УДК 621.515 doi: 10.18698/0536-1044-2022-7-68-81

Статистическая математическая модель расчета коэффициента полезного действия компрессоров турбодетандерных агрегатов: усовершенствование и идентификация

Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, О.А. Соловьева, А.А. Дроздов, В.Б. Семеновский

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Statistical Mathematical Model for Calculating the Efficiency of Turbo-Expander Compressors: Improvement and Identification

Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, O.A. Solovyeva, A.A. Drozdov, V.B. Semenovsky

Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Несмотря на небольшие размеры, мощность турбодетандерных агрегатов, применяемых при транспортировке и переработке нефти и газа, достигает 5,5 МВт. Проектирование нового турбодетандерного агрегата включает в себя несколько этапов, одним из которых является вариантный расчет компрессора на заданные параметры. Для этого используют специализированную статистическую модель расчета коэффициента полезного действия компрессора по его основным параметрам. Коэффициент полезного действия ступеней, спроектированных по единой однозначной методике, зависит от параметров проектирования и критериев подобия. Обобщение опыта проектирования турбодетандерных агрегатов позволило усовершенствовать статистическую математическую модель, применяемую в Методе универсального моделирования, с учетом отличительных особенностей компрессоров. В новой версии математической модели корректно учтены потери во входном патрубке, способ изготовления рабочего колеса, тип диффузора и т. д. В полученную математическую модель входят 22 эмпирических коэффициента. Для подбора корректных значений коэффициентов использованы результаты 26 приемосдаточных испытаний компрессоров турбодетандерного агрегата. Погрешность новой статистической модели с подобранными значениями эмпирических коэффициентов составила 1,8 %, что является достаточным для ее практического применения в проектной деятельности.

Ключевые слова: центробежный компрессор, турбодетандерный агрегат, математическая модель, КПД компрессора, входной патрубок

Despite their small size turbo expander units used for transportation and processing oil and gas have a capacity of up to 5.5 MW. Designing new turbo-expander units includes several stages, one of which is the variant calculation of the compressor for the given parameters. For calculating the efficiency of the compressor by its main parameters a specialized statistical model is used. The efficiency of stages designed according to a single unambiguous methodology depends on the design parameters and similarity criteria. The generalization of experience in designing turbo-expander units allowed improving the

statistical mathematical model used in the Universal Modeling Method, taking into account the specifics of compressors. The new version of the mathematical model correctly takes account of losses in the inlet nozzle, the method of manufacturing the impeller, the diffuser type, etc. The resulting mathematical model includes 22 empirical coefficients. To select the correct values of the coefficients, the results of 26 acceptance tests of turbo-expander compressors were used. The error of the new statistical model with the selected of empirical coefficient values was 1.8%, which is sufficient for its practical application in project activities.

Keywords: centrifugal compressor, turbo-expanding unit, mathematical model, efficiency compressor, inlet nozzle

Турбодетандерные агрегаты (ТДА), иногда называемые детандер-компрессорными агрегатами, применяются на газоперерабатывающих заводах и головных станциях добычи газа. В зоне распространения многолетнемерзлых грунтов (криолитозоне) на компрессорных станциях используются агрегаты круглогодичного охлаждения газа [1]. В большинстве случаев ТДА входят в состав низкотемпературной установки комплексной обработки газа [2] на головной станции его добычи, а в отдельных случаях их устанавливают на линии транспорта газа.

Потребность в ТДА на месте добычи газа связана с прохождением газопровода через зону вечной мерзлоты, где необходимо охлаждать газ до минус 200 °С, чтобы избежать необратимого растепления грунта.

Рассмотрены одноступенчатые центробежные компрессоры (ЦБК) ТДА такого назначения, которые оборудованы лопаточным диффузором (ЛД) и рабочими колесами (РК) традиционного типа с лопатками цилиндрической формы в радиальной части. Литые РК преобладают над фрезерованными.

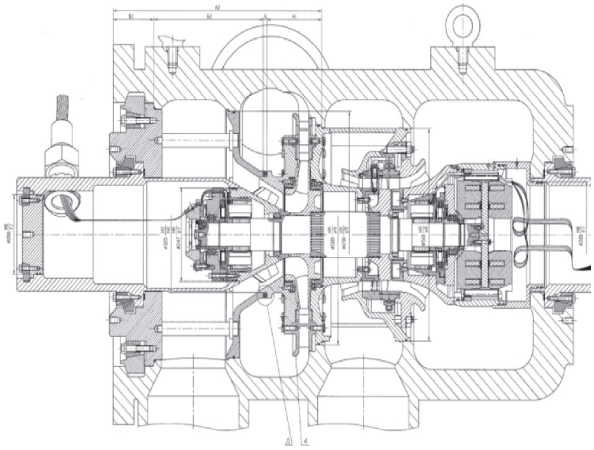
Несмотря на кажущуюся простоту конструкции, ЦБК требуют тщательного подхода к их газодинамическому проектированию. При газодинамическом проектировании ЦБК необходимо обеспечить:

• требуемое отношение давлений при заданных параметрах газа: расходе, физических свойствах и начальных данных;

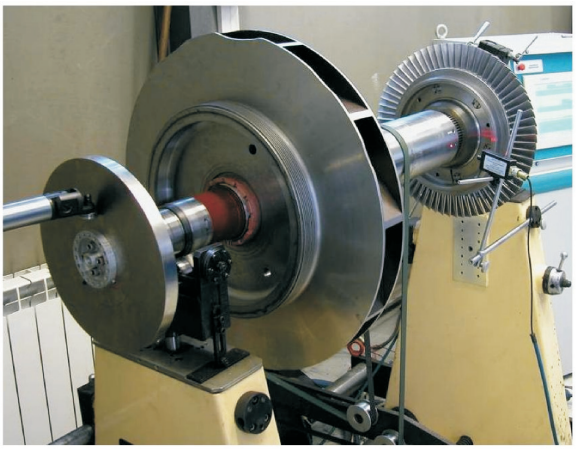
• наилучший коэффициент полезного действия (КПД) и форму газодинамических характеристик.

Первое требование — надежность проектирования — предполагает наличие инструмента для расчета размеров и формы проточной части с возможностью вычисления отношения давлений. Анализ технических заданий выполненных проектов ЦБК ТДА показал, что в большинстве случаев заказчик требует обеспечить параметры для двенадцати режимов.

Это означает, что метод проектирования должен позволять рассчитывать семейство характеристик ЦБК. Проверить возможность или невозможность обеспечения заданных режимов следует расчетом характеристик при заданных режимах.



а



б

Рис. 1. Схема продольного разреза ТДА на магнитных подшипниках (*а*) и внешний вид ротора ТДА (*б*)

Цель работы — усовершенствование статистической математической модели расчета КПД центробежных компрессоров ТДА с учетом их отличительных особенностей.

Опыт проектирования ЦБК ТДА. Научный коллектив лаборатории «Газовая динамика турбомашин» Центра национальной технологической инициативы ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (СПбПУ) под руководством Ю.Б. Галеркина сдал заказчику 27 проектов ЦБК для ТДА. Индустриальный партнер АО «Турбохолод» выпустил более сотни ТДА с ЦБК, спроектированными с использованием Метода универсального моделирования (МУМ) разных версий.

АО «Турбохолод» снабжает газовую промышленность агрегатами с осевой турбиной и ЦБК. Схема продольного разреза ТДА на магнитных подшипниках [3] и внешний вид ротора ТДА приведены на рис. 1. В ТДА компрессор по размеру больше турбины в 3 раза, а по массе — в 10 раз. Энергетически эти машины равнозначны. Их мощность одинаковая, поэтому КПД турбины и КПД компрессора одинаково влияют на потерю мощности газоперекающего агрегата. Внешний вид ТДА производства АО «Турбохолод» с горизонтальным расположением ротора в базовой комплектации [4] показан на рис. 2.

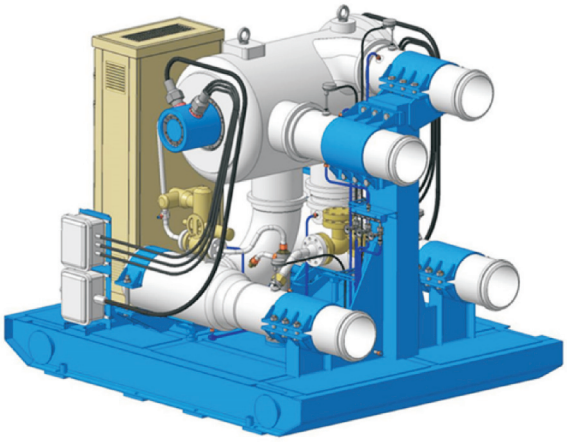


Рис. 2. Внешний вид ТДА производства АО «Турбохолод» с горизонтальным расположением ротора в базовой комплектации

Основные характеристики компрессоров ТДА, созданных по МУМ, предоставленные АО «Турбохолод» (занимающимся проектированием, изготовлением, испытанием и поставкой конечному потребителю), приведены в табл. 1, где D_2 — диаметр на выходе из РК; $\overline{m}$ — массовый расход газа; $p_н$ — давление нагнетания; π — отношение давлений; n — частота вращения ротора; ОО — опытный образец; НГКМ — нефтегазоконденсатное месторождение; НГМ — нефтегазовое месторождение; НМ — нефтяное месторождение; ГК — газоконденсатное месторождение.

В табл. 1 представлены параметры компрессоров, которые уже поставлены заказчикам, а также модели (ТК-22, ТК-23, ТК-24 и ТК27), находящиеся в разной степени изготовления и передачи конечным потребителям.

Таблица 1

Основные характеристики компрессоров ТДА

Модель компрессора	Мощность, кВт (год ввода в эксплуатацию)	D_2, м	$\overline{m}$, кг/с	$p_н$, МПа	π	n, мин$^{-1}$	Количество выпущенных ТДА на 2015 г., шт.	Суммарная мощность, кВт	Место установки
ТК-1	2350 (2005)	0,320	59	11,8	1,311	15 500	1	2400	ОО
ТК-2	3650 (2005)	0,365	79	8,0	1,333	15 500	–	–	–
ТК-3	2670 (2006)	0,365	78,1	8,906	1,22	14 000	10	26 700	Песцовое, Харвутинское НГКМ
ТК-4/0706	5030 (2007)	0,375	79	6,75	1,424	15 500	–	–	–
ТК-4/530	5030 (2007)	0,390	79,00	6,75	1,424	16 250	10	50 300	Бованенковское НГКМ
ТК-5	3080 (2007)	0,350	77,70	7,75	1,277	16 000	7	21 500	Заполярное НГКМ
ТК-6	1850 (2007)	0,575	163,00	8,69	1,070	5000	22	40 700	Ярынская компрессорная станция

Окончание табл. 1

Модель компрессора	Мощность, кВт (год ввода в эксплуатацию)	D_2, м	$\overline{m}$, кг/с	$p_н$, МПа	π	n, мин$^{-1}$	Количество выпущенных ТДА на 2015 г., шт.	Суммарная мощность, кВт	Место установки
ТК-7	2400 2007	0,275	86,30	13	1,209	16 000	6	14 400	Юрхаровское НГКМ
ТК-8	1660 (2007)	0,275	59,19	13	1,209	16 000	4	6600	То же
ТК-4/410	5580 (2009)	0,410	79,00	6,75	1,424	14 500	30	167 400	Бованенковское НГКМ
ТК-3а	1200 (2010)	0,365	59,00	8,00	1,12	12 000	4	4800	Находкинское НГМ
ТК-8а	1660 (2010)	0,240	59,00	10,80	1,18	16 000	1	1660	Ямбургское НГКМ
ТК-10	2099 (2012)	0,310	36,05	13,02	1,32	16 500	–	–	–
ТК-11	3231 (2012)	0,310	103,50	12,2	1,208	15 000	–	–	–
ТК-11А	3320 (2012)	0,340	105,3	12,2	1,208	13 280	1	3300	Юрхаровское НГКМ
ТК-12	1792 (2012)	0,275	60,5	13	1,244	15 500	3	5400	Самбургское НГКМ
ТК-13	1962 (2013)	0,300	85,19	12,53	1,171	13 300	4	7800	Ачимовское НМ
ТК-14	3651 (2013)	0,320	84,0	14,2	1,365	16 000	–	–	–
ТК-14А	2290 (2013)	0,340	84,0	12,5	1,202	12 500	2	4600	Яро-Яхинское НГКМ
ТК-15	762 (2014)	0,490	88,91	5,513	1,072	5100	8	6100	Чаяндинское НГКМ
ТК-16	6363 (2017)	0,390	88,4	6,3	1,460	16 250	1	6400	Бованенковское НГКМ
ТК-17	5135 (2017)	0,400	84,6	6,3	1,406	15 900	1	5100	То же
ТК-18	680 (2018)	0,280	27,26	5,398	1,169	15 500	3	2000	НГМ в Узбекистане
ТК-21	3282 (2020)	0,300	104,9	13,41	1,23	15 000	8	26 300	Салмановское НГКМ
ТК-22	2703 (2020)	0,340	90,16	7,461	1,26	13 500	–	–	Ковыткинское ГКМ
ТК-23	1628,9	0,305	31,6	5,977	1,406	18 800	–	–	Ево-Яхинское ГКМ
ТК-24	2814,5	0,330	54,414	5,879	1,384	17 500	–	–	Ево-Яхинское ГКМ
ТК-27	4370	0,415	93,4	4,9	1,316	13 495	–	–	Харасавэйское ГКМ
ВСЕГО							126	401 800	

Проектирование по МУМ включает в себя следующие этапы:

• вариантный расчет компрессора на заданные параметры проектирования; для компрессора ТДА это подразумевает выбор нужных значений условного коэффициента расхода в расчетном режиме $\Phi_{расч}$, коэффициента теоретического напора в расчетном режиме $\psi_{т.расч}$, которые обеспечивают максимальный КПД компрессора при соблюдении всех конструктивных ограничений (в основном на втулочное отношение $\overline{D}_{вт}$);

• первичное проектирование, т. е. определение формы и соотношения размеров проточной части при выбранном ожидаемом значении КПД;

• определение КПД первичного проекта проточной части по математической модели расчета потерь напора; корректирование размеров в случае несовпадения заданного и расчетного значений КПД;

• создание альтернативных вариантов, КПД которых рассчитывается путем варьирования соотношения размеров проточной части; соответствующий алгоритм оптимизации находит вариант с размерами проточной части, который имеет максимальный КПД;

• расчет газодинамических характеристик спроектированного компрессора после оптимизации формы лопаточного аппарата РК на основании диаграмм скоростей невязкого потока по математической модели.

Подходы к проектированию компрессоров ТДА. Математическая модель вариантного расчета.

Проектирование ЦБК по МУМ [5–9] проводится в безразмерном виде. Основными параметрами ступени, определяющими эффективность и форму характеристик, являются:

• условный коэффициент расхода в расчетном режиме

$$\Phi_{\text{расч}} = \frac{\overline{m}}{0{,}785\rho_0^* D_2^2 u_2}; \qquad (1)$$

• коэффициент теоретического напора в расчетном режиме

$$\psi_{\text{т.расч}} = c_{u2} / u_2, \qquad (2)$$

где ρ_0^* — плотность газа на входе в РК по полным параметрам; u_2 — окружная скорость РК; c_{u2} — окружная составляющая абсолютной скорости газа на входе в РК.

Комбинация этих коэффициентов — безразмерное число оборотов (коэффициент быстроходности) — также характеризует возможность или невозможность получения благоприятных газодинамических характеристик:

$$K_n = 0{,}0591\frac{\left(\overline{m}/\rho_0^*\right)^{0,5}}{h_{\text{т}}^{0,75}} = \frac{\Phi^{0,5}}{\psi_{\text{т}}^{0,75}},$$

где $h_{\text{т}}$ — теоретический напор, $\psi_{\text{т}}$ — коэффициент теоретического напора.

В монографии [10] рекомендован диапазон коэффициента быстроходности 0,31…0,50, обеспечивающий высокий КПД проектируемой ступени.

Значения параметров проектирования $\Phi_{\text{расч}}$ и $\psi_{\text{т.расч}}$, рассчитанных по формулам (1) и (2), выбираются в зависимости от заданного расхода, напора и числа оборотов ротора в минуту.

В монографии [10] рассмотрено влияние параметров проектирования $\Phi_{\text{расч}}$ и $\psi_{\text{т.расч}}$ на КПД ступени. При малом условном коэффициенте расхода в расчетном режиме $\psi_{\text{т.расч}}$ каналы проточной части узкие, и в них превалируют неустранимые потери трения. При большом $\psi_{\text{т.расч}}$ растет кинетическая энергия потока в РК и неподвижных элементах. Возникают проблемы с пространственным обтеканием высоких лопаток, снижается КПД. Существует диапазон $\Phi_{\text{расч}}$, в котором при прочих равных условиях КПД ступеней может быть максимальным.

Влияние коэффициента теоретического напора в расчетном режиме $\psi_{\text{т.расч}}$ на КПД ступени — монотонное. Чем больше $\psi_{\text{т.расч}}$, тем больше кинетическая энергия в неподвижных элементах (что увеличивает потерю КПД), выходной угол лопаток РК, поворот потока лопатками и коэффициент потерь РК.

При современном уровне газодинамического проектирования с анализом и оптимизацией обтекания лопаток у дозвуковых компрессоров высокие значения числа Маха не оказывают существенного влияния на КПД ступени в расчетном режиме. С ростом чисел Маха КПД в расчетном режиме, как правило, несколько снижается.

Условные числа Рейнольдса у ступеней промышленных компрессоров очень велики:

$$\text{Re}_u = \frac{u_2 D_2}{\mu}\frac{p_0^*}{RT_0^*} \geq 5\cdot 10^6,$$

где μ — динамическая вязкость; R — индивидуальная газовая постоянная; T_0^* — полная температура газа на входе в РК.

При турбулентном режиме течения газа, который обязательно имеет место при больших условных числах Рейнольдса, этот критерий не влияет на потери вихреобразования, но потери трения зависят от условного числа Рейнольдса, если поверхность гидравлически гладкая.

КПД ступеней, созданных по единой однозначной методике, $\eta_{\text{расч}}^*$ зависит от параметров проектирования и критериев подобия. Формальное уравнение выглядит следующим образом:

$$\eta^*_{\text{расч}} \simeq f\left(\Phi_{\text{расч}}, \psi_{\text{т.расч}}, \bar{D}_{\text{вт}}, \text{M}_u, \text{Re}_u, \bar{k}_{\text{ш}}\right), \quad (3)$$

где M_u — условное число Маха; $\bar{k}_{\text{ш}}$ — относительная шероховатость поверхности.

В конце прошлого столетия Е.Ю. Попова спроектировала и оптимизировала по МУМ около 2000 ступеней при следующих параметрах: $\Phi_{\text{расч}} = 0{,}015...0{,}120$; $\psi_{\text{т.расч}} = 0{,}40...0{,}50$; $\bar{D}_{\text{вт}} = 0\ldots0{,}50$; $M_u = 0{,}5\ldots1{,}0$ [11]. Для расчетного анализа использована одна из первых версий МУМ.

Обобщение расчетных значений КПД позволило представить уравнение (3) в виде приближенного алгебраического выражения

$$\eta^*_{\text{расч}} = 1 - 0{,}13 K_\Phi K_{\psi_i} K_{D_{\text{вт}}} K_{\text{M}_u} K_{\text{Re}_u}, \quad (4)$$

где $K_\Phi, K_{\psi_i}, K_{D_{\text{вт}}}, K_{\text{M}_u}, K_{\text{Re}u}$ — эмпирические поправочные коэффициенты, учитывающие влияние соответствующих параметров проектирования на КПД.

Уравнение (4) использовалось в программах МУМ вплоть до 7-й версии (2016 г.). В диссертации [12] А.Ф. Рекстин предложил усовершенствованную версию уравнений, аналогичных уравнению (4). Целесообразность совершенствования системы уравнений обусловлена следующим:

• совершенствование методов проектирования повысило КПД ступеней [3];

• опыт проектирования и расчетов позволил уточнить зависимость $\eta^*_{\text{расч}} = f(\Phi_{\text{расч}})$;

• отсутствие выделения особенностей ступеней с разными диффузорами (БЛД, ЛД) в системе уравнений (4).

Предложенная версия системы приближенных алгебраических уравнений имеет вид

$$\eta^*_{\text{расч}} = 1 - X_1 K_\Phi K_{\psi_\text{т}} K_{D_{\text{вт}}} K_{\text{M}_u} + \Delta\eta_{\text{ЛД}} - \Delta\eta_{\text{ВП}}, \quad (5)$$

где X_1 — эмпирический коэффициент; $\Delta\eta_{\text{ЛД}}$ — параметр, учитывающий возможность повышения КПД в расчетном режиме благодаря применению ЛД; $\Delta\eta_{\text{ВП}}$ — параметр, учитывающий потери КПД во входном патрубке (ВП).

Опыт проектирования показал, что использование поправки на влияние числа Рейнольдса является нецелесообразным. Рассчитанный по формуле (5) КПД относится к работе ступени с гидравлически гладкой поверхностью при условном коэффициенте Рейнольдса $\text{Re}_u \approx (5\ldots7)\cdot10^6$. Эти значения характерны для испытания модельных ступеней на экспериментальных стендах и для заводских испытаний компрессоров на воздухе.

При работе компрессоров в технологических установках с высоким давлением газа числа Рейнольдса могут быть в 10–100 раз больше. Однако поверхности не являются гидравлически гладкими, и большого увеличения КПД ожидать не следует. Статистическая модель не рекомендована для компрессоров, работающих при низких числах Рейнольдса, особенно если течение газа становится ламинарным.

Выражения для определения поправочных коэффициентов $K_\Phi, K_{\psi_i}, K_{D_{\text{вт}}}, K_{\text{M}_u}$ приведены в работе [11], где их поиск основан на определении физического смысла влияния газодинамических параметров проектирования на КПД. Система уравнений создана вручную на основании экспертной оценки. Тем не менее точность предварительной оценки достаточна для проектной практики.

Новые формулы для вычисления коэффициента K_Φ в случае использования радиальных и осерадиальных РК предлагаются в следующем виде. Опыт применения МУМ [13] не выявил убедительных доказательств преимущества осерадиальных РК над радиальными РК при средних и малых условных коэффициентах расхода в расчетном режиме. По опыту проектирования максимальный КПД достигается при $\Phi_{\text{расч}} \approx 0{,}085$.

Соответственно, поправочный коэффициент на влияние условного коэффициента расхода в расчетном режиме определяется следующими выражениями:

• при $\Phi_{\text{расч}} \le 0{,}085$

$$K_\Phi = 1 + X_2\left[X_3\left(0{,}085 - \Phi_{\text{расч}}\right)\right]^{X_4};$$

• при $\Phi_{\text{расч}} > 0{,}085$

$$K_\Phi = 1 + X_5\left(\Phi_{\text{расч}} - 0{,}085\right)^{X_6}\left(1 + X_7 \bar{D}_{\text{вт}}^{X_8}\right), \quad (6)$$

где $X_2, ..., X_7$ — эмпирические коэффициенты.

В формуле (6) следует обратить внимание на то, что коэффициент K_Φ зависит не только от расчетного коэффициента расхода, но и от втулочного отношения. Чем оно больше, тем выше относительная скорость потока на входе в РК.

В случае расчета по формуле (6) предполагается, что при $\Phi_{\text{расч}} > 0{,}085$ применяются осерадиальные РК.

Поправочный коэффициент на влияние коэффициента теоретического напора

$$K_{\psi_\text{т}} = 1 + X_9\left(\psi_{\text{т.расч}} - 0{,}5\right)^{X_{10}},$$

где X_9, X_{10} — эмпирические коэффициенты.

Если $\psi_{\text{т.расч}} < 0,5$, то

$$K_{\psi_{\text{т}}} = 1.$$

Поправочный коэффициент на влияние втулочного отношения

$$K_{D_{\text{вт}}} = 1 + X_{11}\bar{D}_{\text{вт}}^{X_{12}}\left(1 + \Phi_{\text{расч}}\right)^{X_{13}}, \qquad (7)$$

где X_{11}, X_{12}, X_{13} — эмпирические коэффициенты.

Формула (7) учитывает, что у малорасходных ступеней на входе небольшая высота лопаток, и диаметр входа невелик даже при большом втулочном отношении. Негативное влияние втулочного отношения на КПД сильнее проявляется у средне- и высокорасходных ступеней.

Выражение для определения поправочного коэффициента на влияние числа Маха включает в себя условный коэффициент расхода в расчетном режиме. Это естественно, так как при прочих равных условиях и больших $\Phi_{\text{расч}}$ скорость на входе в РК будет выше.

Расчеты выявили, что при малых значениях числа Маха его влияние на КПД в расчетном режиме невелико:

$$K_{\text{M}_u} = 1 + X_{14}(\text{M}_u - 0,5)^{X_{15}}(\Phi_{\text{расч}} - 0,01)^{X_{16}},$$

где X_{14}, X_{15}, X_{16} — эмпирические коэффициенты.

Опыт проектирования показал, что применение ЛД у низконапорных ступеней при $\psi_{\text{т.расч}} < 0,50$ не способствует повышению КПД. Увеличение КПД от применения ЛД определяется выражением

$$\Delta\eta_{\text{ЛД}} = X_{19}\left(\psi_{\text{т.расч}} - 0,50\right)^{X_{20}},$$

где X_{19}, X_{20} — эмпирические коэффициенты.

Если $\psi_{\text{т.расч}} < 0,50$, то $\Delta\eta_{\text{ЛД}} = 0$.

Корректировка математической модели вариантного расчета компрессоров ТДА. Опыт проектирования ЦБК ТДА показал, что использование небольшого ряда унифицированных корпусов для компрессоров существенно разной производительности приводит к большим потерям в ВП, если его размеры не могут обеспечить необходимый низкий уровень скоростей в нем.

Эта проблема рассмотрена в публикации [14]. Картина течения потока, если размеры ВП недостаточны для заданного объемного расхода компрессора показана на рис. 3, *а*, неравномерность потока в ВП — на рис. 3, *б*.

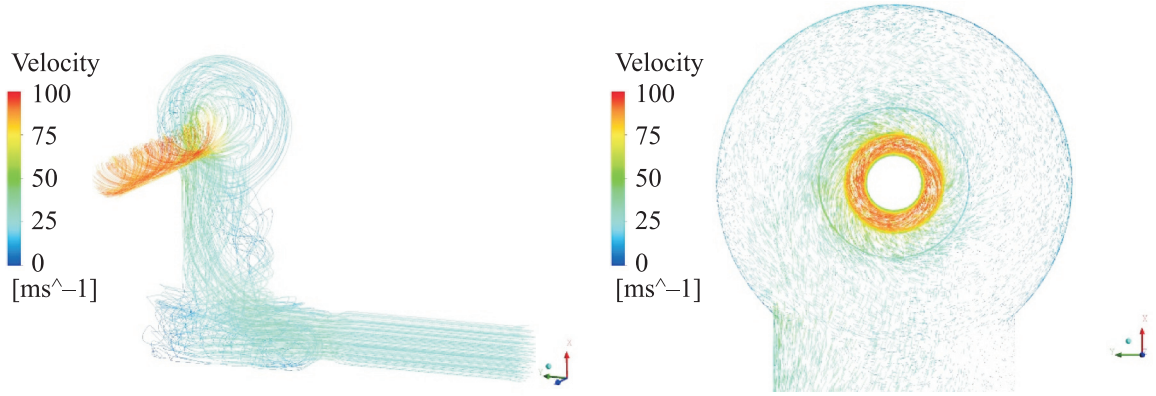
Потери КПД в ВП пропорциональны квадрату скорости потока на входе в него. Анализ структуры течения потока показал, что при симметричном расположении входного отверстия и неблагоприятной форме трубопровода (подводящая труба + соединительный патрубок) потери на 10 % больше.

Это необходимо учитывать при проектировании ЦБК ТДА, в том числе при вариантном расчете. Для этого в формулу (5) внесена поправка на потери КПД в ВП $\Delta\eta_{\text{ВП}}$.

Пользователю предоставлена возможность задать площадь проходного сечения ВП на входе в него и его коэффициент потерь. Исходя из объемного расхода газа на входе, определяется скорость потока, с учетом которой рассчитываются потери КПД

$$\Delta\eta_{\text{ВП}} = \frac{\zeta_{\text{ВП}}\bar{c}_{\text{н}}^2}{2\psi_{\text{т.расч}}},$$

где $\zeta_{\text{ВП}}$ — коэффициент потерь ВП; $\bar{c}_{\text{н}}$ — относительная скорость потока на входе во входной тракт.



а *б*

Рис. 3. Картина течения потока во входном тракте (*а*) и векторы скорости в радиальной плоскости ВП (*б*)

Рабочие колеса ТДА можно изготовить литьем или фрезерованием. Анализ результатов приемо-сдаточных испытаний показал, что во втором случае КПД компрессора выше. Для учета влияния механической обработки РК на КПД в уравнение (5) необходимо ввести эмпирический коэффициент X_{22}.

Как показал опыт проектирования, максимальный КПД компрессора ТДА составляет около 88,5 %. В связи с этим в формулу (5) вместо 100%-ной величины, из которой вычитаются потери КПД вследствие негативного влияния ряда параметров, задается максимально возможный в теории уровень КПД компрессора ТДА с помощью эмпирического коэффициента X_{21}.

С учетом всех корректировок формула (5) приобретает вид

$$\eta^{*}_{\text{расч}} = X_{21} - X_1 K_{\Phi} K_{\psi_{\text{т}}} K_{D_{\text{вт}}} K_{\text{М}_u} - \\ - X_{22} - \Delta\eta_{\text{ВП}} + \Delta\eta_{\text{ЛД}}.$$

Идентификация математической модели. В полученную математическую модель входят 22 эмпирических коэффициента. Для подбора корректных значений коэффициентов необходимо провести идентификацию разработанной математической модели вариантного расчета компрессоров ТДА по результатам испытаний модельных ступеней и компрессоров. Под идентификацией подразумевается определение

Таблица 2

Основные характеристики компрессоров ТДА, участвовавших в процессе идентификации

Модель компрессора	$\Phi_{\text{расч}}$	$\psi_{\text{т}}$	$\eta_p / \eta_{p\ \text{ТК2}}$	$\eta_p^{\text{расч}} / \eta_{p\ \text{ТК2}}^{\text{расч}}$	М_u	D_2	$D_{\text{вт}}$
ТК10	0,03	0,57	0,94	0,96	0,64	0,31	0,35
ТК19	0,03	0,66	0,93	0,95	0,63	0,29	0,33
ТК1	0,03	0,56	0,95	0,99	0,66	0,32	0,34
ТК14А	0,04	0,53	0,95	1,01	0,56	0,34	0,35
ТК8	0,04	0,51	0,96	1,01	0,54	0,28	0,40
ТК12	0,05	0,57	0,94	1,01	0,52	0,28	0,40
ТК3-8500	0,05	0,48	0,95	1,00	0,37	0,37	0,11
ТК18	0,05	0,44	0,96	1,01	0,57	0,28	0,39
ТК3	0,05	0,46	0,98	1,00	0,61	0,37	0,32
ТК2	0,05	0,51	1,00	1,00	0,70	0,37	0,30
ТК11А	0,06	0,55	0,99	1,00	0,56	0,34	0,35
ТК4 14500-410	0,06	0,71	0,94	0,96	0,71	0,41	0,28
ТК4 14500-390	0,06	0,71	0,95	0,96	0,71	0,41	0,28
ТК21	0,06	0,55	0,95	1,01	0,55	0,30	0,37
ТК5	0,06	0,50	0,98	1,00	0,69	0,35	0,33
ТК17	0,06	0,53	0,94	0,98	0,78	0,40	0,29
ТК11	0,06	0,51	0,98	1,01	0,57	0,31	0,35
ТК7	0,06	0,51	0,98	1,01	0,54	0,28	0,40
ТК4-0,53	0,07	0,56	1,00	0,99	0,76	0,39	0,29
ТК6	0,07	0,49	0,94	0,93	0,34	0,58	0,24
ТК22	0,07	0,50	0,94	1,01	0,58	0,34	0,32
ТК15	0,07	0,48	0,94	0,98	0,33	0,49	0,29
ТК4-375 н/п	0,07	0,65	0,96	0,98	0,70	0,38	0,31
ТК22М	0,07	0,49	0,95	0,99	0,57	0,34	0,32
ТК16	0,07	0,64	0,95	0,95	0,76	0,39	0,29

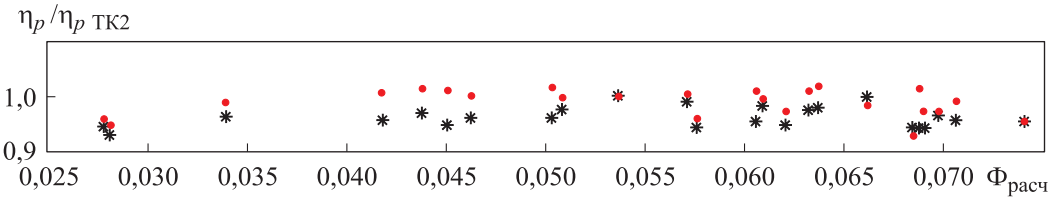


Рис. 4. Расчетные (•) и проектные (∗) зависимости отношения политропных КПД $\eta_p/\eta_{p\ ТК2}$ компрессоров ТДА от коэффициента расхода в расчетном режиме $\Phi_{расч}$

значений эмпирических коэффициентов, входящих в состав математической модели, позволяющих получить наиболее близкое совпадение расчетных и проектных данных.

Так как все компрессоры ТДА, участвующие в идентификации прошли экспериментальную проверку на воздушном стенде у заказчика и приемосдаточные испытания на месте эксплуатации, подтвердив соответствие проектных и экспериментальных характеристик, использование в идентификации проектное значение КПД является корректным.

Основным экспериментальным материалом для идентификации математической модели являются результаты 25 приемосдаточных испытаний компрессоров ТДА. В табл. 2 приведены основные характеристики компрессоров ТДА, участвовавших в процессе идентификации: условный коэффициент расхода в расчетном режиме $\Phi_{расч}$, коэффициент теоретического напора $\psi_т$, проектное $\eta_p/\eta_{p\ ТК2}$ и расчетное $\eta_p^{расч}/\eta_{p\ ТК2}^{расч}$ отношения политропных КПД (где $\eta_{p\ ТК2}$ и $\eta_p^{расч}/\eta_{p\ ТК2}^{расч}$ — проектный и расчетный политропные КПД модели ТК$_2$), условное число Маха M_u, диаметр на выходе из РК D_2 и диаметр втулки $D_{вт}$.

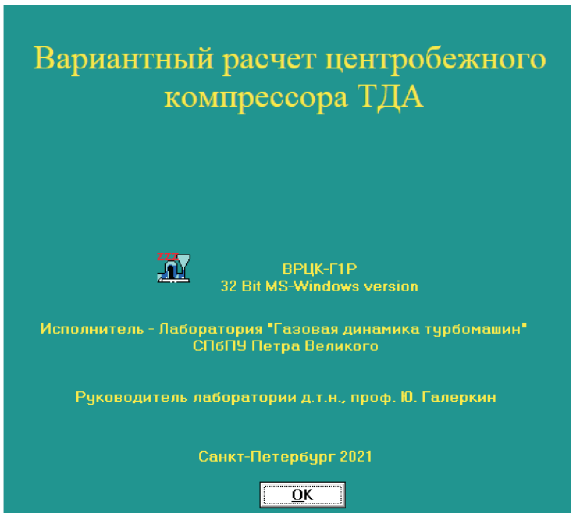
Результаты идентификации — расчетные и проектные зависимости отношения политропных КПД $\eta_p/\eta_{p\ ТК2}$ компрессоров ТДА от коэффициента расхода в расчетном режиме $\Phi_{расч}$ — приведены на рис. 4.

Идентификация осуществлялась путем перебора значений эмпирических коэффициентов с расчетом КПД и сравнением с проектными данными. Отбирались такие значения X_i, при которых средняя погрешность расчета КПД минимальна:

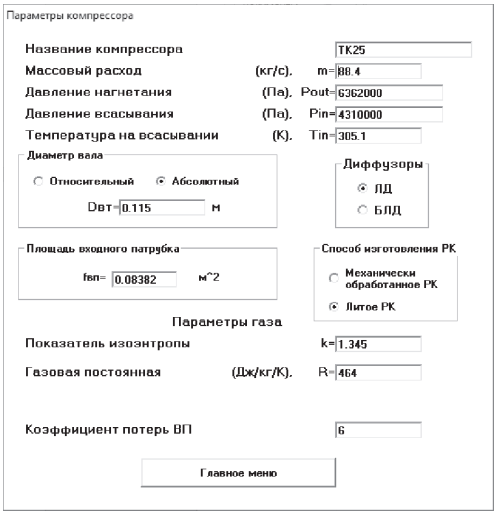
$$\Delta\eta_{ср} = \frac{\sum_1^Z \left|\eta - \eta_{расч}\right|}{Z} \to 0 .$$

Погрешность новой статистической модели с подобранными значениями эмпирических коэффициентов составила 1,8 %, что является достаточным для ее применения в проектной деятельности.

Разработка программы вариантного расчета компрессоров ТДА ВРЦК-Г1Р. Описанная математическая модель вариантного расчета компрессоров ТДА реализована в виде программы ВРЦК-Г1Р.



а



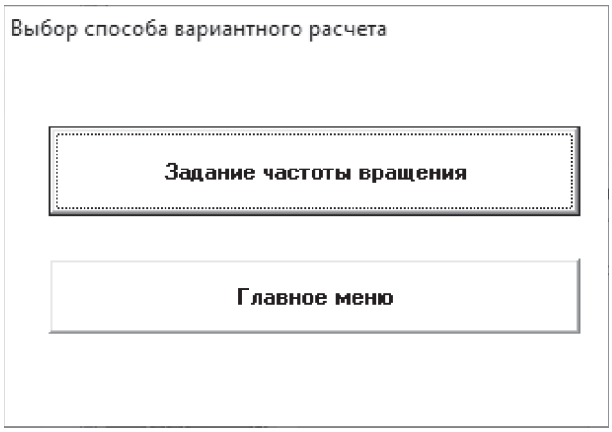
б

Рис. 5. Заставка (*а*) и меню ввода параметров компрессора ТДА (*б*) программы вариантного расчета

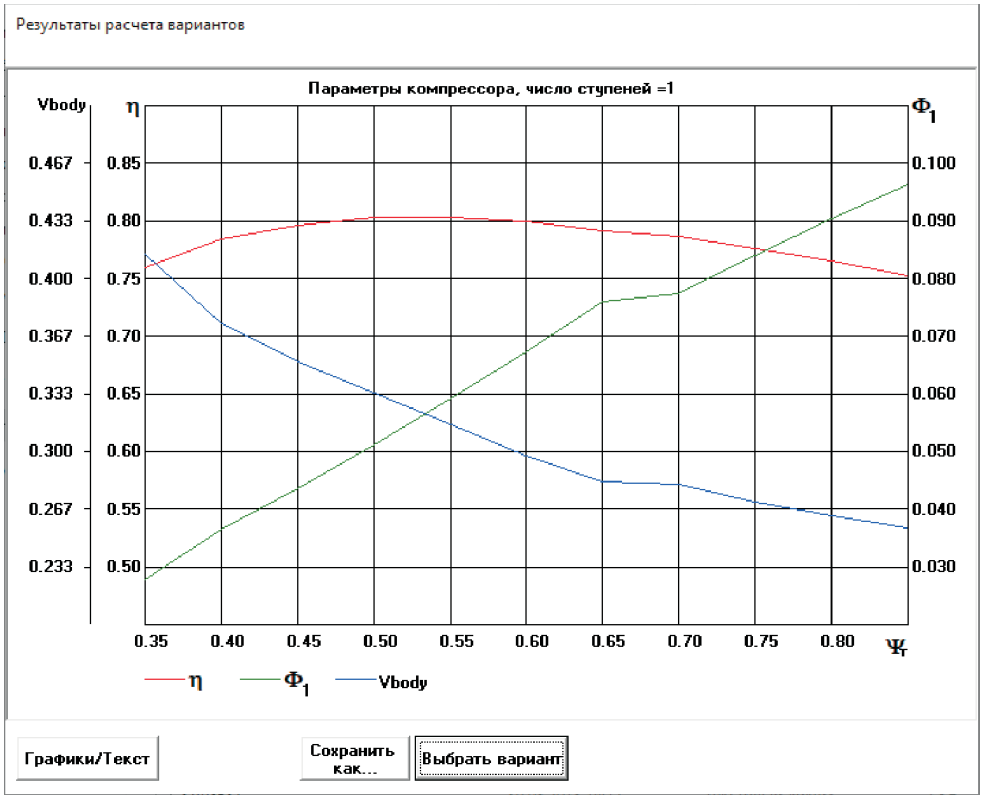
При возможности мгновенно рассчитать КПД ступени, не прибегая к профилированию проточной части, несложно провести сопоставление вариантов компрессора. На рис. 5 показаны заставка и меню ввода параметров компрессора ТДА программы вариантного расчета.

Пользователь имеет возможность задать массовый расход газа, давления нагнетания и всасывания, температуру на всасывании, относительное или абсолютное значение диаметра вала, площадь ВП, тип диффузора (ЛД или БЛД), способ изготовления РК (механически обработанное или литое РК), коэффициент потерь ВП и др.

После введения основных параметров пользователь указывает частоту вращения ротора, для которой программа рассчитывает варианты с коэффициентами теоретического напора в диапазоне 0,35…0,85. На рис. 6 показано меню вариантного расчета компрессора и пример графического представления результатов.



а



б

Рис. 6. Меню вариантного расчета компрессора (*а*) и пример графического представления результатов (*б*)

Результаты расчета вариантов

PSIT	ETAcomp	delETAinoz	Nconsumpt	D2	Fst	Vbody	U2
0.3500	0.7596	4.910E-02	6.800E+03	0.5379	0.0279	4.140E-01	457.7
0.4000	0.7838	5.150E-02	6.490E+03	0.4913	0.0366	3.740E-01	418.0
0.4500	0.7960	5.150E-02	6.490E+03	0.4632	0.0437	3.520E-01	394.1
0.5000	0.8028	5.150E-02	6.490E+03	0.4394	0.0512	3.340E-01	373.9
0.5500	0.8035	5.150E-02	6.490E+03	0.4190	0.0591	3.160E-01	356.5
0.6000	0.7991	5.150E-02	6.490E+03	0.4012	0.0673	2.980E-01	341.3
0.6500	0.7917	5.150E-02	6.490E+03	0.3854	0.0759	2.830E-01	327.9
0.7000	0.7861	4.850E-02	6.630E+03	0.3828	0.0774	2.810E-01	325.7
0.7500	0.7763	4.780E-02	6.720E+03	0.3726	0.0840	2.710E-01	317.0
0.8000	0.7652	4.700E-02	6.830E+03	0.3637	0.0903	2.630E-01	309.5
0.8500	0.7527	4.610E-02	6.950E+03	0.3561	0.0962	2.560E-01	303.0

Maximum of efficiency=0.8035 (PSIt=0.55)
Minimum of body volume=2.555E-01 (PSIt=0.85)

Графики/Текст | Выбрать вариант

а

Результаты расчета

#	Dif type	F	Mu	D2	Dhb	PSIt	Reu	ETA	delETAinoz	c inl	c inl/u2
1	VD	0.0591	0.8170	0.4190	0.2745	0.5500	5.250E+08	0.8035	5.150E-02	34.6	0.0972

Compressor efficiency, ETc=0.8035
RPM , n=16250.00 1/min
Power consumption , N=6488.11 kW
Tip speed , U2=356.50 m/s

Закрыть | Другой вариант

б

Рис. 7. Примеры результатов расчета вариантов при заданном числе оборотов ротора:
а — параметры автоматически рассчитанных вариантов; *б* — параметры выбранного пользователем варианта

По результатам анализа графической и табличной информации о параметрах каждого варианта компрессора пользователь выбирает интересующий его вариант и получает для него более подробную информацию в табличном виде.

На рис. 7 примеры результатов расчета вариантов представлены в табличном виде.

Далее по описанной ранее методике проектирования компрессора проводится первичное проектирование выбранного варианта.

Выводы

1. Многолетнее сотрудничество индустриального партнера АО «Турбохолод» и научной школы компрессоростроения СПбПУ дали значимый практический результат. АО «Турбохолод» выпустил более сотни ТДА с компрессорами, спроектированными с использованием МУМ разных версий. Обобщение опыта проектирования компрессоров ТДА позволило усовершенствовать статистическую математическую модель с учетом специфики компрессоров, реализовав ее в виде программы вариантного расчета компрессоров ТДА ВРЦК-Г1Р.

2. В новой программе учтено влияние на КПД компрессора ТДА механической обработки РК и также потерь в ВП.

3. В полученную математическую модель входят 22 эмпирических коэффициента. Для их

определения выполнена идентификация, позволяющая получить максимально близкое совпадение расчетных и экспериментальных данных. Погрешность новой статистической модели с подобранными значениями эмпирических коэффициентов составила 1,8 %, что является достаточным для ее практического применения в проектной деятельности.

Литература

[1] Галиуллин З.Т., Сальников С.Ю., Щуровский В.А. *Современные газотранспортные системы и технологии*. Москва, Газпром ВНИИГАЗ, 2014. 345 с.

[2] Прокопов А.В., Кубанов А.Н., Истомин В.А. и др. Современное состояние технологий промысловой подготовки газа газоконденсатных месторождений. *Вести газовой науки*, 2015, № 3, с. 100–108.

[3] Семеновский В.Б. *Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов и создание базы данных модельных ступеней по результатам заводских испытаний*. Дисс… канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СпбПУ, 2020. 173 с.

[4] Агрегат турбодетандерный производительностью 7–11 млн м³/сут. Режим доступа: http://www.turbokholod.ru/content/c7-page1.html (дата обращения: 16.10.2018).

[5] Галеркин Ю.Б., Данилов К.А., Попова Е.Ю. *Развитие метода универсального моделирования рабочего процесса ЦК — программные комплексы первого уровня (третье поколение), опыт разработки и практического использования комплекса третьего уровня. Тез. докл. X Межд. научно-техн. конф. по компрессорной технике*, Казань, Изд-во «Слово»,1995, с. 25–31.

[6] Галеркин Ю.Б. Формирование взглядов на рабочие процессы и современное состояние математических методов проектирования промышленных центробежных компрессоров. *Компрессорная техника и пневматика*, 2000, № 2, с. 9–14.

[7] Галеркин Ю.Б., Данилов К.А., Попова Е.Ю. Численное моделирование центробежных компрессорных ступеней (физические основы, современное состояние). *Компрессорная техника и пневматика*, 1993, № 2, с. 1–9.

[8] Данилов К.А. *Создание математической модели и программных комплексов для оптимального газодинамического проектирования холодильных центробежных компрессоров*. Дисс. … канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбГТУ, 1999. 176 с.

[9] Галеркин Ю.Б., Данилов К.А., Митрофанов В.П. и др. *К использованию численных методов при проектировании проточной части центробежных компрессоров*. Санкт-Петербург, СПбГТУ, 1996. 68 с.

[10] Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части*. Москва, КХТ, 2010. 596 с.

[11] Попова Е.Ю. *Оптимизация основных параметров ступеней турбомашин на основе математического моделирования*. Дисс. … канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбГПУ, 1991. 275 с.

[12] Рекстин А.Ф. *Научные основы и реализация метода первичного проектирования проточной части центробежных компрессоров*. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2021. 342 с.

[13] Galerkin Y., Rekstin A., Drozdov A. 2D and 3D impellers of centrifugal compressors — advantages, shortcomings and field of application. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2017, vol. 232, art. 012040, doi: https://doi.org/10.1088/1757-899X/232/1/012040

[14] Бабиченко И.А., Михайлов А.А., Соколов К.К. и др. Опыт газодинамического проектирования центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов. CFD-анализ входного тракта. *Материаловедение. Энергетика*, 2021, т. 27, № 2, с. 5–22, doi: https://doi.org/10.18721/JEST.27201

References

[1] Galiullin Z.T., Sal'nikov S.Yu., Shchurovskiy V.A. *Sovremennye gazotransportnye sistemy i tekhnologii* [State-of-the-artgas transmission systems and technologies]. Moscow, Gazprom VNIIGAZ Publ., 2014. 345 p. (In Russ.).

[2] Prokopov A.V., Kubanov A.N., Istomin V.A. et al. State-of-art technologies for gas treatment at gas-condensate fields. *Vesti gazovoy nauki*, 2015, no. 3, pp. 100–108. (In Russ.).

[3] Semenovskiy V.B. *Osobennosti gazodinamicheskogo proektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov turbodetandernykh agregatov i sozdanie bazy dannykh model'nykh stupeney po rezul'tatam zavodskikh ispytaniy*. Diss. kand. tekh. nauk [Special aspects of gas-dynamic modelling of centrifugal pumps for turbo-expanding assemblies and forming of model stages base on the results of production tests. Kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Peterыburg, SpbPU Publ., 2020. 173 p. (In Russ.).

[4] Agregat turbodetandernyy proizvoditel'nost'yu 7–11 mln m³/sut. Rezhim dostupa: http://www.turbokholod.ru/content/c7-page1.html (data obrashcheniya: 16.10.2018).

[5] Galerkin Yu.B., Danilov K.A., Popova E.Yu. *Razvitie metoda universal'nogo modelirovaniya rabochego protsessa TsK — programmnye kompleksy pervogo urovnya (tret'ye pokolenie), opyt razrabotki i prakticheskogo ispol'zovaniya kompleksa tret'yego urovnya* [Developing method for universal modelling of centrifugal pump working process – first-level software complexes (third generation), experience of development and practical use of a third-level complex]. Abstracts of reports X IRTC on compressor technology Kazan, Izd. "Slovo", 1995. pp. 25–31. (In Russ.).

[6] Galerkin Yu.B. Forming view on working processes and current status of mathematical design methods of industrial centrifugal pumps. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2000, no. 2, pp. 9–14. (In Russ.).

[7] Galerkin Yu.B., Danilov K.A., Popova E.Yu. Numerical modelling of centrifugal compressor stages (physical foundations, current status). *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 1993, no. 2, pp. 1–9. (In Russ.).

[8] Danilov K.A. *Sozdanie matematicheskoy modeli i programmnykh kompleksov dlya optimal'nogo gazodinamicheskogo proektirovaniya kholodil'nykh tsentrobezhnykh kompressorov*. Diss. kand. tekh. nauk [Design of mathematical model and software complexes for optimum gas-dynamic design of refrigeration centrifugal compressors. Kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, SPbGTU Publ., 1999. 176 p. (In Russ.).

[9] Galerkin Yu.B., Danilov K.A., Mitrofanov V.P. et al. *K ispol'zovaniyu chislennykh metodov pri proektirovanii protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov* [On using numerical methods in design of flow part for centrifugal compressors]. Sankt-Peterburg, SPbGTU Publ., 1996. 68 p. (In Russ.).

[10] Galerkin Yu.B. *Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proektirovanie protochnoy chasti* [Turbocompressors. Working processes, calculation and design of a flow part]. Moscow, KKhT Publ., 2010. 596 p. (In Russ.).

[11] Popova E.Yu. *Optimizatsiya osnovnykh parametrov stupeney turbomashin na osnove matematicheskogo modelirovaniya*. Diss. kand. tekh. nauk [Mail parameters optimization of turbomachine stages based on mathematical modelling. Kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, SPbGPU P|ubl., 1991. 275 p. (In Russ.).

[12] Rekstin A.F. *Nauchnye osnovy i realizatsiya metoda pervichnogo proektirovaniya protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov* [Scientific basis and realization of primary modeling method for a flow part of centrifugal compressor]. Sankt-Petersburg, SPbPU Publ., 2021. 342 p. (In Russ.).

[13] Galerkin Y., Rekstin A., Drozdov A. 2D and 3D impellers of centrifugal compressors — advantages, shortcomings and field of application. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2017, vol. 232, art. 012040, doi: https://doi.org/10.1088/1757-899X/232/1/012040

[14] Babichenko I.A., Mikhaylov A.A., Sokolov K.K. et al. Experience in gas dynamic design of turboexpander centrifugal compressors. Inlet tract CFD analysis. *Materialovedenie. Energetika* [Materials Science. Power Engineering], 2021, vol. 27, no. 2, pp. 5–22, doi: https://doi.org/10.18721/JEST.2720 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 22.02.2022

Информация об авторах

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович — доктор технических наук, профессор, почетный председатель Ассоциации компрессорщиков и пневматиков, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

РЕКСТИН Алексей Феликсович — доктор технических наук, ведущий специалист Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

СОЛОВЬЕВА Ольга Александровна — кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru).

ДРОЗДОВ Александр Александрович — доктор технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: a_drozdi@mail.ru).

СЕМЕНОВСКИЙ Василий Борисович — кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: swb@neva.ru).

Information about the authors

GALERKIN Yuriy Borisovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: yuri_galerkin@mail.ru).

REKSTIN Aleksey Feliksovich — Doctor of Science (Eng.), Leading Specialist, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: rekstin2k7@mail.ru).

SOLOVYEVA Olga Aleksandrovna — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru).

DROZDOV Aleksandr Aleksandrovich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: a_drozdi@mail.ru).

SEMENOVSKY Vasiliy Borisovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Politekhnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: swb534@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Соловьева О.А., Дроздов А.А., Семеновский В.Б. Статистическая математическая модель расчета коэффициента полезного действия компрессоров турбодетандерных агрегатов: усовершенствование и идентификация. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 7, с. 68–81, doi: 10.18698/0536-1044-2022-7-68-81

Please cite this article in English as:

Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Solovyeva O.A., Drozdov A.A., Semenovsky V.B. Statistical Mathematical Model for Calculating the Efficiency of Turbo-Expander Compressors: Improvement and Identification. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 7, pp. 68–81, doi: 10.18698/0536-1044-2022-7-68-81