

# Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 534.833.5

## Особенности конечно-элементного моделирования глушителей шума

**А.И. Комкин, Л.С. Воробьева**



**КОМКИН**  
Александр Иванович  
кандидат технических  
наук, доцент



**ВОРОБЬЕВА**  
Любовь Сергеевна  
аспирант  
кафедры  
«Экология  
и промышленная  
безопасность»  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

*На примере перегородки в канале и короткой камеры расширения исследовано влияние особенностей составления конечно-элементных моделей элементов глушителей шума на оценку их акустических характеристик, так называемых потерь передачи. Рассмотрены различные способы разбиения расчетной модели на конечные элементы и проанализирована зависимость погрешностей в оценках потерь передачи от максимального размера конечных элементов.*

**Ключевые слова:** шум, глушитель, потери передачи, расчет, метод конечных элементов, численное моделирование.

*The influence of particular features of creating the silencers elements finite-element models on the assessment of their acoustic characteristics, the so-called transmission loss, is examined on the example of a partition in the channel and a short expansion chamber. Different ways of dividing the computational model into finite elements have been considered and the dependence of errors in the transmission loss assessment on the finite elements maximum size has been analyzed.*

**Keywords:** noise, muffler, transmission loss, calculations, finite element method, numerical modeling.

Несмотря на наличие известных аналитических методов расчета глушителей шума, с их помощью нельзя оценивать все разнообразие конструкций глушителей. Поэтому даже сегодня большую часть глушителей шума разрабатывают путем простой доработки и видоизменения существующих конструкций без полной уверенности в ха-

рактеристиках, получаемых в результате вносимых изменений. При этом для обоснования выбора наилучших конфигураций, безусловно, важно проанализировать акустические характеристики глушителя еще на стадии его проектирования. Для решения этой задачи все большее применение находят численные методы расчета глушителей шума на основе конечно-элементного моделирования [1]. Между тем, точность численных результатов существенным образом зависит от особенностей составления конечно-элементной модели глушителя. Многие вопросы при этом остаются не рассмотренными и требуют более детального исследования. Один из вопросов состоит в том, каким образом степень подробности разбиения расчетной модели глушителя на конечные элементы влияет на достоверность получаемых результатов по оценке его акустических характеристик. Рассмотрению этого вопроса и посвящена данная работа.

### Особенности определения акустических характеристик глушителей шума

В общем случае глушитель можно представить как некую систему преобразования поступающих на его вход звуковых колебаний. На вход глушителя поступает звуковая волна мощностью  $W_u^+$ , частично отражается, образуя волну звуковой мощностью  $W_u^-$ , а частично попадает внутрь глушителя и проходит на его выход (рис. 1). При этом на выходе глушителя формируется прямая и отраженная волны со звуковыми мощностями  $W_d^+$  и  $W_d^-$ . Считается, что входной и выходной патрубки глушителя достаточно узкие, так что в рассматриваемом частотном диапазоне в них могут распространяться только плоские звуковые волны. Как правило, также принимается допущение об абсолютной жесткости стенок глушителя, что позволяет исключить из рассмотрения излучение звука в окружающее пространство его наружными стенками. Кроме того, если при расчетах учитывают наличие газового потока в глушителе, то полагают, что его скорость достаточно мала и из рассмотрения можно исключить

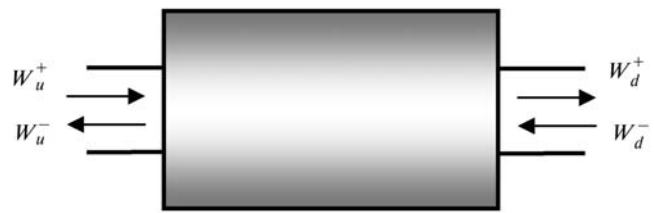


Рис. 1. Схема действия звуковых волн на входе и выходе глушителя

взаимодействия газового потока с элементами конструкции глушителя.

В качестве основной акустической характеристики глушителя будем использовать потери передачи  $TL$ , поскольку их достаточно просто можно определить как экспериментально, так и расчетным путем, и потому их наиболее часто используют оценки эффективности той или иной конфигурации глушителя. Потери передачи глушителя рассчитывают при согласованной выходной нагрузке, обеспечивающей отсутствие отраженной волны на выходе глушителя ( $W_d^- = 0$ ) [2]:

$$TL = 10 \lg(W_u^+ / W_d^+). \quad (1)$$

Согласованная выходная нагрузка определяется импедансом  $z = \rho c$ , где  $\rho$  — плотность среды;  $c$  — скорость звука в ней.

Рассмотрим особенности численного расчета, основанного на конечно-элементном моделировании глушителей шума. При этом можно выделить три возможных метода оценки акустической характеристики глушителя [3], которые могут быть названы метод трех точек, метод двух моделей и метод двух нагрузок. Для всех методов при проведении расчетов задаются характеристики среды, определяемые параметрами  $\rho$  и  $c$ , кроме того, во входном сечении рассматриваемых моделей задаются граничные условия в виде поршневых колебаний с единичной амплитудой колебательной скорости.

Метод трех точек является наиболее распространенным методом определения потерь передачи и, по сути, напрямую реализует алгоритм, заложенный в определении потерь передачи глушителя шума. Схема вычислений потерь передачи этим методом представлена на рис. 2, а. При согласованной выходной нагрузке в соответствии с представленной схемой вы-

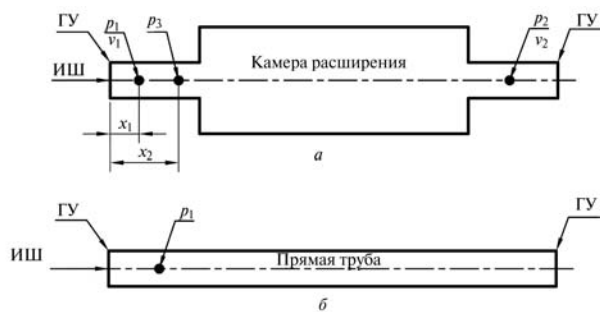


Рис. 2. Расчетные точки для метода трех точек (а), метода двух моделей и метода двух нагрузок (б): ГУ — граничные условия; ИШ — источник шума

числяют амплитуды звуковых давлений  $p_1, p_2$  и  $p_3$  в двух точках на входе глушителя и одной точке на его выходе. Тогда, как можно показать, амплитуда звукового давления  $p_i$  падающей волны на входе глушителя определяется формулой

$$p_i = \frac{p_1 - p_2 e^{-ikx_{12}}}{1 - e^{-i2kx_{12}}}, \quad (2)$$

где  $k$  — волновое число,  $k = 2\pi f/c$ ;  $f$  — циклическая частота, Гц;  $x_{12}$  — расстояние между точками 1 и 2, которое для повышения точности следует увеличивать, однако ограничивающим фактором здесь является необходимость выполнения условия  $x_{12} < \lambda_b/4$ ,  $\lambda_b$  — длина волны, соответствующая верхней граничной частоте рассматриваемого частотного диапазона.

Формула (2) позволяет определить искомые потери передачи. Учитывая, что мощность звуковой волны пропорциональна квадрату звукового давления, формула (1) преобразуется к следующему виду:

$$TL = 20 \lg |p_i / p_3|. \quad (3)$$

Метод двух моделей предполагает использование двух расчетных моделей. Первая модель содержит исследуемый глушитель, вторая без него (рис. 2, б). Обе модели имеют согласованную выходную нагрузку. При этом вторая модель используется для определения падающей волны на входе глушителя. Возможность такого использования обусловлена тем, что благодаря согласованной нагрузке во второй модели распространяется бегущая звуковая волна. Амплитуда этой волны по длине трубы не меняется и, кроме того, очевидно она будет равна амплитуде падающей волны на

входе глушителя. Определяя ее значение, а также амплитуду звуковой волны на выходе глушителя в первой модели и подставляя полученные значения в формулу (3), найдем искомые потери передачи глушителя.

Следует отметить, что метод более двух моделей трудоемок, так как предполагает расчет по двум моделям. Однако расчеты первым методом требуют проведения дополнительных вычислений и дополнительных программных средств для их реализации. Поэтому окончательный выбор метода остается за исследователем, занимающимся вопросами расчета глушителей шума.

Схема измерений для метода двух нагрузок представлена на рис. 2, б. В отличие от первого метода расчеты проводят только для двух точек, в которых вычисляют как звуковое давление, так и колебательную скорость  $p_1, v_1, p_2, v_2$ . Звуковое давление и колебательная скорость связаны между собой матричным уравнением

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

где  $p_1, v_1$  — соответственно амплитуды звукового давления и колебательной скорости частиц на входе глушителя;  $p_2, v_2$  — соответственно амплитуды звукового давления и колебательной скорости частиц на выходе глушителя;  $A, B, C, D$  — коэффициенты матрицы передачи глушителя.

Вычисления проводят для двух граничных условий на выходе системы: 1) на выходном поперечном сечении задается нулевая скорость, 2) на выходном поперечном сечении задается нулевое звуковое давление. Вычисляемые при этих граничных условиях параметры звуковой волны связаны с коэффициентами матрицы передачи (4)  $p$  соотношениями

$$\begin{aligned} A &= (p_1 / p_2)|_{v_2=0}; & B &= (p_1 / v_2)|_{p_2=0}; \\ C &= (v_1 / p_2)|_{v_2=0}; & D &= (v_1 / v_2)|_{p_2=0}. \end{aligned} \quad (5)$$

При этом потери передач могут быть определены по следующей формуле:

$$TL = 20 \lg \left( \frac{1}{2} \left| A + \frac{B}{\rho c} + C \rho c + D \right| \right), \quad (6)$$

где  $\rho c$  — волновое сопротивление среды.

В методе двух нагрузок, также как и методе двух моделей вычисления выполняют в два этапа, и, по сути, по двум расчетным моделям, что позволяет определить не только потери передачи глушителя, но и оценить коэффициенты его матрицы передачи. Поэтому его целесообразно использовать, когда необходимо определить именно эти коэффициенты.

Далее численные расчеты выполняли методом трех точек.

### Особенности создания конечно-элементных моделей

Вопросы, связанные с особенностями разработки конечно-элементных глушителей шума и их элементов, имеют большую практическую значимость. То как выполнено разбиение модели на конечное число элементов может оказывать существенное влияние как на точность результатов вычислений, так и на время, затраченное на их получение.

Особенности конечно-элементного моделирования целесообразно рассмотреть на достаточно простом элементе глушения шума. В качестве такого элемента был выбран квадратный канал шириной  $b$  сечения, содержащей перегородку с центральным отверстием диаметром  $d_0$ . перфорированной перегородкой. Для обобщения результатов исследований были проанализированы два варианта рассматриваемой системы с различными параметрами: 1)  $b=10$  мм,  $d_0=2$  мм; 2)  $b=20$  мм,  $d_0=4$  мм. При этом отношение  $b/d_0$  в обоих случаях было одинаково. Расстояние между расчетными точками  $x_{12}$  при проведении вычислений составляло порядка 8 мм. Основным исследуемым параметром являлся размер элемента разбиения расчетной сетки  $\Delta$ , мм.

Создание моделей и последующее разбиение их на элементы проводилось в программной среде ANSYS с использованием встроенной в нее функцией SmartSizing, которая позволяет установить неравномерное разбиение модели на конечные элементы. При этом крупные детали модели разбиваются на большие элементы, а более мелкие — более подробно, на небольшие элементы. Степень такой неравномерности характеризуется определенным

номером от 1 до 10. Чем выше номер, тем выше степень неравномерности разбиения модели и тем менее она подробна.

Для модели канала шириной  $b=10$  мм с перегородкой толщиной 1,5 мм и отверстием диаметром  $d_0=2$  мм были проанализированы разбиения с использованием функции SmartSizing с пятью различными номерами. При этом наиболее подробное разбиение № 1, представленное на рис. 3, содержало 21 684 элемента, разбиение № 3 — 6 596 элементов, а наименее подробное разбиение № 9 — всего 703 элемента.

Потери передачи для перегородки в канале, полученные для моделей с личными разбиениями приведены на рис. 4. Представленные данные показывают, что точность получаемых результатов существенным образом зависит от номера разбиения, а значит от количества  $N$  конечных элементов в модели. Точность заметно падает при больших номерах разбиения, когда  $N$  мало. И наоборот, при небольших номерах разбиения отличия в точности не так заметны. В связи с этим для проведения дальнейшего сравнения параметров вычислительных процессов воспользуемся не самой точной моделью с разбиением № 1, но самой громоздкой, а очень близкой к ней по точности моделью с разбиением № 3.

При использовании функции SmartSizing помимо номера разбиения можно задаваться также и максимальным размером конечного элемента, что также влияет на степень подробности разбиения модели на конечные элементы. Так для рассматриваемой модели канала с перегородкой при разбиении № 3 ограничение на максимальный размер элемента  $\Delta_{max}$  связано с количеством элементов модели  $N$  следующим образом:

$\Delta_{max}$ , мм . . . . .	5	4	3	2
$N$ . . . . .	4 803	5671	7 852	23 189

При выборе разбиения конечно-элементной модели важно найти некоторый компромисс между точностью получаемого результата и количеством конечных элементов, обеспечивающий такую точность, которая не должна быть слишком большой ввиду существенного возрастания при этом времени вычислений.



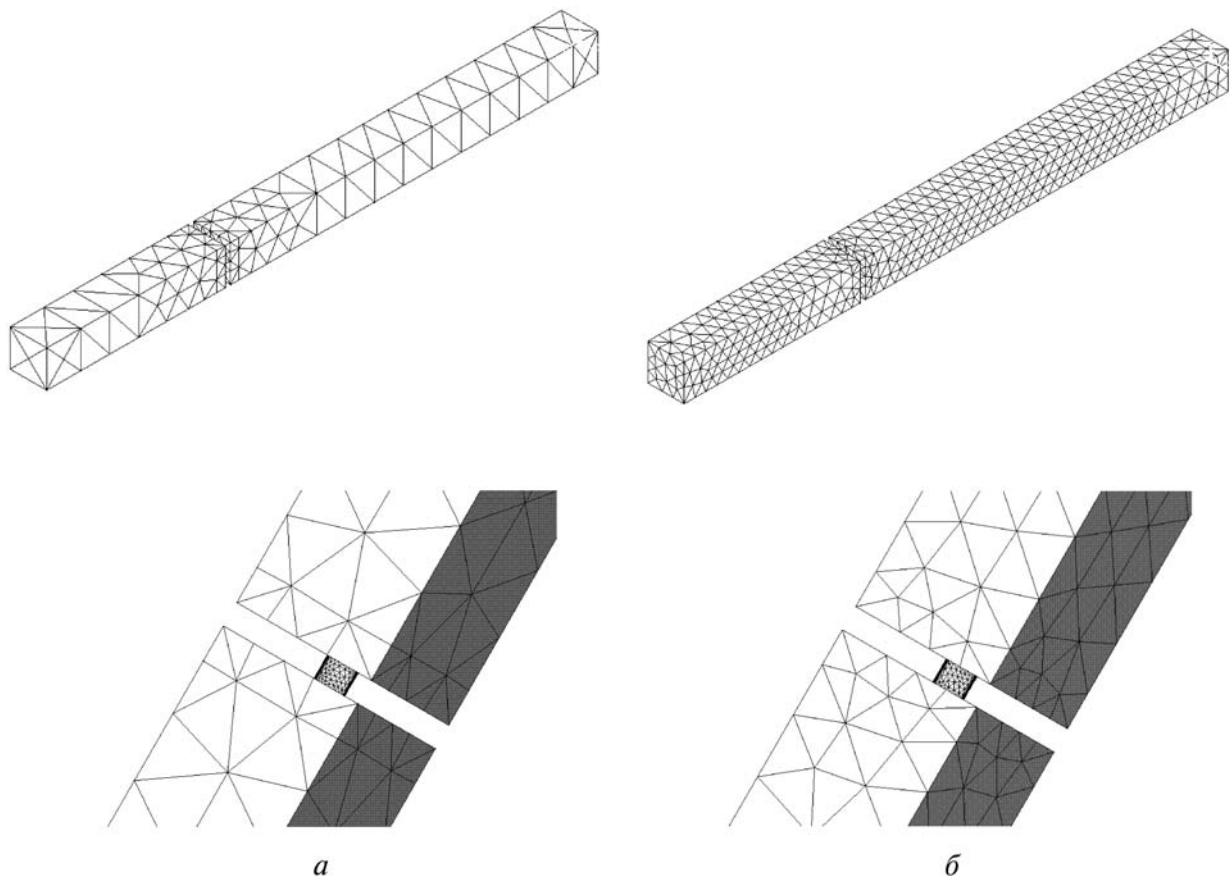


Рис. 3. Сетка конечных элементов прямоугольного канала сечением  $10 \times 10$  мм с перегородкой с отверстием диаметром 2 мм и максимальным размером элемента:

*a* — неограниченным; *b* — 4 мм

Для оценки точности конечно-элементных моделей, созданных с помощью функции SmartSizing, была разработана еще одна модель повышенной точности, эталонная, имеющая равномерное разбиение с размером элементом, равным 0,75 мм, общее число элементов в ко-

торой было существенно выше и составляло  $N = 335\ 806$ .

### Оценка потерь передачи для перегородки в канале

Для расчета потерь передачи  $TL$  в данной работе использовали программный пакет SYSNOISE, в который загружали разработанные конечно-элементные модели. Результаты вычислений, представленные на рис. 5, показывают, что при больших значениях  $\Delta_{max}$  график потерь передачи  $TL$  становится существенно более изрезанной, что говорит о потере точности вычислений. Для обобщения результатов графики  $TL$  представлены как функции безразмерной частоты  $b / \lambda_{тр}$ .

Для количественной оценки точности моделей с различными размерами  $\Delta_{max}$  разбиениями интервала отклонения разных графиков  $TL$  от эталонного введем в рассмотрение величину

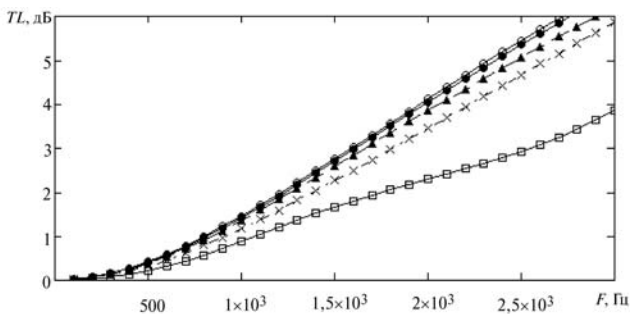


Рис. 4. Потери передачи конечно-элементных моделей с различными разбиениями:

- ○ ○ — разбиение № 1; ● ● ● — разбиение № 3;
- ▲ ▲ ▲ — разбиение № 5; × × × — разбиение № 7;
- □ □ — разбиение № 9

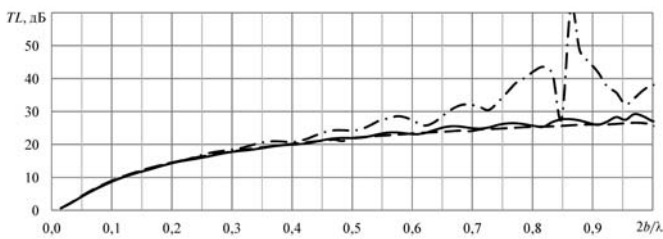


Рис. 5. Потери передачи для конечно-элементных моделей с различными максимальными размерами элементов сетки  $\Delta_{\max}$ :  
 - - - - 5 мм; — — — 2,5 мм; - - - 0,75 мм

среднеквадратичного отклонения  $\delta$ , дБ, определяемую по формуле

$$\delta = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (TL_i - TL_{эi})^2}, \quad (7)$$

где  $i$  — порядковый номер безразмерной частоты;  $n$  — количество рассматриваемых безразмерных частот в рассматриваемом диапазоне;  $TL_i, TL_{эi}$  — потери передачи соответственно для текущего и эталонного разбиений на  $i$ -й безразмерной частоте.

Как видно на рис. 5 с ростом безразмерной частоты значения входящей в формулу (7) разности потерь передач имеют тенденцию к возрастанию. В результате становится возможным определить верхнее граничное значение диапазона изменений параметра  $b/\lambda$  при вычислении суммы по формуле (7), когда величина  $\delta$  еще не превышает некоторого порогового значения. В работе приведены вычисления для пороговых значений 5, 2 и 1 дБ.

Кроме того, очевидно, безразмерные величины  $b/\Delta$  и  $b/\lambda_{\text{тр}}$  связаны между собой некоторой зависимостью. Положим, что эта зависимость линейная и может быть представлена в следующем виде:

$$\frac{b}{\Delta} = C \frac{b}{\lambda_{\text{тр}}}, \quad (8)$$

где  $C$  — коэффициент пропорциональности.

Определим зависимость между параметрами  $b/\Delta$  и  $b/\lambda_{\text{тр}}$  для разных пороговых значений  $\delta$  проверим линейность этой зависимости, вычислив для каждой расчетной модели (разбиения) коэффициент  $C$ . Соответствующие ре-

зультаты вычислений, полученные для рассмотренной перегородки в канале, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Оценка точности вычислений для канала с  $b = 10$  мм,  $d_0 = 2$  мм

$\Delta_{\max}$ , мм	$b/\Delta$	$b/\lambda_{\text{тр}}$			Коэффициент $C$		
		$\delta = 5$ дБ	$\delta = 2$ дБ	$\delta = 1$ дБ	$\delta = 5$ дБ	$\delta = 2$ дБ	$\delta = 1$ дБ
5	2,0	0,86	0,77	0,65	2,3	2,6	3,1
2,5	4,0	1,05	1,03	1,02	3,8	3,9	3,9

Как следует из данных, приведенных в табл. 1, при больших значениях  $\Delta_{\max} = 5$  мм верхнее граничное значение  $b/\lambda_{\text{тр}}$  безразмерного частотного диапазона, в котором обеспечивается заданная точность, оцениваемая параметром  $\delta$ , заметно снижается с уменьшением  $\delta$ . В соответствии с этим происходит и некоторое увеличение значений коэффициента  $C$ . При меньших значениях  $\Delta_{\max} = 2,5$  мм верхнее граничное значение  $b/\lambda_{\text{тр}}$  почти не изменяется с уменьшением порогового значения  $\delta$ , так как достигает при этом своего предельного значения, определяющего диапазон распространения в канале плоских звуковых волн. Аналогично практически неизменными остаются и значения коэффициента  $C$ , который при этом стремится к значению параметра  $b/\Delta = 4$ . Очевидно, эта особенность сохранится и с дальнейшим ростом значений параметра  $b/\Delta$ . Поэтому для данной моделируемой системы перегородки в канале значение параметра  $b/\Delta = 4$  можно рассматривать в качестве предпочтительного при используемом способе неравномерного разбиения.

Аналогичные вычисления были проведены для канала с перегородкой с размерами в 2 раза большими:  $b = 20$  мм,  $d_0 = 4$  мм. Для этого случая также были рассмотрены конечно-элементные модели с разбиением № 3 и разными значениями максимального размера элементов  $\Delta_{\max}$ , равными 10 и 5 мм. При этом для эталонной модели с равномерным разбиением размер элементов был также увеличен в 2 раза и составлял 1,4 мм. Результаты расчетов сведены в табл. 2.

Приведенные в этой таблице данные показывают, что и в этом случае сохраняются все закономерности, отмеченные выше для канала меньшего размера, только значения коэффициента  $S$  принимают немного большие значения.

Таблица 2

Оценка точности вычислений для канала с  $b = 20$  мм,  $d_o = 4$  мм

$\Delta_{\max}$ , мм	$b/\Delta$	$b/\lambda_{гр}$			Коэффициент $S$		
		$\delta = 5$ дБ	$\delta = 2$ дБ	$\delta = 1$ дБ	$\delta = 5$ дБ	$\delta = 2$ дБ	$\delta = 1$ дБ
10	2,0	0,85	0,62	0,62	2,4	3,2	3,2
5	4,0	1,0	0,97	0,97	4,0	4,1	4,1

На рисунке 6 представлены графики потерь передачи для рассмотренной выше перегородки толщиной 1,5 мм с отверстием диаметром  $d_o = 2$  мм в квадратном канале со стороной  $b = 10$  мм и перегородкой той же толщины с четырьмя отверстиями того же диаметра в квадратном канале со стороной  $b = 20$  мм. При этом в обоих случаях площадь отверстия, приходящаяся на одно отверстие, оставалась неизменной. Потери передачи для обоих случаев оказались практически идентичными. Это говорит о том, что перфорированную перегородку с равномерно расположенными отверстиями из соображений симметрии можно условно разбить на одинаковые секции, каждая из которых содержит только одно отверстие, а оценку акустических характеристик проводить изолированно для одной такой секции, причем

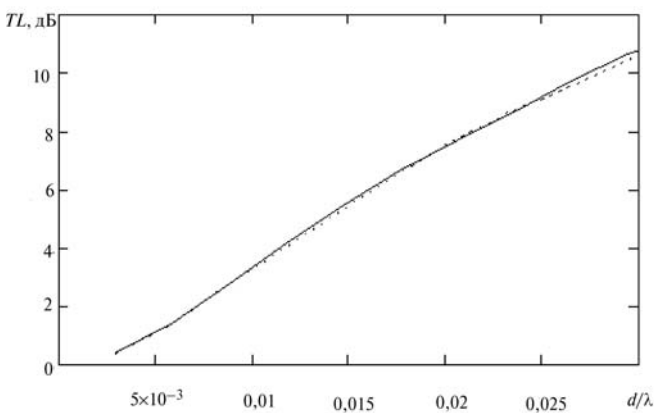


Рис. 6. Сравнение результатов вычисления  $TL$  для перегородок с одним (—) и четырьмя (.....) отверстиями

подобная замена не приведет к потере точности вычислений. Из сравнения графиков также следует, что какого-либо особого акустического взаимодействия между отверстиями перфорации, о чем делается предположение в ряде работ, например, [5], не существует.

Для сравнения полученных численных результатов с теоретическими данными был рассмотрен круглый канал с площадью сечения, равной площади сечения прямоугольного канала размерами  $10 \times 10$  мм. Эквивалентный диаметр такого круглого канала  $d = 11,28$  мм. Как и ранее толщина перегородки в канале  $l = 1,5$  мм, а диаметр отверстия в ней  $d_o = 2$  мм. При этом отношение  $g = d_o/d = 0,176$ .

Согласно теории потери передачи перегородки в канале определяются следующей формулой [4]:

$$TL = 20 \lg \left[ \left| 1 + ik \left( l + 2l_{пр} \right) / g^2 \right| \right], \quad (9)$$

где  $l_{пр}$  — так называемая присоединенная длина с одной стороны отверстия, учитывающая наличие в окрестности отверстия быстрозатухающих звуковых колебаний.

Для больших степеней расширения канала ( $g < 0,4$ ) величина  $l_{пр}$  может быть аппроксимирована следующей линейной функцией:

$$2l_{пр}(g) = 0,81(1 - 1,3g)d_o. \quad (10)$$

Как видно на рис. 7, результаты численного моделирования хорошо согласуются с аналитическими результатами, что подтверждает возможность проведения численных расчетов на

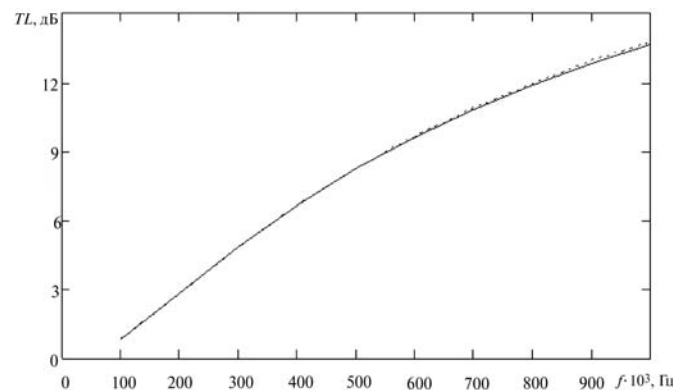


Рис. 7. Сравнение результатов вычисления  $TL$  численным (—) и аналитическим (.....) методами

основе конечно-элементного моделирования с высокой точностью.

### Оценка потерь передачи короткой камеры расширения

Выше проанализирована точность конечно-элементных моделей при оценке потерь передачи, как непрерывной функции безразмерной частоты. Исследуем точность таких моделей с точки зрения ошибок в оценке резонансных частот реактивных элементов глушителей шума. Для этого рассмотрим конечно-элементное моделирование короткой камеры расширения, которая является резонаторным элементом. Диаметр патрубков (канала) в таком глушителе  $d = 100$  мм. Конфигурация камеры с параметрами  $d/l = 10$  и  $m = (D/d)^2 = 16$  изображена на рис. 8. Потери передачи  $TL$  такой камеры, показанные на рис. 9, содержат три резонансных пика. На первый взгляд частоты этих резонансов подчиняются соотношениям 1:3:5, имеющим место для четвертьволнового резонатора. Однако более детальная оценка показывает, что этим соотношениям в первом приближении удовлетворяют только частоты второго и третьего резонансов, а частота первого резонанса оказывается значительно ниже.

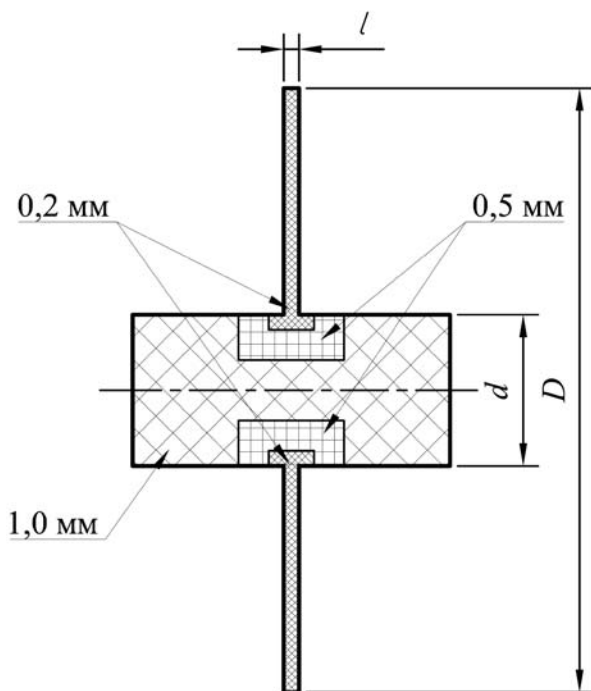


Рис. 8. Кусочно-равномерное разбиение для короткой камеры расширения

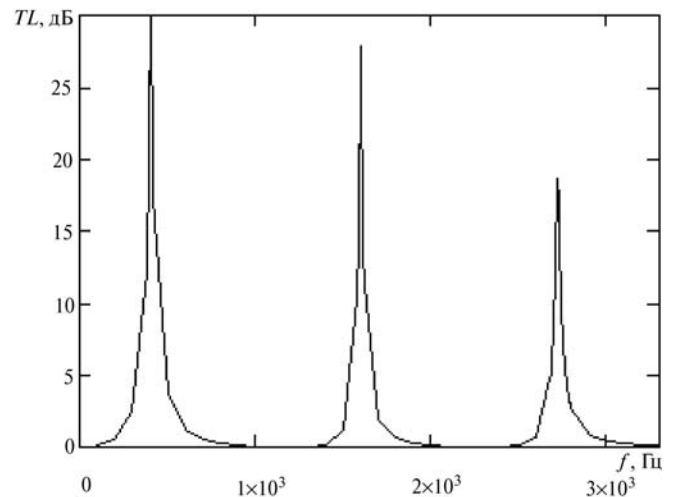


Рис. 9. График потерь передач для короткой камеры расширения

Для оценки влияния характеристик разбиения на определение резонансных частот камеры расширения были созданы конечно-элементные модели с различными максимальными размерами элементов сетки разбиения с тремя различными механизмами разбиения: SmartSizing, равномерное по всему объему и кусочно-равномерное. Последний из механизмов реализован в виде равномерного разбиения, но с различными размерами элементов на отдельных участках: более мелкие в ответственных и узких местах, а более крупные — в больших объемах (см. рис. 9). Все варианты разбиений и полученные на них результаты определения резонансных частот для трех первых пиков потерь передачи представлены в табл. 3.

Из анализа данных, приведенных в табл. 3, следует, что погрешность определения резонансной частоты тем выше, чем выше частота резонансного пика. И одновременно, с увеличением резонансной частоты повышается требование к точности разбиения модели.

Для оценки моделей, подобных коротким камерам расширения, разбиение с помощью механизма SmartSizing имеет ограничения по использованию. Анализ данных табл. 3 показывает, что расчет моделей с приблизительно одинаковым числом элементов и равными размерами элементов, но разбитых различными способами, дает достаточно сильно отличающиеся результаты. Это объясняется некоррект-



Сравнение результатов вычисления  $TL$  короткой камеры расширения

Номер разбиения	Размер элемента, мм	Механизм разбиения	Количество элементов	Оценки резонансных частот		
1	5	SmartSize (№ 3)	507	406,5	1 603	2 725
2	2		2 344	406	1 601	2 721
3	1		3 490	405,5	1 599	2 719
4	5	Равномерное по всему объему	507	406,5	1 603	2 725
5	2		3000	405	1 597	2 713
6	1		11 977	404	1 597	2 711
7	2,5 / 1 / 0,5	Кусочно-равномерное	11 191	404	1 596	2 710
8	1 / 0,5 / 0,2		62 402	404	1 596	2 710

ным дроблением механизмом SmartSizing облатей с сильно различающимися размерами (например, таких как короткая камера расширения в канале большого диаметра) на элементы, что можно наблюдать визуально по виду получаемых сеток разбиения. В этом случае такой способ разбиения оказывается менее эффективным, чем в случае перегородки в канале, и предпочтение следует отдавать кусочно-равномерному разбиению. Таким образом, при моделировании особое внимание необходимо уделять анализу разбиения на элементы для каждого отдельного случая.

Таким образом, полученные результаты позволяют сделать следующие выводы. При вычислении потерь передачи глушителей на основе конечно-элементного моделирования целесообразно использовать метод трех точек. Полученные результаты показывают, что с помощью численных расчетов можно получить высокую точность результатов, обеспечивающее совпадение с аналитическими результатами. При использовании неравномерного разбиения максимальный размер конечных элементов должен быть таким, чтобы на длине волны, соответствующей верхней граничной частоте рассматриваемого диапазона, умеща-

лось порядка четырех таких элементов. При расчетах резонаторных элементов глушителей оптимальным вариантом построения конечно-элементной модели является кусочно-равномерное разбиение, обеспечивающее достаточную точность получаемых результатов при приемлемом количестве конечных элементов в модели.

#### Литература

1. Комкин А.И., Юдин С.И. Камерные глушители шума // Безопасность жизнедеятельности. Приложение. 2005. № 11. 24 с.
2. Салливан Дж.У. Моделирование шума выхлопной системы двигателя // Аэродинамический шум в технике; пер. с англ. М.: Мир, 1983. С. 233–256.
3. Bilawchuk S., Fyfe K.R. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems // Applied Acoustics. 2003. V. 64. N 9. P. 903–916.
4. Комкин А.И., Юдин С.И. Акустический импеданс перфорированной перегородки в канале // Сб. трудов XX сессии Российского акустического общества. Т. 1. М.: ГЕОС, 2008. С. 246–250.
5. Melling T.H. The acoustic impedance of perforates at medium and high sound pressure levels // Journal of Sound and Vibration. 1973. V. 29. N 1. P. 1–65.

Статья поступила 07.03.2012