

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,  
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ  
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

МОДИФИКАЦИЯ 1.5-СТУПЕНЧАТОЙ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ  
ПУТЕМ СОЗДАНИЯ НА СТУПИЦЕ РОТОРА  
ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ КАНАВКИ  
ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ

© 2024 г. Hayder M. B. Obaida<sup>a</sup>, \*, Aldo Rona<sup>b</sup>

<sup>a</sup>Power Mechanics Engineering Techniques Department, Engineering Technical College-Baghdad, Middle Technical University, Baghdad, 00964 Iraq

<sup>b</sup>School of Engineering, University of Leicester, LE1 7RH Leicester, United Kingdom

\*e-mail: dr.haydermahdi@mtu.edu.iq

Поступила в редакцию 04.10.2022 г.

После доработки 17.12.2022 г.

Принята к публикации 25.01.2023 г.

Взаимодействие вихрей, образующихся над ступицей осевого канала турбины, приводит к потерям давления и, как следствие, к снижению изоэнтропийного КПД ступени. В данной статье для снижения потерь давления предлагается выполнить на ступице ротора специальную канавку, благодаря которой ветвь подковообразного вихря будет направляться от вогнутой поверхности лопатки на выпуклую поверхность соседней рабочей лопатки. Оптимизация формы этой канавки проведена для 1.5-ступенчатой осевой “Ахенской турбины” с использованием неоднородных рациональных В-сплайнов (NURBS). Эта канавка на торцевой поверхности ступицы ротора проходит от входной кромки рабочей лопатки до ее выходной кромки. Трехмерная стационарная усредненная по Рейнольдсу модель Навье – Стокса  $k-\omega$ -SST 1.5-ступенчатой осесимметричной турбины проверена на соответствие эталонным экспериментальным измерениям, проведенным в Институте реактивного движения и турбомашиностроения при Рейнско-Вестфальском техническом университете г. Ахена (Германия). Для определения параметров торцевой поверхности ступицы, при которых потери давления сводятся к минимуму, успешно применено суррогатное моделирование Кригинга. В предыдущей работе авторов предлагалось выполнить аналогичную канавку на ступице статора. Благодаря модификации ступицы как статора, так и ротора, общий коэффициент потерь давления, прогнозируемый с помощью пакета вычислительной гидродинамики OpenFOAM, снижается на 5.2% при оптимизированных по Кригингу параметрах формы канавок.

*Ключевые слова:* осевая турбина, CFD-моделирование, рабочая лопатка, сопловая лопатка, канавка статора, канавка ротора, ступица, оптимизация, потери давления

DOI: 10.56304/S0040363624700279

Профилирование торцевых стенок ступиц является одним из методов, доступных проектировщикам проточной части турбины, которые позволят улучшить аэродинамические характеристики ее ступеней. Аэродинамические характеристики улучшаются благодаря снижению внутренних потерь потока, которые складываются, согласно [1], из потерь в лопатках, потерь на торцевых стенках и потерь от утечек рабочего тела. Автор [1] связывает эти потери с необратимостью процессов (ростом энтропии), источниками которых являются ударные волны, теплопередача при градиентах температур, вязкие эффекты в пограничных слоях и вязкие эффекты при смешении.

Над ступицей и стенками корпуса турбины часто наблюдаются вторичные течения, возникающие в результате взаимодействия потока, движущегося по основному каналу, с лопаточным вен-

цом. Потери, связанные с этими вторичными потоками, часто называют потерями на торцевых стенках или потерями вторичного потока. Один из способов снижения концевых потерь энергии – профилирование торцевых стенок проточной части турбины [2–7].

Путем параметризации неосесимметричных торцевых стенок ступицы между лопатками с использованием различных методов описания поверхности достигается контурирование проточного канала ступени турбины. Снижение аэродинамических потерь приводит к уменьшению общих потерь давления во всех ступенях турбины и повышению изоэнтропийного КПД турбины. Авторы [8] продемонстрировали аэродинамические преимущества использования неосесимметричных торцевых стенок в каналах ротора осевого компрессора.

Важным этапом в процессе проектирования турбомашин является оптимизация формы торцевой поверхности ступицы. Аффинное преобразование и метод многоточечной оценки, разработанные в [9], послужили основой для оптимизации, проведенной авторами [10]. В [11] для оптимизации формы лопаток турбины и торцевых поверхностей в трех измерениях были использованы уравнения Навье – Стокса. Было показано, что автоматическая машинная оптимизация дает возможность реализовать все преимущества перефигурирования торцевых поверхностей ступицы, и в настоящее время она довольно эффективно интегрирована в процесс промышленного проектирования турбомашин.

В данной статье представлена новая конструкция поверхности ступицы ротора, позволяющая снизить вторичные потери потока. Ступица новой конструкции имеет на поверхности канавку, которая предназначена для изменения направления течения потока через канал. Параметры поверхности ступицы выбраны согласно [12].

Предложенное в данной работе усовершенствование применено к 1.5-ступенчатой осевой турбине. Ступица новой конструкции является развитием концепции, приведенной в [12], и представляет собой неосесимметричную ступицу ротора турбины с канавкой, проходящей от входной до выходной кромки рабочей лопатки. В данной работе глубина канавки описывается функцией бета-распределения.

## ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ 1.5-СТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ

Численное моделирование инновационной канавки на поверхности ступицы было проведено для полуступенчатого вращающегося каскада, называемого “Ахенская турбина” (“Aachen turbine”). Рабочим телом в этой турбине является воздух. В Рейнско-Вестфальском техническом университете (RWTH) г. Ахена собрана база экспериментальных данных для такой турбины. Эта база данных использовалась в работах [13–15] для валидации численного гидродинамического моделирования стационарных турбомашин. Измерения были проведены в Институте реактивного движения и турбомашиностроения при RWTH г. Ахена на испытательном стенде “Aachen turbin”. В данной работе эти стационарные, низкоскоростные, трехмерные (3D) экспериментальные данные были использованы для определения точности расчетных прогнозов течения смоделированного потока.

Авторы [16, 17] представили профили сопловых и рабочих лопаток “Ахенской турбины” в виде облака точек на выпуклой и вогнутой поверхностях лопаток. На статоре и роторе установлены ряды неизогнутых лопаток. В ANSYS ICEM CFD точки расположения лопаток статора и ротора

представляются в координатах  $x$ ,  $y$  и  $z$ , где  $x$  – ось вращения турбины в направлении расширения потока. Радиус ступицы ротора составляет 245 мм, а радиус ступени вместе с рабочими лопатками – 300 мм. Центр тяжести рабочих лопаток, находящийся на расстоянии  $x = 25.265$  мм и  $y = 13.456$  мм от входной кромки лопатки ротора, является местом, где рабочие лопатки укладываются по шагу решетки, в то время как лопатки статора укладываются по шагу на выходной кромке.

На рис. 1 показана схема установки лопаток в турбине, а в таблице приведены основные характеристики статоров и ротора. Проекция хорды сопловой лопатки на ось составляет 44.25 мм.

Прежде чем воздух достигнет передних кромок статора 1, он попадет в канал, образующий вход в турбину. Осевая длина этого воздухопровода составляет 486 мм.

Входящий поток является осевым, поскольку вектор скорости потока на входе в статор 1 перпендикулярен осевой плоскости. По сравнению с первым (входным) рядом лопаток статора, второй ряд его лопаток смещен на  $3^\circ$  по часовой стрелке вдоль положительного направления вращения вала ротора.

## ВАЛИДАЦИЯ РАСЧЕТА РОТОРА ТУРБИНЫ

Для сокращения вычислительных затрат рассматривается только один шаг лопатки: статор 1 – ротор – статор 2 – вокруг кольца с плоскостями смешивания<sup>1</sup> на границах между ротором и статорами. Схематично это показано на рис. 2.

Для удобства создания расчетной сетки сборка представлена в виде смежных гексагональных блоков. Дискретизация каждого блока выполнена с помощью коммерческого генератора сетки ANSYS ICEM CFD. Чтобы сделать процесс оптимизации неосесимметричной поверхности ступицы поддающимся обработке с использованием имеющихся вычислительных ресурсов, для сетки в пристеночной области на входе ротора применяется коэффициент растяжения 1.05. Расстояние по нормали к внутренней стенке от первой ячейки сетки составляет  $y^+ \approx 30$ , начиная с которой сетка расширяется.

Сходимость решения RANS<sup>2</sup> для базовой схемы потока достигается путем сохранения гексагональной сетки в виде неструктурированной сетки

<sup>1</sup> Плоскость смешивания – это устоявшееся понятие для обозначения типа внутреннего граничного условия вычислительной области, которое соединяет подобласть, определенную в абсолютной системе отсчета, с подобластью, определенной во вращающейся системе координат. В этих плоскостях поток усредняется в тангенциальном направлении. Этот процесс называется перемешиванием в плоскости вращения вращающейся системы координат.

<sup>2</sup> RANS (Reynolds-averaged Navier – Stokes) – уравнения Навье – Стокса (уравнения движения вязкой жидкости), осредненные по Рейнольдсу.

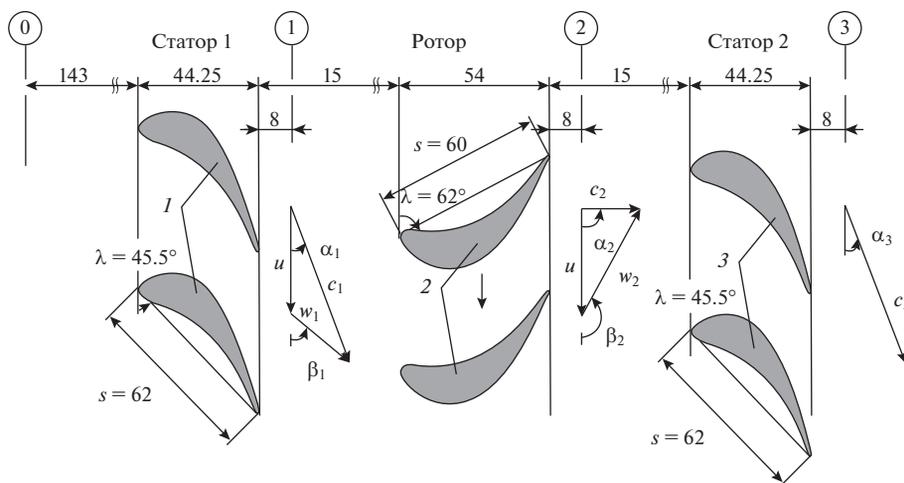


Рис. 1. Схема каскада турбины [16].

Лопатки: 1 – статора 1; 2 – ротора; 3 – статора 2;

0 – вход в канал статора 1; 1 – вход в канал ротора; 2 – вход в канал статора 2; 3 – выход из канала статора 2; s – хорда лопатки; λ – угол установки лопатки; u – скорость вращения рабочей лопатки; c<sub>1</sub> – абсолютная скорость потока на выходе из канала статора 1; w<sub>1</sub> – относительная скорость потока на входе в канал ротора; α<sub>1</sub> – абсолютный угол потока на выходе из канала статора 1; β<sub>1</sub> – относительный угол потока на входе в канал ротора; c<sub>2</sub> – абсолютная скорость потока на входе в статор 2; w<sub>2</sub> – относительная скорость потока на выходе из канала ротора; α<sub>2</sub> – абсолютный угол потока на входе в канал статора 2; β<sub>2</sub> – относительный угол потока на выходе из канала ротора; α<sub>3</sub> – абсолютный угол потока на выходе из канала статора 2; c<sub>3</sub> – абсолютная скорость потока на выходе из канала статора 2

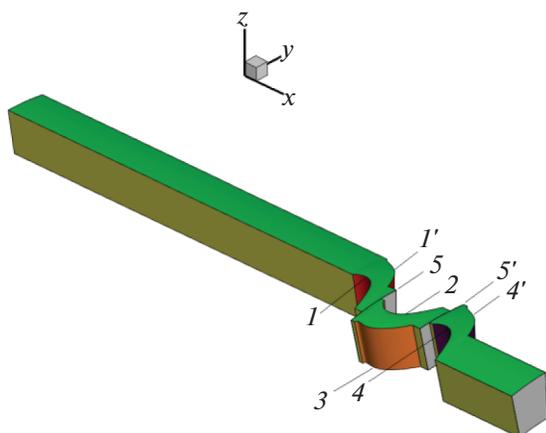
в формате ANSYS Fluent, затем преобразования ее в формат OpenFOAM и, наконец, импортом в OpenFOAM 3.2 extend.

Численное моделирование используется для того, чтобы установить, можно ли добиться снижения потерь потока на ступени турбины изменением формы ступицы ротора. Численный метод, примененный для решения этой задачи, был апробирован в работе [12] при сравнении результатов CFD-прогнозов с экспериментальными данными, полученными на 1.5-ступенчатой “Ахенской турбине”.

На рис. 3 приведена CFD-визуализация течения над осесимметричной ступицей статора 1 и следующей за ней осесимметричной ступицей ротора с помощью так называемых “нитей”. Эти “нити” показывают развитие ветвей давления с вогнутой поверхности лопатки статора при течении потока в сторону всасывания подковообразного вихря на передней кромке лопатки над осесимметричной ступицей. После прохождения плоскости смешивания между статором 1 и ротором подковообразный вихрь, образовавшийся на выпуклой поверхности лопатки ротора, стре-

Основные характеристики статора и ротора “Ахенской турбины”

Характеристика	Статор 1	Ротор	Статор 2
Количество лопаток N	36	41	36
Длина хорды s, мм	62	60	62
Высота лопатки H, мм	55	55	55
Аспектное отношение H/s	0.887	0.917	0.887
Шаг (средний размах) t, мм	47.6	41.8	47.6
Относительный шаг t/s	0.77	0.70	0.70
Зазор между верхней частью лопатки и корпусом турбины δ <sub>л</sub> , мм	–	0.4	–
Число Рейнольдса, рассчитанное по длине хорды и скорости на выходе лопаточного ряда	6.8 × 10 <sup>5</sup>	4.9 × 10 <sup>5</sup>	6.8 × 10 <sup>5</sup>
Радиус середины пролета лопасти, мм	272.5	272.5	272.5
Скорость вращения, мин <sup>-1</sup>	–	3500	–



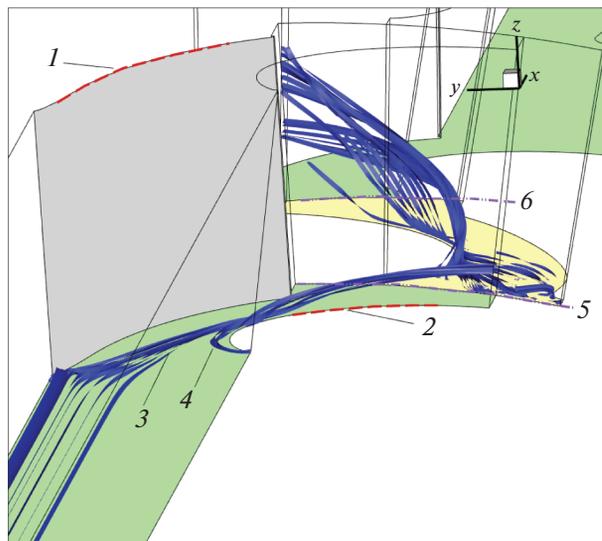
**Рис. 2.** Схема проточного канала 1.5-ступенчатой турбины (удлиненная входная расчетная область используется для создания пограничных слоев на входе в ступень).

1, 1' – выпуклая и вогнутая поверхности лопаток статора 1; 2 – выпуклая поверхность лопатки ротора; 3 – вогнутая поверхность лопатки ротора; 4, 4' – выпуклая и вогнутая поверхности лопаток статора 2; 5, 5' – плоскости смешивания

мится слиться с подковообразным вихрем, образовавшимся на выпуклой поверхности лопатки. Таким образом формируется так называемый “проходной вихрь”. При дальнейшем движении вдоль оси проходной вихрь поднимается ближе к середине лопатки ротора. “Ахенская турбина” с осесимметричной ступицей, проверенная многочисленными экспериментами, служит стандартом для оценки изменения эффективности турбины, обусловленного усовершенствованием ступицы. В следующем разделе подробно рассматривается новая конструкция ступицы, предложенная авторами настоящей работы.

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТОРЦЕВОЙ ПОВЕРХНОСТИ СТУПИЦЫ РОТОРА

В ходе выполнения работы был внедрен новый процесс проектирования, управляемый компьютером, который сокращает нагрузку на проектировщика, связанную с повторением нескольких вариантов проектирования. Для этого форма торцевой поверхности ступицы должна быть определена с помощью компактной параметризации, которая подразумевает описание формы этой поверхности в параметрическом виде с использованием небольшого числа параметров. Это дало возможность реализовать процесс оптимизации в рамках доступных авторам вычислительных ресурсов. Предложенный подход имеет хороший потенциал для сокращения сроков выполнения работ в промышленности.



**Рис. 3.** Визуализация потока над осесимметричной ступицей статора 1 и ротора, “нитеями” показана боковая ветвь подковообразного вихря, соединяющаяся с боковой ветвью на выпуклой стороне лопатки.

1 – вогнутая поверхность лопатки статора 1; 2 – выпуклая поверхность лопатки статора 1; 3 – подковообразный вихрь на вогнутой поверхности статора 1; 4 – подковообразный вихрь на выпуклой поверхности статора 1; 5 – плоскость смешивания статора 1 и ротора; 6 – плоскость смешивания ротора и статора 2; желтым цветом показана поверхность ступицы ротора. Поверхность ступицы ротора находится между двумя плоскостями смешивания

Процесс проектирования состоит из четырех основных этапов.

На первом этапе для аналитического описания обобщенной формы поверхности ступицы ротора турбины используется классическая аналитическая теория поверхностей. Поверхность ступицы ротора определяется тремя топологически прямоугольными поверхностями  $ABCD$ ,  $CDEF$ ,  $EFGH$ , конгруэнтными одна другой по дугам  $CD$  и  $EF$  (рис. 4), и представляется двумерной неявной функцией  $s_r(u_r, v_r)$  ( $u_r, v_r$  – осевая и продольная нормированные координаты), являющейся непрерывной функцией в множестве  $\mathfrak{R}^3$ . Координаты нормализуются согласно классическому определению неоднородных рациональных B-сплайнов (NURBS – от англ. non-uniform rational B-splines) так, что  $s_r(u_r, v_r) = (0, 0)$  и  $s_r(u_r, v_r) = (1, 1)$  являются соответственно противоположными вершинами на главной диагонали  $A(0, 0) - C(1, 1)$  топологически прямоугольной поверхности  $ABCD$  (см. рис. 4).

На втором этапе функция  $s_r(u_r, v_r)$  подбирается таким образом, чтобы полученная поверхность сопрягалась с остальной частью проходного канала между рабочими лопатками и торцевой поверхностью ступицы. В частности, в осевой плос-

кости  $ABCD$  необходимо задание  $s_r(u_r, v_r)$  таким образом, чтобы она соответствовала дуге  $AB$ , а в  $EFGH$  – дуге  $GH$ . Таким образом определяются входная и выходная границы поверхности ступицы ротора. Кроме того, требуется, чтобы поверхность  $CDEF$  вдоль шага решетки соответствовала выпуклой и вогнутой поверхностям лопатки ротора, а также была периодичной по шагу в других местах. Функция  $s_r(u_r, v_r)$  может применяться как к осесимметричным, так и к неосесимметричным поверхностям. В данном разделе рассматривается осесимметричная форма поверхности, удобная для описания рабочего процесса компьютерного проектирования. Далее в статье будет изложено, как необходимо изменить поверхность  $CDEF$ , чтобы получить поверхность ступицы ротора с профилированной канавкой. К концу второго этапа параметрические поверхности  $ABCD$ ,  $CDEF$ ,  $EFGH$  полностью определены аналитически.

На третьем этапе это аналитическое описание  $s_r(u_r, v_r)$  импортируется в коммерческий генератор сетки вычислительной гидродинамики ANSYS ICEM CFD с ограничением конечного набора геометрических объектов, которые он может считывать в качестве входных данных, а именно точек, граней и неоднородных рациональных В-сплайнов. Это ограничение обычно приводит к некоторой потере точности, поскольку исходная форма поверхности аппроксимируется конечным набором геометрических объектов.

На четвертом этапе эффект этой повторной аппроксимации исследуется путем оценки в ICEM CFD разницы между формой поверхности, которая была импортирована из разработанного компьютерного алгоритма, и эталонной формой, которая специально построена непосредственно в ICEM CFD с помощью новейшей системы автоматизированного проектирования (CAD).

Для создания и запуска компьютерной программы, в которой поверхность ступицы ротора создается как параметрическая поверхность, в MATLAB был использован автоматический рабочий процесс. Затем полученная поверхность передается в генератор CFD-сетки ANSYS ICEM CFD, где она сопоставляется с остальной проточной частью. Далее CFD-сетка загружается в OpenFOAM<sup>3</sup> [18, 19], где накладываются граничные условия и выполняется прогнозирование сквозного потока, при этом определяются аэродинамические потери в канале.

Эта цепочка рабочих этапов опирается на хорошо зарекомендовавшее себя программное обеспечение (MATLAB, ICEM CFD, OpenFOAM), которое широко используется как в промышленности,

<sup>3</sup> OpenFOAM – открытая интегрируемая платформа для численного моделирования задач механики сплошных сред.

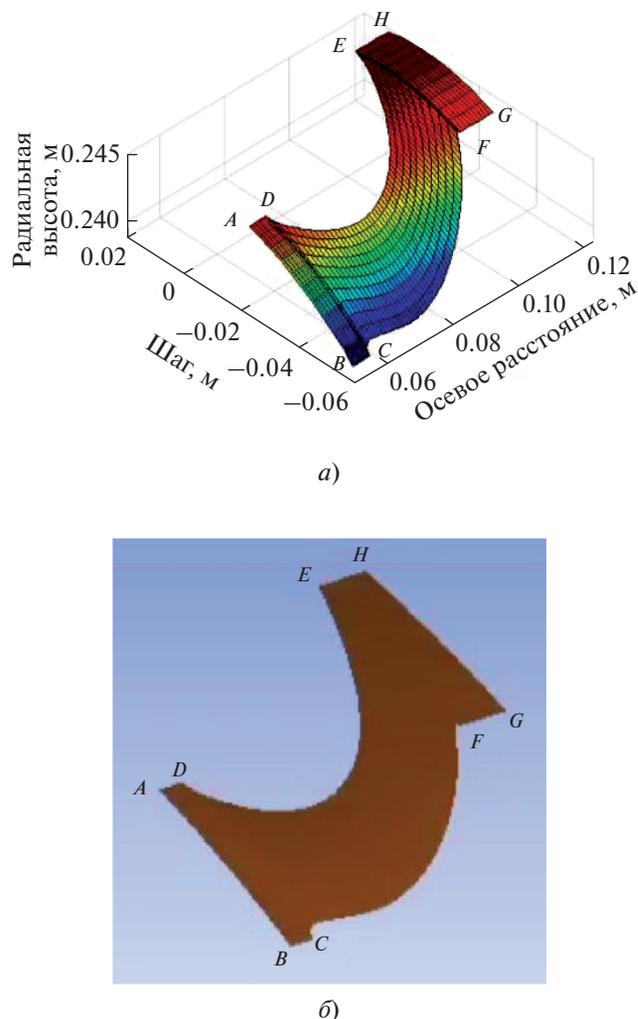


Рис. 4. Осесимметричная поверхность ступицы ротора, отображенная как сопряжение трех NURBS-параметризованных поверхностей в MATLAB (а) и те же NURBS-поверхности, импортированные в ICEM CFD (б)

так и в научных учреждениях для проведения численных исследований и проектирования турбомашин. Этот необходимый набор программного обеспечения, также доступный промышленному партнеру авторов (GE Power), обеспечивает возможность использовать рабочий алгоритм, разработанный авторами, их коллегами по научному сообществу и промышленному производству, которые могут извлечь пользу из его внедрения при автоматизации своих собственных проектов.

## ПРОФИЛИРОВАНИЕ СТУПИЦЫ РОТОРА

Поверхность ступицы ротора, описанная в предыдущем разделе, является одной из шести поверхностей, которые создают проточный канал ротора (см. рис. 2). Ступица соответствует нижней поверхности проточного канала ротора в этой

многоблочной структурированной вычислительной области, которая охватывает один шаг лопаток “Ахенской турбины”. Восемь точек – это вершины углов проточного сечения канала ротора, которое топологически является призматическим. Эти вершины, а также кривые и поверхности, которые их соединяют, определены в цилиндрических координатах  $(x_r, r_r, \theta_r)$ . Координата  $x_r$  совпадает с осью вращения вала турбины и ориентирована от входа к выходу воздушного потока, координата  $r_r$  перпендикулярна этой оси, а  $\theta_r = 0$  проходит через выходную кромку призматического проточного канала ротора. Четыре вершины из этих восьми вершин расположены на входной границе проточного канала, а еще четыре – на его выходной границе. Каждую вершину  $P_{ri}$  можно записать в эквивалентных декартовых координатах  $(x, y, z)$  следующим образом:

$$P_{ri} = (x_{ri}, r_{rh} \cos \theta_{ri}, r_{rh} \sin \theta_{ri}). \quad (1)$$

Такие эквивалентные координаты являются типом координат, поддерживаемым в ANSYS ICEM CFD.

Авторы [17] записали аэродинамический профиль лопатки ротора в виде таблицы из 116 точек  $x - y$ . Кривая  $CF$  на рис. 4 представляет собой вогнутую поверхность лопатки ротора, и для ее определения используются 67 из этих точек. Из оставшихся точек 49 применяются для нахождения кривой  $DE$ , которая описывает выпуклую поверхность лопатки ротора. Каждая группа точек проецируется из плоскости  $x - y$  на поверхность ступицы ротора посредством призматического растягивания по оси  $z$ .

Вершины углов в точках  $C, D, E, F$  лежат на поверхности ступицы ротора при  $r = r_{rh}$ , и их расположение в координатах  $(x_r, \theta_r)$  описывается формулой

$$P_{ri} = \left[ x_{ri}, \frac{\pi}{2} - \arctg \left( \frac{y_{ri}}{z_{ri}} \right) \right]. \quad (2)$$

Для вычисления периметра поверхности ступицы ротора используются  $z$ -призматические проекции 116 точек на ее поверхности. Часть этого периметра на вогнутой поверхности лопатки представляет собой сглаженную кубическую сплайновую интерполяцию 67 проецируемых точек. Коэффициенты сглаживающего кубического сплайна  $\phi_{rp}$  определяются с помощью функций  $csap$  и  $ppval$ , встроенных в MATLAB, путем регрессии методом наименьших квадратов по 67 проецируемым точкам. Второй сглаживающий кубический сплайн  $\phi_{rs}$  аналогично  $\phi_{rp}$  описывает периметр на выпуклой поверхности лопатки

также путем регрессии методом наименьших квадратов по 49 проецируемым точкам. Кубические сплайны, описывающие выпуклую и вогнутую поверхности лопатки, привязаны пошагово к поверхности ступицы с шагом проходного канала ротора на ступице  $s_r$ , которая в параметрической форме имеет вид

$$s_r(u_r, v_r) = (u_r, r_{rh} \cos v_r, r_{rh} \sin v_r). \quad (3)$$

Визуализация этой поверхности, построенная с помощью MATLAB, показана на рис. 4, а (см. поверхность  $CDEF$ ). Она представляет собой U-образную поверхность, расположенную между двумя сегментами цилиндра, которыми являются, соответственно, поверхность  $ABCD$  входной кромки ступицы и поверхность  $EFGH$  выходной кромки ступицы ротора. Дуга  $AB$  – это плоскость смешивания между статором 1 и ротором, а дуга  $GH$  – плоскость смешивания между ротором и статором 2 (см. рис. 2).

Аналитическое представление  $s_r(u_r, v_r)$  в виде (3) поддерживается в MATLAB, но в настоящее время оно не поддерживается в ANSYS ICEM CFD, где распознается только конечный набор параметров поверхности. Поэтому, как и в работе [12], поверхность повторно аппроксимируется как неоднородный радиальный B-сплайн (NURBS) [20], который является одним из вариантов задания параметров поверхности в ANSYS ICEM CFD. В ANSYS ICEM CFD также доступны два других подхода, которые повторно аппроксимируют поверхность  $s_r$  из облака точек  $P_{ri}$ , отобранных для определения  $s_r(u_r, v_r)$  в MATLAB и загруженных в ANSYS ICEM CFD, или из “ковра” треугольников (a carpet of triangles), уложенных на  $s_r(u_r, v_r)$  в MATLAB и переданных в ANSYS ICEM CFD с использованием стандартного формата Triangle Language (.stl).

Среди этих трех методов для импорта поверхностей ступицы ротора в генератор вычислительной сетки наименьшая ошибка повторной аппроксимации поверхности возникает, как это показано в статье [20], с использованием NURBS. Согласно этой работе, для создания NURBS-поверхности  $s_r(u_r, v_r)$  применяется непериодический узловый вектор в сочетании с контрольными точками. Длина узлового вектора  $(d + 1)$  определяется количеством контрольных точек  $(n + 1)$  и степенью полинома  $p$  NURBS:

$$d = n + p + 1. \quad (4)$$

В настоящей работе принято  $p = 2$ , что является наивысшей степенью полинома NURBS, доступной в ANSYS ICEM CFD.

По (4) непериодический узловый вектор может быть задан как

$$U = \{a_1, \dots, a_{p+1}, u_{p+2}, \dots, u_{m-p-1}, b_{m-p}, \dots, b_m\}, \quad (5)$$

где  $(a_1, \dots, a_{p+1}) = 0$  и  $(b_{m-p}, \dots, b_m) = 1$ .

В узловых точках  $i$  в диапазоне  $(p+2) \leq i \leq (m-p-1)$  координатам  $u_i$  присваивается постоянное значение, равное единице. Это гарантирует, что NURBS представляет собой U-образную поверхность в направлении  $u_r$  от  $s_r$  ( $u_r, v_r$ ) [21].

В соответствии с этой процедурой поверхность  $CDEF$  (см. рис. 4, а) определяется в MATLAB как NURBS-поверхность. Эта поверхность задается четырьмя точками, четырьмя дугами и одной гладкой поверхностью. NURBS-поверхности  $ABCD$  и  $EFGH$  генерируются аналогичным образом. Все три поверхности, хорошо прилегающие одна к другой без заметного зазора на передней и задней кромках рабочих лопаток, сохраняются в файле IGES, который впоследствии считывается ANSYS ICEM CFD, поскольку это один из форматов ввода файлов, поддерживаемых генератором сетки. На рис. 4, а показан изометрический вид поверхности  $s_r$  в MATLAB, а на рис. 4, б – тот же вид, импортированный в ANSYS ICEM CFD. Как видно на рис. 4, б, NURBS-поверхности  $ABCD$ ,  $CDEF$  и  $EFGH$  сопрягаются одна с другой по дугам  $CD$  и  $EF$  без заметного зазора.

Поверхности NURBS широко применяются в турбомашиностроении, поскольку они могут описывать тела вращения, такие как цилиндры и конусы, аналитически, без какой-либо повторной аппроксимации. Ступица и корпус 1.5-ступенчатой “Ахенской турбины” осесимметричны и поэтому точно соответствуют классу форм, которые могут быть представлены как NURBS-поверхности.

Поскольку NURBS-поверхности используются как в MATLAB, так и в ANSYS ICEM CFD, их применение при переносе построенной геометрической формы из MATLAB в ANSYS ICEM CFD позволяет избежать повторной аппроксимации задаваемой формы поверхности. Это устраняет один из возможных источников неопределенности при моделировании рабочих характеристик “Ахенской турбины”, что является преимуществом в процессе оптимизации ее конструкции.

Далее осесимметричная поверхность ступицы ротора  $s_r(u_r, v_r)$  модифицируется путем создания на ней углубления – канавки в целях улучшения аэродинамических характеристик потока и снижения потерь давления в проточном канале ротора.

На рис. 5 показана проточная часть статора 1, за которой следует проточная часть ротора. И на поверхности ступицы статора 1, и на поверхности ступицы ротора имеются углубления в виде канавок. Канавка в ступице статора 1 описана в [12] (на

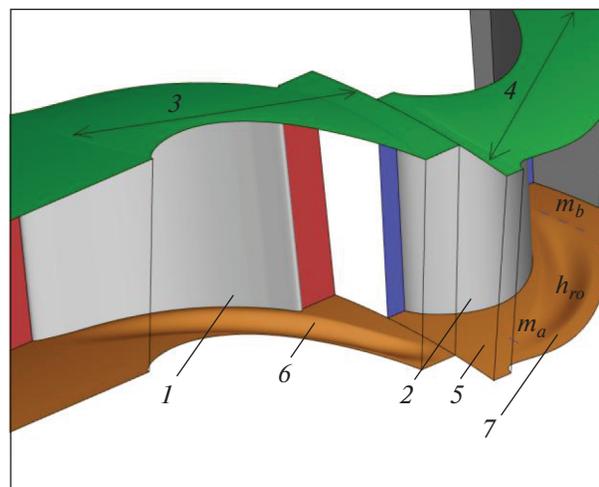


Рис. 5. Неосесимметричная NURBS-поверхность ступицы ротора, импортированная в ANSYS ICEM CFD. 1 – лопатка статора 1; 2 – лопатка ротора; 3 – проточная часть статора 1; 4 – проточная часть ротора; 5 – торцевая поверхность ступицы ротора; 6 – канавка в ступице статора 1; 7 – канавка в ступице ротора

рис. 5 приводится для наглядности), аналогичная модификация поверхности применяется в данной работе для моделирования ступицы ротора.

Для определения формы канавки в качестве начального приближения используется профиль рабочей лопатки ротора. Следует отметить, что сама процедура построения формы канавки не ограничивается изменением профиля лопатки ротора и, следовательно, имеет более широкое применение при проектировании турбомашин.

Канавка на поверхности ступицы ротора должна обеспечивать прохождение потока в канале между выпуклой и вогнутой поверхностями лопаток ротора таким образом, чтобы возникающий подковообразный вихрь мог относительно легко погрузиться в поток и следовать за ним, не создавая дополнительных потерь давления.

Основание рабочей лопатки смещено на заданное разработчиком расстояние  $b_r$  в направлении внешней нормали от периметра для каждой двух последовательных лопаток по шагу. Это заданное разработчиком расстояние минимальное у входной кромки рабочей лопатки, наибольшее у выходной кромки и линейно изменяется между этими двумя экстремумами. Профили смещения, полученные таким образом, называются “надутыми” профилями лопатки ротора. Траектория канавки получается путем линейной интерполяции сегментов выпуклой и вогнутой сторон профиля.

Далее более детально рассматриваются ключевые аналитические соотношения, используемые в предложенной процедуре построения формы канавки. Ступица лопатки ротора определяется

116 точками  $P_{ri}$ . С помощью набора  $P_{ri}$  генерируется новый набор  $Q_{ri}$  на плоскости  $r_r = r_{rh}$  путем смещения каждой точки на заданное пользователем расстояние  $b_r$  в соответствии с формулой

$$Q_{ri} = P_{ri} + \mathbf{n}_{ri} b_r, \quad (6)$$

где  $\mathbf{n}_{ri}$  – единичный вектор внешней нормали к профилю основания рабочей лопатки, который совпадает с направлением биссектрисы тупого угла между линиями, проведенными через  $(P_{ri-1}, P_{ri})$  и  $(P_{ri}, P_{ri+1})$ .

По точкам  $Q_{ri}$ , расположенным по периметру вогнутой поверхности лопатки, можно построить на плоскости  $r_r = r_{rh}$  два сглаживающих кубических сплайна  $q_{rs}(x)$  и  $q_{rp}(x)$ . В этом случае подмножество точек  $Q_{ri}$  интерполируется соответственно на выпуклую и вогнутую поверхности лопатки. Траектория кривой  $\xi^a(x_r)$  определяется как среднее арифметическое значений  $q_{rs}(x)$  и  $q_{rp}(x)$  с выпуклой и вогнутой сторон двух лопаток, расположенных рядом. Для каждой точки  $P_r(x_r, \theta_r)$  на плоскости  $r_r = r_{rh}$  ее расстояние по нормали до траектории канавки вычисляется по формуле

$$\eta_r(x_r, \theta_r) = \text{FindMinValue} \left( \left\| \xi^a(x_r) - P_r(x_r, \theta_r) \right\| \right). \quad (7)$$

Ширина канавки ротора  $m_r$  является свободным параметром, устанавливаемым пользователем. Глубина канавки ротора определяется следующим образом:

$$g_r(m_r, \eta_r) = -h_{ro} \frac{(\eta_r^2 - m_r^2)^2}{m_r^4}, \quad (8)$$

где  $h_{ro}$  – относительная длина канавки, на которой ее глубина максимальна.

Глубина канавки начинается с нуля около входной кромки рабочей лопатки и постепенно увеличивается до максимального значения, а затем плавно уменьшается, пока снова не становится нулевой на выходной кромке лопатки. Глубину канавки рассчитывают с использованием бета-функции распределения, описанной в [22]. Максимальная глубина канавки составляет 3 мм. На плоскости  $(x, \theta)$  получается область, ограниченная значениями  $|\eta_r| \leq m_r$ . Исходя из вышеизложенного, радиус ступицы ротора с канавкой вычисляют так:

$$r_{rhg}(x_r, \theta_r) = \begin{cases} r_{rh}, & |\eta_r| > m_r; \\ r_{rh} + g_r[m_r, \eta_r(x_r, \theta_r)], & |\eta_r| \leq m_r. \end{cases} \quad (9)$$

Поверхность ступицы ротора турбины с канавкой можно описать соотношением

$$s_r(u_r, v_r) = [u_r, r_{rhg}(u_r, v_r) \cos v_r, r_{rhg}(u_r, v_r) \sin v_r]. \quad (10)$$

Эта обобщенная NURBS-поверхность далее экспортируется из MATLAB в ANSYS ICEM CFD с помощью файла IGES, где она сопрягается с остальной поверхностью 1.5-ступенчатой турбины (см. рис. 5).

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РОТОРА С ПРОФИЛИРОВАННОЙ ТОРЦЕВОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ СТУПИЦЫ

К пространству заданных пользователем свободных параметров ( $m_a$  – ширина канавки около передней кромки лопатки;  $m_b$  – ширина канавки на выходе из проходного канала ротора,  $h_{ro}$ ), которые определяют форму канавки, применяется метод выборки латинского гиперкуба (Latin hypercube sampling). Комбинации этих параметров используются для оценки общего коэффициента потерь давления в ступени  $C_{p \text{ loss}}$ . На основе этих комбинаций и полученного коэффициента потерь общего давления  $C_{p \text{ loss}}$  путем интерполяции Кригинга строится суррогатная поверхность Кригинга.

Суррогатная поверхность Кригинга создается интерполяцией значений коэффициента потерь общего давления, полученного в 20 численных экспериментах, проведенных с использованием OpenFOAM, каждый из которых дает одну CFD-оценку коэффициента потери общего давления. При проведении 20 численных экспериментов значение  $h_{ro} = 64\%$  оставалось постоянным. Поверхность, построенная по суррогатной 3D-модели Кригинга показана на рис. 6. Эта поверхность практически плоская, и это означает, что изменения как  $m_a$ , так и  $m_b$  слабо влияют на потери давления в ступени.

Тем не менее, минимум поверхности Кригинга указывает на наиболее выгодную комбинацию параметров  $m_a$  и  $m_b$ , при которой общие потери давления на ступени (при постоянном значении  $h_{ro} = 64\%$ ) минимальны ( $C_{p \text{ loss Kriging}} = 14.85$ ), а именно  $m_a = 0.013$  рад по  $r_{rh}$  (в пересчете на длину дуги это составит  $m_a = 0.013 \times r_{rh} = 3.2$  мм) и  $m_b = 0.045$  рад по  $r_{rh}$  (соответственно, длина дуги  $m_b = 0.045 \times r_{rh} = 11.0$  мм). Путем CFD-моделирования проточного канала ротора с канавкой размерами  $m_a = 3.2$  мм,  $m_b = 11.0$  мм при постоянном значении  $h_{ro} = 64\%$  была проведена оценка неопреде-

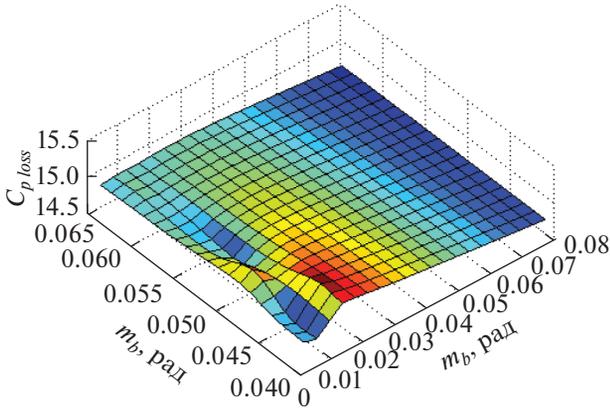


Рис. 6. Поверхность, построенная по суррогатной модели Кригинга

ленности суррогатной модели Кригинга по формуле

$$\epsilon = \frac{C_{p \text{ loss Kriging}} - C_{p \text{ loss CFDexp}}}{C_{p \text{ loss CFDexp}}}, \quad (11)$$

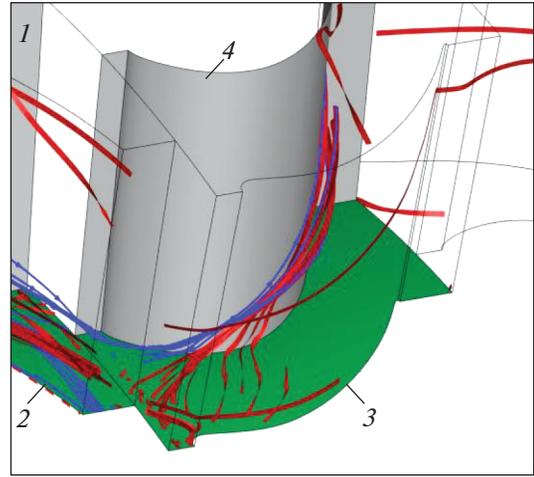
где  $C_{p \text{ loss CFDexp}}$  и  $C_{p \text{ loss Kriging}}$  — общий коэффициент потерь давления на ступени, полученный из численного CFD-эксперимента и по суррогатной модели Кригинга.

При  $C_{p \text{ loss Kriging}} = 14.85$  и  $C_{p \text{ loss CFDexp}} = 14.80$  неопределенность модели  $\epsilon = 4.0 \times 10^{-3}$ , что составляет менее 1%.

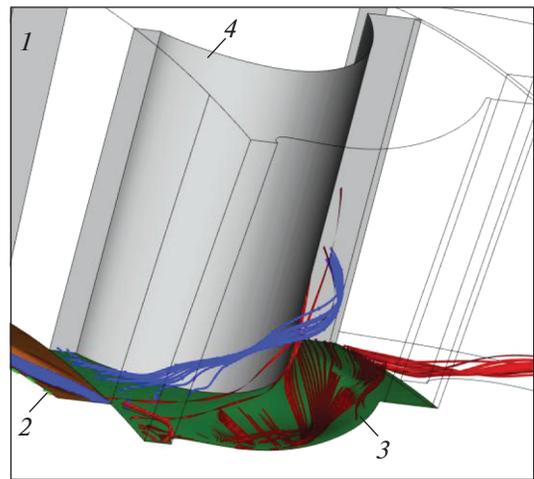
Можно сделать вывод, что суррогатная модель Кригинга обеспечивает точность определения общего коэффициента потерь давления ступени более 99%. Таким образом, отклонение прогнозируемого общего коэффициента потерь давления ступени от значения, полученного по суррогатной модели Кригинга, более чем на 1% может служить поводом для проведения оптимизации формы проточной части турбины для снижения потерь общего давления в ступени.

При комбинации параметров  $m_a = 3.2$  мм,  $m_b = 11.0$  мм и  $h_{ro} = 64\%$  согласно модели Кригинга снижение общего коэффициента потерь давления на ступице ротора с канавкой составляет 5.2% по сравнению с осесимметричной ступицей и 2.94% по сравнению с перепрофилированной ступицей статора турбины [12].

Представляет интерес сравнить поля потока, полученные численно для перепрофилированной ступицы статора 1 [12] и ступицы ротора с приведенными ранее параметрами канавки, а также для осесимметричной ступицы ротора. Задача заключается в том, чтобы определить, как при заданных геометрических параметрах канавки изменяется поле потока, и выявить таким образом, какие фи-



а)



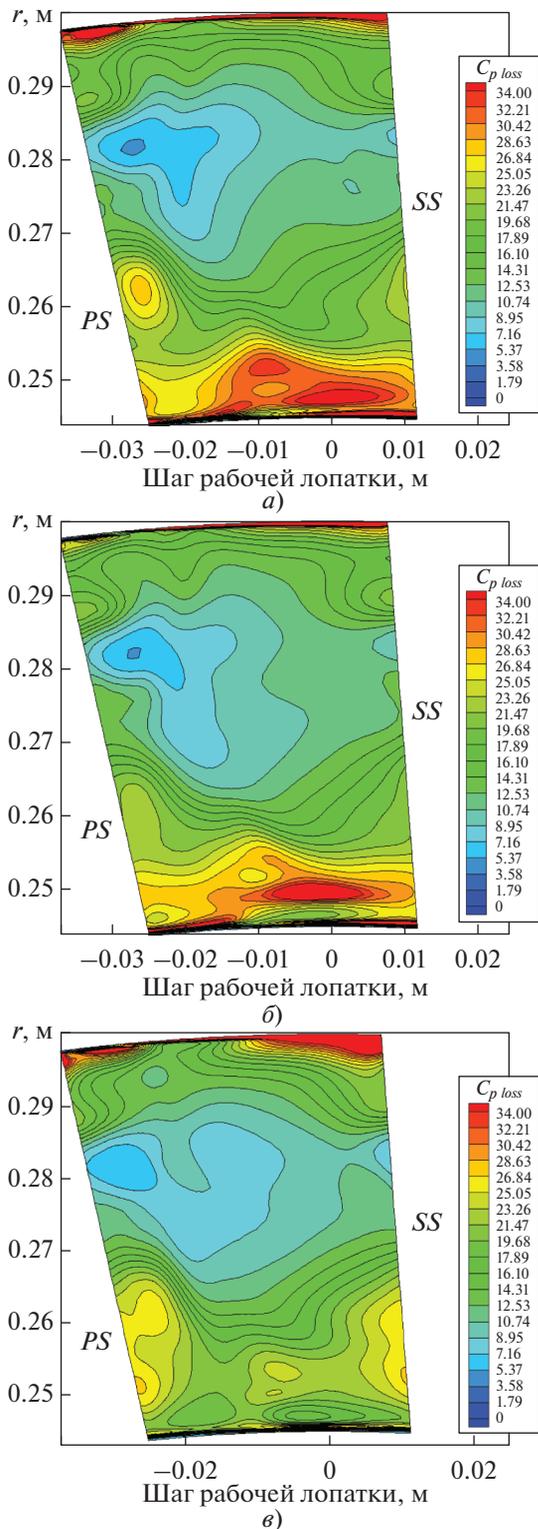
б)

Рис. 7. Визуализация приповерхностного потока над ступицей ротора. а — осесимметричная ступица; б — перепрофилированная ступица (ступица с канавкой).

1 — вогнутая поверхность лопатки статора 1; 2 — выпуклая поверхность лопатки статора 1; 3 — вогнутая поверхность лопатки ротора; 4 — выпуклая поверхность лопатки ротора

зические процессы приводят к снижению потерь давления. Предполагается, что такое снижение связано с задержкой образования проходного вихря, который образуется вниз по потоку над перепрофилированной ступицей ротора. Это предположение подтверждается визуализацией приповерхностного течения над осесимметричной и над перепрофилированной ступицей ротора (рис. 7).

На рис. 7, а видно, что подковообразный вихрь образуется непосредственно перед входной кромкой рабочей лопатки, и его ветвь на вогнутой стороне лопатки показана красными нитями. Ветвь на выпуклой стороне лопатки показана синими нитями. На рисунке видно, что нити перемеща-



**Рис. 8.** Контуры общего коэффициента потерь давления на расстоянии 8.8 мм за выходным сечением ротора, рассчитанного для осесимметричной ступицы (а), перепрофилированной ступицы статора 1 (б) [12], с перепрофилированными ступицами как статора, так и ротора (в); *PS* – вогнутая поверхность лопатки (от англ. pressure side); *SS* – выпуклая поверхность лопатки (от англ. suction side)

ются от вогнутой стороны лопатки к выпуклой стороне другой лопатки, движимые поперечным течением, вызванным поперечным градиентом давления в канале. Красные и синие нити начинают переплетаться примерно на половине ширины решетки ниже по потоку от входной кромки рабочей лопатки, и при таком взаимодействии формируется спиральный пучок нитей, который поднимается вверх по высоте лопатки в положительном радиальном направлении. Этот спиральный пучок указывает на вихрь, образовавшийся в канале ротора.

На рис. 7, б пучок красных нитей, обозначающий подковообразный вихрь, начинает образовываться на вогнутой поверхности рабочей лопатки непосредственно около ее входной кромки. Как видно на этом рисунке, большинство нитей проходит через профилированную канавку на поверхности ступицы, а не движется к выпуклой стороне лопатки. Таким образом, канавка эффективно направляет этот вторичный поток и большинство нитей проходят по канавке до ее дна, откуда они затем движутся в направлении выходной кромки рабочей лопатки, примерно следуя линиям ее изгиба. Затем нити выходят из канала ротора в плоскость смешивания между ротором и статором 2. Видно, что лишь небольшое количество красных нитей, выходящих из канавки, движутся сначала к выпуклой поверхности лопатки и затем к задней ее кромке. Эти нити перемещаются поперек, движимые поперечным градиентом давления. Они взаимодействуют с синими линиями тока, обозначающими боковую ветвь всасывания подковообразного вихря, но их небольшое, по сравнению с вариантом на рис. 7, а, количество создает существенно более слабую спиральную структуру. Этот слабый каналный вихрь обладает и меньшей (по сравнению с вариантом, приведенным на рис. 7, а) способностью подниматься вверх по высоте лопатки в положительном радиальном направлении под действием собственной индуцированной скорости. Следовательно, синие линии тока, показанные на рис. 7, б, выходят из канала ротора на меньшем радиальном расстоянии от ступицы, чем на рис. 7, а. Этот анализ потока позволил получить некоторое представление о физических процессах, происходящих в потоке, и понять, что они приводят к снижению потерь давления благодаря профилированной ступице ротора.

По сравнению с осесимметричной ступицей, новая ее конструкция способствует как снижению коэффициента потерь полного давления в ступени, так и увеличению изоэнтропийной эффективности ступени. На рис. 8 показано распределение общего коэффициента потерь давления ступени в плоскости  $x - y$  на расстоянии 8.8 мм от выходного сечения ротора.

Течение потока у основания рабочей лопатки изменяется благодаря перепрофилированию поверхности ступицы. При этом вторичный поток от статора 1, расположенного выше по потоку, проходит через ротор с меньшим усилием. Это изменение, по-видимому, уменьшило потерю давления торможения за ротором вокруг зоны ступицы, как показано на рис. 8, б, в. Цветовые уровни иллюстрируют области снижения  $C_{p\ loss}$ , что может указывать на уменьшение вихря в форме подковы на выпуклой поверхности лопатки над ступицей ротора. Об уменьшении концевом вихревого движения свидетельствует подавление локального максимума потерь  $C_{p\ loss}$  на радиусе рабочей лопатки  $r \approx 0.285$  м вблизи ее периферийной части, особенно при использовании перепрофилированной ступицы как ротора, так и статора 1 (см. рис. 8, в). При дальнейшем изучении рис. 8 становится понятно, что распределение потока по высоте рабочей лопатки в проточной части ротора изменилось благодаря профилированию ступицы. Конечным результатом является снижение потерь на разделении потока, вследствие чего в итоге общие потери давления на ступени снижаются на 5.2%.

На рис. 9 показаны линии осевой завихренности  $\omega_b$  в плоскости  $x - y$  на расстоянии 8.8 мм от выходного сечения ротора. Видно, что осевая завихренность, связанная с угловыми вихрями, образовавшимися на выпуклой и вогнутой поверхностях соседних лопаток, снижается по сравнению с завихренностью, полученной с помощью CFD-прогнозов. Об этом свидетельствует, например, уменьшение осевой завихренности с центром в точке  $x = -0.006$  м и  $r = 0.246$  м в варианте перепрофилированной ступицы статора 1 по сравнению с вариантом осесимметричной ступицы (см. рис. 9, а и б).

Профилирование ступицы как статора 1, так и ротора, по-видимому, ослабляет проходной вихрь больше, чем профилирование только ступицы статора 1, на что указывает значение осевой завихренности  $\omega_b = -12000$  с<sup>-1</sup> с центром в  $x = -0.029$  м,  $r = 0.285$  м (см. рис. 9, а), который сменяется осевой завихренностью с  $\omega_b = -10500$  с<sup>-1</sup> (см. рис. 9, б) и контуром, охватывающим меньшую область (см. рис. 9, в).

Считается, что благодаря модифицированной по сравнению с осесимметричной ступицей конфигурации ступиц статора 1 и ротора боковое плечо подковообразного вихря смещается ниже его типичного радиального расположения по высоте лопатки. Кроме того, как в проточной части

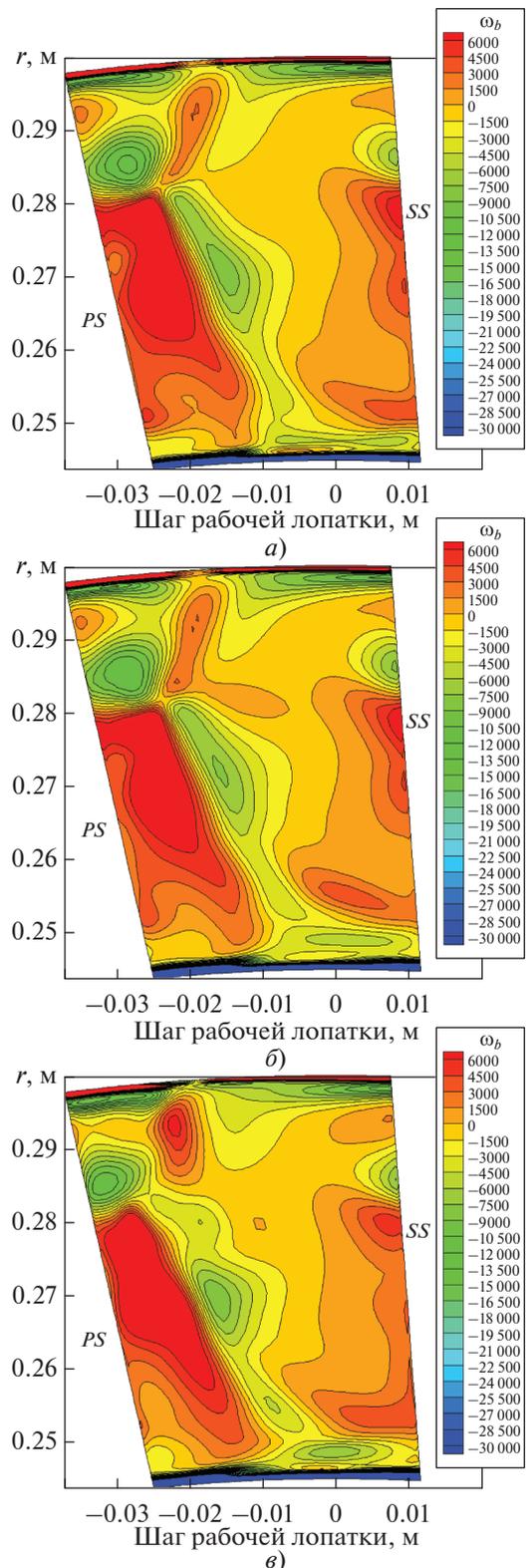


Рис. 9. Линии осевой завихренности  $\omega_b$  на расстоянии 8.8 мм от выходного сечения ротора, рассчитанной для осесимметричной ступицы (а), перепрофилированной ступицы статора 1 (б) [12], с перепрофилированными ступицами как статора, так и ротора (в)

статора 1, так и в проточной части ротора вследствие профилирования поверхности ступицы расстояние между подковообразным вихрем вблизи входной кромки лопатки и местом, где ветвь подковообразного вихря с вогнутой стороны лопатки встречается с ветвью подковообразного вихря с выпуклой стороны лопатки, увеличивается. Канавка на ступице является препятствием для движения подковообразного вихря с вогнутой поверхности к выпуклой поверхности лопатки.

С помощью такого метода можно моделировать вихревой поток пониженной мощности, который при вращении ротора будет дробиться на мелкие и нестабильные потоки еще более низкой мощности, с разрешением во времени. Этот механизм может способствовать ослаблению движения потока вблизи поверхности ступицы за выходным сечением ротора, о чем свидетельствуют линии осевой завихренности в диапазоне  $0.248 \leq r \leq 0.295$  (см. рис. 9, б, в).

## ВЫВОДЫ

1. Успешное применение программного обеспечения CFD OpenFOAM для моделирования усредненного по времени потока, проходящего через многорядный вращающийся каскад с несимметричными ступицами, позволило интегрировать OpenFOAM в рабочий процесс проектирования осевых турбин.

2. В ступицах статора и ротора выполняются специальные канавки для того, чтобы направить через них ответвления подковообразного вихря по вогнутой поверхности лопатки через канал и предотвратить тем самым его нежелательное взаимодействие с ответвлением на выпуклой поверхности лопатки.

3. Для профилирования ступицы ротора используется новый метод определения формы канавки с помощью параметрических NURBS-поверхностей, который позволяет избежать неточностей аппроксимации ее формы, присущих традиционным интерфейсам автоматизированного проектирования и моделирования потока. Форма канавки определяется параметрами  $m_a$ ,  $m_b$  и  $h_{ro}$ , которые оптимизированы для снижения давления на ступени.

4. Суррогатное моделирование Кригинга успешно интегрировано в рабочий процесс проектирования для ускорения выбора параметров торцевой поверхности ступицы.

5. Проводя моделирование в OpenFOAM, можно прогнозировать, что при использовании модифицированных поверхностей ступицы статора 1 и ротора изоэнтропийный КПД ступени

турбины повысится на 4.67%, а общий коэффициент потерь давления ступени турбины снизится на 5.2% по сравнению с этими же параметрами ступицы осесимметричной формы.

6. Результаты, полученные в настоящей работе, подтверждают эффективность предложенного уникального метода модификации ступицы ротора. Тем не менее этот метод требует дальнейшей экспериментальной проверки.

7. Применяя предложенный метод, можно усовершенствовать процедуры проектирования промышленных турбомашин, включая моделирование профиля ступиц роторов осевых турбин, путем внедрения сквозного процесса автоматизированного проектирования для промышленного сектора.

## БЛАГОДАРНОСТИ

Доступ к программному обеспечению Кригинга был предоставлен GE Power в качестве материальной поддержки для оптимизации параметров канавок ступицы ротора. Обучение программному обеспечению и рекомендации были предоставлены доктором N.Z. Ince и Mark Willetts (GE Power). Авторы хотели бы поблагодарить проф. Hrvoje Jasak, Wikki за его советы по OpenFOAM. В этом исследовании использовался высокопроизводительный вычислительный комплекс ALICE Лестерского университета (Великобритания). Лицензии на программное обеспечение для визуализации графики были первоначально приобретены при содействии EPSRC в рамках гранта GR/N23745/01. Консультации по компьютерным исследованиям были поддержаны грантом EPSRC EP/T022108/1. Рейнско-Вестфальский технический университет г. Ахена предоставил доступ к экспериментальным данным для 1.5-ступенчатой осевой турбины, известной как "Ахенская турбина".

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Denton J.D.** The 1993 IGTI scholar lecture: Loss mechanisms in turbomachines // J. Turbomach. 1993. V. 115. Is. 4. P. 621–656. <https://doi.org/10.1115/1.2929299>
2. **Hartland J., Gregory-Smith D., Rose M.** Non-axisymmetric endwall profiling in a turbine rotor blade // Proc. of the ASME 1998 Intern. Gas Turbine and Aero-engine Congress and Exhibition. Stockholm, Sweden, 2–5 June 1998. <https://doi.org/10.1115/98-GT-525>
3. **The design** of three-dimensional turbine blades combined with profiled endwalls / D. Bagshaw, G. Ingram,

- D. Gregory-Smith, M. Stokes, N. Harvey // Proc. Inst. Mech. Eng. 2008. V. 222. Is. 1. P. 93–102.  
<https://doi.org/10.1243/09576509JPE477>
4. **Improving** efficiency of a high work turbine using non-axisymmetric endwalls – Part II: Time-resolved flow physics / P. Schuepbach, R. Abhari, M. Rose, T. Germain, I. Raab, J. Gier // J. Turbomach. 2010. V. 132. Is. 2. P. 021008.  
<https://doi.org/10.1115/1.3103926>
  5. **Dunn D., Snedden G., Von Backström T.W.** Experimental investigation into the unsteady effects on non-axisymmetric turbine endwall contouring // Proc. of the Seventh South African Conf. on Computational and Applied Mechanics (SACAM10). Pretoria, South Africa, 10–13 Jan. 2010.
  6. **Schwab S., Wendland D., Wirsum M.** Numerical and experimental investigation of tangential endwall contoured blades in a 2-stage turbine // Proc. ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conf. and Exposition. San Antonio, Texas, USA, 3–7 June 2013.  
<https://doi.org/10.1115/GT2013-94169>
  7. **Improving** turbine efficiency using non-axisymmetric end walls: Validation in the multi-row environment and with low aspect ratio blading / N. Harvey, G. Brennan, D. Newman, M. Rose // Proc. of the ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. Amsterdam, The Netherlands, 3–6 June 2002. P. 119–126.  
<https://doi.org/10.1115/GT2002-30337>
  8. **Reising S., Schiffer H.P.** Non-axisymmetric end wall profiling in transonic compressors – Part II: Design study of a transonic compressor rotor using non-axisymmetric end walls – Optimization strategies and performance // Proc. of the ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. Orlando, Florida, USA, 8–12 June 2009. P. 25–37.  
<https://doi.org/10.1115/GT2009-59134>
  9. **Polynkin A., Toropov V., Shahpar S.** Multidisciplinary optimization of turbomachinery based on metamodel built by genetic programming // Proc. of the 13th AIAA/ISMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conf. Fort Worth, Texas, USA, 13–15 Sept. 2010.  
<https://doi.org/10.2514/6.2010-9397>
  10. **Shahpar S., Caloni S., de Prieëlle L.** Automatic design optimisation of profiled endwalls including real geometrical effects to minimize turbine secondary flows // J. Turbomach. 2017. V. 139. Is. 7. P. 071010.  
<https://doi.org/10.1115/1.4035510>
  11. **Nagel M.G., Baier R.-D.** Experimentally verified numerical optimization of a three-dimensional parameterized turbine vane with nonaxisymmetric end walls // J. Turbomach. 2005. V. 127. Is. 2. P. 380–387.  
<https://doi.org/10.1115/1.1773848>
  12. **Obaida H.M., Rona A., Gostelow J.P.** Loss reduction in a 1.5 stage axial turbine by computer-driven stator hub contouring // J. Turbomach. 2019. V. 141. Is. 6. P. 061009.  
<https://doi.org/10.1115/1.4042305>
  13. **Test Case 6:** 1-1/2 stage axial flow turbine – Unsteady computation / T. Volmar, B. Brouillet, H. Benetschik, H.E. Gallus // ERCOFTAC Turbomachinery Seminar and Workshop, 1998.
  14. **Walraevens R., Gallus H.E.** Testcase 6: 1-1/2 stage axial flow turbine, 1997.
  15. **Gallus H.E.** ERCOFTAC Test Case 6 axial flow turbine stage // Seminar and Workshop on 3D Turbomachinery Flow Prediction III. Les Arcs, France, 1995.
  16. **Experimental** and numerical investigations on the viscous flow through an axial-flow turbine stage / H.E. Gallus, J. Zeschky, K. Weskamp, H. Zebner // Interfluid 1st Intern. Congress on Fluid Handling Systems, 1990.
  17. **Walraevens R., Gallus H.** Testcase 6-1-1/2 stage axial flow turbine. European Research Community on Flow Turbulence and Combustion. ERCOFTAC SIG on 3D Turbomachinery Flow Prediction. ERCOFTAC-APPACET Seminar and Workshop on Turbomachinery Flow Prediction VIII.
  18. **Jasak H., Beaudoin M.** OpenFOAM turbo tools: From general purpose CFD to turbomachinery simulations // Proc. of the ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conf. Hamamatsu, Japan, 24–29 July 2011. P. 1801–1812.  
<https://doi.org/10.1115/AJK2011-05015>
  19. **Evaluation** of an improved mixing plane interface for OpenFOAM / M. Beaudoin, H. Nilsson, M. Page, R. Magnan, H. Jasak // IOP Conf. Series: Earth and Environ. Sci. 2014. V. 22. P. 022004.  
<https://doi.org/10.1088/1755-1315/22/2/022004>
  20. **A numerical** study of secondary flows in a 1.5 stage axial turbine guiding the design of a non-axisymmetric hub / H.M.Obaida, H.T. Kadhim, A. Rona, K. Leschke, J.P. Gostelow // Proc. of the ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conf. and Exposition. Charlotte, North Carolina, USA, 26–30 June 2017.  
<https://doi.org/10.1115/GT2017-65251>
  21. **Piegl L., Tiller W.** The NURBS book. Springer Science & Business Media, 2012.  
<https://doi.org/10.1007/978-3-642-59223-2>
  22. **Some** perspectives on the treatment of three-dimensional flows on axial compressor blading / H.M. Obaida, M. Kawase, A. Rona, J.P. Gostelow // Proc. of the ASME Turbo Expo 2016: Power for Land, Sea and Air. Seoul, South Korea, 13–17 June 2016. (GT2016-57617, V02AT37A041).  
<https://doi.org/10.1115/GT2016-57617>

## Reshaping the Rotor Hub of a 1.5-stage Axial Turbine to Reduce Pressure Losses by a Parametric Groove

Hayder M. B. Obaida<sup>a, \*</sup> and Aldo Rona<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Power Mechanics Engineering Techniques Department, Engineering Technical College-Baghdad, Middle Technical University, Baghdad, 00964 Iraq

<sup>b</sup> School of Engineering, University of Leicester, Leicester, LE1 7RH United Kingdom

\*e-mail: dr.haydermahdi@mtu.edu.iq

**Abstract**—The interaction among the vortices that develop over an axial turbine passage hub leads to pressure losses and, consequently, to a decrease in the stage isentropic efficiency. The turbine performs better if flow separation and secondary flows are reduced. To achieve this, this paper explores by computational fluid dynamics the application of rotor hub contouring to a one-and-a-half-stage axial turbine, the “Aachen Turbine”. The pressure side arm of the rotor horseshoe vortex is guided by a groove in the end-wall rotor hub surface, which is defined parametrically using non-uniform rational B-splines (NURBS). This novel rotor hub groove runs from the leading edge of the rotor blade to the trailing edge of the rotor blade. A three-dimensional steady Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)  $k-\omega$ -SST model of the one-and-half-stage turbine with axisymmetric end-walls is validated against reference experimental measurement from the Institute of Jet Propulsion and Turbomachinery at RWTH Aachen in Germany. By contouring the hub of the upstream stator and of the rotor, the overall pressure loss coefficient predicted by openFOAM computational fluid dynamics is reduced by 5.2%, using Kriging optimized groove shape parameters.

**Keywords:** axial turbine, CFD-modeling, stator blade, rotor blade, stator groove, rotor groove, optimization, hub, pressure losses