

Окружная неравномерность параметров потока в конических диффузорах и способ ее гашения¹

А.Е. Зарянкин¹, А.Н. Рогалев¹, Е.Ю. Григорьев², И.В. Гаранин¹, М.Т. Падашмоганло¹, М.А. Черкасов¹
¹ ФГБОУВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»», г. Москва, Российская Федерация,
² ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
г. Иваново, Российская Федерация
E-mail: rvs@tren.ispu.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса: При использовании диффузорных каналов в турбомашинах (выхлопные патрубки, регулирующие клапаны и т.д.) достаточно остро в ряде случаев стоит вопрос об обеспечении вибрационной надежности этих каналов и всей установки в целом. Традиционно проблема вибрации диффузорных каналов при проектировании новых установок решается за счет увеличения массы узла, установки дополнительных опор и связей. Однако в ряде случаев такие меры не дают положительных результатов. Для снижения уровня вибрации необходимо в первую очередь добиться снижения окружной неравномерности параметров потока, которая является следствием возникновения отрыва потока от обтекаемых поверхностей. Традиционные аэродинамические методы борьбы с отрывными течениями в диффузорных каналах (отсос пограничного слоя, вдув пристеночной струи и т.д.) на практике не используются вследствие чисто технических сложностей в реализации. Соответственно, остро стоит вопрос о разработке простых и эффективных аэродинамических методов борьбы с окружной неравномерностью, которая возникает при течении в диффузорных каналах.

Материалы и методы: Исследования течений в диффузорных каналах осуществлены экспериментальным путем на физических моделях с применением современных средств измерений.

Результаты: Показан с точки зрения теории пограничного слоя механизм возникновения окружной неравномерности потока во входном сечении диффузорных каналов. Предложен и подробно исследован способ гашения окружной неравномерности в диффузорных каналах за счет использования специальных демпферных камер, соединенных отверстиями перфорации с проточной частью исследуемых каналов.

Выводы: Предложенный метод борьбы с окружной неравномерностью потоков рабочих сред позволяет повысить энергетическую эффективность диффузорных каналов за счет снижения коэффициента полных потерь на 3–13 %, в зависимости от угла раскрытия диффузора. Использование демпферных камер в системе диффузорных каналов турбомашин обеспечит повышение показателей энергетической эффективности диффузорных отсеков и повысит уровень надежности работы.

Ключевые слова: диффузор, степень расширения, скорость, давление, потери энергии, неравномерность, угол раскрытия диффузора, коэффициенты полных потерь.

Circumferential unevenness of flow in conical diffusers and method of its damping

A.E. Zaryankin¹, A.N. Rogalev¹, E.Yu. Grigoryev², I.V. Garanin¹, M.T. Padashmoganlo¹, M.A. Cherkasov¹
¹ National research university «MPEI», Moscow, Russian Federation
² Ivanovo State Power Engineering University, Ivanovo, Russian Federation
E-mail: rvs@tren.ispu.ru

Abstract

Background: It is often quite urgent to ensure vibration reliability of diffuser channels (exhaust pipes, control valves, etc.) in turbomachines as well as of turbomachines themselves. Traditionally, when designing new installations, the problem of diffuser channels vibration is solved by increasing the mass of the node and installing additional supports and connections. However, in some cases, such measures do not give positive results. To lower the level of vibration, it is first of all necessary to reduce the flow parameters circumferential unevenness, which is caused by flow separation from smooth surfaces. Traditional aerodynamic methods of dealing with separated flows in diffuser channels (boundary layer suction, wall jet blowing, etc.) are rarely used in practice due to purely technical difficulties of their implementation. Therefore, it is quite urgent to develop simple and effective methods of aerodynamic suppression of circumferential unevenness of diffuser channel flow.

Materials and methods: Diffuser channel flows were studied experimentally on physical models with the use of modern means of measurement.

Results: The paper shows how, in terms of boundary layer theory, flow circumferential unevenness is created in diffuser channel entry. It also proposes and studies in detail a method of damping circumferential unevenness in diffuser channels by using special damper chambers linked through perforation holes with the channels flow path.

¹ Исследование проведено при финансовой поддержке Российской Федерации в лице Российского научного фонда (проект № 14-19-00944 от 16 июля 2014 г.).

Conclusions: The proposed method of dealing with the circumferential unevenness of working medium flows makes it possible to increase the energy efficiency of the diffuser channels by reducing the coefficient of the total losses by 3–13 % depending on diffuser opening angle. The use of damping chambers in the system of diffuser channels of turbomachines will improve the energy performance indicators of diffuser compartments and will enhance reliability.

Key words: diffuser, degree of extension, rate, pressure, energy losses, unevenness, diffuser opening angle, total loss coefficients.

DOI: 10.17588/2072-2672.2015.6.009-016

Введение. Неоднократные исследования влияния неравномерного поля скоростей во входном сечении диффузоров на их расходные и вибрационные характеристики показали, что в большинстве случаев нарушение равномерного поля скоростей в указанном сечении сопровождается увеличением амплитуды пульсаций давления в проточной части диффузоров и заметным, а иногда и кризисным снижением их расходных характеристик [1, 2, 3, 4, 5].

При этом наиболее сильно искажается поле скоростей перед входом в диффузорный канал при несимметричном (угловом) подводе к нему рабочей среды. В этом случае поле скоростей оказывается неравномерным как в окружном, так и в радиальном направлениях.

При осесимметричном подводе движущейся среды к осесимметричному диффузору в подводящем канале формируется осесимметричный слой с естественной (в пределах пограничного слоя) осесимметричной радиальной неравномерностью скорости. В случае, когда подводящий цилиндрический или конфузорный канал сопрягается с последующим диффузором с изломом образующих или это сопряжение осуществляется относительно малым радиусом, происходит резкое увеличение радиальной неравномерности, обусловленное локальным ускорением пристеночного потока со стороны подводящего устройства в области сопряжения образующих подводящего устройства и диффузора.

Рассматриваемая радиальная неравномерность поля скоростей во входном сечении осесимметричного диффузора формируется естественным образом за счет особенностей течения реальных вязких сред в канале, подводящем эти среды к входному сечению диффузора, и, естественно, не нарушает окружной симметрии течения в осесимметричном канале.

Однако при подключении к цилиндрическому или конфузорному каналу диффузора картина серьезно меняется, так как в случае подключения простейших конических диффузоров с углами раскрытия образующих α свыше 7° течение в осесимметричном расширяющемся канале теряет осевую симметрию даже при осевом выходе потока из диффузора в связи с формированием в движущейся среде отдельных дискретных вихревых структур при $7^\circ < \alpha < 15^\circ$ и возникновением отрыва потока от обтекаемых поверхностей при $\alpha > 15^\circ$.

В результате сами диффузоры являются генераторами окружной неравномерности полей

скоростей, которая захватывает и некоторую часть канала, подводящего рабочую среду к диффузору.

Проблема обратного влияния диффузора на поле скоростей и давлений перед ним является серьезной практической проблемой, особенно в случае, когда после диффузора поток разворачивается на 90° относительно продольной оси.

Подобная ситуация имеет место практически во всех выхлопных патрубках паровых турбин и во многих газовых турбинах.

В этих случаях генерируемая диффузными системами выхлопных патрубков окружная неравномерность полей давлений и скоростей существенно осложняет работу последующих ступеней указанных турбин.

Рассматриваемый тип окружной неравномерности параметров потока и скоростей влияет на вибрационную надежность регулирующих клапанов паровых турбин, где широко используются диффузорные осесимметричные седла.

Ниже приведены результаты подробных исследований серии конических диффузоров с различными углами раскрытия α и рассматривается способ снижения окружной неравномерности, генерируемой течением в диффузорах, за счет использования специальных демпферных камер, соединенных с исследуемой проточной частью диффузора поясом отверстий перфорации.

Прежде чем рассматривать результаты проведенных исследований, остановимся на описании используемого стенда и методики проведения испытаний.

Экспериментальная установка, объекты исследования и форма представления опытных данных. Объектами исследования являлась серия конических диффузоров, геометрические параметры которых приведены в таблице.

В качестве базового диффузора был принят безотрывный диффузор с углом раскрытия $\alpha = 7^\circ$ и сниженной по сравнению с другими диффузорами степень расширения ($n = 3,32$), так как при малом угле α и высокой степени расширения n ($n \approx 4$) его длина оказалась бы очень большой.

Схематический чертеж рабочей части установки, предназначенной для исследования указанных диффузоров, представлен на рис. 1.

Она состоит из входного конфузора 1 и собственно исследуемого диффузора 2, связанного с конфузором резьбовой муфтой 3.

Особенностью измерительной системы в данном случае является возможность измерения давлений в центральной части исследуемых диффузоров с помощью зонда-протяжки 4.

Для возможности передвижения указанного зонда вдоль продольной оси в конфузоре 1 выполнена опора 5 с центральным отверстием для зонда, связанная со стенками конфузора тремя стержнями 6.

Вторая подвижная опора 7 зонда 4 находится за пределами диффузора 2 и жестко связана тремя стержнями 8 с подвижной втулкой 9, осевое перемещение которой по внешней по-

верхности диффузора позволяет устанавливать приемное отверстие датчика давления в любую точку на оси диффузора.

Правый конец зонда 4 жестко и герметично соединен с опорой 7, а его внутреннее отверстие через полый стержень 8 и ниппель 10 обеспечивает возможность соединения зонда с любым регистрирующим прибором.

На всех диффузорах с наружной стороны имеется дополнительная опора для движущейся втулки 9, которая является по функциональному назначению координатным устройством для перемещения центрального зонда 4.

Геометрические характеристики исследуемых конических диффузоров

№ п/п	Угол раскрытия образующих диффузора α	Степень раскрытия диффузора n	Длина цилиндрического предвключенного участка l_1 , мм
1	7°	3,32	40
2	14°	4,12	40
3	20°	4,12	40
4	30°	4,00	40
5	40°	4,00	46
6	50°	4,00	47

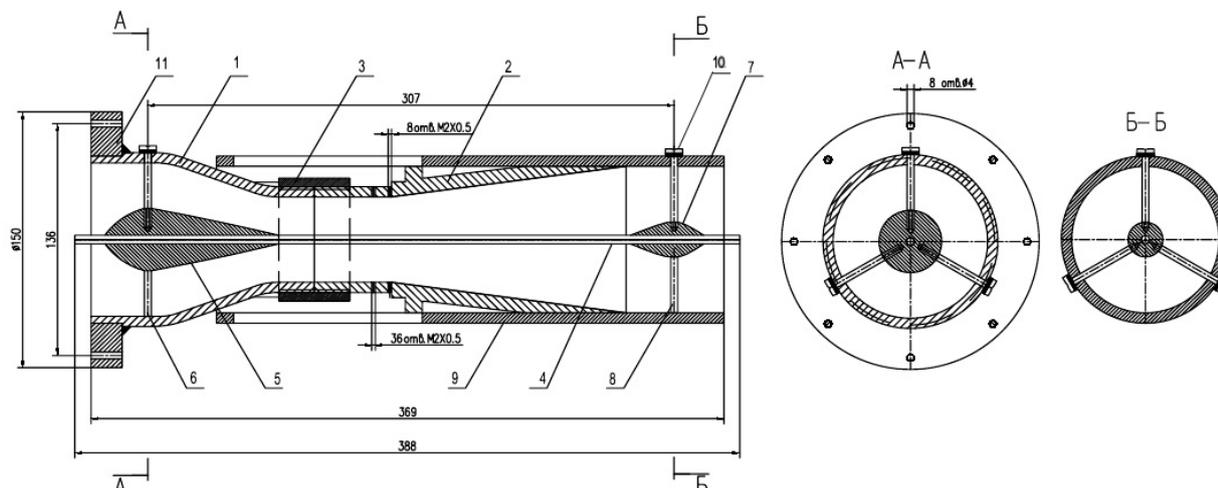


Рис. 1. Рабочая часть установки для исследования конических диффузоров: 1 – конфузор; 2 – диффузор; 3 – резьбовая муфта; 4 – зонд; 5 – передняя опора; 6 – стержни передней опоры; 7 – задняя опора; 8 – стержни задней опоры; 9 – подвижная втулка зонда 4; 10 – ниппель; 11 – фланец

Используемая система измерений позволяет определить следующие величины:

- начальное давление полного торможения перед конфузуром P_0 ;
- температуру полного торможения T_0 ;
- распределение статических давлений P_i вдоль стенки диффузора;
- распределение статических давлений по окружности во входной части исследуемых диффузоров $P_{ст}$;
- давление в центральной части диффузора $P_ц$;
- расход воздуха G .

На основании этих исходных данных определялись значения безразмерных скоростей в центральной части исследуемых каналов $\lambda_{ц}$, среднерасходной скорости во входном сечении диффузоров, локальных скоростей в этом се-

чении в окружном направлении на основе дренажных измерений распределения давлений вдоль образующих.

Для оценки эффективности диффузоров использовался коэффициент полных потерь энергии, определяемый известным соотношением [1]

$$\zeta_{п} = \frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}, \quad (1)$$

где P_2 – давление среды за диффузором.

Поскольку при испытаниях давление за диффузорами P_2 равнялось барометрическому ($P_2 = B$), то

$$\zeta_{\text{п}} = \frac{1 - \left(\frac{B}{P_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}. \quad (2)$$

Влияние входной неравномерности потока на количественную оценку характеристик конических диффузоров. Отличительная особенность течения жидких и газообразных сред в осесимметричных диффузорах состоит в том, что в геометрически осесимметричных каналах этого типа отсутствует окружная симметрия течения при угле раскрытия проточной части $\alpha > 7^\circ$.

В данном случае нарушение окружной симметрии поля скоростей и давлений обусловлено невозможностью в реальных условиях обеспечить идентичность условий торможения потока вдоль всех линий тока, расположенных в пределах пограничного слоя. Если при малых углах раскрытия проточной части конических диффузоров ($\alpha < 7-10^\circ$) нарушение осевой симметрии течения сравнительно мало, то при $\alpha > 10^\circ$ скорости и давления в окружном направлении любого фиксированного сечения меняются весьма значительно.

Кроме того, при переходе от цилиндрического или конфузорного канала к последующему расширяющемуся каналу (диффузору) нарушается и радиальная равномерность поля скоростей.

Локальные скорости непосредственно вблизи стенок входного сечения диффузоров существенно превышают скорости в центральной части рассматриваемых каналов. Другими словами, во входных сечениях осесимметричных диффузоров не выполняется основополагающее условие Прандтля для пограничного слоя, согласно которому, в его поперечном сечении градиент давления dP/dy должен быть равен нулю.

Проведенные исследования серии конических диффузоров достаточно наглядно подтверждают сказанное. Так, на рис. 2 приведены зависимости коэффициентов полных потерь $\zeta_{\text{п}}$ для этих диффузоров от среднерасходной безразмерной скорости $\lambda_{\text{ц}}$ в центре их входных сечений, рассчитанные как на основании давлений P_1 во входном сечении, найденных с помощью дренажных измерений ($P_{1\text{ст}}$), так и при измерении этих давлений в центре входного сечения ($P_{1\text{ц}}$) с помощью зонда протяжки.

Анализ полученных зависимостей (рис. 2) показывает, что почти во всех случаях значения коэффициентов полных потерь $\zeta_{\text{п}}$, найденных на основании дренажных измерений, оказались заметно меньше аналогичных величин, найденных на основании измерений давлений P_1 в центральной части исследованных каналов.

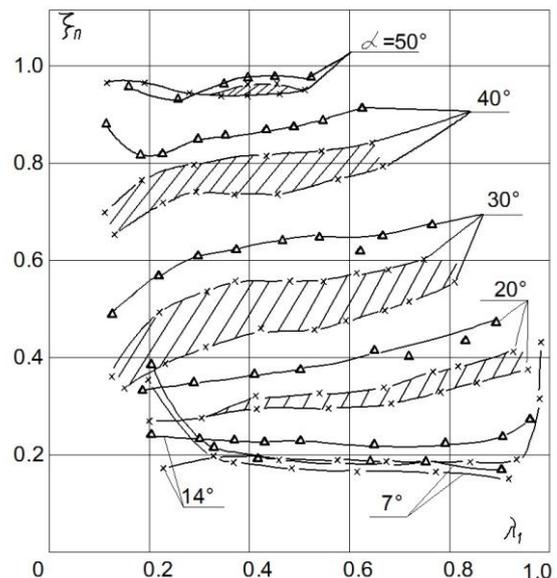


Рис. 2. Зависимость коэффициента полных потерь энергии $\zeta_{\text{п}}$ от безразмерной скорости в центре входного сечения конического диффузора: Δ — зависимости, полученные путем измерения давления P_1 в центре входного сечения диффузора; x — зависимости, полученные путем измерения давления P_1 на стенке входного сечения диффузора

Согласно (2), определяющей коэффициент полных потерь энергии $\zeta_{\text{п}}$, при фиксированных значениях давлений полного торможения во входном сечении исследуемых диффузоров и постоянном противодействии $P_2 = B$, коэффициент $\zeta_{\text{п}}$ однозначно зависит от измененного значения статического давления P_1 во входном сечении диффузора. Соответственно, полученная разница в значениях коэффициента полных потерь энергии $\zeta_{\text{п}}$ свидетельствует о наличии в указанном сечении достаточно большой радиальной неравномерности полей давлений P_1 , а следовательно, и скоростей потока.

Радиальная неравномерность полей скоростей во входном сечении рассматриваемых диффузоров является естественным следствием перехода от конфузорного течения в подводящем канале к диффузорному течению. При таком переходе неизбежно вблизи обтекаемых поверхностей возникает локальное ускорение потока, достигающее максимальной величины именно во входном сечении диффузора, с последующим повышенным локальным торможением потока в последующем расширяющемся канале.

Отмеченное обстоятельство необходимо иметь в виду при экспериментальной оценке эффективности практически всех диффузоров, так как, по существу, исключается возможность оценки среднего статистического давления в их входных сечениях на основе дренажных измерений.

Однако отдельные авторы, например [6, 7, 8], в своих экспериментальных исследованиях продолжают использовать дренажный

метод определения давления в горле диффузорных каналов.

Ситуация осложняется и тем обстоятельством, что даже в геометрически осесимметричных диффузорных каналах отсутствует окружная симметрия полей скоростей и давлений.

Сказанное наглядно подтверждается зависимостями коэффициентов полных потерь ζ_p от скорости в центре входного сечения исследованных диффузоров, приведенными на рис. 2. Здесь при определении указанного коэффициента ζ_p на основе дренажных измерений давления $P_{1ст}$ в восьми точках по окружности входного сечения получен весьма большой разброс численных значений величин ζ_p (на рис. 2 области такого разброса заштрихованы).

Для большей наглядности на рис. 3 приведены значения относительных окружных неравномерностей скоростей при различных скоростях в центре входных сечений рассматриваемых диффузоров:

$$\Delta \bar{\lambda}_{ст} = \frac{\Delta \lambda_{ст}}{\lambda_{1ц}} = \frac{\lambda_{1ст}^{max} - \lambda_{1ст}^{min}}{\lambda_{1ц}}$$

где $\lambda_{1ст}^{min}$ – безразмерная скорость во входном сечении, найденная по минимальному давлению на стенке; $\lambda_{1ст}^{max}$ – безразмерная скорость, соответствующая максимальному давлению на стенке во входном сечении.

В диффузорах с нестационарным отрывом потока от стенок ($\alpha = 14^\circ$ и $\alpha = 20^\circ$) с ростом скорости имеет место увеличение окружной неравномерности, хотя сама относительная неравномерность не превышает 4 % от скорости. При увеличении угла раскрытия проточной части диффузора до 30° окружная неравномерность резко возрастает в связи с возникновением устойчивого одностороннего отрыва потока от обтекаемой поверхности диффузора.

Для скорости $\lambda_{ц} = 0,2$ величина $\Delta \bar{\lambda}_{ст}$ достигает 13 %. Затем с ростом скорости до $\lambda_{ц} = 0,75$ величина $\Delta \bar{\lambda}_{ст}$ снижается до 4 %, причем абсолютная разница скоростей почти не меняется, а снижение относительной неравномерности $\Delta \bar{\lambda}_{ст}$ происходит за счет роста скорости $\lambda_{ц}$.

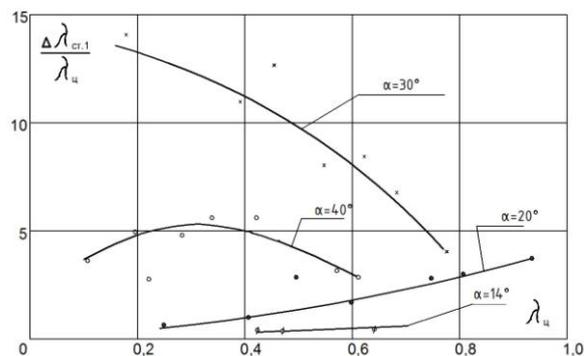


Рис. 3. Зависимость относительной окружной степени неравномерности скорости от скорости в центре входного сечения диффузора

При увеличении угла α до 40 % отрыв потока происходит уже по всему периметру поперечного сечения диффузора и относительная окружная неравномерность входного поля скоростей мало меняется с ростом скорости и находится на уровне 5 %.

Другими словами, окружная неравномерность поля скоростей во входном сечении диффузора находится в прямой зависимости от характера течения в проточной части диффузора. Чем более сложна картина течения рабочей среды в нем, тем выше окружная неравномерность скоростей потока во входном сечении.

Исследование конических диффузоров с демпферной камерой во входном сечении. Естественным способом выравнивания окружной неравномерности полей давлений и скоростей является создание в фиксированном сечении осесимметричного канала внешней демпферной (выравнивающей) камеры, соединенной системой отверстий с проточной частью рассматриваемого канала.

Конструктивная реализация такого решения показана на рис. 4.

В данном случае демпферная камера 1 образована соединительной муфтой 2, камера которой торцовой частью прижимается к специальному выступу 3 на внешней поверхности диффузора 4. Образованная таким образом камера 1 соединяется с входным сечением диффузора 4 системой отверстий 5.

Результаты исследований диффузоров при наличии внешней демпферной камеры приведены на рис. 5, где показано как меняется коэффициент полных потерь ζ_p в зависимости от безразмерной скорости λ_1 в центре входного сечения исследуемого диффузора.

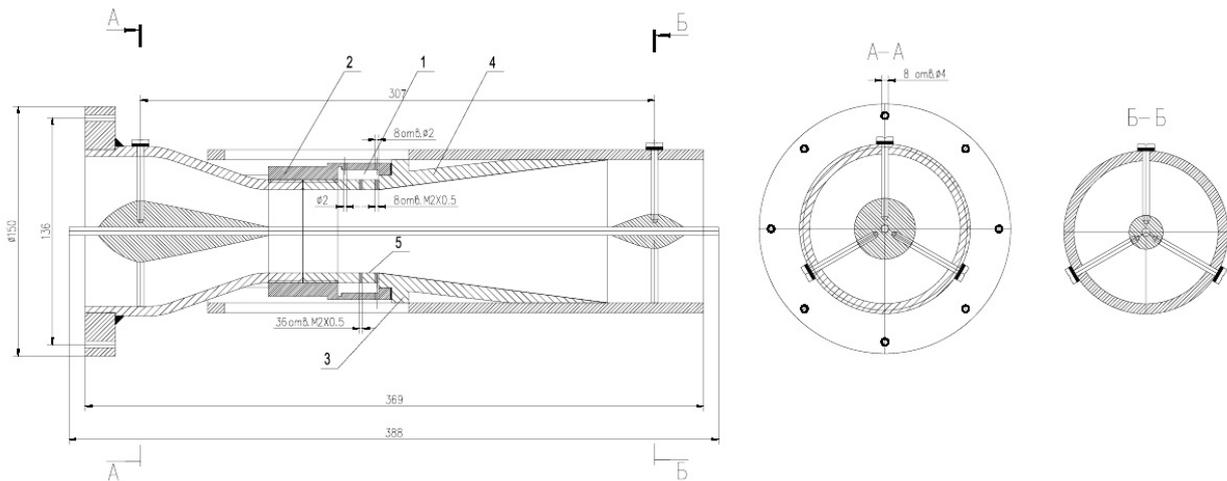


Рис. 4. Рабочая часть установки для исследования диффузоров с демпферной камерой во входном сечении: 1 – демпферная камера; 2 – соединительная муфта; 3 – упорный выступ; 4 – диффузор; 5 – система отверстий

Для сравнения на рис. 5 приведены зависимости $\zeta_n = f(\lambda_1)$ и для диффузоров при отсутствии указанной камеры.

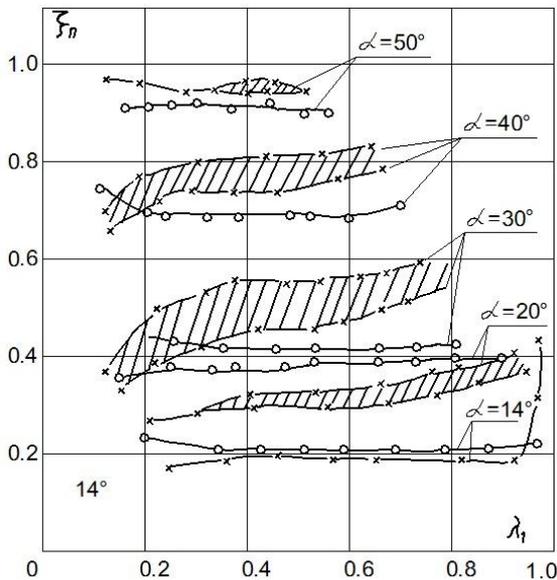


Рис. 5. Зависимость изменения коэффициента полных потерь от начальной скорости потока для конических диффузоров с демпферной камерой во входном сечении и без нее; о – при наличии демпферной камеры; х – при ее отсутствии

Анализ полученных зависимостей (рис. 5) при всех углах раскрытия проточных частей диффузоров и наличии внешней демпферной камеры показывает, что коэффициент полных потерь ζ_n практически не меняется с изменением безразмерной скорости λ_1 . Такой результат наглядно подтверждает высокое стабилизирующее влияние рассматриваемого способа воздействия на характер течения рабочих сред в диффузорных каналах.

При этом, однако, знак воздействия демпферной камеры на величину ζ_n оказался различным для диффузоров с углом $\alpha < 20^\circ$ и для диффузоров с углом $\alpha > 20^\circ$.

Если при $\alpha = 14^\circ$ и $\alpha = 20^\circ$ введение камеры привело к некоторому повышению потерь, то при $\alpha > 20^\circ$ имеет место заметное их снижение.

Такой результат прямо связан с влиянием угла α на характер течения в проточных частях диффузоров.

В диффузорах с углами $\alpha < 7^\circ$ имеет место стационарное безотрывное течение рабочих сред с минимальными внутренними потерями энергии. В диапазоне углов $7^\circ < \alpha < 10^\circ$ характер течения зависит от многих второстепенных факторов и может быть как стационарным, так и периодически не стационарным с минимальным воздействием на величину полных потерь энергии.

Наиболее сложным является характер течения в диффузорах при углах раскрытия $10^\circ < \alpha < 20^\circ$. В этом диапазоне углов имеет место явно выраженное нестационарное течение с очень высокими амплитудами пульсаций давления и перемещающимся отрывом потока от обтекаемых поверхностей.

Соответственно, введение во входное сечение диффузоров отверстий перфорации при малых значениях скоростей λ_1 , с одной стороны, стабилизирует течение рабочих сред, а с другой – вносит добавочные внутренние потери энергии, относительное влияние которых наиболее отчетливо проявляется при малых значениях скоростей λ_1 .

Такой процесс хорошо виден для диффузора с углом раскрытия $\alpha = 20^\circ$ (рис. 5). При малых скоростях ($\lambda_1 \approx 0,2$) введение системы стабилизации течения привело к увеличению коэффициента ζ_n примерно на 10 %. Однако при $\lambda_1 = 0,9$ величина прироста указанного коэффициента с учетом разброса опытных значений ζ_n в исходном диффузоре уже не превысила 5 %.

При углах $\alpha > 20^\circ$ в диффузорах имеет место стабилизированный отрыв потока от обтекаемых поверхностей, причем с ростом

скорости сечение, где происходит отрыв потока, смещается против потока. В результате имеет место заметное увеличение коэффициента полных потерь ζ_n .

Для этой группы диффузоров введение стабилизирующей демпферной камеры во входном сечении обеспечивает в области больших скоростей снижение коэффициента ζ_n .

При $\lambda_1 = 0,8$ величина ζ_n , по сравнению с исходным диффузором, снизилась: на 15–20 % при $\alpha = 30^\circ$; на 10–12 % при $\alpha = 40^\circ$; на 3–5 % при $\alpha = 50^\circ$.

Снижение положительного влияния системы гашения окружной неравномерности потока во входном сечении диффузора с ростом угла α связано с тем, что по мере его увеличения сечение отрыва потока от стенки смещается к входному сечению и при $\alpha \geq 50^\circ$ отрыв потока происходит практически во входном сечении диффузора.

Эффективность гашения окружной неравномерности потока во входном сечении диффузоров с помощью введения демпферной камеры наглядно иллюстрирует кривая распределения относительного давления $\bar{P}_i = \frac{P_i}{P_1}$

вдоль образующих диффузора с углом раскрытия $\alpha = 30^\circ$, приведенная на рис. 6.

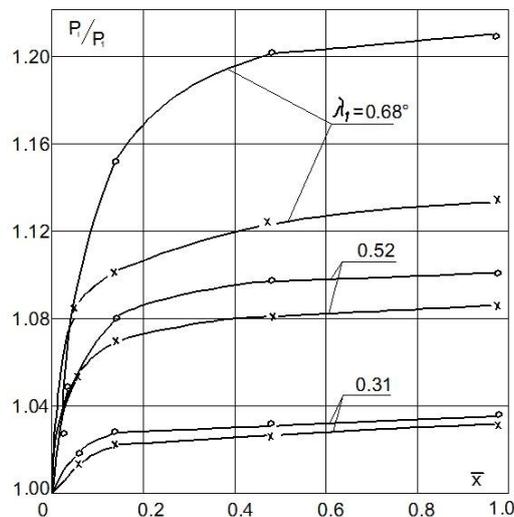


Рис. 6. Распределение относительных давлений $\bar{P}_i = \frac{P_i}{P_1}$

вдоль стенок диффузора с углом $\alpha = 30^\circ$ при различных значениях скорости в центре входного сечения диффузора: x – без демпферной камеры; o – с демпферной камерой

Если при малых скоростях ($\lambda_1 = 0,31$) разница значений \bar{P}_i для исходного диффузора и диффузора с демпферной камерой составляла около 0,25 %, то при $\lambda_1 = 0,68$ она увеличилась до 7 %.

Рассматривая приведенные кривые, следует обратить внимание на то, что основное увеличение давления происходит на пер-

вых 30–40 % общей длины диффузоров. Далее давление возрастает весьма мало.

Соответственно, при рассмотрении различных способов воздействия на характер течения в диффузорах основное воздействие необходимо проводить именно на входных участках рассматриваемых каналов.

Заключение

Проведенные исследования показали, что при переходе от конфузорного или цилиндрического к диффузорному каналу во входном сечении последнего неизбежно возникает существенная радиальная неравномерность полей давлений и скоростей. Соответственно, при экспериментальной оценке коэффициентов полных потерь энергии ζ_n использование для его определения давления во входном сечении диффузора P_1 , найденного путем дренажных измерений на стенке, приводит к недопустимо большой ошибке.

Для широкоугольных диффузоров обнаружено очень сильное обратное влияние характера течения в его проточной части на окружную неравномерность потока во входном сечении, причем наибольшей величины эта неравномерность достигает при угле раскрытия диффузора порядка 30° .

Для гашения окружной неравномерности во входном сечении диффузоров предложено использовать внешние демпферные камеры, соединенные с проточной частью рядами отверстий перфорации. Проведенные исследования показали высокое стабилизирующее влияние на характер течения в диффузорах указанного способа гашения входной неравномерности полей давления.

Список литературы

1. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – М.: Энергия, 1970. – 384 с.
2. Антонов А.Н., Купцов В.М., Комаров В.В. Пульсации давления при струйных и отрывных течениях. – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
3. Грибин В.Г., Сергеев Д.С., Парамонов А.Н. Аэродинамическое совершенствование осерадиального диффузорного выходного патрубка газотурбинной установки // Вестник МЭИ. – 2015. – Вып. 2. – С. 44–49.
4. Пульсации давления в паровпускном тракте турбины и их влияние на вибрационное состояние регулирующих клапанов / А.Е. Зарянкин, Н.А. Зройчиков, А.Н. Парамонов и др. // Теплоэнергетика. – 2012. – № 2. – С. 21–26.
5. Новые методы стабилизации течения в плоских, конических, кольцевых диффузорных каналах турбомашин / Е.Ю. Григорьев, А.Е. Зарянкин, В.В. Носков и др. // Вестник ИГЭУ. – 2012. – Вып. 5. – С. 5–10.
6. Черников В.А. Экспериментальный стенд для газодинамических исследований выходных диффузоров и патрубков турбин // Теплоэнергетика. – 2008. – № 6. – С. 49–54.
7. Веретенников С.В., Пиралишвили Ш.А., Фасил Али Гугса. Аэродинамика диффузоров камер сгорания современных ГТД // Авиакосмическое приборостроение. – 2007. – № 9. – С. 9–15.

8. Ремизов А.Е., Карелин О.О. Потери энергии в кольцевом диффузоре при переменной по радиусу входной закрутки потока // Известия вузов. Авиационная техника. – 2010. – № 3. – С. 32–34.

References

1. Deych, M.E., Zaryankin, A.E. *Gazodinamika diffuzorov i vykhlopnykh patrubkov turbomashin* [Gas dynamics of diffusers and exhaust pipes of turbomachines]. Moscow, Energiya, 1970. 384 p.

2. Antonov, A.N., Kuptsov, V.M., Komarov, V.V. *Pul'satsii davleniya pri struynykh i otryvnykh techeniyakh* [Pressure oscillations caused by jet and separated flows]. Moscow, Mashinostroenie, 1990. 240 p.

3. Gribin, V.G., Sergeev, D.S., Paramonov, A.N. Aerodinamicheskoe sovershenstvovanie oseradial'nogo diffuzornogo vykhodnogo patrubka gazoturbinoi ustanovki [Aerodynamic improvement of axial-radial diffuser outlet of the gas turbine installation]. *Vestnik MEI*, 2015, issue 2, pp. 44–49.

4. Zaryankin, A.E., Zroychikov, N.A., Paramonov, A.N. *Pul'satsii davleniya v parovpusknom trakte turbiny i ikh vliyanie na vibratsionnoe sostoyanie reguliruyushchikh klapanov* [Pressure pulsations in the turbine steam inlet and their influence on the vibration state of the control valves]. *Teploenergetika*, 2012, no. 2, pp. 21–26.

5. Grigor'ev, E.Yu., Zaryankin, A.E., Noskov, V.V. *Novye metody stabilizatsii techeniya v ploskikh, konicheskikh, kol'tsevykh diffuzornykh kanalakh turbomashin* [New methods of flow stabilization in plane, conic and annular diffuser channels of turbines]. *Vestnik IGÉU*, 2012, issue 5, pp. 5–10.

6. Chernikov, V.A. *Eksperimental'nyy stend dlya gazodinamicheskikh issledovaniy vykhodnykh diffuzorov i patrubkov turbin* [Experimental setup for gas-dynamic studies of output nozzles and diffusers of turbines]. *Teploenergetika*, 2008, no. 6, pp. 49–54.

7. Veretennikov, S.V., Piralishvili, Sh.A., Fasil Ali Gugsaa. *Aerodinamika diffuzorov kamer sgoraniya sovremennykh GTD* [Aerodynamics of diffusers of combustion chambers of modern gas turbine engines]. *Aviakosmicheskoe priborostroenie*, 2007, no. 9, pp. 9–15.

8. Remizov, A.E., Karelin, O.O. *Poteri energii v kol'tsevom diffuzore pri peremennoy po radiusu vkhodnoy zakrutki potoka* [Energy losses in the annular diffuser with an inlet flow whirl variable]. *Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika*, 2010, no. 3, pp. 32–34.

Зарянкин Аркадий Ефимович,

ФГБОУВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
доктор технических наук, профессор кафедры паровых и газовых турбин,
e-mail: zariankinay@mpei.ru

Рогалев Андрей Николаевич,

ФГБОУВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры экономики в энергетике и промышленности,
e-mail: r-andrey2007@ya.ru

Григорьев Евгений Юрьевич,

ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин,
e-mail: rvs@tren.ispu.ru

Гаранин Иван Владимирович,

ФГБОУВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
аспирант кафедры тепловых электрических станций,
e-mail: zariankinay@mpei.ru

Падашмоганло тохид Моганло Тохид,

ФГБОУВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
аспирант кафедры паровых и газовых турбин,
e-mail: zariankinay@mpei.ru

Черкасов Михаил Андреевич,

ФГБОУВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
студент кафедры паровых и газовых турбин,
e-mail: zariankinay@mpei.ru