

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ ЛОПАТОК ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА КПД ТУРБИНЫ

Варсегов В.Л. *, Абдуллах Б.Н.А.**

*Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева — КАИ,
КНИТУ-КАИ, ул. К. Маркса, 10, Казань, 420111, Россия*

** e-mail: varsegov@gmail.com*

*** e-mail: Kuragorony@gmail.com*

Статья поступила в редакцию 15.01.2020

Показана возможность использования стандартного пакета программ по гидрогазодинамике ANSYS CFX для расчета газодинамических характеристик осевой турбины малоразмерных турбореактивных двигателей (МТРД) при разных вариантах профилирования рабочих лопаток. В статье анализируются профильные потери, т. е. отрыв потока от поверхности профиля. Рассматривается вопрос о влиянии угла установки $\beta_{уст}$ и угла на входе рабочих лопаток β_1 на коэффициент полезного действия (КПД) турбины. Проектирование турбины осуществлено с помощью программы Solidworks, Fluid flow CFX. Для профилирования лопаток использована программа BladeGend. Построение структурированной гексаэдрической расчётной сетки для всех элементов ступени выполнено в Ansys Turbogrid.

Ключевые слова: осевая турбина МТРД, профилирование рабочих лопаток, оптимизация геометрии лопаток осевой турбины, КПД турбины, профильные потери.

Введение

При создании перспективных МТРД неизбежно возникает задача повышения газодинамической эффективности турбин, поскольку параметры турбины непосредственным образом влияют на топливную экономичность двигателя и в конечном итоге определяют его конкурентоспособность.

Основной целью проектирования турбин является поиск таких ее геометрических и кинематических параметров, при которых достигается заданная мощность, при минимальных габаритных размерах, массе, стоимости, а также обеспечиваются высокая эффективность работы и надежность в течение заданного ресурса.

Исследование механизма возникновения потерь в межлопаточных каналах турбины позволило существенно пересмотреть подходы к проектированию турбомашин. Например, конструктивные углы входа $\beta_{1л}$ и выхода $\beta_{2л}$ выполняют в решётке разные функции, и подход к их выбору не одинаков. Выбор значения $\beta_{1л}$ — один из ответственных

моментов подготовки к построению профиля: он связан с задачей минимизации потерь механической энергии. Более того, современные турбинные лопатки, как правило, существенно изогнуты в осевом и тангенциальном направлениях, концевые поверхности имеют сложные обводы, толщина лопаток и эпюры изменения параметров по высоте лопатки меняются по сложным законам. Предлагаемые мероприятия позволяют существенно сократить вторичные, концевые потери и потери, связанные с утечками в радиальном зазоре, и, следовательно, существенно повысить газодинамическую эффективность турбины в целом [1, 2].

Применение пакетов прикладных программ вычислительной газовой динамики (CFD), базирующихся на решении уравнений Навье—Стокса, в процесс проектирования позволило в значительной мере повысить точность проектировочных расчетов [3].

Оптимизация геометрических параметров направляющих и рабочих лопаток турбины являет-

ся важнейшим фактором улучшения газодинамических характеристик и повышения коэффициента полезного действия двигателя. Оптимизация лопаток осуществляется с помощью выбора формы лопаток и углов на входе $\beta_{1л}$ и на выходе $\beta_{2л}$ и других геометрических параметров, таких, как угол установки $\beta_{уст}$ и хорда профиля b , ширина решетки S , шаг решетки t и высота лопаток h [4, 5].

Расчетная модель и модели турбулентной вязкости

В настоящее время для описания турбулентных течений используют в основном методы, базирующиеся на решении уравнений Навье—Стокса. В данной работе была рассмотрена SST-модель Ментера (перенос сдвиговых напряжений), которая является некой комбинированной моделью турбулентности, основанной на использовании $k-\omega$ -модели в пристеночных областях и $k-\epsilon$ -модели в областях, находящихся на достаточном удалении от стенки. Этот комбинированный метод заключается в преобразовании уравнений $k-\epsilon$ -модели к $k-\omega$ -формулировке. Эта модель показала хорошие результаты при расчете течений в зоне отрыва и при сильном продольном градиенте давления. Она учитывает перенос касательных напряжений [6].

Для расчетов используются прямое численное моделирование (DNS) и модели, которые базируются на решении осредненных уравнений Рейнольдса (RANS). Трудности DNS заключаются в ограниченности компьютерных ресурсов. Поэтому модели турбулентности, используемые в инженерных расчетах, обычно базируются на решении осредненных уравнений Рейнольдса (RANS) [7].

В общем виде уравнения переноса, включающие одно или два дифференциальных уравнения, можно записать в следующем виде [8]:

$$\rho \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} = P - D + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \Gamma_\varphi) \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right] + A, \quad (1)$$

где ρ — плотность газа, кг/м³; \bar{u}_j — вектор осредненной локальной скорости конвективного движения газа, м/с; $\frac{\partial}{\partial x_j}$ — градиент величины по координатам x_j ; μ — динамический коэффициент вязкости; $\varphi, P, D, \Gamma_\varphi$ выбираются из табл. 1 в зависимости от вида уравнения.

В случае SST-модели последний член уравнения принимает вид

$$A = 2(1 - F_1) \rho \sigma_\omega \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}.$$

Расшифровка параметров в уравнении (1) для каждого вида уравнений приведена в табл. 1.

Проектирование осевой турбины МТРД

Численное моделирование газодинамики течения в элементах двигателя позволяет значительно сократить время и материальные затраты на проектирование узлов двигателя. Использована программа Ansys Workbench для проведения газодинамического расчета проточной части осевой турбины МТРД с целью повышения КПД турбины. Численное моделирование дало возможность провести газодинамический расчёт нескольких вариантов геометрии рабочих лопаток с различными углами на входе и позволило найти оптимальную геометрию рабочих лопаток, при которой достигались максимальное значение коэффициента полезного действия и минимальное значение профильных потерь рабочих лопаток турбины [9].

Таблица 1

Параметры в уравнении (1)

Обозначения	φ	P	D	Γ_φ
Кинетическая энергия	k	$\tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$\rho \epsilon$ или $\beta^* \rho k \omega$	$\frac{\mu_t}{\sigma_k}$
Скорость диссипации кинетической энергии	ϵ	$c_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$c_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$	$\frac{\mu_t}{\sigma_s}$
Удельная скорость диссипации	ω	$\alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$	$\beta \rho \omega^2$	$\sigma_\omega \mu_t$

Примечание. τ_{ij}, σ — касательные и нормальные напряжения, Н/м²; α, β — коэффициенты в уравнениях переноса

С помощью программы BladeGen осуществлялось профилирование лопаток турбины в двух сечениях (периферийном и втулочном) и выполнялись построения, которые полностью определяли проточную часть турбины. Все геометрические параметры, особенно существенно влияющие на эффективность работы турбины, заданы в нескольких вариантах с целью определения оптимальных профилей рабочих лопаток, при которых реализуется безотрывное течение по поверхности лопаток [10].

Для связи поверхностей рабочего колеса и диффузоров использовался интерфейс Stage (рис. 1). Данный тип интерфейса используется для решения задач в стационарной постановке, при этом параметры потока на границах раздела усредняются по окружности. Таким образом, данный тип интерфейса предназначен для определения интегральных характеристик ступени. Различные углы секторов рабочего колеса и диффузоров учитываются интерфейсом Stage автоматически [11, 12].

Объект исследований

В качестве объекта исследования рассмотрена проточная часть осевой турбины МТРД. Она состоит из направляющего аппарата и рабочего колеса. Основной акцент сделан на оптимизацию геометрии рабочих лопаток с целью повышения КПД турбины. Для анализа исходной конструкции

выполнен расчет трехмерного вязкого течения во всей проточной части турбины на достаточно мелкой сетке. В табл. 2 представлены исходные данные для проектирования одноступенчатой осевой турбины, использованные в расчете [13, 14].

Граничные условия и модели, используемые для проведения газодинамического расчета с помощью программы Ansys CFX, приведены в табл. 3.

Результат численного анализа лопаток осевой турбины

Течение реального рабочего тела в межлопаточных каналах турбины имеет сложный пространственный и нестационарный характер. Течение может быть до-, транс- или сверхзвуковым. Поток в лопаточной машине имеет значительную турбулентность. На лопатке есть области ламинарного, переходного и турбулентного течения, которые могут присутствовать одновременно в одном лопаточном венце. Вязкие и турбулентные области содержат напряжения, вызванные наличием больших градиентов давления по всем трем направлениям, наличием вращения из-за кривизны канала, наличием ударных волн, а также напряжения, вызванные взаимодействием скачков уплотнения с пограничным слоем. Реальная структура потока в межлопаточном канале имеет сложный характер (рис. 2). Так, наряду с основным течением рабочего тела существуют паразит-

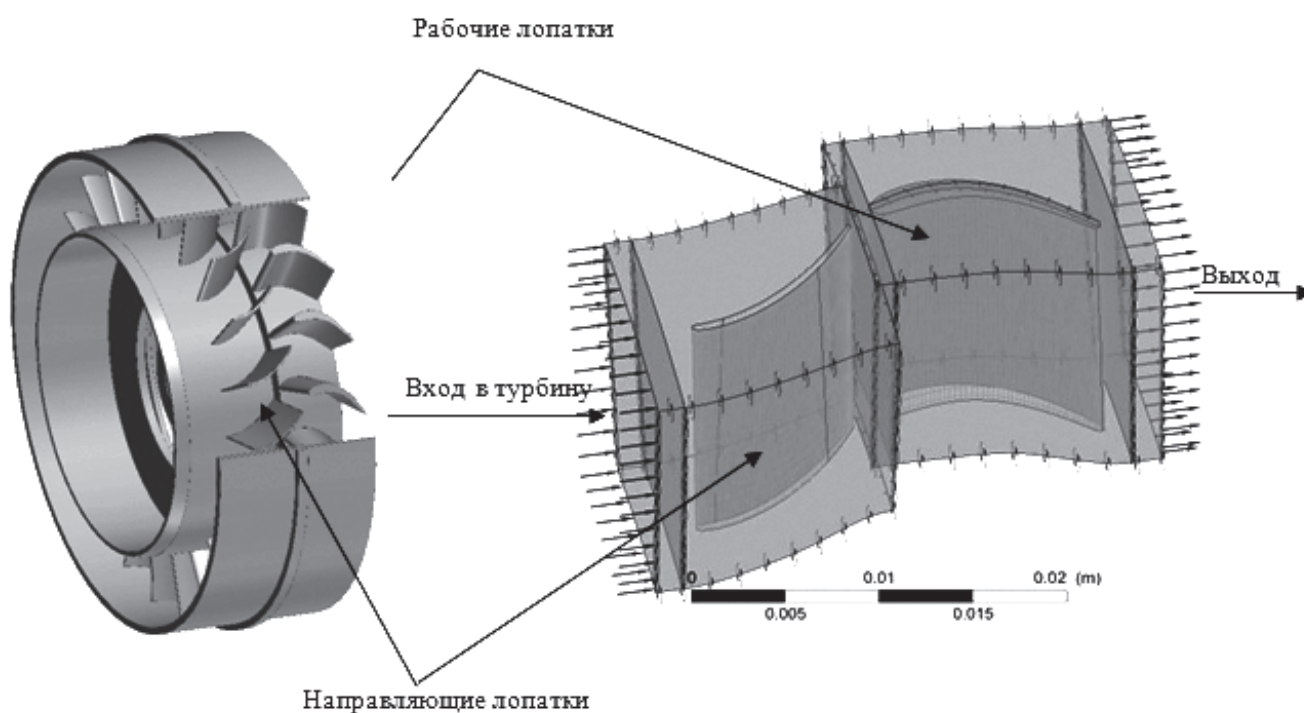


Рис. 1. Общий вид проточной части осевой турбины МТРД

Таблица 2

Исходные данные для проектирования одноступенчатой осевой турбины

Параметры	Направляющий аппарат	Рабочие лопатки
Ширина решетки, мм	12,767	20.2987
Хорда профиля, мм	12,165	18.3104
Высота лопатки, мм	15,3	15,3
Радиус скругления входной кромки, мм	1	2
Радиус скругления выходной кромки, мм	0,5	0,8
Диаметр втулки, мм	35	35
Периферийный диаметр, мм	100	100
Угол установки, градусы	40	25...35
Число лопаток	83	22
Угол $\beta_{1л}$ лопаток, градусы	-	65
Угол $\beta_{2л}$ лопаток, градусы	-	40
Угол $\alpha_{0л}$ лопаток, градусы	90	-
Угол $\alpha_{1л}$ лопаток, градусы	35	-

Таблица 3

Граничные условия и модели, задаваемые в Ansys CFX

Параметры	Значения
Полное давление на входе в турбину, кПа	94...550
Статическое давление на выходе турбины, кПа	90...95
Частота вращения рабочего колеса, об/мин	10000...90000
Тип интерфейсов	Stage
Модель турбулентности	SST
Модель переноса теплоты	Total Energy
Модель рабочего вещества	Air Ideal gas

ные вторичные течения, на поддержание которых тратится кинетическая энергия. Эта энергия не затрачивается на выполнение основной функции турбомашин и является потерянной [15, 16].

Влияние угла установки $\beta_{уст}$ на образование вихря

Отрыв потока от поверхности лопаток является одной из наиболее существенных проблем при

обтекании решетки. В местах отрыва образуются вихри, обуславливающие значительные потери энергии. При отрыве сужается проходное сечение канала, что может повлечь за собой уменьшение пропускной способности решетки и, следовательно, уменьшение расхода газа через турбину [17].

Возникновение отрыва потока связано с увеличением кривизны профиля. Для более удобного понимания влияния угла установки $\beta_{уст}$ на

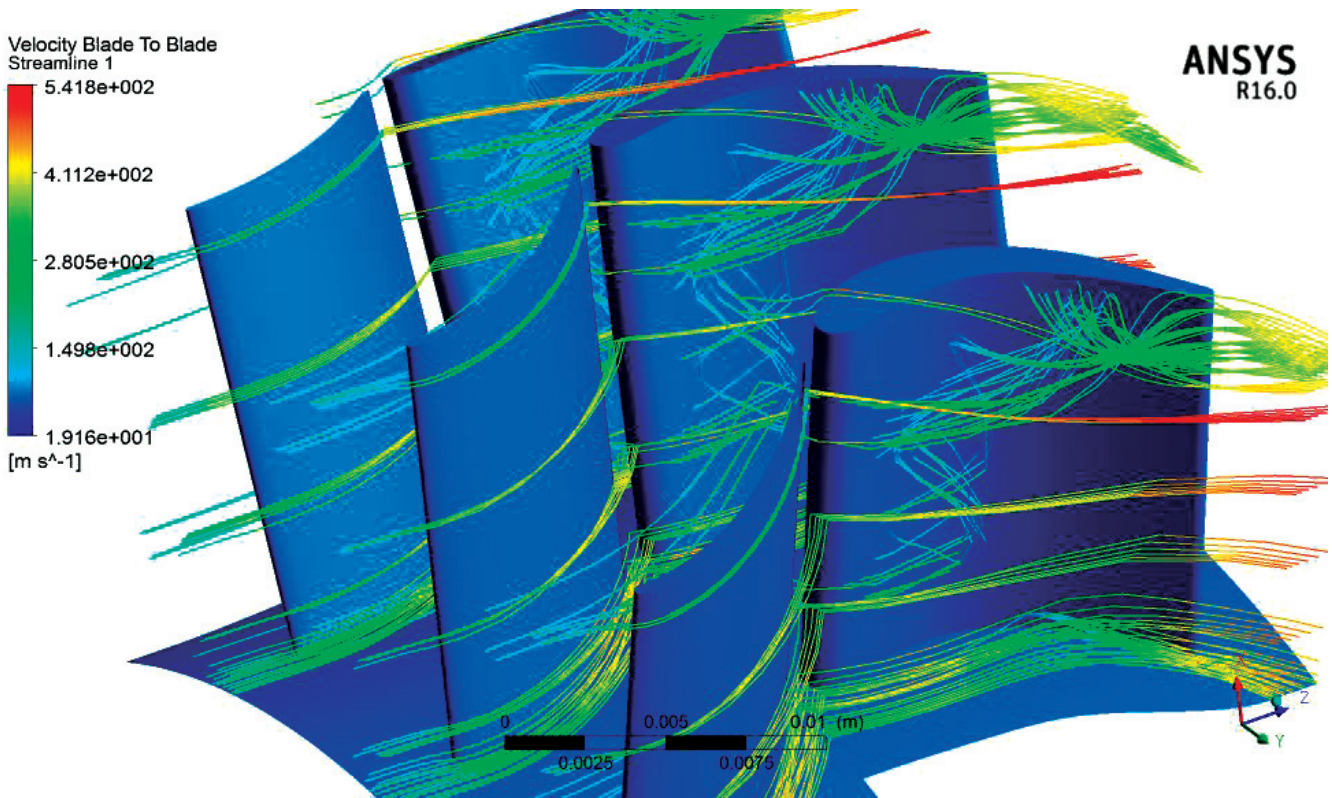


Рис. 2. Структура потока в межлопаточном канале осевой турбины МТРД

возникновение отрыва потока в межлопаточных каналах турбины представлены два варианта проектирования рабочих лопаток с разными углами установки $\beta_{уст}$. На рис. 3,б представлен первый вариант с углом установки $\beta_{уст} = 25^\circ$. Кривизна профиля значительно увеличена, что приводит к увеличению диффузора и образованию вихря на корытце лопаток, как видно на рисунке. Во втором варианте с углом установки $\beta_{уст} = 35^\circ$ со слабой диффузорностью (рис. 3,а) отрыв потока может и не произойти благодаря более высокой кинетической энергии потока [18].

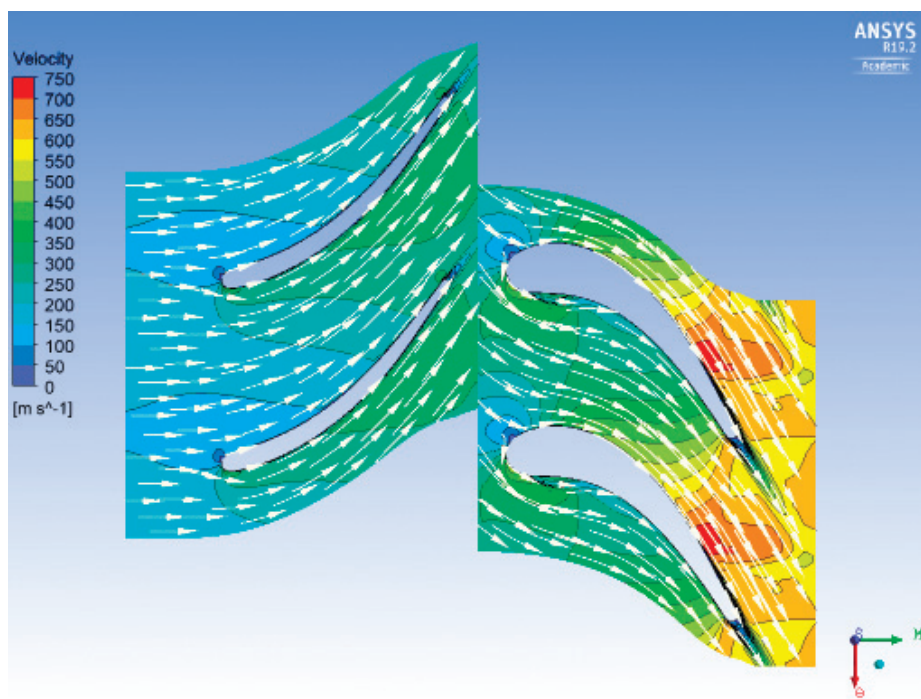
Для оценки гидравлических потерь на вихреобразование при обтекании потоком рабочих лопаток турбины можно использовать изоэнтропический (адиабатический) КПД (total to total isentropic efficiency), который вычисляется с помощью пакета Fluid Flow CFX. Адиабатический КПД учитывает только гидравлические и волновые потери в ступени турбины. На рис. 4 показано изменение изоэнтропического КПД, вычисленного методом Stage, в зависимости от частоты вращения n для разных вариантов геометрии рабочих лопаток, различающихся углом установки $\beta_{уст}$. Из рис. 4 видно, что для первого варианта, с углом установки $\beta_{уст} = 25^\circ$, изоэнтропический КПД выше, чем для второго варианта с углом установки

$\beta_{уст} = 35^\circ$ вследствие наличия вихря на корытце лопаток [19].

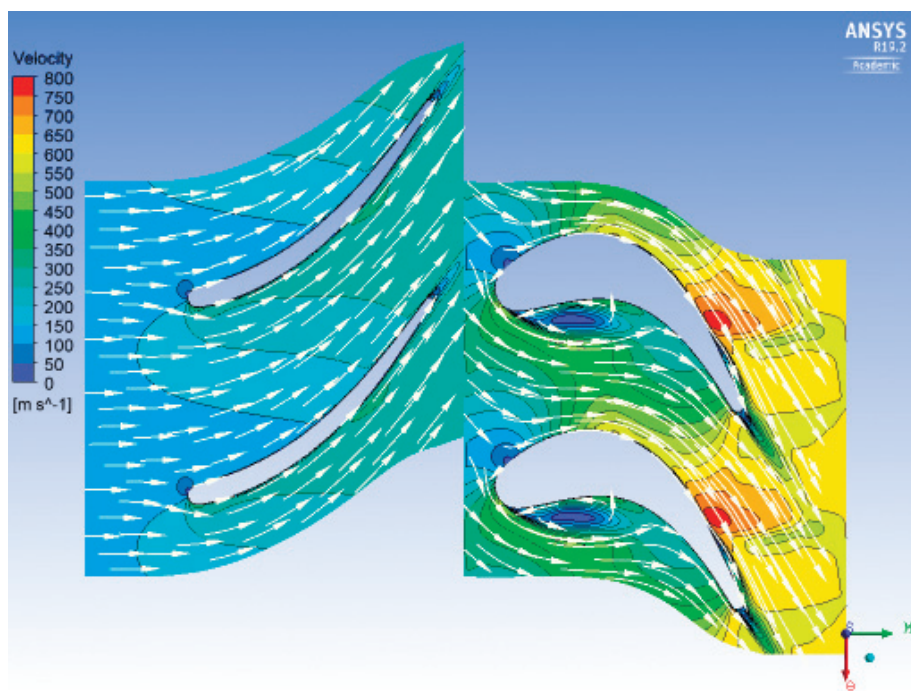
Влияние угла β_1 на КПД

Частота вращения оказывает сильное влияние на КПД. При существенном уменьшении n по сравнению с оптимальным значением происходит деформация профиля скоростей. При этом уменьшается β_1 и при $\beta_{1л} = \text{const}$ угол атаки становится отличным от оптимального, что приводит к росту ещё и профильных потерь. Также при существенном увеличении частоты вращения по сравнению с ее оптимальным значением растут профильные потери из-за роста угла β_1 . На рис. 5 показано изменение угла β_1 по высоте лопаток при частоте вращения 10000 и 110000 об/мин.

Для оценки работы турбины очень часто используются зависимости $\eta_{ту} = f\left(\frac{u}{c_s}\right)$, где u — окружная скорость, м/с; c_s — изоэнтропная скорость, м/с. При уменьшении $\left(\frac{u}{c_s}\right)$ увеличивается относительная скорость на входе в рабочую лопатку w_1 , и это приводит к росту относительной скорости на выходе из рабочей лопатки w_2 , что сопровождается существенным увеличением c_2 . Вследствие этого растут выходные потери и, со-



а)



б)

Рис. 3. Влияние угла установки на возникновение вихря потока: а — $\beta_{уст} = 35^\circ$, б — $\beta_{уст} = 25^\circ$

ответственно, снижается КПД. При увеличении $\left(\frac{u}{c_s}\right)$ снижается w_1 , и это приводит к снижению w_2 , что сопровождается существенным уменьшением c_2 . Это также приводит к росту выходных потерь и снижению КПД.

Со снижением КПД также связаны профильные потери, так как происходит изменение угла β_1

и меняется угол атаки рабочих лопаток вследствие изменения $\left(\frac{u}{c_s}\right)$. На рис. 6 представлена зависимость КПД турбины от величины $\left(\frac{u}{c_s}\right)$ для первого и второго вариантов исполнения лопаток.

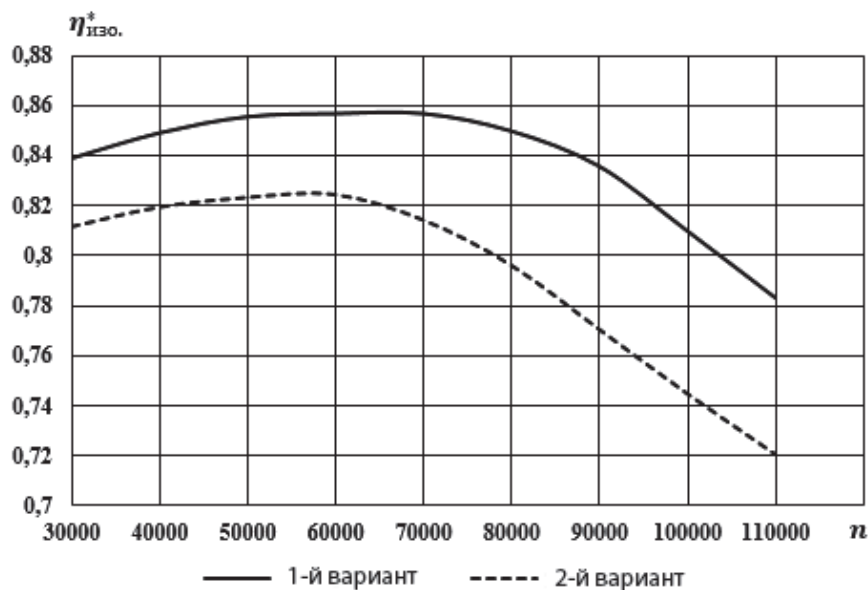


Рис. 4. Зависимости изоэнтропического КПД от частоты вращения

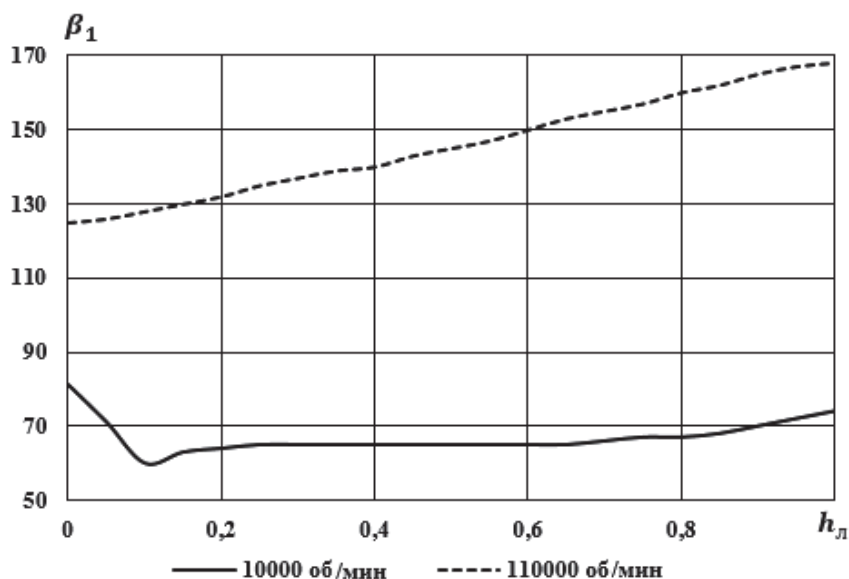


Рис. 5. Изменение угла β_1 по высоте рабочих лопаток

Выводы

Согласно результатам численного исследования, с увеличением угла установки лопаток на 10° адиабатический КПД уменьшается на 3,7% вследствие увеличения профильных потерь в межлопаточных каналах рабочих лопаток. При существенном уменьшении или увеличении частоты вращения по сравнению с оптимальной значительно деформируется профиль скоростей, что приводит к снижению КПД. При этом увеличиваются профильные потери вследствие роста угла β_1 по высоте рабочих лопаток. Увеличение или уменьше-

ние угла атаки по сравнению с оптимальным приводит к возникновению отрыва на спинке либо корытце лопаток. КПД турбины существенно зависит от отношения $\eta_{tu} = f\left(\frac{u}{c_s}\right)$. Зависимость имеет максимум в области $\left(\frac{u}{c_s}\right) = 0,5$. С увеличением $\left(\frac{u}{c_s}\right)$ КПД сначала увеличивается, достигая максимального значения, а потом снижается вследствие роста профильных и выходных потерь.

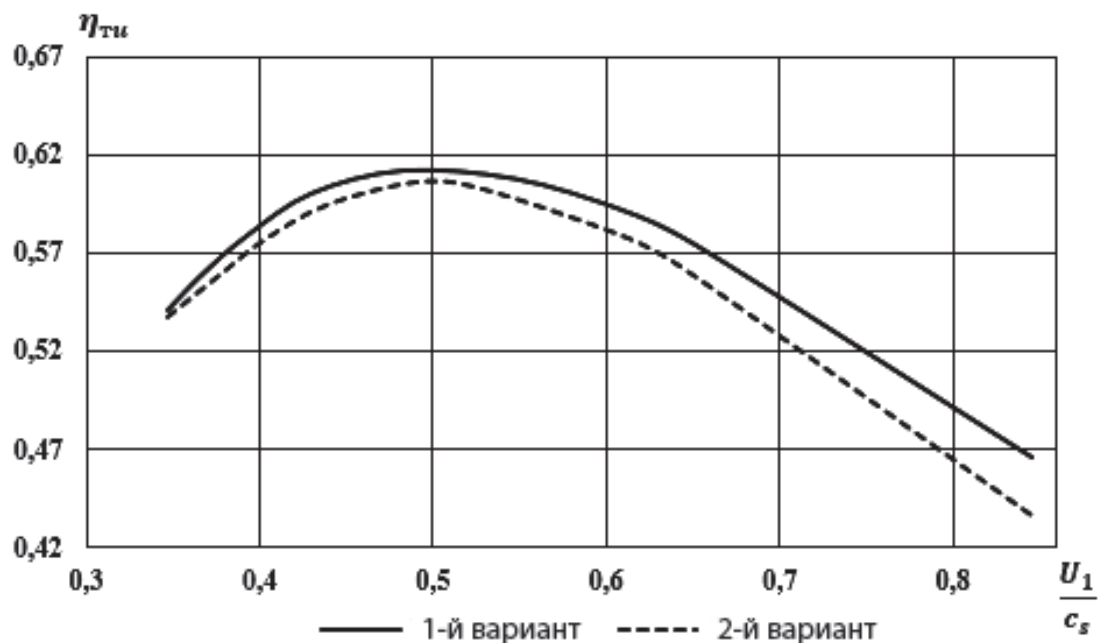


Рис. 6. Характеристика турбины $\eta_{tu} = f\left(\frac{u}{c_s}\right)$

Библиографический список

1. *Наталевич А.С.* Воздушные микротурбины. — М.: Машиностроение, 1979. — 192 с.
2. *Осипов И.В., Ремчуков С.С.* Малоразмерный газотурбинный двигатель со свободной турбиной и теплообменником системы регенерации тепла в классе мощности 200 л.с. // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 2. С. 81-90.
3. *Щербаков М.А., Юн А.А., Марчуков Е.Ю., Крылов Б.А.* Применение современных пакетов вычислительной гидродинамики в расчете выходного устройства воздушно-реактивного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2010. Т. 17. № 5. С. 116-120.
4. *Щербаков М.А., Юн А.А., Крылов Б.А.* Сравнительный анализ моделей турбулентности с использованием научного кода «Fastest-SD» и коммерческого пакета ANSYS CFX // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16. № 5. С. 116-122.
5. *Ша М., Агульник А.Б., Яковлев А.А.* Влияние расчетной сетки при математическом моделировании натекания дозвукового потока на профиль перспективной лопатки с отклоняемой задней кромкой в трехмерной постановке // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 4. С. 110-121.
6. *Костюков В.М., Чан К.Д.* Обоснование модели турбулентности для расчета параметров обтекания и аэродинамических характеристик пассажирского самолета // Вестник Московского авиационного института. 2015. Т. 22. № 1. С. 14-20.
7. *Денисов М.А.* Математическое моделирование теплофизических процессов. ANSYS и CAE-проектирование: Учебное пособие. — Екатеринбург: УрФУ, 2011. — 149 с.
8. *Иванов И.Э., Крюков И.А.* Численное исследование турбулентных течений с ограниченным и свободным отрывом в профилированных соплах // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16. № 7. С. 23-30.
9. *Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Шур М.Л.* Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: Учебное пособие. — СПб: Изд-во Политехнического института, 2012. — 88 с.
10. *Ледовская Н.Н.* Управление отрывом потока в диффузионных каналах. Экспериментальное исследование: Дисс. ... канд. техн. наук. — М., 2004. — 156 с.
11. *Menter F.R.* Zonal Two Equation k- ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows // 24th Conference Fluid dynamics (1993; Orlando; FL). AIAA-93-2906. DOI: 10.2514/6.1993-2906
12. *Denton J.D., Dawes W.N.* Computational Fluid Dynamics for Turbomachinery Design // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 1998. Vol. 213. No. 2, pp. 107-124. DOI: 10.1243/0954406991522211
13. *Милешин В.И., Семёнкин В.Г.* Расчетное исследование влияния числа Рейнольдса на характеристики первой типовой ступени компрессора высокого давления // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 2. С. 86-98.
14. *Нестеренко В.В.* Основные принципы методики комплексной оптимизации облика и параметров узлов горячей части современных и перспективных ТВГТД // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16. № 6. С. 82-92.

15. Батурин О.В. Конспекты лекций по учебной дисциплине «Теория и расчет лопаточных машин»: Учебное пособие. — Самара: СГАУ, 2011. — 241 с.
16. Ржавин Ю.А., Емин О.Н., Карасев В.Н. Лопаточные машины двигателей летательных машин. Теория и расчет: Учебное пособие. — М.: МАИ-ПРИНТ, 2008. — 700 с.
17. Гусаров С.А. Оценка канальных потерь в решетках осевых малоразмерных турбин // Труды МАИ. 2012. № 53. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=29397>
18. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М., Кузьмичев В.С. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин. — Самара: Самарский аэрокосмический университет, 2006. — 316 с.
19. Кузнецов Е.Н., Лукин В.Ю., Панюшкин А.В., Чернышёв И.Л. Границы безотрывного обтекания тел вращения с носовой частью в виде полукаверны Рябушинского // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 4. С. 7-15.
20. Шербаков М.А., Воробьёв Д.А., Маслаков С.А., Равикович Ю.А. Определение коэффициента теплоотдачи на пере лопатки турбины на нерасчётных режимах работы // Вестник Московского авиационного института. 2013. Т. 20. № 3. С. 95-103.

AXIAL TURBINE BLADES GEOMETRY IMPACT OF SMALL-SIZED TURBOJET ENGINES ON THE TURBINE EFFICIENCY

Varsegov V.L.* , Abdullah B.N.A.**

*Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev- KAI,
KNRTU-KAI, 10, Karl Marks str., Kazan, 420111, Russia*

** e-mail: varsegov@gmail.com*

*** e-mail: Kuragorony@gmail.com*

Abstract

Small-sized turbojet engines are employed for unmanned aerial vehicles (UAV). Due to low efficiency and thrust-to-weight ratio, they are limited to short range applications. However, transition from rated idle mode to MAXIMAL mode at high altitude takes time, which requires further development to improve efficiency of these gas turbines.

When creating promising small-sized turbojet engines, the problem of turbines gas-dynamic efficiency increasing inevitably arises, as it directly affects the fuel efficiency of the engine, and ultimately determines its competitiveness.

The presented article considers profile losses, i.e. the flow separation from the surface of the rotor blade profile. The issue of the setting angle β_{set} and the angle at the rotor blade inlet β_1 effect on the turbine efficiency is under consideration.

The main task of the calculation consists in determining optimal shape of the axial turbine rotor blades to ensure the required parameters and characteristics of the turbine at continuum flow and minimum energy losses with specified values of the angles at the inlet and setting angles.

The article presents also the results of a numerical study of the turbine air-gas channel, i.e. the joint

operation of the turbine guide blades and the rotor blades, to assess the quality of the rotor blades geometry to improve the turbine efficiency.

In this work, the 3D computational model was constructed in the SolidWorks program with subsequent computational grid applying with Turbo Grid program. The flow was simulated by the SST turbulent viscosity model.

Keywords: axial turbine of a small turbojet engine, rotor blades profiling, geometry optimization of axial turbine of a small turbojet engine, turbine efficiency, profile losses.

References

1. Natalelevich A.S. *Vozdushnye mikro turbiny* (Air micro turbines), Moscow, Mashinostroenie, 1979, 192 p.
2. Osipov I.V., Remchukov S.S. Small-size gas turbine engine with free turbine and heat recovery system heat exchanger within the 200 HP power class. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 2, pp. 81-90.
3. Shcherbakov M.A., Yun A.A., Marchukov E.Yu., Krylov B.A. The use of modern CFD software packages for nozzle jet engine computation. *Aerospace MAI Journal*, 2010, vol. 17, no. 5, pp. 116-120.
4. Shcherbakov M.A., Yun A.A., Krylov B.A. A comparative analysis of turbulence models using Fastest-SD scientific code and ANSYS CFX

- commercial software package. *Aerospace MAI Journal*, 2009, vol. 16, no. 5, pp. 116-122.
5. Sha M., Agul'nik A.B., Yakovlev A.A. The effect of the computational mesh while mathematical modeling of the inflow of a subsonic flow onto the profile of a perspective blade with a deflectable trailing edge in a three-dimensional setup. *Aerospace MAI Journal*, 2017, vol. 24, no. 4, pp. 110-121.
 6. Kostyukov V.M., Tran Q.D. Turbulence model validation for calculation of flow parameters and aerodynamic characteristics of a passenger plane. *Aerospace MAI Journal*, 2015, vol. 22, no. 1, pp. 14-20.
 7. Denisov M.A. *Matematicheskoe modelirovanie teplofizicheskikh protsessov. ANSYS i SAE-proektirovanie* (Mathematical modeling of thermo-physical processes. ANSYS and CAE-design: study guide. Allowance), Ekaterinburg, UrFU, 2011, 149 p.
 8. Ivanov I.E., Kryukov I.A. Numerical investigations of turbulent flows with free and restricted shock separation. *Aerospace MAI Journal*, 2009, vol. 16, no. 7, pp. 23-30.
 9. Garbaruk A.V., Strelets M.Kh., Shur M.L. *Modelirovanie turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techenii* (Turbulence modelling in complex flows calculations), St. Petersburg, Politekhnikeskii institut, 2012, 88 p.
 10. Ledovskaya N.N. *Upravlenie otryvom potoka v diffuzionnykh kanalakh. Eksperimental'noe issledovanie* (Flow separation control in diffusion channels. Experimental research), Moscow, Doctor's thesis, TsIAM im. Baranova, 2004, 156 p.
 11. Menter F.R. Zonal Two Equation k- ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows. *24th Conference Fluid dynamics (1993; Orlando; FL)*. AIAA-93-2906. DOI: 10.2514/6.1993-2906
 12. Denton J.D., Dawes W.N. Computational Fluid Dynamics for Turbomachinery Design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 1998, vol. 213, no. 2, pp. 107-124. DOI: 10.1243/0954406991522211
 13. Milesin V.I., Semekin V.G. Computational study of Reynolds number effect on the typical first stage of a high-pressure compressor. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 2, pp. 86-98.
 14. Nesterenko V.V. First principles of methodology of integrated optimization of image and parameters in hot section of gas turbine turboshaft engine. *Aerospace MAI Journal*, 2009, vol. 16, no. 6, pp. 82-92.
 15. Baturin O.V. *Konspekty lektsii po uchebnoi distsipline "Teoriya i raschet lopatochnykh mashin"* (Lecture notes on the academic discipline "Theory and calculation of blade machines: study guide, manual"), Samara, SGAU, 2011, 241 p.
 16. Rzhavin Yu.A., Emin O.N., Karasev V.N. *Lopatochnye mashiny dvigatelei letatel'nykh mashin. Teoriya i raschet* (Impeller machines of aircraft engines. Theory and calculation), Moscow, MAI-PRINT, 2008, 700 p.
 17. Gusarov S.A. *Trudy MAI*, 2012, no. 53. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=29397>
 18. Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M., Kuz'michev V.S. *Proektnyi termogazodinamicheskii raschet osnovnykh parametrov aviatsionnykh lopatochnykh mashin* (Thermo-gas-dynamic design calculation of the impeller machines main parameters), Samara, Samarskii aerokosmicheskii universitet, 2006, 316 p.
 19. Kuznetsov E.N., Lunin V.Yu., Panyushkin A.V., Chernyshev I.L. Boundaries of non-separation flow-around of bodies of rotation, with the nose part in the form of Riabouchinsky half-cavity. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 4, pp. 7-15.
 20. Shcherbakov M.A., Vorobyov D.A., Maslakov S.A., Ravikovich Yu.A. Calculation of heat-transfer coefficient on a turbine blade airfoil in abnormal modes. *Aerospace MAI Journal*, 2013, vol. 20, no. 3, pp. 95-103.