

4308637

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

РЕЗВЯКОВ Евгений Михайлович

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРНОГО ШУМА И ВИБРАЦИЙ ЛЕГКОВОГО
АВТОМОБИЛЯ, ВЫЗЫВАЕМЫХ РАБОТОЙ ДВИГАТЕЛЯ

(Специальность 05.05.03 – Автомобили и тракторы)

Диссертация написана на русском языке

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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

На правах рукописи

РЕЗВЯКОВ Евгений Михайлович

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРНОГО ШУМА И ВИБРАЦИЙ ЛЕГКОВОГО
АВТОМОБИЛЯ, ВЫЗЫВАЕМЫХ РАБОТОЙ ДВИГАТЕЛЯ

(Специальность 05.05.03 – Автомобили и тракторы)

Диссертация написана на русском языке

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Работа выполнена в Центральном ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательском автомобильном и автомоторном институте (НАМИ).

Научный руководитель - кандидат технических наук
старший научный сотрудник
Тольский В.Е.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Осепчугов В.В.
кандидат технических наук Анкинович Г.Г.

Ведущее предприятие - Московский автозавод им. Ленинского комсомола (АЗЛК).

Защита диссертации состоится "3" октября 1977 г.
на заседании специализированного Совета К-33/10 "Транспортное машиностроение" Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища им. Н.Э.Баумана по адресу: г. Москва, 107005, 2-я Бауманская ул., дом 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан "_____" _____ 1977 г.

Ученый секретарь Совета
К.Т.Н. доцент

Колобов Л.Н.

Л - 89635. Подл.к печ. 17.06.1977 г.

Заказ 1132

Тип. МВТУ

Объем I п.л. Тираж 100

ОУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

М В Т У
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

Актуальность проблемы. Борьба с вибрацией и шумом является одной из сложных проблем автомобилестроения. Исследования, направленные на решение данной проблемы приобретают в настоящее время особую актуальность и характеризуют новый качественный этап в развитии отечественной автомобильной промышленности.

Данная диссертационная работа посвящена исследованию и разработке рекомендаций по снижению внутреннего шума и вибраций отечественных легковых автомобилей особо малого и малого классов, внутренний шум которых достигает в ряде случаев 85 дБ(А). Опыт показывает, что повышенные уровни внутреннего шума и вибраций автомобилей данного класса, как правило, обусловлены работой двигателя. В связи с этим, основной задачей исследования явилось рассмотрение процессов возникновения и распространения вибраций и шума в колебательной системе "силовой агрегат-подвеска-кузов".

Цель работы. Разработка теоретических и экспериментальных методов исследования вибраций и структурного шума в кузове легкового автомобиля, вызываемых работой двигателя. Разработка практических рекомендаций по снижению повышенных уровней шума и вибраций отечественных легковых автомобилей особо малого и малого классов.

Методика выполнения работы. На базе импедансного метода анализа сложных колебательных систем в работе рассмотрены процессы возникновения и распространения шума и вибраций по конструкции автомобиля. Исследованы процессы шумообразования в кузове, обусловленные действием динамических сил, передаваемых со стороны двигателя.

Объект исследования. В качестве объекта исследования выбраны легковые автомобили особо малого и малого классов ЗАЗ-966, ЗАЗ-968, "Москвич-412".

Научная новизна работы состоит в том, что анализ процессов распространения и возникновения шума и вибраций в колебательной системе автомобиля "силовой агрегат-подвеска-кузов" выполнен на основе импедансных представлений. Это позволило подойти к решению вопроса о влиянии импедансных и виброакусти-

ческих характеристик силового агрегата, его подвески и кузова на уровне шума и вибраций в автомобиле, а также к выбору характеристик рассмотренной колебательной системы, позволяющих получить минимальные уровни шума и вибраций автомобиля. В работе предложен коэффициент виброакустической возбудимости кузова, определяющий связь между динамическими силами, действующими на кузов со стороны двигателя и возникающим при этом шумом. В процессе исследований разработаны методики экспериментальной оценки импедансных и виброакустических характеристик узлов и агрегатов автомобиля.

Практическая ценность работы заключается в том, что она дает возможность аналитического и экспериментального определения уровней шума и вибраций в кузове легкового автомобиля, вызываемых работой двигателя. В работе исследованы методы воздействия на импедансные и виброакустические характеристики силового агрегата, его подвески и кузова. На этой основе разработаны практические рекомендации по снижению уровней шума и вибраций легковых автомобилей.

Реализация работы в промышленности. Результаты работы по снижению шума и вибраций автомобилей ЗАЗ-966, ЗАЗ-968 и "Москвич-412" внедрены на автомобильных заводах "Коммунар" (1974г) и АЗЛК (1976г).

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались и обсуждались на научно-технических семинарах "Проблема шума и вибраций автомобилей и тракторов" (1970 г.) и "Уменьшение шума автомобилей" (1974 г.) в НАМИ. На Всесоюзном научно-техническом совещании "Результаты исследований и опыт работы по проблемам уменьшения шума и вибраций автомобилей" в Москве в 1971 г. На научно-исследовательских конференциях в МАДИ (1972 г.), НАМИ (1973, 1974 гг.), ЦНИДИ (1974 г.). На симпозиуме специалистов ПНР и СССР по теме: "Разработка мероприятий по уменьшению шума и вибраций автомобилей" (Варшава, 1976г).

По результатам выполненных исследований опубликовано 6 работ.

Объем работы. Диссертация изложена на 146 страницах, содержит 89 иллюстраций и список использованной литературы в количестве 117 наименований.

Вопросам исследования акустического излучения, создаваемого основными агрегатами автомобиля уделяется много внимания. Известны работы Луканина В.Н., Кошкина В.Е., Старобинского Р.Н. и др., посвященные изучению закономерностей образования шума, излучаемого системами впуска и выпуска двигателей, картерными деталями двигателей, вентиляторами системы охлаждения, коробками передач и т.д.

Успехи в области снижения шума, излучаемого основными узлами и агрегатами автомобиля привели к тому, что на большинстве легковых автомобилей особо малого и малого классов доминирующее влияние на общие уровни внутреннего шума оказывает структурный шум кузова, обусловленный вибрацией его панелей.

Работы, посвященные комплексным исследованиям структурного шума и вибраций легковых автомобилей выполнены Анкиновичем Г.Г., Гудцовым В.Н., Сержановым В.П., Тарасовым А.Я. Из зарубежных исследований известны работы Kurz K., Gillard P., Lemiere B. и др. Исследованиям вибрационных характеристик системы "силовой агрегат-трансмиссия" посвящены работы Лукина П.П., Серебрякова В.В. и др. Исследования низкочастотных колебаний силового агрегата на упругой подвеске отражены в работах Тольского Р.Е., Корчемного Л.В. и др.

Анализ выполненных работ показывает, что одним из основных источников структурного шума и звуковых вибраций кузова легкового автомобиля является силовой агрегат, причем, взаимодействие силового агрегата и кузова оказывает решающее влияние на формирование вибрационного и звукового поля в салоне автомобиля. Таким образом, представляет интерес совместное рассмотрение процессов вибро- и шумообразования в колебательной системе "силовой агрегат-подвеска-кузов" и разработка теоретически обоснованных методов борьбы с шумом и вибрацией автомобилей, вызываемых работой двигателя.

В последние годы для анализа сложных колебательных систем все более широко начинает использоваться метод механических импедансов (сопротивлений), который позволяет упростить математический аппарат теории колебаний и раскрыть физическую сущность

исследуемого явления. Метод механических импедансов основан на применении хорошо развитых методов расчета и анализа электрических цепей к механическим системам на основе общности их дифференциальных уравнений. В работах Никифорова А.С., Попкова В.И., Тузова Л.В. и др. показано, что данный метод хорошо зарекомендовал себя при исследованиях таких сложных систем, как судовые корпуса, судовые двигатели внутреннего сгорания.

Из анализа предшествующих исследований и требований промышленности к повышению качества и конкурентоспособности отечественных легковых автомобилей, в работе были поставлены следующие задачи исследования:

- разработка инженерного метода расчета вибраций и структурного шума в кузове легкового автомобиля, вызываемых работой двигателя;

- разработка метода экспериментального исследования импедансных и виброакустических характеристик силового агрегата, его подвески и кузова легкового автомобиля;

- выявление функциональной связи между уровнем звукового давления в салоне легкового автомобиля и динамическими силами, действующими на кузов со стороны силового агрегата;

- анализ импедансных и виброакустических характеристик силового агрегата, его подвески и кузова;

- исследование влияния вибропоглощающих материалов на вибрацию и шум в кузове, вызываемых работой двигателя;

- разработка практических мероприятий, направленных на уменьшение вибраций и шума легковых автомобилей особо малого и малого классов.

РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА ВИБРАЦИИ И СТРУКТУРНОГО ШУМА В КУЗОВЕ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ, ВЫЗЫВАЕМЫХ РАБОТОЙ ДВИГАТЕЛЯ

Количественное и качественное описание процессов возникновения и передачи вибраций в механических системах может быть осуществлено с помощью импедансных характеристик. Механический импеданс (сопротивление) представляет собой отношение динамической силы, действующей на систему, к колебательной скорости данной системы. Физический смысл механического импеданса за-

ключается в том, что он является своеобразным коэффициентом пропорциональности между возмущающими силами и откликом (колебательной скоростью) системы.

В диссертационной работе колебательная система автомобиля "силовой агрегат-подвеска-кузов" представлена в виде импедансной схемы, отражающей процессы возникновения и распространения шума и вибраций по данной системе.

В связи с тем, что на ряде легковых автомобилей особо малого и малого классов с четырехцилиндровыми двигателями возмущающими силами, определяющими повышенные уровни структурного шума и вибраций кузова в звуковом диапазоне частот, являются неуравновешенные силы инерции второго порядка двигателя, будем считать эти силы входным параметром системы "силовой агрегат-подвеска-кузов" $F_i(j\omega)$. Выходным параметром данной системы будем считать колебательную скорость кузова $\dot{y}_3(j\omega)$ и звуковое давление в кузове $p_i(j\omega)$.

К характеристикам силового агрегата с четырехцилиндровым двигателем, описывающим процессы возникновения и распространения вибраций по его конструкции, следует отнести:

1. Точечный импеданс силового агрегата в точке I приложения равнодействующей сил инерции второго порядка

$$Z_{11}(j\omega) = \frac{F_i(j\omega)}{\dot{y}_1(j\omega)}.$$

2. Переходной импеданс силового агрегата, представляющий собой отношение динамической силы, приложенной в точке I, к колебательной скорости в некоторой точке 2 силового агрегата, например, через которую передается основная доля колебательной энергии на кузов автомобиля

$$Z_{12}(j\omega) = \frac{F_i(j\omega)}{\dot{y}_2(j\omega)}.$$

Амортизаторы подвески силового агрегата характеризуются импедансом

$$Z_{22}(j\omega) = \frac{K}{j\omega},$$

где K — динамическая жесткость амортизаторов подвески силового агрегата.

К характеристикам кузова легкового автомобиля, описывающим процессы возникновения и передачи вибраций и структурного

шума, следует отнести:

1. Точечный импеданс кузова в местах приложения динамических сил, передаваемых со стороны узлов и агрегатов автомобиля, в частности, подвески силового агрегата

$$Z_{33}(j\omega) = \frac{F_3(j\omega)}{\dot{y}_3(j\omega)}.$$

2. Переходной импеданс кузова, равный отношению силы, действующей на кузов в точке 3, к колебательной скорости кузова в любой другой точке n

$$Z_{3n}(j\omega) = \frac{F_3(j\omega)}{\dot{y}_n(j\omega)}.$$

Кузов легкового автомобиля является своеобразным преобразователем энергии механических колебаний в акустическую энергию колебаний воздушного объема кузова, ограниченного панелями. Исследования, проведенные автором, показали, что кузов может рассматриваться как линейная колебательная система, для которой звуковое давление пропорционально динамической силе, приложенной к кузову. Это может быть записано в виде

$$P_i(j\omega) = B_{ni}(j\omega) \cdot F_n(j\omega),$$

где $P_i(j\omega)$ — звуковое давление в точке i салона автомобиля;

$F_n(j\omega)$ — динамическая сила, приложенная в точке n кузова автомобиля;

$B_{ni}(j\omega)$ — коэффициент виброакустической возбудимости кузова.

Коэффициент виброакустической возбудимости показывает какое звуковое давление возникает в кузове при приложении к нему единичной возбуждающей силы.

Описанные выше импедансные и виброакустические характеристики позволяют подойти к аналитическому определению уровней вибраций и структурного шума в кузове, вызываемых работой двигателя. Уравнения, связывающие данные характеристики с вибрацией и шумом в кузове, имеют следующий вид:

$$\dot{y}_3(j\omega) = F_1(j\omega) \frac{Z_{22}(j\omega)}{Z_{12}(j\omega) [Z_{33}(j\omega) + Z_{22}(j\omega)]};$$

$$P_i(j\omega) = F_1(j\omega) \frac{B_{3i}(j\omega) Z_{33}(j\omega) Z_{22}(j\omega)}{Z_{12}(j\omega) [Z_{33}(j\omega) + Z_{22}(j\omega)]}.$$

Выполненный анализ показал, что для обеспечения минимальных уровней шума и вибраций автомобилей необходимо стремиться к тому, чтобы механический импеданс амортизаторов подвески силового агрегата был не менее чем в 5–10 раз ниже импеданса кузова. Значения механических импедансов кузовов легковых автомобилей на частотах действия наибольших возмущающих факторов двигателя (октава 125 гц) обычно лежат в диапазоне от 3 до 30 кгсс/см. Большие значения механического импеданса кузова предпочтительнее с точки зрения снижения шума и вибраций (рис. I).

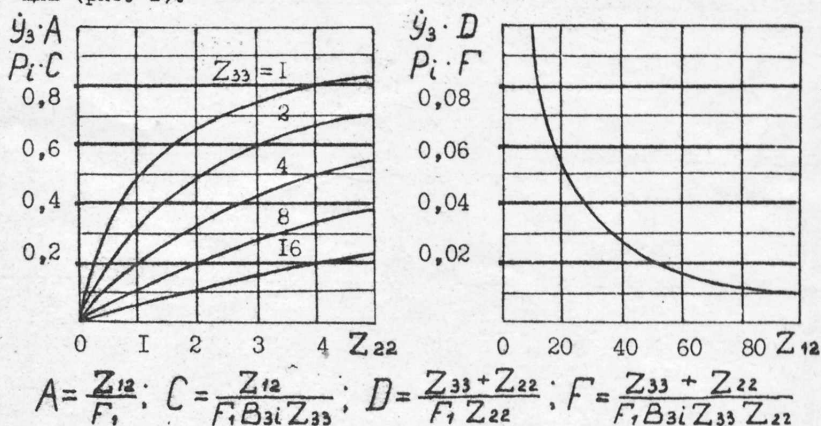


Рис. I. Влияние импедансных характеристик кузова, силового агрегата и его подвески на вибрацию и структурный шум автомобиля.

Существенное влияние на увеличение структурного шума и вибраций кузова оказывает переходной импеданс силового агрегата, особенно если его значения составляют менее 50 кгсс/см (рис. I). Следовательно, при конструировании и доводке силовых агрегатов легковых автомобилей, необходимо стремиться к обеспечению значений их переходного импеданса превышающих 50 кгсс/см.

Для получения допустимых уровней структурного шума в кузове его виброакустическая возбудимость должна лежать в пределах от 75 до 85 дБ на 1 кгс.

МЕТОД ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ИМПЕДАНСНЫХ И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УЗЛОВ И АГРЕГАТОВ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

С целью экспериментального исследования импедансных и виброакустических характеристик узлов и агрегатов автомобилей разработана и изготовлена специальная измерительная установка, включающая датчик динамических сил. Основным элементом измерительной установки является электродинамический возбудитель вибраций, создающий входное динамическое усилие, величина которого контролируется с помощью пьезоэлектрического датчика силы.

При исследовании импедансных характеристик силового агрегата, сила, создаваемая возбудителем вибраций, прикладывалась к двигателю в плоскости действия неуравновешенной силы инерции второго порядка. Отклик, в виде колебательной скорости, измерялся в точке приложения силы (точечный импеданс) и в точках крепления амортизаторов подвески (переходной импеданс).

В процессе измерений импедансных характеристик амортизаторов подвески силового агрегата они нагружались контролируемой динамической силой. Амплитуда возникающих при этом вибраций свидетельствовала о величинах механического импеданса и динамической жесткости амортизаторов.

Импедансные и виброакустические характеристики кузова исследовались путем приложения динамических сил к различным точкам кузова и измерений отклика, в виде вибрации, в точках приложения этих сил (точечный импеданс) и в точках, расположенных на панелях и несущих элементах кузова (переходной импеданс). Отклик кузова в виде звукового давления позволял судить о виброакустической возбудимости кузова. В работе проведены исследования форм колебаний панелей кузова и определены значения коэффициентов потерь энергии в панелях, что позволило решить вопрос о рациональном выборе соответствующих вибропоглощающих покрытий и мест установки их на кузове.

Механический импеданс силового агрегата

Экспериментальный и теоретический анализ, выполненный на ЭЦВМ "Минск-22", показал, что механический импеданс исследованных силовых агрегатов на частотах до 80–100 Гц соответствует импедансу массы (т.е. возрастает с увеличением частоты возмущающей силы). На более высоких частотах импеданс силовых агрегатов резко падает до значений менее 30–50 кгс/см за счет резонансных изгибных колебаний. При этом наименьшие значения импедансов отмечаются чаще всего на конце коробки передач или её удлинителе, что определяет передачу значительной доли колебательной энергии на кузов при расположении в этом месте заднего амортизатора подвески силового агрегата. Целесообразно, чтобы в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала четырехцилиндрового двигателя механический импеданс силового агрегата имел инерционный характер, для этого частота его собственных изгибных колебаний должна быть выше частоты действия неуравновешенной силы инерции второго порядка двигателя. Определяющее влияние на частоты собственных изгибных колебаний оказывает длина картерных деталей силового агрегата. Так, например, для увеличения этой частоты со 150 до 200 Гц требуется уменьшить длину картерных деталей всего лишь в 1,15 раза, для получения такой же частоты, при неизменной длине картерных деталей, требуется увеличение изгибной жесткости более чем в 1,8 раза. Одним из путей повышения импеданса силового агрегата на частотах собственных изгибных колебаний является использование динамического гасителя колебаний, который может представлять собой упругий стержень, закрепленный одним концом на силовом агрегате, а на другом несущий осредоточенную массу.

Механический импеданс амортизаторов подвески силового агрегата

На современных легковых автомобилях широко применяются резинометаллические амортизаторы подвески силового агрегата. Особенность резиновых амортизаторов в том, что их динамическая жесткость может существенно отличаться от жесткости, измеренной в условиях статического нагружения. Таким образом, точная оцен-

ка импедансных характеристик подвески силового агрегата может быть выполнена только путем проведения динамических исследований. Исследования показали, что механический импеданс резино-металлических амортизаторов в области низких и средних частот до 2000 Гц определяется их динамической жесткостью, которая может в полтора-два раза превышать статическую жесткость.

Уменьшение механического импеданса амортизаторов подвески силового агрегата достигается путем снижения их динамической жесткости за счет применения резины меньшей твердости, либо путем изменения конструкции.

Механический импеданс кузова легкового автомобиля

В точках крепления амортизаторов подвески силового агрегата механический импеданс кузова определяется его жесткостью в диапазоне частот от 20-30 до 300-500 Гц, при этом значения импеданса уменьшаются при возрастании частоты возбуждающей силы. Наиболее высокие значения импеданса кузова отмечаются в точках крепления передних опор силового агрегата. Например, на автомобиле "Москвич-412" импеданс в этих точках соответствует импедансу упругости с динамической жесткостью порядка 6000 кгс/см. На автомобиле ЗАЗ-968, у которого передняя подвеска силового агрегата крепится через усилители к панели пола, импеданс кузова определяется упругостью с динамической жесткостью порядка 4000 кгс/см. Характерная особенность исследованных кузовов заключается в том, что наименьшие значения импеданса отмечаются в местах крепления задней опоры силового агрегата, которая при классической компоновке автомобиля, а также при заднеприводной схеме с задним расположением двигателя, размещается в наименее жесткой средней части кузова. Наибольшие значения импеданса отмечаются на жестких поперечных и продольных балках кузова, а также в местах их соединений. Импеданс кузова, измеренный на порогах пола, в 2-3 раза превышает значения, измеренные в средней части кузова. Это необходимо учитывать при выборе мест крепления виброактивных узлов и агрегатов автомобиля.

Виброакустическая возбудимость кузова легкового автомобиля

Наибольшей виброакустической возбудимостью (до 100 дБ на 1 кгс) обладают кузова, панели которых не имеют вибропоглощающих

щих покрытий. В этом случае на частотных характеристиках виброакустической возбудимости отмечается большое число ярко выраженных всплесков шума, связанных с резонансными колебаниями панелей кузова.

Исследования показали, что коэффициенты потерь энергии панелей черного кузова весьма малы ($0,003-0,03$), поэтому для эффективного снижения резонансных колебаний панелей и соответственно виброакустической возбудимости кузова необходимо использовать вибропоглощающие покрытия, которые обеспечивают повышение коэффициентов потерь панелей не менее чем в 5-10 раз. Использование в автомобилях ЗАЗ-968, "Москвич-412" эффективных вибропоглощающих покрытий, обеспечивающих коэффициенты потерь панелей порядка 0,1, привело к значительному уменьшению колебаний панелей и снижению виброакустической возбудимости кузова в среднем на 6-10 дБ.

Учитывая вышесказанное, следует считать обязательным применение в конструкциях кузовов отечественных легковых автомобилей эффективных вибропоглощающих покрытий. С этой целью могут быть рекомендованы листовые битумные вибропоглощающие мастики, битумизированный войлок, многослойные и армированные вибропоглощающие покрытия с коэффициентами потерь не менее 0,1.

Высокие значения коэффициента виброакустической возбудимости кузова и соответственно наибольшие уровни структурного шума отмечаются при возбуждении кузова в точках с пониженным импедансом. Так, например, динамическая сила в 1 кгс, приложенная в месте крепления заднего амортизатора подвески силового агрегата автомобиля ЗАЗ-968, вызывает шум в кузове с уровнем равным 87 дБ, эта же сила, приложенная в месте крепления передней подвески, вызывает гораздо меньший шум с уровнем 77 дБ.

Повышение импеданса кузова и соответственно снижение его виброакустической возбудимости может быть достигнуто путем повышения жесткости в местах крепления узлов и агрегатов автомобиля. Например, установка на автомобиль ЗАЗ-968 усилителя второй поперечины кузова в месте крепления заднего амортизатора подвески силового агрегата привела к увеличению импеданса в среднем в два раза и соответственно к снижению виброакустической возбудимости на величину 6 дБ.

Таким образом, для обеспечения минимальных уровней струк-

турного шума и вибраций необходимо выбирать такие точки на кузове для крепления силового агрегата и других узлов автомобиля, в которых механический импеданс кузова как можно больше.

МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ВНУТРЕННЕГО ШУМА И ВИБРАЦИЙ КУЗОВА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ, ВЫЗЫВАЕМЫХ РАБОТОЙ ДВИГАТЕЛЯ

Проведенный теоретический и экспериментальный анализ колебательной системы "силовой агрегат-подвеска-кузов" позволил наметить основные пути снижения внутреннего шума и вибраций кузова, вызываемых работой двигателя. Эффективность разработанных методов экспериментально проверялась на легковых автомобилях ЗАЗ-966, ЗАЗ-968, "Москвич-412".

Увеличение переходного импеданса силового агрегата

Повышение переходного механического импеданса силового агрегата МемЗ-968 легкового автомобиля ЗАЗ-968 было осуществлено с помощью динамического гасителя колебаний, представляющего собой упругий стержень, закрепленный одним концом на коробке передач, а на другом несущий сосредоточенную массу. Данный гаситель колебаний при резонансном режиме работы силового агрегата (3000-3300 об/мин) обеспечил снижение вибраций и шума в кузове в 1,8 раза (5 дБ).

Уменьшение механического импеданса подвески силового агрегата

На автомобиль ЗАЗ-968 была установлена опытная задняя опора силового агрегата с динамической жесткостью, равной 270 Нгс/см, что в два раза ниже динамической жесткости серийного амортизатора. Это позволило снизить передаваемую через амортизатор на кузов динамическую силу во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя в 1,5-2 раза, уменьшить на такую же величину амплитуду вибраций кузова и снизить уровни структурного шума в октаве 125 Гц с 96 до 91 дБ.

Увеличение механического импеданса кузова

Увеличение в два раза импеданса кузова автомобиля ЗАЗ-968 в месте крепления задней опоры силового агрегата было достигнуто с помощью усилителя, повышающего изгибную жесткость второй поперечины кузова. Повышение импеданса кузова обеспечило снижение его вибраций, обусловленных работой двигателя (октава 125 Гц),

с 0,6 см/с до 0,3 см/с, при этом, уровень звукового давления в октаве 125 Гц понизился на 5-6 дБ.

На автомобиле "Москвич-412" увеличение механического импеданса кузова в месте крепления заднего амортизатора подвески силового агрегата было достигнуто путем повышения изгибной жесткости поперечины и применения жестких кронштейнов, связывающих её с лонжеронами. Это обеспечило снижение уровня структурного шума автомобиля на 3-6 дБ в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя.

Снижение виброакустической возбудимости кузова

На автомобилях ЗАЗ-966, ЗАЗ-968, "Москвич-412" было исследовано 18 различных вариантов облицовки кузова вибропоглощающими покрытиями. Наилучшие результаты получены при применении покрытий, обеспечивающих повышение коэффициентов потерь панелей до значений, превышающих 0,1. При этом на автомобилях ЗАЗ-966, ЗАЗ-968 получено снижение уровней внутреннего шума на 5 дБ(А), а на автомобиле "Москвич-412" на 2-3 дБ(А).

ВЫВОДЫ

1. В работе предложен импедансный метод расчета вибраций и внутреннего шума в автомобиле, вызываемых работой двигателя. Разработанный метод позволил решить вопрос о влиянии импедансных и виброакустических характеристик силового агрегата, его подвески и кузова на уровни вибраций и шума автомобиля, а также о выборе необходимых вибрационных характеристик данной системы, обеспечивающих минимальные уровни вибраций и шума.

2. В работе введено понятие коэффициента виброакустической возбудимости кузова, который устанавливает связь между динамическими силами, действующими на кузов со стороны силового агрегата, и возникающим при этом звуковым давлением в кузове. Предложенный коэффициент дает возможность расчетного определения уровней шума в кузове автомобиля.

3. Разработан экспериментальный метод и аппаратура для оценки импедансных и виброакустических характеристик силового агрегата, его подвески и кузова легкового автомобиля, что позволило получить исходный материал для анализа системы "силовой агрегат-подвеска-кузов".

4. Исследованы способы воздействия на импедансные и виброакустические характеристики силового агрегата, его подвески и кузова легкового автомобиля. На основании этого разработаны практические мероприятия по снижению повышенных уровней шума и вибраций легковых автомобилей особо малого и малого классов,

вызываемых работой двигателя.

5. Существенное снижение уровней внутреннего шума и вибраций легкового автомобиля, обусловленных работой двигателя, достигается путем осуществления комплекса мероприятий, направленных на получение оптимальных импедансных и виброакустических характеристик элементов, входящих в колебательную систему "силового агрегата-подвеска-кузов". Так, например, в результате применения на автомобиле особо малого класса заднего амортизатора подвески силового агрегата с пониженным импедансом и эффективных вибропоглощающих материалов получено снижение уровней его внутреннего шума с 85 дБ(А) до 80 дБ(А), удовлетворяющих требованиям ГОСТ 19358-74.

6. Разработанные в диссертации мероприятия по снижению уровней внутреннего шума и вибраций автомобилей внедрены в производство на автомобильном заводе "Коммунар" (1974 г.) и на АЗЛК (1976 г.). Разработанные методы исследований импедансных и виброакустических характеристик узлов и агрегатов автомобилей используются при проведении экспериментальных работ по снижению уровней шума и вибраций легковых автомобилей на автозаводах отрасли, а также на автополигоне НАМИ.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Резвяков Е.М., Тольский В.Е. Оценка виброакустических характеристик кузова легкового автомобиля. "Автомобильная промышленность". 1973. № 6.

2. Резвяков Е.М., Тольский В.Е. Исследование вибраций кузова легкового автомобиля, вызываемых работой двигателя. "Конструкции автомобилей", НИИНавтопром. М., 1974, № 1.

3. Резвяков Е.М. Некоторые пути снижения вибраций панелей кузова легкового автомобиля. Труды НАМИ, выпуск 162. М., 1977.

4. Резвяков Е.М., Гудцов В.Н., Латышев Г.В. Оценка механического сопротивления и виброакустической возбудимости кузова легкового автомобиля. "Конструкции автомобилей", НИИНавтопром. М., 1975, № 7.

5. Резвяков Е.М. Исследование динамических характеристики силового агрегата легкового автомобиля. Тезисы докладов Всесоюзного научно-технического семинара "Уменьшение шума автомобилей". М., 1974.

6. Резвяков Е.М., Тольский В.Е. Метод расчета структурного шума в кузове легкового автомобиля. "Автомобильная промышленность". 1976, № 10.