АКУСТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Том XII 1966 Вып. 1

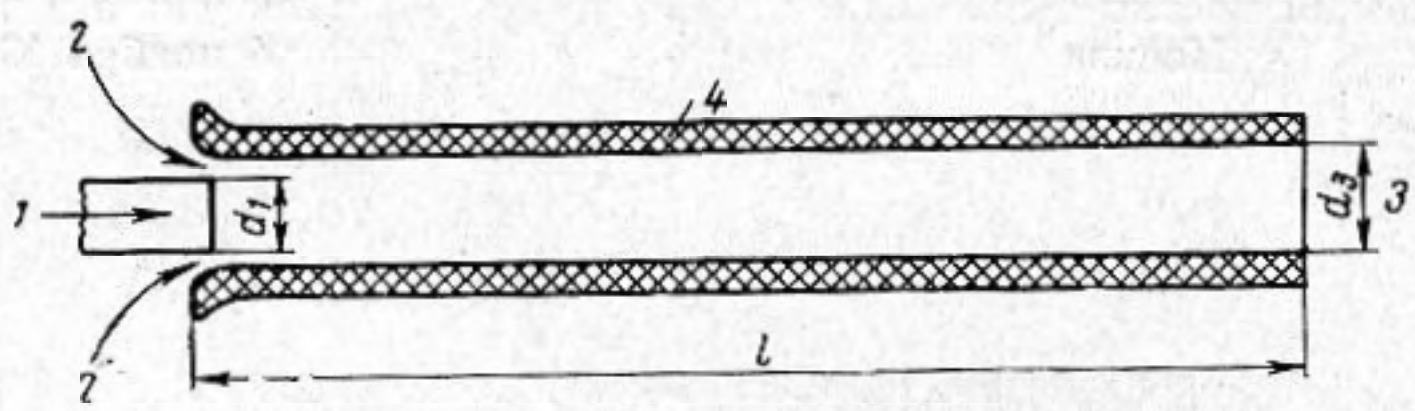
УДК 534.83

О ВЕЛИЧИНЕ СНИЖЕНИЯ ЗВУКОВОЙ МОЩНОСТИ СТРУИ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ ГЛУШИТЕЛЕ

А. Г. Мунин

Проведены исследования по определению оптимальной величины снижения шума струи в глушителе. Условие оптимума заключается в том, что шум, образующийся при истечении газов из выходного сечения глушителя, не должен превышать шума первичной струи, ослабленного вследствие затухания в глушителе. Рассмотрен также вопрос о снижении шума струи в эжекторе глушителя вследствие уменьшения градиентов скоростей. В обоих случаях получены расчетные формулы для определения величины снижения шума струи; сравнение расчетных и экспериментальных данных показывает удовлетворительное совпадение.

В последнее время в технике применяется много различных устройств для уменьшения шума истекающей струи газов. Одним из таковых является глушитель, выполненный в виде цилиндрического канала, внутренние стенки которого облицованы звукопоглотителем.



Фиг. 1

Снижение шума в таком глушителе (фиг. 1, где *1* — эжектирующий поток сечением F_1 с параметрами P_1, V_1, 2 — эжектируемый поток (F_2, P_2, V_2), *3* — выходной поток (F_3, P_3, V_3) и *4* — звукопоглотитель) происходит, во-первых, вследствие взаимодействия активной струи с подмешиваемым вторичным воздухом, в результате чего уменьшаются градиенты скоростей, а следовательно, и шум струи, во-вторых, благодаря поглощению энергии шума звукопоглощающим слоем. Поток газов на выходе из глушителя, имеющий большее поперечное сечение, но меньшую скорость истечения, чем струя на входе, в свою очередь, является источником дополнительного шума.

Рассмотрим баланс звуковой энергии струи в глушителе, для чего введем обозначения: W_1 — звуковая мощность, генерируемая первичной струей в отсутствие глушителя; ΔW — снижение этой мощности в глушителе; $W_1 - \Delta W$ — звуковая мощность первичной струи на выходе из глушителя, W_3 — звуковая мощность, генерируемая выхлопной струей на выходе из глушителя. Величина ΔW может быть представлена в виде $\Delta W = \Delta W_{эж} + \Delta W_n$, где $\Delta W_{эж}$ — снижение звуковой мощности первичной струи вследствие падения градиента скорости в эжекторе, вызванного наличием эжектируемого потока, ΔW_n — снижение шума первичной струи

в глушителе в результате затухания в поглотителе, влияния стенок канала, распространения звука назад по потоку. При течении газа в глушителе будет образовываться дополнительный шум, однако для удобства обозначений будем считать, что ΔW_n учитывает это соответствующим уменьшением затухания шума.

Акустическая эффективность глушителя будет оптимальной, если $W_1 - \Delta W = W_3$ (*а*). Действительно, если $W_1 - \Delta W < W_3$, то в этом случае доминирует шум, генерируемый струей на выходе из глушителя. Следовательно, затухание в глушителе выбрано нецелесообразно большим и необходимо уменьшить акустическую эффективность глушителя так, чтобы соблюдалось условие (а). Если $W_1 - \Delta W > W_3$, то доминирует шум первичной струи, ослабленный вследствие затухания в глушителе; шум, создаваемый струей на выходе из глушителя, в этом случае мал. Поскольку энергия шума струи зависит главным образом от скорости истечения, в этом случае скорость выходной струи выбрана слишком малой и она может быть увеличена, для чего следует уменьшить площадь выходного сечения глушителя. Это является безусловно целесообразным, поскольку габариты глушителя будут уменьшены, без ущерба для акустической эффективности. Увеличение W_3 следует произвести вплоть до выполнения условия (а). Таким образом, существует оптимальная величина снижения шума струи в глушителе.

Впервые вопрос об оптимальной величине снижения шума струи в глушителе был рассмотрен в работах [1 и 2]. Авторы этих работ определяли оптимальную величину снижения шума струи для случая применения гофрированных и многотрубчатых сопел, однако расчетные формулы ими не были получены.

В настоящей работе предпринята попытка определить расчетным путем эту величину, а также снижение шума струи в эжекторе путем уменьшения градиента скорости.

Для удобства расчета в дальнейшем будем, как это принято в акустике, применять не абсолютные величины звуковой мощности, а относительные — уровни звуковой мощности ε. Тогда оптимальная величина снижения уровня звуковой мощности струи в глушителе будет равна $\Delta\varepsilon_{опт} = \varepsilon_1 - \varepsilon_3$, где ε_1 — уровень звуковой мощности первичной струи без глушителя, ε_3 — уровень звуковой мощности на выходе из глушителя.

Звуковая мощность, создаваемая турбулентной струей газов при истечении в неподвижную среду, может быть определена по формуле [3]:

$$W = k\frac{\rho^2 V^8 F}{\rho_0 c_0^5}\left(\frac{T_0}{T}0{,}6 + 0{,}4\right)^{-2}, \qquad (1)$$

где k — коэффициент пропорциональности; T, ρ и V — температура, плотность и скорость струи в выходном сечении сопла; F — площадь выходного сечения сопла: T_0, ρ_0, c_0 — температура, плотность и скорость звука в окружающей среде. Уровень звуковой мощности струи будет

$$\varepsilon = 10\lg k\frac{\rho^2 V^8 F}{\rho_0 c_0^5}\left(\frac{T_0}{T}0{,}6 + 0{,}4\right)^{-2} + 130.$$

Заметим, что процессы шумообразования активной струи газа, вытекающего из сопла, и струи на выходе из глушителя одинаковы, поэтому $k = \text{const}$. Следовательно,

$$\Delta\varepsilon_{опт} = \varepsilon_1 - \varepsilon_3 = 10\lg\frac{\rho_1^2 V_1^8 F_1}{\rho_3^2 V_3^8 F_3}\left(\frac{\frac{T_0}{T_3}0{,}6 + 0{,}4}{\frac{T_0}{T_1}0{,}6 + 0{,}4}\right)^2. \qquad (2)$$

Эта формула учитывает только изменения уровня суммарной звуковой

мощности струи. Спектральные характеристики здесь не рассматриваются, но можно отметить, что спектр шума струи на выходе из глушителя, как это следует из постоянства числа Струхаля, будет более низкочастотным по сравнению с шумом струи на выходе сопла и максимум его будет наблюдаться на частоте $f_3 = f_1 V_3 d_1 / V_1 d_3$, где f_1 — частота, при которой наблюдается максимум шума первичной струи, d_1 — диаметр сопла первичной струи, d_3 — диаметр на выходе глушителя.

Напишем уравнение расхода через глушитель в виде

$$\rho_1 V_1 F_1 + \rho_2 V_2 F_2 = \rho_3 V_3 F_3, \tag{3}$$

введем коэффициент эжекции

$$n = \frac{G_2}{G_1} = \frac{\rho_2 V_2 F_2}{\rho_1 V_1 F_1}. \tag{4}$$

Тогда уравнение (3) может быть представлено в виде $\rho_1 V_1 F_1 (n+1) = \rho_3 V_3 F_3$. Используя это соотношение, получим

$$\Delta\varepsilon_{\text{опт}} = 10 \lg \frac{1}{(n+1)^8} \left(\frac{\rho_3}{\rho_1}\right)^6 \left(\frac{F_3}{F_1}\right)^7 \left(\frac{\frac{T_0}{T_3} 0{,}6 + 0{,}4}{\frac{T_0}{T_1} 0{,}6 + 0{,}4}\right)^2. \tag{5}$$

Выразим в формуле (5) плотность и температуру через параметры заторможенного потока: $\rho = \frac{P^*}{gRT^*} E(\lambda)$, где $E(\lambda) = \left(1 - \frac{\varkappa - 1}{\varkappa + 1}\lambda^2\right)^{1/\varkappa - 1}$ $\lambda = \frac{V}{\sqrt{2\varkappa g R T^* / (\varkappa + 1)}}$ λ — коэффициент скорости, P^*, T^* — давление и температура торможения потока, $T = T^* \tau(\lambda) = T^* \left(1 - \frac{\varkappa - 1}{\varkappa + 1}\lambda^2\right)$. Таким образом,

$$\Delta\varepsilon_{\text{опт}} = 10 \lg \frac{1}{(n+1)^8} \left(\frac{F_3}{F_1}\right)^7 \left[\frac{P_3^*}{P_1^*} \frac{T_1^*}{T_3^*} \frac{E(\lambda_3)}{E(\lambda_1)}\right]^6 \times$$

$$\times \left[\frac{0{,}6 T_0 + 0{,}4 T_3^* \tau(\lambda_3)}{0{,}6 T_0 + 0{,}4 T_1^* \tau(\lambda_1)}\right]^2 \left[\frac{T_1^*}{T_3^*} \frac{\tau(\lambda_1)}{\tau(\lambda_3)}\right]^2. \tag{6}$$

Параметры газа на выходе из глушителя могут быть вычислены по обычному способу расчета эжекторов [4]:

$$T_3^* = T_1^* \frac{n\theta + 1}{n + 1}, \quad P_3^* = P_1^* \frac{\sqrt{(n+1)(n\theta+1)}}{1 + 1/\alpha} \cdot \frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_3)},$$

где

$$\theta = T_2^* / T_1^*, \quad \alpha = F_1 / F_2, \quad q(\lambda) = \lambda E(\lambda) \left(\frac{\varkappa + 1}{2}\right)^{1/\varkappa - 1}.$$

Подставив приведенные зависимости в формулу (6), получим

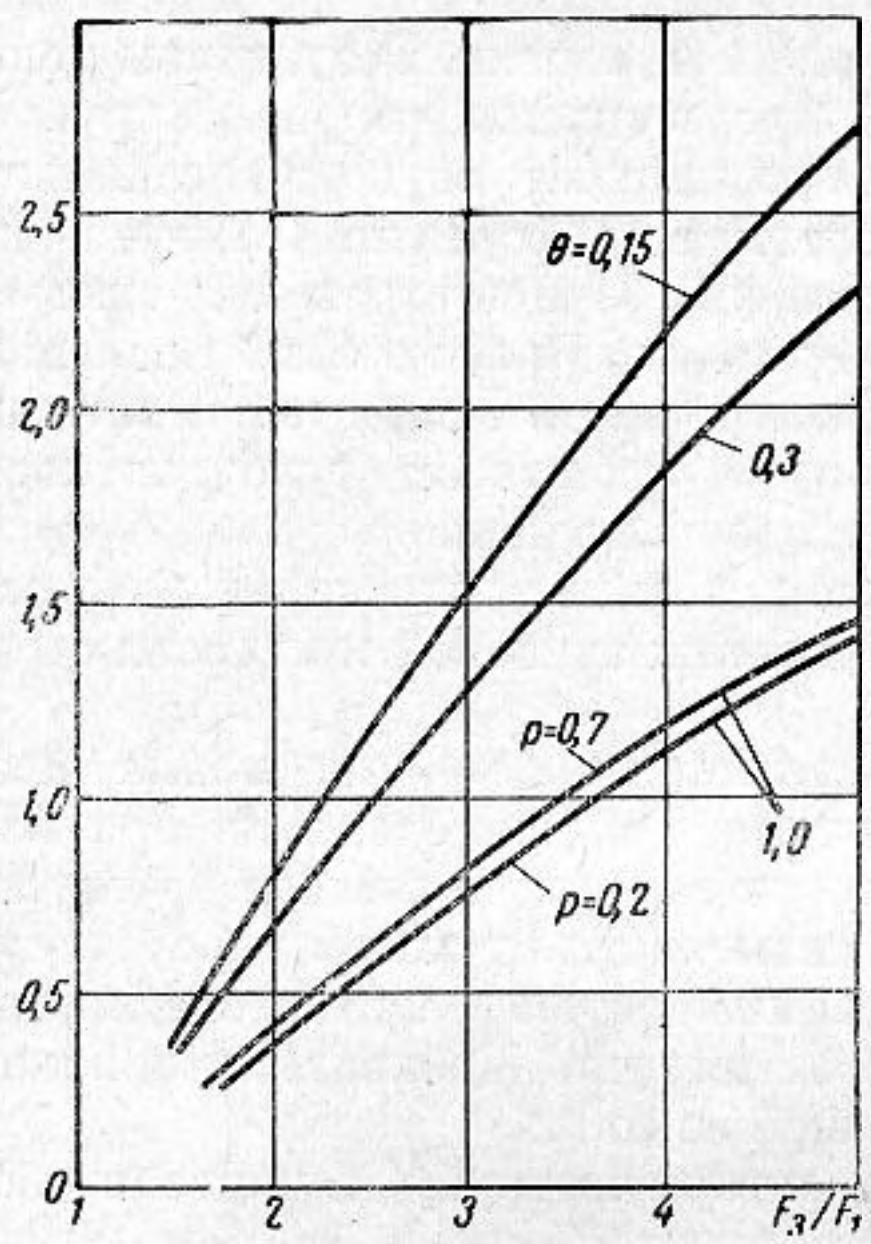
$$\Delta\varepsilon_{\text{опт}} = 10 \lg \frac{(n+1)^3}{(n\theta+1)^5} \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_3}\right)^6 \left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) \left(\frac{1 - \frac{\varkappa - 1}{\varkappa + 1}\lambda_1^2}{1 - \frac{\varkappa - 1}{\varkappa + 1}\lambda_3^2}\right) \times$$

$$\times \left[\frac{0{,}6 T_0 + 0{,}4 T_1^* \frac{n\theta + 1}{n + 1}\left(1 - \frac{\varkappa - 1}{\varkappa + 1}\lambda_3^2\right)}{0{,}6 T_0 + 0{,}4 T_1^* \left(1 - \frac{\varkappa - 1}{\varkappa + 1}\lambda_1^2\right)}\right]^2. \tag{7}$$

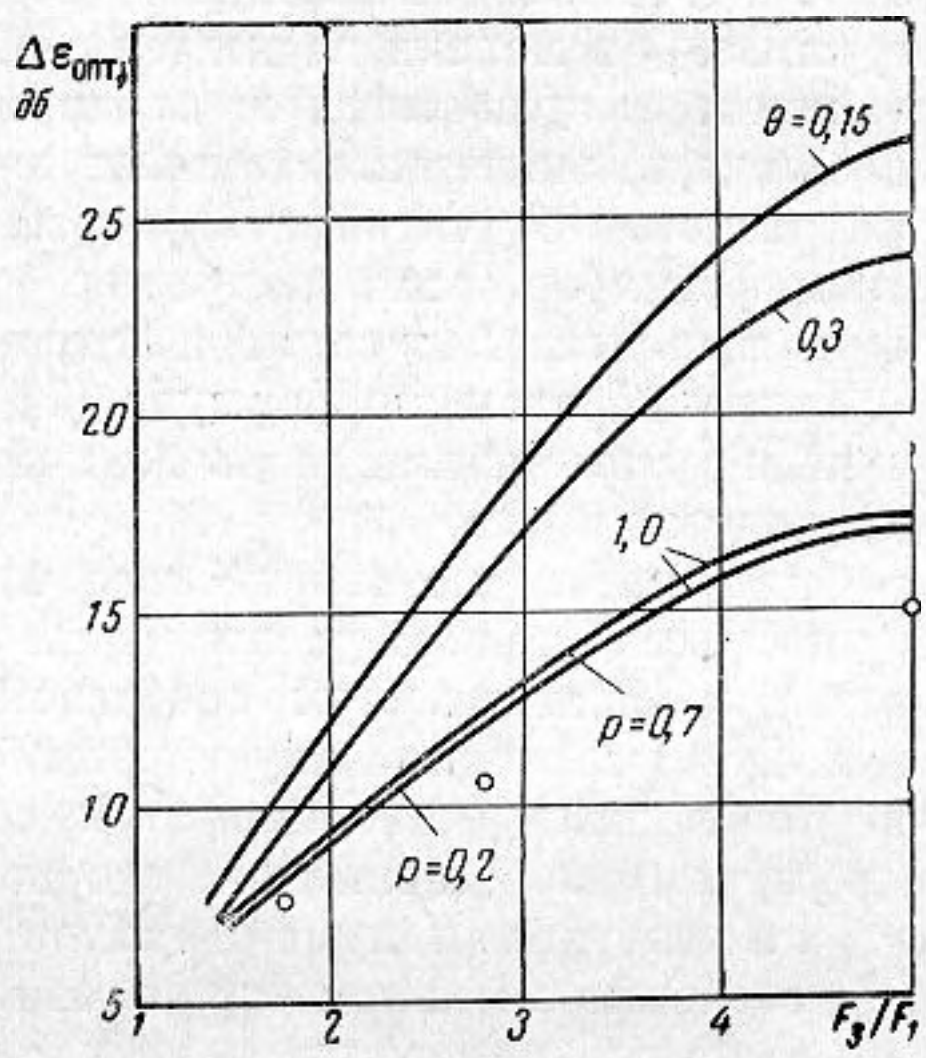
Для грубой оценки в формуле (1) можно не учитывать влияние температуры на звуковую мощность. Тогда выражение для оптимальной величины снижения звуковой мощности струи в глушителе примет вид

$$\Delta\varepsilon_{\text{опт}} = 10\lg\frac{1}{(n+1)^2}\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_3}\right)^6\left(1+\frac{1}{\alpha}\right).$$

Рассмотрим сперва глушитель с идеальным эжектором, у которого потери на выходе и потери на трение отсутствуют, а поля скоростей на входе и выходе равномерные. Изменение коэффициента эжекции такого



Фиг. 2



Фиг. 3

глушителя, полученное согласно работе [4], приведено на фиг. 2, для различных θ, α и перепадов давлений в сопле p. Величина p была выбрана равной 0,2 и 0,7 *ати*, что соответствует большим дозвуковым скоростям истечения из сопла, при которых приведенная выше зависимость (1) справедлива для активной струи и для струи на выходе из глушителя, и, следовательно, в этом случае может быть применена формула (2).

Как видно из фиг. 2, коэффициент эжекции n остается почти неизменным при указанном изменении перепадов давлений в сопле. При увеличении выходной площади глушителя коэффициент эжекции растет, что объясняется увеличением массы эжектируемого воздуха при сохранении постоянного расхода эжектирующего газа. При увеличении температуры активного потока газов, но при сохранении постоянного перепада давлений в сопле, происходит уменьшение весового расхода активного газа, вследствие чего коэффициент эжекции, согласно формуле (4), увеличивается.

На основании этих данных, по формуле (7) была определена оптимальная величина снижения звуковой мощности струи в глушителе с идеальным эжектором (фиг. 3). Характер изменения величины $\Delta\varepsilon_{\text{опт}}$ аналогичен описанному выше изменению коэффициента эжекции. Этот вывод, непосредственно не вытекающий из формулы (7), может быть легко объяснен, если при анализе этой формулы учесть влияние других параметров глушителя. Так, например, при постоянной температуре активной струи ($\theta = \text{const}$) увеличение выходной площади глушителя приводит не

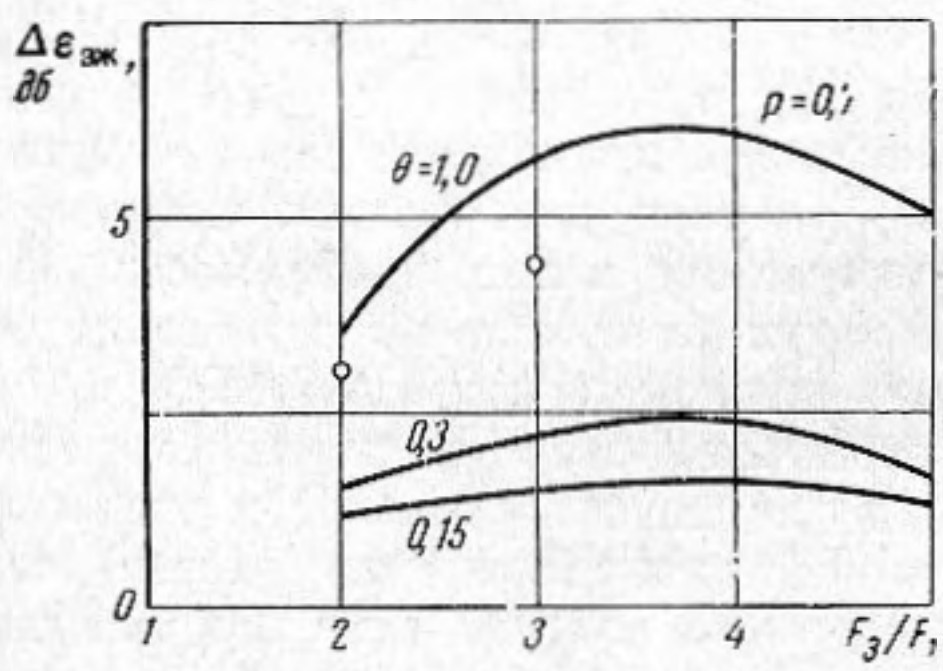
только к увеличению коэффициента эжекции, но и к уменьшению коэффициента выходной скорости λ_3. Последний входит в формулу (7) с показателем в шестой степени, поэтому влияние его на величину $\Delta\varepsilon_{опт}$ больше, чем влияние коэффициента эжекции n. Поскольку оптимальная величина снижения звуковой мощности струи $\Delta\varepsilon_{опт}$ — обратно пропорциональна λ_3, то с уменьшением последней $\Delta\varepsilon_{опт}$ увеличивается.

Экспериментальная проверка полученных зависимостей была проведена на модели глушителя, длина которого выбиралась в каждом случае такой, чтобы дальнейшее увеличение ее не приводило к увеличению затухания шума. Следовательно, доминирующим в этом случае остановился шум, образующийся на выходе из модели глушителя, который в конечном итоге ограничивал акустическую эффективность модели. Результаты испытаний трех вариантов модели при $\theta = 1$ представлены на фиг. 3 кружочками. Расчетная оптимальная величина снижения звуковой мощности струи $\Delta\varepsilon_{опт}$ в модели глушителя, определенная по формуле (7), лишь незначительно отличается от экспериментальной. При этом, как и следовало ожидать, экспериментальные значения меньше расчетных, поскольку при расчете не учитывается неравномерность полей скоростей и влияние таких факторов, как, например, разница в масштабах турбулентности струи, выходящей из сопла, и струи на выходе из модели.

Таким образом, по формуле (7) можно довольно точно определять расчетным путем оптимальную величину снижения звуковой мощности струи в глушителе шума.

Снижение шума струи более чем на величину $\Delta\varepsilon_{опт}$ не может быть осуществлено только увеличением затухания в глушителе, т. к. при этом станет преобладать шум, создаваемый потоком газа на выходе из глушителя. Для увеличения акустической эффективности глушителя в этом случае необходимо уменьшить шум, создаваемый потоком на выходе, например, путем уменьшения его скорости, а затем уже добиваться дополнительного затухания шума струи, истекающей из сопла.

Истечение активной струи газов в эжекторную трубу глушителя обеспечивает эжектирование воздуха из окружающей среды и тем самым уменьшает градиент скоростей потока. Поэтому, как это следует из [3], происходит уменьшение шума, создаваемого истекающей струей. В общем виде эта задача аналогична истечению струи в спутный поток, но, к сожалению, при теоретическом рассмотрении этой задачи встретился ряд трудностей. Как известно, при аэродинамическом расчете эжектора [4] число неизвестных превышает число уравнений и поэтому решение ведется численными методами с последовательным включением в расчет потерь входа, трения, неравномерностей скоростей и т. д. Кроме того, большие трудности встречаются и при акустическом расчете струи, т. к. необходимо знать изменение градиента скорости по длине и сечению эжектора и законы шумообразования при взаимодействии жесткой стенки с потоком газов, движущимся с переменной скоростью.



Фиг. 4

По этим причинам в настоящее время не представляется возможным решить в общем виде задачу о снижении шума в эжекторе с учетом падения градиента скорости. Задача была решена численными методами для некоторых вариантов конкретных эжекторов. Учитывая, что основная часть звуковой энергии создается начальным участком струи [3], при решении рассматривался только этот участок. Кроме того, были сделаны

предположения, что скорость эжектируемого газа на внешней границе струи мало изменяется по длине начального участка и что шумом, образующимся на стенке эжектора, можно пренебречь. В этом случае на основании работы [3] путем простых математических преобразований была получена формула для определения величины снижения шума струи в эжекторе глушителя:

$$\Delta\varepsilon_{эж} = 10 \lg \frac{X_н}{X_н'} \frac{(1 + 0{,}1\, X_н/d)}{(1-m)^8 \left\{ 1 + 0{,}03 \frac{1-m}{1+m} \left[(4{,}7 - m) - 1 \right] \frac{X_н'}{d} \right\}}, \quad (8)$$

где $m = V_2 / V_1$, V_2 — скорость эжектируемого потока, V_1 — скорость активного потока, $X_н$ — длина начального участка свободной струи, $X_н'$ — то же при наличии эжектора — глушителя.

Результаты расчета по формуле (8) приведены на фиг. 4. С увеличением диаметра глушителя величина $\Delta\varepsilon_{эж}$ сперва растет, а затем уменьшается; при возрастании температуры $\Delta\varepsilon_{эж}$ уменьшается. На фиг. 4 нанесены также экспериментальные точки, полученные для $\theta = 1$ при исследовании эжекторов в заглушенной камере. Эжекторы выполнялись в виде металлических необлицованных труб длиной не менее 10 диаметров, что обеспечивало равномерность поля скоростей на выходе из эжектора и, следовательно, минимум шума, образующегося на выходе струи из глушителя.

Как видно из фиг. 4, применение необлицованного эжектора обеспечивает некоторое снижение шума активной струи вследствие уменьшения градиента скоростей. Расчетные величины больше экспериментальных, поскольку при упрощенном расчете не учитывался ряд факторов, снижающих акустическую эффективность эжектора. Тем не менее расчет позволяет правильно оценить порядок величины снижения звуковой мощности струи в эжекторе.

ЛИТЕРАТУРА

1. J. Dyer, P. Franken, P. Westervelt. Jet noise reduction by induced flow. J. Acoust. Soc. America, 1958, **30**, 8, 761—764.
2. A. Powell. Consideration concerning an upper limit to jet noise reduction. J. Acoust. Soc. America, 1959, **31**, 8, 1138—1140.
3. А. Г. Мунин. Связь аэродинамических и акустических параметров дозвуковой газовой струи. Сб. «Промышлен. аэродинамика», 1962, 23, 200—215.
4. Г. Н. Абрамович. Прикладная газовая динамика. М., ГТТИ, 1953.

Москва

Поступила в редакцию
20 марта 1964 г.