ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА, 2024, № 9, с. 5–18

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ, ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАЛЬНОГО ТУРБОДЕТАНДЕРА ДЛЯ СМЕСЕВЫХ РАБОЧИХ ТЕЛ НА НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ[1]

© 2024 г. А. А. Сидоров[a], *, А. К. Ястребов[a]

[a]Национальный исследовательский университет "Московский энергетический институт", Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

**e-mail: AlexSid-MPEI@yandex.ru*

Поступила в редакцию 04.12.2023 г.
После доработки 11.03.2024 г.
Принята к публикации 25.04.2024 г.

Работа посвящена определению характеристик турбинных ступеней в нерасчетных режимах, возникающих при изменении давлений и температур до ступени или после нее, переходе на иную частоту вращения или, например, при изменении состава рабочего тела. В рамках проекта разработана квазиодномерная методика расчета характеристик ступени турбодетандерного агрегата (ТДА) при изменении режимных параметров и/или рабочего тела, которая отличается от известных методик применением уравнений состояния реального газа, адаптацией к чисто радиальным ступеням, упрощенным подходом к определению давления на выходе из направляющего аппарата для оценки степени реактивности и возможностью перехода на другое рабочее тело, в том числе смесевое. Аналитическая методика верифицирована путем сравнения с экспериментальными данными других авторов и результатами расчетов с применением методов CFD для радиально-осевых ступеней, а также с подходами к расчету чисто радиальных турбомашин ввиду отсутствия экспериментальных данных для этого типа ТДА в открытом доступе. Построена расширенная характеристика радиальной ступени, работающей на воздухе (турбокарта), произведена оценка зависимостей изоэнтропийного КПД, степени реактивности, массового расхода и мощности ступени от относительной окружной скорости. Выполнена оценка влияния перехода на другое рабочее тело (для примера выбран переход с воздуха на метан). Показано, что качественно характеристики не меняются, однако смещаются одна от другой вдоль оси относительной окружной скорости. Дальнейшее развитие методики связано с учетом возможных фазовых переходов (объемной конденсации) в проточной части.

Ключевые слова: турбодетандер, CFD-методы, расчетная методика, план скоростей, смеси газов, термогазодинамика, турбокарта, степень реактивности, массовый расход, мощность ступени, относительная окружная скорость

DOI: 10.56304/S0040363624700231

Криогенные и холодильные машины расширительного типа, к которым относятся турбодетандерные агрегаты, широко применяются в различных областях науки и техники. Особое место турбодетандеры занимают в схемах ожижения газов; например, на основе детандерного цикла осуществляется ожижение природного газа [1, 2] и гелия, а также работают многие воздухоразделительные установки [3]. Основная задача при использовании ТДА заключается в получении холода, т.е. понижении температуры газового потока, а полезная работа на валу является дополнительным фактором, благодаря которому повышается эффективность цикла. Это существенно отличает ТДА от классических энергетических турбин: они предназначены в первую очередь для генерации электроэнергии вследствие перехода внутренней энергии пара (или газа) в кинетическую энергию вращения вала ротора турбины и генератора, а снижение температуры и давления является негативным эффектом, так как в ступенях низкого давления возможны фазовые переходы.

Следует отметить, что существуют расчетный и нерасчетный режимы работы ступени. Расчетному режиму соответствуют те давления, температуры, частота вращения и массовый расход, которые получены или принимались в проектном расчете. Как правило, эти данные – неотъемлемая часть технического задания на разработку турбинной ступени. Нерасчетные режимы являются следствием изменения указанных параметров. Известно, что в расчетном режиме ступень

[1] Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда (проект 23-29-00540).

наиболее близка к термодинамическому совершенству, однако в реальной эксплуатации достичь близости к проектным параметрам бывает затруднительно. Вследствие этого отдельной и важной задачей становится оценка характеристик ступени в широком диапазоне начальных условий, для чего строятся зависимости изоэнтропийного КПД, реактивности и массового расхода от безразмерной относительной скорости.

Турбодетандер-генераторы, например, часто применяются в нефтегазовой отрасли на газораспределительных станциях для понижения давления и температуры магистрального газа, при этом они крайне редко работают в том режиме, для которого были спроектированы, что влечет за собой неэффективную работу турбин и большие потери. Быстрая оценка текущей мощности и КПД турбоагрегата при переходе на нерасчетный режим является актуальной задачей, и ее решение возможно при наличии подробной карты режимов, для построения которой требуются длительные и дорогостоящие натурные испытания.

Методикам расчетного построения характеристик холодильных или криогенных турбомашин в литературе посвящено небольшое количество трудов, как и проектированию таких устройств в целом [4–7], при этом информация в них представлена довольно скудно и однообразно. В основном авторы указывают на необходимость проведения натурных испытаний, так как построение характеристики турбины в нерасчетном режиме представляется довольно сложной задачей. Наиболее полно и подробно подобная методика описана в [8], где приводится общий алгоритм расчета. Она в достаточной степени опирается на этот подход, хотя и имеет существенные отличия.

Главная цель настоящей работы заключается в разработке и апробации методики, а также ее программной реализации для построения характеристики турбинной ступени в нерасчетных режимах [9]. Такой подход позволяет строить карту эффективности турбомашины без проведения натурных испытаний и по текущим значениям параметров на входе в ступень и выходе из нее определять, например, требуемую частоту вращения вала ротора для обеспечения максимально возможных для данного режима КПД и мощности агрегата. Апробацию расчетной методики предлагается проводить на основе сравнения результатов применения двух подходов к моделированию (аналитической квазиодномерной методики и CFD) для радиальной ступени воздушного турбодетандера, а также сравнения экспериментальных и расчетных данных для радиально-осевой ступени гелиевого ТДА.

Важно отметить, что настоящая работа является первой частью большого исследования, так как предлагаемая методика не учитывает возможные фазовые переходы в проточной части, т.е. рассматривается только однофазное расширение в проточной части без перехода в парожидкостную область. В дальнейшем предлагается указанную методику расширить специальным расчетным модулем для решения кинетического уравнения для функции распределения капель по размерам или массам для учета объемной конденсации [10].

ОПИСАНИЕ РАСЧЕТНОЙ МЕТОДИКИ

Расчетная методика, представленная в настоящей работе, основана на алгоритме, приведенном в [8], однако имеет следующие существенные отличия:

применяются уравнения состояния реального газа [11] вместо приближения идеального газа;

методика дополнена определением характеристик не только радиально-осевых ТДА, но и чисто радиальных;

упрощено определение давления на выходе из направляющего аппарата (НА) без потери точности и, как следствие, степени реактивности;

реализована возможность перехода на другое рабочее тело, в том числе смесевое.

Далее представлены определения основных параметров, которые используются в расчетной методике.

По значениям давления (p_0) и температур (T_0) в точке 0 (на входе в НА) вычисляются значения энтальпии $h_0(p_0, T_0)$ и энтропии $s_0(p_0, T_0)$, а по давлению p_2 – энтальпия в изоэнтропийном процессе $h_{ks}(s_0, p_2)$. Для наглядности эти величины проиллюстрированы на рис. 1. Зная энтальпии в начальной h_0 и конечной h_{ks} точках изоэнтропийного процесса, можно найти располагаемый теплоперепад Δh_{ks} по формуле

$$\Delta h_{ks} = h_0 - h_{ks}. \quad (1)$$

Окружную скорость на ободе рабочего колеса u_1 рассчитывают по выражению

$$u_1 = \frac{1}{30}\pi R_1 n_{\text{РК}}, \quad (2)$$

где R_1 – радиус рабочего колеса (РК), м; $n_{\text{РК}}$ – частота вращения вала РК, мин$^{-1}$.

Традиционно характеристику турбомашин в нерасчетных режимах строят в зависимости от относительной окружной скорости x_s, которая определяется как отношение окружной скорости u_1 к условной располагаемой скорости изоэнтропийного расширения:

$$x_s = \frac{u_1}{\sqrt{2\Delta h_{ks}}}. \quad (3)$$

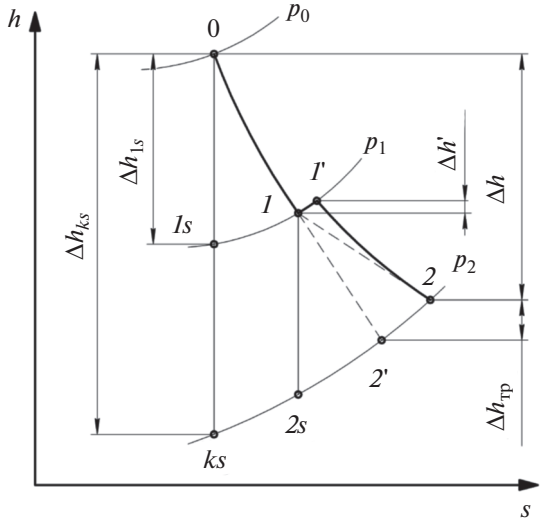


Рис. 1. Расширенная *h*, *s*-диаграмма процесса детандирования.
Δh_{1s} – располагаемый теплоперепад в НА; *1s* – точка окончания изоэнтропийного процесса в НА; *ks* – точка окончания изоэнтропийного процесса в ступени; *1* – точка окончания действительного процесса в НА без учета возврата кинетической энергии; *1'* – точка окончания действительного процесса в НА с учетом возврата кинетической энергии; p_1 – давление на выходе из НА; *2s* – точка окончания изоэнтропийного процесса в РК; *2'* – точка окончания действительного процесса в РК без учета трения; *2* – точка окончания действительного процесса в РК с учетом трения; Δh – действительный теплоперепад; $\Delta h_{тр}$ – дисковое трение; $\Delta h'$ – коэффициент возврата кинетической энергии [12]

Как правило, при проведении проектных расчетов значение этого показателя задают, при этом известно, что максимум изоэнтропийного КПД достигается при $x_s = 0.5–0.8$ [4].

Соотношения между скоростями и углами потока в турбинной ступени существенно зависят от степени ее реактивности $\theta_т$ – отношения располагаемого теплоперепада рабочих лопаток к сумме располагаемых теплоперепадов сопловых и рабочих лопаток, или иначе

$$\theta_т = 1 - \frac{\Delta h_{1s}}{\Delta h_{ks}} + \Delta h' = 1 - \frac{h_0 - h_{1s}}{h_0 - h_{ks}} + \Delta h'. \qquad (4)$$

В настоящей работе рассматриваются реактивные ступени.

Изоэнтропийный КПД η_s является мерой приближения реального процесса расширения к идеальному. Для определения этой характеристики необходимо вычислить действительный и располагаемый теплоперепады (холодопроизводительность), т.е. изменения энтальпии (равные работе, так как теплообмен с окружающей средой не рассматривается) в реальном и идеальном (изоэнтропийном) процессах:

$$\eta_s = \frac{\Delta h}{\Delta h_{ks}} = \frac{h_0 - h_2}{h_0 - h_{ks}}, \qquad (5)$$

где h_2 – энтальпия в действительном процессе.

Мощность ступени N, кВт, рассчитывается как произведение массового расхода G и холодопроизводительности ступени:

$$N = G\Delta h_{ks}\eta_s. \qquad (6)$$

Отдельно необходимо отметить следующие допущения, принятые в методике:

углы выхода потока из НА α_1 и из РК β_2 при докритических перепадах давления неизменны и не зависят от чисел Маха (М) и Рейнольдса;

в первом приближении коэффициент расхода в НА φ является постоянным.

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА

В качестве исходных данных задаются следующие показатели:

геометрические характеристики ступени [минимальная (критическая) площадь сечения каналов в направляющем аппарате $F_{НА}^{кр}$ и количество лопаток z в нем];

статическое давление p_0 и температура T_0 на входе в ступень и давление p_2 на выходе из нее;

частота вращения вала ротора $n_р$, мин$^{-1}$.

Краткий алгоритм построения зависимостей изоэнтропийного КПД, массового расхода, мощности и степени реактивности (рис. 2) представлен далее:

определяется давление $p_1^{кр}$, при котором происходит сверхзвуковой переход, т.е. в критическом сечении НА (М = 1). Массовый расход в этом случае $G_{НА}^{кр}$ вычисляют по формуле

$$G_{НА}^{кр} = \rho_{1s}^{кр} C_{1s}^{кр} \varphi F_{НА}^{кр}, \qquad (7)$$

где $\rho_{1s}^{кр} = \rho\left(p_1^{кр}, s_0\right)$ – плотность газа при изоэнтропийном расширении в НА, кг/м^3; $C_{1s}^{кр}$ – условная скорость при изоэнтропийном расширении, м/с;

задается массив статического давления p в диапазоне от p_0 до p_2;

по давлению p_i в НА вычисляются характеристики потока в изоэнтропийном и действительном течении;

определяется режим течения в НА. Если $p_i < p_1^{кр}$, то режим течения сверхзвуковой, поэтому массо-

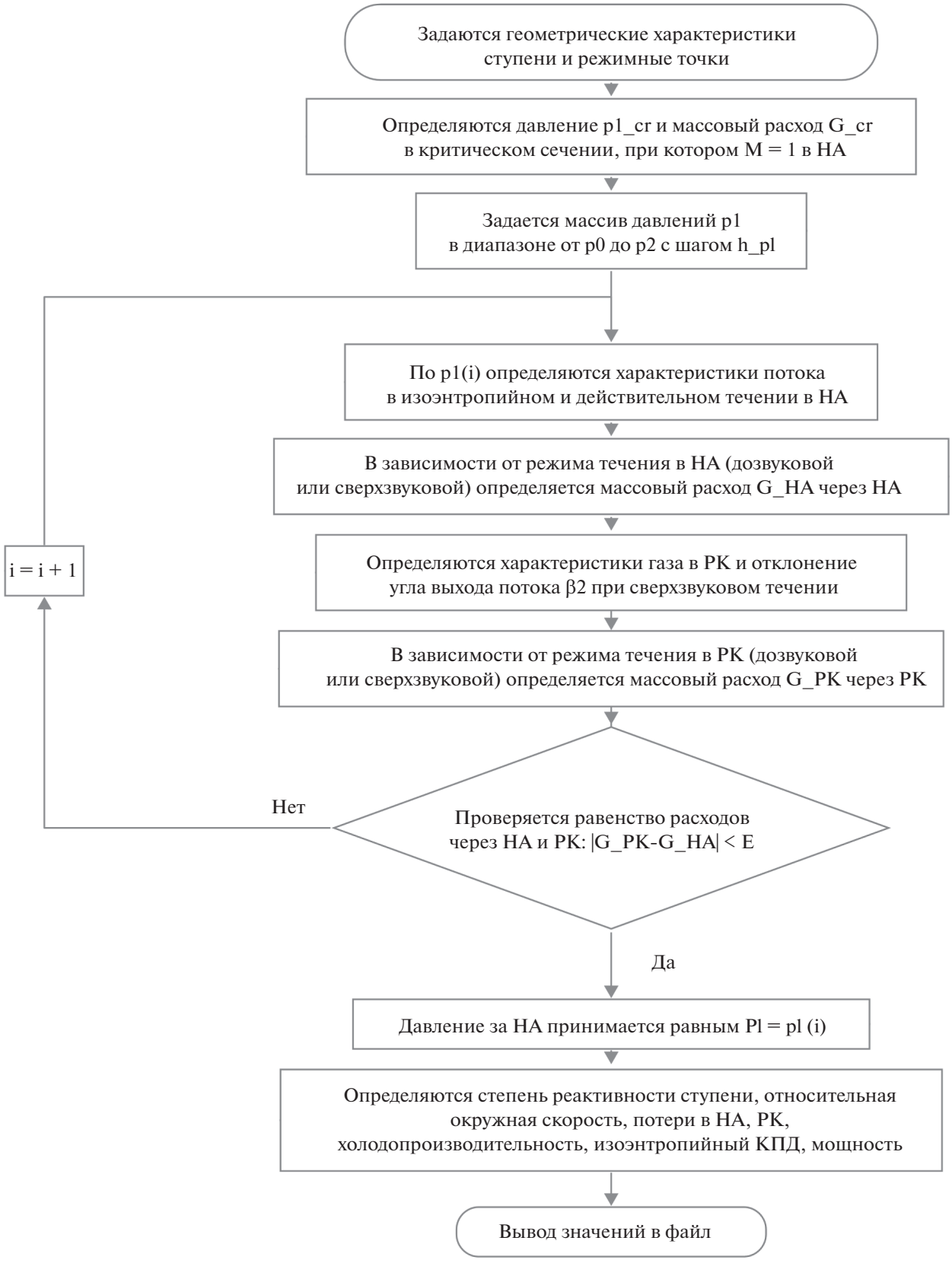


Рис. 2. Алгоритм определения характеристик турбинной ступени в нерасчетных режимах

вый расход принимается равным $G_{\text{НА}}^{\text{кр}}$, в противном случае массовый расход вычисляют по выражению

$$G_{\text{НА}} = 2\pi R_1 b_1 \rho_1 C_1 \tau_1 \sin\alpha_1, \quad (8)$$

где b_1 – высота лопаток НА, м; C_1 – абсолютная скорость на выходе из НА, м/с; τ_1 – коэффициент стеснения потока в НА; ρ_1 – плотность газа на выходе из НА;

рассчитываются характеристики потока, при которых происходит сверхзвуковой переход, т.е. в критическом сечении РК (M = 1);

определяется режим течения в РК. Если режим течения сверхзвуковой, то вычисляется угол выхода потока из РК $\beta_2^{\text{кр}}$ с учетом отклонения:

$$\beta_2^{\text{кр}} = \arcsin\left(\frac{\rho_{2s}^{\text{кр}} w_2^{\text{кр}}}{w_{2s}\rho_{2s}}\sin\beta_2\right), \quad (9)$$

где $w_2^{\text{кр}}$, w_{2s} – относительная скорость на выходе из РК при сверхзвуковом и изоэнтропийном истечении, м/с;

рассчитывается массовый расход через рабочее колесо $G_{\text{РК}}$:

$$G_{\text{РК}} = \pi\left(R_{\text{в}}^2 - R_{\text{вт}}^2\right)\rho_2 w_2 \tau_2 \sin\beta_2, \quad (10)$$

где $R_{\text{в}}$ – радиус выхода из РК, м; $R_{\text{вт}}$ – радиус втулки, м (для радиальных ступеней $R_{\text{вт}} = 0$); ρ_2 – плотность газа на выходе из РК; w_2 – относительная скорость на выходе из РК; τ_2 – коэффициент стеснения потока в РК. Если режим течения сверхзвуковой, то вместо β_2 используется $\beta_2^{\text{кр}}$;

проверяется равенство расходов. Если $|G_{\text{НА}} - G_{\text{РК}}| \le E$ (здесь E – заранее заданная точность), то расчет останавливается, а текущее давление p_i принимается как давление за НА. В противном случае давление p_i увеличивается и расчет повторяется;

при выполнении предыдущего условия определяются степень реактивности ступени, потери в НА и РК, холодопроизводительность ступени, относительная окружная скорость, изоэнтропийный КПД, мощность ступени.

Разработанная методика позволяет провести расчеты изоэнтропийного КПД, мощности, степени реактивности, массового расхода через ступень для различных рабочих веществ (в том числе смесевых), температур, давлений и частот вращения ротора. Многофакторный расчет дает возможность построить карту эффективности турбомашины, которая в дальнейшем может быть использована в системе управления турбиной, например на газораспределительной станции. Так, при переходе на новый режим нагрузку на валу ротора можно варьировать с целью изменить частоту вращения для оптимизации режима по мощности и КПД.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В работе рассматривается моделирование характеристик в нерасчетных режимах чисто радиальной и радиально-осевой ступеней турбодетандерных агрегатов с применением двух подходов: по квазиодномерной методике, описанной ранее, и с применением CFD-пакета. Для радиально-осевой ступени также проводится сравнение с экспериментальными данными [13].

Математический аппарат, реализуемый в расчетном пакете, включает в себя систему уравнений Навье – Стокса для сжимаемого газа, усредненных по Рейнольдсу и Фавру [14], уравнения состояния, а также уравнения турбулентности для замыкания системы. Ударные волны не моделируются, поэтому объемная вязкость не учитывается в уравнениях движения [15].

Ввиду того что указанная система уравнений оказывается незамкнутой, необходимо использовать одну из моделей турбулентности. В настоящей работе применяется модернизированная k–ω SST-модель турбулентности, так как она показала наилучшую устойчивость для сжимаемых течений [16].

В качестве уравнения состояния используется уравнение для смеси реальных газов Редлиха – Квонга, поскольку в пределах режимных параметров (давлений и температур) выполняется условие его применимости [11]. Авторы использовали это уравнение ранее при решении задачи о расширении газа в радиально-осевой ступени турбодетандера [13].

ОПИСАНИЕ ТРЕХМЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ

В настоящей работе рассматриваются радиальные и радиально-осевые варианты исполнения РК. Радиальные рабочие колеса, как правило, применяются в компрессорной технике, при этом довольно редко для турбодетандеров. Чисто радиальные колеса при их использовании в качестве РК для парожидкостных ТДА имеют существенные достоинства: с одной стороны, простота изготовления таких колес (по сравнению с радиально-осевыми лопатками объемной кривизны, для изготовления которых требуются фрезерные станки с числовым программным управлением), с другой стороны, высокая ремонтопригодность. Так, при появлении областей капельной эрозии при бесконтрольном переходе ступени в парожидкостный режим работы можно заменить часть лопаток на новые, поскольку рабочее колесо фактически является сборным. К недостаткам таких колес стоит отнести больший диаметр по сравнению с радиально-осевыми колесами при прочих равных условиях и несколько меньший изоэнтропийный КПД.

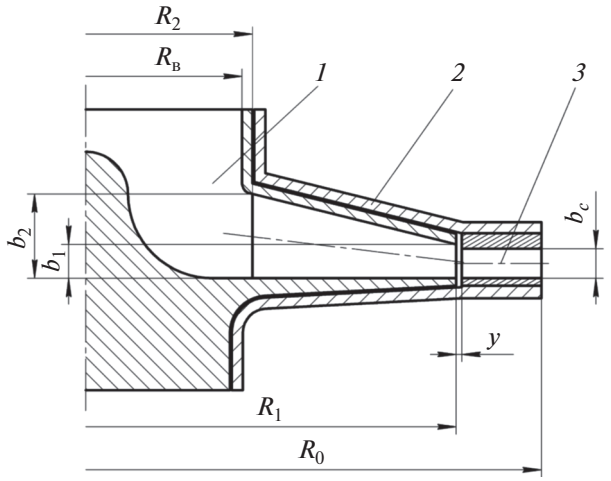


Рис. 3. Меридиональное сечение проточной части ступени радиального турбодетандера.
1 – рабочее колесо; *2* – корпус; *3* – направляющий аппарат

Радиальный ТДА

По ранее разработанной и верифицированной одномерной проектной методике [17] выполнены расчеты радиальной ступени воздушного ТДА (в качестве рабочего тела принимается сухой воздух в виде смеси $N_2 + O_2 + Ar$ с соотношением массовых долей 0.7812/0.2096/0.0092 [18]), геометрические характеристики которой приведены далее:

R_0, мм 123.0
R_1, мм 100.0
R_2, мм 45.0
$R_в$, мм 42.2
y, мм 1.5
b_1, мм 9.2
b_2, мм 22.8
b_c, мм 8.0
$z_{НА}$ 25
$z_{РК}$ 22

Здесь R_0, R_1, R_2, $R_в$ – радиус входа в НА, в РК, установки лопаток РК, выхода из РК; y – радиальный зазор между НА и РК; b_c, b_1, b_2, – высота канала в НА, на входе в РК, на выходе из РК; $z_{НА}$, $z_{РК}$ – количество лопаток НА и РК.

По указанным размерам в соответствии с рис. 3 были спрофилированы элементы проточной части, а также построены трехмерные модели.

Радиально-осевой ТДА

Радиально-осевая ступень, рассматриваемая в настоящей работе, предназначена для расширения однофазного однокомпонентного гелия [19] и в расчетном режиме должна обеспечивать расширение с начальной температурой 68 K от давления 1.22 МПа (абс.) до 0.3 МПа при частоте вращения вала РК 155000 мин$^{-1}$ с поддержанием массового расхода на уровне 0.14 кг/с. Геометрические характеристики ступени приведены далее:

R_0, мм 30.0
R_1, мм 22.0
R_2, мм 15.2
$R_в$, мм 15.1
y, мм 1.0
b_1, мм 4.0
b_2, мм ..... –
b_c, мм 3.7
$z_{НА}$ 6
$z_{РК}$ 11

В настоящей работе рассматривается циклосимметричная постановка с периодическими граничными условиями [16], которая подразумевает построение нескольких расчетных секторов, объединенных скользящим “интерфейсом” – поверхностью, через которую производится обмен данными между доменами. Для проведения расчетов были выделены один канал направляющего аппарата и один канал рабочего колеса. Сборки для каждой из рассматриваемых ступеней представлены на рис. 4. Такая постановка традиционно используется в расчетах турбомашин, так как имеет следующие серьезные преимущества:

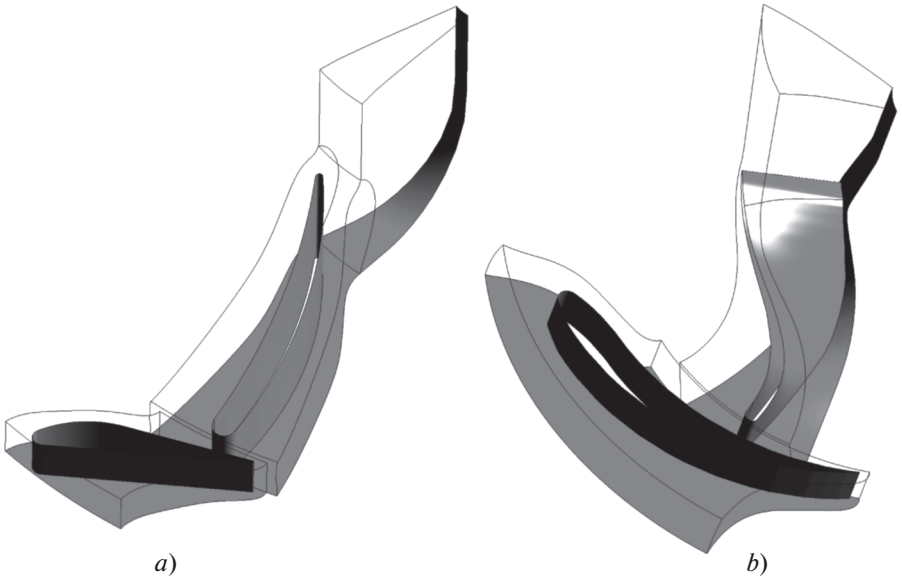
возможно строить подробную и качественную гексагональную структурированную сетку со сгущением вблизи стенок (для учета процессов в пограничном слое);

снижается потребность в вычислительных ресурсах без потери точности;

упрощается обработка результатов, например построение распределений характеристик вдоль центральной линии меридионального сечения.

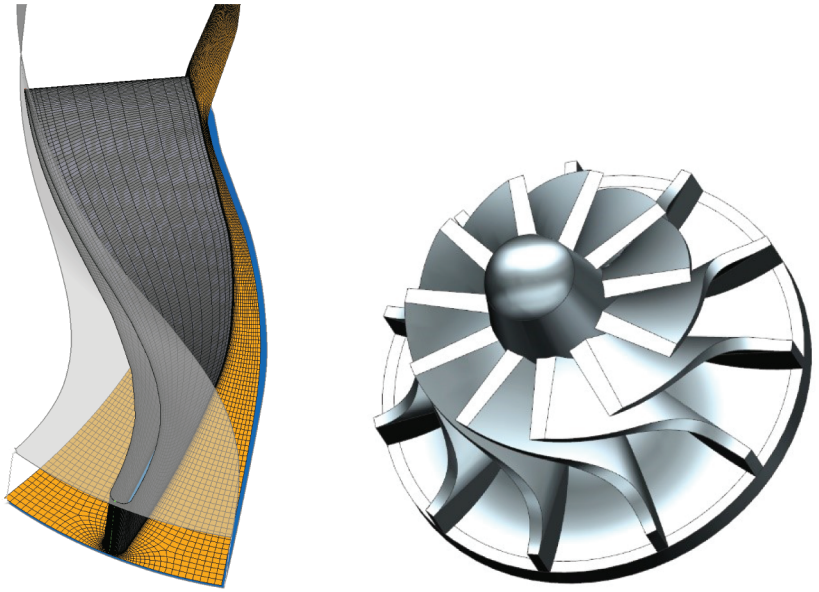
РАСЧЕТНАЯ СЕТКА

Для исключения влияния разбиения модели проточной части на элементы на результаты расчетов исследовали сеточную сходимость как в целом по сгущению сетки в области высоких градиентов, так и по призматическому подслою. На рис. 5 представлен фрагмент расчетной сетки для двух секторов рабочего колеса. Структурированная расчетная сетка состоит из гексагональных элементов с локальным сгущением вблизи стенок (пограничным слоем). Общее количество элементов на два домена (направляющий аппарат и рабочее колесо) для радиальной ступени состав-



a) *b*)

Рис. 4. Трехмерные циклосимметричные модели с периодическими граничными условиями проточной части радиальной (*а*) и радиально-осевой (*б*) ступеней ТДА



а) *б*)

Рис. 5. Фрагмент расчетной сетки (*а*) и трехмерная модель (*б*) радиально-осевого рабочего колеса

ляет около 4 млн, для радиально-осевой – около 3.2 млн. В обоих случаях значение параметра $y+$ близко к 1.

ГРАНИЧНЫЕ И НАЧАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ

На входе в расчетную область и выходе из нее ставятся граничные условия по давлению (pressure inlet и pressure outlet), задаются полное давление на входе p_0 и выходе p_2, начальная температура T_0, а также частота вращения вала РК $n_{РК}$.

Построение характеристики радиальной ступени для сравнения с аналитической методикой осуществляется путем изменения начального давления перед турбиной при широком диапазоне степени расширения δ, которая определяется как отношение давлений на входе и выходе. Режимные параметры представлены в табл. 1.

Таблица 1. Режимные параметры радиальной ступени при $p_2 = 0.106$ МПа, $T_0 = 183.15$ K, $n_{РК} = 18000$ мин$^{-1}$

Номер режима	p_0, МПа	δ
1	0.193	1.82
2	0.236	2.23
3*	0.280	2.64
4	0.378	3.57
5	0.475	4.48
6	0.573	5.41
7	0.671	6.33

* Проектный режим.

Построение характеристики радиально-осевой ступени выполняли путем изменения начального и конечного давлений, температуры на входе, а также частоты вращения вала РК. Режимные параметры, соответствующие экспериментальным данным, указаны в табл. 2.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Далее приведены результаты расчетов по двум методикам: аналитической и трехмерной с применением методов CFD. Получены значения давлений, температур, энтальпий и энтропии в характерных точках ступени. Построены распределения температур, давлений, числа Маха и других характеристик как в радиальном сечении ступени, так и вдоль центральной линии меридионального сечения. Проведено сравнение расчетных и экспериментальных данных для радиально-осевой турбины.

Сравнение с экспериментом для радиально-осевой турбины

Ранее в [13] авторы уже выполняли сравнение результатов CFD-расчетов с экспериментальными данными, которое показало хорошее их согласование. Однако в [13] применялась полная трехмерная постановка, в то время как в настоящей работе рассматривается циклосимметричная расчетная модель с периодическими граничными условиями. На рис. 6 представлены распределения массового расхода и изоэнтропийного КПД в зависимости от относительной окружной скорости. Так как экспериментальные данные не содержат сведений о промежуточных характеристиках (давление и температуры за НА), построить зависимость для степени реактивности ступени не представляется возможным.

Анализируя приведенные распределения, можно сделать вывод, что обе расчетные методики дают схожий по точности результат. Интересно отметить, что аналитическая методика дает несколько завышенные результаты по сравнению с экспериментом и CFD-моделированием, что, как будет показано далее, можно объяснить неравномерностью характеристик по сечению канала, которая не учитывается в одномерных расчетах. При этом максимальное отклонение от экспериментальных данных составило менее 5%. Таким образом, можно говорить о верификации аналитической методики для радиально-осевых турбомашин, работающих близко к рассматриваемым режимным параметрам.

Сравнение подходов к расчетам для радиальной турбины

Учитывая, что для радиальных ступеней экспериментальные данные в открытом доступе отсутствуют, предлагается провести сравнение результатов применения двух расчетных подходов. В процессе исследования были получены распределения степени реактивности, массового расхода, изоэнтропийного КПД и давления за НА от относительной окружной скорости (рис. 7), а также распределения давления и температур при различных режимах в радиальном сечении ступени (рис. 8) и вдоль центральной линии меридионального сечения (рис. 9). Нумерация режимов на рис. 7–9 соответствует табл. 1.

По представленным распределениям видно, что аналитическая методика качественно и количественно согласуется с CFD-расчетом в довольно широком диапазоне начальных давлений. При

Таблица 2. Режимные и экспериментальные параметры радиально-осевой ступени

Номер режима	Давление, МПа		δ	T_0, K	x_s	$G_{РК}$, кг/с	η_s	$n \times 10^{-3}$, мин$^{-1}$
	p_0	p_2						
1	1.418	0.354	4.00	289.15	0.53	0.2517	0.694	100
2	1.418	0.339	4.18	282.15	0.56	0.2544	0.739	110
3	1.418	0.325	4.36	284.15	0.63	0.2514	0.789	110
4	1.418	0.310	4.58	292.15	0.71	0.2439	0.776	140
5	1.418	0.324	4.38	282.15	0.74	0.2413	0.764	140
6	1.459	0.329	4.43	287.15	0.78	0.2387	0.756	150

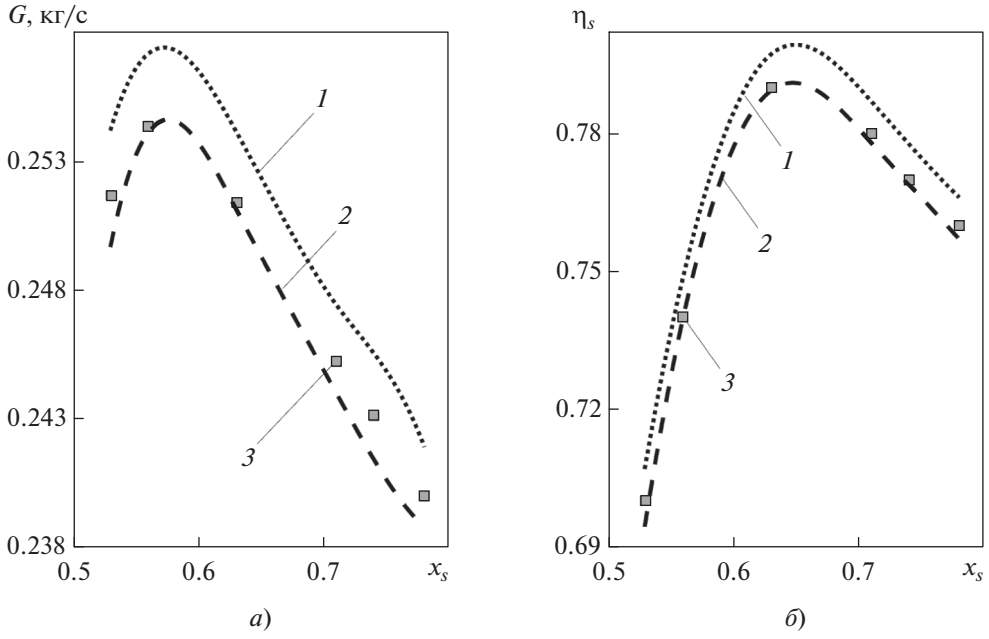


Рис. 6. Зависимость массового расхода (*а*) и изоэнтропийного КПД (*б*) от относительной окружной скорости для радиально-осевой ступени.
1 – аналитический расчет; *2* – CFD-расчет; *3* – экспериментальные данные

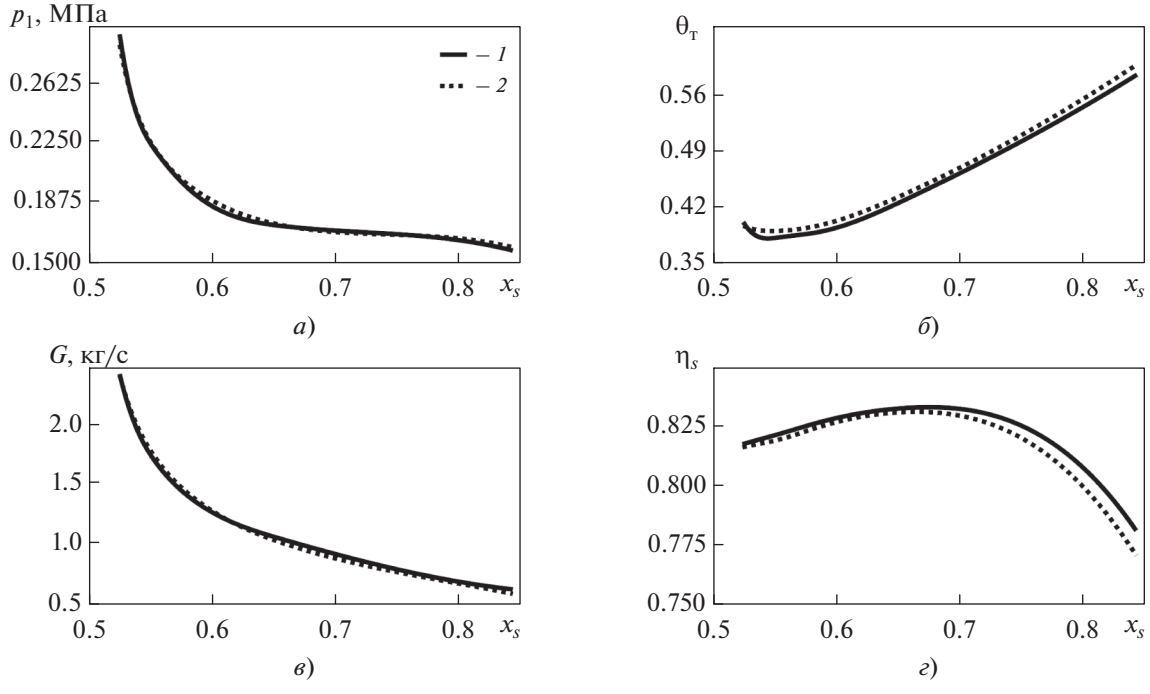


Рис. 7. Зависимость давления за НА p_1 (*а*), степени реактивности $\theta_т$ (*б*), массового расхода G (*в*) и изоэнтропийного КПД η_s (*г*) от относительной окружной скорости x_s для радиальной ступени.
Расчет: *1* – аналитический; *2* – по CFD-модели

этом можно отметить, что, как и при сравнении с экспериментальными данными для радиально-осевой ступени, значения КПД являются несколько завышенными.

На рис. 8, *а* показаны распределения давления в радиальном сечении ступени для каждого из семи расчетных случаев по мере увеличения степени расширения. Для удобства сравнения распре-

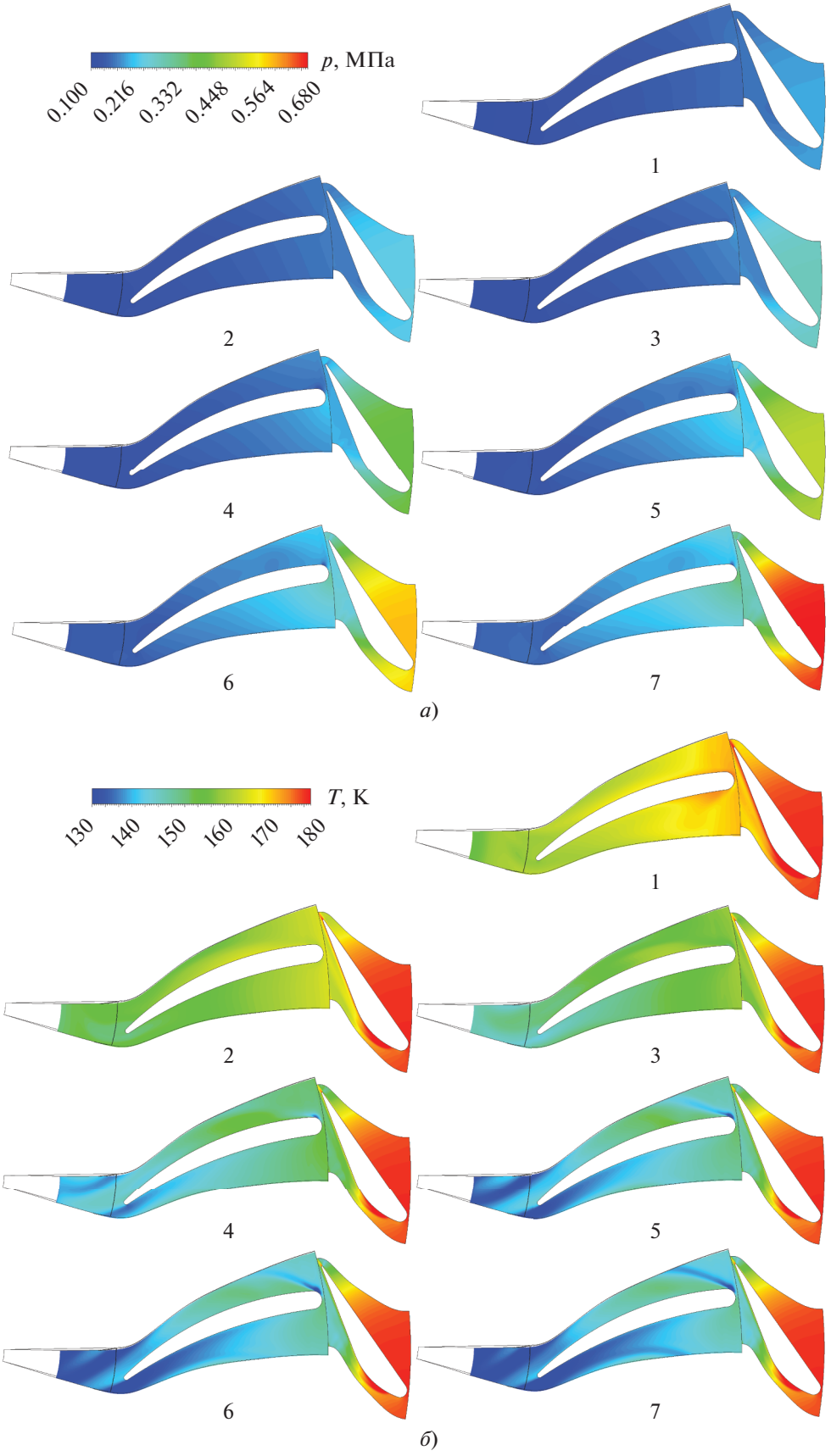


Рис. 8. Распределение давления p (*а*) и температуры T (*б*) в радиальном сечении при режимах 1–7 (см. табл. 1)

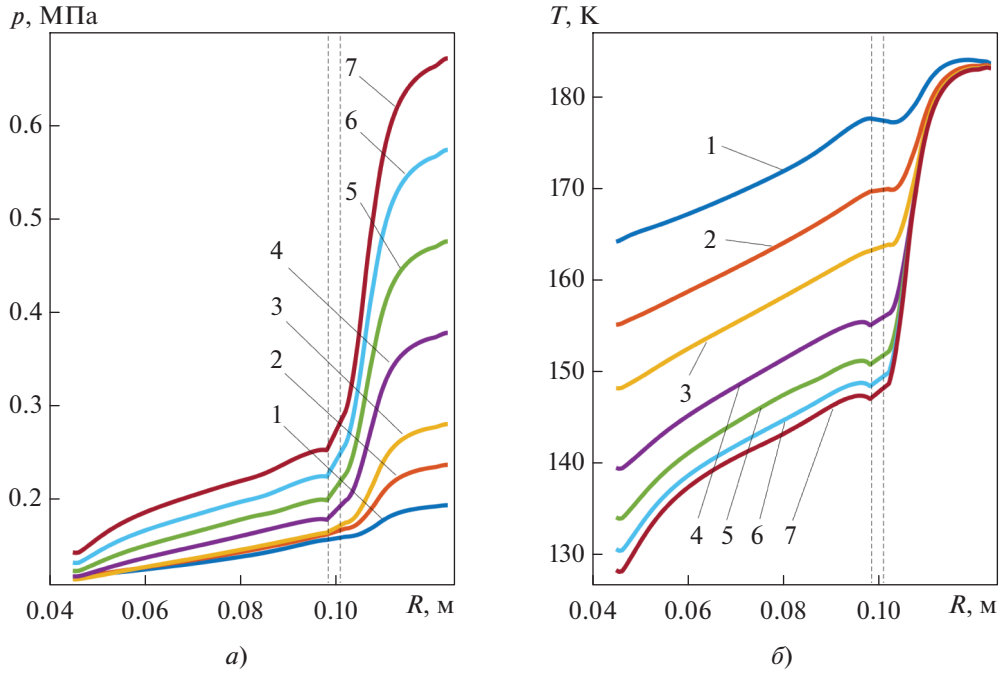


Рис. 9. Зависимость давления (*а*) и температуры (*б*) от радиуса ступени R вдоль центральной линии меридионального сечения при режимах 1–7 (см. табл. 1)

деления приведены к единой шкале давления, так же как и распределения на рис. 8, *б* к единой шкале температур. Так, видно, что давление в межлопаточном канале имеет неравномерности распределения, что не является новым результатом, однако свидетельствует о достоверности применяемого расчетного подхода, так как согласуется с известными результатами, например с [4].

По приведенным на рис. 8, *б* распределениям видно, что результаты качественно согласуются с представлениями о характере течения в ступени. Однако при этом заметно, что при увеличении степени расширения появляются области температурных неравномерностей. Это может быть вызвано отклонением угла потока при выходе из НА вследствие увеличения числа Маха и связанного с этим повышения потерь на ударный вход [8]. Кроме того, одной из причин появления неравномерностей может быть большое радиальное расстояние между НА и РК. Однако ввиду ограничений технологии изготовления элементов ступени уменьшение этого параметра представляется маловероятным.

Для наглядности результатов исследования приводятся также распределения давления и температуры в меридиональной проекции каналов РК и НА (см. рис. 9). Видно, что наиболее равномерный профиль (режим 3) соответствует проектной точке, или расчетному режиму. При увеличении степени расширения профили давления и температур приобретают искаженный вид. Так, на входе в РК (режимы 4–7) имеются ярко выраженные области повышения давления и температур, что сказывается на эффективности работы ступени в целом.

Подобные распределения могут быть наиболее полезными для оценки влияния объемной конденсации в проточной части, так как вследствие данного процесса неизбежно тепловыделение. Однако эта проблема не является темой настоящего исследования и представляется в виде направления для дальнейшего развития проекта.

Характеристика радиальной ступени

Построение турбокарт (turbomap), т.е. безразмерных характеристик турбинной ступени в зависимости от относительной окружной скорости $x_s/x_s^{\max}$ (здесь $x_s/x_s^{\max}$ означает нормирование на максимальное теоретическое значение x_s), не распространено в приложении к холодильным и тем более криогенным ТДА, так как для этого требуются длительные, сложные по постановке и дорогостоящие натурные испытания. В автомобилестроении, например, получили широкое распространение турбокарты в координатах “степень расширения – массовый расход” [14, 20], однако для ТДА такой вид малоинформативен, так как цели применения турбомашин различаются. Для автомобильных турбин целевой характеристикой является крутящий момент, передаваемый компрессорной ступени (т.е. меха-

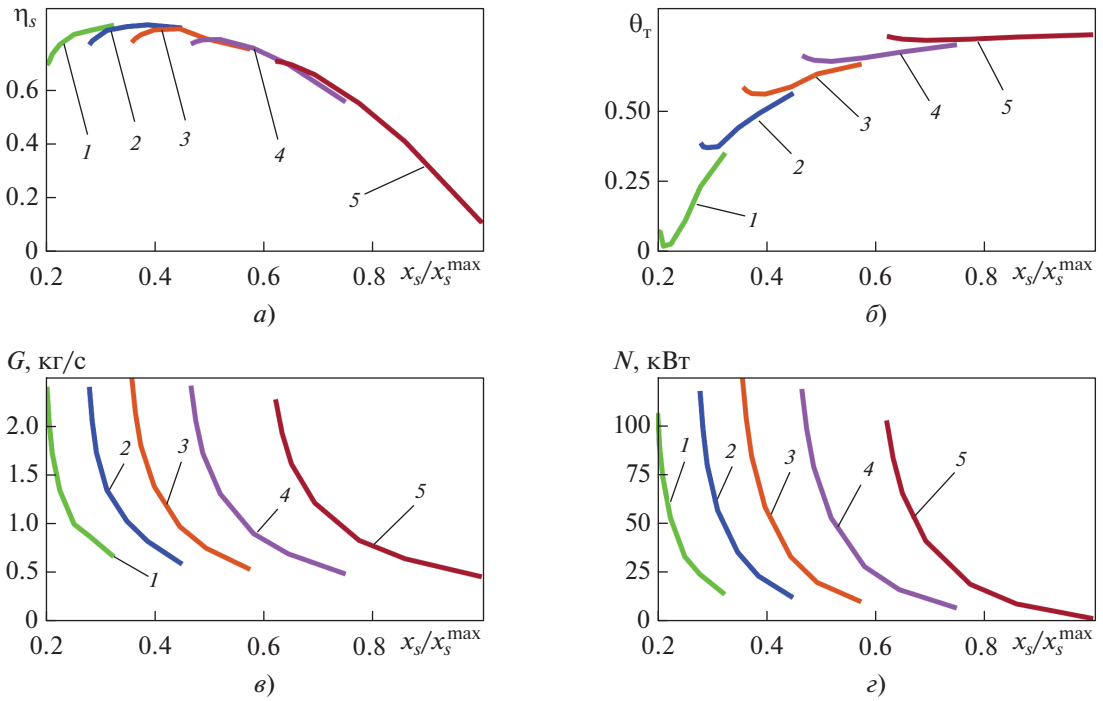


Рис. 10. Зависимость изоэнтропийного КПД (*а*), степени реактивности (*б*), массового расхода (*в*) и мощности ступени (*г*) от относительной окружной скорости, нормированной на максимальное теоретическое значение в радиальной ступени.
$n_{РК}$, мин$^{-1}$: *1* – 13000; *2* – 18000; *3* – 23000; *4* – 30000; *5* – 40000

ническая мощность в зависимости от расхода выхлопных газов и степени расширения) для наддува газа в двигатель внутреннего сгорания, а для ТДА – снижение температуры и давления потока, т.е. получение холодопроизводительности. Известны конструкции с установкой компрессорной ступени на вал ТДА, но она, как правило, используется в качестве дожимающего компрессора, а не основного. Для построения характеристик, представленных на рис. 10, изменяли давления на входе в рабочую полость в соответствии с табл. 1.

Видно, что с ростом частоты вращения максимальный изоэнтропийный КПД ступени падает, а степень реактивности растет. При этом интересно отметить, что при низких частотах вращения ступень практически переходит из реактивной в активную, т.е. степень реактивности становится ниже 0.25. В таком режиме не гарантируется устойчивая работа ступени согласно [5].

На рис. 11 для примера приведены распределения характеристик при переходе радиальной ступени с одного рабочего тела на другое (с сухого воздуха на метан) без изменения геометрической формы ступени, а также при одинаковой частоте вращения. Из представленных распределений видно, что одну и ту же геометрическую форму ступени можно использовать для различных газов, при этом за счет изменения режимных параметров можно добиться высоких значений изоэнтропийного КПД. Также стоит отметить, что переход на другое рабочее тело вызывает смещение характеристик по относительной окружной скорости, хотя качественно зависимости не меняются.

Видно, что распределения характеристик качественно согласуются, например, с [4, 6]. Таким образом, принимая во внимание непротиворечивость полученных результатов представлениям о процессе расширения газа в турбомашине, авторы рекомендуют использовать предложенную методику для проведения дальнейших исследований, например для оценки влияния объемной конденсации в проточной части парожидкостных ТДА на характеристику в нерасчетных режимах.

Помимо прочего, к явным плюсам применения одномерной методики можно отнести время, затрачиваемое на построение характеристики. Так, для проведения CFD-расчетов в трехмерной постановке требуется от нескольких дней до нескольких недель в зависимости от размера расчетной сетки, количества рассматриваемых режимов и вычислительной мощности. Для перебора большого числа вариантов этот подход слабо применим, ввиду чего CFD-моделирование предлагается как инструмент для проведения поверочных расчетов, так как имеет меньше допущений, в то время как одномерная методика пригодна для быстрого построения характеристики, пусть и с меньшей точностью.

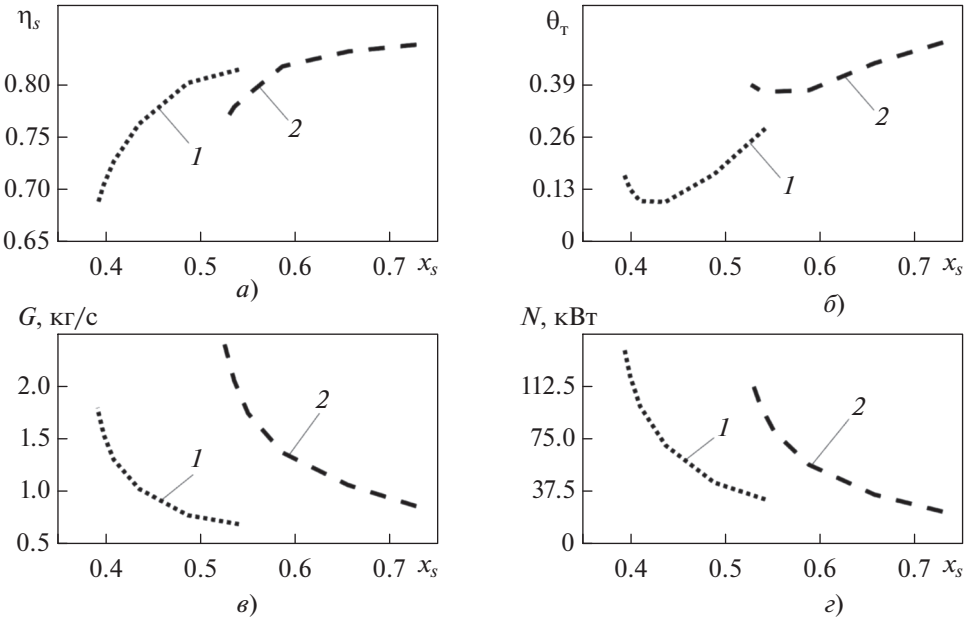


Рис. 11. Зависимость изоэнтропийного КПД (*а*), степени реактивности (*б*), массового расхода (*в*) и мощности ступени (*г*) от относительной окружной скорости при переходе радиальной ступени с метана (*1*) на воздух (*2*)

ВЫВОДЫ

1. Разработанная квазиодномерная методика расчета характеристик турбинной ступени при изменении режимных параметров и/или рабочего тела отличается от известных методик применением уравнений состояния реального газа, адаптацией к чисто радиальным ступеням, упрощенным подходом к определению давления на выходе из направляющего аппарата для оценки степени реактивности и возможностью перехода на другое рабочее тело, в том числе смесевое.

2. При сравнении результатов расчетов по одномерной методике и с применением CFD-расчета в трехмерной циклосимметричной постановке с экспериментальными данными других авторов для радиально-осевой ступени, работающей на газообразном гелии, получено их хорошее качественное и количественное согласование.

3. При сравнении результатов расчетов по одномерной методике и с применением CFD-метода для чисто радиальных ступеней получено их хорошее качественное и количественное согласование.

4. На расчет характеристики по разработанной методике требуется несколько часов, в то время как на CFD-расчет (в зависимости от размерности сетки и доступных вычислительных мощностей) – от одного дня до нескольких недель. Для перебора большого количества вариантов CFD-моделирование слабо применимо, ввиду чего предлагается использовать его как инструмент для проведения поверочных расчетов, так как CFD-подход имеет меньше допущений, учитывает неравномерность распределения характеристик в межканальном пространстве, в отличие от одномерного подхода.

5. Характеристики радиальной ступени, работающей на воздухе (турбокарта), при переходе на другое рабочее тело (в качестве примера выбран метан) качественно не меняются, однако смещаются одна от другой вдоль оси относительной окружной скорости.

6. Дальнейшее развитие методики связано с учетом возможных фазовых переходов (объемной конденсации) в проточной части.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Архаров А.М., Марфенина И.В., Микулин Е.И.** Криогенные системы. М.: Машиностроение, 1996.
2. **Лунькова Л.Г., Разумов И.К.** Анализ существующих технологий, применяемых в крупнотоннажном производстве СПГ // Газовая промышленность. 2019. № 6. С. 62–67.
3. **Разделение** воздуха методом глубокого охлаждения: Технология и оборудование / под ред. В.И. Епифановой, Л.С. Аксельрода. М.: Машиностроение, 1964.
4. **Епифанова В.И.** Низкотемпературные радиальные турбодетандеры: учеб. для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1974.
5. **Давыдов А.Б., Кобулашвили А.Ш., Шерстюк А.Н.** Расчет и конструирование турбодетандеров. М.: Машиностроение, 1987.
6. **Машины** низкотемпературной техники. Криогенные машины и инструменты: учеб. для вузов /

под общ. ред. А.М. Архарова, И.К. Буткевича. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015.

7. **Михальцев В.Е., Моляков В.Д.** Теория и проектирование газовой турбины: учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020.
8. **Розеноер Т.М.** Расчет турбодетандера. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.
9. **Свид.** о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2023680809 РФ. Программа для определения характеристики ступени радиального турбодетандера на нерасчетных режимах / А.А. Сидоров, А.К. Ястребов. Заявл. 28.09.2023. Опубл. 05.10.2023.
10. **Свид.** о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2022660181 РФ. Специальный расчетный модуль “Объемная конденсация” / А.А. Сидоров, А.К. Ястребов. Заявл. 28.04.2022. Опубл. 31.05.2022.
11. **Redlich O., Kwong J.N.S.** On the thermodynamics of solutions. V. An equation of state. Fugacities of gaseous solutions // Chem. Rev. 1940. V. 1. No. 44. P. 233–244.
12. **Карагусов В.И.** Низкотемпературные машины: учеб. пособие. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016.
13. **Сидоров А.А., Ястребов А.К.** Численное моделирование процесса детандирования в турбоагрегате расширительного типа методом конечных объемов // Теплоэнергетика. 2021. № 8. P. 17–25. https://doi.org/10.1134/S0040363621070043
14. **Проектирование**, испытание и CFD-расчет турбокомпрессора для наддува среднеоборотного ДВС / А.И. Боровков, И.Б. Воинов, Ю.Б. Галеркин, Р.В. Каминский, А.А. Дроздов, О.А. Соловьева, К.В. Солдатова // Глобальная энергия. 2020. № 4. С. 5–22.
15. **Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М.** Гидродинамика. Т. VI: Теоретическая физика. 6-е изд. М.: Физматлит, 2015.
16. **Anderson J.** Computational fluid dynamics: the basics with applications. McGraw-Hill: Mechanical Engineering Series, 1995.
17. **Свид.** о гос. регистрации программы для ЭВМ № 023680810 РФ. Программа для определения оптимальных характеристик ступени радиального турбодетандера на расчетном режиме / А.А. Сидоров, А.К. Ястребов. Заявл. 28.09.2023. Опубл. 05.10.2023.
18. **NIST Standard** Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP. Version 10.0 / E.W. Lemmon, I.H. Bell, M.L. Huber, M.O. McLinden. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, 2018.
19. **ТУ 0271-135-31323949-2005.** Гелий газообразный (сжатый). М.: ВНИИГаз, 2006.
20. **Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А.** Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом: М.: Легион-Автодата, 2007.

Method for Determining the Characteristics of a Radial Turbo Expander for Mixed Working Fluids in Nondesign Modes

A. A. Sidorov[a, *] and A. K. Yastrebov[a]

[a] *National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia*

**e-mail: AlexSid-MPEI@yandex.ru*

Abstract—The work is devoted to determining the characteristics of turbine stages in off-design modes that arise when pressures and temperatures change before or after the stage, a transition to a different rotation speed, or, for example, when the composition of the working fluid changes. As part of the project, a quasi-one-dimensional method for calculating the characteristics of a turboexpander assembly (TEA) stage when changing operating parameters and/or working fluid has been developed, which differs from known methods by using the equations of the state of real gas, adaptation to purely radial stages, and a simplified approach to determining the pressure at the outlet of the guide vane for assessing the degree of reactivity and the ability to switch to another working fluid, including a mixed one. The analytical methodology was verified by comparison with the experimental data of other authors and the results of calculations using CFD methods for radial-axial stages as well as with approaches to the calculation of purely radial turbomachines due to the lack of experimental data for this type of TEA in the public domain. An extended characteristic of a radial stage operating in air (turbo map) was constructed, and the dependences of the isentropic efficiency, degree of reactivity, mass flow and power of the stage on the relative circumferential speed were assessed. An assessment was made of the impact of switching to another working fluid (for example, switching from air to methane was chosen). It is shown that the characteristics do not change qualitatively but they shift from one another along the axis of the relative peripheral velocity. Further development of the technique involves taking into account possible phase transitions (volume condensation) in the flow part.

Keywords: turboexpander, CFD methods, calculation methods, speed plan, gas mixtures, thermogasdynamics, turbo map, degree of reactivity, mass flow, stage power, relative peripheral speed