

DOI: [10.7242/1999-6691/2021.14.4.32](https://doi.org/10.7242/1999-6691/2021.14.4.32)

УДК 532.5, 534.83

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫПУСКНОЙ ТРУБЫ ДВИГАТЕЛЯ С СИСТЕМОЙ АКТИВНОГО ШУМОПОДАВЛЕНИЯ

А.О. Иванцов¹, Л.С. Клименко^{1,2}, Т.П. Любимова^{1,2}, Б. Ру³¹Институт механики сплошных сред УрО РАН, Пермь, Российская Федерация²Пермский государственный национальный исследовательский университет, Пермь, Российская Федерация³Университет Экс-Марсель, Марсель, Франция

Изучается выпускная труба двигателя внутреннего сгорания с системой активного шумоподавления. Предложено поместить в выпускную трубу двигателя дополнительный контролируемый источник звука, противоположного по фазе звуковым волнам, идущим от двигателя. В качестве такого источника рассмотрена круглая пластинка, совершающая вращательные колебания с заданной частотой и амплитудой. Для описания состояния газа использована модель идеального газа. Численное исследование движения сжимаемого газа проведено с помощью Realizable κ - ϵ модели турбулентности. Моделирование источника добавочного звука, создаваемого заслонкой, осуществлено прямым методом, основанным на учете изменения положения заслонки на каждом шаге по времени. Движение заслонки реализуется путем применения скользящей сетки, для этого вокруг заслонки создается сферический сегмент сетки, который вращается в ходе расчетов. Изучено влияние размеров заслонки и параметров входящей звуковой волны на работу системы активного шумоподавления двигателя внутреннего сгорания. Получены зависимости амплитуды колебаний статического и полного давлений на выходе из системы шумоподавления от амплитуды и радиуса колеблющейся заслонки. Проведены вычислительные эксперименты при различных значениях радиуса выпускной трубы, а также исследована роль расширительной камеры, находящейся перед заслонкой. Расчеты показали, что предложенная система активного шумоподавления способна уменьшить уровень шума двигателя на 10 дБ, при этом с увеличением радиуса заслонки эффективность системы повышается. Однако в то же время растет и уровень аэродинамического сопротивления, которое система шумоподавления оказывает потоку газа, что может стать причиной снижения мощности двигателя.

Ключевые слова: течение сжимаемого газа, численное моделирование, метод скользящих сеток, активное шумоподавление

NUMERICAL MODELING OF AN ACTIVE NOISE REDUCTION SYSTEM IN THE ENGINE EXHAUST PIPE

A. Ivantsov¹, L. Klimenko^{1,2}, T. Lyubimova^{1,2} and B. Roux³¹Institute of Continuous Media Mechanics UB RAS, Perm, Russian Federation²Perm State University, Perm, Russian Federation³Aix-Marseille Université, Marseille, France

Numerical simulations of the exhaust pipe of the internal combustion engine with an active noise cancellation system are being reported. It is proposed to introduce an additional controlled sound source opposite in phase to the sound waves coming from the engine into the engine exhaust pipe. A round plate that performs rotational vibrations with a given frequency and amplitude is assumed to be the sound source. The ideal gas model is taken as an equation of state. The realizable κ - ϵ turbulence model is applied to simulate the compressible gas flow. Using a direct method based on changing the position of the damper at each time step, the additional sound source created by the damper was modeled. The damper motion was realized within the framework of the sliding mesh approach. A spherical mesh segment capable of rotating during calculations was created. The influence of the plate size and the incoming sound wave parameters on the operation of the active noise cancellation system of an internal combustion engine was evaluated. The dependences of the amplitude of oscillations of static and total pressure at the output of the noise reduction system on the amplitude and radius of the oscillating damper were obtained. The simulations were conducted for various values of the exhaust radius, and the effect of the size of the expansion chamber in front of the oscillating damper was studied. The obtained results indicate that the proposed active noise cancellation system is able to reduce the engine noise level by 10 dB. It is shown that an increase in the plate radius leads to an increase in the efficiency of the noise suppression system. However, at the same time, the level of aerodynamic resistance that the noise suppression system provides to the gas flow also increases, which can lead to a decrease in engine power characteristics.

Key words: compressible gas flow, numerical simulation, sliding mesh, active noise reduction

1. Введение

Известно, что силовые и энергетические установки, выбрасывающие в окружающую среду газозоудные смеси (двигатели транспортных средств, низкооборотные компрессорные установки, воздухоудки, стационарные двигатели внутреннего сгорания, системы вентиляции и другие) создают интенсивное акустическое излучение, которое обычно является источником дискомфорта для населения [1–3]. Особенно серьезную проблему представляют низкочастотные шумы вследствие того, что по мере распространения низкочастотные возмущения, в отличие от быстро затухающих высокочастотных, без особого изменения передаются на значительное расстояние [4].

Системы шумоподавления по принципу действия можно разделить на диссипативные, реактивные, комбинированные и активные [5]. Наибольшую известность получили диссипативные глушители (трубчатые или пластинчатые), содержащие каналы, облицованные звукопоглощающим материалом.

Это так называемые глушители абсорбционного типа, где звуковая энергия превращается в тепло в слое звукопоглощающего материала. Внутренняя труба у таких глушителей изготавливается из перфорированного листового материала. Применение глушителей этого типа ограничено высокой стоимостью набивки, ее засоряемостью, выгоранием в процессе эксплуатации и прочим.

Реактивные глушители отражают звук за счет образования «волновой пробки», затрудняющей передачу акустических колебаний [2]. В комбинированных глушителях используются свойства как звукопоглощения, так и отражения звуковой энергии. Примером комбинированного глушителя может служить камерный глушитель, внутренняя поверхность стенок которого облицована звукопоглощающим материалом. При этом необходимо учитывать возможное возникновение в системе резонансных эффектов [6, 7].

В последнее время все большее применение находят активные глушители шума, принцип действия которых заключается в формировании звукового сигнала той же амплитуды и частоты, что и нежелательный звук, но противоположного по фазе. Система активного подавления шума была предложена П. Луэгом [8]. Активная компенсация основана на принципах суперпозиции и интерференции — наложения в пространстве (на поверхности) двух или нескольких звуковых (вибрационных) волн, вследствие чего в разных точках пространства (поверхности) получается ослабление результирующей волны.

В большинстве работ, посвященных системам активного шумоподавления двигателя внутреннего сгорания [9–13], обсуждаются системы, оснащенные динамиками, производящими звуковые волны противоположной фазы. В настоящей работе рассматривается такая система, когда внутри выпускной трубы двигателя осуществляется механическая генерация звуковой волны. В частности, численно исследуется активное шумоподавление с помощью заслонки, помещенной внутрь выпускной трубы двигателя. Вокруг оси, перпендикулярной оси трубы, заслонка совершает вращательные колебания, контролируемые специальным двигателем. Моделирование проводится с целью определения необходимых параметров работы системы шумоподавления, оценки ее эффективности и влияния на характеристики двигателя, такие как мощность и крутящий момент.

2. Постановка задачи

Рассмотрим участок выпускной трубы, предполагая, что он представляет собой цилиндр кругового сечения. В центр трубы помещена круглая заслонка, совершающая контролируемые вращательные колебания вокруг оси, перпендикулярной оси трубы (Рис. 1). Введем систему координат, при этом ось x направим вдоль оси трубы, ось y — вдоль оси вращения заслонки.

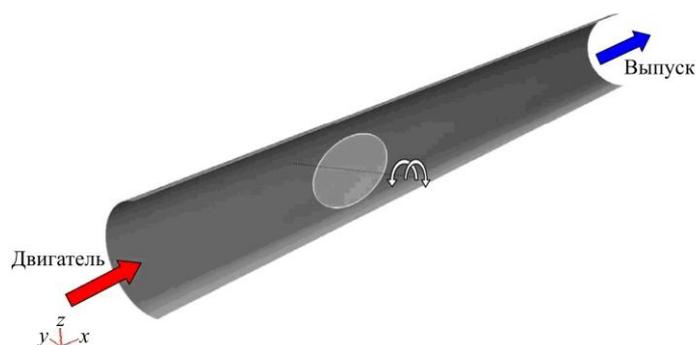


Рис. 1. Схема системы шумоподавления с заслонкой, качающейся внутри выпускной трубы двигателя

Экспериментальное измерение колебаний давления в выхлопе двигателя показывает наличие широкого спектра шумов. Поэтому непосредственный численный анализ на основе экспериментальных результатов является очень сложной задачей. Однако спектральный анализ измеренного сигнала позволяет выделить низкочастотную гармонику, связанную с оборотами работы двигателя, потому что интенсивность данной гармоники значительно выше среднего значения. Наличие разницы в интенсивностях гармоник существенно упрощает задачу. Будем считать, что

условия на входе в систему активного шумоподавления соответствуют гармонической звуковой волне, частота которой определяется оборотами двигателя. Таким образом, на входе в систему полное давление меняется по закону:

$$P_{total}(t) = \frac{1}{2} P_{max} [1 - \cos(\omega t + \Delta\varphi)] + p_{атм}, \quad (1)$$

где ω — частота входящей звуковой волны, P_{max} — амплитуда колебаний давления, $p_{атм}$ — атмосферное давление, $\Delta\varphi$ — параметр задачи, характеризующий разность фаз колебаний давления и заслонки. Случай $\Delta\varphi = 0$ соответствует синхронным колебаниям заслонки, когда при максимальном давлении на входе заслонка полностью перекрывает трубу, то есть ее плоскость перпендикулярна плоскости $\{x, y\}$. Условие (1) описывает как звуковую волну, так и средний поток газа, существующий в реальном двигателе. На выходе из трубы поставим условие статического давления, которое положим равным атмосферному.

Заслонка совершает вращательные колебания вокруг оси, перпендикулярной оси трубы, при этом угол наклона заслонки меняется во времени t по закону:

$$a(t) = a_{\max} \sin\left(\frac{\omega}{2}t\right), \quad (2)$$

где a_{\max} — максимальное отклонение заслонки от плоскости $\{x, y\}$. Частота колебаний заслонки в два раза меньше частоты входящей звуковой волны, так как верхнее и нижнее положения заслонки эквивалентны.

Большинство вычислительных экспериментов выполнено авторами для следующих параметров задачи: диаметр трубы 60 мм; длина трубы 0,6 м; диаметр заслонки 54 мм; толщина заслонки 2 мм; угол максимального отклонения заслонки $a_{\max} = 45^\circ$, которые соответствуют двигателю внутреннего сгорания О-200 (см. Рис. 2). Заслонка находится в центре рассматриваемого участка трубы.

Вычисления проводились для параметров воздуха при температуре 500°C . При моделировании газ считался идеальным. Часть расчетов осуществлена с добавлением расширительной камеры перед колеблющейся заслонкой (Рис. 3).



Рис. 2. Двигатель О-200 для самолетов малой авиации

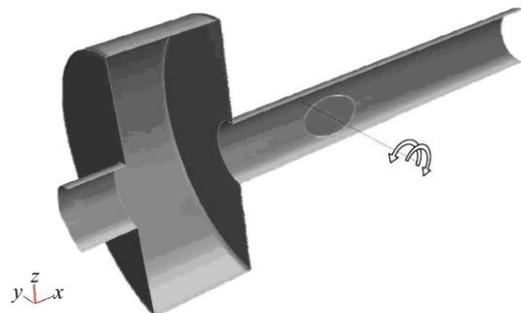


Рис. 3. Схема системы шумоподавления с расширительной камерой

3. Описание численного метода

Для численного моделирования прибегали к помощи пакета ANSYS Fluent. Состояние газа описывалось моделью идеального газа. Вследствие высоких значений чисел Рейнольдса учитывался турбулентный поток газа в трубе. Для расчета движения сжимаемого газа использовалась модель турбулентности Realizable $k-\epsilon$. Непосредственное преимущество Realizable $k-\epsilon$ модели, по сравнению со стандартной $k-\epsilon$ моделью турбулентности, состоит в том, что она более точно предсказывает распределение диссипации плоских и круглых струй, а также обеспечивает лучшее прогнозирование вращающихся потоков, пограничных слоев, подверженных сильным градиентам давления, отрывным и рециркуляционным течениям. Модель снимает некоторые математические ограничения с реинольдсовых напряжений, которые имеют место в турбулентных течениях [14, 15]. Таким образом, Realizable $k-\epsilon$ модель турбулентности обладает преимуществами перед стандартной $k-\epsilon$ моделью в рассматриваемой системе вследствие возможного возникновения в ней вихревых и вращающихся потоков.

В соответствии с Realizable $k-\epsilon$ моделью эволюция турбулентной кинетической энергии k и диссипации турбулентной энергии ϵ описываются уравнениями [14]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon, \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_{1\epsilon} S \epsilon - \rho C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_b, \quad (4)$$

где ρ — плотность газа, μ и μ_t — вязкость газа и турбулентная вязкость, G_k — генерация турбулентной кинетической энергии неоднородностями поля скорости, G_b — генерация турбулентной кинетической энергии, вычисляемая по формуле:

$$G_b = \beta \mathbf{g} \frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial x_i}, \quad (5)$$

где β — коэффициент объемного расширения газа, σ_T — турбулентное число Прандтля. При этом уравнение Навье–Стокса и уравнение неразрывности запишутся в виде:

$$\frac{\partial \rho v_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_j v_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(p + \frac{2}{3} \left(\rho \kappa + (\mu + \mu_t) \frac{\partial v_j}{\partial x_j} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \right) + \rho g_i, \quad (6)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_j)}{\partial x_j} = 0. \quad (7)$$

Модель содержит следующие параметры:

$$C_1 = \max \left[0, 43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right]; \quad \eta = S \frac{\kappa}{\varepsilon}; \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}; \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right); \quad (8)$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,44; \quad C_2 = 1,9; \quad \sigma_T = 0,85; \quad \sigma_\kappa = 1,0; \quad \sigma_\varepsilon = 1,2. \quad (9)$$

Турбулентная вязкость рассчитывается по формуле:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon}, \quad (10)$$

где C_μ — функция, в отличие от стандартной модели, в которой она является константой:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s (\kappa S / \varepsilon)}. \quad (11)$$

Здесь

$$A_0 = 4,04, \quad A_s = \sqrt{6} \cos \varphi, \quad (12)$$

$$\varphi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6} W), \quad W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{S}. \quad (13)$$

На точность численного моделирования турбулентных течений существенное влияние оказывает описание влияния стенок. Корректные граничные условия на твердой стенке должны учитывать влияние вязкости на малых расстояниях от стенки; оно проявляется как появление вблизи стенки тонкого ламинарного слоя. При этом турбулентность быстро увеличивается за счет образования кинетической энергии вследствие больших градиентов средней скорости.

Существует два подхода к моделированию турбулентного потока вблизи стенки:

- используются пристеночные функции;
- применяются модели с низким числом Рейнольдса.

Подход на основе пристеночных функций требует, чтобы центр ячейки первой точки сетки лежал в логарифмическом слое, а для решения задачи с низким Re необходима сетка с высоким разрешением вблизи границы. Оба подхода приводят к значительным погрешностям, если употребляются за пределами диапазона их действия. При этом пристеночное число Re (или параметр y^+ в описании логарифмического слоя в подходе с пристеночными функциями) в случае сложной геометрии задачи невозможно точно вычислить перед решением задачи.

Чтобы избежать таких недостатков, в данной работе используется пристеночная модель Menter–Lechner [16] с новым подходом к моделированию граничных условий. Основная идея заключается в том, что в уравнение переноса кинетической энергии турбулентности добавляется источник S_{wall} , который учитывает пристеночные эффекты. В результате уравнение для турбулентной кинетической энергии имеет вид:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \kappa)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu_m + \frac{\mu_r}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon + S_{wall}. \quad (14)$$

Дополнительный исходный член S_{wall} не равен нулю только в вязком подслое вблизи твердых стенок. Он необходим для корректного учета эффектов, наблюдаемых возле стенки, где характерные числа Рейнольдса достаточно низкие. В логарифмической области он автоматически становится нулевым.

Движение заслонки моделируется с помощью скользящей сетки (sliding mesh), то есть вокруг заслонки создается сферический сегмент сетки, который в ходе расчетов вращается. Скорость вращения корректируется на каждом шаге по времени в соответствии с формулой (2).

Эффективность шумоподавления системы оценивается по величине падения интенсивности звука на рассматриваемом участке трубы. Интенсивность звука — скалярная физическая величина, характеризующая мощность, переносимую звуковой волной в направлении ее распространения. Интенсивность звуковой волны вычисляется по формуле [1–3]:

$$\mathbf{I} = \left(\frac{p_a}{\rho_0} + \mathbf{v}_a \cdot \mathbf{v}_0 \right) (\rho_0 \mathbf{v}_a + \rho_a \mathbf{v}_0), \quad (15)$$

где p_a , \mathbf{v}_a , ρ_a — колебания давления, скорости и плотности газа; \mathbf{v}_0 , ρ_0 — осредненные по времени скорость газа и плотность газа ($\mathbf{u} = \mathbf{v}_a + \mathbf{v}_0$). При оценке интенсивности звука используется проекция скорости газа на ось x . Осреднение проводится по времени t_* , много большему периода звуковой волны, входящей в систему:

$$v_0 = \frac{1}{t_*} \int_0^{t_*} v(t) dt, \quad \rho_0 = \frac{1}{t_*} \int_0^{t_*} \rho(t) dt.$$

Колебания давления, скорости и плотности газа вычисляются по формулам:

$$p_a(t) = p(t) - \frac{1}{t_*} \int_0^{t_*} p(t) dt, \quad (16)$$

$$v_a(t) = v(t) - \frac{1}{t_*} \int_0^{t_*} v(t) dt = v(t) - v_0, \quad (17)$$

$$\rho_a(t) = \rho(t) - \frac{1}{t_*} \int_0^{t_*} \rho(t) dt = \rho(t) - \rho_0. \quad (18)$$

Полученное значение интенсивности осредняется сначала по сечению трубы, а затем по времени расчета:

$$\bar{I} = \frac{1}{t_{\max}} \int_0^{t_{\max}} I dt, \quad (19)$$

где I — осредненная по нормальному сечению трубы проекция вектора интенсивности звука \mathbf{I} на ось x .

Уровень интенсивности звука по шкале децибел рассчитывается по формуле [2]:

$$L = 10 \log_{10} \left(\bar{I} / I_0 \right), \quad (20)$$

где $I_0 = 10^{-12}$ Вт/м².

4. Результаты моделирования

4.1. Влияние внешней среды

Как отмечалось выше, на выходе из рассматриваемой системы ставится условие, что давление статическое. Это может исказить получаемые результаты. Поэтому был проведен расчет с учетом выхода газа из выхлопной трубы и наличия внешней среды. Схема задачи и геометрия, использованная в расчете, приведены на рисунке 4.

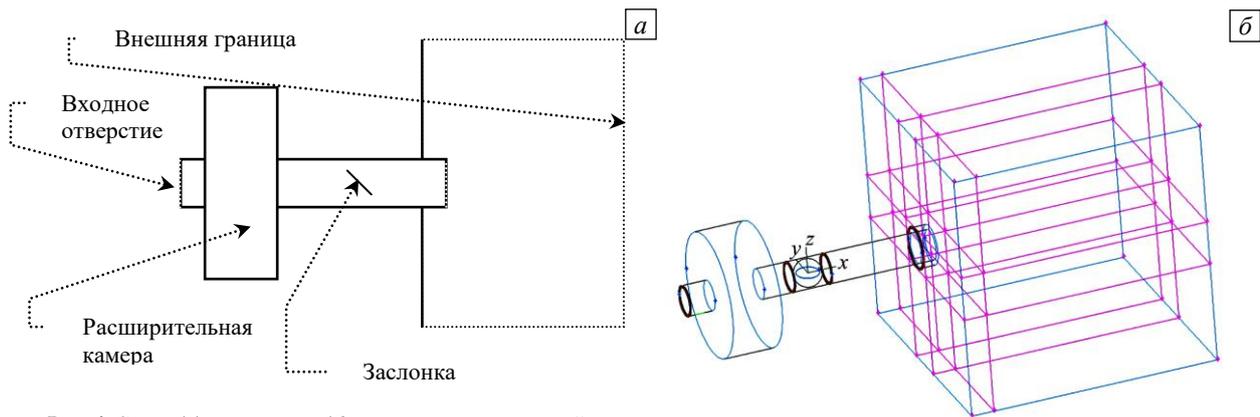


Рис. 4. Схема (а) и геометрия (б) задачи с учетом внешней среды

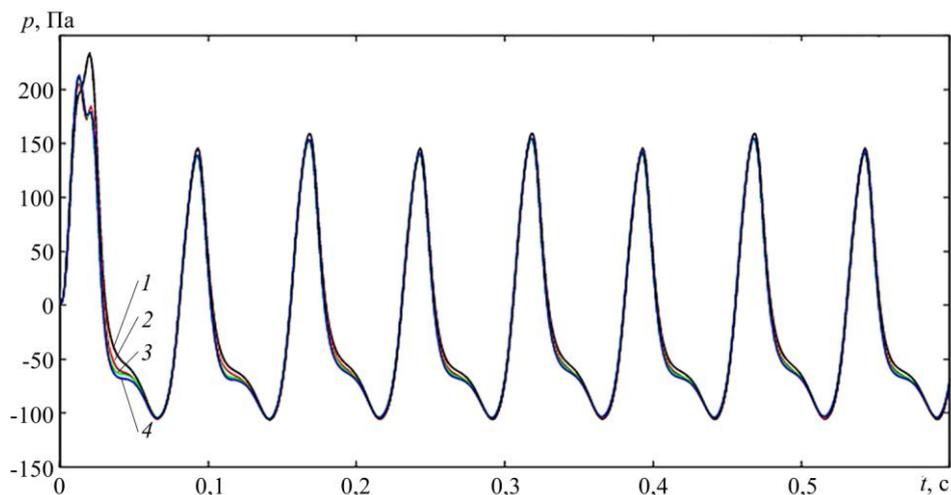
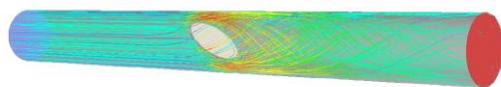
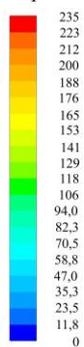


Рис. 5. Зависимость от времени давления на выходе из трубы для различного объема внешней области V , м^3 : 0,2 (кривая 1); 0,5 (2); 1,0 (3); 1,5 (4)

Скорость газа, м/с



Скорость газа, м/с

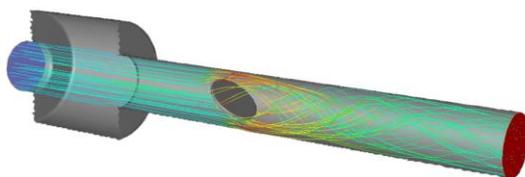
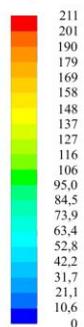


Рис. 6. Траектории движения выхлопного газа в трубе при отсутствии (а) и наличии (б) расширительной камеры; цвет линий соответствует величине скорости течения

Вычисления показали, что присутствие внешней среды слабо влияет на результат моделирования (см. Рис. 5), поэтому в дальнейшем она не учитывалась.

Траектории движения частиц газа показаны на рисунке 6а. Как видно, до заслонки течение плоскопараллельное, после — оно становится более сложным, выхлопной газ закручивается, частицы начинают двигаться по спиралям.

4.2. Влияние расширительной камеры

Проведено исследование структуры течения газа и интенсивности шума на выходе из выхлопной трубы при наличии расширительной камеры в конструкции системы шумопоглощения. Как видно на рисунке 6б, ее присутствие слабо влияет на характер потока в трубе. Течение газа в дополнительном объеме расширительной камеры

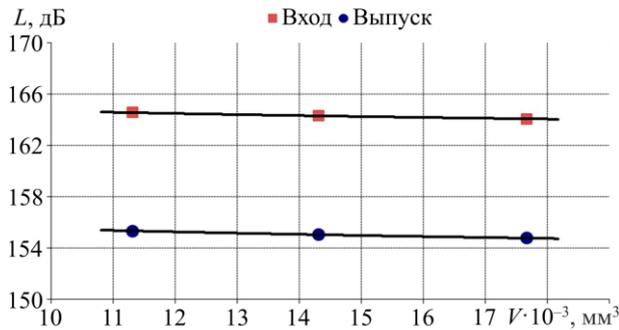


Рис. 7. Интенсивность звука на входе в систему шумопоглощения и на выходе из нее при различных объемах расширительной камеры

оказывается значительно более слабым, чем течение в других частях трубы.

Сделана оценка уровня звука на входе в предлагаемую систему и выходе из нее при различных объемах расширительной камеры (см. Рис. 7). Из графика видно, что добавление в систему расширительной камеры повышает ее эффективность, однако зависимость интенсивности звука от объема расширительной камеры довольно слабая.

4.3. Момент сил, действующий на заслонку

Пакет ANSYS Fluent позволяет рассчитать силу, действующую на твердую стенку со стороны потока жидкости или газа. Интегрируя эту силу по поверхности заслонки можно получить момент сил, вызывающий ее колебания.

На рисунке 8 приведена зависимость момента сил от времени для различных значений диаметра заслонки. Так как вследствие вращения заслонки объем проходящего через сечение трубы газа различен в разные моменты времени, то и момент сил, действующий на заслонку, также меняется со временем. Особенно заметные изменения имеют место, когда заслонка не препятствует прохождению потока, то есть труба полностью открыта. Пиковые значения момента достигаются при максимальном угле отклонения заслонки (во время полного перекрытия сечения трубы). Следует отметить, что зависимость момента сил от угла отклонения заслонки немонотонна. Увеличение диаметра заслонки приводит к возрастанию действующих на нее сил.

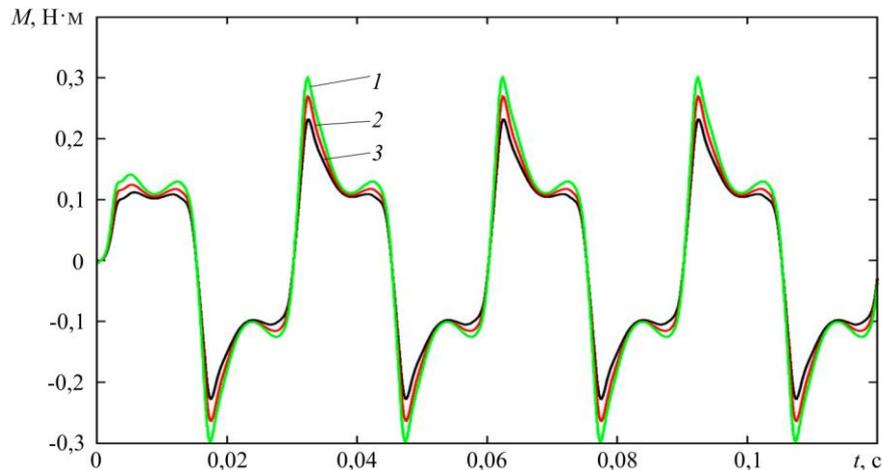


Рис. 8. Момент сил, действующий на заслонку со стороны потока газа, в зависимости от времени при различных диаметрах заслонки D , мм: 54 (кривая 1), 52 (2), 50 (3)

4.4. Зависимость эффективности шумоподавления от параметров системы

Построены зависимости эффективности шумоподавления при различных параметрах изучаемой системы. В качестве характеристики эффективности шумоподавления используется разность уровней шума на выходе из системы и в ее отсутствие (в трубе без заслонки).

На рисунке 9а показана зависимость эффективности шумоподавления от максимального угла отклонения заслонки от плоскости $\{x, y\}$. Как видно, с ростом угла отклонения заслонки коэффициент шумоподавления системы повышается. Однако при этом становится выше и аэродинамическое сопротивление, которое оказывает система шумоподавления потоку газа, что приводит к снижению мощности двигателя.

Аналогичная ситуация наблюдается при изменении диаметра заслонки (см. Рис. 9б). С его увеличением система шумоподавления работает эффективнее, но вместе с тем значительно возрастает ее аэродинамическое сопротивление.

Результат исследования влияния на шумоподавление разности фаз колебаний заслонки и звуковой волны на входе в систему представлен на рисунке 9в. Наибольшая эффективность системы достигается в случае, когда колебания заслонки отстают от пульсаций давления на входе в нее. Вычисления показали, что эффективность системы шумоподавления максимальна при разности фаз $\pi/30$ (или при 6 градусах).

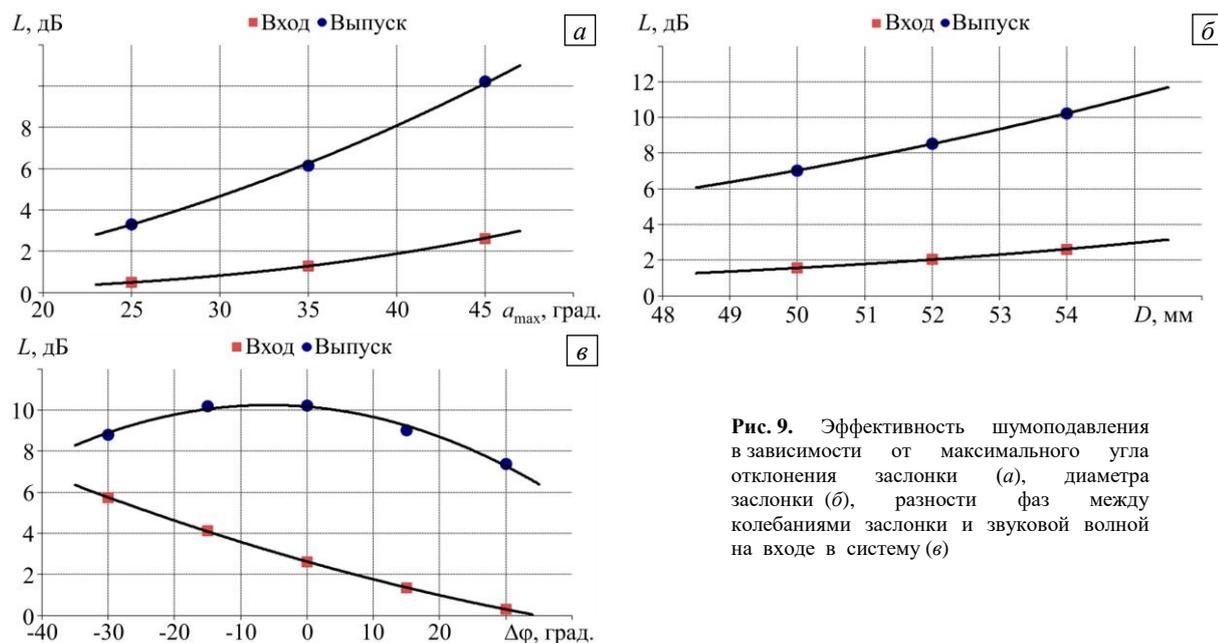


Рис. 9. Эффективность шумоподавления в зависимости от максимального угла отклонения заслонки (а), диаметра заслонки (б), разности фаз между колебаниями заслонки и звуковой волной на входе в систему (в)

5. Заключение

Выполнено численное моделирование выпускной трубы двигателя внутреннего сгорания с системой активного шумоподавления. Предложено поместить в выпускную трубу дополнительный контролируемый источник звука, противоположного по фазе звуковым волнам, идущим от двигателя. В качестве источника звука рассмотрена круглая пластинка, совершающая вращательные колебания с заданной частотой и амплитудой. Изучено влияние параметров входящей звуковой волны на работу системы активного шумоподавления двигателя внутреннего сгорания.

Расчеты показали, что система активного шумоподавления с таким конструктивным решением способна уменьшить уровень шума двигателя на 10 дБ. Получены зависимости амплитуды колебаний статического и полного давлений на выходе из системы шумоподавления от амплитуды и диаметра колеблющейся заслонки. Выявлено, что увеличение радиуса заслонки приводит к повышению эффективности системы шумоподавления, однако в то же время растет аэродинамическое сопротивление, которое оказывает система шумоподавления потоку газа, что может вызвать снижение мощности двигателя. Добавление в систему расширительной камеры делает ее работу более эффективной, однако интенсивность звука зависит от объема расширительной камеры довольно слабо.

Литература

1. *Hirschberg A.* Introduction to aeroacoustics and self-sustained oscillations of internal flows // *Noise sources in turbulent shear flows: Fundamentals and applications* / Ed. R. Camussi. Springer, 2013. P. 3-72. https://doi.org/10.1007/978-3-7091-1458-2_1
2. *Goldstein M.E.* Aeroacoustics. McGraw-Hill, 1976. 293 p.
3. *Morfey C.L.* Acoustic energy in non-uniform flow // *J. Sound Vib.* 1971. Vol. 14. P. 159-170. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(71\)90381-6](https://doi.org/10.1016/0022-460X(71)90381-6)
4. *Иванов Н.И., Никифоров А.С.* Основы виброакустики. СПб.: Политехника, 2000. 482 с.
5. *Vasiliev A.V.* Membrane-spring damper of low-frequency gas dynamic pulsation // *Proc. of the 4th International EAA/EEAA Symposium "Transport noise and vibration"*. Tallinn, Estonia, June 8-10, 1998. P. 43-46.
6. *Gerges S.N.Y., Jordan R., Thieme F.A., Bento Coelho J.L., Arenas J.P.* Muffler modeling by transfer matrix method and experimental verification // *J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng.* 2005. Vol. 27. P. 132-140. <https://doi.org/10.1590/S1678-58782005000200005>
7. *Wu C., Chen L., Ni J., Xu J.* Modeling and experimental verification of a new muffler based on the theory of quarter-wavelength tube and the Helmholtz muffler // *SpringerPlus.* 2016. Vol. 5. 1366. <https://doi.org/10.1186/s40064-016-3060-1>
8. *Lueg P.* US Patent No. 2,043,416, 9 June 1936.
9. *Vasiliev A.V.* Compact active noise control units for automobile intake low-frequency noise attenuation // *Proc. of the 1997 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration. ACTIVE 97, Budapest, Hungary, August 21-23, 1997.* P. 587-593.
10. *Elliott S.* Active control of noise and vibration — State of the art and future prospects // *Proc. of Nordic Acoustical Meeting. NAM'94, Aarhus, Denmark, June 6-8, 1994.* P. 13-24
11. *Uchida H., Nakao N., Butsuen T.* High Performance active noise control system for engine noise in a car cabin. SAE Paper No. 940608, SAE International, Warrendale, PA, 1994

12. McDonald A.M., Elliott S.J., Stokers M.A. Active noise and vibration control within the automobile // Proc. of the Int. Symposium on Active Control of Sound and Vibration. Tokyo, Japan, April 9-11, 1991. P. 147-157.
13. Elliott S.J., Stothers I.M., Nelson P.A., McDonald A.M., Quinn D.C., Saunders T. The active control of engine noise inside cars // Proc. of the Int. Congress on Noise Control Engineering. InterNoise'88, Avignon, France, 30 August-1 September, 1988. P. 987-990.
14. Shih T.-H., Liou W.W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J. A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows // Comput. Fluid. 1995. Vol. 24. P. 227-238. [https://doi.org/10.1016/0045-7930\(94\)00032-T](https://doi.org/10.1016/0045-7930(94)00032-T)
15. Kim S.-E., Choudhury D., Patel B. Computations of complex turbulent flows using the commercial code fluent // Modeling complex turbulent flows / Ed. M.D. Salas, J.N. Hefner, L. Sakell. Springer, 1999. P. 259-276. https://doi.org/10.1007/978-94-011-4724-8_15
16. Toraño J., Torno S., Menéndez M., Gent M. Auxiliary ventilation in mining roadways driven with roadheaders: Validated CFD modelling of dust behavior // Tunn. Undergr. Sp. Technol. 2011. Vol. 26. P. 201-210. <https://doi.org/10.1016/j.tust.2010.07.005>

References

1. Hirsberg A. Introduction to aeroacoustics and self-sustained oscillations of internal flows. Noise sources in turbulent shear flows: *Fundamentals and applications*, ed. R. Camussi. Springer, 2013. P. 3-72. https://doi.org/10.1007/978-3-7091-1458-2_1
2. Goldstein M.E. *Aeroacoustics*. McGraw-Hill, 1976. 293 p.
3. Morfey C.L. Acoustic energy in non-uniform flow. *J. Sound Vib.*, 1971, vol. 14, pp. 159-170. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(71\)90381-6](https://doi.org/10.1016/0022-460X(71)90381-6)
4. Ivanov N.I., Nikiforov A.S. *Osnovy vibroakustiki* [Fundamentals of vibroacoustics]. St. Petersburg, Politekhnik, 2000. 482 p.
5. Vasiliev A.V. *Proc. of the 4th International EAA/EEAA symposium "Transport noise and vibration". Tallinn, Estonia, June 8-10, 1998. Pp. 43-46.*
6. Gerges S.N.Y., Jordan R., Thieme F.A., Bento Coelho J.L., Arenas J.P. Muffler modeling by transfer matrix method and experimental verification. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng.*, 2005, vol. 27, pp. 132-140. <https://doi.org/10.1590/S1678-58782005000200005>
7. Wu C., Chen L., Ni J., Xu J. Modeling and experimental verification of a new muffler based on the theory of quarter-wavelength tube and the Helmholtz muffler. *SpringerPlus*, 2016, vol. 5, 1366. <https://doi.org/10.1186/s40064-016-3060-1>
8. Lueg P. US Patent No. 2,043,416, 9 June 1936.
9. Vasiliev A.V. *Proc. of the 1997 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration. ACTIVE 97, Budapest, Hungary, August 21-23, 1997. Pp. 587-593.*
10. Elliott S. *Proc. of Nordic Acoustical Meeting. NAM'94, Aarhus, Denmark, June 6-8, 1994. Pp. 13-24.*
11. Uchida H., Nakao N., Butsuen T. High Performance active noise control system for engine noise in a car cabin. SAE Paper No. 940608, SAE International, Warrendale, PA, 1994.
12. McDonald A.M., Elliott S.J., Stokers M.A. *Proc. of the Int. Symposium on Active Control of Sound and Vibration. Tokyo, Japan, April 9-11, 1991. Pp. 147-157.*
13. Elliott S.J., Stothers I.M., Nelson P.A., McDonald A.M., Quinn D.C., Saunders T. *Proc. of the Int. Congress on Noise Control Engineering. InterNoise'88, Avignon, France, 30 August-1 September, 1988. Pp. 987-990.*
14. Shih T.-H., Liou W.W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J. A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows. *Comput. Fluid.*, 1995, vol. 24, pp. 227-238. [https://doi.org/10.1016/0045-7930\(94\)00032-T](https://doi.org/10.1016/0045-7930(94)00032-T)
15. Kim S.-E., Choudhury D., Patel B. Computations of complex turbulent flows using the commercial code fluent. *Modeling complex turbulent flows*, ed. M.D. Salas, J.N. Hefner, L. Sakell. Springer, 1999. P. 259-276. https://doi.org/10.1007/978-94-011-4724-8_15
16. Toraño J., Torno S., Menéndez M., Gent M. Auxiliary ventilation in mining roadways driven with roadheaders: Validated CFD modelling of dust behavior. *Tunn. Undergr. Sp. Technol.*, 2011, vol. 26, pp. 201-210. <https://doi.org/10.1016/j.tust.2010.07.005>

Поступила в редакцию 16.04.2021; после доработки 02.07.2021; принята к опубликованию 20.10.2021

Сведения об авторах

Любимова Татьяна Петровна, дфмн, проф., зав. лаб., Институт механики сплошных сред УрО РАН (ИМСС УрО РАН), 614018, г. Пермь, ул. Академика Королёва, д. 1; e-mail: lyubimovat@mail.ru

Иванцов Андрей Олегович, кфмн, нс, ИМСС УрО РАН; e-mail: aivantsov@icmm.ru

Клименко Людмила Сергеевна, кфмн, нс, ИМСС УрО РАН; e-mail: lyudmilaklimenko@gmail.com

Ру Бернар (Roux Bernard), д. математ. наук, проф., Университет Экс-Марсель, г. Марсель, Франция (Aix-Marseille Université, Marseille, France), M2P2 UMR7340 Centrale Marseille Plot 6 38 rueJoliot-Curie 13451 Marseille, France; e-mail: broux@L3M.univ-mrs.fr