

## Выбор оптимального рабочего тела в схеме ОРЦ

Хутская Н.Г., Пальченок Г.И., Скоробогатая В.А.  
Белорусский национальный технический университет

Схема установки ОРЦ, работающей на древесном топливе, представлена на рисунке 1.

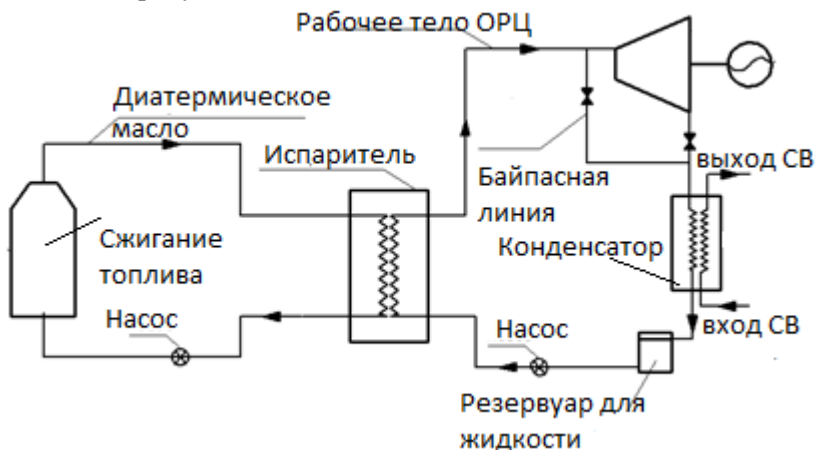


Рисунок 1. Схема установки ОРЦ на древесном топливе

Установка имеет термомасляный промежуточный контур, в котором при сжигании биомассы в котле образуются дымовые газы, нагревающие диатермическое масло.

Термомасляный котел представляет собой установку с многократной принудительной циркуляцией высокотемпературного органического теплоносителя. При этом теплоноситель может быть как на синтетической, так и на минеральной основе. Нагревание масла или иного теплоносителя осуществляется за счет утилизации тепла, получаемого при сжигании твердых, жидких, газообразных видов топлива, а также биотоплива.

Низкое давление, вязкость и высокая термоустойчивость позволяют быстро и легко управлять режимными параметрами в технологическом процессе.

Далее диатермическое масло передает тепло в испарителе рабочему телу контура ОРЦ, где оно испаряется и совершает работу

в турбине. После турбины рабочее тело поступает в конденсатор, где передает тепло сетевой воде, а затем насосом снова подается в испаритель.

В данной работе принято, что окончание процесса расширения пара в турбине находится в области перегретого пара. Основанием для этого служит несколько факторов: возможность применения большего количества веществ (адиабаты в р-h диаграмме в области перегретого пара могут не пересекать линию насыщенного пара), отсутствие конденсации снижает риск коррозии на лопастях турбины, и продлевает срок службы до 30 лет [1].

В данной работе температура масла на входе принята 240 °С, на выходе -300 °С. Используемое масло - АМТ-300, так как его свойства [2] позволяют работать в данном диапазоне температур. График температур сетевой воды 95/70. Температура конденсации рабочего тела должна быть на 5°С выше температуры сетевой воды на входе в конденсатор, т.е. 75°С [3]. Нагрузка отопления принята 10 МВт.

Расчеты проводились для следующих теплоносителей: R1270, R11, R21, R22, R12, R134a, R290, R500, R717, R113, R114, R123, R152a, R401a, R600, R600a, RC318, н-пентан.

Для рассмотренных теплоносителей на основании термодинамических расчетов определялись отношение расхода рабочего тела к расходу масла (рисунок 2), давления в характерных точках цикла (рисунок 3), термический КПД цикла (рисунок 4), мощность турбины.

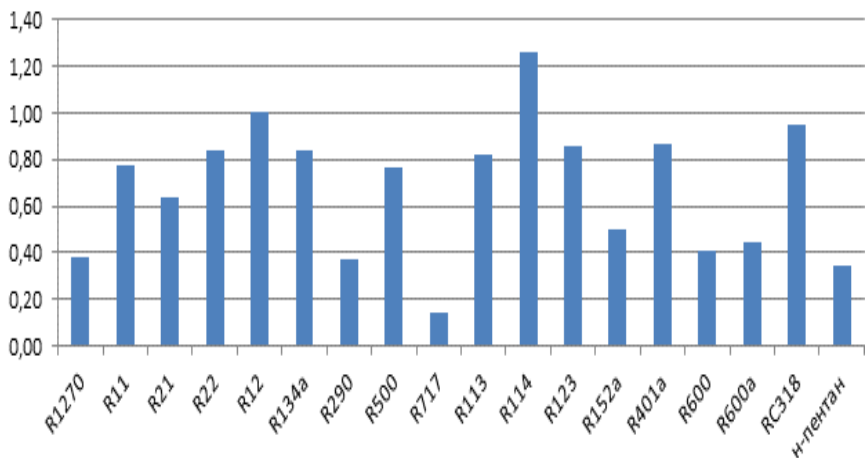


Рисунок 2. Отношение расхода рабочего тела к расходу масла



Рисунок 3. Давления рабочего тела в характерных точках цикла

Задача выбора оптимального вещества является многокритериальной. Необходимо принимать во внимание также площадь теплообменника, габариты турбины, стоимость установки и стоимость ее эксплуатации. Таким образом, экономические соображения могут обуславливать совершенно другие характеристики рабочего тела, отличающиеся от тех, которые были получены по результатам термодинамического анализа.

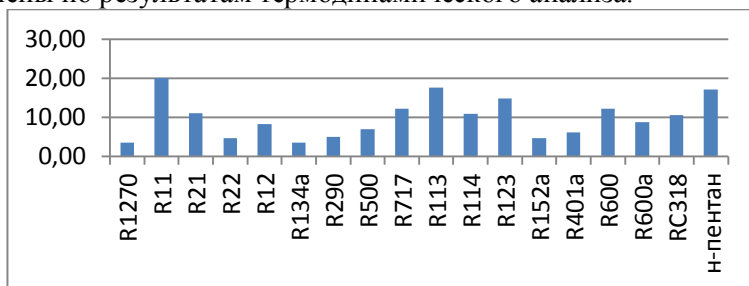


Рисунок 4. Термический КПД цикла

На основе проведенных расчетов можно заключить следующее:

1. КПД циклов больше 10% достигался при использовании: R11, R21, R717, R113, R123, R600, RC318 и n-пентана; Максимальный КПД, равный 20%, достигнут в цикле с R11;

2. Удельная работа больше 20 кДж/кг достигается при использовании: R11, R21, R290, R717, R113, R123, R600, R600a, RC318 и n-пентана. Максимальная удельная работа совершается в цикле с R717, равная 170 кДж/кг.

3. Теплота парообразования больше 200 кДж/кг в циклах у R1270, R21, R22, R134a, R290, R500, R717, R152a, R401a, R600, R600a и n-пентана. В свою очередь, можно сказать, что эти вещества являются наиболее подходящими для цикла с водяным конденсатором, поскольку будут лучше вести себя в процессе теплообмена с сетевой водой. Наибольшая теплота парообразования в цикле у R717.

Вещества, которые попали в три вышеперечисленных пункта: R21, R717, R600, n-пентан. Помимо этого, максимальный термический КПД, ключевой критерий отбора, был достигнут с применением R11. Однако производство R11 полностью прекращено с 1996 г [4]. Хладагент R717 имеет наилучшие

характеристики в цикле, но высокое рабочее давление увеличит стоимость оборудования и издержки на его обслуживание. При использовании н-пентана расход вещества и масла в цикле меньше, КПД, удельная работа и теплота парообразования больше, максимальная температура возможного применения также больше. R600 и н-пентан оба горючи, озонобезопасные, имеют близкий к нулю потенциал глобального потепления, не приводит к коррозии проточной части [5]. Однако н-пентан весьма токсичен, поэтому однозначный выбор подходящего вещества сделать невозможно.

В данной работе наибольший интерес представляют термодинамические свойства рабочих тел. Использование н-пентана позволило получить лучшие параметры цикла, чем при использовании R600, из-за чего принято решение дальнейшие расчеты цикла вести с н-пентаном.

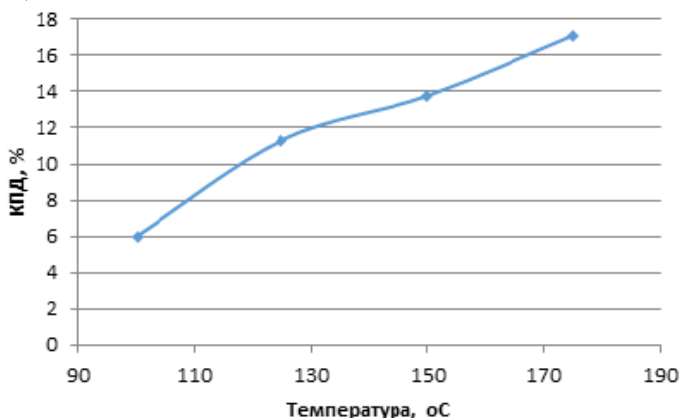


Рисунок 5. Зависимость термического КПД от температуры рабочего тела на входе в турбину

Увеличение температуры на входе в турбину дает прирост КПД цикла 0,2% на 1°С; расход термомасла увеличивается с ростом температуры.

### Литература

1. Электронный ресурс. Режим доступа: <http://www.expert-oil.com/> Заглавие с экрана

2. Электронный ресурс. Режим доступа: <https://studfiles.net>/Заглавие с экрана
3. Электронный ресурс. Режим доступа: <https://www.hvac-school.ru>/Заглавие с экрана
4. Электронный ресурс. Режим доступа: <http://www.freobel.by>/Заглавие с экрана
5. Билека Б.Д. Особенности выбора начальных параметров безводного цикла Ренкина для энергетических установок, утилизирующих сбросную теплоту приводных газотурбинных установок компрессорных станций / Б.Д. Билека, В.Я. Кабков, Р.В. Сергиенко // Вестник двигателестроения. – 2011. – № 2. – С. 138–140.