DOI: 10.18721/JEST.25208
УДК 621.515

А.Ф. Рекстин. Ю.Б. Галеркин

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

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ПЕРВИЧНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Метод универсального моделирования, разработанный в Санкт-Петербургском политехническом университете и успешно используемый в проектной практике, оперирует в качестве газодинамических параметров проектирования условным коэффициентом расхода, коэффициентом теоретического напора и критериями сжимаемости. Основное конструктивное ограничение для рабочего колеса – втулочное отношение. Ранее использованный алгоритм первичного проектирования рабочих колес был основан на обобщении опыта проектирования и отдельных расчетных экспериментов. На следующих этапах проектирования с математическим моделированием характеристик и анализом диаграмм скоростей, в ряде случаев требуется значительная корректировка размеров и формы рабочего колеса. Для приближения первичного проекта к окончательному виду проточной части авторы выполнили оптимальное проектирование 124 радиальных и осерадиальных рабочих колес с условными коэффициентами расхода 0,015–0,15, коэффициентами теоретического напора 0,40–0,70, втулочными отношениями 0,25–0,40. Геометрические параметры обобщены аппроксимирующими зависимостями и дополнены рекомендациями по применению классических формул расчета размеров входа в колесо, что вместе образует предлагаемый метод первичного проектирования.

Ключевые слова: радиальное рабочее колесо, осерадиальное рабочее колесо, условный коэффициент расхода, теоретический коэффициент напора, геометрические параметры, первичное проектирование

Ссылка при цитировании:
А.Ф. Рекстин, Ю.Б. Галеркин. Совершенствование метода первичного проектирования рабочих колес центробежных компрессоров // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 105–117. DOI: 10.18721/JEST.25208.

A.F. Rekstin, Yu.B. Galerkin

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

IMPROVING METHOD FOR PRIMARY DESIGN OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR IMPELLERS

A universal modeling method, developed at the Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University and successfully used in design practice, uses a flow rate coefficient, a loading factor and compressibility criteria as gas-dynamic design parameters. The main design constraint for the impeller is the hub ratio. The algorithm previously used for initial design of impellers is based on generalizing the design experience and separate calculated experiments. In some cases, significant correction of the dimensions and shape of the impeller is required in subsequent stages of design. To approximate the initial design to the final design, we performed optimal design of 124 radial and axial-radial impellers with flow rate coefficients of 0.015 to 0.15, loading factors of 0.40 to 0.70, hub ratios of 0.25 to 0.40. Geometric parameters are approximated by algebraic formulae and supplemented with recommendations to apply classic formulae of the impeller's inlet dimensions, which together form the proposed method of initial design.

Keywords: 2D impeller, 3D impeller, flow rate coefficient, loading factor, geometry parameters, primary design/

Citation:
A.F. Rekstin, Yu.B. Galerkin, Improving method for primary design of centrifugal compressor impellers, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 105–117, DOI: 10.18721/JEST.25208.

Введение. Совершенство газодинамического проекта определяет энергозатраты на привод компрессора, что является основной статьей эксплуатационных расходов, поэтому развитие методов газодинамического проектирования актуально. Школа Невского завода создала основу и внесла главный вклад в отечественную компрессорную науку [1, 2]. Казанская школа развивает методы проектирования с учетом собственных взглядов [3–5]. Также расчетом и проектированием центробежных компрессоров занимаются зарубежные организации [6–8]. Исследования Проблемной лаборатории компрессоростроения ЛПИ привели к созданию системы взглядов и комплекса компьютерных программ оптимального проектирования и расчета центробежных компрессоров – Метода универсального моделирования [9–13].

Процесс проектирования начинается с вариантного расчета. В Методе универсального моделирования используется программа вариантного расчета на базе упрощенной математической модели КПД [14]. Результат расчета – газодинамические параметры проектирования ступеней компрессора: условный коэффициент расхода, коэффициент теоретического напора, условные критерии Маха и Рейнольдса. Далее задача сводится к проектированию каждой из ступеней компрессора.

Для достижения конечного результата проектирования – определения размеров и формы проточной части, при которых ступень сообщает газу с максимальным КПД нужную механическую работу при заданном расходе – первичные размеры корректируются на основании расчетов газодинамических характеристик по математической модели и на основании качественного анализа диаграмм скоростей невязкого потока на лопатках рабочих колес [10]. При существующем методе первичного проектирования размеры рабочих колес существенно корректируются. Это обстоятельство не влияет на конечный результат – качество газодинамического проекта – но процесс достижения результата удлиняется. Важно и то обстоятельство, что процесс оптимизации требует участия оператора, обладающего соответствующей квалификацией.

Цель работы – разработать метод первичного проектирования центробежных компрессорных колес, дающий размеры, максимально приближенные к окончательным размерам проточной части.

Объект первичного проектирования – проточная часть рабочих колес, осерадиальных (ОРК) и радиальных (РРК). В меридиональной плоскости проточную часть определяют следующие размеры – рис. 1.

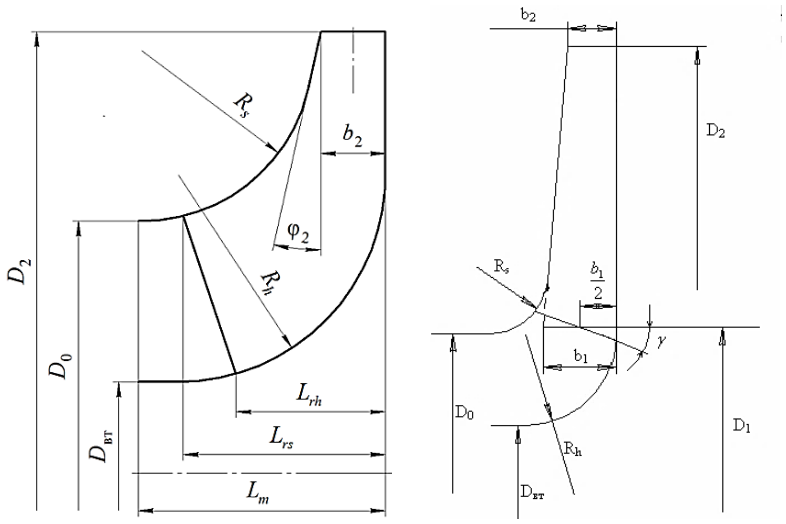

Рис. 1. Схема и размеры рабочего колеса в меридиональной плоскости. Слева – ОРК, справа – РРК
Fig. 1. Scheme and dimensions of the impeller in the meridional plane. Left – 3D impeller, right – 2D impeller

Меридиональная форма основного и покрывающего диска – это сочетание трех видов поверхностей:

радиальные поверхности,

конические поверхности с прямолинейной образующей,

конические поверхности с криволинейными образующими в виде дуг окружности. Обоснование такой формы – в монографии [10].

При определении размеров РК заданными параметрами являются: $\bar{D}_{вт}$, $\bar{\delta}_{рк}$

$$\Phi_{расч} = \frac{\bar{m}_{расч}}{0{,}784 D_2^2 u_2 \rho_0^*}, \qquad (1)$$

$$\psi_{T\,расч} = \left(c_{u2} / u_2\right)_{расч}, \qquad (2)$$

критерии подобия сжимаемости:

$$M_u = \frac{u_2}{\sqrt{\frac{k}{k-1} R T_0^*}}$$

$$\text{или } \lambda_u = \frac{u_2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_0^*}}, \; k = C_p / C_v. \qquad (3)$$

Форма лопаточной решетки определяется количеством лопаток, их относительной толщиной, углами входа и выхода и характером изменения лопаточных углов по длине лопаток. Форма лопаток определяется зависимостью угла лопаток (на средней поверхности) от координаты в меридиональной плоскости $\beta_л = f\left(\bar{l}_m\right)$. Выбор вида этой функции при проектировании рабочего колеса осуществляется путем качественного анализа диаграмм скоростей невязкого квазитрехмерного потока. Для расчета используется программа 3ДМ.023, у которой функция $\beta_л = f\left(\bar{l}_m\right)$ задается квадратичными алгебраическими уравнениями. Вид функции $\beta_л = f\left(\bar{l}_m\right)$ определяет выбор двух коэффициентов «А» и «В».

У РРК поверхность лопаток непространственная, цилиндрическая. Форму лопаток определяет одно уравнение $\beta_л = f\left(\bar{r}\right)$. Для ОРК средняя линия задается двумя уравнениями $\beta_л = f\left(\bar{l}_m\right)$ – на периферийной и втулочной поверхностях лопатки.

Объекты и методика расчетного исследования

Представленное ниже расчетное исследование преследует цель получить размеры проточной части рабочих колес в практически значимом диапазоне параметров проектирования.

Диапазон параметров проектирования, актуальный для подавляющего большинства промышленных компрессоров выбран таким:

$$\Phi_{расч} = 0{,}015–0{,}15,$$

$$\psi_{T\,расч} = 0{,}40–0{,}70,$$

$$\bar{D}_{вт} = 0{,}25–0{,}40.$$

В соответствии с концепцией проектирования в диапазоне $\Phi_{расч} = 0{,}015–0{,}080$ проектируются радиальные рабочие колеса. В диапазоне $\Phi_{расч} > 0{,}08$ проектируются осерадиальные рабочие колеса. Спроектированы и рассчитаны РРК с шестью значениями $\Phi_{расч}$ и ОРК с четырьмя значениями $\Phi_{расч}$. Для всех РК приняты 4 значения $\psi_{T\,расч}$ в диапазоне 0,40–0,70 Для РК в диапазоне $\Phi_{расч} < 0{,}08$ принят ряд $\bar{D}_{вт} = 0{,}25$, 030, 035 и 0,40. Для РК с $\Phi_{расч} = 0{,}08–0{,}15$ ряд $\bar{D}_{вт} = 0{,}25$, 030 и 035.

Объекты расчетного анализа с последующим обобщением их параметров для целей первичного проектирования представлены в табл. 1 (124 РРК и ОРК).

Рабочие колеса спроектированы по стандартной методике Метода универсального моделирования. Оптимизация лопаточных решеток сделана сравнением диаграмм скоростей невязкого квазитрехмерного потока необходимого для оптимизации количества вариантов – обычно 10–25 вариантов. Диаграммы скоростей невязкого потока рассчитываются с выполнением постулата Жуковского – Чаплыгина, что позволяет рассчитать циркуляцию потока на лопатках и теоретический напор рабочего колеса при невязком обтекании. Анализ напорных характеристик модельных колес позволил выбрать значение коэффициента уменьшения теоретического напора из-за вязкости потока $K_\mu = \psi_{T\,расч} / \psi_{T\,расч\,нв}$. При расчетах для всех РК принято значение $K_\mu \approx 0{,}93$.

Таблица 1

Объекты расчетного анализа

Objects of calculation analysis

$\Phi_{расч}$	0,015	0,0228	0,0346	0,0526	0,080	0,0936	0,1095	0,128	0,15
$\Phi_{0\,расч}$	0,01532	0,02312	0,0349	0,0529	0,08032	0,0939	0,1098	0,1283	0,1503
$\psi_{т\,расч} - D_{вт}$									
	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25	0,40–0,25
	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30	0,40–0,30
	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35	0,40–0,35
	0,40–0,40	0,40–0,40	0,40–0,40	0,40–0,40	–	–	–	–	–
	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25	0,482–0,25
	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30	0,482–0,30
	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35	0,482–0,35
	0,482–0,40	0,482–0,40	0,482–0,40	0,482–0,40	–	–	–	–	–
	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25	0,581–0,25
	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30	0,581–0,30
	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35	0,581–0,35
	0,581–0,40	0,581–0,40	0,581–0,40	0,581–0,40	–	–	–	–	–
	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25	0,70–0,25
	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30	0,70–0,30
	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35	0,70–0,35
	0,70–0,40	0,70–0,40	0,70–0,40	0,70–0,40	–	–	–	–	–

Расчеты обтекания по программе ведутся по $\Phi_{0\,расч}$, который учитывает поток протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска. Для приближенной оценки коэффициента протечек используется эмпирическая формула:

$$\beta_{пр} = \frac{0,00032}{\Phi}, \quad (4)$$

$$\Phi_{0\,расч} = \Phi_{расч}\left(1+\beta_{пр}\right) = \Phi_{расч} + 0,00032. \quad (5)$$

Показатель политропы определяется с учетом статического КПД рабочего колеса. КПД условно принят равным КПД ступени по упрощенной математической модели [13].

Примеры оптимизированных рабочих колес ОРК с $\Phi_{расч}$ = 0,15

Размеры всей серии из 12 этих колес представлены в табл. 2.

Характерную форму проточной части ОРК 015-070-035 демонстрирует рис. 2.

Особенности проточных частей ОРК по результатам проектирования:

линейная зависимость лопаточных углов от длины лопатки в меридиональной плоскости обеспечивает приемлемую форму диаграмм скоростей и принята для всех ОРК при первичном проектировании. На периферийной поверхности тока обтекание безударное и максимальная скорость на профиле практически равна средней скорости потока. Замедление потока вдоль задней поверхности небольшое. Возникновение низкоэнергетической зоны – следа – неизбежно у высоконапорного колеса с $\psi_{Т\,расч}$ = 0,70. Но при диаграмме скоростей, как на рис. 2, след образуется в месте разгрузки лопатки, на самом выходе из лопаточной решетки. Это минимизирует потери смешения [9];

Таблица 2

Размеры проточной части ОРК с $\Phi_{расч}$ = 0,15, $\psi_{Т\ расч}$ = 0,40–0,70, $\bar{D}_{вт}$ = 0,25–0,35

3D impeller flow part dimensions, $\Phi_{расч}$ = 0,15, $\psi_{Т\ расч}$ = 0,40–0,70, $\bar{D}_{вт}$ = 0,25–0,35

РК\прмтр.	$\bar{D}_{вт}$	$\bar{D}_0$	$\bar{R}_s$	$\bar{R}_h$	$\bar{L}_m$	$\bar{b}_2$	z	$(\beta_{л1s}/\beta_{л1h})^0$	$\beta^0_{л2}$
015-040-035	0,35	0,715	0,162	0,24	0,3	0,085	10	29/49	44,5
015-040-030	0,30	0,689	0,162	0,24	0,3	0,085	10	31/51	44,5
015-040-025	0,25	0,666	0,162	0,24	0,3	0,085	10	31/51	45
РК\прмтр,	$\bar{D}_{вт}$	$\bar{D}_0$	$\bar{R}_s$	$\bar{R}_h$	$\bar{L}_m$	$\bar{b}_2$	z	$(\beta_{л1s}/\beta_{л1h})^0$	$\beta^0_{л2}$
015-0482-035	0,35	0,715	0,162	0,24	0,3	0,085	13	28,5/48,5	51
015-0482-030	0,30	0,689	0,162	0,24	0,3	0,085	13	30,5/50,5	50,5
0015-0482-025	0,25	0,666	0,162	0,24	0,3	0,085	13	32/52	50,5
РК\прмтр,	$\bar{D}_{вт}$	$\bar{D}_0$	$\bar{R}_s$	$\bar{R}_h$	$\bar{L}_m$	$\bar{b}_2$	z	$(\beta_{л1s}/\beta_{л1h})^0$	$\beta^0_{л2}$
015-0581-035	0,35	0,715	0,162	0,24	0,3	0,085	15	28,5/48,5	61
015-0581-030	0,30	0,689	0,162	0,24	0,3	0,085	15	30/50	61
015-0581-025	0,25	0,666	0,162	0,24	0,3	0,085	15	32/52	60,5
РК\прмтр,	$\bar{D}_{вт}$	$\bar{D}_0$	$\bar{R}_s$	$\bar{R}_h$	$\bar{L}_m$	$\bar{b}_2$	z	$(\beta_{л1s}/\beta_{л1h})^0$	$\beta^0_{л2}$
015-070-035	0,35	0,715	0,162	0,24	0,3	0,085	18	30/50	75
015-070-030	0,30	0,689	0,162	0,24	0,3	0,085	18	31/51	76
015-070-025	0,25	0,666	0,162	0,24	0,3	0,085	18	32,5/52,5	75,5

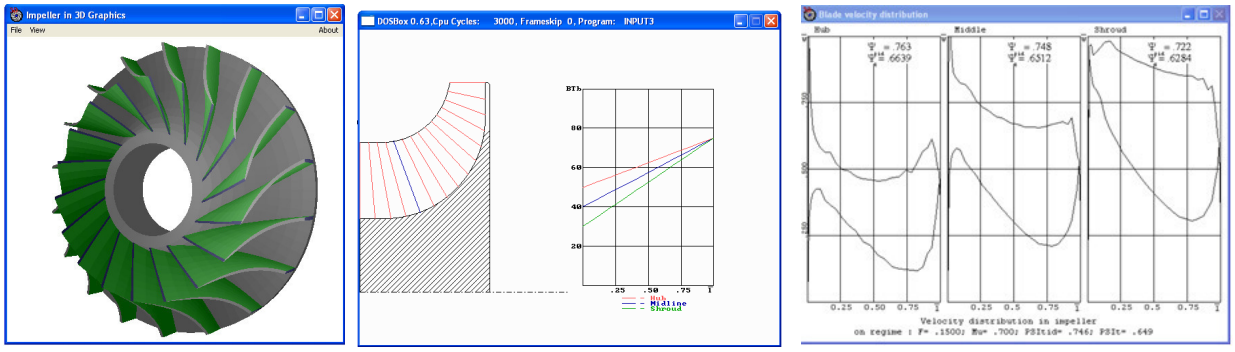

Рис. 2. Программа 3ДМ.023. Вид лопаточной решетки, схема проточной части и диаграммы скоростей ОРК 015-070-035

Fig. 2. The 3DM.023program. A blade cascade view, the flow path scheme and the velocity diagrams of 3D impeller 015-070-0

у всех ОРК входной угол у втулки на 16–20° больше угла на периферии. Углы атаки у втулки положительные. Это сделано по двум причинам. Большой входной угол у втулки уменьшает длину профиля, что уменьшает потери трения. Большой входной угол у втулки уменьшает угол навала входной кромки. Угол навала увеличивает поверхность лопаток (потери трения) и уменьшает коэффициент стеснения. Так как на втулочной поверхности тока входная скорость намного меньше, чем на периферии, то ударные потери на расчетном режиме невелики, и положительные факторы превалируют;

Таблица 3

Размеры проточной части для первичного проектирования РРК с $\Phi_{расч}$ = 0,080, $\psi_{Т\ расч}$ = 0,40–0,70, $\bar{D}_{вт}$ = 0,25–0,35

The flow path dimensions for the 2D impeller primary design, $\Phi_{расч}$ = 0,080, $\psi_{Т\ расч}$ = 0,40–0,70, $\bar{D}_{вт}$ = 0,25–0,35

РК\прмтр	$\bar{D}_{вт}$	$\bar{D}_1$	$\bar{D}_0$	$\bar{b}_1$	$\bar{b}_2$	z	$\beta^0_{л1}$	$\beta^0_{л2}$	A	B
0080-040-035	0,35	0,61	0,595	0,1050	0,075	10	27	31,5	0,3	0,5
0080-040-030	0,30	0,583	0,566	0,110	0,075	10	27	31	0,3	0,5
0080-040-025	0,25	0,558	0,542	0,115	0,075	10	28	30,5	0,3	0,5
0080-0482-035	0,35	0,616	0,598	0,106	0,075	14	27	36,5	0,3	0,5
0080-0482-030	0,30	0,587	0,570	0,111	0,075	13	28	36,5	0,3	0,5
0080-0482-025	0,25	0,562	0,545	0,116	0,075	12	28,5	36,5	0,3	0,5
0080-0581-035	0,35	0,621	0,603	0,108	0,075	15	25	49	0,3	0,5
0080-0581-030	0,30	0,592	0,575	0,113	0,075	15	27	48	0,3	0,5
0080-0581-025	0,25	0,567	0,551	0,118	0,075	14	27	48,5	0,3	0,5
0080-070-035	0,35	0,628	0,610	0,110	0,075	18	23,5	71	0,3	0,5
0080-070-030	0,30	0,600	0,583	0,115	0,075	18	23,5	71	0,3	0,5
0080-070-025	0,25	0,575	0,558	0,12	0,075	18	25	69,5	0,3	0,5

в работах [15, 16] есть рекомендации по применению угла навала на выходе лопаток и переменной величине выходного угла по высоте выходной кромки. Для первичного проектирования авторы приняли $\chi_2 = 0$, $\beta_{л2} = f(b_2) = \text{const}$;

Хорошие диаграммы скоростей получены при одинаковой для всех 12-ти рабочих колес с $\Phi_{расч}$ = 0,15 величине $\bar{b}_2$ = 0,085. Ступени с одинаковым втулочным отношением имеют одинаковый меридиональный контур. Такая же ситуация и для других серий ОРК и РРК. То есть, значения $\bar{b}_2$ при первичном проектировании зависят только от $\Phi_{расч}$. При больших коэффициентах напора нужно уменьшать высоту лопаток для увеличения коэффициента расхода и уменьшения w_2/w_1 межлопаточных каналов. Но расчеты показали, что уменьшение $\bar{b}_2$ от принятых при первичном проектировании значений мало влияет на w_2/w_1, но в более узких каналах больше потери трения.

Среднерасходные РРК с $\Phi_{расч}$ = 0,080

Авторы считают значение $\Phi_{расч}$ = 0,080 верхней границей рационального применения непространственных рабочих колес. Информация о результатах проектирования 12-ти рабочих колес с $\Phi_{расч}$ = 0,080 – размерах проточной части для первичного проектирования – представлена в табл. 3.

Нужный вид диаграмм скоростей обеспечен выбором соответствующих значений коэффициентов формы средней линии. Оптимизация РРК всех параметров в диапазоне $\Phi_{расч}$ = 0,015–0,080 показала целесообразность контроля диаграмм скоростей. Радиальные рабочие колеса со средней линией лопаток в виде дуги окружности неэффективны при больших коэффициентах напора и маленьких коэффициентах расхода [16].

Малорасходные РРК с $\Phi_{расч}$ = 0,015

Размеры выхода у колес с разными втулками одинаковые, но при меньшей втулке – меньше входная скорость, поэтому у РРК 0015-040-025 течение в межлопаточном канале конфузорное. Как показали исследования положительный угол атаки на расчетном режиме у малорасходных колес предпочтительнее, чем маленький входной угол лопаток. Большая нагрузка на входной кромке неопасна в силу маленькой скорости на входе. Увеличивающаяся или постоянная скорость вдоль задней поверхности и отсутствие диффузорности при разгрузке на выходе гарантируют отсутствие следа за лопаткой.

Таблица 4

Размеры проточной части для первичного проектирования РРК с $\Phi_{расч}$ = 0,015, $\psi_{Т\,расч}$ = 0,40–0,70, $\bar{D}_{вт}$ = 0,25–0,40

The flow path dimensions for the 2D impeller primary design, $\Phi_{расч}$ = 0,015, $\psi_{Т\,расч}$ = 0,40–0,70, $\bar{D}_{вт}$ = 0,25–0,35

РК\прмтр,	$\bar{D}_{вт}$	$\bar{D}_1$	$\bar{D}_0$	$\bar{b}_1$	$\bar{b}_2$	z	$\beta^0_{л1}$	$\beta^0_{л2}$	A	B
0015-040-040	0,40	0,501	0,487	0,0425	0,0275	6	22,5	16	0,5	0,30
0015-040-035	0,35	0,460	0,447	,0466	,0275	6	22,5	16	0,5	0,30
0015-040-030	0,30	0,422	0,410	0,0512	0,025	6	22,5	16	0,5	0,30
0015-040-025	0,25	0,387	0,375	0,0563	0,0275	5	25	16	0,5	0,30
0015-0482-040	0,40	0,502	0,488	0,0431	0,0275	8	22,5	18,5	0,2	0,5
0015-0482-035	0,35	0,462	0,448	0,0472	0,0275	8	22,5	18,5	0,2	0,5
0015-0482-030	0,30	0,425	0,412	0,0523	0,0275	8	22,5	18	0,2	0,5
0015-0482-025	0,25	0,389	0,377	0,0571	0,0275	8	22,5	18	0,2	0,5
0015-0581-040	0,40	0,506	0,491	0,0448	0,0275	11	23	26	0,2	0,5
0015-0581-035	0,35	0,466	0,452	0,0489	0,0275	11	23	26	0,2	0,5
0015-0581-030	0,30	0,428	0,416	0,0537	0,0275	11	25	26	0,2	0,5
0015-0581-025	0,25	0,394	0,382	0,0590	0,0275	11	25	26	0,2	0,5
0015-070-040	0,40	0,509	0,494	0,0461	0,0275	14	22,5	51	0,2	0,5
0015-070-035	0,35	0,469	0,456	0,0503	0,0275	14	22,5	50	0,2	0,5
0015-070-030	0,30	0,432	0,419	0,0552	0,0275	14	22,5	49	0,2	0,5
0015-070-025	0,25	0,398	0,386	0,0605	0,0275	13	25	51	0,2	0,5

Метод первичного проектирования рабочих колес промышленных центробежных компрессоров

Размеры исследованных 124 рабочих колес аппроксимированы алгебраическими уравнениями.

Размеры, определяющие проточную часть рабочего колеса, представлены выше в комментариях к рис. 1.

Первичное проектирование ОРК

При расчете диаметра входа в ОРК используется принцип минимизации относительной скорости на периферии входной кромки. Для первичного проектирования стандартная итерационная методика упрощена. Строгий расчет выполняется на завершающем этапе проектирования. С учетом приближенного значения $\varepsilon'_{0\,расч} = \rho_{0\,расч} / \rho^*_0 = 0{,}95$:

$$\bar{D}_{0\,w1\min} = \sqrt{\bar{D}^2_{вт} + 1{,}3\left(\frac{\Phi_{0расч}}{\tau_{1s}}\right)^{\frac{2}{3}}}, \qquad (6)$$

где $\Phi_{0\,расч}$ определяется по формуле (5).

Входящий в формулу (6) коэффициент стеснения на периферийной ОПТ:

$$\tau_{1s} = 1 - 0{,}5\frac{z\bar{\delta}_л}{\bar{D}_{0\,прб}\sin\beta_{л1}}. \qquad (7)$$

Чтобы избежать итерационного расчета коэффициента стеснения используется приближенное значение начального диаметра по уравнению (6) с приближенным значением $\tau_{1s} = 0{,}80$:

$$\bar{D}_{0\,w1\min} = \sqrt{\bar{D}^2_{вт} + 1{,}5\Phi^{2/3}_{0\,расч}}. \qquad (8)$$

Для выполнения первичного проектирования нужно аппроксимировать рассчитанные в процессе оптимального проектирования зависимости $\bar{b}_2$, $\bar{L}_m$, $\bar{R}_s$, $\bar{R}_h$, $(\beta^0_{л1h} - \beta^0_{л1s}) = f(\Phi_{расч})$ алгебраическими уравнениями.

Размеры, определяющие положение входной кромки приняты одинаковыми для всех ОРК, оптимизированных в диапазоне $\Phi_{расч}$ = 0,08–0,15. Одинаковы также коэффициенты формы лопаток.

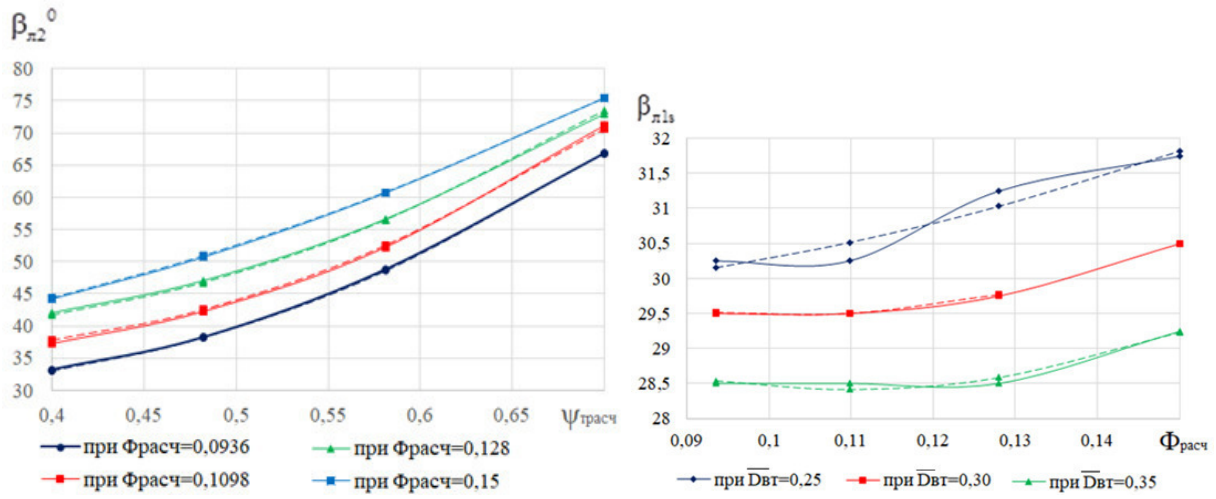

Рис. 3. Дискретные значения $\beta_{л2} = f(\Phi_{расч}, \psi_{Т\,расч})$, $\beta_{л1s} = f(\Phi_{расч}, \bar{D}_{вт})$ (сплошные линии) и аппроксимирующие зависимости (пунктирные линии). ОРК

Fig. 3. Discrete values $\beta_{л2} = f(\Phi_{расч}, \psi_{Т\,расч})$, $\beta_{л1s} = f(\Phi_{расч}, \bar{D}_{вт})$ (solid lines), and approximating dependencies (dotted lines). 3D impeller

Ряд размеров оказался зависящим только от $\Phi_{расч}$. Эмпирические зависимости аппроксимированы формулами (ОРК):

$$\bar{b}_2 = X_1 \cdot \Phi_{расч} + X_2, \quad (9)$$

$$\bar{L}_m = X_3 \cdot \Phi^2_{расч} + X_4 \cdot \Phi_{расч} + X_5, \quad (10)$$

$$\bar{R}_s = X_6 \cdot \Phi_{расч} + X_7, \quad (11)$$

$$\bar{R}_h = X_8 \cdot \Phi^2_{расч} + X_9 \cdot \Phi_{расч} + X_{10}, \quad (12)$$

$$\beta_{л1h}{}^0 - \beta_{л1s}{}^0 = X_{11} \cdot (\Phi_{расч} - X_{12})^{X_{13}} + X_{14}. \quad (13)$$

Другие геометрические параметры зависят не только от $\Phi_{расч}$, но также от $\psi_{Т\,расч}$ и $\bar{D}_{вт}$. Понятно, что $\beta_{л2}$, в первую очередь, зависит от $\psi_{Т\,расч}$. Второй важный фактор – это $\Phi_{расч}$. $\bar{D}_{вт}$ влияет мало. Зависимостью $\beta_{л2}$ от втулочного отношения можно пренебречь, даже в тех случаях, когда при заданных $\psi_{Т\,расч}$, $\Phi_{расч}$ при разных втулках разное число лопаток.

Аппроксимирующие формулы для $\beta_{л2} = f\left(\Phi_{расч}, \psi_{Т\,расч}\right)$ – ОРК:

$$\beta_{л2} = a \cdot \psi^2_{трасч} + b \cdot \psi_{трасч} + c, \quad (14)$$

где $a = X_{15} \cdot \Phi^2_{расч} + X_{16} \cdot \Phi_{расч} + X_{17}$; $b = X_{18} \cdot \Phi^2_{расч} + X_{19} \cdot \Phi_{расч} + X_{20}$; $c = X_{21} \cdot \Phi^2_{расч} + X_{22} \cdot \Phi_{расч} + X_{23}$.

На рис. 3 показаны дискретные значения $\beta_{л2} = f\left(\Phi_{расч}, \psi_{Т\,расч}\right)$ и аппроксимирующие зависимости $\beta_{л2} = f\left(\Phi_{расч}, \psi_{Т\,расч}\right)$.

На величину входного угла влияет $\Phi_{расч}$ и $\bar{D}_{вт}$. Для первичного проектирования ОРК рекомендуется:

$$\beta_{л1s} = a \cdot \Phi^2_{расч} + b \cdot \Phi_{расч} + c, \quad (15)$$

где $a = X_{24} \cdot \bar{D}^2_{вт} + X_{25} \cdot \bar{D}_{вт} + X_{26}$; $b = X_{27} \cdot \bar{D}^2_{вт} + X_{28} \cdot \bar{D}_{вт} + X_{29}$; $c = X_{30} \cdot \bar{D}^2_{вт} + X_{31} \cdot \bar{D}_{вт} + X_{32}$.

На число лопаток влияет, прежде всего $\psi_{Т\,расч}$. При прочих равных условиях площадь лопатки тем меньше, чем больше $\bar{D}_1$ – то есть, лопаток должно быть больше. Диаметр входа больше при больших $\Phi_{расч}$ и $\bar{D}_{вт}$. В диапазоне рационального использования осерадиальных колес $\Phi_{расч}$ = 0,080–0,15 этот параметр на число лопаток влияет незначительно. Пренебрежимо и влияние втулочного отношения.

$$z = X_{33} \cdot \psi^2_{трасч} + X_{34} \cdot \psi_{трасч} + X_{35}. \quad (16)$$

Первичное проектирование РРК

При расчете диаметра входа в РРК используется принцип минимизации относительной скорости на $\bar{D}_1$. Для первичного проектирования стандартная итерационная методика упрощена. Строгий расчет выполняется на завершающем этапе проектирования. При выполненном проектировании принято K_F = 0,90, K_D = 1,03, $\varepsilon'_{1\,расч}$ = 0,95. Формула для расчета диаметра входа приводится к виду:

$$\bar{D}_0 = \sqrt{\bar{D}_{вт}^2 + 1{,}5\left(\frac{\Phi_{0расч}}{\tau_1}\right)^{\frac{2}{3}}}, \qquad (17)$$

где в соответствии с формулой (5)

$$\tau_1 = 1 - 0{,}5\frac{z\bar{\delta}_л}{\bar{D}_{1прб}\sin\beta_{л1}}. \qquad (18)$$

Диаметр начала лопаток:

$$\bar{D}_1 = 1{,}03\bar{D}_0. \qquad (19)$$

Высота лопаток на входе при K_F = 0,9:

$$\bar{b}_1 = 0{,}278\frac{\bar{D}_0^2 - \bar{D}_{вт}^2}{\bar{D}_1}. \qquad (20)$$

Радиус закругления покрывающего диска:

$$\bar{R}_s = 0{,}7\bar{b}_1. \qquad (21)$$

Радиус закругления основного диска рассчитывается с условием, что точка сопряжения радиуса с образующей основного диска лежит вне межлопаточного канала:

$$\bar{R}_h = 0{,}5\left(\bar{D}_1 - \bar{D}_{вт}\right) - 0{,}5\bar{b}_1\operatorname{tg}\varphi - \bar{\delta}_л, \ \varphi = 12^\circ. \qquad (22)$$

В выполненных проектах РРК, как и в проектах ОРК, относительная высота лопаток однозначно связана с величиной $\Phi_{расч}$. Аппроксимирующая зависимость по формуле (23) для РРК.

$$\bar{b}_2 = X_{36}\ln(\Phi_{расч}) + X_{37}. \qquad (23)$$

Как и в случае ОРК, другие геометрические параметры зависят не только от $\Phi_{расч}$, но также от $\psi_{Т\,расч}$ и $\bar{D}_{вт}$. На рис. 4 показаны дискретные значения зависимость $z = f(\psi_{Т\,расч}, \Phi_{расч})$ по формуле (24) для РРК.

$$z = a\cdot\psi_{трасч} + b, \qquad (24)$$

где $a = X_{38}\cdot\Phi_{расч}^2 + X_{39}\cdot\Phi_{расч} + X_{40}$; $b = X_{41}\times$ $\times\Phi_{расч}^2 + X_{42}\cdot\Phi_{расч} + X_{43}$.

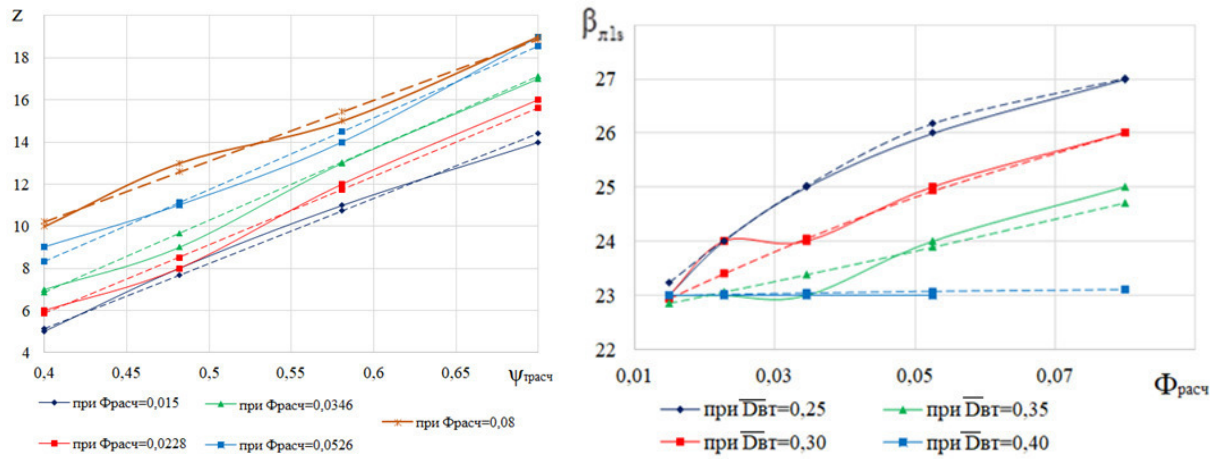

Рис. 4. Дискретные значения $z = f(\psi_{Т\,расч}, \Phi_{расч})$, $\beta^0_{л1s}$ (сплошные линии) и аппроксимирующие зависимости (пунктирные линии). РРК

Fig. 4. Discrete values $z = f(\psi_{Т\,расч}, \Phi_{расч})$, $\beta^0_{л1s}$ (solid lines), and approximating dependencies (dotted lines). 2D impeller

Число лопаток не может быть дробным. Для первичного проектирования следует принимать ближайшее целое значение числа лопаток.

На величину входного угла влияет $\Phi_{расч}$ и $\bar{D}_{вт}$. $\psi_{Т\ расч}$ также влияет через коэффициент стеснения. На рис. 4 показаны дискретные значения и аппроксимирующая зависимость $\beta_{л1} = f\left(\Phi_{расч},\ \bar{D}_{вт}\right)$ по формуле (25) для РРК.

$$\beta_{л1} = a \cdot \Phi^2_{расч} + b \cdot \Phi_{расч} + c, \qquad (25)$$

где $a = X_{44} \cdot \bar{D}^2_{вт} + X_{45} \cdot \bar{D}_{вт} + X_{46}$; $b = X_{47} \cdot \bar{D}^2_{вт} + X_{48} \cdot \bar{D}_{вт} + X_{49}$; $c = X_{50} \cdot \bar{D}_{вт} + X_{51}$.

Выходной угол лопаток $\beta_{л2}$, в первую очередь, зависит от $\psi_{Т\ расч}$. Второй важный фактор – это $\Phi_{расч}$. Влияет также выбор значений коэффициентов формы средней линии лопаток. Эти коэффициенты разные при разных $\Phi_{расч}$. $\bar{D}_{вт}$ влияет мало. Аппроксимирующие зависимости $\beta_{л2} = f(\Phi_{расч},\ \psi_{Т\ расч})$ по формуле (26) для РРК.

$$\beta_{л2} = a \cdot \psi^2_{трасч} + b \cdot \psi_{трасч} + c, \qquad (26)$$

где $a = X_{52} \cdot \Phi^2_{расч} + X_{53} \cdot \Phi_{расч} + X_{54}$; $b = X_{55} \cdot \Phi^2_{расч} + X_{56} \cdot \Phi_{расч} + X_{57}$; $c = X_{58} \cdot \Phi^2_{расч} + X_{59} \cdot \Phi_{расч} + X_{60}$.

Для построения лопаток принимаются коэффициенты формы средней линии, которые различны для РРК с различными $\Phi_{расч}$ и $\psi_{Т\ расч}$.

Общие закономерности изменения коэффициентов:

при больших коэффициентах напора нужно уменьшать нагрузку в начале лопаток, чему соответствуют меньшие значения А;

при маленьких коэффициентах расхода нужно увеличивать нагрузку в начале лопаток, чему соответствуют большие значения А.

При проектировании РРК влияние втулки на характер диаграмм скоростей практически не проявилось. Было только закономерное увеличение скоростей при больших втулках.

Проверка рекомендаций первичного проектирования

Критерии эффективности первичного проекта по предложенному методу:

диаграмма скоростей должна иметь благоприятный характер – безударное обтекание лопаток ОРК на периферии,

отношение расчетного коэффициента теоретического напора к теоретическому напору при невязком обтекании $\psi_{Т\ расч} / \psi_{Т\ ид} \approx 0{,}93$.

Пробные расчеты показали, что эти условия с некоторым приближением выполняются для рабочих колес в пределах исследованных параметров проектирования. Ниже приведены примеры верификационных расчетов.

РРК 0074-052-037. Диаграммы скоростей на лопатках РРК по предварительному проекту показаны на рис. 5.

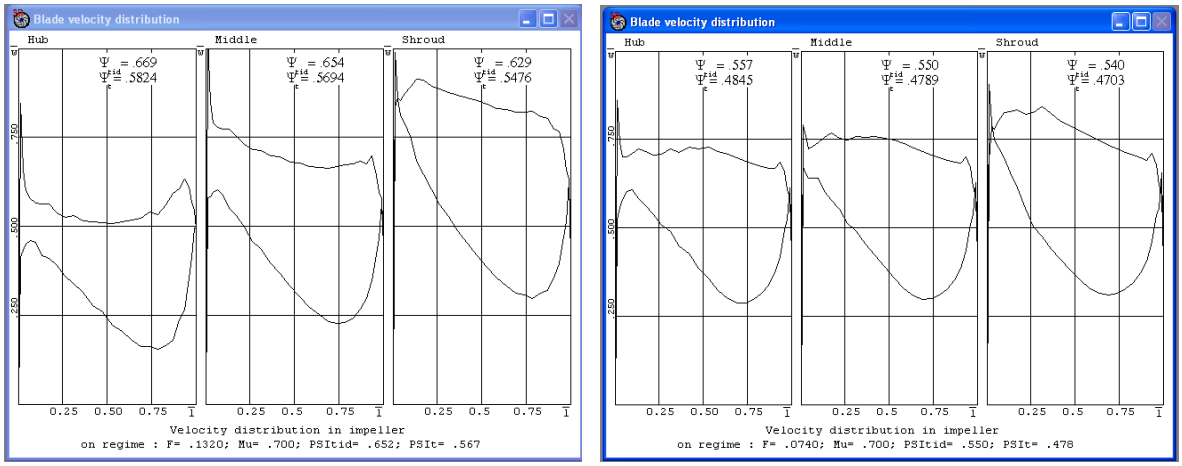

Рис. 5. Программа 3ДМ.023. Диаграммы скоростей на лопатках ОРК 0132-061-031(слева) и РРК 0074-052-037 (справа) по предварительному проекту

Fig. 5. The 3DM.023program. The velocity diagrams of 3D impeller blades 0132-061-031 (left) and 2D impeller 0074-052-037 (right) by the preliminary project

Обтекание входной кромки на периферии практически безударное. Отношение $\psi_{Т\ расч}$ / $\psi_{Т\ ид}$ = 0,52/0,55 = 0,927 – удовлетворительное совпадение с требуемым значением 0,93.

РРК 00175-067-0275. Обтекание входной кромки безударное. Отношение $\psi_{Т\ расч}$ / $\psi_{Т\ ид}$ = 0,67/0,733 = 0,914, т. е. коэффициент теоретического напора по предварительному проекту немного больше заданного. При корректировке предварительного проекта число лопаток уменьшено на 1 шт., входной угол лопаток увеличен на 1 градус. По данным [16] положительный угол атаки на расчетном режиме оптимален для малорасходных рабочих колес. При уменьшении числа лопаток на 1 шт. отношение $\psi_{Т\ расч}$ / $\psi_{Т\ ид}$ = 0,67/0,727 = 0,922 – запас по напору в 1% не повредит газодинамическому проекту.

Обсуждение результатов

При первичном проектировании РРК целесообразно использовать при расчете диаметра входа в РРК принцип минимизации относительной скорости на диаметре начала лопаток $\bar{D}_1$.

При первичном проектировани расчете ОРК целесообразно использовать принцип минимизации относительной скорости на периферии входной кромки – на осесимметричной поверхности покрывающего диска.

Для первичного проектирования следует принимать ближайшее целое значение числа лопаток.

Диаграмма скоростей вдоль лопатки РРК и ОРК должна иметь благоприятный характер.

Заключение

Алгоритм первичного проектирования, основанный на специально выполненном анализе параметров оптимизированных рабочих колес в широком диапазоне коэффициентов расхода и напора, определяет размеры и форму проточной части с обеспечением заданного напора ступени при заданном расходе при незначительной корректировке лопаточных углов и числа лопаток. Главная задача окончательного оптимального проектирования – улучшение формы лопаток радиальных колес за счет уточнения формы средней линии, и пространственной формы лопаток осерадиальных колес. Задача дальнейшей работы – выбор высоты лопаток РК в практически значимом диапазоне условных чисел Маха и показателей изоэнтропы.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 18-79-10165).

Приложение

Условные обозначения:

b – ширина канала в направлении оси ротора; C_p – теплоемкость при постоянном давлении; C_V – теплоемкость при постоянном объеме; c_u – окружная составляющая скорости; D – диаметр; $\bar{D}_{вт}$ – втулочное отношение; k – коэффициент изоэнтропы; K_D – отношение диаметров на входе в рабочее колесо; K_F – отношение площадей на входе в рабочее колесо; $\bar{L}_m$ – осевая длина ОРК; $\bar{L}_{rs}$, $\bar{L}_{rh}$ – положение входной кромки лопаток ОРК; $\bar{m}$ – массовый расход; M_u – условное число Маха, посчитанное по окружной скорости u_2; r – радиус; R – газовая постоянная; $\bar{R}_S$ – относительный радиус закругления покрывающего диска; $\bar{R}_h$ – относительный радиус закругления основного диска; T – температура; u – окружная скорость; w – относительная скорость; $X(i)$ – эмпирический коэффициент; z – число лопаток; $\beta_л$ – угол лопатки; $\beta_{пр}$ – коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении; $\bar{\delta}_{рк}$ – относительная толщина лопаток; χ – угол навала лопатки (угол между образующей лопатки и меридиональной плоскостью); ε – отношение плотностей; λ – скоростной коэффициент; φ_1 – угол наклона входной кромки; φ_2 – угол наклона покрывающего диска ОРК; Φ – условный коэффициент расхода; $\psi_Т$ – коэффициент теоретического напора; ρ – плотность; τ – коэффициент стеснения потока лопатками.

Подстрочные индексы: 0, 1, 2 – индексы контрольных сечений; ид – невязкое обтекание; л – лопатка; прб – приближенный; расч – относящийся к расчетному режиму (по расходу); bl – blade; h – hub; s – shroud.

Надстрочные индексы: ¯ – надстрочная черта означает, что скорость отнесена к характерной скорости вращения, линейный размер отнесен к характерному линейному размеру (наружному диаметру рабочего колеса); * – заторможенные параметры.

Сокращения: ОРК – пространственное осерадиальное рабочее колесо; РРК – радиальное рабочее колесо.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] **Рис В.Ф.** Центробежные компрессорные машины. Л.: Машгиз, 1951. 245 с.

[2] **Любимов А.Н., Евдокимов В.Е., Семаков А.В., Репринцев А.И.** Об использовании экспериментального и расчетных методов при проектировании проточных частей центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 6. С. 12–20

[3] **Шнепп В.Б.** Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. М.: Машиностроение. 1995. 240 с.

[4] **Хисамеев И.Г., Максимов В.А., Баткис Г.С., Гузельбаев Я.З.** Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров. Казань, 2012. 671 с.

[5] **Лунев А.Т.** Структура метода проектирования и испытания проточной части нагнетателей для перекачивания природного газа // Компрессорная техника и пневматика. 2001. № 10. С. 4–7.

[6] **Aungier R.H.** Centrifugal compressors: a stragedy for aerodynamic design and analysis. New York. ASME Press. 2000. 320 p.

[7] **Japikse D.** Design system development for turbomachinery (turbopump) designs and a decade beyond // JANNAF Conference. Cleveland. Ohio. July 15–17, 1998.

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

[9] **Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б.** Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение, 1982. 271 с.

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

[11] **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. URL http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012041/meta. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012040

[12] **Soldatova K.** The application of mathematical models for industrial centrifugal compressor optimal design // ICCMS 2018: 10th International Conference on Computer Modeling and Simulation. Australia. Sydney. Paper ID: 008. 2018.

[13] **Попова Е.Ю.** Оптимизация основных параметров ступеней турбомашин на основе математического моделирования: дис. ... канд. техн. наук. СПб.: СПбГПУ, 1991.

[14] **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Анализ геометрических и газодинамических параметров центробежных компрессорных ступеней в десятикратном диапазоне расчетного коэффициента расхода // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 7. С. 32–43.

[15] **Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б.** Особенности первичного проектирования малорасходных центробежных компрессорных ступеней // Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета. 2018. Т. 20, № 2. С. 43–54. DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.06

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

РЕКСТИН АЛЕКСЕЙ Феликсович – *кандидат технических наук ведущий научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: rekstin2k7@mail.ru

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович – *доктор технических наук главный инженер проекта Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: yuri_galerkin@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 04.02.2019

REFERENCES

[1] **V.F. Ris,** Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny. L.: Mashgiz, 1951.

[2] **A.N. Lyubimov, V.Ye. Yevdokimov, A.V. Semakov, A.I. Reprintsev,** Ob ispolzovanii eksperimentalnogo i raschetnykh metodov pri proyektirovanii protochnykh chastey tsentrobezhnykh kompressorov, Kompressornaya tekhnika i pnevmatika, 6 (2014) 12–20.

[3] **V.B. Shnepp,** Konstruktsiya i raschet tsentrobezhnykh kompressornykh mashin. M.: Mashinostroyeniye, 1995.

[4] **I.G. Khisameyev, V.A. Maksimov,, G.S. Batkis, Ya.Z. Guzelbayev,** Proyektirovaniye i ekspluatatsiya promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. Kazan, 2012.

[5] **A.T. Lunev,** Struktura metoda proyektirovaniya i ispytaniya protochnoy chasti nagnetateley dlya perekachivaniya prirodnogo gaza, Kompressornaya tekhnika i pnevmatika, 10 (2001) 4–7.

[6] **R.H. Aungier,** Centrifugal compressors: a stragedy for aerodynamic design and analysis / New York. ASME Press, 2000.

[7] **D. Japikse,** Design system development for turbomachinery (turbopump) designs and a decade beyond, JANNAF Conference. Cleveland. Ohio. July 15–17, 1998.

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

[9] **K.P. Seleznev, Yu.B. Galerkin,** Tsentrobezhnyye kompressory. L.: Mashinostroyeniye, 1982.

[10] **Yu.B. Galerkin,** Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proyektirovaniye protochnoy chasti. M.: OOO «Informatsionno-izdatelskiy tsentr «KKhT», 2010.

[11] **Y. Galerkin, A. Drozdov,** New generation of Universal modeling for centrifugal compressors calculation. International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. UK. 2015. URL: http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012041/meta. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012040

[12] **K. Soldatova,** The application of mathematical models for industrial centrifugal compressor optimal design, ICCMS 2018: 10th International Conference on Computer Modeling and Simulation. Australia. Sudney. Paper ID: 008. 2018.

[13] **Ye.Yu. Popova,** Optimizatsiya osnovnykh parametrov stupeney turbomashin na osnove matematicheskogo modelirovaniya: dis. ... kand. tekhn. nauk. SPb.: SPbGPU, 1991.

[14] **Yu.B. Galerkin, A.F. Rekstin, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov,** Analiz geometricheskikh i gazodinamicheskikh parametrov tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney v desyatikratnom diapazone raschetnogo koeffitsiyenta raskhoda, Kompressornaya tekhnika i pnevmatika, 7 (2016) 32–43.

[15] **A.F. Rekstin, Yu.B. Galerkin,** Osobennosti pervichnogo proyektirovaniya maloraskhodnykh tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney, Vestnik permskogo natsionalnogo issledovatelskogo politekhnicheskogo universiteta, 20 (2) (2018) 43–54. DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.06

THE AUTHORS

REKSTIN Alekseii F. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: rekstin2k7@mail.ru
GALERKIN Yurii B. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: yuri_galerkin@mail.ru

Received: 04.02.2019

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2019