

DOI: 10.18721/JEST.26401

УДК 621.515

*А.И. Боровков<sup>1</sup>, И.Б. Воинов<sup>1</sup>, Ю.Б. Галеркин<sup>1</sup>,  
Р.В. Каминский<sup>2</sup>, А.А. Дроздов<sup>1</sup>, О.А. Соловьёва<sup>1</sup>, К.В. Солдатова<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия;

<sup>2</sup> АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО  
"НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ "ТУРБОТЕХНИКА",  
г. Протвино Московская область, Россия;

<sup>3</sup> Мельбурнский политехнический институт,  
Мельбурн, Австралия

## **ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЕ И CFD-РАСЧЕТ ТУРБОКОМПРЕССОРА ДЛЯ НАДДУВА СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДВС**

Для проектирования центробежных компрессоров применяются различные подходы и методики. Это инженерные одномерные и квазитрехмерные программы, а также CFD-программы. Окончательное суждение об эффективности проекта даёт испытание компрессора или его модели. Совместно НИИ «Газовая динамика турбомашин» СПбПУ и НПО «Турботехника» был спроектирован центробежный компрессор турбоагнетателя ДВС. Для проверки безразмерных характеристик компрессор был испытан с двумя геометрически подобными рабочими колёсами с диаметром 175 (ТКР 175Э) и 140 мм (ТКР 140Э). Математическая модель Метода универсального моделирования рассчитывает КПД на расчетном режиме для всех испытаний обоих компрессоров с погрешностью 0,89%, а КПД по характеристике в целом с погрешностью 1,55%. Характеристики компрессора ТКР 140Э были рассчитаны при помощи коммерческой CFD-программы ANSYS. Для ТКР-140Э получено значительное расхождение по величине КПД, но хорошее совпадение по зоне работы, что не получалось в предыдущих расчетах. Коэффициент внутреннего напора по расчету завышен на 9%, что соответствует результатам предыдущих расчетов авторов.

*Ключевые слова:* центробежный компрессор, осерадиальное рабочее колесо, турбоагнетатель ДВС, КПД, CFD – моделирование.

*Ссылка при цитировании:*

Боровков А.И., Воинов И.Б., Галеркин Ю.Б., Каминский Р.В., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Солдатова К.В. Проектирование, испытание и CFD-расчет турбокомпрессора для наддува среднеоборотного ДВС // *Материаловедение. Энергетика*. 2020. Т. 26, № 4. С. 5–22. DOI: 10.18721/JEST.26401

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

*A.I. Borovkov<sup>1</sup>, I.B. Voinov<sup>1</sup>, Yu.B. Galerkin<sup>1</sup>,  
R.V. Kaminskiy<sup>2</sup>, A.A. Drozdov<sup>1</sup>, O.A. Solovyeva<sup>1</sup>, K.V. Soldatova<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia;

<sup>2</sup> JOINT-STOCK COMPANY "SCIENTIFIC-PRODUCTION ASSOCIATION "TURBOTEHNIKA",  
Protvino Moscow region, Russia;

<sup>3</sup> Melbourne Polytechnic Institute, Melbourne, Australia

## MEDIUM-SPEED ENGINE TURBOCHARGER: DESIGN, TESTING AND CFD-CALCULATION

Various approaches and techniques are used to design centrifugal compressors. These are engineering one-dimensional and quasi-three-dimensional programs, as well as CFD programs. The final judgment about the effectiveness of the project is given by testing the compressor or its model. SPbPU Research Laboratory “Gas Dynamics of Turbomachines” and NPO “Turbotekhnika” jointly designed a centrifugal compressor for an internal combustion engine turbocharger. To check the dimensionless characteristics, the compressor was tested with two geometrically similar impellers with a diameter of 175 (TKR 175E) and 140 mm (TKR 140E). The mathematical model of the Universal Modeling Method calculates the efficiency in the design mode for all tests of both compressors with an error of 0.89%, and the efficiency for whole characteristic with an error of 1.55%. The characteristics of the TKR 140E compressor were calculated using the commercial CFD program ANSYS. For TKR-140E, we obtained a significant discrepancy in the value of the efficiency, but also a good agreement in the area of operation, which was not obtained in the previous calculations. According to the calculation, the work coefficient is overestimated by 9%, which corresponds to the results of the previous calculations by the authors.

*Keywords:* turbomachinery, centrifugal compressor, impellers, internal combustion engines, efficiency, computational fluid dynamics.

*Citation:*

A.I. Borovkov, I.B. Voinov, Yu.B. Galerkin, R.V. Kaminskiy, A.A. Drozdov, O.A. Solovyeva, K.V. Soldatova, Medium-speed engine turbocharger: design, testing and CFD-calculation, Materials Science. Power Engineering, 26 (04) (2020) 5–22, DOI: 10.18721/JEST.26401

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

**Введение.** Для проектирования центробежных компрессоров турбоагнетателей ДВС применяются различные подходы, в том числе инженерные методики и CFD-программы.

В работе [1] рассматриваются моделирование трех центробежных нагнетателей ДВС. Для расчетов использовался программа ANSYS CFX 14, расчетная сетка объектов состоит из 1,6 млн. ячеек (количество ячеек получено в результате исследования на сеточную независимость). Течение в зазоре основного диска не моделируется. Расчёты корректировались на величину потерь дискового трения по модели [2]. Потери в улитке рассчитывались по модели [3].

Для нагнетателей С-1 и С-3 получено хорошее совпадение рассчитанного и измеренного КПД как по величине, так и по зоне работы на расчетных оборотах. Для нагнетателя С-2 наблюдается смещение рассчитанной характеристики в сторону меньших расходов по сравнению с измеренной. Для всех компрессоров наблюдается завышение рассчитанного КПД над измеренным при низких оборотах. Авторы объясняют расхождение расчетных и экспериментальных данных тем, что CFD-расчеты проведены без подвода тепла, в то время как при испытаниях имелся тепловой поток от приводной турбины.

В продолжении исследования [1] была опубликована работа [4]. В ней исследовались ступени двух других турбоагнетателей. Для расчетов с уменьшенным числом оборотов, заметно смещение рассчитанных характеристик в сторону больших расходов, при этом, по мере приближения к номинальной мощности, зоны измеренной и рассчитанной характеристик совпадают лучше. Рассчитанный максимальный КПД ступени также превышает измеренный примерно на 6%. Ошибка моделирования границы помпажа порядка 15%.

Авторы работы [5] также производили расчет турбоагнетателя ДВС. Для численного исследования применялась программа Star-CCM+. Анализ более 15 различных работ, проведенный авторами позволили сделать следующие выводы по выбору модели турбулентности для различ-

ных CFD-программ: для ANSYS CFX лучшие результаты дает модель турбулентности SST, для Numeca FINE/Turbo более предпочтительна модель турбулентности SA, для Star-CCM+ –  $k - \epsilon$ . Расчет производится в стационарной постановке без учета подвода тепла. Для достижения точной независимости авторы рассматривали четыре расчетные сетки с числом ячеек от 27 до 84,4 млн. Сравнение производилось для двух режимов: рабочем с полными оборотами и частично нагруженным с практически половинными оборотами.

Можно отметить хорошее совпадение расчетных и экспериментальных характеристик как по величине, так и по зоне работы. При этом хорошее совпадение достигается и на пониженных оборотах, для которых авторы работ [1] получили значительное расхождение расчетных и экспериментальных данных, объясняемое отсутствием учета подвода тепла при CFD-расчетах.

Подобное расхождение в результатах CFD-расчетов при практически одинаковой их постановке (в обоих случаях расчет считался при адиабатическом процессе) доказывает достоверность и повторяемость CFD-расчетов без их предварительной всесторонней идентификации говорить сложно.

В работе [6] представлено сопоставление алгоритмов сглаживания кривых, описывающих поверхности лопаток осерадиального рабочего колеса (ОРК). Моделировалось течения в двухзвенной ступени ОРК + безлопаточный диффузор (БЛД) турбоагнетателя. Расчетная сетка строилась для одного межлопаточного канала, общее количество ячеек – 2,3 млн. Использовалась модель турбулентности SST и программа ANSYS CFX. Наблюдается значительное превышение рассчитанного отношения давлений и смещение рассчитанных характеристик вправо, что характерно для ряда других сопоставлений CFD-расчётов с экспериментами [7–20]. Необычно большое превышение рассчитанного КПД.

Очевидно, CFD-расчёты турбоагнетателей ДВС (как и других центробежных компрессоров) пока не могут заменить инженерные методы проектирования и расчёта.

### Цель работы

Цель работы – спроектировать центробежный компрессора для газового двигателя 8ЧН26/26, измерить его газодинамические характеристики при четырех различных частотах вращения, проверить соответствие рассчитанных CFD – методом газодинамических характеристик центробежного компрессора турбоагнетателя ДВС, характеристикам, полученным на испытательном стенде.

### Объект исследования

Одним из крупнейших производителей турбоагнетателей для ДВС различного назначения в России является НПО «Турботехника». Среди текущих актуальных работ является система наддува для газового двигателя 8ЧН26/26, конвертированного из дизеля. Предварительные расчёты показали, что максимальная степень наддува не должна превышать 1,6 – 1,7. При этом нужен максимально большой диапазон производительности нагнетателя.

Лаборатория «Газовая динамика турбомашин» представляет сейчас научную школу компрессоростроения СПбПУ, основанную в 1950-60-х гг. [21]. Лаборатория имеет большой опыт проектирования центробежных компрессоров различного назначения [21–23]. В ее распоряжении имеется пакет специализированных инженерных программ расчета и проектирования центробежных компрессоров, называемый Методом универсального моделирования. Метод развивается и совершенствуется [24–26].

Сотрудники ЛГДТМ произвели оптимальное проектирование рабочего колеса с учётом стандартных размеров диффузора и улитки турбоагнетателя ТКР-140 и произвели расчёт его газодинамических характеристик в диапазоне оборотов. Сотрудники НПО «Турботехника» сконструировали, изготовили и испытали турбокомпрессор на своём экспериментальном стенде.

### Проектирование центробежного компрессора ТКР 140Э

Расчётные параметры компрессора:  $\bar{m}_{расч} = 0,62$  кг/с,  $\pi_{расч}^* = p_k^* / p_n^* = 1,61$ . При заданных оборотах турбины первый вопрос вариантного расчёта – выбор диаметра рабочего колеса. Программа вариантного расчёта и предварительного проектирования рассчитывает КПД каждого варианта по упрощённой математической модели, обобщающей результаты оптимального проектирования 2000 ступеней [27, 28]. Система алгебраических уравнений расчёта КПД:  $\eta^* = f(\Phi_{расч}, \Psi_{Т расч}, \bar{D}_{вт}, M_u, k, Re_u)$ .

На рис. 1 показана зависимость КПД и коэффициента расхода у вариантов компрессора ТКР 140Э при разных коэффициентах напора.

Наивысший КПД у варианта с  $\Psi_{Т расч} \approx 0,47$ . Для среднеоборотного двигателя с очень большим сроком службы предпочтительнее вариант рабочего колеса с возможно меньшей окружной скоростью. С целью ограничения окружной скорости был выбран вариант с большим коэффициентом напора больше оптимального, а именно  $\Psi_{Т расч} = 0,572$ . У этого варианта окружная скорость 300 м/с, но по вариантному расчёту КПД ниже на 0,43%, чем у оптимального варианта. Основные параметры рассчитанных и выбранного варианта представлены в табл. 1.

Для выбранного варианта программа ППЦК-Г8Р производит предварительное проектирование проточной части по алгоритму, разработанному на основании специальных исследований [27, 28]. Рассчитываются все размеры, необходимые для расчёта характеристик компрессора Методом универсального моделирования (программа РХЦК-Г9Р). На рис. 2 показаны характеристики компрессора ТК 140Э с проточной частью до оптимизации размеров и формы проточной части.

По первичному проекту КПД компрессора при заданном массовом расходе 0,62 кг/с равен 0,80. Максимальный КПД равен 0,842 при расходе 0,44 кг/с. Очевидно при оптимизации проточной части этот недостаток должен быть устранён.

Качественная оптимизация рабочего колеса производится на основании анализа диаграмм скоростей квазитрёхмерного сжимаемого невязкого течения. Программа ЗДМ.023 рассчитыва-

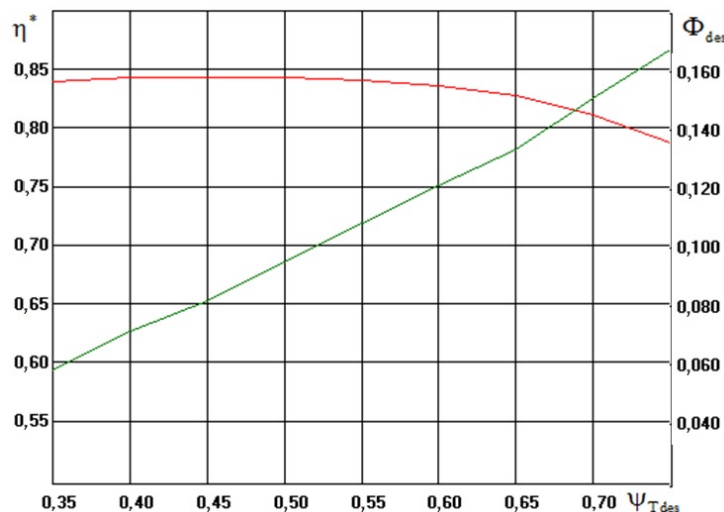


Рис. 1. Программа ППЦК-Г8Р. Вариантный расчёт ТКР 140Э. Зависимость КПД (красный) и коэффициента расхода (зеленый) от коэффициента напора

Fig. 1. PDCC-G8E program. Variant calculation of TKR 140E. Efficiency (red) and flow coefficient (green) versus the design loading factor

Таблица 1

**Вариантный расчёт компрессора ТКР 140Э**

Table 1

**Variant calculation of the TKR 140E compressor**

\*\*\*\*\* Compressor parameters \*\*\*\*\*

Flow rate,  $m = .62 \text{ kg/s}$   
 Outlet pressure,  $P_{out} = 1.653 \text{ Atm} (1.6200E + 05 \text{ Pa})$   
 Inlet pressure,  $P_{in} = 1.020 \text{ Atm} (1.0000E + 05 \text{ Pa})$   
 Inlet temperature,  $T_{in} = 283.00 \text{ K}$

\*\*\*\*\* Gas parameters \*\*\*\*\*

Isentropic coefficient,  $k = 1.4000$   
 Gas constant,  $R = 287.00 \text{ J/kg/K}$   
 Dynamic viscosity coefficient,  $\mu = 1.7000E-05 \text{ n*s/m}^2$

\*\*\*\*\* Loading factor optimization \*\*\*\*\*

PSIT	ETAcomp	ETA1st	ETAlast	Nconsumpt	D2	F1st	Flast	Vbody	U2
Number of stages = 1									
0.3500	0.8396	0.8396	0.8396	3.150E+01	0.1735	0.0573	0.0573	1.760E-02	371.9
0.4000	0.8426	0.8426	0.8426	3.130E+01	0.1617	0.0707	0.0707	1.640E-02	346.6
0.4500	0.8436	0.8436	0.8436	3.130E+01	0.1545	0.0812	0.0812	1.560E-02	331.1
0.5000	0.8435	0.8435	0.8435	3.130E+01	0.1469	0.0943	0.0943	1.480E-02	314.9
0.5500	0.8412	0.8412	0.8412	3.150E+01	0.1406	0.1075	0.1075	1.420E-02	301.4
0.6000	0.8362	0.8362	0.8362	3.180E+01	0.1355	0.1203	0.1203	1.370E-02	290.3
0.6500	0.8283	0.8283	0.8283	3.220E+01	0.1312	0.1324	0.1324	1.320E-02	281.2
0.7000	0.8110	0.8110	0.8110	3.310E+01	0.1258	0.1502	0.1502	1.270E-02	269.7
0.7500	0.7871	0.7871	0.7871	3.310E+01	0.1216	0.1666	0.1666	1.230E-02	260.5
0.8000	0.7850	0.7850	0.7850	3.540E+01	0.1217	0.1661	0.1661	1.230E-02	260.8

Maximum of efficiency = 0.8436 (Nuber of stages = 1, PSIt = 0.45)  
 Minimum of body volume = 1.226E - 02 (Nuber of stages = 1, PSIt = 0.75)

\*\*\*\*\* Selected variant \*\*\*\*\*

#	Stage	F	Mu	D2	Dhb	PSIt	Reu	ETA
1	3D + VLD	0.1132	0.8787	0.1382	0.3200	0.5720	2.970E + 06	0.8393

Compressor efficiency,  $\eta_{Tc} = 0.8393$   
 RPM,  $n = 40933.00 \text{ 1/min}$   
 Power consumption,  $N = 31.59 \text{ kW}$   
 Tip speed,  $U2 = 296.29 \text{ m/s}$

ет меридиональное течение методом квазиортогоналей. На осесимметричных поверхностях тока расчёт производится методом интегральных уравнений. Преимущество метода – расчёт обтекания входной и выходной кромки лопаток, что невозможно при расчёте методом сеток.

Диаграммы скоростей на периферийной линии тока в рабочем колесе по предварительному проекту и после оптимизации представлены на рис. 3а и 3б соответственно.

По предварительному проекту размеры входа в рабочее колесо (РК) недостаточные. Поток входит с отрицательным углом атаки, что снижает КПД. После оптимизации этот и другие недостатки устранены. В соответствии с рекомендациями [29, 30], выходной угол лопаток  $\beta_{n2} = f(b_2)$

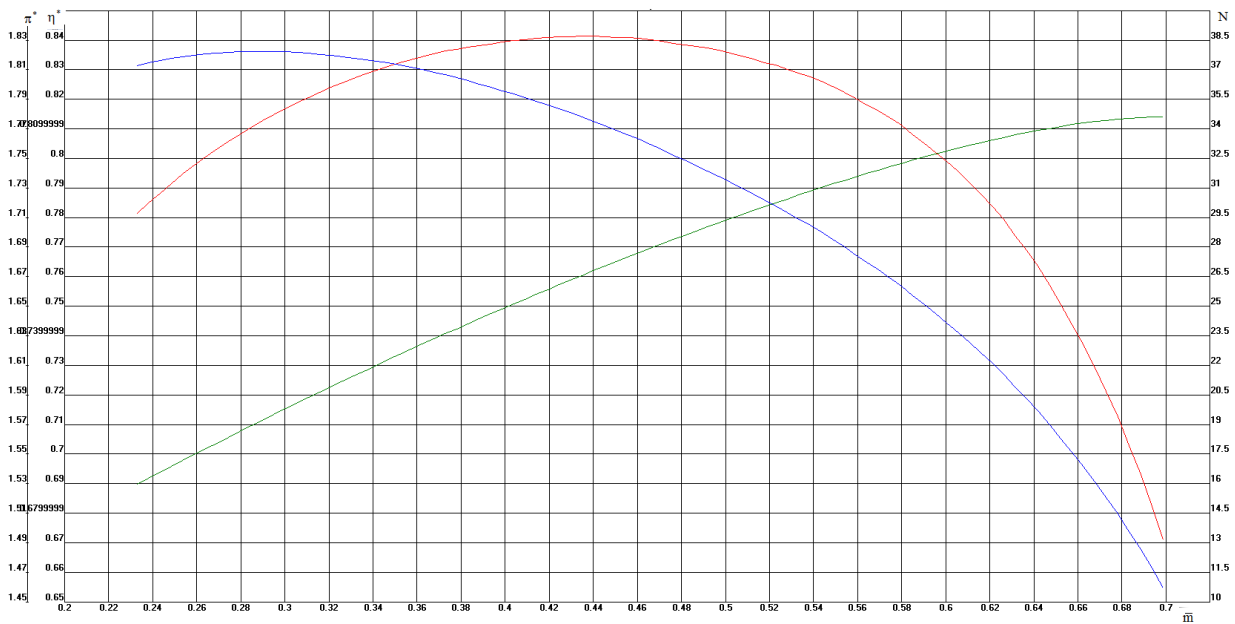


Рис. 2. Программа РХЦК-Г9Р. Характеристики компрессора 140Э с проточной частью по первичному проекту (красный – КПД компрессора, синий – отношение давлений по полным параметрам, зеленый – мощность)

Fig. 2. CCPC-G9E program. Characteristics of the TKR140E compressor with a flow path according to the primary design (red – compressor efficiency, blue – total pressure ratio, green – power)

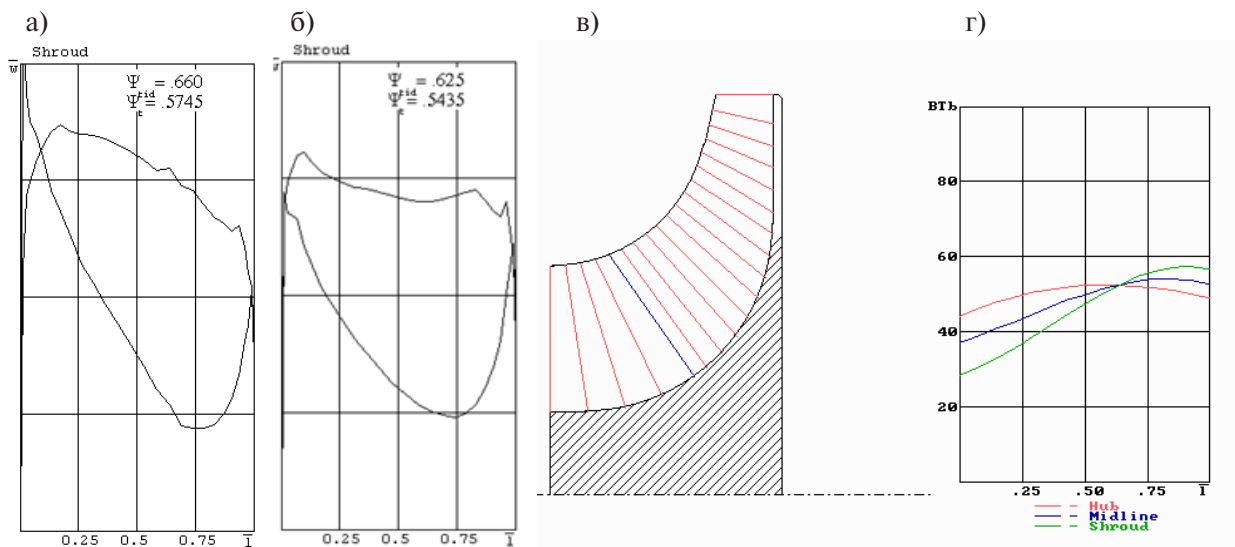


Рис. 3. Программа 3ДМ.023. Диаграммы скоростей на периферийной линии тока в рабочем колесе компрессора ТКР 140Э. а) по предварительному проекту, б) после оптимизации размеров рабочего колеса и формы лопаток. Программа 3ДМ.023 в) меридиональный контур рабочего колеса, г) лопаточные углы на трёх ОПТ

Fig. 3. Program 3DM.023. Velocity diagrams on the shroud streamline in the impeller of the TKR 140E compressor. а) according to the primary design, б) after optimizing the impeller sizes and blade shape. Program 3DM.023 в) the meridional contour of the impeller, г) blade angles on three blade-to-blade surfaces



увеличивается от основного к покрывающему диску. По рекомендациям [31] выходная кромка наклонена в сторону вращения. Отрицательный угол навала  $\chi_2 = -15^\circ$ . Форма средней линии лопаток ОРК  $\beta_{ns} = f(\bar{l}_m)$  принята с двойкой кривизной, это необходимо для устранения «седловины» на диаграмме скоростей на периферийной поверхности тока. Схема окончательного варианта ОРК компрессора 140Э в меридиональной плоскости и лопаточные углы на трёх ОПТ представлены на рисунке 3в и 3г соответственно.

Окончательный вариант рабочего колеса компрессора ТКР 140Э согласован с размерами стандартного компрессора ТКР 140 НПО «Турботехника».

### Сопоставление действительных и проектных характеристик ТКР 140Э

НПО «Турботехника» изготовило и испытало два варианта ТКР 140Э. В корпусе стандартного ТКР 140 было установлено рабочее колесо по проекту лаборатории «Газовая динамика турбомашин», представленному выше, с диаметром 175 мм (ТКР 175Э). Испытания ТКР 175Э носили предварительный характер с целью проверки напорной характеристики.

Основной вариант ТКР 140Э имел рабочее колесо по проекту лаборатории «Газовая динамика турбомашин» с диаметром 140 мм с неподвижными элементами надлежащего размера. Продольный разрез турбокомпрессора ТКР 140Э представлен на рис. 4.

Испытания компрессоров производились на стенде НПО «Турботехника», представленном на рис. 5 (сверху).

Компрессор ТКР-175Э был испытан с неподвижными элементами стандартного ТКР-140 с БЛД и улиткой, имеющими недостаточные размеры. Внешний вид компрессора ТКР-175Э представлен на рис. 5 (снизу).

Испытание ТКР 175Э подтвердило проектную характеристику коэффициента внутреннего напора. Но характеристики КПД и коэффициента политропного напора не были удовлетворительными при средних и больших расходах из-за несоответствия проходных сечений рабочего колеса и неподвижных элементов.

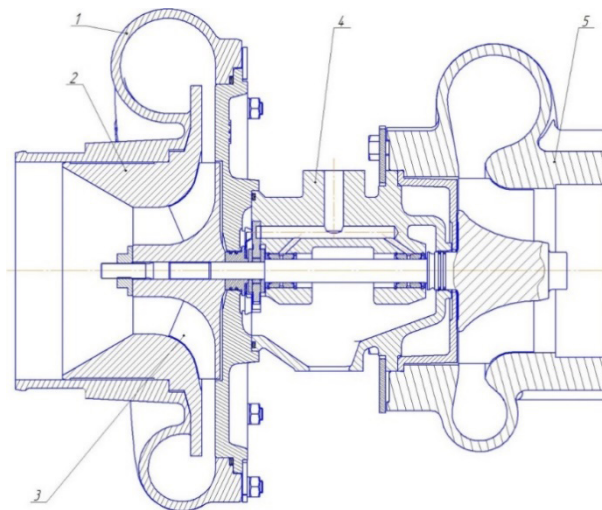


Рис. 4. Продольный разрез турбокомпрессора ТКР 140Э.

1 – корпус компрессора; 2 – вставка; 3 – рабочее колесо компрессора; 4 – корпус подшипников; 5 – турбина

Fig. 4. Sectional drawing of the turbocharger TKR 140E.

1 – compressor housing; 2 – insert; 3 – compressor impeller; 4 – bearing housing; 5 – turbine



Рис. 5. Сверху – стенд испытаний турбокомпрессоров НПО «Турботехника». Снизу – внешний вид компрессора ТКР-175Э

Fig. 5. Top – Test rig for turbocompressors in NPO "Turbotekhnika". Below – Compressor TKR-175E view

У компрессора ТКР-140Э размеры рабочего колеса и неподвижных элементов соответствуют друг другу. Рассчитанные и измеренные газодинамические характеристики компрессора ТКР-140Э представлены на рис. 6. Испытания проведены при  $M_u = 0,437, 0,5836, 0,7280, 0,8739$ .

В расчётной точке с  $\bar{m}_{расч} = 0,62$  кг/с при проектной окружной скорости  $u_2 = 300$  м/с заданное отношение давлений обеспечено практически точно. Подтвержден ожидаемый КПД. Математическая модель несколько завышает КПД и отношение давлений на нерасчетных режимах. Математическая модель рассчитывает КПД на расчетном режиме для всех испытаний со среднеквадратическим отклонением 0,89%, а КПД по характеристике в целом со среднеквадратическим отклонением 1,55%.

### Проведение CFD-расчетов

Совокупный опыт авторов [32, 33, 34] показывает, что CFD- расчёты центробежных компрессорных ступеней и промышленных центробежных компрессоров, одноступенчатых и многоступенчатых, показывает приблизительно схожие результаты: коэффициент теоретического напора завышается на 7-10%, характеристики КПД смещаются в сторону больших расходов приблизительно на 15%. При расчетах анализировалось влияние типа интерфейса, модели турбулентности, густоты расчетной сетки и т.д.

В результате были выработаны рекомендации о том, какая постановка расчета дает наилучший результат, однако даже он не удовлетворял требованиям практической инженерной применимости. Авторы работы применили весь накопленный ранее опыт проведения CFD-расчетов с целью определить, покажет ли расчёт центробежного компрессора турбоагрегата ДВС лучшие результаты по сравнению с теми, что были получены ранее.



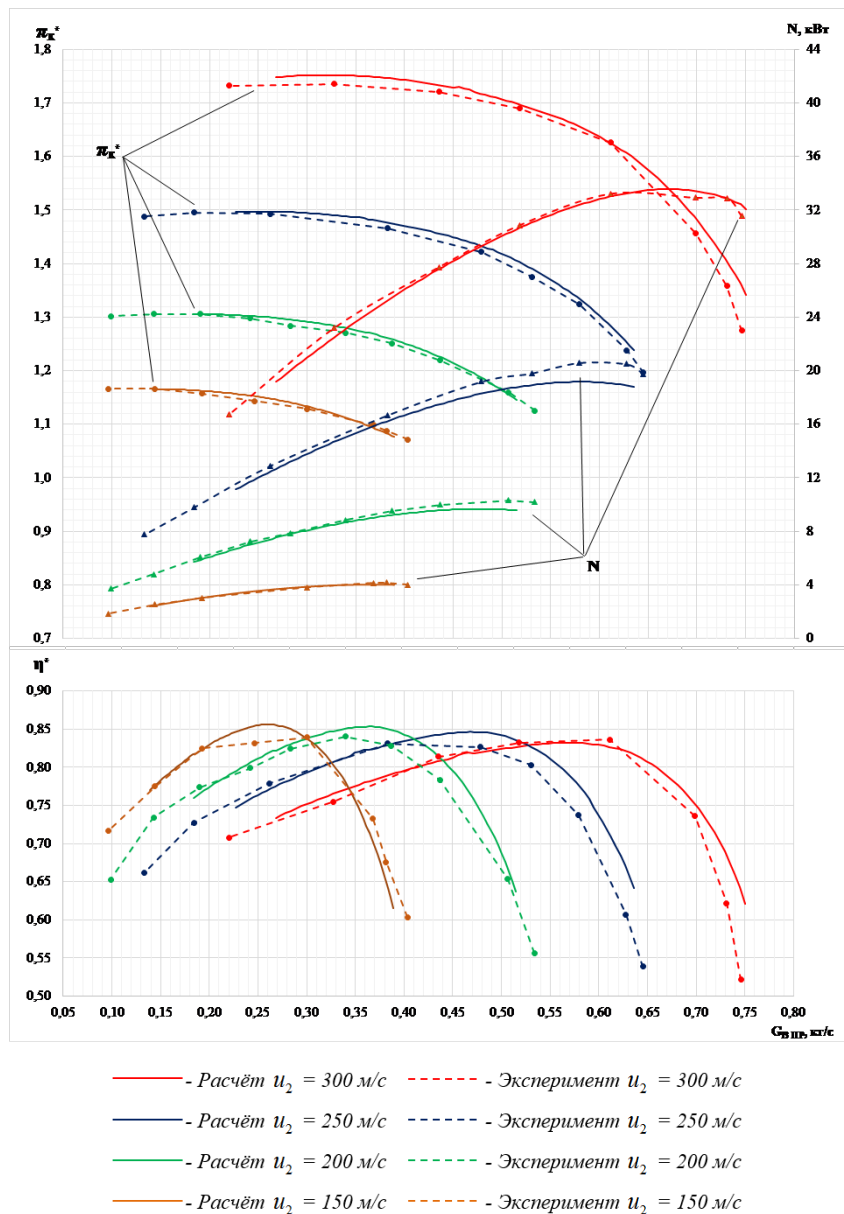


Рис. 6. Сравнение проектных и действительных характеристик компрессора ТКР 140Э при окружной скорости  $u_2 = 150, 200, 250$  и  $300$  м/с  
 Fig. 6. Comparison of design and actual characteristics of the TKR 140E compressor at blade velocity  $u_2 = 150, 200, 250$  and  $300$  m/s

Так как испытания ТКР-175Э носили предварительный характер, его газодинамические характеристики не моделировались. Объектом исследования стал компрессор ТКР 140Э, рассчитанный вместе с входным патрубком и частью трубопровода за улиткой.

Для расчёта газодинамических характеристик компрессора использовалась система численного моделирования ANSYS CFX. Расчётная модель строится в виде конечного числа расчётных ячеек, описывающих геометрически проточную область с заданной степенью дискретизации. Сеточная модель проточной части модельной ступени приведена на рис. 7 (сверху).

При построении сеточной модели использовались структурированная схема с гексагональными элементами для входного устройства, рабочего колеса и диффузора, и неструктурированная

гибридная сетка для улитки. Для учета пограничного слоя к границам, определяющим стенки проточной части задавалось сгущение, необходимое для удовлетворения требованиям моделей турбулентности и пристеночным функциям. Размер первой пристеночной ячейки варьируется в диапазоне 10-50 мкм. Коэффициент увеличения размера 1,2-1,5. Общее количество расчётных ячеек составило ~14 886 000.

Для выполнения численного моделирования расчётная область разделялась на три домена: входной патрубком, рабочее колесо и диффузор с улиткой. При этом для входного патрубка и диффузора с улиткой уравнения решаются в неподвижной системе координат, тогда как для рабочего колеса уравнения записываются во вращающейся системе координат.

Для сопряжения газодинамических параметров на границе рабочего колеса и диффузора используются специальные условия интерфейса типа «Stage», которое предполагает осреднение параметров потока по окружному направлению на границе с областью, располагающейся выше по потоку.

В качестве граничных условий для всех расчётных случаев на входном патрубке задаётся полное давление и температура. На границе выхода устанавливается массовый расход. Стенки считаются адиабатическими.

Расчёт выполняется в предположении установившегося режима течения. CFD – расчёты выполнены для трех частот вращения:  $n = 20760$  об/мин, 27900 об/мин и 41400 об/мин. На рис. 7 (снизу) показаны скорости и давления в рабочем колесе на режиме максимального КПД при  $n = 20760$  об/мин. на средней линии тока.

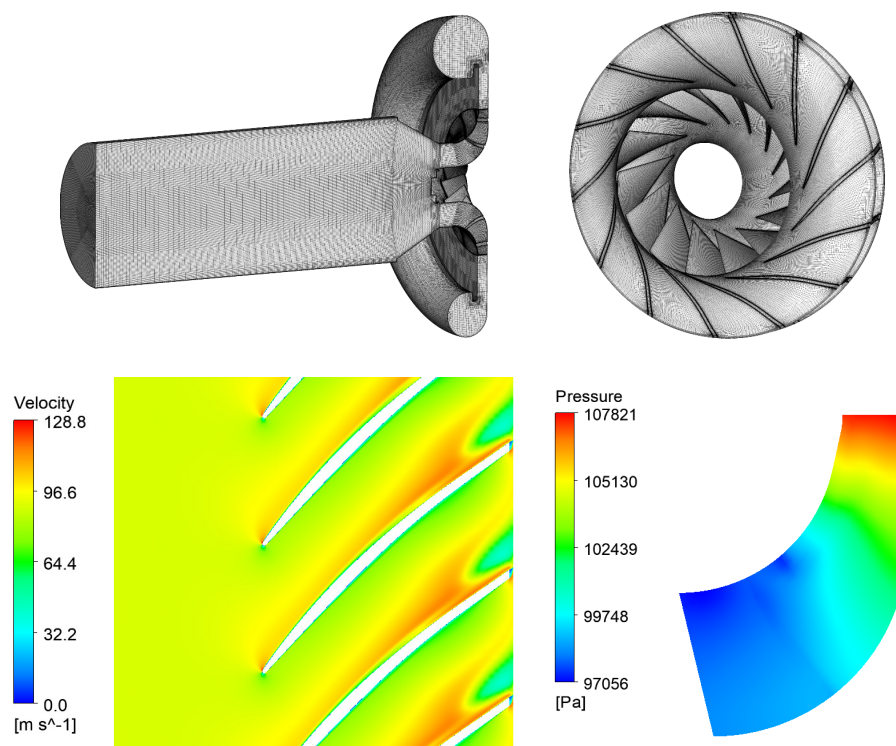


Рис. 7. Сверху - сеточная модель проточной части компрессора;  
Снизу – распределение скорости и давления в рабочем колесе ТКР 140Э.  
 $n = 20760$  об/мин, средняя линия тока, массовый расход – 0,3 кг/с

Fig. 7. Top- Grid model of the compressor flow path;  
Below – Distribution of velocity and pressure in the TKR 140E impeller.  
 $n = 20760$  rpm, middle streamline, mass flow rate – 0.3 kg/s

Рассчитанная картина соответствует представлениям о движении газа в рабочих колёсах подобного типа. Судя по маленькой зоне повышенной скорости на задней поверхности у входной кромки, на оптимальном режиме имеет место небольшой положительный угол атаки. Несмотря на развитую зону срыва на выходе из колеса, измеренный КПД довольно высок для малоразмерного компрессора.

### Обсуждение результатов.

#### Сопоставление измеренных и рассчитанных характеристик

Сопоставление рассчитанных и измеренных газодинамических характеристик показали следующее: как и в других подобных случаях, CFD – расчёт зависил внутренний напор на 10 – 12%. Характеристики КПД показаны на рис. 8 (сверху). Среднеквадратическое отклонение между экспериментальными КПД и результатами CFD-расчетов – 18,8%, для коэффициента внутреннего напора среднеквадратическое отклонение – 12,2%.

В отличие от рассчитанных характеристик других компрессоров [32, 33, 34], в данном случае измеренные и рассчитанные характеристики лежат примерно в одном диапазоне расходов. Необычно то, что рассчитанный КПД намного ниже измеренного, особенно при  $n = 20760$  об/мин.

В случаях, когда измеренный КПД ниже, чем по расчёту, сомнение вызывает измеренный КПД. Это связано с тем, что определение внутреннего напора по повышению температуры газа в компрессоре может быть сопряжено с ошибками. Более надёжно измерение отношения давлений, по которому рассчитан коэффициент политропного напора – рис. 8 (снизу).

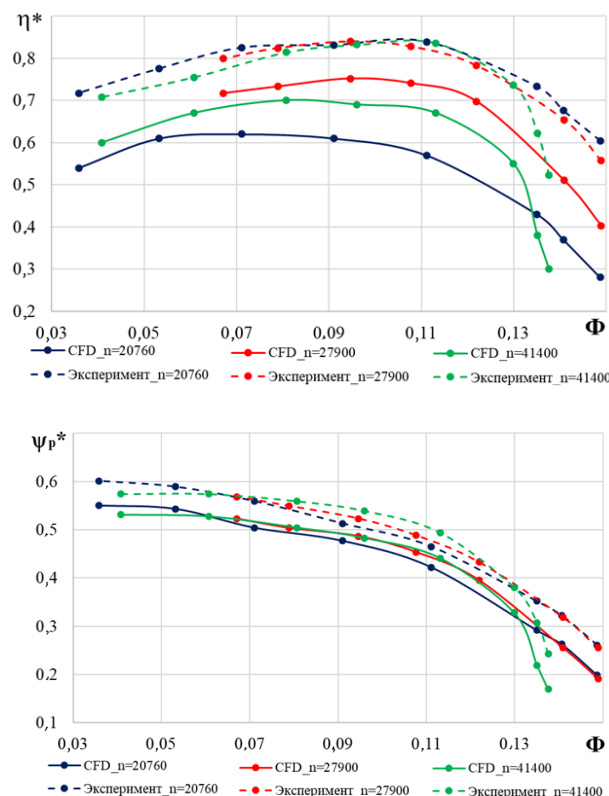


Рис. 8. Сверху – зависимость политропного КПД ТКР 140Э от условного коэффициента расхода  
Снизу – характеристики коэффициента политропного напора ТКР 140Э

Fig. 8. Top – Characteristics of the polytropic efficiency of TKR 140E versus the flow rate coefficient;  
Below – Characteristics of the polytropic work coefficient TKR 140E

В данном случае рассчитанные характеристики более логичны. Чем больше обороты, тем выше коэффициент напора. Это известное проявление сжимаемости газа. Несмотря на то, что по расчёту коэффициент внутреннего напора (коэффициент, характеризующий механическую работу, подведённую к газу) больше измеренного, рассчитанный коэффициент полезной работы меньше наверняка корректно измеренной величины  $\Psi_n^*$ . Величине измеренного КПД можно доверять.

### Заключение

Проведённая работа ещё раз показала, что CFD-расчёты пока не являются надёжным средством расчёта характеристик компрессоров. Инженерные методы, Метод универсального моделирования и подобные, всё ещё незаменимы и заслуживают внимания и совершенствования. В данном случае, Метод универсального моделирования подтвердил свою эффективность и позволил создать эффективный компрессор турбонаддува и достаточно точно рассчитать его характеристики в требуемом диапазоне оборотов ротора.

Расчеты проводились с использованием суперкомпьютерного центра «Политехнический» СПбПУ. Работа выполнена при поддержке гранта Президента Российской Федерации для молодых кандидатов наук МК-1893.2020.8.

### Условные обозначения

$\bar{b}$  – относительная высота лопаток;  $\bar{D}$  – относительный диаметр;  $k$  – показатель изоэнтропы;  $M_u$  – условное число Маха;  $m$  – массовый расход;  $p$  – давление;  $Re_u$  – условное число Рейнольдса;  $n$  – частота вращения ротора;  $u$  – окружная скорость;  $\beta_d$  – угол лопатки;  $\Phi$  – условный коэффициент расхода;  $\eta$  – коэффициент полезного действия;  $\Psi_T$  – коэффициент теоретического напора;  $\chi_2$  – угол навала лопатки на выходе;  $\Psi_n^*$  – коэффициент политропного напора;  $\pi$  – отношение давлений.

#### Подстрочные индексы

2 – индексы контрольных сечений; вт – втулка; к – конечное; н – начальное; расч – расчетный.

#### Надстрочные индексы

\* – относится к полным параметрам (параметры торможения).

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Harley P.** Meanline modeling of inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors / P. Harley, S. Spence, D. Filsinger, M. Dietrich, J. Early / Journal of Turbomachinery JANUARY 2015, Vol. 137 / 011007-1, DOI: 10.1115/1.4028247
- [2] **Aungier R.H.** 2000, “Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis”, ASME Press, ISBN 0-7918-0093-8, New York, USA.
- [3] **Weber C.R., Koronowski M.E.** 1986, “Meanline Performance Prediction of Volute in Centrifugal Compressors”, ASME Conference Proceedings, New York, USA, 86-GT-216.
- [4] **Harley P.** Experimental and numerical benchmarking of an improved meanline modelling method for automotive turbocharger centrifugal compressors. / P. Harley, S. Spence, D. Filsinger, M. Dietrich, J. Early / Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015, June 15 – 19, 2015, Montréal, Canada.
- [5] **Abel M.** 3D computational analysis of a compressor for heavy duty truck engine turbochargers. / M. Abel, P. Newton, R.F. Martinez-Botas, M. Wöhr, M. Müller, J. Leweux / Proceedings of ASME Turbo Expo 2018. Turbomachinery Technical Conference and Exposition. June 11 – 15, 2018, Oslo.

[6] **Bi Q.** Design method and performance effects of curvature smooth centrifugal compressor blades /Qingzhen Bi, Hua Chen, Ding Tong ,Yaoan Lu and Xueqi Zou/ Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15 – 19, 2015, Montréal, Canada GT2015-43145.

[7] **Kabalyk K., Kryłłowicz W.** “Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient”, Transactions of the institute of fluid-flow machinery, 131, 2016, pp. 41–53.

[8] **Kryłłowicz W.** Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbocompressor Modernization. / Kryłłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., Kabalyk K., Kozanecki Jr Z. / 12<sup>th</sup> European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, April 3 – 7, 2017, Stockholm, Sweden.

[9] **Marechale R.** Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance. /Russell Marechale, Min Ji, Michael Cave/ Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15 – 19, 2015, Montréal, Canada GT2015-43778.

[10] **Matas R.** Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage – setting the model of impellers with 2D blades. / R. Matas, T. Syka, O. Lunacek / EPJ Web of Conferences 11<sup>th</sup> International Conference on Experimental Fluid Mechanics Volume 143, 02073 (2017). DOI: 10.1051/epjconf/201714302073 Czech Republic; 15 – 18 November 2016.

[11] **Hazby H.** The design of a family of process compressor stages. / H. Hazby, M. Casey, C. Robinson, R. Spataro / Proceedings of 12<sup>th</sup> European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12, April 3 – 7, 2017; Stockholm, Sweden Paper ID: ETC2017-134.

[12] **Matas R.** Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics. / R. Matas, T. Syka, L. Hurda / EPJ Web of Conferences 180, 02060 (2018) <https://doi.org/10.1051/epjconf/201818002060> EFM 2017.

[13] **Syka T.** Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage / T. Syka, R. Matas, O. Luňáček / AIP Conference Proceedings 1745, 020059 (2016); DOI: 10.1063/1.4953753

[14] **Le P.** Sausse CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range. / P. Le Sausse, P. Fabrie, D. Arnou, and F. Clunet/ EPJ Web of Conferences, Volume 45 (2013) DOI: 10.1051/epjconf/20134501059

[15] **Xinqian Z.** Criteria for the Matching of Inlet and Outlet Distortions in Centrifugal Compressors. / Z. Xinqian, Z. Meijie / Applied Thermal Engineering Volume 131, 25 February 2018, P. 933–946.

[16] **Elfert M.** Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high performance radial compressor impeller. / M. Elfert, A. Weber, D. Wittrock, A. Peters, C. Voss, E. Nicke/ Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13 – 17, 2016, Seoul, South Korea GT2016-56546.

[17] **Kowalski S.C.** Centrifugal stage performance prediction and validation for high mach number applications. / S.C. Kowalski, J.E. Pacheco, S. Fakhri, J.M. Sorokes / Proceedings of the Forty-First Turbomachinery Symposium September 24 – 27, 2012, Houston, Texas.

[18] **Shahin I.** Unsteady CFD simulation for high speed centrifugal compressor operating near surge / I. Shahin, M. Gadala, M. Alqaradawi, O. Badr/ Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014 June 16 – 20, 2014, Düsseldorf, Germany GT2014-27336.

[19] **Bourgeois J.A.** Single passage detached eddy simulation of a centrifugal compressor stage using the time transformation method. / J.A. Bourgeois, J.C. Nichols, G.H. Watson, R.J. Martinuzzi / Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15 – 19, 2015, Montréal, Canada GT2015-44131.

[20] **Dombard J.** Large eddy simulations in a transonic centrifugal compressor. /J. Dombard, F. Duchaine, L. Gicquel, G. Staffelbach, N. Buffaz, I. Trebinjac/ Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2018 June 11 – 15, 2018, Oslo, Norway.

[21] Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. [текст] / Под редакцией Галеркина Ю.Б. //– М.: Изд. «КХТ» – 2010.



[22] **Васильев Ю.С.** Высокоэффективные центробежные компрессоры нового поколения. Научные основы расчета, разработка методов оптимального проектирования и освоение производства / Ю.С. Васильев, П.И. Родионов П.И., М.И. Соколовский // Наука и промышленность России. – № 10-11. – 2000. – М. – С. 78–85.

[23] **Галеркин Ю.Б.** Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчёт и проектирование проточной части. [текст] / Ю.Б. Галеркин // М.: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ». – 2010. 596 с.

[24] **Галеркин Ю.Б.** Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние. Монография. [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Издательство Политехнического университета, 2011. – С. 327.

[25] **Seleznev K.P., Galerkin Y.B.** Mathematical Modelling of Performance Characteristics and Optimization of Turbomachine Stades. Труды международной конференции по газовым турбинам. Токио. Япония. – 1983.

[26] **Rekstin A.F., Drozdov A.A., Solovyeva O.A., Galerkin Y.B.** Two mathematical models centrifugal compressor stage vaneless diffuser comparison. – Oil and Gas Engineering (OGE-2018). – AIP Conf. Proc. 2007. – Omsk. – Russia. – 2018. – 030035-1–030035-12; <https://doi.org/10.1063/1.5051896>

[27] **Rekstin A.F., Soldatova K.V., Galerkin Yu.B.** Experience of application the computer program based on a simplified mathematical model for industrial centrifugal compressors candidates. International Conference on Compressors and their Systems 2019. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 604 (2019) 012045. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012045

[28] **Rekstin A., Popova E., Ucehovscy A.** Centrifugal compressor stages efficiency analysis by means of the approximate algebraic equations. – Oil and Gas Engineering (OGE-2018). – AIP Conf. Proc. 2007. – Omsk. – Russia. – 2018. – 030036-1–030036-11; <https://doi.org/10.1063/1.5051897>

[29] **Galerkin Y.** Centrifugal compressor stage design principles checking. [Electronic] / Y. Galerkin, A. Drozdov // ASME 2015 Gas Turbine India Conference. – Hyderabad – 2015.

[30] **Галеркин Ю.Б.** Конструирование и оптимизация центробежной компрессорной ступени с осерадiallyм рабочим колесом при помощи инженерного метода проектирования [текст] / Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – СПб., 2015. – № 4(231): Наука и образование. – С. 179–188 : ил. – (Машиностроение). – ISSN 1994-2354.

[31] **Дроздов А.А.** Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадiallyми рабочими колесами // Дис... канд. техн. наук. – СПбПУ. – 2016. – С. 236.

[32] **Боровков А.И., Воинов 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

[33] **Боровков А.И., Воинов 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

[34] **Боровков А.И., Воинов 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

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

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

E-mail: vicerektor.ap@spbstu.ru

**ВОИНОВ Игорь Борисович** – начальник отдела, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, без степени.

E-mail: [voinov@compmechlab.com](mailto:voinov@compmechlab.com)

**ГАЛЕРКИН Юрий Борисович** – Заведующий лабораторией, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, д-р техн. наук.

E-mail: [yuri\\_galerkin@mail.ru](mailto:yuri_galerkin@mail.ru)

**КАМИНСКИЙ Роман Валерьевич** – Руководитель организации, АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО "НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ "ТУРБОТЕХНИКА", без степени.

E-mail: [design@kamturbo.ru](mailto:design@kamturbo.ru)

**ДРОЗДОВ Александр Александрович** – ассистент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, канд. техн. наук.

E-mail: [a\\_drozdi@mail.ru](mailto:a_drozdi@mail.ru)

**СОЛОВЬЁВА Ольга Александровна** – Старший преподаватель, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, канд. техн. наук.

E-mail: [Solovyeva.OA@yandex.ru](mailto:Solovyeva.OA@yandex.ru)

**СОЛДАТОВА Кристина Валерьевна** – студент, Мельбурнский политехнический институт, д-р техн. наук.

E-mail: [buck02@list.ru](mailto:buck02@list.ru)

Дата поступления статьи в редакцию: 03.11.2020

## REFERENCES

[1] **P. Harley**, Meanline modeling of inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors / P. Harley, S. Spence, D. Filsinger, M. Dietrich, J. Early / Journal of Turbomachinery JANUARY 2015, Vol. 137 / 011007-1, DOI: 10.1115/1.4028247

[2] **R.H. Aungier**, 2000, "Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis", ASME Press, ISBN 0-7918-0093-8, New York, USA.

[3] **C.R. Weber, M.E. Koronowski**, "Meanline Performance Prediction of Volute in Centrifugal Compressors", ASME Conference Proceedings, New York, USA, 86-GT-216. 1986.

[4] **P. Harley**, Experimental and numerical benchmarking of an improved meanline modelling method for automotive turbocharger centrifugal compressors / P. Harley, S. Spence, D. Filsinger, M. Dietrich, J. Early / Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015, June 15 – 19, 2015, Montréal, Canada.

[5] **M. Abel**, 3D computational analysis of a compressor for heavy duty truck engine turbochargers / M. Abel, P. Newton, R. F Martinez-Botas, M. Wöhr, M. Müller, J. Leweux / Proceedings of ASME Turbo Expo 2018. Turbomachinery Technical Conference and Exposition. June 11 – 15, 2018, Oslo.

[6] **Q. Bi**, Design method and performance effects of curvature smooth centrifugal compressor blades / Qingzhen Bi, Hua Chen, Ding Tong, Yaoan Lu and Xueqi Zou / Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15 – 19, 2015, Montréal, Canada GT2015-43145.

[7] **K. Kabalyk, W. Kryłowicz**, "Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient", Transactions of the institute of fluid-flow machinery, 131, 2016, pp. 41–53.

[8] **W. Kryłowicz**, Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbocompressor Modernization. / Kryłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., Kabalyk K., Kozanecki Jr Z. / 12<sup>th</sup> European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, April 3 – 7, 2017, Stockholm, Sweden.

[9] **R. Marechale**, Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance / Russell Marechale, Min Ji, Michael Cave / Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15 – 19, 2015, Montréal, Canada GT2015-43778.

[10] **R. Matas**, Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage – setting the model of impellers with 2D blades / R. Matas, T. Syka, O. Lunacek / EPJ Web of Conferences 11<sup>th</sup> International Conference on Experimental Fluid Mechanics Volume 143, 02073 (2017) DOI: 10.1051/epjconf/201714302073 Czech Republic; 15 – 18 November 2016.

[11] **H. Hazby**, The design of a family of process compressor stages. / H. Hazby, M. Casey, C. Robinson, R. Spataro / Proceedings of 12<sup>th</sup> European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12, April 3 – 7, 2017; Stockholm, Sweden Paper ID: ETC2017-134.

[12] **R. Matas**, Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics / R. Matas, T. Syka, L. Hurda / EPJ Web of Conferences 180, 02060 (2018) <https://doi.org/10.1051/epjconf/201818002060> EFM 2017.

[13] **T. Syka**, Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage / T. Syka, R. Matas, O. Luňáček / AIP Conference Proceedings 1745, 020059 (2016); DOI: 10.1063/1.4953753

[14] **P. Le**, Sausse CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range. / P. Le Sausse, P. Fabrie, D. Arnou, and F. Clunet / EPJ Web of Conferences, Volume 45 (2013) DOI: 10.1051/epjconf/20134501059

[15] **Z. Xinqian**, Criteria for the Matching of Inlet and Outlet Distortions in Centrifugal Compressors. / Z. Xinqian, Z. Meijie / Applied Thermal Engineering Volume 131, 25 February 2018, P. 933–946.

[16] **M. Elfert**, Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high performance radial compressor impeller / M. Elfert, A. Weber, D. Wittrock, A. Peters, C. Voss, E. Nicke / Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13 – 17, 2016, Seoul, South Korea GT2016-56546.

[17] **S.C. Kowalski**, Centrifugal stage performance prediction and validation for high mach number applications / S. C. Kowalski, J. E. Pacheco, S. Fakhri, J. M. Sorokes / Proceedings of the Forty-First Turbomachinery Symposium September 24 – 27, 2012, Houston, Texas.

[18] **I. Shahin**, Unsteady CFD simulation for high speed centrifugal compressor operating near surge / I. Shahin, M. Gadala, M. Alqaradawi, O. Badr / Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014 June 16 – 20, 2014, Düsseldorf, Germany GT2014-27336.

[19] **J.A. Bourgeois**, Single passage detached eddy simulation of a centrifugal compressor stage using the time transformation method / J.A. Bourgeois, J.C. Nichols, G.H. Watson, R.J. Martinuzzi / Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15 – 19, 2015, Montréal, Canada GT2015-44131.

[20] **J. Dombard**, Large eddy simulations in a transonic centrifugal compressor. / J. Dombard, F. Duchaine, L. Gicquel, G. Staffelbach, N. Buffaz, I. Trebinjac / Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2018 June 11 – 15, 2018, Oslo, Norway.

[21] Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroyeniya SPbGPU (Proceedings of the scientific school of compressor engineering SPbGPU). [tekst] / Pod redaktsiyey Galerkina Yu.B. //– M.: Izd. «KKhT» – 2010.

[22] **Yu.S. Vasilyev**, Vysokoeffektivnyye tsentrobezhnyye kompressory novogo pokoleniya. Nauchnyye osnovy rascheta, razrabotka metodov optimalnogo proyektirovaniya i osvoyeniye proizvodstva (High-performance centrifugal compressors of the new generation. Scientific basis of calculation, development of optimal design methods and production development) / Yu.S. Vasilyev, P.I. Rodionov P.I., M.I. Sokolovskiy // Nauka i promyshlennost Rossii. – № 10-11. – 2000. – M. – S. 78–85.

[23] **Yu.B. Galerkin**, Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proyektirovaniye protochnoy chasti (Turbocompressors. Workflow, calculation and design of the flow section). [tekst] / Yu.B. Galerkin // M.: OOO «Informatsionno-izdatelskiy tsentr «KKhT». – 2010. 596 s.

[24] **Yu.B. Galerkin**, Modelirovaniye rabocheho protsessa promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. Nauchnyye osnovy, etapy razvitiya, sovremennoye sostoyaniye (Simulation of the working process of industrial centrifugal compressors. Scientific basis, stages of development, current state). Monografiya. [tekst] / Yu.B. Galerkin, K.V. Soldatova // Izdatelstvo Politekhnicheskogo universiteta, 2011. — S. 327.

[25] **K.R. Seleznev, Yu.B. Galerkin**, Mathematical Modelling of Performance Characteristics and Optimization of Turbomachine Stades. Trudy mezhdunarodnoyu kongressa po gazovym turbinam. Tokio. Yaponiya. — 1983.

[26] **A.F. Rekstin, A.A. Drozdov, O.A. Solovyeva, Yu.B. Galerkin**, Two mathematical models centrifugal compressor stage vaneless diffuser comparison. — Oil and Gas Engineering (OGE-2018). — AIP Conf. Proc. 2007. — Omsk. — Russia. — 2018. — 030035-1–030035-12; <https://doi.org/10.1063/1.5051896>

[27] **A.F. Rekstin, K.V. Soldatova, Yu.B. Galerkin**, Experience of application the computer program based on a simplified mathematical model for industrial centrifugal compressors candidates. International Conference on Compressors and their Systems 2019. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 604 (2019) 012045. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012045

[28] **A. Rekstin, E. Popova, A. Ucehovscy**, Centrifugal compressor stages efficiency analysis by means of the approximate algebraic equations. — Oil and Gas Engineering (OGE-2018). — AIP Conf. Proc. 2007. — Omsk. — Russia. — 2018. — 030036-1–030036-11; <https://doi.org/10.1063/1.5051897>

[29] **Yu.B. Galerkin**, Centrifugal compressor stage design principles checking. [Electronic] / Y. Galerkin, A. Drozdov, // ASME 2015 Gas Turbine India Conference. — Hyderabad — 2015.

[30] **Yu.B. Galerkin**, Konstruirovaniye i optimizatsiya tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni s oseradialnym rabochim kolesom pri pomoshchi inzhenernogo metoda proyektirovaniya (Design and optimization of a centrifugal compressor stage with 3D impeller using the engineering design method) [tekst] / Yu.B. Galerkin, A.A. Drozdov // Nauchno-tehnicheskiye vedomosti SPbGPU. — SPb., 2015. — № 4(231): Nauka i obrazovaniye. — S. 179–188: il. — (Mashinostroyeniye). — ISSN 1994-2354.

[31] **A.A. Drozdov**, Metod proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov s oseradialnymi rabochimi kolesami (Design method for centrifugal compressors with 3D impellers) // Dis... kand. tekhn. nauk. — SPbPU. — 2016. — S. 236.

[32] **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 (Questions of gas dynamic characteristics modeling on the example of a model stage of a centrifugal compressor) // Nauchno-tehnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki. 2018. T. 24, № 2. S. 44–57. DOI: 10.18721/JEST.24.2018.4

[33] **A.I. Borovkov, I.B. Voinov, A.F. Rekstin, B.V. Bakayev**, Modelirovaniye kharakteristik dvukhstupenchatogo tsentrobezhnogo kompressora gazoperekachivayushchego agregata (Simulation of characteristics of a two-stage centrifugal compressor of a gas-pumping unit) // Nauchno-tehnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki. 2019. T. 25, № 2. S. 87–104. DOI: 10.18721/JEST.25207

[34] **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. (Modeling of characteristics of a single-stage centrifugal compressor of a gas-pumping unit) // Nauchno-tehnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki. 2018. T. 24, № 3. S. 153–175. DOI: 10.18721/JEST.240313

## THE AUTHORS

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

**VOINOV Igor' B.** — *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*  
E-mail: voinov@compmechlab.com

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

**KAMINSKIY Roman V.** – *JOINT-STOCK COMPANY "SCIENTIFIC-PRODUCTION ASSOCIATION "TURBOTEHNIKA".*  
E-mail: design@kamturbo.ru

**DROZDOV Aleksandr A.** – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*  
E-mail: a\_drozdi@mail.ru

**SOLOVYEVA Olga A.** – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*  
E-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru

**SOLDATOVA Kristina V.** – *Melbourne Polytechnic Institute.*  
E-mail: buck02@list.ru

**Received: 03.11.2020**