

$C_{i-1,i}$ и $C_{n,n+1}$ – жесткость участка коленчатого вала между, соответственно, $i-1$ -й и i -й моторными массами и между n -й моторной массой и маховиком;

M_n – приведенный к маховику момент полезного сопротивления;

n_i, n_{n+1} – коэффициенты демпфирования на моторных массах и маховике.

Жесткость участков коленчатого вала, коэффициенты демпфирования, приведенный момент полезного сопротивления считаются постоянными. Величина силы давления газов для стационарных процессов является функцией от угла поворота вала, а для нестационарных процессов является функцией от угла поворота вала и от времени и может быть смоделирована на основе индикаторной диаграммы.

С учетом преобразований система (1) приведена к виду:

$$b(\varphi_i)\ddot{\varphi}_i + \frac{1}{2} \frac{\partial b(\varphi_i)}{\partial \varphi_i} \dot{\varphi}_i^2 = -P_r a_1(\varphi_i) - n_i \dot{\varphi}_i + C_{i-1,i}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) - C_{i,i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1})$$

$$i = 1, \dots, n, \quad (4)$$

$$I_o \ddot{\varphi}_{n+1} = -n_{n+1} \dot{\varphi}_{n+1} + C_{n,n+1}(\varphi_n - \varphi_{n+1}) - M_n$$

где $b(\varphi_i) = m_{1i} r^2 + m_{2i} a_1^2(\varphi_i)$;

$$\frac{\partial b(\varphi_i)}{\partial \varphi_i} = 2m_{2i} a_1(\varphi_i) \frac{\partial a_1(\varphi_i)}{\partial \varphi_i}.$$

Данная система дифференциальных уравнений является нелинейной. Моделируя силу давления газов как функцию от угла поворота вала и от времени, можно рассматривать процесс прохождения системы через резонанс.

Система (4) может быть решена численно с использованием современных пакетов прикладных программ. Для качественной оценки протекающих процессов можно применить метод асимптотического интегрирования, используя в качестве малого параметра кривошипно-шатунное отношение.

Список литературы

1. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высш. шк., 1970. – 326 с.
2. Чистяков В.К. Динамика поршневые и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1990. – 276 с.
3. Яманин А.И., Жаров А.В. Динамика поршневых двигателей. – М.: Машиностроение, 2003. – 464 с.
4. Истомин П.А., Сорочкин М.М. Дополнительные возмущения на моторных массах, вызванные изменением момента инерции // Двигателестроение. – 1980. – № 10 – С. 22 – 25.

УДК 621.43

**Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, Л.Л. Мягков, канд. техн. наук,
В.С. Руссинковский, канд. техн. наук**

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ РАСЧЕТА ВИБРАЦИИ И СТРУКТУРНОГО ШУМА КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Излучение шума в окружающее пространство поверхностью вибрирующих корпусных деталей автомобильных двигателей, называемое структурным шумом, является одним из основных источников

шума автомобиля. Законодательные нормы в области экологии планомерно требуют уменьшать внешний шум транспортных средств, следовательно, актуальным является решение задачи снижения структурного шума автомобильных дизелей. Однако методы

расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных двигателей разработаны на сегодняшний день недостаточно. Разработке точной аналитической модели препятствует сложная геометрическая форма корпусных деталей. Настоящая статья посвящена разработке метода численного расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных дизелей на основе сочетания конечно-элементного и гранично-элементного методов.

Общие положения метода и алгоритм расчета

Структурный шум является следствием вибрации наружных поверхностей корпусных деталей, а вибрация вызвана силами, действующими на корпусные детали. Следовательно, для того, чтобы рассчитать структурный шум, излучаемый двигателем, необходимо в том или ином виде проделать три основных этапа вычислений (рис.1):

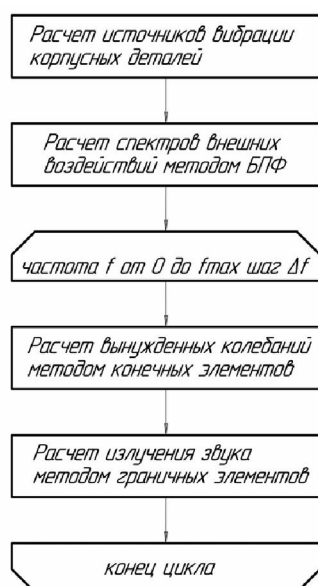


Рис. 1. Общий алгоритм расчета структурного шума и вибрации корпусных деталей дизеля

1) расчет сил и давлений, действующих на корпусные детали;

2) расчет вибрации корпусных деталей под действием сил и давлений, определенных на 1 этапе;

3) расчет излучения звука (шума) вызванного вибрацией наружных поверхностей.

На 1 этапе, исходя из анализа принципа работы двигателя, выявляются силы и давления, которые вызывают наиболее значимые воздействия на вибрацию корпусных деталей, детали корпуса, которые будут учитываться при расчете вибрации и излучения звука.

На 2 этапе определяются законы движения корпусных деталей под действием сил, определенных на 1 этапе.

На 3 этапе определяется закон изменения во времени звукового давления в пространстве, окружающем наружную поверхность математической модели корпусных деталей.

Для того чтобы разрабатываемая для расчета структурного шума и вибрации математическая модель была промышленно эффективна на практике, были сделаны некоторые общие допущения:

Количество источников шума, учитываемых при расчете, фиксировано и задается на этапе построения модели конкретного двигателя. Сила или давление действующего источника шума задается функцией от времени.

Точки приложения сил и поверхности приложения давлений, вызывающих вибрацию, неподвижны.

Уравнения динамики, используемые при расчете вибрации под действием приложенных воздействий, линейны и имеют постоянные коэффициенты.

Звуковое поле структурного шума, излучаемого корпусными деталями, представляется как суперпозиция конечного количества одночастотных гармонических полей с дискретным набором частот, амплитуда и фаза которых не меняются во времени.

Для расчета излучения звука используется линейная теория акустики. Вибрация корпусных деталей, которая является граничным условием при рас-

чете излучения звука, точно или приближенно представляется суперпозицией одночастотных гармонических колебаний с постоянной фазой и амплитудой с частотами, которые равны или кратны частоте вспышек в цилиндрах двигателя.

Источники вибрации

В образовании вибрации и структурного шума участвуют большинство механизмов и систем двигателя. Это силы, передающиеся на корпус при работе кривошипно-шатунного, газораспределительного механизмов, привода топливного насоса; пульсирующее давление во впускных и выпускных трубопроводах, в улитке турбокомпрессора, в корпусе воздухоочистителя; удары поршня о гильзу при переключках, удары впускных и выпускных клапанов при посадке на седла, удары игл о наконечники распылителей форсунок, удары в зацеплениях зубчатых колес приводов; пульсации давления в цилиндрах при сгорании топлива; другие источники. Однако следует принять во внимание логарифмический характер зависимости между громкостью шума, воспринимаемой человеческим ухом, и энергией сигнала шума. Источники шума, уровень звукового давления которых на 10 дБ меньше наиболее громкого источника, практически не слышны на его фоне. Соответственно в большинстве случаев, если не ставится специальная задача оценки вклада определенного источника шума, достаточно ограничиться основными источниками вибрации.

Это силы воздействия на корпус, возникающие при работе кривошипно-шатунного механизма и удары поршня о гильзу цилиндров при переключках.

Для того, чтобы модель силы взаимодействия между поршнем и цилиндром соответствовала принятым допущениям, ее перемещающаяся точка приложения приводится к неподвижной плоскости. Перенос точки приложения компенсируется введением момента, равного произведению боковой силы на плечо переноса (рис. 2).

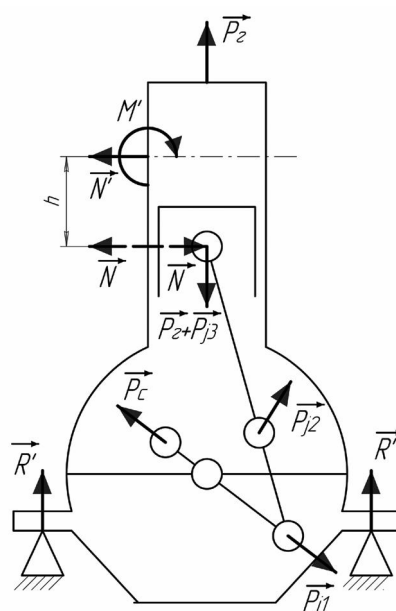


Рис. 2. Приведение боковой силы КШМ к неподвижной точке

Воздействие на коренные опоры рассматривается по разрезной схеме коленчатого вала, силы от соседних цилиндров, действующих на общую коренную опору, суммируются (рис. 3).

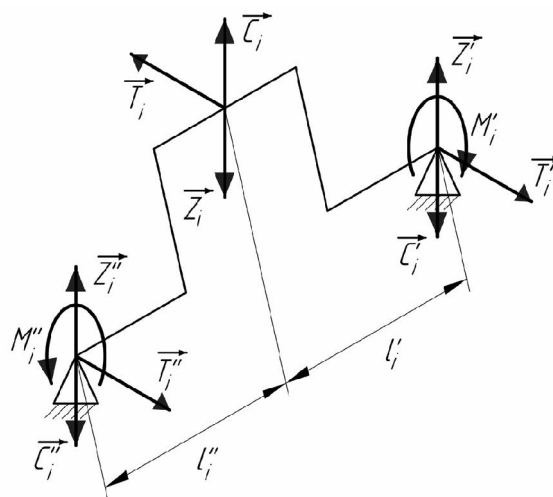


Рис. 3. Применение разрезной схемы коленчатого вала при расчете реакций коренных опор

Продолжительность удара поршня о гильзу при переключке значительно меньше периодов колебаний диапазона звуковых частот. Поэтому удар может быть охарактеризован не законом изменения силы во

времени, а интегральной величиной – импульсом силы при ударе.

Для описания частотного спектра удара при перекладке поршня применяется модель импульса с равномерным ограниченным по верхней частоте спектром (рис. 4).

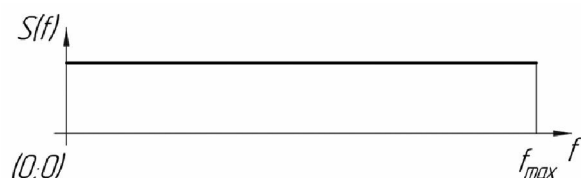


Рис. 4. Модель спектра ударного импульса при перекладке поршня

Функциональная модель

Свойства линейности предлагаемой математической модели расчета вибрации позволяют использовать при расчетах функциональную модель двигателя.

Каждое силовое воздействие на корпусные детали двигателя представляется «входом». Изменение силы воздействия каждого «входа» во времени при проведении расчетов характеризуется его частотным спектром. Параметрами, получаемыми на «выходах» функциональной модели, являются виброскорость колебаний поверхности корпусных деталей и интенсивность излучения звука на поверхности корпусных деталей. На основании выходных параметров получают результаты, которые представляют конечный интерес, например, суммарную мощность излучения звука, давление звука в точках расположения измерительных микрофонов согласно [1] и другие. При этом результат суммарного воздействия входов зависит от их природы. Если силы, действующие на входах, когерентны, то учитывается их взаимная интерференция, а если не когерентны, то суммарная энергия шума и вибрации определяется суммированием энергии каждого входа в отдельности.

Комплексные коэффициенты передачи

Использование функциональной модели становится возможным благодаря использованию теории передаточных функций. Теория передаточных функций позволяет установить зависимость между сигналами $x(t)$ на входе и $y(t)$ на выходе линейной цепи с помощью единственной функции $\tilde{K}(\omega)$, характеризующей данную линейную цепь и называемой комплексным коэффициентом передачи [2].

Если $\tilde{X}(\omega)$ и $\tilde{Y}(\omega)$ – спектры функций $x(t)$ и $y(t)$ соответственно, то:

$$\tilde{Y}(\omega) = \tilde{K}(\omega) \cdot \tilde{X}(\omega) \quad (1)$$

Входной и выходной сигналы не обязательно должны иметь одинаковую физическую размерность. В расчете вибрации и шума используются два комплексных коэффициента передачи:

— комплексный коэффициент передачи скорости: (для обозначения взята первая буква от греч. ταχύτητα – скорость):

$$\tilde{T}_{jk}(\omega) = \frac{\tilde{v}_n^j(\omega)}{\tilde{f}(\omega)} \quad (2)$$

где $\tilde{v}_n^j(\omega)$ – комплексная амплитуда скорости колебаний на частоте ω корпусной детали по нормали к поверхности в контрольной точке j -ого граничного элемента,

$\tilde{f}(\omega) = \tilde{F}(\omega)$ – комплексная амплитуда k -ого силового воздействия;

— комплексный коэффициент передачи давления (для обозначения взята первая буква от греч. πίεση – давление):

$$\tilde{P}_{jk}(\omega) = \frac{\tilde{p}_n^j(\omega)}{\tilde{f}(\omega)} \quad (3)$$

где $\tilde{p}_n^j(\omega)$ – комплексная амплитуда давления звука, излучаемого на частоте ω поверхностью корпусной детали в контрольной точке j -ого граничного элемента.

Применение теории передаточных функций позволяет быстро проводить вычисления шума и вибрации по единовременно вычисленным комплексным коэффициентам передачи.

Расчет вибрации

Для вычисления комплексного коэффициента передачи скорости необходимо вычислить отклик корпусных деталей на единичную гармонически изменяющуюся силу, приложенную на «вход», в зависимости от частоты колебаний. В случае численных расчетов комплексный коэффициент передачи для качественной интерполяции должен вычисляться с достаточно мелким шагом по частоте, что требует проведения огромного количества конечно-элементных расчетов. В таких случаях для механических систем с большим числом степеней свободы нашел широкое применение приближенный метод решения разложением по базису собственных векторов (в литературе также метод суперпозиции, метод главных координат [4]).

Расчет излучения звука

Распространение акустических волн описывается волновым уравнением, которое для случая стационарных одночастотных гармонических акустических волн принимает вид уравнения Гельмгольца:

$$\Delta \tilde{p} + k^2 \tilde{p} = 0, \quad (4)$$

где $\tilde{p}$ - комплексная амплитуда давления,

$$k = \frac{\omega}{c} - \text{волновое число,}$$

ω - круговая частота колебаний,

c - скорость звука.

Для решения задачи распространения гармонических акустических волн, описываемых уравнением Гельмгольца, используется непрямой метод граничных элементов (НМГЭ) [5].

Граница расчетной области разбивается на трех- и четырехугольные граничные элементы (рис. 5).

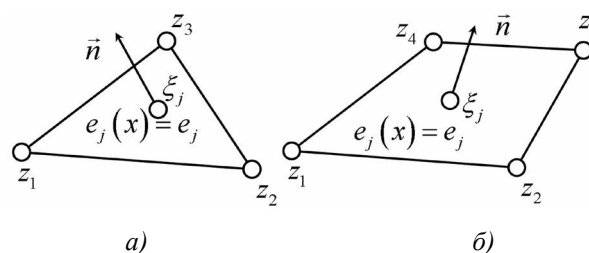


Рис. 5. Треугольный и четырехугольный граничные элементы

В основе НМГЭ лежит [5] использование понятий плотности источников поля $e(x)$ и фундаментальное решение уравнения Гельмгольца:

$$\tilde{G}(x, \xi) = -\frac{1}{4\pi|r|} e^{\pm ik|r|}, \quad (5)$$

где x и ξ - координаты точки расположения источника поля и точки наблюдения,

$|r|$ - расстояние между x и ξ .

Если имеется несколько источников акустического поля, то их суммарное поле $\tilde{p}(\xi)$ в произвольной точке определяется суперпозицией:

$$\tilde{p}(\xi) = \int_S e(x) \cdot \tilde{G}(x, \xi) dS \quad (6)$$

После отыскания неизвестной функции интенсивности источников поля $e(x)$ можно определить используя (6) значения $\tilde{p}(\xi)$ для произвольной точки пространства.

Пример практического применения

Разработанный программный комплекс был использован для расчетов структурного шума и вибрации двигателя 8ЧН 12/13. Расчеты проводились согласно [1] в октавах 125 Гц, 250 Гц, 500 Гц, 1кГц, 2

кГц, 4 кГц, 8 кГц.

На рис. 6 представлена конечно-элементная модель двигателя (~ 300 тыс. степеней свободы), использовавшаяся при расчете вибрации.

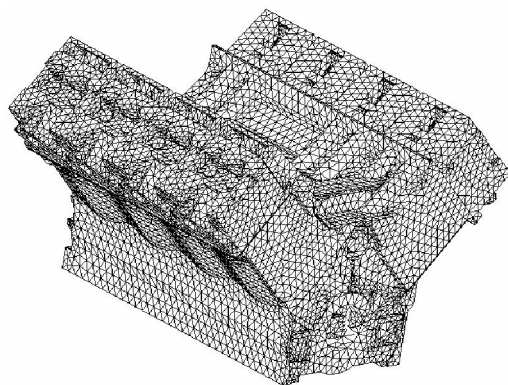


Рис. 6. Конечно-элементная модель дизеля 8ЧН 12/13

На рис. 7 показана гранично-элементная модель двигателя (~ 3500 граничных элементов) и поле суммарной по всем октавам интенсивности звукового излучения, которое показало повышенное излучение звука головками крайних цилиндров и поверхностями в развале двигателя

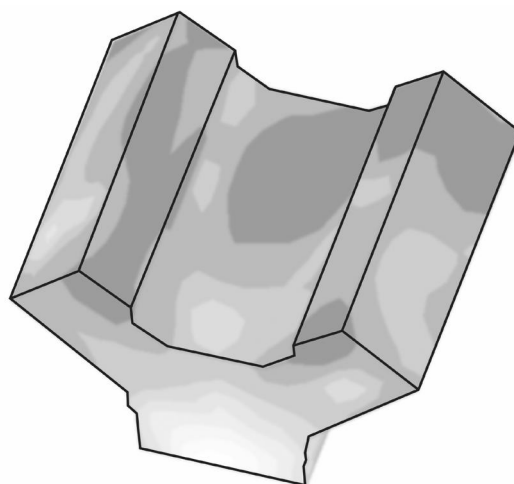


Рис. 7. Контур гранично-элементной модели и суммарное поле интенсивности излучения звука поверхностью корпусных деталей

Список литературы:

1. ОСТ 37.001.266-83 Шум автомобильных двигателей. Допустимые уровни и методы измерения. – М.: Изд-во стандартов. – 1983. – 12 с.
2. Рабинер П., Гоулд Б. Теория и применение цифровой обработки сигналов. – М.: Мир, 1978. – 125 с.
3. Бате К., Вилсон Е.. Численные методы анализа и метод конечных элементов. – М.: Стройиздат, 1982. – 180 с.
4. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. шк. – 1972. – 220 с.
5. Бенерджи П., Баттерфилд Р. Метод граничных элементов в прикладных науках. – М.: Мир, 1984. – 165 с.

УДК 621 22

Г.А. Василенко, инж., Ю.П. Манжос, инж.

РАСЧЕТ УСТОЙЧИВОСТИ ГИДРОЦИЛИНДРА С ДВУХСТОРОННИМ ШТОКОМ С УЧЕТОМ ПОГРЕШНОСТЕЙ ЕГО ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Введение

Увеличение энерговооруженности систем управления летательными аппаратами требует создания гидроприводов с силовыми цилиндрами, обладающими большими ходами и усилиями. Это влечет

за собой значительное увеличение массы, поэтому задача расчета гидроцилиндра с целью обеспечения его минимального веса актуальна и имеет важное практическое значение.

Наиболее существенным моментом является оп-