



DOI 10.5862/JEST.231.19

УДК 621.515 (075.8)

Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов

ОПТИМИЗАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ С ОСЕРАДИАЛЬНЫМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ

Yu.B. Galerkin, A.A. Drozdov

OPTIMIZATION OF A CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGE WITH AXIAL-RADIAL IMPELLER

Представлены обновления 6-й версии программ Метода универсального моделирования для расчета характеристик центробежных компрессорных ступеней с уточненным моделированием пространственных осерадиальных колес. Разработанная математическая модель идентифицирована по результатам модельных испытаний и CFD-расчетов. Произведена оптимизация центробежной компрессорной ступени с осерадиальным рабочим колесом при помощи разработанной программы. В результате оптимизации осерадиального рабочего колеса КПД ступени повышен на 1%. Результаты оптимизации проверены CFD-расчетами в программе NUMECAFINE/TURBO. Разработаны рекомендации по выбору размеров осерадиальных рабочих колес.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ КОМПРЕССОР, МЕТОД УНИВЕРСАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ, КПД, КОЭФФИЦИЕНТ НАПОРА, ОСЕРАДИАЛЬНОЕ РАБОЧЕЕ КОЛЕСО.

The 6-th updated version of the universal modeling method for centrifugal compressor stage calculation is presented, adjusted for modeling 3D impeller performances. The developed mathematical model was identified by the results of model tests and CFD-calculations. The efficiency definition error at a design point was 0,39 %. The efficiency definition error at five flow rate points (except a point of the maximum flow rate) was 0,88 %. The centrifugal compressor stage was optimized by a new mathematical model. As a result of the optimization, stage efficiency increased by 1%. The optimization results have been verified by CFD-calculations in the NUMECA FINE/TURBO program. Design recommendations for 3D impeller design are offered.

CENTRIFUGAL COMPRESSOR, UNIVERSAL MODELING METHOD, EFFICIENCY, HEAD COEFFICIENT, 3D IMPELLER.

Оптимальное газодинамическое проектирование центробежных компрессоров – важная и актуальная задача, что связано с широким распространением этого типа компрессоров и большим количеством энергии, затрачиваемым на их привод.

Актуальность работы обусловлена тем, что осерадиальные рабочие колеса (ОРК) широко востребованы в проектах газотурбинных двигателей летательных аппаратов и малой энергетики, промышленных центробежных компрессо-

ров, агрегатов турбонадува ДВС и т.д. Наиболее широкой областью применения центробежных компрессоров в России является добыча и транспортировка природного газа. Так, газотранспортная система ОАО «Газпром» включает несколько сотен компрессорных цехов и несколько тысяч газоперекачивающих агрегатов (ГПА) [1].

Значительная часть применяемых компрессоров ГПА не соответствует современным требованиям из-за низкого КПД или изменивших-

ся параметров газопроводов. Это приводит к необходимости замены ГПА целиком или, что более эффективно, только проточной части в существующем корпусе с использованием сменных проточных частей (СПЧ).

Эти факторы накладываются на объявленный Президентом РФ курс на импортозамещение высокотехнологичной продукции, к которой относятся и компрессорная техника. Необходимо проектировать и освоить производство тех компрессоров, которые ранее закупались у иностранных производителей. Развитие современных вычислительных систем, а так же расширение представлений о процессах, протекающих в проточной части, изменили подходы к проектированию и расчету характеристик компрессоров [2].

Современной тенденция – повышение быстроходности центробежных компрессорных ступеней ГПА, что приводит к применению осерадиальных рабочих колес [3]. При проектировании таких ступеней следует принимать во внимание, что ОРК имеют сложную геометрическую форму лопаток и меридионального контура. Это усложняет их оптимальное проектирование, делает необходимым анализ влияния значительно большего количества геометрических параметров.

Цель настоящей работы – создание такой инженерной методики, которая в состоянии быстро и надежно выполнить оптимизацию осерадиального рабочего колеса и идентификацию усовершенствованной математической модели, а также произвести оптимизационное исследование центробежной компрессорной ступени с ОРК, спроектированной на перспективные параметры ГПА.

Для быстрого и достоверного определения характеристик компрессора и их конструирования профессор СПбПУ Ю.Б. Галёркин создал метод оптимального газодинамического проектирования, который является результатом обобщения и анализа большого объема экспериментальных данных, накопленных в СПбПУ. Комплекс соответствующих компьютерных программ получил название Метода универсального моделирования (МУМ) [4].

Предшествующие версии программ Метода универсального моделирования эффективно использовались при разработке новых компрессоров по заданиям промышленности на базе ступеней с радиальными рабочими колесами (РК)

и безлопаточными диффузорами (БЛД) [5–7]. В 6-й версии программ Метода универсального моделирования сделаны существенные усовершенствования для уточненного расчета ступеней с осерадиальными рабочими колесами.

Уточненный расчет осерадиальных рабочих колес

В программах 4-й версии МУМ описание формы осерадиальных рабочих колес сугубо приближенное. Задаются только относительный диаметр втулки $\bar{D}_{вт}$, диаметр входа в РК \bar{D}_0 , высота лопаток на выходе \bar{b}_2 . Эмпирические формулы устанавливают осевую протяженность РК, радиусы кривизны, внутренние и внешние ограничивающие поверхности меридионального контура. Положение входной кромки считается совпадающим с контрольным сечением «0» на входе в РК.

В программах 6-й версии форма проточной части ОРК в меридиональной плоскости задается более подробно. На рис. 1 представлена схема, поясняющая задаваемые размеры ОРК в программе 6-й версии.

Помимо указанных выше \bar{D}_0 , $\bar{D}_{вт}$, \bar{b}_2 , $\beta_{л1}$ и $\beta_{л2}$, задаются также осевая протяженность ко-

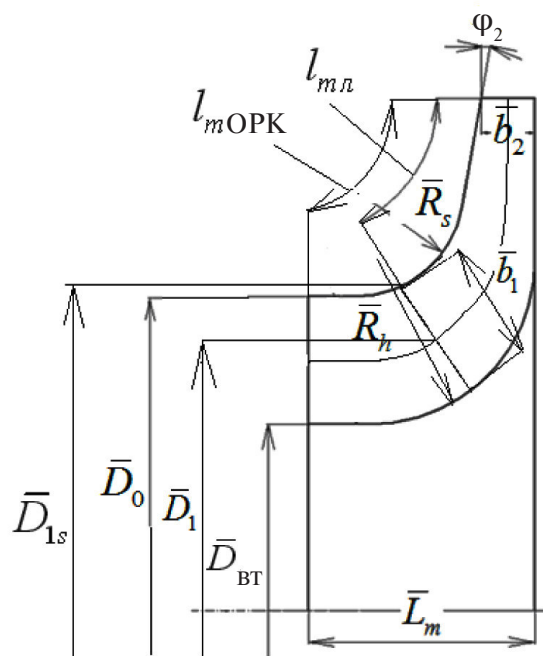


Рис. 1. Схема ОРК по разработанной математической модели

леса \bar{L}_m , радиусы кривизны основного \bar{R}_h и покрывающего \bar{R}_s дисков. Положение входной кромки лопатки в меридиональной плоскости определяется отношением меридиональной протяженности лопатки к общей меридиональной протяженности средней линии ОРК $\bar{l}_{mл} = l_{mл} / l_{mОРК}$. Входная кромка лопатки предполагается перпендикулярной к средней линии ОРК в этой точке. Кроме того, задается угол φ_2 наклона покрывающего диска ОРК. Эти размеры полностью описывают меридиональную форму большинства ОРК.

Для расчета площади лопатки необходимо знать изменение лопаточного угла по длине лопатки. Для этого был проведен анализ нескольких вариантов осерадиальных колес, спроектированных в СПбПУ. В результате линейной аппроксимации получен следующий закон изменения углов по длине лопатки:

начальный участок с $\bar{l}_{mтек}$ от 0 до $0,45 \bar{l}_{mл}$, на котором принимается линейное увеличение угла от $\beta_{л1}$ до $\beta_{лмакс} = 1,35 \beta_{л2}$;

средний участок с $\bar{l}_{mтек}$ от $0,45$ до $0,75 \bar{l}_{mл}$ и постоянным лопаточным углом $\beta_{лмакс}$;

конечный участок с $\bar{l}_{mтек}$ от $0,75$ до $1,0 \bar{l}_{mл}$, на котором принимается линейное уменьшение угла от $\beta_{лмакс}$ до $\beta_{л2}$.

Заданная таким образом форма ОРК позволяет более точно по сравнению с предыдущими версиями программы определить площадь ограничивающих поверхностей и лопаток ОРК. Для этого меридиональная длина лопатки разделяется на участки, для каждого из которых определяется его длина $\Delta \bar{l}_{mi}$, высота лопатки \bar{b}_i и диаметр \bar{D}_i . Площадь всей лопатки складывается из суммы площадей каждого участка с учетом изменения угла лопатки рабочего колеса по его длине. Площадь лопатки определяется формулой

$$\bar{S}_л = \sum_0^i \frac{\Delta \bar{l}_{mi} \bar{b}_i}{\sin \beta_{ли} \cos \chi}, \quad (1)$$

где χ – угол навала лопатки.

Величина угла навала лопатки χ зависит от многих факторов и изменятся по длине и высоте лопатки. В упрощенной постановке, применяемой в данном случае, угол навала принимается постоянной величиной, равной 20° [8].

Площади поверхностей основного и покрывающего дисков принимаются одинаковыми и

определяются на средней линии межлопаточного канала ($\bar{S}_{0s} = \bar{S}_{0h} = \bar{S}_{0ср}$):

$$\begin{aligned} \bar{S}_{0s} = \bar{S}_{0h} = \bar{S}_{0ср} &= \frac{S_{oОРК}}{\frac{\pi}{4} D_2^2} = \\ &= \bar{l}_m \left(2(1 + \bar{D}_{ср}) - z_{РК} \frac{4\bar{\delta}_{л}}{\pi \sin \beta_{лср}} \right). \end{aligned} \quad (2)$$

В математическую модель ОРК было внесено множество других изменений, представленных в работах [9–11].

Идентификация математической модели для высокорасходных ступеней с осерадиальными рабочими колесами

Ранее была идентифицирована математическая модель 6-й версии для ступеней с радиальными рабочими колесами и различными типами диффузоров [10]. Полученный в результате идентификации единый набор эмпирических коэффициентов и программа 6-й версии обеспечивают определение КПД на расчетном режиме со средней погрешностью $0,86\%$. По пяти рабочим точкам (без точки максимального расхода) средняя погрешность составляет $1,22\%$.

Математическая модель МУМ включает в себя эмпирические коэффициенты, применяемые только для расчета ступеней с ОРК. Для их уточнения использованы результаты испытания двухзвенной ступени с полуоткрытым ОРК, выполненные профессором СПбПУ А.М. Симоновым. Ступень с осерадиальным рабочим колесом, безлопаточным диффузором и сборной камерой спроектирована на расчетные параметры: $\Phi_{расч} = 0,08$; $\Psi_{Трасч} = 0,74$; $M_u = 0,78$. Для сопоставления расчетов с экспериментом были использованы характеристики двухзвенной ступени ОРК+БЛД, так как данных о размерах сборной камеры у авторов нет.

Так как имеющихся в распоряжении экспериментальных данных (шесть экспериментальных точек характеристики) недостаточно для проведения идентификации, а других экспериментальных данных у авторов не было, то были применены также результаты CFD-расчетов. Сопоставление экспериментальных данных с CFD-расчетами показали хорошее совпадение на расчетном режиме работы [12, 13].

Для идентификации были спроектированы две ступени с ОРК на следующие параметры: $\Phi_{расч} = 0,105$; $\Psi_{Трасч} = 0,56$. Варианты различаются числом лопаток ОРК (15 и 22 шт), соответственно были изменены входные и выходные углы и форма лопаток в целом. Одно измеренное и два рассчитанных значения КПД сопоставлены с расчетом по математической модели с неотрекорректированными и откорректированными коэффициентами (табл. 1).

Таблица 1

Сопоставление КПД измеренных и рассчитанных по CFD-программам и новой математической модели

КПД	Экспериментальные данные А.М. Симонова для ОРК+БЛД	CFD-расчет ступени с ОРК $z_{ПК} = 15$	CFD-расчет ступени с ОРК $z_{ПК} = 22$
$\eta_{эксп}$	87,0%	—	—
η_{NUMECA}	—	86,4 %	84,5 %
$\eta_{МУМ}$ до корректировки эмпирических коэффициентов	85,3 %	82,3 %	80,1 %
$\eta_{МУМ}$ после корректировки эмпирических коэффициентов	86,8 %	86,4 %	85,0 %

Расчеты ступеней при помощи МУМ показали необходимость учета влияния трения на лопатках ОРК на потери КПД. Так как число лопаток влияет на величину нагрузки на лопатки, то корректируется и эмпирический коэффициент, определяющий скорость в начале задней поверхности лопатки.

По расчету с уточненными значениями эмпирических коэффициентов гидравлический КПД ступени с ОРК с 15 лопатками на расчетном режиме работы равен 86,4 %, т.е. в точности соответствует значению, рассчитанному по NUMECA Fine/Turbo. Для ступени с ОРК с 22 лопатками различие между КПД, рассчитанным по математической модели и по программе NUMECA, составляет 0,5 % (85,0 и 84,5% соответственно).

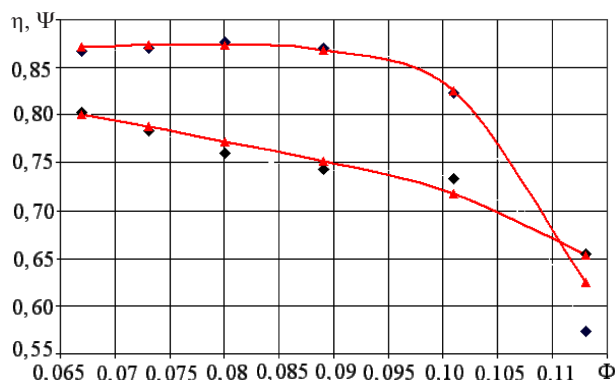


Рис. 2. Характеристики двухзвенной ступени ОРК+БЛД сплошные линии – расчет; точки – эксперимент (А.М. Симонов, ЛПИ)

На рис. 2 экспериментальная характеристика двухзвенной ступени ОРК + БЛД сопоставлена с расчетом по МУМ.

Средняя погрешность расчета КПД по пяти точкам (за исключением максимального расхода) – 0,88 %. В расчетной точке погрешность равна 0,39 %. Положительный результат позволяет производить расчетный анализ ступеней с ОРК при помощи разработанного пакета программ.

Оптимизация ОРК

На втором этапе работы Методом универсального моделирования была спроектирована центробежная компрессорная ступень промежуточного типа с ОРК на расчетные параметры, соответствующие перспективной первой ступени ГПА: $\Phi_{расч} = 0,105$; $\Psi_{Трасч} = 0,56$; $M_u = 0,7$; $Re_u = 5600000$; $k = 1,4$.

Новая математическая модель МУМ позволяет изучить влияние ряда геометрических параметров ОРК: меридионального размера \bar{L}_m ОРК; диаметра \bar{D}_0 входа в ОРК; положения входной кромки лопатки $\bar{l}_{мл}$; радиусов кривизны поверхностей основного и покрывающего дисков ОРК (\bar{R}_s, \bar{R}_h); высоты лопаток на выходе \bar{b}_2 ; числа лопаток $z_{ПК}$.

План оптимизационных расчетов, целью которых является получение наивысшего КПД ступени, предлагает следующее:

- 1) Соотношения размеров ОРК для исходной ступени – $\bar{L}_m = 0,3, z_{ПК} = 15, \bar{D}_0 = 0,6, \bar{l}_{мл} = 0,792, \bar{R}_s = 0,215, \bar{R}_h = 0,257$;

2) оптимизируются четыре группы ОРК с \bar{L}_m , равными 0,26, 0,28, 0,30, 0,35. Это сделано с целью найти оптимальный размер \bar{L}_m ;

3) в пределах каждой группы варьируется число лопаток, относительный диаметр входа и положение входной кромки (именно в перечисленной последовательности).

Радиусы кривизны основного и покрывающего дисков \bar{R}_s, \bar{R}_h оказывают малое влияние на КПД ступени и не оптимизируются.

Для всех рассмотренных вариантов были подобраны лопаточные углы входа и выхода с целью обеспечения заданных условного коэффициента расхода и коэффициента теоретического напора.

Первой производилась оптимизация ступени с ОРК при $\bar{L}_m = 0,3$. Были сопоставлены варианты с 10, 12, 15, 18 и 22 лопатками. Полученные значения конструктивных параметров, коэффициентов потерь, скоростей и КПД ступени – в табл. 2.

Таблица 2

Параметры и размеры вариантов ступени с различным числом лопаток z_{PK}

z_{PK}	$\beta_{л1}$, град	$\beta_{л2}$, град	\bar{w}'_{1s}	$\xi_{трл} + \xi_{тро}$	$\xi_{см}$	η , %
10	27,9	67,9	0,717	0,0597	0,0335	84,8
12	28,7	57,9	0,717	0,0674	0,0225	85,2
15	29,7	51,1	0,719	0,0801	0,0127	85,3
18	30,5	48	0,721	0,0930	0,0073	85,0
22	31,4	46,2	0,724	0,1100	0,0043	84,5

Максимальный КПД ступени достигается при числе лопаток $z_{PK} = 15$. Уменьшение числа лопаток рабочего колеса требует увеличения выходного угла $\beta_{л2}$ из-за роста нагрузки [4]. Большая нагрузка увеличивает фактор диффузорности, что приводит к более раннему отрыву и росту потерь смешения. Увеличение числа лопаток приводит к росту смоченной поверхности и росту потерь трения. Максимальному КПД ступени соответствует оптимальное число лопаток ОРК. Потери трения на лопатках превалирует над остальными потерями. Увеличение числа лопаток с 10 до 22 приводит к более чем двукратному увеличению потерь трения – в 2,137 раза (с 0,0453 до 0,0968). Росту потерь способствует загромождение потока и вызванный этим рост

скорости в каналах. Одновременно происходит уменьшение в 7,88 раз потерь смешения (с 0,0335 до 0,00425). Потери трения на ограничивающих поверхностях ОРК закономерно остаются неизменными. Оптимальным является вариант с $z_{PK} = 15$, он имеет на 0,8 % больший КПД по сравнению с наименее эффективным вариантом с $z_{PK} = 22$.

Далее оптимизировался относительный диаметр входа ОРК. Согласно рекомендациям [4] размеры входа в рабочее колесо выбираются с учетом условия минимума скорости \bar{w}'_{1min} на входе в межлопаточные каналы у покрывающего диска:

$$\bar{D}_{0wmin} = \sqrt{\bar{D}_{вт}^2 + 2^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\Phi_{расч}}{\epsilon'_1 \tau_1} \right)^{\frac{2}{3}}}. \quad (3)$$

Потери КПД определяются уровнем \bar{w}'_1 и коэффициентом потерь ОРК. Канал с диаметром входа по формуле (3) не всегда обеспечивает минимальный коэффициент потерь. В качестве параметра оптимизации используется коэффициент A_D [4]:

$$A_D = \frac{\bar{D}_0}{\bar{D}_{0wmin}}. \quad (4)$$

Для анализируемого ОРК $\bar{D}_{0wmin} = 0,613$, т.е. у исходного ОРК коэффициент $A_D = 0,979$.

Относительный диаметр входа изменяется с шагом 0,01 в пределах от 0,53 до 0,63. В табл. 3 приведены значения конструктивных параметров, коэффициентов потерь, скоростей и КПД.

Максимальному КПД соответствуют значения $A_D = 0,897-0,913$. При этом КПД ступени на 0,8 % больше, чем у исходного варианта. Скорость на входе у оптимальных вариантов не минимальная, однако за счет меньшей площади лопаток потери трения меньше, чем в вариантах с большими A_D . В вариантах с $A_D > 1$ имеет место значительный рост потерь как за счет увеличения уровня скоростей, так и за счет увеличения площади лопаток.

Из двух равноценных с точки зрения КПД вариантов для дальнейших расчетов принято значение $\bar{D}_0 = 0,56$, так как скорость на входе в лопаточную решетку \bar{w}'_{1s} в этом варианте меньше, чем в равноценном ему по величине КПД варианте с $\bar{D}_0 = 0,55$.

Далее сопоставлялись 10 вариантов с различным положением входной кромки – $\bar{l}_{мл}$ в

Таблица 3

Параметры и размеры вариантов ступени с различными диаметрами входа ОРК \bar{D}_0 .

\bar{D}_0	$\beta_{л1}$, град	$\beta_{л2}$, град	A_D	\bar{w}'_{1s}	$\xi_{тр.л} + \xi_{тр.о}$	$\xi_{см}$	η , %
0,53	40,5	51	0,864	0,744	0,0553	0,0181	85,9
0,54	38,8	51	0,881	0,736	0,0578	0,0156	86,0
0,55	37,1	51	0,897	0,730	0,0607	0,0140	86,1
0,56	35,4	51	0,914	0,724	0,0640	0,0131	86,1
0,57	33,9	51	0,930	0,722	0,0673	0,0118	86,0
0,58	32,4	51	0,946	0,719	0,0713	0,0117	85,8
0,59	31	51	0,963	0,687	0,0756	0,0119	85,6
0,60	29,7	51	0,979	0,719	0,0801	0,0127	85,3
0,61	28,4	51	0,995	0,719	0,0857	0,0131	85,0
0,62	27,3	51	1,011	0,722	0,0913	0,0137	84,8
0,63	26,1	51	1,028	0,725	0,0977	0,0151	84,2

Таблица 4

Параметры и размеры вариантов ступени с различными положениями входной кромки лопаток ОРК $\bar{l}_{мл}$

$\bar{l}_{мл}$	$\beta_{л1}$, град	$\beta_{л2}$, град	\bar{w}'_{1s}	$\xi_{тр.л} + \xi_{тр.о}$	$\xi_{см}$	η , %
0,61	30,7	59,5	0,730	0,0522	0,0112	86,0
0,64	31,4	57,3	0,726	0,0542	0,0111	86,1
0,67	32,2	55,9	0,724	0,0560	0,0111	86,1
0,7	33	54,3	0,723	0,0579	0,0110	86,2
0,73	33,8	53	0,721	0,0600	0,0110	86,2
0,75	34,3	52	0,722	0,0615	0,0109	86,2
0,76	34,6	52	0,723	0,0619	0,0122	86,1
0,792	35,4	51	0,724	0,0640	0,0130	86,1
0,81	35,9	50,5	0,726	0,0651	0,0131	86,0
0,84	36,8	49,5	0,730	0,0673	0,0135	85,9

пределах от 0,61 до 0,84. В табл. 4 приведены конструктивные параметры, коэффициенты потерь, безразмерная скорость на периферии лопатки, КПД сопоставленных вариантов.

Максимальный КПД ступени 86,2% достигается при $\bar{l}_{мл} = 0,7-0,75$. По мере приближения положения входной кромки лопатки к началу ОРК увеличиваются потери трения на лопатках (в 1,31 раза), потери на ограничивающих поверхностях (в 1,21 раза).

В результате проведенной оптимизации ступени промежуточного типа с $\bar{L}_m = 0,3$ максимум КПД на расчетном режиме – 86,2 % достигнут при следующих размерах проточной части: $\bar{D}_0 = 0,56$; $\bar{l}_{мл} = 0,75$; $z_{ПК} = 15$; $\bar{R}_s = 0,215$; $\bar{R}_h = 0,257$.

Для групп вариантов ступени со значениями \bar{L}_m 0,35, 0,28 и 0,26 проведено аналогичное представлению выше расчетное исследование. Результаты незначительно отличаются количественно, а качественные закономерности

идентичны. Геометрические размеры и КПД оптимальных вариантов ступеней с различной осевой протяженностью представлены в табл. 5.

Максимальным КПД обладает ступень с $\bar{L}_m = 0,28$, который на 0,5% выше чем у худшего варианта с $\bar{L}_m = 0,35$. В результате оптимизации КПД ступени удалось повысить по сравнению с исходным вариантом на 1,0%.

Таблица 5

Геометрические соотношения, лопаточные углы и КПД оптимизированных вариантов ОРК

\bar{L}_m	\bar{D}_0	z_{PK}	$\bar{l}_{mл}$	$\beta_{л1}$, град	$\beta_{л2}$, град	η , %
0,35	0,55	13	0,69	35,2	60,4	85,8
0,30	0,56	15	0,75	34,3	52	86,2
0,28	0,56	15	0,69	33,7	54,7	86,3
0,26	0,56	15	0,69	35,4	54,5	86,2

Окончательные выводы по результатам проведенного исследования можно сделать после проверки полученных результатов путем численного эксперимента (CFD-расчет).

Проверка результатов оптимизации центробежной компрессорной ступени

Полученные инженерным методом проектирования результаты оптимизации нуждаются в проверке. Для этого исходная ступень и ступень, полученная в результате оптимизации с осевой длиной $\bar{L}_m = 0,28$ и оптимизированными размерами, указанными в табл. 5, были рассчитаны по CFD-программе NUMECA Fine/Turbo. Лопаточные решетки ОРК были спрофилированы согласно принципам, выработанным и подтвержденным в научно-исследовательской лаборатории «Газовая динамика турбомашин» ОНТИ СПбПУ. Внешний вид оптимизированного ОРК и распределение углов по длине лопатки представлены на рис. 3.

Сопоставление рассчитанных по новой математической модели и по CFD-программе значений гидравлического КПД на расчетном режиме показывает хорошее совпадение: $\eta_{МУМ} = 87,71\%$; $\eta_{NUMECA} = 87,46\%$. Это можно считать хорошим результатом, подтверждающим правильность разработанной новой математической модели и корректность проведенной идентификации.

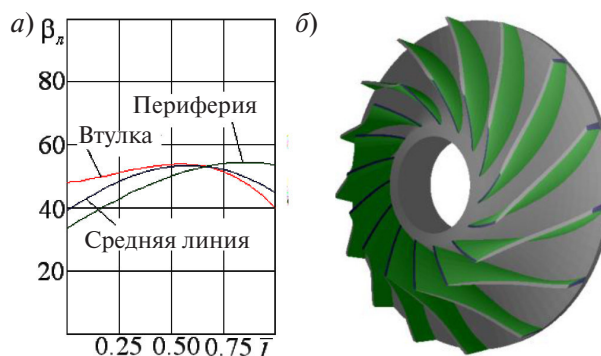


Рис. 3. Изменение лопаточных углов на трех линиях тока по длине межлопаточного канала (а) и внешний вид лопаточной решетки (б)

Сравнение характеристик КПД исходной и оптимизированной ступени (рис. 4) показывает, что оптимизация позволила повысить КПД ступени на всех режимах работы ступени, кроме режима максимального расхода. КПД ступени на расчетном режиме повысился на 1,02 %; по всей характеристике (9 режимов работы) КПД повысился в среднем на 0,88 %.

Сопоставление расчетных данных по CFD-программе и по новой математической модели, а так же результаты оптимизации ступени позволяют сделать следующие выводы:

- оценки КПД ступени на расчетном режиме по 6-й версии математической модели с идентифицированным набором эмпирических коэффициентов и по CFD-методам совпадают с точностью 0,25 %;

- подтверждена возможность эффективно оптимизировать размеры и форму ОРК и ступени в целом при использовании новой математической модели.

В целом по результатам исследования можно заключить следующее:

- оптимальный размер входного диаметра \bar{D}_0 определяется исходя из того, что параметр A_D должен лежать в пределах 0,897–0,914;

- оптимальная величина размера $\bar{l}_{mл}$ лежит в пределах 0,69–0,75; это соответствует положению входной кромки между радиальным и осевым положениями на криволинейном участке ОРК;

- излишне длинные или короткие ОРК с осевой протяженностью \bar{L}_m равными 0,35 и 0,26 менее эффективны ($\Delta\eta = 0,5 - 0,1\%$). Оптимальной длиной является $\bar{L}_m = 0,28$.

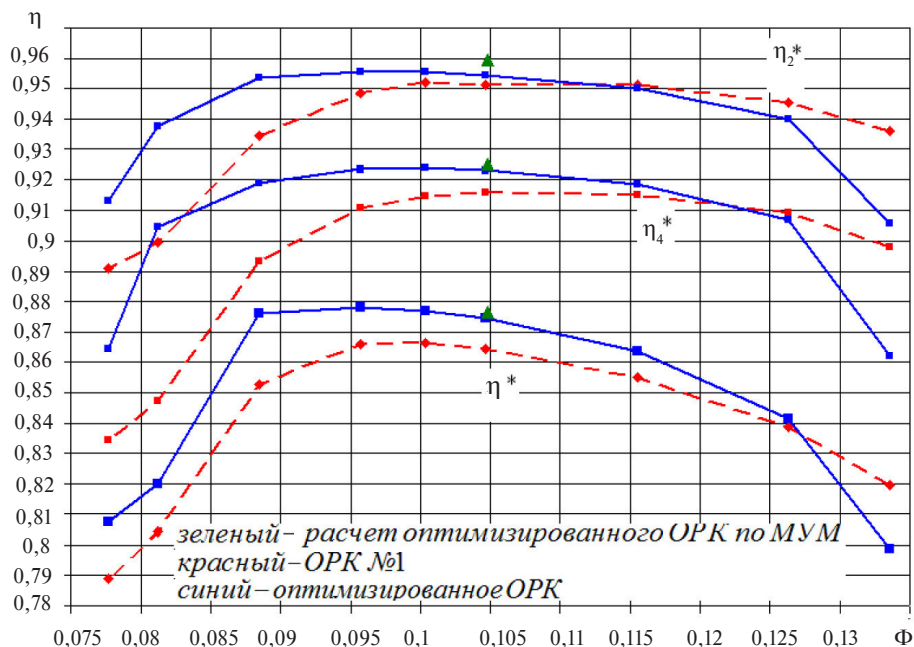


Рис. 4. Характеристики КПД ступени, двухзвенной ступени и ОРК

Выводы

Разработана новая, 6-я версия инженерного метода оптимального проектирования центробежных компрессорных ступеней, в том числе с осерадиальными рабочими колесами. Произведена идентификация математической модели ОРК по результатам модельных и численных экспериментов.

Выполнена оптимизация рабочего колеса с условным коэффициентом расхода 0,105 и коэффициентом теоретического напора 0,56. Выработаны рекомендации по выбору осевой длины ступени, положению входной кромки лопатки, размеру входного диаметра. Результаты оптимизации проверены путем проведения численного эксперимента в программе NUMECA.

Разработанная новая версия инженерного метода (Метод универсального моделирования) — эффективный способ решения задачи газодинамического проектирования высокорасходных центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами.

Работа выполнена при поддержке гранта Президента Российской Федерации для молодых кандидатов наук МК-7066.2015.8.

Приложение

Условные обозначения: b — высота лопатки; D — диаметр; k — показатель адиабаты; L_m — осевая протяженность ОРК; l — длина лопатки; M_u — число Маха; R — радиус кривизны; Re_u — число Рейнольдса; S — площадь; w — относительная скорость потока; z — число лопаток; β_l — угол между касательной к средней линии лопатки рабочего колеса и обратным окружным направлением; ε — отношение плотностей; η — коэффициент полезного действия; δ — толщина лопатки; τ — коэффициент стеснения; φ — угол наклона образующей покрывающего диска; Φ — условный коэффициент расхода; χ — угол навала лопатки; ζ — коэффициент потерь; Ψ_T — коэффициент теоретического напора.

Подстрочные индексы: 0, 1, 2, 4 — параметры потока и размеры контрольных сечений на границе элементов проточной части; вт — втулка; л — лопатка; макс — максимальное; о ограничивающие поверхности; ОРК — осерадиальное рабочее колесо; расч — расчетное значение; РК рабочее колесо; ср — среднее значение; см — смещение; тр — трение; эксп — экспериментальный; m — меридиональный; h — втулка; min — минимальное; s — периферия.

Надстрочные индексы: $\bar{c} = c/u_2$, $\bar{b} = b/D_2$ – надстрочная черта означает, что скорость отнесена к характерной скорости вращения, линей-

ный размер отнесен к характерному линейному размеру (наружному диаметру рабочего колеса); T^* – параметры торможения; w' – скорость с учетом стеснения потока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Галеркин Ю.Б., Солдатова К. В.** Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние: Монография. СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2011. 327 с.
2. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ / Под ред. Ю.Б. Галеркина. М.: Изд-во СПбГПУ, 2010.
3. **Галеркин Ю.Б. Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Солдатова К.В.** Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров для газовой промышленности. // Труды 19 Международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». СПб., 2015. С. 112-126.
4. **Галеркин Ю.Б.** Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. М.: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ», 2010. 596 с. С ил. ISBN 978–5–9902032–1–1.
5. **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Уточнение алгоритма расчета параметров потока в центробежной компрессорной ступени // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2010. № 4(110). С. 150–157.
6. **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Развитие компьютерных программ Метода универсального моделирования 1-го уровня // Труды 15 Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Том 1. Казань, 2011. С. 276–285.
7. **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Высокоэффективный одноступенчатый полнонапорный компрессор ГПА (газодинамический проект, результат модельных испытаний). // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 8. С. 19–24.
8. **Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б.** Центробежные компрессоры // Л.: Машиностроение, 1982.
9. **Galerkin Y., Drozdov A., Soldatova K.** Modern state of the universal modeling for centrifugal compressors. [Electronic] / Y. Galerkin, // International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. Paris. 2015.
10. **Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А.** Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами // Научно-технические ведомости СПбГПУ. : Наука и образование 2014. №3(202). С. 45–53.
11. **Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Солдатова К.В.** Новая версия математической модели для расчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров // Труды 16 Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. Санкт-Петербург. 2014. С. 296–305.
12. **Гамбургер Д.М., Елифанов А.А., Гаев А.В.** Численное исследование трехмерного течения вязкого сжимаемого газа в рабочем колесе центробежного компрессора // Научно-технические ведомости СПбГПУ.: Наука и образование. 2009. №2(78) С. 76–82.
13. **Мельников В., Прокусов А.** Использование программного комплекса FlowVision при расчете элементов проточной части турбокомпрессоров в ОАО «СКБТ» // САПР и графика. 2005. №4. С. 92–96.

REFERENCES

1. **Galerkin Y.B., Soldatova K.V.** Modelirovaniye rabocheho protsessa promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. Nauchnyye osnovy, etapy razvitiya, sovremennoye sostoyaniye. Monografiya. [Gas dynamic modeling of industrial centrifugal compressors. Scientific bases, steps of development, modern state.] SPb: Izd-vo Politekhicheskogo universiteta, 2011. 327p. (rus)
2. **Galerkina Y.B.** Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroyeniya SPbGPU. [Proceedings of the scientific school of compressor SPbSTU] M.: Izd-vo SPbGPU, 2010. (rus)
3. **Galerkin Y.B., Rekstin A.F., Drozdov A.A., Soldatova K.V.** Osobennosti gazodinamicheskogo proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov dlya gazovoy promyshlennosti. [Features of gas-dynamic design of centrifugal compressors for the gas industry]. *Trudy 19 Mezhdunarodnogo simpoziuma «Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressorного oborudovaniya»*. Sankt-Peterburg. 2015. P. 112–126. (rus)
4. **Galerkin Y.B.** Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proyektirovaniye protochnoy chasti.

[Turbo compressors]. M.: ООО «Информационно-издателский центр «ККхТ». 2010. 596 S. ISBN 978–5–9902032–1–1. (rus)

5. **Galerkin Y.B., Soldatova K.V., Drozdov A.A.** Utochneniye algoritma rascheta parametrov potoka v tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni. [Clarification of the algorithm for the flow parameters calculating in a centrifugal compressor stage]. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2010. № 4(110). S. 150–157. (rus)

6. **Galerkin Y.B., Soldatova K.V., Drozdov A.A.** Razvitiye kompyuternykh programm Metoda universalnogo modelirovaniya 1-go urovnya. [The development of computer software Universal Method simulation 1st level]. *Trudy 15 Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoj konferentsii po kompressornoj tekhnike*. Tom 1. Kazan. 2011. P. 276–285. (rus)

7. **Galerkin Y.B., Rekestin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A.** Vysokoeffektivnyy odnostupenchatyy polnonapornyy kompressor GPA (gazodinamicheskiy proyekt, rezultat modelnykh ispytaniy) [Highly efficient full-head, single-stage linear gas compressor (gas-dynamic design, the result of model testing)]. *Compressors and pneumatics*. 2014. № 8. P. 19–24. (rus)

8. **Seleznev K.P., Galerkin Y.B.** Tsentrobezhnyye kompressory. [Centrifugal compressors]. L.: Mashinostroyeniye, 1982. (rus)

9. **Galerkin Y.B., Drozdov A.A., Soldatova K.V.** Modern state of the universal modeling for centrifugal compressors. [Electronic] *International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes*. Paris. 2015.

10. **Galerkin Y.B., Drozdov A.A.** Modelirovaniye gazodinamicheskikh kharakteristik tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney s oseradialnymi rabochimi kolesami [Modeling of gas dynamic performances of centrifugal compressor stages with 3D impellers]. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU: Nauka i obrazovaniye*. SPb., 2014. № 3(202). S. 45–53. (rus)

11. **Galerkin Y.B., Drozdov A.A., Soldatova K.V.** Novaya versiya matematicheskoy modeli dlya rascheta gazodinamicheskikh kharakteristik tsentrobezhnykh kompressorov. [The new version of the mathematical model for calculating gas dynamic performances of centrifugal compressors]. *Trudy 16 Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoj konferentsii po kompressorostroyeniyu*. Sankt-Peterburg. 2014. S. 296–305. (rus)

12. **Gamberger D.M., Yepifanov A.A., Gayev A.V.** Chislennoye issledovaniye trekhmernogo techeniya vyazkogo szhimayemogo gaza v rabochem kolese tsentrobezhnogo kompressora. [Numerical investigation of three-dimensional viscous compressible gas in the impeller of a centrifugal compressor]. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU. Nauka i obrazovaniye*. 2009. № 2(78): S. 76–82. (rus)

13. **Melnikov V., Prokusov A.** Ispolzovaniye programmnoy kompleksa FlowVision pri raschete elementov protochnoy chasti turbokompressorov v OAO «SKBT». [Using the software package FlowVision for flow calculation of the turbochargers elements in «SKBT»]. *SAPR i grafika*. 2005. № 4. S. 92–96. (rus)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович – доктор технических наук профессор заведующий научно-исследовательской лабораторией «Газовая динамика турбомашин» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.

E-mail: galerkin@pef.spbstu.ru

GALERKIN Yuri B. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.

E-mail: galerkin@pef.spbstu.ru

ДРОЗДОВ Александр Александрович – инженер Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.

E-mail: A_drozdi@mail.ru

DROZDOV Aleksandr A. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.

E-mail: A_drozdi@mail.ru