

УДК 628.517.2

# Структурный шум ДВС с воздушной системой охлаждения и методы его снижения

**В.В. Тупов**, доцент, канд. техн. наук

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

e-mail: e9@mx.bmstu.ru

## Ключевые слова:

структурный шум, шум процесса сгорания, шум от ударов поршня о цилиндр, виброакустическая проводимость, допустимый уровень звуковой мощности, необходимое снижение шума, дезаксаж, вибродемпфирование.

*Рассмотрен процесс образования структурного шума малогабаритных ДВС с воздушным охлаждением, предложен способ его расчета и нормирования на стадии проектирования двигателя, что позволяет определить величину необходимого снижения структурного шума и разработать методы и средства его уменьшения.*

## 1. Введение

Малогабаритные двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением (МДВСВО) нашли широкое применение в различных отраслях народного хозяйства, например, в транспортных средствах (мотоциклах, мотороллерах, скутерах, снегоходах, мотонартах), в устройствах «малой» механизации в сельском хозяйстве (мотокосилках, соломорезках, садово-огородных тракторах), в строительстве (для привода конвейеров, компрессоров, вибраторов); их используют также в миниэлектростанциях, мотопомпах, сварочных агрегатах. Указанные устройства являются мощными источниками акустического излучения и закономерно считаются интенсивными загрязнителями окружающей среды. Так, Агентство по защите окружающей среды США относит мотоциклы к главным источникам шума [1].

Шум от мотоциклов определяется, прежде всего, акустическим излучением используемых в них двигателей. Например, до 95% звуковой мощности мотоцикла создает его двигатель воздушного охлаждения. Результаты исследований мототранспортных двигателей с определенной коррекцией могут быть использованы также для МДВСВО иного назначения.

## 2. Постановка задачи исследования

К главным источникам шума этих двигателей можно отнести воздухозаборный тракт, систему вы-

пуска отработавших газов и структурный шум (СШ), излучаемый наружной поверхностью двигателя. Применение высокоэффективных глушителей шума впуска и выпуска приводит к тому, что СШ становится преобладающим в акустическом излучении двигателя. Высокие уровни шума МДВСВО объясняются в основном высокой литровой мощностью и большой виброакустической активностью орбренных частей двигателя (цилиндра и его головки), а также преобладанием в частотном спектре средне- и высокочастотных компонент, которые особенно неприятны для органов слуха и являются определяющими при нормировании шума мотоциклов.

Разработку средств снижения СШ экономически и технически целесообразно начинать на ранних стадиях проектирования двигателя, а не в процессе доработки его опытных образцов. Для успешного решения этой задачи необходимо расчетным путем оценить ожидаемый уровень СШ и его спектр, сопоставить их с допустимыми значениями, найти величину необходимого снижения шума и приступить к доработке соответствующих шумоглушающих средств. Решению этой задачи прогнозированию структурного шума и исследованию влияния конструкции и режима работы на акустическое излучение автотранспортных ДВС посвящено много публикаций [2–5]. В данной статье объектом исследования являются малогабаритные ДВС с воздушной системой охлаждения, имеющие свои конструктив-

ные особенности, пути передачи виброакустической энергии и специфический характер излучении шума в окружающую среду.

### 3. Источники и излучатели структурного шума

Рассмотрим сначала физические процессы, вызывающие образование структурного шума МДВСВО. Это позволит наметить подходы к определению этого шума расчетным методом. Структурный шум излучается в окружающую среду вибрирующими наружными поверхностями цилиндра и его головки, их ребрами охлаждения, поверхностями картера и корпусов впускной и выпускной систем двигателя.

Вибрация корпуса, следовательно, и шум возникают в результате действия на конструкцию ряда изменяющихся во времени силовых факторов при работе двигателя. Это, прежде всего, газовые силы, образующиеся при сгорании топлива. Они действуют на стенки цилиндра, его головку и днище поршня. В двигателях воздушного охлаждения цилиндр и головка имеют развитую поверхность за счет специально выполненных ребер, которые обеспечивают необходимый отвод теплоты. Высокая виброакустическая активность этих элементов приводит к тому, что цилиндр и головка становятся главными излучателями СШ мотоциклетного двигателя (рис. 1) [6]. Газовые силы наряду с другими приводят к вибрации картера и других элементов двигателя, однако их вклад в СШ не столь значителен.

Газовая сила  $P_g$  (рис. 2), действуя на поршень, приводит к возникновению силы  $N_g$ , направленной перпендикулярно оси цилиндра и изменяющей свое направление и величину, а также силы  $K_g$ , передающейся через шатун на кривошипный механизм. Эта сила вызывает вибрацию в коренных подшипниках, а также вибрацию главной передачи и механизма коробки передач.

Инерционные силы шатунно-поршневой пары действуют также на элементы конструкции двигателя, вызывая их вибрацию. Эти силы на рис. 2 представлены соответствующими составляющими:  $P_j$ ,  $N_j$ ,  $K_j$ . При изменении направления действия силы  $N$  поршень совершает поперечное движение в зазоре цилиндра-поршневой пары. Сталкиваясь со стенкой цилиндра, поршень совершает удар, в результате чего возникает вибрация цилиндра, его оребрения и прилегающих к нему деталей двигателя и, как следствие, излучение акустической энергии в окружающее пространство. Под действием газовых и инерционных сил возникает также вибрация в сочленениях шатуна с поршнем и кривошипом.

Таким образом, к основным источникам СШ мотоциклетного двигателя можно отнести процесс сго-

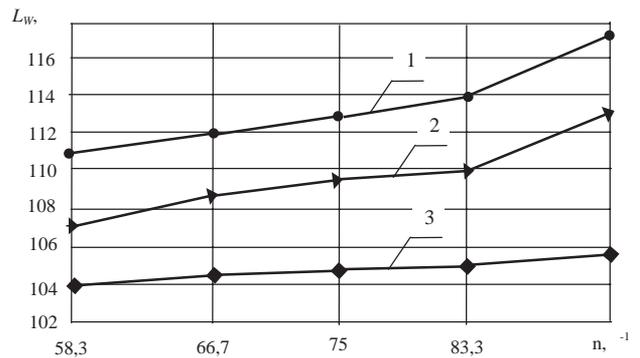


Рис. 1. Излучатели шума мотоциклетного двухтактного карбюраторного двигателя воздушного охлаждения класса 350 см<sup>3</sup>: 1 – двигатель; 2 – оребренные детали; 3 – поверхность картера,  $L_w$  – уровень звуковой мощности,  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя

рания топлива и ударные силы, возникающие при поперечном движении поршня относительно оси цилиндра. Уровни шума этих источников соизмеримы между собой. При этом шум от ударов поршня превышает шум от сгорания с увеличением скоростного режима двигателя, начиная с частоты вращения

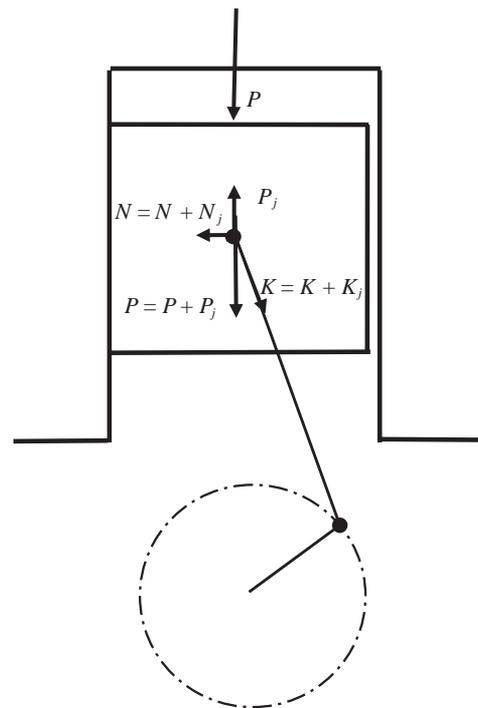
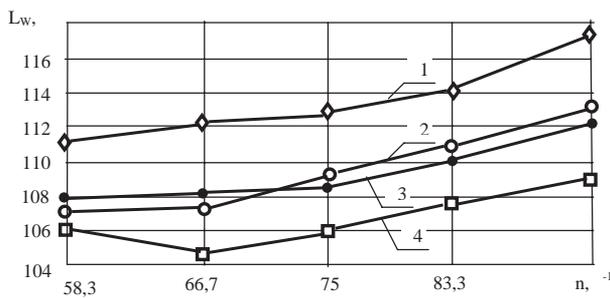


Рис. 2. Силы, действующие на поршень и кривошипно-шатунный механизм:  $P_g$  и  $P_j$  – газовая и инерционная силы, действующие на поршневой палец;  $N$  – сила, действующая перпендикулярно оси цилиндра;  $K$  – сила, действующая вдоль оси шатуна;  $N_j$ ,  $N_p$ ,  $K_g$ ,  $K_j$  – соответствующие составляющие этих сил



**Рис. 3.** Источники шума мотоциклетного двухтактного карбюраторного двигателя воздушного охлаждения класса 350 см<sup>3</sup>: 1 – двигатель; 2 – удары поршня о цилиндр; 3 – процесс сгорания; 4 – механизм коробки передач.  $L_w$  – уровень звуковой мощности,  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя

коленчатого вала двигателя  $n = 75 \text{ с}^{-1}$ , т. е. 4500 об./мин (рис. 3) [6].

Удары поршня в цилиндр реализуются, когда поршень скачкообразно меняет сторону прилегания к стенке цилиндра (перекладка поршня), а также при возвращении к исходной стенке цилиндра после отскока от нее без перекладки поршня.

#### 4. Математическое описание процесса образования структурного шума

Рассмотрим процесс излучения шума наружной поверхностью двигателя. Звуковая мощность структурного шума описывается выражением:

$$W = \oint_S J_n dS, \quad (1)$$

где  $S$  – замкнутая поверхность, окружающая источник звука;  $J_n$  – интенсивность звука в направлении нормали к элементу поверхности, имеющему площадь  $dS$ .

В дальнейшей зоне звукового поля справедливо соотношение:

$$J_n = \frac{\overline{p^2}}{\rho c}, \quad (2)$$

где  $\overline{p^2}$  – средний квадрат звукового давления;  $\rho$  – плотность воздуха;  $c$  – скорость звука в воздухе.

Звуковое давление в произвольной точке  $m$  акустического поля, создаваемое  $i$ -м элементом колеблющейся поверхности двигателя, имеющим площадь  $dF$ , описывается уравнением:

$$p_{mi}(x, y, z, r) = U_i(x, y, z) Z_u(x, y, z, r), \quad (3)$$

где  $U_i(x, y, z)$  – колебательная скорость  $i$ -го элемента поверхности, имеющего координаты  $x, y, z$ ;  $Z_u(x, y, z, r)$  –

сопротивление излучения  $i$ -го элемента;  $r$  – расстояние до точки  $m$ .

Суммарное звуковое давление в точке  $m$ , создаваемое всей колеблющейся поверхностью двигателя,

$$p_m(r) = \sum_{i=1}^N U_i(x, y, z) Z_u(x, y, z, r), \quad (4)$$

где  $N$  – общее количество элементов поверхности двигателя, принимаемое в расчет.

Переходя к акустическому сопротивлению излучения  $Z_a = \frac{Z_u}{dF}$  и заменяя процесс суммирования интегрированием по замкнутой поверхности  $F$  двигателя, получим

$$p_m(r) = \oint_F U(x, y, z) Z_a(x, y, z, r) dF. \quad (5)$$

Подставляя соотношение (5) в уравнение (2), а затем все это в формулу (1), получим в общем виде выражение для определения звуковой мощности СШ двигателя:

$$W = \frac{1}{\rho c} \oint_S \left[ \oint_F U(x, y, z) Z_a(x, y, z, r) dF \right]^2 dS, \quad (6)$$

где черта означает усреднение по времени.

Колебательная скорость элемента поверхности двигателя с координатами  $x, y, z$  может быть представлена в виде уравнения:

$$U(x, y, z) = \frac{GK(x, y, z, \xi, \eta, \zeta)}{Z_m(\xi, \eta, \zeta)}, \quad (7)$$

где  $G$  – произвольная сила, приложенная к конструкции двигателя в точке с координатами  $\xi, \eta, \zeta$ ;  $K(x, y, z, \xi, \eta, \zeta)$  – коэффициент передачи скорости колебаний от точки приложения силы до  $i$ -го элемента поверхности;  $Z_m(\xi, \eta, \zeta)$  – механическое сопротивление конструкции двигателя в точке приложения силы  $G$ .

Подставляя выражение (7) в уравнение (6), получим

$$W = \frac{1}{\rho c} \oint_S \left[ \oint_F \frac{GK(x, y, z, \xi, \eta, \zeta) Z_a(x, y, z, r)}{Z_m(\xi, \eta, \zeta)} dF \right]^2 dS. \quad (8)$$

Так как сила  $G$  не зависит от координат  $(x, y, z)$  элемента поверхности  $dF$  и расстояния  $r$ , то ее можно вынести за знак интеграла.

Тогда

$$W = \overline{G^2} \frac{1}{\rho c} \oint_S \left[ \oint_F \frac{K(x, y, z, \xi, \eta, \zeta) Z_a(x, y, z, r)}{Z_m(\xi, \eta, \zeta)} dF \right]^2 dS, \quad (9)$$

или  $W = \overline{G^2} Y_k$ , где

$$Y_k = \frac{1}{\rho c} \oint_S \left[ \oint_F \frac{K(x, y, z, \xi, \eta, \zeta) Z_a(x, y, z, r)}{Z_m(\xi, \eta, \zeta)} dF \right]^2 dS \quad (11)$$

виброакустическая проводимость конструкции (ВПК) двигателя.

Переходя к уровню звуковой мощности (УЗМ), получим:

$$L_w = 20 \lg \left( \frac{G}{G_0} \right) + L_Y + 120 \text{ дБ}, \quad (12)$$

где

$$L_Y = 10 \lg \left\{ \frac{U_0}{\rho c} \oint_S \left[ \oint_F \frac{K(x, y, z, \xi, \eta, \zeta) Z_a(x, y, z, r)}{Z_m(\xi, \eta, \zeta)} dF \right]^2 dS \right\} \quad -$$

уровень виброакустической проводимости конструкции (УВПК) двигателя;

$$G = \sqrt{\overline{G^2}}; \quad G_0 = 1 \text{ Н}; \quad U_0 = 1 \text{ кг/с}.$$

Таким образом, УЗМ структурного шума зависит от сил, возбуждающих колебания поверхности двигателя, и от уровня виброакустической проводимости его конструкции.

Частотный спектр УЗМ структурного шума можно определить с помощью выражения (12), если в него подставить спектр сил, вызывающих этот шум, а также значения УВПК двигателя на соответствующих частотах спектра.

Теоретическое определение УВПК двигателя представляет сложную задачу, решить которую в общем виде не представляется возможным. Однако, учитывая относительное подобие конструкций мотоциклетных двигателей воздушного охлаждения, можно получить обобщенный уровень виброакустической проводимости конструкции (ОУВПК) и ее частотный спектр для определенного класса подобных по конструкции двигателей путем усреднения их УВПК и соответствующих спектров.

Задача расчета корпусного шума мотоциклетных двигателей предполагает сначала нахождение возмущающих сил. При определении шума процесса сгорания эти силы определяются с помощью теплового расчета двигателя [7]. При расчете шума от ударов поршня о цилиндр двигателя возмущающие силы

можно определить теоретически [8]. Если необходимо рассчитать спектр УЗМ или отдельных источников СШ, то следует подставлять в формулу (12) спектральные составляющие соответствующих возмущающих сил. Так, полученная с помощью теплового расчета индикаторная диаграмма может быть представлена посредством преобразования Фурье в виде гармонического спектра газовой силы. Подставляя гармонические составляющие газовой силы в формулу (12), можно получить спектр УЗМ шума процесса сгорания. Октавный, 1/3-октавный или иной тип спектра получают методом энергетического суммирования составляющих УЗМ, расположенных в соответствующих полосах частот. Аналогично можно рассчитать спектр УЗМ шума от ударов поршня о цилиндр двигателя.

Таким образом, на стадии проектирования двигателя можно количественно оценить ожидаемые УЗМ структурного шума и его составляющих, а также рассчитать их частотные спектры. Эти уровни СШ необходимо оценить теоретически на соответствие допустимым значениям, которые можно определить, исходя из нормативных требований к шуму данного класса мотоциклов.

## 5. Нормирование структурного шума и его спектра

Допустимый скорректированный УЗМ структурного шума двигателя на скоростном режиме, соответствующем максимальному уровню шума мотоцикла при стандартных измерениях в движении, можно рассчитать [9] по формуле:

$$L_{W, A, \text{ доп. СШ}} = L_{A, \text{ доп. мот.}} - 10 \lg n + 25,5 \text{ дБА}, \quad (13)$$

где  $L_{A, \text{ доп. мот.}}$  — допустимый уровень звука мотоцикла;  $n$  — количество источников шума мотоцикла, уровни которых соизмеримы.

Если необходимо нормировать спектр структурного шума, то допустимый УЗМ в  $j$ -й полосе частот, например октавной, можно определить по формуле:

$$L_{W, A, \text{ доп. СШ, } j} = L_{A, \text{ доп. мот.}} - 10 \lg (mn) - \Delta_A + 25,5 \text{ дБ}, \quad (14)$$

где  $m$  — количество полос частот, в которых расположены наиболее мощные спектральные составляющие СШ;  $\Delta_A$  — частотная коррекционная поправка на характеристику «А» шумомера, значения которой для октавных полос приведены в таблице 1.

Таблица 1

| $f_{\text{ср. окт}}, \text{ Гц}$ | 63  | 125 | 250  | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
|----------------------------------|-----|-----|------|-----|------|------|------|------|
| $\Delta_A, \text{ дБ}$           | -26 | -16 | -8,6 | -3  | 0    | 1    | 1    | -1   |

Допустимый суммарный УЗМ структурного шума двигателя определяется с помощью выражения:

$$L_{W, \text{доп. СШ}} = 10 \lg \left( \sum_{j=1}^m 10^{0,1L_{W, \text{доп. СШ}, j}} \right) \text{ дБ.} \quad (15)$$

Допустимый скорректированный уровень звуковой мощности (ДКУЗМ)  $i$ -го источника СШ двигателя (например, ДКУЗМ шума от процесса сгорания, ДКУЗМ шума от ударов поршня о цилиндр и др.), а также частотный спектр этого источника можно рассчитать по соответствующим формулам:

$$L_{W, A, \text{доп. } i} = L_{A, \text{доп. мот.}} - 10 \lg(kn) + 25,5 \text{ дБА}; \quad (16)$$

$$L_{W, \text{доп. } ij} = L_{A, \text{доп. мот.}} - 10 \lg(kmn) - \Delta_A + 25,5 \text{ дБ,} \quad (17)$$

где  $k$  — количество источников СШ, принимаемых в расчет.

Допустимый суммарный УЗМ  $i$ -го источника структурного шума двигателя:

$$L_{W, \text{доп. } i} = 10 \lg \left( \sum_{j=1}^m 10^{0,1L_{W, \text{доп. } ij}} \right). \quad (18)$$

Если рассчитанный УЗМ структурного шума или его  $j$ -я спектральная составляющая превышают допустимые уровни, то требуемая величина шумоглушения определяется по формулам:

$$\Delta L_{\text{тр. СШ}} = L_{W, \text{СШ}} - L_{W, \text{доп. СШ}}; \quad (19)$$

$$\Delta L_{\text{тр. СШ}, j} = L_{W, \text{СШ}, j} - L_{W, \text{доп. СШ}, j}. \quad (20)$$

Требуемая величина снижения уровня отдельного  $i$ -го источника СШ, например, шума от процесса сгорания, или уровня  $j$ -й частотной составляющей  $i$ -го источника рассчитываются согласно выражениям:

$$\Delta L_{\text{тр. } i} = L_{W, i} - L_{W, \text{доп. } i}; \quad (21)$$

$$\Delta L_{\text{тр. } ij} = L_{W, ij} - L_{W, \text{доп. } ij}. \quad (22)$$

Поскольку можно определить требуемую величину снижения структурного шума и его отдельных составляющих, следует разрабатывать средства уменьшения звуковой мощности этих источников уже на стадии проектирования мотоциклетного двигателя.

## 6. Методы и средства снижения структурного шума

Принципиально возможны три направления снижения структурного шума: в источнике его возникновения, на пути передачи энергии от источника до

излучателя и в излучателе, уменьшая звуковую отдачу в окружающую среду.

На первом направлении осуществляется воздействие на возмущающие силы, вызывающие вибрацию конструкции двигателя. При этом стремятся понизить амплитуду и скорость изменения сил, увеличив длительность силового воздействия. Например, стараются уменьшить динамичность рабочего процесса: снизить по возможности скорость нарастания давления и его максимальную величину. С этой целью уменьшают угол опережения зажигания и степень сжатия. Это приводит к снижению шума на 3...4 дБА. Однако при этом ухудшаются рабочие характеристики двигателя, что ограничивает практическое использование этих способов шумоглушения.

Рассмотрим некоторые способы снижения шума от ударов поршня о цилиндр двигателя, воздействуя на его конструкцию. Как было показано в [10], звуковая мощность пропорциональна кинетической энергии поршня в момент удара. Уменьшение зазора в цилиндропоршневой группе приводит к снижению шума независимо от положения поршня в цилиндре в момент удара. Достичь этого можно, повышая качество изготовления поршня и цилиндра, снижая температуру, обеспечивая более равномерное прогревание их в процессе работы, специально профилируя поршень по высоте и в поперечных сечениях с учетом его деформации. Ударный импульс зависит, помимо прочего, от относительной длины поршня, положения его центра тяжести, а также от качества масляной пленки между цилиндром и поршнем. Применение дезаксажа (смещение оси поршневого пальца относительно оси поршня) не во всех случаях приводит к снижению шума. Он уменьшает силы, вызывающие поперечное движение поршня в отдельных точках рабочего цикла, и увеличивает в других. Поэтому дезаксаж следует выбирать из условия обеспечения минимума суммарной кинетической энергии поршня при всех ударах, происшедших за время полного рабочего цикла. Уменьшение скорости вращения коленчатого вала существенно снижает шум от ударов поршня о цилиндр, однако, этот метод вряд ли применим сегодня, когда наблюдается тенденция к повышению быстроходности двигателей. Уменьшению вибрационной активности конструкции способствует динамическая балансировка деталей и узлов двигателей, применение литых чугунных рубашек цилиндров вместо алюминиевых.

Анализ основных излучателей структурного шума указывает на приоритетное значение элементов системы воздушного охлаждения двигателя — ребер охлаждения цилиндра и его головки [6, 11]. Приблизительно 85% звуковой мощности СШ излучают обремененные детали. Генерация шума происходит

главным образом на собственных частотах изгибных колебаний ребер. Способы определения этих частот и форм изгибных колебаний изложены [6, 12]. Снижения излучаемого ребрами шума можно достичь несколькими методами, из которых особо отметим: отстройку собственных частот от частот более мощных составляющих в спектре вынуждающих сил, вибродемпфирование с помощью специальных вставок из материала с высоким внутренним трением, уменьшение сопротивления излучения и создание эффекта акустического «короткого замыкания».

Вибродемпфирование осуществляется с помощью специальных элементов из эластичных материалов на основе резины, которые устанавливаются с определенной степенью деформации между ребрами охлаждения двигателя. Конструктивно они представляют собой цилиндрические элементы, «гребенки» или трубки, пропущенные через отверстия в ребрах. Применение 42 цилиндрических элементов на двигателе класса 250 см<sup>3</sup> позволило снизить СШ на 2...4 дБА [11]. Аналогичный результат был получен на двигателях класса 350 см<sup>3</sup> [13].

Ужесточение конструкции путем соединения краев ребер перемычками из алюминиевого сплава с помощью сварки привело к уменьшению шума на 2...3 дБА [11, 13]. Большой эффект был достигнут в результате применения вибропоглощающих экранов, устанавливаемых на ребра головки и цилиндра. Эффект при этом составил 3...5 дБА [11]. Оригинальная конструкция вибродемпфирующего экрана приведена в [14]. Постоянное акустическое совершенствование рабочего процесса и конструкции МДВСВО, повышение качества изготовления их деталей и узлов обеспечит дальнейшее снижение структурного шума этих двигателей.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Эдред К.М. Коммунальный шум // Аэрогидромеханический шум в технике / Под ред. Р. Хиклинга. М.: МИР. 1980. С. 11–22.
2. Алексеев И.В. Основы теории поршневых двигателей внутреннего сгорания с пониженными уровнями акустического излучения: Дис. ... д-ра техн. наук. — М., 1986. — 287 с.
3. Шатров М.Г., Яковенко А.Л. Исследование влияния скоростного режима работы ДВС на уровень его структурного шума. Материалы международной научно-технической конференции ААИ «Автомобили и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ». (17.11.2010): сб. научн. тр. — М.: МГТУ «МАМИ», 2010. — С. 216–223.
4. Яковенко А.Л. Разработка методики и инструментальных средств для прогнозирования структурного шума

#### 7. Выводы

1. При наличии высокоэффективных глушителей шума структурный шум (СШ) является преобладающим в акустическом излучении малогабаритных ДВС воздушного охлаждения.
2. Основные источники СШ — газовые силы, образующиеся при сгорании топлива, и силы от ударов о цилиндр двигателя поршня при его попережном движении относительно цилиндра.
3. Цилиндр и его головка, оснащенные ребрами охлаждения — главные излучатели СШ.
4. Предложенное математическое описание процесса образования СШ позволяет на стадии проектирования ДВС определить уровни звуковой мощности (УЗМ) структурного шума и его компонент, а также их частотные спектры. При этом значения силовых факторов и их спектры можно получить теоретически, а обобщенный уровень виброакустической проводимости конструкции определяется экспериментально-расчетным путем с использованием статистической обработки этого параметра, полученного на двигателях аналогичной конструкции.
5. Описана методика расчета допустимых УЗМ структурного шума и его компонент, исходя из нормативных требований по шуму к мототранспортному средству при стандартной методике измерений. Это позволяет на стадии проектирования определить величину и частотный диапазон необходимого снижения СШ и его основных составляющих.
6. Оценена степень влияния рассмотренных силовых факторов и основных излучателей звука на СШ и предложен ряд методов и средств его снижения.

двигателя внутреннего сгорания: Дис. ... канд. техн. наук. — М., 2009. — 146 с.

5. Шатров М.Г. Исследование изменений структурного шума двигателя 8 ЧН 12/12 от рабочего процесса и перекладок поршня при варьировании скоростным режимом и коэффициентом короткоходности // Грузовик. — 2010. — № 12. — С. 24–29.
6. Чекрыжов Ю.Г. Исследование и разработка методов снижения шума малолитражных двигателей с воздушным охлаждением: Дис. ... канд. техн. наук. — М., 1981. — 174 с.
7. Силлат Р.Р. Исследование газообмена двухтактного карбюраторного двигателя с применением математического моделирования: Дис. ... канд. техн. наук. — Таллин, 1977. — 150 с.
8. Тупов В.В., Геращенко В.С. Разработка мероприятий по снижению корпусного шума элементов мотоцикла класса 250 см<sup>3</sup> и создание глушителей впуска и выпу-

- ска: Отчет по НИР. — М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана. — Ч. 1. — 1980; Ч. 2. — 1982. № 77076039. — 327 с.
9. *Тупов В.В.* Снижение шума мотоциклетных двигателей // Промышленная экология и безопасность труда / Под ред. С.В. Белова. Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана. — М., 1988. — № 507. — С. 86–110.
  10. *Haddad S.D. Howard D.A.* Analysis of Piston Slap-Induced Noise and Assessment of Some Methods of Control in Diesel Engines // CAE Technical Paper Series, 1980, № 800517, 12 pp.
  11. *Тупов В.В., Геращенко В.С.* Снижение шума мотоцикла класса 250 см<sup>3</sup>. Отчет по НИР Э-917. — М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. № 76091337. — 208 с.
  12. *Тупов В.В., Геращенко В.С.* Снижение шума, излучаемого ребрами охлаждения головки цилиндра мотоциклетного двигателя. Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана. — М.: 1987. — № 485. — С. 81–92.
  13. *Луканин В.Н., Чекрышов Ю.Г.* Методы снижения шума двухтактных двигателей воздушного охлаждения. Тезисы IX Всесоюзной акустической конференции. — М., 1977. — С. 113–116.
  14. *Алексеев И.В., Чекрышов Ю.Г.* Некоторые принципы конструирования малозумных двигателей мотоциклов // Двигателестроение. — 1982. — № 1. — С. 12–14.

## Noise of petrol engine with air cooling system and methods of its decrease

**V.V. Tupov**, Associate Professor, Ph.D. of Engineering, Moscow State Technical University named after N.E. Bauman

Process of formation of structural noise in small-sized petrol engine with air cooling is considered. It is proposed the mode of this noise calculation and rationing at an engine design stage that allows to define a necessary suppression value of structural noise and to develop the methods and means of its reduction.

**Keywords:** structural noise, combustion process noise, noise from piston strokes about the cylinder, vibroacoustic conductivity, admissible level of sound power, noise suppression, offsetting, vibrodamping.

### Министр образования и науки России Дмитрий Ливанов объявил выговор ректорам московских вузов, в которых не повышены зарплаты профессорско-преподавательского состава

Министр потребовал предоставить информацию о причинах недостаточно уровня оплаты труда преподавателей и о мерах, которые будут приняты в ближайшие недели для исправления ситуации.

По результатам совещания приказом министра объявлены выговоры: ректору Московского государственного открытого университета имени В.С. Черномырдина Э.О. Цатуряну, ректору Московского государственного университета геодезии и картографии А.А. Майорову, ректору Российского химико-технологического университета имени Д.И. Менделеева В.А. Колесникову, ректору Московского государственного вечернего металлургического института А.Б. Коростелеву и ректору Московского государственного университета печати имени Ивана Федорова К.В. Антипову.

Также было указано на недостаточную работу по повышению заработной платы профессорско-преподавательского состава: ректору МАТИ — Российского государственного технологического университета имени К.Э. Циолковского В.А. Фролову, ректору Российского государственного гуманитарного университета Е.И. Пивовару, проректору Государственного академического университета гуманитарных наук М.С. Бобковой.

Начиная с октября 2012 года, Минобрнауки России проводит ежемесячный анализ уровня заработной платы профессорско-преподавательского состава в государственных высших учебных заведениях. По данным мониторинга, в сентябре данный показатель в целом по стране составил в вузах, подведомственных МИД России — 89%, Минздраву России — 97,6%, Минкультуры России — 71,6%, Минобрнауки России — 107,3%, Минспорта России — 71,3%, Росавиации — 64,2%, Росморречфлоту — 71,7%, Роспатенту — 64,9%, Федеральной таможенной службе — 133,9% от средней заработной платы по региону.

В соответствии с подпунктом «а» пункта 1 Указа Президента Российской Федерации от 7 мая 2012 г. № 597 «О мерах по реализации государственной социальной политики» необходимо обеспечить повышение к 2018 году средней заработной платы преподавателей образовательных учреждений высшего профессионального образования и научных сотрудников до 200 процентов от средней заработной платы в соответствующем регионе.

Минобрнауки России опубликовало сведения о средней заработной плате штатных преподавателей вузов за октябрь 2012 года. См. сайт <http://fgosvpo.ru/uploadfiles/mo/20121126103949.pdf>.