

создаваемых энергетических установок / Ю.П. Антипцев, И.Е. Аннопольская, В.В. Паршин и др. //Пробл. машиностроения. 2004. –7, № 4. – С. 11 – 14.

3. Тарелин А. А. Основы теории и методы создания оптимальной последней ступени паровых турбин / А.А.Тарелин, Ю.П.Антипцев, И.Е.Аннопольская. – Харьков: Контраст, 2001. – 224с.

*Наведено метод аналітичного профілювання робочих коліс радіально-осьового типу. Розглянуто два варіанти доцентрових турбін, що спроектовані за допомогою розробленого методу. Чисельне дослідження запропонованих конструкцій проводилося за допомогою програмного комплексу FlowER. Отримані результати свідчать про можливість використання розглянутого підходу для вирішення задач оптимального проектування проточних частин турбін*

*Ключові слова: проточна частина, тривимірна в'язка течія, радіально-осьове робоче колесо, аналітичне профілювання*

*Представлен метод аналитического профилирования рабочих колес радиально-осевого типа. Рассмотрены два варианта центробежных турбин, спроектированных с помощью разработанного метода. Численное исследование предложенных конструкций проводилось с помощью программного комплекса FlowER. Полученные результаты свидетельствуют о возможности использования описанного подхода для решения задач оптимального проектирования проточных частей турбин*

*Ключевые слова: проточная часть, трехмерное вязкое течение, радиально-осевое рабочее колесо, аналитическое профилирование*

*The analytical profiling method of the impellers of axial-radical type is represented. Two variants of centripetal turbines designed with the help of the developed method are considered. A numerical study of the suggested constructions was held with the help of software package FlowER. The received results indicate the possibility of using the considered approach for tasks solution of the optimal design of flow parts of the turbine*

*Key words: flow part, three-dimensional viscous flow, axial-radical impeller, analytical profiling*

УДК 621.165:532.6

## ПРОФИЛИРОВАНИЕ РАДИАЛЬНО- ОСЕВЫХ ТУРБИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СОВРЕМЕННЫХ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

**А. В. Русанов**

Доктор технических наук, заместитель директора  
Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного  
НАН Украины  
ул. Дм. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61046  
Контактный тел.: 8 (057) 752-33-88  
E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua

**О. И. Шатравка**

Аспирант\*  
Контактный тел.: 8 (0572) 95-95-21

**А. И. Косьянова**

Аспирант\*  
Контактный тел.: 8 (0572) 95-95-21  
E-mail: akuniver@rambler.ru

\*Национальный технический университет «Харьковский  
политехнический институт»  
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61001

### Введение

Радиально-осевые турбины нашли широкое применение в различных вспомогательных энергетиче-

ских машинах: утилизационные турбодетандеры, турбодетандерные агрегаты в установках комплексной переработки газа, приводы насосов и т.д. Их главным преимуществом по сравнению с осевыми кон-

струкциями является высокая производительность при относительно малых габаритах. В настоящее время в рабочих колесах (РК) радиально-осевых турбин в основном применяются лопатки с «пластинчатым» профилем, несмотря на это, на расчетных режимах они обладают достаточно высоким уровнем внутреннего КПД. На переменных режимах работы, при нерасчетных углах натекания потока, в межлопаточных каналах возникают существенные отрывные течения, что приводит к значительному снижению КПД. Улучшения аэродинамических характеристик рабочих колес радиально-осевого типа на переменных режимах работы возможно добиться за счет использования лопаток сложной пространственной формы с телесными профилями. В отличие от осевых машин, для которых существуют апробированные подходы проектирования лопаток, основанные на использовании либо стандартных (атласных) профилей, либо методик их создания, в том числе по параметризованным параметрам [1], для радиально-осевых лопаток подобные подходы практически отсутствуют.

В статье рассмотрен метод аналитического профилирования рабочих колес радиально-осевого типа, использование которого в сочетании с численным моделированием трехмерных вязких течений позволяет существенно ускорить процесс проектирования аэродинамически эффективных проточных частей центробежных турбин.

### 1. Метод аналитического профилирования радиально-осевых рабочих колес

Вид радиально-осевого рабочего колеса в меридиональной плоскости представлен на рис. 1. Входная кромка задается параллельной оси вращения  $x$ , а выходная – перпендикулярной.

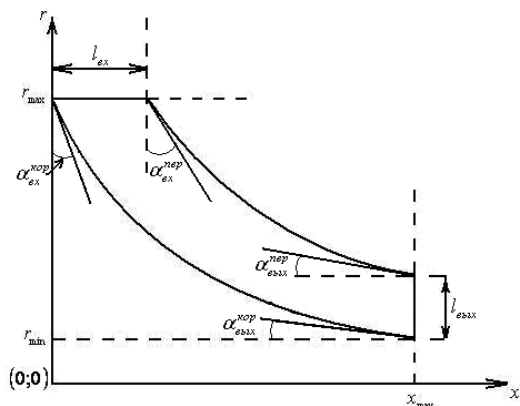
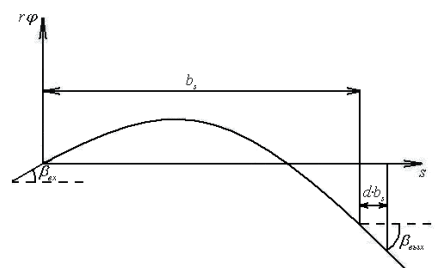


Рис. 1. Вид рабочего колеса в меридиональной плоскости

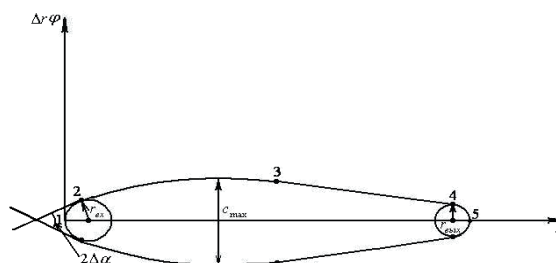
Корневой и периферийный обводы описываются кривыми, состоящими из дуги окружности и сопряженной с ней прямой. Исходными данными для построения меридиональных обводов являются:  $r_{\max}$ ,  $r_{\min}$  – максимальный и минимальный радиусы РК;  $x_{\max}$  – ширина РК;  $l_{\text{вх}}$ ,  $l_{\text{вых}}$  – высоты входного и выходного канавок РК;  $\alpha_{\text{вх}}^{\text{кор}}$ ,  $\alpha_{\text{вых}}^{\text{кор}}$ ,  $\alpha_{\text{вх}}^{\text{пер}}$ ,  $\alpha_{\text{вых}}^{\text{пер}}$  – углы корневой и периферийного обводов на входе и выходе соответственно (см. рис. 1).

Лопатка задается двумя сечениями, лежащими на поверхностях вращения, совпадающими с корневой и периферийным обводами. Эти сечения определяются в координатах, связанных с поверхностями вращения:  $r\varphi$  – произведение радиальной и угловой координат;  $s$  – расстояние от входной кромки вдоль соответствующего сечения (корневой или периферийный обводы) в проекции на меридиональную плоскость (см. рис. 1). Координаты профилей на поверхностях вращения находятся суммированием координат средней линии профиля  $r\varphi_{\text{сл}}$  (рис. 2, а) и координат профиля относительно средней линии  $\Delta r\varphi$  (рис. 2, б):

$$r\varphi(s) = r\varphi_{\text{сл}}(s) + \Delta r\varphi(s).$$



а)



б)

Рис. 2. Сечение лопатки:  
а – средняя линия профиля; б – вид профиля относительно средней линии

Средняя линия профиля является полиномом третьей степени вида (рис. 2, а):

$$r\varphi_{\text{сл}} = \sum_{i=0}^3 a_i s^i,$$

где  $a_i$  – константы.

Профиль задается двумя симметричными относительно средней линии кривыми (рис. 2, б), каждая из которых состоит из четырех сопряженных (по первой производной) участков: 1-2 – входная кромка; 2-3 – дуга окружности; 3-4 – прямая; 4-5 – выходная кромка.

Исходными данными для построения профилей являются:  $b_s$  – ширина профиля;  $\beta_{\text{вх}}$ ,  $\beta_{\text{вых}}$  – углы средней линии профиля на входе и выходе;  $r_{\text{вх}}$ ,  $r_{\text{вых}}$  – радиусы входной и выходной кромок;  $\Lambda_{\text{max}}$  – максимальная толщина профиля;  $\Delta\alpha$  – угол “заострения” входного участка;  $d$  – расстояние до точки за выходной кромкой (в долях от ширины профиля), где вторая производная средней линии равна 0 (см. рис. 2).

**2. Метод расчета течения**

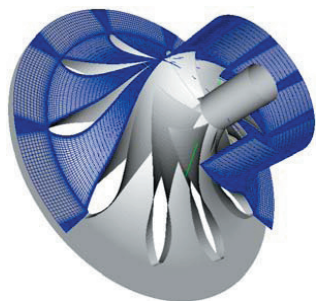
Для численного исследования течений использовался программный комплекс **FlowER** [2, 3], в котором реализованы следующие элементы математической модели: осредненные по Рейнольдсу нестационарные уравнения Навье-Стокса, двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности SST Менгера, неявная квазилинейная ENO-схема повышенной точности. Результаты расчетов, полученные с помощью программного комплекса **FlowER**, обладают необходимой достоверностью как по качественной структуре течения, так и по количественной оценке характеристик изолированных турбинных решеток и проточных частей турбомашин в целом [4, 5].

**3. Численные результаты**

Рассмотрены два примера проточных частей турбин радиально-осевого типа, спроектированных с использованием предложенного подхода. Первая проточная часть – радиально-осевое рабочее колесо турбодетандерного агрегата установки комплексной переработки газа, а вторая – 1-я ступень водородной турбины теплоутилизационной установки.

**3.1 Радиально-осевое рабочее колесо турбодетандерного агрегата**

Вид радиально-осевого рабочего колеса изображен на рис. 3, а его основные геометрические характеристики представлены в таблице 1.



а



б

в

Рис. 3. Рабочее колесо радиально-осевого типа: а – общий вид; б – меридиональное сечение; в – профили

**Таблица 1**

Основные геометрические характеристики рабочего колеса турбодетандерного агрегата радиально-осевого типа

Параметр	Значение
Число лопаток	10
Диаметр по входной кромке, [м]*	0,952
Диаметр по выходной кромке, [м]*	0,5
Высота канала на входе, [м]*	0,0358
Высота канала на выходе, [м]*	0,1825
Эффективный угол решетки, [град]	10,802

\* по среднему сечению

Расчет проведен на сетке с суммарным числом ячеек равным 456192.

Размеры минимальных ячеек у стенок выбирались таким образом, чтобы безразмерная величина  $y^+$  не превышала 20.

Расчет выполнен при следующих параметрах рабочего тела на входе и скорости вращения ротора:

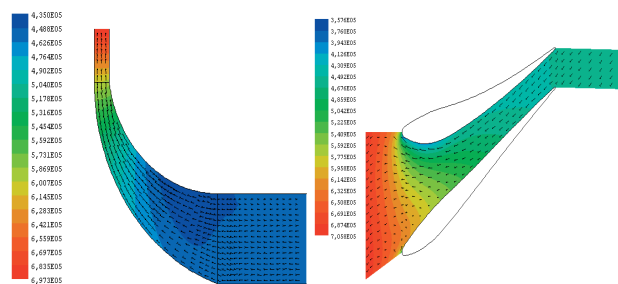
- полное давление – 0,9 МПа;
- полная температура – 373 К;
- угол натекания потока – перпендикулярный к фронту решетки;
- частота вращения ротора – 6000 об/мин.

На рис. 4 представлена визуализация течения по средним сечениям в двух плоскостях, а интегральные газодинамические характеристики приведены в табл. 2.

**Таблица 2**

Интегральные газодинамические характеристики ступени турбодетандера

Параметр	Значение
Массовый расход, [кг/с]	43,2627
Статическая температура на выходе, [К]	319,7
Степень понижения полного давления	1,97
Абсолютный угол выхода потока (от осевого направления), [градус]	3,19
Потери кинетической энергии, [%]	2,23
Потери кинетической энергии с выходной скоростью, [%]	3,21
Внутренний КПД, [%]	94,56
Мощность ступени, [МВт]	4,46



а

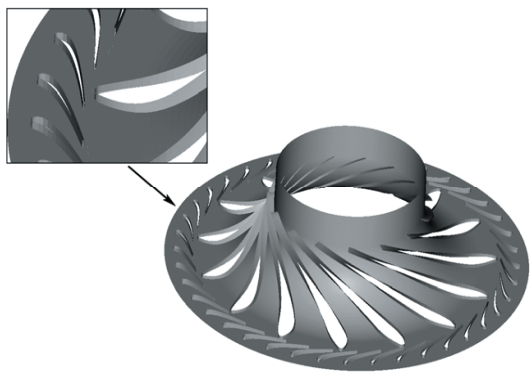
б

Рис. 4. Изолинии давления и вектора скорости рабочего колеса радиально-осевого типа: а – среднее течение в меридиональной плоскости; б – среднее сечение канала РК

Из представленных результатов видно, что в целом наблюдается благоприятная картина обтекания, практически отсутствуют отрывы потока, рабочее колесо обладает высоким уровнем КПД (94,56%) и обеспечивает значительную степень понижения полного давления (1,97).

### 3.2 Радиально-осевая ступень водородной турбины

Вид радиально-осевой ступени представлен на рис. 5, а ее основные геометрические характеристики – в таблице 3.



а

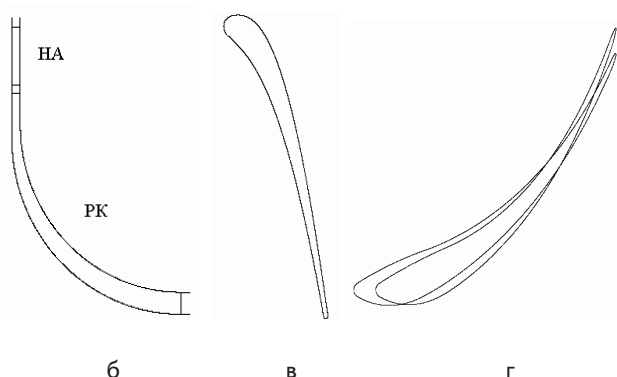


Рис. 5. Первая ступень радиально-осевого типа: а – общий вид ступени; б – меридиональное сечение; в – направляющая лопатка; г – рабочая лопатка

Таблица 3

Основные геометрические характеристики 1-й ступени радиально-осевого типа

Параметр	НА	РК
Число лопаток	40	15
Диаметр по входной кромке, [м]*	0,23	0,2
Диаметр по выходной кромке, [м]*	0,204	0,11
Высота канала на входе, [м]*	0,002	0,002
Высота канала на выходе, [м]*	0,002	0,005
Эффективный угол решетки, [град]	12,1	23,8

\* по среднему сечению

В разработанной конструкции радиально-осевой ступени высота канала на радиальном участке (расстояние между обводами) составляет 2 мм, из-за чего могут возникнуть некоторые технологические сложности при производстве проточной части. Однако, несмотря на это, число Рейнольдса, посчитанное по высоте канала и параметрам потока на входе в ступень, приблизительно равно  $1,7 \cdot 10^5$ , т.е. величина пограничных слоев на меридиональных обводах, с учетом общего характера конфузурности течения, не будет достигать величин, при которых целесообразно использование парциального подвода.

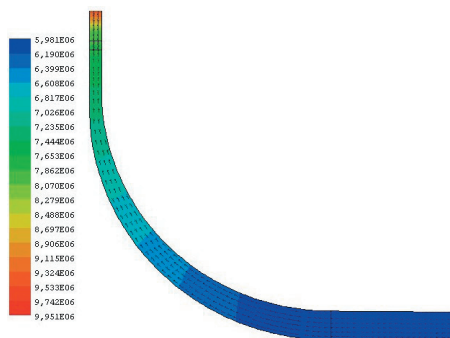
Расчет проведен на сетке с суммарным числом ячеек равным 705600.

Размеры минимальных ячеек у стенок выбирались таким образом, чтобы безразмерная величина  $y^+$  не превышала 20.

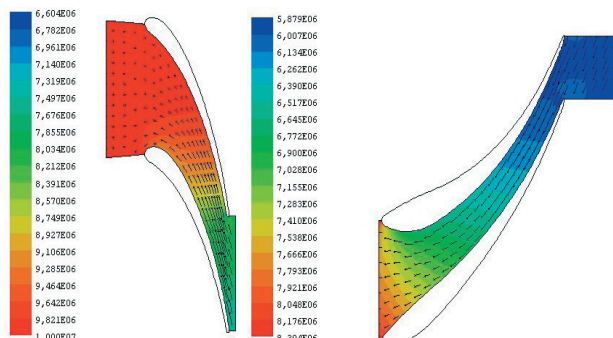
Расчет выполнен при следующих параметрах рабочего тела на входе и скорости вращения ротора:

- полное давление – 10 МПа;
- полная температура – 500 К;
- угол натекания потока – перпендикулярный к фронту решетки;
- частота вращения ротора – 90000 об/мин.

На рис. 6 представлена визуализация течения по средним сечениям в двух плоскостях, а в таблице 4 – интегральные газодинамические характеристики ступени.



а



б

в

Рис. 6. Изолинии давления и векторы скорости в первой ступени осевого типа: а – среднее сечение в меридиональной плоскости; б – среднее сечение канала НА; в – среднее сечение канала РК

Таблица 4

Интегральные газодинамические характеристики радиально-осевой ступени водородной турбины

Параметр	Значение
Массовый расход, [кг/с]	1,075
Статическая температура на выходе, [К]	437,45
Степень понижения полного давления	1,64554
Абсолютный угол выхода потока (от осевого направления), [градус]	2,25
Потери кинетической энергии, [%]	9,3%
Потери кинетической энергии с выходной скоростью, [%]	2,3%
Внутренний КПД, [%]	90,7%
Мощность ступени, [кВт]	970,062

Из представленных результатов видно, что в целом наблюдается благоприятная безотрывная картина течения и, как предполагалось выше, относительная толщина пограничных слоев мала.

Для подобного рода конструкций разработанная ступень имеет достаточно низкие потери кинетической энергии и высокий внутренний КПД, при этом она является высоконагруженной, за счет чего обеспечивает срабатывание значительного теплового перепада.

#### 4. Выводы

Предложен метод аналитического профилирования радиально-осевых рабочих колес. Представлены два примера центростремительных турбин, спроектированных с помощью разработанного метода. Численные исследования пространственных вязких течений в проточных частях рассмотренных конструкций показали высокий уровень их аэродинамического совершенства.

Малое число геометрических параметров, необходимых для аналитического описания формы лопатки с помощью разработанного метода, а также удовлетворительные результаты апробации делают возможным использование предложенного подхода при решении задач оптимального проектирования проточных частей турбин.

#### Литература

1. Русанов А.В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин / А.В. Русанов, Н.В. Пащенко, А.И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – Вып. 2/7 (38). – С. 32 – 37.
2. А.с. № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовісцевих турбомашиних "FlowER" / С.В.Єршов, А.В.Русанов. – 1996.
3. Русанов А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А.В. Русанов, С.В. Ершов // Монография. – Харьков, ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
4. Lampart P. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery, Politechnika Lodzka, Lodz, Poland. – 2002, No. 122. – P. 63–70.
5. Хомылев С.А. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: часть 1 – верификация расчетного метода / С.А. Хомылев, С.Б. Резник, С.В. Ершов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2008. – № 6. – С. 23–31.