

МИНИСТЕРСТВО ВЫШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЕ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН  
ТАШКЕНТСКИЙ АРХИТЕКТУРНО - СТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ

АЙТМУРАТОВ БАХАДЫР

*ОПТИМИЗАЦИЯ СХЕМ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА.  
ДИССЕРТАЦИЯ*

На соискание степени магистра по специальности: 5А340403 «Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха и охрана воздушного бассейна»

Научный руководитель:  
доц Исманходжаева М.Р.

ТАШКЕНТ – 2013

Оглавление.

Введение.

**Глава.1 Исходные положения системного анализа.**

1. Основные положения системного анализа.
2. Исходные схемы модели СКВ, классы нагрузок.
3. Классификация оптимизационных задач.
4. Актуальность темы, цел и задачи исследования.
5. Выводы.

**Глава.2 Математическая (термодинамическая) модель СКВ.**

1. Основные предпосылки построения модели.
2. Расчетные уравнения для вычисления Типового проекта.
3. Общая характеристика расчетных схем модели.
4. Выводы.

**Глава.3 Расчет экономической эффективности применения средств энергосбережения в системах кондиционирования воздуха.**

1. Конкурирующие варианты СКВ.
2. Выбор вариантов СКВ.
3. Расчет экономической эффективности энергоэффективных систем.
4. Выводы.

Основные выводы.

Приложения.

Список литературы.

**Утверждаю**

Зав. кафедрой ПСиЭИК

к.т.н., доц. Бўриев.Э.С.

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2013 г

## **ЗАДАНИЕ ПО ПОДГОТОВКЕ И НАПИСАНИЮ МАГИСТРСКОЙ ДИССЕРТАЦИИ**

Магистрская диссертация по теме: «Оптимизация схем систем  
кондиционирования воздуха»

название (с указанием материалов конкретных организаций)

утверждённая приказом ректората института от «27» февраля 2012 г.

за номером 2/53 по кафедре ПСиЭИК

за слушателем Айтмуратов Б.

научный руководитель доц Исманходжаева М.Р.

Ф.И.О., занимаемая должность, учёная степень, учёное звание

должна быть подготовлена и представлена к предварительной защите

на кафедре 15.06.2013. .

число, месяц, год

В работе будут использованы:

Практические, балансовые и др. материалы, стат. данные др. ведомств и т.п. за годы публикации, труды и т.д. законодательные и нормативные акты, инструкции и т.п.

В работе предусматривается.

аналит. таблицы, группировочные таблицы, графики, схемы, диаграммы, математические модели и т.п.

В работе предусматривается изложение следующих групп вопросов:

1-я группа Анализ существующих схем СКВ.

название

2-я группа Актуальность цели задачи исследования.

название

3-я группа Математическая модель СКВ.

название

Задание выдано 16 января 2012 г.

число, месяц, год

Научный руководитель Исманходжаева М.Р.

подпись, Ф.И.О., дата

Задание принял слушатель Айтмуратов Б.

График завершения магистерской диссертации в первоначальном варианте

**Глава.1 Исходные положения системного анализа.**

название первой главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

- 1.1.Основные положения системного анализа.
- 1.2.Исходные схем модели СКВ, классы нагрузок.
- 1.3.Классификация оптимизационных задач.
- 1.4.Актуальность тема, цел и задачи исследования.
- 1.5.Выводы.

**Глава.2 Математическая (термодинамическая) модель СКВ.**

название первой главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления.

- 2.1 Основные предпосылки построения модели.
- 2.2 Расчетные уравнения для вычисления Типового проекта.
- 2.3 Общая характеристика расчетных схем модели.
- 2.4 Выводы.

**Глава.3 Расчета экономической эффективности применения средств энергосбережения в системах кондиционирования воздуха.**

название первой главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

- 3.1 Конкурирующие варианты СКВ.
- 3.2 Выбор вариантов СКВ.
- 3.3 Расчет экономической эффективности энергоэффективных оптимальных схем систем, кондиционирования воздуха.
- 3.4 Выводы.

Предварительная защита диссертации на кафедре 10.06.2013 г.  
срок, дата, год

Задание выдано доц  
научный руководитель магистерской диссертации

Исманходжаева М.Р.  
Ф.И.О.

подпись

дата

Задание принял Айтмуратов Б.  
Ф.И.О., слушателя, подпись

Дата

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
<b>ГЛАВА I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗАДАЧАХ ОПТИМИЗАЦИИ.....</b>	<b>17</b>
1.1. Структура систем поддержания нормируемых параметров в помещении .....	17
1.2. Характеристика и требование информации для построения модели системы кондиционирования воздуха (СКВ).....	21
1.3. Исходные схемы модели СКВ. Классы нагрузок.....	35
<b>Выводы по ГЛАВЕ I.....</b>	<b>44</b>
<b>ГЛАВА II. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СКВ .....</b>	<b>45</b>
2.1. Расчетные схемы идеальной модели при I и IV классах нагрузок для опорного варианта СКВ .....	45
<b>Выводы по ГЛАВЕ II.....</b>	<b>55</b>
<b>ГЛАВА III. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДЛЯ ОЦЕНКИ И ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ СХЕМ СКВ .....</b>	<b>56</b>
3.1. Выбор комплекса технико-экономических показателей, и их взаимосвязь .....	56
3.2. Технологические карты-диаграммы функционирования подсистем .....	60
<b>Выводы по ГЛАВЕ III.....</b>	<b>64</b>
<b>ГЛАВА IV. КОНКУРИРУЮЩИЕ ВАРИАНТЫ СКВ ОБСЛУЖИВАЮЩИЕ ПОМЕЩЕНИЯ С ОДИНАКОВЫМИ НАГРУЗКАМИ.....</b>	<b>65</b>
4.1. Характеристика конкурирующих вариантов.....	65
4.2. Однозональные СКВ, нормируемых параметров в помещении.....	68
4.3. Местные СКВ.....	72
4.4. Система кондиционирования типа «чиллер- фанкойлы».....	79
<b>Выводы по ГЛАВЕ IV.....</b>	<b>90</b>
<b>Заключение.....</b>	<b>91</b>
<b>Список использованной литературы.....</b>	<b>93</b>
<b>Приложение .....</b>	<b>96</b>

## **ВВЕДЕНИЕ**

Речь Президента Республики Узбекистана И.А. Каримова для 2013 года: «Мы объявили 2013 год, Годом благополучия и процветания».

Огромные по масштабам и глубине цели и задачи, которые ставим перед собой по повышению благосостояния и благополучия населения, устойчивому развитию экономики, дальнейшему росту авторитета и позиций Узбекистана на международной арене, укреплению мира и стабильности в регионе в полной мере отвечают устремлениям и чаяниям наших людей.

Мобилизовать весь наш потенциал, возможности и средства для реализации наших программных целей в 2013 году и последующие годы – сегодня самая большая и ответственная задача.

В городе Ташкенте послужило распоряжение Президента И.А.Каримова (№ Р – 3806 от 12 марта 2012 года), где утверждены меры по реконструкции, благоустройству и развитию старого города Ташкента на период до 2020 года.

Сегодня трудно себе представить современную высокоразвитую страну без широко разветвленных магистральных коммуникаций, обеспечивающих развитие экономики и жизнедеятельность городов и населенных пунктов.

Нам всем и в первую очередь руководству областных и территориальных структур необходимо всегда помнить, что сфера транспортного и коммуникационного, в первую очередь дорожного строительства, а также сферы социальных и благоустроительных работ являются самым емким и вместе с тем хорошо оплачиваемым рынком приложения труда и занятости населения.

Для нас исключительно важное значение имеет ускорение реализации проектов по строительству и реконструкции дорог, входящих в состав Узбекской национальной автомагистрали, надежно соединяющей все регионы республики, обеспечивающей выход на региональные и мировые рынки. В этих целях в 2012 году намечено осуществить строительство и реконструкцию 517 километров автомобильных дорог, 2-х крупных транспортных развязок, 544 погонных метров мостов и путепроводов, с направлением из Республиканского дорожного фонда средств в объеме, эквивалентном свыше 360 миллионов долларов США, что на 12,5 процента больше, чем в прошлом году.

Кабинету Министров обеспечить на ежемесячной основе рассмотрение с участием соответствующих руководителей министерств, ведомств, хозяйственных объединений и территориальных органов хода реализации проектов, предусмотренных к реализации в соответствии с Программой «Об ускорении развития инфраструктуры, транспортного и коммуникационного

строительства в 2011-2015 годах», с принятием действенных мер по решению вопросов, препятствующих ускорению их реализации.

Говоря о приоритетах, которые должны находиться в центре нашего внимания в 2012 году и последующих годах, особо хотел бы остановиться на вопросах реализации Программы по строительству индивидуального жилья в сельской местности по типовым проектам.

С начала реализации широкомасштабной Программы по строительству в сельской местности индивидуального жилья, то есть за последние два года, более 15 тысяч сельских семей получили жилье повышенной комфортности.

Только в прошлом году по типовым проектам было построено 7400 индивидуальных жилых домов с жилой площадью 1,1 миллиона квадратных метров, на что было направлено свыше 576 миллиардов сумов инвестиций, из которых более 63 процентов составляют централизованные источники и собственные средства «Кишлоккурилиш банка».

В 2012 году намечается строительство еще 8510 индивидуальных жилых домов с жилой площадью свыше 1,2 миллиона квадратных метров, или с ростом против прошлого года на 15 процентов.

Наряду с этим, в соответствии с заранее утвержденными комплексными планами застройки жилых поселков за счет государственных средств, подчеркивая бюджетных средств, предусмотрено строительство свыше 425 километров водопроводных сетей, около 260 километров электрических линий, 375 километров газовых сетей и 306 километров подъездных автомобильных дорог. За счет строительства объектов социальной инфраструктуры будут введены в местах комплексной застройки 26 сельских врачебных пунктов, 10 общеобразовательных учреждений и более 680 объектов сферы услуг и сервиса.

На эти цели в течение года предусматривается освоить около 810 миллиардов сумов капитальных вложений. В целом на реализацию утвержденной Программы развития жилищного строительства в сельской местности на период до 2015 года предусмотрено направить средства в объеме, эквивалентном порядку 2,2 миллиарда долларов США.

Президент Узбекистана Ислам Каримов подписал указ "О мерах по дальнейшему развитию альтернативных источников энергии".

Согласно указу, обнародованному в СМИ республики в субботу, документ принят "в целях дальнейшего продолжения проведения исследований и опытно-промышленных разработок на более высоком техническом и научном уровне, практического использования, с учетом мирового опыта, отдельных решений по применению альтернативных источников энергии в условиях Узбекистана, а также организации

отечественного производства современного оборудования и технологий для этой сферы".

В документе отмечается, что в Узбекистане к настоящему времени накоплен значительный опыт проведения научных и экспериментальных исследований в области применения альтернативных источников энергии, прежде всего солнечной энергии, создана научно-экспериментальная и материально-техническая база для более углубленной разработки и практического использования солнечной и биогазовой энергии.

Созданные в Узбекистане условия и объективные предпосылки для практического применения солнечной энергии служат основой для экспериментального внедрения передовых технологий в этой сфере не только в республике, но во всей Средней Азии.

Президент поручил Кабинету министров совместно с Академией наук и заинтересованными министерствами и ведомствами в месячный срок разработать и утвердить перечни экспериментальных и пилотных проектов по применению солнечной и биогазовой энергии с привлечением средств Азиатского банка развития и других международных финансовых институтов.

Минфину и Минэкономики Узбекистана поручено в двухмесячный срок внести предложения по стимулированию производителей и пользователей солнечной и биогазовой энергии, предоставлению им налоговых и таможенных льгот и преференций.

Кроме того, Ислам Каримов поручил провести в 2013 году в Ташкенте международную конференцию по вопросам внедрения альтернативных источников энергии с участием международных финансовых институтов, ведущих международных экспертов, зарубежных исследовательских центров и компаний-производителей технологического оборудования.

В первом полугодии текущего года Минэкономики, Академия наук Узбекистана, ГАК "Узбекэнерго" совместно с заинтересованными министерствами и ведомствами должны внести в правительство проект закона "Об альтернативных источниках энергии".

Как сообщалось ранее, по данным республиканских экспертов при сохранении нынешних тенденций и объемов потребления ресурсов, запасов природного газа и угля в Узбекистане хватит только на ближайшие 20-30 лет, в то время как запасы нефти уже практически истощены.

При этом потенциал возобновляемых источников энергии Узбекистана составляет около 51 миллиарда тонн нефтяного эквивалента, технический потенциал - 179 82,3 миллиона тонн нефтяного эквивалента.



На сегодняшний день в структуре первичных топливно-энергетических ресурсов страны 97 процентов занимают нефть и газ, 2,3 процента - уголь, 0,7 процента - гидроэнергетика. Доля возобновляемых источников энергии в Узбекистане не превышает одного процента.

В докладе президента Республики Узбекистан И.А.Каримова «Стратегия реформ – повышение экономического потенциала страны» отмечено последовательное и целенаправленное претворение в жизнь либерализации, углубление экономических реформ обеспечение стабильного и пропорционального развития экономики благосостояние населения.

Здоровье, работоспособность, да и просто самочувствие человека в значительной степени определяется условиями микроклимата и воздушной среды в административных и общественных помещениях, где он проводит значительную часть своего времени. Свежесть и чистота воздуха, душно, жарко или холодно человеку в помещении, во многом зависит от вентиляционных систем, специально предназначенных для обеспечения микроклимата. Среди таких систем можно выделить: систему вентиляции и кондиционирования, либо комбинированную отопительно-вентиляционную систему. При неправильном обслуживании вентиляции, и не правильно работающих и загрязненных системах вентиляции нарушаются физиологические функции организма: терморегуляция, обмен веществ, работа сердечнососудистой и нервной системы и т.п. При этом могут наблюдаться и серьезные, часто необратимые отклонения в здоровье человека. Самое опасное то, что загрязнённые системы вентиляции являются отличной питательной средой для самых разных болезнетворных бактерий и вирусов, отлично обеспечивают их распространение, а также могут быть взрывы и пожароопасным. Своевременная очистка систем вентиляции с последующей дезинфекцией вентиляции помогут избежать этих проблем.

Вентиляционная система— совокупность устройств для обработки, транспортирования, подачи и удаления воздуха. Системы вентиляции классифицируются по следующим признакам:

По способу создания давления и перемещения воздуха: с естественным и искусственным (механическим) побуждением

По назначению: приточные и вытяжные

По способу организации воздухообмена: общеобменные, местные, аварийные, противодымные

По конструктивному исполнению: канальные и бесканальные

Центральными называют кондиционеры, обслуживающие одно или несколько крупных помещений или большое число мелких помещений путем подачи в них по системам воздуховодов кондиционированного воздуха,

поступающего от центрального кондиционера, расположенного как правило на крыше здания. Если обслуживается несколько помещений, то возможна дополнительная тепловлажностная обработка воздуха в специальных доводчиках.

Центральные системы кондиционирования воздуха оборудуются, как правило, неавтономными кондиционерами, размещенными вне обслуживаемых помещений.

По давлению, развиваемому вентиляторами, кондиционеры делятся на три категории: низконапорные (до 1000 Па), средненапорные (до 3000 Па) и высоконапорные (свыше 3000 Па).

Холодоснабжение является неотъемлемой частью кондиционирования воздуха. Причем, если раньше искусственное охлаждение воздуха в общественных зданиях осуществлялось в основном только в теплый период года, то в последнее время в связи с резким повышением энергонасыщенности рабочих помещений, значительным сокращением теплопотерь и увеличением размеров зданий во многофункциональных, офисных и торговых центрах охлаждение воздуха требуется как в переходный, так и в холодный периоды.

В данном разработке проекта Административного здания должны обеспечить параметры регламентируемые по КМК 2.04.02 – 97.

Согласно с заданием необходимо разработать проект систем вентиляции и кондиционирование воздуха в административном здании в городе Ташкенте. В общем, дипломный проект состоит в том что бы, обеспечили комнатную температуру для работы в помещениях и в здании. Выбор вентиляционных оборудование, кондиционеры, холодильную машину. Для этого необходимо определить приточную и вытяжную систему, рассчитать и определить оборудование и расходы, составить смету для этого проекта. Обеспечить безопасность жизнедеятельности рабочих, для установки оборудования.

Развитие систем кондиционирования воздуха на сегодняшнем этапе подошла к одновременном существование принципиально различных но функционально подобных систем центрального кондиционирования. Их использование приводит к практически идентичному результату, поэтому только глубокое знание особенностей проектирования, монтажа и эксплуатации оборудования позволяет определить вариант для конкретного объекта. Оптимальность любого выбора зависит претде всего, от критериев, которые используются для сравнения вариантов друг с другом. Любая система комфортного кондиционирования предназначена для удовлетворения индивидуальных потребностей в первую очередь ее пользователя или говоря языком бизнеса-заказчика. Следовательно опреде

литель приоритеты критериев сравнения может только заказчик, поэтому это первой и единственный фактор, влияющий на выбор той иной системы кондиционирования. Проектирование СКВ тесно связано с назначением здания и его объемно планировочным решением. Повышение эффективности систем кондиционирования должно решаться при автоматизированном проектировании в составе всего проектного решения. Последовательность оптимизации.

**Последовательность оптимизации.** Для повышения технико-экономического уровня проектов зданий системы кондиционирования воздуха разрабатывают на основе многовариантных решений. Особенностью стадийного проектирования (последовательной оптимизации) является то, что при переходе к следующей стадии уменьшается множественность вариантов проектных решений и возрастает степень их детализации. При технико-экономическом обосновании застройки производят одновременную комплексную оптимизацию общих решений моделей застройки, основанную на переборе разных сторон решений (градостроительных, объектных и инженерно-технических) с целью установления их оптимального сочетания.

Для выбора оптимальных схем СКВ необходимо сопоставляют варианты в целом для зданий с различным инженерным оборудованием. Это дает возможность учитывать затраты при изменении объемно-планировочных решений, возникающих в связи с устройством КВ. При кондиционировании воздуха отпадает потребность в сквозном проветривании, что позволяет увеличить ширину зданий, сократить объектные капитальные затраты и увеличить плотность застройки. В системе застройки выбирают источник и схему энергоснабжения. Для выбора оптимальной схемы теплохолодоснабжения рассматривают весь комплекс энергоснабжения потребителей. Например, при наличии дешевой электроэнергии и малом годовом коэффициенте загрузки в районах с теплым климатом может оказаться целесообразным применение единого энергоносителя электроэнергии для нужд освещения, а также отопления и охлаждения с использованием тепло насосных установок. Для проектируемых микрорайонов в южных районах страны, где искусственное охлаждение является обязательным, следует рассматривать схемы энергоснабжения для выработки электрической энергии, теплоты и холода. Степень централизации энергоснабжения, в частности, холодоснабжения, в зависимости от размещения генератора холода определяют одновременно с рассмотрением возможности использования без машинных и комбинированных (сочетание естественных и искусственных) способов получения холода. Принципиальные решения по устройству КВ выбирают с учетом наличия

энергии, серийно выпускаемого оборудования, квалификации обслуживающего персонала, специфических требований производства или «режима эксплуатации здания».

**Выбор оптимальных схем технологической части СКВ.** Структурную схему технологической части СКВ включают только те элементы, которые расположены на одной наиболее протяженной ветви по пути перемещения рабочей среды от входа в систему до выхода из нее. В воздушных системах учитывают элементы, расположенные как на воздушном, так и на водяном тракте.

Для вариантов СКВ оптимальный уровень надежности соответствует максимальной разности между получаемым экономическим эффектом (в результате повышения качества продукции и производительности труда, снижения заболеваемости) с учетом всех видов отказов и затратами на СКВ (включая восстановление полных и частичных отказов).

**Кондиционирование воздуха** в помещениях жилых, общественных и производственных зданий предусматривается нормативными документами: в актовых залах и аудиториях вместимостью 150 чел. и более высших учебных заведений IV климатических районов; в операционных, наркозных, родовых, послеоперационных палатах, реанимационных залах, палатах интенсивной терапии, одно- и двухкочных палатах больных с ожогами кожи, палатах, предназначенных для размещения 50 % коек отделений для грудных и новорожденных детей, а также во всех палатах отделений недоношенных и травмированных детей лечебно-профилактических учреждений всех климатических районов; в номерах гостиниц и мотелей 1-го разряда и IV климатических районов, в залах предприятий общественного питания и производственных помещениях со значительными тепловыделениями гостиниц высшего разряда; в залах и горячих цехах ресторанов, кафе и столовых открытой сети при количестве посадочных мест более 300 в IV всех климатическом в торговых залах магазинов общей площадью 3500 м<sup>2</sup> и более при расчетной наружной температуре для теплого периода года 25 °С и выше (параметры А), в торговых залах общей площадью 1000 м<sup>2</sup> и более IV климатического района ; в зрительных залах театров всех климатических районов; в спортивных залах с количеством зрительных мест более 800, на крытых катках с местами для зрителей при расчетной температуре воздуха в теплый период года не выше 25 °С, относительной влажности 50...55 % и расчетной температуре наружного воздуха по параметрам Б, в спортивных залах с количеством зрительных мест 800 и менее IV климатического района; в зрительных залах кинотеатров вместимостью 800 мест и более при расчетной температуре воздуха в теплый

период года не выше 26 °С, относительной влажности 50...55 % и расчетной температуре наружного воздуха по параметрам Б, в зрительных залах кинотеатров вместимостью до 800 мест IV климатического района в проектных залах и комнатах, служебных помещениях и кабинетах площадью 35 м<sup>2</sup> и более, конференц-залах и залах совещаний зданий конструкторских и проектных организаций всех климатических районов; в комнатах для работы сотрудников, кабинетах, конференц-залах и залах заседаний зданий управлений групп А, Б и Д; в микроаналитических и аналитических весовых, помещениях для спецработ, экспериментальных мастерских зданий научно-исследовательских учреждений всех климатических районов; в спальнях корпусов санаториев IV климатического района; в читальных, лекционных залах и помещениях хранения научных библиотек с фондом хранения 200 тыс. единиц и более, читальных, лекционных залах, хранилищах библиотек с объемом 1 млн единиц хранения и более IV климатического района; в операционных залах, залах ожидания, залах кафе и ресторанов, комнатах депутатов, комнатах для иностранных туристов, комнатах матери и ребенка аэровокзалов средних, больших и крупных и других вокзалов больших и крупных III и IV климатически районов; в помещениях хранилищ 1-й группы, а также хранилищ 1-й и 2-й групп архивов при вместимости более 0,3 млн. единиц; в залах ЭВМ, помещениях внешних запоминающих устройств, графопостроителей, сервисной аппаратуры, подготовки данных, архивах машинных носителей, вскрытия и обработки дисков, барабанов и лент зданий и помещений для электронно-вычислительных машин; в щитах управления тепловых электростанций; в производственных, подсобных и складских помещениях: шелковых, контрольно-уборочных, сортировочных и калибровочных цехов предприятий по производству шелка-сырца; вязальных, кеттельных, сновальных, пошивочных и выпускных цехов, а также участков перемотки и хранения пряжи предприятий по производству трикотажных изделий; отделений трепальных, сновальных и прошитой основы предприятий по производству искусственных кож; подготовительно-наборных и пошивочных цехов, а также складов полуфабрикатов скорняжно-пошивочных производств, закройных, штамповочных, швейно-пошивочных цехов, а также складов материала верха и низа обуви и подбора партий материалов предприятий по производству обуви; в производственных, подсобных и складских помещениях: цехов (отделений) известковых, моченных, свёкла-перерабатывающих, продуктовых, жомосушильных, брикетных, сушки сахара и упаковочных, складов сахара-песка (тарного и бестарного хранения) и мешкотары, сырьевых лабораторий и галерей для транспортирования сахара-песка предприятий сахарной промышленности;

зерноочистительных, размольных, шелушильных, выбойных или упаковочных цехов (отделений) предприятий мукомольно-крупяной промышленности; хлебохранилищ, складов пюре, сырья и готовой продукции предприятий хлебопекарной и кондитерской промышленности; цехов (отделений) охлаждения, заверточноупаковочных, глазированных, дражировочных, расфасовочных, протирачных и выстойки предприятий кондитерской промышленности; складов готовой продукции и сырья предприятий масложирной и парфюмерно-косметической промышленности; цехов (отделений) выдержки марочных вин и хранения столовых вин предприятий по производству виноматериалов; цехов (отделений) напорных и хранения столовых вин, винохранилищ, складов готовой продукции и экспедиций предприятий по производству виноградных вин; цехов (отделений) контрольной выдержки, тиражных, дагоржажных, бродительных, ремюажных, штабельной выдержки, коллекционных, выдержки резерва купажа, а также винохранилищ и складов готовой продукции предприятий по производству шампанского; солод растительных цехов (отделений), складов готовой продукции и экспедиций предприятий пивоваренной промышленности; по требованиям технологии - цехов (отделений) послеферментационной обработки табака, табачных, папиросных, сигаретных, печатных и старения табака предприятий табачной промышленности; помещений перед убоем содержания скота, а также цехов (отделений) сырьевых, шприцовочных, машинных, фасованного мяса и полуфабрикатов предприятий мясной промышленности; камер созревания сыра и термостатных предприятий масложирной и молочной промышленности; кулинарных и консервных цехов (отделений), а также дымогенераторных (при камерах холодного копчения) и складов консервов предприятий рыбной промышленности; в помещениях содержания животных и птицы животноводческих, птицеводческих и звероводческих зданий и помещений по требованиям технологии при экономической целесообразности, если заданные метеорологические условия не могут быть обеспечены вентиляцией, в том числе вентиляцией с испарительным охлаждением воздуха; в помещениях для хранения сельскохозяйственной продукции зданий и помещений для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции по требованиям технологии хранения продукции при экономической целесообразности, если заданные метеорологические условия и чистота воздуха в них не могут быть обеспечены вентиляцией, в том числе вентиляцией с испарительным охлаждением.

**Схемы воздух приготавливаемых** центров с использованием тепловых труб компоновочным решением мало отличаются от схем утилизаторов с промежуточным теплоносителем. В таких установках теплообменную поверхность от образования наледи защищают предварительным подогревом или балансированием наружного воздуха. Для нагрева и увлажнения приточного воздуха используется схема, предусматривающая орошение части тепло обменной поверхности. В такой установке необходим предварительный нагрев; изменением угла наклона труб или балансированием наружного воздуха. На стадии проектирования объекта технико-экономическую эффективность оценивают сопоставлением вариантов систем с тепло утилизаторами и без них. Во многих случаях выбор варианта утилизатора диктуется техническими и гигиеническими соображениями. К ним относятся конструктивное исполнение приточных и вытяжных воздуховодов, недопустимость переноса запахов и вредных веществ, соотношение объемов приточного и удаляемого воздуха. Если приточный и вытяжной воздуховоды удалены друг от друга, применяют установки тепло утилизации с промежуточным теплоносителем. При гигиенических ограничениях, не допускающих контакта удаляемого и приточного воздуха с одной и той же теплообменной поверхностью» в потоке приточного воздуха используют рекуперативные теплообменники, Если гигиенические ограничения отсутствуют, то в потоке приточного воздуха наряду с рекуперативными применяют и контактные теплообменники. При размещении рядом приточного и вытяжного воздуховодов и необходимости соблюдения гигиенических ограничений по контакту приточного и удаляемого воздуха с одной и той же теплообменной поверхностью в качестве тепло утилизаторов используют воздуха-воздушные рекуператоры и теплообменники с промежуточным теплоносителем. Если воздуховоды размещены рядом и отсутствуют гигиенические ограничения, наряду с перечисленными тепло утилизаторами могут применяться вращающиеся регенераторы и контактные! теплообменники с промежуточным теплоносителем. Тепло насосные теплоиспользующие установки. При помощи таких установок осуществляется перенос энергии в виде теплоты от источников с низкой к источникам с более высокой температурой. Применительно к задачам отопления и охлаждения зданий установки для трансформации теплоты по принципу работы можно разделить на компрессионные, сорбционные, струйные и термоэлектрические. Принцип действия компрессионных установок основан на последовательном осуществлении процессов механического расширения и сжатия рабочего агента (в качестве внешнего источника энергии

используется, как правило, электрическая энергия), а сорбционных - на термохимических реакциях поглощения (сорбции) рабочего агента соответствующим сорбентом, затем выделения (десорбции) рабочего агента из сорбента. Сорбционные установки делятся на абсорбционные и адсорбционные. В абсорбционных процесс сорбции осуществляется всем объемом абсорбента на границе жидкой и паровой фаз, в адсорбционных - на поверхности адсорбента, находящегося, как правило, в твердой фазе (лед). Для процесса трансформации используется внешняя теплота. Струйные установки основаны на использовании кинетической энергии потока пара или газа. В зависимости от формы проточной части и характера протекания процесса они делятся на эжекторные и вихревые. В термоэлектрических установках используется эффект Пельтье, заключающийся в том, что если через разнородные соединенные друг с другом металлы пропустить постоянный электрический ток, то в месте их контакта при направлении тока от положительного проводника к отрицательному выделяется теплота, а при обратном направлении - поглощается. Если электрическую цепь, состоящую из большого количества положительных и отрицательных полупроводников (термоэлементов), организовать так, чтобы спаи, в которых происходят выделение теплоты (нагрев) и поглощение ее (охлаждение), образовали изолированные каналы, то при пропускании электрического тока из одного канала можно получать теплоту, а из другого - холод. После перемены электрического тока теплый канал становится холодным, холодный - горячим. Таким образом, используя эффект Пельтье в холодный период при низкой температуре наружного воздуха, из него можно извлекать теплоту для отопления помещения, в теплый период при высокой температуре в наружный воздух можно отводить теплоту, охлаждая помещение.



**Актуальность работы.** Современная ситуация с нормированием энергосбережения и теплозащиты в центральной Азии ориентирует специалистов на применение ограниченного набора решений по снижению энергопотребления с применением оптимальных схем не всегда отвергающих конкретным условием строительства и зачастую весьма дорогостоящих, но избыточных с точки зрения обеспечения теплотехнической безопасности. При этом практически отсутствует теоретически обоснованная методическая база для разработки нормативных документов в области принятия оптимальных схем систем кондиционирования воздуха особенно в части выбора наиболее целесообразных энергосберегающих мероприятий.

Кроме того на уровне действующих норм конкретно не проработана возможность учета взаимовлияния и взаимозаменяемости различных энергосберегающих решений, что не позволяет в полной мере учесть эффект от их совместного использования уже на этапе технико-экономического обоснования (ТЭО) основных проектных решений и в ряде случаев приводит к их внутренней противоречивости. Отсутствуют также четкие и однозначные критерии оптимальности используемого комплекса решений по применению оптимальных схем проектных предложений которые приводят к снижению энергопотребления.

**Целью работы является:** Разработка теоретических основ математической модели оптимальных схем систем кондиционирования воздуха, выбора комплекса мало затратных и быстро окупаемых мероприятий по снижению энергопотребления зданий и их взаимной увязке и с обеспечением необходимой взаимозаменяемости в условиях экономической конъюнктуры и соответствующей законодательству Республики Узбекистан при обязательном обеспечении требуемых микроклимата в помещениях.

**В соответствии с поставленной целью необходимо было решить следующие задачи:**

- изучить и разработать структуру систем поддержания нормируемых параметров в помещении.
- выявлять характеристику и требования информации для построения модели систем кондиционирования воздуха (СКВ).
- разработать математическую модель и расчетную схему идеальной модели для I и IV класса нагрузок.
- выбрать методы оценки качества оптимальных технических решений.
- разработать технологические карты-диаграммы функционирования подсистем.

-построение критерия оптимальности принципиальных схем систем СКВ выбранного сочетания энергосберегающих мероприятий в условиях современной экономики.

Исследование их сравнительной эффективности, применения и глубины реализации.

**Научная новизна работы состоит в следующем:**

- исследована структура систем нормируемых параметров в помещении.
- составлена характеристика и требование к информации для построения модели СКВ.
- разработаны исходные схемы модели СКВ.
- составлены расчетные схемы идеальной модели СКВ.
- разработаны методы оценке качества технических решений.
- разработаны технологические карты-диаграммы функционирования подсистем.
- выбран критерий оптимальности принципиальных схем СКВ.
- выбранного сочетания энергосберегающих мероприятий в условиях современной экономики.

**Практическая значимость работы заключается в следующем:**

- создана методическая основа для разработки нормативных документов по разработке оптимальных схем СКВ;
- разработана методика комплексной оценки энергопотребления зданий и ТЭО принятой совокупности энергосберегающих мероприятий и учитывающая все основные энергосберегающие мероприятия.
- разработаны основы для разработки рекомендации по выбору целесообразного сочетания и необходимой глубины реализации энергосберегающих технологий в зависимости от назначения здания, климатических характеристик, района строительства и уровня цен и тарифов.
- предложены энергосберегающие оптимальные схемы СКВ комбинированные схемы обработки воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха, основанные на сочетаниями рециркуляции тепло утилизации позволяющие достичь максимального снижения энергопотребления.

**Апробация работы:** Основные результаты работы доклады вались на ежегодных научно-технических конференциях магистров ТАСИ (2012, 2013). «Кондиционирования воздуха-создание комфортных условий». Архитектура-курилиш фани ва давр. Ташкент-2012.  
«Классификация методов оптимизации при выборе принципиальных схем кондиционирования воздуха». Архитектура ва курилиш муаммолари. Ташкент-2013 й.

Объем работы диссертация состоит из введения, основной части из четырех глав, заключения, списка использованной литературы.  
Общий объем работы 93 страниц.

## **Глава I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗАДАЧАХ ОПТИМИЗАЦИИ**

### **I.1. Структура систем поддержания нормируемых параметров в помещении**

Одно из требований системного анализа заключается в определении места исследуемой системы (в данном случае схемы СКВ) в общей структуре ее существования. При этом важно установить взаимосвязь СКВ с другими системами при учёте возможной их адаптации к изменяющимся внешним и внутренним условиям.

В самом общем виде требования к воздушной среде помещения (замкнутого объёма) характеризуются нормируемой чистотой и газовым составом, ионным спектром и бактериальной флорой, барометрическим давлением и комплексом метеорологических параметров. В ряде случаев требуется устранение неприятных запахов.

При нормировании тех или иных параметров учитываются санитарно-гигиенические или технологические соображения, а также требования по обеспечению пожара и взрывобезопасности. Естественно, что используемые при этом системы и средства не должны превышать нормируемые характеристики шума. В зависимости от функциональных особенностей обслуживаемого объёма помещения в нем возникают соответствующие возмущения параметров воздушной среды, которые необходимо компенсировать рациональными средствами до уровня их нормативных значений.

Все возмущения можно разделить на внутренние и внешние. Внутренние определяются жизнедеятельностью людей и технологическими процессами, осуществляемыми в помещении. В большинстве случаев эти возмущения являются известными, но неуправляемыми, хотя в общей постановке глобальных оптимизационных задач необходимо предусматривать комплексное решение систем с безотходным и экологически чистым производством. Такая постановка вопроса логична потому, что при снижении вредных выделений от технологического оборудования в ряде случаев снижаются затраты на системы компенсации.

Для удобства последующей классификации оптимизационных задач и их решения все схемы системы, предназначенные для восстановления параметров воздушной среды в помещении (системы компенсации), целесообразно представить двумя группами: системы, требующие использования наружного воздуха, и системы, работающие без использования наружного воздуха-рециркуляционные. К первой группе относятся системы местной вытяжки, удаляющие подсасываемый воздух из помещения наружу. Эти системы иногда могут быть встроенными в технологическое

оборудование. Целью их использования является уменьшение поступлений вредных выделений в вторая система этой группы-система поддержания подпора воздуха предназначена для предотвращения затекания (инфильтрации) его через поры и не плотности ограждений, а также через технологические проёмы в них. В данном случае имеются в виду те системы, которые для создания подпора в помещении или на локальных участках перед не плотностями и технологическими проёмами используют наружный воздух. Часто функции этих систем выполняют системы кондиционирования воздуха (СКВ), Сюда же относятся подсистемы, обеспечивающие разрежение в помещении.

Системы СКВ при проектировании не должны назначаться, они выявляются в процессе оптимизации. При такой постановке вопроса для них целесообразно принять общее определение: это совокупность технических средств для приготовления, транспортировки и распределения воздуха в помещении в целях выполнения возложенных на систему функций.

Основные функции этих систем заключаются в поддержании нормируемой чистоты, газового состава и метеорологических параметров внутренней воздушной среды. СКВ, как правило, неизбежны там, где нормируемые параметры заданы более жёсткими требованиями по температуре и относительной влажности. Вместе с тем они могут оказаться более экономичными там, где обычно используются СВ. Если на системы возлагаются функции поддержания только чистоты воздуха, то их целесообразно называть системами проветривания. Анализ таких систем в данной работе не производится. В СКВ, обслуживающих здания и сооружения гражданского и промышленного назначения для обеспечения требуемого газового состава, чистоты воздуха, его бактериальной флоры, а также для устранения неприятного запаха, как правило, используется наружный воздух.

Принято считать, что такой принцип неизбежно приводит к значительному увеличению потребления в системах теплоты и холода. Подобное заключение справедливо только для двух состояний наружного воздуха в холодный и тёплый периоды года.

Справедливым остаётся только то, что при этом увеличивается установочная производительность подсистем нагрева и охлаждения, но не годовое потребление теплоты и холода.

Оптимально выбранные режимы использования наружного воздуха позволяют более 50% годового времени функционировать без потребления теплоты и холода.

Наружный воздух не только влияет на параметры в объекте через

ограждающие конструкции, но и выполняет функции компенсации возмущений через подаваемый наружный воздух через СКВ.

Во второй группе систем компенсации используется рециркуляционный воздух. К этой же группе относятся любые виды систем отопления. Принципиальная связь этих систем с СКВ заключается в том, что они могут частично компенсировать какие-то возмущения, видоизменяя тем самым условия функционирования СКВ.

Так, системы центрального отопления, компенсируя определённую часть теплопотерь через наружные ограждения, снижают количество теплоты, подводимой к приточному воздуху в СКВ, устраняют неблагоприятные потоки холодного воздуха в зонах, примыкающих к наружным ограждениям, упрощая этим задачи воздухораспределения. Рециркуляционные системы тепловлажностной обработки воздуха в зависимости от реализуемых в них процессов могут существенно и благоприятно влиять на условия функционирования СКВ, обеспечивая снижение общих затрат на системы. К таким результатам часто приводит сочетание центральных СКВ с местными рециркуляционными системами нагрева, охлаждения и адиабатного увлажнения воздуха. Поэтому эти системы в ряде случаев становятся неотъемлемой частью общего решения СКВ. В отдельных случаях местные рециркуляционные системы имеют самостоятельное значение.

В особый вид систем выделены рециркуляционные системы очистки воздуха. В них рециркуляционный воздух очищается от примесей, для растворения которых в СКВ используется наружный воздух. Следовательно, основное назначение этих систем связано с уменьшением минимально неизбежного расхода наружного воздуха, потребного для растворения примесей.

Из всех перечисленных систем первой и второй групп только СКВ могут обеспечить весь комплекс требуемых параметров воздушной среды в широком диапазоне исходных условий, все остальные системы обеспечивают лишь отдельные параметры. Из этого не следует, что для любых условий СКВ является единственным и лучшим решением, тем более что самих решений СКВ может быть множество. Для каждого конкретного условия теоретически должна существовать определённая комбинация систем, которой будет соответствовать экстремальное значение критерия оптимизации.

***Однако сами по себе перечисленные системы не существуют, они тесно взаимодействуют с внешними системами, т. е. системами тепло-, холода-, водо- и электроснабжения.*** В свою очередь внешние системы могут иметь разнообразные технические решения, отсюда и различный их вклад в суммарные с другими системами технико-экономические показатели.

В целях более чёткого определения затрат на внешние системы целесообразно установить логические границы их учёта. С этой целью внешние системы разделены на внутри объектовые и вне объектовые.

К затратам на внутри объектовые системы относятся затраты на элементы и устройства внешних систем или соответствующей части централизованных систем, которые размещены в пределах границ обслуживаемого объекта. К затратам на вне объектовые системы относятся затраты на возведение внешних систем за пределами данного объекта. Такое разделение границ учёта различного вида затрат в каждом конкретном случае уточняется, оно в значительной степени зависит от общих решений энерготопливного и водного хозяйства данного объекта, площадки, района. В большинстве случаев для рассматриваемых оптимизационных задач сведения о решениях внешних систем являются заданными (может быть, за исключением систем холодоснабжения).

Кроме традиционных решений внешних систем обязательным требованием является анализ возможности и целесообразности использования источников вторичных энергоресурсов, имеющихся как в конкретном здании (сооружении), так и на площадке данного производства и за ее пределами. Для наиболее полного учёта затрат на системы энергоснабжения требуется использование понятия «замыкающие затраты на топливо и электроэнергию» [4,22].

Таким образом, общая структура систем компенсации возмущений параметров воздушной среды показывает не только место СКВ

среди других систем, но и принципиальные особенности возможного их взаимодействия.

## 1.2. Характеристика и требование информации для построения модели системы кондиционирования воздуха (СКВ)

Опыт проектирования и исследования СКВ predetermined общий характер и состав исходных данных, необходимых для принятия решений по схемам и системам. Для многих из них имеются соответствующие сведения и рекомендации, связанные с их определением. Однако для создания модели СКВ из всей совокупности исходных данных требуется не только выделить отдельные сведения, но и представить их в виде расчётной информации.

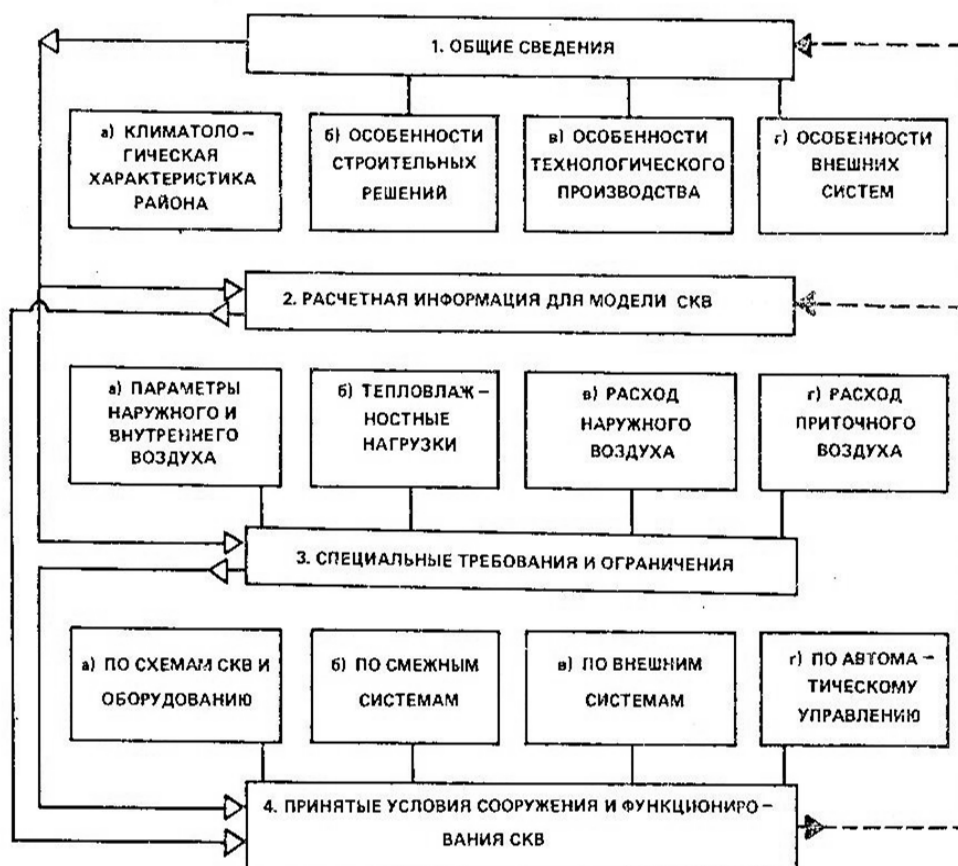


Рис. 1.2.1. Структура исходных условий для постановки оптимизационной задач

Понятия «информация» в рассматриваемом приложении близко к понятию «данные». Вместе с тем они различны, поскольку принимается, что информация-это такие сведения об исходных данных, которые отображают количественные значения определяющих факторов и обеспечивают решение поставленной задачи с выявлением зоны неопределённости оптимальных решений. Общая структура исходных данных показана на рис. 1.2.1, из которого видно существование четырёх взаимосвязанных групп исходных данных. Эти группы имеют не только прямые, но и обратные связи (штриховые линии).



Уточнив место и взаимосвязь расчётной информации для модели в общей иерархической структуре исходных данных, необходимо более подробно проанализировать Некоторые особенности отдельных ее составляющих.

**Информация о наружном климате.** Сведения о наружном климате как некой области на I-d-диаграмме впервые в отечественной литературе представил А. Я. Креслинь [14]. Такой приём позволил создать наглядную картину связи параметров наружного воздуха с режимами функционирования СКВ. Не случайно расчетные схемы термодинамической модели автором [24] также были непосредственно связаны с I-d-диаграммой.

Информация о наружном климате и в данном случае (рис. 1.2.2.) представлена в виде некоторой линии  $K_d$  и линии  $\varphi-1$ , исходя из предположения, что в этой замкнутой области для каждой элементарной площадки типа 1 или 2 известно время повторяемости параметров за годовой цикл эксплуатации систем с учётом числа рабочих смен.

Для нестационарных задач необходимы аналитические описания законов изменения отдельных параметров за суточный и другие периоды времени.

Такие требования к форме информации о наружном климате пока что соответствующими стандартами и нормативной документацией не обеспечиваются. Поэтому те, кому подобные сведения необходимы, т. е. специалисты в области искусственного климата, пользуются результатами исследований В. Н. Богословского и Ю. Я. Кувшинова, А. М. Сизова, А. Г. Сотникова, Е. В. Стефанова, Л. Б. Успенской и др. Л. Б. Успенская впервые приблизилась к желаемой форме представления информации о климате в виде  $t$ - $\varphi$ - диаграммы. На рис. 1.2.2. такой вид информации представлен площадкой типа 2.

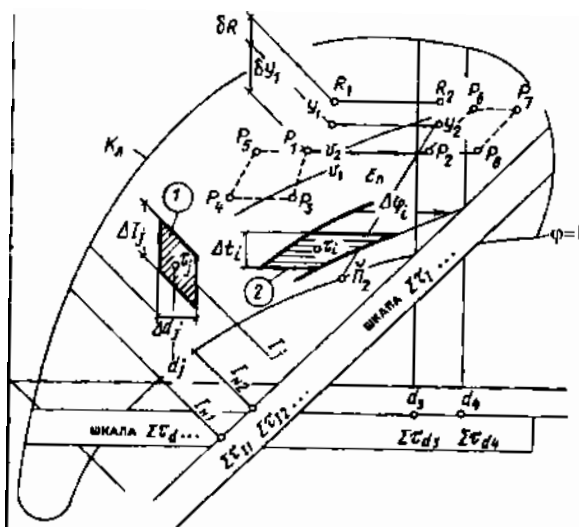


Рис. 1.2.2. Графическая форма представления расчётной информации о

наружном климате при использовании модели функционирования СКВ.

1-элементарная площадка, характеризующая параметры наружного воздуха в пределах принятой разности  $\Delta d_1$  и  $\Delta t_1$ ;

2-элементарная площадка параметров наружного воздуха, имеющая границы по линиям  $t$  и  $\varphi$

В настоящее время ГОСТ 16350-80 обеспечивает информацию в виде  $t$ - $\varphi$ -диаграммы для многих городов, имеется перспектива существенного увеличения их числа.

Однако следует признать, что площадки типа 2 менее удобны, чем площадки типа 1, особенно если требуется вычислять по ним суммарные значения повторяемости отдельно энтальпии и влагосодержания. Время повторяемости данных значений энтальпии и влагосодержания показано на соответствующих шкалах:

$$\sum \tau_{I_2}, \sum \tau_{I_2}, \dots; \sum \tau_{d_3}, \sum \tau_{d_4}, \dots$$

Существуют и другие подходы представления информации о климате. Например, А. Г. Сотников [32], определяя возможность описания одномерных распределений температур и энтальпий, пришёл к выводу, что на большей части территории центральной Азии эти распределения допустимо представлять в виде композиционного закона. Уместно подчеркнуть два основных следствия из общего понимания этой проблемы.

Отказ от учёта распределения двух параметров наружного воздуха за годовой цикл эксплуатации систем не даёт возможности выявить оптимальные режимы их функционирования, а следовательно, вычислить самый сложный показатель-переменную составляющую эксплуатационных затрат. К сожалению, до сих пор в массовом проектировании все расчёты ведут по так называемым расчётным параметрам тёплого и холодного периодов года, недостаточно логично связывая их с обеспеченностью параметров в помещении. Несостоятельность такого подхода впервые показал Е. В. Стефанов [34].

В целом надёжно полученная информация о климате характеризует ее вероятностную физическую сущность, однако с учётом других сведений, с которыми она используется в решаемых задачах, может возникнуть ситуация получения неопределённого результата для выбора оптимального решения систем. Форма представления информации о климате должна способствовать выявлению критичности полученного решения по отношению к данному фактору, т. е. к возможному изменению распределения времени

повторяемости на «опасных» площадках области наружного климата. По этой причине сведения о климате с указанием времени повторяемости параметров в пределах элементарных площадок представляются наиболее целесообразными.

**Информация о метеорологических параметрах в помещении.**  
Метеорологические параметры воздушной среды в помещении

представляются детерминированно в соответствии с нормативной документацией. Нормируемые значения должны учитывать как гигиенические, так и технологические требования основного производства. Не детализируя мотивы и обоснование нормативных значений параметров, отметим, что в конечном итоге информация о них на I-d-диаграмме представляется в виде точки, линии или некой области. Линия  $P_1P_2$ , как это показано на рис.1.2.3, может совпадать с изотермой, с линией  $\varphi=\text{idem}$  или занимать любое другое положение, равным образом область может представляться любой фигурой. Показанная линия или область на I-d-диаграмме для модели СКВ означает, что данные параметры могут поддерживаться в любой период года и в любое время функционирования систем.

Работы В. Н. Тетеревникова и Л. Н. Павлухина [21, 22] обосновывают комплексное нормирование трёх параметров: температуры, относительной влажности и подвижности воздуха. В связи с этим на I-d-диаграмме целесообразно для нормируемых значений  $t$  и  $\varphi$  показывать оптимальную подвижность:  $V_1$ ,  $V_2$  и  $T$ . д. Такая дополнительная информация имеет важное значение, когда  $t$  и  $\varphi$  заданы областью.

Комплексный учёт трёх параметров позволяет расширить диапазон допустимых температур, особенно верхний предел, что в ряде случаев может принципиально изменить условия функционирования СКВ. Однако из этого не следует, что оптимальное решение СКВ всегда возможно, если используются предельные значения параметров. Для математической модели СКВ наряду с нормируемыми (требуемыми) параметрами на I-d-диаграмме обозначаются параметры удаляемого и рециркуляционного воздуха. Первые из них зависят от организации воздухообмена, в частности от коэффициента организации воздухообмена, который при использовании энтальпии означает следующее соотношение [25]:

$$K_I = (I_y - I_{\Pi}) / (I_p - I_{\Pi}) \quad (1.1).$$

где  $I_{\Pi}$ ,  $I_y$ -энтальпии воздуха соответственно приточного и помещения и удаляемого.

Для решения ряда оптимизационных задач необходимо знать не только коэффициент организации воздухообмена, выраженный через один какой-то

параметр (температуру или энтальпию); в самом общем случае необходимо иметь такие коэффициенты по двум независимым параметрам, например, по энтальпии и влагосодержанию.

Другой способ представления неравномерности параметров выражается разностями энтальпии и влагосодержания:

$$\delta I_y = I_y - I_p; \delta d_y = d_y - d_p \quad (1.2).$$

Естественно, что эти разности и коэффициенты  $K$  связаны, например,  $K$ , выражается уравнением

$$\delta K_I = 1 / (1 - \frac{\delta I_y}{I_y - I_{п}}) \quad (1.3).$$

Важное значение, имеет информация о неравномерности параметров в рабочей зоне помещения, даже если эти параметры отвечают нормируемым значениям.

Параметры воздуха, поступающего на рециркуляцию (точки  $R$ ), могут отличаться от параметров удаляемого воздуха, если в каналах, по которым транспортируется рециркуляционный воздух, имеются какой-либо источник теплоты или тепло потери через стенки каналов. Чаще всего учитывается только нагрев рециркуляционного воздуха в вентиляторе. И тогда на  $I$ - $d$  диаграмме для рассматриваемого примера появляется дополнительная линия  $R_1 R_2$ . При решении практических задач необходимо знать разность энтальпий и влагосодержаний между параметрами в точках  $R$  и  $Y$ , которые соответственно обозначаются величинами  $\delta I_R$  и  $\delta d_K$ :

$$\delta I_R = I_R - I_y; \delta d_R = d_R - d_y. \quad (1.4).$$

Все эти сведения о параметрах воздушной среды в помещении при использовании ЭВМ могут быть представлены матрицей.

Рассмотренная информация о нормируемых параметрах касается учета их длительного воздействия на человека или выпускаемую (хранящуюся) продукцию производства.

В то же время известно, что при кратковременном воздействии значения параметров могут иметь более широкий диапазон. Исчерпывающих данных о величине и продолжительности допустимых отклонений до настоящего времени не существует, как и не существует завершённых методов оценки обеспеченности заданных параметров.

Оценка допустимой продолжительности нарушения параметров в официальных документах производится косвенным путём через период, соответствующий повторяемости параметров наружного воздуха за пределами принятых расчётных значений. При таком подходе не учитывается взаимосвязь состояния наружного воздуха и нормируемых параметров в помещении, не принимаются во внимание особенности конкретных решений

систем.

Требования к обеспеченности параметров (допустимых нарушений) целесообразно разделить на три группы. К первой группе относятся случаи, когда отклонения не ограничены по величине, по задана суммарная их продолжительность в часах за расчетный период.

Во вторую группу включаются случаи, когда за расчётный период функционирования (год, сезон) известны ограничения отклонений параметров по величине без указания непрерывной продолжительности этих отклонений. Наконец, в третью группу объединяются случаи, для которых величина и непрерывная продолжительность отклонений задается на период технологического цикла производства или рабочую смену. При этом могут нормироваться также число повторений указанных отклонений за смену, технологический цикл или за любой другой период года.

Информация о пределах допустимых отклонений также представляется на I-d-диаграмме, как это, например, показано фигурами  $P_1P_3P_4P_5$  и  $P_2P_6P_7P_8$  на рис. 1.2.2. Продолжительность таких отклонений выражается в часах или в процентах к расчётному периоду.

В соответствии с требованиями системного подхода принимается, что искомые отклонения зависят от параметров наружного воздуха, от нормируемых параметров в помещении, от внешних и внутренних возмущений, от расчётных режимов работы систем, от методов автоматического управления процессами и выбранных способов воздухораспределения. В такой постановке вопроса полного решения задачи пока не существует, как и в данной книге, где, однако, намечены некоторые пути этого решения.

**Информация о тепло- и влаговыведениях в помещении.** Для вычисления остаточных тепло- $Q_{\Pi}$  и влаговыведений  $W_{\Pi}$ , приходящихся на проектируемую СКВ, используются известные уравнения типа:

$$Q_{\Pi} = \sum Q_{\text{вн}} \pm Q_{\text{огр}} + Q_{\text{инс}} \pm Q_{\text{инф}} + Q_{\text{с.о}}; \quad (1.5).$$

$$W_{\Pi} = \sum W_{\text{вн}} \pm W_{\text{огр}} + W_{\text{инф}}, \quad (1.6).$$

где  $\sum Q_{\text{вн}}$ -полные тепловыделения от внутренних источников (технологическое оборудование, освещение, люди, теплота испарения и т.д.);  $Q_{\text{огр}}$   $Q_{\text{инф}}$ -поступление (потери) теплоты за счёт соответственно теплопередачи и инфильтрации воздуха через ограждения;  $Q_{\text{инс}}$ -поступление теплоты за счёт солнечной радиации;  $Q_{\text{с.о.}}$ -теплота, подводимая в помещение системой отопления;  $\sum W_{\text{вн}}$ ,  $W_{\text{огр}}$ ,  $W_{\text{инф}}$ -соответственно влагопоступление от внутренних источников, влагообмен через ограждения вследствие паропроницания и

инфильтрации.

Важным расчетным параметром является тепловлажностное отношение

$\varepsilon_{\Pi} = Q_{\Pi}/W_{\Pi}$ , которое на I-d-диаграмме характеризует линию процесса

изменения состояния приточного воздуха (вектор процесса в помещении).

Любая величина правой части уравнений (1.5) и (1.6) может быть равной нулю, больше или меньше нуля (случай, когда  $\sum Q_{\text{вн}}$  и  $\sum W_{\text{вн}}$  меньше нуля встречается редко). Все они в модели являются случайными величинами с различными свойствами достоверности. Внешние воздействия логичнее представлять с вероятностно-неопределёнными свойствами, так как даже при вероятностной форме задания параметров наружного воздуха  $I$ ,  $d$  и  $t$  нет чётких корреляционных связей с ними солнечной радиации, направления и скорости ветра. Кроме того, неопределённость в значительной мере объясняется широким диапазоном отклонений теплофизических свойств ограждений и их герметичности от принятых значений в расчёте. Внутренние возмущения относятся к классу вероятностно-неопределённых величин, а иногда-собственно неопределённых. Они могут отражать случайно дискретный или непрерывный технологический процесс.

Все эти особенности характеризуют искомые величины  $Q_{\Pi}$  и  $W_{\Pi}$ , как не обладающие свойствами статической устойчивости и потому могут задаваться вариантами возможных значений без указания вероятностей отдельных значений членов правой части уравнения (1.5) и (1.6). Поскольку внешние воздействия связаны с параметрами наружного воздуха, естественно, значения  $Q_{\Pi}$   $W_{\Pi}$  должны определяться для каждой элементарной площадки на I-d- в области наружного климата.

Такой способ учёта одной из групп определяющих первичных факторов обеспечивает решение задач с выявлением зоны неопределённости решений. Неопределённость оптимальных решений означает, что получение однозначного оптимального решения систем практически невозможно, как правило, приходится ориентироваться лишь на некоторую зону, внутри которой каждое решение может быть оптимальным при тех или иных сочетаниях отдельных составляющих исходной информации.

Все члены правой части рассматриваемых уравнений, несмотря на свойства случайных величин, обладают признаками управляющих параметров, т. е. имеются принципиальные возможности их изменять в направлении, обеспечивающем лучшие комплексные решения СКВ и тех элементов, которые приводят к данным изменениям. Например, изменение достигается изменением конструктивно-планировочных решений. Изменение герметичности ограждающих конструкций влияет на количество

инфильтруемого воздуха, при известном значении которого определяются:

$$Q_{\text{инф}} = G_{\text{инф}}(I_y - I_n); \quad (1.7).$$

$$W_{\text{инф}} = G_{\text{инф}}(d_y - d_n); \quad (1.8).$$

Вычисляемые значения  $Q_{\text{инф}}$  и  $W_{\text{инф}}$  используются в уравнениях (1.5) и (1.6) при условии равномерно-распределённого поступления наружного воздуха в различные зоны объёма помещения. Чаще всего необходимо учитывать локальные места проникания наружного воздуха, что приводит к более сложному решению задачи.

Учёту влияния инфильтрации на воздушный режим здания посвящены работы В. Е. Константиновой, Н. Н. Разумова, В. П. Титова и др. В этих работах приводятся в том числе и сведения о количестве инфильтруемого воздуха. Можно определить корреляционные связи инфильтруемого воздуха с количеством воздуха, необходимого для поддержания подпора в помещении в целях предотвращения нарушения заданных параметров в рабочей (обслуживаемой) зоне. Если в СКВ предотвращение инфильтрации обеспечивается расчётным расходом наружного воздуха на подпор, то в дальнейшем в уравнении (1.5) последний член не учитывается. По существу величины  $Q_{\text{п}}$  и  $W_{\text{п}}$  не одинаковы в различных зонах помещения не только из-за локальных мест инфильтрации воздуха, но и из-за локальных внешних возмущений вследствие теплопередачи через стены помещения.

Все это подчёркивает, что для различных зон одного и того же помещения (крупного цеха) значения  $Q_{\text{п}}$  и  $W_{\text{п}}$  могут существенно отличаться. Информация о расходе наружного воздуха. Для модели требуется знать как минимально неизбежный расход наружного воздуха, так и максимально целесообразный  $G_{\text{н}}$ . Наличие понятий минимального и максимального расходов предполагает, что в определенных условиях потребуется поддержание некоторого переменного расхода- $G_{\text{н}}$ . Для построения модели СКВ расход  $G_{\text{н}}$  принимается в различном отношении к расходу приточного воздуха в помещении  $G_{\text{п}}$  или к минимально неизбежному  $G_{\text{н}}$ . Величина  $G_{\text{н}}$  определяется в процессе организации режимов функционирования систем, исходя из мотивов их оптимизации. В пределе расход  $G_{\text{н}}$  может быть равным  $G_{\text{п}}$ .

Иначе обстоит вопрос с определением  $G_{\text{н}}$ . Эта величина определяется не из теплофизических расчетов СКВ, а по другим самостоятельным соображениям: по условиям обеспечения чистоты и газового состава воздуха  $G_{\text{нг}}$ ; по условиям компенсации удаляемого из помещения воздуха системами местной вытяжки или технологическим оборудованием производства  $G_{\text{нв}}$ ; по условиям поддержания расчётного подпора (повышенного по сравнению с

атмосферой или давлением в соседних помещениях) $G_{\text{нп}}$ . Минимально неизбежный расход наружного воздуха  $G_{\text{н}}$  определяется по наибольшему значению из  $G_{\text{нг}}$  или суммы  $G_{\text{нв}}$  и  $G_{\text{нп}}$ .

Поскольку расход  $G_{\text{н}}$  является одним из определяющих факторов, существенно влияющих на потребление теплоты и холода в СКВ, к определению исходных величин  $G_{\text{нг}}$ ,  $G_{\text{нв}}$  и  $G_{\text{нп}}$  следует относиться с максимальным вниманием.

Особенности определения указанных расходов наружного воздуха излагаются в справочной литературе и различных рекомендациях, поэтому здесь они не повторяются. Однако при вычислении  $G_{\text{нг}}$  следует обратить внимание на два обстоятельства. Первое из них касается необходимости учета неравномерности распределения вредных выделений, возмущающих газовый состав и чистоту воздуха в объеме помещения. Для этого целесообразно использовать известный коэффициент неравномерности, который можно записать в следующем виде.

$$K_X = (X_y - X_H) / (X_p - X_H). \quad (1.9).$$

где  $X_y, X_H$ - концентрации данного вредного вещества соответственно в удаляемом и приточном наружном воздухе;  $X_p$ -нормируемая (требуемая) концентрация в рабочей (обслуживаемой) зоне.

Тогда расход наружного воздуха на разбавление данного вредного вещества определяется по уравнению.

$$G_{\text{нг}} = \frac{cG_{\text{вр}}}{X_y - X_H} = \frac{cG_{\text{вр}}}{K_X(X_p - X_H)}, \quad (1.10).$$

или

$$G_{\text{нг}} = \frac{cG_{\text{вр}}}{(X_p - \delta X_p) - X_H}$$

где  $G_{\text{вр}}$ -количество вредных выделений в объем помещения за единицу времени:

$\delta X_p = X_y - X_p$ ;  $c$ -коэффициент размерности.



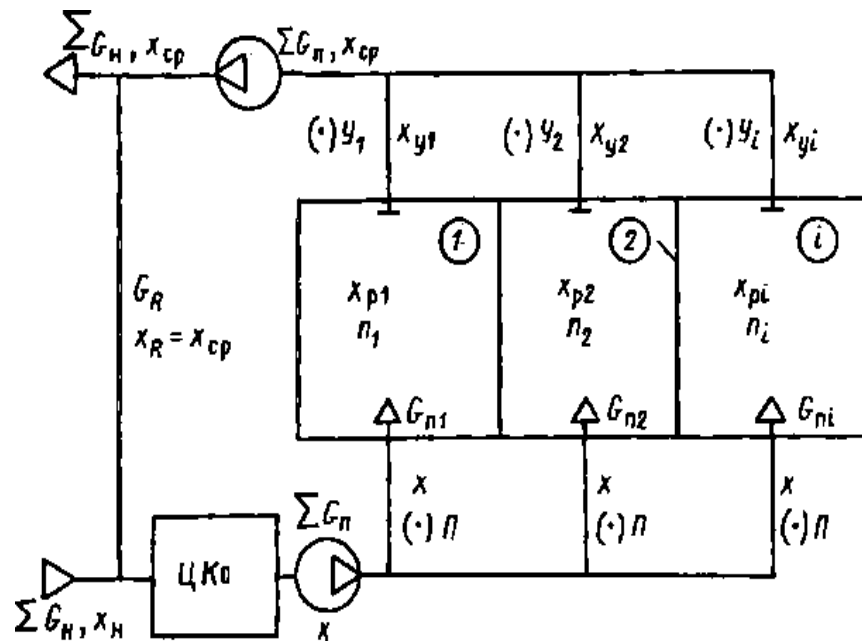


Рис. 1.2.3. Расчётная балансовая схема вредных выделений, нарушающих газовый состав и чистоту воздуха в помещении

Использование в модели переменных  $K_x$  или  $\delta x_p$  наряду с  $K_d$  или  $\delta d_y$  позволяет обосновать оптимальное решение воздухораспределения с учетом иногда противоречивых требований к их численным значениям.

Второе обстоятельство, вызывающее необходимость дополнительных расчетов суммарного расхода наружного воздуха, возникает при наличии объекта, состоящего из нескольких помещений. Пусть объект состоит из трёх помещений 1; 2 и  $i$ , обслуживаемых СКВ (рис.1.2.2). В каждом помещении имеются остаточные тепло и влаговыведения, а также одно характерные вредные выделения, для ассимиляции которых необходимо использовать наружный воздух. Принимая для иллюстрации в качестве вредного вещества углекислоту, выделяемую человеком  $[q_{вр}, \text{г/(ч-чел)}]$ , и зная число человек в каждом помещении  $n_1, n_2, n_i$ , нетрудно определить расчётное значение вредных выделений в каждом помещении и общее их количество в объекте  $-q_{вр} \sum n, \text{г/ч}$ . Если в каждое помещение подается наружный воздух самостоятельной системой, то общий расход наружного воздуха  $\sum G_{нг}$  определяется по уравнению

$$\sum G_{нг} = G_{н1} + G_{н2} + G_{ни}, \quad (1.11).$$

где каждый член правой части данного выражения вычисляется по уравнению (1.10). Такая же картина наблюдается, если эти же помещения обслуживаются единой (центральной) приточной системой. Предположим, что в  $i$ -м помещении расход наружного воздуха увеличился в  $B_i$  раз, тогда сумма  $\sum G_{нг}$  изменяется на величину  $B_i G_{ни} - G_{ни}$ . Поступление наружного воздуха в остальные помещения останется без изменения.

В случае использования приточно-рециркуляционной системы изменение

суммарного расхода также зависит от принятого изменения в одном из помещений, но картина здесь существенно иная. Представляют интерес два характерных варианта исходных условий. Суть первого заключается в том, что расход наружного воздуха по санитарно-гигиеническим соображениям вычисляется для каждого помещения по уравнению (1.10):  $G_{н1}, G_{н2}, G_{нj}$  и ставится задача, чтобы в каждом помещении фактические расходы  $G_{нф}$  были не меньше вычисленных.

Фактическое распределение наружного воздуха зависит от отношения  $\sum G_{нг}$  к фактическому суммарному расходу приточного воздуха  $\sum G_{пф}$ . Обозначим это соотношение через  $B_{\Sigma}$ , тогда

$$B_{\Sigma} = \frac{\sum G_{нг}}{\sum G_{пф}} = \frac{G_{н1} + G_{н2} + G_{ни}}{G_{п1ф} + G_{п2ф} + G_{пиф}} \quad (1.12).$$

где  $G_{п1ф}, G_{п2ф}, G_{пиф}$  - фактический воздухообмен в помещении, определяемый по условиям ассимиляции остаточных теплоизбытков.

При этом фактический расход наружного воздуха в каждом помещении соответственно равен:  $G_{н1ф} = B_{\Sigma} G_{п1ф}, \dots, G_{ниф} = B_{\Sigma} G_{пиф}$ . Если, например, в  $i$ -м помещении  $G_{ниф} < G_{ни}$ , то добиться поступления назначенного расхода  $G_{ни}$  можно только за счет увеличения суммарного расхода наружного воздуха в системе, доводя значение  $B_{\Sigma}$  до  $B_i$ , которое вычисляется из соотношения

$$B_i = G_{ни} / G_{пиф} \quad (1.13).$$

И тогда требуемый расход наружного воздуха будет равен:

$$\sum G_{нг.тр} = B_i \sum G_{пф} \quad (1.14).$$

Перерасход наружного воздуха при этом составляет

$$\Delta \sum G_{нг} = \sum G_{нг.тр} - \sum G_{нг} = \sum G_{пф} (B_i - B_{\Sigma}). \quad (1.15).$$

Второй вариант исходных условий заключается в том, что при определении расхода наружного воздуха в данном помещении учитывается не отработанный по данному вредному веществу воздух в других помещениях.

Если для  $i$ -го помещения по-прежнему сохраняется соотношение  $G_{ниф} < G_{ни}$  то концентрация данного вредного вещества в нем будет наибольшей по сравнению с другими помещениями. Для выяснения требуемого расхода  $\sum G_{нг.тр}$  при учете неотработанного воздуха в других помещениях можно воспользоваться следующими исходными уравнениями, применительно к обозначениям на рис. 1.2.2:

-уравнение требуемого расхода наружного воздуха для расчетного  $i$  го помещения по условиям поддержания нормируемой концентрации  $X_{pi}$  в объемных процентах

$$G_i = 0,1 \frac{q_{вр} n_i}{X_{yi} - X}; \quad (1.16).$$

-уравнение суммарного расхода наружного воздуха, исходя из баланса вредных выделений для всего объекта

$$\sum G_{нг.тр.} = 0,1 \frac{q_{вр} \sum n_i}{X_{ср} - X_H}; \quad (1.17).$$

-уравнение баланса по данному вредному веществу с учетом известного общего расхода приточного воздуха

$$\sum G_{\Pi} (X_{ср} - X) = 0,1 q_{вр} \sum n_i \quad (1.18).$$

Совместное решение приведенных уравнений дает следующее выражение для  $\sum G_{нг.тр.}$ :

$$\sum G_{нг.тр.} = \frac{0,1 q_{вр} \sum n_i}{(X_{ср} - X_H) + 0,1 q_{вр} \left[ \frac{\sum n_i}{\sum G_{\Pi}} - \frac{n_i}{G_{\Pi}} \right]}, \quad (1.19).$$

Различие в расходах наружного воздуха при трех рассмотренных подходах демонстрируется на пример при следующих исходных данных:

-во всех помещениях число человек принимается равным;

-расход приточного воздуха, определяемые по условиям ассимиляции остаточных тепло- и влагоизбытков в помещениях, равны:

$$G_{n1} = 40 \times \frac{10^3 \text{ кг}}{\text{ч}}; G_{n2} = 32 \times \frac{19^3 \text{ кг}}{\text{ч}}; G_{n4} = 12 \times 10^3 \text{ кг/ч};$$

-значение  $q_{вр}$  определено исходя из удельных расходов наружного воздуха 60 кг/ч на человека;

-концентрации в расчетном помещении  $x_{рj}=0,1\%$ , в наружном воздухе -  $x=0$ ;  $5x_p=0$ ;  $K=1$ ;

-расход наружного воздуха, вычисленный по уравнению (1. 10), для всех помещений одинаков и равен  $2,7 \cdot 10^3$  кг/ч;

-коэффициенты Б для помещений равны:  $B_1=0,67$ ;  $B_2=0,084$ ;  $B_i=0,225$ .

Общий расход наружного воздуха, кг/ч, вычисленный по уравнениям (1.11), (1.14) и (1.19).

Из этого примера видно, что наименьший расход наружного воздуха обеспечивается в случае, когда в каждое помещение воздух подаётся самостоятельно или приточной системой. Наибольший расход получается для приточно-рециркуляционных систем при расчёте без учёта ассимиляционных способностей рециркуляционного воздуха, в котором содержится неотработанный воздух в помещениях с малым количеством вредных выделений.

Выражение более общего вида для любого вредного выделения при  $K_x \neq 1$ , наличии вытяжки и утечек через неплотности помещения или инфильтрации воздуха можно получить теми же приёмами, что и уравнение (1.19). Если имеются помещения, в которых данное вредное вещество не выделяется, то

поступающий из них на рециркуляцию неотработанный воздух способствует снижению расчётного расхода наружного воздуха, который определяется по этим вредным выделениям для других помещений. Здесь скрывается большой резерв снижения минимально неизбежного расхода наружного воздуха, определяемого по гигиеническим условиям. Важное значение для сокращения  $G$  имеют рециркуляционные системы с очисткой воздуха от различных вредных выделений, нарушающих требуемую чистоту воздуха.

В заключение подчеркнём, что расчётная информация о минимально неизбежном расходе наружного воздуха обладает свойствами вероятностных или вероятностно-неопределённых величин. Все зависит от мотивов, по которым этот расход определялся, и особенностей объекта. Если в основе определения  $G_H$  были санитарно-гигиенические соображения, связанные с растворением каких-то вредных веществ, выделяющихся в процессе основного производства, то информация может быть представлена в вероятностной форме, полученной на основе обработки статистического материала.

При определении  $G_H$  по соображениям поддержания подпора и при отсутствии устойчивого статистического материала информация может оказаться вероятностно-неопределённой.

В общем можно подчеркнуть, что свойства достоверности всей расчетной информации во многом зависят от наличия исходного, в основном экспериментального (статистического), материала.

**Информация о расходе приточного воздуха.** Расход приточного воздуха  $G_P$  равен расходу наружного воздуха только в системах проветривания, т. е. при наличии вредных выделений, требующих использования «чистого» воздуха. В самом общем случае численное значение расхода приточного воздуха определяется рядом конкретных соображений. Его минимально неизбежное значение  $G_H$  равен расходу наружного воздуха только в системах проветривания. т.е. при наличии вредных выделений, требующих использования «чистого» воздуха. При известных значениях  $Q_P$  и  $\varepsilon_P$  (см. рис. 1.2.2) поддержание параметров воздуха в помещении в точке  $P_2$  обеспечивается минимально неизбежным воздухообменом, равным:

$$G_{H2} = Q_P / (I_{y2} - I_P) \quad (1.20).$$

Фактическое значение приточного воздуха  $G_{P2}$ , как правило, всегда будет больше  $G_{H2}$ , хотя бы по следующим часто возникающим причинам:

- невозможность получения точки  $\tilde{P}_2$  на линии  $\varphi=1$  или ниже ее;
- ограничение по условиям воздухораспределения температуры воздуха на притоке, когда  $t_{п2}$  должна быть больше  $t_{п2}$ ;
- необходимость увеличения кратности воздухообмена по

соображениям воздухораспределения;

➤ неравномерность параметров в помещении, при которой  
энтальпия  $I_{y2} < I_{y2}^*$

Расход приточного воздуха, особенно для центральных систем, имеющих протяженные сети его транспортировки, существенно влияет на технико-экономические показатели систем в целом, поэтому он фигурирует в качестве одного из управляющих параметров модели.

### 1.3. Исходные схемы модели СКВ. Классы нагрузок

Особенности построения исходных схем модели. Исходными схемами называются такие построения, которые позволяют обобщить наиболее существенные факторы (расчётную информацию) в виде, Удобном для определения условий функционирования СКВ.

Несколько упреждая особенности построения исходных термодинамических схем (ИТС), обратимся к конечному результату их построения. Как видно из рисунка, ИТС представляют на I-d-диаграмме положение точек  $\check{H}$ ,  $\hat{H}$  для идеальной модели  $\hat{M}$ ,  $\check{M}$  для многофакторной модели относительно  $(\cdot)У$ , характеризующей параметры удаляемого воздуха из помещения. Физический смысл точек  $\check{H}$ ,  $\hat{H}$  и  $\hat{M}$ ,  $\check{M}$  можно показать на примере одной из них.

Так, точка  $\check{H}$  характеризует такие параметры наружного воздуха, при которых в идеальной СКВ не требуется какой-либо его обработки, если расход равен  $G_{\check{H}}$ . Координаты этой точки определяются по уравнениям баланса для помещения:

$$\Delta I_{\check{H}} = I_y - I_{\check{H}} = \frac{Q_{\Pi}}{c_R}; \Delta d_{\check{H}} = d_y - d_{\check{H}} = \frac{W_{\Pi}}{c_H}.$$

где  $Q_{\Pi}, W_{\Pi}$  - остаточные тепло-и влаговыделения, ассимилируемые системой кондиционирования и помещении;  $I_y, d_y$  - энтальпия и влагосодержание удаляемого воздуха, равные в идеальной модели  $I_p, d_p$ .

Вместо  $\Delta d_{\check{H}}$  - для определения второй координаты можно использовать линию  $\delta_{\Pi}$ , пересечение которой с изоэнтальпией даёт точку  $\check{H}$ . Аналогично определяется координата точки  $\hat{H}$ , если известен максимальный расход наружного воздуха  $G_{\hat{H}}$ .

Для координат точек  $\hat{M}$ ,  $\check{M}$  общий вид уравнений остаются таким же, но вместо  $Q_{\Pi}$  и  $W_{\Pi}$  подставляются значения  $Q_{\Pi M}$  и  $W_{\Pi M}$ . При этом является суммой  $Q_{\Pi}$  и поступающей (теряемой) теплоты на любых участках СКВ, кроме теплообменного оборудования. Аналогичный смысл имеет параметр  $W_{\Pi M}$

Для уточнения смысла величин  $Q_{\Pi M}$ ,  $W_{\Pi M}$  и связи точек  $\check{H}$ ,  $\hat{H}$  с точками  $\hat{M}$ ,  $\check{M}$  требуется более подробный анализ уравнений балансов для структурной схемы однозональной СКВ и помещения, представленных на рис. 1.3.1. В схеме по направлению приточного воздуха выделены участки: 1-0 - от воздухозабора до кондиционера «до» и «по» - соответственно до и после узла политропной обработки воздуха (участок «по» заканчивается в месте входа сети в обслуживаемое системой помещение).

Сеть транспортировки воздуха, удаляемого из помещения, разделена на участки, число которых зависит от наличия мест разветвления потоков

воздуха, потерь или поступлений теплоты и влаги. В данном случае их четыре, так как предусмотрено разделение потоков на первую рециркуляцию R-1 и на вторую рециркуляцию R-2. Принят случай, когда в точке Д к сети подключён поток воздуха из другой системы с известными параметрами состояния в точке Д и расходом воздуха  $G_D$ .

Предусматривается, что в помещении могут быть различные места удаления воздуха вне анализируемой центральной системы: утечки через не плотности в ограждениях, местные вытяжные системы, подсосывание воздуха технологическим оборудованием. Все они могут быть представлены обобщённым местом стока с известными параметрами удаляемого воздуха в точке В и расходом  $G_B$ . Принимается, что в помещении известны значения  $Q_{П}$ ,  $W_{П}$ , нормируемые параметры воздуха в точке Р, удаляемого воздуха в точке У, а также величины  $\Delta Q$  и  $\Delta W$  и состояние воздуха в различных точках всех перечисленных участков.

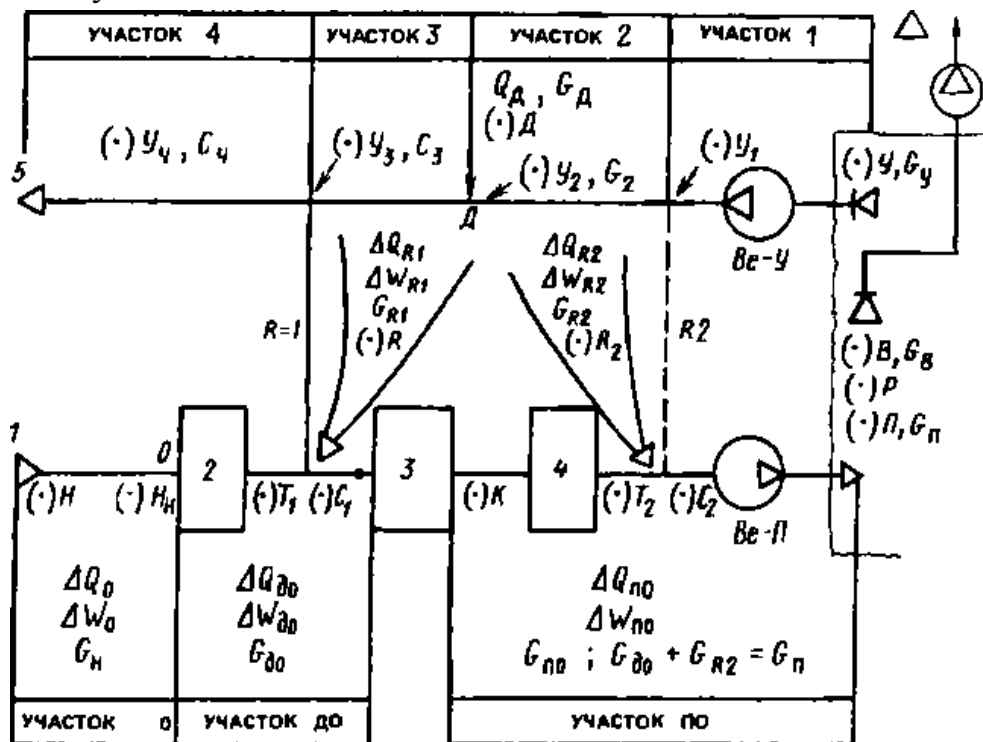


Рис. 1.3.1. Расчётная балансовая схема, определяющая взаимосвязи термодинамических и расходных параметров для комплекса: СКВ-помещение

1; 5 — воздухозаборные и воздуховыбросные устройства; 2;4-I и II ступени нагрева воздуха; 3-политропная (адиабатная) обработка воздуха; Ве-П, Ве-У — вентилятор соответственно на притоке воздуха в помещение и на его удаление; участки 1-0; «до»; «после»; 1; 2; 3 и 4-те части сети транспортировки приточного и удаляемого воздуха, и которых могут изменяться термодинамические параметры воздуха вне теплообменного оборудования; сток В-условное обозначение мест удаления воздуха местными системами вытяжки, истечения воздуха через не плотности

ограждён ни,-подсосов в технологическом оборудовании и т.п.

Используя принятые обозначения для рассматриваемой структурной схемы, можно составить уравнение баланса по теплоте и влаге. Если принять, что при известном минимально неизбежном расходе наружного воздуха  $G_{\text{н}}$  в тепло массообменном оборудовании СКВ не используется теплота ( $Q_{\text{Т}}$ ), холод ( $Q_{\text{Х}}$ ) и вода ( $W$ ) для тепловлажностной обработки воздуха, то можно записать следующее уравнение баланса по теплоте:

$$G_{\text{н}}I_{\text{н}} + \Delta Q_0 + \Delta Q_{R1} + \Delta Q_{\text{до}} + \Delta Q_{\text{по}} + \Delta Q_{R2} + Q_{\text{П}} = G_{\text{у}}I_{\text{у}} + G_{\text{в}}I_{\text{в}}. \quad (1.3.1)$$

где  $I_{\text{н}}$ -энтальпия наружного воздуха, при которой соблюдается условие о нулевых значениях  $Q_{\text{Т}}$ ,  $Q_{\text{Х}}$  и  $W$ .

Учитывая, что  $G_{\text{у}} = G_{R1} + G_{R2} + G_{\text{н}} + G_{\text{в}}$  уравнение (1.3.1)) после преобразования приобретает вид

$$I_{\text{у}} - I_{\text{н}} = \Delta I_{\text{н}} = (Q_{\text{П}} + \Delta Q_{\text{в}} + \Delta Q_0 + \Delta Q_{R1} + \Delta Q_{\text{до}} + \Delta Q_{R2} + \Delta Q_{\text{по}})/G_{\text{н}} \quad (1.3.2)$$

где

$$\begin{cases} \Delta Q_{\text{в}} = G_{\text{в}}(I_{\text{в}} - I_{\text{у}}); \Delta Q_0 = G_{\text{н}}(I_{\text{н}} - I_{\text{н}}); \\ \Delta Q_{R1} = G_{R1}(I_{R1} - I_{\text{у}}); \Delta Q_{R2} = G_{R2}(I_{R2} - I_{\text{у}}); \\ \Delta Q_{\text{до}} = G_{\text{до}}(\Delta I_{\text{до}}); \Delta Q_{\text{по}} = G_{\text{по}}(\Delta I_{\text{по}}), \end{cases} \quad (1.3.3)$$

здесь  $\Delta I_{\text{до}}, \Delta I_{\text{по}}$ -изменение энтальпии по длине сети транспортировки воздуха соответственно на участках «до» и «по» ( $\Delta I > 0$ ), если энтальпия по ходу воздуха возрастает).

Результирующая величина  $\Delta Q_{\text{в}}$  определяется с учетом локальных мест стока:

$$\Delta Q_{\text{в}} = G_{\text{в1}}(I_{\text{в1}} - I_{\text{у}}) + G_{\text{в2}}(I_{\text{в2}} - I_{\text{у}}) + \dots,$$

где  $G_{\text{в1}}, G_{\text{в2}}$ расходы удаляемого (эксфильтруемого) воздуха в различных местах помещения, для которых известны значения энтальпий  $I_{\text{в1}}, I_{\text{в2}}$

Причинами, определяющими численное значение  $\Delta Q_0, \Delta Q_{\text{до}}, \Delta Q_{\text{по}}$  и  $\Delta Q_{\text{R}}$  на участках транспортировки воздуха, как правило, являются поступления (потери) теплоты через стенки каналов (воздуховодов), проложенных вне расчётного помещения, а также нагрев воздуха в вентиляторах.

Следует обратить внимание на члены уравнения  $\Delta Q_{R1}$  и  $\Delta Q_{R2}$ : если  $I_{R1}=I_{\text{у}}$ , а также  $I_{R2}=I_{\text{у}}$ , то величины  $\Delta Q_{R1}$  и  $\Delta Q_{R2}$  равны нулю. Следовательно, сам по себе рециркуляционный воздух не изменяет теплоту в потоке наружного воздуха, к которому он подмешивается. В тех случаях, когда энтальпия рециркуляционного воздуха выше энтальпии удаляемого из помещения



воздуха, в систему вместе с рециркуляционным воздухом поступает дополнительная теплота.

Если  $I_R < I_y$ , то в потоке наружного воздуха из-за подмешивания рециркуляционного воздуха количество теплоты уменьшается.

При равенстве всех перечисленных выше величин  $\Delta Q$  нулю, энтальпия  $I_{\tilde{M}}$  в соответствии с ранее принятыми определениями приобретает обозначение  $I_{\tilde{H}}$  и тогда уравнение (1.3.2) записывается в виде

$$\Delta I_{\tilde{H}} = I_y - I_{\tilde{H}} = Q_{\pi}/G_{\pi} \quad (1.3.4)$$

Разделив члены правой части уравнения (1.3.2) на  $G_{\tilde{H}}$ , получаем:

$$I_y = I_{\tilde{M}} = (I_y - I_{\tilde{H}}) - \delta I + \delta I_{\tilde{M}o} + \delta I_{\tilde{M}R1} + \delta I_{\tilde{M}до} + \delta I_{\tilde{M}R2} + \delta I_{\tilde{M}по}, \quad (1.3.5).$$

где  $(I_y - I_{\tilde{H}}) = \frac{Q_{\pi}}{G_{\tilde{H}}}; \quad (1.3.6).$

$$\delta I_{\tilde{M}B} = \frac{\Delta Q_{\tilde{H}}}{G_{\tilde{H}}}; \quad \delta I_{\tilde{M}o} = \frac{\Delta Q_o}{G_{\tilde{H}}};$$

$$\delta I_{\tilde{M}R1} = \frac{Q_{R1}}{G_{\tilde{H}}}; \quad \delta I_{\tilde{M}до} = \frac{\Delta Q_{до}}{G_{\tilde{H}}};$$

$$\delta I_{\tilde{M}R2} = \frac{Q_{R2}}{G_{\tilde{H}}}; \quad \delta I_{\tilde{M}} = \frac{Q_{по}}{G_{\tilde{H}}}.$$

Записав уравнение (1.3.5.) относительно разности энтальпий  $I_{\tilde{H}} - I_{\tilde{M}}$  устанавливаем между ними связь в виде

$$I_{\tilde{H}} - I_{\tilde{M}} = -\delta I_{\tilde{M}B} + \delta I_{\tilde{M}o} + \delta I_{\tilde{M}R1} + \delta I_{\tilde{M}до} + \delta I_{\tilde{M}R2} + \delta I_{\tilde{M}по} = \sum \delta I_{\tilde{M}}. \quad (1.3.7).$$

Из уравнения (1.3.7) следует, что энтальпии  $I_{\tilde{M}}$  равна  $I_{\tilde{H}}$  при равенстве всех  $\Delta I_{\tilde{M}}$  нулю, что имеет место в идеальной модели.

При известном максимальном расходе наружного воздуха  $G_{\tilde{H}}$  разность энтальпий  $\Delta I_{\tilde{M}} = I_y - I_{\tilde{M}}$  выражается уравнениями, аналогичными уравнениям (1.3.2), (1.3.4) и (1.3.5), а разность уравнению типа (1.3.7).

Составляя уравнение баланса типа (1.20) по влаге, нетрудно получить выражение для  $\Delta d_{\tilde{H}} \Delta d_{\tilde{H}}, (d_{\tilde{H}} - d_{\tilde{M}})$ . Достаточно привести вид уравнения для  $d_{\tilde{M}}$ :

$$\Delta d_{\tilde{M}} = d_y - d_{\tilde{M}} = (W_{\pi} - \Delta W_B + \Delta W_o + \sum \Delta W_R + \Delta W_{до} + \Delta W_{по})/G_{\tilde{H}} \quad (1.3.8)$$

Практически величины  $\Delta W_o, \sum \Delta W_R, \Delta W_{до}$  и  $\Delta W_{по}$  почти всегда равны нулю и поэтому наиболее употребительное в последующем выражение будет записываться так:

$$\Delta d_{\tilde{M}} = \frac{W_{\pi} - \Delta W_B}{G_{\tilde{H}}}; \quad \Delta d_{\tilde{M}} = \frac{W_{\pi} - \Delta W_B}{G_{\tilde{H}}}. \quad (1.3.9)$$

Аналогично уравнению (1.3.7) записываются выражения для  $d_{\hat{H}} - d_{\check{M}}$  и  $d_{\hat{H}} - d_{\check{M}}$ :

$$d_{\hat{H}} - d_{\check{M}} = \delta d_{\check{M}B}; \quad d_{\hat{H}} - d_{\check{M}} = \delta d_{\check{M}B}: \quad (1.3.10)$$

При равномерно распределённых значениях влагосодержания в помещении ( $\delta d_{MB}=0$ ) точки  $\hat{H}, \check{H}$  и  $\hat{M}, \check{M}$ , расположены на одной и той же линии влагосодержания.

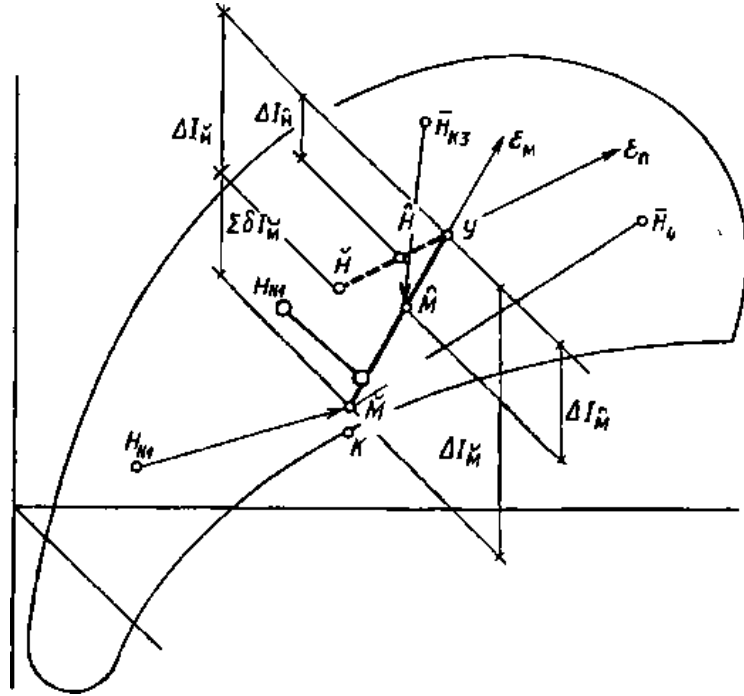


Рис. 1.3.2. Исходная схема проточной системы многофакторной и идеальной моделей

Полученные уравнения позволяют с более полным пониманием отнестись к исходной схеме проточной системы, показанной на рис. 1.3.2. Положение точек  $\hat{H}, \check{H}$  определяется на линии  $\epsilon_n$ , проведённой через точку  $Y$ , по разности энтальпии  $\Delta I_{\check{H}}$  и  $I_{\hat{H}}$  вычисленной по уравнению типа (1.3.4).

Для точек  $\hat{M}, \check{M}$  при тех же расходах наружного воздуха  $G_{\check{H}}$  и  $G_{\hat{H}}$  разность энтальпий  $\Delta I_{\check{M}}$  и  $\Delta I_{\hat{M}}$  определяется по уравнению вида (1.3.2), а разность влагосодержания  $\Delta d_{\check{M}}$  и  $\Delta d_{\hat{M}}$  по уравнению вида (1.3.9).

Вместо разности и можно воспользоваться вектором  $\epsilon_m$ , который определяется по уравнению

$$\epsilon_m = \frac{Q_{\text{пм}}}{W_{\text{пм}}} = \frac{Q_{\text{п}} - \Delta Q_{\text{в}} + Q_0 + \sum \Delta Q_R + \Delta Q_{\text{до}} + \Delta Q_{\text{по}}}{W_{\text{п}} - \Delta W_{\text{пм}}} \quad (1.3.11)$$

Заметим, что для проточной системы  $\sum \Delta Q_R = 0$ .

Искомые точки определяются на пересечении вектора  $\sum_m$  с энтальпиями- $I_{\check{M}}$  и  $I_{\hat{M}}$ .

Наконец, при известном положении точек  $\hat{H}, \check{H}$  найти положение точек  $\hat{M}, \check{M}$  можно по уравнениям (1.3.7) и (1.3.10). Выбор способа построения

опорных точек зависит от удобств решения конкретных задач.

Повторить основной смысл и назначение опорных точек многофакторной модели целесообразно следующим образом. При параметрах наружного воздуха в точках, расположенных на линии  $\varepsilon_m$  от точки  $\tilde{M}$  до  $\hat{M}$  точки, в СКВ не требуется тепловлажностной обработки воздуха, достаточно лишь управлять его расходом. Если параметры наружного воздуха совпадают с его параметрами в точке  $\tilde{M}$  требуемый необходим расход, равный  $G_{\tilde{H}}$ , при совпадении этих параметров с параметрами в точке  $\hat{M}$  требуемый расход равен  $G_{\hat{H}}$ . При параметрах наружного воздуха в точке  $\tilde{M}_1$  требуется переменный расход наружного воздуха

$$G_{\tilde{H}2} = Q_{пм} / (I_y - I_{\tilde{M}1}).$$

Для любого другого состояния наружного воздуха неизбежны процессы тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере. Для состояния наружного воздуха перед кондиционером в точке  $\bar{H}_1$  направление процессов определяется вектором\*  $\vec{H}_1\tilde{M}$ : нагрев и увлажнение воздуха при  $G_{\tilde{H}}$ . Для точки  $H_{k2}$  вектор  $H_{k2}M_2$  соответствует процессу адиабатного увлажнения переменного расхода наружного воздуха в количестве  $G_{H2}$ . Для точки  $H_{k3}$  вектор  $H_{k3}\tilde{M}$  означает необходимость охлаждения и осушки максимального расхода наружного воздуха  $G_{\tilde{H}}$ . Наконец, вектор  $H_{k4}\tilde{M}$  показывает, что для его реализации необходимы охлаждение и осушка наружного воздуха в количестве  $G_{\tilde{H}}$ .

Показанный принцип использования исходных схем многофакторной модели для выявления требуемых процессов обработки воздуха в кондиционере имеет важное значение в последующих исследованиях. В связи с этим целесообразно систематизировать сведения об исходных схемах, подчиняя эту задачу выявлению так называемых классов нагрузок по таким признакам, которые существенно влияют на технологические схемы систем и выбор режимов их функционирования в процессе годового цикла эксплуатации. Оказалось, что за основу выбора классов нагрузок целесообразно принять особенности расположения на I-d-диаграмме точек  $\hat{M}$  и  $\tilde{M}$ -для исходных схем многофакторной модели и точек  $\hat{H}$  и  $\tilde{H}$ -для идеальной.

**Классы нагрузок СКВ.** На исходных термодинамических схемах (ИТС) идеальной модели может быть самое разнообразное расположение опорных точек  $M$  и  $H$ . В этом разнообразии необходимо сделать выборку таких комбинаций, которые имели бы определяющее значение для обобщений условий функционирования СКВ, их схемных решений. При обеспечении этих требований такие выборки целесообразно назвать классами нагрузок.

На рис. 1.3.3 показаны ИТС идеальной модели СКВ для определения четырех классов нагрузок, когда параметры в помещении и удаляемого воздуха характеризуются линией  $У_1У_2$ . Принципиально ничего не изменяется при определении классов нагрузки, когда используется исходная схема для многофакторной модели.

Для I класса нагрузок (рис. 1.3.3, а) точки и расположены выше линии  $\varphi_{рас}$  и ниже изотермы  $t_y$ . Здесь  $\varphi_{руг}$ -максимально достижимая относительная влажность воздуха после его обработки в контактном аппарате или в поверхностном теплообменнике в процессе охлаждения с осушкой.

В идеальной модели  $\varphi_{рас}$  принимается равной единице. Принципиальная особенность данного класса нагрузки состоит в том, что использование первой рециркуляции здесь не обязательно. Если параметры воздуха на притоке в помещение заданы линией  $П_1П_2$ , то расход приточного воздуха  $G_{п}$  равен  $Q_{п}/(I_{y2}-I_{п2})$ .

Максимальный расход наружного воздуха  $G_{\hat{H}}$  может достигать значения  $G_{п}$ , тогда линии  $\hat{H}_1\hat{H}_2$  и  $П_1П_2$ ., совпадают. Если  $G_{\hat{H}} < G_{п}$ , то эти линии не

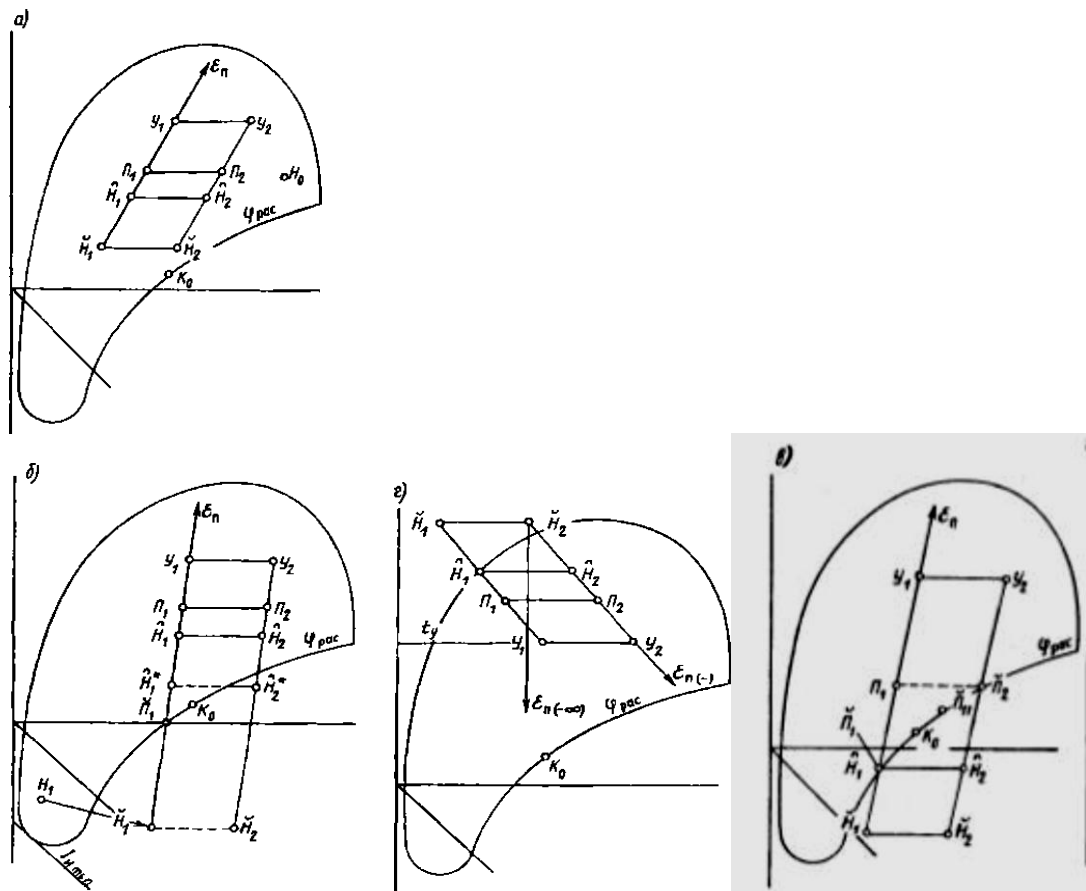


Рис. 1.3.3. Исходные термодинамические схемы идеальной модели СКВ для определения классов нагрузок.

Положение линии при прочих равных условиях влияет на термодинамическое состояние системы, поэтому значение максимального расхода наружного воздуха определяется в процессе оптимизации систем. Часто препятствием увеличения его до значения  $G_n$  является значительное удаление воздухозабора от кондиционера, удорожание очистки из-за значительной запылённости и т.д. При  $<G_n$  требуется рециркуляция воздуха, но не обязательно первая, можно обойтись только второй рециркуляцией.

Для I класса нагрузок могут оказаться неизбежными взаимоисключающие процессы: охлаждение и осушка воздуха, а затем его подогрев, например, при параметрах наружного воздуха в точке  $H_0$ .

Значения  $\varepsilon_n$  для I класса нагрузок принимаются от  $\varepsilon_n=+\infty$  до  $\varepsilon_n$ , совпадающей приблизительно с изотермой  $t_y$ .

Отличительной особенностью II класса нагрузок (рис. 1.3.3, б) является расположение точек ниже линии  $\varphi_{\text{рас}}$ . Положение координат точек определяется так же, как для рабочей части I-d-диаграммы, т.е. так же, как для точек, расположенных выше линии  $\varphi_{\text{рас}}$ . Условно можно считать, что линии влагосодержания и энтальпии продолжены в область I-d-диаграммы ниже линии  $\varphi=1$ .

Это значит, что вектор, направленный на любые зафиксированные построением точки  $\check{H}$ , на линии  $\check{H}_1\check{H}_2$  по-прежнему, как и в рабочей части I-d-диаграммы, полностью характеризует содержание требуемых процессов. Так, для точки  $H_1$  вектор  $H_1\check{H}_1$  свидетельствует о неизбежности процессов нагрева и увлажнения воздуха, поскольку энтальпия  $I_{n1}$  и влагосодержание  $d_{n1}$  ниже энтальпии и влагосодержания точки  $\check{H}_1$ . Однако получение реального состояния воздуха в точке  $\check{H}_1$  при традиционных процессах невозможно, следовательно, сохраняя в соответствии с требованием вектора  $\check{H}_1\check{H}_2$  расход наружного воздуха  $G_n$ , необходимо осуществлять хотя бы минимальную первую рециркуляцию, обеспечивающую после реальных процессов тепловлажностной обработки параметры на притоке в точке .

Неизбежность первой рециркуляции при параметрах наружного воздуха с энтальпией меньшей, чем  $I_{\check{H}}$ , является основным признаком для II класса нагрузок. Точки  $\hat{H}$  и  $\Pi_t$  располагаются выше линии  $\varphi_{\text{рас}}$ , как при I классе нагрузок.

Для III класса нагрузок (рис. 1.3.3, в) точки  $\hat{H}$  и  $\check{H}$  располагаются ниже линии  $\varphi_{\text{рас}}$ . Первая рециркуляция для этого случая неизбежна при всех параметрах наружного воздуха. Это относится к случаю, когда точка  $\hat{H}$  находится на линии  $\check{H}_1\check{H}_2$ , расположенной под  $\varphi_{\text{рас}}$ . Линия  $\check{H}_1\check{H}_2$  может совпадать с линией приточного воздуха, но точка  $\check{H}_2$  не должна располагаться

выше линии  $\varphi_{\text{рас}}$ .

Наконец, на (рис.1.3.3,г) показан IV класс нагрузок, для которого точки Н и Н находятся выше изотермы  $t_y$ . Этот случай наблюдается при дефиците теплоты в помещении, когда теплопотери через ограждения превышают внутренние тепловыделения. При отсутствии влагопоступлений значение  $\varepsilon_{\text{п}}$  характеризуется линией  $\varepsilon_{\text{п}}(\infty)$ .

Признаками данного класса нагрузок являются те же, что и для I класса, однако условия функционирования средств нагрева, особенно при утилизации теплоты вентиляционных выбросов, существенно отличаются.

Следует учитывать, что зафиксированные статистические положения опорных точек отображают лишь моментное состояние условий функционирования систем. Такая фиксация соответствует частному из всех реальных случаев. В более общем случае опорные точки перемещаются в зависимости от причин, вызывающих изменение  $Q_{\text{п}}, W_{\text{п}}, G_{\text{н}}, G_{\text{н}}, G_{\text{н}}$ .

Для объяснения сущности процессов с переменными условиями модель прежде всего должна способствовать выявлению всех закономерностей функционирования при зафиксированном положении опорных точек. Поэтому исходные схемы для зафиксированных четырех классов нагрузок играют решающую роль в исследовании поведения систем, в оценке влияния различных факторов на технологические параметры, на выбор технологических схем и т.д.

Частные случаи, когда исходные схемы отличаются от ранее рассмотренных, будут проанализированы далее.

В заключение отметим, что на всех исходных схемах показана точка  $K_0$ . Данная точка характеризует возможное предельное состояние воздуха после его политропной обработки. Для идеальной модели она расположена на линии  $\varphi=1$ , для многофакторной ее положение зависит от теплофизических характеристик используемого теплообменного оборудования.

Все указанные особенности исходных схем сохраняются, когда параметры воздуха в помещении задаются областью или точкой. Исходные схемы при использовании ЭВМ представляются системой уравнений и неравенств. Главное назначение исходных схем заключается в их использовании для обоснования расчетных схем термодинамической модели СКВ.

## **Выводы по ГЛАВЕ I.**

1. Изучить и разработать структуру систем поддержания нормируемых параметров в помещении.
2. Выявлять характеристику и требования информации для построения модели систем кондиционирования воздуха (СКВ).
3. Разработать математическую модель и расчетную схему идеальной модели для I и IV класса нагрузок.
4. Выбрать методы оценки качества оптимальных технических решений.
5. Разработать технологические карты-диаграммы функционирования подсистем.
6. Построение критерия оптимальности принципиальных схем систем СКВ выбранного сочетания энергосберегающих мероприятий в условиях современной экономики.

## ГЛАВА II. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СКВ

### II.1. Расчетные схемы идеальной модели при I и IV классах нагрузок для опорного варианта СКВ

Основные особенности расчётных схем рассматриваются для I класса нагрузок и затем отдельные отличия для IV класса, у которого существенно меньше режимов. При наличии для I класса нагрузок большого числа режимов, последние для удобства анализа, целесообразно сгруппировать следующим образом: режимы потребления теплоты, режимы без потребления теплоты и холода, режимы потребления холода, режимы с одновременным потреблением холода и теплоты.

При параметрах, задаваемых линией, их число сокращается, исчезает зона 3 (рис. 2.1.1), а при  $\varepsilon_{\Pi} = \infty$  пропадает зона 4. Наконец, при параметрах, заданных точкой, остается лишь зона 1.

Для всех зон (кроме зоны 4) условия минимизации потребления теплоты совпадают с требованиями двух других ранжировок. Условия минимизации теплоты и воды на увлажнение видны из уравнений

$$Q_T = G_{\hat{H}}(I_{\hat{Y}} - I_{\hat{H}}) - Q_{\Pi}; W = G_{\hat{H}}(d_{\hat{Y}} - d_H) - W_{\Pi}.$$

Для каждой зоны необходимо выбрать те значения  $G_{\hat{H}}$ ,  $I_{\hat{Y}}$ , и  $d_{\hat{Y}}$ , которые дают наименьшие величины  $Q_T$  и  $W_{\Pi}$ . Так, для зоны 1-3 расход наружного воздуха  $G_{\hat{H}} = G_{\hat{H}}$ , для зоны 4  $G_{\hat{H}} = G_{\hat{H}}$ . Энтальпия  $I_{\hat{Y}}$  для зоны 1 выбирается наименьшей из возможных в точке  $Y_1$ , для зоны 4-наибольшей в точке  $Y_3$ , для зон 2 и 3 точка  $\hat{Y}$  выбирается «скользящей» зависимости от состояния наружного воздуха.

На рис. 2.1.1 сплошными линиями показаны границы зон, которые соответствуют параметрам воздуха в помещении, заданным линией  $Y_1Y_2$ , расход наружного воздуха – его минимально неизбежному значению  $G_{\hat{H}}$ . Штриховые утолщенные линии являются границами зон, соответствующих условиям, когда точка  $Y_1$  смещена вправо в точку  $Y_1^*$ , а точка  $Y_2$  – влево в точку  $Y_2^*$ , минимально неизбежный расход наружного воздуха увеличен значения  $G_{\hat{H}}^*$ .

Сопоставления характера изменения ТП при двух принятых условиях имеет важное практическое значение, оно показывает, насколько существенно влияние определяющих переменных на термодинамическое состояние ТП. Такие или подобные изменения определяющих параметров возникают либо из-за недостаточного обоснования исходной информации, либо неправильного выбора решений по автоматизации систем и отдельных характеристик элементов подсистем.

Второе важное следствие совмещения расчетных схем модели для разных



условий заключается в возможности ощутить взаимосвязь изменений режимов: нельзя изменить режим при каких-то параметрах наружного воздуха, чтобы остались неизменными режимы, намеченные для другого его состояния.

Принимая данные сведения в качестве общей характеристики изменения ТП, целесообразно обратиться к анализу особенностей функционирования систем для отдельных зон. Для зоны 1 режиму  $\supset Q_T W G_H$  при параметрах наружного воздуха в точке  $H_1$  соответствует вектор  $\vec{H}_1 \check{H}_1$ . Этот вектор может быть обеспечен многими сочетаниями (комбинациями) элементарных процессов:

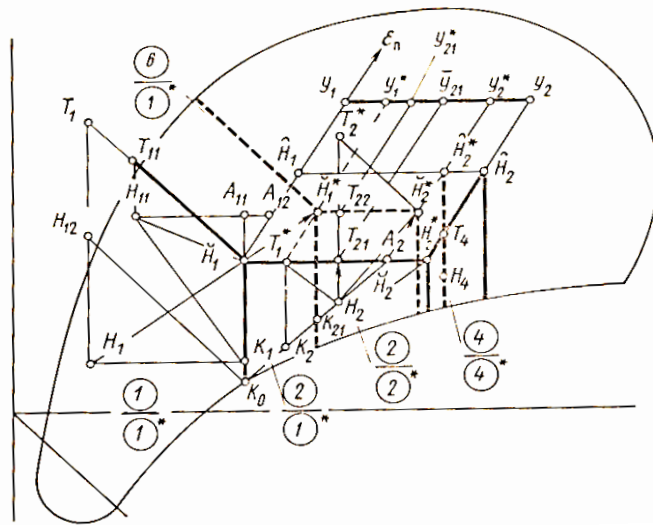


Рис. 2.1.1. Расчетные схемы идеальной модели для I класса нагрузок при режимах потребления теплоты.

утолщенные сплошные линии-границы расчетных для заданных исходных условий (для них номера участков проставлены в числителе): утолщенные штриховые линии-границы при измененных  $G_H^*$  и смещенных точках  $Y_1$  и  $Y_2$  в точки  $Y_1^*$  и  $Y_2^*$  (номер участков-в знаменателе) комбинация «а»

$$(\cdot)H_1 \rightarrow Q_T = (\cdot)T_1; (\cdot)T_1 \rightarrow W = (\cdot)\check{H}_1; (\cdot)\check{H}_1 \rightarrow Q_{\Pi}, W_{\Pi} = (\cdot)Y_1;$$

комбинация «б»

$(\cdot)H_1 \rightarrow Q_T, W_r = K_1$  (здесь  $W_r$ -увлажнение насыщенным паром или нагрев водой в контактном теплообменнике);

$$(\cdot)K_1 \rightarrow Q_{T2} = (\cdot)\check{H}_1; (\cdot)\check{H}_1 \rightarrow Q_{\Pi}, W_{\Pi} = (\cdot)Y_1;$$

комбинация «в»

$$(\cdot)H_1 \rightarrow Q_{T12} = (\cdot)H_{12}; (\cdot)H_{12} \rightarrow W = (\cdot)Y_0;$$

$$(\cdot)K_0 \rightarrow Q_{T0} = (\cdot)\check{H}_1; (\cdot)\check{H}_1 \rightarrow Q_{\Pi}, W_{\Pi} = (\cdot)Y_1;$$

Во всех рассмотренных случаях суммарные значения потребления

теплоты и воды соответствуют минимальным значениям, так как  $G_{\check{H}} = G_{\check{H}}, I_{\check{Y}} = I_{Y1}$ . В случае, когда  $G_{\check{H}} = G_{\check{H}}^*, I_{\check{Y}} = I_{Y1}^*$ ; отмечаются перерасходы теплоты и воды на увлажнение. Эти перерасходы выражаются уравнениями:

$$\delta Q_T = Q_T^* - Q_T = G_{\check{H}} \Delta I_y + \Delta G_{\check{H}} (I_{Y1} - I_{H1}) + \Delta G_{\check{H}} \Delta I_y; \quad (2.1.1).$$

$$\delta W = W^* - W = G_{\check{H}} \Delta d_y + \Delta G_{\check{H}} (d_{Y1} - d_{H1}) + \Delta G_{\check{H}} \Delta d_y; \quad (2.1.2).$$

где значения ТП для исходных и изменных условий вычисляются по уравнениям типа; при этом  $\Delta G_{\check{H}} = G_{\check{H}}^* - G_{\check{H}}$ ;  $\Delta I_y = I_{Y1}^* - I_{Y1}$ ;  $\Delta d_y = d_{Y1}^* - d_{Y1}$ .

Здесь и далее  $Q_T$ ,  $W$  (ТП с черточкой над ними) означают минимально неизбежное потребление теплоты и воды на увлажнение для ранжировки РА-1 при начальных значениях  $G_{\check{H}}$  и требуемому положению точки У.

При  $G_H^* < G_{\check{H}}, I_{Y1}^* < I_y$  перед первым и вторым членами уравнений появится знак «-», что означает снижение расхода теплоты.

Увеличение расхода наружного воздуха и смещение точки  $Y_1$  в точку  $Y_1^*$  вызывает увеличение не только моментных значений ТП, так как вместо вектора  $\vec{N}_1 \check{N}_1$  должен быть реализован вектор  $\vec{N}_1 \check{N}_1^*$ , но и продолжительности функционирования СКВ в режиме  $Q_T W G_{\check{H}}^*$ , поскольку увеличилась в размерах зона 1\*.

Однако указанные причины изменения ТП не являются единственными. Даже сохраняя расход наружного воздуха минимальным и поддерживая параметры воздуха в точке  $Y_1$ , ТП могут отклоняться от их минимально неизбежных значений. Причинами таких отклонений являются взаимоисключающие процессы. Например, для наружного воздуха в точке  $H_{11}$  взаимоисключающие процессы возникают в двух случаях. Первый из них связан с увлажнением воздуха насыщенным паром в соответствии с процессами:

$$(\cdot)H_{11} \rightarrow Q_{T11}, W_r = (\cdot)A_{11};$$

$$(\cdot)A_{11} \rightarrow Q_x = (\cdot)\check{H}_1;$$

$$(\cdot)H_1 \rightarrow Q_{\Pi}, W_{\Pi} = (\cdot)Y_1,$$

здесь имеет место перерасход теплоты и необоснованное потребление

$$(\cdot)H_{11} \rightarrow Q_{T12}, W_r = (\cdot)A_{12}; (\cdot)A_{12} \rightarrow Q_{\Pi}, W_{\Pi} = (\cdot)Y_1,$$

$$G_{\check{H}12} = \frac{Q_{\Pi}}{I_{Y1} - I_{A12}}; \quad Q_{T12} = G_{\check{H}12} (I_{A12} - I_{H11}),$$

здесь перегрев и переувлажнение воздуха привели к увеличению расхода наружного воздуха.

Второй случай связан с отсутствием возможности получения воздуха

после адиабатного увлажнения в точке  $\check{H}_1$  (неуправляемые процессы) и поэтому вместе предусмотренных в модели процессов:

$$(\cdot)H_{11} \rightarrow Q_{T11} = (\cdot)T_{11}; (\cdot)T_{11} \nrightarrow W = (\cdot)\check{H}_{11},$$

реализуются следующие:

$$(\cdot)H_{11} \rightarrow Q_{x(T)} = (\cdot)K_1;$$

$$(\cdot)K_1 \rightarrow Q_{T(x)} = (\cdot)\check{H}_{11};$$

$$(\cdot)\check{H}_1 \rightarrow Q_{\Pi} \quad W_{\Pi} = (\cdot)Y_1,$$

Возникающие здесь взаимоисключающие процессы привели не только к перерасходам теплоты, но и к необоснованному потреблению холода.

Из изложенного видно, что для одной и той же технологической схем можно по-разному организовать процессы в пределах назначенного режима  $\supset Q_T W G_{\check{H}}$ , но можно и так их построить, что происходит даже изменение режимов функционирования. Базисная технологическая схема обеспечивает все требования для оптимизации режима  $\supset Q_T W G_{\check{H}}$ . В данном режиме функционирует подсистема адиабатного увлажнения воздуха. Рециркуляция воздуха при отсутствии ограничений из-за воздухораспределения не требуется.

Не всегда существуют препятствия для использования нетрадиционных процессов, например, увлажнения воздуха насыщенным паром, или применения контактных аппаратов для подогрева с увлажнением воздуха нагретой водой. Такие решения являются альтернативными для базисной схемы. Они должны оцениваться комплексно, но прежде всего с позиций возможного изменения ТП.

Для зоны 2 (см. рис.2.1.2) предусмотренный в модели режим  $\supset Q_T W G_{\check{H}}$  обеспечивается лишь при векторе  $\vec{H}_2 T_{21}$ , что в свою очередь требует поддержания параметров в помещении в строго определенной точке  $\bar{Y}_{21}$ . Точка  $\bar{Y}_{21}$  должна перемещаться по линии  $Y_1 Y_2$  в зависимости от влагосодержания наружного воздуха.

Изменение моментных значений ТП без изменения режима происходит из-за увеличения расхода наружного воздуха. Вектор  $\vec{H}_2 T_{21}$  при этом заменяется вектором  $\vec{H}_2 T_{22}$  и перерасход теплоты равен:

$$\delta Q_{T2} = Q_{T2}^* - \bar{Q}_{T2} = \Delta G_{\check{H}}(I_{y21} - I_{H2}) - G_{\check{H}}\Delta I_y - \Delta G_{\check{H}}\Delta I_y,$$

$$\text{где} \quad \Delta I_y = I_{y21} - I_{y21}^*; \Delta G_{\check{H}} = G_{\check{H}}^* - G_{\check{H}}.$$

При отклонении точки  $Y$  от точки  $Y_{21}$  изменение ТП происходит вследствие изменения режима. Так, если параметры поддерживаются в точке  $Y_{21}^*$  а  $G_{\check{H}} = G_{\check{H}}^*$ , то возникает режим  $Q_X Q_T Q_H^*$  с процессами:

$$(\cdot)H_2 \rightarrow Q_{x(T)} = (\cdot)K_2;$$

$$\begin{aligned}(\cdot)K_2 &\rightarrow Q_{T(X)}^* = (\cdot)T_1^*; \\ (\cdot)T_1^* &\rightarrow Q_{\Pi}, W_{\Pi} = (\cdot)Y_1^*.\end{aligned}$$

Перерасход теплоты в данном случае связан как с увеличением расхода наружного воздуха, так и с необоснованным потреблением холода. Перерасходы теплоты определяются по уравнению  $\delta Q_{T21} = Q_{T(X)}^* - \bar{Q}_{T2}$ , холода  $\delta Q_X = Q_{X(T)}^*$ ;

При отклонении точки  $Y_{21}$  в точку  $Y_2^*$  и расходе  $G_{\Pi}^*$  вместо вектора  $\vec{H}_2 H_{21}$  требуется реализовать вектор  $\vec{H}_2 \check{H}_2^*$ , что достигается процессами:

$$\begin{aligned}(\cdot)H_2 &\rightarrow Q_{T2}^* = (\cdot)T_2^*; \\ (\cdot)T_2^* &\rightarrow W = (\cdot)\check{H}_2^* \rightarrow Q_{\Pi}, W = (\cdot)Y_2^*.\end{aligned}$$

Здесь режим  $\supset Q_T G_{\check{H}}$  изменяется на режим  $Q_T W G_{\check{H}}^*$ , следствием чего является необоснованное потребление воды и перерасходы теплоты. Все рассмотренные изменения ТП могут происходить в базисной технологической схеме, если неправильно организовано автоматическое управление процессами, не выдерживается минимальный расход наружного воздуха, не обеспечивается стабилизация параметров в расчетных точках помещения.

Все сказанное для зоны 2 в равной степени относится к зоне 3, когда она существует в расчетной схеме модели. Различие заключается только в том, что точка  $\bar{Y}$  в зависимости от влагосодержания наружного воздуха перемещается по линии  $\check{H}_3, \check{H}_4$  (см. рис. 2.1.1).

Для зоны 4, существующей при  $\varepsilon_{\Pi} < \infty$ , предусмотренный режим  $\supset Q_T G_{\check{H}}$  обеспечивается при поддержании параметров в помещении в точке  $Y_2$ . Для состояния наружного воздуха в точке  $H_4$  (см. рис. 2.1.2) неизбежными процессами являются:

$$(*)H_4 \rightarrow Q_{T4} = (\cdot)T_4; (\cdot)T_4 \rightarrow Q_{\Pi}, W_{\Pi} = (\cdot)Y_2.$$

Требуемый переменный расход наружного воздуха при этом равен:

$$G_{\check{H}4} = Q_{\Pi} / (I_{Y2} - I_{T4}).$$

Данный режим, как и для зоны 2, обеспечивается лишь процессами сухого нагрева. Увлажнение паром или нагрев горячей водой в контактном аппарате для этого режима неприемлемы.

Потребление теплоты при сохранении данного режима изменяется при отклонении точки  $Y_2$  в точку  $Y_2^*$ . В конкретном случае, показанном на рис. 2.1.2, требуемый расход  $G_{\check{H}2}$  оказался равным  $G_{\check{H}}$ , так как параметры воздуха на притоке соответствуют параметрам в точке  $\hat{H}_2^*$ , расположенной на изотерме  $t_{\check{H}}$ . Дальнейшее отклонение точки  $Y_2^*$  влево приведет к изменению режима функционирования системы, поскольку при обработке потребуется осушка воздуха с последующим нагревом. Такие взаимоисключающие

процессы соответствуют режиму  $\supset Q_X Q_T G_H^*$ . Для данной зоны требования ранжировки РА-1 не совпадают с требованиями ранжировок РА-2 и РА-3. Для ранжировки РА-2 предельное снижение  $G_{H4}$  до  $G_H$  целесообразно осуществлять, поддерживая параметры помещения в точке У. Для ранжировки РА-3 наибольшее снижение расхода воды на увлажнение будет не только при но и при отклонении точки  $У_2$  в сторону точки  $У_1$ . Из-за этого потребуется осушка воздуха, при которой неизбежны перерасходы холода и теплоты. Эти перерасходы определяются аналогично их определению для зоны 2.

Режимы без потребления теплоты и холода. При параметрах, заданных областью (см. рис. 2.1.1), такие режимы назначены для зон 5-8. При нормировании параметров в помещении линией их число сокращается и остается лишь одна зона, когда параметры в помещении заданы в точке  $У_2$ .

Границы этих зон (сплошные утолщенные линии) проходят по линиям  $\check{H}_1 \check{H}_2, \check{H}_2 \hat{H}_2$  и энтальпиям  $I_{\check{H}_1} I_{\check{H}_2}, I_{\hat{H}_2}$ . Мотивами выбора режимов для рассматриваемых зон послужили требования ранжировки РА-1, которые для 1 класса нагрузок совпадают с требованиями ранжировки РА-2 для зоны 6 и не всегда совпадают с требованиями ранжировки РА-3.

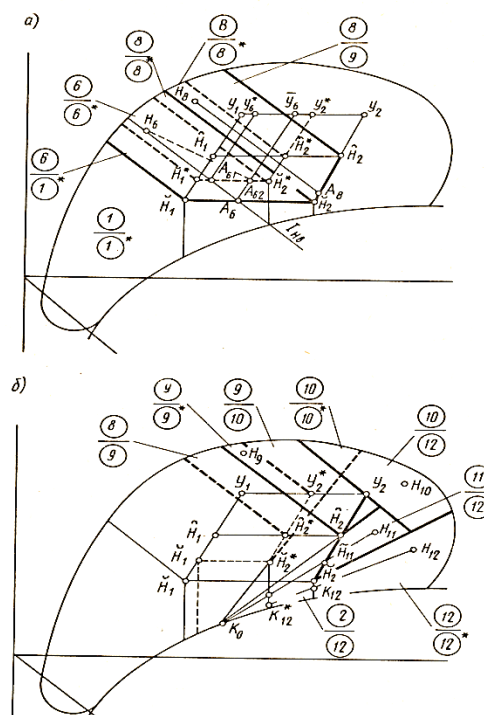


Рис.2.1.2. Расчетные схемы идеальной модели для I класса нагрузок для режимов без потребления теплоты и холода (а) и для режимов с потреблением холода и с одновременным потреблением холода и теплоты (б). условные обозначения см. на рис. 2.1.1.

Так, для зоны 6 предписан режим:  $\supset W G_H$ , в качестве расчетного при

состоянии наружного воздуха в точке  $H_6$  принимается вектор  $\vec{H_6A_6}$  с процессами:

$$(\cdot)H_6 \rightarrow W(\cdot)A_6; (\cdot)A_6 \rightarrow Q_{\Pi}, W_{\Pi} = (\cdot)\bar{Y}_6 \quad (2.1.3).$$

где  $W = G_{\bar{H}}(d_{\bar{y}_6} - d_{H_6}) - W_{\Pi}$ .

Из записей процессов видно, что неизменным условием данного режима является поддержание в помещении параметров в строго определенной точке  $\bar{Y}_6$ . Из уравнения (2.1.3) видно, что для удовлетворения требований ранжировки РА-3 необходимо уменьшить влагосодержание: в конкретном случае наименьшее влагосодержание соответствует влагосодержанию в точке  $d_{y1}$ . Однако при этом для зоны 6 необходимо изменить режим, так как потребуется охлаждение и увлажнение наружного воздуха до состояния его в точке . Для зоны 8 параметры в помещении поддерживаются в точке  $Y_2$ . При состоянии наружного воздуха в точке  $H_8$  вектор  $\vec{H_8A_8}$  реализуется адиабатным увлажнением наружного воздуха, расход которого определяется по уравнению

$$G_{\bar{H}8} = \frac{Q_{\Pi}}{(I_{y2} - I_{A8})} = Q_{\Pi}/(I_{y2} - I_{H8}). \quad (2.1.4).$$

Осуществляемый здесь режим  $\supset WG_{\bar{H}}$  не отвечает требованиям двух других ранжировок. Для ранжировки РА-2  $G_H$  расход воздуха требуется снизить до значения  $G_{\bar{H}}$ , для ранжировки РА-3, кроме того, точку  $Y_2$  необходимо сдвинуть влево, в пределах до точки  $Y_1$ . Все это связано с необходимостью изменения режимов функционирования систем.

Изменение ТП, в частности расхода воды на увлажнение, при сохранении назначенных режимов  $\supset WG_{\bar{H}}$  и  $\supset WG_{\bar{H}}$  возникает из-за отклонения расхода наружного воздуха от его требуемых значений  $G_{\bar{H}}$ . Однако изменение ТП связано не только с изменением режимов для данных зон. Если расход наружного воздуха для зоны 6 больше  $G_{\bar{H}}$ , то режим сохраняется, но потребление воды на увлажнение изменяется.

Для иллюстрации влияния расхода наружного воздуха ( $G_H^* > G_{\bar{H}}$ ) и «усечения» линии  $Y_1Y_2$  до линии  $Y_1 Y_2^*$  изменение расчетных схем на рис. 2.1.4, а новые границы показаны утолщенными штриховыми линиями.

Для той же точки  $H_6$  вместо вектора  $\vec{H_6A_6}$  при новых условиях требуется реализовать вектор  $\vec{H_6A_{61}}$ . Если в помещении по-прежнему поддерживаем параметры в точке  $Y_6$ , то в соответствии с вектором  $\vec{H_6A_{62}}$  потребуется режим  $Q_t WG_{\bar{H}}^*$ . При этом потребление теплоты будет равно ее перерасходу

$$Q_{T6} = \delta Q_{T6} = G_{\bar{H}}^*(I_{y6} - I_{H6}) - Q_{\Pi}.$$

Потребление воды изменяется в соответствии с уравнением  $5W_6 = W$ .

$$\delta W_6 = W_6^* - W_6 = (G_{\tilde{H}}^* - G_{\tilde{H}})(d_{y6} - d_{H6}) = \Delta G_{\tilde{H}}(d_{y6} - d_{H6}).$$

При поддержании параметров в точке  $Y_6^*$  режим функционирования сохраняется, при реализации вектора  $H_6 A_{61}$  потребление воды меняется на величину

$$\delta W_{61}^* = W_{61}^* - W_6 = (G_{\tilde{H}}^*)(d_{y*6} - d_{H6}) - G_{\tilde{H}}(d_{y6} - d_{H6}) = G_{\tilde{H}}\Delta d_y + \Delta G_{\tilde{H}}(d_{y6} - d_{H6}) - \Delta G_{\tilde{H}}\Delta d_y. \quad (2.1.5).$$

где  $\Delta G_{\tilde{H}} = G_{\tilde{H}}^* - G_{\tilde{H}}, \Delta d_y = d_{y6} - d_{y*6}$ .

Аналогичным способом можно оценить изменение ТП для преобразований в соответствии с новыми условиями зоны 8.

Назначенные в модели режимы функционирования для всех зон без потребления теплоты и холода полностью обеспечиваются базисными технологическими схемами при управляемых режимах адиабатного увлажнения. Отсутствие управляемых процессов, как и для предыдущих режимов, приводит к использованию режима  $\supset Q_T Q_X G_H$ . Применение насыщенного пара или увлажнение теплой водой в контактном аппарате для данных режимов неприемлемо из-за возникающих перерасходов  $Q_T$  и  $Q_X$ .

Следует подчеркнуть, что режимы без потребления теплоты и холода являются существенным резервом в улучшении показателей СКВ, так как в большинстве случаев занимают значительную часть времени в годовом цикле эксплуатации систем.

**Режимы потребления холода (холода с одновременным потреблением теплоты).** Наличие зон с режимами потребления холода не зависит от условий задания параметров воздуха в помещении, их состав определяется только классами нагрузок. На рис. 2.1.3, б четыре расчетные зоны 9,10,11 и 12 для I класса нагрузок при принятых исходных условиях выделены границами, показанными утолщенными линиями. Режимы для них определены в соответствии с требованиями ранжировки РА-1.

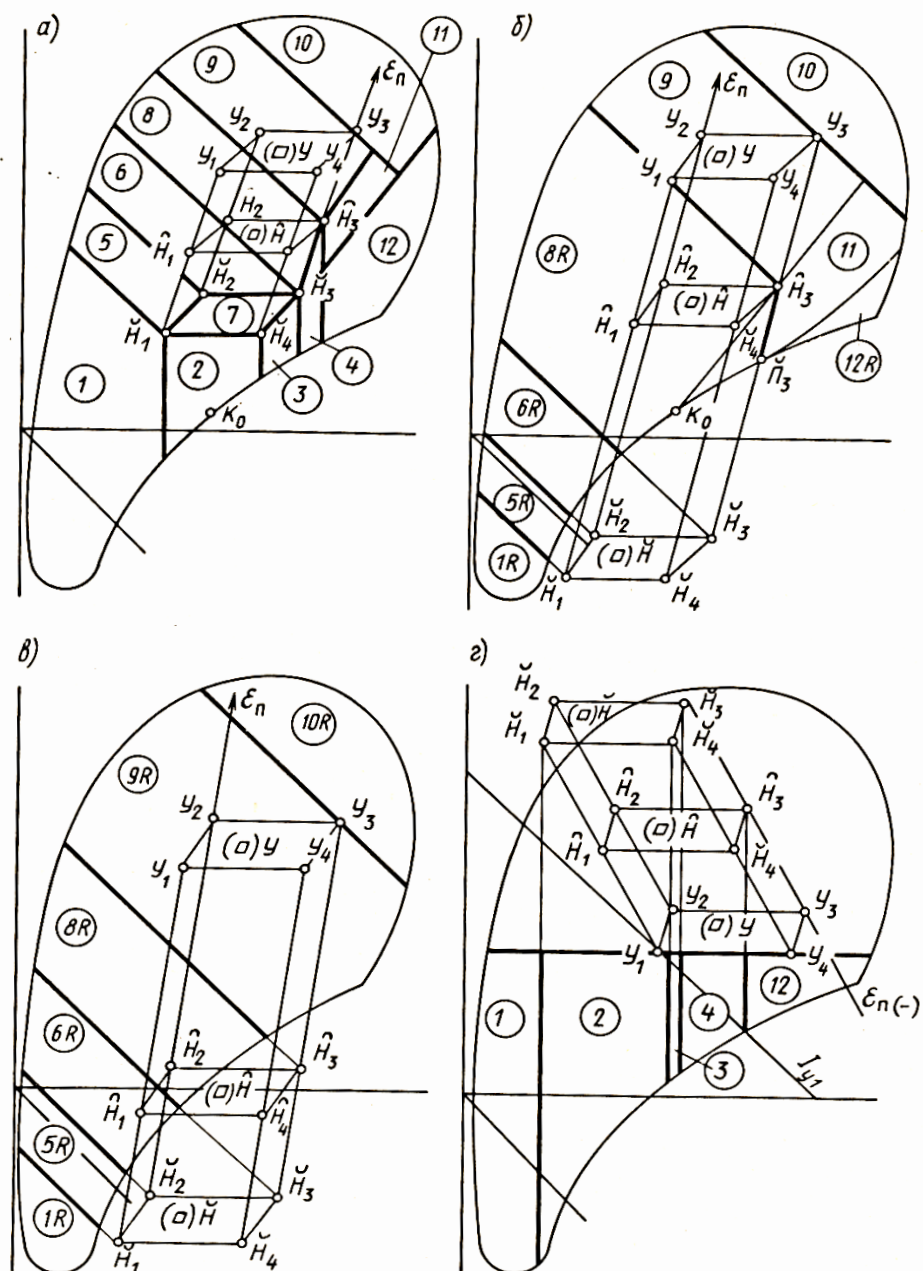


Рис.2.1.3. Расчетные схемы идеальной модели для четырех классов нагрузок (ранжировка РА-1)

а, б, в и г-для нагрузок соответственно I, II, III и IV классов.

$$Q_X = Q_{II} - G_H(I_{Y2} - I_H). \quad (2.1.6.).$$

Из уравнения следует, что при  $I_H < I_{Y2}$  точку  $Y_2$  в области допустимых параметров следует выбирать с наибольшей энтальпией, а расход наружного воздуха максимальным. При  $I_H > I_{Y2}$ , сохраняя максимальное значение  $I_Y$ , требуется минимально неизбежный расход наружного воздуха  $G_{\tilde{H}}$ . С учетом этого для зоны 9 расчетным является вектор  $\vec{H}_9\hat{H}_2$  (режим  $\supset Q_X G_H$ ), для зоны 10-вектор  $\vec{H}_{10}\tilde{H}_2$  (режим  $\supset Q_X G_{\tilde{H}}$ ; векторы на рисунке не показаны).



Так, при условиях, когда  $G_{\tilde{H}}^* > G_{\tilde{H}}$ , а  $I_{y2}^* < I_{y2}$ , наблюдаются следующие изменения режимов для состояния наружного воздуха в  $(\cdot)H_9$ . Вектор  $\vec{H}_9\hat{H}_2$  заменяется вектором  $H_9\hat{H}_2^*$  (векторы в целях упрощения рисунка не показаны), в соответствии с чем изменение потребления холода записывается в виде:

$$\delta Q_{xq} = Q_{xq}^* - Q_{xq} = G_H \Delta I_y + \Delta G_{\tilde{H}} (I_{y2} - I_{\tilde{H}9}) - \Delta G_{\tilde{H}} \Delta I_y. \quad (2.1.7).$$

где  $\Delta G_{\tilde{H}} = G_{\tilde{H}}^* - G_{\tilde{H}}$ ;  $\Delta I_y = I_y - I_{y2}^*$ .

Для зоны II энтальпия наружного воздуха меньше  $I_H < I_{y2}$ , однако использовать максимальный расход воздуха не представляется возможным, так как для обработки воздуха с состоянием в точке  $H_{II}$  потребуются взаимоисключающие процессы: охлаждение с осушкой до влагосодержания  $d_{\tilde{H}2}$ , затем нагрев до состояния в точке  $\tilde{H}_2$ .

Охлаждение и осушка минимального расхода наружного воздуха до состояния его в точке  $\tilde{H}_2$  обеспечивается без взаимоисключающих процессов, однако неиспользованный термодинамический потенциал приводит к необоснованному перерасходу холода. Поэтому наиболее целесообразным будет режим  $\supset Q_X G_{\tilde{H}}$  при расходе наружного воздуха, равном:

$$G_{\tilde{H}11} = Q_{II} / (I_{y2} - I_{\tilde{H}11}), \quad (2.1.8).$$

где  $I_H$ -энтальпия в точке  $\tilde{H}_{11}$ , полученной на пересечении линии  $\varepsilon_{II}$ , проведенной из точки  $Y_2$ , и линии  $H_{11}K_0$ .

Для  $(\cdot) H_{11}$  после перестроения границ вместо режимов  $\supset Q_X G_{\tilde{H}}$  требуется режим  $\supset Q_X Q_T G_{\tilde{H}}$ .

Для зоны 12 режим  $\supset Q_X Q_T G_{\tilde{H}}$  неизбежен, так как осуществляются процессы:

$$\begin{aligned} (\cdot)H_{12} &\rightarrow Q_X = (\cdot)K_{12}; \\ (\cdot)K_{12} &\rightarrow Q_T = (\cdot)\tilde{H}_2; \\ (\cdot)\tilde{H}_2 &\rightarrow Q_{II}, W_{II} = (\cdot)Y_2. \end{aligned} \quad (2.1.9)$$

Несоблюдение требуемых расходов наружного воздуха, отклонение от точки  $Y_2$  приводят либо к изменению режимов при данных параметрах наружного воздуха, либо при тех же режимах к ухудшению ТП. При  $G_{\tilde{H}}^* > G_{\tilde{H}}$  и отклонении точки  $Y_2$  в точку  $Y_2^*$  границы всех перечисленных режимов смещаются влево, потеснив участки без потребления теплоты и холода (см. рис. 2.1.3, б).

Например, для точки  $H_{12}$  вместо показанных выше процессов для того же режима  $\supset Q_X Q_T G_{\tilde{H}}$  осуществляются такие процессы:

$$\begin{aligned}
(\cdot)H_{12}^* &\rightarrow Q_X^* = (\cdot)K_{12}^*; \\
(\cdot)K_{12}^* &\rightarrow Q_{T(X)12}^* = (\cdot)\check{H}_2^*; \\
(\cdot)\check{H}_2^* &\rightarrow Q_{\Pi}, W_{\Pi} = (\cdot)Y_2^*.
\end{aligned}$$

Перерасходы холода определяются по уравнению

$\delta Q_{X(T)12}^* = Q_{X(T)12}^* - Q_{X(T)12}$  подставляя в которое значение  $Q_{X(T)}$  из уравнения типа (2.22\*), получаем:

$$\delta Q_{X(T)12} = G_{\check{H}} \Delta I_k + \Delta G_{\check{H}} (I_{H12} - I_{k12}) + \Delta G_{\check{H}} \Delta I_k, \quad (2.1.10).$$

где  $\Delta G_{\check{H}} = G_{\check{H}}^* - G_{\check{H}}$ ;  $\Delta I_k = I_{k12} - I_{k*12}$ .

Аналогичным образом, пользуясь расчетными уравнениями для вычисления ТП при исходных и новых условиях, определяют величины  $Q_{(x)}$  и  $Q_{(T)}$  для всех зон этой группы режимов.

При смещении точки  $Y_2^*$  влево снижается расход воды на увлажнение для всех перечисленных зон. При использовании для зон 9 и 11 минимального расхода наружного воздуха обеспечиваются требования ранжировки РА-2. Не следует забывать, что увеличение расхода приточного воздуха за счет первой рециркуляции при прочих равных условиях также приводит к перерасходам теплоты и холода в режиме  $\supset Q_X Q_T G_{\check{H}}$ .

Все режимы с потреблением холода обеспечиваются базисными технологическими схемами, в которых необходимость второй ступени нагрева воздуха полностью определяется режимом  $\supset Q_X Q_T G_{\check{H}}$ . Вторая ступень нагрева исчезает только при использовании систем, в которых осушка воздуха производится сорбентами.

Все особенности режимов для I класса нагрузок в равной степени проявляются для одноименных режимов IV класса нагрузок. Для IV класса нагрузок (см. рис. 2.1.3, г) состав зон значительно меньше, так как в расчетных схемах участвует область наружного климата, при которой могут быть теплопотери через ограждающие конструкции помещений. При  $\varepsilon_{\Pi} = \infty$  зоны 2, 3, 4 и частично 12 сливаются в единый, наиболее целесообразным при этом является режим  $\supset Q_X Q_T G_{\check{H}}$ .

Отмеченные особенности зон 8, 9 и 11 для I класса нагрузок сохраняются и для II класса нагрузок (см. рис. 2.1.3, б).

## Выводы по ГЛАВЕ II.

1. Сопоставление характера изменения ТП при двух принятых условиях показывает влияние определяющих переменных на термодинамическую модель ТП.
2. Совмещения расчетных схем модели для разных условий заключается в возможности ощутить взаимосвязь изменений режимов.

3. В качестве общей характеристики изменения ТП, целесообразно произвести к анализ особенностей функционирования систем или отдельных зон.
4. В режимах без потребления тепла и холода нормирование параметров в помещении сокращается и остается лишь одна зона, когда параметры в помещении заданы в точке “ $Y_2$ ”.

## **Глава III. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДЛЯ ОЦЕНКИ И ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ СХЕМ СКВ**

### **III.1. Выбор комплекса технико-экономических показателей, и их взаимосвязь**

Наши знания об СКВ неразрывно связаны с полнотой их оценки, а уровень оценки неизбежно связан с показателями качества, которые в свою очередь определяют требования к самому методу исследования и познания систем. Это объективно существующая взаимосвязь многих сторон одной проблемы успешно разрешается лишь в тех случаях, когда исходная постановка вопроса о показателях не предусматривает заранее принятых ограничений по составу. Их должно быть столько, сколько необходимо для принятия решения при исследовании альтернатив из множества возможных вариантов.

СКВ принадлежит к системам, для которых поиск оптимальных решений требует удовлетворения нескольких несводимых друг к другу критериев. Например, часто требуется принимать решение, когда экономия энергетических ресурсов находится в существенном противоречии с затратой металла, занимаемыми строительными площадями и т.д. Эти противоречия осложняются ещё и отсутствием оптимальных цен на оборудование, материалы и различные виды энергии, а также наличием конъюнктурных соображений по условиям сооружения и функционирования систем. По этой же причине для решения таких задач требуется экспертная оценка как самих критериев, так и взаимоотношений между ними с тем, чтобы обеспечить наименьшие затраты при выполнении всех внешних и внутренних ограничений.

Надёжные способы формализации многокритериальных задач до настоящего времени не найдены. Применительно к СКВ представляется целесообразным определение наиболее полной совокупности показателей, определяющих прежде всего натуральные затраты, а затем выраженные в цене. При таком подходе поиск оптимального решения может производиться с учётом текущего изменения ценообразований на материалы и энергию. Представляется, что стремление к наиболее полной и всесторонней оценке принимаемых решений по системе требует использования четырёх групп показателей.

Приоритетная структура показателей (сверху вниз) предопределена предлагаемым методом реализации системного подхода через анализ термодинамического состояния системы. Функциональные показатели характеризуют степень выполнения системой заданных функций, т.е. степень обеспечения нормируемых параметров воздушной среды: его чистоты,

газового состава, температуры, влажности, подвижности за каждые сутки годового периода эксплуатации.

Количественная оценка заданной обеспеченности требуемых параметров является той начальной стадией оценки принимаемых решений, без которой все другие показатели не имеют смысла. Сюда также относится функционально-техническая надёжность, отличающаяся от надёжности по отказам оборудования подсистем по своему содержанию и смыслу. Функциональные показатели при прочих равных условиях, как известно из предыдущих публикаций, непосредственно влияют на технологические параметры (показатели) СКВ. Варьирование их в допустимых пределах позволяет наилучшим образом использовать резервы энергозатрат за счёт термодинамического состояния наружного воздуха.

В позицию  $A_2$  включены технологические показатели (ТП), взаимосвязанная и взаимозависимая совокупность которых названа кортежем ТП. Кортеж ТП адекватен технологическим параметрам, которые характеризуют закономерности функционирования систем. Это двуединство можно выразить так: технологические параметры составляют каркас системы; технологические показатели каркас комплекса технико-экономических показателей.

Как показано в позиции  $A_2$ , в состав кортежа ТП включены не только расходы теплоты  $Q_T$  холода воды на увлажнение  $G_X$ , но и четыре значения расходов воздуха: наружного  $G_H$  приточного в помещении  $G_P$ , обрабатываемого в кондиционере  $G_K$ , рециркуляционного (первая  $G_{R1}$  и вторая  $G_{R2}$  рециркуляция); при этом вторая рециркуляция может быть как центральной (в кондиционере), так и местной с использованием эжектирующих и других устройств, обеспечивающих подмешивание к приточному воздуху от центральной системы непосредственно в помещении. В отдельную группу включены критериальные показатели, которые определяют целевые функции оптимизации. Их обобщение представлено тремя группами:  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $B_3$ .

Так, в подгруппу  $B_1$  (конструктивно-компоновочные показатели) включены различные виды «натуральных» затрат: расходы металла и других материалов, занимаемые строительные объёмы, площади и другие сведения, которые могут послужить в качестве дополнительной информации для принятия решений по компоновке и монтажу систем.

Эксплуатационно-энергетические показатели (подгруппа  $B_2$ ) учитывают величину затрачиваемой электрической и тепловой энергии на реализацию кортежа ТП за расчётный период годового цикла эксплуатации отдельных подсистем и системы с учётом особенности внешних систем электро-, тепло-,

водоснабжения. В отдельных случаях может возникнуть необходимость в оценке энергетического или эксергетического КПД системы. Сюда же включаются надёжность по отказам, удобство обслуживания и другие особенности эксплуатации систем.

Наконец, в подгруппу Б<sub>3</sub> включены экономические показатели, учитывающие все предыдущие показатели, выраженные в денежном исчислении. В обобщённом виде они представляются капитальными, эксплуатационными, приведёнными или замыкающими затратами. Эти экономические показатели не теряют своего смысла в рыночных условиях. Изменяется лишь представление о нормативном коэффициенте капитальных затрат в уравнении:  $\mathcal{E}_H = C + E \cdot K$ , где С-эксплуатационные затраты, включая амортизационные; К-капитальные вложения; Е-коэффициент эффективности, значение которого выбирается в каждом конкретном случае с учетом дисконтирования затрат. Любая корректировка экономических показателей не меняет принципиальной структуры комплексных ТЭП. Из краткой характеристики рассматриваемой группы показателей нетрудно заметить, что технологические показатели не тождественны тепловой и электрической энергии, тем более они никак не выражают материальные затраты.

***ТП являются исходными для вычисления всех других показателей. В этом их конечное назначение. Однако, не менее важно, что кортеж ТП выполняет роль управляющих параметров, показывающих те направления функционирования СКВ, по которым необходимо двигаться для достижения наилучших значений критериальных показателей.***

Устанавливая связь между отдельными группами показателей, следует подчеркнуть важное положение: непосредственной связи кортеж ТП с критериальными показателями не имеет. Кортеж ТП является исходной основой для выбора и расчёта соответствующего оборудования и других элементов каждой подсистемы. Для каждой подсистемы наряду с закономерностями изменения соответствующих им значений ТП необходимо знать все значения расходных и термодинамических параметров, по которым рассчитываются эти подсистемы. Например, для расчёта подсистем нагрева необходимо знать требуемую температуру воды и воздуха на входе и выходе из рекуператора, расход нагреваемого воздуха для каждого значения ТП в данный момент времени. Для вычисления расходов электроэнергии в подсистеме охлаждения требуются сведения не только о величине потребляемого холода, но и текущие значения температуры испарения и конденсации для холодильных установок и т.д. Комплекс необходимой информации для расчёта и выбора оборудования (элементов) каждой подсистемы представляется в виде так называемых расчётных

технологических карт (их структура далее рассматривается).

*Кортеж ТП и технологические карты количественно характеризуют термодинамическое состояние системы и всех её подсистем. Оптимизировать систему означает определить такое её термодинамическое состояние, которому соответствует экстремальное значение функции цели (критерий оптимизации).*

### III.2. Технологические карты-диаграммы функционирования подсистем.

Технологической картой названа такая совокупность ТП, термодинамических и расходных параметров, которая полностью определяет условия функционирования данной подсистемы и обеспечивает расчет всех ее элементов с учетом функционирования системы в целом. По этой причине комплекс взаимосвязанных и взаимозависимых технологических карт всех подсистем, построенных на основе базовых графиков или матриц модели, также является кортежем ТП, характеризующим термодинамическое состояние системы.

Представлена технологическая карта в виде диаграммы функционирования подсистемы первой ступени нагрева воздуха. Диаграмма представлена в двух квадрантах: в верхнем собрана информация об условиях функционирования данной подсистемы за годовой цикл эксплуатации СКВ; в нижнем-информация об условиях функционирования внешней системы, обслуживающей данную подсистему СКВ. Содержание этой информации зависит от методов расчета подсистемы, от тех данных, которые необходимы для ее оптимизации и оценки полученных результатов.

В основу построения диаграммы положены сведения о ТП из суточных, месячных, годовых графиков, а также информация об особенностях внешних систем.

Ординаты  $Q_{\tau_1}, Q_{\tau_2}, \dots, Q_{\tau_i}$  характеризуют моментные значения потребляемой теплоты, а величины  $\Delta\tau_1, \Delta\tau_2, \dots, \Delta\tau_i$ -продолжительность этого потребления в году. Величина  $\tau_1$  на базовых графиках равна  $t$ , например, ординате  $Q_{\tau_1}$  соответствует время повторяемости энтальпии  $I$ , равное  $t$ . Каждому значению  $Q_{\tau}$  соответствуют конкретные термодинамические и расходные параметры, которые необходимы для расчета теплообменного оборудования и других элементов подсистемы. На рисунке показана температура наружного воздуха  $t_n$ , начальная  $t_{вн1}$  и конечная  $t$  температуры воздуха до и после теплообменника, расход воздуха  $G_K$  через теплообменник и т.д. Поскольку каждая ордината  $Q_{\tau}$  соответствует определенному значению энтальпии наружного воздуха  $I$ , а для одной и той же энтальпии может быть несколько значений  $t_n$ , под каждой «ступенькой» диаграммы может быть несколько значений  $t, G_K$  и пр.

Площадь верхней диаграммы соответствует суммарному потреблению теплоты за годовой цикл эксплуатации систем

$$\sum Q_T = Q_{T1}\Delta\tau_1 + Q_{T2}\Delta\tau_2 + \dots + Q_{Ti}\Delta\tau_i. \quad (3.2.1)$$

Аналогичным образом суммарное потребление теплоты вычислялось с использованием базового графика.

В нижнем квадранте в зависимости от особенностей системы теп-



лоснабжения даются сведения о располагаемой температуре горячей воды  $t$  и возможных пределах ее изменения при данной температуре наружного воздуха, а также о требуемых значениях температуры обратной воды  $t_{vo}$ , возвращаемой к источнику теплоты, с указанием допустимых пределов ее изменения. Такие сведения для ТЭЦ существуют в виде температурных графиков отпуска теплоты.

Диаграммы функционирования могут содержать любые другие исходные данные. Например, если подсистема нагрева состоит из средств утилизации и поверхностных воздухонагревателей (калориферов), то для каждой «ступеньки» диаграммы  $Q_r$  необходимо показать долю теплоты, приходящуюся на воздухонагреватель и утилизатор и соответствующие им термодинамические и расходные параметры.

Наряду с исходными данными, здесь же целесообразно отображать сведения, характеризующие результаты расчета: изменение  $Q_r$ , расхода воздуха  $G_k$ , конечной температуры воздуха  $t$ , расходов воды и т.д. Все эти данные должны соответствовать выбранным методам автоматического управления.

Принципиально технологические карты можно представлять не только диаграммами функционирования подсистем, но и отдельными матрицами, в каждом элементе которых содержатся все необходимые сведения для расчета подсистемы.

Устанавливая взаимосвязь между отдельными группами показателей, следует подчеркнуть важное положение: ***непосредственной связи ТП с конструктивно-компоновочными, эксплуатационными и экономическими показателями не существует.*** Она проявляется через функционально-технические характеристики подсистем, которые содержат две группы сведений. В первую из них входят сведения о профиле, типе и типоразмере оборудования (элементов) подсистем. Известные тип и типоразмер оборудования, а также проработка компоновочных решений позволяют вычислить конструктивно-компоновочные показатели и капитальные затраты на подсистему.

Во вторую группу сведений о функционально-технических характеристиках подсистем входят рабочие параметры функционирования: реализуемые расходы воздуха, тепло-и холодоносителя (расходные параметры), а также термодинамические параметры взаимодействующих сред. При заданных функциях рабочие характеристики зависят от профиля, типа и типоразмера оборудования, от методов управления его работой.

Реализация указанной взаимосвязи между ТП и другими показателями через функционально-технические характеристики оборудования подсистем

требует соблюдения определенных процедур расчета как системы в целом, так и отдельных подсистем. Для иллюстрации рассмотрим подсистему нагрева воздуха в водовоздушном поверхностном теплообменнике (калорифере), для которого рассматривалась диаграмма функционирования. Она характеризует неизбежный закон функционирования этой подсистемы, исходя из известных режимов функционирования системы в целом.

Основными этапами укрупненного расчета подсистем являются два:

1) выбор расчетной площади поверхности калорифера для различных компоновках заданного типа теплообменников при расчетной теплопроизводительности  $Q$ ;

2) анализ функционирования выбранного на первом этапе теплообменника при всех нагрузках  $Q_{12}$ . Такой анализ требует определения следующих данных:

фактической тепло производительности и обеспеченности заданных параметров в помещении;

расходных и термодинамических параметров (расходов воды и воздуха через подсистему, параметров воздуха и воды до и после теплообменников);

расходов и температуры обратной воды, возвращаемой в теплосеть.

Все эти переменные взаимосвязаны, они при прочих равных условиях зависят от методов автоматического управления. В большинстве случаев в период небольших тепловых нагрузок не удастся обеспечить требуемую температуру обратной воды без увеличения тепло производительности системы, что приводит не только к перерасходу теплоты, но и к возможному изменению других ТП подсистем. Невозможность обеспечения требуемой температуры обратной воды приводит к изменению стоимости отпускаемой потребителю теплоты.

Из сказанного выше видно, что, с одной стороны, подсистема нагрева существует как самостоятельная подсистема со своими особенностями расчета и выбора, с другой-она не является обособленной, поскольку ее функционирование может повлиять на изменение условий функционирования других подсистем. Установление обратных связей термодинамического состояния подсистемы с термодинамическим состоянием других подсистем является одним из важнейших вопросов системного анализа.

Те варианты подсистем, для которых фактические параметры отличаются от параметров исходных технологических карт (диаграмм), включаются в дальнейший расчет с учетом их влияния на перестройку технологических карт всех других подсистем.

Для всех конкурирующих вариантов подсистемы нагрева сведения о профиле, типе и типоразмере теплообменного оборудования, его компоновке

и обвязке позволяют вычислить конструктивно-компоновочные и капитальные затраты на подсистему. Сведения о фактических параметрах функционирования наряду с известными аэродинамическими характеристиками элементов подсистемы позволяют вычислить энергетические показатели и переменную составляющую эксплуатационных затрат. Кроме того, известные значения температуры горячей воды  $t_{wg}$  и фактические значения температуры обратной воды  $t_{wo}$  для каждой ступени диаграммы дают информацию для необходимых расчётов, связанных с внешней системой теплоснабжения.

Из рассмотренного ясно, что ТП непосредственной связи с критериальными показателями не имеют. Как было показано, связующим звеном между ними являются функционально-технические характеристики (ФТХ) оборудования подсистемы, в которые включаются сведения о профиле, типе и типоразмере оборудования, а также их рабочих параметрах функционирования.

Каждая технологическая карта является исходной для расчета определенной подсистемы.

При этом в зависимости от конкретных функционально технических характеристик оборудования в отдельных подсистемах возникают изменения ТП, которые, в свою очередь, приводят к изменению ТП всех других подсистем.

Учет функционально-технических характеристик оборудования вносит поправки в технологические карты. Естественно, что это приводит к необходимости повторения расчетов по оборудованию до тех пор, пока не наступит равновесное термодинамическое состояние системы.

Только после выявления профиля, типа, типоразмера и рабочих параметров функционирования оборудования для установившегося термодинамического состояния систем **появляется возможность определить отдельные критериальные показатели подсистем.**

Несмотря на определяющую роль технологических показателей в большинстве случаев, до настоящего времени при реальном проектировании вместо технологических карт используются лишь моментные значения ТП для двух состояний воздуха (в холодный и теплый период года), и потому вычисление двух важнейших групп критериальных показателей - эксплуатационных и экономических-невозможно.

Не соответствует целям оптимизации также наличие технологических карт, полученных при случайно организованных режимах, так как вычисленные по ним критериальные показатели также являются случайными.

Полное и объективное представление о технологических картах можно

иметь, если к тем сведениям о кортеже ТП, которые были получены в главах 2 и 3, добавить информацию о влиянии на термодинамическое состояние систем ФТХ отдельных подсистем. В одних случаях ФТХ подсистем могут влиять на изменение ТП только данной подсистемы, в других-на ТП всех подсистем. Для выяснения этих особенностей каждую подсистему целесообразно рассмотреть отдельно.

### **Выводы по главе III.**

1. Определены функциональные показатели зависимости характеризующие степень обеспечения нормируемых параметров.
2. Эксплуатационно энергетические показатели учитывают величину затрачиваемой электрической, тепловой энергии на реализацию в расчётный период.
3. Расчётным путём получены сведения о функционально – технических характеристиках подсистем, также рабочие параметры функционирования реализуемые расходы воздуха, тепло и хладонасителя.

## ГЛАВА IV. КОНКУРИРУЮЩИЕ ВАРИАНТЫ СКВ ОБСЛУЖИВАЮЩИЕ ПОМЕЩЕНИЯ С ОДИНАКОВЫМИ НАГРУЗКАМИ.

### 4.1. Характеристика конкурирующих вариантов

В данной главе основное внимание уделяется рассмотрению влияния на ТП принципиальных и технологических схем, а также выбранных управляемых режимов функционирования. Учет влияния некоторых особенностей автоматизации, функционально-технических характеристик оборудования и специальных ограничений производится лишь в случаях, когда необходимо подчеркнуть связанные с ними последствия. В остальных случаях параметры функционирования систем принимаются в соответствии с требованиями идеальной модели.

Любой рассматриваемый вариант системы сравнивается с опорным вариантом, в качестве которого принимается однозональная СКВ с базисной технологической схемой для данного класса нагрузок при режимах ранжировки РА-1. В конкурирующем решении системы по сравнению с опорным вариантом преследуется одна из трех целей. Первая-снизить максимальный установочный (ранжировка РА-2G<sub>max</sub>) или текущий (РА-2G<sub>l</sub>) расходы приточного воздуха в центральном кондиционере. При этом предполагается, что сокращение расхода приводит к изменению типоразмера оборудования, к снижению необходимых строительных площадей и объемов, расхода электроэнергии на перемещение воздуха по протяженным сетям. Для оценки масштабов возможного сокращения электроэнергии при снижении расходов воздуха в протяженной сети можно воспользоваться следующим уравнением:

$$\Delta N_3 = N_{3\text{ов}} - N_{3\text{кв}} = \left(\frac{L_{\text{кв}}}{L_{\text{оп}}}\right)^3 \times \frac{\eta_{\text{оп}}}{\eta_{\text{кв}}}$$

где  $\Delta N_3$  - разность потребляемой электроэнергии II опорном ( $N_{3\text{ов}}$ ) и конкурирующем ( $N_{3\text{кв}}$ ) при снижении расходом воздуха и центральной СКВ от  $L_{\text{кв}}$  до  $L_{\text{оп}}$  конкурирующем варианте.

Уравнение получено при совместном использовании двух выражений при  $a=\text{const}$ :

- для характеристики сети:  $\Delta P = aL^2$ ;
- для потребляемой мощности:  $N_3 = \frac{\Delta PL}{A\eta} *$

где  $\Delta PL$ -соответственно потеря напора, расход транспортируемого воздуха;  $a$ -аэродинамическая характеристика сети;  $\eta$  —кпд вентиляторной установки;  $A$ - коэффициент размерности.

Иногда эта цель достигается за счет увеличения потребления холода в соответствии с изменениями режимов, возникающих при удовлетворении

требований ранжировок.

Вторая цель связана со стремлением снизить установочную производительность холодильных машин, использование которых предусматривается в опорном варианте, или заменить их более экономичными источниками холода. Такая цель, как правило, находится в противоречии с первой, так как приводит к увеличению расхода приточного (наружного) воздуха.

С учетом названных целей в дальнейшем рассматриваются следующие решения, противопоставляемые опорному варианту:

- 1) центральные однозональные СКВ с «усечением» верхних значений нормируемых параметров в помещении;
- 2) местные СКВ;
- 3) децентрализованные системы;
- 4) центральные СКВ с местными системами адиабатного увлажнения воздуха;
- 5) СКВ без холодильных машин.

Преимущества и недостатки любого варианта проявляются в зависимости от условий их функционирования и характеристик климата. Однако для сопоставления изменения режимов и (или) соответствующих значений ТП достаточно произвести анализ расчетных схем моделей конкурирующих вариантов для условий группы А, т.е. при постоянных значениях первичных факторов  $Q_n$ ,  $W_n$  и  $G_{fi}$ .

Для устранения помех, возникающих при учете вторичных факторов ( $\Delta Q$ ,  $\Delta Q_{K}$ ,  $\Delta Q_R$  и т.д.), характер изменения ТП анализируется на основе идеальной модели. Метод сопоставления ТП включает следующие этапы работы:

1. Для конкурирующих вариантов строятся совмещенные расчетные схемы термодинамической модели; на совмещенной расчетной схеме наносятся границы зон сопоставляемых систем;
2. Для каждой зоны расчетных схем модели конкурирующих вариантов выбираются представительные точки состояния наружного климата; анализ процессов и режимов для этих точек позволяет сопоставить ТП в конкурирующем и опорном вариантах (ТП в конкурирующих системах будут обозначаться звездочкой или дополнительными индексами);
3. Известные расчетные схемы и расчетные уравнения для ТП конкурирующих систем обеспечивают построение базовых графиков, а также технологических карт (диаграмм), необходимых для последующих вычислений критериальных показателей.

Целесообразность использования конкурирующих вариантов систем во

многом зависит от условий нормирования параметров в помещении и классов нагрузок. В связи с этим дальнейший анализ производится с учетом как классов нагрузок, так и параметров воздушной среды в помещении.

Местные системы могут быть рециркуляционными и с использованием наружного воздуха. Во втором случае, чтобы подчеркнуть отмеченную особенность, иногда используется наименование местнодецентрализованные СКВ.

Сочетание центральных систем и местных систем адиабатного увлажнения выделено в самостоятельную группу, так как между ними нет разделения остаточных тепловыделений.

#### 4.2. Однозональные СКВ, нормируемых параметров в помещении

Традиционно, по соображениям экономии холода, значения верхних предельных параметров в помещении стремятся расширить. Однако такие расчетные параметры для III класса нагрузок, особенно при  $\varepsilon_n = \infty$ , часто приводят к незначительным перепадам энтальпий (температуры) удаляемого и приточного воздуха, что вызывает повышенные расходы приточного воздуха. Например, разность энтальпии  $I_{y2} - I_{\tilde{M}2}$  на рис. 4.2.1 иногда доставляет 4-6 кДж/кг. Сохраняя ту же принципиальную и технологическую схемы СКВ, расчетную разность энтальпии можно увеличить, сдвинув точку  $Y_2$  в точку  $Y_{2,*}$ . При увеличении разности энтальпии  $I_{y2}^* - I_{\Pi 2}^*$  видоизменяются условия функционирования СКВ, удовлетворяются требования ранжировки РА-2G<sub>n</sub> и снижается максимальный расход приточного воздуха. Новые условия функционирования СКВ относим к конкурирующему варианту, противопоставляемому опорному.

Принимая для конкурирующих систем один и тот же принцип организации режимов при ограничении максимального расхода наружного воздуха (см. линии  $\hat{N}_1 \hat{N}_2$  и  $I_{y2}^* - I_{\Pi 2}^*$ ), на совмещённой расчётной схеме модели сплошными утолщёнными линиями выделяют границы для опорного варианта, штриховыми для конкурирующего. При необходимости по известным правилам расчетные схемы могут быть построены для режимов, соответствующих ранжировке РА-2G<sub>n</sub>. Таким образом, конкурирующий вариант принципиально отличается от опорного тем, что требования ранжировки РА-2G<sub>max</sub> обеспечиваются лишь «усечением» верхних значений нормируемых параметров.

Из рис. 4.2.1 видно, что какие-то границы двух конкурирующих систем совпали, некоторые из них сместились. Для представительных точек в любой области наружного климата в пределах

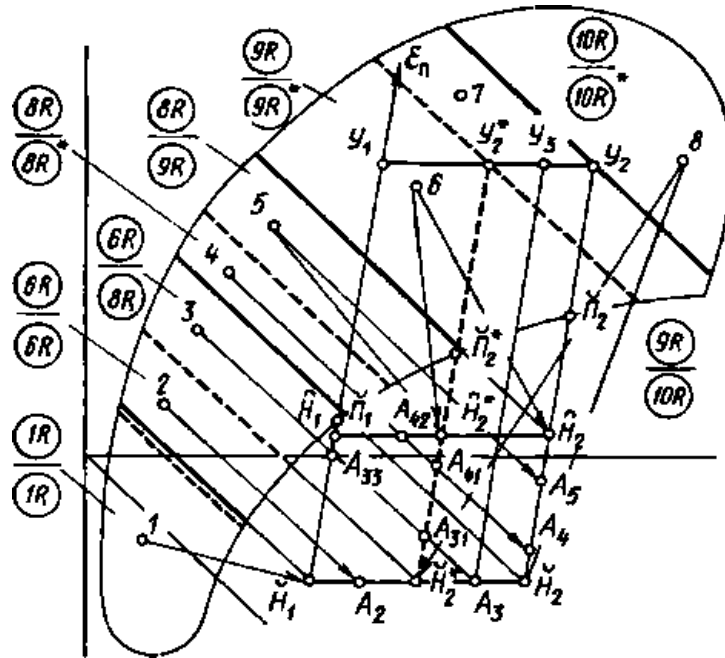
сплошных и штриховых границ в числителе проставлены номера участков опорного варианта, в знаменателе-конкурирующего. Анализируя совпадение или несовпадение номеров участков для точек 1-8, нетрудно выяснить характер изменения режимов в конкурирующем варианте и соответствующих им ТП. Так, для параметров наружного воздуха в точке 1 режим з Q<sub>T</sub>WG<sub>n</sub> (зона 1R) не изменяется, он соответствует вектору  $\Pi N_1$ , численные значения ТП остаются одинаковыми. Для параметров в точке 2 также сохраняются одинаковые режимы з WG<sub>n</sub> (зона 6R), поскольку возможности реализации вектора  $2L_2$  для вариантов равнозначны.

Для всех других точек (3÷8) изменяются режимы или численные значения ТП при одинаковых режимах.



Для точек 4,6 и 8 режимы сохраняются, но ТП для них различны.

Рис. 4.2.1. Совмещенные расчетные схемы идеальной модели опорного варианта и однозональной СКВ с «усечением» параметров для III класса нагрузок при  $G_H < G_{H2}$



Утолщенные сплошные линии-границы расчетных зон опорного варианта (номера зон показаны в числителе); утолщенные штриховые линии-границы расчетных зон системы с «усечением» параметров (номера зон и знаменателе).

По этой причине номера участков в конкурирующем варианте обозначены звездочкой. Так, для точки 4 вместо вектора  $4A_{41}$  используется вектор  $4A_4$ . Последнему соответствует больший расход наружного воздуха при том же режиме  $\geq WG_H$ . В опорном варианте  $G_{H4}$  определяется разностью энтальпий  $I_{y2} - I_4$ , в конкурирующем  $I_{y2}^* - I_4$ .

Заметим, что текущий расход наружного воздуха для его состояния в точке 4 в сопоставляемых вариантах может быть одинаковым, если режимы в опорном варианте соответствуют требованиям ранжировки РА-2  $G_H$ , например, при реализации вектора  $4A_{41}$ .

Для параметров наружного воздуха в точке без режим  $\geq Q_x G_{fi}$  в состоятельных системах сохраняется, но потребление холода в опорном варианте меньше, чем в конкурирующем. В этом можно убедиться, сравнивая при одном и том же расходе наружного воздуха векторы  $6H_2$  и  $6H_2^*$ . Перерасход холода в конкурирующем варианте вычисляется по уравнению типа. Причиной перерасхода холода является изменение энтальпии  $I_{y2}^*$  по сравнению с энтальпией  $I_{y2}$ . Эта же причина лежит в основе увеличения

потребления холода для зоны 10R\* по сравнению с зоной 10R в опорном варианте. При одинаковых режимах  $\geq Q_x G$ - для параметров наружного воздуха в точке 8 вектор  $8H^*_2$  больше вектора  $8H_2$ .

Для параметров наружного воздуха в точках 3,5 и 7 режимы конкурирующего варианта отличаются от режимов опорного варианта. Так, для точки 3 согласно ранжировке РА-1 требуется режим

$\geq WG_n$  (вектор  $3A_3$ ), а для конкурирующего варианта-режим  $\geq WG_{fi}$  (вектор  $3A_{31}$ ).

При этом для опорного варианта может быть обеспечен такой же режим, как и для конкурирующего, если удовлетворить дополнительные требования ранжировки РА –  $G_n$  (см. вектор  $3A_{33}$ ).

При состоянии наружного воздуха в точке 5 сопоставление векторов  $5A_5$  и  $5H^*_2$  показывает неизбежность смены режима  $\geq WG_n$  (участок 8R в опорном варианте) на режим  $\geq Q_x G_n$  (участок 9R в конкурирующем варианте).

Для точки 7, расположенной между границами по энтальпиям  $I_{y2}$  и  $I_{y2}$ , режиму  $\geq Q_x G_n$  в опорном варианте заменяется на режим  $\geq Q_x G_n$ . При этом в конкурирующем варианте будет наблюдаться перерасход холода, определить который можно по уравнению типа.

Для выяснения термодинамического состояния, соответствующего оптимальному решению конкурирующей системы, необходимо принимать максимум два-три положения точки  $Y^*$  на линии  $1_{y1}1_{y2}$ . Ближайшей точкой по отношению к точке  $Y$ , необходимо считать такую, которая приводит к изменению разности энтальпий  $I_{y2} - I_{n2}^*$  не менее чем на 2-4 кДж/кг. Смещение точки  $Y^*_2$  от  $Y_2$ , как правило, имеет смысл тогда, когда при разности  $\Delta I_y = (I_{y2} - I_{y2})$ , равной 1 кДж/кг, изменение разности энтальпий  $\Delta I_n = (I_{y2} - I_{n2})$  составляет не менее 1-2 кДж/кг. Крайнее ее положение, если отсутствуют специальные ограничения, определяется точкой  $Y_r$ . При параметрах, задаваемых областью, крайнее положение определяется левой точкой с наибольшей температурой.

В качестве условного параметра аддитивности, характеризующего термодинамическое состояние каждого варианта, может быть принят или перепад энтальпии  $\Delta I_n = (I_{y2} - I_{n2})$ , или соответствующий ему расчетный расход приточного воздуха  $G_n$ . Достижимое здесь снижение расчетного расхода приточного воздуха связано с увеличением потребления холода. Оптимальное положение точки  $Y^*_2$  выясняется после вычисления всего комплекса технико-экономических показателей.

Следует учитывать, что крайнее положение точки  $Y^*_2$  связано также с рядом следующих возможных ограничений:

- 1) по перепаду температуры  $\Delta t_n = (t_{y2} - t^*_{n2})$  из-за трудностей

воздухораспределения;

2) положения точки  $P^*_2$  из-за располагаемой температуры холодоносителя в процессах охлаждения и осушки воздуха;

3) положения точки  $P^*_2$  из-за того, что для нее температура мокрого термометра может оказаться ниже нуля, что делает невозможным адиабатное увлажнение воздуха в режимах  $\geq Q_T WG_{\text{н}}$ ,  $\geq WG_{\text{н}}$ ,  $\geq WG_{\text{н}}$

В любом из указанных случаев необходимо анализировать пути устранения ограничений, выясняя при этом, в какой степени снижение расхода приточного воздуха и изменение всех других ТП способствуют достижению возможного экстремального значения критерия оптимизации СКВ. Например, ограничение по п. 1 может быть сглажено в результате второй рециркуляции, обеспечиваемой эжекционными устройствами на участках приточной сети или при использовании воздухораспределительных устройств с большим коэффициентом эжектирования, и т.д.

Рассмотренный конкурирующий вариант однозональной СКВ, как уже отмечалось, целесообразно использовать только для III класса нагрузок.

### 4.3. Местные СКВ

В принятой иерархической структуре систем компенсации под местными СКВ (МСКВ) в отличие от местных рециркуляционных систем тепловлажностной обработки воздуха понимаются такие системы, в которых для поддержания всего комплекса нормируемых параметров, а не только метеорологических, используется наружный воздух. МСКВ могут иметь такую же технологическую схему и режимы функционирования, как и центральные СКВ. Поэтому можно считать, что МСКВ принципиально отличаются от центральных отсутствием протяженных сетей транспортировки воздуха. Следовательно, по расходу электроэнергии на перемещение воздуха местные системы всегда имеют преимущество. Отрицательные их стороны заключены в трудностях решения воздухозаборных устройств по месту их размещения, в удорожании в связи с малой единичной производительностью оборудования, в затруднениях организации эффективного воздушораспределения и т.д.

Эти и другие свойства местных систем оцениваются в процессе расчета комплекса показателей, за основу определения которых, как известно, всегда принимается кортеж ТП. Теоретически ТП местных систем могут быть такими же, как и центральных. В этих случаях ТП для местных СКВ определяются так же, как для опорного варианта СКВ или предыдущего конкурирующего варианта центральной системы (см. рис. 4.2.1). Однако на практике вследствие повышения компактности местных агрегатов для удобства их размещения в помещении, упрощения коммуникаций трубопроводов, облегчения их обслуживания и в силу ряда других причин технологические схемы местных систем часто отличаются от базисных. Все это отражается на изменениях ТП, несмотря на то, что в них используется наружный воздух, как и в центральных системах.

Для выявления особенностей изменения ТП в местной СКВ, когда ее технологические схемы и режимы не соответствуют ранее принятым в базисных технологических схемах, рассмотрим случай, когда используются автономные кондиционеры. Принимается такой вариант автономного кондиционера, в котором параметры воздуха после его охлаждения в поверхностном теплообменнике, работающем на хладоне, характеризуются некой точкой  $K_{и}$ , близко расположенной к линии  $\varphi = 1$ , а увлажнение воздуха производится насыщенным паром. Расход наружного и рециркуляционного воздуха регулируется в любых соотношениях в соответствии с необходимыми их значениями. В связи с некоторыми особенностями организации режимов функционирования данного кондиционера в зависимости от классов нагрузки ниже рассматриваются два случая.

**Местные СКВ для I класса нагрузок.** На расчетной схеме модели для I класса нагрузок (рис.4.3.1) границы зон опорной системы обозначены утолщенными линиями, конкурирующей МСКВ штриховыми при условии, что системы постоянно работают при  $G_n$ .

Границы расчетной схемы для конкурирующей системы выбраны исходя из возможностей принятых выше процессов тепловлажностной обработки воздуха. При параметрах наружного воздуха левее линии  $d_{кн}$  и выше  $t_{н1}$  требуется увлажнение воздуха, правее этой линии-охлаждение или охлаждение с осушкой. При параметрах ниже изотермы  $t_{н1}$  потребуются нагрев в поверхностном воздухонагревателе или нагрев и увлажнение паром.

Выбирая представительные точки в областях наружного воздуха между сплошными и штриховыми границами, нетрудно установить изменение режимов и ТП в конкурирующем варианте по сравнению с опорным. Так, для параметров наружного воздуха в точке 1 режимы конкурирующих систем соответствуют одному и тому же вектору  $1H_1$ , но осуществляются различными процессами. В опорном варианте для режима  $\geq Q_T W G_n$  (зона 1) применяются традиционные процессы нагрева и адиабатного увлажнения воздуха. В местной системе используется режим  $\geq Q_T W_T G_n$ , в котором реализуются нагрев воздуха при постоянном влагосодержании  $G_{пт}$ , увлажнение воздуха насыщенным паром с одновременным подводом скрытой теплоты парообразования  $W_r$ . Отсюда в обозначении зоны появился дополнительный индекс «г». При этом процессы записываются так:

$$\begin{aligned}(\cdot)1 \rightarrow Q_{T1}^* &= (\cdot)T_1; (\cdot)T_1 \rightarrow W_r = (\cdot)\check{H}_1 \\ (\cdot)\check{H}_1 &\rightarrow Q_{п}, W_{п} = (\cdot)y_1\end{aligned}$$

Сумма  $Q_{T1}^* + 0_{тп}$  равна количеству потребляемой теплоты в опорном варианте. Для точки 2 в сравниваемых системах обеспечиваются одинаковые режимы  $\geq Q_T G_n$ , соответствующие зоне 2. Для всех других представительных точек наружного воздуха ТП существенно различаются. Так, для точки 3 будут отмечаться перерасходы теплоты и необоснованное потребление холода в связи с необходимостью реализации следующих процессов:

$$\begin{aligned}(\cdot)3 \rightarrow W_r &= (\cdot)T_3; (\cdot)T_3 \rightarrow Q_{x3}^* = (\cdot)K_{и} \\ (\cdot)K_{и} \rightarrow Q_{x3}^* &= (\cdot)T_2; (\cdot)T_2 \rightarrow Q_{п} W_{п} (\cdot)Y_{и}\end{aligned}$$

Отсюда видно, что режим  $\geq Q_T W G_n$  в опорном варианте заменяется режимом  $\geq W_r Q_x G_n$ .

В связи с различием в последовательности процессов нагрева и увлажнения для параметров в точках 1 и 3 увлажнение паром должно производиться между первым подогревом и охладителем воздуха. В противном случае для одной из этих точек параметры в помещении не обеспечиваются.

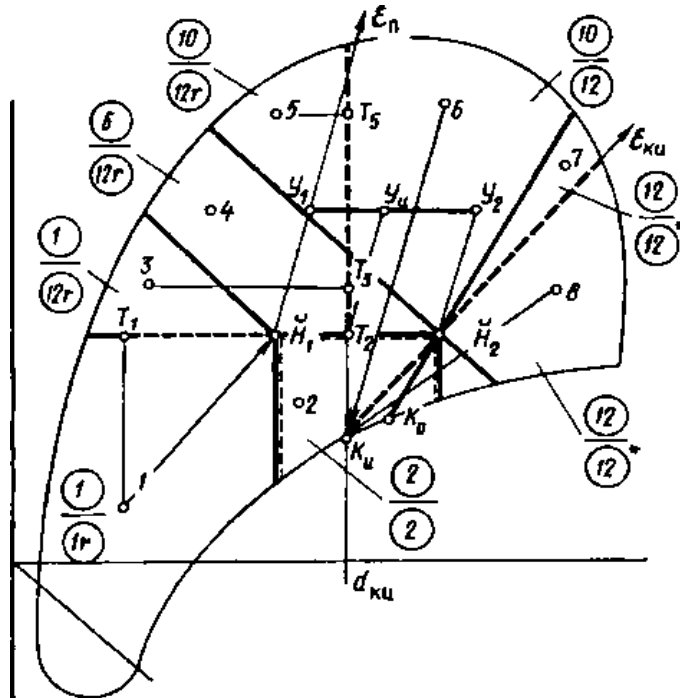


Рис. 4.3.1. Совмещенные расчетные схемы идеальной модели опорного варианта и местных СКВ с автономным кондиционером для I класса нагрузок.

Перерасходы теплоты и холода в местной системе очевидны, они связаны не только с появлением взаимоисключающих процессов, но и с отклонением точки  $Y$  от точки  $Y_1$ . Значения  $Q^*$  и  $O^*$  могут быть вычислены непосредственно по результатам построений процессов на  $I$ - $d$ -диаграмме:

$$Q_{\Pi} = G_{\bar{H}}(I_{T3} - I_3) \quad (4.3.1)$$

$$Q_{(T)X} = G_{\bar{H}O}(I_{T2} - I_{KH}) \quad (4.3.2)$$

$$\supset Q_X Q_T G_{\bar{H}} \quad (4.3.3)$$

Уравнения (4.2.1) и (4.3.1) характеризуют перерасходы в связи с перегревом воздуха из-за увлажнения паром и смещением точки  $Y_{\Pi}$  от точки  $Y_1$ , а уравнение (4.3.3) определяет перерасходы теплоты и холода, возникающие из-за неуправляемых процессов охлаждения воздуха. Эти уравнения можно привести к виду уравнений (2.1.1). Аналогичные процессы

будут отмечаться в конкурирующем варианте для областей наружного воздуха с представительными точками 4 и 5. Условный номер зоны для подобных режимов задан цифрой 12, выражающей, как известно, одновременное потребление холода и теплоты, а индекс «г» означает одновременное увлажнение и нагрев воздуха.

Для всех других областей наружного климата с представительными точками 6-8 в МСКВ увлажнения воздуха не требуется, при этом будут иметь место режимы  $\geq Q_x Q_T G_{hi}$  (зона 12). Для точки 6 этот режим возникает вместо режима  $\geq Q_x G_n$ . Для точек 7 и 8 содержание режимов не изменится, хотя потребление холода и теплоты возрастает из-за того, что в помещении будут поддерживаться параметры в точке  $U_n$ , а не в точке  $U_2$ .

Подобный анализ изменения ТП для местных кондиционеров конкретного исполнения может явиться основой для формирования требований к их целесообразному конструированию. Если известно, что точка  $K_n$  меняет свое положение в зависимости от начальных параметров обрабатываемого воздуха, то границы  $d_{KM}$  и  $\varepsilon_{KH}$  будут переменными, но для каждого положения границ все приведённые рассуждения остаются в силе.

**Местные СКВ для III класса нагрузок.** Принципиальный подход к оценке изменения ТП остается таким же, как и для I класса. Вычерчиваются расчетные схемы модели для конкурирующих вариантов, выбираются представительные точки для областей наружного климата между границами зон расчетной схемы модели сравниваемых систем, сопоставляются режимы и ТП для выбранных точек (рис 4.3.2.). Здесь принято, что расход  $G_H$  равен расходу приточного воздуха  $G_{пр}$ , системы работают на переменном расходе наружного воздуха. По-прежнему границами зон для МСКВ являются изотерма  $t_{H1}$  и линия влагосодержания  $d_{KH}$ . Граница по линии  $\varepsilon_M$  для III класса нагрузок отсутствует, но неизбежно использование первой рециркуляции. Поскольку обрабатываемый воздух в режимах потребления холода будет иметь относительную влажность, близкую к единице (идеальная модель), второй подогрев в МСКВ не требуется, увлажнение паром производится после воздухонагревателя перед поверхностным охладителем. При этом расход рециркуляционного и наружного воздуха изменяется регулирующими клапанами. Расход приточного воздуха поддерживается постоянным и равным  $G_{п}^*$ :





процесса охлаждения параметры в помещении будут поддерживаться в точке  $Y_m$ , определяющим является вектор  $3\check{H}_и$ . Его составляющими являются векторы  $3A_и$  и  $A_и\check{H}_и$ , которые свидетельствуют о взаимоисключающих процессах.

В реальных процессах условному вектору  $3\check{H}_и$  должен соответствовать вектор  $G_{и3}K_m$ , проведенный из точки, где происходит смешение наружного и рециркуляционного воздуха. Вектору  $G_{и3}K_и$  соответствуют процессы:

$$\begin{aligned}(\cdot)3(G_{\check{H}}) + (\cdot)Y_m(G_{Rи}) &= (\cdot)C_{и3}(G_{П3}^*) \\(\cdot)C_{и3} \rightarrow W_r &= (\cdot)T_{на}; (\cdot)T_{на} \rightarrow Q_{X3}^* = (\cdot)K_и \\(\cdot)C_{и3} \rightarrow W_r &= (\cdot)T_{на}; (\cdot)T_{на} \rightarrow Q_{X3}^* = (\cdot)K_и\end{aligned}$$

Для точки 3 можно было бы выбрать другой режим, соответствующий вектору  $3A_3$ , для которого требуется режим потребления теплоты и воды при переменном расходе наружного воздуха  $G_{\check{H}3}$  и соблюдении следующих процессов:

$$\begin{aligned}(\cdot)3(G_{\check{H}3}) + (\cdot)Y_1(G_{R3}) &= C_3(G_{\check{H}}^*) \\(\cdot)C_{и3} \rightarrow W_r &= (\cdot)П^*; (\cdot)П^* \rightarrow Q_{П}; W_{П} = (\cdot)Y_1\end{aligned}$$

Положение точки  $C_3$ , определяется пересечением линии  $Y_3$  с линией процесса увлажнения паром  $G_3K_m$ . Следовательно,  $G_{и3}$  определяется из соотношения

Однако увеличение расхода наружного воздуха приводит к существенному возрастанию расхода теплоты, и потому предпочтение отдается режимам  $\geq W_T Q_X G_{H}$ .

Для параметров наружного воздуха, расположенных правее линии  $d_{KM}$ , режимы в конкурирующих вариантах совпадают, но значения ТП различны. Так, для точки 6 сохраняются режимы  $\geq Q_X G_{\check{H}}$ , однако вектор  $6K_и$  больше вектора  $6П_2$ , и потому потребление холода в местной системе увеличивается. Такая же картина наблюдается для состояния наружного воздуха в точке 7; вектор  $7H_и$  больше вектора  $7H_2$ , поэтому при одном и том же режиме  $\geq Q_X G_{\check{H}}$  в местной системе потребление холода будет больше.

Из этих сведений видно, что для III класса нагрузок в местной СКВ также отмечаются перерасходы теплоты и холода. Количественно ТП могут изменяться в широком диапазоне в зависимости от исходных данных. Однако общая тенденция очевидна: используемые в автономных кондиционерах технологические схемы обуславливают существенные перерасходы теплоты и холода, что снижает отмеченные ранее другие преимущества. Кроме того,

использование автономных кондиционеров с подобными характеристиками ограничивается из-за невозможности обеспечить параметры в помещении, если нормируемые параметры в точке  $У$  не расположены на линии  $\varepsilon_{и}$ , проведенной через точку  $K_m$ .

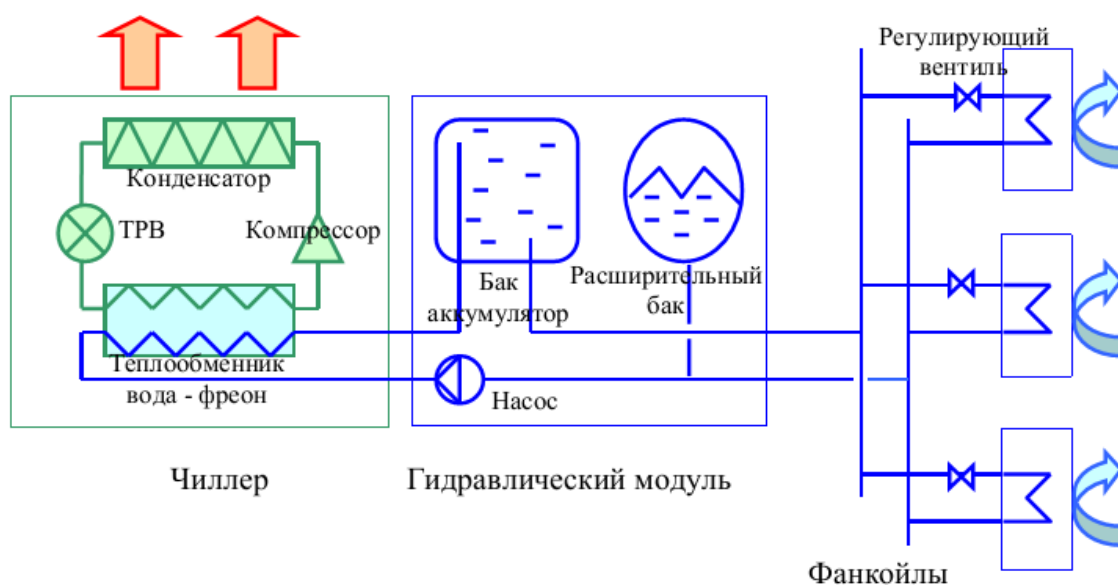
#### 4.4. Система кондиционирования типа «чиллер- фанкойлы»

**Чиллером** называют холодильную машину, предназначенную для охлаждения жидкого теплоносителя (воды или незамерзающей жидкости).

Охлажденная жидкость с помощью насосов по трубопроводам подается в водо-воздушные теплообменники с вентилятором, располагаемые в охлаждаемых помещениях.

Такие теплообменники называют фанкойлами.

*Конструктивная схема системы кондиционирования типа «чиллер- фанкойлы» показана на рис 4.4.1.*



#### Система кондиционирования типа VRF.

Мультизональные системы кондиционирования, системы кондиционирования с переменным расходом хладагента, VRF системы – все это названия одного класса систем кондиционирования, использующие в качестве энергоносителя не воду, а фреон. Основное отличие VRF систем от ставших классическими сплит систем заключается в реализации принципа многозональности, т.е. перераспределение хладагента между внутренними блоками по мере необходимости (рис. 4.4.2).

Использование компрессора постоянной производительности приводит к ступенчатой регулировке мощности холодильной машины. Поэтому в составе гидравлического модуля предусматривают бак-аккумулятор, сглаживающий температурные колебания охлажденной воды. Для компенсации температурного расширения воды или незамерзающей жидкости применяют расширительный бак. После гидравлического модуля охлажденный теплоноситель по системе трубопроводов поступает к

фанкойлам, для изменения мощности которых применяют двух-или трехходовые регулирующие вентили.

### **Система кондиционирования типа VRF.**

Мультизональные системы кондиционирования, системы кондиционирования с переменным расходом хладагента, VRF системы—все это названия одного класса систем кондиционирования, использующие в качестве энергоносителя не воду, а фреон.

Основное отличие VRF систем от ставших классическими сплит систем заключается в реализации принципа многозональности, т.е. перераспределение хладагента между внутренними блоками по мере необходимости (рис. 4.4.2.).

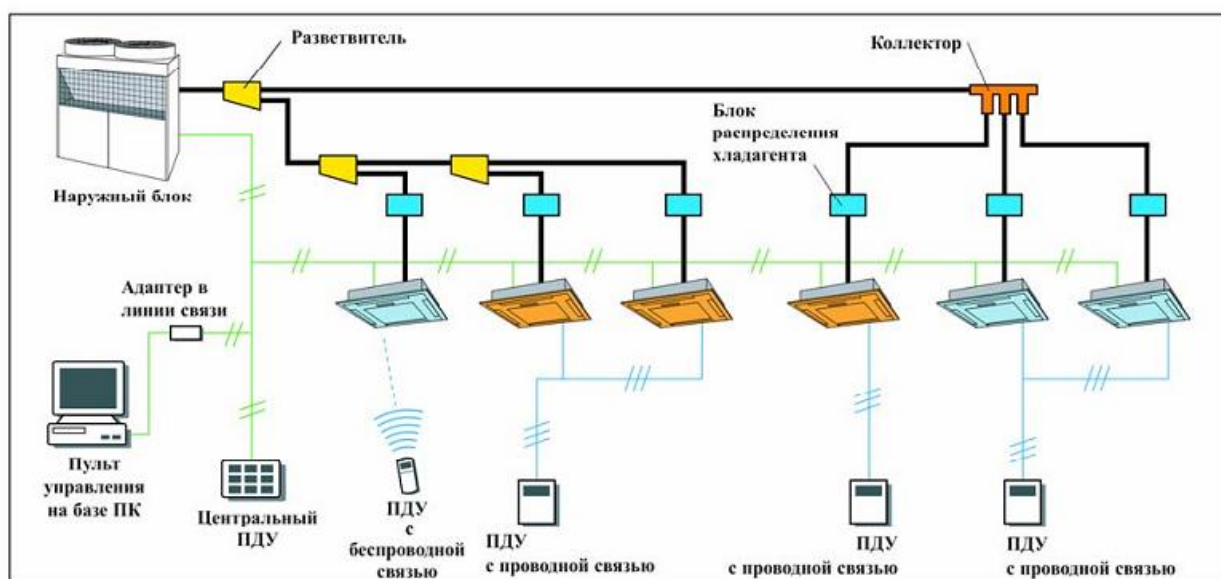


Рис. 4.4.2. Принципиальная схема VRF системы кондиционирования.

В отличие от системы кондиционирования типа «чиллер–фанкойлы» в конструкции VRF систем нет промежуточных теплообменников, поэтому при одинаковых функциональных возможностях конструктивно VRF системы проще.

Классический подход к сравнению систем кондиционирования воздуха А.А. Рымкевичем в 80-х годах уже прошлого века разработана теория выбора оптимальных систем кондиционирования воздуха. Для объективного сравнения систем типа VRF и «чиллер–фанкойлы» воспользуемся данной методикой.

Сравнение (оптимизация) систем кондиционирования воздуха должна проводиться несколькими этапами. Каждому этапу оптимизации соответствуют свои критерии сравнения: Функционально–технологические критерии характеризуют степень выполнения системой заданных функций,

т.е. поддержания системой кондиционирования требуемой температуры, относительной влажности, чистоты и подвижности внутреннего воздуха. Также к функционально-технологическим показателям относятся критерии надежности и уровня шума оборудования.

В группу конструктивно–компоновочных показателей включаются индустриальность и удобство монтажа системы, габариты оборудования, занимаемые строительные площади, расход материалов при монтаже, эстетические качества.

Эксплуатационно–энергетические показатели включают энергетическую оценку системы, условия эксплуатации, расход материалов при эксплуатации и ремонте, а также сведения о расходе электроэнергии и топлива, которые могут быть выражены в виде энергетического или эксергетического КПД.

Экономические критерии выражают все предыдущие показатели в денежном исчислении. В обобщенном виде они представляются капитальными, эксплуатационными и приведенными затратами.

#### **Сравнение систем кондиционирования по функционально-технологическим критериям**

Стабильность холодопроизводительности внутренних блоков (фанкойлов) при изменении температуры в кондиционируемом помещении. В технических каталогах и рекламных проспектах обычно приводится так называемые номинальные характеристики внутренних блоков, которые определяются при следующих температурных условиях (таблица 4.4.1).

Таблица 4.4.1.

Параметры	Режим охлаждения
1. Температура внутреннего воздуха по сухому термометру	27 °С
2. Температура внутреннего воздуха по влажному термометру	19 °С

Оптимальные параметры внутреннего воздуха, принимаемые при расчетах систем кондиционирования воздуха для теплого периода года приведены в таблице 4.4.2.

Таблица 4.4.2.

Период года	Температура	Относительная	Скорость движения
	воздуха, °С	влажность воздуха, %	воздуха, м/с, не более
Теплый	20 – 22	60 – 30	0,2
	23 – 25	60 – 30	0,3

Как видно из таблицы 4.4.2, российские нормативные параметры внутреннего воздуха отличаются от номинальных параметров, установленных для испытания кондиционеров.

Если стандартная температура испытания систем кондиционирования составляет 27 °С, то фактическая температура внутреннего воздуха помещений будет значительно ниже. Очевидно, что производительность внутренних блоков при изменившихся расчетных параметрах также изменится (рис. 4.4.3).

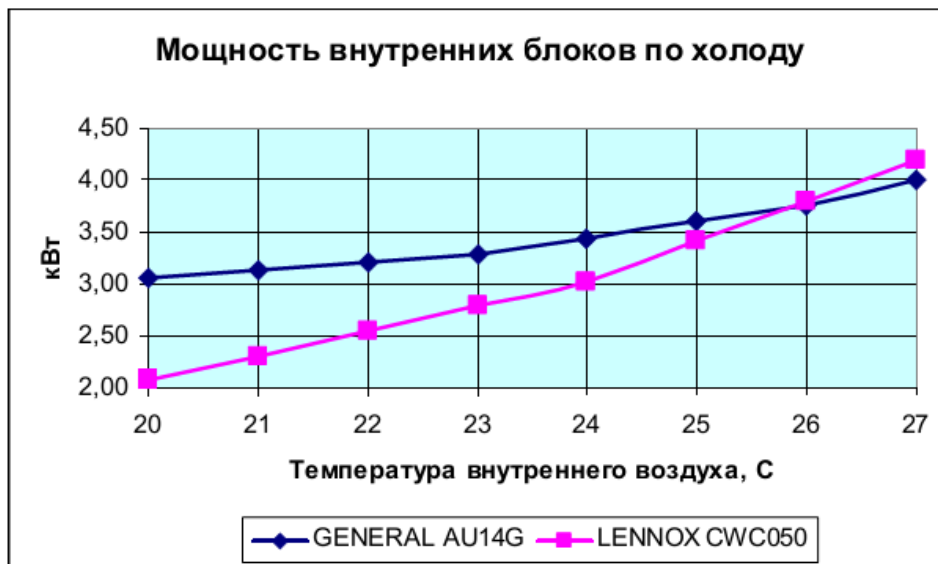


Рис. 4.4.3. Изменение мощности по холоду внутренних блоков VRF систем GENERAL и систем «чиллер-фанкойлы» LENNOX.

Как следует из рисунка 3, мощность внутренних блоков при уменьшении температуры внутреннего воздуха падает. Это является следствием уменьшения градиента температуры на теплообменнике, что в свою очередь приводит к потерям мощности по холоду внутреннего блока. Примечательно, что потери мощности внутренних блоков для систем «чиллер– фанкойлы» значительно больше, чем потери VRF систем. Объяснить этот факт

довольно просто, если рассмотреть процесс теплопередачи внутреннего блока:

$$Q_{\text{вн}} = k \times F \times (t_{\text{возд.ср.}} - t_{\text{охл}}) \quad (4.4.1.)$$

где  $k$ - коэффициент теплопередачи внутреннего блока, Вт/(м<sup>2</sup>°С);

$F$ - площадь теплообменной поверхности внутреннего блока, м<sup>2</sup>;  $t_{\text{ср. возд}}$

$t$  - средняя температура воздуха во внутреннем блоке, °С;  $t_{\text{охл}}$

$t$  - температура охлаждающей среды, °С.

Произведение постоянная величина, зависящая от конструктивных особенностей внутреннего блока. А вот разности температур  $F \times k \times (t_{\text{ср. возд}} - t_{\text{охл}})$  для фреоновых и водяных систем значительно отличаются друг от друга. При средней температуре воздуха во внутреннем блоке 20 °С, температура теплообменника для VRF систем постоянна и равна температуре

кипения фреона+5 °С(разность температур15 °С). Для водяных систем эта температура равна средней температуре охлажденной воды+10 °С(разность температур 10 °С). Поэтому даже в начальных условиях температурный потенциал для процесса теплообмена уVRF систем в1,5 раза больше.

При одинаковой номинальной мощности охлаждения фактическая мощность охлаждения фанкойлов значительно меньше мощности внутренних блоковVRF систем (до30 %). 2. Точность поддержания температуры внутреннего воздуха. Процесс регулирования мощности внутренних блоковVRF систем основан на изменении расхода фреона, поступающего во внутренний блок. Производительность по холоду внутреннего блока при этом:

$$Q_{\text{вн}} = G_{\text{вн}} \times q_{\text{фр}}; \quad (4.4.2).$$

где  $G_{\text{вн}}$  расход фреона во внутреннем блоке, кг/с;  $q_{\text{фр}}$ -теплота фазового перехода 1кг фреона, Дж/к Так как для получения холода используется теплота фазового перехода, температура хладоносителя (температура кипения фреона) постоянна и равна+5 °С. Следовательно, процесс регулирования температуры внутреннего воздуха строится только на компенсации тепловых возмущений окружающей среды. У систем «чиллер–фанкойлы» источником холода для фанкойлов является охлаждённая вода. Параметры охлаждённой воды (холодоносителя) постоянно меняются в первую очередь за счёт ступенчатого регулирования мощности чиллера. Также возмущающее воздействие на температуру охлажденной воды вносят неравномерный режим потребления холода фанкойлами и изменение давления в подающей и обратной магистралях. Температура охлажденной воды в подающей магистрали постоянно меняется в пределах7÷10 °С. Поэтому процесс регулирования температуры внутреннего воздуха систем «чиллер–фанкойлы» строиться не только на компенсации тепловых возмущений окружающей среды, но и на компенсации нестационарных параметров холодоносителя (рис. 4.4.4).

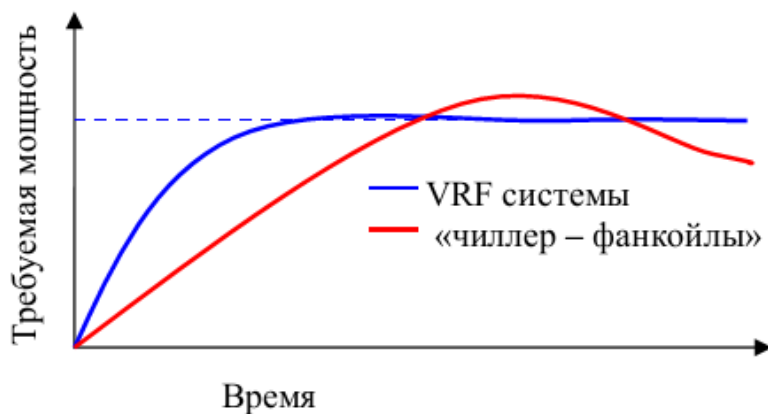


Рис. 4.4.4. Сравнительная точность поддержания требуемой мощности охлаждения.

Благодаря постоянной температуре хладоносителя VRF системы обладают лучшими характеристиками для точной регулировки температуры внутреннего воздуха. Поддержание относительной влажности внутреннего воздуха. Область комфортных (оптимальных) значений параметров внутреннего воздуха ограничена линиями относительной влажности 30 – 60 % и температуры 20 – 25 °С (рис. 4.4.5). Системы комфортного кондиционирования, к которым без сомнения принадлежат VRF системы и системы «чиллер–фанкойлы», должны поддерживать параметры внутреннего воздуха в пределах данной области.

Если значения требуемой температуры внутреннего воздуха можно задавать и поддерживать с помощью внутреннего блока местного кондиционера, то значения относительной влажности нельзя задавать и поддерживать с помощью систем данного класса, хотя в процессе охлаждения воздуха будет происходить его осушение. С другой стороны количество поступающей влаги в помещения от людей, с приточным воздухом и т.д. постоянно изменяется. Поэтому значение относительной влажности, которое установится в помещении, зависит как от характеристик кондиционера, так и от характеристик помещения. Что бы определить фактическое значение относительной влажности помещения с местным кондиционированием, рассмотрим процесс охлаждения воздуха. Основной характеристикой, влияющей на относительную влажность помещений при кондиционировании, является луч процесса (углового коэффициента) ассимиляции тепло и влагоизбытков помещения:

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} \times 1000 = \frac{Q_{\text{изб}}}{M_{\text{вк}}}; \quad (4.4.3).$$



где  $\Delta I$ -разница энтальпий между начальным и конечным состоянием процесса, кДж/кг.

$\Delta d$ -разница влагосодержаний между начальным и конечным состоянием процесса, г/кг.

$Q_{изб}$ -полные тепловыделения в помещении, Вт.

$M_{вл}$ -влаговыведения в помещении, г/с.

Для офисных помещений, как наиболее часто использующих системы кондиционирования, луч процесса принимает значения от 5000 до 15000 кДж/кг. Процесс обработки внутреннего воздуха системами кондиционирования типа VRF и «чиллер–фанкойлы» выглядит следующим образом (рис. 4.4.5):

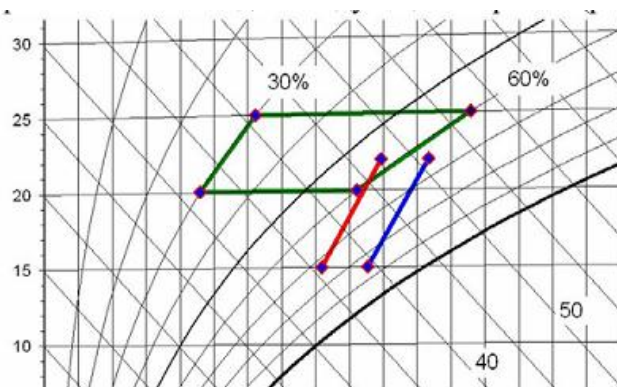


Рис. 4.4.5. Область оптимальных значений внутреннего воздуха (зеленые линии), процесс обработки воздуха VRF системами (красная линия), процесс обработки воздуха фанкойлами (синяя линия).

Так как средняя температура холодоносителя в системах «чиллер–фанкойлы» больше, чем температура кипения фреона во внутренних блоках VRF систем, линия процесса обработки воздуха фанкойлами на i-d диаграмме сдвинута вправо, при равном угловом коэффициенте. Это приводит к повышенному значению относительной влажности помещений для водяных систем при одинаковой температуре внутреннего воздуха. Повышенная влажность внутреннего воздуха приводит к ухудшению теплообмена организма человека с окружающей средой, поэтому для обеспечения теплового комфорта необходима пониженная температура внутреннего воздуха, что в свою очередь требует больших затрат энергии.

При одинаковой температуре внутреннего воздуха в помещениях с системами кондиционирования типа «чиллер–фанкойлы» поддерживается повышенное значение относительной влажности. Это приводит к ухудшению теплообмена организма человека с окружающей средой и необходимости пониженной температуры внутреннего воздуха.

Воздушный режим кондиционируемых помещений. Выбор типа и характеристик внутреннего блока производится с учётом воздушного режима помещения. Для этого необходимо учитывать максимальную скорость движения воздуха в рабочей зоне и допустимое отклонение скорости воздушной струи от расчётной скорости в рабочей зоне. Параметры внутренних блоков фреоновых и водяных систем кондиционирования (таблицы 4.4.3, 4.4.4.–номинальные условия).

Таблица 4.4.3.

Внутренние блоки кассетные VRF системы GENERAL серии S				
Модели	AUG7	AUG9	AUG14	AUG18
Мощность охлаждения, кВт	2,15	2,8	4,0	5,0
Расчетный расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	530	530	580	640
Удельный расход воздуха, м <sup>3</sup> /(ч*кВт)	246	189	145	128

Таблица 4.4.4.

Фанкойлы кассетные LENNOX				
Модели	CWC020	CWC030	CWC040	CWC050
Мощность охлаждения, кВт	1,95	2,7	3,3	4,2
Расчетный расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	650	650	880	920
Удельный расход воздуха, м <sup>3</sup> /(ч*кВт)	333	240	266	219

Процесс охлаждения воздуха в местных системах с фреоновым хладоносителем протекает при большем градиенте температур, так как температура кипения фреона составляет около +5 °С, а средняя температура воды в фанкойлах около +10 °С. Поэтому для увеличения теплообмена водяные системы по сравнению с фреоновыми обладают несколько большим удельным расходом воздуха (порядка 250 м<sup>3</sup>/(ч\*кВт)). Для оценки величин скорости воздуха свяжем среднюю подвижность воздуха в объеме помещения с расходом подаваемого воздуха[3]. Исходя из баланса кинетической энергии приточной струи и воздуха помещения можно написать следующее уравнение:

$$G_v \frac{V^2}{2} = M \frac{V_{cp}^2}{2} \quad (4.4.6).$$

где  $G_v$ -массовый расход воздуха через местный кондиционер, кг/с;

$V$ - скорость воздуха на выходе из местного кондиционера, м/с;

$M$ -масса воздуха в объеме помещения, кг.

$V_{cp}$ -средняя квадратичная скорость воздуха в объёме помещения, м/с.

Отсюда можно определить среднюю скорость воздуха в помещении:

$$V_{cp} = V \sqrt{\frac{G_B}{M}} = V \sqrt{\frac{L}{W_{пом}}} \quad (4.4.7).$$

Учитывая, что удельная тепловая нагрузка помещений в среднем равна 150 Вт/м<sup>2</sup>, возможно определить среднюю скорость воздуха в помещениях для VRF систем и систем «чиллер–фанкойлы». Для VRF систем:

$$V_{cp} = V \sqrt{\frac{L}{W_{пом}}} = 4 \sqrt{\frac{0,16 \times 50}{3600}} = 0,19 \text{ м/с.} \quad (4.4.8).$$

Для систем «чиллер–фанкойлы»:

$$V_{cp} = V \sqrt{\frac{L}{W_{пом}}} = 4 \sqrt{\frac{0,25 \times 50}{3600}} = 0,24 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (4.4.9).$$

Максимальная скорость воздуха в рабочей зоне кондиционируемых помещений составляет 0,2 м/с. Поэтому VRF системы кондиционирования удовлетворяют этому условию, а системы «чиллер–фанкойлы» создают повышенные скорости воздушных потоков. Пользуясь формулой (4.4.7) необходимо иметь в виду, что рассчитанная средняя квадратичная скорость воздуха относится ко всему объёму помещения, в то время как подвижность воздуха нормируется в рабочей зоне. Поэтому формула (4.4.7) при подаче воздуха в верхнюю зону даёт завышенный результат скорости воздуха в рабочей зоне, а при подаче воздуха в рабочую зону – заниженный.

Средняя скорость воздушных потоков в кондиционируемом помещении при использовании систем «чиллер–фанкойлы» больше, чем средняя скорость воздушных потоков при использовании VRF систем. Уровень шума внутренних блоков. Уровень шума в значительной степени зависит от расхода воздуха через внутренний блок (фанкойл). При одинаковой мощности охлаждения VRF системы обладают меньшими расходами воздуха, следовательно, меньшим уровнем шума (таблицы 4.4.5 и 4.4.6).

Таблица 4.4.5.

**Фанкойлы кассетные LENNOX**

Модели	CWC020	CWC030	CWC040	CWC050
Мощность охлаждения, кВт	1,95	2,7	3,3	4,2
Расчетный расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	650	650	880	920
Уровень шума, dB(A)	40	40	44	48

Таблица 4.4.6.

**Внутренние блоки кассетные VRF системы GENERAL серии S**

Модели	AUG7	AUG9	AUG14	AUG18
Мощность охлаждения, кВт	2,15	2,8	4,0	5,0
Расчетный расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	530	530	580	640
Уровень шума, dB(A)	38	38	41	44

Уровень шума внутренних блоков VRF систем меньше уровня шума фанкойлов при равной холодопроизводительности.

Надёжность систем кондиционирования. Надёжность систем кондиционирования напрямую зависит от степени обеспеченности (или необеспеченности) параметров внутреннего микроклимата кондиционируемых помещений, которая нормируется и зависит от класса СКВ.

Таблица 4.4.7.

**Нормируемая степень обеспеченности параметров внутреннего воздуха**

Класс СКВ	Необеспеченность (вероятность отказа) при односменной работе, час/год.	Необеспеченность (вероятность отказа) при круглосуточной работе, час/год.
Первый	70 (0,03)	100 (0,01)
Второй	175 (0,08)	250 (0,03)
Третий	315 (0,15)	450 (0,05)

Общая вероятность безотказной работы зависит от многих факторов, в том числе и от надёжности конструкции систем кондиционирования. Кроме того, каждый фактор снижает общую вероятность безотказной работы системы кондиционирования. Единицы измерения надёжности систем кондиционирования—часы в год—показывают необходимость учёта не только количество выходов из строя оборудования(поломок) но и время для их устранения. Основное отличие VRF от систем «чиллерфанкойлы» с точки зрения надёжности заключается в модульности конструкции. Благодаря этому выход из строя одного элемента не приводит к остановке всей системы кондиционирования. С другой стороны, большее количество элементов в системе кондиционирования VRF приводит к большей вероятности отказа одного из них. Чтобы оценить эти два фактора, рассмотрим надёжность системы кондиционирования относительно любого контрольного помещения объекта кондиционирования. На обеспеченность параметров внутреннего воздуха влияют два фактора надёжности: Первый фактор надёжности—вероятность отказа-в данном случае будет зависеть от числа элементов системы кондиционирования и надёжности каждого элемента:

$$W_{\text{надеж.}} = W_{\text{к}} \times W_{\text{в}} \times W_{\text{кл}} \times W_{\text{то.фр}} \times W_{\text{с.тр.}} \times W_{\text{э.у.}} \times W_{\text{нас}} \times W_{\text{то.вод}} \dots, \quad (4.4.10).$$

где:

$W_{\text{к}}$ -надежность компрессоров;

$W_{\text{в}}$ -надежность вентиляторов;

$W_{\text{кл}}$ -надежность клапанов;

$W_{\text{то.фр}}$ -надежность теплообменников фреон-воздух;

$W_{\text{то.вод.}}$ - надежность теплообменников фреон-вода;

$W_{\text{с.тр.}}$ -надежность соединительных трубопроводов;

$W_{\text{э.у.}}$ -надежность систем электронного управления;

$W_{\text{нас}}$ -надежность насосов.

Для систем VRF и «чиллер–фанкойлы» надёжности каждого элемента подобны, но количество элементов систем различны(рис. 4.4.1, рис. 4.4.2). Использование промежуточного холодоносителя у водяных систем приводит к появлению в конструкции дополнительных элементов: циркуляционных насосов, теплообменников фреон–вода и т.д. Поэтому надёжность системы кондиционирования «чиллер–фанкойлы» для контрольного помещения с точки зрения количества отказов будет меньше. Второй фактор надёжности– время ремонта– зависит в первую очередь от наличия вышедшего из строя элемента, времени его поставки и ремонта. Модульность конструкции VRF систем в данном случае значительно упрощает процесс ремонта и длительность поставки необходимого оборудования. Например, срок поставки вышедшего из строя компрессора на систему «чиллер–фанкойлы» может занимать до двух месяцев.

А капитальный ремонт VRF системы не требует больше двух–трёх дней, так как однотипное оборудование всегда присутствует на складе.

Благодаря модульности конструкции и отсутствию промежуточного контура холодоносителя надёжность VRF систем для контрольного помещения выше.

## **Выводы по ГЛАВЕ IV.**

1. В системе кондиционирования типа-чиллер фанкойл-использование компрессора постоянной производительности приводит к ступенчатой регулировке мощности холодильной машины.

2. Функционально-технологические критерии систем кондиционирования VRF-характеризуют степень выполнения системой заданных функций, т. е. поддержания системой кондиционирования требуемой относительной влажности, чистоты и подвижности внутреннего воздуха.

3. Эксплуатационно-энергетические показатели включают энергетическую оценку системы, условия эксплуатации, расход материалов.

4. По результатам расчёта установлено что изменение мощности внутренних блоков при уменьшении температуры внутреннего воздуха падает. (рис 4.4.3)

5. При одинаковой номинальной мощности охлаждения фактическая мощность охлаждения фанкойлов значительно меньше мощности внутренних блоков VRF систем (до  $30\div 40\%$ ).

6. Благодаря постоянной температуре хладоностеля VRF системы характеристиками для точной регулировки температуры внутреннего воздуха.

7. При одинаковой температуре внутреннего воздуха в помещениях с системами кондиционирования типа «чиллер-фанкойлы» поддерживаются повышенное значение относительной влажности. Это приводит к ухудшению теплообмена организма человека с окружающей средой и необходимости пониженной температуры внутреннего воздуха.

8. Средняя скорость воздушных потоков в кондиционируемом помещении при использовании систем «чиллер-фанкойлы» больше, чем средняя скорость воздушных потоков, при использовании VRF систем.

9. Благодаря модельности конструкции и отсутствию промежуточного контура холод носителя надёжность VRF систем для контрольного помещения выше.

10. Объёмная энергоёмкость фреона в 14 раз больше объёмной энергоёмкости воды. Благодаря в VRF системах фреона как энергоносителя в несколько раз меньше, чем размеры трубопроводов систем «чиллер-фанкойлы»

## **Заключение.**

1. Изучить и разработать структуру систем поддержания нормируемых параметров в помещении.
2. Выявлять характеристику и требования информации для построения модели систем кондиционирования воздуха (СКВ).
3. Разработать математическую модель и расчетную схему идеальной модели для I и IV класса нагрузок.
4. Выбрать методы оценки качества оптимальных технических решений.
5. Разработать технологические карты-диаграммы функционирования подсистем.
6. Построение критерия оптимальности принципиальных схем систем СКВ выбранного сочетания энергосберегающих мероприятий в условиях современной экономики.
7. Сопоставление характера изменения ТП при двух принятых условиях показывает влияние определяющих переменных на термодинамическую модель ТП.
8. Совмещение расчетных схем модели для разных условий заключается в возможности ощутить взаимосвязь изменений режимов.
9. В качестве общей характеристики изменения ТП, целесообразно произвести анализ особенностей функционирования систем или отдельных зон.
10. В режимах без потребления тепла и холода нормирование параметров в помещении сокращается и остается лишь одна зона, когда параметры в помещении заданы в точке "У<sub>2</sub>".
11. Определены функциональные показатели зависимости характеризующие степень обеспечения нормируемых параметров.
12. Эксплуатационно энергетические показатели учитывают величину затрачиваемой электрической, тепловой энергии на реализацию в расчётный период.
13. Расчётным путём получены сведения о функционально – технических характеристиках подсистем, также рабочие параметры функционирования реализуемые расходы воздуха, тепло и хладонасителя.

14. В системе кондиционирования типа-чиллер фанкойл-использование компрессора постоянной производительности приводит к ступенчатой регулировке мощности холодильной машины.
15. Функционально-технологические критерии систем кондиционирования VRF-характеризуют степень выполнения системой заданных функций, т. е. поддержания системой кондиционирования требуемой относительной влажности, чистоты и подвижности внутреннего воздуха.
16. Эксплуатационно-энергетические показатели включают энергетическую оценку системы, условия эксплуатации, расход материалов.
17. По результатам расчёта установлено что изменение мощности внутренних блоков при уменьшении температуры внутреннего воздуха падает. (рис 4.4.3)
18. При одинаковой номинальной мощности охлаждения фактическая мощность охлаждения фанкойлов значительно меньше мощности внутренних блоков VRF систем (до 30÷40%).
19. Благодаря постоянной температуре хладоносителя VRF системы характеристиками для точной регулировки температуры внутреннего воздуха.
20. При одинаковой температуре внутреннего воздуха в помещениях с системами кондиционирования типа « чиллер-фанкойлы» поддерживаются повышенное значение относительной влажности. Это приводит к ухудшению теплообмена организма человека с окружающей средой и необходимости пониженной температуры внутреннего воздуха.
21. Средняя скорость воздушных потоков в кондиционируемом помещении при использовании систем « чиллер-фанкойлы» больше, чем средняя скорость воздушных потоков, при использовании VRF систем.
22. Благодаря модельности конструкции и отсутствию промежуточного контура холод носителя надёжность VRF систем для контрольного помещения выше.
23. Объёмная энергоемкость фреона в 14 раз больше объёмной энергоемкости воды. Благодаря в VRF системах фреона как энергоносителя в несколько раз меньше, чем размеры трубопроводов систем « чиллер-фанкойлы»



## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 И. А. Каримов. *Узбекистан на пороге достижения независимости. Узбекистан, Ташкент 2012 год*
- 2 И. А. Каримов. *Узбекистан на пороге XXI века. Узбекистан, Ташкент 1991 год.*
- 3 Каримов И.А. Гармонично развитое поколение – основа прогресса Узбекистана. Т., 1997.
- 4 Андриющенко А.И., Аминов Р.З. «Оптимизация режимов работы и параметров тепловых электростанций.»-М; Высш. школа, 1983.-254 с.
- 5 Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. «Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях»-М. Стройиздат, 1982.-213с.
- 6 Богуславский Л.Д. «Снижение расхода энергии при работе систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха».-М. Стройиздат, 1982.-256с.
- 7 Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров П.В. «Кондиционирование воздуха и холодоснабжения».-М. Стройиздат, 1982.-416с.
- 8 Гоголин А.А. «Об оптимизации работы установок кондиционирования воздуха». Холодильная техника.-1982.-№6.-С.9-12.
- 9 Зусманович Л.М. «Термодинамические основы энергосберегающей технологии обработки воздуха». Водоснабжение и сан.техника.-1985.-№10.-С.15-17.
- 10 Гримитлин М.И. «Распределение воздуха в помещении».-М. Стройиздат, 1982.165с.
- 11 Иванов О.П. «Термодинамический анализ эффективности судовых систем кондиционирования воздуха». Конспект лекций.-Л.ЛТИ им. Ленсовета, 1986.-78с.
- 12 Карпис Е.Е. «Энергоснабжение в системах кондиционирования воздуха».-М. Стройиздат, 1986.268с.
- 13 Кокорин О.Я. «Установки кондиционирования воздуха».-М. Машиностроение, 1978.-278с.
- 14 Креслинь А.Я. «Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха».-М.Стройиздат, 1972.-97с.
- 15 Креслинь А.Я. «Оптимизация энергопотребления систем кондиционирования воздуха».-Рига. РПИ, 1982.-154с.
- 16 Лопатников Л.И. «Краткий экономико-математический словарь».-М. Наука, 1979.-358с.
- 17 Минин В.Е. «Воздухонагреватели для систем вентиляции и кондиционирования воздуха».-М. Стройиздат, 1976.-199с.

- 18 Моисеев Н.Н. «Методы оптимизации».-М.Наука, 1978.-346с.
- 19 Нефелов С.В., Давыдов Ю.С. «Техника автоматического регулирования в системах вентиляции и кондиционирования воздуха».-М. Стройиздат,1984.-328с.
- 20 Оносовский В.В. «Моделирование и оптимизация схемных решений холодильных установок». Конспект лекций.-Л. ЛТИХП, 1979.-58с.
- 21 Павлухин Л.В., Тетерников В.Н. «Зоны условий производственного микроклимата в теплый период года и их практическое использование в инженерных расчетах». Водоснабжение и сан. техника.-1978.-№6.-С.17-23.
- 22 Павлухин Л.В. «Методические рекомендации по оценке условий микроклимата и прогнозированию его влияния на организм работающего человека».-Л. ВНИОТ, 1986.-79с.
- 23 Пекер Я.Д. «Методика определения технико-экономической эффективности систем кондиционирования воздуха». Водоснабжение и сан. техника. -1977.8.-С.27-31.
- 24 Позин Г.М. «Определение количества приточного воздуха для производственных помещений с механической вентиляцией».-Л. ВНИОТ, 1983.-56с.
- 25 Попырин Л.С. «Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок».-М. Энергия,1978.410с.
- 26 Прохоров В.И. «Систем кондиционирования воздуха с воздушными холодильными машинами».-М. Стройиздат,1980.-160с.
- 27 Рымкевич А.А., Халамейзер М.Б. «Управление системами кондиционирования воздуха».-М. Машиностроение, 1977.-274с.
- 28 Рымкевич А.А., Гримитлин М.И. «О влиянии коэффициента организации воздухообмена на расходы тепла и холода в системах вентиляции и кондиционирования воздуха». Комплексные проблемы охраны труда. М. Профиздат, 1979.-С. 55-59.
- 29 Рымкевич А.А. «Принципы системного подхода к оценке и выбору основных элементов систем кондиционирования» -Л. ЛТИХП, 1980.-56с.
- 30 Рымкевич А.А. «Основы метода оценки и выбора оптимальных решений систем кондиционирования воздуха».-Л.ЛТИХП,1981.-80с.
- 31 Рымкевич А.А. «Математическая (термодинамическая) модель систем кондиционирования».-Л. ЛТИХП,1979.-91с.
- 32 Сотников А.Г. «Системы кондиционирования и вентиляции с переменным расходом воздуха».-Л. Стройиздат,1984.-148с.
- 33 Сотников А.Г. «Автоматизация систем кондиционирования воздуха и вентиляции».-Л. Машиностроение, 1984.-249с.

- 34 Стефанов Е.В. «Вентиляция и кондиционирование воздуха».-Л. ЛВВИСКУ, 1982.-471с.
- 35 Табунщиков Ю.А., Хромец Д.Ю., Матросов Ю.А. «Тепловая защита ограждающих конструкций зданий и сооружений».-М. Стройиздат,1986.-372с.
- 36 Успенская Л.Б. «Статические закономерности изменения состояния наружного воздуха». Сб. тр. ВНИИГС.-М.,1968.-Вып.26.-С.87-99.
- 37 Участкин П.В. «Вентиляция, кондиционирование воздуха и отопление на предприятиях легкой промышленности».-М. Легкая индустрия, 1980.-243с.
- 38 Языков В.Н. «Теоретические основы проектирования судовых систем кондиционирования».-Л.Судостроение, 1967.-412с.
- 39 Хордас Г.С. «Расчеты общесудовых систем». –Л. Судостроение, 1983.-243с.
- 40 Правила использования электрической и тепловой энергии.-М. Энергоиздат, 1982.-40с.
- 41 [www.abok.ru](http://www.abok.ru)
- 42 [www.forum.lavteam.net](http://www.forum.lavteam.net)
- 43 [www.professional.ru](http://www.professional.ru)
- 44 [www.dwg.ru](http://www.dwg.ru)
- 45 [www.stroydisdat.ru](http://www.stroydisdat.ru)