

СРАВНЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АБСОРБЦИОННЫХ И ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Д. С. Трошев, А. В. Дегтяренко, С. В. Васько

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Беларусь*

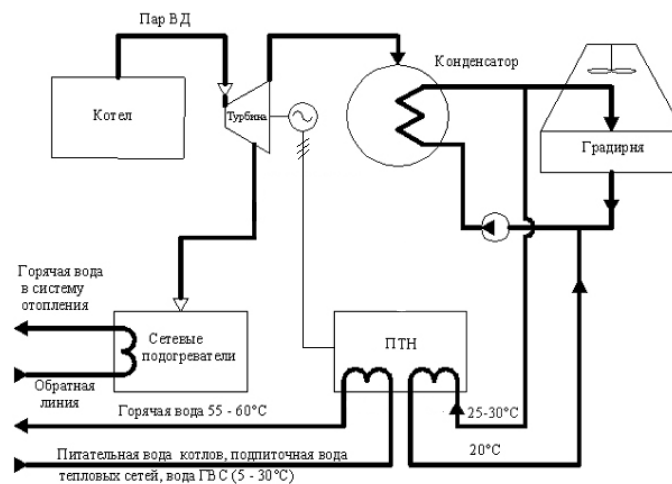
Научный руководитель А. В. Овсянник

Цикл водоаммиачного абсорбционно-теплого насоса (АТН) осуществляется с помощью бинарного раствора, состоящего из поглотителя (абсорбента) и рабочего тела. В водоаммиачных АТН поглотителем является вода, а рабочим телом – аммиак.

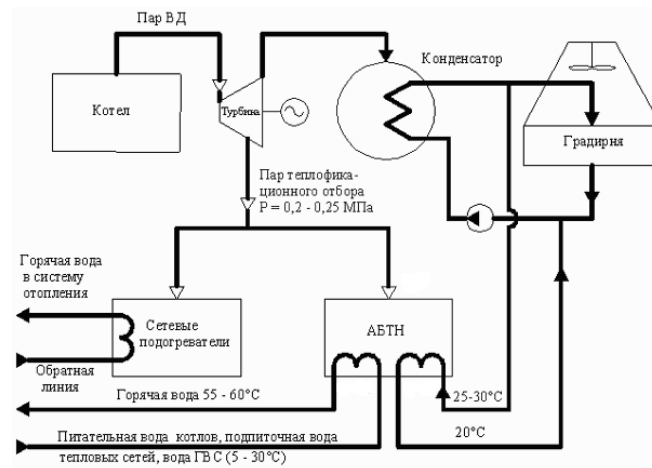
Цикл парокомпрессионного теплового насоса (АТН) осуществляется путем передачи теплоты от низкопотенциального источника к высокопотенциальному путем повышения давления хладагента за счет

Сравнение энергетической эффективности абсорбционных и парокомпрессионных теплонасосных установок произведем для схем, утилизирующих теплоту конденсата турбины ТЭЦ.

В условиях существующих ТЭЦ часто возникает необходимость увеличения мощности теплофикационного отбора станции. Как правило, эту проблему решают установкой дополнительных «пиковых» котлов. Теплофикационную мощность станции можно существенным образом увеличить за счет применения ТН.



а)



б)

Рис. 1. Варианты включения в схему ТЭЦ теплонасосных установок:
а – парокомпрессионных; б – абсорбционных

Сравнение будет вестись путем расчета экономии условного топлива при утилизации одного и того же количества тепла, то есть рассчитанная экономия топлива будет отнесена к 1 ГДж тепловой энергии, которую нужно отвести от конденсатора

турбины ТЭЦ. Для сравнения схем рассчитаем циклы абсорбционных и парокомпрессионных установок для различной разницы температуры между источником теплоты и нагреваемым теплоносителем, и построим зависимости экономии условного топлива от температуры воды, нагреваемой в тепловом насосе. В качестве примера возьмем одноступенчатую водоаммиачную теплонасосную установку и парокомпрессионный тепловой насос с хладагентом R-134a.

Исходные данные:

1. Температура охлаждающей воды на входе/выходе конденсатора турбины: $t'_{кт} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $t''_{кт} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$.

2. Холодопроизводительность: $Q_0 = 1 \text{ ГДж}$.

3. Температура охлаждения объекта: $t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (равна температуре воды на входе в конденсатор турбины).

4. Температура нагреваемой воды на выходе из конденсатора теплового насоса: $t_c = 40; 50; 60; 70 \text{ }^\circ\text{C}$.

5. Температура греющей среды: $t_b = 120 \text{ }^\circ\text{C}$.

6. Определяем температуры кипения t_o и конденсации t_k , $^\circ\text{C}$:

$$t_o = t_n - \Delta t_o = 15 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_k = t_c - \Delta t_k.$$

В первую очередь производится расчет циклов АТН и ПТН для различных температур. Для абсорбционной установки определяют количество теплоты, подводимое в генераторе и испарителе, отводимое в абсорбере и конденсаторе, а также коэффициент трансформации теплоты. Для парокомпрессионной установки определяем работу на привод компрессора, количество теплоты, подводимое в испарителе и отводимое в конденсаторе. После чего эти величины приводятся к 1 ГДж теплоты охлаждения конденсатора ТЭЦ. Для расчета экономии топлива умножили соответствующее затраченное и полученное количество энергии на удельные расходы топлива на отпуск тепловой и электрической энергии в энергосистеме Беларуси (на тепловую энергию $b_{т/3} = 168,05 \text{ кг/Гкал}$, на электрическую $b_{э/3} = 268,9 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$). Далее рассчитана экономия топлива и построены соответствующие графики. Результаты расчета занесены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Результаты расчета АТН

Температура конденсации t_k , $^\circ\text{C}$	45	55	65	75
Коэффициент трансформации теплоты μ	1,54	1,52	1,51	1,5
Удельный расход топлива на затраченную тепловую энергию $b_з$, кг/ГДж	40,11	40,11	40,11	40,11
Удельный расход топлива на полученную тепловую энергию $b_п$, кг/ГДж	61,77	60,96	60,56	60,16
Экономия условного топлива с 1 ГДж охлажденной воды Δb , кг/ГДж	21,66	20,86	20,45	20,05

Результаты расчета ПТН

Температура конденсации t_k , °С	45	55	65	75
Удельная работа на привод компрессора l_k , кДж/кг	20	26	31	37
Удельное количество теплоты, воспринятое в испарителе q_o , кДж/кг	154	134	118	98
Удельное количество теплоты, отданное в конденсаторе q_k , кДж/кг	169	155	145	130
Удельный расход пара на охлаждение объекта d , кг/МДж	6,49	7,46	8,47	10,20
Работа компрессора на охлаждение 1 ГДж конденсата L_k , ГДж/ГДж	0,130	0,194	0,263	0,378
Количество теплоты, полученное после охлаждения 1 ГДж конденсата Q_k , ГДж/ГДж	1,097	1,157	1,229	1,327
Удельный расход топлива на затраченную электроэнергию $b_{эл}$, кг/ГДж	9,67	14,44	19,56	28,11
Удельный расход топлива на полученную тепловую энергию $b_{тэ}$, кг/ГДж	44,01	46,39	49,28	53,20
Экономия условного топлива с 1 ГДж охлажденной воды Δb , кг/ГДж	34,35	31,95	29,73	25,10

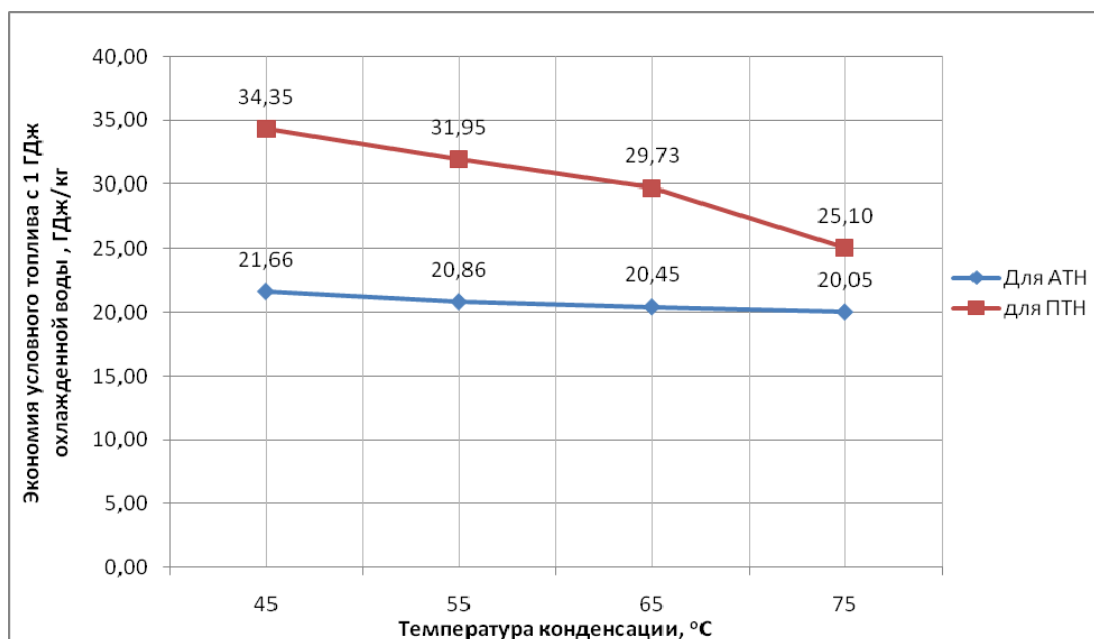


Рис. 2. График экономии условного топлива в зависимости от температуры

Согласно произведенным расчетам можно сделать вывод, что в данном диапазоне температур цикл парокомпрессионного теплового насоса энергетически более выгодный.