

DOI: 10.18721/JEST.25203
УДК 621.515

Ю.В. Кожухов, В.В. Неверов, В.М. Иванов, С.В. Карташов

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

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

В статье выполнен анализ значимых геометрических параметров и диапазона их варьирования при решении задач оптимизации рабочих колес центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики. Исследование проведено в комплексе Numeca Fine/Turbo. Рассмотрено влияние на эффективность и напор рабочего колеса более 10 геометрических параметров. Оценка степени влияния каждого из исследуемых оптимизационных параметров при их изменении в заданном диапазоне производится по изменению характеристик КПД и напора рабочего колеса. В результате исследования выделены основные геометрические параметры оптимизации, которые должны быть рассмотрены в первую очередь. Определены второстепенные параметры, которые могут не рассматриваться в рамках оптимизации или которым могут быть присвоены стандартные для практики проектирования значения. Также даны рекомендации по рациональным диапазонам варьирования рассматриваемых параметров.

Ключевые слова: Рабочее колесо, центробежный компрессор, параметр оптимизации, геометрический параметр, вычислительная газодинамика, Numeca Fine/Turbo

Ссылка при цитировании:

Ю.В. Кожухов, В.В. Неверов, В.М. Иванов, С.В. Карташов. Выбор параметров оптимизации рабочего колеса центробежного компрессора // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 2. С. 42–53. DOI: 10.18721/JEST.25201.

Y.V. Kozhukhov, V.V. Neverov, V.M. Ivanov, S.V. Kartashov

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

THE CHOICE OF GEOMETRIC PARAMETERS IN THE OPTIMIZATION OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR IMPELLER

The article analyzes the significant geometric parameters and the range of their variation in solving the optimization problem of centrifugal compressor impellers using computational fluid dynamics. The study was carried out using the Numeca Fine/Turbo package. The influence of more than 10 geometric parameters on the efficiency and the head of the impeller was considered. The influence of the degree of the investigated optimization parameters was estimated by changing the parameter values in a preset range and analyzing their impact on the efficiency and head of the impeller. As a result, the main geometric parameters of optimization, which should be considered first, were identified. Other parameters do not have to be considered within the optimization problem, and can be assigned standard values. In addition, recommendations on optimal ranges of parameter values were given.

Keywords: Impeller, centrifugal compressor, optimization parameter, geometry parameter, computational fluid dynamics, Numeca Fine/Turbo.

Citation:

Y.V. Kozhukhov, V.V. Neverov, V.M. Ivanov, S.V. Kartashov, The choice of geometric parameters in the optimization of centrifugal compressor impeller, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25 (2) (2019) 42–53, DOI: 10.18721/JEST.25203.

Введение. В настоящее время в области проектирования и расчета проточных частей турбомашин все большую популярность завоевывают численные методы (CFD) [1–3]. Современные оптимизационные алгоритмы совместно с математическими моделями, реализованными в пакетах вычислительной газодинамики, позволяют автоматизировать процесс поиска оптимальных решений [4, 5]. Структура потока газа в рабочих колесах центробежных компрессоров имеет сложный характер [6, 7], поэтому численная оптимизация течения позволяет получить наиболее эффективное рабочее колесо при низких затратах по сравнению с натурными экспериментами. Это положительным образом сказывается на стоимости проектирования.

Также важна эффективность выбора основных параметров оптимизации и параметризация геометрической модели исследуемого объекта. При нерациональном подходе процесс оптимизации может оказаться экономически невыгодным с точки зрения затрачиваемых временных и машинных ресурсов, а то и вовсе безрезультатным. Однако, при решении оптимизационных задач актуален вопрос о рациональности и обоснованности используемых расчетных моделей, критериев, параметров и алгоритмов оптимизации [8].

Целью работы является определение основных и второстепенных геометрических параметров оптимизации рабочего колеса ЦК, а также оценка рациональных диапазонов варьирования рассматриваемых параметров.

Объект и методика исследования и расчетная модель

Объект исследования – высоконапорное рабочее колесо первой ступени промышленного воздушного центробежного компрессора. Основные параметры РК: условный коэффициент расхода $\Phi = 0,064$; коэффициент теоретического напора $\Psi_T = 0,715$; диаметр рабочего колеса $D_2 = 0,402\text{ м}$; относительный диаметр

втулки $D_{вт} = 0,3$; угол выхода лопаток $\beta_{л2} = 75,7$ градусов, средняя линия лопатки имеет S-образную форму (по двум сопряженным параболом).

Расчетная часть выполнена с помощью трехмерного моделирования вязкого течения с использованием методов CFD в программном пакете *Numeca Fine/Turbo* [9]. Анализ степени влияния каждого в отдельности геометрического параметра РК производился вариацией его значения в некотором диапазоне при фиксации остальных параметров.

Оценка степени влияния каждого из исследуемых оптимизационных параметров при их изменении в заданном диапазоне производится по изменению характеристик КПД и напора рабочего колеса. Среди рассматриваемых параметров: коэффициенты A и B , описывающие форму S-образной лопатки; радиусное и сложное скругление линии основного и покрывающего дисков; диаметр входной кромки лопатки D_1 , угол наклона к осевой линии и форма входной кромки в меридиональном сечении, а также совокупность этих параметров; форма входной и выходной кромок лопаток в радиальном сечении; форма линии покрывающего диска в пределах межлопаточного канала; втулочный диаметр $D_{вт}$ и диаметр входа в рабочее колесо D_0 ; входной угол лопатки в периферийном сечении $\beta_{лпер}$; количество лопаток z .

Подготовительный этап расчетной части заключался в выборе оптимальной расчетной модели. Под оптимальной расчетной моделью в данном случае имеются в виду параметры сеточной модели и расчетной области, которые обеспечивают оптимальное соотношение между точностью, скоростью сходимости задачи и временем, затрачиваемым на расчет [10]. Используемые модели турбулентности – *Shear Stress Transport (SST)* [11] и *Spalart-Allmaras (SA)* [12].

Расчетная область содержит входной прямолинейный участок перед РК длиной $0,2D_2$,

радиальное РК, безлопаточный диффузор с поворотным коленом на 90 градусов и последующим прямолинейным участком.

В работе не учитывались притрактовые области – осевые зазоры между рабочим диском и диафрагмой, покрывающим диском и корпусом, протечки через лабиринтные уплотнения и мощность трения дисков. Следовательно, приведенные на графиках значения КПД – политропные гидравлические.

Расчетное исследование

Форма средней линии лопатки в радиальном сечении. В случае высоконапорных рабочих колес с большими выходными углами лопаток β_{12} применение в качестве средней линии лопаток, выполненных по радиусу, может значительно снизить расчетную эффективность и напор. При значительной разнице выходного и входного угла средняя линия лопатки оказывается прямой и при дальнейшем увеличении выгибается в обратную сторону, что ухудшает аэродинамический профиль и картину обтекания лопаток. Рассматриваемое РК попадает под именно такой случай.

При проектировании средней линии лопаток РК для минимизации отрывных течений ее форма может задаваться в виде двух сопряженных парабол, при этом полученная кривая имеет точку перегиба (точка сопряжения парабол).

В данной работе коэффициенты сопряженных парабол A и B варьировались в диапазонах $A = 0,25 \dots 0,35$ и $B = 0,2 \dots 0,3$, рекомендуемых в литературе [13] (рис. 1, *a*), для поиска оптимальной комбинации. Следующим приближением рассмотрены коэффициенты A и B из области наилучших вариантов первой серии расчета (рис. 1, *b*). Изменение коэффициентов в небольших пределах незначительно влияет на эффективность. По результатам расчета при решении задачи ручной оптимизации рассматриваемого рабочего колеса была выбрана комбинация $A = 0,25$, $B = 0,18$.

Также были рассмотрены комбинации коэффициентов, выходящие за пределы реко-

мендуемых в литературе (рис. 1, *c*): $A = 0,05 \dots 0,2$; $0,35 \dots 0,7$; $B = 0,1 \dots 0,2$; $0,3 \dots 0,6$.

Для данного рабочего колеса исполнение с комбинациями коэффициентов больше рекомендуемых не дает приемлемой эффективности. Для двух рассмотренных комбинаций коэффициентов, меньше рекомендуемых ($A = 0,1$; $B = 0,1$ и $A = 0,2$; $B = 0,1$), напротив, обеспечивается приблизительно такое же значение КПД, как и для самых удачных, рассмотренных в рекомендуемых диапазонах. Строго ограничивать узкий диапазон варьирования таких кривых в первом приближении нецелесообразно, так как рассматриваемый параметр является одним из ключевых.

Меридиональное скругление покрывающего и основного дисков. Пики скоростей на выпуклой поверхности покрывающего диска при входе в рабочее колесо могут привести к значительному отличию входного треугольника скоростей у периферии лопатки по сравнению с треугольником скоростей на средней осесимметричной поверхности тока и у втулки. Это приведет к обтеканию с переменным углом атаки по высоте и снижению эффективности [7].

Геометрическое варьирование линии покрывающего диска отражено на рис. 2, *a*. В табл. 1 приведены значения размерного r и относительного радиуса \bar{r} (отнесенного к диаметру рабочего колеса D_2).

Из результатов расчета (рис. 2, *b*) видно, что скругление покрывающего диска рассматриваемого РК относительным радиусом более 0,07 вносит умеренный вклад в эффективность рабочего колеса (около 1 % для модели турбулентности *SA* и 2 % для модели *SST*). Локальный максимум достигается в диапазоне относительных радиусов 0,13–0,30. Однако, при некоторых конфигурациях линии покрывающего диска КПД может сильно снизиться – например, для наименьших радиусов под номерами 10, 11 и полном отсутствии скругления 12 эффективность колеса резко падает на 1,5, 8 и 15,7 % соответственно.

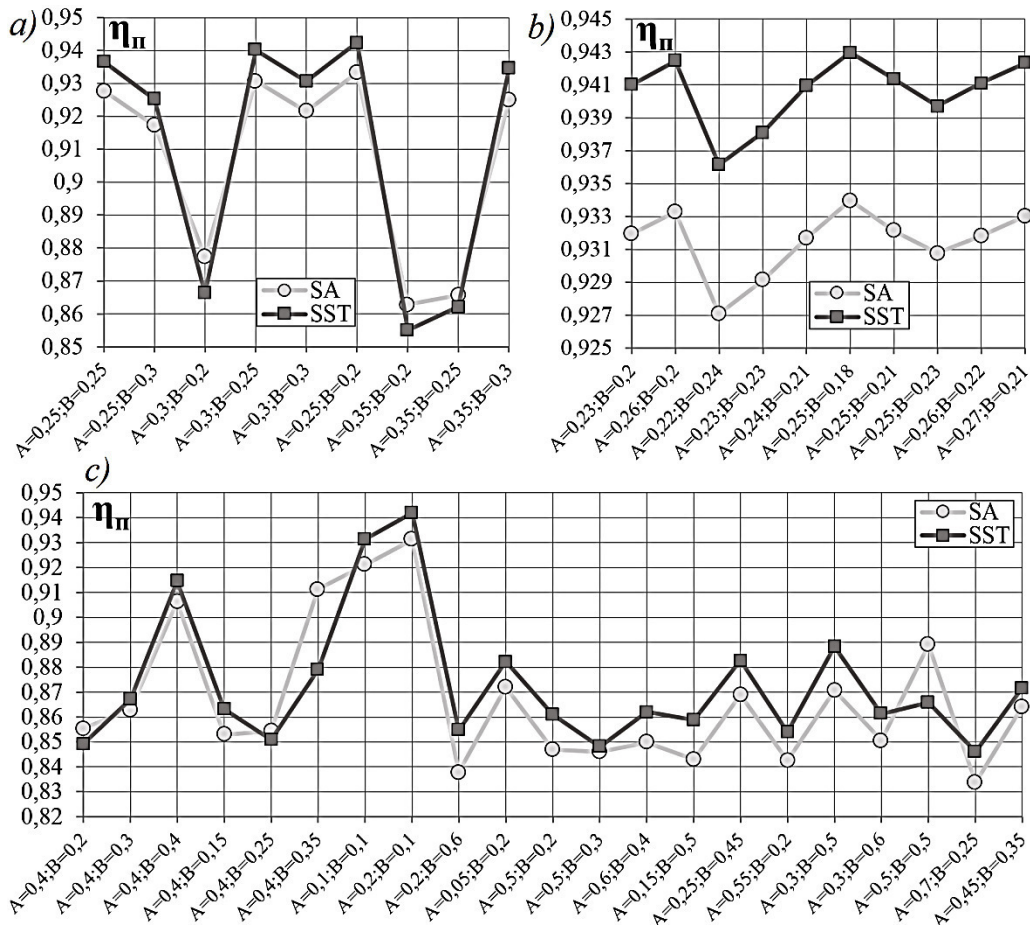


Рис. 1. Значения эффективности на расчетном режиме для вариаций коэффициентов A и B :
 а) в рекомендуемых пределах значений A и B [13]; б) в области наивысшей эффективности;
 в) за пределами, рекомендуемыми в литературе [13]

Fig. 1. Calculated values of the hydraulic efficiency at the design point for variations of coefficients A and B :
 a) in the range, which is recommended in literature [13]; б) in a small area of the best coefficients combination from (a); out of the range, which is recommended in literature [13]

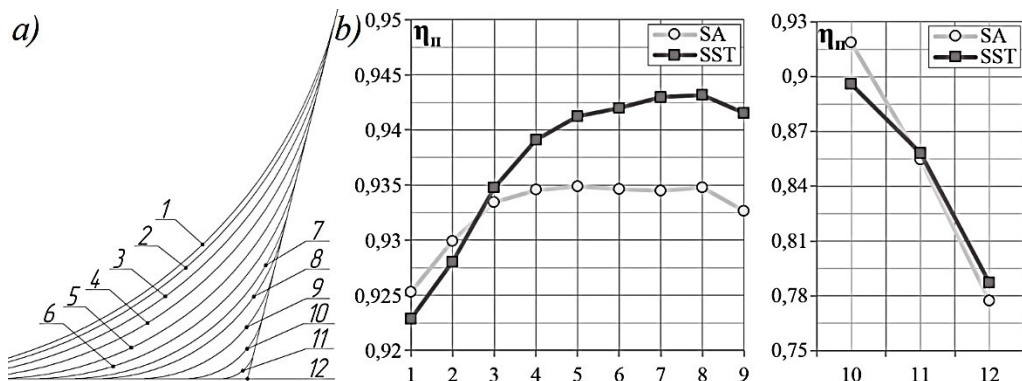


Рис. 2. Варианты исполнения (а) и значения эффективности (б) радиусных скруглений меридиональной линии покрывающего диска

Fig. 2. Variations of the meridional shroud radius (a) and calculated values of the hydraulic efficiency at the design point (b)

Таблица 1

Варианты радиуса скругления покрывающего диска в меридиональном сечении

Variants of the rounding radius of the covering disk in the meridional section

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
r , мм	182	174	160	143	122	104	87	73	52	30	13	0
\bar{r}	0,45	0,43	0,4	0,36	0,3	0,26	0,22	0,18	0,13	0,07	0,03	0

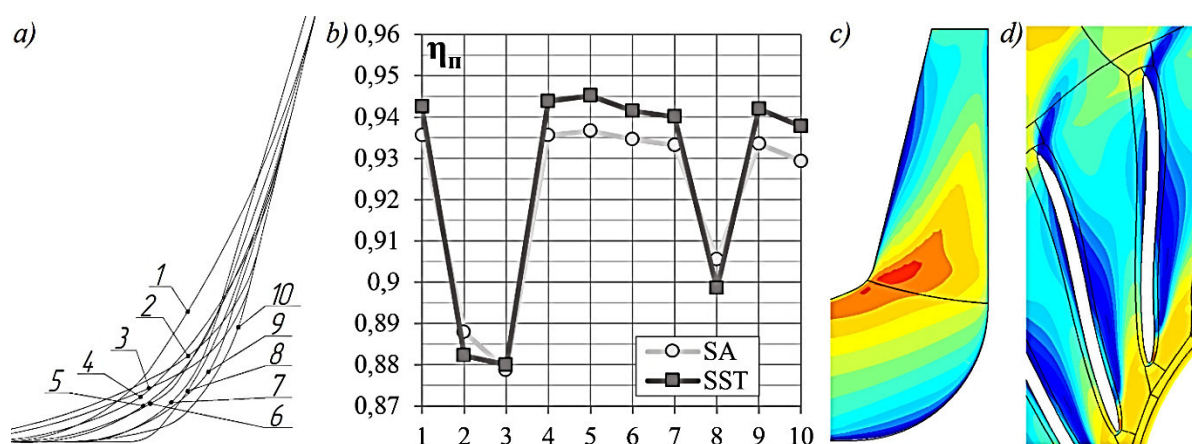


Рис. 3. Варианты исполнения (a) и расчетные значения эффективности (b) сложных скруглений меридиональной линии покрывающего диска; визуализация поля скоростей для варианта №3 в меридиональном сечении (c) и в межлопаточном канале на относительной высоте 0,95 от втулки (d)

Fig. 3. Variations of the meridional shroud spline (a) and calculated values of the hydraulic efficiency at the design point (b); the meridional plot with the velocity contour for the variant №3 (c) and in the radial section at 95 % span from the hub (d)

Сложное скругление покрывающего диска, образованное комбинацией нескольких радиусов, прямых и кривых Безье, показано на рис. 3, a.

Сложная форма скругления покрывающего диска по результатам расчета (рис. 3, b) не показала особых преимуществ перед радиусным скруглением в плане эффективности. Некоторые из сложных форм оказались немного эффективнее радиусного перехода линии покрывающего диска. Наибольшее значение КПД у кривой №5, разница с наилучшим радиусным закруглением – 0,2 % КПД. Однако, для данного колеса также существуют неудачные конфигурации линии покрывающего диска. На рис. 3, c, d приведено рас-

пределение скоростей для 3 варианта. Скругление покрывающего диска в данном случае стало причиной развитого отрывного течения на периферийных сечениях (области синего цвета).

Вслед за оценкой влияния линии покрывающего диска рассмотрены варианты исполнения основного диска: радиусного (рис. 4, a) и сложного скругления (рис. 4, c). Соответственно, на рис. 4, b и 4, d приведены рассчитанные значения гидравлического полнотропного коэффициента полезного действия. В табл. 2 приведены значения размерного и относительного радиусов для радиусного перехода меридиональной линии основного диска.

Таблица 2

Варианты радиуса скругления основного диска в меридиональном сечении

Variants of the main disk rounding radius in the meridional section

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
r , мм	152	134	121	109	95	85	78	67	53	41	29	19
\bar{r}	0,38	0,34	0,3	0,27	0,24	0,21	0,19	0,17	0,13	0,1	0,07	0,05

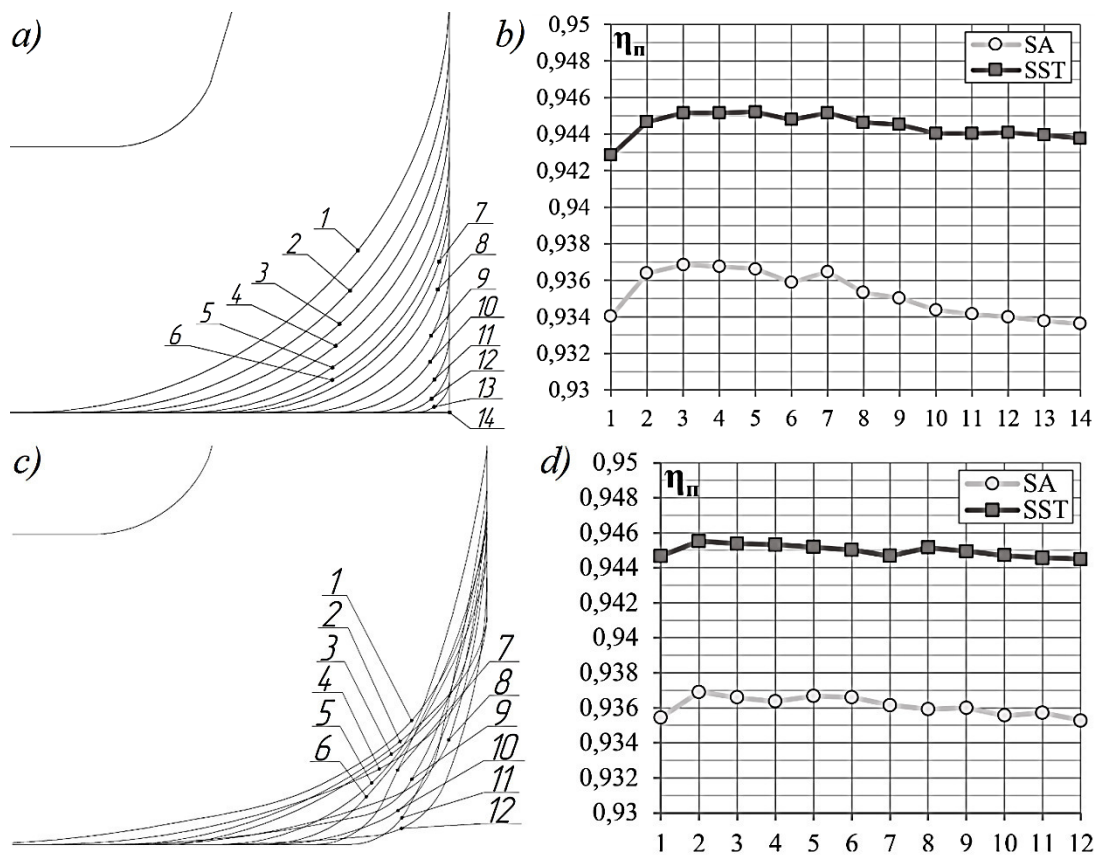


Рис. 4. Варианты исполнения (a, b) и значения эффективности вариаций скруглений (c, d) меридиональной линии основного диска

Fig. 4. Variations of the meridional hub radius and spline (a, b) and corresponding values of the hydraulic efficiency at the design point (c, d)

Изменение формы линии основного диска несет крайне малое влияние на эффективность РК – разница между максимальным и минимальным значением КПД менее 0,2 % при использовании обеих моделей турбулентности. Локальный максимум КПД достигается при относительных радиусах 0,19–0,34. При отно-

сительных радиусах, больших 0,35 эффективность заметно начинает падать.

Как и в случае с покрывающим диском, скругления, образованные сложными кривыми, так же не имеют преимущества перед радиусными. Меридиональное скругление покрывающего диска может быть выделено как

один из основных параметров оптимизации. Меридиональное скругление основного диска принципиально не влияет на потери в рабочем колесе и может не рассматриваться как оптимизационный параметр.

Меридиональная форма покрывающего диска в пределах межлопаточного канала

Варьирование меридиональной формы покрывающего диска приведено на рис. 5, а, б.

Результаты расчета показаны на рис. 5, с, d, e для 15 вариантов криволинейной формы покрывающего диска.

Увеличение радиуса привело сначала к увеличению эффективности, а затем – к уменьшению (рис. 5, с). Напор также монотонно уменьшается (рис. 5, e) из-за уменьшения площади лопаток. Для данного рабочего колеса может быть достигнут выигрыш в 0,2 % КПД при использовании криволинейной формы образующей покрывающего диска при незначительном снижении напора [7]. При прямолинейной образующей покрывающего диска эффективность может быть во всяком случае не ниже, чем при криволинейной образующей [14].

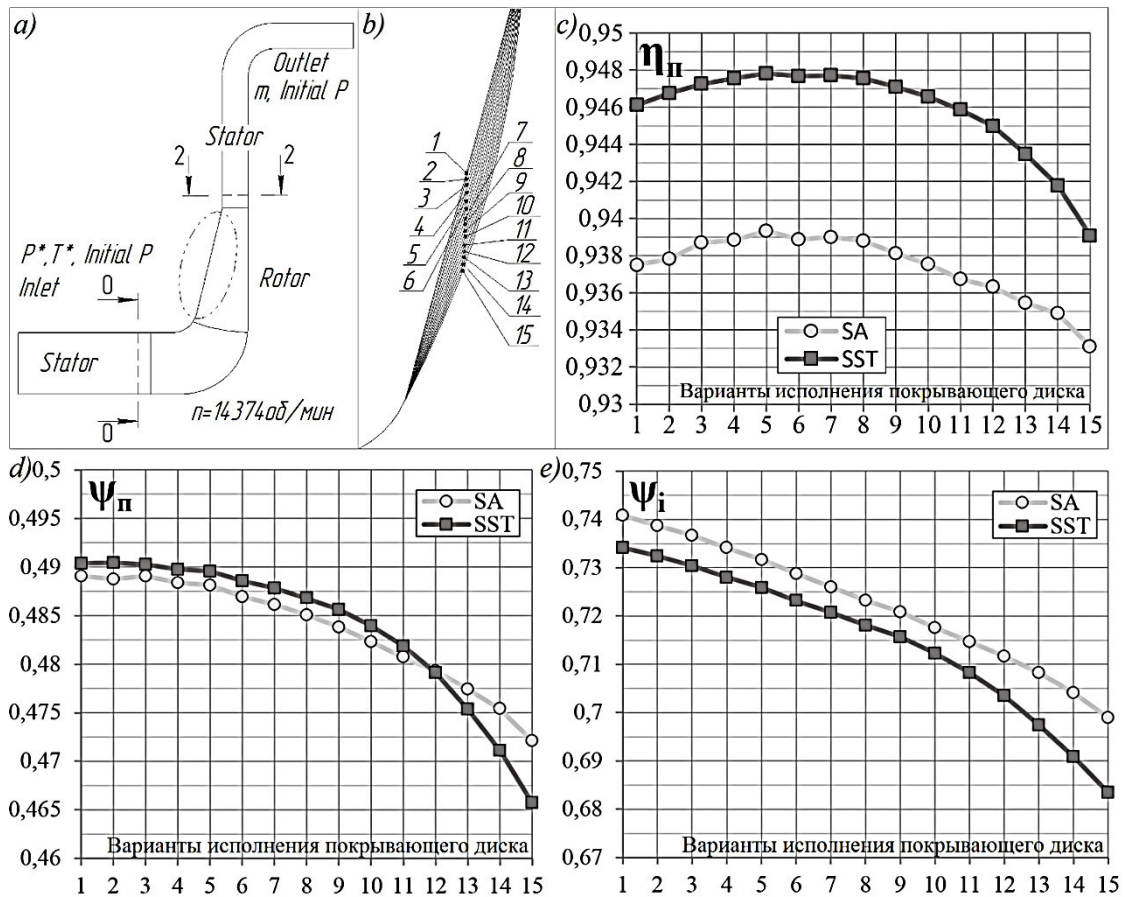


Рис. 5. Варьирование меридиональной формы покрывающего диска рабочего колеса: а) расчетная область; б) вариации радиусов; с) соответствующие расчетные значения эффективности; значения коэффициента политропного (d) и полного (e) напора рабочего колеса для 15 вариантов криволинейной формы покрывающего диска

Fig. 5. Variation of the meridional shape of the impeller covering disk: a) Computational domain; b) variations of the impeller shroud; c) calculated values of the hydraulic efficiency; the polytropic (d) and total (e) head at the design point

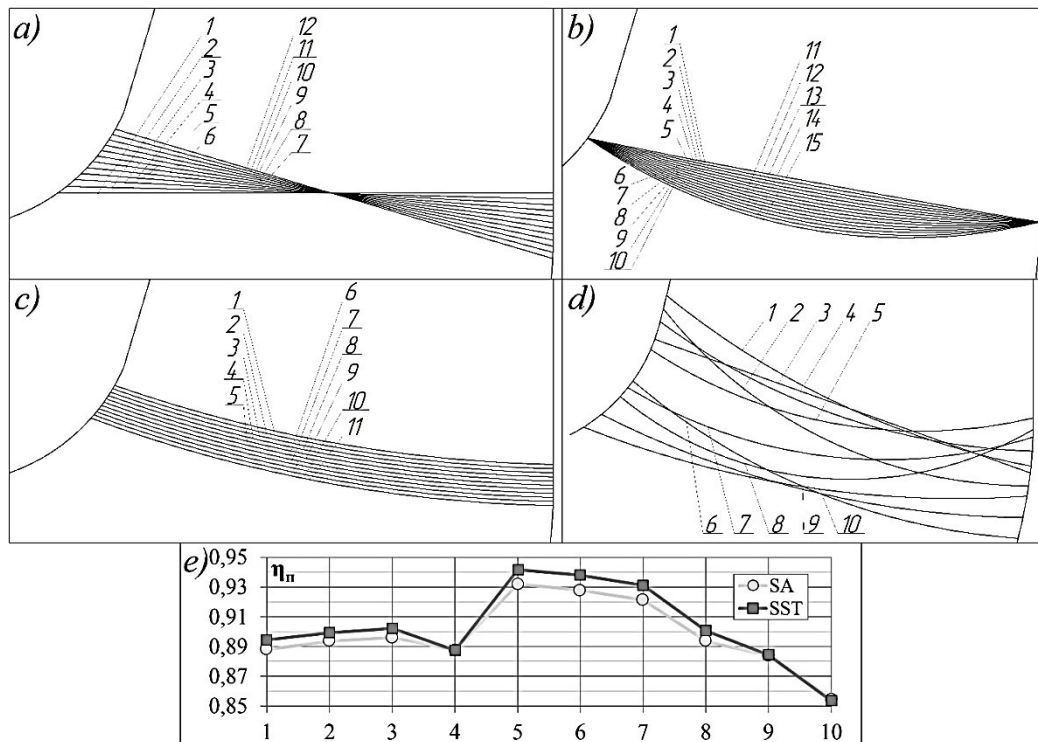


Рис. 6. Варьирование формы входной кромки лопаток рабочего колеса: а) вариации наклона кромки к осевой линии; б) скругления кромки; в) диаметр лопатки D_1 ; д) случайные параметры входной кромки; е) значения эффективности для 10 вариаций случайной формы входной кромки

Fig. 6. Variation of the shape of the input edge of the impeller blades: а) variations of the meridional leading edge angle; б) the meridional radius shape of the leading edge; в) the leading edge diameter D_1 ; д) a combination of leading edge parameters and corresponding calculated values of the hydraulic efficiency at the design point (е)

Комплекс параметров входной кромки в меридиональном сечении. Рассмотрены параметры входной кромки – диаметр D_1 , угла наклона кромки к оси вращения φ и радиуса скругления кромки R , определяющих положение и форму входной кромки в меридиональной плоскости (рис. 6, а, б, в). Также рассчитаны варианты со случайными комбинациями данных параметров (рис. 6, д), для которых на рис. 6, е приведены результаты расчета.

Эффективность рабочего колеса в большой степени зависит от оптимальности положения и формы входной кромки.

При отдельном рассмотрении влияния угла наклона лопатки к осевой линии максимум КПД достигается при угле наклона входной кромки в 10,5 градусов.

Расчет вариаций скруглений кромки показал, что исполнение входной кромки с не-

которым закруглением может дать небольшой прирост КПД (в пределах 0,2 % по результатам расчета). Локальный максимум эффективности достигается в диапазоне относительных радиусов 0,22–0,72 для данного колеса и далее КПД начинает плавно снижаться при уменьшении радиуса, что влечет за собой значительное изменение формы лопатки.

Влияние изменения диаметра входной кромки лопаток относительно невелико (около 0,3 %, согласно расчету на модели турбулентности SA). Наибольшее значение КПД по результатам расчета показала входная кромка с $D_1/D_0 = 1,034$. Снижение КПД при изменении диаметра D_1 относительно оптимального по большей части связано с ухудшением условий обтекания.

Входная и выходная кромки в радиальном сечении. Рассмотрены основные варианты ис-

полнения входной и выходной кромки лопаток рабочих колес. По результатам расчета входные кромки, выполненные с симметричным скруглением, показывают наилучшие результаты. Всего было рассмотрено 10 вариаций исполнения входной кромки. Аналогично входной кромке рассмотрены варианты исполнения выходной кромки: симметрично скругленные, скругленные по одной поверхности, тупые кромки, всего 12 вариаций.

Общее влияние формы входной и выходной кромок невелико, если изначально они выполняются симметрично скругленными. Поэтому параметризация и оптимизация входной и выходной кромки, нецелесообразна.

Оценка и выбор оптимизационных параметров

Как оптимизационный параметр в постановке задачи диаметр втулки $D_{вт}$ малоприменим, так как значение диаметра должно быть выбрано при начальном проектировании с учетом обеспечения жесткости вала и требуемого запаса оборотов ротора до резонансных частот.

Диаметр входа в рабочее колесо D_0 при вращении около расчетного радиуса вносит

минимальный вклад в эффективность рабочего колеса (примерно $\sim 0,2\%$).

Возможности же оптимизации по количеству лопаток достаточно ограничены (не более 10 % от номинального значения) в связи с обеспечением требуемой напорности колеса.

В итоге все рассмотренные параметры сведены в табл. 3. Выделены основные, наиболее значимые, и второстепенные параметры оптимизации, которыми чаще всего можно пренебречь, задав стандартные для практики значения. Для второстепенных параметров рекомендуется изначально задавать значения из стандартного диапазона [6, 7, 13 и др.]. При решении задачи оптимизации с помощью методов *CFD* также большое значение имеет выбор параметров расчетной модели, таких как: расчетная область, сеточные параметры, граничные условия, настройки решателя и т. д. Данный вопрос уже достаточно изучен на конкретных примерах и отражен в статьях [15–17].

Вклад каждого из рассмотренных параметров оценивался как по влиянию на эффективность работы РК, так и по влиянию на напор. Значение КПД исходного варианта рабочего колеса равен 92,7 %.

Таблица 3

Оценка влияния геометрических параметров рабочего колеса на его эффективность

Evaluation of the influence of the geometrical parameters of the impeller on its efficiency

Параметр оптимизации РК	КПД _{min} , %	Степень влияния
Средняя линия лопатки в радиальном сечении	86,3	Высокое
Линия покрывающего диск, радиус	77,7	Среднее
Линия покрывающего диск, полином	87,9	Среднее
Линия основного диска, радиус	93,1	Очень низкое
Линия основного диска, полином	93,5	Очень низкое
Комплекс параметров – образующая, диаметр, наклон к осевой линии входной кромки	85,4	Высокое
Входная кромка в радиальной плоскости	85,6	Низкое*
Выходная кромка в радиальной плоскости	93,4	Низкое
Образующая покрывающего диска в пределах межлопаточного канала.	93,3	Низкое
Входной угол лопатки в периферийном сечении	93,8	Низкое
Втулочный диаметр	93,6	-
Диаметр входа в рабочее колесо	93,6	Низкое

*-если не рассматриваются обрезанные по диаметру кромки.



КПД_{min} в таблице показывает, что существуют и теоретически могут оказаться использованными при проектировании неудачные значения для некоторых параметров. При оценке влияния такие варианты не учитывались.

Заключение

Определены наиболее значимые для оптимизации геометрические параметры радиального рабочего колеса центробежного компрессора: форма лопатки в радиальной плоскости

(описывается коэффициентами A и B), форма и положение входной кромки в меридиональной плоскости, форма скругления линии покрывающего диска (радиусное или сложное скругление). При оптимизации геометрической формы радиальных рабочих колес данные параметры могут быть рассмотрены и варьированы в первую очередь. Остальные параметры оценены как второстепенные, с помощью которых может быть проведена окончательная доводка рабочего колеса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Le Sausse P., Fabrie P., Arnou D., Clunet F.** CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range // EPJ Web of Conferences 45 (2013) 01059-P. 1–8.
- [2] **Арбеков А.Н., Новицкий Б.Б.** Экспериментальное исследование характеристик ступени мало-размерного центробежного компрессора // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана: [электрон. журн.]. 2012. № 8. С. 491–501. DOI: 10.7463/0812.0432308
- [3] **Батурин О.В., Колмакова Д.А., Матвеев В.Н.** Исследование рабочего процесса центробежного компрессора с помощью численных методов газовой динамики. Самара: СГАУ, 2013. 160 с.
- [4] **Frese F., Einzinger J., Will J.** Design optimization of an impeller with CFD and Meta-Model of optimal Prognosis (MoP) // 10th International conference of turbocharges and turbocharging 2012. London. P. 121–134.
- [5] **Kozhukhov Y.V., Danilishin A.M., Yun V.K.** Multi-objective optimization for impeller shroud contour, width of vane diffuser and number of blades of the centrifugal compressor stage based on the CFD calculation // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. 08/2015. Vol. 90 (1):012046. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012046
- [6] **Рис В.Ф.** Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.
- [7] **Селезнёв К.П., Галёркин Ю.Б.** Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение. 1982. 271 с.
- [8] **Блинов В.Л., Бродов Ю.М., Седунин В.А., Комаров О.В.** Выбор параметров расчетной модели при решении задач многокритериальной оптимизации плоских компрессорных решеток // Компрессорная Техника и Пневматика, 2015. № 1. С. 32–36.
- [9] **Батурин О.В., Колмакова Д.А., Матвеев В.Н., Попов Г.М., Шаблий Л.С.** Методика цифрового моделирования осевых многоступенчатых турбин низкого давления с учетом неравномерного поля параметров на входе в турбину, трехмерной структуры потока в лопаточных венцах и утечек через радиальные зазоры лабиринтных уплотнений / Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т). Электрон. текстовые и граф. дан. (6,8 Мбайт). Самара, 2012. 1 эл. опт. диск (CD-ROM)
- [10] **Неверов В.В., Кожухов Ю.В., Яблоков А.М., Лебедев А.А.** Расчетная модель при численной оптимизации рабочих колес центробежных компрессоров // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2016, № 4 (254). С. 45–58. DOI: 10.5862/JEST.254.6
- [11] **Spalart P.R., Allmaras S.R.** A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows: conference. USA, 1992. DOI: 10.2514/6.1992-439
- [12] **Menter F.R.** Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. 1994. Vol. 32, is. 8. P. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149
- [13] **Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б., Савин Б.Н., Попова Е.Ю., Измайлов Р.А.** Проектирование и оптимизация проточной части промышленных центробежных компрессоров с использованием ЭВМ. Л., 1990. 76 с.
- [14] **Галеркин Ю.Б.** Исследование, методы расчета и проектирования проточной части стационар-

ных центробежных компрессоров: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Л.: ЛПИ, 1974. 34 с.

[15] **Gibson L, Galloway L, Kim S., Spence S.** Assessment of turbulence model predictions for a centrifugal compressor simulation // Proceedings of the 1st Global Power and Propulsion Forum: GPPF 2017. The 1st Global Power and Propulsion Forum, Zurich, Switzerland, 16–18 January.

[16] AGHAEI TOG, R. – TOUSI, A.M. – TOU-RANI, A. Comparison of turbulence methods in CFD

analysis of compressible flows in radial turbomachines // Aircraft Engineering and Aerospace Technology. 2008. Vol. 80, Is. 6. P. 657–665. ISSN 1748-8842.

[17] **Карлов А.М., Куфтов А.Ф.** Отработка методики численного моделирования трехмерного вязкого течения в осерадиальном колесе центробежного компрессора в программном комплексе ANSYS CFX // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 11. С. 69–80. DOI:10.7463/1112.0465832

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

КОЖУХОВ Юрий Владимирович – кандидат технических наук заведующий кафедрой Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: kozhukhov_yv@mail.ru

НЕВЕРОВ Владимир Валерьевич – специалист Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: neverovpu@gmail.com

ИВАНОВ Вячеслав Михайлович – начальник управления правового обеспечения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: slavanw@bk.ru

КАРТАШОВ Сергей Владимирович – ассистент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: sergey.v.kartashov@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 05.03.2019

REFERENCES

[1] **P. Le Sausse, P. Fabrie, D. Arnou, F. Clunet,** CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range, EPJ Web of Conferences, 45 (2013) 01059 1–8.

[2] **A.N. Arbekov, B.B. Novitskiy,** Eksperimentalnoye issledovaniye kharakteristik stupeni malorazmernogo tsentrobezhnogo kompressora, Nauka i obrazovaniye. MGTU im. N.E. Bauman. Elektron. Zhurn, 8 (2012) 491–501. DOI: 10.7463/0812.0432308

[3] **O.V. Baturin, D.A. Kolmakova, V.N. Matveyev,** Issledovaniye rabocheho protsessa tsentrobezhnogo kompressora s pomoshchyu chislennykh metodov gazovoy dinamiki. Samara: SGAU, 2013.

[4] **F. Frese, J. Einzinger,** Will J 2012 Design optimization of an impeller with CFD and Meta-Model of optimal Prognosis (MoP), 10th International conference of turbocharges and turbocharging, (2012), London, 121–134

[5] **Y.V. Kozhukhov, A.M. Danilishin, V.K. Yun,** Multi-objective optimization for impeller shroud

contour, width of vane diffuser and number of blades of the centrifugal compressor stage based on the CFD calculation. IOP Conference Series Materials Science and Engineering 08/2015 90(1): 012046. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012046

[6] **V.F. Ris,** Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny. L.: Mashinostroyeniye, 1981.

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

[8] **V.L. Blinov, Yu.M. Brodov, V.A. Sedunin, O.V. Komarov,** Vybora parametrov raschetnoy modeli pri reshenii zadach mnogokriterialnoy optimizatsii ploskikh kompressornykh reshetok, Kompessornaya Tekhnika i Pnevmatika, 1 (2015) 32–36

[9] **O.V. Baturin, D.A. Kolmakova, V.N. Matveyev, G.M. Popov, L.S. Shabliy,** Metodika tsifrovogo modelirovaniya osevykh mnogostupenchatykh turbin nizkogo davleniya s uchetom neravnomernogo polya parametrov na vkhode v turbinu, trekhmernoy strukturny potoka v lopatochnykh ventsakh i utechek



cherez radialnyye zazory labirintnykh uplotneniy. Minobrnauki Rossii, Samar. gos. aerokosm. un-t im. S.P. Koroleva (nats. issled. un-t). Elektron. tekstovyye i graf. dan. (6,8 Mbayt). Samara, 2012. 1 el. opt. disk (CD-ROM)

[10] **V.V. Neverov, Yu.V. Kozhukhov, A.M. Yablokov, A.A. Lebedev, Raschetnaya** model pri chislennoy optimizatsii rabochikh kolez tsentrobezhnykh kompressorov, Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki, 4 (254) (2016) 45–58. DOI: 10.5862/JEST.254.6

[11] **P.R. Spalart, S.R. Allmaras**, A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows: conference. USA, 1992. DOI: 10.2514/6.1992-439

[12] **F.R. Menter**, Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal, 32 (8) (1994) 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149

[13] **K.P. Seleznev, Yu. B. Galerkin, B.N. Savin, Ye.Yu. Popova, R.A. Izmaylov**, Proyektirovaniye i optimizatsiya protochnoy chasti promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov s ispolzovaniyem EVM: L., 1990.

[14] **Yu.B. Galerkin**, Issledovaniye, metody rascheta i proyektirovaniya protochnoy chasti statsionarnykh tsentrobezhnykh kompressorov: avtoref. dis. na soisk. uchen. step. dokt. tekhn. nauk. L.: LPI, 1974.

[15] **L. Gibson, L. Galloway, S. Kim, S. Spence**, Assessment of turbulence model predictions for a centrifugal compressor simulation. in Proceedings of the 1st Global Power and Propulsion Forum: GPPF 2017. The 1st Global Power and Propulsion Forum, Zurich, Switzerland, 16–18 January.

[16] **AGHAEI TOG, R. – TOUSI, A.M. – TOURANI, A.** Comparison of turbulence methods in CFD analysis of compressible flows in radial turbomachines, Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 80 (6) (2008) 657–665.

[17] **A.M. Karlov, A.F. Kuftov**, Otrabotka metodiki chislenogo modelirovaniya trekhmernogo vyazkogo techeniya v oseradialnom kolese tsentrobezhnogo kompressora v programmnom komplekse ANSYS CFX, Nauka i obrazovaniye. MGTU im. N.E. Baumana. Elektron. zhurn, 11 (2012) 69–80. DOI: 10.7463/1112.0465832

THE AUTHORS

KOZHUKHOV Yurii V. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: kozhukhov_yv@mail.ru

NEVEROV Vladimir V. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: neverovpu@gmail.com

IVANOV Viacheslav M. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: slavanw@bk.ru

KARTASHOV Sergei V. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: sergey.v.kartashov@gmail.com

Received: 05.03.2019