

Папин Владимир Владимирович

начальник отдела

Лагутин Александр Юрьевич

инженер

Безуглов Роман Владимирович

главный инженер

Ефимов Николай Николаевич

главный научный сотрудник

Шевченко Александр Анатольевич

инженер

ООО НПП «Донские технологии»

г. Новочеркасск, Ростовская область

**МНОГОСТУПЕНЧАТАЯ ОСЕВАЯ ТУРБИНА,
ПРЕДНАЗНАЧЕННАЯ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ПАРА
СО СВЕРХКРИТИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ**

***Аннотация:** в статье рассматривается многоступенчатая осевая турбина, предназначенная для переработки пара со сверхкритическими параметрами (давление до 25 МПа и температура 560 (°C), получаемого на основе метода гидротермальной деструкции жидких и твердых органических топлив.*

***Ключевые слова:** многоступенчатая осевая турбина, сверхкритические параметры, метод гидротермальной деструкции, жидкое органическое топливо, твердое органическое топливо, мощность турбины, расчетное давление.*

Сегодня в России существует достаточно много технологических разработок и оборудования для мини-ТЭС и мини-ТЭЦ. Один из наиболее оптимальных вариантов – использование паровых турбин в котельных. Такими турбинами оборудуют котельные с паровыми котлами. Давление пара на выходе из них часто выше, чем требуется для нужд промышленности, поэтому его избыток «гасит» специальное дроссельное устройство, при этом на каждой тонне пара теряется 40–50 кВт тепловой энергии.

Развитие производства паровых и газовых турбин в нашей стране сопровождается снижением трудоемкости изготовления, сокращением производственных циклов и повышением производительности труда. Характерной чертой развития турбостроения является использование в новом проектировании заимствованных узлов, деталей и их элементов, что способствует значительному сокращению и удешевлению всех циклов технической подготовки производства, углублению внутризаводской специализации производства отдельных узлов и деталей, а также повышению качества выпускаемых турбин. Так как производство паровых и газовых турбин в России возрастает, проблемы энергообеспечения и утилизации промышленных и бытовых отходов также становятся актуальными в наше время, поэтому разрабатывается множество методов их решения.

Одним из таких методов является метод гидротермальной деструкции жидких и твердых органических топлив, он позволяет перерабатывать основные виды промышленных отходов и твердых бытовых отходов, и получать в результате протекания реакции на выходе высокоэнергетическую парогазовую смесь со сверхкритическими параметрами (давление до 25 МПа и температура до 560 °С). Для использования потенциала этой парогазовой смеси целесообразна установка паровых турбин, имеющих соответствующие параметры. Однако, существующие турбины малой мощности (от 100 до 1000 кВт) предназначены для переработки пара с давлением не более 4 МПа и температурой не более 370 °С. Турбин на сверхкритические параметры пара не существует.

Таким образом, оптимальным вариантом решения данной проблемы, является разработка многоступенчатой осевой турбины, предназначенной для переработки пара со сверхкритическими параметрами (давление до 25 МПа и температура 560 °С), получаемого на основе метода гидротермальной деструкции жидких и твердых органических топлив.

Совместное использование установки гидротермальной деструкции, указанной турбины и электрогенератора позволит создать комплексное решение экологически эффективной утилизации промышленных и бытовых отходов с выработкой электрической и тепловой энергии.

Перечислим основные параметры конструкции проточной части многоступенчатой осевой турбины, электрической мощностью 250 кВт на сверхкритические параметры пара (температура свыше 400 °С давление свыше 20 МПа), с использованием в качестве теплоносителя парогазовой смеси, полученной при переработке отходов твердых и жидких органических топлив:

- начальные и конечные параметры пара;
- мощность турбины;
- частота вращения ротора;
- наличие или отсутствие промежуточного перегрева пара;
- наличие или отсутствие регулируемых отборов пара;
- унификация узлов и деталей турбины;
- технологичность конструктивных решений и связанные с ней трудозатраты на изготовление турбины;
- ремонтпригодность конструкции турбины, ее узлов и деталей.

При конструировании и расчете задаются следующие величины:

- номинальная электрическая мощность турбогенератора N_3 ;
- начальные параметры пара p_0 и t_0 ;
- давление отработавшего пара p_2 (p_k);
- частота вращения ротора турбины n .

В качестве начальных параметров пара p_0 и t_0 ; принимают его давление и температуру перед стопорным клапаном турбины.

Давлением отработавшего пара p_2 (p_k) называют давление в выходном сечении выходного патрубка турбины. Для конденсационных турбин расчетное давление за турбиной p_k зависит от среднегодовой температуры охлаждающей воды, определяется оно так же на основе технико-экономических расчетов по минимуму затрат на выработку электрической энергии. Конструкция ступеней турбины, размеры элементов проточной части в большой степени зависят от объемного расхода пара – произведения массового расхода пара на его удельный объем Gv . От первых ступеней турбины к последним удельный объем пара значительно возрастает. Так, при параметрах пара $p_0 = 23,5$ МПа и $t_0 = 540$ °С удельный объем v в 2500 раз меньше удельного объема пара за последней ступенью

турбины при $p_k = 3,4$ кПа. Поэтому объёмный расход пара в первых ступенях существенно меньше, чем в последних.

В связи с особенностями проектирования проточной части все ступени конденсационной турбины разделяют на 4 группы:

- регулирующая ступень;
- ступени малых объёмных расходов пара (первые нерегулируемые ступени турбин небольшой мощности);
- промежуточные ступени с относительно большим объёмным расходом пара;
- последние ступени, работающие в части низкого давления турбины при очень большом объёмном расходе пара.

Регулирующая ступень – это первая ступень турбины при сопловом парораспределении. При дроссельном парораспределении регулирующая ступень в турбине отсутствует.

Регулирующие ступени выполняют как одновенечными, так и двухвенечными. Одновенечные активные регулирующие ступени обычно применяют для срабатывания сравнительно малых теплоперепадов – до 80–120 кДж/кг. Двухвенечные ступени применяют для срабатывания сравнительно высоких теплоперепадов – 100–250 кДж/кг.

Теплоперепад и соответственно тип регулирующей ступени выбирают с учетом следующих особенностей влияния регулирующей ступени на конструкцию и экономичность турбины:

- применение двухвенечной регулирующей ступени и, следовательно, большого теплоперепада $H_0^{p.ct}$ приводит к сокращению числа нерегулируемых ступеней и снижению стоимости изготовления турбины. Однако в этом случае снижается.

КПД турбины при мощности, близкой к номинальной, так как экономичность двухвенечной регулирующей ступени существенно ниже, чем экономичность заменяемых нерегулируемых ступеней. Следует, однако, заметить, что потери энергии регулирующей ступени за счет явления возврата теплоты частично используются в последующих нерегулируемых ступенях. Поэтому при оценке

снижения экономичности за счет регулирующей ступени необходимо учитывать явление возврата теплоты;

- при большом теплоперепаде регулирующей ступени снижаются утечки пара через переднее концевое уплотнение, так как уменьшается давление в камере регулирующей ступени и, следовательно, перед передним концевым уплотнением. Этот эффект особенно заметен для турбин малой мощности, где относительная утечка велика;

- повышенный теплоперепад регулирующей ступени обеспечивает снижение температуры пара в камере регулирующей ступени и, следовательно, применение относительно дешевых низколегированных сталей для изготовления ротора и корпуса турбины.

Первые нерегулируемые ступени турбин небольшой мощности (ступени с малым объёмным расходом пара) отличаются небольшими высотами сопловых и рабочих лопаток. Для повышения КПД этих ступеней необходимо всеми возможными путями увеличить высоту этих лопаток. Высоту сопловых лопаток можно определить по формуле:

$$el_1 = \frac{Gv_{1r}}{\mu_1 \pi d c_{1r} \sin \alpha_{1s}}$$

Для увеличения высоты лопаток первых ступеней используют следующие способы:

- применяют малые углы выхода потока из сопловой решетки: $\alpha_1=11...12^\circ$ для активных и $\alpha_1=14...1^\circ$ для реактивных. При этом необходимо иметь в виду, что профильные потери энергии в решетки с уменьшением углов выхода незначительно увеличиваются;

- применяют ступени с пониженным средним диаметром. В результате высоты сопловых лопаток увеличиваются по причине снижения скорости пара c_{1t} , связанного с этим уменьшением диаметра. Скорость уменьшается вследствие того, что отношение скоростей должно сохраняться неизменным (оптимальным). Следует иметь в виду, что при применении небольших диаметров ступени снижается теплоперепад, срабатываемый ступенью, так как уменьшается c_{ϕ} . в результате этого увеличивается число ступеней турбины, повышается стоимость ее

изготовления, турбину приходится выполнять многоцилиндровой, так как в одном корпусе можно разместить не более 18–22 активных ступеней;

- в турбинах малой мощности, когда высота лопаток $l \leq 10...12$ мм, вводят парциальный выпуск пара в первые нерегулируемые ступени;

- в турбинах малой мощности повышают частоту вращения ротора. В этом случае повышение высоты лопаток не сопровождается увеличением числа ступеней, как это имеет место при уменьшении только диаметра ступени. Здесь окружная скорость не снижается, так как уменьшение диаметра компенсируется увеличением частоты вращения ротора. При неизменной окружной скорости остается постоянным и срабатываемый ступенью теплоперепад. Для энергетических турбин в этом случае необходим понижающий редуктор, так как ротор генератора имеет частоту вращения 50 с^{-1} .

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках Федеральной целевой программы «исследования и разработки по приоритетным направлениям научно-технологического комплекса России на 2014–2020 годы» (Соглашение №14.579.21.0123 «Создание высокоэффективной паровой турбины для технологий переработки жидких и твердых органических отходов при производстве энергии для малой распределенной энергетики» Уникальный идентификатор прикладных научных исследований и экспериментальных разработок RFMEFI57915X0123).

Список литературы

1. Костюк А.Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций [Текст]: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 488 с.

2. Шляхин П.Н. Паровые и газовые турбины [Текст]: Учебник для техникумов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Энергия, 1974. – 224 с.