

ВЛИЯНИЕ УГЛА ВЫХОДА ПОТОКА ГАЗА ИЗ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЕЕ РАБОТЫ В СОСТАВЕ КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ

А.В. Пассар

В работе рассмотрены вопросы выбора угла выхода потока газа из рабочего колеса центробежной турбины при ее работе в составе комбинированного двигателя. Для этой цели предлагается использовать новый метод проектирования и расчета турбины, работающей в составе комбинированного двигателя. Представлены рабочие колеса центробежной турбины, спроектированные с разными углами выхода потока, а также характеристики турбин при стационарном обтекании и при работе в составе комбинированного двигателя. Расчет характеристик турбин при стационарном обтекании показал, что уменьшение угла выхода потока из рабочего колеса приводит к возрастанию КПД и эффективной мощности турбины. Расчет характеристик турбины в составе комбинированного двигателя показал, что уменьшение угла выхода потока из рабочего колеса приводит к возрастанию КПД срабатывания импульса и эффективной мощности турбины. Сравнение расчетного импульса давления с экспериментальным, а также расчетной характеристики турбины с экспериментальной показывает адекватность применяемого метода.

Ключевые слова: эффективный КПД турбины, КПД срабатывания импульса, угол выхода потока из рабочего колеса, новый метод проектирования.

INFLUENCE OF THE ANGLE OF GAS FLOW OUTLET FROM AN IMPELLER ON TURBINE EFFICIENCY AS A PART OF A COMPOUND ENGINE

A.V. Passar

The paper deals with the choice of the angle of gas flow outlet from the impeller of a centrifugal turbine when it is operated as part of a compound engine. For this purpose, a new approach of design and calculation of the turbine operating as a part of a compound engine is proposed to use. There are presented impellers of the centrifugal turbine, designed with different angles of flow output, as well as the turbine characteristics in stationary flow and at operating as a part of a compound engine. The analysis of turbine characteristics in stationary flow shows that a decreasing the angle of flow outlet from the impeller leads to an increasing the efficiency and effective power of the turbine. The analysis of the turbine characteristics as a part of the compound engine shows that a decreasing the angle of flow outlet from the impeller leads to increasing the efficiency of the pulse response and the effective power of the turbine. The comparison of the calculated pressure pulse with the experimental one, as well as the calculated turbine characteristic with the experimental one shows the adequacy of the applied method.

Keywords: efficiency of the turbine, the efficiency of the pulse response, the angle of flow output from the impeller, a new design method.

Введение

Импульсные турбины, работающие на нестационарном потоке отработавших газов дизеля, получили широкое распространение в турбокомпрессорах комбинированных двигателей. Вместе с тем многие вопросы их проектирования и расчета изучены и разработаны недостаточно, что объясняется главным образом сложностью процессов, происходящих в турбине при периодически меняющихся начальных параметрах газа.

Хорошо известно, что геометрия проточной части турбины оказывает существенное влияние не только на коэффициент полезного действия (КПД) турбокомпрессора, но и на удельный эффективный расход топлива комбинированного поршневого двигателя в целом. Это хорошо иллюстрируется рядом уже выполненных работ [1–5], показывающих, что за счет изменения геометрии проточной части турбины можно добиться снижения удельного эффективного расхода топлива на 6–8 г/кВт·ч на номинальном режиме. Необходимо отметить, что и это не окончательный результат, так как в выполненных исследованиях полученный эффект базируется на интуитивном подходе при воздействии на геометрию проточной части турбины, что существенно зависит от опыта и навыков конструктора. Это связано, прежде всего, с тем, что в настоящее время отсутствует хорошо отработанный метод профилирования проточной части турбины на стадии проектирования.

В работах [6, 7] проведено исследование влияния угла выхода потока из рабочего колеса β_2 на окружной КПД турбины. Показано, что с уменьшением угла β_2 окружной КПД возрастает. При этом адиабатический КПД остается постоянным. Это говорит о том, что увеличение лопаточного КПД происходит за счет уменьшения потерь с выходной скоростью.

Следует отметить, что исследования влияния угла вектора относительной скорости газа на выходе из рабочего колеса на эффективность работы турбины в составе комбинированного двигателя до настоящего времени не проводились.

Целью настоящей работы является исследование влияния угла выхода потока из рабочего колеса центростремительной турбины на эффективность ее работы в составе комбинированного двигателя на примере проектирования турбины ТКР-14С-27 двигателя 6 ЧН 18/22.

Методы оценки характеристик турбомашин

В процессе проектирования оценка газодинамических характеристик турбомашин осуществляется тремя взаимно дополняющими методами.

Первый метод основан на применении модели для расчета турбомашин по среднему радиусу меридионального сечения в одномерном квазистационарном приближении [8–12]. Данная модель основана на использовании уравнения энергии, расхода газа и моментов количества движения. Для учета реальной картины течения газа эти уравнения дополняются эмпирическими зависимостями, позволяющими учесть потери в проточной части. В настоящее время существует множество таких зависимостей для определения потерь. Поэтому успех применения данной модели зависит от правильного выбора этих зависимостей. Это, в свою очередь, требует проверки адекватности модели, т.е. сравнения с результатами эксперимента.

Второй метод основан на применении пространственных моделей течения газа в турбомашинах. В настоящее время существует множество коммерческих пакетов программного обеспечения (ПО) [13–18], позволяющих производить расчет структуры потока в проточной части турбомашин. Основаны эти пакеты на численном решении осредненных по Рейнольдсу двумерных и трехмерных уравнений Навье – Стокса с использованием разнообразных моделей турбулентности.

Число ячеек, тип расчетной сетки, модель турбулентности и другие параметры существенно влияют на получаемые результаты. Выбор этих параметров зависит от исследователя. Как правило, выбираются параметры, обеспечивающие наилучшее согласование с имеющимися результатами эксперимента. Таким образом, перед началом расчета необходимо иметь ответ, который, предположительно, получится в эксперименте.

Третий метод – экспериментальный. Метод обеспечивает достоверные исходные данные для проектирования турбин. Поэтому исследования моделей турбин на специальных стендах приобретают все большее распространение [19–23]. Однако экспериментальное исследование не позволяет получить физической картины потока внутри межлопаточного канала вращающегося рабочего колеса. В то же время, это позволяют сделать пространственные модели течения.

Новый метод проектирования

Следует отметить, что ни первый, ни второй, ни третий методы не позволяют проектировать проточную часть турбины, работающую в нестационарном потоке комбинированного двигателя. Поэтому в работах [24–26] был предложен новый метод проектирования и расчета проточной части турбины комбинированного двигателя. Особенностью предложенного метода является то, что он позволяет учитывать взаимное влияние поршневого двигателя и турбины на стадии проектирования проточной части турбины.

Новый метод представлен в виде блок-схемы на рис. 1:

Блок 1. На данном этапе решалась задача определения оптимальных геометрических размеров турбин с применением модели расчета турбины на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении [6, 7]. В качестве метода оптимизации принят метод неопределенных множителей Лагранжа [6, 7]. На этом этапе производится оптимальное проектирование турбин, а также варьирование геометрическими параметрами проточной части: углами выхода потока газа из соплового аппарата и рабочего колеса; степенью радиальности; высотами лопаток на входе и выходе из рабочего

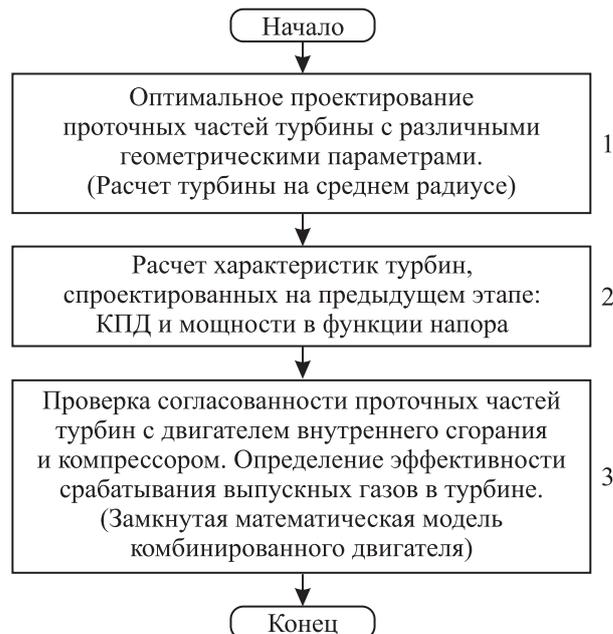


Рис. 1. Блок-схема нового метода проектирования проточной части турбины комбинированного двигателя

колеса и т.д. Однако, в рамках данной работы углы выхода потока из соплового аппарата и степень радиальности приняты постоянными, а оптимальное проектирование турбины производится для различных углов выхода потока из рабочего колеса.

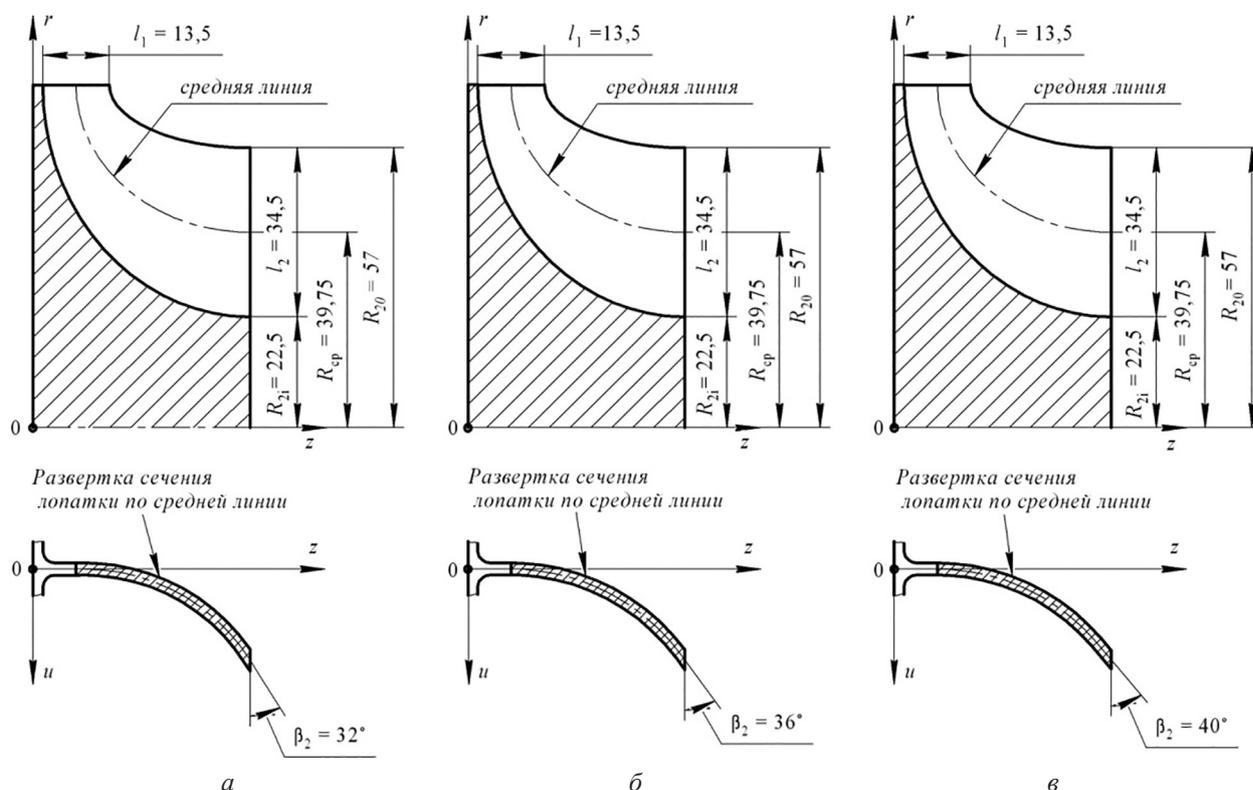


Рис. 2. Рабочие колеса турбины, спроектированные с использованием метода оптимизации: а – турбина № 1, $\beta_2 = 32^\circ$; б – турбина № 2, $\beta_2 = 36^\circ$; в – турбина № 3, $\beta_2 = 40^\circ$

Результаты расчета (рис. 2) показали следующее:

1. При проектировании турбины для одного и того же расхода газов, но для разных углов выхода потока из рабочего колеса, получаются одинаковые высоты лопаток l_1 и l_2 .

2. С уменьшением угла выхода потока из рабочего колеса β_2 возрастает оптимальное число оборотов турбины $n_{\text{топт}}$:

Номер турбины	β_2 , град	$n_{\text{топт}}$, мин ⁻¹
№ 1	32°	48700
№ 2	36°	46700
№ 3	40°	44600

Это можно объяснить следующим образом. С уменьшением угла выхода потока из рабочего колеса уменьшается расходная составляющая скорости газа w_{2r} , а для обеспечения заданного расхода газа ее необходимо поддерживать примерно на прежнем уровне, что и до уменьшения угла (рис. 3). Для этого необходимо увеличивать относительную скорость на выходе из турбины w_2 и окружную скорость u_2 , что соответствует вышеуказанному числу оборотов турбины $n_{\text{топт}}$. На рис. 3 приведены треугольники скоростей на выходе из турбин на расчетном режиме.

Для сравнения на рис. 4 приведено рабочее колесо штатной турбины ТКР-14С-27.

Блок 2. На этом этапе определялась эффективность спроектированных турбин. С этой целью используется одномерная модель для расчета турбины [6, 7], выполняется расчет зависимостей: КПД турбины $\eta_{\text{т}} = f_1(\bar{H}_{\text{т}})$ и эффективной мощности $N_{\text{т}} = f_2(\bar{H}_{\text{т}})$, где

$\bar{H}_{\text{т}} = \frac{2H_{\text{т}}}{u_1^2}$ – коэффициент напора, $H_{\text{т}}$ – мгновенное значение изэнтропийного теплоперепада от полных параметров перед турбиной до статического давления за турбиной; u_1 – окружная скорость на входе в рабочее колесо. В этом случае используются уравнения энергии, неразрывности, моментов количества движения и адиабатического изменения состояния. Для определения потерь в элементах проточной части использовались эмпирические зависимости [27].

Проверка адекватности предложенной модели осуществлялась путем сравнения зависимостей $\eta_{\text{т}} = f_1(\bar{H}_{\text{т}})$ и $N_{\text{т}} = f_2(\bar{H}_{\text{т}})$, полученных экспериментально, с расчетными зависимостями.

На рис. 5, а, б приведены результаты сравнения характеристик, полученных расчетным путем, с экспериментальными характеристиками штатной турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27, полученными путем динамической продувки стационарным потоком. Как по-

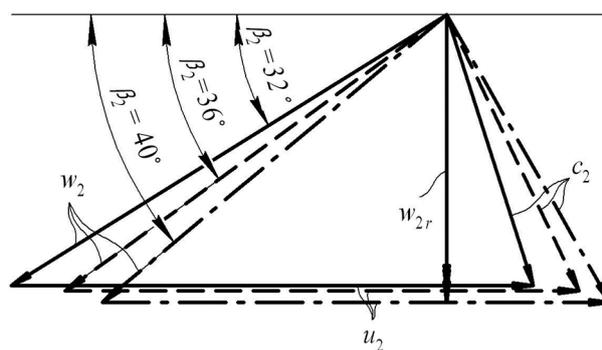


Рис. 3. Треугольники скоростей на выходе из турбин: турбина № 1 – $\beta_2 = 32^\circ$; турбина № 2 – $\beta_2 = 36^\circ$; турбина № 3 – $\beta_2 = 40^\circ$

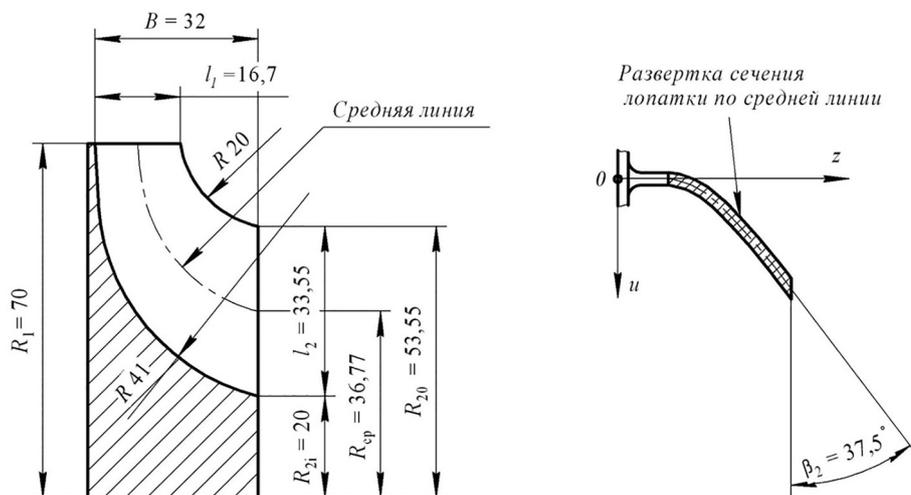


Рис. 4. Рабочее колесо штатной турбины ТКР-14С-27

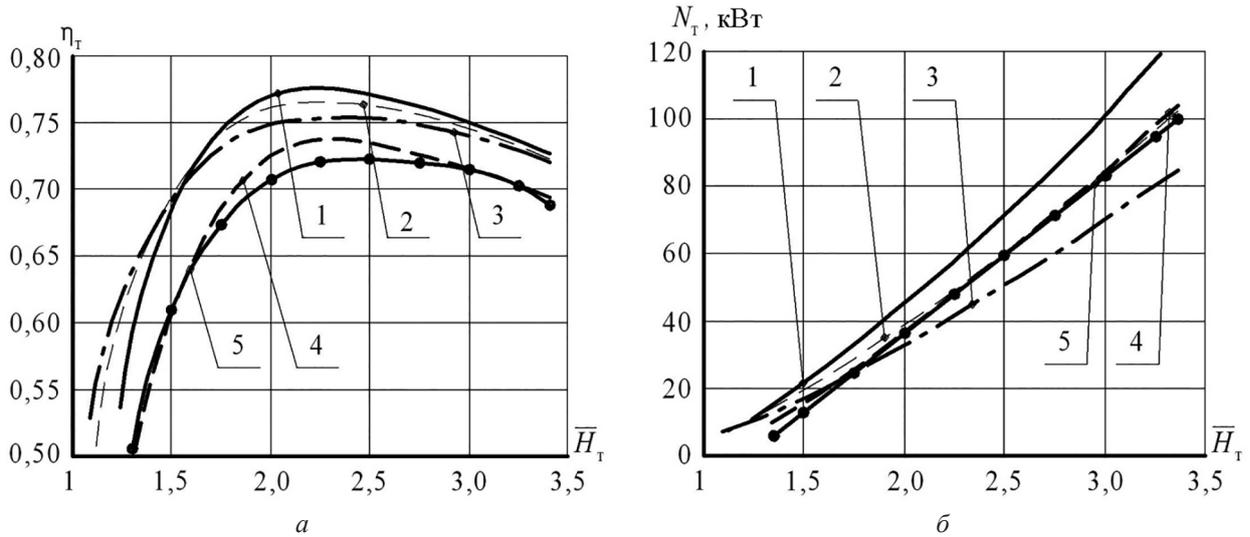


Рис. 5. Зависимости характеристик штатной турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27:
 а – КПД турбины от напора; б – эффективная мощность от напора; 1 – турбина № 1 $\beta_2 = 32^\circ$;
 2 – турбина № 2 $\beta_2 = 36^\circ$; 3 – турбина № 3 $\beta_2 = 40^\circ$; 4 – расчетная зависимость для штатной турбины
 ТКР-14С-27; 5 – экспериментальная зависимость для ТКР-14С-27

казали результаты сравнения, погрешность расчета не превышает величины 2 %. Это свидетельствует об адекватном расчете потерь в элементах проточной части по эмпирическим зависимостям [27].

Графики на рис. 5 показывают, что:

1) В диапазоне изменения напора газа $\bar{H}_T = 1,1 \div 1,56$ наиболее эффективной является турбина № 3 с углом выхода потока $\beta_2 = 40^\circ$.

2) В диапазоне изменения напора газа $\bar{H}_T = 1,56 \div 3,4$ наиболее эффективной является турбина № 1 с углом выхода потока из рабочего колеса $\beta_2 = 32^\circ$.

Эффективная мощность турбин возрастает от турбины № 3 к турбине № 1 во всем диапазоне изменения напора.

Блок 3. На данном этапе проводится проверка согласованности турбин с двигателем внутреннего сгорания и компрессором. Для этого используется замкнутая математическая модель комбинированного двигателя, которая позволяет производить расчет импульса давлений в выпускном трубопроводе с учетом процессов в цилиндре двигателя, турбине и компрессоре, а также определить, с какой эффективностью этот импульс срабатывает в турбине.

Замкнутая математическая модель комбинированного двигателя включает в себя: математическую модель процессов в цилиндре двигателя, математическую модель процессов в выпускном трубопроводе, математическую модель процессов в агрегатах наддува.

Цилиндр двигателя. Для описания изменения параметров газа в цилиндре дизеля использованы уравнения первого закона термодинамики для открытых систем, уравнение массового баланса и уравнение состояния.

Одним из сложных вопросов при расчете рабочего процесса дизеля остается вопрос описания процесса сгорания. В работе используется метод моделирования характеристик тепловыделения, предложенный В.А. Петровым и В.А. Алексеевым [28].

Для определения граничных условий у цилиндра используется модель эквивалентного сопла с одномерным, квазистационарным и изэнтропическим течением. Связь между параметрами газа в цилиндре и трубопроводе устанавливают: уравнения энергии, неразрывности и адиабатического изменения состояния, которые решаются совместно с уравнениями прямой и отраженной волн в граничных сечениях. При этом принимается допущение о равенстве давлений на участке «минимальное сечение – входное сечение» выпускного трубопровода. Отличие от реальной картины течения учитывается коэффициентом расхода канала, что позволяет учесть потери в клапанной щели и на участке восстановления давления.

Выпускной трубопровод. В основе моделирования рабочего процесса в выпускном трубопроводе с постоянной площадью поперечного сечения лежит решение смешанной задачи Коши. Рассматривается одномерное энергоизо-

лированное течение квазивязкого газа. В качестве модели среды принята модель идеального газа. С учетом принятых допущений движение газа описывается следующей системой дифференциальных уравнений неразрывности, движения и энергии:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + w \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda}{D} \frac{w|w|}{2} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial S}{\partial t} + w \frac{\partial S}{\partial x} = 0, \quad (3)$$

где p , T , ρ , w – соответственно давление, температура, плотность и скорость потока; S – удельная энтропия; x , t – координата и время; λ – коэффициент трения; D – диаметр трубопровода.

При выборе метода решения данной системы предпочтение было отдано методу характеристик. При этом система дифференциальных уравнений гиперболического типа (1)–(3) преобразуется в систему обыкновенных дифференциальных уравнений, для решения которой разработаны достаточно эффективные методы. Для численного интегрирования полученной системы в работе используется метод Эйлера.

При построении численного решения в плоскости x , t использовалась фиксированная сетка, узловые точки которой заранее заданы в пространстве и времени. Расчет ведется по временным слоям. Параметры потока на следующем временном слое в каждом сечении трубопровода определяются по их известным значениям на предыдущем временном слое.

При установлении граничных условий у турбины принималось во внимание, что поставленная цель исследования требует оценки эффективности использования импульса в турбине, определения ее мощности и КПД. В работе используется следующий тип граничных условий – модель эквивалентного сопла для описания всей турбины, пропускная способность которого определялась через расчет параметров турбины. Течение через сопло принималось одномерным и изоэнтропическим, что позволило использовать для участка «трубопровод – выходное сечение сопла» уравнения неразрывности, энергии и адиабатического изменения состояния. В качестве дополнительных использовались уравнения прямой и отраженной волн в граничном сечении на выходе из трубопровода. Система уравне-

ний решалась методом Ньютона одновременно с расчетом параметров турбины.

Турбина. Для расчета характеристик турбины используется метод аналогичный методу, используемому на предыдущем этапе.

Компрессор. Расчет характеристик центробежного компрессора сводится к определению параметров газа в характерных элементах проточной части при заданной их геометрии. Рассматривается одномерное установившееся течение на среднем радиусе меридионального сечения. Это позволяет использовать уравнения неразрывности, энергии и политропного изменения состояния. Для учета реальной картины течения эти уравнения дополнены эмпирическими зависимостями, позволяющими учесть потери в элементах проточной части и неоднородность потока в поперечных сечениях каналов.

Коэффициент мощности на произвольном режиме работы определялся по уравнению, предложенному С.А. Левковичем [29]. Для определения потерь в рабочем колесе, диффузоре и улитке использовались зависимости, представленные в работе [30].

Представленная математическая модель комбинированного двигателя позволяет на стадии проектирования турбины учитывать взаимное влияние двигателя, турбины и компрессора, а также определять число оборотов ротора турбокомпрессора из баланса мощности турбины и компрессора.

Результаты расчета импульса давлений по углу поворота коленчатого вала представлены на рис. 6. Расчет проводился для номинального режима работы двигателя 6 ЧН 18/22.

В четырехтактном двигателе с газотурбинным наддувом существует возможность заметного повышения качества процессов газобмена и снижения тепловой напряженности деталей цилиндропоршневой группы и органов газораспределения за счет организации продувки цилиндра. Продувка происходит в период перекрытия фаз газораспределения при наличии положительного перепада давлений между впускным и выпускным трубопроводами. В этом случае свежий заряд поступает в цилиндр, интенсивно вытесняя отработавшие газы и омывая нагретые поверхности поршня, днища крышки цилиндра и т.д. По этой причине для двигателей с газотурбинным наддувом продолжительность перекрытия фаз увеличивают до 80–140° поворота коленчатого вала (у двигателей без наддува перекрытие обычно

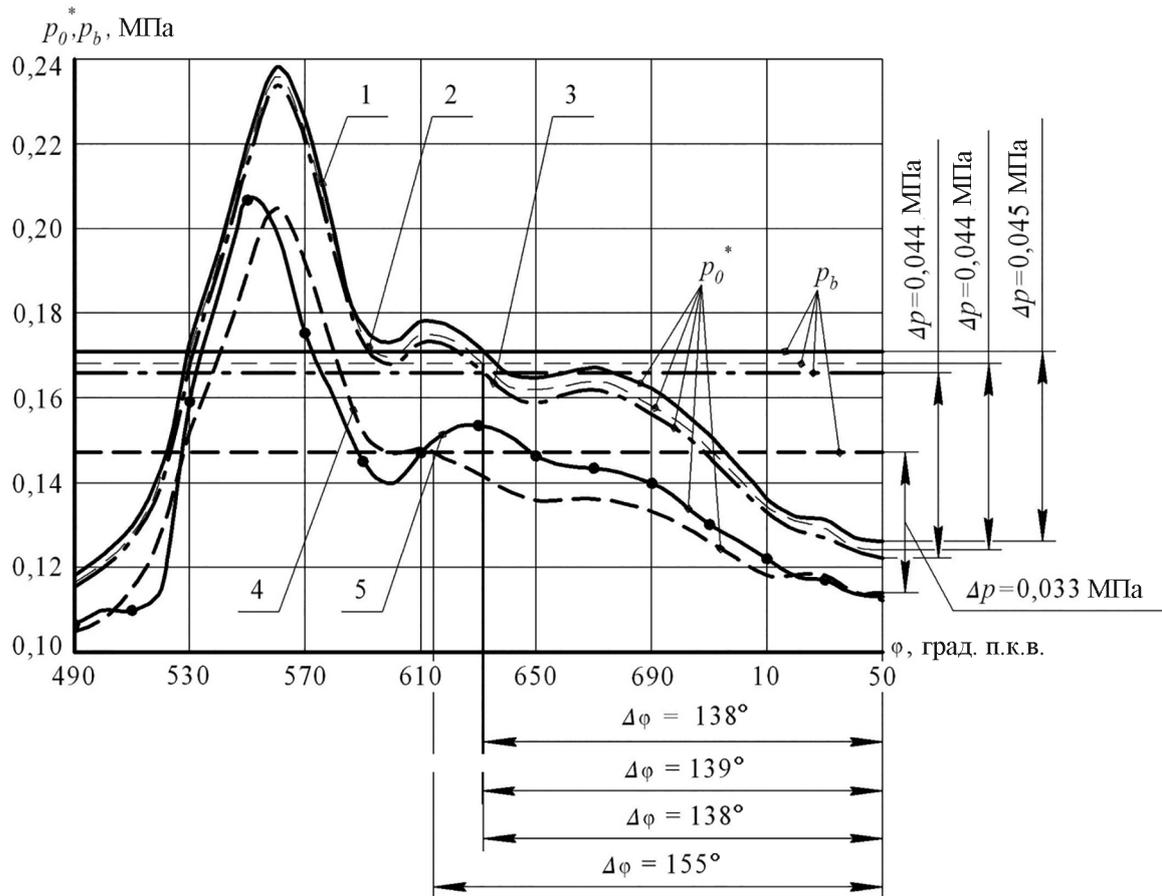


Рис. 6. Изменения расчетного и экспериментального давлений на входе в турбину по углу поворота коленвала и расчетное давление наддува p_b :
 1 – турбина № 1 $\beta_2 = 32^\circ$; 2 – турбина № 2 $\beta_2 = 36^\circ$; 3 – турбина № 3 $\beta_2 = 40^\circ$;
 4 – штатная турбина ТКР-14С-27, расчет; 5 – штатная турбина, эксперимент

не превышает $30\text{--}40^\circ$). У исследуемого двигателя 6ЧН 18/22 перекрытие фаз газораспределения составляет 105° .

Оценить эффективность продувки цилиндров можно по условной располагаемой продолжительности продувки $\Delta\varphi$ – периоду в градусах поворота коленчатого вала, в течение которого перепад давлений положителен, и по величине перепада давлений на продувку Δp . Также следует учитывать характер изменения кривой давления в выпускном трубопроводе – степень пологости, образование отраженных волн. Последнее нежелательно, так как вызывает ухудшение продувки и наполнения, увеличение удельного расхода топлива [31]. Чем выше кривая давления, тем большая располагаемая продолжительность продувки может быть использована при выборе реальной величины перекрытия фаз газораспределения.

С точки зрения газообмена и продувки цилиндра при уменьшении угла выхода потока из рабочего колеса происходит следующее (рис. 6):

1. Давление в выпускном трубопроводе возрастает незначительно.

2. Располагаемая продолжительность продувки цилиндров $\Delta\varphi$ остается практически неизменной. Она значительно ниже, чем у штатной турбины, но если учесть, что у исследуемого двигателя перекрытие фаз газораспределения составляет 105° , то $\Delta\varphi = 138^\circ$ хватает для продувки цилиндра данного двигателя с запасом.

3. Перепад давлений на продувку Δp остается тоже практически неизменным и значительно превосходит перепад давлений со штатной турбиной.

4. Из сравнения экспериментального и расчетного импульса давлений на входе штатную турбину ТКР-14С-27 видно, что они достаточно хорошо совпадают между собой.

Программа замкнутого математического моделирования комбинированного двигателя позволяет определить число оборотов ротора турбокомпрессора из баланса мощности турбины и компрессора.

№ турбины	турбина № 1	турбина № 2	турбина № 3	Штатная турбина ТКР-14С-27
$n_{\text{тк}}, \text{мин}^{-1}$	40130	39500	39000	34400

Результаты моделирования рабочего процесса показывают, что значения оборотов, определенные при расчете импульса давлений, не совпадают с оптимальными числами оборотов, определенными на первом этапе, – они значительно меньше. Это объясняется условиями совместной работы турбины и компрессора.

Найденные числа оборотов и гипотеза квазистационарности позволяют применить одномерную математическую модель расчета турбины для определения эффективности срабатывания импульса давлений в турбине. Эта эффективность оценивается через КПД срабатывания импульса:

$$\eta_{\text{тн}} = \frac{\int_0^{\tau} H_{\text{т}} G_{\text{т}} \eta_{\text{т}} d\tau}{\int_0^{\tau} H_{\text{т}} G_{\text{т}} d\tau}, \quad (4)$$

где $H_{\text{т}}$ – мгновенное значение изоэнтропийного теплоперепада от полных параметров перед турбиной до статического давления за турбиной, Дж/кг; $G_{\text{т}}$ – мгновенные значения расхода выпускных газов, кг/с; $\eta_{\text{т}}$ – мгновенные значения эффективного КПД турбины; τ – время импульса.

На рис. 7, а представлены КПД турбин в функции угла поворота коленчатого вала, определенные с помощью одномерной модели

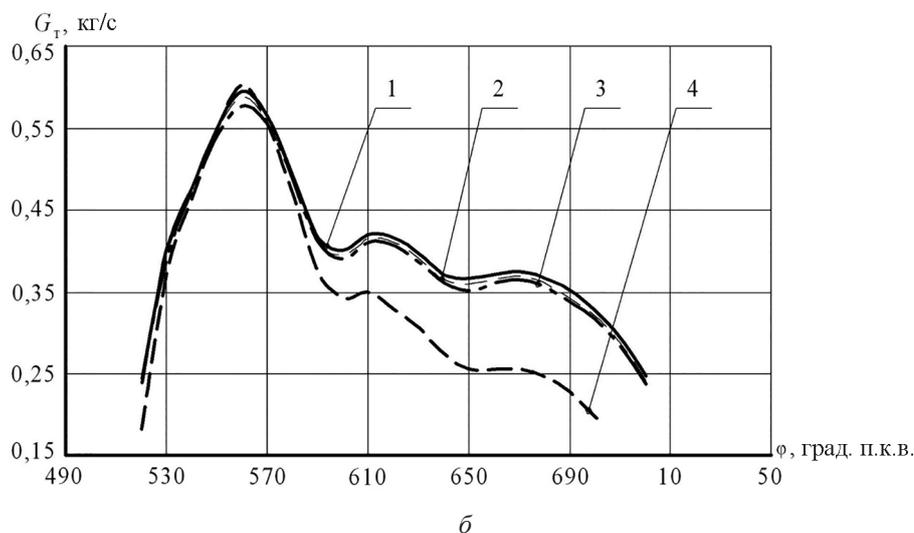
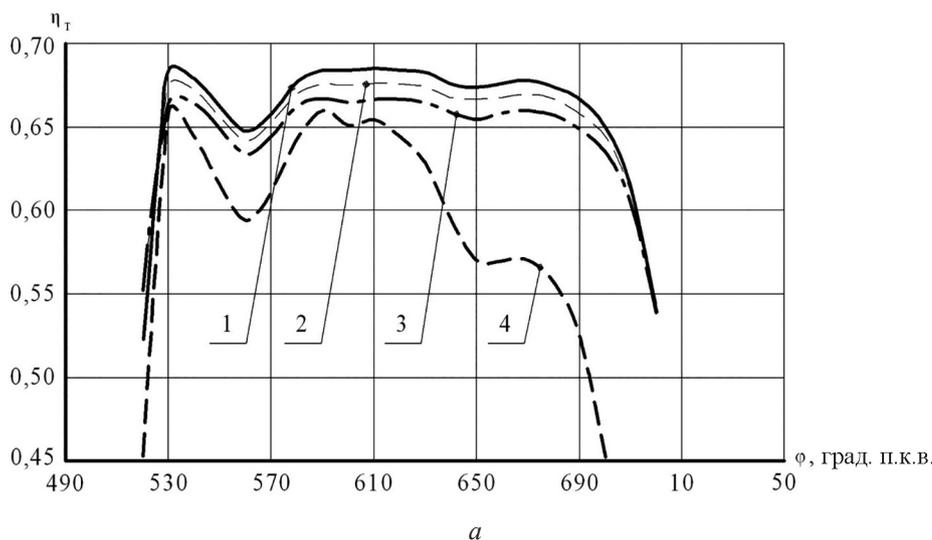


Рис. 7. Изменение расчетного КПД турбин по углу поворота коленвала (а) и расчетного расхода газа через турбину (б):

1 – турбина № 1 $\beta_2 = 32^\circ$; 2 – турбина № 2 $\beta_2 = 36^\circ$; 3 – турбина № 3 $\beta_2 = 40^\circ$; 4 – штатная турбина ТКР-14С-27

расчета. Графики показывают, что КПД турбин возрастает от турбины № 3 к турбине № 1 и КПД опытных турбин выше КПД штатной турбины ТКР-14С-27.

Также с помощью одномерной математической модели расчета определялось изменение расхода газа через турбины в функции угла поворота коленчатого вала (рис. 7, б). Согласно графику с изменением угла выхода потока из рабочего колеса, расход газа через турбины № 1 и № 3 практически не меняется.

В диапазоне изменения угла поворота коленчатого вала 590–700° расход газа через турбины № 1 и № 3 существенно превышает расход газа через штатную турбину ТКР-14С-27.

Результаты расчета КПД срабатывания импульса приведены ниже.

№ турбины	№ 1	№ 2	№ 3	штатная турбина ТКР-14С-27
$\eta_{\text{тн}}$	0,667	0,661	0,652	0,61

Данные свидетельствуют, что КПД срабатывания импульса возрастает от турбины № 3 к турбине № 1. На рис. 8 приведены изменения эффективной мощности турбин по углу поворота коленчатого вала, определенные с помощью одномерной модели расчета. Из рисунка видно, что уменьшение угла выхода потока из рабочего колеса приводит к незначительному возрастанию эффективной мощности. Эффективная мощность, развиваемая турбинами № 1 и № 3, существенно превышает эффективную мощность штатной турбины ТКР-14С-27.

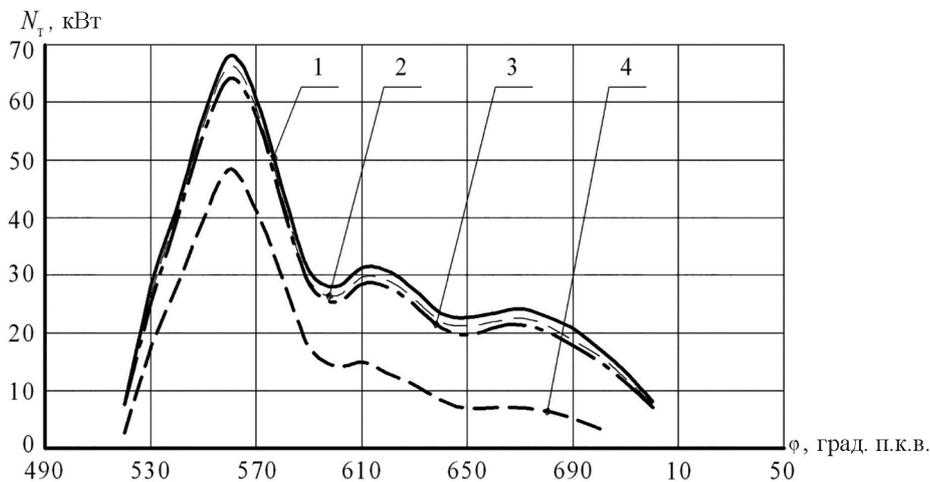


Рис. 8. Изменение эффективной мощности турбин по углу поворота коленвала:

1 – турбина № 1 $\beta_2 = 32^\circ$; 2 – турбина № 2 $\beta_2 = 36^\circ$; 3 – турбина № 3 $\beta_2 = 40^\circ$; 4 – штатная турбина ТКР-14С-27

Анализ результатов и выводы

Результаты расчетных и экспериментальных данных свидетельствуют о следующем:

1. Уменьшение угла выхода потока из рабочего колеса от 40° до 32° не привело к уменьшению располагаемой продолжительности продувки $\Delta\phi$. Для турбин № 1 и № 3 $\Delta\phi = 138-139^\circ$, это ниже, чем у штатной турбины на $16-17^\circ$. Если учесть, что у исследуемого двигателя перекрытие фаз газораспределения составляет 105° , то $\Delta\phi = 138^\circ$ хватает для продувки цилиндра данного двигателя с запасом.

2. Перепад давлений на продувку Δp остается тоже практически неизменным и значительно превосходит перепад давлений со штатной турбиной.

3. Проверка адекватности одномерной модели для расчета турбины, выполненная путем сравнения расчетных характеристик штатной турбины с экспериментальными характеристиками, полученными путем динамической продувки, показала, что погрешность расчета не превышает 2 %. Это свидетельствует об адекватном расчете потерь в проточной части по принятым эмпирическим зависимостям.

4. В ходе проверки адекватности расчета импульса давлений, выполненной путем сравнения экспериментального и расчетного импульсов давлений на входе в штатную турбину ТКР-14С-27 двигателя 6 ЧН 18/22 установлено, что импульсы хорошо совпадают между собой.

5. Проведенные расчетные исследования позволяют сделать выбор в пользу турбины № 1. Данная турбина характеризуется высоким КПД срабатывания импульса ($\eta_{\text{тн}} = 0,667$), развивает наибольшую эффективную мощность и обеспечивает наибольший расход газа.

Заключение

Для достижения цели, поставленной в данной работе, был решен ряд задач:

1) выполнен проектный расчет турбины ТКР-14 двигателя 6 ЧН 18/22 для различных углов выхода потока из рабочего колеса и построены проточные части;

2) сделан расчет характеристик турбин с использованием модели для расчета турбины по среднему радиусу и проверена адекватность их расчета;

3) произведен расчет импульсов давлений на входе в турбины с использованием замкнутой модели комбинированного двигателя и проверена адекватность их расчета. Определена эффективность работы турбины в составе комбинированного двигателя;

4) на основе выполненного расчета выбрана оптимальная геометрия проточной части турбины.

Применение нового метода проектирования и расчета турбины комбинированного двигателя позволяет оценить принятые геометрические параметры проточной части турбины при работе в составе комбинированного двигателя.

На основании вышеизложенного целесообразно рекомендовать новую технологию проектирования и расчета проточной части турбины комбинированного двигателя к применению инженерам и исследователям в области двигателестроения для оценки геометрических параметров проточной части турбины.

Список литературы

1. Ципленкин Г.Е. Обзор докладов по наддуву и турбокомпрессорам конгресса СИМАК – 1998 г. // Двигателестроение. 1998. № 4. С. 42–45.
2. Николаев Н.И., Гинда О.П., Жук А.Н. Влияние площади соплового аппарата газотурбоагрегата на эффективность главного судового двигателя в условиях эксплуатации // Двигателестроение. 2009. № 1 (235). С. 45–47.
3. Tinsley D. Racking up engine performance // Shipping world & shipbuilding. Propulsion: turbochargers, 2007, June. P. 10–15.
4. Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува // Двигателестроение. 2014. № 2 (256). С. 16–22.
5. Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува // Двигателестроение. 2014. № 4 (258). С. 19–28.
6. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах. М.: Машиностроение, 1974. – 227 с.
7. Чумаков Ю.А. Теория и расчет транспортных газотурбинных двигателей. М.: ИНФРА-М; Форум, 2012. – 448 с.
8. Design efficiency optimization of one-dimensional multi-stage axial flow compressor / L. Chen, J. Luo, F. Sun, C. Wu // Applied Energy. 2008. № 85. P. 625–633. DOI: 10.1016/j.apenergy.2007.10.003.
9. 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.
10. 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. Article ID 735321. pp. 1-11. DOI: 10.1155/2013/735321.
11. 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.
12. Rotor-blades profile influence on a gas-turbine's compressor effectiveness / B.T. Lebele-Alawa, H.I. Hart, S.O.T. Ogaji, S.D. Probert // Applied Energy. 2008. № 85. P. 494–505. DOI: 10.1016/j.apenergy.2007.12.001.
13. Numerical simulation of air flow through turbocharger compressors with dual volute design / K. Jiao, H. Sun, X. Li, H. Wu, E. Krivitzky, T. Schram, L.M. Larosiliere // Applied Energy. 2009. № 86 (11). P. 2494–2506. DOI: 10.1016/j.apenergy.2009.02.19.
14. Characterization of a radial turbocharger turbine in pulsating flow by means of CFD and its applications to engine modeling / J. Galindo, P. Fajardo, R. Navarro, L.M. Garcia-Cuevas // Applied Energy. 2013. № 103. P. 116–127. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.09.013.
15. 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.
16. Numerical investigation of the influence of variable diffuser vane on the performance of a centrifugal compressor / K. Jiao, H. Sun, X. Li, H. Wu, E. Krivitzky, T. Schram, L.M. Larosiliere // Journal of Automobile Engineer-

- ing. 2009. № 223 (8). P. 1061–1070. DOI: 10.1243/09544070JAUTO1202.
17. 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.
 18. 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.
 19. Comparison between the steady performance of double-entry and twin-entry turbocharger turbines / A. Romagnoli, C.D. Copeland, R. Martinez-Botas, M. Seiler, S. Rajoo, A. Costall // *Journal of Turbomachinery*. 2013. V. 135. P. 1–11. DOI: 10.1115/1.4006566.
 20. Aghaali H., Hajilouy-Benisi A. Experimental and theoretical investigation of twin-entry radial inflow gas turbine with unsymmetrical volute under full and partial admission conditions // *Turbo Expo 2007: Parts A B, ASME*. V. 6. P. 1099–1107. DOI: 10.1115/GT2007-27807.
 21. A statistical approach to the analysis of the surge phenomenon / R. Bontempo, M. Cardone, M. Manna, G. Vorraro // *Energy*. 2017. № 124. P. 502–509. DOI: 10.1016/j.energy.2017.02.026.
 22. Copeland C.D., Martinez-Botas R., Seiler M. Unsteady performance of a double entry turbocharger turbine with a comparison to steady flow conditions // *Journal of Turbomachinery*. 2012. V. 134. P. 1–10. DOI: 10.1115/1.4003171.
 23. Hajilouy-Benisi A., Rad M., Shahhosseini M.R. Flow and performance characteristics of twin-entry radial turbine under full and extreme partial admission conditions // *Arch Appl Mech* 2009. № 79. P. 1127–1143. DOI 10.1007/s00419-008-0295-5.
 24. Пассар А.В., Тимошенко Д.В. Комплексный метод расчета проточной части радиально-осевой турбины турбокомпрессора ТКР-14 // *Автомобильная промышленность*. 2015. № 5. С. 31–35.
 25. Пассар А.В., Тимошенко Д.В. Проектирование проточной части радиально-осевой турбины с использованием метода множителей Лагранжа // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. 2015. № 1 (309). С. 54–61.
 26. Лашко В.А., Пассар А.В. Метод проектирования проточной части радиально-осевой турбины комбинированного двигателя // *Двигателестроение*. 2011. № 3 (245). С. 13–19.
 27. Лашко В.А., Пассар А.В. Расчет коэффициента потерь кинетической энергии в проточной части турбины как одна из проблем реализации комплексного подхода // *Вестник Тихоокеанского государственного университета*. 2011. № 1 (20). С. 79–90.
 28. Петров В.А., Алексеев В.А. Математическое описание характеристик тепловыделения в турбопоршневых двигателях на различных режимах // *Двигателестроение*. 1981. № 6. С. 3–5.
 29. Левкович С.Л., Волошин Ю.П., Кельштейн Д.М. К вопросу об определении коэффициента работы компрессоров для наддува двигателей внутреннего сгорания // *Двигатели внутреннего сгорания*. Харьков, 1972. Вып. 15. С. 98–103.
 30. Рус В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
 31. Симсон А.Э. Газотурбинный наддув дизелей. М.: Машиностроение, 1964. – 248 с.

**ПАССАР
Андрей Владимирович**

E-mail: passar_av@mail.ru
Тел.: (909) 874-16-23

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории «Численные методы математической физики» Вычислительного центра ДВО РАН, г. Хабаровск. Сфера научных интересов: проектирование проточных частей радиально-осевой турбины, работающей в условиях нестационарного потока. Автор монографии, 45 научных публикаций, двух учебных пособий, одного изобретения.