М286 543

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

БОГАТЫРЕВ Анатолий Георгиевич

ИССЛЕДОВАНИЕ РАДИАЛЬНО-КОЛЬЦЕВЫХ ДИФФУЗОРОВ С УПРАВЛЯЕМЫМ ПОГРАНИЧНЫМ СЛОЕМ

(05.04.01 - Парогенераторостроение и парогазотурбостроение)

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1975

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

БОГАТЫРЕВ Анатолий Георгиевич

НТБ МГТУ им Н.Э.Баумана
1286543
Богатырев А.Г. Исследовани

№ 286543

ИССЛЕДОВАНИЕ РАДИАЛЬНО-КОЛЬЦЕВЫХ ДИФФУЗОРОВ С УПРАВЛЯЕМЫМ ПОГРАНИЧНЫМ СЛОЕМ

(05.04.01 – Парогенераторостроение и паротурбостроение)

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МВТУ
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

Москва 1975

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель -

кандидат технических наук, доцент ПАНКОВ О.М.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор ЧИСТЯКОВ Ф.М.,

кандидат технических наук КОЧЕТКОВ Л.В.

Ведущее предприятие указано в решении Ученого Совета

Автореферат разослан "17" января 1976 г.

Защита диссертации состоится "1" марта 1976 г. на заседании Совета факультета "Энергомашиностроение" Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу;

107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5.

Ваши отзывы в 2-х экз., заверенные печатью, просьба выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке училища.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА
кандидат технических наук, доцент Э.А.МАНУШИН

МВТУ им. Н. Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

В В Е Д Е Н И Е

Актуальность проблемы. Экономичность газотурбинных установок во многом определяется газодинамическим совершенством элементов их проточной части. К настоящему времени, в результате экспериментального и теоретического исследования аэродинамические характеристики таких важных элементов турбомашин, как лопаточные аппараты компрессоров и турбин достигли высокого уровня, благодаря чему удалось существенно поднять КПД отдельных ступеней и агрегатов в целом. Дальнейшее совершенствование турбомашин привело в последние годы к исследованию входных и выходных патрубков. Эффективность патрубка, главным образом, зависит от степени совершенства кольцевого диффузора. Создание диффузоров для современных мощных турбин сопряженно с большими трудностями, т.к. они должны обеспечивать поворот потока на 60÷90^0 и иметь малые габариты. Этим требованиям отвечают радиально-кольцевые диффузоры. Однако при малых осевых размерах они имеют неудовлетворительные характеристики и требуются дополнительные мероприятия для повышения их эффективности. Одним из перспективных способов снижения потерь в диффузорах является управление пограничным слоем с помощью тангенциального вдува газа через щель, расположенную на входе в диффузор. Аэродинамические исследования радиально-кольцевых диффузоров с тангенциальным вдувом практически отсутствуют.

Цель исследования. Изучить влияние тангенциального вдува струи газа через кольцевую щель на характеристики как радиально-кольцевых диффузоров, так и выхлопных патрубков в целом.

Методы исследования. Для достижения поставленной цели в работе проведено экспериментальное и теоретическое исследование радиально-кольцевых диффузоров с тангенциальным вдувом на входе в широком диапазоне изменения геометрических и режимных параметров.

Научная новизна. В результате экспериментального исследования получены характеристики диффузоров со вдувом через щель в статических условиях и при совместной работе со ступенью турбины. Предложена методика расчета параметров вдуваемой струи, обеспечивающих безотрывное течение газа в диффузоре.

Практическая ценность. Показана целесообразность применения радиально-кольцевых диффузоров с управлением пограничным слоем с помощью тангенциального вдува в выхлопных патрубках турбин большой мощности. Результаты исследования могут быть использованы при проектировании высокоэффективных малогабаритных патрубков турбомашин.

Апробация работы. Содержание работы докладывалось на Всесоюзной межвузовской конференции и изложено в статьях и отчетах.

Публикация. По материалам работы опубликовано четыре статьи.

Диссертация состоит из введения, пяти глав и выводов.

ГЛАВА I

ИССЛЕДОВАНИЕ КРИВОЛИНЕЙНЫХ КОЛЬЦЕВЫХ ДИФФУЗОРОВ И МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ПОТЕРЬ В ДИФФУЗОРНЫХ КАНАЛАХ

В главе I дан обзор опубликованных работ, посвященных способам профилирования криволинейных кольцевых диффузоров с поворотом потока, экспериментальному исследованию их характеристик и методам уменьшения потерь в диффузорных каналах.

Необходимая степень расширения рассмотренного типа диффузоров достигается путем специального профилирования криволинейного канала. В настоящее время существует целый ряд способов профилирования кольцевых криволинейных каналов с поворотом потока. Проведенное Р.К.Мигаем и Э.И.Гудковым экспериментальное исследование диффузоров, спрофилированных различными методами, показало, что наиболее эффективными являются диффузоры с распределением давления вдоль канала, характер которого отвечает требованиям метода предотрывного параметра: градиент давления вначале высок, а затем плавно уменьшается. Такое распределение давления имеют диффузоры с постоянным локальным углом расширения ("изоугольные" диффузоры) и "изометрические" диффузоры, в которых площадь поперечного сечения изменяется вдоль оси по линейному закону. Изоградиентный диффузор оказался одним из худших и имел коэффициент восстановления давления $\varphi = 0{,}5$.

Исследования, проведенные А.Е.Зарянкиным, М.Г.Зацепиным, Р.К.Шахом, А.Ш.Дорфманом, М.И.Сайковским и др. указывают на то, что эффективность работы диффузоров в значительной степени зависит от правильного выбора соотношений между их геометрическими

параметрами. Наибольшее влияние на характеристики диффузоров оказывают степень расширения канала n (отношение площади на выходе из диффузора к площади на входе), относительный диаметр на выходе $\bar{D}_2$, характеризующий радиальность диффузора, и относительная длина канала $\bar{L}$, показывающая "интенсивность" поворота (здесь и ниже размеры отнесены к наружному входному диаметру диффузора D_1).

Анализ результатов экспериментальных исследований показал, что максимальный коэффициент восстановления давления кольцевого криволинейного диффузора равен $\varphi \approx 0{,}7$ при сравнительно больших осевых ($\bar{L} > 1{,}0$) и радиальных ($\bar{D}_2 \approx 2{,}0$) габаритах. Уменьшение габаритов значительно ухудшает характеристики диффузоров Например, при $\bar{L} = 0{,}5$ и $\bar{D}_2 = 1{,}7$ коэффициент $\varphi = 0{,}4$. Поэтому требуются дополнительные мероприятия для лучшей организации потока в каналах малых размеров.

Сокращение осевых габаритов приводит к повышенному градиенту давления и, как следствие, к образованию более или менее развитых отрывных зон внутри диффузора. Как известно, потери на отрыв играют ведущую роль в общих потерях энергии в диффузорах. Методы, направленные на улучшение работы диффузоров, преследуют цель локализовать или ликвидировать отрыв потока от стенок. Целесообразность применения того или иного метода определяется тем, насколько успешно удалось решить эту задачу.

В работе рассмотрены результаты применения наиболее перспективных способов улучшения характеристик малогабаритных диффузоров: установка направляющих лопаток, генераторов вихрей, отсос и сдувание пограничного слоя. Последние два способа практически не опробованы на кольцевых криволинейных каналах, поэтому их эффективность анализируется на основе имеющихся данных для плоских и конических диффузоров.

Кольцевые направляющие лопатки, расположенные в диффузоре, отклоняют поток к выпуклому обводу, уменьшая тем самым вихреобразование, вызванное отрывом потока на участке поворота. Однако при этом растут потери на трение вследствие увеличение обтекаемой поверхности. Вопрос о рациональной геометрии лопаток решается экспериментальным путем. В работах О.М.Панкова, Н.М. Кондака, С.А.Довжика и А.И.Морозова и др. получено, что в ряде случаев применение лопаток улучшает характеристики кольцевых

криволинейных диффузоров с поворотом потока. При малых осевых габаритах ($\bar{L} \leq 0{,}5$) эффективность диффузоров составляет $\varphi = 0{,}55$

Установка генераторов вихрей на обтекаемой поверхности приводит к образованию вблизи стенки вихрей определенного вида, а индуцированные таким образом нормальные к стенке составляющие скорости являются эффективным средством для частичного отвода пограничного слоя в основной поток. В.К.Мигай, В.Н.Даниличев и Б.В.Васильев и др. исследовали влияние различных типов генераторов вихрей на характеристики конических и осе-кольцевых диффузоров и получили увеличение их эффективности в 1,5 ÷ 2,0 раза при умеренных углах раскрытия. При больших углах раскрытия эффекта от генераторов вихрей практически не наблюдалось.

С помощью отсоса из пристенных слоев уделяются заторможенные частицы, прежде чем они оторвутся от обтекаемой поверхности. Отсасывание газа производят либо через щели, соответствующим образом расположенные в стенке, либо через пористую обтекаемую поверхность. Первый способ получил большее распространение. Положительный эффект отсоса пограничного слоя через щель для диффузорных каналов подтверждается исследованиями, проведенными А.П.Степаненко, М.О.Франкфуртом, Нельсоном, Янгом и Хадсоном и др. Однако в осе-кольцевых диффузорах с большими углами раскрытия отсос воздуха не обеспечивал полностью безотрывного течения, а приводил лишь к перемещению зоны отрыва к выходному сечению канала.

Одним из эффективных способов затягивания отрыва потока от стенок диффузора является тангенциальный вдув струи газа через щель. Работы М.О.Франкфурта, В.Е.Мизонова, Никола и Рамапряна, Фидлера и Гесснера показали, что при тангенциальном вдуве эффективность коротких плоских и конических диффузоров улучшается в 1,5 ÷ 2,5 раза.

Анализ результатов применения в диффузорах различных способов управления пограничным слоем позволяет сделать вывод, что для улучшения характеристик диффузоров наиболее эффективным является тангенциальный вдув струи газа через щель, расположенную в предотрывной зоне.

ГЛАВА II

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ДИФФУЗОРОВ С ТАНГЕНЦИАЛЬНЫМ ВДУВОМ

В главе II приведены описание экспериментальной установки и методика обработки данных, полученных в результате испытаний.

Основная часть экспериментального исследования диффузоров со вдувом проводилась в статических условиях на стенде, спроектированном и изготовленном в Проблемной лаборатории "Турбиностроение" МВТУ им. Н.Э.Баумана. Основной поток воздуха, засасываемый из помещения, проходил через цилиндрический мерный участок и поступал в криволинейный канал радиально-кольцевого диффузора, образованный наружным и внутренним обводами. Из диффузора воздух попадал в полость сборного кожуха, где при помощи вентиляторов или эжектора создавалось разряжение. Вторичный (вдуваемый) воздух подводился от компрессора в кольцевую камеру и через узкую кольцевую щель на входе в диффузор вдувался по касательной к выпуклой поверхности наружного обвода. Высота щели менялась от 0,2 мм до 0,5 мм. Для исследования влияния закрутки основного потока на входе в диффузор устанавливались лопатки направляющего аппарата.

Обводы диффузоров были изготовлены из плексиглаза с чистотой поверхности, соответствующей 5 классу.

Геометрические размеры исследуемых моделей радиально-кольцевых диффузоров изменялись в следующих пределах: $\bar{d} = 0{,}6 \div 0{,}813$; $n = 1{,}5 \div 4{,}0$; $\bar{L}_1 = 0{,}175 \div 0{,}28$ (здесь $\bar{L}_1$ – относительная осевая длина наружного обвода). Относительный диаметр диффузора на выходе во всех случаях оставался постоянным и был равен $\bar{D}_2 = 1{,}56$. Степень расширения каналов n менялась перемещением внутреннего обвода в осевом направлении. Все диффузоры обеспечивали поворот потока на 90°.

В ходе экспериментов производились замеры полного и статического давления основного потока воздуха на входе и выходе из диффузора, распределения статического давления вдоль наружного и внутреннего обводов, температуры, а также измерялись параметры вторичного потока воздуха. Помимо количественных методов применялась визуализация течения путем нанесения на поверхности обводов графитового порошка, разведенного в керосине, что

позволяло четко выявить области отрыва потока от стенок диффузора.

Возможность практического применения полученных в статических условиях результатов исследования диффузоров со вдувом была проверена при испытаниях оптимального из исследованных каналов совместно со ступенью турбины, основные характеристики которой приведены в главе У.

Для оценки эффективности диффузоров со вдувом для несжимаемого потока наряду с обычным коэффициентом восстановления статического давления φ введен коэффициент, учитывающий вклад как основного, так и вдуваемого воздуха:

$$\varphi_o = \frac{(G_1 + G_{вд})P_2 - (G_1 P_1 + G_{вд} P_{вд})}{G_1 \frac{\rho_1 C_1^2}{2} + G_{вд} \frac{\rho_{вд} C_{вд}^2}{2}}$$

где G_1 и $G_{вд}$ – расход основного и вдуваемого воздуха соответственно;

P_1 – среднее статическое давление на входе в диффузор;

P_2 – среднее статическое давление на выходе из диффузора;

$P_{вд}$ – среднее статическое давление в плоскости щели вдува;

C_1 – средняя скорость основного потока на входе в диффузор;

$C_{вд}$ – средняя скорость вдуваемой струи в выходном сечении щели;

ρ_1 – плотность основного потока

$\rho_{вд}$ – плотность вдуваемого потока.

Знаменатель написанного выражения включает мощность, затраченную на вдув. При $G_{вд} = 0$ выражение становится идентичным обычному определению.

В качестве безразмерной характеристики вдуваемой струи принят коэффициент импульса струи C_μ, аналогичный коэффициенту, предложенному Дж.Вильямсом для обдуваемого струей воздуха закрылка самолета и широко используемому в инженерной практике

$$C_\mu = \frac{G_{вд} \cdot C_{вд}}{0{,}5\, \rho_1 C_1^2 F_{обв}}$$

где $F_{обв}$ – площадь обдуваемой поверхности.

Анализ погрешностей в определении основных параметров, характризующих работу диффузора, показал, что они находятся в допустимых пределах.

ГЛАВА III

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ РАДИАЛЬНО-КОЛЬЦЕВЫХ ДИФФУЗОРОВ С ТАНГЕНЦИАЛЬНЫМ ВДУВОМ НА ВХОДЕ

В результате экспериментального исследования получено, что диффузоры указанных выше геометрических параметров при отсутствии вдува имеют низкую эффективность ($\varphi < 0{,}5$), что, в основном, обусловлено отрывом потока от выпуклого обвода.

В диссертации приведены зависимости коэффициентов восстановления давления испытанных моделей от параметра вдува C_μ. При малых коэффициентах вдува ($C_\mu < 0{,}01$) происходило некоторое ухудшение характеристик каналов из-за ухудшения условий обтекания наружного обвода. По мере увеличения интенсивности вдува значения коэффициентов восстановления давления резко возрастали и достигали $\varphi = 0{,}7 \div 0{,}8$. В этих случаях поток вдуваемого газа, обладающий большой скоростью, смешиваясь с основным потоком, делает профили скорости более наполненными, увеличивает кинетическую энергию частиц воздуха в пограничном слое и в значительной степени затягивает отрыв. При некотором значении параметра вдува C_μ отрывные зоны на выпуклой стенке полностью исчезли, что подтверждалось проводимой визуализацией течения. Дальнейшее увеличение интенсивности вдува не приводило к росту восстановления давления в канале. Существование экстремального значения коэффициента φ_0 связано с тем, что наступает момент, после которого мощность, затраченная на сжатие вдуваемого воздуха, растет быстрее, чем растет действительный коэффициент восстановления давления.

Приведенные в работе распределение статического давления по обводам и профили полного давления в выходном сечении диффузоров показывают, что тангенциальный вдув существенно улучшает структуру течения в диффузорных каналах.

Выявлено, что эффективность воздействия вдуваемой струи на основной поток зависит от того, в каком направлении изменяется параметр вдува - от min к max или от max к min. Если интенсивность вдува меняется от min к max, то наибольшее восстановление давления в диффузоре достигается при бо́льших значениях C_μ, чем при изменении вдува в обратном направлении (от max к min). Размеры полученных таким образом зон

неустойчивой работы диффузоров зависят от геометрических параметров каналов и характерны лишь для диффузоров с резким поворотом потока, отрывные зоны в которых начинают развиваться вблизи входного сечения канала, то есть около щели вдува.

Анализ полученных данных по влиянию размеров щели вдува позволил сделать вывод, что более эффективен вдув через щели меньшего относительного размера.

Испытания диффузоров проводились при различной толщине пограничного слоя на входе в канал (относительная толщина потери импульса $\bar{\delta}^{**} = 0{,}006 \div 0{,}02$). Установлено, что увеличение начальной неравномерности профиля скорости не приводит к заметному изменению влияния вдува на восстановление давления в диффузоре.

При исследовании влияния геометрических параметров радиально-кольцевых диффузоров со вдувом на эффективность их работы рассматривалось влияние степени расширения n, втулочного отношения $\bar{d}$, относительной длины выпуклого обвода $\bar{L}_1$.

Получено, что существуют оптимальные значения степени расширения диффузора $n_{opt} = 2{,}2 \div 2{,}8$, практически совпадающие с n_{opt} для диффузоров без вдува. При n_{opt} форма канала в меридиональном сечении диффузора обеспечивает минимальную протяженность отрывных зон.

Втулочное отношение $\bar{d}$ является одной из основных геометрических характеристик ступени. Исследованный диапазон изменения $\bar{d} = 0{,}6 \div 0{,}813$ соответствует большому числу ступеней паровых и газовых турбин. Влияние параметра $\bar{d}$ для диффузоров без вдува и со вдувом оказалось различным. Если при отсутствии вдува изменение $\bar{d}$ от 0,6 до 0,813 приводит к возрастанию коэффициента φ на ~ 20%, то при оптимальном вдуве, когда происходит безотрывное обтекание наружного обвода, влияние параметра $\bar{d}$ значительно уменьшается. Наблюдаемое в этом случае некоторое повышение коэффициента $\varphi_{o\,max}$ при возрастании $\bar{d}$ связано с улучшением обтекания внутреннего обвода.

Сокращение осевых габаритов диффузоров при n_{opt} достигается уменьшением осевой длины выпуклого обвода L_1. При отсутствии вдува уменьшение параметра $\bar{L}_1$ от 0,28 до 0,175 приводит к снижению значений коэффициента φ на 14÷17% абсолютных.

При оптимальных параметрах вдуваемой струи с уменьшением $\bar{L}_1$ сокращается обтекаемая поверхность и, следовательно, сокращаются потери на трение, но одновременно возрастает положительный градиент давления, отрыв потока наступает раньше и для его ликвидации требуются большие энергетические затраты на вдув. В результате максимальные значения $\varphi_{o\,max}$ получаются примерно одинаковыми во всем исследованном диапазоне изменения параметра $\bar{L}_1 = 0{,}175 \div 0{,}28$.

Влияние числа Маха на входе M_1 исследовалось в диапазоне $M_1 = 0{,}3 \div 0{,}65$. Получено, что характеристики диффузоров не изменяются вплоть до числа $M_1 = 0{,}65$, причем постоянными остаются величины оптимального параметра вдува

Анализ результатов проведенного исследования показывает, что тангенциальный вдув обеспечивает высокую эффективность работы радиально-кольцевых диффузоров в широком диапазоне изменения геометрических и режимных параметров. Испытанные диффузоры при оптимальных параметрах вдува ($C_{\mu opt} = 0{,}03 \div 0{,}07$) имеют характеристики на уровне лучших обычных кольцевых криволинейных диффузоров ($\varphi_o \approx 0{,}7$) при осевых габаритах в 1,5÷2,5 раза меньших.

Исследование влияния угла закрутки основного потока α на эффективность диффузоров со вдувом показало, что увеличение угла α до 25-30° практически не вызывает изменения величины φ. Дальнейший рост закрутки приводит к возрастанию потерь в канале, что качественно совпадает с результатами испытаний диффузоров без вдува.

Улитка "с постоянной скоростью", установленная на выходе из диффузора, не приводила к ухудшению работы диффузора. Диффузор со вдувом, наоборот, улучшал структуру течения в улитке. Коэффициент восстановления давления патрубка, состоящего из радиально-кольцевого диффузора со вдувом и улитки, оказался равным $\varphi = 0{,}6 \div 0{,}65$.

Отрыв потока от стенок канала приводит к снижению не только аэродинамических, но и акустических характеристик диффузоров. В связи с этим было исследовано влияние тангенциального вдува на шумовые характеристики радиально-кольцевых каналов. В ходе эксперимента измерялись уровни звукового давления во внеш-

нем и внутреннем пространстве диффузора. Анализ полученных данных показал, что тангенциальный вдув приводит к уменьшению уровня звукового давления акустического излучения испытанных диффузоров на 5-6 дб, причем у аэродинамических и акустических характеристик приблизительно одинаковые оптимальные параметры вдува.

ГЛАВА IУ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ИМПУЛЬСА СТРУИ, ТРЕБУЕМОГО ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ОТРЫВОМ ПОТОКА ОТ ВЫПУКЛОГО ОБВОДА ДИФФУЗОРА

При тангенциальном вдуве струи газа вдоль выпуклой поверхности криволинейного диффузора в пограничный слой подводится дополнительная энергия, что позволяет частицам основного потока успешнее преодолевать положительный градиент давления. Как показано в главе Ш, по мере увеличения импульса вдуваемой струи отрыв потока смещается к выходному сечению канала и в какой-то момент полностью устраняется. Дальнейшее увеличение импульса струи нецелесообразно, т.к. не приводит к снижению потерь в диффузоре.

При расчетах диффузоров с управлением пограничным слоем с помощью вдува газа через щель важно уметь правильно оценить минимальный импульс, которым должна обладать струя, чтобы избежать отрыва потока от выпуклой стенки канала. Точное решение этого вопроса не представляется возможным. В этой главе предложена инженерная методика, являющаяся развитием эмпирического метода Ф.Томаса для расчета импульса вдуваемой струи при обтекании крыла с отклоняющим закрылком.

В месте вдува струи в пограничный слой происходит внезапное изменение площади потери импульса пограничного слоя ω^{**}. Скачок в значении площади потери импульса определяется выражением

$$\omega_{вд} = \omega_{s'}^{**} - \omega_{s}^{**} \qquad (I)$$

где $\omega_{вд}$ – "эквивалентная площадь потери импульса" струи;
ω_{s}^{**} и $\omega_{s'}^{**}$ – площади потери импульса непосредственно перед щелью и за ней соответственно.

В предположении, что основной и вдуваемый потоки, соединяющиеся сразу же за щелью вдува, двигаются вдоль криволинейной

стенки без дополнительных потерь до положения, когда образуется смешанный поток, можно записать следующее равенство из соотношения между величинами потерь количества движения в каждом потоке

$$\int_{F_{щ}} \rho_{вд} c_{вд}(c_{os}-c_{вд})dF + \int_{F} \rho_1 c_s(c_{os}-c_s)dF = \int_{F} \rho_1 c_{s'}(c_{os}-c_{s'})dF \qquad (2)$$

где c_{os} – скорость основного потока на внешней границе пограничного слоя в месте вдува;

c_s – скорость основного потока в пограничном слое в месте вдува;

$c_{s'}$ – скорость смешанного потока в пограничном слое;

$F_{щ}$ – площадь щели вдува.

Разделив обе части уравнения (2) на $\rho_1 c_{os}^2$ и сравнивая полученное выражение с соотношением (I), получим выражение для определения "эквивалентной площади потери импульса" струи (полагая, что скорость вдува на выходе из щели постоянна, а плотность основного и вдуваемого потока одинакова):

$$\omega_{вд} = \frac{c_{вд}}{c_{os}}\left(1-\frac{c_{вд}}{c_{os}}\right)F_{щ}$$

Связь между коэффициентом импульса струи c_{μ} и величиной $\omega_{вд}$ выражается соотношением:

$$\omega_{вд} = -\frac{1}{2} c_{\mu} F_{отв}\left(1-\frac{c_{os}}{c_{вд}}\right) \qquad (3)$$

Часть "эквивалентной площади потери импульса" струи $\omega_{вд}$ затрачивается на преодоление поверхностного трения и на процесс смешения и лишь оставшаяся часть используется для управления отрывом потока. Эту полезную величину $(\omega_{вд})_{пол}$ можно выразить через коэффициент использования струи ψ, определяемый из экспериментальных данных

$$(\omega_{вд})_{пол} = \psi \omega_{вд}, \text{ где } \psi < 1$$

Проведенные Ф.Томасом, G.W. Haering и др. измерения параметров пограничного слоя при тангенциальном вдуве показали, что коэффициент ψ в основном определяется отношением скоростей $\frac{c_{вд}}{c_{os}}$ и слабо зависит от градиента давления в зоне вдува. На основе указанных исследований для значений $c_{вд}/c_{os} \geqslant 2{,}0$, имеющих место в рассматриваемом случае, коэффициент ψ можно оп-

ределить по зависимости: $\Psi = 0{,}85\left(1 - c_{0з}/c_{вд}\right)$ (4)

Для оценки минимального значения коэффициента импульса вдуваемой струи, при котором удается избежать отрыва потока от наружного обвода, расчитывается распределение скорости невязкого потенциального течения вдоль обвода. Имея такое распределение скорости расчитывается пограничный слой одним из известных методов теории турбулентного пограничного слоя и определяется точка отрыва потока от обвода при отсутствии вдува.

Чтобы переместить точку отрыва к выходному сечению канала необходимо вдуть струю газа через щель. При этом полезная часть "эквивалентной площади потери импульса" струи должна быть равна условному приращению площади потери импульса пограничного слоя на участке от точки отрыва до выходной кромки обвода

$$-(\omega_{вд})_{пол} = \omega^{**}_{вых} - \omega^{**}_{отр} = \Delta\omega^{**} \qquad (5)$$

Из соотношения (3), используя (4) и (5), получено выражение для расчета коэффициента $C_{\mu\,min}$

$$C_{\mu\,min} = \frac{2\Delta\omega^{**}}{0{,}85\,F_{обв}\left(1 - c_{0з}/c_{вд}\right)^2}$$

Приведенное в работе сопоставление расчетных и экспериментальных данных показывает, что расчеты дают несколько завышенные значения минимальных коэффициентов импульса струи.

Г Л А В А У

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ТУРБИНЫ И ДИФФУЗОРА С ТАНГЕНЦИАЛЬНЫМ ВДУВОМ НА ВХОДЕ

В работах С.А.Довжика, А.М.Дроконова и А.Е.Зарянкина, И.Г.Гоголева и др. показано, что при совместной работе ступени турбины и диффузора потери в последнем возрастают на 10% и более по сравнению с потерями при работе без предвключенной ступени. Поэтому вопрос о применении результатов статических испытаний при проектировании турбомашин может быть решен только путем сравнения результатов этих испытаний и испытаний диффузоров совместно со ступенью турбины.

В главе У рассмотрены конструкции ступени турбины, в которых вдув газа вдоль выпуклой стенки диффузора осуществляется путем перепуска небольшой части рабочего тела (2–4% от общего расхода) в обход рабочего колеса ступени.

Анализ процесса работы отсека "турбина-диффузор" в $i-S$ диаграмме показал, что относительное увеличение мощностного кпд

отсека при установке диффузора со вдувом находится из соотношения

$$\frac{\Delta\eta_т}{\eta_т} = \varphi \frac{H_в'}{H_{ад}} \frac{\eta_t}{\eta_т}(1-\bar{G}_{вд}) - \bar{G}_{вд}$$

где $H_в'$ – кинетическая энергия выходящего из рабочего колеса потока;

$H_{ад}$ – располагаемый теплоперепад на отсек;

η_t – лопаточный кпд турбинной ступени;

$\bar{G}_{вд}$ – относительный расход вдуваемого газа.

Были проведены совместные испытания моделей турбинной ступени и диффузора со вдувом. Ступень имела следующие характеристики: угол выхода потока из соплового аппарата на среднем диаметре $\alpha_1 = 18^{0}20'$, высота рабочих лопаток l =60мм при $\frac{D_{ср}}{l}$ =5,17, радиальный зазор δ =0,5мм, степень реакции на среднем радиусе $\rho_{ср}$=0,3, степень понижения давления в ступени π =1,5. Степень расширения диффузора во всех экспериментах оставалась постоянной и была равна n =2,5, относительная длина диффузора $\bar{L}$ =0,39, относительный диаметр на выходе $\bar{D}_2$ =1,56.

Результаты экспериментов показывают, что коэффициент φ диффузора в отсеке "ступень-диффузор" лишь на 4% ниже полученного в изолированных условиях при тех же относительных параметрах вдуваемой струи и размерах щели.

Расчетное относительное увеличение мощности и кпд отсека $\Delta\eta_т/\eta_т$ хорошо подтверждается результатами эксперимента. Максимальный выигрыш в кпд отсека составлял $\Delta\eta_т/\eta_т$ =4%.

В работе приведены сравнительные размеры диффузоров турбин установки ГТ-100-750-2, выполненных по схемам ЛМЗ им. XXII съезда КПСС и МВТУ им. Н.Э.Баумана. Получено, что при установке радиально-кольцевых диффузоров с поворотом потока на 90° осевые габариты выхлопных патрубков установки сокращаются в~1,5раза.

ВЫВОДЫ

1. Установлено, что для улучшения характеристик диффузоров наиболее эффективным является тангенциальный вдув струи газа через щель, расположенную в предотрывной зоне.

2. Использование вдува позволяет уменьшить гидродинамические потери радиально-кольцевых диффузоров в 1,5÷2,2 раза в зависимости от их геометрических размеров. Коэффициент восстановления давления исследованных диффузоров с учетом энергетических

затрат на вдув на 4÷7% выше, чем у лучших испытанных осе-радиальных диффузоров, и равен φ_o = 0,65÷0,72, а относительная длина меньше в 1,5÷2,5 раза.

3. Установлена область неустойчивого воздействия тангенциального вдува на отрыв потока от выпуклой стенки для каналов с отрывными зонами, развивающимися вблизи входного сечения.

4. Увеличение угла закрутки основного потока до 25÷30° практически не ухудшает характеристики диффузоров со вдувом.

5. Предложена инженерная методика расчета параметров вдуваемой струи, обеспечивающих безотрывное течение газа в диффузоре.

6. При совместной работе турбинной ступени и диффузора со вдувом характеристики диффузора сохраняются на высоком уровне и лишь на 4% ниже полученных в статических условиях.

7. Установка радиально-кольцевых диффузоров с тангенциальным вдувом в выхлопных патрубках турбомашин позволит значительно сократить осевые габариты патрубков, увеличить мощность установки и повысить надежность ее работы.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Уваров В.В., Шкурихин И.Б., Богатырев А.Г. Исследование малогабаритных диффузоров выхлопных патрубков турбомашин. Известия ВУЗов, Машиностроение, 1974, № 3.

2. Бекиев В.С., Шкурихин И.Б., Богатырев А.Г. Исследование осерадиального диффузора кольцевого эжектора. Известия ВУЗов. Машиностроение, 1974, № 4.

3. Уваров В.В., Шкурихин И.Б., Богатырев А.Г. Стенд для исследования радиально-кольцевых диффузоров. Каталог "Машины, приборы, стенды", вып.4, 1974.

4. Богатырев А.Г., Паников О.М., Паников В.А., Шкурихин И.Б, Юдин Е.Я. Исследование влияния тангенциального вдува на эффективность и шумовые характеристики криволинейных диффузоров. Энергетическое оборудование (НИИИНФОРМТЯЖМАШ), 1975, № 13.

Объем 1 п.л. Тип МВТУ. Зак. 81 Тир. 120.
Л-100637 от 20.1.76