



DOI: 10.18721/JEST.24402
УДК 621.515

В.Б. Семеновский

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

МОДЕЛЬНЫЕ СТУПЕНИ ДЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ

Газодинамические характеристики восьми одноступенчатых центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов аппроксимированы с большой точностью уравнениями новой версии математической модели Метода универсального моделирования и включены в базу данных модельных ступеней. Универсальный набор эмпирических коэффициентов модели несколько модифицирован применительно к каждому из компрессоров, чьи безразмерные газодинамические характеристики лежат в достаточно широких пределах. Рассчитаны семейства характеристик при варьировании критериев подобия сжимаемости. Исследовано влияние шероховатости поверхности, показавшее наличие автомодельности по критерию Рейнольдса. Приведены характеристики коэффициентов потерь в рабочем колесе, лопаточном диффузоре и выходном устройстве двух модельных ступеней. База данных и компьютерные программы Метода универсального моделирования позволяют использовать характеристики модельных ступеней при проектировании компрессоров по методу приближенного газодинамического подобия.

Ключевые слова: центробежный компрессор, турбодетандерный агрегат, лопаточный диффузор, модельная ступень, условный коэффициент расхода, коэффициент внутреннего напора, шероховатость поверхности.

Ссылка при цитировании:

В.Б. Семеновский Модельные ступени для центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 11–23. DOI: 10.18721/JEST.24402.

V.B. Semenovskiy

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

MODEL STAGES FOR CENTRIFUGAL COMPRESSORS IN TURBOEXPANDER UNITS

The gas dynamic characteristics of 8 single-stage centrifugal compressors of turboexpander units have been approximated with great accuracy by the equations of the new version of the mathematical model of the Universal Modeling Method and have been included in the database of model stages. The universal set of empirical coefficients of the model is somewhat modified for each of the compressors, whose dimensionless gas-dynamic characteristics lie within a fairly wide range. The families of characteristics are calculated by varying the similarity criteria for compressibility. The influence of surface roughness has been investigated, revealing the presence of self-similarity according to the Reynolds criterion. The loss coefficients of the impeller, the vaned diffuser and the exit nozzle are given for two model stages. The database and computer programs of the Universal Modeling Method make it possible to use the characteristics of model stages for designing compressors by the method of approximate gas dynamic similarity.

Keywords: centrifugal compressor, turboexpander, vaned diffuser, model stage, mass flow rate, work coefficient, surface roughness.

Citation:

V.B. Semenovskiy, Model stages for centrifugal compressors in turboexpander units, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 11–23, DOI: 10.18721/JEST.24402.

Введение

В газодобывающей промышленности турбодетандерные агрегаты (ТДА) применяются в зонах многолетнемерзлых грунтов для круглогодичного охлаждения газа, а также для отделения жидкой фазы на головных станциях добычи газа, на газоперерабатывающих заводах. С учетом значительного изменения состава компримируемого газа, начальных температур и отношения давлений необходимо проектирование новых центробежных компрессоров (ЦК) для различных месторождений. Мощность компрессоров, входящих в состав агрегата, достаточно большая – 2000–6000 кВт, поэтому вопрос повышения эффективности газодинамического проектирования этих компрессоров весьма актуален. Разработка модельных ступеней – один из путей решения вопроса. На базе безразмерных характеристик модельных ступеней и применения теории подобия газодинамические проекты выполняются быстро и с наиболее высокой степенью ответственности параметрам проектирования [1, 2].

Цели работы – на основе анализа экспериментальных испытаний ЦК ТДА идентифицировать и внести в базу данных характеристики серии модельных ступеней для использования в 8-й версии математической модели Метода универсального моделирования, а также провести расчетное исследование влияния критериев газодинамического подобия на характеристики спроектированных модельных ступеней.

Особенности компрессоров турбодетандерных агрегатов

В статье [3] приведены данные о газодинамических проектах ряда центробежных компрессоров для турбодетандерных агрегатов, которые были выполнены Методом универсального моделирования [5, 6]. Развиваемые в ТДА отношения давлений компрессоров не превышают 1,5. Такие отношения давлений обеспечивают одноступенчатые компрессоры. Рабочее тело –

природный газ – легче воздуха. Поэтому даже при небольшом отношении давлений окружные скорости могут достигать 340 м/с при конечном давлении 10 МПа и более. Расчёт напряжений показывает, что для обеспечения прочности рабочих колёс (РК) необходимо применять лёгкие титановые сплавы. Технология изготовления РК – литье, при этом точность выполнения проточной части меньше, а шероховатость поверхности больше, чем у рабочих колёс компрессоров, изготавливаемых механической обработкой. Из конструктивных соображений в ЦК ТДА применены лопаточные диффузоры (ЛД) и унифицированный корпус для компрессоров с разным объемным расходом. Это ограничивает правую ветвь характеристики у компрессоров с большим объемным расходом. Перечисленные обстоятельства учитываются при выполнении газодинамических проектов и математической обработке результатов испытания [4].

Методика расчетного исследования

Расчетные исследования используют Метод универсального моделирования [5, 6], разработанный под руководством профессора Ю.Б. Галёркина и реализованный как комплекс компьютерных программ, основанных на математических моделях для расчета подводимой к сжимаемому в компрессоре газу механической энергии. В соответствии с принципами теоретической аэродинамики задача решается в безразмерном виде. Математические модели рассчитывают безразмерные газодинамические характеристики в виде зависимостей коэффициента полезного действия и коэффициента внутреннего напора от условного коэффициента расхода.

Условный коэффициент расхода описывается формулой

$$\Phi = \frac{4\bar{m}}{\rho_n^* 3,141 D_2^2 u_2}, \quad (1)$$

где \bar{m} – массовый расход газа; ρ_n^* – плотность газа по полным параметрам на входе в компрессор; D_2 – диаметр РК; u_2 – окружная скорость.

Политропный КПД по полным параметрам:

$$\eta^* = \frac{\lg \pi^*}{\frac{k}{k-1} \lg \frac{T_k^*}{T_n^*}}, \quad (2)$$

где π^* – отношение давлений в ЦК; T_n^* и T_k^* – начальная и конечная температура газа по полным параметрам; k – показатель изоэнтропы.

Коэффициент внутреннего напора

$$\psi_i = \frac{h_i}{u_2^2} = \frac{(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}) c_{u2} u_2}{u_2^2}, \quad (3)$$

здесь h_i – внутренний напор; $\beta_{тр}$ и $\beta_{пр}$ – коэффициенты трения и протечек; c_{u2} – окружная составляющая скорости.

Представление о механической работе двигателя, расходуемой на сжатие и перемещение газа, дает коэффициент политропного напора по полным параметрам $\psi_p^* = \psi_i \eta^*$. Переход от безразмерных характеристик к размерным параметрам компрессора – массовому расходу, конечному давлению, потребляемой мощности – изложен, в частности, в монографии [7].

Коэффициент расхода и КПД компрессоров по результатам испытания рассчитаны по формулам (1), (2), коэффициент внутреннего напора – по разности полных температур на входе

$$\text{и выходе компрессора } \psi_1 = \frac{c_p (T_k^* - T_n^*)}{u_2^2}, \text{ где } c_p -$$

теплоемкость газа при постоянном давлении.

Экспериментальные зависимости η^* , $\psi_i = f(\Phi)$ каждого испытанного компрессора, если его рассматривать как модель, можно использовать для проектирования геометрически подобного компрессора другого размера и при других условиях работы. Давление и температура газа на входе, окружная скорость могут отличаться от тех, при которых испытывался компрессор-модель, но равенства критериев подобия ($k = idem$), условного числа Маха ($M_u = idem$) и числа Рейнольдса ($Re_u = idem$) должны быть выполнены. Это сужает возможности проектирования по подобию.

Автором работы [8] реализован более универсальный подход к использованию результатов

заводских испытаний компрессоров для создания базы данных модельных ступеней. Табличные эмпирические зависимости η^* , ψ_i от Φ аппроксимированы характеристиками, рассчитанными по математической модели Метода универсального моделирования. Компьютерная программа на базе математической модели решает задачу расчета характеристик компрессора с известными размерами проточной части (их символическое обозначение – \bar{F}) и критериями подобия k , M_u . Безразмерные газодинамические характеристики определяются формой проточной части и тремя критериями подобия, т. е. η^* и ψ_i – функции от Φ , \bar{F} , k , M_u , Re_u . Для настройки математической модели в ее уравнения вводят несколько десятков эмпирических коэффициентов.

Корректность расчетов Методом универсального моделирования проверена обширной проектной и исследовательской практикой [9–11].

Объекты расчетного исследования

Проекты компрессоров ТДА выполнялись в течение длительного периода времени по совершенствующимся версиям Метода универсального моделирования. В табл. 1 перечислены компрессоры, расположенные в порядке возрастания условного коэффициента расхода на расчетном режиме, результаты испытания которых положены в основу разработки базы данных модельных ступеней.

Таблица 1

Газодинамические параметры компрессоров ТДА

Table 1

Gas dynamic parameters of compressors

Название проекта	D_2 , м	$\Phi_{расч}$	$\Psi_{т расч}$	M_u	$\bar{D}_{вт}$
ТК-1	0,320	0,0339	0,550	0,630	0,3438
ТК-14А	0,340	0,0416	0,527	0,560	0,3529
ТК-8	0,275	0,0438	0,510	0,532	0,4000
ТК-3	0,365	0,0508	0,460	0,617	0,3151
ТК-11А	0,340	0,0569	0,548	0,556	0,3529
ТК-4-410	0,410	0,0576	0,710	0,711	0,2805
ТК-4-530	0,390	0,0661	0,558	0,777	0,294
ТК-15	0,490	0,069	0,480	0,326	0,2857

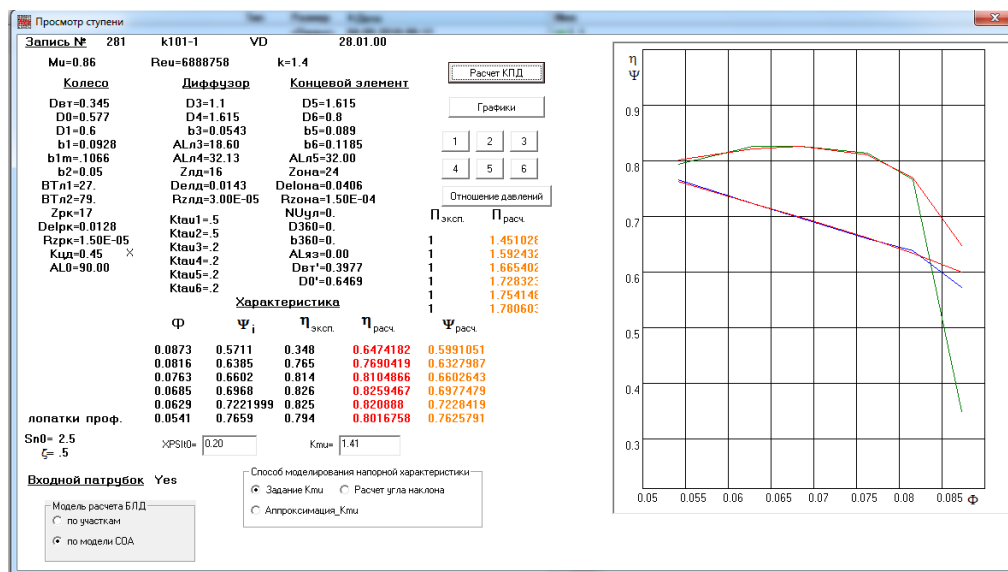


Рис. 1. Программа IDENT. Размеры проточной части и газодинамические характеристики модельной ступени K-101-1 (рассчитанные характеристики — красный цвет)

Fig. 1. Program IDENT. Flow path size and gas-dynamic characteristics of the model stage type K-101-1 (calculated characteristics — red lines)

Характеристики испытанных ЦК ТДА для базы данных модельных ступеней обработаны программами 8-й версии Метода универсального моделирования [10, 12].

Идентификация математической модели

Математическая модель идентифицирована путем сопоставления характеристик модельных ступеней серии 20CE [13] с их рассчитанными характеристиками. Это ступени промежуточного типа, в их составе: осевой вход, рабочее колесо, безлопаточный или лопаточный диффузор, обратно-направляющий аппарат.

Программа IDENT — одна из комплекса программ Метода универсального моделирования [13]. В нашей работе программа используется как инструмент настройки математической модели и хранитель информации о модельных ступенях. На рис. 1 приведены характеристики одной из модельных ступеней с лопаточным диффузором.

Режим работы с максимальным расходом, при котором компрессор почти не развивает давления, не используется при эксплуатации. В процессе идентификации эта точка не участвует. В остальной зоне расходов математиче-

ская модель с единым набором эмпирических коэффициентов позволяет рассчитать КПД этих ступеней со средней невязкой 0,7 % в рабочей зоне характеристики.

При аппроксимации эмпирических характеристик компрессоров ТДА уравнениями математической модели за основу был взят универсальный набор эмпирических коэффициентов, идентифицированный по результатам испытания модельных ступеней семейства 20CE. Для учета особенностей компрессоров ТДА шероховатость литых поверхностей проточной части была принята равной 200 мкм, а механически обработанных — 6 мкм. Потери во входных патрубках рассчитывались с учетом отношения площадей входных отверстий корпуса и рабочего колеса. Этого оказалось достаточно для точного расчета максимального КПД универсальным набором эмпирических коэффициентов с некоторым изменением коэффициентов, определяющих ударные потери в РК и ЛД на нерасчетных режимах. Рис. 2 демонстрирует точность моделирования характеристик испытанных компрессоров. На нем сопоставлены экспериментальные и рассчитанные характеристики восьми ЦК ТДА.

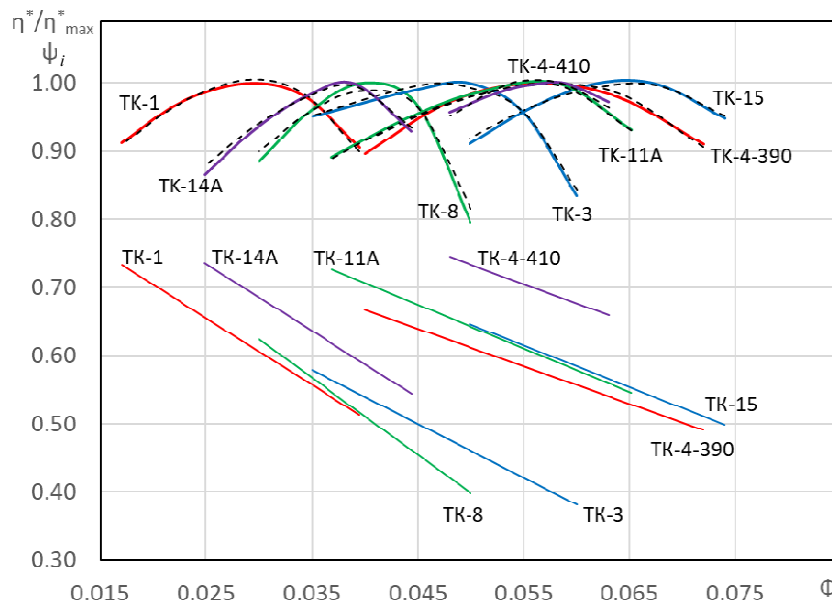


Рис. 2. Экспериментальные и рассчитанные характеристики компрессоров ТДА: политропный КПД – верхние линии, коэффициент внутреннего напора – нижние; эксперимент – сплошные линии, расчет – пунктирные

Fig. 2. Experimental and calculated characteristics of compressors: polytrophic efficiency – the upper lines, the work coefficient – the bottom lines; experiment – solid lines, calculation – dotted lines

База данных модельных ступеней

Испытанные ступени ЦК ТДА существенно отличаются от использованных при их проектировании аналогов из семейства 20СЕ. Хорошие результаты аппроксимации измеренных характеристик ЦК ТДА при использовании 8-й [14, 15] версии математической модели позволяют включить их в базу данных модельных ступеней. Выше отмечалось, что проточные части компрессоров ТДА независимо от объемного расхода размещены в унифицированном корпусе со специфической конструкцией входных патрубков. При проектировании новых компрессоров входные устройства могут быть другими. Поэтому в базе данных размещены модельные ступени, имеющие осевой вход. Параметры проектирования представлены в табл. 2.

На рис. 3 приведены рассчитанные характеристики модельных ступеней при тех услов-

ных числах Маха, при которых испытывались компрессоры ТДА. Значения других критериев подобия: $k = 1,4$; $Re_u = 6000000$.

Таблица 2

Параметры проектирования модельных ступеней компрессоров ТДА

Table 2

Design parameters model stages of compressors

Название модельной ступени	$\Phi_{расч}$	$\psi_{г\ расч}$	M_u	$\bar{D}_{вт}$
ТДА-0030/057-0344	0,030	0,570	0,657	0,344
ТДА-0039/058-0353	0,039	0,580	0,570	0,353
ТДА-0040/051-0400	0,040	0,510	0,555	0,400
ТДА-0051/045-0315	0,051	0,450	0,664	0,315
ТДА-0058/059-0353	0,058	0,590	0,556	0,353
ТДА-0060/067-0280	0,060	0,670	0,710	0,280
ТДА-00625/056-0300	0,0625	0,560	0,705	0,300
ТДА-0070/053-0286	0,070	0,530	0,377	0,286

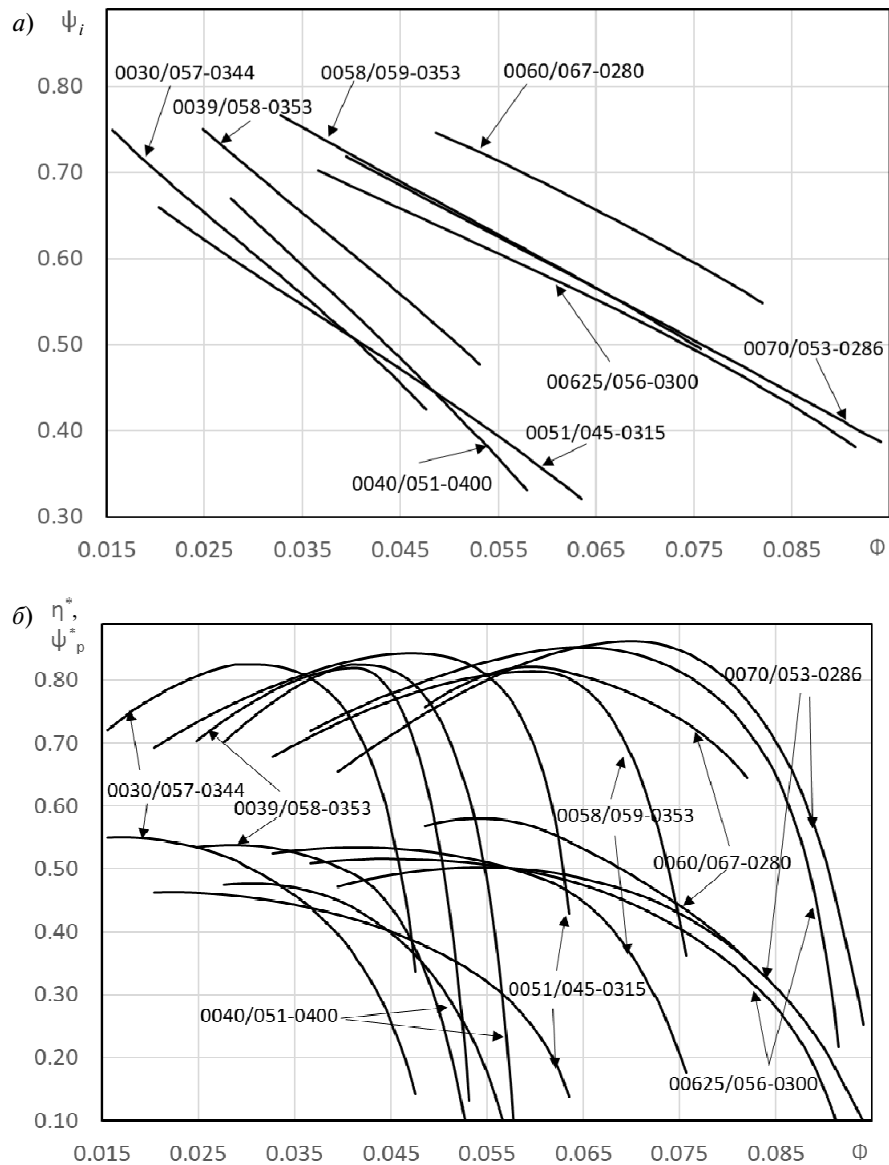


Рис. 3. Характеристики модельных ступеней компрессоров ТДА: *a* – коэффициент внутреннего напора; *b* – политропный КПД (верхние кривые) и коэффициент политропного напора (нижние кривые)

Fig. 3. Compressor model stages characteristics: *a* – work coefficient; *b* – total efficiency (upper lines) and polytropic work coefficient (botton lines)

Особенности проектирования по характеристикам модельных ступеней в условиях приближенного подоби

Обычно модельные ступени проектируются, испытываются и доводятся до нужных параметров на специальных экспериментальных установках – стендах с открытой схемой, т. е. работающих на атмосферном воздухе [7].

Затем проводятся испытания в нужном диапазоне частоты вращения ротора, т. е. при переменных значениях условных чисел Маха

$M_u = u_2 / \sqrt{kRT_0^*}$ и Рейнольдса $Re_u = u_2 D_2 \rho_0^* / \mu_0$. Здесь μ_0 – динамическая вязкость газа. Результаты представляются в виде семейства характеристик η^* и ψ_i от Φ , M_u при $k = idem$, $Re_u \approx idem$ [16, 17].

Такая информация позволяет использовать модельные ступени в проектах компрессоров, работающих в испытанном диапазоне M_u , но остается открытым вопрос о несоответствии двух других критериев подобия аналогичным критериям подобия проектируемого компрессора. Еще один требующий корректности вопрос при использовании приближенного подобия — это относительная шероховатость поверхности, влияющая на потери трения. При геометрическом подобии размеров проточной части проектируемого компрессора и модельной ступени шероховатость поверхности, отнесенная к некоему характерному размеру, может быть разной. Учет влияния критериев k , Re_u и относительной шероховатости $\bar{k}_{ш}$ может осуществляться пересчетом характеристик с помощью полуэмпирических алгебраических соотношений [18–20].

Математическая модель Метода универсального моделирования позволяет рассчитать характеристики модельных ступеней компрессоров ТДА с большой степенью надежности для любой комбинации M_u , k , Re_u , $\bar{k}_{ш}$, необходимой при проектировании конкретного компрессора. Влияние этих параметров на газодинамические характеристики ЦК демонстрируют расчеты двух модельных ступеней (см. табл. 2): малорасходной ТДА-0030/057-0343 и среднерасходной ТДА-00625/056-030.

Влияние критерия Рейнольдса и относительной шероховатости

Общепринято полагать, что при турбулентном движении газа в проточной части критерий Рейнольдса не влияет на вихревые потери (они же — потери отрыва потока, или потери смешения) [7]. Вторая составляющая — потери трения газа о поверхности проточной части — с ростом Re_u уменьшаются, если толщина пограничного слоя больше высоты шероховатости поверхности. С ростом числа Рейнольдса толщина пограничного слоя уменьша-

ется. Выступающие в активный поток неровности создают сопротивление, которое не уменьшается при дальнейшем увеличении числа Рейнольдса. Это зона течения, не зависящая от Re_u , — зона автомодельности по критерию Рейнольдса. Влияние Re_u и $\bar{k}_{ш}$ следует рассматривать во взаимной связи.

Значения чисел Re_u компрессоров ТДА при испытаниях на воздухе лежат в пределах 5000000–6000000. При работе на месте эксплуатации из-за большой плотности газа при высоком давлении критерий Рейнольдса примерно в 50 раз больше. Европейский стандарт [20] рекомендует пересчет характеристик по такой схеме:

на расчетном режиме потери трения и вихреобразования принимаются в соотношении 7:3;

проточная часть уподобляется трубе с гидравлическим диаметром, равным высоте лопаток РК на выходе b_2 ;

уравнения из [21] определяют, что если коэффициент трения шероховатой поверхности $\lambda = \frac{1}{(2 \lg b_2 / k_{ш} + 1,14)^2}$ больше коэффициента

трения гидравлически гладкой поверхности

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{гг}}} = 2 \lg \frac{Re \sqrt{\lambda_{гг}}}{2,51}, \text{ где } Re = \frac{b_2 c_2}{\nu_2} \text{ при воздуш-}$$

ных испытаниях (c_2 и ν_2 — скорость и кинематическая вязкость газа на выходе из РК), то поверхность — шероховатая, имеет место автомодельность по критерию Рейнольдса и пересчет не нужен;

если при условиях натуральных испытаний коэффициент трения гидравлически гладкой трубы $\lambda_{гг}$ больше коэффициента шероховатой трубы $\lambda_{ш}$, то составляющую потерь трения следует уменьшить согласно пропорции $\lambda_{гг \text{ нат}} / \lambda_{гг \text{ мод}}$. Допустим пересчет при условии, что $Re_{\text{нат}} \leq 10 Re_{\text{мод}}$;

измеренная при воздушных испытаниях характеристика КПД и напора увеличивается на величину поправки КПД.

Европейский стандарт [20] уподобляет проточную часть трубе с развитым течением, где отсутствует невязкое ядро потока. Эксперименты показывают, что схема течения с невязким ядром больше соответствует реальности [16]. Поэтому математическая модель Метода универсального проектирования рассчитывает потери трения на базе уравнений Прандтля [22] для коэффициентов силы сопротивления трения гидравлически гладкой и шероховатой поверхностей пластинки в бесконечном потоке, описываемых формулами

$$c_{f\Gamma} = X(i) \frac{0,0307}{\text{Re}_w^{1/7}}; \quad (4)$$

$$c_{f\text{ш}} = X(j) \frac{1}{\left(1,89 + 1,62 \lg \frac{1}{k_{\text{ш}}}\right)^{2,5}}, \quad (5)$$

где $X(i)$ и $X(j)$ – эмпирические коэффициенты математической модели.

Влияние шероховатости на потери трения в Методе универсального моделирования рассчитывается отдельно для каждого элемента ступени – рабочего колеса, диффузора и выходного устройства (ВУ).

При принятых для компрессоров ТДА величинах шероховатости – 200 мкм для РК, 6 мкм – для механически обработанного диффузора, 200 мкм выходного устройства – все поверхности проточной части РК и ВУ – шероховатые при заводских испытаниях на воздухе. Поверхность лопаточного диффузора гидравлически гладкая. Но она становится шероховатой при увеличении критерия Рейнольдса всего на 25 %. Практически имеет место автомодельность по критерию Рейнольдса. Более высокие числа Рейнольдса при эксплуатации компрессоров не приведут к росту КПД. Если модельные ступени использовать в компрессорах с тщательно механически обработанными поверхностями проточной части, ситуация изменится. На рис. 4 показаны характеристики среднерасходной ступени ТДА-00625/056-030 и характеристики коэффициентов потерь РК ($\zeta_{0-2} = h_{w0-2} / 0,5w_1^2$), ЛД ($\zeta_{2-4} = h_{w2-4} / 0,5c_2^2$) и ВУ ($\zeta_{2-к} = h_{w2-к} / 0,5c_4^2$) для двух вариантов – с шероховатостью поверхности как у ТК-4-390 и с шероховатостью 20 мкм для рабочего колеса и выходного устройства, $\text{Re}_u = 6000000$.

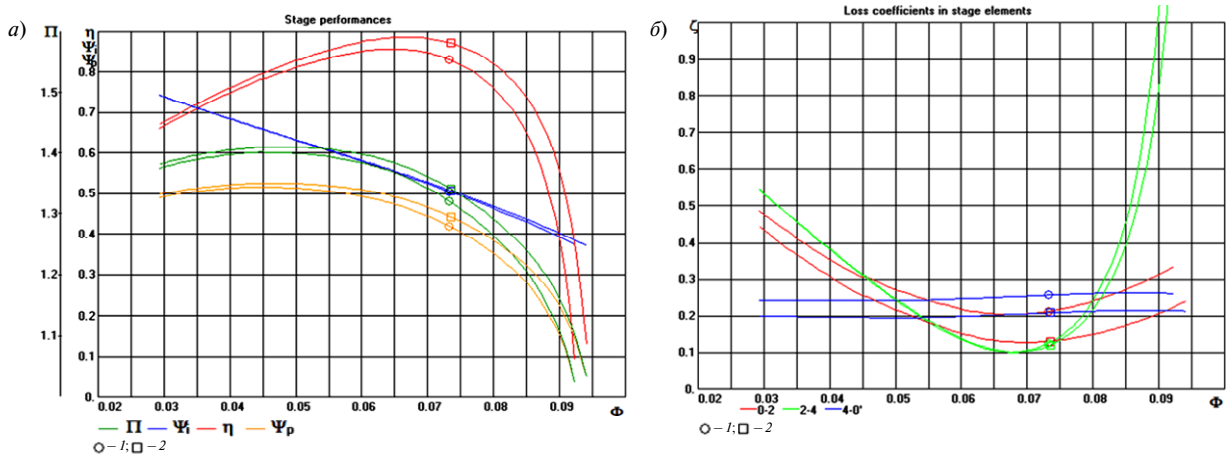


Рис. 4. Характеристики среднерасходной модельной ступени ТДА-00625/056-030 (а) и характеристики коэффициентов потерь РК, ЛД, ВУ при разной шероховатости поверхностей проточной части (б): 1 – РК – 200 мкм, ЛД – 6 мкм, ВУ – 200 мкм; 2 – РК – 20 мкм, ЛД – 6 мкм, ВУ – 20 мкм

Fig. 4. Characteristics of the medium flow rate model stage type TDA-00625/056-030 (a) and the characteristics of the loss coefficients of the impeller, vaned diffuser and exit nozzle (b) for different surface roughness of the flow path: 1 – impeller – 200 μm , vaned diffuser – 6 μm , exit nozzle – 200 μm ; 2 – impeller – 20 μm , vaned diffuser – 6 μm , exit nozzle – 20 μm

При уменьшении шероховатости рост КПД очень значителен, но аналогичные ступени с безлопаточными диффузорами демонстрировали КПД на уровне 87 % и более [13]. В условиях заводских испытаний поверхности – гидравлически шероховатые и при 20 мкм, так что повышение чисел Рейнольдса не приведет к дальнейшему росту КПД.

Влияние критериев сжимаемости k , M_u

Соотношения, определяющие изменение давления и плотности газа в процессе сжатия, следуют из уравнений энергии и процесса:

$$T_2^* / T_1^* = 1 + (k - 1) \psi_i M_u^2; \tag{6}$$

$$\rho_{0'}^* / \rho_0^* = \left[1 + (k - 1) \psi_i M_u^2 \right]^{1/n-1}; \tag{7}$$

$$\pi^* = p_{0'}^* / p_0^* = \left[1 + (k - 1) \psi_i M_u^2 \right]^{n/n-1}; \tag{8}$$

$$\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1}. \tag{9}$$

Из уравнений следует, что критерии k , M_u совместно определяют изменение давления и плотности газа в процессе сжатия.

Анализ уравнений (7), (8) показывает: чем больше показатель изоэнтропы, тем большее отношение давлений развивает ступень, но плотность газа при этом увеличивается меньше. Изменение плотности влияет на расходные составляющие скорости c_m в контрольных сечениях, т. е. на форму треугольников скоростей, направление потока, углы атаки. Это отражается на величине КПД, на показателе n процесса по уравнению (9), на давлениях и плотности. Таким образом, невыполнение условия $k_{\text{нат}} \neq k_{\text{мод}}$, $M_{u \text{ нат}} \neq M_{u \text{ мод}}$ может привести к ошибочному результату при проектировании компрессора по характеристикам модельной ступени. Но математическая модель, оперирующая уравнениями (7)–(9) и уравнениями моделей КПД и коэффициента напора, в состоянии количественно отразить влияние критериев сжимаемости и оценить допустимость или недопустимость приближенного моделирования.

На рис. 5 показано семейство характеристик малорасходной ступени ТДА-0030/057-0343 и характеристики коэффициентов потерь РК, ЛД и ВУ при $M_u = 0,85 = \text{idem}$, $Re_u = 6000000 = \text{idem}$ и трех значениях показателя изоэнтропы $k = 1,2; 1,4; 1,6$.

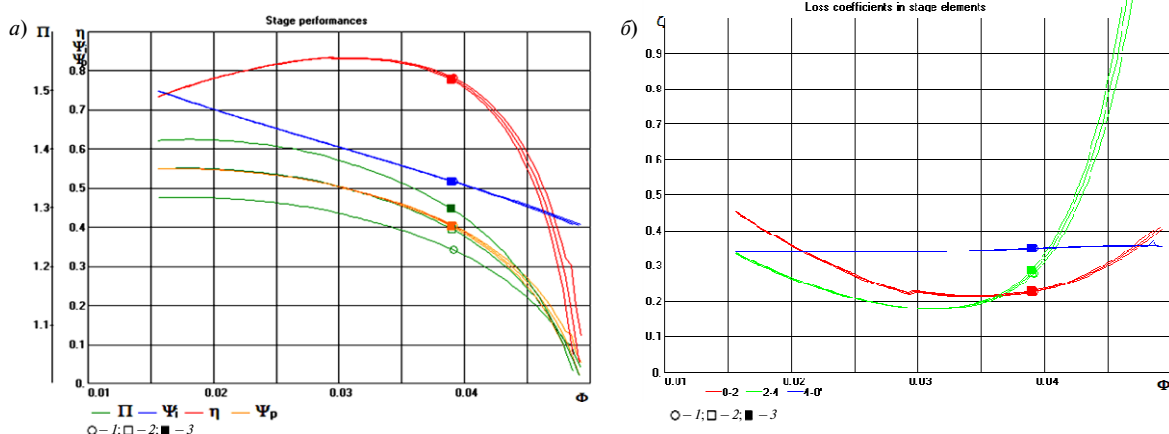


Рис. 5. Семейство характеристик малорасходной модельной ступени ТДА-0030/057-0343 (а) и характеристики коэффициентов потерь РК, ЛД, ВУ (б) при разных показателях коэффициента изоэнтропы: 1 – $k = 1,2$; 2 – $k = 1,4$; 3 – $k = 1,6$

Fig. 5. Characteristics of the low flow rate model stage type TDA-0030/057-0343 (a) and the characteristics of the loss coefficients of the impeller, vaned diffuser and exit nozzle (b) at different isentropic coefficient: 1 – $k = 1,2$; 2 – $k = 1,4$; 3 – $k = 1,6$

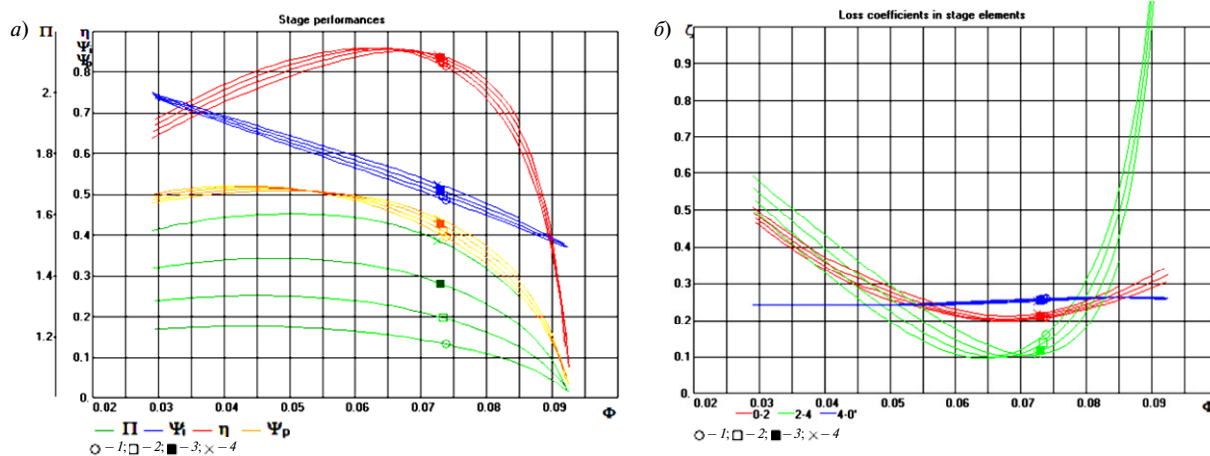


Рис. 6. Семейство характеристик среднерасходной модельной ступени ТДА-00625/056-030 (а) и характеристики коэффициентов потерь РК, ЛД, ВУ (б): 1 – $M_u = 0,55$; 2 – $M_u = 0,65$; 3 – $M_u = 0,75$; 4 – $M_u = 0,85$

Fig. 6. Characteristics of the medium flow rate model stage type TDA-00625/056-030 (a) and the characteristics of the loss coefficients of the impeller, vaned diffuser and exit nozzle (b) at different Mach number: 1 – $M_u = 0,55$; 2 – $M_u = 0,65$; 3 – $M_u = 0,75$; 4 – $M_u = 0,85$

Сильнее всего различие плотности при разных k проявляется при больших расходах. В этом случае лопаточный диффузор лучше справляется с возрастающим объемным расходом, когда сжатие газа сильнее, чем при больших показателях изоэнтропы. В основной части характеристики влияние на коэффициент внутреннего напора и КПД небольшое. На максимальный КПД показатель изоэнтропы не оказывает влияния. Можно считать, что проектирование компрессора на основе значений максимального КПД $\eta^*_{\text{макс}}$ и оптимального коэффициента напора модельной ступени $\psi_{i\text{опт}}$ гарантированно обеспечит заданные параметры. Расчет характеристики спроектированного компрессора при $k_{\text{нат}} \neq k_{\text{мод}}$ по 8-й версии математической модели тоже представляется достаточно точным.

На рис. 6 показано семейство характеристик среднерасходной модельной ступени ТДА-00625/056-030 и характеристики коэффициентов потерь при $k=1,4=\text{idem}$, $Re_u=6000000=\text{idem}$ и разных значениях условного числа Маха M_u : 0,55; 0,65; 0,75; 0,85.

Характеристики изменяются в соответствии с экспериментально наблюдаемыми закономерностями. Максимальный КПД уменьшается не более чем на 1 %, что характерно для тщательно спроектированных ступеней. С ростом условного числа Маха зона помпажа приближается к расчетному режиму. Это особенно заметно по характеристикам отношения давлений. Границей помпажа считается расход, при котором отношение давлений достигает максимума. Кривые коэффициентов потерь колеса и лопаточного диффузора становятся круче при увеличении числа Маха. Характерно смещение зоны работы в сторону больших расходов. При росте плотности газа лопаточный диффузор в состоянии пропустить больший объемный расход. В табл. 3 на примере среднерасходной ступени ТДА-00625/056-030 представлены: максимальные КПД; оптимальные значения коэффициентов напора и расхода, отношение коэффициента расхода на границе помпажа к оптимальному коэффициенту расхода.

Таблица 3

Газодинамические параметры ступени
ТДА-00625/056-030 при разных условных числах Маха

Table 3

The gas-dynamic parameters of the TDA-00625/056-030
stage at different Mach numbers

M_u	$\eta^*_{\text{макс}}$	ψ_i	$\Phi_{\text{опт}}$	$\Phi_{\text{крит}}$	$\Phi_{\text{крит}}/\Phi_{\text{опт}}$
0,55	0,8547	0,5546	0,0620	0,0428	0,6903
0,65	0,8532	0,5572	0,0632	0,0455	0,7199
0,75	0,8511	0,5533	0,0657	0,0482	0,7336
0,85	0,8458	0,5589	0,0668	0,0508	0,7605

Влияние условного числа Маха у этой ступени определяется тем, что она спроектирована для работы с $M_u = 0,705$. При $M_u = 0,65$ ее параметры наиболее близки к расчетным параметрам $\Phi_{\text{расч}} = 0,0625$, $\psi_{\text{расч}} = 0,056$. При увеличении M_u происходят экспериментально наблюдаемые и теоретически обоснованные снижение КПД и сужение зоны работы. При меньших M_u проявляется рассогласование рабочего колеса и лопаточного диффузора, что уменьшает оптимальный коэффициент расхода, увеличивает оптимальный коэффициент напора, препятствует повышению КПД и расширению зоны работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Новое поколение модельных ступеней для газодинамического проектирования центробежных компрессоров и сменных проточных частей. Часть I // Компрессорная техника и пневматика. 2010. № 2. С. 2–11.
2. Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Новое поколение модельных ступеней для газодинамического проектирования центробежных компрессоров и сменных проточных частей. Часть 2 // Компрессорная техника и пневматика. 2010. № 3. С. 15–22.
3. Рекстин А.Ф., Семеновский В.Б., Солдатова К.В., Галеркин Ю.Б., Соколов К.К. Особенности моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов

Заключение

В базу данных включены параметры 8 модельных ступеней центробежных компрессоров в диапазонах условного коэффициента расхода 0,030–0,070, коэффициента теоретического напора 0,450–0,670 и втулочного отношения 0,280–0,400 с политропным КПД 0,82–0,86.

Проведен расчетный анализ характеристик модельных ступеней при варьировании критериев подобия и относительной шероховатости. Максимальный КПД модельных ступеней практически не зависит от показателя изоэнтропы и уменьшается не более чем на 1% при возрастании условного числа Маха от 0,55 до 0,85. Определена граница автомодельности по числу Рейнольдса, которая достигается при $Re_u \approx 7500000$.

Математическая модель 8-й версии и наборы эмпирических коэффициентов предоставляют возможность использования модельных ступеней для проектирования центробежных компрессоров на основе приближенного газодинамического подобия.

Благодарность

Работа выполнена в научно-исследовательской лаборатории «Газовая динамика турбомашин» ОНТИ СПбПУ Петра Великого под руководством профессора Ю.Б. Галёркина, которому автор выражает глубокую признательность.

// Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 1. С. 13–20.

4. Rekstin A.F., Semenovskiy V.B., Galerkin Y.B., Sokolov K.K. The analysis of design and measured gas-dynamic characteristics of the centrifugal compressor within turboexpander aggregate // Oil and Gas Engineering (OGE-2018). AIP Conf. Proc. 2007. Omsk, Russia. 2018. 030028-1–030028-11; <https://doi.org/10.1063/1.5051889>

5. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Верификация новых версий Метода универсального моделирования центробежных компрессоров по результатам экспериментов // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 4. С. 21–31.

6. **Galerkin Y., Drozdov A.** New generation of Universal modeling for centrifugal compressors calculation // International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. UK. 2015. <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012041/meta>. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012040.
7. **Галеркин Ю.Б.** Турбокомпрессоры [Монография]. М.: Изд-во ООО «ИИЦ КХТ», 2010. 750 с.
8. **Солдатова К.В.** Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.06 / Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. Науч. консультант Ю.Б. Галеркин. Санкт-Петербург, 2017. 357 с.
9. **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Попов Ю.А.** Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ-СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями // 17 Международная научно-техническая конференция. Казань. 2017. С. 19–29.
10. **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Анализ напорной характеристики центробежных компрессорных рабочих колес // Журнал СФУ. Техника и технология. Красноярск. 2017. С. 1042–1061
11. **Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A., Soldatova K.** An alternative method of centrifugal compressor loading factor modeling // International Conference on Compressors and their Systems / London. City University. UK. 2017. <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/232/1/012046>. – DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012039.
12. **Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А.** Вопросы моделирования расчетного режима рабочего колеса центробежного компрессора // Наука и образование. МГТУ им. Баумана [Электрон. журн.]. Москва. 2017. № 07. С. 112–135. DOI: 10.7463/0717.0001290.
13. **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В.** Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние [Монография]. СПб.: Изд-во СПбГПУ. 2011. 327 с.
14. **Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A., Soldatova K.** Methods of calculating loading factor characteristic of a centrifugal compressor impeller. – Oil and Gas Engineering (OGE-2018). –AIP Conf. Proc. 2007. – Omsk. – Russia. – 2018. 030037-1–030037-9; <https://doi.org/10.1063/1.5051898>
15. **Drozdov A., Galerkin Y.** Modeling the non-incidence inlet flow rate coefficient in a centrifugal compressor impeller // Oil and Gas Engineering (OGE-2018). AIP Conf. Proc. 2007. Omsk. Russia. 2018. 030052-1–030052-10; <https://doi.org/10.1063/1.5051913>
16. **Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б.** Центробежные компрессоры. Машиностроение. Л., 1982
17. **Hazby H., Casey M., Robinson C., Spataro R., Lunacek O.** The Design of a Family of Process Compressor Stages // 12th European Turbomachinery Conference, April 3–7, 2017, Stockholm, Sweden.
18. **Рис В.Ф.** Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.
19. **Ден Г.Н.** Механика потока в центробежных компрессорах. Л.: Машиностроение, 1973. 270 с.
20. ISO 5389 Turbocompressors Performance test code. 2005.
21. **Галеркин Ю.Б., Рекстин Ф.С.** Методы исследования центробежных компрессорных машин. Л.: Машиностроение, 1969.
22. **Лойцянский Л.Г.** Механика жидкости и газа. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 1970. 904 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

СЕМЕНОВСКИЙ Василий Борисович – старший научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого
E-mail: swb@neva.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 25.09.2018

REFERENCES

- [1] **Galerkin Yu.B., Soldatova K.V.** Novoye pokoleniye modelnykh stupeney dlya gazodinamicheskogo proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov i smennykh protochnykh chastey. Chast 1. *Kompressor-naya tekhnika i pnevmatika*. № 2. 2010. S. 2–11. (rus.)
- [2] **Galerkin Yu.B., Soldatova K.V.** Novoye pokoleniye modelnykh stupeney dlya gazodinamicheskogo proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov i smennykh protochnykh chastey. Chast 2. *Kompressor-naya tekhnika i pnevmatika*. 2010. № 3. S. 15–22. (rus.)



- [3] **Rekstin A.F., Semenovskiy V.B., Soldatova K.V., Galerkin Yu.B., Sokolov K.K.** Osobennosti modelirovaniya gazodinamicheskikh kharakteristik tsentrobezhnykh kompressorov turbodetandernykh agregatov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2018. № 1. S. 13–20. (rus.)
- [4] **Rekstin A.F., Semenovskiy V.B., Galerkin Yu.B., Sokolov K.K.** The analysis of design and measured gas-dynamic characteristics of the centrifugal compressor within turboexpander aggregate. *Oil and Gas Engineering (OGE-2018). AIP Conf. Proc. 2007*. Omsk. Russia. 2018. 030028-1–030028-11; <https://doi.org/10.1063/1.5051889>
- [5] **Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A.** Verifikatsiya novykh versiy Metoda universalnogo modelirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov po rezul'tatam eksperimentov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2015. № 4. S. 21–31. (rus.)
- [6] **Galerkin Y., Drozdov A.** New generation of Universal modeling for centrifugal compressors calculation. *International Conference on Compressors and their Systems*. London. City University. UK. 2015. <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012041/meta>. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012040.
- [7] **Galerkin Yu.B.** Turbokompressory [Monografiya]. M.: Izdatel'stvo OOO «ИТс ККхТ», 2010. 750 s. (rus.)
- [8] **Soldatova K.V.** Sozdaniye novoy matematicheskoy modeli protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov i bazy dannykh modelnykh stupeney: Dis. ... d-ra tekhn. nauk: 05.04.06 / Soldatova K.V. Sankt-Peterburgskiy gosudarstvennyy politekhnicheskii universitet; Nauch. konsultant Yu.B. Galerkin. Sankt-Peterburg, 2017. 357 s. (rus.)
- [9] **Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A., Popov Yu.A.** Razvitiye nauchnoy shkoly turbokompressorostroyeniya LPI-SPbPU Petra Velikogo, rezul'taty sotrudnichestva s kompressorostroytel'yami. *17 Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya*. Kazan, 2017. S. 19–29. (rus.)
- [10] **Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A.** Analiz napornoy kharakteristiki tsentrobezhnykh kompressornykh rabochikh koles. *Zhurnal SFU. Tekhnika i tekhnologiya*. Krasnoyarsk. 2017. S. 1042–1061. (rus.)
- [11] **Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A., Soldatova K.** An alternative method of centrifugal compressor loading factor modeling. *International Conference on Compressors and their Systems*. London. City University. UK. 2017. <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/232/1/012039>. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012039.
- [12] **Galerkin Yu.B., Drozdov A.A.** Voprosy modelirovaniya raschetnogo rezhima rabocheho kola tsentrobezhnogo kompressora. *Nauka i obrazovaniye. MGTU im. Bauman*. [Elektron. Zhurn]. Moskva. 2017. № 07. S. 112–135. DOI: 10.7463/0717.0001290. (rus.)
- [13] **Galerkin Yu.B., Soldatova K.V.** Modelirovaniye rabocheho protsessa promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. *Nauchnyye osnovy, etapy razvitiya, sovremennoye sostoyaniye* [Monografiya]. SPb.: Izdatel'stvo SPbGPU. 2011. 327 s.
- [14] **Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A., Soldatova K.** Methods of calculating loading factor characteristic of a centrifugal compressor impeller. *Oil and Gas Engineering (OGE-2018). AIP Conf. Proc. 2007*. Omsk. Russia. 2018. 030037-1–030037-9; <https://doi.org/10.1063/1.5051898>
- [15] **Drozdov A., Galerkin Y.** Modeling the non-incidence inlet flow rate coefficient in a centrifugal compressor impeller. *Oil and Gas Engineering (OGE-2018). AIP Conf. Proc. 2007*. Omsk. Russia. 2018. 030052-1–030052-10; <https://doi.org/10.1063/1.5051913>
- [16] **Seleznev K.P., Galerkin Yu.B.** Tsentrobezhnyye kompressory. Mashinostroyeniye. L., 1982
- [17] **Hazby H., Casey M., Robinson C., Spataro R., Lunacek O.** The Design of a Family of Process Compressor Stages. *12th European Turbomachinery Conference*, April 3–7, 2017, Stockholm, Sweden.
- [18] **Ris V.F.** Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny. L.: Mashinostroyeniye. 1981. 351 s. (rus.)
- [19] **Den G.N.** Mekhanika potoka v tsentrobezhnykh kompressorakh. L.: Mashinostroyeniye, 1973. 270 s. (rus.)
- [20] ISO 5389 Turbocompressors Performance test code. 2005.
- [21] **Galerkin Yu.B., Rekstin F.S.** Metody issledovaniya tsentrobezhnykh kompressornykh mashin. L.: Mashinostroyeniye, 1969.
- [22] **Loytsyanskiy L.G.** Mekhanika zhidkosti i gaza. 3-ye izd., pererab. i dop. Moskva: Nauka, 1970. 904 s. (rus.)

THE AUTHOR

SEMENOVSKIY Vasilii B. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university
E-mail: swb@neva.ru

Received: 25.09.2018