

И. В. ГРУШЕЦКИЙ

ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова

Россия, 196158, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44, eeaa@online.ru

Критические замечания к методике расчета шума систем вентиляции

Получена 26.03.2002, опубликована 18.04.2002

В статье обращается внимание на то, что в методике расчета шума систем вентиляции, используемой при проектировании таких систем, не учитывается излучение из оконечных отверстий воздуховодов, связанное с реверберационными звуковыми полями в воздуховодах. Получена формула для расчета звуковой мощности, излучаемой из открытого конца воздуховода, с учетом оттока энергии из реверберационного поля в воздуховоде через это отверстие. На примере типичной вентиляционной системы показано, что результаты расчета по стандартной методике могут оказаться заниженными на 10 дБ и более.

Целью акустического расчета системы вентиляции на стадии проектирования является определение ожидаемых уровней звукового давления в помещениях и/или на прилегающей территории. Исходными данными для такого расчета являются уровни звуковой мощности, излучаемой оконечными устройствами воздуховодов (воздухозаборниками и воздухораспределителями), которые также рассчитываются.

В основе рекомендуемой для проектировщиков методики расчета звуковой мощности, излучаемой оконечными устройствами [1], лежит допущение о том, что звуковая энергия, излучаемая вентилятором, снижается при распространении по воздуховоду за счет диссипативных потерь, оттока энергии через стенки и за счет отражения от препятствий (поворотов, разветвлений, сужений поперечного сечения, открытого конца и т. д.). Причем, энергия, отраженная от препятствий, полностью поглощается в воздуховоде, обратный поток энергии не учитывается. Оценим обоснованность этого допущения.

Рассмотрим заполненную воздухом и закрытую с обоих концов трубу с абсолютно жесткими стенками в вакууме, в которой находится источник шума. В трубе возникают стоячие звуковые волны (реверберационное звуковое поле). Вся акустическая энергия, вводимая в трубу, преобразуется в тепло за счет деформации среды в трубе при колебаниях. Чем больше поглощение энергии (внутренние потери), тем меньшая амплитуда колебаний требуется для полного преобразования вводимой энергии в тепло. Этот очевидный факт можно представить в виде уравнения энергетического баланса:

$$Au = W_{in}, \quad (1)$$

где W_{in} — вводимая в трубу энергия (мощность источника звука), u — объемная плотность энергии реверберационного поля в трубе, A — коэффициент, характеризующий поглощение энергии в трубе (отток энергии). В общем случае $A = \omega\eta V$, где ω — круговая частота, η — коэффициент потерь при колебаниях среды в трубе, V — внутренний объем трубы.

Если импеданс стенок трубы конечный, а снаружи находится среда, то дополнительные потери связаны с возбуждением колебаний в стенках и распространением энергии в окружающую среду. Эти дополнительные потери включаются в коэффициент A .

Если рассматриваемая труба имеет открытый конец, то часть звуковой мощности источника излучается из открытого конца в виде бегущих звуковых волн. Другая часть мощности, отражаясь от открытого конца за счет скачка акустических сопротивлений, расходуется на формирование реверберационного звукового поля в трубе. В конечном итоге эта энергия частично поглощается (переходит в тепло, распространяется через стенки трубы), и, главное, частично излучается через открытый конец. Таким образом, звуковая мощность, излучаемая из открытого конца, складывается из двух составляющих: бегущей, которая рассчитывается по стандартной методике, и составляющей, связанной с реверберационным звуковым полем в трубе, которая стандартной методикой не учитывается.

Уравнение (1) для трубы с открытым концом имеет вид

$$Au + W_d + W_{ot} = W_{in}, \quad (2)$$

где W_d — мощность, поглощаемая при распространении бегущей волны, W_{ot} — мощность, излучаемая из открытого конца трубы с бегущими звуковыми волнами.

Отдельные слагаемые в левой части уравнения имеют вид:

$$W_d = W_{in}\delta L; \quad (3)$$

$$W_{ot} = W_{in}(1 - \delta L)\tau, \quad (4)$$

где δ — коэффициент, описывающий снижение мощности при распространении по трубе длиной l м, L — длина трубы, τ — коэффициент прохождения энергии через открытый конец трубы в свободное пространство;

$$A = \omega\eta V + Sc\tau, \quad (5)$$

где S — площадь поперечного сечения трубы, c — скорость звука в среде внутри трубы (в воздухе).

Подставим (3) (4) и (5) в уравнение (2):

$$(\omega\eta V + Sc\tau)u + W_{in}\delta L + W_{in}(1 - \delta L)\tau = W_{in}. \quad (6)$$

Отсюда найдем плотность энергии реверберационного поля в трубе:

$$u = \frac{W_{in}(1 - \delta L - (1 - \delta L)\tau)}{\omega \eta V + Sc\tau} = \frac{W_{in}(1 - \delta L)(1 - \tau)}{\omega \eta V + Sc\tau}. \quad (7)$$

При $\tau = 1$ (отражение от открытого конца отсутствует) или $\delta L = 1$ (вся энергия источника поглощается на пути распространения до открытого конца) реверберационное поле в трубе не образуется ($u = 0$).

Суммарная звуковая мощность, излучаемая из открытого конца, равна сумме мощностей: излучаемой с бегущими волнами и отдаваемой через открытый конец реверберационным полем:

$$W_o = W_{in}(1 - \delta L)\tau + Sc\tau u. \quad (8)$$

Подставив (7) в (8) получим

$$W_o = W_{in}(1 - \delta L)\tau + Sc\tau \frac{W_{in}(1 - \delta L)(1 - \tau)}{\omega \eta V + Sc\tau} = W_{in}(1 - \delta L) \left(\tau + \frac{Sc\tau(1 - \tau)}{\omega \eta V + Sc\tau} \right). \quad (9)$$

При отсутствии потерь в трубе ($\delta = 0$, $\eta = 0$) $W_o = W_{in}$. Этот вывод согласуется с законом сохранения энергии. В то же время при расчете по стандартной методике [1] мощность, излучаемая из открытого конца трубы, оказывается меньше мощности источника звука на величину потерь на отражение от открытого конца.

Рассчитаем для примера звуковую мощность, излучаемую из выходного отверстия воздуховода диаметром 100 мм и длиной 2 м, типичному для тракта системы вентиляции, связывающего вентилятор с открытым воздухом. Коэффициенты τ , δ и η рассчитываются по данным, представленным в методике [1], следующим образом.

В методике [1] приведены величины снижения октавных уровней звуковой мощности в результате отражения от открытого конца воздуховода (ΔL_p^o , табл. 24 [1]). Используемый нами коэффициент прохождения τ рассчитывается по формуле

$$\tau = 10^{-\frac{\Delta L_p^o}{10}}. \quad (10)$$

Коэффициент δ выражается через приведенные в методике [1] величины снижения октавных уровней звуковой мощности в дБ на 1 м длины прямых участков воздуховодов (ΔL_p^n , табл. 20 [1]) следующим образом:

$$\delta = \left(1 - 10^{-(\Delta L_p^n L / 10)} \right) / L. \quad (11)$$

Коэффициент потерь η связан с коэффициентом затухания в пространстве (при распространении звука вдоль трубы) β соотношением

$$\eta = 2\beta c / \omega. \quad (12)$$

Коэффициент затухания β выражается через амплитуды звукового давления в двух точках (P_1 и P_2), разнесенных на расстояние ℓ :

$$\beta = \frac{1}{\ell} \ln \frac{P_1}{P_2}. \quad (13)$$

С использованием величины ΔL_p^n из методики [1] получим

$$\beta = \ln 10^{\frac{\Delta L_p^n}{20}}; \quad (14)$$

$$\eta = \frac{2 \ln 10^{\frac{\Delta L_p^n}{20}} c}{\omega}. \quad (15)$$

Результаты расчета коэффициентов τ , δ и η для рассматриваемого воздуховода представлены в таблице 1.

Таблица 1. Коэффициенты τ , δ и η

	среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ΔL_p^o , дБ, табл. 24 [1]	19	14	10	5	2	0	0	0
τ	0,013	0,04	0,1	0,32	0,63	1	1	1
ΔL_p^n , дБ/м, табл. 20 [1]	0,1	0,1	0,15	0,15	0,3	0,3	0,3	0,3
δ	0,0225	0,0225	0,0334	0,0334	0,0645	0,0645	0,0645	0,0645
η	0,02	0,01	0,0075	0,0037	0,0037	0,002	0,0009	0,0005

В табл. 2 (строка 1) представлены значения разницы уровней звуковой мощности, излучаемой из оконечного отверстия воздуховода, рассчитанной с учетом и без учета обратного потока мощности, что соответствует рассматриваемой ошибке расчета по стандартной методике. Из табл. 2 видно, что в данной реальной системе вентиляции без глушителя ошибка расчета превышает 10 дБ на низких частотах.

Выполним аналогичный расчет для воздуховода с относительно высокими потерями, которые характеризуются снижением октавных уровней звуковой мощности 15 дБ на 1 м длины воздуховода во всех октавных фильтрах. Результаты расчета представлены в табл. 2 (строка 2). Очевидно, что ошибка расчета, связанная с пренебрежением обратным потоком мощности, уменьшается при увеличении потерь в воздуховоде.

Таблица 2. Разница уровней звуковой мощности, излучаемой из оконечного отверстия воздуховода, рассчитанной с учетом и без учета обратного потока мощности, дБ

	среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	12,5	10,9	8,0	4,4	1,7	0	0	0
2	0,6	0,5	0,5	0,4	0,2	0	0	0

Основные потери в системах вентиляции вносятся глушителями шума активного типа, содержащими звукопоглощающие материалы. Можно предположить, что в системах с глушителями шума потери на средних и высоких частотах нормируемого диапазона (250–80000 Гц) достаточно велики, и обратный поток энергии не вносит заметного вклада в суммарные уровни звуковой мощности, излучаемой оконечными отверстиями воздуховодов. Однако, эффективность обычно применяемых глушителей активного типа мала или равна 0 на низких частотах нормируемого диапазона (31,5 и 63 Гц). При этом потери звуковой мощности обусловлены в основном прохождением энергии через стенки воздуховодов. Эти потери также малы, особенно для широко применяемых цилиндрических воздуховодов. Таким образом, суммарные потери в системах вентиляции на низких частотах могут оказаться недостаточными, чтобы при проведении расчетов пренебрегать излучением реверберационной составляющей звукового поля в воздуховодах. Расчет по методике [1] при этих условиях может привести к заниженным на 10 дБ и более результатам, в особенности на низких частотах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Строительные нормы и правила. Защита от шума. СНиП II-12-77, М., 1998.