

УДК 621.438.001 2 (02)

DOI 10.18698/0536-1044-2016-9-53-61

# К определению областей рационального применения осевых, центростремительных и центробежных турбин сверхмалой мощности по их обобщенным характеристикам

Д.С. Калабухов

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, 443086, Самара, Российская Федерация, Московское шоссе, д. 34

## The Determination of Rational Application of Axial, Centripetal and Centrifugal Ultralow Power Turbines by their Generalized Characteristics

D.S. Kalabukhov

Samara National Research University named after S.P. Korolev, 443086, Samara, Russian Federation, Moskovskoye Shosse, Bldg. 34

@ e-mail: dskalabuhov@gmail.com

**i** Повышение эффективности турбин сверхмалой мощности, используемых в качестве источников энергии основных и вспомогательных агрегатов в системах транспортного и промышленного назначения, является актуальной проблемой. Основной способ повышения эффективности — оптимизация режимных и геометрических параметров турбин. Однако ввиду многообразия схемных решений при проектировании возникает проблема выбора рационального варианта турбины с определенными сочетаниями исходных данных и рассчитанных параметров. В научной литературе этот вопрос проработан довольно слабо, поэтому предложен сравнительный анализ эффективности наиболее распространенных типов турбин — одноступенчатых осевых и радиальных центростремительных и центробежных — на основании статистического анализа накопленного экспериментального материала с учетом последних данных об энергетической эффективности турбин сверхмалой мощности. Проведенный анализ позволил построить обобщенные характеристики турбин в виде зависимостей мощностного КПД от параметра нагруженности турбины. Характеристики учитывают возможный разброс значений КПД, обусловленный влиянием ряда геометрических и режимных параметров на эффективность рабочего процесса. Расчетно-экспериментальным путем обоснована практическая целесообразность применения любого типа турбины в области рабочих режимов по параметру нагруженности  $Y_T$ . Отмечена перспективность дальнейшего повышения эффективности этих турбин, особенно осевого типа. Показаны преимущества двухступенчатых схем над одноступенчатыми. Сделан вывод о целесообразности исследований и применения двухступенчатых осевых, центробежных и осецентрибежных турбин сверхмалой мощности в составе турбоагрегатов.

**Ключевые слова:** турбина сверхмалой мощности, режимные параметры, обобщенная характеристика, окружной КПД, мощностной КПД, осевая турбина, центростремительная турбина, центробежная турбина.

**i** Improving the efficiency of ultralow power turbines that are used as energy sources in main and auxiliary units in transport and industrial systems is an important task. The common

way to improve efficiency is to optimize operating and geometrical parameters of the turbines. However, due to a large variety of circuit solutions, designers face a problem of choosing a rational variant of the turbine with specific combinations of input data and calculated parameters. This problem has not been sufficiently studied in the literature, hence the proposed comparative analysis of efficiency of the most common types of turbines, namely single-stage axial turbines, and centripetal and centrifugal radial turbines. The comparison is based on the statistical analysis of the collected experimental findings that take into account the latest data about power efficiency of ultralow power turbines. Using the proposed analysis, it was possible to plot generalized characteristics of the turbines as dependencies of power efficiency on the loading parameter of the turbine. The generalized characteristics allow for a possible range of values of the coefficient of efficiency, due to the influence of the geometrical and operational parameters on the efficiency of the working process. The calculations and experiments have justified the use of any type of turbine in the operation modes with regards to the loading parameter  $Y_T$ . The prospects of further improvement of the efficiency of these turbines, especially the axial ones, are noted. The advantages of two-stage circuits over single-stage circuits are shown. It has been concluded that it is feasible to further research and apply two-stage axial, centrifugal, and axial-centrifugal ultralow power turbines as part of a turbine assembly.

**Keywords:** ultralow power turbine, operating parameters, generalized characteristic, coefficient of circumferential efficiency, coefficient of power efficiency, axial turbine, centripetal turbine, centrifugal turbine.

Неавтономные микротурбины с выходной мощностью до 10 кВт, также называемые турбинами сверхмалой мощности (ТСММ) [1], имеют достаточно широкую область практического применения. Их используют в машиностроении в качестве приводов инструментов и механизмов (например, в пневмоинструменте [2]), в системах кондиционирования воздуха, во вспомогательных энергетических установках летательных аппаратов в качестве двигателей, в системах ориентации и навигации.

Цель работы — повышение эффективности турбин сверхмалой мощности различных схем

организации рабочего процесса путем выявления рациональных областей их применения по заданным режимам работы.

В промышленности наибольшее применение нашли турбоприводы, работающие от сети сжатого воздуха, что определяет значительные перепады давлений в турбине, т. е. степень понижения давления  $\pi_T$  обычно варьируется от 2 до 6. Это обуславливает неоптимальные значения параметра нагруженности  $Y_T = 0,1 \dots 0,4$  и пониженную энергетическую эффективность ТСММ по сравнению с турбинами обычной размерности.

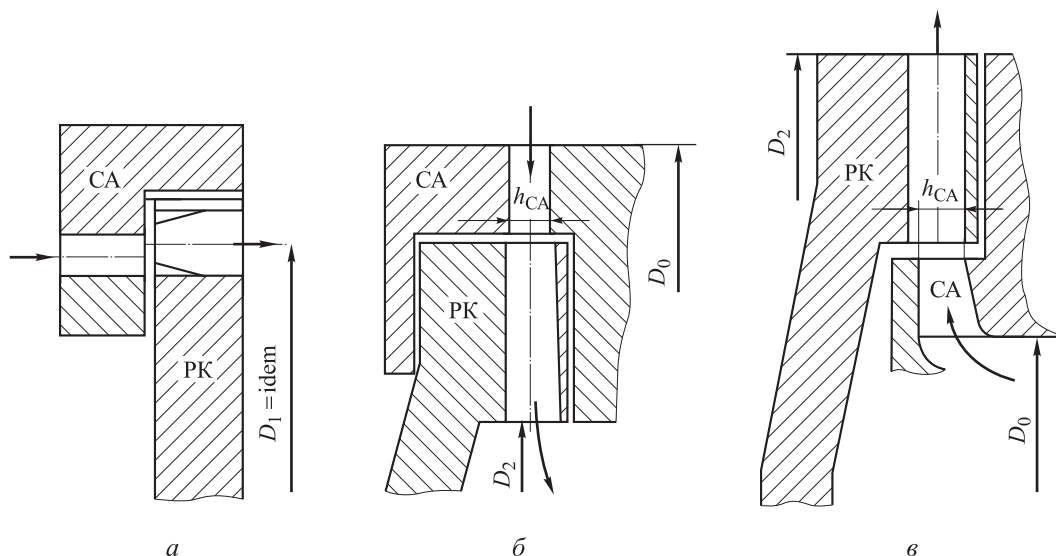


Рис. 1. Схемы осевой (а), центростремительной (б) и центробежной (в) одноступенчатых турбин при условии  $D_1 = idem$

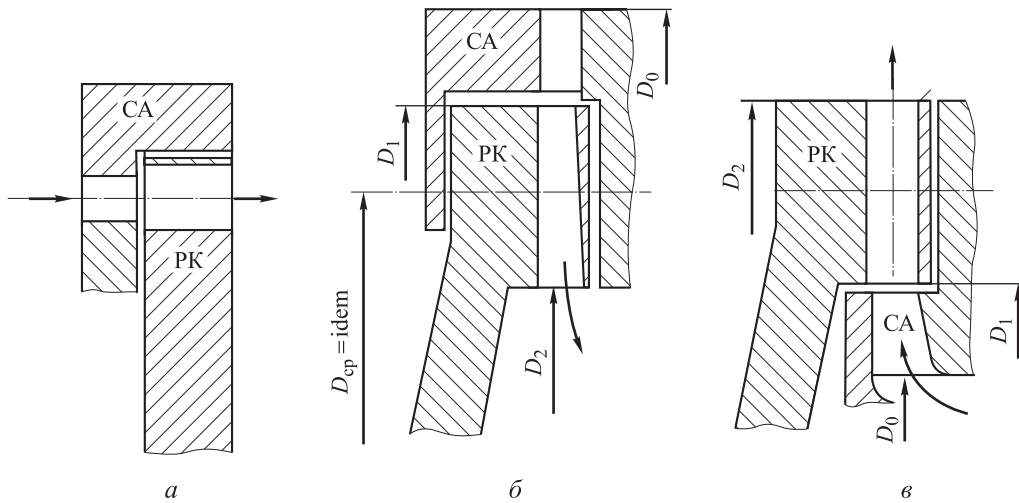


Рис. 2. Схемы осевой (а), центробежной (б) и центробежной (в) одноступенчатых турбин при условии  $D_{cp} = idem$

Наибольшее распространение получили схемы одноступенчатых ТСММ с осевым (рис. 1, а и 2, а) и центробежным (рис. 1, б и 2, б) направлениями течения рабочего тела. Иногда используют центробежные турбины (рис. 1, в и 2, в). На рис. 1 и 2 введены следующие обозначения:  $D_0$  — диаметр на входе в сопловой аппарат (СА) турбины;  $D_1$  — диаметр на входе в рабочее колесо (РК) турбины;  $D_2$  — диаметр на выходе из РК;  $D_{cp}$  — средний диаметр турбины;  $h_{CA}$  — высота лопатки СА.

Радиально-осевые и осерадиальные схемы с рабочими лопатками двойной кривизны применяют очень редко вследствие нетехнологичности изготовления при малых габаритах РК: обычно его максимальный диаметр  $D_{max} \leq 100$  мм, высота лопатки РК  $h_{PK} \leq 10$  мм.

Кроме того, как правило, при  $\pi_t > 10$  находят применение двухступенчатые турбины осевого и центробежного типов (рис. 3).

Следует отметить, что ввиду малых расходов рабочего тела ТСММ отличаются особыми геометрическими характеристиками: малой относительной высотой лопаток  $h_{CA} / D_{cp} < 0,05$ , значительной кривизной решеток (из-за отношения ширины лопатки к ее высоте  $s/h = 3 \dots 7$ ), большими относительными значениями толщин кромок, зазоров и шероховатостей. Перечисленные особенности негативно влияют на КПД микротурбин, поэтому проблема повышения их эффективности является актуальной.

Одним из направлений повышения эффективности турбоприводов сверхмалой мощности является определение областей целесообразно-

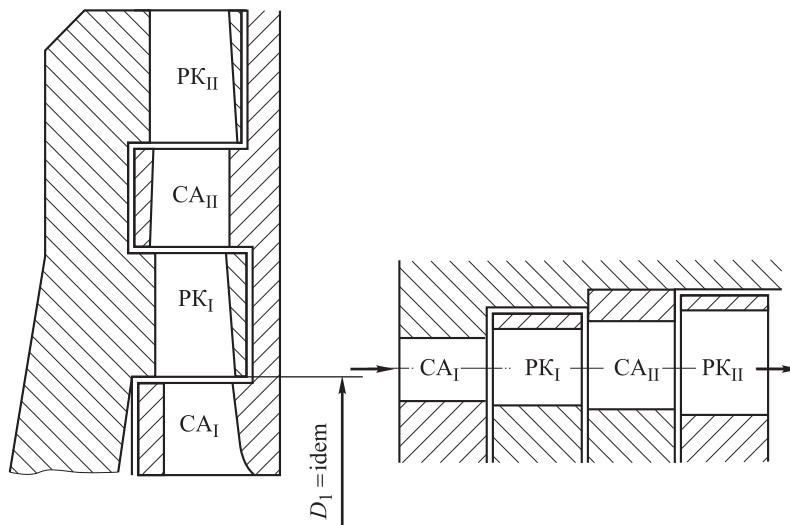


Рис. 3. Схемы центробежной (а) и осевой (б) двухступенчатых турбин

го применения приводов с различными типами турбин [1]. Несмотря на проработанность вопросов проектирования и расчета микротурбин [1–6], к настоящему времени практически отсутствуют публикации, посвященные обоснованию использования того или иного типа турбины в зависимости от параметров режима, а также заданных условий работы. Лишь в монографиях [3, 4] приведены сравнительные зависимости окружных КПД одноступенчатых турбин  $\eta_u$  осевого, центростремительного и центробежного типов от степени радиальности турбины  $\bar{D} = D_2/D_1$  и параметра нагруженности  $Y_T = u_1/c_{ад}$  ( $u_1$  — окружная скорость РК во входном фронте;  $c_{ад}$  — адиабатическая скорость истечения потока из СА). Но эти зависимости не вполне точны, поскольку рассчитаны при условии равенства нулю степени реактивности всех типов турбин, что некорректно ввиду необходимости принятия условия равенства инерционной и кинематической составляющих степени реактивности. Фактически указанное условие не выполнялось из-за определенных сочетаний значений ряда параметров турбин. Кроме того, как будет показано далее, использование окружного КПД в качестве критерия оценки эффективности является не вполне рациональным.

Анализ характеристик осевых (ОС), центростремительных (ЦС) и центробежных (ЦБ) ТСММ зависит от условий сравнения, определяющих характер рабочих процессов этих типов турбин [3, 4].

Наиболее наглядно сравнение турбин при условии  $D_1 = idem$  (см. рис. 1), так как в этом случае можно обеспечить подобие треугольников скоростей на входе в РК. При этом удобно проводить сравнение значений показателя окружной работы ступени  $L_u = c_{1u} u_1 + c_{2u} u_2$ , где  $c_{1u}$  и  $c_{2u}$  — окружные составляющие абсолютной скорости на входе в РК и на выходе из РК, характеризующие закрутку потока;  $u_1$  и  $u_2$  — окружные скорости РК на входе и на выходе из него.

Основную долю этой работы составляет произведение  $c_{1u} u_1$ , которое в данном случае одинаково для всех турбин, поэтому различие в значениях  $L_u$  обусловлено треугольниками скоростей на выходе из РК. В этом случае ЦБ турбина имеет наибольшее значение  $L_u$ , так как произведение  $c_{2u} u_2$  для такой турбины является максимальным за счет обеспечения максимального выходного диаметра  $D_2$ . Это обуславливает наименьшее значение  $(u_1/c_{ад})_{opt}$  и, соответственно,  $Y_{T,opt}$ , а также преимущество по окружному КПД  $\eta_{uT}$  в диапазоне  $Y_{T,opt} \leq 0,2$  (рис. 4).

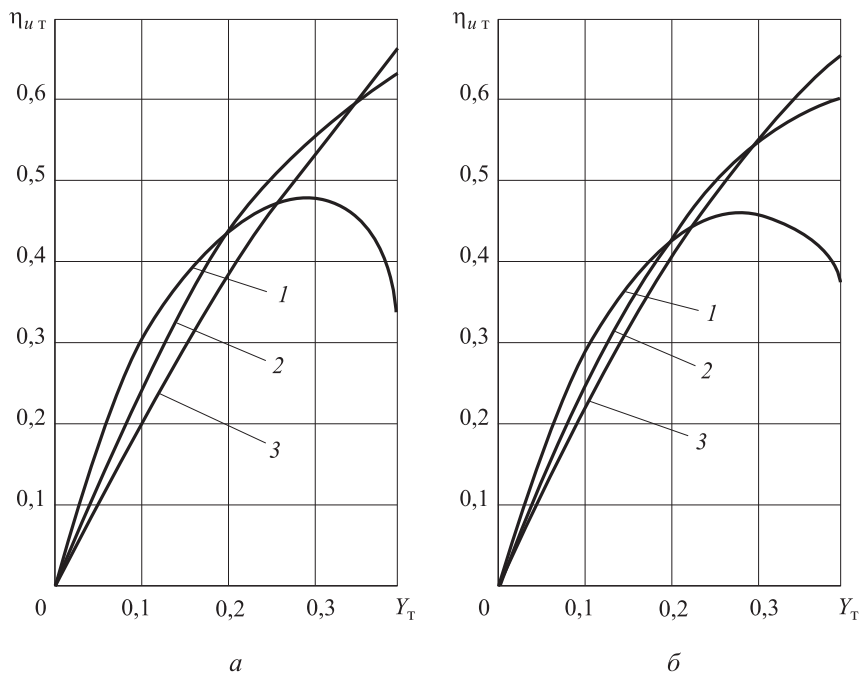


Рис. 4. Расчетные зависимости окружного КПД  $\eta_{uT}$  от параметра нагруженности  $Y_T$  ЦБ (1), ОС (2) и ЦС (3) турбин при условиях:

$a - D_1 = idem, \rho_w = 0, \pi_r = 2,45$ ;  $b - D_{cp} = idem, \rho_w = 0, \pi_r = 2,45$

На рис. 4, а приведены расчетные характеристики, полученные при условии  $D_1 = idem$  для ОС, ЦС и ЦБ одноступенчатых ТСММ с полным впуском. Из него следует, что наибольшее значение  $\eta_{иТ}$  ОС турбины имеют в диапазоне  $Y_T = 0,2 \dots 0,35$ , ЦС турбины — при  $Y_T \geq 0,35$ , а ЦБ турбины (как уже упоминалось) при  $Y_T \leq 0,2$ . При сравнении ТСММ соблюдалось постоянство следующих исходных данных: давления  $p_0^*$  и температуры  $T_0^*$  на входе в турбину, давления на выходе из турбины  $p_2$ , показателя адиабаты  $k$  и удельной газовой постоянной воздуха  $R$ , лопаточных углов на выходе из СА  $\alpha_{1к}$  и РК  $\beta_{2к}$ , ширины лопаток СА  $s_{СА}$  и РК  $s_{РК}$ , расхода воздуха  $G$ , частоты вращения ротора  $n$  и коэффициентов скорости СА  $\varphi$  и РК  $\psi$ . Обобщенное КПД определяли по выражению

$$\eta_{иТ} = 2Y_T \left[ \varphi \sqrt{1 - \rho_T} \cos \alpha_{1к} - \bar{D} \psi \cos \beta_{2к} \times \sqrt{\rho_T + \varphi^2 (1 - \rho_T) - 2\varphi Y_T \sqrt{1 - \rho_T} \cos \alpha_{1к} + Y_T^2 \bar{D}^2} - \bar{D}^2 Y_T \right]. \quad (1)$$

Здесь  $\rho_T$  — степень реактивности ступени,  $\rho_T = \rho_{T0} + \rho_w$ , где  $\rho_{T0}$  — реактивность от действия инерционных сил или реактивность квазиактивной ступени,  $\rho_{T0} = Y_T^2 (1 - \bar{D}^2)$ ;  $\rho_w$  — кинематическая реактивность ступени,  $\rho_w = Y_T^2 (w_{2s}^2 - w_1^2) / u_1^2$  ( $w_{2s}$  — относительная скорость изоэнтропического потока на выходе из РК,  $w_1$  — относительная скорость реального потока на входе в РК).

В расчетах принято  $\rho_w \neq \rho_{T0} \neq 0$ , при этом  $\rho_w = const$  для трех типов турбин, а  $\rho_{T0} = var$ , поскольку зависит от степени радиальности турбины  $\bar{D}$ , которая составляла 1,00; 0,64 и 1,36 соответственно для ОС, ЦС и ЦБ турбин.

Проведенные расчеты показали, что значения  $\eta_{иТ}$  отличаются от результатов, полученных в работах [3, 4], при  $\rho_T = 0$  на 3...4 %.

Сравнительную оценку эффективности турбин по результатам газодинамических расчетов на среднем радиусе проводили при условиях  $D_{ср} = idem$  и  $\rho_w = 0$  (см. рис. 2). Значение  $D_1 = D_{ср} = 50$  мм ОС турбины и геометрические параметры лопаточных венцов всех ТСММ остались прежними, поэтому  $\bar{D}_{ЦС} = 0,69$ , а  $\bar{D}_{ЦБ} = 1,44$ . Как и для условия  $D_1 = const$ , при  $Y_T \leq 0,2$  наибольшее значение  $\eta_{иТ}$  имеет ЦБ турбина, а наименьшее — ЦС турбина (рис. 4, б), так как изменение отношений диаметров практически не повлияло на значение  $\eta_{иТ}$ .

Несмотря на то что обобщенное КПД турбины достаточно надежно отражает характерные особенности рабочего процесса, оно не учитывает не только потери энергии в зазорах и на трение диска, но и множество специфических потерь, обусловленных влиянием малоразмерности ступени [5]. Поэтому для формирования наглядной и информативной сравнительной характеристики необходимо построить обобщенные зависимости мощностного КПД турбин трех типов.

В работах [6, 7] показано, что на энергетическую эффективность ТСММ значительное влияние оказывают такие геометрические параметры и их отношения, как: эффективный угол выхода потока из СА  $\alpha_{1эф}$ , относительное удлинение лопатки СА  $(s/h)_{СА}$ , масштабность турбины, определяемая диаметром  $D_1$  или  $D_{ср}$ , степень впуска СА  $\epsilon$ , отношение высоты лопатки СА к диаметру РК  $h_{СА}/D_1$ . Среди режимных параметров при оценке эффективности большую роль играет  $\pi_T$ . Поэтому для построения обобщенной характеристики мощностного КПД, наиболее полно учитывающей влияние указанных параметров, необходимо нанести на график (рис. 5) точки, которые соответствуют результатам испытаний турбин при расчетном режиме с определенной геометрией лопаточных венцов. Значения геометрических параметров турбин варьировали в характерных для практики проектирования ТСММ диапазонах [7]. Рассматривали турбины с полным впуском, т. е.  $\epsilon = 1$ .

На рис. 5 показана регрессионная зависимость  $\eta_T = f(Y_T)$  для ОС турбины, полученная путем статистической обработки экспериментальных данных. Аналогичные кривые были построены для ЦС и ЦБ турбин.

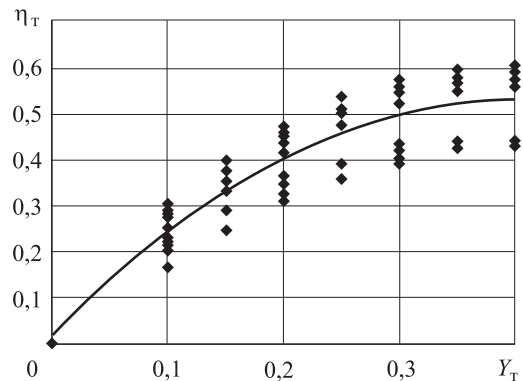


Рис. 5. Обобщенная КПД-характеристика ОС турбины при  $\pi_T = 2,5 \dots 6$  (◆ — экспериментальные данные)

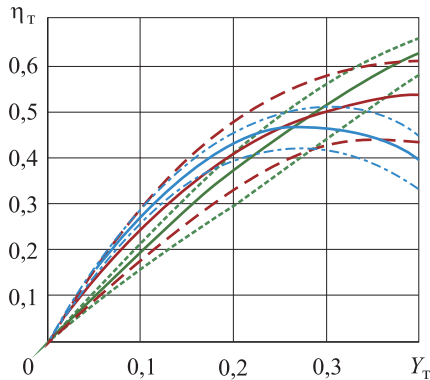


Рис. 6. Обобщенные КПД-характеристики ОС (—), ЦС (—) и ЦБ (—) турбин: — — границы ОВЗ  $\eta_T$  ОС турбины; — — границы ОВЗ  $\eta_T$  ЦС турбины; — — границы ОВЗ  $\eta_T$  ЦБ турбины

На рис. 6 совмещены обобщенные характеристики турбин трех типов и выделены области возможных значений (ОВЗ) КПД турбин, построенные на основе статистического материала, приведенного в работах [8–11] и некоторых других публикациях. Характеристики для обеспечения возможности их применения при различных внешних условиях строили с соблюдением условий режимного и геометрического подобия:

- значения параметров подобия  $G\sqrt{T_0^*}/p_0^* = 1,7 \cdot 10^{-6}$  кг·К<sup>0,5</sup>/(с·Па) и  $n/\sqrt{T_0^*}$  (при  $Y_T = \text{const}$ ) сохранялись постоянными;
- значения  $\pi_T$  варьировались в диапазоне 2,5...6,0, характерном для одноступенчатых турбин;
- ширина лопаточного венца РК  $s_{PK}$  сохраняется постоянной при сравнении турбин с одинаковыми  $D_1$  так, что  $\bar{D}_{ЦС} = 0,64$ ,  $\bar{D}_{ЦБ} = 1,36$ ;
- отношение давления на выходе из РК к давлению на выходе из турбопривода  $\bar{p}_2 = 1$ .

Кроме того, значения коэффициента быстроходности  $n_{сТ}$  изменялись от 5 до 35, что соответствует тихоходным рабочим колесам [12].

Характеристики являются параметрическими, т. е. каждой точке кривой соответствует определенный расчетный режим. Отметим, что обобщенные регрессионные зависимости справедливы лишь для указанных выше значений  $\bar{D}$ , хотя расчеты по формуле (1) показали, что в пределах выделенных ОВЗ  $\eta_T$  можно варьировать  $\bar{D}_{ЦС} = 0,4...0,9$  и  $\bar{D}_{ЦБ} = 1,1...1,4$  при условии сохранения всех остальных параметров неизменными для заданного  $Y_T$ .

Проведем анализ рис. 6. Если оценивать эффективность на основе поведения обобщенных кривых, то в области  $Y_T \leq 0,25$  следует приме-

нять турбины типа ЦБ, а при  $Y_T > 0,25$  — типа ЦС. Однако вывод, сделанный на основе протекания осредненных зависимостей может оказаться не вполне достоверным ввиду значительности разброса экспериментальных точек при каждом фиксированном значении  $Y_T$  (см. рис. 5 и 6). Как видно из рис. 6, ОВЗ  $\eta_T$  у турбин трех типов перекрываются практически во всем рабочем диапазоне  $Y_T = 0,1...0,4$ . Поэтому дать однозначный ответ на вопрос о предпочтительности какой-либо схемы ТСММ затруднительно.

Таким образом, формализованный выбор рационального типа турбины целесообразно осуществлять только с использованием специальных алгоритмических процедур, описанных, например, в работе [6]. В зависимости от сочетания значений исходных данных и оптимизированных параметров решение о рациональности выбора какого-либо типа турбины может быть различным даже для подобных режимов работы. Тем не менее если при выборе турбины ориентироваться на верхние границы диапазонов выделенных на рис. 6 областей, то становится очевидным абсолютное преимущество осевых ТСММ. Поэтому дальнейшие газодинамические исследования ОС турбин в направлении повышения эффективности представляются наиболее перспективными.

Изложенные выше заключения относятся к одноступенчатому ТСММ. Как уже упоминалось, при определенных условиях применение двухступенчатых конструкций является более целесообразным. Поэтому был проведен анализ влияния наличия второй ступени давления на КПД турбин ЦБ и ОС типов на основе известных статистических данных [4, 13, 14]. На рис. 7 приведены зависимости выигрыша по мощностному КПД  $\delta\eta_T = [(\eta_{T(II)} - \eta_{T(I)})/\eta_{T(I)}] \cdot 100\%$  от применения второй ступени для ЦБ и ОС турбин в зависимости от  $Y_T$  при  $\pi_T = 4$ .

Как видно из рис. 7, кривая  $\delta\eta_T$  для ЦБ турбины является более пологой, чем для ОС турбины, так как диапазон режимов  $Y_T \leq 0,25$  более выгоден для ЦБ турбины. Несмотря на это, при  $Y_T < 0,1$  двухступенчатая осевая турбина имеет преимущество. Это связано с резким возрастанием гидравлических потерь и потерь с выходной скоростью в ЦБ ступенях из-за снижения и без того отрицательных значений  $\rho_T$  при низких  $Y_T$ . Как следствие, нивелируется полезный эффект от достижения в ЦБ турбине максимальной окружной работы  $L_{u \max}$ , тогда как преиму-

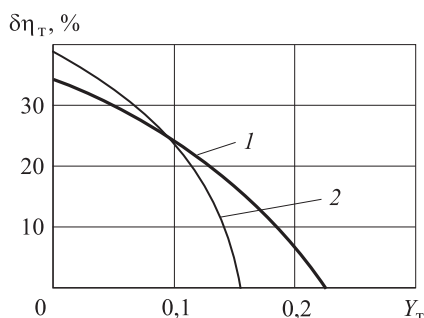


Рис. 7. Относительный выигрыш по мощностному КПД от применения второй ступени в ЦБ (1) и ОС (2) турбинах при  $\pi_t = 4$

щество ОС турбины объясняется слабой корреляцией  $\rho_t$  с режимом и позитивным влиянием снижения потерь с выходной скоростью за счет добавления второй ступени. В целом применение второй ступени эффективно для обоих типов турбин в диапазоне  $Y_t < 0,2$ , характерном для ТСММ промышленного назначения.

Отметим, что двухступенчатые ЦС турбины не рассматривались, так как обладают пониженной эффективностью из-за малого  $D_2$  на выходе и, как следствие, увеличенного противодавления  $\bar{p}_2 > 1$ , что приводит к уменьшению фактических значений  $\pi_t$  и  $L_u$  [15].

Анализ рис. 7 позволяет сделать вывод о целесообразности дальнейших исследований двухступенчатых ОС и ЦБ турбин, в том числе

парциальных, с разными значениями степеней впуска первой  $\epsilon_I$  и второй  $\epsilon_{II}$  ступеней, что предполагает поиск оптимальных соотношений  $\epsilon_I/\epsilon_{II}$ . Интерес представляют также гибридные турбины, в которой первая ступень — осевого типа, а вторая — центробежного.

Таким образом, результаты расчетно-экспериментальных исследований областей рационального применения одно- и двухступенчатых ТСММ осевого, центростремительного и центробежного типов позволили построить их обобщенные характеристики в координатах  $\eta_t$  и  $Y_t$ , справедливые в широких диапазонах степени понижения давления  $\pi_t$  и основных геометрических соотношений ТСММ.

## Выводы

1. При выборе рационального типа турбины с помощью ранее разработанных методов [6] целесообразно использовать формализованный подход.

2. Исследования и проектирование одноступенчатых турбин осевого типа являются наиболее перспективными.

3. Дальнейшее изучение особенностей рабочего процесса двухступенчатых осевых, центробежных и осецентробежных турбин представляется целесообразным.

## Литература

- [1] Григорьев В.А., Радько В.М., Калабухов Д.С. Анализ состояния проблемы повышения эффективности турбоприводов сверхмалой мощности и пути ее решения. *Авиационно-космическая техника и технологии*, 2010, № 7, с. 168–172.
- [2] Кузнецов Ю.П., Кузнецова Т.Ю. Согласование параметров неавтономного пневматического привода с гидравлическими характеристиками подводящей системы. *Энергетические установки и теплотехника. Сб. тр.* Н. Новгород, НГТУ, 2010, с. 86–94.
- [3] Быков Н.Н., Емин О.Н. *Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов*. Москва, Машиностроение, 1972. 228 с.
- [4] Наталевич А.С. *Воздушные микротурбины*. Москва, Машиностроение, 1979. 192 с.
- [5] Калабухов Д.С., Григорьев В.А., Радько В.М. Оптимальное проектирование турбин сверхмалой мощности в системе турбопривода. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*, 2014, № 5 (47), ч. 2, с. 189–200.
- [6] Калабухов Д.С., Григорьев В.А., Радько В.М. Формирование метода выбора рациональных значений параметров турбины сверхмалой мощности в системе турбопривода. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*, 2014, № 5 (47), ч. 2, с. 207–216.
- [7] Григорьев В.А., Радько В.М., Калабухов Д.С. Выбор диапазонов и уровней варьирования факторов плана эксперимента при испытаниях одноступенчатых турбин сверхмалой мощности. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*, 2011, № 6, с. 92–105.

- [8] Матвеев В.Н., Мусаткин Н.Ф. Совместное влияние эффективного угла и величины горла на эффективность соплового аппарата центростремительной микротурбины. *Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей*, 1992, с. 80–84.
- [9] Тихонов Н.Т., Пфайфле Э.Э. Совместное влияние высоты лопаток соплового аппарата и степени парциальности на экономичность осевой микротурбины. *Известия вузов. Проблемы энергетики*, 1989, № 3, с. 105–106.
- [10] Матвеев В.Н., Мусаткин Н.Ф. Экспериментальное определение влияния фактора масштабности на КПД микротурбин. *Изв. вузов. Авиационная техника*, 1997, № 2, с. 65–69.
- [11] Епифанов А.А., Кириллов А.И., Рассохин В.А. Расчет характеристик лопаточных решеток малорасходных турбин. *Научно-технические ведомости СПбГПУ*, 2012, вып. 1, с. 50–55.
- [12] Овсянников Б.В., Боровский Б.И. *Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1986. 376 с.
- [13] Мусаткин М.Ф., Радько В.М. К вопросу распределения теплоперепада в двухступенчатых осевых малоразмерных турбинах со ступенями давления. *Известия вузов. Авиационная техника*, 2003, № 3, с. 40–42.
- [14] Семашко П.В. *Аэродинамическое совершенствование малоразмерных турбин с целью повышения эффективности пневмоприводов*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 1994. 17 с.
- [15] Шаблей Л.С. Определение параметров потока за рабочим колесом микротурбинного привода. *XXXIV Гагаринские чтения. Науч. тр. Междунар. молодеж. конф. Москва, 1–5 апреля 2008*, Москва, МАТИ, 2008, т. 8, ч. II, с. 62–64.

## References

- [1] Grigor'ev V.A., Rad'ko V.M., Kalabukhov D.S. Analiz sostoianiiia problemy povysheniia effektivnosti turboprivodov sverkhmaloi moshchnosti i puti ee resheniia [The analysis of the problem of increase of efficiency turbo drive of midget power condition and the way of its decision]. *Aviatsionno-kosmicheskaiia tekhnika i tekhnologii* [Aerospace Technic and Technology]. 2010, no. 7, pp. 168–172.
- [2] Kuznetsov Iu.P., Kuznetsova T.Iu. Soglasovanie parametrov neavtonomnogo pnevmaticheskogo privoda s gidravlicheskimii kharakteristikami podvodiashchei sistemy [Matching parameters nonautonomous pneumatic actuator with the hydraulic characteristics of the conduction system]. *Energeticheskie ustanovki i teplotekhnika. Sb. tr.* [Power plants and heating engineer: proceedings]. Nizhny Novgorod, NSTU publ., 2010, iss. 2, pp. 86–94.
- [3] Bykov N.N., Emin O.N. *Vybor parametrov i raschet malomoshchnykh turbin dlia privoda agregatov* [Selection of parameters and calculation of the low-power turbines for the drive units]. Moscow, Mashinostroenie publ, 1972. 228 p.
- [4] Natalevich A.S. *Vozdushnye mikroturbiny* [Air microturbines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1979. 192 p.
- [5] Kalabukhov D.S., Grigor'ev V.A., Rad'ko V.M. Optimal'noe proektirovanie turbin sverkhmaloi moshchnosti v sisteme turboprivoda [Problems of ultralow power turbine design in a turbine drive system]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta* [Vestnik of the Samara State Aerospace University]. 2014, no. 5 (47), pp. 203–214.
- [6] Kalabukhov D.S., Grigor'ev V.A., Rad'ko V.M. Formirovanie metoda vybora ratsional'nykh znachenii parametrov turbiny sverkhmaloi moshchnosti v sisteme turboprivoda [Formation of a method of choosing rational values of ultralow power turbine parameters in a turbine drive system]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta* [Vestnik of the Samara State Aerospace University]. 2014, no. 5 (47), pt. 2, pp. 207–216.
- [7] Grigor'ev V.A., Rad'ko V.M., Kalabukhov D.S. Vybora diapazonov i urovnei var'irovaniia faktorov plana eksperimenta pri ispytaniiax odnostupenchatykh turbin sverkhmaloi moshchnosti [Choise of the range and levels of varying the factors of the experiment plan for testing single-stage ultralow power turbine]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta* [Vestnik of the Samara State Aerospace University]. 2011, no. 6, pp. 92–105.



- [8] Matveev V.N., Musatkin N.F. Sovmestnoe vliianie effektivnogo ugla i velichiny gorla na effektivnost' soploвого apparata tsentrostremitel'noi mikroturbiny [The combined influence of the effective angle and magnitude of the efficiency of the throat nozzle unit centrifugal microturbines]. *Proektirovanie i dovodka aviatsionnykh gazoturbinykh dvigatelei* [Design and finishing aircraft gas turbine engines]. 1992, pp. 80–84.
- [9] Tikhonov N.T., Pfaifle E.E. Sovmestnoe vliianie vysoty lopatok soploвого apparata i stepeni partial'nosti na ekonomichnost' osevoi mikroturbiny [The combined influence of the height of the blades of the nozzle apparatus and the degree of partiality on efficiency axial microturbines]. *Izv. vuzov. Problemi energetiki* [Proceedings of the universities. Energetics]. 1989, no. 3, pp. 105–106.
- [10] Matveev V.N., Musatkin N.F. Eksperimental'noe opredelenie vliianiia faktora masshtabnosti na KPD mikroturbin [Experimental determination of the influence of the scale factor on the efficiency of microturbines]. *Izv. vuzov. Aviatsionnaia tekhnika* [Russian Aeronautics]. 1997, no. 2, pp. 65–69.
- [11] Epifanov A.A., Kirillov A.I., Rassokhin V.A. Raschet kharakteristik lopatochnykh reshetok maloraskhodnykh turbin [Calculation of characteristics of blade arrays low-cost turbines]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU* [St. Petersburg State Polytechnical University Journal]. 2012, iss. 1, pp. 50–55.
- [12] Ovsiannikov B.V., Borovskii B.I. *Teoriia i raschet agregatov pitaniia zhidkostnykh raketnykh dvigatelei* [Theory and calculation of aggregates supply of liquid rocket engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1986. 376 p.
- [13] Musatkin M.F., Rad'ko V.M. K voprosu raspredeleniia teploperepada v dvukhstupenchatykh osevykh malorazmernykh turbinakh so stupeniami davleniia [To a Problem on Distribution of Heat Drop in Two-Stage Axial-Flow Small Turbines with Pressure Stages]. *Izv. vuzov. Aviatsionnaia tekhnika* [Russian Aeronautics]. 2003, no. 3, pp. 40–42.
- [14] Semashko P.V. *Aerodinamicheskoe sovershenstvovanie malorazmernykh turbin s tsel'iu povysheniia effektivnosti pnevmoprivodov*. Diss. kand. tekhn. nauk [Aerodynamic improvement of small turbines in order to increase the efficiency of pneumatic actuators. Cand. tehn. sci. diss.]. St. Petersburg, 1994. 17 p.
- [15] Shablii L.S. Opredelenie parametrov potoka za rabochim kolesom mikroturbinogo privoda [Determination of flow parameters for the micro turbine impeller drive]. 34 «Gagarinskiie chteniia»: nauchnye trudy Mezhdunarodnoi molodezhnoi konferentsii, Moskva, 1–5 apreliia 2008 [34 «Gagarin's Readings»: scientific works of the International Youth Conference, in 8 volumes, Moscow, April 1–5, 2008]. Moscow, MATI publ., 2008, vol. 8, pt. 2, pp. 62–64.

Статья поступила в редакцию 22.04.2016

## Информация об авторе

КАЛАБУХОВ Дмитрий Сергеевич (Самара) — кандидат технических наук, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов. Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва (443086, Самара, Российская Федерация, Московское шоссе, д. 34, e-mail: dskalabuhov@gmail.com).

## Information about the author

KALABUHOV Dmitry Sergeevich (Samara) — Candidate of Science (Eng.), Assistant, Aircraft Engine Theory Department. Samara National Research University named after S.P. Korolev (443086, , Russian Federation, Moskovskoye Shosse, Bldg. 34, e-mail: dskalabuhov@gmail.com).