

УДК 621.515:075.8

Ю.Б. Галёркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ПРИ НЕАДИАБАТНОМ СЖАТИИ

Yu.B. Galerkin, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov

PERFORMANCE MODELING OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS WITH NON-ADIABATIC COMPRESSION PROCESS

Центробежные компрессоры в составе газотурбинных и турбоагрегатных двигателей могут работать при значительном внешнем теплообмене. Измеренное повышение температуры в компрессоре не позволяет рассчитать его характеристики по формулам для адиабатного процесса. Обработка экспериментальных данных при помощи пакета программ, использующих Метод универсального моделирования, в предположении о линейности напорной характеристики и о ее независимости от критериев сжимаемости позволила осуществить расчет газодинамических характеристик высоконапорной центробежной ступени, работающей при неадиабатном сжатии.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ. МЕТОД УНИВЕРСАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ. КПД. КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА. ТЕПЛООБМЕН.

Centrifugal compressors in gas-turbine engines and turbochargers operate with considerable external heat transfer. Measured compressor temperature enhancement does not permit to calculate performance by means of expressions for adiabatic process. Reduction of test data by the Universal modeling method based on assumption that work coefficient is linear function of a flow rate coefficient independent of compressibility allows calculating high-head centrifugal compressors gas-dynamic performances in case of non-adiabatic compression process.

CENTRIFUGAL COMPRESSORS. UNIVERSAL MODELING METHOD. EFFICIENCY. FLOW RATE. HEAT TRANSFER.

Центробежные компрессоры относятся к главному энергетическому оборудованию в химической и металлургической промышленности, холодильной технике, нефтяной и газовой промышленности. Сравнительно новой областью применения является малая энергетика на основе небольших газотурбинных двигателей, в которых центробежный компрессор — один из наиболее важных элементов. Сходные по параметрам компрессоры являются частью агрегатов наддува двигателей внутреннего сгорания.

Центробежные компрессоры относятся к одним из основных потребителей энергии приводных двигателей. Таким образом, проблема оптимального проектирования центробежных компрессоров имеет важное значение. Для решения проблемы быстрого и достоверного определения характеристик компрессора был создан метод оптимального газодинамического проектирования. Он является результатом обобщения и анализа большого объема экспериментальных данных, накопленных на кафедре компрессорной, вакуумной и холодильной тех-

ники (КВХТ) СПбГПУ. Комплекс соответствующих компьютерных программ получил название «Метод универсального моделирования» [1]. Компьютерные программы Метода универсального моделирования эффективно используются при разработке новых компрессоров по заданиям промышленности.

С термодинамической точки зрения крупные центробежные компрессоры осуществляют адиабатический процесс сжатия, при котором теплообмен сжимаемого газа с внешней средой пренебрежимо мал. На этом постулате построены приемы расчета и оптимизации проточных частей. Практически важно было бы осуществлять оптимальное проектирование как центробежных компрессоров малых газотурбинных двигателей и компрессоров турбонаддувочных агрегатов, так и крупных промышленных компрессоров.

Для расчета безразмерных характеристик необходимо максимально точное измерение температур газа перед и за компрессором. При испытании крупных промышленных компрессоров предусмотрены специальные меры, чтобы незначительный внешний теплообмен не повлиял на точность измерения температур [2].

При испытании компрессоров агрегатов турбонаддува создать условия для исключения существенного влияния теплообмена практически невозможно. При таких условиях сжатие воздуха в компрессоре нельзя считать адиабатным. Научная работа, выполненная в Институте турбомашин Ляйбницкого университета г. Ганновера [3] посвящена изучению вопросов неадиабатного сжатия в небольших турбонаддувочных агрегатах.

При невозможности определить КПД и коэффициент внутреннего напора путем непосредственного изменения температур необходимо вводить корректировки измеренных значений T_k^* , T_n^* , учитывающие влияние теплообмена. Однако не всегда имеется возможность получить детальную информацию об испытаниях агрегата в целом (температура газа на входе и выходе турбины, температура масла и т. д.), что необходимо для построения расчетной модели теплообмена. Для решения данной проблемы предлагается косвенный способ определения напорной характеристики $\psi_i = f(\Phi)$ и характеристики КПД $\eta = f(\Phi)$, основанный на опыте

моделирования «адиабатных» центробежных компрессоров*.

Для этого были проанализированы экспериментальные данные испытания агрегата наддува ДВС с центробежным компрессором, имеющим диаметр рабочего колеса (РК) 48 мм, которые представлены коллегами из Института турбомашин Университета г. Ганновера — профессором Й. Зойме и ассистентом профессора Т. Секстро — в порядке сотрудничества, инициированного и поддержанного ректором СПбГПУ А.И. Рудским.

Испытания компрессора были проведены в составе агрегата в диапазоне частот вращения ротора от 104000 до 202000 об/мин. Представленные на рис. 1 зависимости отношения давлений от расхода объективно отражают процесс сжатия, чего нельзя сказать о характеристиках КПД, которые рассчитаны по температурам на входе и выходе компрессора. Значения КПД, рассчитанные по формулам для адиабатного сжатия, вряд ли можно считать корректными хотя бы потому, что при снижении частоты вращения рассчитанный таким образом КПД снижается на 12 %. В принципе это может иметь место из-за рассогласования элементов ступени, но не в такой сильной степени. Очевидно, при минимальной частоте вращения подогрев воздуха на выходе из компрессора сильнее влияет на точность оценки эффективности за счет повышения измеренной температуры.

Основная доля проектной практики кафедры КВХТ выполнена по компьютерным программам 4-го поколения, информация по которым опубликована и представлена на ряде конференций [1, 4–6]. Они ориентированы, главным образом, на приложение к промышленным центробежным компрессорам. В большинстве случаев ступени промышленных компрессоров имеют традиционные рабочие колеса с лопатками непространственной, цилиндрической формы, которые расположены в радиальной части колеса. Рабочие колеса компрессоров газотурбинных двигателей и турбонаддувочных агрегатов — более сложной формы; их лопатки имеют пространственную, трехмерную форму и расположены как в радиальной, так и в осевой части рабочего колеса.

* Экспликация принятых в статье обозначений дана в конце, перед списком литературы.

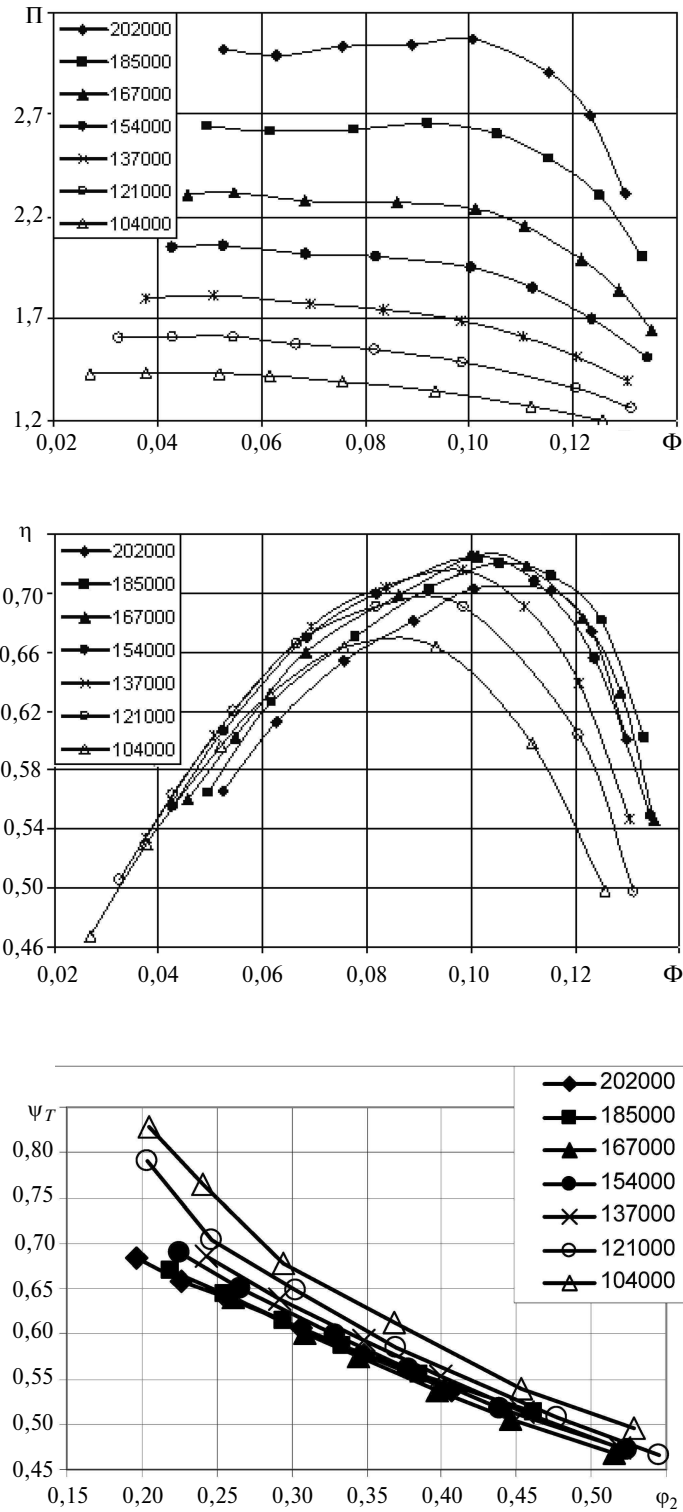


Рис. 1. Зависимости отношения Π давлений, КПД η и коэффициента ψ внутреннего напора компрессора от расхода Φ для разных частот вращения ротора (указаны в об/мин около обозначений соответствующих кривых)

При обработке результатов испытаний использовались компьютерные программы, основанные на новейшей модели 6-го поколения для наиболее точного расчета характеристик ступеней с осерадиальными РК.

Уточненный расчет осерадиальных рабочих колес (ОРК) осуществляется благодаря более полному описанию их формы и точному определению площади поверхности лопаток и ограничивающих дисков. Площадь смачиваемых поверхностей определяет потери трения, которые доминируют на расчетном режиме.

В предыдущих версиях программы расчет длины и площади лопатки ОРК, а также площади ограничивающих поверхностей основного и покрывающего дисков производился с упрощающими допущениями. Площадь ограничивающих поверхностей $\bar{S}_{\text{огр}}$ принималась равной площади кольца, образованного диаметрами D_1 и D_2 , с учетом среднего коэффициента стеснения:

$$\bar{S}_{\text{огр}} = \pi(1 - \bar{D}_1^2)(\tau_1 + \tau_2)/8. \quad (1)$$

Площадь лопатки определялась как произведение длины лопатки $\bar{l}_л$ на среднюю высоту лопатки РК:

$$\bar{S}_л = 0,5\bar{l}_л(\bar{b}_1 + \bar{b}_2). \quad (2)$$

Меридиональная форма ОРК в упрощенной постановке определялась диаметрами D_0 , $D_{\text{вт}}$, высотой лопатки на выходе b_2 , а так же углами установки лопатки $\beta_{л1}$ и $\beta_{л2}$.

В программах 6-го поколения Метода универсального моделирования форма ОРК определяется, кроме того, осевой протяженностью колеса L_m , а также радиусами скругления основного и покрывающего дисков R_h и R_s . Положение входной кромки лопатки задается отношением меридиональной протяженности лопатки к общей меридиональной протяженности средней линии ОРК $l_{мл}/l_{м\text{ОРК}}$. Кроме того, задается угол φ_2 наклона покрывающего диска РК. Схематизация изменения лопаточных углов по длине лопатки принимается постоянной исходя из анализа геометрии различных ОРК и предполагает три различных характера изменения угла:

начальный участок с $\bar{l}_{м\text{текущ}}$ от 0 до $0,45 \bar{l}_{мл}$, на котором принимается линейное увеличение угла от $\beta_{л1}$ до $\beta_{л\text{макс}}$;

средний участок с $\bar{l}_{м\text{текущ}}$ от $0,45 \bar{l}_{мл}$ до $0,75 \bar{l}_{мл}$ и постоянным лопаточным углом $\beta_{л\text{макс}} = 1,35 \beta_{л2}$;

конечный участок с $\bar{l}_{м\text{текущ}}$ от $0,75 \bar{l}_{мл}$ до $1,0 \bar{l}_{мл}$, на котором принимается линейное уменьшение угла от $\beta_{л\text{макс}}$ до $\beta_{л2}$.

Заданная таким образом форма РК позволяет более точно по сравнению с предыдущими версиями программы определить площадь ограничивающих поверхностей и лопаток ОРК. Для этого меридиональная длина лопатки разделяется на 40 участков, для каждого из которых определяется его длина Δl_{mi} , высота лопатки b_i и диаметр D_i . Таким образом, площадь лопатки может быть определена по формуле

$$\bar{S}_л = \sum_0^i \frac{\Delta l_{mi} \bar{b}_i}{\sin \beta_{ли} \cos \chi}, \quad (3)$$

где χ — угол навала, неизбежно имеющий место и принимаемый исходя из практики проектирования равным 20° .

Площади ограничивающих поверхностей основного и покрывающего дисков принимаются одинаковыми и определяются на средней линии межлопаточного канала в предположении, что данная поверхность на плоскости имеет форму трапеции:

$$\bar{S}_{\text{огр}} = \bar{l}_л \pi (\bar{D}_1 \tau_1 + \tau_2) / z_{\text{РК}}. \quad (4)$$

При расчете сверхзвуковых режимов течения в проточной части компрессора используется упрощенная схема с образованием прямого скачка уплотнения в РК, за которым скорость дозвуковая:

$$\bar{w}'_{\text{1sonic}} = \frac{1}{\bar{w}'_1 \tilde{\lambda}_u^2}, \quad (5)$$

где $\tilde{\lambda}_u$ — скоростной коэффициент по окружной скорости на диаметре \bar{D}_1 ; \bar{w}'_1 — сверхзвуковая скорость на входе в лопаточную решетку; \bar{w}'_{1sonic} — дозвуковая скорость после скачка уплотнения.

Соответственно изменениям скорости меняются статические давление и температура. Таким образом, изменяется и коэффициент сжимаемости:

$$\frac{p'_{\text{1sonic}}}{p'_1} = 1 + X(65) \frac{2k}{k+1} \cdot \frac{(\bar{w}'_1 \tilde{\lambda}_u)^2 - 1}{1 - \frac{k-1}{k+1} (\bar{w}'_1 \tilde{\lambda}_u)^2}; \quad (6)$$

$$\frac{T'_{1sonic}}{T'_1} = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \bar{w}'_{1sonic}{}^2 \tilde{\lambda}_u^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \bar{w}'_1{}^2 \tilde{\lambda}_u^2}. \quad (7)$$

В формулу (6) введен эмпирический коэффициент $X(65) < 1,0$. Он учитывает известный факт негативного взаимодействия скачка уплотнения с пограничным слоем, что увеличивает потери напора.

Введен учет сжимаемости газа в горле межлопаточного канала РК, что непосредственно влияет на диаграмму скоростей РК и на потери в лопаточной решетке. Показатель политропы процесса, протекающего между входом в лопаточную решетку РК и горлом межлопаточного канала, зависит от величины ударных потерь в лопаточной решетке:

$$\frac{n_r}{n_r - 1} = \frac{k}{k-1} - \frac{k \zeta_{уд}}{k+1}. \quad (8)$$

При расчете учитывается тот факт, что угол лопатки в горле межлопаточного канала больше угла лопатки на входе. Это учитывается эмпирическим коэффициентом $X(52)$:

$$\bar{w}_r = \frac{\Phi_0}{4 \epsilon_r \bar{D}_1 \tau_1 \bar{b}_1 \sin(\beta_{л1} X(52))}. \quad (9)$$

Изменение плотности рассчитывается по известному соотношению

$$\frac{\rho_r}{\rho'_{1sonic}} = \left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \bar{w}'_r{}^2 \tilde{\lambda}_u^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \bar{w}'_{1sonic}{}^2 \tilde{\lambda}_u^2} \right)^{\frac{1}{n_r-1}}. \quad (10)$$

Значения эмпирических коэффициентов в уравнениях математической модели потерь определяются сопоставлением характеристик КПД, полученных при испытаниях модельных ступеней и рассчитанных для этих же ступеней. В специально разработанной программе IDENT имеется база данных с формой проточной части, условиями испытаний и безразмерными характеристиками ступени.

Формально в уравнениях модели потерь 6-го поколения имеется 65 коэффициентов. Часть из них не используется. Процесс идентификации заключается в автоматическом переборе значений эмпирических коэффициентов в заданном диапазоне. Значение невязки в процессе идентификации должно стремиться к нулю: $\eta_{расч} - \eta_{эксп} \rightarrow 0$.

Идентификация математической модели проводилась по результатам испытания модельных ступеней, отличавшихся газодинамическими и геометрическими параметрами в следующих диапазонах:

расчетный коэффициент расхода $\Phi_{расч} = 0,28-0,64$;

расчетный коэффициент напора $\Psi_{Tрасч} = 0,45-0,68$;

втулочное отношение $\bar{D}_{вт} = 0,25-0,35$;

радиальный размер безлопаточного диффузора $\bar{D}_4 = 1,42-1,6$.

Использовались результаты испытаний ступеней в диапазоне условных чисел Маха $0,467-0,856$ и условных чисел Рейнольдса $4,8 \cdot 10^6 - 6,9 \cdot 10^6$.

Для проверки возможности применения модели потерь за пределами параметров модельных ступеней был проведен расчет характеристик особо малорасходных ступеней, находящихся применение в компрессорах высокого давления.

Все расчеты показали высокую точность совпадения расчетных и экспериментальных данных (в пределах 1 % для всей характеристики и в пределах 0,5 % для расчетного режима).

Рассмотренная математическая модель пакета программ Метода универсального моделирования и полученные в результате идентификации значения эмпирических коэффициентов используются для обработки экспериментальных данных и расчета характеристик центробежного компрессора агрегата наддува ДВС.

Для получения характеристик, помимо учета потерь напора, необходимо рассчитать напорную характеристику. Обработка данных по напорным характеристикам модельных ступеней кафедры КВХТ показала, что они имеют практически линейный характер в координатах $[\Psi_T, f(\varphi_2)]$. Кроме того, для каждой ступени в исследованном диапазоне $M_u \leq 0,9$ все характеристики ложатся на одну прямую [7–9]. В компьютерных программах для расчета характеристик линейную зависимость $\Psi_T = f(\varphi_2)$ определяют значения коэффициента напора в двух точках:

значение коэффициента напора при нулевом расходе $\Psi_{T0} < 1,0$; оно получается интерполяцией напорной характеристики;

значение коэффициента напора на расчетном режиме $\Psi_{Tрасч}$.

В работах [7–9] предложены способы расчета этих значений для вновь проектируемых ступеней. При моделировании характеристик испытанных ступеней значения $\psi_{T\text{расч}}$ и ψ_{T0} подбираются для соответствия результатам испытаний.

Исследуемый компрессор имеет высокорасходное рабочее колесо. Его расчетный коэффициент расхода находится в пределах от 0,10 до 0,14, при которых коэффициент внутреннего напора ψ_i незначительно отличается от коэффициента теоретического напора ψ_T . Сильное влияние числа оборотов ротора на характеристику $\psi_i = f(\varphi_2)$, т. е. влияние условного числа Маха, противоречит многочисленным экспериментальным данным, упомянутым выше [7–9]. Возможно, у малоразмерного высоконапорного компрессора с ОРК характеристика $\psi_T = f(\varphi_2)$ не должна быть линейной, а должна зависеть от условного числа Маха. Это тем более вероятно, что при $n = 202000$ об/мин и $n = 185000$ об/мин значительная часть характеристики лежит за границей помпажа (то есть левее точки максимального отношения давлений).

Моделирование характеристик при неадиабатном сжатии основывается на следующих предположениях:

модель расчета потерь компьютерных программ 6-го поколения может достаточно корректно оценивать потери напора в проточной части малоразмерного высоконапорного компрессора с осерадиальным пространственным РК;

напорная характеристика $\psi_T = f(\varphi_2)$ — линейна, как и в случае модельных ступеней с радиальными непроточными РК;

в области дозвуковых течений характеристика $\psi_T = f(\varphi_2)$ не зависит от условного числа Маха M_u .

По данным [3] при больших отношениях давлений температура на выходе из компрессора достаточно большая, а влияние теплообмена на конечную температуру сравнительно невелико. Таким образом, характеристика КПД и напорная характеристика при максимальной частоте вращения, показанные на рис. 1, примерно соответствуют действительности. Расчет характеристики КПД по измеренному отношению давлений и температур показал значительно больший уровень КПД — порядка 80–81 %.

Согласовать рассчитанный КПД с экспериментальными значениями при наибольших частотах вращения удалось за счет введения шероховатости поверхностей проточной части. Идентификация математической модели выполнена по экспериментальным данным для модельных ступеней, которые имеют гидравлически гладкие поверхности. Поверхности проточной части исследуемого компрессора не подвергались механической обработке после изготовления деталей отливкой. Их шероховатость достаточно большая. По экспертной оценке, в расчет введены следующие значения шероховатостей: для рабочего колеса $Rz = 96$ мкм; для безлопаточного диффузора $Rz = 20$ мкм; для обратно-направляющего аппарата $Rz = 100$ мкм.

Рассчитанные при таких условиях значения максимального КПД достаточно близко соответствуют экспериментальным значениям при частоте вращения $n = 202000$ об/мин и $n = 185000$ об/мин, которые показаны на рис. 1. Дальнейшее моделирование производилось с помощью специальной версии программы IDENT, которая минимизирует невязки между рассчитанным и измеренным отношением давлений.

В процессе идентификации варьировались некоторые эмпирические коэффициенты. По сравнению с исходным набором уточнены значения коэффициентов, определяющих потери напора в выходной улитке. Следует сказать, что все модельные ступени, участвовавшие в основной идентификации, были промежуточного типа, т. е. не имели улиток. Эмпирические коэффициенты для расчета потерь в этом элементе фактически ранее не идентифицировались.

Вторая группа уточненных эмпирических коэффициентов определяет ударные потери, связанные с наличием нерасчетных углов атаки. Эти коэффициенты определяют форму характеристики КПД влево и вправо от расчетной точки, где эти потери минимальны.

Приближенное описание формы проточной части рабочего колеса не позволяет корректно оценить размер самого узкого проходного сечения межлопаточных каналов РК — горла канала. По результатам испытаний определен эмпирический коэффициент, соотносящий размер горла с проходным сечением межлопаточного ка-

нала в сечении «1». Характеристика отношения давлений на рис. 1 при максимальной частоте вращения и максимальном расходе приближается к вертикальной, что соответствует условию запираания сверхзвуковым потоком. Эмпирический коэффициент определен из условия равенства скорости потока скорости звука в горле при условном коэффициенте расхода 0,13 при $n = 202000$ об/мин.

Подбор эмпирических коэффициентов, обеспечивающих моделирование характеристики отношения давления, осуществлялся при фиксированных значениях линейной зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$. Сопоставление результатов моделирования показало, что для частот вращения 137000 об/мин и менее может быть использована единая зависимость $\psi_T = f(\varphi_2)$, обеспечивающая достаточно точное моделирование характеристики отношения давления. Анализ показал, что при этих оборотах скорость потока нигде не превосходит скорость звука. Это означает, что для исследуемого компрессора в дозвуковой зоне работы подтвержден принцип линейности характеристики $\psi_T = f(\varphi_2)$ и независимости ее от числа Маха.

При частоте вращения 185000 об/мин на периферии лопаток РК скорость — трансзвуковая: $\lambda_{w_1} = w_1 / \sqrt{\frac{2k}{k+1} R \tilde{T}_1^*} = 1,12$ (\tilde{T}_1^* — полная температура на входе в РК в относительном движении). При частоте вращения 202000 об/мин скоростной коэффициент — $\lambda_{w_1} = 1,218$. Для частоты вращения от 154000 об/мин и выше напорные характеристики $\psi_T = f(\varphi_2)$ также линейные, но лежат ниже характеристики при дозвуковом течении.

Подобранные зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$, обеспечивающие приемлемое моделирование характеристик отношения давлений показаны на рис. 2.

Графики на рис. 2 демонстрируют очень сильное влияние сжимаемости на напорную характеристику, что не характерно для дозвуковых ступеней. Для ориентировочной количественной оценки на рис. 3 показаны зависимости двух параметров, определяющих линейные зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$, при разных максимальных значениях скоростного коэффициента λ_{w_1} на периферии входной кромки лопатки РК.

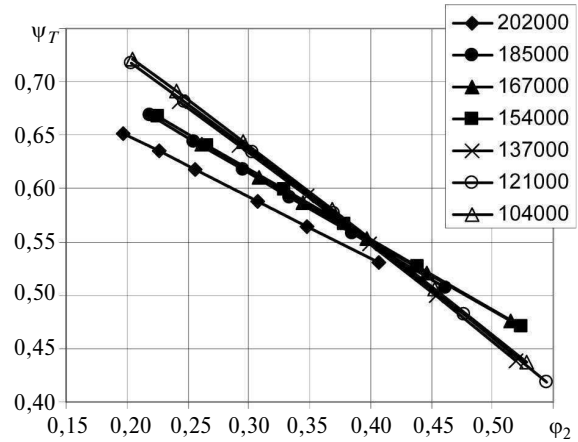


Рис. 2. Изменение безразмерной напорной характеристики $\psi_T = f(\varphi_2)$ компрессора при разных частотах вращения ротора (указаны в об/мин около обозначений соответствующих кривых)

Значения коэффициентов ψ_{T0} и φ_{2max} получены экстраполяцией прямых на рис. 2. Эти значения определяют напорную характеристику согласно уравнению

$$\psi_T = \psi_{T0} - \frac{\psi_{T0}}{\varphi_{2max}} \varphi_2 \quad (11)$$

На рис. 4, а, б показаны результаты моделирования характеристик отношения давления при разных оборотах ротора и числах Маха. Результаты моделирования можно считать удовлетворительными. На рис. 4, в представлены рассчитанные характеристики КПД. Они соответствуют линейным напорным характеристикам на

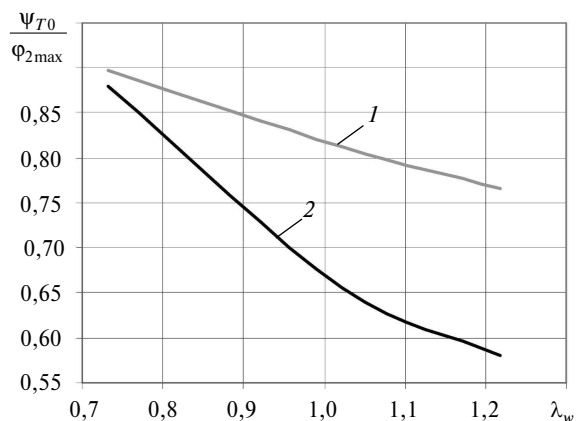


Рис. 3. Зависимости ψ_{T0} (1) и $\frac{\psi_{T0}}{\varphi_{2max}}$ (2) при различных значениях скоростного коэффициента λ_{w_1}

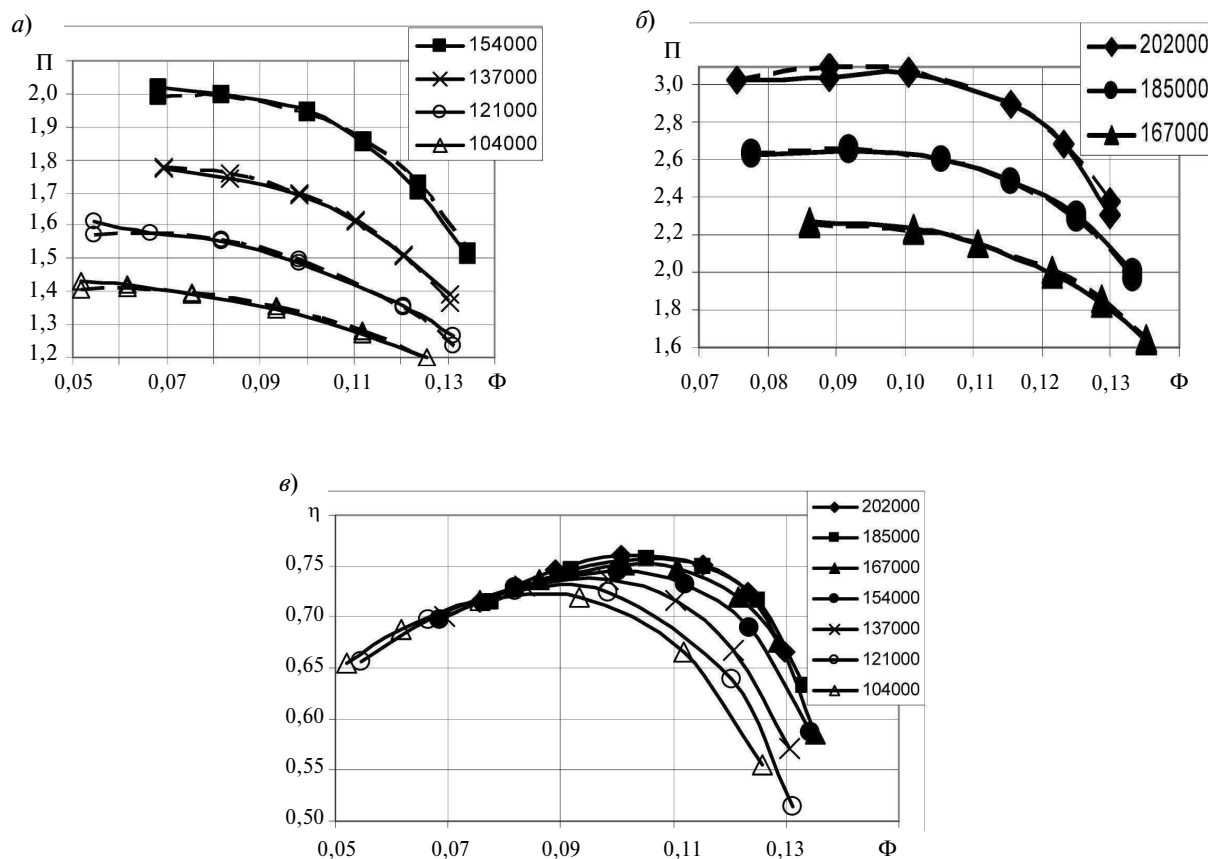


Рис. 4. Характеристики центробежного компрессора агрегата наддува ДВС, рассчитанные при помощи пакета программ Метода универсального моделирования: а, б — зависимости рассчитанного и измеренного отношений давления от условного коэффициента расхода (пунктир — расчет, сплошная линия — эксперимент); в — зависимости КПД от условного коэффициента расхода (число оборотов ротора в мин. указано у обозначения соответствующей зависимости)

рис. 2 и смоделированным характеристикам отношения давлений на рис. 4, а, б.

Влияние числа оборотов ротора, т. е. условного числа Маха, на КПД, показанное на рис. 4, в, более логично и оправданно, чем характеристики на рис. 1, рассчитанные по измеренным температурам, в условиях неадиабатного процесса сжатия.

Представленный метод моделирования характеристик центробежных компрессоров, работающих в условиях неадиабатного сжатия, позволяет сделать несколько выводов. Во-первых, принцип линейности напорной харак-

теристики $\psi_T = f(\phi_2)$ и ее независимости от чисел Маха в дозвуковой области оказался применимым к малоразмерному осердиальному рабочему колесу. Во-вторых, математическая модель потерь, хорошо зарекомендовавшая себя при моделировании широкого круга дозвуковых ступеней с непространственными рабочими колесами, оказалась применимой с минимальными уточнениями к малоразмерному высоконапорному компрессору. Дальнейшая проверка и уточнение изложенного принципа моделирования будут продолжены с использованием других экспериментальных данных по компрессорам с неадиабатным сжатием.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Условные обозначения, принятые в статье

b — высота лопаток; D — диаметр; k — показатель изоэнтропы; l — длина лопатки; M_u — число Маха; n — показатель политропы, частота вращения; p — давление; R — газовая постоянная, радиус скругления; Rz — шероховатость; S — площадь; T — температура; w — относительная скорость потока; $X(i)$ — эмпирические коэффициенты математической модели; 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; Π — отношение давлений; λ — скоростной коэффициент; ρ — плотность газа; τ — коэффициент стеснения потока; φ — коэффициент расхода; Φ — условный коэффициент расхода; ζ — коэффициент потерь; ψ_T — коэффициент теоретического напора; ψ_i — коэффициент внутреннего напора.

Подстрочные индексы:

$\Gamma, \kappa, n, 0, 1, 2, 4$ — параметры потока и размеры контрольных сечений на границе элементов проточной части; $вт$ — втулка; $л$ — лопатка; $макс$ — максимальное значение; $огр$ — ограничивающие поверхности; $РК$ — рабочее колесо; $уд$ — ударные потери; m — меридиональный; $sonic$ — параметр дозвукового потока.

Надстрочные индексы:

$\bar{c} = c / u_2$, $\bar{b} = b / D_2$ — надстрочная черта означает, что скорость отнесена к характерной скорости вращения, линейный размер отнесен к характерному линейному размеру (наружному диаметру рабочего колеса); w' — скорость с учетом стеснения потока; T^* — параметры торможения; \tilde{T} — параметр в относительном движении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Галёркин Ю.Б. Турбокомпрессоры [Текст] / Ю.Б. Галёркин. — СПб: Изд-во СПбГТУ, 2010. — С. 650.
2. Стандарт ISO 5386 [Текст]. — 1991 (E).
3. Shaaban, S. Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance [Text] / S. Shaaban // Doctor-Engineering Dissertation. — Hanover, Germany. — 2004.
4. Галёркин, Ю.Б. Численное моделирование центробежных компрессорных ступеней (физические основы, современное состояние) [Текст] / Ю.Б. Галёркин, К.А. Данилов, Е.Ю. Попова // Компрессорная техника и пневматика. — 1993. № 2.
5. Галёркин, Ю.Б. Физические и численные эксперименты по исследованию течения в рабочем колесе промышленного центробежного компрессора [Текст] / Ю.Б. Галёркин, В.П. Митрофанов // Компрессорная техника и пневматика. — 2000. — № 3. — С. 18–21.
6. Galerkin Y., Danilov K., Popova E. Design philosophy for industrial centrifugal compressor [Text] // International Conference on Compressors and their systems. — London: City University, UK. — 1999.
7. Галёркин, Ю.Б. Разработка методики моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам испытаний модельных ступеней [Текст] / Ю.Б. Галёркин, А.Н. Карпов // Компрессорная техника и пневматика. — 2011. — № 6. — С. 13–17.
8. Галёркин, Ю.Б. Определение напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам расчетов обтекания невязким квазитрехмерным потоком [Текст] / Ю.Б. Галёркин, А.Н. Карпов, Ю.В. Кожухов / ЗАО «НИИ турбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» // Проектирование и исследование компрессорных машин. — 2009. — № 6.
9. Галёркин, Ю.Б. Моделирование напорной характеристики центробежного компрессорного колеса [Текст] / Ю.Б. Галёркин, А.Н. Карпов, Ю.В. Кожухов // Труды 15 Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Том 1. — Казань, 2011. — С. 268–276.

REFERENCES

1. Galerkin, Yu.B. Turbocompressors [Text] / Y.B. Galerkin. — SPbSTU, 2010. — С. 650 p. (rus).
2. Standard ISO 5386: 1991 (E).
3. Shaaban, S. Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance. // Doctor-Engineering Dissertation. — Hanover. — Germany. — 2004.
4. Galerkin Yu.B., Danilov K.A., Popova E.Y. Mathematical modeling of centrifugal compressors stages (basic physics, modern state) [Text] // Compressor equipment and pneumatics. — SPb. — 1993. — № 2. (rus.)
5. Galerkin Yu.B., Mitrofanov V.P. True and numerical experiments of flow investigation in centrifugal compressor impeller [Text] // Compressor equipment and pneu-

matics.— SPb.— 2000.— № 3.— P. 18–21. (rus.)

6. **Galerkin Yu., Danilov K., Popova E.** Design philosophy for industrial centrifugal compressor [Text] // International Conference on Compressors and their systems.— London: City University, UK.— 1999.

7. **Galerkin Yu.B., Karpov A.N.** Modeling methodology design of centrifugal compressors impeller head performance curves by the results of modeling steps tests [Text] // Compressor equipment and pneumatics.— SPb.— 2011.— № 6.— P. 13–17. (rus.)

8. **Galerkin Yu.B., Karpov A.N., Kozuchov Y.V.** Calculation of centrifugal compressors impeller head performance curves by the results of flow nonviscous quasi-three-dimensional calculation [Text] // Compressors designing and research. Closed corporation «Snepp Turbomachinery Research Institute».— 2009.— № 6. (rus.)

9. **Galerkin Yu.B., Karpov A.N., Kozuchov Y.V.** Modeling of head performance curves of centrifugal compressors impeller [Text] // Proc. of 15 Intern. compressors scientific and technical conference.— Vol. 1.— Kazan., 2011.— P. 268–276. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

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

GALERKIN Yuriy B. — St.-Petersburg Sate Polytechnical University; 195251, Polytechnicheskaya St. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: galerkin@pef.spbstu.ru

СОЛДАТОВА Кристина Валерьевна — кандидат технических наук доцент кафедры компрессорной, вакуумной и холодильной техники Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: buck02@list.ru

SOLDATOVA Kristina V. — St.-Petersburg Sate Polytechnical University; 195251, Polytechnicheskaya St. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: buck02@list.ru

ДРОЗДОВ Александр Александрович — ассистент кафедры компрессорной, вакуумной и холодильной техники Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: A_drozdi@mail.ru.

DROZDOV Alexandr A. — St.-Petersburg Sate Polytechnical University; 195251, Polytechnicheskaya St. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: A_drozdi@mail.ru