

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

В.В. Соколов

**ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ
МАШИНЫ. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ.
ЛЕКЦИИ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

Учебно-методическое пособие
для обучающихся по специальности
16.03.03 «Холодильная, криогенная техника
и системы жизнеобеспечения»,
профиль «Холодильная техника
и системы кондиционирования»

Севастополь
СевГУ
2022

УДК 621.57(075.8)
ББК 31.392-01я73
С59

Р е ц е н з е н т:

Т.Г. Зацаринная - канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры
«Системы контроля и управления атомных станций»

Соколов В. В.

С59 Теплоиспользующие холодильные машины. Тепловые насосы: лекции по дисциплине : учебно-методическое пособие для обучающихся по специальности 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения», профиль «Холодильная техника и системы кондиционирования» / В.В. Соколов ; Севастопольский государственный университет. – Севастополь: СевГУ, 2022. – 56 с.: ил. – Текст: электронный.

В учебно-методическом пособии изложен лекционный материал по дисциплине «Теплоиспользующие холодильные машины. Тепловые насосы», изучаемый студентами 4-го курса по специальности 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения», профиль подготовки – Холодильная техника и системы кондиционирования.

УДК 621.57(075.8)
ББК 31.392-01я73

Рассмотрено и рекомендовано на заседании ученого совета Института ядерной энергии и промышленности, протокол № 4 от 16 февраля 2022 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Л-1-2	Абсорбционная холодильная машина	4
Л-3-4	Пароводяная эжекторная холодильная машина	13
Л-5	Основные сведения о тепловых насосах	22
Л-6	Парокомпрессионные тепловые насосы	30
Л-7	Тепловой расчет парокомпрессионного теплового насоса	43
Л-8	Абсорбционные тепловые насосы	52
	Литература	56

Лекции № 1-2

АБСОРБЦИОННАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ МАШИНА (АХМ)

1. Состав, принцип действия АХМ

АХМ относятся к группе теплоиспользующих, которые в отличие от парокомпрессионных ХМ с электроприводом, вырабатывают холод, потребляя в основном тепловую энергию, в том числе и низкопотенциальную, а также некоторое количество электроэнергии для привода насосов.

Действие АХМ основано на применении бинарных смесей – растворов, состоящих из двух компонентов с резко различающимися температурами кипения при одинаковом давлении. Легкокипящий (с более низкой температурой кипения) компонент является хладагентом. Труднокипящий компонент называется абсорбентом, он предназначен для поглощения хладагента. Известно много пар компонентов, которые могут быть использованы в качестве рабочих веществ АХМ. Однако практически широко используются только ХМ с водоаммиачным раствором (при атмосферном давлении температуры кипения аммиака и воды составляют соответственно -33 и 100°C) и раствором воды и бромистого лития (температуры кипения 100 и 1265°C). Температура кипения раствора при одном и том же давлении зависит от концентрации в нём хладагента:

$$\xi_{x.a.} = \frac{G_{x.a.}}{G_{x.a.} + G_{abc}} = \frac{G_{x.a.}}{G_{cm}},$$

где $G_{x.a.}$ – количество хладагента в растворе, кг;

$G_{abc.}$ – количество абсорбента в растворе, кг;

$G_{cm.}$ – количество раствора, кг.

Следовательно, $\xi_{x.a.}$ представляет собой количество хладагента, содержащееся в 1 кг раствора. Значение $\xi_{x.a.}$ является определяющей характеристикой процессов в АХМ.

Остаток представляет собой количество абсорбента, а его концентрация

$$\xi_{abc} = 1 - \xi_{x.a.} = \frac{G_{abc}}{G_{x.a.} + G_{abc}} = \frac{G_{abc}}{G_{cm}}.$$

У чистого хладагента $\xi_{x.a.} = 1$, $\xi_{abc.} = 0$.

Особенностью бинарных смесей является способность жидкого раствора поглощать пары хладагента, имеющие значительно более низкую температуру, чем раствор. Указанные свойства растворов дают возможность осуществлять холодильный процесс путем периодического изменения их концентрации. При кипении бинарного раствора образуются пары, которые содержат в основном хладагент при этом, чем больше разность тем-

ператур кипения при данном давлении, тем меньше в парах примеси абсорбента.

Абсорбционными водоаммиачные ХМ применяют для получения отрицательных температур (от 0 до -7°C), бромистолитиевые – для охлаждения воды или других жидких сред до 5°C .

Водоаммиачными АХМ комплектуются холодильные станции линий производства аммиака, в нефтехимии они используются для обеспечения холодом производств синтетических спиртов.

Бромистолитиевые АХМ используют для охлаждения воды в СКВ и обеспечения технологических нужд в нефтехимии, легкой, электронной и других отраслях промышленности.

Преимуществом бромистолитиевых перед другими типами АХМ является:

- меньшая материалоемкость;
- более хорошие технико-экономические показатели;
- высокая надежность, пожаро- и взрывобезопасность;
- низкий уровень шума, простота в обслуживании и возможность полной автоматизации.

Эти машины дают экономию топлива не только при использовании вторичных источников теплоты, но и теплоты ТЭЦ в неотапительный период, а в ряде случаев – теплоты, поступающей от котельных. Эти преимущества обеспечили их наиболее широкое использование по сравнению с другими АХМ.

Недостатком бромистолитиевых ХМ является коррозионная активность бромистого лития, в особенности при изготовлении машин из углеродистых сталей. Для защиты от коррозии в раствор бромистого лития вводят ингибиторы – 0,18 % хромата лития (Li_2CrO_4) и 0,1 % гидроокиси лития (LiOH), а в нерабочий период при длительной остановке аппараты заполняют азотом. В настоящий момент для изготовления теплообменных труб, каплеотделителей, оросительных устройств и других внутренних элементов бромистолитиевых АБХМ используются *нержавеющие стали и медно-никелевые сплавы*, с целью обеспечения длительного срока службы и заданной производительности машин используются ингибиторы.

Принципиальная схема АХМ представлена на рис. 1.

В генератор (II) поступает из абсорбера (I) промежуточный раствор хладагента в абсорбенте. За счет подвода тепла к раствору от греющей среды он кипит при некотором повышении давления. При этом из раствора выделяются пары, содержащие в основном хладагент и некоторое количество (до $10 \div 15\%$ в зависимости от типа смеси) абсорбента.

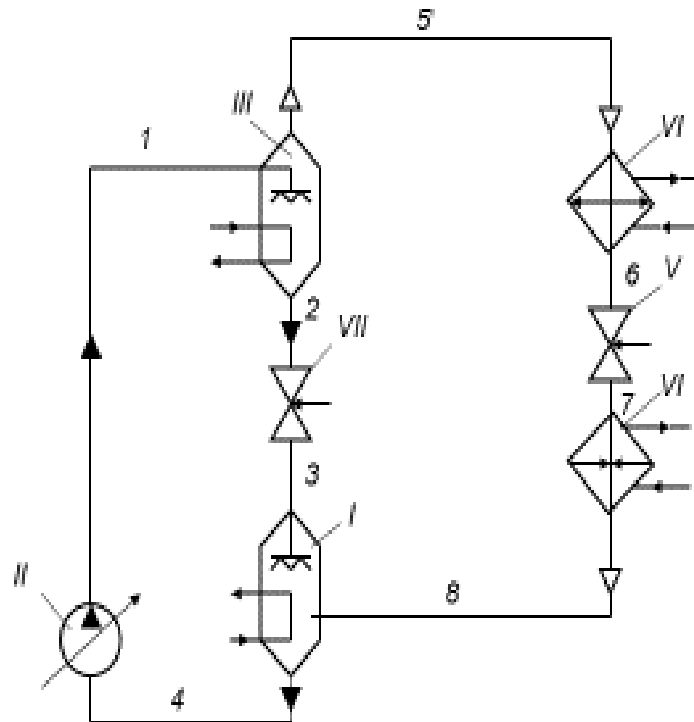


Рис. 1. Схема простейшей абсорбционной ХМ:
 I – абсорбер, II – насос раствора; III – генератор, IV – конденсатор,
 V – регулирующий вентиль хладагента, VI – испаритель,
 VII – регулирующий вентиль раствора

Их концентрация

$$\xi_{x.a.} = \frac{G_{x.a.}}{G_{x.a.} + G_{abc}},$$

где $G_{x.a.}$ и G_{abc} – соответственно количества хладагента и абсорбента.

Пары хладагента из генератора подаются в конденсатор (IV), где за счет охлаждающей воды конденсируются. Жидкий хладагент дросселируется в регулирующем вентиле (V) и поступает в испаритель (VI), где кипит за счет поддержания в нем глубокого вакуума, стекая в виде пленки по наружным поверхностям труб испарителя. При этом происходит охлаждение хладоносителя, поступающего в трубное пространство испарителя. Пары хладагента из испарителя поступают в абсорбер (I), в который из генератора (II) через регулятор (VII) поступает раствор абсорбента.

Закономерен вопрос, а за счет чего обеспечивается поддержание глубокого вакуума в испарителе? Принцип действия любой АХМ основан на способности абсорбента поглощать (абсорбировать) более холодные пары хладагента.

В процессе поглощения паров хладагента из испарителя абсорбентов в нем обеспечивается поддержание глубокого вакуума, а в абсорбере образуется разбавленный раствор. В процессе абсорбции выделяется большое количество

ство тепла, которое отводится охлаждающей водой, протекающей в трубах абсорбера.

Разбавленный раствор из абсорбера забирается насосом и подается в генератор, после чего описанный выше цикл повторяется. Так обеспечивается непрерывная работа АХМ и получение холода.

Тепловая экономичность АХМ может быть повышена ректификацией (разделение) и дефлегмацией (дополнительное конденсация паров) выпариваемого раствора (отделением паров хладагента от абсорбента). Тогда в конденсатор поступает почти чистые пары хладагента концентрации, близкой к единице. Применяют также регенеративный теплообменник, в котором крепкий раствор нагревается до поступления в генератор уходящим из него слабым раствором.

Круговой процесс АХМ характеризуется следующими особенностями:

- температуры абсорбции и выпаривания при постоянных давлениях в генераторе и испарителе переменны и зависят от начальных и конечных концентраций раствора;
- слабый раствор поглощает пар, имеющий при том же давлении более низкую температуру.

Давление p_h в генераторе и конденсаторе p_k повышенные, а в испарителе p_o и абсорбере p_a пониженные. Эти полости разделяются регулятором P - p и насосом Hc . Роль разделителя вместо клапана могут выполнять форсунки разбрызгивающих устройств, столб жидкости в трубопроводе между аппаратами и т.д.

В отличие от компрессионных холодильных машин, в которых применяются механические компрессоры, в АХМ действует термохимический компрессор: абсорбер за счет поглощения абсорбентов обеспечивает всасывание паров хладагента из испарителя, а насос и генератор – сжатие и нагнетание их в конденсатор.

Система «абсорбер – генератор» замещает компрессор. В абсорбер поступает раствор с малой концентрацией x_a и поглощает пары из испарителя. Абсорбер заменяет всасывающую сторону компрессора. Насыщенный раствор из абсорбера подается в генератор, где выпаривается при давлении конденсации. Генератор выполняет роль нагнетательной стороны компрессора. Так обеспечивается замкнутая циркуляция обоих компонентов раствора, разделяемых в генераторе и воссоединяемых в абсорбере.

Кратность циркуляции, т.е. количество подаваемого в генератор раствора, приходящееся на 1 кг отогнанных из генератора паров:

$$f = G_r / G_d ,$$

где G_r – количество раствора, поступающего в генератор из абсорбера;

G_d – количество паров хладагента, отгоняемых из генератора за это же время.

Для АХМ кратность циркуляции составляет 4...10 отн.ед.

Тепловой баланс АХМ, отнесенный к 1 кг отогнанных из генератора в конденсатор паров хладагента, выражается равенством

$$q_h + q_n + q_o = q_k + q_a,$$

где q_h , q_n , q_o - удельная теплота, подведенная соответственно в генераторе, насосе и испарителе, q_k , q_a - теплота, отведенная в конденсаторе и абсорбере.

Из-за малости q_n в сравнении с q_h ею можно пренебречь.

Тепловая экономичность АХМ определяется *тепловым коэффициентом*.

Тепловой коэффициент абсорбционной холодильной машины выразится отношением

$$\zeta_T = q_o / q_h.$$

Значения тепловых коэффициентов различных АХМ лежат в пределах $0,4 \div 0,7$.

Из выше приведенного следует, что АХМ можно сравнивать с системой получения искусственного холода, состоящей из теплового двигателя и компрессионной ХМ. Следовательно, тепловой коэффициент можно выразить произведением КПД прямого цикла холодильного коэффициента обратного цикла

$$\zeta_T = \eta_t \varepsilon.$$

В случае совершения обратимых ПЦ и ОЦ (ТЦ) эффективность АХМ зависит только от отношения абсолютных температур греющего и охлаждаемого источников и окружающей среды:

$$Z_0 = \eta_{t0} \varepsilon_0 = T_h - T_w / T_h = T_{инт} / T_w - T_{инт},$$

где T_h - абсолютная температура греющего источника генератор;

T_w - абсолютная температура окружающей среды;

$T_{инт}$ - абсолютная температура охлаждаемого источника.

2. Теоретический цикл АХМ

Для выполнения тепловых расчетов АХМ необходимо знать параметры состояния рабочего тела в узловых точках циклов. Для этого применяют различные термодинамические диаграммы равновесных состояний для паровой и жидкой фаз раствора. С их помощью значительно упрощается и становится более точным и наглядным анализ рабочих процессов и циклов в различных схемах ХМ, выполнить тепловой расчет графическим методом. Наиболее распространенной является диаграмма i (удельная энтальпия, кДж/кг) - ξ (концентрации хв, %) для водоаммиачного раствора приведенная на рис. 2.

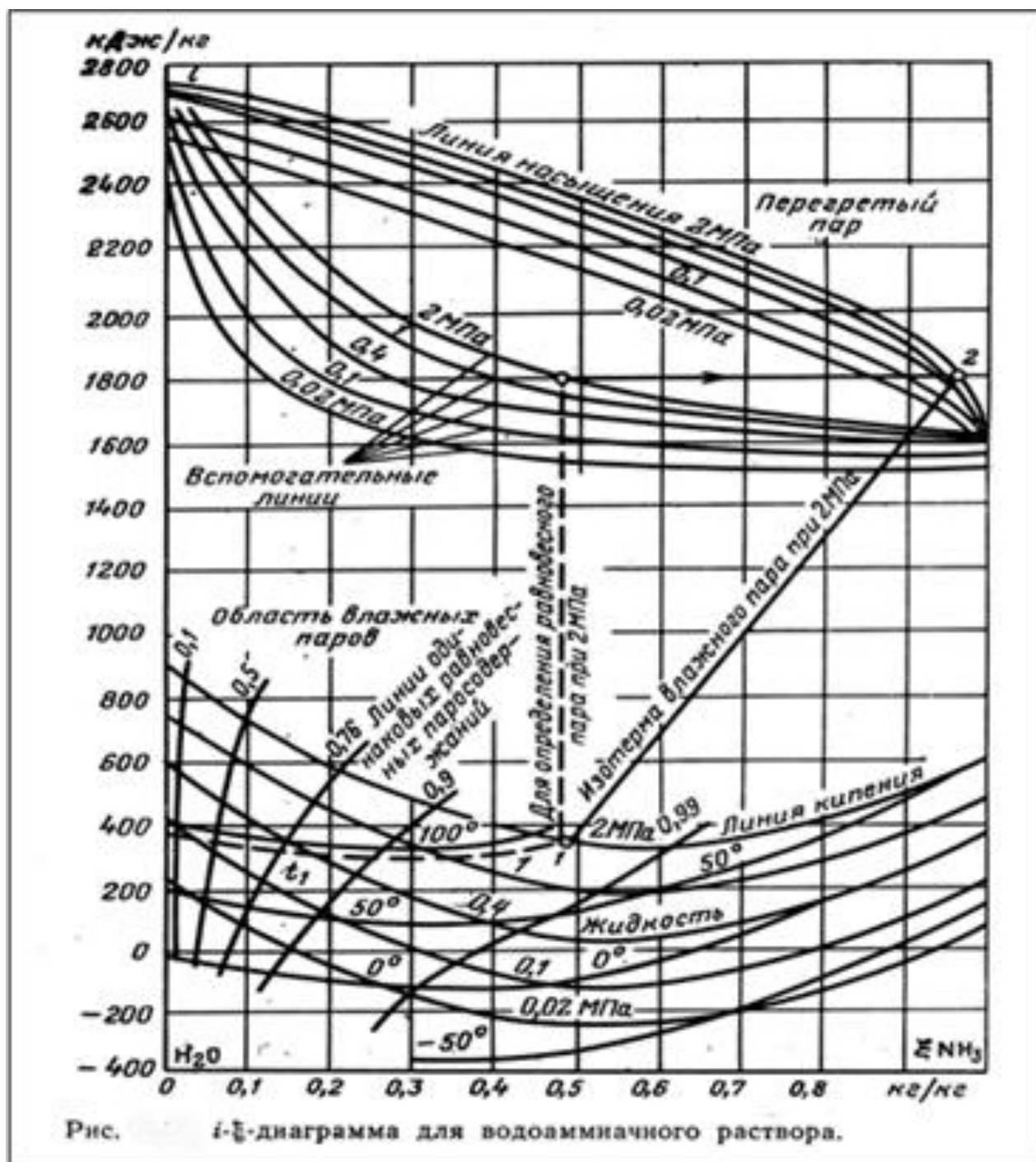


Рис. 2. i - ξ -диаграмма водоаммиачного раствора

Температурный режим АХМ определяется тремя независимыми параметрами внешних источников теплоты:

- высшей температурой греющего источника, T_{h1} ;
- низшей температурой охлаждающей воды (окр. среды), T_{w1} ;
- низшей температурой охлаждающего рассола T_{s2} (охлаждаемого источника-потребителя холода).

Построение диаграммы осуществляется в следующей последовательности (рис. 3).

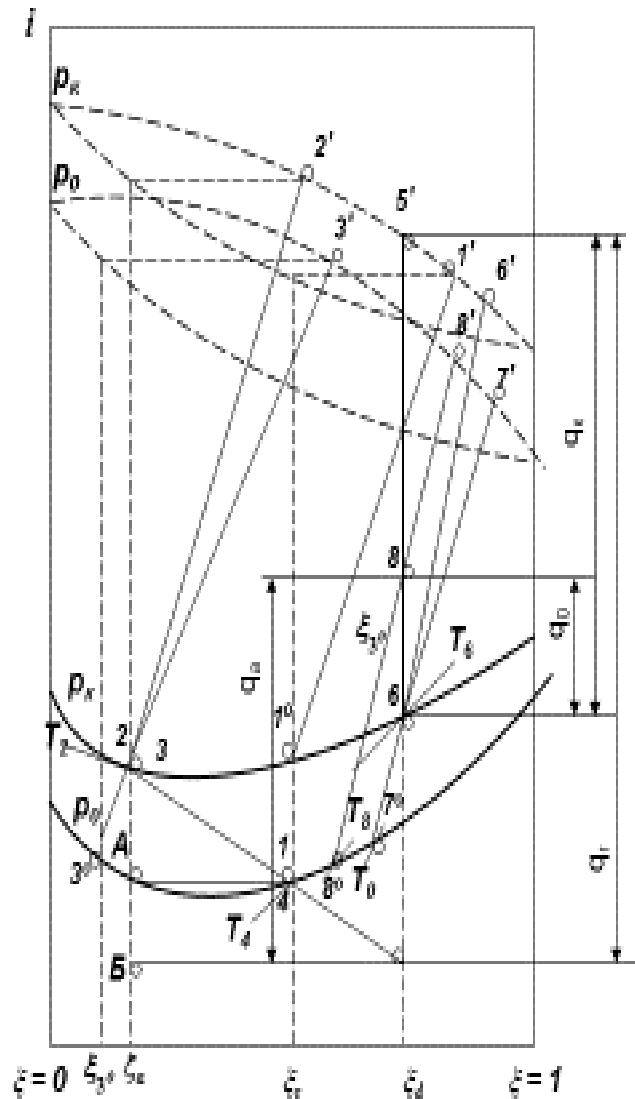


Рис. 3. Построение теоретического цикла на i - ξ -диаграмме

1. По известному (заданному) значению t_{h1} определяется *высшая температура бинарного раствора (БР) в процессе кипения в генераторе*

$$T_2 = T_{h1} - \Delta T,$$

где ΔT – разность температур греющего источника и кипящего раствора (обычно задается технико-экономическим анализом АХМ) и зависит от площади теплопередающей поверхности генератора.

2. По значению T_{w1} *определяется температура и давление конденсации в конденсаторе*

$$T_k = T_{w1} + \Delta T,$$

где ΔT – разность температур конденсации водоаммиачного пара и охлаждающей воды. Давление конденсации P_k определяется по термодинамическим таблицам для чистого аммиака (без учета наличия в смеси во время конденсации небольшого количества воды).

3. По значению T_{s2} определяется *низшая температура кипения в испарителе*

$$T_0 = T_{s2} - \Delta T,$$

где ΔT – разность температур охлаждаемого источника и низшей температурой кипения. По значению T_0 с помощью таблиц определяется давление насыщенного аммиачного пара в испарителе P_0' и соответствующее ему истинное давление кипения

$$P_0 = P_0' - \Delta P_0,$$

где $\Delta P_0 = (0,01 \dots 0,05) \text{ МПа}$ – падение давления кипения раствора за счет наличия в БР абсорбента (воды).

4. По значению T_0 определяется *высшая температура кипения в испарителе*

$$T_s = t_0 + \Delta T,$$

где ΔT – увеличение температуры, учитывающее конструктивные особенности испарителя и концентрации кипящего раствора. Чем современнее аппарат и слабее концентрация раствора, тем это значение больше.

5. По значению T_{w1} определяется *низшая (на выходе) температура раствора в процессе абсорбции* в абсорбере

$$T_4 = T_{w1} + \Delta T,$$

где ΔT – разность между температурой раствора и охлаждающей воды.

6. На диаграмме проводим изобары P_k и P_0 для паровой (верхняя часть диаграммы) и жидкой фаз (нижняя часть) БР.
7. На пересечении изотермы T_4 в области жидкости с линией P_0 находим точку (4), которая характеризует состояние крепкого раствора на выходе из абсорбера.
8. Параметры точки (1) – это состояние БР на входе в генератор (повышением энтальпии БР при прохождении через насос пренебрегаем из-за его малости). Положение точки (1) определяется пересечением изотермы T_4 , линии равной концентрации ξ_r , удельной энтальпии i_4 и изобары P_k .
9. Определяем положение точки (1^0) характеризующей состояние паров хладагента на выходе из генератора. Процесс $1-1^0$ – нагрев жидкого хладагента до состояния насыщения в генераторе при давлении P_k .
10. Процесс 1^0-2 – процесс кипения БР в генераторе при постоянном давлении P_k , который сопровождается уменьшением концентрации до ξ_a и соответствует T_2 и i_2 . Положение точки (2) определяется пересечением изотермы T_2 с изобарой P_k . Пар, равновесный жидкости в точке 1^0 , имеет состояние, характеризующееся точкой $1'$, а пар равновесный жидкости в точке 2, точкой $2'$. Точки $1'$ и $2'$ находятся путем пересечения изотерм

T_1^0 и T_2 , проведенных в области влажного пара, с линией P_k для сухого насыщенного пара.

11. Точка (5') характеризует состояние пара на выходе из генератора. Процесс 5'-6 – конденсация пара в конденсаторе при постоянной концентрации ξ_d .
12. После конденсатора жидкость в состоянии точки (6) дросселируется до давления P_0 при $i = \text{const}$ до состояния точки (7), поэтому на диаграмме точки (6) и (7) совпадают.
13. Точка (7) определяется пересечением изотермы $T_7^0 = T_0$, проходящей в области влажного пара через точку (7) с давлением P_0 для насыщенного пара.
14. Процесс 7'-8' - кипение жидкости в испарителе при давлении P_0 за счет подвода тепла от охлаждаемого источника с изменением температуры кипения в начале процесса от низшей T_0 до T_8 в конце процесса.
15. Положение точки (8'), характеризующей состояние насыщенного пара в конце процесса кипения в испарителе находится пересечением изотермы T_8 в области влажного пара с изобарой P_0 для насыщенного пара.
16. Положение точки (8), характеризующей состояние влажного пара на выходе из испарителя определяется пересечением изотермы T_8 с линией постоянной концентрации ξ_d .
17. Положение точки (3), отражающей состояние влажного пара после дросселирования, совпадает с точкой (2) т.к. процесс дросселирования слабого раствора после генератора (точка (2)) до давления P_0 протекает при постоянной энтальпии $i_2 = i_3$. Влажный пар при давлении P_0 состоит из жидкости (точка 3') и насыщенного пара (точка 3').
18. Построение изотермы T_3^0 аналогично построению изотермы T_0 в области влажного пара.
19. Процесс (3' -4) – поглощение (абсорбция) пара хладагента раствором в абсорбере за счет охлаждения его окружающей средой (охлаждающей водой). Причем увеличение концентрации раствора от ξ_3^0 до ξ_a идет за счет поглощения пара, который образовался при дросселировании раствора, а от ξ_a до ξ_r за счет поглощения пара, поступающего из испарителя.

Выводы:

1. АХМ является теплоиспользующей холодильной машиной, потребляющей наряду с тепловой энергией некоторое количество электроэнергии.
2. Действие АХМ основано на применении бинарных смесей – растворов, состоящих из двух компонентов с резко различающимися температурами кипения при одинаковом давлении.
3. Наиболее широкое применение в технике нашли водоаммиачные и бромистолитиевые АХМ.
4. Охлаждаемая среда в АХМ охлаждается в испарителе хладагентом, кипящим при низкой температуре за счет поддержания в нем глубокого вакуума.

Лекции № 3-4

ПАРОВОДЯНАЯ ЭЖЕКТОРНАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ МАШИНА (ПВЭХМ)

1. Принципиальная схема и принцип действия ПВЭХМ

ПВЭХМ относится к классу теплоиспользующих ХМ.

В качестве хладагента в ней используется вода. Ввиду её физических свойств использовать её для получения отрицательных температур невозможно. Но в системах кондиционирования воздуха, где ПВЭХМ используется для тепловлажностной обработки воздуха, этого и не требуется.

Сравним основные параметры воды и фреона (на примере R-12) при их использовании в качестве ХА в ХМ при условии поддержания температуры $+5^{\circ}\text{C}$.

Параметры	Вода	R – 12
Давление насыщения	$\approx 870 \text{ Па}$	$\approx 370 \text{ кПа}$
Удельный объем	$\approx 147 \text{ м}^3/\text{кг}$	$\approx 0,05 \text{ м}^3/\text{кг}$

Из таблицы видно, что при одинаковой температуры охлаждения удельный объем водяного пара в 3000 раз больше удельного объема паров R – 12, а давление в 425 раз меньше. Это значит, что для получения одинаковой холодопроизводительности в ПКХМ компрессор должен отсасывать из испарителя в 3000 раз больший объем пара и создавать в нем в 425 раз меньшее давление. Это громаднейшие габариты и сложнейшая для выполнения инженерная задача.

Чем и как заменить компрессор?

Для отсасывания таких больших объемов пара и создания глубокого вакуума в испарителе успешно применяются пароструйные эжекторы, которые в ПВЭХМ выполняют роль компрессоров. Для обеспечения их работы к ним подводится рабочий пар от пароэнергетической установки (ПЭУ). Поэтому ПВЭХМ – это теплоиспользующая холодильная машина.

Основные достоинства ПВЭХМ:

- полная безвредность и дешевизна хладагента;
- простота конструкции и эксплуатационная надежность;
- высокая маневренность в регулировании холодопроизводительности;
- возможность полной автоматизации;
- малая металлоёмкость при больших холодопроизводительностях.

Основные недостатки ПВЭХМ:

- низкая экономичность;

- необходимость поддержания глубокого вакуума в испарителе и конденсаторе, обеспечение плотности всех соединений в процессе эксплуатации;
- необходимость подвода рабочего пара к эжекторам;
- значительный вес воды в аппаратах ПВЭХМ;
- зависимость холодопроизводительности от температуры конденсации (температуры охлаждающей воды), её увеличение на 1°C уменьшает холодопроизводительность ПВЭХМ на 2 - 4 %.

Принципиальная схема простейшей ПВЭХМ представлена на рис. 1.

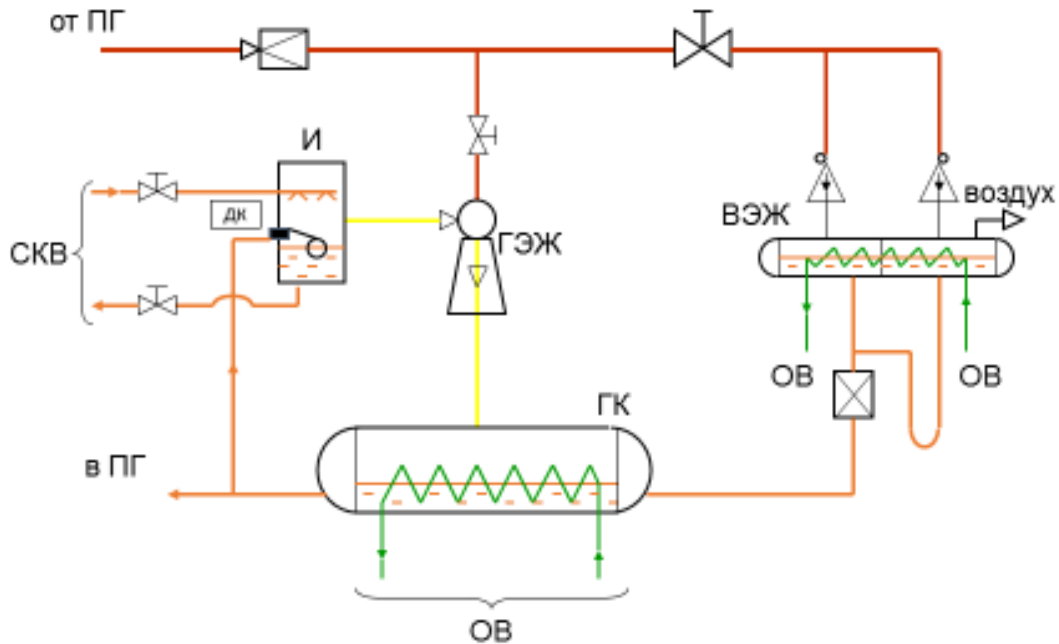


Рис. 1. Принципиальная схема ПВЭХМ

В её состав входят:

- главный конденсатор (ГК);
- испаритель (И);
- дроссельный клапан (ДК);
- главный эжектор (ГЭЖ);
- конденсатный насос (не показан);
- контуры охлаждающей воды (ОВ);
- контур рабочей воды системы кондиционирования (СКВ);
- вспомогательный эжектор (ВЭЖ) с гидрозатворами.

Принцип действия ПВЭХМ основан на охлаждении воды при её частичном испарении в процессе кипения в условиях глубокого вакуума.

При этом кипящая вода отдает скрытую теплоту парообразования образуемому холодному пару и самоохлаждается до температуры насыщения этого пара. При $P = 100 \text{ кПа}$ вода кипит при 100°C , а при $P = 800 \text{ Па}$ вода кипит уже при $+4^{\circ}\text{C}$.

ГЭЖ предназначен для поддержания глубокого вакуума в испарителе и сжатия смеси рабочего пара от P_0 до P_k . Рабочий пар подается к соплам ГЭЖ от парогенератора (ПГ). В соплах он расширяется, его скорость возрастает до ≈ 1200 м/с, при этом струя рабочего пара увлекает холодный пар из испарителя и смешивается с ним в диффузоре. За счет полученной в соплах кинетической энергии в диффузоре давление смеси повышается в 4 - 7 раз (а скорость падает) от $P_{и}$ до P_k .

Рабочая вода (хладоноситель), отобрав тепло от охлаждаемых помещений в воздухоохладителях СКВ, отепляется и поступает через дроссельный клапан и дырчатую трубу, обеспечивающую большую поверхность испарения. В испарителе поддерживается давление $\approx 1,4$ кПа (глубокий вакуум), которому соответствует температура насыщения ок. 10^0 . Выходя из трубы отеплённая рабочая вода частично испаряется, т.к. является перегретой. Так как корпус испарителя хорошо изолирован, кипение рабочей воды происходит за счет её перегрева. Кипящая рабочая вода отдает скрытую теплоту парообразования образующемуся холодному пару и самоохлаждается до температуры насыщения этого пара.

Таким образом, в ПВЭХМ вода является и хладагентом и холодоносителем.

Смесь рабочего и холодного пара поступает в конденсатор, где осуществляется интенсивный отвод тепла во внешнюю среду охлаждающей водой.

Жидкий хладагент (конденсат холодного пара) возвращается в испаритель конденсатным насосом через дроссельный клапан, замыкая обратный термодинамический цикл.

Последовательность протекания обратного цикла:

испаритель–эжектор–конденсатор–конденсатный–насосный–дроссельный клапан и дырчатая труба–испаритель.

В ПЭХМ используется энергия рабочего пара (тепловая и кинетическая). Пар к соплам подводится от парогенератора через регулирующий клапан. Из конденсатора часть воды конденсатным и питательным насосами вновь подается в ПГ.

Рабочий пар в ГЭЖ производит работу сжатия холодного пара.

Из выше указанного следует, что в ПВЭХМ и связанных с ней элементах осуществляется не только обратный, но и прямой цикл (получение энергии).

Последовательность протекания прямого цикла:

парогенератор–регулирующий клапан–сопла ГЭЖ–диффузор ГЭЖ–конденсатор – конденсатный и питательный насосы – парогенератор.

Блок вспомогательных эжекторов обеспечивает поддержание глубокого вакуума в конденсаторе (создание при пуске и поддержание при работе).

В ПВЭХМ тепловая энергия рабочего пара преобразуется в механическую непосредственно в холодильной машине, т.е. в ней одновременно осуществляется как прямой, так и обратный циклы.

2. Теоретический термодинамический цикл ПВЭХМ на диаграмме $i-lqr$

При построении теоретического термодинамического цикла приняты следующие допущения:

- расширение рабочего пара в соплах, сжатие смеси холодного и рабочего пара в диффузоре – обратимые процессы, т.е. изоэнтروпийные;
- смешение рабочего и холодного пара в камере смешения ГЭЖ происходит при $P_0 = \text{const}$;
- смешение рабочего и холодного пара происходит без потерь кинетической энергии;
- вся кинетическая энергия рабочего пара, выходящего из сопел, полностью расходуется на сжатие смеси в диффузоре ГЭЖ.

В теоретическом цикле необратимым является только процесс дросселирования в дроссельном клапане и дырчатой трубе.

Теоретический цикл простейшей ПВЭХМ в диаграмме $i-lqr$ изображен на рис. 2.

Он совмещает в себе два термодинамических цикла:

- прямой $1 - 2 - 11 - 5 - 5' - 6 - 7 - 7' - 1$;
- обратный $8 - 9 - 10 - 5 - 5' - 8$.

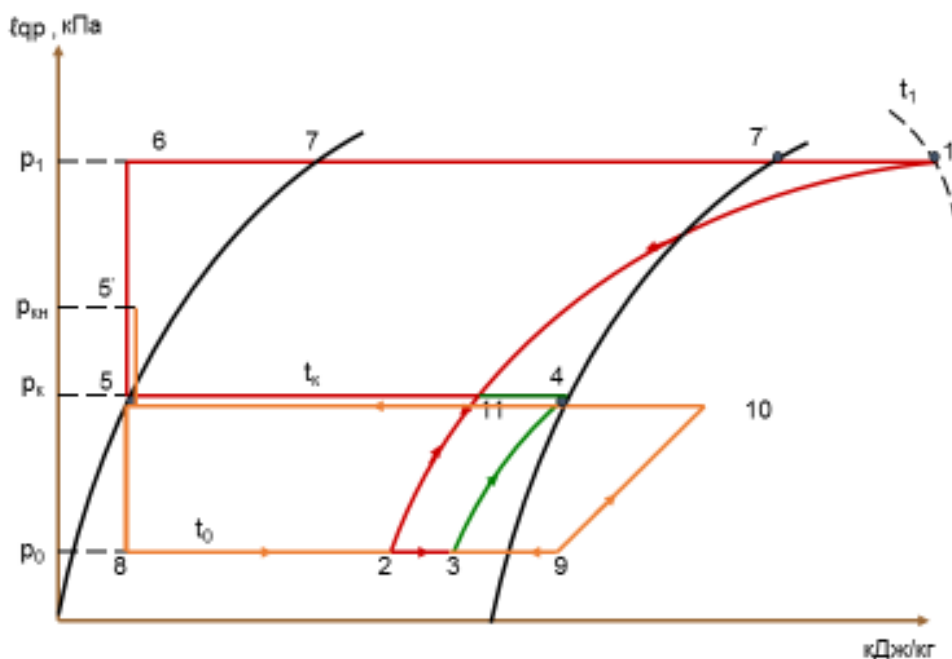


Рис. 2. Теоретический цикл пароводяной эжекторной холодильной машины

Количество рабочего тела в этих циклах различно, поэтому при использовании диаграммы для тепловых расчетов ПВЭХМ необходимо вводить в них коэффициент удельного расхода пара

$$\alpha = \frac{G_{\text{рп}}}{G_0} = \frac{1}{q}, \quad (1)$$

где $G_{\text{рп}}$ – массовый расход рабочего пара, кг/с;
 G_0 – массовый расход холодного пара, кг/с;
 q – коэффициент эжекции.

Коэффициент удельного расхода пара зависит от свойств рабочего и холодного пара и от степени сжатия холодного пара в эжекторе $\varepsilon = \frac{P_{\text{к}}}{P_0}$.

α тем меньше, чем ниже ε .

Рассмотрим обратный (холодильный) цикл.

Точка 9 – состояние холодного пара в испарителе (P_0, t_0, i_9).

Процесс 9–10 – изотропное сжатие в диффузоре от p_0 до $p_{\text{к}}$. Здесь затрачивается энергия прямого цикла, эквивалентная теплоте

$$Q_{0\text{ сж}} = G_0 (i_{10} - i_9) \text{ кВт.} \quad (2)$$

Процесс 10–4–5 – изобарный процесс охлаждения и конденсации холодного пара в конденсаторе. Отводимое с холодным паром тепло отдается во внешнюю среду. Теплота конденсации холодного пара

$$Q_{\text{ок}} = G_0 (i_{10} - i_5) \text{ кВт.} \quad (3)$$

Процесс 5 – 5' – адиабатное сжатие конденсата холодного пара в конденсатном насосе от $P_{\text{к}}$ до $P_{\text{кн}}$.

Процесс 5'– 8 – изоэнтальпийный процесс дросселирования хладагента в дроссельном клапане и дырчатой трубе от $p_{\text{кн}}$ до p_0 с частичным парообразованием.

Процесс 8–9 – изобарный процесс кипения хладагента в испарителе при $p_0 = \text{const}$, в котором образуется холодный пар с температурой t_0 .

Физическая сущность процессов 5'–8 и 8–9 такова: после дросселирования жидкого хладагента, он мгновенно вскипает и разделяется на две фазы (жидкость 5', влажный пар 8 и сухой насыщенный пар 9). В испарителе жидкая фаза кипит при давлении $p_0 = \text{const}$ и также превращается в сухой насыщенный пар (процесс 8– 9). При кипении жидкий хладагент отбирает тепло от

циркулирующей охлаждающей воды (хладоносителя), охлаждая её до температуры, близкой к t_0 . При этом хладагент отбирает от хладоносителя тепло Q_0

$$Q_0 = G_0 (i_9 - i_8) = q G_{pn} (i_9 - i_8) \text{ кВт}, \quad (4)$$

где Q_0 – холодопроизводительность ПВЭХМ, зависящая от массы отсасываемого холодного пара из испарителя в единицу времени G_0 и разницы энтальпий $(i_9 - i_8)$.

Прямой цикл

Точка 1 – состояние рабочего пара перед соплами ГЭЖ (p_0, t_{pn}, i_1);

Процесс 1–2 – изотропное расширение рабочего пара в соплах ПЭЖ от p_1 до p_0 в испарителе (преобразование тепловой энергии в кинетический паровой поток). Располагаемую кинетическую энергию выразим через эквивалентное количество теплоты

$$Q_{расш} = G_{pn} (i_1 - i_2) \text{ кВт}. \quad (5)$$

За счет этой энергии совершается сжатие как самого рабочего пара в диффузоре ГЭЖ (в прямом цикле), так и паров хладагента в обратном цикле.

Процесс 2–11 – изотропное сжатие рабочего пара в диффузоре ГЭЖ от p_0 до p_k (здесь затрачивается часть кинетической энергии рабочего пара на его же сжатие в диффузоре).

$$Q_{pn(сж)} = G_{pn} (i_{11} - i_2) \text{ кВт}. \quad (6)$$

Это «вредная» затрата части энергии прямого цикла.

На сжатие холодного пара в обратном цикле расходуется энергия

$$Q_{0\text{ сж}} = Q_{расш} - Q_{pn(сж)} = G_{pn} (i_1 - i_{11}) \text{ кВт}, \quad (7)$$

где $Q_{0\text{ сж}}$ – количество полезно используемой энергии прямого цикла.

С учетом выражения (2):

$$G_{pn} (i_{10} - i_9) = G_{pn} (i_1 - i_{11}). \quad (8)$$

И разделив обе части равенства (8) на G_0 , получим:

$$(i_{10} - i_9) = \alpha (i_1 - i_{11}), \text{ кДж/кг}. \quad (9)$$

Уравнение (9) показывает связь между процессами прямого и обратного термодинамических циклов, а с помощью коэффициента α учитывается различие в количествах хладагента и хладоносителя в этих циклах.

Процесс 11–5 – изобарный процесс конденсации рабочего пара в конденсаторе, в нём во внешнюю среду отдается тепло

$$Q_{pn(\kappa)} = G_{pn} (i_{11} - i_5) \text{ кВт.} \quad (11)$$

Процесс 5–6 – адиабатное сжатие конденсата рабочего пара в конденсатном и питательном насосах от p_κ до p_1 .

Процесс 6–7–7'–1 – изобарный процесс подогрева, испарения и перегрева рабочего пара в парогенераторе, в котором к нему подводится тепло

$$Q_{n2} = G_{pn} (i_1 - i_6) \text{ кВт.} \quad (12)$$

Эта тепловая энергия и затрачивается на совершение работы сжатия в обратном и прямом термодинамических циклах.

Процессы 2–3 и 9–3 – смешение в конфузоре ГЭЖ рабочего и холодного пара при $p_0 = \text{const.}$

Точка 3 – состояние смеси холодного и рабочего пара на входе в диффузор.

Процесс 3–4 – изотропное сжатие смеси в диффузоре. Здесь затрачивается энергия

$$Q_{см(сж)} = (G_{pn} + G_0) \cdot (i_4 - i_3) \text{ кВт.} \quad (13)$$

Процесс 4–5 – изобарный процесс конденсации смеси, где во внешнюю среду отдается тепло

$$Q_{см(\kappa)} = (G_{pn} + G_0) \cdot (i_4 - i_5) \text{ или } Q_{см(\kappa)} = Q_{ок} + Q_{pn(\kappa)} \text{ кВт.} \quad (14)$$

С учетом всего сказанного тепловой баланс теоретического цикла ПВЭХМ будет иметь вид:

$$(G_{pn} + G_0) \cdot (i_4 - i_5) = G_{pn} (i_1 - i_6) + G_0 (i_9 - i_8). \quad (15)$$

Разделив обе части на G_{pn} , имеем:

$$(1+q) \cdot (i_{11} - i_5) = (i_1 - i_6) + q (i_9 - i_8). \quad (16)$$

Разделив обе части на G_0 имеем:

$$(\alpha + 1) \cdot (i_4 - i_5) = \alpha (i_1 - i_6) + (i_9 - i_8). \quad (17)$$

Два последних выражения являются уравнениями теплового баланса ПВЭХМ, осуществляющей теоретический цикл.

Энергетический баланс ПВЭХМ, с учетом выше сказанного, можно представить так:

$$G_{pn} (i_1 - i_2) = (G_{pn} + G_0) \cdot (i_4 - i_3) \text{ кВт.} \quad (18)$$

Разделим обе части на G_{pn} , имеем

$$\alpha (i_1 - i_2) = (\alpha + 1) \cdot (i_4 - i_3) \text{ кДж/кг.} \quad (19)$$

Это и есть уравнение энергетического баланса ПВЭХМ.

С учетом, что $(i_{10} - i_9) = \alpha (i_1 - i_{11})$

$$\alpha = (i_{10} - i_9) / (i_1 - i_{11}). \quad (20)$$

Эта формула позволяет определить α только в теоретическом цикле, но не приемлема для действительного цикла.

В прямом цикле есть «петля» 11–2–3–4–11, в котором процессы направлены против часовой стрелки, что характерно для обратных циклов. Для осуществления этой «петли» необходимо затратить часть работы, получаемой в основном контуре 1–11–5–6–1.

Потребность в дополнительной затрате работы обусловлена тем, что процессы «петли» процессы расширения (11– 2) и сжатия (3– 4) реализуются между двумя изобарами $p_0 = \text{const}$ и $p_k = \text{const}$.

Работы этих процессов $\ell_{расш} = i_{11} - i_2$ и $\ell_{сж} = i_4 - i_3$, причем $\ell_{сж} > \ell_{расш}$, т.к. с увеличением энтальпий изоэнтропы идут не параллельно, а расходятся, а процесс сжатия расположен правее изоэнтропийного процесса расширения.

Это означает, что работа рабочего пара на сжатие самого себя в диффузоре ГЭЖ больше, чем работа его расширения от p_k до p_0 .

Условное деление процессов на круговые позволяет четче представить прямой и обратный циклы как круговые процессы за счет исключения процессов смешения, в которых есть значительные потери энергии.

3. Основные показатели теоретического цикла ПВЭХМ

К основным показателям теоретического цикла следует отнести:

1. Удельную массовую холодопроизводительность

$$q_0 = i_9 - i_8, \text{ кДж/кг}$$

– количество теплоты, отбираемое 1 кг хладагента от охлаждаемого объекта за один цикл.

2. Удельную работу сжатия холодного пара в обратном цикле

$$\ell_0 = i_{10} - i_9 \text{ кДж/кг,}$$

определяющую работу, затраченную на сжатие 1 кг хладагента от p_0 до p_k .

3. Холодильный коэффициент обратного термодинамического цикла

$$\varepsilon = (i_9 - i_8) / (i_{10} - i_9),$$

определяющий эффективность обратного цикла ПВЭХМ.

4. Удельный расход теплоты в ПГ на получение 1 кг рабочего пара

$$q_{нг} = i_1 - i_6 \text{ кДж/кг.}$$

5. Удельный расход теплоты в ПГ для получения рабочего пара в расчете на 1 кг холодного пара

$$q_{n2}' = \frac{G_{\text{pp}}}{G_0} (i_1 - i_6) = \alpha (i_1 - i_6) \text{ кДж/кг.}$$

Эта величина показывает, какое количество тепла необходимо подвести к рабочему телу в прямом цикле, чтобы получить α (кг) рабочего пара, расходуемого на сжатие 1 кг холодного пара в обратном цикле.

6. Термический КПД прямого цикла

$$\eta_t = (i_1 - i_{11}) / (i_8 - i_6),$$

где $i_1 - i_{11}$ – полезная работа, совершаемая 1 кг рабочего пара в ГЭЖ (затраченная на сжатие холодного пара).

7. Тепловой коэффициент теоретического цикла

$$\zeta_t = q_0 / q_{n2}' = (i_9 - i_8) / \alpha (i_1 - i_6),$$

умножим и разделим на ℓ_0 , и используя выражения (9) и $\ell_0 = i_{10} - i_9$ получим

$$\zeta_t = \eta_t \cdot \varepsilon,$$

т.е. ζ_t является показателем, учитывающим эффективность обоих совмещенных циклов ПВЭХМ, поэтому его также называют коэффициентом теплоиспользования.

Выводы

1. ПВЭХМ – теплоиспользующая ХМ, совмещающая в себе и прямой и обратный циклы. Её основное назначение быть источником холода в системах кондиционирования.

2. Действие ПВЭХМ основано на охлаждении воды при её частичном испарении в процессе кипения в условиях глубокого вакуума.

3. Теоретический цикл ПВЭХМ в диаграмме i – q_r дает возможность четко определить процессы в ХМ и основные параметры в нем.

Основными показателями работы ПВЭХМ являются q_0 , ℓ_0 , ε , η_t и ζ_t .

Лекция № 5

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОВЫХ НАСОСАХ

1. Актуальность применения ТН

Тепловой насос – это далеко не новое изобретение. Первый рабочий вариант был изготовлен еще в 1855 году. Но из-за недостаточного развития технологий не получила широкого распространения вплоть до 70-х годов 20 века. В это время идея экономичного и энергосберегающего отопления стала набирать популярности. В это время и стали востребованными тепловые насосы для отопления дома: при малых эксплуатационных расходах они могут полностью обеспечивать теплом для отопления и нагрева воды.

В последнее время регулярно подчеркивается, что рост мирового ВВП достигается за счет истощения природных ресурсов и экосистем, то есть всего того, что составляет так называемый природный капитал. Резкое обострение экологических проблем наглядно показывает, что надо менять взаимоотношения человека и природы. Появились глобальные экологические инициативы – ООН призывает к переходу на «зеленую экономику» и провозглашает ориентир на «зеленый рост», ведутся разговоры о «зеленой химии», «зеленой промышленности» и так далее. Центральной идеей «зеленых» концепций является сохранение и увеличение природного капитала.

Наша страна обладает обширной территорией, протянувшейся на тысячи километров, располагающейся в различных климатических поясах. Участие в приращении глобального природного капитала – это наш шанс к развитию. Начавшийся процесс перехода на наилучшие доступные технологии (НДТ) положил начало согласованию двух политик – промышленной и экологической. То есть нужны такие решения по развитию промышленности, которые будут способствовать уменьшению экологического вреда от этой промышленности, а решения по природоохранным мероприятиям должны способствовать развитию промышленности. Этот процесс согласования двух политик может быть положен в основу технологического перевооружения промышленности, движения в сторону «зеленой» экономики, приращению природного капитала. Для этого нужны промышленные технологии. Новые технологии или хорошо забытые старые. Такие, чтобы обеспечить удовлетворение потребностей общества, но при этом не истощать природные ресурсы, а окружающую среду не превращать в свалку отходов. Одной из таких технологий посвящена данная лекция.

Как известно, насос – это устройство, которое перекачивает что-либо с нижнего уровня на верхний. Из названия понятно, что тепловой насос перекачивает тепло. С нижнего температурного уровня на верхний, с более высокой температурой. При этом нет никакого нарушения второго начала термодинамики. Энергия теплового насоса может быть полностью «зеленой», без малейшего так называемого «углеродного следа». Конечно, в стране, обладающей гигантскими запасами углеводородного сырья, формирующей зна-

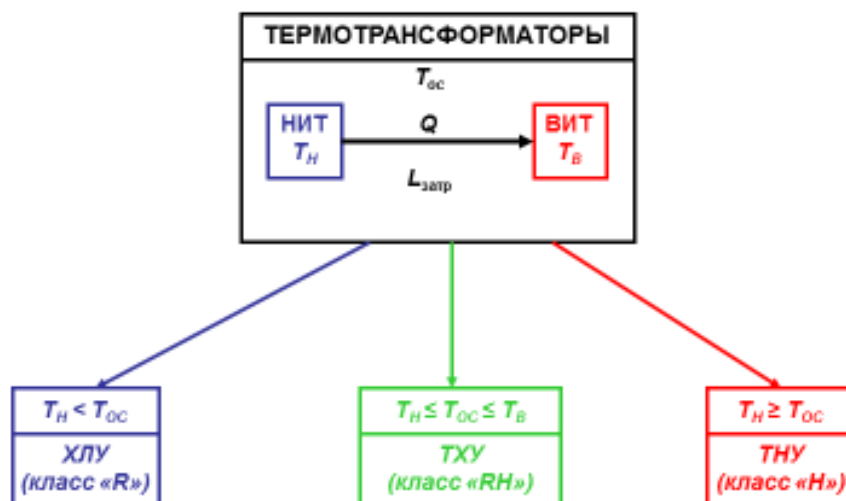
чительную часть своего бюджета из нефтегазового сектора, разговоры о каких-то других технологиях теплоснабжения могут показаться бредом городского сумасшедшего. Но это только на первый взгляд.

Во-первых, у нас довольно много труднодоступных районов, куда нерентабельно прокладывать газопроводы из-за малочисленности потребителей. А завоз горючего в бочках не только обходится дорого, но и приводит к большим загрязнениям окружающей природы.

Во-вторых, наметилась глобальная тенденция в мировой регуляторике сделать нефть и газ в качестве топлива значительно менее выгодными.

В-третьих, негативные последствия для конкурентоспособности отечественной продукции на мировых рынках из-за так называемого «углеродного следа». Это совсем не означает неизбежности отказа от нефти и газа. Нефтехимия и газохимия имеют большой потенциал для нашей экономики. А конкурировать можно и нужно не числом (объемами добычи), а умением (глубиной и качеством переработки). Поэтому, нисколько не принижая роль других технологий теплоснабжения, Центр экологической промышленной политики в рамках проекта своего инжинирингового центра предлагает обратить внимание на давно известную технологию, которую отличает важное на сегодня свойство – сохранение природного капитала.

Тепловой насос (ТН) или теплонасосная установка (ТНУ) формально не вырабатывает тепловой энергии. *Подобно водяному насосу, перекачивающему воду с уровня источника воды на потребительский уровень, потребляя при этом энергию, тепловой насос перекачивает теплоту с низкого температурного уровня на потребительский температурный уровень и позволяет использовать низкопотенциальное (с невысокой температурой), т.н. «бросовое тепло», которое без теплового насоса использовать нельзя. При передаче тепловой энергии от менее нагретой среды (низкопотенциальный источник тепловой энергии) к более нагретой (теплоноситель потребителя) тепловой насос затрачивает энергию, однако в объемах, существенно меньших, чем передает нагреваемой среде.* Отсюда создается иллюзия, что ТНУ вырабатывает энергии больше, чем затрачивает. Например, забирая тепловую энергию у вентиляционных выбросов здания с температурой 20 °С (и соответственно остужая их), тепловой насос, затратив 1 кВт электроэнергии, может получить и передать в систему отопления до 4 кВт тепловой энергии с температурой 80 - 90 °С (при условии, что вентвыбросы содержали такое количество тепловой энергии).



Оговоримся, что ТНУ может использовать для совершения своей работы по передаче тепловой энергии на уровень с более высоким потенциалом не только электрическую, но и механическую энергию (например, энергию ветротурбин или двигателя внутреннего сгорания), тепловую или химическую энергии. Иными словами, ТНУ позволяет полезно использовать низкотемпературную тепловую энергию грунта, воздуха, воды, хозяйственно-бытовых стоков, шахтных вод, промышленных сбросов и многого другого. Важнейшей особенностью ТНУ является универсальность по отношению к виду первичной энергии. Линейка мощностей тепловых насосов довольно разнообразна. Можно обеспечить теплоснабжение частного дома, крупного района или промышленного предприятия. Главным обстоятельством при реализации таких проектов является наличие источника низкотемпературной тепловой энергии и экономическая эффективность самого проекта. В быту все сталкиваются с ТНУ и не замечают его – это обычный бытовой холодильник. Он забирает тепловую энергию изнутри холодильной камеры от продуктов и воздуха в нем и передает его воздуху помещения через горячую панель, которая, как правило, находится на задней стенке холодильника, т.е. отапливает помещение, в котором находится.

Популярность ТН возникла во многом из-за того, что тепловая энергия получается непосредственно на месте установки оборудования. При высокой экологичности (нет шума, вибрации, запахов, огня) обладает высокой степенью пожаро- и взрывобезопасности, т.к. нет процессов горения топлива и выбросов продуктов сгорания. Тепловые насосы не требуют прокладки топливных (газовых) магистралей и систем дымоудаления а, следовательно, соответствующих затрат. Если сравнивать ТН с централизованными системами теплоснабжения, то особенность технологии в том, что не требуется протяженных тепловых сетей до потребителя, источник теплоснабжения располагается непосредственно на месте или в близком расположении от потребителя.

В настоящее время в мире работает более 30 млн ТН различной мощности – от нескольких кВт до сотен МВт [34]. В США более 30 % жилых зда-

ний оборудованы ТН (совмещенные системы отопления и кондиционирования на базе ТН). В Швеции за последние годы введены в действие более 100 ТН (мощностью от 5 до 80 МВт). В Японии ежегодно продается 3 млн ТН (для сравнения, в США – 1 млн). Благодаря Швейцарской национальной программе энергосбережения, за три года в стране было резко увеличено производство тепла с помощью ТН, при этом для реализации программы инвесторам были выделены значительные дотации. В России есть существенный интерес к теплонасосным технологиям, однако количество реализованных проектов невелико, что объясняется целым рядом климатических, социально-экономических и технических особенностей их применения.

2. Принцип действия ТН

Все тепловые машины (двигатели внутреннего сгорания, холодильные, паровые и др.) работают циклически. Термин «цикл» («циклический процесс») указывает на непрерывное изменение состояния системы (рабочего тела), в результате которого она возвращается в первоначальное состояние, из которого эти изменения начались.

Графически циклический процесс (цикл) изображается в виде замкнутой линии. В термодинамике рассматривают циклы, состоящие из строго определенной последовательности некоторых простейших процессов (изотермического, изохорного, изобарного, адиабатного), в результате протекания которых рабочее тело возвращается в исходное состояние. В 1824 г. инженер С. Карно впервые использовал термодинамический цикл для описания и анализа работы идеальной тепловой машины. По сути дела, КПД цикла Карно определяет теоретический предел возможных значений КПД тепловой машины для данного температурного интервала. Этот цикл остается фундаментальной основой для сравнения с ним и оценки эффективности ТН, поскольку тепловой насос можно рассматривать как обращенную тепловую машину.

В прямых циклах (также их называют циклами двигателей, или энергетическими) мы получаем полезную работу, в обратных (их называют холодильными) для протекания процесса нужно подводить энергию, поскольку второе начало термодинамики задаёт направленность самопроизвольных термодинамических процессов, согласно ему невозможна самопроизвольная передача теплоты от холодного тела к тепловому. В статьях, популяризирующих тепловые насосы, часто можно встретить фразу, что «тепловой насос – это холодильник наоборот». Важно понимать, что и холодильник, и тепловой насос работают по одному и тому же термодинамическому циклу – обратному. Просто в первом случае целью является создание пониженной температуры внутри холодильной камеры, и с помощью дополнительно затраченной энергии теплота из холодильника отводится в окружающую среду. А во втором, целью является создание повышенной температуры внутри помещения, и с помощью дополнительно затраченной энергии теплота из окружающей среды отводится в помещение, т.е. окружающая среда охлаждается.

Принцип работы ТН показан на рис. 1.



ПРИНЦИП РАБОТЫ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

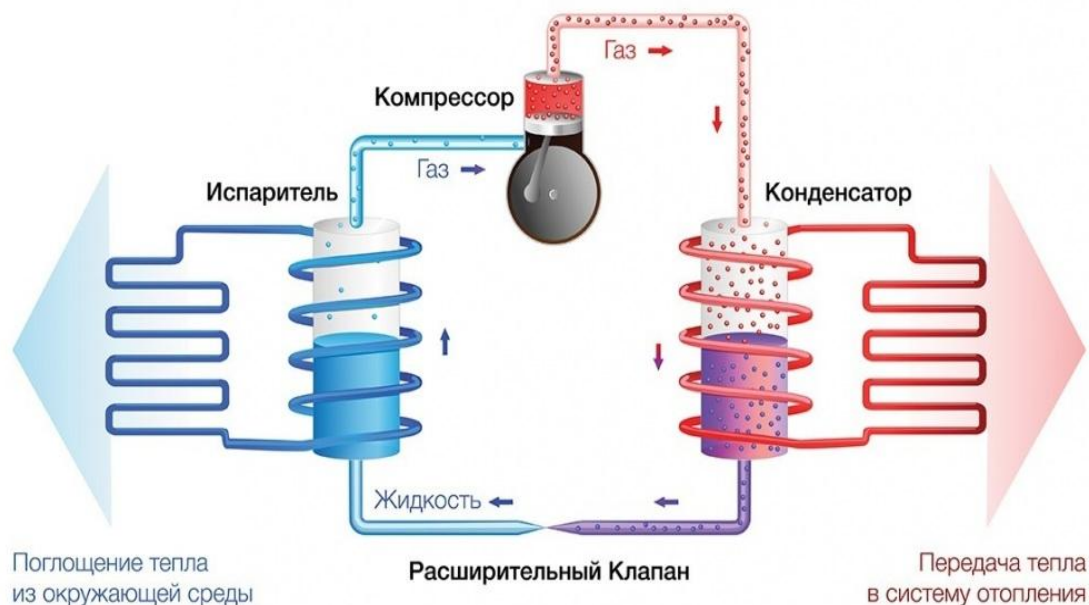


Рис. 1

Во внешнем теплообменнике (испарителе) тепловая энергия из окружающей среды за пределами здания передается рабочему телу ТН - хладагенту (как правило, фреону), циркулирующему по внутреннему контуру. Фреон нагревается, испаряется и направляется в сторону компрессора. Компрессор сжимает фреон, при этом температура фреона возрастает. Далее сжатый фреон проходит через внутренний теплообменник (конденсатор), где конденсируется и отдает тепло в систему отопления. Далее фреон проходит через расширительный клапан, понижающий давление, что сопровождается снижением температуры. Цикл повторяется.

3. Общая классификация ТН

В настоящее время создано и эксплуатируется большое число тепловых насосных установок, отличающихся по тепловым схемам, рабочим телам и по используемому оборудованию. По обозначению различных классов установок нет единого установившегося мнения, встречаются различные обозначения и термины. Для практического применения классифицировать наиболее распространенные модели удобно либо по принципу действия ТН (парокомпрессионные или абсорбционные), либо по источнику тепловой энергии (геотермальные или окружающий воздух). Однако возможно использовать и другие группировки по ряду сходных признаков. Каждая из них отражает только одну характерную особенность установки, поэтому в определении теплонасосной установки может быть два и более признака.

По циклам и схемам работы ТН классифицируются:

- на компрессионные ТН (газокомпрессионные, пароконпрессионные);
- сорбционные ТН (абсорбционные, адсорбционные);
- ТН, основанные на использовании эффекта Ранка (вихревой эффект);
- ТН, основанные на использовании двойного цикла Ренкина (тдц преобразования тепла в работу с помощью рабочего тела, претерпевающего фазовый переход пар-жидкость (конденсация) и обратный фазовый переход жидкость-пар (испарение). В качестве рабочего тела в ТН используется фреоны);

- ТН, работающие по циклу Стирлинга (тдц с регенератором);
- ТН, работающие по циклу Брайтона(Джоуля) (тдц, описывающий рабочие процессы газотурбинного, турбореактивного и прямоточного воздушно-реактивного ДВС, а также газотурбинных двигателей внешнего сгорания с замкнутым контуром газообразного рабочего тела);

- термоэлектрические ТН;
- ТН с использованием теплоты плавления;
- ТН с использованием механохимического эффекта (механическая обработка твердых смесей, в результате которой происходит пластическая деформация веществ, ускоряется массоперенос, осуществляется перемешивание компонентов смеси на атомарном уровне и активируется химическое взаимодействие);

- ТН с использованием магнетокалорического эффекта (изменение температуры магнитного вещества при изменении внешнего магнитного поля, воздействующего на него в адиабатических условиях).

По источникам низкопотенциального тепла ТН, использующие:

- окружающий воздух;
- водоемы, озера, реки и т.п.;
- грунтовые и подземные воды (колодцы, скважины);
- поверхностный и глубинный грунт (грунтовые и геотермальные зонды);

- технологические источники (выходящий вентиляционный воздух, канализационные и сточные воды, промышленные сбросы, тепловая энергия технологических и бытовых процессов)

По принципу взаимодействия рабочих тел:

- открытого цикла, в которых рабочее тело забирается и отдается во внешнюю среду (геотермальные воды);

- замкнутого цикла, в которых рабочее тело движется по замкнутому контуру, взаимодействуя с источником и потребителем теплоты лишь посредством теплообмена в аппаратах поверхностного типа. Простое устройство открытых систем позволяет нагревать проходящую внутри воду, которая впоследствии вновь поступает в землю. Идеально такая система работает лишь при наличии неограниченного объема чистого жидкого теплоносителя, который после потребления не наносит вред среде. Наиболее распространены модели замкнутого цикла.

По режиму температур ТН:

- высокотемпературные;

- среднетемпературные;
- низкотемпературные.

Температура в круговом цикле ограничивается термодинамическими свойствами хладагента и конструктивными особенностями компрессоров.

По основному внешнему источнику энергии (работы) ТН:

- механическая энергия: электродвигатель; ДВС (дизель, бензин и др.), газовая турбина; двигатель Стерлинга; гидропривод или ветропривод;
- тепловая энергия: термоэлектрический нагреватель; сжигание топлива (газ, жидкое и твердое топливо).

Наиболее распространены модели с приводом от электрической энергии.

По виду теплоносителя в контурах:

- «грунт—вода»;
- «грунт—воздух»;
- «вода—вода»;
- «вода—воздух»;
- «воздух—вода»;
- «воздух—воздух».

По функциям ТН (для потребителей тепла):

- система отопления;
- система ГВС;
- система подогрева чего-либо;
- утилизации сбросного тепла;
- смешанные системы.

Бытовые тепловые насосы «воздух — вода», способные нагревать воду до 35 – 40 °С, применяются в составе систем «теплый пол», устройства, нагревающие воду до 40 – 75 °С, используются при организации горячего водоснабжения жилья.

По режиму работы ТН на отопление:

- моновалентный;
- бивалентный.

В моновалентном режиме тепловой насос способен полностью обеспечивать всю тепловую нагрузку в здании. При этом мощность теплового насоса должна быть не менее, чем пиковая мощность системы теплоснабжения. Данный режим работы наиболее подходит для тепловых насосов со стабильной температурой низкопотенциального источника тепловой энергии (грунт, грунтовые воды, промышленная утилизация тепла и т.д.) в сочетании с низкотемпературной системой отопления (теплые полы, фанкойлы и т.д.).

Бивалентная системы теплоснабжения – система, которая использует два или более источника тепловой энергии на различных видах топлива. Бивалентный режим подразумевает работу теплового насоса в сочетании с другим нагревательным прибором: газовым, электрическим, твердотопливным котлом и др. Выбор данного режима может быть обусловлен так же необходимостью подачи более высокой температуры в систему отопления при низких наружных температурах воздуха.

Тепловой насос этой системы обеспечивает полную тепловую нагрузку здания, пока не достигнет точки бивалентности. После этого он отключается, а всю нагрузку берет на себя вспомогательный теплогенератор, который обеспечивает необходимый температурный график. Дополнительный источник тепла рассчитывается на максимальную тепловую нагрузку.

По виду холодильного агента:

- воздух;
- вода (пар);
- фреоны;
- аммиак;
- углекислота;
- водород;
- гелий;
- прочие газы и смеси.

По теплопроизводительности:

- бытовые (малые) – от 5 кВт до 20 кВт;
- полупромышленные (средние) – от 20 кВт до 600 кВт;
- промышленные – от 1 МВт и выше.

Тепловые насосы могут соединяться, и тогда можно классифицировать теплонасосные установки как *одно- и двухступенчатые*, а также ТНУ с *последовательным соединением* по нагреваемому и охлаждаемому теплоносителям с противоточным их движением.

По режиму работы:

- стационарные;
- нестационарные;
- непрерывные или циклические;
- нестационарные с аккумулятором тепловой энергии.

Лекция № 6

ПАРОКОМПРЕССИОННЫЕ ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ**1. Особенности парокомпрессионных тепловых насосов**

Название *компрессионные* ТН получили, поскольку одним из основных рабочих органов в их работе является компрессор.

В основу принципа действия наиболее распространенных парокомпрессионных тепловых насосов положены два физических явления:

- поглощение и выделение тепла веществом при изменении агрегатного состояния – испарении и конденсации, соответственно;
- изменение температуры испарения (и конденсации) при изменении давления.

Различают:

- газовые (воздушные) компрессионные тепловые насосы;
- паровые компрессионные тепловые насосы.

Газовые компрессионные тепловые насосы – это установки, в которых рабочее тело во всех процессах остаётся в газообразном состоянии. В газовых тепловых насосах получение низких температур осуществляется за счёт адиабатного расширения газа (например, воздуха) при совершении внешней работы. Наиболее распространены из них воздушные и гелиевые. Установки такого типа практически не применяются из-за их неэкономичности и больших расходов воздуха (т.к. этот хладагент обладает малой теплоёмкостью), что делает установку громоздкой и повышает её стоимость. Однако история знает такие примеры – машина Томсона (иногда такие установки называют – ТН типа Томсона).

Паровые компрессионные тепловые насосы (рис.1) – это установки, в которых рабочее тело в процессах работы совершает фазовый переход (газ-жидкость). В цикле парового компрессионного ТН происходит непрерывное фазовое превращение рабочего тела (кипение, испарение, а затем конденсация). Основными элементами оборудования парокомпрессионных (ПКТН) являются компрессор, конденсатор, детандер (расширитель) и испаритель. Цикл машины, представляющий собой обратный цикл Карно, происходит в области влажного пара. Хладагент кипит в испарителе при низком давлении и низкой температуре; при этом извлекается тепловая энергия от охлаждаемого тела. Газ из испарителя засасывается компрессором и сжимается адиабатно с повышением температуры. Компрессор нагнетает газ в конденсатор, где он конденсируется при высоком постоянном давлении и высокой температуре, отдавая тепловую энергию обогреваемому телу. Жидкий хладагент поступает в детандер и расширяется адиабатно, производя полезную работу за счёт внутренней энергии. Далее хладагент поступает в испаритель, и рабочий цикл повторяется снова.

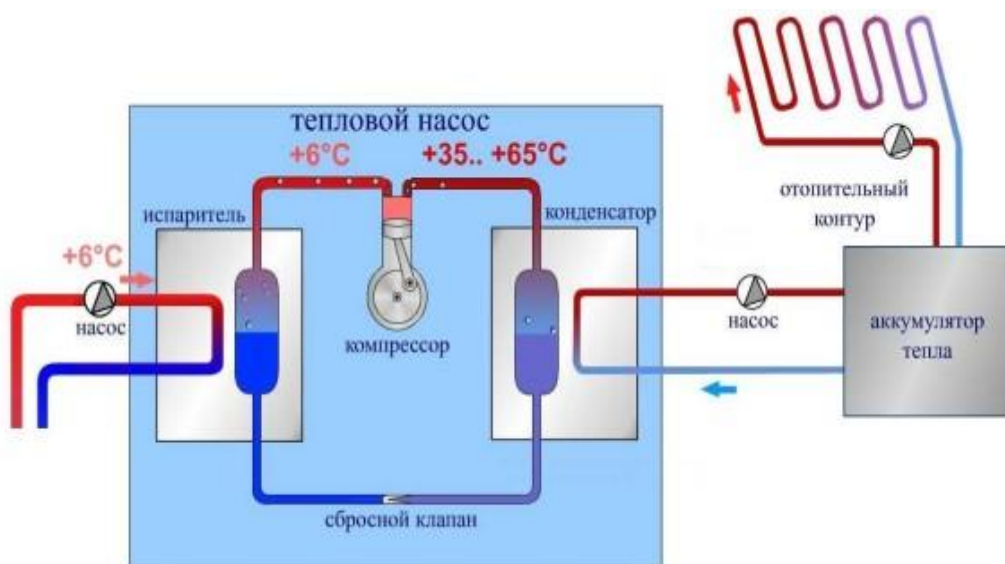


Рис. 1. Парокомпрессионный тепловой насос

Это самый распространенный тип теплового насоса (и не только теплового насоса, но и всей холодильной техники). Такие насосы имеют весьма высокую эффективность. Практически все тепловые насосы для бытовых нужд (отопление домов, бассейнов, ГВС) работают по такому принципу.

2. Классификация парокомпрессионных ТН

Компрессионные ТН в соответствии с ГОСТ Р 54671-2011 (ЕН 14511-1:2011) «Кондиционеры, агрегатированные охладители жидкости и тепловые насосы с компрессорами с электроприводом для обогрева и охлаждения помещений. Термины и определения» обозначаются следующим образом: на первом месте указывается теплоноситель для наружного теплообменника, на втором месте – теплоноситель для внутреннего теплообменника (см. табл.1).

Таблица 1 - Типы парокомпрессионных тепловых насосов

Вн.к-р \ Нар.к-р	Воздух	Жидкость
Воздух	ПКТН «воздух» - «воздух»	ПКТН «жидкость» - «воздух»
Жидкость	ПКТН «воздух»-«жидкость»	ПКТН «жидкость»-«жидкость»

ПКТН «воздух» - «воздух» является самым доступным ТН и в самом простом виде это кондиционер «сплит-система», работающий в режиме «нагрев». Но такой кондиционер можно назвать «тепловым насосом» можно только условно потому, что основное его назначение охлаждение воздуха и

он спроектирован именно на это. Те характеристики сплит-систем, что даны в каталогах и на сайтах, даны при строго определенной температуре и влажности воздуха, как на улице, так и в помещении. Например, мощность на обогрев указана при температуре наружного воздуха $+7^{\circ}\text{C}$. и, естественно, что при отклонении от этих параметров, производительность его падает. У классических моделей кондиционеров она обычно находится в более или менее приемлемых параметрах (70 - 80 % от паспортных значений) до -5°C на улице. Далее эффективность обогрева резко идет вниз и при $-20-25^{\circ}\text{C}$ количество тепла, получаемое от кондиционера равно электрической мощности компрессора. То есть простой тепловентилятор или масляный обогреватель дает такое же количество тепла при стоимости на несколько порядков дешевле.



При низких температурах загустевает масло в компрессоре, что чревато выходом его из строя при запуске. Кондиционеру трудно отобрать тепло из воздуха при низких температурах, фреон в наружном блоке не успевает испариться и в жидком виде опять же попадает в компрессор, что грозит гидроударом. Да и сам холодильный контур, все трубопроводы, теплообменные поверхности и дроссели рассчитаны в первую очередь на работу в режиме охлаждения.

В связи с этим, у большинства моделей в инструкции по эксплуатации минимальная температура уличного воздуха в режиме обогрева указана как -8°C . У некоторых производителей она понижена до -15°C , причём все это лишь гарантия того, что кондиционер просто не выйдет из строя при таких температурах. Обычно в них залито масло с меньшей вязкостью и установлен его подогрев картера компрессор.

Производительность системы все равно колеблется значительно ниже 70 % от паспортных данных. Конечно, можно установить на кондиционер дополнительное навесное оборудование т.н. «зимний комплект», которое расширит температурный диапазон работы сплит-системы. Оно позволит ему

не выйти из строя при экстремальных уличных температурах, а потеря производительности останется на прежнем уровне.

Основная функция ПКТН «воздух-воздух» – это обогрев помещения, поэтому более «продвинутом» виде он достаточно сильно отличается от обычного кондиционера:

1. Увеличенный до 2-х и даже 3-х рядов (в зависимости от модели) теплообменник наружного блока, что позволяет сильно увеличить его поверхность и в разы эффективней отбирать тепло у внешней среды.

2. Более производительный вентилятор наружного блока для работы с увеличенным теплообменником и эффективной теплопередачи.

3. Усиленный подогрев картера компрессора для запуска при низких температурах.

4. Компрессор с двухступенчатым сжатием фреона для увеличения КПД системы.

5. Подогрев поддона наружного блока для предотвращения образования наледи и выхода из строя вентилятора.

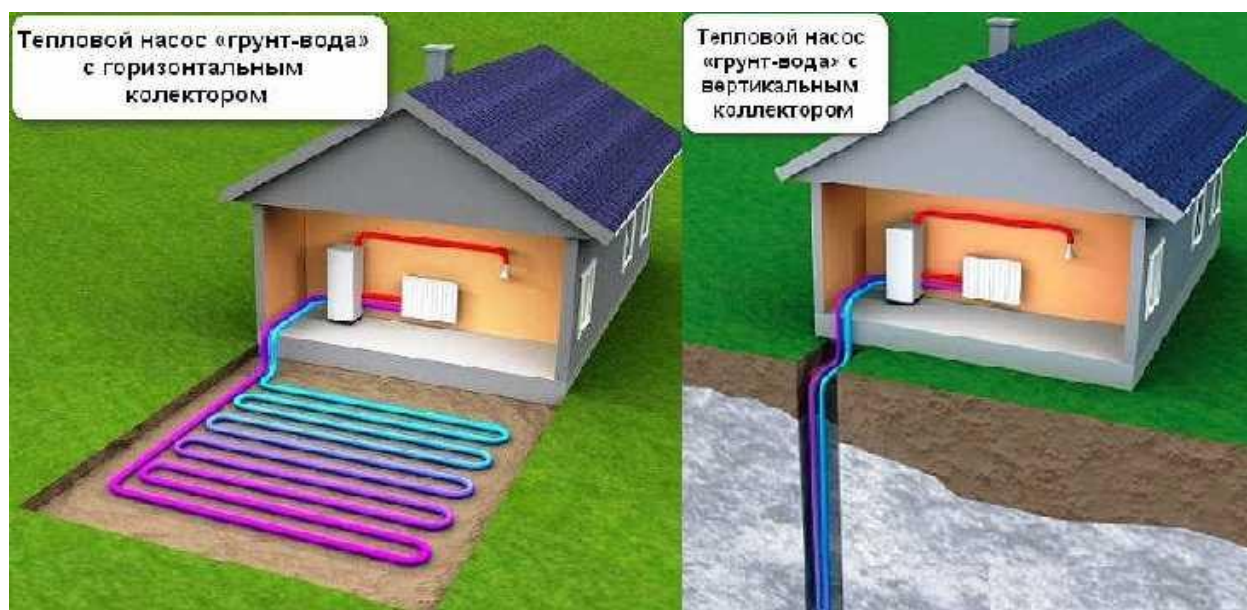
6. Перепуск части сжатого хладагента на всасывание для поддержания постоянной температуры при отоплении.

7. Более эффективный алгоритм разморозки наружного блока. Не по времени, а по реальному намерзанию инея. Это позволяет уменьшить простой и увеличить эффективность.

8. Точная регулировка подачи фреона в теплообменник электронно-регулирующим вентилем в зависимости от погодных условий вместо единой стандартной настройки в кондиционерах.

Обобщая выше сказанное единственным *преимуществом* ПКТН «воздух-воздух» является относительно невысокая стоимость оборудования и минимальная стоимость монтажа (практически как сплит-системы).

Недостатком является низкая эффективность при температуре уличного воздуха менее -5°C .



ПКТН «жидкость» - «воздух» предполагает использование в наружном контуре жидкого теплоносителя, который чаще всего является 30 % - раствором этиленгликоля или соляные растворы.

Преимущество - более высокий КПД (по сравнению с предыдущим ПКТН) при отрицательных значениях наружных температур.

Недостатки:

- высокая стоимость монтажа наружного контура при вертикальной (наклонной) схеме укладки;
- большой объем незамерзающего наружного теплоносителя;
- необходимость наличия дополнительного оборудования (насоса теплоносителя, электротэнов).



ПКТН «воздух» - «жидкость» имеет недостатки и преимущества ПКТН «воздух» - «воздух» по наружному блоку, но позволяет эффективно использовать низкотемпературный теплоноситель для обогрева помещений с помощью «теплых полов», в которых уже необязательно заливать «незамерзайку», но требует промежуточного накопителя горячей воды (аккумулятора тепла), если необходимо горячее водоснабжение и дополнительный электронагрев теплоносителя в случае уменьшения наружных температур ниже критических значений. Поэтому нужно уже считать – дешевле может оказаться обычный электробойлер для горячего водоснабжения.







ПКТН «жидкость» - «жидкость» является самым дорогим и эффективным ТН. Недостаток дороговизны повышает срок окупаемости ТН, который сопоставим со сроком службы оборудования ПКТН, а скептики настаивают на том, что дешевле «невложенные в покупку и монтаж ПКТН» денежные средства (более 1 млн руб) положить в банк на депозит, а на вырученный от этого процент отапливаться электроэнергией от обычного электродвигателя, что тоже является аргументом при относительно невысоком (пока) тарифе за электроэнергию в РФ, по сравнению с Западной Европой.

Общим достоинством ПКТН – их высокая эффективность, самая высокая среди современных тепловых насосов. Соотношение подведённой извне и перекачанной энергии у них может достигать 1:7 – то есть на каждый киловатт подведённой к приводу компрессора ТН электроэнергии из зоны охлаждения будет откачено 7 киловатт тепла. К преимуществам КПТН с электроприводом следует отнести простоту их энергоснабжения. На некоторых объектах это может быть определяющим фактором в их пользу.

Общие недостатки ПКТН (по сравнению с другими ТН)

Во-первых, само наличие компрессора, неизбежно создающего шум и подверженного износу, а во-вторых, необходимость использования специального хладагента и соблюдение абсолютной герметичности на всём его рабочем пути.

Почти все компрессионные ТН имеют компрессоры со встроенным электродвигателем. Преимущество – естественное охлаждение электродвигателя компрессора газообразным хладагентом в процессе его циркуляции, но в

то же время при нарушении режимов работы и отказе защитной автоматики происходит короткое замыкание на обмотках электродвигателя с последующим выходом его из строя.

При монтаже ТН мало внимания уделяется контролю сварных швов и качеству сборки, в результате чего в процессе работы появляются течи, потеря хладагента. Заделка «свищей» на сварных швах производится только при пустом фреоновом контуре, а это опять потеря времени и дополнительные расходы.

Внедрение ТН – мероприятие дорогостоящее, поэтому экономить приходится на всем, и иногда оборудование устанавливается не качественное. Все это потом сказывается на эффективности, аварийности и дополнительных расходах, что, в конечном счете, может скомпрометировать саму идею внедрения ТН.

Применение ПКТН. В силу своей высокой эффективности именно этот тип тепловых насосов получил практически повсеместное распространение, вытеснив все остальные в различные экзотические области применения. Даже сложность конструкции и её чувствительность к повреждениям не могут ограничить их широкое использование – практически на каждой кухне стоит компрессионный холодильник, а в каждом офисе есть кондиционер.



3. Производители ПКТН

Оборудование ПКТН давно применяется в Европе, потому на рынке довольно большое количество «европейцев». Присутствуют и японцы, и корейцы, есть и китайцы. С качеством все, как и в остальной технике: европейцы и японцы качественны, но дороги, корейцы, и по качеству, и по цене чуть ниже. С китайской продукцией тоже как обычно: повезет, все работает отлично, не повезет — будете покупать новый насос.

Хорошо зарекомендовавшие себя фирмы:

- *Nibe* (Швеция). Есть ТН, работающее от любого геотермального источника (грунт, горные породы, вода), а также агрегаты воздух-вода. Эти системы дешевыми не назовешь, но срок эксплуатации — 20 лет, стабильная репутация и хорошие отзывы.



- *Viessmann* (совместное предприятие ЕС). В нашей стране представлены модели вода-вода и рассол-вода. Большая часть оборудования по максимуму может нагреть теплоноситель внешнего контура до 45 °С, 55 °С или до 60 °С. Одна линейка выдает 65 °С. Как и отопительные котлы, тепловые насосы Viessmann имеют отличную репутацию: надежны, не требуют внимания и обслуживания.



- *Stiebel Eltron* (Германия). ТН типа воздух-вода работают при температуре до -20°C , некоторые модели, работающие на соляном растворе, могут обеспечивать также, нагрев воды для хозяйственных нужд, и работать на охлаждение летом. Некоторые — только отопление. Есть модульные модификации, пригодные для больших площадей. Они собираются в группу до шести штук.



- *Mitsubishi Electric* в 2007 году запустила в производство тепловые насосы Z. В этой линейке есть бытовые модели, полупромышленные и промышленные агрегаты. Некоторые дают возможность сделать мультizonальное разделение, которое позволяет управлять температурой в каждом обслуживаемом помещении. Есть линейка тепловых насосов воздух – вода Mitsubishi Heavy, которые работать могут и на обогрев, и на охлаждение.



▪ «*Henk system*» (Россия). ПКТН в своем составе использует качественное оборудование. Проблемы в грамотном расчете, а особенно в монтаже. Если с воздушными системами проблемы бывают нечасто, то об установках геотермального типа этого не скажешь: нормальные партнеры у этого предприятия есть не во всех регионах.

Henk выпускает много разных агрегатов, разной производительности и типа. Всего 82 модели. Есть линейка для низкотемпературных систем водяного пола, есть для высокотемпературных — с радиаторами. Тип подключения — однофазный и трехфазный, с теплообменниками для подогрева воды бытового назначения.



4. Термодинамический цикл идеального ПКТН

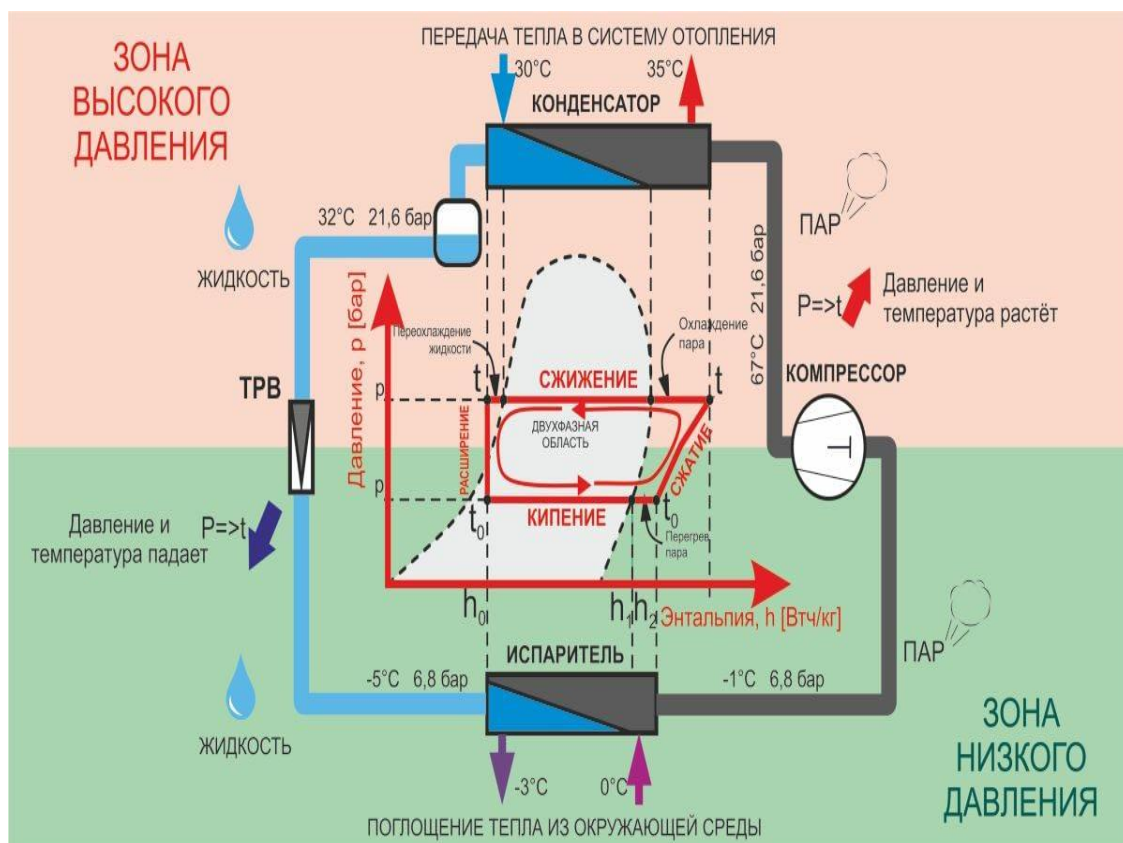


Рис.2. Термодинамический цикл парокомпрессионного теплового насоса

Термодинамический цикл Карно остается фундаментальной основой для сравнения и оценки эффективности тепловых насосов.

Тепловой насос можно рассматривать как обращенную тепловую машину, которая получает тепло от высокотемпературного источника и сбрасывает его при низкой температуре, отдавая полезную работу. Тепловой насос требует затраты работы для получения тепла при низкой температуре и отдачи его при более высокой.

Можно легко показать, что если обе эти машины обратимы (т.е. термодинамические процессы не содержат потерь тепла или работы), то существует конечный предел эффективности каждой из них, и в обоих случаях это есть отношение Q_H/W . Если бы это было не так, то можно было бы построить вечный двигатель, просто соединив одну машину с другой. Это отношение очень важно. В случае тепловой машины оно записывается в виде W/Q_H и называется термическим КПД, а для теплового насоса оно остается в виде Q_H/W и называется коэффициентом преобразования (COP). Его следует отличать от аналогичного отношения Q_L/W , применяемого в холодильной технике и называемого в дальнейшем холодильный коэффициент (ϵ_0).

Поскольку

$$Q_H = W + Q_L,$$

следовательно

$$\varepsilon_0 = \text{COP} - 1.$$

Цикл Карно на рис. 2 изображает рабочий процесс идеального теплового насоса, работающей в заданном интервале температур. Стрелки показывают направление процесса. Тепло изотермически подводится при температуре t_0 , и изотермически отводится при температуре t . Сжатие и расширение производится при постоянной энтропии, а работа подводится от внешнего двигателя. Используя определение энтальпии и законы термодинамики, можно показать, что коэффициент преобразования для цикла Карно имеет вид

$$\text{COP} = t_0 / (t - t_0) + 1 = t / (t - t_0).$$

Никакой тепловой насос, созданный в пределах нашей Вселенной, не может иметь лучшей характеристики, и все практические циклы реализуют стремление максимально приблизиться к этому пределу.

Лекция № 7

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО
ТЕПЛОВОГО НАСОСА (ПКТН)

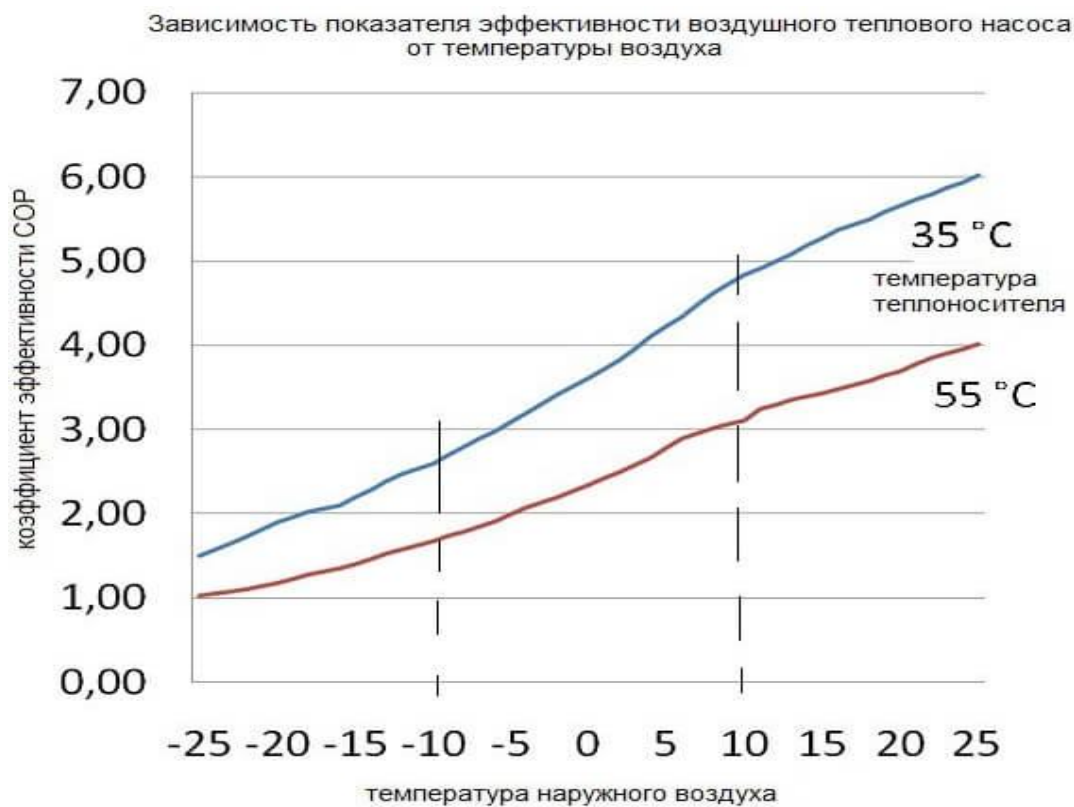
1. Характеристики ПКТН

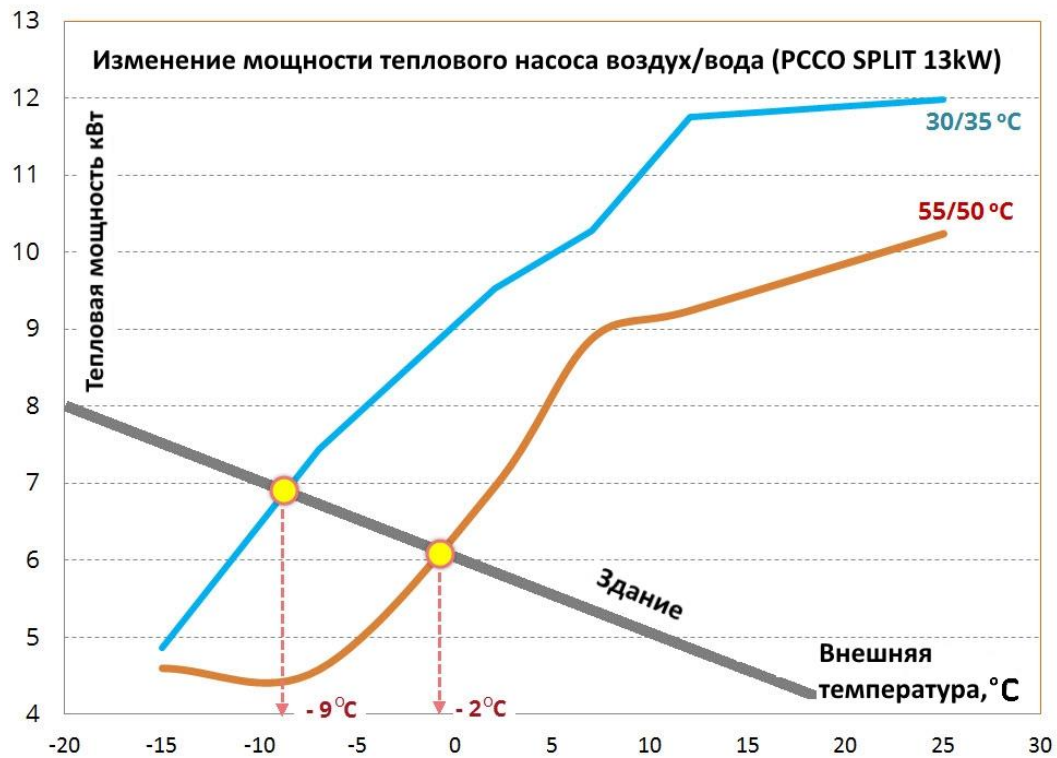
Тепловой насос – это т/д установка для передачи теплоты от низкопотенциального источника потребителю при более высокой.

Характеристики тепловых насосов:

- отапливаемая площадь помещения (S);
- тепловая мощность ($N_{\text{тепл}} = 5 \text{ кВт} \dots 10 \text{ МВт}$);
- коэффициент преобразования энергии:

$$\text{COP} = N_{\text{тепл}} / N_{\text{эл.}}$$





- размеры, занимаемые оборудованием (наружное или внутреннее исполнение);



- источник низкопотенциальной энергии (воздушные, геотермальные);

- срок эксплуатации (16 – 20 лет до капитального ремонта);
- стоимость:
-

Расходы	Стоимость у.е.				
	«грунт- вода» (↑)	«грунт- вода» (←)	«вода- вода»	«воздух- вода»	«воздух- воздух»
Оборудование (ТН, буферная емкость, бойлер гв, система коммуникаций, автоматика)	7500	7500	7500	10000	5000
Монтаж (очистка территории от растительности и твердых элементов, как камни, бурение необходимого количества скважин или траншей, укладка и обустройство коллекторов, сооружение проверочных колодцев, подключение трубопровода к системе отопления, водоснабжения или вентиляции, рекультивация территории, настройка системы)	7500	3700	5000	620	300
Эксплуатационные расходы (за год)	500	600	450	750	800
Всего	15500	11800	12950	11370	6100

2. Этапы расчета

Тепловой расчет ПКТН осуществляется по 3 этапам:

1. Расчет теплотерь объекта (здания)
2. Расчет внешнего контура (коллектора) ТН.
3. Подбор оборудования.

2.1. Расчет теплотерь объекта (здания)

Сейчас существует достаточно программ, способных рассчитать теплотери с высокой точностью как для всего дома, так и для каждого помещения в отдельности. Также существуют достаточно простые программы в интернете, которыми можно воспользоваться самостоятельно. Лучше рассчитать вручную, рассчитав теплотери через стены, полы, крышу, окна и вентиляцию, как вас учили по дисциплине «Термодинамика».

Учитывая, что стоимость киловатта теплового насоса высока и если будет принято окончательное решение об установке геотермальной системы, то расчет должен быть достаточно точным. Ошибка в большую сторону на один киловатт может стоить дополнительных 30 - 50 тысяч рублей, а в меньшую - дискомфортом проживающих и дискредитации идеи ТН.



2.2. Расчет внешнего контура (коллектора) ТН

Источником низкопотенциального тепла может быть воздух, грунт, вода, сточные воды. На этом этапе рассчитывается длина труб и необходимая площадь участка для горизонтального геотермального контура. Для вертикальных зондов определяется длина скважин с помещенным в них геотермальными зондами. Для открытой схемы из скважины в скважину рассчитывается необходимый дебет и подбирается погружной насос.



Особое внимание необходимо уделить расчету теплового насоса воздух-вода. Дело в том, что источник тепла воздух, в отличие от геотермальных систем, сильно влияет на выходную тепловую мощность теплового насоса. Все производители, в характеристиках, пишут выходную мощность, для наружных температур от $+2^{\circ}\text{C}$ до $+7^{\circ}\text{C}$. Одни указывают на $+2^{\circ}\text{C}$, другие на

+5 °С, третьи на +7 °С. На эти параметры необходимо обращать внимание. Что происходит? При понижении температуры, выходная мощность теплового насоса воздух-вода падает. Допустим при +5 °С мощность была 10 кВт, то при -10 °С мощность может уменьшиться до 6 - 7 кВт. У производителей компрессоров есть специальные таблицы или графики. В этих таблицах указывается мощность компрессора в зависимости от температуры входящего низкопотенциального тепла. С помощью таблиц, под определенную отрицательную температуру, можно подобрать тепловой насос. Допустим подобрали на +5 °С мощностью 16 кВт, при -10 °С он выдаст необходимые 10 кВт.

Для компенсации «недобора» производительности компрессора в холодный, но непродолжительный период, целесообразно не завышать типоразмер компрессора, а использовать так называемую бивалентную схему подключения ТН.

Бивалентная схема, это когда к тепловому насосу добавляется дополнительный источник тепла. Предположим, что мы рассчитали теплопотери и они получились у нас 10 кВт. Мы можем установить тепловой насос такой мощности, сделать для него внешний геотермальный контур и обеспечить себя необходимым теплом на весь отопительный сезон.

Теплопотери рассчитываются на холодную пятидневку. Возьмем для примера г. Краснодар. Холодная пятидневка составляет -19 °С. Такая температура в этом городе бывает редко и держится недолго. Основной отопительный сезон проходит в районе нуля градусов. Иногда температура опускается до -8 ...-10 °С. Таких дней не более 20 %. В этом случае теплопотери рассчитываются на -10С, а недостающая мощность добирается другим источником. В качестве такого источника может выступать дизельный, электрический, твердотопливный или газовый котел.

Таким образом, бивалентная схема позволяет установить тепловой насос меньшей мощности и существенно сэкономить на стоимости самого насоса и стоимости работ по обустройству внешнего контура.

Бивалентная схема может также пригодиться и в случае, когда не хватает электрической мощности. Тогда расчет ТН производится исходя из выделенной электрической мощности. Допустим, теплопотери составили 20 кВт. Потребление теплового насоса при такой мощности будет 5 кВт, а выделенная электрическая мощность на дом 7,5 кВт. Оставшихся 2,5 кВт вряд ли хватит на современный дом. В этом случае тепловой насос берется на 12 кВт, он сможет закрыть процентов 80 отопительного сезона, а недостающие 8 кВт можно покрыть небольшим дизельным или газовым котлом на сжиженном газе.

3. Методика расчета ПКТН

Исходные данные:

1. Назначение (теплоснабжение, горячее водоснабжение, теплоснабжение + горячее водоснабжение).
2. Площадь объекта, S , м².
3. Тип ПКТН, вид коллектора.

4. Тип грунта.

5. Минимальные значения температуры высшего (ВИТ) и низшего источников тепла (НИТ), $t_{\text{ВИТ}}$ и $t_{\text{НИТ}}$.

6. Теплотери объекта (здания), $N_{\text{пот}}$, Вт/м².

Порядок расчета:

1. Определить необходимую тепловую мощность ТН на отопление:

$$Q_m = S N_{\text{пот}} \text{ Вт}, \quad (1)$$

где S - площадь объекта, м²;

$N_{\text{пот}}$ - теплотери объекта (здания), Вт/м².

2. Определить тепловую мощность ТН на отопление и горячее водоснабжение:

$$Q_{m/\text{звс}} = k S N_{\text{пот}} \text{ Вт}, \quad (2)$$

где k – коэффициент учитывающий затраты тепла на горячее водоснабжение (в расчетах можно принять 1,25...1,3).

3. По каталогам фирм-производителей подбираем ТН (или таблице 1) с ближайшим большим типоразмером.

4. Определить требуемую тепловую мощность коллектора

$$Q_0 = N_{\text{тн}} - N_{\text{эл}} \text{ кВт}, \quad (3)$$

где $N_{\text{тн}}$ – средняя мощность ТН (характеристика ТН), кВт;

$N_{\text{эл}}$ – потребляемая ТН электрическая мощность (характеристика ТН), кВт.

5. Найти необходимую длину коллектора

$$L = Q_0 / q \text{ м}, \quad (4)$$

где q – величина теплосъема с НИТ, Вт/м.

Значение q для учебных расчетов выбирается из таблицы 2. Для практических расчётов q определяется на месте, после геологической разведки.

Таблица 1 - Характеристики тепловых насосов

Модель ТН	Назначение	Номинальная тепловая мощность, кВт	Питание	Температура теплоносителя максимальная, °С
Stiebel Eltron WPW06Set	отопление	5	220В	65
Stiebel Eltron WPW06Set	отопление	7	220В	65
Stiebel Eltron WPL13E	отопление, ГВС	8	380В	60
Henk system 120-65	отопление	8,6	220В/380В	65
Henk system 120-65	отопление, ГВС	8,6	220В/380В	65
Stiebel Eltron WPW06Set	отопление	9	50Гц	65
Weswen WWHROC08	отопление	9,7	220В	60

Продолжение таблицы 1

Henk system 140-65	отопление	9,9	220В/380В	65
Henk system 140-65HW	отопление, ГВС	9,9	220В/380В	65
Henk system 160-65	отопление	11,8	220В/380В	65
Henk system 160-65HW	отопление, ГВС	11,8	220В/380В	65
Stiebel Eltron WPW06Set	отопление	13	380В	65
Henk system 200-65	отопление	14,4	220В/380В	65
Henk system 200-65HW	отопление, ГВС	14,4	220В/380В	65
Weswen WWHRPC12	отопление	14,8	220В	60
Stiebel Eltron WPL13E	отопление, ГВС	15	380В	60
Stiebel Eltron WPW06Set	отопление	16	220В	65
Stiebel Eltron WPF16M	отопление, ГВС	16	380В	60
Henk system 230-65HW	отопление, ГВС	16,6	380В	65
Henk system 230-65	отопление	16,8	380В	65
Weswen WWHRPC16	отопление	18,8	380В	60
Stiebel Eltron WPF20Set	отопление, ГВС	20	380В	65
Henk system 270-65	отопление	20,2	380В	65
Henk system 270-65HW	отопление, ГВС	20,2	380В	65
Stiebel Eltron WPW06Set	отопление	21	380В	65
Weswen WWHRPC38	отопление	39,5	380В	60

Таблица 2 - Величина теплосъема с низшего источника тепла, Вт/м

	Вид коллектора		
	вертикальный (h = 20...80 м)	наклонный (45°)	горизонтальный
Грунт песчаный сухой	50	25	20
Суглинок сухой	55	30	20
Суглинок влажный	60	35	25
Глина влажная	65	-	35
Каменистый грунт	35	25	20
Вода	80	-	80

Возможны два варианта получения низкопотенциального тепла из грунта: укладка металлопластиковых труб в траншеи глубиной 1,2–1,5 м либо в вертикальные скважины глубиной 20–100 м. Иногда трубы укладывают в виде спиралей в траншеи глубиной 2–4 м. Это значительно уменьшает общую длину траншей. Максимальная теплоотдача грунта составляет 50–70 кВт·ч/м² в год. По данным зарубежных компаний, срок службы траншей и скважин составляет более 100 лет.

Расчет горизонтального коллектора теплового насоса

6. Определить количество контуров и занимаемую коллектором площадь (для горизонтального коллектора):

$$n_{\text{кон}} = L/l, \quad (5)$$

где l – максимально возможная длина одного контура, м.

$$S_{\text{кол}} = L n \text{ м}^2, \quad (6)$$

где n – шаг укладки труб коллектора (в расчетах допускается применять не менее 0,75 м).

7. Определить общий расход теплоносителя в коллекторе

$$Vs = 3600 Q_o / (C_t \rho \Delta t) \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (7)$$

где C_t – теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг·К);

ρ – плотность теплоносителя, кг/м³;

Δt – разность температур между подающей и возвратной линиями коллектора, °С (в расчетах можно принять 3...4 °С).

Физические свойства выбранного теплоносителя для расчетов выбирается из таблицы 3.

Таблица 3 – Физические свойства теплоносителей

Теплоноситель	ρ , кг/м ³ , при $t = 0$ °С	$t_{\text{зам}}$, °С	C , кДж/(кг·К) при $t = 0$ °С	Примечание
Вода пресная (H ₂ O)	999,8	0	4,22	
Этиленгликоль (C ₂ H ₆ O ₂)	1111	-20	2,35	ядовит
25%-й водный раствор этиленгликоля (C ₂ H ₄ (ОН) ₂)	1032	-14	3,80	ядовит
21%-й водный раствор хлористого кальция (CaCl ₂)	1190	-19	3,04	
21%-й водный раствор хлористого натрия (NaCl)	1160	-18	3,38	

8. Определить расход теплоносителя через контур

$$V_{\text{кон}} = Vs / n_{\text{кон}} \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7)$$

9. Из сортамента металлопластиковых труб, полиэтиленовых водопроводных труб низкого давления (ПНД) подбирается необходимая труба с Ду не менее 25 мм, с соответствующими фитингами.

10. Как можно подробнее вычерчивается проектируемый коллектор со всеми размерами, после чего определяется гидравлическое сопротивление коллектора и подбирается соответствующий электронасос.

Расчет вертикального коллектора (зонда) теплового насоса

11. Если принято решение об устройстве вертикального коллектора, то значения q для расчета длины коллектора по формуле (4) выбирается из соответствующей колонки таблицы 1, в зависимости от вида грунта.

12. Температура грунта на глубине более 15 м постоянна и составляет примерно $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Расстояние между скважинами должно быть больше 5 м. При наличии подземных течений, скважины должны располагаться на линии, перпендикулярной потоку. Подбор диаметров труб проводится исходя из потерь давления для требуемого расхода теплоносителя. Расчет расхода жидкости может проводиться для $t = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

13. Расчет общей глубины скважины определяется по формуле (4), а количество скважин выбирается исходя из особенностей грунта и условия, что глубина одной из них должна быть в пределах 20 – 80 м. Все остальные расчеты аналогичны расчетам для горизонтального коллектора. При использовании вертикальных скважин в них погружаются U-образные металлопластиковые или пластиковые (при диаметрах выше 32 мм) трубы. Как правило, в одну скважину вставляется две петли, после чего она заливается цементным раствором.

Лекция 8

АБСОРБЦИОННЫЕ ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

1. Схема, принцип действия водоаммиачного абсорбционного теплового насоса и его тепловой цикл в диаграмме $i - \xi$

Большими возможностями для использования в качестве теплового насоса располагает водоаммиачная абсорбционная машина.

Целесообразность применения водоаммиачного теплового насоса для отопления возрастает в связи с тем, что с понижением температуры наружного воздуха и увеличением требуемого количества теплоты, сопровождающего повышением температуры воды в системах качественного регулирования, повышается температурный потенциал и увеличивается количество теплоты, вырабатываемое тепловым насосом. Это объясняется тем, что вследствие увеличения разности между температурами сбросной воды и наружного воздуха возрастает количество работы, получаемой в прямом цикле машины, которая полностью передается обратному циклу теплового насоса.

При работе абсорбционной водоаммиачной холодильной машины по холодильному циклу возможны режимы работы, когда высшая температура в абсорбере превышает низшую температуру в генераторе. Если в тепловой схеме использование принципа превышения температур возможно лишь в некоторых случаях, то в обращенной (теплонасосной) схеме он может быть применен практически во всех условиях работы машины и дает возможность повысить температурный потенциал получаемой горячей воды, т.е. значительно расширить область применения теплового насоса.

Схема цикла в $i - \xi$ диаграмме абсорбционного водоаммиачного теплового насоса с внутренней регенерацией теплоты показана на рис. 1.

В генераторе I за счет подвода низко потенциальной теплоты осуществляется процесс кипения крепкого раствора при низком давлении p на участке $4^o - 5^o$, после чего раствор поступает в регенератор II , где происходит его дальнейшее кипение (участок $5^o - 2^o$) с изменением концентрации от ξ_a' до ξ_a . Слабый раствор в состоянии 2^o подается насосом III из регенератора в абсорбер IV , где происходит процесс смешения раствора с паром состояния 8 , абсорбция пара и подогрев раствора до состояния $3^o - m^o$ осуществляется процесс абсорбции с отводом теплоты абсорбции нагреваемой в машине водой. Раствор в состоянии m^o из абсорбера поступает в регенератор, где происходит дополнительная абсорбция пара раствором при постоянном давлении p_0 в результате отвода теплоты слабым раствором. Этот процесс характеризуется участком $m^o - 4$. Затем раствор через дроссель IX поступает в генератор. Далее процессы по раствору повторяются.

Водоаммиачный пар из генератора в состоянии $4'$ поступает в дефлегматор V , где его концентрация повышается до концентрации $8'$, затем пар поступает в конденсатор VI и конденсируется при температуре T_{6^o} и давлении

p_k , после чего насосом жидкость аммиака VII попадает в испаритель VIII. Процесс подогревания аммиака и его кипения в испарителе осуществляется на участке $6^0 - 7$. Пар у выхода из испарителя имеет состояние 8.

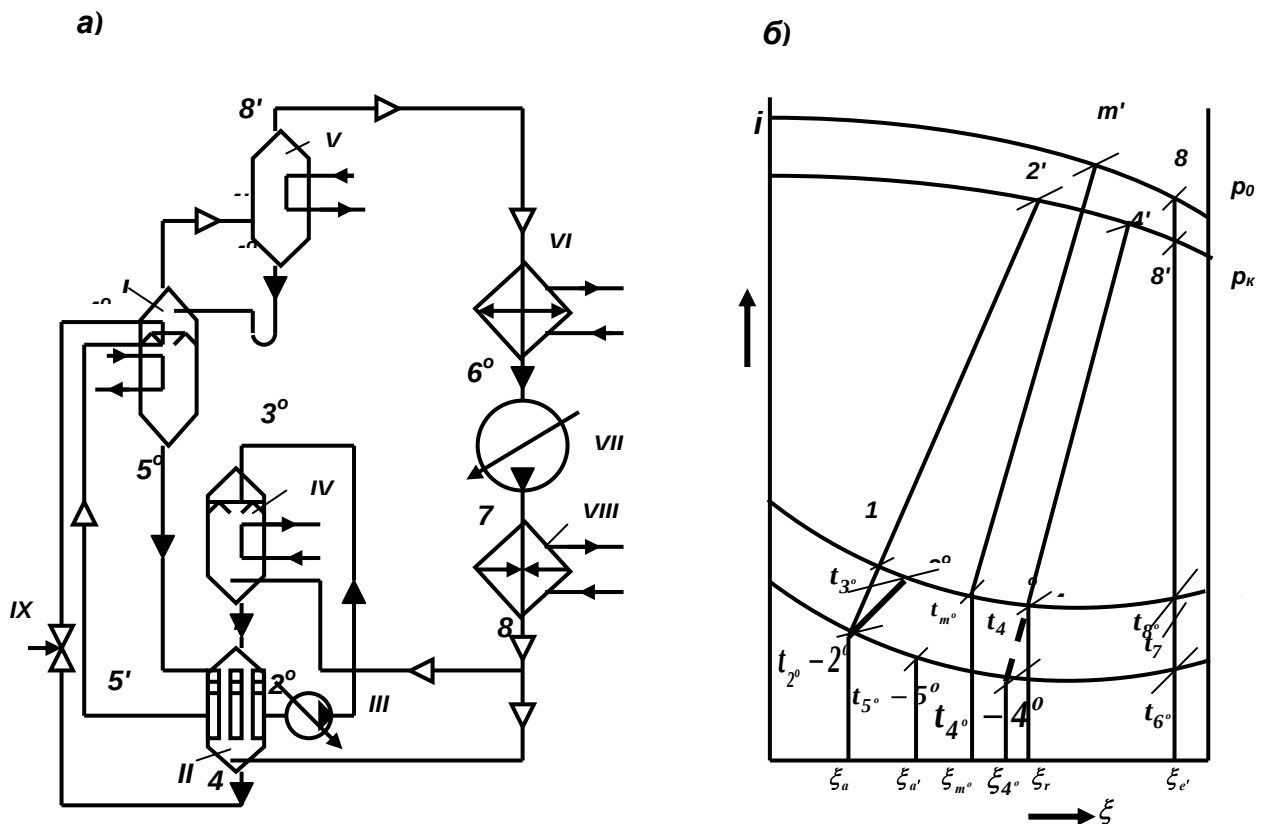


Рис. 1. Схема (а) и цикл в $i - \xi$ -диаграмме (б) абсорбционного водоаммиачного теплового насоса

Термодинамическая эффективность абсорбционного теплового насоса оценивается коэффициентом трансформации, определяемый по формуле

$$COP = Q_k / (Q_a + Q_0 + Q_c),$$

где Q_k, Q_a, Q_0, Q_c – тепловые нагрузки на конденсатор, абсорбер, испаритель и генератор, кВт.

2. Схема, принцип действия бромистолитиевого абсорбционного теплового насоса и его тепловой цикл в диаграмме $i - \xi$

В абсорбционном бромистолитиевом абсорбционном тепловом насосе коэффициент трансформации (COP) выше, чем в водоаммиачном. К его недостатку следует отнести невозможность осуществления процессов конденсации при отрицательных температурах.

Принципиальная схема абсорбционного бромистолитиевого теплового насоса промышленного типа приведена на рис. 2. Схема данного теплового насоса практически соответствует схеме абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, однако, из-за того, что в отличие от холодильной ма-

шины в тепловом насосе давление водных паров в блоке генератора-конденсатора ниже давления паров в блоке абсорбера-испарителя, подача конденсата из конденсатора в испаритель осуществляется насосом 1, а крепкого раствора из генератора в абсорбер – насосом 2.

В АБХМ хладагентом является вода, абсорбентом (поглотителем) — раствор бромида лития (LiBr).

Раствор бромида лития обладает высокой абсорбирующей способностью, которая увеличивается при увеличении плотности или при понижении температуры раствора.

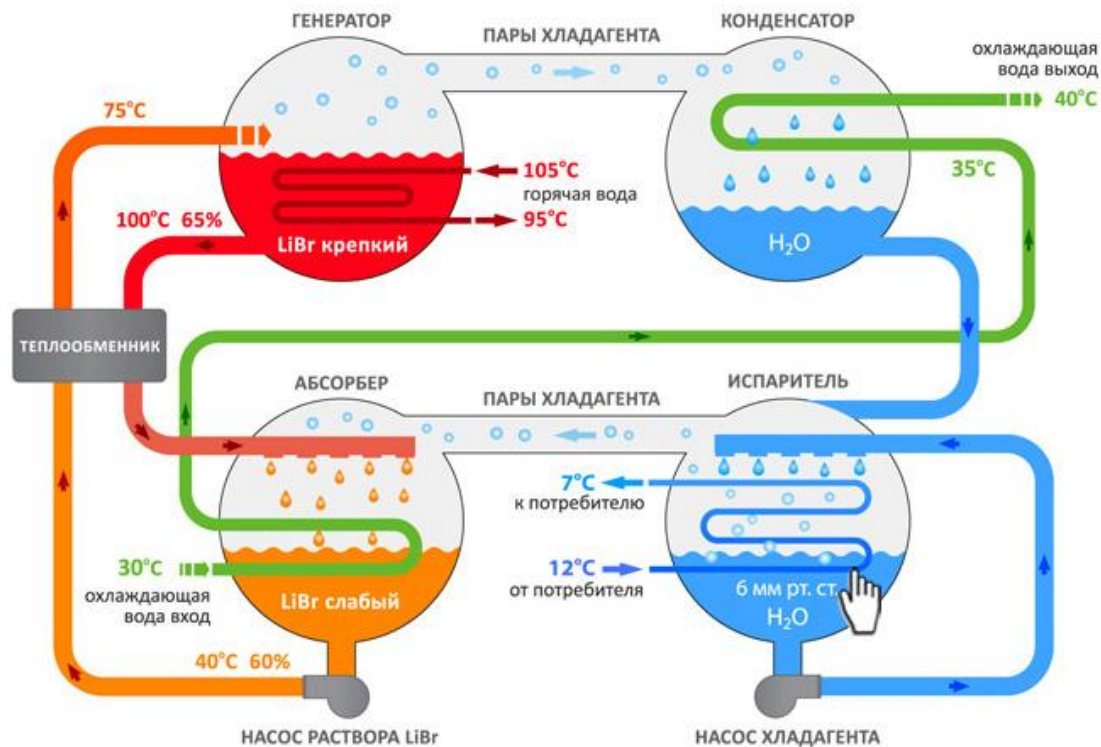


Рис. 2. Принципиальная схема абсорбционного бромистолитиевого теплового насоса промышленного типа

В испарителе поддерживается пониженное давление (около 6 мм рт. ст.), при таком давлении вода-хладагент кипит уже при температуре $+4^{\circ}\text{C}$. Хладагент кипит, тем самым охлаждая трубы с жидкостью от потребителя. Образующийся при кипении пар подается в абсорбер, где этот газ поглощается раствором LiBr. В абсорбере концентрированный раствор LiBr (подаваемый из генератора) поглощает пары хладагента, тем самым понижая свою концентрацию (т.е. становится слабым или разбавленным). Поглощение паров (абсорбция) является экзотермической реакцией, т. е. реакцией с выделением теплоты, которая отводится охлаждающей водой, как правило, от градирни. Далее слабый раствор (неконцентрированный) подается насосом через теплообменник, в котором этот раствор нагревается от крепкого (концентрированного) раствора из генератора.

В генераторе за счет источника бросового тепла (в нашем случае — это горячая вода) хладагент-вода из слабого раствора выпаривается, и тем самым

раствор LiBr снова становится крепким. После генератора этот концентрированный раствор возвращается в абсорбер. А в свою очередь водяной пар из генератора направляется в конденсатор, где конденсируется за счет отвода теплоты охлаждающей средой. Сконденсировавшийся из водяных паров хладагент (вода) вновь поступает в испаритель и кипит. Таким образом, холодильный цикл повторяется заново.

Действительные процессы абсорбционного теплового насоса с водным раствором бромистого лития приведены в $i - \xi$ -диаграмме на рис. 3 и протекают следующим образом: $3 - 1'$ – кипение рабочего тела в испарителе; $7 - 5$ – адиабатно-изобарная десорбция слабого раствора в генераторе; $5 - 4$ – кипение раствора в генераторе; $4 - 8$ – нагрев крепкого раствора в теплообменнике; $8 - 2$ – смешение слабого и крепкого раствора перед подачей образовавшегося смешанного раствора (состояние 9 с концентрацией $\xi_{см}^a$) в абсорбер; $9 - 10 - 2$ – абсорбция пара рабочего тела в абсорбере; $3' - 3$ – отвод теплоты перегрева и конденсации паров воды в конденсаторе.

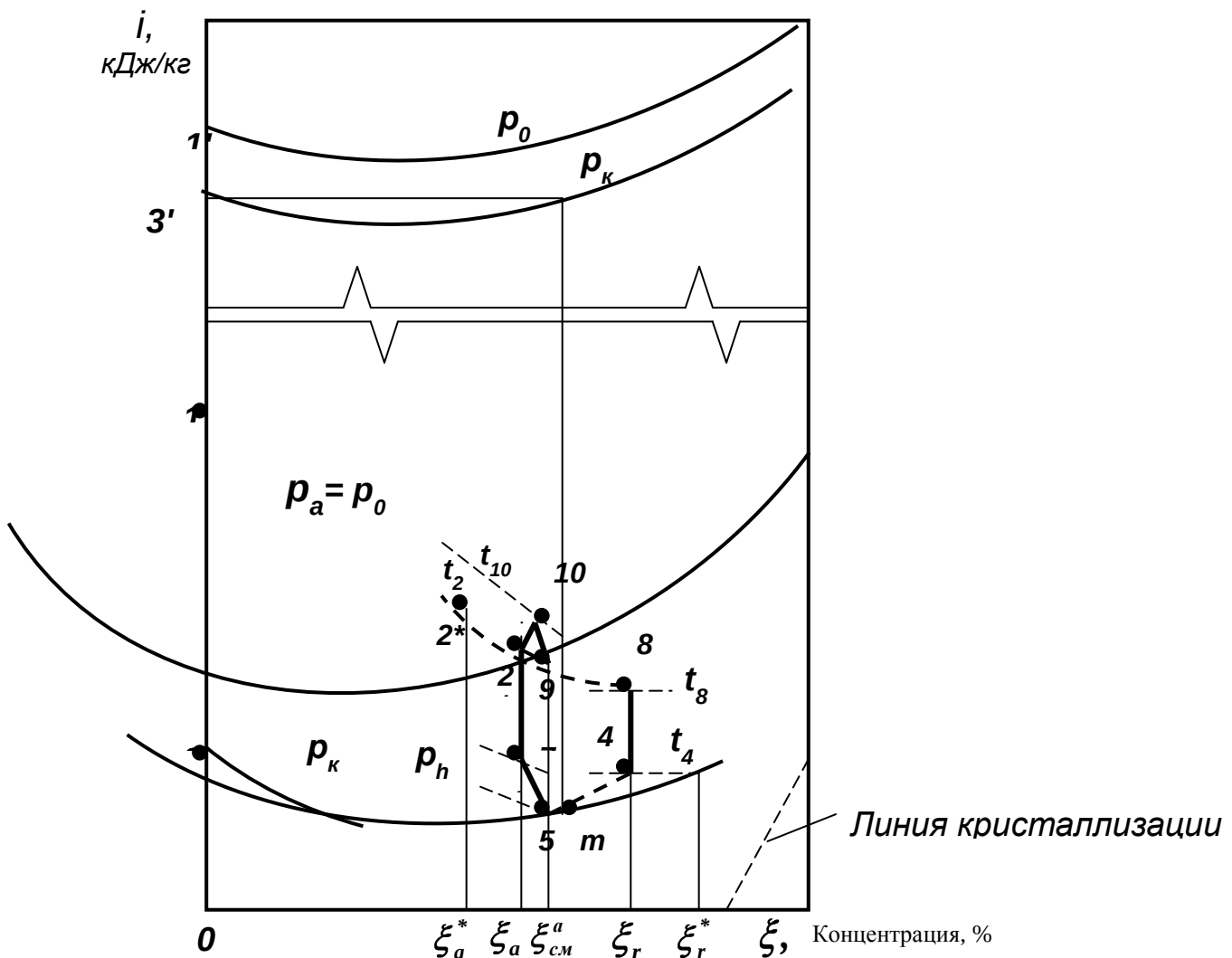


Рис. 3. Действительные процессы абсорбционного бромистолитиевого теплового насоса в $i - \xi$ -диаграмме

ЛИТЕРАТУРА

2. Холодильные машины: учебник для вузов по специальности «Холодильные машины и установки» / Н.Н. Кошкин и др. - Л.: Машиностроение, Ленингр.отд-ие, 1985. – 510 с., ил.

3. Холодильная техника / В.П. Зайцев. - Л.: Госиздат торговой литературы, 1962. – 343 с., ил.

4. Тепловые насосы / Рей Д., Макмайкл Д. (пер. с англ.). - М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с., ил.

У ч е б н о е и з д а н и е

Соколов Вячеслав Витальевич

**ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ
МАШИНЫ. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ.
ЛЕКЦИИ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции