УДК 621.165-155

ОПТИМИЗАЦИОННЫЙ РАСЧЕТ РАДИАЛЬНОЙ МИКРОТУРБИНЫ С ВОДЯНЫМ ИЛИ ПЕНТАНФТОРПРОПАНОВЫМ ПАРОМ В ПРОГРАММНОЙ СРЕДЕ «PYTHON»

Пащенко В.С.
Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, г. Новочеркасск

Аннотация. *Представлен алгоритм оптимизационного расчета радиальной микротурбины с водяным или пентанфторпропановым паром в программной среде «Python», позволяющий решить задачу поиска термогазодинамических характеристик, при которых внутренний относительный КПД турбины будет максимальным. Описан метод поиска максимального внутреннего относительного КПД ступени с помощью программной среды «Python». Приведены результаты расчетов для микротурбины мощностью 100 кВт.*

Ключевые слова: *радиальная паровая турбина, проточная часть, оптимизация, микроэнергетический комплекс*

В связи с тем, что на сегодняшний день остро стоит проблема эффективной переработки мусора и отходов локально на местах их образования [1], приоритетным направлением развития малой распределенной энергетики становится проектирование опытно-промышленных энергетических комплексов мощностью 50 – 500 кВт, которые будут включать в себя оборудование, как термической деструкции отходов, так и энергетический модуль в котором полученное тепло будет использоваться для выработки электрической энергии на собственные нужды, получая при этом экономическую выгоду за счет снижения затрат на транспортировку и хранение отходов; снижение экологической нагрузки на окружающую среду.

Одним из таких комплексов, является экспериментальный энергетический комплекс по переработке отходов, спроектированный и смонтированный ООО ИТЦ «ДонЭнергоМаш» в г. Новочеркасске с целью утилизации лузги подсолнечника и получения электрической энергии на собственные нужды [2, 3].

Для данного комплекса была разработана и изготовлена радиальная паровая микротурбина мощностью 100 кВт, расчетный внутренний относительный КПД η_{oi}=0,48.

Цель работы – повышение эффективности преобразования энергии в паровой турбине для обеспечения возможности экономичной опытно-промышленной эксплуатации в энергетических комплексах по переработке отходов. При этом актуальной задачей становится разработка оптимизационной математической модели паровой радиально-осевой ступени малой мощности в одномерной постановке задачи.

Постановка оптимизационной задачи

Необходимо найти такой набор термогазодинамических характеристик А (оптимизируемых параметров), при которых внутренний относительный КПД турбины η_{oi} будет максимальным:

$$\eta_{oi} = \eta_{oi}(A) \to \max .$$

Оптимизируемые термогазодинамические характеристики приведены в табл. 1.

Таблица 1

Оптимизируемые термогазодинамические характеристики

Параметр	Значение
Отношение окружной скорости к фиктивной скорости, $u = u_1/c_Ф$	0,2 – 0, 6 (шаг 0,02);
Степень радиальности ступени $d = d_2/d_1$ (отношения диаметра на выходе из рабочего колеса к диаметру на входе в рабочее колесо)	0,3 – 0,8 (шаг 0,1);
Угол выхода потока пара из сопел, α_1, °	12 – 20 (шаг 1);
Степень реактивности, ρ	0-0,5 (шаг 0,1);

Рабочие лопатки отфрезерованы на диске малой толщины по сравнению с его диаметром (рис. 1, где l_1, l_2 – длина рабочей лопатке на входе и выходе из рабочего колеса; d_1, d_2 – диаметр рабочего колеса на входе и выходе из рабочего колеса; $B_р$ - ширина диска; 1 – диск рабочего колеса; 2 – рабочая лопатка прототипа радиальной турбины; 3 - рабочая лопатка после выполнения условия безотрывного течения; 4 – диск рабочего колеса после выполнения условия безотрывного течения), следовательно, изгибающие напряжения, действующие на лопатки могут превысить допустимые значения.

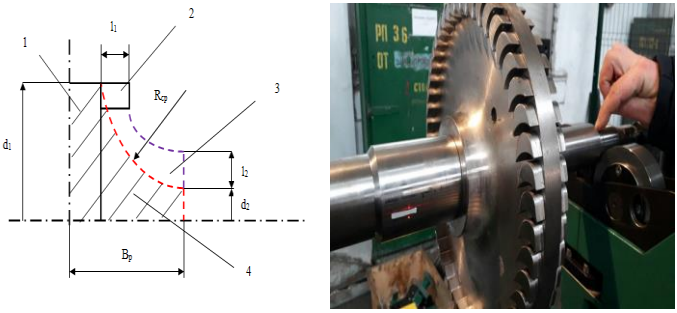

Рис. 1. Диск рабочего колеса радиальной турбины

Следовательно, необходимо увеличить ширину диска до величины $B_р$ таким образом, чтобы обеспечить условие безотрывного течения рабочего тела в межлопаточных каналах[4], данное условие приведено в табл. 2. Вся система ограничений задана в виде неравенств и логических условий и приведена в табл. 2.

Таблица 2

Система ограничений

Параметр	Значение
Условие безотрывного течения рабочего тела в межлопаточных каналах	$\frac{l_2 - l_1}{B_p} < 0{,}52$
Напряжения, действующие на диск не должны превышать допустимого значения	$\sigma < \sigma_д$
Угол выхода абсолютной скорости потока из рабочей решетки, α_2, °	90
Действительная относительная скорость парового потока на выходе из рабочей решетки, w_2, м/с должна быть больше окружной скорости на выходе из рабочего колеса, u_2, м/с	$w_2 > u_2$ $2000 \cdot H_p + w_1^2 + u_2^2 - u_1^2 > 0$
Длина сопловой лопатки не должна превышать допустимых значений	$l_{min} < l_c < l_{max}$
Длины рабочей лопатки на входе и выходе из рабочего колеса не должны превышать допустимых значений	$l_{min} < l_1 < l_{max}$ $l_{min} < l_2 < l_{max}$

Допущения: параметры постоянны в поперечном сечении канала (используются уравнения для одномерного движения потоков в проточной части микротурбины); теплообмен с внешней стороны не учитывается; параметры потока постоянны во времени, т.е. поток установившийся; кинетическая энергия $c^2_0/2$ не учитывается т.к. скорость подвода пара к сопловой решетке c_0 мала; дросселирование (понижение давления из-за изменения площади сечения канала) органического пара перед турбиной не учитывается т.к. пренебрежительно мало.

Для решения поставленной оптимизационной задачи разработан алгоритм расчета центростремительной одноступенчатой паровой микротурбины.

Алгоритм расчета радиальной одноступенчатой паровой микротурбины

Математическая модель основана на уравнениях преобразования энергии, которые описывают течение рабочего тела, а именно на: уравнении состояния, неразрывности (расхода), количества движения и сохранения энергии, записанных для радиальной паровой турбины.

Основы одномерного конструкторского (проектировочного) термогазодинамического расчета паровых турбин большой мощности изложены в трудах А.Г. Костюка, А.В. Щегляева, В.В. Фролова, А.Н. Шерстюка, А.Д. Трухния, Л.И. Слободянюка и др. [5-8]. При этом, расчет радиально-осевых ступеней практически не рассматривается.

Большой вклад в совершенствование и изучение методики термогазодинамического расчета радиально-осевых ступеней малой мощности газовых турбин внесли В.Т. Митрохин, А.Н. Шерстюк, А.Е. Зарякин, Г.Ш. Розенберг [9-11].

На рис. 2 представлена блок-схема алгоритма расчета радиальной одноступенчатой паровой микротурбины. Исходными данными являются: мощность турбины $N_э$, кВт, частота вращения ротора турбины n, 1/с, давление на выходе из турбины p_2, давление пара перед турбиной, p_0, МПа, температура пара перед турбиной, t_0, °С, механический КПД турбины, $\eta_м$, КПД электрогенератора, $\eta_{эг}$, степень реактивности, ρ, начальное приближение внутреннего относительного КПД турбины, η_{oi}, выбор рабочего тела (программа позволяет выбрать любое потенциально подходящее для использования вещество из библиотеки теплофизических свойств «CoolProp» [12]. Программа CoolProp - является библиотекой C ++, в которой содержится 110 чистых и псевдочистых жидкостей, а также 40 несжимаемых жидкостей.

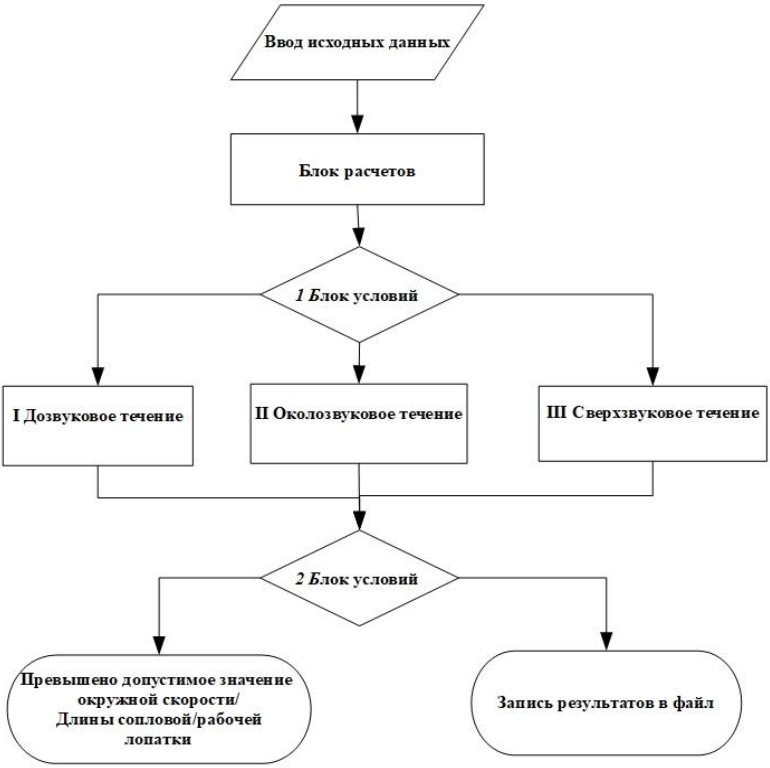

Рис. 2. Блок-схема алгоритма расчета радиальной одноступенчатой паровой микротурбины

Кроме того в качестве исходных данных можно задать желаемую конфигурацию рабочего колеса турбины: с одним или двумя потоками рабочего тела и оценить их влияние на относительный внутренний КПД турбины.

После ввода исходных данных последовательно вычисляются: ориентировочный расход рабочего тела при начальном приближении внутреннего относительного КПД ступени η_{oi} = 0,75; процесс расширения рабочего тела в сопловой решетке, при коэффициенте скорости сопловой решетки φ = 0,98; векторы входного треугольника скорости (в том числе, на данном этапе задаются диапазоны значений u, d, α_1);

геометрические характеристики сопловой решетки и длины рабочей лопатки на входе в рабочее колесо, в зависимости от значения отношения давлений в сопловой решетке (1 Блок условий)

$$\varepsilon = \frac{p_1}{p_0}$$

при $\varepsilon > \varepsilon_{кр}$ течение в сопловой решетке носит дозвуковой характер, расчет пойдет по ветке I (рис. 2); при $0{,}35(\varepsilon_{кр}) \leq \varepsilon < \varepsilon_{кр}$ – дозвуковой поток с отклонением потока пара в косом срезе на угол $\alpha 1+\delta$ (II); при $\varepsilon \leq 0{,}35(\varepsilon_{кр})$ – сверхзвуковой поток, суживающиеся каналы (III); процесс расширения пара в рабочей решетке, если степень реактивности $\rho = 0$, то теплоперепад в рабочей решетке тоже равен нулю, турбина активного типа; векторы выходного треугольника скорости при коэффициенте скорости центростремительного рабочего колеса $\psi = 0{,}85$; геометрические размеры рабочей решетки при $\alpha_2 = 90°$; относительный лопаточный КПД ступени; внутренний относительный КПД ступени и дополнительные потери.

Блок условий 2 включает логические неравенства из табл. 2.

Разработанный алгоритм реализован в программной среде «Python».

Метод поиска максимального внутреннего относительного КПД ступени с помощью программной среды «Python»

Метод поиска максимального внутреннего относительного КПД ступени с помощью программной среды «Python», включает в себя:

1. Ввод исходных данных. Исходные данные можно задавать диапазонами данными, например, в программе «Python» электрическая мощность ($N_{эл}$, кВт) обозначена «power_el» и задается диапазоном от 50 до 500 кВт с шагом в 50,

power_el = [*i* for *i* in range(50, 500, 50)] ,

что соответствует,

$N_{эл}$={50, 100, 150, 200, 250, 300,350, 400, 450,500}, число значений в диапазоне $j = 10$;

2. Запуск программы расчета радиальной паровой турбины. В связи с тем, что исходные данные и оптимизируемые параметры (табл. 1) заданы диапазонами, на выходе, получается, не менее 5760 наборов значений, при этом количество этих наборов увеличивается в j раз в зависимости от введенных исходных данных. Для хранения и обработки такого массива данных используются функции «dict» – словари.

3. Запись результатов в файл CSV- формата. В файл записываются только те наборы значений, которые прошли проверку на допустимую окружную скорость, и длины сопловых и рабочих лопаток. На данном этапе уже можно определить наборы, в которых η_{oi} (eff_in) принимает максимальное значение (max_eff_in) , с помощью:

```
max_eff_in = 0
for x in result:
key_exists = 'eff_in' in x
if key_exists and (x['eff_in'] >= max_eff_in):
max_eff_in = x['eff_in'],
```

но для анализа влияния одних переменных на другие в CSV-файл запишем все результаты, где $\eta_{oi} >$ 60%.

4. Анализ полученных данных.

Результаты расчета радиальной одноступенчатой паровой микротурбины

Получено, что для радиальной одноступенчатой паровой микротурбины электрической мощностью 100 кВт, использующей в качестве рабочего тела воду, для диапазона давлений пара перед турбиной, p_0 = 1 – 15 МПа, максимальное значение η_{oi} = 0,8434 внутреннего относительного КПД двухпоточной ступени активного типа достигается при u = 0,48; d = 0,3; α_1 = 12°; p_0 = 1 МПа; t_0 = 200°С, при этом максимальный относительный лопаточный КПД ступени равен $\eta_{о.л.}$= 0,892 вне зависимости от начальных параметров рабочего тела перед турбиной.

Если использовать в качестве рабочего тела R245fa, то диапазон возможных рабочий давлений сократится до p_0 = 0 - 3 МПа, в связи с тем, что существует опасность самовоспламенения рабочего тела, которое происходит при температуре t = 417°С, при этом было выявлено, что в данном диапазоне максимальное значение η_{oi} = 0,8672 внутреннего относительного КПД двухпоточной ступени активного типа достигается при u = 0,48; d = 0,3; α_1 = 12°; p_0 = 1 МПа; t_0 = 109,75°С.

Для обеспечения одинаковой мощности N = 100 кВт и при одиноком значении давления рабочего тела перед турбиной p_0 = 1 МПа располагаемый теплоперепад H_0 = 400,568 кДж/кг для воды в девять раз больше располагаемого теплоперепада R245fa H_0 = 46,31 кДж/кг, сле-

довательно низкий располагаемый теплоперепад R245fa компенсируется увеличением массового расхода рабочего до G = 1,578 кг/с, что примерно в 9 раз больше, чем требуемый расход воды G = 0,882 для обеспечения заданной мощности.

Выводы

Выявлена потребность рынка в микротурбинах для энергетических комплексов по переработке отходов. При этом при малых мощностях возрастает целесообразность применения турбин с радиальным подводом пара, которые при низкой мощности имеют более простую конструкцию и более высокий КПД по сравнению с осевыми турбинами.

Разработана программа расчета радиальной одноступенчатой микротурбины в программной среде «Python», которая отличается тем, что в качестве рабочего тела можно задать любое термодинамически эффективное рабочее тело.

Микротурбины на органическом паре обеспечивают высокую эффективность в диапазоне малых мощностей, но требуют повышенных требований безопасности.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 18-38-00620.

Библиографический список

1. Государственная программа РФ «Охрана окружающей среды на 2012-2020 годы» [Электронный ресурс]. URL: https://www.mnr.gov.ru/upload/iblock/3ac/Gosprogramma_OOS.pdf (дата обращения 20.10.2020).

2. **Паршуков В.И., Рыжков А.В.** Энерготехнологические комплексы для автономного энергоснабжения на основе технологий переработки отходов // Энергосбережение. 2019. № 5. С. 50-53. [eLIBRARY ID: 39241787]

3. Успешный пуск энерготехнологического комплекса по переработке сельскохозяйственных отходов [Сайт] URL: http://don-tech.ru/novosti/pusk-etk-selhoz.html (дата обращения 20.10.2020).

4. Паротурбинные установки с органическими рабочими телами / М.М. Гришутин, А.П. Севастьянов, Л.И. Селезнев, Е.Д. Федорович. М.: Машиностроение, 1988. 219 с.

5. Турбины тепловых и атомных электрических станции / А.Д. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; под. ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МЭИ, 2001. 488 с.

6. **Щегляев А.В.** Паровые турбины: В 2 кн. // 6-е изд. перераб. доп. и подгот. к печати Б.М. Трояновским. Кн. 1. М.: Энергоатомиздат, 1993. 384 с.

7. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины // 2-е изд. перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1990. 640 с.

8. **Слобадянюк Л.И. Поляков В.И.** Судовые паровые и газовые турбины и их эксплуатация. Л.: Судостроение, 1983. 360 с.

9. **Митрохин В.Т.** Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переменных режимах. М.: Машиностроение, 1974. 228 с.

10. **Розенберг Г.Ш.** Судовые центростремительные газовые турбины. Л.: Судостроение, 1964. 256 с.

11. **Шерстюк А.Н., Зарякин А.Е.** Радиально-осевые турбины малой мощности. М.: Машиностроение, 1976. 208 с.

12. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp / I.H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort // /Industrial & Engineering Chemistry Research. 2014. Vol. 53(6). P. 2498-2508. DOI: 10.1021/ie4033999.

OPTIMIZATION CALCULATION OF RADIAL MICROTURBINE WITH WATER OR PENTANFTORPROPANE STEAM IN THE PYTHON ENVIRONMENT

V.S. Pashchenko
Platov South-Russian State Polytechnic University, Novocherkassk

Abstract. The paper presents the algorithm of optimization calculation of radial microturbine with water or pentanftorpropane steam in the Python environment which allows to solve the problem of thermodynamic characteristics determination when the internal relative efficiency of the turbine is at its maximum. It has described the search method of the maximum internal relative efficiency of the stage using Python environment. The calculation results for the 100 kW microturbine have been presented.

Keywords: radial steam turbine, flow path, optimization, micro-energy complex