

УДК 621.515

Численное исследование влияния эквивалентной песочной шероховатости рабочего колеса на характеристики малорасходной ступени центробежного компрессора

А. М. ЯБЛОКОВ¹, канд. техн. наук Ю. В. КОЖУХОВ², канд. техн. наук Н. И. САДОВСКИЙ³

¹yablokovaleksey@mail.ru, ²kozuhkov_yv@mail.ru, ³sadovskiy2k10@mail.ru

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Приведены результаты численного исследования влияния эквивалентной песочной шероховатости на характеристики малорасходной ступени центробежного компрессора промежуточного типа. Малорасходные ступени нашли широкое применение в компрессорах высокого давления в качестве последних ступеней. Данные компрессоры применяются для закачки природного газа в пласт, а также в технологических процессах производства метанола, аммиака, полиэтилена высокого давления и пр. Эффективность работы малорасходных ступеней ниже, чем у средне- и высокорасходных ступеней центробежных компрессоров. Это обуславливается тем, что ступени работают при высоком давлении и имеют низкие объемные расходы газа, а, следовательно, обладают узкими каналами проточной части, значительными потерями на трение на ограничивающих поверхностях и протечками в лабиринтных уплотнениях. Математическая модель ступени представлена в виде секторов элементов проточной части. В первой части исследования проводится идентификация математической модели проточной части с результатами испытаний малорасходной ступени. Во второй части исследования проводится моделирование течения вязкого газа при различном задании эквивалентной песочной шероховатости k_s всех внутренних поверхностей рабочего колеса. В качестве рабочей среды при моделировании используется сверхкритический газ N_2 . Рабочее давление на входе ступень 4 атм. В результате исследования получены характеристики ступени при четырех различных значениях k_s , проведена оценка потерь в рабочем колесе. Установлено, что при увеличении значений k_s не происходит одинакового снижения значений политропного напора и КПД по всей характеристике ступени. Характеристики значительно снижаются в областях больших расходов и слабо изменяются при минимальном расходе. Коэффициент внутреннего напора слабо изменяется, в зависимости от k_s .

Ключевые слова: математическая модель, центробежный компрессор, рабочее колесо, азот.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 28.09.2020, принята к печати 21.10.2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-4-3-11

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Яблоков А. М., Кожухов Ю. В., Садовский Н. И. Численное исследование влияния эквивалентной песочной шероховатости рабочего колеса на характеристики малорасходной ступени центробежного компрессора // Вестник Международной академии холода. 2020. № 4. С. 3–11.

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-4-3-11

The influence of the equivalent sand roughness of compressor impeller on the characteristics of centrifugal compressor low-emission stage. a numerical analysis

A. M. YABLOKOV¹, Ph. D. Y. V. KOZHUKHOV², Ph. D. N. I. SADOVSKY³

¹yablokovaleksey@mail.ru, ²kozuhkov_yv@mail.ru, ³sadovskiy2k10@mail.ru

Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University

The results of numerical analysis for the influence of the equivalent sand roughness of compressor impeller on the characteristics of centrifugal compressor low-emission intermediate type stage are presented. Low-emission stags are widely used in high-pressure compressors as the final stages. Compressors of the type are used for natural gas injection as well as in the production of methanol, ammonia, high pressure polyethylene and other processes. Operating efficiency of low-emission stages is lower than the one of medium- and high-efficiency stages of centrifugal compressor. This is due to the fact that the high pressure and with low gas volume flow rate volumes and, therefore, are characterized by narrow annulus channels, high friction losses on the boundary surfaces, and the leakages in labyrinth packings. A mathematical model of the stage is represented by the sectors of the compressor flowpath elements. In the first part of the article the iden-

tification of the mathematical model for the flowpath is made and the results of low-emission stage tests are presented. In the second part of the article a modelling of a viscous gas flow under various values of equivalent sand roughness k_s for all internal surfaces of the impeller is carried out. N_2 perfect gas is used as a medium for modelling. The operating pressure at the stage inlet is four atmospheres. The characteristics of the stage for four various values of k_s are obtained and the losses in the impeller are evaluated. When the values of k_s increase a uniform decrease of polytropic pressure head and efficiency coefficient are not observed for all characteristic of the low-emission stage. The characteristics are much lower in the high flow zones and do not differ greatly at minimum flow. The dependence of internal head coefficient on k_s is low.

Keywords: mathematical model, centrifugal compressor, compressor impeller, nitrogen.

Article info:

Received 28/09/2020, accepted 21/10/2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-4-3-11

Article in Russian

For citation:

Yablokov A. M., Kozhukhov Y. V., Sadovsky N. I. The influence of the equivalent sand roughness of compressor impeller on the characteristics of centrifugal compressor low-emission stage. a numerical analysis. *Journal of International Academy of Refrigeration*. No 4. p. DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-4-3-11

Введение

Проектирование высокоэффективных центробежных компрессоров для заданных режимов является актуальной задачей, обусловленной большими мощностями эксплуатирующихся машин [1, 2]. Современные численные методы решения задач газодинамики позволяют проводить большое количество исследований характеристик компрессорных ступеней на этапах проектирования. Однако результаты численных решений далеко не всегда совпадают с результатами испытаний реальных объектов. Это обусловлено огромным количеством факторов, начиная от особенностей создаваемой математической модели, заканчивая точностью и возможностями вычислительной техники. Существует множество работ, посвященных численным исследованиям проточных частей компрессоров [3]–[9]. Большая часть этих исследований посвящена средне- и высокорасходным ступеням. Небольшое количество численных исследований малорасходных ступеней обусловлено ограниченной областью их применения. Основная область применения малорасходных ступеней — это компрессоры высокого и сверхвысокого давления. Ступени используются в компрессорах для подачи природного газа в пласт, в технологических процессах при производстве аммиака, метанола и этилена, а так же при переработке попутного нефтяного газа. Проведенные численные исследования малорасходных ступеней [10]–[14] показывают, что схожие математические модели и решения приводят к разным результатам. Однако все результаты указывают на то, что численные характеристики в той или иной степени располагаются выше результатов реальных экспериментов. Например, наблюдается завышение смоделированных характеристик политропного напора и КПД. Как известно, характер течения газа в проточной части малорасходных ступеней обладает рядом особенностей. Малые ширины каналов и высокие давления приводят к тому, что происходит смыкание пограничных слоев в проточной части, возрастают потери трения на ограничивающих поверхностях в рабочем колесе, а также существенно возрастает доля потерь, связанная с протечками и трением в лабиринтных уплотнениях. Исследования ступеней высокого и сверхвысокого давления

на кафедре компрессорной, вакуумной и холодильной техники СПбПУ показали значительное влияние шероховатости стенок рабочего колеса и неподвижных элементов на энергетические характеристики ступени. При численном же исследовании данных ступеней эквивалентная песочная шероховатость пересчитывалась и задавалась согласно рекомендациям [15]. В работе [10] оценка влияния шероховатости для ступени с малым условным коэффициентом расхода при численном исследовании не проводилась, но предполагалось, что увеличение шероховатости приведет к одинаковому снижению напора и КПД по всем расходам [6]. Согласно данным источника [16], существует три режима течения в шероховатых каналах.

$$1. \text{ Режим без проявления шероховатости } \frac{v^* k_s^2}{\nu} < 5,$$

где ν — скорость потока; v^* — динамическая скорость; k_s — эквивалентная песочная шероховатость. При таком режиме размеры зерен малы и находятся внутри ламинарного подслоя. Потери зависят только от числа Рейнольдса Re . Обтекаемые поверхности являются гидравлически гладкими.

$$2. \text{ Переходный режим } 5 < \frac{v^* k_s^2}{\nu} < 70. \text{ При таком ре-}$$

жиме элементы шероховатости частично выступают из ламинарного подслоя, создавая тем самым дополнительное сопротивление.

3. Режим с влиянием шероховатости проявляется $\frac{v^* k_s^2}{\nu} > 70$, при этом все элементы шероховатости выступают из ламинарного подслоя.

Таким образом, один и тот же канал, при различной турбулизации потока, может оказаться как гидравлически гладким, так и шероховатым. Если учитывать тот факт, что большинство каналов реальных компрессоров не являются гидравлически гладкими из-за различных отклонений и микронеровностей, возникающих в процессе изготовления проточной части, то целесообразно провести численный эксперимент при режиме течения с проявлением шероховатости. Целью исследования яв-

ляется оценка влияния шероховатости ограничивающих поверхностей и лопаток рабочего колеса на характеристику ступени при численном моделировании в программном комплексе Ansys CFX.

Объект и методы исследования

Объектом исследования является модельная малорасходная ступень центробежного компрессора с расчетным условным коэффициентом расхода $\Phi=0,0075$ и коэффициентом теоретического напора $\Psi_T=0,48$. Ступень спроектирована и испытана на кафедре компрессорной, вакуумной и холодильной техники СПбПУ [15], представляет собой ступень промежуточного типа. Ступень испытана на азоте с начальным давлением 405300 Па и температурой на входе 302 К. Построение математической модели проточной части ступени проводилось в программном комплексе Ansys. Для создания геометрических моделей элементов использовался модуль DesignModeler с возможностью создания контуров проточной части. Для создания блочно-структурированной расчетной сетки использовались модули TurboGrid и ICE-MCFD. Проточная часть состоит из семи элементов, сопряженных в модуле Ansys CFX. Общая схема проточной части ступени представлена на рис. 1. Эквивалентная песочная шероховатость k_s стенок модели неподвижных элементов равна $9 \cdot 10^{-6}$ м, всех стенок модели лабиринтных уплотнений — $3 \cdot 10^{-6}$ м. Для модели рабочего колеса рассматривалось четыре варианта эквивалентной песочной шероховатости стенок, приведенных в табл. 1.

Эквивалентная песочная шероховатость внутренних поверхностей рабочего колеса изменяется в пределах от $2 \cdot 10^{-6}$ м до $1,28 \cdot 10^{-4}$ м. Использование столь большого значения эквивалентной песочной шероховатости оправдано, несмотря на то, что оно выходит за рамки допуска на обработку стенок проточной части. Для данной ступени на кафедре компрессорной, вакуумной и холодильной техники проводились испытания при значении шероховатости ограничивающих поверхностей рабочего колеса $Ra=2,5 \cdot 10^{-4}$ м, что в переводе в эквивалентную песочную шероховатость приблизительно равно $2,77 \cdot 10^{-4}$ м.

В качестве рабочей среды выбран совершенный газ азот, давление на входе в ступень 405300 Па, температура 302 К. Модель турбулентности SST [17]–[20].

На рис. 2 показаны поверхности рабочего колеса, для которых варьировалось значение эквивалентной песочной шероховатости k_s .

Для дальнейшего анализа характеристик рабочего колеса рассматриваются четыре контрольных сечения. Первое расположено на входе в ступень (условное обозначение 0–0); второе — на выходе из рабочего колеса (условное обозначение 2–2); третье — за рабочим колесом в безлопаточном диффузоре на расстоянии $1,05D_2$ (условное обозначение 2'–2'); четвертое сечение располагается непосредственное на выходе из ступени (условное обозначение 0'–0').

Численная модель проточной части построена с учетом рекомендаций [20]–[25].

Таблица 1

Значение эквивалентной шероховатости проточной части малорасходной ступени

The values of equivalent roughness of the low-emission stage flowpath

Table 1

| Номер варианта | k_s поверхностей рабочего колеса, м | k_s поверхностей неподвижных элементов, м | k_s поверхностей уплотнений, м |
|----------------|---------------------------------------|---|----------------------------------|
| 1 | $2 \cdot 10^{-6}$ | $9 \cdot 10^{-6}$ | $3 \cdot 10^{-6}$ |
| 2 | $8 \cdot 10^{-6}$ | $9 \cdot 10^{-6}$ | $3 \cdot 10^{-6}$ |
| 3 | $3,2 \cdot 10^{-5}$ | $9 \cdot 10^{-6}$ | $3 \cdot 10^{-6}$ |
| 4 | $1,28 \cdot 10^{-4}$ | $9 \cdot 10^{-6}$ | $3 \cdot 10^{-6}$ |



Рис. 1. Схема проточной части малорасходной ступени центробежного компрессора

Fig. 1. The flowpath of centrifugal compressor low-emission stage



Рис. 2. Внутренние поверхности колеса, для которых проводилось изменение эквивалентной песочной шероховатости

Fig. 2. Internal surfaces of the impeller for which the measurements of equivalent sand roughness has been made

Результаты исследования

Результаты работы были получены с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютерного центра Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. Результаты численного расчета первого варианта с эквивалентной песочной шероховатостью рабочего колеса $k_s = 2 \cdot 10^{-6}$ м в сравнении с экспериментальными данными представлены на рис. 3. На рис. 4 представлены численные и экспериментальные напорные характеристики ступени. Результаты численного моделирования первого варианта проточной части показали практически равнозначное завышение значений по всей характеристике политропного напора и КПД без большего увеличения в области более высоких расходов. Для первого варианта эквивалентная песочная шероховатость задавалась с учетом формул [15]:

$$k_s = 2,19 Ra^{0,877} \quad (1)$$

При обработке результатов численного исследования использовались зависимости [15].

Условный коэффициент расхода:

$$\Phi = \frac{4\bar{m}}{\rho_0^* \pi D_2^2 U_2}, \quad (2)$$

где \bar{m} — массовый расход газа кг/с; ρ_0^* — плотность газа по полным параметрам на входе в ступень кг/м³; D_2 — диаметр рабочего колеса м; U_2 — окружная скорость, м/с.

Коэффициент политропного напора с учетом разности кинетических энергий газа:

$$\Psi_p^* = \frac{h_p^*}{U_2^2}, \quad (3)$$

где h_p^* — политропный напор по полным параметрам, Дж/кг.

Коэффициент внутреннего напора:

$$\Psi_i = \frac{h_i}{U_2^2}, \quad (4)$$

где $h_i = c_p(T_2^* - T_0^*)$ — внутренний напор, Дж/кг.

Политропный КПД по полным параметрам:

$$\eta_p^* = \frac{h_p^*}{h_i}. \quad (5)$$

Коэффициент внутреннего напора практически совпадает на режимах, близких к расчетному режиму, однако при более высоких значениях коэффициента расхода наблюдается завышение полученной численными методами температуры на выходе из рабочего колеса и, следовательно, коэффициента внутреннего напора.

Для расчета коэффициента теоретического напора использовалась зависимость:

$$\Psi_T = \frac{C_{u2}}{U_2}, \quad (6)$$

где C_{u2} — закрутка потока на выходе из рабочего колеса; U_2 — окружная скорость на диаметре D_2 . Закрутка потока C_{u2} численно рассчитана в программном комплексе Ansys CFX [25] непосредственно на выходе из рабочего колеса. На рис. 5 приведены зависимости коэффициентов теоретического напора, рассчитанные по формуле 6 и по [15]. В работе [15] коэффициент теоретического на-

пора рассчитывался в сечении 2–2, методом потенциального обтекания.

Для коэффициента теоретического напора наблюдается значительное завышение численной характеристики, полученной при вязком расчете при низких значениях условного коэффициента расхода. Это приводит к большему наклону моделированной характеристики коэффициента теоретического напора.

На рис. 6 представлены численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении 2'–2' при шероховатости рабочего колеса $8 \cdot 10^{-6}$ м.

При увеличении эквивалентной шероховатости рабочего колеса наблюдается большее приближение коэффициента политропного напора и КПД при условном коэффициенте расхода выше оптимального, при этом изменения в левой части характеристики незначительны и близки к значениям при эквивалентной шероховатости $2 \cdot 10^{-6}$ м. Правая часть характеристики приближается к экспериментальным значениям. На рис. 7 представлены численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении 2'–2' при шероховатости внутренних поверхностей рабочего колеса $3,2 \cdot 10^{-5}$ м.

Дальнейшее увеличение эквивалентной песочной шероховатости приводит к тому, что правая часть характеристики совпадает с экспериментальными данными, а левая часть остается неизменной. На рис. 8 представлены численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении 2'-2' при шероховатости рабочего колеса $1,28 \cdot 10^{-4}$ м. Для высоких значений эквивалентной песочной шероховатости наблюдается падение ниже экспериментальных значений для КПД и напора при расходе выше расчетного, при минимальном расходе изменений не наблюдается.

Полученные результаты, с точки зрения потерь напора, соответствуют физическому представлению об уменьшении высоты ламинарного пограничного слоя при увеличении скорости турбулентного течения. При анализе коэффициента внутреннего и теоретического напоров установлено, что они практически не зависят от изменения эквивалентной песочной шероховатости внутренних поверхностей рабочего колеса. На рис. 9 представлены зависимости коэффициента политропного напора по полным параметрам от условного коэффициента расхода при различном задании эквивалентной песочной шероховатости рабочего колеса в сечении 2'–2'.

На рис. 10 представлены зависимости КПД от условного коэффициента расхода при различном задании эквивалентной песочной шероховатости рабочего колеса в сечении 2'–2'.

Для расчета коэффициента потерь в рабочем колесе ζ использовалась формула [11]:

$$\zeta_{PK} = \frac{2\Psi_T(1 - \frac{h_p^*}{h_T})}{r_1 + (\frac{\Phi_k}{2r_1 b_1})^2}, \quad (7)$$

где Φ_k — условный коэффициент расхода, учитывающий увеличение расхода на величину протечек m_{np} . Массовый расход через лабиринтное уплотнение по покрывающему диску рассчитан за уплотнением перед входом в рабочее колесо. На рис. 11 представлена зависимость коэффици-

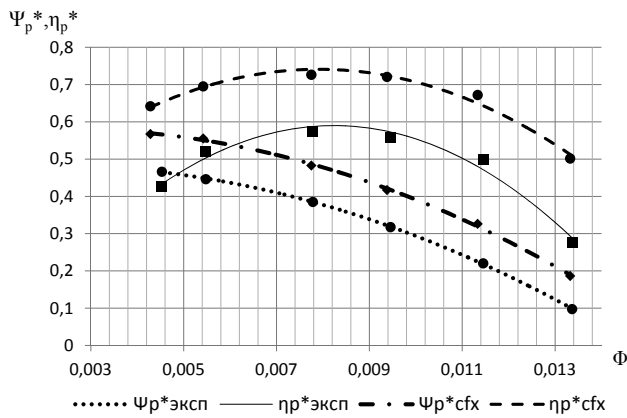


Рис. 3. Численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении 2'-2'. k_s внутренних поверхностей рабочего колеса $2 \cdot 10^{-6}$ м

Fig. 3. Numerical and experimental characteristics of the stage at the cross-section of 2'-2'. k_s for the internal surfaces of the $2 \cdot 10^{-6}$ m impeller

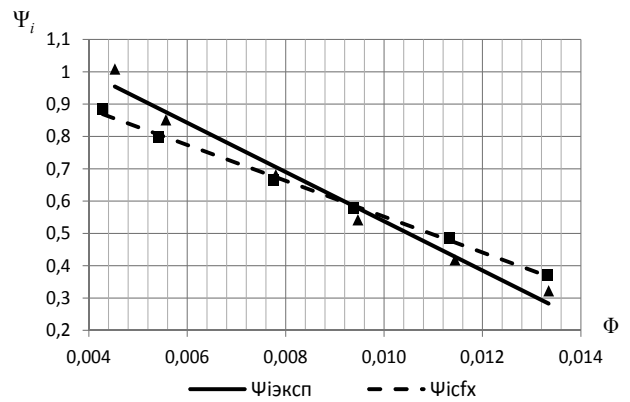


Рис. 4. Численные и экспериментальные напорные характеристики ступени. k_s внутренних поверхностей рабочего колеса $2 \cdot 10^{-6}$ м

Fig. 4. Numerical and experimental head-flow characteristics of the stage. k_s for the internal surfaces of the $2 \cdot 10^{-6}$ m impeller

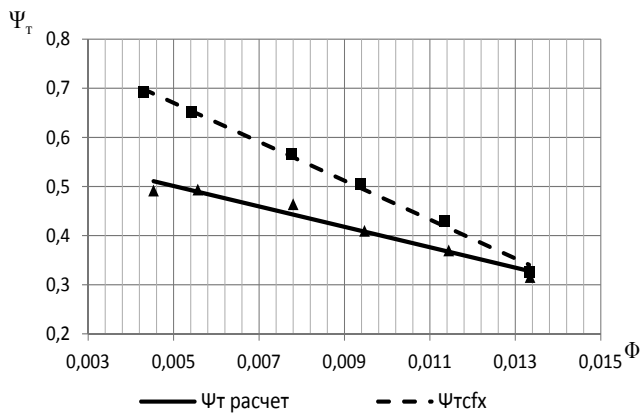


Рис. 5. Зависимости коэффициентов теоретического напора от условного коэффициента расхода. k_s внутренних поверхностей рабочего колеса $2 \cdot 10^{-6}$ м

Fig. 5. Dependencies of design head coefficient on conditional discharge coefficient. k_s for the internal surfaces of the $2 \cdot 10^{-6}$ m impeller

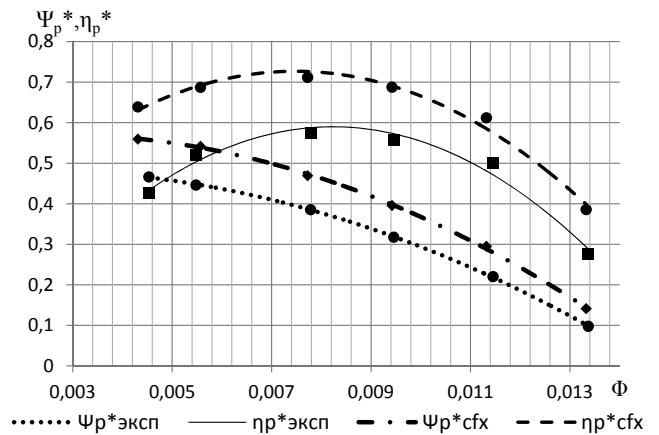


Рис. 6. Численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении 2'-2'. k_s внутренних поверхностей рабочего колеса $8 \cdot 10^{-6}$ м

Fig. 6. Numerical and experimental characteristics of the stage at the cross-section of 2'-2'. k_s for the internal surfaces of the $8 \cdot 10^{-6}$ m impeller

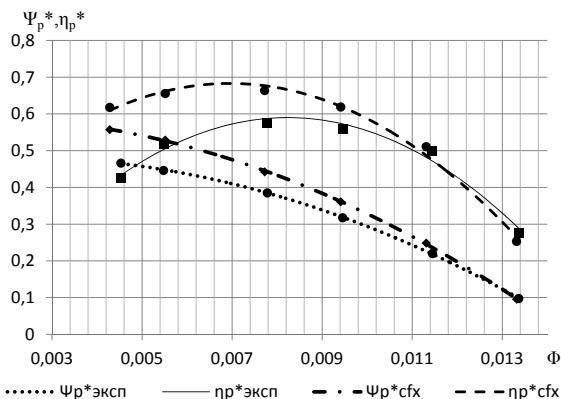


Рис. 7. Численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении 2'-2'. k_s внутренних поверхностей рабочего колеса $3,2 \cdot 10^{-5}$ м

Fig. 7. Numerical and experimental characteristics of the stage at the cross-section of 2'-2'. k_s for the internal surfaces of the $3,2 \cdot 10^{-5}$ m impeller

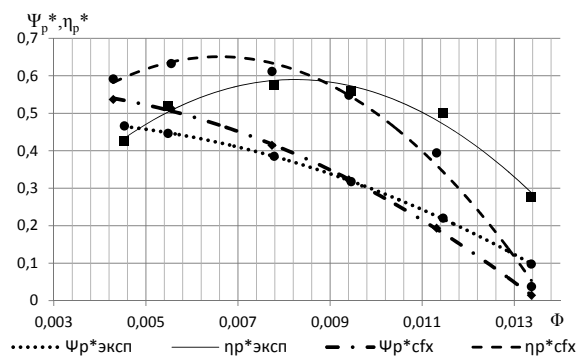


Рис. 8. Численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении 2'-2'. k_s внутренних поверхностей рабочего колеса $1,28 \cdot 10^{-6}$ м

Fig. 8. Numerical and experimental characteristics of the stage at the cross-section of 2'-2'. k_s for the internal surfaces of the $1,28 \cdot 10^{-6}$ m impeller

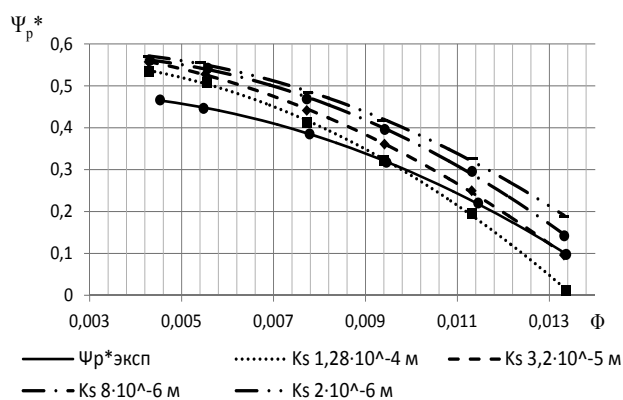


Рис. 9. Зависимость коэффициента политропного напора от условного коэффициента расхода при различном значении эквивалентной песочной шероховатости внутренних поверхностей рабочего колеса

Fig. 9. Dependency of polytropic head coefficient on conditional discharge coefficient at various values of equivalent sand roughness

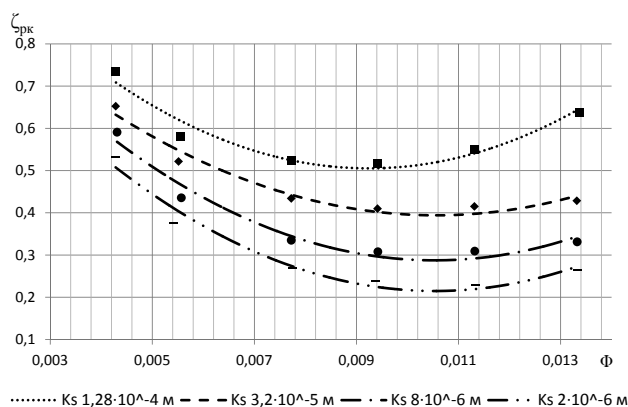


Рис. 11. Зависимость коэффициента потерь рабочего колеса от условного коэффициента расхода при различном значении эквивалентной песочной шероховатости

Fig. 11. Dependency of impeller loss coefficient on conditional discharge coefficient at various values of equivalent sand roughness

ента потерь рабочего колеса от условного коэффициента расхода при различном значении эквивалентной песочной шероховатости на внутренних поверхностях рабочего колеса.

На рис. 12 представлены зависимости коэффициента внутреннего напора от условного коэффициента расхода при различном значении эквивалентной песочной шероховатости.

Выводы

По результатам численного исследования математической модели проточной части малорасходной ступени с гидравлически гладкими стенками подтверждается завышение численной характеристики напора и КПД, по отношению к экспериментальной. Расчетная характеристика располагается эквидистантно над экспериментальной и не имеет явно выраженного смещения в область более высоких расходов. При численном моделировании режима

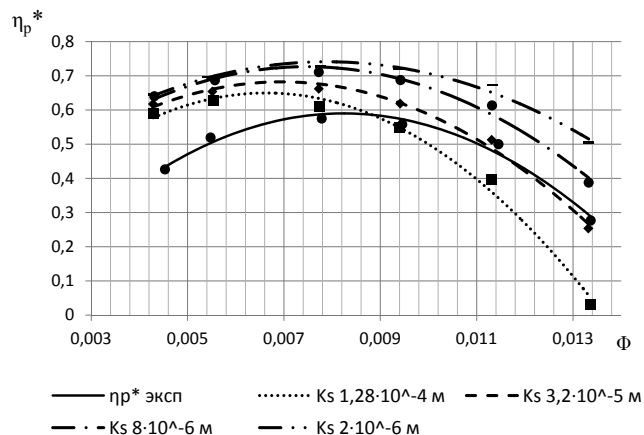


Рис. 10. Зависимость КПД от условного коэффициента расхода при различном значении эквивалентной песочной шероховатости рабочего колеса

Fig. 10. Dependency of efficiency coefficient on conditional discharge coefficient at various values of equivalent sand roughness

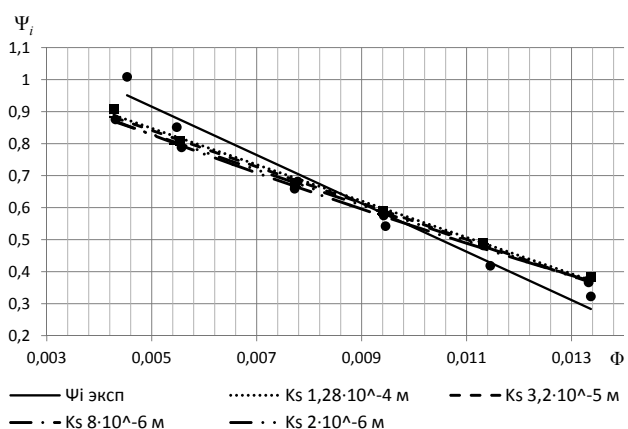


Рис. 12. Зависимости коэффициента внутреннего напора от условного коэффициента расхода при различном значении эквивалентной песочной шероховатости

Fig. 12. Dependencies of internal head coefficient on conditional discharge coefficient at various values of equivalent sand roughness

течения с выраженной шероховатостью отмечается более интенсивное снижение правой части характеристики при расходах газа выше расчетного значения. Это объясняется различной толщиной ламинарного подслоя при движении газа по проточной части в зависимости от расхода. При расходах газа больше расчетного скорость движения выше, а, следовательно, толщина ламинарного подслоя ниже и шероховатость приводит к увеличению потерь. В левой же части характеристики скорость движения газа ниже и толщина ламинарного подслоя выше, что практически приводит к гидравлически гладкому режиму течения, даже при значении эквивалентной песочной шероховатости $k_s = 1,28 \cdot 10^{-4}$ м. Численные расчеты проведены с различной эквивалентной песочной шероховатостью k_s рабочего колеса, при этом значения k_s стенок всех остальных элементов проточной части оставались неизменными. В продолжение исследования планируется провести численные исследования с изменением k_s неподвижных элементов проточной части.

Литература

References

1. Ваняшов А. Д., Карбанова В. В., Сорокин М. А. Технико-экономическое обоснование замены СПЧ на Сеноманских ДКС Уренгойского месторождения. // Компрессорные технологии. 2019. № 1. С. 30–33.
2. Парафейник В. П., Смирнов А. В., Тертышный И. Н. Комплексный анализ энергоэффективности турбокомпрессорных агрегатов с газотурбинным приводом. // Компрессорные технологии. 2020. № 3. С. 32–39.
3. Данилишин А. М., Кожухов Ю. В., Симонов А. М. Комплексный метод автоматизированного проектирования двухзвенных ступеней с осерадиальным рабочим колесом центробежных компрессоров // Вестник Международной академии холода. 2020. № 1. С. 3–11.
4. Данилишин А. М., Кожухов Ю. В. Разработка параметрической модели проточной части двухзвенной ступени с осерадиальным рабочим колесом центробежного компрессора // Территория НЕФТЕГАЗ. 2019. № 1–2. С. 12–18.
5. Sundström E., Kerres B., Sanz S., & Mihăescu M. On the Assessment of Centrifugal Compressor Performance Parameters by Theoretical and Computational Models. // *Turbomachinery*. 2017. Vol. 2C: doi:10.1115/gt2017-65230
6. Иноземцев А. А., Плотников А. И. Исследование влияния шероховатости поверхностей проточной части сверхзвуковой высоконапорной ступени осевого компрессора на ее характеристики // Прикладная механика и техническая физика. 2015. Т. 56. № 2. С. 21–31.
7. Gu Lili & Zemp, Armin & S. Abhari Reza. Numerical study of the heat transfer effect on a centrifugal compressor performance. proceedings of the institution of mechanical engineers. Part C. // *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2015. Vol. 229. Iss. 12. P. 2207–2220. Doi: 10.1177/0954406214557687.
8. Matas Richard, Syka Tomáš, Luňáček Ondřej. Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage — setting the model of impellers with 2D blades. EPJ Web of Conferences. 2017. Vol. 143. P. 02073. Doi: 10.1051/epjconf/201714302073.
9. Рахманина Л. А., Аксенов А. А. Исследование влияния неравномерного распределения абсолютной скорости потока на входе в осерадиальное рабочее колесо центробежного компрессора с применением методов численного моделирования в Ansys CFX. // Компрессорные технологии. 2019. № 2. С. 18–25.
10. Яблоков А. М., Кожухов Ю. В., Лебедев А. А. Исследование течения в малорасходной ступени центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики. // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2015. № 4 (231). С. 59–69.
11. Moosania S., Zheng Xinqian. Comparison of cooling different parts in a high pressure ratio centrifugal compressor. // *Applied Sciences*. 2016. Vol. 7. Is. 1. p. 16. 10.3390/app7010016.
12. Иванов В. М., Данилишин А. М., Кожухов Ю. В. Расчет напорной характеристики рабочих колес малорасходных ступеней центробежного компрессора на основе квазитрехмерного невязкий и трехмерный вязкие методы // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. Материалы 9-й международной научно-технической конференции. 2019. С. 74–75.
13. Иванов В. М., Кожухов Ю. В., Данилишин А. М., Садовский Н. И. Моделирование и валидация рабочего процесса в модельной малорасходной ступени центробежного ком-
1. Vanyashov A. D., Karabanova V. V., Sorokin M. A. Feasibility study of the replacement of SPCH at the Cenomanian DCS of the Urengoy field. *Compressor technologies*. 2019. No. 1. Pp. 30–33.
2. Parafeinik V. P., Smirnov A. V., tertyshny I. N. Complex analysis of energy efficiency of turbocharger units with gas turbine drive. *Compressor technologies*. 2020. No. 3. Pp. 32–39.
3. Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Simonov A. M. Complex method for automated designing two-sectional centrifugal compressors stage with 3d impeller. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2020. No 1. p. 3–11.
4. Danylyshyn A. M., Kozhukhov Yu. V. Develop a parametric model of a flowing part of a two-level stage with Serageldin impeller of centrifugal compressor. *Territory NAFTOGAZ*. 2019. No. 1–2. P. 12–18.
5. Sundström E., Kerres B., Sanz S., & Mihăescu M. On the Assessment of Centrifugal Compressor Performance Parameters by Theoretical and Computational Models. *Turbomachinery*. 2017. Vol. 2C: doi:10.1115/gt2017-65230
6. Inozemtsev A. A., Plotnikov A. I. Investigation of the influence of surface roughness of the flow part of a supersonic high-pressure stage of an axial compressor on its characteristics. *Applied mechanics and technical physics*. 2015. Vol. 56. No. 2. Pp. 21–31.
7. Gu Lili & Zemp, Armin & S. Abhari Reza. Numerical study of the heat transfer effect on a centrifugal compressor performance. proceedings of the institution of mechanical engineers. Part C. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2015. Vol. 229. Iss. 12. P. 2207–2220. Doi: 10.1177/0954406214557687.
8. Matas Richard, Syka Tomáš, Luňáček Ondřej. Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage — setting the model of impellers with 2D blades. EPJ Web of Conferences. 2017. Vol. 143. P. 02073. Doi: 10.1051/epjconf/201714302073.
9. Rachmanina L. A., Aksenov A. A. Investigation of the influence of uneven distribution of the absolute flow rate at the entrance to the axial-radial impeller of a centrifugal compressor using numerical modeling methods in Ansys CFX. *Compressor technologies*. 2019. No. 2. Pp. 18–25.
10. Yablokov A. M., Kozhukhov Yu. V., Lebedev A. A. investigation of the flow in a low-flow stage of a centrifugal compressor using computational gas dynamics methods. Scientific and technical statements of SPbPU. 2015. No. 4 (231). Pp. 59–69.
11. Moosania S., Zheng Xinqian. Comparison of cooling different parts in a high pressure ratio centrifugal compressor. *Applied Sciences*. 2016. Vol. 7. Is. 1. p. 16. 10.3390/app7010016.
12. Ivanov V. M., Danilishin A. M., Kozhukhov Yu. V. Calculation of the pressure characteristics of impellers of low-flow stages of a centrifugal compressor based on quasi-three-dimensional inviscid and three-dimensional viscous methods. *Technique and technology of petrochemical and oil and gas production. Proceedings of the 9th international scientific and technical conference*. 2019. Pp. 74–75.
13. Ivanov V. M., Kozhukhov Yu. V., Danilishin A. M., Sadovsky N. I. Modeling and validation of the working process in a model low-flow stage of a centrifugal compressor. *New developments in the Russian electric power industry*. 2019. No. 6. Pp. 12–19.
14. Adams T., Grnt C., Watson H. A. Simple Algorithm to Relate Measured Surface Roughness to Equivalent Sand-grain

- прессора. // Новое в российской электроэнергетике. 2019. № 6. С. 12–19.
14. Adams T., Grsnt C., Watson H. A. Simple Algorithm to Relate Measured Surface Roughness to Equivalent Sand-grain Roughness. // *International J. of Mechanical Engineering and Mechatronics*. 2012, no. 1, pp. 66–71. DOI:10.11159/ijmem. 2012.008
 15. Садовский Н. И. Повышение эффективности малорасходных ступеней центробежных компрессоров высокого и сверхвысокого давления на основе изучения влияния числа Рейнольдса и шероховатости на рабочие процессы: Автореф... дис., канд. техн. наук. СПбГТУ, 1994.
 16. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974.
 17. Aksenov A., Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Simonov A. M. Numerical simulation of gas-dynamic characteristics 3D semi-open impellers of two-stages of centrifugal compressors. AIP Conference Proceedings 2007, 030025 (2018). doi: 10.1063 / 1.5051886
 18. Neverov V. V., Kozhukhov Y. V., Yablokov A. M., Lebedev A. A. Optimization of a centrifugal compressor impeller using CFD: the choice of simulation model parameters. 2017 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 232 012037. September 2017. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012037.
 19. Kabalyk K., Kryłowicz W. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. // *Transactions IFFM*. 2016. Vol. 131. P. 97–109.
 20. Yablokov A., Yanin I., Danilishin A. M., Zuev A. V. Ansys CFX numerical study of stages centrifugal compressor with low-flow rate coefficient MATEC Web of Conferences 245, 09002 (2018) DOI: 10.1051/mateconf/201824509002
 21. Янин И. С., Окунев В. М., Березовский А. А. Оптимизация геометрии обратного направляющего аппарата малорасходных ступеней центробежного компрессора. Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 18–23 ноября 2019 г., Институт энергетики. СПб.: Политехпресс, 2020. С. 268–269.
 22. Данилишин А. М., Кожухов Ю. В., Гилева Л. В., Лебедев А. А. Верификация CFD-расчета на суперкомпьютере среднерасходных модельных ступеней. В сборнике: Суперкомпьютерные дни в России Труды международной конференции. 2016. С. 816–828.
 23. Aksenov A., Kozhukhov Y., Sokolov M., Simonov A. Analysis and modernization of real gas thermodynamic calculation for turbocompressors and detander units. MATEC Web of Conferences 245, 09005 (2018). DOI: 10.1051/mateconf/201824509005
 24. Xi G., Wang Z., Li X., Wang S. (). Aerodynamic Design and Experimental Validation of Centrifugal Compressor Impellers With Small Flow Rate. Parts A and B. // *Turbomachinery*. 2009. Vol. 7: doi:10.1115/gt2009–59785
 25. Иванов В. М., Кожухов Ю. В., Данилишин А. М., Садовский Н. И. Моделирование и валидация рабочего процесса в модельной малорасходной ступени центробежного компрессора. // Новое в российской электроэнергетике. 2019. № 6. С. 12–19.
 - Roughness. *International J. of Mechanical Engineering and Mechatronics*. 2012, No. 1, pp. 66–71. DOI:10.11159/ijmem. 2012.008
 15. Sadovsky N. I. Improving the efficiency of low-flow stages of high-and ultrahigh-pressure centrifugal compressors based on the study of the influence of the Reynolds number and roughness on working processes: author’s abstract, Cand. tech. sciences’. St. Petersburg state technical University, 1994.
 16. Schlichting G. theory of the boundary layer. Moscow: Nauka, 1974.
 17. Aksenov A., Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Simonov A. M. Numerical simulation of gas-dynamic characteristics 3D semi-open impellers of two-stages of centrifugal compressors. AIP Conference Proceedings 2007, 030025 (2018). doi: 10.1063 / 1.5051886
 18. Neverov V. V., Kozhukhov Y. V., Yablokov A. M., Lebedev A. A. Optimization of a centrifugal compressor impeller using CFD: the choice of simulation model parameters. 2017 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 232 012037. September 2017. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012037.
 19. Kabalyk K., Kryłowicz W. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. *Transactions IFFM*. 2016. Vol. 131. P. 97–109.
 20. Yablokov A., Yanin I., Danilishin A. M., Zuev A. V. Ansys CFX numerical study of stages centrifugal compressor with low-flow rate coefficient MATEC Web of Conferences 245, 09002 (2018) DOI: 10.1051/mateconf/201824509002
 21. Yanin I. S., Okunev V. M., Berezovsky A. A. optimization of the geometry of the reverse guide device of low-flow stages of a centrifugal compressor. Spbpu science week: proceedings of a scientific conference with international participation, November 18–23, 2019, Institute of energy, Saint Petersburg: Politehpress, 2020, Pp. 268–269.
 22. Danilishin A. M., Kozhukhov Yu. V., Gileva L. V., Lebedev A. A. Verification of CFD calculation on a supercomputer of medium-input model stages. In the collection: Supercomputer days in Russia Proceedings of the international conference. 2016. Pp. 816–828.
 23. Aksenov A., Kozhukhov Y., Sokolov M., Simonov A. Analysis and modernization of real gas thermodynamic calculation for turbocompressors and detander units. MATEC Web of Conferences 245, 09005 (2018). DOI: 10.1051/mateconf/201824509005
 24. Xi G., Wang Z., Li X., Wang S. (). Aerodynamic Design and Experimental Validation of Centrifugal Compressor Impellers With Small Flow Rate. Parts A and B. *Turbomachinery*. 2009. Vol. 7: doi:10.1115/gt2009–59785
 25. Ivanov V. M., Kozhukhov Yu. V., Danilishin A. M., Sadovsky N. I. Modeling and validation of the working process in a model low-consumption stage of a centrifugal compressor. *New developments in the Russian electric power industry*. 2019. No. 6. Pp. 12–19.

Сведения об авторах**Яблоков Алексей Михайлович**

Ассистент высшей школы энергетического машиностроения, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, yablokovaleksey@mail.ru

Кожухов Юрий Владимирович

К. т. н., доцент высшей школы энергетического машиностроения, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, kozhukhov_yv@mail.ru, SPIN-код: 5756-4994. Scopus Author ID: 56829504700. ORCID: 0000-0001-7679-9419. Web of Science Researcher ID: N-9066-2016

Садовский Николай Иванович

К. т. н., доцент высшей школы энергетического машиностроения, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, sadovskiy2k10@mail.ru

Information about authors**Yablokov Aleksei M.**

Assistant of the Higher School of Power Engineering of Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University, 29 Politechnicheskaya str., St. Petersburg, 195251, Russia, yablokovaleksey@mail.ru

Kozhukhov Yuri V.

Ph. D., Associate professor of the Higher School of Power Engineering of Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University, 29 Politechnicheskaya str., St. Petersburg, 195251, Russia, kozhukhov_yv@mail.ru. Scopus Author ID: 56829504700. ORCID: 0000-0001-7679-9419. Web of Science Researcher ID: N-9066-2016

Sadovsky Nikolay I.

Ph. D., Associate professor of the Higher School of Power Engineering of Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University, 29 Politechnicheskaya str., St. Petersburg, 195251, Russia, sadovskiy2k10@mail.ru

XXIII АГРОПРОМЫШЛЕННЫЙ ФОРУМ ЮГА РОССИИ**ВЫСТАВКИ ИНТЕРАГРОМАШ
АГРОТЕХНОЛОГИИ****24–26 февраля 2021 г.**

АГРОПРОМЫШЛЕННЫЙ ФОРУМ ЮГА РОССИИ – это специализированный форум, направленный на демонстрацию сельскохозяйственной техники, оборудования и материалов для производства и переработки сельхозпродукции.

РАЗДЕЛЫ ВЫСТАВКИ «ИНТЕРАГРОМАШ»:

- Сельскохозяйственная техника и запчасти
- Автоматизация

РАЗДЕЛЫ ВЫСТАВКИ «АГРОТЕХНОЛОГИИ»:

- Растениеводство
- Оборудование для хранения и переработки сельхозпродукции
- Животноводство
- Оборудование для животноводства
- Услуги для АПК

В ПРОГРАММЕ ФОРУМА:

- Проведение в рамках форума ежегодного Аграрного конгресса юга России, в рамках которого проходит три большие тематические конференции, посвященные вопросам растениеводства, животноводства и с/х технике.
- Проведение предпосевного совещания для муниципальных районов области с участием Губернатора РО.
- Презентации и демонстрации от участников форума.

Организатор:

КВЦ «ДонЭкспоцентр», тел.: (863) 268-77-68

Место проведения:

КВЦ «ДонЭкспоцентр»

г. Ростов-на-Дону, пр. М. Нагибина, 30

Руководитель проекта – Демченко Алла

Тел.: (863) 268-77-14

E-mail: inter@donexpocentre.ru

<http://www.interagromash.net/index.html>