

Выбор рабочих веществ и принципиальных схем тепловых насосов для нужд городского теплоснабжения

(тезисы доклада)

А.Е. Ермолаев

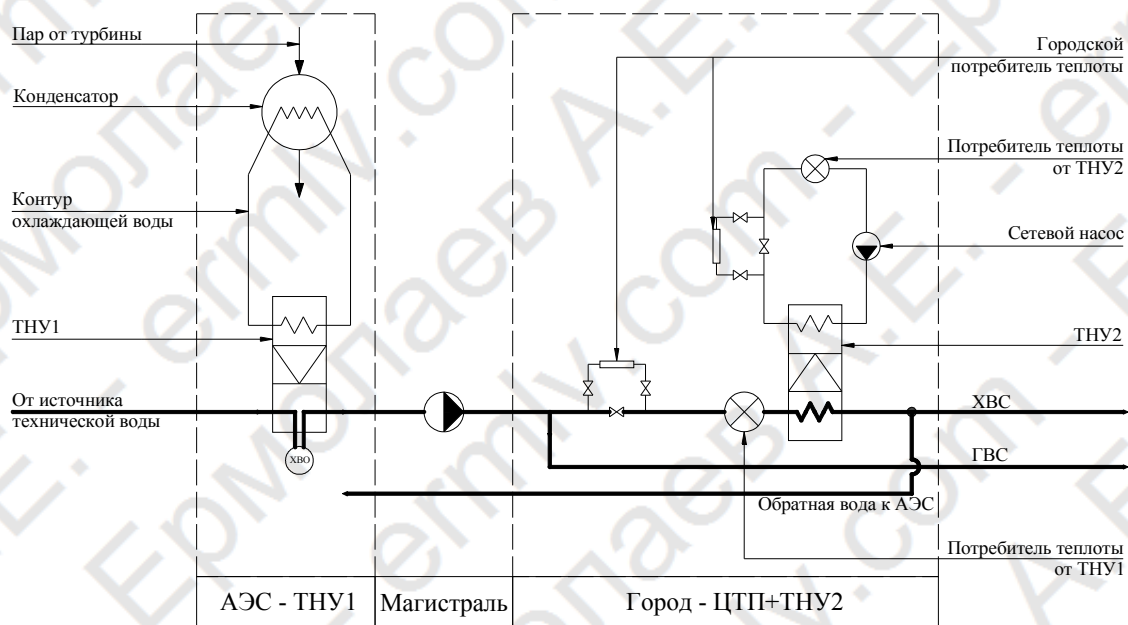
г. Москва, Московский государственный университет инженерной экологии

1 Исходные данные

Тепловой насос должен обеспечивать:

- нагрев воды от $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (t_{w1}) до $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ (t_{w2}) (для центрального отопления);
- охлаждение воды от $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ (t_{s1}) до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (t_{s2}) (для оборотной воды).

Требуемая мощность теплового насоса от 5 до 25 МВт.



В качестве источника высокопотенциальной теплоты (ИВТ) и низкопотенциальной теплоты (ИНТ) используется вода.

С учетом необходимости обеспечения большой объемной производительности, высокой надежности и энергетической эффективности рассматриваются компрессоры центробежного типа со следующими ограничениями: максимальная частота вращения ротора 300 Гц, диаметр рабочего колеса не более 600 мм. Изэнтропный внутренний КПД компрессора принят $\eta_{\text{вн}} = 0,8$.

1.1 Задачи расчетного исследования

В рамках задания требовалось: обосновать выбор рабочего вещества и определить рабочие параметры и технический облик тепловых насосов единичной мощностью 5... 25 МВт, работающих на площадке теплопотребителя.

Последовательность решения задачи:

- выбор видов принципиальных схем тепловых насосов;
- выбор номенклатуры рабочих веществ;

- расчет параметров термодинамических циклов для выбранных принципиальных схем и р/в;
- определение диапазонов теплопроизводительности ТН для каждого р/в;
- отбор р/в, наиболее полно удовлетворяющих основным и дополнительным требованиям;
- расчет параметров ТН для конкретных теплопроизводительностей;
- оценка параметров реального теплового насоса.

Основными критериями оценки эффективности при решении задач, являются коэффициент преобразования μ и диапазон теплопроизводительностей, для которого могут быть созданы тепловые насосы по данным схемам. Учитывалась также сложность схемы, влияющая на технико-экономические показатели теплового насоса.

1.2 Рассматриваемые виды принципиальных схем тепловых насосов и термодинамических циклов

Для реализации парокомпрессионных термодинамических циклов тепловых насосов было рассмотрено четыре схемы: две одноступенчатые с регенеративным теплообменником (2) и без регенеративного теплообменника (1), две комбинированные с регенеративным теплообменником (4) и без регенеративного теплообменника (3).

Одноступенчатая схема — это схема с непрерывным сжатием от давления всасывания P_0 до давления нагнетания P_2 , но при этом число центробежных ступеней компрессора может быть более, чем одна.

Комбинированная схема представляет собой два независимых контура по хладагенту, нагрев воды (ИВТ) в которой осуществляется последовательно в каждом конденсаторе. Ожидаемый эффект применения данной схемы — снижение отношения давлений (π_k) и как следствие повышение коэффициента преобразования.

Решение о включении в схему регенеративного теплообменника с целью максимальной регенерации тепла и повышения температуры р/в на всасывании в компрессор, принимается на основании конкретных условий работы теплового насоса.

Используемые схемы:

1. Одноступенчатая схема с переохлаждением рабочего вещества после конденсатора.
2. Одноступенчатая схема с переохлаждением рабочего вещества после конденсатора и регенеративным теплообменником.
3. Комбинированная схема с одноступенчатым сжатием и переохлаждением рабочего вещества после конденсатора. Схема состоит из двух независимых контуров. Макет цикла каждого контура идентичен циклу, изображенному на рис. 1.2.
4. Комбинированная схема с переохлаждением рабочего вещества после конденсатора и регенеративными теплообменниками.

1.3 Выбор номенклатуры рабочих веществ

В связи с тем, что задан широкий диапазон теплопроизводительностей для расчетного анализа приняты рабочие вещества в широком диапазоне нормальной температуры кипения (от +29,7 до -78,4). Рассматривались следующие вещества: R32, R290a, R717, HFO-1234yf, R134a, R600a, R142b, R600, R123.

Не были рассмотрены смесевые р/в, так как они не имеют преимуществ по показателю GWP, а также для исключения проблем с восполнением утечек.

2 Расчет параметров термодинамических циклов для выбранных принципиальных схем и рабочих веществ, определение диапазонов теплопроизводительности тепловых насосов для каждого рабочего вещества и отбор рабочих веществ и схем, наиболее полно удовлетворяющих основным и дополнительным требованиям

Выбор производился между схемами с регенеративным теплообменником (2 и 4) и схемами без такового (1 и 3).

Практически ни одно р/в не охватывает требуемый диапазон теплопроизводительности. Поэтому следует его разделить на два поддиапазона: 5...12 и 12...25 МВт — и в каждом поддиапазоне рекомендовать свои р/в.

В наибольшей степени по требуемому диапазону теплопроизводительности, минимальному числу ступеней и высокому коэффициенту преобразования соответствуют:

- R600a (5...13 МВт) и R134a (1,5...18 МВт) в первом поддиапазоне;
- R290a (3...26 МВт) и R32 (5...47 МВт) во втором поддиапазоне.

Сравнение коэффициента преобразования μ дает основания для выбора комбинированной схемы.

3 Расчет параметров тепловых насосов для конкретных теплопроизводительностей и рабочих веществ с применением комбинированной схемы

В качестве характерных образцов для первого поддиапазона были выбраны машины теплопроизводительностью 5 МВт, для второго — 15 и 25 МВт.

3.1 Оценка параметров реальных тепловых насосов

Для оценки выбраны три машины:

- 5 МВт на R600a;
- 15 МВт на R290a;
- 25 МВт на R290a.

	μ	Qt, МВт	ч.ступ	V _{T1}		N	D ₂		n	
R600a	4,47	5	2/2	1,40	0,94	1121	0,3 65	0,308	231	273
R290a	4,17	15	3/2	1,82	1,31	3616	0,4 49	0,351	161	205
R290a	4,17	25	3/2	3,04	2,18	6026	0,5 80	0,453	124	159

Выводы

1. В основном расчетном режиме у наиболее энергоэффективного р/в в одноступенчатой схеме μ достигает 3,94.
2. Максимальный достигаемый коэффициент преобразования в комбинированной схеме составляет 4,47.
3. Использование комбинированной схемы допустимо, поскольку возможно использование мультипликаторной схемы компрессора (т.к. приводная мощность меньше 8 МВт).
4. С учетом большой объемной производительности и высоких энергетических и эксплуатационных характеристик используются компрессоры центробежного типа с ограничениями допустимых значений частоты вращения до 300 Гц и диаметра рабочих колес с фрезерованными лопатками до 600 мм. По результатам расчетов окружная скорость колес находится в пределах от 189 до 266 м/с, диаметр колес от 0,308 до 0,580 м, частота вращения от 124 до 273 Гц, число ступеней компрессора не превышает 3.

5. Для требуемого диапазона теплопроизводительности тепловых насосов пригодными оказались вещества с нормальной температурой кипения ниже $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$.
6. Для покрытия заданного диапазона теплопроизводительности выбрано 2 пары р/в: 2 углеводорода и 2 синтетических р/в. Предпочтительно использование углеводородов поскольку они экологически безопасны по показателям GWP и ODP. Однако следует учесть, что они взрывоопасны.
7. По результатам анализа расчетных данных для реального применения выбраны R600a, R134a, R290a, R32. Все выбранные р/в озонобезопасны ($\text{ODP} = 0$). R134a и R32 имеют умеренные потенциалы глобального потепления GWP (соответственно 1410 и 580). В перспективе вместо R134a возможно использование близкого по термодинамическим свойствам HFO-1234yf ($\text{ODP} = 0$, $\text{GWP} = 4$).