

Н.В. Калинкевич, к.т.н., доцент (Сумський національний університет), А.В. Скорик, младший научный сотрудник (ПАО «Сумське НПО им. М. В. Фрунзе») г. Суми, Україна

# Экспериментальное исследование течения газа в канальном диффузоре центробежного компрессора

*Представлены результаты исследования течения газа в канальном диффузоре центробежного компрессора. При проектировании диффузора применялся метод, основанный на решении обратной задачи газодинамики. Данный метод обеспечивает более высокую эффективность диффузора. Разработана конструкция канального диффузора для экспериментального исследования на аэродинамическом стенде. Хорошее согласование теоретических и экспериментальных распределений давлений в диффузоре позволяет применить разработанный метод при проектировании центробежных компрессоров.*

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, канальный диффузор, методика проектирования, экспериментальное исследование.

*Представлені результати дослідження течії газу в канальному диффузорі відцентрового компресора. При проектуванні диффузора застосовувався метод, заснований на вирішенні зворотної задачі газодинаміки. Даний метод забезпечує більшу високу ефективність диффузора. Розроблено конструкцію канального диффузора для експериментального дослідження на аеродинамічному стенді. Гарне узгодження теоретичних та експериментальних розподілів тиску у диффузорі дозволяє застосувати розроблений метод при проектуванні відцентрових компресорів.*

**Ключові слова:** відцентровий компресор, канальний диффузор, методика проектування, експериментальне дослідження.

*The results of investigation of the flow in channel diffuser of centrifugal compressor are presented in the paper. The diffuser geometry was inversely designed to provide high efficiency. Channel diffuser model was designed for the experimental investigation on the test rig. The comparison between theoretical and experimental pressure distributions showed a good agreement, thus the developed design method could be recommended for industrial application.*

**Keywords:** centrifugal compressor, channel diffuser, design method, experimental investigation.

**К**анальные диффузоры (КД) в центробежных компрессорах применяются в следующих случаях: 1) при углах потока на входе в диффузор  $\alpha_3 < 15^\circ$ ; 2) в случае, если каналы диффузора переходят в каналы обратно-направляющего аппарата или отдельные камеры; 3) при высоких числах Маха на входе в диффузор (0,8–0,9).

Традиционные методы проектирования КД основаны на экспериментальных данных, полученных для плоских диффузоров с прямыми стенками и равномерным распределением параметров потока на входе [1,2]. В работах [3,4] показано, что применение таких данных не позволяет спроектировать высокоэффективный диффузор центробежного компрессора, поскольку не учитывается то, что поток на выходе из рабочего колеса имеет закрутку и сложную трехмерную структуру. Кроме того, вышеуказанные экспериментальные данные не охватывают весь ряд начальных условий и геометрических параметров, харак-

терных для центробежных компрессорных машин.

Как известно, наиболее эффективную геометрию проточной части для заданных режимных параметров можно получить путем решения обратной задачи газодинамики. Максимально возможное повышение давления в диффузоре при заданных размерах можно получить в случае предотрывного течения. В работе [5] экспериментально получено устойчивое течение в двумерном диффузоре, в котором на одной из стенок пограничный слой имел предотрывное состояние. Было показано, что, задавая предотрывное распределение давления, требуемое повышение давления может быть достигнуто на наиболее коротком расстоянии и с минимально возможными потерями для заданных размеров и начальных параметров пограничного слоя. Данный подход позднее применялся для определения формы крылового профиля с высокой подъемной силой [6], а также для проектирования высокоэффек-

тививых профилей лопаток осевого компрессора [7].

Детально метод проектирования КД центробежных компрессоров, основанный на допущении о предотрывном распределении скоростей, описан авторами в работах [8,9]. Предметом настоящей статьи является экспериментальное исследование течения газа в КД, спроектированном с использованием данного метода.

## Метод проектирования

Поскольку подробное описание метода публиковалось ранее, в данном разделе внимание уделяется только основным его принципам.

Математическая модель для решения обратной задачи газодинамики разработана для установившегося адиабатического безотрывного течения идеального газа и включает следующие уравнения:

- уравнение момента импульса

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

- уравнение момента сил, действующего на сегменты

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

- уравнение неразрывности

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

Расчетная схема показана на рис. 1.

Важной частью метода является задаваемое распределение скоростей вдоль передней поверхности сегментов, обеспечивающее теоретически предотрывное состояние пограничного слоя:

$$c_{nep} = c_1 \cdot 1 + \frac{(\bar{l} - \bar{l}_1) \cdot (2 + H_s) \cdot (-f_s)}{\bar{\delta}_1^{**}}^{-\frac{1}{2+H_s}}. \quad (4)$$

Коэффициент стеснения задается в виде

$$\tau = 1 - \frac{\delta' \cdot z_c}{2\pi \cdot r \cdot \sin \alpha}, \quad (5)$$

где  $\delta' = \delta_c + \Sigma \delta^*$  – условная толщина сегментов диффузора, которая равна сумме геометрической толщины сегмента  $\delta_c$  и суммарной толщины вытеснения пограничных слоев в канале  $\Sigma \delta^*$ .

Система уравнений решается с применением численных методов. Результатом проектировочного расчета является изменение толщины сегментов вдоль радиуса  $\delta_c = f(r)$ .

В качестве исходных данных для проектирования принимаются параметры потока на выходе из рабочего колеса и геометрия меридионального контура диффузора. Расчет

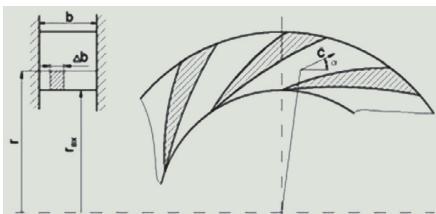


Рис. 1. Схема канального диффузора

производится для дозвукового потока. Вероятно, в случае применения методики для течений с высокими числами Маха (0,8-0,9), необходимо вводить поправку, учитывающую скимаемость газа.

Геометрия КД, спроектированного для модельной ступени центробежного компрессора представлена на рис. 2. Входные и выходные углы сегментов, а также количество сегментов, выбраны таким образом,

чтобы обеспечить согласование диффузора с рабочим колесом и обратно-направляющим аппаратом и снизить потери смешения за выходной кромкой.

### Экспериментальное оборудование

Экспериментальное исследование КД в составе модельной ступени центробежного компрессора проводилось на аэродинамическом стенде ПАО «Сумское НПО им. М.В.Фрунзе». Конструкция стенда представлена на рис. 3. Стенд работает по открытой схеме циркуляции рабочей среды. Ротор компрессора приводится в движение при помощи электродвигателя мощностью 400 кВт. Ступень компрессора включает высоконапорное радиальное рабочее колесо с загнутыми вперед лопатками. Испытания проводились с соблюдением условного числа Маха  $M_{u2}=0,59$ . Массовый расход измерялся при помощи диафрагмы, установленной во всасывающем трубопроводе. Основные геометрические параметры исследуемой ступени сведены в табл. 1.

Задачей экспериментального исследования является получение распределений давлений в каналах диффузора с целью сопоставления их с расчетными данными, задаваемыми при проектировании. Для этого в конструкции диффузора предусмотрены отверстия диаметром 5 мм, предназначенные для измерений при помощи трубок полного давления. Величины давлений определялись с помощью водяных U-образных манометров.

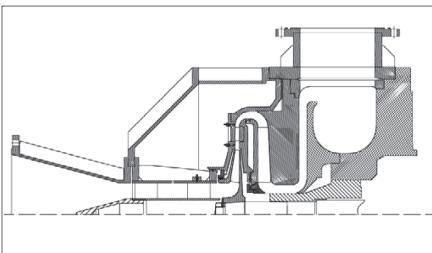


Рис. 3. Конструктивная схема аэродинамического стенда

тром 1 мм для отбора статического давления с поверхностей сегментов, а также вдоль средней линии каналов (рис. 4). Также в диске диффузора расположены отверстия диаметром 5 мм, предназначенные для измерений при помощи трубок полного давления. Величины давлений определялись с помощью водяных U-образных манометров.

### Численное моделирование

Численное моделирование течения в ступени выполнено в программном комплексе ANSYS CFX v.14.1. Программный комплекс в данной работе использовался в качестве вспомогательного инструмента для анализа структуры потока в диффузоре.

Расчет проводился в стационарной постановке со схемой дискретизации высокого разрешения. Использовалась SST – модель турбулентности [10]. Интерфейс между рабочим колесом и диффузором – «Stage». Границные условия на входе в рабочее колесо – полное давление и полная температура, на выходе из диффузора задавался массовый расход.

Расчетная сетка строилась в ANSYS Turbogrid. При построении пристеночных призматических слоев контролировалось, чтобы величина параметра  $y^+$  не превышала 2.

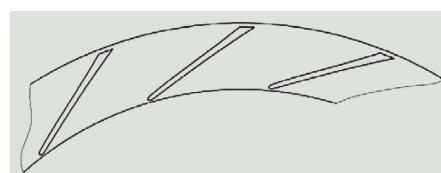


Рис. 2. Геометрия сегментов спроектированного КД

Таблица 1. Геометрические параметры исследуемой ступени

Диаметр выхода из рабочего колеса $D_2$ , мм	460
Ширина на выходе из рабочего колеса, мм	14,7
Количество лопаток рабочего колеса	25
Выходной угол лопаток рабочего колеса, $\beta_{u2}$	104
Частота вращения ротора, об/мин	8500
Относительный диаметр входных кромок сегментов диффузора $D_3/D_2$	1,140
Относительный диаметр выходных кромок сегментов диффузора $D_4/D_2$	1,344
Ширина диффузора, мм	15,5
Количество сегментов (или каналов) диффузора	17
Угол входной кромки сегментов диффузора, $\alpha_{3c}$ , °	22
Угол выходной кромки сегментов диффузора, $\alpha_{4c}$	37



а) отборы статического давления на задней поверхности сегментов



б) отборы статического давления на средней линии канала и отверстия для измерений при помощи трубок полного давления

**Рис. 4. Размещение измерительных отверстий в каналах диффузора**

Сетки рабочего колеса и диффузора включали 690 690 и 637 296 элементов соответственно.

#### Результаты экспериментального исследования и их анализ

Сопоставление теоретических и полученных экспериментально распределений давлений в канале диффузора для расчетного режима работы диффузора (при  $i_3 \approx 0^\circ$ ) представлено на рис. 5. Значения давлений отнесены к давлению на входе в диффузор. Можно отметить хорошее согласование между теоретическими распределениями, задаваемыми при проектировании, и экспериментальными практически на всей длине канала. Расхождение значений абсолютных давлений не превышает 3 %.

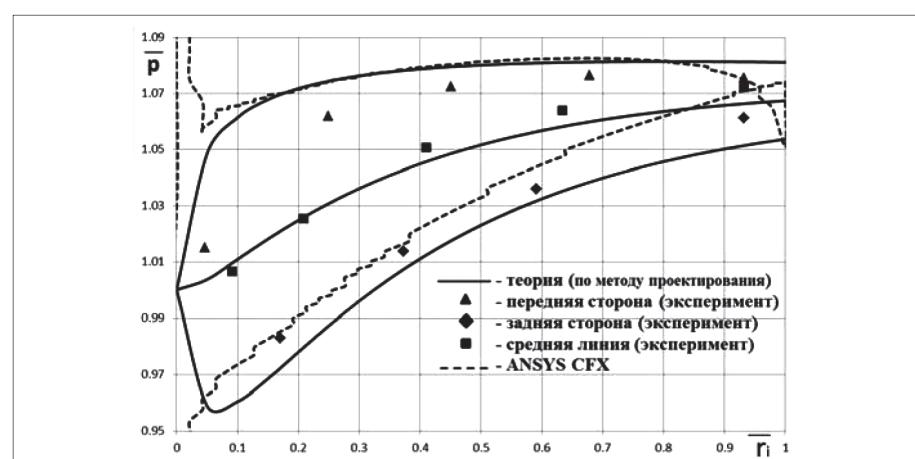
Рассмотрим особенности течения газа на расчетном режиме КД более детально. На выходном участке диффузора давление практически не изменяется в окружном направлении, что подтверждается экспериментальными значениями давлений на радиальной поверхности  $\bar{r}_i \approx 0,92$ . Данная особенность объясняется следующим образом. Поскольку направление изобар перпендикулярно поверхности сегментов, то достаточно большую область диффузора занимает изоповерхность давления, прилежащая ко второй половине передней стороны сегментов (рис. 6).

В этой области и расположены точки отбора давлений, лежащие на радиусе  $\bar{r}_i \approx 0,92$ . Заметное расхождение между теоретическими и экспериментальными данными на этой радиальной поверхности связано с тем, что в методе проектирования задается линейное распределение давления в окружном направлении на всей длине канала.

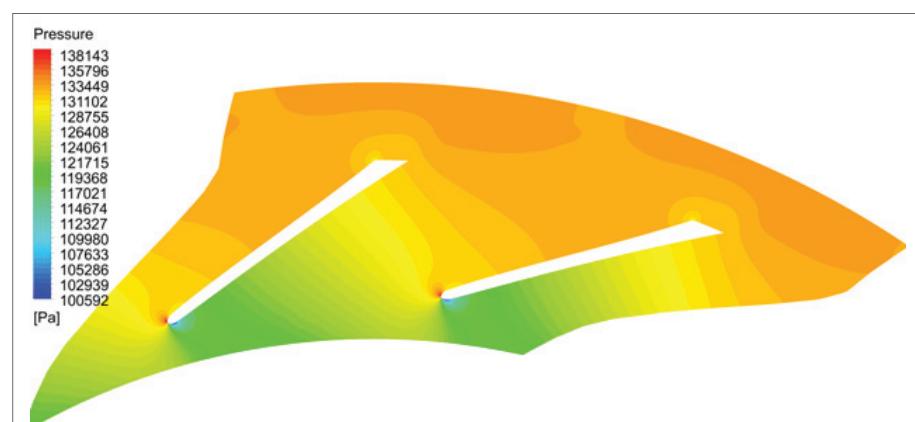
Распределения давлений, полученные в ANSYS CFX, хорошо согласуются с экспериментальными на участке  $\bar{r}_i > 0,1$ . На участке  $\bar{r}_i < 0,1$  происходит быстрая перестройка потока, вызванная ударным торможением потока и местным искривлением линий тока у входной кромки. При данных габаритах исследуемой модели КД детальное экспериментальное измерение давлений на этом участке затруднительно. Поэтому не представляется возможным получить экспериментально детальную картину течения у входной кромки с целью сопоставления с более подробными расчетными данными.

Практический интерес представляет работа диффузора на режимах, отличных от расчетного, поскольку

промышленные компрессоры часто работают на переменных режимах. На рис. 7 представлены полученные в результате эксперимента распределения давлений в КД для режимов работы компрессора, соответствующих значениям условного коэффициента расхода. Для удобства сопоставления все графики имеют одинаковый масштаб. Отличительной особенностью течения в КД является то, что с уменьшением расхода увеличивается нагрузка на сегменты на входном участке (участке косого среза). В то же время, нагрузка на выходной участок увеличивается с увеличением расхода. При  $\bar{m}/\bar{m}_p < 1$  пик нагрузки приходится на входной участок диффузора, тогда как при  $\bar{m}/\bar{m}_p > 1$  он смещается к участку с  $\bar{r}_i \approx 0,4$ . При больших расходах распределение давлений на средней линии канала близко к линейному. При малых расходах повышение давления происходит главным образом на участке  $\bar{r}_i < 0,5$ . Это явление можно объяснить следующим образом. При  $\bar{m}/\bar{m}_p < 1$  угол потока меньше, чем угол входной кромки сегментов диффузора. Чем меньше



**Рис. 5. Теоретические и экспериментальные распределения давлений в канале диффузора для расчетного режима работы**



**Рис. 6. Изоповерхности давления в КД для расчетного режима работы, полученные в ANSYS CFX**

угол потока, тем более значительно повышение давления на участке косого среза (рис. 8), поскольку при этом возрастает отклонение потока стенками канала на данном участке. Также с уменьшением расхода увеличивается загромождение потока пограничным слоем в горловине канала и далее вниз по потоку [3], поэтому повышение давления за участком косого среза незначительно. При  $\bar{m}/\bar{m}_p > 1$  угол потока выше, чем угол входной кромки сегментов диффузора. Поэтому повышение давления за счет отклонения потока стенками канала на участке косого среза не значительно. За косым срезом, поскольку пограничный слой остается достаточно тонким, давление продолжает равномерно расти (рис. 8).

Как видно из рис. 7, местное падение давления появляется при  $\bar{m}/\bar{m}_p > 1$  у входной кромки сегментов на передней поверхности. Это также связано с обтеканием входной кромки с отрицательным углом атаки.

На рис. 8 представлено изменение относительного давления вдоль средней линии канала при различных режимах. Давления также измерялись перед входной кромкой и за выходной кромкой на продлении средней линии. Давления отнесены к значению давления перед входной кромкой. Данный график наглядно иллюстрирует описанные выше особенности течения на участке косого среза и вниз по потоку на разных режимах работы.

Рост относительного давления на безлопаточном участке перед входными кромками увеличивается с увеличением расхода. Это может быть связано с тем, что поток на выходе из рабочего колеса более однородный при больших расходах.

На рис. 9 представлено изменение относительного полного давления вдоль средней линии канала при различных режимах. Потери полного давления на безлопаточном участке более значительны при малых расходах. Эти потери главным образом вызваны смешением «струи» и «следа», сопровождающимся ростом пограничного слоя.

За выходными кромками диффузора полное давление уменьшается из-за потерь смешения (рис. 9), тогда как статическое давление практически не изменяется (рис. 8).

#### Выводы

Из сравнения экспериментальных и расчетных данных следует, что разработанный метод может быть рекомендован для проектирования высокоэффективных каналь-

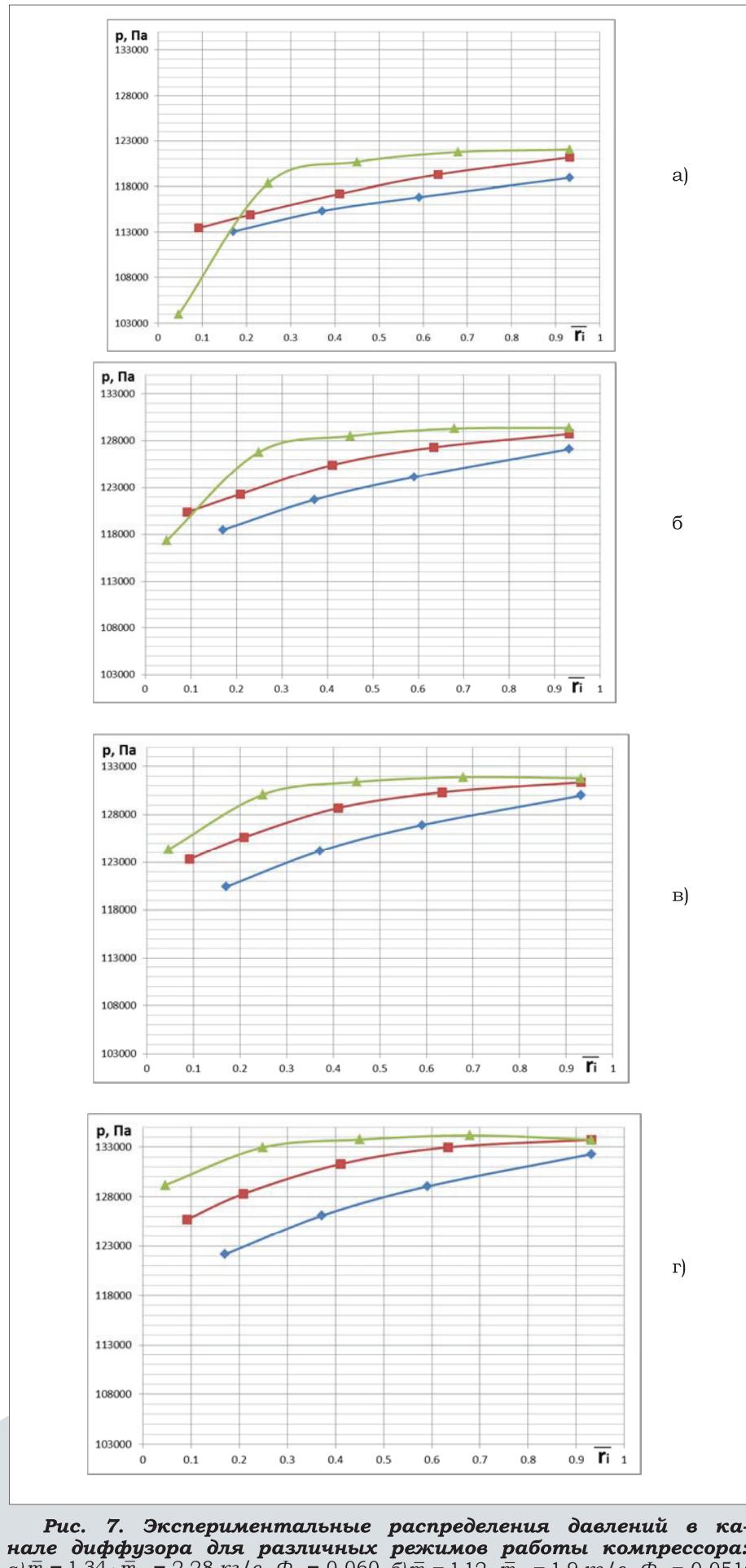
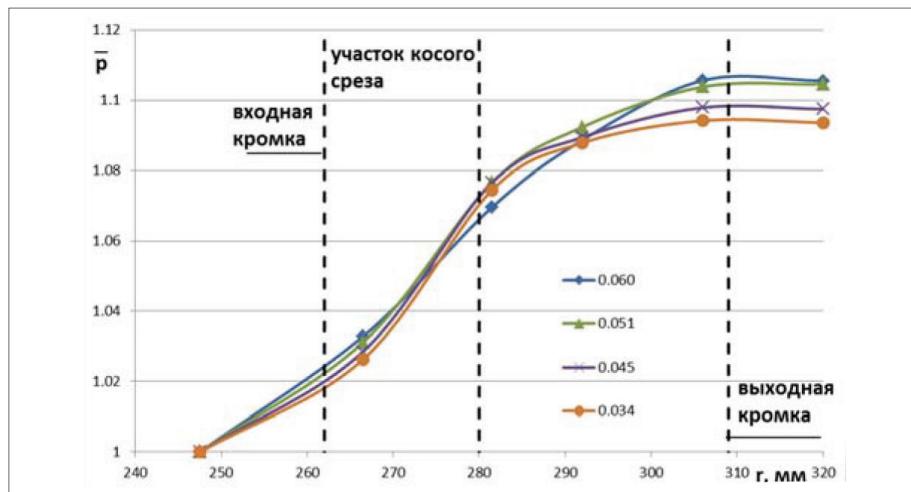


Рис. 7. Экспериментальные распределения давлений в канале диффузора для различных режимов работы компрессора:  
а)  $\bar{m} = 1,34 \cdot \bar{m}_p = 2,28 \text{ кг/с}$ ,  $\Phi_0 = 0,060$ , б)  $\bar{m} = 1,12 \cdot \bar{m}_p = 1,9 \text{ кг/с}$ ,  $\Phi_0 = 0,051$ ;  
в)  $\bar{m} = \bar{m}_p = 1,7 \text{ кг/с}$ ,  $\Phi_0 = 0,045$ , г)  $\bar{m} = 0,76 \cdot \bar{m}_p = 1,3 \text{ кг/с}$ ,  $\Phi_0 = 0,033$ .



**Рис. 8. Изменение относительного давления вдоль средней линии канала при различных значениях условного коэффициента расхода  $\Phi_0$**

ных диффузоров центробежных компрессоров. Метод позволяет на стадии предварительного проектирования выполнить оценку структуры потока, в том числе вероятности отрыва потока.

#### Условные обозначения:

*b* ширина диффузора;

*c* скорость;

*D* диаметр;

*f* форм-параметр пограничного слоя;

*H* форм-параметр пограничного слоя;

*l* координата длины средней линии сегмента;

*L* длина средней линии сегментов;

$\bar{l} = \frac{l}{L}$  относительная длина;

*M* момент импульса, момент сил;

*m* массовый расход;

*p* давление;

$\Delta p = (p_{\text{нep}} - p_s)$  разница давлений;

$p^*$  полное давление;

*r* радиус;

$\bar{r}_i = \frac{r_i - r_{\text{ex}}}{r_{\text{вых}} - r_{\text{ex}}}$  относительный радиус;

*u* окружная скорость;

*z* количество сегментов (каналов);

*a* угол потока;

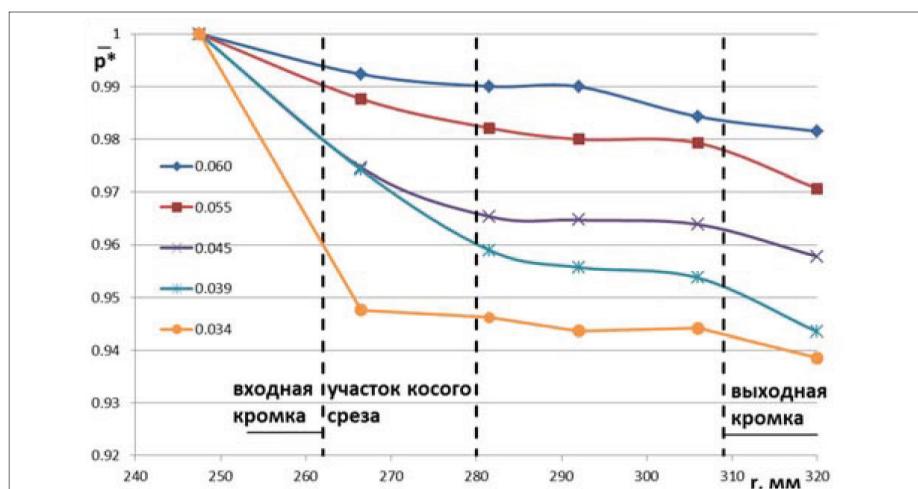
$\beta_{\text{л2}}$  угол выходной кромки лопаток колеса;

$\delta_c$  толщина сегментов;

$\delta^*$  толщина вытеснения пограничных слоев;

$\bar{\delta}^{**} = \frac{\delta^*}{L}$  толщина потери импульса погр. слоя;

$\rho$  плотность газа;



**Рис. 9. Изменение относительного полного давления вдоль средней линии канала при различных значениях условного коэффициента расхода  $\Phi_0$**

$\tau$  коэффициент стеснения;

$\Phi_0 = \frac{4 \cdot \bar{m}}{\rho_0 \pi D_2^2 u_2}$  условный коэффициент расхода.

#### Индексы:

*r* расчетный режим;

*вх*, 3 вход в диффузор;

*вых*, 4 выход из диффузора;

*пер* передняя сторона сегментов диффузора;

*i* текущее сечение;

*r* радиальная составляющая;

*з* задняя сторона сегментов диффузора;

*с* сегмент;

*0* вход в рабочее колесо;

*1* начальный параметр;

*2* выход из рабочего колеса.

#### Список литературы:

1. Reneau L.R., Johnston J.P., Kline, S.J. "Performance and design of straight, two-dimensional diffusers," *J. Basic Engg.*, 1967, 89, pp. 141 – 150.

2. Runstadler Jr., P. W., and Dean Jr., R. C. "Straight Channel Diffuser

"Performance at High Inlet Mach Numbers," *ASME J. Basic Eng.*, 1969, 91, pp. 397–412.

3. Kano F. "Aerodynamic Performance of Large Centrifugal Compressors," / Kano F., Tazawa N., Fukao Y., *J. Eng. Power*, 1982, 104(4), pp. 796 - 804.

4. Clements, W.W. and Artt, D.W., "The Influence of Diffuser Channel Length-Width Ratio on the Efficiency of a Centrifugal Compressor," *Proc. IMechE, Part A: J. Power and Energy*, 1988, 202, pp. 163-169.

5. Stratford, B.S., "An experimental flow with zero skin friction throughout its region of pressure rise," *ASME J. Fluid Mech.*, 1959.- 5, pp. 17-35.

6. Robert H. Liebeck, "A Class of Airfoils Designed for High Lift in

Incompressible Flow," *J. Aircraft*, 1973.- 10, pp. 610-617.

7. Hobbs, D.E., Weingold, H.D., "Development of Controlled Diffusion Airfoils for Multistage Compressor Application," *J. Eng. Gas Turbines Power*, 1984.- 106(2), pp. 271-278.

8. Kalinkevych, M., and Skoryk A., "Design Method for Channel Diffusers of Centrifugal Compressors," *International J. Rotating Machinery*, 2013, 7 pages, Article ID 589357.

9. Калинкевич Н.В. Методика проектирования и численное исследование канальных диффузоров центробежных компрессоров/ Н.В. Калинкевич, А.В. Скорик, В.Г. Паненко// Компрессорное и энергетическое машиностроение, 2012. -№ 1(27).- с. 15 -21.

10. Menter, F., Kunitz, M., Langtry, R. "Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model," *J. Turbulence, Heat and Mass Transfer*, 2003.- 4, pp. 625-632.