

В. И. Володин, д-р техн. наук; С. В. Здитовецкая, аспирант

### ВЛИЯНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ ТРАКТА ОБВЯЗКИ ТЕПЛООВОГО НАСОСА НА ЕГО ТЕПЛОВУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

On the basis of a designed method there were considered the results of a numerical analysis of influence of tubing of a heat pump on its heating capacity.

Альтернативой традиционной системе теплоснабжения могут стать тепловые насосные установки (ТНУ), превращающие низкопотенциальную тепловую энергию окружающей среды (воды, грунта, воздуха), а также «тепловые отходы» промышленных предприятий и коммунальных служб в тепловую энергию требуемого потенциала. Тепловые насосы, использующие в качестве источника теплоты тепло окружающей среды, называются геотермальными.

В некоторых странах (США, Японии, странах Западной Европы) тепловые насосы широко используются для нужд централизованного и местного теплоснабжения. В настоящее время доля ТНУ в теплоснабжении в США составляет 37%, в Швеции – 50%. По оценкам Мирового Энергетического комитета, к 2020 году доля ТНУ в теплоснабжении развитых стран составит 75% [1].

Из таблицы видно, что эффективность и затраты на внедрение таких систем зависят от источника низкопотенциальной теплоты и области использования теплового насоса.

В отношении систем отопления и горячего водоснабжения, как правило, имеется больше степеней свободы для выбора низкопотенциального источника тепла. В свою очередь, пер-

вичный источник теплоты определяет конструкцию теплового насоса, пределы его использования и первоначальные капитальные затраты. Капитальные затраты будут наименьшими для низкопотенциальных источников теплоты окружающей среды – атмосферного воздуха и воды. Такие тепловые насосы универсальны и могут работать как в режиме нагрева, так и в режиме охлаждения. Они могут выполнять в том числе функции кондиционера. Теплопроизводительность теплового насоса, использующего в качестве источника низкопотенциальной теплоты атмосферный воздух, нестабильна и существенно зависит от температуры наружного воздуха. При низких температурах атмосферного воздуха требуется резервный источник тепла. Наибольшей стабильностью параметров обладает тепловой насос, когда в качестве низкопотенциального источника теплоты используются грунтовые воды. Однако при этом капитальные затраты будут наибольшими. Кроме того, на использование грунтовых вод требуется разрешение и оно связано с проведением дополнительных работ, что удорожает стоимость проекта. Для окончательного выбора отопительного теплового насоса требуется тщательный анализ.

Таблица

Характеристики геотермальных тепловых насосов

Источник низкопотенциальной теплоты	Характеристики источника	Капитальные затраты	Применимость (требования)	Примечания
Атмосферный воздух	Большой интервал изменения температуры	Низкие	Универсальное применение	В холодном климате требуется резервный источник теплоты и система размораживания
Вода (водяной контур)	Умеренное изменение температуры	Низкие	Универсальное применение. Пригоден для больших зданий	Позволяет утилизировать сбросную теплоту
Открытые водоемы	Небольшое изменение температуры	Зависят от близости к источнику воды	Зависят от близости к источнику воды адекватно требуемым глубине и площади	Возможны отложения или загрязнение. Контур источника тепла должен быть отделен от контура здания. Высокая степень регулирования
Подземные воды	Очень небольшое изменение температуры	Высокие	При достаточном количестве требуемых подземных вод. Могут быть ограничения на извлечение и возврат воды	Стоимость может быть существенно уменьшена. Контур источника должен быть отделен от контура здания
Грунт	Небольшое изменение температуры	От средних до высоких	Необходимо пространство для подземного теплообменника	Требуется вертикальное или горизонтальное бурение

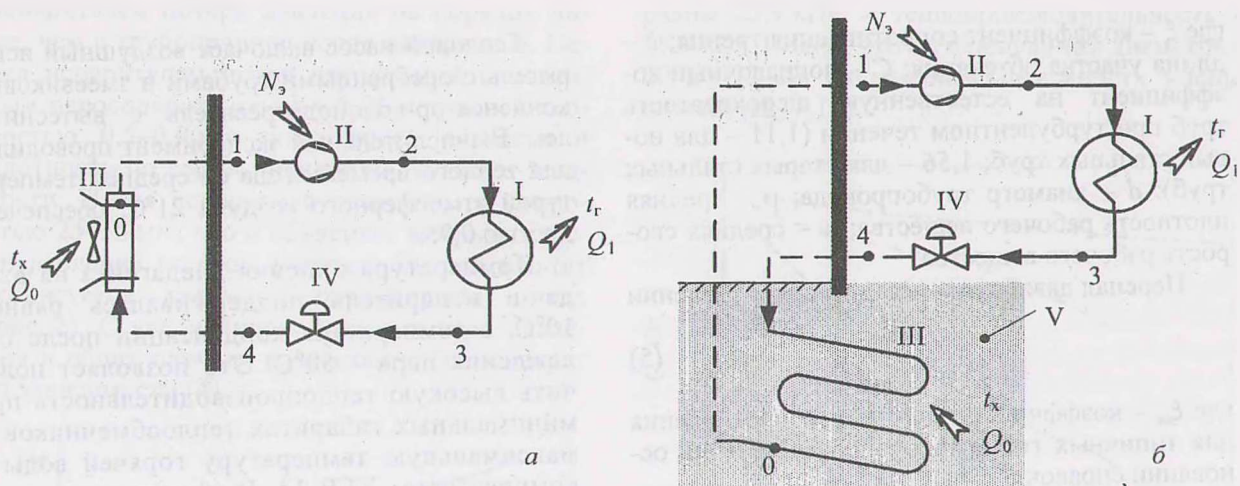


Рис. 1. Схема тепловых насосов, использующих теплоту атмосферного воздуха (а) и теплоту грунта или подземных вод (б): I – конденсатор; II – компрессор; III – испаритель; IV – терморегулирующий вентиль, V – грунт (подземные воды)

Схемы тепловых насосов, в которых в качестве источника теплоты используются атмосферный воздух, грунт или грунтовые воды, показаны на рис. 1.

Особенностью рассматриваемых тепловых насосов является то, что испаритель, входящий в состав контура трансформатора тепла, может располагаться отдельно от остального оборудования и связывается с ними с помощью трубопроводов.

Длина трубопровода, соединяющего испаритель с одной стороны с компрессором, а с другой – с дросселирующим устройством и конденсатором, может быть значительной (на рис. 1 изображена пунктирной линией). Вследствие этого возникает проблема влияния диаметра и длины труб каналов на эффективность работы теплового насоса в целом. Оптимальный выбор величины диаметра канала имеет решающее значение, потому что наличие большого диаметра приведет к росту материальных затрат, а при небольшой величине диаметра возникают дополнительные потери энергии, связанные с прокачкой хладагента по трубопроводу, что будет сказываться на теплопроизводительности. В научных публикациях данная проблема не нашла должного отражения. В настоящей работе проведено исследование, показывающее необходимость учета потерь давления в обвязке контура тепловых насосов.

Анализ проводился численно с помощью модифицированного комплексного метода расчета компрессионных трансформаторов теплоты [2]. Модификация включала добавление блока для расчета потерь давления в трубопроводах обвязки теплового насоса как для однофазных, так и для двухфазных потоков с учетом их режимов течения.

На входе в терморегулирующий вентиль (дроссельное устройство) поток хладагента находится в жидком агрегатном состоянии (рис. 1). После дросселирования он представляет собой двухфазную парожидкостную смесь, которую можно представить как гомогенную. Для гомогенного потока с учетом массового паросодержания  $x$  можно определить плотность  $\rho$  и динамическую вязкость  $\mu$  смеси

$$\frac{1}{\rho} = \frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L}; \quad (1)$$

$$\frac{1}{\mu} = \frac{x}{\mu_G} + \frac{1-x}{\mu_L}, \quad (2)$$

где  $G$  и  $L$  – индексы относятся соответственно к пару и жидкости.

Потери давления в трубопроводах включают четыре составляющие

$$\Delta p = \Delta p_\tau + \Delta p_m + \Delta p_y + \Delta p_n, \quad (3)$$

где  $\Delta p_\tau$  – потери давления за счет сопротивления трения;  $\Delta p_m$  – потери давления за счет местных сопротивлений;  $\Delta p_y$  – потери давления, связанные с ускорением потока;  $\Delta p_n$  – потери давления за счет преодоления разности плотностей (нивелирный напор).

Во многих случаях для однофазных и двухфазных потоков при небольших перепадах температур и тепловых нагрузках две последние составляющие  $\Delta P$  могут быть во много раз меньше по сравнению с первыми членами и в этом случае их не учитывают.

Потери давления за счет сопротивления трения в трубах

$$\Delta p_\tau = \xi C \frac{L \rho w^2}{d^2}, \quad (4)$$

где  $\xi$  – коэффициент сопротивления трения;  $L$  – длина участка обтекания;  $C$  – поправочный коэффициент на естественную шероховатость труб при турбулентном течении (1,11 – для новых стальных труб; 1,56 – для старых стальных труб);  $d$  – диаметр трубопровода;  $\rho$  – средняя плотность рабочего вещества;  $w$  – средняя скорость рабочего вещества.

Перепад давления в местном сопротивлении

$$\Delta p_m = \xi_m \frac{\rho w^2}{2}, \quad (5)$$

где  $\xi_m$  – коэффициент местного сопротивления для типичных геометрий, определяется на основании справочных данных [3].

Потеря давления на ускорение

$$\Delta p_y = (\rho w^2) \left[ \frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right], \quad (6)$$

где  $\rho_1, \rho_2$  – средние значения плотности рабочего вещества на входе и выходе участка трубопровода.

Нивелирный напор

$$\Delta p_h = (\rho_1 - \rho_2)gh, \quad (7)$$

где  $h$  – высота.

Коэффициент сопротивления трения при ламинарном течении в трубах ( $Re < 2200$ ) рассчитывается по формуле

$$\xi = \frac{64}{Re}, \quad (8)$$

где  $Re = 4G/(\pi d \mu)$  – число Рейнольдса;  $G$  – массовый расход хладагента.

Коэффициент сопротивления трения при переходном режиме течения потока ( $2200 < Re < 4000$ ) рассчитывается по формуле Кутателадзе [4]:

$$\zeta = 6,3 \cdot 10^{-4} Re^{0,5}. \quad (9)$$

Коэффициент сопротивления трения при турбулентном движении ( $Re \geq 4000$ ) определяется по формуле Филоненко:

$$\xi = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2}. \quad (10)$$

На основе разработанной сопряженной модели и пакета прикладных программ, реализованного на языке Фортран, проводился вычислительный эксперимент.

Для анализа влияния тракта обвязки оборудования на работу теплового насоса, с учетом универсальности его применения, в качестве источника низкопотенциальной теплоты взят атмосферный воздух. Схема такого теплового насоса с хладагентом R22, используемого для нужд горячего водоснабжения, приведена на рис. 1, а.

Тепловой насос включает воздушный испаритель с оребренными трубами и змеевиковый конденсатор-водоподогреватель с вытеснителем. Вычислительный эксперимент проводился для теплого времени года со средней температурой атмосферного воздуха  $21^\circ\text{C}$ , обеспеченностью 0,95.

Температура кипения хладагента на входе в испаритель поддерживалась равной  $10^\circ\text{C}$ , а температура конденсации после охлаждения пара –  $50^\circ\text{C}$ . Это позволяет получить высокую теплопроизводительность при минимальных габаритах теплообменников и максимальную температуру горячей воды с компрессором ХГВ-14. В исследовании диаметр каналов соединительных трубопроводов принимался равным 12, 16 и 20 мм при различных длинах.

Вычислительный эксперимент показал, что необратимые потери в соединительных трубопроводах оказывают влияние на эффективность работы теплового насоса. На рис. 2 даны два цикла для трубопроводов разной длины с диаметром 15 мм, соединяющих испаритель с компрессорно-конденсаторным блоком. Характерные точки цикла соответствуют координатам схемы рис. 1. Видно, что параметры цикла с ростом длины трубопроводов изменяются. Особенно выделяется падение давления на входе в компрессор (точка 1). Это приводит к уменьшению плотности хладагента, а соответственно, и массового расхода в контуре циркуляции. В конечном счете при увеличении длины трубопровода с 2 до 15 м теплопроизводительность соответственно уменьшается с 19,7 до 16,5 кВт, т. е. на 16,2%, что существенно.

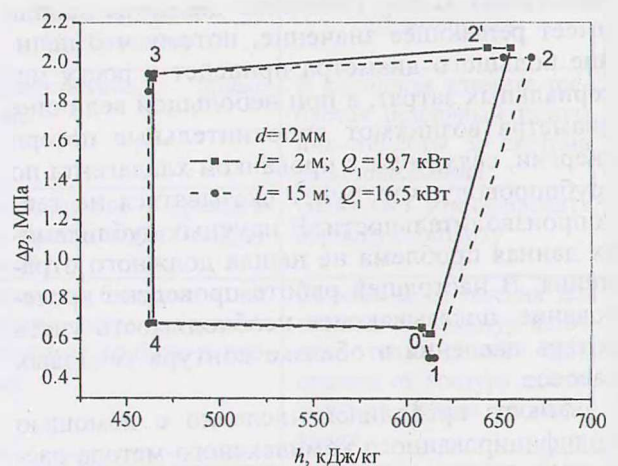


Рис. 2. Влияние длины соединительных трубопроводов на параметры цикла

Агрегатное состояние потока хладагента в соединительных трубопроводах оказывает влияние на уровень гидравлических потерь. На рис. 3 показано, что в трубопроводе перед

испарителем потери давления на порядок ниже, чем в трубопроводе после испарителя. Перед испарителем поток двухфазный с массовым паросодержанием  $x \approx 0,25$  и средней скоростью 0,5–0,8 м/с, у которого вязкость и плотность по своим значениям близки к жидкости. После испарителя течет газ со скоростью 25–35 м/с, что и объясняет высокие потери давления на этом участке. Этот результат согласуется также с параметрами цикла (рис. 2). С увеличением длины потери давления в обоих случаях возрастают. Это следует из зависимости (4).

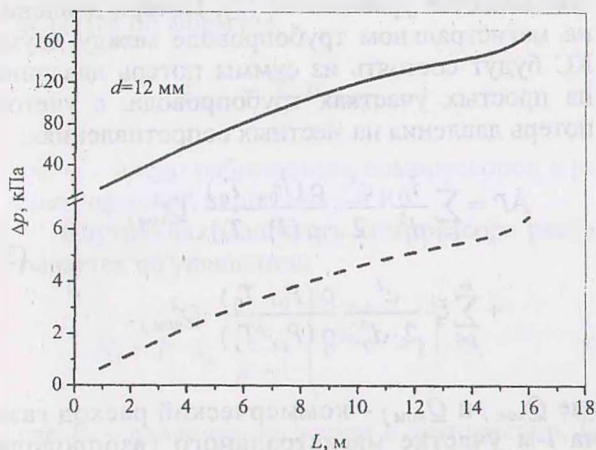


Рис. 3. Влияние агрегатного состояния потока на потери давления: сплошная линия – трубопровод после испарителя ( $x = 1$ ); пунктирная – трубопровод перед испарителем ( $x \approx 0,25$ )

При увеличении длины соединительного трубопровода из-за роста потерь давления теплопроизводительность теплового насоса уменьшается тем сильнее, чем меньше диаметр. Это видно на рис. 4. Высоким значениям потерь давления соответствуют низкие значения теплопроизводительности. Например, при длине трубопроводов 15 м и наименьшем диаметре 12 мм потери давления максимальны и равны 147,6 кПа, а теплопроизводительность имеет минимальное значение 16,5 кВт. Напротив, при диаметре трубопровода 20 мм потери давления

равны 23,9 кПа, а теплопроизводительность – 19,9 кВт. Видно, что с уменьшением диаметра с 20 до 12 мм теплопроизводительность уменьшилась на 17,1%.

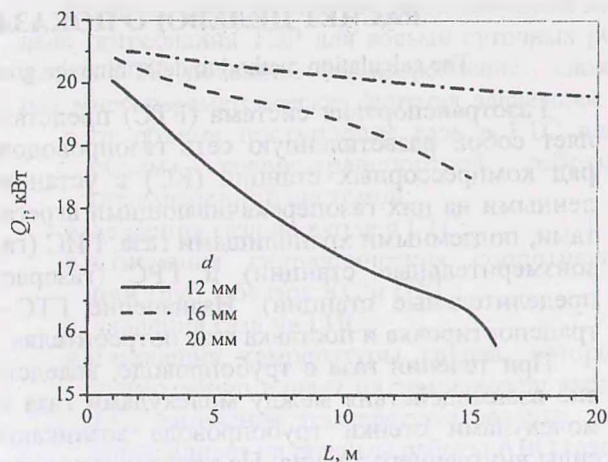


Рис. 4. Зависимость теплопроизводительности от параметров соединительного трубопровода

Таким образом, при проектировании тепловых насосов обязательно следует учитывать размеры соединительных трубопроводов оборудования из-за их существенного влияния на теплопроизводительность.

#### Литература

1. Welches sind die Nutzungsmöglichkeiten? Vuataz Francois-D. – Erneuerbare Energ. – 2003. – № 4. – С. 28.
2. Володин В. И. Комплексный подход к расчету параметров компрессионной холодильной машины // Холодильная техника. – 1998. – № 2. – С. 8–10.
3. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
4. Кириллов П. Л., Юрьев Ю. С., Бобков В. П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (Ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 360 с.