

МЕТОДИКА ВЫБОРА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ ДЛЯ ПРИВОДА АГРЕГАТА НА ЭТАПЕ НАЧАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В.Н. Матвеев
А.И. Щербань
Г.М. Попов
В.М. Зубанов
А.Е. Якимов

matveev.vn@ssau.ru
korneeva.ai@ssau.ru
popov@ssau.ru
zubanov.vm@ssau.ru
yakimov.ae@ssau.ru

Самарский университет, г. Самара, Российская Федерация

Аннотация

Приведена методика выбора основных параметров осевых малоразмерных турбин для привода мало-мощных агрегатов на начальном этапе проектирования. Выбраны число ступеней и значения нагруженности турбины, высоты и степени парциальности неподвижных лопаточных венцов, угла выхода потока из соплового аппарата, верхней и нижней перекрыши в ступени, определяющие облик турбины, геометрические параметры и энергетическую эффективность. При разработке методики учтены особенности рабочего процесса турбин рассматриваемого класса: практически нулевая степень реактивности, экстремально низкие высоты лопаток, парциальность подвода рабочего тела, раскрытие струи газа в меридиональной плоскости на выходе из лопаточных венцов. Реализация методики позволяет сделать рациональный выбор принципиальной схемы турбины, определить ее конфигурацию в меридиональном сечении и основные геометрические параметры решеток профилей, а также найти значения основных энергетических и газодинамических параметров. Созданная методика апробирована при проектировании двухступенчатой агрегатной турбины двух вариантов. В результате анализа получено, что применение для упрощения изготовления постоянных по высоте сечений лопаток уменьшает КПД турбины не более чем на 0,4 %

Ключевые слова

Осевая приводная турбина, парциальная турбина, выбор проектных параметров, проектный расчет, эффективность

Поступила 30.06.2025

Принята 10.10.2025

© Автор(ы), 2026

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках государственного задания (проект № FSSS-2024-0015 «Изучение закономерностей рабочих процессов нагнетательных машин на базе сопряженных математических моделей»)

Введение. На борту авиационной техники и космических аппаратов широко применяются малоразмерные турбины для привода агрегатов (ТПА) [1–4], например, насосы, вентиляторы, электрогенераторы, гироскопы и др. Эти турбины имеют небольшие мощности (от нескольких сотен ватт до 100 кВт) и малые расходы рабочего тела. Значения режимных параметров таких турбин лежат в широком диапазоне по степени понижения давления $\pi_T = 2\text{--}60$ и по параметру нагруженности турбинных ступеней $Y_{CT} = 0,05\text{--}0,40$.

Несмотря на большие диапазоны изменения режимных параметров, ТПА присущи общие особенности, отличающие их от полноразмерных турбин газотурбинных двигателей.

Во-первых, это пониженные значения относительных высот лопаток, обуславливающие необходимость введения парциальности [1–3] и/или значительного уменьшения осевых скоростей потока, а значит, углов потока [1–3, 5] в проточной части (ПЧ). Экстремально малые высоты лопаток приводят еще и к интенсивному раскрытию струи рабочего тела на выходе из лопаточных венцов (ЛВ) в меридиональной плоскости, причем чем меньше высота лопатки, тем больше угол раскрытия струи за ЛВ [6–8].

Во-вторых, в ТПА, во избежание существенных утечек через относительно большие радиальные зазоры, степень реактивности ступеней принимается близкой к нулю [1–3, 9, 10].

В-третьих, из-за ограничения диаметральных габаритных размеров и заданной исходя из потребностей агрегатов частоте вращения ТПА работают при повышенных нагрузках на ступень и, следовательно, пониженных значениях параметра нагруженности турбинной ступени Y_{CT} [1–5].

На конфигурацию трехмерной проточной части ТПА влияет технология изготовления ЛВ. Обычно ЛВ ТПА выполняются путем фрезерования межлопаточных каналов в дисках сопловых аппаратов (СА) и рабочих колес (РК) концевыми фрезами [3].

С помощью одних технологий фрезерования на обрабатывающих центрах можно выполнить лопатки с изменяющимися профилями по высоте ПЧ. Однако съем металла за один проход фрезы в этом случае ограничен 5...10 мк, что обуславливает повышенную трудоемкость изготовления СА и РК.

С помощью других технологий фрезерования можно увеличить до 500 мк глубину резания за один проход режущего инструмента и, следовательно, существенно, в 50–100 раз, снизить трудоемкость производства. При этом получают лопатки с неизменным по высоте профилем,

так называемые веерообразные лопатки с профилями, толщина которых увеличивается к периферии. Такая конфигурация лопаток требует последующей экспериментальной или расчетной доводки.

Приведенные особенности ТПА и небольшие расходы рабочего тела необходимо учитывать при формировании методики оценки параметров ТПА в процессе их проектирования и выбора геометрических параметров как ПЧ в меридиональной плоскости, так и решеток профилей ЛВ.

В настоящее время известны различные подходы к проектному расчету ТПА [1, 3, 11, 12], а также разрозненные рекомендации [13–17] по выбору отдельных режимных, энергетических, кинематических и конструктивно-геометрических параметров осевых малоразмерных турбин.

В работе на основании анализа известных подходов и обобщения рекомендаций по проектированию малоразмерных турбин предложена системная методика оценки параметров осевой ТПА на начальном этапе ее проектирования, предшествующей отработке конфигурации ПЧ турбины с помощью трехмерного численного моделирования.

Цель настоящей работы — оценить параметры ТПА для определения ее основных энергетических характеристик и конструктивно-геометрических параметров трехмерной ПЧ, обеспечивающих требуемую мощность при заданной частоте вращения на номинальном режиме и при наибольшем возможном мощностном КПД.

Этапы методики оценки параметров осевой ТПА. Предлагаемая методика состоит из следующих этапов.

Этап 1. Анализ исходных данных и определение основных режимных и газодинамических параметров ТПА.

Этап 2. Выбор рациональных значений основных конструктивно-геометрических параметров и параметра нагруженности.

Этап 3. Определение термодинамических, кинематических и геометрических параметров на среднем диаметре.

Этап 4. Определение параметров на различных радиусах ПЧ и оценка уменьшения КПД в случае применения лопаток с постоянными по высоте профилями.

Этапы методики оценки параметров осевой ТПА приведены далее на конкретном примере.

Этап 1. Анализ исходных данных и определение основных режимных и газодинамических параметров ТПА. В качестве исходных данных заданы следующие параметры (здесь приведены данные конкретной ТПА, используемой в качестве примера):

- потребная мощность ТПА $N_T = 447,8$ кВт;
- номинальная частота вращения $n = 43\,000$ мин⁻¹;
- температура и давление газа на входе в турбину $T_0^* = 1000$ К, $p_0^* = 2\,773\,900$ Па;
- статическое давление на выходе из турбины $p_{\text{вых}} = 252\,200$ Па;
- коэффициент изоэнтропы $k_T = 1,36$;
- удельная газовая постоянная $R_T = 2204$ Дж/(кг · К);
- средний диаметр турбины $D_{\text{ср}} \leq 0,182$ м.

Во избежание увеличения потерь при утечках значение статического давления на входе в РК принято равным статическому давлению на выходе из РК.

На основании исходных данных с помощью типовых зависимостей определяются следующие основные режимные, энергетические и газодинамические параметры ТПА.

1. Степень понижения давления газа в ТПА $\pi_{T,\Gamma} = 11$.
2. Изоэнтропическая работа газа $L_{sT,\Gamma} = 3\,912\,700$ Дж/кг.
3. Изоэнтропическая скорость потока газа на выходе из СА $C_{1s\Gamma} = C_{sT,\Gamma} = 2797,4$ м/с.
4. Максимальная окружная скорость на среднем диаметре РК $U_{\text{ср max}} = 409,8$ м/с.
5. Наибольшее допустимое значение отношения $U_{\text{ср max}}/C_{sT,\Gamma} = 0,146$, где $U_{\text{ср}}$ и $C_{sT,\Gamma}$ — окружная и изоэнтропическая скорости.
6. Приведенная изоэнтропическая скорость потока газа на выходе из СА $\lambda_{1sT} = 1,755$.
7. Число Маха, определенное по изоэнтропической скорости потока газа на выходе из СА: $M_{1sT} = 2,219$.
8. Число Маха, определенное по относительной скорости потока газа на входе в РК:

$$M_{w1\Gamma} = \sqrt{\frac{2\Pi_T}{k_T - 1} \left[\varphi^2 - 2\varphi \frac{U_{\text{ср}}}{C_{sT}} \cos \alpha_1 + \left(\frac{U_{\text{ср}}}{C_{sT}} \right)^2 \right] / [1 - \varphi^2 \Pi_T]},$$

где $\Pi_T = 1 - 1/\left(\frac{k_T - 1}{\pi_{T,\Gamma}}\right)$; φ — коэффициент скорости СА [1, 18, 19].

9. Коэффициент комплексной мощности [1] по параметрам газа:

$$\overline{N}_{к.г} = \frac{N_T}{p_{0г}^* \sqrt{T_{0г}^*}} \left(\frac{n}{\sqrt{T_{0г}^*}} \right)^2 = 9,4 \frac{\text{кВт}}{\text{Па} \cdot \text{К}^{0,5}} \left(\frac{\text{мин}^{-1}}{\text{К}^{0,5}} \right)^2.$$

Отметим, что большинство экспериментальных газодинамических и энергетических характеристик ТПА получены с использованием в качестве рабочего тела воздуха. В связи с этим для определения по характеристикам значений таких параметров, как коэффициенты потерь и коэффициенты скорости СА и РК, относительные КПД, коэффициенты комплексной мощности [1, 2] и другие, целесообразно, используя теорию подобия рабочих процессов турбины, применять формулы пересчета значений режимных и газодинамических параметров при смене рабочего тела.

10. Число Маха, вычисленное по изоэнтропической скорости потока воздуха на выходе из СА: $M_{1св} = M_{1сг} \sqrt{k_{г}/k_{в}} = 2,187$.

11. Приведенная скорость потока воздуха на выходе из СА:

$$\lambda_{1св} = \sqrt{\frac{k_{в} + 1}{2} M_{1св}^2 / \left(1 + \frac{k_{в} - 1}{2} M_{1св}^2 \right)} = 1,713.$$

12. Число Маха, определенное по скорости потока воздуха на входе в РК при относительном движении: $M_{w1в} = M_{w1г} \sqrt{k_{г}/k_{в}}$.

13. Степень понижения давления ТПА, работающей на воздухе, соответствующая степени понижения давления ТПА, работающей на газе:

$$\pi_{т.в} = \left[1 + \frac{k_{г}(k_{в}-1)}{k_{в}(k_{г}-1)} \left(\frac{k_{г}-1}{\pi_{т.г}^{k_{г}}} - 1 \right) \right]^{\frac{k_{в}}{k_{в}-1}} = 10,5.$$

14. Коэффициент комплексной мощности [1] в пересчете на рабочее тело (воздух):

$$\overline{N}_{к.в} = \frac{v'_{г}}{v'_{в}} \frac{f(\pi_{т.в})}{f(\pi_{т.г})} \overline{N}_{к.г}.$$

В случае $M_{1св} = 2,187$ коэффициент потерь в СА $\xi_{СА} = 0,15$ [1, 20], а коэффициент скорости $\varphi = \sqrt{1 - \xi_{СА}} = 0,922$ и тогда в примере расчета комплексная мощность $\overline{N}_{к.в} = 0,44$.

Этап. 2. Выбор рациональных значений основных конструктивно-геометрических параметров и параметра нагруженности ТПА. При проектировании малоразмерных как одноступенчатых, так и многоступенчатых турбин имеется важная особенность, заключающаяся в том, что во избежание повышенных вторичных потерь из-за малых высот лопаток турбины выполняются с парциальным подводом рабочего тела. Важно найти оптимальное сочетание высоты лопаток СА h_{CA} , степени парциальности ε_1 и угла потока α_1 на выходе из СА. Схемы одно-, двух- и трехступенчатой турбин с указанием основных элементов и контрольных сечений приведены на рис. 1.

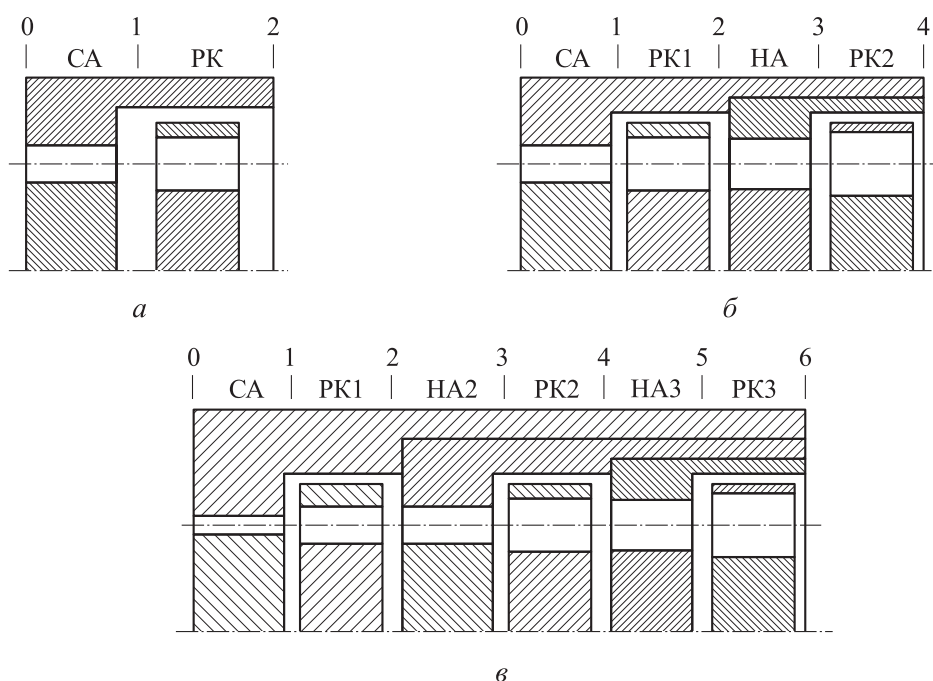


Рис. 1. Схемы одно-, двух- и трехступенчатой (а–в) турбин с указанием основных элементов и контрольных сечений

В настоящее время существует несколько методов выбора этих параметров [2, 3, 11, 12]. Однако наиболее универсальным является метод [1], базирующийся на нульмерной модели рабочего процесса турбины. В связи с этим выбирать рациональное число турбинных ступеней, а также значения параметра нагруженности, степени парциальности, высоты лопаток и угла потока на выходе из СА целесообразно с помощью этого метода.

В качестве исходных данных используются значения параметров, принятые и полученные на первом этапе. В случае двух- и трехступенча-

тых ТПА со ступенями скорости дополнительно определяют числа Маха на входе в направляющие аппараты (НА) второй и третьей ступеней при абсолютном движении $M_{2в}$ и $M_{4в}$, а также числа Маха на входе в РК второй и третьей ступеней при относительном движении $M_{w3в}$ и $M_{w5в}$. По значениям чисел Маха находят коэффициенты потерь в ЛВ НА и РК ($\xi_{НА2}$, $\xi_{РК2}$, $\xi_{НА3}$ и $\xi_{РК3}$) [1, 18, 19], а также коэффициенты скорости НА и РК ($\varphi_{НА2}$, $\psi_{РК2}$, $\varphi_{НА3}$ и $\psi_{РК3}$).

Метод, предлагаемый в [1], позволяет получать зависимости мощностного КПД η_T одно-, двух- и трехступенчатой ТПА при оптимальном сочетании значений параметров $h_{CA}/D_{ср}$, ε_1 и $\theta_1 = \sin \alpha_1 / \sin 20^\circ$ от отношения $U_{ср}/C_{сТ}$ при заданной степени понижения давления (рис. 2). Отметим, что зависимости $\eta_T = f(U_{ср}/C_{сТ})$ для двух- и трехступенчатой турбин рассчитаны при увеличении параметра $U_{ср}/C_{сТ}$ до момента, пока угол потока β_1 на входе в РК последней ступени в относительном движении не стал равным 90° .

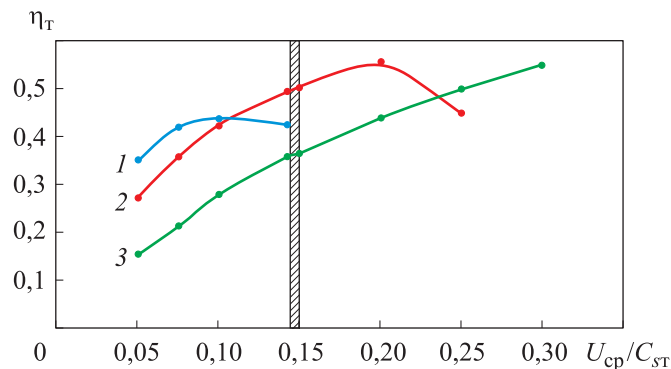


Рис. 2. Зависимости мощностного КПД η_T одно-, двух-, трехступенчатой ТПА (1–3) от отношения скоростей $U_{ср}/C_{сТ}$

В этом случае, при условии обеспечения равенства статических давлений на входе и выходе из РК, угол потока при относительном движении на выходе из РК $\beta_2 = \beta_1$, что означает равенство нулю работы на окружности такого РК.

Согласно графикам, при увеличении отношения скоростей $U_{ср}/C_{сТ}$ до максимально возможного значения 0,146 ни в случае одноступенчатой, ни в случае двухступенчатой турбин не удалось достичь оптимального значения $(U_{ср}/C_{сТ})_{opt}$. При $U_{срmax}/C_{сТ} = 0,146$ мощностной КПД односту-

пенчатой турбины $\eta_T = 0,360$, а двухступенчатой турбины $\eta_T = 0,495$. В случае трехступенчатой турбины оптимальное значение отношения скоростей $(U_{cp}/C_{sT})_{opt} \approx 0,10$, но даже на оптимальном режиме ее мощностной КПД $\eta_T = 0,440$.

В связи с этим двухступенчатую ТПА целесообразно признать наиболее предпочтительной, а отношение скоростей U_{cp}/C_{sT} на номинальном режиме ее работы принять равным 0,146.

В соответствии с методом [1] при $U_{cp}/C_{sT} = 0,146$ для двухступенчатой турбины найдены оптимальные значения степени парциальности $\varepsilon_{1opt} = 0,45$, параметра $\theta_{1opt} = \sin \alpha_1 / \sin 20^\circ = 0,77$ и относительной высоты ЛВ СА $\bar{h}_{CAopt} = (h/D_{cp})_{CAopt} = 0,04$, чему соответствуют $\alpha_1 = 15^\circ$ и $h_{CAopt} = 7,2$ мм. По найденным параметрам в первом приближении определены значения трех частных КПД, учитывающих влияние относительной высоты ЛВ турбины, степени парциальности СА и НА, а также угла потока на выходе из СА: $\bar{\eta}_h = 0,865$, $\bar{\eta}_\varepsilon = 0,985$, $\bar{\eta}_\theta = 0,966$ соответственно.

Этап 3. Определение термодинамических, кинематических и геометрических параметров на среднем диаметре. Расчет термодинамических, кинематических и геометрических параметров ТПА на среднем диаметре выполняется с помощью типового метода определения параметров двухступенчатых осевых турбин, базирующегося на одномерной модели рабочего процесса турбинных ступеней. Однако значения коэффициентов потерь и коэффициентов скорости ЛВ в процессе расчета выбираются на основании результатов продувок плоских решеток [1, 18, 21] в соответствии со значениями чисел Маха, пересчитанными на рабочее тело (воздух).

Блок-схема алгоритма третьего этапа оценки параметров ТПА на среднем диаметре приведена на рис. 3. В качестве исходных данных используются значения параметров, принятые и полученные в результате первого этапа расчета, а также значения параметров $U_{cp}/C_{sT} = U_{cpmax}/C_{sT}$, ε_{1opt} , $(h/D_{cp})_{CAopt}$, θ_{1opt} и соответствующие им значения $\bar{\eta}_h$, $\bar{\eta}_\varepsilon$, $\bar{\eta}_\theta$, найденные на втором этапе.

В соответствии с блок-схемой алгоритма (см. рис. 3) в первую очередь определяются термодинамические и кинематические параметры в характерных сечениях ПЧ.



Рис. 3. Блок-схема алгоритма третьего этапа оценки параметров ТПА на среднем диаметре

При проведении расчетов в рассматриваемом примере принято, что высота лопаток h_{0CA} на входе в СА равняется высоте лопаток h_{1CA} на выходе из СА, т. е. $h_{0CA} = h_{1CA} = h_{CA} = 7,2$ мм. Углы потока на выходе из ЛВ РК при относительном движении и НА при абсолютном движении принимались на основании рекомендаций [1] для двухступенчатой турбины со ступенями скорости на 2° меньше, чем соответствующие углы на входе в ЛВ: $\beta_2 = \beta_1 - 2^\circ$, $\beta_4 = \beta_3 - 2^\circ$ и $\alpha_3 = \alpha_2 - 2^\circ$.

На основании вычисленных значений термодинамических и кинематических параметров определяют (см. рис. 3) удельные работы L_u на окружности РК первой и второй ступеней, окружной КПД η_u , в первом приближении — мощностной КПД η'_T , удельную работу L'_T на выходном валу турбины и расход газа $G'_Г$.

Далее определяют и выбирают геометрические параметры ПЧ в меридиональной плоскости, такие как высоты лопаток h_i на входе и выходе из каждого ЛВ, ширина ЛВ S_i , осевые Δ_o и радиальные Δ_r зазоры, а также уточняют значения кинематической степени парциальности ε_2 на выходе из РК первой ступени, ε_3 на выходе из НА и ε_4 на выходе из РК второй ступени.

Уточненное значение высоты лопаток на выходе из СА определяют как $h_{1CA} = G'_r / (\rho_1 C_{1a} \pi D_{1cp} \varepsilon_1)$, где ρ_1 — плотность потока на выходе из СА; C_{1a} — осевая составляющая скорости потока на выходе из СА; D_{1cp} — средний диаметр СА. В рассматриваемом примере $D_{1cp} = D_{1cpmax}$, а высота лопаток СА $h_{0CA} = h_{1CA} = 7,4$ мм.

Значения осевых Δ_o и радиальных Δ_r зазоров целесообразно выбирать минимальными с технологической точки зрения [3, 7, 9, 10]. В примере расчета принято, что $\Delta_o = 0,5$ мм и $\Delta_r = 0,2$ мм.

При формировании облика ПЧ двухступенчатой ТПА в меридиональной плоскости учитываются так называемые верхние Δ_v и нижние Δ_n перекрыши (рис. 4), обусловленные расширением струй газа в меридиональной плоскости на выходе из СА, РК первой ступени и НА. Значение Δ_v при степени парциальности $\varepsilon = 1$ целесообразно определять по углу раскрытия потока $(\gamma_{rm})_v$ в меридиональной плоскости на выходе из ЛВ и значению осевого зазора Δ_o , как $\Delta_{v\varepsilon=1} = \Delta_o \operatorname{tg}(\gamma_{rm})_v$.

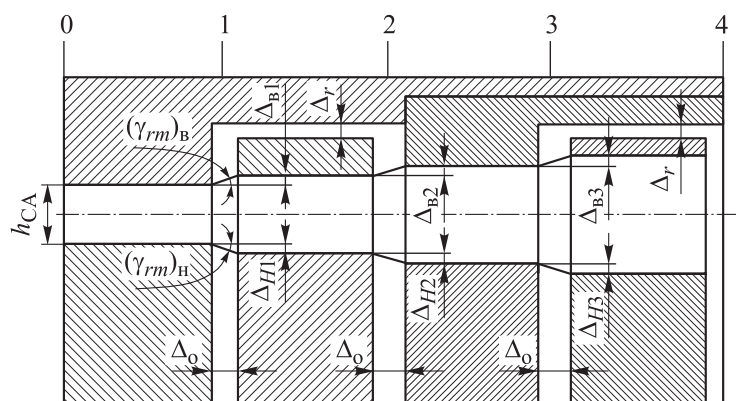


Рис. 4. Верхние Δ_v и нижние Δ_n перекрыши в меридиональной плоскости двухступенчатой ТПА

Угол $(\gamma_{rm})_v$ можно найти на основании экстраполяции экспериментальных зависимостей [7] угла $(\gamma_{rm})_v$ на выходе из СА от отношения

высоты сопловых лопаток к шагу решетки h/t и числа Маха на выходе из ЛВ $M_{\text{вых}}$ (рис. 5). Поскольку шаг решеток t и, следовательно, отношения h/t неизвестны, то в первом приближении можно принять $h/t = 0,9$ — середина диапазона (см. рис. 5). В дальнейшем значения отношений h/t ЛВ СА, РК первой ступени и НА уточняются после определения геометрических параметров решеток на среднем диаметре (см. рис. 3).

При уменьшении степени парциальности рекомендуемое значение перекрыши Δ_v снижается в соответствии с формулой из [8]: $\Delta_v = \Delta_{v\varepsilon=1} - 0,53h_{\text{вых}}(1 - \varepsilon)$, где $h_{\text{вых}}$ — высота лопаток на выходе из ЛВ, после которого определяется перекрыша.

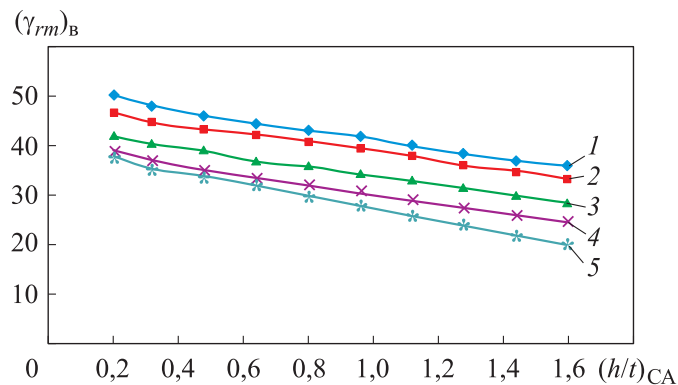


Рис. 5. Зависимость угла $(\gamma_{rm})_v$ на выходе из СА от отношения высоты сопловых лопаток к шагу решетки $(h/t)_{\text{CA}}$ и числа Маха на выходе из ЛВ $M_{\text{вых}} = 1,05$ (1), 1,33 (2), 1,70 (3), 2,01 (4), 2,16 (5)

Значение нижней перекрыши Δ_n , как установлено в [6, 8], в осевых малоразмерных турбинах приблизительно в 2 раза ниже, чем значение верхней перекрыши Δ_v . В соответствии с перекрышами Δ_v и Δ_n определяют значения высоты лопаток, а также средних, втулочных и периферийных диаметров на входе в каждый ЛВ.

Высоты лопаток на выходе из каждого следующего за СА лопаточного венца в рассматриваемом примере находили с учетом увеличения на 0,10 кинематической степени парциальности [20, 22] в РК первой ступени, на 0,13 в НА и на 0,14 в РК второй ступени по сравнению со степенью парциальности СА:

$$h_{\text{вых}} = \frac{G'_T}{\rho_{\text{вых}} C_{a \text{ вых}} \pi D_{\text{ср вых}} \varepsilon_{\text{вых}}},$$

где $G'_г$ — расход газа через турбину; $\rho_{\text{вых}}$, $C_{\text{авых}}$, $D_{\text{ср вых}}$ — плотность газа, осевая составляющая потока и средний диаметр на выходе из ЛВ; $\varepsilon_{\text{вых}}$ — кинематическая степень парциальности на выходе из ЛВ; ε_2 , ε_4 — РК первой и второй ступеней; ε_3 — НА. При этом высоты лопаток на выходе из лопаточных венцов получились практически равными высотам лопаток на входе в те же ЛВ.

Ширина ЛВ S определяется на основании оптимального значения отношения $(S/h)_{\text{опт}}$. Вследствие слабого влияния S/h на мощностной КПД осевых малоразмерных турбин [7] его значение допустимо выбирать из довольно широкого диапазона 2,0–6,5.

В целях уменьшения осевых размеров и массы ТПА целесообразно принимать меньшее значение S/h из указанного диапазона. В примере для СА значение S/h принято равным 2,1; для РК первой и второй ступеней — 2,6 и 2,1, для НА — 2,3.

На основании полученного значения высоты лопаток $h_{1\text{СА}}$ уточняется значение частного КПД $\bar{\eta}_h$. Это позволяет во втором приближении находить значения мощностного КПД $\eta''_т$, удельной работы $L''_т$ и расхода газа $G''_г$.

При расчете в результате сравнения расходов газа в первом и втором приближении определили, что их разность не превысила 2 %. В связи с этим принято решение перейти к расчету основных геометрических параметров решеток лопаток на среднем диаметре (см. рис. 3). В противном случае пришлось бы выполнить очередную итерацию уточнения значений геометрических параметров ПЧ в меридиональной плоскости.

Геометрические параметры решеток сопловых лопаток определяли с учетом степени парциальности потока на выходе из СА, оптимальных диапазонов густоты сопловых решеток $(b/t)_{\text{CAopt}} = 1,55\text{--}1,65$ [7] и того, что межлопаточные каналы могут представлять собой сужающе-расширяющиеся каналы в случае сверхкритических перепадов давления. Угол установки профиля лопаток в решетке СА $\gamma_{\text{СА}}$ принимается равным углу наклона среднегеометрической скорости потока к фронту решетки, в примере $\gamma_{\text{СА}} = 28^\circ$. Необходимо также учитывать то, что число лопаток в ЛВ СА при $\varepsilon_1 = 1$ ($z_{\text{CA}\varepsilon=1}$) и $\varepsilon_1 < 1$ ($z_{\text{CA}\varepsilon}$) должно быть целым.

В примере расчета $z_{\text{CA}\varepsilon=1} = 29$ и $z_{\text{CA}\varepsilon} = 13$. При этом шаг решетки $t_1 = 19,7$ мм, лопаточный угол на входе в СА $\alpha_{0\text{л}} = 90^\circ$, эффективный и лопаточный углы на выходе из СА $\alpha_{1\text{эф}} = \alpha_{1\text{л}} = \alpha_1 = 15^\circ$. Ширина меж-

лопаточного канала на выходе из СА $a_1 = 5,10$ мм. В связи с тем, что в примере приведенная скорость потока на выходе из СА $\lambda_1 = 1,62$, что существенно больше 1,0, сопловой межлопаточный канал предложено выполнить сужающе-расширяющейся формы, ширина горла межлопаточного канала определена как $a_{\text{гор}} = a_1 q(\lambda_1) = 4,48$ мм.

Геометрические параметры решеток РК первой и второй ступеней, НА определялись с учетом того, что оптимальная плотность их решеток выбирается из диапазона 1,50–1,60 [7] и угол установки профилей в решетках $\gamma_{\text{уст}} = 90^\circ$.

Число лопаток НА $z_{\text{НА}}$ и РК $z_{\text{РК}}$ определяли на основании выбора значений плотности решеток из оптимального диапазона. Получено, что $z_{\text{НА}} = 25$, у РК первой и второй ступеней $z_{\text{РК I}} = 41$ и $z_{\text{РК II}} = 42$, которым соответствовали значения шага решеток $t_3 = 13,3$ мм, $t_2 = 14,0$ мм и $t_4 = 13,6$ мм.

Лопаточные углы на входе в решетки $\beta_{1\text{л}} = \beta_1$, $\alpha_{2\text{л}} = \alpha_2$, $\beta_{3\text{л}} = \beta_3$, где β_1 и β_3 — углы потока на входе в РК первой и второй ступеней при относительном движении; α_2 — угол потока на входе в НА при абсолютном движении. Эффективные и лопаточные углы на выходе из решеток $\beta_{2\text{эф}} = \beta_{2\text{л}} = \beta_2$, $\alpha_{3\text{эф}} = \alpha_{3\text{л}} = \alpha_3$, $\beta_{4\text{эф}} = \beta_{4\text{л}} = \beta_4$, где β_2 и β_4 — углы потока на выходе из РК первой и второй ступеней при относительном движении; α_3 — угол потока на выходе из НА при абсолютном движении.

Приведенные скорости потока на выходе из РК первой ступени при относительном движении и на выходе из НА при абсолютном движении в примере незначительно превышали единицу, а приведенная скорость потока на выходе из РК второй ступени меньше единицы. В связи с этим межлопаточные каналы этих элементов турбины предложено выполнять с небольшой степенью конфузорности, соответствующей уменьшению на 2° лопаточного угла на выходе по сравнению с лопаточным углом на входе. Вследствие этого значения ширины горла межлопаточных каналов в решетках рассматриваемых элементов определяли по формулам:

$$a_{\text{гор2}} = t_2 \sin \beta_{2\text{эф}}; \quad a_{\text{гор3}} = t_3 \sin \beta_{3\text{эф}}; \quad a_{\text{гор4}} = t_4 \sin \beta_{4\text{эф}}.$$

Затем в соответствии с блок-схемой алгоритма (см. рис. 3) сравнивали полученные значения $(h/t)_i$ лопаточных венцов с первоначально принятым значением 0,9. Если расхождение оказывалось больше 5 %, то проводили последующую итерацию расчета, начиная с определения геометрических параметров в меридиональной плоскости. Если расхож-

дение было приемлемым, то третий этап выбора параметров считался завершенным.

Этап 4. Определение параметров на различных радиусах ПЧ и оценка снижения КПД в случае применения лопаток с постоянными по их высоте профилями. Цель этапа — выяснение возможности выполнения лопаток с одинаковыми профилями по высоте ПЧ.

В качестве исходных данных используются значения параметров, полученные на предыдущем этапе. В законе изменения закрутки по высоте лопатки принимается $\alpha = \text{const}$ ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4 = \text{const}$).

Параметры турбины определяются с помощью осесимметричной модели рабочего процесса на четырех радиусах ПЧ меньше $r_{\text{ср}} = 0,5 D_{\text{ср}}$ и четырех радиусах больше $r_{\text{ср}}$.

В рассматриваемом примере получено, что значения приведенной изоэнтропической скорости потока λ_{1s} на втулке и периферии отличаются от значения λ_{1s} в среднем сечении соответственно на 3,5 % в большую сторону и на 3,4 % в меньшую сторону. Аналогичные небольшие значения отклонений имели место у приведенных скоростей $\lambda_{w1}, \lambda_{w2}, \lambda_{w3}$ и углов потока $\beta_1, \alpha_2, \beta_3$.

Однако при выполнении в целях повышения технологичности ТПА ЛВ с лопатками, которые имеют постоянный профиль по высоте ПЧ, соответствующей среднему сечению, указанные отклонения могут привести к некоторому снижению КПД.

Для оценки уменьшения КПД в этом случае проведен кинематический расчет турбины на различных радиусах. Учтено, что значения лопаточных углов на входе и выходе из ЛВ по высоте лопаток не изменяются и равны значениям в среднем сечении, а густота решеток по высоте ЛВ изменяется обратно пропорционально радиусу.

В результате анализа результатов расчета выявлено, что появление небольших углов атаки на втулке и периферии, а также некоторое изменение значений приведенных скоростей потока и густоты решеток практически не влияет на значение КПД. Постоянство лопаточных углов $\beta_{2л}$ и $\beta_{4л}$ по высоте ПЧ вызвало небольшое уменьшение значений удельных окружных работ на РК первой и второй ступеней, что привело к снижению КПД на 0,4 %.

На этом оценку параметров осевой турбины ТПА на этапе начального проектирования можно полагать законченной. Дальнейшую отработку проточной части ТПА целесообразно проводить с помощью численного моделирования ее рабочего процесса [19].

Заключение. Приведена методика оценки режимных и геометрических параметров осевых ТПА. Особенность методики заключается в объединении в единую системную последовательность следующих действий:

- определение оптимального сочетания значений высоты сопловых лопаток, степени парциальности соплового аппарата и угла потока на выходе из СА;
- выбор числа ступеней и параметра нагруженности турбины;
- определение параметров ТПА на среднем диаметре с итерационным уточнением мощностного КПД, удельной работы на выходном валу и расхода рабочего тела;
- формирование облика ПЧ ТПА в меридиональной плоскости с учетом верхних и нижних перекрыш;
- определение геометрических параметров решеток СА, НА, РК с учетом соответствующих степеней парциальности;
- оценка снижения КПД в случае применения лопаток с постоянными по ее высоте профилями.

В процессе апробации предложенного способа на базе определенных в рассмотренном примере основных режимных, газодинамических и энергетических параметров ТПА выбрана двухступенчатая схема со степенью парциальности СА $\varepsilon_1 = 0,45$, относительной высотой сопловых лопаток $(h/D_{cp})_{CA_{opt}} = 0,04$ и углом потока на выходе из СА $\alpha_1 = 15^\circ$.

Сформирована схема ПЧ ТПА в меридиональной плоскости с учетом перекрыш на входе в РК первой и второй ступеней, а также на входе в НА.

В целях улучшения технологии изготовления ЛВ предложено выполнять СА и НА, РК первой и второй ступеней с лопатками одинаковой высоты на входе и выходе из каждого ЛВ, а профили лопаток каждого ЛВ по высоте ПЧ принять неизменными и соответствующими профилям на среднем диаметре. В результате оценки значений КПД определено, что КПД может уменьшиться не более чем на 0,4 %.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Быков Н.Н., Емин О.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов. М., Машиностроение, 1972.
- [2] Емин О.Н., Зарицкий С.П. Воздушные и газовые турбины с одиночными соплами. М., Машиностроение, 1975.
- [3] Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. М., Машиностроение, 1979.
- [4] Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах. М., Машиностроение, 1974.

- [5] Фершалов Ю.Я., Коршунов В.Н., Цыганкова Л.П. Направление совершенствования микротурбин. *Сб. тез. Междунар. науч.-техн. конф. по авиационным двигателям ICAM 2020*. М., АО ОДК, 2021, с. 420–423. EDN: KEAABP
- [6] Ибрагимов Д., Ильинский Ю.Ю., Мороз И.В. и др. Влияние режимных факторов на энергетическую эффективность судовых осевых парциальных микротурбин. *Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета*, 2021, № 2, с. 13–20. DOI: <https://doi.org/10.24866/2227-6858/2021-2-2>
- [7] Мусаткин Н.Ф. Исследование влияния основных соотношений конструктивных размеров тракта на экономичность осевых воздушных микротурбин для привода агрегатов. Дис. ... канд. техн. наук. Куйбышев, КуАИ, 1978.
- [8] Мусаткин Н.Ф., Тихонов Н.Т. Влияние верхней и нижней перекрыш на КПД парциальной осевой воздушной микротурбины. *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*, 1979, № 3, с. 106–108.
- [9] Крылов Б.А., Гусаров С.А. Расчетно-экспериментальное исследование потерь от радиального зазора в осевых малоразмерных турбинах. *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*, 1988, № 4, с. 64–68.
- [10] Крылов Б.А., Гусаров С.А. Влияние радиального зазора на эффективность парциальной микротурбины. *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*, 1989, № 3, с. 96–98.
- [11] Пфайфле Э.Э. Экспериментальное исследование геометрических, режимных параметров и методика расчета осевых микротурбин авиационных агрегатов и технологических устройств. Дис. ... канд. техн. наук. Самара, САИ, 1991.
- [12] Матвеев В.Н. Особенности метода проектного расчета многорежимных центробежных микротурбинных приводов. *Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе. Тез. докл. объединенной междунар. науч.-техн. конф.* Самара, Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 1999, с. 72–74.
- [13] Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. К вопросу распределения теплоперепада в двухступенчатых осевых малоразмерных турбинах со ступенями давления. *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*, 2003, № 3, с. 40–42. EDN: FLWTKP
- [14] Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. Влияние параметров парциального подвода рабочего тела на КПД многоступенчатых осевых малоразмерных турбин. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2006, № 7, с. 81–86. EDN: XDJGW
- [15] Матвеев В.Н., Мусаткин Н.Ф., Тихонов Н.Т. Экспериментальное определение влияния фактора масштабности на КПД микротурбин. *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*, 1997, № 2, с. 65–69. EDN: TIGSXZ
- [16] Калабухов Д.С. Исследование особенностей рабочего процесса в турбине сверхмалой мощности с диагональным рабочим колесом. *Вестник Московского авиационного института*, 2016, т. 23, № 2, с. 71–79. EDN: WBKXNP
- [17] Крылов Б.А., Барыкин И.Ю. Влияние наличия или отсутствия бандаж на рабочем колесе ступени осевой турбины, при полном подводе, на геометрию турби-

ны и потери КПД. *Вестник Московского авиационного института*, 2013, т. 20, № 2, с. 121–131. EDN: QCAWTV

[18] Дейч М.Е. Техническая газодинамика. М., Энергия, 1974.

[19] Фиголь М.Е. Правомочность использования численных методов для исследования КПД осевых парциальных микротурбин. *IX Всерос. науч.-практ. конф. «Инженерное дело на Дальнем Востоке России»*. Владивосток, ДВФУ, 2024, с. 170–173. EDN: AOAVTA

[20] Peng N., Wang E., Wang W., et al. Aerodynamic analysis of a 1.5 kW two-stage counter-rotating partial-admission impulse turbine for small-scale power system with a high expansion pressure ratio. *Case Stud. Therm. Eng.*, 2024, vol. 53, art. 103824. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103824>

[21] Мухаметзянов И.Ф., Баранов А.С. Обоснование и выбор режимных факторов для исследования эффективности микротурбин. *IX Всерос. науч.-практ. конф. «Инженерное дело на Дальнем Востоке России»*. Владивосток, ДВФУ, 2024, с. 114–123. EDN: VXHPKY

[22] Фершалов А.Ю., Фершалов Ю.Я., Фершалов М.Ю. Эффективность малогабаритных турбинных ступеней с малыми углами выхода сопел. *Морские интеллектуальные технологии*, 2018, т. 1, № 1 (39), с. 57–62.

Матвеев Валерий Николаевич — д-р техн. наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В.П. Лукачёва Самарского университета (Российская Федерация, 443086, г. Самара, Московское ш., д. 34).

Щербань Анастасия Ивановна — ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В.П. Лукачёва Самарского университета (Российская Федерация, 443086, г. Самара, Московское ш., д. 34).

Попов Григорий Михайлович — канд. техн. наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В.П. Лукачёва Самарского университета (Российская Федерация, 443086, г. Самара, Московское ш., д. 34).

Зубанов Василий Михайлович — канд. техн. наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В.П. Лукачёва Самарского университета (Российская Федерация, 443086, г. Самара, Московское ш., д. 34).

Якимов Алексей Евгеньевич — инженер кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В.П. Лукачёва Самарского университета (Российская Федерация, 443086, г. Самара, Московское ш., д. 34).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Матвеев В.Н., Щербань А.И., Попов Г.М. и др. Методика выбора основных параметров осевой турбины для привода агрегата на этапе начального проектирования. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2026, № 2 (157), с. 28–48. EDN: CCSRPA

METHOD FOR SELECTING THE MAIN PARAMETERS OF AN AXIAL MICROTURBINE AT THE INITIAL DESIGN STAGE

V.N. Matveev
A.I. Shcherban
G.M. Popov
V.M. Zubanov
A.E. Yakimov

matveev.vn@ssau.ru
korneeva.ai@ssau.ru
popov@ssau.ru
zubanov.vm@ssau.ru
yakimov.ae@ssau.ru

Samara University, Samara, Russian Federation

Abstract

The article describes a method for selecting the main parameters of axial microturbines for driving low-power units at the initial design stage. The number of stages and the value of the turbine load parameter are selected; the values of the height and degree of partiality of the fixed blade rows, the angle of flow exit from the nozzle guide vane, the upper and lower overlap. They largely determine the turbine's appearance, geometric parameters, and energy efficiency. When developing the method, the working process features of the turbine class under consideration were taken into account: almost zero degree of reaction, extremely low blade heights, partial supply of the working fluid, opening of the gas jet in the meridional plane at the outlet of the NGV. The implementation of the technique makes it possible to make a rational choice of the turbine low of swirl, determine its configuration in the meridional section and the main geometric parameters of the profile blade rows, as well as find the expected values of the main energy and gas dynamic parameters. The created method was tested for the design of two variants of a two-stage aggregate microturbines. It has been found that the use of constant-height blade sections reduces the turbine's efficiency by no more than 0.4 %

Keywords

Axial microturbine, partial turbine, microturbine design parameters selection, design calculation, efficiency

Received 30.06.2025

Accepted 10.10.2025

© Author(s), 2026

The work was financially supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation within the framework of the State Task (project no. FSSS-2024-0015) "Studying the patterns of working processes of injection machines based on coupled mathematical models"

REFERENCES

- [1] Bykov N.N., Emin O.N. *Vybor parametrov i raschet malomoshchnykh turbin dlya privoda agregatov* [Selection of parameters and calculation of low-power turbines for drive units]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972.
- [2] Emin O.N., Zaritskiy S.P. *Vozdushnye i gazovye turbiny s odinochnymi soplami* [Air and gas turbines with single nozzles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975.
- [3] Natalevich A.S. *Vozdushnye mikroturbiny* [Air microturbines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979.
- [4] Mitrokhin V.T. *Vybor parametrov i raschet tsentrostremitelnoy turbiny na stacionarnykh i perekhodnykh rezhimakh* [Selection of parameters and calculation of a centripetal turbine in steady-state and transient modes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974.
- [5] Fershalov Yu.Ya., Korshunov V.N., Tsygankova L.P. [Microturbine improvement direction]. *Sb. tez. Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. po aviatsionnym dvigatelyam ICAM 2020* [Abs. Int. Conf. on Aviation Motors — ICAM 2020]. Moscow, AO ODK Publ., 2021, pp. 420–423 (in Russ.). EDN: KEAABP
- [6] Ibragimov D., Ilinskiy Yu.Yu., Moroz I.V., et al. Influence of operating factors on the energy efficiency of axial partial microturbines of the marine vessel. *Vestnik Inzhenernoy shkoly Dalnevostochnogo federalnogo universiteta* [FEFU: School of Engineering Bulletin], 2021, no. 2, pp. 13–20 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.24866/2227-6858/2021-2-2>
- [7] Musatkin N.F. *Issledovanie vliyaniya osnovnykh sootnosheniy konstruktivnykh razmerov trakta na ekonomichnost osevykh vozdushnykh mikroturbin dlya privoda agregatov*. Dis. kand. tekhn. nauk [A study of the influence of the main ratios of the design dimensions of the duct on the efficiency of axial air microturbines for driving units. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. Kuybyshev, KuAI, 1978 (in Russ.).
- [8] Musatkin N.F., Tikhonov N.T. The influence of the upper and lower overlaps on the efficiency of a partial axial air microturbine. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Aviatsionnaya tekhnika*, 1979, no. 3, pp. 106–108 (in Russ.).
- [9] Krylov B.A., Gusarov S.A. Calculation and experimental study of losses from radial clearance in small-sized axial turbines. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Aviatsionnaya tekhnika*, 1988, no. 4, pp. 64–68 (in Russ.).
- [10] Krylov B.A., Gusarov S.A. Effect of radial clearance on the efficiency of a partial microturbine. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Aviatsionnaya tekhnika*, 1989, no. 3, pp. 96–98 (in Russ.).
- [11] Pfayfle E.E. *Eksperimentalnoe issledovanie geometricheskikh, rezhimnykh parametrov i metodika rascheta osevykh mikroturbin aviatsionnykh agregatov i tekhnologicheskikh ustroystv*. Dis. kand. tekhn. nauk [Experimental study of geometric and performance parameters and calculation methods for axial microturbines of aircraft units and technological devices. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. Samara, SAI, 1991 (in Russ.).

- [12] Matveev V.N. [Features of the design calculation method for multi-mode centripetal microturbine drives]. *Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya v Povolzhskom regione. Tez. dokl. obedinennoy mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.* [Problems and Prospects for the Development of Engine Manufacturing in the Volga Region. Abs. United Int. Sc.-Tech. Conf.]. Samara, Samar. gos. aehrokosm. un-t, 1999, pp. 72–74 (in Russ.).
- [13] Musatkin N.F., Radko V.M. To a problem on distribution of heat drop in two-stage axial-flow small turbines with pressure stages. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Aviatsonnaya tekhnika*, 2003, no. 3, pp. 40–42 (in Russ.). EDN: FLWTKP
- [14] Musatkin N.F., Radko V.M. Effect of partial supply parameters of the working fluid on the efficiency of multistage axial small-sized turbines. *Aviatsonno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2006, no. 7, pp. 81–86 (in Russ.). EDN: XDJGW
- [15] Matveev V.N., Musatkin N.F., Tikhonov N.T. Experimental determination of the influence of the scale factor on the efficiency of microturbines. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Aviatsonnaya tekhnika*, 1997, no. 2, pp. 65–69 (in Russ.). EDN: TIGSXZ
- [16] Kalabukhov D.S. The study of ultralow power turbine with diagonal impeller work process features. *Vestnik Moskovskogo aviatsonnogo instituta* [Aerospace MAI Journal], 2016, vol. 23, no. 2, pp. 71–79 (in Russ.). EDN: WBKXNP
- [17] Krylov B.A., Barykin I.Yu. How shroud presence/absence at turbine rotary influences onto its appearance and efficiency loss. *Vestnik Moskovskogo aviatsonnogo instituta* [Aerospace MAI Journal], 2013, vol. 20, no. 2, pp. 121–131 (in Russ.). EDN: QCAWIV
- [18] Deych M.E. *Tekhnicheskaya gazodinamika* [Technical gas dynamics]. Moscow, Energiya Publ., 1974.
- [19] Figol M.E. [Validity of using numerical methods to study the efficiency of axial partial microturbines]. *IX Vseros. nauch.-prakt. konf. "Inzhenernoe delo na Dalnem Vostoke Rossii"* [XI Russ. Sc.-Pract. Conf. Engineering in the Russian Far East]. Vladivostok, DVFU Publ., 2024, pp. 170–173 (in Russ.). EDN: AOAVTA
- [20] Peng N., Wang E., Wang W., et al. Aerodynamic analysis of a 1.5 kW two-stage counter-rotating partial-admission impulse turbine for small-scale power system with a high expansion pressure ratio. *Case Stud. Therm. Eng.*, 2024, vol. 53, art. 103824. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103824>
- [21] Mukhametzyanov I.F., Baranov A.S. Obosnovanie i vybor rezhimnykh faktorov dlya issledovaniya effektivnosti mikroturbin. *IX Vseros. nauch.-prakt. konf. "Inzhenernoe delo na Dalnem Vostoke Rossii"* [XI Russ. Sc.-Pract. Conf. Engineering in the Russian Far East]. Vladivostok, DVFU Publ., 2024, pp. 114–123 (in Russ.). EDN: BXHPKY
- [22] Fershalov A.Yu., Fershalov Yu.Ya., Fershalov M.Yu. Efficiency of the small-sized turbine stages with small outlet angle of nozzles. *Morskie intellektualnye tekhnologii* [Marine Intellectual Technologies], 2018, vol. 1, no. 1 (39), pp. 57–62 (in Russ.).

Matveev V.N. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Aircraft Engine Theory n.a. V.P. Lukachev, Samara University (Moskovskoe shosse 34, Samara, 443086 Russian Federation).

Shcherban A.I. — Assistant, Department of Aircraft Engine Theory n.a. V.P. Lukachev, Samara University (Moskovskoe shosse 34, Samara, 443086 Russian Federation).

Popov G.M. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Aircraft Engine Theory n.a. V.P. Lukachev, Samara University (Moskovskoe shosse 34, Samara, 443086 Russian Federation).

Zubakov V.M. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Aircraft Engines Theory n.a. V.P. Lukachev, Samara University (Moskovskoe shosse 34, Samara, 443086 Russian Federation).

Yakimov A.E. — Engineer, Department of Aircraft Engine Theory n.a. V.P. Lukachev, Samara University (Moskovskoe shosse 34, Samara, 443086 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Matveev V.N., Shcherban A.I., Popov G.M., et al. Method for selecting the main parameters of an axial microturbine at the initial design stage. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2026, no. 2 (157), pp. 28–48 (in Russ.). EDN: CCSRPA