

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2026-69-2-175-192>

УДК 621.436: 621.43.052

Выбор оптимальных геометрических параметров проточной части турбины поршневого двигателя с газотурбинным наддувом

А. В. Пассар¹⁾, Д. В. Тимошенко²⁾, С. В. Чехранов³⁾

¹⁾Вычислительный центр Дальневосточного отделения РАН (Хабаровск, Российская Федерация),

²⁾ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный университет» (Хабаровск, Российская Федерация),

³⁾ФГБОУ ВО «Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет» (Владивосток, Российская Федерация)

Реферат. Представленная работа содержит основные результаты исследования, посвященного определению оптимальной геометрии проточной части радиально-осевой турбины, предназначенной для использования в системе наддува поршневого двигателя. В качестве теоретической базы использован цикл работ, посвященных изучению особенностей функционирования турбин данного типа в условиях импульсной подачи рабочего тела. Актуальность работы обусловлена необходимостью создания высокоэффективных радиально-осевых турбин турбокомпрессоров, применяемых в двигателестроительной отрасли. Математическая модель, основанная на расчете ступени турбины на среднем радиусе, использовалась в прямой и обратной постановках. Прямая постановка применялась для оценки эффективности работы турбины в системе турбонаддува поршневого двигателя. Обратная постановка, в сочетании с методом множителей Лагранжа, позволяла определять предварительную геометрию проточной части опытных турбин. Для более точного моделирования работы турбины в условиях нестационарного потока выпускной системы была разработана квазизамкнутая математическая модель поршневого двигателя с турбонаддувом, учитывающая термогазодинамические процессы в цилиндре, выпускном тракте и турбокомпрессоре. Численное решение этой модели позволило получить характеристики исследуемых турбин, работающих в реальных условиях нестационарного потока. Результаты комплексного сравнения опытных турбин, спроектированных с помощью метода множителей Лагранжа, и штатной турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27 показали, что опытные турбины эффективнее штатной турбины по всему комплексу параметров. Данные результаты позволили предложить новую геометрию проточной части турбины турбокомпрессора ТКР-14, обеспечивающую более эффективное срабатывание нестационарного газодинамического воздействия поршневой части с улучшением эффективных показателей двигателя с наддувом в целом.

Ключевые слова: газотурбинный наддув, турбокомпрессор, степень реактивности, степень радиальности, конструктивный угол выхода из соплового аппарата, конструктивный угол выхода из рабочего колеса, меридиональный контур, эффективный КПД турбины, КПД срабатывания импульса

Для цитирования: Пассар, А. В. Выбор оптимальных геометрических параметров проточной части турбины поршневого двигателя / А. В. Пассар, Д. В. Тимошенко, С. В. Чехранов // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2026. Т. 69, № 2. С. 175–192. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2026-69-2-175-192>

Адрес для переписки

Пассар Андрей Владимирович
Вычислительный центр
Дальневосточного отделения РАН
ул. Ким Ю Чена, 65,
680000, г. Хабаровск, Российская Федерация
Тел.: +7 (9098) 74-16-23
passar_av@mail.ru

Address for correspondence

Passar Andrey V.
The Computing Center of the Far Eastern
Branch of the Russian Academy of Sciences
65, Kim YuChen str.,
680000, Khabarovsk, Russian Federation
Tel.: +7 (9098) 74-16-23
passar_av@mail.ru

Selection of Optimal Geometric Parameters of the Flow Part of the Turbine of a Piston Engine with a Gas Turbine Supercharger

A. V. Passar¹⁾, D. V. Timoshenko²⁾, S. V. Chehranov³⁾

¹⁾The Computing Center of the Far Eastern Branch of the Russian Academy of Sciences (Khabarovsk, Russian Federation),

²⁾Pacific National University (Khabarovsk, Russian Federation),

³⁾Far Eastern State Technical Fisheries University (Vladivostok, Russian Federation)

Abstract. The presented work contains the main results of a study devoted to determining the optimal geometry of the flow part of a radial-axial turbine intended for use in the supercharging system of a piston engine. A series of works devoted to studying the features of the functioning of turbines of this type under conditions of pulsed supply of the working fluid was used as a theoretical basis. The relevance of the present work is due to the need to create highly efficient radial-axial turbocharger turbines used in the engine industry. A mathematical model based on the calculation of a turbine stage at the average radius was used in both direct and inverse formulations. The direct formulation was used to evaluate the efficiency of the turbine in the turbocharging system of a piston engine. The inverse formulation, combined with the Lagrange multiplier method, allowed for the determination of the preliminary geometry of the flow path of the experimental turbines. A quasi-closed mathematical model of a turbocharged piston engine has been developed for more accurate simulation of turbine operation under conditions of unsteady exhaust flow, taking into account thermogasodynamic processes in the cylinder, exhaust duct and turbocharger. The numerical solution of this model made it possible to obtain the characteristics of the studied turbines operating in real conditions of unsteady flow. The results of a comprehensive comparison of experimental turbines designed using the Lagrange multiplier method and the standard turbine of the TKR-14C-27 turbocharger showed that the experimental turbines are more efficient than the standard turbine in the entire range of parameters. These results made it possible to propose a new geometry of the flow part of the turbine of the TKR-14 turbocharger, which provides more efficient operation of the non-stationary gas dynamic action of the piston part with improved efficiency of the supercharged engine as a whole.

Keywords: gas turbine charging, turbocharger, degree of reactivity, degree of radicality, constructive angle of exit from the nozzle, constructive angle of exit from the impeller, meridional contour, effective turbine efficiency, pulse triggering efficiency

For citation: Passar A. V., Timoshenko D. V., Chehranov S. V. (2026) Selection of Optimal Geometric Parameters of the Flow Part of the Turbine of a Piston Engine with a Gas Turbine Supercharger. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 69 (2), 175–192 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2026-69-2-175-192>

Введение

Текущее развитие двигателестроения характеризуется практическим решением основных вопросов термодинамической эффективности и конструктивного совершенства поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Дальнейший прогресс в этой области основывается на внедрении комплексных инновационных решений, подразумевающих в том числе совершенствование газотурбинного наддува. Турбокомпрессоры систем наддува средне- и высокооборотных дизелей включают в себя радиально-осевую газовую турбину, энергетическая эффективность которой в значительной степени определяет эффективность системы наддува и поршневого двигателя в целом [1, 2]. Радиально-осевые турбины (РОТ) отличаются

достаточно сложной пространственной геометрией, а течение газа в проточной части РОТ имеет сложный, нестационарный характер (особенно это характерно для импульсных систем наддува) [3, 4]. По этим причинам многие вопросы проектирования и расчета РОТ изучены и разработаны недостаточно.

В работе [5] показано, что оптимизация геометрии РОТ с использованием метода множителей Лагранжа [6] не позволяет однозначно определить оптимальные значения конструктивных углов выхода из соплового аппарата и рабочего колеса, а также таких параметров рабочего колеса, как степень радиальности, ширина и конфигурация меридионального контура. Решение данной задачи требует привлечения дополнительных методов, что и было выполнено в серии работ [7–15], посвященных исследованию характеристик турбины в составе импульсной системы наддува поршневого двигателя. Настоящая работа является логическим продолжением вышеуказанных исследований.

Цель работы – на основании проведенных ранее исследований выбрать оптимальные геометрические параметры проточной части радиально-осевой турбины и произвести исследования эффективности оптимизированной турбины при работе в составе импульсной системы наддува поршневого двигателя.

Для достижения цели решены следующие задачи:

1. На основании ранее проведенных исследований выполнено проектирование опытных РОТ турбокомпрессора ТКР-14 импульсной системы наддува среднеоборотного дизеля.

2. Произведен расчет характеристик опытных РОТ, определены величины импульсов давления отработавших газов на входе в указанные турбины с соответствующей проверкой адекватности и достоверности полученных данных.

3. Определены эффективные показатели и потери энергии в проточной части опытных РОТ при ее работе в системе наддува, выполнен анализ полученных результатов.

Выбор оптимальных геометрических параметров радиально-осевых турбин

В работах [7, 8] показано, что при проектировании РОТ, работающей в составе среднеоборотного дизеля средней размерности, оснащенной двухтрубной импульсной системой наддува с двухзаходной турбиной, для безотрывного обтекания рабочих лопаток необходимо принимать давление на входе в турбину $p_0^* = 0,22$ МПа. В работах [9, 10] установлено, что при выборе степени радиальности рабочего колеса компромиссным вариантом является величина $\mu = 0,57$, также обеспечивающая безотрывное обтекание лопаток. В статье [11] проведено исследование влияния конструктивного угла выхода из соплового аппарата α_1 на работу РОТ системы наддува. Установлено, что оптимальной является величина 18° . В работах [12, 13] показано, что для РОТ системы наддува оптимальная величина конструктивного угла выхода из рабочего колеса β_2 составляет 36 и 40° . Ширина

рабочего колеса турбины B принимается на основании исследования [14], предлагающего значение $0,3D_1$ (здесь D_1 – диаметр рабочего колеса на входе). Исследования [15] показали, что наилучшее обтекание лопаток рабочего колеса РОТ обеспечивают линии меридионального контура, построенные по форме эллиптических кривых.

Рассмотренные результаты позволяют принять следующие геометрические параметры опытных РОТ (табл. 1), которые будут использованы для дальнейшего проектирования. Для сравнения в табл. 2 приведены геометрические параметры штатной турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27, а также турбины турбокомпрессора ТКР-14В-30, используемой для высокого наддува исследуемого дизеля.

Таблица 1

Базовые геометрические параметры опытных турбин
Geometric parameters of the experimental turbines

Геометрические параметры рабочего колеса	Турбина 1	Турбина 2
Конструктивный угол выхода из соплового аппарата α_1	18°	
Конструктивный угол выхода из рабочего колеса β_2	36°	40°
Степень радиальности μ	0,57	
Ширина рабочего колеса B	0,3 D_1	
Меридиональный обвод рабочего колеса	По эллиптическим кривым	
Количество лопаток соплового аппарата Z_{ca}	22	
Количество лопаток рабочего колеса Z_{pk}	13	

Таблица 2

Геометрические параметры штатной турбины и турбины высокого наддува
Geometric parameters of a standard turbine and a high-charging turbine

Геометрические параметры рабочего колеса	ТКР-14С-27	ТКР-14В-30
Конструктивный угол выхода из соплового аппарата α_1	18°	20°
Конструктивный угол выхода из рабочего колеса β_2	37,5°	49°
Степень радиальности μ	0,525	0,537
Ширина рабочего колеса B	0,228 D_1	0,292 D_1
Меридиональный обвод рабочего колеса	По радиусам	
Количество лопаток соплового аппарата Z_{ca}	22	
Количество лопаток рабочего колеса Z_{pk}	15	13

Используя метод неопределенных множителей Лагранжа [6], для заданных параметров РОТ находим значения оптимальной степени реактивности и оптимальной окружной скорости:

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

$$\bar{u}_{1\text{опт}} = \frac{\psi}{\sqrt{\mu^2 \left(\frac{\cos^2 \beta_2}{m^2} - \psi^2 \right) + \frac{(1 - m^2 \psi^4) \phi^2 \cos^2 \alpha_1}{m^2 \psi^2 (1 - \phi^2)}}}; \quad (2)$$

$$m_{\text{опт}} = \frac{1}{\psi^2} \left[1 - \sqrt{\frac{\mu^2 (1 - \phi^2) (1 - \cos^2 \beta_2 \psi^2)}{\cos^2 \alpha_1 \phi^2 + \mu^2 (1 - \phi^2)}} \right], \quad (3)$$

где $m_{\text{опт}}$ – параметр выходного треугольника скоростей; ϕ и ψ – коэффициенты скорости в сопловом аппарате и рабочем колесе соответственно; μ – степень радиальности рабочего колеса, определяемая отношением $R_{\text{ср}}$ к R_1 (здесь $R_{\text{ср}}$ – средний радиус на выходе из рабочего колеса; R_1 – радиус на входе в рабочее колесо).

Для дальнейшего проектирования проточной части на вышеприведенные оптимальные параметры, используя характеристики исследуемого дизеля, задаем значение расхода газа через турбину (расход составляет 0,45 кг/с). Используя обратный подход к расчету турбинной ступени на среднем радиусе, устанавливаются остальные геометрические характеристики оптимизированных рабочих колес. Меридиональные сечения спроектированных рабочих колес опытных турбин представлены на рис. 1. Для сравнения на рисунке приведены меридиональные сечения рабочих колес турбин турбокомпрессоров ТКР-14С-27 и ТКР-14В-30.

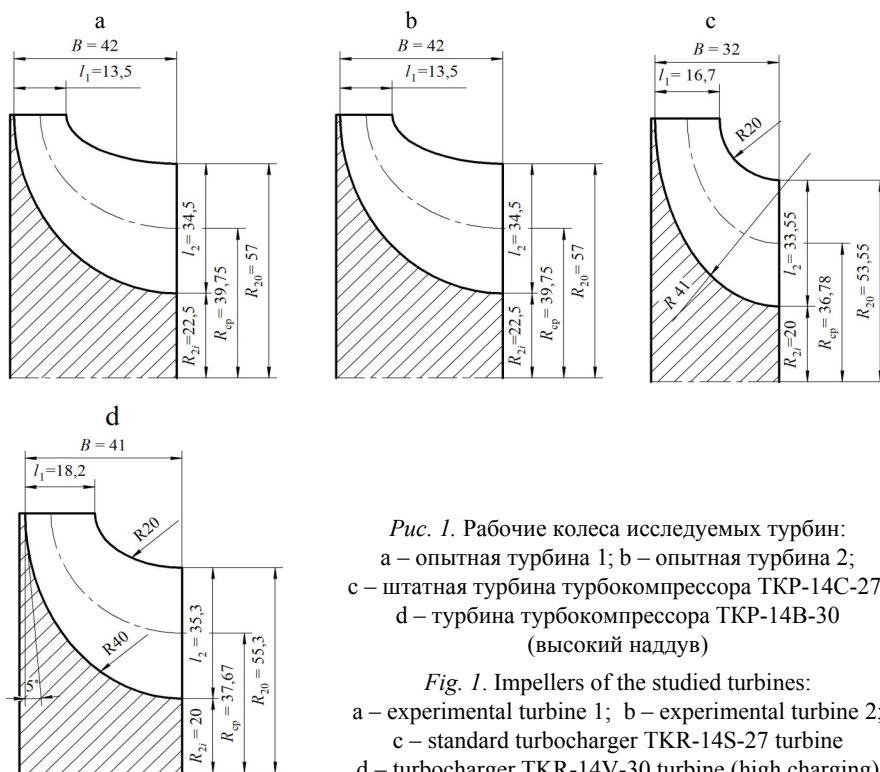


Рис. 1. Рабочие колеса исследуемых турбин:
 а – опытная турбина 1; б – опытная турбина 2;
 с – штатная турбина турбокомпрессора ТКР-14С-27;
 д – турбина турбокомпрессора ТКР-14В-30
 (высокий наддув)

Fig. 1. Impellers of the studied turbines:
 а – experimental turbine 1; б – experimental turbine 2;
 с – standard turbocharger TKR-14S-27 turbine
 д – turbocharger TKR-14V-30 turbine (high charging)

В работе [16] отмечено, что оптимальные значения степени реактивности и окружной скорости иногда не позволяют получить практически реализуемую геометрию проточной части. Однако для проектируемых рабочих колес этой проблемы не возникает. В ходе формирования проточной части турбины также было установлено, что с увеличением конструктивного угла выхода из рабочего колеса β_2 частота вращения турбины снижается. Для турбины 1 она составляет 46700 мин^{-1} , для турбины 2 – 44600 мин^{-1} .

Профилирование межлопаточной области проточной части рабочего колеса производится по типовому методу, разработанному Центральным научно-исследовательским дизельным институтом (ЦНИДИ) [17]. Метод предполагает задание профиля лопатки в нескольких сечениях, перпендикулярных оси вращения колеса после построения меридионального обвода (рис. 2).

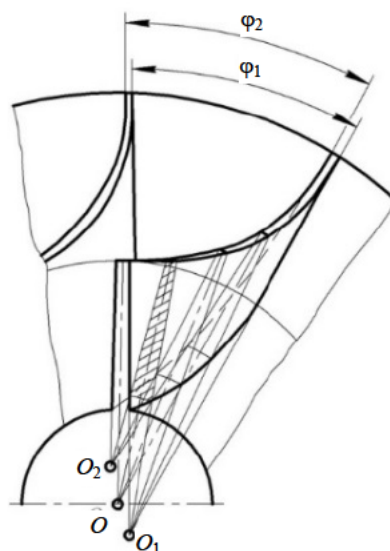


Рис. 2. Профилирование межлопаточного канала рабочего колеса

Fig. 2. Profiling of the interscapular channel of the impeller

Экспериментальное подтверждение

Исследование фокусируется на анализе работы турбины в условиях нестационарного потока выпускных газов. Ключевым инструментом анализа является квазизамкнутая математическая модель комбинированного двигателя (поршневого с газотурбинным наддувом), способная моделировать динамику давления в выпускном трубопроводе с учетом внутрицилиндровых процессов и оценивать эффективность преобразования энергии импульса давления в турбине.

Отметим, что в настоящее время в экспериментальных исследованиях широко применяются программные пакеты вычислительной гидрогазодинамики, позволяющие моделировать трехмерный турбулентный поток в проточной части энергетических установок и систем. Например, в работе [18] с помощью пакета ANSYS были проведены численные исследования аэродинамики потока в длинных циклонных камерах.

Однако подобные пакеты не позволяют моделировать течение в проточной части газовых турбин, работающих в составе импульсных систем наддува поршневых ДВС, так как не учитывается нестационарное воздействие на турбину со стороны поршневой части. Именно это обстоятельство подвигло авторов данной работы к созданию квазизамкнутой модели поршневого двигателя с газотурбинным наддувом.

Трубопровод выпускной. При расчете процесса в трубопроводе используется ряд допущений, позволяющих свести задачу к решению смешанной краевой задачи Коши. В частности, предполагается, что среда является квазивязким идеальным газом, течение одномерное и энергоизолированное, а трубопровод имеет постоянное поперечное сечение. Сделанные допущения позволяют выразить уравнения сохранения в дифференциальной форме, удобной для дальнейших преобразований:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + w \frac{\partial p}{\partial x} + p \frac{\partial w}{\partial x} = 0; \\ \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda}{D} \frac{w|w|}{2} = 0; \\ \frac{\partial S}{\partial t} + w \frac{\partial S}{\partial x} = 0, \end{cases} \quad (4)$$

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

В работе [19] аналогичная система уравнений была использована при моделировании переходных процессов в газопроводе.

Численное решение системы уравнений (4) получено методом характеристик с использованием модифицированного метода Эйлера. Расчеты проводились на фиксированной сетке в координатах безразмерной длины (X) и времени (Z). Явная разностная схема использовалась для аппроксимации производных. Особое внимание уделялось корректной постановке граничных условий для РОТ и цилиндра двигателя.

Исследование направлено на определение эффективности преобразования импульса давления в турбине. Эффективность оценивается на основе КПД и выходной мощности. В качестве граничных условий для турбины использовалась модель сопла, имитирующая проходное сечение всей исследуемой РОТ.

Задачи исследования предполагают оценку эффективности преобразования импульса давления в турбине по показателям КПД и мощности. Соответственно граничные условия у турбины задавались моделью сопла, площадь которого эквивалентна эффективному проходному сечению всей исследуемой РОТ. Предполагалось, что поток в сопле имеет одномерный характер и подчиняется законам энергоизолированного расширения. Применение допущений позволило использовать уравнения одномерной газодинамики и модели распространения прямой и отраженной волн в выходном сечении выпускного трубопровода, вплоть до входного сечения РОТ. Полученная алгебраическая система решалась итерационно модифицированным методом Ньютона, при этом на каждой итерации по безразмерному времени производился расчет характеристик РОТ.

Цилиндр поршневого двигателя. Первый закон термодинамики и уравнение состояния идеального газа являются ключевыми компонентами математической модели, описывающей внутрицилиндровые процессы. В зависимости от фазы процесса цилиндр рассматривается как закрытая (сжатие, сгорание и расширение) или как открытая (газообмен) термодинамическая система. В последнем случае систему дополняет уравнение массового баланса. Процесс сгорания рассчитывается с применением нульмерной модели [20], позволяющей с приемлемой достоверностью воспроизводить характеристики тепловыделения на основных режимах работы двигателя.

Граничные условия на входе в цилиндр задаются путем введения одномерной модели сопла, предполагающей квазистационарность и энергоизолированность процесса истечения. Для оценки гидравлических потерь в клапанной щели и области восстановления давления введен коэффициент расхода выпускного клапана. Принятые допущения, аналогичные тем, что использовались для турбины, существенно упростили задачу, позволив применить уравнения одномерной газодинамики и уравнения для прямой и отраженной волн в выходном сечении выпускного канала между цилиндром и выпускным трубопроводом.

Турбина. Энергетические и расходные параметры РОТ рассчитывались в квазистационарной одномерной постановке на средней линии меридионального контура рабочей области. Уравнения, описывающие течение газа, замыкают полуэмпирические соотношения для определения основных составляющих потерь кинетической энергии [21].

В основе математического моделирования центробежных компрессоров и РОТ лежат аналогичные теоретические подходы. Для расчета ключевых сечений проточной части используется одномерная модель установившегося потока, рассматриваемого вдоль средней линии меридионального контура. При этом применяются уравнения энергии (в подходящей форме), состояния и расхода. В алгоритм включен комплекс зависимостей, позволяющих оценить потери энергии в элементах компрессора. Точное определение частоты вращения ротора турбокомпрессора обеспечивается за счет поддержания баланса мощностей между турбиной и компрессором в процессе расчетов.

Для проверки работоспособности разработанной математической модели проведен расчет изменения давления на входе в штатную турбину турбокомпрессора, а полученные результаты сравнивали с экспериментальными данными (рис. 3).

Это позволило оценить соответствие модели реальному поведению системы. Анализ показал хорошее совпадение мгновенных и средних числовых значений, а также характера изменения импульсов давления полученных экспериментальным путем и в ходе численного моделирования.

Математическая модель радиально-осевой турбины, разработанная для среднего радиуса меридионального сечения и учитывающая потери кинетической энергии в проточной части на основе полуэмпирических зависимостей, была использована для расчета статических характеристик (КПД и пропускной способности в зависимости от коэффициента напора) экспериментальных турбин.

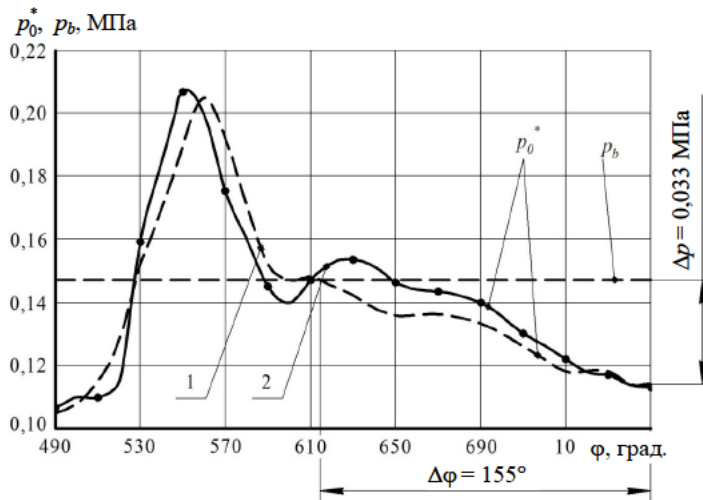


Рис. 3. Импульс давления на входе в турбину: 1 – математическое моделирование (расчет); 2 – экспериментально полученный импульс

Fig. 3. Pressure impulse at the turbine inlet: 1 – mathematical modeling (calculation); 2 – experimentally obtained impulse

Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных данных, полученных для штатных турбин турбокомпрессоров ТКР-14С-27 и ТКР-14В-30 (рис. 4), использовался для верификации адекватности разработанной модели.

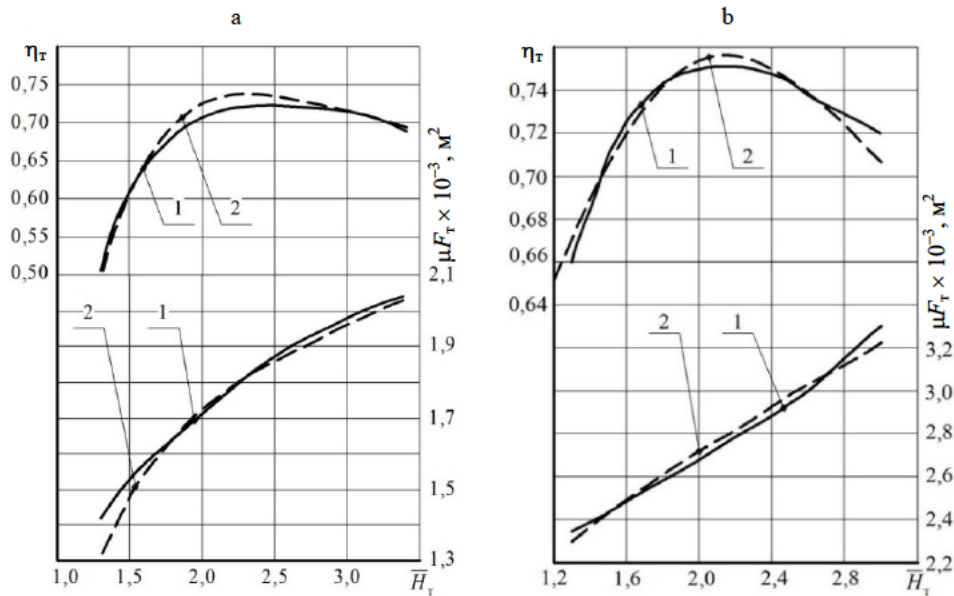


Рис. 4. Характеристики турбин: а – штатная турбина турбокомпрессора ТКР-14С-27 ($n_{\tau} = 45000 \text{ мин}^{-1}$); б – турбина турбокомпрессора ТКР-14В-30 ($n_{\tau} = 55000 \text{ мин}^{-1}$); 1 – результаты продувки; 2 – математическое моделирование (расчет)

Fig. 4. Turbine characterization: а – standard TKR-14S-27 turbocharger turbine ($n_{\tau} = 45000 \text{ min}^{-1}$); б – TKR-14V-30 turbocharger turbine ($n_{\tau} = 55000 \text{ min}^{-1}$); 1 – purge results; 2 – mathematical modeling (calculation)

Полученные результаты подтвердили достаточную точность модели: отклонение расчетных величин от экспериментальных не превышает 2 %. Также подтверждается корректность выбора полуэмпирических зависимостей для определения потерь кинетической энергии.

Результаты

Для спроектированных опытных турбин рассчитаны зависимости эффективности и мощности от напора. Для расчета этих зависимостей в данной работе применялся метод на среднем радиусе проточной части, замкнутый полуэмпирическими уравнениями для расчета потерь [21]. Зависимости представлены на рис. 5 в функции коэффициента напора \bar{H}_T (КПД исследуемых РОТ – рис. 5а; эффективная мощность – рис. 5б).

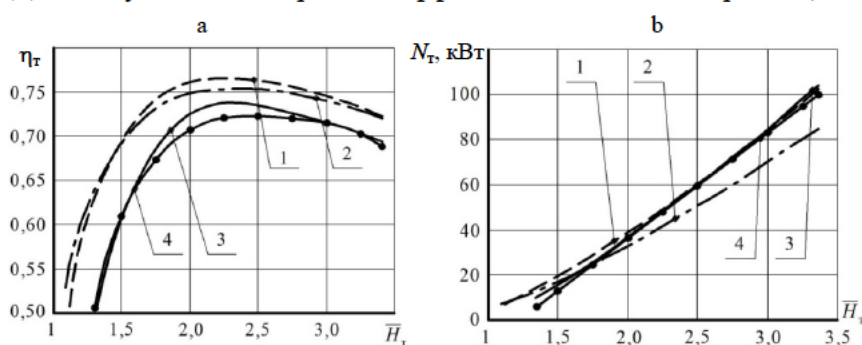


Рис. 5. Расчетные зависимости исследуемых РОТ: а – изменение КПД турбины; б – изменение мощности; 1 и 2 – для опытных турбин 1 и 2 ($n_T = 46700 \text{ мин}^{-1}$ и $n_T = 44600 \text{ мин}^{-1}$); 3 и 4 – расчетная и экспериментальная характеристики штатной турбины ТКР-14С-27 ($n_T = 45000 \text{ мин}^{-1}$)

Fig. 5. Calculated dependences of the studied turbines: а – change in turbine efficiency; б – change in power; 1 and 2 – for experimental turbines 1 and 2 ($n_T = 46700 \text{ min}^{-1}$ and $n_T = 44600 \text{ min}^{-1}$); 3 and 4 – calculated and experimental characterization of the standard turbine TKR-14C-27 ($n_T = 45000 \text{ min}^{-1}$)

На рис. 6 представлены расчетные значения импульсов давления на входе в экспериментальные турбины.

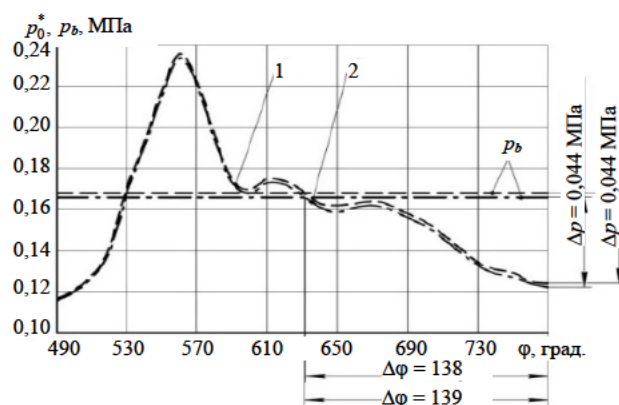


Рис. 6. Изменение давления наддува и давления на входе в турбину: 1 – турбина 1 ($\beta = 36^\circ$); 2 – турбина 2 ($\beta = 40^\circ$)

Fig. 6. Change in charging pressure and turbine inlet pressure: 1 – turbine 1 ($\beta = 36^\circ$); 2 – turbine 2 ($\beta = 40^\circ$)

Анализ результатов показал, что импульсы давления практически не зависят от угла выхода рабочего колеса β_2 . Это связано с тем, что метод множителей Лагранжа, использованный для оптимизации геометрии турбин, позволил обеспечить практически идентичную пропускную способность для всех вариантов. Поскольку пропускная способность является определяющим фактором для импульса давления, он остается стабильным.

Частота вращения ротора турбокомпрессора при совместной работе дизеля, газовой турбины и компрессора определяется из условия, что мощность, развиваемая турбиной, равна мощности, потребляемой компрессором (табл. 3), которая не совпадает с оптимальной частотой вращения, определенной ранее.

Таблица 3

Частоты вращения исследованных турбин
Rotational speeds of the investigated turbines

Турбина	№ 1	№ 2	Штатная
Частота вращения, определяемая при проектировании турбины, $n_{т\text{ опт}}, \text{ мин}^{-1}$	46700	44600	–
Частота вращения, определяемая при совместной работе, $n_{т\text{ опт}}, \text{ мин}^{-1}$	39500	39000	38950

Подобный результат объясняется особенностями согласования работы дизеля и агрегатов наддува.

Импульсная система наддува в поршневом двигателе позволяет улучшить очистку цилиндров от отработавших газов и наполнение их свежей смесью. Ключевыми параметрами, определяющими эффективность продувки, являются: максимальная разница давлений (Δp) между впускными и выпускными коллекторами, а также угловая продолжительность фазы продувки ($\Delta\phi$), измеряемая в градусах поворота коленчатого вала, в течение которой сохраняется положительный перепад давлений.

На рис. 6 на правой ветви графика давления наблюдается заметный пик, указывающий на вероятность возникновения отраженной волны. Подобное искажение кривой давления неблагоприятно, поскольку негативно сказывается на процессе очистки цилиндров от отработанных газов [22].

Полученные результаты (рис. 3 и 6) позволяют сделать следующие выводы. Снижение угла выхода из рабочего колеса с 40° до 36° не сказывается негативно на эффективности продувки. Условная длительность продувки $\Delta\phi$ остается на уровне $138\text{--}139^\circ$. Для стандартной турбины она существенно больше, чем для турбин 1 и 2. Поскольку степень перекрытия фаз газораспределения у исследуемого двигателя составляет 105° , достигнутого значения 138° вполне достаточно для обеспечения эффективной продувки. Давление, создаваемое для продувки опытными турбинами, значительно превышает давление, которое генерирует стандартная турбина, что является положительным итогом исследования.

Влияние оптимальных геометрических параметров турбины на эффективность ее работы в составе двигателя с наддувом

Импульсы давления и температуры, рассчитанные на предыдущем этапе, помогают установить мгновенные значения полного изоэнтروпического теплоперепада на входе в исследуемые турбины. Кроме того, как было указано ранее, квазизамкнутая математическая модель позволяет определить частоту вращения турбины в составе поршневого двигателя, обозначаемую как n_t . Для оценки интегральной эффективности турбины, работающей в условиях нестационарного потока в выпускной системе, используется расчет коэффициента использования располагаемой энергии импульса [23]. Этот метод позволяет определить, насколько эффективно турбина преобразует энергию импульса в полезную работу:

$$\eta_{\text{ти}} = \frac{\int_0^{\tau} H_t G_t \eta_t d\tau}{\int_0^{\tau} H_t G_t d\tau}, \quad (5)$$

где H_t – изоэнтропический теплоперепад, Дж/кг; G_t – расход выпускных газов через турбину, кг/с; η_t – эффективный КПД турбины; τ – время прохождения импульса.

Для исследуемых турбин получены следующие значения:

- для опытной турбины 1 коэффициент использования располагаемой энергии импульса $\eta_t = 0,667$;
- для опытной турбины 2 $\eta_t = 0,661$;
- для штатной турбины $\eta_t = 0,610$.

Расчеты показывают, что уменьшение конструктивного угла выхода из рабочего колеса с 40° до 36° обеспечивает увеличение коэффициента использования энергии импульса. Экспериментальные турбины благодаря этому изменению демонстрируют эффективность на 5,7 % и 5,1 % выше, чем у стандартной модели.

На рис. 7 изображена динамика КПД турбин в процессе такта выпуска, которая была смоделирована с использованием метода расчета турбины на среднем радиусе.

Установлено, что уменьшение конструктивного угла выхода из рабочего является причиной повышения КПД турбины. Оптимальная частота вращения ротора, необходимая для согласованной работы турбины и компрессора, достигается при более низких давлениях, соответствующих диапозону $590\text{--}630^\circ$ поворота коленчатого вала. Именно поэтому в этом диапазоне наблюдаются максимальные значения эффективности турбины. В противоположность этому, при 560° поворота коленчатого вала, когда импульс давления достигает пиковых значений, турбина работает с низким КПД.

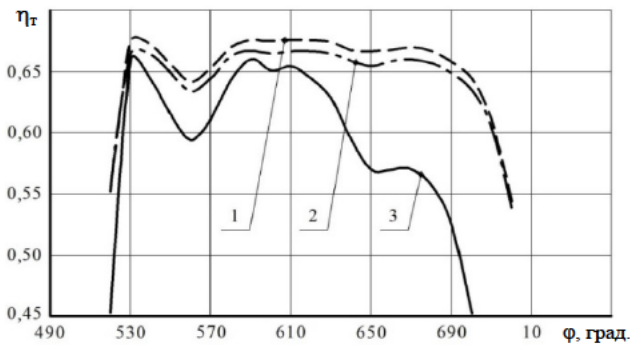


Рис. 7. Зависимости КПД турбин от угла поворота коленчатого вала:

1 – турбина 1 ($\beta = 36^\circ$); 2 – турбина 2 ($\beta = 40^\circ$); 3 – штатная турбина

Fig. 7. Dependence of turbine efficiency on the angle of rotation of the crankshaft:

1 – turbine 1 ($\beta = 36^\circ$); 2 – turbine 2 ($\beta = 40^\circ$); 3 – standard turbine

Рис. 8 демонстрирует динамику эффективной мощности турбин в течение такта выпуска. Анализ показывает, что снижение конструктивного угла выхода из рабочего колеса с 40° до 36° незначительно увеличивает мощность турбины. Однако штатная турбина демонстрирует значительно более низкую мощность по сравнению с опытными образцами.

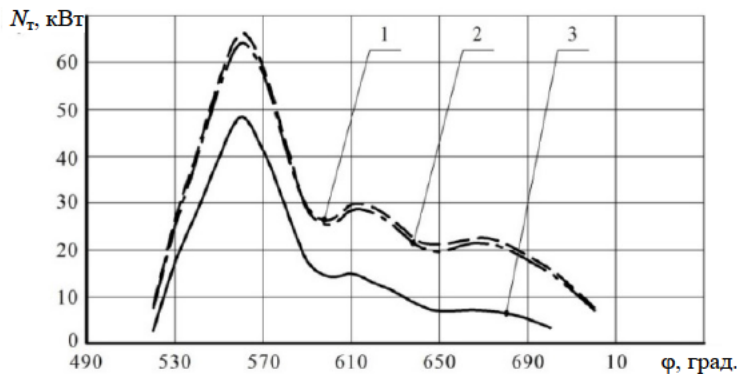


Рис. 8. Зависимость мощности турбин за время выпуска
(обозначения соответствуют принятым на рис. 7)

Fig. 8. Change in the effective turbine power by the angle of rotation of the crankshaft
(the designations correspond to those adopted in Fig. 7)

Детализация потерь энергии в элементах проточной части турбин позволяет расшифровать механизм влияния оптимальных геометрических параметров на их характеристики.

Для расчета потерь энергии используются следующие зависимости:

– потери в направляющем аппарате

$$Z_{ca} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2}, \quad (6)$$

где φ – коэффициент скорости направляющего аппарата; c_1 – абсолютная скорость потока на выходе из направляющего аппарата;

– потери в рабочем колесе

$$Z_{рк} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2}, \quad (7)$$

где ψ – коэффициент скорости в колесе; w_2 – относительная скорость на выходе из колеса;

– выходные потери

$$Z_{вых} = \frac{c_2^2}{2}, \quad (8)$$

где c_2 – абсолютная скорость потока на выходе из колеса.

Полуэмпирические зависимости, описанные ранее, используются для определения скоростных коэффициентов направляющего аппарата и рабочего колеса, поскольку они позволяют оценить потери энергии в этих элементах. Чтобы упростить анализ, эти потери энергии в проточной части турбины рассчитываются в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Анализ потерь в сопловом аппарате (рис. 9) выявил две закономерности: во-первых, их динамика повторяет динамику импульсов давления (рис. 6), и во-вторых, увеличение угла выхода из рабочего колеса приводит к небольшому росту потерь в сопловом аппарате. В целом данные потери в опытных турбинах оказываются заметно выше потерь в штатной турбине.

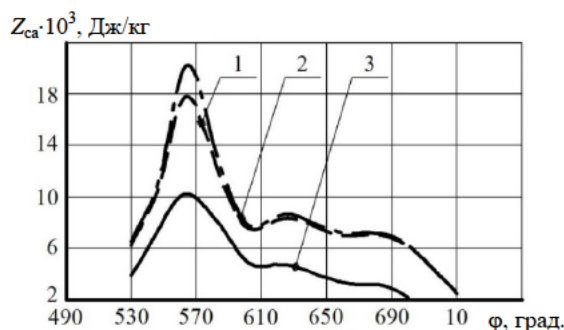


Рис. 9. Влияние оптимальных параметров турбины на потери в сопловом аппарате (обозначения соответствуют принятым на рис. 7)

Fig. 9. The effect of optimal turbine parameters on losses in the nozzle apparatus: (the designations correspond to those adopted in Fig. 7)

Потери энергии в рабочем колесе и сопловом аппарате турбины ведут себя противоположным образом. Уменьшение угла выхода из рабочего колеса (с 40° до 36°) привело к росту потерь (рис. 10). В стандартной турбине потери в рабочем колесе существенно выше, чем в экспериментальных образцах. Основной причиной значительного увеличения потерь в начале и конце импульса давления является несоответствие угла входа потока в рабочее колесо расчетному значению.

Изменение потерь с выходной скоростью также обладает своей спецификой (рис. 11).

В целом потери с выходной скоростью незначительно возрастают с увеличением конструктивного угла выхода из рабочего колеса. На участке $540\text{--}600^\circ$ угла поворота коленчатого вала потери с выходной скоростью штатной турбины значительно превышают данные потери в опытных турбинах. На участке $600\text{--}720^\circ$ потери в штатной турбине оказываются несколько ниже, чем потери в опытных турбинах.

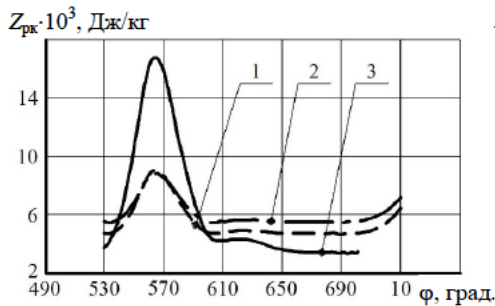


Рис. 10. Зависимость потерь в рабочем колесе от оптимальных параметров турбины (обозначения соответствуют принятым на рис. 7)

Fig. 10. Dependence of losses in the impeller on the optimal parameters of the turbine (the symbols correspond to those used in Fig. 7)

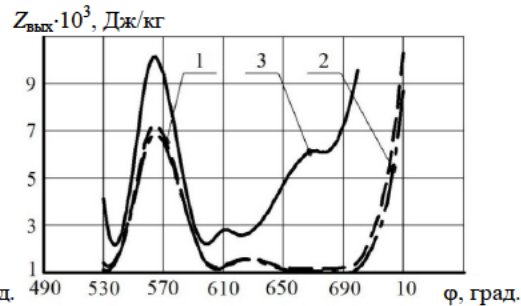


Рис. 11. Влияние оптимальных параметров турбины на потери с выходной скоростью (обозначения соответствуют принятым на рис. 7)

Fig. 11. The effect of optimal turbine parameters on output speed losses (the designations correspond to those adopted in Fig. 7)

ВЫВОДЫ

1. Адекватность используемых в работе математических методов и моделей подтверждается результатами экспериментальных исследований, включающих как характеристики РОТ, так и импульсы давления на входе в РОТ исследуемого двигателя. Это позволяет использовать данные методы для оптимального проектирования и исследования эффективности РОТ в составе турбокомпрессора импульсной системы наддува.

2. Экспериментальные турбины продемонстрировали более высокую эффективность по сравнению со штатной по всем исследованным параметрам. Это выражается в улучшенных мощностных показателях и более эффективной работе в составе поршневого двигателя.

3. Выполненные исследования показали, что опытные турбины эффективнее штатной турбины по всему комплексу параметров. Это касается как характеристик данных турбин (рис. 5), так и параметров, характеризующих их работу непосредственно в составе поршневого двигателя. Последнее подтверждается, во-первых, ростом мгновенных значений КПД и мощности опытных турбин (рис. 7 и 8) с соответствующим увеличением коэффициента использования располагаемой энергии импульса на 5,7 % для турбины 1 и 5,1 % для турбины 2; во-вторых, увеличением перепада давления на продувку цилиндра на 33 % при удовлетворительном значении располагаемой продолжительности продувки (около 139°).

4. Отдельный интерес представляют новые данные по изменению составляющих потерь энергии в проточной части РОТ. Принятая геометрия

проточной части опытных РОТ при некотором увеличении потерь в сопловом аппарате позволила снизить потери в рабочем колесе и потери с выходной скоростью.

5. По всей совокупности результатов можно сделать вывод, что для работы в составе импульсной системы наддува среднеоборотного дизеля средней размерности оптимальной является опытная турбина 1.

ЛИТЕРАТУРА

1. Chen, H. Modelling of a turbocharger turbine under pulsating inlet conditions / H. Chen, I. Hakeem, R. F. Martinez-Botas // Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 1996. Vol. 210, No 5. P. 397–408. https://doi.org/10.1243/pime_proc_1996_210_063_02
2. Prediction of the steady and non-steady flow performance of a highly mixed-flow turbine / M. Adibat, M. Hachemi, M. K. Hamidou, N. C. Baines // Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 1998. Vol. 212, No 3. P. 173–183. <https://doi.org/10.1243/0957650981536844>
3. Adibat, M. Design of a highly loaded mixed flow turbine / M. Adibat, N. C. Baines, M. R. Firth // Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 1992. Vol. 206, No 2. P. 95–107. https://doi.org/10.1243/pime_proc_1992_206_016_02
4. Palfreyman, D. The pulsating flow field in a mixed flow turbocharger turbine: an experimental and computational study / D. Palfreyman, R. F. Martinez-Botas // Journal of Turbomachinery. 2005. Vol. 127, No 1. P. 144–155. <https://doi.org/10.1115/1.1812322>
5. Пассар, А. В. Выбор метода проектирования радиально-осевых турбин для поршневых двигателей / А. В. Пассар, Л. П. Цыганкова // Двигателестроение. 2022. № 4. С. 50–64. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.50-64>
6. Митрохин, В. Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах / В. Т. Митрохин. М.: Машиностроение, 1974. 228 с.
7. Passar, A. V. Application of a new design and calculation technology for improving the blading section of the engine with turbine supercharger / A. V. Passar, D. V. Timoshenko, E. V. Faleeva // Defect and Diffusion Forum. 2019. Vol. 392. P. 239–252. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/DDF.392.239>
8. Пассар, А. В. Влияния высот лопаток рабочего колеса центростремительной турбины на газодинамику течения / А. В. Пассар // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2019. Т. 330, № 12. С. 54–63. <https://doi.org/10.18799/24131830/2019/12/2392>
9. Пассар, А. В. Связь степени радиальности радиально-осевой турбины с эффективностью ее работы в составе поршневого двигателя / А. В. Пассар, Ю. Я. Фершалов // Двигателестроение. 2023. № 2. С. 23–34.
10. Пассар, А. В. Исследование влияния степени радиальности на структуру потока в проточной части радиально-осевой турбины газотурбинной установки / А. В. Пассар, Д. В. Тимошенко // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2017. Т. 328, № 5. С. 24–38.
11. Пассар, А. В. Влияние конструктивного угла выхода сопел турбины системы наддува поршневого двигателя на эффективность ее работы / А. В. Пассар, Д. В. Тимошенко // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова. 2024. Т. 16, № 4. С. 553–566. <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2024-16-4-553-566>
12. Пассар, А. В. Влияние угла выхода потока газа из рабочего колеса турбины на эффективность ее работы в составе комбинированного двигателя / А. В. Пассар // Машиностроение и инженерное образование. 2019. № 4 (61). С. 2–12.
13. Пассар, А. В. Влияние конструктивного угла выхода рабочего колеса турбины на характер течения газа в межлопаточном канале / А. В. Пассар, Д. В. Тимошенко, Ю. Я. Фершалов // Двигателестроение. 2022. № 2 (288). С. 39–52.
14. Пассар, А. В. Влияние ширины рабочего колеса на эффективность радиально-осевой турбины / А. В. Пассар // Машиностроение и инженерное образование. 2017. № 4 (53). С. 61–73.

15. Пассар, А. В. Влияние формы меридионального контура рабочего колеса на параметры потока газа в радиально-осевой турбине газотурбинной установки / А. В. Пассар // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2017. Т. 328, № 9. С. 33–48.
16. Чумаков, Ю. А. Теория и расчет транспортных газотурбинных двигателей: учеб. / Ю. А. Чумаков. М.: Форум, 2012. 448 с.
17. Байков, Б. П. Особенности профилирования колес центробежных компрессоров и радиальных центростремительных турбин / Б. П. Байков // Энергомашиностроение. 1959. № 9. С. 45–47.
18. Сабуров, Э. Н. Аэродинамика и устойчивость потока в относительно длинных циклонных камерах / Э. Н. Сабуров, Д. А. Онохин // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Т. 61, № 6. С. 527–538. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-6-527-538>
19. Фиков, А. С. Метод расчета переходных процессов в газопроводе / А. С. Фиков // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2021. Т. 64, № 5. С. 446–458. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-5-446-458>
20. Петров, В. А. Математическое описание характеристик тепловыделения в турбопоршневых двигателях на различных режимах / В. А. Петров, В. А. Алексеев // Двигателестроение. 1981. № 6. С. 3–5.
21. Методика расчета потерь кинетической энергии в сопловых и рабочих решетках при моделировании переменных режимов центростремительных МРТ / С. В. Чехранов, Р. Р. Симашов, Ю. Л. Куликов, И. Н. Ханькович // Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона: материалы Междунар. науч.-техн. конф. «Двигатели 2005» (Хабаровск, 19–22 сент. 2005 г.) / под ред. В. А. Лашко. Хабаровск: Изд-во Тихоокеанского гос. ун-та, 2005. С. 113–116.
22. Симсон, А. Э. Газотурбинный наддув дизелей / А. Э. Симсон. М.: Машиностроение, 1964. 248 с.
23. Байков, Б. П. Особенности расчета турбины, работающей на газах переменного давления / Б. П. Байков // Труды Центрального научно-исследовательского дизельного института. 1955. Вып. 28. С. 68–87.

Поступила 07.10.2025 Подписана в печать 15.12.2025 Опубликовано онлайн 31.03.2026

REFERENCES

1. Chen H., Hakeem I., Martinez-Botas R. F. (1996) Modelling of a Turbocharger Turbine under Pulsating Inlet Conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 210 (5), 397–408.
2. Abidat M., Hachemi M., Hamidou M. K., Baines N. C. (1998) Prediction of the Steady and Non-Steady Flow Performance of a Highly Loaded Mixed Flow Turbine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 212 (3), 173–184. <https://doi.org/10.1243/0957650981536844>
3. Abidat M., Baines N. C., Firth M. R. (1992) Design of a Highly Loaded Mixed Flow Turbine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 206 (2), 95–107. https://doi.org/10.1243/pime_proc_1992_206_016_02
4. Palfreyman D., Martinez-Botas R. F. (2005) The Pulsating Flow Field in a Mixed Flow Turbocharger Turbine: an Experimental and Computational Study. *Journal of Turbomachinery*, 127 (1), 144–155. <https://doi.org/10.1115/1.1812322>
5. Passar A. V., Tsygankova L. P. (2022) The choice of a design method for radial-axial turbines for reciprocating engines. *Dvigatelistroyeniye*, (4), 50–64 (in Russian). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.50-64>
6. Mitrokhin V. T. (1974) *Selection of Parameters and Calculation of a Centripetal Turbine in Stationary and Transient Modes*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 228 (in Russian).
7. Passar A. V., Timoshenko D. V., Faleeva E. V. (2019) Application of a New Design and Calculation Technology for Improving the Blading Section of the Engine with Turbine Super-

- charger. *Defect and Diffusion Forum*, 392, 239–252. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/DDF.392.239>
8. Passar A. V. (2019) Influence of Blade Heights in the Turbine Impeller on Flow Gas Dynamics. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 330 (12), 54–63 (in Russian). <https://doi.org/10.18799/24131830/2019/12/2392>
 9. Passar A. V., Fershalov Yu. Ya. (2023) The Relationship Between the Degree of Radiality of a Radial-Axial Turbine and the Efficiency of its Operation as Part of a Piston Engine. *Dvigatelistroyeniye*, (2), 23–34 (in Russian).
 10. Passar A. V., Timoshenko D. V. (2017) Research of Radiality Degree Effect on Stream Structure in a Flow Range of Radial-Axial Turbine in a Gas-Turbine Plant. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 328 (5), 24–38 (in Russian).
 11. Passar A. Timoshenko D. (2024) The Effect of the Design Angle of the Turbine Nozzle Outlet of the Piston Engine Boost System on its Effectiveness. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova*, 6 (4), 553–566 (in Russian). <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2024-16-4-553-566>
 12. Passar A. V. (2019) Influence of the Angle of Exit of the Gas Flow From the Turbine Impeller on the Efficiency of its Operation as Part of a Combined Engine. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie = Mechanical engineering and engineering education*, (4), 2–12 (in Russian).
 13. Passar A. V., Timoshenko D. V., Fershalov Yu. Ya. (2022) The Influence of the Design Angle of the Turbine Impeller Outlet on the Nature of Gas Flow in the Interscapular Duct. *Dvigatelistroyeniye*, (2), 39–52. (in Russian).
 14. Passar A. V. (2017) The Influence of the Width of the Impeller on the Efficiency of a Radial-axial Turbine. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie = Mechanical engineering and engineering education*, (4), 61–73 (in Russian).
 15. Passar A. V. (2017) 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*, 328 (9), 33–48. (in Russian).
 16. Chumakov Yu. A. (2012) *Theory and Calculation of transport Gas Turbine Engines*. Moscow, Forum Publ. 448 (in Russian).
 17. Baykov B. P. (1959) Features of Profiling the Wheels of Centrifugal Compressors and Radial Centripetal Turbines. *Energomashinostroyeniye [Power Plant Engineering]*, (9), 45–47 (in Russian).
 18. Saburov E. N., Onokhin D. A. (2018) Aerodynamics and Stability of the Flow in Relatively Long Cyclone Chambers. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (6), 527–538 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-6-527-538>
 19. Fikov A. S. (2021) Method for Calculating Transients in a Gas Pipeline. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 64 (5), 446–458 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-5-446-458>
 19. Saburov E. N., Onokhin D. A. (2018) Aerodynamics and Stability of the Flow in Relatively Long Cyclone Chambers. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 61 (6), 527–538 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-6-527-538>
 20. Fikov A. S. (2021) Method for Calculating Transients in a Gas Pipeline. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 64 (5), 446–458 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-5-446-458>.
 21. Alekseev V. A., Petrov V. A. (1981) Mathematical Description of Heat release in Turbo-Piston Engines at Different Regimes. *Dvigatelistroyeniye*, (6), 3–5 (in Russian).
 22. Chehranov S. V., Simashov R. R., Kulikov Yu. L., Khankovich I. N. (2005) Methods for Calculating Kinetic Energy Losses in Nozzle and Working Arrays when Modeling Variable Modes of Centripetal Small Radial Turbines. *Aktual'nye problemy razvitiya i ekspluatatsii porshnevnykh dvigatelei v transportnom komplekse Aziatsko-Tikhookeanskogo regiona: materialy Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. "Dvigateli 2005" (Khabarovsk, 19–22 sent. 2005 g.)* [Actual Problems of Development and Operation of Reciprocating Engines in the Transport Complex of the Asia-Pacific Region: Proceedings of the International Scientific and Technical Confe-