

УДК 621.438.9

РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА С ВОДОРОДНОЙ ТУРБОУСТАНОВКОЙ

В. В. Соловей, А. В. Кошельник

*Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины,
г. Харьков, Украина*

Когенерация и тригенерация обоснованно считаются наиболее эффективными с точки зрения использования химического потенциала первичного топлива, а именно такие возможности предоставляют энергопреобразующие комплексы с водородными турбоустановками [1]. Использование водорода как рабочего тела в турбинах накладывает ряд дополнительных требований, связанных с его высокой текучестью, повышенными взрыво- и пожароопасностью, проблемой выбора материалов, которые не подвергаются водородной коррозии. Кроме того, водород имеет довольно высокую теплоемкость, которая при прочих равных условиях приводит к увеличению количества ступеней в проточной части турбины в сравнении с традиционными турбоустановками.

Сопоставление расчетных параметров и интегральных характеристик водородной турбоустановки с аналогичными параметрами и характеристиками прототипа – гелиевой турбины, свидетельствует, что при сохранении конструктивных элементов и основных габаритов теплоперепад водородной турбины почти в два раза выше. Благодаря этому при одинаковой мощности обоих агрегатов массовый расход рабочего тела в водородной турбине в 2,08 раза меньше [2]. Влияние свойств рабочего тела на параметры лопаточных машин выражается в изменении таких конструктивных параметров, как величина сработанного перепада одной ступени, скорость движения газов, величина закручивания лопаток.

В классическую схему газотурбинной установки (ГТУ) замкнутого цикла входит компрессор для сжатия охлаждаемого рабочего тела и подогреватель – для его подогрева [3]. Термохимическая технология компримирования рабочего тела позволяет использовать низкопотенциальную теплоту для получения высокой степени сжатия водорода. Схемы ГТУ с термосорбционными компрессорами (ТСК) имеют такие особенности: отсутствует необходимость в использовании традиционного компрессора с отбором мощности от турбины; в схемах отсутствуют подогреватели рабочего тела, так как в самом ТСК используется тепло внешнего источника (таким источником теплоты могут быть дымовые газы ТЭС, котельных и т. д.); отсутствуют устройства для охлаждения рабочего тела, так как расширение рабочего тела в турбине при начальном высоком давлении может быть проведено при довольно низких температурах; при срабатывании перепада давления в турбине полученная механическая энергия может быть использована различными способами, включая превращение ее в электрическую.

Существующие ТСК имеют небольшую удельную производительность, поэтому создание ГТУ на базе термосорбционных компрессоров требует решения проблемы создания водородной турбины с минимально возможным расходом рабочего тела. Исходя из технических возможностей ТСК, было принято давление за турбиной $p_k = 0,25$ МПа (определяемое условиями сорбции), степень расширения π_T – от 20 до 50, а температура рабочего тела перед турбиной – $T_0^* = 573$ К. На номинальном режиме работы такой турбины осевая составляющая скорости на выходе находится в пределах 150–200 м/с.

Была проанализирована работа водородной микротурбины при различном количестве сопел, что позволило определять влияние начальной температуры рабочей среды на характеристики турбоустановки. Полученные данные свидетельствуют о принципиальной возможности создания микротурбин при расходе водорода на уровне 0,01 кг/с. Были рассмотрены особенности применения многоступенчатых осевых, радиально-осевых турбин и турбин с радиальным направлением лопаток в энергопреобразующих установках с термохимическим сжатием рабочего тела. Результаты исследований изменения термодинамических параметров водорода в турбине осевого типа показывают, что для обеспечения технической и технологически приемлемой высоты направляющих и рабочих лопаток ступеней, турбина должна по условиям работы ТСК выполняться многоступенчатой. Радиально-осевые ступени позволяют использовать больший перепад давлений и получить более высокую мощность турбоустановки. При этом ступень турбины выполняется без парциального подвода рабочей среды, что обеспечивает более высокий КПД превращения энергии в сравнении с осевой ступенью при переменных нагрузках. При относительно малых расходах водорода для ликвидации парциальности первых ступеней как перспективную конструкцию нужно рассматривать радиальную турбину с движением рабочего тела от центра к периферии.

Проблемами, которые нуждаются в первоочередном решении при разработке водородного турбоагрегата, являются разработка конструкции лопаточного аппарата повышенной эффективности, что связано с оптимизацией конструктивных параметров рабочих лопаток и направляющего аппарата проточной части водородной турбины.

Проведенная в работе [4] оценка уровня теплоперепада, геометрических соотношений элементов проточной части, частоты вращения ротора и числа ступеней позволила выбрать основные геометрические характеристики проточной части турбины.

С учетом уровня температур (350–500 К), при которых происходит процесс десорбции в ТСК, появляется возможность использования схем с водородными турбоустановками для утилизации вторичных энергоресурсов высокотемпературных теплотехнологических комплексов ряда производств, где значительное количество теплоты теряется с уходящими дымовыми газами [5]. В зависимости от масштабов производства и технологической схемы, предприятия имеют различные соотношения выхода вторичных энергоресурсов и потребности в тепловой и электрической энергии. Одним из наиболее энергоемких областей промышленности на сегодня является доменное производство. Для печей доменного производства характерен невысокий уровень температур дымовых газов, поэтому это не позволяет нагреть воздуха до высокой температуры.

Рассмотрим схему работы водородной когенерационной установки для получения горячего дутья и электроэнергии (рис. 1). После воздухонагревателя ВН с камерой сгорания КС установлен теплообменник для подогрева водорода ТО, водородная турбина ВТ с электрогенератором и термосорбционный компрессор. Дымовые газы с температурой $t_{г1}$ после доменного воздухонагревателя в теплообменном аппарате ТО передают теплоту сжатому водороду и «горячей» стороне термосорбционного компрессора ТСК 2. Процесс нагрева водорода происходит в теплообменнике до температурного уровня $t_{вод3}$, а в турбогенераторе осуществляется расширение его до давления P_2 . После этого водород низкого давления подается на «холодную» сторону компрессора ТСК 1, где осуществляется процесс сорбции водорода металлгидридом. Данный процесс сопровождается выделением определенного количества теплоты, которую необходимо отводить. Процесс же сжатия водорода к давлению P_1 осуществляется на «горячей» стороне термосорбционного компрессора. Для сжатия водорода в подобных схемах возможно использовать и традиционные механические компрессоры. Но в таком случае для превращения тепла в потенциальную энергию сжатого газа должно осуществляться еще и дополнительное превращение теплоты в механическую работу, что сопровождается значительной потерей работоспособности. Затраты энергии на сжатие в ТСК практически не зависят от степени повышения давления. В механическом компрессоре, напротив, с ростом отношения давлений происходит значительное увеличение энергии, которая теряется на сжатие рабочего тела.

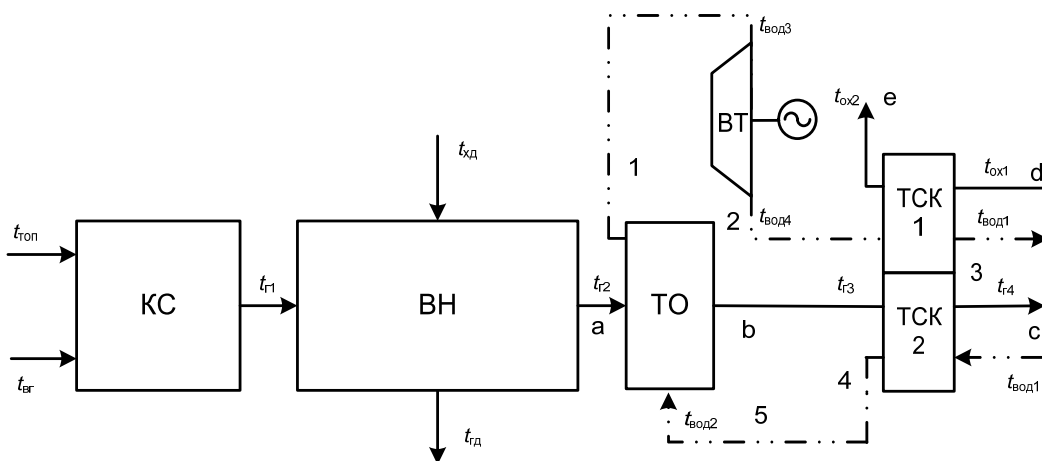


Рис. 1. Схема энерготехнологического комплекса для производства горячего дутья и электроэнергии в доменном производстве: $t_{вг}$ – температура воздуха, поступающего для горения; $t_{топ}$ – температура топлива; $t_{г}$ – температура дымовых газов; $t_{хд}$ – температура холодного дутья; $t_{гд}$ – температура горячего дутья; $t_{вод}$ – температура водорода; t_{ox} – температура охлаждающего вещества

С применением методов исследований, базирующихся на использовании эксергетических функций [6], проведен анализ работы и определена эффективность энергопреобразующего комплекса для получения горячего дутья и электрической энергии. Были получены основные характеристики водородного контура энергосиловой установки при условиях работы в диапазоне температур дымовых газов от 523 до 723 К [7].

Рассмотрим работу системы с термосорбционным компрессором, в котором в качестве гидрида используется $\text{LaNi}_5\text{H}_{6,7}$. Теплота сорбции–десорбции гидрида $q_s = 15500$ кДж/кг. Давление водорода на выходе с ТСК составляет $P_5 = 2$ МПа. Температура рабочего тела в точках 4 и 5 в области «изотермического плато» $T_4 = T_5$, давление $P_4 = P_5$. При максимальной температуре газов $T_{г2}$ принимаем перепад температур между газами и водородом $\Delta T_1 = T_{г2} - T_{\text{вод}3} = 100$ К, т. е. температура водорода в точке 1 составляет $T_1 = T_{г2} - \Delta T_1$. Величина перепада температур $\Delta T_2 = T_{г4} - T_{\text{вод}2} = 22$ К.

В табл. 1 приведены результаты расчетов в зависимости от уровня температур дымовых газов на входе в ТСК при их постоянном расходе. Проведенное расчетно-теоретическое исследование показало, что применение когенерационных установок на водороде после доменных воздухонагревателей позволяет повысить коэффициент термодинамического совершенства комплекса в рассмотренном диапазоне температур отходящих газов. С ростом температуры дымовых газов после воздухонагревателя увеличивается и производство электроэнергии с 0,0052 до 0,0503 кВт·ч/м³ топлива.

Таблица 1

Характеристики водородного контура энергосиловой установки для получения горячего дутья и электроэнергии при интеграции в схему доменного производства

Температура дымовых газов $T_{г3}$, К	523	573	623	673	723
Количество теплоты, передаваемое водородному контуру $Q_{г}$, кВт	7224,4	10 003	12 781,6	15 560,2	18 339
Расход водорода G_{H_2} , кг/с	0,453	0,589	0,723	0,845	0,959
Давление водорода P_2 , МПа	0,78	0,55	0,33	0,2	0,15
Мощность турбины $N_{т}$, кВт	301,7	1254,3	2183,4	3404,7	4554,4

Однако следует отметить, что при рассмотрении вопросов разработки энергопреобразующих комплексов на базе водородных турбин для действующих промышленных предприятий, необходимо дополнительно проводить анализ полученных результатов с учетом различных факторов – экономических, технических, экологических и др. Существующая функциональная связь экономических, эксплуатационных и конструктивных характеристик позволит получить их оптимальные значения, что приводит к необходимости проведения комплекса дополнительных исследований.

Литература

1. Шалимов Ю. Н., Кудряш В. И., Гусев А. Л. Проблемы применения водорода в энергетике // ISJAEЕ. 2005. № 7. С. 21–28.
2. Бекнев В. С., Суровцев И. Г., Тумашов Р. З. Расчет и проектирование осевых турбин на гелии. М.: РИО МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1978. – 32 с.
3. Тырышкина В. Г. Стационарные газотурбинные установки. Л.: Машиностроение, 1989. – 543 с.
4. Русанов А. В., Ершов С. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин. Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.

5. Кошельник А. В., Чорна Н. А. Розробка та аналіз схем високоефективних водневих енергоперетворюючих установок // Вісник Національного технічного університету «ХП». 2012. № 7. Тем. вип.: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. С. 170–174.

6. Эксергетические расчеты технических систем: Справочное пособие / Под. ред. А. А. Долинского, В. М. Бродянского. Киев: Наукова думка, 1991. – 360 с.

7. Мацевитый Ю. М., Соловей В. В. Перспективы использования энергетических ресурсов на основе водородных технологий // Экология и промышленность. 2014. № 4. С. 10–22.
