

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В КАНАЛЬНОМ ДИФFUЗОРЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

А. В. Скорик, аспирант,
Сумский государственный университет,
ул. Римского-Корсакова, 2, г. Сумы, 40007, Украина
E-mail: avsr@mail.ru

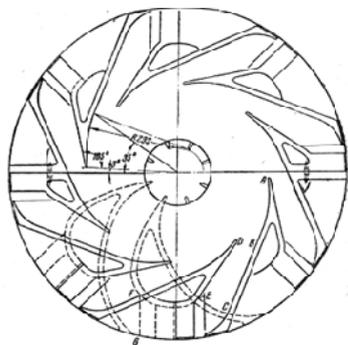
В статье представлены результаты численного исследования течения газа в канальном диффузоре центробежного компрессора, спроектированном путем решения обратной задачи газодинамики. Согласно разработанной методике проектирования вдоль одной из сторон сегментов диффузора задается распределение скоростей, обеспечивающее высокий уровень повышения давления в диффузоре. С использованием данной методики спроектирован канальный диффузор для модельной ступени центробежного компрессора с лопаточным диффузором. Полученные численным путем газодинамические характеристики спроектированного канального диффузора и лопаточного диффузора базовой ступени сравнивались между собой.

Ключевые слова: центробежный компрессор, канальный диффузор, методика проектирования, предотрывное состояние пограничного слоя.

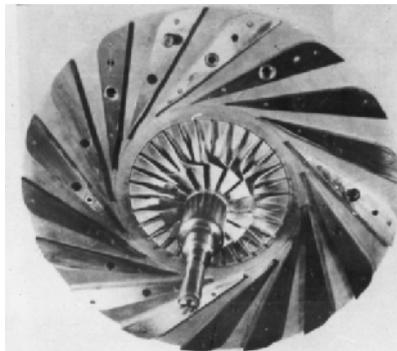
ВВЕДЕНИЕ

При выборе типа диффузора центробежного компрессора необходимо учитывать условия работы и назначение компрессора. Более эффективное использование канальных диффузоров (КД) в сравнении с другими типами диффузоров возможно: 1) при малых углах потока на входе в диффузор; 2) при подаче газа из межлопаточных каналов в отдельные камеры; 3) в случае, если каналы диффузора переходят в каналы обратного направляющего аппарата.

Традиционная геометрия КД включает начальный участок, очерченный по логарифмической спирали на одной из сторон сегмента, за которым следует участок с прямыми стенками (рис. 1а). Также широкое распространение за рубежом получили КД с клиновидными сегментами (рис. 1б).



а



б

Рисунок 1 – КД с начальным участком, очерченным по логарифмической спирали (а) и КД с клиновидными сегментами (б)

Как правило, для проектирования участка с прямыми стенками КД применяются экспериментальные данные [1, 2], полученные для одиночных плоских прямолинейных диффузоров. В работах [3, 4]

установлено, что применение таких данных при проектировании не позволит получить высокоэффективный диффузор, поскольку необходимо учитывать, что поток на входе в диффузор центробежного компрессора закрученный и имеет сложную трехмерную структуру. Кроме того, эти данные не охватывают весь диапазон начальных параметров потока и геометрических параметров, характерных для КД центробежных компрессоров.

Как правило, наиболее совершенная с точки зрения газодинамики геометрия проточной части может быть получена путем решения обратной задачи газодинамики. В статье изложены основные положения метода проектирования высокоэффективных КД центробежных компрессоров, в которых толщина сегментов увеличивается вдоль по потоку.

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ КАНАЛЬНЫХ ДИФFUЗОРОВ

Согласно предлагаемой методике, проектирование диффузора производится из условия обеспечения предотвращения состояния пограничного слоя на одной из сторон сегментов. В работе Стрэтфорда [5] было экспериментально получено устойчивое течение, в котором вдоль одной из стенок плоского диффузора пограничный слой имел предотрывное состояние. При этом предполагается, что для диффузора заданных размеров обеспечивается максимально возможное торможение безотрывного потока при этих размерах.

Математическая модель для решения обратной задачи газодинамики составляется для установившегося, адиабатного, безотрывного течения газа.

Изменение момента импульса относительно оси z для струйки тока шириной b на участке от r_{ex} до r :

$$\Delta M = \Delta \bar{m} \cdot (r_{ex} \cdot c_{ex} \cdot \cos \alpha_{ex} - r \cdot c \cdot \cos \alpha) \quad (1)$$

где r, c – значения радиуса, средней скорости, среднего угла потока в рассматриваемом сечении соответственно (рис. 2).

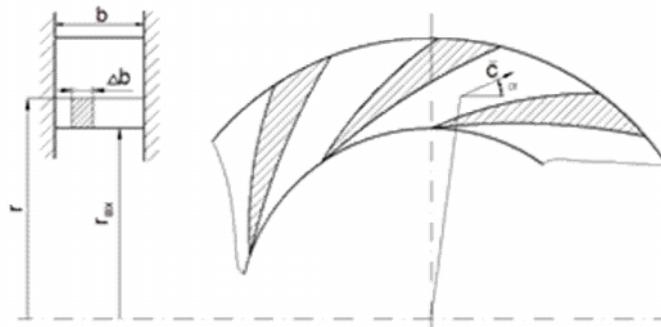


Рисунок 2 – Схема канального диффузора

Момент сил, действующих на z_c сегментов диффузора на участке от r_{ex} до r :

$$\Delta M = \Delta b \cdot z_c \cdot \int_{r_{ex}}^r \Delta p \cdot r \cdot dr, \quad (2)$$

где p – разность давлений на передней и задней сторонах сегментов.

Уравнение неразрывности для струйки тока:

$$\Delta \bar{m} = c_r \cdot \rho \cdot 2\pi \cdot r \cdot \Delta b \cdot \tau, \quad (3)$$

где c_r – расходная составляющая скорости; ρ – плотность газа; τ – коэффициент стеснения.

После преобразований уравнений (1), (2) и (3) с использованием газодинамических функций исходная система уравнений имеет следующий вид:

$$\begin{cases} r_{\text{вх}} \cdot \lambda_{\text{вх}} \cdot \cos \alpha_{\text{вх}} - r \cdot \lambda \cdot \cos \alpha = \\ = \frac{b \cdot z_c \cdot p_{\text{вх}}^*}{\bar{m} \cdot a_{\text{кр}}} \cdot \int_{r_{\text{вх}}}^r [\pi(\lambda_{\text{пер}}) - \pi(\lambda_{\text{зад}})] \cdot r \cdot dr, \\ \bar{m} = \lambda \cdot \varepsilon(\lambda) \cdot a_{\text{кр}} \cdot \rho^* \cdot 2\pi \cdot r \cdot b \cdot \tau \cdot \sin \alpha, \end{cases} \quad (4)$$

где $\lambda_{\text{вх}}$, $\lambda_{\text{пер}}$, $\lambda_{\text{зад}}$ ($\lambda = c/a_{\text{кр}}$, $a_{\text{кр}}$ – критическая скорость звука) – соответственно средняя скорость потока в каждом из каналов диффузора, скорость потока на передней поверхности сегментов, скорость потока на задней поверхности сегментов; α – средний угол потока в каждом из каналов диффузора. Параметры торможения обозначены знаком «*». Газодинамические функции давления и плотности равны соответственно

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad \varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (5)$$

Коэффициент стеснения определяется по формуле:

$$\tau = 1 - \frac{\delta' \cdot z_c}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \sin \alpha}, \quad (6)$$

где $\delta' = \delta_c + \sum \delta^*$ – приведенная толщина сегмента; δ_c – толщина сегмента, $\sum \delta^*$ – суммарная толщина вытеснения пограничных слоев в канале (определяется по методу Лойцянского [6]).

Распределение скоростей, обеспечивающее предотрывное состояние турбулентного пограничного слоя на передней стороне сегмента [7]:

$$\lambda_{\text{пер}} = \lambda_1 \cdot \left[1 + \frac{(\bar{l} - \bar{l}_1) \cdot (2 + H_s) \cdot (-f_s)}{\bar{\delta}_1^{**}}\right]^{\frac{1}{2+H_s}}, \quad (7)$$

где H_s , f_s – формпараметры пограничного слоя для предотрывного состояния; \bar{l} – координата вдоль поверхности сегмента, отнесенная к длине средней линии сегмента; $\bar{\delta}_1^{**}$ – толщина потери импульса, отнесенная к длине средней линии сегмента. Параметры с индексом «1» это коэффициенты, значения которых влияют на задаваемое распределение скорости количественно.

Система уравнений (4) имеет 3 неизвестных величины: λ , c , α . Зависимость $\alpha = f(r)$ задается. В данном случае принята линейная зависимость.

При линейном законе изменения давления по шагу решетки скорости потока связаны между собой следующим соотношением:

$$2 \cdot \pi(\lambda) = \pi(\lambda_{пер}) + \pi(\lambda_{зад}), \quad (8)$$

Данная зависимость позволяет исключить из системы уравнений одну неизвестную. Полученная система уравнений решается численным методом.

Исходными данными для расчета являются:

- свойства газа (газовая постоянная R , коэффициент адиабаты k , кинематическая вязкость ν);
- температура $T_{вх}$ и давление $p_{вх}$ газа на входе в диффузор;
- углы потока на входе $\alpha_{вх}$ и выходе $\alpha_{вых}$ из диффузора;
- массовый расход газа \dot{m} ;
- размеры меридионального контура диффузора;
- количество сегментов диффузора z_c ;
- изменение среднего угла потока вдоль каналов.

В результате расчета определяется изменение толщины сегментов вдоль радиуса $\delta_c = f(r)$, т. е. геометрия сегментов.

ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДИКИ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КАНАЛЬНОГО ДИФFUЗОРА МОДЕЛЬНОЙ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

С использованием изложенной методики спроектирован каналный диффузор для модельной ступени центробежного компрессора ПАО «Сумское НПО им. М. В. Фрунзе». Проектирование каналного диффузора выполнено для параметров потока на входе в диффузор при номинальном режиме работы ступени. Параметры потока получены в результате численного расчета исходной модельной ступени с лопаточным диффузором (ЛД).

Параметры, задаваемые при проектировании, представлены в таблице 1. Геометрия меридионального контура, а также углы наклона средней линии сегментов z_c и z_c аналогичны соответствующим размерам исходного ЛД ступени. Количество сегментов КД было выбрано равным 17, тогда как ЛД включал 21 лопатку. При этом обеспечивается компромисс между простотой изготовления и эффективностью КД.

Задаваемое распределение скоростей при проектировании КД представлено на рис. 3. Полученные в результате проектирования геометрические параметры сегментов КД представлены на рис. 4.

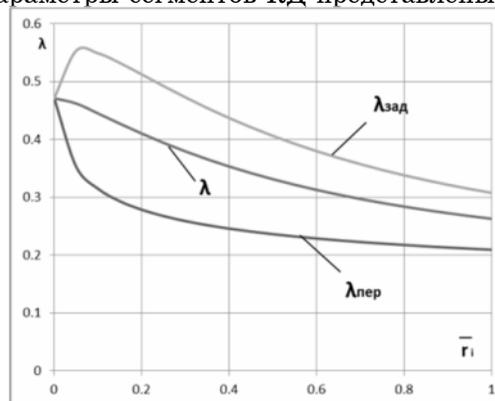


Рисунок 3 – Распределение скоростей, задаваемое при проектировании каналного диффузора

Таблица 1 – Исходные данные для проектирования канального диффузора

Давление на входе в диффузор, Па	118000
Температура на входе в диффузор, К	319
Массовый расход воздуха, кг/с	1,775
Количество сегментов диффузора, шт.	17
Начальный радиус сегментов, r_3 , м	0,2622
Выходной радиус сегментов, r_4 , м	0,3092
Ширина диффузора, b_3 , м	0,0155
Толщина сегментов диффузора на входе, м	0,003
Входной угол сегментов диффузора, α_3 , °	22
Выходной угол сегментов диффузора, α_4 , °	37

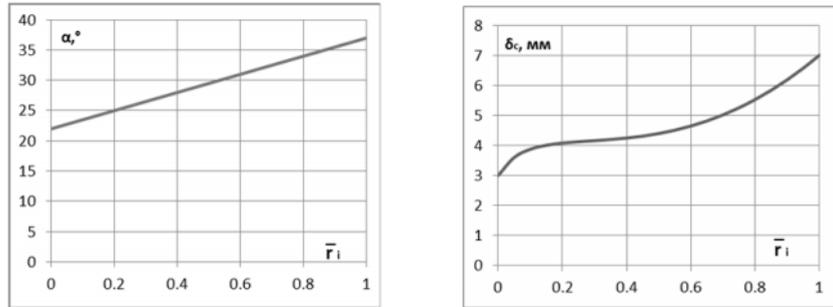


Рисунок 4 – Изменение угла наклона средней линии сегментов и их толщины вдоль радиуса диффузора

На рисунках 3 и 4 относительный радиус диффузора определяется по формуле

$$\bar{r}_i = \frac{r_i - r_{ex}}{r_{вых} - r_{ex}}. \quad (9)$$

Сопоставление геометрий межлопаточных каналов исходного ЛД и спроектированного КД представлено на рис. 5.

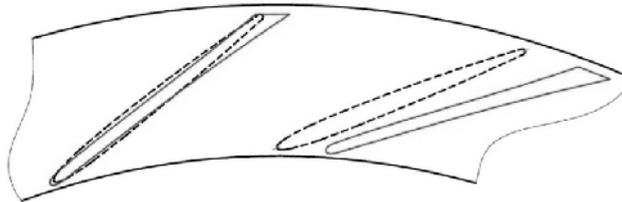


Рисунок 5 – Геометрия межлопаточных каналов исходного ЛД (пунктирная линия) и спроектированного КД (сплошная линия)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Экспериментальное исследование модельной ступени центробежного компрессора с ЛД проводилось на аэродинамическом стенде ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», работающему по открытому контуру. В качестве привода использовался асинхронный электродвигатель мощностью 400 кВт. Параметры исследуемой ступени сведены в табл. 2.

В ЛД применялась следующая схема измерений в межлопаточном канале:

- 4 отверстия для отбора статического давления на входе в диффузор, расположенные на относительном диаметре $D/D_2 = 1,076$;
- 4 отверстия для отбора статического давления на выходе из диффузора, расположенные на относительном диаметре $D/D_2 = 1,391$;
- траверсирование потока на входе трубками полного давления по 5 точкам по ширине диффузора в 4 точках по окружности диаметром $D/D_2 = 1,076$;
- траверсирование потока на выходе трубками полного давления по 5 точкам по ширине диффузора в 4 точках по окружности диаметром $D/D_2 = 1,391$.

Таблица 2 – Параметры исследуемой ступени центробежного компрессора

Выходной диаметр рабочего колеса D_2 , м	0,460
Ширина рабочего колеса на выходе b_2 , м	0,0147
Количество лопаток рабочего колеса	25
Угол наклона выходной кромки лопаток рабочего колеса, $\beta_{л2}$, °	104
Частота вращения рабочего колеса, об/мин	8500
Относительный диаметр входной кромки лопаток ЛД, D_3/D_2	1,140
Относительный диаметр выходной кромки лопаток ЛД, D_4/D_2	1,344
Ширина диффузора, b_3 , м	0,0155
Количество лопаток ЛД	21
Угол наклона входной кромки лопаток ЛД, $\beta_{л3}$, °	22
Угол наклона выходной кромки лопаток ЛД, $\beta_{л4}$, °	37

Такая схема измерений позволяет в указанных контрольных сечениях определить статическое давление, осредненное по площади, и полное давление, осредненное по расходу или по кинетической энергии. Массовый расход измерялся при помощи диафрагмы, установленной во всасывающем патрубке.

Для оценки работы диффузора использовались коэффициент восстановления статического давления

$$C_p = \frac{P_{вых}^* - P_{ex}}{P_{ex}^* - P_{ex}} \quad (10)$$

и коэффициент потерь полного давления

$$\zeta = \frac{P_{ex}^* - P_{вых}^*}{P_{ex}^* - P_{ex}} \quad (11)$$

Полученные в результате эксперимента, характеристики ЛД представлены на рис. 6 для удобства сопоставления их с результатами численного расчета.

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Численный расчет выполнен в программном комплексе ANSYS CFX v. 14.5 для двух ступеней центробежного компрессора. Первая включала рабочее колесо и ЛД, вторая – то же рабочее колесо и КД.

7. Расчетная сетка и граничные условия

Построение структурированной гексаэдрической сетки для всех элементов ступени выполнено в ANSYS Turbogrid. Как показывает многолетний опыт [8], при расчете центробежных компрессоров наиболее приемлема SST - модель турбулентности, которая при достаточном измельчении сетки у стенок адекватно моделирует отрывные пристеночные течения, а также течение в ядре потока.

При построении сетки вдоль стенок межлопаточных каналов, контролировалось значение параметра y^+ , которое не должно превышать 2. В ядре потока допустимо использовать более грубую сетку, в сравнении с сеткой у стенок. Расчетная сетка рабочего колеса состоит из 690 690 элементов. Расчетная сетка КД состоит из 637 296 элементов, а ЛД – из 618 618 элементов. Из-за различия геометрий ЛД и КД невозможно создать полностью топологически идентичные сетки. Однако данное отличие в количестве элементов для сеток ЛД и КД приемлемо для их сравнения, поскольку параметры, определяющие топологию сетки в пограничном слое, и количество ячеек в меридиональном сечении применялись одинаковыми; различие лишь в количестве элементов в ядре потока.

Основные параметры, задаваемые в препроцессоре ANSYS CFX, приведены в таблице 3. Для связи соответствующих поверхностей рабочего колеса и диффузоров использовался интерфейс Stage. Данный тип интерфейса используется для решения задач в стационарной постановке, при этом параметры потока на границах раздела осредняются по окружности. Т.е. данный тип интерфейса предназначен для определения интегральных характеристик ступени.

Таблица 3 – Граничные условия и модели, задаваемые в ANSYS CFX

Вход в рабочее колесо	Полное давление, полная температура
Выход из диффузора	Массовый расход
Интерфейс между рабочим колесом и диффузором	Stage
Модель турбулентности	SST
Модель переноса теплоты	Total energy
Модель рабочего вещества	Air Ideal Gas
Модель переноса теплоты для стенок	Adiabatic

Сходимость расчета контролировалась по величине коэффициента восстановления давления ($<0,01$) и коэффициента потерь ($<0,005$).

Исследование чувствительности результатов расчета к размеру сетки показало, что для расчетного режима работы ступени изменение безразмерных характеристик диффузоров не значительно при увеличении количества элементов их сеток более 400 000. Для нерасчетных режимов работы компрессора результаты расчета более чувствительны к размерам сеток.

Основной целью численного расчета является оценка эффективности диффузоров путем сравнения их безразмерных газодинамических характеристик. Размеры и качество сгенерированных сеток элементов ступени компрессора были приняты как удовлетворительные для таких расчетов.

8. Результаты численного исследования

Полученные газодинамические характеристики диффузоров представлены на рис. 6 в виде функции от угла атаки

$$i_3 = \alpha_{3л} - \alpha_3. \quad (12)$$

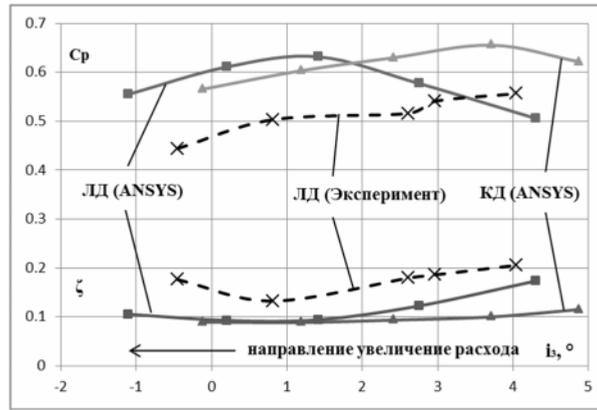


Рисунок 6 – Безразмерные газодинамические характеристики ЛД и КД

Характеристики КД превосходят характеристики ЛД в зоне положительных углов атаки. Кроме того, максимальное значение коэффициента повышения статического давления для КД немного больше, чем для ЛД. Форма характеристик КД более пологая. Объяснение этому можно получить, проанализировав структуру потока в диффузорах.

На рис. 7 изображены векторы скорости для двух диффузоров при $i_3 \approx 4^\circ$. Высокий уровень потерь и малое повышение давления в ЛД вызваны появлением отрыва потока, который занимает значительную часть межлопаточного канала. Толщина лопатки ЛД увеличивается на начальном участке, а затем уменьшается. При этом на начальном участке происходит значительный рост скорости на задней поверхности лопатки в результате стеснения потока, а затем происходит резкое торможение потока при неблагоприятном градиенте давления, что привело к возникновению отрыва. Сужение эффективной площади ЛД привело к уменьшению величины восстановления давления.

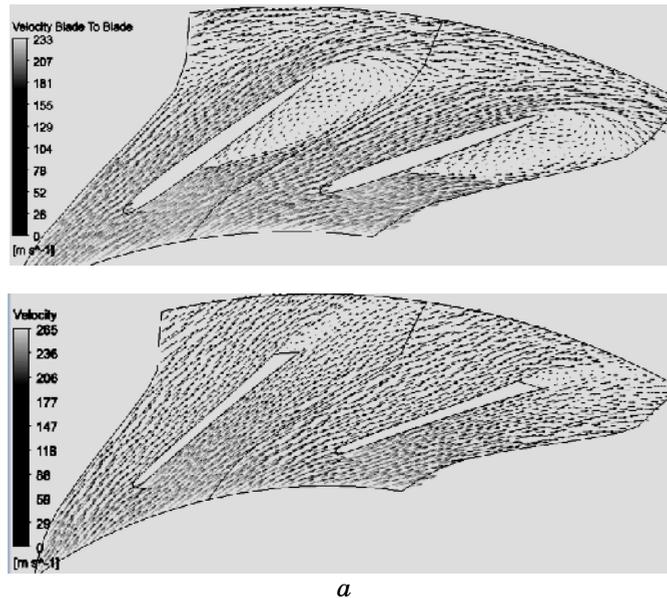
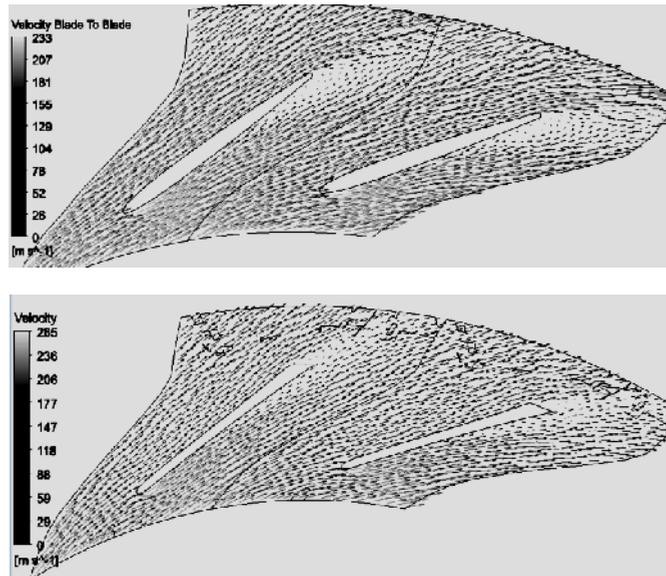


Рисунок 7 – Векторы скорости для ЛД (сверху) и КД (снизу) при $i_3 \approx 4^\circ$ со стороны основного диска (а) и на середине диффузоров по ширине (б)



б

Продолжение рисунка 7

Структура потока в КД более благоприятная в результате управляемого торможения потока, которое обеспечивается спроектированной геометрией сегментов. В диапазоне углов атаки $i_3 \approx 0^\circ \div 4^\circ$ составляющими потерь в диффузоре являются только потери на трение и потери смешения за выходной кромкой (рис. 7 и 8). Поэтому характеристика потерь КД практически прямая. Отрыв потока в КД возникает лишь при $i_3 \approx 5^\circ$.

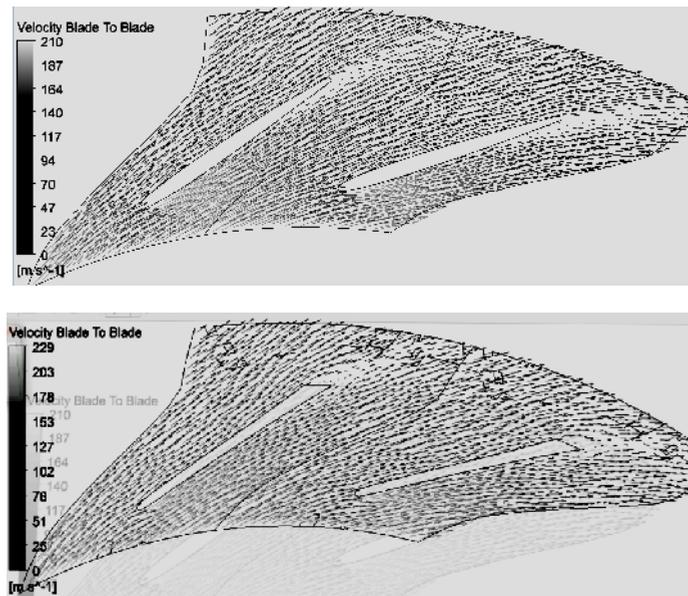


Рисунок 8 – Векторы скорости для ЛД (сверху) и КД (снизу) при $i_3 \approx 1^\circ$ на середине диффузоров по ширине

Как видно из рис. 6, для режима с максимальным повышением давления в ЛД (при $i_3 \approx 1^\circ$) величина C_p для КД немного ниже, однако уровень потерь практически одинаковый.

Форма экспериментальной характеристики потерь ЛД близка к полученной численно. Экспериментальная и полученная численным путем характеристики C_p отличаются более значительно, особенно при малых расходах. Такое качественное различие обусловлено, видимо, значительной погрешностью измерения трубками полного давления в области сильной неравномерности потока за колесом и отрыва потока на выходе из диффузора.

Хорошее согласование экспериментальной и теоретической характеристик потерь ЛД дает основания полагать, что экспериментальная характеристика потерь КД будет также близка к теоретической.

Дальнейшим этапом работы является экспериментальное исследование КД с целью определения действительного преимущества этого типа диффузоров, а также проверки разработанной методики проектирования.

ВЫВОДЫ

Замена лопаточного диффузора канальным, спроектированным по задаваемому распределению скоростей, позволяет повысить эффективность ступени в целом за счет уменьшения отрывных потерь и поверхности трения в диффузоре. Кроме того, за счет этого обеспечиваются более благоприятные условия натекания на лопатки обратно-направляющего аппарата.

Характеристики канального диффузора более пологие в сравнении с характеристиками лопаточного в зоне положительных углов атаки. Поэтому применение канальных диффузоров может быть более предпочтительным в случае работы компрессора на переменных режимах.

INVESTIGATION OF THE GAS FLOW IN CHANNEL DIFFUSER OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR

A. V. Skoryk,

Sumy State University,

2, Rymky-Korsakov Str., 40007, Sumy, Ukraine

E-mail: avsr@mail.ru

The design method for channel diffusers of centrifugal compressors, which is based on solving of the inverse problem of gas dynamics, is presented in the paper. The concept of the design is to provide high pressure recovery of the diffuser by assuming the preseparation condition of the boundary layer along one of the channel surfaces. The channel diffuser was designed with the use of developed method to replace the vaned diffuser of the centrifugal compressor model stage. The numerical simulation of the diffusers was implemented by means of CFD-software. Obtained gas dynamic characteristics of the designed diffuser were compared to the base vaned diffuser of the compressor stage.

Keywords: *centrifugal compressor, channel diffuser, design method, preseparation condition of boundary layer.*

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Reneau L. R. Performance and design of straight, two-dimensional diffusers / L. R. Reneau, J. P. Johnston, S.J. Kline // J. Basic Eng., 1967. – 89. – P.141-150.
2. Runstadler Jr. P. W. Straight Channel Diffuser Performance at High Inlet Mach Numbers / P. W. Runstadler Jr., R. C. Dean Jr. // ASME J. Basic Eng., 1969. – Vol. 91. - P. 397-412.
3. Kano F. Aerodynamic Performance of Large Centrifugal Compressors / F. Kano, N. Tazawa, Y. Fukao // J. Eng. Power. - October 1982. – Vol. 104, Issue 4. - 796 (9 pages).
4. Clements W. W. The Influence of Diffuser Channel Length-Width Ratio on the Efficiency of a Centrifugal Compressor : Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A / W. W. Clements, D. W. Artt // Journal of Power and Energy. - August 1988. – 202. - P. 163-169.

5. Stratford B. S. An experimental flow with zero skin friction throughout its region of pressure rise / B. S. Stratford // ASME J. Fluid Mech. – 1959. – Vol. 5. – P. 17-35.
6. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. - М. : Дрофа, 2003. – 840 с.
7. The design of vaned diffusers of centrifugal compressors based on the given velocity distribution / M. Kalinkevych, O. Obukhov, A. Smirnov, A. Skoryk // 7th International Conference on Compressors and their Systems. - Woodhead Publishing, 2011. – P. 61-69.
8. Menter F. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model / F. Menter, M. Kunitz, R. Langtry // J. Turbulence, Heat and Mass Transfer, 2003. – Vol. 4. – P. 625-632.

Поступила в редакцию 25 мая 2013 г.