

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
СИСТЕМЫ ВОДЯНАЯ ПЕТЛЯ
С ТЕПЛОВЫМИ НАСОСАМИ**

**WATER LOOP HEAT PUMP
(WLHP)**



СОДЕРЖАНИЕ

1. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

- 1.1. Затраты энергии в центральных системах.
- 1.2. Эффективность децентрализованных систем
- 1.3. Преимущества системы водяной петли с тепловым насосом CLIVET.

2. ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ВОДЯНАЯ ПЕТЛЯ (WLHP)

- 2.1. Принцип работы системы водяная петля
- 2.2 Водяная петля: источник холода и тепла.
- 2.3 Работа блоков в режиме охлаждения.
- 2.4. Группа блоков, работающих в режиме охлаждения.
- 2.5 Работа блока в режиме нагрева
- 2.6. Группа блоков, работающих в режиме нагрева.
- 2.7. Одновременная работа блоков в режиме нагрева и охлаждения.
- 2.8 Система охлаждения водяной петли.
- 2.9 Система нагрева водяной петли.
- 2.10 Заключение.

3. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ СИСТЕМЫ ВОДЯНАЯ ПЕТЛЯ

- 3.1. Вертикальный корпусной кондиционер серии WH
- 3.2. Вертикальный кондиционер наружной и скрытой установки серии EQV.
- 3.3 Горизонтальный канальный кондиционер внутренней установки серии EVH.
- 3.4 Горизонтальный канальный кондиционер серии CH.
- 3.5. Шкафной кондиционер серии CH-V.
- 3.6 Крышный кондиционер серии CRH.
- 3.7 Крышный кондиционер серии CSNX-H.
- 3.8 Центральный кондиционер серии CPH-V.
- 3.9 Кондиционер серии CMH-V вертикального исполнения.

4. СИСТЕМА НАГРЕВА ВОДЫ

- 4.1 Решение с использованием конденсационного бойлера.
- 4.2. Решение с высокоэффективным бойлером.
- 4.3 Решение с двумя параллельными бойлерами.
- 4.4. Решение с бойлером и промежуточным теплообменником
- 4.5 Решение с удаленной нагревательной системой.
- 4.6 Решение с электрическим нагревателем.
- 4.7 Рекуперация энергии из технологических процессов и холодильных установок в пищевой промышленности.



5. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ

- 5.1. Решение с испарительным охладителем с замкнутым контуром
- 5.2. Решение с открытой мокрой градирней и промежуточным теплообменником.
- 5.3. Решение с двумя параллельными испарительными охладителями.
- 5.4. Решение с сухой градирней.
- 5.5. Системы с возобновляемыми источниками для нагрева / охлаждения.

6. НАСОСНЫЕ ГРУППЫ

- 6.1. Обзор.
- 6.2. Определение производительности насосов.
- 6.3. Определение напорных характеристик насосов.
- 6.4. Выбор насосной группы.
- 6.5. Насосная группа с постоянным расходом.
- 6.6. Насосная группа с насосами переменной производительности.
- 6.7. Смешанные насосные группы.
- 6.8. Устройства защиты насосной группы.
- 6.9. Циркуляционные насосы: Заключение.

7. СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОДЫ И ДРЕНАЖА КОНДЕНСАТА

- 7.1. Замкнутый водяной контур
- 7.2. Схема размещения
- 7.3. Советы по установке.
- 7.4. Проектирование системы дренажа конденсата.
- 7.5. Система аккумулирования тепла.

8. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ И КОНТРОЛЯ ВОДЯНОЙ ПЕТЛИ WLHP

- 8.1. Управление системой диспетчеризации.
- 8.2. Управление циркуляционными насосами.
- 8.3. Управление системой охлаждения.
- 8.4. Управление системой нагрева.
- 8.5. Перенастройка по температуре наружного воздуха.
- 8.6. Предохранительные и аварийные устройства.
- 8.7. Регулирование температуры в помещении.
- 8.8. Изменение ночной уставки.

9. ПРИМЕРЫ ПРОЕКТОВ

- 9.1. Метод определения необходимой холодильной мощности для здания.
- 9.2. Метод определения необходимой тепловой мощности для здания.
- 9.3. Подбор тепловых насосов.
- 9.4. Проверка расхода воздуха.
- 9.5. Коэффициент неравномерности для распределения нагрузки
- 9.6. Определение расхода воды в петле.
- 9.7. Выбор системы нагрева воды.
- 9.8. Выбор системы охлаждения воды



10. СИСТЕМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА

10.1 Монтаж воздуховодов.

11. ПОДГОТОВКА ВОДЫ

11.1 Методы подготовки воды.

11.2 Основные требования к воде, используемой в замкнутой системе

11.3 Химическая обработка воды

12. ЗАПУСК И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМЫ

12.1 Ежегодный осмотр и проверки

12.2 Обслуживание циркуляционных насосов.

12.3 Защита от замерзания.

13. ОЦЕНКА ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ СИСТЕМЫ

13.1. Принципы, взятые за основу анализа энергопотребления.

13.2. Принципы, взятые за основу анализа оценки влияния на окружающую среду.

13.3. Энергетический анализ: сравнение двух систем.

14. ВЛИЯНИЕ СИСТЕМ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

14.1 Работа только в режиме обогрева.

14.2 Работа только в режиме охлаждения.

14.3 Одновременная работа в режиме обогрева и охлаждения.

14.4 Заключение и выводы



СИМВОЛЫ И ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ

P_f	Общая холодопроизводительность	кВт
P_t	Теплопроизводительность	кВт
L	Электрическая мощность, потребляемая компрессором	кВт
$Q_{\text{воздуха}}$	Расход воздуха	л/с
$Q_{\text{воды}}$	Расход воды	л/с
D_t	Разница температур	°C
T	Температура	°C
m	Масса жидкости, выброшенной в атмосферу	Кг/год
GWP	Потенциальный парниковый эффект в отношении CO ₂	кгCO ₂ /кг
α_{CO_2}	Масса выброса CO ₂ на работающую единицу	кгCO ₂ /кВтчас
t	Количество часов работы в году	День/год
E	Энергопотребление всей системы за день	кВт-час/24час
η	Срок эксплуатации системы	Годы
P_n	Номинальная, полезная мощность генераторов системы	кВт
H_i	Теплопроизводительность	кВт/см ³
ρ	Плотность	Кг/см ³
E_{el}	Мощность, потребляемая компрессором	кВт-час
E_t	Электроэнергия, потребляемая данным помещением	кВт-час
E_f	Холодильная мощность, потребляемая данным помещением	кВт-час
E_{t-loop}	Тепловая энергия, взятая из петли	кВт-час
$E_{primary}$	Первичная энергия, потребляемая рассматриваемой системой	МДж
\dot{q}	Работа	--
COP	Эффективность блоков в режиме обогрева	--
EER	Эффективность блоков в режиме охлаждения	--
C_{gas}	Расход сжигаемого газа	см ³

1. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Основное направление наметилось в последние годы среди тех, кто непосредственно связан со сферой кондиционирования воздуха (проектно-монтажные организации и пользователи), особенно для зданий коммерческого назначения, офисных центров и гостиниц, кто также проявлял интерес к системам кондиционирования воздуха, способных удовлетворять следующим требованиям:

- гибкой круглогодичной работе
- высоким нагрузкам на охлаждение
- автономной работе
- простой и быстрой установке

Оказало также влияние растущее давление от основных промышленно развитых стран, проявившееся в официальных документах, национальных и европейских законах и стандартах, о разработке систем с минимальным воздействием на окружающую среду и так называемый «парниковый эффект», не разрушающих озоновый слой и снижающие локальные выбросы продуктов сгорания, особенно в крупных городах.

Компания «CLIVET» убеждена, что одним из самых эффективных способов удовлетворения требований рынка кондиционирования воздуха и возможности работать гармонично с растущими требованиями, является отказ везде, где это возможно и удобно, от так называемых «центральных» систем в пользу «децентрализованных» систем, чтобы производить нагрев и охлаждение «там, где необходимо, и столько, сколько необходимо» с максимальной эффективностью и простотой.

Это убеждение побудило компанию «CLIVET» разработать и внедрить СИСТЕМУ ВОДЯНОЙ ПЕТЛИ С ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ: комплексную «децентрализованную» систему, которая позволяет упростить проектирование и монтаж, а также ввод в эксплуатацию, работу и обслуживания в пределах представлений о максимальном удовлетворении потребностей клиентов и пользователей при непрерывном процессе улучшения.

1.1. Затраты энергии в центральных системах.

1.1.1 Установки завышенной мощности охлаждения и обогрева.

Разнообразие, или неодновременность тепловых нагрузок не позволяет использовать частично холодопроизводительность или тепловую мощность системы. Фактически, в большинстве зданий вероятность того, что все люди присутствуют, светильники включены и все оборудование, излучающие тепло, работает одновременно - минимальна. Чем больше здание, тем меньше эта вероятность. При проектировании системы кондиционирования, несовпадение тепловых нагрузок обычно учитывается подбором оборудования с меньшей холодопроизводительностью, чем требуется по теории. Коэффициент неравномерности обычно определяется опытом проектировщика, хотя общие правила также доступны для ознакомления.



Это часто приводит к выбору большего типоразмера (или меньшего типоразмера) теплового и холодильного оборудования, в зависимости от выбранного коэффициента неравномерности, что приводит к отрицательному влиянию стоимости монтажа и эксплуатации в одном случае, и на способность гарантировать комфорт – в другом.

1.1.2 Работа при частичной нагрузке

Почти все системы центрального кондиционирования имеют (более или менее) меньшую эффективность при частичных нагрузках, чем в расчетных условиях. Более того, расчетные условия реализуются всего на несколько часов в год (не больше 5% за сезон), все остальное время система работает с частичной нагрузкой и, следовательно, потребляет не пропорциональное количество энергии по сравнению с условиями, для которых она предназначена.

Как пример, этот факт подтверждается типовыми графиками ежедневных тепловых нагрузок трех различных типов пользователей: кафетерии, рестораны, бары, офисы, музеи, площади для боулинга и терминалы аэропорта, показанными на рис. 1.1, 1.2 и 1.3. Эти графики, опубликованные ASHRAE, также показывают время дневной пиковой нагрузки, которые, в зависимости от типа здания, будут следующими:

- рестораны: с 1 до 2 часов после полудня (рис. 1.1)
- бары: с 5 до 7 часов после полудня (рис. 1.2)
- офисы: 4 часа дня (рис. 1.3)

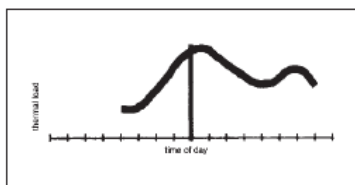


Рис. 1.1 Типичный график тепловых нагрузок в ресторанах. Время максимальной тепловой нагрузки с 1 до 2 часов дня

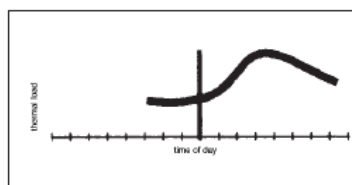


Рис. 1.2 Типичный график тепловых нагрузок в барах. Время максимальной тепловой нагрузки с 5 до 7 часов вечера.

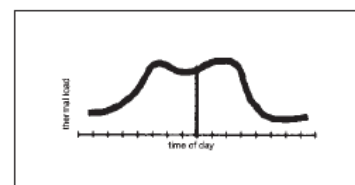


Рис.1.3 типичный график тепловых нагрузок в офисах. Время максимальной тепловой нагрузки около 4 часов вечера

1.1.3. Одновременное получение тепла и холода.

Нужно также рассмотреть важный аспект комфорта и его влияние на потребление энергии: в течение большей части года существует потребность в одновременном обогреве и охлаждении, но большинство центральных систем тратит энергию впустую. Носитель тепла (вода или воздух) подвергается двум противоположным обработкам: часть его нагревается, а другая часть охлаждается.

Горячие и холодные жидкости подаются в кондиционируемые помещения, где они смешиваются в необходимой пропорции в соответствии с работой термостата для поддержания заданной температуры. Или, два потока холодной и горячей воды подаются в два отдельных теплообменника кондиционера для обеспечения вторичного нагрева после процесса кондиционирования.

Третья альтернатива заключается во вторичном нагреве, который означает нагрев ранее охлажденного воздуха.

Другие типы центральных систем оснащены блоками охлаждения с одновременной рекуперацией теплоты конденсации. Полная эффективность этих систем конечно больше, но стоимость установки и сложность системы также выше.



1.1.4 Запуск теплоносителя и пассивные потери энергии через трубопроводы.

Центральные системы характеризуются тем фактом, что при каждом ежедневном запуске необходимо подготовить воду до рабочей температуры (обычно 7°C для охлаждения и 45°C для нагрева). В случае систем больших мощностей это означает, что количество энергии, которая должна быть передана воде, трубопроводам и изоляции будет значительным.

Другие потери энергии возникают от диссипации тепла изоляцию трубопроводов, которые увеличиваются пропорционально размеру здания и еще больше для трубопроводов, проложенных снаружи.

1.2. Эффективность децентрализованных систем

Чтобы достигнуть эффективного сокращения ежегодного потребления энергии и воздействия на окружающую среду, необходимо перейти от центральных систем к децентрализованным решениям.

Система водяной петли с тепловым насосом является одной из самых эффективных среди децентрализованных систем и меньше всех воздействует на окружающую среду. Она более надежна, более гибкая и максимально легко адаптируется к различным изменениям в процессе эксплуатации. Она также имеет самый длительный срок эксплуатации.

В Соединенных Штатах и других странах, система водяной петли с тепловым насосом широко распространена среди заказчиков и проектировщиков и предпочитается любым другим типам центральных систем.

Кроме того, в отличие от большинства систем с тепловым насосом, этот тип системы используется даже в областях с особенно холодным климатом, так как это не является типичным недостатком

системы, состоящей из установок с прямым испарением и воздушным конденсатором.

1.3. Преимущества системы водяной петли с тепловым насосом CLIVET.

Система водяной петли с тепловым насосом была разработана в США в начале 60-х годов. Она использовала моноблочные тепловые насосы в каждой зоне или помещении с полностью независимой работой. Тепловые насосы типа вода/воздух подключаются к контуру и снабжаются «теплой» водой, циркулирующей в паре трубопроводов (один – для подачи, другой – для возврата воды). Трубопроводы обычно выполнены по схеме петли с компенсацией (отсюда название «anello d'acqua (кольцо воды)» на итальянском, «boucle d'eau (петля воды)» на французском, «water loop (водяная петля)» на английском языке).

Вода является источником, как холода, так и тепла. Тепловые насосы во время работы абсорбируют из петли тепло, требуемое для нагрева помещений, или соответственно сбрасывают тепло в петлю энергии, поглощенную из охлаждаемых помещений. Это позволяет передавать энергию охлаждения/нагрева от помещений здания, где она в избытке другим площадям, где она требуется или ее в недостаточном количестве. Закрытый контур водяной петли позволяет эффективно передавать эту энергию. Система обеспечивает высокую экономию энергии.



Отталкиваясь от рассмотренных выше основных принципов, фирма Clivet разработала комплексную систему Clivet Clima WLHP, способную обеспечить решение всех аспектов, связанных с различными применениями. Схема системы этого типа показана на рис. 1.4.

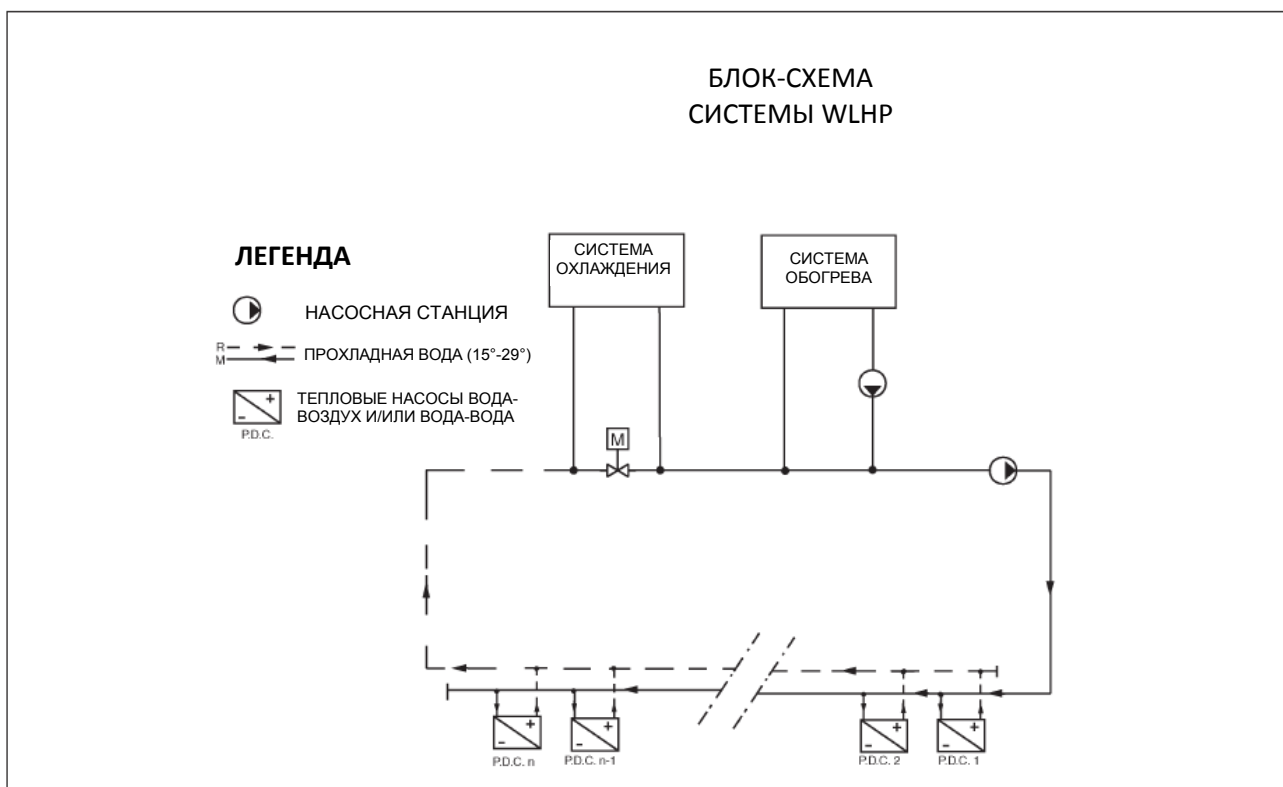


Рис. 1.4 Принципиальная схема системы водяной петли с тепловым насосом.



Система Clivet WLHP имеет много преимуществ и особенностей:

1.3.1. Защита окружающей среды.

- **Работа, благоприятная для окружающей среды.** Все блоки с тепловыми насосами имеют закрытый контур и работают с хладагентами R407C и R410A (жидкость с нулевым ODP). Нет никакого риска утечек, так как нет циркуляции хладагента по зданию.
- **Высокая энергоэффективность.** Коэффициент COP тепловых насосов в системе водяной петли может достигать 5 в режимах нагрева и охлаждения, это большая величина в промышленности на сегодняшний день.
- **Очень низкое влияние на окружающую среду.** Коэффициент TEWI (общий коэффициент эквивалентного потепления) системы является очень низким по двум причинам, описанным выше: не может быть никаких утечек хладагента и очень высокая энергоэффективность.
- **Использование чистой энергии.** Предпочтение использованию электроэнергии, произведенной по эффективной технологии, а не прямое использование ископаемых источников, дает ограниченное влияние на парниковый эффект.

1.3.2. Ограничение расходов

- **Низкие эксплуатационные расходы.** Очень высокая энергоэффективность системы позволяет значительно сократить эксплуатационные расходы по сравнению с центральными системами. Было доказано, что в режиме нагрева возможно сокращение стоимости на 40 – 50% по сравнению с затратами традиционных центральных систем с котлом на метане. Возможность объединения и стандартизации операций обслуживания позволяет значительно сократить эксплуатационные расходы.
- **Низкие затраты на монтаж.** Затраты на монтаж системы водяной петли конкурентоспособны по сравнению с затратами для центральных систем, предлагающий тот же самый уровень характеристик и комфорта. Монтаж производится просто и быстро и никаких специализированных работ не требуется. Трубопроводы петли изолируются в редких случаях. Габаритные размеры установок и зоны обслуживания имеют малые размеры. Воздуховоды и трубопроводы подключаются небольших диаметров (основная энергия передается электрическими линиями и парой неизолированных трубопроводов). Моноблоки не требуют проведения каких-либо сложных работ в месте установки, что делает возможным широкую индустриализацию установочных работ, сокращает время проведения монтажа и легкое планирование всех работ в месте эксплуатации. Когда все эти преимущества учтены, затраты на установку системы WLHP будет значительно ниже, чем затраты на другие типы обычно используемых систем.
- **Низкая стоимость эксплуатации.** Каждый блок может быть демонтирован, заменен и восстановлен в сервисном центре, простым отключением его от контура, при этом не ставятся под угрозу функциональные возможности других блоков, составляющих систему.



1.3.3 Отличные рабочие характеристики.

- **Очень высокая эксплуатационная надежность.** Возможный выход из строя теплового насоса никак не отразится на работе других тепловых насосов. Система будет продолжать работать в обычном режиме, а неисправная машина может быть заменена или восстановлена в свободное время.

- **Одновременное охлаждение и нагрев без потерь энергии.** Принцип работы системы - поддерживать одновременную работу в двух режимах, что достигается рекуперацией энергии. Можно нагревать одно помещение и охлаждать смежное без потерь энергии впустую благодаря прямому использованию энергии, забираемой непосредственно из помещений.

- **Максимальная гибкость в управлении зонами.** Управление каждым блоком полностью независимо. Это позволяет легко контролировать потребляемую энергию каждым потребителем, который полностью независимо управляет своим блоком.

- **Широкое разнообразие возможностей.** Блоки управляются только с помощью индивидуального пульта: в режиме охлаждения, нагрева, только вентиляция, выключение.

1.3.4 Преимущества применения.

- **Простое проектирование.** Проектирование системы водяной петли является простым и быстрым, никакой сложной работы не требуется. Большое количество данных доступно из опыта, что гарантирует результат.

- **Тепловые насосы на любые требования.** Большинство версий тепловых насосов предназначены для вертикальной установки в помещении и могут быть корпусными или бескорпусными, для горизонтальной установки в потолочном пространстве или в технических помещениях, вертикальные корпусные версии для установки в помещениях или технических помещениях, крышные версии для наружной установки или для внутренней установки в специальных технических помещениях. Доступен широкий выбор моделей для удовлетворения любых требований.

- **Большая эстетичность.** Наружные установки могут быть почти полностью скрыты (кроме градирен), что не портит архитектуру здания и продлевает ресурс системы.

- **Максимальная гибкость для возможных изменений в проекте или назначения здания.** Водяной контур петли может быть оборудован местами дополнительных подключений в дополнение к тем, которые в настоящее время являются необходимыми, чтобы предусмотреть будущее изменения в использовании или назначении здания.

- **Простое применение.** Водяная петля может быть спроектирована и установлена без какого-либо предварительного знания предполагаемого назначения здания; впоследствии, конечные блоки могут быть подобраны и заказаны согласно фактическим требуемым характеристикам.

- **Автоматизированная система управления.** Простое управление и регулирование систем благодаря возможности подключения всех тепловых насосов и других компонентов систем (установки охлаждения и нагрева, насосные станции и т.д.) к системе диспетчеризации, которой можно также управлять через Интернет.



В следующей таблице приведена сравнительная характеристика основных видов систем:

Характеристики	2-х трубная система	4-х трубная система	Система Rooftop с отопительной установкой	VRV система	Система водяной петли
Затраты на установку	высокие	низкие	средние	очень низкие	высокие
Простота установки	средняя	низкая	высокая	высокая	высокая
Комфортность	низкая	высокая	средняя	высокая	высокая
Надежность	высокая	средняя	средняя	высокая	высокая
Гибкость в работе	низкая	низкая	средняя	высокая	высокая
Эксплуатационные затраты	высокие	низкие	средние	низкие	средние

Табл. 1.5 Сравнение различных типов систем кондиционирования воздуха с системой водяной петли WLHP.



2. ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ВОДЯНАЯ ПЕТЛЯ (WLHP)

2.1. Принцип работы системы водяная петля.

Система водяная имеет очень простую конструкцию. Она характеризуется обычным замкнутым водяным контуром с двумя трубопроводами, один - для подачи воды, другой - для возврата воды и оснащенный насосными модулями. К контуру присоединены реверсивные тепловые насосы вода-воздух. Как уже говорилось раньше, вода действует как источник тепла и холода, и тепловые насосы во время работы поглощают тепло, требуемое для нагрева комнат, или, соответственно, передают в контур тепло из охлаждаемых комнат.

Контур также имеет систему охлаждения, сбрасывающую избыток тепла, выработанными моноблоками. Система обогрева предназначена для обеспечения теплом в зимних условиях эксплуатации для того, чтобы поддерживать температуру воды, подаваемую по трубопроводам, установленных пределах для правильной работы блоков, и насосной системы. Типовая схема система показана на рис.2.1.

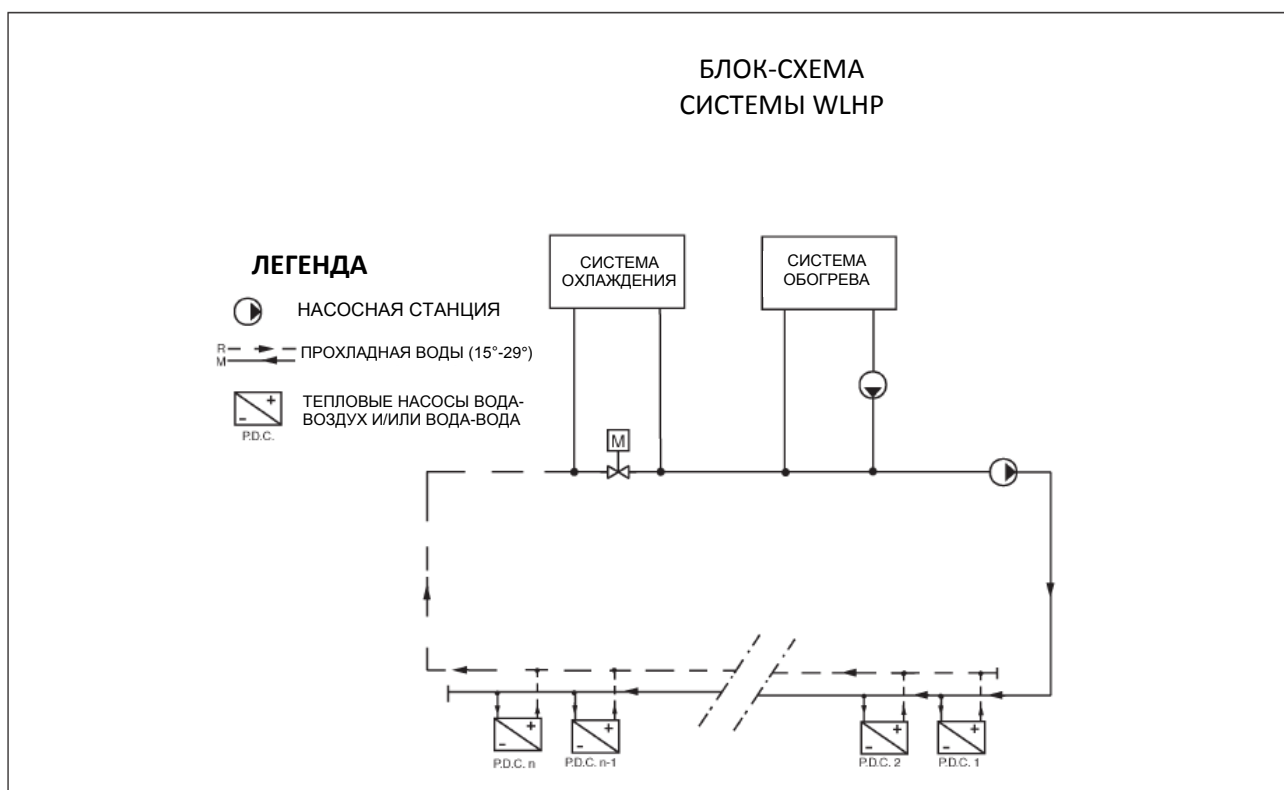


Рис. 2.1 Принципиальная схема системы водяной петли с тепловым насосом.



2.2 Водяная петля: источник холода и тепла.

Вода, основной элемент системы петли, непрерывно циркулирует в двухтрубной системе и подается ко всем подключенным моноблочным тепловым насосам. Контур действует как источник, от которого тепловые насосы в режиме нагрева поглощают тепловую энергию, и как поглотитель, в который сбрасывается тепло от блоков, работающих в режиме охлаждения. Когда блоки работают преимущественно в режиме нагрева, вода в петле остывает, а при работе в режиме охлаждения - вода нагревается. Это баланс между количеством блоков, работающих в режиме охлаждения или нагрева, определяет: будет ли температура в петле превышать максимальное допустимое значение, или же будет опускаться ниже допустимых минимальных значений.

Поэтому необходима система, связанная с петлей, способная поддерживать температуры воды в контуре в определенных температурных пределах (минимальные и максимальные температурные значения) в режиме охлаждения и в режиме нагрева. Температура воды на входе обычно поддерживается круглый год между минимальным значением 15°C и максимальным значением 29°C (при таких температурах трубопроводы петли не нуждаются в теплоизоляции).

Эти значения температур могут меняться в зависимости от типичного климата в регионе, где установлена система, в зависимости от применяемых систем нагрева и охлаждения, наличия возобновляемых источников энергии (скважины, море, реки или озера, геотермальный источник).

Разность температур, получаемых на теплообменнике блока, обычно определяется из летнего режима. Как только это значение определено и задана максимальная одновременная нагрузка в режиме охлаждения, определяется расход воды, циркулирующей в петле. Затем, проверяются значения для зимнего режима, чтобы убедиться, что температура обратной воды из системы не опускается до минимальных значений, которые могли бы вызвать обледенение в системе. Так как контур водяной петли является закрытым, то расход воды остается неизменным в зимнем режиме.

Разница температур в летний период определяется проектировщиком системы, основываясь на следующих моментах:

- если длина трубопроводов слишком большая и холодопроизводительность слишком высока, то значение будет принято около 8°C, чтобы обеспечить требуемый расход воды и понизить стоимость сети трубопроводов, а также напор насоса
- во всех других случаях необходимо принимать значение 5-6°C.

Всегда необходимо проверять, что температура обратной воды из системы и на выходе каждого отдельного блока в режиме нагрева не приводит к образованию конденсата при отсутствии теплоизоляции.

Основываясь на опыте, можно утверждать, что предел температуры воды на выходе установки составляет 10°C. Для открытых водяных систем разность температур в летний период может достигать более высоких значений (15°C), так как вода возвращается из системы непосредственно в скважину, реку или озеро и не требует охлаждения (необходимо убедиться в том, что максимальная температура обратной воды не превышает действующих норм). В данном случае необходимо убедиться, что в режиме нагрева температура воды на выходе из теплообменника не будет опускаться ниже критических значений, которые могут привести к образованию льда в теплообменнике. В этом случае нужно добавить определенный процент раствора гликоля к воде, циркулирующей в трубопроводах.



Это касается всех систем, которые через разделительный теплообменник поглощают тепловую энергию из земли (грунтовые тепловые насосы).

2.2.1 Первый закон термодинамики, применяемый в системе WLHP.

Чтобы понять принцип работы системы водяной петли, следует обратиться к первому закону термодинамики. Он применяется во всех холодильных машинах, и представляет собой следующее:

C = тепло, выделенное в конденсаторе

L = работа (электрическая энергия) компрессора

E = тепло, поглощенное в испарителе

Справедливо следующее соотношение: **$C = L + E$**

Применяя это выражение к реверсивной установке охлаждения с тепловым насосом вода/воздух (основной блок системы WLHP), можно сделать вывод, что:

- *Работа в режиме охлаждения*

Установка работает согласно прямому циклу охлаждения, в котором хладагент испаряется в теплообменнике испарителя, поглощая тепло из охлаждаемого воздуха, и конденсируется в конденсаторе, питаемом водой из петли, отдавая тепло конденсации воде.

Таким образом, мы имеем:

$$E = C - L$$

- *Работа в режиме нагрева*

Цикл реверсируется, и хладагент испаряется в конденсаторе (который теперь работает как испаритель), поглощая тепло от воды, циркулирующей в петле. Тепло, поглощенное от воды в петле, суммируем с работой, выполненной компрессором и получаем тепло, отдаваемое нагреваемому воздуху.

В данном случае получаем следующее: **$C = L + E$**

Где:

C = тепловая энергия, отдаваемая помещению (полезное действие)

L = электрическая энергия компрессора

E = тепловая энергия, поглощаемая из водяной петли, которая охлаждается

В следующих разделах приведены несколько практических примеров, где показана прямая и реверсивная работа одного и ряда блоков, чтобы показать принципы, на которых основана работа системы WLHP.



2.3 Работа блоков в режиме охлаждения.

Типичная работа блока кондиционирования воздуха в режиме охлаждения показана на рис.2.2, где изображен пример холодильного контура.

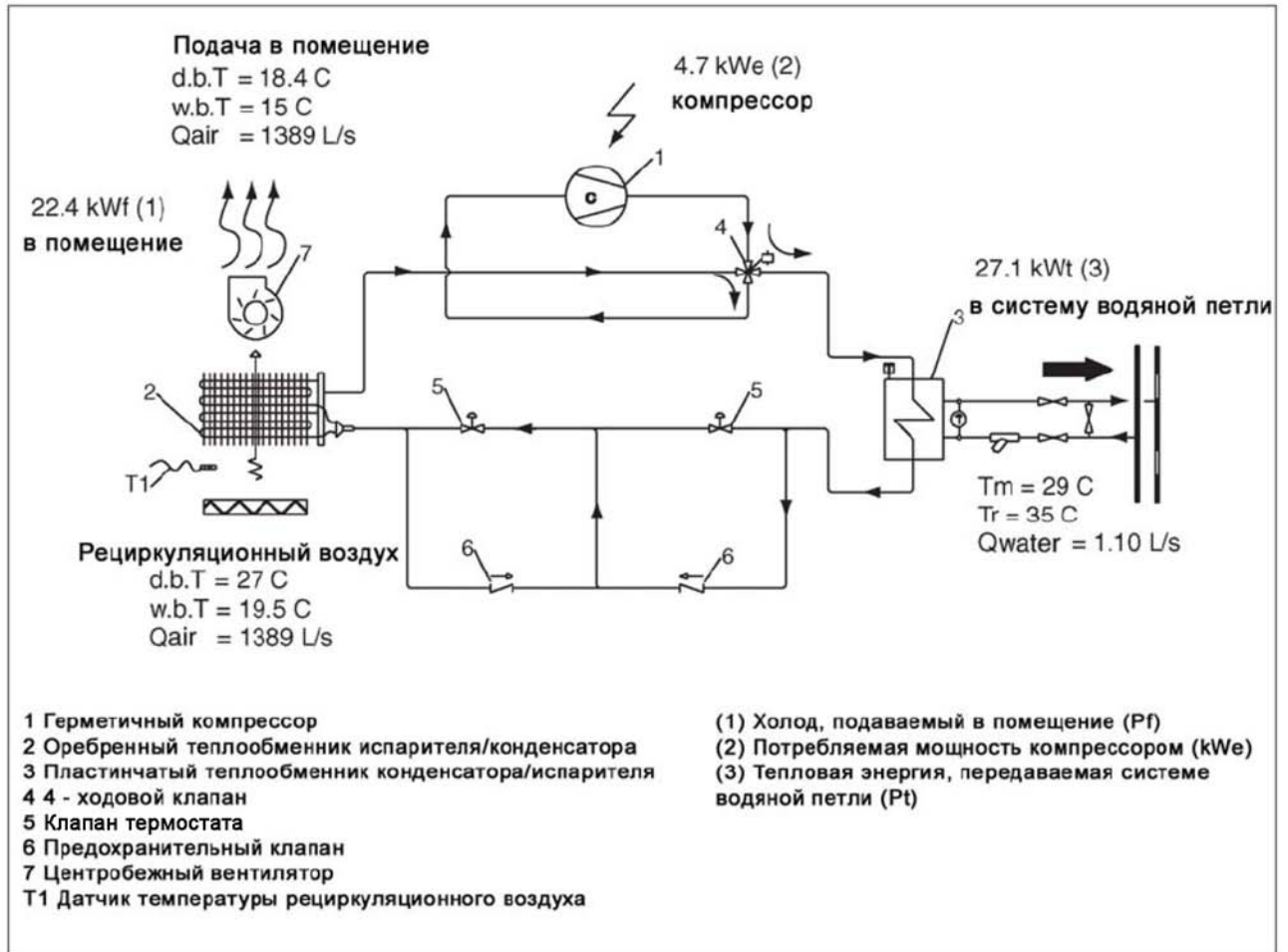


Рис.2.2 Схема холодильного контура установки с тепловым насосом в режиме охлаждения с указанием соответствующих энергетических потоков.

Во время работы в режиме охлаждения клапан реверсирования цикла (4-ходовой клапан) обеспечивает циркуляцию хладагента таким образом, что в теплообменнике с оребрением хладагент будет испаряться в результате прямого расширения, охлаждая и осушая обрабатываемый воздух., Из воздуха поэтому будет абсорбироваться за единицу времени количество энергии, равное P_f В то же время, в водяном теплообменнике хладагент будет конденсироваться с последовательной передачей тепловой энергии (равной P_t) за единицу времени водяной петле, которая будет нагреваться.

Для работы цикла должен работать компрессор, то есть он потребляет количество энергии, равное L .



Коэффициент, характеризующий работу установки, называется COP (коэффициент эффективности работы) и он равен $COP = P_f/L$. В примере, описанном выше, установка имеет коэффициент 4.8. Чем меньше количество энергии израсходовано компрессором, тем больше количество энергии берется из воздуха и более эффективной будет работа установки кондиционирования.

Для режимов работы, показанных на рис.2.2 (стандартные условия Eurovent), применяя первый закон термодинамики, тепловая энергия, передаваемая от теплообменника блока в контур водяной петли рассчитывается следующим образом:

$$P_t = P_f + L = 22.4 + 4.7 = 27.1 \text{ кВт}$$

Следовательно, увеличение температуры в водяной петле также равно номинальному значению:

$$\Delta t = P_t / Q_{\text{воды}} = (27.1 \times 0.86) / (1.10 \times 3.6) = 6 \text{ }^\circ\text{C}$$

где: 1 кВт = 0.86 Ккал/час
1 л/сек = 3.6 м³/час

2.4. Группа блоков, работающих в режиме охлаждения.

Давайте рассмотрим пример системы, где все блоки подсоединены к водяному контуру петли и работают одновременно в режиме охлаждения.

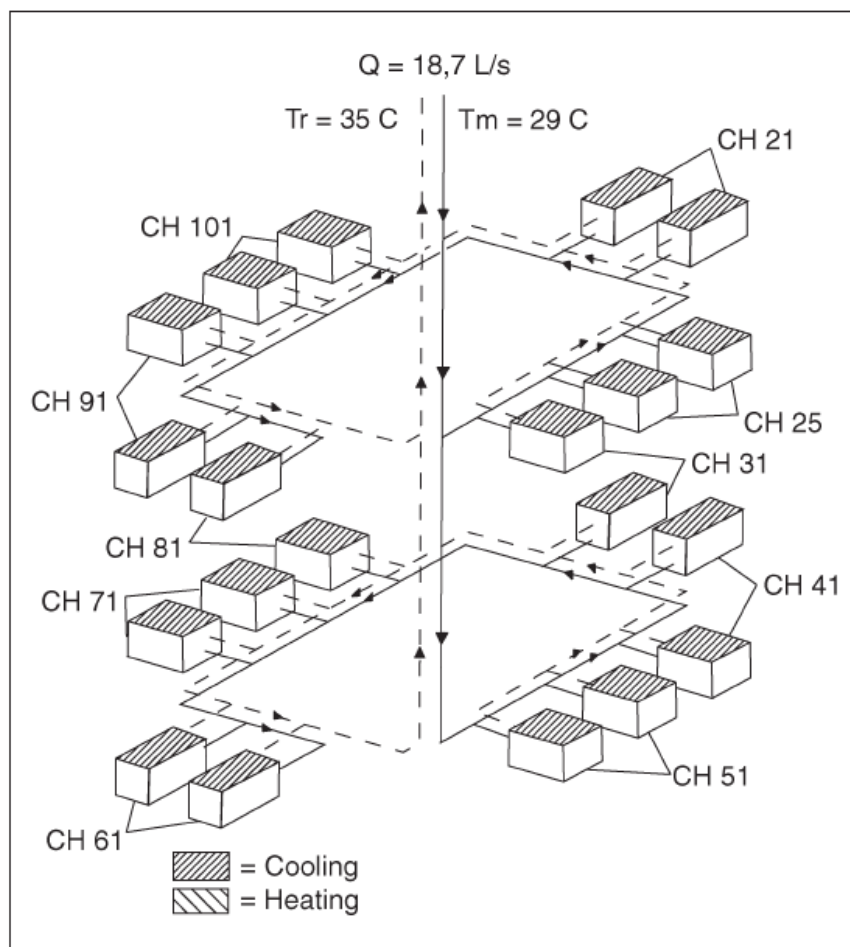


Рис.2.3 Схема контура системы WLHP в режиме охлаждения



Для простоты предположим, что имеется 20 блоков серии СН (по 2 каждого типоразмера). Это может быть торговый центр с 20 магазинами. Суммарная холодопроизводительность составляет приблизительно 350 кВт - значение, соответствующее максимальной нагрузке по холоду здания.

Основные данные, соответствующие блокам на хладагенте R407C в режиме охлаждения при нормальных условиях представлены ниже:

Типоразмер		21	25	31	41	51	61	71	81	91	101
Полная холодопроизводительность (1)	кВт	8.1	9.5	11.3	14.1	16.9	20.4	22.4	26.2	28.6	32.6
Мощность, потребляемая компрессором (1)	кВт	1.7	2.0	2.4	3.0	4.1	4.3	4.7	5.8	6.5	7.0
Расход воды (2)	л/с	0.40	0.46	0.55	0.69	0.85	1.01	1.10	1.29	1.41	1.60

Данные указаны при:

(1) Температура воздуха на входе в теплообменник испарителя 27°C D.B./19.5 °C W.B.- температура воды на выходе из теплообменника 35°C

(2) Номинальные рабочие условия с Δt 6 °C в режиме охлаждения.

В этом случае при работе в указанных выше номинальных условиях тепловая мощность, передаваемая воде в петле, будет равна:

$$\sum P_t = \sum (P_t + L) = (8.1 + 1.7) \times 2 + (9.5 + 2) \times 2 + (11.3 + 2.4) \times 2 + \dots + (32.6 + 7.0) \times 2 = 463 \text{ кВт}$$

Суммарный расход воды будет равен: Q полн. воды = $\sum Q$ воды = 18,7 л/с, а перепад температур между температурой воды на подаче и обратке:

$$\Delta t = T_r - T_m = (\sum P_t / \sum Q) \times (0.86 / 3.6) = (463 \times 0.86) / (18.7 \times 3.6) = 6 \text{ °C.}$$



2.5 Работа блока в режиме нагрева

Давайте рассмотрим на рис. 2.4 схему холодильного контура такой же установки кондиционирования воздуха, что была описана выше, но работающей в режиме нагрева.

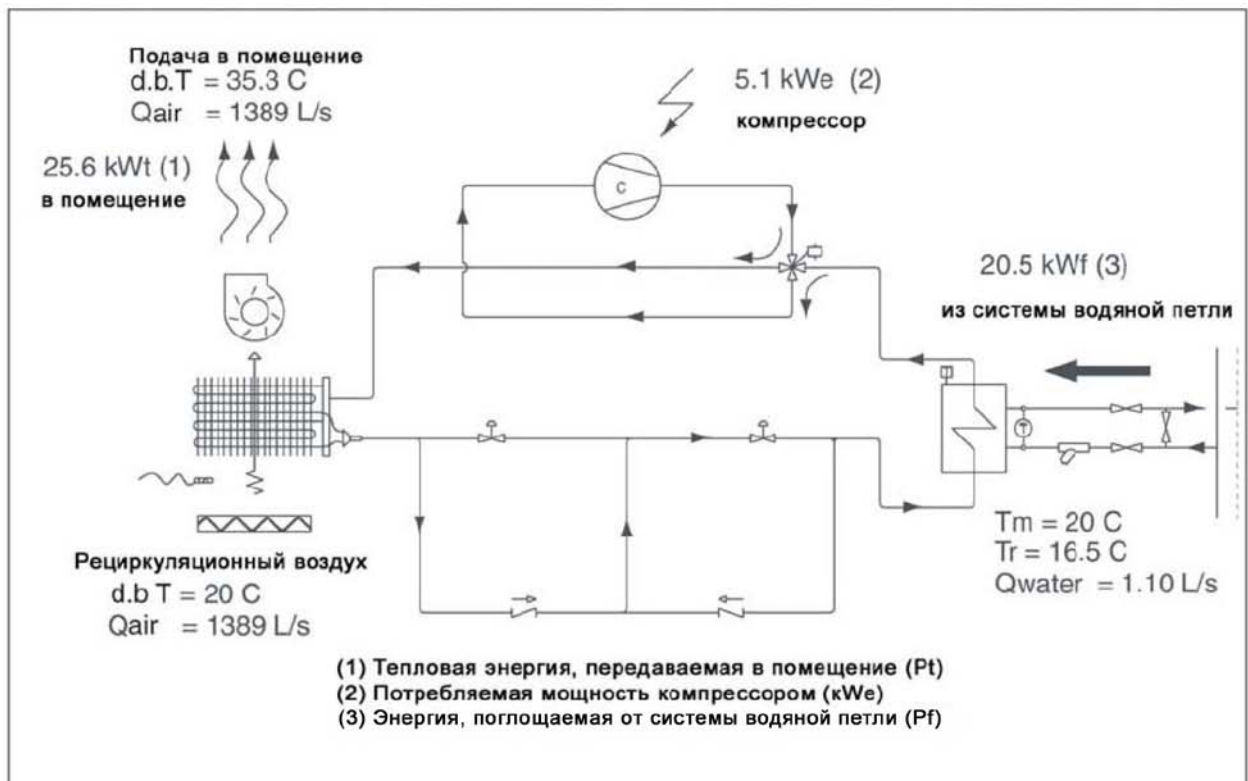


Рис. 2.4 Схема холодильного контура установки с тепловым насосом в режиме нагрева с указанием соответствующих энергетических потоков.

Обратите внимание, что в этом случае клапан реверсирования цикла обеспечивает циркуляцию хладагента таким образом, что в ребренном теплообменнике хладагент конденсируется для нагрева воздуха в помещении.

Количество энергии, равное P_t, выделяется для нагрева воздуха в помещении за единицу времени. В то же самое время в водяном теплообменнике хладагент испаряется, поглощая тепло, равное P_f в единицу времени, из водяной петли, температура которой будет опускаться. Для завершения цикла, компрессор должен, т.е. он должен потреблять количество энергии, равное L. Чем меньше количество энергии будет затрачено компрессором, тем больше энергии будет подаваться воздуху и тем более эффективной будет работа установки кондиционирования.

Коэффициент, который характеризует работу установки, называется COP (коэффициент эффективности работы) и он равен $COP = P_f/L = 5,0$ для примера, описанного выше.

Рассмотрим в качестве примера типовую работу блока при номинальных условиях:

Расход воздуха = 1389 л/с

Температура воздуха на входе = 20 °C D.B.

Расход воды на стороне петли (Q_{водыг}) = 1,10 л/с

Температура воды на выходе из петли = 10°C

Количество тепла, поглощаемого из водяной петли, рассчитывается, исходя из тепловой энергии P_t = 25,6 кВт и мощности потребляемой компрессором L = 5,1 кВт:

$$P_f = P_t - L = 25,6 - 5,1 = 20,5 \text{ кВт.}$$



Таким образом, температура в водяном контуре понижается и равна номинальному значению, т.е. высчитывается по формуле:

$$\Delta t = P_f / Q_{\text{воды}} = (20.5 \times 0.86) / (1.10 \times 3.6) = 4,5^{\circ}\text{C}$$

2.6. Группа блоков, работающих в режиме нагрева.

Давайте рассмотрим случай, когда есть 20 блоков (как в рассмотренном выше примере), подсоединенных к замкнутому водяному контуру. Также давайте представим, что несколько из них выключены, так как помещения, которые обслуживаются ими, не нуждаются в обогреве из-за их собственных характеристик (окна на солнечной стороне, внутренняя тепловая нагрузка и т.д.), как это показано ниже (см. рис. 2.5.).

Общая тепловая мощность, вырабатываемая работающими блоками, равна приблизительно 250кВт, что соответствует максимальной тепловой нагрузке здания. Основные данные блоков в режиме обогрева при нормальных условиях:

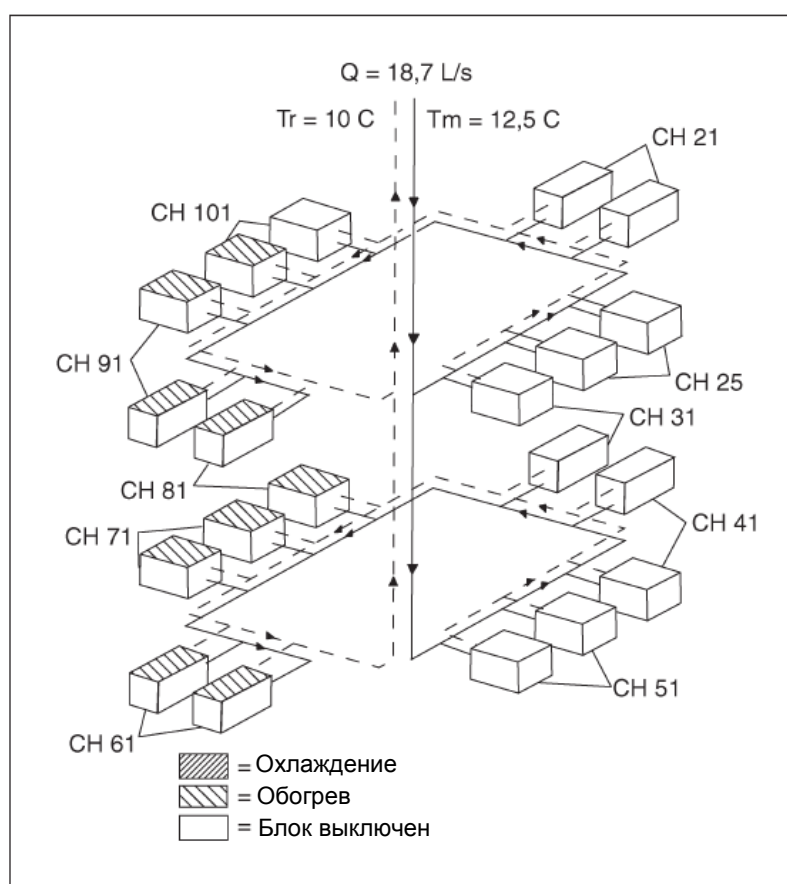


Рис.2.5. Схема контура системы WLHP, работающей в режиме нагрева.

Типоразмер		61	71	81	91	101	
Полная тепловая мощность	(1)	кВт	23,0	25,6	30,4	33,5	38,4
Потребляемая мощность компрессором	(1)	кВт	4,5	5,1	6,0	6,9	7,8

Примечания:

(1) температура воздуха на входе в конденсатор 20°C – температура воды на выходе из теплообменника испарителя 10°C



В этом случае, предполагая, что система работает в номинальных условиях, описанных выше, тепловая мощность мгновенно поглощается из водяного контура и равна:

$$\sum P_t = \sum (P_t - L) = (23.0 - 4.5) \times 2 + (25.6 - 5.1) \times 2 \dots + (8.4 - 7.8) = 190.1 \text{ кВт}$$

Общий расход воды в замкнутом контуре петли такой же, как и в режиме охлаждения, ($Q_{\text{общее воды}} = \sum Q_{\text{воды}} = 18,7 \text{ л/сек}$) с перепадом температур между подаваемой и обратной водой:

$$\Delta t = (\sum P_t / \sum Q_{\text{воды}}) = (190 \times 0.86) / (18.7 \times 3.6) = 2.5^\circ\text{C}$$

2.7. Одновременная работа блоков в режиме нагрева и охлаждения.

Давайте рассмотрим очень интересный случай, при котором часть блоков, присоединенных к замкнутому водяному контуру, работают в режиме нагрева, а другая часть - одновременно в режиме охлаждения.

Это очень частый случай, типичный для зданий с противоположным расположением помещений по отношению к солнцу, при котором внутренние помещения должны постоянно охлаждаться, так как есть тепло, выброшенное в воздух, в то же время помещения, имеющие внешние наружные стены, требуют нагрева. Это явление также применяется для помещений, где есть зоны с высокой внутренней нагрузкой, являющейся результатом большого количества осветительных ламп, электроприборов с большой мощностью. Такие помещения требуют охлаждения круглый год.

Давайте также представим, что в данный момент температура в помещениях, требующих обогрева, должна составлять 22°C , в то же время температура помещений, требующих охлаждения должна составлять 24°C , а температура воды в контуре 20°C .

Давайте представим также, что распределение блоков, работающих в режиме нагрева и охлаждения такое, как представлено на рис.2.6.

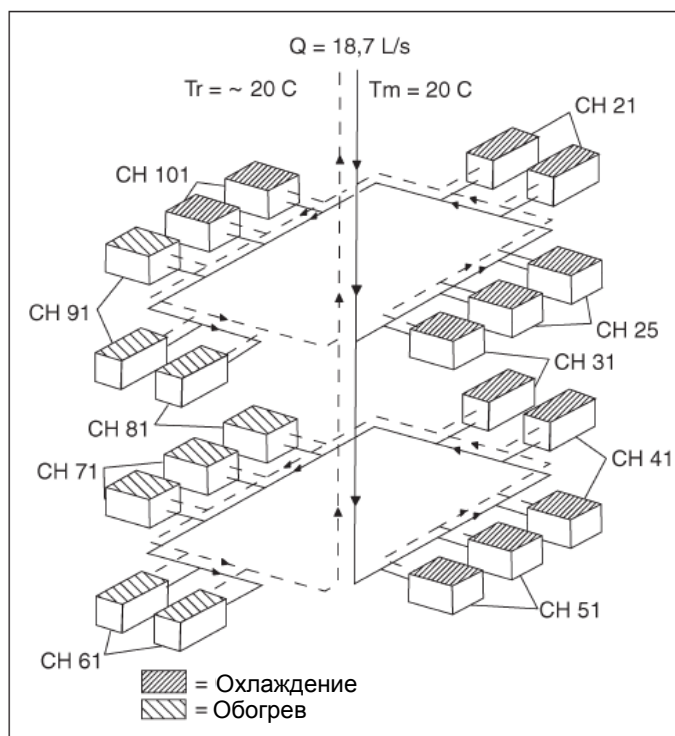


Рис.2.6. Схема контура системы WLHP при смешанном типе работы.



Количество блоков, работающих в режиме охлаждения:

Типоразмер		21	25	31	41	51	61	71	81	91	101
Блоки в режиме охлаждения	шт.	2	2	2	2	2	0	0	0	0	2

Характеристики блоков в режиме охлаждения:

Типоразмер		21	25	31	41	51	61	71	81	91	101
Полная холодопроизводительность (1)	кВт	8	9,4	11,3	14	16,7	20,2	22	25,9	28,4	32,2
Мощность, потребляемая компрессором (1)	кВт	1,3	1,5	1,7	2,4	2,8	3,4	3,7	4,5	5,1	5,3

Примечание:

(1) Температура воздуха на входе в испаритель 24°C DB, - температура воды на выходе из теплообменника 26°C.

Предполагая, что система работает в номинальных условиях, тепловая мощность, передаваемая в водяной контур блоками, работающими в режиме охлаждения равна:

$$\sum P_t = \sum (P_f + L) = (8+1,3) \times 2 + (9,4+1,5) \times 2 + \dots + (32,2+5,3) \times 2 = 213 \text{ кВт}$$

Количество блоков, работающих в режиме нагрева:

Размер		21	25	31	41	51	61	71	81	91	101
Блоки в режиме нагрева	шт.	0	0	0	0	0	2	2	2	2	0

Характеристики блоков в режиме охлаждения:

Типоразмер		21	25	31	41	51	61	71	81	91	101
Тепловая мощность (1)	кВт	10,7	12,5	15,1	18,4	22,4	26,7	29,6	35,4	38,8	44,4
Мощность, потребляемая компрессором (1)	кВт	1,9	2,3	2,6	3,3	4,3	5	5,7	6,7	7,7	8,8

Примечание:

(1) Температура воздуха на входе испаритель 22°C DB, температура воды на выходе из теплообменника 16°C.

В этом случае тепловая мощность, забираемая из замкнутого контура блоками, перечисленными в таблице, равняется:

$$\sum P_t = \sum (P_f + L) = (26,7-5) \times 2 + (29,6-5,7) \times 2 + \dots + (38,8-7,7) \times 2 = 211 \text{ кВт}$$

Реальный поток энергии в контуре (положительный для блоков, работающих в режиме охлаждения, отрицательный поток для блоков, работающих в системе нагрева) равен:

$$F = \sum P_t - \sum P_f = 0$$

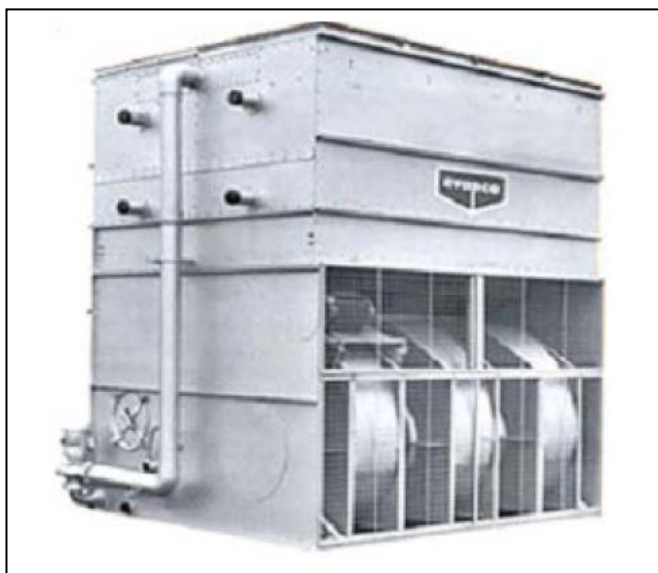
Это показывает, что в гипотетическом случае, описанном выше, и в других подобных (которые все более часты) это простой и очень эффективный способ передачи тепла от помещений, требующих постоянного охлаждения (где больше всего превышение энергии), к помещениям, которые нуждаются в нагреве и, таким образом, требуют подачи тепловой энергии извне.

Легко понять, как замкнутая система образует настоящий «энергетический накопитель», способный собрать тепло от насосов из определенных помещений в здании и может передать другим очень простым способом.



2.8 Система охлаждения водяной петли.

Как уже говорилось выше, если большинство блоков работает в режиме охлаждения, температура воды в замкнутом водяном контуре начинает увеличиваться. Таким образом, чтобы гарантировать нормальный режим работы блоков, вода в контуре должна охлаждаться в системе охлаждения. Система должна быть выбрана с учетом климатических условий или наличия холодного природного источника воды. Более детально см. Главу 5.



2.9 Система нагрева водяной петли.

Когда большинство блоков работает в режиме обогрева, температура воды в контуре падает. Как уже говорилось в описании работы в режиме охлаждения, система должна поддерживать температуру воды выше минимального для гарантированного обеспечения нормальной работы блоков. Более детально этот случай рассмотрен в Главе 4.



2.10 Заключение.

Подведем итог, замкнутая водяная система включает в себя следующие категории машин:

- Реверсивные тепловые насосы вода-воздух в количестве, соответствующем, количеству однородных помещений или комнат в здании. Блоки с прямым расширением доступны в различных модификациях и различной мощности, как описано ниже.
- Систему нагрева, обеспечивающую подачу тепла зимой (включающую котел на жидком топливе или электрический нагреватель, теплообменник, присоединенный к городской отопительной системе, или рекуператор для холодильных систем).
- Систему охлаждения, предназначенную для рассеивания тепла, абсорбированного от здания летом, в окружающий воздух (градирня с замкнутым контуром и испарительной системой, сухая градирня, градирня открытого типа со встроенным промежуточным теплообменником).
- Систему насосов, состоящую, как минимум, из одной пары циркуляционных насосов, каждый из которых имеет 100% расчетное значение мощности.
- Распределительную водяную систему, состоящую из двух стальных, полиэтиленовых или труб ПВХ, образующих контур, обычно не изолированных.
- Аккумулирующую систему с баком соответствующей мощности.



3. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ СИСТЕМЫ ВОДЯНАЯ ПЕТЛЯ

Существуют различные модели Тепловых насосов различных мощностей для водяной петли, удовлетворяющие различным требованиям заказчиков. Все установки, описание которых приведено ниже, работают в режиме реверсирования на фреоне R22 или R-407C. Они разработаны для работы в системах с замкнутым контуром (WLHP) или, более широко, в системах с расходом воды. Их работа, как в режиме охлаждения, так и в режиме нагрева, гарантирует поддержание комфортных условий в любое время года. Сезонное переключение не требуется. Микропроцессорное управление также осуществляет задание, регулирование и управление функциями, которые могут задаваться дистанционно от PC или B.M.S. по серийной коммуникационной линии. Основные технические характеристики и информация о монтаже приводятся ниже. Для получения другой информации, обратитесь к техническим брошюрам и Руководствам по монтажу, эксплуатации и обслуживанию.



3.1. Вертикальный корпусной кондиционер серии WH

3.1.1. Основные данные

Блоки WH (рис.3.1) имеют 4 типоразмера с полным набором аксессуаров и характеризуются высокой производительностью и бесшумной работой. Они предназначены для кондиционирования воздуха в офисах, гостиницах, жилых домах, зданиях коммерческого назначения и т.п. Передние панели легко снимаются для удобного доступа и обслуживания. Блоки подают воздух непосредственно в помещение, забор воздуха (передняя панель) осуществляется из помещения.

Задание команд, регулирование и управление функциями может осуществляться дистанционно посредством подключения блока к системе управления (Zone Master).

Z.M. может также соединяться с В.М.С. системами с помощью протокола Modbus. Номинальные рабочие характеристики указаны в табл. 3.1.



Рис. 3.1. Вертикальный корпусной кондиционер серии WH

Табл. 3.1. Рабочие характеристики блоков серии WH

Типоразмер		7	9	11	15
хладагент R22					
Pf	(1)	1.9	2.4	3.0	3.9
Pt	(2)	2.2	2.7	3.5	4.5
хладагент R-407C					
Pf	(1)	1.8	2.3	2.9	3.8
Pt	(2)	2.3	2.7	3.5	4.6
Qwater	(3)	0.10	0.12	0.15	0.20

Примечания:

- (1) Температура воздуха 27 °C D.B. - 50% R.H., температура воды на выходе из конденсатора 35 °C.
- (2) Температура воздуха на входе в конденсатор 20 °C, температура воды на входе / выходе 15/10 °C.
- (3) Номинальные условия эксплуатации с $\Delta t=6^{\circ}\text{C}$ при работе в режиме охлаждения.

3.1.2 Способ монтажа

На рис. 3.2 показана типичная установка блоков серии WH. Версия в корпусе крепится вертикально к стене, в то время как версии без корпуса предназначены для установки в соответствующих технических помещениях. Блоки должны быть надежно установлены к стене, чтобы исключить опрокидывание при опирании на них. Все инструкции относительно установки и аксессуаров, требуемых для подключения к петле, смотрите в соответствующем техническом руководстве



3.2. Вертикальный кондиционер наружной и скрытой установки серии EQV.

3.2.1. Основные характеристики

Блоки EQV серии (рис.3.1) представлены в 5 типоразмерах с полным набором аксессуаров и характеризуются высокой производительностью и бесшумной работой. Они предназначены для кондиционирования воздуха в офисах, гостиницах, жилых домах, зданиях коммерческого назначения и т.п. Корпус выполнен из алюминия и железа, окрашенного в белый цвет (для открытой установки), который прекрасно впишется в любой интерьер. Легкий доступ ко внутренним компонентам за счет снятия панелей. Блок поставляется со скобами для настенного монтажа, комплект окрашенных ножек также доступен для автономной установки. По желанию, блок может поставляться без корпуса (для скрытой установки). В обеих конфигурациях забор воздуха может осуществляться фронтально или снизу. Установки оборудованы серийным портом RS 485. Номинальные рабочие характеристики указаны в табл. 3.2.



Рис. 3.3. Кондиционер серии EQV

Табл. 3.2. Рабочие характеристики блоков серии EQV

Типоразмер	5	7	9	15	17
R407C хладагент					
Pf (1)	1.9	2.4	2.6	3.3	3.7
Pt (2)	2.2	2.5	2.5	3.2	3.7
Qwater (3)	0.06	0.06	0.08	0.11	0.14

Примечания:

- (1) Температура воздуха на входе в испаритель 27 °C D.B. - 50% R.H., температура воды на входе 30 °C.
- (2) Температура воздуха на входе в конденсатор 20 °C, температура воды на входе 20 °C.
- (3) Номинальные условия эксплуатации с Δt 6 °C при работе в режиме охлаждения.

3.2.2. Способ установки.

Версия в корпусе предназначена для настенной установки, версия без корпуса – для монтажа в технических помещениях. Блоки должны быть надежно закреплены к стене, чтобы исключить опрокидывание при опирании на них. Все инструкции относительно установки и дополнительных аксессуаров, требуемых для подключения к контуру водяной петли, смотрите в соответствующем техническом руководстве.



3.3 Горизонтальный канальный кондиционер внутренней установки серии EVH.

3.3.1. Основные характеристики

Блоки EVH серии (рис.3.4) представлены в 6 типоразмерах с полным набором аксессуаров и характеризуются бесшумной работой. Они выпускаются только на R407C хладагенте и предназначены для кондиционирования воздуха в офисах, гостиницах, жилых домах и зданиях средних площадей. Блоки могут подсоединяться к сети воздуховодов и подавать воздух через решетку или диффузор благодаря 3-х скоростному центробежному вентилятору. Номинальные рабочие характеристики указаны в табл. 3.3.



Рис. 3.4 Горизонтальный канальный кондиционер серии EVH

Табл. 3.3. Рабочие характеристики блоков серии EVH

Типоразмер	7	11	15	21	25	41
хладагент R407C						
Pf (1)	1.9	2.7	3.8	5.2	7.0	10.6
Pt (2)	1.5	2.4	2.9	4.5	5.7	9.0
Qводы (3)	0.09	0.14	0.19	0.27	0.36	0.54

Примечания:

(1) Температура воздуха на входе в испаритель 27 °C D.B. - 50% R.H., температура воды на выходе из конденсатора 35 °C.

(2) Температура воздуха на входе в конденсатор 20 °C, температура воды в испарителе 20/15 °C.

(3) Номинальные условия эксплуатации с Δt 6 °C при работе в режиме охлаждения.

3.3.2. Способ установки.

Блоки предназначены для внутреннего горизонтального монтажа за фальшпотолками или пола. Уменьшенная высота позволяет производить установку в пространстве за фальшпотолками или под приподнятым полом, чтобы не заставлять стены. Для понижения уровня шума или предотвращения вибрации при монтаже к полу рекомендуется устанавливать antivибрационные опоры между основанием блока и опорной поверхностью.



3.4 Горизонтальный канальный кондиционер серии СН.

3.4.1. Основные характеристики

Блоки СН серии (рис.3.5) представлены в 13 типоразмерах с полным набором аксессуаров для подключения к водяной петле. Они предназначены для кондиционирования воздуха в офисах, торговых центрах, офисах без перегородок и т.п. Они поставляются на хладагентах R22 и R407C, в зависимости от требований заказчиков.

Доступ ко всем компонентам производится с одной стороны блока, что обеспечивает легкой обслуживание. Забор воздуха производится с помощью воздуховода, в то время как подача воздуха в помещение может осуществляться напрямую либо с помощью воздуховода. Номинальные рабочие характеристики указаны в табл. 3.4.



Рис. 3.5 Горизонтальный канальный кондиционер для больших площадей серии СН.

Табл. 3.4. Рабочие характеристики блоков серии СН

Типоразмер	11	15	17	21	25	31	41	51	61	71	81	91	101
хладагент R22													
Pf (1)	4.0	5.4	6.4	8.4	9.8	11.7	14.6	17.5	21.1	23.2	27.1	29.6	33.7
Pt (2)	4.7	6.2	7.0	9.1	10.6	12.9	15.6	18.9	22.7	25.3	30.0	33.1	37.9
хладагент R-407C													
Pf (1)	3.9	5.2	6.2	8.1	9.5	11.3	14.1	16.9	20.4	22.4	26.2	28.6	32.6
Pt (2)	4.8	6.3	7.1	9.2	10.7	13.1	15.8	19.1	23.0	25.6	30.4	33.5	38.4
Q воды (3)	0.20	0.26	0.31	0.40	0.46	0.55	0.69	0.85	1.01	1.10	1.29	1.41	1.60

Примечания:

- (1) Температура воздуха 27 °C D.B. - 50% R.H., температура воды на выходе из теплообменника 35 °C.
- (2) Температура воздуха 20 °C, температура воды на входе / выходе теплообменника 15/10 °C.
- (3) Номинальные условия эксплуатации с Δt 6 °C при работе в режиме охлаждения.

3.4.2. Способ монтажа.

Эти блоки предназначены для внутренней горизонтальной установки в пространстве фальшпотолков или пола. Убедитесь, что для обслуживания достаточно места. На рис. 3.6. показан пример потолочной установки: блок подвешен с помощью резьбовых шпилек, закрепленных якорем к корпусу. Также на фотографии показаны 2 трубопровода контура потока петли, отвод конденсата и воздуховод распределения воздуха.



Рис. 3.6. Пример потолочной установки канального кондиционера серии СН.



3.5. Шкафной кондиционер серии CH-V.

3.5.1. Основные характеристики

Блоки CH-V (см. рис. 3.7) разработаны в 14 типоразмерах с полным набором аксессуаров к каждому. Все модели легкие в эксплуатации и профилактике, бесшумные в работе. Они предназначены для кондиционирования воздуха в магазинах, торговых площадях, офисах без перегородок, барах и т.д. Для этих блоков используется хладагент R22 или R407C, согласно требованиям заказчика. Воздух подается через воздуховод или пленум. Номинальные технические характеристики работы показаны в табл. 3.5 и 3.6.



Рис. 3.7 Шкафной кондиционер с серии CH-V. Воздух подается по воздуховодам.

Таблица 3.5. Технические характеристики блоков серии CH-V с одним компрессором.

Типоразмер		31	41	51	61	71	81	91	101	121
хладагент R22										
Pf	(1)	11.1	13.5	16.5	19.2	21.8	25.7	28.5	34.0	40.4
Pt	(2)	12.8	15.4	18.8	22.2	24.9	29.6	33.2	38.0	47.2
хлад										
Pf	(1)	10.7	13.0	16.0	18.5	21.1	24.9	27.5	32.9	39.1
Pt	(2)	12.9	15.6	19.1	22.5	25.2	30.0	33.6	38.5	47.8
Qводы	(3)	0.53	0.65	0.79	0.93	1.05	1.23	1.37	1.61	1.95

Таблица 3.6. Технические характеристики блоков серии CH-V с двумя компрессорами.

Типоразмер		142	162	182	202	242
R22 хладагент						
Pf	(1)	44.6	52.1	57.1	66.7	78.6
Pt	(2)	49.8	59.1	66.1	75.4	93.4
R-407C хладагент						
Pf	(1)	43.1	50.4	55.3	64.5	76.0
Pt	(2)	50.5	59.9	67.0	76.4	94.6
Qwater	(3)	2.14	2.50	2.75	3.17	3.81

Примечания:

- (1) Температура воздуха в помещении 27°C DB/19.5°C WB – температура воды на выходе из теплообменника 35 °С.
- (2) Температура воздуха в помещении 20°C DB - температура воды на выходе из теплообменника 10 °С.
- (3) Номинальные условия эксплуатации с Δt 6°C при работе в режиме охлаждения.

3.5.2. Способ установки.

Блоки предназначены для работы в больших помещениях (коммерческие центры, холлы). Блок можно установить в самой охлаждаемой комнате или в комнате обслуживания, вертикально на полу, вплотную к стене. Убедитесь в точности установки в целях дальнейшего обслуживания. Распределение воздуха может быть прямонаправленным, или через пленум с распределительной сеткой входящей в набор аксессуаров к кондиционеру, или по трубопроводам (особенно удобно при больших площадях). При использовании воздушных трубопроводов точно следуйте инструкциям выше при условии правильного подключения.

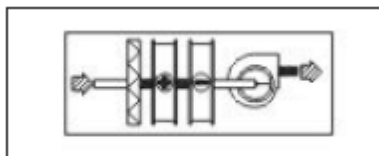


3.6 Крышный кондиционер серии CRH.

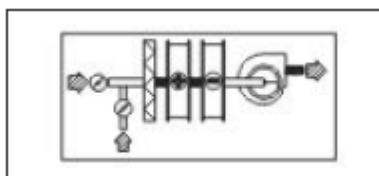
3.6.1. Основные характеристики

Кондиционеры CRH серии (рис.3.8) представлены в 13 типоразмерах с полным набором аксессуаров. Они поставляются на хладагентах R22 и R407C, в зависимости от требований заказчиков. Блоки предназначены для установки на крыше либо внутренней установки в технических помещениях и используются для кондиционирования помещений больших площадей. Блоки могут быть различных конфигураций и удовлетворяют разнообразным требованиям заказчиков. 3 основных вида конфигурации представляют собой:

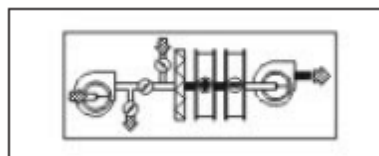
CRH – А: с забором воздуха из помещения



CRH – В: с камерой смешения рециркуляционного и наружного воздуха



CRH – С: с секцией вытяжного вентилятора и камерой смешения рециркуляционного и наружного воздуха с опцией «свободного-охлаждения»



Номинальные технические данные приведены в **таблицах 3.7 и 3.8.**



Рис. 3.8 Крышный кондиционер серии CRH подходит для установки на крыше или внутренней установки в технических помещениях. Воздух распределяется с помощью воздуховодов.



Табл. 3.7. Рабочие характеристики блоков серии CRH, типоразмеры 122-242

Типоразмер		122	142	162	182	202	242
R22 хладагент							
Pf	(1)	40.2	44.0	53.3	58.8	69.4	82.8
Pt	(2)	44.6	50.0	58.9	65.8	75.5	93.6
R-407C хладагент							
Pf	(1)	38.9	42.6	51.5	56.8	67.1	80.1
Pt	(2)	45.2	50.6	59.7	66.7	76.4	94.8
Qводы	(3)	1.92	2.10	2.55	2.80	3.28	3.98

Табл. 3.8. Рабочие характеристики блоков серии CRH, типоразмеры 292-604

Типоразмер		292	364	404	464	524	564	604
R22 хладагент								
Pf	(1)	103.0	122.2	138.1	150.1	170.2	181.3	195.3
Pt	(2)	114.6	131.3	149.1	166.1	185.3	199.8	216.8
R-407C хладагент								
Pf	(1)	99.6	118.2	133.5	145.2	164.6	175.3	188.9
Pt	(2)	116.1	133.0	151.0	168.3	187.7	202.4	219.6
Qwater	(3)	4.92	5.80	6.52	7.13	8.13	8.70	9.42

Примечания:

- (1) Температура воздуха в помещении 27 °C D.B. /19,5 °C W.B. , температура воды на выходе из теплообменника 35 °C.
- (2) Температура воздуха в помещении 20 °C, температура воды на выходе теплообменника 10 °C.
- (3) Номинальные условия эксплуатации с Δt 6 °C при работе в режиме охлаждения.

3.6.2. Способ установки.

Кондиционеры предназначены для установки на крыше или внутренней установки в технических помещениях. На рис. 3.9. показан пример установки на крыше торгового центра. В дополнение к воздуховодам также видны трубопроводы подачи и возврата петли. В случае наружной установки эти трубопроводы должны быть изолированы для предотвращения обледенения.



Рис.3.9. Пример установки на крыше блока серии CRH.



3.7 Крышный кондиционер серии CSNX-H.

3.7.1. Основные характеристики

Кондиционеры серии CSNX-H (рис.3.10) представлены в 13 типоразмерах с полным набором аксессуаров. Они предназначены для кондиционирования воздуха в зданиях с нахождением большого количества людей, таких как кинотеатры, театры, конгресс-центры и рестораны.

Установки используются для поддержания комфортной температуры, относительной влажности и контроля качества воздуха, гарантируют оптимальные комфортные условия. Они могут поставляться на хладагентах R22 и R407C, в зависимости от требований заказчиков. Запатентованная система рекуперации теплоты отработанного воздуха гарантирует высокую производительность и позволяет значительно уменьшить образование конденсата. Номинальные рабочие характеристики указаны в табл. 3.9.



Рис. 3.10 Крышный кондиционер серии CSNX-H

Табл. 3.9. Рабочие характеристики блоков серии CSNX-H

Типоразмер	103	133	163	213	243	283	323	383
R22 хладагент								
Pf (1)	33.6	40.4	49.3	59.4	73.5	86.1	98.8	116.2
Pt (2)	33.5	40.6	49.5	59.8	72.9	86.1	98.3	121.2
R-407C хладагент								
Pf (1)	32.9	39.6	48.3	58.2	72.1	84.4	96.9	113.8
Pt (2)	33.8	41.0	50.0	60.4	73.7	86.9	99.3	122.4
Qwater (3)	0.804	0.994	1.202	1.448	1.804	2.166	2.475	3.111

Примечания:

(1) режим охлаждения

- температура воздуха в помещении 26°C
- относительная влажность в помещении 55 %
- температура наружного воздуха 34°C
- относительная влажность наружного воздуха 55 %
- температура воды на выходе 24°C ($\Delta t = 8^\circ\text{C}$)
- расход воздуха – стандартный
- максимальный наружный расход воздуха при Free Cooling: 100% подача воздуха

(2) режим нагрева

- температура воздуха в помещении 20°C
- относительная влажность в помещении 30 %
- температура наружного воздуха -5°C
- относительная влажность наружного воздуха 85 %
- температура воды на выходе 6°C ($\Delta t = 6^\circ\text{C}$)
- расход воздуха – стандартный
- максимальный наружный расход воздуха при Free Cooling: 100% подача воздуха

(3) расход воды – режим охлаждения: $\Delta t = 8^\circ\text{C}$ при номинальных условиях



3.7.2. Способ установки.

Кондиционеры CSNX-H предназначены для установки на крыше или внутренней установки в технических помещениях, также как и блоки серии CRH. Более подробную информацию смотрите в соответствующей технической документации. На рис. 3.11 показан пример установки кондиционера серии CSNX-H.



Рис. 3.11. Пример наружной установки кондиционера серии CSNX-H



3.8 Центральный кондиционер серии СРН-V.

3.8.1. Основные характеристики

Кондиционеры серии СРН-V (рис.3.12) представлены в 12 типоразмерах с широким набором аксессуаров. Они выпускаются на хладагенте R407C и предназначены для обработки первичного воздуха. Блоки используются в закрытой системе петли (WLHP). Номинальные рабочие характеристики указаны в табл. 3.10.



Рис. 3.12 центральный кондиционер серии СРН-V

Табл. 3.10. Рабочие характеристики блоков серии СРН-V

Типоразмер	22	32	42	52	62	82	102	122	142	162	182	202
хладагент R-407C												
Pf (1)	20.9	24.5	29.7	34.6	39.8	48.7	60.2	67.8	76.9	85.0	99.9	114.9
Pt (2)	20.7	25.5	30.9	35.8	41.5	51.2	61.3	69.0	78.3	86.6	101.5	117.4
Q _{water} (3)	0.86	1.06	1.28	1.50	1.72	2.11	2.60	2.93	3.31	3.69	4.31	4.96

Примечания:

- (1) температура воздуха на входе в испаритель 32 °C D.V.- 60% R.H.- температура воды на входе в теплообменник 16 °C.
- (2) температура воздуха на входе в конденсатор -5 °C D.V. - температура воды на входе в теплообменник 12 °C.
- (3) Номинальные условия эксплуатации с Δt 5 °C при работе в зимний период.

3.8.2. Способ установки.

Кондиционеры серии СРН-V предназначены для внутренней установки в технических помещениях либо для установки на крыше (по требованию). Блоки могут поставляться в модульной конфигурации (с аналогичным верным решением очистки воздуха в помещении), что позволяет преодолевать габаритные ограничения, каждый модуль легко устанавливается внутри помещения, и в последствие они подключаются друг к другу. На рис. 3.13 показана типичная установка блока в подвале «Castello Sforzesco» в Милане. Видно два отдельных модуля, что представляют собой единую установку.



Рис. 3.13 типичная внутренняя установка кондиционера серии СРН-V



3.9 Кондиционер серии CMH-V вертикального исполнения.

3.9.1. Основные характеристики

Кондиционеры серии CMH-V (рис. 3.14) представлены в 12 типоразмерах с широким набором аксессуаров. Блоки выпускаются на хладагенте R407C и предназначены для кондиционирования воздуха в помещениях больших площадей со специальными требованиями к тепло-влажностным параметрам, благодаря отдельному контролю температуры и влажности. Блоки используются в системе петли (WLHP) или с обычно большим расходом воды.



Рис. 3.14 Кондиционер наружной/внутренней установки серии CMH-V

Номинальные рабочие характеристики указаны в **табл. 3.11**.

Табл. 3.11. Рабочие характеристики блоков серии CMH-V

Типоразмер	52	62	82	102	122	142	162	182	202	222	242	292	
R-407C хладагент													
Pf	(1)	21.8	25.7	32.3	38.5	43.7	50.4	52.6	63.4	74.9	81.3	92.1	111.5
Pt	(2)	22.6	26.8	34.2	40.3	45.7	52.8	55.1	66.5	78.9	85.4	96.8	112.2
Q _{water}	(3)	0.84	0.99	1.26	1.52	1.74	2.01	2.10	2.53	3.00	3.28	3.72	4.30

Примечания:

- (1) температура воздуха в помещении 27 °C D.B./19,5 C W.B. - температура воды на входе в теплообменник 16 °C.
- (2) температура воздуха в помещении 20 °C D.B. - температура воды на входе в теплообменник 12 °C.
- (3) Номинальные условия эксплуатации с Δt 5 °C при работе в зимний период.

3.9.2. Способ установки.

Также как и блоки предыдущей серии, кондиционеры серии CMH-V подходят для наружной и для внутренней установки в технических помещениях. Блоки могут поставляться в модульной конфигурации и напоминают конструктивно приточные установки. В некоторых случаях, с согласия технического отдела CLIVET, установка может быть разделена на два модуля.



4. СИСТЕМА НАГРЕВА ВОДЫ

Когда температура воды в контуре падает ниже установленных значений, нагревательный элемент или вся система активируется для нагрева. Система может состоять из различных источников тепловой энергии:

- установка нагрева на обычных бойлерах (работающем под давлением или под атмосферным давлением, с высокими характеристиками или конденсационного типа, работающих на природном газе или мазуте). См. рис. 4.1.
- теплообменник, присоединенный к районной удаленной системе отопления
- электрические нагреватели

Особенно интересны, с точки зрения энергосбережения, те возможности применения, где система нагрева воды в петле может полностью или частично использовать:

- Теплообменник рекуперации тепловой энергии, полученной от холодильных систем пищевой промышленности или полученной при промышленном производстве в горячих цехах, телекоммуникационных охлаждающих системах, и т.д.
- Теплообменник, использующий возобновляемую тепловую энергию из земли (источник - земля) или от других природных источников, таких как моря, реки и озера.
- Прямое использование подземных вод.

Системы, перечисленные выше, могут подключаться последовательно или параллельно. Типичный пример – торговый центр, где используется система рекуперации тепла от холодильных камер совместно с маломощной нагревательной системой, разработанной для обеспечения пиковых нагрузок.

Конденсационные бойлеры представляют оптимальное энергосберегающее решение, так как низкая температура на входе позволяет достичь максимально возможной конденсации, а так же низкую температуру пара, что дает соответствующее улучшение характеристик.

Увеличенная стоимость этих систем должна компенсироваться фактической потребностью в тепловой энергии, т.е. если система требует небольшого количество энергии в год, использование бойлеров (тепловых насосов) может быть неоправданно.

Надо отметить, что нагревательная система должна быть присоединена к обратному трубопроводу петли вниз по потоку от всех установленных модулей. В этом случае вода, поступающая в систему, попадает в теплообменники всех тепловых насосов, и таким образом сразу имеет минимальную рабочую температуру. Если есть противопожарный водяной бак, который может быть использован как резервуар, трубы нагревательной системы должны быть установлены вверх по потоку, чтобы непосредственно использовать бак как источник. В этом случае система спроектирована так, чтобы она сохраняла выработанную энергию (тепло) или постепенно избавлялась от тепла для того, чтобы справиться с пиковыми нагрузками без прямого включения всей нагревательной системы.



Не зависимо от типа использованной системы, ее присоединение к гидравлическому контуру водяной петли не требует особых операций, только обычные водяные соединения. Этот параграф иллюстрирует несколько наиболее общих решений, характеристики нагревательных систем, основанных на бойлерах, с кратким описанием принципов работы. Очевидно, что выбор наиболее оптимальной системы нагрева должен выполняться с учетом всех специфических особенностей системы для выбора наиболее экономичного и энергосберегающего решения.



Рис. 4.1 Пример установки конденсационных бойлеров

4.1 Решение с использованием конденсационного бойлера.

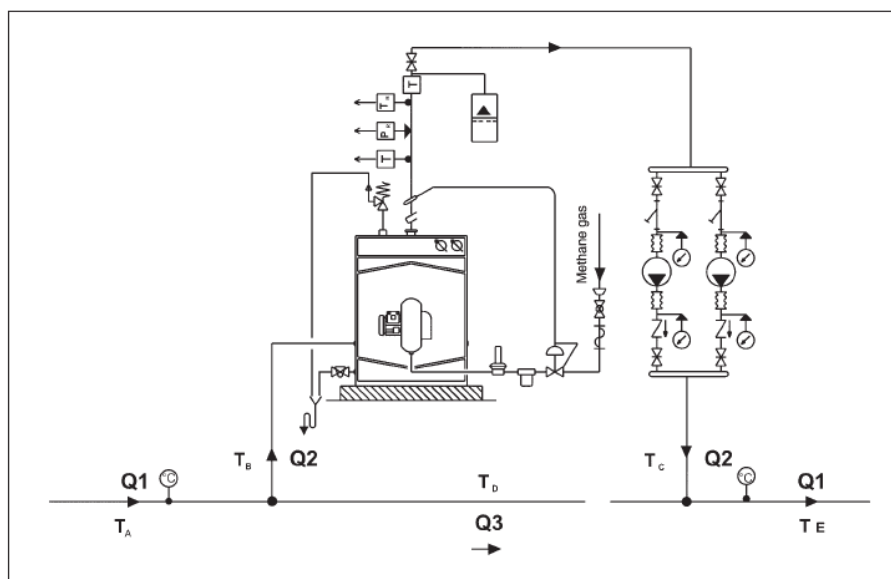


Рис. 4.2. Схема работы контура нагрева водяной петли с конденсационным бойлером.

При использовании конденсационного бойлера можно сразу подавать воду из контура водяной петли в бойлер без предварительного смешивания этой воды с водой, взятой на выходе из бойлера, так как предельные температуры в обычных бойлерах не приемлемы (температура воды на входе $T > 60^{\circ}\text{C}$). Более того, характеристики конденсационного бойлера, благодаря восстановлению скрытой теплоты испарения, становятся более эффективными, чем у обычного бойлер. Типовая диаграмма показана на рис.4.2.



Этот практический пример поможет проиллюстрировать расчеты расходов воды по трубопроводам контура петли, системы нагрева и расчеты рабочих температур:

P_t бойлер = 100 кВт

$Q_1 = 20 \text{ м}^3/\text{час}$ (выбранное значение основано на максимальной нагрузке в режиме работы на охлаждение на входе в систему WLHP)

Δt бойлера = 15°C

С этими значениями мы определяем;

$$Q_2 = (100 \times 0.86) / 15 = 5.7 \text{ м}^3/\text{час}$$

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 = (20 - 5.7) = 14.3 \text{ м}^3/\text{час}$$

Если мы установим минимальное значение температуры в обратном трубопроводе контура водяной петли (T_E) равной 15°C , то рабочая температура бойлера будет определяться:

$$\Delta t = T_E - T_A = \text{тепловая нагрузка в контуре/поток} = (100 \times 0.86) / 20 = 4.3^\circ\text{C}$$

Таким образом, температура воды на входе в бойлер будет

определяться:

$$T_A = T_E - \Delta t = (15 - 4.3) = 10.7^\circ\text{C}$$

Температура воды на выходе из бойлера, которая смешана с водой, не нагретой бойлером (Q_3) будет:

$$T_c = (10.7 + 15) = 25.7^\circ\text{C}$$

Где:

Q_1 = расход воды в контуре

Q_2 = расход воды на выходе из бойлера

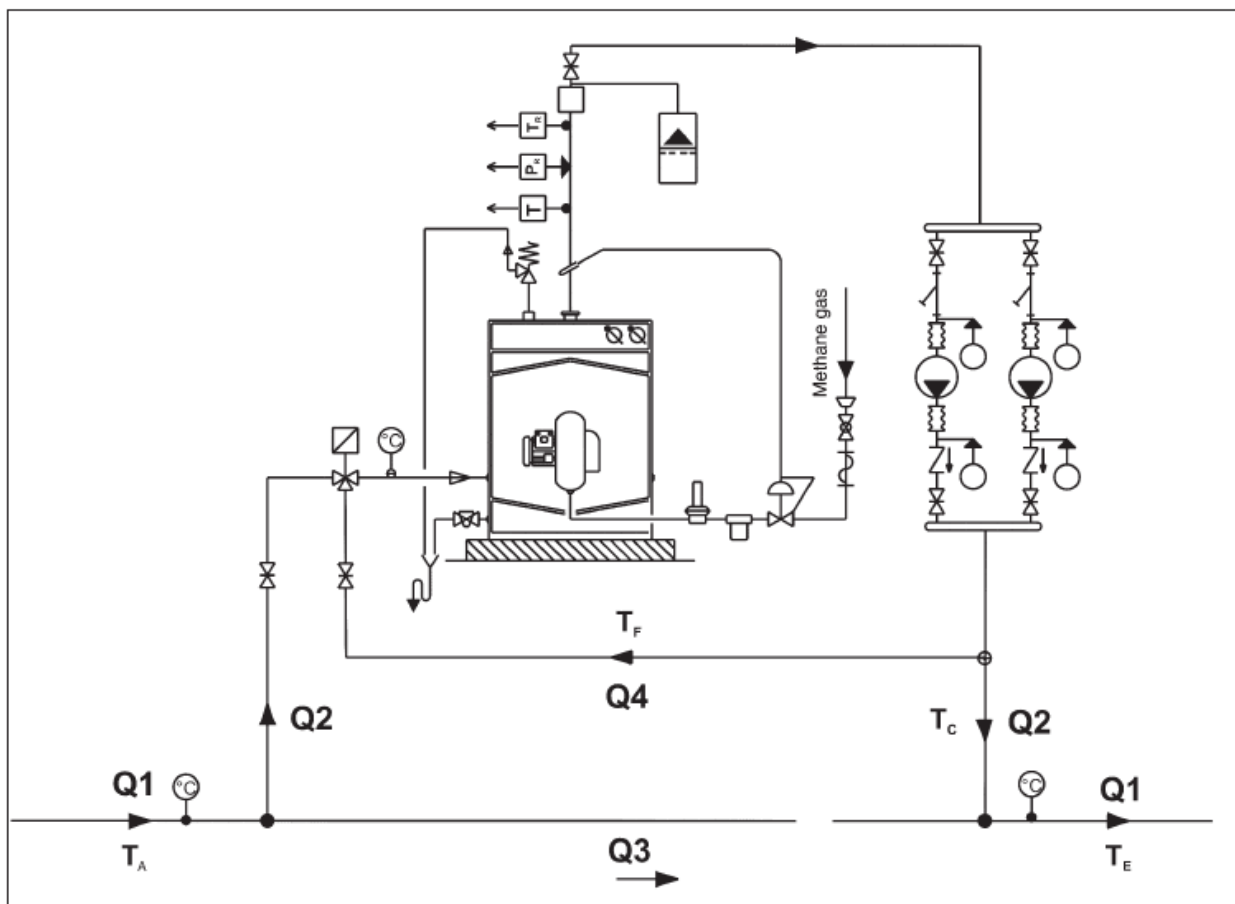
Q_3 = обводной расход контура

T_A = температура обратной воды контура

T_e = температура смешанной воды на выходе системы нагрева



4.2. Решение с высокоэффективным бойлером.



В этой системе нагрева используется высокоэффективный бойлер, подключенный к обратной линии контура. Типовая схема подключения представлена на рис. 4.3.

В этом случае датчик температуры устанавливается выше по потоку от выхода, обеспечивая управление насосным блоком; таким образом, датчик включает бойлер, когда температура воды в контуре падает ниже минимального значения.

Трехходовой клапан смешения находится на входе в бойлер и поддерживает температуру входящей воды выше минимального значения (60°C), необходимого для предотвращения образования конденсата.

С учетом данных, представленных выше, мы имеем:

P_t бойлера = 100 кВт

$Q_1 = 20 \text{ м}^3/\text{час}$

Δt бойлера = 15°C

$Q_2 = 5.7 \text{ м}^3/\text{час}$

$T_A = 10.7^{\circ}\text{C}$

$T_B = 60^{\circ}\text{C}$

$T_C = T_F = T_B + \Delta t = 60 + 15 = 75^{\circ}\text{C}$



Используя простой метод расчета, основанный на сохранении потока воды и обмена тепловой нагрузки, мы имеем:

$$Q_2 + Q_4 = Q_{\text{воды на входе в бойлер}}$$

$$T_B \times Q_{\text{на входе в бойлер}} = Q_4 \times T_F + Q_2 \times T_A$$

Подставляя известные значения, и решая полученное уравнение, получим следующие результаты:

$$Q_{\text{на входе}} = (Q_2 + Q_4) = 24.4 \text{ м}^3/\text{час}$$

$$Q_4 = 18.7 \text{ м}^3/\text{час}$$

Где:

Q_3 = байпасный расход в петле

Q_4 = байпасный расход бойлера

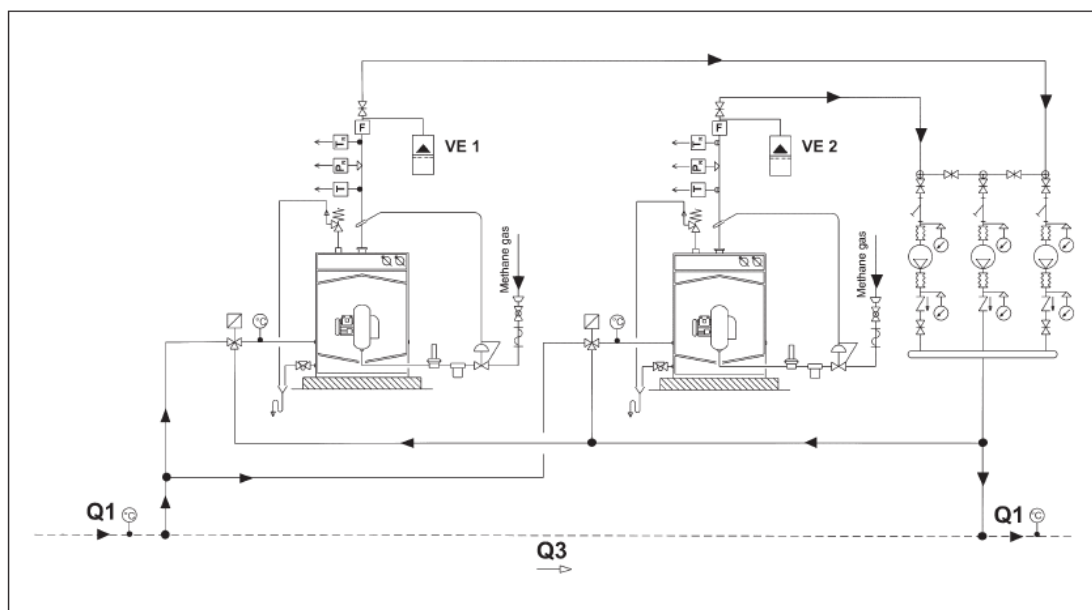
T_A = обратная температура в контуре

T_B = температура на входе в отопительную установку

T_C = температура на выходе из отопительной установки

T_F = температура в байпасе бойлера

4.3 Решение с двумя параллельными бойлерами.



Решение с несколькими высокоэффективными бойлерами, установленными параллельно, дает возможность иметь несколько ступеней мощности в зависимости от тепловой нагрузки контура. Рекомендуется в случае большой потребной теплопроизводительности. На рис. 4.4. показана типовая схема подключения. Использование одного бойлера в данном случае не эффективно из-за стоимости, так как невозможность изменения теплопроизводительности приводит к необходимости использования имеющейся единственной установки с тепловой нагрузкой, равной сумме двух предлагаемых бойлеров на частичную нагрузку, с соответствующим ухудшением характеристик.

В примере, показанном выше, используются высокоэффективные бойлеры. Также как и в предыдущем случае необходимо обеспечить смешивание воды на входе в бойлер для поддержания температура выше 60°C.



4.4. Решение с бойлером и промежуточным теплообменником.

Это решение предназначено для случая, когда необходима тепловая энергия для контура и существует одновременно необходимо поддерживать другие системы, такие как радиаторы, нагревательные элементы или системы для горячего водоснабжения. Рекомендуемое решение обеспечивает использование двух трубопроводов - один, - для доставки, и другой - для возврата, из которого отходят трубы, которые обслуживают пользователей горячей водой, и теплообменник для замкнутого контура. См. рис.4.5. Вторая насосная группа должна находиться в самой петле для снабжения промежуточного теплообменника. Группа получает команду на запуск от датчика температуры, расположенного ниже по потоку от обратного ответвления трубы. Таким образом, температура воды, подаваемой на тепловые насосы, может поддерживаться в эксплуатационных пределах блоков.

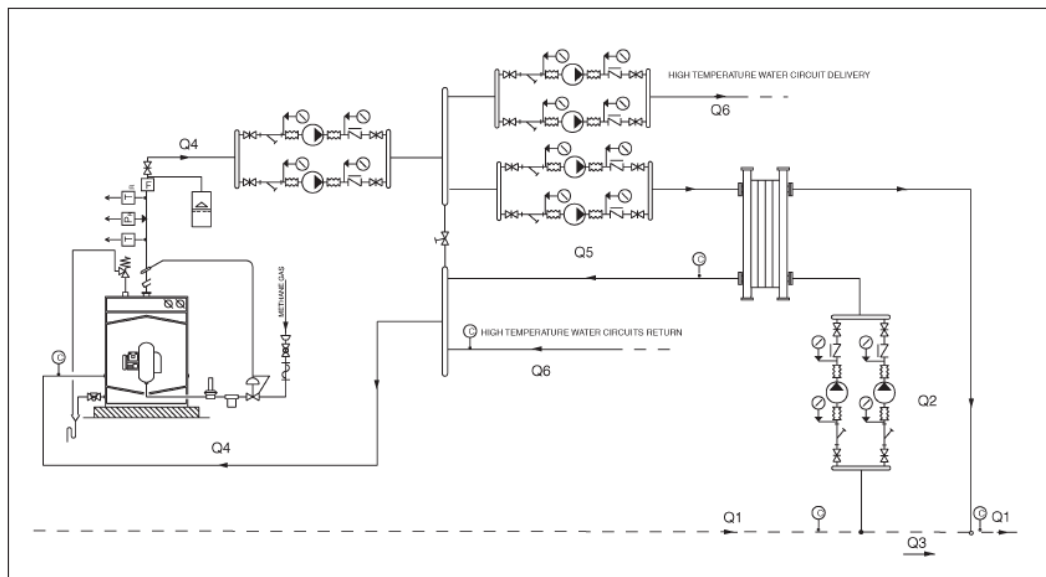


Рис. 4.5 Схема системы нагрева водяной петли высокоэффективным бойлером и промежуточным теплообменником

4.5 Решение с удаленной нагревательной системой.

Когда горячая вода подается из удаленной системы отопления, то в таком случае нет необходимости в бойлере, так как можно применить соответствующий теплообменник, который должен быть устанавливаться между удаленной системой отопления и контуром петли.

4.6 Решение с электрическим нагревателем.

Использование электрических нагревателей является альтернативой для стандартных бойлеров. Электрический нагреватель может быть подобран как под полный расход воды, так и его часть. Все нагревательные элементы, кроме малой мощности, должны быть оборудованы пошаговым управлением для того, чтобы гарантировать задержку между соответствующими включениями для поддержания существующего напряжения в сети. Количество контуров, которые можно установить в нагревателе, возможность регулирования нагрузки системы и допустимое пошаговое изменение температуры определяет возможное количество ступеней мощности. Электрические нагреватели в Италии используются только специальных нужд. Как пример, предприятиями, самостоятельно производящими электроэнергию.



4.7 Рекуперация энергии из технологических процессов и холодильных установок в пищевой промышленности.

Существует несколько гражданских и промышленных объектов, где производство тепловой является вторичным процессом. Эта энергия обычно растрачивается впустую. Система холодильных установок в торговых центрах или супермаркетах тому обычный пример: холодильные системы впустую выбрасывают выделяемое ими тепло конденсации в окружающий воздух. Другой пример - промышленные системы. Они требуют постоянной работы охладительных систем. Во всех этих процессах можно рекуперировать тепловую энергию через теплообменники, присоединенные к контуру петли. Потребности системы в тепловой энергии могут часто обеспечиваться таким образом, позволяя отказаться от использования традиционных нагревательных систем, описанных выше. Необходимо также отметить, что для систем охлаждения, применяемых в торговых центрах, высокие характеристики самих блоков должны учитываться вместе с преимуществом рекуперации тепловой энергии. Фактически, переходя от блоков с воздушными конденсаторами на блоки с водяными конденсаторами, COP увеличивается от 2,5 до 4. В результате получается большая экономия электроэнергии. На рис. 4.6. показан пример присоединения контура к системам охлаждения торгового с низкой и нормальной температурой. Точка присоединения, как уже показывалось выше, находится на обратном трубопроводе.

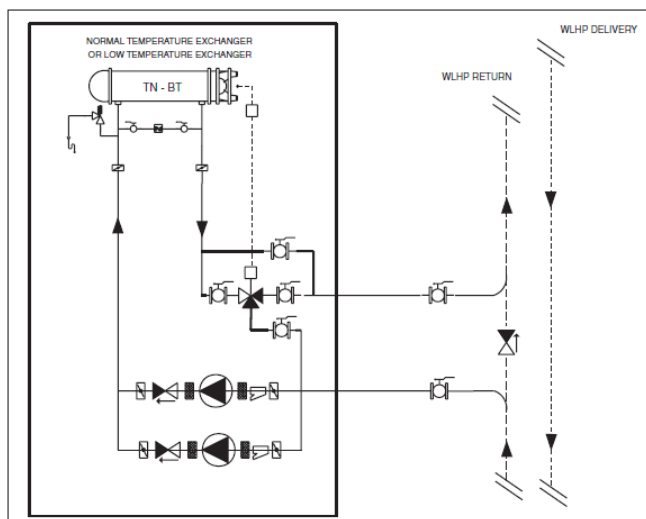


Рис. 4.6 Схема подключения к накопительной системы конденсации к контуру петли для рекуперации тепловой энергии.

Типоразмер и конструкция системы рекуперации тепла из системы охлаждения может быть сделана тремя путями:

- Общий водяной конденсатор для холодильных блоков: в этом случае охлаждающие блоки петли должны быть подобраны такими, чтобы они могли снять полную нагрузку в летнее время (блоки кондиционирования петли, плюс система хранения охлажденных продуктов), гарантируя оптимальные условия для конденсатора пищевых холодильных установок. В этом случае к трубам обратного контура будет присоединяться: блок охлаждения, устройство рекуперации, блок нагрева.
- Двойная система конденсации, согласно критерию резерва: водяной конденсатор на общую нагрузку с резервным воздушным конденсатором. Условия, описанные выше для общего водяного конденсатора, также применимы в данном случае.
- Двойная система конденсатора согласно сезонному критерию: водяной конденсатор в течение зимы и воздушный конденсатор в летний период. В этом случае к трубопроводу обратного контура присоединяется: устройство рекуперации, охлаждающие блоки, установка нагрева.



5. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ

Существует несколько альтернативных методов рассеивания избыточного тепла водяной петли в окружающий воздух, когда блоки работают в основном в режиме охлаждения (когда значения температуры становятся выше установленных значений). Основным требованием для нормальной работы всей системы WLHP является чистота труб, без попадания пыли, грязи или других веществ снаружи. Нельзя применять охлаждающие системы, контактирующие с атмосферой. Есть несколько решений этого вопроса:

- Испарительный охладитель замкнутого типа см. рис. 5.1.
- Охладитель открытого типа с промежуточным теплообменником
- Сухие охладители
- Теплообменники, работающие с такими природными источниками, как море, река, озеро или грунтовые воды.
- Прямое использование подземных вод из скважин.

Первые две системы, лучшая из которых – первая из-за ее большей эффективности, адаптированы к климату, где температура воздуха летом выше 27-28°C. Сухой охладитель системы может обычно использоваться там, где температура воздуха летом не очень высокая (северная Европа).

Всегда хорошо проверить возможность использования природных источников из-за высокой эффективности, которую они гарантируют системе, и низкой стоимости монтажа.

Если используются природные источники, то официальные органы по их защите должны быть указаны, чтобы получить необходимые разрешения. Каждая страна и регион имеют свою законодательную базу, которую надо брать во внимание. Иными словами, установленные нормативные инструкции лимитируют верхнюю температуру, с которой вода должна возвращаться.

Помните, что система охлаждения должна подключаться к обратному трубопроводу водяной петли ниже по потоку от всех обслуживаемых блоков, чтобы снять полную тепловую нагрузку, переданную воде тепловыми насосами при работе в режиме охлаждения.

Система, регулирующая избыток тепла, рассеиваемого в наружный воздух, обязательно должна иметь несколько ступеней регулирования мощности для гарантии получения баланса в работе системы в фактических условиях. Если используется испарительный охладитель, последовательность регулировки мощности такая же, как описано ниже, и в обычных случаях дает возможность максимальной передачи энергии:

1-я ступень: заслонки вентиляторов открыты. В этом случае тепло рассеивается благодаря естественной конвекции без всякого энергопотребления.

2-я ступень: включается насос. В этом случае тепло рассеивается благодаря испарительному охлаждению.

3-я ступень: вентиляторы включены. Рассеивание тепла увеличивается с увеличением мощности охладителя.



В системах большой мощности замкнутый контур охлаждения испарителя оборудован несколькими вентиляторами и последовательное включение вентиляторов позволяет значительно сократить расход энергии. Если используется только один вентилятор, решение с двухскоростным двигателем обеспечивает эффективное регулирование мощности. Когда температура воздуха около или близка к нулю, рекомендуется регулирование заслонок на вентиляторной стороне. В любом случае, производители охлаждающих систем обеспечивают для каждого отдельного случая четкие указания по установке и применению.

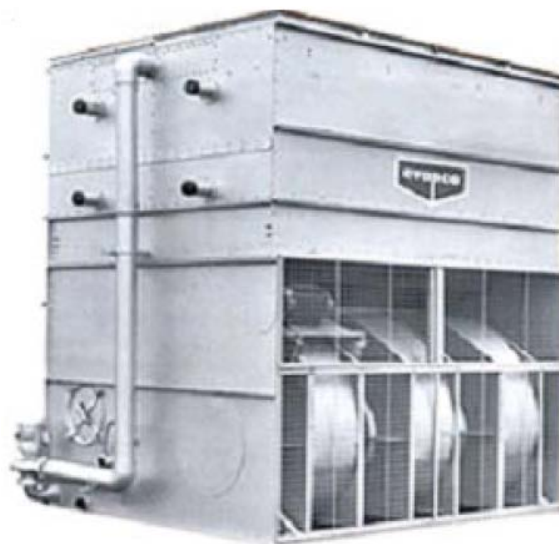


Рис. 5.1 Испарительный охладитель с замкнутым контуром (Evarco).

5.1. Решение с испарительным охладителем с замкнутым контуром

В этом первом решении (см. рис. 5.2) присоединение охлаждающей системы к контуру петли обеспечивает циркуляцию всего потока контура закрытия клапана, показанного на схеме. Поток воды при двух видах работы:

Градирня выключена

$$Q2=0$$

$$Q3=0$$

Градирня включена

$$Q3=Q1$$

$$Q2=Q1$$

В этом случае напор, обеспечиваемый насосом, обслуживающим контур, должен компенсировать сопротивление потока в испарительном охладителе.

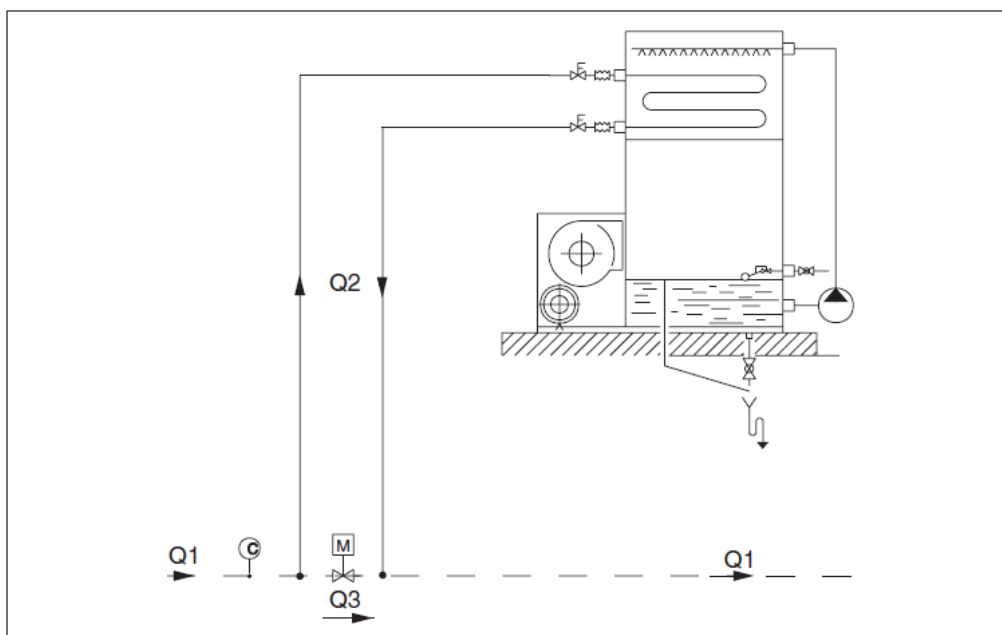


Рис. 5.2 Схема работы и гидравлических подключений испарительного охладителя с замкнутым контуром



Решение, описанное выше, является самым легким для проектирования и монтажа. Оно включает в себя только установку охладителя с испарением, включенного параллельно с контуром петли. Это решение хорошо подходит для систем малой и средней мощности, ступенчатое регулирование мощности одного охладителя с испарением достаточно для парирования тепловой нагрузки насосов. Решение с клапаном ON/OFF оправдано только для определенных значений расхода, поскольку для больших расходов на рынке трудно найти клапаны подходящего диаметра. В этом случае необходимо устанавливать вторую насосную группу, как показано ниже.

Во втором решении (см. рис.5.3) испарительный охладитель снабжен второй насосной группой. Максимальная мощность должна быть задана, исходя из рассеиваемой максимальной тепловой мощности и разности температур в системе. В зависимости от температуры обратной, насосная группа забирает требуемый расход воды (Q_2) из водяной петли, в то время как оставшийся расход воды (Q_3) пойдет своим путем и будет смешиваться с обработанной водой для получения требуемой температуры на выходе.

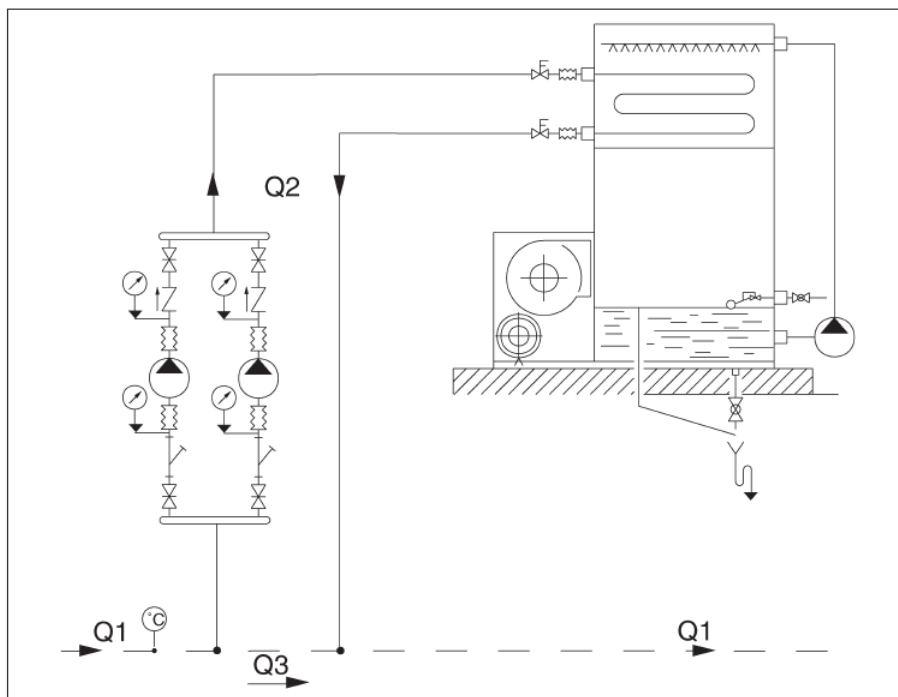


Рис. 5.3 Замкнутый холодильный контур испарителя с насосом



5.2. Решение с открытой мокрой градирней и промежуточным теплообменником.

В этой схеме вода, циркулирующая в контуре, подается не прямо на градирню, а поступает в первичный контур теплообменника (см. рис 5.4). Вода от градирни циркулирует по вторичному контуру теплообменника. Расход этой воды будет определяться в зависимости от общей сбрасываемой тепловой нагрузки. В этом случае циркулирующая вода непосредственно контактирует с атмосферным воздухом в градирне. Таким образом, градирня «смывает» примеси, находящиеся в воздухе, вызывая загрязнение охлажденной воды. Это может привести к образованию окалины или коррозии, так как испарение воды приводит к увеличению концентрации загрязнений в воде. Более того, высоко аэрированная вода в открытой градирне увеличивает скорость образования коррозии из-за растворенного кислорода.

В первом решении весь поток воды контура проходит теплообменнике при закрытии клапана. Как уже говорилось, это решение не может использоваться, если расход воды большой и нет клапана подходящего диаметра. В этом случае используется вторая насосная группа (см. рис. 5.5), размер которой должен определяться исходя из максимальной рассеиваемой тепловой нагрузки и разницы температур на теплообменнике.

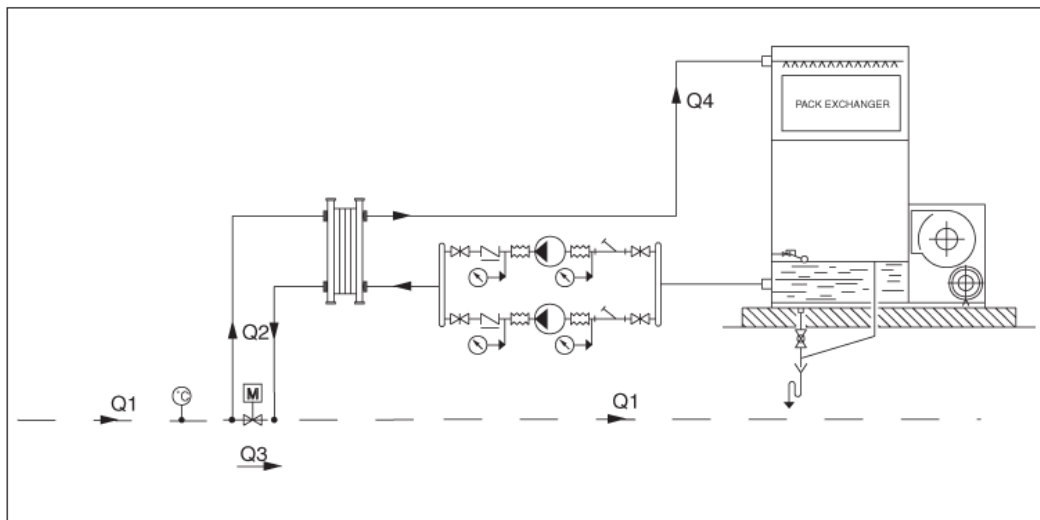


Рис 5.4 Схема с открытой градирней и промежуточным теплообменником.

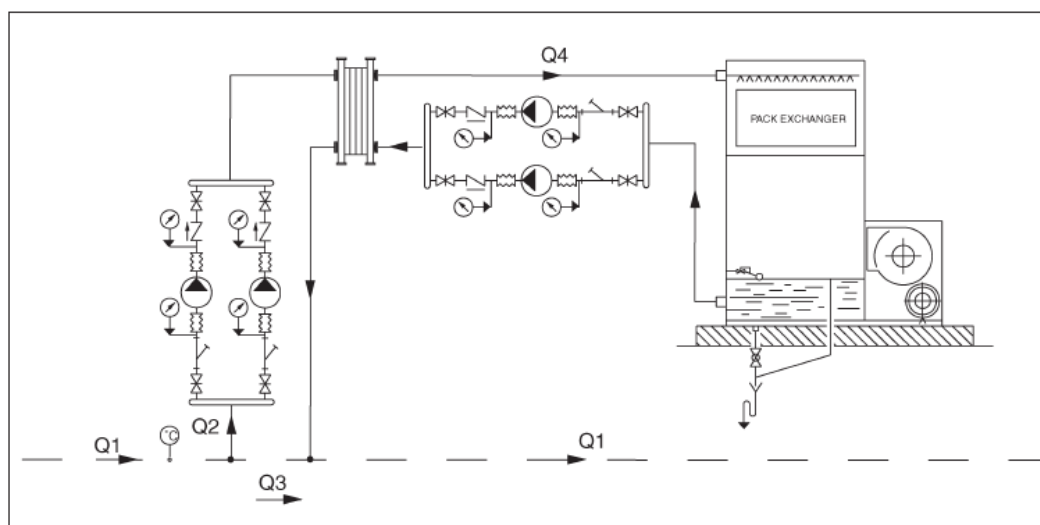


Рис 5.4 Схема с открытой градирней, промежуточным теплообменником и насосной группой



5.3 Решение с двумя параллельными испарительными охладителями.

Если выделяемая тепловая нагрузка достаточно высока и типовые размеры одной градирни недостаточны для обеспечения необходимого регулирования мощности, то можно принять схему с двумя или более градирнями, соединенными параллельно (См. схему на рис. 5.6), как уже было описано выше для системы нагрева. Вода из контура петли распределяется по градирням с помощью центральной насосной группы, управляемой соответствующей контролирующей системой в соответствии с требованиями системы.

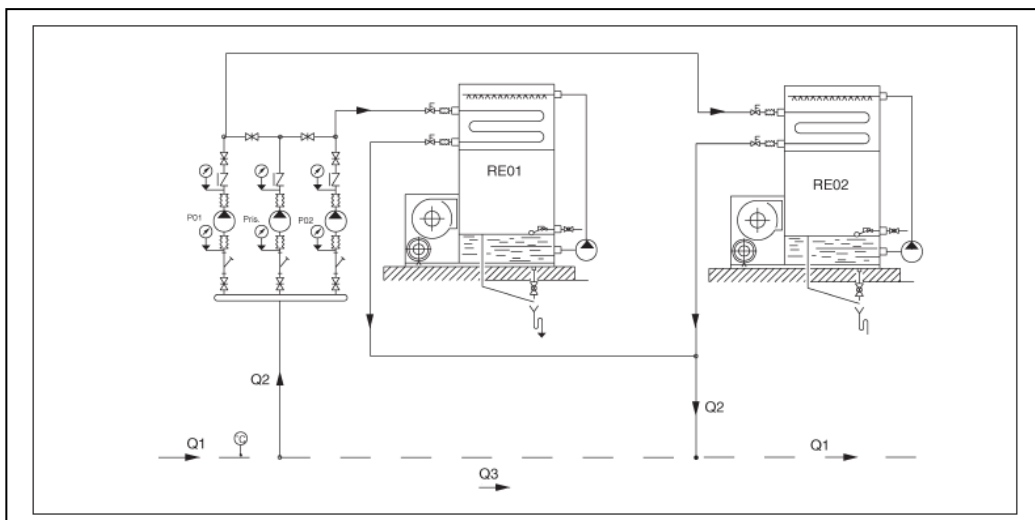


Fig. 5.6 Схема с двумя градирнями, соединенными параллельно, для больших нагрузок

5.4 Решение с сухой градирней.

Сухая градирня обеспечивает охлаждение в замкнутом цикле, но с меньшей эффективностью, чем системы охлаждения испарительного типа. С другой стороны, она не нуждается в воде и не создает проблем, связанных с развитием биологических организмов (например, ответственность за болезнь легионеров). Эта градирня не создает туман, поэтому использование совершенно безопасно для окружающих в том смысле, что нет опасности, проникновения вредных отходов внутрь здания через входные решетки системы.



Рис. 5.6 Воздушный охладитель EAG для наружной установки с мощностью от 140 до 850 кВт в стандартной или малозумной



5.5. Системы с возобновляемыми источниками для нагрева / охлаждения.

5.5.1 Использование грунта как геотермального источника.

Преимущества земли (грунта) в том, что ее температура сравнительно постоянна в течение года. Тепло абсорбируется трубопроводами, сделанными из полипропилена и проложенными горизонтально или вертикально в земле. Трубопроводы образуют замкнутый контур и заполнены незамерзающей жидкостью (раствором). Жидкость циркулирует по трубопроводам замкнутого контура в земле, и затем по трубопроводам подается к тепловым насосам, установленным в здании.

Тепловая мощность земли варьируется в зависимости от влажности и климатических условий. Так как тепло поглощается из земли, ее температура может уменьшаться в течение отопительного периода. В холодных регионах большинство энергии, поглощается в виде скрытой теплоты, когда земля замерзает. В то же время, летом, солнце нагревает землю до точки, при которой возможно полное восстановление начальных параметров.

Тепловые насосы, работающие по этому принципу, обычно называются «геотермальными».

5.5.2 Использование воды из скважин, рек и озер.

Водяная петля может работать как открытая система, забирая воду из скважин, водоносных слоев, рек или озер.

В этом случае конфигурация системы изменяется, так как уже нет необходимости в градирне и встроенных бойлеров, так как используемый источник сам по себе имеет сравнительно постоянную температуру воды круглый год. В этом случае понятно, что при расчете работы системы необходимо учитывать этот фактор. Эти два фактора определяют ограничение мощности системы. Контур запитывается напрямую, поэтому необходимо поставить фильтры и системы очистки воды, исходя из особенностей характеристик данной воды. В качестве альтернативы, может использоваться промежуточный теплообменник, если температура используемой воды позволяет это делать.

Вода из скважин доступна во многих местах Италии со сравнительно одинаковой температурой от 12 до 16°C в течение всего года. Вода, забираемая из скважин, позволяет отказаться от систем нагрева и охлаждения, но при этом должна быть установлена необходимая фильтрация до аккумулирующего бака для предотвращения загрязнения теплообменников блоков и повреждения системы. Обратная вода, выходящая из блоков, непосредственно в водяной слой, или прямо в дренажную систему.

Вода из водяного слоя также доступна во многих регионах с постоянной температурой от 4°C до 10°C в течение всего года. Сначала она должна быть отфильтрована, и только затем может подаваться в гидравлический контур, к которому присоединены тепловые насосы. Обратная вода в скважину или в другой поверхностный водоем. Открытые системы должны быть тщательно разработаны для недопущения: замерзания, появления коррозии или другого вида загрязнения в трубах.

Реки и озера являются излюбленным источником энергии. Их основной недостаток – низкая температура зимой (может падать до 0°C). Поэтому при разработке системы необходимо выполнить тщательные проектные исследования, чтобы предотвратить замерзание испарителя, если это решение используется для нагрева водяной петли. Если вода из озера или реки используется как система охлаждения, необходимо сделать тщательный анализ соответствующих параметров (средняя температура воды холодного источника, потребная полная тепловая нагрузка и т.д.) для того, чтобы проверить экономическую выгоду данного решения.



6. НАСОСНЫЕ ГРУППЫ

6.1. Обзор.

Вода в трубопроводах контура может циркулировать с постоянным или переменным расходом в зависимости от используемого типа системы, тепловых нагрузок, максимального расхода циркулирующей воды, наличия естественных источников или скважин. Из всего спектра решений выбор одного решения должен основываться на четком экономическом расчете, показывающем будут ли более высокие инвестиции, необходимые для переменного расхода, окупаться меньшей стоимостью эксплуатации.

- Решение с постоянным расходом

Насосная группа, в этом случае, состоит из обычных центробежных насосов, самое простое решение – использовать два насоса, один из которых резервный, каждый насос обеспечивает 100% нагрузки для предотвращения подачи воды к тепловым насосам, если один из насосов выйдет из строя. Для обеспечения безопасности должна быть предусмотрена система управления насосной группой, которая обеспечивает переключение насосов после наработки определенного количества рабочих часов. Должен быть предусмотрен сигнал тревоги, если хотя бы один из насосов выйдет из строя, чтобы отказавший насос можно было бы быстро починить или заменить. Насосы являются наиболее важным элементом всей системы водяной петли, так как блоки системы всегда должны иметь гарантированный минимум подаваемой воды для нормальной работы.

- Решение с переменным расходом

В больших системах, где значительные объемы циркуляции воды, использование переменных потоков более прогрессивно. Это решение обеспечивает использование множества насосов с постоянной мощностью, присоединенных параллельно с пошаговой активацией, выполняемой системой контроля или адаптацией насосов с помощью инвертора для регулирования оборотов насоса при падении тепловой нагрузки. В обоих случаях будут заметны ощутимое снижение энергопотребления и эксплуатационных расходов. Дополнительное сбережение эксплуатационных расходов можно получить, оборудовав тепловые насосы клапаном ON/OFF на выходе из теплообменника. В этом случае, когда тепловой насос выключен, клапан прерывает циркуляцию воды в соответствующем теплообменнике и, таким образом, снижает общее потребление воды. Для этого решения необходимо всегда иметь гарантированный минимум циркулирующей воды даже при нулевой нагрузке, чтобы предотвратить проблемы с теплообменниками кондиционирования воздуха.

Есть два способа выполнить эти требования:

- a) Установить клапан байпаса в конце контура.
- b) Удалить на некоторых тепловых насосах клапан ON/OFF

В этом разделе рассмотрены различные проектные решения системы, связанные с типоразмера насосных групп. Однако все равно это будет зависеть от необходимой конкретной конфигурации, которая наиболее пригодна для соответствующих основных требований характеристики системы.



6.2. Определение производительности насосов.

Для определения общей производительности, необходимой контуру петли, должна быть подсчитана производительность всех блоков системы. Значение расхода для каждого блока указано в соответствующем техническом каталоге или его можно посчитать, используя следующую формулу:

$$Q_{\text{воды}} (\text{л/с}) = P_t / \Delta t = (P_f + L) \times 0.86 / (\Delta t \times 3.6)$$

где: 1 кВт = 0.86 кКал/час.

1 л/с = 3.6 м³/час

P_f - холодопроизводительность блока (кВт)

L - электрическая мощность, потребляемая компрессором (кВт)

Δt - разница температур на рассматриваемом блоке (°C)

Так как блоки обычно подбираются, когда проект достигает завершающей стадии, то предварительная оценка расходов воды может быть сделана на основе максимальной одновременной нагрузки в режиме охлаждения (эквивалентная значению общей холодопроизводительности с учетом коэффициента неравномерности), используя коэффициенты, показанные в табл. 6.1. и основанные на расчетной разнице температур в летнем режиме. Эти коэффициенты получены на основе среднего гипотетического коэффициента эффективности COP, равного 4. Для расчета расхода надо только умножить максимальную одновременную нагрузку на коэффициент для выбранной разницы температур.

Табл. 6.1 Коэффициент расхода, основанный на расчетной разнице температур

	Расчетная разница температур при работе в летний период (°C)					
	5	6	7	8	10(*)	15(*)
Коэффициент расхода	0.060	0.050	0.043	0.037	0.030	0.020

(*) Разница температур должна использоваться только в системах с проточной водой для предотвращения проблем при работе блоков в зимний период

6.3. Определение напорных характеристик насосов.

Для определения полного напора насоса должны быть определены компоненты, вызывающие гидравлическое сопротивление контуров:

- Гидравлическое сопротивление трубопровода
- Гидравлическое сопротивление системы охлаждения/нагрева, если они обслуживаются основной насосной установкой контура
- Гидравлическое сопротивление испарителя теплового насоса, находящегося в наименее благоприятном расположении
- Гидравлическое сопротивление регулировочных клапанов контура (если есть)

Для расчета кривой потерь системы и выбора наиболее оптимального насоса, пожалуйста, обратитесь к соответствующей литературе, так как этот вопрос был широко рассмотрен. Несколько полезных советов для конфигурации насоса описаны ниже.



6.4. Выбор насосной группы.

После определения размера трубопровода и определения общего расхода воды в контуре, а также полного гидравлического сопротивления, следующим шагом будет выбор характеристик насосов (мощности, напора и потребляемой мощности), исходя из требований контура петли. Более предпочтительны насосы с пологой характеристикой кривой по горизонтали, способные поддерживать относительно постоянное давление при изменении расходов.

Тип и количество насосов (с постоянной подачей, с регулируемой подачей с инвертером) должны подбираться, исходя из рабочих характеристик системы. Единой пары насосов, один резервный, другой ведущий, достаточно для средних и малых систем, поскольку расход ограничен и система работает всегда на максимальной нагрузке. Для больших систем могут применяться более сложные решения, способные работать с большими расходами (насосные группы, соединенные параллельно с последовательным включением, насосы с постоянной подачей совместно с окончательным насосом с инвертером). Это позволяет расходовать воду более рационально, основываясь на реальных требованиях системы, что сокращает эксплуатационные расходы до минимума.

При рассмотрении работы насосной группы надо учитывать ночные отключения из-за выключения блоков системы кондиционирования воздуха. Во время очень холодного периода года это может привести к замерзанию и разрыву трубопроводов и теплообменников блоков, расположенных на улице. В этом случае должна быть обеспечена минимальная циркуляция потока или, как уже предполагалось, что наружные трубы и теплообменники должны иметь теплоизоляцию и подогрев с помощью соответствующих нагревательных элементов. Лучшее решение должно быть определено на основе характеристик системы (например: возможность круглосуточной рекуперации и, следовательно, бесперебойной циркуляции воды).

На рынке имеется множество приборов регулирования работы насосных групп, разработанных для управления оборотами насосов, основанных на различных параметрах, таких как требуемый напор, температура подаваемой или обратной воды в контуре, что позволяет оптимизировать энергопотребление. В этом случае рабочая кривая зависит от метода активации, выбранного для системы регулирования. Так как существует множество решений, ниже приведено несколько общих примеров работы насосных групп и их рабочих характеристик. Для более детальной информации обратитесь к соответствующей технической литературе.

6.5 Насосная группа с постоянным расходом.

Эта простейшая конфигурация состоит из пары насосов, соединенных параллельно. Каждый насос обеспечивает 100% расход. Насосная группа управляется автоматическим или ручным устройством, способным переключать насосы так, чтобы можно было выполнить обслуживание и предотвратить отключение насосов после долгого периода бездействия (См. **Рис. 6.1**).

В этом случае рабочая характеристика группы соответствует характеристике одиночного насоса. Она хорошо известна, поэтому здесь не показана.

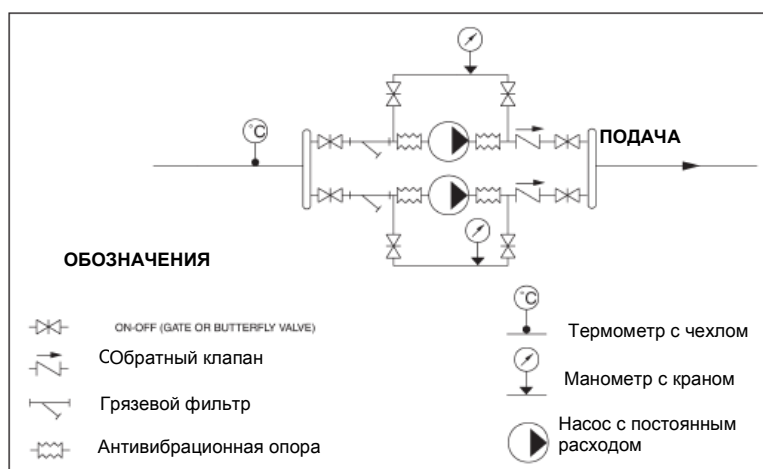


Рис. 6.1 Схема насосной группы с постоянным расходом



6.6 Насосная группа с насосами переменной производительности.

Схема подключения для этого типа очень напоминает ту, что уже было описана выше. Различие только в типе установленного насоса, который является не насосом с постоянной производительностью, а с переменной производительностью с инвертером, установленным прямо на насосе или на панели управления. В этом случае заданный напор поддерживается постоянным во всем диапазоне работы. Характеристики насоса изменяются (уменьшается его скорость), при уменьшении подачи в соответствии с фактическими потребностями системы. Когда скорость уменьшается, потребляемая мощность также уменьшается до 50% от номинальной мощности. Это решение хорошо подходит к системам с переменным расходом. На Рис. 6.2. показана схему установки и график зависимости напора от производительности и кривые потребляемой мощности.

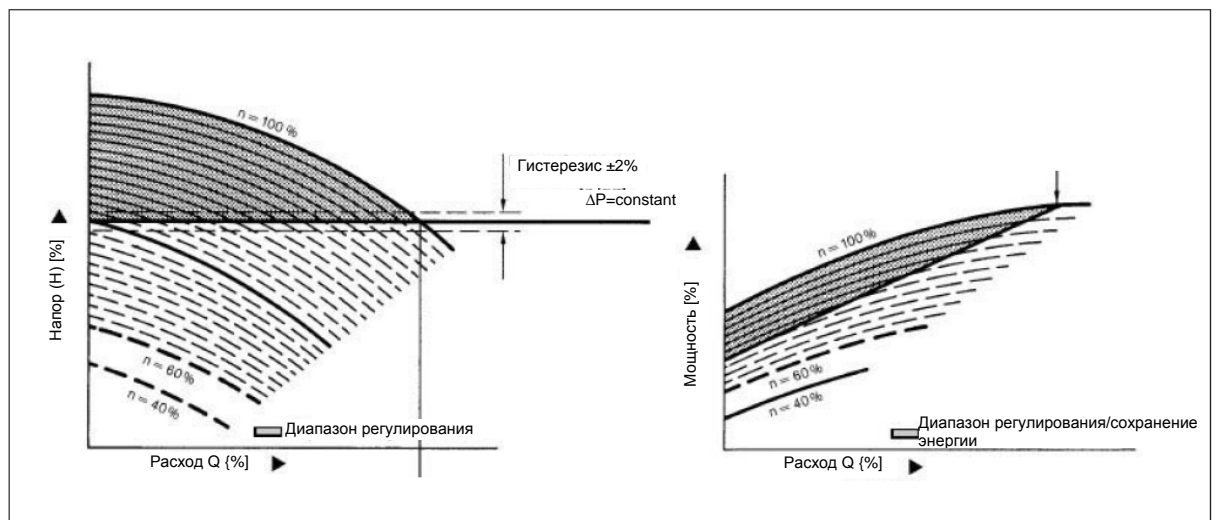
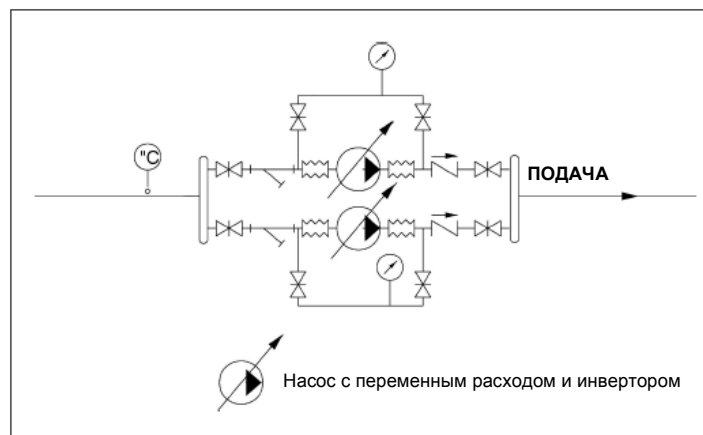


Рис. 6.2 Схема и характеристики насосной группы с переменным расходом (насосы Wilo).



6.7 Смешанные насосные группы.

При увеличении потребного расхода воды, проходящего через систему, можно использовать несколько насосов с постоянным расходом, соединенных параллельно, плюс насос с регулируемым расходом, способный обеспечивать промежуточные нагрузки в соответствии со схемой, показанной на **рис 6.3**. Характеристики насосов, которые определяются требованиями по расходу воды (параметр давления), будут постоянно адаптироваться к заданным значениям расхода. В примере, показанном ниже, насос-доводчик включается и выключается по требованию. Таким образом, исключается гидравлический удар при внезапном включении или выключении насосов. Типовая характеристика группы из 4-насосов, описанной выше, показана на рис. 6.4.

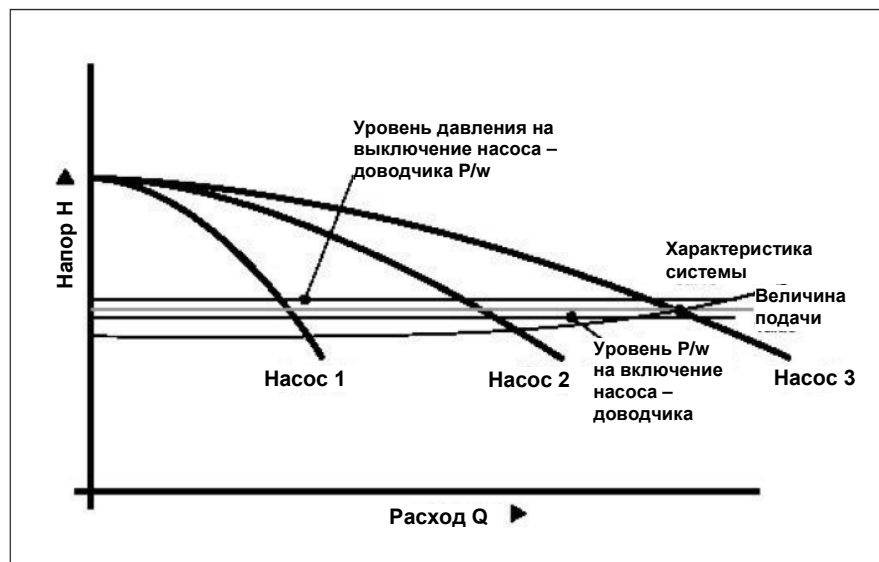
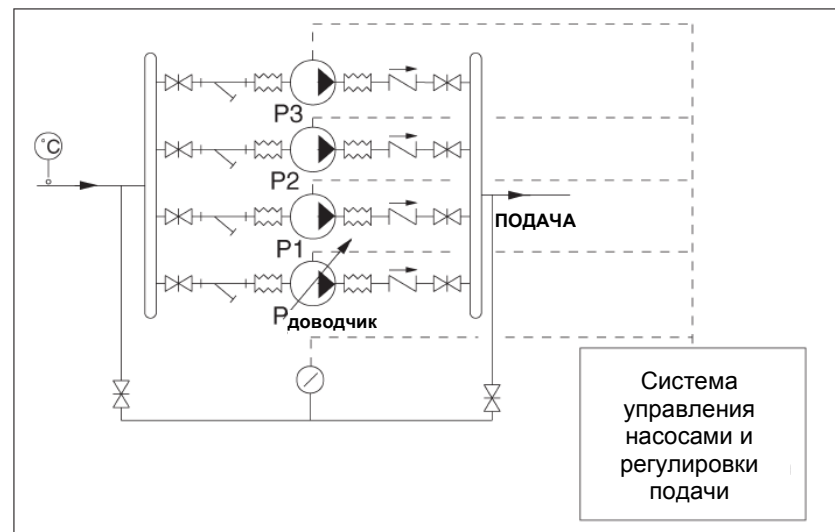


Рис. 6.4 Характеристики группы с 4 насосами. Заметно преимущество от насоса-доводчика (насос Wilo)



6.8 Устройства защиты насосной группы.

Устройство защиты должно быть установлено на стороне подачи воды насосной группы для определения наличия расхода воды. Этим устройством может быть реле давления или реле расхода воды, которые позволяют отключить группу потребителей, связанной с петлей, то есть тепловые насосы, в случае работы без воды или недостаточном расходе воды, либо в случае, когда насосная группа работает неадекватно, чтобы предотвратить постоянное срабатывание устройств защиты какого-либо блока или повреждение системы при отказе этого устройства.

6.9 Циркуляционные насосы: Заключение.

Как уже было объяснено, система водяной петли должна иметь насосную группу, состоящую, как минимум, из двух насосов, соединенных параллельно. Должна всегда обеспечиваться минимальная циркуляция воды, так как здание не может обогреваться или охлаждаться, если вода в контуре не циркулирует (как и в любой гидравлической системе). В случае отказа основного насоса и отсутствия резервного, прекращение циркуляции воды в теплообменниках блоков приведет к отказу или повреждению тепловых насосов. Другим важным элементом, который необходимо предусмотреть, является автоматический переключатель, который должен обеспечивать автоматический запуск резервного насоса, независимо от того работает ли основной насос неправильно или отказал вообще, для подачи требуемого расхода воды в контур. Переключатель последовательности также должен быть продублирован ручным переключателем для облегчения работы при обслуживании или ремонте оборудования.

CLIVET использует для защиты оборудования реле перепада давления, устанавливаемое между входом и выходом всех теплообменников. Это устройство выключает блок, если расхода воды недостаточно. Таким образом, тепловые насосы защищены от опасности отсутствия циркуляции воды в трубопроводах контура.



7. СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОДЫ И ДРЕНАЖА КОНДЕНСАТА

7.1. Замкнутый водяной контур

Это обычный двухтрубный замкнутый контур, сделанный из железа или высокопрочного полипропилена или труб PVC. В большинстве случаев стандартного применения (в диапазоне температур, определенном выше) трубы внутри помещений можно не теплоизолировать. Однако для соединительных линий системы охлаждения или наружных блоков необходима изоляция и другие виды защит против замерзания. На подающем и обратном трубопроводе предусмотрены места подключения тепловых насосов. Количество этих соединений строго не лимитировано (в отличие от тех, чье количество жестко лимитировано); и всегда существует возможность дополнительной установки блоков в случае будущих изменений в техническом назначении здания. К работе по системе водяного контура можно приступать даже без точного распределения тепловой нагрузки по помещениям, поскольку машины могут подбираться на последнем этапе проектирования или монтажа (в пределах общей мощности) при условии определения местоположения в проекте.

7.2. Схема размещения

Оптимальная схема размещения труб, присоединяемых ко всем блокам, основана на принципе обратного хода, как показано на рис. 7.1. Характеристики этих контуров, если они обеспечивают постоянное линейное сопротивление потока, и гарантируют, что разница давления воды в точках присоединения тепловых насосов практически одинакова. Поэтому, если принято это решение, может поддерживаться сбалансированное распределение с однородными ответвлениями контуров. Это делается возможным при использовании блоков кондиционирования, имеющих похожие гидравлические сопротивления на водяной линии. В этом случае общая длина подающего и обратного трубопровода практически одинаковая для каждого блока, поэтому регулирующие клапаны, создающие нежелательное гидравлическое сопротивление, используется редко, а балансировка системы и ее настройка сокращаются до минимума.



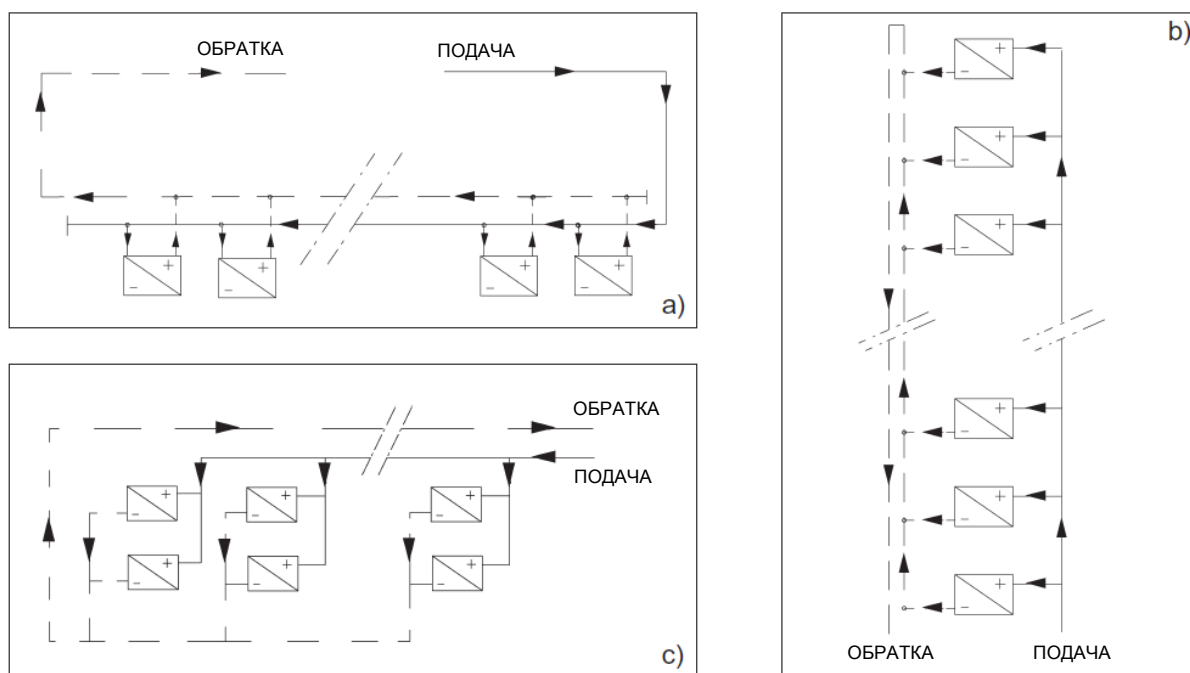


Рис. 7.1 Схемы гидравлических контуров с дополнительным обратным трубопроводом: а) и с) для горизонтальных систем; б) для вертикальных систем.

Контур, показанный на рис. 7.1. а) и с), в основном относится к горизонтальному расположению. Контур, показанный на рис. 7.1. б), используется тогда, когда система имеет в основном вертикальное расположение. Горизонтальный отвод может быть сделан к одному блоку или ко всей петле, разработанной с дополнительным обратным трубопроводом. Двойной обратный трубопровод позволяет обеспечить одинаковую эквивалентную длину для каждого уровня и избежать использования регулировочного клапана.

7.3. Советы по установке.

7.3.1 Компенсация расширения.

Компенсация расширения в небольших системах обеспечивается за счет использования гибких труб, сделанных из резины или металла, пригодных для небольших диаметров труб и установленных перпендикулярно направлению нагрузки. Гибкие трубы обеспечивают также поглощение вибрации, создаваемой насосами. Гидравлический контур должен иметь определенную гибкость, которая может быть достигнута соответствующих изгибов для изменения направления.

7.3.2 Узлы крепления трубопровода

Необходимо тщательно изучить расположение точек крепления для того, чтобы позволить необходимое скольжение труб. Они должны выдерживать вес труб вместе с передаваемой жидкостью, а так же всех элементов, присоединенных к трубе. Они должны также обеспечивать необходимое расширение труб без локальных повреждений. Максимальные расстояния между элементами крепежа труб диаметром от 3/4" до 3" составляет 2,5 - 3,5 метров



7.3.3 Повороты трубопровода

Повороты трубопровода создают сопротивление в системе. При одинаковой скорости потока и диаметре трубы, гидравлическое сопротивление увеличивается при уменьшении, радиуса поворота. Необходимо использовать плавные повороты, если они совместимы с положением контура в системе.

7.3.4 Клапаны

В настоящее время в гидравлических контурах используются в основном клапаны ON-OFF и регулирующие клапаны. Предпочтительней модели, с меньшим сопротивлением по воде и гарантирующие надежность работы и низкие затраты на эксплуатацию.

7.3.5 Расширительный бак

Функция расширительного бака – компенсация увеличения объема воды при изменении ее температуры и поддержание постоянного давления воды в контуре. Поддержание уровня должно компенсировать утечки. Обычно применяется закрытый расширительный бак мембранного типа с инертным газом. Расширительный бак должен быть установлен на всасывающей стороне насоса для обеспечения постоянного рабочего давления.

7.3.6 Изоляция гидравлического контура и защита от обледенения.

Все наружные трубы (от водяной петли до испарительной градирни, от водяной петли до крышных кондиционеров) должны иметь защиту от замерзания электрическими нагревающими проводами необходимой мощности, соответствующей минимальной наружной температуре. Трубы должны изолироваться листами подходящей толщины из синтетических материалов с закрытыми порами. Изоляционное покрытие должно иметь хорошие защитные конденсата на трубе во время работы летом. Дополнительно трубы должны обертываться алюминиевой оболочкой. Электропитание для проводов электронагревателей должно подаваться по отдельной линии. Выключатель цепи электропитания нельзя никогда выключать, кроме случаев сервисного обслуживания.

7.3.7 Дренажный поддон.

Замкнутая система, как и любая гидравлическая система, должна быть оборудована дренажными поддонами, расположенными на стороне выхода воды или внизу аккумулирующего бака (если он есть) для облегчения технического обслуживания или ремонта.

7.3.8 Принципы конструирования труб ПВХ гидравлического контура.

Как было сказано выше, в замкнутом контуре можно конструктивно использовать трубы ПВХ. Это предполагает некоторые преимущества, но и требует определенных предостережений. В летнее время может случиться так, что тепловой насос может работать какое-то время без воды до тех пор, пока приборы внутреннего контроля не сработают. При работе в режиме охлаждения реле высокого давления срабатывает обычно это где-то около 2800 кПа или приблизительно 65°C. Вода в теплообменнике может достигать этой температуры.



Если система запускается снова до того как охладится вода в каждом блоке, трубы ПВХ контура подвергаются воздействию температуры, которая выше установленных значений, что может привести к деформации или ослаблению соединений. Поэтому, если используются трубы ПВХ, необходимо обеспечить:

- систему отключения теплового насоса при отсутствии потока.
- резервный насос.
- автоматический контроллер последовательности насоса.

Это общие рекомендации, применимые для всех систем с водяной петлей. Но при использовании труб PVC на это следует обратить особое внимание.

7.4. Проектирование системы дренажа конденсата.

В летний период, когда тепловые насосы, работают в режиме охлаждения, воздух, проходящий через теплообменник блока, осушается. Влага, абсорбируемая из воздуха в виде капель воды, попадает в дренажный поддон под теплообменником и сливается по трубам в дренаж. Дренажные трубопроводы должны быть правильно рассчитаны, чтобы отводить воду без необходимости какого-либо обслуживания.

7.4.1 Расход конденсата.

Количество конденсата можно быстро определить на основании опыта. При охлаждении 1 кВт каждым блоком выделяется примерно **0.39 кг/час воды**. на **охлаждение в кВт** соответственно для каждого блока. Блоки, обслуживающие зоны с высокими скрытыми нагрузками могут производить до 0.78 кг/час воды на кВт.

7.4.2 Проектирование дренажных линий.

Необходимы грамотное проектирование и правильная установка линии дренажа для предотвращения двух основных опасностей: засорение линии или чрезмерный поток воды для выбранного поперечного сечения дренажной линии, что приводит к переливу воды и попаданию ее в помещение с угрозой порчи мебели, обивки и др. Владелец или пользователь системы должен быть информирован о необходимости проведения регулярной чистки поддона конденсатора.

7.4.3 Проектирование дренажных линий.

Дренажный контур для слива конденсата обычно выполняется из труб ПВХ. Это исключает проблемы с изоляцией. Иногда трубы делают из мягкой меди, жесткой меди или оцинкованной стали. В этом случае дренажные трубы должны иметь изоляцию с закрытыми порами, так как вода может быть холодной и на наружных поверхностях труб может образоваться конденсат, который будет капать в помещение. В этом случае необходимо использовать гибкую пенную изоляцию.



7.4.4 Наклон дренажных линий для обеспечения самотека.

Все дренажные трубы должны иметь определенный уклон. Вдоль горизонтальных секций труба должна сохранять минимальный уклон в 8 см на каждые 10 метров. Если уклон не будет соответствующим, может возникнуть засорение труб.

7.4.5 Давление, необходимое для обеспечения самотека.

Давление, необходимое для того, чтобы обеспечить поток самотеком от дренажного поддона к дренажной линии, эквивалентно разнице высот между блоком и местом дренаж. Гидравлическое сопротивление труб незначительно, так как расход всегда небольшой для выбранного размера трубы.

7.4.6 Дренажные сифоны.

Давление вентилятора может нарушать поток воды в дренажном контуре. Отрицательное давление в блоке, в котором вентилятор расположен за теплообменником, может быть причиной нарушения нормального потока конденсата от блока к дренажу. Все блоки должны быть оборудованы гидравлическим затвором (сифоном) с высотой более чем 50% от расчетного значения разряжения у дренажного поддона. Дренажная вода может подаваться в сливную трубу (ливневку) или дренажную линию.

7.4.7 Очистка дренажной системы и дренажного сифона.

Дренажный сифон должен быть оборудован люком, который дает доступ внутрь для очистки. Дренажные линии должны также иметь соответствующие люки для быстрого и удобного удаления грязи и слизи из труб.



7.5. Система аккумулирования тепла.

Если здание с системой кондиционирования имеет противопожарный водяной бак, то по существующим правилам его можно использовать как аккумулятор тепла для контура петли. Перед принятием этого решения, которое хотя не так уж необходимо для водяной петли, но все же оно рекомендуется, например, когда существует система рекуперации тепла, необходимо определить вместимость резервуара. Если будет доказано, что бак не удовлетворяет требованиям системы, необходимо или увеличить объем бака или спроектировать систему без бака аккумулирования тепла.

Бак имеет особое преимущество в тех ситуациях, когда имеются свободные источники тепла, такие как теплообменники для рекуперации тепла из холодильных систем или других подобных систем. В этом случае рекуперированной тепло может быть накоплено в баке в течение ночных часов, позволяя обеспечить высокие нагрузки в утренние часы особенно зимой, когда большинство блоков работает в режиме нагрева и водяная петля быстро охлаждается, требуя немедленной активации системы нагрева.

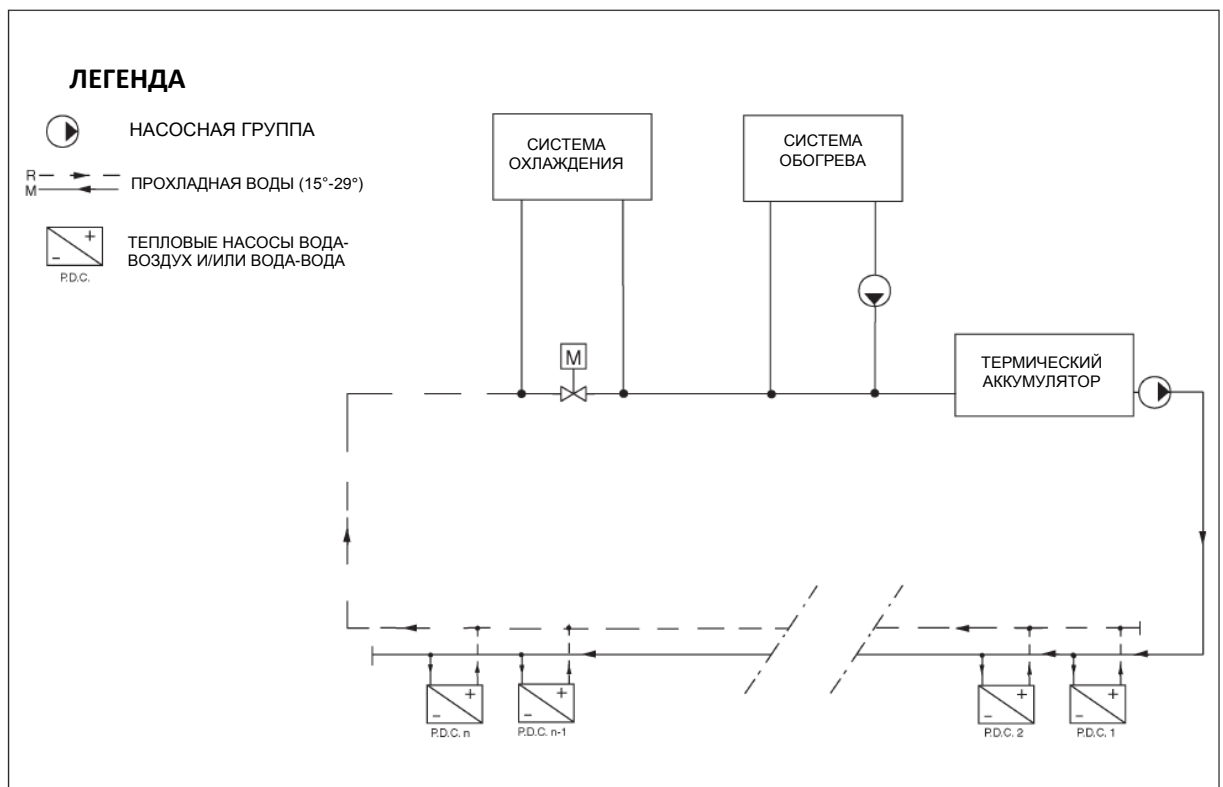


Рис. 7.2 Схема типовой системы WLHP с закрытым контуром и аккумулятором тепла.



На рис. 7.3. показан аккумулирующий бак. Схема относится к решению с проточной водой, со всеми элементами, необходимыми для правильного использования бака (необходимые диаметры соединений труб показаны, когда они необходимы по соответствующим требованиям). Схема также показывает необходимые присоединения к системе пожаротушения в здании: одно для системы пожаротушения (спринклер) и одно для питания гидранта, цепи проверки спринклера. Кроме этого, на схеме показаны фланцевые соединения подающего и обратного контура, а также фланец подачи воды от скважины, переливной резервуар и подключение стандартной линии перелива (последнее присоединение необходимо если используется вода из скважины для предотвращения смешивания обратной воды из петли с водой из скважины и корректировки их тепловых характеристик) и, наконец, система слива на дне бака для слива воды и текущего технического обслуживания.

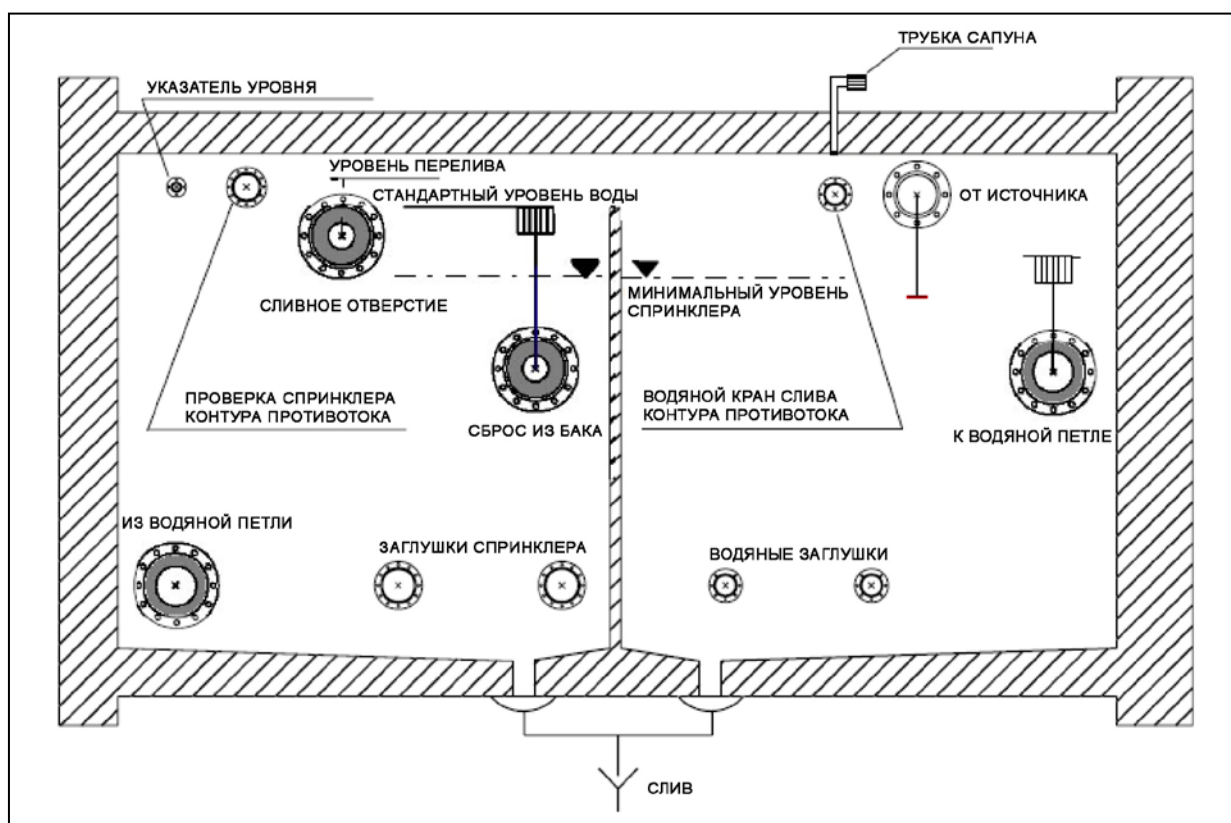


Рис. 7.3 Аккумулирующий бак для системы с проточной водой.

Аккумулирующий бак, показанный на рис. 7.3, может использоваться для системы с замкнутым водяным при условии, что сделаны определенные модификации. Центральная разделительная перегородка и фланец отверстия для слива должны быть исключены, так как нет необходимости разделять подаваемую и обратную воду. Очевидно также, что если вода не забирается из скважины, то нет необходимости в соответствующем фланцевом соединении. Для обеспечения планового технического обслуживания без отключения системы должна предусматриваться байпасная линия с расширительным баком.



7.5.1 Аккумулирующий бак для системы с замкнутым контуром.

Это решение показано на рис.7.4. На обратной линии петли, особенно в схемах с вертикальным расположением труб, необходимо установить соответствующий клапан, управляемый датчиком давления, для предотвращения образования вакуума в нижней части обратного стояка и связанных с ним проблем в эксплуатации (прерывистая подача в бак).

Перед тем, как вода подается на блоки системы кондиционирования, она должна пройти фильтр, установленный насосной группой и способной отфильтровать любое загрязнение, которое может испортить теплообменник теплового насоса. Необходимо также использовать систему, добавляющую антибактерицидные вещества, для предотвращения размножения биологических организмов. Необходимая степень фильтрации должна определяться на основе параметров и качества воды, подаваемой из городской сети, географическим положением и наличием специальных условий, учитываемых в конкретных условиях. Детальную информацию можно получить в главе об обработке воды.

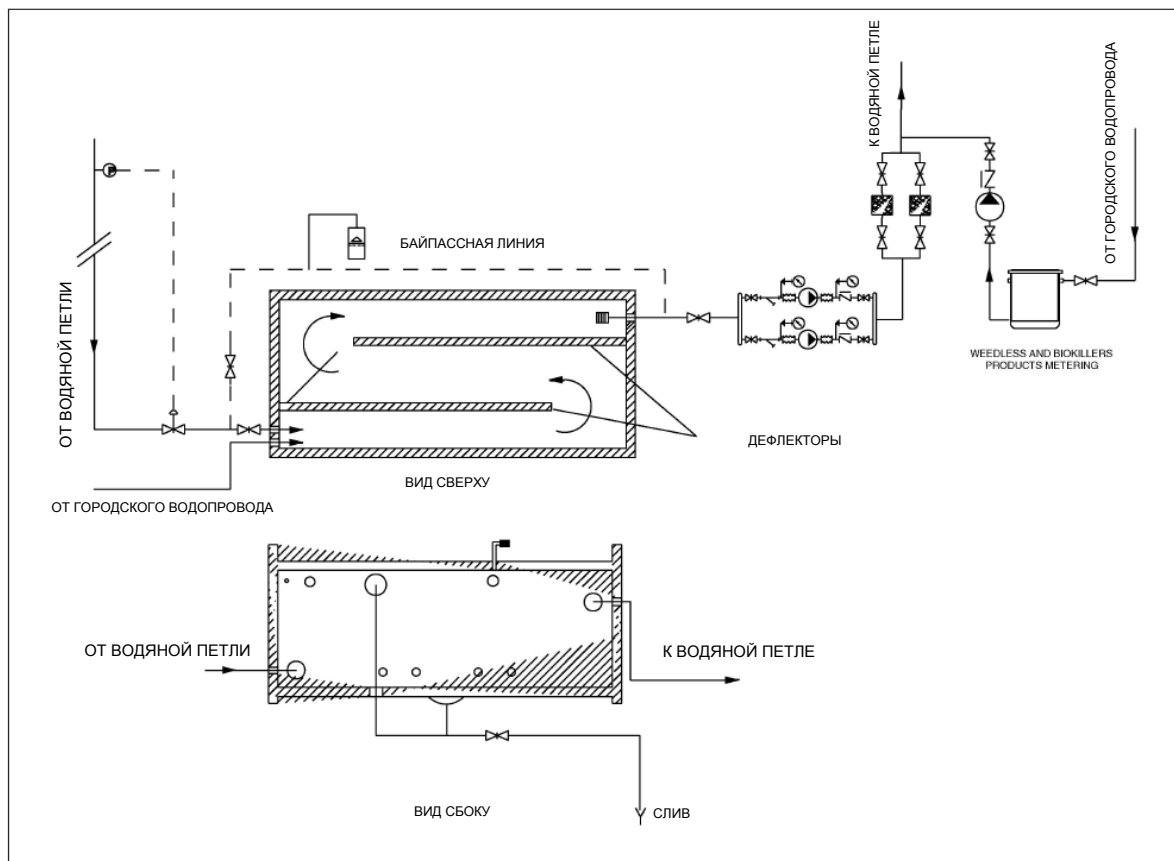


Рис. 7.4 Аккумулирующий бак и соединения по воде для замкнутого контура петли.



7.5.2 Аккумулирующий бак для системы с проточной водой из водоносного слоя или скважины

Для системы, использующей воду из скважин или водоносных слоев, необходимо выполнить некоторые дополнения на баке для предотвращения нарушения его работоспособности. Устройство для подмеса антибактериальных препаратов должно устанавливаться до аккумулирующего бака для обработки воды, поступающей из скважины, для предотвращения размножения биологических организмов в баке. Эти загрязнения также могут забить теплообменники или ухудшить их характеристики.

Особое внимание должно быть уделено фильтрации подаваемой воды из скважины от таких загрязнителей, как ил, песок и других, не растворяющихся примесей, которые могут серьезно нарушить работу теплообменников блоков кондиционирования. Периодическая очистка фильтров или использование самоочищающихся фильтров, может гарантировать долгий эксплуатационный срок всей системы. Что касается необходимой степени очистки воды, то рекомендуется провести органолептический анализ воды для сравнения основных параметров с данными, приведенными в разделе, посвященном подготовке воды.

Излишки воды на стороне бака, связанной с обратным контуром, могут сбрасываться или вновь подаваться в подающую часть после прохождения второго этапа фильтрации, как показано на рис. 7.5. В этом случае требуемая степень фильтрации может быть уменьшена, так как вода была уже отфильтрована после скважины.

Обратная вода из петли может быть возвращена в скважину или любой другой подходящий водоем, например, искусственное озеро, коллектор и т.д.

Для обеспечения обслуживания без остановки работы системы должен быть контур байпаса с расширительным баком, как это показано на рис. 7.5.

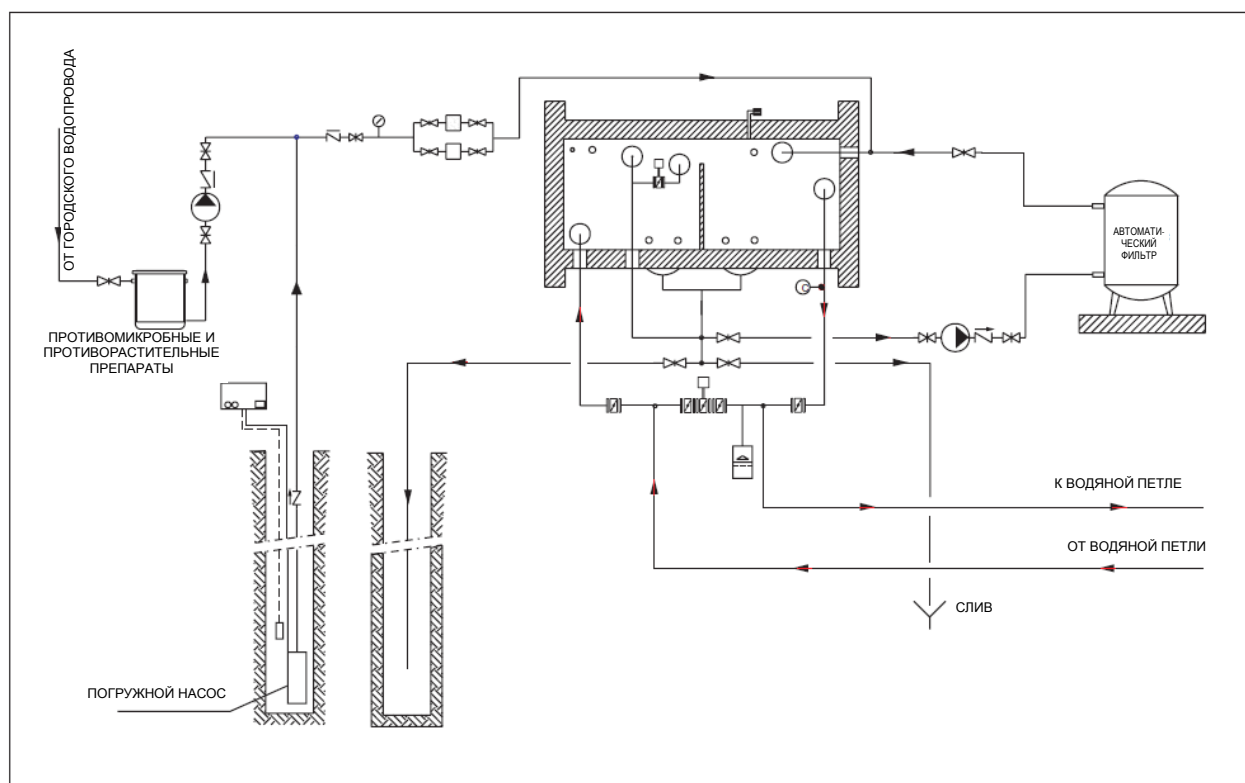
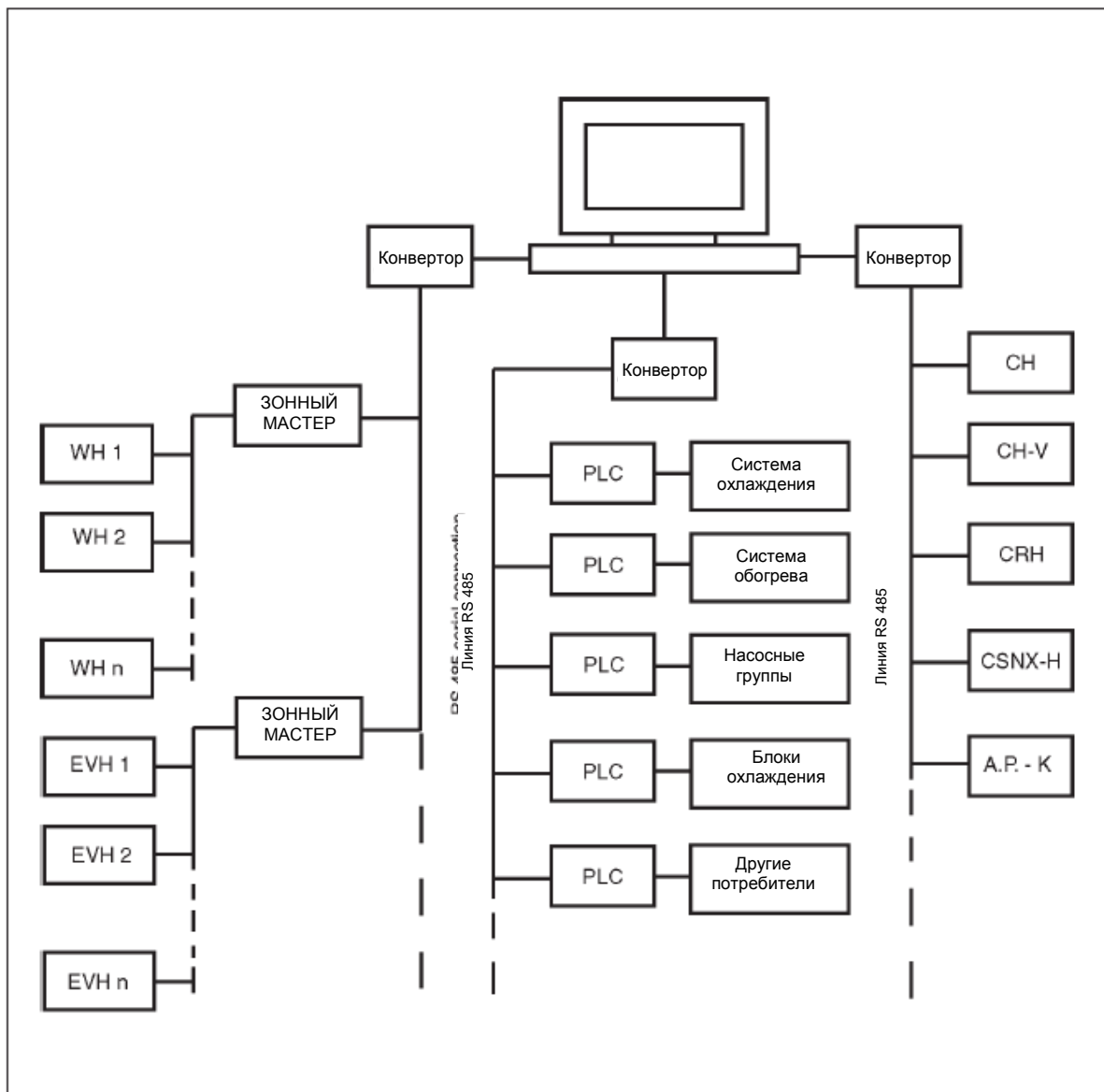


Рис. 7.5 Аккумулирующий бак и соединения по воде для системы с проточной водой.



8. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ И КОНТРОЛЯ ВОДЯНОЙ ПЕТЛИ WLHP

Помимо самой системы CLIVET WLHP, фирма CLIVET предлагает еще и систему диспетчеризации, состоящей из программного обеспечения WLHPMS (система управления WLHP), разработанной для наблюдения, контроля и диспетчеризации блоков кондиционирования и блоками регулирования температуры воды. Эта система специально разработана для торговых центров, обслуживаемых системой WLHP, для увеличения энергоэффективности, гибкости и надежности в работе. WLHPMS может управлять работой всех тепловых насосов, системами охлаждения и нагрева, насосными станциями, а также всеми другими элементами, например, вытяжными вентиляторами, для оптимизации всей системы. Функциональная схема системы управления CLIVET WLHPMS показана на рис.8.1.



1. Программное обеспечение дает возможность дистанционно считывать показания и изменять данные (требуется пароль для доступа в систему) через Интернет, без помощи традиционного коммуникационного модема.
2. Одиночные блоки кондиционирования воздуха могут управляться **вручную и локально** одним пользователем или автоматически через систему диспетчеризации, используя программное обеспечение или автоматически заданные уставки. Отображение данных и информации достаточно простое, доступное даже не профессионалу.
3. Программное обеспечение, которое было специально разработано для этого приложения и **персонализировано** для каждого отдельного случая, может обеспечивать оптимизацию затрат, включая следующее:
 - Программирование в очень простой форме для ежедневных и недельных циклов работ для каждого блока кондиционирования воздуха и других компонентов системы.
 - Автоматическое изменение уставок блок за блоком в зависимости от наружной температуры воздуха.
 - Управление работой каждого блока для снижения электропотребления в течение пиковых часов нагрузок в соответствии с величинами, установленными ENEL (Итальянский поставщик электроэнергии), путем изменения уставок и снижения общих пиковых нагрузок.
 - Контроль потоков энергии, влияющих на работу контура петли для поддержания температуры воды в оптимальных границах для тепловых насосов, находящихся на данный момент в работе. Это обеспечивается использованием специального алгоритма, который учитывает рабочие характеристики каждого установленного блока, характеристики станций, а также наружные температурные и влажностные условия.
4. Программное обеспечение разработано для предотвращения одновременных отключений нескольких блоков из-за нерасчетных тепловых и гидравлических условий воды в петле для исключения любого риска поломки блоков.
5. Система гарантирует полностью автономную работу каждого блока в системе (автономный режим) даже в условиях нарушения соединения или разъединения с основным компьютером.
6. Блоки кондиционирования воздуха присоединяются к системе через последовательную линию RS485 (обычно один или более контуров в зависимости от топографии здания). Это означает, что нет необходимости обеспечивать контакт для каждого блока или прокладывать пару кабелей для каждого контакта (что означает 6-8 проводов для каждого блока); что исключает высокую стоимость кабеля, длительность монтажа и высокую вероятность ошибок в прокладке кабелей.
7. Соединение типа «plug and play» гарантируют немедленную идентификацию системой каждого отдельного блока без необходимого в таких случаях интерфейса. Таким образом достигается значительное снижение стоимости монтажа и времени, увеличивая надежность всей системы.
8. Система может четко читать любой параметр каждого отдельного блока. Это позволяет определить и распечатать любой сигнал тревоги и передать четкую информацию о событии сервисному и эксплуатационному центру.



8.1 Управление системой диспетчеризации.

Фирма CLIVET, благодаря возможностям Интернета, может напрямую координировать и управлять локальными сервисными центрами для оптимизации своего **оперативного вмешательства и профилактического технического обслуживания и ремонта**. В основном система включает:

Аппаратное обеспечение

Система разработана для интерфейса с:

- Блоками CPN-V, CMH-V, CRH и CSNX-H с последовательным соединением через RS-485 с экранированным двухжильным кабелем с максимальной длиной 1000 метров.
- Блоками CH и CH-V с последовательным соединением через RS-485 с экранированным двухжильным кабелем с максимальной длиной 1000 метров.
- Блоками EHV, WH и EQV с последовательным соединением через RS-485 с экранированным двухжильным кабелем с максимальной длиной 1000 метров, со встроенным соответствующим оборудованием, разработанным для контроля за всей площадью или поэтажным контролем, так называемым ЗОННЫМ МАСТЕРОМ (ZONE MASTERS), поставляемым Clivet. Это оборудование способно управлять группами, состоящими максимум из 64 модулей, которые можно сгруппировать в 20 блоков.
- Системами обогрева, охлаждения и насосными группами, присоединенными через соответствующие порты, установленные на электронных платах
- Другими блоками Clivet, присоединенными через RS485.
- Блоками, не фирмы Clivet или дополнительными системами диспетчеризации. В этом случае должна быть подробная спецификация и представлены необходимые драйверы, согласованные с заказчиком

Программное обеспечение

Программное обеспечение может управлять передачей информацией от блока и к блоку, используя другой серийный порт для каждого типа установки.

Программное обеспечение каждого присоединенного блока имеет полный доступ ко всем переменным всем параметрам конфигурации.

Программное обеспечение может читать и показывать на дисплее:

- Все измеряемые температуры, давления и т.д;
- Рабочее состояние установки и всех потребителей, присоединенных к ней;
- Любое срабатывание аварийного сигнала на блоке;
- Рабочие уставки.

Может видоизменяться:

- Рабочее состояние блоков;
- Рабочие уставки блоков;
- Параметры конфигурации всех блоков.

Более того, она может управлять работой системы нагрева, системы охлаждения и соединенных насосных групп, а также всей насосной системой.

Предусмотрены различные уровни доступа в программное обеспечение, которые могут быть разрешены различными уровнями паролей для гарантии от несанкционированного доступа неавторизованного или необученного персонала, что может нарушить работу блоков или системы.



Программное обеспечение может осуществлять:

- Суточное, недельное и сезонное включение/выключение как одной установки, так и группы установок;
- Обнаружение и запись различных температур и/или давлений, которое потом будут показаны в таблице или в графическом формате;
- Обнаружение и запись всех событий в установке: включение/выключение, сигналы тревог и т.д.
- Контроль температуры воды в замкнутом контуре.

Однако регулирование температуры является местной и автономной задачей для каждого блока за исключением контроля всех рабочих параметров и возможности изменения всех рабочих уставок. Таким образом, потеря сетевого соединения не будет влиять на работу одиночного блока.

Пользовательский интерфейс

Пользовательский интерфейс имеет графический формат. Основанный на многокомпонентности системы и многократности его видов, его можно представить в графическом формате на экране в пользовательском формате. Если полное число присоединенных блоков позволяет, панорамный вид всех блоков в одном окне с указанием рабочего статуса и регулируемой температуры для каждого блока. Более сложные системы требуют несколько рабочих окон. Все конфигурации защищены паролями.

8.2 Управление циркуляционными насосами.

Управление водяными основными циркуляционными насосами петли должно обеспечиваться для различных условий. Основные положения, о которых надо помнить при разработке системы, показаны ниже:

- Если планируется ночное выключение циркуляционных насосов, так как ночью здание не обслуживается, то необходимо поставить блокировочное устройство для недопущения работы тепловых насосов при выключенных насосах. Надо помнить, что отсутствие воды в замкнутом контуре, и случайное включение тепловых насосов может повредить блоки из-за повторяющегося цикла старт/стоп.
- При ночном выключении системы зимой надо оценивать риск размораживания наружного трубопровода (трубы системы охлаждения и т.д.). Использование электрических нагревательных кабелей для нагрева наружных трубопроводов, как рекомендовалось выше, является важным средством безопасности против размораживания.
- Некоторые секции водяной петли могут отдавать тепло через наружные стенки, вследствие чего тепловые насосы будут работать с пониженной температурой входящей воды по сравнению с расчетной для утреннего запуска оборудования. Задание задержки в несколько минут между стартом насоса и стартом терминальных блоков устранил эту проблему.
- В некоторых случаях для предотвращения замораживания частей системы, находящихся на улице, основной насос должен работать постоянно. Это может показаться неоправданной потерей, однако, потребление электроэнергии насосами водяной петли не превышает 6.5% от общего энергопотребления всей системы. Более точные регулировки могут уменьшить эту цифру примерно на 30%.



8.3 Управление системой охлаждения.

Система, регулирующая сброс избыточного количества тепла в окружающее пространство, должна обеспечить изменение ступеней мощности для того, чтобы обеспечить сбалансированную работу системы в соответствии с реальными требованиями. Типичная последовательность управления мощностью описана в главе, посвященной системе охлаждения воды.

8.4 Управление системой нагрева.

Когда температура в контуре водяной петли уменьшается и достигает нижнего предела (15°C), должен включаться встроенный бойлер для подачи необходимого тепла. Необходимое количество тепла меняется в соответствии с условиями наружного воздуха и работы тепловых насосов. Например, в течение суток количество требуемого тепла варьируется в зависимости от соотношения количества блоков, работающих в режиме охлаждения, и блоков, работающих в режиме нагрева. Зимним утром система нагрева должна обеспечивать необходимое тепло для всех блоков, работающих в режиме предварительного нагрева. Поэтому система должна быть оборудована устройством регулирования мощности.

8.5 Перенастройка по температуре наружного воздуха.

В системе водяной петли задание нижнего предела температуры воды в петле в соответствии с наружной температурой может иметь большое преимущество. Тепловая мощность блоков повышается при увеличении температуры воды на входе и, таким образом, необходимо перенастроить параметры управления, чтобы увеличить температуру в контуре во время холодного периода. Например, когда наружная температура падает до 18°C, температура воды в контуре петли должна увеличиваться на 6-8°C для увеличения тепловой мощности тепловых насосов, при условии, что верхний предел не превышен. В противном случае могут возникнуть неполадки в блоках системы охлаждения.

8.6 Предохранительные и аварийные устройства.

Система регулирования должна иметь предохранительные устройства, способные дистанционно отключать определенные функции и сигнализировать о любых ненормальных условиях работы.

Например, чрезмерное увеличение температуры, вызванное поломкой приводного ремня вентилятора, охлаждающего испаритель, будет активировать звуковой сигнал тревоги и отключать тепловые насосы. Нормально замкнутый контакт, который размыкается при высоких температурах, может работать в качестве дополнительного предохранительного устройства в общей тепловой регулировке контура. Верхний предел температуры обычно устанавливается на 40°C.

Уменьшение температуры, вызванное отказом системы обогрева, будет включать звуковой сигнал тревоги и последующие отключение терминальных блоков. Нижний предел температуры обычно устанавливается на 13°C.

Обычно используются два отдельных порога безопасности:

- Сигнал "Предупреждение" относится к неисправности, которая в данное время имеет низкий приоритет; она не вызывает каких-либо предупредительных перебоев в работе, но требует внимания оператора, который должен проверить и устранить причины неисправной работы.



- Сигнал "Авария" соответствует отказу с высоким приоритетом, который может подвергнуть риску работу системы или даже ее целостность. Он определяет предварительную остановку в работе и требует срочного внимания оператора, который должен проверить и устранить причины неисправной работы системы.

Часть проверок безопасности работы, так же как и регулирование всей системы, выполняется на обратной линии системы. В течение зимнего периода работы сигнал «Предупреждение» будет активироваться, если температура в обратном трубопроводе контура достигает 10°C, чтобы предотвратить возможное появление конденсата на внешней поверхности труб контура петли. С другой стороны, если температура обратной воды достигает 4°C, должен активироваться сигнал «Авария» с последующим отключением теплового насоса для предотвращения замерзания воды в контуре петли. Насосы, работающие в контуре, не выключаются, но система нагрева будет активирована, пока в обратной линии не достигается 10°C.

На подающей линии выполняются только проверки. Сигнал «Предупреждение» активируется, если температура в подающей линии петли достигает порогового значения (обычно 24°C при зимнем режиме работы и 38°C при летнем режиме работы). Принудительная остановка тепловых насосов выполняется, если достигается уровень сигнала «Авария» (обычно 26°C при зимнем режиме работы и 40°C при летнем режиме работы) для предотвращения срабатывания устройств защиты единичных блоков. Таким образом, вся петля работает до срабатывания защиты на отдельном тепловом насосе: реле высокого давления является типичным устройством с ручным сбросом.

8.7 Регулирование температуры в помещении.

Устройства регулирования температуры тепловых насосов обычно представляют вмонтированный на стену термостат низкого напряжения, тогда как блоки WH (оконного типа) оснащены встроенным электронным термостатом.

Гибкость этих устройств регулирования удовлетворяет все современные требования комфорта и гарантирует высокую надежность, показывая значительное преимущество для системы водяная петля. Некоторые из этих устройств регулирования имеют ручное или автоматическое управление скоростью вращения вентилятора.

Большинство помещений нуждаются в блоках, оборудованными термостатами, но в большинстве зданий есть одно более или менее большое помещение, где установлено два или больше блоков, каждый из которых имеет свой термостат. В этих зонах термостаты должны находиться далеко один от другого для недопущения конфликта друг с другом, затраты энергии и невозможности выполнения ими функций управления температурой. В этих случаях предпочтительней использовать один термостат, способный управлять несколькими блоками параллельно или последовательно.

8.8 Изменение ночной уставки.

Эта функция может быть полезной в определенных случаях: гостиницы, мотели, жилые объекты и т.д., где система должна работать только несколько часов каждую ночь или даже круглосуточно. Она автоматически понижает температуру на термостате в заданное время, чтобы гарантировать комфортные условия, а также существенно снизить энергопотребление. Действительно, изменение ночной уставки температуры сокращает потребление энергии и снижает стоимость по сравнению с другими системами.

Функция изменения уставки ночной температуры дает экономию энергии от 14 до 16%. В целом, значение дифференциала уставки термостата примерно равно 4.5°C. Помните, что блоки, находящиеся внутри помещений, должны всегда выключаться на ночь.



9. ПРИМЕРЫ ПРОЕКТОВ

Процедура расчетов проходит в несколько этапов в процессе разработки системы водяной петли.

- Определение потребности здания по холоду,
- Определение потребности здания по теплу,
- Выбор всех тепловых насосов,
- Проверка расхода воздуха через тепловые насосы,
- Расчет расхода воды в контуре,
- Оценка коэффициента одновременности работы,
- Выбор система нагрева,
- Выбор системы охлаждения,
- Чертеж схемы гидравлического контура петли,
- Выбор размеров контура и выбор циркуляционных насосов.

Эта глава содержит информацию о наиболее важных этапах, вплоть до выбора системы нагрева и системы охлаждения. Примеры, относящиеся к замкнутому контуру системы, а также самые общие рекомендации.

9.1 Метод определения необходимой холодильной мощности для здания.

Требования здания к тепловой нагрузке в режиме охлаждения могут быть определены с использованием принятой программы расчетов. Эмпирический метод, разработанный обществом ASHRAE в форме единых значений мощности охлаждения для типа здания или применения, будет показан ниже как пример. Однако этот метод не может быть использован как замена строгих аналитических расчетов, сделанных известными программами.

Предварительные методы расчетов, основанные на расчетах общества ASHRAE и проиллюстрированные ниже, пригодны и надежны со своими ограничениями.

В **Табл. 9.1** показана удельная мощность охлаждения на каждый квадратный метр помещения или здания с учетом определенного скопления людей, установленной электрической мощности, температуры наружного и внутреннего воздуха. Таблица рассматривает общие типы потребителей и включает три различных условия тепловой нагрузки:

- Низкая холодопроизводительность,
- Средняя холодопроизводительность,
- Высокая холодопроизводительность.

С учетом высокой или низкой интенсивности нагрузок от освещения, электрического оборудования и скопления людей.

Надо помнить, что данные соответствуют наружной температуре 35°C. Если фактическая расчетная температура ниже этой величины, то мощность охлаждения может быть откорректирована на определенный процент.



9.1.1. Использование таблицы.

Для использования таблицы необходимо:

- 1) Определить тип пользователя, для которого рассчитывается данная установка кондиционирования воздуха (офис, отель, магазин, и т.д.) среди перечня в таблице;
- 2) Определить, основываясь на количестве людей и освещении (и другом имеющемся электрооборудовании), к какой категории нагрузки относится потребитель: низкой, средней или к высокой холодопроизводительности;
- 3) Выбрать удельную холодопроизводительность (Вт/м² площади);
- 4) Умножить удельную холодопроизводительность на общую полезную площадь помещения для получения необходимой холодопроизводительности.

Таблица 9.1. Удельная холодопроизводительность для различных типов потребителей.

Тип потребителя	Количество людей (м ² /чел)			Освещение* (Вт/м ²)			Холодопроизводительность (Вт/м ²)		
	низкое	средние	высокое	низкое	средние	высокое	низкая	средняя	высокая
Квартиры, частные дома	30.2	16.3	9.3	10.8	21.5	43.1	84	95	109
Церкви, театры	1.4	1.0	0.6	10.8	21.5	32.3	95	150	415
Школы, университеты	2.8	2.3	1.9	21.5	43.1	64.6	160	204	250
Больницы									
стационарные палаты	7.0	4.8	2.3	10.8	16.1	21.5	137	172	227
общественные места	9.3	7.4	4.6	10.8	16.1	21.5	217	270	345
Отели, общежития	18.6	13.9	9.3	10.8	21.5	32.3	109	126	172
Библиотеки и музеи	7.4	5.6	3.7	10.8	16.1	32.3	111	135	189
Офисные здания	12.1	10.2	7.4	43.1	64.6	96.9	105	135	200
Офисы									
общественные	12.0	10.0	7.5	43.0	64.5	97.0	105	135	200
частные	13.9	11.6	9.3	21.5	62.4	86.1	105	135	200
Бытовой потребитель									
крупный	55.7	37.2	18.6	10.8	21.5	43.1	63	76	100
средний	55.7	33.4	18.6	7.5	16.1	32.3	54	69	94
Рестораны									
крупный	1.6	1.4	1.2	16.1	18.3	21.5	278	385	476
средний	-	-	-	-	-	-	250	312	385
Торговые центры	4.2	3.7	2.3	32.3	53.8	96.9	159	238	357
Универмаги									
цоколь	2.8	2.3	1.9	21.5	32.3	43.1	111	133	169
основной этаж	4.2	2.3	1.5	37.7	64.6	96.9	109	154	250
верхний этаж	7.0	5.1	3.7	21.5	26.9	37.7	94	111	135
Магазины									
одежда	4.6	3.7	2.8	10.8	21.5	43.1	109	135	204
обувь	4.6	2.8	1.9	10.8	21.5	32.3	126	172	250

Источник: общество ASHRAE.

*Электрическая мощность определена для освещения, включая также другие энергонагрузки, обычные для данной категории.

Удельная холодопроизводительность относится к наружной температуре 35 °С и температуре в помещении в диапазоне от 24,4°С до 26,7°С с относительной влажностью 50%.



9.1.2 Определение потребности здания по холоду

Расчетные данные

Рассмотрим пример трехэтажного офисного помещения с общей площадью 1800 м². Здание разделено на офисные модули вдоль наружной стены и имеет внутренние помещения (открытое помещение и комната совещаний). Поэтажный план показан на рис 9.1.

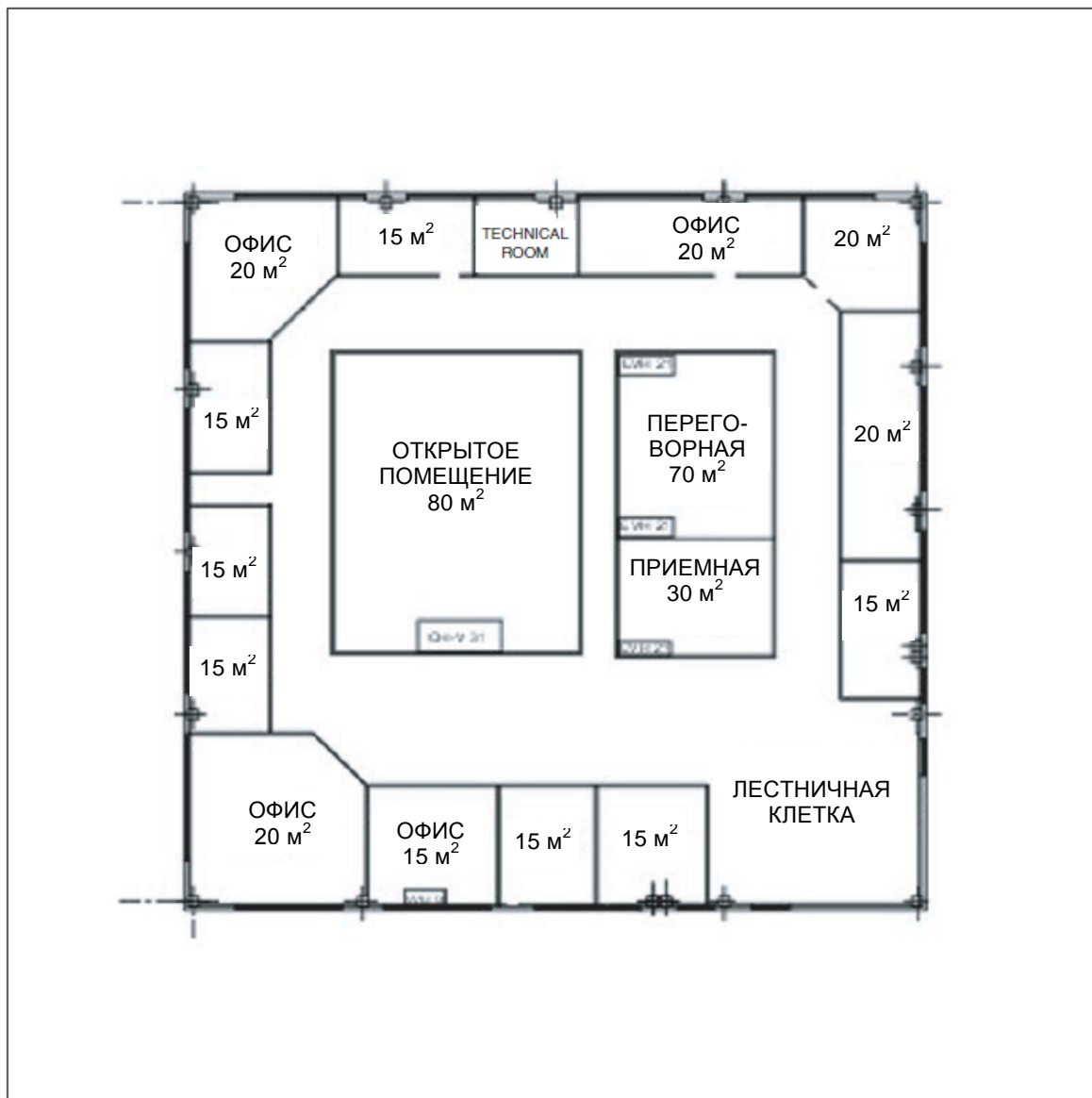


Рис. 9.1 План типового этажа офисного здания, используемого в качестве примера расчетов.

Расчетные условия проекта:

- трехэтажное офисное здание полезной площадью 600 м² (30 x 20 м)
- предполагаемое количество людей поэтажно: 50
- установленная электрическая мощность поэтажно (освещение, компьютеры и т.д.): 40 кВт
- 5 офисных модулей по 20 м² каждый, общая площадь 100 м²
- 8 офисных модулей по 15 м² каждый, общая площадь 120 м²
- центральное открытое офисное помещение 80 м²
- переговорная 70 м²
- приемная 30 м²
- служебные помещения и коридоры (на цокольном этаже - вестибюль вместо комнаты совещаний и приемной)
- расчетная температура наружного воздуха: 35°C D.B.
- расчетная температура помещений: от 24.5 до 26.7°C с относительной влажностью 50%.



Порядок расчета.

1. Определяем площадь на для одного человека. Делим полезную площадь этажа на количество людей :

$$(600 : 50) = 12 \text{ м}^2/\text{чел}$$

2. Определяем электрическую мощность, установленную на каждый квадратный метр для освещения, компьютеров и другой офисной техники, разделив общую установленную мощность для этой площади:

$$(40000 : 600) = 66.6 \text{ Вт/м}^2$$

3. По полученным расчетным данным выбираем среднее значение холодопроизводительности из табл.9.1. Удельная холодопроизводительность равна 135 Вт/м². Значения не сходятся идеально: в рассматриваемом случае плотность людей ниже (12м²/чел против 10), но установленная электрическая мощность более высокая, таким образом выбор допустим.

4. Рассчитываем общую холодопроизводительности путем умножения удельной мощности на площадь одного этажа и на количество этажей:

$$(135 \times 600 \times 3) = 243 \text{ кВт}$$

5. Определяем тепловые нагрузки различных модулей и комнат на типовом этаже.

Основываясь на данные, приведенные выше, мы получаем:

- офис 20 м²: (135 x 20) = 2.7 кВт
- офис 15 м²: (135 x 15) = 2.0 кВт
- открытое помещение: (135 x 80) = 10.8 кВт
- переговорная: (135 x 70) = 9.45 кВт
- приемная: (135x30) = 4.0 кВт

Помните, что значение удельной холодопроизводительности используется для внешних модулей независимо от воздействия наружных условий, для переговорной и открытой части офиса при отсутствии конкретных данных в отношении количества людей. Пример можно применять как руководство, показывающее каким образом использовать таблицу для определения примерной требуемой холодопроизводительности. Эта нагрузка должна быть проверена на основе объективных данных, доступных для проектировщика.

9.2 Метод определения необходимой тепловой мощности для здания.

Также эта процедура должна выполняться согласно общепринятым методам расчета. Гипотетически мы считаем, что результаты расчетов описаны ниже:

1. Общая тепловая мощность для здания 280 кВт.
2. Офис 20 м²: 3.2 кВт
3. Офис 15 м²: 2.5 кВт
4. Открытое помещение: 12.4 кВт
5. Переговорная: 10.86 кВт
6. Приемная: 4.6 кВт



9.3 Подбор тепловых насосов.

Тепловые насосы выбираются на основе максимальной холодопроизводительности, необходимой для помещения при стандартных условиях работы. Они должны, быть потом перепроверены в соответствии с условиями работы на обогрев. Если есть различные модели блоков с необходимой мощности, выбор должен быть сделан на основе варианта установки, применимого для данного помещения.

Ранее были подобраны тепловые насосы Clivet из блоков, описанных в главе 3. Выбраны следующие модели:

- **Офис 20 м².** Вертикальный тепловой насос в корпусе **WH 11**: холодопроизводительность 2.9 кВт, тепловая мощность 3.5 кВт. Этот блок предпочтительней, так как его можно установить под окном, и он имеет индивидуальные регулировки.
- **Офис 15 м².** Вертикальный тепловой насос в корпусе **WH 9**: холодопроизводительность 2.3 кВт, тепловая мощность 2.7 кВт. Как и пример выше, установка его возможна под окном и также с индивидуальными регулировками.
- **Открытое пространство офиса.** Вертикальный тепловой насос канального типа **CH-V 31**: холодопроизводительность 10.7 кВт, тепловая мощность 12.9 кВт. Этот вертикальный блок был выбран из-за равномерного распределения воздушного потока.
- **Переговорная.** Два безкорпусных горизонтальных тепловых насоса канального типа **EVH 21**: холодопроизводительность 5.2 кВт, тепловая мощность 4.5 кВт для каждого блока. В этом случае мы выбираем два горизонтальных блока канального типа, установленных за фальшпотолком для гарантии равномерного распределения воздуха в помещении.
- **Приемная.** Горизонтальный безкорпусной тепловой насос канального типа **EVH 21**: холодопроизводительность 5.2 кВт, тепловая мощность 4.5 кВт. Выбор безкорпусной горизонтального блока канального типа, устанавливаемый за фальшпотолком обоснован теми же причинами, что описаны выше.

9.4 Проверка расхода воздуха.

Для определения расхода воздуха мы можем использовать среднее значение в качестве начальной аппроксимации.

В **Табл. 9.2** показаны величины значений расхода воздуха (л/с) на каждый квадратный метр площади помещения, основанные на данных общества ASHRAE. Данные **табл. 9.1** относятся к трем различным условиям удельной холодопроизводительности: низкой, средней и высокой в зависимости от интенсивности тепловых нагрузок, предполагаемых в данном помещении. Обычно промежуточные условия между высокой и низкой нагрузкой являются наиболее точными для нормального режима работы.

Для определения расхода воздуха для данного потребителя начальное приближенное значение просто умножается на соответствующую величину удельной мощности на использованную площадь, как это показано.

В офисе, используемом как пример, расход воздуха для каждого модуля и внутренних помещений можно было легко определить на основе удельных расходов воздуха, представленных в таблице. Так как офисы были расположены по периметру здания, наиболее жесткие условия соответствуют блокам на южной, восточной и западной сторонах. Эти условия заложены в расчеты. Для этих блоков был расчетный расход воздуха:



Блоки открытого типа: 5.1 до 11,2 л/с на каждый квадратный метр площади.
Промежуточное значение 7 л/с на каждый квадратный метр сохраняется.
Внутренние зоны: 4.1 до 6.1 л/с на каждый квадратный метр площади.
Промежуточное значение 5.1 л/с на каждый квадратный метр сохраняется.

Таким образом, мы имеем:

- **Офис 20 м²:** 140 л/с (500 м³/час)
- **Офис 15 м²:** 105 л/с (370 м³/час)
- **открытое пространство офиса:** 408 л/с (1470 м³/час)
- **Переговорная:** 357 л/с (1280 м³/час)
- **Приемная:** 153 л/с (550 м³/час)

Эти данные подходят к выбранным техническим характеристикам тепловых насосов Clivet.

Табл. 9.2 Удельный расход воздуха в л/с на каждый квадратный метр площади в соответствии с внешним воздействием и диапазоном холодопроизводительности.

Потребитель	Восток-Юг-Запад			Север			Внутренние помещения		
	низкий	средний	высокий	низкий	средний	высокий	низкий	средний	высокий
Апартаменты, частные дома	4.1	6.1	8.6	2.5	4.1	8.6	-	-	-
Церкви, театры	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Школ, университеты	10.2	8.1	11.2	4.6	6.6	10.2	4.1	6.1	9.7
Госпитали стационарные палаты общественные места	5.1	7.6	10.2	4.1	6.1	7.1	3.6	5.1	5.6
	5.1	6.4	7.4	5.1	5.6	6.1	4.8	5/1	5.6
Отели, общежития	5.1	7.1	7.6	4.6	6.1	7.1	-	-	-
Библиотеки и музеи	5.1	8.1	10.7	4.6	5.6	0.6	4.6	5.1	5.6
Офисные помещения	5.1	8.1	11.2	4.6	6.6	10.2	4.1	5.1	6.1
Офисы общественные частные	5.1	8.1	11.2	4.6	6.6	10.2	4.1	5.1	6.1
	6.1	9.1	12.2	5.6	7.6	9.1	4.1	6.1	7.1
Потребитель крупный средний	4.1	6.1	8.1	2.5	4.1	6.6	-	-	-
	3.6	5.6	7.1	2.5	3.6	6.1	-	-	-
Рестораны крупные средние	9.1	12.2	18.8	6.1	8.1	10.7	4.6	5.6	7.1
	7.6	10.2	15.2	5.6	7.14	9.1	4.6	5.1	6.6
Торговые центры	7.6	13.2	21.3	5.6	8.6	13.2	4.6	6.6	10.2
Универмаги цоколь основной этаж верхний этаж	-	-	-	-	-	-	3.6	5.1	6.1
	-	-	-	-	-	-	4.6	7.1	10.2
	-	-	-	-	-	-	4.1	5.1	6.1
Магазины одежда обувь	4.6	6.1	8.1	3.6	5.1	7.1	3.0	4.1	5.6
	6.1	8.1	10.7	5.1	7.1	9.1	4.1	5.1	6.1

Источник: общество ASHRAE.

Помните, что выбранные примеры, используя описанные методы, имеют только предварительные данные и должны подтверждаться с применением принятых расчетных программ.



9.5 Коэффициент неравномерности для распределения нагрузки

Коэффициент неравномерности учитывает отсутствие потребности в холоде на протяжении дня по различным причинам: отсутствие людей, частичное использование освещения и офисного оборудования и т.д. Он выражается в процентном соотношении: вероятная существующая нагрузка делится на максимально возможную нагрузку. Коэффициент неравномерности **100%** предполагает, что все блоки работают все время при 100% мощности. Это не должно учитываться даже гипотетически при разработке системы кондиционирования воздуха, поскольку эта ситуация может существовать только очень короткий промежуток времени по сравнению с общим временем работы. Аналитически коэффициент неравномерности равен отношению максимальной одновременной нагрузки к сумме всех установленных тепловых нагрузок.

Коэффициент неравномерности имеет положительный эффект на начальную стоимость, позволяя ограничить энергопотребление и, таким образом, уменьшить стоимость эксплуатации. Он имеет только ограниченное влияние на мощность системы в течение нескольких часов в год, когда система работает в расчетных условиях.

Коэффициент неравномерности, значение которого находится в диапазоне от 0,75 до 0,85, рассчитывается известными программами расчета, позволяет определить максимальную одновременную нагрузку, предполагаемую для здания. В примере для некоторого количества комнат, описанном выше, условно принимается коэффициент неравномерности 0,80. Следовательно, ожидаемая максимальная одновременная нагрузка равна:

$$P_{\text{макс.}} = 243 \times 0.80 = 194.4 \text{ кВт}$$

9.6. Определение расхода воды в петле.

Для точного определения расхода воды, которая должна циркулировать в, необходимо просто сложить расходы для всех выбранных блоков, которые приведены в соответствующих каталогах. Если данные отсутствуют, то значение расхода воды для одного блока может быть вычислено по формуле (при работе блока в летний период):

$$Q \text{ (л/с)} = P_t / \Delta t = (P_f + kW_e) \times 0.86 / (\Delta t \times 3.6)$$

Где:

1 кВт = 0.86 кКал/час

1 л/с = 3.6 м³/час

P_f – холодопроизводительность блока (кВт)

kW_e – потребление электроэнергии компрессором (кВт)

Δt - разница температур на теплообменнике блока (°C)

Общий расход воды, циркулирующей в контуре, определяются как сумма всех значений для всех блоков.

Так как блоки обычно выбираются только на стадии разработки проекта, то предварительный расчет расхода воды, может быть сделан на основе максимальных одновременных нагрузок в режиме охлаждения (равный производству расчетной полной холодопроизводительности на коэффициент неравномерности), используя коэффициенты из **табл. 9.3**, построенной для расчетной разницы температур при работе в летнем режиме. Коэффициенты были рассчитаны при средней величине COP=4 для тепловых насосов в летнем режиме работы. Для расчета расхода просто умножьте коэффициент неравномерности на значение выбранной разницы температур.



Табл. 9.3 Коэффициенты расхода воды в системе, основываясь на предполагаемую разницу температур.

	Предполагаемая разница температур в летнем режиме работы (°C)					
	5	6	7	8	10 (*)	15 (*)
Коэффициент расхода (л/с/кВт)	0.060	0.050	0.043	0.037	0.030	0.020

(*) разница температур, используемых в системах с расходом воды для предотвращения повреждения блока в зимний период работы.

Для данного примера, общий расход воды в контуре, рассчитанный на основе предполагаемой разницы температур 6°C в летний период работы, имеем:

$$(194.4 \times 0.050) = 9.72 \text{ л/с (35 м}^3\text{/час)}.$$

Так как контур петли является замкнутым, то определенный в летнем режиме расход воды будет таким же и для зимнего режима работы. Следовательно, зимняя разница температур блоков определяется на основе определенного ранее расхода воды и полной нагрузкой, потребляемой тепловыми насосами в режиме обогрева (равная разнице между тепловой нагрузкой и электрической мощностью для всех работающих блоков системы).

Температура воды в обратном контуре управляется датчиками, управляющими системами нагрева и охлаждения, для поддержания значений температуры в пределах нормальных рабочих значений. Способ запуска систем нагрева и охлаждения зависит от их конфигурации.

9.7 Выбор системы нагрева воды.

Выбор встроенного бойлера производится на основе расчетов тепловой мощности, требуемой для данного здания. Это определяется с использованием известных программ расчетов или на основе статистических данных, взятых из технической литературы. Определив это значение и зная электрическую мощность одного теплового насоса, на основе первого закона термодинамики, можно определить тепловую мощность, необходимую для всех блоков данного контура водяной петли. Эта мощность должна обеспечиваться системой нагрева (если она частично не обеспечивается системой рекуперации тепла). Эмпирические данные, которые могут быть использованы при определении типоразмера бойлера, соответствуют 0,742 кВт/кВт холодопроизводительности. Важно убедиться, что минимальная мощность бойлера составляет не менее 70% потребности тепла здания ночью для отелей или жилых зданий. Должны также учитываться потери тепла через наружную градирню открытого типа, если контур подает воду в градирню в зимний период.

Как уже упоминалось выше, бойлер может быть любого типа.

9.8 Выбор системы охлаждения воды

Выбор испарительной градирни для замкнутого контура системы водяной петли зависит от множества элементов: расчетной температуры наружного воздуха по влажному термометру, общего расхода воды, рассеиваемой тепловой мощности, расчетной температуры воды на входе, коэффициента неравномерности, принятого для этой системы.

В частности, выбор расчетной температуры воды на входе в тепловые насосы должен иметь несколько приближений. Если это значение низкое, типоразмер испарительной градирни увеличивается, но зато увеличивается эффективность тепловых насосов.



Как правило, температура воды на входе должна быть как можно выше для снижения времени работы градирни до минимума. По опыту, максимальная температура воды на входе должна быть 32°C. Это значение позволяет блокам работать как в режиме нагрева, так и в режиме охлаждения. Более высокая температура воды на входе может стать причиной остановки блоков системы, работающих в режиме нагрева.

Следующий алгоритм должен использоваться для подбора испарительной градирни:

1. Выбрать рабочую температуру воздуха летом по влажному термометру.
2. Задаться разницей температуры воды между температурой воды на входе и выходе охладителя. Обычно эта разница составляет 6 - 7° С.
3. Определить расход воды в петле, который необходимо охладить (как описано выше).
4. Сложить номинальную мощность в режиме охлаждения всех тепловых насосов (в кВт).
5. Учесть коэффициент неравномерности 0,80, определенный выше, и рассчитать откорректированную холодопроизводительность, выбрать необходимый типоразмер градирни. В нашем случае холодопроизводительность: $(243 \times 0.80) = 194.4$ кВт.
6. Выбрать испарительную градирню (см. Спецификацию от производителя)



10. СИСТЕМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА

10.1 Монтаж воздуховодов.

Воздуховоды, используемые для тепловых насосов «вода-воздух» системы водяная петля, разрабатываются и монтируются аналогично обычных воздушных кондиционеров. Они крепятся к потолку и, в большинстве случаев, прокладываются за фальшпотолком. Жесткие каналы выполняются из оцинкованного листа железа, стекловолокна или «сэндвича» (состоящего из двух наружных слоев алюминия и средним слоем изоляционного жесткого пенопласта). Часто используются гибкие круглые воздуховоды, сделанные из алюминия или ПВХ.

Среди жестких материалов, оцинкованные листы железа самые тяжелые, но занимают меньше всего места по сравнению с круглыми для такого же расхода.

- Для прямоугольных воздуховодов см. табл. **10.1**
- Для круглых воздуховодов см. табл. **10.2**

Таблица 10.1. Толщины прямоугольных воздуховодов для системы низкого давления.

Размеры (максимальное значение), мм	Оцинкованный лист толщина, мм	Алюминий, толщина, мм	Расстояния между точками соединения
до 600	0.7	0.6	Меньше чем 2.5 м
600 - 750	0.7	0.6	Меньше чем 1.2 м
750-1500	0.8	0.8	Меньше чем 1.2 м

Все воздуховоды с одной или двумя сторонами более 450мм должны иметь соответствующие дополнительные крепления.

Таблица 10.2. Толщины круглых воздуховодов для системы низкого давления.

Диаметр, мм	Оцинкованный лист, толщина,	Алюминий, толщина, мм	Расстояния между точками соединения
до 200	0.7	0.6	Меньше чем 2.0 м
200 - 600	0.9	0.8	Меньше чем 2.0 м
600 - 900	1.0	1.0	Меньше чем 1.5 м



10.1.1 Основные этапы монтажа воздуховода.

- Определите вес и длину различных воздуховодов. Это необходимо для установки потолочных крепежных элементов.
- Очистите каналы от пыли и грязи, продув их. Если не сделать эту операцию, может произойти две вещи: преждевременное засорение фильтров теплового насоса, и проникновение пыли через воздуховоды в помещение. Этот воздух вреден для здоровья людей и загрязняет мебель и стены.
- Закрепите воздуховоды к потолку;
- Присоедините вентилятор к основной магистрали воздуховода.
- Установите подвесной потолок;
- Присоедините воздуховоды к диффузорам, вентиляционным каналам и решеткам в помещении.

10.1.2 Вес тонколистового железа.

Вес в кг/м² может быть определен по таблице 10.3. Воздуховоды, сделанные из облегченной стали (меньшей толщины, чем это необходимо), производят низкочастотный шум в процессе работы. Это очень раздражающий шум, который невозможно полностью исключить и который может привести к серьезным претензиям заказчика.

Соединение между вентилятором и основной магистралью воздуховода должно предотвратить создание турбулентности, шума и неравномерного распределения потока воздуха. Антивибрационные вставки сделаны из соответствующего защитного полотна или другого пригодного материала, который всегда должен быть установлен между выходом из вентилятора и местом присоединения воздуховода.

Воздуховоды должны крепиться к потолку, используя соответствующие крепления, согласно размерам и весу воздуховодов.

Таблица 10.3 Вес тонколистовой стали, используемой для воздуховодов.

Толщина, мм	Оцинкованный лист, кг/м ²	Алюминий, кг/м
0.5	4.0	1.4
0.6	4.8	1.7
0.7	5.6	1.9
0.8	6.4	2.2
0.9	7.2	2.5
1.0	8.0	2.8
1.2	9.6	3.4

10.1.3 Расстояние между крепежными кронштейнами.

Расстояние между крепежными кронштейнами, поддерживающими воздуховоды, должно быть определено на основе пошаговых расчетов:

- для воздуховодов с поперечным сечением до 0.5 м² крепежные кронштейны должны находиться на расстоянии не больше, чем 2 метра друг от друга;



- для воздуховодов с поперечным сечением от 0.5 до 1 м² расстояние между крепежными кронштейнами не должно превышать 1 метр;
- для воздуховодов со стекловолокном с внутренним размером W x H до 1200 x 600 мм максимальное расстояние между крепежными кронштейнами не должно превышать 1000 мм. Подвесной кронштейн должен быть сделан из полосы шириной 50 мм. Он подвешивается к потолку, используя стальную оплетку.

Некоторые примеры крепежа для воздуховодов из листового железа показаны на рис. 10.1.

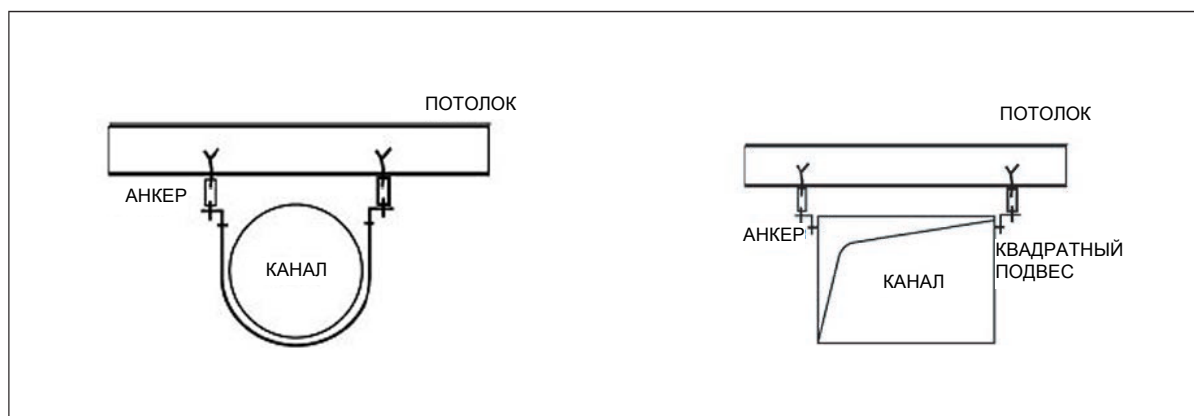


Рис. 10.1 Пример кронштейнов для воздуховодов из листового железа.

Когда должны быть смонтированы длинные горизонтальные линии, сделанные из гибких круглых воздуховодов, то необходимо выполнить необходимые измерения для монтажа. Максимальный изгиб не должен превышать 4% расстояния между кронштейнами.

10.1.4 Присоединение воздуховодов к диффузорам или вентиляционным решеткам.

Воздуховоды могут подсоединяться к диффузорам или вентиляционным решеткам следующими способами:

- Прямым монтажом вентиляционной решетки на стенке воздуховода. Это наиболее экономичный способ, но он может производить много шума и имеет плохое воздухораспределение;
- Монтажом с помощью гибких круглых воздуховодов без резких поворотов. Этот способ более дорогостоящий, чем описанный выше, но он гарантирует лучшее распределение потока воздуха см. рис.10.2.;
- Монтажом с помощью рукавов от главной магистрали воздуховода к диффузорам, установленным в потолке, см. рис. 10.3. Это наиболее дорогой способ, но он дает наиболее точное распределение потока воздуха

Первый способ требует только простого выреза в стенке основного воздуховода. Присоединение с помощью гибкого воздуховода требует выполнения круглого выреза подходящего диаметра в воздуховоде и установки фланца. Гибкие воздухопроводы крепятся к фланцу и соединяются хомутом. С другой стороны гибкий воздуховод вставляется в пленум диффузора и соединяется хомутом. Гибкий воздуховод не должен изгибаться под углом более 90°, чтобы предотвратить дросселирование потока воздуха и возникновения шума.



Третий способ требует круглого выреза в стенке основного воздуховода. Часть короткого воздуховода с фланцем, соединенного с решеткой или пленумом диффузора, другой стороной вставляется в отверстие основного воздуховода.

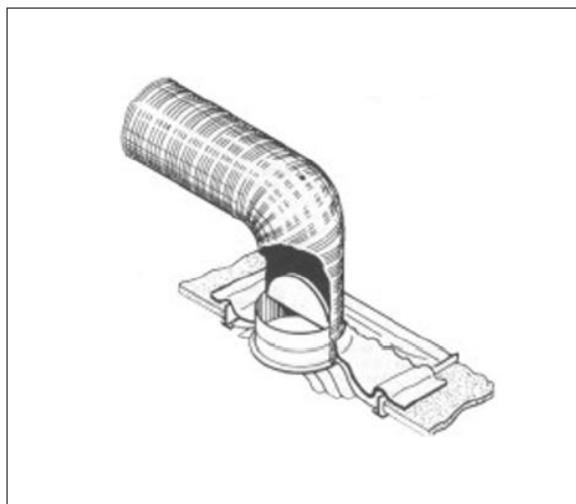


Рис. 10.2 Установка диффузора с гибким воздуховодом.

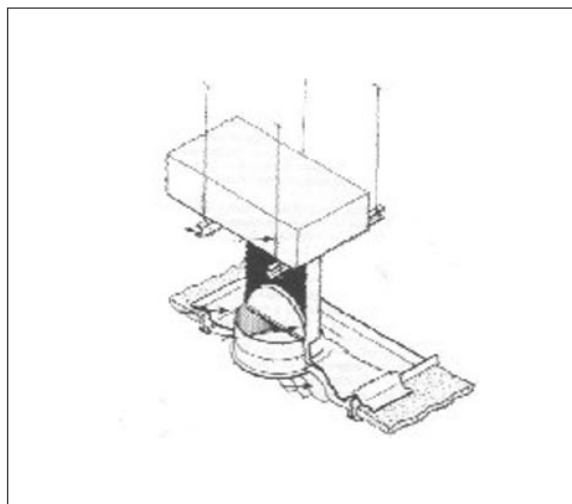


Fig. 10.3 Установка диффузора с жестким воздуховодом.

10.1.5 Соединение между выходом вентилятора и воздуховода подачи.

Гибкое соединение всегда должно быть установлено между выходом вентилятора и воздуховодом для предотвращения передачи вибрации.

В общем, подходящий способ расчета используется применен в разработке воздуховода. В большинстве случаев широко применяется метод восстановления статического давления с программным обеспечением. Для проектирования воздуховодов и контуров необходимо следовать нормам и установленным правилам инженеров сообществ SMACNA и ASHRAE.



11. ПОДГОТОВКА ВОДЫ

Соответствующая очистка, промывка и химическая обработка воды в замкнутом контуре системы водяная петля важна для гарантии эффективной работы и долгого срока эксплуатации системы.

После окончания монтажных работ – **но перед присоединением тепловых насосов к замкнутому контуру** – необходимо промыть систему включив циркуляцию воды через нее и затем эту воду слить. Перед процедурой очистки труб блоки системы должны быть гидравлически изолированы закрытыми клапанами включения/выключения для защиты теплообменников.

Помните, что каждое последующее промывание имеет потенциально коррозионный эффект из-за растворенного кислорода на входе. Таким образом, необходимо пассивировать поверхности труб перед их окончательной промывкой.

С этого момента клапаны включения/выключения должны быть открыты, чтобы тепловые насосы соединились с водяным контуром. В течение первых месяцев работы системы фильтры технической воды необходимо часто очищать.

11.1 Методы подготовки воды.

Фильтрация: Должен быть установлен общий фильтр, способный очищать всю воду в контуре с минимальной степенью фильтрации в 50 микрон. 500-микронный фильтр должен быть установлен на входе в теплообменник каждого блока. Мелкая сетка строго не нужна, хотя она дает возможность хорошо очищать теплообменник. Она требует более частой замены, что увеличивает стоимость эксплуатации.

В любом случае, в контуре не допускаются слизь и мелкий песок

Очистка: Химическая обработка воды - процесс сложный, особенно когда это касается биологически активных компонентов. Некоторые составляющие вредны для здоровья человека, так же как и для окружающей среды, и их использование жестко регламентируется нормативными актами. Химическая очистка воды также имеет коррозионный эффект на систему. В этом случае самое лучшее решение – использовать коммерческие продукты, рекомендованные производителями теплообменников. Будьте внимательны при очистке системы с проточной водой – пена от этой воды может загрязнять окружающую среду.

Коррозия: Антикоррозийная защита стали действует, благодаря образованию тонкого слоя оксида на поверхности стали. Этот слой, который обычно делают из оксида хрома, легко формируется в условиях окислительной среды, например, при контакте с воздухом, защищая металл от коррозии. Такой способ защиты металла называется пассивированием. Эта пленка обеспечивает оптимальное сопротивление окисляющим кислотам, таким как азотная, хромовая и слабая серная кислота и другие кислоты. С другой стороны, сопротивление другим, не окисляющим кислотам, таким как хлористоводородные кислоты, очень низкое.



Точечная коррозия: закругленные полости, вызванные коррозией, при следующих условиях:

- Высокое значение pH.
- Окислительные условия из-за присутствия кислорода, азотной кислоты или ионов Cu^{2+} , Fe_3 .
- Ионы хлорида, даже в самых малых концентрациях.
- Поврежденные поверхности окислительным слоем.
- Застоявшаяся жидкость на поверхности теплообменника.
- Присутствие таких компонентов, как сероводород.

11.2 Основные требования к воде, используемой в замкнутой системе

Для гарантии высокой эффективности и долгого срока эксплуатации замкнутой водяной системы необходима соответствующая чистка, промывка и химическая обработка всей системы. Этим аспектом, как сказано выше, занимаются все компании, специализирующиеся на очистке воды. В таблице 11.1 показаны только основные характеристики воды и сравнение открытых систем (то есть запитываемыми от подземных источников) и закрытых системам.

Таблица 11.1 Характеристики открытой и закрытой водяной системы.

Характеристики	Открытая рециркуляционная система	Закрытая рециркуляционная система
Контроль образования коррозии	1. Высокая концентрация ингибитора коррозии (200 – 500 ppm) 2. Ингибиторы коррозии в малой концентрации (20 – 80 ppm) 3. Контроль pH 4. Правильный выбор конструкционных материалов	Высокая концентрация ингибиторов коррозии Правильный выбор конструкционных материалов
Контроль образования окислов	1. Слив воды 2. Активные агенты, такие как полифосфаты 3. Добавление кислоты 4. Коррекция pH 5. Смягчение воды	Не требует контроля
Контроль над появлением слизи и ила	Хлорированные фенолы Другие диоксиды, Хлор от гипохлоритов или жидкие хлорины	Не требует контроля



Основные характеристики воды, обеспечивающие надежную работу замкнутого водяного контура следующие:

- Значение pH: значение в диапазоне между 7.5 и 9.
- Содержание кислорода: < 0.1 ppm.
- Аммиак: < 0.5 ppm при наличии кислорода.
- Аммиак: < 30 ppm при отсутствии кислорода.
- Концентрация Cl_2 : < 0.5 ppm при непрерывной работе.
- Концентрация Cl_2 : < 2 ppm при прерывистой работе.
- Отсутствие ила и песка.

11.3 Химическая обработка воды

Вещества, обычно используемые для предотвращения увеличения отложений кальция в структуре системы – полифосфаты, фосфиты и т.д. Эти вещества реагируют с кальцием, магнием и образуют растворимые компоненты, отложение солей. Одновременно они защищают систему от коррозии путем создания тонкого защитного слоя на стенках труб и оборудования, изолируя металл от прямого контакта с водой. Другие фосфатосодержащие продукты вступают в реакцию с нежелательными солями и создают нерастворимые компоненты, что позволяет отделить соль так же как несцементированную грязь, которая осаждается внизу без образования окарины.

В системах с замкнутым контуром (типичная система водяной петли), поскольку нет обновления воды, кроме компенсации утечки, присадки добавляются при заполнении системы. Потом, каждые полгода или раз в году, рекомендуется брать воду на анализ, чтобы контролировать минимальную потребную концентрацию. Результаты анализа покажут надо ли добавлять присадки. Чтобы отслеживать расход присадок между двумя последующими проверками, начальное добавление присадок должно давать повышенную концентрацию присадок. В небольших системах смешивание может быть сделано вручную. В средних и больших системах применяются специальные насосы, рассчитанные на длительную работу для внесения требуемого количества присадок.



12. ЗАПУСК И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМЫ

Значительный опыт применения этих систем, накопленный годами, особенно в США, Франции, а позже и в Италии, позволяет быть уверенными в надежности данной системы WLHP.

Однако необходимо учитывать следующие фундаментальные аспекты для гарантии надежной работы системы:

- Начальные пуско-наладочные работы тепловых насосов должны начинаться только после промывки трубопроводов и тщательной подготовки гидравлической системы для предотвращения загрязнения теплообменников;
- Устройства защиты (дифференциальное реле давления на стороне воды и противообледенительные термостаты), разработанные для недопущения поломки оборудования при аварийной ситуации, например, уменьшении циркуляции воды, должны работать при максимальной пиковой нагрузке;
- Для предотвращения отказов, компрессоры должны выключаться, если нет циркуляции воды. Должна быть система общего автоматического сброса;
- Должна гарантироваться эффективность устройств обеспечения минимального расхода через блоки наружной установки (крышные кондиционеры), чтобы предотвратить замерзание ночью зимой.
- Воздушные фильтры должны быть чистыми не только по очевидным гигиеническим соображениям, но также для предотвращения отказа теплового насоса из-за недостаточного расхода воздуха;
- Температура воды в аккумулирующем баке (если он есть) должна тщательно контролироваться для недопущения потерь электроэнергии или даже сбоя в работе теплового насоса.
- В помещениях, оборудованных внутренними тепловыми насосами, важно быть уверенными в том, что шум от работы теплового насоса находится в установленных нормами пределах (эта проблема возникает только в комнатах, в которых нет подвесных потолков или зон обслуживания). Если необходимо, следует установить звукоизоляцию и соответствующие звукоизоляционные кожуха на машины.

Данные, соответствующей нормальной работе системы водяная петля приведены в табл. 12.1.



12.1 Ежегодный осмотр и проверки.

12.1.1. Осмотр и обслуживание компрессоров.

Для практических целей основные компоненты системы, описанные ниже, разделены следующим образом: компрессор, испаритель и испарительный охладитель. Эти работы должны выполняться, по крайней мере, один раз в год.

- Протяжка всех электрических контактов, проверка изоляции кабелей для недопущения появления коррозии клемм. Замена всех поврежденных элементов. Проверка контактов внутри соединительного щитка и компрессоров.
- Проверка изменения цвета кабеля: это может быть сигналом плохого соединения или опасными условиями эксплуатации с перегревом.
- Проверьте электрические компоненты. Внимательно проверьте все контакторы на предмет износа или локальной коррозии контактов, зачистите их или замените при необходимости. Удалите обломки и другие инородные материалы, которые могут накапливаться на контакторах. Проверьте все реле на предмет износа или коррозии контактов, зачистите их или замените при необходимости.
- Убедитесь, что все реле давления работают нормально и срабатывают на установленных значениях.
- Проверьте работоспособность предохранительных устройств реле высокого давления.
- Проверьте работу комнатного термостата.

12.1.2 Осмотр и обслуживание испарителя.

- Проверьте состояние воздушных фильтров и замените их, если они засорены.
- Проверьте работу вентилятора. Убедитесь, что лопасти вентилятора вращаются свободно, без касания улитки. Тщательно очистите его поверхность и убедитесь, что колесо надежно закреплено на оси.
- Прочистите поддон дренажа конденсата и убедитесь, что дренажная линия не забита.
- Очистите теплообменник испарителя, удалите всю накопленную пыль, грязь и другие посторонние предметы.
- Используйте соответствующие материалы для обработки. Никогда не используйте кислотосодержащие растворы для очистки теплообменников систем охлаждения.
- Проверьте двигатели и соединительные кабели и проведите все другие проверки, как описано выше, для электрического оборудования.

12.1.3 Осмотр и обслуживание испарительного охладителя.

- Проведите общую инспекцию оборудования и проверьте на ржавчину, коррозию, состояние сепаратора капель. Обслуживание и ремонт по необходимости.
- Проверьте контур и форсунки распределителя воды.
- Проверьте теплообменник. Обслуживание и ремонт по необходимости.
- Прочистите фильтры рециркуляционной воды.
- Проверьте направление вращения рециркуляционного насоса. Если необходимо, на трехфазном насосе замените два внешних подключения.
- Почистите водный резервуар и удалите окалину и проверьте поврежденные поверхности. Затем проверьте и отрегулируйте уровень воды в резервуаре.



- Проверьте работу створок забора воздуха (если есть) для регулирования мощности.
- Проверьте работу поплавкового клапана.
- Проверьте работу сливного клапана и саму линию.
- Проверьте работу вентиляторов, убедитесь, что лопасти вентилятора свободно вращаются и нет трения.
- Проверьте работу трансмиссии, целостность ремней и их натяжение. Убедитесь, что нет вибрации и ненормального шума при работе.
- Проверьте работу системы обработки воды (если есть)

12.2 Обслуживание циркуляционных насосов.

Когда не требуется ни тепла, ни холода, выключение насосов системы обеспечивает существенное снижение энергопотребления. Помните, что используемая насосами энергия составляет приблизительно 6.5% от общего энергопотребления всей системы. Выключение насосов в период бездействия, может дать сокращение затрат энергии почти до 30% от потребления насосами. Перед программированием процесса отключения насосов необходимо выполнить:

- Блокировку работы тепловых насосов для недопущения их работы при выключенном насосе.
- Автоматический запуск насосов всякий раз когда:
 - Комнатный термостат, расположенный в наименее удобной точке, дает команду на включение теплового насоса.
 - Наружный термостат из-за низких температур дает команду на включение насоса для недопущения замерзания наружных элементов петли, особенно охладителя.
- Предусмотреть задержку на несколько минут между запуском насоса и включением тепловых насосов. Определенные части петли могут давать отдавать или поглощать большое количество тепла, если насосы выключены. При запуске холодная или горячая вода, питающая тепловые насосы, может явиться причиной отключения из-за срабатывания защитных устройств. Программная задержка позволяет перемешать воду в контуре, исключив эту опасность.

12.3 Защита от замерзания.

В зонах, где местные климатические условия могут быть причиной замерзания некоторых секций контура, рекомендуется использовать растворы антифриза (10% объема). Эта концентрация не очень влияет на работоспособность системы, в то время как более высокая его концентрация может привести к ухудшению параметров. При концентрации от 35% до 50% низкая удельная теплоемкость требует увеличения расхода. Увеличенное гидравлическое сопротивление и увеличенная вязкость жидкости могут резко увеличить установленную мощность насосов. Низкая теплопроводность растворов приводит к значительному падению мощности тепловых насосов из-за низкого коэффициента теплообмена, типичного для этих растворов. Однако 10% раствор антифриза не обеспечивает полную защиту против замерзания при температуре ниже минус 4°C. Это процентное соотношение предотвращает разрыв металлических труб и теплообменников при любых температурах.



Таблица 12.1 Исходные значения для работы системы водяная петля WLHP

Переменные и компоненты системы	Исходные значения	Влияние на систему
Тепловые насосы		
Разница температур воздуха, проходящего через теплообменник теплового насоса в режиме охлаждения	10 - 11°C	База: 55 л/с на охлаждение одного кВт
Расход воздуха на охлаждение одного кВт	База: 55 л/с (190 м3/час)	Нормальная работа
Расход воздуха на нагрев одного кВт в режиме нагрева	до 70 л/с (240 м3/час)	Нормальная работа
Максимальная скорость воздуха через теплообменник при работе в режиме охлаждения	2.5 - 3.0 м/с	Очень низкая скорость может вызвать обледенения теплообменника
Максимальная скорость воздуха через теплообменник при работе в режиме нагрева	3.5 м/с	--
Выделение конденсата	0.39 кг/час 0.78 кг/час (помещения с высокой скрытой нагрузкой)	--
Замкнутый водяной контур		
Температура в контуре петли	15°C, минимальная 29°C, максимальная	
Типичная разница температур на тепловом насосе	5 - 6°C летом и зимой в летний период работы: 10°C граничное значение 15 °C для системы с расходом в системе	
Типовая скорость воды в трубах	1.2- 3.0 м/с	
Максимально допустимая скорость воды для минимизации эрозии труб	6000 час/год: 3.0 м/с 3000 час/год: 4.0 м/с 1500 час/год: 4.6 м/с	Более высокие скорости могут вызвать неприемлемый уровень шума в помещениях



13. ОЦЕНКА ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ СИСТЕМЫ

Увидеть преимущества системы CLIVET WLHP по электропотреблению и влиянию на окружающую среду поможет следующее сравнение с централизованной водяной системой

13.1. Принципы, взятые за основу анализа энергопотребления.

Цель проведения анализа, описанного ниже – сравнить количество первичной энергии, требуемой для работы двух систем в различных условиях (только в режиме охлаждения, только в режиме нагрева, и в режиме одновременной работы на нагрев и охлаждение). Под первичной энергией понимается количество энергии, которую необходимо подать к энергетическим установкам, для выработки электрической энергии, потребляемой системой для работы на охлаждение и/или нагрев (если используются парокомпрессионные холодильные машины), а также энергия, содержащаяся в ископаемом топливе, сжигаемом в этих энергетических установках.

Для проведения анализа использовались эквиваленты (для преобразования электрической энергии в первичную), представленные в инструкции, разработанной DPR (Указ президента) №412от 26 августа 1993г:

10 MJ =>1 kWh (коэффициент перерасчета 0.36)

Обратите внимание, что итальянской поставщик электроэнергии ENEL дает более привлекательные значения:

7.5 MJ =>1kWh (коэффициент перерасчета 0.48)

В системах производства тепловой энергии, основанных на бойлерах с горением метана, вся первичная энергия вырабатывается энергией, содержащейся в топливе, поскольку топливо само по себе также является источником первичной энергии.

13.2. Принципы, взятые за основу анализа оценки влияния на окружающую среду.

Влияние на окружающую среду может быть оценено на основе его вклада в так называемый «парниковый эффект». При работе машин с холодильным циклом эта оценка основывается на степени разрушении озонового слоя из-за случайных утечек. Это разрушение является, в основном, результатом выброса в атмосферу газов, содержащих атомы хлора, которые, вступая в химическую реакцию с озоном, становятся причиной его разрушения в верхних слоях атмосферы.

Сегодня в Европе эта проблема уже решена (отдельно от урона, который уже нанесли, и который, как мы надеемся, восполним) благодаря законодательству, запрещающему CFC и HCFC, хотя все равно существуют некоторые разногласия, особенно в таких странах, как США и Япония.

Термин «парниковый эффект» относится к постепенному увеличению температуры в тропосфере и как следствие, на поверхности Земли из-за аккумуляции углекислого газа, который получается в процессе выработки электроэнергии.

Для расчетов вклада в так называемый «парниковый эффект» обычно используется параметр TEWI (Total Equivalent Global Warming Impact - Общий Эквивалент Глобального Теплого Эффекта).

Все синтетические хладагенты (HCFC и MFC) могут стать причиной «парникового эффекта» из-за их выброса в атмосферу. Этот прямой эффект должен учитываться вместе с (непрямым) «парниковым эффектом» из-за выброса углекислого газа, получаемого при выработке энергии, необходимой для работы системы. Эти выбросы происходят как при производстве электроэнергии, так и местном сжигании топлива для отопления. В нашем случае таким топливом является метан.



Параметр TEWI используется для расчетов влияния каждой технологической операции на «парниковый эффект».

Это определяется так:

$TEWI = (m \times GWP \times n) + (\dot{CO}_2 \times t \times E \times n)$, где:

m = Масса топлива, выброшенного в атмосферу (кг/год).

GWP = Глобальное тепло (парниковый эффект) по отношению к CO_2 (кг CO_2 /кг).

\dot{CO}_2 = Масса CO_2 выделенного каждым блоком, производящим электроэнергию (кг/ CO_2 /кВ).

t = Ежегодное рабочее время системы - дни в году (24h).

E = Ежедневное потребление электроэнергии (кВ/час/24час).

n = Срок эксплуатации системы в годах.

Пример теоретических расчетов энергопотребления и влияния на окружающую среду.

Для расчетов используем пример, показанный выше, относящийся к системе кондиционирования здания с 20 блоками.

Энергетические характеристики системы CLIVET WLHP с замкнутым контуром и с проточной водой, работающей в трех режимах (только охлаждение, только нагрев, и одновременное охлаждение и нагрев), сравнивались с аналогичными характеристиками централизованных водяных систем.

Предположим, что максимальная одновременная нагрузка в режиме обогрева соответствует общей нагревательной мощности приблизительно в 250 кВт, а максимальная одновременная нагрузка в режиме охлаждения соответствует приблизительно 350 кВт, как гипотетически было взято выше (блоки обычно выбираются по холодопроизводительности в режиме охлаждения).

В нашем условном случае, для удобства расчетов, мы взяли один час работы изучаемой системы.

Характеристики данных двух систем:

Система Clivet WLHP

Предположим, что помещения кондиционируются горизонтальными канальными блоками серии CH с хладагентом R407C.

Рассматриваемые блоки имеют следующую эффективность

Система WLHP с замкнутым контуром:

COP в режиме обогрева = 5 (с температурой воды в контуре 15°C и воздуха перед теплообменником 20°C).

COP в режиме обогрева = 5.2 (с температурой воды в контуре 20°C и воздуха перед теплообменником 22°C).

COP в режиме обогрева = 4.8 (с температурой воды в контуре 29°C и воздуха перед теплообменником 27°C).

COP в режиме обогрева = 5.9 (с температурой воды в контуре 20°C и воздуха перед теплообменником 24°C).



Система WSHP с проточной водой (Тепловые насосы с Водяным Источником):

COP в режиме нагрева = 5 (с водой из скважины 15°C и воздухом перед теплообменником 20°C),
COP в режиме нагрева = 4.8 (с водой из скважины 15°C и воздухом перед теплообменником 22°C),
COP в режиме нагрева = 6.5 (с водой из скважины 15°C и воздухом перед теплообменником 27°C),
COP в режиме нагрева = 6.2 (с водой из скважины 15°C и воздухом перед теплообменником 24°C).

Система с замкнутым контуром соединяется также с:

- Системой нагрева, на высокоэффективном бойлере с коэффициентом сгорания $\eta_c = 0.9$
- Системой охлаждения с испарительной градирней с замкнутым контуром.

Характеристики системы распределения (как для системы с замкнутым контуром, так и для системы с проточной водой) предполагается равным $\eta_{qWLHP} = 1$ (вода, циркулирующая в контуре, сбалансирована с окружающей средой).

В этом упрощенном анализе энергопотребление испарительной градирни, электрических циркуляционных насосов и вентиляторов внутренних блоков не учитываются.

Водяная система.

Помещения кондиционируются фанкойлами с двумя теплообменниками и вентиляционными установками (работающими с холодной и горячей водой).

Система соединяется также с:

- Отопительной установкой с высокоэффективным бойлером.
- Холодильной установкой с водяным охлаждением конденсатора с COP = 2.7 (при нормальных условиях).

Рабочие характеристики системы нагрева могут быть рассчитаны по данным ст. 5 D.P.R.N. 412 (Указа Президента) от 26 августа 1993 года:

$$\eta_g = (65 + 3 \log P_n) (\%)$$

где $\log P$ - десятичный логарифм номинальной полезной мощности генератора, обслуживающего систему, выраженной в кВт.

В нашем примере, например, для системы 250 кВт, мы имеем:

$$\eta_g = 65 + 3 \times \text{Log } 250 = 72.2\%.$$

Характеристики системы распределения холодной воды можно принять равным $\eta_{q \text{ водяная}} = 0.95$ (это характеристики системы распределение в соответствии со стандартами UNI 10348).

В этом случае также не учитывается энергия, потребляемая вентиляторами блока охлаждения воды, электрическими циркуляционными насосами и внутренними фанкойлами.



13.3. Энергетический анализ: сравнение двух систем.

13.3.1. Работа только в системе охлаждения.

Рассмотрим один час работы двух систем кондиционирования на помещения, используя наш метод анализа.

Общая нагрузка на охлаждение всего здания за один час работы:

$$\sum E_f = SP_f \times 1 = 350 \text{ kWh}$$

Система WLHP

Предположим, что вода циркулирует с температурой 29°C к тепловому насосу и температура на входе в теплообменник 27°C.

За один час работы при полной нагрузке, на основе анализа данных, приведенных в технических каталогах, мы имеем следующее:

Общая электрическая энергия, поглощенная 20-ю тепловыми насосами

$$\sum E_{el} = \sum E_f / COP = 350 / 4.8 = 73 \text{ кВт}$$

Этой электрической энергии соответствует потребление первичной энергии (в энергоустановке) равное:

$$E_{\text{первичная}} = 10 \text{ МДж/кВтЧ}_e \times \sum E_{el} = 10 \times 73 = 730 \text{ МДж.}$$

Общая термическая энергия, выделяемая системой, равна:

$$\sum E_{\text{t-контура}} = \sum (E_f + E_{el}) = 350 + 73 = 423 \text{ кВт/час}$$

As already mentioned above, this analysis does not take into account the electric energy absorbed by the evaporative cooler in order to dispose of the thermal energy specified above. Как уже говорилось выше, этот анализ не учитывает электроэнергию, поглощенную испарительной градирней для сброса определенной выше термической энергии.

Система WSHP

В этом случае температура воды в подающем трубопроводе постоянно равна 15°C, температура воздуха на входе в теплообменник принимается всегда 27°C.

Общая электрическая энергия, поглощенная 20-ю тепловыми насосами:

$$\sum E_{el} = \sum E_f / COP = 350 / 6.5 = 54 \text{ кВт/час.}$$

Этой электрической энергии соответствует потребление первичной энергии (в энергоустановке), равное:

$$E_{\text{первичное}} = 10 \text{ МДж/кВт-час}_e \times \sum E_{el} = 10 \times 54 = 540 \text{ МДж}$$

В этом случае нет необходимости в системе охлаждения, поскольку температура воды не контролируется, и, следовательно, не надо учитывать дополнительное энергопотребление. Исключение составляют насосные группы, которые мы не предусмотрели в этом анализе, так как их влияние практически одинаково во всех трех исследуемых случаях, и они, таким образом, не влияют на окончательный результат этого сравнения.

Таким образом, в этих трех исследованных случаях мы имеем общее потребление первичной энергии, равное:

Система WLHP	E первичное = 730 MJ
Система WSHP	E первичное = 540 MJ
водяная система	E первичное = 10 МДж/кВт-ч_e × E_{el} = 10 × 137 = 1370 МДж



В случае водяной системы мы имеем расход электроэнергии, потребляемой холодильной машиной, а также системы распределения, равное 0,95. Предположив, что холодильной машиной среднее значение (COP) в режиме охлаждения, равное 2,7, мы имеем:

$$E_{el} = E_f / (COP \times \eta_d) = 350 / (2.7 \times 0.95) = 137 \text{ кВт}$$

Это количество электроэнергии соответствует первичной энергии (в энергоустановках), равной **1370 мДж**.

Заключение

В таблице суммированы данные для трех случаев:

Первичная энергия	WLHP/С.Т. (мДж)	WSHP/скважин а (мДж)	Водяная система (мДж)
Электрическая	730	540	1370
Итого	730	540	1370

В рассмотренном случае надо отметить что:

- Система с проточной водой гарантирует наибольшую экономию энергии, благодаря высокой эффективности, которую можно достигнуть благодаря постоянной температуре воды 15°C. Система с замкнутым водяным контуром имеет большее потребление первичной энергии из-за меньшей эффективности блоков, однако значение потребления приблизительно соответствует 50% потребления централизованной системы.
- Водяная система проигрывает из-за низкой эффективности, типичной для холодильных машин с воздушным охлаждением и потерями из-за распределения холодной жидкости. Соответственно потребление электроэнергии получается выше, по сравнению с системами, проанализированными выше.

13.3.2. Работа только в режиме обогрева.

Рассмотрим работу двух систем кондиционирования воздуха в течение одного часа в режиме обогрева на помещения, используемые для нашего анализа. Общая тепловая нагрузка в этом случае будет:

$$\sum E_t = \sum P_t \times 1 \text{ час} = 250 \text{ кВт-час}$$

Система WLHP.

Предположим, что вода циркулирует с температурой 15°C на входе в тепловые насосы, а температура воздуха на входе в теплообменники составляет 20°C.

В течение часовой работы при полной нагрузке, с учетом приведенных выше данных, мы имеем:

Общая электроэнергия, потребляемая двадцатью тепловыми насосами:

$$\sum E_{el} = \sum E_t / COP = 250 / 5 = 50 \text{ кВт-час.}$$



Этой электроэнергии соответствует потребление первичной энергии (в энергоустановках) равное:

$$E_{\text{первичная}} = 10 \text{ МДж/кВт}_e \times (\sum E_{el}) = 10 \times 50 = 500$$

Общая тепловая энергия, переданная петле от источника тепла, равна:

$$\sum E_{\text{контур}} = \sum (E_t - E_{el}) = 250 - 50 = 200 \text{ кВт-час}$$

Это тепло должно поступать от нагревательных установок, поэтому первичная тепловая энергия, необходимая для часовой работы равна (1 кВт-час = 3.6 МДж):

$$E_{\text{первичная}} = \sum E_{t\text{-петли}} / \eta_c = 200 / 0.85 = 235 \text{ кВт-час} = 235 \times 3.6 \text{ МДж} = 846 \text{ МДж.}$$

Система WSHP.

В этом случае вода в подающем трубопроводе имеет постоянную температуру 15°C; температуру воздуха на входе в теплообменник принимаем 20°C. За часовую работу при полной нагрузке системы мы имеем в случае, показанном выше, значение потребленной первичной энергии, равное:

$$E_{\text{первичное}} = 10 \text{ МДж/кВт-час}_e \times (\sum E_{el}) = 10 \times 50 = 500 \text{ МДж.}$$

В этом случае, поскольку энергия возобновляемая, установки обогрева не требуются. Суммируя для двух случаев, рассмотренных выше, мы получаем следующее потребление первичной энергии:

Система WLHP $E_{\text{первичная полная}} = (500 + 846) = 1346 \text{ МДж}$

Система WSHP $E_{\text{первичная полная}} = (500 + 0) = 500 \text{ МДж}$

Водяная система $E_{\text{первичная}} = \sum E_v / (\eta_g) = 250 / (0.72) = 347 \text{ кВт-час} = 1250 \text{ МДж.}$

В последнем случае есть только потребление тепловой энергии, что приводит к потреблению первичной энергии (в форме топлива для бойлера).

Заключение.

Таблица внизу суммирует полученные данные в отношении трех систем:

Первичная энергия	WLHP/С.Т. (МДж)	WSHP/скважина (МДж)	Водяная (МДж)
электрическая	500	500	0
термальная	846	0	1250
общая	1346	500	1250

Следует отметить:

- Система водяная петля с теплоустановкой на базе высокоэффективного бойлера, менее эффективна, чем водяная система на 8%.
- Использование конденсационного бойлера делает замкнутую систему более энергетически привлекательной по сравнению с водяной системой, благодаря рекуперации скрытого тепла парообразования; следовательно, удельная производительность больше 1.



- система с использованием воды из скважины гарантирует сохранение первичной энергии приблизительно на 60% по сравнению с водяной системой.

13.3.3 Работа одновременно на нагрев и на охлаждение.

Будем считать, что блоки установлены в соответствии со схемой, показанной на рис.7.2., в одинаковых условиях (температура воздуха в нагреваемом помещении равна 22°C; в охлаждаемом помещении - 24°C; температура подаваемой воды 20°C для замкнутой системы и 15°C для системы с проточной водой). В этом случае первичная энергия, необходимая для блоков, работающих в режиме охлаждения и для блоков, работающих в режиме обогрева, нужно считать отдельно в соответствии с характеристиками, пересчитанными для новых условий работы, согласно данным, взятым в таблице параграфа 2.0.6.

Для нашего гипотетического случая мы берем один час работы.

Система WLHP

Блоки, работающие в режиме охлаждения.

Общая холододовая нагрузка

$$\sum E_f = (\sum P_f \times 1 \text{ час}) = 182 \text{ кВт-час}$$

Общая потребляемая блоками мощность:

$$\sum E_{el} = (\sum E_f / COP) = 30.6 \text{ кВт-час.}$$

$$E_{\text{Первичная}} = 10 \text{ мДж/кВт-ч} \times (\sum E_{el}) = 306 \text{ мДж}$$

Тепловая энергия, выделяемая в петлю (знак «+» соответствует направлению потока энергии от блоков к петле):

$$\sum E_{\text{т-петли}} = \sum (E_f + E_{el}) = 182 + 31 = 213 \text{ кВт-час} = 767 \text{ мДж.}$$

Блоки, работающие в режиме обогрева.

Общая тепловая нагрузка:

$$\sum E_t = (\sum P_t \times 1 \text{ час}) = 263 \text{ кВт-час.}$$

Общая потребляемая блоками мощность:

$$\sum E_{el} = (\sum E_t / COP) = 50 \text{ кВт-час} = 502 \text{ мДж.}$$

Тепловая энергия, поглощаемая из петли (знак «-» соответствует направлению потока энергии от петли к блокам):

$$\sum E_{\text{т-петли}} = -\sum (E_t - E_{el}) = - (263 - 50) = - 213 \text{ кВт-час} = -767 \text{ мДж}$$

Заключение (для всех модулей)

Электроэнергия, потребляемая работающими блоками:

$$\sum E_{el} = 306 + 502 = 808 \text{ мДж.}$$

Тепловая энергия, необходимая для петли:

$$\sum E_{\text{т-петли}} + \sum E_{\text{т-петли}} = 767 - 767 = 0 \text{ мДж.}$$



Практически система нагрева может не подавать тепло в петлю, поскольку петля энергетически сбалансирована.

Система WSHP

Блоки, работающие в режиме охлаждения.

Общая холододовая нагрузка:

$$\sum E_f = (\sum P_f \times 1 \text{ час}) = 182 \text{ кВт-час.}$$

Общая потребляемая блоками мощность:

$$\sum E_{el} = \sum (E_f / COP) = 29 \text{ кВт-час.}$$

$$E_{\text{первичное}} = 10 \text{ MJ/kWh} \times (\sum E_{el}) = 290 \text{ MJ.}$$

Тепловая энергия, выделяемая в петлю:

$$\sum E_{t\text{-петля}} = \sum (E_f + E_{el}) = 182 + 29 = 211 \text{ кВт-час} = 760 \text{ МДж.}$$

Блоки, работающие в режиме обогрева

Общая тепловая нагрузка:

$$\sum E_t = (\sum P_t \times 1 \text{ час}) = 263 \text{ кВт-час.}$$

Общая потребляемая блоками мощность:

$$\sum E_{el} = (\sum E_t / COP) = 55 \text{ кВт-час} = 550 \text{ МДж.}$$

Тепловая энергия, поглощаемая из петли (знак «-» соответствует направлению потока энергии от петли к блокам):

$$\sum E_{t\text{-петля}} = -\sum (E_t - E_{el}) = - (263 - 55) = - 208 \text{ кВт-час} = - 750 \text{ МДж.}$$

Заключение (для всех модулей)

Электроэнергия, потребляемая работающими блоками:

$$\sum E_{el} = 290 + 550 = 840 \text{ МДж.}$$

Тепловая энергия, необходимая для петли:

$$\sum E_{t\text{-петля}} - \sum E_{t\text{-петля}} = 767 - 750 = 10 \text{ МДж}$$

Это значение энергии включает в себя уменьшение температуры воды в обратном трубопроводе, что не влияет на работу, поскольку, как уже было сказано выше, система работает с проточной водой.

Водная система.

Холодильная машина:

$$E_{el} = E_f / (COP \times \eta_d) = 182 / (2,7 \times 0,95) = 71 \text{ кВт-час} = 710 \text{ МДж.}$$

Теплоустановка:

$$E_{\text{первичное}} = E_t / (\eta_g) = 263 / (0,72) = 325 \text{ кВт-час} = 1171 \text{ МДж.}$$



В Таблице показаны окончательные данные расчетов для трех случаев:

Первичная энергия	WLHP/С.Т. (МДж)	WSHP/скважина (МДж)	водяная (МДж)
Электрическая	808	840	710
Термальная	0	0	1170
Общая	808	840	1881

В этом случае система водяная петля гарантирует сохранение первичной энергии более 56% как для системы с замкнутым контуром, так и для системы, работающей на проточной воде. При смешанном режиме работы, система термически сбалансирована и требует подключения отопительной установки только в крайнем случае для поддержания температуры воды в установленных пределах, а не для обогрева помещений.

Из простого анализа, описанного выше, мы можем четко проследить, что система водяная петля энергетически более привлекательна, когда, как минимум, одно из условий, перечисленных ниже, будет удовлетворено:

- здания имеют помещения, характеризующиеся различными требованиями по тепловой нагрузке. Если говорить более конкретно, есть несколько зон, которые требуют охлаждения даже зимой (зоны с уменьшенным рассеиванием тепла на единицу объема помещения, большие размеры окон, выходящих на солнечную сторону, высокая внутренняя нагрузка из-за количества людей, освещения или внутреннего энергопотребления);
- наличие доступного зимой источника тепла или источника рекуперированного тепла;
- достаточно длительный период, когда требуется одновременный обогрев и охлаждение;
- средняя холодовая нагрузка при работе зимой составляет, как минимум, одну треть от нагрузки при работе на обогрев;
- доступна вода из скважины или другого источника. В этом случае система привлекательна, независимо от назначения кондиционируемых помещений.

Разработчик системы должен оценить, шаг за шагом, существуют ли условия для применения системы; в любом случае она гарантирует преимущества перед другими системами в отношении энергопотребления. Таким образом, важно провести точный энергетический анализ. Очень важен также анализ затрат по различным источникам энергии (топливо, подача тепла, электроэнергия) и уделить внимание влиянию системы на окружающую среду.



14. ВЛИЯНИЕ СИСТЕМ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

Данный анализ определяет прямой и косвенный эффект трех рассмотренных систем (WLHP, WSHP и водяная система) в трех основных рабочих режимах (обогрев, охлаждение и смешанный тип работы).

14.1 Работа только в режиме обогрева.

14.1.1. Прямой эффект от хладагента.

В блоках используется хладагент R407C. Таким образом мы имеем:

$$GWP_{R407C} = 1.600 \text{ кг CO}_2 / \text{кг} \quad (\text{источник EN 378})$$

Масса газа, содержащаяся в блоках, установленных в системах WLHP и WSHP, определяется по таблице:

Типоразмер		21	25	31	41	51	61	71	81	91	101
Холодопроизводительность	кВт	8	9.4	11.3	14	16.7	20.2	22	25.9	28.4	32.2
Заправка хладагента	кг	2.7	2.8	4.5	4.2	4.3	5.3	5.3	8.3	8.5	10.3
Удельная заправка	кг/кВт	0.34	0.30	0.39	0.30	0.26	0.26	0.24	0.32	0.30	0.32

Для водяной системы примем холодильную машину мощностью приблизительно 350 кВт, и заправкой хладагента 70 кг.

Мы можем подсчитать, что общая заправка хладагентом трех рассматриваемых систем составляет:

- системы WLHP-WSHP = **112.4 кг.**
- Водяная система = **70 кг.**

Следовательно, принимая ежегодную потерю хладагента 2% в течение гипотетического часа работы, значение **TEWI** в трех случаях равно:

WLHP-WSHP системы

$$m \times GWP \times n = (0.02 \times 112.4 \times 1.600) / 8760 = \mathbf{0.41 \text{ кг CO}_2/\text{час}}$$

где 1 год = 8760 часов

Водяная система

$$m \times GWP \times n = (0.02 \times 70 \times 1.600) / 8760 = \mathbf{0.25 \text{ кг}}$$



14.1.2 Прямой эффект от топлива.

Что касается прямого эффекта от газа метана, который горит в бойлере, мы предполагаем потери 3% от потребленного газа; принимая один час работы теплоустановки (тепловая мощность 250 кВт), получаем:

$$GWP_{CH_4} = 24.5 \text{ кг CO}_2/\text{кг}.$$

Система WLHP

$$C_{gas} = P_t / (\eta_c \times H_i) = (250 - 50) / (0.9 \times 9.6) = 23.2 \text{ Sm}^3$$

Потребление в кг = $23.2 \times \rho = 23.2 \times 0.72 = 16.7 \text{ кг}$

Где:

P_t = Теплопотребность энергоустановки в кВт = теплопроизводительность, потребленная блоками - электрическая мощность, потребляемая модулями (основываясь на первом принципе термодинамики)

H_i = теплотворная способность метана = $9,6 \text{ кВт/см}^3$

ρ = плотность метана = 0.72 кг/см^3

$$m \times GWP \times n = 0.03 \times 16,7 \times 24.5 \times 1 = 12.3 \text{ кг CO}_2/\text{час}.$$

Система WSHP.

В этом случае, так как нет энергоустановки, эффект от топлива не рассматривается.

Водяная система.

$$C_{gas} = P_t / (\eta_G \times H_i) = 250 / (0.72 \times 9.6) = 36.2 \text{ Sm}^3$$

Потребление в кг = $36.2 \times \rho = 36.2 \times 0.72 = 26.1 \text{ кг}.$

$$m \times GWP \times n = 0.03 \times 26.1 \times 24.5 \times 1 = 19.2 \text{ кг CO}_2/\text{час}.$$

14.1.3 Непрямой эффект от топлива.

При оценке второго фактора будем считать, что электроэнергия производится в Италии, при этом гарантируется выброс диоксида углерода:

$$\dot{\alpha}CO_2 = 0.6 \text{ кг CO}_2/\text{кВт}.$$

(Во Франции и Англии это значение составляет 0,12 и 0,84 соответственно).

При сгорании газа метана, из 1 Sm^3 газа теоретически образуется 1.86 кг CO_2 .

Система WLHP

Электроэнергия.

$$\dot{\alpha}CO_2 \times t \times E \times n = (0.6 \times 1 \times 50) = 30 \text{ кг CO}_2/\text{час}$$

где 50 кВт - общее электропотребление блоков.

Тепловая энергия

$$\dot{\alpha}CO_2 \times t \times E \times n = (1.86 \times 1 \times 23.2) = 43,1 \text{ кг CO}_2/\text{час}$$

где: 23.2 Sm^3 полный расход топлива в течение часа работы



Система WSHP.
Электрическая энергия

$$\dot{CO}_2 \times t \times E \times n = (0.6 \times 1 \times 50) = 30 \text{ кг CO}_2/\text{час}$$

где 50 кВт - общее электропотребление модулей.

Водяная система.
Тепловая энергия

$$\dot{CO}_2 \times t \times E \times n = (1.86 \times 1 \times 36.2) = 67.3 \text{ кг CO}_2/\text{час}$$

где 36,2 См³ - общий расход топлива в течение часа работы

Все данные собраны в таблице 14.1

Таблица 14.1 Суммарные выбросы CO₂ от трех типов работы системы за один час

TEWI	WLHP/С.Т. (кг. CO ₂ /час)	WSHP/родник (кг. CO ₂ /час)	Водяная система (кг CO ₂ /час)
Прямой эффект от хладагента	0.41	0.41	0.25
Прямой эффект от топлива	12.3	-	19.2
Непрямой эффект	73.1	30	67.3
Общее	85.8	30.4	86.7

Из этих результатов можно сделать вывод, что в режиме работы на обогрев система WLHP и водяная система примерно одинаковы по влиянию на окружающую среду, тогда как система WSHP с проточной водой из скважины явно более перспективна из-за отсутствия установки подогрева, что определяет небольшое влияние на окружающую среду.

14.2 Работа только в режиме охлаждения.

В этом случае мы должны считать прямой и непрямой эффект, производимый хладагентом и эффект, полученный от производства электроэнергии, потребляемой блоками.

Данные, соответствующие заправке хладагентом приведены расходу выше.

14.2.1 Прямой эффект.
Системы WLHP-WSHP

$$m \times GWP \times n = (0.02 \times 112.4 \times 1.600) / 8760 = 0.41 \text{ кг CO}_2/\text{час.}$$

Водяная система.

$$m \times GWP \times n = (0.02 \times 70 \times 1.600) / 8760 = 0.25 \text{ кг CO}_2/\text{час.}$$



14.2.2 Непрямой эффект.

Система WLHP

Электрическая энергия

$\dot{a}CO_2 \times t \times E \times n = (0.6 \times 1 \times 73) = 43.8 \text{ кг}CO_2/\text{час}$,
где: 73 кВт - общее энергопотребление рабочими блоками в режиме охлаждения.

Система WSHP

Электрическая энергия

$\dot{a}CO_2 \times t \times E \times n = (0.6 \times 1 \times 54) = 32.4 \text{ кг} CO_2/\text{час}$,
где: 54 кВт - общее энергопотребление рабочими блоками в режиме охлаждения.

Водяная система

Электрическая энергия

$aCO_2 \times t \times E \times n = (0.6 \times 1 \times 130) = 78 \text{ Кг} CO_2/\text{час}$,
где 130 кВт - общее энергопотребление холодильной машины за один час работы.

Сравнительные данные трех систем за один час работы показаны в **табл. 14.2**.

Таблица 14.2 Суммарные выбросы CO_2 от трех типов систем за один час работы в режиме охлаждения

TEWI	WLHP/С.Т. (кг CO_2 /час).	WSHP/родник (кг CO_2 /час)	водяное (кг CO_2 /час)
Прямой эффект от хладагента	0.41	0.41	0.25
Непрямой эффект	43.8	32.4	78
Итого	44.2	32.8	78.2

В этом случае централизованная система наиболее неперспективна из-за очень ограниченной эффективности холодильной машины. Система с замкнутым контуром и система с проточной водой имеют одинаковое значение TEWI, поскольку энергопотребление, типичное для системы охлаждения (вентиляторы испарительной градирни), не рассматривались в данном анализе.

14.3 Одновременная работа в режиме обогрева и охлаждения.

Рассматриваются максимальные одновременные нагрузки в гипотетическом случае, рассмотренном выше.

14.3.1 Прямой эффект от хладагента.

Системы WLHP - WSHP

$$m \times GWP \times n = (0.02 \times 112.4 \times 1.600) / 8760 = 0.41 \text{ кг} CO_2/\text{час}.$$

Водяная система

$$m \times GWP \times n = (0.02 \times 70 \times 1.600) / 8760 = 0.25 \text{ кг} CO_2/\text{час}.$$



14.3.2 Прямой эффект от топлива.

Как говорилось выше, потери принимаются 3% от общего потребления, рассчитанного для одного часа работы.

$$GWP_{CH_4} = 24.5 \text{ кг CO}_2/\text{кг}$$

Системы WLHP-WSHP

При смешанном типе работы система более или менее сбалансирована. Таким образом, энергоустановка может не подавать энергию в водяную петлю. Следовательно, прямой эффект от топлива нулевой.

Водяная система

Предполагая тепловую нагрузку 25 кВт, мы имеем:

$$C_{\text{gas}} = P_t / (hG \times Hi) = 250 / (0.72 \times 9.6) = 36.2 \text{ См}^3$$

Потребление в кг = $36.2 \times r = 36.2 \times 0.72 = 26 \text{ кг}$

$$m \times GWP \times n = 0.03 \times 26 \times 24.5 \times 1 = 19 \text{ кг CO}_2/\text{час}$$

14.3.3 Непрямой эффект от топлива

Система WLHP

Электрическая энергия

$$\dot{CO}_2 \times t \times E \times n = (0.6 \times 1 \times 80.6) = 48.4 \text{ кг CO}_2/\text{час},$$

где 80.6 кВт - общее электропотребление блоков, которые работают как в режиме обогрева, так и в режиме охлаждения в случае системы с замкнутым контуром.

Система WSHP

Электрическая энергия

$$\dot{CO}_2 \times t \times E \times n = (0.6 \times 1 \times 84) = 50.4 \text{ кг CO}_2/\text{час},$$

где 84 кВт - общее электропотребление блоков, которые работают как в режиме обогрева, так и в режиме охлаждения в случае системы с проточной водой.

Водяная система

Электрическая энергия

$$\dot{CO}_2 \times t \times E \times n = (0.6 \times 1 \times 130) = 78 \text{ кг CO}_2/\text{час},$$

где 130 кВт - энергопотребление холодильной машины на один час работы.

Тепловая энергия

$$\dot{CO}_2 \times t \times E \times n = (1.86 \times 1 \times 36.2) = 67.3 \text{ кг CO}_2/\text{час},$$

где 36.2 См³ – полный расход топлива за один час работы. Эти значения показаны в таблице 14.3.



Таблица 14.3. Суммарный выброс CO₂ от трех типов систем, работающих одновременно в режиме нагрева и охлаждения.

TEWI	WLHP/С.Т. (кг CO ₂ /час)	WS HP/скважина (кг CO ₂ /час)	Водяная (кг CO ₂ /час)
Прямой эффект от хладагента	0.41	0.41	0,25
Прямой эффект от топлива	-	-	19
Непрямой эффект	48.4	50.4	145.3
Итого	48.8	50.8	164.6

При смешанном режиме работы система водяная петля, как в случае с решением с нагревательными установками, так и в случае работы с водой из скважины, имеет значение параметра TEWI, равное 30% значения для водяной системы, что подтверждает высокую эффективность этого решения с точки зрения влияния на окружающую среду.

14.4 Заключение и выводы

Гидравлический контур системы «поглощает» и «поставляет» энергию. Система водяная петля с замкнутым контуром позволяет сохранить энергию, передавая тепло из «теплых» зон «холодным» зонам, когда в этом есть необходимость.

Когда требуется обогрев, блоки поглощают тепло из водной петли, а когда требуется охлаждение сбрасывают тепло в контур.

Система предлагает большое преимущество в децентрализованности и способности индивидуального выбора обогрева или охлаждения. Пользователь может выбрать требуемую температуру в любое время года или может выключить свой кондиционер, не влияя на условия в соседних помещениях.

1. В течение теплого периода времени, когда все или большинство блоков работают в режиме охлаждения, тепло, удаленное из воздуха, передается в водяной контур. Система охлаждающая рассеивает избыточное тепло в наружный воздух, поддерживая максимальную температуру воды в установленных пределах.

2. В холодный период года, когда большинство модулей работают в режиме обогрева, тепло должно поступать в водяной контур от системы нагрева. Это производится, когда температура воды в контуре падает ниже допустимых пределов рабочего диапазона. Мощность системы нагрева в любом случае никогда не превышает двух третей проектной теплопроизводительности. Иногда эти значения могут быть даже ниже, в зависимости от заданного коэффициента неравномерности.

3. В переходный период года блоки, обслуживающие теневые стороны здания, часто работают в режиме обогрева, в то время как другие, обслуживающие солнечную сторону здания, могут работать в режиме охлаждения. Когда примерно одна треть блоков работает в режиме охлаждения, они могут выделить в водяную петлю достаточное количество тепла, что больше не нужно добавлять или рассеивать тепло. Таким образом, система сбалансирована.

4. Для офисов, где во внутренних помещениях выделяется большое количество тепла от освещения, людей, электронного оборудования, может возникнуть необходимость охлаждения некоторых помещений круглый год. Тепло, поглощаемое от этих зон, передается в водяной контур, обеспечивая достаточное тепло для наружных зон здания каждый раз, когда хотя бы одна треть кондиционеров работают в режиме охлаждения.

