

УДК 621.515

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАЛОРАСХОДНЫХ СТУПЕНЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ЗА СЧЕТ ВЕРИФИКАЦИИ И ВАЛИДАЦИИ РАСЧЕТНЫХ CFD МОДЕЛЕЙ

© 2020 В.М. Иванов, Ю.В. Кожухов, А.М. Данилишин

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

Статья поступила в редакцию 03.12.2020

Качество производимых центробежных компрессоров во многом зависит от качества проектирования проточной части. В целях проведения качественного проектирования малорасходных ступеней центробежных компрессоров в данной работе проводится верификация и валидация численной модели малорасходной ступени, которые основаны на современных методах вычислительной газодинамики – CFD (computational fluid dynamics) как части CALS технологий. В численной модели ступени моделировались зазоры и лабиринтные уплотнения. Рассмотрены вопросы использования межсеточных интерфейсов, применения моделей турбулентности и шероховатости. Полученные настройки численной модели использовались для валидации семи модельных ступеней на диапазон оптимального условного коэффициента расхода $\Phi_{\text{опт}}=0.008-0.018$ при $M_u=0.785-0.804$. Результаты моделирования сравнивались с экспериментальными данными. *Ключевые слова:* центробежный компрессор, качественное проектирование, малорасходные ступени, вычислительная газодинамика, вязкий трехмерный поток.

DOI: 10.37313/1990-5378-2020-22-6-48-56

Обозначения

b, m – ширина канала в меридиональной плоскости;

$c, m/s$ – абсолютная скорость потока;

$c_p, Дж/(кг·К)$ – удельная теплоемкость;

D, m – диаметр;

$i, Дж/кг$ – удельная энтальпия;

$\dot{m}, кг/с$ – массовый расход;

M_u – условное число Маха;

N – число элементов в сетке;

n – показатель политропы;

$P, Па$ – давление;

$R, Дж/(кг·К)$ – газовая постоянная;

$T, К$ – температура;

$u, m/s$ – окружная скорость вращения рабочего колеса;

z – количество лопаток в рабочем колесе;

η – коэффициент полезного действия;

Π – отношение давления в заданном сечении к давлению на входе;

$\rho, кг/м^3$ – плотность;

Φ – условный коэффициент расхода;

ψ – коэффициент напора.

Индексы

0 – наружный диаметр на входе в рабочее колесо;

1 – диаметр входе на лопатки рабочего колеса;

2 – диаметр на выходе из рабочего колеса;

вт – диаметр втулки рабочего колеса;

– – безразмерный геометрический параметр, отнесенный к диаметру D_2 ;

* – полные или «заторможенные» термодинамические параметры.

ВВЕДЕНИЕ

Изготовление качественного центробежного компрессора во много обеспечивается применением методов расчета высокого качества, то есть таких, которые обеспечивают необходимую точность расчетов и исключающие последующую доводку проточной части после изготовления. Одним из важнейших критериев качества ступеней центробежных компрессоров является высокая эффективность рабочего процесса. Повышение эффективности малорасходных ступеней центробежных компрессоров затруднено [1]. Из-за малой относительной ширины каналов в таких ступенях заметную роль играют следующие особенности: смыкание пограничных слоев в меридиональном сечении; увеличение потерь трения и протечек, сильные вторичные течения; более интенсивная низкоэнергетическая зона на задней стороне лопаток рабочего колеса. Стандартные методики проектирования для промышленных компрессоров в малорасходных ступенях дают повышенную и неприятную неопределенность при проектировании, поэтому для проектирования начали использовать результаты расчетов вязкого потока. Первоначально использовались квазитрехмерные

Иванов Вячеслав Михайлович, начальник управления правового обеспечения, инженер-исследователь.
Кожухов Юрий Владимирович, кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетике, ведущий инженер
E-mail: kozhukhov_yu@mail.ru
Данилишин Алексей Михайлович, ассистент.
E-mail: danilishin_am@mail.ru

расчеты невязкого потока с оценкой пограничного слоя и расчеты вязкого трехмерного потока на очень грубых сетках. В настоящее время в практике проектирования и производства центробежных компрессоров широко применяются методы вычислительной газодинамики для расчета и анализа вязкого трехмерного турбулентного течения в проточной части. Это позволяет качественно определить на предварительном этапе производства вид газодинамических характеристик и оценить эффективность проектируемой ступени. Методы CFD (Computation Fluid Dynamic) применяются при доводке уже существующих конструкций компрессоров и энергомашиностроительного оборудования в целях повышения его КПД [2-7].

Перед применением численных методов при проектировании они должны быть верифицированы и валидированы, что регулируется стандартом [8]. Согласно стандарту, термин верификация определяет обеспечение минимальной численной ошибки, а валидация приемлемой неопределенности моделирования по сравнению с экспериментальными данными. Наибольшее число работ посвящено среднерасходным (расчетный условный коэффициент расхода в диапазоне $0.03 < \Phi_p < 0.08$) и высокорасходным ступеням (при $\Phi_p > 0.08$) с осерадиальными рабочими колесами. И относительно немного работ посвящено проведению верификации и валидации численного расчета с экспериментальными данными в малорасходных ступенях [9-17].

Это объясняется тем, что для малорасходных ступеней обязательно необходимо исследовать полную расчетную модель с учетом протечек в зазорах и лабиринтных уплотнениях. Это существенно повышает трудоемкость подготовки расчетных моделей, но повышает качество расчетов. В работе [18] производилась верификация и валидация для полных численных моделей двух среднерасходных ступеней. Получена приемлемая неопределенность моделирования, не более 2% на расчетном режиме $\Phi_p = 0.064$ и $\Phi_p = 0.055$. Оценка относительной неопределенности моделирования для малорасходных ступеней в имеющейся литературе представлена в таблице 1.

Из таблицы видно, что большинство ступеней близки к верхней границе малорасходных ступеней $\Phi_p = 0.024 \dots 0.028$. Для ступеней $\Phi_p < 0.02$ относится всего две работы [9] и [10]. В первой рассчитано только рабочее колесо, а во второй нет конкретных данных по неопределенности моделирования в ступени и приводится значение неопределенности для всего компрессора пересчитанной с использованием перерасчета по одномерной методике. Большая неопределенность в работе [11] объясняется неучтенными зазорами и уплотнениями. Полные ступени представлены только в работах [13-17]. Причем в работе [13] получена повышенная неопределенность моделирования, превышающая 10%, а для остальных исследований неопределенность не превышает 3%. В настоящей работе целесообразно рассмотреть

Таблица 1. Результаты исследований

Источник	Описание расчетной CFD модели	Φ_p	M_u	Относительная неопределенность, δ
Voronova et al, 1997 [9]	STAR-CD; сетка: 80 000; k- ϵ ; только рабочее колесо;	0.016	0.60	Π_2 :1,5-2%
Biba et al, 2002 [10]	CFX-Tascflow; сетка: 150 000; без зазоров и уплотнений;	0.0275 0.0146 0.0117	-	2.5%* на основе поступенчатого расчета прогнозируется общая характеристика компрессора
Tanaka et al, 2008 [12]	CFX-11.0; сетка: 400 000; k- ϵ ; без зазоров и уплотнений	0.021	0.85	no data
Lettieri et al, 2014 [13]	Ansys CFD; Сетка: 11 000 000; SST; полная ступень	$c_m/U=0.01$	0.75	ψ : 12%
Kabalyk et al, 2016 [11]	Ansys CFX 16.2; сетка:690 000; SST; без зазоров и уплотнений	0.024	0.70	Π :1-4%; $\eta_{ад}$:11%; ψ_i :8-14%
Yablokov et al, 2018 [15]	Ansys CFX 14.0; сетка:4 500 000; SST; Full stage	0.028	0.60	$\eta^*_{п}$:2-3%; ψ_i :2-3%; $\psi_{т}$:2-3%
Hazby et al, 2019 [14]	Ansys CFX 17.1; сетка:4 000 000; SST; полная ступень	0.0265	0.90	$\eta_{п}$:3%; ψ_i :3%; оценка с графика

моделирование в ступенях с значениями условного коэффициента расхода $0.008 < \Phi_{\text{опт}} < 0.020$. Это даст понимание о величине неопределенности моделирования рабочего процесса для малорасходных центробежных компрессорных ступеней, что может быть использовано при проектировании и совершенствовании численных методов для производства качественной продукции путем оптимизации [19].

Поэтому целью работы ставится определение оптимальных настроек численной модели, которые обеспечивают приемлемую неопределенность моделирования по сравнению с экспериментальными данными для малорасходных ступеней центробежного компрессора.

Объектом исследования являются малорасходные модельные ступени базы ХХ3В с рабочими колеса серий Q, R, S, T, U, V. Зазоры и лабиринтные уплотнения разработаны по опыту научной группы СВД (сверхвысокое давление) [20]. Использовалось по одному безлопаточному диффузору на каждые две ступени. Обратно-направляющий аппарат для всех ступеней одинаковый и каждая вторая лопатка имеет удлинение в виде радиального продолжения. Основные параметры использованных ступеней указаны в таблице 1. Анализ производился на основе имеющихся экспериментальных данных 7-ти мо-

дельных ступеней на диапазон оптимального условного коэффициента расхода $\Phi_{\text{опт}} = 0.008 - 0.018$. Для ступеней Q условное число Маха составляет $M_u = 0.785$, для остальных $M_u = 0.802$. Данные по погрешности эксперимента отсутствуют, поэтому принимается стандартная относительная погрешность равная 4% в соответствии с [21].

Исследование разбито на 2 этапа: верификация и валидация. На этапе верификации для ступени Q482 исследуются следующие задачи: исследование на сеточную независимость решения, исследование на применяемые модели турбулентности, исследования на межсеточные интерфейсы, исследования влияния шероховатости. В результате определяется оптимальные настройки численной модели. На этапе валидации уточненная численная модель используется для оценки неопределенности численного моделирования путем сравнения с экспериментальными данными.

МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ

Схема ступени и численная модель представлены на рисунке 1. Расчетная модель состоит из семи расчетных доменов: вход, рабочее колесо (РК), безлопаточный диффузор (БЛД), поворотное колено (ПК) и обратно-направляющий аппарат

Таблица 2. Геометрические параметры модельных ступеней базы ХХ3В

№ ступени	Φ_p	D_2 , м	R_1	R_0	$D_{\text{вт}}$	$b_1 = b_2$	z, шт
1-Q482	0.018	0,4826	0.5063	0.434	0.355	0.0263	15
2-Q508	0.015	0,5080	0.4822	0.414	0.338	0.0250	15
3-R508	0.013	0,5080	0.4822	0.414	0.338	0.0217	15
4-S508	0.012	0,5080	0.4822	0.414	0.338	0.0189	15
5-T508	0.011	0,5080	0.4822	0.414	0.338	0.0164	15
6-U508	0.009	0,5080	0.4822	0.414	0.338	0.0143	15
7-V508	0.008	0,5080	0.4822	0.414	0.338	0.0124	15

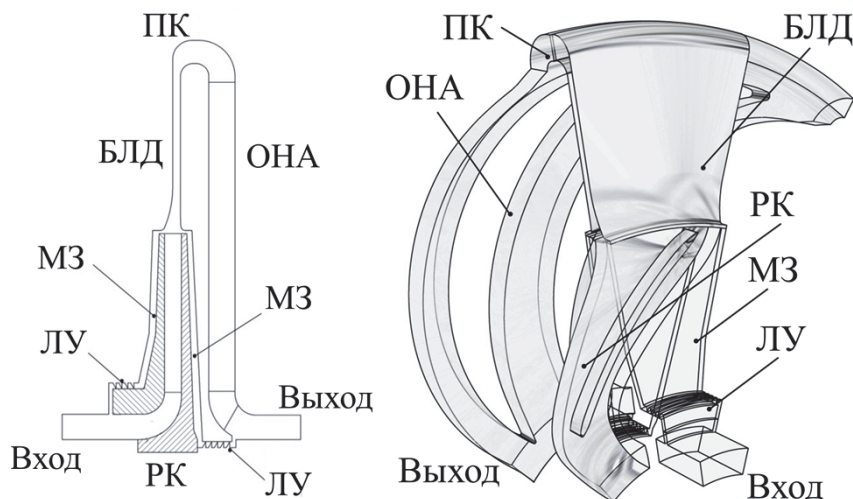


Рис. 1. Схема и численная модель ступени

(ОНА), междисковые зазоры (МЗ) с лабиринтным уплотнением (ЛУ) со стороны покрывающего и основного дисков, выход. Рабочее колесо как вращающийся домен, остальные неподвижные, в которых использована опция вращающихся стенок рабочего колеса в зазорах. Всего построено 7 численных моделей ступеней представленных в таблице 1. Размер основных расчетных сеток составляет порядка ~4 млн. элементов. Рабочая среда – идеальный воздух. Задавались на входе полное давление 98000 Па и полная температура 288К, на выходе задавался массовый расход. Безразмерная пристеночная координата для всех задач составляет не более $y^+ < 2$. Производится стационарное решение RANS уравнений. Сходимость достигалась по небалансам и неизменности энергетических характеристик. При расчете ступеней с учетом работы на смесях газов при высоких давлениях, где проявляются реальные свойства газов, необходимо дополнительно использовать методики расчета реальных газов [22].

При исследовании сеточной независимости численной модели ступени Q482 отдельно построены дополнительные расчетные сетки. В частности исследовалось 8 сеток рабочих колес. Выполнен двойной просчет с увеличением размера основной сетки в 2 раза до ~8млн. Рассмотрены три модели турбулентности SST, $k-\omega$ и $k-\omega$ BSL. Выполнены расчеты для исследования типа и расположения межсеточных интерфейсов *stage* (передача параметров с осреднением по окружной координате на границах соединения расчетных сеток с опцией *stage constant pressure*) и *frozen rotor* (передача без осреднения). Другие малорасходные ступени базы в работе [23] показывают аналогичный результат. Поэтому это целесообразно рассмотреть и для малорасходных ступеней. Окончательно рассматривается влияние эквивалентной песочной шероховатости стенок 1, 5, 10 μm по сравнению с гидравлически гладкими стенками.

По итогам верификационных расчетов для валидации расчетных характеристик использовалась модель $k-\omega$. Выбран интерфейс *stage* только за рабочим колесом в остальных *frozen rotor* и гидравлически гладкие стенки.

Обработка результатов производилась по следующим ниже зависимостям.

Условный коэффициент расхода:

$$\Phi = \frac{4\bar{m}}{\rho_0^* \pi D_2^2 u_2} \quad (1)$$

Коэффициент внутреннего напора:

$$\psi_i = \frac{c_p \Delta T^*}{u_2^2} = \frac{\Delta i^*}{u_2^2} \quad (2)$$

Коэффициент теоретического напора:

$$\psi_T = c_{u2} / u_2 \quad (3)$$

Коэффициент политропного напора по полным параметрам:

$$\psi_n^* = \left(\frac{n}{n-1} RT_0 \left(\Pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + \frac{c_i^2 - c_0^2}{2} \right) / u_2^2 \quad (4)$$

Коэффициент политропного КПД по полным параметрам:

$$\eta_n^* = \psi_n^* / \psi_i \quad (5)$$

Абсолютное отклонение (по интересующему параметру):

$$\Delta = |P_{\text{расч.}i} - P_{\text{экс.}i}| \quad (6)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ ВЕРИФИКАЦИИ

Для исследования сеточной независимости решения было построено 8 расчетных сеток рабочего колеса от 0,6 до 6,5 млн. элементов, при изменении expansion ratio from 1.06 to 1.5. Сравнение производилось по коэффициентам теоретического и политропного напора. Существенных различий в результатах расчетов не обнаружено, что иллюстрирует рисунок 2. Также двойной просчет с увеличенной в 2 раза расчетной сеткой не показал различия в результатах. Таким образом, сеточная независимость решения достигнута. Для всех элементов ступени коэффициент расширения выбран равный $r=1.3$.

Далее оценивалось расположение и тип межсеточного интерфейса. Первым рассмотрено исследование типа интерфейса Stage или Frozen rotor. Сравнение с экспериментальными данными на рисунке 3 четко показало качественное различие между характеристиками. Поэтому в малорасходных, как и среднерасходных ступенях с закрытыми колесами рекомендуется использовать интерфейс Stage. Далее рассмотрено изменение расположенных вниз по потоку интерфейсов, показано, что это сла-

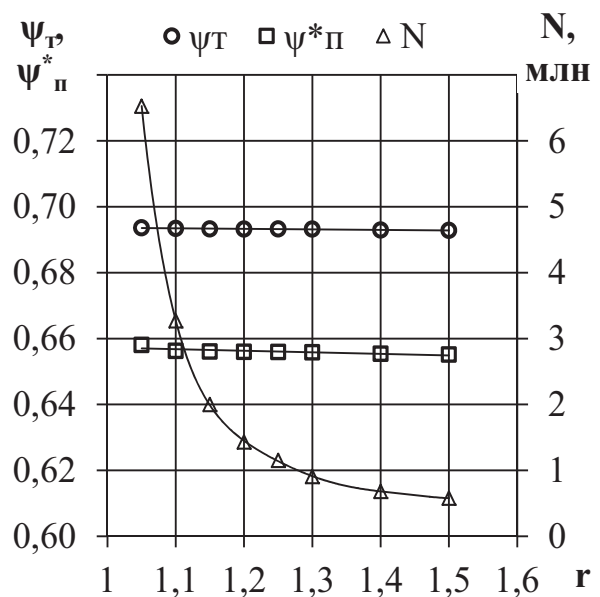


Рис. 2. Результаты исследования сеточной независимости решения в рабочем колесе

бо оказывает влияния на конечные результаты. Поэтому целесообразно использование интерфейса Stage только за рабочим колесом, а в остальных случаях frozen rotor. К тому же это уменьшает вычислительные затраты.

Рассмотрим три модели турбулентности, употребительные для низкорейнольдсовых расчетных сеток ($y^+ < 2$). Наибольшая точность получена с использованием модели $k-\omega$. Использование модели BSL показало близкий к $k-\omega$ результат. При расчете с моделью SST получено понижение ψ_{Π}^* на ~2% относительно $k-\omega$, по η_{Π}^* различие в пределах 0.5%. Для дальнейших расчетов за основу выбрана модель $k-\omega$.

Известно о влиянии шероховатости на га-

зодинамические характеристики при повышении давления [24, 25]. Влияние шероховатости особенно значимо в малорасходных ступенях. В данном исследовании изменение эквивалентной песочной шероховатости оказало влияние на характеристики при изменении значения от 1 мкм до 10 мкм. Однако ближе всего к экспериментальной кривой показали гидравлически гладкие стенки. Связано с этим, что проводились воздушные испытания при давлении всасывания окружающей среды.

В результате проведенной верификации численной модели можно заключить, что для малорасходных ступеней целесообразно использовать низкорейнольдсовую модель турбулентности

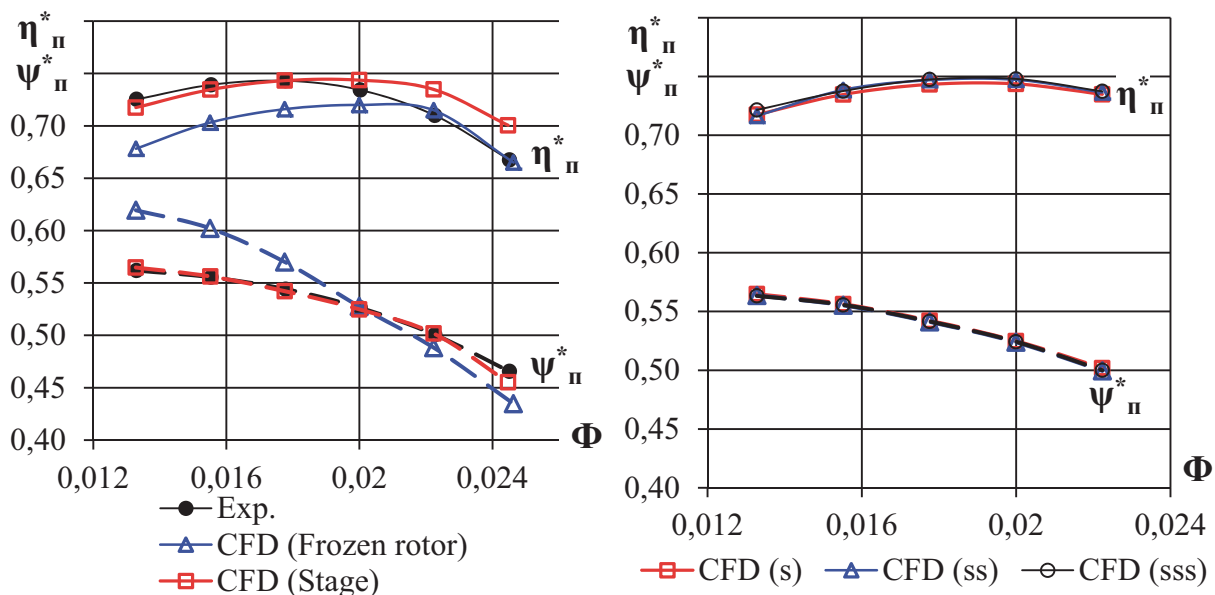


Рис. 3. Результаты исследования межсеточного интерфейса: экспериментальные данные (EXP) и результаты CFD-моделирования модельной ступени Q-482

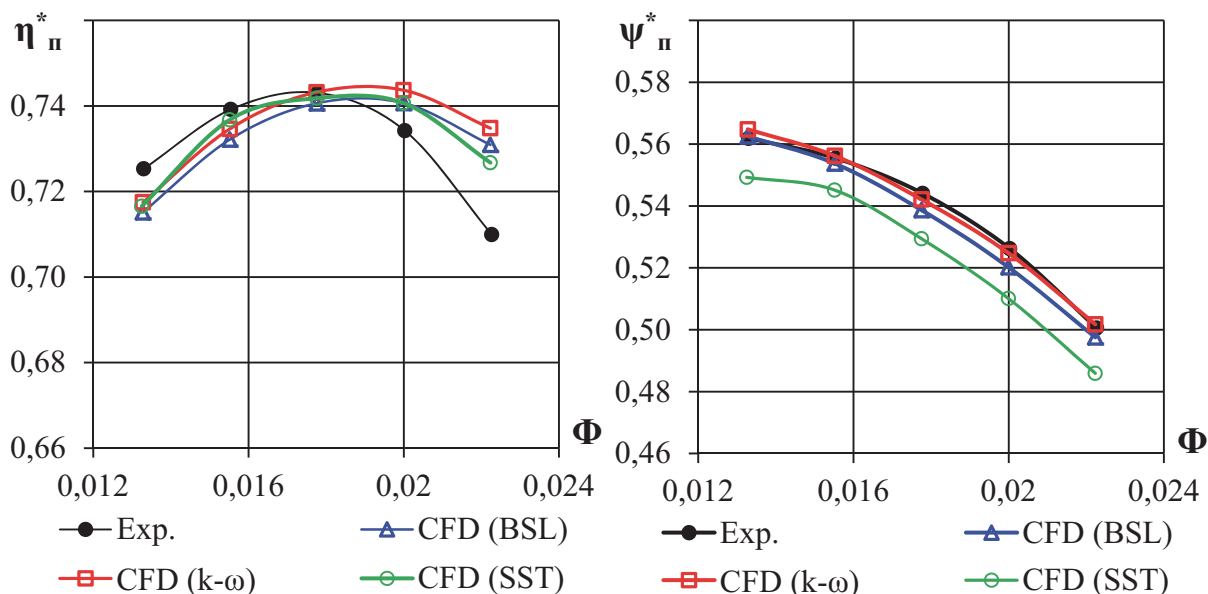


Рис. 4. Результаты исследования влияния модели турбулентности на результаты моделирования модельной ступени Q-482: EXP – экспериментальные данные, CFD – результаты моделирования

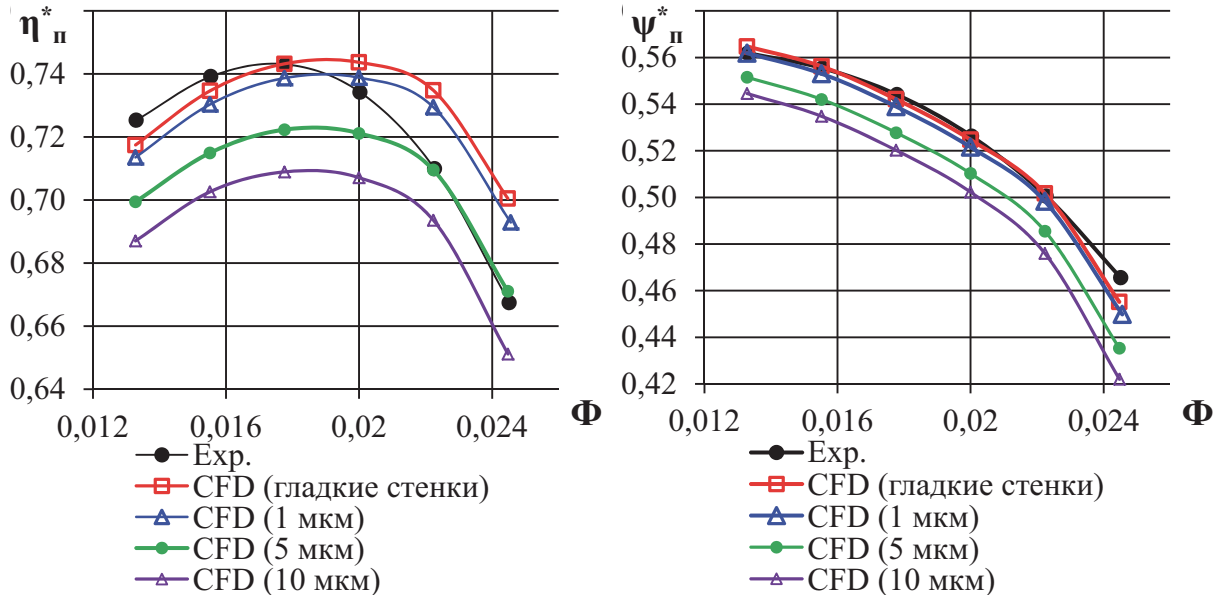


Рис. 5. Результаты исследования влияния песочной шероховатости на результаты моделирования модельной ступени Q-482: EXP – экспериментальные данные, CFD – результаты моделирования

k-ω. Выбор *k-ω* обусловлен тем, что эффекты пограничного слоя сильнее проявляются в малорасходных ступенях, между тем SST показывает хорошие результаты при моделировании среднерасходных ступеней. Для соединения сеточных моделей вращающегося рабочего колеса и неподвижного безлопаточного диффузора использовать интерфейс Stage. Шероховатость стенок не указывать и оставлять гидравлически гладкими. Использование предложенных настроек численной модели позволяют более качественно и

количественно приблизиться к экспериментальной кривой. Для валидации настроек численной модели оценим их использование для остальных ступеней указанных в таблице 1.

РЕЗУЛЬТАТЫ ВАЛИДАЦИИ

Ниже приводится сравнение экспериментальных и рассчитанных газодинамических характеристик по результатам расчета вязкого потока в малорасходных ступенях. На рисунке 6

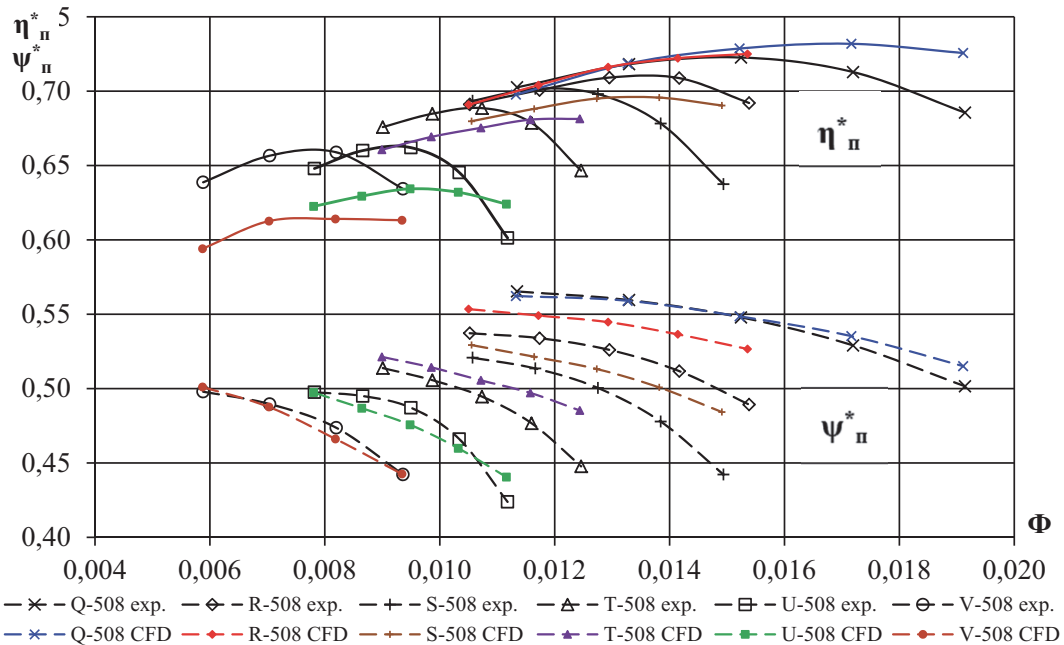


Рис. 6. Сравнение экспериментальных и рассчитанных характеристик политропного напора по полным параметрам модельных ступеней: exp – экспериментальные данные, CFD – результаты моделирования

представлены характеристики коэффициента политропного КПД и напора по полным параметрам для модельных ступеней серий Q, R, S, T, U, V с диаметром рабочего колеса 0.508 м.

На оптимальном режиме диапазон отклонения составил: для коэффициента КПД $\Delta \eta_n^* = 0.6...4.4\%$ абсолютно, для коэффициента политропного напора составила $\Delta \psi_n^* = 0.001...0.019$ абсолютно.

Из-за отсутствия данных, в рассмотренных задачах уплотнения и зазоры во всех ступенях одинаковые, что также могло повлиять на конечные результаты.

Графики характеристик на рис 6 показывают, что моделирование удовлетворительно повторяет характер экспериментальных кривых. Наиболее качественно повторяются характеристики политропного напора по полным параметрам. Максимальная неопределенность моделирования наблюдается в зоне максимального расхода, что характерно и для среднерасходных ступеней. С уменьшением расходности ступени, увеличивается различие между расчетным и экспериментальным КПД. Уровень неопределенности моделирования для коэффициента КПД $\delta \eta_n^*$ выходит за предел в 4% в самых малорасходных ступенях U и V. В целом результаты валидации можно признать приемлемыми для коэффициента политропного напора $\delta \psi_n^* < 4\%$.

Результаты моделирования показали следующее: КПД ступени занижен из-за завышения смоделированного коэффициента внутреннего напора по сравнению с экспериментальными значениями. Эта разница растет с уменьшением расходности ступени. На режиме повышенного расхода вид характеристики малорасходной ступени схож со среднерасходной ступенью.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате работы определены оптимальные настройки численной модели малорасходных ступеней, при которых на оптимальном режиме уровень неопределенности моделирования для коэффициента политропного напора по полным параметрам для всех исследованных ступеней находится на приемлемом для качественного проектирования уровне. Данная настройка численной модели обеспечивает высокое качество моделирования характеристик в процессе проектирования центробежных малорасходных компрессорных ступеней и, как следствие, высокие показатели эффективности центробежного компрессора, имеющего в составе малорасходные ступени. Представленные результаты верификации и валидации используются для создания математических моделей на основе численных баз данных [26], которые повышают качество проектирования центробежных компрессоров.

Использование верифицированных и валидированных расчетных CFD моделей при проектировании обеспечит повышение качества производимого компрессорного оборудования, в частности малорасходных ступеней центробежных компрессоров. При замене сменной проточной части центробежного компрессора на более качественную и эффективную также большую роль играет надежность и качество проектирования заменяемых элементов [27].

Результаты работы были получены с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютерного центра Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (www.scc.spbstu.ru).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Seleznev, K.P., Strizhak, L.Ya. Thermogasdynamical basis for the high and ultra-high pressure compressor design // *Khimicheskoe I Neftegazovoe Mashinostroenie*. 1995. № 11. С. 8-15.
2. Danilishin, A.M., Kozhukhov, Y.V., Kartashov, S.V., Lebedev, A.A., Malev, K.G., Mironov, Y.R. Design optimization opportunity of the end stage output plenum chamber of the centrifugal compressor for gas pumping unit // *AIP Conference Proceedings*, 2007, № 30044. DOI: 10.1063/1.5051905
3. Leilei Han, Fubao Li, Ning Li, Haiyang Zhou, Lihui Jiang, Zongyang Wang. The Development of High Efficiency Integrally Geared Driven Multistage Centrifugal Compressor // *International Journal of Fluid Mechanics & Thermal Sciences. Special Issue: Fluid Mechanics & Thermal Sciences in Turbomachines*. Vol. 6, No. 2, 2020, pp. 53-60. DOI: 10.11648/j.ijfmts.20200602.12
4. Чеглаков И.В., Кожухов Ю.В. Результаты моделирования пространственного течения в радиальном рабочем колесе центробежного компрессора с применением программного пакета Fine/Turbo // В сборнике: Неделя Науки СПбГПУ «Материалы научно-практической конференции с международным участием». Институт энергетики и транспортных систем. 2014. С. 221-223.
5. Aytaç F. Z. and Yücel N. Development of a design methodology for a centrifugal compressor with the utilization of CFD // *Politeknik Dergisi*, 23(1): 231-239, (2020). DOI: 10.2339/politeknik.658358
6. Danilishin A.M., Kozhukhov Y.V., Neverov V.V., Malev K.G., Mironov Y.R. The task of validation of gas-dynamic characteristics of a multistage centrifugal compressor for a natural gas booster compressor station // *AIP Conference Proceedings. «Oil and Gas Engineering, OGE 2017»* 2017. С. 020046. DOI:10.1063/1.4998866.
7. Рахманина Л.А., Аксенов А.А. Исследование влияния неравномерного распределения абсолютной скорости потока на входе в осерадальное рабо-

- чее колесо центробежного компрессора с применением методов численного моделирования в Ansys CFX // Компрессорные технологии. 2019. №2. С. 18-25.
8. Standard for Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer // An American national standard/ The American national standard ASME V&V 20-2009, 2009, 100 p.
 9. Воронова, Ю.А. Численное исследование течения вязкого газа в малорасходном центробежном колесе канального типа / Ю.А. Воронова, К.П. Селезнев, Н.И. Садовский, Л.Я. Стрижак, И.П. Суслина, В. Рисс, Е. Еттер // Энергетические машины и установки. Труды СПбГТУ. 1997. №465. С. 3-8.
 - 10] I, Biba & A, Nye & Liu, Zheji. (2002). Performance Evaluation and Fluid Flow Analysis in Low Flow Stages of Industrial Centrifugal Compressor // International Journal of Rotating Machinery. 8. DOI: 10.1080/1023-620291910734.
 11. Kiryll Kabalyk, Władysław Kryłowicz. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. Transactions IFFM 131(2016) 97–109.
 12. Tanaka, M., Kobayashi, H., & Nishida, H. (2008). Development of Wedge Type Impellers for Low Specific Speed Centrifugal Compressors. Volume 5: Design, Analysis, Control and Diagnosis of Fluid Power Systems. doi:10.1115/imece2008-66571
 13. C. Lettieri, N. Baltadjiev, M. Casey and Z. Spakovszky. Low-Flow-Coefficient Centrifugal Compressor Design for Supercritical CO₂ // J. Turbomach 136(8), 081008 (Jan 31, 2014) (9 pages)
 14. Hazby, H., Casey, M., and Březina, L. (June 3, 2019). Effect of Leakage Flows on the Performance of a Family of Inline Centrifugal Compressors // ASME. J. Turbomach. September 2019; 141(9): 091006. <https://doi.org/10.1115/1.4043786>.
 15. Яблоков А.М., Кожухов Ю.В., Лебедев А.А. Исследование течения в малорасходной ступени центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2015. Вып. 4(231). С. 59 – 69.
 16. Карташов С.В., Кожухов Ю.В. Обоснование выбора расчетной области в задачах моделирования вязкого потока в малорасходных ступенях центробежного компрессора // Холодильная техника. 2020. № 1. С. 22 – 27.
 17. Яблоков А.М., Штаничев Р.А., Садовский Н.И., Кожухов Ю.В. Исследование влияния величины осевого зазора между покрывающим диском рабочего колеса и корпусом центробежного компрессора на газодинамические характеристики малорасходной модельной ступени // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2020. №5 (134). С. 106-120.
 18. Lyubov Gileva, Sergey Kartashov, Anatoliy Zuev and Vyacheslav Ivanov. Verification of the CFD calculation for the centrifugal compressor medium flow model stages with the help of supercomputer // MATEC Web Conf., 245 (2018) 09011. DOI: 10.1051/mateconf/201824509011
 19. Неверов В.В., Кожухов Ю.В., Яблоков А.М., Лебедев А.А. Расчетная модель при численной оптимизации рабочих колес центробежных компрессоров // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2016. № 4 (254). С. 45-58.
 20. Стрижак, Л.Я. Исследование центробежных компрессоров высокого и сверхвысокого давления [Электронный ресурс] / Л.Я. Стрижак. — Электрон. текстовые дан. (1 файл : 796 Кб) // Труды научной школы компрессоростроения СПбГТУ [Электронный ресурс]: (Сб.реф. ст. по публикациям и работам основателя науч. шк. проф. К.П.Селезнева и его учеников). — Загл. с титул. экрана. — Электрон. версия печ. публикации 2000 г. — Доступ из локальной сети ИБК СПбПУ (чтение). — Текстовый файл. — Adobe Acrobat Reader 4.0. — URL: <http://elib.spbstu.ru/dl/local/107.pdf> (дата обращения 14.11.2020).
 21. ISO 5389:2005. Turbocompressors — Performance test code.
 22. 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
 23. Иванов В.М., Кожухов Ю.В. Результаты численного моделирования вязкого потока в малорасходных ступенях центробежных компрессоров как основа создания математической модели напора // Холодильная техника. №3. 2020. С. 24 – 29.
 24. Simon, H., and Bulskammer, A. (April 1, 1984). On the Evaluation of Reynolds Number and Relative Surface Roughness Effects on Centrifugal Compressor Performance Based on Systematic Experimental Investigations // ASME. J. Eng. Gas Turbines Power. April 1984; 106(2): 489–498. <https://doi.org/10.1115/1.3239592>
 25. 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
 26. Иванов В.М., Кожухов Ю.В. Математическая модель напора малорасходных рабочих колес дожимных центробежных компрессоров тепловых электростанций. Новое в российской электроэнергетике. 2019. №12. С. 12-20.
 27. Ваняшов А.Д., Карабанова В.В., Сорокин М.А. Технико-экономическое обоснование замены СПЧ на Сенманских ДКС Уренгойского месторождения // Компрессорные технологии. 2019. №1. С. 30-33.

IMPROVING THE QUALITY OF DESIGNING LOW-FLOW STAGES OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS DUE TO VERIFICATION AND VALIDATION OF CALCULATED CFD MODELS

© 2020 V.M. Ivanov, Yu.V. Kozhukhov, A.M. Danylyshyn

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

The quality of the produced centrifugal compressors largely depends on the design quality of the flow path. In order to carry out high-quality design of low-flow stages of centrifugal compressors, in this work, a numerical model of a low-flow stage is verified and validated, which are based on modern methods of computational fluid dynamics - CFD (computational fluid dynamics) as part of CALS technologies. In the numerical model of the stage, clearances and labyrinth seals were modeled. The issues of using intergrid interfaces, application of turbulence and roughness models are considered. The obtained settings of the numerical model were used to validate seven model stages for the range of the optimal conditional flow rate $\Phi_{opt} = 0.008-0.018$ at $Mu = 0.785-0.804$. The simulation results were compared with experimental data. *Keywords:* centrifugal compressor, high-quality design, low-flow stages, computational gas dynamics, viscous three-dimensional flow.

DOI: 10.37313/1990-5378-2020-22-6-48-56

*Vyacheslav Ivanov, Head of the Legal Support Department,
Research Engineer.*

*Yuri Kozhukhov, Candidate of Technical Sciences, Associate
Professor of the Higher School of Power Engineering of the
Institute of Energy, Lead Engineer.*

E-mail: kozhukhov_yv@mail.ru

Alexey Danylyshin, Assistant Lecturer.

E-mail: danilishin_am@mail.ru