



УДК 621.515 (075.8)

Ю.Б. Галёркин, А.А. Дроздов

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ С ОСЕРАДИАЛЬНЫМИ РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ

Yu.B. Galerkin, A.A. Drozdov

GAS DYNAMIC PERFORMANCE MODELING OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGES WITH 3D IMPELLERS

Описаны особенности 6-й версии программ Метода универсального моделирования для расчета центробежных компрессорных ступеней, уточняющие расчет характеристик пространственных осерадиальных колес. Произведена идентификация разработанной математической модели, в результате которой получен единый набор эмпирических коэффициентов. Погрешность определения КПД на расчетном режиме составляет 0,86 %, погрешность расчета характеристики по пяти точкам по расходу (без точки максимального расхода) составляет 1,22 %. При помощи программ 6-й версии и программ квазитрехмерного расчета спроектированы четыре осерадиальных рабочих колеса. Расчеты при помощи программ вычислительной газовой динамики (NUMECA FINE TURBO) позволили уточнить рекомендации по проектированию.

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

The paper describes the 6th version of the universal modeling method programs for calculating centrifugal compressor stages. These programs were developed for 3D impeller calculation. The received mathematical model was identified. The identification resulted into the unified set of empirical factors. The efficiency definition error at the design stage is 0.86 %. The efficiency definition error at five flow rate points (except the point of the maximum flow rate) is 1.22 %. Four variants of the 3D impeller are designed by means of 6th version programs and quasi three-dimensional calculation programs. The gas dynamic performances of the stage with the impeller variants are calculated by NUMECA FINE TURBO program. Performance comparison are able to specify some design recommendations.

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

Актуальность работы вытекает из того, что осерадиальные рабочие колеса (ОРК) широко востребованы в проектах газотурбинных двигателей летательных аппаратов и малой энергетики, промышленных центробежных компрессоров, работающих с большими массовыми расходами, агрегатов турбонаддува ДВС и т. д. Особенно актуальна проблема создания нового поколения вертолетных газотурбинных двигателей с центробежными компрессорами и аналогичных двигателей для мощных наземных транспортных средств. При разработке проектов следует при-

нимать во внимание, что ОРК имеют более сложную геометрическую форму лопаток и меридионального контура по сравнению с обычными радиальными рабочими колесами. Это усложняет их оптимальное проектирование и требует анализа влияния значительно большего количества геометрических параметров. Если не провести оптимизацию на стадии проектирования, то новый двигатель может потребовать длительной и дорогостоящей экспериментальной доводки.

В соответствии с необходимостью получить в результате проектирования оптимальную про-

точную часть сформулирована цель настоящей работы — создание такой инженерной методики, по которой можно быстро и надежно выполнить оптимизацию осерадиального рабочего колеса, а так же проверить и уточнить рекомендации по выбору оптимальных решений. Для этого в инженерные программы 5-й версии Метода универсального моделирования внесены следующие изменения: предложено более полное описание формы ОРК; создана и идентифицирована новая модель потерь напора; выполнено проектирование ступени с актуальными параметрами. Основные решения по выбору параметров проектирования, выходящие за возможности инженерной методики, изучены методом вычислительной газодинамики.

Методом достижения поставленной цели в работе приняты вычислительные эксперименты. Оптимизация меридиональной формы осуществлена вычислительными экспериментами по разработанной инженерной методике. Качественный анализ диаграмм скоростей при разной конфигурации лопаточных решеток выполнен расчетом невязкого квазитрехмерного потока методом квазиортогоналей и методом интегральных уравнений (программа 3DM.023). Количественный анализ влияния формы лопаточных аппаратов проведен с использованием методов вычислительной газовой динамики.

Центробежные компрессоры относятся к главному энергетическому оборудованию в химической и металлургической промышленности, холодильной технике, нефтяной и газовой промышленности. В современной экономике центробежные компрессоры являются одними из основных потребителей энергии приводных двигателей. Оптимальное проектирование центробежных компрессоров очень важно. Для быстрого и достоверного определения характеристик компрессора был создан в результате обобщения и анализа большого объема экспериментальных данных, накопленных на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» (КВХТ) СПбГПУ, метод оптимального газодинамического проектирования. Комплекс соответствующих компьютерных программ получил название Метода универсального моделирования [1].

Предшествующие версии программ Метода универсального моделирования эффективно ис-

пользовались при разработке новых компрессоров по заданиям промышленности на базе ступеней с радиальными рабочими колесами (РК) и безлопаточными диффузорами (БЛД) [2–8]. В 6-й версии программ Метода универсального моделирования сделаны существенные усовершенствования для уточненного расчета ступеней с осерадиальными рабочими колесами и ступеней с лопаточными диффузорами (ЛД).

Уточненный расчет осерадиальных рабочих колес

При выполнении газодинамических проектов завершающий этап — квазитрехмерный расчет невязкого течения в РК. Расчетная программа 3DM.023 полностью описывает форму проточной части РК, предоставляя всю необходимую информацию для выполнения рабочего проекта или проведения расчетов вязкого течения. В программах 4-й версии описание формы осерадиальных рабочих колес сугубо приближенное. Задают только относительный диаметр втулки $\bar{D}_{вт}$, диаметр входа в РК \bar{D}_0 , высоту 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 5-й версии расчет осерадиальных РК не предусмотрен.

В программах 6-й версии форма проточной части РК в меридиональной плоскости задается так же полно, как при расчете невязкого квазитрехмерного потока. Задаются форма меридиональной поверхности и положение входной кромки. Геометрические параметры, определяющие меридиональную форму, могут быть предметом оптимизации путем сопоставления вариантов.

На рис. 1 сопоставлены способы задания меридиональной формы ОРК в программах 4-й и 6-й версии.

В программах 4-й версии меридиональная форма ОРК задается размерами \bar{D}_0 , $\bar{D}_{вт}$, \bar{b}_2 . В программах 6-й версии, кроме указанных выше размеров, задают также осевую протяженность колеса \bar{L}_m и радиусы кривизны основного и покрывающего дисков — \bar{R}_h и \bar{R}_s . Положение входной кромки лопатки определяется отношением меридиональной протяженности лопатки

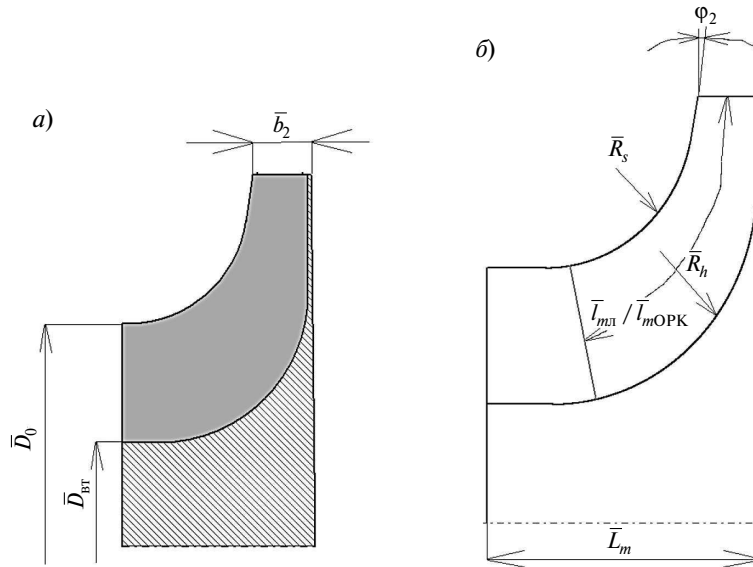


Рис. 1. Меридиональное сечение ОРК:

a — по программ четвертой версии (входная кромка лопатки начинается на входе в ОРК); *б* — по программе шестой версии (положение входной кромки лопатки задано пользователем)

к общей меридиональной протяженности средней линии ОРК $\bar{l}_{мл}/\bar{l}_{мОРК}$. Кроме того, задается угол ϕ_2 наклона покрывающего диска РК. Высота лопатки ОРК на входе \bar{b}_1 и диаметр \bar{D}_1 рассчитываются автоматически.

Уточненный расчет меридиональной формы важен для корректного расчета потерь трения на ограничивающих поверхностях. У высокорасходных ОРК площадь поверхности лопаток соизмерима с площадью ограничивающих поверхностей. Более корректной оценке этой площади способствует задание положения входной кромки — чем больше входная кромка удалена от входа в РК, тем меньше поверхность трения. Вторым важным фактор — величина, а также характер изменения углов лопатки по ее длине. Чем меньше лопаточные углы, тем больше длина траектории и поверхность трения лопатки.

Для расчета поверхности трения меридиональная длина лопатки разделяется на 40 участков, 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:

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

Величина угла навала χ лопатки зависит практически от всех геометрических размеров РК и существенно меняется по длине и высоте лопатки [9]. По оценке ряда конструкций ОРК в формуле (1) принято среднее типичное значение угла χ , равное 20° .

Площади ограничивающих поверхностей основного и покрывающего дисков принимаются одинаковыми и равными площади средней осесимметричной поверхности тока:

$$\bar{S}_{0s} = \bar{S}_{0h} = \bar{S}_{0mean} = \bar{l}_л \pi (\bar{D}_1 \tau_1 + \bar{D}_2 \tau_2) / z_{РК} \cdot * \quad (2)$$

Расчет коэффициентов потерь трения на ограничивающих поверхностях и на поверхностях лопаток производится по формулам из [1], в которых коэффициент силы сопротивления c_w — предмет математического моделирования:

$$\zeta_o = c_w \epsilon_{ср} \frac{z_{РК}}{\pi \Phi} (1 + \dot{w})^2 \bar{S}_{огр} (\bar{w}_1'' + \bar{w}_2''); \quad (3)$$

$$\zeta_{трл} = c_w \frac{2z_{РК}}{\pi} \epsilon_{ср} \frac{\bar{S}_{валс}}{\Phi} \left(\left(\frac{\bar{w}}{\bar{w}_1''} \right)^2 \bar{w}_3 + \left(\frac{\bar{w}_h}{\bar{w}_1''} \right)^2 \bar{w} \right). \quad (4)$$

* Все обозначения эксплицированы в Приложении в конце статьи.

**Идентификация математической модели
6-й версии
по результатам испытания ступеней
с лопаточными и безлопаточными диффузорами**

При идентификации 6-й версии программ была поставлена задача получения единого набора эмпирических коэффициентов, пригодных для расчета различных ступеней как с лопаточными, так и с безлопаточными диффузорами. Идентификация модели проведена по данным испытания ступеней с существенно отличающимися коэффициентами расхода, напора, числами Маха, конструктивными параметрами. Для идентификации использованы экспериментальные данные по испытанию современных модельных ступеней промежуточного типа с БЛД семейства 20СЕ [2–5]. Параметры ступеней лежат в пределах геометрических и газодинамических параметров:

расчетный коэффициент расхода $\Phi_{расч} = 0,028–0,064$;

расчетный коэффициент напора $\Psi_{Трасч} = 0,45–0,68$;

втулочное отношение $\bar{D}_{вт} = 0,25–0,373$;

радиальный размер БЛД — $\bar{D}_4 = 1,43–1,6$;

число лопаток РК — 11–15;

число лопаток диффузора — 8–15.

Ступени испытаны в диапазоне условных чисел Маха 0,467–0,856 и условных чисел Рейнольдса $4,8 \cdot 10^6–6,4 \cdot 10^6$.

В качестве примеров ниже приведены результаты моделирования характеристик нескольких типов ступеней после проведения идентификации для ступеней с ЛД и БЛД (рис. 2).

Результаты идентификации демонстрируют хорошую точность моделирования характеристик КПД единым набором эмпирических коэффициентов. Наибольшие расхождения между измеренными и рассчитанными характеристиками наблюдаются для режимов с самыми высокими коэффициентами расхода. Эти режимы не имеют практического значения в силу низкого КПД.

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 %.

Оптимизация ОРК

Методом универсального моделирования были спроектированы четыре ОРК на расчетные параметры $\Phi_{расч} = 0,105$, $\Psi_{Трасч} = 0,56$. Были оптимизированы меридиональные размеры (ме-

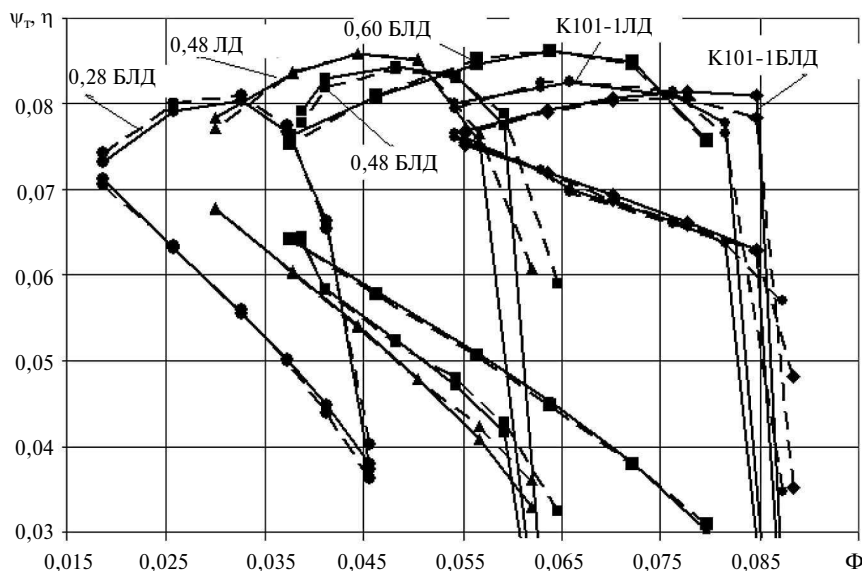


Рис.2. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных для ступеней с лопаточными и безлопаточными диффузорами (пунктир — эксперимент, сплошная линия — расчет)



ридональная длина, радиусы кривизны основного и покрывающего дисков, положения входной кромки, высота лопаток на выходе, диаметры втулки и периферии на входе в РК) и число лопаток ОРК. Расчетами по программе квазитрехмерного расчета ЗДМ.023 были спроектированы лопатки рабочих колес с оптимальными диаграммами скоростей.

На рис. 3 приведены меридиональные контуры и кривые изменения лопаточных углов на трех поверхностях тока для сопоставляемых вариантов РК. Первый и второй варианты отличаются осевой протяженностью, положением входной кромки и числом лопаток. Форма диаграмм скоростей и средняя нагрузка лопаток одинаковые. Выходные углы лопатки увеличиваются от втулочной к периферийной поверхности тока. Существует предположение, что это компенсирует больший уровень потерь на периферийной поверхности тока. В связи с уменьшенным числом лопаток у второго варианта РК оно имеет большие углы лопатки на выходе.

Третье и четвертое рабочие колеса имеют сходный с первым рабочим колесом меридиональный контур. Причем отличие третьего варианта от первого в том, что у него постоянное (неизменное по высоте) значение выходного угла лопаток. У четвертого варианта ОРК реализован линейный закон изменения лопаточных углов. Угол лопаток на выходе из РК одинаков по высоте лопатки. Это способ профилирования ОРК, находящий применение в некоторых небольших агрегатах турбоадува.

Первые три варианта ОРК входили в состав ступени, имеющей БЛД с отношением $b_3/b_2 = 0,731$. У 4-го варианта РК высота лопаток на выходе меньше, чем у первых трех вариантов, и его БЛД имел отношение $b_3/b_2 = 0,792$.

Каждое ОРК рассчитывалось в составе ступени промежуточного типа с БЛД. Рабочие колеса имели оптимизированные значения относительной высоты лопаток. На расчетном режиме углы потока на входе в БЛД были недостаточны для безотрывного течения при ширине

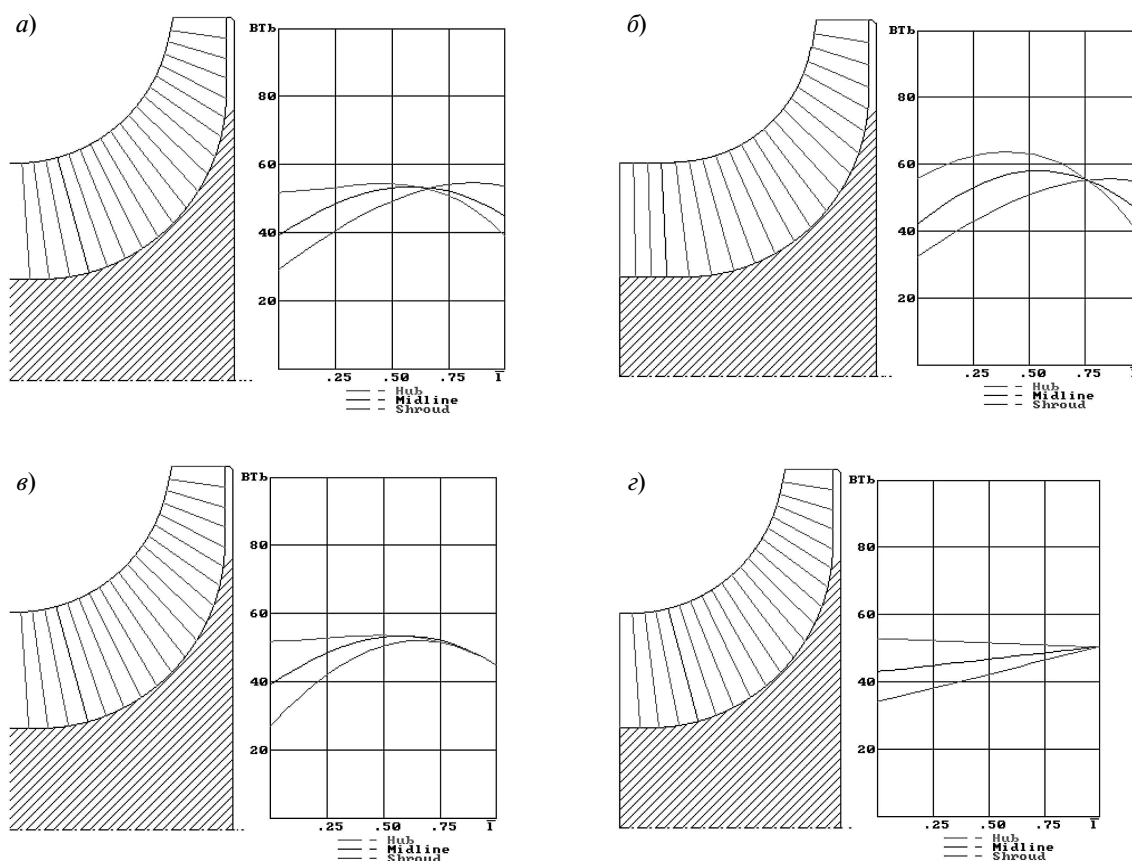


Рис. 3. Меридиональная форма ОРК и законы изменения угла лопатки на трех линиях тока (а — ОРК №1; б — ОРК №2; в — ОРК №3; з — ОРК №4)

БЛД, равной высоте лопаток b_2 . Для предотвращения отрыва сделано сужение БЛД со стороны втулки.

Анализ газодинамических характеристик и структуры потока

Спроектированные ступени с ОРК были рассчитаны в пакете программ вычислительной газовой динамики NUMECA FINE TURBO. При моделировании проточной части течение в зазорах между ОРК и корпусом ступени не моделировалось.

На рис. 4–6 приведены характеристики коэффициентов теоретического напора ОРК и КПД для ОРК, а также ступени в целом. Полученные результаты дают основания для выводов по методике проектирования.

Расчеты невязкого потока по программе ЗДМ.023 позволяют точно предсказать коэффициенты напора рабочих колес с цилиндрическими лопатками в радиальной части. Эмпирические коэффициенты позволяют оценить влияние вязкости, снижающей коэффициент напора РК. То, что расчеты с учетом вязкости

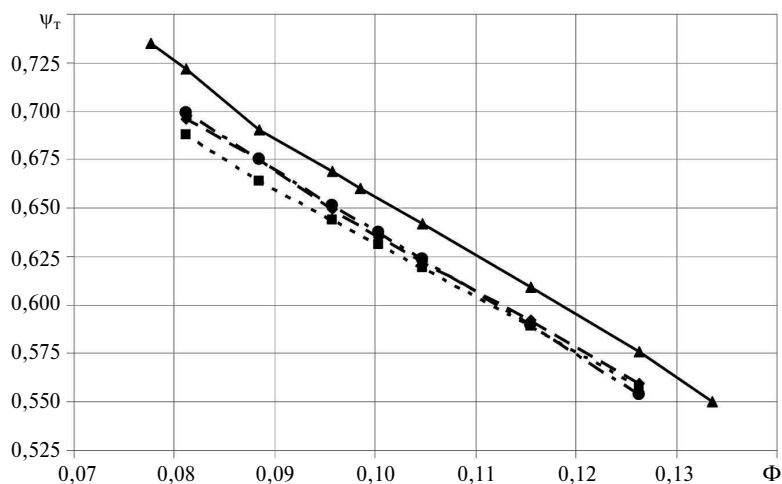


Рис. 4. Коэффициент теоретического напора ОРК:

—●— ОРК № 1; —■— ОРК № 2; —▲— ОРК № 3; —●— ОРК № 1

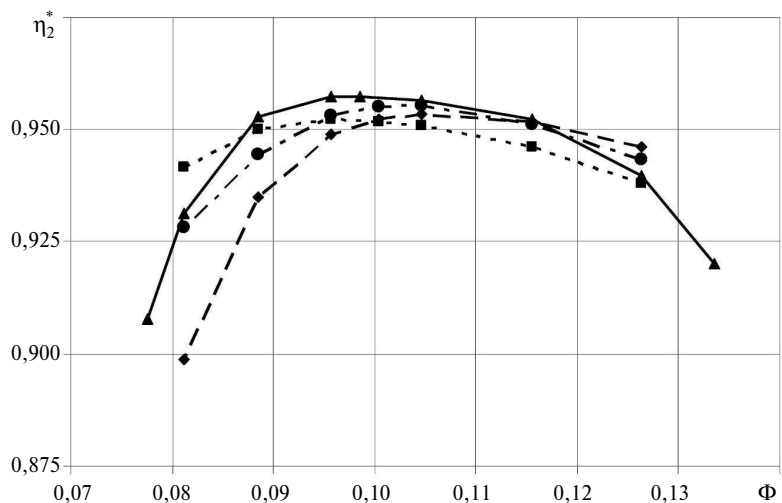


Рис. 5. Полнотурбинный КПД ОРК по полным параметрам:

—●— ОРК № 1; —■— ОРК № 2; —▲— ОРК № 3; —●— ОРК № 1

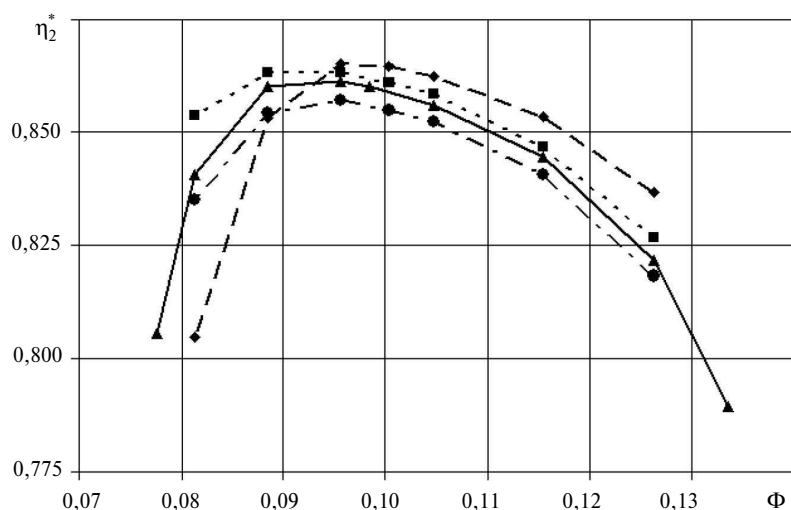


Рис. 6. Политропный КПД ступени по полным параметрам:

—●— — ОРК № 1; -■- — ОРК № 2; —▲— — ОРК № 3; —●— — ОРК № 4

завышают коэффициент напора, доказано сопоставлением с экспериментальными данными в работе [10] и другими расчетами авторов, в том числе относящимися к ступени с осерадиальным рабочим колесом. В данном случае для осерадиальных колес с номерами 1, 2 и 4 коэффициенты напора по расчету вязкого и невязкого потока практически совпали. Для ОРК № 3 «вязкий» коэффициент напора оказался даже выше. Это противоречит существующим представлениям о влиянии вязкости. Очевидно, результаты расчетов с учетом вязкости требуют эмпирической корректировки.

Хотя все варианты РК проектировались на одинаковый коэффициент расхода, на расчетном режиме характер обтекания входных кромок РК оказался разными. Рабочие колеса № 1 и № 4 на расчетном режиме обтекаются с положительными углами атаки, что приводит к появлению небольшой зоны отрыва на задней поверхности. Характеристики этих колес и ступени в целом смещены в сторону больших расходов, так что структура потока соответствует виду суммарных характеристик. Проблема определения оптимального режима работы осерадиальных рабочих колес путем расчета невязкого потока требует дальнейшего исследования.

Данные об эффективности рабочих колес и ступени в целом демонстрируют трудности получения объективной информации от элементарных характеристик. Как при экспериментах, так и при расчетах осреднение полного дав-

ления на выходе из РК не отражает уровня потерь в РК, так как потери смешения происходят не в самом колесе, а в последующем диффузоре.

Анализ неравномерности потока по высоте лопаток на выходе из ОРК не выявил преимуществ колес с переменными углом выхода лопаток. Колесо № 3 с постоянным углом выхода наиболее эффективно, поток на выходе у него более равномерный. Тем не менее КПД ступени в целом выше у варианта № 1. У варианта № 2 с большей осевой длиной проточной части максимальный КПД чуть ниже, но характеристика КПД в целом более благоприятна для применения ступени в проточной части промышленных компрессоров. Там важнее часть характеристики левее расчетного режима.

Вариант № 4 с упрощенным, «геометрическим» вариантом профилирования лопаток показал свою неэффективность. Метод оптимизации формы лопаток на основе анализа диаграмм скоростей подтвердил свои преимущества.

Разработана новая версия инженерного метода оптимального проектирования центробежных компрессорных ступеней на базе осерадиальных рабочих колес. Выполнена оптимизация рабочего колеса с условным коэффициентом расхода 0,105 и коэффициентом теоретического напора 0,56. Рациональное отношение осевой длины к диаметру рабочего колеса оказалось равным 0,35. Эффективность лопаточных аппаратов на основе оптимизации диаграмм скоро-

стей невязкого потока выше, чем в спроектированных на основе геометрических рекомендаций.

Более высокий КПД ступени обеспечивают осерадиальные рабочие колеса с коэффициентом напора, увеличивающимся от основного к покрывающему диску.

Условные обозначения: b — высота лопатки; D — диаметр; l — длина лопатки; R — радиус кривизны; S — площадь; w — относительная скорость потока; z — число лопаток; β_d — угол между касательной к средней линии лопатки рабочего колеса и обратным окружным направлением; ε — отношение плотностей; η — коэффициент полезного действия; τ — коэффициент стеснения; φ — угол наклона образующей покрывающего диска; Φ — условный коэффициент расхода; ζ — коэффициент потерь; ψ_T — коэффициент теоретического напора.

Подстрочные индексы: 0, 1, 2, 3, 4 — параметры потока и размеры контрольных сечений на границе

Предложенное сочетание инженерной методики проектирования и верификации решения методом вычислительной газовой динамики (NUMECA FINE TURBO) — эффективный способ решения задачи газодинамического проектирования осерадиальных рабочих колес.

ПРИЛОЖЕНИЕ

элементов проточной части; $вт$ — втулка; $з$ — задняя поверхность лопатки; $л$ — лопатка; $огр$ — ограничивающие поверхности; $п$ — передняя поверхность лопатки; $расч$ — расчетное значение; $РК$ — рабочее колесо; $ср$ — среднее значение; $тр$ — трение; m — меридиональный; h — втулка; s — периферия.

Надстрочные индексы: $\bar{c} = c/u_2$, $\bar{b} = b/D_2$ — надстрочная черта означает, что скорость отнесена к характерной скорости вращения, а линейный размер отнесен к характерному линейному размеру (наружный диаметр рабочего колеса); T^* — параметры торможения; w' — скорость с учетом стеснения потока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Галёркин Ю.Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. М.: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ», 2010. 596 с.
2. Галёркин Ю.Б., Геллер М., Митрофанов В.П., Тевс А. Физические и численные эксперименты по исследованию течения в рабочем колесе промышленного центробежного компрессора // Труды шестого международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2000. С. 65–70.
3. Галёркин Ю.Б., Митрофанов В.П. Применение современных методов оптимального проектирования при разработке нового поколения модельных ступеней центробежных компрессоров // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 1995. Вып. 8–9. С. 36–40.
4. Галёркин Ю.Б., Митрофанов В.П. Физические и численные эксперименты по исследованию течения в рабочем колесе промышленного центробежного компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2000. № 3. С. 18–21.
5. Галёркин Ю.Б., Митрофанов В.П., Данилов К.А. Анализ особенностей и оптимизация проточной части центробежных компрессоров природного газа // Компрессорная техника и пневматика. 2000. №4. М. С. 4–7.
6. Галёркин 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.
7. Галёркин 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. Казань. 2011. Т. 1. С. 276–285.
8. Солдатова К.В. Уточнение моделей потерь и напора в программах Метода универсального моделирования по результатам испытания промышленных центробежных компрессоров // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2010. № 4(110). С. 300–308.
9. Селезнев К.П., Галёркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение, 1982. 271 с.
10. Галёркин Ю.Б., Боровков А.И., Воинов И.Б., Гаев А.В., Гамбургер Д.М., Софронова А.А., Лозовая Н.С. Результаты расчета вязкого потока в неподвижных элементах центробежных компрессорных ступеней с помощью программной системы ANSYS/CFX // Компрессорная техника и пневматика. 2007. №2. С. 10–16.

REFERENCES

1. **Galerkin Yu.B.** Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proyektirovaniye protochnoy chasti. M.: OOO «Informatsionno-izdatelskiy tsentr «KKhT». 2010. 596 s. (rus.)
2. **Galerkin Yu.B., Geller M., Mitrofanov V.P., Tevs A.** Fizicheskiye i chislennyye eksperimenty po issledovaniyu techeniya v rabochem kolese promyshlennogo tsentrobezhnogo kompressora. *Trudy shestogo mezhdunarodnogo simpoziuma «Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya»*. SPb.: Izd-vo SPbGPU, 2000. S. 65–70. (rus.)
3. **Galerkin Yu.B., Mitrofanov V.P.** Primeneniye sovremennykh metodov optimalnogo proyektirovaniya pri razrabotke novogo pokoleniya modelnykh stupeney tsentrobezhnnykh kompressorov. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*. 1995. Vyp. № 8–9. S. 36–40. (rus.)
4. **Galerkin Yu.B., Mitrofanov V.P.** Fizicheskiye i chislennyye eksperimenty po issledovaniyu techeniya v rabochem kolese promyshlennogo tsentrobezhnogo kompressora. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2000. № 3. S. 18–21. (rus.)
5. **Galerkin Yu.B., Mitrofanov V.P., Danilov K.A.** Analiz osobennostey i optimizatsiya protochnoy chasti tsentrobezhnnykh kompressorov prirodnogo gaza. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2000. №4. S. 4–7. (rus.)
6. **Galerkin Yu.B., Soldatova K.V., Drozdov A.A.** Utochneniye algoritma rascheta parametrov potoka v tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2010. № 4(110). S. 150–157. (rus.)
7. **Galerkin Yu.B., Soldatova K.V., Drozdov A.A.** Razvitiye kompyuternykh programm Metoda universalnogo modelirovaniya 1-go urovnya. *Trudy 15 Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii po kompressornoy tekhnike*. Kazan. 2011. T. 1. S. 276–285. (rus.)
8. **Soldatova K.V.** Utochneniye modeley poter i napora v programmakh Metoda universalnogo modelirovaniya po rezul'tatam ispytaniya promyshlennnykh tsentrobezhnnykh kompressorov. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2010. № 4(110). S. 300–308. (rus.)
9. **Seleznev K.P., Galerkin Yu.B.** Tsentrobezhnnyye kompressory. L.: Mashinostroyeniye, 1982. 271 s. (rus.)
10. **Galerkin Yu.B., Borovkov A.I., Voinov I.B., Gayev A.V., Gamburger D.M., Sofronova A.A., Lozovaya N.S.** Rezul'taty rascheta vyazkogo potoka v nepodvizhnykh elementakh tsentrobezhnnykh kompressornykh stupeney s pomoshchyu programmnoy sistemy ANSYS/CFX. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2007. №2. S. 10–16. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ГАЛЁРКИН Юрий Борисович — доктор технических наук профессор, заведующий кафедрой компрессорной, вакуумной и холодильной техники Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: galerkin@pef.spbstu.ru

ДРОЗДОВ Александр Александрович — ассистент Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: A_drozdi@mail.ru

AUTHORS

GALERKIN Yuriy B. — St. Petersburg State Polytechnical University. 29, Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: galerkin@pef.spbstu.ru

DROZDOV Aleksandr A. — St. Petersburg State Polytechnical University. 29, Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: A_drozdi@mail.ru