

УДК 621.438.001 2 (02)

В.А. ГРИГОРЬЕВ, Д.С. КАЛАБУХОВ, В.М. РАДЬКО*Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Российская Федерация*

ЧИСЛЕННОЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ ТУРБИН СВЕРХМАЛОЙ МОЩНОСТИ

Рассмотрены проблемы создания и расчета виртуальных численных моделей одноступенчатых центростремительных турбин сверхмалой мощности (ЦС ТСММ). Приведена методика построения расчетной области течения потока в ЦС ТСММ и конечно-элементной сетки, накладываемой на эту область. Обоснован выбор моделей турбулентности, применяемых при постановке численных экспериментов. Получены характеристики мощностного КПД и удельного расхода рабочего тела для ЦС ТСММ в зависимости от степени понижения давления $\pi_T = 1.5...5$ и степени нагруженности $Y_T = 0,05...0,5$. Проведена верификация результатов численного эксперимента с данными физического эксперимента для турбин с полным и парциальным впуском рабочего тела.

Ключевые слова: турбина сверхмалой мощности, численный эксперимент, КПД, удельный расход рабочего тела, верификация

Введение

Небольшие центростремительные турбины достаточно широко применяются в составе турбоприводов сверхмалой мощности (ТПСММ), что обусловлено относительной простотой их изготовления и повышенной, по сравнению с осевыми турбинами, энергетической эффективностью на близких к оптимальным режимам работы по параметру нагруженности Y_T [1]. Ввиду особенностей течения потока в малых каналах ТПСММ, газодинамические исследования последних носят, в основном, экспериментальный характер, поскольку известные теоретические методы расчетов течения в лопаточных машинах обуславливают низкую сходимость результатов расчетов с данными эксперимента. Малоразмерность ТПСММ затрудняет экспериментальное измерение параметров течения в процессе экспериментов. Для того чтобы уменьшить влияние измерительных приемников на структуру течения, их делают с очень малым внешним диаметром (менее 0,15 мм). Это приводит к низкой жесткости приемников давления и температуры, их быстрому засорению и большой инерционности [1]. Для измерения крутящего момента на валу турбины $M_{кр}$ требуются очень чувствительные динамометры, позволяющие фиксировать $M_{кр}$ с величинами до $1 \cdot 10^{-2}$ Н·м. Из-за высоких частот вращения турбины нужно применять долговечные быстроходные подшипники.

Все перечисленные выше факторы приводят к удорожанию натуральных физических экс-

периментов, а также к пониженному доверию результатам по сравнению с аналогичными исследованиями полноразмерных турбин. В связи с этим интерес представляют численные методы исследования газодинамических процессов в ТСММ, лишенные недостатков физического эксперимента. В данной работе предложены основные подходы к планированию и постановке вычислительного эксперимента как с целью его верификации с натурным экспериментом, так и с целью обеспечения возможности использования его результатов при формировании универсальных математических моделей энергетических критериев оценки эффективности ЦС ТСММ.

1. Основные требования к расчетным моделям одноступенчатых ЦС ТСММ для численных газодинамических исследований

В данной работе поставлена задача создания расчетных моделей одноступенчатых ЦС ТСММ, которые должны удовлетворять следующим требованиям:

– **модульности модели**, т.е. стационарные (СА, выходное устройство или канал) и вращающиеся (РК) элементы модели должны быть выполнены в виде отдельных блоков-модулей, которые при необходимости можно быстро заменить;

– **параметризации модулей**, т.е. изменение входных параметров в программе построения геометрии должны приводить к автоматизированному перестроению как профилей в частности, так и проточной части в целом;

– **ограничения расчетной области периодическими граничными условиями**, если модель полностью состоит из повторяющихся элементов (каналы СА с полным впуском и РК);

– **возможности наложения различных типов расчетной сетки на расчетную область**, например, структурированную гексаэдральную и неструктурированную тетраэдральную;

– **адаптивности модели** к расчетам с различными моделями теплообмена, турбулентности, теплофизическими свойствами рабочего тела;

– модель должна позволять проводить расчет при наличии **шероховатостей стенок** (т.к. в малых каналах влияние шероховатости может быть довольно значительным [1]);

– **возможности квазистационарной постановки проведения расчетов** модели турбины вместо непосредственного моделирования вращения лопаток РК в нестационарной постановке в целях экономии времени расчетов;

– **обеспечения высокой точности и производительности вычислений**;

– **предельной информативности** результатов численных экспериментов;

– **возможности проведения расчетов на многопроцессорных кластерных системах и суперкомпьютерах**.

Анализ существующих пакетов вычислительной гидрогазодинамики показал, что на сегодняшний день для построения расчетных моделей, удовлетворяющих перечисленным требованиям, целесообразно применять пакет Ansys CFX.

2. Расчетная область течения и создание ее геометрической модели

На выбор расчетной области течения непосредственное влияние оказывают цели моделирования. В нашем случае таких целей две:

1. Верификация результатов численных исследований ЦС ТСММ с данными физических экспериментов;

2. Определение энергетических критериев эффективности ЦС ТСММ путем проведения численных исследований по плану эксперимента, описанному в [2].

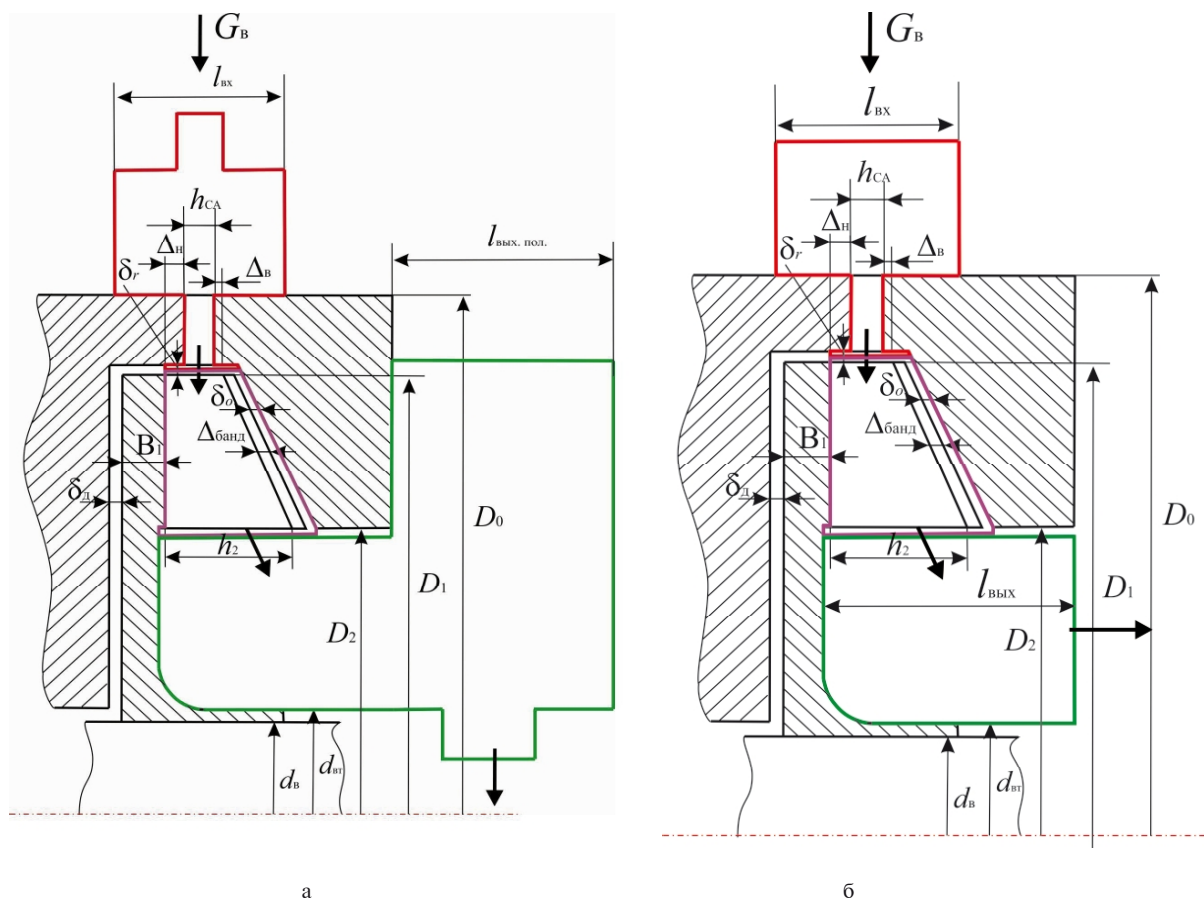


Рис. 1. Варианты расчетных областей течения потока в ЦС ТСММ: а) с имитацией входной и выходной полостей экспериментального стенда; б) без имитации полостей стенда

Поскольку данные физического эксперимента получены при работе турбин в системе экспериментального стенда, то для правильной верификации результатов численных исследований необходимо виртуальное воспроизведение течения потока во входной и выходной полостях стенда, что требует придания расчетной области соответствующей геометрии (см. рис. 1а).

Для достижения второй цели моделирования объектом исследования может быть либо турбина, либо турбопривод. Однако из-за сложностей, связанных с начальным проектированием входных и выходных устройств турбоприводов [2], в данной работе моделирование расчетной области ограничено геометрией турбины, а также входной и выходной границей, которые устанавливаются на некотором удалении от лопаточных венцов (см. рис. 1б). Это удаление связано с необходимостью охвата турбулентных вихрей, особенно за рабочим колесом. Приемлемая величина протяженности входного и выходного участков расчетной области принимается примерно равной ширине лопаточного венца [3].

Расчетная область, изображенная на рис. 1а и 1б, учитывает течение в осевом и радиальном зазорах, однако не имитирует утечки в зазор между диском РК и корпусом СА. Это связано с трудностями достижения устойчивого решения в CFX при большой относительной площади кольцевого вращающегося элемента.

Геометрия расчетной области строилась для трех отдельных модулей – СА, РК и выходного канала – средствами геометрического построителя Design Modeler. Все модули параметризованы, т.е. проточная часть турбины автоматизировано перестраивается при изменении величин следующих параметров:

- диаметральных и осевых габаритов проточной части, выражающихся через безразмерные факторы плана эксперимента [2], соответствующие определенным геометрическим соотношениям;

- величин нижней и верхней перекрыш;
- основных характеристик профилей СА и РК;
- числа лопаток;

- размеров дуги впуска СА в случае парциальной турбины;

- габаритов входного и выходного каналов.

На рис. 2 изображена параметризованная схема профиля рабочего колеса ЦСТСММ.

Расчетная область модулей РК, а также СА с полным впуском ограничивалась помимо входных, выходных, верхних и нижних границ еще и границами периодичности, которые стыкуются с аналогичными границами такого же периодического элемента. Граница перио-

дичности представляет собой вытянутую по высоте межлопаточного канала (с учетом зазора между бандажом РК и статором) его среднюю линию.

Принцип построения геометрии расчетной области СА и РК основан на исключении твердого тела соответствующего модуля потоком газа, превышающего размеры проточной части элемента.

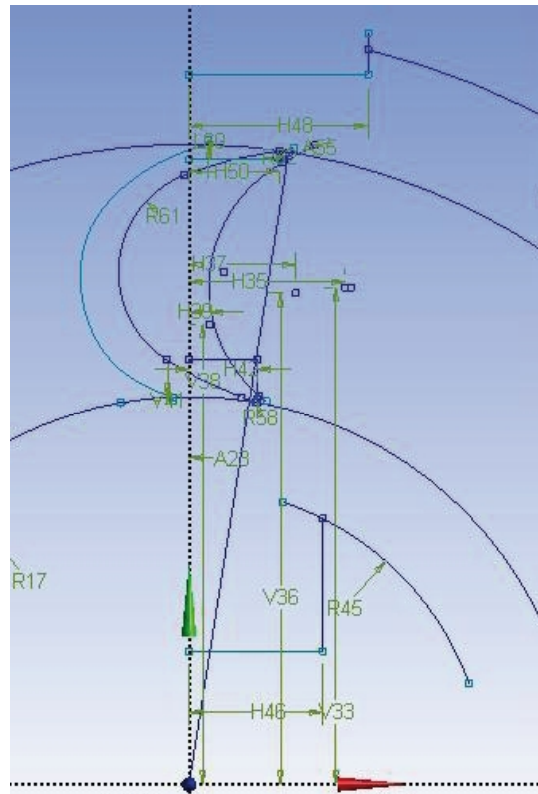


Рис. 2. Параметризованный профиль лопатки РК

3. Выбор расчетной сетки

Наложение расчетной сетки – очень ответственный этап построения конечно-элементной расчетной модели, поскольку от типа, детализации и характера наложения сетки зависит качество конечного результата численного моделирования. Задача построения расчетной сетки усложняется при сложной пространственной форме расчетной области. Именно такой формой расчетной области обладает геометрическая модель течения в проточной части ТСММ.

Выбор типа расчетной сетки следует осуществлять исходя из соображений по допустимому времени построению сетки и допустимому времени расчета, обеспечивающего приемлемую сходимость решения дифференциальных уравнений. Структурированные гексаэдральные сетки позволяют быстро достичь сходимости

при больших затратах времени на ее построение. Неструктурированные сетки обладают противоположными качествами [4]. Для решения задач численного моделирования ЦС ТСММ выбрана неструктурированная тетраэдральная сетка исходя из следующих соображений:

- доступности значительного объема вычислительных ресурсов на суперкомпьютере «Сергей Королев» СГАУ, сводящий недостаток по потребному времени расчета на неструктурированной сетке к незначительному;

- большого количества требуемых расчетных моделей, превышающих 500 единиц, что требует значительной автоматизации процесса построения сетки из-за ограниченных временных ресурсов;

- данных по численному моделированию в ступенях малорасходных турбин [5], показывающих, что для расчета обтекания достаточно применять гибридные тетраэдральные неструктурированные сетки с призматическими слоями в областях пограничного слоя, содержащие 200...400 тыс. ячеек на лопаточный венец.

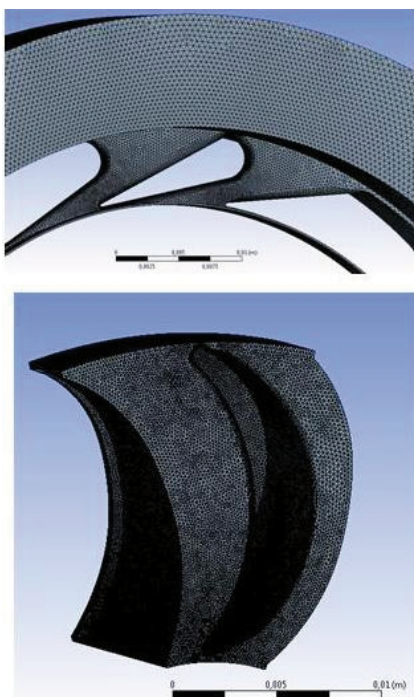


Рис.3. Фрагменты расчетной сетки для парциальной СА и периодического элемента РК

Указанный выше диапазон числа ячеек соответствует грубой сетке на сложной геометрии, поэтому в данной работе на расчетную область модуля СА с учетом входного канала накладывалась сетка с числом ячеек от 2 до 10 млн. в зависимости от количества межлопаточных каналов и сложности геометрии расчетной области. На периодический элемент РК на-

кладывалась подробная сетка с числом ячеек от 500 до 800 тыс., а на область выходного канала – умеренно подробная с числом ячеек от 70000 до 200000. На рис.3 показаны фрагменты расчетной сетки для парциальной СА и периодического элемента РК.

4. Основные условия и допущения, принятые при моделировании расчетной области течения

Виртуальная модель течения в проточной части ЦС ТСММ условно имитирует реальное протекание газодинамических процессов, т.к. при ее создании были приняты следующие условия и допущения:

- рабочее тело – идеальный газ;
- поток на входе в расчетную область осесимметричный;
- отсутствует окружная неравномерность потока в СА и РК;

- учитывается течение в осевом и радиальном зазорах, но не учитываются утечки газа в зазор между диском РК и корпусом СА;

- параметры потока на поверхностях сопряжения стационарных и вращающихся элементов проточной части передаются через кольцевую поверхность-интерфейс типа «frozen rotor», т.е. без осреднения параметров по окружному направлению;

- граничные условия: на входе задается давление заторможенного потока p_0^* и температура ($T_0^* = 288$ К), на выходе из патрубка – осредненное статическое давление (101,33 кПа).

- на стенках поставлено условие прилипания потока с моделированием шероховатости в соответствии с ее реальным значением (15-16 мкм).

5. Верификация численной газодинамической модели одноступенчатой ЦС ТСММ

Вычислительные эксперименты проводились с моделью ЦС ТСММ, схема и основные параметры которой представлены на рис. 4. Параметры расчетного режима данной турбины $\pi_T = 6$ и $Y_T = 0,3$.

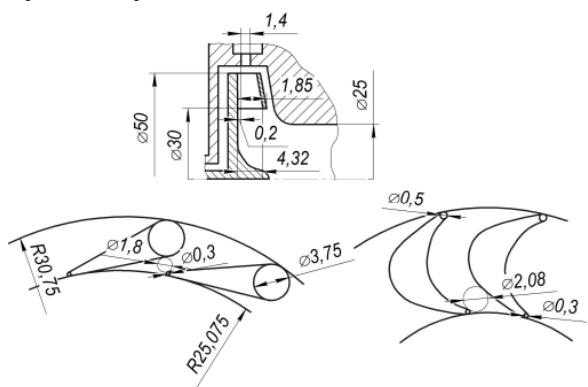


Рис. 4. Схема испытуемой ЦС ТСММ

Для качественной верификации результатов вычислительного эксперимента его следует проводить по уже использованному плану для получения экспериментальных данных на тормозном стенде. В этом плане полного факторного эксперимента 4^2 в качестве варьируемых факторов задавались значения давления на входе в турбину p_0^* и частота вращения РК n из диапазонов значений 152...507 кПа и 7000...49000 мин^{-1} соответственно при четырех значениях степени парциальности $\varepsilon = 0,143; 0,286; 0,5; 1$.

Параметры степени понижения давления π_T и нагруженности Y_T , от которых строят характеристики КПД и удельного расхода рабочего тела, рассчитывались по формулам $\pi_T = p_0^* / p_2$ и

$$Y_T = \frac{\pi D_1 n}{60 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^k} \right)}}$$

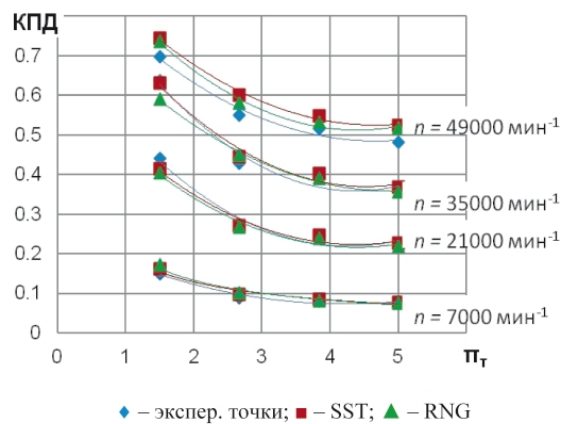
Достоверность результатов численных экспериментов зависит от множества факторов, часть из которых задается исследователем исходя из не полностью формализуемых соображений. Помимо геометрии расчетной области, типа расчетной сетки и степени ее дискретизации, значительное влияние на результаты расчетных исследований может оказать выбор модели турбулентности и величины интенсивности турбулентности на входе в расчетную область.

Влияние интенсивности турбулентности на КПД турбины было исследовано при моделировании турбулентности в потоке замыканием осредненных уравнений Навье-Стокса по Рейнольдсу методом сдвиговых напряжений Ментора (SST) в диапазоне чисел $\pi_T = 1,5...5$ и $Y_T = 0,04...0,51$. В результате получено, что в такой постановке задачи начальная турбулентность с интенсивностью от 1 до 25% практически не влияет на КПД турбины, поэтому для дальнейших исследований следует задавать автоматическое определение интенсивности и масштаба турбулентности на входном граничном условии в препроцессоре CFX.

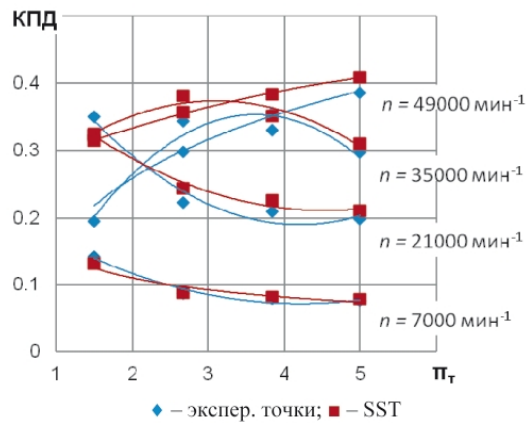
Известны модели турбулентности на основе осреднения по Рейнольдсу (RANS) двух классов: с использованием концепции турбулентной вязкости (решаются один или два уравнения турбулентности), либо с использованием динамики напряжений Рейнольдса (RMS-модели с семью дополнительными уравнениями переноса напряжений Рейнольдса) [6]. С целью сокращения времени на вычислительный эксперимент был проведен анализ наиболее

подходящих для расчета течения в ЦСТСММ моделей турбулентности. В ходе анализа были отобраны модели SST, модифицированная версия $k-\varepsilon$ – RNG, а также большинство моделей RSM, доступных в препроцессоре CFX.

Модель SST может быть эффективной благодаря ее приспособленности как к расчетам ядра потока, так и пристеночных пограничных слоев, что особо важно при расчетах малых каналов с развитым пограничным слоем. Применение модели RNG хорошо согласует расчетные и экспериментальные данные при относительно малых числах Рейнольдса, большой кривизне линий тока и в областях больших деформаций поля скорости [6], имеющих место в ТСММ.



а



б

Рис. 5. Сравнение результатов натурального и вычислительного эксперимента ЦС ТСММ: а) $\varepsilon = 1$; б) $\varepsilon = 0,143$

Расчеты на RSM моделях привели к потере сходимости уже на первых итерациях, видимо, из-за сложной геометрии расчетной области. Впрочем, затруднение сходимости процессов расчета – известный недостаток этих моделей [6].

Критерием сходимости расчетов являлось достижение величины среднеквадратичной невязки, равной $5 \cdot 10^{-4}...5 \cdot 10^{-5}$.

Для удобства сравнения результатов вычислительного и натурального экспериментов характеристики представлены в координатах $Y_T = f(\pi_T)$ при различных $n = \text{const}$. КПД-характеристика представлена на рис. 5. Из рис. 5а следует, что для турбины с $\varepsilon = 1$ погрешность вычислений возрастает с увеличением n во всем диапазоне π_T . Вероятно, это связано с увеличением нестационарности обтекания входной кромки РК, которая не учитывается квазистационарным методом расчета потока. Также при высоких n в ЦС ТСММ достаточно велики дисковые потери, которые не учитываются расчетной моделью течения. Отметим, что все рассчитываемые режимы были нерасчетными.

Анализ результатов верификации экспериментов также показал, что величины средней относительной погрешности $\delta\eta_T$ по всем исследуемым режимам составили 4,35% и 4,97% для моделей SST и RNG соответственно, что немногим выше максимальной погрешности экспериментального определения КПД, равной 4,2. В связи с этим для вычислений допустимо использовать обе модели.

На рис. 5б показаны КПД-характеристики, полученные расчетным (модель SST) и экспериментальным путем для парциальной ЦС ТСММ с $\varepsilon = 0,143$. Из него видно, что приемлемые величины погрешностей до 4,2% можно получить лишь при малых значениях $n \sim 7000 \text{ мин}^{-1}$ ($Y_T \leq 0,1$). Поскольку у турбин с низкой парциальностью потери на дисковое

трение и вентиляцию весьма существенны даже при умеренных $Y_T \sim 0,2$, то подтверждается предположение о недостаточном влиянии этих потерь в численной модели при малых π_T .

Аналогичные вычислительные эксперименты для турбин с $\varepsilon = 0,286$ и $\varepsilon = 0,5$ показали удовлетворительную сходимость с натурным экспериментом в диапазоне значений $\pi_T = 1,5 \dots 5$ и $Y_T = 0,1 \dots 0,4$. Поэтому расчетное определение КПД-характеристики допустимо проводить в указанных выше диапазонах значений режимных параметров при $\varepsilon \geq 0,286$.

На рис. 6 показаны зависимости приведенного удельного расхода рабочего тела $(G/N)_{\text{пр}}$ от Y_T для значений $\pi_T = 1,5$ и $\pi_T = 5$ при $\varepsilon = 1$. При низких значениях π_T , являющихся глубоко нерасчетными для данной турбины, заметно расхождение между натурным и вычислительным экспериментом. Это можно объяснить значительными погрешностями в расчете действующих на лопатку газовых сил, связанные с неверным распределением давления в зазоре между СА и РК (т.е. ошибкой в определении реактивности турбины) из-за неверного определения решателем CFX структуры течения при больших углах атаки на РК. Для турбин со значениями $\pi_T = 3 \dots 5$ расчетные и экспериментальные кривые $(G/N)_{\text{пр}}$ практически совпадают. Определять $(G/N)_{\text{пр}}$ численными методами рекомендуется при $\varepsilon \geq 0,286$ на расчетных режимах (и близких к ним) в диапазонах значений $\pi_T = 1,5 \dots 5$ и $Y_T = 0,1 \dots 0,4$.

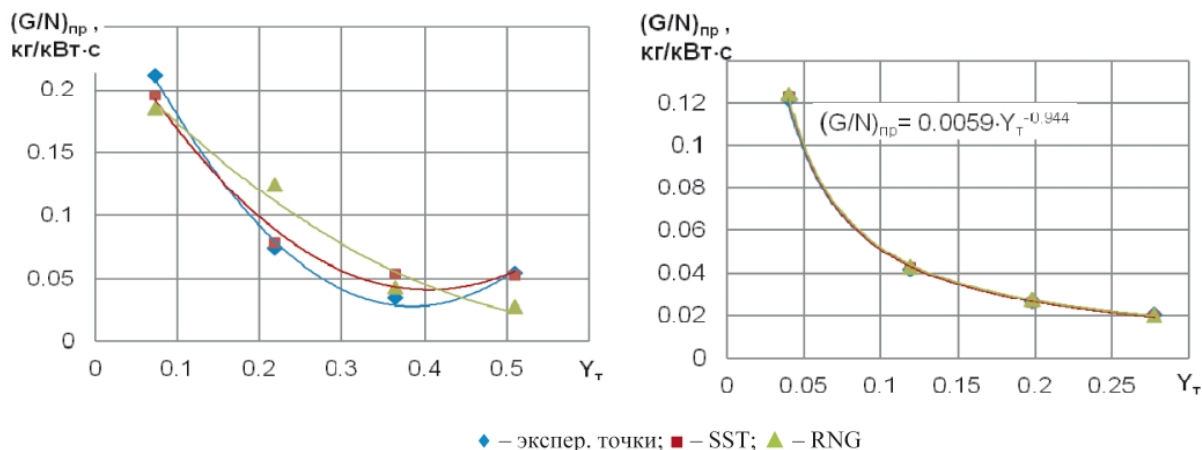


Рис. 6. Зависимости удельного расхода рабочего тела от параметра нагруженности Y_T : а) $\pi_T = 1,5$; б) $\pi_T = 5$

Заключение

В статье приведены подходы к формированию расчетных конечно-элементных моделей одноступенчатых ЦС ТСММ, в целом справедливые и для других типов турбин сверхмалой мощности. Изучено влияние моделей турбулентности на результаты вычислительного

эксперимента, выявившее пригодность SST и k - ε RNG моделей для численных исследований. Проведена верификация вычислительного и натурального эксперимента, результаты которой показали допустимость проведения численных газодинамических исследований в ЦС ТСММ в диапазонах режимов работы турбины $\pi_T = 1,5 \dots 5$, $Y_T = 0,1 \dots 0,4$ и степени парциальности

$\varepsilon = 0,286...1$. Поэтому в дальнейшем рекомендуется использовать вычислительный эксперимент с целью составления универсальных зависимостей КПД и удельного расхода рабочего тела от геометрических параметров ЦС ТСММ в указанных диапазонах режимных параметров и парциальности.

Литература

1. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины [Текст] / А.С. Наталевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 192 с.
2. Григорьев В. А. Планирование факторного эксперимента при испытаниях одноступенчатых турбин сверхмалой мощности [Текст] / В. А. Григорьев, В. М. Радько, Д.С.Калабухов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – Самара, 2011. – № 6. – С.81-91.
3. Батулин О.В. Исследование рабочего процесса в ступени осевой турбины с помощью универсального программного комплекса Ansys CFX: метод. указания [Электронный ресурс] / О.В.Батулин, Д.А.Колмакова, В.Н.Матвеев [и др.]. – Самара: Изд-во Самар.

гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – Заглавие с экрана. – Режим доступа: <http://mlbp.narod.ru/uop/trlm/lab2.pdf>

4. Алексенский В.А. Модернизация консольно-моноблочных центробежных насосов с использованием методов CFD / В.А. Алексенский, А.А. Жарковский, Н.Г. Першаков [Электронный ресурс] // Известия Самарского научного центра РАН. – Самара, 2012. – Заглавие с экрана. – Режим доступа: http://www.ssc.smr.ru/media/journals/izvestia/2012/2012_1_328_331.pdf
5. Епифанов А.А. Расчет трехмерного течения в ступенях малорасходных турбин [Текст] / А.А. Епифанов, А.И. Кириллов, В.А. Рассохин // науч.-техн. ведомости СПбГПУ. Наука и образование. – Санкт-Петербург: Изд-во Политехнического университета. – 2012. – № 1. – С.65-70.
6. Снегирев А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений [Текст]: учеб. пособие /А.Ю. Снегирев. – СПб.: Изд-во Политехн.ун-та, 2009. – 143 с.

Поступила в редакцию 01.06.2013

В.О. Григор'єв, Д.С. Калабухов, В.М. Радько. Чисельне газодинамічне моделювання одноступінчастих доцентрових турбін надмалої потужності

Розглянуто проблеми створення та розрахунку віртуальних чисельних моделей одноступінчастих доцентрових турбін надмалої потужності (ДЦ ТНМП). Наведено методику побудови розрахункової області течії потоку в ДЦ ТНМП і скінченно-елементної сітки, що накладається на цю область. Обґрунтовано вибір моделей турбулентності, застосованих при постановці чисельних експериментів. Отримано характеристики потужнісного ККД і питомої витрати робочого тіла для ДЦ ТНМП залежно від ступеня пониження тиску $\pi_T = 1.5 \dots 5$ і ступеня завантаженості $Y_T = 0,05 \dots 0,5$. Проведено верифікацію результатів чисельного експерименту з даними фізичного експерименту для турбін з повним і парціальним впусканням робочого тіла.

Ключові слова: турбіна надмалої потужності, чисельний експеримент, ККД, питома витрата робочого тіла, верифікація

V.A. Grigoriev, D.S. Kalabuhov, V.M. Radko. Numerical gas-dynamic simulation of single-stage centripetal ultralow power turbine

The problems of virtual numerical models of single-stage centripetal ultralow power turbine (CULPT) creation and evaluation are considered. The construction technique of the flow stream calculation area in the CULPT and finite-element mesh, affixed to this area are shown. The choice of turbulence models used in the formulation of the numerical experiments. The characteristics of engine power and efficiency of specific consumption of the working fluid for the CULPT depending on the degree of pressure reduction $\pi_t = 1.5 \dots 5$ and the degree of loading $Y_t = 0.05 \dots 0.5$. The verification of numerical results with experimental data for turbines with total and partial inlet working fluid is made.

Keywords: ultralow power turbine, the numerical experiment, the efficiency, the specific consumption of the working body, the verification