

Приближенные физико-математические модели газодинамических и аэроакустических процессов в глушителях шума выпуска ДВС

Лубянченко А.А.

Преподаватель, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург

Аннотация

В данной работе представлены физическая модель и методика расчета аэроакустических параметров неизоэтермического турбулентного потока в глушителях шума выпуска двигателей внутреннего сгорания. Методика основана на акустической аналогии Лайтхилла, модели локальных источников и уравнений газодинамики турбулентного потока.

Ключевые слова: глушитель шума выпуска, турбулентный поток, волновое уравнение, неизоэтермическая струя, акустическое поле, диаграмма направленности.

The approximate physical and mathematical models of gas-dynamic and aero-acoustic processes in the exhaust mufflers of ICE

Lubianchenko A.A.

Lecturer, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D.F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The article presents a physical model and the method of calculating the aero-acoustic parameters in non-isothermal turbulent flow of the exhaust mufflers of internal combustion engines. The method is based on the Lighthill acoustic analogy, models of local sources and the gas dynamics equations of turbulent flow.

Key words: exhaust muffler, turbulent flow, wave equation, non-isothermal flow, acoustic field, directivity diagram.

Введение

Процессы, происходящие в камерах сгорания двигателей внутреннего сгорания, порождают сложные виброакустические явления, связанные с перемещением высокоскоростного и высокотемпературного потока отработавших газов по газовыпускным системам (трубопроводы и глушитель шума выпуска). При прохождении газового потока по глушителю параметры последнего (скорость, температура, давление и пр.) изменяются, что приводит к уменьшению шума на выпуске.

Правильное понимание физических механизмов генерации газовых потоков и акустических полей различных частотных диапазонов, создание приближённых методик расчёта газодинамических, аэроакустических параметров позволят разработать оптимальные конструкции глушителей и существенно сократить затраты при разработке и отладке эффективных систем глушения.

Кроме шума, генерируемого истекающими продуктами сгорания, в общем спектре частот, излучаемых акустических полей, существует ряд частот другой физической природы (собственные частоты колебаний в объемах глушителей и пр.). Конструкции реальных газовых трактов, включая глушители, должны обеспечить

*E-mail:anna.voenmeh@gmail.com (Лубянченко А.А.)

снижение шума различной физической природы, распространяющегося по газовой среде.

В данной работе на основе обобщения имеющихся математических моделей [1], выполнены расчёты газодинамических параметров газового тракта от цилиндров двигателя до выхлопной трубы, расчёт параметров акустических полей, генерируемых истекающими продуктами сгорания, и расчет собственных частот элементов выхлопного тракта (дискретные частоты).

1. Расчёт газодинамических параметров

Продукты сгорания дизельного топлива, находящиеся в цилиндре двигателя, с момента движения выпускного клапана начинают истекать через кольцевую щель сначала под действием перепада давления, а затем под действием выталкивающего движения поршня. При движении выпускного клапана площадь проходного сечения постоянно изменяется. Истекающий газ попадает через трубопровод в глушитель. В зависимости от конструкции глушителя в нём может быть несколько объёмов, через которые перетекает газ, и через выхлопное отверстие истекает в атмосферу.

Для приближённых расчётов газодинамических параметров в газовом тракте использовалась расчётная схема [1], (представленную на рис. 1), которая принципиально отражает геометрию реальных глушителей, т.е. набор отдельных объёмов (W_1, \dots, W_N), соединённых между собой отверстиями (d_1, \dots, d_N) или различными патрубками.

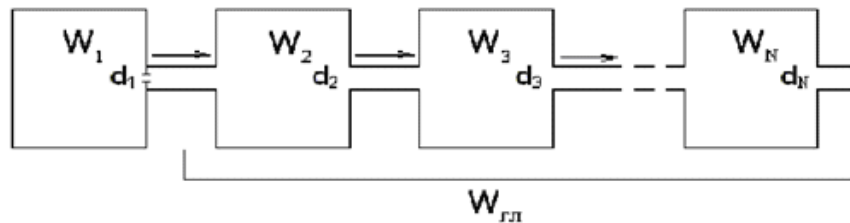


Рис. 1. Расчетная схема глушителя (W_1 – объем цилиндра двигателя; $W_2, W_3 \dots W_N$ – объемы, моделирующие конструкцию глушителя; d_1, d_2, \dots, d_N – диаметры выходных отверстий, где N – число объемов).

При этом приняты следующие допущения: рабочее тело (продукты сгорания) – идеальный газ, газодинамические параметры осреднены по объёму, термодинамические параметры постоянны, стенки конструкции – жёсткие.

Исходная система уравнений включает:

Уравнение сохранения вещества:

$$\sum_{i=1}^N m_{0i} = \sum_{i=1}^N m_i \tag{1}$$

Уравнения сохранения энергии:

$$m_{0i} c_v T_{0i} + \int c_p T_{i-1} d m_{i-1,i} - \int c_p T_i d m_{i,i+1} = m_i c_v T_i \tag{2}$$

$$m_{i,i+1} = \int g_{i,i+1} dt, \tag{3}$$

Уравнение состояния для i -ого объёма:

$$P_i W_i = m_i R T_i \tag{4}$$

где $i = 1 \dots N$ – число объемов в расчетной схеме выхлопного тракта (рис. 1), m – масса, c_p , c_v – теплоемкости, R – газовая постоянная, W – объем, T – температура, g – массовый расход.

При наличии длинных трубопроводов в системе принимаются следующие допущения [1]: трубопровод имеет постоянное поперечное сечение, распределение давления по сечению трубопровода равномерное, силой тяжести пренебрегаем, течение газа по трубопроводу – адиабатическое, (изотермическое), а математическая модель (1-4) дополняется рядом уравнений:

Уравнение количества движения:

$$\rho V \frac{d(\beta V)}{dx} = - \left(\frac{dP}{dx} + \frac{\lambda}{8} \frac{\beta V^2}{r_z} \right), \quad (5)$$

Уравнение теплообмена:

$$c_p T + \alpha \frac{V^2}{2} = c_p T_0, \quad (6)$$

Уравнение расхода:

$$g = F \rho V = const, \quad (7)$$

Уравнение состояния:

$$P = \rho RT, \quad (8)$$

где: F – площадь поперечного сечения трубопровода; α , β – коэффициенты, зависящие от сечения трубопровода, характера течения числа Рейнольдса (при $Re \approx 10^6$ $\alpha = 1,045$, $\beta = 1,02$); $r_z = \frac{d}{4}$ – гидравлический радиус; d – диаметр трубы; λ – безразмерный коэффициент трения.

Для условий неизотермических струй, когда существенным становится отличие параметров на срезе выхлопной трубы от параметров окружающей среды, необходимо учитывать эти отличия. Ниже приведены основные уравнения, подробное описание физико-математической модели приведено в монографии [2].

Для описания процессов в турбулентной струе используется следующая система уравнений [1]:

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{V}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho}_p \bar{V}_{pj}) = 0; \quad (9)$$

Уравнение количества движения:

$$\bar{\rho} \frac{\partial \bar{V}_k}{\partial x_k} + \bar{\rho} \bar{V}_j \frac{\partial \bar{V}_k}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\bar{\tau}_{jk} - \overline{\rho_p V_{pj} V_{pk}}] - \frac{\partial}{\partial t} \overline{\rho_p V_{pk}} - \overline{\rho_p V_{pj}} \frac{\partial \bar{V}_k}{\partial x_j}; \quad (10)$$

Уравнение энергии:

$$\begin{aligned} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} + \bar{\rho} \bar{V}_j \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} = & \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{q}_j}{\partial x_j} + \bar{V}_k \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_k} + \overline{V_{pk} \frac{\partial p_p}{\partial x_k}} + \\ & + \bar{T}_{jk} \frac{\partial \bar{V}_k}{\partial t} + \overline{T_{pjk} \frac{\partial V_{pk}}{\partial t}} - \frac{\partial}{\partial t} \overline{\rho_p h_p} - \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{\rho_p V_{pj} h_p} - \overline{\rho_p V_{pj}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (11)$$

Уравнение состояния:

$$\bar{p} = \bar{\rho}RT ; \tag{12}$$

Уравнение для рейнольдсовых напряжений в сжимаемой жидкости:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \overline{\rho V_{pi} V_{pk}} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{V}_j \overline{\rho V_{pi} V_{pk}}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\rho V_{pi} V_{pj} V_{pk}}) = \\ & = -V_{pi} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_k} - V_{pk} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + V_{pi} \frac{\partial \overline{\tau_{pjk}}}{\partial x_j} + V_{pk} \frac{\partial \overline{\tau_{pij}}}{\partial x_j} + \\ & + \bar{V}_i \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{V}_j \overline{\rho V_{pk}}) + \bar{V}_k \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{V}_j \overline{\rho V_{pj}}) + \bar{V}_i \frac{\partial}{\partial t} \overline{\rho V_{pk}} + \\ & + \bar{V}_k \frac{\partial}{\partial t} \overline{\rho V_{pi}} + \overline{\rho V_{pj}} \frac{\partial \bar{V}_i \bar{V}_k}{\partial x_j} - \overline{\rho V_{pj} V_{pk}} \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} - \overline{\rho V_{pi} V_{pj}} \frac{\partial \bar{V}_k}{\partial x_j} \end{aligned} ; \tag{13}$$

где $V_j = \bar{V}_j + V_{pj}$ мгновенное, среднее и пульсационное значение параметра (скорости) соответственно, t – время, h – энтальпия, i, j, k – индексы, определяющие направление осей декартовой системы координат, $\overline{\rho V_{pj} V_{pk}}$ – составляющие тензора турбулентных напряжений.

2. Расчёт параметров акустических полей

Для расчёта аэроакустических параметров неизотермических струй данная система уравнений дополнена волновым уравнением (волновое уравнение Лайтхилла):

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [\rho V_i V_j - \delta_{ij} (\rho a_0^2 + p) - \mu (\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial V_k}{\partial x_k} \delta_{ij})] \tag{14}$$

где $\delta_{jk} = \begin{cases} 1, \text{при } j = k \\ 0, \text{при } j \neq k \end{cases}$ – символ Кронекера; μ – коэффициент динамической

(молекулярной) вязкости; ρ – плотность, p – статическое давление; a_0 – скорость звука в невозмущённой среде; V – скорость; t – время, x_i, x_j – координаты, $i, j, k = 1, 2, 3$.

В предложенной математической модели расчета газодинамических параметров неизотермических турбулентных струй продуктов сгорания используются уравнения неразрывности, уравнения количества движения уравнения энергии с использованием модели Рейнольдса и волнового уравнения Д. Лайтхилла. Полученные аналитические зависимости (с учетом пространственно-временной корреляции между газодинамическими параметрами) позволили выделить вклад «собственного» шума, обусловленного турбулентными пульсациями газодинамических потоков, и «сдвигового» шума, обусловленного наличием градиента скорости потока [2]. Данная математическая модель позволяет выполнять расчеты таких акустических параметров как звуковое давление, акустическая мощность, диаграмма направленности и др.

3. Расчет собственных частот элементов выхлопного тракта

Наличие в выпускном тракте проточных каналов и полостей различных объёмов и конфигураций, обладающих набором собственных частот, требует оценки численных величин и возможных механизмов их возникновения. Необходимость этой

работы обусловлена возможным проявлением резонансных эффектов в различных частотных диапазонах. С учётом особенностей геометрии элементов выпускного тракта были проанализированы различные физические механизмы возбуждения собственных частот.

Основные модели возбуждения собственных частот и соответствующие расчётные формулы приведены ниже [3].

Объёмные резонаторы:

$$f_0 = \frac{a_0}{2\pi} \sqrt{\frac{d_{\Gamma} \varepsilon}{W}} \text{ – резонатор с плоским горлом} \quad (15)$$

$$f_{01} = \frac{a_0}{2\pi} \sqrt{\frac{d_{\Gamma}}{l_{\Gamma} W}} \text{ – с удлинённым горлом} \quad (16)$$

$$f_{02} = \frac{a_0}{2\pi} \sqrt{\frac{d_{\Gamma 1} \varepsilon_1 + d_{\Gamma 2} \varepsilon_2}{W}} \text{ – с двумя плоскими горлами} \quad (17)$$

$$f_{02l} = \frac{a_0}{2\pi} \sqrt{\frac{S_1 \varepsilon_1}{l_{\Gamma 1} W_1} + \frac{S_2 \varepsilon_2}{l_{\Gamma 2} W_2}} \text{ – с двумя удлинёнными горлами} \quad (18)$$

Двуполостные резонаторы:

$$f_{20} = \frac{a_0}{2\pi} \sqrt{\frac{(m+2)c}{W}} \quad (19)$$

$$f'_{20} = \frac{a_0}{2\pi} \sqrt{\frac{m c}{W}} \quad (20)$$

где: $m = 2$, $c = 2R$ для круглого отверстия.

Волновые резонаторы:

$$f_{\frac{1}{4}} = \frac{a_0 n}{4L} \text{ – } \frac{1}{4} \text{ волновые, где } n=1, 3, \dots \quad (21)$$

$$f_{\frac{1}{2}L} = \frac{a_0 k}{2L} \text{ – } \frac{1}{2} \text{ волновые (продольные), где } k = 1, 2, \dots \quad (22)$$

$$f_{\frac{1}{2}D} = \frac{a_0 k}{2D} \text{ – } \frac{1}{2} \text{ волновые (поперечные), где } k = 1, 2, \dots \quad (23)$$

где: d_{Γ} , l_{Γ} – диаметр, длина горла; W – объём полости; S_{Γ} – площадь горла; L , D – длина, диаметр волнового резонатора; a_0 – скорость звука в невозмущённой среде; R – радиус отверстия; f – частота; ε – коэффициент, учитывающий форму горла.

Используя приведённые формулы, можно рассчитать значения возможных собственных частот и их гармоник для конкретных конструкций глушителей.

Дополнительно к формулам (15-23) собственных частот различных конструкций глушителей для условий работающего двигателя необходимо учитывать: число оборотов $n=36 \div 37$ об/сек, частоту взаимодействия поршней с цилиндрами $f \approx 148$ 1/с, частоту открытия клапанов двигателя (четырёхтактный дизель) $f = 36 \div 37$ 1/с, $f = 74$ 1/с, $f = 148$ 1/с, $f = 192$ 1/с, а также возможное появление собственной частоты $f_{1/4}$ (формула 22) с характерным размером H (длина трубы от выпускного клапана до полости глушителя).

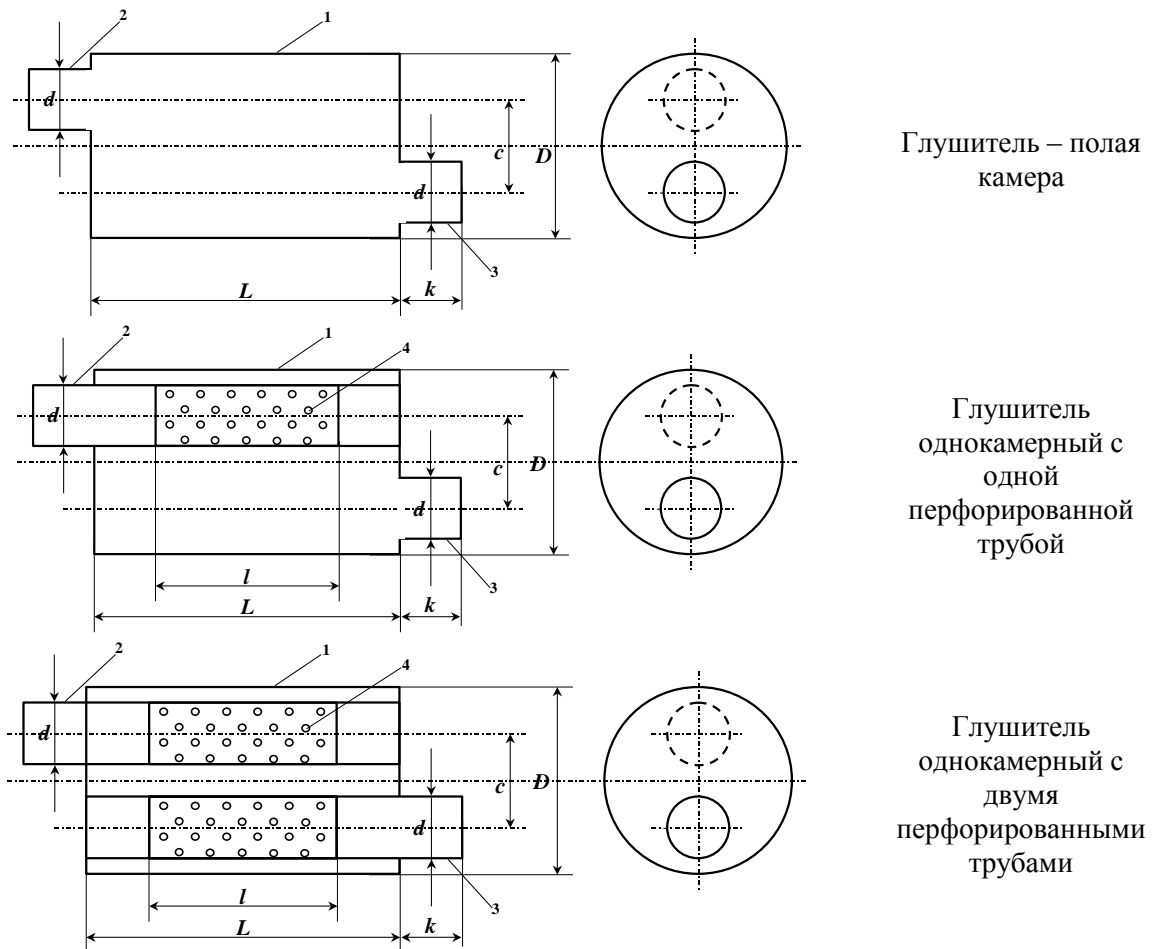
4. Анализ результатов расчетов

В таблице 1 приведены значения собственных частот для глушителей, имеющих одну и две перфорированные трубы для подвода и выброса газа (рис. 2), расчёты выполнены для соответствующих значений скоростей звука ($a = \sqrt{kRT}$).

Таблица 1

Расчётные значения возможных собственных частот

Конструкция глушителя	Полая камера	С одной перфорированной трубой	С двумя перфорированными трубами
Расчётные формулы для f_i	Значения собственных частот, Гц		
f_0 (15)	115	153	195
f_{01} (16)	83	73	209
f_{02} (17)	161	203	296
f_{021} (18)	120	124	192
$f_{1/4}$ (21)	212	178	228
$f_{1/2L}$ (22)	425	462	539
$f_{1/2D}$ (23)	708	771	987



Конструктивные размеры: $L = 500$ мм, $D = 300$ мм, $l = 300$ мм, $d = 100$ мм, $c = 150$ мм, $k = 150$ мм, $V = 0,035$ м³
 площадь перфорации 15%, \varnothing перфорации 10 мм
 Рис. 2. Схемы глушителей: 1 – корпус глушителя, 2 – входной патрубков, 3 – выходной патрубков, 4 – перфорированная труба

Газодинамические расчёты тракта, выполненные для различных начальных условий (давление P_0 , температура T_0 , переменная площадь выпускного отверстия) показали, что параметры потока на срезе выхлопной трубы являются переменными величинами. Причём расчёты, выполненные с помощью пакета FloWorks, выявили наличие существенной неоднородности параметров на срезе выхлопной трубы. Кроме того, необходимо представлять, что мы имеем дело с импульсными струями (по числу периодически работающих клапанов выпуска). В представленной методике расчёта газодинамических параметров на данном этапе исследований импульсный характер истечения не учитывался.

Данные сравнительного анализа экспериментальных и численных исследований газодинамических параметров тракта и аэроакустических параметров турбулентного шума газового потока для рассматриваемых глушителей представлены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты экспериментальных и численных исследований глушителей

Октавные полосы, Гц	УЗД, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									УЗ, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Глушитель – полая камера										
Экспериментальные данные	110	127	119	103	105	108	107	103	87	113
Расчётные значения собственных частот		83	115 161 120	208 212	425	$L_{p\Sigma} = 107$ дБ				
Возмущающие частоты ДВС	37	74	148	192						
Источник генерации звука	Частоты работающего двигателя, собственные частоты				Частоты, излучаемые потоком продуктов сгорания					
Глушитель однокамерный с одной перфорированной трубой										
Экспериментальные данные	101,8	124,1	112,7	98,9	97,6	101	101	99,1	82,9	107,8
Расчётные значения собственных частот		73	153 124 178	203 192	462 771	$L_{p\Sigma} = 101,7$ дБ				
Возмущающие частоты ДВС	37	74	148	192						
Источник генерации звука	Частоты работающего двигателя, собственные частоты				Частоты, излучаемые потоком продуктов сгорания					

Октавные полосы, Гц	УЗД, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									УЗ, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Глушитель однокамерный с двумя перфорированными трубами										
Эксперимен- тальные данные	112,9	120,7	108,1	96,9	100,8	97,6	101,6	101, 7	87,9	102,4
Расчётные значения собственных частот			119	195 209 296 192 228	539	987	$L_{p\Sigma} = 105,6$ дБ			
Возмущающ ие частоты ДВС	37	74	148	192						
Источник генерации звука	Частоты работающего двигателя, собственные частоты				Частоты, излучаемые потоком продуктов сгорания					

Анализ этой группы глушителей с постоянным объёмом ($V=0,035 \text{ м}^3$) и отличающихся наличием перфорированных труб показали следующее:

- введение в конструкцию глушителей перфорированных труб привело к изменению собственных частот конструкции глушителей, что в свою очередь привело к изменению эффективности глушителей в различных октавных полосах. Эти глушители менее эффективны в октавных полосах 31,5, 63, 125 Гц, и более эффективны в октавных полосах 500, 1000 Гц в связи с появлением в этих полосах собственных частот;

- расчёты акустических параметров турбулентного шума этих глушителей показали незначительное снижение излучаемой мощности с появлением перфорированных труб.

Для оценки характеристик широкополосного шума неизотермических струй были выполнены расчёты по приведенной методике.

Результаты расчётов газодинамических параметров для глушителя – полый камеры приведены ниже:

- скорость изменяется в диапазоне $V = 50 \div 125$ м/с;
- диапазон давлений в объёме $P_0 = 103000 \div 109623$ Па;
- диапазон температур в объёме $T_0 = 290 \div 466$ °К.

Для расчёта акустических полей были использованы следующие параметры: $T_0 = 359$ °К, $P_0 = 109316$ Па, $V = 124,44$ м/с.

Для исследования были построены диаграммы направленности (рис. 3): интенсивности суммарного шума J_{sum} [Вт/м²], интенсивности «собственного» шума (own noise) – J_{pulse} [Вт/м²], интенсивности «сдвигового» шума (shift noise) – J_{sh} [Вт/м²] и звукового давления – РРВ [Па]. Диаграммы направленности строились по 16 точкам на сфере радиусом 12 м (такое удаление позволяет максимально учесть вклад различных составляющих на всей протяжённости газового потока на акустические характеристики) с угловым шагом $\Delta 22,5^\circ$.

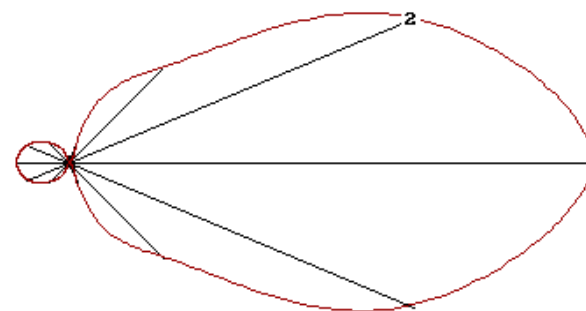
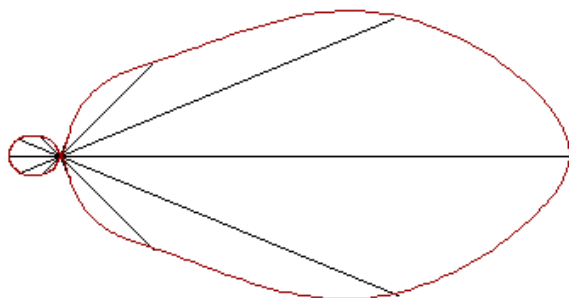
Уровень акустической мощности $L_N \approx 102$ дБ, акустическая мощность $N = 0,0145$ Вт, уровень звукового давления $L_p \approx 107$ дБ.

Диаграмма направленности

- 1 – «Собственный» шум*,
2 – «Сдвиговый» шум

Уровень акустической мощности
 $L=101.6293$ Db

Диаграмма направленности (суммарная
акустическая мощность)



Звуковое давление (амплитудное значение)

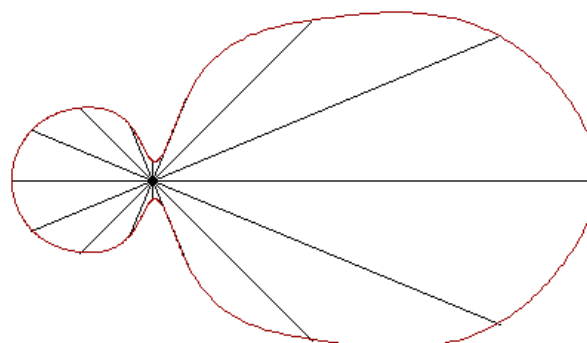


Рис. 3. Диаграммы направленности акустических характеристик глушителя – полый камеры (* в данном масштабе диаграммы вклад "собственного" шума не виден)

Проанализируем материалы по глушителю с одной перфорированной трубой:

- скорость изменяется в диапазоне $V = 20 \div 120$ м/с;
- диапазон давлений в объеме $P_0 = 101577 \div 109500$ Па;
- диапазон температур в объеме $T_0 = 290 \div 500^\circ$ К.

Для расчёта акустических полей были использованы следующие параметры:
 $V=97$ м/с; $T_0 = 302^\circ$ К; $P_0 = 107009$ Па.

Результаты расчётов (диаграммы направленности) приведены на рис. 4. Уровень акустической мощности $L_N=93,2$ дБ, акустическая мощность $N= 0,0021$ Вт, уровень звукового давления $L_p = 101,7$ дБ.

Результаты расчётов газодинамических параметров глушителя с двумя перфорированными трубами приведены ниже:

- скорость изменяется в диапазоне $V = 20 \div 130$ м/с;
- диапазон давлений в объеме $P_0 = 103049 \div 109000$ Па;
- диапазон температур в объеме $T_0 = 290 \div 490^\circ$ К.

Для расчёта акустических полей были использованы следующие параметры:
 $V = 108$ м/с; $T_0 = 310^\circ$ К; $P_0 = 108279$ Па.

Результаты расчётов приведены на рис. 5. Уровень акустической мощности $L_N = 97,17$ дБ, акустическая мощность $N=0,00521$ Вт, уровень звукового давления $L_p = 105,6$ дБ.

Диаграмма направленности

- 1 – «Собственный» шум^{*},
- 2 – «Сдвиговый» шум

Уровень акустической мощности
L=93,2269 Db

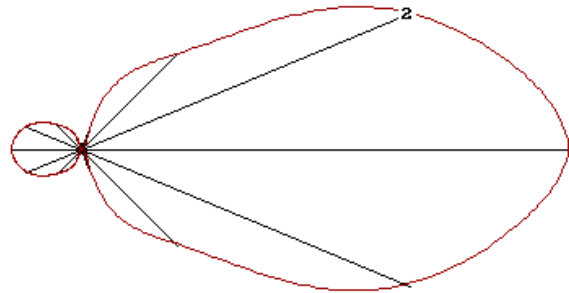


Диаграмма направленности (суммарная акустическая мощность)

Звуковое давление (амплитудное значение)

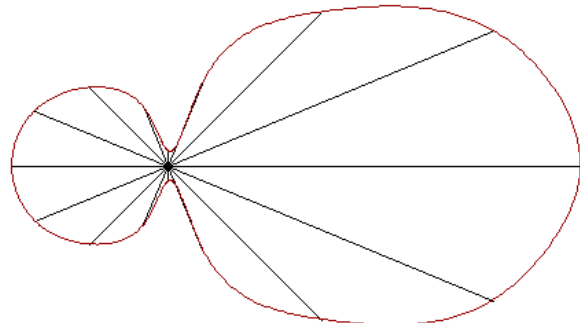
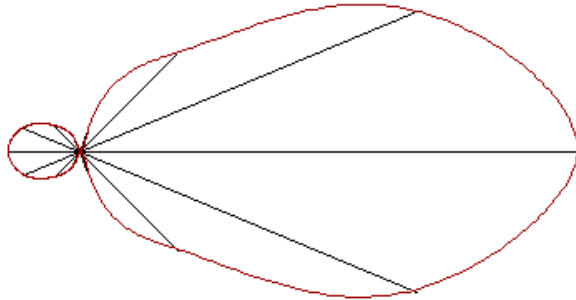


Рис. 4. Диаграммы направленности акустических характеристик глушителя с одной перфорированной трубой (* в данном масштабе диаграммы вклад "собственного" шума не виден)

Диаграмма направленности

- 1 – «Собственный» шум^{*},
- 2 – «Сдвиговый» шум

Уровень акустической мощности
L=97,1723 Db

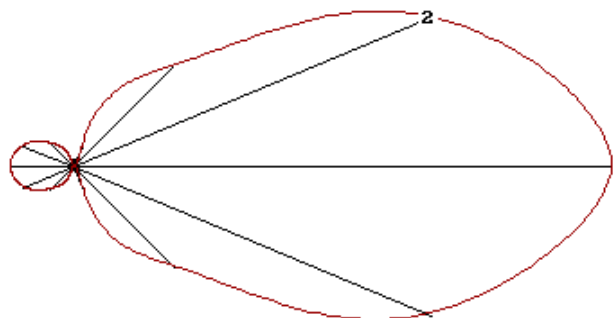


Диаграмма направленности (суммарная акустическая мощность)

Звуковое давление (амплитудное значение)

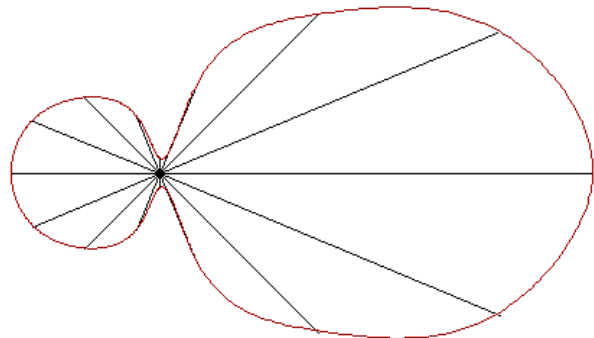
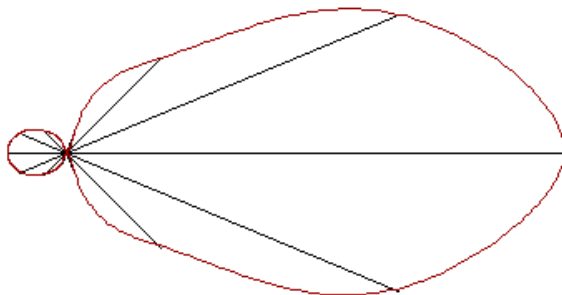


Рис. 4. Диаграммы направленности акустических характеристик глушителя с двумя перфорированными трубами (* в данном масштабе диаграммы вклад "собственного" шума не виден)

Анализ полученных данных позволяет сделать ряд обобщений:

- максимальные уровни звукового давления находятся на низких и средних частотах, это связано с характерными частотами работающего двигателя и собственными частотами выхлопного тракта;
- излучение от нестационарного неизотермического потока продуктов сгорания (определяется их скоростью, давлением и температурой) приходится на высокочастотный диапазон;
- введение в конструкцию глушителей перфорированных труб привело к изменению собственных частот конструкции глушителей, что в свою очередь привело к изменению эффективности глушителей в различных октавных полосах. Эти глушители менее эффективны в октавных полосах 31,5, 63, 125 Гц, и более эффективны в октавных полосах 500, 1000 Гц в связи с появлением в этих полосах собственных частот;
- расчёты акустических параметров турбулентного шума этих глушителей показали незначительное снижение излучаемой мощности с появлением перфорированных труб;
- механизмы генерации акустических волн в полосе 250 Гц, могут быть обусловлены работой механизмов двигателя, пульсациями, ударно-волновыми процессами в трубопроводе и глушителе (формулы 22, 23). По-видимому, одна из гипотез, объясняющая эффективность функционирования глушителя, связана с оптимальным соответствием частот, возбуждаемых двигательной установкой, и собственных частот тракта шумоглушения.

Анализ численных исследований, выполненных по приведенной в данной работе методике на большем числе моделей глушителей, позволил оценить влияние скорости истечения и температуры потока на параметры акустического излучения.

Скорость истечения газов определяющим образом влияет на акустическую мощность, звуковое давление, диаграммы направленности и соотношение «собственного» и «сдвигового» шума. Изменение истечения в диапазоне 50-100 м/с увеличивает уровни излучаемой звуковой мощности на 15-20 дБ. При малых скоростях преобладает «собственный» шум, с ростом скорости – «сдвиговый» шум. Влияние температуры на излучаемую акустическую мощность менее значительно. Изменение температуры на 100-200°С приводит к росту акустической мощности на 3-6 дБ. При малых температурах основной вклад в акустическую мощность вносит «сдвиговый» шум, с ростом температуры – «собственный».

Таким образом, оптимальные сочетания температуры, давления и скорости истечения газов способны обеспечить требуемые уровни шума, что позволяет использовать представленную инженерную методику оценочных расчетов аэроакустических характеристик выхлопного тракта при разработке глушителей шума выпуска ДВС.

Заключение

Рассмотренные в данной работе физико-математические модели газодинамических и аэроакустических процессов в глушителях шума выпуска ДВС позволяют решать различные практические задачи, выполнять численные исследования влияния газодинамических параметров на амплитудно-частотные характеристики излучения. Блочное построение алгоритма расчетов позволяет корректировать методику по мере появления новых данных о турбулентных течениях, корреляционных связях и механизмах генерации звука.

Список литературы

1. Ерофеев В.К., Генкин П.Г., Григорьев В.В., Петров С.К. Приближённая методика расчёта аэроакустических процессов в системах выхлопа двигателей внутреннего сгорания // В сборнике: Защита населения от повышенного шумового воздействия Сборник докладов II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. под редакцией Иванова Н.И.. 2014. С. 482-490.
2. Глазнев В.Н., Запрягаев В.И., Ерофеев В.К. и др. Струйные и нестационарные течения в газовой динамике. Новосибирск. Изд. СО РАН, 2000, 200 с.
3. Иванов Н.И., Дробаха М.Н., Ерофеев В.К., Петров Ю.К. Установление и описание физических закономерностей в глушителях шума выпуска двигателей внутреннего сгорания // Сборник докладов НПК с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия», СПб, 21-22 марта 2006, Изд. БГТУ «Военмех», с. 329-338.