

Investigation of the Carbon Dioxide Centrifugal Compressor Working Process using Computational Fluid Dynamics Methods

Fateeva E.S., Danilishin A.M., Kozhukhov Y. V., Kazantsev R.A.

ITMO University
Saint-Petersburg, Russian Federation

Abstract. The article investigates the carbon dioxide (CO₂) centrifugal compressor using computational fluid dynamics (CFD). CO₂ centrifugal compressors are used in refrigeration and cryogenic systems, power plants with subcritical and transcritical cycles, including Brayton cycle. This work is a part of a research effort aimed at developing a methodology for calculating the gas-dynamic characteristics of centrifugal compressor stages in refrigeration systems. The main objectives of the research are to investigate the three-dimensional viscous flow parameters of carbon dioxide in the centrifugal compressor flow path using CFD and to compare two approaches of taking into account the reality of gas during modeling comparison. Key tasks included: centrifugal compressor CFD model replicating an experimentally tested compressor geometry and operation, comparing simulated outputs against experimental data, total-to-total isentropic efficiency calculation. Two real gas modeling approaches were evaluated: Ansys CFX's built-in real gas models and external tables of CO₂ properties. The most significant results are the describing the features of the carbon dioxide centrifugal compressor working process using both the built-in real gas models in Ansys CFX and imported tables of real gas properties and the demonstration of satisfactory agreement between simulation and experiment. The significance of the obtained results lies in increasing the efficiency of carbon dioxide centrifugal compressors in process units of refrigerating, cryogenic and power systems. Compressors efficiency improvement is provided by developed recommendations application for performance of working process CFD-modeling considering peculiarities of carbon dioxide in subcritical state in design calculations.

Keywords: centrifugal compressor, carbon dioxide, computational fluid dynamics (CFD), real gas, efficiency, thermodynamic properties, refrigeration systems, power plants.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2025.3-67.10>

UDC: 621.515

Investigarea procesului de lucru al compresorului centrifugal de dioxid de carbon utilizând metode de dinamică computațională a fluidelor

Fateeva E.S., Danilișin A.M., Kozuhov Y. V., Kazantsev R.A.

ITMO Universitate, Sanct-Petersburg, Federația Rusă

Rezumat. Articolul investighează compresorul centrifugal cu dioxid de carbon (CO₂) utilizând dinamica fluidelor computațională (CFD). Compresoarele centrifuge cu CO₂ sunt utilizate în sistemele de refrigerare și criogenice, centralele electrice cu cicluri subcritice și transcritice, inclusiv ciclul Brayton. Această lucrare face parte dintr-un efort de cercetare care vizează dezvoltarea unei metodologii pentru calcularea caracteristicilor gazodinamice ale treptelor compresorului centrifugal în sistemele de refrigerare. Principalele obiective ale cercetării sunt investigarea parametrilor vâscoși tridimensionali ai curgerii dioxidului de carbon în traseul de curgere al compresorului centrifugal utilizând CFD și compararea a două abordări de luare în considerare a realității gazului în timpul modelării comparative. Sarcinile cheie au inclus: modelul CFD al compresorului centrifugal care reproduce geometria și funcționarea unui compresor testate experimental, compararea rezultatelor simulate cu datele experimentale, calculul eficienței izentropice total-total. Au fost evaluate două abordări de modelare a gazelor reale: modelele de gaze reale încorporate în Ansys CFX și tabelele externe cu proprietățile CO₂. Cele mai semnificative rezultate sunt descrierea caracteristicilor procesului de funcționare a compresorului centrifugal cu dioxid de carbon, utilizând atât modelele reale de gaze încorporate în Ansys CFX, cât și tabelele importate cu proprietăți reale ale gazelor, precum și demonstrarea unei concordanțe satisfăcătoare între simulare și experiment. Semnificația rezultatelor obținute constă în creșterea eficienței compresoarelor centrifuge cu dioxid de carbon în unitățile de proces ale sistemelor frigorifice, criogenice și energetice. Îmbunătățirea eficienței compresoarelor este asigurată prin dezvoltarea de recomandări pentru aplicarea performanței modelării CFD a procesului de lucru, luând în considerare particularitățile dioxidului de carbon în stare subcritică în calculele de proiectare.

Cuvinte-cheie: compresor centrifugal, dioxid de carbon, fluidodinamică computațională (CFD), gaz real, eficiență, proprietăți termodinamice, sisteme de refrigerare, centrale electrice.

© Фатева Е.С., Данилишин А.М.,
Кожухов Ю.В., Казанцев Р.А. 2025

Исследование рабочего процесса центробежного компрессора для диоксида углерода методами вычислительной газодинамики

Фатеева Е.С., Данилишин А.М., Кожухов Ю.В., Казанцев Р.А.

Университет ИТМО

Санкт-Петербург, Российская Федерация

Аннотация. Статья посвящена исследованию центробежного компрессора для диоксида углерода методами вычислительной газодинамики (*CFD*). Центробежные компрессоры диоксида углерода применяются в составе холодильных и криогенных систем, энергетических установках с субкритическим и транскритическим циклами, включая цикл Брайтона. Данная работа является частью исследования, посвященного разработке методики расчета газодинамических характеристик ступеней центробежных компрессоров холодильных систем. Основной целью исследования является исследование параметров трехмерного вязкого потока диоксида углерода в проточной части центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики и сравнение двух способов учета реальности газа при моделировании. Для достижения поставленных целей были решены следующие задачи. Выбран объект исследования – экспериментально испытанный центробежный компрессор диоксида углерода с данными на субкритических и сверхкритических режимах работы. Компрессор состоит из входного осевого патрубка, осерадиального рабочего колеса, безлопаточного диффузора, выходной улитки, свернутой набок. Разработана детальная *CFD*-модель центробежного компрессора диоксида углерода в программном комплексе *Ansys CFX*. Для проведения валидации заданы граничные условия, отражающие реальные условия работы компрессора. Проведен численный расчет рабочего процесса компрессора в стационарной постановке. Выполнено сравнение рассчитанных выходных параметров потока (давление, температура, расход) с экспериментальными значениями. Рассчитаны значения адиабатного КПД по полным параметрам центробежного компрессора. Наиболее важные результаты исследования заключаются в описании особенностей рабочего процесса центробежного компрессора диоксида углерода посредством использования встроенных в *Ansys CFX* моделей реального газа и импортируемых таблиц реальных свойств газа. Значимость полученных результатов заключается в повышении эффективности центробежных компрессоров диоксида углерода технологических установок холодильных, криогенных и энергетических систем. Повышение эффективности компрессоров обеспечивается применением на этапе проектных расчетов разработанных рекомендаций для проведения *CFD*-моделирования рабочего процесса, в данной части исследования учитывающих особенности диоксида углерода в субкритическом состоянии.

Ключевые слова: центробежный компрессор, диоксид углерода, вычислительная газодинамика (*CFD*), реальный газ, КПД, термодинамические свойства, холодильные системы, энергетические установки.

ВВЕДЕНИЕ

Центробежные компрессоры (ЦК) диоксида углерода (CO_2) являются ключевыми элементами холодильных, криогенных, тепловых и энергетических установок и тепловых насосов, включая системы с субкритическими и транскритическими режимами.

Транскритический энергетический цикл используется для утилизации тепла, цикл Брайтона на основе диоксида углерода – для выработки энергии, а комбинированный цикл охлаждения и выработки энергии на основе диоксида углерода подходит для применений, где требуются как электроэнергия, так и охлаждение, например, использование в автомобильной отрасли, где цикл может использовать энергию выхлопных газов двигателя для производства электроэнергии и одновременного охлаждения или обогрева помещения мобильного отсека [1]. В работах [1–7] были проведены разработка и

исследование циклов на основе диоксида углерода: транскритический холодильный цикл, транскритический энергетический цикл, цикл Брайтона и комбинированный цикл охлаждения и выработки энергии, а также анализ влияния различных рабочих параметров на энергоэффективность цикла. Эффективность установок энергетических, тепловых и холодильных циклов на диоксиде углерода напрямую зависит от характеристик входящих в установки элементов, в том числе от рабочих параметров и эффективности работы компрессоров.

Однако проектирование и моделирование центробежных компрессоров диоксида углерода может быть затруднено сложным термодинамическим поведением диоксида углерода, особенно вблизи критической точки, где резко изменяются его теплофизические свойства. Традиционные подходы к моделированию центробежных компрессоров, разработанные для воздуха и других хладагентов, могут приводить к

появлению неустойчивости расчетной модели, а также к значительным погрешностям при расчёте характеристик центробежных компрессоров диоксида углерода, что приводит к снижению эффективности и надёжности оборудования.

Множество исследований центробежных компрессоров CO_2 методами вычислительной газодинамики (*CFD*) посвящено оптимизации элементов проточной части центробежных компрессоров CO_2 [8–10], моделированию и исследованию поведения потока сверхкритического CO_2 в центробежном компрессоре [11–24]. Ряд работ посвящен проектированию и разработке центробежных компрессоров CO_2 [25–29].

В работе [12] исследование эксплуатационных характеристик и поля потока центробежного компрессора было проведено с использованием гибридного решателя *CFD CPU/GPU* и метода поиска по сплайновым таблицам (*SBTL*) для точных расчетов термодинамических свойств. В работах [14,15] в *CFD*-код были встроены разработанные таблицы реальных свойств газа (*RGP*).

В работе [16] использовалась модифицированная схема *Roe* (*GI**Roe*), адаптированная для неидеальных уравнений состояния, что позволило получить устойчивые решения для однофазного диоксида углерода в сверхкритическом состоянии. В статье [17] было использовано программное обеспечение (ПО) *AxSTREAM®*, а производительность компрессора была проверена с помощью *Ansys CFX*, при этом первоначальное тестирование компрессора и моделирование было проведено с использованием воздуха. В статье [19] представлена новая одномерная методология моделирования сжимаемого реального газа, которая может быть применена при анализе циклов сверхкритического диоксида углерода, для моделирования производительности центробежного компрессора. Предложенный подход эффективно учитывает изменения полного давления и адиабатного КПД при различных массовых расходах и скоростях вала, превосходя традиционные подходы несжимаемого и идеального газа по точности и применимости [19].

В работе [23] была реализована однородная двухфазная равновесная модель диоксида углерода с использованием таблиц соответствия (*Lookup table* – *LUT*). с

давлением и удельной энтальпией в качестве переменных состояния, рассчитанную по уравнению состояния, явным образом выраженным в свободной энергии Гельмгольца и конкретных корреляциях для свойств переноса. Моделирование было выполнено в ПО *Ansys Fluent*. Результаты показали, что предварительная закрутка оказывает ограниченное влияние на КПД, однако значительно влияет на размер двухфазной зоны на входе в рабочее колесо, что снижает эксплуатационную гибкость компрессора, вызывая преждевременное заклинивание. В исследовании [20] подчеркивается роль неустойчивости Кельвина-Гельмгольца на интерфейсе сдвига, приводящей к образованию пар вихрей и явлениям срыва, которые существенно влияют на производительность компрессора и характеристики потока.

В диссертации [30] создана и проверена с помощью экспериментальных данных методология разработки сверхкритических центробежных компрессоров CO_2 в технологиях повышения нефтеотдачи, которая объединяет одномерную модель и моделирование *CFD*, связанное с методами анализа чувствительности и косвенным подходом к оптимизации, обеспечивая надежные результаты.

В ряде исследований [31–34] было проведено изучение центробежных компрессоров диоксида углерода, но основное внимание уделялось экспериментальным данным без детального анализа численных моделей.

Хотя методы *CFD* для моделирования центробежных компрессоров, работающих на диоксиде углерода, активно развиваются [8–34], вопрос влияния выбора модели реального газа на точность расчёта газодинамических характеристик (ГДХ) проработан недостаточно. В частности, отсутствуют систематические сравнения для случаев, когда свойства диоксида углерода задаются через различные уравнения состояния в рамках одной расчётной модели.

Учитывая все вышеперечисленное, дальнейшее изучение влияния способов учета реальности газа на достоверность *CFD*-моделирования течения диоксида углерода в центробежных компрессорах остается актуальным направлением работы.

Цель настоящей работы – исследование параметров трехмерного вязкого потока

диоксида углерода в проточной части центробежного компрессора с выходной улиткой методами вычислительной газодинамики, проведение верификации и валидации математической модели трехмерного вязкого потока и сравнение двух способов учета реальности газа при моделировании.

Для исследуемого компрессора имеются экспериментальные данные при субкритическом и сверхкритическом состоянии диоксида углерода. В данной статье представлены результаты для моделирования рабочего процесса центробежного компрессора при субкритическом состоянии диоксида углерода. Для этой цели были поставлены следующие задачи: выбор объекта валидации – центробежного компрессора с выходной улиткой, разработка *CFD*-модели центробежного компрессора диоксида углерода с использованием программного комплекса *Ansys CFX*, численный расчет

рабочего процесса компрессора, сравнение полученных данных с экспериментальными значениями.

МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

В данной работе основным методом исследования являлась вычислительная газодинамика. *CFD*-методы являются актуальными в связи со сложностью и высокой стоимостью натурных экспериментов с диоксидом углерода. Для верификации расчетной модели были использованы экспериментальные данные из работы [34]: графики массового расхода, давления и температуры газа на входе и выходе, скорости вращения вала, по которым были выбраны точки в области докритического состояния диоксида углерода на временном диапазоне 150-300 секунд, параметры расчетных точек представлены в табл.1.

Таблица 1¹.

Расчетные точки, снятые с графика экспериментальных данных

Параметр (Parameter)	Обозначение Symbol	Ед. изм. Units	Значение Value			
Время эксперимента Experiment Time	t_i	с	150	200	250	300
Давление статическое входное Inlet Static Pressure	P_n	МПа	2.773	2.979	3.286	3.613
Температура статическая входная Inlet Static Temperature	T_n	К	279.27	279.93	280.46	280.89
Массовый расход Mass Flow Rate	$\bar{m}$	кг/с	1.092	1.766	2.311	2.763
Скорость вращения РК Rotor Speed	n	об/мин	11783	17868	21162	24817
Давление статическое выходное Outlet Static Pressure	P_k	МПа	2.882	3.079	3.697	4.16
Температура статическая выходная Outlet Static Temperature	T_k	К	284.41	286.91	288.53	290.48

CFD-моделирование проводилось двумя способами:

- на встроенной в библиотеку *Ansys CFX* модели на основе уравнения состояния Пенга-Робинсона для диоксида углерода.
- на *RGP*-таблицах диоксида углерода, созданных на основе уравнения состояния Шпана-Вагнера для диоксида углерода с использованием программного комплекса для расчета термодинамических свойств веществ

NIST mini-Refprop и импортированных в *Ansys CFX*.

Основные отличия между уравнениями состояния Пенга-Робинсона и Шпана-Вагнера представлены в табл.2. Имеющиеся различия в расчетах являются предметом компромисса между точностью расчета и вычислительной эффективностью, характерного для выбора уравнений состояния в инженерных приложениях.

^{1,2} Appendix 1

Таблица 2².

Сравнение уравнений состояния Пенга-Робинсона и Шпана-Вагнера

Параметр (Parameter)	Значение Value	
	Уравнение состояния Пенга-Робинсона Peng-Robinson Equation of State	Уравнение состояния Шпана-Вагнера Span-Wagner Equation of State
Тип УС Equation of State Type	упрощенное кубическое уравнение для инженерных расчетов simplified cubic equation of state for engineering calculations	Высокоточное фундаментальное уравнение состояния high-accuracy, fundamental equation of state
Вид уравнения состояния Equation of State Form	$P = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a(T)}{V_m^2 + 2 \cdot b \cdot V_m - b^2},$ где: P – давление, V_m – молярный объем, T – абсолютная температура, R – газовая постоянная, a – параметр, зависящий от межмолекулярных взаимодействий, b – параметр, зависящий от размера молекул. where: P – pressure, V_m – molar volume, T – absolute temperature, R – gas constant, a – parameter depending on intermolecular interactions, b – parameter depending on molecular size	$\phi(\delta, \tau) = \phi^0(\delta, \tau) + \phi^r(\delta, \tau),$ где: ϕ – приведенная свободная энергия Гельмгольца, $\tau = T_c/T$ – обратная приведенная температура, $\delta = \rho/\rho_c$ – приведенная плотность, T_c – критическая температура (304.1282 K для CO_2), ρ_c – критическая плотность (467,6 кг/м³ для CO_2), $\phi^0(\delta, \tau)$ – идеально-газовая часть, $\phi^r(\delta, \tau)$ – остаточная часть. where: ϕ – reduced Helmholtz free energy, $\tau = T_c/T$ – inverse reduced temperature, $\delta = \rho/\rho_c$ – reduced density, T_c – critical temperature (304.1282 K for CO_2), ρ_c – critical density (467.6 kg/m³ for CO_2), $\phi^0(\delta, \tau)$ – ideal gas part, $\phi^r(\delta, \tau)$ – residual part
Отклонения Deviations	газовая область: - для плотности: 0.1–0.5% (для $T > T_c$, $P > 10$ МПа); - для энтальпии: 0.15–1.5%. критическая область ($T \approx T_c$, $P \approx P_c$): - для плотности: ≤ 10–25%; - для теплоемкости: ≤ 1.5–3%. область жидкости: - для плотности: > 10%. gas area: - for density: 0.1–0.5% (for $T > T_c$, $P > 10$ MPa); - for enthalpy: 0.15–1.5%. critical area ($T \approx T_c$, $P \approx P_c$): - for density: ≤ 10–25%; - for heat capacity: ≤ 1.5–3%. liquid area: - for density: > 10%.	при $P \leq 30$ МПа, $T \leq 523$ К: - для плотности: 0.03%–0.05%; - для скорости звука: 0.03%–1% (в паре); 0.5% (в жидкости); - для теплоемкости: 0.15%–1.5% (в жидкости). when $P \leq 30$ МПа, $T \leq 523$ К: - for density: 0.03%–0.05%; - for sound speed: 0.03%–1% (vapour); 0.5% (liquid); - for heat capacity: 0.15%–1.5% (liquid).
Опорное состояние Reference State	$T_{ref} = 0$ К, $h_{ref} = 0$ Дж/кг	$T_{ref} = 298.15$ К, $P_{ref} = 0.101325$ МПа

² Appendix 1

Продолжение таблицы 2

Параметр (Parameter)	Значение Value	
	Уравнение состояния Пенга-Робинсона Peng-Robinson Equation of State	Уравнение состояния Шпана-Вагнера Span-Wagner Equation of State
Применение Application	инженерные расчеты в широком диапазоне условий до критических состояний engineering calculations in a wide range of conditions up to critical states	высокоточные расчеты термодинамических свойств диоксида углерода, включая критическую область high-precision calculations of the thermodynamic properties of carbon dioxide, including the critical area

Авторами настоящей работы была создана модель центробежного компрессора, опубликованного в [34], с помощью вычислительного комплекса *Ansys CFX V22r2*. Эскиз проточной части центробежного компрессора представлен на рис. 1, где 1 – входной патрубок, 2 – осерадиальное рабочее колесо, 3 – безлопаточный диффузор, 4 – выходная улитка, п-п – вход в компрессор, 0-0 – вход в рабочее колесо, 1-1 – вход на лопатку, 2-2 – выход из рабочего колеса, 4-4 – выход из безлопаточного диффузора, к-к – выход из компрессора, 5,6,7 – интерфейс «Stage (Mixing plane)».

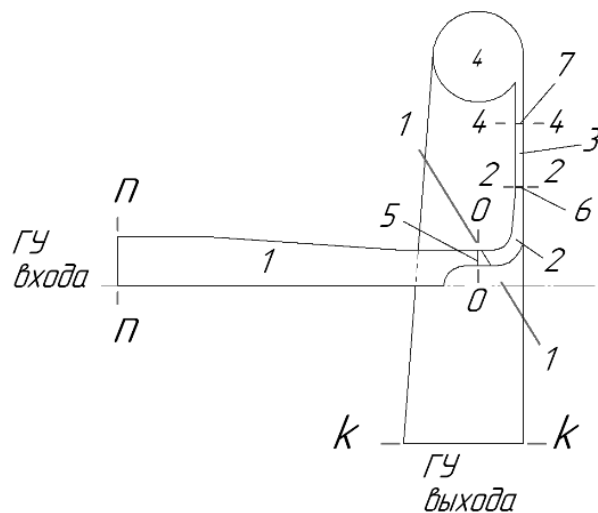
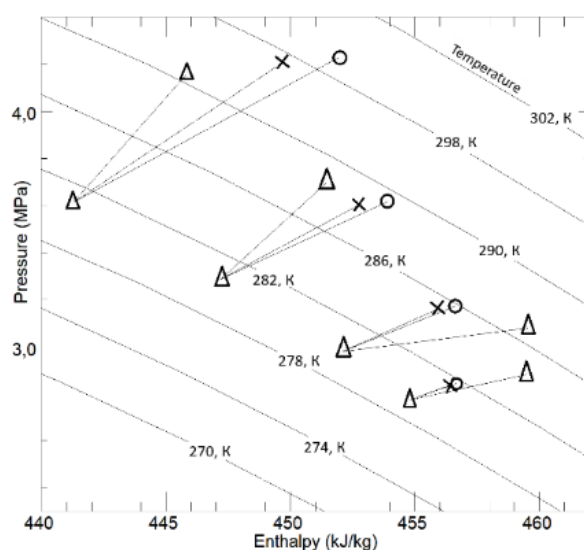


Рис.1. Эскиз проточной части центробежного компрессора.³

P - h диаграмма состояния диоксида углерода и нанесенные на диаграмму экспериментальные точки начала и конца

сжатия, а также точки конца сжатия, полученные в результате численного моделирования на основе встроенной функции расчета по уравнению Пенга-Робинсона (PR) и на основе RGP -таблиц, рассчитанных по уравнению состояния Шпана-Вагнера ($RGP SW$), представлена на рис.2.



Δ – экспериментальные точки, O – PR , X – SW .

Рис.2. P - h диаграмма состояния диоксида углерода.⁴

Сравнение экспериментальных параметров и параметров, полученных в результате численных исследований на основе PR и $RGP SW$, представлено в табл. 3. Различия в значениях полученных выходных давлений и температур не превышают 3 %.

^{3,4} Appendix 1

Таблица 3⁵.

Сравнение экспериментальных и расчетных параметров центробежного компрессора

Параметр (Parameter)	Обозначение Symbol	Ед. изм. Units	Значение Value			
Время эксперимента Experiment time	$t_{вп}$	с	150	200	250	300
Статическое давление на входе в ЦК Static Pressure at Compressor Inlet	P_n	МПа	2.7732	2.9794	3.2863	3.6134
Статическая температура на входе в ЦК Static Temperature at Compressor Inlet	T_n	К	279.27	279.93	280.46	280.89
Статическое давление на выходе из ЦК Static Pressure at Compressor Outlet	P_k	МПа	2.8815	3.0792	3.6967	4.1603
Статическая температура на выходе из ЦК Static Temperature at Compressor Outlet	T_k	К	284.41	286.91	288.53	290.48
Статическое давление на выходе из ЦК Static Pressure at Compressor Outlet	$P_{k PR}$	МПа	2.8442	3.1720	3.6155	4.2301
Статическая температура на выходе из ЦК Static Temperature at Compressor Outlet	$T_{k PR}$	К	281.7	285.82	289.24	295.1
Отклонение по выходному статическому давлению относительно эксперимента Outlet Static Pressure Deviation Relative to Experiment	$\Delta P_{k PR}$	%	1.30	-3.02	2.20	-1.68
Отклонение по выходной статической температуре относительно эксперимента Outlet Static Temperature Deviation Relative to Experiment	$\Delta T_{k PR}$	%	0,95	0,38	-0,25	-1,59
Статическое давление на выходе из ЦК Static Pressure at Compressor Outlet	$P_{k RGP SW}$	МПа	2.8360	3.1610	3.6031	4.2099
Статическая температура на выходе из ЦК Static Temperature at Compressor Outlet	$T_{k RGP SW}$	К	281.39	285.18	288.29	293.46
Отклонение по выходному статическому давлению относительно эксперимента Outlet Static Pressure Deviation Relative to Experiment	$\Delta P_{k RGP SW}$	%	1.58	-2.66	2.53	-1.19
Отклонение по выходной статической температуре относительно эксперимента Outlet Static Temperature Deviation Relative to Experiment	$\Delta T_{k RGP SW}$	%	1.06	0.60	0.08	-1.03

⁵ Appendix 1

По параметрам, полученным в результате *CFD*-моделирования на основе *PR* и *RGP SW*, были рассчитаны адиабатные КПД по полным параметрам по формуле (1):

$$\eta_{is}^* = (h_{k.is}^* - h_n^*) / (h_k^* - h_n^*), \quad (1)$$

где $h_{k.is}^*$ – полная энтальпия на выходе из компрессора при адиабатном сжатии, h_n^* – полная энтальпия на входе в компрессор, h_k^* – полная энтальпия на выходе из компрессора по результатам моделирования вязкого потока с учетом реальности газа.

По результатам *CFD*-моделирования на всех режимах работы был выполнен расчет условного коэффициента расхода по формуле (2):

$$\Phi = \frac{4 \cdot \bar{m}}{\rho_0^* \pi D_2^2 u_2}. \quad (2)$$

В таблице 4 представлены значения параметров: адиабатный КПД компрессора по полным параметрам, условный коэффициент расхода, температура, плотность и отношение давлений по полным параметрам, полученные

в модуле *CFX-Post* по результатам *CFD*-моделирования на основе *PR* и *RGP SW*.

Значения адиабатных КПД по полным параметрам (табл. 4) по результатам моделирования на основе *RGP SW* меньше, чем на основе *PR* для исследованного диапазона на величину в диапазоне от 1.71 до 10.61 %, причем с увеличением входного давления отклонения КПД уменьшаются. Значение условного коэффициента расхода Φ отличается на 1.04-1.37 % для одних и тех же режимов на *PR* и *RGP SW* из-за различий в рассчитанных полных давлениях, температурах и, как следствие, плотностях, отклонение в которых составляет 1.14–1.27%.

Следует отметить, что режим с начальным давлением $P_n^* = 3.624$ имеет самое меньшее значение условного коэффициента расхода и при этом имеет наиболее высокое значение КПД и отношение давлений. Это говорит о том, что все исследованные режимы находятся на правой ветке характеристики КПД компрессора

Таблица 4⁶.

Значения адиабатного КПД компрессора по полным параметрам, условного коэффициента расхода, температуры, плотности и отношения давлений по полным параметрам, полученным в результате численного моделирования

Параметр (Parameter)	Обозначение Symbol	Ед. изм. Units	Значения Value			
Режимы на основе PR						
Полное давление на входе в компрессор Total Pressure at Compressor Inlet	P_{nPR}^*	МПа	2.7754	2.9849	3.2945	3.6238
Условный коэффициент расхода Flow Coefficient	Φ_{PR}	—	0,0382	0.0371	0.0359	0.0319
Адиабатный КПД компрессора по полным параметрам Compressor Isentropic Efficiency Based on Total Parameters	η_{isPR}^*	—	0.636	0.661	0.684	0.713
Полная температура на входе в компрессор Total Temperature at Compressor Inlet	T_{nPR}^*	К	279.32	280.05	280.63	281.08
Плотность по полным параметрам на входе в компрессор Density Based on Total Parameters at Compressor Inlet	ρ_{nPR}^*	кг/м ³	66.757	73.201	83.655	95.789
Отношение давлений по полным параметрам Pressure Ratio Based on Total Parameters	Π_{PR}^*	—	1.026	1.065	1.101	1.171

⁶ Appendix 1

Продолжение таблицы 4

Параметр (Parameter)	Обозначение Symbol	Ед. изм. Units	Значения Value			
Режимы на основе $RGP\ SW$						
Полное давление на входе в компрессор Total Pressure at Compressor Inlet	P_{nSWRGP}^*	МПа	2.7728	2.9843	3.2946	3.6239
Условный коэффициент расхода Flow Coefficient	$\Phi_{RGP\ SW}$	—	0.0386	0.0376	0.0364	0.0323
Адиабатный КПД компрессора по полным параметрам Compressor Isentropic Efficiency Based on Total Parameters	$\eta_{is.RGP\ SW}^*$	—	0,575	0,628	0,669	0,701
Полная температура на входе в компрессор Total Temperature at Compressor Inlet	$T_{nRGP\ SW}^*$	К	279.28	280.04	280.63	281.08
Плотность по полным параметрам на входе в компрессор Density Based on Total Parameters at Compressor Inlet	$\rho_{nRGP\ SW}^*$	кг/м ³	65.92	72.28	82.54	94.71
Отношение давлений по полным параметрам Pressure Ratio Based on Total Parameters	$\Pi_{RGP\ SW}^*$	—	1.023	1.061	1.097	1.165
Отклонения между режимами на основе $RGP\ SW$ и PR						
Отклонение по адиабатному КПД компрессора по полным параметрам Deviation in Compressor Isentropic Efficiency Based on Total Parameters	$\Delta\eta_{is}^*$	%	−10.61	−5.25	−2.24	−1.71
Отклонение по условному коэффициенту расхода Deviation in Flow Coefficient	$\Delta\Phi$	%	1.04	1.33	1.37	1.24
Отклонение по полному давлению на входе в компрессор Deviation in Total Pressure at Compressor Inlet	ΔP_n^*	%	−0.094	−0.020	0.003	0.003
Отклонение по полной температуре на входе в компрессор Deviation in Total Temperature at Compressor Inlet	ΔT_n^*	%	−0.014	−0.004	0.000	0.000
Отклонение по плотности по полным параметрам на входе в компрессор Deviation in Density Based on Total Parameters at Compressor Inlet	$\Delta\rho^*$	%	−1.27	−1.27	−1.35	−1.14

На рис.3. представлены линии тока и значения скорости в модели проточной части компрессора на режиме $P_n^* = 3.624$ МПа, слева – на основе PR , справа – на основе $RGP\ SW$. В обоих случаях характер линий тока и характер распределения скоростей в элементах модели идентичны и соответствуют теоретическим

представлениям о течении в турбомашинах. По шкале скоростей определено, что с применением $RGP\ SW$ диапазон относительных скоростей в проточной части компрессора несколько шире, чем с применением встроенной функции расчета PR .

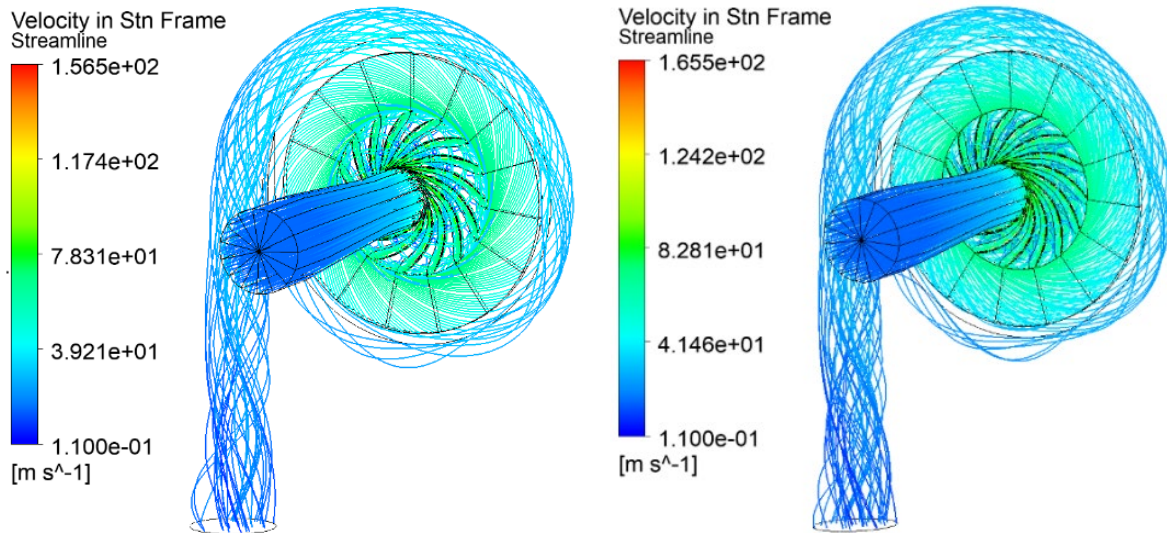


Рис.3. Линии тока и значения скорости потока в модели проточной части центробежного компрессора на режиме $P_n^* = 3.624$ МПа, слева – PR, справа – RGP SW.⁷

На рис.4–6 представлены визуализации линий тока в межлопаточном канале рабочего колеса у втулки ($span = 0.1$), на средней высоте ($span = 0.5$) и у периферии ($span = 0.9$) лопатки на режиме $P_n^* = 3.624$ МПа, слева – PR, справа – RGP SW. При моделировании с использованием обеих моделей газа – PR и RGP SW, – в межлопаточном канале РК начиная с 0.75 длины лопатки на ее средней высоте и начиная с 0.5 длины лопатки на ее периферии наблюдается перестройка потока и возникновение на средней высоте и на

периферии лопатки поперечной составляющей потока, направленной в сторону вращения рабочего колеса, что отмечено и другими исследователями для центробежных компрессоров диоксида углерода.

На рис. 7–10 представлены линии тока и значения относительной скорости потока на поперечных сечениях межлопаточных каналов рабочего колеса, слева – PR, справа – RGP SW на режиме $P_n^* = 2.775–3.624$ МПа.

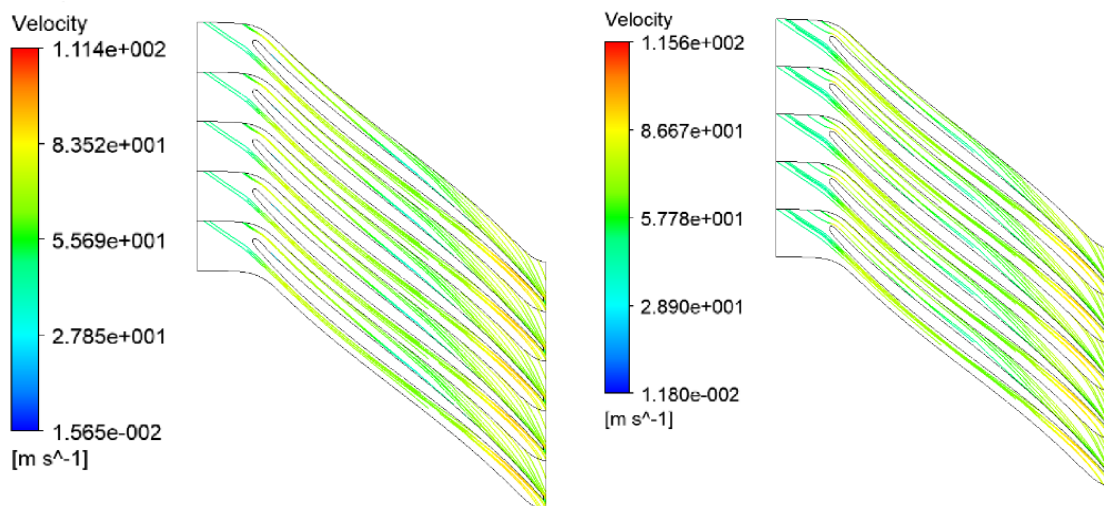


Рис.4. Линии тока в межлопаточном канале рабочего колеса у втулки лопатки ($span=0.1$) на режиме $P_n^* = 3.624$ МПа, слева – PR, справа – RGP SW, индивидуальные шкалы скоростей.⁸

^{7,8} Appendix 1

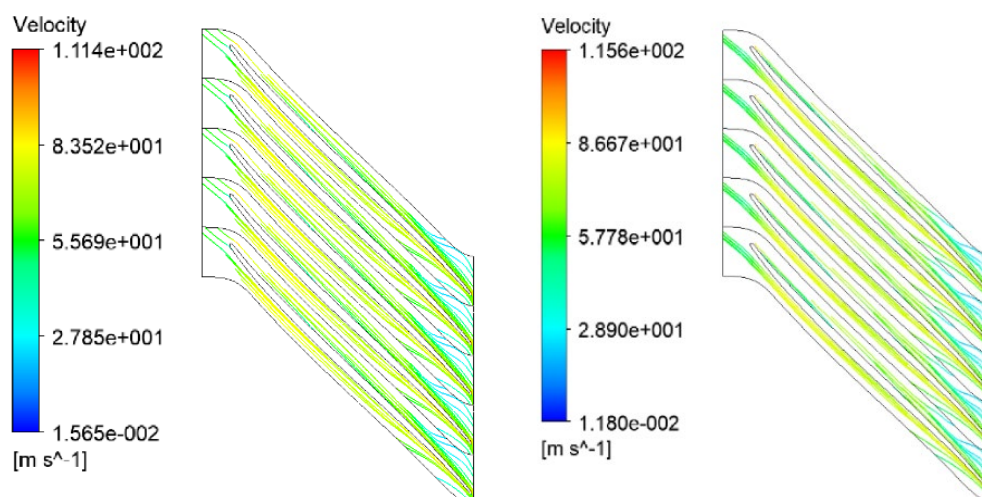


Рис.5. Линии тока в межлопаточном канале рабочего колеса на средней высоте лопатки ($span=0.5$) на режиме $P_n^* = 3.624$ МПа, слева – PR , справа – $RGP SW$, индивидуальные шкалы скоростей.⁹

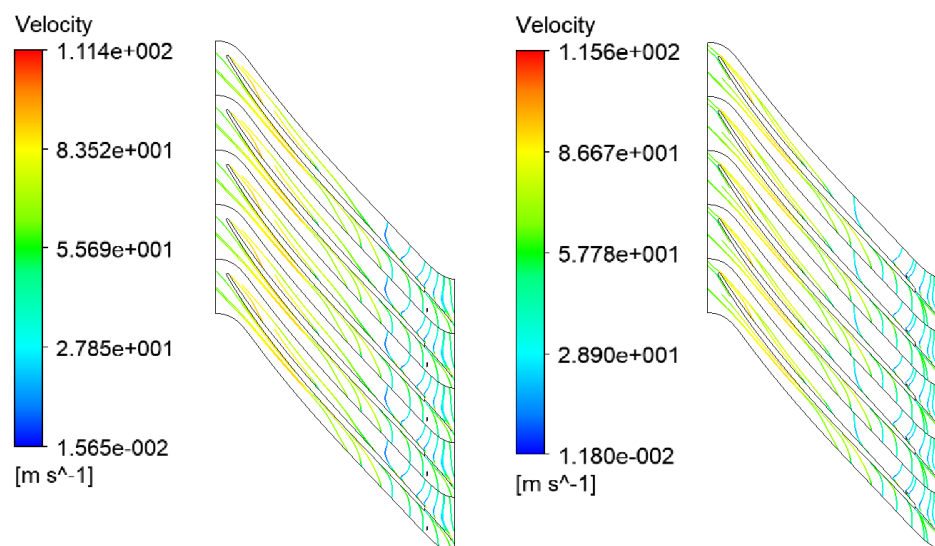


Рис.6. Линии тока в межлопаточном канале рабочего колеса у периферии лопатки ($span=0.9$) на режиме $P_n^* = 3.624$ МПа, слева – PR , справа – $RGP SW$, индивидуальные шкалы скоростей.¹⁰

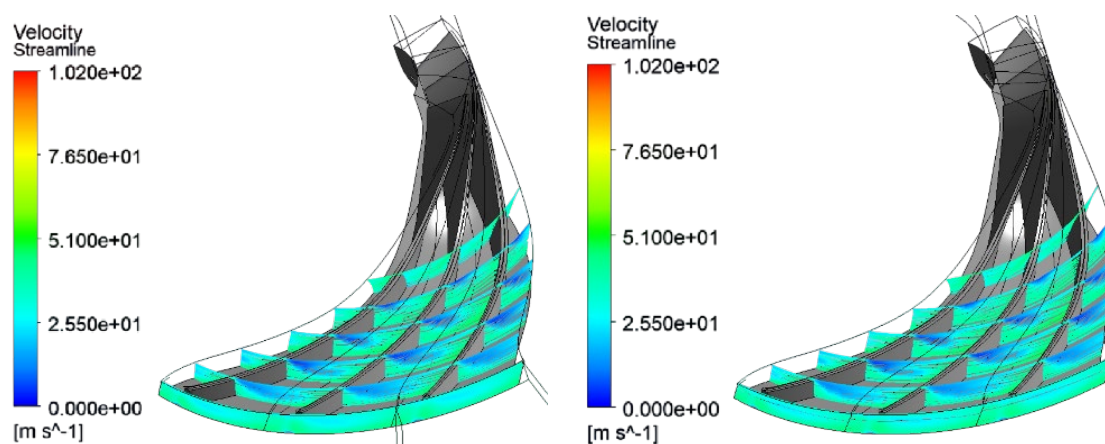


Рис.7. Линии тока и значения относительной скорости потока на поперечных сечениях межлопаточных каналов рабочего колеса ($P_n^* = 2.77$ МПа), слева – PR , справа – $RGP SW$, установлена общая шкала скоростей.¹¹

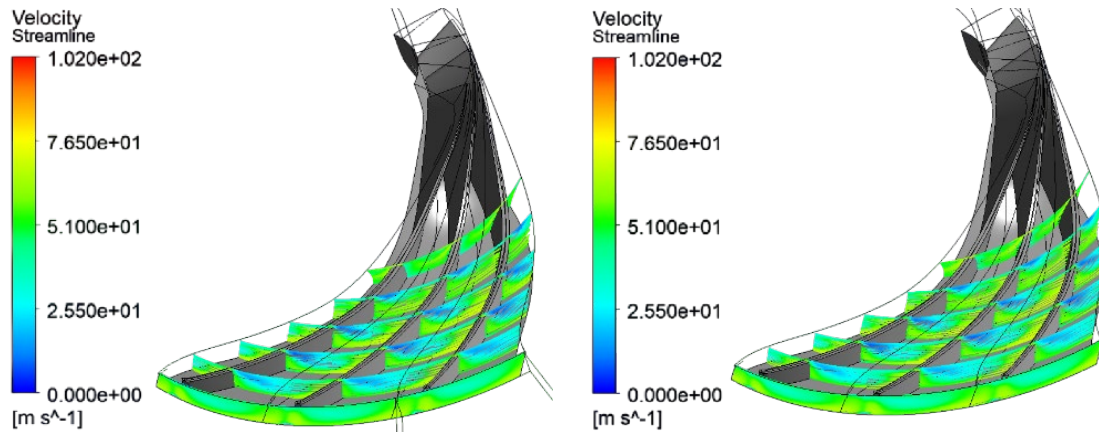


Рис.8. Линии тока и значения относительной скорости потока на поперечных сечениях межлопаточных каналов рабочего колеса ($P_n^* = 2.985$ МПа), слева – *PR*, справа – *RGP SW*, установлена общая шкала скоростей.¹²

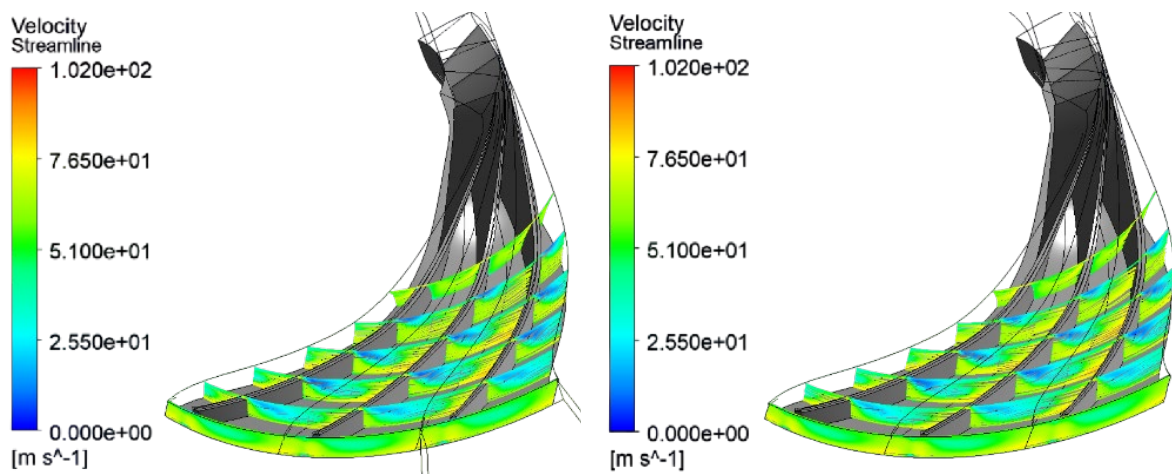


Рис.9. Линии тока и значения относительной скорости потока на поперечных сечениях межлопаточных каналов рабочего колеса ($P_n^* = 3.295$ МПа), слева – *PR*, справа – *RGP SW*, установлена общая шкала скоростей.¹³

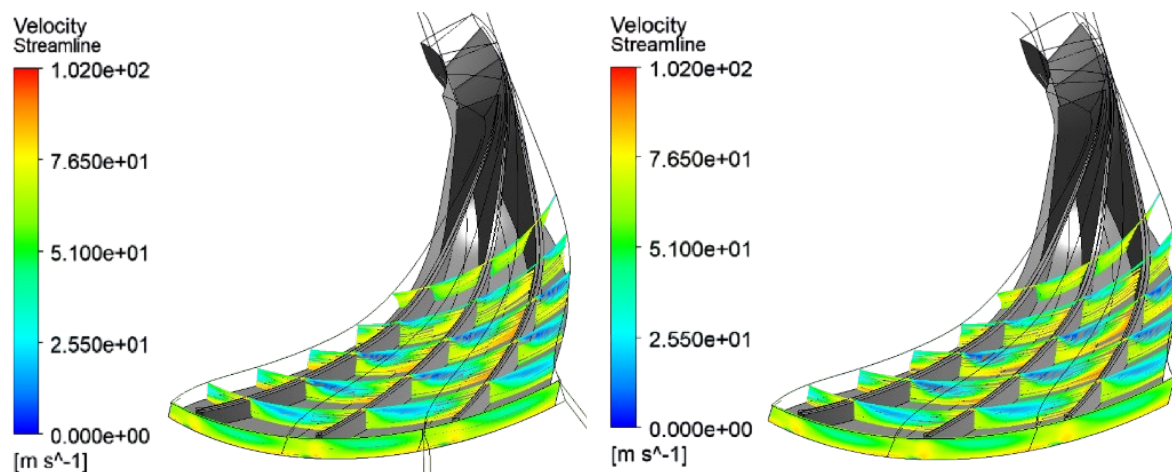


Рис.10. Линии тока и значения относительной скорости потока на поперечных сечениях межлопаточных каналов рабочего колеса ($P_n^* = 3.624$ МПа), слева – *PR*, справа – *RGP SW*, установлена общая шкала скоростей.¹⁴

Наблюдается возникновение областей пониженной скорости ближе к передней поверхности лопатки и искажение структуры потока в межлопаточном канале после изменения направления потока с осевого на

радиальное. Интенсивность этих эффектов максимально проявляется в серединной части по длине радиального участка лопатки. Эти эффекты заметно уменьшаются к выходу из рабочего колеса, что связано с адаптацией

^{12,13,14} Appendix 1

потока к новому направлению течения и стабилизацией вторичных вихревых структур. При моделировании на обеих моделях газа – *PR* и *RGP SW*, – на режиме $P_n^* = 3.624$ МПа интенсивность этих зон более высокая по сравнению с другими режимами. Следует отметить, что у этого режима наименьший условный коэффициент расхода, таким

образом, этот режим расположен левее по характеристике, чем все остальные рассмотренные режимы.

Распределение статического давления на поперечных сечениях межлопаточных каналов рабочего колеса при моделировании на основе *PR* и *RGP SW* на режиме $P_n^* = 3.624$ МПа представлено на рис. 10.

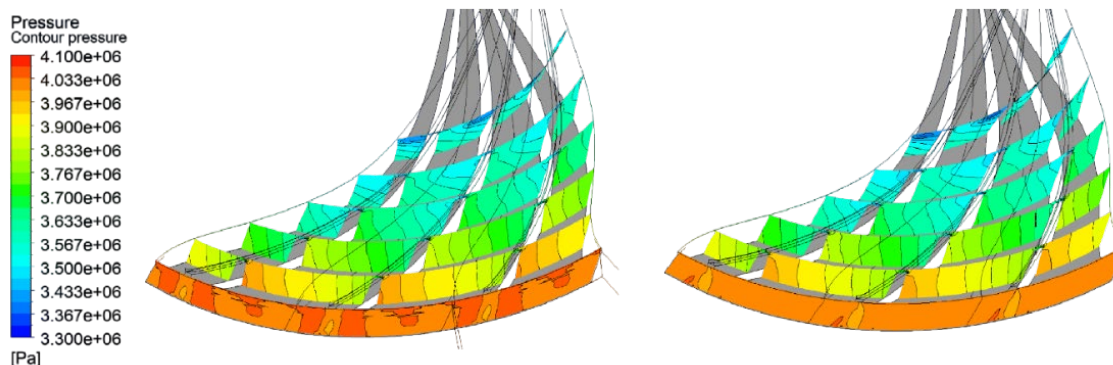


Рис. 11. Распределение статического давления на поперечных сечениях межлопаточных каналов рабочего колеса ($P_n^* = 3.624$ МПа), слева – *PR*, справа – *RGP SW*, установлена общая шкала давлений.¹⁵

В начале радиального участка межлопаточного канала отмечаются на задней стороне лопатки у периферии зоны с пониженным статическим давлением, начало которых находится выше по потоку. Однако далее давление на задней стороне вырастает и

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренные модели газа на основе встроенной функции расчета по уравнению Пенга-Робинсона и на основе *RGP*-таблиц, рассчитанных по уравнению состояния Шпана-Вагнера, показали удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными: отклонения по выходным давлениям и температурам составляют не более 3.1 % по результатам *CFD*-моделирования на исследованном диапазоне.

Отмечается, что максимальное отношение давлений $\Pi^* = 1,171$ и максимальный адиабатный КПД по полным параметрам $\eta_{is}^* = 0.713$ при $\Phi = 0,032$ показал режим $P_n^* = 3.624$ МПа с моделью на основе встроенной функции расчета по уравнению Пенга-Робинсона, поскольку этот режим находится ближе к оптимальному режиму работы компрессора, чем остальные режимы, находящиеся правее по характеристике. При этом расчет на основе *RGP*-таблиц, рассчитанных по уравнению состояния Шпана-Вагнера, для этого начального давления показал $\eta_{is}^* = 0.701$ при $\Phi = 0.0323$.

образуется равномерное поле статических давлений в межлопаточном канале с плавным положительным градиентом от задней к передней поверхности лопаток.

При моделировании на обеих моделях газов – на встроенном в *Ansys CFX* уравнении Пенга-Робинсона и на *RGP*-таблицах на основе уравнения Шпана-Вагнера, – на режиме $P_n^* = 3.624$ МПа интенсивность областей пониженной относительной скорости в межлопаточном канале рабочего колеса более высокая по сравнению с другими режимами, что можно объяснить меньшими значениями условного коэффициента расхода.

При этом при моделировании на основе *RGP*-таблиц, рассчитанных по уравнению состояния Шпана-Вагнера, на режиме $P_n^* = 3,624$ МПа проявляется наибольший эффект искажения линий тока в межлопаточном канале рабочего колеса на периферии лопатки.

Результаты *CFD*-моделирования с использованием моделей газа на основе уравнений состояния Пенга-Робинсона и Шпана-Вагнера показали, что адиабатный КПД компрессора по полным параметрам при расчете свойств газа по уравнению Шпана-Вагнера меньше, чем при расчете по уравнению Пенга-Робинсона. Отличие находится в диапазоне от самого большого – 10.61% при самом низком давлении на входе,

¹⁵ Appendix 1

до самого маленького -1.71% при самом высоком давлении на входе в компрессор.

Предложенная методика численного моделирования рабочего процесса в проточной части центробежных компрессоров диоксида углерода в докритическом состоянии продемонстрировала приемлемые результаты для проектных расчетов. Авторским коллективом проводятся дальнейшие работы по дополнению предлагаемой методики моделирования рабочего процесса центробежных компрессоров за счет повышения достоверности результатов в области сверхкритического состояния диоксида углерода.

БИБЛИОГРАФИЯ (REFERENCES)

- [1] Chen Y. 'Novel Cycles Using Carbon Dioxide as Working Fluid: New Ways to Utilize Energy from Low-Grade Heat Sources', Licentiate Thesis, KTH Royal Institute of Technology, TRITA-REFR Report No. 06/50, 2006, ISSN 1102-0245, ISRN KTH/REFR/R-06/50-SE, ISBN 91-7178-410-1.
- [2] Paez A., Ballot-Miguet B., Michel B., Tobaly P., Revellin R. 'Experimental investigation of a new CO₂ refrigeration system arrangement for supermarket applications', *International Journal of Refrigeration*, vol. 162, pp. 245–256, 2024, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2024.03.010.
- [3] Saeed M.Z., Pardiñas Á.A., Banasiak K., Hafner A., Thatte A. 'Thermodynamic analysis of rotary pressure exchanger and ejectors for CO₂ refrigeration system', *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 51, p. 102643, 2024, doi: 10.1016/j.tsep.2024.102643.
- [4] Peng X., Yang Y., Liu X., Wang D., Wang G., Xiang S. 'Experimental investigation of a transcritical CO₂ system for simultaneous heating and cooling performance', *Applied Thermal Engineering*, vol. 187, p. 116592, 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116592.
- [5] Wang Z., Han F., Sundén B. 'Parametric evaluation and performance comparison of a modified CO₂ transcritical refrigeration cycle in air-conditioning applications', *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 131, pp. 617–625, 2018, doi: 10.1016/j.cherd.2017.08.00.
- [6] Dai B., Liu S., Zhu K., Sun Z., Ma Y. 'Thermodynamic performance evaluation of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and expander', *Energy*, vol. 122, pp. 787–800, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.01.029.
- [7] Llopis R., Nebot-Andrés L., Cabello R., Sánchez D., Catalán-Gil J. 'Experimental evaluation of a CO₂ transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling', *International Journal of Refrigeration*, vol. 69, pp. 361–368, 2016, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.06.009.
- [8] Gasparin E.E., Mattos V.C.N., Saltara F., Mello P.E.B., Dezan D.J., Yanagihara J.I., and Salviano L.O. 'Parametric optimization applied to design a high-performance vaneless-diffuser for CO₂ centrifugal compressor', *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, vol. 46, no. 1, pp. 111–130, Dec. 2024, doi: 10.1080/15567036.2023.2279265.
- [9] Yang Z., Jiang H., Zhuge W., Qian Y., and Zhang Y. 'Design of a partial discharge shrouded impeller for the centrifugal compressor of supercritical carbon dioxide power cycles', *Energy*, vol. 307, Oct. 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.132713.
- [10] Salviano L.O., Gasparin E.E., Mattos V.C.N., et al. 'Sensitivity analysis and optimization of a CO₂ centrifugal compressor impeller with a vaneless diffuser', *Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 64, pp. 1607–1627, 2021, doi: 10.1007/s00158-021-02914-2.
- [11] Zhao B., and Liu Z. 'Theoretical Analysis of Isentropic Exponent Effects on the Internal Flow of Supercritical CO₂ Centrifugal Compressors', *International Journal of Chemical Engineering*, Jun. 2022, doi: 10.1155/2022/1809835.
- [12] Karaefe R.E., Post P., Sembritzky M., Schramm A., Di Mare F., Kunick M., and Gampe U. 'Numerical Investigation of a Centrifugal Compressor for Supercritical CO₂ Cycles', *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, vol. 11: Structures and Dynamics: Structural Mechanics, Vibration, and Damping; Supercritical CO₂, V011T31A011, Sep. 2020, doi: 10.1115/GT2020-15194.
- [13] Karaefe E., Post P., Sembritzky M., Schramm A., Kunick M., Gampe U., and Di Mare F. 'Numerical analysis of a centrifugal compressor operating with supercritical CO₂', *Proceedings of the 4th European SCO₂ Conference 2021*, pp. 230–241, 2021, doi: 10.17185/uepublico/73966.
- [14] Ameli A., Turunen-Saaresti T., and Backman J. 'Numerical Investigation of the Flow Behavior Inside a Supercritical CO₂ Centrifugal Compressor', *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 140, no. 12, Dec. 2018, doi: 10.1115/1.4040577.
- [15] Kim S.G., Ahn Y., Lee J., Lee J.I., Addad Y., and Ko B. 'Numerical Investigation of a Centrifugal Compressor for Supercritical CO₂ as a Working Fluid', *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, vol. 3, 2014, no: GT2014-25239, Sep. 2018, doi: 10.1115/GT2014-25239.
- [16] Tegethoff K., Almeida C.B., Schuster S., and Brillert D. 'Numerical Method for Investigating Non-Ideal Flow Demonstrated on a Centrifugal Compressor Operating Near the Critical Point of CO₂', *ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery*

- Technical Conference and Exposition, vol. 11, Jun. 2024, doi: 10.1115/GT2024-124068.
- [17] Fenil A., Seshadri L., Kumar P., Nassar A., and Giri G. 'Numerical Analysis of a Shrouded Centrifugal Compressor for Use in Supercritical Carbon Dioxide (s-CO₂) Brayton Cycle', Proceedings of the ASME Turbo Expo 2023: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, vol. 13C, Paper No: GT2023-103420, V13CT32A032, Sep. 2023, doi: 10.1115/GT2023-103420.
- [18] Hosseinpour J., Messele M., and Engeda A. 'Design and development of a stable supercritical CO₂ centrifugal compressor', Thermal Science and Engineering Progress, vol. 47, p. 102273, Jan. 2024, doi: 10.1016/j.tsep.2023.102273.
- [19] Laubscher R., Rousseau P., van der Spuy J., du Sart C., and Pretorius J.P. 'Development of a 1D network-based momentum equation incorporating pseudo advection terms for real gas sCO₂ centrifugal compressors which addresses the influence of the polytropic path shape', Thermal Science and Engineering Progress, vol. 55, p. 102921, Oct. 2024, doi: 10.1016/j.tsep.2024.102921.
- [20] Cai R., Yang M., Yang B., Zhuge W., and Martinez-Botas R.F. 'Study of unsteady shear flow near stall in a shrouded supercritical carbon dioxide centrifugal compressor', Physics of Fluids, vol. 36, no. 11, p. 114104, Nov. 2024, doi: 10.1063/5.0231286.
- [21] Jiang X., Wang Z., and Xi G. 'Impact of Inlet Conditions on Performance of a Supercritical CO₂ Centrifugal Compressor', Proceedings of the ASME Turbo Expo 2022: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, vol. 9: Supercritical CO₂, V009T28A036, Jun. 2022, doi: 10.1115/GT2022-84278.
- [22] Raman S.K. and Kim H.D. 'Computational Analysis of the Performance Characteristics of a Supercritical CO₂ Centrifugal Compressor', Computation, vol. 6, no. 4, p. 54, Oct. 2018, doi: 10.3390/computation604005.
- [23] Romei A., Gaetani P., and Persico G. 'Computational fluid-dynamic investigation of a centrifugal compressor with inlet guide vanes for supercritical carbon dioxide power systems', Energy, vol. 255, p. 124469, 2022, doi: 10.1016/j.energy.2022.124469.
- [24] Cai R., Yang M., Zhuge W., Yang B. Martinez-Botas R., Zhang Y.. Influence of real gas properties on aerodynamic stability of a SCO₂ centrifugal compressor. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 2024; VOL. 238(6): p. 969-984, Apr. 2024, doi:10.1177/09576509241248885.
- [25] Hosseinpour J., Messele M., and Engeda A. 'Design and development of a stable supercritical CO₂ centrifugal compressor', Thermal Science and Engineering Progress, vol. 47, p. 102273, Jan. 2024, doi: 10.1016/j.tsep.2023.102273.
- [26] Aretis G.R.K., Gkountas A.A., Koubogiannis D.G., and Sarris I.E. 'Preliminary Design and Numerical Investigation of a Centrifugal Compressor for Supercritical Carbon Dioxide Operating in the Vicinity of Its Critical Thermodynamic State', Computation, vol. 11, no. 4, p. 77, Apr. 2023, doi: 10.3390/computation11040077.
- [27] Salviano L.O., Gasparin E.E., Mattos V.C.N., et al. 'Sensitivity analysis and optimization of a CO₂ centrifugal compressor impeller with a vaneless diffuser', Structural and Multidisciplinary Optimization, vol. 64, pp. 1607-1627, Apr. 2021, doi: 10.1007/s00158-021-02914-2.
- [28] Yu Y., Jiang J., Zhao Y., Liu G., Yang Q., and Li L. 'Numerical research on performance of new structure centrifugal compressor for supercritical CO₂ power systems', Annals of Nuclear Energy, vol. 199, p. 110361, May 2024, doi: 10.1016/j.anucene.2024.110361.
- [29] Yang Z., Lu Z., Jiang H., Zhuge W., Song P., Qian Y., and Zhang Y. 'Design of a Scroll-Centrifugal Compressor for Supercritical Carbon Dioxide Power Cycles', Proceedings of the ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, vol. 11: Supercritical CO₂, V011T28A033, Jun. 2024, doi: 10.1115/GT2024-128413.
- [30] Gasparin, E.E. Sensitivity analysis and optimization of centrifugal compressor trains operating with supercritical CO₂ [Doctoral dissertation]. Ilha Solteira, Brazil: São Paulo State University (UNESP), School of Engineering; 2023. 131 p.
- [31] Wright S.A., Radel R.F., Vernon M.E., Rochau G.E., and Pickard P.S. 'Operation and Analysis of a Supercritical CO₂ Brayton Cycle', Sandia Report SAND2010-0171, Sep. 2010.
- [32] Wright S.A. and Pickard P.S. 'Supercritical CO₂ Test Loop Operation and First Test Results', Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Anaheim, California, Jun. 2009.
- [33] Aritomi M., Ishizuka T., Muto Y., and Tsuzuki N. 'Performance Test Results of a Supercritical CO₂ Compressor Used in a New Gas Turbine Generating System', Journal of Power and Energy Systems, vol. 5, pp. 45-59, 2011, doi: 10.1299/jpes.5.45.
- [34] Zhu Y., Liang S., Guo C., Guo Y., Li Z., Gong X., and Jiang Y. 'Experimental Study on a Supercritical CO₂ Centrifugal Compressor Used in a MWe Scale Power Cycle', Applied Sciences, vol. 13, no. 1, p. 385, Dec. 2022, doi: 10.3390/app13010385.
- [35] Peng D.-Y., Robinson D.B. A new two-constant equation of state. Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals, 1976, vol. 15, no. 1, pp. 59-64.

[36] Span, R. and Wagner, W., 'A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-Point temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa,' J. Phys. Chem. Ref. Data, 25(6):1509-1596, 1996.

APPENDIX1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹**Table 1.** Data points derived from experimental graph.

²**Table 2.** Comparison between the Peng-Robinson EoS and the Span-Wagner EoS.

³**Fig. 1.** Sketch of the centrifugal compressor flow path.

⁴**Fig. 2.** P-h diagram of carbon dioxide with experimental points of compression start and end, as well as calculated compression end points.

⁵**Table 3.** Comparison of experimental and simulated parameters of the centrifugal compressor.

⁶**Table 4.** Total-to-total compressor isentropic efficiency values, conventional flow coefficient, total-to-total pressure, temperature, density and pressure ratio obtained from numerical simulations.

⁷**Fig. 3.** Streamlines and relative flow velocity values in the flow path model of the centrifugal compressor at mode $P_n^* = 3.624$ MPa, left – PR, right – RGP SW.

⁸**Fig. 4.** Streamlines in the interblade channel of the impeller at the blade hub (span=0.1) at mode $P_n^* = 3.624$ MPa, left – PR, right – SW, individual velocity scales.

⁹**Fig. 5.** Streamlines in the interblade channel of the impeller at the mid-height of the blade (span=0.5) at mode $P_n^* = 3.624$ MPa, left – PR, right – SW, individual velocity scales.

¹⁰**Fig. 6.** Streamlines in the interblade channel of the impeller at the blade periphery (span=0.9) at mode $P_n^* = 3.624$ MPa, left – PR, right – SW, individual velocity scales.

¹¹**Fig. 7.** Streamlines and relative flow velocity values on cross sections of the interblade channels of the impeller ($P_n^* = 2.77$ MPa), left – PR, right – RGP SW, common velocity scale set.

¹²**Fig. 8.** Streamlines and relative flow velocity values on cross sections of the interblade channels of the impeller ($P_n^* = 2.985$ MPa), left – PR, right – RGP SW, common velocity scale set.

¹³**Fig. 9.** Streamlines and relative flow velocity values on cross sections of the interblade channels of the impeller ($P_n^* = 3.295$ MPa), left – PR, right – RGPSW, common velocity scale set.

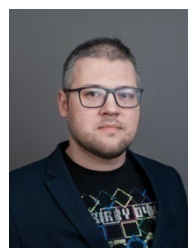
¹⁴**Fig. 10.** Streamlines and relative flow velocity values on cross sections of the interblade channels of the impeller ($P_n^* = 3.624$ MPa), left – PR, right – RGPSW, common velocity scale set.

¹⁵**Fig. 11.** Distribution of static pressure on cross sections of the interblade channels of the impeller ($P_n^* = 3.624$ MPa), left – PR, right – RGP SW, common pressure scale set.

Сведения об авторах.



Фатеева Екатерина Сергеевна, аспирант. Область научных интересов: компрессорная и холодильная техника, системы транспорта и переработки газа.
E-mail: ekaterina.s.fateeva@gmail.com



Данилишин Алексей Михайлович, доцент, к.т.н. Область научных интересов: центробежные компрессоры, турбохолодильные машины, турбодетандеры, численное моделирование.
E-mail: danilishin_am@mail.ru



Кожухов Юрий Владимирович, доцент, к.т.н. Область научных интересов: компрессорная и холодильная техника, системы транспорта и переработки газа, декарбонизация топливно-энергетического комплекса.

E-mail: Kozhukhov_yv@mail.ru
Казанцев Роман Алексеевич, аспирант. Область научных интересов: компрессорная и холодильная техника, судовые системы хранения и рекуперации криогенных жидкостей, магистральный транспорт и переработка газа.
E-mail: karoze.exe@gmail.com

