

УДК 532.57

АЭРОДИНАМИКА И СОПРОТИВЛЕНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО КАНАЛА ПРИ ВДУВЕ В НЕГО РАДИАЛЬНОЙ ЩЕЛЕВОЙ СТРУИ

В.И. ТЕРЕХОВ, Ю.М. МШВИДОБАДЗЕ

Институт теплофизики СО РАН, Новосибирск

Представлены результаты экспериментального исследования полей давлений и скоростей в цилиндрическом канале при вдуве радиальной щелевой струи нормально к сносящему потоку. Опыт проведен для двух размеров щели при широкой вариации параметров вдува. Показана универсальность распределений давления вдоль трубы в обобщенных координатах. Получены экспериментальные корреляции для величины максимального разрежения в отрывной области за струей; проведено сопоставление с элементарным расчетным анализом. Изложены результаты измерений коэффициента местных гидравлических потерь на участке канала с нормальным вдувом щелевой струи. Показано, что опытные данные дают заниженные результаты по сравнению с теорией идеального смешения при течении в канале с массоподводом. Обсуждается возможные причины такого поведения коэффициента гидравлических потерь.

ВВЕДЕНИЕ

Вдув веерных щелевых струй широко используется для интенсификации процессов смешения в камерах сгорания авиационных и ракетных двигателей. В конструкциях ракетных двигателей твердого топлива часто встречаются протяженные радиальные щелевые каналы, продукты сгорания из которых в виде струй вдуваются в основной поток. Для совершенствования методов расчета и улучшения характеристик течения в сложных условиях необходимо знание газодинамических процессов, а также потерь полного давления на участке со вдувом струи. Поэтому изучение характера газодинамического взаимодействия и смешения радиальных щелевых струй, вдуваемых в канал нормально к его оси, представляет большой научный и практический интерес.

К настоящему времени накоплена достаточно обширная информация о динамике и теплообмене струй в сносящих потоках [1 – 3]. Однако исследования в основном проводились для плоских струй или ряда круглых струй в прямоугольных каналах. Что касается веерных плоских струй, вдуваемых под углом к основному потоку, то здесь можно отметить работы [4, 5], причем основное внимание в них уделялось изучению теплозащитных свойств таких струй.

Очевидно, что характер смешения веерных струй, особенно в каналах ограниченных размеров, когда ширина щели S становится соизмеримой с радиусом канала R_k ($S/R_k \rightarrow 1$), имеет свои особенности по сравнению с плоскими струями в неограниченных потоках. Структура течения в канале с радиальной струей достаточно сложна. При интенсивных вдувах ($m = \rho_s w_s / \rho_1 w_1 > 1$, где $\rho_s w_s$ — массовая скорость газа в щели, а $\rho_1 w_1$ — на входе в канал) струя вызывает отрыв потока и образование рециркуляционной зоны с пониженным

статическим давлением. Поэтому расчетный анализ аэродинамики, и особенно такого важного в инженерной практике параметра, как коэффициент сопротивления, весьма затруднителен, в силу чего наиболее приемлемым методом определения коэффициента аэродинамических потерь является опытное исследование.

Подробные экспериментальные данные по сопротивлению каналов с массоподводом для труб-тройников с различными углами подвода боковых патрубков представлены в справочной литературе [6, 7]. Однако характер взаимодействия потоков в тройниках существенно отличается от случая подачи в канал верной струи. По этой причине прямой перенос данных [6, 7] на исследуемое в настоящей работе течение представляется неоправданным.

Наиболее близкой к рассматриваемой задаче является работа [8], в которой экспериментально определялся коэффициент гидравлических потерь осесимметричного канала с радиальным боковым потоком. Отношение площадей щелевого канала и основного потока в этих опытах составляло $F_s/F_k \approx 3$, что значительно превышало значение этого параметра в настоящих экспериментах. Опытные данные [8] использовались в дальнейшем для сопоставительного анализа по коэффициентам гидравлических потерь.

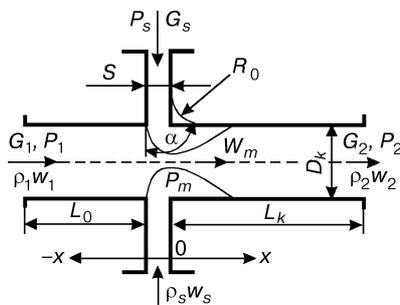
В данной работе представлены результаты экспериментального исследования полей давления и скоростей в цилиндрическом канале с подачей верной струи нормально основному потоку. В опытах определялись также аэродинамические потери на участке вдува струи, включая область отрыва и присоединения потока, при вариации параметров вдува и геометрии канала.

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА, МЕТОДИКИ ИЗМЕРЕНИЙ

Схема экспериментальной установки показана на рис. 1. Диаметр цилиндрического канала был равен $D_k = 34$ мм, а ширина радиальной щели $S = 2,2$ и $4,5$ мм, что соответствовало отношениям площади радиальной щели и цилиндрического канала $F_s/F_k = 0,26$ и $0,53$ соответственно. В качестве основного и вдуваемого газа использовался воздух комнатной температуры; расходы измерялись расходомерными диафрагмами.

Опыты проводились при вариации расхода основного потока и вдуваемой струи G_1 и G_s в диапазонах: $G_1 = 0 - 60$ г/с ($Re_1 = \rho_1 w_1 D_k / \mu_1 \leq 1,5 \cdot 10^5$), $G_s = 0 - 90$ г/с ($Re_s = \rho_s w_s S / \mu_s \leq 5 \cdot 10^4$). Таким образом, был охвачен весь диапазон параметров вдува $m = \rho_s w_s / \rho_1 w_1 = 0 - \infty$, причем при максимальных расходах вдуваемого газа на срезе щели реализовался околосвуковой режим истечения. Режим течения основного потока и струи был турбулентным. Измерения показали, что профиль скорости в цилиндрическом канале в сечении перед щелью близок к стабилизированному течению с показателем $n = 1/7$ в степенном законе скорости.

Длина выходной секции цилиндрического канала $L_k = 160$ мм ($L_k/D_k \approx 5$); в ряде экспериментов для определения влияния выходных условий на формирование отрывного течения длина выходной части канала составляла $L_k/D_k \approx 15$.



В работе изучалось влияние конфигурации кольцевой радиальной щели на процесс смешения струи с потоком. Радиус скругления нижней по потоку кромки щели $R_0 = 0$ (острая кромка) и $R_0 = 20$ мм (скругленная кромка). Соотношения расходов в этих двух сериях экспериментов были одинаковыми.

Рис. 1. Схема экспериментальной установки.

В опытах проводились измерения статического давления на стенке канала, а также распределения полного и статического давления вдоль оси. Кроме того, измерялись профили давлений и скорости на входе и выходе канала, что позволяло найти интегралы полного давления и коэффициенты Кориолиса, необходимые для определения аэродинамических потерь. В ряде опытов с помощью микропневмонасадков измерялись распределения давлений в различных сечениях цилиндрического канала.

2. РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Распределение статического давления на стенке трубы при различных параметрах вдува демонстрируется на рис. 2. Эти опыты были проведены при фиксированном расходе струи ($G_s = 22$ г/с) и ширине щели $S = 2,2$ мм. Как видно, характер кривых подобен: некоторое плато избыточного давления перед веерной струей, затем резкое снижение давления в отрывной области и постепенное его восстановление до уровня атмосферного на срезе струи. Специфика взаимодействия веерной струи со сносящим потоком в ограниченном канале по сравнению с плоскими струями [1, 2] заключается в отсутствии ярко выраженной области присоединения оторвавшегося потока с локальным максимумом давления. Об этом же свидетельствуют опыты, проведенные в более длинных трубах ($L_k/D_k = 25$).

Статическое давление на оси для всех исследованных режимов было практически таким же, что и на стенке. Не изменялось при этом давление и по радиусу трубы. Исключение составляло течение при отсутствии сносящего потока ($m \rightarrow \infty$), когда в отрывной области разрежение на стенке на 50 % превышало его значение на оси.

На рис. 3 показано изменение коэффициента давления по длине трубы. Его величина здесь и далее рассчитывалась по динамическому напору на выходе из трубы $C_p = 2(P_{ст} - P_{атм})/\rho_2 w_2^2$, где w_2 — среднерасходная скорость на выходе. С увеличением параметра вдува растет и давление в области перед струей. Повышается при этом и разрежение в отрывной зоне, которое становится максимальным при $m \rightarrow \infty$. Возрастает и длина возмущенной области с $x/D_k \approx 0,5$ при $m = 0,55$ до $x/D_k = 3 - 4$ при $m = 9 - \infty$.

Все отмеченные на рис. 2 и 3 характерные особенности развития веерной струи отражаются и на распределении скорости вдоль оси канала. Это показано на рис. 4. Пережатие потока отрывным тороидальным вихрем приводит к значительному ускорению течения, причем с ростом параметра вдува отношение $(w_0/w_{20})_{max}$ возрастает и при $m \rightarrow \infty$ значение скорости на оси w_0 в 5 раз превышает скорость на выходе w_{20} .

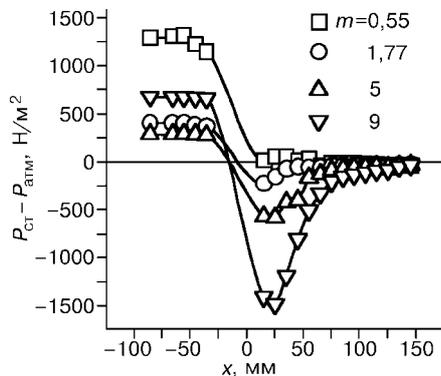


Рис. 2. Распределение статического давления на стенке трубы.

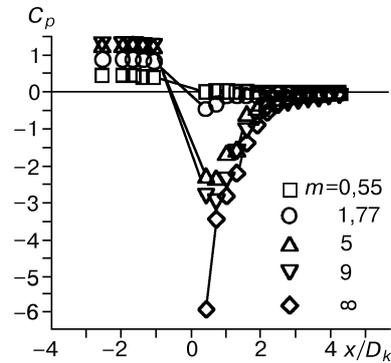


Рис. 3. Изменение коэффициента давления при различных параметрах вдува.

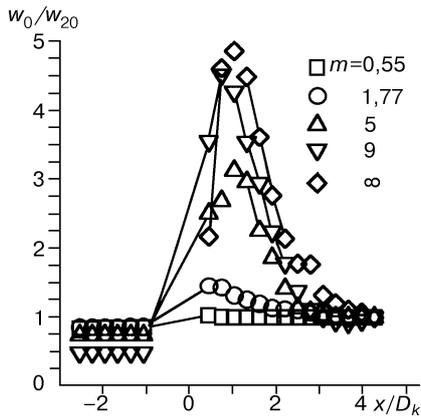


Рис. 4. Распределение скорости вдоль оси цилиндрического канала.

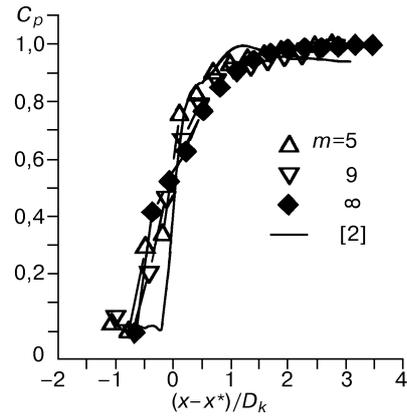
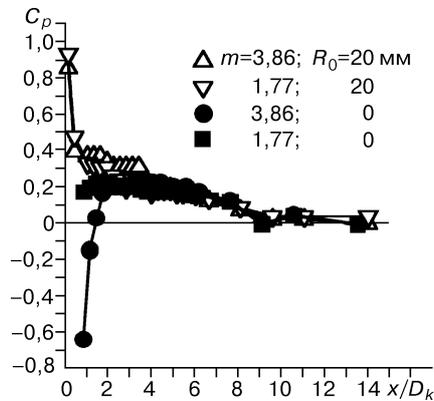


Рис. 5. Модифицированный коэффициент давления в области отрыва потока.

Таким образом, анализ данных рис. 2 – 4 свидетельствует о том, что наибольшую деформацию поток претерпевает за счет отрыва при максимальных параметрах вдува ($m \rightarrow \infty$). Растет при этом и протяженность зоны возмущенного течения, что подтверждается данными измерения профилей скорости на выходе из канала: при больших параметрах вдува профиль скорости имеет струйный характер.

На рис. 5 представлены распределения модифицированного коэффициента давления $C_p^* = (C_p - C_{p \min}) / (C_{p \max} - C_{p \min})$ в зависимости от $(x - x^*) / D_k$, где x^* — координата половинного значения относительного коэффициента давления в отрывной области $C_p^* = 1/2((C_p - C_{p \min}) / (C_{p \max} - C_{p \min}))$. Как видно, в такой форме опытные данные обобщаются, что указывает на универсальный характер распределения давления при различных интенсивностях отрыва потока. Этот же вывод подтверждают и опытные данные [2] для плоской струи в сносящем потоке (см. рис. 5).

Скругление нижней по потоку кромки щели приводит к принципиально иному характеру изменения давления. Это следует из рис. 6, на котором сопоставляются опытные данные для щели с острой и скругленной кромками при одинаковых расходах основного и вдуваемого потоков. В случае скругленной кромки вместо зоны разрежения в области вдува наблюдается пик давления. При этом и во всей релаксационной зоне уровень статических давлений выше в канале со скругленной кромкой.



3. МАКСИМАЛЬНОЕ РАЗРЕЖЕНИЕ ЗА СТРУЕЙ

Одним из характерных параметров, определяющих интенсивность отрывного течения, является величина максимального разрежения за струей. Его

Рис. 6. Сравнение распределений давления на стенке при скругленной (светлые точки) и острой (темные точки) кромках щели.

определению уделено большое внимание [1, 9, 10]. Для радиальных веерных струй в каналах такие данные отсутствуют.

Расчетный анализ основан на модели [1, 9] для течения невязкого газа. Основное допущение модели о постоянстве статического давления по радиусу трубы в месте максимального сжатия потока подтвердилось специальными экспериментами. Из системы уравнений сохранения массы и импульса для сечений на входе, выходе и сечения максимального сжатия получено трансцендентное уравнение для разрезания за струей:

$$C_{pm}(1 + 2Sm/R_k)^2 + 2 + 4m^2 S \cos \alpha / R_k - 2\sqrt{1 + C_{pm}(1 + 2Sm/R_k)^2} - 4mS/R_k \sqrt{C_{pm}(1 + 2Sm/R_k)^2 / 2 + m^2 + 1/2} = 0, \quad (1)$$

где $C_{pm} = 2(P_1 - P_m) / \rho u_2^2$ — коэффициент разрезания в отрывной области.

Расчетные данные по максимальному разрезанию при вариации параметра вдува и угла α для различных отношений S/R_k представлены на рис. 7. Видно, что значению $\alpha = 0$ соответствует спутное течение струи и потока, поэтому разрезание отсутствует и $C_{pm} \equiv 0$. При встречном вдуве ($\alpha = \pi$) разрезание максимально. С ростом параметра вдува, как об этом уже говорилось выше, разрезание также возрастает и при $m \rightarrow \infty$ оно максимально. При увеличении же ширины щели и фиксированном параметре вдува происходит снижение C_{pm} .

Сопоставление результатов расчета по формуле (1) с опытными данными при нормальном вдуве и $S/R_k = 0,13$ дано на рис. 8. В целом, несмотря на приближенный характер модели, не учитывающей наличие пограничных слоев, сложной структуры отрывной зоны, процесса взаимодействия струи с потоком и другие факторы, формула (1) качественно отражает результаты экспериментов.

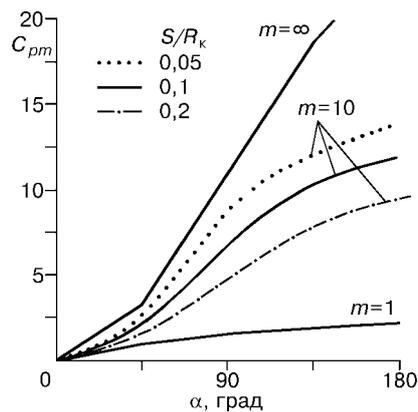


Рис. 7. Влияние параметра m и угла вдува веерной струи на разрезание в области отрыва.

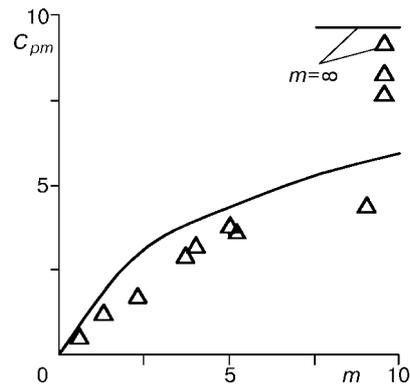


Рис. 8. Сопоставление опытных данных по разрезанию за веерной струей с расчетом по формуле (1).

4. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КАНАЛА

Коэффициент гидравлического сопротивления канала с веерной струей определялся по разности полных давлений между его входом и выходом

$$\xi = 2(P_1^* - P_2^*) / \rho_2 w_2^2, \quad (2)$$

где $P_{1,2}^* = P_{1,2} + N_{1,2} \rho_{1,2} w_{1,2}^2 / 2$ — полное давление, а $N_{1,2} = \frac{1}{F_{1,2}} \int_{F_{1,2}} (w/\bar{w})^3 dF$ —

коэффициенты Кориолиса, учитывающие вклад в кинетическую энергию реального распределения скорости w по сравнению с рассчитанной среднерасходной скоростью $\bar{w}_{1,2}$. Значения $N_{1,2}$, согласно данным [11], могут существенно превышать единицу, поэтому необходимо учитывать неравномерность профиля скорости. В опытах коэффициенты Кориолиса находились по измеренным профилям скоростей на входе и выходе канала. Ниже представлены результаты измерений:

m	N_1	N_2 (острая кромка)	N_2 (скругленная кромка)
0	0,993	1,11	1,1
1	0,993	1,09	1,089
2,5	0,993	1,07	1,06
3,86	0,993	0,96	1,06
5,02	0,993	1,06	1,07
7,04	0,993	1,07	1,06
9,1	0,993	1,03	1,055

Область взаимодействия струи с основным потоком распространяется на большие расстояния от места вдува струи. Об этом свидетельствуют специально проведенные предварительные эксперименты, на основании которых относительная длина выходной секции составила $L_k/D_k \approx 20$ калибров и на этой длине осуществлялось полное перемешивание потоков.

Учитывая, что общая протяженность канала была значительной и потери на поверхностное трение могли составлять заметную долю, последние исключались из суммарных потерь. В отдельной серии опытов были получены значения коэффициента сопротивления канала при различных расходах основного потока без вдува струи. Затем, при обработке опытных данных, потери на трение между входом и выходом канала вычитались из суммарных потерь полного давления. Такая процедура позволяла определять местные потери полного давления, затрачиваемые только на процесс смешения струйных потоков в канале.

Для рассматриваемой задачи можно теоретически оценить величину минимальных потерь энергии, расходуемой на разворот и разгон вдуваемой струи. Из системы уравнений сохранения массы и импульсов для сечений 1, 2 (см. рис. 1) при $N_1 = N_2 = 1$

$$\rho_1 w_1 F_1 + \rho_s w_s F_s = \rho_2 w_2 F_2, \quad (3)$$

$$(P_1 + \rho_1 w_1^2) F_1 + \rho_s w_s^2 F_s \cos \alpha = (P_2 + \rho_2 w_2^2) F_2, \quad (4)$$

и для $F_1 = F_2$ имеем

$$\xi = 1 - \frac{1 + 4(S/R_k)m^2 \cos \alpha}{(1 + 2(S/R_k)m)^2}. \quad (5)$$

Коэффициент ξ в уравнении (5) не учитывает потерь на трение и вихреобразование, имеющих место в реальных течениях, поэтому он является нижней оценкой гидравлических потерь. На рис. 9 представлены расчетные зависимости ξ от m для различных углов вдува. Как видно, изменение угла наклона струи к оси канала значительно сказывается на величине и характере распределения $\xi(m)$. Наибольшее значение ξ имеет при встречном вдуве ($\alpha = 180^\circ$); при спутном вдуве ($\varphi = 0$) коэффициент сопротивления отрицателен ($\xi < 0$), что говорит о приросте полной энергии потока за счет массоподвода. При некоторых промежуточных углах вдува в зависимости от геометрии щели S/R_k и параметра m сопротивление канала становится нулевым. Условию $\xi = 0$ соответствует соотношение, которое следует из уравнения (5):

$$m = \frac{1}{\cos \alpha - S/R_k}. \quad (6)$$

Очевидно, что переход от положительного коэффициента гидравлических потерь к отрицательному достигается при определенных соотношениях между углом вдува и шириной щели, а именно при

$$\alpha \leq \arccos S/R_k. \quad (7)$$

Как следует из (5) – (7), одним из параметров, определяющих величину сопротивления, является относительная ширина щели. В предельном случае, когда в канал подается щелевая струя без сносящего потока ($m \rightarrow \infty$), имеем

$$\xi_{m \rightarrow \infty} = 1 - \cos \alpha \frac{R_k}{S}. \quad (8)$$

При спутном вдуве ($\alpha = 0$) $\xi_{m \rightarrow \infty} = 1 - R_k/S$, при встречном потоке ($\alpha = \pi$) $\xi_{m \rightarrow \infty} = 1 + R_k/S$, а при вдуве нормально к оси канала ($\alpha = \pi/2$) сопротивление не зависит от ширины щели $\xi_{m \rightarrow \infty} = 1$. Для последнего случая из уравнения (5) можно получить выражение

$$\xi_{m \rightarrow \infty} = (1 - G_s/G_2)^2, \quad (9)$$

из которого следует, что при нормальном вдуве местное сопротивление в случае идеального смешения определяется только соотношением расходов вдуваемой струи и суммарного потока на выходе из канала.

Сопоставление экспериментальных и расчетных данных по гидравлическим потерям в канале с массоподводом в виде зависимости $\xi = f(G_s/G_2)$ представлено на рис. 10. Отметим здесь наиболее интересные особенности.

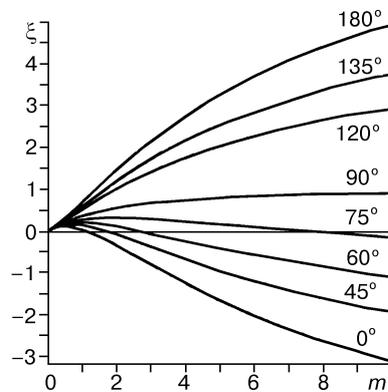


Рис. 9. Коэффициент гидравлического сопротивления трубы с веерной струей ($S/R_k = 0,13$).

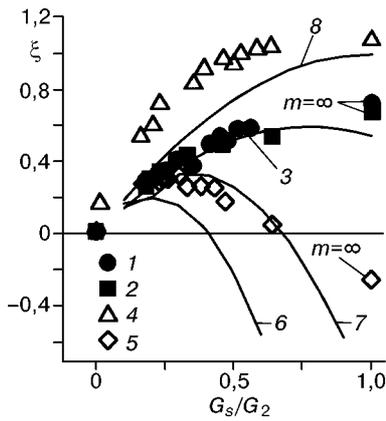


Рис. 10. Сопоставление экспериментальных (1 – 7) и расчетных (8) данных по гидравлическим потерям.

1, 2 — $S/R_k=0,13$ и $0,26$, острая кромка; 3 — данные [6] (тройник, $\alpha = 90^\circ$); 4 — данные [8] ($S/R_k = 1,5$); 5 — ($S/R_k = 0,13$, скругленная кромка); 6, 7 — данные [6] (тройник, $\alpha = 60^\circ$, $S/R_k = 0,13$ и $0,26$); 8 — модель идеального смешения, формула (5).

Ожидалось, что экспериментальные значения ξ при вдуве струи с острой кромкой будут выше, чем это предсказывает теория идеального смешения, поскольку в модели не учитываются дополнительные потери на вихреобразование, отрыв потока и другие факторы, имеющие место в реальных условиях. Однако, как это следует из рис. 10, картина оказалась обратной, и опытные данные настоящей работы для $\alpha = 90^\circ$ и $S/R_k = 0,26$ и $0,52$ (точки 1, 2) при больших соотношениях расходов ($G_s/G_2 > 0,4$) располагаются значительно ниже расчетной линии δ . При этом с нашими опытами хорошо согласуются и экспериментальные данные [6] (линия 3) для каналов с боковым притоком массы, но несколько иной геометрией (тройники с $F_s = F_1 = F_2$).

Данные [8] для вдува в осесимметричный канал веерной струи дают более высокие значения ξ , чем полученные в настоящей работе и предсказываемые теорией идеального смешения. При больших параметрах вдува ($G_s/G_2 \rightarrow 1$) опытные данные [8] сближаются с расчетной кривой. Основным отличием условий проведения экспериментов [8] от наших была большая ширина щели, которая составляла $S/R_k = 1,5$. Подобный эффект, т. е. увеличение гидравлического сопротивления с ростом ширины щели при фиксированном соотношении расходов, обнаружен и в работе [11] для трубы с подводом струи навстречу потоку.

Причины столь сильного отличия опытных и расчетных данных настоящего исследования и работы [8] и, главное, меньших потерь полного давления в эксперименте по сравнению с предсказываемым и теорией идеального смешения к настоящему времени не выяснены. Возможным объяснением такого поведения ξ является газодинамическая неустойчивость струи вблизи ее устья и ее отклонение от нормального к оси направления сносящим потоком. Действительно (см. рис. 9), легко проследить, что небольшое (в пределах $10 - 15^\circ$) уменьшение угла наклона струи от нормали может привести к сильному снижению гидравлических потерь. С ростом параметра вдува m этот эффект усиливается вплоть до смены знака коэффициента гидравлических потерь на противоположный.

Таким образом, данные рис. 9 и 10 в целом не противоречат предложенному механизму снижения гидравлических потерь в трубе с веерной струей. Подтверждением этого является поведение коэффициента сопротивления для щели со скругленной задней кромкой (см. рис.10). В данном случае струя имеет возможность отклониться сносящим потоком на большие углы, чем при острой кромке, и величина ξ в итоге становится во много раз меньше, чем при отсутствии скругления. При этом характер изменения ξ для скругленной кромки качественно совпадает с опытами [6] для тройников с углом подвода бокового патрубка $\alpha = 60^\circ$.

В заключение отметим, что теория идеального смешения не может отразить всех особенностей течения, связанных со вдувом струи, ее разворотом и последующим разгоном или торможением. Поэтому для выяснения реальной картины взаимодействия веерных струй со сносимым потоком в ограниченном канале необходимы более детальные экспериментальные и расчетные исследования.

Авторы выражают признательность В.А. Сухареву за участие в проведении экспериментальных исследований и С.В. Калининой за полезные обсуждения.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (Грант № 97-02-18497).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гиршович Т.А.** Турбулентные струи в поперечном потоке. — М., 1993. — 251 с.
2. **Виттиг С., Шерер В.** Измерение теплоотдачи за участком вдува двумерной струи в поперечный поток // Энергет. машины и установки. — 1988. — № 4. — С. 99 — 108.
3. **Фостер Р., Хаджи-Шейх А.** Экспериментальное исследование пограничного слоя и теплообмена в зоне отрывного течения за областью поперечного щелевого вдува // Теплопередача. — 1975. — № 2. — С. 108 — 113.
4. **Кталхерман М.Г., Соловова Е.А.** Эффективность газовой завесы в трубе при вдуве через щель перпендикулярно потоку воздуха // Газодинамика горения в сверхзвуковом потоке. — Новосибирск, 1979. — С. 90 — 101.
5. **Репухов В.М.** Тепловая защита стенки вдувом газа. — Киев: Наук. думка, 1977. — 216 с.
6. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1975. — 559 с.
7. **Кутателадзе С.С.** Теплопередача и гидравлическое сопротивление (справочное пособие). — М.: Энергоатомиздат, 1990. — 367 с.
8. **Калинина С.В., Ярыгина Н.И., Марьяш В.И., Рафиков Р.В.** Гидравлические характеристики осесимметричных коллекторов с радиальными боковыми потоками // Теор. основы хим. технологии. — 1996. — Т. 30. — С. 240 — 242.
9. **Абрамович Г.Н., Гиршович Т.А., Гришин А.М.** К расчету разрежения за плоской струей и системой круглых струй, выдуваемых под углом к ограниченному сходящему потоку // Изв. вузов. Авиационная техника. — 1985. — № 2. — С. 3 — 7.
10. **Абрамович Г.Н., Гиршович Т.А.** О разрежении за плоской струей, распространяющейся в поперечном потоке // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. — 1984. — № 6. — С. 113 — 117.
11. **Лебедев В.П., Леманов В.В., Марьяш В.И. и др.** Гидравлическое сопротивление в трубе при взаимодействии потока со встречной пристенной струей // Сиб. физ.-тех. журн. (Изв. СО РАН). — 1993. — Вып. 2. — С. 41 — 47.

*Статья поступила в редакцию 28 августа 1998 г.,
в доработанном виде — 27 октября 1998 г.*