М498408

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени государственный
технический университет имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

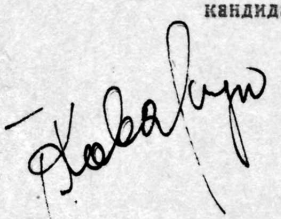
УДК 629.114.6

КОВАЛЬЧУК АНАТОЛИЙ ВАСИЛЬЕВИЧ

СНИЖЕНИЕ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ С ПЕРЕДНИМ, ПОПЕРЕЧНО-РАСПОЛОЖЕННЫМ СИЛОВЫМ АГРЕГАТОМ

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 1991

Работа выполнена на кафедре "Колесные машины" Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени государственного технического университета им. Н.Э.Баумана и в Научно-техническом центре Волжского объединения по производству легковых автомобилей.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Полунгян А.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Вафин Р.К.
кандидат технических наук
Кондрашкин С.И.

Ведущее предприятие - Производственное объединение "ИЖМАШ".

Защита диссертации состоится "17" 02 1992 г. на заседании специализированного Совета К 053.15.10 "Транспортное машиностроение" МГТУ им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, кафедра М

ах, заверенные печатью,

блиотеке МГТУ имени

ЦЫБИН В.С.

МУ98408

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1498408
Ковальчук А.В.Снижение виб

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. При проектировании современных легковых автомобилей одной из главных задач является снижение вибронагруженности и обеспечение достаточной комфортабельности. Вибронагруженность салона легкового автомобиля доставляет дискомфорт водителю и пассажирам. Особенно негативные результаты дают резонансные режимы, в частности, вибрации силового агрегата на опорах под воздействием неровностей дороги в диапазоне частот 1-20 Гц. Вибрации и шум являются причиной не только утомляемости, но и многих заболеваний. Низкие же уровни вибронагруженности позволяют повысить работоспособность и производительность труда водителя, снизить утомляемость пассажиров.

Таким образом, уровень вибронагруженности является одним из показателей, который характеризует комфортабельность, качество, надежность, совершенство конструкции, долговечность и, следовательно, конкурентоспособность легковых автомобилей.

№1498408

Исходя из этого, предельные значения уровней шума и вибрации оговорены в различных нормативных актах стран-импортеров и производителей автомобильной техники, выполнение которых является обязательным требованием для заводов-изготовителей. Ввиду жестких требований, предъявляемых этими нормативными документами к легковым автомобилям, по уровню вибрации и шума возникает проблема снижения вибронагруженности.

Следовательно, разработка эффективных мер по снижению уровней вибронагруженности легкового автомобиля актуальна и относится к одной из важных научно-технических и практических проблем отечественного и зарубежного автомобилестроения и имеет важное народно-хозяйственное значение.

Цель работы. Снижение вибронагруженности легкового автомобиля с передним поперечно-расположенным силовым агрегатом.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- анализ схем подвесок силовых агрегатов;
- оценка влияния некоторых узлов, агрегатов и систем автомобиля на характер колебаний силового агрегата;
- разработка требований, предъявляемых к подвескам силовых агрегатов;
- разработка уточненной методики выбора координат расположения опор ПСА и расчетно-экспериментальной методики определения на ЭВМ инерционных параметров силовых агрегатов;
- анализ конструкций опор подвесок силовых агрегатов;
- разработка методики исследований, выбора собственных характеристик и внутренних параметров гидроопоры;
- оценка влияния внутренних параметров и внешних воздействий на собственные характеристики гидроопоры.

МГТУ им.Н.Э.Баумана

Объект исследования. Объектом исследования являются серийные и перспективные модели опор подвески силового агрегата (ПСА) автомобилей ВАЗ.

Научная новизна. Разработана уточненная методика расчета координат расположения опор ПСА и их характеристик.

Разработана уточненная расчетно-экспериментальной методика определения инерционных параметров силового агрегата.

Создан комплекс требований, предъявляемых к ПСА и их опорам.

Разработана математическая модель и алгоритм определения оси вращения силового агрегата при вынужденных колебаниях.

Создана методика исследований (испытаний) гидроопоры.

Разработана методика выбора собственных характеристик и внутренних параметров гидроопоры.

Практическая ценность. Предложен наилучший вариант ПСА для перспективных переднеприводных автомобилей ВАЗ.

Разработаны эскизные чертежи и изготовлена по ним опытная конструкция гидроопоры, внедренная на опытные образцы автомобилей ВАЗ.

Разработана технология изготовления опытных образцов гидроопоры.

Установлены закономерности влияния внутренних параметров и внешних воздействий на характеристики гидроопоры.

Разработан комплекс оценочных и режимы сравнительных испытаний подвесок поперечно-расположенных силовых агрегатов переднеприводных автомобилей.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на научных семинарах кафедры "Колесные машины" МГТУ им. Н.Э.Баумана (Москва, 1987, 1988, 1989, 1990, 1991 г.г.), научно-практических конференциях Волжского автомобильного завода им. 50-летия СССР (Тольятти, 1986, 1987 г.г.), научно-техническом совете Научно-технического центра Волжского объединения по производству легковых автомобилей (Тольятти, 1989 г.).

Публикации. Содержание диссертации опубликовано в 4 работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы, приложения и содержит 225 страниц, в том числе 144 листа машинописного текста, 142 рисунка, 11 таблиц. Библиография включает 105 наименований, в том числе 37 иностранных.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Исследование проблемы снижения вибронагруженности легкового автомобиля представляет собой задачу, решение которой требует значительных экономических и интеллектуальных затрат. Эффективность решения этой задачи во многом зависит от определения основных источников и оценки их вклада в вызываемую ими вибронагруженность автомобиля. Основными источниками, которые определяют вибрацию и структурный шум легкового автомобиля, являются: неравномерность работы двигателя и трансмиссии; взаимодействие шин с неровностями дороги. Проблеме исследования вибронагруженности легкового автомобиля посвящено большое количество работ как в нашей стране так и за рубежом. Среди них следует отметить работы таких ученых как Анкиновича Г.Г., Бочарова Н.Ф., Григорьева Е.А., Кондрашкина С.И., Контанистова С.П., Латышева В.С., Полунгяна А.А., Семенова В.М., Стержанова В.П., Стрементарева В.П., Тольского В.Е., Хачатурова А.А., Шуплякова В.С., Яценко Н.Н. и других.

Основное внимание в работах этих авторов уделяется вопросам теоретического и экспериментального исследования механизма образования вибрации и шума, разработке путей и способов снижения вибраций отдельных источников и автомобиля в целом. Уменьшение интенсивности колебаний отдельных источников может быть достигнуто следующими способами: снижением виброактивности источника; внутренней виброзащитой; динамическим гашением колебаний; виброизоляцией.

Большинство авторов в своих работах доказывают необходимость снижения в первую очередь уровня вибраций и шума силового агрегата, как основного источника вибронагруженности автомобиля.

Уменьшить динамические воздействия силового агрегата, передаваемые кузову автомобиля, позволяет виброизоляция. Виброизоляция как способ снижения вибронагруженности автомобиля, вызванной работающим двигателем, конструктивно может быть выполнена в виде виброизоляторов опор ПСА и соответствующим выбором жесткости кузова. Существенное влияние на снижение вибронагруженности оказывает изменение параметров виброизоляторов и схемы ПСА автомобиля, а также координаты расположения опор силового агрегата (СА).

Для более эффективного снижения вибронагруженности автомобиля опорами ПСА, конструкции последних усовершенствуют, а также используют принцип разделения функций, выполняемых опорами. Примером такого усовершенствования конструкции является применение для ПСА гидравлических опор, которые наиболее полно удовлетворяют противоречивым требованиям, предъявляемым к опорам. Однако исследование гидроопоры как способа виброизоляции силового агрегата и кузова автомобиля в отечественной литературе отсутствует, хотя

известны работы зарубежных авторов Бернучона М., Коркорана П.Е., Ле Сальвера Р., Музечука Р.А., Рензо М.Б., Ривина Е.Т. и других.

В данной работе рассмотрено снижение вибронагруженности легкового автомобиля путем виброизоляции работающего силового агрегата при помощи варьирования и выбора параметров подвески силового агрегата. Эффективность виброизоляции СА оценивалась величиной виброускорений узлов и агрегатов легкового автомобиля, которые по опыту ВАЗа должны иметь следующие значения:

а) - уровень виброускорений, передаваемый от силового агрегата на кузов в диапазоне частоты вращения двигателя 600-1000 $мин^{-1}$, должен быть:
- на панели пола кузова в вертикальном направлении в зоне под ногами водителя и правого заднего пассажира не более 0,15 $м/сек^2$;
- в геометрическом центре панели левой передней двери в направлении поперечной оси автомобиля - не более 0,35 $м/сек^2$;

б) - величина виброускорений, при работе двигателя на холостом ходу в диапазоне частоты вращения 600-1000 $мин^{-1}$, на органах управления должна быть:
- на рулевом колесе в вертикальном направлении не более 1,0 $м/сек^2$ и не должно возникать резонансов колебаний при движении автомобиля по асфальтовому покрытию со скоростью от 60 км/ч до максимальной скорости автомобиля;
- на рычаге переключения передач в горизонтальной плоскости должно быть не более 2,0 $м/сек^2$.

Чтобы достичь снижения вибронагруженности на холостом ходу двигателя и при движении легкового автомобиля до величин виброускорений, изложенных выше, рассмотрим математическую зависимость жесткостей опор ПСА по различным координатным осям при пространственных колебаниях силового агрегата, из которой очевидна неоднозначная связь между линейно-поворотными $C^i_{x\alpha}$, ..., $C^i_{z\beta}$, и угловыми $C^i_{\alpha\alpha}$, ..., $C^i_{\beta\gamma}$ жесткостями и координатами x_i, y_i, z_i расположения опор ПСА.

Связь линейных жесткостей с углами наклона опор:

$$C^i_{xx}=\cos^2\beta^c_i(C_x\cos^2\gamma^c_i+C_y\sin^2\gamma^c_i)+C_z\sin^2\beta^c_i;$$

$$C^i_{xy}=(C_x\cos^2\gamma^c_i+C_y\sin^2\gamma^c_i-C_z)\cdot\sin\alpha^c_i\cdot\sin\beta^c_i\cdot\cos\beta^c_i+$$
$$+(C_x-C_y)\cdot\cos\alpha^c_i\cdot\cos\beta^c_i\cdot\cos\gamma^c_i\cdot\sin\gamma^c_i;$$

$$C^i_{xz}=(C_z-C_x\cos^2\gamma^c_i-C_y\sin^2\gamma^c_i)\cdot\cos\alpha^c_i\cdot\cos\beta^c_i\cdot\sin\beta^c_i+$$
$$+(C_x-C_y)\cdot\cos\beta^c_i\cdot\cos\gamma^c_i\cdot\sin\alpha^c_i\cdot\sin\gamma^c_i;$$

$$C^i_{yy}=\sin^2\alpha^c_i\cdot\sin^2\beta^c_i(C_x\cos^2\gamma^c_i+C_y\sin^2\gamma^c_i)+\cos^2\alpha^c_i(C_y\sin^2\gamma^c_i+C_y\cos^2\gamma^c_i)+$$
$$+C_z\sin^2\alpha^c_i\cdot\cos^2\beta^c_i+2(C_x-C_y)\cdot\sin\alpha^c_i\cdot\sin\beta^c_i\cdot\sin\gamma^c_i\cdot\cos\alpha^c_i\cdot\cos\gamma^c_i;$$

$$C^i_{yz}=\sin\alpha^c_i\cdot\cos\alpha^c_i[C_x\sin^2\gamma^c_i+C_y\cos^2\alpha^c_i-(C_x\cos^2\gamma^c_i+C_y\sin^2\gamma^c_i)\cdot\sin^2\beta^c_i-$$
$$-C_z\cos^2\beta^c_i]+(C_x-C_y)(\sin^2\alpha^c_i-\cos^2\alpha^c_i)\cdot\sin\beta^c_i\cdot\sin\gamma^c_i\cdot\cos\gamma^c_i;$$

$$C^i_{zz}=\cos^2\alpha^c_i\cdot\sin^2\beta^c_i(C_x\cos^2\gamma^c_i+C_y\sin^2\gamma^c_i)+\sin^2\alpha^c_i(C_x\sin^2\gamma^c_i+C_y\cos^2\gamma^c_i)+$$
$$+C_z\cos^2\alpha^c_i\cdot\cos^2\beta^c_i+2(C_y-C_x)\cdot\sin\alpha^c_i\cdot\sin\beta^c_i\cdot\sin\gamma^c_i\cdot\cos\alpha^c_i\cdot\cos\gamma^c_i.$$

Связь линейно-поворотных и угловых жесткостей с координатами расположения опор: (I)

$$C^i_{x\alpha}=y_i C^i_{xz}-z_i C^i_{xy};\qquad C^i_{x\beta}=z_i C^i_{xx}-x_i C^i_{xz};$$

$$C^i_{x\gamma}=x_i C^i_{xy}-y_i C^i_{xx};\qquad C^i_{y\alpha}=y_i C^i_{yz}-z_i C^i_{yy};$$

$$C^i_{y\beta}=z_i C^i_{xy}-x_i C^i_{yz};\qquad C^i_{y\gamma}=x_i C^i_{yy}-y_i C^i_{xy};$$

$$C^i_{z\alpha}=y_i C^i_{zz}-z_i C^i_{yz};\qquad C^i_{z\beta}=z_i C^i_{xz}-x_i C^i_{zz};$$

$$C^i_{z\gamma}=x_i C^i_{yz}-y_i C^i_{xz};$$

$$C^i_{\alpha\alpha}=z_i^2 C^i_{yy}+y_i^2 C^i_{zz}-2y_i z_i C^i_{yz};$$

$$C^i_{\beta\beta}=z_i^2 C^i_{xx}+x_i^2 C^i_{zz}-2x_i z_i C^i_{xz};$$

$$C^i_{\gamma\gamma}=y_i^2 C^i_{xx}+x_i^2 C^i_{yy}-2x_i y_i C^i_{xy};$$

$$C^i_{\alpha\beta}=x_i z_i C^i_{yz}+y_i z_i C^i_{xz}-x_i y_i C^i_{zz}-z_i^2 C^i_{xy};$$

$$C^i_{\alpha\gamma}=x_i y_i C^i_{yz}+y_i z_i C^i_{xy}-x_i z_i C^i_{yy}-y_i^2 C^i_{xz};$$

$$C^i_{\beta\gamma}=x_i y_i C^i_{xz}+x_i z_i C^i_{xy}-y_i z_i C^i_{xx}-x_i^2 C^i_{yz}.$$

Из установленных зависимостей между координатами, углами расположения опор и матрицей жесткости подвески (I) видно, что процесс выбора параметров ПСА достаточно сложен. Поэтому предлагается методику расчета параметров опор СА переднеприводного автомобиля уточнить, расчленив на две задачи: - выбор координат расположения опор ПСА и выбор характеристик опор (гидроопор).

Выбор координат расположения опор ПСА проводится из условия обеспечения несовпадения собственных частот узлов и агрегатов автомобиля с собственной частотой силового агрегата и минимальной связанности колебаний, что достигается учетом требований симметрии подвески и равномерности распределения массы СА на опоры. Желательно, чтобы плоскость опор СА проходила через центр масс последнего.

При анализе схем и координат расположения опор ПСА переднеприводных реальных автомобилей с поперечным расположением двигателя явно просматривается их разнообразие, что вызвано, скорее всего, недостаточной

теоретической проработкой и отсутствием в период разработки этих автомобилей практического опыта проектирования таких ПСА.

Однако, при внимательном изучении этих схем явно просматривается тенденция по времени упорядочения точек расположения опор, причем одни опоры располагаются на какой-то линии, а другая (-ие) - в определенном месте относительно этой линии. Значит, предположительно, существует какая-то ось, направление которой в пространстве необходимо определить, чтобы затем координаты опор ПСА задавать относительно этой найденной оси.

Предположим, что этой осью является ось опрокидывающего момента. Совершенно очевидно, что при крутильных колебаниях силового агрегата вокруг оси опрокидывающего момента, на самой оси амплитуда колебаний теоретически равна нулю. Поэтому, исходя из принципа разделения функций опор, предлагается при выборе координат расположения опор одну (две) из несущих опор, предназначенных для восприятия статической и динамической нагрузки силового агрегата и гашения вертикальных линейных колебаний, располагать на оси опрокидывающего момента, совпадающей по направлению с вектором кинетического момента. Остальные опоры - в плоскости перпендикулярной к этой оси вращения, так как согласно теоремы об изменении кинетического момента для системы: пара сил реактивного (опрокидывающего) момента лежит в плоскости перпендикулярно направлению вектора кинетического момента. Эти же остальные опоры СА, в основном, воспринимают реактивный момент работающего двигателя.

Угол между осью, параллельной оси коленчатого вала двигателя и проходящей через центр масс СА (линия OF), и вектором ускорений $\vec{\varepsilon}$ определяем из выражения:

$$\mu = \arccos\frac{OF}{\vec{\varepsilon}} = \arccos\frac{\ddot{\varphi}_Y \cdot \sin\gamma + \ddot{\varphi}_Z \cdot \cos\gamma}{\vec{\varepsilon}};$$

$$\mu = \arccos\left[\frac{\frac{\sin^2\gamma}{J_Y} + \frac{\cos^2\gamma}{J_Z}}{\sqrt{\frac{\sin^2\gamma}{J_Y^2} + \frac{\cos^2\gamma}{J_Z^2}}}\right]. \qquad (2)$$

Уравнение (2) однозначно устанавливает направление вектора кинетического момента и показывает, что положение вектора зависит только от направления главных осей инерции (угла γ) относительно оси коленчатого вала и моментов инерции силового агрегата Jy и Jz.

Для определения инерционных параметров силового агрегата - массы и моментов инерции Jx, Jy, Jz, в настоящее время все более широко применяют расчетно - экспериментальные методы, при которых в качестве исходных данных используются результаты экспериментов. Резонансный способ основан на определении неизвестных массы и тензора инерции динамической модели силового

агрегата, для которого экспериментально определены его собственные частоты и формы колебаний.

Задача определения инерционных параметров СА решалась методом идентификации, исходя из анализа частотного определителя динамической системы.

Сущность метода идентификации заключается в переборе (в пределах заданных ограничений) инерционных и геометрических параметров динамической системы. Из каждого набора инерционных параметров образуется частотный определитель, собственные частоты которого сопоставляются с частотами, полученными экспериментально. Лучшим является тот набор параметров, который дает минимальную разность (невязку) Δ между расчетными ω_{Pj} и экспериментальными $\omega_{Эj}$ значениями собственных частот

$$\left|\omega_{Pj} - \omega_{Эj}\right| < \Delta, \tag{3}$$

где: j = 1, 2, ..., 6.

Расчетные значения собственных частот ω_{Pj} определяем при решении частотного определителя вида:

$$\left|C - M \cdot \omega_{Pj}^2\right| = 0, \tag{4}$$

где: С - матрица жесткости;

М - матрица моментов инерции;

ω_{Pj} - собственная частота системы.

Решая задачу снижения вибронагруженности легкового автомобиля от работающего силового агрегата при помощи выбора параметров подвески последнего, были рассмотрены характеристики опор. Для опор силового агрегата учитывались два критерия их характеристик: угол потерь или демпфирование и динамическая жесткость, которые в различных частотных диапазонах колебаний должны удовлетворять противоречивым требованиям согласно таблицы 1.

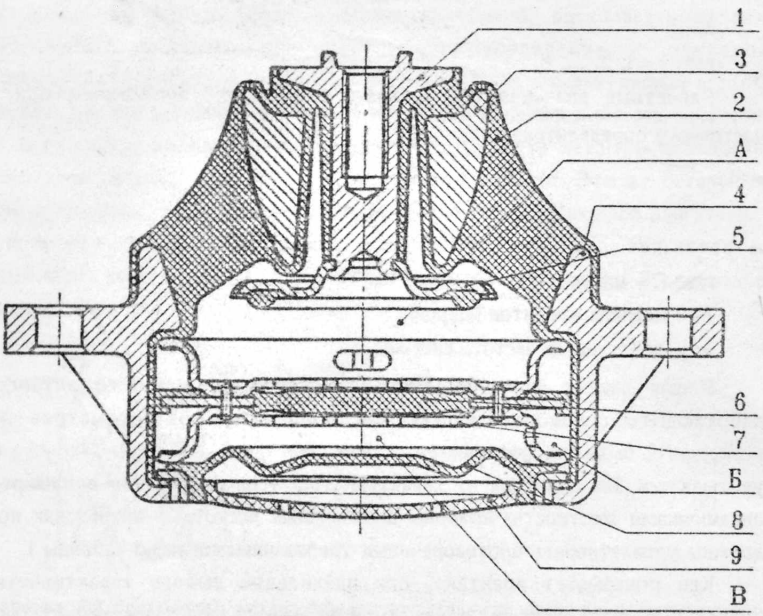
Как показывает практика, при правильном выборе характеристик опор подвески удается достичь приемлемой виброизоляции работающего двигателя. Однако не все типы и конструкции опор обладают достаточной возможностью необходимого варьирования их характеристиками.

Исходя из анализа опор ПСА, этим противоречивым требованиям, предъявляемым к опоре ПСА наиболее полно удовлетворяет гидроопора с

Таблица 1.

№№ ПП	Параметры опоры ПСА / Колебания	Коэффициент жесткости	Коэффициент сопротивления (демпфирования)
1.	Низкочастотные, до 20 Гц, амплитуда 0,3 - 15 мм	max (твердая опора), большая жесткость	max (сильное демпфирование)
2.	Высокочастотные (акустические), от 20 до 200 Гц, амплитуда 0,05 - 0,15 мм	min (мягкая опора), малая жесткость	min (слабое демпфирование)

разделителем и дополнительной массой (рис.1).



1 - втулка; 2 - упругий элемент; 3 - вставка; 4 - обойма;
5 - отбойник; 6 - мембрана; 7 - пластины дросселя; 8 - сильфон;
9 - защитная крышка; А, В - верхняя и нижняя камеры;
Б - улиткообразный кольцевой канал.

Рис.1. Гидроопора подвески силового агрегата автомобиля ВАЗ-2110

В низкочастотном до 20 Гц диапазоне колебаний сильное демпфирование обеспечивается гидродемпфированием, которое происходит благодаря сопротивлению, образующемуся при прохождении вязкой жидкости через улиткообразный кольцевой канал Б из верхней А в нижнюю В камеру при больших (0,3 - 15 мм) амплитудах колебаний.

Масса вязкой жидкости, которой заполняют внутренний объем гидроопоры состоит из 98% пропиленгликоля и 2% антикоррозионной присадки. Иногда, для снижения вязкости применяется смесь из пропиленгликоля, этиленгликоля и антикоррозионной присадки. Например, внутренние полости гидроопоры ВАЗ-2110 заполняют пропандиолом 1,2 по ТУ 6.01.929-79 и 1% антикоррозионной присадки.

В гидроопоре такой конструкции с помощью мембраны 6 удается разъединить процесс демпфирования при высокочастотных колебаниях и избежать повышения динамической жесткости. Большего снижения динамической жесткости в высокочастотном диапазоне колебаний можно достичь, используя колебательную систему, образованную массой вязкой жидкости и дополнительной массой 3, привулканизированной к упругому элементу 2.

Характеристики гидроопоры (рис.2), определенные экспериментальными исследованиями, наглядно свидетельствуют о вышеизложенном принципе работы гидроопоры в разных частотных диапазонах и о удовлетворении ею противоречивых требований, предъявляемых к опорам.

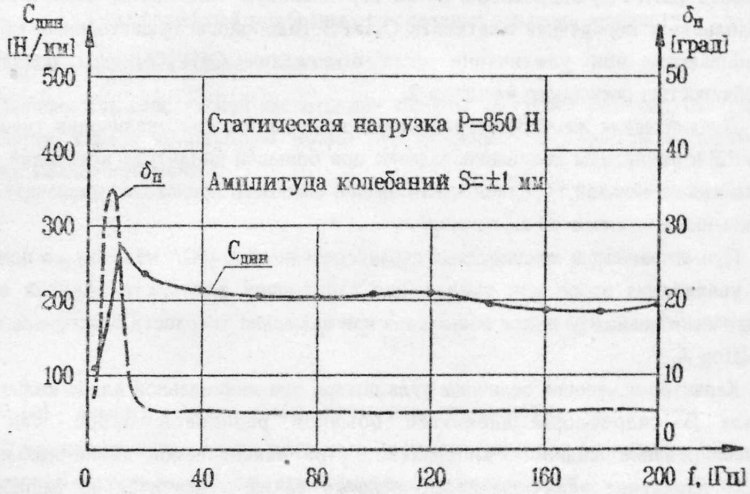


Рис.2. Характеристики динамической жесткости и угла потерь гидроопоры ВАЗ-2110

Существенное влияние на собственные характеристики гидроопоры оказывают ее внутренние параметры:

- геометрические размеры;
- длина кольцевого канала;
- диаметр и форма поперечного сечения кольцевого канала;
- твердость и геометрическое положение угла основного упругого резинового элемента;
- наличие вязкой жидкости и ее показатели.

Динамическая жесткость гидроопоры в зависимости от длины кольцевого канала при амплитудах колебаний 0,5 мм и 0,1 мм изменяется незначительно от частоты колебаний, однако имеет ярко выраженное максимальное значение при 7-8 Гц. Увеличение длины или диаметра кольцевого канала приводит к небольшому увеличению максимальной динамической жесткости. Причем чем выше амплитуда колебаний, тем больше величина максимальной динамической жесткости.

На характеристики жесткости гидроопоры существенное влияние оказывает конструкция резинового несущего элемента 2 (рис.1) и его угловое положение, которые определяются исходя из требований не только гидравлики, но и статической жесткости резинового элемента по трем координатным осям XYZ, наибольшей величиной прогиба, статической и динамической нагрузками.

Влияние углового положения основного несущего упругого резинового элемента (ОНУРЭ) гидроопоры на ее вертикальную жесткость, незначительно. Продольная и поперечная жесткости ОНУРЭ гидроопоры существенным образом уменьшаются при увеличении угла положения ОНУРЭ, что связано с устойчивостью резинового элемента 2.

Динамическая жесткость гидроопоры повышается при увеличении твердости ОНУРЭ и амплитуды колебаний. Однако при большой амплитуде колебаний (s= ± 4,0 мм) из-за сильной турбулентности вязкой жидкости происходит незначительное увеличение динамической жесткости.

При оптимизации жесткостных характеристик опор ПСА необходимо помнить, что увеличение вдвое или уменьшения наполовину жесткости упругой опоры практически возможно путем повышения или снижения твердости эластомера на 20 ед., Шор А.

Характер изменения величины угла потерь при минимальной длине кольцевого канала Б гидроопоры адекватен обычной резиновой опоре, так как дросселирование жидкости минимальное. При максимальной длине кольцевого канала изменение величины демпфирования также незначительно зависит от частоты колебаний, за исключением ярко выраженного резонанса при f=6-8 Гц (рис.2).

Увеличение длины и поперечного сечения кольцевого канала Б гидроопоры приводит к значительному увеличению максимального угла потерь, который тем больше, чем больше амплитуда колебаний из-за изменения массы вязкой жидкости в кольцевом канале.

Величина демпфирования гидроопоры незначительно повышается при увеличении твердости ОНУРЭ независимо от амплитуды колебаний. Угол потерь гидроопоры имеет ярко выраженное максимальное значение при частоте колебаний 5-8 Гц, на которую настроена эта гидроопора.

Влияние на резонансную частоту геометрических параметров гидроопоры исследовано на реальном физическом образце. Длина кольцевого канала Б обратно пропорционально влияет на частотный спектр гидроопоры согласно уравнения:

$$f^2 = \frac{S_{\text{д}}}{\rho \cdot L_{\text{д}} \cdot \frac{1}{c_{\text{в}}}} \sim \frac{1}{L_{\text{д}}}, \qquad (5)$$

где: S $\left[\text{м}^2\right]$ - площадь поперечного сечения трубы кольцевого канала гидроопоры;

$\rho\left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}\right]$ - плотность вязкой жидкости;

$\frac{1}{C_{\text{В}}}\left[\frac{\text{м}^5}{\text{Н}}\right]$ - увеличение объема верхней камеры гидроопоры, обусловленное разбуханием ОНУРЭ, перемещением пластин дросселя и деформацией мембраны от изменения давления жидкости;

$L_{\text{Д}}$[м] - длина кольцевого канала.

Зависимость собственной частоты при которой наступает резонанс давления в кольцевом канале гидроопоры прямо пропорциональна площади поперечного сечения кольцевого канала:

$$f^2 = \frac{\pi \cdot D_{\text{д}}^2}{4 \cdot \rho \cdot L_{\text{д}} \cdot \frac{1}{c_{\text{в}}}} \sim D_{\text{д}}^2, \qquad (6)$$

где: $D_{\text{д}}$[м] - диаметр сечения кольцевого канала гидроопоры.

С увеличением твердости основного несущего упругого резинового элемента собственная частота гидроопоры пропорционально поднимается.

Кроме внутренних конструктивных параметров гидроопоры, существенное влияние на ее выходных характеристик оказывают внешние фактора: амплитуда и частота колебаний (возмущений) со стороны работающего двигателя; предварительная статическая нагрузка, приложенная к гидроопоре от массы силового агрегата.

Сравнение эффективности различных вариантов параметров опор подвесок силовых агрегатов, влияющих на уровень вибронагруженности автомобиля, проводилось экспериментальными исследованиями, которые проводились как на стендах, так и в дорожных условиях.

Каждый из вариантов параметров опор подвески силового агрегата оценивался по ряду показателей:

- уровень вибраций на холостом ходу и при движении;
- внутренний шум;
- самовыключение передач;
- увод автомобиля при резком трогании.

Для определения влияния характеристик гидроопоры на снижение вибронагруженности легкового автомобиля испытывался один и тот же автомобиль с двумя вариантами несущей опоры силового агрегата - с обычной резиновой опорой и с гидроопорой.

Уровень виброускорений геометрического центра наружной панели передней двери в наиболее интересующем нас низкочастотном диапазоне 4-8 Гц снизился в 3,5 раза с 0,28 до 0,08 м/сек^2, а пола кузова под ногами водителя в 3,8 раза с 0,135 до 0,035 м/сек^2.

Измеренные уровни виброускорений деталей и узлов кузова автомобиля свидетельствуют о существенных преимуществах ПСА с гидроопорой практически во всем частотном диапазоне колебаний.

Максимальный уровень внутреннего шума автомобиля с ПСА с гидроопорой составил 78 дБА, что на 1-3 дБА ниже, чем с ПСА обычной.

Для оценки влияния координат расположения опор ПСА и их характеристик на уровень вибронагруженности были испытаны серийный автомобиль ВАЗ-2108 со штатными координатами расположения опор и опытный образец автомобиля ВАЗ-2110 с наилучшим вариантом расположения опор ПСА.

Проведенные исследования показали, что вибрационная нагруженность кузова и органов управления автомобиля ВАЗ-2110 на оборотах холостого хода и при эксплуатационных режимах оказалась, в основном, ниже автомобиля ВАЗ-2108 на 10-60% (рис.3).

Уровень внутреннего шума в салоне экспериментального образца автомобиля ВАЗ-2110 на холостом ходу и эксплуатационных режимах оказался незначительно ниже, чем у серийного автомобиля ВАЗ-2108 (рис.4), что можно объяснить недостаточной шумоизоляцией опытного образца.

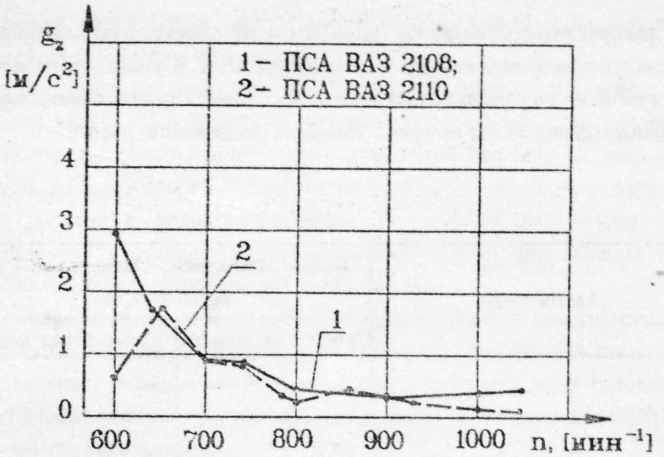


Рис.3. Уровень вибраций рулевого колеса ВАЗ-2110 на холостом ходу

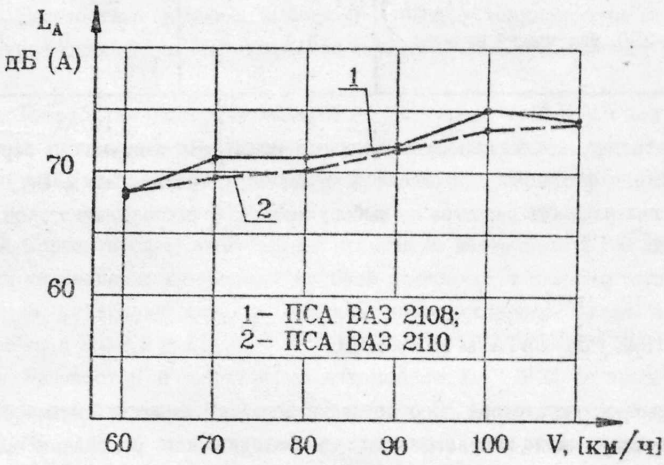


Рис.4. Уровень внутреннего шума в салоне кузова ВАЗ-2110 при движении на 4-ой передаче

Склонность к самовыключению передач автомобиля ВАЗ-2110 ниже, чем автомобиля ВАЗ-2108 (таблица 2). Образец автомобиля ВАЗ-2110 с наилучшим вариантом параметров ПСА имеет хорошие результаты по самовыключению передач в сравнении с исходным вариантом, что можно объяснить более

правильным распределением нагрузок на опоры и их соответсвующим прогибом. Причем самовыключение передач удалось смоделировать в довольно редком для эксплуатации режиме при резонансных колебаниях рычага переключения передач, вызванных пробуксовкой колес во время движения по неровной дороге.

Таблица 2.

№ п.п.	Автомобиль	Количество самовыключений за 1 цикл испытаний, [шт.]	
		"короткая волна"	"бельгийская мостовая"
1	ВАЗ-2108	5-7	1-2
2	ВАЗ-2110, исходный вариант	4-6	1-2
3	ВАЗ-2110, наилучший вариант	3-4	0-1

Таким образом, сравнительные оценочные испытания наилучшего варианта ПСА ВАЗ-2110 с исходным вариантом и с серийным автомобилем ВАЗ-2108 подтвердили правильность расчетов по выбору координат расположения опор и их характеристик.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. При выборе параметров опор подвески силового агрегата динамическую модель последнего как твердого тела на неподвижном основании можно использовать без учета связей трансмиссии, системы выпуска и несущего кузова (ошибка при этом 5-7%).

2. Координаты расположения опор ПСА выбраны исходя из принципа разделения функций опор - несущие опоры воспринимают динамическую вертикальную нагрузку силового агрегата, а другие - реактивный момент. Несущие опоры силового агрегата расположены на оси, проходящей через центр масс силового агрегата и совпадающей по направлению с вектором кинетического момента относительно последнего. Другие опоры находятся в плоскости,

проходящей через центр масс СА, перпендикулярной оси, совпадающей по направлению с вектором кинетического момента.

3. На основе анализа схем ПСА реальных автомобилей созданы требования, предъявляемые к ПСА и опорам подвески поперечно-расположенного силового агрегата переднеприводного легкового автомобиля. Выполнение данных требований позволило до 5 раз сократить затраты на проведение доводочных работ по ПСА.

4. На этапе доводочных работ по выбору параметров опор ПСА рекомендуется расчетно-экспериментальный способ определения инерционных данных силового агрегата, дающий 8-10% ошибку.

5. Разработан аналитический способ определения в пространстве положения оси вращения СА при вынужденных колебаниях, совпадающей по напрзвлению с вектором кинетического момента относительно центра масс силового агрегата. Данный способ определения оси вращения силового агрегата дает 12% ошибку по сравненню с экспериментом.

6. Разработана методика испытаний гидроопор, позволяющая сократить время исследований последней в 6-7 раз.

7. Проведена оценка влияния внутренних параметров и внешних воздействий на собственные характеристики гидроопоры.

8. Разработана методика выбора собственных характеристик и внутренних параметров гидроопоры, что позволило сократить объем доводочных работ в 6-8 раз.

9. Разработан комплекс оценочных и режимы сравнительных испытаний подвесок поперечно-расположенных силовых агрегатов переднеприводных автомобилей, позволяющий оценить вибродемпфирующие возможности различных ПСА.

10. Спроектирован, изготовлен и испытан на автомобиле ВАЗ- 2110 опытный образец гидроопоры, применение которой позволило в низкочастотном 6-10 Гц диапазоне колебаний снизить уровень виброускорений узлов и агрегатов автомобиля в 3,0-3,8 раз.

11. Разработан и испытан на автомобиле ВАЗ-2110 наилучший вариант координат расположения и характеристик опор ПСА, что позволило на оборотах холостого хода и эксплуатационных режимах двигателя снизить уровень виброускорений узлов и агрегатов автомобиля на 10-60%.

По материалам диссертации опубликованы работы:

1. Ковальчук А.В. Гидравлическая опора подвески двигателя легкового автомобиля //Научно-технические достижения и передовой опыт в автомобилестроении: Информ. сб./ НИИстандартавтосельхозмаш. -М., 1991. -N 1. -С.3-4.

2. Ковальчук А.В. Влияние внешних воздействий на собственные характеристики гидроопоры подвески силового агрегата автомобиля //Научно-технические достижения и передовой опыт в автомобилестроении: Информ. сб./ НИИстандартавтосельхозмаш. -М., 1991. -N 3. С.2-3.

3. Ковальчук А.В. Транспортное средство. А.з.4479987/11 (131489) от 02.09.88 г., п.р. ВНИИГПЭ от 18.04.90 г.

4. Ковальчук А.В. Транспортное средство. А.з.4483980/11 (135699) от 9.09.88 г., п.р. ВНИИГПЭ от 18.04.90 г.

Подписано к печати 10.12.91 г. Заказ N 17234.

Объем 1 п.л. Тираж 100 экз. Отпечатано на ротапринте НТЦ УПА ОНТД АвтоВАЗ, г.Тольятти. Бесплатно.