

УДК 621.165:532.6

А.В. РУСАНОВ¹, С.В. МОИСЕЕВ², П.Н. СУХОРЕБРЫЙ¹,
А.И. КОСЬЯНОВА¹, Р.А. РУСАНОВ¹

¹Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

²ОАО “Турбогаз”, Харьков, Украина

МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ

Представлены методика и блок-схема алгоритма проектирования высокоэффективных проточных частей турбин турбодетандерных агрегатов, работающих в широком диапазоне режимных параметров. Выполнена апробация разработанного метода при проектировании проточной части турбины турбодетандера МТДА-3,0-10,4-МП-У2. Представлены вид лопаток и обводов радиально-осевой ступени ТДА, рабочая характеристика разработанной проточной части, а также визуализация течения в рабочем колесе на различных режимах. Результаты натурных испытаний подтвердили все заявленные проектные характеристики ТДА.

Ключевые слова: проточная часть, трехмерное вязкое течение, радиально-осевое рабочее колесо, турбодетандерный агрегат.

Введение

В настоящее время существует достаточно большое число различных технологических процессов, в которых необходимо понижение давления природного газа. Во многих случаях такое понижение осуществляется с помощью дросселирования, при котором внутренняя энергия газа не используется. Для утилизации этой энергии необходимо применение турбодетандерных установок. По приблизительным оценкам, в Украине имеется значительный энергетический потенциал для использования турбодетандерных установок:

– газораспределительные станции и газораспределительные пункты – $3,8 \cdot 10^9$ кВт час в год (540 МВт установленной мощности);

– газодобывающие предприятия – $1,1 \cdot 10^9$ кВт час в год (150 МВт установленной мощности);

– газоперекачивающие станции – $0,1 \cdot 10^9$ кВт час в год (15 МВт установленной мощности).

Доля такой генерации в энергетическом балансе Украины относительно невелика, но при этом ее величина сопоставима с экономически целесообразным потенциалом ветроэнергетики. Использование энергии избыточного давления газа имеет ряд преимуществ: для ее утилизации не нужны дополнительные энергетические затраты, технологический процесс получения энергии является экологически чистым, а генерирующее оборудование имеет достаточно низкую удельную стоимость (\$ 300 – 500 за 1 киловатт установленной мощности).

Объекты, на которых возможно использование

турбодетандерных установок, существенно отличаются по характеристикам газа – давлению, расходу, перепаду и т.д., из-за чего требуется практически в каждом случае создание нового, со своими индивидуальными особенностями, генерирующего оборудования.

В работе представлен метод, позволяющий в короткие сроки (приблизительно 2-3 месяца) разрабатывать проточные части турбодетандерных агрегатов с газодинамическими характеристиками, соответствующими лучшим мировым образцам. В подходе используются методы различных уровней сложности от одномерных до трехмерных, основанных на численном интегрировании осредненных уравнений Навье-Стокса.

1. Метод проектирования проточной части турбины турбодетандерного агрегата

Алгоритм проектирования проточной части турбодетандера представлен на рис. 1.

На первом этапе выполняется предварительный расчет геометрических характеристик проточной части с помощью достаточно простых методик, основанных на решении одномерных уравнений:

– сохранения массы

$$G = \rho C_a S = \text{const};$$

– сохранения ротальпии (следствие закона сохранения энергии)

$$h^* = e + \frac{W^2 + \Omega^2 r^2}{2} = \text{const};$$



Рис. 1. Блок-схема алгоритма проектирования проточной части ступени

– потерь кинетической энергии

$$\xi = 1 - \frac{i_{\text{вх}}^* - i_{\text{вых}}}{i_{\text{вх}}^* - i_{\text{вых ад}}},$$

где G – массовый расход; ρ – плотность; C_a – расходная составляющая скорости; S – площадь поперечного сечения проточной части; h^* – роталяпия заторможенного потока во вращающейся системе координат (относительно вращающегося венца); e – внутренняя энергия потока; W – скорость потока во вращающейся системе координат; Ω – скорость вращения лопаточного венца; r – радиус; ξ – потери кинетической энергии потока; $i_{\text{вх}}^*$ – энтальпия заторможенного потока на входе в ступень; $i_{\text{вых}}$ – энтальпия потока на выходе из ступени; $i_{\text{вых ад}}$ – адиабатическая энтальпия потока на выходе из ступени.

Приведенные одномерные уравнения дополняются соотношениями для треугольников скоростей в решетке [1].

Поиск геометрических характеристик ступени ведется среди большого количества вариантов варьируемых параметров с учетом основных конструктивных и режимных ограничений:

- режимные параметры – свойства рабочего тела, граничные условия, число режимов;
- режимные и конструктивные ограничения – реактивность ступени, высота межлопаточного ка-

нала РК, угол входа потока в РК в относительном движении, угол выхода потока из РК в абсолютном движении, максимальное число Маха, массовый расход (для ненормальных режимов);

– варьируемые параметры – радиусы средних сечений на входе и выходе из РК, угол выхода потока из НА в абсолютном движении, угол выхода потока из РК в относительном движении, отношение площадей поперечных сечений на входе и выходе РК, частота вращения РК.

На основе полученных геометрических характеристик строится полная трехмерная геометрия проточной части, для чего используются методы аналитического профилирования проточных частей. Эти методы позволяют строить турбинные ступени как осевого [2], так и радиально-осевого типов [3], которые описываются кривыми 2-4 порядков (рис. 2).

Проверка и доводка проточных частей выполняются с помощью программного комплекса *FlowER* [4]. В комплексе реализованы следующие элементы математической модели: осредненные по Рейнольдсу нестационарные уравнения Навье-Стокса, двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности SST Менгера, неявная квазимонотонная ENO-схема повышенной точности [5, 6]. Для замыкания уравнений Рейнольдса используются различные уравнения состояния, в том числе метод интерполяционно-аналитического учета реальных свойств рабочего тела [7].

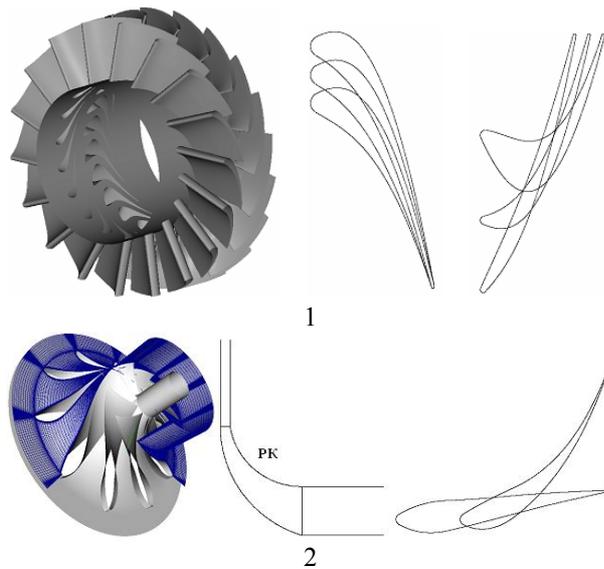


Рис. 2. Алгоритм проектирования геометрии проточной части ступени:
1 – осевая ступень; 2 – радиально-осевое РК

2. Апробация метода проектирования проточной части турбины турбодетандерного агрегата

Для апробации разработанного алгоритма была спроектирована проточная часть турбины турбодетандера МТДА-3,0-10,4-МП-У2 по исходным данным, предоставленным партнером проекта ОАО «Турбогаз» (таблица 1).

Вид и основные геометрические характеристики спроектированной проточной части представлены на рис. 3 и в таблице 2. Рабочее колесо радиально-осевого типа, а направляющий аппарат – поворотный.

Результаты поверочных расчетов показали, что по газодинамическим характеристикам проточная часть удовлетворяет всем требованиям технического задания (таблица 1).

Таблица 1

Технологические параметры эксплуатации и геометрические ограничения турбодетандера

№ п/п	Наименование	Режим		
		номинал	мин	макс
1	Массовый расход газа, кг/с	26,68	18,68	29,35
2	Абсолютное давление газа на входе, МПа	9,1	8,1	10,1
3	Температура газа на входе, °С	5,5	5,5	5,5
4	Плотность газа на входе, кг/м ³	97,14	84,16	110,4
5	Энтальпия газа на входе, кДж/кг	-4446,9	-4433,2	-4460,0
6	Абсолютное давление газа на выходе, МПа	5,1	5,1	5,1
7	Температура газа на выходе, не более , °С	-30	-23	-35,5
8	Внутренний КПД (без учета трения диска, утечек и перетечек рабочего тела), % не менее	90	80	80
9	Частота вращения колеса, тыс. об/мин*	12 – 16	10 – 20	
10	Габаритный размер (по входным кромкам соплового аппарата), не более , м	0,41		
11	Максимальный наружный диаметр рабочего колеса, м	0,27		
12	Диаметр вписанной окружности в профиль лопатки СА в центре поворота лопатки СА, не менее , мм	15		
13	Минимальный радиальный зазор между выходными кромками лопатки СА и входными кромками лопатки колеса (при максимальном открытии СА), мм	5		
14	Толщина выходной кромки лопатки СА и РК, не менее , мм	2		
15	Расстояние от выходной кромки лопатки СА до центра оси поворота лопаток СА по отношению к хорде лопатки, %	45		
16	Температура газа на выходе при адиабатном расширении, °С	-33	-26,23	-38,6
17	Плотность газа на выходе при адиабатном расширении, кг/м ³	64,75	60,70	68,67
18	Энтальпия газа на выходе при адиабатном расширении, кДж/кг	-4496,5	-4474,7	-4515,8

* Значение частоты вращения выбирается из условия обеспечения максимально возможного КПД турбины на номинальном и минимальном режимах.

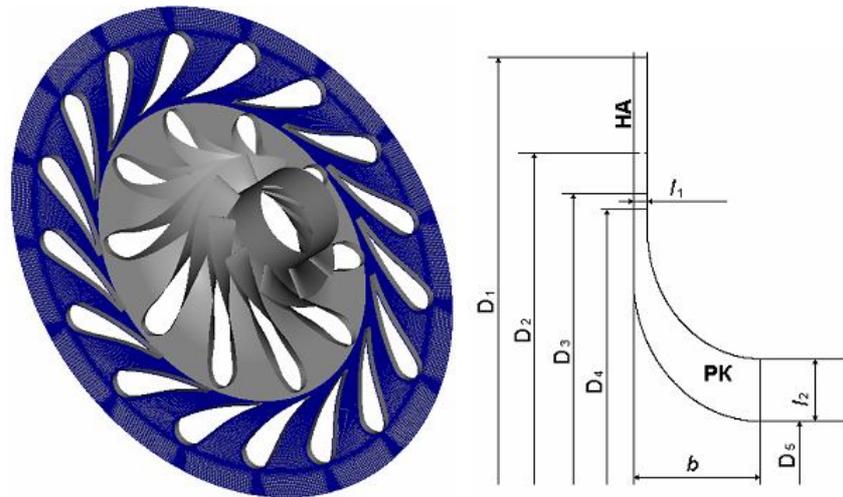


Рис. 3. Вид турбины турбодетандера

Таблица 2
Основные геометрические размеры проточной части

№	Параметр	Величина, мм
1	D_1 , диаметр по входным кромкам НА*	406,10
2	D_2 , диаметр оси поворота НА	320,26
3	D_3 , диаметр по выходным кромкам НА*	284,28
4	D_4 , диаметр по входным кромкам РК	270,00
5	D_5 , диаметр вала РК	80,10
6	l_1 , высота канала на входе в РК	7,15
7	l_2 , высота канала на выходе из РК	27,90
8	b , осевой размер лопаток РК	65,00

* диаметры входных и выходных кромок лопаток НА указаны для базового угла установки

На рис. 4, 5 показана визуализация течения в РК на номинальном режиме и режимах минимального и максимального расходов. Видно, что на всех режимах, даже, несмотря на наличие существенно положительных и отрицательных углов атаки, течение сохраняется безотрывным.

На рис. 6 показаны интегральные характеристики проточной части на различных режимах и полученная на их основе рабочая характеристика.

Видно, что для полученной рабочей характеристики внутренний КПД проточной части во всем диапазоне выше 92 %.

В настоящее время разработанная проточная часть изготовлена (рис. 7), установлена на турбодетандере МТДА-3,0-10,4-МП-У2 Тимофеевского нефтегазоконденсатного месторождения Гадяцкого района Полтавской области (рис. 8) и прошла испытания, в результате которых были подтверждены все заявленные характеристики.

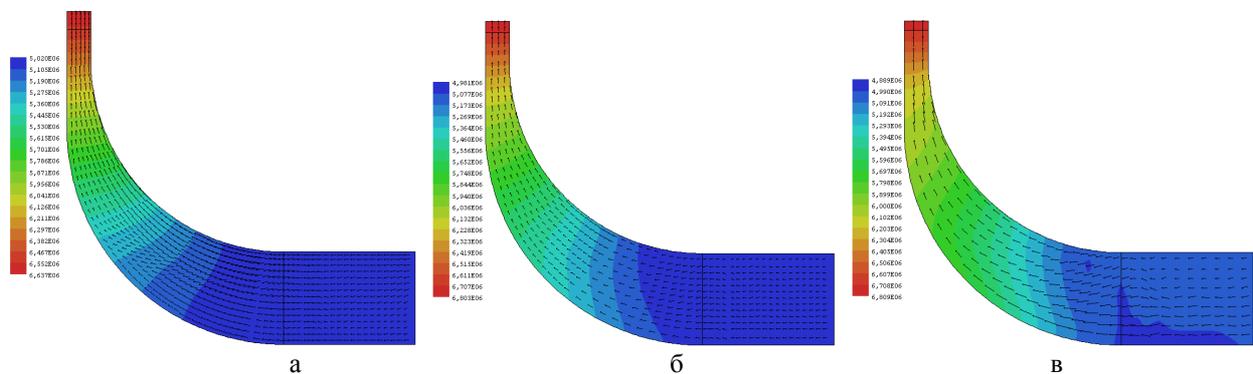


Рис. 4. Изолинии статического давления и векторы скорости. Среднее меридиональное сечение РК:
а – минимальный расход; б – номинальный режим; в – максимальный расход

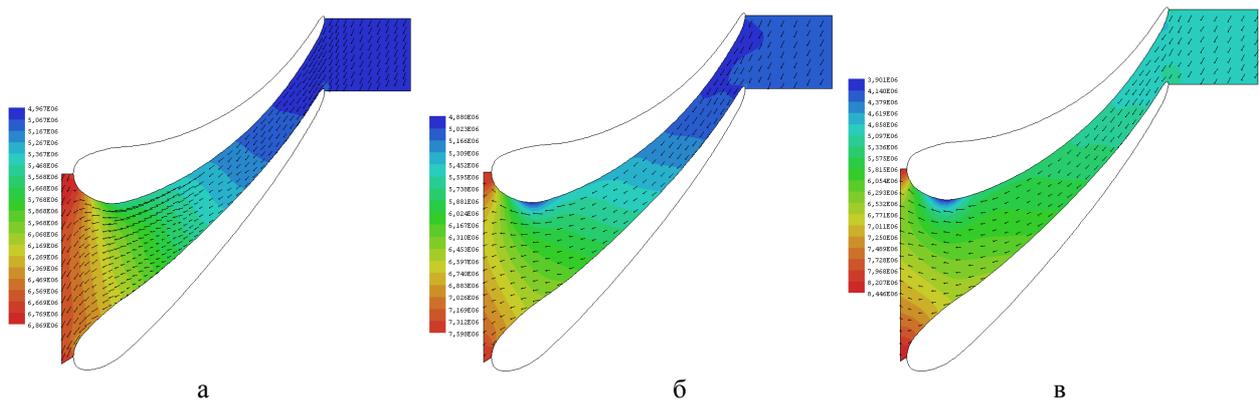


Рис. 5. Изолинии статического давления и векторы скорости. Среднее сечение РК:
а – минимальный расход; б – номинальный режим; в – максимальный расход

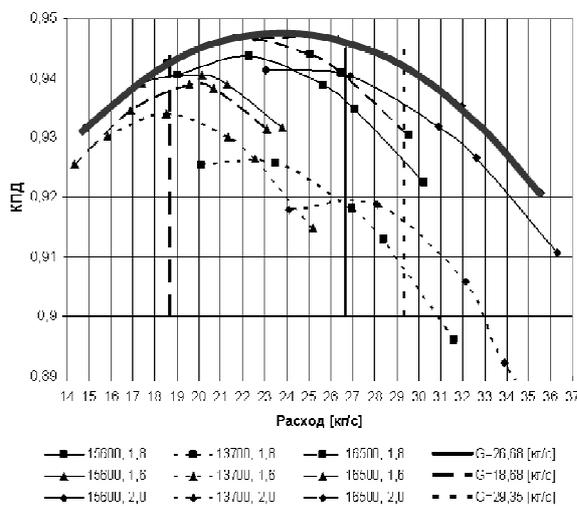


Рис. 6. Рабочая характеристика проточной части



Рис. 7. Изготовленное рабочее колесо

Заключение

Разработана методика проектирования высокоэффективных проточных частей турбин турбодетан-

дерных агрегатов, работающих в широком диапазоне режимных параметров.



Рис. 8. Турбодетандер МТДА-3,0-10,4-МП-У2

Предложена форма проточной части (лопатки и обводы) радиально-осевой ступени ТДА. Результаты расчета проточной части на номинальном режиме показали, что КПД проточной части равен 94,6 %, а мощность – 1,585 МВт. Поворотный направляющий аппарат обеспечивает КПД не ниже 92 % во всем диапазоне режимов работы ТДА.

Результаты натурных испытаний подтвердили все заявленные проектные характеристики ТДА.

Литература

1. Дейч, М.Е. *Техническая газодинамика [Текст]* / М.Е. Дейч. – М.: Госэнергоиздат, 1961. – 671 с.
2. Русанов, А.В. *Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин [Текст]* / А.В. Русанов, Н.В. Пащенко, А.И. Косьянова // *Восточ.-Европ. журн. передовых технологий.* – 2009. – № 2/7 (38). – С. 32 – 37.

3. Русанов, А.В. Профилирование радиально-осевых турбин с использованием современных компьютерных технологий [Текст] / А.В. Русанов, О.И. Шатравка, А.И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4. – С. 58 – 62.

4. А. с. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовіцевих турбомашиних «FlowER» / С.В. Єршов, А.В. Русанов; Державне агентство України з авторських та суміжних прав. – ПА № 77; опубл. 19.02.96. – 1 с.

5. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин

[Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.

6. Русанов, А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст]: моногр. / А.В. Русанов, С.В. Ершов. – Х.: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.

7. Русанов, А.В. Использование уравнений термодинамических свойств водяного пара IAPWS-95 в 3-D расчетах [Текст] / А.В. Русанов, Н.В. Пащенко // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2010. – № 5/7(47). – С. 37 – 41.

Поступила в редакцию 24.05.2012

Рецензент: д-р техн. наук В.В. Соловей, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина.

МЕТОД ПРОЕКТУВАННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ТУРБОДЕТАНДЕРНИХ АГРЕГАТИВ

А.В. Русанов, С.В. Моїсєєв, П.М. Сухорєбрий, Г.І. Косьянова, Р.А. Русанов

Представлено методика та блок-схема алгоритму проектування вискоєфективних проточних частин турбін турбодетандерних агрегатів, що працюють у широкому діапазоні режимних параметрів. Виконана апробація розробленого методу при проектуванні проточної частини турбіни турбодетандера МТДА-3,0-10,4-МП-У2. Представлені вид лопаток та обводів радіально-осьового ступеня ТДА, робоча характеристика розробленої проточної частини, а також візуалізація течії в робочому колесі на різних режимах. Результати натурних випробувань підтвердили всі заявлені проектні характеристики ТДА.

Ключові слова: проточна частина, тривимірна в'язка течія, радіально-осьове робоче колесо, турбодетандерний агрегат.

DESIGN METHOD OF HIGH-PERFORMANCE SETTINGS FOR TURBINE EXPANSION ENGINE

A.V. Rusanov, S.V. Moiseiev, P.N. Soukhorebry, A.I. Kosyanova, R.A. Rusanov

The principles and procedure chart of design style for high-performance settings with wide range of operating modes at turbine expansion engine are presented. The approbation of method for setting design realized for turbine expansion engine MTEE-3,0-10,4-MP-U2. Blades and outline for radial-axial TEE stage, operating character for proposed turbine setting and flow visualization at runner for various operating modes are presented. Environmental tests have shown good agreement for all claimed TEE characteristics.

Key words: flow part, three-dimensional viscous flow, radial-axial runner, turbine expansion engine.

Русанов Андрей Викторович – доктор технических наук, зам. директора по научной работе, зав. отделом гидроаэромеханики энергетических машин ИПМаш НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

Моїсєєв Сергей Викторович – главный инженер, ОАО “Турбогаз”, Харьков, Украина, e-mail: oao@turbogaz.kharkov-ua.com.

Сухорєбрий Петр Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua.

Косьянова Анна Игоревна – ведущий инженер, ИПМаш НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: akuniver@rambler.ru.

Русанов Роман Андреевич – инженер первой категории, ИПМаш НАН Украины, Харьков, Украина.