

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ КОЛЕС ВСТРЕЧНОГО ВРАЩЕНИЯ ОСЕВОЙ АКТИВНОЙ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ОТНОШЕНИЯХ ОКРУЖНЫХ СКОРОСТЕЙ

В. Л. Конюков

Керченский государственный морской технологический университет,
г. Керчь, Российская Федерация

В работе выполнен анализ основных эксплуатационных характеристик соосных рабочих колес активной осевой турбинной ступени при встречном их вращении для различных отношений окружных скоростей. Исследования проводились с целью обеспечения согласованной работы рабочих колес встречного вращения и одновременно приводимых двух вспомогательных механизмов, что позволит снизить общее количество приводных двигателей. Получены оптимальные значения выходных углов рабочих решеток, соответствующих максимальному КПД турбинной ступени. Установлено, что увеличение окружной скорости второго рабочего колеса по отношению к окружной скорости первого приводит к снижению оптимальных выходных углов рабочих решеток, наиболее интенсивное снижение имеет место для второй рабочей решетки. В процессе исследований соотношение окружных скоростей рабочих колес при встречном вращении изменялось путем изменения окружной скорости второго рабочего колеса. При этом внешние характеристики первого рабочего колеса в зависимости от скоростной характеристики оставались неизменными, и характеристики турбинной ступени изменялись за счет показателей второго рабочего колеса. Определено влияние отношения окружных скоростей на оптимальную скоростную характеристику турбинной ступени и второго рабочего колеса. Полученные мощностные и моментные эксплуатационные показатели могут служить основанием для подбора вспомогательных механизмов приводимых рабочими колесами встречного вращения при проектировании морских судов и их энергетических установок.

Ключевые слова: турбинная ступень, рабочее колесо, встречное вращение колес, привод вспомогательных механизмов, скоростная характеристика, отношение окружных скоростей, мощность, коэффициент полезного действия, крутящий момент, углы потока.

Для цитирования:

Конюков В. Л. Анализ характеристик рабочих колес встречного вращения осевой активной турбинной ступени при различных отношениях окружных скоростей / В. Л. Конюков // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. 2026. Т. 18. № 3. С. 463–472. EDN TKRNBB. DOI: 10.21821/2309-5180-2026-18-3-463-472.

ANALYSIS OF THE CHARACTERISTICS OF COUNTER-ROTATING IMPELLERS OF AN ACTIVE-TYPE AXIAL TURBINE STAGE AT DIFFERENT CIRCUMFERENTIAL VELOCITY RATIOS

V. L. Konyukov

Kerch State Maritime Technological University

The paper analyzes the main operating characteristics of coaxial impellers of an active-type axial turbine stage operating in counter-rotation at different circumferential velocity ratios. The study was carried out to ensure the coordinated operation of counter-rotating impellers and the two auxiliary mechanisms driven by them, which makes it possible to reduce the total number of drive units. Optimal values of the outlet angles of the blade rows corresponding to the maximum efficiency of the turbine stage were obtained. It was found that an increase in the circumferential velocity of the second impeller relative to that of the first impeller leads to a decrease in the optimal outlet angles of the blade rows, with the most pronounced decrease observed for the second blade row. In the course of the study, the circumferential velocity ratio of the counter-rotating impellers was varied by changing the circumferential velocity of the second impeller. In this case, the external characteristics of the first

impeller as functions of the speed characteristic remained unchanged, while the characteristics of the turbine stage varied due to the parameters of the second impeller. The effect of the circumferential velocity ratio on the optimal speed characteristic of the turbine stage and the second impeller was determined. The obtained power and torque performance indicators can serve as a basis for selecting auxiliary mechanisms driven by counter-rotating impellers in the design of ships and their power plants.

Keywords: turbine stage; impeller; counter-rotating impellers; auxiliary mechanism drive; speed characteristic; circumferential velocity ratio; power; efficiency; torque; flow angles.

For citation:

Konyukov, Viacheslav L. "Analysis of the characteristics of counter-rotating impellers of an active-type axial turbine stage at different circumferential velocity ratios." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 18.3 (2026): 463–472. DOI: 10.21821/2309-5180-2026-18-3-463-472.

Введение (Introduction)

Снижение массогабаритных показателей судового оборудования является одной из первоочередных проблем при проектировании и модернизации морских и промысловых судов [1, 2]. Перспективным направлением решения этой задачи может служить использование одного двигателя для привода нескольких механизмов вспомогательного или общесудового назначения. Сокращение количества приводов вспомогательных и общесудовых механизмов позволит уменьшить их массу, габариты, снизить капитальные и эксплуатационные затраты. Использование одновальных двигателей для привода нескольких потребителей устанавливает постоянное соотношение оборотов вспомогательных механизмов. При этом не всегда обеспечивается согласование характеристик двигателя и приводных механизмов. Наиболее перспективными в этом отношении являются двухвальные двигатели без механической связи валов. Вопросы применения турбомашин с рабочими колесами встречного вращения в энергетическом машиностроении рассматривались достаточно давно, начиная с 1950 г. [3–5] и касались вентиляторов, насосов, гидротурбин, т. е. машин, работающих практически с несжимаемыми рабочими средами и чаще в режиме потребления механической энергии [6].

В качестве такого двигателя предлагается использовать паровую или газовую турбину с соосными валами встречного вращения для одновременного привода двух вспомогательных механизмов с различными внешними характеристиками. Такая турбинная ступень включает сопловый аппарат и два последовательно соосно расположенных рабочих аппарата. Отвод мощности первого рабочего колеса в сторону соплового аппарата и второго, соответственно, в противоположную сторону позволяет обеспечить одинаковое направление вращения вспомогательных механизмов (правое или левое). Для организации противоположного направления вращения отвод мощности выполняется в одну сторону, когда вал одного рабочего колеса проходит внутри вала другого рабочего колеса [7–9].

Проведенные исследования такой турбинной ступени активного типа для одинаковых окружных скоростей рабочих колес при встречном вращении показали, что ее можно использовать для одновременного привода двух механизмов с различными эксплуатационными параметрами [10]. Соотношение мощностей этих колес зависит от скоростной характеристики, определяемой как отношение окружной скорости на среднем диаметре рабочего колеса к абсолютной скорости рабочего тела на выходе из соплового аппарата [11, 12]. Снижение окружной скорости приводит к уменьшению относительной мощности первого рабочего колеса и, соответственно, к увеличению относительной мощности второго рабочего колеса [13]. Влияние конструктивных особенностей рабочих колес на показатели эффективности турбины рассмотрены в работах [14–16].

Анализ моментных характеристик показал, что второе рабочее колесо обладает большей склонностью к саморегулированию, т. е. к поддержанию частоты вращения при изменении нагрузки на ротор. Исследования характеристик паровых и газовых турбин со встречным вращением рабочих колес с учетом сжимаемости рабочего тела в научной литературе отсутствуют.

Наличие в турбинной ступени двух потоков отвода механической энергии, которые имеют только термодинамическую связь, усложняет исследование их внешних характеристик. В связи с этим задачи по определению проектных и эксплуатационных показателей турбин со встречным вращением рабочих колес, работающих на привод двух судовых механизмов, являются в настоящее время актуальными.

Судовые вспомогательные механизмы, как правило, отличаются характеристиками, которые включают потребляемую мощность, частоту вращения, крутящий момент и др. Отсутствие механической связи между рабочими колесами позволяет расширить типоразмерный ряд вспомогательных механизмов для привода одной турбинной ступенью.

Целью работы является анализ характеристик рабочих колес турбинной ступени при встречном их вращении для различных соотношений окружных скоростей, используемых для одновременного привода двух различных вспомогательных механизмов.

Методы и материалы (Materials and methods)

В качестве объекта исследований принята осевая турбинная ступень активного типа с двумя соосными рабочими колесами встречного вращения. Схема проточной части ступени представлена на рис. 1. Отсутствие механической связи между рабочими колесами и исключение направляющего аппарата перед вторым рабочим колесом является основным конструктивным отличием объекта исследований от ступени Кертиса [10].

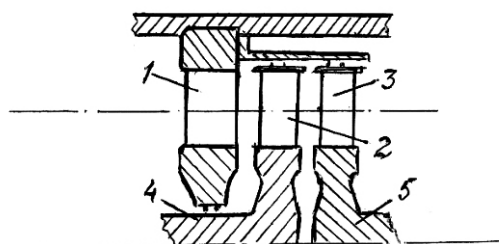


Рис. 1. Схема проточной части турбинной ступени с рабочими колесами встречного вращения:

1 — сопловой аппарат; 2 — первый рабочий аппарат;

3 — второй рабочий аппарат; 4 — вал отбора мощности первого рабочего колеса; 5 — вал отбора мощности второго рабочего колеса

Fig. 1. Flow Path Diagram of a Turbine Stage with Counter-Rotating Impellers:

1 — nozzle assembly; 2 — first rotor assembly; 3 — second rotor assembly;

4 — power take-off shaft of the first impeller; 5 — power take-off shaft of the second impeller

Поток рабочего тела, выходящий из первого рабочего колеса, поступает на второе рабочее колесо без изменения направления течения, что вызывает встречное вращение второго рабочего колеса. Треугольники скоростей такой турбинной ступени приведены на рис. 2.

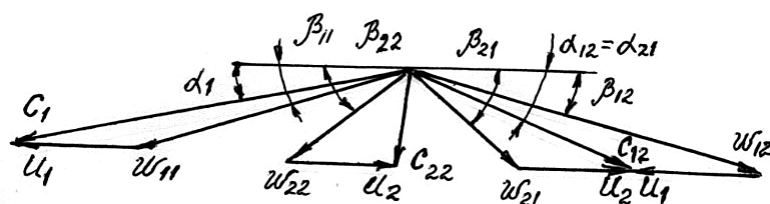


Рис. 2. Треугольники скоростей турбинной ступени встречного вращения

Fig. 2. Velocity Triangles of a Counter-Rotating Turbine Stage

Располагаемая работа ступени L_0 представляет сумму располагаемых работ соответственно соплового аппарата L_{01} , первого рабочего колеса L_{021} и второго рабочего колеса L_{022} :

$$L_0 = L_{01} + L_{021} + L_{022}. \quad (1)$$

На практике для активных турбинных ступеней применяется небольшая степень реактивности, исключающей замедленное течение в межлопаточных каналах рабочих колес по причине трения, что положительно отражается на их экономичности для режимов, отличных от номинального [11].

С целью упрощения исследований примем чисто активный вариант, когда степень реактивности рабочих колес равна нулю $\rho_1 = \rho_2 = 0$. В этом случае вся располагаемая работа будет срабатываться в сопловом аппарате $L_0 = L_{01}$. Учитывая, что располагаемая работа соплового аппарата в изэнтропийном процессе в полном объеме расходуется на изменение внешней кинетической энергии, можно записать

$$L_0 = \frac{c_{1t}^2}{2} = \frac{c_1^2}{2\varphi^2}, \quad (2)$$

где c_{1t} , c_1 — соответственно, теоретическая и действительная скорость истечения из соплового аппарата (рис. 2); φ — коэффициент скорости соплового аппарата.

Исследование эксплуатационных параметров рабочих колес проводились в зависимости от скоростной характеристики первого рабочего колеса $v_1 = u_1 / c_1$ для различных отношений окружных скоростей рабочих колес $B = u_2 / u_1$. Таким образом, скоростная характеристика второго рабочего колеса определяется соотношением

$$v_2 = \frac{u_2}{c_1} = Bv_1. \quad (3)$$

Окружную работу рабочих колес с различными окружными скоростями можно представить в виде соотношений [11]:

$$L_{u1} = u_1 (w_{11u} + w_{12u}) = u_1 (w_{11} \cos \beta_{11} + w_{12} \cos \beta_{12}); \quad (4)$$

$$L_{u2} = u_2 (w_{21u} + w_{22u}) = u_2 (w_{21} \cos \beta_{21} + w_{22} \cos \beta_{22}). \quad (5)$$

Окружные КПД рабочих колес после преобразований с учетом особенностей их работы определяются уравнениями:

$$\eta_{u1} = \frac{L_{u1}}{L_0} = 2\varphi^2 v_1 (\cos \alpha_1 - v_1) \left(1 + \psi_1 \frac{\cos \beta_{12}}{\cos \beta_{11}} \right); \quad (6)$$

$$\eta_{u2} = \frac{L_{u2}}{L_0} = 2\varphi^2 B v_1 \left[\psi_1 \cos \beta_{12} \sqrt{1 + v_1^2 - 2v_1 \cos \alpha_1} - v_1 (1 + B) \right] \left(1 + \psi_2 \frac{\cos \beta_{22}}{\cos \beta_{21}} \right), \quad (7)$$

где ψ_1 , ψ_2 — коэффициенты скорости, соответственно, первого и второго рабочего колеса.

Мощности на окружности рабочих колес можно представить соотношениями

$$N_{u1} = GL_0 \eta_{u1}; \quad (8)$$

$$N_{u2} = GL_0 \eta_{u2}, \quad (9)$$

где G — массовый расход рабочего тела.

Из уравнений (8) и (9) следует, что мощности рабочих колес пропорциональны их окружным КПД.

Суммарный окружной КПД турбинной ступени с соосными рабочими колесами встречного вращения можно представить уравнением

$$\eta_u = \eta_{u1} + \eta_{u2}. \quad (10)$$

Для определения оптимального значения скоростной характеристики v_{1opt} , соответствующей максимальному значению окружного КПД ступени, выполнено исследование уравнения (10) на экстремум $\partial \eta_u / \partial v_1 = 0$.

После дифференцирования и преобразований получим

$$v_{1opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \frac{1}{1+A}, \quad (13)$$

$$\text{где } A = \frac{B \left(1 + B + \psi_2 \frac{\cos \beta_{22}}{\cos \beta_{21}} \right) + \psi_2 \frac{\cos \beta_{22}}{\cos \beta_{21}}}{1 + \psi_1 \frac{\cos \beta_{12}}{\cos \beta_{11}} + B \left(\psi_1 \frac{\cos \beta_{12}}{\cos \beta_{11}} + \psi_1 \psi_2 \frac{\cos \beta_{12}}{\cos \beta_{11}} \frac{\cos \beta_{22}}{\cos \beta_{21}} \right)}.$$

Из полученного выражения следует, что оптимальное значение скоростной характеристики и, соответственно, максимальный окружной КПД ступени зависят от углов выхода из рабочих решеток β_{12} и β_{22} , которые в процессе эксплуатации конкретной турбинной ступени не изменяются, а также от отношения окружных скоростей B .

Для определения оптимальных выходных углов рабочих решеток были выполнены варианты проработки зависимостей окружного КПД ступени от скоростной характеристики v_1 для различных значений B . При этом значения оптимальных выходных углов принимались для режима, соответствующего максимальному суммарному КПД турбинной ступени. Следует отметить, что срывные потери энергии в рабочих решетках, вызванные углами атаки при натекании на лопатки, не учитывались [17]. Углы выхода вычислялись по уравнениям:

$$\beta_{12} = \arcsin \left(\frac{\sin \alpha_1}{\psi_1 \sqrt{1 + v_1^2 - 2v_1 \cos \alpha_1}} \right); \quad (14)$$

$$\beta_{22} = \arcsin \left[\frac{\psi_1 \frac{w_{11}}{c_1} \sin \beta_{12}}{\psi_2 \sqrt{\psi_1^2 \left(\frac{w_{11}}{c_1} \right)^2 + v_1^2 (1+B)^2 - 2\psi_1 \frac{w_{11}}{c_1} v_1 (1+B) \cos \beta_{12}}} \right], \quad (15)$$

$$\text{где } \frac{w_{11}}{c_1} = \sqrt{1 + v_1^2 - 2v_1 \cos \alpha_1}.$$

Крутящие моменты рабочих колес определялись по уравнениям:

$$M_1 = \text{Grc}_1 (\cos \alpha_1 - v_1) \left(1 + \psi_1 \frac{\cos \beta_{12}}{\cos \beta_{11}} \right); \quad (16)$$

$$M_2 = \text{Grc}_1 \left[\psi_1 \cos \beta_{12} \sqrt{1 + v_1^2 - 2v_1 \cos \alpha_1} - v_1 (1+B) \right] \left(1 + \psi_2 \frac{\cos \beta_{22}}{\cos \beta_{21}} \right). \quad (17)$$

Сравнительный анализ зависимостей крутящих моментов рабочих колес от скоростной характеристики проводился в относительных величинах:

$$\bar{M}_1 = \frac{M_1}{M_{10} + M_{20}}; \quad (18)$$

$$\bar{M}_2 = \frac{M_2}{M_{10} + M_{20}}.$$

Здесь M_{10} и M_{20} — крутящие моменты для окружных скоростей $u_1 = u_2$ ($B = 1$) и соответствующие максимальному суммарному окружному КПД ступени.

Результаты (Results)

Исследования характеристик турбинной ступени с двумя соосными рабочими колесами встречного вращения проводились расчетно-теоретическим методом. Решетки турбинных профилей соплового аппарата и рабочих колес сформированы цилиндрическими, радиально установленными лопатками с постоянным диаметром средней линии проточной части. Угол выхода из соплового аппарата принят $\alpha_1 = 12$ град., коэффициент скорости соплового аппарата $\varphi = 0,97$, коэффициенты скоростей рабочих решеток $\psi_1 = \psi_2 = 0,95$. Отношение окружных скоростей рабочих колес ($B = u_1 / u_2$) изменялось от 0,25 до 2,0. Характеристики и эксплуатационные параметры ступени и рабочих колес встречного вращения обрабатывались в зависимости от скоростной характеристики первого рабочего колеса $v_1 = u_1 / u_2$, которая изменялась от 0 до 1,0.

Зависимости оптимальных выходных углов рабочих решеток, соответствующих оптимальной скоростной характеристике, от B приведены на рис. 3. Увеличение B от 0,25 до 2,0 привело к снижению оптимального выходного угла первого рабочего колеса на 4,5 град. и второго рабочего колеса соответственно на 23,5 град. В дальнейшем исследования характеристик ступени и рабочих колес в зависимости от скоростной характеристики v_1 проводились при неизменных выходных углах из рабочих решеток, соответствующих оптимальным значениям, полученным для конкретного отношения окружных скоростей.

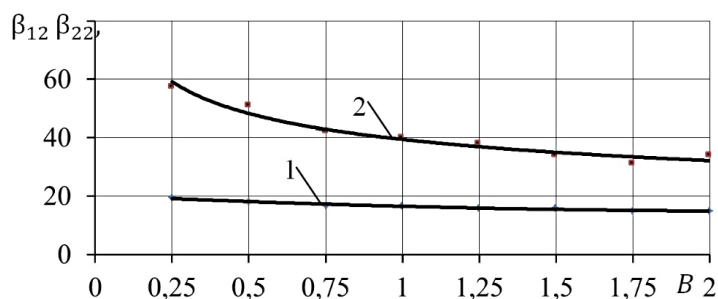


Рис. 3. Зависимости оптимальных выходных углов рабочих решеток профилей от B

1 — для первого рабочего колеса (β_{12}); 2 — для второго рабочего колеса (β_{22})

Fig. 3. Optimal Outlet Angles of the Blade Rows as Functions of B : 1 — for the first impeller (β_{12}); 2 — for the second impeller (β_{22})

Зависимости суммарного окружного КПД ступени от скоростной характеристики первого рабочего колеса для различных отношений окружных скоростей рабочих колес при встречном их вращении приведены на рис. 4. Увеличение окружной скорости второго рабочего колеса по отношению к первому приводит к существенному уменьшению оптимальной скоростной характеристики, соответствующей максимальному окружному КПД турбинной ступени. При этом имеет место тенденция к снижению максимального КПД ступени, что можно объяснить повышением потерь энергии с выходной скоростью.

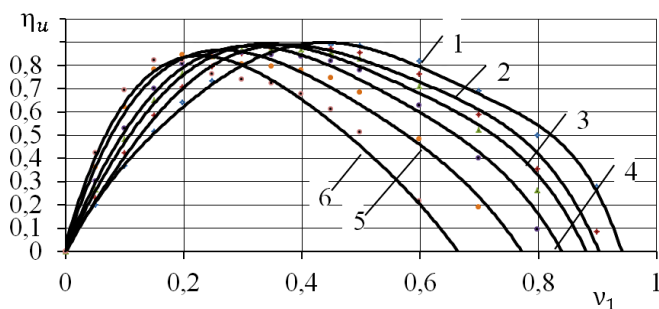


Рис. 4. Зависимости суммарного окружного КПД ступени от v_1

для различных отношений окружных скоростей:

1 — $B = 0,25$; 2 — $B = 0,5$; 3 — $B = 0,75$; 4 — $B = 1,0$; 5 — $B = 1,5$; 6 — $B = 2,0$

Fig. 4. Total Circumferential Efficiency of the Stage as a Function of v_1 for Different Circumferential Velocity Ratios: 1 — $B = 0,25$; 2 — $B = 0,5$; 3 — $B = 0,75$; 4 — $B = 1,0$; 5 — $B = 1,5$; 6 — $B = 2,0$

Изменение характеристик объекта исследований вызвано изменением эксплуатационных параметров второго рабочего колеса. Принятая методика исследований и обработки результатов исследований, когда изменялась окружная скорость только второго рабочего колеса, сохранили неизменными характеристики первого рабочего колеса.

На рис. 5 показаны зависимости окружных КПД рабочих колес. Первая цифра позиций характеристик на рисунке означает номер рабочего колеса ступени. Согласно уравнениям (8) и (9) окружные КПД пропорциональны их мощностям. Снижение скоростной характеристики при уменьшении окружной скорости u_1 вызывает снижение мощности первого рабочего колеса и увеличение мощности второго рабочего колеса.

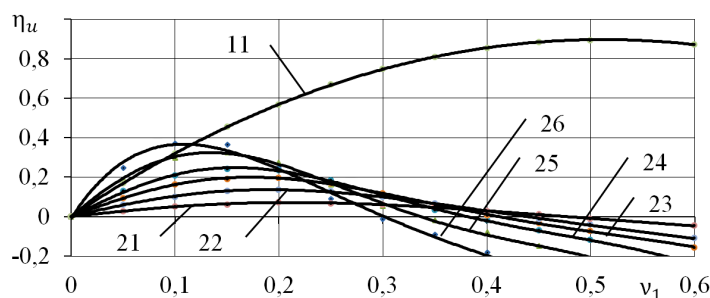


Рис. 5. Зависимости окружного КПД рабочих колес встречного вращения от v_1 :

11 — для первого рабочего колеса; для второго рабочего колеса при различных отношениях окружных скоростей: 21 — $B = 0,25$; 22 — $B = 0,5$; 23 — $B = 0,75$; 24 — $B = 1,0$; 25 — $B = 1,5$; 26 — $B = 2,0$

Fig. 5. Circumferential Efficiencies of the Counter-Rotating Impellers as Functions of v_1 : 11 — for the first impeller; for the second impeller at different circumferential velocity ratios: 21 — $B = 0,25$; 22 — $B = 0,5$; 23 — $B = 0,75$; 24 — $B = 1,0$; 25 — $B = 1,5$; 26 — $B = 2,0$

На рис. 6 показаны зависимости оптимальных эксплуатационных параметров ступени и рабочих колес от отношения окружных скоростей. В качестве оптимальных параметров приняты значения, соответствующие максимальному суммарному КПД ступени. Изменение B от 0,25 до 2,0 вызывает снижение суммарного окружного КПД ступени $\eta_{u opt}$ на 4,5 %. При этом окружной КПД первого рабочего колеса снизился на 32,6 %, а окружной КПД второго рабочего колеса повысился на 26,2 %.

Учитывая, что мощность рабочих колес пропорциональна окружным КПД, увеличение B в указанном диапазоне вызвало снижение мощности ступени на 5,1 %, уменьшение мощности первого рабочего колеса на 36,8 % и увеличение мощности второго рабочего колеса на 29,5 %. Следует отметить, что увеличение относительной окружной скорости второго рабочего колеса смещает оптимальную скоростную характеристику в область меньших значений.

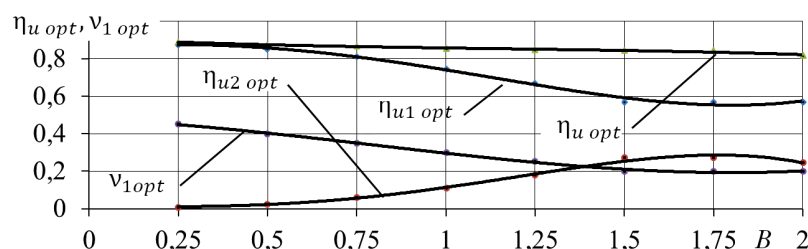


Рис. 6. Зависимости оптимальных эксплуатационных параметров от отношения окружных скоростей

Fig. 6. Optimal Operating Parameters as Functions of the Circumferential Velocity Ratio

Относительные моментные характеристики в зависимости от скоростной характеристики представлены на рис. 7. Изменение окружной скорости второго рабочего колеса по отношению к окружной скорости первого колеса при встречном вращении не изменяет моментной

характеристики первого колеса. У второго рабочего колеса с увеличением отношения окружных скоростей моментная характеристика становится круче, что свидетельствует об увеличении склонности к саморегулированию. При этом на 20 % увеличился момент страгивания.

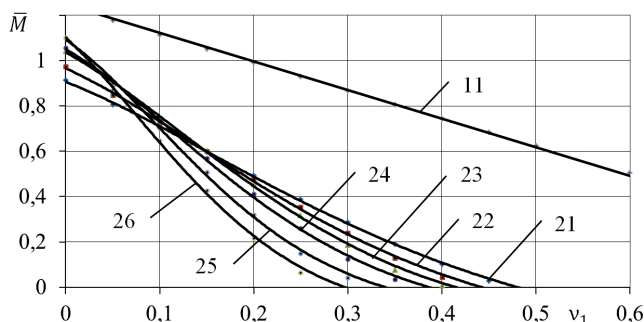


Рис. 7. Зависимости относительного момента рабочих колес встречного вращения:

11 — для первого рабочего колеса; для второго рабочего колеса при различных отношениях окружных скоростей: 21 — $B = 0,25$; 22 — $B = 0,5$; 23 — $B = 0,75$; 24 — $B = 1,0$; 25 — $B = 1,5$; 26 — $B = 2,0$

Fig. 7. Relative Torque of the Counter-Rotating Impellers: 11 — for the first impeller; for the second impeller at different circumferential velocity ratios: 21 — $B = 0,25$; 22 — $B = 0,5$; 23 — $B = 0,75$; 24 — $B = 1,0$; 25 — $B = 1,5$; 26 — $B = 2,0$

Анализ рис. 5 и 7 показал, что увеличение отношения окружных скоростей снижает диапазон скоростной характеристики, соответствующей положительной мощности второго рабочего колеса.

Выводы (Summary)

На основе проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. В работе выполнен анализ основных эксплуатационных характеристик соосных рабочих колес активной осевой турбинной ступени при встречном их вращении для различных отношений окружных скоростей. Получены оптимальные значения выходных углов рабочих решеток. Установлено, что увеличение окружной скорости второго рабочего колеса по отношению к окружной скорости первого приводит к снижению оптимальных выходных углов рабочих решеток, наиболее интенсивное снижение имеет место для второй рабочей решетки.
2. Увеличение отношения окружных скоростей рабочих колес вызывает снижение максимальных значений окружных КПД, что связано с повышением потерь энергии с выходной скоростью. При этом оптимальные значения скоростной характеристики смещаются в область меньших значений.
3. Уменьшение скоростной характеристики турбинной ступени приводит к увеличению относительной мощности второго рабочего колеса и снижению относительной мощности первого рабочего, при этом с увеличением отношения окружных скоростей интенсивность повышения относительной мощности второго рабочего колеса повышается.
4. С увеличением окружной скорости второго рабочего колеса по отношению к окружной скорости первого моментная характеристика второго рабочего колеса становится круче, что свидетельствует об увеличении его склонности к саморегулированию.
5. Полученные результаты позволяют реализовать подбор двух вспомогательных механизмов для одновременного привода турбинной ступени с учетом согласования характеристик.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Егоров Э. О. Идеология и практика обновления рыбопромыслового флота / Э. О. Егоров // Судостроение. — 2012. — № 1(800). — С. 18–20. EDN OYSDXH.
2. Ватолин Д. С. Перспективы развития отечественных пропульсивных комплексов для танкеров-газовозов класса ARC7 / Д. С. Ватолин // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2025. — Т. 17. — № 1. — С. 148–155. EDN IVBWNM. DOI: 10.21821/2309-5180-2025-17-1-148-155.

3. Патент 2305772 Российская Федерация МПК F01D 1/26 осевая проточная турбина / В. В. Михайлов; № 2005127434/06; заявл. 01.09.2005; опубл. 10.09.2007. — Бюл. — № 25. — 7 с. EDN WFVEUK.
4. Заявка на патент 2002132845 Российская Федерация, МПК3/067 Осевая и осерадиальная турбомашинa с колесами встречного вращения / А. Ф. Исачкин. — № 2002132845/06А; заявл. 03.12.2002; опубл. 20.08.2004.
5. Патент 2742711 Российская Федерация МПК F01D 1/32 Радиальная биротативная активно-реактивная турбина (варианты) / А. Г. Леонов, М. В. Палкин, С. В. Иванина; № 2018116219; заявл. 28.04.2018; опубл. 09.02.2021. — Бюл. № 4. — 22 с.
6. Подболотов С. В. Математическое и экспериментальное моделирование режимов работы центробежной турбомашины с коаксиальным расположением рабочих колес / С. В. Подболотов, А. Д. Кольга // Известия Уральского государственного горного университета. — 2018. — № 1(49). — С. 80–84. EDN YVJMFV. DOI: 10.21440/2307-2091-2018-1-80-84.
7. Конюков В. Л. Особенности характеристик рабочего колеса турбомашин с радиальными лопатками симметричного профиля в режиме турбины / В. Л. Конюков, А. Н. Горбенко, В. И. Плющаев [и др.] // Морские интеллектуальные технологии. — 2024. — № 4-2(66). — С. 64–69. EDN AVJYTZ. DOI: 10.37220/MIT.2024.66A.060.
8. Ставинский А. А. Совершенствование судовых электромеханических систем встречного вращения на основе специальных асинхронных двигателей / А. А. Ставинский // Судостроение. — 2011. — № 6(799). — С. 35–38. EDN ONPSNB.
9. Левенталь М. Ю. Оценка погрешности численного метода газодинамики при расчете профильных потерь в турбинных решетках / М. Ю. Левенталь // Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. — 2014. — № 2. — С. 8–11. EDN ZIXESV.
10. Конюков В. Л. Характеристики судовой активной турбинной ступени, приводящей вспомогательные механизмы рабочими колесами встречного вращения / В. Л. Конюков // Научные проблемы водного транспорта. — 2025. — № 85. — С. 65–74. EDN OLD CZU. DOI: 10.37890/jwt.vi85.662.
11. Кузнецов В. В. Судовые турбомашины. Основы теории судовых турбомашин. — Москва : ИНФРА-М. 2021. — 176 с.
12. Погодин Ю. М. Проблемы создания паровых турбин для компактных атомных энергетических установок кораблей с электродвижением / Ю. М. Погодин, А. П. Безухов // Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. — 2023. — № 4(8). — С. 82–88. EDN UCWCEE.
13. 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 имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 553–566. EDN GXROPO. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-553-566.
14. Крюков А. А. Влияния шага сопловой лопатки на коэффициент скорости центробежной турбины с частичным облопачиванием рабочего колеса / А. А. Крюков // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2023. — Т. 15. — № 1. — С. 73–81. EDN UEUORN. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-1-73-81.
15. Крюков А. А. Моделирование потерь энергии в центробежной турбине с частичным облопачиванием рабочего колеса / А. А. Крюков, С. В. Куличков, А. А. Ратников // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2023. — Т. 15. — № 5. — С. 858–866. EDN RHUXEV. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-5-858-866.
16. Фершалов Ю. Я. Определение степени расширения сопел с малым углом выхода для сопловых аппаратов малорасходных турбин / Ю. Я. Фершалов, В. Т. Луценко // Судостроение. — 2012. — № 4(803). — С. 50–51. EDN PBMJCF.
17. Конюков В. Л. Характеристики рабочего колеса турбомашин с радиальными лопатками симметричного профиля в режиме компрессора / В. Л. Конюков, А. Н. Горбенко // Научные проблемы водного транспорта. — 2025. — № 83. — С. 86–94. EDN ERTYRE. DOI: 10.37890/jwt.vi83.593.

REFERENCES

1. Egorov, E. O. "Ideology and practical experience of fishing fleet renewal." *Shipbuilding* 1(800) (2012): 18–20.
2. Vatolin, D. S. "Development prospects for domestic propulsion systems of arc7 lng carriers." *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 17.1 (2025): 148–155. DOI: 10.21821/2309-5180-2025-17-1-148-155.

3. Mikhaylov, V. V. RU 2 305 772 C2, F 01 D 1/26. Osewaya protochnaya turbina. Russian Federation, assignee. Publ. September 10, 2007.
4. Isachkin, A. F. RU 2002132845A, IPC F02C3/067 Osewaya i oseradial'naya turbomashina s kolesami vstrechnogo vrashheniya. Russian Federation, assignee. Publ. 20 August 2004.
5. Leonov, A. G., M. V. Palkin, S. V. Ivanina. RU 2 742 711 C2, F 01 D 1/32. Radial'naya birotativnaya aktivno-reaktivnaya turbina (varianty). Russian Federation, assignee. Publ. February 9, 2021.
6. Podbolotov, S. V. and A. D. Kol'ga. "Mathematical and experimental modeling of centrifugal turbomachines' operating modes with a coaxial arrangement of impellers." *Izvestiya Ural'skogo gosudarstvennogo gornogo universiteta* 1(49) (2018): 80–84. DOI: 10.21440/2307-2091-2018-1-80-84.
7. Konyukov, V. L., A. N. Gorbenko, V. I. Plyuschaev et al. "Characteristics of the turbomachine impeller with radial blades of symmetrical profile in turbine mode." *Marine Intellectual Technologies* 4-2(66) (2024): 64–69. DOI: 10.37220/MIT.202A.66A.060.
8. Stavinskiy, A. A. "Improvement of marine electromechanical counterrotating systems on the basis of special asynchronous motors." *Shipbuilding* 6(799) (2011): 35–38.
9. Levental', M. Yu. "Otsenka pogreshnosti chislennogo metoda gazodinamki pri raschete profil'nykh poter' v turbinnykh reshetkakh." *Transactions of The St. Petersburg State Marine Technical University* 2 (2014): 8–11.
10. Konyukov, V. L. "Characteristics of the ship's active turbine stage that drives auxiliary mechanisms with counter-rotating impellers." *Russian Journal of Water Transport* 85 (2025): 65–74. DOI: 10.37890/jwt.vi85.662.
11. Kuznecov V.V., Pol'skij E.V. Marine turbomachines. Fundamentals of the theory of marine turbomachines. – *Moskva: INFRA-M*. 2021.-176 s.
12. Pogodin, Yu. M. and A. P. Bezukhov. "Problems of creating steam turbines for compact nuclear power plants of ships with electric propulsion." *Transactions of The St. Petersburg State Marine Technical University* 4(8) (2023): 82–88.
13. Passar, A. V. and D. V. Timoshenko. "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* 16.4 (2024): 553–566. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-553-566.
14. Kryukov, A. A. "The effect of the nozzle blade pitch on the velocity coefficient of the inflow turbine with partial blading of the runner." *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 15.1 (2023): 73–81. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-1-73-81.
15. Kryukov, A. A., S. V. Kulichkov and A. A. Ratnikov. "Simulation of energy losses in an inflow turbine with partial blading of the runner." *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 15.5 (2023): 858–866. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-5-858-866.
16. Fershalov, Yu. Ya. and V. T. Lutsenko. "Determination of the degree of expansion of nozzles with small outlet angle for nozzle blocks of low steam consumption turbines." *Shipbuilding* 4(803) (2012): 50–51.
17. Konyukov, V. L. and A. N. Gorbenko. "Characteristics of a turbomachine impeller with radial blades of symmetrical profile in compressor mode." *Russian Journal of Water Transport* 83 (2025): 86–94. DOI: 10.37890/jwt.vi83.593.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

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

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Viacheslav L. Konyukov —
PhD in Technical Sciences, Associate Professor
Kerch State Maritime
Technological University
82, Ordzhonikidze Str., Republic of Crimea, Kerch,
298309, Russian Federation
e-mail: seykgmtu@mail.ru

Статья поступила в редакцию: 03 марта 2026 г.
Received: Mar. 03, 2026.