

Исследование акустических характеристик глушителей шума выпуска автотранспортных двигателей внутреннего сгорания

В.В. Тупов, доцент, канд. техн. наук

Э.Г. Бангоян, канд. техн. наук

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

e-mail: e9@bmstu.ru, emil-1983@mail.ru

Ключевые слова:

шум выпуска двигателя внутреннего сгорания, глушитель шума, вносимые потери, импеданс излучения звука отверстием, импеданс источника шума выпуска, выпускной коллектор двигателя, акустический импеданс коллектора, резонансные колебания среды в коллекторе.

Рассмотрена основная акустическая характеристика глушителя шума – «вносимые потери», которая показывает снижение шума, создаваемого его источником, в частности системой выпуска отработавших газов двигателя внутреннего сгорания, в контрольной точке в результате применения глушителя. Дано объяснение сути этой характеристики и её математическое описание; приведены эмпирические зависимости для расчёта импеданса излучения звука концевым отверстием выпускной системы. Предложен способ определения импеданса источника шума выпуска, который представляется более достоверным по сравнению с уже известными, так как позволяет учесть колебательные процессы в выпускном коллекторе ДВС, благодаря чему повышается точность вычисления вносимых потерь глушителя в процессе его разработки на стадии проектирования автотранспортных двигателей. Получены также аналитические зависимости для расчёта частот, на которых наблюдаются экстремальные значения этой характеристики.

1. Пояснение к понятию «вносимые потери»

При оценке акустических качеств глушителя часто пользуются понятием «вносимые потери» (ИЛ). Эта характеристика демонстрирует величину снижения уровня звукового давления шума выпуска в контрольной точке окружающего пространства в результате установки глушителя в выпускную систему двигателя при условии, что эта точка расположена на одном расстоянии от излучающего звук концевого отверстия этой системы до и после применения глушителя. Если при этом сохраняются неизменными показатель направленности и пространственный угол, в который происходит излучение звуковой энергии концевым отверстием, то справедлива зависимость:

$$IL = L_1 - L_2 = L_{W1} - L_{W2} = 10 \lg(W_1/W_2), \text{ дБ}, \quad (1)$$

где L_1 , W_1 , L_{W1} и L_2 , W_2 , L_{W2} — уровни звукового давления в контрольной точке, звуковая мощность шума, излучаемого концевым отверстием выпуск-

ной системы, и её уровень соответственно до и после установки глушителя шума в выпускную систему двигателя.

2. Математическое описание вносимых потерь

Представляя глушитель в виде четырехполюсника, характеризующегося матрицей передачи с коэффициентами A , B , C и D , получим эквивалентную схему выпускной системы, изображенную на рис. 1а [1].

Параметры акустических колебаний — звуковое давление и массовая колебательная скорость среды на входе (P_1 , V_1) и выходе (P_2 , V_2) глушителя связаны его матрицей передачи:

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ V_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_2 \\ V_2 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Звуковая мощность, излучаемая концевым отверстием глушителя, равна [2]:

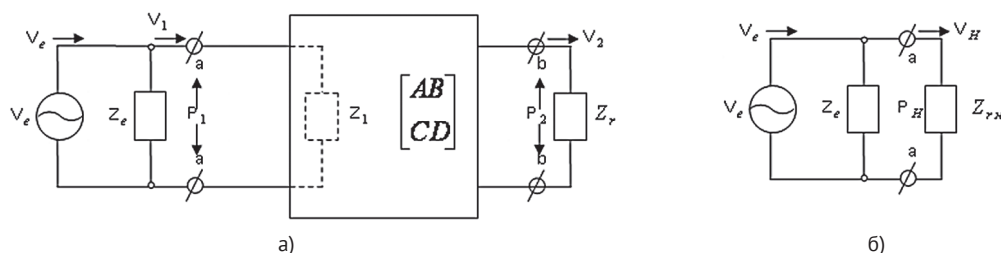


Рис. 1. Эквивалентная схема выпускной системы двигателя: а) с глушителем, б) без глушителя

$$W_2 = \frac{1}{2\rho_2} |V_2|^2 \operatorname{Re}(Z_r), \quad (3)$$

где ρ_2 — плотность среды в концевом отверстии; $\operatorname{Re}(Z_r)$ — действительная часть акустического импеданса излучения звука этим отверстием.

Эквивалентная схема незаглушенного выпуска представлена на рис. 1б. Здесь источник шума нагружен на акустический импеданс излучения звука (Z_{rn}) концевым отверстием выпускной системы ДВС без глушителя. Тогда, по аналогии с (3), получим выражение для звуковой мощности, излучаемой этим отверстием в окружающую среду:

$$W_1 = \frac{1}{2\rho_1} |V_H|^2 \operatorname{Re}(Z_{rn}), \quad (4)$$

где V_H — массовая колебательная скорость среды в концевом отверстии выпускной системы без глушителя; ρ_1 — плотность среды в этом отверстии.

Из анализа схемы следует:

$$V_H = V_e - P_H / Z_e; \quad (5)$$

$$P_H = V_H Z_{rn}; \quad (6)$$

где V_e и Z_e — массовая колебательная скорость среды в источнике шума и его внутренний акустический импеданс; P_H — звуковое давление в концевом отверстии выпускной системы без глушителя.

Подставляя (6) в (5), получим:

$$V_H = V_e / (1 + Z_{rn} / Z_e). \quad (7)$$

Тогда выражение (4), с учетом (7), примет вид:

$$W_1 = \frac{1}{2\rho_1} |V_e|^2 \operatorname{Re}(Z_{rn}) / |1 + Z_{rn} / Z_e|^2. \quad (8)$$

Из матричного соотношения (2) для выпускной системы с глушителем следует:

$$P_1 = AP_2 + BV_2; \quad (9)$$

$$V_1 = CP_2 + DV_2. \quad (10)$$

Так как $Z_1 = P_1 / V_1$ и $Z_r = P_2 / V_2$ (рис. 1а), то из выражений (9) и (10) получим:

$$Z_1 = \frac{AZ_r + B}{CZ_r + D}; \quad (11)$$

$$\frac{V_1}{V_2} = CZ_r + D. \quad (12)$$

Для источника шума с глушителем (рис. 1а) можно записать:

$$V_e = V_1 + \frac{P_1}{Z_e} = V_1 \left(1 + \frac{Z_1}{Z_e}\right). \quad (13)$$

Используя (13) в выражении (8), получим:

$$W_1 = \frac{1}{2\rho_1} |V_1|^2 \operatorname{Re}(Z_{rn}) \left[\frac{|Z_e + Z_1|}{|Z_e + Z_{rn}|} \right]^2. \quad (14)$$

Подставив (3) и (14) в (1), с учетом (11) и (12), запишем вносимые потери звуковой энергии при установке глушителя в выпускной системе в следующем виде:

$$IL = 20 \lg \left[\sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} \sqrt{\frac{\operatorname{Re}(Z_{rn})}{\operatorname{Re}(Z_r)}} \left| \frac{AZ_r + B + Z_e(CZ_r + D)}{Z_e + Z_{rn}} \right| \right], \text{ дБ}. \quad (15)$$

В выпускной системе, кроме акустических волн, распространяется поток отработавших газов. Для учета усредненного потока газов используем аэроакустические параметры (P_c и V_c) [3], которые связаны со звуковым давлением P и массовой колебательной скоростью V в стационарной среде (без потока) соотношением:

$$\begin{bmatrix} P_c \\ V_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & MZ \\ M/Z & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P \\ V \end{bmatrix}, \quad (16)$$

где M – число Маха потока газов; $Z = c/S$ – характеристический импеданс выпускной системы в ее сечении площадью S ; c – скорость звука в нем.

Остальные параметры, входящие в (15), можно выразить через P_c и V_c . Тогда, заменив классические параметры в выражении (15) на соответствующие аэроакустические, перепишем формулу для расчета вносимых потерь в виде:

$$IL_c = 20 \cdot \lg \left[\sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}} \cdot \sqrt{\frac{\operatorname{Re}(Z_{Ar,H})}{\operatorname{Re}(Z_{c,r})}} \times \left| \frac{A_c Z_{c,r} + B_c + Z_{c,e} (C_c Z_{c,r} + D_c)}{Z_{c,e} + Z_{c,r,H}} \right| \right], \text{ дБ.} \quad (17)$$

Аэроакустические коэффициенты матрицы передачи зависят от применяемого глушителя. В рамках данной работы способы их расчета не рассматриваются. Ниже приведены расчетные зависимости для вычисления значений импедансов, входящих в (17).

3. Импеданс излучения звука концевым отверстием выпускной системы двигателя

Основываясь на результатах экспериментальных исследований [4, 5], получена зависимость для расчета аэроакустических импедансов излучения звука концевыми отверстиями выпускной системы ДВС с глушителем ($Z_{c,r}$) и без него ($Z_{c,r,H}$). Если периметр концевого отверстия $P_0 < \lambda_{\min}$, где λ_{\min} – наименьшая длина волны рассматриваемого частотного диапазона, то аэроакустический импеданс излучения звука равен:

$$Z_{c,r}(Z_{c,r,H}) = Z_T \frac{(1 - |R_c|^2) + 2j|R_c|\sin\phi_{c,r}}{(1 - |R_c|\cos\phi_{c,r})^2 + (|R_c|\sin\phi_{c,r})^2}, \quad (18)$$

где $|R_c|$ и $\phi_{c,r}$ – модуль и фаза аэроакустического коэффициента отражения волн от концевого отверстия; $Z_T \approx c_T / S_T$ – характеристический импеданс концевого участка выпускной системы; S_T и c_T – площадь проходного сечения этого участка и скорость звука в нем.

Значения $|R_c|$ и $\phi_{c,r}$ можно вычислить, с учетом [6], по формулам:

$$|R_c| \approx |R|(1 + 2,5M^2) \frac{(1 - M)}{(1 + M)}; \quad (19)$$

$$\phi_{c,r} \approx \pi - 2ka \left[0,6133 - 0,1168(ka)^2 \right] / (1 - M^2) \quad \text{при } ka \leq 0,5; \quad (20)$$

$$\phi_{c,r} \approx \pi - 2ka \left[0,6393 - 0,1104ka \right] / (1 - M^2) \quad \text{при } 0,5 < ka < 2, \quad (21)$$

где

$$|R| \approx 1 + 0,01336ka - 0,59079(ka)^2 + 0,33576(ka)^3 - 0,06432(ka)^4 \quad (22)$$

при $ka < 1,5$; здесь $k = \omega / c_0$ – волновое число; ω – круговая частота звуковых колебаний; c_0 – скорость звука в районе отверстия; a – радиус круглого отверстия с периметром P_0 .

4. Импеданс источника шума выпуска

Импеданс источника шума выпуска ДВС, используемый для расчета вносимых потерь глушителя (см. формулы (15) и (17)), до настоящего времени наименее изучен. Известны попытки эмпирически определить этот параметр для отдельных моделей двигателей, например метод прямого измерения с помощью импедансной трубы, метод внешних измерений шума выпуска в свободном пространстве и т.п., которые описаны в [1 и 7]. Однако общего теоретического способа его определения до сих пор нет. В [1] сказано, что исследователи принимают один из трёх вариантов аппроксимации импеданса источника шума выпуска в виде $Z_e = \infty$, $Z_e = 0$, $Z_e = Z_c$, где Z_c – характеристический импеданс коллектора выпускной системы ДВС. Импеданс реального источника шума выпуска двигателя отличается от значения Z_e каждого из этих вариантов.

На практике глушитель шума своим входным патрубком присоединяется к коллектору, поэтому входной импеданс коллектора в месте присоединения глушителя можно рассматривать в качестве импеданса источника при вычислении вносимых потерь. Противоположный конец коллектора можно, в первом приближении, считать закрытым. Усреднённая за время открытия выпускного клапана площадь кольцевой щели между его головкой и седлом сравнительно невелика и, кроме того, акустические волны падают также на жесткую тыльную поверхность головки, поэтому коэффициент отражения волн от выпускных органов приближается к 1. Следовательно, выпускной коллектор с этого конца можно считать закрытым.

В процессе работы многоцилиндрового двигателя учитываемая длина выпускного коллектора изменяется в зависимости от места расположения выпускного органа цилиндра, с которым коллектор сообщается в данный момент работы ДВС. Основываясь на результатах исследований [2], максимальный продольный размер коллектора можно принимать в качестве его эквивалентной длины ($l_{к, экв}$). В первом приближении, усредненную площадь проходного сечения можно взять в качестве эквивалентной для всего коллектора ($S_{к, экв}$). Температура отработавших

газов в коллекторе непостоянна. Однако для приближительного расчёта импеданса источника шума параметры газовой среды в коллекторе можно принять постоянными и равными их средним значениям.

С учётом вышеуказанных усреднений и допущений выпускной коллектор будет представлять собой канал длиной $l_{к, экв}$ с площадью проходного сечения $S_{к, экв}$, закрытый на одном конце у клапанов и открытый на другом в месте присоединения глушителя. Тогда входной импеданс коллектора ($Z_к$) в месте присоединения глушителя вычисляется, как для трубопровода, закрытого на конце [8], и может быть принят в качестве импеданса источника шума выпуска ($Z_{с, е}$) двигателя:

$$Z_{с, е} = Z_к = -jZ_c \operatorname{ctg}(k_c l_{к, экв}), \quad (23)$$

где

$$k_c \approx (k_0 - j\alpha) / (1 - M^2); \quad (24)$$

$$Z_c \approx Z_0 (1 - j\alpha / k_0); \quad (25)$$

$$\alpha = \alpha_v + \alpha_t.$$

Здесь α_v и α_t — коэффициенты потерь звуковой энергии в коллекторе соответственно за счёт вязкого трения, теплопроводности среды и турбулентности газового потока, которые определяются в [9,10] по формулам:

$$\alpha_v \approx P_K \sqrt{\omega / (2\rho)} \times [\sqrt{\mu} + (\gamma - 1) \sqrt{\lambda_1 / C_p}] / (2c_e S_{к, экв}); \quad (26)$$

$$\alpha_t \approx \frac{0,346 P_K M}{S_{к, экв} [4 M \rho c_e S_{к, экв} / (\mu P_K)]^{0,25}} \quad (27)$$

при $4000 < Re_K < 10^7$,

$$\alpha_t \approx (0,0072 + 0,612 / Re_K^{0,35}) M P_K / (8 S_{к, экв}) \quad (28)$$

при $Re_K < 4 \times 10^5$,

где $Re_K = 4 S_{к, экв} M \rho c_e / (P_K \mu)$ — число Рейнольдса.

В приведенных выражениях параметры $Z_0 = c_e / S_{к, экв}$;

$k_0 = \omega / c_e$; ρ — усреднённая плотность среды в коллек-

торе; μ — коэффициент динамической вязкости среды; $\gamma = C_p / C_v$ — показатель адиабаты; C_p и C_v — удельная теплоёмкость при постоянных давлении и объёме; λ_1 — коэффициент теплопроводности среды; $M = V_{ср} / c_e$ — число Маха, где $V_{ср}$ — усреднённая по времени и сечению коллектора скорость отработавших газов; P_K — усреднённый периметр проходного сечения коллектора; c_e — средняя скорость звука в нем.

5. Анализ характеристики снижения шума глушителем

Подставляя импедансы излучения звука концевым отверстием выпускной системы с глушителем и без него в виде выражения (18) и импеданс источника шума (23) в формулу (17), вычислим значения вносимых потерь (IL_C^K) камерно-резонаторного глушителя на частотах гармонических составляющих шума выпуска двигателя автопогрузчика ДВ-1792М при постоянном режиме его работы [10, 11]. На рис. 2 приведена зависимость вносимых потерь от частоты в диапазоне существования плоских волн в выпускной системе, причём дискретные значения $IL_C^K(f)$ соединены отрезками прямых линий.

Приведенный на рисунке график имеет циклический характер, при котором наблюдается чередование местных максимумов при общей тенденции к увеличению акустической эффективности глушителя с ростом частоты с несколько пониженной областью в диапазоне 1,1...1,3 кГц. Сравнение этого графика с аналогичными (рис. 3) [10, 11], полученными при импедансах $Z_e = 0$, $Z_e = \infty$, $Z_e = Z_к$ и имеющими срав-

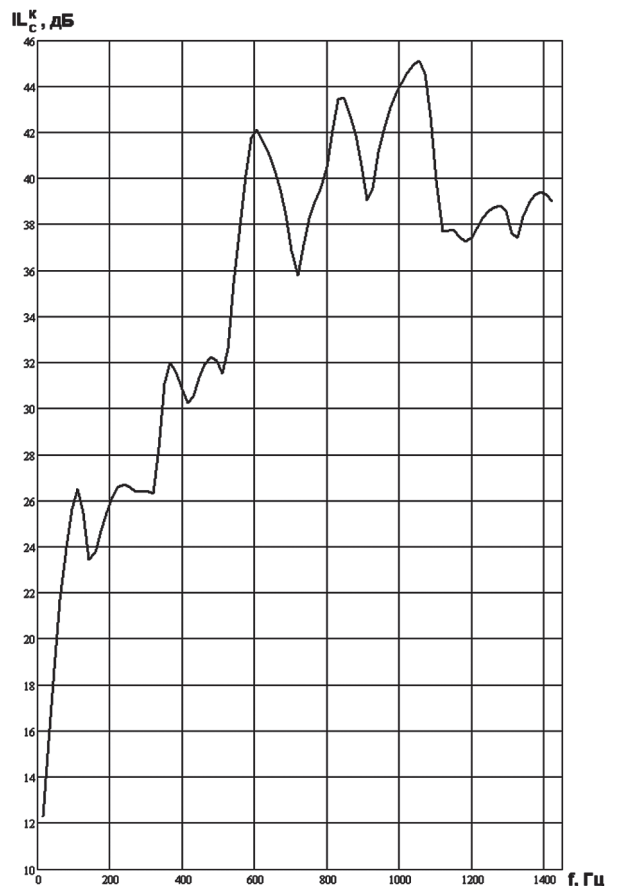


Рис. 2. Зависимость вносимых потерь глушителя шума выпуска от частоты при импедансе источника шума $Z_e = Z_к$

нительно равномерные характеристики $IL_C(f)$ с небольшими вариациями, позволяет заключить, что причиной изрезанности исследуемого графика является циклическая зависимость от частоты импеданса источника шума в соответствии с выражением (23).

Исследуем формулу (17), описывающую $IL_C(f)$. Снижение значений IL_C может наблюдаться на частотах, при которых мнимая часть числителя в модуле обращается в 0 при знаменателе, отличном от 0. Запишем это условие при $Z_{c,e} = Z_K$ в виде:

$$\text{Im}[A_C Z_{c,r} + B_C + Z_K (C_C Z_{c,r} + D_C)] = 0. \quad (29)$$

Отсюда

$$-\text{Im}(Z_K) = \text{Im}[(A_C Z_{c,r} + B_C) / (C_C Z_{c,r} + D_C)]. \quad (30)$$

Правая часть (30) представляет собой мнимую составляющую входного импеданса глушителя $\text{Im}(Z_1)$, а левая — мнимую часть выражения (23), поэтому можно записать:

$$\text{Im}[jZ_C \text{ctg}(k_C l_{к, экв})] = \text{Im}(Z_1), \quad (31)$$

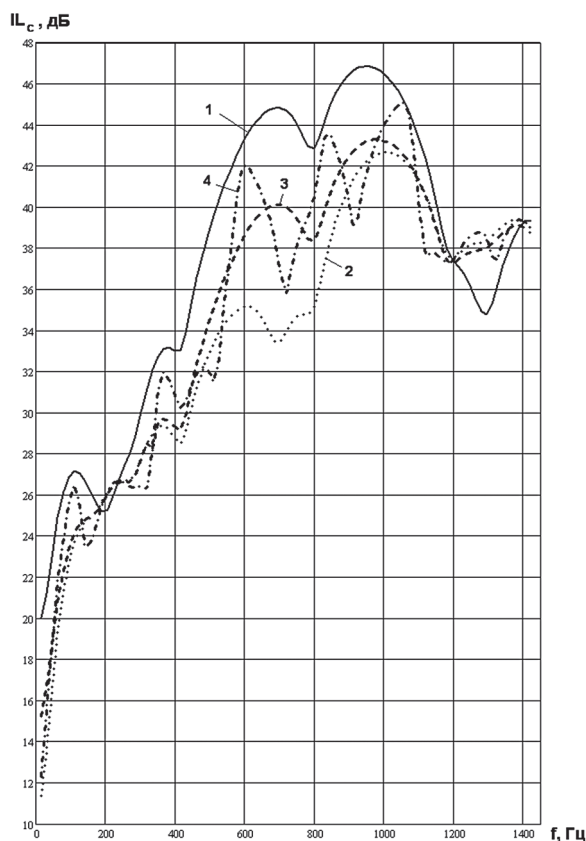


Рис. 3. Зависимость вносимых потерь глушителя от частоты при следующих импедансах источника шума выпуска: 1) $Z_e = 0$; 2) $Z_e = \infty$; 3) $Z_e = Z_C$; 4) $Z_e = Z_K$.

или

$$\text{Im}[Z_1 - jZ_C \text{ctg}(k_C l_{к, экв})] = 0. \quad (32)$$

Следовательно, на частотах, при которых выполняется условие (32), в выпускном коллекторе, нагруженном на входной импеданс глушителя, развиваются резонансные колебания среды большой амплитуды. Эти колебания, несмотря на ослабление глушителем, проявляются на его выходе в виде звуковых волн повышенного уровня. В связи с этим значения вносимых потерь на этих резонансных частотах оказываются заниженными (это видно при сравнении графиков 3 и 4 на рис. 3).

Наряду с местными минимумами в характеристике $IL_C^K(f)$ наблюдаются чередующиеся с ними максимумы, причем те и другие располагаются на частотах, не характерных для местных экстремумов графиков 1, 2, 3 на рис. 3. Эти максимумы $IL_C^K(f)$ соответствуют частотам, при которых мнимая часть знаменателя в модуле зависимости (17) обращается в 0 при числителе, отличном от 0. Это условие при $Z_{c,e} = Z_K$ имеет вид:

$$\text{Im}(Z_K + Z_{c,r,n}) = 0. \quad (33)$$

Подставляя сюда выражение (23) для Z_K , получим:

$$\text{Im}[Z_{c,r,n} - jZ_C \text{ctg}(k_C l_{к, экв})] = 0, \quad (34)$$

где $Z_{c,r,n}$ — аэроакустический импеданс излучения звука конечным отверстием выпускной системы двигателя без глушителя, который рассчитывается по формуле (18) с учетом параметров, характерных для этой системы выпуска.

Таким образом, на частотах, при которых выполняется условие (34), в выпускном коллекторе, нагруженном на $Z_{c,r,n}$, возникают резонансные колебания, которые вызывают интенсивное излучение шума в окружающее пространство. Поэтому получаем высокие значения вносимых потерь (IL_C^K) на этих резонансных частотах.

6. Вывод

Подводя итог проведенным исследованиям, можно сделать вывод, что предлагаемый четвертый вариант математического представления импеданса источника шума, несмотря на ряд указанных допущений, представляется более достоверным по сравнению с тремя описанными в литературе и приведенными выше. Предложенный вариант позволяет учесть колебательные процессы в выпускном коллекторе, которые оказывают влияние на форму частотной характеристики вносимых потерь глушителя шума выпуска ДВС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Салливан Дж.У. Моделирование шума выхлопной системы двигателя // Аэрогидромеханический шум в технике / Под ред. Р. Хиклинга. М.: Мир, 1980. — С. 233–256.
2. Скучик Е. Основы акустики. В 2-х томах / Под ред. Л.М. Лямшева. М.: Мир, 1976. Т. 1 — 520 с. — Т. 2 — 544 с.
3. Munjal M.L. Acoustics of Ducts and Mufflers. — N.Y.: Wileyinterscience, 1987. — 328p.
4. Ingard Uno, Singhal Vijay K. Effect of flow on the acoustic resonances of an open — ended duct // Journal Acoustical Society of America. 1975. V. 58 (4). P. 788–793.
5. Panicker V.B., Munjal M.L. Radiation impedance of an unflanged pipe with mean flow. Noise Control Eng., 18 (2), 1982. P. 48–51.
6. Davies P.O.A.L., Bento Coelho I.L., Bhattacharya M. Reflection coefficient for an unflanged pipe with flow // Journal Sound and Vibration. 1980. Vol. 72 (4). P. 543–546.
7. Komkin A.I., Nikiforov N.A. On the design of automobile exhaust systems / 5th International symposium Transport noise and vibration. St. Petersburg, Russia, 6–8 June 2000.
8. Комкин А.И., Тунов В.В. К расчету акустических характеристик глушителей шума // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. 1994. Вып. 3. С. 118–124.
9. Ingard U., Singhal V. K. Sound attention in turbulent pipe flow // Journal of the Acoustical Society of America. 1974. V. 55 (3). P. 535–538.
10. Бангоян Э.Г. Разработка методов и средств снижения шума дизельных автопогрузчиков (на примере автопогрузчика ДВ – 1792М). Дис.канд.тех.наук. / МГИУ, 2007. — 267с.
11. Айрбабамян С.А., Бангоян Э.Г. Повышение эффективности глушителя шума выпуска дизеля Д3900 // Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 3. Тула: Изд-во ТулГУ, 2007. — С. 143–147.

Research of Acoustic Characteristics related to Noise Release Mufflers of Motor Transport Internal-Combustion Engines

V.V. Tupov, Ph.D. of Engineering, Associate Professor, Bauman Moscow State Technical University

E.G. Bangoyan, Ph.D. of Engineering, Bauman Moscow State Technical University

The main acoustic characteristic of noise muffler—"brought losses", which shows the decrease of noise created by its source, in particular by exhaust system of internal-combustion engine, in a control point as a result of muffler use is considered. The explanation of essence of this characteristic and its mathematical description are offered; the empirical dependences for calculation of sound radiation impedance by exhaust system end opening are given. The offered way of release noise source impedance definition seems to be more reliable in comparison with already known ones as it allows to consider oscillatory processes in the exhaust manifold of internal-combustion engine thanks to which the calculation accuracy of muffler's brought losses in course of its development at motor transport engines design stage is increased. The analytical dependences for calculation of frequencies at which the extreme values of this characteristic are observed are also received.

Keywords: engine release noise, noise muffler, brought losses, impedance of sound radiation by an opening, release noise source impedance, engine's exhaust manifold, collector's acoustic impedance, resonance oscillations of environment in manifold.

Развитие программ прикладного бакалавриата

Опубликован Перечень вузов — пилотных площадок по развитию программ прикладного бакалавриата (вузы, которым выделены контрольные цифры приема на программы прикладного бакалавриата).

В Перечень включены 45 вузов по всей территории России.

С Перечнем вузов можно познакомиться по ссылке:

<http://fgosvpo.ru/uploadfiles/prikl%20bak/priklbak.pdf>.

Новые образцы документов (дипломов) о высшем образовании

Разработаны новые образцы дипломов о высшем образовании.

Познакомиться с образцами новых дипломов бакалавров, специалистов и магистров и приложениями к ним можно познакомиться по ссылке:

http://www.fgosvpo.ru/index.php?r=pages/index&menu_id=53&parent=53&category_id=1