

ТУРБОМАШИНЫ И ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ (ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ) (2.4.7)

УДК 62.135

DOI: 10.24160/1993-6982-2022-5-101-111

Особенности течения газа в осевой ступени турбины с регулируемым сопловым аппаратом

Л.Я. Лазарев, В.А. Фадеев

Способ изменения расхода газа через турбину регулированием (поворотом) лопаток соплового аппарата более 50 лет считается наиболее экономичным. Он широко используется в транспортных ГТУ, агрегатах наддува двигателей внутреннего сгорания. В последнее время в технической литературе появилось много статей о целесообразности применения регулируемых сопловых аппаратов (РСА) в перспективных авиационных двигателях, энергетических установках и турбодетандерных установках систем подготовки и низкотемпературной сепарации природного газа. Во всех случаях применения РСА разработчиков привлекает возможность экономного и надёжного обеспечения переменных режимов работы установок.

Расчётным способом показано, что снижение КПД ступени из-за наличия торцевых зазоров в РСА, связанное с перетеканием потока по торцам сопловой лопатки с вогнутой стороны профиля на спинку и последующим взаимодействием с основным течением через межлопаточный канал, может быть настолько значительным, особенно при малых высотах лопаток, что ведёт к нивелированию преимуществ указанного способа изменения расхода.

Предложены и исследованы конструктивные меры по «уплотнению» зазоров в виде периферийной и корневой цилиндрических бобышек на торцах профиля, устраняющих перетекания на большей части торцов лопаток и частично экранирующих зазор. Подтверждено благотворное влияние предложенных мер на потери в РСА и в ступени турбины.

Ключевые слова: турбинная ступень, регулируемый (поворотный) сопловый аппарат, торцевые зазоры в РСА, потери, меры по уплотнению зазоров, эффективность ступени турбины.

Для цитирования: Лазарев Л.Я., Фадеев В.А. Особенности течения газа в осевой ступени турбины с регулируемым сопловым аппаратом // Вестник МЭИ. 2022. № 5. С. 101—111. DOI: 10.24160/1993-6982-2022-5-101-111.

Features of Gas Flow in the Axial Stage of a Turbine with an Adjustable Nozzle Vane Assembly

L.Ya. Lazarev, V.A. Fadeev

The method of changing the gas flow rate through the turbine by adjusting (turning) the nozzle vanes has been known as the most economical one for more than 50 years. It is most widely used in transport gas turbines and internal combustion engine pressurization units. Recently, many articles have appeared in the technical literature on the advisability of using adjustable nozzle vane assemblies (ANVA) in advanced aircraft engines, power generating units, and in turbo-expander units of natural gas preparation and low-temperature separation systems. In all cases of using ANVAs, their developers are attracted by the possibility of economical and reliable provision of variable operating modes of installations.

The article shows by calculation that a decrease in the stage efficiency due to the presence of end gaps in the ANVA, related to the flow-over the nozzle vane ends on the profile pressure side to the suction side and subsequent interaction with the main flow through the interblade channel, can be so significant, especially with low-height vanes, that it can lead to vanishing the advantages of this flowrate changing method.

Design measures for tightening the gaps in the form of peripheral and root cylindrical bosses at the profile ends, which eliminate overflows in the vane end major part and partially screening the gap are proposed and studied. A favorable effect of the proposed measures on the losses in the ANVA and in the turbine stage has been confirmed.

Key words: turbine stage, adjustable (rotary) nozzle vane assembly, end gaps in ANVA, losses, gap tightening measures, turbine stage efficiency.

For citation: Lazarev L.Ya., Fadeev V.A. Features of Gas Flow in the Axial Stage of a Turbine with an Adjustable Nozzle Vane Assembly. Bulletin of MPEI. 2022;5:101—111. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2022-5-101-111.

Введение

Метод изменения расхода рабочего тела с помощью регулируемых сопловых аппаратов (РСА), в отличие от способа дросселирования его параметров клапанами на входе или на выходе, переносит все возникающие при этом проблемы непосредственно в область лопаточных аппаратов ступени турбины. При этом не всегда анализируются возникающие технологические сложности изготовления и эксплуатации РСА, и, особенно, падение эффективности турбины на расчётном и переменных режимах, связанное с особенностями конструкции аппаратов. Однако, именно падение КПД турбины может оказаться лимитирующим фактором использования РСА в таких областях применения как турбонаддув, энергетические и авиационные двигатели, системы сепарации и охлаждения газа [1 — 9].

Вопросам изучения деталей течения в ступени с РСА в период с 1950 по 1980 гг. посвящено довольно много работ, проанализированных в ряде научных диссертаций [10 — 12]. Несмотря на скудость сведений о деталях течения, разработано множество конструкций РСА, отличающихся выбором положения оси поворота лопатки (через входную или выходную кромку, центр масс профиля и др.), типа поверхности торцов лопаток (плоская, сферическая и др.), наличием или отсутствием бобышек (цапф), частично перекрывающих зазор между лопаткой и меридиональными границами канала соплового аппарата (СА), формой периферийного и корневого обвода СА (цилиндрической, сферической, цилиндрической со сферическими лунками в районе лопаток, плоского многогранника и пр.). Однако, тех-

ника эксперимента в те годы позволяла в большинстве случаев изучать влияние наличия зазоров по торцам лопатки РСА, обеспечивающих их гарантированный поворот, лишь на интегральные характеристики ступени (КПД, степень реактивности и др.). Анализ же деталей процесса течения в РСА зачастую был затруднен из-за миниатюрности интересующих зон исследования по сравнению с измерительными инструментами.

В исследовании [13] центростремительной ступени турбины с радиальным РСА обнаружено значительное ухудшение экономичности ступени даже при минимальных значениях (0,1 мм) торцевых зазоров лопаток РСА и корпуса, что вообще ставит под сомнение тезис о целесообразности применения ступени с РСА. В связи с этим были проверены доступные [10, 12, 13] данные по влиянию радиального зазора по торцам РСА на относительный рост потерь в СА турбинной ступени в зависимости от отношения величины проходных площадей радиальных зазоров к площади проходного сечения СА (рис. 1). Оказалось, что, если положительные эмоции по поводу эффективности применения РСА ещё как-то оправданы для ступеней с малыми значениями отношения $F_{\text{ут.сум.отн}} = (F_{\text{ут.периф}} + F_{\text{ут.корн}}) / F_{\text{1CA}} < 0,3...0,5$, характерных для верных [10, 12] ступеней ($d/l \sim 6...9$), то для случаев с $d/l > 20$ [13] влияние открытого радиального зазора на потери в РСА достаточно велико, и необходимость в исследованиях мероприятий, уменьшающих вредные последствия от применения РСА, весьма актуальна (в качестве подтверждения на рис.1 добавлена расчётная точка из данного исследования²).

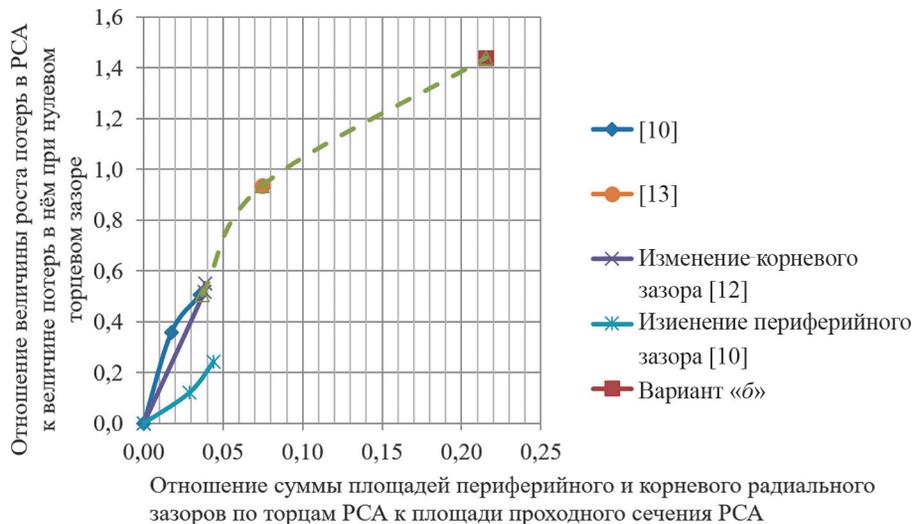


Рис. 1. Обоснование целесообразности настоящего исследования

¹В публикациях по РСА [10, 12] для сравнения вариантов повсеместно использован параметр относительной величины зазора по торцам РСА в виде $\dot{\phi}_r/l_1$ или $\dot{\phi}_{\text{сум}}/l_1$, что, на наш взгляд, не характеризует суть возникающих дополнительных потерь, связанных со взаимодействием расходов утечек по торцам и потока через межлопаточный канал СА, так как при повороте лопаток данный параметр неизменен, а соотношение расходов меняется. Параметр $F_{\text{ут.сум.отн}}$ пропорциональный расходам, более удобен.

²Имея в виду, что сравнение свойств геометрически не подобных объектов не совсем корректно, объекты [10, 12, 13] были оценены по величине значения коэффициента быстроходности $n_s = 193,3\omega V_{\text{лэд}}^{0,5}/H_0^{0,75}$ [11]. Оказалось, что значения n_s для сравниваемых объектов хоть и не равны, но достаточно близки ($n_s = 69$ [10, 12], 62 [13], 46 — вариант «б»).

Численный анализ моделей осевых турбинных ступеней с РСА с использованием газодинамического пакета ANSYS-CFX проведен в предположении:

- течение — осесимметричное, стационарное;
- рабочее тело — реальный природный газ одного из месторождений Сибири (мольное содержание метана — 87%); моделируется как газ с постоянной теплоемкостью;
- модель турбулентности — стандартная $k-\varepsilon$, сеточное разрешение — пристеночные функции;
- взаимодействие «ротор – статор» моделируется интерфейсом типа «замороженное колесо»;
- сеточная модель каждого варианта ступени содержит примерно 30 млн элементов, а модель СА — около 7 млн.

В качестве типоразмера модели ступени турбины выбрана осевая турбина, предназначенная для системы низкотемпературной сепарации (НТС), работающая на природном газе (молекулярный вес — $M = 16,85$, коэффициент сжимаемости — $z = 0,856$) со следующими параметрами на расчётном режиме: $P_0 = 11,56$ МПа, $T_0 = 276$ К, $P_2 = 7,56$ МПа, $G = 43,4$ кг/с (25 млн $\text{nm}^3/\text{сут.}$). Проектирование и профилирование ступени проведено по методике МЭИ [14]. Средний диаметр ступени — $d_1 = 230$ мм, частота вращения — $n = 10000$ об./мин., геометрический угол выхода из РСА на расчётном режиме — $\alpha_{1\text{эф}} = 15,0^\circ$, конструктивный угол входа в рабочие лопатки — $\beta_{1к} = 34,1^\circ$.

На первом этапе расчётных исследований поставлена задача подробного изучения структуры потока в кольцевой сопловой решётке с РСЛ при варьировании конструктивных способов уменьшения потерь в РСА. В качестве исходного варианта (базы для сравнения) конструкции РСА использован вариант «а»: СА с цилиндрическими обводами; РСЛ обрезаны по торцам по цилиндрической поверхности; зазоры по торцам РСЛ отсутствуют (рис. 2, 1, 2, а). Очевидная альтернатива конструкции — вариант «в»: СА с цилиндрическими обводами; РСЛ обрезаны по торцам по цилиндрической поверхности; зазоры по торцам РСЛ — 0,3 мм и на периферии, и в корне; со стороны периферии к РСЛ присоединена бобышка (для цапфы привода РСЛ) с радиусом $r = 5,0$ мм и высотой $h = 0,3$ мм; (см. рис. 2, в).

Результаты сравнения вариантов «а» и «в» по основным показателям, полученным в результате расчёта вариантов СА в составе ступени, представлены в табл. 1 и на рис. 3.

Расчёты показали, что относительный лопаточный КПД $\eta_{\text{от}}$ ступени с зазором (см. рис. 2, в) оказался (см. табл. 1, рис. 3, б) на 14 % ниже, степень реактивности выросла с $\rho = 0,164$ до 0,348 (при одинаковых значениях параметра u/c_p) за счёт увеличения расхода G_0 почти на 14% на входе в СА (из-за наличия зазоров по торцам СЛ) при значительном падении (на ~ 11%) величины коэффициента скорости $\varphi = c_1/c_{1r}$ (см. рис. 3, в, г). Необходимость гарантированных зазоров по торцам

РСЛ (для обеспечения поворота) породила интенсивные перетекания в зазорах (рис. 4, а, б) с вогнутой стороны профиля РСЛ на выпуклую («спинку») и интенсивное взаимодействие этого течения с основным потоком в межлопаточном канале с образованием интенсивных вихревых шнуров (рис. 5).

На основе приведенных данных модель течения в РСА простейшей конструкции (вариант «б») представляется в виде упорядоченного течения в средней части (по высоте) межлопаточного канала СА, с которым вступают во взаимодействие две струи (в корне и на периферии), перетекающие с концевых зон вогнутой части сопловых лопаток (РСЛ) через зазор на «спинку». Результат взаимодействия, в конечном счёте, зависит от соотношения расходов смешивающихся потоков, и задача конструктора состоит в поисках метода уменьшения потока утечек при заданных радиальных зазорах по торцам РСА.

Взаимодействие указанных потоков достигает апогея за выходными кромками СЛ, в сечении перед лопатками рабочего колеса (РК). Поля скоростей, отражающие результат их взаимодействия в выходном сечении СА в сравнении с вариантом «а», изображены на рисунке 5, а, б. Видно, что итогом взаимодействия описанных потоков является появление в выходном сечении областей пониженных скоростей в периферийной и корневой зонах. Однако отрицательное влияние зазоров по торцам РСЛ сказывается не только на снижении коэффициента скорости φ , но и приводит к росту осреднённого (по расходу) угла выхода потока α_1 из СА с $12,9$ до $17,6^\circ$ (см. рис. 3, г), вызывающего на входе в рабочую лопатку (РЛ) ступени значительную неравномерность поля векторов скоростей w_1 , рост угла β_1 с $28,1$ до $46,9^\circ$ (при конструктивном угле входа в РЛ $\beta_{1к} = \sim 34,1^\circ$), и, как следствие, падение коэффициента скорости рабочей решётки с $\psi = 0,931$ до 0,899 с увеличением потерь с выходной скоростью $\xi_{\text{вс}} = (c_2^2/2)/H_0$ с 0,01 до 0,0179 (см. рис. 3, в, г). На основании описанной картины течения дальнейшие исследования были направлены на изучение способов уменьшения влияния зазоров в РСЛ на коэффициент скорости СА φ .

Наиболее эффективные способы уменьшения потерь от влияния торцевых зазоров в РСА (собственно уменьшение величины зазора, размещение на торцах РСЛ канавок и перекрытие зазора «имитаторами цапф привода РСЛ») проанализированы в [10, 12]. В рамках настоящего исследования некоторые из вариантов были модернизированы, а их эффективность проверена для выбранного типоразмера ступени турбины. Так, в качестве «имитаторов цапф привода РСЛ» предложено использовать по торцам РСЛ цилиндрические бобышки (рис. 6, а) с осью вращения, совпадающей с осью поворота РСЛ, прилегающие к торцам РСЛ и выступающие в поток только на величину зазора. Остальная их часть погружена в расточки в периферийном и корневом обводах СА. Поверхности бобышек, обра-

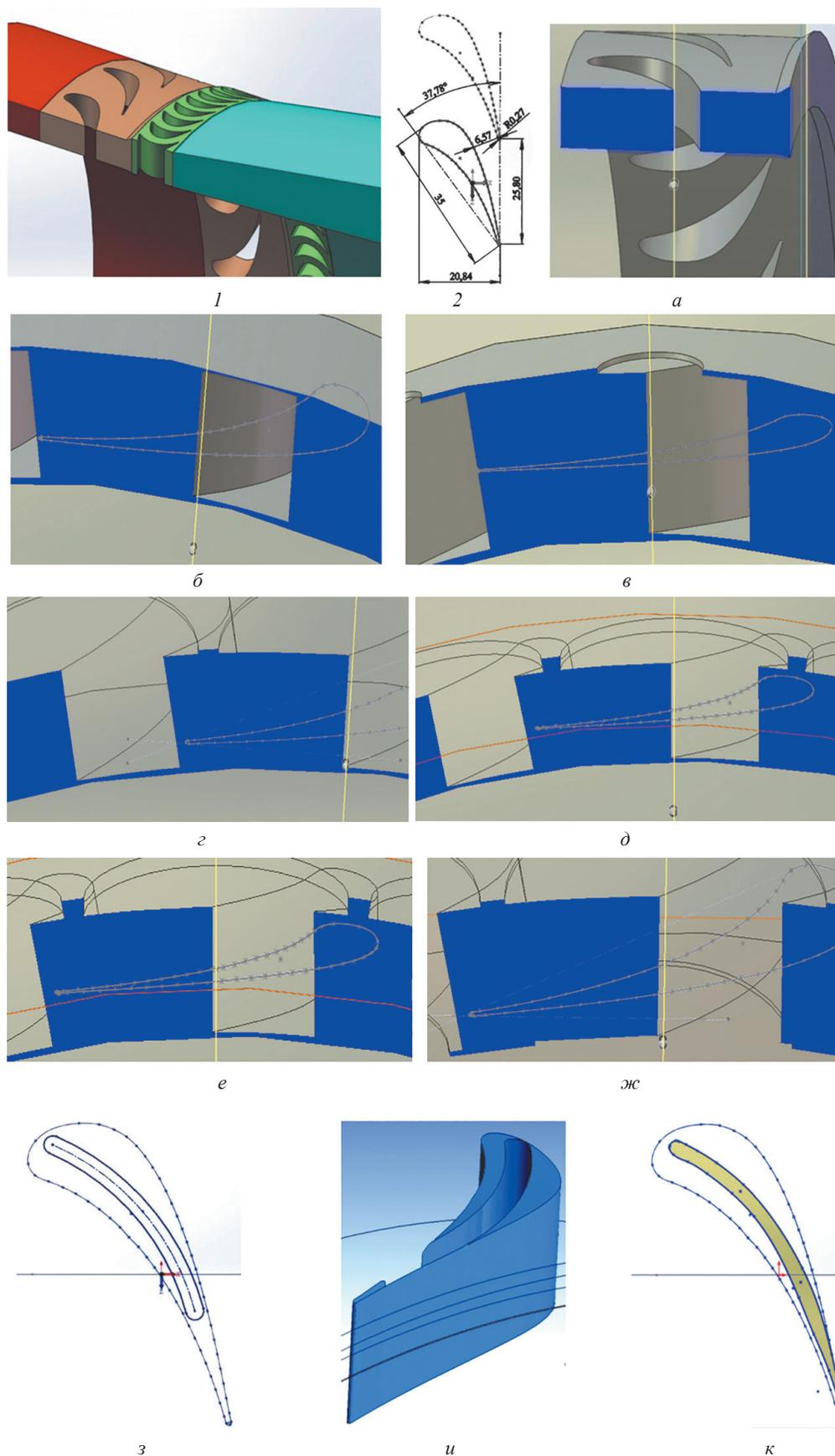


Рис. 2. Геометрические модели расчётных вариантов:
 1 — ступень (СА — без зазоров); 2 — профиль РСЛ; а — к — варианты «а» — «к»

Таблица 1

Сравнение результатов расчёта вариантов ступеней турбины

Показатели	Результаты		
Рабочее тело	Природный газ		
Давление перед турбиной p_0 , МПа	11,56		
Температура перед турбиной T_0 , К	276		
Давление за турбиной p_2 , МПа	7,56		
Тип ступени	Вариант «а»	Вариант «в»	Вариант «ж»
Тип расчёта	3d	3d	3d
Располагаемый теплоперепад H_0 , кДж/кг	30,27	30,27	30,27
Расход на входе в СА G_0 , кг/с	43,01	48,91	45,43
Степень реактивности ρ , –	0,164	0,348	0,170
Средний диаметр ступени d_1 , мм	230,1	230,6	230,4
Высота сопловой лопатки l_1 , мм	9,33	9,33	9,33
Коэффициент скорости СА, –	0,950	0,848	0,925
Угол выхода потока α_1 , °	12,9	17,6	14,1
Скорость на выходе из сопловой решётки c_1 , м/с	218,3	172,1	209,9
Число Маха $M_{с1}$, –	0,747	0,584	0,719
Частота вращения n , об/мин	10000	10000	10000
Окружная скорость u_1 , м/с	120,8	120,8	120,6
Скорость на входе в рабочую решётку w_1 , м/с	104,1	71,9	97,6
Угол входа в рабочую решётку β_1 , °	28,1	46,9	31,5
Средний диаметр рабочей решётки d_2 , мм	232	232	231,6
Высота рабочей решётки l_2 , мм	10,83	10,83	10,83
Скорость на выходе из рабочей решётки w_2 , м/с	136,7	146,1	132,7
Угол выхода из рабочей решётки β_2 , °	23,3	23,3	23,1
Скорость на входе в диффузор c_2 , м/с	51,8	60,4	52,7
Скорость на выходе из диффузора $c_{2д}$, м/с	25,2	32,9	33,0
Параметр u/c_f	0,491	0,491	0,490
Угол выхода из рабочей решётки α_2 , °	83,9	77,5	90,9
Коэффициент потерь в сопловой решётке ξ_c	0,0852	0,192	0,1226
Коэффициент потерь в рабочей решётке ξ_p	0,0458	0,0841	0,0387
Коэффициент потерь с выходной скоростью $\xi_{в.с}$	0,0103	0,0179	0,0180
Радиальный зазор в уплотнении δ_r , мм	0	0,3	0,3
Коэффициент потерь от утечки $\xi_{ут}$	0	0,0484	0,260
Лопаточный КПД ступени $\eta_{ол}$	0,868	0,728	0,808
Внутренний КПД ступени η_{oi}	0,868	0,680	0,761

щённые к торцам РСЛ, выбраны цилиндрическими, соосными с осью вращения ступени. Диаметр ограничен величиной шага между РСЛ на периферии и в корне. Эффект от их использования состоит, на наш взгляд, не столько в том, что на большей части хорды РСЛ исключаются перетекания в зазорах через торец [10, 12], а, в основном, в том, что тело бобышки перекрывает радиальный зазор утечки (тем больше, чем ближе диаметр бобышки к шагу РСЛ), «загоняя» поток утечек под бобышки в межлопаточный канал (см. рис. 6, б, в). К сожалению, из-за ограничений по диаметру бобышек,

остаются открытыми части торцов РСЛ вблизи входной и выходной кромок, над которыми видны интенсивные перетекания. Отрицательно сказывается и то, что после узкого сечения между бобышками некоторая часть периферийного и прикорневого потоков заполняет прилегающие к рабочему колесу зоны радиальных зазоров СА (см. рис. 6, з).

На рисунке 2, а — ж продемонстрированы поперечный (а) и продольный (б — ж) разрезы моделей вариантов СА (синим цветом выделена область потока, а серым — сечения тел (лопатки, бобышки)) и вид на

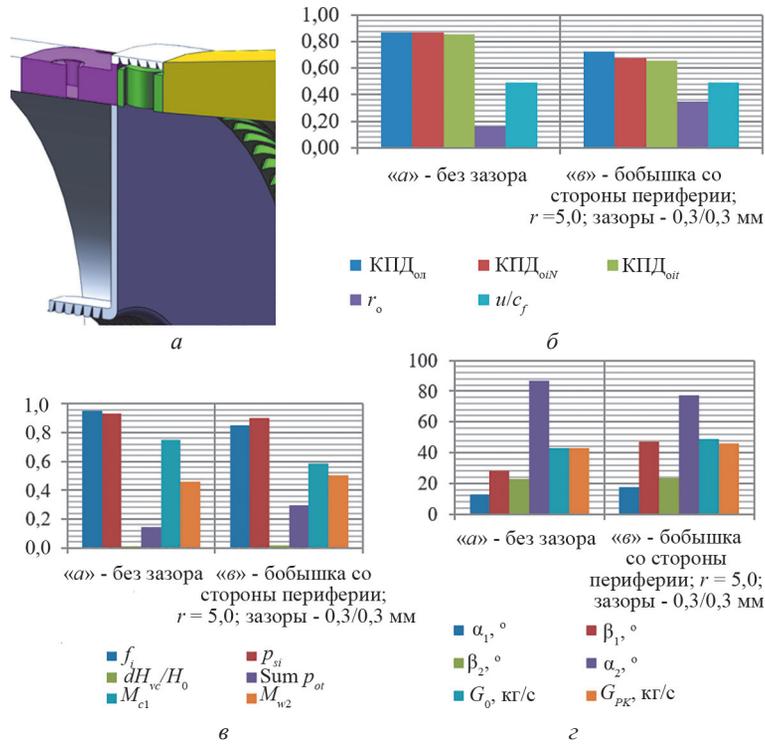


Рис. 3. Сравнение интегральных показателей вариантов «а» и «б» ступени турбины:
 а — продольный разрез модели; б — з — гистограммы характерных интегральных показателей

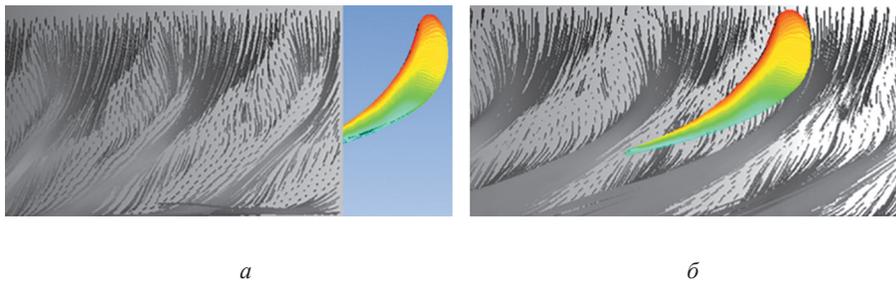


Рис. 4. Линии тока в цилиндрическом слое по торцам РСЛ (вариант «б» — без бобышек, зазор — 0,3/0,3 мм):
 а — на периферии ($r = 119,8$ мм); б — в корне ($r = 110,15$ мм)

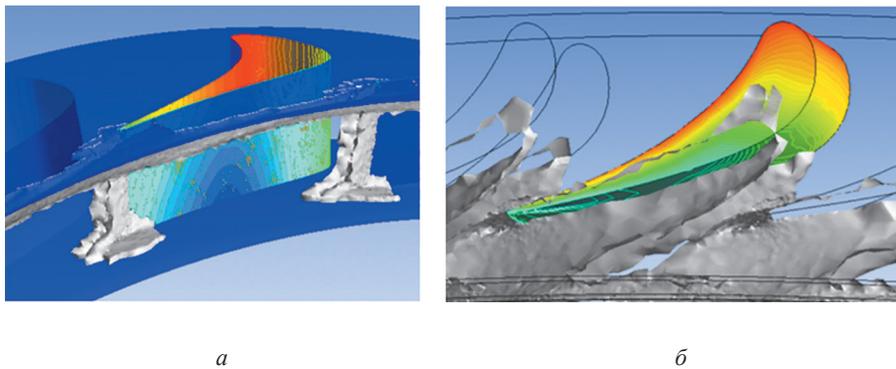


Рис. 5. Сравнение поля завихренности (vorticity) для двух вариантов конструкции СА с РСЛ:
 а — вариант «а» (без зазора); б — вариант «б» (зазор — 0,3/0,3 мм)

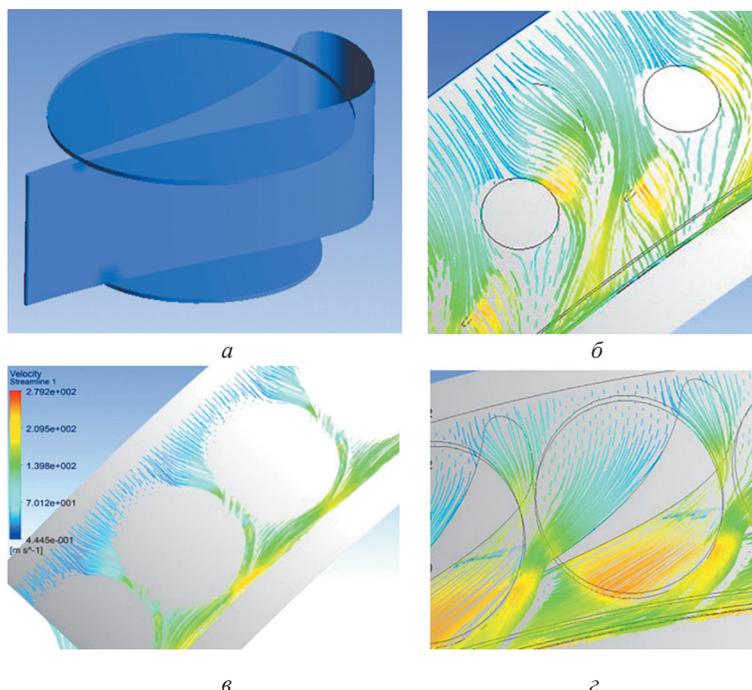


Рис. 6. Обоснование идеи использования бобышек:

a — вид РСЛ с бобышками; *б, в* — линии тока на поверхности $r=119,8$ мм с бобышками ($d/t \sim 0,36$ (*б*), $0,90$ (*в*)); *г* — $r = 119,0$ мм

торец РСЛ для РСЛ с канавками на торце ($z - \kappa$). Для всех вариантов СА и РСЛ собраны в диафрагмы с цилиндрическими обводами.

Описание вариантов

«*a*» — без зазора; зазор по торцам РСЛ ($r_{\text{периф.торца}} = 119,67$ мм, $r_{\text{корн.торца}} = 110,34$ мм) равен нулю;

«*б*» — зазор по торцам РСЛ постоянен и составляет $0,3$ мм;

«*в*» — со стороны периферии к РСЛ присоединена экранирующая зазор бобышка (для цапфы привода — РСЛ) с радиусом $r = 5,0$ мм; зазор по торцам РСЛ — $0,3$ мм, постоянен;

«*г*» — периферийная бобышка радиусом $r = 12,5$ мм и высотой $h = 0,3$ мм; зазор по торцам РСЛ — $0,3$ мм, постоянен;

«*д*» — периферийная бобышка радиусом $r = 12,5$ мм и высотой $h = 1,4$ мм; периферийный зазор — $1,4$ мм, корневой — $0,3$ мм;

«*е*» — периферийная бобышка радиусом $r = 12,5$ мм и высотой $h = 2,0$ мм; периферийный зазор — $2,0$ мм, корневой — $0,3$ мм;

«*ж*» — периферийная бобышка радиусом $r = 12,5$ мм и высотой $h = 0,3$ мм; корневая бобышка радиусом $r = 10,0$ мм и высотой $h = 0,3$ мм, периферийный и корневой зазоры — $0,3$ мм;

«*з*» — зазор по торцам РСЛ — $0,3$ мм; на периферийном торце подковообразная канавка $1,8 \times 2$ мм;

«*и*» — зазор по торцам РСЛ — $0,3$ мм; на периферийном торце канавка $1,8 \times 2$ мм с выходом на вогнутую поверхность профиля;

«*к*» — зазор по торцам РСЛ — $0,3$ мм; на периферийном торце канавка $1,8 \times 2$ мм с выходом на спинку профиля.

В целях экономии машинного времени и возможности сгущения расчётной сетки в определённых зонах модели расчёты проведены на модели СА (без элементов ступени). Для соблюдения подобия граничных условий отбора газа на утечки через периферийное и диафрагменные уплотнения моделировались заданием величины отбором газа на этих участках, а значение давления за СА выбрано близким к аналогичному значению при расчёте варианта «*в*» ступени.

Основные сведения о геометрических особенностях вариантов и результаты расчёта течения в них собраны в табл. 2. Однако, для наглядности на рис. 5 показаны в сравнении данные по вариантам «*a*» — «*ж*».

Имея в виду, что основной причиной резкого падения КПД и роста потерь в ступени с зазором в РСЛ (см. рис. 6, *б, в*) является взаимодействие потока утечек через зазоры РСЛ с основным потоком в межлопаточном канале СА, введём параметры относительной площади: периферийной $F_{\text{ут.периф.отн}} = F_{\text{ут.периф}} / F_{1CA}$, корневой $F_{\text{ут.корн.отн}} = F_{\text{ут.корн}} / F_{1CA}$ и суммарной $F_{\text{ут.сум.отн}} = (F_{\text{ут.периф}} + F_{\text{ут.корн}}) / F_{1CA}$ утечек, где

$$F_{\text{ут.периф}} = \pi(d_1 + l_1/2)\delta_{\text{т.периф}}(1 - d_{\text{боб.периф}}/t_{\text{периф}});$$

$$F_{\text{ут.корн}} = \pi(d_1 + l_1/2)\delta_{\text{т.корн}}(1 - d_{\text{боб.корн}}/t_{\text{корн}});$$

$$F_{\text{ут.сум}} = F_{\text{ут.периф}} + F_{\text{ут.корн}};$$

$$F_{1CA} = \pi d_1 l_1 \sin(\alpha_{1эф}).$$

На рисунке 7 даны значения основных показателей работы СА для моделей вариантов «*a*» — «*ж*». Все они хорошо коррелируют с изменением значений относи-

Сводная таблица результатов исследования СА с РСЛ

Параметр	Варианты									
	«а»	«б»	«в»	«г»	«д»	«е»	«ж»	«з»	«и»	«к»
Коэффициент скорости в СА $\varphi = c_1/c_{1r}$	0,953	0,821	0,851	0,867	0,838	0,828	0,937	0,833	0,810	0,824
Отношение давлений на СА $\varepsilon = p_1/p_0$	0,694	0,714	0,715	0,715	0,715	0,740	0,719	0,717	0,719	0,716
Действительный угол выхода потока из СА $\alpha_1, ^\circ$	12,90	20,60	19,10	15,60	16,70	17,50	13,00	19,70	19,70	21,30
Расход на выходе из СА в РК $G_1, \text{кг/с}$	43,20*	48,20	46,40	45,10	45,80	43,80	43,90	48,36	48,16	51,53
Площадь периферийного зазора, $F_{\text{з.периф}}, \text{мм}^2$	0,000	9,150	5,760	0,610	2,630	3,990	0,610	9,150	9,150	9,150
Площадь корневого зазора $F_{\text{з.корн}}, \text{мм}^2$	0,000	7,400	7,400	7,400	7,400	7,400	1,980	7,400	7,400	7,400
Площадь горла между лопатками канала, $F_{\text{горла}}, \text{мм}^2$	61,20	61,20	61,20	61,20	61,20	61,20	61,20	61,20	61,20	61,20
Относительный зазор суммарной утечки	0,000	0,271	0,215	0,131	0,164	0,186	0,042	0,271	0,271	0,271
Относительный зазор периферийной утечки**	0,000	0,150	0,094	0,010	0,043	0,065	0,010	0,150	0,150	0,150
Относительный зазор корневой утечки	0,000	0,121	0,121	0,121	0,121	0,121	0,032	0,121	0,121	0,121

Примечание: * — расход через СА в ступени без надбандажных и диафрагменных утечек; ** — значения площадей соответствуют одному межлопаточному каналу

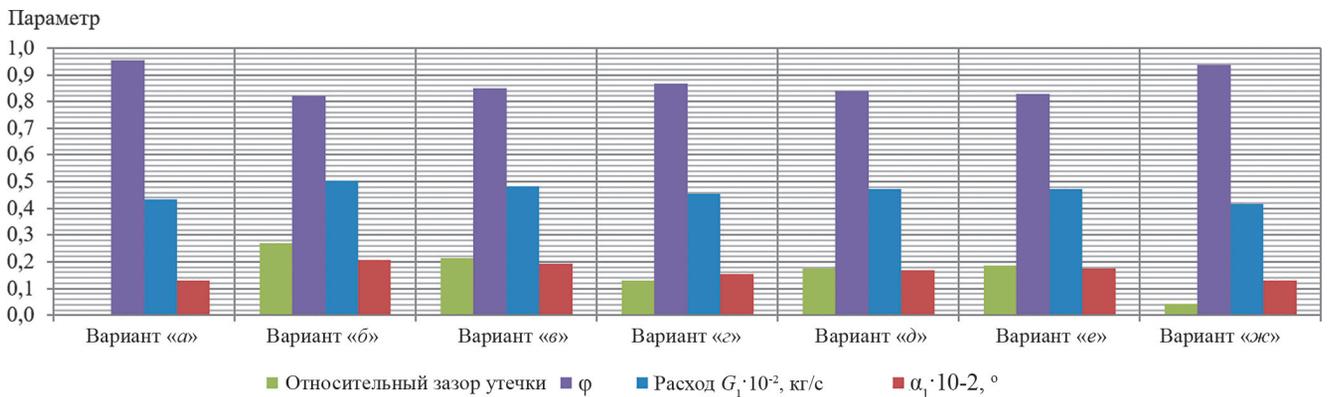


Рис. 7. Сравнение параметров течения за СА для вариантов «а» — «ж»

тельного суммарного зазора утечек — при уменьшении $F_{\text{ут.сум.отн}}$ коэффициент скорости φ растёт, а расход газа G_1 и действительный угол выхода потока из СА α_1 падают, и наоборот, — при росте $F_{\text{ут.сум.отн}}$ знак изменения величин меняется. Картинки полей скоростей на выходе из СА тем более равномерны и цвет их стремится к красному, чем меньше $F_{\text{ут.сум.отн}}$. Для варианта «ж», когда $F_{\text{ут.сум.отн}}$ минимальна, значение коэффициента скорости $\varphi = 0,937$ оказалось достаточно близким к $\varphi = 0,953$ варианта «а» (без зазора в РСЛ).

Вариант «ж» численно исследован и в составе ступени. Интегральные показатели ступени по указанному варианту приведены в табл. 1, а эскиз модели ступени и поле скоростей за СА — на рис. 8, а, б. Результаты расчёта показали, что использование цилиндрических бобышек на торцах РСЛ весьма эффективно.

Исследование вариантов РСЛ с организацией дополнительных сопротивлений перетечке газа через торец и транспортировке его за СА в виде канавок на

торце РСЛ (см. рис. 2, варианты «з» — «к») показал (табл. 2, рис. 9):

- «глухую» канавку (вариант «з») — линии тока на торце частично сворачиваются в канавку, двигаются вдоль ее дна и, упираясь в тупик, интенсивно выплещиваются в зазор, при этом коэффициент скорости растёт до 0,832 (при $\varphi = 0,821$ для варианта «б»), расход газа и угол выхода практически не меняются (см. рис. 9, а, б), а попытка исключить местный выброс газа из канавки в её тупике ведет к решению сделать канавку проточной;

- вариант «и» — сброс газа из канавки на вогнутую поверхность профиля дает падение φ до 0,810;

- вариант «к» — сброс газа из канавки на «спинку» профиля хотя и чуть повышает φ (до 0,825), но и почти на 4% увеличивает расход через СА. Кроме того, качественно меняется картинка поля скоростей — скорости на периферии со стороны «спинки» существенно

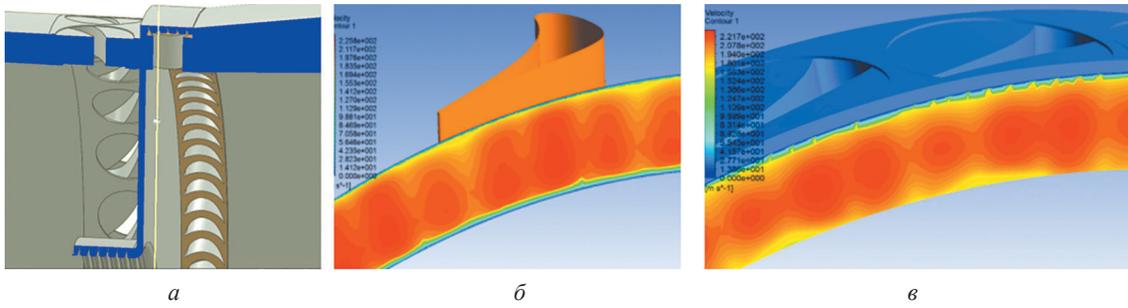
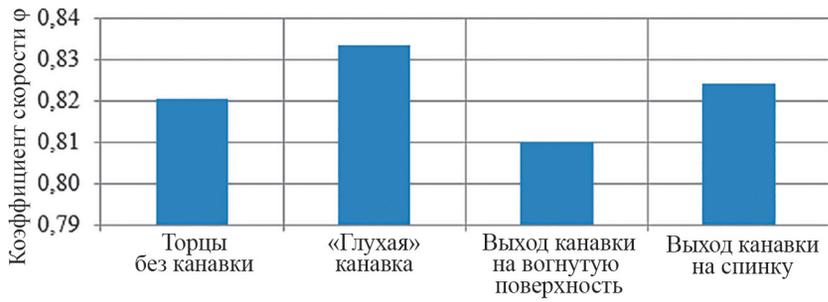
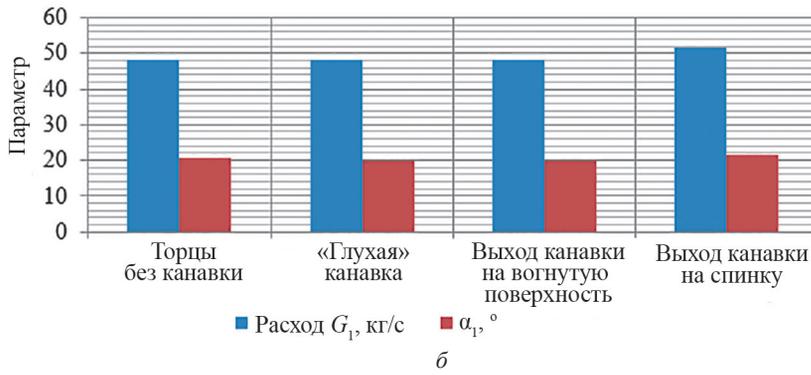


Рис. 8. Ступень с СА по варианту «ж»:

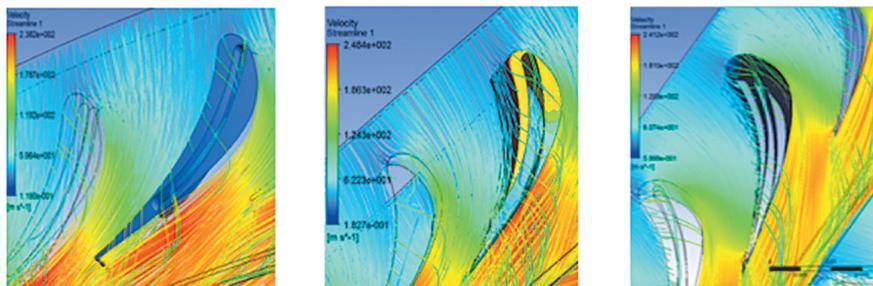
a — модель ступени варианта «ж»; *б, в* — поля скоростей за СА для вариантов «а» и «ж»



a



б

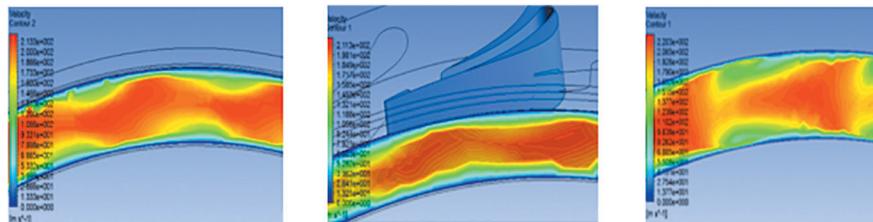


Вариант «з»

Вариант «и»

Вариант «к»

в



Вариант «з»

Вариант «и»

Вариант «к»

г

Рис. 9. Влияние канавки на торце РСЛ на характеристики СА:

a — ϕ ; *б* — G_1 , α_1 ; *в* — линии тока на торце РСЛ; *г* — поле скоростей за СА

«зеленеют», а с вогнутой стороны — заметно увеличиваются («краснеют»).

В целом, данный способ снижения отрицательного эффекта от наличия торцевых зазоров неэффективен.

Заключение

Положительные аспекты использования РСЛ для эффективной эксплуатации турбомашин различного назначения и размерности стимулируют расширение области их применения, в том числе, для турбодетандеров систем подготовки газа на газодобывающих предприятиях страны. Однако, из-за значительных ве-

личин относительных зазоров утечек, характерных для таких агрегатов, использование РСЛ без специальных конструктивных мер приводит к значительному снижению КПД, ставящему под сомнение идею применения СА с РСЛ.

Показано, что для подобного типа турбомашин, снижение негативных последствий от утечек в РСЛ возможно за счет использования цилиндрических бобышек с диаметрами, близкими к шагу РСЛ в корневом и периферийном сечениях ступени, расположенных по торцам РСЛ и практически экранирующих радиальные зазоры.

Литература

1. **Топунов А.М.** Теория судовых турбин. Л.: Судостроение, 1985.
2. **Кустарев Ю.С., Костюков А.В.** Осевые турбины транспортных ГТД. М.: Изд-во МГТУ «МАМИ», 2006.
3. **Бродов Ю.М. и др.** Метод оценки технического состояния газотурбинных установок с изменяемой геометрией проточной части // Известия ВУЗов. Серия «Проблемы энергетики». 2016. № 3—4. С. 68—76.
4. **Ревзин Б.С.** Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты. М.: Недра, 1986.
5. **Комаров О.В., Ревзин Б.С., Бродов Ю.М.** Эффективность применения регулируемых силовых турбин в газотурбинных установках и двигателях регенеративного и простого циклов // Теплоэнергетика. 2006. № 2. С. 73—77.
6. **Емельянов Н.Э., Карышев А.К.** Особенности применения регулируемого соплового аппарата в силовой турбине ГТУ // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. 2017. № 3—3. С. 48—51.
7. **СТО Газпром 2-3.3-1226—2020.** Система промышленной подготовки газа. Турбодетандерные агрегаты. Общие технические условия.
8. **Fulara Sz., Chmielewski M., Gieras M.** Experimental Research of the Small Gas Turbine with Variable Area // Proc. Inst. Mechanical Eng. Pt. G: J. Aerospace Eng. 2019. V. 233. Pp. 5650—5659.
9. **Овсянников Б.В., Боровский Б.И.** Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1986.
10. **Федотов А.С.** Совершенствование проточной части турбинной ступени с регулируемым сопловым аппаратом: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харьков: Харьковский политехн. институт им. В.И. Ленина, 1984.
11. **Комаров О.В.** Исследования и одномерная оптимизация проточной части свободных силовых турбин с регулируемой первой ступенью приводных ГТУ и ГТД: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург: Уральский гос. техн. ун-т, 2005.
12. **Тарасов В.Н.** Разработка рациональных методов проектирования парциально-импульсных тур-

References

1. **Topunov A.M.** Teoriya Sudovykh Turbin. L.: Sudostroenie, 1985. (in Russian).
2. **Kustarev Yu.S., Kostyukov A.V.** Osevye Turbiny Transportnykh GTD. M.: Izd-vo MGTU «MAMI», 2006. (in Russian).
3. **Brodov Yu.M. i dr.** Metod Otsenki Tekhnicheskogo Sostoyaniya Gazoturbinykh Ustanovok s Izmenyaemoy Geometriey Protochnoy Chasti. Izvestiya VUZov. Seriya «Problemy Yenergetiki». 2016;3—4:68—76. (in Russian).
4. **Revzin B.S.** Gazoturbinye Gazoperekachivayushchie Agregaty. M.: Nedra, 1986. (in Russian).
5. **Komarov O.V., Revzin B.S., Brodov Yu.M.** Effektivnost' Primeneniya Reguliruemoykh Silovykh Turbin v Gazoturbinykh Ustanovkakh i Dvigatelyakh Regenerativnogo i Prostogo Tsiklov. Teploenergetika. 2006;2: 73—77. (in Russian).
6. **Emel'yanov N.E., Karyshev A.K.** Osobennosti Primeneniya Reguliruemogo Soplovykh Apparata v Silovoy Turbine GTU. Aktual'nye Problemy Gumanitarnykh i Estestvennykh Nauk. 2017;3—3:48—51. (in Russian).
7. **СТО Газпром 2-3.3-1226—2020.** Sistema Promyslovyoy Podgotovki Gaza. Turbodetandernye Agregaty. Obshchie Tekhnicheskie Usloviya. (in Russian).
8. **Fulara Sz., Chmielewski M., Gieras M.** Experimental Research of the Small Gas Turbine with Variable Area. Proc. Inst. Mechanical Eng. Pt. G: J. Aerospace Eng. 2019;233:5650—5659.
9. **Ovsyannikov B.V., Borovskiy B.I.** Teoriya i Raschet Agregatov Pitaniya Zhidkostnykh Raketnykh Dvigatelyey. M.: Mashinostroenie, 1986. (in Russian).
10. **Fedotov A.S.** Sovershenstvovanie Protochnoy Chasti Turbinnoy Stupeni s Reguliruemym Soplovykh Apparatom: Avtoref. Dis. ... Kand. Tekhn. Nauk. Khar'kov: Khar'kovskiy Politekhn. Institut im. V.I. Lenina, 1984. (in Russian).
11. **Komarov O.V.** Issledovaniya i Odnomernaya Optimizatsiya Protochnoy Chasti Svobodnykh Silovykh Turbin s Reguliruemoy Pervoy Stupen'yu Privodnykh GTU i GTD: Avtoref. Dis. ... Kand. Tekhn. Nauk. Ekaterinburg: Ural'skiy Gos. Tekhn. Un-t, 2005. (in Russian).
12. **Tarasov V.N.** Razrabotka Ratsional'nykh Metodov Proektirovaniya Partzial'no-impul'snykh Turbin: Avtoref.

бин: автореф. дис. ... доктора техн. наук. СПб.: Санкт-Петербургский гос. ун-т гражданской авиации, 2009.

13. **Лазарев Л.Я. и др.** Исследование характеристик радиально-осевой ступени турбины (РОС) с регулируемым (поворотным) сопловым аппаратом (РСА) турбодетандерного агрегата (ТДА), используемого в системе низкотемпературной сепарации (НТС) природного газа // Компрессорные технологии. 2022. № 6. С. 14—23.

14. **Щегляев А.В.** Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. Кн. 1. М.: Энергоатомиздат, 1993.

Dis. ... Doktora Tekhn. Nauk. SPb.: Sankt-Peterburgskiy Gos. Un-t Grazhdanskoy Aviatsii, 2009. (in Russian).

13. **Lazarev L.Ya. i dr.** Issledovanie Kharakteristik Radial'no-osevoy Stupeni Turbiny (ROS) s Reguliruemym (Povorotnym) Soplovyim Apparatom (RSA) Turbodetandernogo Agregata (TDA), Ispol'zuemogo v Sisteme Nizkotemperaturnoy Separatsii (NTS) Prirodnogo Gaza. Kompessornye Tekhnologii. 2022;6:14—23. (in Russian).

14. **Shcheglyayev A.V.** Parovye Turbiny. Teoriya Teplovogo Protsessa i Konstruktsii Turbin. Kn. 1. M.: Energoatomizdat, 1993. (in Russian).

Сведения об авторах:

Лазарев Леонид Яковлевич — кандидат технических наук, e-mail: llazarev37@gmail.com

Фадеев Валерий Александрович — кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: FadeevVA@mpei.ru

Information about authors:

Lazarev Leonid Ya. — Ph.D. (Techn.), e-mail: llazarev37@gmail.com

Fadeev Valeriy A. — Ph.D. (Techn.), Senior Researcher of Steam and Gas Turbines named A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: FadeevVA@mpei.ru

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов

Conflict of interests: the authors declare no conflict of interest

Статья поступила в редакцию: 01.12.2021

The article received to the editor: 01.12.2021