

УДК 533.6.071.4:534.2

© 1992 г. В. А. ВИШНЯКОВ, А. Г. ПРОЗОРОВ

ВОЗБУЖДЕНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ СКОРОСТИ И ШУМА В АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТРУБЕ

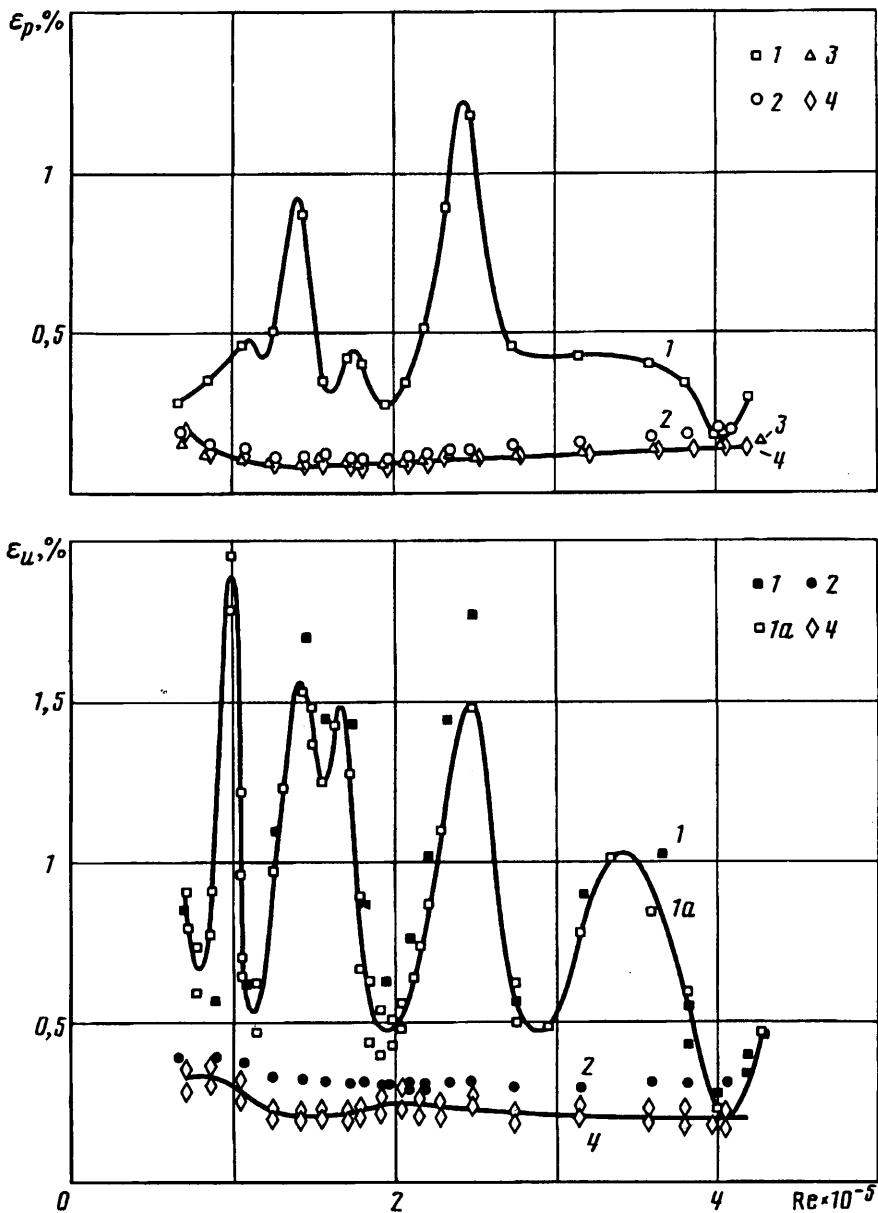
Незавершенность физических представлений о самовозбуждении пульсаций в открытой рабочей части аэродинамических труб, отмечавшаяся в исследованиях [1—3], определенно препятствует его эффективному предотвращению. В настоящее время установлено [1, 3], что на режимах самовозбуждения из сопла вниз по потоку распространяются плоские гидродинамические волны. Полагается, что они инициируются интенсивными колебаниями в пограничном слое на стенке сопла и, далее, кольцевыми вихрями в слое смешения свободной струи. Автоколебательный характер процесса гипотетически считается обусловленным узкополосным шумом, возникающим при взаимодействии кольцевых вихрей с кромкой диффузора и возбуждающим гидродинамические колебания выше по потоку [1].

Проведенные в исследованиях [1, 3] эксперименты обнаружили, однако, явное несоответствие результатов изложенной модели. Целью настоящей работы было формирование соответствующего наблюдениям представления о характере и местоположении структур, обуславливающих самовозбуждение и излучение узкополосных составляющих шума. Вместе с тем ставилась задача реализовать эти представления, используя основывающиеся на них конструктивные решения.

1. Анализ экспериментальных данных по интенсивности и узкополосным спектрам пульсаций скорости и статического давления ϵ_u , $\Delta\epsilon_u(f)$ и ϵ_p , $L(f)$ выявил определенные различия в самовозбуждении колебаний в открытой рабочей части аэродинамических труб [3]. Здесь $\epsilon_u = \sqrt{\langle u^2 \rangle} / U$, $\epsilon_p = \sqrt{\langle p^2 \rangle} / q_\infty$, $q_\infty = \rho V_\infty^2 / 2$, u и p — пульсационные составляющие мгновенных значений продольной компоненты скорости и статического давления, U — осредненная по времени составляющая мгновенного значения скорости, ρ — плотность воздуха, V_∞ — скорость потока в рабочей части, f — частота пульсаций, L — уровень пульсаций давления.

В меньшей трубе, где $d_c = 150$ мм, отверстий в стенке диффузора нет, во всем исследованном диапазоне скоростей $V_\infty = 5$ —51 м/с в результате 8-кратного поджатия течение в пограничном слое на стенке сопла на выходе из него было ламинарным. На режимах самовозбуждения (фиг. 1, кривые 1) интенсивные гидродинамические колебания в сдвиговом течении и инициируемые ими плоские волны наблюдаются не только ниже, но и выше по потоку от места формирования кольцевых вихрей вокруг свободной струи. Установка на входе в кольцевой растроб диффузора сеток, сотовых панелей с определенными характеристиками, в том числе панелей с отверстием диаметром 140 мм, полностью предотвращала самовозбуждение пульсаций скорости и излучение тонального шума на всех режимах. Установка же сеток и сотопанелей непосредственно на входе в диффузор, изменение кромки последнего и придание ей упругости не сказывалось заметным образом на процессах самовозбуждения.

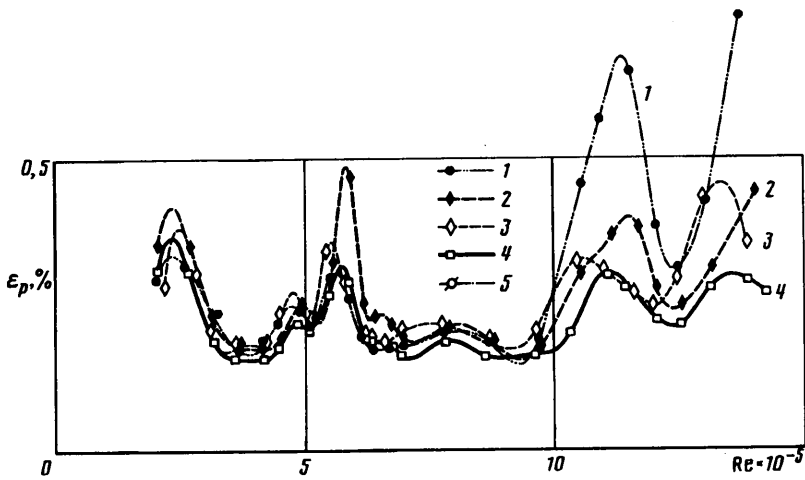
Изложенные обстоятельства косвенно свидетельствуют о том, что тональный шум в рассматриваемой трубе генерируется кольцевыми вихрями до их взаимодействия с кромкой диффузора. Этот вывод согласуется с результатами [4], полученными при исследовании на поршневой установке шума одиночного кольцевого вихря, движущегося от сопла. Наблюдавшаяся в [4] частота тонального



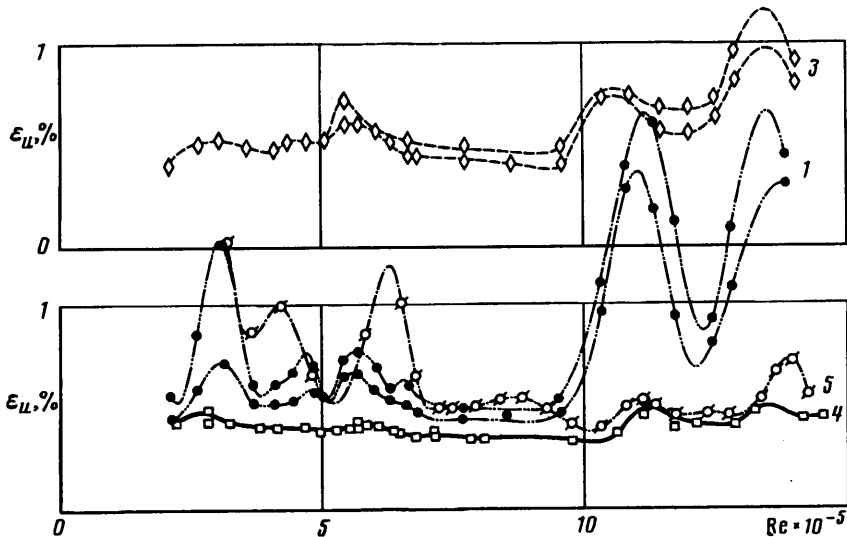
Фиг. 1

шума f_i , генерируемого вихрем, согласно оценкам, качественно соответствует зависимости $f_i^*(R^*)$ для аэродинамических труб. Здесь $f_i^* = 2\pi f \nu / V_\infty^2$, $R^* = V_\infty \delta_c^* / \nu$ — число Рейнольдса, δ_c^* — толщина вытеснения пограничного слоя на выходе из сопла, ν — кинематический коэффициент вязкости воздуха. Уместно отметить, что в сравниваемых случаях кольцевые вихри образуются в результате сворачивания слоя смешения, в котором развиваются крупномасштабные колебания, возникающие, в частности, вследствие неустойчивости уже в пограничном слое на стенке сопла. Именно этим пульсациям соответствует частота узкополосного шума, излучаемого одиночным вихрем при определенном расположении образующей его пелены.

Изложенное представление основывается на результатах исследования [5]



Фиг. 2



Фиг. 3

тонального шума, возникающего при обтекании прямого крыла. В указанной работе измерениями спектров и коэффициентов когерентности установлена тесная взаимосвязь интенсивного тонального шума и выделяющихся на общем фоне гидродинамических колебаний в переходном течении на нижней поверхности крыла и в его следе.

Нетрудно понять, что когда частота излучения вихрями узкополосного шума оказывается близкой к резонансной частоте тракта трубы, связанные гидродинамические и акустические возмущения усиливаются, система самовозбуждается.

В большей аэродинамической трубе, где $d_c = 440$ мм, поджатие $n = 9$, отверстия в стенке диффузора закрыты, течение на выходе из сопла в пограничном слое на его поверхности при числах $Re = V_\infty d_c / \nu \leq 7,2 \cdot 10^5$ было ламинарным, при больших числах Рейнольдса — переходным и близким к турбулентному ($Re \geq 12,3 \cdot 10^5$). На режимах самовозбуждения (фиг. 2 и 3, кривые 1) плоские гидродинамические волны возникали внутри сопла и заметное возрастание пульсаций скорости наблюдалось в диффузоре на достаточно большом удалении от входа в него. Установкой перед кольцевым раструбом диффузора сетки, сотовой панели, в частности с отверстием в центре диаметром 350 мм,

самовозбуждение пульсаций скорости в ядре потока либо практически предотвращалось, либо существенно ослаблялось. Однако пульсации давления в ближнем поле свободной струи, уменьшаясь при одних числах Re , могли существенно возрастать при других.

Отмеченные обстоятельства позволяют предполагать, что в этой аэродинамической трубе определяющие общий уровень шума составляющие генерируются некольцевыми вихрями вокруг свободной струи. По-видимому, в рассматриваемом случае и в еще больших трубах максимальный по уровню узкополосный шум генерируется в диффузоре крупномасштабными структурами, в которые во внутреннем течении вырождаются когерентные образования вокруг свободной струи. Если эти структуры отрывного характера — а такая возможность даже при малом угле раствора не исключена из-за нестационарности условий на входе в него — генерирование ими акустических возмущений не требует пояснений. Однако и в безотрывном течении в диффузоре генерирование крупномасштабными гидродинамическими структурами плоских акустических волн, судя по теоретическому анализу [6] упрощенной модели, при малых углах раскрытия вполне реально. Причем, согласно [6], основная энергия этого узкополосного излучения направлена вверх по потоку.

С указанным согласуется обнаруженное в экспериментах [1] распределение интенсивности акустических колебаний по длине диффузора рассматриваемой трубы: максимальной она была на удалении от входа в диффузор, а не вблизи него. Логике изложенного соответствует и влияние на колебания кольцевой перфорации в стенке диффузора, широко изучавшееся в [1]. Самовозбуждение колебаний в большей трубе происходит в принципе таким же образом, как и в малой.

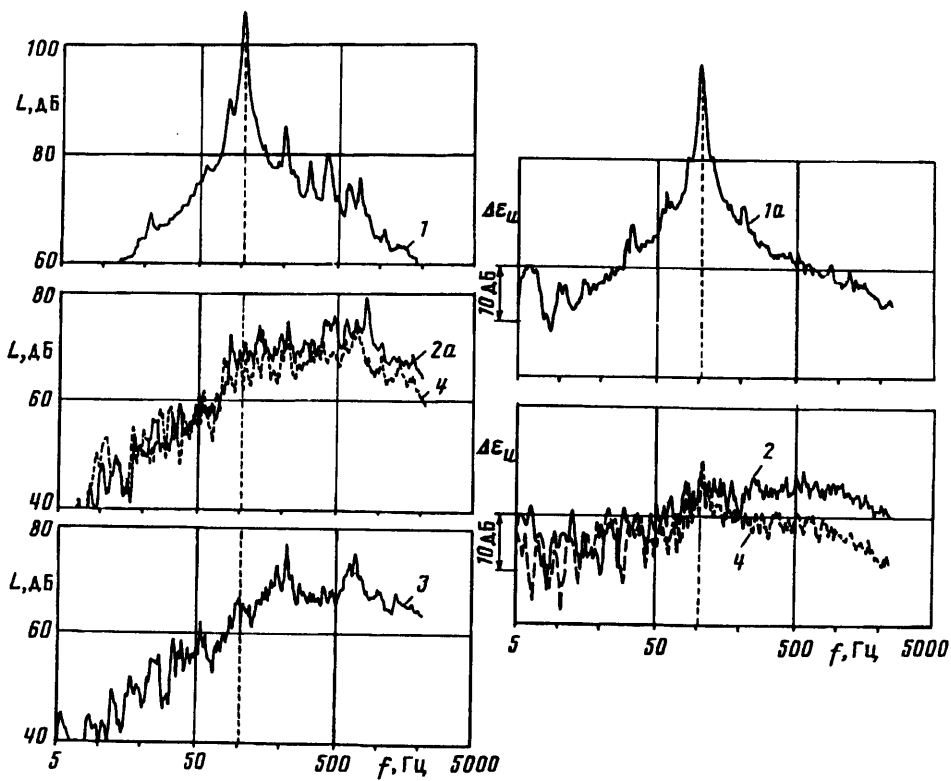
Проведенный анализ позволяет сделать определенные практические выводы. В том случае, когда узкополосный шум максимального уровня генерируется кольцевым вихрем вокруг свободной струи, для предотвращения самовозбуждения необходимо полностью разрушить когерентную структуру сотовой панели. Достаточно изменить ее, например, кольцом, выполненным из тонкой полосы и установленным перед раструбом диффузора. Конструктивно это, естественно, проще, чем использовать сотопанель. Меньшими будут и гидравлические потери.

Если звук генерируется крупномасштабными структурами внутри диффузора, следует изменить расположение перфорации в его стенке. Обычно принятое частое расположение ее по окружности, как это следует из [1], не всегда ослабляет крупномасштабные гидродинамические возмущения в диффузоре и может подобно турбулизатору в ламинарном пограничном слое даже усиливать их. Более рациональным представляется расположение перфорации на поверхности диффузора зигзагами, с тем чтобы нарушить крупномасштабный характер гидродинамических структур во внутреннем течении.

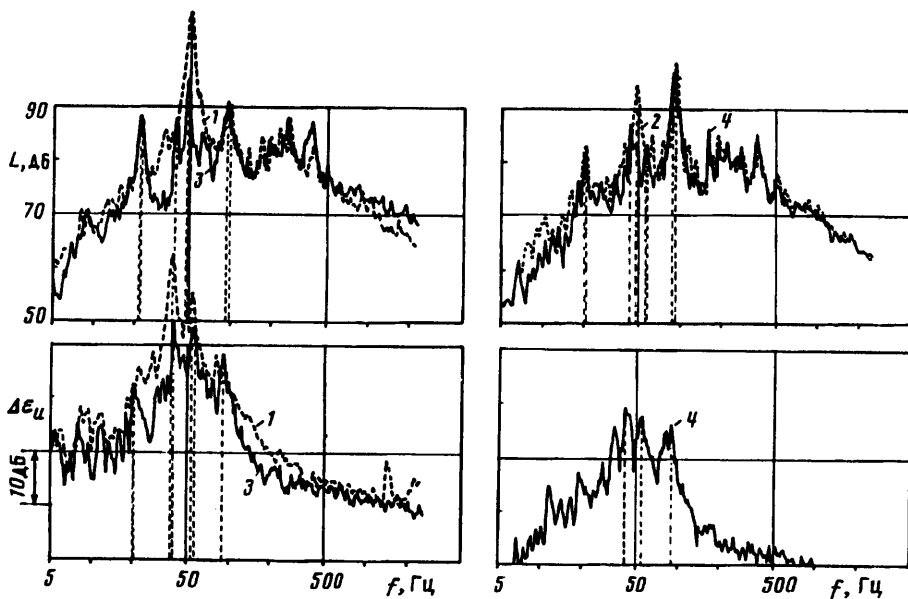
2. Изложенные соображения проверялись в экспериментах в двух упоминавшихся выше аэродинамических трубах замкнутого типа с открытой рабочей частью, подробно описанных в [2, 3]. Методика настоящего исследования предусматривала определение интенсивности и узкополосных спектров пульсаций скорости и статического давления ϵ_u , $\Delta \epsilon_u(f)$ и ϵ_p , $L(f)$, а также осциллограмм пульсаций.

В измерениях использовались термоанемометр постоянной температуры 55 D 05, милливольтметр 55 D 35, вольтметр 55 D 31 фирмы «Диса электроник», усилитель 00011 из узкополосного фильтра 01020 RFT, шумомер 00026, узкополосный спектроанализатор 01025, самописец 02013, конденсаторный микрофон МК 102/MV 102 RFT, мультиметр C1-107, термонасадож с корпусом диаметром 3 мм и нитью диаметром 5 мкм.

Пульсации статического давления и их спектры исследовались в ближнем поле свободной струи на удалении от среза сопла и от оси рабочей части, равных соответственно $x^* = 0,22$ и $r^* = 1,25$ в малой трубе и $x^* = 0,11$, $r^* = 0,81$ в большей трубе; $x^* = x/d_c$, $r^* = r/d_c$. Характерные для ядра потока пульсации скорости и их спектры определялись на оси рабочей части ($r = 0$) на расстоянии $x^* = 0,6$



Фиг. 4



Фиг. 5

от среза сопла в малой трубе и $x^* = 1$ в большей трубе. Анализ пульсаций проводился в диапазоне частот $f = 5-2000$ Гц, на который приходится их основная энергия.

Возможность получения положительного эффекта в меньшей трубе рассматривалась при усилении по сравнению с исходными гидродинамических и акустических возмущений в потоке. Оно осуществлялось путем установки на стенке сопла в плоскости $x \approx -80$ мм кольца из проволоки диаметром 1 мм. Пограничный слой на выходе из сопла становился при этом практически турбулентным.

3. Соответственно изложенному выше в трубе с диаметром сопла $d_c = 150$ мм исследовалось воздействие на когерентные структуры в слое смешения свободной струи одного, двух и трех колец различного диаметра толщиной 0,3 мм с хордой $b = 20$ мм. Они устанавливались в конце рабочей части при $x_k^* = 1,53$ и опирались либо на шесть тонких радиальных ребер, либо на редкую сетку на входе в кольцевой раструб диффузора. Это изменение опоры преследовало цель проверить, не приносят ли ребра или сетка дополнительные эффекты. В случае размещения в потоке трех колец диаметром 140, 155 и 170 мм среднее на величину хорды выдвигалось вперед.

Анализируемые результаты измерений на фиг. 1 и 4 имеют следующие обозначения: 1 — исходный вариант, 1а — повторение экспериментов с исходным вариантом, 2 — сотовая панель с отверстием на оси потока перед кольцевым раструбом диффузора, 2а — сотовая панель без выреза перед кольцевым раструбом, 3 — три кольца перед раструбом диффузора, 4 — одно кольцо перед раструбом диффузора.

Наиболее эффективным оказалось использование одного кольца диаметром $d_k = 140$ мм $= 0,93 d_c$, на носке которого имелось локальное утолщение диаметром 3 мм. Интенсивности пульсаций скорости и давления в месте измерений уменьшались соответственно в 5—7,5 и 10—12 раз по сравнению с наблюдавшимися в исходном случае (фиг. 1). Уровень шума вблизи рабочей части снижался на 21 дБ. Это даже несколько лучше результатов полученных при установке в том же месте сотовой панели толщиной 25 мм с шестигранными ячейками со стороной 3 мм и отверстием на оси трубы диаметром 140 мм, а также и без этого отверстия. Спектры пульсаций скорости и статического давления (фиг. 4, $Re \approx 2,5 \cdot 10^5$) свидетельствуют о том, что воздействие и одного и трех колец на кольцевые вихри практически предотвращает самовозбуждение пульсаций и появление интенсивных дискретных составляющих. Следует отметить, что кольцо находилось в том месте слоя смешения, где при $V_\infty \approx 20$ м/с его толщина составляет $\delta = 42$ мм, а продольная составляющая скорости $u_x = u/V_\infty = 0,86$; при $V_\infty = 40$ м/с указанные величины равны соответственно 58 мм и 0,7.

В большей трубе ($d_c = 440$ мм) исследовалось воздействие на крупномасштабные структуры и пульсации в потоке колец перед раструбом диффузора и перфорации в его стенке. В настоящих экспериментах не обнаружено каких-либо преимуществ их одновременного применения по сравнению с отдельным. Поэтому влияние колец на течение рассматривалось при закрытой перфорации в стенке диффузора.

Результаты исследования различных вариантов в этой трубе представлены на фиг. 2, 3 и 5. На них обозначены: 1 — исходный вариант, перфорация в стенке диффузора полностью закрыта, 2 — исходный вариант, перфорация в стенке полностью открыта, 3 — одно кольцо перед раструбом диффузора, перфорация в его стенке закрыта, 4 — перфорация в стенке диффузора частично закрыта, оставшаяся располагается зигзагообразно, 5 — исходный вариант, перфорация закрыта, звуковое облучение потока [2].

Изменение диаметра кольца с хордой 50 мм в диапазоне 300—530 мм позволило выявить его оптимальное значение $d_k = 460$ мм. Без утолщения передней кромки толщиной 1,5 мм оно устанавливалось перед кольцевым раструбом диффузора при $x_k^* \approx 1,84$, где $u_x \approx 0,7$. Воздействие этого кольца на

когерентные структуры в слое смещения свободной струи приводит к весьма существенному снижению интенсивности пульсаций скорости и давления в точках измерений при числах Рейнольдса $Re \geq 10^6$ (фиг. 2 и 3, ср. кривые 3 и 1, 2). При числах Рейнольдса, близких к $5,6 \cdot 10^5$, кольцо несколько усиливает пульсации давления в ближнем поле свободной струи, но не столь существенно, как исходная кольцевая перфорация в стенке диффузора. При этом пульсации скорости в результате установки кольца все же снижаются. Таким образом, кольцо перед раструбом диффузора по своему воздействию на пульсации в потоке оказывается более эффективным, чем исходная кольцевая перфорация в стенке диффузора на удалении $(0,64-1,20) \cdot d_c$ от входа в него.

Для изменения крупномасштабного характера гидродинамических возмущений во внутреннем течении диффузора имевшаяся в его стенке перфорация была частично закрыта. Поверхность осталась проницаемой вдоль замкнутой ломаной линии, соединяющей края кольца указанной выше ширины. Суммарная площадь отверстий составляла при этом $s_0 \approx 0,22S_c$ площади выходного сечения сопла, тогда как чаще всего $s_0 = (0,36 - 0,52)S_c$. Эта зигзагообразная перфорация позволила наиболее существенно ослабить пульсации скорости на оси свободной струи и пульсации давления в ее ближнем поле (фиг. 2 и 3, кривые 4). При числах $Re > 10^6$ интенсивность пульсаций давления уменьшена примерно в 2 раза, ϵ_u — в 3,5 раза. В рассмотренных пределах значений Re диапазон изменения интенсивности пульсаций существенно сужен. Приведенные результаты несколько лучше полученных при подавлении самовозбуждения пульсаций скорости звуком [2], генерирующимся динамиком в форкамере трубы (фиг. 3, кривая 5).

Как отмечалось ранее [1—3], для режимов самовозбуждения характерно резкое возрастание уровней пульсаций скорости и давления в одних и тех же узких полосах частот (фиг. 4) или их ансамблях (фиг. 5, $Re \approx 11,3 \cdot 10^5$). Небольшие изменения числа Рейнольдса могут приводить к малым смещениям этих полос на спектрах $L(f)$ и $\Delta \epsilon_u(f)$ при одновременной их записи. Подобным образом нельзя, однако, объяснить несоответствие частот f_i максимальных гидродинамических и акустических возмущений, наблюдавшееся в экспериментах в большей трубе в исходном случае, когда отверстия перфорации в стенке диффузора были закрыты. Так, при числе $Re \approx 11,3 \cdot 10^5$ максимуму спектра $L(f)$ на фиг. 5 (кривая 1) соответствует частота $f_m \approx 48$ Гц, а максимуму спектра пульсаций скорости — $f_w \approx 38$ Гц. На спектре $L(f)$ при $f \approx 38$ Гц экстремума нет. Но после установки перед раструбом кольца, когда уровень $L(f = 48 \text{ Гц})$ снижается, локальный экстремум на частоте $f_i \approx 38$ Гц выделяется на спектре $L(f)$ совершенно отчетливо (фиг. 5, кривая 3). Логично полагать, что в обоих рассмотренных случаях в свободной струе распространяются плоские гидродинамические волны с частотой $f_w \approx 38$ Гц и кольцевыми вихрями генерируются узкополосные акустические возмущения, имеющие максимум при той же частоте. Однако в исходном случае помимо указанного генерируется и узкополосный шум, максимум которого приходится на частоту $f_m = 48$ Гц, перекрывающий излучение в узкой полосе частот вблизи 38 Гц.

Чтобы грубо определить местонахождение, источника акустических возмущений с максимальным уровнем на частоте $f_m \approx 48$ Гц, следует обратиться к спектрам $L(f)$, измеренным при открытой исходной и расположенной зигзагообразно перфорации (фиг. 5, кривые 2 и 4). Поскольку перфорация в стенке диффузора прежде всего влияет на гидродинамические возмущения во внутреннем течении, то обусловленное ею уменьшение уровня $L(f = 48 \text{ Гц})$, «стирание» при $f = 48$ Гц максимума можно, по-видимому, считать свидетельством генерирования звука на этой частоте при закрытой перфорации крупномасштабной структурой именно в диффузоре. Характерно, что при достаточно высоком уровне пульсаций давления в ближнем поле струи на оси потока при частоте $f \approx 48$ Гц экстремального уровня пульсаций скорости не обнаружено.

Результаты экспериментов в большей трубе подтверждают, таким образом, изложенные ранее соображения относительно зависимости самовозбуждения колебаний в потоке от крупномасштабных структур как в свободной струе, так и во внутреннем течении в диффузоре. Последнее подтверждается и тем, что в некоторых трубах заметный положительный эффект получен в том случае, когда отверстия перфорации располагались по окружности в один ряд с большими интервалами ближе к концу диффузора.

Изложенные результаты дают основание полагать, что в трубах с подобной рассмотренной исходной перфорацией ее эффективность может быть повышена аналогичным описанному образом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стрелков С. П., Бендриков Г. А., Смирнов Н. А. Пульсации в аэродинамических трубах и способы демпфирования их//Тр. ЦАГИ. 1946. № 593. 56 с.
2. Зосимов А. В. Акустический метод управления пульсациями скорости и давления в аэродинамических трубах с открытой рабочей частью//Тр. ЦАГИ. 1986. Вып. 2292. 38 с.
3. Белопольская Л. Л., Каравосов Р. К., Прозоров А. Г. Исследование развития пульсаций в потоке в аэродинамической трубе с открытой рабочей частью и возможности предотвращения автоколебаний//Междунар. семинар «Проблемы моделирования в аэродинамических трубах», Новосибирск, 25—29 июля 1988: Сб. тр. Т. 2. Новосибирск, 1989. С. 52—58.
4. Зайцев М. Ю., Копьев В. Ф., Мушин А. Г., Потокин А. А. Излучение звука турбулентным вихревым кольцом//Докл. АН СССР. 1990. Т. 312. № 5. С. 1080—1083.
5. Мушин А. Г., Прозоров А. Г., Топоров А. В. Экспериментальное исследование тонального шума обтекания крыла при малых скоростях потока//Уч. зап. ЦАГИ. 1990. Т. 21. № 3. С. 28—38.
6. Davies H. G., Williams J. E. Flowes. Aerodynamic sound generation in a pipe//J. Fluid Mech. 1968. V. 32. № 4. P. 765—778.

Москва

Поступила в редакцию
9.IX.1991