

УДК 62-135

DOI:10.37890/jwt.vi83.593

Характеристики рабочего колеса турбомашин с радиальными лопатками симметричного профиля в режиме компрессора

В.Л. Конюков

А.Н. Горбенко

Керченский государственный морской технологический университет, г. Керчь, Россия

Аннотация. В работе приведены результаты исследований характеристик рабочего колеса турбомашин с радиальными лопатками симметричного профиля, в котором часть лопаток работает в турбинном режиме, часть лопаток работает в компрессорном режиме. Такое сочетание режимов обеспечивается парциальным подводом рабочего тела. Характеристики компрессорной части лопаток определялись условиями энергетического и кинематического балансов турбинных и компрессорных лопаток. Получены зависимости удельных мощностей турбинных и компрессорных частей для различных углов установки лопаток от скоростной характеристики, определяющей режим работы турбинной части. Определено влияние угла установки лопаток на суммарный КПД, учитывающий потери при преобразовании энергии скоростного напора набегающего на турбинные лопатки в энергию рабочего тела на выходе из межлопаточных каналов компрессорной части. Получена зависимость удельного расхода рабочего тела от угла установки лопаток. Характеристики компрессорной части рабочего колеса представлены зависимостями от коэффициента расхода. Выявлено, что для каждого угла установки лопаток имеют место коэффициенты расхода, соответствующие максимальной степени повышения давления и максимальному КПД компрессорной части.

Ключевые слова: рабочее колесо турбомашин, лопатка симметричного профиля, угол установки лопаток, степень парциальности, турбинный режим, компрессорный режим, эксплуатационные характеристики.

Characteristics of a turbomachine impeller with radial blades of symmetrical profile in compressor mode

Viacheslav L. Konyukov

Alexander N. Gorbenko

Kerch State Maritime Technological University, Kerch, Russia

Abstract. The paper presents the results of studies of the characteristics of a turbomachine impeller with radial blades of a symmetrical profile, in which some of the blades operate in turbine mode, and some of the blades operate in compressor mode. This combination of modes is provided by partial supply of the working gas. The characteristics of the compressor part of the blades were determined by the conditions of the energy and kinematic balances of the turbine and compressor blades. The dependences of the specific powers of turbine and compressor parts for different blade installation angles on the speed characteristic determining the operating mode of the turbine part are obtained. The influence of the blade installation angle on the total efficiency, which characterizes the losses during the energy conversion of the velocity pressure incident on the turbine blades into the energy of the working fluid at the outlet of the interblade channels of the compressor part, is determined. The dependence of the specific consumption of the working gas on the blade installation angle was obtained. The characteristics of the compressor part of the impeller are presented as dependencies on the flow coefficient. It was found that for each blade installation angle

there are flow coefficients corresponding to the maximum degree of pressure increase and the maximum efficiency of the compressor part.

Keywords: turbomachine impeller, symmetrical profile blade, blade installation angle, partiality degree, turbine mode, compressor mode, performance characteristics.

Введение

Использование одного и того же рабочего колеса с радиальными лопатками в режимах турбины и компрессора (вентилятора) возможно при установке лопаток симметричного, относительно средней линии, профиля. Это связано с особенностями взаимодействия лопаток с рабочим телом в турбинах и компрессорах [1, 2]. Простейшим вариантом такого конструктивного исполнения является рабочее колесо с плоскими лопатками [3, 4]. При работе рабочего колеса в режиме турбины с выработкой механической энергии выходной угол потока должен быть меньше входного, а в режиме компрессора (вентилятора) с потреблением механической энергии выходной угол потока должен быть больше входного [5, 6]. Такое изменение направления потока в решетках плоских лопаток возможно при их обтекании с углом атаки, при этом, для турбинного режима угол атаки должен быть отрицательным, а для компрессорного режима положительным. Обтекание плоских лопаток с углом атаки вызывает отрыв потока от поверхности, что приводит к резкому увеличению профильных потерь энергии [7, 8, 9]. Природа таких потерь энергии аналогична потерям при повороте лопаток регулируемого соплового аппарата или при нестационарном натекании на входные кромки [10, 11, 12].

Одновременное применение рабочего колеса турбомашин в турбинном и компрессорном режимах возможно при парциальных условиях работы турбинной и компрессорной зоны рабочих лопаток. Такие условия работы приводят к дополнительным потерям энергии от парциальности, основную долю которых составляют потери на выколачивание [13, 14]. Потери энергии на выколачивание будут иметь место и при периодической работе всей проточной части в турбинном и компрессорном режиме.

Выполненные расчетно-теоретические исследования рабочего колеса с радиальными плоскими лопатками в турбинном режиме показали работоспособность такого устройства для получения механической энергии [4]. Процесс взаимодействия плоских лопаток с рабочим телом сопровождался высокими профильными потерями энергии и потерями энергии от парциальности. В результате расчетный КПД такого режима не превысил 27%.

Характерной особенностью компрессорного (вентиляторного) режима является течение газа в межлопаточном канале с положительным градиентом давления. Это изменяет склонность потока к отрыву, что отражается на его КПД. Для повышения работоспособности турбинного режима целесообразно понижать угол установки лопаток рабочего колеса, что приводит к снижению потерь с выходной скоростью [4], а для компрессорного режима желательнее увеличивать угол установки лопаток, что позволяет увеличивать теоретический напор [1, 15]. Характеристики компрессорного режима определяются энергетическими и кинематическими параметрами совместной работы турбинной и компрессорной части рабочего колеса. Следует отметить, что определяющую роль играет турбинная часть рабочего колеса, вырабатывающая механическую энергию для работы компрессорной части.

Цель работы – анализ характеристик рабочего колеса с радиальными лопатками симметричного профиля при совместной работе части лопаточного аппарата турбинного режима с частью лопаточного аппарата компрессорного режима и оценка эксплуатационных показателей компрессорной части рабочих лопаток.

Материалы и методы исследования

Настоящая работа является логическим продолжением работы [4]. В связи с этим описание и характеристики объекта исследований приведены в указанной работе. Дополнительно следует отметить, что геометрические характеристики компрессорной части полностью соответствовали геометрическим характеристикам турбинной части, и степень парциальности компрессорной части была принята равной степени парциальности турбинной части и составила $\varepsilon=0,25$. Под степенью парциальности понимают отношение площади проходного сечения активной зоны турбинной или компрессорной части лопаток к общей площади проходного сечения рабочего колеса. Исследования проводились расчетно-теоретическим способом. Показатели совместной работы турбинной и компрессорной части обрабатывались в зависимости от скоростной характеристики, соответствующей турбинной части, которая представляла отношение окружной скорости на среднем диаметре к скорости скоростного напора потока, набегающего на турбинные лопатки $v = u/c_{1T}$. В связи с большей чувствительностью газодинамических характеристик проточной части компрессора к углам атаки набегающего потока, диапазон изменения скоростной характеристики v был снижен и, в исследованиях компрессорной части, скоростная характеристика изменялась от 0 до 0,8. При исследовании турбинной части рабочего колеса выявлена существенная зависимость ее эксплуатационных показателей от угла установки рабочих лопаток [4]. В связи с этим исследования компрессорной части проводились при тех же углах установки лопаток, которые изменялись в интервале от 10 град. до 40 град.

В качестве рабочего тела использовался воздух ($R=287,3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$, $k=1,4$), температура воздуха на входе в рабочее колесо принята $T_1=500 \text{ К}$, давление за рабочим колесом $p_2=0,1013 \text{ МПа}$. Исследования проводились при постоянной энергии скоростного напора, скорость которого принята $c_{1T}=296,3 \text{ м/с}$.

Энергетические и кинематические условия совместной работы турбинной и компрессорной части рабочего колеса определялись соотношениями равенства мощностей турбины N_T и компрессора N_K , а также равенства окружных скоростей турбины u_T и компрессора u_K

$$N_T \eta_m = N_K, \quad u_T = u_K = u, \quad (1)$$

где η_m – механический КПД рабочего колеса (принято $\eta_m=0,99$).

Мощности турбинной и компрессорной части вычислялась по известным соотношениям [3, 6, 7], которые после преобразования были приведены к выражениям:

$$N_T = f_T \psi_T \eta_T \frac{c_{1T}^3}{\sin \beta_{1T}} \frac{p_2}{2R \left(T_1 + \psi_T^2 \frac{c_{1T}^2}{2c_{pT}} \sin \beta_{1T} \right)}, \quad (2)$$

$$N_K = f_K \psi_K^2 \varphi^3 u_K^3 \frac{\cos \beta_{2K}}{\eta_K \sin^2 \beta_{2K}} \frac{p_2 \left(\sqrt{1 + \varphi^2} \cos \beta_{1K} \operatorname{tg} \beta_{2K} - \varphi \right)}{R \left[T_1 \pi_K^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{1}{\psi_K^2} - 1 \right) \frac{\varphi^2 u_K^2}{2c_{pK}} \right]}, \quad (3)$$

где в приведенных уравнениях параметры турбины и компрессора соответственно обозначены индексами «Т» и «К», здесь: f – площадь проходного сечения исследуемой зоны рабочего колеса; ψ – коэффициент скорости исследуемой зоны; η – коэффициент полезного действия исследуемой зоны; φ – коэффициент расхода

(только для компрессорной части); u – окружная скорость на среднем диаметре; β_1 – угол потока на входе в рабочее колесо; β_2 – угол потока на выходе из рабочего колеса; c_p – изобарическая теплоемкость воздуха; π_k – степень повышения давления в компрессорной части.

Коэффициенты полезного действия турбинной и компрессорной части с учетом потерь энергии от парциальности вычислялись по уравнениям [1, 13]:

$$\eta_T = 2v^2 \left[\left(\psi_T \frac{\cos \beta_{2T}}{\cos \beta_{1T}} - 1 \right) - \frac{1}{\pi \varepsilon} \left(0,1 \frac{v^2}{\sin \beta_{1T}} + 0,2 \frac{v}{\lambda \sin \beta_{1T}} \right) \right], \quad (4)$$

$$\eta_K = 0,99 \left[\psi_K^2 - \frac{1}{\pi \varepsilon} \left(0,2 \frac{\varphi^2}{\sin \beta_{1K}} + 0,4 \frac{\varphi}{\lambda \sin \beta_{1K}} \right) \right], \quad (5)$$

где λ – отношение среднего диаметра к длине лопатки (в исследованиях принято $\lambda=12$).

Коэффициент скорости для турбинной и компрессорной части определялся по выражению [15]

$$\psi = \sqrt{\psi_0 - 0,0754 \left[1 - \left(\frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} \right)^2 \right] - 0,345 \left(\frac{\sin i}{\sin \beta_1} \right)^2}, \quad (6)$$

где ψ_0 – коэффициент скорости при безударном обтекании лопаток рабочего колеса ($i=0$); i – угол атаки при обтекании лопаток рабочего колеса.

В процессе проведения исследований были приняты абсолютно одинаковые геометрические характеристики турбинной и компрессорной части, что соответствовало одинаковым площадям проходного сечения $f_T = f_K = f$. В связи с этим в работе выполнен анализ удельных мощностей турбины и компрессора. За удельную мощность принималось отношение мощности к единице площади проходного сечения рабочего колеса

$$\bar{N}_T = \frac{N_T}{f}, \bar{N}_K = \frac{N_K}{f}. \quad (7)$$

В качестве единицы площади проходного сечения была принята величина $f=10^{-4}$ м². При этом и расход рабочего тела соответствовал принятой единице площади проходного сечения. Использование таких удельных мощностей и расходов рабочего тела позволяет получить более универсальные результаты без конкретных значений размеров средних диаметров и длин лопаток рабочего колеса.

Результаты исследований и их обсуждение

Зависимости удельной мощности турбинной и компрессорной части от скоростной характеристики, пропорциональной окружной скорости рабочих лопаток, для различных углов установки лопаток приведены на рис. 1. Здесь пунктирными линиями показаны зависимости для турбинной части, а сплошными линиями – для компрессорной части. Приведенные позиции отмечают кривые, соответствующие конкретному углу установки лопаток рабочего колеса турбомшины β_y : 1 - $\beta_y=10$ град.; 2 - $\beta_y=20$ град.; 3 - $\beta_y=30$ град.; 4 - $\beta_y=40$ град. Из рисунка следует, что наибольшее использование скоростного напора, натекающего на турбинную часть рабочего колеса, соответствует $\beta_y=30$ град. При этом, компрессорная зона лопаток потребляет мощность, на 25% меньшую максимальной мощности рабочих лопаток турбинного режима. Баланс мощностей, согласно уравнению (1), выполняется при скоростных характеристиках, соответствующих повышенным окружным скоростям,

при которых существенно увеличиваются потери энергии с выходной скоростью турбинной зоны лопаток.

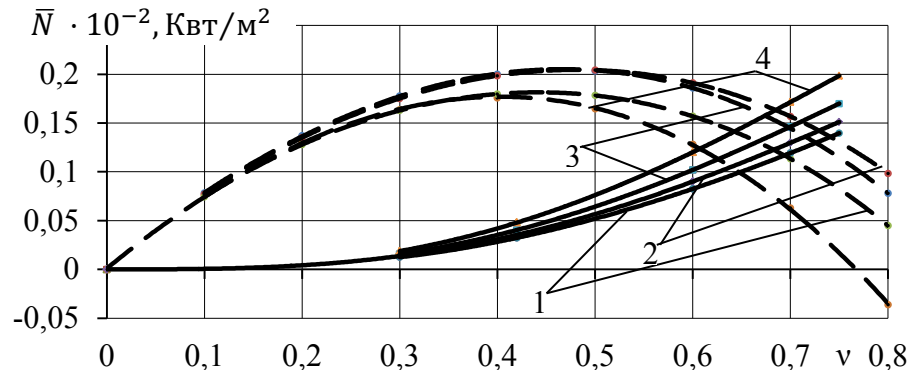


Рис. 1. Зависимости удельной мощности турбинной и компрессорной части рабочего колеса от скоростной характеристики

Эффективность преобразования энергии при взаимодействии потока с рабочими лопатками турбинной и компрессорной части оценивалась соответствующими КПД, которые вычислялись по уравнениям (4) и (5). Суммарный КПД такого преобразования энергии вычислялся по уравнению

$$\eta_{\text{тк}} = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{к}} \eta_{\text{м}}. \quad (8)$$

Зависимость суммарного КПД преобразования энергии скоростного напора турбинной части в энергию рабочего тела за компрессором, для параметров, соответствующих условиям баланса мощностей в зависимости от угла установки лопаток приведена на рис.2. Из рисунка следует, что для исследованных вариантов наибольшее значение суммарного КПД соответствует $\beta_y = 20$ град., в то время как наибольшая мощность турбинной части используется при $\beta_y = 30$ град. Это вызвано тем, что часть энергии, потребляемой компрессорной частью расходуется на увеличение расхода рабочего тела, который при $\beta_y = 30$ град. будет больше, см. рис. 3.

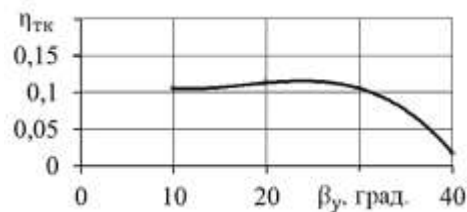


Рис. 2. Зависимость суммарного КПД от угла установки лопаток

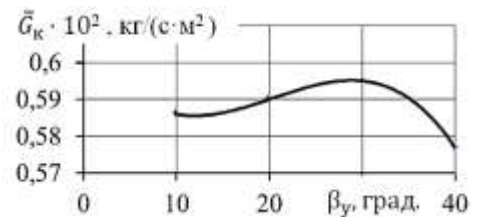


Рис. 3. Зависимость удельного расхода компрессорной части от угла установки лопаток

Исследования характеристик компрессорной части рабочего колеса с лопатками симметричного профиля проводились при постоянной окружной скорости, соответствующей скоростной характеристике $v=0,7$ ($u=207,4$ м/с). Результаты исследований обрабатывались в зависимости от коэффициента расхода, который изменялся от 0 до 1,0. Коэффициент расхода представляет отношение осевой составляющей абсолютной скорости потока на входе в рабочее колесо к окружной скорости $\varphi = c_{1a}/u$.

Зависимость степени повышения давления π_k от коэффициента расхода для различных углов установки лопаток приведена на рис.4. Здесь и далее, позиции, определяющие углы установки лопаток β_y соответствуют величинам, приведенным на рис.1. Из рисунка следует, что для каждого угла установки лопаток существует коэффициент расхода φ_{max} , соответствующий максимальному значению степени повышения давления π_{kmax} . Увеличение угла установки лопаток смещает φ_{max} в сторону больших значений. В то же время, с ростом β_y имеет место тенденция к повышению π_{kmax} . Для всех рассмотренных вариантов β_y максимальное значение степени повышения давления находилось в диапазоне $\pi_{kmax}=1,12$. В многоступенчатых осевых компрессорах промышленного типа, работающих на номинальных режимах, степень повышения давления в одной ступени составляет приблизительно 1,2. На основании этого можно сделать вывод, что рабочее колесо с радиальными лопатками симметричного профиля можно, достаточно эффективно, использовать для дополнительного повышения давления за рабочим колесом или для понижения давления перед рабочим колесом компрессорной части. Например, при истечении воздуха из рабочего колеса в атмосферу, давление перед компрессорной частью понизится на 12%.

Степень повышения давления зависит от коэффициента напора. Под теоретическим коэффициентом напора понимают отношение теоретического напора к динамическому напору рабочих лопаток $\bar{H}_T = \frac{l_0}{u^2/2}$. Коэффициент напора определяет степень повышения давления и влияет на экономичность компрессорной ступени. Он зависит от геометрических характеристик и режима работы. Изменение теоретического коэффициента напора показано на рис.5. Для каждого β_y , уменьшение коэффициента расхода приводит к увеличению $\bar{H}_T$. Это связано с увеличением доли энергии, подведенной к компрессорной зоне рабочих лопаток на повышение давления, по сравнению с долей энергии, затраченной на повышение расхода.

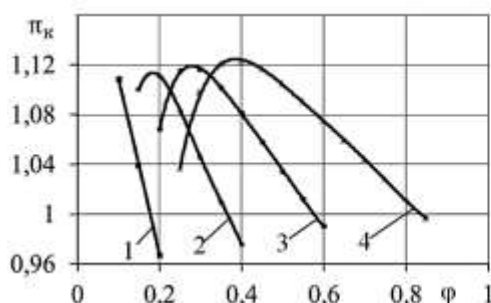


Рис. 4. Зависимость степени повышения давления от коэффициента расхода

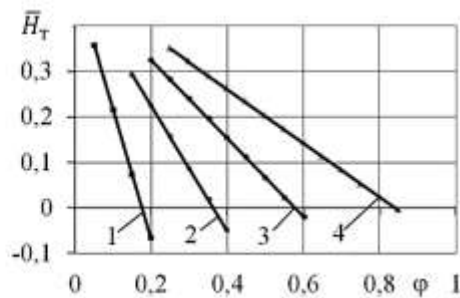


Рис. 5. Зависимость коэффициента напора от коэффициента расхода

Эффективность преобразования механической энергии компрессорной частью рабочих лопаток оценивалась соответствующим КПД η_k , который вычислялся по уравнению (5). Изменение η_k в зависимости от коэффициента расхода показано на рис.6. Для каждого исследованного угла установки лопаток существует оптимальное значение коэффициента расхода φ_{opt} , соответствующее максимальной величине η_k . Увеличение β_y вызывает смещение φ_{opt} в сторону больших значений, и при этом, происходит снижение максимального значения КПД. Из графиков следует, что уменьшение коэффициента расхода относительно φ_{opt} приводит к резкому снижению КПД. Это можно объяснить резким снижением коэффициента скорости ψ (см. рис. 7). Коэффициент скорости учитывает профильные и концевые потери энергии, существенную долю которых составляют срывные потери энергии, при обтекании лопаток с углом атаки.

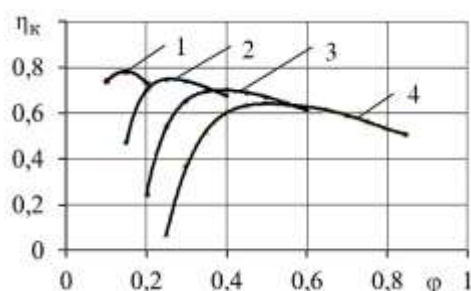


Рис. 6. Зависимость КПД компрессорной зоны от коэффициента расхода

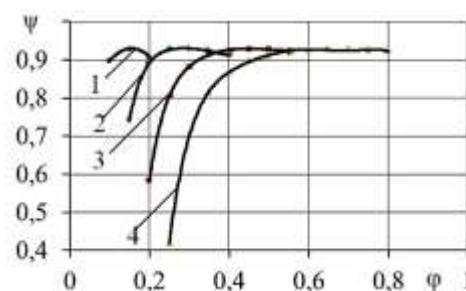


Рис. 7. Зависимость коэффициента скорости от коэффициента расхода

Проведенные исследования показали, что расчетный КПД компрессорной части рабочих лопаток выше расчетного КПД турбинной части. Это можно объяснить существенно меньшими скоростями рабочего тела в межлопаточных каналах компрессорной части.

Выводы

Расчетно-теоретические исследования рабочего колеса турбомашин с радиальными лопатками симметричного профиля показали целесообразность использования части рабочих лопаток в режиме компрессора (вентилятора) использующей механическую энергию турбинной части рабочих лопаток, что может быть реализовано при парциальном подводе рабочего тела.

Энергетический баланс турбинной и компрессорной части рабочего колеса для всех исследованных углов установки лопаток соответствовал скоростным характеристикам (окружным скоростям) существенно превышающим значения, соответствующие максимальным КПД турбинной части, что привело к снижению экономичности турбинных лопаток по причине увеличения потерь энергии с выходной скоростью.

Анализ характеристик компрессорной части рабочего колеса показал, что увеличения угла установки рабочих лопаток приводит к увеличению максимальной степени повышения давления, однако максимальное значение КПД, при этом, снижается. С увеличением угла установки лопаток коэффициенты расхода, соответствующие максимальной степени повышения давления и соответствующие максимальному КПД компрессора смещаются в сторону больших значений.

Высокие потери энергии в турбинной части рабочих лопаток снижают мощность компрессорной части. В связи с этим скорости рабочего тела в межлопаточных каналах компрессорных лопаток существенно ниже скоростей в межлопаточных каналах турбинных лопаток. Это объясняет тот факт, что расчетный КПД компрессорной части рабочих лопаток выше расчетного КПД турбинной части.

Список литературы

1. Аэродинамика турбин и компрессоров. Под ред. У.Р. Хауторна. Перевод с англ. М.: Машиностроение, 1968. 742 с.
2. Зайцев В.И., Грицай Л.Л., Моисеев А.А. Судовые паровые и газовые турбины. М.: Транспорт, 1981. 312 с.
3. Паровые турбины (третий век на службе) // Двигатель. 2005. № 2(38). С.12. URL: <http://engine.aviaport.ru/issues/38/page30.html>
4. Конюков В.Л., Горбенко А.Н., Плющаев В.И., Викулов С.В., Михеева Т.А. Особенности характеристик рабочего колеса турбомашин с радиальными лопатками симметричного профиля в режиме турбины // Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 4 часть 2. С.64-69. DOI: 10.37220/MIT.2024.66/060
5. Топунов А.М. Теория судовых турбин. Л.: Судостроение, 1982. 472 с.

6. Кириллов И.И. Теория турбомашин. Л.: Машиностроение, 1972. 533 с.
7. Курзон А.Г. Теория судовых паровых и газовых турбин. Л.: Судостроение, 1970. 592 с.
8. Конюков В.Л. Расширение диапазона допустимых нагрузок судового четырехтактного дизеля при использовании регулируемого соплового аппарата турбокомпрессора // Научные проблемы водного транспорта. 2024. №79(2). С. 114-121. DOI: 10.37890/jwt.vi79.494
9. Левенталь М.Ю. Оценка погрешности численного метода газодинамики при расчете профильных потерь в турбинных решетках // Труды С-Пб ГМТУ. 2014. №2. С. 8-11.
10. Конюков В.Л., Василенко Е.Е. Анализ эксплуатационных характеристик турбинной ступени при повороте лопаток регулируемого соплового аппарата // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. 2021. №3. С. 95-109. DOI: 10.47404/2619-0605_2021_3_95
11. Grishin Y. Unsteady Flow Pulses Interaction with a Turbine / CIMAC Congress. Helsinki. – June 6-10. 2016. no308. pp. 34-39.
12. Гришин Ю.А. Взаимодействие импульсов нестационарного течения потока газов с турбиной // Двигателестроение. 2017. № 2(268). С. 11-14.
13. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. М.: Энергоатомиздат, 1993. 385 с.
14. Зайцев Ю.И. Основы проектирования судовых паровых турбоагрегатов. Л.: Судостроение, 1974. 437 с.
15. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М.: Физматгиз, 1972. 533 с.

References

1. Aerodinamika turbin i kompressorov [Aerodynamics of Turbines and Compressors]. Pod red. W.R. Hawthorne. Perevod s angl. - M.: Mashinostroenie Publ., 1968. 742 p.
2. Zajcev V.I., Gricaj L.L., Moiseev A.A. Sudovye parovye i gazovye turbiny [Marine steam and gas turbines]. M.: Transport Publ., 1981. 312 p.
3. Parovye turbiny (tretij vek na sluzhbe) [Steam turbines (third century in service)], Dvigatel. 2005, no. 2, issue 38, pp. 12. URL: <http://engine.aviaport.ru>
4. Konyukov V.L., Gorbenko A.N., Plyushchaev V.I., Vikulov S.V., Miheeva T.A. Osobennosti harakteristik rabocheho kola turbomashiny s radial'nymi lopatkami simmetrichnogo profil'ya v rezhime turbiny [Features of the characteristics of the turbomachine impeller with radial blades of symmetrical profile in turbine mode]. Morskije intellektual'nye tekhnologii. 2024, no.4 part 2, pp. 64-69. (in Russ.). DOI: 10.37220/MIT.2024.66/060
5. Topunov A.M. Teoriya sudovyh turbin [Theory of marine turbines]. - L.: Sudostroenie Publ., 1982. 472 p.
6. Kirillov I.I. Teoriya turbomashin.[Theory of turbomachines]. - L.: Mashinostroenie Publ., 1972. 533 p.
7. Kurzon A.G. Teoriya sudovyh parovyh i gazovyh turbin [Theory of marine steam and gas turbines]. - L.: Sudostroenie Publ., 1970. 592 p.
8. Konyukov V.L. Rasshirenie diapazona dopustimyh nagruzok sudovogo chetyrekhtaktnogo dizelya pri ispol'zovanii reguliruемого соплового аппарата турбокомпрессора [Expansion of the range of permissible loads of a marine four-stroke diesel engine using an adjustable nozzle apparatus of a turbocharger]. Nauchnye problemy vognogo transporta. 2024, no. 79(2), pp. 114-121. (in Russ.). DOI: 10.37890/jwt.vi79.494
9. Levental' M.Yu. Ocenka pogreshnosti chislennogo metoda gazodinamiki pri raschete profil'nyh poter' v turbinnyh reshetkah [Estimation of the error of the numerical method of gas dynamics in calculating profile losses in turbine cascades]. Trudy S-PbGMTU. 2014, no. 2, pp. 8-11. (in Russ.).
10. Konyukov V.L., Vasilenko E.E. Analiz ekspluatatsionnyh harakteristik turbinnoj stupeni pri povorote lopatok reguliruемого соплового аппарата [Analysis of the operational characteristics of the turbine stage when rotating the blades of the adjustable nozzle apparatus]. Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. 2021, no. 3, pp. 95-109. (in Russ.). DOI: 10.47404/2619-0605_2021_3_95
11. Grishin Yu. Unsteady Flow Pulses Interaction with a Turbine / CIMAC Congress. Helsinki. – June 6-10. 2016, no. 308. pp. 34-39.

12. Grishin Yu. A. Vzaimodejstvie impul'sov nestacionarnogo techeniya potoka gazov s turbinoj [Interaction of pulses of non-stationary gas flow with a turbine]. Dvigatelsestroenie. 2017, no. 2(268), pp. 11-14.
13. Shcheglyayev A.V. Parovye turbiny. Teoriya teplovogo processa i konstrukcii turbin [Steam turbines. Theory of the thermal process and turbine design]. - M.: Energoatomizdat Publ., 1993. 385 p.
14. Zajcev Yu.I. Osnovy proektirovaniya sudovyh parovyh turboagregatov [Fundamentals of the design of marine steam turbine units]. - L.: Sudostroenie Publ., 1974. 437 p.
15. Stepanov G.Yu. Gidrodinamika reshetok turbomashin [Hydrodynamics of turbomachine gratings]. - M.: Fizmatgiz Publ., 1972. 533 p.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Конюков Вячеслав Леонтьевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок, Керченский государственный морской технологический университет, 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82, e-mail: seykgmtu@mail.ru

Горбенко Александр Николаевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок, Керченский государственный морской технологический университет, 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82, e-mail: gan0941@yandex.ru

Viacheslav L. Konyukov, Ph. D. (Eng.), associate professor, associate professor of the Department of ship power plants, Kerch State Maritime Technological University, Ordzhonikidze str., 82, Republic of Crimea, Kerch, 298309, Russian Federation, e-mail: seykgmtu@mail.ru

Alexander N. Gorbenko, Ph. D. (Eng.), associate professor, associate professor of the Department of ship power plants, Kerch State Maritime Technological University, Ordzhonikidze str., 82, Republic of Crimea, Kerch, 298309, Russian Federation, e-mail: gan0941@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 20.03.2025; опубликована онлайн 20.06.2025.
Received 20.03.2025; published online 20.06.2025.