

А. В. Смирнов, канд. техн. наук, генеральный конструктор, А. Н. Нефедов, начальник лаборатории, А. В. Скорик, канд. техн. наук, научный сотрудник, И. Н. Зинченко, старший научный сотрудник (ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе») г. Сумы, Украина

Исследование течения газа в высокоэффективном центробежном компрессоре газоперекачивающего агрегата нового поколения

Представлены результаты экспериментального и численного исследования течения газа в высокоэффективном одноступенчатом центробежном компрессоре для газоперекачивающего агрегата нового поколения мощностью 32 МВт. Максимальное значение политропного КПД, полученное в ходе испытаний, составляет 90 %. На основе детального анализа структуры потока в компрессоре установлены факторы, обеспечивающие достижение его высокой эффективности.

Ключевые слова: центробежный компрессор, экспериментальное исследование, численное исследование, поэлементный анализ

Представлено результати експериментального та числового дослідження течії газу у високоефективному одноступеневому відцентровому компресорі для газоперекачувального агрегату нового покоління потужністю 32 МВт. Максимальне значення політропного ККД, отримане в ході випробувань, становить 90%. На основі детального аналізу структури течії в компресорі встановлені фактори, що забезпечують досягнення його високої ефективності.

Ключові слова: відцентровий компресор, експериментальне дослідження, числове дослідження, поелементний аналіз

The results of experimental and numerical investigation of the gas flow in a high-efficient single-stage centrifugal compressor for the new generation gas pumping unit with power of 32 MW are presented in the paper. The maximal experimental value of the compressor polytropic efficiency is about 90 %. The detailed flow pattern analysis has been performed.

Keywords: centrifugal compressor, experimental investigation, numerical investigation, flow pattern analysis

Экономичность и энергосбережение являются одними из основных приоритетных направлений в развитии современных технологий газотранспортной отрасли. Для газоперекачивающего агрегата (ГПА) это выражается в необходимости укрупнения единичной мощности с переходом на компрессоры и газотурбинный привод мощностью 32 МВт и более.

Создание центробежных компрессоров для такого класса машин требует одновременного расширения диапазона регулирования компрессора по расходу, повышения общего уровня и обеспечения пологости характеристики политропного КПД. Наряду с этим, важным фактором является улучшение уровня технологичности, надежности и ремонтпригодности, т.е. снижения стоимости жизненного цикла вновь создаваемого оборудования.

В связи с этим в 2011 г. в ПАО «Сумское НПО им. М. В. Фрунзе» были начаты работы по проведению научно-исследовательских,

экспериментальных и конструкторских работ по созданию конкурентоспособной конструкции высокоэффективного ГПА мощностью 32 МВт. Такой агрегат может быть применен как для новых компрессорных станций (КС), так и для реконструкции существующих КС, укомплектованных менее эффективными агрегатами меньшей единичной мощности.

Работы по созданию новой конструкции центробежного компрессора (ЦК) для ГПА мощностью 32 МВт были начаты в ПАО при участии кафедры КВХТ Санкт-Петербургского государственного политехнического университета (СПбГПУ) в лице проф. Ю.Б. Галеркина и других специалистов. Были разработаны и проанализированы различные конструктивные и газодинамические схемы исполнения центробежного компрессора и выбрана наиболее перспективная из них.

ЦК представляет собой одноступенчатую машину с осевым подводом газа, консольно расположенным рабочим колесом (РК), раз-

витым в радиальном направлении безлопаточным диффузором (БЛД) и свернутой на бок внутренней улиткой (рис. 1).

Примечательной особенностью данной конструкции является отсутствие обтекателя на входе в рабочее колесо, что в совокупности с оптимальным профилированием профилей дисков и лопаток колеса позволило минимизировать потери энергии в потоке газа. Выполненное должным образом проектирование элементов ступени, а также их хорошее согласование, позволи-

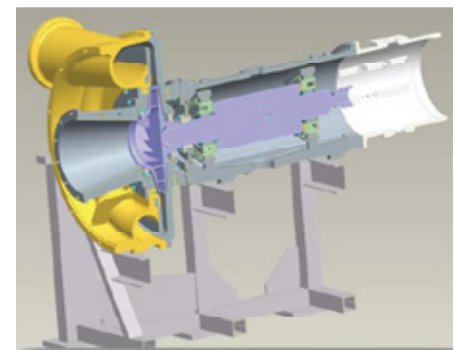


Рис. 1. Общий вид модели ЦК в разрезе

ло получить политропный КПД ступени на уровне 90 %.

К преимуществам данной конструкции проточной части (ПЧ) можно отнести малые габаритные размеры в осевом направлении, что, в свою очередь, упрощает монтаж и снижает затраты металла при изготовлении.

Основной задачей настоящего исследования является сопоставление экспериментальных данных, полученных на базе научно-испытательного комплекса ПАО, с проектными характеристиками компрессора, а также с результатами численного моделирования, на основании которого был выполнен детальный анализ структуры течения в данном ЦК.

1 Методика численного моделирования течения газа в ЦК

Расчетные газодинамические исследования проводились с использованием программного комплекса ANSYS CFX v.15 [1]. Расчетная область исследуемого компрессора представляет собой 3D-модель, состоящую из 3-х элементов: входной участок, рабочее колесо, а также безлопаточный диффузор и спиральная улитка, которые объединены в единый блок.

Создание структурированных сеточных моделей для всех элементов ПЧ выполнено в приложении IcemCFD. Сетки состоят из гексаэдров в ядре потока и 25 призматических слоев, сгущенных к стенкам. Общее количество расчетных ячеек сеточной модели составляет 8 989 375.

На расчетную область накладывались следующие ограничения:

- 1) поток направлен по нормали к входному сечению;
- 2) распределение параметров потока по площади входного сечения является равномерным;
- 3) теплообмен между рабочей средой и поверхностями, ограничивающими проточную часть, отсутствует (Adiabatic wall);
- 4) для передачи данных между РК и неподвижными элементами ступени применяется интерфейс Frozen Rotor;
- 5) не моделируется течение газа в полостях между роторными и ста-

торными деталями, а также протечки через лабиринтные уплотнения и потери на дисковое трение;

6) рабочая среда – воздух, модель идеального газа (Air Ideal Gas);

7) численный эксперимент проводился при стационарной постановке задачи (Steady State), применялась модель турбулентности Ментера Shear Stress Transport (SST).

Значения режимных параметров, задаваемых при расчете в качестве граничных условий, принимались близкими к условиям испытаний на аэродинамическом стенде. Испытания, а также расчеты проводились для условного числа Маха $M_{u2} \approx 0,71$.

Безразмерные газодинамические характеристики исследуемой ступени определены по осредненным по массовому расходу статическим параметрам потока во входном и выходном контрольных сечениях.

Обработка результатов расчета производилась согласно методики [2, 3]. Условный коэффициент расхода:

$$\Phi_0 = \frac{4 \cdot \bar{m}}{\rho_0 \cdot \pi \cdot D_2^2 \cdot u_2},$$

где \bar{m} – массовый расход; ρ_0 – плотность газа на входе в ступень; D_2 – диаметр РК; u_2 – окружная скорость на выходе РК.

Коэффициент политропного напора

$$\psi_n = \frac{H_n}{u_2^2},$$

где $H_n = R \cdot T_n \cdot \sigma \cdot \left[\pi^{\left(\frac{1}{\sigma}\right)} - 1 \right]$,

$\sigma = \frac{\ln \pi}{\ln \left(\frac{T_k}{T_n} \right)}$, R – газовая постоянная рабочей среды; T_n – тем-

пература на входе в компрессор; T_k – температура на выходе из компрессора; $\pi = p_k / p_n$, p_n – давление на входе в компрессор; p_k – давление на выходе из компрессора.

Политропный КПД

$$\eta_n = \frac{\psi_n}{\psi_i},$$

где $\psi_i = C_p \cdot (T_k - T_n)$; C_p – удельная теплоемкость рабочей среды при постоянном давлении.

2 Результаты экспериментального исследования. Верификация результатов численного моделирования

Экспериментальное исследование модельного ЦК выполнено на специально разработанном для этих целей в ПАО аэродинамическом стенде открытого контура АДС-1250 (рис. 2).

Статическое давление в контрольных сечениях измерялось при помощи водяных пьезометров, максимальная абсолютная погрешность измерения которых не превышает 20 Па. Температура измерялась при помощи лабораторных ртутных стеклянных термометров с абсолютной максимальной погрешностью измерения не превышающей 0,1 °С. Применяемое измерительное оборудование позволяет определять политропный напор и КПД ступени с погрешностью не более 1 %.

Сравнение экспериментально полученных интегральных характеристик ступени компрессора с проектными (по данным СПбГПУ) показало их хорошее согласование (рис. 3). Расхождение по коэффициенту политропного напора не превышает 2 %. Экспериментальная характеристика политропного КПД в рабочем диапазоне режимов лежит выше или совпадает с про-



Рис. 2. Аэродинамический стенд (АДС-1250) для испытаний модельных ступеней

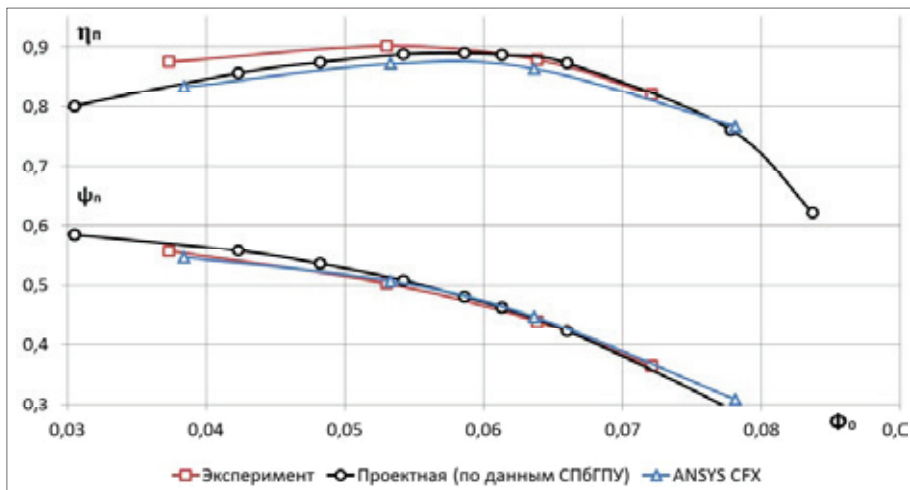


Рис. 3. Безразмерные газодинамические характеристики исследуемого ЦК

ектной, а его максимальное значение составляет около 90 %, что соответствует заявленным проектным данным.

Результаты численного моделирования имеют также хорошее согласование с экспериментальными данными. Максимальное расхождение по величине политропного напора не превышает 2 %, а по КПД – 5 %.

При проведении газодинамических испытаний замер статических давлений производился в 4-х контрольных сечениях: на входе в компрессор (сечение 0 – 0), на входе в БЛД (сечение 3 – 3), на выходе из БЛД (сечение 4 – 4) и на выходе из улитки (сечение К-К). Осредненные значения давлений в этих сечениях хорошо согласуются с численно полученными данными (рис. 4), что говорит о достаточной точности моделирования течения газа в исследуемом компрессоре. В дальнейшем верифицированная модель течения в ЦК может применяться для усовершенствования проточной части и исследования ее модификаций.

3 Анализ структуры течения в компрессоре на основе численного моделирования

Высокий КПД ступени обусловлен, как высокой эффективностью отдельных ее элементов, так и хорошим их согласованием между собой.

На рис. 5 представлены характеристики эффективности (КПД и коэффициенты потерь [2, 3, 4]) элементов ступени, полученных

на основании численного моделирования. Оптимальные режимы работы (по уровню потерь) рабочего колеса и улитки совпадают. Вследствие этого данный режим с $\Phi_0(\text{опт})$ соответствует максимальному КПД ступени в целом.

Поскольку осевой обтекатель в РК отсутствует, то эта область заполнена низкоэнергетическим вихрем (рис. 6). При этом данный вихрь имеет постоянную для всех режимов область со скоростью равной примерно $M=0,05$ (рис. 7 а).

Из рис. 7 б видно, что объем, загромождаемый низкоэнергетическим вихрем у входного се-

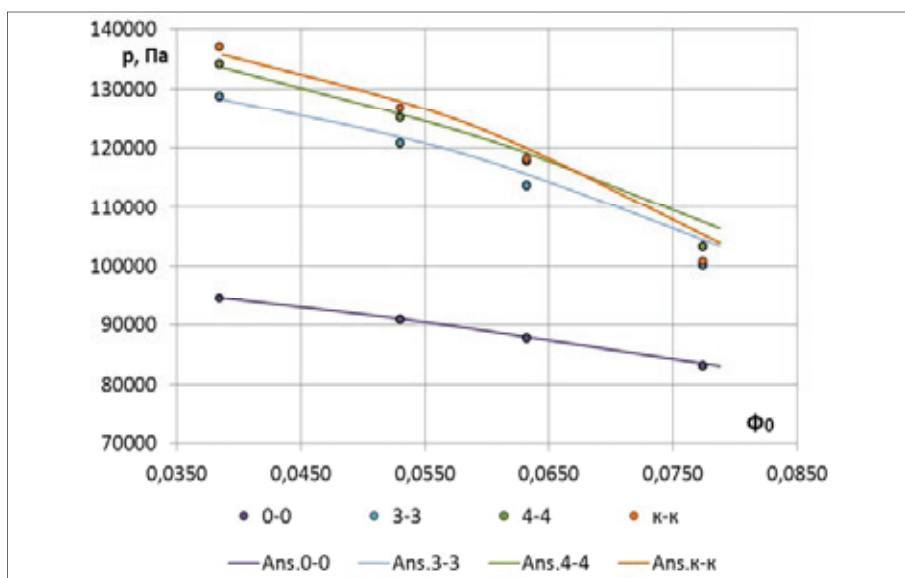


Рис. 4. Статические давления в характерных сечениях, определенные экспериментально и численно в ANSYS CFX, на различных режимах работы ступени

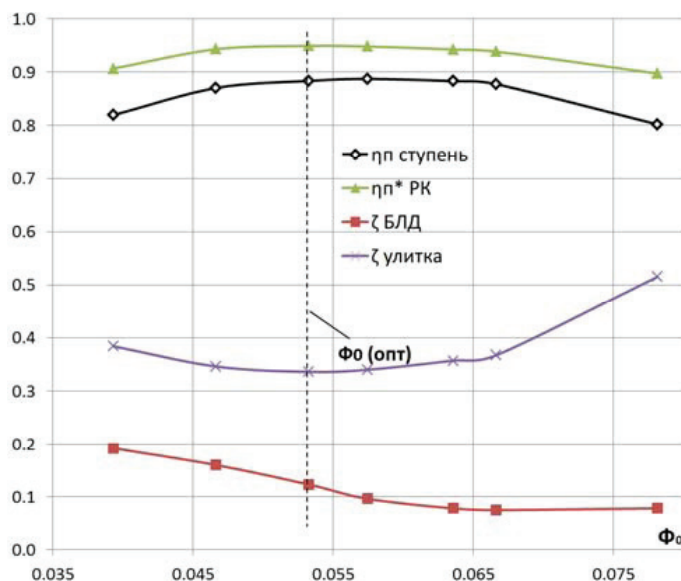


Рис. 5. Характеристики элементов ступени, полученные в ANSYS CFX

чения лопаток РК, изменяется в зависимости от режима. Это допускает естественное регулирование углов натекания потока на входные кромки РК, приводит к росту эффективности и пропускной способности РК. Кроме того,

отсутствие обтекателя приводит к уменьшению поверхности трения и скорости потока, а, следовательно, к снижению потерь в сравнении с классической конструкцией РК.

Анализируя структуру течения в БД следует отметить, что на

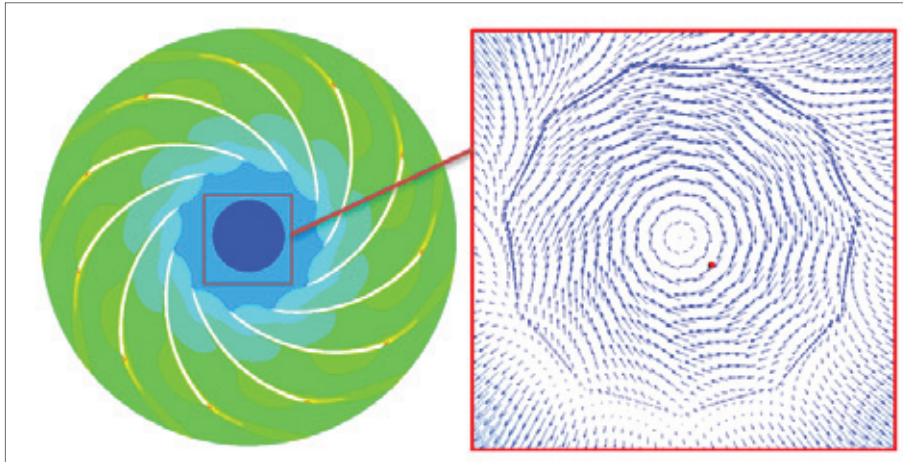


Рис. 6. Поле абсолютной скорости в РК (слева) и векторы абсолютной скорости в его центральной части (справа), полученные в ANSYS CFX

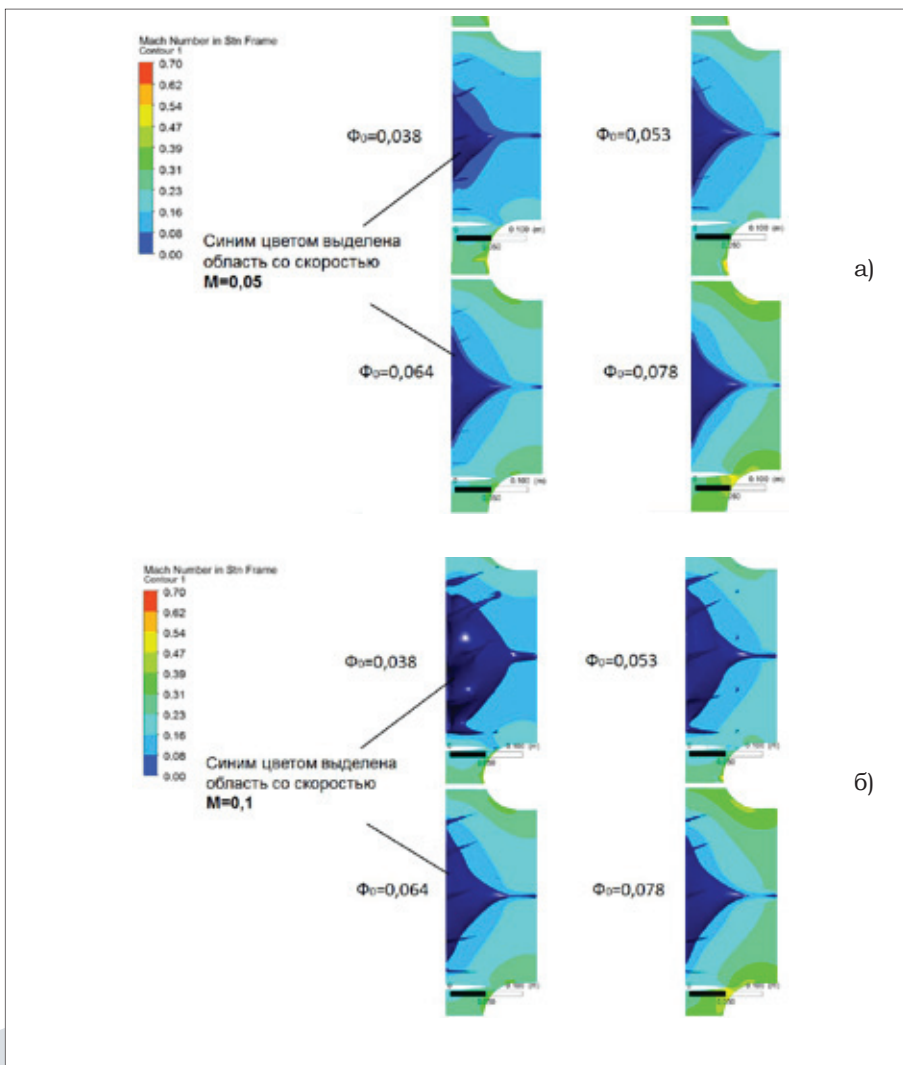


Рис. 7. Поле скоростей (по числу Маха) в сечении РК на различных режимах работы

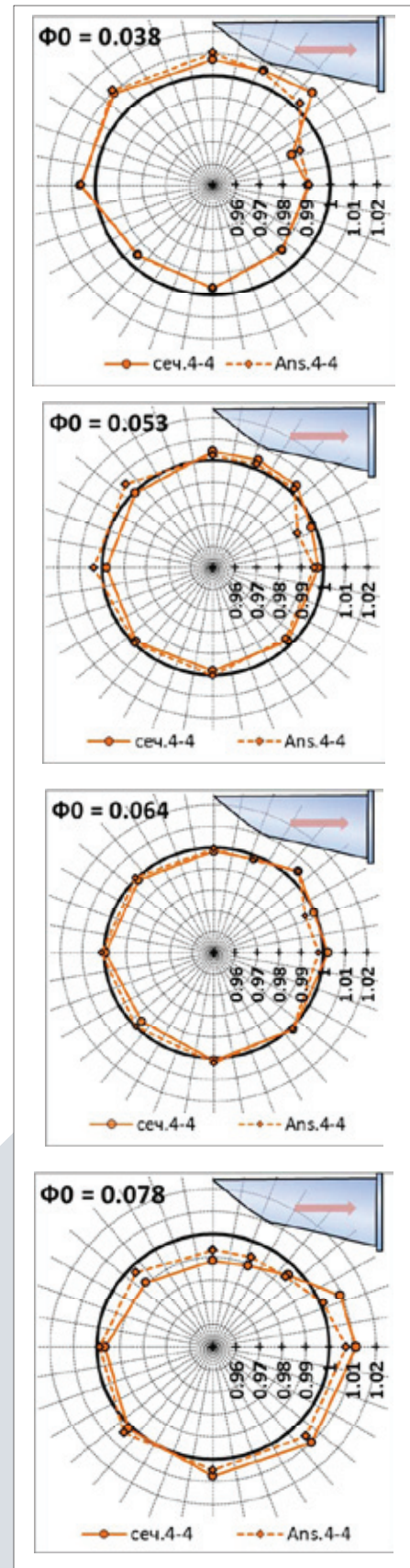


Рис. 8. Распределения относительного статического давления по окружности в сечении на выходе БД (сеч. 4 – 4) при различных значениях Φ_0 (по результатам эксперимента и расчета в ANSYS CFX)

режимах, близких к оптимальному ($\Phi_0 = 0,053 \div 0,064$), распределение статического давления по окружности в сечении 4 – 4 практически равномерное (рис. 8). При околопмпажном режиме, а также на режиме, близком к максимальному расходу, эпюра давлений деформируется. Это обусловлено особенностями течения газа в улитке на этих режимах.

Течение газа в улитке имеет сложный пространственный характер [5]. Для корректного анализа необходимо учитывать особенности течения в области «языка», где наименьшее сечение спиральной камеры примыкает к выходному диффузору (область «А» на рис. 9). В этой области структура потока на различных режимах работы компрессора кардинально отличается, о чем можно судить по эпюре давлений в сечении 4 – 4 (рис. 8). При малых расходах ($\Phi_0=0,038$) по мере увеличения площади меридионального сечения спиральной камеры давление возрастает, а при больших ($\Phi_0=0,078$) – убывает.

При малых расходах направление потока близкое к тангенциальному, а закрутка потока в меридиональном сечении незначительная (рис. 10, а). Поэтому основная часть потока, выходящего из БД в области «А», поступает снова в спиральную камеру, а не в выходной патрубке. Это приводит к росту окружной и абсолютной составляющих скорости в начальных сечениях спиральной камеры (рис. 11, а и 12, а). По мере прохождения потока по спиральной камере его скорость уменьшается вследствие увеличения площади сечений спиральной камеры, а давление растет (рис. 13а). Такому характеру течения соответствует и эпюра давлений в сечении 4 – 4 для режима с $\Phi_0=0,038$ (рис. 8).

С увеличением расхода поток на выходе из БД отклоняется в радиальную сторону, и, как следствие, является более закрученным в меридиональном сечении улитки (рис. 10, б). Поэтому основная часть потока в области «А» поступает непосредственно в выходной патрубке. Это приводит к тому, что в начальных сечениях спиральной камеры поток имеет

низкую окружную составляющую и высокую меридиональную составляющую скорости. В результате этого около оси этих сечений образуется застойная зона с пониженным давлением (рис. 13б) и скоростью (рис. 12б). Чем больше сечение спиральной камеры, тем более значительную часть занимает зона разрежения в центральной части сечения. Это приводит к уменьшению среднего по сечению давления по мере течения газа по спиральной камере, что наглядно отображает эпюра давлений в сечении 4 – 4 для режима с $\Phi_0=0,078$ (рис. 8).

Рост потерь в улитке при $\Phi_0 > \Phi_0$ (опт) обусловлен увеличением скорости потока и его закрутки в меридиональном сечении.

Углубленный анализ структуры течения в элементах ком-

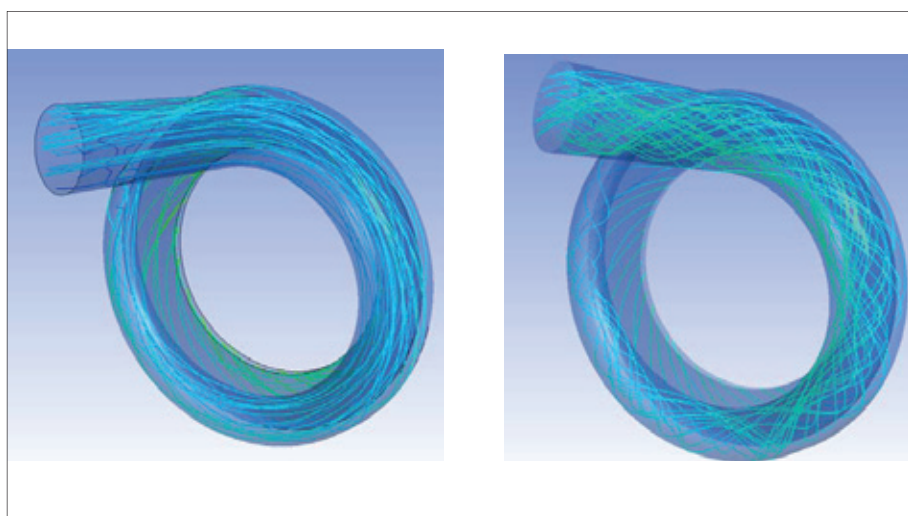


Рис. 9. Область «А» улитки, в которой наименьшее сечение спиральной камеры примыкает к выходному диффузору

прессора позволит осуществить дальнейшие экспериментально-исследовательские работы с целью повышения эффективности созданного ЦК.

4 Выводы

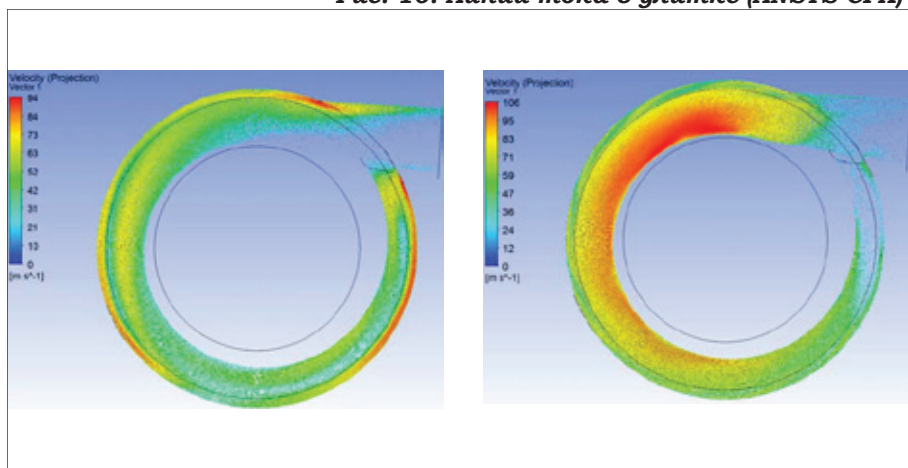
Выполнено экспериментальное исследование проточной



а) $\Phi_0=0,038$

б) $\Phi_0=0,078$

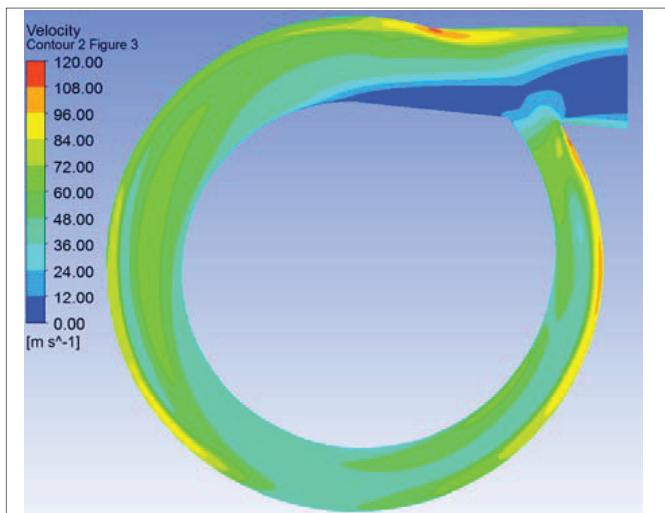
Рис. 10. Линии тока в улитке (ANSYS CFX)



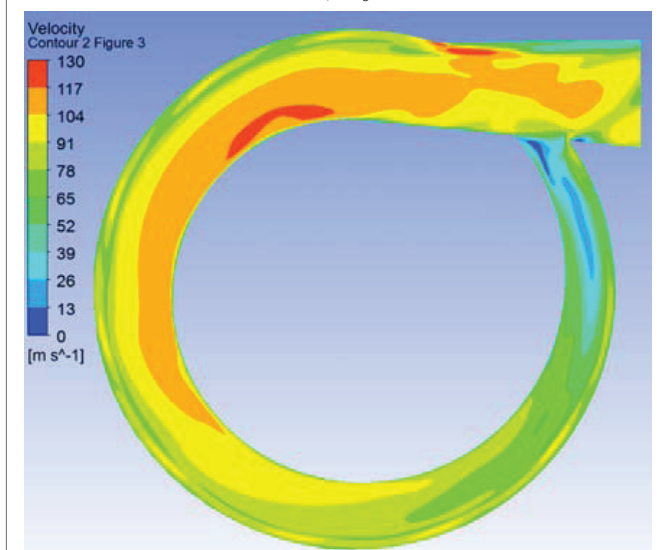
а) $\Phi_0=0,038$

б) $\Phi_0=0,078$

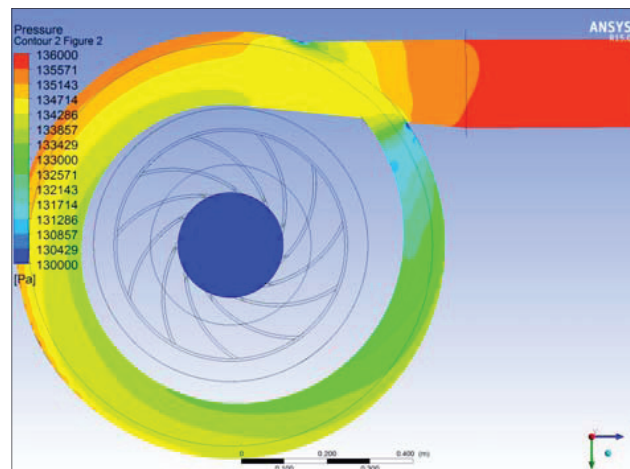
Рис. 11. Окружная проекция абсолютной скорости в улитке (ANSYS CFX)



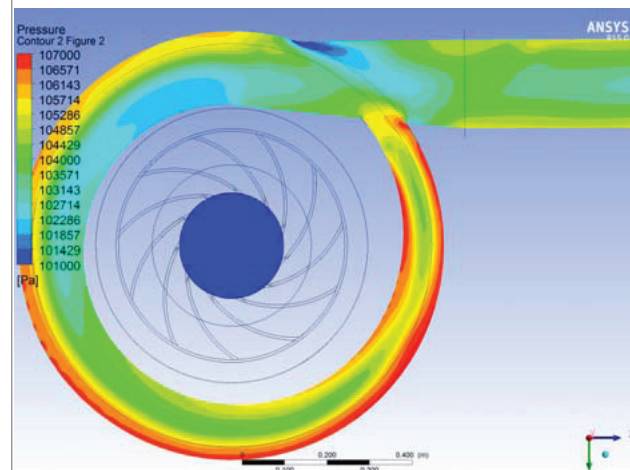
а) $\Phi_0=0,038$



б) $\Phi_0=0,078$



а) $\Phi_0=0,038$



б) $\Phi_0=0,078$

Рис. 12. Поле абсолютной скорости в улитке (ANSYS CFX)

Рис. 13. Поле давлений в улитке (ANSYS CFX)

части центробежного компрессора ГПА нового поколения мощностью 32 МВт на аэродинамическом стенде конструкции ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе». Полученный при исследовании уровень политропного КПД, равный 90 %, соответствует уровню компрессоров лучших мировых производителей. Как показывает практика, еще более высокое значение КПД ступени можно ожидать при работе опытного образца компрессора высокого давления в составе ГПА.

На основе численного моделирования течения в исследуемом компрессоре выполнен поэлементный анализ работы ступени, что позволило установить факторы,

обеспечивающие достижение ее высокой эффективности.

Высокий политропный КПД, пологая напорная характеристика и большой запас по помпажу на номинальном режиме работы, равный 45 %, свидетельствует о перспективности применения разработанного образца ЦК для транспорта газа по магистральным газопроводам.

Областью применения вновь созданной высокоэффективной проточной части могут быть не только ЦК мощностью 32 МВт, но и модификации с мощностями 10 ÷ 25 МВт с газотурбинным и электрическим приводом для КС газотранспортной системы Украины.

Список литературы:

1. ANSYS, Inc. ANSYS CFX Release 15.0.7. User Manual, 2014.
2. Галеркин Ю.Б. Методы исследования центробежных компрессорных машин / Ю. Б. Галеркин, Ф. С. Рекстин. – Л.: Машиностроение, 1969. – 304 с.
3. Селезнёв К. П. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнёв, Ю. Б. Галеркин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с.
4. Ден Г. Н. Механика потока в центробежных компрессорах / Г. Н. Ден – Л.: Машиностроение, 1973. – 272 с.
5. Мифтахов А. А. Аэродинамика выходных устройств турбокомпрессоров / А. А. Мифтахов – М.: Машиностроение, 1999. – 359 с.