

DOI: 10.18721/JEST.27201
УДК 621.515

*И.А. Бабиченко¹, А.А. Михайлов¹, К.К. Соколов¹,
А.И. Боровков², Ю.Б. Галеркин², И.А. Максименко³,
А.Ф. Рекстин², В.Б. Семеновский², В.К. Ядыкин²*

¹ Акционерное общество "Турбохолд",
Москва, Россия;

² Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия;

³ Акционерное общество "НПФ "Невинтермаш",
Санкт-Петербург, Россия

ОПЫТ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ. CFD-АНАЛИЗ ВХОДНОГО ТРАКТА

Компрессоры разного назначения и типов играют большую роль в газовой и нефтяной промышленности. В газовой промышленности установленная мощность только центробежных компрессоров порядка 55 млн. кВт. Роль турбодетандерных агрегатов (ТДА) количественно как бы вторична (порядка 1 млн. кВт установленной мощности), но без ТДА невозможна транспортировка и переработка природного и попутного нефтяного газа. Важно, чтобы компрессоры ТДА работали с высоким КПД и обеспечивали все многообразие возможных режимов работы агрегата. Основной отечественный производитель турбодетандерных агрегатов АО Турбохолд с середины 2000 гг. привлекает для проектирования компрессоров Санкт-Петербургский политехнический университет, где создан Метод универсального моделирования. Комплекс компьютерных программ выполняет оптимальное проектирование и оценивает возможность работы компрессора на самых разных эксплуатационных режимах с перспективой на десятилетие. Методом универсального моделирования на начало 2021 г выполнено 22 проекта центробежных компрессоров для более 120 ТДА. Единичная мощность компрессора до 6500 кВт, конечное давлением до 12 МПа, суммарная мощность более 400 тысяч киловатт. Хотя методы вычислительной газодинамики (CFD) до сих пор не могут корректно рассчитать газодинамические характеристики центробежного компрессора, расчет течения в неподвижных элементах проточной части представляет корректную информацию. Анализ входного тракта, состоящего из подводящей трубы, соединительного тракта и собственно входного патрубка компрессора, дал информацию о характере течения, показал проблемные места входного тракта, позволил оценить потерю КПД в тракте, наметить направления совершенствования этого элемента проточной части.

Ключевые слова: турбодетандерный агрегат, центробежный компрессор, вычислительная газодинамика, входной тракт, входной патрубок, коэффициент потерь, потеря кпд.

Ссылка при цитировании:

Бабиченко И.А., А.А. Михайлов, К.К. Соколов, А.И. Боровков, Ю.Б. Галеркин, И.А. Максименко, А.Ф. Рекстин, В.Б. Семеновский, В.К. Ядыкин. Опыт газодинамического проектирования центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов. CFD-анализ входного тракта // Материаловедение. Энергетика. 2021. Т. 27, № 2. С. 5–22. DOI: 10.18721/JEST.27201

Эта статья открытого доступа, распространяемая по лицензии CC BY-NC 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

*I.A. Babichenko¹, A.A. Mikhailov¹, K.K. Sokolov¹,
A.I. Borovkov², Yu.B. Galerkin², I.A. Maximenko³,
A.F. Rekstin², V.B. Semenovskiy², V.K. Yadykin²*

¹ Join stock company "Turbokholod", Moscow, Russia;

² Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
St. Petersburg, Russia;

³ Jsc "SIF "Nevintermash", St. Petersburg, Russia

EXPERIENCE IN GAS DYNAMIC DESIGN OF TURBOEXPANDER CENTRIFUGAL COMPRESSORS. INLET TRACT CFD ANALYSIS

Compressors of various purposes and types play an important role in the gas and oil industry. In the gas industry, the installed capacity of centrifugal compressors is about 55 million kW. The role of turboexpander aggregates is quantitatively secondary in comparison with pipeline compressors (about 1 million kW of installed capacity), but without turboexpander aggregates, it is impossible to transport and process natural and petroleum gas. It is important that turboexpander aggregate compressors operate with high efficiency and provide all the variety of possible operating flow rates. The main domestic manufacturer of turboexpander aggregates, JSC Turboholod, has been subcontracting the St. Petersburg Polytechnic University for compressor design since mid-2000. Prof. Y. Galerkin's Universal Modeling Method has been well proven and widely applied in design practice. SPbPU and JSC Turboholod constantly cooperate since then. By 2021, 22 types of centrifugal compressors have been designed for more than 120 turboexpander aggregates operating in the industry. The unit capacity of the compressor is up to 6500 kW, the outlet pressure is up to 12 MPa, the total capacity of the turboexpanders is more than 400 MW. Although computational fluid dynamic methods still cannot correctly calculate the gas dynamic characteristics of a centrifugal compressor, the calculation of the flow in the stationary elements of the flow path provides correct information. The analysis of the inlet tract, consisting of a supply pipe, a connecting pipe and the compressor inlet nozzle, gave information about the flow structure, showed the problem areas of the inlet tract, made it possible to estimate the loss of efficiency in the tract, and outline the directions for improving this element of the flow path in perspective designs.

Keywords: turboexpander aggregate, centrifugal compressor, computational fluid dynamic, inlet tract, inlet nozzle, the loss coefficient, the loss of efficiency.

Citation:

I.A. Babichenko, A.A. Mikhailov, K.K. Sokolov, A.I. Borovkov, Yu.B. Galerkin, I.A. Maximenko, A.F. Rekstin, V.B. Semenovskiy, V.K. Yadykin, Experience in gas dynamic design of turboexpander centrifugal compressors. Inlet tract CFD analysis, *Materials Science. Power Engineering*, 27 (02) (2021) 5–22, DOI: 10.18721/JEST.27201

This is an open access article under the CC BY-NC 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

Введение. В газовой и нефтяной промышленности температуру газа нужно понижать на газоперерабатывающих заводах, для низкотемпературной комплексной обработки природного и попутного газа на головных станциях добычи (иногда также на линии транспорта газа). В зонах вечной мерзлоты на линейных компрессорных станциях применяются агрегаты круглогодичного охлаждения газа [1]. В ТДА газ поступает в турбину, где охлаждается в процессе расширения до нужной температуры (до минус 45 °С на газоперерабатывающих заводах). Турбина ТДА работает за счет энергии давления газа, которую газ получает в компрессоре дожимного или линейного газоперекачивающего агрегата. Мощность турбины ТДА поглощает компрессор, установленный на одном валу с турбиной. Компрессор возвращает газу давление, ушедшее на охлаждение газа в турбине – за вычетом газодинамических и термодинамических потерь.

АО Турбохолд снабжает газовую промышленность агрегатами с осевой турбиной и центробежным компрессором. В ТДА компрессор по размеру больше втрое, а по массе на порядок больше турбины. Энергетически эти машины равнозначны. Их мощность одинаковая, поэтому КПД турбины и компрессора одинаково влияют на потерю мощности компрессора ГПА в агрегате.

Методы и материалы

Результаты сотрудничества АО Турбохолд и ЛГДТМ ЦНТИ СПбПУ

Придавая большое значение роли центробежного компрессора в ТДА, АО Турбохолд с середины 2000 гг. привлекает к газодинамическому проектированию центробежных компрессоров высококвалифицированный коллектив ученых Санкт-Петербургского политехнического университета, возглавляемый проф. Ю. Галеркиным [2–10]. За годы сотрудничества отечественным и зарубежным потребителям поставлены более ста двадцати ТДА с компрессорами по двум десяткам газодинамических проектов ученых-политехников. Примеры на рис. 1 и 2.

Информация о производстве и поставке конечному потребителю на начало 2021 г. в табл. 1.

Газодинамический проект центробежного компрессора должен обеспечить заданную степень сжатия при заданном расходе с наибольшим возможным КПД. Аналитический расчет мощности и КПД компрессора невозможен. Вычислительная газодинамика (CFD) предлагает численное решение уравнений рабочего процесса. Однако несмотря на значительные усилия (в т.ч. ученых-политехников [11–17]), получить точный CFD-расчет характеристик центробежного компрессора пока не удастся. Инженерные методы проектирования базируются на экспериментах с моделями компрессоров. В прошлом столетии было почти обязательным проверить проект нового компрессора испытанием модели. Современные инженерные методы более надежны.

Методом универсального моделирования проф. Ю. Галеркина с середины 1990-х гг. спроектированы и работают в промышленности десятки компрессоров с единичной мощностью до 32 МВт и суммарной мощностью более 5 млн. кВт. Так же хорошо показывают себя проекты компрессоров ТДА. На рис. 3 проектные характеристики двух экземпляров компрессора одного из ТДА сопоставлены с результатами заводских испытаний.



Рис. 1. ТДА АО «Турбохолд» на станции охлаждения газа ГП-16 на Песцовой площади. Турбодетандерный агрегат с горизонтальным валом. Газодинамические проекты ЛГДТМ СПбПУ

Fig. 1. Turboexpanders JSC "Turbokholod" at the gas cooling station GP-16 on Pestsovaya square. The turboexpander with horizontal shaft. Gas-dynamic projects of the LGDTM SPbPU

Таблица 1

**Перечень компрессоров турбодетандерных агрегатов по газодинамическим проектам
Методом универсального моделирования – СПБПУ.
Проектирование, изготовление, испытание, поставка конечному потребителю
– АО «Турбохолд», г. Москва**

Table 1

**The list of turboexpanders' compressors designed according to gas-dynamic
projects by the Universal Modeling Method – SPbPU.
Design, manufacture, testing, delivery to the end user – JSC «Turbokholod», Moscow**

№	Назв.	Мощ./ год кВт	D_2 , м	\bar{m} , кг/с	p_k , МПа	π	n, об/мин	К-во 2015	Сумм. мощн.	Место установки
1	ТК-1	2350/ 2005	0,320	59	11,8	1,311	15500	1	2400	Опытный образец
2	ТК-2	3650/ 2005	0,365	79	8,0	1,333	15500	н.д.	н.д.	н.д.
3	ТК-3	2670/ 2006	0,365	78,1	8,906	1,22	14000	10	26700	Песцовое, Харвутинское
4	ТК- 4/0706	5030/ 2007	0,375	79	6,75	1,424	15500	н.д.	н.д.	н.д.
5	ТК- 4/530	5030/ 2007	0,390	79	6,75	1,424	16250	10	50300	Бованенково
6	ТК-5	3080/ 2007	0,350	77,7	7,75	1,277	16000	7	21500	Заполярное
7	ТК-6	1850/ 2007	0,575	163	8,69	1,070	5000	22	40700	Ярынская
8	ТК-7	2400/ 2007	0,275	86,3	13	1,209	16000	6	14400	Юрхарово
9	ТК-8	1660/ 2007	0,275	59,19	13	1,209	16000	4	6600	Юрхарово
10	ТК- 4/410	5580/ 2009	0,410	79	6,75	1,424	14500	30	167400	Бованенково
11	ТК-3а	1200/ 2010	0,365	59	8	1,12	12000	4	4800	Находкинское
12	ТК-8а	1660 /2010	0,24	59	10,8	1,18	16000	1	1660	Г.д Ямбург
13	ТК-10	2099/ 2012	0,310	36,05	13,02	1,32	16500	н.д.	н.д.	н.д.
14	ТК-11	3231/ 2012	0,310	103,5	12,2	1,208	15000	н.д.	н.д.	н.д.
15	ТК-11А	3320/ 2012	0,340	105,3	12,2	1,208	13280	1	3300	Юрхаровское
16	ТК-12	1792/ 2012	0,275	60,5	13	1,244	15500	3	5400	Самбургское
17	ТК-13	1962/ 2013	0,300	85,19	12,53	1,171	13300	4	7800	Ачимовское
18	ТК-14	3651/ 2013	0,320	84,0	14,2	1,365	16000	н.д.	н.д.	н.д.
19	ТК-14А	2290/ 2013	0,340	84,0	12,5	1,202	12500	2	4600	Яро-Яхинское

Окончание табл. 1

20	TK-15	762/ 2014	0,490	88,91	5,513	1,072	5100	8	6100	Чаяндинское
21	TK-16	6363/ 2017	0,390	88,4	6,3	1,460	16250	1	6400	Бованенково
22	TK-17	5135/ 2017	0,400	84,6	6,3	1,406	15900	1	5100	Бованенково
23	TK-18	680/ 2018	0,280	27,26	5,398	1,169	15500	3	2000	Узбекистан
25	TK-21	3282/ 2020	0,300	104,9	13,41	1,23	15000	8	26300	Салман
26	TK-22	2703/ 2020	0,340	90,16	7,461	1,26	13500	В изг.	н.д.	Ковыткинское
	ВСЕГО							126	401800	



Рис. 2. ТДА АО «Турбохолд» на станции охлаждения газа КС Ярынская.
Турбодетандерный агрегат с вертикальным валом. Газодинамические проекты ЛГДТМ СПбПУ
Fig. 2. Turboexpanders JSC "Turbokholod" at the CS Yarynskaya gas cooling station.
Turboexpander with vertical shaft. Gas-dynamic projects of the LGDTM SPbPU

Результаты испытаний подтверждают вид характеристики по проекту. Превышение полезного напора связано с тем, что реальный КПД компрессора по высококачественному проекту и изготовлению выше оговоренного ТЗ. Коэффициент теоретического напора ψ_T равен $\psi_T = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_2$ (φ_2 – коэффициент расхода на выходе из рабочего колеса, β_2 – угол относительной скорости на выходе из рабочего колеса). Условный коэффициент расхода Φ и коэффициент расхода на выходе из рабочего колеса φ_2 связаны соотношением $\Phi = 4 \frac{\rho_2}{\rho_n} \frac{b_2}{D_2} \varphi_2$ (ρ_n, ρ_2 – плотность газа на входе в компрессор и на выходе из рабочего колеса, b_2 – высота лопаток на выходе из рабочего колеса, D_2 – диаметр рабочего колеса). Чем больше число Маха M_u , тем больше ψ_T , так как больше ρ_2 и меньше φ_2 . Почти совпадающие точки – это повторные измерения, демонстрирующие хорошую точность измерений. Измеренные параметры двух экземпляров компрессора практически совпадают. Очередные заводские испытания подтвердили высокое качество проектирования Методом универсального моделирования и качество изготовления компрессоров.

CFD-анализ входного тракта перспективного компрессора

Применительно к перспективному компрессору ТДА оказалось необходимым проанализировать входной тракт. Математической модели этого специфического элемента в Методе универ-

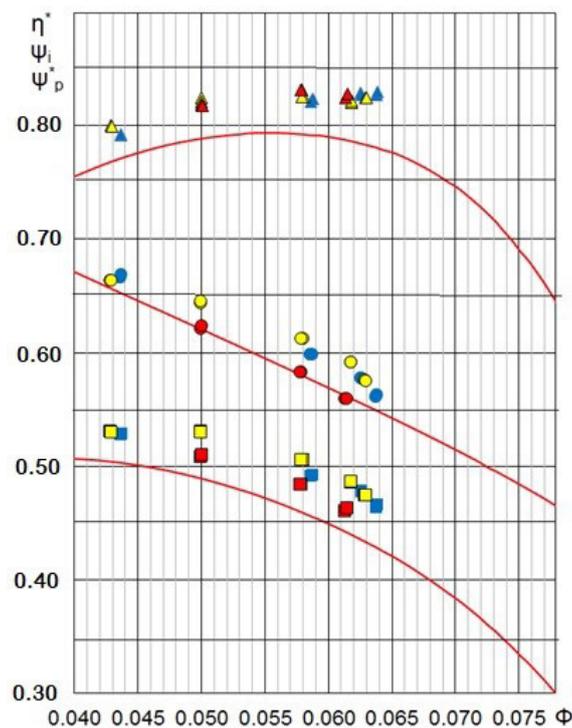


Рис. 3. Безразмерные характеристики компрессора ТДА, г/д проект Методом универсального моделирования. Красные линии – проектные характеристики при $M_u = 0,616$. Точки – результаты испытаний 2-х компрессоров при $M_u = 0,541 - 0,708$

Fig. 3. Dimensionless characteristics of the turboexpander's compressor, gas-dynamic project by the Universal Modeling Method. Red lines – design characteristics at $M_u = 0.616$. Points – test results of 2 compressor units at $M_u = 0.541 - 0.708$

сального моделирования нет. Стандартный корпус ТДА по всем размерам оказался подходящим для компрессора с объемным расходом в 1,5 раза большим, чем у предшествующих компрессоров в этом корпусе. Применение корпуса большей размерности было крайне нежелательным по срокам и стоимости реализации проекта. Но даже сугубо приближенный анализ Методом универсального моделирования показал, что критическим элементом является недостаточное проходное сечение входного отверстия корпуса. Увеличение отверстия оказалось конструктивно возможным, но возникали газодинамические вопросы.

Как упоминалось выше, CFD-расчеты не гарантируют корректный расчет характеристик центробежного компрессора. Но CFD-расчеты, и даже оптимизация не компрессора целиком, а только неподвижных элементов проточной части надежны и проверены экспериментально в Западной Европе и Японии [18–24].

На рис. 4 показан корпус ТДА, и входной тракт корпуса с увеличенным входным отверстием.

Исходное входное отверстие в цилиндрическом корпусе с размером 190 мм вдоль оси корпуса было симметричным относительно вертикальной оси на разрезе А-А. Продольный размер 330 мм у исходного отверстия не обеспечивал нужное проходное сечение. Предложенное конструкторами увеличение размера до 481 мм обеспечивало нужное проходное сечение. Но из-за нарушения симметрии при входе в корпус поток может начать вращаться относительно оси ротора. Согласно основному уравнению турбомашин, вращение потока на входе влияет на теоретический напор $h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1$ (u_2, u_1 – окружная скорость на выходе и на входе в рабочее колесо c_{u2}, c_{u1} – окружная составляющая скорости – закрутка – на выходе и на входе в рабочее колесо). Несимметричность входного отверстия может создать закрутку потока c_{u1} по часовой стрелке. При вра-

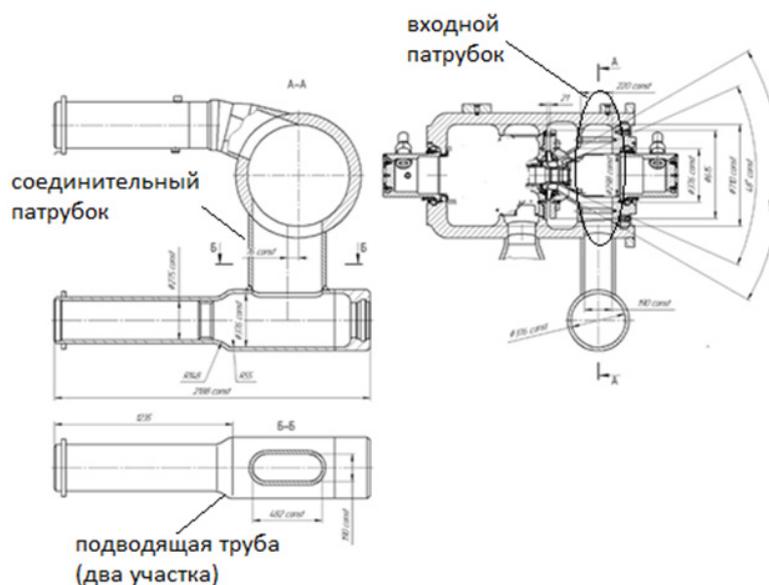


Рис. 4. Входной тракт и корпус компрессора ТДА для CFD-анализа
Fig. 4. Turboexpander's compressor inlet tract and casing for CFD analysis

щении ротора против часовой стрелки на рис. 4 закрутка отрицательная $s_{u1} < 0$. Отрицательная закрутка увеличивает теоретический напор и, соответственно, мощность компрессора. При отрицательной закрутке КПД снижается, а характеристики смещаются в сторону большего расхода. Направляющие ребра в коническом конфузоре перед рабочим колесом существенно уменьшат s_{u1} , но не ликвидируют полностью. Вращение потока перед направляющими ребрами увеличит ударные потери.

Сложный характер течения нельзя количественно оценить инженерными методиками. CFD-расчет дает возможность проанализировать структуру потока и потери напора, оценить целесообразность корректировки формы входного патрубка.

Методика CFD-расчета

Для CFD-расчетов использовался код общего назначения для решения задач гидрогазодинамики ANSYS/CFX. Общая методика CFD-расчетов выбрана по результатам исследований, проведенных в работах [25–27].

Согласно представленным эскизам проточной части агрегата была разработана пространственная геометрическая модель газового домена элементов входного тракта, содержащая внутреннюю область двух участков подводящей трубы, отличающихся наружным диаметром, патрубка с овальным поперечным сечением, несимметрично соединяющего подводящую трубу с корпусом агрегата, входной камеры корпуса и осесимметричного кольцевого конфузора перед рабочим колесом компрессора; описанная расчетная область была дополнена осесимметричной кольцевой трубой за конфузуром, выполняющей роль выходного участка, необходимого для проведения CFD-расчетов.

При построении сеточной расчетной модели использовалась неструктурированная гибридная сетка с заданным сгущением к границам, определяющим стенки проточной части, что обеспечивает учет пограничного слоя и удовлетворение требованиям пристеночных функций и используемой модели турбулентности SST, наиболее универсальной и положительно зарекомендовавшей себя в CFD-расчетах элементов турбокомпрессоров: размер первой пристеночной ячейки 10 мкм, коэффициент увеличения размера 1,2 – общее количество расчетных ячеек составило ~ 15 млн.

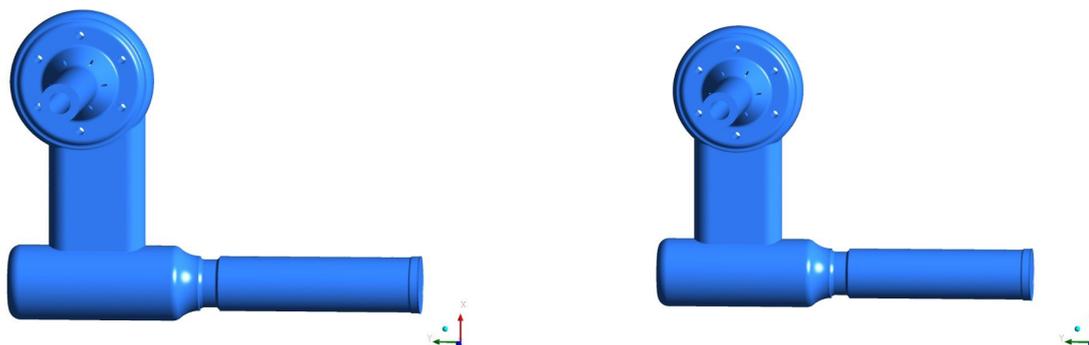


Рис. 5. Геометрическая модель расчетной области CFD-анализа. Слева несимметрично расположенное входное отверстие; справа симметрично расположенное входное отверстие

Fig. 5. Geometric model of the CFD computational domain.
On the left, the asymmetrically located inlet; on the right, the symmetrically located inlet

Для моделирования течения в ANSYS/CFX был произведен перевод на нормальные условия при входе для воздуха в качестве модельного газа. В качестве граничных условий на входной границе использовано условие втекания воздуха со свойствами совершенного газа с полным давлением 101325 Па и температурой 288,15 К, соответствующими значению массового расхода 1,796 кг/с, устанавливаемому с условием вытекания на выходной границе. Эти параметры соответствуют условию приближенного моделирования номинального режима компрессора в эксплуатационных условиях.

Стенки проточной части считаются гидравлически гладкими, адиабатными и соответствующими граничному условию прилипания.

Модели расчетной области при несимметричном и симметричном расположении входного отверстия показаны на рис. 5.

Результаты

Влияние несимметричности входного отверстия при отсутствии направляющих лопаток. В осесимметричном входном конфузоре есть шесть ребер обтекаемой формы, которые расположены в меридиональной плоскости. Они выполняют роль направляющих лопаток, препятствующих вращению потока на входе в колесо. Направляющие ребра в осесимметричном конфузоре при представленном здесь расчете не установлены, чтобы выяснить, какую величину закрутки потока вызывает несимметричность входного отверстия в корпусе.

Линии тока и векторы скорости во входном тракте иллюстрирует рис. 6. Линии тока синего цвета показывают зоны с малыми скоростями потока.

В точки зрения одномерной теории CFD-расчет дал парадоксальный результат. При несимметричном входе закрутка небольшая, но при симметричном входе поток энергично вращается в сечении входа в рабочее колесо. Причина в специфической организации течения в подводящем тракте.

При переходе из трубы в соединительный патрубок поток поворачивает на 90° и образует в патрубке большую зону отрыва при обтекании острого угла. Зона отрыва при несимметричном входе оттесняет поток в сторону оси симметрии. Зона отрыва компенсирует несимметричный вход. В противоположном направлении отрыв влияет при симметричном расположении входного отверстия. В этом случае зона отрыва оттесняет поток от оси симметрии. Поток приобретает активную закрутку.

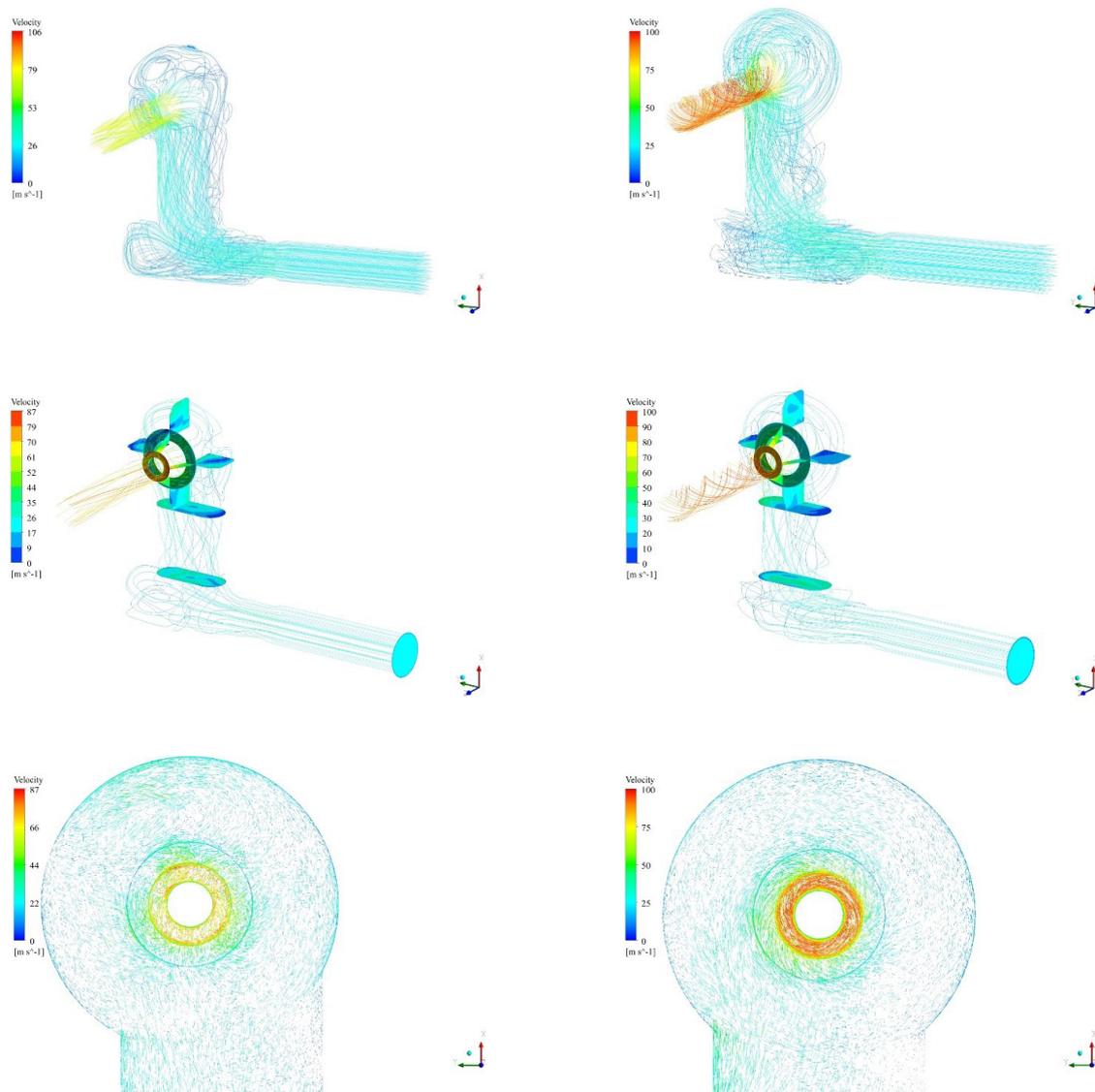


Рис. 6. Линии тока во входном тракте, изотахи и векторы скорости в радиальной плоскости входного патрубка.
 Слева – несимметричный вход, справа – симметричный вход

Fig. 6. Streamlines in the inlet track, isotachs and velocity vectors in the radial plane of the inlet nozzle.
 Left – the asymmetrically located inlet, right – the symmetrically located inlet

CFD-расчет показал проблемные зоны входного тракта. Движение газа в тракте ускоренное. Снижение скорости происходит в тех зонах, где кинетическая энергия расходуется на преодоления сопротивления плохо обтекаемых участков тракта.

Первый такой участок – переход от трубы меньшего к трубе большего диаметра. Возникают так называемые потери внезапного расширения $h_{вр}$ – единственный вид потерь в дозвуковом потоке, который можно строго и точно рассчитать по формуле Борда-Карно: $h_{вр} = 0.5(c_1 - c_2)^2 \approx 0.5c_1^2(1 - f_1/f_2)^2$ (c_1, c_2 – скорости потока на входе и выходе канала, f_1, f_2 – площади на входе и выходе канала). Согласно этой формуле, потеря напора от перехода в трубу большего диаметра составляет примерно 10% от потери во всем тракте. Но формула точна применительно к переходу из одной длинной трубы в другую. Трудно сказать, как возникшая низкоэнергетическая зона дополнительно влияет на потери напора в рассматриваемой сложной системе.

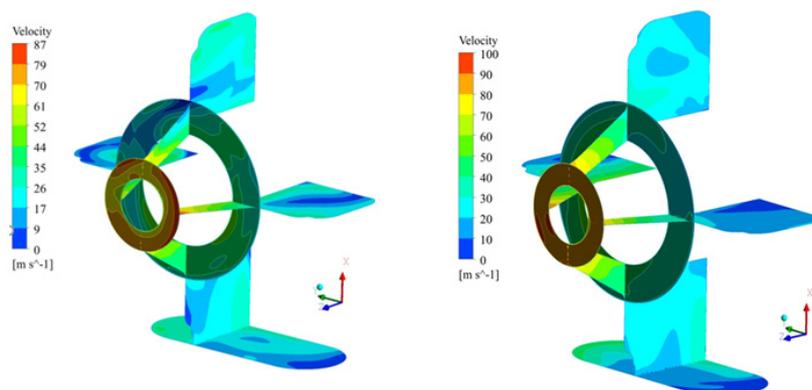


Рис. 7. Изотакхи в разных сечениях входного патрубка. Слева несимметричное, справа симметричное входное отверстие

Fig. 7. Isotachs in different sections of the inlet nozzle. Left – the asymmetrically located inlet, right – the symmetrically located inlet

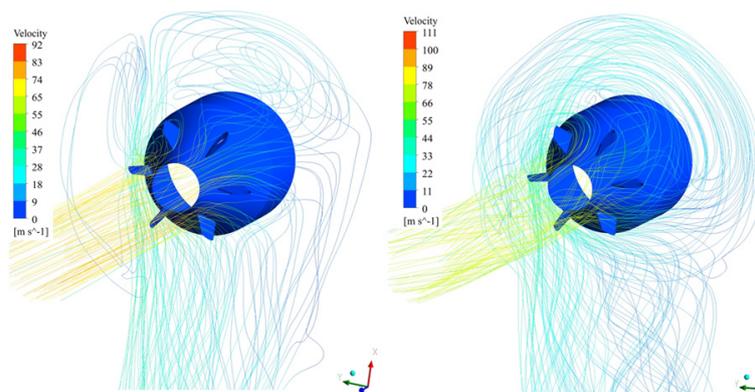


Рис. 8. Линии тока во входном патрубке. Слева – несимметричный вход, справа – симметричный вход

Fig. 8. Streamlines in the inlet nozzle. Left – the asymmetrically located inlet, right – the symmetrically located inlet

Второй участок с неблагоприятной картиной течения – поворот потока на 90° из трубы в промежуточный патрубок. Обтекание острого угла сопровождается потерей кинетической энергии. Выше показано, как эта зона отрыва влияет на вращение потока во входном патрубке.

Низкоэнергетическая зона распространяется на большое расстояние. Но существенное общее ускорение потока внутри корпуса улучшает картину течения. Рис. 7 дает представление о локализации низкоэнергетических зон по мере приближения потока к рабочему колесу.

Положение входного отверстия не оказывает принципиального влияния на энергетические зоны. Эти зоны разные, но их интенсивность в обоих вариантах примерно одинакова.

Влияние несимметричности входного отверстия при направляющих лопатках. Эффективность направляющих лопаток оказалась неожиданно большой. Сильная закрутка, которая была при симметричном входе без направляющих лопаток (рис. 6) практически ликвидируется – рис. 8.

При симметричном входном отверстии направляющие лопатки обтекаются с большими углами атаки. Это результат закрутки потока, созданной зоной отрыва в соединительном патрубке. CFD-расчет показал результат, прямо противоположный тому, который вытекал из одномерного анализа. При несимметричном входном отверстии направляющие лопатки обтекаются лучше. Представление о структуре потока на входе в рабочее колесо дает рис. 9.

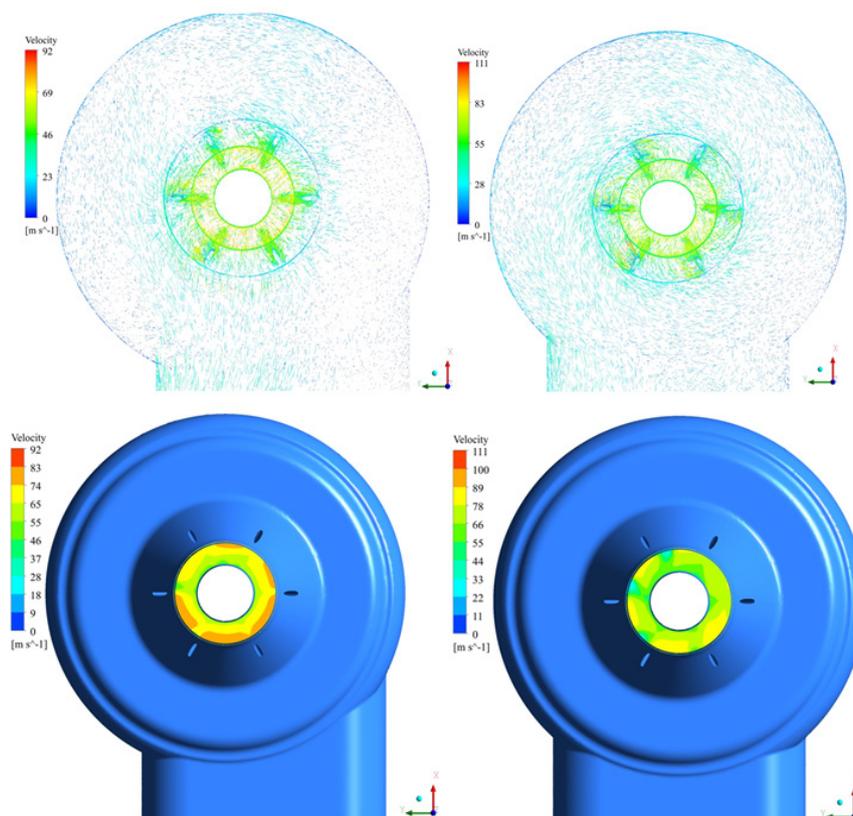


Рис. 9. Векторы скорости в радиальном сечении ВП и изотахи на входе в РК.
 Слева – несимметричный вход. Справа – симметричный вход

Fig. 9. Velocity vectors in the radial section of the inlet nozzle and isotachs at the impeller inlet.
 Left – the asymmetrically located inlet, right – the symmetrically located inlet

Количественная характеристика структуры потока представлена в табл. 2. Скорости в кольцевом сечении входа в колесо представлены в 12 сечениях по центральному углу φ на 5 радиусах.

Очевидно преимущество входа через несимметричное входное отверстие. Это частный случай, когда два недостатка компенсируют друг друга – принципиально неверное расположение входного отверстия, и вызывающий большие потери отрыв потока при нерациональной форме подводящего тракта. Если бы на рис. 4 подвод к соединительному патрубку был справа, два недостатка суммировались бы.

В [28] потери $h_{wВП}$ во входном патрубке рекомендуется рассчитывать с помощью коэффициента потерь $\zeta = \frac{2\Delta p^*}{\rho_n c_n^2}$ ($\zeta_{ВП}$ – коэффициент потерь входного патрубка, c_n – скорость потока во входном отверстии патрубка). В зависимости от степени ускорения потока в патрубке типичные значения $\zeta_{ВП} = 2,5 - 3,5$ – это с учетом негативного влияния неравномерности потока на входе рабочее колесо. Расчеты потери полного давления показали такие значения коэффициентов потерь $h_{wВП} = 0,5\zeta_{ВП} c_n^2$ (Δp^* – потеря полного давления, ρ_n – плотность газа во входном сечении):

- несимметричное входное отверстие, входной тракт $\zeta_{ВТ} = 2,75$, входной патрубок $\zeta_{ВП} = 1,325$;
- симметричное входное отверстие, входной тракт $\zeta_{ВТ} = 3,07$, входной патрубок $\zeta_{ВП} = 1,89$.

Как и вытекает из структуры течения, при симметричном расположении входного отверстия и неблагоприятной форме трубопровода «подводящая труба + соединительный патрубок» потери на 10% больше. Абсолютная величина коэффициента потерь $\zeta_{ВП}$ собственно входного патрубка

Таблица 2

Векторы окружной проекции скорости c_{u0} на входе в рабочее колесо

Table 2

Vectors of the velocity circumferential projection c_{u0} at the impeller inlet

$\varphi, ^\circ$	c_{u0} Несимметричный вход (периферия – втулка)					c_{u0} Симметричный вход (периферия – втулка)				
	0	-8,73	0,87	1,92	-0,63	-5,89	23,19	14,57	2,16	-10,34
30	-0,26	-6,24	-6,75	-2,76	1,20	0,53	4,77	0,42	-3,23	-5,00
60	-0,88	-6,48	-8,35	-4,02	6,32	12,31	6,20	-0,99	-6,68	-10,63
90	-2,02	-2,04	-6,46	-10,00	-8,84	2,12	0,05	-3,07	-3,71	-1,38
120	4,18	-3,28	-6,21	-7,13	-6,06	5,98	2,09	-1,44	-4,88	-7,32
150	-1,37	-3,96	-4,70	-5,38	-5,96	-0,24	-0,80	-0,86	-1,53	-2,70
180	-7,34	-7,60	-4,37	-0,23	2,95	-8,16	-4,45	0,87	3,23	2,22
210	-1,62	-2,53	-2,18	-1,58	-0,61	-1,56	-0,26	1,79	1,72	-1,11
240	4,06	2,83	1,11	-1,98	-7,02	7,14	10,01	6,32	-3,70	-16,51
270	2,12	5,39	1,06	-3,76	-4,04	1,09	6,89	2,67	-2,98	-3,98
300	12,97	13,28	1,54	-9,11	-15,06	13,46	12,32	3,27	-7,18	-15,84
330	-1,06	3,96	2,95	-1,77	-5,07	2,68	2,08	0,08	-0,12	0,60

небольшая по сравнению с типичными значениями в [28]. Но в отличие от [28] представленные расчеты не учитывают негативного влияния входного патрубка на рабочее колесо.

Потеря КПД во входном тракте $\Delta\eta = \frac{h_w}{h_T}$ равна:

– с учетом входного трубопровода $\Delta\eta_{вт} = 0,5\zeta_{вт} \frac{\bar{c}_H^2}{\Psi_T}$;

– без учета входного трубопровода $\Delta\eta_{вп} = 0,5\zeta_{вп} \frac{\bar{c}_H^2}{\Psi_T}$.

Обсуждение

В соответствии с международными и отраслевыми стандартами на заводские испытания отношение давлений (степень сжатия) измеряется на фланцах корпуса компрессора. При испытаниях компрессоров АО «Турбохолод» входное давление измеряется на входе в подводящую трубу. Потеря давления в трубе и соединительном патрубке снижает КПД компрессора по сравнению с испытаниями по стандарту. CFD-расчет показал, что потеря давления в трубе и соединительном патрубке приближается к половине потерь входного тракта. Для компрессоров с большим объемным расходом (большая величина \bar{c}_H) измеренный КПД компрессоров ТДА на 1–1,5% меньше величины, которая была бы при измерении по методике испытания общепринятой методике заводских испытаний.

Входной тракт на рис. 4 в течение некоторого времени применяется в компрессорах ТДА. Ранее объемные расходы были небольшими, и потеря КПД $\Delta\eta_{вт}$ была небольшой. Аэродинамическое несовершенство входного тракта не имело значительных последствий. Для компрессоров с большим объемным расходом проблема приобрела значение. CFD-расчеты представили значительную качественную и количественную информацию для совершенствования входного тракта.

Заключение

Результаты сотрудничества индустриального партнера и вуза – АО Турбохолд и СПбПУ – на базе достижений Научной школы компрессоростроения вуза дали значимый практический результат. Полностью удовлетворены потребности промышленности РФ в турбодетандерных агрегатах с высокими эксплуатационными показателями. Инженерный метод оптимального проектирования – Метод универсального моделирования – подтвердил надежность и эффективность. Применительно к входному тракту сложной конструкции для перспективного компрессора с большим объемным расходом применены CFD-расчеты. Информация о структуре течения двух вариантов входного тракта показала проблемные места, на основании чего в проточную часть будут внесены изменения. Рассчитанные коэффициенты потерь больше у варианта с худшей структурой течения. CFD-расчеты показали свою эффективность для совершенствования неподвижных элементов проточной части компрессора.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 18-79-10165)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Галиуллин З.Т.** Современные газотранспортные системы и технологии [текст] / З.Т. Галиуллин, С.Ю. Сальников, В.А. Щуровский // Москва. – 2014, 345 с.
- [2] **Васильев Ю.С.** Высокоэффективные центробежные компрессоры нового поколения. Научные основы расчета, разработка методов оптимального проектирования и освоение производства. [текст] / Ю.С. Васильев, П.И. Родионов, М.И. Соколовский // Промышленность России. – 2000. – № 10–11. – М. – С. 78–85.
- [3] Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. [текст] / Под редакцией Галеркина Ю.Б. // – М.: Изд. «СПбГПУ». – 2010.
- [4] **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Семеновский В.Б.** Состояние инженерного метода оптимального газодинамического проектирования и расчета характеристик центробежных компрессоров. Часть 1. Компрессорная техника и пневматика. – 2019. – № 4. – С. 3–10.
- [5] **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Семеновский В.Б.** Состояние инженерного метода оптимального газодинамического проектирования и расчета характеристик центробежных компрессоров. Часть 2. Компрессорная техника и пневматика. – 2020. – № 1. – С. 8–11.
- [6] **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Семеновский В.Б.** Современное состояние инженерного метода оптимального газодинамического проектирования и расчета характеристик центробежных компрессоров. Часть 3. Компрессорная техника и пневматика. – 2020. – № 2. – С. 2–9.
- [7] **Rekstin A.F., Semenovskiy V.B., Galerkin Y.B., Sokolov A.A.** The analysis of design and measured gas-dynamic characteristics of the centrifugal compressor within turboexpander aggregate. – Oil and Gas Engineering (OGE-2018) – AIP Conf. Proc. 2007. – Omsk. – Russia. – 2018. 030028-1–030028-11; <https://doi.org/10.1063/1.5051889>
- [8] **Galerkin Yu.B., Semenovskiy V.B., Soldatova K.V.** Creating model stages of centrifugal compressor based on experimental data. – Oil and Gas Engineering- AIP Conf. Proc. 2141. – Omsk. – Russia. – 2019, 030026-030026-8, <https://doi.org/10.1063/1.5122076>
- [9] **Rekstin A., Semenovskiy V., Soldatova K., Galerkin Y., Sokolov K.** The simulation of gas-dynamic characteristics of centrifugal compressors in turbo-expander units. International Scientific and Technical Conference

Smart Energy Systems, SES 2019; Kazan. E3S Web of Conferences 124 (2019) 01005. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912401008>

[10] **Галеркин Ю.Б.** Турбокомпрессоры. [текст] / Ю.Б. Галеркин // Изд-во КХТ., 2010. – СПб. – С. 650.

[11] **Галеркин Ю.Б., Войнов И.Б., Дроздов А.А.** Сопоставление результатов CFD – расчеты газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней при помощи программы NUMECA Fine / Turbo и ANSYS CFX. – Компрессорная техника и пневматика. – 2017. – № 2. – С. 16–19. (выполнено в рамках договора 02.G25.31.0140).

[12] **Боровков А.И., Войнов И.Б., Галеркин Ю.Б., Никифоров А.Г., Никитин М.А.** Вопросы моделирования газодинамических характеристик на примере модельной ступени центробежного компрессора // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 2. С. 44–57. DOI: 10.18721/JEST.24.2018.4

[13] **Боровков А.И., Войнов И.Б., Никитин М.А., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А.** Моделирование характеристик одноступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата. // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 3. С. 153–175. DOI: 10.18721/JEST.240313

[14] **Боровков А.И., Войнов И.Б., Рекстин А.Ф., Бакаев Б.В.** Моделирование характеристик двухступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25, № 2. С. 87–104. DOI: 10.18721/JEST.25207

[15] **Borovkov A.I., Voinov I.B., Nikitin M.A., Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Drozdov A.A.** Experience of performance modeling the single-stage pipeline centrifugal compressor. – Oil and Gas Engineering- AIP Conf. Proc. 2141. – Omsk. – Russia. – 2019, 030051-030051-10, <https://doi.org/10.1063/1.5122101>

[16] **Borovkov A., Voinov I., Galerkin Y., Nikiforov A., Nikitin M., Solovyeva O., Kabalyk K.** Issues of gas dynamic characteristics modeling: a study on a centrifugal compressor model stage. – E3S Web of Conferences 140, 06003 (2019). – International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2019). <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201914006003>

[17] **Borovkov A.I., Voinov I.B., Galerkin Yu.B., Drozdov A.A., Soldatova K.V.** Experimental characteristic simulation for two-stage pipeline centrifugal compressor. International Conference on Compressors and their Systems 2019. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 604 (2019) 012052. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012052

[18] **Rube C., Rossbach T., Wedeking M., Grates D.R., Jeschke P.** Experimental and numerical investigation of the flow inside the return channel of a centrifugal process compressor. Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal, Canada, 2015.

[19] **Fabio De Bellis, Emanuele Guidotti, Dante Tommaso Rubino.** Centrifugal compressors return channel optimization by means of advanced 3D CFD. Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal, Canada, 2015.

[20] **Manabu Yagi, Takahito Nishioka, Hiromi Kobayashi, Hideo Nishida, Satoru Yamamoto.** Effects of return channel with splitter vanes on performance of multistage centrifugal compressor. Turbine Technical Conference and Exposition Montreal, Canada, 2015.

[21] **Veress A., Van den Braembussche R.** Inverse design and optimization of a return channel for a multistage centrifugal compressor. Journal of Fluids Engineering, Vol. 126, 799–806, 2004.

[22] **Nishida Y., Kobayashi H., Nishida H., Sugimura K.** Performance improvement of a return channel in a multistage centrifugal compressor using multiobjective optimization. Journal of Turbomachinery, Vol. 135, 031026 1–8, 2013

[23] **Hildebrandt A.** Aerodynamic optimization of a centrifugal compressor return channel and U-turn with Genetic Algorithms. ASME Turbo Expo 2011. ASME Paper GT2011-45067, 2011.

[24] **Hildebrandt A.** Numerical analysis of overall performance and flow phenomena of an automatically optimized tree-dimensional return channel system for multistage centrifugal compression systems. ASME Turbo Expo 2012. ASME Paper GT2012-68559, 2012.

[25] Galerkin Yu., Rekstin A., Marenina L., Drozdov A., Solovyeva O., Semenovskiy V. Optimization of return channels of high flow rate centrifugal compressor stages using CFD methods. *Energies* 2020, 13(22), 5968.

[26] Galerkin Y.B., Rekstin A.F., Marenina L.N., Soldatova K.V. Creation of a parameterized model of a return channel flow path for CFD-researches. – *Oil and Gas Engineering- AIP Conference Proceedings* 2285, 030056 (2020) Omsk. – Russia.

[27] Marenina L., Galerkin Yu., Drozdov A. Stator elements optimization of centrifugal compressor intermediate type stage by CFD methods. – *The 2nd International Conference on High Speed Turbomachines and Electrical Drives (HSTED-2020)*. – *E3S Web of Conferences* 178, 01013 (2020).

[28] Селезнев К.П. Центробежные компрессоры. [текст] / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин // Л.: Машиностроение. – 1982, 271 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

БАБИЧЕНКО Игорь Александрович – генеральный директор, Акционерное общество "Турбохолод", без степени.

E-mail: info@turbokholod.ru

МИХАЙЛОВ Алексей Александрович – заместитель генерального директора по проектным работам, производству и эксплуатации – Главный конст, Акционерное общество "Турбохолод", без степени.

E-mail: Mikhailov_A@turbokholod.ru

СОКОЛОВ Константин Константинович – главный конструктор-расчетчик, Акционерное общество "Турбохолод", канд. техн. наук.

E-mail: Sokolov@turbokholod.ru

БОРОВКОВ Алексей Иванович – проректор по перспективным проектам, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, канд. техн. наук.

E-mail: vicerector.ap@spbstu.ru

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович – главный инженер проекта, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, д-р техн. наук.

E-mail: yuri_galerkin@mail.ru

МАКСИМЕНКО Иван Алексеевич – ведущий научный сотрудник, Акционерное общество "НПФ "Невинтермаш", без степени.

E-mail: maximenko_ivan@rambler.ru

РЕКСТИН Алексей Феликсович – ведущий научный сотрудник, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, канд. техн. наук.

E-mail: rekstin2k7@mail.ru

СЕМЕНОВСКИЙ Василий Борисович – доцент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, без степени.

E-mail: swb@neva.ru

ЯДЫКИН Владимир Константинович – заведующей лабораторией, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, канд. экон. наук.

E-mail: v.yadikin@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 19.03.2021

REFERENCES

- [1] **Z.T. Galiullin**, *Sovremennyye gazotransportnyye sistemy i tekhnologii* [tekst] / Z.T. Galiullin, S.Yu. Salnikov, V.A. Shchurovskiy // Moskva. – 2014, 345 s.
- [2] **Yu.S. Vasilyev**, *Vysokoeffektivnyye tsentrobezhnyye kompressory novogo pokoleniya. Nauchnyye osnovy rascheta, razrabotka metodov optimalnogo proyektirovaniya i osvoyeniye proizvodstva*. [tekst] / Yu.S. Vasilyev, P.I. Rodionov, M.I. Sokolovskiy // *Promyshlennost Rossii*. – 2000. – № 10–11. – М. – S. 78–85.
- [3] *Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroyeniya SPbGPU*. [tekst] / Pod redaktsiyey Galerkina Yu.B. // – М.: Izd. «SPbGPU». – 2010.
- [4] **Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov, O.A. Solovyeva, V.B. Semenovskiy**, *Sostoyaniye inzhenernogo metoda optimalnogo gazodinamicheskogo proyektirovaniya i rascheta kharakteristik tsentrobezhnykh kompressorov. Chast 1. Kompessornaya tekhnika i pnevmatika*. – 2019. – № 4. – S. 3–10.
- [5] **Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov, O.A. Solovyeva, V.B. Semenovskiy**, *Sostoyaniye inzhenernogo metoda optimalnogo gazodinamicheskogo proyektirovaniya i rascheta kharakteristik tsentrobezhnykh kompressorov. Chast 2. Kompessornaya tekhnika i pnevmatika*. – 2020. – № 1. – S. 8–11.
- [6] **Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov, O.A. Solovyeva, V.B. Semenovskiy**, *Sovremennoye sostoyaniye inzhenernogo metoda optimalnogo gazodinamicheskogo proyektirovaniya i rascheta kharakteristik tsentrobezhnykh kompressorov. Chast 3. Kompessornaya tekhnika i pnevmatika*. – 2020. – № 2. – S. 2–9.
- [7] **A.F. Rekstin, V.B. Semenovskiy, Y.B. Galerkin, A.A. Sokolov**, *The analysis of design and measured gas-dynamic characteristics of the centrifugal compressor within turboexpander aggregate*. – *Oil and Gas Engineering (OGE-2018) – AIP Conf. Proc. 2007*. – Omsk. – Russia. – 2018. 030028-1–030028-11; <https://doi.org/10.1063/1.5051889>
- [8] **Yu.B. Galerkin, V.B. Semenovskiy, K.V. Soldatova**, *Creating model stages of centrifugal compressor based on experimental data*. – *Oil and Gas Engineering- AIP Conf. Proc. 2141*. – Omsk. – Russia. – 2019, 030026-030026-8. <https://doi.org/10.1063/1.5122076>
- [9] **A. Rekstin, V. Semenovskiy, K. Soldatova, Y. Galerkin, K. Sokolov**, *The simulation of gas-dynamic characteristics of centrifugal compressors in turbo-expander units. International Scientific and Technical Conference Smart Energy Systems, SES 2019; Kazan. E3S Web of Conferences 124 (2019) 01005*. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912401008>
- [10] **Yu.B. Galerkin**, *Turbokompressory*. [tekst] / Yu.B. Galerkin // *Izd-vo KKhT*, 2010. – SPb. – S. 650.
- [11] **Yu.B. Galerkin, I.B. Voynov, A.A. Drozdov**, *Sopostavleniye rezultatov SFD – raschety gazodinamicheskikh kharakteristik tsentrobezhnykh kompressorov pri pomoshchi programmy NUMECA Fine / Turbo i ANSYS SFX*. – *Kompessornaya tekhnika i pnevmatika*. – 2017. – № 2. – S. 16–19. (vypolneno v ramkakh dogovora 02.G25.31.0140).
- [12] **A.I. Borovkov, I.B. Voinov, Yu.B. Galerkin, A.G. Nikiforov, M.A. Nikitin**, *Voprosy modelirovaniya gazodinamicheskikh kharakteristik na primere modelnoy stupeni tsentrobezhnogo kompressora* // *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki*. 2018. T. 24, № 2. S. 44–57. DOI: 10.18721/JEST.24.2018.4
- [13] **A.I. Borovkov, I.B. Voinov, M.A. Nikitin, Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, A.A. Drozdov**, *Modelirovaniye kharakteristik odnostupenchatogo tsentrobezhnogo kompressora gazoperekachivayushchego agregata* // *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki*. 2018. T. 24, № 3. S. 153–175. DOI: 10.18721/JEST.240313
- [14] **A.I. Borovkov, I.B. Voynov, A.F. Rekstin, B.V. Bakayev**, *Modelirovaniye kharakteristik dvukhstupenchatogo tsentrobezhnogo kompressora gazoperekachivayushchego agregata* // *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki*. 2019. T. 25, № 2. S. 87–104. DOI: 10.18721/JEST.25207
- [15] **A.I. Borovkov, I.B. Voynov, M.A. Nikitin, Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, A.A. Drozdov**, *Experience of performance modeling the single-stage pipeline centrifugal compressor*. – *Oil and Gas Engineering- AIP Conf. Proc. 2141*. – Omsk. – Russia. – 2019, 030051-030051-10, <https://doi.org/10.1063/1.5122101>

- [16] **A. Borovkov, I. Voinov, Y. Galerkin, A. Nikiforov, M. Nikitin, O. Solovyeva, K. Kabalyk**, Issues of gas dynamic characteristics modeling: a study on a centrifugal compressor model stage. – E3S Web of Conferences 140, 06003 (2019). – International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2019) <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201914006003>
- [17] **A.I. Borovkov, I.B. Voinov, Yu.B. Galerkin, A.A. Drozdov, K.V. Soldatova**, Experimental characteristic simulation for two-stage pipeline centrifugal compressor. International Conference on Compressors and their Systems 2019. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 604 (2019) 012052. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012052
- [18] **C. Rube, T. Rossbach, M. Wedeking, D.R. Grates, P. Jeschke**, Experimental and numerical investigation of the flow inside the return channel of a centrifugal process compressor. Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal, Canada, 2015.
- [19] **Fabio De Bellis, Emanuele Guidotti, Dante Tommaso Rubino**, Centrifugal compressors return channel optimization by means of advanced 3D CFD. Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal, Canada, 2015.
- [20] **Manabu Yagi, Takahito Nishioka, Hiromi Kobayashi, Hideo Nishida, Satoru Yamamoto**, Effects of return channel with splitter vanes on performance of multistage centrifugal compressor. Turbine Technical Conference and Exposition Montreal, Canada, 2015.
- [21] **A. Veress, R. Van den Braembussche**, Inverse design and optimization of a return channel for a multistage centrifugal compressor. Journal of Fluids Engineering, Vol. 126, 799–806, 2004.
- [22] **Y. Nishida, H. Kobayashi, H. Nishida, K. Sugimura**, Performance improvement of a return channel in a multistage centrifugal compressor using multiobjective optimization. Journal of Turbomachinery, Vol. 135, 031026 1–8, 2013
- [23] **A. Hildebrandt**, Aerodynamic optimization of a centrifugal compressor return channel and U-turn with Genetic Algorithms. ASME Turbo Expo 2011. ASME Paper GT2011-45067, 2011.
- [24] **A. Hildebrandt**, Numerical analysis of overall performance and flow phenomena of an automatically optimized tree-dimensional return channel system for multistage centrifugal compression systems. ASME Turbo Expo 2012. ASME Paper GT2012-68559, 2012.
- [25] **Yu. Galerkin, A. Rekstin, L. Marenina, A. Drozdov, O. Solovyeva, V. Semenovskiy**, Optimization of return channels of high flow rate centrifugal compressor stages using CFD methods. Energies 2020, 13 (22), 5968.
- [26] **Y.B. Galerkin, A.F. Rekstin, L.N. Marenina, K.V. Soldatova**, Creation of a parameterized model of a return channel flow path for CFD-researches. – Oil and Gas Engineering- AIP Conference Proceedings 2285, 030056 (2020) Omsk. – Russia.
- [27] **L. Marenina, Yu. Galerkin, A. Drozdov**, Stator elements optimization of centrifugal compressor intermediate type stage by CFD methods. – The 2nd International Conference on High Speed Turbomachines and Electrical Drives (HSTED-2020). – E3S Web of Conferences 178, 01013 (2020).
- [28] Seleznev, K. P. Tsentrobezhnyye kompressory. [tekst] / K.P. Seleznev, Yu.B. Galerkin // L.: Mashinostroyeniye. – 1982, 271 s.

THE AUTHORS

BABICHENKO Igor' A. – *Join stock company "Turbokholod".*

E-mail: info@turbokholod.ru

MIKHAILOV Aleksey A. – *Join stock company "Turbokholod".*

E-mail: Mikhailov_A@turbokholod.ru

SOKOLOV Konstantin K. – *Join stock company "Turbokholod".*

E-mail: Sokolov@turbokholod.ru

BOROVKOV Aleksey I. – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*
E-mail: vicerektor.ap@spbstu.ru

GALERKIN Yuriy B. – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*
E-mail: yuri_galerkin@mail.ru

MAXIMENKO Ivan A. – *Jsc "SIF "Nevintermash".*
E-mail: maximenko_ivan@rambler.ru

REKSTIN Aleksey F. – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*
E-mail: rekstin2k7@mail.ru

SEMENOVSKIY Vasily B. – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*
E-mail: swb@neva.ru

YADYKIN Vladimir K. – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*
E-mail: vyadikin@gmail.com

Received: 19.03.2021