

вать в оценках накопленных повреждений материала, вызванных процессом усталости.

На основе выполненной работы при переходе к концепции обеспечения гранично возможных показателей термомеханической напряженности деталей КС ДВС следует рекомендовать обеспечение закона накопления повреждений, вызванных ползучестью материала, характерного рис. 1б.

Литература:

1. Комплекс экономичных моделей анализа теплонпряженности поршня в САПР / Пылев В.А., Марченко А.П., Турчин В.Т., Кузьменко А.П. // Сб. научн. тр. по матер. Междунар. конф. "Двигатель 2007". – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. – С. 246-251.

2. Особенности термомеханического нагружения и учета ресурсной прочности тонкостенного поршня бензинового ДВС / Пылев В.А., Белогуб А.В. // Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал. – 2010. – №2. – С.74-81.

3. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. -244 с.

4. Ажиппо Н.А., Балюк Б.К. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования //Двигателестроение.- 1985.- №8- С.17-20.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СКОРОСТНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ДВС НА УРОВЕНЬ ЕГО СТРУКТУРНОГО ШУМА

Шатров М. Г., Яковенко А. Л. (МАДИ-ГТУ)

Введение. Уровень акустического излучения двигателя внутреннего сгорания (ДВС) является его важной характеристикой, поскольку ДВС входит в состав транспортного средства (ТС) и является одним из самых активных источников его шума. Максимальный уровень шума транспортного средства устанавливается соответствующими нормативными документами, при этом периодически происходит ужесточение требований к допустимому уровню шума автомобиля. В связи с этим при проектировании нового ТС необходимо изначально закладывать запас по уровню шума с учетом введения перспективных норм. Для этого может потребоваться модернизация конструкции автомобиля, двигателя и его рабочего процесса.

Источники шума двигателя принято разделять по происхождению на источники структурного (рабочий процесс, соударения в подвижных сочленениях, топливная аппаратура) и аэродинамического шума (шум систем впуска, выпуска и вентилятора системы охлаждения) [1]. По общему уровню аэродинамический шум превосходит структурный, однако в настоящее время сформированы и успешно применяются на практике методики доводки систем впуска и выпуска по шуму. Поэтому на первый план выходят источники структурного шума. В результате для оценки уровня структурного шума нужен соответствующий инструмент, в качестве которого и была разработана интегрированная методика прогнозирования структурного шума.

Методика прогнозирования структурного шума. Для повышения эффективности прогнозирования структурного шума при разработке методики использовались принципы единого информационного пространства «Двигатели внутреннего сгорания» (ЕИП «ДВС») [2]. Основу ЕИП «ДВС» составляет информационная модель двигателя, под которой подразумевается структурированный набор данных,

описывающих конструкцию, рабочий процесс и другие аспекты ДВС. С информационной моделью ДВС на различных этапах его жизненного цикла взаимодействуют отдельные автоматизированные подсистемы, предназначенные, например, для проектирования его конструкции, рабочего процесса, прогнозирования уровня шума и т.д. В зависимости от решаемых задач могут быть разные уровни использования информационной модели. Так, на этапе принятия общих компоновочных решений по двигателю («внешнем» проектировании) достаточно использовать лишь самые общие параметры двигателя: количество цилиндров, компоновочная схема, диаметр цилиндра и некоторые другие. При детальной проработке конструкции ДВС набор используемых данных существенно расширяется, необходима информация по отдельным системам и деталям двигателя.

Рассмотрим особенности формирования специализированной автоматизированной подсистемы, взаимодействующей с ЕИП «ДВС» и выполняющей прогнозирование структурного шума двигателя. Уровень звуковой мощности ДВС рассчитывается по известному [1, 2] выражению

$$P_W(kf_0) = z_S(kf_0) \cdot rc \cdot S_d \cdot \bar{v}_{e(S)}^2(kf_0),$$

где S_d – площадь наружных поверхностей двигателя; c – скорость звука в воздухе, м/с; r – плотность воздуха, кг/м³; rc – волновое сопротивление воздуха; $\bar{v}_{e(S)}^2(kf_0)$ – средний по наружной поверхности квадрат эффективной скорости колебаний; $z_S(kf_0)$ – относительный коэффициент сопротивления излучению, нормированный по площади наружных поверхностей двигателя S_d . Коэффициент $\bar{v}_{e(S)}^2(kf_0)$ рассчитывается, соответственно, по формуле

$$\bar{v}_{e(S)}^2(kf_0) = \frac{6,63 \cdot 10^{-4} n}{M_d} \sum_{k=A}^N G^2(kf_0) \frac{1}{z_B(kf_0) \cdot h(kf_0) \cdot k},$$

где n – частота вращения коленчатого вала; M_d – масса двигателя, $G(kf_0)$ – спектральная плотность силового фактора, возбуждающего конструкцию ДВС; $z_B(kf_0)$ – входное сопротивление конструкции двигателя; $\eta(kf_0)$ – коэффициент неупругих потерь. Для рабочего процесса плотность силового фактора определяется по выражению:

$$G(kf_0) = \frac{F_{ц} \cdot i}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} p_r(wt) \cdot e^{-j\omega t} dt,$$

где $p_r(t)$ – давление газа в цилиндре двигателя в функции времени t ; $F_{ц}$ – площадь поперечного сечения цилиндра; i – количество цилиндров.

При расчете шума от переключений поршней для определения спектральной плотности силового фактора используется формула

$$G(kf_0) = G_N(kf_0) + G_{X_{уд}}(kf_0)$$

Силовой фактор N_d , возникающий при переключении поршня в процессе его движения, представляется как совокупность силы N и суммарного силового воздействия при ударе поршня о стенку цилиндра $X_{уд}$:

$$\begin{cases} N_d = 0 & \text{при движении поршня от опорной стенки цилиндра к} \\ & \text{противоположной;} \\ N_d = X_{уд} & \text{при ударе поршня о стенку цилиндра;} \\ N_d = N & \text{на всем остальном протяжении переключки.} \end{cases}$$

Как видно из представленных выражений для определения уровня звуковой мощности необходимо знать массово-геометрические параметры двигателя и силовой фактор, вызывающий колебания конструкции ДВС.

Указанные параметры могут быть определены с использованием данных ЕИП «ДВС», формируемых подсистемами: «Рабочий цикл» и «Конструкция ДВС», а общий уровень и спектры звуковой мощности определяются в подсистеме «Структурный шум».

Таким образом, методика прогнозирования структурного шума ДВС включается в себя следующие этапы:

1. Формирование информационной модели ДВС.
2. Расчет рабочего цикла двигателя.
3. Разработка модели конструкции.
4. Расчет структурного шума ДВС.

Особенности подсистем, используемых для прогнозирования структурного шума Моделирование конструкции двигателя выполняется с использованием параметрических двух- и трехмерных моделей (рис. 1). Под параметризацией понимается выделение наиболее значимых размеров детали и задание разного рода взаимосвязей между ними. Это позволяет сократить время на проведение исследований по влиянию конструктивных параметров двигателя на его уровень структурного шума. Использование моделей конструкции двигателя разного уровня дает возможность выполнять расчеты на различных этапах его проектирования [3, 4].

Данные трехмерные модели, полученные в подсистеме «Конструкция ДВС», могут применяться многоаспектно: в презентациях, для иллюстрации состава, структуры и процессов ДВС, компьютерных лекциях, при выполнении прочностных и динамических расчетов и т.д. В подсистеме «Рабочий цикл» выполняется расчет цикла двигателя, строится его индикаторная диаграмма, которая может быть экспортирована для использования в других расчетах.

В подсистеме «Структурный шум» выполняется расчет общего уровня и спектров звуковой мощности двигателя от рабочего процесса и переключений поршней. При этом она использует информационную модель двигателя, его определенные ранее массово-геометрические параметры и индикаторную диаграмму.

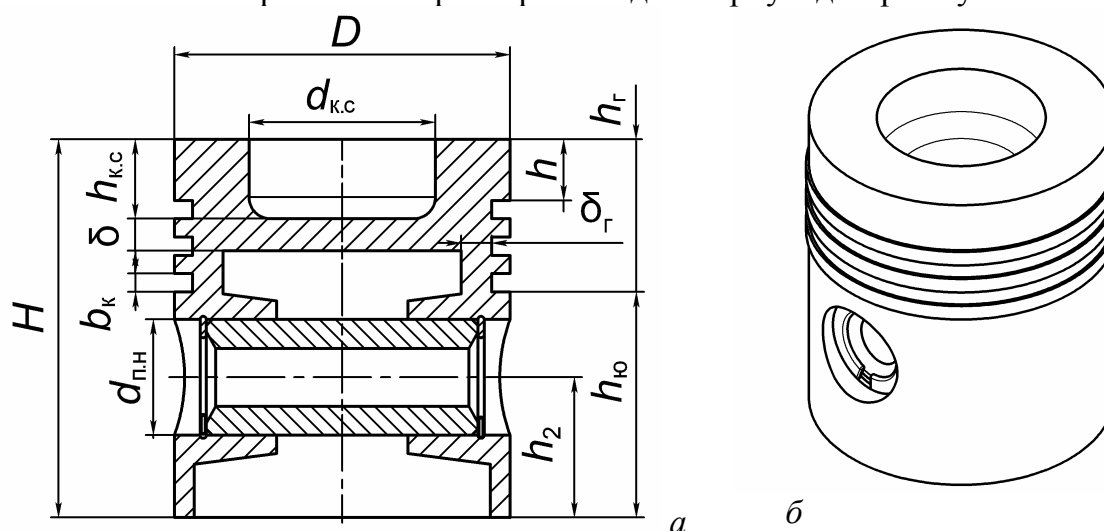


Рис 1. Пример параметрической модели конструкции поршня:
a – двухмерная; *б* – трехмерная

Исследование структурного шума двигателя по внешней скоростной характеристике. С использованием разработанной методики прогнозирования струк-

турного шума было выполнено исследование изменения уровня звуковой мощности ряда дизелей по внешней скоростной характеристике (ВСХ).

В качестве объектов исследования были выбраны 5 дизелей: 4ЧН 11/12,5, 6ЧН 11/12,5 (L, V), 8ЧН 12/12 и 8ЧН 12/13 (табл. 1).

Таблица 1. Основные параметры исследуемых двигателей

Объект исследования	$i_{ц}$	Компоновка	$N_{e\text{ ном}}$, кВт	$n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	iV_h , л	D , мм	S , мм	K	λ
4ЧН 11/12,5	4	L	102	2400	4,75	110	125	1,136	0,276
6ЧН 11/12,5	6	L, V	153	2400	7,13	110	125	1,136	0,276
8ЧН 12/12	8	V	190	2600	10,85	120	120	1,000	0,275
8ЧН 12/13	8	V	280	1900	11,76	120	130	1,083	0,295

На первом этапе исследования для всех дизелей были сформированы блоков их основных параметров (табл. 2). На следующем этапе в подсистеме «Конструкция ДВС» были получены их трехмерные модели (рис. 2) и определены массово-геометрические характеристики, которые были добавлены в показанный в табл. 2 набор данных.

Таблица 2. Пример блока исходных параметров дизеля 4ЧН 11/12,5

№ п/п	Наименование параметра	Значение параметра
1	Тип двигателя	Дизель с ГТН
2	Компоновка	Линейная
3	Тип системы охлаждения	Жидкостная
4	Количество цилиндров	4
5	Диаметр цилиндра D , мм	110
6	Ход поршня S , мм	125
7	Коэффициент короткоходности K	1,136
8	Коэффициент $\lambda = r/l_{ш}$	0,277
9	Степень сжатия ϵ	17
10	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	2400
11	Номинальная мощность $N_{e\text{ ном}}$, кВт	100
12	Длина двигателя $L_{\text{ДВС}}$, м	0,763
13	Масса двигателя $M_{\text{ДВС}}$, кг	273
14	Площадь боковой поверхности двигателя $S_{\text{ДВС}}$, м ²	1,5
15	Масса поршневой группы $m_{\text{п.г}}$, кг	1,85
16	Момент инерции поршня $J_{\text{п}}$, кг·м ²	0,00361
17	Смещение пальца от оси цилиндра a , мм	0
18	Положение поршневого пальца по высоте h , мм	46
19	Зазор между юбкой поршня и зеркалом цилиндра Δ , мм	0,1
20	Масса шатуна $m_{\text{ш}}$, кг	2,48
21	Длина шатуна $l_{\text{ш}}$, мм	226
22	Отношение $l_{\text{ш.к}}/l_{\text{ш}}$	0,3
23	Материал блока-картера	Чугун

На следующем этапе с использованием экспериментальных данных был выполнен расчет рабочего цикла дизелей, получены их индикаторные диаграммы и основные параметры по ВСХ (рис. 3). На заключительном этапе с использованием ранее полученных результатов был выполнен расчет общих уровней звуковой мощности

от рабочего процесса и переключок поршней для исследуемых дизелей по внешней скоростной характеристике (рис. 4).

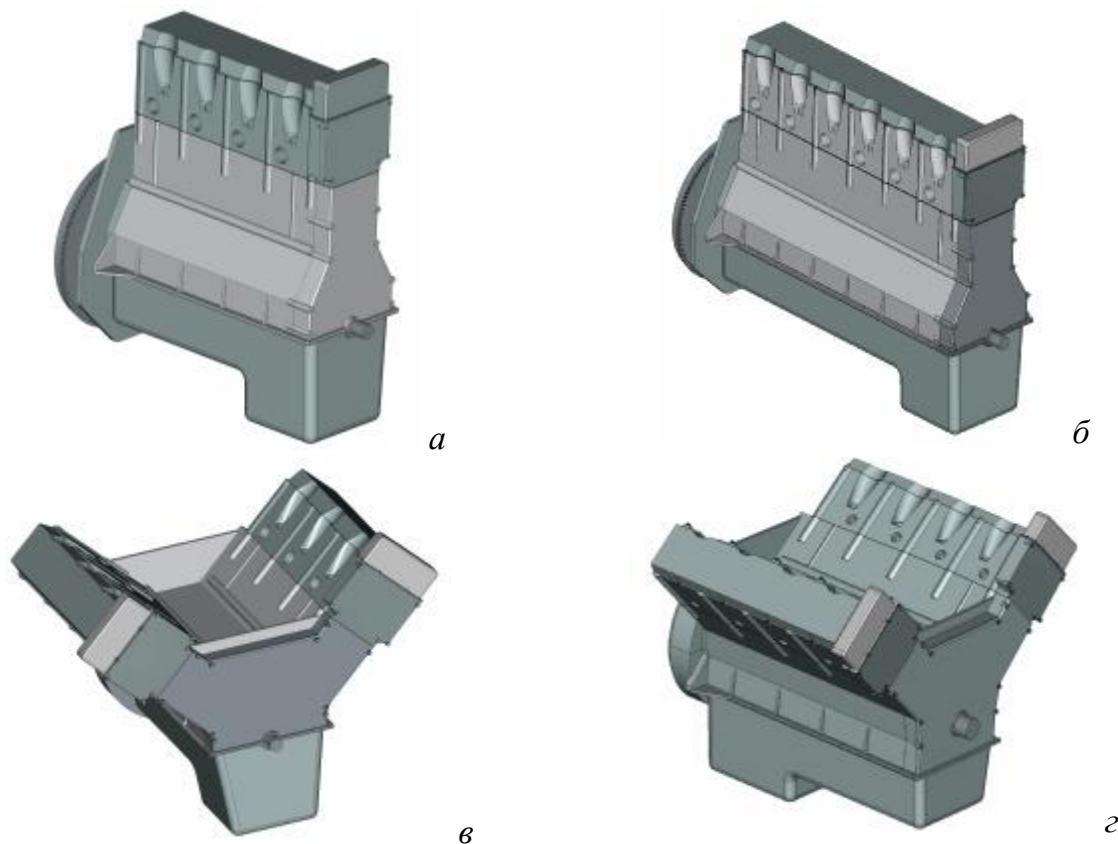


Рис. 2. Примеры трехмерных моделей, сформированных в подсистеме «Конструкция ДВС»: а – 4ЧН 11/12,5; б – 6ЧН 11/12,5 (L); в – 6ЧН 11/12,5 (V); г – 8ЧН 12/12

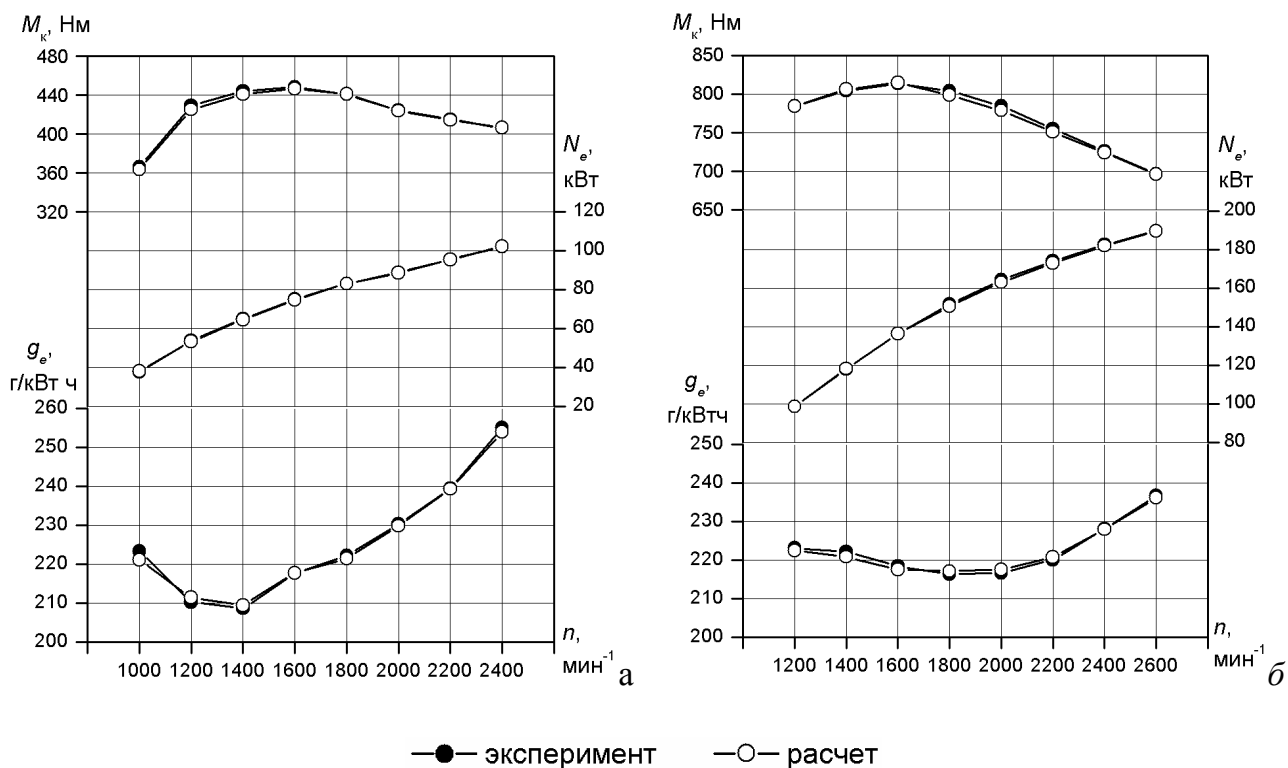


Рис. 3. Расчетные и экспериментальные параметры двигателей а – 4ЧН 11/12,5; б – 8ЧН 12/12

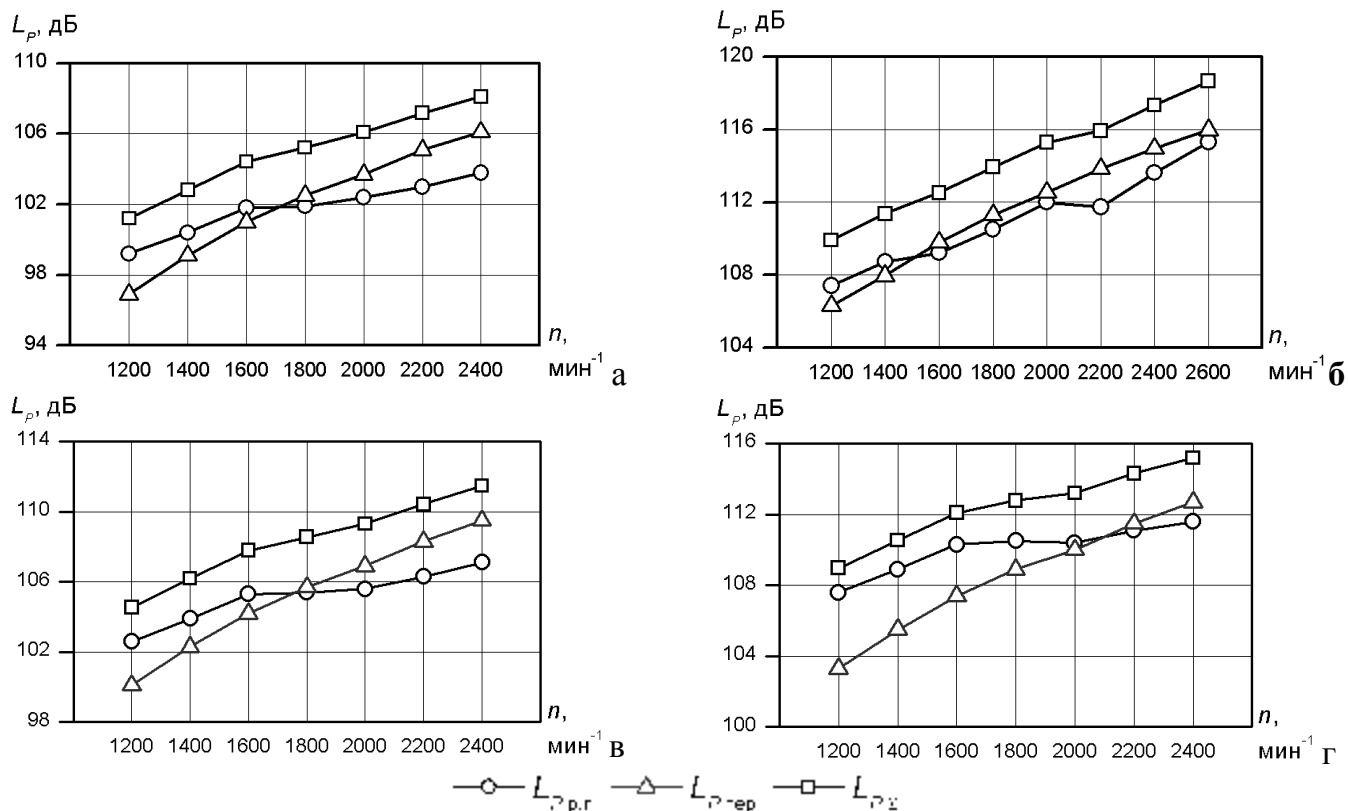


Рис. 4. Изменение уровня звуковой мощности источников структурного шума ДВС по внешней скоростной характеристике: а – 4ЧН 11/12,5(L); б – 8ЧН 12/12(V); в – 6ЧН 11/12,5(L); г – 6ЧН 11/12,5(V)

Как видно из результатов расчетов, для всех дизелей наблюдается схожая картина: при увеличении частоты вращения коленчатого вала по внешней скоростной характеристике в зоне малых и средних частот вращения уровень шума от рабочего процесса преобладает над шумом от переключений поршней, а в области высоких частот вращения на первое место выходят переключки поршней.

Экспериментальное определение уровня звуковой мощности по внешней скоростной характеристике. Для проверки правильности расчета звуковой мощности с помощью сформированной интегрированной методики прогнозирования структурного шума ДВС было проведено экспериментальное определение общего уровня звуковой мощности дизеля 8ЧН 12/13. Предварительно были также сформированы набор данных по двигателю, трехмерная модель его конструкции, выполнены расчеты его рабочего цикла по внешней скоростной характеристике.

Для оценки качества моделирования с использованием типовой методики по ГОСТ Р 51402-99 (ИСО 3746-95) была проведена серия экспериментальных замеров спектров и общих уровней звуковой мощности по ВСХ (рис. 5 и 6).

Сравнение расчетных и экспериментальных данных показало, что значения общих уровней звуковой мощности, определенные в третьоктавных частотных полосах спектра, для разных частот вращения коленчатого вала различаются в пределах от 0,8 до 2,0 дБ, что является удовлетворительным для технической акустики.

Выводы

1. Разработана интегрированная методика прогнозирования структурного шума ДВС, обеспечивающая формирование ряда сегментов единого информационного пространства «ДВС» на основе разработанных моделей конструкции, рабочего цикла и структурного шума ДВС. Предложенная методика позволяет значительно сократить временные затраты и повысить качество получаемой информации.

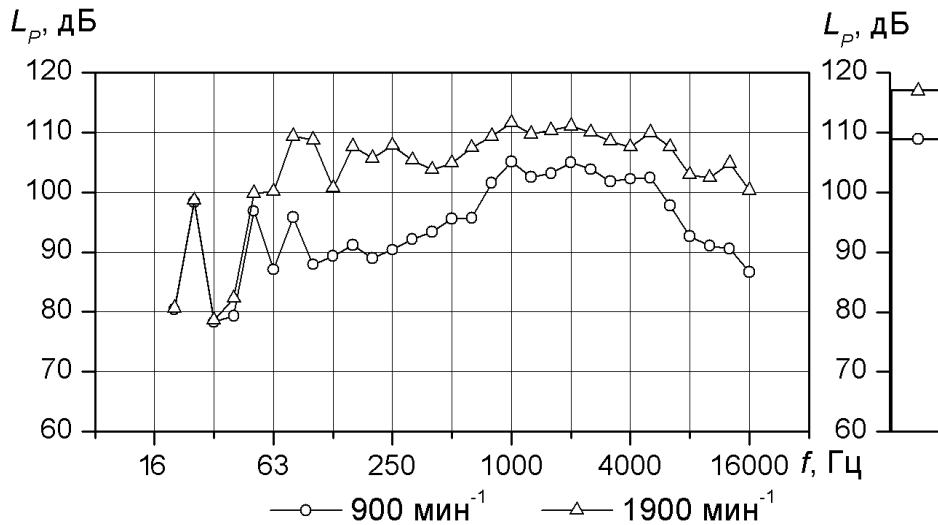


Рис. 5. Спектры и общие уровни звуковой мощности дизеля 8ЧН 12/13 для ряда режимов его работы

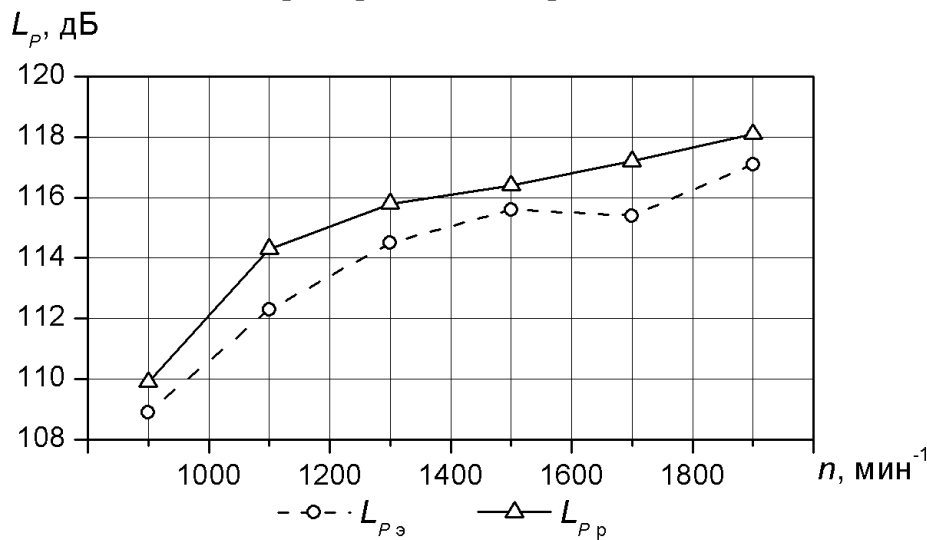


Рис. 6. Экспериментальные и расчетные суммарные уровни структурного шума (от рабочего процесса и переключков поршней) дизеля 8ЧН 12/13 по ВСХ

2. Представленные методики с использованием современных информационных технологий реализованы в виде подсистем геометрического моделирования «КШМ» и «МГР», а также «Рабочий цикл» и «Структурный шум».

3. Исследование уровня звуковой мощности от рабочего процесса и переключков поршней ряда дизелей по внешней скоростной характеристике показало, что с ростом частоты вращения увеличивается вклад переключков поршней в общий уровень звуковой мощности: на низких и средних частотах вращения коленчатого вала его величина меньше шума от рабочего процесса, а на высоких – шум от переключков поршней становится определяющим.

4. Сравнительная оценка полученных экспериментальных и расчетных значений общего уровня структурного шума двигателя 8ЧН 12/13 по внешней скоростной характеристике позволила сделать вывод, что использование методики расчета структурного шума обеспечивает точность, приемлемую при выполнении акустических расчетов. Отклонение экспериментальных данных от расчетных для разных частот вращения коленчатого вала находится в приемлемых для технической акустики пределах 2 дБ.

Литература

1. Алексеев, И.В. Основы теории поршневых двигателей внутреннего сгорания с пониженными уровнями акустического излучения: дис.д-ра техн. наук 05.04.02: защищена 17.06.1986 / И.В.Алексеев; МАДИ (ГТУ). – М., 1986. – 287 с.
2. Шатров, М.Г. Формирование компонентов единого информационного пространства для обеспечения жизненного цикла двигателей внутреннего сгорания: дис. ... д-ра техн. наук 05.04.02: защищена 27.03. 2007 / М.Г. Шатров; МАДИ (ГТУ). - М., 2007. – 403 с.
3. Яковенко, А.Л. Разработка методики и инструментальных средств для прогнозирования структурного шума двигателя внутреннего сгорания: дис.канд. техн. наук 05.04.02: защищена 20.10.2009 / А.Л.Яковенко; МАДИ (ГТУ).-М.,2009.-146 с.
4. Шатров, М.Г. Методика и некоторые результаты расчета структурного шума двигателя внутреннего сгорания для формирования компонентов единого информационного пространства «ДВС» / М.Г. Шатров, А.Л. Яковенко // Вестник МАДИ (ГТУ). – М.: МАДИ (ГТУ), 2009. – Вып. 1(16). – С. 10–18.

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ДВС МАШИНЫ С ГИБРИДНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ (СООБЩЕНИЕ)

Барбашов Н.Н., Леонов И.В. (МГТУ им. Н.Э.Баумана)

Значительную часть времени современные машины работают в комбинированном цикле с чередованием разгона, кратковременного установившегося режима и торможения. Наиболее неблагоприятным во всех отношениях случаем работы машины является идеализированный неустановившийся цикл, состоящий из разгона и следующего за ним торможения с постоянными действующими моментами сил. Повышение экономических показателей машин с ДВС возможно путём снижения его номинальной мощности, что ведёт к ухудшению динамических качеств. Перспективным методом повышения экономичности машин, работающих в неустановившихся режимах, является применение рекуперации энергии торможения, её аккумулялирование и использование в разгонном двигателе. В этом случае повышения экономичности происходит без снижения динамических качеств и производительности машины