УДК 621.43

© 2020 г. А.В. Пассар¹, канд. техн. наук,
Д.В. Тимошенко², канд. техн. наук,
Е.В. Фалеева³, канд. техн. наук

¹(Вычислительный центр ДВО РАН, Хабаровск)

²(Тихоокеанский государственный университет, Хабаровск)

³(Дальневосточный государственный университет путей сообщения, Хабаровск)

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ СКОРОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

В статье предложена методика взаимосвязанного определения коэффициентов скорости и оптимальной геометрии проточной части радиально-осевой центростремительной турбины при проектировании. В основу методики положена модель течения газа на среднем диаметре в одномерном квазистационарном приближении, дополненная соотношениями для определения оптимальных режимных параметров турбины.

Ключевые слова: двигатель, турбина, алгоритм, итерация, степень радиальности, коэффициент скорости.

DOI: 10.22250/isu.2020.66.25-36

Введение

Радиально-осевые центростремительные турбины широко применяются в энергетических установках различного назначения. Это могут быть газотурбинные двигатели малой мощности и микротурбины, являющиеся высокоэффективными автономными источниками электрической и тепловой энергии; вспомогательные силовые установки самолетов; турбодетандерные установки, а также турбокомпрессоры, применяемые в качестве агрегатов наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания. В турбокомпрессорах агрегатов наддува турбины работают в нестационарном потоке отработавших газов, что обуславливает большие резервы в плане совершенствования их проточных частей. Цель настоящей работы – показать возможность взаимосвязанного определения коэффициентов скорости и геометрии проточной

части радиально-осевой центростремительной турбины, обеспечивающих оптимальные режимные параметры, на примере турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27. Этот агрегат широко используется для наддува судовых дизелей и дизель-электрических агрегатов мощностью от 200 до 600 КВт. Актуальность работы обусловлена необходимостью совершенствования центростремительных турбин в связи с непрерывным ужесточением требований к судовым энергетическим установкам и двигателям внутреннего сгорания в целом в плане повышения их экологических показателей и экономии топливно-энергетических ресурсов.

1. Методика взаимосвязанного определения геометрии проточной части турбины и коэффициентов скорости

В отечественной литературе [1 – 4] представлены методы расчета радиально-осевых центростремительных турбин при заданных значениях коэффициентов скорости. При этом коэффициенты скорости выбираются из достаточно широких диапазонов. Коэффициент скорости в сопловом аппарате φ составляет 0,93 – 0,98, а коэффициент скорости в рабочем колесе $\psi = 0,85 – 0,94$. Такой большой разброс значений обусловлен в том числе тем, что на данном этапе проектирования часть геометрических размеров турбины неизвестна. Окончательная геометрия турбины будет зависеть от того, какие значения коэффициентов скорости выбраны.

Для взаимосвязанного определения коэффициентов скорости и геометрии проточной части турбины предложена следующая методика, состоящая из трех повторяющихся этапов.

Этап 1. Нахождение оптимальных значений окружной скорости и степени реактивности. Поскольку на начальном этапе проектирования геометрические параметры турбины неизвестны, то задаем начальные значения коэффициентов скорости из упомянутых выше диапазонов [1 – 4], – например, $\varphi = 0,95$ и $\psi = 0,9$. Принимаем следующие значения (см. [2]) геометрических параметров турбины: угла выхода потока из соплового аппарата α_1 ; угла выхода потока из рабочего колеса β_2 ; степени радиальности рабочего колеса $\mu = R_{cp}/R_1$, где R_{cp} – средний радиус на выходе из рабочего колеса; R_1 – радиус рабочего колеса (выбор степени радиальности подробно рассмотрен в работе [5]). Для принятых коэффициентов скорости определяем оптимальную окружную скорость и оптимальную степень реактивности [2, 4, 6]:

$$\bar{u}_{1om} = \frac{\psi}{\sqrt{\mu^2 \left(\frac{\cos^2 \beta_2}{m^2} - \psi^2 \right) + \frac{(1 - m^2 \psi^4) \varphi^2 \cos^2 \alpha_1}{m^2 \psi^2 (1 - \varphi^2)}}}, \quad (1)$$

$$\rho_{opt} = 1 - \left[\frac{(1 - m \psi^2) \varphi \cos \alpha_1 \bar{u}_1}{m \psi^2 (1 - \varphi^2)} \right]^2. \quad (2)$$

Здесь $m_{opt} = \frac{1}{\psi^2} \left[1 - \sqrt{\frac{\mu^2 (1 - \varphi^2) (1 - \cos^2 \beta_2 \psi^2)}{\cos^2 \alpha_1 \varphi^2 + \mu^2 (1 - \varphi^2)}} \right]$; $\bar{u}_1 = u_1 / c_{ad}$; u_1 – окружная скорость на входе в рабочее колесо; c_{ad} – условная скорость, соответствующая полному изоэнтальпийному теплоперепаду.

Этап 2. Определение геометрических параметров и построение проточной части турбины. Для найденных значений $\bar{u}_{1opt}$, ρ_{opt} и заданного расхода газов G_m производим расчет турбинной ступени на среднем диаметре меридионального сечения в одномерном квазистационарном приближении [2 – 4, 7 – 11]. Алгоритм расчета представлен на рис. 1.

Рис. 1. Алгоритм определения геометрических параметров турбины.

В результате реализации данного алгоритма определяются все геометрические размеры турбины: R_{2i} – радиус втулки рабочего колеса; R_{20} – внешний радиус на выходе из рабочего колеса; R_{cp} – средний радиус на выходе из рабочего колеса; l_1 – высота лопатки рабочего колеса на входе; l_2 – высота лопатки рабочего колеса на выходе; R_1 – радиус на входе в рабочее колесо определен типоразмером турбины, для ТКР-14С-27 $R_1=70$ мм.

Найденные геометрические параметры являются основой для построения проточной части турбины (рис. 2).

Для этого можно использовать известные системы твердотельного моделирования (в работе применялась российская система КОМПАС 3D). В ходе построения определяем длины средних линий лопаток направляющего

аппарата $S_{пр.1}$ и рабочего колеса $S_{пр.2}$. Ширину рабочего колеса принимаем по рекомендациям работы [12] $B = 0,3D_1$, где D_1 – диаметр на входе в рабочее колесо. Внешнюю и внутреннюю линии меридионального контура рабочего колеса проводим по форме эллиптической кривой [13].

Рис. 2. Проточная часть турбины.

Этап 3. Определение коэффициентов скорости. Теперь, когда определены все геометрические размеры турбины, можно, используя одномерную модель течения газа в турбине и эмпирические зависимости для расчета потерь в турбине, рассчитать коэффициенты скорости в сопловом аппарате φ и рабочем колесе ψ .

Алгоритм расчета коэффициентов скорости представлен на рис. 3.

Рис. 3. Алгоритм уточнения коэффициентов скорости.

На этом первая итерация использования предложенной методики заканчивается. В результате ее реализации определяется геометрия проточной части турбины и коэффициенты скорости в сопловом аппарате и рабочем колесе.

Уточнение геометрических параметров турбины. Возвращаясь к первому этапу предложенной методики, для найденных на третьем этапе коэффициентов скорости по уравнениям (1) и (2) определяем оптимальную окружную скорость $\bar{u}_{1\text{опт}}$ и оптимальную степень реактивности $\rho_{\text{опт}}$. Затем согласно второму этапу повторяем расчет оптимальных геометрических параметров и перестраиваем проточную часть турбины. Согласно третьему этапу выполняем расчет коэффициентов скорости. Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока отклонение геометрических параметров турбины не станет меньше некоторой заданной величины. Практика расчетов показала, что для уточнения геометрии достаточно всего трех или четырех итераций (рис. 4).

Рис. 4. Уточнение размеров меридионального профиля рабочего колеса:

1 – первая итерация использования предложенной технологии; 2 – вторая итерация;
3 – третья и четвертая итерации.

Рассмотрим основные особенности математических моделей, применяемых в методике взаимосвязанного определения коэффициентов скорости и геометрии проточной части турбины.

Определение геометрических параметров турбины. Используемая математическая модель основана на уравнениях сохранения для одномерного потока газа на среднем диаметре меридионального сечения. Параметры газа в характерных сечениях турбины определяются с учетом заданных потерь в элементах ее проточной части. Алгоритм расчета представлен на рис. 1.

Исходными данными для решения задачи являются:

термодинамические параметры рабочего тела: k – показатель адиабаты, R – газовая постоянная, $p_0^* = p_0 + 0.5\rho w^2$ – давление газа перед турби-

ной (давление адиабатно заторможенного потока или полное давление), $T_0^* = T_0 + 0.5c_p w^2$ – температура газа перед турбиной (температура торможения или полная температура), p_2 – статическое давление за турбиной;

геометрические размеры ступени: α_1 – угол выхода потока из направляющего аппарата, β_2 – угол выхода потока из рабочего колеса, μ – степень радиальности, D_1 – диаметр рабочего колеса, $\beta_{1расч}=90^\circ$ – расчетный угол входа потока для турбин с радиальным входом потока в рабочее колесо;

принятые значения коэффициентов скорости;

оптимальные параметры ступени – расчет по уравнениям (1), (2);

расход газа через турбину G_m .

С использованием этого алгоритма составлена программа для расчета геометрических параметров турбины на языке программирования MATLAB [14].

Результатом работы данной программы являются: оптимальное число оборотов $n_{опт}$ и геометрические размеры турбины: R_{2i} – радиус ступицы рабочего колеса; R_{20} – внешний радиус на выходе из рабочего колеса; $R_{ср}$ – средний радиус на выходе из рабочего колеса; l_1 – высота лопатки на входе в рабочее колесо; l_2 – высота лопатки на выходе из рабочего колеса; $Z_{са}$ – количество лопаток соплового аппарата; $Z_{рк}$ – количество лопаток рабочего колеса; $D_{вх}$ – входной диаметр направляющего аппарата; $D_{вых}$ – выходной диаметр направляющего аппарата.

По найденным геометрическим размерам вычерчиваем турбину (см. рис. 2). Определяем длину средней линии профиля лопаток направляющего аппарата $S_{пр.1}$, а также длину средней линии профиля рабочего колеса $S_{пр.2}$.

Определение коэффициентов скорости. В основу определения коэффициентов скорости также принята одномерная модель расчета турбинной ступени. Блок-схема данного алгоритма представлена на рис. 3.

Этот алгоритм применяется и для расчета зависимостей: КПД от напора $\eta_\tau = f_1(\bar{H}_\tau)$; пропускная способность турбины от напора $\mu F_\tau = f_2(\bar{H}_\tau)$. Исходными данными являются все геометрические размеры турбинной ступени, определенные из алгоритма расчета геометрических размеров турбины, а также термодинамические параметры.

В результате работы этого алгоритма для удовлетворения закона сохранения массы должно выполняться уравнение расхода, которое для ступени турбины записывается в виде уравнения:

$$G_{са} = G_{рк} + G_{ут}, \quad (3)$$

где $G_{са}$ – расход газа через сопловой аппарат; $G_{рк}$ – расход газа через рабочее колесо; $G_{ут}$ – расход газа на утечку.

Также в качестве исходных данных задается степень реактивности ступени ρ . Если условие (3) не выполняется, то следует задаться другим значением степени реактивности ρ и повторить расчет ступени. Расчет выполняется методом последовательных приближений до тех пор, пока не будет достигнуто условие (3) с требуемой погрешностью 1%.

В отличие от алгоритма расчета геометрических размеров турбины (рис. 1) в этом алгоритме производится расчет коэффициентов потерь в турбине по эмпирическим зависимостям [15]. Основные потери энергии составляют потери от трения в пограничном слое на профиле лопатки [16]:

$$\zeta_{mp} = \frac{0,072}{Re^{0,2} \sin \beta_2} \left(\frac{S_{np}}{t_{2cp}} \right)^{0,8} \left[\left(\frac{\bar{w}_{cp}}{w_2} \right)^{3,09} + \left(\frac{\bar{w}_{вог}}{w_2} \right)^{3,09} \right], \quad (4)$$

где Re – число Рейнольдса; β_2 – угол выхода потока из рабочего колеса (соплового аппарата); t_{2cp} – средний шаг лопаток рабочего колеса (соплового аппарата); S_{np} – длина средней линии профиля лопаток рабочего колеса (соплового аппарата); $\bar{w}_{cp}$ – относительная скорость на спинке профиля; $\bar{w}_{вог}$ – относительная скорость на вогнутой поверхности профиля. Для нахождения относительных скоростей на спинке и вогнутой поверхности профиля используются зависимости, полученные в работе [2].

Кромочные потери учитываются известной формулой [16]:

$$\zeta_{kp} = 0,2 \frac{\Delta_{kp}}{t \sin \alpha}, \quad (5)$$

где Δ_{kp} – толщина выходной кромки лопатки рабочего колеса (соплового аппарата); t – шаг лопаток рабочего колеса (соплового аппарата); α – угол выхода потока из рабочего колеса (соплового аппарата).

В окончательном виде профильные потери:

$$\zeta_{np} = \zeta_{mp} + \zeta_{kp}. \quad (6)$$

Для нахождения концевых потерь используется известное выражение [16]:

$$\zeta_{конц} = 2\zeta_{np} \frac{a}{l}, \quad (7)$$

где ζ_{np} – коэффициент профильных потерь; a – ширина узкого сечения межлопаточного канала; l – высота лопатки.

Потери от изменения угла атаки рассчитываются по зависимости [17]:

$$\zeta_{omp} = k_i (1 - \zeta_{np}) i^2, \quad (8)$$

где ζ_{np} – коэффициент профильных потерь; $i = (\beta_{1расч} - \beta_1)/\beta_{1расч}$ – относительный угол атаки; $\beta_{1расч}$ – расчетный угол входа потока в рабочее колесо; β_1 – угол входа потока в рабочее колесо; $k_i \approx 0,15$ в области положительных углов атаки; $k_i \approx 0,8$ в области отрицательных углов атаки.

Для вычисления потерь от нестационарности авторы работы [15] предлагают следующую формулу, которая не противоречит физической сущности явления и экспериментальным данным, полученным на малорасходных и полноразмерных турбинах:

$$\zeta_{\text{нест}} = 0,19(1 - e^{-1,1H}), \quad (9)$$

где e – основание натурального логарифма; H – параметр, учитывающий потери при нестационарном обтекании, расчет его основан на полуэмпирической теории турбулентных течений [18].

Для расчета суммарных потерь авторы работы [15] рекомендуют формулу, которая хорошо зарекомендовала себя при расчете характеристик малоразмерных центростремительных турбин:

$$\zeta_{pk(ca)} = (\zeta_{np} + \zeta_{\text{конц}})_{\text{расч}} K_M K_{Re} + \zeta_{\text{нест}} + \zeta_{отр}, \quad (10)$$

где K_M – поправочный коэффициент на влияние числа Маха; K_{Re} – поправочный коэффициент на влияние числа Рейнольдса.

Теперь, после вычисления коэффициентов потерь, можем вычислить коэффициенты скорости в сопловом аппарате

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_{ca}} \quad (11)$$

и рабочем колесе

$$\psi = \sqrt{1 - \zeta_{pk}}, \quad (12)$$

где ζ_{ca} – коэффициент потерь в сопловом аппарате; ζ_{pk} – коэффициент потерь в рабочем колесе.

С использованием данного алгоритма (рис. 3) была составлена программа для расчета коэффициентов скорости на языке программирования MATLAB [14]. Результатом работы программы являются: рассчитанные коэффициенты скорости в сопловом аппарате φ и рабочем колесе ψ , массив коэффициентов полезного действия турбины η_m , массив коэффициентов напора $\bar{H}_m$, массив пропускной способности турбины μF_m . В дальнейшем планируется объединить программу расчета оптимальных размеров турбины, геометрическое построение турбины, программу расчета коэффициентов скорости в единый программный комплекс для определения оптимальных геометрических размеров турбины с уточнением коэффициентов скорости, базирующийся на модульном принципе программного обеспечения.

2. Проверка адекватности одномерной модели

На сегодняшний день на рынке программного обеспечения имеется множество коммерческих пакетов вычислительной гидродинамики [19 – 25], позволяющих производить расчеты пространственного течения в турбинах.

На основе произведенного расчета можно строить различные характеристики турбины, в том числе и КПД от напора $\eta_m = f_1(\bar{H}_m)$. В этих пакетах рассмотрен несколько иной по отношению к одномерной модели подход к расчету ступени турбины. Этот подход основан на численном решении уравнений Навье – Стокса и не требует задания или расчета коэффициентов скорости. В работе [26] рассмотрено использование пакета ANSYS CFX для решения уравнений двумерного и трехмерного течения в малорасходной осевой турбине. При этом время расчета двумерного течения в турбине занимает в среднем около 2 ч. Расчет производился на компьютере с процессором *Core I5*, тактовой частотой 2,7 ГГц и оперативной памятью 16 Гб.

В нашем случае для определения зависимостей КПД от напора применяется алгоритм расчета ступени по среднему диаметру меридионального сечения с расчетом коэффициентов скорости. При этом время расчета на персональной машине занимает в среднем около 33 с.

Таким образом, по затратам машинного времени применение одномерной математической модели для расчета характеристик турбины эффективнее полноценного *CFD*-моделирования.

В процессе расчета ступени по одномерной модели определяется КПД турбины, а по эмпирическим зависимостям (4) – (10) ведется расчет коэффициентов потерь энергии. Расчет КПД турбины зависит от выбора эмпирических зависимостей для расчета потерь энергии. Поэтому осуществлялась экспериментальная проверка правильности расчета коэффициентов скорости путем сравнения зависимостей для КПД турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27, полученных экспериментально, с расчетными зависимостями. На рис. 5 приведены результаты (1 – эксперимент; 2 – расчет по одномерной модели) сравнения характеристик: КПД турбины (рис. 5а) и пропускная способность турбины (рис. 5б).

Рис. 5. Результаты сравнения зависимостей
КПД турбины (5а) и пропускной способности турбины (5б).

Как показали результаты сравнения, погрешность расчета не превышает 2%, что свидетельствует об адекватном расчете потерь энергии в турбине. Это приемлемо для практики проектирования турбомашин.

Заключение

В настоящей статье предложена методика взаимосвязанного определения коэффициентов скорости и оптимальной геометрии проточной части при проектировании радиально-осевой центростремительной турбины.

В качестве алгоритмов и методов реализации рассмотрены:

метод определения оптимальных размеров турбины;

алгоритм расчета геометрических размеров турбины, использующий одномерную модель для расчета турбины на среднем диаметре меридионального сечения;

алгоритм уточнения коэффициентов скорости, использующий одномерную модель для расчета турбины на среднем радиусе с расчетом коэффициентов потерь энергии в турбине.

Разработаны компьютерные программы с использованием языка программирования MATLAB: 1) определения оптимальных геометрических размеров турбины; 2) расчета коэффициентов скорости в центростремительной турбине.

Представлены эмпирические зависимости для расчета потерь кинетической энергии газодинамического течения в турбине, которые позволяют с приемлемой точностью производить расчет коэффициентов скорости в турбине. Экспериментальная проверка расчета коэффициентов скорости, выполненная путем сравнения расчетных зависимостей $\eta_m = f_1(\bar{H}_m)$, $\mu F_m = f_2(\bar{H}_m)$ турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27 с экспериментальными данными, показала, что погрешность расчета не превышает 2%, что свидетельствует об адекватном расчете потерь энергии в турбине.

Показано, что для уточнения размеров рабочего колеса достаточно четырех повторений предложенной методики.

Применение методики взаимосвязанного определения коэффициентов скорости и оптимальных геометрических размеров турбины комбинированного двигателя позволяет определить оптимальные геометрические размеры проточной части турбины, которые обеспечивают заданные коэффициенты скорости. Предложенную методику можно рекомендовать инженерам и исследователям в области двигателестроения для оценки геометрических параметров проточной части турбины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Розенберг Г.Ш. Центростремительные турбины судовых установок. – Л.: Судостроение, 1973.
2. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах. – М.: Машиностроение, 1974.

3. Степанов Г.Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей. – М.: Машгиз, 1958.
4. Чумаков Ю.А. Теория и расчет транспортных газотурбинных двигателей. – М.: ИНФРА-М; Форум, 2012.
5. Passar A.V., Timoshenko D.V. Research of radiality degree effect on stream structure in a flow range of radially-axial turbine in a gas-turbine plant // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering. – 2017. – V. 328, № 5. – P. 24-38.
6. Passar A.V., Timoshenko D.V. Numerical implementation of the complex calculation method on the example of the turbine flowing part in TKR-11 turbocharger // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering – 2015. – V. 326, № 5. – P. 79-90.
7. Chen L., Luo J., Sun F., Wu C. Design efficiency optimization of one-dimensional multi-stage axial flow compressor // Applied Energy. – 2008. – № 85. – P. 625-633. DOI: 10.1016/j.apenergy.2007.10.003.
8. Bayomi N.N., Abd El-Maksoud R.M. Two operating modes for turbocharger system // Energy Conversion and Management. – 2012. – № 58. – P. 59-65. DOI: 10.1016/j.enconman.2012.01.003.
9. Binder N., Garcia B.J., Carbonneau X. Dynamic response in transient operation of a variable geometry turbine stage: Influence of the aerodynamic performance // International Journal of Rotating Machinery. – 2013. – P. 1-11. DOI: 10.1155/2013/735321.
10. Ghasemi S., Shirani E., Hajilouy-Benisi A. Performance prediction of twin-entry turbocharger turbines // Turbo Expo 2002: ASME. – V. 1. – P. 1087-1095. DOI: 10.1115/GT2002-30576.
11. Lebele-Alawa B.T., Hart H.I., Ogaji S.O.T., Probert S.D. Rotor-blades profile influence on a gas-turbine's compressor effectiveness // Applied Energy. – 2008. – № 85. – P. 494-505. DOI: 10.1016/j.apenergy.2007.12.001.
12. Пассар А.В. Влияние ширины рабочего колеса на эффективность радиально-осевой турбины // Машиностроение и инженерное образование. – 2017. – № 4(53). – С. 61-73.
13. Passar A.V. Influence of a meridian contour form in a driving wheel on gas flow parameters in a radially-axial turbine of a gas-turbine plant // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering. – 2017. – V. 328, № 9. – P. 33-48.
14. Hahn B.H., Valentine D.T. Essential MATLAB for engineers and scientists. – Amsterdam: Elsevier, Academic Press, 2013.
15. Чехранов С.В., Симашов Р.Р., Куликов Ю.Л., Ханькович И.Н. Методика расчета потерь кинетической энергии в сопловых и рабочих решетках при моделировании переменных режимов центростремительных МРТ // Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона: материалы Междунар. науч.-техн. конф. «Двигатели 2005» (Хабаровск, 19-22 сентября 2005 г.) / под ред. В.А. Лашко. – Хабаровск: Изд-во ТОГУ, 2005. – С. 113-116.
16. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. – М.: Физматгиз 1962.
17. Жирицкий Г.С., Локай В.И., Максимова М.К., Струнkin В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1971.
18. Афанасьева Н.Н., Бусурин В.Н., Гоголев И.Г. Аэродинамические характеристики тепловых турбин. – Л.: Машиностроение, 1980.
19. Jiao K., Sun H., Li X., Wu H., Krivitzky E., Schram T., Larosiliere L.M. Numerical simula-

- tion of air flow through turbocharger compressors with dual volute design // *Applied Energy*. – 2009. – № 86(11). – P. 2494-2506. DOI: 10.1016/j.apenergy.2009.02.19.
20. *Galindo J., Fajardo P., Navarro R., Garcia-Cuevas L.M.* Characterization of a radial turbocharger turbine in pulsating flow by means of CFD and its applications to engine modeling // *Applied Energy*. – 2013. – № 103. – P. 116-127. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.09.013.
 21. *Abdelmadjid C., Mohamed S.A., Boussad B.* CFD analysis of the volute geometry effect on the turbulent air flow through the turbocharger compressor // *Energy Procedia*. – 2013. – № 36. – P. 746-755. DOI: 10.1016/j.egypro.2013.07.087.
 22. *Jiao K., Sun H., Li X., Wu H., Krivitzky E., Schram T., Larosiliere L.M.* Numerical investigation of the influence of variable diffuser vane on the performance of a centrifugal compressor // *Journal of Automobile Engineering*. – 2009. – № 223(8). – P. 1061-1070. DOI: 10.1243/09544070JAUTO1202.
 23. *Kou H.J., Lin J.S., Zhang J.H.* Numerical study on vibration stress of rotating fan blade under aerodynamic load at critical speed // *Journal of Aerospace Engineering*. – 2015. – № 230(6). – P. 1044-1058. DOI: 10.1177/0954410015603071.
 24. *Newton P., Martinez-Botas R., Seiler M.* A three-dimensional computational study of pulsating flow inside a double entry turbine // *Journal of Turbomachinery*. – 2014. – V. 137. – P. 1-10. DOI: 10.1115/1.4028217.
 25. *Stolarski T., Nakasone Y., Yoshimoto S.* Engineering analysis with ANSYS software. – Amsterdam: Elsevier, Academic Press, 2010.
 26. *Енифанов А.А.* Численное моделирование трехмерного течения в решетках и ступенях малорасходных турбин ЛПИ: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – СПб.: СПбГПУ, 2012.

Статья представлена к публикации членом редколлегии С.И. Смагиным.

E-mail:

Пассар Андрей Владимирович – passar_av@mail.ru;

Тимошенко Денис Владимирович – 000595@pnu.edu.ru;

Фалеева Елена Валерьевна – elena_ha2004@mail.ru.