А. А. РЫМКЕВИЧ, М. Б. ХАЛАМЕЙЗЕР

УПРАВЛЕНИЕ СИСТЕМАМИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

М313 981

им. Н. Э. [illegible]
БИБЛИОТЕКА

ЧИТАЛЬНЫЙ ЗАЛ



МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1977

УДК 697.94—52

Рецензенты: д-р техн. наук **В. Н. Языков**,
канд. техн. наук **Ю. С. Давыдов**

Рымкевич А. А., Халамейзер М. Б. Управление системами кондиционирования воздуха. М., «Машиностроение», 1977, 274 с.

В книге рассмотрены два важнейших аспекта проблемы управления системами кондиционирования воздуха — статика и динамика управления оптимальными технологическими процессами кондиционирования воздуха. На основе предлагаемой термодинамической модели систем кондиционирования воздуха сформулированы алгоритмы управления этими процессами и основные принципы составления схем управления, обеспечивающие оптимальные режимы работы систем при различных исходных данных, обобщенных единой классификацией тепловлажностных нагрузок.

Описаны математические модели основных технологических аппаратов системы кондиционирования воздуха и системы управления технологическими процессами обработки воздуха. Исследование этих проблем проводится на основе как физического, так и математического моделирования. Рассмотрена методика построения нелинейной модели системы кондиционирования воздуха.

Книга предназначена для инженерно-технических и научных работников, занятых вопросами проектирования, расчета и исследования систем кондиционирования воздуха. Она может быть также полезна студентам высших учебных заведений по специальностям «Кондиционирование воздуха» и «Автоматизация технологических процессов». Табл. 11. ил. 110, список лит. 24 назв.

Р $\frac{30210\text{-}055}{038(01)\text{-}77}$ 55-77

© Издательство «Машиностроение», 1977 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Забота о здоровье людей, об улучшении условий труда и отдыха в нашей стране составляет одну из основных задач государства. Из множества мероприятий, проводимых в этом направлении, не последняя роль принадлежит созданию благоприятной воздушной среды на предприятиях, в общественных и жилых зданиях, в которых человек находится значительную часть своего времени. В современных условиях технического прогресса определенные требования к воздушной среде предъявляются также при реализации различных технологических процессов. Все это обусловливает широкое использование систем кондиционирования воздуха в СССР.

Под системой кондиционирования воздуха (СКВ) обычно понимается сложный комплекс оборудования и устройств для обработки, перемещения и распределения воздуха в целях обеспечения заданных параметров воздушной среды в кондиционируемом объекте [1]. При этом предусматриваются самостоятельные системы тепло- и холодоснабжения, а также автоматического управления СКВ. В то же время все эти системы представляют собой единый технологический комплекс.

Настоящая книга посвящена проблемам управления, поэтому основное внимание в ней уделено анализу связей между системами кондиционирования воздуха (СКВ) и управления.

Объективные требования к принципам автоматизации и к различным элементам систем управления могут быть сформулированы только тогда, когда будут установлены оптимальные для заданных условий технологические режимы работы СКВ. Решению этой исходной задачи, частично освещенной в работах Г. В. Архипова, Б. В. Баркалова, А. А. Гоголина, Ю. С. Давыдова, Е. Е. Карписа, А. В. Нестеренко, О. Я. Кокорина, А. Я. Креслиня, П. В. Участкина и др., посвящены первые четыре главы книги.

В основу решения технологических схем СКВ и выбора принципов их автоматизации как единого комплекса, обеспечивающего минимальные затраты тепла, холода, воздуха и воды, положена математическая (термодинамическая) модель СКВ. Подробное ознакомление с сущностью термодинамической модели, которая

[1] В дальнейшем изложение будет касаться поддержания метеорологических параметров воздушной среды; при этом имеется в виду, что газовый состав и чистота воздуха обеспечиваются подачей в объект соответствующего количества наружного воздуха с необходимой очисткой.

представлена в виде расчетных схем и расчетных уравнений, позволяет составить структуру алгоритма оптимального управления СКВ, определить требования к перспективным системам управления с использованием вычислительной техники.

Большое практическое значение термодинамической модели заключается также в том, что она позволяет анализировать любые принимаемые решения по автоматизации, сравнивать и оценивать их по расходу тепла, холода, воздуха и воды на СКВ. При этом для каждого анализируемого варианта фактические расходы сопоставляются с их минимально возможными значениями, которые можно обеспечить для тех же исходных данных, в случае оптимального решения СКВ и систем управления.

Предлагаемый метод оптимизации технологических схем СКВ и соответствующих им систем управления позволяет решить более общие задачи, касающиеся получения экстремальных значений технико-экономических показателей СКВ в целом.

Использование термодинамической модели существенно способствует совершенствованию классификации условий, влияющих на схемные решения СКВ и систем управления, их типизации, а также выяснению режимов работы отдельных элементов и оборудования систем.

По существу в первом разделе рассмотрены основополагающие вопросы, касающиеся статики СКВ; они являются базой для дальнейшего изучения принципиальных схем управления с учетом динамики процессов регулирования, которой посвящен второй раздел книги.

Вопросы динамики СКВ рассматриваются на основе математических моделей технологических элементов систем кондиционирования воздуха как для разомкнутых, так и для замкнутых систем управления, в которых используются регуляторы с типовыми алгоритмами, а также регуляторы в классе систем переменной структуры и логические.

Особое внимание в работе уделено каскадным системам стабилизации параметров воздуха как наиболее перспективным сегодня для СКВ общепромышленного назначения. В заключение проанализированы некоторые общие вопросы динамики температурно-влажностного поля и приведена методика определения расстояний между первичными преобразователями.

Рассмотрение в тесной взаимосвязи вопросов статики и динамики систем кондиционирования воздуха, что является характерной особенностью настоящей работы, позволит наиболее полно и целесообразно решать многие задачи по автоматизации с учетом широкого комплекса технологических и технико-экономических требований.

Гл. 1—4 написаны *А. А. Рымкевичем*, гл. 5—8 — *М. Б. Халамейзером*.

Авторы будут благодарны за все критические замечания по существу работы.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

I — удельная энтальпия воздуха, кДж/кг,

t, θ — температура среды, °С;

$t^{мок}$ — температура по смоченному термометру, °С;

d — влагосодержание воздуха, г/кг,

φ — относительная влажность воздуха.

Для выражения конкретного состояния воздуха, характеризуемого на I—d диаграмме точкой, указанные параметры записываются с соответствующими индексами, например, для состояния точки H_1: I_{H1}, t_{H1}, d_{H1} и т. д.,

$m_н$ — удельный (на 1 м^2 площади обслуживаемого объекта) расход наружного воздуха, кг/(м^2·ч);

m — удельный (на 1 м^2 площади обслуживаемого объекта) расход смеси наружного и рециркуляционного воздуха — общий воздухообмен, кг/(м^2·ч);

$q_{изб}$ — удельные (на 1 м^2 площади обслуживаемого объекта) теплоизбытки, кДж/(м^2·ч);

$q_т$, $q_х$ — соответственно, удельные (на 1 м^2 площади обслуживаемого объекта) расходы тепла и холода в системах кондиционирования воздуха, кДж/(м^2·ч);

$q_{ж.ад}$ — удельный (на 1 м^2 площади обслуживаемого объекта) расход воды на адиабатное увлажнение воздуха, кг/(м^2 ч).

Удельные расходы могут быть отнесены к 1 м^3 кондиционируемого объекта.

$\varepsilon_п$ — угловой коэффициент, характеризующий изменение состояния приточного воздуха в помещении, кДж на 1 кг влаги;

$\sigma_т$, $\sigma_х$, σ_m, $\sigma_{ж.ад}$ — соответственно коэффициенты перерасходов тепла, холода, воздуха и воды (отношение фактических расходов к их минимально неизбежным значениям),

$\sigma^{\circ)}_т$, $\sigma^{\circ)}_х$ $\sigma^{\circ)}_{ж\ ад}$ — соответственно коэффициенты перерасходов тепла, холода и воды (разность между фактическими расходами и их минимально неизбежными значениями).

Глава 1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

1. СУЩЕСТВУЮЩИЕ РЕШЕНИЯ ПО СКВ И АСР

Ниже систематизированы сведения, которые способствуют пониманию логической связи между системами кондиционирования воздуха (СКВ) и автоматическими системами регулирования (АСР), и предложен единый метод их исследования и проектирования. Особое внимание уделено методам количественной оценки технологических схем СКВ, составляющих основу для выбора принципов автоматизации и оптимизации СКВ в целом. Упомянутый метод базируется на так называемой термодинамической модели СКВ, которая позволяет систематизировать многочисленные условия, влияющие на технологические схемы СКВ и АСР, и выбирать из них оптимальные по соображениям минимизации расходов тепла, холода, воздуха и воды.

Настоящая глава является по существу кратким изложением основ нового подхода к оценке и выбору оптимальных решений по системам кондиционирования воздуха (СКВ) и автоматическим системам регулирования (АСР).

Обобщить сведения о существующих решениях по СКВ весьма сложно. Очевидно, этим в значительной степени объясняется отсутствие до настоящего времени единой классификации систем. Многие известные авторы, такие как Б. В. Баркалов, Е. Е. Карпис, А. А. Гоголин, А. В. Нестеренко, Е. В. Стефанов, П. В. Участкин, В. Н. Тетеревников, В. Н. Языков и др., предложили различные методы классификации систем. Отдать предпочтение какой-либо из существующих классификаций затруднительно, так как каждая из них по-своему отражает то многообразие решений по СКВ, которое сложилось в результате их проектирования и исследования. И тем не менее в большинстве классификаций прямо или косвенно выделяются такие признаки, которые обусловливают тесную зависимость общих решений по СКВ с решениями по АСР.

Возьмем для примера разделение систем на однозональные и многозональные, одноканальные и многоканальные. Основная суть этого разделения прямо связана с необходимостью регулирования параметров в разнохарактерных по тепловлажностным нагрузкам помещениях. Подобные соображения имеют в виду, когда для выделения систем в самостоятельные группы используют, например, признак наличия концевых или других местных доводчиков и т. д.

Из этих примеров следует, что автоматическое поддержание заданных параметров воздушной среды требует определенных принципиальных решений по СКВ. Однако стабилизация параметров — лишь одна из задач комплексных решений по системам. Вторая задача заключается в обеспечении при эксплуатации СКВ наименьших расходов тепла, холода, электроэнергии и максимальное сбережение моторесурсов основного оборудования. Достичь таких результатов можно только при условии определенных конструктивных решений систем на основе глубоко обоснованной связи технологических процессов СКВ с методами их автоматического управления.

Эти соображения в той или иной степени находят отражение во всех существующих классификациях систем. Наиболее ярким доказательством тому служит, например, разделение систем по степени непосредственного использования термодинамического потенциала наружного воздуха: на системы с постоянным расходом наружного воздуха, с переменным и т. д.

Таким образом, из этих кратких сведений видно, что решения СКВ и АСР неразделимы и составляют единый технический комплекс. Еще в большей степени подтверждают эту мысль те работы, в которых схемные решения по СКВ сопровождаются конкретными предложениями по технологическим схемам регулирования. В данном случае имеются в виду работы Г. В. Архипова, Б. В. Баркалова, Е. Е. Карписа, А. Я. Креслиня, К. Н. Рателля и Н. Е. Чернова, Н. А. Полтановой, П. В. Участкина, Ю. Н. Хомутецкого, а также разработки ряда проектных институтов.

Наконец, взаимосвязь СКВ и АСР весьма наглядно просматривается в общих требованиях, предъявляемых к СКВ. Так, например, в одной из последних работ Б. В. Баркалова и Е. Е. Карписа [1] в сформулированных требованиях к СКВ имеются такие, которые непосредственно относятся к вопросам автоматизации. Однако все рассмотренные связи имеют качественный характер. Очевидно, необходимо иметь и количественные оценки этой взаимосвязи, устанавливающие комплексные требования к СКВ и АСР. К сожалению, задача эта чрезвычайно трудная, так как она многоплановая и опирается на большое разнообразие исходных данных.

Как уже говорилось, при решении технологических схем СКВ и АСР, кроме очевидной задачи по поддержанию заданных параметров, ставится более сложная задача по управлению технологическими процессами СКВ в целях максимального сокращения эксплуатационных затрат. В соответствии с этим и должны рассматриваться различные методы управления.

Этим вопросам посвящены работы Е. Е. Карписа и А. Я. Креслиня. Наиболее полное представление логической связи технологических схем СКВ и АСР при учете наружного климата как некоторой области на $I - d$ диаграмме даны А. Я. Креслинем [8].

Анализируя указанные работы и выделяя в них наиболее существенные результаты, которые способствуют пониманию проблемы, можно отметить целый ряд вопросов, требующих дальнейшего развития. Остановимся на наиболее существенных из них.

1. При оценке и выборе технологических схем СКВ и АСР большое внимание уделяется расходам тепла, холода и электроэнергии. Иногда учитывается расход воды на увлажнение воздуха. Об особенностях учета расходов тепла и холода речь будет идти ниже. Здесь же коснемся одного существенного недостатка, связанного с отсутствием учета расходов воздуха. Попытка сбалансировать отмеченный недостаток вычислением расходов электроэнергии не является правомочной, так как расход электроэнергии в большой степени зависит от характеристик используемого оборудования и поэтому не может полностью характеризовать совершенства технологических схем СКВ и АСР. Это замечание принимает принципиальный характер, если учесть, что расход воздуха при заданных исходных условиях (из-за различных решений технологических схем) может меняться в весьма широких пределах, коренным образом влияя не только на потребление электроэнергии, но и на типоразмер оборудования, а следовательно, на все экономические показатели СКВ.

2. Наиболее полно исследованы технологические процессы СКВ, при которых обеспечиваются наименьшие расходы тепла и холода для двух расчетных периодов года: зимы и лета. Для переходных периодов, как правило, занимающих большую часть времени года, анализ рациональных технологических процессов развит в меньшей степени. Значительный шаг вперед сделал в устранении этого пробела А. Я. Креслинь, который в целях учета влияния всей области круглогодичного климата на технологические схемы СКВ использовал определенный метод графического построения на $I - d$ диаграмме расчетных участков.

3. До настоящего времени не только при проектировании, что вполне естественно, но и при исследовании технологических схем СКВ и АСР, проявляется ориентация на существующие технические средства АСР: первичные преобразователи, регуляторы, регулирующие органы и т. д. Вследствие этого круг возможных решений технологических схем ограничивался вариантами, которые не всегда отвечали оптимальным. Очевидно, более полное решение проблемы по оптимизации технологических схем заключается в таком комплексном исследовании СКВ и АСР, на базе которого можно сформулировать обоснованные требования для перспективной разработки унифицированных элементов систем автоматического регулирования.

4. При исследовании путей сокращения расходов тепла и холода для СКВ, как правило, речь идет о четырех методах автоматического регулирования центральных однозональных кондиционеров: это — метод точки росы, регулирование второй рециркуляцией, регулирование обводом мокрой камеры и, наконец, метод

регулирования по «оптимальным» режимам. По этому вопросу следует отметить несколько важных моментов.

Во-первых, для случаев, когда тот или иной метод регулирования выбран, существуют достаточно обоснованные способы расчета расходов холода и тепла. Определенный интерес с этой точки зрения представляет работа В. Н. Богословского и Ю. Я. Кувшинова [2]. К сожалению, отсутствует более общий подход, позволяющий отвлечься от конкретных методов регулирования с тем, чтобы на его основе можно было проанализировать и выбрать оптимальные технологические схемы, обеспечивающие наименьшие расходы тепла, холода, воздуха и воды для любых заданных исходных условий.

Во-вторых, для перечисленных методов регулирования не установлены характерные сочетания определяющих факторов, из которых следовало бы, что один из методов для данных условий является оптимальным. Или, поставив вопрос иначе, можно заключить, что факторы по степени их влияния на расход тепла, холода и воздуха пока не систематизированы. Поэтому никогда нет уверенности, что принятые решения по технологическим схемам являются наилучшими для заданных исходных условий.

Таким образом, современное состояние вопроса дает основание поставить в качестве первоочередных две основные задачи:

найти метод количественной оценки качества принимаемых решений по технологическим схемам СКВ и АСР;

классифицировать условия, влияющие на схемные решения систем по определяющим признакам, и ввести эти признаки в расчетные схемы.

Проектные решения, полученные на такой основе, открыли бы реальную возможность обоснованного отбора оптимальных и типовых технологических схем СКВ и АСР.

2. МЕТОДЫ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ПРИНИМАЕМЫХ РЕШЕНИЙ ПО СКВ

Методы оценки технологических схем СКВ и АСР не могут быть оторваны от методов оценки систем в целом, но в то же время они должны быть в определенных границах самостоятельными. Какой-либо классификации методов не существует, но условно их можно разделить на три группы.

В первую группу можно объединить методы эвристической оценки систем — экспертное мнение о качестве систем. При этом методе, как правило, используется балльная система оценки. Метод широко используется зарубежными фирмами в целях систематизации сведений о конкурирующих вариантах систем. Определенное развитие этот метод получает у нас в связи со стремлением обобщить опыт проектирования СКВ для характерных условий и типизировать решения на основе отбора опробованных вариантов.

Известна работа по учету качественных показателей для оценки СКВ. В одном из вариантов анкеты КиевЗНИИЭП в группе показателей комфорта для многозональной системы имеются такие позиции: возможность поддержания заданной температуры, возможность индивидуального регулирования температуры, возможность поддержания заданной влажности и т. д. Указанные характеристики названы показателями свойств; для их экспертной оценки определена система коэффициентов и баллов. Аналогичным образом оцениваются и другие требования к системам: эксплуатационные, монтажные и экономические. Нет сомнения в том, что этот метод обладает рядом интересных особенностей и должен в дальнейшем непрерывно совершенствоваться для обобщения опыта проектирования и эксплуатации СКВ.

Однако метод эвристической оценки может быть использован только в совокупности с другими методами, учитывающими количественные характеристики принимаемого по системам решения.

Во *вторую группу* можно отнести методы неориентированной количественной оценки СКВ. Главной особенностью этих методов является использование числовых значений показателей, фиксирующих полученный результат. Например, можно считать, что удельный расход холода на единицу площади (объема) кондиционируемого объекта является количественным, но неориентируемым показателем для принятого решения по СКВ. Неориентируемым потому, что само его числовое значение не дает представления о том, в какой степени оцениваемое решение близко к лучшему, которое могло бы иметь место для данных исходных условий. Неориентированные показатели могут быть использованы для оценки вновь проектируемой системы, если для таких же исходных данных значительный опыт позволит установить приемлемые значения исходных показателей.

В самом общем случае приходится учитывать, что при проектировании СКВ, особенно когда в них не используются ранее подтвержденные опытом решения или когда существенно меняются условия, как правило, отсутствует ясность в реальных возможностях технических методов и средств, с помощью которых может быть наилучшим образом решена поставленная задача. В такой ситуации количественные показатели должны обладать свойством ориентира самого короткого пути приближения к оптимальному решению.

С учетом сказанного выделим *в третью группу* методы, использующие предельные показатели. При этом имеется в виду, что для заданных условий существует какое-то числовое значение искомой величины, которое характеризует по данному показателю оптимальное решение СКВ. Тогда любое принимаемое решение может быть оценено по степени отклонения истинной величины от предельного значения.

Удачная реализация такой идеи оценки СКВ сулит при вариантном проектировании принципиальное сокращение числа раз-

рабатываемых решений для их сопоставления, а также может обеспечить информацию о главном направлении усилий в целях улучшения технологических и технических характеристик отдельных элементов и систем в целом. Такой подход имеется во многих работах; например, Е. Е. Карпис [7] вводит понятие условного коэффициента полезного действия системы, другие авторы используют понятие энергетического коэффициента и т. д. Были предприняты также попытки оценки систем на основе эксергического КПД. Однако пока не существует показателей, охватывающих все основные требования к системам.

Разработанный автором метод оптимизации СКВ основан на определенной систематизации предельных показателей. В этом методе большинство предельных показателей названы *минимально-неизбежными* (МНП). Они характеризуются наименьшими значениями величин, которые могут иметь место при определенных исходных данных. Не касаясь сущности, и тем более подробностей упомянутого метода оптимизации, следует, однако, остановиться на тех вопросах, которые дают представление о логической связи показателей, характеризующих такие сложные системы, как СКВ.

Прежде всего отметим, что для количественной оценки ряда требований к СКВ и АСР предлагается определенная классификация показателей. Все показатели в соответствии с требованиями к системам разбиваются на четыре группы: функционально-технологические, конструктивно-компоновочные, эксплуатационные и экономические [12].

Исходной является первая группа показателей, она же является определяющей для оценки и выбора технологических схем СКВ и АСР. Объясняется это тем, что функционально-технологические показатели характеризуют, во-первых, степень обеспечения заданных функций, т. е. соответствие параметров воздушной среды в кондиционируемом объекте предъявляемым требованиям — функциональные показатели, во-вторых, необходимые для обеспечения этих функций расходы тепла, холода, воздуха и воды — технологические показатели. При этом минимально неизбежные расходы тепла, холода, воздуха и воды определяются только исходя из условий термодинамического состояния внутренней и внешней сред, независимо от конкретных характеристик оборудования и различных технических устройств СКВ. Это становится возможным потому, что технологические показатели считаются зависимыми лишь от конкретных технологических процессов, осуществляемых СКВ и АСР.

Так как расходы тепла, холода, воздуха и воды, если они известны в любой момент времени, позволяют определить «нагрузку» на все элементы систем, функционально-технологические показатели являются исходными для выбора технических средств, а следовательно, и для вычисления количественных значений показателей всех остальных групп.

В частности, конструктивно-компоновочные показатели характеризуют затраты площадей, металла и пр. на все элементы систем, которые используются для осуществления предусмотренных технологических процессов. Эксплуатационные показатели касаются надежности систем и элементов, расхода электроэнергии, сохранности моторесурсов наиболее важных агрегатов и т. д.

Показатели этих групп, в отличие от показателей первой группы, полностью зависят от технических характеристик используемого оборудования и средств автоматизации. Они могут представить существенный интерес для анализа путей дальнейшего совершенствования отдельных элементов систем исходя из комплексной оценки СКВ.

Наконец, *четвертая группа* — экономические показатели характеризуют капитальные, эксплуатационные и приведенные затраты на СКВ. Они являются обобщением затрат всех видов, представленных ранее отдельными показателями, в едином денежном выражении.

Главное в предлагаемом комплексе показателей состоит в определенной логической соподчиненности каждой группы показателей, а также в том, что числовые значения одних вычисляются через количественные величины других. Это обстоятельство имеет принципиальное значение, если учесть, что для таких сложных систем, как СКВ, минимизация показателей одной группы не означает, что показатели других групп будут оптимальными. Например, далеко не всегда даже минимальному расходу тепла и холода соответствуют оптимальные экономические показатели систем в целом.

В большинстве случаев в качестве критерия оптимизации СКВ выбирают экономические показатели, хотя не исключено, что мотивы оптимизации могут быть связаны с поиском экстремальных значений любых других показателей.

Во всех случаях определяющая роль принадлежит функционально-технологическим показателям: они являются исходными для оптимизации по любому критерию СКВ в целом и, что особенно важно, полностью определяют степень совершенства принимаемых решений по технологическим схемам СКВ и АСР. И это естественно, так как не имея количественных характеристик обеспеченности параметров состояния воздушной среды (функциональные показатели), нельзя говорить о других показателях системы, тем более нельзя сравнивать системы между собой. Оценка обеспеченности должна осуществляться по реальной, рассчитанной продолжительности стояния параметров воздушной среды в кондиционируемом объекте (температуры, относительной влажности) во времени, по продолжительности и повторяемости отклонений заданных пределов и т. д.

Но обеспечение любых заданных параметров воздушной среды всегда связано с определенными технологическими процессами в СКВ. В зависимости от эффективности использования рацио-

нальных процессов, очевидно, в первую очередь будут изменяться затраты тепла, холода, воздуха и воды.

Представив в общем виде логическую взаимосвязь всех групп показателей и убедившись, что технологические показатели имеют основополагающую роль для поиска оптимальных технологических схем, выясним способы получения значений минимально неизбежных расходов тепла, холода, воздуха и воды. Сделать это можно используя понятие о термодинамической модели СКВ.

3. ПОНЯТИЕ О ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СКВ

Любая система кондиционирования воздуха, каковы бы ни были ее конструктивно-компоновочные решения, базируется на определенных принципах технологии обработки воздуха. Эти принципы в настоящее время достаточно четко стабилизировались и характеризуются процессами нагрева, увлажнения, охлаждения и сушки воздуха в контактных или поверхностных теплообменниках. Реже встречаются процессы тепловлажностной обработки воздуха с использованием различных поглотителей влаги.

Несмотря на определенность указанных процессов, их оптимальное сочетание в комплексной тепловлажностной обработке воздуха изучено еще недостаточно. В данном случае имеется в виду отсутствие обоснованных связей между основными факторами, влияющими на технологию, что затрудняет количественную оценку степени совершенства принятой для СКВ и АСР технологии.

Обоснование таких связей сопряжено с большими трудностями. Их преодоление, однако, становится возможным, если на первой стадии оценки технологических схем отвлечься от конкретных характеристик технических устройств и учитывать только те факторы, которые характеризуют соотношение термодинамического состояния внутренней воздушной среды и внешней атмосферы, т. е. в соответствии с ранее приведенной классификацией показателей СКВ на стадии исследования технологических схем необходимо определять показатели, которые характеризуют минимально неизбежные расходы тепла, холода, воздуха и воды в любой данный момент времени функционирования СКВ. Расходы тепла, холода, воздуха и воды в данный момент времени иногда называют мгновенными, отличая их этим термином от расходов для любого другого периода времени. В дальнейшем там, где не указывается время, за которое определяются расходы тепла, холода, воздуха и воды, имеются в виду их часовые значения.

Определение минимально неизбежных расходов тепла, холода, воздуха и воды для различных исходных условий — весьма сложная задача, успешное решение которой может быть найдено на базе современных принципов моделирования систем. Выбор модели для решения поставленных задач сопряжен с большими трудностями, так как модель должна отвечать множеству требований. Рассмотрим основные из них.

Во-первых, модель должна обеспечить получение расчетных зависимостей для определения минимально неизбежных расходов тепла, холода, воздуха и воды для любых исходных условий, влияющих на выбор технологических схем СКВ и АСР.

Во-вторых, модель должна способствовать выявлению причин, по которым та или иная технологическая схема СКВ и АСР вызывает перерасход тепла, холода, воздуха и воды по сравнению с минимально неизбежными для этих же исходных условий расходами.

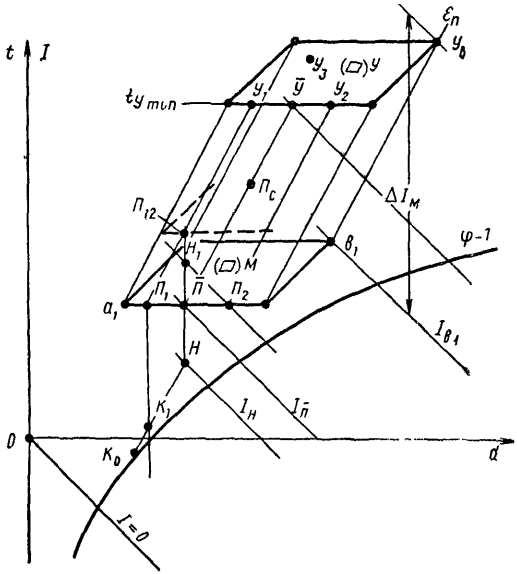


Рис. 1. Расчетная схема для определения влияния согласованности термодинамических состояний внутренней и внешней воздушных сред на расходы тепла, холода, воздуха и воды в СКВ

В-третьих, модель должна быть основой для логического (с наименьшими затратами) поиска оптимального решения технологических схем СКВ и АСР, а также СКВ в целом по всем количественным показателям, которые ранее были систематизированы по четырем группам.

Наконец, *последнее* требование заключается в том, что модель должна способствовать наглядному восприятию сложной взаимосвязи факторов, определяющих все основные решения по системам кондиционирования воздуха.

Обычно модель сложной системы представляют в виде набора многочисленных уравнений (алгоритма), и тогда их называют математическими моделями. Часто математическая модель сопровождается расчетными схемами, способствующими выявлению наиболее важной промежуточной или конечной информации.

Основная идея, закладываемая в построение предлагаемой математической модели СКВ, основана на принимаемой предпосылке, которая может быть сформулирована следующим образом: *для любых тепловлажностных нагрузок в кондиционируемом объекте можно найти и поддерживать такое (в пределах допустимого) термодинамическое состояние внутренней воздушной среды, которое при текущем термодинамическом состоянии наружной атмосферы обеспечит в СКВ наименьшие расходы тепла, холода, воздуха и воды.*

Поясним это очень важное понятие на примере с использованием расчетной схемы, показанной на рис. 1. Допустим, что исход-

ными данными для проектирования СКВ являются: определенные значения теплоизбытков $Q_{изб}$ и влагоизбытков $G_ж$; параметры наружного климата, характеризуемого в данный момент времени точкой H на $I-d$ диаграмме; зона допустимых параметров в помещении, заданная в виде многоугольника $У$; минимальный расход наружного воздуха $G_{н\,min}$, который определяется санитарно-гигиеническими нормами или другими соображениями.

Пользуясь этими данными, на фрагмент $I-d$ диаграммы можно нанести многоугольник $У$ и многоугольник $М$, который имеет такие же очертания, что и многоугольник $У$, но отстоит от последнего вдоль линии углового коэффициента $\varepsilon_п = Q_{изб}/G_ж$ на разность энтальпии $\Delta I_М = I_{Ув} - I_{в1} = I_{Уа} - I_{а1} = Q_{изб}/G_{н\,min}$.

Таким образом, для принятых параметров наружного воздуха в точке H только одному термодинамическому состоянию внутренней среды (точка $\overline{У}$) соответствует минимальный расход тепла и воздуха и отсутствует потребление холода и воды, т. е. при состоянии параметров наружного воздуха в точке H значения технологических показателей будут оптимальными лишь тогда, когда термодинамические параметры в объекте кондиционирования соответствуют точке $\overline{У}$.

Один из возможных вариантов технологических процессов при этом может быть описан так: наружный воздух в количестве $G_{н\,min}$ состояния точки H подогревается до состояния точки $\overline{П}$ с затратами минимально возможного в данных условиях расхода тепла $\overline{Q}_т$; затем этот воздух подается в объект, где, ассимилируя теплоизбытки и влагоизбытки $Q_{изб}$ и $G_ж$, обеспечивает состояние воздушной среды, соответствующее точке $\overline{У}$. В дальнейшем столь неудобное и длинное описание подобных процессов будет заменено краткими записями в виде уравнений, в которых определенными знаками характеризуется сущность процессов. Так, например, вышеуказанные процессы сокращенным образом могут быть записаны двумя условными выражениями: $(\cdot)\ H = \overline{Q}_т \Rightarrow (\cdot)\ \overline{П}$; $(\cdot)\ \overline{П} = Q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\ \overline{У}$. Минимально неизбежный расход тепла $\overline{Q}_т$, как это следует из рисунка, можно определить по уравнению $\overline{Q}_т = G_{н\,min}(I_{\overline{П}} - I_Н)$. Но так как из известного уравнения $Q_{изб} = Q_{н\,min}(I_{\overline{У}} - I_{\overline{П}})$ можно определить значение $I_{\overline{П}}$, предыдущие уравнение целесообразно записать в виде

$$Q_т = G_{н\,min}(I_{\overline{У}} - I_Н) - Q_{изб}. \qquad (1)$$

Анализируя это уравнение, нетрудно убедиться, что минимально неизбежный расход тепла определяется при заданных значениях $G_{н\,min}$ и $Q_{изб}$ только координатами точек $\overline{У}$ и H. При любом другом положении точки $У$ для тех же исходных данных будет иметь место либо перерасход тепла и воздуха, либо неоправданное потребление холода и воды. Рассмотрим для примера две тех-

нологические схемы СКВ, которые обеспечивают параметры воздушной среды в точке $У_1$.

Пусть в одном из вариантов технологической схемы осуществляются следующие технологические процессы: $(\cdot)\ Н \langle = \rangle Q_х = \rangle (\cdot)\ К_1$; $(\cdot)\ К_1 \rightleftarrows Q_т = \rangle (\cdot)\ П_1$; $(\cdot)\ П_1 \rightleftarrows Q_{изб} = \rangle (\cdot)\ У_1$. В первом уравнении показано, что на охлаждение воздуха затрачивается холод в количестве $Q_х$, при этом охлаждается только часть воздуха, на что указывает знак $\langle = \rangle$. Воздух состояния $К_1$ получается в результате смешения воздуха состояний $К_0$ и $Н$.

Из этих выражений видно, что в СКВ имеет место перерасход тепла, так как $(I_{П1} - I_{К1}) > (I_{\overline{П}} - I_Н)$, а также неоправданно используется искусственный холод, количество которого определяется по уравнению $Q_х = G_{н\,min}(I_Н - I_{К1})$.

При осуществлении других технологических процессов имеется возможность избавиться от потребления холода. Рассмотрим, например, второй вариант, при котором можно устранить потребление холода за счет увеличения расхода наружного воздуха и тепла. Действительно, увеличив расход наружного воздуха до $G_{Н1}$, можно получить параметры приточного воздуха в точке $П_{12}$. При этом должно соблюдаться условие, что $G_{Н1} = Q_{изб}/(I_{У1} - I_{П12})$.

Приняв вычисленный расход наружного воздуха, дальнейшие технологические процессы можно представить следующим образом: $(\cdot)\ Н \rightleftarrows Q_т = \rangle (\cdot)\ П_{12}$; $(\cdot)\ П_{12} \rightleftarrows Q_{изб} = \rangle (\cdot)\ У_1$. Из расчетной схемы видно, что $G_{Н1} > G_{н\,min}$, т. е. имеет место перерасход наружного воздуха; увеличивается при этом также расход тепла, так как $(I_{П12} - I_Н) > (I_{\overline{П}} - I_Н)$. Устранить указанные перерасходы тепла, холода и воздуха какими-либо технологическими процессами, пока положение точки $У$ совпадает с $У_1$, с термодинамической точки зрения невозможно. Подчеркнем, что эти перерасходы тепла и воздуха имеют место, несмотря на то, что во всех случаях температура в объекте поддерживается одинаковой на ее минимально допустимом уровне.

Если состояние параметров кондиционируемого объекта характеризуются точкой $У_2$, расположенной на той же линии $t_{У\,min}$, но правее точки $\overline{У}$, всегда будут иметь место перерасходы тепла и потребление воды на увлажнение воздуха. При этом один из вариантов технологических процессов может быть записан так: $(\cdot)\ Н \rightleftarrows Q_т = \rangle (\cdot)\ Н_1$; $(\cdot)\ Н_1 \rightleftarrows G_{ж.\,ад} = \rangle (\cdot)\ П_2$; $(\cdot)\ П_2 \rightleftarrows Q_{изб} = \rangle (\cdot)\ У_2$. Во втором уравнении показано, что на адиабатное увлажнение расходуется вода (жидкость) в количестве $G_{ж.\,ад}$.

Поскольку $(I_{Н1} - I_Н) > (I_{\overline{П}} - I_Н)$, ясно, что расход тепла в данном случае больше его минимально неизбежного значения, а расход воды больше нуля, так как $d_{П2} > d_Н$.

Перерасход тепла и расход воды в данном случае не устранить никакими технологическими процессами до тех пор, пока точка $У_2$ не будет совмещена с точкой $\overline{У}$.

Во всех рассмотренных случаях расход рециркуляционного воздуха принимался равным нулю, т. е. общий воздухообмен равен расходу наружного воздуха, поэтому можно считать, что он равен минимально неизбежной величине $\overline{G}$. Любое беспричинное с точки зрения неизбежных термодинамических процессов увеличение общего воздухообмена называется перерасходом по воздухообмену. Например, подмешав к воздуху состояния $\overline{П}$ рециркуляционный воздух состояния $\overline{У}$ так, что смесь будет характеризоваться точкой $П_с$, будем иметь перерасход воздуха в $(I_{\overline{У}} - I_{\overline{П}})/(I_{\overline{У}} - I_{П_с})$ раз. Естественно, что для другого состояния наружного воздуха или других $Q_{изб}$, $\varepsilon_п$ и $G_{н\,min}$ положение точки $\overline{У}$ будет иным, так же как будут другими минимально неизбежные расходы и соответствующие им технологические процессы обработки воздуха. Назначение математической модели СКВ в том и заключается, чтобы получить наиболее общие зависимости искомых величин расходов энергии и сред от параметров, характеризующих исходные данные.

Продемонстрированный принципиальный подход к определению условий, обеспечивающих минимально неизбежный расход тепла, холода, воздуха и воды, достаточно наглядно показывает необходимость строгого согласования термодинамических состояний внутренней и внешней сред.

Учитывая рассмотренные связи термодинамических состояний воздушных сред с процессами передачи энергии при тепловлажностной обработке воздуха, математическую модель СКВ условно можно назвать *термодинамической моделью*. С учетом сделанных пояснений принимаем, что *термодинамической моделью называется совокупность расчетных термодинамических схем и уравнений, обеспечивающих для определенных исходных данных вычисление минимально неизбежных расходов тепла, холода, воды и воздуха (энергии и сред)*. Подробному изложению существа термодинамической модели посвящается следующая глава. Здесь же целесообразно дополнительно к тем общим понятиям, которые были изложены, рассмотреть исходные схемы, используемые для графического построения расчетной схемы термодинамической модели.

Известно, что при исследовании любых СКВ ни одна расчетная схема, касающаяся технологических процессов, не обходится без $I - d$ диаграммы, и в этом смысле общие приемы ее использования не являются новыми.

Оригинальное использование $I - d$ диаграммы при решении вопросов автоматизации дано в работе А. Я. Креслиня [8]. А. Я. Креслинь предложил разбить область наружного климата в $I - d$ диаграмме на такие участки, которые позволяют выявить наиболее целесообразные технологические схемы СКВ для выбранного им конкретного принципа регулирования.

Главная сущность нового подхода состоит в использовании изложенной выше идеи, заключающейся в том, что минимально

неизбежным расходам тепла, холода, воздуха и воды для заданных исходных условий и при каком-то любом термодинамическом состоянии наружного воздуха соответствует только одна единственная точка в зоне допустимых параметров кондиционируемого объекта. При этом следует учитывать, что для определенных исходных данных минимизация расходов тепла, холода и наружного воздуха может быть достигнута при одном термодинамическом состоянии внутренней среды, а минимизация общего воздухообмена и воды на увлажнение — при другом. Это немаловажное замечание серьезно затрудняет графическое построение расчетной схемы термодинамической модели и вызывает множество препятствий. Естественно, что в конечном итоге модель должна быть единой, обеспечивающей определение минимально неизбежного значения любого технологического показателя. Успех построения такой модели закладывается при выборе исходной схемы.

Исходной схемой назовем такие графические построения на I — d диаграмме, которые обобщают все основные и определяющие исходные данные (условия).

Максимально удовлетворить все требования, предъявляемые к термодинамической модели, удается при использовании исходной схемы, построенной на базе трех расположенных на I — d диаграмме многоугольников (рис. 2):

многоугольника $У$, который характеризует область допустимых параметров в кондиционируемом объекте;

многоугольника $М_1$, имеющего такие же размеры и форму, что и многоугольник $У$, но расположенного ниже последнего вдоль линии углового коэффициента на разность энтальпии

$$\Delta I_{М1} = I_{Ув} - I_{в1} = I_{Уа} - I_{а1} = \cdots = Q_{изб}/G_{н\,min}; \qquad (2)$$

многоугольника $М_2$, который аналогичен многоугольнику $М_1$, с той лишь разницей, что он отстоит от многоугольника $У$ на разность энтальпии

$$\Delta I_{М2} = I_{Ув} - I_{в2} = I_{Уа} - I_{а2} = \cdots = Q_{изб}/G_{н\,max}.$$

Вычисленные по указанным уравнениям разности энтальпий позволяют найти положение вершин многоугольников $М_1$ и $М_2$ на линии углового коэффициента $\varepsilon_п$, характеризующего изменение состояния подаваемого в объект воздуха:

$$\varepsilon_п = Q_{изб}/G_ж = \frac{I_{Ув} - I_{в1}}{d_{Ув} - d_{в1}} = \frac{I_{Уа} - I_{а1}}{d_{Уа} - d_{а1}} = \cdots = \frac{\Delta I}{\Delta d}. \qquad (3)$$

Таким образом, при заданных значениях тепловлажностных нагрузок $Q_{изб}$ и $G_ж$ положение многоугольников $М$ полностью определяется как минимально допустимым, так и максимально возможным расходом наружного воздуха.

Минимально допустимый расход наружного воздуха, как правило, определяют по санитарно-гигиеническим нормам или по условиям компенсации вытяжки.

Максимально возможный расход наружного воздуха определяется по технико-экономическим соображениям в процессе оптимизации СКВ. В пределе этот расход может быть равен принятому воздухообмену в кондиционируемом объекте. В общем случае исходим из того, что расход наружного воздуха может иметь какое-то любое значение $G_{н\,max} > G_{н\,min}$.

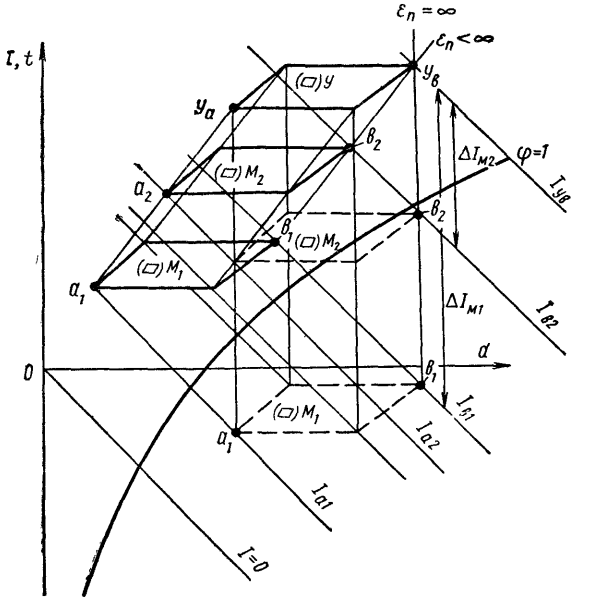


Рис. 2. Исходная схема, показывающая положение многоугольников M при одинаковых тепловых и разных влажностных нагрузках на СКВ:
сплошные утолщенные линии соответствуют $\varepsilon_п < \infty$; штриховые линии соответствуют $\varepsilon_п = \infty$

Зная положение трех многоугольников, строим границы расчетных зон, соответствующие оптимальному соотношению термодинамического состояния воздушных сред по условиям минимизации расходов тепла, холода и наружного воздуха.

Многоугольники M могут быть расположены выше и ниже линии $\varphi = 1$. Все построения на I — d диаграмме, выполняемые ниже линии $\varphi = 1$, являются только вспомогательными, фиксирующими положение соответствующих изоэнтальпий в рабочей части диаграммы.

На рис. 2 * показан случай, когда положение многоугольников M изменяется в зависимости от значения углового коэффи-

* В последующем на расчетных схемах оси I и d не показаны, так как положение многоугольников достаточно четко фиксируется относительно линии $\varphi = 1$.

циента $\varepsilon_п$, несмотря на то, что $Q_{изб}/G_{и\,min}$ и $Q_{изб}/G_{н\,max}$ для двух сравниваемых вариантов соответственно имеют одинаковые значения. Могут быть и другие случаи, когда при одинаковом значении углового коэффициента $\varepsilon_п$ многоугольники M располагаются ниже или выше линии $\varphi = 1$ из-за различных величин $Q_{изб}/G_{н\,min}$ и $Q_{изб}/G_{и\,max}$.

Положение многоугольников влияет на расположение расчетных зон термодинамической модели, что, в свою очередь, может сказаться на выборе технологических схем СКВ и АСР. Это важное обстоятельство будет использовано для классификации тепловлажностных нагрузок.

4 СИСТЕМАТИЗАЦИЯ УСЛОВИЙ, ВЛИЯЮЩИХ НА РЕШЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМ СКВ и АСР

На решение технологических схем СКВ и АСР влияет большой комплекс условий. Весьма важно эти условия систематизировать так, чтобы в последующем систематизация способствовала обобщению и рациональному выбору принципиальных технологических схем.

Наиболее существенные условия, влияющие на решения технологических схем, можно разделить по нескольким признакам: по требованиям, предъявляемым к параметрам воздушной среды в кондиционируемом объекте; по величине и характеру тепловлажностных нагрузок в период эксплуатации СКВ; по характеру специальных или вынужденных ограничений.

Рассмотрим каждую группу признаков с более подробным изложением самых существенных для поставленных целей особенностей.

Требования, предъявляемые к параметрам воздушной среды. Параметры воздушной среды в кондиционируемом объекте нормируют по санитарно-гигиеническим соображениям или исходя из требований к температурно-влажностным условиям, необходимых для осуществления производственных процессов и сбережения строительных конструкций.

Несмотря на то, что общая тенденция влияния нормируемых параметров воздушной среды на технико-экономические показатели СКВ известна, методы оценки изменения количественных показателей СКВ в зависимости от изменения этих параметров еще не доведены до практического использования. Опираясь пока на формальные стороны построения исходной схемы термодинамической модели СКВ, напомним, что в основу ее построения принят многоугольник $У$, характеризующий область допустимых параметров воздуха в кондиционируемом объекте. Совершенно очевидно, что чем больше эта область, тем больше возможность использования термодинамического потенциала наружного воздуха без потребления тепла и холода от искусственных источников. Хорошо также известно, что пределы допустимых изменений параметров воздушной среды существенно влияют на выбор средств автоматического регулирования систем стабилизации.

Имея в виду столь разнообразное влияние нормируемых параметров на решение по СКВ, очевидно, им следует дать характеристику по наиболее существенным особенностям, влияющим на технологические схемы. С этой точки зрения можно выделить три группы требований к параметрам, в каждой из которых параметры характеризуются: а) некоторой областью на $I - d$ диаграмме с указанием диапазонов допустимых значений по температуре и относительной влажности воздуха или влагосодержанию; б) линией, направленной на $I - d$ диаграмме по изотерме или другим произвольным образом; в) точкой на $I - d$ диаграмме с указанием допустимых отклонений от нее по температуре и относительной влажности воздуха (влагосодержанию).

Хотя указанные группы требований не исчерпывают всех возможных случаев, они все же являются достаточно характерными и свидетельствуют о том, что в расчетной схеме термодинамической модели многоугольник $У$ может быть заменен линией или точкой, что в конечном итоге определяет состав расчетных зон. Но два последних случая имеют лишь частный характер по сравнению с расчетной схемой, в которой допустимые параметры воздушной среды представлены многоугольником $У$.

В самом общем случае многоугольник $У$ может иметь произвольную форму с границами, несовпадающими на $I - d$ диаграмме с изотермами, линиями $\varphi = \text{const}$ и т. д.

Величина и характер тепловлажностных нагрузок на СКВ. В различных сооружениях или в отдельных помещениях теплоизбытки $Q_{\text{изб}}$ и влагоизбытки $G_{\text{ж}}$ характеризуются широким пределом их значений; например, теплоизбытки могут иметь как отрицательное значение (что соответствует превышению теплопотерь над тепловыделениями), так и положительное значение в весьма широкой гамме чисел. То же можно сказать о влагоизбытках. Методы определения тепловлажностных нагрузок от внутренних источников и за счет тепломассообмена через ограждающие конструкции с наружной средой достаточно хорошо изучены, поэтому можно полагать, что величины $Q_{\text{изб}}$ и $G_{\text{ж}}$ всегда заданы как исходные условия. К таким же известным исходным данным следует причислить минимальный расход наружного воздуха $G_{\text{н min}}$, который определяется по санитарно-гигиеническим или другим, но конкретным соображениям.

Все эти исходные данные, несмотря на их огромное разнообразие по величине и возможному сочетанию, можно обобщить и систематизировать. В основу этих обобщений целесообразно принять отношения $Q_{\text{изб}}/G_{\text{н min}}$ и $Q_{\text{изб}}/G_{\text{н max}}$, а также угловой коэффициент $\varepsilon_{\text{п}} = Q_{\text{изб}}/G_{\text{ж}}$.

Именно эти соотношения, как было показано, принимались в качестве условий для построения исходных расчетных схем. Возможности обобщения увеличиваются, если теплоизбытки, воздухообмен, расходы холода и тепла выражать в удельных величинах на единицу объема или площади пола кондиционируемого

объекта (соответствующие обозначения этих величин и их размерность указаны в условных обозначениях):

$$Q_{изб}/G_{н\,min} = q_{изб}/m_{н\,min}; \quad Q_{изб}/G_{н\,max} = q_{изб}/m_{н\,max}.$$

Как уже известно, величина ΔI_M определяет положение многоугольников M на $I - d$ диаграмме относительно линии $\varphi = 1$. Используя эту особенность расчетных схем, можно классифици-

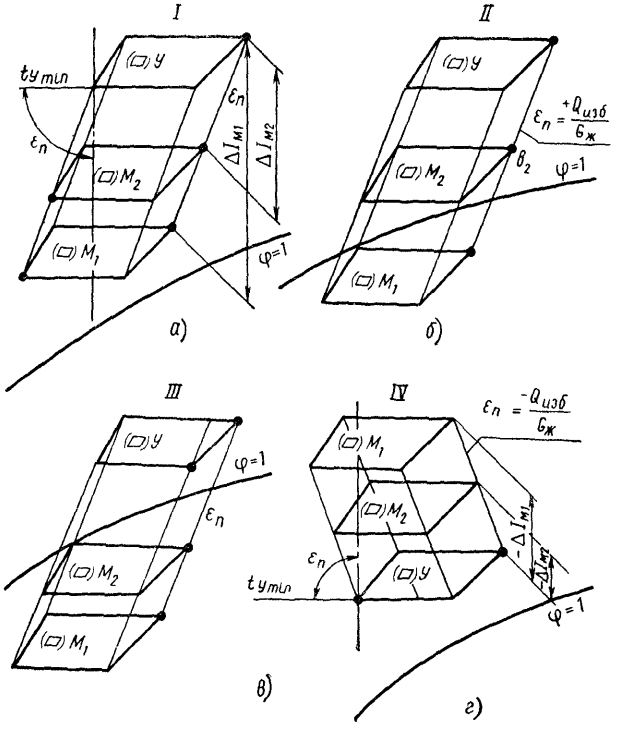


Рис. 3. Классификация тепловлажностных нагрузок по местоположению многоугольников M на исходной расчетной схеме

ровать тепловлажностные нагрузки, которые по существу составляют основные исходные данные для выбора технологических схем. Поэтому можно сказать, что под *классами тепловлажностных нагрузок понимаем такие сочетания тепло- и влагоизбытков с расходами наружного воздуха, которые в конечном итоге приводят к одинаковым требованиям к технологическим схемам СКВ и АСР.*

Анализ показал, что тепловлажностные нагрузки можно разделить на четыре класса.

I класс тепловлажностных нагрузок (рис. 3, *а*) соответствует положению многоугольников M_1 и M_2 выше линии $\varphi = 1$; пределы углового коэффициента $\varepsilon_п$ для этого класса нагрузок пока-

заны на рисунке стрелками, они принимаются равными от бесконечности до значения, соответствующего примерно изолинии $t_{у\,min}$ (следует заметить, что это ограничение по величине $\varepsilon_п$ сделано с определенной условностью, чтобы выделить в последующем IV класс нагрузок).

II класс тепловлажностных нагрузок (рис. 3, *б*) соответствует случаю, когда многоугольник M_1 расположен ниже линии $\varphi = 1$, а многоугольник M_2 или его вершина b_2 — выше ее.

III класс тепловлажностных нагрузок (рис. 3, *в*) характеризуется расположением многоугольников M_1 и M_2 ниже линии стопроцентного насыщения воздуха (или вершины b_2 на линии $\varphi = 1$).

Из рис. 3, *а*, *б* нетрудно заметить, что в случае расположения многоугольника M_1 ниже $\varphi = 1$ указывать условия по пределу изменения угла для линии $\varepsilon_п$ становится излишним.

IV класс (рис. 3, *г*) является частным и редко встречающимся видом тепловлажностных нагрузок в обычных СКВ, не связанных с процессами технологической сушки материалов или изделий; для этого класса нагрузок нередко являются целесообразными такие технологические процессы обработки воздуха, в которых для осушки используются различные поглотители влаги (сорбенты); именно эти соображения послужили основанием для выделения их из нагрузок I класса в самостоятельную группу. Поскольку IV класс нагрузок соответствует превышению потерь тепла над тепловыделениями, угловые коэффициенты $\varepsilon_п$ лежат в пределах, указанных стрелками: от $\varepsilon_п$, совпадающего с изотермой $t_{у\,min}$, до $\varepsilon_п = -\infty$.

Подчеркнем, что эти обобщения остаются справедливыми при любых абсолютных значениях тепло- и влагоизбытков равным образом, как и при различных значениях расходов наружного воздуха. Основная идея этих обобщений заключается в использовании отношений $q_{изб}/m_{н\,min}$; $q_{изб}/m_{н\,max}$; $q_{изб}/q_ж$.

В последующем с наибольшей подробностью будут рассмотрены первые три класса тепловлажностных нагрузок с использованием традиционных процессов: нагрева, увлажнения, охлаждения с изменением и без изменения влагосодержания воздуха.

Параметры воздушной среды в кондиционируемом объекте, величины и характер тепловлажностных нагрузок, представленных в виде исходной схемы, как это показано на рис. 3, составляют основу информации, необходимой для выбора решений технологических схем СКВ и АСР. Очевидно, полная информация должна включать сведения о параметрах и нагрузках в каждом помещении объекта.

Наиболее характерные сочетания условий в отдельных помещениях, обслуживаемых СКВ, представлены на рис. 4, из которого видно, что сочетание нагрузок и параметров обобщаются шестью основными случаями: *А*, *Б*, *В*, *Г*, *Д* и *Е*.

Для случая *А* принимается, что во всех помещениях объекта, обслуживаемого СКВ, тепловлажностные нагрузки одинаковы или однохарактерны [1], при этом нормируемые параметры воздушной среды также задаются одинаковыми многоугольником, линией или точкой.

Случай *Б* отличается от случая *А* тем, что при одинаковых или однохарактерных нагрузках в каждом помещении требования к воздушной среде различные, и они могут быть представлены различными многоугольниками, линиями или точками.

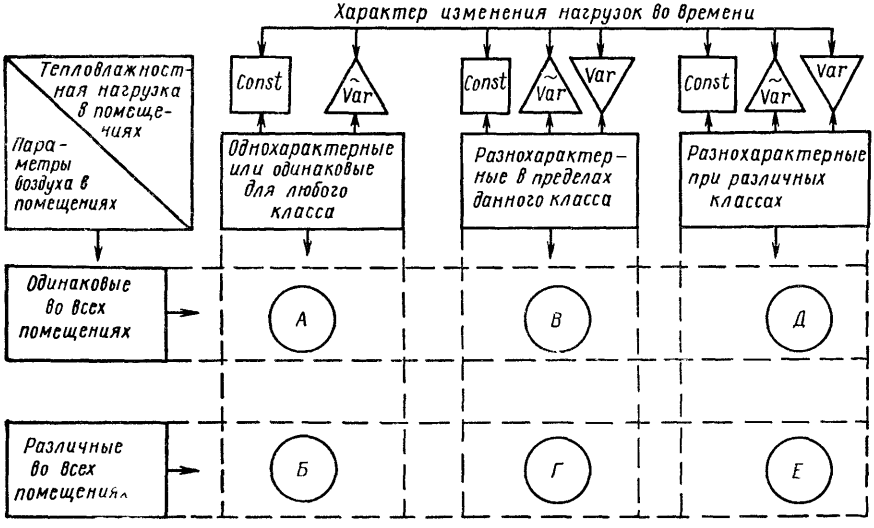


Рис. 4. Систематизация возможных сочетаний тепловлажностных нагрузок и параметров воздушной среды в различных помещениях объекта, обслуживаемого СКВ

В случаях *В* и *Г* обобщена аналогичная предыдущему комбинация параметров воздушной среды, но при разнохарактерных нагрузках в помещениях. При этом имеется в виду, что хотя нагрузки разнохарактерные, они принадлежат к одному какому-то классу.

Случаи *Д* и *Е* предусматривают, что нагрузки в каждом помещении могут принадлежать к различным классам.

---

[1] Однохарактерными называем такие тепловлажностные нагрузки, при которых для каждого помещения сохраняются равными как соотношения $q_{изб}/m_{н\,min}$ и $q_{изб}/m_{н\,max}$, так и угловые коэффициенты $\varepsilon_п$. Если для всех помещений соблюдается равенство соответствующих величин $q_{изб}$, $\varepsilon_п$, $m_{н\,min}$, $m_{и\,max}$, то нагрузки называем одинаковыми.

Кроме того, каждый случай может отличаться характером изменения нагрузок во времени. Из схемы видно, что для первых двух случаев нагрузки принимаются либо постоянными во времени (A_{const}, $Б_{\text{const}}$), либо, изменяющимися, но одновременно и пропорционально во всех помещениях ($A_{\tilde{\text{var}}}$, $Б_{\tilde{\text{var}}}$).

Для последующих четырех случаев ($В$, $Г$, $Д$ и $Е$), кроме отмеченных двух законов изменения нагрузок во времени ($В_{\text{const}}$, $В_{\tilde{\text{var}}}$ и т. д.), принимается, что нагрузки в помещениях могут изменяться неодновременно и непропорционально ($В_{\text{var}}$, $Г_{\text{var}}$ и т. д.).

*Так как любой случай в данный конкретный момент времени можно рассматривать как случай А (квазистационарное состояние), он является исходным для подробного анализа. При составлении термодинамической модели для случая А тепловлажностные нагрузки данного класса принимают постоянными, а параметры воздушной среды задают многоугольником У *. Переменный характер нагрузок учитывается при анализе технологических схем СКВ и АСР.*

Специальные или вынужденные ограничения. Даже перечисление ограничений различного рода, препятствующих реальному получению минимально неизбежных технологических показателей, является весьма сложной задачей. В одних случаях — это невозможность использования воздухораспределительных устройств, обеспечивающих оптимальные параметры подаваемого воздуха; в других — отсутствие технических средств для регулирования расходов наружного воздуха; в третьих — ограничение потребления тепла в летний период и т. д.

Изучение степени влияния различных ограничений на показатели СКВ возможно только в том случае, когда эти показатели можно сопоставить с их минимально неизбежными значениями.

Однако одно ограничение, связанное с предельными расходами наружного воздуха — его минимальным $G_{\text{н min}}$ и максимальным $G_{\text{и max}}$ значениями, играет особую роль.

Эти расходы, как уже было показано, при заданных значениях $Q_{\text{изб}}$ и $\varepsilon_{\text{п}}$ полностью определяют класс тепловлажностных нагрузок, а следовательно, технологические схемы СКВ и АСР.

Максимальный расход наружного воздуха в пределе может быть равен общему воздухообмену. Ограничение по отношению к этому пределу устанавливают по технико-экономической целесообразности. Минимальный же расход наружного воздуха выбирают по санитарно-гигиеническим нормам или по условиям компенсации вытяжки. Минимальный расход значительно влияет на технико-экономические показатели систем. По этой причине к его определению следует относиться с достаточным обоснованием. Наибольшие трудности по определению расхода наружного воз-

---

* Параметры, заданные линией или точкой, соответствуют частным вариантам случая $А$, которые получаются из общего решения.

духа по санитарно-гигиеническим соображениям возникают при расчете приточно-рециркуляционных систем, обслуживающих помещения с непропорционально распределенными нагрузками по теплу и газовым вредностям. Так, если в однотрубной приточно-рециркуляционной системе соотношение общего воздухообмена к расходу наружного воздуха равно $a_и$, а воздухообмен в каждом помещении вычисляется по тепловлагоизбыткам, очевидно, для любого произвольно выбранного i-го помещения поступление на-

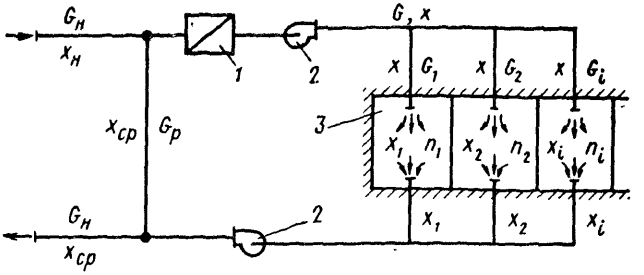


Рис. 5. Расчетная схема однотрубной приточно-рециркуляционной системы для определения расхода наружного воздуха:

1 — узел тепловлажностной обработки воздуха; *2*—вентилятор; *3* — обслуживаемые СКВ помещения

ружного воздуха $G_{нi} = G_i/a_и$. При определенных условиях этого количества наружного воздуха может быть недостаточно по санитарным нормам. В других же помещениях, наоборот, поступление наружного воздуха на одного человека может быть больше нормы. Формальное увеличение поступления наружного воздуха для этого помещения может повлечь за собой значительный рост общего количества воздуха, забираемого из наружной атмосферы.

Для пояснения основной сущности этого случая предположим, что СКВ обслуживает два помещения.

В первом помещении $Q_{изб\,1} = 20{,}9 \cdot 10^6$ Дж/ч. В нем находится один человек, для которого нормируется расход наружного воздуха, например по концентрации CO_2, в количестве $G_{н1} = 60$ кг/ч на человека.

Во втором помещении $Q_{изб\,2} = 4{,}19 \cdot 10^6$ Дж/ч; расчетное число человек — 5; следовательно, требуемое поступление наружного воздуха $G_{н2} = 60 \times 5 = 300$ кг/ч. Таким образом, суммарный расход наружного воздуха равен 360 кг/ч. При рабочем перепаде энтальпии подаваемого и удаляемого воздуха в помещениях, например, равном $\Delta I_П = 8{,}36 \cdot 10^3$ Дж/кг, воздухообмен (количество смеси рециркуляционного и наружного воздуха) в первом помещении составит $G_1 = \frac{20{,}9 \cdot 10^6}{8{,}36 \cdot 10^3} = 2500$ кг/ч, а во втором $G_2 = \frac{4{,}19 \cdot 10^6}{8{,}36 \cdot 10^3} = 500$ кг/ч. Отсюда следует, что в первое помещение поступает примерно 300 кг/ч наружного воздуха $\left(\frac{300}{1} = 300 \text{ кг/ч на человека}\right)$, а во второе — около 60 кг/ч $\left(\frac{60}{5} = 12 \text{ кг/ч на человека}\right)$.

Из указанного выше примера видно, что для второго помещения не соблюдаются принятые выше нормы — 60 кг/ч на человека. Если формально доводить расход во втором помещении до принятой нормы, общий расход наружного воздуха в СКВ необходимо увеличить до 1800 кг/ч, что превышает первоначально принятый расход наружного воздуха (без учета его перераспределения) в 5 раз (1800/360 = 5).

Такие результаты получаются, если не учитывать, что рециркуляционный воздух, «неотработанный» по данной вредности в одном помещении, поступая в другое, способствует уменьшению в нем концентрации расчетной вредности. Для учета такого влияния рециркуляционного воздуха на минимально неизбежный расход наружного воздуха зададимся схемой, показанной на рис. 5.

На рисунке показано всего три помещения; хотя их число принципиально ничего не меняет, если известно, что одно из них, например i-е, является расчетным. Расчетное помещение выбирают по наименьшему значению отношения общего воздухообмена G_i кг/ч к числу людей в нем n_i, так как эти условия предопределяют наименьшее поступление наружного воздуха на одного человека.

Примем, что количество вредностей, выделяемых одним человеком, равно $q_{вр}$ в г/ч; концентрация данной вредности в наружном воздухе x, а в расчетном помещении x_i в % массы; тогда, используя обозначения, которые даны на рисунке, можно составить следующие исходные уравнения:

уравнение баланса по вредности для i-го помещения

$$\frac{1}{100} G_i x + q_{вр} n_i = \frac{1}{100} G_i x_i;$$

уравнение баланса по вредности в точке смещения наружного и рециркуляционного воздуха

$$G_н x_н + G_р x_{ср} = G x;$$

уравнение баланса по вредности для всех помещений

$$(1000/100)\,[G\,(x_{ср} - x)] = q_{вр} \sum n.$$

Учитывая, что $G_р = G - G_н$, и решая совместно записанные уравнения, получаем

$$G_н = \frac{0{,}1 q_{вр} \sum n}{(x_i - x_н) + 0{,}1 q_{вр} \left[\frac{\sum n}{G} - \frac{n_i}{G_i} \right]}. \qquad (4)$$

Здесь воздухообмены G и G_i определяются по теплоизбыткам. В частном случае, когда для i-го помещения и всего объекта рабочая разность энтальпий одинакова и равна ΔI, в уравнение (4) вместо G и G_i можно подставить соответственно $\sum Q_{изб}/\Delta I$ и $Q_{изб\,i}/\Delta I_i$.

Таким образом, расход наружного воздуха, определяемый по неблагоприятному расчетному помещению, зависит не только от нагрузки в данном помещении и общего воздухообмена в нем, но и от нагрузки и общего воздухообмена во всем объекте. Расход наружного воздуха, подсчитанный для приведенного ранее примера по уравнению (4), равен 740 кг/ч, что в 2,4 раза меньше расхода, полученного при условии, когда не учитывается влияние рециркуляционного воздуха на концентрацию вредностей в расчетном помещении. Естественно, что такое положительное влияние рециркуляции на снижение общего расхода наружного воздуха будет иметь место только тогда, когда в процессе рециркуляции при взаимодействии этого воздуха с ограждениями каналов и т. д. он не будет терять своих расчетных свойств.

Глава 2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

5. ГРАФИЧЕСКОЕ ИЗОБРАЖЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СКВ И ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЕЕ ОСОБЕННОСТЯХ

Общие сведения о сущности термодинамической модели, а также все необходимые сведения об исходных схемах, на базе которых строится термодинамическая модель, были приведены в предыдущей главе.

В настоящей главе освещаются методы графического построения термодинамической модели и получения расчетных уравнений для определения численных значений минимально неизбежных расходов тепла, холода, воздуха и воды. Все построения и уравнения будут получены для трех первых классов тепловлажностных нагрузок, при которых целесообразно использовать широко распространенные в системах кондиционирования воздуха процессы, такие, как нагрев, адиабатическое увлажнение воздуха, охлаждение, а также осушка за счет выпадения конденсата при охлаждении.

В данной главе не рассматриваются методы получения расчетных уравнений для вычисления технологических показателей при использовании процессов обработки воздуха различными поглотителями влаги (растворы различных солей, твердые поглотители). Однако не следует забывать, что этому направлению принадлежит определенная перспектива, и особенно для таких условий, которые характеризуются тепловлажностными нагрузками четвертого класса. Наконец отметим, что построение термодинамической модели для этого случая не вызывает каких-либо трудностей, так как используются при этом те же приемы.

В настоящей главе еще не рассматриваются варианты технологических схем СКВ (это делается дальше), но определяются требования к этим решениям по условиям оптимизации технологических показателей.

Представляется, что ознакомление с содержанием главы целесообразно начать с показа и общего разъяснения конечного вида графического изображения термодинамической модели. Понимание конечного результата, очевидно, облегчит восприятие частных рассуждений, касающихся деталей построения этой модели и методов получения искомых уравнений.

Основой для графического изображения термодинамической модели (ТМ) являются исходные графики, которые использовались для классификации тепловлажностных нагрузок (см. рис. 3).

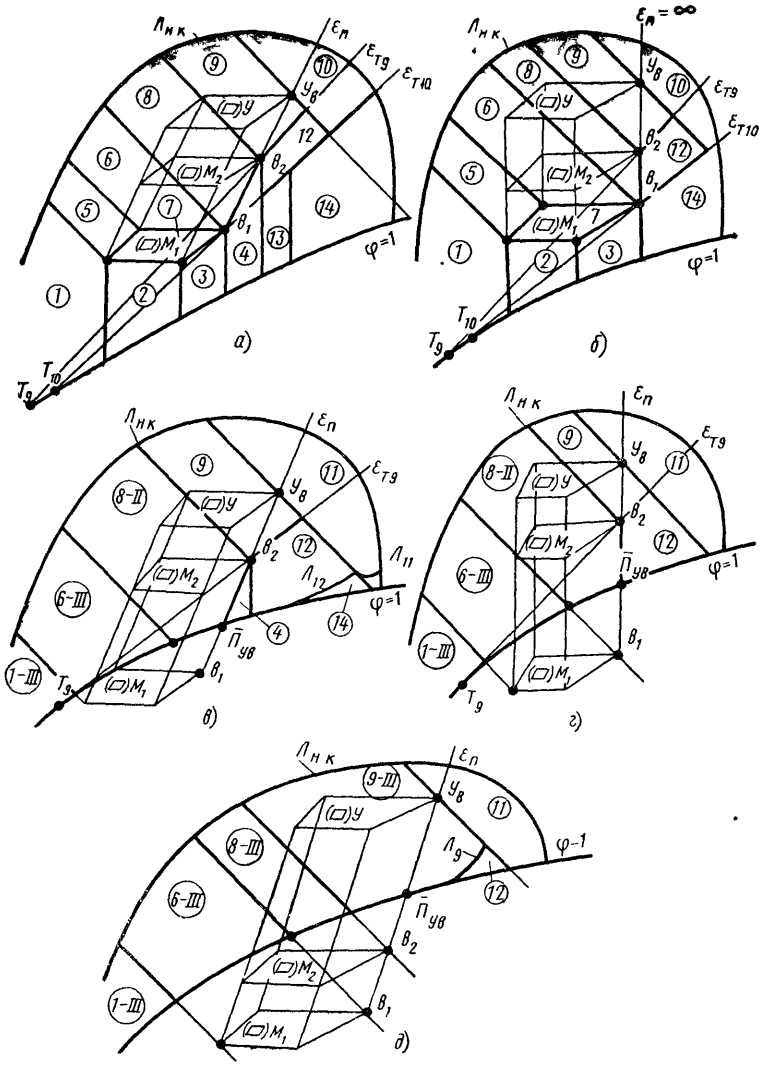


Рис. 6. Расчетные схемы термодинамической модели СКВ для трех классов тепловлажностных нагрузок:

а, б — тепловлажностные нагрузки I класса, *в, г* — тепловлажностные нагрузки II класса, *д* — тепловлажностные нагрузки III класса

Конечный вид графического изображения ТМ показан на рис. 6 *. В отличие от исходных схем расчетная схема ТМ имеет в своем составе зоны, на которые разбивается рабочая область $I - d$ диаграммы. Эти зоны характеризуют наружный климат района. Не вдаваясь в подробное изучение особенностей каждой зоны и их влияния на технологические процессы, можно отметить несколько важных моментов, дающих общее представление о ТМ.

Из рис. 6 следует, что число зон для различных классов тепловлажностных нагрузок меняется; на состав зон влияет также и угловой коэффициент $\varepsilon_{\text{п}}$. Наибольшее число зон соответствует первому классу нагрузок при $\varepsilon_{\text{п}} < \infty$. Для других классов некоторые зоны исчезают или, оставаясь и сохраняя основные признаки, приобретают некоторые дополнительные особенности. Поэтому к общему порядковому номеру таких зон через дефис добавляется римская цифра, характеризующая класс нагрузок; например, зоны *1*, *6*, *8*, *9* для III класса обозначаются: 1-III, 6-III, 9-III. Очевидно, сам факт наличия разного числа зон свидетельствует о том, что технологические схемы для различных нагрузок должны чем-то отличаться. Для каждой рабочей зоны в соответствии с основной идеей ТМ должно существовать строго определенное сочетание положения расчетной точки в многоугольнике $У$ и расхода наружного воздуха, которое обеспечивает минимизацию технологических показателей.

При этом следует подчеркнуть, что не для всех зон конкретное сочетание параметров точки $У$ и $m_{\text{н min}}$ обеспечивает минимизацию расходов тепла, холода, воды и воздухообмена одновременно. Так, для условий, когда минимизируются расходы тепла, холода и наружного воздуха для некоторых зон, расходы воды и общий воздухообмен могут не соответствовать тому минимуму, который мог бы иметь место при другом положении точки $У$ и другом расходе наружного воздуха. Поэтому в качестве критериев оптимизации должны приниматься какие-то группы или отдельные технологические показатели. Наибольший интерес для самого общего случая представляет такое применение расчетной схемы ТМ, при которой обеспечиваются минимальные расходы тепла и холода при эффективном использовании наружного воздуха. Все расчетные величины и параметры, соответствующие этим мотивам оптимизации (основной расчетный вариант), будут обозначаться черточкой над ними, например: $\bar{У}$, $\bar{q}_{\text{т}}$, $\bar{m}_{\text{н}}$ и т. д. При оптимизации воздухообменов в ущерб расходу холода аналогичные параметры обозначаются двумя черточками: $\bar{\bar{У}}$, $\bar{\bar{q}}_{\text{т}}$,

* В дальнейшем графическое изображение термодинамической модели будет именоваться расчетной схемой ТМ СКВ. На расчетных схемах для зон *1-III*, *6-III*, *8-III*, *9-III* границами являются изоэнтальпии, а также линия $\varphi = 1$ или линии $Л_9$, $Л_{12}$; для зоны *8-II* дополнительно существуют границы по изолиниям $d_{\text{в2}}$ или $\varepsilon_{\text{п}}$. Линия, обозначенная $Л_{\text{н. к}}$, характеризует границу параметров расчетного наружного климата.

$\overline{m}_н$ и т. д. При оптимизации расходов воды на адиабатное увлажнение в обозначениях используются три черточки: $\equiv\quad\equiv\quad\equiv$
$\overline{\overline{\overline{y}}}$, $\overline{\overline{\overline{q}}}_т$, $\overline{\overline{\overline{m}}}_н$ и т. д.

Из сказанного нетрудно заметить, что в рассматриваемом методе существует одна расчетная схема ТМ для решения различных задач по оптимизации технологических показателей.

В соответствии с основным расчетным случаем (случай *А*) все зоны можно разбить на группы по следующим четырем признакам: первая группа связана с неизбежным потреблением тепла (зоны *1*, *2*, *3*, *4*); для второй группы (зоны *5*, *6*, *7*, *8*) потребление тепла и холода равно нулю, так как достаточным является целесообразное использование термодинамического потенциала наружного воздуха; для зон третьей группы неизбежным является потребление только искусственного холода (зоны *9*, *10*, *11*, *12*); наконец, четвертая группа связана с обязательным потреблением и тепла и холода (зоны *13*, *14*). Эти обобщения основаны на доказательствах, которые будут в последующем детализированы.

Весьма важно отметить, что единство признаков для различных зон не тождественно понятию о единственно возможном технологическом решении СКВ и АСР. Но различные технологические схемы только тогда могут удовлетворить требованиям оптимального расхода тепла, холода и воздуха, когда системы управления и регулирования смогут обеспечить строго определенное согласование параметров внутренней и внешней среды, а также необходимый расход наружного воздуха.

Для последующего успешного решения задач по выявлению оптимальных процессов и технологических схем необходимо получить числовые значения минимально неизбежных расходов тепла $\overline{q}_т$, холода $\overline{q}_х$, наружного воздуха $\overline{m}_н$ и соответствующих им расходов воды $\overline{q}_{ж.\,ад}$ и воздухообмена $\overline{m}$. Эти показатели должны характеризовать тот предел, к которому нужно стремиться при отсутствии каких-либо ограничений. По этой причине их вычисление должно основываться на определенных предпосылках.

Так, в целях устранения влияния теплотехнических характеристик теплообменного оборудования, используемого для обработки воздуха, на технологические показатели принимается, что конечное состояние обрабатываемого воздуха характеризуется точкой, расположенной на линии $\varphi = 1$; предполагается также, что линия процесса адиабатного увлажнения совпадает с изоэнтальпией; точки предельного охлаждения и осушки определяются касательной к линии $\varphi = 1$, проведенной через точку начального состояния обрабатываемого воздуха.

Для устранения влияния ограничений, которые могут возникнуть из-за технических решений по средствам воздухораспределения, принимается, что во всех случаях *параметры воздуха в рабочей зоне* соответствуют *параметрам удаляемого воздуха*, что температура приточного воздуха кондиционируемого объекта мо-

жет иметь любое значение, которое определено технологическими процессами.

Принятые предпосылки имеют большое практическое значение, так как они позволяют оценить степень влияния любых реально возможных ограничений или конкретных технических характеристик используемого оборудования и различных устройств на технологические показатели. Эти сведения могут быть эффективно применены для составления технических требований к вновь разрабатываемому оборудованию.

Влияние отдельных факторов на перерасходы тепла, холода и т. д. оценивается по числовым значениям коэффициентов перерасходов $\bar{\sigma}_т$, $\bar{\sigma}_х$, $\bar{\sigma}_m$, . . ., которые выражают отношение действительных расходов к их минимально неизбежным значениям, или по коэффициентам $\bar{\sigma}_т^{\circ)}$, $\bar{\sigma}_х^{\circ)}$, $\bar{\sigma}_m^{\circ)}$, если минимально неизбежные расходы равны нулю.

Необходимые расчетные уравнения ТМ получаются для каждой зоны в отдельности. При этом используются известные уравнения из термодинамики влажного воздуха. Основными уравнениями, на которые в дальнейшем будут ссылки, являются следующие.

Уравнения, аппроксимирующие связь параметров на $I - d$ диаграмме [2]:

для политропных процессов

$$\frac{\Delta t}{\Delta I} = 4{,}1 - \frac{2{,}45}{\varepsilon_п}; \tag{5}$$

для адиабатных процессов

$$\frac{\Delta t}{\Delta d} = -2{,}45. \tag{6}$$

Уравнения баланса по тепловлагоизбыткам для кондиционируемого объекта (помещения):

$$q_{изб} = \bar{m}_н (I_{\bar{у}} - I_{\bar{н}}); \tag{7}$$

$$q_{изб} = \bar{m} (I_{\bar{у}} - I_п); \tag{8}$$

$$q_{изб} = \bar{m}\varepsilon_п (d_{\bar{у}} - d_п) = \bar{m}_н \varepsilon_п (d_{\bar{у}} - d_{\bar{н}}) = \bar{m}_{н\,min}\varepsilon_п (d_{у\,a} - d_{a1}). \tag{9}$$

Из уравнений (7) и (8) получаем выражение типа

$$\frac{\bar{m}_н}{\bar{m}} = \frac{I_{\bar{у}} - I_п}{I_{\bar{у}} - I_{\bar{н}}}. \tag{10}$$

Расчетная схема термодинамической модели и расчетные уравнения, составляя единое понятие о термодинамической модели, обеспечивают возможность всесторонней оценки и выбора технологических схем СКВ и АСР в зависимости от заданных мотивов оптимизации.

6. РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ЗОН С ОБЯЗАТЕЛЬНЫМИ ПРОЦЕССАМИ НАГРЕВА ВОЗДУХА

Зоны *1*, *2*, *3* и *4* на рис. 6 и 7 соответствуют тем параметрам наружного воздуха, для которых неизбежным является потребление тепла.

Минимально неизбежные расходы тепла $\bar{q}_т$ и минимально неизбежный воздухообмен m для этих зон будут иметь различные зна-

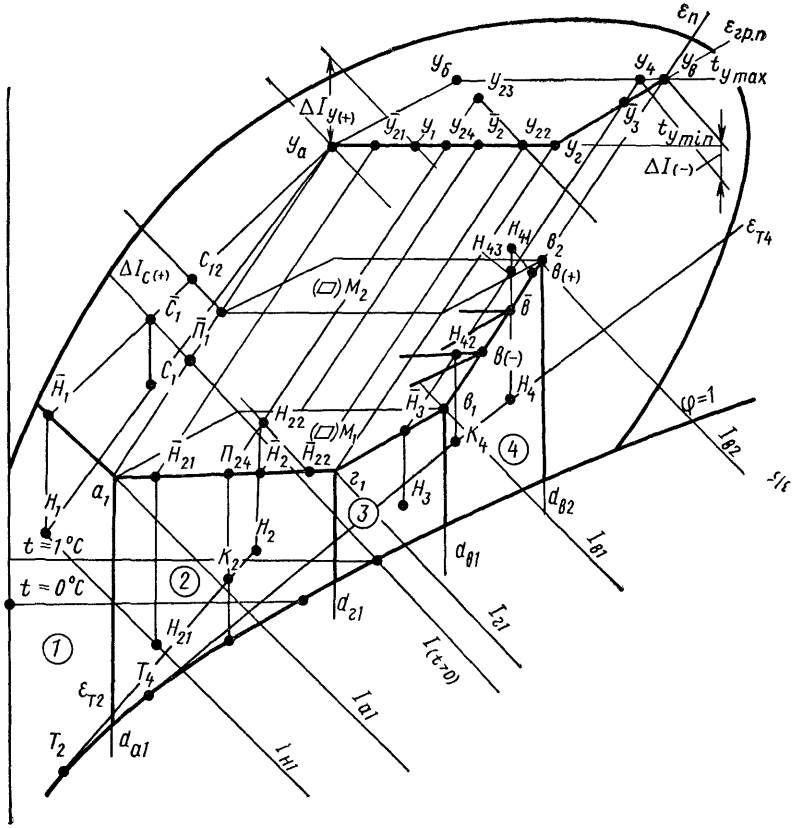


Рис. 7. Расчетная схема термодинамической модели СКВ для зон:
1—4 — наружного климата при тепловлажностных нагрузках I класса

чения даже в том случае, когда, казалось бы, условия по наружному климату одинаковые. Например, если рассмотреть два состояния воздуха: (·) H_1 для зоны *1* и (·) H_{21} — для зоны *2* (рис. 7), у которых энтальпии имеют одно и то же значение, нетрудно заметить, что расходы тепла для зоны *2* будут больше, чем для зоны *1*. Объясняется это тем, что при самом рациональном использовании термодинамического потенциала наружного воздуха в первом случае необходимо нагреть воздух до (·) $\bar{H}_1$, а во втором случае

нагрев нужно осуществлять до состояния $\overline{H}_{21}$, при этом $I_{\overline{H}21} > I_{\overline{H}1}$. Для рассмотренных двух случаев, а также для любого произвольного состояния наружного воздуха зон *1*, *2*, *3* и *4* необходимое условие, определяющее наименьшие расходы тепла, формулируется следующим образом: *минимально неизбежный расход тепла будет иметь место только тогда, когда наружному воздуху с параметрами в пределах названных зон будет соответствовать конкретное состояние воздуха в кондиционируемом объекте; точка этого состояния должна лежать на линии* $У_а У_г У_в$. Это общее требование в дальнейшем для каждой зоны конкретизируется и описывается математически.

Зона 1. Характерная особенность зоны *1* состоит в том, что для всех параметров наружного воздуха в ее пределах в кондиционируемом объекте должно поддерживаться состояние воздушной среды, характеризуемое точкой $У_а$, т. е. $\overline{У}_1$ совпадает с $У_а$. Только при этом условии и при условии, что $\overline{m}_н = m_{н\,min}$, расход тепла $q_{т1}$ будет равным минимально неизбежному расходу $\overline{q}_{т1}$. Границы зоны *1*, как видно из рис. 7, проходят по изоэнтальпии и линии влагосодержания точки a_1. Здесь и далее для определения минимально неизбежных значений искомых величин следует выбирать такую технологическую схему, которая позволит наиболее просто, но без нарушения физической сущности явлений, составить расчетные условия и получить расчетные уравнения.

Так, например, для зоны *1* при параметрах наружного воздуха в произвольной точке H_1 можно рассмотреть следующий цикл технологических процессов (1-й вариант): $(\cdot)\, H_1 \rightleftarrows q_{т1-1} \Rightarrow \Rightarrow (\cdot)\, \overline{H}_1; (\cdot)\, \overline{H}_1 \langle\Rightarrow q_{ж.\,ад\,1-1} \Rightarrow (\cdot)\, a_1; (\cdot)\, a_1 = q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\, У_а$.

Из рассмотрения этих процессов следует, что они соответствуют минимальным расходам тепла и испаряющейся воды на адиабатное увлажнение воздуха, а также нулевым расходам рециркуляционного воздуха (условию, когда общий воздухообмен равен минимальному расходу наружного воздуха). Однако последнее условие, с точки зрения технологических возможностей, может быть выполнено в том случае, если температура по смоченному термометру наружного воздуха состояния $\overline{H}_1$ имеет положительное значение, т. е. $t_{\overline{H}1}^{(мок)} = t_{a1}^{(мок)} > 0$, что необходимо для осуществления адиабатного увлажнения воздуха.

Если $t_{a1}^{(мок)} < 0$, неизбежным является подмешивание рециркуляционного воздуха. При этом минимально неизбежный воздухообмен будет соответствовать положению точки смеси $\overline{C}_1$ на линии энтальпии, для которой температура воздуха по смоченному термометру обеспечит адиабатное увлажнение смеси (на рис. 7 принято, что такой процесс возможен при $t = 1°$ С по линии $I_{(t>0)}$).

Для указанных условий можно показать еще несколько вариантов технологических процессов. Так, для 2-го варианта

$$(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows q_{\text{т}\,1-2} \rightrightarrows (\cdot)\,\overline{H}_1;\quad (\cdot)\,\overline{H}_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_{\text{а}} \rightrightarrows (\cdot)\,\overline{C}_1;$$

$$(\cdot)\,\overline{C}_1 \langle\rightrightarrows q_{\text{ж. ад}\,1-2} \rightrightarrows (\cdot)\,\overline{П}_1,\quad (\cdot)\,\overline{П}_1 \rightleftarrows q_{\text{изб}} \rightrightarrows (\cdot)\,У_{\text{а}}.$$

В 3-м варианте предусматриваются следующие процессы:

$$(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_{\text{а}} \rightrightarrows (\cdot)\,C_1;\quad (\cdot)\,C_1 \rightleftarrows q_{\text{т}\,1-3} \rightrightarrows (\cdot)\,\overline{C}_1;$$

$$(\cdot)\,\overline{C}_1 \langle\rightrightarrows q_{\text{ж. ад}\,1-3} \rightrightarrows (\cdot)\,\overline{П}_1,\quad (\cdot)\,\overline{П}_1 \rightleftarrows q_{\text{изб}} \rightrightarrows (\cdot)\,У_{\text{а}}.$$

Нетрудно показать, что расходы тепла для трех рассмотренных вариантов $q_{\text{т}1-1}$, $q_{\text{т}1-2}$, $q_{\text{т}1-3}$ так же, впрочем, как и расходы воды на адиабатное увлажнение воздуха, равны их минимально неизбежным значениям. Чтобы в этом убедиться, сопоставим расчетные уравнения по определению расхода тепла для всех перечисленных вариантов.

Расход тепла для 1-го варианта технологических процессов можно вычислить по уравнению

$$q_{\text{т}\,1-1} = m_{\text{н min}}\,(I_{\overline{\text{Н}}1} - I_{\text{Н}1}), \tag{11}$$

подставив в которое вместо $I_{\overline{\text{Н}}1}$ величину $I_{\text{а}1}$ из уравнения (2), получим

$$q_{\text{т}\,1-1} = \overline{q}_{\text{т}1} = m_{\text{н min}}\,(I_{\text{У а}} - I_{\text{Н}1}) - q_{\text{изб}}. \tag{12}$$

Величина $q_{\text{т}1-2}$ определяется так же, как $q_{\text{т}1-1}$, поэтому доказывать тождественность конечных выражений нет необходимости.

Для 3-го варианта исходным уравнением является

$$q_{\text{т}\,1-3} = \overline{m}\,(I_{\overline{\text{С}}1} - I_{\text{С}1}).$$

Пользуясь уравнениями типа (8) и (10), можно записать

$$I_{\overline{\text{С}}1} = I_{\overline{\text{П}}1} = I_{\text{У а}} - \frac{q_{\text{изб}}}{\overline{m}};\quad \frac{I_{\text{У а}} - I_{\text{С}1}}{I_{\text{У а}} - I_{\text{Н}1}} = \frac{m_{\text{н min}}}{\overline{m}}.$$

Решая последние уравнения совместно с исходным, получаем выражение, тождественное (12), для определения неизбежного расхода тепла $\overline{q}_{\text{т}1}$.

Следовательно, для определения минимально неизбежных расходов тепла может быть принята любая технологическая схема, если она при расходе наружного воздуха, равном $m_{\text{н min}}$, *обеспечивает параметры воздушной среды в точке* $У_{\text{а}}$. Такими же приемами можно доказать, что расход испаряющейся воды на адиабатное увлажнение для всех трех вариантов будет одинаковым, и поэтому минимально неизбежное значение его также можно определить для любой технологической схемы. Проще всего получить конеч-

ное уравнение для 1-го варианта: $\bar{q}_{\text{ж. ад}1} = m_{\text{н min}}(d_{\text{a}1} - d_{\bar{\text{H}}1})$; подставив в него $d_{\text{a}1}$ из уравнения (9), запишем

$$\bar{q}_{\text{ж. ад}} = m_{\text{н min}}(d_{\text{Уа}} - d_{\text{Н}1}) - (q_{\text{изб}}/\varepsilon_{\text{п}}). \qquad (13)$$

Полученные уравнения показывают, что минимально неизбежные расходы тепла и испаряющейся воды не зависят от воздухообмена m, поэтому нет оснований стремиться к его увеличению по технологическим соображениям.

Отсюда следует, что минимально неизбежный воздухообмен $\bar{m}$ необходимо определять исходя из ранее рассмотренных значений температуры по смоченному термометру обрабатываемого воздуха, что соответствует на расчетной схеме точке смеси $\bar{C}_1$. Расчетное уравнение для минимально неизбежного воздухообмена записывается весьма просто:

$$\bar{m}_1 = \bar{q}_{\text{изб}}/(I_{\text{Уа}} - I_{(t>0)}) = q_{\text{изб}}/(I_{\text{Уа}} - I_{\bar{\text{C}}1}). \qquad (14)$$

Воздухообмен $\bar{m}_1 = m_{\text{н min}}$, когда $I_{\text{a}1} \geqslant I_{(t>0)}$. Любое другое значение энтальпии смеси, большее $I_{(t>0)}$ приводит к неоправданному технологическими соображениями увеличению воздухообмена. Это превышение может быть учтено коэффициентом перерасхода $\bar{\sigma}_{m1}$; так, для смеси в точке C_{12}

$$\bar{\sigma}_{m1} = \frac{m_1}{\bar{m}} = \frac{q_{\text{изб}}}{I_{\text{Уа}} - I_{\text{C}12}} : \frac{q_{\text{изб}}}{I_{\text{Уа}} - I_{\bar{\text{C}}1}} = \frac{I_{\text{Уа}} - I_{\bar{\text{C}}1}}{I_{\text{Уа}} - I_{\text{C}12}}, \qquad (15)$$

здесь m_1 и $I_{\text{C}12}$ — фактические значения воздухообмена и энтальпии смеси, которые принимают с учетом каких-либо ограничений по параметрам приточного воздуха. Приняв, что $I_{\text{C}12} - I_{\bar{\text{C}}1} = \Delta I_{\text{C}(+)}$, уравнение (15) можно представить в виде

$$\bar{\sigma}_{m1} = \frac{1}{1 - \dfrac{\Delta I_{\text{C}(+)}}{I_{\text{Уа}} - I_{\bar{\text{C}}1}}} = \frac{1}{1 - \dfrac{\Delta I_{\text{C}(+)}}{q_{\text{изб}}}\bar{m}}. \qquad (16)$$

Следует выделить единственный случай, для которого можно было бы получить воздухообмен меньше, чем по уравнению (14). Этот случай связан с закреплением точки $У$ в точке $У_{\text{б}}$, что соответствует минимизации воздухообмена за счет перерасходов тепла и воды. Воздухообмен, получаемый при этих условиях, может быть определен по уравнению (14), в которое вместо $I_{\text{Уа}}$ подставляется энтальпия $I_{\text{Уб}}$.

Для оценки принимаемых решений по технологическим схемам АСР большое значение имеют уравнения для коэффициентов перерасхода тепла и воды. Причинами перерасходов тепла и воды для зоны *1* по отношению к их минимально неизбежным значениям могут быть отклонение истинной точки $У_1$ от точки $У_{\text{а}}$, если $I_{\text{У}1} > I_{\text{Уа}}$; увеличение расхода наружного воздуха ($m_{\text{н}} > m_{\text{н min}}$).

Принимая, как это показано на рис. 7, положение точки $У_1$ на линии $t_{у\,min}$, можно записать, что энтальпия для этой точки $I_{у1} = I_{уа} + \Delta I_{у\,(+)}$.

Расход наружного воздуха, произвольно больший минимального, можно выразить уравнением $m_н = m_{н\,min} + \Delta m_{н\,(+)}$. Если в общее уравнение для перерасхода тепла

$$\bar{\sigma}_{т1} = \frac{q_{т1}}{\bar{q}_{т1}} = \frac{m_н (I_{у1} - I_{н1}) - q_{изб}}{m_{н\,min} (I_{уа} - I_{н1}) - q_{изб}} \qquad (17)$$

подставить записанные ранее выражения для $I_{у1}$ и $m_н$, то получим

$$\bar{\sigma}_{т1} = 1 + \frac{m_{н\,min} \Delta I_{у\,(+)} + \Delta m_{н\,(+)} (I_{уа} - I_{н1}) + \Delta m_{н\,(+)} \Delta I_{у\,(+)}}{\bar{q}_{т1}}. \qquad (18)$$

Из уравнения (18) и рис. 7 видно, что перерасход тепла имеет место даже тогда, когда точка $У_1$ смещается от точки $У_а$ по изотерме, соответствующей минимально допустимой температуре воздуха в кондиционируемом объекте.

Таким же образом можно получить уравнение для коэффициента перерасхода испаряющейся воды:

$$\bar{\sigma}_{ж.\,ад\,1} = 1 + \frac{m_{н\,min} \Delta d_{у\,(+)} + \Delta m_{н\,(+)} (d_{уа} - d_{н1}) + \Delta m_{(+)} \Delta d_{у\,(+)}}{\bar{q}_{ж.\,ад\,1}}. \qquad (19)$$

Полученные уравнения удобны для практического использования при выяснении степени влияния отдельных факторов на перерасходы тепла и воды.

Зона 2. Для этой зоны минимально неизбежные расходы тепла будут иметь место, если $\bar{m}_н = m_{н\,min}$, а точка $\bar{У}_2$ закрепляется в строго определенном положении на линии $У_а У_г$, соответствующей минимально допустимой температуре $t_{у\,min}$ в кондиционируемом объекте. Место закрепления точки $\bar{У}_2$ зависит от параметров наружного воздуха. Из расчетной схемы (см. рис. 7) видно, что произвольно выбранной точке $Н_2$ должна соответствовать точка $\bar{У}_2$ и разность энтальпий $I_{\bar{У}_2} - I_{\bar{Н}2} = q_{изб}/m_{н\,min}$. Следовательно, в зависимости от положения точки $Н_2$, в частности от ее влагосодержания $d_{Н2}$, точка $\bar{У}_2$ должна перемещаться по линии $t_{у\,min}$ от вершины $У_а$ до $У_г$. Границами зоны являются изолинии влагосодержаний $d_{а1}$ и $d_{т1}$, а также линии $а_1 г_1$ и $\varphi = 1$.

Определить минимально неизбежные расходы тепла $\bar{q}_{т2}$ и воздухообмен $\bar{m}_2$ можно исходя из следующих технологических процессов: $(\cdot)\, Н_2 = \bar{q}_{т2} \rightarrow (\cdot)\, \bar{Н}_2$; $(\cdot)\, \bar{Н}_2 = q_{изб} \rightarrow (\cdot)\, \bar{У}_2 \rightleftarrows$. Из описания процессов видно, что по условиям технологии $\bar{m}_2 = m_{н\,min}$, а значение $\bar{q}_{т2}$ может быть определено из уравнения

$\bar{q}_{т2} = m_{н\,min}(I_{\bar{Н}2} - I_{Н2})$, подставив в которое $I_{\bar{Н}2}$ из выражения типа (2), получим

$$\bar{q}_{т2} = m_{н\,min}(I_{\bar{У}2} - I_{Н2}) - q_{изб}. \qquad (20)$$

Последнее уравнение имеет такую же структуру, что и уравнение (12) для зоны *1*, разница заключается лишь в том, что в выражении (20) значение $I_{\bar{У}2}$ меняется в зависимости от состояния наружного воздуха. Определить $I_{\bar{У}2}$ как функцию исходных параметров можно, используя уравнение типа (5), записанное в данном случае для точек $Н_2$ и $\bar{Н}_2$, а затем уравнение (5) для точек $\bar{У}_2$ и $\bar{Н}_2$. Решая эти уравнения совместно с уравнением баланса типа (7), (9), получаем

$$I_{\bar{У}2} = I_{Н2} + \frac{t_{У\,min} - t_{Н2}}{4{,}1} + \frac{0{,}6q_{изб}}{\varepsilon_п m_{н\,min}}. \qquad (21)$$

В тех случаях, когда нижняя граница многоугольника $У$ не совпадает с изотермой, необходимо дополнительное уравнение для определения $t_{\bar{У}2}$.

Перерасход тепла для этой зоны так же, как и для предыдущей, будет иметь место при $m_н > m_{н\,min}$ и при $I_{У2} > I_{\bar{У}2}$, поэтому коэффициент перерасхода определяют по уравнению (18), в котором $\Delta I_{У(+)} = I_{У2} - I_{\bar{У}2}$, а вместо $I_{Уа}$ подставляют значение $I_{\bar{У}2}$.

Для зоны *2*, так же как и для зоны *1*, точка $\bar{У}_2$ соответствует не только оптимальным расходам тепла, но и оптимальным расходам воды, так как при этом не требуется адиабатное увлажнение воздуха ($\bar{q}_{ж.\,ад\,2} = 0$). Любая другая точка $У_{22}$ (кроме $У_{23}$) при $I_{У22} > I_{\bar{У}2}$ дает перерасход воды, так как $q_{ж.\,ад\,2} > 0$. Так, для указанного на рис. 7 положения точки $У_{22}$, находящейся на изотерме $t_{У\,min}$, неизбежны следующие технологические процессы: $(\cdot)\,Н_2 \rightleftarrows q_{т2} \rightrightarrows (\cdot)\,Н_{22}$; $(\cdot)Н_{22} \langle\!=\!\rangle q_{ж.\,ад\,2} \rightrightarrows (\cdot)\,\bar{Н}_{22}$; $(\cdot)\bar{Н}_{22} \rightleftarrows q_{изб} \rightrightarrows (\cdot)\,У_{22}$. Расход воды для процесса адиабатного увлажнения можно определить из уравнения $q_{ж.\,ад\,2} = m_{н\,min}(d_{\bar{Н}22} - d_{Н22})$.

Подставив в это уравнение $d_{\bar{Н}22}$ из (9) и вместо $d_{Н22}$ величину $d_{Н2}$, получим

$$q_{ж.\,ад\,2} = m_{н\,min}(d_{У22} - d_{Н2}) - (q_{изб}/\varepsilon_п). \qquad (22)$$

В рассматриваемом случае любой расход воды $q_{ж.\,ад\,2}$ равен его перерасходу $\bar{\sigma}^{(\cdot)}_{ж\,ад\,2}$. Очевидно, перерасход воды возрастает, если по каким-либо неоправданным причинам будет увеличен расход наружного воздуха, так как вместо $m_{н\,min}$ в уравнение (22) нужно подставить новое значение $m_н$. На изоэнтальпии $I_{У22}$ можно найти точку $У_{23}$, которая не совпадает с $\bar{У}_2$, но тем не менее при

этом состоянии воздуха обеспечиваются процессы без использования адиабатного увлажнения воздуха. В соответствии с рисунком эти процессы можно записать так: $(\cdot)\, H_2 \rightleftarrows q_{т2} \rightrightarrows (\cdot)\, H_{22}$; $(\cdot)\, H_{22} = q_{изб} \rightrightarrows (\cdot)\, У_{23}$.

Нетрудно заметить, что в данном случае сокращение расходов воды достигается за счет перерасхода тепла на величину $m_{н\,min}(I_{У23} - I_{\overline{У}2})$. *Все это лишний раз подтверждает, что оптимизация технологических процессов достигается только при строго определенном положении точки* $\overline{У}_2$.

До сих пор для зоны *2* рассматривались случаи, когда точка $У$ смещалась от точки $\overline{У}_2$ так, что $I_У > I_{\overline{У}2}$, а $d_У \geqslant d_{\overline{У}2}$. Если же принять точку $У_{24}$ с условием, что $I_{У24} < I_{\overline{У}2}$, и сохранить минимальный расход наружного воздуха, появится неоправданное потребление холода и тепла. При этом потребуется следующий технологический цикл (как один из возможных): $(\cdot)\, H_2 \langle\!=\!\rangle \langle\!=\!\rangle q_{х2} \rightrightarrows (\cdot)\, K_2$; $(\cdot)\, K_2 \rightleftarrows q_{т2} \rightrightarrows (\cdot)\, П_{24}$; $(\cdot)\, П_{24} \rightleftarrows q_{изб} \rightrightarrows \rightrightarrows (\cdot)\, У_{24}$.

Расход холода при этом $q_{х2} = m_{н\,min}(I_{Н2} - I_{К2})$. Определить $I_{К2}$ можно из уравнения типа (3), записанного для точек H_2 и K_2, и типа (9) — для влагосодержания $d_{К2}$, равного $d_{П24}$:

$$I_{К2} = I_{Н2} + \varepsilon_{т2}(d_{У24} - d_{Н2}) - \frac{\varepsilon_{т2}}{\varepsilon_п}\frac{q_{изб}}{m_{н\,min}}, \qquad (23)$$

а расход холода

$$q_{х2} = \frac{\varepsilon_{т2}}{\varepsilon_п} q_{изб} - \varepsilon_{т2} m_{н\,min}(d_{У24} - d_{Н2}). \qquad (24)$$

Расход тепла на подогрев воздуха можно получить, пользуясь следующим исходным уравнением: $q_{т2} = m_{н\,min}(I_{П24} - I_{К2})$. Подставляя значение $I_{К2}$ и $I_{П24}$ из (23) и (8), получаем

$$q_{т2} = m_{н\,min}(I_{У24} - I_{Н2}) - m_{н\,min}\varepsilon_{т2}(d_{У24} - d_{Н2}) - \\ - q_{изб}\left(1 - \frac{\varepsilon_{т2}}{\varepsilon_п}\right). \qquad (25)$$

Таким образом, наглядно показано, что неправильная настройка первичного преобразователя на параметры $У_{24}$ может привести не только к неоправданному потреблению холода, но и к перерасходу тепла. Устранить условия, которые при закреплении параметров в точке $У_{24}$ вызывают необоснованное потребление холода, можно за счет увеличения расхода наружного воздуха до $m_{Н24} = q_{изб}(I_{У24} - I_{Н22})$. Такое увеличение расхода наружного воздуха, однако, приводит к значительному перерасходу тепла, величину которого можно определить по уравнению типа (18).

Зона 3. Для этой зоны оптимальная технологическая схема СКВ и АСР будет соответствовать таким процессам, при которых параметры воздушной среды в кондиционируемом объекте должны

поддерживаться в состоянии, определяемом точкой $\overline{У}_з$ на линии $У_г — У_в$. Границами зоны *3* являются изолинии влагосодержаний $d_{г1}$ и $d_{в1}$, линия $\varphi = 1$ и наклонная линия $г_1 b_1$ (см. рис. 7). Принимая в рассматриваемой зоне параметры наружного воздуха в произвольно выбранной точке $Н_з$, можно записать следующие неизбежные процессы: $(\cdot) Н_з = \overline{q}_{тз} \Longrightarrow (\cdot)\ \overline{Н}_з$; $(\cdot)\ \overline{Н}_з = q_{изб} \Longrightarrow$ $\Longrightarrow (\cdot)\ \overline{У}_з$.

При этом $\overline{q}_{тз}$ определяют из выражения $\overline{q}_{тз} = m_{н\,min}(I_{\overline{Н}з} — I_{Нз})$. Используя уравнение типа (2), можно найти $I_{\overline{Н}з}$, и тогда

$$\overline{q}_{тз} = m_{н\,min}(I_{\overline{У}з} — I_{Нз}) — q_{изб}. \qquad (26)$$

Уравнение (26) аналогично ранее полученным выражениям (12) и (20) для зон *1* и *2*. Все различие заключается в значениях координат точки $\overline{У}$. В данном случае $I_{\overline{У}з}$ можно определить из совместного решения уравнений типа (9) для точек $\overline{У}_з$, $\overline{Н}_з$ и (2) для точек $У_в$, $\overline{У}_з$; в результате этого решения находим

$$I_{\overline{У}з} = I_{Ув} — \varepsilon_{гр.\,п}(d_{Ув} — d_{Нз}) + \frac{\varepsilon_{гр.\,п}}{\varepsilon_п}\frac{q_{изб}}{m_{н\,min}}. \qquad (27)$$

Вторую координату $t_{\overline{У}з}$ определяют из совместного решения уравнения (27) с уравнением типа (5), составленным для точек $У_в$ и $\overline{У}_з$:

$$t_{\overline{У}з} = t_{Ув} — Б\left[\varepsilon_{гр.\,п}(d_{Ув} — d_{\overline{У}з}) + \frac{\varepsilon_{гр.\,п}}{\varepsilon_п}\frac{q_{изб}}{m_{н\,min}}\right], \qquad (28)$$

где $Б = 4{,}1 — \dfrac{2{,}45}{\varepsilon_{гр.\,п}}$.

Отклонение точки $У_з$ от точки $\overline{У}_з$ приводит к перерасходу тепла или необоснованному потреблению холода. Количественные значения этих перерасходов определяются так же, как для предыдущей зоны.

Зона 4. Для этой зоны, расположенной между линиями $d_{в1}$, $d_{в2}$, $\varepsilon_п$ и $\varphi = 1$, при сохранении расхода наружного воздуха, равного $m_{н\,min}$, будет иметь место потребление холода и тепла. Однако, если увеличить расход наружного воздуха, доведя его до определенного неизбежного значения $\overline{m}_{н4}$, вместо потребления холода и тепла будет использоваться только тепло. Поэтому принимаем, что для данной зоны оптимальные технологические процессы связаны только с потреблением тепла $\overline{q}_{т4}$ при строго определенном расходе наружного воздуха $\overline{m}_{н4}$ ($\overline{q}_{ж.\,ад\,4}$ и $\overline{q}_{х4}$ равны нулю). Оптимальные параметры внутреннего воздуха, при которых расходы тепла и наружного воздуха будут наименьшими, в данном случае будут соответствовать точке $У_в$.

Условия для определения неизбежного значения расхода наружного воздуха $\bar{m}_{н4}$ можно установить из расчетной схемы, показанной на рис. 7. Представим, что параметры наружного воздуха в пределах зоны *4* заданы точкой H_4. Для этого случая, очевидно, можно найти такой расход наружного воздуха, при котором положение вершины нового многоугольника M_i совпадает с точкой $\bar{в}$, расположенной на пересечении линии $\varepsilon_п$, проведенной из точки $У_в$, и линии $d_{н4}$. Тогда числовое значение расхода наружного воздуха можно определить по уравнению

$$\bar{m}_{н4} = \frac{q_{изб}}{I_{Ув} - \bar{I}_в} = \frac{q_{изб}}{\varepsilon_п (d_{Ув} - \bar{d}_в)} = \frac{q_{изб}}{\varepsilon_п (d_{Ув} - d_{н4})}. \qquad (29)$$

При этом расходе наружного воздуха можно обеспечить следующие технологические процессы: $(\cdot)\ H_4 = \bar{q}_{т4} \Rightarrow (\cdot)\ \bar{в}$; $(\cdot)\ \bar{в} = q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\ У_в$. Количество минимально неизбежного тепла $\bar{q}_{т4} = \bar{m}_{и4}(\bar{I}_в - I_{н4})$; подставив значение $\bar{I}_в$ из выражения (2), получим

$$\bar{q}_{т4} = \bar{m}_{н4}(I_{Ув} - I_{н4}) - q_{изб}. \qquad (30)$$

Уравнение (30) имеет такой же вид, как и для предыдущих зон, с той лишь разницей, что в данном случае $\bar{m}_{н4} \neq m_{н\,min}$. Для данной зоны перерасход тепла или неоправданное потребление холода могут иметь место, если $m_н \neq \bar{m}_{н4}$, или при смещении точки $У_4$ от точки $У_в$. В этом нетрудно убедиться на двух характерных примерах.

Рассмотрим сначала случай, когда $m_н > \bar{m}_{н4}$ ($m_н - \bar{m}_{н4} = \Delta m_{н\,(+)}$), а точка $У$ закреплена в точке $У_в$.

Для состояния наружного воздуха, соответствующего точке H_4, при указанных условиях $m_н = q_{изб}/(I_{Ув} - I_{в\,(+)})$, а технологические процессы записываются так: $(\cdot)\ H_4 = q_{т4-1} \Rightarrow (\cdot)\ H_{41}$; $(\cdot)\ H_{41} \Leftarrow q_{ж.\,ад\,4} \Rightarrow (\cdot)\ в_{(+)}$; $(\cdot)\ в_{(+)} = q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\ У_в$.

При этом, как видно из расчетной схемы, наблюдается перерасход тепла и необоснованное потребление воды на адиабатное увлажнение воздуха. Перерасход тепла можно найти, используя коэффициент $\bar{\sigma}_{т4-1}$, числовое значение которого, определяется по уравнениям, аналогичным (17) и (18). В указанном случае расчетное уравнение приводится к следующему конечному виду:

$$\bar{\sigma}_{т\,4-1} = 1 + \frac{\Delta m_{н\,(+)}(I_{Ув} - I_н)}{\bar{q}_{т4}}. \qquad (31)$$

Это уравнение является частным случаем общего выражения (18). Сопутствующий этим процессам перерасход воды на адиабатное увлажнение воздуха определяется аналогично тому, как это было сделано для зон *1* и *2*. Так как перерасход $\bar{\sigma}^{\circ)}_{ж.\,ад\,4}$ равен

$q_{ж.\,ад\,4}$, его вычисляют по уравнению (22), в которое подставляются конкретные значения $m_н$, $d_{ув}$ и $d_{н4}$.

Для второго характерного случая, когда $m_н < \overline{m}_{н4}$ ($\overline{m}_{н4} - m_н = \Delta m_{н\,(-)}$), а точка $У$ закреплена так, что $I_{у4} < I_{ув}$, потребуется не только тепло, но и холод. На расчетной схеме для рассматриваемого случая точка расположена на изотерме, соответствующей максимально допустимой температуре $t_{у\,max}$, но смещена левее точки $У_в$, так, что $I_{ув} - I_{у4} = \Delta I_{у\,(-)}$. Если принять, что новому расходу наружного воздуха $m_н$ соответствует указанное на расчетной схеме положение вершины $b_{(-)}$, можно записать следующие технологические процессы: $(\cdot)\ H_4 \langle = \rangle q_{х4} = \rangle (\cdot)\ K_4$; $(\cdot)\ K_4 = q_{т4} = \rangle (\cdot)\ H_{42}$; $(\cdot)\ H_{42} = q_{изб} = \rangle (\cdot)\ У_4$. Наблюдаемое здесь потребление холода $q_{х4}$ равно перерасходу холода $\overline{\sigma}^{\circ)}_{х4}$, числовое значение которого определяется по выражению $\overline{\sigma}^{\circ)}_{х4} = q_{х4} = m_н\,(I_{н4} - I_{к4})$.

Подставив в него $I_{к4}$ из уравнения (23), получим

$$\overline{\sigma}^{\circ)}_{х4} = q_{х4} = \frac{q_{изб}}{\varepsilon_п} - m_н\varepsilon_{т4}\,(d_{у4} - d_{н4}). \qquad (32)$$

Нетрудно для этого же случая найти расход тепла, пользуясь выражением $q_{т4} = m_н\,(I_{н42} - I_{к4})$; подставляя $I_{н42}$ и $I_{к4}$ уже из известных уравнений, получим

$$q_{т4} = m_н\,[(I_{у4} - I_{н4}) - \varepsilon_{т4}\,(d_{у4} - d_{н4})] - q_{изб}\left(1 - \frac{\varepsilon_{т4}}{\varepsilon_п}\right). \qquad (33)$$

Сопоставляя значение $q_{т4}$ с минимально неизбежным расходом тепла $\overline{q}_{т4}$, можно найти коэффициент перерасхода тепла $\overline{\sigma}_{т4}$, равный отношению $q_{т4}/\overline{q}_{т4}$.

Устранить необоснованное потребление холода для рассматриваемого положения точки $У_4$ можно только за счет увеличения расхода наружного воздуха до величины $m_{н4} = q_{изб}/(I_{у4} - I_{н42})$, но при этом резко возрастает потребление тепла.

Подводя итоги изложенным сведениям по зонам *1—4* для тепловлажностных нагрузок I класса, можно отметить следующие наиболее существенные моменты.

1. Для всех зон минимизация расходов тепла и воды (потребление холода равно нулю) достигается при одинаковых условиях:

расход наружного воздуха $\overline{m}_н$ должен быть равен для первых трех зон $m_{н\,min}$, для зоны *4* $\overline{m}_{н4} = q_{изб}/\varepsilon_п\,(d_{ув} - d_{н4})$;

положение точки $У$ должно соответствовать точке $\overline{У}$, координаты которой изменяются в зависимости от параметров наружного воздуха.

2. Для зоны *1*, когда температура смоченного термометра $t_{a1}^{(мок)}$, соответствующая энтальпии I_{a1}, выше нуля, минимально неизбежный воздухообмен $\overline{m}$ равен минимальному расходу наружного воздуха $m_{н\,min}$. И тогда минимизация расходов тепла, воды и

воздухообмена достигается закреплением точки $У$ в точке $\overline{У}_а$. Если $t_{а1}^{(мок)} < 0$, минимизация воздухообмена достигается при положении точки $У$ в точке $\overline{У}_б$, т. е. условия минимизации воздухообмена не совпадают с условиями минимизации тепла.

3. Любое отклонение от указанных в пункте 1 значений $\overline{У}$ или $\overline{m}_н$ обусловливает перерасходы тепла, воздуха и воды, а также необоснованное потребление холода. Смещение точки $У$ от $\overline{У}$, которое характеризуется тем, что $I_У > I_{\overline{У}}$ и $d_У > d_{\overline{У}}$, приводит к перерасходу тепла и воды на увлажнение воздуха. Если $I_У > I_{\overline{У}}$, а $d_У = d_{\overline{У}}$, имеет место перерасход тепла. При $d_У < d_{\overline{У}}$ возникает как перерасход тепла, так и потребление холода; устранить потребление холода в последнем случае можно только за счет увеличения расхода наружного воздуха.

4. Для указанных зон возможно несколько вариантов технологических схем СКВ и АСР, которые обеспечивают минимально неизбежные значения технологических показателей, но для всех вариантов при этом должны выполняться отмеченные выше условия. Несоблюдение указанных условий приводит к перерасходам тепла, холода и воды, которые для каждого конкретного случая можно оценить количественно по коэффициентам перерасходов.

5. Для определения минимально неизбежных значений технологических показателей зоны *1* расчетный климат может быть представлен только энтальпией наружного воздуха; для зон *2*, *3* и *4* необходимо иметь два параметра, т. е. точку состояния наружного воздуха.

6. В расчетных схемах термодинамической модели для тепловлажностных нагрузок II и III классов, когда многоугольник M_1 располагается ниже линии $\varphi = 1$, из всех зон остается только зона *1*. Исчезает из расчетной схемы также зона *4* для тепловлажностных нагрузок I класса, если $\varepsilon_п = \infty$ (см. рис. 6).

7. РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ЗОН БЕЗ ПОТРЕБЛЕНИЯ ТЕПЛА И ХОЛОДА

При стоянии параметров наружного воздуха в пределах зон *5*—*8* (рис. 6, *а*, *б* и 8) потребление тепла и холода может быть равным нулю, если технологические схемы СКВ и АСР будут осуществлять процессы, при которых обеспечивается строго определенное согласование параметров воздушной среды в кондиционируемом объекте и параметров внешней атмосферы. Следует заметить, что выбор расчетной точки $\overline{У}$ по указанным условиям не согласуется с выбором точки $\overline{\overline{У}}$ по условиям минимизации расходов воды на увлажнение воздуха, т. е. $\overline{У} \not\to \overline{\overline{У}}$. Первые из трех зон могли быть объединены в единую зону, так как для них общим

и определяющим признаком является то, что расход наружного воздуха равен $m_{н\,min}$. Однако такое объединение в данном случае нецелесообразно, так как наличие трех зон дает возможность определить условия, при которых потребление воды на адиабатное увлажнение воздуха сводится к минимально неизбежному.

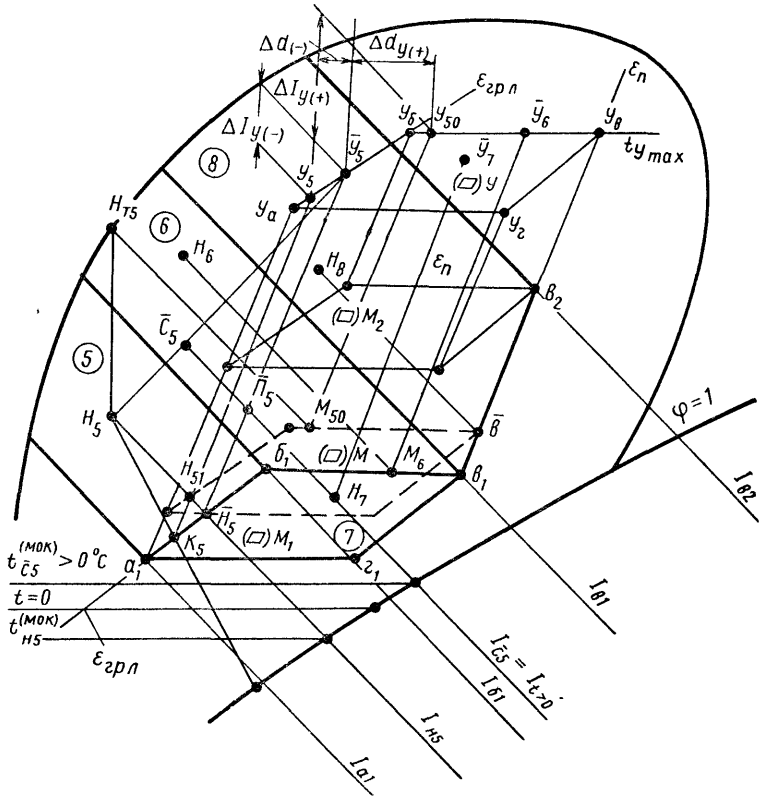


Рис. 8. Расчетная схема термодинамической модели СКВ для зон *5—8*—наружного климата при тепловлажностных нагрузках I класса

Для минимально неизбежного потребления воды параметры воздуха в объекте необходимо поддерживать на верхних границах многоугольника $У$ (линии $У_а У_б У_в$). Наименьшее потребление воды при параметрах наружного воздуха в зонах *5* и *6*, если точки $Н$ этих зон расположены левее линии $\varepsilon_п$, проведенной из $У_а$, имело бы место при совмещении точек $\overline{\overline{У}}_5$ и $\overline{\overline{У}}_6$ с точкой $У_а$.

Зона *8* выделяется в самостоятельную в связи с тем, что для нее характерным является переменный расход наружного воздуха, минимально неизбежное значение которого соответствует поддержанию точки $\bar{У}$ в точке $У_в$. Исходя из этих общих соображений, рассмотрим каждую зону в отдельности.

Зона 5. Зона расположена между двумя изоэнтальпиями I_{a1} и $I_{б1}$, а также линией $\varepsilon_{гр.\,л}$, проведенной через точки a_1 и $б_1$ (рис. 8). Для ознакомления с особенностями технологических процессов рассматриваемой зоны выберем параметры наружного воздуха в произвольно расположенной точке H_5. Для этого состояния наружного воздуха потребление тепла и холода можно исключить при условии, что параметры воздушной среды в объекте поддерживаются в точке $\overline{У}_5$; минимально неизбежный расход наружного воздуха при этом равен $m_{н\,min}$, Минимизация расхода воды достигается при таком положении точки $\overline{\overline{У}}_5$, которое соответствует наименьшей разности влагосодержаний: $\Delta d_{\overline{\overline{У}}_5} = d_{\overline{\overline{У}}_5} - d_{Н5}$. Общий воздухообмен по условиям технологии может быть равен $m_{н\,min}$, либо больше $m_{н\,min}$. Последнее зависит от температуры наружного воздуха $t^{(мок)}_{Н5}$. Расход рециркуляционного воздуха при отсутствии потребления холода будет равен нулю, если эта температура будет положительной. Если $t^{(мок)}_{Н5} < 0$, минимально неизбежный воздухообмен будет соответствовать температуре смеси по смоченному термометру, едва превышающей нулевое значение (см. $t^{(мок)}_{\overline{С}5}$ на рис. 8).

С учетом сказанного вариантами технологических процессов, наглядно отображающими оптимизацию систем по условиям потребления тепла и холода, могут быть следующие:

$$(\cdot)\,H_5 \langle = \rangle \overline{q}_{ж.\,ад\,5} = \rangle (\cdot)\,\overline{H}_5;\quad (\cdot)\,\overline{H}_5 = q_{изб} = \rangle (\cdot)\,\overline{У}_5;$$

или

$$(\cdot)\,H_5 = (\cdot)\,\overline{У}_5 = \rangle (\cdot)\,\overline{C}_5;\quad (\cdot)\,\overline{C}_5 = \overline{q}_{ж.\,ад\,5} = \rangle (\cdot)\,\overline{П}_5;$$

$$(\cdot)\,\overline{П}_5 = q_{изб} = \rangle (\cdot)\,\overline{У}_5.$$

Положение точки $\overline{У}_5$ на левой границе многоугольника $У$ определяется из уравнения теплового баланса, поэтому

$$I_{У5} = I_{\overline{Н}5} + q_{изб}/m_{н\,min} = I_{Н5} + q_{изб}/m_{н\,min}. \qquad (34)$$

Вторая координата точки $\overline{У}_5$, например $t_{\overline{У}5}$, может быть найдена при совместном решении уравнения (34) и соотношения типа (5), составленного для точек $\overline{У}_5$ и $У_а$. Решая эти уравнения, в конечном итоге получаем

$$t_{\overline{У}5} = t_{Уа} + Б_л \frac{q_{изб}}{m_{н\,min}} (I_{Уа} - I_{Н5}), \qquad (35)$$

где $Б_л = 4{,}1—2{,}45/\varepsilon_{гр.\,л}$.

В соответствии с технологическим процессом адиабатного увлажнения смеси минимально неизбежный воздухообмен $\overline{m}_5 = q_{изб}/(I_{\overline{У}5} - I_{\overline{П}5})$, но так как $I_{\overline{У}5} = I_{Н5} + q_{изб}/m_{н\,min}$, можно

записать

$$\overline{m}_5 = \frac{q_{изб}}{(q_{изб}/m_{н\,min}) - (I_{(t>0)} - I_{Н5})}. \qquad (36)$$

Из (36) видно, что при $I_{(t>0)} = I_{Н5}$ (случай, когда $t_{Н5}^{(мок)} > 0$) $\overline{m}_5 = m_{н\,min}$.

Минимально неизбежный расход воды для увлажнения воздуха при отсутствии потребления холода можно определить из выражения $\overline{q}_{ж.\,ад\,5} = m_{н\,min}(d_{\overline{Н}5} - d_{Н5})$, если в него подставить значение $d_{\overline{Н}5}$ из уравнения типа (9):

$$\overline{q}_{ж.\,ад\,5} = m_{н\,min}(d_{\overline{У}5} - d_{Н5}) - q_{изб}/\varepsilon_п. \qquad (37)$$

Еще раз подчеркнем, что этот расход воды не является наименьшим из всех возможных для заданного состояния наружного воздуха, но является минимально неизбежным при отсутствии потребления тепла и холода. Наименьший расход, равный $\overline{\overline{q}}_{ж.\,ад\,5}$, соответствует закреплению точки $У_5$ в точке $\overline{\overline{У}}_5$; для положения точки $Н_5$, как это указано на рис. 8, точка $\overline{\overline{У}}_5$ должна быть совмещена с $У_а$.

Однако любое отклонение точки $У_5$ от $\overline{У}_5$ и изменение расхода наружного воздуха по сравнению с $m_{н\,min}$ неизбежно приводит к потреблению тепла или холода. Рассмотрим *два возможных случая.*

Пусть *в первом случае* точка $У_5$ смещена от точки $\overline{У}_5$ ближе к точке $У_а$, так, что $I_{У5} < I_{\overline{У}5}$; $d_{У5} < d_{\overline{У}5}$, а $m_н = m_{н\,min}$. При этом появляется неоправданный расход холода, так как точке $У_5$ соответствуют следующие технологические процессы: $(\cdot)\,Н_5 \langle = \rangle \langle = \rangle q_{х5} = (\cdot)\,К_5$; $(\cdot)\,К_5 = q_{изб} = \rangle (\cdot)\,У_5$.

Расход холода в данном случае тождественен его перерасходу, поэтому $q_{х5} = \overline{\sigma}^{\circ)}_{х5} = m_{н\,min}(I_{Н5} - I_{К5})$; но так как $I_{К5} = I_{У5} - q_{изб}/m_{н\,min}$, а $I_{У5} = I_{\overline{У}5} - \Delta I_{У\,(-)}$, окончательно записываем

$$q_{х5} = \overline{\sigma}^{\circ)}_{х5} = q_{изб} - m_{н\,min}[(I_{\overline{У}5} - I_{Н5}) + \Delta I_{У\,(-)}]. \qquad (38)$$

Небезынтересно получить расчетное уравнение для расхода воды при рассмотренных процессах охлаждения и увлажнения; этот расход $q_{ж.\,х\,5} = m_{н\,min}(d_{К5} - d_{Н5})$, но $d_{К5} = d_{У5} - q_{изб}/\varepsilon_п m_{н\,min}$, поэтому

$$q_{ж.\,х\,5} = m_{н\,min}(d_{У5} - d_{Н5}) - q_{изб}/\varepsilon_п. \qquad (39)$$

Полученное уравнение имеет аналогичную структуру, что и (37) для расхода воды при адиабатном увлажнении, и эти расходы легко можно сопоставить. Коэффициент $\beta_{ж5}$ снижения расхода испаряющейся воды при охлаждении, определяемого уравнением

(39), по сравнению с расходом воды на адиабатное увлажнение воздуха, определяемым уравнением (37), можно выразить так:

$$\beta_{ж5} = \frac{q_{ж.\,х\,5}}{\bar{q}_{ж.\,ад\,5}} = \frac{m_{н\,min}(d_{У5} - d_{Н5}) - q_{изб}/\varepsilon_п}{m_{н\,min}\left(d_{\bar{У}5} - d_{Н5}\right) - q_{изб}/\varepsilon_п}.$$

Так как $d_{У5} = d_{\bar{У}5} - \Delta d_{У\,(-)}$, уравнение для $\beta_{ж5}$ принимает вид

$$\beta_{ж5} = 1 - \frac{m_{н\,min}\,\Delta d_{У\,(-)}}{\bar{q}_{ж.\,ад\,5}}. \qquad (40)$$

Наибольшее потребление холода и наименьшее потребление воды будут иметь место при совмещении точки $У_5$ с точкой $У_а$. Отсюда следует, что условиям оптимального потребления холода противопоставляется вариант оптимального потребления воды на испарение. Не исключено, что в отдельных случаях может представить интерес сопоставление режимов потребления холода и адиабатного увлажнения воздуха в целях поиска условий, при которых один из вариантов будет иметь преимущество. Такое сопоставление нетрудно выполнить, пользуясь полученными уравнениями.

Избежать потребления холода при отклонении точки $У_5$ от $\bar{У}_5$ можно лишь в том случае, если увеличить расход наружного воздуха и осуществить такие процессы: $(\cdot)\,H_5 \langle = \rangle q_{ж.\,ад\,51} = \rangle = \rangle\,(\cdot)\,H_{51}$; $(\cdot)\,H_{51} = q_{изб} = \rangle\,(\cdot)\,У_5$. При этом расход наружного воздуха $m_{н51} = q_{изб}\,(I_{У5} - I_{Н51})$, а коэффициент перерасхода $\bar{\sigma}_{m_{Н51}} = m_{н51}/m_{н\,min}$. Учитывая, что $I_{У5} = I_{\bar{У}5} - \Delta I_{У\,(-)}$, $\bar{\sigma}_{m_{Н51}}$ можно записать так:

$$\bar{\sigma}_{m_{Н51}} = \frac{I_{\bar{У}5} - I_{Н5}}{I_{У5} - I_{Н5}} = \frac{1}{1 + \dfrac{m_{н\,min}\,\Delta I_{У\,(-)}}{q_{изб}}}. \qquad (41)$$

Естественно, что при новом расходе наружного воздуха изменится количество воды, испаряющейся при адиабатном увлажнении. Коэффициент перерасхода воды для данного случая по сравнению с расходом $\bar{q}_{ж.\,ад\,5}$, вычисляемым по (37), можно определить из выражения

$$\bar{\sigma}_{ж.\,ад\,51} = \frac{q_{ж.\,ад\,51}}{\bar{q}_{ж.\,ад\,5}} = \frac{m_{н\,51}(d_{У5} - d_{Н5}) - q_{изб}/\varepsilon_п}{m_{н\,min}\left(d_{\bar{У}5} - d_{Н5}\right) - q_{изб}/\varepsilon_п}.$$

Принимая, что $m_{н51} = m_{н\,min} + \Delta m_{н\,(+)}$, а $d_{У5} = d_{\bar{У}5} - \Delta d_{У\,(-)}$ можно записать

$$\bar{\sigma}_{ж.\,ад\,51} = 1 + \frac{\Delta m_{н\,(+)}\left(d_{\bar{У}5} - d_{Н5}\right) - \left(m_{н\,min} + \Delta m_{н\,(+)}\right)\Delta d_{У\,(-)}}{\bar{q}_{ж.\,ад\,5}}. \qquad (42)$$

Из полученного уравнения видно, что коэффициент $\bar{\sigma}_{ж.\,ад\,51}$

может быть больше или меньше единицы в зависимости от конкретного значения расчетных величин.

Теперь рассмотрим *второй случай*, для которого $I_{У50} > I_{\overline{У}5}$ и $m_н > m_{н\,min}$, что соответствует закреплению параметров воздушной среды в точке $У_{50}$ и положению многоугольника $М$, как это указано на расчетной схеме штриховой линией (рис. 8). Один из вариантов технологических процессов, соответствующих этим условиям, может быть записан следующим образом: $(\cdot)\, H_5 = q_{т5} \Rightarrow (\cdot)\, H_{т5}$; $(\cdot)\, H_{т5} \langle = \rangle q_{ж.\,ад\,5-2} \Rightarrow (\cdot)\, М_{50}$; $(\cdot)\, М_{50} = q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\, У_{50}$.

Из технологии обработки видно, что в данном случае расходуется тепло и вода на испарительное увлажнение. Расход тепла можно подсчитать по уравнению $q_{т5} = m_{Н50}\,(I_{М50} - I_{Н5})$, подставляя в которое значение $I_{М50}$ из уравнения типа (2), получаем $q_{т5} = m_н\,(I_{У50} - I_{Н5}) - q_{изб}$. Вид этого уравнения аналогичен тем уравнениям, которые были выведены для расхода тепла первых четырех зон. Поскольку для зоны *5* при оптимальном решении технологии потребление тепла равно нулю, очевидно, в данном случае расход тепла тождествен его перерасходу, т. е. $\overline{\sigma}^{о)}_{т5} = q_{т5}$.

Коэффициент перерасхода воды на адиабатное увлажнение для этого же случая $\overline{\sigma}_{ж.\,ад\,5-2} = q_{ж.\,ад\,5-2}/\overline{q}_{ж.\,ад\,5}$. Используя известные выражения для величин, входящих в числитель и знаменатель, а также принимая во внимание, что $m_н = m_{н\,min} + \Delta m_{н\,(+)}$ и $d_{У50} = d_{\overline{У}5} + \Delta d_{У\,(+)}$, запишем в окончательном виде

$$\overline{\sigma}_{ж\ ад\,5-2} = 1 + \frac{\Delta m_{н\,(+)}\,(d_{\overline{У}5} - d_{Н5}) + (m_{н\,min} + \Delta m_{н\,(+)})\,\Delta d_{У\,(+)}}{\overline{q}_{ж.\,ад\,5}}. \quad (43)$$

Нетрудно заметить, что структуры расчетных уравнений (42) и (43) для коэффициентов перерасхода воды одинаковы. Уравнения отличаются только знаком перед множителем $(m_{н\,min} + \Delta m_{н\,(+)})\,\Delta d_{У\,(+)}$. При перемещении точки $У_5$ от $\overline{У}_5$ влево ставим знак минус, при смещении точки вправо — знак плюс.

Все это лишний раз подтверждает, что максимальное сокращение потребления воды на адиабатное увлажнение требует перемещения точки $У_5$ к точке $У_а$. Из всех полученных результатов для зоны *5* видно, что обеспечение оптимальных режимов СКВ без потребления тепла и холода возможно, если система АСР способна поддерживать как минимальный расход наружного воздуха, так и строго определенные параметры воздушной среды в точке $\overline{У}_5$.

Зоны 6 и 7. Зона 6 расположена между изоэнтальпиями $I_{в1}$, $I_{б1}$ и линией $б_1в_1$. Для этой зоны технологические процессы и все расчетные уравнения по минимально неизбежным величинам и перерасходам воздуха, тепла и холода остаются такими же, как для зоны *5*. Все сказанное можно подтвердить для примера

следующими технологическими процессами, если параметры наружного воздуха заданы точкой H_6: $(\cdot)\, H_6 \langle = \rangle q_{ж.\,ад\,6} = \rangle (\cdot)\, M_6$; $(\cdot)\, M_6 = q_{изб} = \rangle (\cdot)\, \overline{У}_6$.

Границы зоны 7 совпадают с границами многоугольника M_1. Характерная особенность зоны заключается в том, что при стоянии в ней параметров наружного воздуха никакой обработки воздуха не требуется. Однако так использовать термодинамический потенциал наружного воздуха можно только в том случае, когда координаты точки $У_7$ будут совпадать с координатами точки $\overline{У}_7$. Координаты этой точки можно определить уже известными методами.

Так, $I_{\overline{У}7}$ определяют из уравнения

$$I_{\overline{У}7} = I_{Н7} + \frac{q_{изб}}{m_{н\,min}}. \qquad (44)$$

Вторая координата $t_{\overline{У}7}$ может быть найдена из соотношения типа (5), составленного для точек $\overline{У}_7$ и H_7:

$$t_{\overline{У}7} = t_{Н7} + \left(4{,}1 - \frac{2{,}45}{\varepsilon_п}\right)(I_{\overline{У}7} - I_{Н7}). \qquad (45)$$

В остальном зона 7, а следовательно, и все расчетные уравнения для этой зоны, ничем не отличаются от полученных ранее для зоны 5.

Зона 8. Зона ограничена энтальпиями $I_{в1}$, $I_{в2}$ и линией $\varepsilon_п$, проведенной из вершины $У_в$. Использовать термодинамический потенциал наружного воздуха данной зоны без потребления искусственного холода можно только при переменном расходе воздуха. Минимально неизбежное значение расхода наружного воздуха $\overline{m}_{н8}$ будет соответствовать параметрам воздушной среды в точке $У_в$. При этом технологические процессы могут быть представлены следующим образом: $\overline{m}_{н8} = q_{изб}/(I_{Ув} - I_{Н8})$; $(\cdot) H_8 \langle = \rangle \langle = \rangle \overline{q}_{ж.\,ад\,8} = \rangle (\cdot)\, \overline{b}$; $(\cdot)\, \overline{b} = q_{изб} = \rangle (\cdot)\, У_в$.

Расход испаряющейся воды $\overline{q}_{ж.\,ад\,8}$ определяется, как и в предыдущих случаях, по уравнению (37), которое в данном случае записывают так:

$$\overline{q}_{ж.\,ад\,8} = \overline{m}_{н8}(d_{Ув} - d_{Н8}) - \frac{q_{изб}}{\varepsilon_п}. \qquad (46)$$

Невыполнение требований по закреплению точки $У$ в точке $\underline{У}_в$ и изменение расхода наружного воздуха по сравнению с $\overline{m}_{н8}$ непременно приводит к потреблению тепла или холода, а также к изменению расхода испаряющейся воды. Рассмотрим несколько характерных случаев (рис. 9).

Допустим, что точка $У_8$ расположена левее точки $У_в$, т. е. $I_{У8} < I_{Ув}$ и $d_{У8} < d_в$; расход наружного воздуха поддерживается на минимально неизбежном уровне и при заданном поло-

жении точки H_8 $\overline{m}_{н8} = q_{изб}/(I_{ув} - I_{н8})$ (этому расходу соответствует многоугольник M, показанный на рис. 9 штриховой линией). Естественно, что при данном расходе обеспечить параметры в точке $У_8$ можно только за счет использования искусственн-

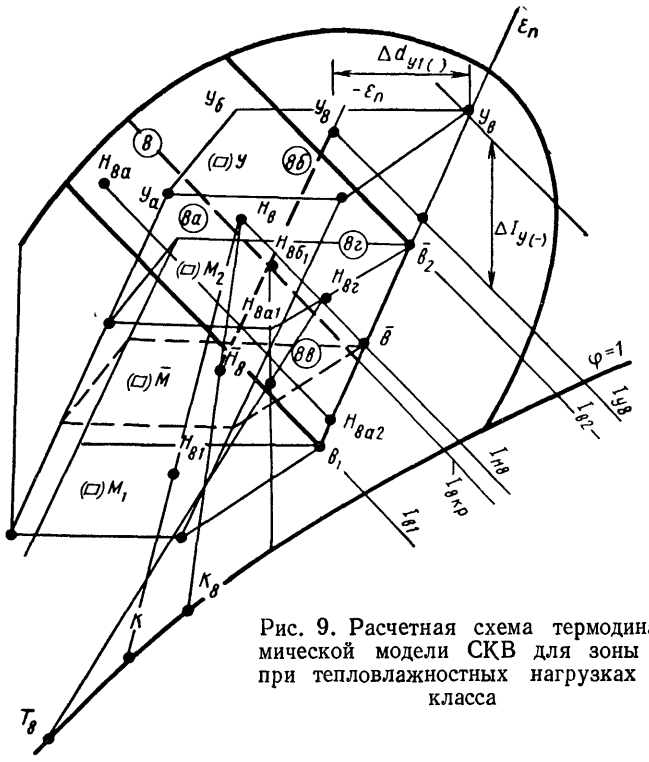


Рис. 9. Расчетная схема термодинамической модели СКВ для зоны 8 при тепловлажностных нагрузках I класса

ного холода, например, при таких технологических процессах: (·) $H_8 \langle = \rangle q_{х8} = \rangle$ (·) $\bar{H}_8$; (·) $\bar{H}_8 = q_{изб} = \rangle$ (·) $У_8$.

Предполагается, что состояние воздуха в точке $\bar{H}_8$ обеспечивается за счет охлаждения какой-то части наружного воздуха до состояния K_8. Положение точки $\bar{H}_8$ предопределено линией $\varepsilon_п$, проведенной из точки $У_8$, и уравнением теплового баланса. Расход холода при этом $q_{х8} = \bar{m}_{н8}\,(I_{н8} - I_{\bar{н}8})$; но так как $I_{\bar{н}8} = I_{у8} - (q_{изб}/\bar{m}_{н8})$, можно записать, что

$$q_{х8} = q_{изб} - \bar{m}_{н8}\,(I_{у8} - I_{н8}). \qquad (47)$$

В рассматриваемом случае состояние параметров наружного воздуха таково, что потребление воды на увлажнение равно нулю (даже имеет место выпадение конденсата), однако при $d_{н8} > d_{\bar{н}8}$ может потребоваться вода на увлажнение воздуха. Расход воды

для процесса, когда он связан с охлаждением и увлажнением, может быть определен по уравнению типа (39).

Из уравнения (47) видно, что расход холода при прочих равных условиях будет увеличиваться по мере уменьшения $m_{н8}$ по сравнению с $\bar{m}_{н8}$. Наибольший расход холода будет иметь место при $m_{н8} = m_{н\,min}$, так как параметры наружного воздуха после обработки должны соответствовать при этом точке H_{81}, расположенной в пределах многоугольника M_1. Отсюда, однако, не следует обратный вывод, что за счет увеличения $m_{н8}$ до $m_{и\,max}$ можно добиться нулевого потребления холода, если параметры воздуха по-прежнему остаются в точке $У_8$.

Эти условия, когда $I_{у8} < I_{ув}$, $d_{у8} < d_{ув}$, а $m_{н\,min} < m_{н8} < m_{н\,max}$, составляют второй случай, представляющий интерес. Рассмотрим его подробно. Для того чтобы оценить, к каким возможным последствиям и возможным технологическим процессам приводят указанные условия, разобьем зону *8* на четыре участка: *8а*, *8б*, *8в*, *8г* (внутренние границы участков показаны утолщенными штриховыми линиями). Эти границы образуются двумя линиями: линией $\varepsilon_п$, проведенной через точку $У_8$, и изоэнтальпией $I_{8кр}$, которая определяется из уравнения

$$I_{у8} - I_{8\,кр} = I_{ув} - I_{в2} = q_{изб}/m_{н\,max}. \qquad (48)$$

Как видим, положение границ полностью определяется положением точки $У_8$.

Если параметры наружного воздуха находятся в пределах участков *8а*, полностью осуществимы те технологические процессы, при которых потребление тепла и холода равно нулю, т. е. изменяя расход наружного воздуха от $m_{н\,min}$ до $m_{н\,max}$, можно обойтись только адиабатным увлажнением воздуха. При этом, естественно, расход наружного воздуха больше его минимально неизбежного значения $\bar{m}_{н8}$, а расход воды на адиабатное увлажнение может быть меньше или больше $\bar{q}_{ж.\,ад\,8}$.

Перерасход наружного воздуха можно выразить коэффициентом

$$\bar{\sigma}_{m_{н8а}} = \frac{m_{н\,8а}}{\bar{m}_{н\,8а}} = \frac{I_{ув} - I_{н\,8а}}{I_{у8} - I_{н\,8а}} = \frac{I_{ув} - I_{н\,8а}}{I_{ув} - I_{н\,8а} - \Delta I_{у\,(-)}},$$

где $\Delta I_{у\,(\ )} = I_{ув} - I_{у8}$, и после преобразований

$$\bar{\sigma}_{m_{н\,8а}} = \frac{1}{1 - \dfrac{\Delta I_{у\,(-)}}{I_{ув} - I_{н\,8а}}}. \qquad (49)$$

Коэффициент изменения расхода воды для двух сравниваемых вариантов на адиабатное увлажнение можно определить исходя из уравнения

$$\bar{\sigma}_{ж.\,ад\,8а} = \frac{q_{ж.\,ад\,8а}}{\bar{q}_{ж.\,ад\,8а}} = \frac{m_{н\,8а}\,(d_{н\,8а\,1} - d_{н\,8а})}{\bar{m}_{н8}\,(d_{н\,8а\,2} - d_{н\,8а})}. \qquad (50)$$

Для участка *8б*, даже при максимальном расходе наружного воздуха, равном $m_{н\,max}$, неизбежно потребление искусственного холода. При этом в зависимости от конкретного состояния наружного воздуха необходимы его увлажнение или осушка. Конечное состояние обработанного наружного воздуха должно соответствовать точке $H_{8б1}$.

Для участков *8г* и *8в*, кроме потребления холода, неизбежно также потребление тепла на второй подогрев. Так, для участка *8г* при $m_{н8г} = m_{н\,max}$ неизбежны следующие технологические процессы: $(\cdot)\, H_{8г} = q_{х8г} \Rightarrow (\cdot)\, \overline{H}_{8г}$; $(\cdot)\, \overline{H}_{8г} = q_{т8г} \Rightarrow (\cdot)\, H_{8б1}$; $(\cdot)\, H_{8б1} = q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\, У_8$.

Более подробное изложение сущности процессов, характерных для трех последних участков, дается при изучении расчетных схем зон *10—13*, для которых эти процессы являются неизбежными.

Таким образом, можно сделать следующие основные выводы, касающиеся зон *5—8* для I класса тепловлажностных нагрузок.

1. Для всех четырех зон потребление тепла и холода может быть равным нулю только в тех случаях, когда при конкретных значениях параметров наружного воздуха АСР поддерживает определенное состояние воздушной среды, характеризуемое точкой $\overline{У}$, координаты которой определяются либо графически, либо по предлагаемым расчетным уравнениям. При этом расход наружного воздуха для зон *5*, *6* и *7* должен иметь минимальное значение, а для зоны *8* он должен изменяться от $m_{н\,min}$ до $m_{н\,max}$.

2. Минимально неизбежный расход наружного воздуха и воды для адиабатного увлажнения воздуха при отсутствии потребления тепла и холода имеет место тогда, когда положение точки *У* для зон *5—7* изменяется в пределах линии $У_а У_б У_в$, а для зоны *8* фиксируется в точке $У_в$. Отклонение параметров воздушной среды от расчетного состояния, характеризуемого положением точки $\overline{У}$, приводит к изменению расходов наружного воздуха, воды, а также к потреблению тепла и холода.

3. Для рассматриваемых зон максимальное сокращение расходов воды на адиабатное увлажнение воздуха обязательно связано с потреблением холода и тепла, так как в этом случае расчетное положение точки $\overline{\overline{У}}$ не совпадает с точкой $\overline{У}$; точка $\overline{\overline{У}}$ должна быть смещена левее точки $\overline{У}$, так чтобы разность влагосодержаний внутреннего и наружного воздуха была наименьшей.

4. Расход рециркуляционного воздуха по технологическим соображениям всегда можно принимать равным нулю, если температура наружного воздуха по смоченному термометру больше нуля; в противном случае необходимо подмешивание рециркуляционного воздуха в количестве, которое обеспечивает положительное значение температуры смеси наружного и рециркуляционного воздуха по мокрому термометру.

Справедливость последнего утверждения теряет силу для нагрузок II и III классов.

Как видно из рис. 10, на котором показана расчетная схема для нагрузок II класса, вместо четырех ранее рассмотренных зон имеется две зоны: *6-III* и *8-II*, которые отличаются от зон *6* и *8* положением нижней границы. В данном случае нижняя граница совпадает с линией $\varphi = 1$ зоны *6-III* и частично совпадает для зоны *8-II*.

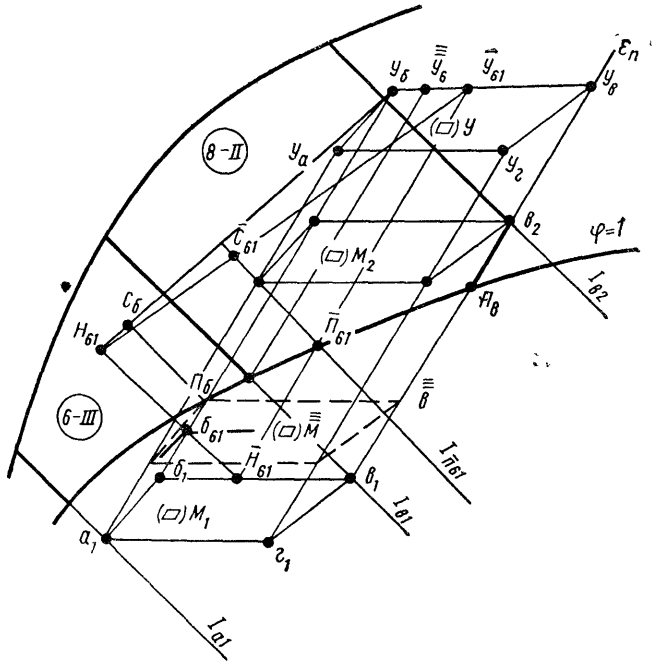


Рис. 10. Расчетная схема термодинамической модели СКВ для зон *6-III* и *8-II* наружного климата при тепловлажностных нагрузках II класса

Если принять, что минимально неизбежный воздухообмен соответствует параметрам состояния приточного воздуха в какой-то точке $П_б$, расположенной на линии $\varphi = 1$, то можно рассмотреть следующие два конкурирующих варианта: в первом варианте к минимуму сводится расход наружного воздуха, во втором — минимизируется общий воздухообмен.

Для *первого рассматриваемого варианта*, приняв расход наружного воздуха равным его минимальному значению, технологические процессы для зоны *6-III* можно записать так:

$$(\cdot)\, H_{61} = (\cdot)\, \overline{y}_{61} \Rightarrow (\cdot)\, \overline{C}_{61}; \quad (\cdot)\, \overline{C}_{61} = \overline{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\, \overline{П}_{61};$$

$$(\cdot)\, \overline{П}_{61} = q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\, \overline{y}_{61}.$$

При этом общий воздухообмен $m_{\overline{П}61} = q_{изб}/(I_{\overline{У}61} - I_{\overline{П}61})$.

Пользуясь соотношением (10), это выражение можно записать так:

$$\overline{m} = m_{\overline{П}61} = m_{и\,min}\frac{I_{\overline{У}61} - I_{Н61}}{I_{\overline{У}61} - I_{\overline{П}61}} = m_{н\,min}\frac{I_{\overline{У}61} - I_{Н61}}{\Delta I_{\overline{П}61}}. \qquad (51)$$

Обратившись к расчетной схеме и к уравнению (51), нетрудно заметить, что с увеличением $I_{Н61}$ изменяется энтальпия $I_{\overline{П}61}$, так как точка $\overline{П}_{61}$ перемещается по линии $\varphi = 1$, сокращая рабочую разность энтальпий приточного и удаляемого воздуха. Наименьшее значение разности энтальпии $\Delta I_{П\,min}$, равное $I_{Ув} - I_{Пв}$, получается тогда, когда $I_{Н61} = I_{в1}$, т. е. когда точка параметров наружного воздуха лежит на границе зон *6-III* и *8-II*. Наоборот, разность энтальпий $\Delta I_{П\,max}$, равная $I_{Уб} - I_{Пб}$, будет иметь оптимальное значение при условии расположения точки состояния наружного воздуха на левой границе (энтальпия $I_{а1}$) зоны *6-III*.

Таким образом, при расходе наружного воздуха, равном $m_{н\,min}$, минимально неизбежный воздухообмен $\overline{m}$ может измениться в

$$n_m = \frac{I_{Уб} - I_{Пб}}{I_{Ув} - I_{Пв}} = \frac{\Delta I_{П\,max}}{\Delta I_{П\,min}}\text{ раз}. \qquad (52)$$

Из уравнения (52) и расчетной схемы следует, что числовое значение n_m в конечном итоге зависит от исходных данных, в частности, от размеров и расположения на I—d диаграмме многоугольника $У$.

Условия по *второму варианту* сводятся к сохранению общего воздухообмена на уровне его возможного минимального значения, а расход наружного воздуха изменяется от $m_{н\,min}$ до $m_{нб}$. Из рисунка видно, что минимальный воздухообмен

$$\overline{\overline{m}} = m_{Пб} = \frac{q_{изб}}{I_{Уб} - I_{Пб}} = \frac{q_{изб}}{\Delta I_{П\,max}}. \qquad (53)$$

Естественно, что данный воздухообмен без потребления тепла или холода можно обеспечить только в том случае, когда расход наружного воздуха будет иметь свое значение в соответствии с величиной, определяемой по уравнению $\overline{\overline{m}}_н = q_{изб}/(I_{Уб} - I_{Нб1})$; пользуясь соотношением (10), это уравнение можно записать в следующем виде:

$$\overline{\overline{m}}_н = m_{Пб}\frac{(I_{Уб} - I_{Пб})}{(I_{Уб} - I_{Нб1})} = \overline{\overline{m}}\frac{\Delta I_{П\,max}}{I_{Уб} - I_{Нб1}}. \qquad (54)$$

Технологические процессы, соответствующие переменному расходу наружного воздуха, можно записать так: $(\cdot)\,H_{б1} \rightleftarrows (\cdot)\,У_б \Rightarrow \Rightarrow (\cdot)\,С_б$; $(\cdot)\,С_б \rightleftarrows q_{ж.\,ад\,в} \Rightarrow (\cdot)\,П_б$; $(\cdot)\,П_б \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_б$. Возможные пределы изменения $m_н$ по отношению к $m_{н\,min}$ можно определить, разделив уравнение (54) на $m_{н\,min}$:

$$n_{m_н} = \frac{q_{изб}}{m_{н\,min}\,(I_{Уб} - I_{Нб1})}. \qquad (55)$$

Из уравнения (55) видно, что конкретное значение $n_{m_н}$ полностью зависит от исходных данных: $q_{изб}$ и $m_{н\,min}$, положения многоугольника *У* и параметров воздуха зоны *6-III*. Из рассмотрения положения многоугольника M_1 (рис. 10) и расчетного уравнения (55) можно заключить, что отмеченный характер изменения расходов воздуха будет иметь место до тех пор, пока $I_{Нб1} < I_{Пб}$. При $I_{Нб1} = I_{Пб}$ расход наружного воздуха равен общему воздухообмену. Для случая, когда $I_{Нб1} > I_{Пб}$, начнется рост воздухообмена m (для зоны *6-III* его максимальное значение будет соответствовать разности энтальпии $I_{\overline{\overline{У}}б} - I_{в1}$).

С изменением расхода наружного воздуха будет изменяться количество испаряющейся воды на адиабатное увлажнение. Имея в виду известную структуру расчетного уравнения для определения $q_{ж.\,ад}$ [см. уравнение (37)], нетрудно найти выражение для сравнительного анализа изменения расхода испаряющейся воды по двум рассматриваемым вариантам:

$$n_{ж.\,ад\,б} = \frac{q_{ж.\,ад}\ (\text{для второго варианта})}{q_{ж.\,ад}\ (\text{для первого варианта})} = \frac{\overline{\overline{m}}_н\,(d_{Уб} - d_{Нб1}) - \dfrac{q_{изб}}{\varepsilon_п}}{m_{н\,min}\left(d_{\overline{\overline{У}}б1} - d_{Нб1}\right) - \dfrac{q_{изб}}{\varepsilon_п}}.$$

Подставив значение $\overline{\overline{m}}_н$ из уравнения (54), окончательно можно записать

$$n_{ж.\,ад\,б} = \frac{q_{изб}\left(\dfrac{1}{\varepsilon_{УН}} - \dfrac{1}{\varepsilon_п}\right)}{\bar{q}_{ж.\,ад\,б}}, \qquad (56)$$

где

$$\text{где } \varepsilon_{УН} = \frac{I_{Уб} - I_{Нб1}}{d_{Уб} - d_{Нб1}}.$$

Таким образом, из рассмотрения двух вариантов можно заключить, что для нагрузок II и III классов возникают некоторые особенности в определении оптимальных расходов наружного воздуха и общего воздухообмена.

Окончательный выбор одного из вариантов в конечном итоге определяется при комплексной технико-экономической оценке систем, когда появляется возможность подсчитать годовые эксплуатационные затраты на воздухозаборе и в сетях воздуховодов с учетом указанного характера изменения расходов воздуха.

В принципиальном смысле подход к анализу конкурирующих вариантов по расходам наружного воздуха и общего воздухообмена для зоны *8-II* или *8-III* ничем не отличается от рассуждений, которые только что были изложены для зоны *6-III*.

Некоторые особенности заключаются лишь в том, что в случае, когда многоугольник M_2 расположен выше линии $\varphi = 1$,

для определенной области параметров $I_{\text{пв}} < I_{\text{н}} < I_{\text{в2}}$ в зоне *8-III* минимальный воздухообмен будет равен расходу наружного воздуха.

8. РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ЗОН С ОБЯЗАТЕЛЬНЫМ ПОТРЕБЛЕНИЕМ ИСКУССТВЕННОГО ХОЛОДА

На рис. 6, 11—13 показаны зоны *9—12*, для которых обязательно потребление искусственного холода, так как термодинамический потенциал наружного воздуха при расходах в пределах от $m_{\text{н min}}$ до $m_{\text{н max}}$ не обеспечивает полной ассимиляции тепло-

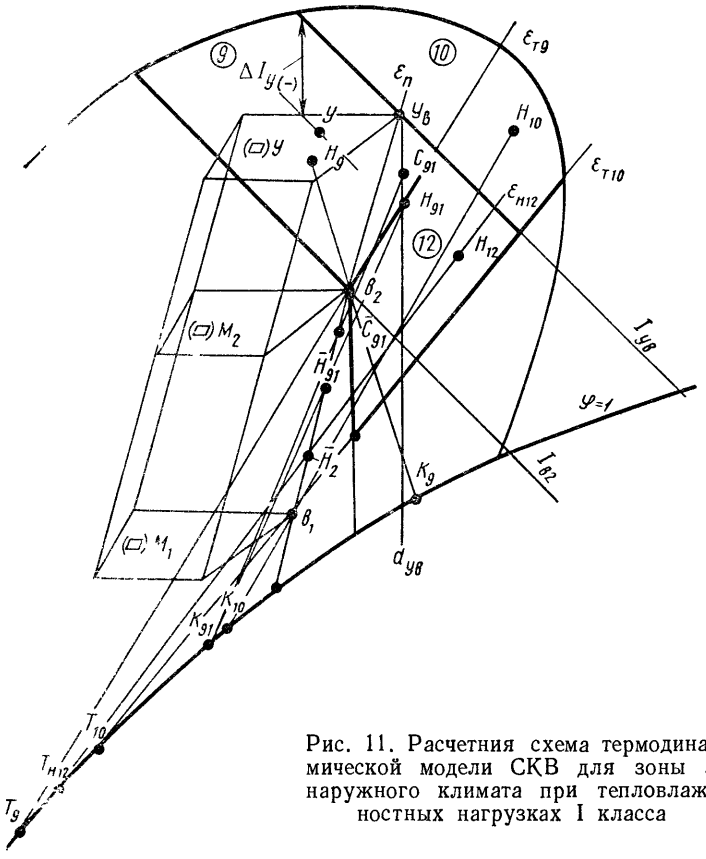


Рис. 11. Расчетная схема термодинамической модели СКВ для зоны *9* наружного климата при тепловлажностных нагрузках I класса

и влагоизбытков. Каждая из названных зон характеризуется определенным значением неизбежных расходов воздуха и холода. Все основные факторы, определяющие особенности технологических процессов, далее рассматриваются для каждой зоны в отдельности.

Общее для всех зон заключается в том, что параметры воздушной среды в кондиционируемом объекте принимаются в точке $У_в$, т. е. поддерживаются на максимально предельном уровне многоугольника $У$. В отличие от предыдущих, для зон *9*, *10* и *12*, кроме «естественных» границ, проходящих через изоэнтальпии $I_{в2}$ и $I_{Ув}$, существуют границы типа $Л$ и $\varepsilon_т$, которые строят на основании специальных соображений. Все особенности построения границ, а также расчетные уравнения рассмотрены для каждой зоны отдельно.

Зона 9. Эта зона для нагрузок всех классов характеризуется одним признаком. Его сущность состоит в том, что при поддержании параметров воздушной среды в точке $У_в$ расход холода имеет минимально неизбежное значение тогда, когда расход наружного воздуха имеет максимально возможное значение. Нарушение этих требований повлечет за собой перерасход холода или одновременно и холода и тепла. Принятые границы для расчетных схем термодинамической модели позволяют также определить минимально неизбежный воздухообмен по условиям технологических процессов. Неизменными границами зоны *9* при нагрузках всех классов являются изоэнтальпии, проходящие через точки $У_в$ и $в_2$ (рис. 11). Расположение нижней границы зависит от класса тепловлажностных нагрузок. Поэтому далее особенности зоны *9* будут рассмотрены для тепловлажностных нагрузок трех классов.

Для I и II классов, когда многоугольник $М_2$ находится выше линии $\varphi = 1$, зона *9* ограничивается снизу линией ε_{I9} (см. рис. 6, 11, 12); для нагрузок III класса нижней границей является линия $Л_9$, которая показана на рис. 13; но нижней границей чаще всего может быть и линия $\varphi = 1$.

Граница ε_{T9} проходит через точку $в_2$, являясь касательной к линии $\varphi = 1$ в точке $Т_9$ (см. рис. 11, 12).

Угол наклона этой линии определяется положением точки b_2 и точки $Т_9$ касания к линии $\varphi = 1$. Точка касания, как это принято считать, является теоретическим пределом охлаждения воздуха с параметрами, соответствующими любой точке на этой линии. Поэтому с теоретической точки зрения воздух с параметрами зоны *9* можно обработать до состояния, соответствующего точке $в_2$, с наименьшей затратой холода; для параметров, характеризуемых областью ниже линии ε_{T9}, расход холода будет больше, так как при этом уменьшается расход наружного воздуха.

Все реальные условия, например ограничение температуры холодоносителя, недостаточная интенсивность тепло- и массообмена и т. д., которые соответствуют увеличению угла наклона линии ε_{T9}, проведенной из точки b_2, приводят к перерасходу холода. Именно по этой причине, сопоставление фактических расходов тепла, холода и воздуха с их минимально возможным теоретическим пределом позволяет выяснить факторы, препятствующие улучшению функционально-технологических показателей. При таком подходе появляется достаточно четкая основа для

решения другой группы вопросов, связанных, например, с комплексной технико-экономической оценкой требуемой температуры холодоносителя. Однако детализация данного вопроса находится за пределами анализа технологических схем СКВ и АСР, и поэтому ограничимся сделанными замечаниями, приступив к непосредственному рассмотрению технологических процессов для зоны *9*.

Один из вариантов технологических процессов, помогающих уяснить неизбежные затраты холода и воздуха для нагрузок I и II классов, может быть представлен следующим образом (см.

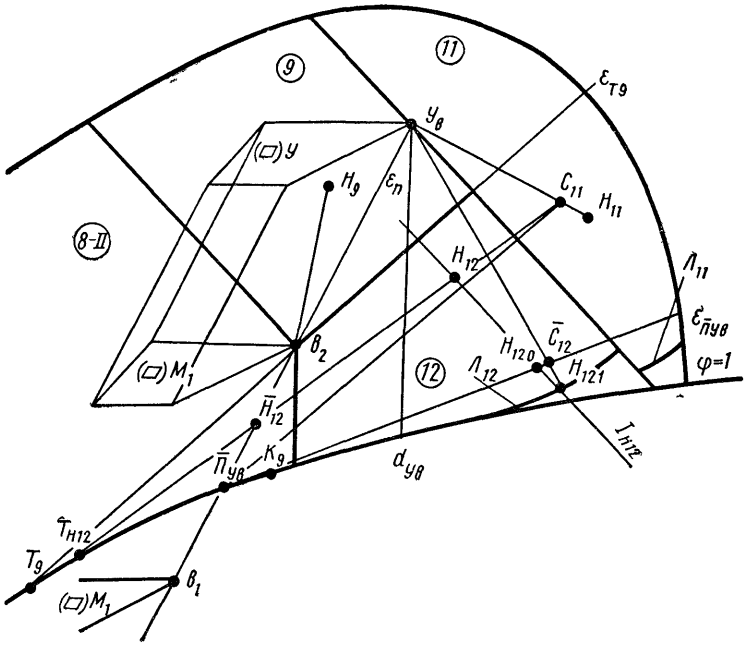


Рис. 12. Расчетная схема термодинамической модели СКВ для зоны *9* наружного климата при тепловлажностных нагрузках II класса

рис. 11). Пусть параметры наружного воздуха характеризуются произвольно выбранной точкой H_9; тогда $(\cdot)\, H_9 \langle\ \rangle\, \bar{q}_{x9} \Longrightarrow (\cdot)\, в_2$; $(\cdot)\, в_2 = q_{изб} \Longrightarrow (\cdot)\, У_в$.

Здесь, как видно из расчетной схемы, конечное (в точке $в_2$) состояние наружного воздуха получено за счет обработки какой-то его части до состояния, соответствующего точке K_9, и последующего смещения с воздухом состояния H_9. Для выяснения расходов холода нет необходимости уточнять эти процессы, достаточно иметь представление о том, что в идеализированном ранее принятом представлении о конечном состоянии обрабатываемого в теплообменнике воздуха точка K_9 в данном случае получена без каких-либо ограничений.

Минимально неизбежный расход холода, соответствующий указанным процессам, может быть определен по уравнению $\bar{q}_{x9} = m_{н\,max}(I_{Н9} - I_{в2})$, подставив в которое значение $I_{в2}$ из уравнения типа (2), получим

$$\bar{q}_{x9} = q_{изб} - m_{н\,max}(I_{Ув} - I_{Н9}). \qquad (57)$$

Причинами перерасхода холода для зоны *9* могут быть, во-первых, закрепление точки *У* на линии энтальпии $I_У < I_{Ув}$ и, во-вторых, уменьшение расхода наружного воздуха по сравнению с его расчетным значением $m_{н\,max}$. Коэффициент перерасхода холода с учетом указанных причин может быть записан в следующем виде:

$$\bar{\sigma}_{x9} = \frac{q_{x9}}{\bar{q}_{x9}} = \frac{q_{изб} - m_н(I_У - I_{Н9})}{q_{изб} - m_{н\,max}(I_{Ув} - I_{Н9})}.$$

Если принять $m_н < m_{н\,max}$, а $I_У < I_{Ув}$, можно записать, что $m_н = m_{н\,max} - \Delta m_{н\,(-)}$ и $I_У = I_{Ув} - \Delta I_{У\,(-)}$ (см. на рис. 11 точку *У*), и тогда предыдущее уравнение принимает вид

$$\bar{\sigma}_{x9} = 1 + \frac{m_{н\,max}\Delta I_{У\,(-)} + \Delta m_{н\,(-)}(I_{Ув} - I_{Н9}) - \Delta m_{н\,(-)}\Delta I_{У\,(-)}}{\bar{q}_{x9}}. \qquad (58)$$

Полученное уравнение дает возможность количественно оценить коэффициент перерасхода холода в зависимости от фактических значений $\Delta I_{У\,(-)}$ и $\Delta m_{н\,(-)}$, которые могут иметь место при необоснованном выборе технологической схемы АСР.

Однако имеется еще одна причина, которая также оказывает влияние на перерасход холода. Она возникает в связи с ранее упоминавшимися ограничениями в возможностях получения необходимых процессов обработки воздуха в теплообменных аппаратах. Рассмотрим этот случай для состояния наружного воздуха, характеризуемого точкой H_{91}.

При отсутствии каких-либо ограничений, конечное состояние обрабатываемого в теплообменнике воздуха будет характеризоваться точкой, лежащей на прямой ε_{T9}. Это значит, что, приняв расход наружного воздуха равным $m_{н\,max}$, всегда можно получить воздух состояния $в_2$ за счет минимально неизбежного расхода холода.

Если же принять, что в силу каких-то ограничений конечное состояние воздуха после его обработки будет характеризоваться точкой, расположенной на линии H_{91}—K_{91}, например точкой $\bar{H}_{91}$, то получить расчетную точку, соответствующую минимально неизбежным расходам холода, невозможно. Действительно, представим сначала, что обрабатывается только наружный воздух состояния H_{91}. При этом параметры воздуха, подаваемого в помещение, должны соответствовать точке $\bar{H}_{91}$, лежащей на пересе-

чении линии H_{91}—K_{91} и линии $\varepsilon_{\text{п}}$. Этому положению точки $\overline{H}_{91}$ соответствует расход наружного воздуха $m_{\text{н}} = q_{\text{изб}}/(I_{\text{ув}} - I_{\overline{\text{н}}91})$, который меньше $m_{\text{н max}}$. Но из уравнения (58) следует, что при $m_{\text{н}} < m_{\text{н max}}$ имеет место перерасход холода.

Сделанное замечание о перерасходе холода не изменяется, если обрабатывать не наружный воздух, а его смесь с рециркуляционным. В этом нетрудно убедиться из следующих рассуждений.

Предположим, что наружный воздух состояния H_{91} смешивается с рециркуляционным так, что при заданных ограничениях по температуре холодоносителя и условиях тепловлажностной обработки конечное состояние смеси характеризуется точкой C_{91}. Технологические процессы, соответствующие принятым условиям, можно записать так: $(\cdot)\, H_{91} = (\cdot)\, У_{\text{в}} \rightarrow (\cdot)\, C_{91}$; $(\cdot)\, C_{91} \langle = \rangle\, q_{\text{х}91} \rightarrow (\cdot)\, \overline{C}_{91}$; $(\cdot)\, \overline{C}_{91} = q_{\text{изб}} \rightarrow (\cdot)\, У_{\text{в}}$. Последнему процессу должен соответствовать воздухообмен $m_{91} = q_{\text{изб}}/(I_{\text{ув}} - I_{\overline{\text{с}}91})$, который складывается из некоторого количества $m_{\text{н}91}$ наружного и $m_{91} - m_{\text{н}91}$ рециркуляционного воздуха. Расход холода при этом $q_{\text{х}91} = m_{91}(I_{\text{с}91} - I_{\overline{\text{с}}91})$; подставляя в данное выражение значения m_{91} и $I_{\overline{\text{с}}91}$, из известных уравнений баланса получим

$$q_{\text{х}91} = q_{\text{изб}} - m_{\text{н}91}(I_{\text{ув}} - I_{\text{н}91}). \qquad (59)$$

Из уравнения (59) следует, что расход холода не зависит от общего воздухообмена, а зависит только от расхода наружного воздуха $m_{\text{н}91}$, и поскольку $m_{\text{н}91} < m_{\text{н max}}$, то согласно уравнению (58) в данном случае также будет иметь место перерасход холода.

Оценка влияния различных ограничений на перерасход холода имеет большое практическое значение.

Рассматривая для зоны *9* вопрос о минимально неизбежном воздухообмене, нетрудно заключить, что по условиям технологических процессов для нагрузок I и II классов он может быть принят равным максимальному расходу наружного воздуха, т. е. $\overline{m}_{9} = m_{\text{н max}}$. Уменьшение на $\Delta m_{(-)}$ общего воздухообмена для нагрузок I класса связано с перерасходом холода, так как при этом на такую же величину уменьшается расход наружного воздуха.

Наибольший перерасход холода (но при этом, естественно, будет иметь место наименьший воздухообмен) соответствует состоянию приточного воздуха со следующими параметрами: для тепловлажностных нагрузок I класса (см. рис. 11) — в точке $в_1$, так как общий воздухообмен не может быть меньше минимального расхода наружного воздуха; для тепловлажностных нагрузок II класса (см. рис. 12) — в точке $\overline{П}_{\text{ув}}$.

Эти точки характеризуют предельные параметры приточного воздуха при условии, что в помещении поддерживается состояние воздушной среды, соответствующее точке $У_{\text{в}}$. В случае смещения точки $У$ на величину $\Delta I_{\text{у}\,(-)}$ появляется возможность

дальнейшего уменьшения воздухообмена (и, следовательно, расхода наружного воздуха), и тогда перерасход холода увеличивается как за счет величины $\Delta m_{(-)}$, так и за счет увеличения $\Delta I_{У\,(-)}$ [см. уравнение (58)]. В определенных случаях при анализе и оценке СКВ указанные два варианта целесообразно сопоставлять как конкурирующие (здесь $\overline{m}$ не соответствует $\overline{\overline{m}}$).

Отметим некоторые особенности зоны *9* при тепловлажностных нагрузках III класса (условное обозначение зоны *9-III*). В этом

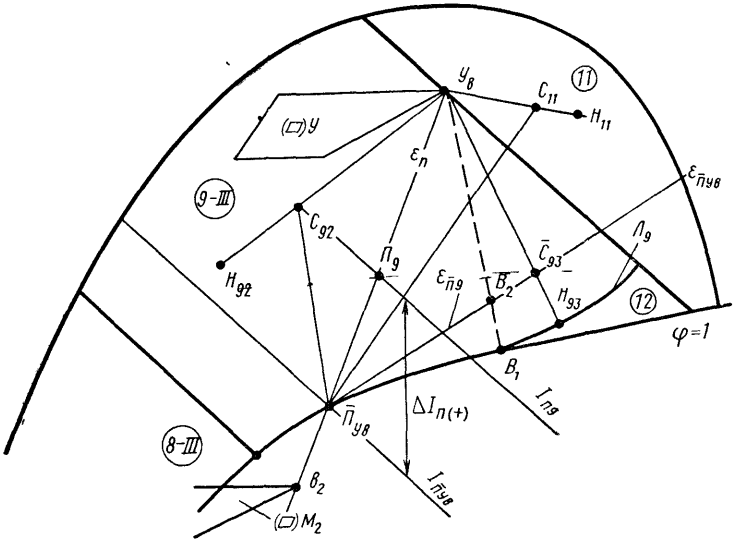


Рис. 13. Расчетная схема термодинамической модели СКВ для зоны *9* наружного климата при тепловлажностных нагрузках III класса

случае многоугольник $М_2$ лежит ниже линии $\varphi = 1$, а нижняя граница проходит по линии $Л_9$ (рис. 13).

Граница $Л_9$ очерчивает зону *9-III* ниже линии $\varepsilon_{\overline{П}У_в}$ (касательная к линии $\varphi = 1$ в точке $\overline{П}_{У_в}$) и зависит от ее расположения. Область $I—d$ диаграммы между линиями $Л_9$ и $\varepsilon_{\overline{П}У_в}$ охватывает те параметры наружного воздуха, при которых еще возможно использовать его максимальный расход, чтобы довести потребление холода до минимально неизбежных значений $\bar{q}_{х9}$.

Имея в виду, что линия $\varepsilon_{\overline{П}У_в}$ есть касательная к линии $\varphi = 1$ в точке ее пересечения с линией $\varepsilon_п$, проведенной из точки $У_в$, нетрудно понять, что она характеризует то предельное состояние параметров воздуха смеси, при которых его обработка в теплообменном аппарате теоретически еще обеспечивает конечное состояние в точке $\overline{П}_{У_в}$.

Если состояние наружного воздуха характеризуется точкой, расположенной ниже $Л_9$, то получить конечное состояние смеси

на линии $\varepsilon_{\text{п}}$ можно только при уменьшении расхода наружного воздуха, т. е. при перерасходе холода. Отсюда следует, что линия $Л_9$ должна соответствовать тем параметрам наружного воздуха, при которых соблюдаются следующие условия:

общий воздухообмен равен минимально неизбежному значению

$$\overline{m}_{9\text{-III}} = m_{\overline{\text{П}}\,\text{ув}} = q_{\text{изб}}/(I_{\text{ув}} - I_{\overline{\text{П}}\text{ув}});$$

расход наружного воздуха равен $m_{\text{н max}}$;

потребление холода равно его минимально неизбежной величине $\overline{q}_{\text{х9}}$.

Принимая параметры наружного воздуха соответствующими точке $Н_{93}$, расположенной на границе $Л_9$, с учетом указанных выше условий можно записать следующие технологические процессы: $(\cdot)\ Н_{93} = (\cdot)\ У_{\text{в}} \Rightarrow (\cdot)\ \overline{C}_{93}$; $(\cdot)\ \overline{C}_{93} = \overline{q}_{\text{х9-III}} \Rightarrow (\cdot)\ \overline{П}_{\text{ув}}$; $(\cdot)\ \overline{П}_{\text{ув}} = q_{\text{изб}} \Rightarrow (\cdot)\ У_{\text{в}}$. В соответствии с этими процессами расход холода $q_{\text{х9-III}} = m_{\overline{\text{П}}\text{ув}}(I_{\overline{\text{C}}93} - I_{\overline{\text{П}}\text{ув}})$; подставляя в данное выражение разность энтальпий из соотношения типа (10), получим

$$q_{\text{х 9-III}} = q_{\text{изб}} - m_{\text{н max}}(I_{\text{ув}} - I_{\text{Н93}}). \qquad (60)$$

Уравнение (60) имеет такой же вид, что и (57), которое ранее было получено при нулевом расходе рециркуляционного воздуха, т. е. при $\overline{m} = m_{\text{н max}}$. Следовательно, из выражения (60) можно определить энтальпии точек, расположенных на линии $Л_9$ при условии, что $q_{\text{х9-III}} = \overline{q}_{\text{х9}}$:

$$I_{\text{Н93}} = I_{\text{ув}} - \frac{m_{\overline{\text{П}}\,\text{ув}}}{m_{\text{н max}}}(I_{\text{ув}} - I_{\overline{\text{C}}93}). \qquad (61)$$

Пользуясь этим уравнением, нетрудно построить на I—d диаграмме линию $Л_9$. Граница $Л_9$ слева пересекает линию $\varphi = 1$ в точке B_1; эта точка графически определяется сравнительно просто, так как отношение отрезков $У_{\text{в}}B_1/B_2B_1$ равно отношению $m_{\overline{\text{П}}\text{ув}}/m_{\text{н max}}$. Не существует препятствий дать более полное описание координат точки $Н_{93}$ как функции всех исходных данных.

Анализ уравнения (61) и наиболее характерных для практики условий показывает, что линия $Л_9$ весьма часто лежит ниже $\varphi = 1$, т. е. вне рабочей части I—d диаграммы; и тогда вместо нее границей зоны *9-III* становится линия 100%-ной относительной влажности.

Для области, расположенной в зоне *9-III* выше линии $\varepsilon_{\overline{\text{П}}\text{ув}}$, технологические процессы остаются такими же, как это имело место в предыдущем случае. Однако следует понимать, что обеспечение максимального расхода наружного воздуха означает совершенно определенное положение точки смеси. Так, для параметров наружного воздуха, соответствующих точке $Н_{92}$, энталь-

пия точки смеси C_{92} должна иметь значение, определяемое отношением

$$\frac{I_{\text{ув}} - I_{\text{н92}}}{I_{\text{ув}} - I_{\text{с92}}} = \frac{I_{\text{ув}} - I_{\text{в2}}}{I_{\text{ув}} - I_{\overline{\text{п}}\text{ув}}} = \frac{m_{\overline{\text{п}}\text{ув}}}{m_{\text{н max}}}. \qquad (62)$$

Для зоны *9-III* перерасход холода рассчитывают так же, как для зоны *9*, т. е. по уравнению (58). Перерасход воздухообмена находят по фактическому положению точки $П_9$ на линии $\varepsilon_{\text{п}}$:

$$\bar{\sigma}_{m_{9\text{-III}}} = \frac{m_{9\text{-III}}}{\overline{m}_{9\text{-III}}} = \frac{I_{\text{ув}} - I_{\overline{\text{п}}\text{ув}}}{I_{\text{ув}} - I_{\text{п9}}}.$$

Приняв, что $I_{\text{п9}} = I_{\overline{\text{п}}\text{ув}} + \Delta I_{\text{п}(+)}$, окончательно можно записать

$$\bar{\sigma}_{m_{9\text{-III}}} = \frac{1}{1 - \dfrac{\Delta I_{\text{п}(+)}}{I_{\text{ув}} - I_{\overline{\text{п}}\text{ув}}}} = \frac{1}{1 - \dfrac{m_{\overline{\text{п}}\text{ув}} \Delta I_{\text{п}(+)}}{q_{\text{изб}}}}. \qquad (63)$$

Уравнение (63) позволяет оценить влияние на перерасход воздуха величины $\Delta I_{\text{п}(+)}$ в любом диапазоне исходных значений $m_{\overline{\text{п}}\text{ув}}$ и $q_{\text{изб}}$. Сама величина $\Delta I_{\text{п}(+)}$ может изменяться в зависимости от ряда факторов: нагрева воздуха в вентиляторе, недостаточной эффективности тепло- и массообмена в теплообменных аппаратах, ограничения в перепаде температуры воздуха на притоке и т. п.

Зона 10. Эта зона (см. рис. 6, *а*, *б* и 11) расположена выше энтальпии $I_{\text{ув}}$, поэтому в целях обеспечения минимально неизбежного расхода холода расход наружного воздуха принимается равным $m_{\text{н min}}$. Вторая отличительная особенность зоны *10* заключается в том, что расход рециркуляционного воздуха можно принимать равным нулю. С учетом этого можно заключить, что нижняя граница зоны проходит по линии $\varepsilon_{\text{т10}}$. Правила построения этой границы и ее физический смысл те же, что и для границы $\varepsilon_{\text{т9}}$. Единственное различие заключается в том, что все основные построения линии $\varepsilon_{\text{т10}}$ ориентированы относительно вершины $в_1$ многоугольника $М_1$, а не $в_2$ многоугольника $М_2$, как это имело место для зоны *9*. Отмеченные принципы построения нижней границы зоны *10* свидетельствуют о том что она существует только для тепловлажностных нагрузок I класса.

Рассмотрим основные технологические процессы для тепловлажностных нагрузок этого класса.

Если принять, что параметры наружного климата соответствуют точке $Н_{10}$ (см. рис. 11), то один из вариантов технологических процессов, обеспечивающих минимально неизбежные расходы холода и воздуха, можно записать следующим образом: $(\cdot)\, Н_{10} \langle = \rangle \bar{q}_{\text{х10}} = \rangle\, (\cdot)\, в_1$; $(\cdot)\, в_1 \rightleftarrows q_{\text{и.б}} = \rangle\, (\cdot)\, У_{\text{в}}$. В процессе обработки воздуха предусматривается, что часть наружного воз-

духа переходит в теплообменном аппарате в состояние K_{10} и затем смешивается с воздухом в состоянии H_{10}. При этом минимально неизбежный расход холода $\bar{q}_{x10} = m_{н\,min}(I_{H10} - I_{в1})$. Подставив значение $I_{в1}$ из выражения типа (2), получим

$$\bar{q}_{x10} = q_{изб} - m_{н\,min}(I_{Ув} - I_{H10}). \qquad (64)$$

Выражение (64) имеет тот же вид, что и (57) для зоны *9*. Разница заключается только в расчетном количестве наружного воздуха, который в последнем случае равен $m_{н\,min}$.

Перерасход холода для зоны *10* аналогично тому, как это было сделано для зоны *9*, можно определить с помощью коэффициента

$$\bar{\sigma}_{x10} = \frac{q_{x10}}{\bar{q}_{x10}} = 1 + \frac{m_{н\,min}\Delta I_{У\,(-)} + \Delta m_{н\,(+)}(I_{H10} - I_{Ув}) + \Delta m_{н\,(+)}\Delta I_{У\,(-)}}{\bar{q}_{x10}}, \qquad (65)$$

где $\Delta I_{У\,(-)} = I_{Ув} - I_{У}$, $(I_{У} < I_{Ув})$; $\Delta m_{(н+)} = m_{н} - m_{н\,min}$, $(m_{н} > m_{н\,min})$.

Зона 11. Так же, как и предыдущая, зона 11 располагается выше изоэнтальпии $I_{Ув}$, поэтому в целях минимизации потребления холода расход наружного воздуха принимается также равным $m_{н\,min}$. Эта зона отличается от зоны 10 тем, что общий воздухообмен для нее всегда будет больше минимального расхода наружного воздуха. Действительно, рассмотрим, например, расчетную схему, представленную на рис. 12, из которой нетрудно заметить, что наименьший воздухообмен будет соответствовать параметрам приточного воздуха в точке $\bar{П}_{Ув}$. Этот воздухообмен $\bar{m}_{П11} = m_{\bar{П}Ув} = q_{изб}/(I_{Ув} - I_{\bar{П}Ув})$; он больше $m_{н\,min}$, так как $(I_{Ув} - I_{\bar{П}Ув}) < (I_{Ув} - I_{в1})$.

Отсюда следует, что зона *11* существует всегда, когда вершина $в_1$ многоугольника M_1 находится ниже линии $\varphi = 1$, т. е. зона *11* существует при тепловлажностных нагрузках II и III классов. Нижней границей зоны *11* может быть либо линия $Л_{11}$ (см. рис. 12), либо линия $\varphi = 1$ (рис. 13). Линию $Л_{11}$ строят так же, как и $Л_9$, по уравнению типа (61), в которое вместо расхода наружного воздуха $m_{н\,max}$ подставляют расход $m_{н\,min}$. В данном случае все построения ведутся также относительно линии $\varepsilon_{\bar{П}Ув}$.

В большинстве практических случаев граница $Л_{11}$ на расчетной схеме сливается с линией $\varphi = 1$, так как ее координаты попадают ниже области рабочей части I—d диаграммы, особенно для нагрузок III класса.

Характерными технологическими процессами для рассматриваемой зоны являются (см. рис. 12, 13): $(\cdot)\ H_{11} \rightleftarrows (\cdot)\ У_{в} \Rightarrow (\cdot)\ C_{11}$; $(\cdot)\ C_{11} \rightleftarrows \bar{q}_{x11} \Rightarrow (\cdot)\ \bar{П}_{Ув}$; $(\cdot)\ \bar{П}_{Ув} \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\ У_{в}$. Последнему

процессу соответствует минимально неизбежный воздухообмен $\overline{m}_{11} = m_{\overline{П}Ув}$, так как состояние приточного воздуха принято в точке $\overline{П}_{Ув}$, расположенной на пересечении линии $\varepsilon_п$ с линией $\varphi = 1$:

$$\overline{m}_{11} = m_{\overline{П}Ув} = q_{изб}/(I_{Ув} - I_{\overline{П}Ув}). \quad (66)$$

Любое отклонение энтальпии приточного воздуха $I_П$ от величины $I_{\overline{П}Ув}$ приведет к перерасходу, который учитывается коэффициентом $\overline{\sigma}_{m11}$, аналогичным (63).

Минимально неизбежный расход холода в указанных процессах $\overline{q}_{x11} = m_{\overline{П}Ув}(I_{C11} - I_{\overline{П}Ув})$; решая это уравнение с соотношением типа (10) относительно точек C_{11}, $У_в$ и H_{11}, получаем

$$\overline{q}_{x11} = q_{изб} - m_{н\,min}(I_{Ув} - I_{H11}). \quad (67)$$

В рассматриваемом цикле процессов неизменным является условие, определяющее положение точки C_{11}, которое находится из соотношения типа (62):

$$\frac{I_{Ув} - I_{H11}}{I_{Ув} - I_{C11}} = \frac{I_{Ув} - I_{вI}}{I_{Ув} - I_{\overline{П}Ув}} = \frac{m_{\overline{П}Ув}}{m_{н\,min}}.$$

Зона 12. Характерной особенностью зоны 12 является то, что в целях получения минимально неизбежных расходов холода расход наружного воздуха должен быть переменным, а параметры воздушной среды в объекте должны поддерживаться в точке $У_в$ (см. рис. 11). Необоснованный выбор расхода наружного воздуха и точки $У$ ведет к перерасходу холода или к перерасходу холода и к потреблению тепла. Поскольку границы зоны и некоторые ее особенности зависят от класса нагрузок, в дальнейшем расчетные схемы также будут рассмотрены по классам.

Так, для нагрузок I класса границы зоны проходят по линиям $\varepsilon_{т9}$, $\varepsilon_{т10}$, $I_{Ув}$ и $d_{в2}$. Для этого расчетного случая, показанного на рис. 11, можно составить следующее описание технологических процессов: $(\cdot)\ H_{12} \langle = \rangle \overline{q}_{x12} = \rangle\ (\cdot)\ \overline{H}_{12}$; $(\cdot)\ \overline{H}_{12} \rightleftarrows q_{изб} = \rangle = \rangle\ (\cdot)\ У_в$. Конечное состояние наружного воздуха, характеризуемое точкой $\overline{H}_{12}$, получается за счет охлаждения и осушки какой-то его части в теплообменном аппарате до состояния T_{H12} или любого другого, но с параметрами на линии $H_{12}T_{H12}$, с последующим смешением его с необработанным воздухом. Точка T_{H12} является точкой касания линии, проведенной из точки H_{12}, к линии $\varphi = 1$. Минимально неизбежный расход холода, соответствующий приведенным процессам, $q_{x12} = \overline{m}_{н12}(I_{H12} - I_{\overline{H}12})$, где

$$\overline{m}_{н12} = q_{изб}/(I_{Ув} - I_{\overline{H}12}). \quad (68)$$

Подставив в выражение для расхода холода значение $I_{\overline{н}12}$ из уравнения (68), получим

$$\overline{q}_{х12} = q_{изб} - \overline{m}_{н12}(I_{ув} - I_{н12}). \quad (69)$$

Как видно, выражение (69) имеет тот же вид, что и соответствующее выражение для предыдущих зон. Однако для аналитического вычисления $\overline{m}_{н12}$ по уравнению (68) необходимо знать энтальпию $I_{\overline{н}12}$. Значение $I_{\overline{н}12}$ может быть найдено из двух уравнений типа (3):

$$\frac{I_{н12} - I_{\overline{н}12}}{d_{н12} - d_{\overline{н}12}} = \varepsilon_{н12}; \quad \frac{I_{ув} - I_{\overline{н}12}}{d_{ув} - d_{\overline{н}12}} = \varepsilon_{п},$$

после решения которых получим

$$I_{\overline{н}12} = \frac{1}{\varepsilon_{н12} - \varepsilon_{п}}[\varepsilon_{п}\varepsilon_{н12}(d_{ув} - d_{н12}) - \\ - \varepsilon_{н12}I_{ув} + \varepsilon_{п}I_{н12}]. \quad (70)$$

Подставив значение $I_{\overline{н}12}$ из (70) в (68), получим расход наружного воздуха, при котором $q_{х12} = \overline{q}_{х12}$.

Перерасход холода будет иметь место в случае отклонения точки $У$ от точки $У_в$ в направлении, при котором $I_у$ становится меньше $I_{ув}$, а также при уменьшении количества наружного воздуха по сравнению с величиной $\overline{m}_{н12}$. Коэффициент перерасхода холода может быть записан аналогично предыдущим случаям, т. е. по уравнению типа (65). Если расход наружного воздуха превышает неизбежно необходимый расход $\overline{m}_{н12}$, то будет иметь место не только потребление холода, но и тепла; эти особенности процессов будут рассмотрены в следующем параграфе.

Из рассмотрения процессов и расчетной схемы следует, что по условиям технологии для тепловлажностных нагрузок I класса количество рециркуляционного воздуха равно нулю, и, следовательно, воздухообмен $\overline{m}_{12}$ равен $\overline{m}_{н12}$.

Для тепловлажностных нагрузок II класса (см. рис. 12) нижняя граница зоны *12* проходит по линии $Л_{12}$. Физический смысл этой границы тот же, что и линии $Л_9$. Рассмотрим особенности технологических процессов при условии, что параметры наружного воздуха характеризуются произвольно выбранными точками $Н_{12}$ и $Н_{12_1}$, имеющими, например, одинаковое значение энтальпии $I_{н12}$. Для состояния воздуха в точке $Н_{12}$ можно записать следующие процессы, обеспечивающие наименьший расход холода: $(\cdot)\, Н_{12} \langle = \rangle \overline{q}_{х12} = \rangle (\cdot)\, \overline{Н}_{12}$; $(\cdot)\, \overline{Н}_{12} \rightleftarrows q_{изб} = \rangle (\cdot)\, У_в$. Эти процессы соответствуют представлению, что часть обрабатываемого в теплообменнике воздуха достигает состояния где-то на линии $Н_{12}Т_{н12}$, являющейся касательной к линии $\varphi = 1$.

Отсюда следует, что минимально неизбежный расход холода определяется так же, как для нагрузок I класса по уравнению (69), а расход наружного воздуха — по уравнению (68).

Однако все это справедливо до тех пор, пока точка H_{12} лежит выше касательной $\varepsilon_{\overline{\Pi}У_в}$. При положении точки H на этой линии (точка H_{120}) расход наружного воздуха по условиям минимального потребления холода должен быть равен общему воздухообмену, определяемому перепадом энтальпии $\Delta I_{\overline{\Pi}У_в}$: $\overline{m}_{12} = q_{изб}/(I_{У_в} - I_{\overline{\Pi}У_в})$. При дальнейшем перемещении точки H по изоэнтальпии $I_{Н12}$ в область I—d диаграммы между линиями $\varepsilon_{\overline{\Pi}У_в}$ и $Л_{12}$ расход наружного воздуха должен определенным образом уменьшиться от $\overline{m}_{12}$ при состоянии воздуха в точке H_{120} до $m_{н\,min}$ при состоянии воздуха в точке H_{121} и ниже ее ($m_{н\,min} < \overline{m}_н < \overline{m}_{12}$). Несоблюдение этих условий приводит либо к перерасходу холода (при $m_н < \overline{m}_н$), либо к перерасходу холода и тепла (при $m_н > \overline{m}_н$), так как в последнем случае потребуется второй подогрев.

Границу $Л_{12}$ определяют исходя из возможности осуществления при минимальном расходе наружного воздуха следующих технологических процессов: $(\cdot)\ H_{121} \rightleftarrows (\cdot)\ У_в \Rightarrow (\cdot)\ \overline{C}_{12}$; $(\cdot)\ \overline{C}_{12} \rightleftarrows \overline{q}_{х12} \Rightarrow (\cdot)\ \overline{\Pi}_{У_в}$; $(\cdot)\ \overline{\Pi}_{У_в} \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\ У_в$.

Координата точки H_{121}, находящейся на указанной границе, может быть определена из тождества $m_{н\,min}(I_{У_в} - I_{Н121}) = m_{\overline{\Pi}У_в}(I_{У_в} - I_{\overline{C}12})$, решая которое, получаем

$$I_{Н121} = I_{У_в} - \frac{m_{\overline{\Pi}У_в}}{m_{н\,min}}(I_{У_в} - I_{\overline{C}12}). \qquad (71)$$

Построив линию $Л_{12}$ по уравнению (71) так же, как это было сделано для зоны *9-III*, можно так управлять расходом наружного воздуха при его параметрах между линиями ε_{T9} и $Л_{12}$, что расход холода для зоны *12* будет иметь минимально возможное значение. Неправильный выбор расхода воздуха, как известно, приведет к перерасходу холода или необоснованному потреблению тепла и перерасходу холода одновременно. В то же время граница $Л_{12}$ указывает на неизбежность потребления тепла и холода в тех случаях, когда параметры наружного воздуха будут находиться в области I—d диаграммы между линиями $Л_{12}$ и $\varphi = 1$.

Для тепловлажностных нагрузок III класса зона *12* практически не существует (см. рис. 6, *д* и 13).

Подводя итоги результатов, полученных для зон *9—12*, можно сделать следующие наиболее существенные выводы.

1. Обеспечить минимально неизбежный расход холода для всех зон можно только в том случае, когда параметры воздушной среды в кондиционируемом объекте будут поддерживаться в точке $У_в$, а расход наружного воздуха будет максимальным для зоны *9*,

минимальным — для зон *10* и *11* и переменным — для зоны *12*. Однако указанные условия не являются достаточными, так как для достижения минимально неизбежных расходов воздуха и нулевого потребления тепла необходимо, чтобы конечные параметры воздуха, обрабатываемого в теплообменных аппаратах, лежали на касательной к линии $\varphi = 1$, проведенной через точку начального состояния обрабатываемого воздуха; именно это положение определяет для рассматриваемых зон границы типа ε_T и *Л*.

Нарушение одного из указанных условий приводит к перерасходу воздуха и холода, а также может привести к необоснованному потреблению тепла. Рекомендованные расчетные уравнения позволяют оценить степень перерасхода холода и воздуха в зависимости от любого фактора, который действует либо в силу каких-то практических ограничений, либо в результате неправильного решения технологических схем СКВ и АСР.

2. Для нагрузок I и II классов поиск оптимальных технико-экономических решений по СКВ включает сравнение некоторых конкурирующих вариантов технологических схем, так как минимально неизбежные расходы холода не всегда соответствуют минимально возможным расходам воздуха (общего воздухообмена).

9. РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ЗОН С ОБЯЗАТЕЛЬНЫМ ПОТРЕБЛЕНИЕМ ТЕПЛА И ХОЛОДА

На рис. 6, *а*, *б* и 14 показаны зоны *13* и *14*, для которых неизбежным является потребление как тепла, так и холода. Поскольку такая неизбежность обусловлена определенным соотношением между термодинамическими потенциалами наружного воздуха и внутренней среды, очевидно, задача в конечном итоге сводится к тому, чтобы расходы тепла и холода сделать минимальными.

Обеспечить минимально неизбежные расходы тепла и холода можно, во-первых, при условии, что параметры воздуха в объекте будут поддерживаться в точке $У_в$, и, во-вторых, расход наружного воздуха для зоны *13* будет максимально возможным (при минимизации расхода холода), а для зоны *14* — минимальным. Это требование в дальнейшем будет обосновано.

Следует подчеркнуть, что существование зон *13* и *14* для рассматриваемых традиционных процессов обработки воздуха является обязательным при тепловлажностных нагрузках I класса, в редких случаях они могут также существовать для тепловлажностных нагрузок II класса, как это показано на рис. 6, *в* Рассмотрим особенности каждой из зон.

Зона 13. Как видно из рис. 6, *а* и 14, границы зоны *13* проходят по линиям постоянных влагосодержаний $d_{в2}$ и $d_{Увв}$, а также по линиям ε_{T10} и $\varphi = 1$. Рассмотрим расчетный случай, показанный на рис. 14, которым исчерпываются все основные признаки, присущие зоне *13*.

Запишем следующий цикл основных технологических процессов: $(\cdot)\ H_{13} \langle\!=\!\rangle \bar{q}_{x13-1} =\!\!\rangle\ (\cdot)\ K_{13}$; $(\cdot)\ K_{13} \rightleftarrows q_{т13-1} =\!\!\rangle\ (\cdot)\ в_2$; $(\cdot) в_2 \rightleftarrows q_{изб} =\!\!\rangle\ (\cdot)\ У_в$. Первый процесс означает обработку части наружного воздуха до какого-то состояния, характеризуемого точкой на линии теоретического предела охлаждения ($H_{13} T_{Н13}$). Смесь обработанного и байпасированного воздуха характеризуется

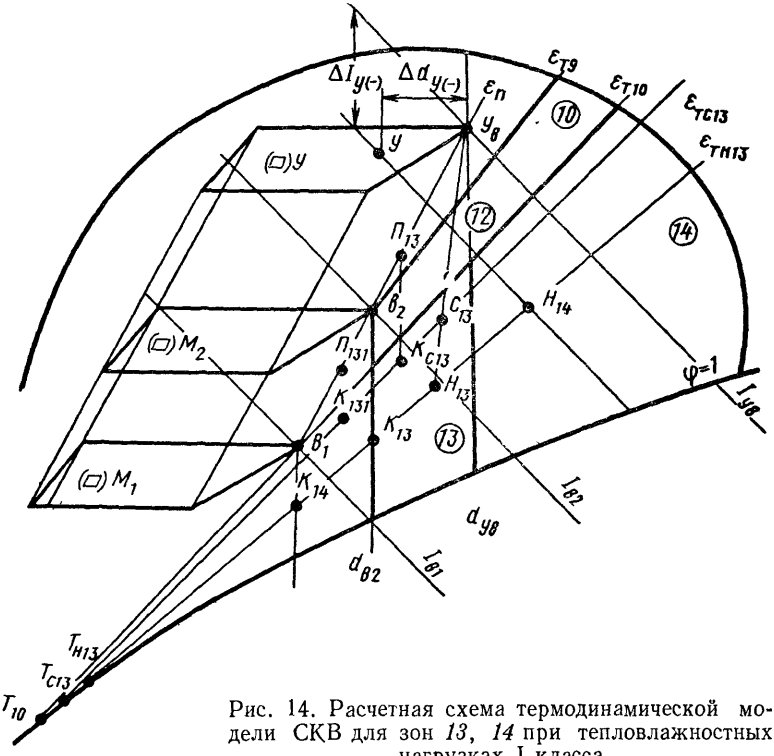


Рис. 14. Расчетная схема термодинамической модели СКВ для зон *13*, *14* при тепловлажностных нагрузках I класса

точкой K_{13}. В соответствии с этим можно записать, что расход холода $\bar{q}_{x13-1} = m_{н\,max}\,(I_{Н13} - I_{К13})$. Аналогично уравнению (23) для данного случая можно записать, что

$$I_{К13} = I_{Н13} + \varepsilon_{ТН13}(d_{Ув} - d_{Н13}) - \frac{\varepsilon_{ТН13}}{\varepsilon_п}\frac{q_{изб}}{m_{н\,max}}, \qquad (72)$$

и тогда

$$\bar{q}_{x13-1} = \varepsilon_{ТН13}\left[\frac{q_{изб}}{\varepsilon_п} - m_{н\,max}(d_{Ув} - d_{Н13})\right]; \qquad (73)$$

здесь $\varepsilon_{ТН13}$ — касательная к линии $\varphi = 1$, проходящая через точку H_{13}.

Уравнение (73) показывает, что расход холода зависит от числового значения $\varepsilon_{ТН13}$ (при $d_{Н13} = \text{const}$); с увеличением

$\varepsilon_{\text{ТН12}}$ (если увеличивается $I_{\text{К13}}$) уменьшается расход тепла на второй подогрев. Нетрудно также заметить и второе важное обстоятельство, которое предопределило расположение границы зоны *13* по изолинии $d_{\text{Ув}}$. Сущность его заключается в том, что при $d_{\text{Н13}} > d_{\text{Ув}}$ второй член уравнения (73) приобретает знак плюс; следовательно, величина $q_{\text{х13}}$ возрастает. Уменьшить темп возрастания $q_{\text{х13}}$ при данной разности влагосодержаний можно только за счет уменьшения расхода наружного воздуха до его минимального значения. По этой причине для соседней справа зоны *14* величину $\overline{m}_{\text{н}}$ принимают равной $m_{\text{н min}}$.

Из рассмотрения процессов следует, что расход рециркуляционного воздуха равен нулю, т. е. $\overline{m}_{13} = m_{\text{н max}}$. Целесообразно проанализировать, в какой степени влияет воздухообмен m_{13} на потребление холода. В этих целях рассмотрим следующий цикл технологических процессов: $(\cdot)\ H_{13} \rightleftarrows (\cdot)\ У_{\text{в}} \Longrightarrow (\cdot)\ C_{13}$; $(\cdot)\ C_{13} \rightleftarrows q_{\text{х13-2}} \Longrightarrow (\cdot)\ K_{\text{С13}}$; $(\cdot)\ K_{\text{С13}} \rightleftarrows q_{\text{т13-2}} \Longrightarrow (\cdot)\ П_{13}$; $(\cdot)\ П_{13} \rightleftarrows q_{\text{изб}} \Longrightarrow (\cdot)\ У_{\text{в}}$. Первый процесс, как и в предыдущих случаях, означает осушку и охлаждение части смеси до состояния, которое характеризуется точкой на линии $C_{13}T_{\text{С13}}$, что при прочих равных условиях обеспечивает наименьший расход холода. Этот расход можно найти из уравнения $q_{\text{х13-2}} = m_{\text{П13}}(I_{\text{С13}} - I_{\text{КС13}})$. Выразив $\varepsilon_{\text{ТС13}}$ уравнением типа (3) через координаты точек C_{13} и $K_{\text{С13}}$ и приняв, что $d_{\text{КС13}} = d_{\text{П13}} = d_{\text{Ув}} - q_{\text{изб}}/\varepsilon_{\text{п}} m_{13}$, получаем

$$q_{\text{х13-2}} = \varepsilon_{\text{ТС13}} \left[\frac{q_{\text{изб}}}{\varepsilon_{\text{п}}} - m_{13}(d_{\text{Ув}} - d_{\text{С13}}) \right]. \qquad (74)$$

Сопоставить $q_{\text{х13-1}}$ и $q_{\text{х13-2}}$, полученные по уравнениям (73) и (74), без числового анализа множества частных случаев весьма трудно, необходимы дополнительные преобразования выражения (74). Для этого воспользуемся соотношениями

$$\frac{I_{\text{Ув}} - I_{\text{С13}}}{d_{\text{Ув}} - d_{\text{С13}}} = \frac{I_{\text{Ув}} - I_{\text{Н13}}}{d_{\text{Ув}} - d_{\text{Н13}}} \text{ и } \frac{I_{\text{Ув}} - I_{\text{С13}}}{I_{\text{Ув}} - I_{\text{Н13}}} = \frac{m_{\text{н max}}}{m_{\text{П13}}},$$

чтобы найти из них значение $(d_{\text{Ув}} - d_{\text{С13}})$, и тогда уравнение (74) получит вид

$$q_{\text{х13-2}} = \varepsilon_{\text{ТС13}} \left[\frac{q_{\text{изб}}}{\varepsilon_{\text{п}}} - m_{\text{н max}}(d_{\text{Ув}} - d_{\text{Н13}}) \right]. \qquad (75)$$

Из сравнения уравнений (73) и (75) видно, что они оба содержат в скобках одинаковые выражения и различаются между собой только коэффициентами $\varepsilon_{\text{ТН13}}$ и $\varepsilon_{\text{ТС13}}$. Так как коэффициент $\varepsilon_{\text{ТС13}}$ всегда больше $\varepsilon_{\text{ТН13}}$, можно сделать вывод о том, что подмешивание рециркуляционного воздуха неизбежно способствует увеличению расхода холода. *Следовательно, из двух рассмотренных вариантов для определения минимально неизбежных расходов холода выбирают тот, которому соответствует потребление только наружного воздуха в количестве* $m_{\text{н max}}$ *и без рециркуляции.*

Кроме того, в реальных условиях коэффициент $\varepsilon_{\text{ТН}}$ или $\varepsilon_{\text{ТС}}$ зависит не только от параметров точки H_{13}, но и от типа теплообменного оборудования, режимов его работы, а так же от начальных параметров холодоносителя.

Чем меньше $\varepsilon_{\text{ТН}}$ или $\varepsilon_{\text{ТС}}$, тем меньше при прочих равных условиях расход холода. Эти особенности могут быть использованы для сравнительной оценки теплообменного оборудования разных видов.

Кроме указанных факторов, на перерасход холода также влияют изменение расхода наружного воздуха и отклонение точки $У$ от точки $У_{\text{в}}$, аналогично ранее рассмотренным случаям.

Влияние всей этой совокупности факторов можно, как и в предыдущих случаях, учесть с помощью коэффициента перерасхода холода $\bar{\sigma}_{\text{х13}} = q_{\text{х13}}/\bar{q}_{\text{х13}}$, где $q_{\text{х13}}$ — истинный расход холода при некотором расходе наружного воздуха $m_{\text{н}}$, общем воздухообмене, равном m, и параметрах воздушной среды в точке $У$.

Пользуясь уравнением типа (73), (75), можно записать, что

$$\bar{\sigma}_{\text{х13}} = \frac{q_{\text{х13}}}{\bar{q}_{\text{х13}}} = \frac{\varepsilon_{\text{ТС}}\left[\frac{1}{\varepsilon_{\text{п}}} q_{\text{изб}} - m_{\text{н}}(d_{\text{У}} - d_{\text{Н13}})\right]}{\varepsilon_{\text{ТН}}\left[\frac{1}{\varepsilon_{\text{п}}} q_{\text{изб}} - m_{\text{н max}}(d_{\text{Ув}} - d_{\text{Н13}})\right]}. \qquad (76)$$

Уравнение (76) можно преобразовать, если $m_{\text{н}}$ и $d_{\text{У}}$ выразить через $m_{\text{н max}}$ и $d_{\text{Ув}}$, имея в виду, что в соответствии с расчетной схемой (см. рис. 14) $d_{\text{У}} = d_{\text{Ув}} - \Delta d_{\text{У}\,(-)}$; $m_{\text{н}} = m_{\text{н max}} - \Delta m_{\text{н}\,(-)}$.

После соответствующих преобразований уравнения (76) окончательно получим

$$\bar{\sigma}_{\text{х13}} = \frac{\varepsilon_{\text{ТС}}}{\varepsilon_{\text{ТН}}} + \frac{\varepsilon_{\text{ТС}}[m_{\text{н max}}\,\Delta d_{\text{У}\,(-)} + \Delta m_{\text{н}\,(-)}(d_{\text{Ув}} - d_{\text{Н13}}) - \Delta m_{\text{н}\,(-)}\,\Delta d_{\text{У}\,(-)}]}{\bar{q}_{\text{х13}}}. \qquad (77)$$

Уравнение (77) позволяет оценить коэффициент перерасхода холода в зависимости как от отдельных факторов, так и от их совокупности.

Определим для зоны *13* расчетные уравнения для вычисления минимально неизбежных расходов тепла на второй подогрев. Расход тепла для известного уже процесса $q_{\text{т13–1}} = m_{\text{н max}}(I_{\text{в2}} - I_{\text{К13}})$. Подставив значение $I_{\text{К13}}$ из уравнения (72) и $I_{\text{в2}}$ из (2), запишем

$$q_{\text{т13–1}} = m_{\text{н max}}[(I_{\text{Ув}} - I_{\text{Н13}}) - \varepsilon_{\text{ТН13}}(d_{\text{Ув}} - d_{\text{Н13}})] - q_{\text{изб}}\left(1 - \frac{\varepsilon_{\text{ТН13}}}{\varepsilon_{\text{п}}}\right). \qquad (78)$$

Анализируя уравнение (78), нетрудно заключить, что расход тепла можно уменьшить за счет сокращения расхода наружного воздуха. Очевидно, минимально неизбежный расход тепла $\bar{q}_{\text{т13}}$

будет соответствовать минимальному расходу наружного воздуха $m_{\text{н min}}$, т. е.

$$\bar{q}_{\text{т13}} = m_{\text{н min}}[(I_{\text{ув}} - I_{\text{Н13}})] - \varepsilon_{\text{ТН13}}(d_{\text{ув}} - d_{\text{Н13}})] - q_{\text{изб}}\left(1 - \frac{\varepsilon_{\text{ТН13}}}{\varepsilon_{\text{п}}}\right). \quad (79)$$

Отсюда следует, что для зоны *13* требования к расходу наружного воздуха по условиям оптимизации расходов тепла и холода противоречивы. Это значит, что для выбора оптимального решения необходимо рассмотреть конкурирующие варианты. Сделать это сравнительно нетрудно, если для тех же условий, при которых осуществляется оценка перерасхода холода, получить уравнения для вычисления перерасходов тепла.

В первую очередь оценим влияние общего воздухообмена на перерасход тепла.

Предположим, что общий воздухообмен m_{13} больше расхода наружного воздуха $m_{\text{н min}}$, подаваемого в объект кондиционирования, т. е. осуществляются следующие технологические процессы: $(\cdot)\ H_{13} \rightleftarrows (\cdot)\ У_{\text{в}} = (\cdot)\ C_{13}$; $(\cdot)\ C_{13} \rightleftarrows q_{\text{х13–з}} \rightrightarrows (\cdot)\ K_{131}$; $(\cdot)\ K_{131} \rightleftarrows q_{\text{т13–з}} \rightrightarrows (\cdot)\ П_{131}$; $(\cdot)\ П_{131} \rightleftarrows q_{\text{изб}} \rightrightarrows (\cdot)\ У_{\text{в}}$. Из последнего выражения следует, что $m_{13} = q_{\text{изб}}/(I_{\text{ув}} - I_{\text{П131}})$, и расход тепла в соответствии с уравнением (78)

$$q_{\text{т13–з}} = m_{13}[(I_{\text{ув}} - I_{\text{С13}}) - \varepsilon_{\text{ТС13}}(d_{\text{ув}} - d_{\text{С13}})] - q_{\text{изб}}\left(1 - \frac{\varepsilon_{\text{ТС13}}}{\varepsilon_{\text{п}}}\right). \quad (80)$$

Имея в виду, что

$$\frac{d_{\text{ув}} - d_{\text{С13}}}{d_{\text{ув}} - d_{\text{Н13}}} = \frac{I_{\text{ув}} - I_{\text{С13}}}{I_{\text{ув}} - I_{\text{Н13}}} = \frac{m_{\text{н min}}}{m_{13}},$$

уравнение (80) можно записать в виде

$$q_{\text{т13–з}} = m_{\text{н min}}[(I_{\text{ув}} - I_{\text{Н13}}) - \varepsilon_{\text{ТС13}}(d_{\text{ув}} - d_{\text{Н13}})] - q_{\text{изб}}\left(1 - \frac{\varepsilon_{\text{ТС13}}}{\varepsilon_{\text{п}}}\right). \quad (81)$$

Вычитая из (81) уравнение (79), получаем перерасход тепла за счет использования рециркуляционного воздуха:

$$\Delta q_{\text{т13}} = q_{\text{т13}} - \bar{q}_{\text{т13}} = (\varepsilon_{\text{ТС13}} - \varepsilon_{\text{ТН13}})\left[\frac{q_{\text{изб}}}{\varepsilon_{\text{п}}} - m_{\text{н min}}(d_{\text{ув}} - d_{\text{Н13}})\right]. \quad (82)$$

Уравнение справедливо для любого расхода наружного воздуха. Коэффициент $\varepsilon_{\text{ТС}}$ зависит от общего воздухообмена и параметров наружного воздуха. *Из полученного уравнения следует, что (поскольку* $\varepsilon_{\text{ТС13}} > \varepsilon_{\text{ТН13}}$*) величина* $\Delta q_{\text{т13}}$ *при прочих равных условиях всегда будет больше нуля, т. е. при условии* $m > m_{\text{н}}$ *всегда будет иметь место перерасход тепла.*

Располагая уравнениями для определения $q_{\text{т13}}$ при любых исходных условиях, нетрудно найти коэффициент перерасхода тепла $\bar{\sigma}_{\text{т13}} = q_{\text{т13}}/\bar{q}_{\text{т13}}$.

Зона 14. Эта зона отделяется от зоны 13 линией постоянного влагосодержания $d_{\text{ув}}$.

По существу технологических процессов зона *14* отличается от зоны *13* только расходом наружного воздуха. Учитывая эту аналогию, для расчетной схемы, приведенной на рис. 14, можно записать следующие процессы: $(\cdot)\ H_{14} \rightleftarrows \bar{q}_{\text{х14}} \Longrightarrow (\cdot)\ K_{14}$; $(\cdot)\ K_{14} \rightleftarrows \bar{q}_{\text{т14}} \Longrightarrow (\cdot)\ в_1$; $(\cdot)\ в_1 \rightleftarrows q_{\text{изб}} \Longrightarrow (\cdot)\ У_{\text{в}}$. И тогда минимально неизбежный расход холода $q_{\text{х14}} = m_{\text{н min}}\,(I_{\text{Н14}} - I_{\text{К14}})$.

Подставляя известное значение $I_{\text{К14}}$ из уравнения типа (72), получаем

$$\bar{q}_{\text{х14}} = \varepsilon_{\text{ТН14}} \left[\frac{q_{\text{изб}}}{\varepsilon_{\text{п}}} - m_{\text{н min}}\,(d_{\text{Ув}} - d_{\text{Н14}}) \right]. \qquad (83)$$

Полученное уравнение аналогично (73); оно лишний раз подтверждает, что минимально неизбежному расходу холода для зоны *14* должен соответствовать наименьший расход наружного воздуха $m_{\text{н min}}$, так как при $d_{\text{Н14}} > d_{\text{Ув}}$ второе слагаемое в квадратных скобках выражения (83) входит со знаком плюс.

Превышение расхода наружного воздуха, так же как отклонение точки $У$ от $У_{\text{в}}$, неизбежно приводит к перерасходу холода. Так, если $m_{\text{н}} > m_{\text{н min}}$ $(\Delta m_{\text{н}\,(+)} = m_{\text{н}} - m_{\text{н min}})$, а $d_{\text{У}} < d_{\text{Ув}}$ $(\Delta d_{\text{У}\,(-)} = d_{\text{Ув}} - d_{\text{У}})$, для коэффициента перерасхода холода аналогично уравнению (77) можно записать

$$\bar{\sigma}_{\text{х14}} = \frac{\varepsilon_{\text{ТС}}}{\varepsilon_{\text{ТН}}} + \\ + \frac{\varepsilon_{\text{ТС}}\,[m_{\text{н min}}\,\Delta d_{\text{У}\,(-)} - \Delta m_{\text{н}\,(+)}\,(d_{\text{Ув}} - d_{\text{Н14}}) + \Delta m_{\text{н}(+)}\,\Delta d_{\text{У}\,(-)}]}{\bar{q}_{\text{х14}}}. \qquad (84)$$

В (84) вместо $\varepsilon_{\text{ТН}}$ подставлено $\varepsilon_{\text{ТС}}$, что соответствует самому общему случаю, когда $m > m_{\text{н}}$. Поэтому коэффициент $\bar{\sigma}_{\text{х14}}$ учитывает все факторы, влияющие на перерасход холода.

Анализируя наиболее существенные особенности зон *13* и *14*, можно отметить следующее.

1. Обеспечение минимально неизбежного расхода холода для двух зон возможно только в том случае, когда параметры воздушной среды в кондиционируемом объекте поддерживаются в точке $У_{\text{в}}$, при этом расход наружного воздуха для зоны *13* должен быть равен $m_{\text{н max}}$, а для зоны *14*—$m_{\text{н min}}$. Получение минимально неизбежного расхода тепла возможно только при минимальном расходе наружного воздуха. Противоречивость требований к расходу наружного воздуха для зоны *13* обусловливает необходимость рассмотрения показателей двух конкурирующих вариантов по расходу наружного воздуха.

2. Во всех случаях, когда нарушаются указанные выше требования, а также когда к наружному воздуху подмешивается рециркуляционный, возникает перерасход холода и тепла; для

количественной оценки этих перерасходов получены необходимые расчетные уравнения.

Существование зон *13* и *14* неизбежно для тепловлажностных нагрузок I класса; для нагрузок двух других классов эти зоны занимают либо весьма незначительную область диаграммы, либо на ней вовсе отсутствуют.

3. Для указанных зон весьма целесообразны процессы осушки воздуха специальными поглотителями, использование которых устраняет расход тепла на второй подогрев, а следовательно, делает расход холода зависящим только от энтальпии наружного воздуха, как это имело место для зон *9—12*.

10. СИСТЕМАТИЗАЦИЯ СВЕДЕНИЙ О ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СКВ

Приведенные выше сведения о расчетных схемах и уравнениях дают полное представление о предложенной термодинамической модели СКВ. Однако весьма целесообразно систематизировать основные расчетные уравнения, записывая их следующим образом:

для расходов тепла в зонах *1—4*

$$\bar{q}_{т} = m_{н\,min}(I_{\bar{У}} - I_{Н}) - q_{изб}; \tag{85}$$

для расходов тепла на второй подогрев в зонах *13* и *14*

$$\bar{q}_{т\text{-}2\,под} = m_{н\,min}[(I_{Ув} - I_{Н}) - \varepsilon_{ТН}(d_{Ув} - d_{Н})] - q_{изб}\left(1 - \frac{\varepsilon_{ТН}}{\varepsilon_{п}}\right); \tag{86}$$

для расходов холода в зонах *9—12*

$$\bar{q}_{х} = q_{изб} - \bar{m}_{н}(I_{Ув} - I_{Н}); \tag{87}$$

для расходов холода при втором подогреве в зонах *13* и *14*

$$\bar{q}_{х\text{-}2\,под} = \varepsilon_{ТН}\left[\frac{1}{\varepsilon_{п}} q_{изб} - \bar{m}_{н}(d_{Ув} - d_{Н})\right]; \tag{88}$$

для минимально неизбежного расхода наружного воздуха в зонах *4*, *8*, *12*

$$\bar{m}_{н} = q_{изб}/(I_{\bar{У}} - I_{Н}); \tag{89}$$

для минимально неизбежного воздухообмена

$$\bar{m} = q_{изб}/(I_{\bar{У}} - I_{расч}). \tag{90}$$

Здесь расчетное положение точек $\bar{У}$ определяется в соответствии с ранее сделанными рекомендациями и уравнениями (21), (27), (28), (35), (44), (45), (70). Значение $I_{расч}$ выбирают либо по величине $I_{t>0}$ [см. уравнение (14)], либо по $I_{\bar{П}Ув}$ из расчетных схем (см. рис. 11, 12, 13).

Любая технологическая схема СКВ и АСР, в которой не обеспечивается поддержание точки $\bar{У}$ в требуемом положении и не

соблюдается необходимый расход наружного воздуха, оценивается по перерасходам тепла, холода, воздуха и воды в сравнении с их минимально неизбежными значениями. В этих целях используются следующие коэффициенты:

для перерасхода тепла

$$\bar{\sigma}_{т} = 1 + \frac{\bar{m}_{н}\,\Delta I_{у\,(+)} + \Delta m_{н\,(+)}\left(I_{\bar{у}} - I_{н}\right) + \Delta m_{н\,(+)}\,\Delta I_{у\,(+)}}{\bar{q}_{т}}; \quad (91)$$

для перерасхода воды на увлажнение воздуха

$$\bar{\sigma}_{ж.\,ад} = 1 + \frac{\bar{m}_{н}\,\Delta d_{у\,(+)} + \Delta m_{н\,(+)}\left(d_{\bar{у}} - d_{н}\right) + \Delta m_{н\,(+)}\,\Delta d_{у\,(+)}}{\bar{q}_{ж.\,ад}}; \quad (92)$$

для перерасхода холода

$$\bar{\sigma}_{х} = 1 + \frac{\bar{m}_{н}\,\Delta I_{у\,(-)} + \Delta m_{н\,(-)}\left(I_{\bar{у}} - I_{н}\right) - \Delta m_{н\,(-)}\,\Delta I_{у\,(-)}}{\bar{q}_{х}}; \quad (93)$$

для перерасхода холода зон *13* и *14*

$$\bar{\sigma}_{х13} = \frac{\varepsilon_{ТС}}{\varepsilon_{ТН}} +$$

$$+ \frac{\varepsilon_{ТС}\left[m_{н\,max}\,\Delta d_{у\,(-)} + \Delta m_{н\,(-)}\left(d_{ув} - d_{н}\right) - \Delta m_{н\,(-)}\,\Delta d_{у\,(-)}\right]}{\bar{q}_{х13}}; \quad (94)$$

$$\bar{\sigma}_{х14} = \frac{\varepsilon_{ТС}}{\varepsilon_{ТН}} +$$

$$+ \frac{\varepsilon_{ТС}\left[m_{н\,min}\,\Delta d_{у\,(-)} - \Delta m_{н\,(+)}\left(d_{ув} - d_{н}\right) + \Delta m_{н\,(+)}\,\Delta d_{у\,(-)}\right]}{\bar{q}_{х14}}; \quad (95)$$

для перерасхода воздухообмена

$$\bar{\sigma}_{m} = \frac{1}{1 - \dfrac{\Delta I_{С\,(+)}}{I_{\bar{у}} - I_{(t>0)}}} = \frac{1}{1 - \dfrac{\Delta I_{С\,(+)}}{q_{изб}}\,\bar{m}}; \quad (96)$$

для перерасхода наружного воздуха

$$\bar{\sigma}_{m_{н}} = \frac{1}{1 - \dfrac{\Delta I_{у\,(-)}}{I_{\bar{у}} - I_{н}}} = \frac{1}{1 - \dfrac{m_{н\,min}\,\Delta I_{у\,(-)}}{q_{изб}}}; \quad (97)$$

здесь $\Delta I_{у\,(+)} = I_{у} - I_{\bar{у}}$; $\Delta m_{н\,(+)} = m_{н} - \bar{m}_{н}$; $\Delta I_{у\,(-)} = I_{\bar{у}} - I_{у}$; $\Delta m_{н\,(-)} = \bar{m}_{н} - m_{н}$; $\Delta I_{\bar{С}}$ — превышение фактической величины энтальпии над $I_{(t>0)}$, которая соответствует положительной температуре по смоченному термометру, примерно равной 1° С; $\varepsilon_{ТН}$ и $\varepsilon_{ТС}$ — угловые коэффициенты — касательные к линии $\varphi = 1$, проведенные через точки, характеризующие соответственно параметры наружного воздуха и его смеси с рециркуляционным.

Коэффициенты перерасходов и уравнения для минимально неизбежных значений $\overline{q}_т$, $\overline{q}_х$, $\overline{q}_{ж.ад}$, $\overline{m}_н$ и $\overline{m}$ позволяют оценивать технологические схемы при любых условиях оптимизации технологических показателей, т. е. сопоставлять их при закреплении точек $У$ в точках $\overline{У}$, $\overline{\overline{У}}$ и $\overline{\overline{\overline{У}}}$. Например, совместив для зоны 5 точку $\overline{\overline{\overline{У}}}$ с $У_д$, что обеспечивает минимизацию расходов воды, по уравнению типа (93) можно определить сопутствующий этим условиям перерасход холода и т. д.

Таким образом, термодинамическая модель СКВ, представленная в виде расчетных схем для тепловлажностных нагрузок трех классов и расчетных уравнений, создает самую общую основу для разработки и обобщения решений по технологическим схемам СКВ и АСР.

Естественно, что технологические схемы нельзя оценивать только по часовым (или мгновенным) расходам тепла, холода, воздуха и воды. Необходимо знать суммарные значения этих технологических показателей за годовой цикл работы СКВ в зависимости от периода эксплуатации систем в году (месяц, сезон, год и т. д.). В этих целях и предлагается соответствующий метод вычисления суммарных значений искомых показателей, основанный на использовании так называемых базовых графиков (рис. 15).

Базовые графики — это графическое представление характера изменения минимально неизбежных значений технологических показателей как функций параметров наружного воздуха, а следовательно, как функций времени, поскольку параметры наружного климата связаны с продолжительностью τ их стояния (см. верхний квадрант графика на рис. 15, *б*). Для демонстрации основных особенностей базового графика выберем самую простую расчетную схему (рис. 15, *а*), соответствующую постоянной тепловлажностной нагрузке III класса. Для нагрузок других классов сущность графиков не изменяется, но они выглядят несколько иначе, так как появляются дополнительные линии, учитывающие вторую координату наружного климата (напомним, что для нагрузок III класса в основном достаточно иметь один параметр наружного воздуха — его энтальпию).

На базовом графике общей для верхнего и нижнего квадрантов является ось абсцисс, на которой откладывают значения энтальпии наружного воздуха от $I_{н\,min}$ до $I_{н\,max}$. В нижнем квадранте по оси ординат откладывают значения технологических показателей, например: $\overline{m}_н$, $\overline{m}$, $\overline{q}_т$, $\overline{q}_х$ и $\overline{q}_{ж.ад}$. Значения показателей определяют для каждой зоны в отдельности по приведенным выше уравнениям; для этого границы всех зон переносят с расчетной схемы (рис. 15, *а*) на базовый график. В результате этих вычислений появляются линии *1*, *2*, *5*, *6*, которые отображают закон изменения минимально неизбежных (мгновенных) расходов тепла,

холода, воздухообмена и наружного воздуха при различных значениях энтальпии наружного воздуха.

Для вычисления минимально неизбежных расходов тепла, холода, воздуха за годовой цикл эксплуатации необходимо учесть

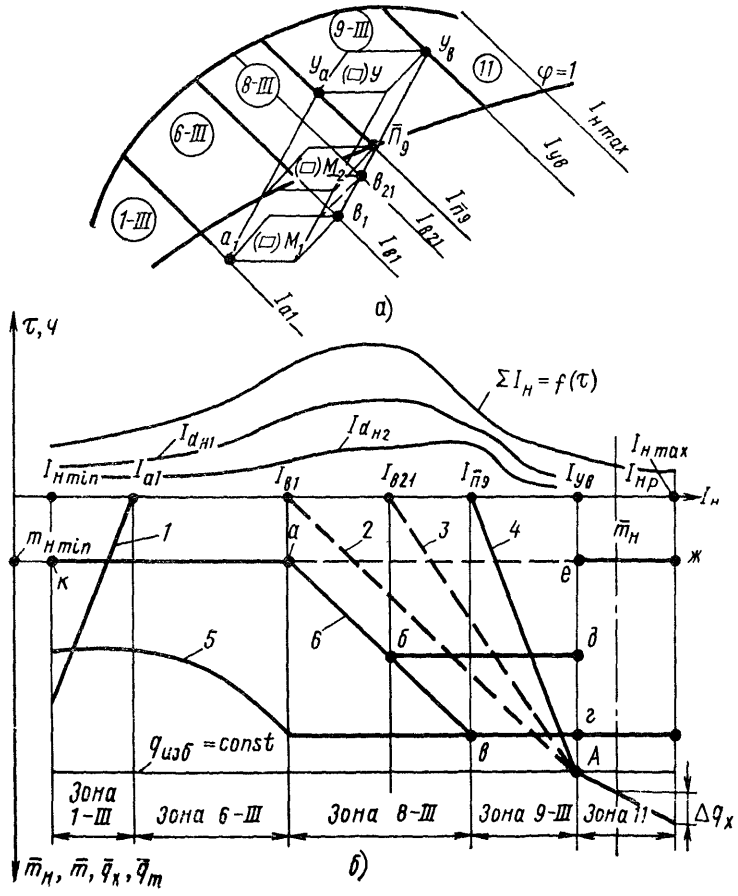


Рис. 15. Базовый график для СКВ с нагрузками III класса:

а — расчетная схема термодинамической модели СКВ; *б* — базовый график СКВ; *1* — потребление тепла; *2, 3, 4* — потребление холода при различных значениях $m_н$; *5* — общий воздухообмен; *6* — расход наружного воздуха

продолжительность стояния $I_н$ за расчетный период года: месяц, сезон, год или время, соответствующее сменности работы СКВ, и т. д. Расчетную продолжительность τ стояния энтальпии наружного воздуха откладывают по оси ординат верхнего квадранта. Верхняя кривая $\sum I_н$ в этом квадранте представляет собой общую суммарную продолжительность стояния $I_н$ за расчетный годовой цикл работы систем; кроме нее, можно нанести линии, характеризующие продолжительность стояния $I_{dн}$ при влагосодержании $d_{н1}$,

d_{H2}, . , d_{Hl} (два параметра наружного климата необходимо знать для нагрузок I класса и при вычислении $q_{ж\ ад}$). Из этих данных следует, что вычислить суммарные значения технологических показателей за любой расчетный период не представляет никаких трудностей: при этом могут быть использованы любые приемы суммирования (интегрирования). За весь расчетный период суммарные расходы искомых технологических показателей определяют как сумму произведений их мгновенных (часовых) значений на время стояния наружных параметров, соответствующих этим значениям.

Базовые графики обеспечивают большую наглядность при анализе различных факторов, влияющих на технологические показатели; они позволяют решать большой круг практически важных задач.

Задачи первой группы относятся к определению влияния различных факторов (ограничение температуры холодоносителя, нагрев воздуха в вентиляторе, ограничение температуры воздуха на притоке в помещение, ограничение максимального расхода наружного воздуха и т. д.) на перерасход тепла, холода, воздуха и воды по сравнению с их минимально неизбежными значениями. В этих целях на базовые графики наносят фактические значения технологических показателей, обусловленные действием указанных ограничений, или линии коэффициентов перерасхода: $\sigma_т$, $\sigma_х$, σ_m и т. д.

Рассмотрим для примера общий характер изменения расходов холода в зависимости от расхода наружного воздуха. Допустим, что для расчетной схемы (рис. 15, *а*) максимальный расход наружного воздуха соответствует такому положению многоугольника M_2, при котором его вершина b_2 совпадает с точкой $\overline{П}_9$. При этом линия расхода наружного воздуха на базовом графике характеризуется ломаной *кабвг* и линией *еж*, а расход холода равен его минимально неизбежному значению $\overline{q}_х$ (линия *4*). В случае, когда расход воздуха постоянно поддерживается на уровне $m_{н\ min}$, потребление холода характеризуется линией *2*; естественно, что потребление холода при этом начинается с того момента, когда энтальпия наружного воздуха принимает значение $I_Н = I_{вl}$. Если верхний предел расхода наружного воздуха ограничивается значением, соответствующим положению многоугольника M_2, вершина b_2 которого фиксируется в точке b_{21}, линия расхода наружного воздуха характеризуется ломаной *кабд* и линией *еж*, а расход холода — линией *3*. Сравнивая положения линий *3* и *4* с положением линии *2*, можно определить, насколько увеличивается время работы холодильных машин в зависимости от изменения расхода наружного воздуха, насколько увеличивается суммарный расход холода за эксплуатационный период и т. д.

Задачи второй группы связаны с выяснением степени влияния параметров наружного климата на технологические показатели

СКВ и установочную производительность основного оборудования. Действительно, поскольку на базовом графике можно построить линии искомых технологических показателей при значениях от $I_{\text{н min}}$ до $I_{\text{н max}}$, всегда можно определить долю влияния более узкого диапазона энтальпий, принимаемого для расчета. Пусть, например, максимальная расчетная энтальпия наружного воздуха равна $I_{\text{Нр}}$ (см. рис. 15, *б*), а не $I_{\text{н max}}$. Из рисунка видно, что при $I_{\text{Нр}}$ максимальная холодопроизводительность уменьшилась на величину $\Delta q_{\text{х}}$; суммарная производительность холода уменьшилась, ее легко подсчитать, зная продолжительность стояния энтальпии, превышающей $I_{\text{Нр}}$. Подобный анализ существенно способствует обоснованному выбору расчетного климата с учетом нормируемых по продолжительности отклонений параметров внутреннего воздуха.

Задачи третьей группы связаны с оценкой влияния на технологические показатели и максимальную производительность элементов СКВ внутренних нормируемых параметров воздушной среды. Решение подобных задач сводится к сопоставлению базовых графиков для вариантов с различными допускаемыми параметрами внутреннего воздуха. Например, нетрудно подсчитать, как изменяются расходы тепла, холода, воздуха и воды, если параметры воздуха задать не многоугольником *У*, а линией комфортной температуры в пределах этого многоугольника.

Практически все перечисленные задачи в той или иной степени связаны с решением задач по системам автоматизации, так как большинство ограничений (поддержание заданных параметров воздуха и пр.) полностью зависит от возможностей АСР.

Наконец, что особенно важно, базовые графики являются исходными для получения числовых значений показателей всех трех других групп: конструктивно-компоновочных, эксплуатационных и экономических. Объясняется это тем, что нанесенные на базовый график линии расходов тепла, холода, воздуха и воды являются исходными не только для выбора максимальной производительности основных элементов СКВ, но и для учета закона изменения нагрузок в период годового цикла эксплуатации систем.

Глава 3. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ СКВ

11. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ СКВ ДЛЯ ЗОН С ОБЯЗАТЕЛЬНЫМ ПОТРЕБЛЕНИЕМ ТЕПЛА

В настоящее время существует множество различных решений по выбору технологических схем СКВ в зависимости от конкретных методов автоматизации. Поэтому СКВ, подобные по ряду внешних признаков, отличаются одна от другой по технологическим показателям.

Предложенная и рассмотренная выше термодинамическая модель имеет то преимущество, что позволяет (на первом этапе исследований) отвлечься от конкретных решений по автоматизации, т. е. определить оптимальные технологические схемы без каких-либо ограничений со стороны АСР. Такой подход дает возможность сформулировать требования к АСР, наметить пути для дальнейшего их изучения и разработки. При этом основное внимание уделено анализу технологических схем как для отдельных зон расчетной схемы термодинамической модели (поскольку в частных случаях по условиям работы СКВ границы расчетного климата могут совпадать с границами данной зоны), так и для всей совокупности зон, охватывающей круглогодичные параметры наружного воздуха. При анализе технологические схемы СКВ приводятся к варианту однозональных систем с постоянными в данный момент времени, но произвольными значениями $q_{изб}$ и $\varepsilon_п$.

Зная технологические схемы для однозональных систем, можно подойти к выбору схемных решений для любых практических случаев.

Основное внимание уделено оптимизации технологических схем по условиям минимизации расходов тепла и холода при эффективном использовании наружного воздуха. Принципиальные особенности метода не изменяются, если минимизируется общий воздухообмен или расход воды за счет перерасхода холода.

Технологические схемы для зон с обязательным потреблением тепла вызывают особый интерес, так как они касаются систем «зимнего» кондиционирования, в то же время эти схемы являются составной частью схемных решений для систем «круглогодичного» кондиционирования воздуха.

Из четырех зон, соответствующих только потреблению тепла, зона *1* существует для тепловлажностных нагрузок всех классов и в определенном смысле отличается от зон *2*, *3* и *4* множеством возможных вариантов технологических схем. Поэтому в первую очередь следует обратиться к анализу технологических схем для зоны *1*.

В соответствии с требованиями, определяемыми термодинамической моделью СКВ, для зоны *1* расход тепла будет иметь минимально неизбежное значение $\bar{q}_т$, если технологические схемы СКВ и система автоматизации обеспечивают минимальный расход наружного воздуха $m_{н\,min}$, а параметры внутренней среды поддерживаются в точке $\bar{У}_а$.

Обратимся к технологическим схемам СКВ, показанным на рис. 16, *в*, анализируя процессы, которые обеспечивают выполнение указанных требований. Так, для схемы *1* и расчетной схемы на рис. 16, *а* можно записать следующие технологические процессы: $(\cdot)H_1 \rightleftarrows \bar{q}_{т1} \Rightarrow (\cdot)\bar{H}_1$; $(\cdot)\bar{H}_1 \Leftarrow \bar{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)a_1$; $(\cdot)a_1 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)У_а$.

Нетрудно заметить, что основная особенность схемы *1* состоит в том, что в теплообменных аппаратах обрабатывается только наружный воздух; это способствует сокращению типоразмеров оборудования и в значительной степени может сказаться на технико-экономических показателях СКВ. Однако схема имеет и некоторые недостатки; в основном это сложность защиты воздухонагревателей от замораживания при низкой температуре наружного воздуха. Кроме того, эта схема может быть использована только при нагрузках I класса и только тогда, когда температура воздуха по смоченному термометру для состояния воздуха $\bar{H}_1$ имеет положительное значение и обеспечивает его адиабатное увлажнение.

Для нагрузок всех других классов обойтись без использования рециркуляционного воздуха невозможно. Так, из расчетной схемы на рис. 16, *б* видно, что для получения необходимых параметров приточного воздуха, характеризуемых точкой на линии $\varepsilon_П$, обязательно требуется смешивание наружного и рециркуляционного воздуха. Наименьший воздухообмен и наименьшее количество рециркуляционного воздуха будут соответствовать состоянию приточного воздуха в точке $\bar{П}_1$. Подмешивание рециркуляционного воздуха может быть как до воздухонагревателя, так и после него.

В *первом случае* технологический цикл соответствует следующим процессам (схема 2): $(\cdot)H_1 \rightleftarrows (\cdot)У_а \Rightarrow (\cdot)C_1$; $(\cdot)C_1 \rightleftarrows \bar{q}_т \Rightarrow (\cdot)\bar{C}_1$; $(\cdot)\bar{C}_1 \rightleftarrows \bar{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\bar{П}_1$; $(\cdot)\bar{П}_1 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)У_а$; во *втором случае* $(\cdot)H_1 \rightleftarrows \bar{q}_т \Rightarrow (\cdot)\bar{H}_1$; $(\cdot)\bar{H}_1 \rightleftarrows (\cdot)У_а \Rightarrow (\cdot)\bar{C}_1$; $(\cdot)\bar{C}_1 \rightleftarrows q_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\bar{П}_1$; $(\cdot)\bar{П}_1 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)У_а$.

Эти процессы записаны исходя из допущения, что при адиабатном увлажнении воздуха в контактном аппарате достигается 100%-ное насыщение парами воды. Фактическое состояние обрабатываемого воздуха полностью зависит от теплотехнических характеристик контактного аппарата и может иметь меньшую степень насыщения, чем это принимается для термодинамической модели СКВ.

Реально возможное смещение точки $\bar{П}_1$, например в точку $П_р$, однозначно повлечет за собою увеличение расхода рециркуляционного воздуха в $(I_{Уа} - I_{\bar{П}1})/(I_{Уа} - I_{пр})$ раз. К увеличению

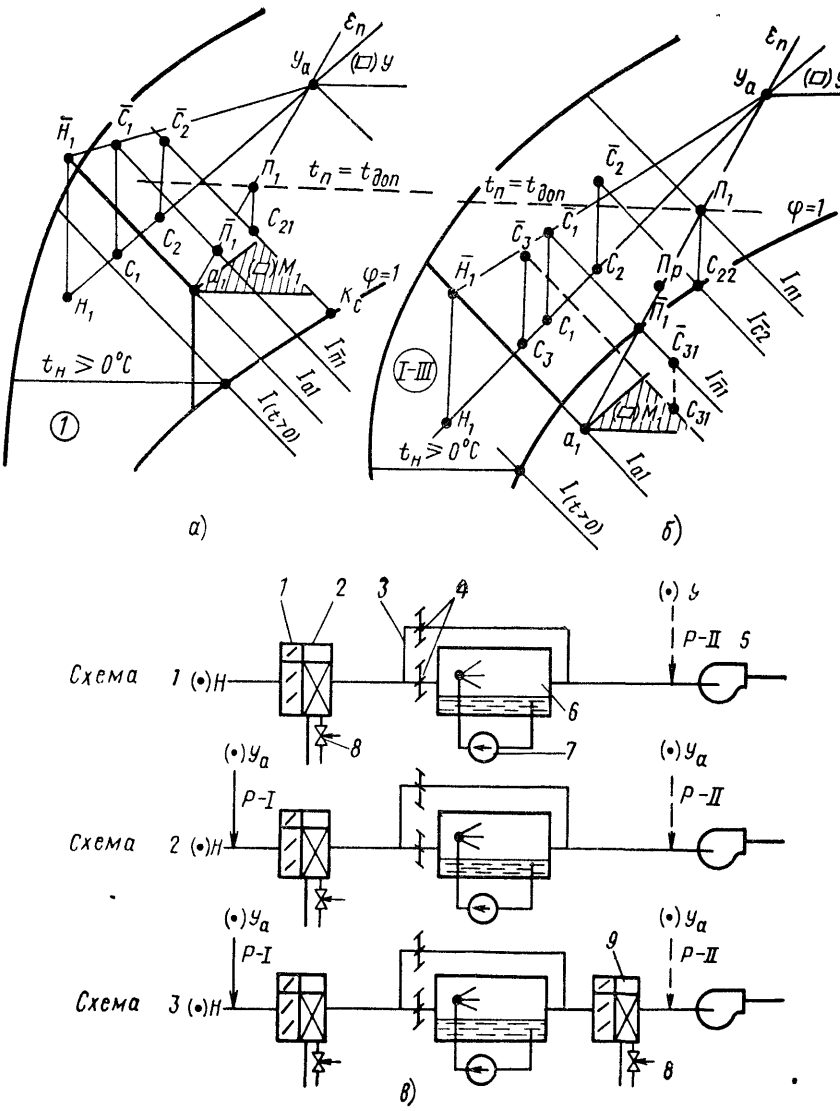


Рис. 16. Наиболее характерные расчетные схемы технологических процессов и схемы СКВ для зоны *1*:

а — расчетная схема для тепловлажностных нагрузок I класса; *б* — расчетная схема для тепловлажностных нагрузок III класса; *в* — схемы СКВ; *1* — регулирующий клапан воздухонагревателя; *2* — воздухонагреватель первого подогрева; *3* — обводной канал контактного аппарата; *4* — регулирующий клапан; *5* — вентилятор; *6* — контактный аппарат для адиабатного увлажнения воздуха; *7* — насос; *8* — регулирующий вентиль; *9* — воздухонагреватель второго подогрева; *Р-I* — первая рециркуляция; *Р-II* — вторая рециркуляция, используемая в случае ограничения температуры приточного воздуха $t_п = t_{доп}$

рециркуляции и общего воздухообмена приведут также ограничения по температуре приточного воздуха. Так, если нижний предел температуры воздуха на притоке устанавливается равным $t_{\text{п}}$ (см. на расчетной схеме рис. 16, *б* штриховую линию $t_{\text{п}} = t_{\text{доп}}$), состояние приточного воздуха в рассматриваемом случае будет характеризоваться точкой $П_1$ и тогда перерасход воздуха будет в $(I_{\text{уа}} - I_{\text{п1}})/(I_{\text{уа}} - I_{\text{п1}})$ раз. На рис. 16, *в* и на последующих рисунках рециркуляция, которую предусматривают в целях повышения температуры приточного воздуха, показана штриховой линией. Заметим, что увеличение расхода рециркуляционного воздуха из-за ограничений температуры может быть как за счет первой рециркуляции (*Р-I*), так и за счет второй (*Р-II*). Вторая рециркуляция предпочтительней, так как при ней не увеличивается типоразмер оборудования для осуществления данной обработки воздуха.

Немаловажным обстоятельством для оценки СКВ, и особенно для выбора методов их автоматизации, являются такие конструктивные особенности узла обработки воздуха, как обводной канал *3* контактного аппарата *6* и регулирующие на обводе клапаны *4* (рис. 16, *в*). Обвод контактного аппарата для схем *1* и *2* необходим в том случае, если считать, что «остановить» процесс в любой наперед заданной точке на энтальпии обрабатываемого воздуха другими способами невозможно (пока существует такая точка зрения).

До сих пор отсутствует также ясность относительно оптимальных методов регулирования теплопроизводительности воздухонагревателей. Поэтому в схемах, в которых используются контактные аппараты и воздухонагреватели, пока предусматриваются регулируемые обводы по воздуху и регулирование по воде. Регулирующие клапаны на схемах не указывают в тех случаях, когда они не требуются по сути самих технологических процессов. Так, например, для нагрузок II и III классов обвод может оказаться необходимым только при переменных нагрузках или при необоснованном отказе от второй рециркуляции.

В отличие от первых двух схема *3* имеет второй подогрев, первую и, в случае необходимости, вторую рециркуляции (роль второй рециркуляции та же, что и в предыдущих схемах). Схеме *3* соответствуют следующие технологические процессы:

$$(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_{\text{а}} \Longrightarrow (\cdot)\,C_2; \quad (\cdot)\,C_2 \rightleftarrows q_{\text{т-1 под}} \Longrightarrow \bar{C}_2;$$

$$(\cdot)\,\bar{C}_2 \Longleftrightarrow \bar{q}_{\text{ж. ад}} \Longrightarrow (\cdot)\,C_{21}\ (\text{см. рис. 16, } а);$$

$$(\cdot)\,C_{21} \rightleftarrows q_{\text{т-2 под}} \Longrightarrow (\cdot)\,П_1;$$

$$(\cdot)\,\bar{C}_2 \rightleftarrows q_{\text{ж. ад}} \Longrightarrow (\cdot)\,C_{22}\ (\text{см. рис. 16, } б);$$

$$(\cdot)\,C_{22} \rightleftarrows q_{\text{т-2 под}} \Longrightarrow (\cdot)\,П_1;$$

далее в обоих случаях $(\cdot)\,П_1 \rightleftarrows q_{\text{изб}} \Longrightarrow (\cdot)\,У_{\text{а}}$.

Поскольку технологический цикл начинается с отыскания точки C_2, следует напомнить, что ее выбор должен быть достаточно обоснован. Одним из обоснований является оптимальное распределение тепловых нагрузок между первым и вторым подогревом. Если считать, что нагрузка на второй подогрев при расчетных условиях определена разностью энтальпий $I_{\text{П1}} - I_{\text{С21}}$ (рис. 16, *а*) и, следовательно, известна энтальпия $I_{\text{С21}}$, положение точки C_2 находят из соотношения

$$\frac{I_{\text{Уа}} - I_{\text{С21}}}{I_{\text{Уа}} - I_{\text{а1}}} = \frac{I_{\text{Уа}} - I_{\text{С2}}}{I_{\text{Уа}} - I_{\text{Н1}}}.$$

В настоящее время схема *3* получила широкое распространение; ее часто отождествляют со схемой регулирования по точке росы, имея в виду, что температура обрабатываемой смеси близка к температуре точки росы приточного воздуха с относительной влажностью $\varphi = 1$. Расчетная схема на рис. 16, *а* свидетельствует о том, что, несмотря на наличие второго подогрева, параметры смеси после увлажнения далеки от линии $\varphi = 1$, а поэтому аналогия с регулированием по точке росы в данном примере недостаточно обоснована.

Не останавливаясь более подробно на особенностях этой схемы с точки зрения автоматизации, обратимся к другим ее характеристикам.

Во-первых, очевиден ее недостаток, связанный с наличием двух калориферов. Из термодинамической модели следует, что второй подогрев необходим только для зон *13* и *14*, которые имеют место лишь при тепловлажностных нагрузках I класса; для двух других классов второй подогрев по условиям оптимизации технологических показателей не требуется.

Во-вторых, для нагрузок II и III классов эта схема не позволяет обеспечить минимально неизбежный воздухообмен. Действительно, допустим, что никаких ограничений по температуре приточного воздуха нет и поэтому параметры подаваемого в помещение воздуха могли бы соответствовать точке $\overline{\Pi}_1$ (расчетная схема на рис. 16, *б*). Тогда для использования второго подогрева необходимо было бы осуществить следующие процессы:

$$(\cdot)\, H_1 \rightleftarrows (\cdot)\, У_{\text{а}} \Rightarrow (\cdot) C_3; \quad (\cdot)\, C_3 \rightleftarrows q_{\text{т-1 под}} \Rightarrow (\cdot)\, \overline{C}_3,$$

$$(\cdot)\, \overline{C}_3 \rightleftarrows \overline{q}_{\text{ж. ад}} \Rightarrow (\cdot)\, C_{31}; \quad (\cdot)\, C_{31} \rightleftarrows q_{\text{т-2 под}} \Rightarrow (\cdot)\, \overline{C}_{31},$$

$$(\cdot)\, \overline{C}_{31} \rightleftarrows \text{выпадение конденсата} \Rightarrow (\cdot)\, \overline{\Pi}_1;$$

$$(\cdot)\, \overline{\Pi}_1 \rightleftarrows q_{\text{изб}} \Rightarrow (\cdot)\, У_{\text{а}}.$$

Но предпоследний процесс, как известно, трудно осуществим. Для реализации второго подогрева точка C_{31} в данном случае должна находиться где-то выше $\overline{\Pi}_1$, и тогда энтальпия приточного воздуха будет всегда больше $I_{\overline{\Pi}}$, что означает увеличение общего воздухообмена по сравнению с минимально неизбежным.

Для зоны *1*, кроме рассмотренных, могут быть использованы и другие схемные решения (рис. 17, *в*). Так, схема *4* характеризуется тем, что подогрев и увлажнение воздуха осуществляются одновременно в контактном аппарате, работающем на горячей воде. Для

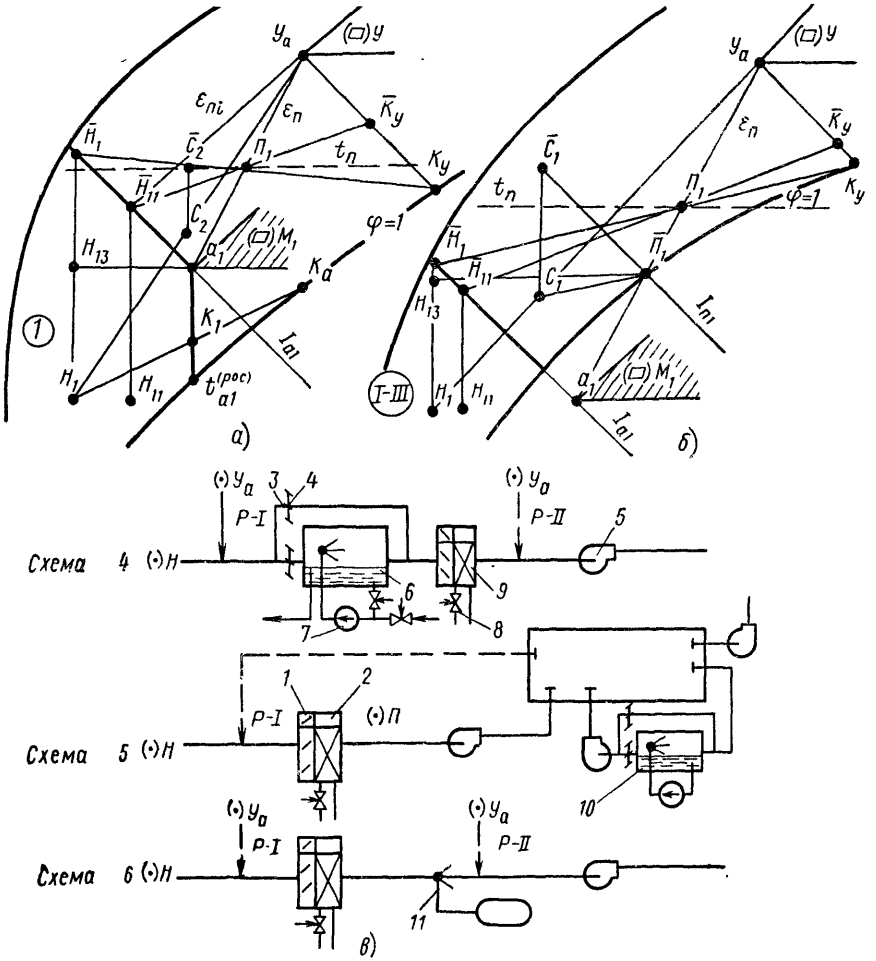


Рис. 17. Дополнительные расчетные схемы технологических процессов и схемы СКВ для зоны *1*:

а — расчетная схема для тепловлажностных нагрузок I класса; *б* — расчетная схема для тепловлажностных нагрузок III класса; *в* — схемы СКВ;
1—9 — см. рис. 16; *10* — контактный аппарат для адиабатного увлажнения рециркуляционного воздуха; *11* — устройство для увлажнения воздуха насыщенным паром

этой схемы обеспечить минимально неизбежный воздухообмен при $q_т = \bar{q}_т$ для тепловлажностных нагрузок I класса можно при условии, что параметры приточного воздуха будут соответствовать

точке a_1 (рис. 17, *а*). При этом необходимы следующие технологические процессы:

$$(\cdot)\, H_1 \langle = \rangle q_{\text{т. ж}} = \rangle (\cdot)\, K_1; \tag{98}$$

$$(\cdot)\, K_1 \rightleftarrows q_{\text{т-2 под}} = \rangle (\cdot)\, a_1; \quad (\cdot)\, a_1 \rightleftarrows q_{\text{изб}} = \rangle (\cdot)\, У_{\text{а}}. \tag{99}$$

Процесс (98) записан исходя из условий, что конечное состояние обрабатываемого воздуха в контактном аппарате характеризуется точкой $K_{\text{а}}$ или другой точкой, лежащей на линии $K_1 K_{\text{а}}$; для получения воздуха, состояние которого соответствует точке K_1, необходимо часть наружного воздуха байпасировать. Для осуществления процесса (99) необходим воздухонагреватель.

Таким образом, схема *4* по составу оборудования не имеет каких-либо преимуществ перед схемами *1* и *2*. Кроме того в схеме *4* существует реальная возможность обмерзания контактного аппарата, если температура точки росы $t_{\text{a1}}^{(\text{рос})}$ ниже или близка к нулю, а $t_{\text{н}} < t_{\text{a1}}^{(\text{рос})}$. В таких случаях в контактном аппарате необходима обработка смеси наружного и рециркуляционного воздуха, т. е. используется первая рециркуляция *Р-1*, что приводит к перерасходу воздухообмена.

Второй подогрев для схемы *4* не требуется при тепловлажностных нагрузках II и III классов, если обеспечиваются следующие технологические процессы (рис. 17, *б*):

$$\begin{gathered}(\cdot)\, H_1 \rightleftarrows (\cdot)\, У_{\text{а}} = \rangle (\cdot)\, C_1; \\ (\cdot)\, \overline{C} \rightleftarrows q_{\text{т, ж}} = \rangle (\cdot)\, \overline{П}_1; \\ (\cdot)\, \overline{П}_1 \rightleftarrows q_{\text{изб}} = \rangle (\cdot)\, У_{\text{а}}.\end{gathered} \tag{100}$$

Общий воздухообмен при этом равен минимально неизбежному, если положение точки $\overline{П}_1$ на линии $\varphi = 1$ не создает условий, опасных для обмерзания контактного аппарата. Возможность осуществления процесса — уравнение (100), значительно упрощает схему, так как обводной канал для контактного аппарата не требуется и нет необходимости во втором подогреве.

При ограничении температуры приточного воздуха (например, если требуется обеспечить состояние воздуха в точке $П_1$) следует использовать вторую рециркуляцию. Увеличение воздухообмена за счет первой рециркуляции в данном случае приводит к необходимости обвода контактного аппарата.

Схема *5* основана на подогреве наружного и адиабатном увлажнении рециркуляционного воздуха. Для этой схемы можно записать следующие технологические процессы (рис. 17, *а* и *б*):

$$\begin{gathered}(\cdot)\, H_1 \rightleftarrows \bar{q}_{\text{т}} = \rangle (\cdot)\, \overline{H}_1; \quad (\cdot)\, У_{\text{а}} \rightleftarrows \bar{q}_{\text{ж. ад}} = \rangle (\cdot)\, К_{\text{У}}; \\ (\cdot)\, \overline{H}_1 \rightleftarrows (\cdot)\, К_{\text{У}} = \rangle (\ )\, П_1; \\ (\cdot)\, П_1 \rightleftarrows q_{\text{изб}} = \rangle (\cdot)\, У_{\text{а}}.\end{gathered} \tag{101}$$

Из уравнения (101) видно, что воздухообмен превышает минимально неизбежный, так как при принятых исходных данных подать воздух состояния a_1 или $\overline{П}_1$ не представляется возможным. Контактный аппарат *10* для адиабатного увлажнения воздуха должен иметь регулируемый обводной канал, что необходимо для нагрузок всех классов, если осуществляются следующие процессы (рис. 17, *а*, *б*):

$$(\cdot)\, H_{11} \rightleftarrows \bar{q}_т \Longrightarrow (\cdot)\, \overline{H}_{11}; \quad (\cdot)\, У_а \langle \Longrightarrow q_{ж.\,ад} \Longrightarrow (\cdot)\, \overline{K}_У;$$

$$(\cdot)\, \overline{H}_{11} \rightleftarrows (\cdot)\, \overline{K}_У \Longrightarrow (\cdot)\, П_1; \quad (\cdot)\, П_1 \rightleftarrows q_{изб} \Longrightarrow (\cdot)\, У_а.$$

В том случае, когда ограничивается нижний предел $t_п$, схемы с адиабатным увлажнением рециркуляционного воздуха весьма выгодны, если их можно выполнить в качестве местных систем, устанавливаемых в обслуживаемых помещениях. При этом количество воздуха, подаваемого центральными системами, сокращается и уменьшаются капитальные и эксплуатационные затраты на сети воздуховодов. Соотношение расходов воздуха от центральной установки $m_{ц.\,у}$ и местной установки $m_{м.\,у}$ при суммарном воздухообмене $m_{об}$ для схемы *5* определяется выражением

$$\frac{m_{ц.\,у}}{m_{м.\,у}} = \frac{I_{\overline{К}У} - I_{П1}}{I_{П1} - I_{\overline{Н}11}} = \frac{I_{Уа} - I_{П1}}{I_{П1} - I_{а1}}. \qquad (102)$$

Подставляя в (102) значение

$$I_{а1} = I_{Уа} - \frac{q_{изб}}{m_{н\,min}} \quad \text{и} \quad I_{П1} = I_{Уа} - \frac{q_{изб}}{m_{об}},$$

получим

$$\frac{m_{ц.\,у}}{m_{м.\,у}} = \frac{1}{(m_{об}/m_{н\,min}) - 1}. \qquad (103)$$

Если расход воздуха в центральной системе в данном случае принимается равным $m_{н\,min}$, производительность местной рециркуляционной установки

$$m_{м.\,у} = m_{об} - m_{н\,min} = [q_{изб}/(I_{Уа} - I_{П1})] - m_{н\,min}. \qquad (104)$$

Таким образом, несмотря на то, что общий воздухообмен для схемы *5* нельзя довести до минимально неизбежного, количество воздуха для центральной системы сокращено до минимума за счет использования местной установки адиабатного увлажнения.

Общий воздухообмен $m_{об}$ может быть значительно сокращен, если за счет мелкодисперсного распыления воды в помещении изменить угловой коэффициент от $\varepsilon_п$ до $\varepsilon_{пi}$. Тогда можно записать следующие процессы (рис. 17, *а*):

$$(\cdot)\, H_{11} \rightleftarrows \bar{q}_т \Longrightarrow (\cdot)\, \overline{H}_{11}; \quad (\cdot)\, \overline{H}_{11} \rightleftarrows q_{изб} \Longrightarrow (\cdot)\, У_а.$$

Значение углового коэффициента $\varepsilon_{пi}$ в данном случае определяется по уравнению

$$\varepsilon_{пi} = \frac{I_{уа} - I_{\overline{Н11}}}{d_{уа} - d_{\overline{Н11}}}. \qquad (105)$$

Кроме того, адиабатное увлажнение воздуха для зоны *1* можно осуществить так, как это показано в схеме *11* (см. рис. 19).

Наконец, рассмотрим некоторые особенности схемы *6*, в которой используется увлажнение воздуха, например, насыщенным паром, что обеспечивает изменение влагосодержания обрабатываемого воздуха по изотерме. Сухой нагрев воздуха с последующим изотермическим увлажнением составляет полную совокупность оптимальных процессов. Эти процессы в технологическом цикле описываются следующим образом:

для тепловлажностных нагрузок I класса (рис. 17, *а*)

$$(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows q_т \Rightarrow (\cdot)\,H_{13};\quad (\cdot)\,H_{13} \rightleftarrows q_{пар} \Rightarrow (\cdot)\,a_1;$$

$$(\cdot)\,a_1 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_а$$

(эти процессы не осуществимы, если $t_н > t_{a1}$);

для тепловлажностных нагрузок III класса (рис. 17, *б*)

$$(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows q_т \Rightarrow (\cdot)\,H_{13};\quad (\cdot)\,H_{13} \rightleftarrows q_{пар} \Rightarrow (\cdot)\,\overline{П};$$

$$(\cdot)\,\overline{П} \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_а.$$

Если при этом температура приточного воздуха ограничена значением $t_п$, то обеспечить состояние $П_1$ приточного воздуха можно за счет использования рециркуляции после увлажнения. Принципиально ничего не меняется, если используется рециркуляция до воздухонагревателя (*Р-I*) в соответствии со следующим технологическим циклом (рис. 17, *а*):

$$(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_а \Rightarrow (\cdot)\,C_2;$$

$$(\cdot)\,C_2 \rightleftarrows q_т \Rightarrow (\cdot)\,\overline{C}_2;\quad (\cdot)\,\overline{C}_2 \rightleftarrows q_{пар} \Rightarrow (\cdot)\,П_1;$$

$$(\cdot)\,П_1 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_а.$$

В данном случае первая рециркуляция, не влияя на расходы тепла и воды, обусловливает увеличение типоразмера воздухонагревателя, поэтому она менее желательна, чем вторая рециркуляция (*Р-II*).

Из краткой характеристики рассмотренных вариантов следует, что каждая схема имеет свои преимущества и недостатки, которые при тождественных технологических возможностях по-разному сказываются на показателях схем. Кроме того, каждая схема, очевидно, предопределяет основные принципы автоматизации СКВ.

Для зон *2—4*, как это следует из термодинамической модели для тепловлажностной нагрузки I класса, необходим только подогрев наружного воздуха или его смеси с рециркуляционным. При ограничении температуры приточного воздуха целесообразно использовать вторую рециркуляцию.

Оптимизация технологических показателей для этих зон достигается поддержанием параметров воздушной среды в строго определенной точке, положение которой зависит от состояний наружного воздуха. Из рис. 18, *а* видно, что для зоны *2* весь технологический цикл состоит из двух процессов: $(\cdot)H_2 \rightleftarrows \overline{q}_т \Rightarrow (\cdot)\overline{H}_2$; $(\cdot)\overline{H}_2 \rightleftarrows$

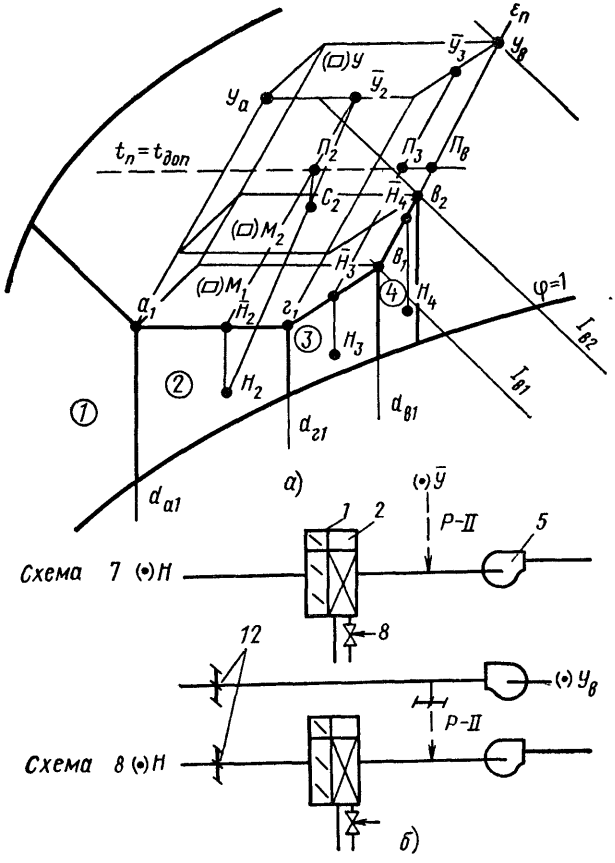


Рис. 18. Расчетные схемы технологических процессов и схемы СКВ для зон *2—4*:

1, 2, 5, 8 — см. рис. 16; *12* — регулирующие клапаны

$\rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\overline{y}_2$. При ограничении температуры приточного воздуха технологические процессы можно записать так: $(\cdot)H_2 \rightleftarrows \overline{q}_т \Rightarrow (\cdot)\overline{H}_2$; $(\cdot)\overline{H}_2 \rightleftarrows (\cdot)\overline{y}_2 \Rightarrow (\cdot)П_2$; $(\cdot)П_2 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\overline{y}_2$. Этим технологическим процессам соответствует схема *7* (рис. 18, *б*). Принципиально те же расходы тепла можно получить, если осуществить другие процессы: $(\cdot)H_2 \rightleftarrows (\cdot)\overline{y}_2 \Rightarrow (\cdot)C_2$; $(\cdot)C_2 \rightleftarrows \overline{q}_т \Rightarrow (\cdot)П_2$; $(\cdot)П_2 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\overline{y}_2$.

Все сказанное в равной степени относится к зоне *3*. Для зоны *4*, как известно, положение точки $\overline{У}$ фиксируется в точке $У_в$, но расход наружного воздуха (в отличие от предыдущих зон) увеличивается от $m_{н\,min}$ до $m_{н\,max}$. Поэтому в технологических схемах должно быть предусмотрено регулирование расхода наружного воздуха. Если общий воздухообмен остается неизменным, необходимо также регулировать и расход рециркуляционного воздуха. Этим требованиям удовлетворяет схема *8*, так как в ней предусмотрены регулирующие устройства. Однако следует иметь в виду, что три клапана, показанные на схеме, не являются отражением реальных методов обеспечения переменных расходов воздуха. Они лишь условно отображают общие принципы регулирования расходов в целях оптимизации технологических показателей. Реальные технические решения могут быть самыми различными. Построения процессов для зон *3* и *4* показаны на рис. 18, *а* и дополнительных разъяснений не требуют.

Нетрудно заметить, что оптимизация технологических показателей для рассматриваемых трех зон полностью зависит от возможности систем автоматизации обеспечить соответствие положения точки $\overline{У}$ и расходов воздуха его термодинамическому состоянию, точнее, состоянию воздуха на входе в центральный узел его обработки. Последнее уточнение связано с тем, что параметры наружного воздуха могут изменяться на воздухосборе или в каналах за счет их тепловой инерции.

12. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ДЛЯ ЗОН БЕЗ ПОТРЕБЛЕНИЯ ТЕПЛА И ХОЛОДА

Из анализа расчетных схем термодинамической модели следует, что число зон, для которых потребление тепла и холода равно нулю, зависит от класса тепловлажностных нагрузок. Если для I класса имеются четыре такие зоны, то для III класса — две. Кроме того, эти зоны имеют отдельные особенности, которые отражаются на структуре технологических схем. Неслучайно зоны *1*, *6*, *8* и *9* для нагрузок III класса получили несколько иное обозначение: *1-III*, *6-III*, *8-III* и *9-III*. На рис. 19 представлены не только расчетные схемы для нагрузок двух указанных классов, но и возможные технологические схемы для них. Напомним, что для зон *5*, *6*, *6-III* и *7* расход наружного воздуха имеет минимальное значение $m_{н\,min}$, а точка $\overline{У}$ меняет свое положение в зависимости от положения точки *Н*; для зон *8*, *8-III*, наоборот, точка $\overline{У}$ постоянно совмещается с точкой $У_в$, а расход наружного воздуха меняется в зависимости от энтальпии наружного воздуха (случай, которому соответствует оптимизация расходов наружного воздуха). Для всех зон, кроме зоны *7*, обязательным является адиабатное увлажнение воздуха.

Остановимся подробнее на возможных вариантах технологических схем. В первую очередь рассмотрим зоны *5* и *6*, для которых технологические процессы и схемы практически одинаковы. Для тепловлажностных нагрузок I класса в соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 19, *а*, технологические процессы могут быть записаны следующим образом:

для зоны *5*

$$(\cdot)\,H_5 \langle = \rangle q_{\text{ж. ад}} = \rangle (\cdot)\,\overline{H}_5; \quad (\cdot)\,\overline{H}_5 \rightleftarrows q_{\text{изб}} = \rangle (\cdot)\,\overline{y}_5;$$

для зоны *6*

$$(\cdot)\,H_6 \langle = \rangle \bar{q}_{\text{ж. ад}} = \rangle (\cdot)\,\overline{H}_6; \quad (\cdot)\,\overline{H}_6 \rightleftarrows q_{\text{изб}} = \rangle (\cdot)\,\overline{y}_6.$$

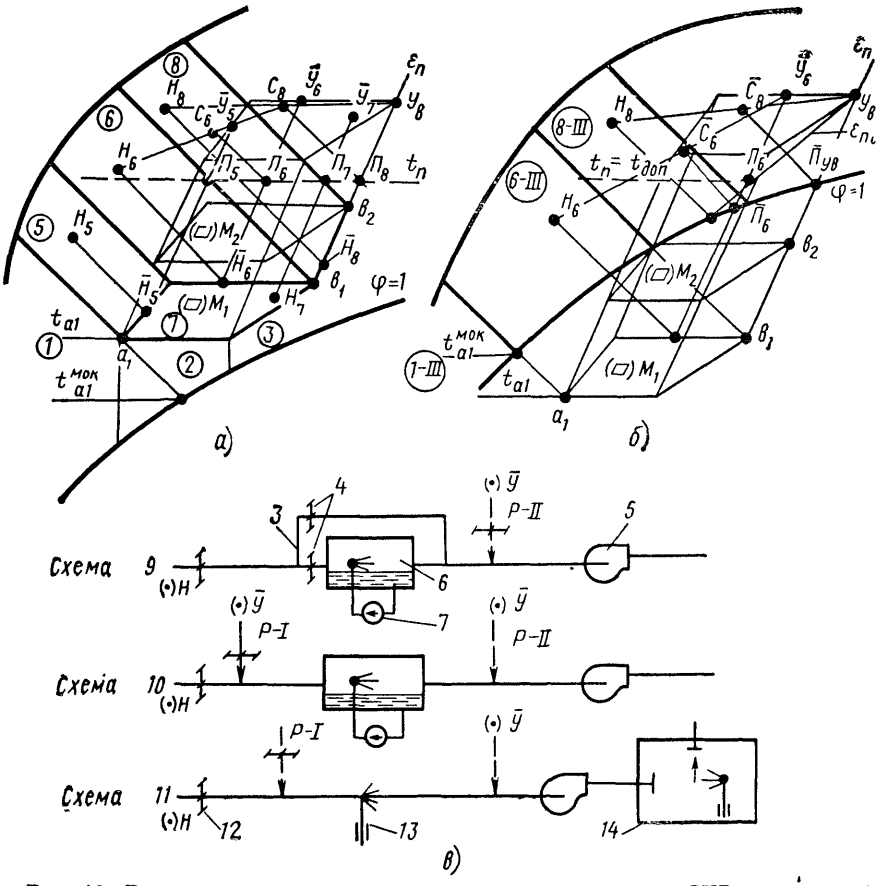


Рис. 19. Расчетные схемы технологических процессов и схемы СКВ для зон *5—8*:

а — расчетная схема для тепловлажностных нагрузок I класса; *б* — расчетная схема для тепловлажностных нагрузок III класса; *в* — схемы СКВ;

3—7 — см. рис. 16; *12* — регулирующий клапан; *13* — устройство для адиабатного увлажнения воздуха за счет мелкого распыла воды в потоке воздуха или в помещении; *14* — кондиционируемое помещенне

Из расчетной схемы и записанных процессов следует, что конечное состояние адиабатно увлажненного воздуха может отличаться от состояния насыщения (случай, рассмотренный для зоны *1*). В принципе, получить любое необходимое состояние обрабатываемого воздуха, характеризуемое точкой на этой же энтальпии, но с бóльшим влагосодержанием, можно либо за счет обвода контактного аппарата, либо за счет изменения поверхности контакта воздуха с водой.

В настоящее время принято считать, что управления эффективностью адиабатного увлажнения в контактных аппаратах проще достигнуть регулируемым обводом, как это показано на схеме *9* (рис. 19, *в*). Управление интенсивностью адиабатного увлажнения за счет регулирования расхода воды используется, как правило, в установках, обеспечивающих полное испарение мелкораспыливаемой воды в воздушном потоке или в кондиционируемом помещении (схема *11*). Естественно, что схему для адиабатного увлажнения необходимо выбирать по технико-экономическим соображениям.

Сопоставление и оценка контактных аппаратов показывают, что наличие регулируемого обвода не только усложняет конструктивное решение кондиционера, но и в ряде случаев требует увеличения строительной высоты машинного зала, что существенно сказывается на капитальных затратах систем. Габаритные размеры схемы *11* можно значительно уменьшить, если использовать эффективные методы мелкодисперсного распыления воды. В данном случае нет необходимости более подробно анализировать все показатели устройств для адиабатного увлажнения воздуха, поэтому, опираясь главным образом на уже отмеченные их особенности, перейдем к оценке самих технологических схем.

Записанным выше процессам соответствует технологическая схема *9*. Из анализа процессов следует, что первая рециркуляция не является обязательной, если температура наружного воздуха по смоченному термометру имеет положительное значение. Другой причиной, которая может вызвать необходимость первой или второй рециркуляции, является ограничение температуры приточного воздуха ($t_{\text{п}} = t_{\text{доп}}$); в последнем случае состояние воздуха, подаваемого в помещение, будет характеризоваться точками $П_5$ и $П_6$ — соответственно для зон *5* и *6*. Состояние воздуха в точке $П_6$ (аналогично для точки $П_5$) может быть обеспечено за счет первой рециркуляции при осуществлении следующих процессов: $(\cdot)H_6 \rightleftarrows (\cdot)\overline{У}_6 \Rightarrow (\cdot)C_6$; $(\cdot)C_6 \Leftarrow \overline{q}_{\text{ж. ад}} \Rightarrow (\cdot)П_6$; $(\cdot)П_6 \rightleftarrows q_{\text{изб}} \Rightarrow (\cdot)\overline{У}_6$. Эти же параметры на притоке получаются при использовании второй рециркуляции, что видно из следующих записей: $(\cdot)H_6 \Leftarrow \overline{q}_{\text{ж. ад}} \Rightarrow (\cdot)\overline{H}_6$; $(\cdot)\overline{H}_6 \rightleftarrows (\cdot)\overline{У}_6 \Rightarrow (\cdot)П_6$; $(\cdot)П_6 \rightleftarrows q_{\text{изб}} \Rightarrow (\cdot)\overline{У}_6$.

Естественно, что при прочих равных условиях преимущество имеют схемы со второй рециркуляцией, так как для них требуется установка для обработки воздуха меньшего типоразмера, состоя-

щая из контактного аппарата и обводного канала с регулирующими клапанами. Наличие в схеме *9* устройства, регулирующего расход наружного воздуха, позволяет использовать ее и для зоны *8*, однако в этом случае необходимо предусмотреть также регулирующие устройства в канале второй рециркуляции (*Р-II*). Действительно, представим, что существуют ограничения по температуре приточного воздуха, из-за которых его состояние должно соответствовать точке $П_8$. Тогда целесообразно использовать вторую рециркуляцию, как это делалось для зон *5* и *6*. Однако в связи с тем, что расход наружного воздуха для зоны *8* переменный, то вторая рециркуляция должна также регулироваться. В противном случае с изменением $I_н$ точка $П_8$ будет менять свое положение.

Для тепловлажностных нагрузок III класса, соответствующих расчетной схеме на рис. 19, *б* (в отличие от нагрузок I класса), первая рециркуляция необходима для всех зон. В этом нетрудно убедиться, если рассмотреть следующие технологические процессы:

для зоны *6*

$$(\cdot)\,H_6 \rightleftarrows (\cdot)\,\overline{У}_6 \Rightarrow (\cdot)\,\overline{С}_6; \quad (\cdot)\,\overline{С}_6 \rightleftarrows \overline{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\,\overline{П}_6;$$
$$(\cdot)\,\overline{П}_6 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,\overline{У}_6;$$

для зоны *8*

$$(\cdot)\,H_8 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,\overline{С}_8; \quad (\cdot)\,\overline{С}_8 \rightleftarrows \overline{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\,\overline{П}_{Ув};$$
$$(\cdot)\,\overline{П}_{Ув} \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_в.$$

В этих процессах предусмотрен минимально достижимый расход рециркуляционного воздуха. При ограничении температуры приточного воздуха ($t_п = t_{доп}$) требуемое состояние точки $П_6$ может быть получено либо за счет второй рециркуляции, либо за счет увеличения первой рециркуляции. В связи с тем, что для зоны *8-III* расход наружного воздуха увеличивается от $m_{н\,min}$ до $m_{н\,max}$, расход рециркуляционного воздуха, так же как и наружного, должен регулироваться. Следует добавить, что для осуществления рассмотренных процессов при нагрузках III класса обвод контактного аппарата не требуется. Технологические процессы со всеми указанными особенностями для зон *6-III* и *8-III* могут быть реализованы с помощью схемы *10*.

В отличие от схем *9* и *10*, схему *11* можно применять для тепловлажностных нагрузок всех классов, так как предполагается, что безаппаратный метод увлажнения (мелкодисперсное безостаточное распыление воды) обеспечивает требуемое приращение влагосодержания воздуха, в котором осуществляется это распыление. Увлажнение воздуха в помещении (или в воздушном потоке местной рециркуляционной системы) позволяет так изменить угловой коэффициент $\varepsilon_п$, что в схеме *11* для тепловлажностной нагрузки III класса можно обойтись без использования первой и второй рециркуляции. Без местного увлажнения воздуха необходимость первой

и второй рециркуляции определяется теми же соображениями, что и для схемы *10*.

Из всего сказанного видно, что тепловлажностные нагрузки I и III классов существенно влияют на технологические процессы и схемы для рассматриваемых расчетных зон.

Схемы для тепловлажностных нагрузок II класса подобны либо схемам для нагрузок I класса, либо схемам для нагрузок III класса. Это объясняется тем, что в зависимости от конкретных исходных данных в расчетных схемах термодинамической модели для нагрузок II класса могут появляться зоны со свойствами, характерными для зон I или III классов.

13. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ДЛЯ ЗОН С ОБЯЗАТЕЛЬНЫМ ПОТРЕБЛЕНИЕМ ХОЛОДА И ЗОН С ОДНОВРЕМЕННЫМ ПОТРЕБЛЕНИЕМ ХОЛОДА И ТЕПЛА

Как уже известно, в расчетной схеме термодинамической модели для тепловлажностных нагрузок I класса существуют три зоны (*9*, *10*, *12*), для которых неизбежно потребление холода, и две зоны (*13*, *14*) с обязательным потреблением холода и тепла. Для тепловлажностных нагрузок III класса обязательно потребление только холода (зоны *9-III* и *11*).

Для нагрузок II класса, так же как и для нагрузок III класса, в основном характерно только потребление холода. Однако при определенных исходных данных в расчетных схемах для нагрузок II класса может появиться зона *14*, что обусловливает потребление как тепла, так и холода. Учитывая эти общие и уже известные особенности расчетных зон, проанализируем для них более подробно технологические процессы и схемы. Следует отметить, что рассматриваемые технологические схемы *12—15* (рис. 20) не исчерпывают всех вариантов оптимальных решений, однако они имеют все характерные признаки, без повторения которых в различном сочетании нельзя минимизировать расходы тепла и холода в СКВ.

Схема *12* (рис. 20, *в*), состоящая из контактного аппарата для политропной обработки воздуха и воздухонагревателя второго подогрева, обеспечивает оптимальные технологические процессы для всех расчетных зон тепловлажностных нагрузок I класса (рис. 20, *а*). Так, для зоны *9* при $\overline{m}_{\text{н}} = m_{\text{н max}}$ и при отсутствии ограничений по температуре $t_{\text{п}}$ приточного воздуха можно осуществить следующий технологический цикл: $(\cdot)H_9 \rightleftarrows \overline{q}_{\text{х}} \Longrightarrow (\cdot)b_2$; $(\cdot)b_2 \rightleftarrows q_{\text{изб}} \Longrightarrow (\cdot)У_{\text{в}}$. В случае ограничений по $t_{\text{п}}$ ($t_{\text{п}} = t_{\text{доп}}$) целесообразно использовать вторую рециркуляцию: $(\cdot)b_2 \rightleftarrows (\cdot)У_{\text{в}} \Longrightarrow \Longrightarrow (\cdot)П_9$; $(\cdot)П_9 \rightleftarrows q_{\text{изб}} \Longrightarrow (\cdot)У_{\text{в}}$. Те же результаты можно получить, используя первую рециркуляцию: $(\cdot)H_9 \rightleftarrows (\cdot)У_{\text{в}} \Longrightarrow (\cdot)C_9$; $(\cdot)C_9 \rightleftarrows \overline{q}_{\text{х}} \Longrightarrow (\cdot)П_9$; $(\cdot)П_9 \rightleftarrows q_{\text{изб}} \Longrightarrow (\cdot)У_{\text{в}}$.

Несмотря на то, что вторая рециркуляция предпочтительней, так как она обеспечивает возможность уменьшения типоразмеров оборудования, в большинстве случаев приходится использовать

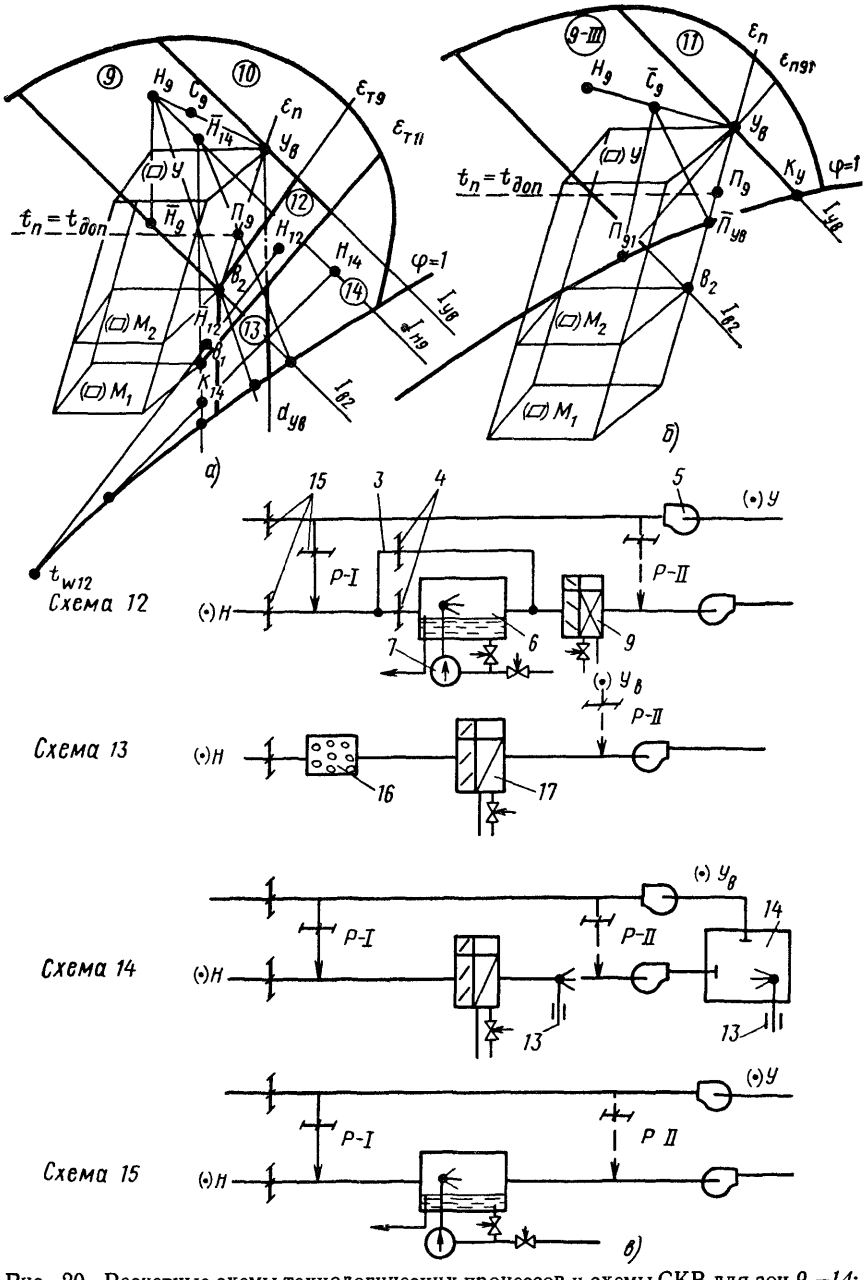


Рис. 20. Расчетные схемы технологических процессов и схемы СКВ для зон *9—14*:

а — расчетная схема для тепловлажностных нагрузок I класса, *б* — расчетная схема для тепловлажностных нагрузок III класса, *в* — схемы СКВ,

3—7, 9, 13—15 — см. рис. 16—18, *15* — регулнрующне клапаны, *16* — устройство для осушкн воздуха со специальными поглотителямн влаги, *17*—поверхностный воздухоохладнтель

первую рециркуляцию. Объясняется это тем, что при второй рециркуляции, как правило, требуется более низкая температура холодоносителя для тепловлажностной обработки воздуха. Используя холодильные машины, можно получить любую температуру холодоносителя, однако ее приходиться ограничивать как по технико-экономическим соображениям, так и по соображениям защиты испарителей от замораживания. В конечном итоге расход воздуха на первую и вторую рециркуляцию выбирают на основе сравнения вариантов.

Поскольку в рассмотренных процессах охлаждение воздуха связано с его одновременным увлажнением, в схеме *12* используется теплообменный аппарат контактного типа. Неизбежность регулируемого обвода теплообменника следует из рассмотрения расчетной схемы. Все сказанное относительно зоны *9* справедливо и для зоны *10*, с той лишь разницей, что для последней необходим минимальный расход наружного воздуха. В целях изменения расходов наружного воздуха в технологической схеме предусмотрены регулирующие клапаны. Эти же устройства должны обеспечить переменный расход наружного воздуха для зоны *12*, для которой минимизация расходов холода достигается при

$$(\cdot)\, H_{12} \langle = \rangle \bar{q}_{\text{х}} = \rangle (\cdot)\, \bar{H}_{12}; \quad (\cdot)\, \bar{H}_{12} \rightleftarrows q_{\text{изб}} = \rangle (\cdot)\, У_{\text{в}}. \qquad (106)$$

В случае ограничения температуры приточного воздуха ($t_{\text{п}} = t_{\text{доп}}$) используют вторую рециркуляцию с переменным расходом. Если температура холодоносителя $t_w > t_{w12}$ и нет возможности осуществить процесс (106), необходимо использовать первую рециркуляцию. В крайних случаях, особенно, если продолжительность стояния параметров наружного воздуха в зоне *12* невелика, этой зоне можно придать свойства зон *13* и *14*; в таком случае граница ε_{T10} перемещается на линию ε_{T9}, а линия $d_{У\text{в}}$ раздела между зонами *13* и *14* продливается так, как на рис. 20, *а* показано штрихпунктирной линией. Для использования схемы *12* в режиме зон *13* и *14* необходим второй подогрев. При этом оптимизация расходов холода для зоны *14* обеспечивается следующими процессами:

$$(\cdot)\, H_{14} \langle = \rangle \bar{q}_{\text{х}} = \rangle (\cdot)\, K_{14}; \quad (\cdot)\, K_{14} \rightleftarrows \bar{q}_{\text{т}} = \rangle (\cdot)\, b_1; \quad (\cdot)\, b_1 \rightleftarrows q_{\text{изб}} = \rangle$$
$$= \rangle (\cdot)\, У_{\text{в}}.$$

В случае ограничения температуры приточного воздуха может потребоваться вторая рециркуляция с постоянным, но иным, чем для зоны *9*, расходом воздуха: если расход воздуха на вторую рециркуляцию для зоны *9* равнялся $m - m_{\text{н max}}$, то для зоны *14* он равен $m - m_{\text{н min}}$.

Из анализа термодинамической модели следует, что первая рециркуляция зоны *14* при прочих равных условиях приводит к некоторому перерасходу холода и тепла на второй подогрев. Кроме причин, связанных с экономией тепла или холода, необходимость первой рециркуляции иногда обусловливается ограничениями по температуре холодоносителя.

Второй подогрев для зоны *14* может быть устранен за счет осушки воздуха какими-либо поглотителями, к примеру поглотителями влаги, обеспечивающими осушку воздуха по линии $I = \text{const}$. В этом случае технологические процессы записываются следующим образом: $(\cdot)\, H_{14} \rightleftarrows \bar{q}_{\text{ос}} \Rightarrow (\cdot)\, \bar{H}_{14}$; $(\cdot)\, \bar{H}_{14} \langle\Rightarrow q_{\text{х. ос}} \Rightarrow \Rightarrow (\cdot)\, b_1$; $(\cdot)\, b_1 \rightleftarrows q_{\text{изб}} \Rightarrow (\cdot)\, У_{\text{в}}$.

Этим процессам соответствует схема *13*, в которой осушка воздуха осуществляется в осушителе *16* с поглощением пара в количестве $q_{\text{ос}}$, а охлаждение в теплообменнике *17* с затратой холода $q_{\text{х. ос}}$. В данном случае осушитель условно отображает любое устройство для осушки воздуха, в котором могут быть использованы как твердые, так и жидкие поглотители влаги. Возможен, например, процесс сушки жидкими химическими поглотителями, совмещенными с процессом охлаждения в пенных аппаратах со встроенным змеевиком; можно было бы привести целый ряд других технических решений, которые способны реализовать только что рассмотренные технологические процессы. Следует заметить, что расход холода для схемы *13* меньше расхода холода в схеме *12* на величину тепла, затрачиваемого на второй подогрев [см. уравнение (81)]. Однако в схеме *13* также имеет место потребление тепла, которое необходимо для выпаривания влаги в период регенерации влагопоглощающего вещества. Это тепло

$$q_{\text{т. рег}} = m_{\text{н min}} \left(\frac{d_{\text{H14}} - d_{\text{в1}}}{1000} \right) r, \qquad (107)$$

где r — удельная теплота испарения, кДж/кг (ккал/кг).

Подставив в уравнение (107) значение $d_{\text{в1}} = d_{\text{Ув}} - (q_{\text{изб}}/\varepsilon_{\text{п}} m_{\text{н min}})$, получим

$$q_{\text{т. рег}} = \frac{r}{1000} \left[m_{\text{н min}} (d_{\text{H14}} - d_{\text{Ув}}) + \frac{q_{\text{изб}}}{\varepsilon_{\text{п}}} \right]. \qquad (108)$$

Разделив выражение типа (79) на (108), получим соотношение расходов тепла для двух принципиально отличающихся технологических схем *12* и *13*:

$$\frac{\bar{q}_{\text{т}}}{q_{\text{т. рег}}} = \frac{1000 \varepsilon_{\text{тн}}}{r} \left\{ 1 + \frac{m_{\text{н min}} (I_{\text{Ув}} - I_{\text{н}}) - q_{\text{изб}}}{\varepsilon_{\text{тн}} \left[\frac{q_{\text{изб}}}{\varepsilon_{\text{п}}} - m_{\text{н min}} (d_{\text{Ув}} - d_{\text{н}}) \right]} \right\}. \qquad (109)$$

Преимущества схемы *13* проявляются главным образом не столько в улучшении технологических показателей, сколько в выигрыше в расчетной мощности холодильных машин, которая в значительной степени при прочих равных исходных данных зависит от температуры испарения. Вполне возможно, что для охлаждения воздуха по линии $\bar{H}_{14} b_1$ (рис. 20, *а*) потребуется более высокая температура холодоносителя (испарения), чем для охлаждения с осушкой по линии $H_{14} K_{14}$. Возможность повышения температуры холодоносителя для схемы *13* во многом зависит от положения точки b_1,

углового коэффициента $\varepsilon_п$, количества воздуха, используемого на первую рециркуляцию, и т. д.

Все сказанное относительно зоны *14* в равной степени распространяется на зону *13*, для которой расход наружного воздуха вместо $m_{н\,min}$ принимается равным $m_{н\,max}$.

Для зон *9*, *10*, *13* и *14*, кроме схем *12* и *13*, может быть использована схема *14*. Отличительная особенность этой схемы заключается в том, что охлаждение с осушкой воздуха производится в поверхностном воздухоохладителе, а необходимое адиабатное увлажнение приточного воздуха осуществляется увлажнительным устройством *13*. Технологические процессы при этом записываются так (рис. 20, *а*): $(\cdot)\,H_9 \rightleftarrows \bar{q}_х \Rightarrow (\cdot)\,\bar{H}_9$; $(\cdot)\,\bar{H}_9 \rightleftarrows \bar{q}_{ж\,ад} \Rightarrow (\cdot)\,b_2$; $(\cdot)\,b_2 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_в$.

Как и в предыдущих случаях, получить на притоке воздух, состояние которого соответствует точке $П_9$, можно за счет второй рециркуляции. В схеме *14*, не изменяя ее сущности, можно осуществить иную последовательность процессов в цикле, в частности сначала провести адиабатное увлажнение воздуха, а затем охлаждение и т. д. Такие изменения в технологии обработки воздуха на расходах холода и воздуха не отражаются, но зато могут существенно сказаться на других технико-экономических показателях.

Увлажнительные устройства с мелкодисперсным распылом воды в определенных случаях можно также устанавливать в помещении для изменения углового коэффициента $\varepsilon_п$. Этот метод целесообразно использовать при тепловлажностных нагрузках III класса.

Таким образом, для нагрузок I класса возможно несколько вариантов технологических схем, окончательный выбор одного из них следует производить всегда с учетом всех показателей, а также с учетом методов и средств автоматизации.

Для тепловлажностных нагрузок III класса оптимальная технология для зон *9-III* и *11* обеспечивается в сравнительно простой схеме *15* и уже известной схеме *14*. Рассмотрим технологические процессы для зоны *9-III* при использовании схемы *15*, когда параметры наружного климата (рис. 20, *б*) заданы точкой H_9. Если принять, что приточный воздух после обработки будет иметь параметры, соответствующие точке $\bar{П}_{ув}$, то оптимальные технологические процессы для схемы *15* можно записать в следующем виде: $(\cdot)\,H_9 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,\bar{C}_9$; $(\cdot)\,\bar{C}_9 \rightleftarrows \bar{q}_х \Rightarrow (\cdot)\,\bar{П}_{ув}$; $(\cdot)\,\bar{П}_{ув} \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow \Rightarrow (\cdot)\,У_в$.

Из совокупности процессов, обеспечивающих получение оптимального состояния воздуха на притоке в точке $\bar{П}_{ув}$, видно, что первая рециркуляция в схеме *15* неизбежна. Расход рециркуляционного воздуха для зоны *9-III* остается постоянным, однако регулирующие устройства необходимы для изменения расходов наружного и рециркуляционного воздуха при переходе в зону *11*. Необходимость во второй рециркуляции здесь, так же как и в пре-

дыдущих случаях, возникает при ограничениях температуры $t_{\text{п}}$ приточного воздуха.

Остановимся на способах уменьшения расхода воздуха, подаваемого от центрального кондиционера, за счет искусственного увеличения разности энтальпий $I_{\text{ув}} - I_{\text{п}}$. Увеличить эту разность энтальпий можно, изменяя угловой коэффициент от $\varepsilon_{\text{п}}$ до $\varepsilon_{\text{п91}}$, применяя либо местные рециркуляционные системы для адиабатного увлажнения воздуха [см. схему *5* (рис. 17)], либо устройства типа *13*, которые, как показано в схеме *14* (рис. 20), непосредственно устанавливают в помещении. Даже тогда, когда используются местные рециркуляционные установки, как правило, экономические показатели СКВ улучшаются за счет уменьшения капитальных и эксплуатационных затрат на центральные кондиционеры и сети воздуховодов. Этот эффект получается за счет того, что при новом значении коэффициента, равном $\varepsilon_{\text{п91}}$, расход воздуха от центральной системы уменьшается в $(I_{\text{ув}} - I_{\text{п91}})/(I_{\text{ув}} - I_{\overline{\text{п}}\text{ув}})$ раз по сравнению с расходом, который имел место при угловом коэффициенте $\varepsilon_{\text{п}}$. При этом местная система адиабатного увлажнения должна иметь также строго определенную производительность по воздуху. Совокупность необходимых режимов работы и производительности центральной и местной систем может быть представлена следующими технологическими процессами:

для местной рециркуляционной системы (см. рис. 20, *б*)

$$(\cdot)\, У_{\text{в}} \rightleftarrows q_{\text{ж. ад}} = (\cdot)\, К_{\text{у}};$$

для центральной системы

$$(\cdot)\, У_{\text{в}} \rightleftarrows H_9 \rightrightarrows (\cdot)\, \overline{С}_9; \quad (\cdot)\, \overline{С}_9 \rightleftarrows \overline{q}_{\text{х}} \rightrightarrows (\cdot)\, П_{91};$$

затем

$$(\cdot)\, К_{\text{у}} \rightleftarrows (\cdot)\, П_{91} \rightrightarrows \cdot\, \overline{П}_{\text{ув}}; \qquad (110)$$

$$(\cdot)\, \overline{П}_{\text{ув}} \rightleftarrows q_{\text{изб}} \rightrightarrows (\cdot)\, У_{\text{в}}.$$

Из процесса (110) видно, что расходы воздуха центральной и местной систем адиабатного увлажнения характеризуются отношением разностей энтальпий $(I_{\text{ув}} - I_{\overline{\text{п}}\text{ув}})/(I_{\overline{\text{п}}\text{ув}} - I_{\text{п91}})$. Установка местных рециркуляционных систем для адиабатного увлажнения воздуха не требует протяженных сетей воздухоотводов, подвода холодоносителя от холодильных машин и отвода конденсата в систему канализации. В определенных случаях система адиабатного увлажнения рециркуляционного воздуха может быть также центральной или групповой (параллельные схемы центральных СКВ). Все сказанное относительно зоны *9-III* может быть отнесено к к зоне *11*, для которой, в отличие от предыдущей, расход наружного воздуха принимается равным $m_{\text{н min}}$.

14. ОБОБЩЕННЫЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМАХ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ КРУГЛОГОДИЧНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Понятие о круглогодичных системах кондиционирования воздуха связывается с представлением о том, что для каждого класса тепловлажностных нагрузок наружный климат может быть пред-

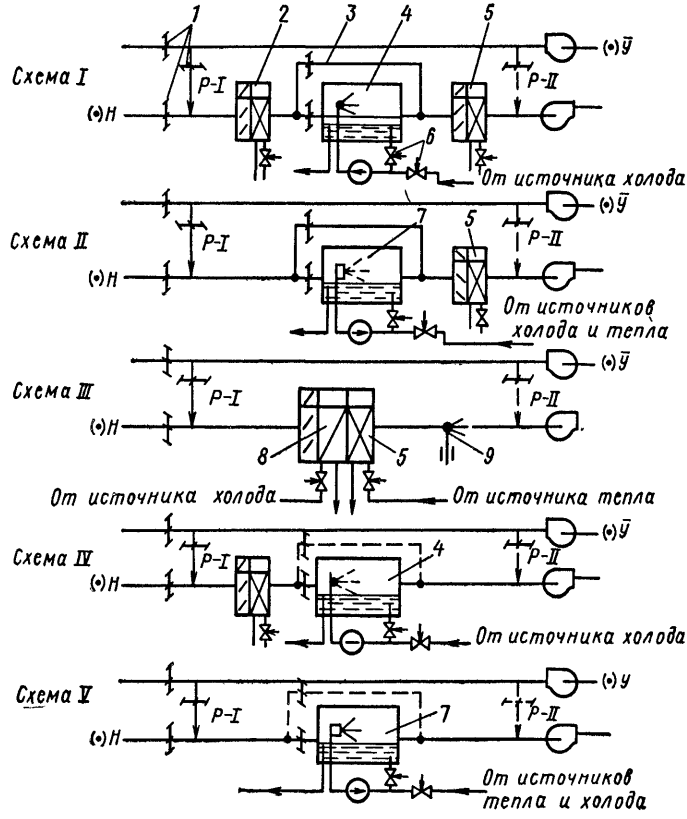


Рис. 21. Технологические схемы центральных систем для круглогодичного кондиционирования воздуха:

схемы *I*, *II* — для тепловлажностных нагрузок I и II классов; схема *III* — для тепловлажностных нагрузок для любых классов; схемы *IV*, *V* — для тепловлажностных нагрузок III класса

ставлен всеми или несколькими ранее рассмотренными расчетными зонами. Поэтому возникает необходимость обобщения схемных решений, рассмотренных для каждой зоны в отдельности. Результаты таких обобщений представлены на рис. 21 в виде пяти схем. Следует сделать важную оговорку относительно того, что здесь не рассматриваются, в полном смысле слова, все варианты схем, которые могут возникнуть при оптимизации СКВ для различных

исходных данных и технических решений по отдельным элементам и узлам. В частности, здесь не представлены схемы с использованием сорбционных методов осушки воздуха, нет схем с параллельной обработкой воздуха и т. д. И тем не менее можно утверждать, что пять рассматриваемых схем охватывают все основные решения, которые позволяют обеспечить оптимальные технологические показатели при условии, что выполняются основные требования, вытекающие из термодинамической модели СКВ. На основе этих схем в дальнейшем будут проанализированы необходимые принципы автоматизации систем кондиционирования.

Схема *I* соответствует оптимизации технологических процессов для нагрузок I и II классов. Характерные признаки этой схемы прежде всего определяются составом теплообменного оборудования: наличием контактного аппарата *4*, калорифера первого подогрева *2* и калорифера второго подогрева *5*. Как известно, первый подогрев необходим для зон *1—4*; второй — для зон *13* и *14*. Контактный аппарат используется для адиабатного увлажнения воздуха в зонах *1*, *5*, *6*, *8*, для увлажнения и охлаждения в зоне *9* и для охлаждения с осушкой в зонах *10*, *12—14*. Клапаны *1*, устанавливаемые в сети воздуховодов, предназначены для регулирования расхода наружного и рециркуляционного воздуха. Регулирование этими клапанами должно обеспечивать минимальный расход наружного воздуха для зон *1—3*, *5—7*, *10* и *14*, переменный расход — для зон *4*, *8*, *12* и максимальный — для зон *9* и *13*.

Задача регулирования первой рециркуляции определяется условиями минимизации общего воздухообмена исходя из обеспечения оптимальных режимов тепловлажностной обработки воздуха. Регулирование второй рециркуляции (когда она существует) осуществляется в целях поддержания требуемой температуры приточного воздуха. Регулирование теплопроизводительности калориферов первого и второго подогревов предусматривается как по воздуху, так и по воде (в конкретном случае требуется оценивать целесообразность каждого из методов). Управление тепло- и массообменом в контактном аппарате выполняется с помощью регулируемого обвода *3* и путем изменения температуры холодоносителя вентилями *6*.

Схема *II* отличается от предыдущей тем, что функции воздухонагревателя первого подогрева выполняются в контактном аппарате *7*, который одновременно подогревает и увлажняет воздух. В связи с этим при работе СКВ в период стояния параметров наружного воздуха в зоне *1* к контактному аппарату подводится горячая вода, а в зонах *9—14* — вода от источника холодоснабжения. При работе в зонах *2—4* подогрев воздуха производится в воздухонагревателе *5*, который используется также для второго подогрева для зон *13* и *14*. Интересно, что одновременное существование зон *2—4* и *13*, *14* не дает возможности убрать поверхностный теплообменник даже тогда, когда в контактном аппарате используются

специальные поглотители влаги, как это было показано ранее для зон *13* и *14* (схема *13*, см. рис. 20).

Схема *III* может быть применена для тепловлажностных нагрузок всех трех классов. В этой схеме поверхностный теплообменник *5* используется в качестве воздухонагревателя, а поверхностный теплообменник *8* — в качестве воздухоохладителя. Такая компоновка предопределена технологическими процессами, неизбежными для зон *13* и *14*. Увлажнительное устройство *9* для зон *1*, *5*, *6*, *8* должно обеспечить адиабатное увлажнение воздуха с возможностью регулирования влагосодержания за счет количества диспергируемой жидкости.

Схемы *IV* и *V* предназначены только для тепловлажностных нагрузок III класса. В этих схемах может не быть регулируемого обвода контактного аппарата *4*, отсутствует второй подогрев, а в схеме *V* первый подогрев совмещен с нагревом и увлажнением в контактном аппарате. Все остальные элементы аналогичны рассмотренным ранее.

Следует отметить, что большинство схем по составу элементов не являются новыми, но они принципиально отличаются от известных по выполняемым функциям, по основным целям, ради которых набраны в столь похожем сочетании.

Например, для схемы *I* второй подогрев в соответствии с ранее приведенными обоснованиями неизбежен только для осуществления оптимальных технологических процессов для зон *13* и *14*. В то же время в большинстве существующих рекомендаций второй подогрев обосновывается по соображениям регулирования температуры приточного воздуха, что, как правило, противоречит оптимизации технологических показателей.

Этих кратких сведений, являющихся результатом подробного анализа схем по зонам, вполне достаточно для дальнейшего обсуждения принципов автоматизации СКВ.

Изложенный подход к оценке и выбору технологических схем однозольных СКВ используется и для более сложных случаев, когда нагрузки в обслуживаемых помещениях и требуемые параметры воздуха в них разнохарактерны (см. рис. 4). Для всех приведенных пяти случаев можно представить следующие хорошо известные *варианты* решения СКВ:

а) разделение систем на однозональные для каждой группы помещений, имеющих одинаковые или однохарактерные нагрузки;

б) сочетание центральных систем с местными концевыми доводчиками;

в) сочетание центральных систем с местными узлами обработки воздуха, устанавливаемыми в помещениях;

г) комбинированные решения.

Для конкретных исходных данных каждый из вариантов может быть конкурентоспособным по тем или иным группам технико-экономических показателей. Но прежде всего их необходимо оценивать по технологическим показателям.

В основу сравнения любого варианта по технологическим показателям принимаются базовые графики, для которых минимально неизбежные расходы тепла, холода, воздуха и воды вычисляются для каждой группы помещений в соответствии с изложенными методами для однозональных СКВ, а затем суммируются. Любые другие решения сравнивают с помощью коэффициентов перерасхода. Сопоставление существенно облегчается, если обоснованно составлять сразу те варианты, которые соответствуют оптимальным технологическим показателям.

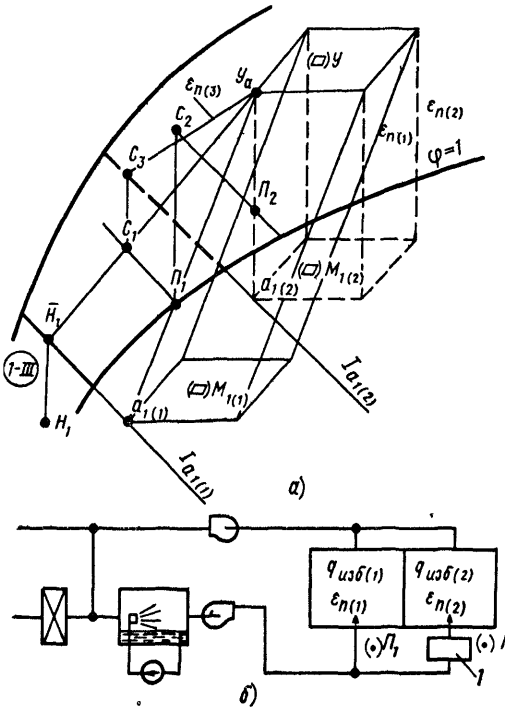


Рис. 22. Принципы обеспечения оптимальных технологических показателей для сложных случаев распределения нагрузок по помещениям:

а — расчетная схема термодинамической модели, *б* — принципиальная схема

Для демонстрации метода решения подобных задач рассмотрим одну из технологических схем для зоны *1*. Пусть имеется две группы помещений (рис. 22). Для 1-й группы тепловлажностные нагрузки характеризуются положением многоугольника $M_{1\,(1)}$ (сплошные линии), для 2-й группы — положением многоугольника $M_{1\,(2)}$ (штриховые линии) (рис. 22, *а*). Соответственно указанному положению многоугольников M_1 границы для зоны *1* проходят в первом случае по изолинии $I_{a1\,(1)}$, во втором — по $I_{a1\,(2)}$. Принимаем, что полученная расчетная схема термодинамической модели (рис. 22, *а*) отвечает фактическому распределению наружного воздуха по группам помещений.

В соответствии с термодинамической моделью оптимальные технологические показатели для рассматриваемого примера можно обеспечить с помощью любых технологических схем, если параметры воздуха в помещениях поддерживаются в точке $У_а$, а расход наружного воздуха равен его минимальному значению, учтенному при построении расчетной схемы. Реализация этих возможностей требует правильного выбора технологических процессов и их обеспечения системами СКВ и АСР. Не касаясь хорошо известного варианта с разбивкой на групповые однозональные системы, рас-

смотрим несколько подробнее вариант, для которого используются концевые доводчики. Для этого случая можно записать следующие оптимальные технологические процессы:

для помещений 1-й группы: $(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows \overline{q}_{т\,(1)} \Rightarrow (\cdot)\,\overline{H}_1$; $(\cdot)\,\overline{H}_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_а \Rightarrow (\cdot)\,C_1$; $(\cdot)\,C_1 \rightleftarrows \overline{q}_{ж.\,ад\,(1)} \Rightarrow (\cdot)\,П_1$; $(\cdot)\,П_1 \rightleftarrows q_{изб\,(1)} \Rightarrow \Rightarrow (\cdot)\,У_а$;

для помещений 2-й группы: $(\cdot)\,П_1 \rightleftarrows \overline{q}_{т\,(2)} \Rightarrow (\cdot)\,C_2$; $(\cdot)\,C_2 \Leftarrow \overline{q}_{ж.\,ад\,(2)} \Rightarrow (\cdot)\,П_2$ $(\cdot)\,П_2 \rightleftarrows q_{изб\,(2)} \Rightarrow (\cdot)\,У_а$.

Положение точки $П_2$ определяется соотношением расходов наружного и рециркуляционного воздуха, или иначе — положением точки $П_1$.

Принятым технологическим процессам соответствует схема на рис. 22, *б*, из которой следует, что, кроме центрального узла тепловлажностной обработки воздуха, для помещений 2-й группы должен быть использован доводчик *1*, состоящий из воздухонагревателя и контактного аппарата с обводом для адиабатного увлажнения воздуха. Необходимость адиабатного увлажнения воздуха в местном доводчике обусловлена неравенством угловых коэффициентов для помещений двух рассматриваемых групп.

Как известно, в качестве местных доводчиков чаще всего используются только воздухонагреватели. Такое решение в рассматриваемом случае не приведет к отклонению от минимально неизбежных расходов тепла только в том случае, если в помещениях 2-й группы будет установлено какое-то устройство для адиабатного увлажнения воздуха, которое позволяет изменить угловой коэффициент до значения $\varepsilon_{п\,(3)}$ (см. расчетную схему).

В качестве других вариантов технологических схем могут быть рассмотрены СКВ, в которых используются агрегаты, выравнивающие нагрузки не только по угловому коэффициенту, но и по теплоизбыткам. Так, например, осуществляя подогрев воздуха в помещениях 1-й группы и увлажняя воздух в помещениях 2-й группы, можно добиться совмещения многоугольников $M_{1\,(1)}$ и $M_{1\,(2)}$, что обеспечит устранение концевых доводчиков. Однако такое решение связано с перерасходами тепла, воздуха и воды. Равным образом к перерасходам тепла, воздуха и воды приведут любые другие решения, при которых увеличивается расход наружного воздуха, а также решения, при которых точка состояния поддерживаемых параметров смещается правее точки $У_а$.

Аналогичным способом, как это было сделано для зоны *1*, проводится анализ для всех других зон, если рассматриваются системы для помещений с различными нагрузками и параметрами воздуха в них.

Глава 4. ФУНКИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ СКВ

15. СТРУКТУРА ОСНОВНЫХ ОПЕРАЦИЙ АЛГОРИТМА ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ СКВ

Чтобы выявить возможность оптимального (программированного) управления, а также найти область рационального использования существующих методов и средств автоматизации, ниже рассматривается состав и последовательность основных операций, которые должны выполнять АСР в целях оптимизации технологических показателей.

Такой состав операций поможет определить не только требования к перспективным АСР, но и возможности использования существующих методов и средств автоматизации.

При таком подходе можно выяснить, как и когда влияют на технологические показатели отдельные операции, а поскольку каждая операция выполняется какими-то элементами АСР, есть возможность типизировать системы автоматизации.

Исходные предпосылки для определения состава основных технологических операций АСР полностью вытекают из термодинамической модели технологических процессов СКВ. С учетом этих данных основные функции АСР можно представить в виде алгоритма управления, состоящего из восьми групп операций, структура которых показана на рис. 23.

Операции 1-й группы. Информация о метеорологических параметрах воздуха используется часто при любых методах автоматического регулирования СКВ. В данном случае, когда осуществляется логический поиск оптимальных режимов работы систем, она является неизбежной для осуществления всех вычислений в соответствии с расчетными уравнениями термодинамической модели. Если измерение температуры воздуха не представляет каких-либо принципиальных затруднений, то непосредственное измерение относительной влажности составляет определенную проблему. Предварительный анализ показывает, что в настоящее время целесообразно ориентироваться на косвенное измерение энтальпии влажного воздуха, используя для этого непосредственное измерение по мокрому термометру.

Связь между показаниями мокрого термометра и значениями энтальпии нетрудно получить методом аппроксимации линии $\varphi = 1$, что в конечном итоге дает

$$I = 0{,}009\,(t^{\text{мок}})^2 + 0{,}385t^{(\text{мок})} + 2{,}32. \qquad (111)$$

В самом общем случае, если возникает необходимость учета изменения положения $\varphi = 1$ на $I - d$ диаграмме за счет бароме-

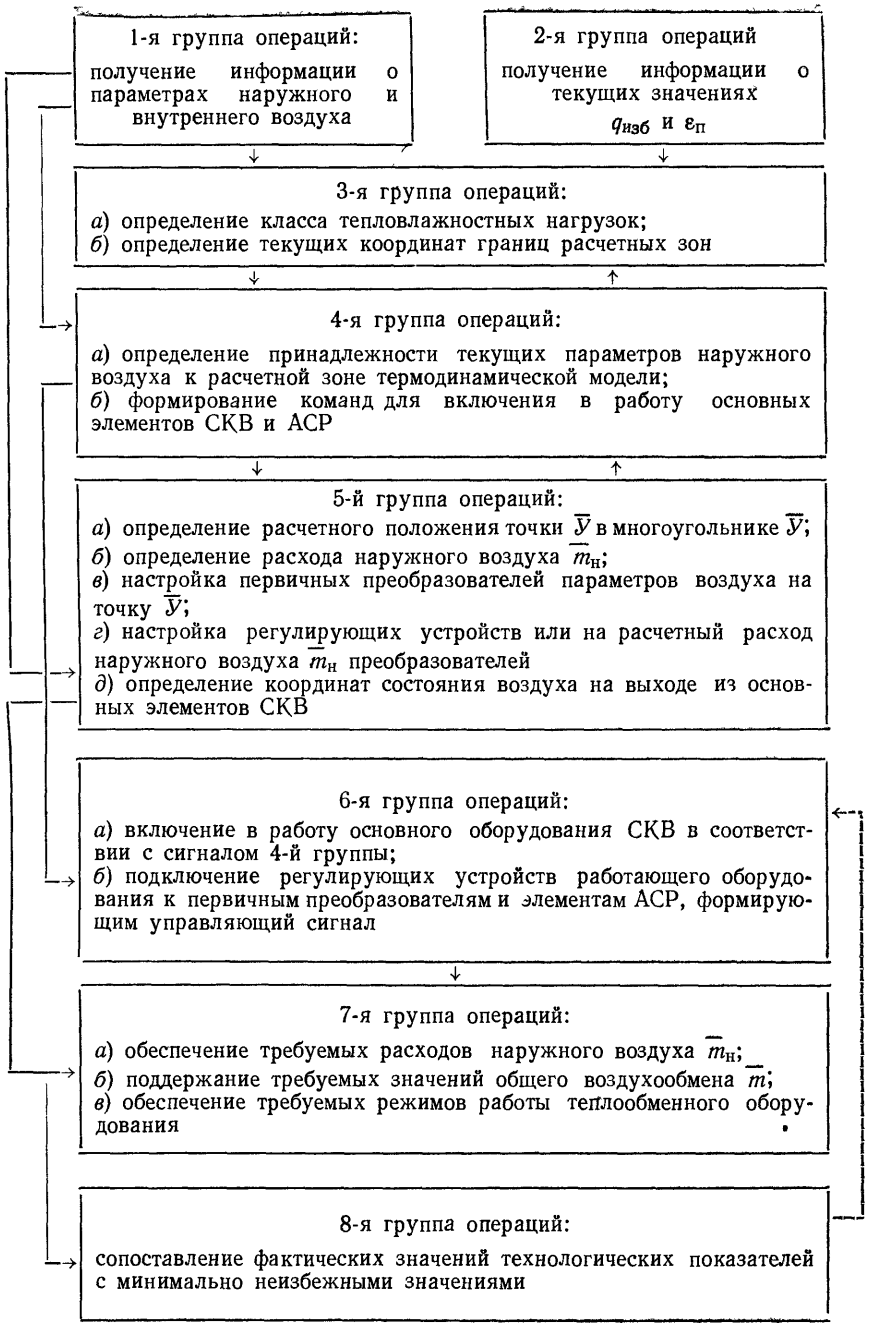


Рис. 23. Структура основных операций алгоритма оптимального управления СКВ

трического давления, выражение для энтальпии несколько усложняется.

Приближенное значение энтальпии по показаниям мокрого термометра можно вычислить, пользуясь известным уравнением $I = 0{,}71t^{(мок)}$.

Операции 2-й группы. Сведения о текущих значениях тепловлажностной нагрузки ($q_{изб}$ и $\varepsilon_п$) можно получить косвенным измерением энтальпии удаляемого $I_у$ и приточного $I_п$ воздуха в кондиционируемом объекте, а также измерением расхода этого воздуха m. Воспользовавшись уравнением теплового баланса для кондиционируемого объекта типа $q_{изб} = m\,(I_у - I_п)$ и выражая в нем значения $I_у$ и $I_п$ через $t_у^{(мок)}$ и $t_п^{(мок)}$, из уравнения (111) получаем

$$q_{изб} = m\,(I_у - I_п) = m\,\Delta I_п = m\,\Delta t_п^{(мок)}, \qquad (112)$$

где

$$\Delta t_п^{(мок)} = 0{,}009\,[(t_у^{(мок)})^2 - (t_п^{(мок)})^2] + 0{,}38\,(t_у^{(мок)} - t_п^{(мок)}), \qquad (113)$$

или приближенно

$$\Delta t_п^{(мок)} = 0{,}71\,(t_у^{(мок)} - t_п^{(мок)}).$$

Для вычисления $\varepsilon_п$ используем выражение

$$\frac{\Delta t_п}{\Delta I_п} = \frac{t_у - t_п}{I_у - I_п} = 4{,}1 - \frac{\varepsilon_п}{2{,}45}.$$

Определяя $\Delta I_п$, как это делалось в предыдущем случае, и непосредственно измеряя $t_у$ и $t_п$, получаем

$$\varepsilon_п = \frac{2{,}45}{4{,}1 - \dfrac{t_у - t_п}{I_у - I_п}} = \frac{2{,}45}{4{,}1 - \dfrac{\Delta t_п}{\Delta t_п^{(мок)}}}. \qquad (114)$$

Операции 3-й группы. Задачи операций этой группы заключаются в определении класса тепловлажностных нагрузок и границ расчетных зон в любой данный момент времени. Необходимость вычисления класса тепловлажностных нагрузок возникает в том числе, когда нагрузки на СКВ изменяются с переходом из одного класса в другой.

Для нагрузки I класса, как известно, вершина a_1 многоугольника M_1 должна быть выше линии $\varphi = 1$. Это условие характеризуется тем, что вычисленная для нагрузки в данный момент температура t_{a1} должна быть ниже или выше вычисленной температуры мокрого термометра $t_{a1}^{(мок)}$. Эти неравенства составляются на основании условных построений искомых точек на $I - d$ диаграмме для нагрузок двух рассматриваемых классов (см., например, рис. 16, *а* и *б*). И тогда расчетное условие записывается следующими неравенствами:

для нагрузок I класса

$$t_{a1} > t_{a1}^{(мок)}; \tag{115}$$

для нагрузок III класса

$$t_{a1} < t_{a1}^{(мок)}. \tag{116}$$

Значения t_{a1} и $t_{a1}^{(мок)}$ можно вычислить по данным измерений параметров приточного и удаляемого воздуха, как это делалось для операций 2-й группы.

Значение t_{a1} можно найти из тождества $m(t_у - t_п) = m_{н\,min}(t_{уа} - t_{a1})$, решая которое относительно t_{a1}, получаем

$$t_{a1} = t_{уа} - \frac{m\Delta t_п}{m_{н\,min}}. \tag{117}$$

Подставив в тождество типа $q_{изб} = m_{н\,min}(I_{уа} - I_{a1})$ уравнение (112), определим

$$I_{a1} = I_{уа} - \frac{q_{изб}}{m_{н\,min}} = I_{уа} - \frac{m\Delta t_п^{(мок)}}{m_{н\,min}}.$$

Учитывая уравнение (111), предыдущее выражение можно переписать в форме, удобной для нахождения искомого параметра $t_{a1}^{(мок)}$:

$$0{,}009\,(t_{a1}^{(мок)})^2 + 0{,}385t_{a1}^{(мок)} + 2{,}32 = I_{уа} - \frac{m\Delta t_п^{(мок)}}{m_{н\,min}} \approx 0{,}71t_{a1}^{(мок)}. \tag{118}$$

Аналогичным образом могут быть определены положения других вершин многоугольников M_1 и M_2.

После определения класса нагрузок находят границы расчетных зон, положение которых зависит от $q_{изб}$ и $\varepsilon_п$. Границы, проходящие по изолинии температуры, влагосодержания и энтальпии для всех вершин многоугольников M_1 и M_2, определяются по уравнениям трех типов. Эти уравнения для всех точек будут иметь одинаковую структуру. Уравнение изотермы t_{a1} уже было получено ранее [см. уравнение (117)].

Для вычисления энтальпии I_{a1} следует воспользоваться исходным уравнением $I_{a1} = I_{уа} - q_{изб}/m_{н\,min}$, подставив в которое выражение (112), получаем

$$I_{a1} = I_{уа} - \frac{m\Delta t_п^{(мок)}}{m_{н\,min}}. \tag{119}$$

Расчетное положение d_{a1} определяется из исходного уравнения $d_{a1} = d_{уа} - q_{изб}/\varepsilon_п m_{н\,min}$ при совместном решении с уравнениями (112) и (119):

$$d_{a1} = d_{уа} - \frac{m\Delta t_п^{(мок)}\left(4{,}1 - \dfrac{\Delta t_п}{\Delta t_п^{(мок)}}\right)}{2{,}45m_{н\,min}}. \tag{120}$$

Естественно, что при описании изолиний t, I и d, проходящих через другие вершины многоугольников M_1 или M_2, в уравнения 117)—(120) должны быть подставлены соответствующие значения $I_у$, $d_у$, $t_у$ и расходы наружного воздуха, равные $m_{н\,min}$ или $m_{н\,max}$. Несколько сложнее описание границ, совпадающих с линиями $\varepsilon_{т9}$ и $\varepsilon_{т10}$, так как по принятым теоретическим предпосылкам точки

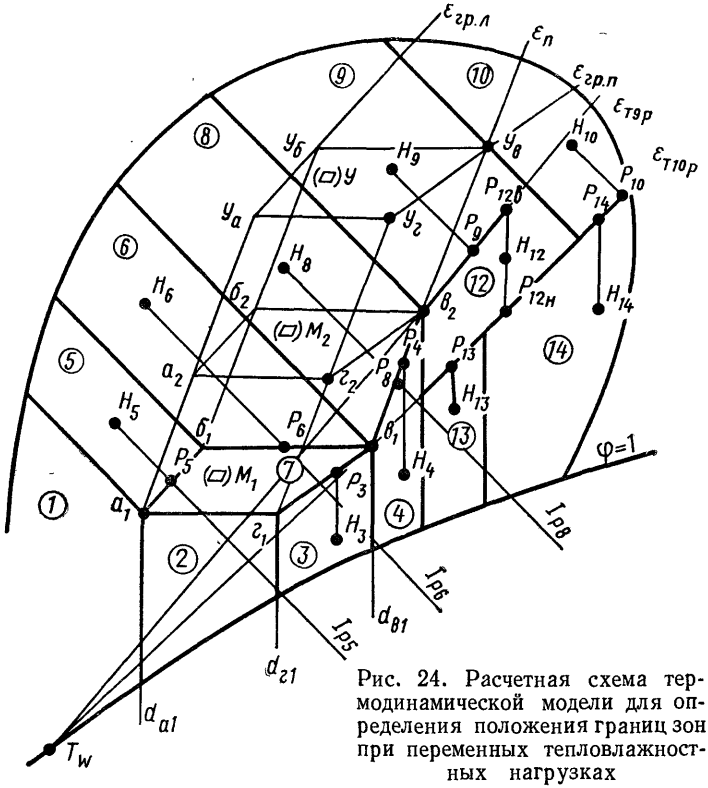


Рис. 24. Расчетная схема термодинамической модели для определения положения границ зон при переменных тепловлажностных нагрузках

касания T_9 и T_{10} к линии $\varphi = 1$ перемещаются с изменением положения вершин b_1 и b_2 (см. рис. 6). Однако, поскольку при решении вопросов автоматизации принимаются конкретные ограничения по температуре холодоносителя, то расчетная точка T_w на линии $\varphi = 1$ будет закреплена (рис. 24), и тогда уравнение границы $\varepsilon_{т9р}$ можно получить исходя из выражения $(I_{в2} - I_{тw})/(d_{в2} - d_{тw}) = \varepsilon_{т9р}$, которое совместно с уравнениями (119) и (120) дает решение

$$\varepsilon_{т9р} = \frac{2{,}45\left[m_{н\,max}\left(I_{ув} - I_{тw}\right) - m\,\Delta t_п^{(мок)}\right]}{\left(d_{ув} - d_{тw}\right) - m\,\Delta t_п^{(мок)}\left(4{,}1 - \dfrac{\Delta t_п}{\Delta t_п^{(мок)}}\right)}. \qquad (121)$$

Выражение для линии ε_{T10p} будет отличаться от уравнения (121) только тем, что вместо $m_{н\,max}$ подставляется величина $m_{н\,min}$. Границы расчетных зон для тепловлажностных нагрузок III класса определяются только по уравнению типа (119).

Все уравнения, полученные для описания границ расчетных зон, должны использоваться в вычислительном устройстве для определения принадлежности текущих значений параметров наружного воздуха к соответствующим зонам.

Операции 4-й группы. Определение принадлежности текущих параметров наружного воздуха к той или иной зоне осуществляется последовательным сопоставлением этих параметров с параметрами на расчетных границах зон [пункт *а* для данной группы операций см. рис. 23)]. Это сопоставление выражается следующими неравенствами (см. рис. 24):

для зоны *1* $I_н < I_{а1}$; $d_н < d_{а1}$;

для зоны *2* $d_{а1} < d_н < d_{г1}$; $t_н < t_{а1}$;

для зоны *6* $I_{б1} < I_н < I_{в1}$; $t_н > t_{б1}$.

Для остальных зон, кроме определения ранее рассмотренных границ, потребуется вычисление параметров расчетной точки и сопоставление их с параметрами наружного воздуха. Так, для зоны *3* должны подтвердиться неравенства: $d_{г1} < d_н < d_{в1}$; $I_{Н3} < I_{Р3}$, где $I_{Р3}$—расчетное значение энтальпии точки P_3, определяемое из выражения $(I_{Р3} - I_{г1})/(d_{Р3} - d_{г3}) = \varepsilon_{гр.\,п}$, где $\varepsilon_{гр.\,п}$ — является правой границей многоугольника *У*. Подставив в него вместо $d_{Р3}$ величину $d_{Н3}$, получим

$$I_{Р3} = I_{г1} + \varepsilon_{гр.\,п}\,(d_{Н3} - d_{г1}). \qquad (122)$$

Для зон *4*, *13*, *14* условия неравенств записываются аналогичным образом, а расчетные уравнения для энтальпии расчетной точки будут иметь следующий вид:

для зоны *4* $I_{Р4} = I_{в1} + \varepsilon_{п}\,(d_{Н4} - d_{в1})$; (123)

для зоны *13* $I_{Р13} = I_{в1} + \varepsilon_{T10p}\,(d_{Н13} - d_{в1})$; (124)

для зоны *14* $I_{Р14} = I_{в1} + \varepsilon_{T10p}\,(d_{Н14} - d_{в1})$. (125)

Условия для зоны *5* записываются следующими неравенствами: $I_{а1} < I_н < I_{б1}$; $t_н > t_{Р5}$, где $t_{Р5}$ определяется из выражения типа (5), записанного для точек a_1 и P_5. Подставив в это выражение вместо $I_{Р5}$ значение $I_{Н5}$, получим

$$t_{Р5} = t_{а1} + (I_{Н5} - I_{а1})\left(4{,}1 - \frac{2{,}45}{\varepsilon_{гр.\,л}}\right). \qquad (126)$$

Аналогичным образом записываются неравенства для зон *8*, *9* и *10*:

$$t_{\text{Р8}} = t_{\text{в1}} + (I_{\text{Н8}} - I_{\text{в1}})\left(4{,}1 - \frac{2{,}45}{\varepsilon_{\text{п}}}\right); \quad (127)$$

$$t_{\text{Р9}} = t_{\text{в2}} + (I_{\text{Н9}} - I_{\text{в2}})\left(4{,}1 - \frac{2{,}45}{\varepsilon_{\text{Т9р}}}\right); \quad (128)$$

$$t_{\text{Р10}} = t_{\text{в1}} + (I_{\text{Н10}} - I_{\text{в1}})\left(4{,}1 - \frac{2{,}45}{\varepsilon_{\text{Т10р}}}\right). \quad (129)$$

Для зоны *12* расчетными неравенствами являются

$$d_{\text{н}} \geqslant d_{\text{в2}}; \quad I_{\text{н}} < I_{\text{уВ}}; \quad t_{\text{Р12}н} < t_{\text{н}} < t_{\text{Р12в}}.$$

Значения $t_{\text{Р12в}}$ и $t_{\text{Р12}н}$ получаются при совместном решении уравнений типа (2) и (5), составленных для точек $P_{12\text{в}}$ и b_2, а затем для $P_{12н}$ и d_1. Совместное решение уравнений для каждой пары точек дает

$$t_{\text{Р12в}} = t_{\text{в2}} + (d_{\text{Н12}} - d_{\text{в2}})\,(4{,}1\varepsilon_{\text{Т9р}} - 2{,}45); \quad (130)$$

$$t_{\text{Р12}н} = t_{\text{в1}} + (d_{\text{Н12}} - d_{\text{в1}})\,(4{,}1\varepsilon_{\text{Т10р}} - 2{,}45). \quad (131)$$

Каждое из полученных уравнений содержит в себе либо параметры, известные из исходных данных, либо те параметры, которые можно предварительно вычислить на основе измерений. Кроме того, эти уравнения можно преобразовать таким образом, чтобы в них входили непосредственно измеряемые параметры.

Кроме функций, указанных в пункте *а* 4-й группы операций (см. рис. 23), в данной группе операций выполняется еще одна задача (см. пункт *б*); она связана с формированием команд на включение тех элементов СКВ, которые соответствуют оптимальным технологическим процессам для данной зоны.

Все команды можно разбить на два вида: команды, которые непосредственно настраивают какие-то элементы систем на необходимый и постоянный для данной зоны режим работы (например, на минимальный расход наружного воздуха для зон *1*, *10*, *11*, *14*), и команды, которые только определяют, какие регулирующие устройства должны быть подключены к одному из элементов АСР, вырабатывающему управляющее воздействие. Исполнителями всех этих команд являются операции 6-й группы.

Операции 5-й группы. Задачи, которые входят в данную группу, относятся к вычислительным операциям. Здесь на основе термодинамической модели и собранной в результате выполнения предыдущих операций информации определяются расчетные параметры, от численного значения которых полностью зависят технологические показатели СКВ. К таким расчетным параметрам относятся координаты точки $\overline{У}$ и требуемый расход наружного воздуха. Их определение осуществляется в операциях, обозначенных пунктами *а* и *б* (см. рис. 23). Однако результаты вычислений необходимо еще реализовать: настроить соответствующие приборы, чтобы

обеспечить регулирование основных элементов СКВ по отклонению. Эти операции выполняются в соответствии с пунктами *в* и *г*.

Операции, соответствующие пункту *д*, также логически связаны с предыдущими операциями. Известно, что поддержание требуемых параметров в кондиционируемом объекте можно осуществить не только по отклонению от точки $\overline{У}$, но и по отклонению от точки, характеризующей состояние приточного воздуха объекта. Но состояние приточного воздуха при переменных нагрузках изменяется (точка перемещается) и определить его в каждый момент можно только в результате вычислений по уравнениям типа (8).

Операции 6-й группы. Все предшествующие группы относятся к подготовительным операциям, в выполнении которых еще не участвовали основные элементы СКВ и регулирующие устройства, управляющие работой этих элементов. Рассматриваемая группа операций является связующим звеном между предшествующими и последующей 7-й группой. Если в 4-й группе информации вырабатывались команды двух видов, то в данной группе операций эти команды реализуются, выполняя основные две задачи систем автоматизации. Первая из них заключается в включении в работу тех элементов СКВ, которые для заданной зоны термодинамической модели обеспечивают оптимальные технологические процессы. Вторая задача состоит в подключении регулирующих устройств работающих элементов СКВ (регулирующего вентиля, воздухонагревателя, воздушных клапанов обвода контактного аппарата и т. д.) к элементам АСР, формирующим для этих устройств управляющее воздействие. Например, для одной расчетной зоны управление воздушными клапанами может осуществляться от первичного преобразователя, сигнал которого для другой зоны должен быть переключен на вентиль и т. д.

Операции этой группы непосредственно связаны с операциями 7-й группы и совместно отражают основную сущность функциональных схем автоматизации.

Операции 7-й группы. Эта группа является основной с точки зрения реализации оптимальных режимов работы СКВ и поддержания заданных параметров воздушной среды. Если предшествующие операции для каких-то частных исходных данных могут отсутствовать (поскольку без них можно обойтись), то операции данной группы существуют во всех случаях, когда имеется работающее теплотехническое оборудование. Это не значит, что во всех случаях выполняются одни и те же задачи и используются идентичные устройства АСР. Напротив, способов и средств выполнения одной и той же операции может быть большое множество. Обоснованно выбрать наиболее рациональные решения можно только на базе сопоставления различных вариантов с использованием для этих целей термодинамической модели. Однако в этом разнообразии можно выделить несколько принципиальных спосо-

бов обеспечения операций *а*, *б* и *в*, указанных в 7-й группе (см. рис. 23), если считать, что положение точки *У* задано.

Первый способ заключается в том, что управление работой регулирующих устройств различных элементов СКВ осуществляется по отклонению от точки *У*. Поскольку точка *У* задана, такой способ при прочих равных условиях имеет преимущества перед регулированием по точке, характеризующей параметры подаваемого (приточного) в помещение воздуха. Объясняется это тем, что параметры приточного воздуха всегда переменны при изменяющихся тепловлажностных нагрузках и их необходимо вычислять для предшествующих групп операций. В тех случаях, когда нагрузки во времени остаются постоянными, регулирование по точке *У* и точке, соответствующей состоянию приточного воздуха, в ряде случаев решается идентичными средствами.

Часто такой способ регулирования приводит к тому, что при управлении одним элементом СКВ изменяется координата состояния воздуха, которая регулируется другим элементом. Например, при изменении расхода воздуха через контактный аппарат байпасом состояние смеси при одном и том же направлении процесса в аппарате будет характеризоваться одновременным изменением как температуры, так и влагосодержания.

По этой причине в ряде случаев целесообразно использовать *второй способ*, связанный с независимым регулированием основного оборудования СКВ, например воздухонагревателя, по температуре воздуха после него, контактного аппарата в режиме адиабатного увлажнения по температуре или влагосодержанию за ним, и т. д. Естественно, что для осуществления такого способа индивидуального и независимого регулирования в каждый данный момент необходимо знать расчетные значения параметров воздуха за регулируемыми элементами СКВ. В этих целях необходимы вычисления, предусмотренные в 5-й группе операций (пункт *д*).

Третий способ связан с регулированием работы отдельных элементов СКВ независимо от параметров точки *У* или состояния приточного воздуха в помещении. Необходимый сигнал управляющего воздействия на элементы СКВ может поступать в зависимости от принадлежности параметров наружного воздуха в данный момент к той или другой расчетной зоне. Например, максимальный и минимальный расходы наружного воздуха для соответствующих зон можно поддерживать установкой регулирующих клапанов на крайние расчетные положения и т. д. Получить рациональную схему АСР, очевидно, можно при разумном сочетании указанных способов.

Операции 8-й группы. Операции этой группы относятся к анализу результатов работы СКВ по технологическим показателям. Здесь возможны расчеты фактических расходов тепла, холода, воздуха и воды как для любого данного момента времени, так и с нарастающим итогом за годовой цикл эксплуатации систем. Вычисле-

ния фактических расходов и коэффициентов перерасходов по технологическим показателям обеспечивают объективную оценку эффективности работы СКВ при заданных исходных условиях.

В основу вычислений принимаются известные уравнения (см. гл. 2, п. 10). Рассматриваемые операции занимают особое место, так как они не имеют жестких обратных связей с предшествующими; можно найти такие решения АСР, при которых отсутствие этих операций не скажется на основных технологических процессах.

Указанный состав технологических операций соответствует самому общему случаю для однозональных систем, когда исходным данным может отвечать любая расчетная схема термодинамической модели при подвижных границах зоны. В реальных условиях существуют и более простые сочетания условий, для которых целый ряд операций не требуется. Отсутствие той или иной зоны приводит к сокращению состава и вида технологических процессов СКВ, следствием чего должно быть сокращение операций АСР по управлению этими процессами.

Как следует из термодинамической модели, существенное влияние на состав зон имеют класс тепловлажностных нагрузок, допустимые пределы изменения расходов наружного воздуха и условия, которыми задаются параметры в объекте (многоугольник, линия или точка на $I—d$ диаграмме). Например, в случае, когда параметры воздуха в объекте задаются точкой, из расчетной схемы для нагрузок I класса выпадают зоны *2*, *3*, *5—7*, а для нагрузок III класса — зона *6-III*; неизбежным следствием этого является ликвидация операций 5-й группы (пункты *а* и *в*). Если при этом принять, что расход наружного воздуха может иметь только минимальное значение, то из расчетной схемы исчезнут зоны *4*, *8*, *8-III*, *12*, *13* и тогда не будет необходимости в операциях 5-й группы (пункты *б* и *г* см. рис. 23).

Такой общий анализ связи расчетных зон с группами операций можно продолжить без каких-либо затруднений, так как для этого имеются как расчетные схемы термодинамической модели, так и структура основных операций АСР. Из сказанного видно, что изменение исходных условий сказывается в основном на 5-й группе операций, что в конечном итоге и отражается на составе технических средств автоматики.

16. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СХЕМ АСР СКВ ДЛЯ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНЫХ НАГРУЗОК III КЛАССА

Самая общая постановка задачи по программированному управлению СКВ должна базироваться на использовании вычислительной машины, необходимой для выполнения расчетов в соответствии с ранее полученными уравнениями для 1—5-й групп операций. Поскольку технические решения этой задачи не отвечают цели настоящей книги, рассмотрим лишь основные принципы построения схем АСР, условно обозначая в этих схемах входные сигналы от ЭВМ.

Кроме того, чтобы не касаться специфических операций 5-й группы (полностью выполняемых ЭВМ), далее будем рассматривать такие термодинамические схемы СКВ, в которых параметры задаются не многоугольником, а точкой.

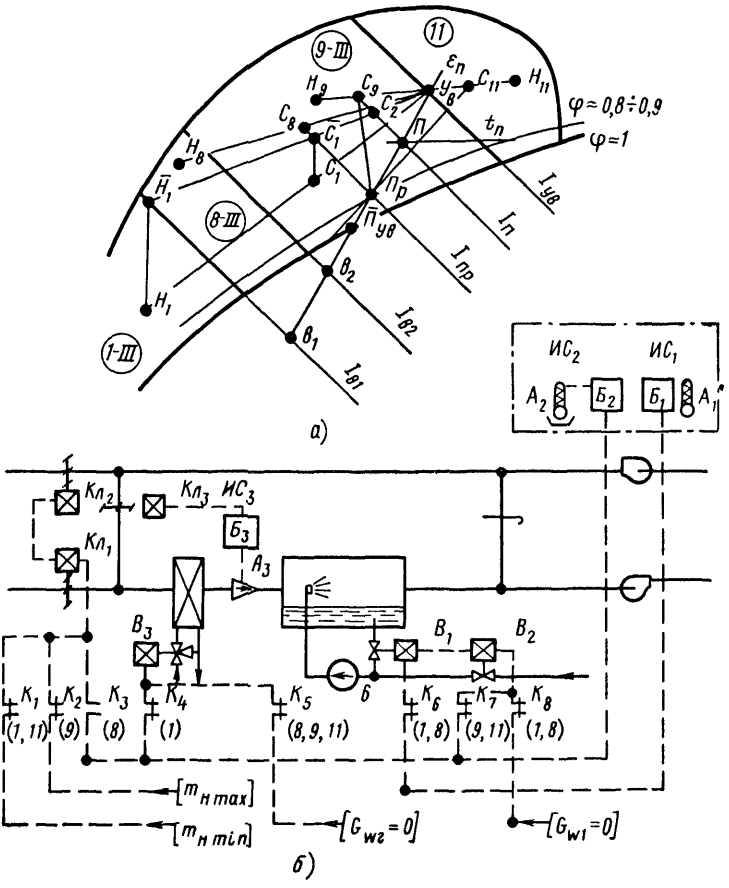


Рис. 25. Расчетная и принципиальная схемы АСР при постоянных тепловлажностных нагрузках III класса:

а — расчетная схема термодинамической модели; *б* — функциональная схема автоматизации

Схемы для постоянных тепловлажностных нагрузок. Расчетная схема термодинамической модели для условий, когда параметры заданы точкой *У*, тепловлажностные нагрузки сохраняют постоянные значения, а расход наружного воздуха увеличивается от $m_{н\,min}$ до $m_{н\,max}$, приведена на рис. 25, *а*. Для этих условий можно отметить следующие характерные особенности:

а) границы зон остаются неподвижными; они соответствуют энтальпии $I_{в1}$, $I_{в2}$ и $I_{ув}$;

б) минимально неизбежный воздухообмен будет иметь место тогда, когда состояние приточного воздуха соответствует точке $\overline{П}_{ув}$, расположенной на линии $\varphi = 1$; в общем случае принимаем, что воздух после обработки в теплообменном аппарате имеет относительную влажность меньше $\varphi = 1$ и характеризуется точкой $П_р$; принимаем также, что температура приточного в помещение воздуха ограничивается значением $t_п$ (см. положение точки $П$ на пересечении линий $t_п$ и $\varepsilon_п$);

в) расход наружного воздуха для зон *1-III* и *11* равен $m_{н\,min}$, для зоны *9-III* равен $m_{н\,max}$ и имеет переменное значение для зоны *8-III*.

Принципиальная схема АСР, учитывающая указанные особенности, приведена на рис. 25, *б*. По существу эта схема реализует принципы автоматизации, связанные с выполнением операций 6-й и 7-й групп; при этом имеется в виду, что все предшествующие операции могут быть выполнены различными средствами, требования к которым вытекают из рассматриваемых схем.

Для удобства чтения принципиальных схем АСР сделаем некоторые общие пояснения к ним. В частности, принимается, что температура воздуха измеряется первичным преобразователем $А_1$, который совместно с вторичным прибором $Б_1$ составляет измерительную систему $ИС_1$; аналогично первичный преобразователь $А_2$ и вторичный прибор $Б_2$ характеризуют измерительную систему $ИС_2$ для измерения температуры по мокрому термометру (энтальпии). Сигнал от этих устройств как управляющее воздействие передается на исполнительные механизмы регулирующих органов: воздушные клапаны *Кл* и вентили *В*. Переключение этих сигналов с одного исполнительного механизма на другой осуществляется через систему контактов.

Имеется и другая группа контактов, при замыкании которых к воздушным клапанам поступают сигналы для установления их створок в крайние расчетные положения, соответствующие максимальному и минимальному расходам воздуха. При замыкании контактов этой же группы осуществляется полное закрытие вентилей на трубопроводах тепло- и холодоносителей. Следует иметь в виду, что условно показанная система контактов $К_1$—$К_8$ лишь поясняет схему передачи управляющих сигналов на регулирующие органы; в реальных же случаях эти функции могут выполняться бесконтактными схемами. Эти контакты могут быть выходными элементами регуляторов или управляющих вычислительных машин.

Условные контакты, показанные на схеме, считаются замкнутыми при работе СКВ в зонах, номера которых поставлены под контактами в круглых скобках. В квадратных скобках на рисунке указывается управляющий сигнал, который передается к запорно-регулирующим устройствам от элементов, выполняющих операции 6-й группы. Основываясь на этих общих сведениях

о структуре схем автоматизации, для каждой зоны можно проанализировать целесообразные технологические процессы СКВ и соответствующие им принципы выполнения основных операций АСР.

Так, для зоны *1* возможны следующие технологические процессы, обеспечивающие минимально неизбежные расходы тепла и воздуха:

вариант 1: $(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows \bar{q}_т \Rightarrow (\cdot)\,\bar{H}_1$; $(\cdot)\,\bar{H}_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,\bar{C}_1$; $(\cdot)\,\bar{C}_1 \rightleftarrows \bar{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\,П_р$; $(\cdot)\,П_р \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_в$;

вариант 2: $(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,C_1$; $(\cdot)\,C_1 \rightleftarrows \bar{q}_т \Rightarrow (\cdot)\,\bar{C}_1$; $(\cdot)\,\bar{C}_1 \rightleftarrows \bar{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\,П_р$; $(\cdot)\,П_р \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_в$.

При условии, что параметры приточного воздуха должны иметь температуру не менее $t_п$, приведенные выше процессы можно записать относительно точки $П$, например, так:

вариант 3: $(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows \bar{q}_т \Rightarrow (\cdot)\,\bar{H}_1$; $(\cdot)\,\bar{H}_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,C_2$; $(\cdot)\,C_2 \Leftrightarrow \bar{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\,П$; $(\cdot)\,П \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_в$.

Из сопоставления приведенных технологических процессов видно, что несмотря на одинаковые расходы тепла, вариант *3* существенно отличается по схемному решению СКВ, так как в этом случае требуется обвод контактного аппарата. Наличие обвода контактного аппарата сказывается на режимах работы последнего, что в определенной степени влияет на схемы автоматизации. Обойтись без обвода можно за счет использования второй рециркуляции с постоянным расходом воздуха. Не следует также забывать, что отказ от второй рециркуляции для параметров наружного воздуха зон *9* и *11*, характеризующихся областью I—d диаграммы ниже линии $\varepsilon_п$, может привести к необоснованному потреблению тепла на второй подогрев. Для всех трех рассмотренных вариантов технологических процессов параметры воздуха можно поддерживать в точке $У_в$ за счет регулирования теплоотдачи воздухонагревателя по отклонению от любого из значений энтальпии: $I_{ув}$, $I_{Пр}$ или $I_П$, а регулирование интенсивности адиабатного увлажнения по отклонению соответственно от температуры $t_{ув}$, $t_{Пр}$ или $t_п$. Если параметры точки $П_р$ близки к параметрам насыщения, может оказаться целесообразным регулирование по отклонению от точки $П_р$, так как при этом представляется возможность снимать показания мокрого и сухого термометров одной измерительной системой, установленной после контактного аппарата. В общем случае измерительные системы для t и $t^{(мок)}$ необходимо устанавливать в кондиционируемом объекте так, чтобы их показания соответствовали параметрам воздуха в рабочей зоне.

Принимая в основу вариант 2 технологических процессов, в котором для обеспечения температуры $t_п$ используется нерегулируемая вторая рециркуляция, основные операции АСР можно охарактеризовать следующим образом.

Замыканием контакта K_1 на клапан $Кл_1$ подается сигнал, по которому створки клапана устанавливаются в крайнее расчетное

положение, что обеспечивает минимальный расход наружного воздуха; этот сигнал условно обозначен $[m_{\text{н min}}]$.

В принятой схеме общий воздухообмен и вторая рециркуляция должны иметь постоянное значение. Обеспечить эти условия в двухвентиляторной схеме можно при строгом согласовании работы клапанов $Кл_1$—$Кл_3$. Технические решения, обеспечивающие такое согласование, могут быть различными; один из вариантов, показанный на рис. 25, *б*, основан на управлении клапаном $Кл_3$ по отклонению от общего расхода воздуха с использованием измерительной системы $ИС_3$ (датчика скорости), состоящей из первичного преобразователя $А_3$ и вторичного прибора $Б_3$.

Замыканием контакта $К_4$ управляющее воздействие от $ИС_2$ передается на вентиль $В_3$. который регулирует производительность воздухонагревателя по температуре воды (регулирование воздухонагревателя можно осуществлять и по другой схеме, например по воздуху). Работа контактного аппарата в режиме адиабатного увлажнения обеспечивается регулированием расхода рециркуляционной воды вентилем $В_1$, которому передается регулирующее воздействие от $ИС_1$ при замыкании контакта $К_6$; за счет замыкания контакта $К_8$ подается сигнал $[G_{ж1} = 0]$ на вентиль $В_2$, который перекрывает трубопровод, подающий холодную воду от системы холодоснабжения. Все остальные контакты в этом случае разомкнуты, и, следовательно, к соответствующим регулирующим органам не поступает сигналов ни от установленных датчиков, ни от устройств, которые в соответствии с 1-й группой операций вырабатывают другие сигналы.

Для зоны *8-III* можно наметить несколько вариантов технологических процессов, обеспечивающих работу СКВ без потребления тепла и холода. Для этого каждому состоянию наружного воздуха, как известно, должен соответствовать строго определенный его расход. Используя постоянную вторую рециркуляцию, можно осуществить следующие технологические процессы: $(\cdot)\,H_8 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,C_8$; $(\cdot)\,C_8 \rightleftarrows \bar{q}_{ж\ ад} \Rightarrow (\cdot)\,П_р$; $(\cdot)\,П_р \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,П$; $(\cdot)\,П \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_в$. Естественно, что для этого режима работы СКВ воздухонагреватель и контактный аппарат должны быть отключены от источников тепло- и холодоснабжения. В этих целях на регулирующее устройство $В_3$ подается сигнал $[G_{вг} = 0]$, полностью прекращающий подачу теплоносителя, а к $В_2$ — сигнал $[G_{ж1} = 0]$, полностью отключающий подачу холодоносителя.

Расход наружного воздуха регулируется клапаном $Кл_1$ по отклонению, например, энтальпии от заданного значения $I_{уВ}$. В этом случае регулирующее воздействие от элемента $Б_2$ передается к клапану $Кл_1$ в результате замыкания контакта $К_3$. Клапан $Кл_1$ работает синхронно с клапаном $Кл_2$. При изменении расхода наружного воздуха расход рециркуляционного воздуха изменяется клапаном $Кл_3$. Характер изменения первой рециркуляции необходимо учитывать при аэродинамическом расчете системы.

Для принятой двухвентиляторной схемы общий воздухообмен в системе целесообразно поддерживать постоянным, например, используя $ИС_3$. Расход наружного воздуха в равной степени можно регулировать по сигналу от $ИС_1$. Эти два способа равноценны лишь в том случае, если состояние воздуха после адиабатного увлажнения близко к насыщению. В противном случае регулирование по одному из сигналов приведет к изменению положения точки $У_в$ по другому параметру. В самом общем случае, для того чтобы обеспечить параметры воздуха не на линии, а в точке, необходимо $ИС_2$ использовать для регулирования расхода воздуха, а $ИС_1$ — для регулирования рециркуляционной воды в контактном теплообменнике, как это показано на рис. 25, *б*.

Для зоны *9-III* необходимо поддерживать максимальный расход наружного воздуха, что достигается закреплением створок клапанов $Кл_1$ и $Кл_2$ в крайнем положении по сигналу $[m_{н\,max}]$, поступающему через замкнутый контакт $К_2$. Общий воздухообмен по-прежнему поддерживается клапаном $Кл_3$ постоянным, что обеспечивает конечные параметры обрабатываемого воздуха в точке $П_р$, а следовательно, имеется возможность исключить обвод контактного аппарата. Данному режиму работы СКВ соответствуют следующие технологические процессы: $(\cdot)\,H_9 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Longrightarrow (\cdot)\,C_9$; $(\cdot)\,C_9 \rightleftarrows \bar{q}_х \Longrightarrow (\cdot)\,П_р$; $(\cdot)\,П_р \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Longrightarrow (\cdot)\,П$; $(\cdot)\,П \rightleftarrows q_{изб} \Longrightarrow \Longrightarrow (\cdot)\,У_в$.

При этом должны быть замкнуты контакты $К_2$ и $К_7$. Замыкание контакта $К_7$ обеспечивает передачу управляющего сигнала от $ИС_2$ к вентилям $В_2$ и $В_1$, которые при совместной работе регулируют температуру начальной воды t_{w1}, подаваемой в контактный аппарат. Здесь, как и для предыдущей зоны, в равной степени можно использовать управляющий сигнал от $ИС_1$. Для выхода в точку $У_в$ по сигналу одного из преобразователей точка $П_р$ должна максимально приближаться к линии $\varphi = 1$. В противном случае с изменением начальных параметров обрабатываемого воздуха обеспечение постоянства параметров в точке $У_в$ вызывает огромные трудности. Это объясняется тем, что в ряде случаев при изменении начальных параметров обрабатываемого воздуха для выхода в одну и ту же точку конечного состояния $П_р$ необходимо изменить не только температуру холодоносителя, но и соотношение между расходами воды и воздуха (μ).

В общем случае можно принять такую схему регулирования политропных процессов в контактном аппарате, при которой энтальпия воздуха поддерживается регулированием температуры холодоносителя, а температура воздуха — изменением μ за счет обвода аппарата или изменения расхода жидкости.

Для зоны *11* регулирование осуществляется так же, как для зоны *9-III*, но расход наружного воздуха должен быть минимальным, что достигается замыканием контакта $К_1$.

Если расход наружного воздуха вследствие каких-то специальных ограничений остается всегда равным $m_{н\,min}$, схема, показан-

ная на рис. 25, существенно упрощается, так как при этом пропадают зоны *8-III*, *9-III* и все связанные с ними операции регулирования.

Следует отметить, что сформулированные положения относительно принципов автоматизации остаются в силе для других технологических схем СКВ, в частности для схемы *III* и *V* (см. рис. 21). Наличие некоторых особенностей не изменяет изложенных позиций, если не считать, что для схемы *III*, например, значительно легче достигается регулирование политропных режимов. В частности, для этой схемы регулирование поверхностного воздухоохладителя целесообразно осуществлять по показаниям мокрого термометра, а регулирование количества распыливаемой воды для адиабатного увлажнения — по $ИС_1$.

Схема для переменных тепловлажностных нагрузок. Переменный характер тепловлажностных нагрузок оказывает существенное влияние на принципы автоматизации СКВ и обусловливает некоторые их особенности. Эти особенности во многом зависят от решения одного из основополагающих вопросов, касающихся характера изменения воздухообмена при уменьшении тепловлажностной нагрузки.

Первое возможное направление решения задачи связано с сохранением общего воздухообмена на постоянном уровне: $m = q_{изб}/\Delta I_{П} = \text{const}$. В этом случае переменная величина энтальпии $\Delta I_{П}$ обусловливает переменное положение точки $П_{р_1}$ после тепловлажностной обработки (рис. 26), а следовательно, необходимость использования регулируемого обвода контактного аппарата. Кроме того, выполнение условия сохранения $m = \text{const}$ не соответствует оптимизации общего воздухообмена и может вызвать необходимость использования второго подогрева.

Второй возможный путь решения задачи связан с изменением общего воздухообмена: при уменьшении $q_{изб}$ воздухообмен уменьшается Здесь нет недостатков, свойственных предыдущему решению, так как всегда имеется возможность обработать воздух в контактном аппарате до состояния $П_{р}$, близкого к насыщению. Но имеются другие недостатки в частности появляется необходимость регулировать общий расход воздуха, что осложняет аэродинамическую схему в контуре совместной работы клапанов по наружному воздуху и рециркуляции, затрудняет использование простейших воздухораспределительных устройств, которые не обеспечивают необходимых параметров в рабочей зоне при «немаксимальных» расходах воздуха. Однако как одно, так и второе направление в решении СКВ для каких-то конкретных условий может оказаться наиболее целесообразным или единственно возможным. Для дальнейшего ознакомления с принципами построения АСР наибольший интерес для анализа представляет вариант с постоянным воздухообменом, так как при этом в технологической схеме СКВ (в отличие от ранее рассмотренной схемы, показанной на рис 25) появляется регулируемый обвод контактного аппарата.

Как уже известно, постоянный расход воздуха в системе может быть обеспечен путем регулирования клапана $Кл_3$ по $ИС_3$ (рис. 26).

Принимаем, что в данном случае теплоизбытки меняются таким образом, что расчетная схема всегда соответствует нагрузкам

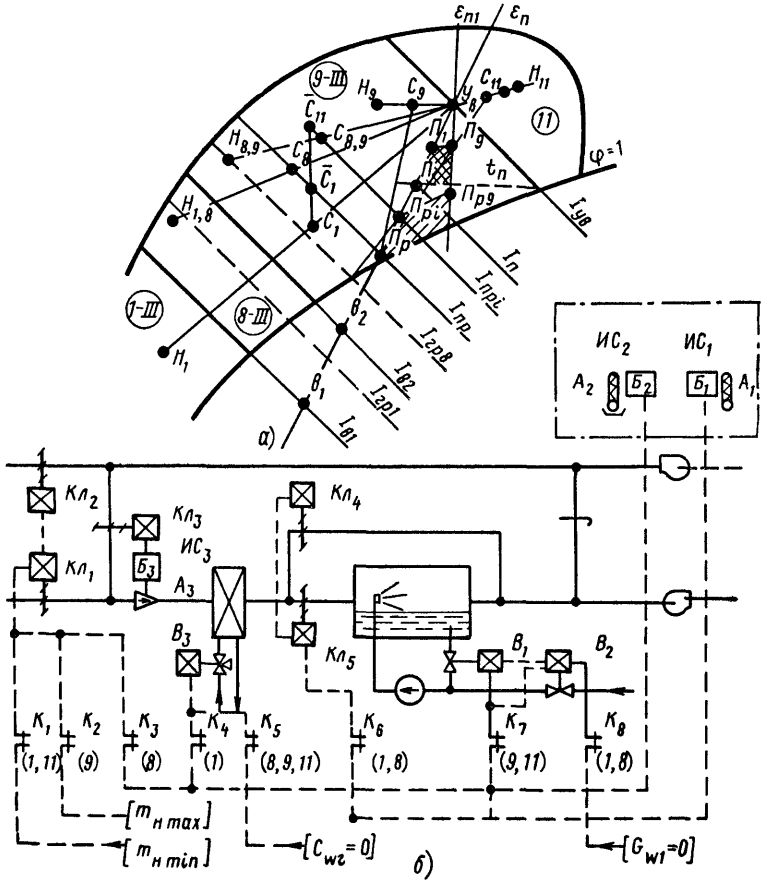


Рис. 26. Расчетная и функциональная схемы АСР при переменных тепловлажностных нагрузках III класса:

а — расчетная схема термодинамической модели; *б* — функциональная схема автоматизации

III класса, а пределы перемещения границ для зоны *1* характеризуются изолиниями $I_{в1}$ (при максимальной нагрузке) и $I_{гр1}$ (при минимальной нагрузке); для зон *8* и *9* — соответственно $I_{в2}$ и $I_{гр8}$ (см. штриховые линии на рис. 26, *а*). Допустим, что при этом параметры воздуха, обработанного в контактном аппарате, могут изменяться в пределах участка *I—d* диаграммы, имеющего параллельную штриховку, а параметры воздуха, подаваемого в помещение при использовании постоянной второй рециркуляции,— в пре-

делах участка, имеющего перекрестную штриховку. Все эти условия дают возможность последовательно проанализировать основные процессы автоматизации для каждой зоны в отдельности.

Для зоны *1* расход наружного воздуха устанавливается на минимальное расчетное значение клапаном $Кл_1$ за счет сигнала $[m_{н\,min}]$, подаваемого через замкнутый контакт K_1. Замыкание контакта K_4 обеспечивает регулирование теплопроизводительности воздухонагревателя по сигналу от $ИС_2$. В это же время прекращается подача холодоносителя в контактный аппарат, так как на вентиль B_2 передается сигнал $[G_{ω1} = 0]$. Вторая координата точки $У_в$ поддерживается за счет адиабатного увлажнения воздуха, регулируемого обводом контактного аппарата по сигналу от $ИС_1$. При максимальной расчетной нагрузке температура воздуха на притоке в помещение поддерживается второй рециркуляцией в точке $П$. Если параметры наружного воздуха заданы в точке H_1, возможны следующие технологические процессы:

при максимальных расчетных нагрузках $(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Longrightarrow (\cdot)\,C_1$; $(\cdot)\,C_1 \rightleftarrows \bar{q}_т \Longrightarrow (\cdot)\,\bar{C}_1$; $(\cdot)\,\bar{C}_1 \rightleftarrows \bar{q}_{ж.\,ад} \Longrightarrow (\cdot)\,П_р$; $(\cdot)\,П_р \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Longrightarrow (\cdot)\,П$; $(\cdot)\,П \rightleftarrows q_{изб} \Longrightarrow (\cdot)\,У_в$;

при некоторых меньших нагрузках $(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Longrightarrow (\cdot)\,C_1$; $(\cdot)\,C_1 \rightleftarrows \bar{q}_т \Longrightarrow (\cdot)\,\bar{C}_{11}$; $(\cdot)\,\bar{C}_{11} \Longleftrightarrow \bar{q}_{ж\,ад} \Longrightarrow (\cdot)\,П_{рi}$; $(\cdot)\,П_{р'} \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Longrightarrow (\cdot)\,П_i$; $(\cdot)\,П_i \rightleftarrows q_{изб} \Longrightarrow (\cdot)\,У_в$.

Аналогичные процессы будут иметь место для любой точки зоны *1*, в том числе для точки $H_{1,8}$, которая при минимальных нагрузках принадлежит к зоне *1*, а при максимальных — к зоне *8*. Для определения принадлежности точки $H_{1,8}$ к зоне *1* или *8* необходимо выполнить операции 4-й группы (см. рис. 23).

В случае принадлежности точки $H_{1,8}$ к зоне *8* (максимальная нагрузка) включаются контакты K_3, K_5, K_6, K_8, при этом обеспечивается изменение расхода наружного воздуха по сигналу от $ИС_2$, а требуемое количество адиабатно увлажняемого воздуха от $ИС_1$.

При таком способе управления режимами работы оборудования технологические процессы СКВ будут проходить в соответствии со следующими уравнениями (максимальная нагрузка): $\bar{m}_н = q_{изб}/(I_{Ув} - I_{Н1,8})$; $(\cdot)\,H_{1,8} \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Longrightarrow (\cdot)\,C_8$; $(\cdot)\,C_8 \rightleftarrows \bar{q}_{ж.\,ад} \Longrightarrow \Longrightarrow (\cdot)\,П_р$; $(\cdot)\,П_р \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Longrightarrow (\cdot)\,П$; $(\cdot)\,П \rightleftarrows q_{изб} \Longrightarrow (\cdot)\,У_в$.

Если тепловлажностные нагрузки уменьшились на столько, что верхняя граница зоны *8* переместилась на изолинию $I_{гр\,8}$, то для состояния наружного воздуха, соответствующего точке $H_{8,9}$ (при $ε_п = const$), технологические процессы запишутся так: $\bar{m}_н = q_{изб\,min}/(I_{Ув} - I_{Н\,8,9})$; $(\cdot)\,H_{8.9} \rightleftarrows (\cdot)\,У_б \Longrightarrow (\cdot)\,C_{8,9}$; $(\cdot)\,C_{8,9} \Longleftrightarrow \Longleftrightarrow \bar{q}_{ж\,ад} \Longrightarrow (\cdot)\,П_{рi}$; $(\cdot)\,П_{рi} \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Longrightarrow (\cdot)\,П_i$; $(\cdot)\,П_i \rightleftarrows q_{изб} \Longrightarrow (\cdot)\,У_в$.

Из этих формул также видно, что при уменьшении тепловых нагрузок зона *9* сокращается за счет увеличения зоны *8*, и поэтому потребление холода начинается позже.

Угловой коэффициент $ε_п$ на перемещение границ зон не влияет и только отражается на режимах тепловлажностной обработки

воздуха, так как точка $П_{pi}$ может перемещаться в пределах заштрихованного участка.

Предположим, например, что в период стояния параметров наружного воздуха в точке $Н_9$ (зона *9*) имели место максимальные тепловлажностные нагрузки, а затем $q_{изб}$ уменьшилось до минимального значения и угловой коэффициент для помещения стал равным $\varepsilon_{п1}$.

В первом случае технологическими процессами будут: $(\cdot)\,Н_9 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,С_9$; $(\cdot)\,С_9 \rightleftarrows q_х \Rightarrow (\cdot)\,П_р$; $(\cdot)\,П_р \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,П$; $(\cdot)\,П \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_в$; во втором случае: $(\cdot)\,Н_9 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,С_9$; $(\cdot)\,С_9 \rightleftarrows q_х \Rightarrow (\cdot)\,П_{р9}$; $(\cdot)\,П_{р9} \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,П_9$; $(\cdot)\,П_9 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow \Rightarrow (\cdot)\,У_в$.

Для обеспечения этих процессов необходимо подать сигнал на установление максимального расхода наружного воздуха, что осуществляется путем замыкания контакта $К_2$. При замыкании $К_7$ к контактному теплообменнику подводится холодоноситель, а значение энтальпии $I_{У_в}$ обеспечивается регулированием начальной температуры холодной воды вентилем $В_1$ по сигналу, подаваемому от $ИС_2$; температура $t_{У_в}$ поддерживается регулированием обвода по сигналу, поступающему от $ИС_1$ через контакт $К_6$.

Аналогичным образом происходит регулирование в зоне *11*, для которой по сигналу $[m_{н\,min}]$ клапаном $Кл_1$ устанавливается минимальный расход наружного воздуха.

Из всего сказанного следует, что схема технологических операций для рассматриваемого случая, когда тепловлажностные нагрузки являются переменными, отличается от предыдущей схемы для постоянных нагрузок. Во-первых, при переменных нагрузках имеется обвод контактного аппарата, несмотря на то, что класс тепловлажностных нагрузок один и тот же. Во-вторых, при постоянных нагрузках регулировать режимы работы теплообменного оборудования можно не только по отклонению параметров точки $У_в$, но и по параметрам точки $П_р$. В последнем случае точка $П_р$ является переменной, и поэтому по ее параметрам можно регулировать только в том случае, если эти параметры предварительно могут быть вычислены в одной из групп операций с последующей автоматической настройкой датчиков, устанавливаемых после каждого теплообменного аппарата.

Наиболее важные общие признаки заключаются в том, что для зон *1*, *9* и *11* настройка воздушных клапанов на максимальный и минимальный расходы наружного воздуха осуществляется независимо от $ИС_1$ и $ИС_2$. Все остальные менее значительные особенности видны из рис. 25 и 26.

17. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СХЕМ АСР ДЛЯ СКВ ПРИ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНЫХ НАГРУЗКАХ I КЛАССА

Достаточно подробное ознакомление с характером влияния постоянных и переменных нагрузок на принципы автоматизации для нагрузок III класса делает излишним такое же рассмотрение

вопроса при изучении особенностей схем технологических операций для нагрузок I класса. Поэтому в данном случае решения для нагрузок двух видов будут рассматриваться параллельно, при этом основное внимание уделяется более общему случаю — переменным нагрузкам.

Из пяти технологическим схем СКВ, показанных на рис. 21, схемы *I*, *II* и *III* полностью обеспечивают оптимальные процессы при нарузках I класса. Но для реализации их возможностей необходимо найти соответствующие решения по автоматизации. Рассмотрим основные принципы автоматизации для схемы I, имеющей в своем составе воздухонагреватели первого и второго подогрева и контактный аппарат. Примем исходные условия такими же, как для нагрузок III класса: главное из них заключается в том, что параметры воздуха заданы точкой $У_в$, что, как известно, избавляет от анализа специального вопроса, касающегося выполнения целого ряда операций 5-й и предшествующих ей групп операций. Принимаемая схема термодинамической модели для данного случая изображена на рис. 27, *а*. На схеме сплошными утолщенными линиями показаны границы, соответствующие максимальным расчетным нагрузкам. Эти границы при уменьшении тепло- и влагоизбытков будут изменять свое положение, например, так, как это показано штриховыми линиями для границ зон *1* и *8* (изменение $\varepsilon_{т9}$ и $\varepsilon_{т10}$, а следовательно, границ других зон во избежание усложнения рисунка не показано). Следует иметь в виду, что указанное перемещение границ является следствием возможного перемещения точек $в_1$ и $в_2$ при уменьшении нагрузок. Для конкретизации можно принять, что область перемещения точки $в_1$ соответствует, например, заштрихованному участку *I—d* диаграммы.

В предыдущих решениях по АСР для СКВ III класса нагрузок температура воздуха на притоке в помещение ограничивалась значением $t_п = t_{доп}$. В данном случае будем считать, что за счет использования соответствующих воздухораспределительных устройств эти ограничения сняты. По этой причине имеет смысл обратиться к такому решению АСР, в котором общий воздухообмен всегда соответствует или близок к минимально неизбежному. При этом возможны схемы, отличающиеся от показанных на рис. 25 и 26. Рассмотрим одну из таких схем АСР, обеспечивающую оптимизацию технологических процессов и предъявляющую новые требования к отдельным элементам автоматики. В этих целях обратимся к каждой зоне в отдельности, анализируя варианты технологических процессов и соответствующего им состава основных операций по автоматическому управлению и регулированию.

Для зоны *1* (только в целях сопоставления характера влияния на АСР) по-прежнему рассмотрим варианты как без рециркуляции воздуха, так и с рециркуляцией, принимаемой по условиям ограничения температуры приточного воздуха. Для всех последую-

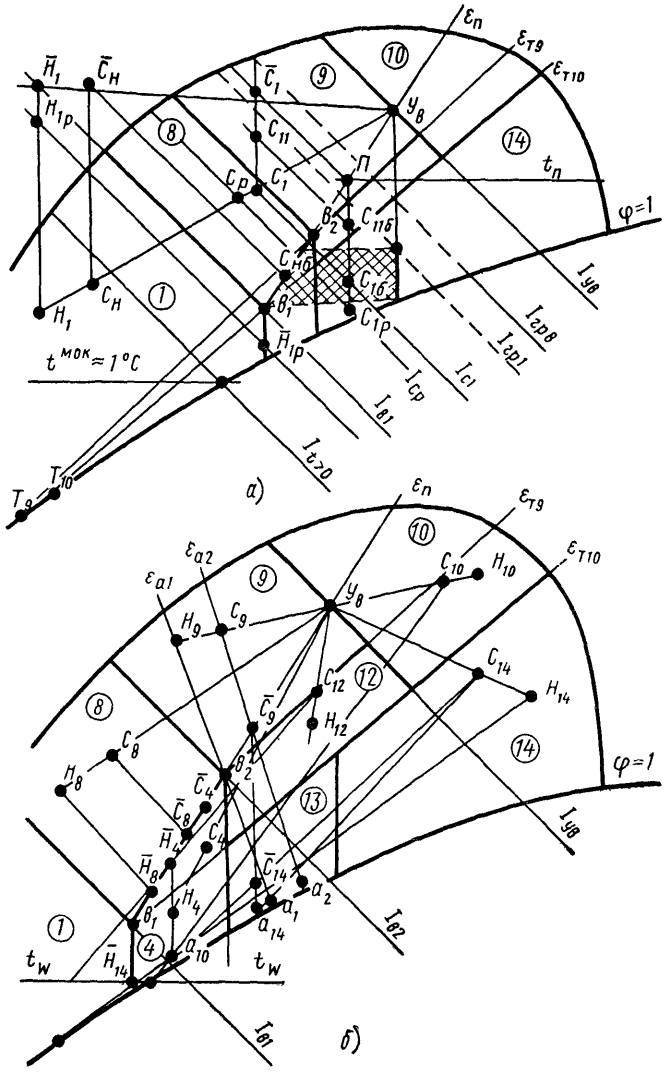


Рис. 27. Расчетные схемы термодинамической модели для автоматизации СКВ при термовлажностных нагрузках I класса

щих зон рециркуляция будет использоваться только при наличии особых условий, если они имеют практическое значение.

Для зоны *1* (рис. 27, *а*), если $I_{a1} > I_{t>0}$, при максимальных расчетных тепловлагоизбытках можно записать циклы процессов, соответствующих следующим двум вариантам технологии обработки наружного воздуха без использования рециркуляции:

вариант 1 без использования второго подогрева

$$(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows \bar{q}_{т} \Rightarrow (\cdot)\,\overline{H}_1; \quad (\cdot)\,\overline{H}_1 \Leftarrow \bar{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\,в_1;$$
$$(\cdot)\,в_1 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_{в};$$

вариант 2 с использованием второго подогрева

$$(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows \bar{q}_{т-I} \Rightarrow (\cdot)\,H_{1р}; \quad (\cdot)\,H_{1р} \rightleftarrows \bar{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\,\overline{H}_{1р};$$
$$(\cdot)\,\overline{H}_{1р} \rightleftarrows \bar{q}_{т-II} \Rightarrow (\cdot)\,в_1, \quad (\cdot)\,в_1 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_{в}.$$

Если температура воздуха на притоке ограничивается положением точки *П*, к указанным процессам можно добавить подмешивание воздуха за счет второй рециркуляции.

Вторая группа вариантов относится к процессам, при которых используется первая рециркуляция для выхода в точку *П*:

вариант 3 без использования второго подогрева

$$(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_{в} \Rightarrow (\cdot)\,C_1; \quad (\cdot)\,C_1 \rightleftarrows \bar{q}_{т} \Rightarrow (\cdot)\,\overline{C}_1;$$
$$(\cdot)\,\overline{C}_1 \Leftarrow \bar{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\,П; \quad (\cdot)\,П \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_{в};$$

вариант 4 с использованием только второго подогрева

$$(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_{в} \Rightarrow (\cdot)\,C_1; \quad (\cdot)\,C_1 \Leftarrow \bar{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\,C_{1б};$$
$$(\cdot)\,C_{1б} \rightleftarrows \bar{q}_{т-II} \Rightarrow (\cdot)\,П; \quad (\cdot)\,П \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_{в};$$

вариант 5 с использованием первого и второго подогревов

$$(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_{в} \Rightarrow (\cdot)\,C_1; \quad (\cdot)\,C_1 \rightleftarrows \bar{q}_{т-I} \Rightarrow (\cdot)\,C_{11};$$
$$(\cdot)\,C_{11} \Leftarrow \bar{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\,C_{11б}; \quad (\cdot)\,C_{11б} \rightleftarrows \bar{q}_{т-II} \Rightarrow (\cdot)\,П;$$
$$(\cdot)\,П \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_{в}.$$

Прежде всего отметим, что все пять вариантов технологических циклов по расходу тепла и воды на адиабатное увлажнение совершенно одинаковы и соответствуют оптимальным режимам работы СКВ. Однако только в первых двух вариантах достигается оптимизация воздухообмена, так как параметры подаваемого в помещение воздуха характеризуются точкой $в_1$. Несмотря на общность всех вариантов по расходу тепла и воды на увлажнение воздуха, каждый из них в той или иной степени отличается по методам решения АСР.

Анализируя расчетную схему (рис. 27, *а*) и записанные технологические процессы, нетрудно заметить, что в варианте 2 подогрев осуществляется в двух воздухонагревателях: первым подо-

гревом регулируется влагосодержание точки $в_1$ или точки $У_в$, вторым подогревом — температура точки $в_1$ или $У_в$ (метод точки росы). Единственное кажущееся преимущество этого метода заключается в том, что в контактном аппарате не требуется обвода, но это преимущество не имеет существенного значения, так как такой обвод в схеме должен быть для реализации процессов в других зонах. Для вариантов 3—5 метод точки росы может быть использован только для тех параметров наружного воздуха, при которых точка смеси имеет энтальпию меньше $I_{ср}$, т. е. при $I_н \leqslant I_{ув} - [m/m_{н\,min} \times (I_{ув} - I_{1р})]$; в этом случае после первого подогрева воздух приобретает энтальпию $I_{Ср}$, и за счет адиабатного увлажнения можно получить параметры в точке $С_{1р}$. Для состояния воздуха в точке $Н_1$ параметры смеси характеризуются точкой $С_1$. В этом случае можно обойтись без первого подогрева, так как адиабатное увлажнение с использованием обвода позволяет получить точку $С_{1б}$, лежащую на линии $d_п$; для выхода в точку $П$ при этом используется лишь второй подогрев. Никакие другие методы обработки смеси состояния $С_1$ не исключают необходимость обвода контактного аппарата, в том числе использование первого и второго подогрева, как это сделано в варианте 5.

Таким образом, первая рециркуляция не обеспечивает каких-либо заметных преимуществ, напротив, при этом отсутствуют условия для оптимизации общего воздухообмена, а стремление к использованию метода точки росы при первой рециркуляции приводит к необходимости расчленения зоны *1* на участки и тем самым к необоснованному усложнению расчетной схемы. Единственное соображение, которое может обусловить необходимость первой рециркуляции, связано с потребностью повышения температуры обрабатываемого воздуха перед воздухонагревателем первого подогрева из-за опасности его замораживания. Предусматривая необходимость учета таких соображений, можно принять первую рециркуляцию с небольшим и нерегулируемым расходом воздуха, устанавливаемым в процессе наладки с помощью шибера *Ш* (рис. 28). Тогда принимаемые технологические процессы окончательно можно записать так (рис. 27, *а*): $(\cdot)\,H_1 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,С_н$; $(\cdot)\,С_н \rightleftarrows \overline{q}_т \Rightarrow (\cdot)\,\overline{С}_н$; $(\cdot)\,\overline{С}_н \langle \Rightarrow \overline{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\,С_{нб}$; $(\cdot)\,С_{нб} \rightleftarrows q_{нзб} \Rightarrow \Rightarrow (\cdot)\,У_в$.

Для осуществления указанных процессов необходимо выполнить следующие основные операции по автоматическому управлению и регулированию. В первую очередь требуется обеспечить расход наружного воздуха, равный $m_{н\,min}$. В этих целях, в отличие от ранее принятых схем, показанных на рис. 25 и 26, вместо регулирующих клапанов $Кл_1$ и $Кл_2$ используем вентиляторы, регулируемые по производительности. Общая характеристика такого регулирования сводится к следующему.

Предположим, что производительность вентилятора *2* (см. рис. 28) изменяется поворотными лопатками на входе, электро-

муфтой, воздушным клапаном или другими устройствами, управление которыми производится каким-то регулятором $У_1$, который получает управляющее воздействие от датчика скорости (расхода) через блок-преобразователь $Б_3$. Воспринимающий элемент $А_3$ по команде 4-й группы операций получает сигнал $[m_{н\,min}]$ или $[m_{н\,max}]$, по которому система настраивается соответственно на минимальный или максимальный расход наружного воздуха. Кроме двух предельных значений расхода воздуха, принятая

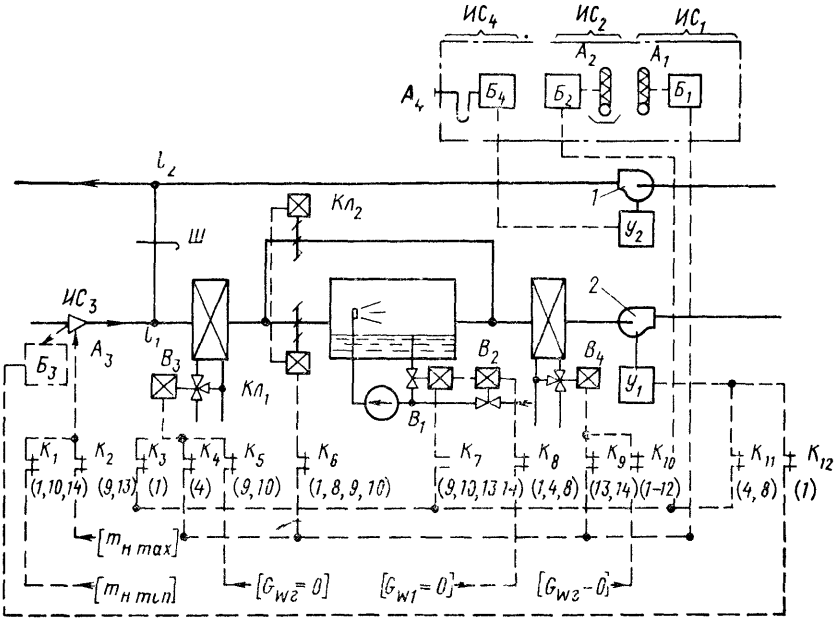


Рис. 28. Функциональная схема автоматизации СКВ для тепловлажностных нагрузок I класса

схема управления работой вентилятора может обеспечить переменный расход, если на регулятор $У_1$ подавать сигнал, например $ИС_2$. Нужный режим работы вентиляторов обеспечивается замыканием соответствующих контактов. Производительность вентилятора *1* в таком случае целесообразно регулировать по отклонению от установленного перепада давлений в кондиционируемом объекте и атмосфере. В этих целях управляющее воздействие от $ИС_4$ поступает на регулятор $У_2$. Такая система управления может обеспечить устойчивые гидродинамические режимы центрального кондиционера как с управляемой рециркуляций, так и с рециркуляцией, в которой устанавливается постоянное сопротивление в виде шибера *Ш*.

Конкретизируем этот способ регулирования производительности вентиляторов применительно к принятому технологическому

циклу процессов. Замыканием контактов K_1 сигнал $[m_{н\,min}]$ передается воспринимающему элементу A_3, в результате чего его настройка приводится на минимальный расход наружного воздуха. Управляющий сигнал от преобразователя $Б_3$ передается на $У_1$ при замыкании контакта K_{12}.

При этом расходе наружного воздуха регулирование подогрева смеси состояния $C_н$ до состояния $\overline{C}_н$ (см. рис. 27, *а*) производится по $ИС_2$ энтальпии $I_{увв}$ (мокрого термометра), сигнал от которого поступает на вентиль B_3. Температура $t_{увв}$ поддерживается по $ИС_1$, сигнал от которой поступает на клапаны $Кл_1$ и $Кл_2$ (см. рис. 28): регулирование обвода обеспечивает выход в точку $C_{нб}$. В данном случае предусматривается, что при регулировании клапанами $Кл_1$ и $Кл_2$ поддерживается постоянный расход рециркуляционной воды, который соответствует полному открытию вентиля B_1. Этот принцип регулирования обеспечивает поддержание точки $У_в$ при всех указанных изменениях нагрузки.

Принятый метод стабилизации параметров, как и все другие, основанные на принципе отклонения параметров, если их восстановление идет не по изолиниям температуры и влагосодержания, характеризуется эффектом взаимозависимости. Действительно, температура воздуха, например, в точке $C_{нб}$ в равной степени может измениться как от нагрева в воздухонагревателе, так и от регулирования обводом. Это может привести к непрерывному колебательному процессу работы регуляторов и соответствующему колебанию параметров. Избавиться от указанных последствий в какой-то степени можно последовательным восстановлением параметров: сначала стабилизируется энтальпия, а затем — температура. Подобные вопросы относятся к динамическим характеристикам АСР, но они представляют интерес уже на данной стадии анализа, так как основа всех решений закладывается на стадии разработки принципиальных схем АСР.

Совершенно очевидно, что избавиться от подобной взаимозависимости можно только за счет автоматического вычисления, например, температуры точки $\overline{C}_н$ и влагосодержания точки $C_{нб}$ с последующим регулированием теплопроизводительности воздухонагревателя и обвода по этим параметрам независимо друг от друга. В этих целях необходимо иметь устройства, обеспечивающие выполнение операции *д* 5-й группы (см. рис. 23). В рассматриваемой схеме АСР принимаем метод последовательного восстановления энтальпии $I_{увв}$ и температуры $t_{увв}$.

Все сказанное справедливо как для постоянных тепловлажностных нагрузок, так и для переменных, в чем нетрудно убедиться, повторив изложенные рассуждения для любого положения точки в заштрихованной части расчетной схемы (см. рис. 27, *а*).

Для зоны *4* (см. рис. 27, *б*) оптимальные технологические процессы требуют затрат тепла $\overline{q}_т$ и переменного расхода наружного воздуха $\overline{m}_н$ в зависимости от его влагосодержания. Технологиче-

ские процессы для этой зоны при обработке только наружного воздуха записываются так: $(\cdot)\,H_4 \rightleftarrows \bar{q}_т \Rightarrow (\cdot)\bar{H}_4$; $(\cdot)\,\bar{H}_4 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow \Rightarrow (\cdot)\,У_в$. При подмешивании рециркуляционного воздуха в количестве, которое было определено для зоны *1* по условиям исключения возможности обмерзания воздухонагревателя, технологическими процессами будут: $(\cdot)\,H_4 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,C_4$; $(\cdot)\,C_4 \rightleftarrows \rightleftarrows \bar{q}_т \Rightarrow (\cdot)\,\bar{C}_4$; $(\cdot)\,\bar{C}_4 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_в$.

Очевидно, при регулировании расхода наружного воздуха перепад давлений в точках l_1 и l_2 (рис. 28) будет изменяться, что при постоянном положении шибера *Ш* вызовет изменение расхода воздуха в первой рециркуляции. Однако такие колебания расхода не оказывают какого-либо влияния на выбор принципа автоматизации. Для того чтобы они не вызывали существенного изменения общего воздухообмена, который в данном случае оптимизируется, необходимо соответствующим образом подбирать сопротивление на определяющих участках сети воздуховодов.

Первая особенность режимов работы СКВ в зоне *4* заключается в необходимости строго определенного изменения расхода воздуха при одновременном его нагреве. И тот и другой процесс взаимно влияют на конечное состояние параметров в объекте.

Устранить эту взаимосвязь и тем самым повысить устойчивость работы системы можно только «независимым» регулированием расхода наружного воздуха от текущего состояния точки *У*. Достигнуть этого можно в рамках операций 5-й группы, т. е. вычислением расхода $\bar{m}_н$ по уравнению типа (24) с последующей настройкой на этот расход $ИС_3$.

Вторая особенность заключается в том, что, если применяется схема регулирования по методу отклонения от параметров состояния воздуха, датчики необходимо настраивать на состояние точки $У_в$, так как точки $\bar{H}_4$ или $\bar{C}_4$ изменяют свое положение даже при постоянных значениях $q_{изб}$ и $\varepsilon_п$. Следовательно, настройка датчиков на параметры точек $\bar{H}_4$ или $\bar{C}_4$ требует предварительного вычисления их координат в 5-й группе операций как при постоянных, так и при переменных нагрузках.

В данном конкретном случае принимаем, что расход наружного воздуха регулируется по $ИС_2$, сигнал от которого через $Б_2$ передается на устройство $У_1$ при замыкании контакта $К_{11}$ (см. рис. 28). При $I_у > I_{ув}$ расход наружного воздуха должен увеличиваться. Подогрев воздуха регулируется по $ИС_1$ с передачей управляющего сигнала через замкнутый контакт $К_4$ к регулирующему вентилю $В_3$. Поскольку контактный аппарат в режиме данной зоны не работает, в схеме должны быть предусмотрены устройства для отключения насоса.

Для зоны *8* оптимальными процессами являются (см. рис. 27, *б*) $(\cdot)\,H_8 \langle\Rightarrow \bar{q}_{ж.\,ад} \Rightarrow (\cdot)\,\bar{H}_8$; $(\cdot)\,\bar{H}_8 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_в$; при этом $\bar{m}_н = q_{изб}/(I_{ув} - I_{н8})$. Приняв неизбежным какой-то расход рецир-

куляционного воздуха, можно также записать следующие расчетные технологические процессы: $(\cdot)\,H_8 \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,C_8$; $(\cdot)\,C_8 \langle = \rangle \langle = \rangle \overline{q}_{ж.\,зд} \Rightarrow (\cdot)\,\overline{C}_8$; $(\cdot)\,\overline{C}_8 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_в$.

Как в первом, так и во втором случаях регулирование расхода наружного воздуха и байпаса контактного аппарата может осуществляться по отклонению от точки $У_в$, но не по отклонению от точки $\overline{H}_8$ или $\overline{C}_8$. Объясняется это тем, что точки $\overline{H}_8$ или $\overline{C}_8$ являются подвижными даже при постоянных тепловлажностных нагрузках. Для сохранения неподвижности точки $\overline{C}_8$ необходимо изменять расход рециркуляционного воздуха в строгом соответствии с расходом наружного воздуха. Расход наружного воздуха целесообразно регулировать по сигналу отклонения энтальпии воздуха так же, как это делалось для зоны *4*. Стабилизация температуры $t_{у_в}$ в этом случае осуществляется регулированием обвода контактного аппарата, для чего сигнал от $ИС_1$ передается на клапаны $Кл_1$ и $Кл_2$ при замыкании контакта $К_6$ (см. рис. 28).

Для зоны *9*, как известно, расход наружного воздуха должен быть максимальным, а минимальный общий воздухообмен должен соответствовать параметрам воздуха на притоке в кондиционируемый объект в точке $в_2$ (см. рис. 27, *б*). Для этих условий технологические процессы записываются так: $(\cdot)\,H_9 \langle = \rangle \overline{q}_х \Rightarrow \Rightarrow (\cdot)\,в_2$; $(\cdot)\,в_2 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_в$.

В реальных условиях, когда имеются ограничения по температуре холодоносителя, обработка только наружного воздуха с выходом в точку $в_2$ может быть неосуществима, и тогда требуется первая рециркуляция. Не исключено, что расход рециркуляционного воздуха в данном случае будет больше, чем для зоны *1* по условиям «замораживания» воздухонагревателя, и тогда шибер *Ш* должен быть отрегулирован в соответствии с требованиями последнего случая. При использовании первой рециркуляции можно записать следующие технологические процессы: $(\cdot)\,H_9 \rightleftarrows \rightleftarrows (\cdot)\,У_в \Rightarrow (\cdot)\,C_9$; $(\cdot)\,C_9 \rightleftarrows \overline{q}_х \Rightarrow (\cdot)\,\overline{C}_9$; $(\cdot)\,\overline{C}_9 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_в$.

Из указанных процессов и расчетной схемы видно, что получить после обработки воздуха параметры в точке $\overline{C}_9$ (даже при постоянных нагрузках) достаточно сложно, для этого нужно обеспечить строго определенное направление политропного процесса в контактном аппарате (см. линии $\varepsilon_{а1}$, $\varepsilon_{а2}$ на рис. 27, *б*), обрабатывая строго определенное количество воздуха. Эти процессы взаимосвязаны, и превратить их в независимые можно только за счет настройки первичных преобразователей на точку $\overline{C}_9$ после автоматического вычисления ее параметров в соответствии с пунктом *д* 5-й группы операций (см. рис. 23). Влияние взаимозависимости параметров можно уменьшить, например, последовательным восстановлением отклонений энтальпии от $I_{у_в}$, а затем температуры от $t_{у_в}$. Для стабилизации параметров по энтальпии целесообразно использовать $ИС_2$, сигнал от которого через кон-

такт K_7 передается на вентили B_2 и B_1 (см. рис. 28). По сигналу от $ИС_1$ при замыкании контакта K_6 регулируется обвод теплообменника. При прочих равных условиях выбор схемы регулирования теплообменников в значительной степени зависит от конкретных его характеристик.

Принципы автоматизации для зоны *10* аналогичны решениям для зоны *9*, с той лишь разницей, что расход наружного воздуха принимается равным $m_{н\,min}$. Следует заметить, что в случае ограничения температуры холодоносителя температурой $t_ш$ (см. рис. 27, *б*) выход в точку $в_1$ или близкую к ней при ранее принятых расходах воздуха на первую рециркуляцию может быть невозможен, и тогда остается перейти на второй подогрев в соответствии со следующими технологическими процессами: $(\cdot)\,H_{10} \rightleftarrows У_в \Rightarrow (\cdot)\,C_{10}$; $(\cdot)\,C_{10} \rightleftarrows q_х \Rightarrow (\cdot)\,a_{10}$; $(\cdot)\,a_{10} \rightleftarrows q_{т-II} \Rightarrow (\cdot)\,\bar{H}_{10}$ (на рисунке точка $\bar{H}_{10}$ совпала с $\bar{H}_4$); $(\cdot)\,\bar{H}_4 \rightleftarrows q_{изб} \Rightarrow (\cdot)\,У_в$.

Из этих процессов видно, что из-за конкретных ограничений по температуре воды достигнуть оптимальных технологических показателей невозможно: зона *10* приобретает свойства зоны *14*. Известно также, что с увеличением первой рециркуляции точка смеси перемещается ближе в точке $У_в$ и возможности использования холодоносителя с более высокой температурой без второго подогрева увеличивается. В таких случаях на первой рециркуляции вместо шибера необходимо применять регулирующие клапаны, с помощью которых расход рециркуляционного воздуха будет поддерживаться на минимальном уровне, необходимом по условиям технологии. Аналогичная ситуация в определенных условиях может сложиться для какой-то части зоны *9*.

Все эти сведения вытекают из термодинамической модели; здесь они напоминаются для того, чтобы подчеркнуть необходимость выбора АСР в соответствии с конкретными исходными условиями.

Принимая, что расчетная схема на рис. 27, *б* построена уже с учетом конкретной температуры воды и что обработка наружного воздуха дает конечное состояние в точке $в_1$, можно не останавливаться на решениях АСР для зоны *10*, так как они полностью повторяют технологию операций, которая имела место для зоны *9*. Единственное различие заключается в том, что вместо контакта K_1 замыкается контакт K_2 (рис. 28).

Зона *12* (см. рис. 27, *б*) отличается от двух предыдущих тем, что оптимизация технологических процессов достигается за счет переменного расхода наружного воздуха. Отсюда становится понятным, что, кроме принятых для зоны *9* решений, необходимо строго определенно регулировать расход наружного воздуха. Складывается ситуация, аналогичная и даже сложнее той, которая имела место для зон *8*.

По этой причине для зоны *12* настройка расхода наружного воздуха должна осуществляться независимо от сигнала отклоне-

ния параметров от точки $У_в$ по результатам вычислений в соответствии с 5-й группой операций. Необходимые технологические процессы записываются так: $(\cdot)m_н \rangle\!=\!\rangle \overline{m}_{н12}$; $(\cdot)H_{12} \rightleftarrows (\cdot)У_в \rangle\!=\!\rangle (\cdot)C_{12}$; $(\cdot)C_{12} \rightleftarrows \overline{q}_х \rangle\!-\!\rangle (\cdot)\overline{C}_{12}$ (на рис. 27, *б* точка $\overline{C}_{12}$ совпала с $\overline{H}_4$). Если для зоны *12* отказаться от оптимизации воздухообменов и расходов холода и использовать первую рециркуляцию так, чтобы точка смеси лежала на линии $\varepsilon_{т9}$ или выше ее, АСР решается так же, как для зоны *9*. В случае тех же ограничений по температуре холодоносителя t_w, для зоны *12* потребуется второй подогрев.

Для зон *13* и *14* принципиальные решения по автоматизации должны быть одинаковыми, так как эти зоны отличаются между собой только расходами наружного воздуха: для зоны *13* он принимается равным $m_{н\,max}$, для зоны *14* — $m_{н\,min}$. По этой причине для более подробного рассмотрения выбираем одну из зон, в частности зону *14*.

Оптимизация всех технологических показателей для зоны *14* достигается при условии обработки только наружного воздуха, т. е. при осуществлении следующих процессов: $(\cdot)H_{14}\langle\!=\!\rangle \overline{q}_х \rangle\!=\!\rangle (\cdot)\overline{H}_{14}$; $(\cdot)\overline{H}_{14} \rightleftarrows \overline{q}_{т\text{-}II} \rangle\!=\!\rangle (\cdot)в_1$; $(\cdot)в_1 \rightleftarrows q_{изб} \rangle\!-\!\rangle (\cdot)У_в$. Использование первой рециркуляции, как известно, приводит к перерасходу холода. В последнем случае неизбежны следующие процессы: $(\cdot)H_{14} \rightleftarrows (\cdot)У_в \rangle\!=\!\rangle (\cdot)C_{14}$; $(\cdot)\overline{C}_{14}\langle\!=\!\rangle q_х \rangle\!=\!\rangle (\cdot)\overline{C}_{14}$; $(\cdot)\overline{C}_{14} \rightleftarrows q_{т\text{-}II} \rangle\!=\!\rangle (\cdot)C_{141}$ (на рисунке точка C_{141} совпала с $\overline{C}_9$); $(\cdot)C_{14} \rightleftarrows q_{изб} \rangle\!=\!\rangle (\cdot)У_в$. Анализируя приведенные циклы процессов, нетрудно заметить, что в данном случае наблюдается сложная взаимозависимость процессов нагрева, осушки и охлаждения воздуха. Каждый из этих процессов влияет одновременно на две координаты обрабатываемого воздуха. Даже при постоянных значениях $q_{изб}$ и $\varepsilon_п$ управление процессами по отклонению от точки $У_в$ решается весьма сложно. Значительное упрощение может быть достигнуто, если регулирование обводом охладителя осуществляется по влагосодержанию $d_{\overline{H}14}$ или $d_{\overline{C}14}$, а изменение теплопроизводительности воздухонагревателя второго подогрева по $t_{в1}$ или $t_{\overline{C}14}$. Однако и здесь для оптимизации расходов тепла и холода необходимо еще соблюдать определенный наклон луча процесса тепло- и массообмена в охладителе.

Сам факт необходимости использование первичного преобразователя влагосодержания, если он основан на измерении температуры и энтальпии, требует вычислительных операций 1-й группы. В тех случаях, когда тепловлажностные нагрузки имеют переменный характер регулирования с ориентацией на точки b_1 или $\overline{C}_{14}$, необходимо выполнение операций 5-й группы.

Учитывая, что и в предыдущих случаях принимались только те решения, для которых не требовалось выполнение операций 5-й группы, для зоны *14* исключаем регулирование обводом контакт-

ного аппарата. Цикл технологических процессов имеет следующий вид: $(\cdot)\,H_{14} \rightleftarrows (\cdot)\,У_{в} \rightrightarrows (\cdot)\,C_{14}$; $(\cdot)\,C_{14} \rightleftarrows q_{х} \rightrightarrows (\cdot)\,a_{14}$ (точка a_{14} вместо оптимальной точки C_{14}); $(\cdot)\,a_{14} \rightleftarrows q_{т\text{-}II} \rightrightarrows (\cdot)\,П_{14}$ (точка $П_{14}$ на рисунке совпала с C_9); $(\cdot)\,П_{14} \rightleftarrows q_{изб} \rightrightarrows (\cdot)\,У_{в}$.

Обеспечение этих технологических процессов достигается регулированием холодопроизводительности контактного аппарата по $ИС_2$ за счет замыкания контакта K_7 и регулированием второго подогрева по $ИС_1$ при замыкании контакта K_9. В замкнутом положении находится также контакт K_1, остальные контакты разомкнуты. Для зоны *13* все делается так же, как для зоны *14*, но вместо контакта K_1 замыкается контакт K_2, что обеспечивает максимальный расход наружного воздуха.

Для облегчения восприятия основных технологических операций АСР на рис. 28 под всеми контактами, осуществляющими функции операций 6-й группы, указаны номера зон, для которых эти контакты находятся в замкнутом состоянии. В квадратных скобках указаны сигналы, поступающие для операций 4-й группы.

Аналогичные решения по АСР будут иметь место для СКВ, выполненных по схемам *II* и *III* (см. рис. 21); некоторые особенности этих схем легко учитываются, если пользоваться изложенными методическими приемами.

В заключение следует остановиться на некоторых вопросах, связанных с техническими средствами обеспечения указанных принципов автоматизации. Сформулированные в настоящей главе принципы программированного управления СКВ требуют разработки специальных технических средств и применения элементов вычислительной техники для выполнения целого ряда групп операций. В настоящее время эти сведения могут быть использованы для сравнения и оценки существующих или вновь разрабатываемых АСР; они облегчают использование имеющихся средств для составления схем, максимально приближающихся к оптимальным.

Не ставя в данном случае целей подробного анализа существующих методов и средств автоматизации, подчеркнем, что многие авторы, такие как Г. В. Архипов, Ю. С. Давыдов, Д. И. Хейфец, П. В. Участкин и др., в своих работах уделяли достаточно большое внимание отдельным вопросам, связанным с выполнением операций различных групп. Позднее А. Я. Креслинь [8] на основании выбранного им состава рабочих участков *I—d* диаграммы в целях поиска оптимальных режимов работы СКВ предложил оригинальное выполнение операций 6-й группы. Техническая реализация указанных операций решена им достаточно просто. В основу положен принцип переключения кондиционера с одного режима на другой в зависимости от положения исполнительных механизмов, так как при «подходе» параметров наружного воздуха к границе зон, как правило, один из исполнительных механизмов находится в крайнем положении, а замыкание

(размыкание) конечных выключателей служит сигналом для перехода СКВ на другой режим работы Однако в связи с тем, что в этих предложениях не рассматриваются устройства для выполнения целого ряда операций предлагаемого алгоритма управления, обеспечить решения СКВ без перерасходов тепла, холода и воздуха пока не удалось.

Для изменения положения расчетной точки известно устройство автоматической коррекции контрольной точки в зависимости от одного параметра — температуры наружного воздуха. Однако, как следует из термодинамической модели и анализа основных групп операций, этого для обеспечения оптимальных режимов СКВ недостаточно.

Определенные признаки программированного управления имеются в других решениях, которые могут быть использованы при постоянных тепловлажностных нагрузках.

Можно было бы продолжить перечисление технических решений АСР, которые в какой-то степени направлены на оптимизацию технологических режимов СКВ, но, очевидно, целесообразнее подчеркнуть, что, пока не существовало алгоритма оптимального управления системами, не могли быть сформулированы комплексные требования к устройствам автоматизации.

Глава 5. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СКВ

В первых главах работы, посвященных статике систем кондиционирования воздуха, сформулированы основные принципы управления СКВ по условиям оптимизации технологических показателей (расход теплоты, холода, воздуха и воды). Сущность этих принципов состоит в том, что система управления должна обеспечивать в каждый данный момент времени выбор точки состояния воздуха в кондиционируемом объекте и стабилизацию параметров воздуха в этой точке.

При решении проблем управления СКВ неправомерно статику и динамику процессов кондиционирования воздуха рассматривать изолированно, поскольку основным режимом работы СКВ является режим переменных нагрузок и тепловлаговыделений, т. е. динамический.

При исследовании динамики СКВ могут использоваться два метода — термодинамический, когда изучаются физические процессы тепло- и массообмена, происходящие в технологическом аппарате, и кибернетический. В последнем случае технологический аппарат рассматривается как «черный ящик», и изучается взаимодействие входных и выходных величин. Системный подход позволяет рассмотреть систему «кондиционер—объект» как взаимосвязанную нелинейную с переменной структурой.

Решение этих основных задач основано на достоверных математических моделях динамики элементов СКВ, поэтому в последующих главах настоящей работы основное внимание уделено математическому описанию динамики СКВ и ее элементов и выбору структур систем управления положением точки на $I—d$ диаграмме с учетом реализации их на основе современных технических средств.

18. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ОБЪЕКТОВ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Основными объектами регулирования кондиционирования воздуха являются сложные теплообменные устройства, предназначенные для изменения параметров воздуха; тепло- и холодоносителем в большинстве случаев является вода или пар, а также водные растворы различных солей. В качестве теплообменников могут быть использованы испарители холодильных машин, расположенные непосредственно в камерах установок или помещениях.

Теплообменные аппараты, применяемые в СКВ, делятся на две группы: 1) аппараты с непосредственным контактом воздуха и тепло- и холодоносителя; 2) аппараты, в которых теплообмен происходит через стенку, отделяющую воздух от тепло- или холодоносителя (аппараты сухого или поверхностного типа).

К теплообменным аппаратам первой группы относятся камеры орошения, паровые увлажнители и аппараты местного доувлажнения. К аппаратам второй группы относятся трубчатые и ребристые воздухоохладители и воздухонагреватели.

Системы кондиционирования воздуха представляют собой сложные комбинации теплообменных аппаратов различного назначения. Для сложных регулируемых объектов их статические и динамические свойства оценивают обычно по экспериментальным характеристикам. В более простых случаях или при ориентировочной оценке свойств проектируемого объекта можно аналитически составить дифференциальное уравнение объекта на основании анализа его материального и энергетического балансов.

Общая методика нахождения дифференциального уравнения объекта регулирования состоит в следующем:

составляются уравнения энергетического и материального балансов (или одно из них) для установившегося режима;

составляются уравнения для неустановившегося режима, выражающие зависимость между отклонением параметра и нарушением баланса; для упрощения эта зависимость принимается линейной;

полученные уравнения решаются совместно.

Простейший наиболее распространенный способ составления упрощенного уравнения многоемкостного объекта состоит в замене этого объекта двумя простейшими звеньями — одноемкостным объектом и звеном чистого запаздывания. При этом все запаздывание в объекте считают чистым. Такая замена реального объекта одноемкостным звеном с запаздыванием во многих случаях обеспечивает необходимую для инженерных расчетов точность. Более точные результаты можно получить заменой реального объекта двумя (или тремя) последовательно соединенными одноемкостными статическими звеньями и одним звеном запаздывания.

При составлении уравнения теплового баланса кондиционируемого помещения как объекта автоматического регулирования температуры можно условно принять, что в действии находится только регулятор влажности, и в рассматриваемый момент времени влагосодержание воздуха считать постоянным ($d = \text{const}$).

При составлении материального баланса помещения как объекта регулирования влажности воздуха, наоборот, необходимо считать, что работает только регулятор температуры, и в этот момент времени считать постоянной температуру ($\theta = \text{const}$).

Тепловлажностные балансы помещений при расчетных параметрах наружного воздуха следует составлять для зимнего и летнего периодов.

При составлении уравнения теплового баланса считают, что по всему объему происходит хорошее перемешивание воздуха и в уравнение подставляют средние значения входящих величин.

Рассмотрим конкретные передаточные функции, полученные в предположении, что технологические аппараты СКВ являются объектами регулирования с сосредоточенными параметрами.

В системах кондиционирования воздуха отклонения температуры воздуха от заданных значений, возникающие вследствие тех или иных возмущений, должны устраняться за сравнительно небольшое время. При медленных изменениях тепловых нагрузок (при изменениях температуры наружного воздуха, солнечного нагрева строительных ограждений и т. п.) системы регулирования, как правило, успевают реагировать на отклонения параметров воздуха от заданных значений, поэтому анализ вопросов регулирования систем кондиционирования воздуха при медленных изменениях тепловых нагрузок не имеет по существу практического значения [14].

Следует учитывать только кратковременные возмущения, которые могут возникать от включения электродвигателей и освещения, поступления в объект холодных или нагретых материалов и полуфабрикатов, быстрого заполнения помещений людьми, переключения с одного тепловлажностного режима на другой и т п

Задача усложняется тем, что вследствие относительно малой длительности переходного процесса при регулировании температуры воздуха в помещении нестационарный теплообмен между воздухом и строительными ограждениями и оборудованием будет протекать при малых значениях критерия Фурье ($F_0 < 0{,}2$) Из общей теории нестационарной теплопроводности [18] известно, что в этом случае изменения температуры происходят в основном в слоях твердого тела, непосредственно прилегающих к его поверхности. Поэтому изменение теплового баланса помещения в переходном процессе за счет теплообмена между воздухом и строительными ограждениями и оборудованием будет определяться изменениями разности температур воздуха и поверхностей.

Следует отметить, что если теплофизические свойства материалов ограждений различны, то процессы нестационарного теплообмена для каждого ограждения должны описываться дифференциальными уравнениями в частных производных, а описание динамики обычными дифференциальными уравнениями является приближенным. Используя методы тепловлажностных балансов, П. В. Участкин получил приближенные дифференциальные уравнения объектов регулирования, считая их объектами с сосредоточенными параметрами.

При стационарном состоянии тепловой баланс помещения, обслуживаемого системой кондиционирования воздуха, в общем виде описывается уравнением

$$Q_{\text{п}}(\theta_{\text{п}} - \theta_{\text{в}})\,dt + W\,dt - \sum \alpha_{\text{в}} F\,(\theta_{\text{в}} - \theta_{\text{ст}})\,dt = 0, \qquad (132)$$

где $\dot{Q}_п = c_в \dot{G}_п$ — количество теплоты, вносимой приточным воздухом при разности температур в 1 К, Дж/(ч·К); $G_п$ — расход приточного воздуха, кг/ч; $c_в$ — удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); W — тепловыделения, не зависящие от температуры воздуха в помещении, Дж/с; $\theta_п$ — температура приточного воздуха, °С; $\theta_в$ — температура воздуха в помещении, °С; $\theta_{ст}$ — температура поверхности того или иного ограждения или оборудования, °С; $\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхностям, Вт/(м²·К); F — площадь поверхности ограждения или оборудования, м².

Рассмотрим задачу для различных случаев изменения количества тепла, вносимого в помещение [14].

Изменение температуры приточного воздуха. В какой-либо момент времени изменим температуру приточного воздуха на некоторую постоянную величину $\theta_п$. В результате температура воздуха в помещении будет изменяться. Величина этого изменения $\Delta\theta_в$ будет переменной в течение переходного процесса. В конце процесса она принимает некоторое постоянное (установившееся) значение $\Delta\theta_{в.у}$. При переходном процессе на элементарном отрезке времени dt тепловой баланс будет описываться уравнением

$$Q_п[(\theta_п + \Delta\theta_п) - (\theta_в + \Delta\theta_в)]\,dt + W\,dt - \sum \alpha_в F[(\theta_в + \Delta\theta_в) - (\theta_{ст} + \Delta\theta_{ст})]\,\rho\,dt = C_в \varphi\, d\Delta\theta_в, \qquad (133)$$

где $C_в = c_в V_в \gamma_в$ — теплоемкость воздуха в объеме помещения, Дж/(кг·К); $V_в$ — объем помещения, м³; $\gamma_в$ — плотность воздуха, кг/м³; ρ — коэффициент, суммарно учитывающий неравномерность теплообмена на поверхностях ограждений и оборудования из-за неравномерности изменения температуры воздуха у поверхностей, участвующих в процессе; φ — коэффициент, учитывающий долю объема внутреннего воздуха, участвующего в процессе.

Коэффициенты ρ и φ, строго говоря, величины переменные. Они зависят от циркуляции воздуха и распределения температуры в объеме помещения. Теоретически определить эти коэффициенты пока не представляется возможным ввиду чрезвычайной сложности физической картины явления. Оценка их может быть сделана только на основании экспериментальных исследований.

Левая часть уравнения (133) представляет собой разность между количеством тепла, поступающего в помещение за время dt, и количеством тепла, теряемого за тот же отрезок времени при теплообмене с поверхностями ограждений и оборудования. Правая часть выражает количество теплоты, идущей на нагревание объема внутреннего воздуха, участвующего в данный момент в процессе. Вычтя из равенства (133) равенство (132) и проведя некоторые преобразования, получим дифференциальное уравнение переходного процесса

$$Q_п(\Delta\theta_п - \Delta\theta_в) - \sum \alpha_в F(\Delta\theta_в - \Delta\theta_{ст})\,\rho = c_в \varphi \frac{d\,\Delta\theta_в}{dt}.$$

В этом уравнении переменными являются $\Delta\theta_в$, $\Delta\theta_{ст}$, ρ, φ. Обозначим $\frac{\Delta\theta_{ст}}{\Delta\theta_в} = \varepsilon^*$ или $\Delta\theta_{ст} = \varepsilon\,\Delta\theta_в$. Тогда

$$Q_п(\Delta\theta_п - \Delta\theta_в) - \sum\alpha_в F(1-\varepsilon)\rho\,\Delta\theta_в = c_в\varphi\frac{d\theta_в}{dt}. \qquad (134)$$

Значение ε может уменьшаться от ε_{max} — в начале переходного процесса — до 0 при $t \to \infty$. Для строительных ограждений ε_{max} можно определить исходя из соотношения

$$k_{ст}\,\Delta\theta_в = \alpha_в(\Delta\theta_в - \Delta\theta_{ст}) = \alpha_в(1-\varepsilon_{max})\,\Delta\theta_в,$$

где $k_{ст}$ — коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м² К).

Известно, что при нестационарном теплообмене твердых тел и окружающей среды относительное изменение температуры на поверхности тела является сложной функцией критерия Био: $\left(\mathrm{Bi} = \frac{\alpha_э}{\lambda_м}\delta\right.$, где $\lambda_м$ — коэффициент теплопроводности материала; δ — определяющий размер тела) и критерия Фурье $\left(F_0 = \frac{at}{\delta^2}\right.$, где a — коэффициент температуропроводности материала, зависящий от закономерности изменения температуры воздуха у поверхности тела).

Для приближенной оценки величины ε в стационарном режиме воспользуемся имеющимися в теории строительной теплотехники зависимостями затухания температурной волны при переходе на поверхность ограждения при гармонических колебаниях температуры воздуха. Под затуханием ν понимается отношение амплитуд колебания температуры воздуха к амплитуде на поверхности ограждения. Исходя из того, что $\nu = 1/\varepsilon$, можно написать

$$\varepsilon = \frac{\alpha_в}{\alpha_в + S},$$

где S — коэффициент теплоусвоения материала ограждения, Вт/(м² К).

Этот коэффициент определяют по формуле

$$S = 2{,}507\sqrt{\frac{\lambda_м c_м \gamma_м}{z}};$$

здесь $\lambda_м$ — коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·К); $c_м$ — удельная теплоемкость материала, Дж/(кг·К); $\gamma_м$ — плотность материала, кг/м³; z — период колебания температурной волны.

По А. М. Шкловеру [18], для ограждений из листовых материалов (при термическом сопротивлении, близком к нулю)

$$\nu = \frac{\alpha_н + \alpha_в}{\alpha_в}; \quad \varepsilon = \frac{\alpha_в}{\alpha_в + \alpha_н},$$

---

* Это отношение весьма условно, так как в переходном процессе оно определяется передаточной функцией, а не числом.

где $\alpha_н$ — коэффициент теплообмена на наружной поверхности ограждения, Вт/(м² К).

В первом приближении ε, ρ и φ можно принять постоянными, тогда уравнение (134) можно рассматривать как линейное дифференциальное уравнение первого порядка с постоянными коэффициентами. Интегралом его будет экспоненциальная функция вида

$$\Delta\theta_в = \Delta\theta_{в.у}(1 - e^{-t/T}).$$

Это уравнение является математическим выражением переходной функции апериодического звена первого порядка. Здесь $\Delta\theta_{в.у}$ — изменение температуры воздуха в помещении, соответствующее концу рассматриваемого переходного процесса. Эта величина характеризует статические качества звена. Далее находим

$$\Delta\theta_{в.у} = \frac{Q_п \Delta\theta_п}{Q_п + \sum \alpha_в F (1 - \varepsilon)\rho}.$$

Величина T — постоянная времени звена. В данном случае эта величина выражается зависимостью

$$T = \frac{c_в \varphi}{Q_п + \sum \alpha_в F (1 - \varepsilon)\rho}. \qquad (135)$$

Изменение расхода приточного воздуха. Этот случай соответствует количественному регулированию, при котором изменяется расход приточного воздуха, а его температура поддерживается на постоянном уровне.

После аналогичного расчета получим

$$\Delta\theta_{в.у} = \frac{\Delta Q_п (\theta_п - \theta_в)}{Q_п + \Delta G_п + \sum \alpha_в (1 - \varepsilon)\rho};$$

$$T = \frac{c_в \varphi}{Q_п + \Delta Q_п + \sum \alpha_в (1 - \varepsilon)\rho},$$

где $\Delta Q_п$ — изменение количества теплоты, вносимой при изменении расхода приточного воздуха; $\Delta Q_п = \Delta G_п c_в$; $\Delta G_п$ — изменение расхода приточного воздуха, кг/ч; $\theta_в$ — температура воздуха в помещении до момента внесения возмущения, °С.

Изменение температуры и расхода приточного воздуха. Данный случай относится к качественно-количественному способу регулирования. Выполняя расчеты, аналогичные приведенным выше, нетрудно убедиться, что в рассматриваемом случае для определения постоянной времени T справедлива формула (135), а установившееся значение температуры в помещении $\theta_{в.у}$ описывается выражением

$$\Delta\theta_{в.у} = \frac{Q_п^н \Delta\theta_п + \Delta G_п (\theta_п - \theta_в)}{Q_п^н + \sum \alpha_в F (1 - \varepsilon)\rho}, \qquad (136)$$

где $Q_{\text{п}}^{\text{н}}$ — количество теплоты, вносимой при новом расходе воздуха, Дж

Из выражения (136) можно заключить, что общее изменение температуры воздуха в помещении при качественно-количественном регулировании представляет собой сумму изменений температуры, соответствующих в отдельности каждому способу регулирования.

Изменение внутренних тепловыделений и помещений. Очевидно, что при изменении внутренних тепловыделений в помещении на некоторую величину ΔW его постоянная времени определяется выражением (135) при значении $Q_{\text{п}}$, соответствующем данному расходу приточного воздуха.

Установившаяся температура воздуха в помещении в зависимости от способа регулирования описывается следующими выражениями, полученными в результате расчетов, аналогичных предыдущим:

при отсутствии регулирования

$$\Delta\theta_{\text{в у}} = \frac{\Delta W}{Q_{\text{п}} + \sum \alpha_{\text{в}} F (1 - \varepsilon) \rho}; \qquad (137)$$

при качественном регулировании

$$\Delta\theta_{\text{в. у}} = \frac{\Delta W + Q_{\text{п}}\theta_{\text{п}}}{Q_{\text{п}} + \sum \alpha_{\text{в}} F (1 - \varepsilon) \rho}; \qquad (138)$$

при количественном регулировании

$$\Delta\theta_{\text{в. у}} = \frac{\Delta W + \Delta Q_{\text{п}} (\theta_{\text{п}} - \theta_{\text{в}})}{Q_{\text{п}}^{\text{н}} + \sum \alpha_{\text{в}} F (1 - \varepsilon) \rho}; \qquad (139)$$

при качественно-количественном регулировании

$$\Delta\theta_{\text{в у}} = \frac{\Delta W + Q_{\text{п}}^{\text{н}} \Delta\theta_{\text{п}} + \Delta Q_{\text{п}} (\theta_{\text{п}} - \theta_{\text{в}})}{Q_{\text{п}}^{\text{н}} + \sum \alpha_{\text{в}} F (1 - \varepsilon) \rho}. \qquad (140)$$

Зависимости (137)—(140) выражают закономерности изменения температуры воздуха в помещении при внесении теплового возмущения. Для их практического использования необходимо знать коэффициенты ε, ρ и φ. Как уже указывалось, теоретическое определение коэффициента ρ и φ пока не представляется возможным. Значения их могут быть установлены только на основе экспериментальных исследований. Такие исследования проводились в трех помещениях объемом 3,2; 25,4 и 640 м^3, отличающихся соотношением площадей поверхностей строительных ограждений и предметов на единицу внутреннего объема [14].

Приведенные выше математические модели (динамики) процессов теплообмена в помещении, полученные П. В. Участкиным из элементарных тепловых балансов и с учетом того, что коэффициент ε является величиной постоянной в переходном режиме,

представляют собой классические уравнения первого приближения. Более строгий вывод должен базироваться на фундаментальных теплофизических закономерностях.

Рассмотрим прежде всего более подробно процессы на границе воздушной среды и строительного ограждения (рис. 29). Для бесконечно толстой стенки процесс теплоотдачи от воздуха к стенке определяется уравнением

$$\alpha_в (\theta_в - \theta_{ст}) = -\lambda_{ст} \frac{\partial \theta}{\partial x}\Big|_{x=0}.$$

Для малых отклонений от стационарного режима это уравнение примет вид

$$\alpha_в (\Delta\theta_в - \Delta\theta_{ст}) = -\lambda_{ст} \frac{\partial \Delta\theta}{\partial x}\Big|_{x=0}.$$

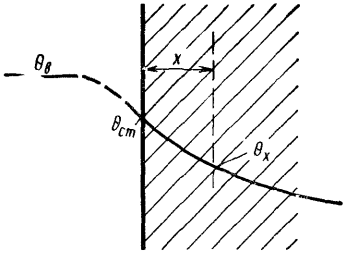


Рис. 29. К анализу динамических процессов на границе воздушной среды и ограждения

Температура стенки определяется уравнением теплопроводности

$$\frac{\partial \Delta\theta}{\partial t} = a \frac{\partial^2 \Delta\theta}{\partial x^2}. \qquad (141)$$

Другое граничное условие имеет вид $\frac{\partial \Delta\theta}{\partial x}\Big|_{x=\infty} = 0$. Будем считать, что вблизи стенки температура воздуха изменяется по экспоненциальному закону [22], т. е. $\Delta\theta = e^{rx}$. Подставляя это значение $\Delta\theta$ в уравнение (141), получаем

$$\frac{\partial}{\partial t} e^{rx} = ar^2 e^{rx}$$

или, при начальных нулевых условиях,

$$pe^{rx} = ar^2 e^{rx},$$

откуда корни этого характеристического уравнения $r = \pm \sqrt{\frac{p}{a}}$ и общее решение уравнения (141) $\Delta\theta = Ae^{x\sqrt{\frac{p}{a}}} + Be^{-x\sqrt{\frac{p}{a}}}$.

С учетом краевых условий, найдя постоянные интегрирования A и B, получаем

$$\Delta\theta_x = \frac{\Delta\theta_в}{1 + \frac{\lambda}{\alpha_в}\sqrt{\frac{p}{a}}} e^{-x\sqrt{\frac{p}{a}}}.$$

Передаточная функция при $x = 0$ будет

$$W_{\theta_в \to \theta_{ст}}(p) = \frac{\Delta\theta_{ст}(p)}{\Delta\theta_в(p)} = \frac{1}{1 + \frac{\lambda}{\alpha_в}\sqrt{\frac{p}{a}}} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{c_{ст}\rho_{ст}\lambda_{ст}p}{\alpha_в^2}}}$$

или

$$W(p) = \frac{1}{1 + \sqrt{2T_{ст}p}},$$

где

$$T_{ст} = \frac{c_{ст}\rho_{ст}\lambda_{ст}}{2\alpha_в^2}.$$

Уравнение теплового баланса **для тонкой стенки**

$$\alpha_в(\theta_в - \theta_{ст}) = \alpha_{ст}(\theta_{ст} - \theta_н) + \rho_{ст}c_{ст}\delta\frac{\partial\theta_{ст}}{\partial t},$$

где $\theta_в$ — температура воздуха в помещении; $\theta_{ст}$ — температура стенки, $\theta_н$ — температура наружного воздуха; $\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи воздуха, $\alpha_{ст}$ — коэффициент теплоотдачи стенки; $c_{ст}$ — теплоемкость материала стенки

Для малых отклонений

$$\alpha_в\Delta\theta_в = \Delta\theta_{ст}(\alpha_в + \alpha_{ст}) + \rho_{ст}c_{ст}\delta\frac{\partial\Delta\theta_{ст}}{\partial t}.$$

Преобразуем это уравнение к виду

$$\theta_в\frac{\alpha_в}{\alpha_в + \alpha_{ст}} = \Delta\theta_{ст}(p) + p\frac{\rho_{ст}c_{ст}\delta}{\alpha_в + \alpha_{ст}}\Delta\theta_{ст}(p)$$

Обозначив $\frac{\alpha_в}{\alpha_в + \alpha_{ст}} = k$ и $\frac{\rho_{ст}c_{ст}\delta}{\alpha_в + \alpha_{ст}} = T$, получим выражение для передаточной функции

$$W(p) = \frac{k}{1 + pT}.$$

Определив передаточные функции по цепи «температура воздуха в помещении — температура стенки», найдем уравнение теплового баланса для кондиционируемого помещения при условии хорошего перемешивания воздуха:

$$Gc_в\theta_п = Gc_в\theta_в + \alpha_вF(\theta_в - \theta_{ст}) + Mc_в\frac{d\theta_в}{dt},$$

где $\theta_п$ — температура приточного воздуха, G — расход воздуха, кг/ч, M — количество воздуха в объекте, кг, или

$$\theta_п = \theta_в + \varkappa(\theta_в - \theta_{ст}) + T\frac{d\theta_в}{dt},$$

где

$$\varkappa = \frac{\alpha_вF}{Gc_в}; \quad T = \frac{M}{G}.$$

Уравнение в приращениях имеет вид

$$\Delta\theta_п = \Delta\theta_в + \varkappa(\Delta\theta_в - \Delta\theta_{ст}) + T\frac{d(\Delta\theta_в)}{dt}.$$

Преобразуем это уравнение по Лапласу:

$$\Delta\theta_{\text{п}}(p) = \Delta\theta_{\text{в}}(p) + \varkappa\,[\Delta\varkappa_{\text{в}}(p) - \Delta\theta_{\text{ст}}(p)] + pT\,\Delta\theta_{\text{в}}. \qquad (142)$$

В переходном режиме переменные $\Delta\theta_{\text{ст}}$ и $\Delta\theta_{\text{в}}$ определяются передаточной функцией $W_{\text{ст}}(p)$; тогда уравнение (142) приводится к виду

$$\Delta\theta_{\text{п}}(p) = \Delta\theta_{\text{в}}(p) + \varkappa\,\Delta\theta_{\text{в}}\,[1 - W_{\text{ст}}(p)] + Tp\,\Delta\theta_{\text{в}}(p),$$

или

$$\Delta\theta_{\text{п}}(p) = \Delta\theta_{\text{в}}(p)\,\{1 + \varkappa\,[1 - W_{\text{ст}}(p)] + pT\}.$$

Передаточная функция помещения будет иметь вид

$$W(p) = \frac{\Delta\theta_{\text{в}}(p)}{\Delta\theta_{\text{п}}(p)} = \frac{1}{1 + pT + \varkappa\,[1 - W_{\text{ст}}(p)]}.$$

После некоторых преобразований найдем

$$W(p) = \frac{\dfrac{1}{1+pT}}{1 + \dfrac{1}{1+pT}\,\varkappa\,[1 - W_{\text{ст}}(p)]} = \frac{W_1(p)}{1 + W_1(p)\,W_2(p)},$$

где

$$W_1(p) = \frac{1}{1+pT}; \quad W_2 = \varkappa\,[1 - W_{\text{ст}}(p)].$$

Таким образом, с учетом влияния температуры ограждения передаточная функция динамики помещения представляет собой передаточную функцию апериодического звена, охваченного обратной связью вида $\varkappa\,[1 - W_{\text{ст}}(p)]$ (рис. 30). Переходные функции $h(t)$ температуры объекта в зависимости от значений $\varkappa$ и отношения $T/T_{\text{ст}}$ приведены на рис. 31.

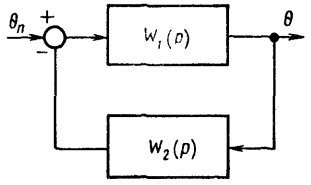


Рис. 30. Структурная схема объекта регулирования

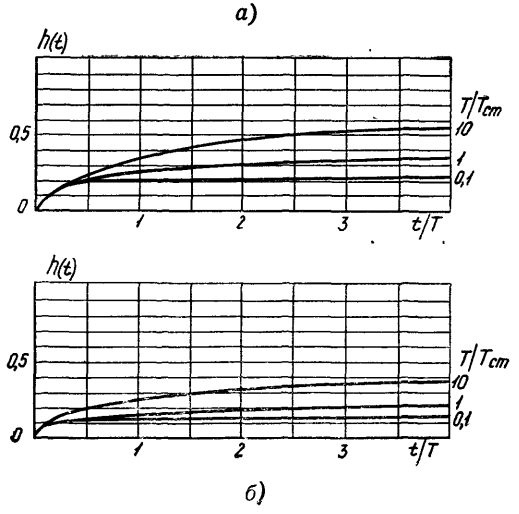


Рис. 31. Переходные функции температуры объекта; t/T — относительное время: $а$ — $\varkappa = 5$; $б$ — $\varkappa = 10$

19. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АППАРАТОВ СКВ КАК ОБЪЕКТОВ С СОСРЕДОТОЧЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Наиболее сложным, с точки зрения динамики, объектом регулирования установки кондиционирования воздуха является камера орошения. В процессе регулирования температура точки росы после камеры орошения может изменяться в результате следующих регулирующих воздействий:

изменения энтальпии разбрызгиваемой через форсунки воды;

изменения соотношения количества наружного и рециркуляционного воздуха (изменения энтальпии воздушно-паровой смеси);

изменения теплопроизводительности воздухонагревателя первого подогрева.

При единичных возмущениях по этим каналам переходные функции будут различными, и, следовательно, будут различаться параметры камеры орошения как объекта автоматического регулирования.

Таким образом, динамику камеры орошения нельзя описать одним дифференциальным уравнением, и при определении настроечных параметров регулятора необходимо учитывать особенности камеры орошения как объекта с изменяющейся структурой. В первом приближении следует усреднять параметры объекта по всем каналам регулирующих воздействий.

Переходные функции камеры орошения достаточно хорошо аппроксимируются дифференциальным уравнением второго порядка:

$$a_2 \frac{d^2y}{dt^2} + a_1 \frac{dy}{dt} + a_0 y = kx.$$

При понижении энтальпии [10] передаточную функцию камеры орошения, полученную путем составления тепловлажностных балансов в установившемся и переходном режимах, представляют в следующем виде:

$$W(p) = k \frac{1 + T_1 p}{1 + T_2 p}. \qquad (143)$$

Эта передаточная функция может быть получена, если представить камеру орошения интегродифференцирующим звеном.

Решение дифференциального уравнения, соответствующего передаточной функции (143), имеет вид

$$y(t) = k\left(1 - \frac{T_2 - T_1}{T_2} e^{-t/T}\right).$$

Теоретическая кривая разгона *1*, построенная по этому уравнению, показана на рис. 32. Кривая *2* соответствует апериодическому звену с передаточной функцией

$$W(p) = \frac{k}{1 + T_2 p}.$$

Как видно из этих кривых, влияние производной в числителе передаточной функции (143) сказывается в скачкообразном изменении температуры в момент $t = 0$.

Следовательно, приближенная аппроксимация камеры орошения по данной цепи как объекта регулирования апериодическим звеном допустима, и ошибка аппроксимации практически не будет влиять на процесс регулирования.

Камеры орошения кондиционеров большой производительности при адиабатных процессах с достаточной для практических расчетов точностью можно аппроксимировать апериодическим звеном и звеном запаздывания с передаточной функцией вида

$$W(p) = \frac{k}{Tp+1} e^{-p\tau}.$$

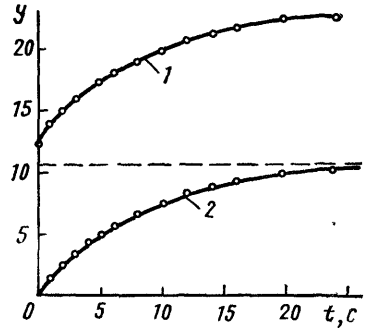


Рис. 32. Теоретические переходные функции камеры орошения

Рассмотрим передаточные функции камеры орошения при различных режимах работы [10].

Передаточная функция камеры орошения при понижении энтальпии воздуха

$$W(p) = k_\beta \frac{T_0 p + 1}{T_1 p + 1}.$$

Характерной особенностью постоянной времени T_1 и коэффициента усиления k_β является их зависимость от соотношения холодной и рециркуляционной воды (коэффициент β) и начальных параметров воздуха и воды. При $\beta \to 0$ величина $T_1 \to T_0$, и в этом режиме камеру орошения можно рассматривать как усилительное звено. При $\beta \to 1$ T_1 увеличивается, влияние T_0 уменьшается, и переходной процесс приближается к апериодическому. При изменении расхода воздуха (количественное регулирование) передаточная функция имеет такую же структуру:

$$W(p) = k \frac{1 + T_2 p}{1 + T_1 p},$$

однако значения постоянных времени в этом случае другие. При адиабатных процессах передаточная функция принимает вид

$$W(p) = \frac{k}{Tp+1}.$$

Когда возмущающим воздействием является изменение влагосодержания воздуха до камеры, а выходной параметр — изменение температуры воздуха после камеры орошения, передаточная функция имеет такой же вид:

$$W(p) = \frac{k}{Tp+1}.$$

Исследования динамических свойств первичных преобразователей температуры при их работе в воздушных потоках различной интенсивности показали [11], что они могут быть описаны передаточной функцией апериодического звена и звена чистого запаздывания:

$$W_{\text{пп}} = \frac{1}{T_{\text{пп}} + 1} \, \mathrm{e}^{-p\tau} .$$

Постоянная времени $T_{\text{пп}}$ является функцией скорости v воздушного потока, омывающего первичный преобразователь (ПП), и в общем случае определяется из выражения

$$T_{\text{пп}} = T_{\infty} + Av^{-n},$$

где T_{∞} — постоянная времени при $v \to \infty$; A, n — постоянные величины, зависящие от конструкции и теплофизических свойств первичного преобразователя.

Динамика электролитических первичных преобразователей влажности описывается передаточной функцией вида

$$W(p) = \frac{k}{Tp + 1} - \frac{\beta\varphi_0}{\tau_{\beta} p + 1},$$

где β — начальное сопротивление первичного преобразователя при заданной влажности воздуха; φ_0 — начальная влажность воздуха; τ_{β} — постоянная времени первичного преобразователя.

Передаточная функция секций воздухонагревателя по цепи «изменение температуры воды — изменение температуры воздуха» в каждой точке диапазона регулирования может быть приведена к виду (при аппроксимации звеном с сосредоточенными параметрами)

$$W(p) = \frac{k_{\text{р.о}} k_{\text{внг}} \mathrm{e}^{-\tau p}}{Tp + 1},$$

где $k_{\text{р.о}}$ — коэффициент усиления регулирующего органа (регулирующий орган считается безынерционным звеном); $k_{\text{внг}}$ — коэффициент усиления секции воздухонагревателя; τ — запаздывание (секции совместно с первичным преобразователем температуры); T — постоянная времени (секции совместно с первичным преобразователем температуры).

Температуру приточного воздуха возможно регулировать путем изменения расхода горячей воды, проходящей через воздухонагреватель; расхода воздуха через воздухонагреватель с помощью сдвоенного воздушного клапана; температуры воды путем подмешивания к горячей воде холодной воды из постороннего источника.

Секция по цепи «температура воздуха до воздухонагревателя — температура воздуха после воздухонагревателя» может описываться передаточной функцией вида

$$W_1(p) = \frac{k_1}{T_1 p + 1} \, \mathrm{e}^{-p\tau}.$$

Сдвоенный воздушный клапан на линии теплоносителя приближенно можно считать безынерционным элементом системы регулирования, и его передаточная функция

$$W_{\text{р.о}}(p) = k_{\text{р.о}}.$$

Коэффициенты усиления регулирующих органов рассчитывают по их рабочим расходным характеристикам с учетом переменных давлений на клапанах и характеристик сочленений.

Таким образом, передаточная функция

$$W_0(p) = W_1(p)\, W_{\text{пп}}(p) W_{\text{р.о}}(p) = \frac{k_1 k_{\text{пп}} k_{\text{р.о}}}{(pT_1 + 1)(pT_{\text{пп}} + 1)} e^{-p\tau}.$$

В общем случае коэффициент усиления k, время запаздывания τ, постоянная времени T являются величинами, меняющимися внутри диапазона регулирования, и, следовательно, обеспечить одинаковое качество регулирования во всем диапазоне регулирования без принятия специальных мер невозможно.

Если величины τ и τ/T в заданном диапазоне регулирования изменяются незначительно, то можно систему линеаризовать за счет, например, специально подобранного сочленения исполнительного механизма с регулирующим органом и получить практически одинаковое качество регулирования во всем диапазоне регулирования.

Если величины τ и τ/T изменяются в значительной степени, то речь может идти об обеспечении качества «не хуже» заданного в диапазоне регулирования.

Методы тепломассовых балансов позволяют получить «сосредоточенные» модели n-го порядка без запаздывания. Запаздывание может быть получено либо экспериментально, либо путем перестроения амплитудно-фазовой характеристики (при $n > 2$). В последнем случае передаточная функция может быть аппроксимирована звеном первого порядка и запаздыванием.

Из уравнений тепломассовых балансов была получена передаточная функция воздухонагревателя $W(p) = \frac{k}{T_2^2 p + T_1 p + 1}$, которая графическим методом была приведена к виду

$$W(p) = \frac{k}{Tp + 1} e^{-p\tau}.$$

Таким образом, аппроксимация передаточной функции воздухонагревателя только звеном первого порядка может быть обоснована в отдельных частных случаях. Последнее заключение имеет общий характер для всех элементов СКВ [15].

20. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АППАРАТОВ СКВ КАК ОБЪЕКТОВ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Существует два подхода к теоретическому исследованию теплообменных аппаратов СКВ:

теплообменные аппараты рассматривают как объекты с распределенными параметрами;

теплообменные аппараты рассматривают как объекты с сосредоточенными параметрами.

Воздухонагреватели и воздухоохладители являются объектами регулирования с распределенными параметрами, и их динамика описывается дифференциальными уравнениями в частных производных. Только этот метод математического исследования позволяет с достаточной точностью аналитически определить запаздывание таких объектов регулирования.

Второй метод математического исследования — аппроксимация этих технологических аппаратов моделями с сосредоточенными параметрами является приближенным, однако во многих случаях достаточным для предварительных инженерных расчетов. Запаздывание в этом случае должно быть получено из эксперимента либо по теоретической кривой разгона, если динамика объекта описывается дифференциальным уравнением порядка выше первого.

При математическом описании воздухонагревателя системой дифференциальных уравнений в частных производных с последующим преобразованием по Лапласу решение получается также в виде передаточных функций «сосредоточенной модели», однако в этом случае анализ оказывается более точным, чем при первоначальном описании динамики обычными дифференциальными уравнениями [Хоорд, Швеция].

В качестве примера рассматривается воздухонагреватель как объект регулирования с распределенными параметрами и исследуется его динамика методами прямого математического описания.

При этом примем следующие обозначения:

$l = ng$ — общая длина труб воздухонагревателя;

n — число труб воздухонагревателя;

g — длина одной трубы;

$S_1 = mnS_w$ — контактная поверхность воды;

$S_2 = mnS_в$ — контактная поверхность воздуха;

m — число параллельных групп;

θ_w — температура воды;

$\theta_м$ — температура металла воздухонагревателя;

q_w — полный поток воды через воздухонагреватель;

c_w — удельная теплоемкость воды;

θ_1 — температура внутренней поверхности воздухонагревателя;

α_1 — коэффициент теплоотдачи от воды к металлу;

R_w — тепловое сопротивление воды;

$V_w = M_w c_w$ — тепловая емкость воды;

$R_1 = \frac{1}{\alpha_1 S_1}$ — внутреннее сопротивление передаче теплоты;

B_1 — средняя окружность трубы между ее внутренней стенкой и поверхностью с координатой b_1;

λ — теплопроводность металла трубы;

$R_{b1} = \frac{1}{\lambda m n b_1 q_w}$ — полное тепловое сопротивление воздухонагревателя между контактной поверхностью воды и поверхностью с координатой b_1;

$V_м = M_м c_м$ — тепловая емкость металла воздухонагревателя;

$R_{b2} = \frac{1}{\lambda m n b_2 q_в}$ — полное тепловое сопротивление между поверхностью с координатой b_2 и контактной поверхностью воздуха;

$\theta_в$ — средняя температура воздуха;

α_2 — коэффициент теплоотдачи от металла к воздуху;

$R_2 = \frac{1}{q_в c_м}$ — сопротивление теплопередаче между оребрением и воздухом;

$R_в = \frac{1}{q_в c_в}$ — условное тепловое сопротивление воздуха;

$\theta_н$ — температура наружного воздуха;

$\theta_п$ — температура приточного воздуха;

θ_2 — температура на контактной поверхности с воздухом;

r — показатель степени охлаждения воды.

Динамика воздухонагревателя описывается следующей системой дифференциальных уравнений, при этом предполагается, что тепловая емкость трубы воздухонагревателя сосредоточена на окружности, проведенной на расстоянии b_1 от внутренней поверхности трубы:

$$\frac{l}{R_w}\frac{\partial \theta_w}{\partial x} + U_w \frac{\partial \theta_w}{\partial t} + \frac{1}{R_1 + R_{b1}}\theta_w = \frac{1}{R_1 + R_{b1}}\theta_м; \qquad (144)$$

$$V_м \frac{\partial \theta_м}{\partial t} + \left(\frac{1}{R_1 + R_{b1}} + \frac{1}{R_2 + R_{b2}}\right)\theta_м = \frac{1}{R_1 + R_{b1}}\theta_w + \frac{1}{R_2 + R_{b2}}\theta_в; \qquad (145)$$

$$\frac{1}{R_{м1} + R_2}\theta_в + \frac{1}{R_в}(\theta_п - \theta_н) = \frac{1}{R_{b2} + R_2}\theta_м. \qquad (146)$$

Функциональная схема воздухонагревателя приведена на рис. 33, *а* Температура воздуха с большим приближением может быть принята равной среднему значению наружного и приточного воздуха:

$$\theta_в = \frac{\theta_н + \theta_п}{2}.$$

Подставив это значение $\theta_в$ в уравнение (144)—(146), получим соотношение между температурой воды и температурой воздуха:

$$\frac{l}{R_w}\frac{\partial}{\partial x}(\theta_w - \theta_н) + V_w\frac{\partial}{\partial t}(\theta_w - \theta_н) + \\ + \frac{1}{R_l}(\theta_w - \theta_н) = \frac{R_0}{R_в R_l}(\theta_п - \theta_н), \qquad (147)$$

где $R_l = R_1 + R_{b1}$, а $R_0 = R_2 + R_{b2} + \frac{R_в}{2}$; R_l и R_0 — соответственно внутреннее и внешнее тепловые сопротивления воздухонагревателя.

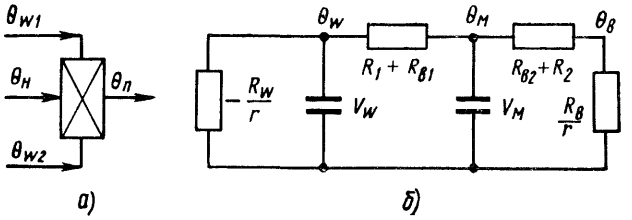


Рис. 33. Воздухонагреватель

а — функциональная схема, *б* — электрический аналог

При анализе динамики процессов регулирования можно считать $\theta_н = \text{const}$ и, следовательно,

$$\frac{\partial\theta_н}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial\theta_н}{\partial x} = 0.$$

Исключив $\theta_м$ в уравнениях (144) и (146), получим другое соотношение между θ_w и $\theta_н$:

$$V_м\frac{\partial}{\partial t}(\theta_п - \theta_н) + \left(\frac{1}{R_l} + \frac{1}{R_0}\right)(\theta_п - \theta_н) = \frac{R_в}{R_l R_0}(\theta_w - \theta_н). \qquad (148)$$

Решая совместно уравнения (147) и (148), получаем основное уравнение, определяющее изменение температуры воды θ_w, в виде

$$\left[\left(V_м\frac{\partial}{\partial t} + \frac{1}{R_l} + \frac{1}{R_0}\right)\left(\frac{l}{R_w}\frac{\partial}{\partial x} + V_w\frac{\partial}{\partial t} + \frac{1}{R_l}\right) - \\ - \frac{1}{R_l^2}\right](\theta_w - \theta_н) = 0. \qquad (149)$$

Температура поступающей в воздухонагреватель воды изменяется экспоненциально в функции координаты x трубы, т. е.

$$\theta_w = \theta_{w1} e^{-r\frac{x}{l}};\ \text{тогда}\ \frac{\partial\theta_w}{\partial x} = -\frac{r}{l}\theta_{w1} e^{-r\frac{x}{l}} = -\frac{r}{l}\theta_w.$$

Преобразовав с учетом этих соотношений уравнения (144) и (146), получим

$$-\frac{r}{R_w}\theta_w + V_w\frac{\partial\theta_w}{\partial t} + \frac{1}{R_1 + R_{в1}}(\theta_w - \theta_м) = 0;$$

$$V_м\frac{\partial\theta_м}{\partial t} + \frac{1}{R_1 + R_{b1}}(\theta_м - \theta_w) + \frac{1}{R_{в2} + R_2}(\theta_м - \theta_в) = 0;$$

$$\frac{1}{R_{в2} + R_2}(\theta_в - \theta_м) + \frac{2}{R_в}(\theta_в - \theta_н) = 0.$$

Аналоговая модель воздухонагревателя, соответствующая этой системе уравнений, приведена на рис. 33, *б*.

При качественном регулировании теплопроизводительности воздухонагревателя температура наружного воздуха $\theta_н = \text{const}$, а температура приточного воздуха $\theta_п$ рассматривается как зависимая переменная, определяемая исключительно температурой θ_w, поступающей в воздухонагреватель воды (при этом поток воды постоянен, а следовательно, $R_w = \text{const}$).

Уравнение (149) для стационарного режима $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ будет иметь вид

$$\left[\left(\frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_0}\right)\left(\frac{l}{R_w}\frac{\partial}{\partial x} + \frac{1}{R_i}\right) - \frac{1}{R_i^2}\right](\theta_w - \theta_н) = 0; \quad (150)$$

при $\theta_н = \text{const}$ справедлива зависимость

$$\theta_w - \theta_н = \theta_0 e^{-r\frac{x}{l}},$$

и уравнение (150) примет следующий вид:

$$\left[\left(\frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_0}\right)\left(-\frac{r}{R_w} + \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_i}\right) - \frac{1}{R_i^2}\right]\theta_0 e^{-r\frac{x}{l}} = 0.$$

Если $\theta_0 \neq 0$, то из последнего уравнения следует

$$r = \frac{R_w}{R},$$

где $R = R_i + R_0$.

Поскольку вода подводится к воздухонагревателю в точке с координатой $x = 0$,

$$\theta_0 = \theta_{w1} - \theta_н;\ \theta_w - \theta_н = (\theta_{w1} - \theta_н) e^{-r\frac{x}{l}}.$$

Для стационарного режима уравнение

$$\theta_{\text{п}} - \theta_{\text{н}} = \frac{R_{\text{в}}}{R}(\theta_{w1} - \theta_{\text{н}})\,\mathrm{e}^{-r\frac{x}{l}},$$

удовлетворяется при $r = R_w/R$.

Общее количество теплоты, переданной воздуху, определяется среднеинтегральной температурой воды, которую находят по формуле

$$\frac{1}{l}\int_0^l \mathrm{e}^{-r\frac{x}{l}}\,dx = \frac{1}{r}(1 - \mathrm{e}^{-r});$$

тогда

$$\theta_{\text{п}} - \theta_{\text{н}} = \frac{R_{\text{в}}}{R}(\theta_{w1} - \theta_{\text{н}})\,\frac{1 - \mathrm{e}^{-r}}{r} \qquad (151)$$

и коэффициент усиления

$$k_0 = \frac{\theta_{\text{п}} - \theta_{\text{н}}}{\theta_{w1} - \theta_{\text{н}}} = \frac{R_{\text{в}}}{R}\,\frac{1 - \mathrm{e}^{-r}}{r}.$$

Преобразуя уравнение (149), получаем

$$\left[\left(pV_{\text{м}} + \frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_0}\right)\left(-\frac{r}{R_w} + pV_w + \frac{1}{R_i}\right)\right] \times$$

$$\times(\theta_{w1} - \theta_{\text{н}})\,\frac{1 - \mathrm{e}^{-r}}{r} = 0. \qquad (152)$$

Уравнение (152) справедливо при условии, что выражение, стоящее в квадратных скобках, равно нулю. Тогда

$$r = \left[\frac{1}{R_i} + pV_w - \frac{1}{R_i^2\left(\frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_0} + pV_{\text{м}}\right)}\right]R_w.$$

Обозначив $T_w = \dfrac{V_w}{R_i + R_0}$ — постоянная времени массы воды и $T_{\text{м}} = \dfrac{V_{\text{м}}R_iR_0}{R_i + R_0}$ — постоянная времени металла батареи труб воздухонагревателя, после некоторых промежуточных преобразований передаточную функцию воздухонагревателя получим в следующем виде:

$$W(p) = k_0\,\frac{1}{1 + p(T_w + T_{\text{м}})\,\frac{R}{R_i} + p^2T_wT_{\text{м}}} \times$$

$$\times\,\frac{1 - \mathrm{e}^{-r_0\left(1 + pT_w + \frac{pT_{\text{м}}}{1 + pT_{\text{м}}}\,\frac{R_0}{R_i}\right)}}{1 - \mathrm{e}^{-r_0}}, \qquad (153)$$

где

$$r_0 = \frac{R_w}{R}; \quad k_0 = \frac{R_м}{R_w}(1 - e^{-r}).$$

Из выражения (153) следует, что воздухонагреватель как объект автоматического регулирования может быть представлен «сосредоточенной» моделью второго порядка с запаздыванием, сложную структуру которого определяет третий сомножитель выражения (153).

Таким образом, при исследовании воздухонагревателя как объекта с распределенными параметрами также получается «сосредоточенная» модель, однако в этом случае запаздывание определено аналитически и достоверность передаточной функции значительно выше.

Аналогичным методом получена математическая модель воздухонагревателя при регулировании теплопроизводительности изменением потока теплоносителя (количественное регулирование) в виде

$$W(p) = \frac{R_в c_w (\theta_{w1} - \theta_н)\left(1 - e^{-r_s} - r_s e^{-r_s}\right)}{D},$$

где

$$D = 1 + p(T_w + T_м)\frac{R_i + R_0}{R_i} + p^2 T_w T_м f;$$

$$r_s = \frac{1}{q_s c_w R}; \quad f = 1 - \frac{r_s e^{-r}}{1 - e^{-r_s}}.$$

Здесь r_s — показатель степени охлаждения в данной точке статической характеристики; так как теплопроизводительность увеличивается с увеличением q_s (q_s — поток в данной точке статической характеристики регулирующего органа), то r_s мало при большой теплопроизводительности и велико при — малой.

Для больших значений r_s выражение $1 - e^{-r_s} - r_s e^{-r_s}$ близко к единице, а для малых — равно $\frac{1}{2} r_s^2$.

Передаточная функция соответствует переходному процессу в объекте второго порядка, однако постоянные времени изменяются с изменением теплопроизводительности воздухонагревателя. Величина f при малой производительности близка к единице, а при большой примерно равна $\frac{1}{2} r_s$.

Таким образом, при регулировании теплопроизводительности воздухонагревателя изменением количества поступающей в него воды изменяются его параметры как объекта автоматического регулирования.

Исследования динамики поверхностных воздухоохладителей при температурах выше «точки росы» проводятся аналогичным образом. При температуре воздуха ниже температуры «точки росы» динамика поверхностных воздухоохладителей описывается систе-

мами нелинейных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами.

Математическая модель динамики камеры орошения. Исследованию физических процессов, происходящих в камере орошения, посвящено много работ как экспериментального, так и теоретического характера. Однако до настоящего времени отсутствует универсальная и достоверная теоретическая модель динамики процессов тепло- и массообмена в камере орошения, равно как и количественная оценка взаимосвязи между параметрами воздуха, конструкциями камер, форсунок и других элементов.

Создать единую теоретическую модель камеры орошения до сих пор не удалось из-за сложности процессов тепло- и массообмена, происходящих в ней. Задача создания модели камеры орошения с целью управления ее работой решается проще, если камеру орошения представить в виде закрытой системы, в которой внешнему наблюдению доступны лишь входные и выходные величины («черный ящик»).

Такую систему можно исследовать следующими методами:

статистическим пассивным экспериментом;

активным экспериментом, т. е. изменением в различных сочетаниях входных величин и наблюдением за соответствующими изменениями выходных (при этом трудно отделить динамические свойства объекта от динамических свойств измерительных систем);

математическим моделированием, однако в этом случае не известны степень точности модели и практические соотношения между коэффициентами;

активным экспериментом на основе предварительно полученной математической модели (путь исследования — оптимальный по времени).

В настоящей работе для моделирования динамики камеры орошения принят последний метод, не являющийся традиционным.

Наиболее полный учет всех влияний на динамику камеры орошения приводит к довольно сложной системе (рис. 34). Параметры воздуха при полном учете всех известных физико-химических свойств составляют длинный перечень: химический состав, вязкость, плотность, температура и т. д Таким же длинным может стать и перечень всех конструктивных характеристик камеры орошения: объем, толщина и материал стен, диаметр форсунок и т. д.

Предположение о неизвестном внутреннем устройстве камеры орошения («черный ящик») позволяет сравнивать различные конструкции камер орошения по математическим моделям, полученным для конструкции, приведенной на рис. 35, *а*. Располагая первичные преобразователи в сечениях A, B, C, D и, если необходимо, измеряя параметры воздуха, окружающего камеру орошения, можно создать математическую модель данной камеры орошения. Таким образом, сложная задача построения обобщен-

ной модели камеры орошения заменяется более простой задачей получения модели конкретной камеры орошения.

Для построения математической модели камеры орошения введем следующие обозначения:

θ — приращение температуры воздуха в измеряемом сечении;

$\rho_п$ — приращение плотности водяного пара в измеряемом сечении;

Φ — плотность источников тепла;

F — плотность источников водяного пара (усредненная по площади сечения).

Учитывая точность измерительной аппаратуры, можно принять физические параметры воздуха в измеряемых сечениях по-

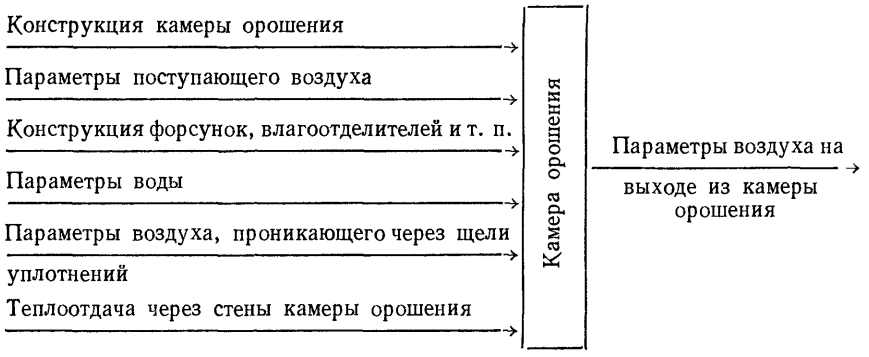


Рис. 34. Факторы, влияющие на динамику камеры орошения

стоянными и пренебречь теплопередачей через стенки камеры орошения. По этой же причине можно пренебречь вязкими свойствами влажного воздуха и считать скорость v воздуха постоянной по всему сечению.

Эти упрощения позволяют представить процессы в камере орошения двумя уравнениями:

уравнением диффузии

$$\frac{d\rho_п}{dt} = k\nabla^2\rho_п + \beta F. \tag{154}$$

и уравнением теплопроводности

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{\lambda}{\rho c_в}\nabla^2\theta + \gamma\Phi, \tag{155}$$

где β и γ — коэффициенты пропорциональности; ρ — плотность воздуха; $\rho_п$ — приращение плотности водяного пара.

В работах по математической физике, механике сплошных сред достаточно развиты методы решений дифференциальных уравнений в частных производных. Но специфика этих наук на-

кладывает свой отпечаток и на методику, и на конечную форму решений этих уравнений. В этих работах рассматривается распределение тех или иных свойств изучаемого объекта в пространственно-временной координатной системе, и очень часто при решении задач пространственного распределения представление о динамических свойствах объекта упрощается. Поэтому подобные решения не подходят для анализа методами теории автоматического управления не только по своему математическому виду, но и по формулировке граничных условий.

При решении дифференциальных уравнений пространственными характеристиками изучаемого объекта не интересуются

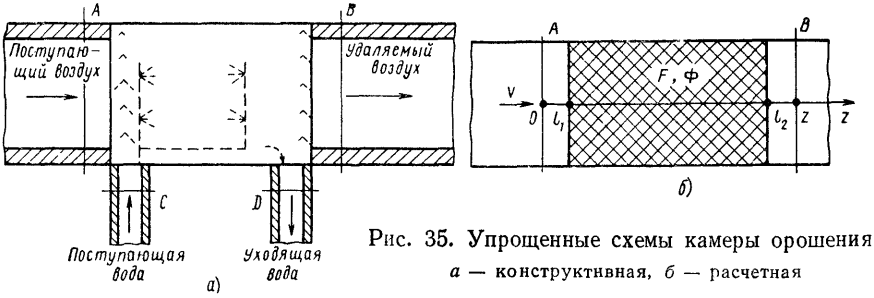


Рис. 35. Упрощенные схемы камеры орошения: *а* — конструктивная, *б* — расчетная

до тех пор, пока они не влияют на динамическое поведение объекта Поэтому и при решении дифференциальных уравнений в частных производных с целью определения динамических свойств объекта допустимо упрощение пространственных характеристик объекта, однако только после определения взаимосвязи его пространственных и динамических характеристик.

Уравнения (154) и (155) составлены для трехмерной модели, но можно пренебречь изменением основных физических параметров воздуха в поперечном сечении камеры орошения, и тогда упрощается устройство идеализированной камеры орошения (рис. 35, *б*).

Необходимо отметить следующее. Пренебрегая изменением величин θ и $\rho_п$ в поперечных сечениях А и В камеры орошения, мы приравниваем газ к абсолютно твердому телу с равномерным распределением свойств в поперечном сечении. Это сечение движется вдоль оси трубопровода с постоянной скоростью. Такой наиболее простой случай является первым этапом построения математической модели камеры орошения.

Следующим этапом должно быть рассмотрение модели с ламинарным движением воздуха, но наиболее трудной и близкой к реальным условиям является модель с турбулентным движением влажного воздуха внутри камеры орошения. При ламинарном или турбулентном движении к уравнениям (154) и (155) добавляются уравнения неразрывности и уравнение Навье-Стокса для описания

движения вязкого газа. Если ввести в этих моделях средние значения приращения температуры

$$\bar{\theta}(z,t) = \frac{1}{S_z} \iint\limits_{S_z} \theta(x,\ y,\ z,\ t)\, dx dy,$$

где S_z — площадь поперечного сечения в точке z, и приращения плотности водяного пара

$$\bar{\rho}_{\text{п}}(z,\ t) = \frac{1}{S_z} \iint\limits_{S_z} \rho_{\text{п}}(x,\ y,\ z,\ t)\, dx dy,$$

то эти сложные модели можно привести к более простой модели, где вместо абсолютных значений величин будут использованы усредненные по поперечному сечению значения.

Для камеры орошения, имеющей упрощенную конструкцию (рис. 35, *б*), уравнения (154) и (155) принимают вид

$$\frac{\partial \rho_{\text{п}}}{\partial t} + v \frac{\partial \rho_{\text{п}}}{\partial z} = k \frac{\partial^2 \rho_{\text{п}}}{\partial z^2} + \beta F;$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + v \frac{\partial \theta}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c_{\text{в}}} \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} + \gamma \Phi.$$

Но в реальных условиях перенос влаги или теплоты за счет диффузионных процессов во много раз меньше, чем за счет движущегося воздуха, поэтому можно пренебречь первыми членами в правых частях этих уравнений, и тогда получим

$$\frac{\partial \rho_{\text{п}}}{\partial t} + v \frac{\partial \rho_{\text{п}}}{\partial z} = \beta F; \tag{156}$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + v \frac{\partial \theta}{\partial z} = \gamma \Phi. \tag{157}$$

Плотность источников водяного пара F и теплоты Φ нельзя определить чисто теоретическим путем, но можно предположить характер распределения их в пространстве между влагоотделителями. Можно принять в качестве рабочей гипотезы независимость приращений плотности водяного пара и температуры на выходе камеры орошения от распределения их источников внутри. Иными словами, изменение характера распределения плотностей источников водяного пара F и теплоты Φ влияет на приращения плотности водяного пара $\rho_{\text{п}}$ и температуры θ только на каком-то критическом расстоянии от влагоотделителя. При расстояниях, больших критического, изменение характера распределений плотностей потоков F и Φ не влияет на приращение $\rho_{\text{п}}$. Определение критического расстояния является самостоятельной задачей, которая в данной работе не решается, так как предполагается, что рассматриваемое сечение B находится от влагоотделителя на расстоянии, большем критического.

Наиболее грубым, но математически более простым приближением к естественному характеру распределения плотностей потоков F и Φ будет равномерное распределение. Потоки F и Φ действуют одновременно во всех точках между влагоотделителями, так как источником их является подаваемая в камеру орошения вода. Поэтому для решения уравнений (156) и (157) предположим равномерное распределение обоих потоков по всей длине камеры орошения от l_1 до l_2, что в аналитическом виде запишется:

$$F(z,\ t) = \begin{cases} 0 \text{ при } 0 \leqslant z < l_1, \\ F(t) \text{ при } l_1 \leqslant z \leqslant l_2, \\ 0 \text{ при } l_2 < z; \end{cases}$$

$$\Phi(z,\ t) = \begin{cases} 0 \text{ при } 0 \leqslant z_1 < l_1, \\ \Phi(t) \text{ при } l_1 \leqslant z \leqslant l_2, \\ 0 \text{ при } l_2 < z. \end{cases} \qquad (158)$$

Покажем на примере решения уравнений (158) один из возможных вариантов решения, принятого в теории управления.

Введем обозначения

$$\theta(\xi,\ p) = \int_0^\infty \int_0^\infty e^{-\xi z} e^{-pt} \theta(z,\ t)\, \partial z \partial t,$$

$$\Phi(\xi,\ p) = \int_0^\infty \int_0^\infty e^{-\xi z} e^{-pt} \varphi(z,\ t)\, \partial z \partial t$$

и применим к уравнениям (157) и (158) двойное преобразование Лапласа по переменным z и t. Тогда

$$p\theta(\xi,\ p) - \theta(\xi,\ 0) + v\,[\xi\theta(\xi,\ p) - \theta(0,\ p)] = \gamma\Phi(\xi,\ p); \qquad (159)$$

$$\Phi(\xi,\ p) = \overline{\Phi}(p)\,\frac{e^{-l_1\xi} - e^{-l_2\xi}}{\xi}. \qquad (160)$$

При $t = 0$ $\theta(z,\ 0) = 0$, т. е. приращение температуры отсчитывается относительно ее абсолютного значения в начальный момент времени; в противном случае $\theta(z,\ 0) \neq 0$. Для упрощения математических расчетов принимаются нулевые начальные условия. Тогда после алгебраических преобразований из уравнений (159) и (160) получим следующее выражение:

$$\theta(\xi,\ p) = \theta(0,p)\,\frac{1}{\xi + \frac{p}{v}} + \frac{1}{v}\,\Phi(p)\,\frac{e^{-l_1\xi} - e^{-l_2\xi}}{\xi\left(\xi + \frac{p}{v}\right)}. \qquad (161)$$

Из этого выражения после обратного преобразования Лапласа по переменной ξ получаем зависимость между приращениями температуры в сечениях A и B и плотностью источника теплоты:

$$\theta(z,\ p) = \theta(0,\ p)\ \exp\left(-\frac{z}{v}p\right) + \frac{\gamma}{p}\varphi(p) \times$$

$$\times\left[\exp\left(-\frac{z-l_2}{v}p\right) - \exp\left(-\frac{z-l_1}{v}p\right)\right]. \qquad (162)$$

Такой же вид будет иметь зависимость между приращениями плотности водяного пара:

$$\rho_{\text{п}}(z,\ p) = \rho_{\text{п}}(0,\ p)\ \exp\left(-\frac{z}{v}p\right) + \frac{\beta}{p}F(p) \times$$

$$\times\left[\exp\left(-\frac{z-l_2}{v}p\right) - \exp\left(-\frac{z-l_1}{v}p\right)\right]. \qquad (163)$$

Из выражений (162) и (163) получаем графическое изображение математической модели в виде блок-схемы (рис. 36, *а*).

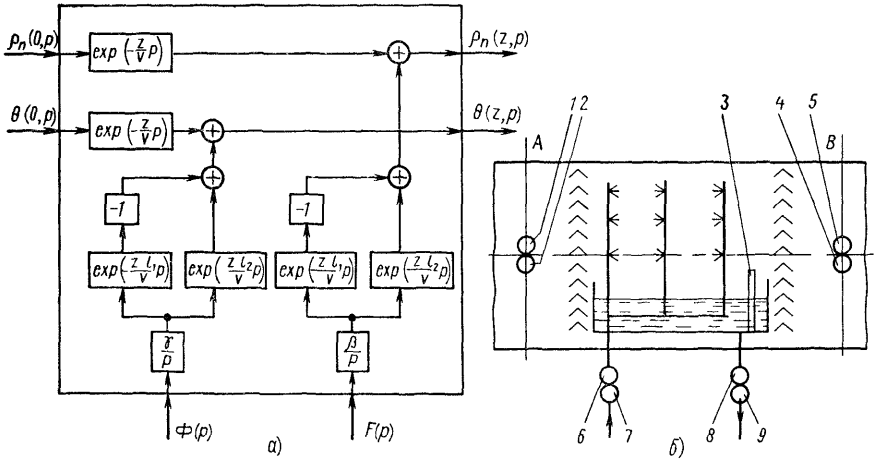


Рис. 36. Математическая модель камеры орошения:

а — графическое изображение, *б* — схема эксперимента, *1*, *5* — контроль влажности воздуха, *2*, *4*, *6*, *8* — контроль температуры, *7*, *9* — контроль расхода воды, *3* — контроль уровня воды в поддоне

Из этих же выражений после подстановки $p = j\omega$ получаем частотные характеристики:

$$\theta(z,\ j\omega) = \theta(0,\ j\omega)\ \exp\left(-j\frac{z\omega}{v}\right) + \gamma\Phi(j\omega) \times \frac{l_2 - l_1}{v}\frac{\sin\Omega}{\Omega};$$

$$\rho_{\text{п}}(z,\ j\omega) = \rho_{\text{п}}(0,\ j\omega)\ \exp\left(-j\frac{z\omega}{v}\right) +$$

$$+ \rho F(j\omega)\frac{l_2 - l_1}{v}\frac{\sin\Omega}{\Omega},$$

где

$$\Omega = \frac{\omega (l_2 - l_1)}{2v}.$$

Следующий этап — проверка полученной модели и определение значений величин, входящих в формулы. Чтобы выполнить эту проверку, необходимо выбрать методику проведения эксперимента и измерительную аппаратуру.

В процессе эксперимента измеряются: температура и влажность воздуха в сечениях A и B (рис. 36, *б*); температура и расход воды, поступающей в камеру орошения и удаляемой из нее; уровень воды в поддоне.

Показания всех измерительных приборов во время эксперимента записываются шлейфовым осциллографом. Расположение первичных преобразователей показано на рис. 36, *б*.

Порядок проведения эксперимента следующий:

1. Включается вентилятор.

2. После того как температура и влажность в сечениях A и B перестанут изменяться, включают шлейфовый осциллограф и, например, клапаном для регулирования количества поступающего наружного воздуха или каким-либо другим способом изменяют скачком температуру и влажность воздуха, поступающего в камеру орошения. После стабилизации температуры и влажности в сечениях A и B осциллограф выключается.

3. Включается подача воды в камеру орошения. После того как показания всех приборов стабилизируются, включается осциллограф и изменяется скачком температура подаваемой воды.

4. После стабилизации показаний приборов изменяется скачком количество подаваемой воды.

5. При обработке полученных данных необходимо учитывать динамические свойства измерительной аппаратуры.

Для большинства тепло- и влагоизмерительных приборов передаточная функция имеет следующий вид:

$$W(p) = \frac{k\mathrm{e}^{-p\tau}}{Tp + 1},$$

где k — коэффициент усиления; τ — время запаздывания, с; T — постоянная времени, с.

Тогда значения температуры в сечении A для модели находят по формуле

$$\theta_A = \theta_0 + \Delta\theta\,(0,\ t),$$

где

$$\Delta\theta\,(0,\ t) \doteq \Delta\theta\,(0,\ p);$$

$$\Delta\theta\,(0,\ p) = \theta\,(0,\ p)\,W_A(p) = (0,\ p)\,\frac{k_A\mathrm{e}^{-\tau p}}{T_A p + 1}. \qquad (164)$$

Значение температуры в сечении B для модели находят по формуле

$$\theta_B = \theta_0 + \Delta\theta\,(z,\ t),$$

где

$$\Delta\theta\,(z,\ t) \doteq \Delta\theta\,(z,\ p);$$

$$\Delta\theta\,(z,\ p) = \theta\,(z,\ p)\,W_B\,(p) = \theta\,(z,\ p)\,\frac{k_B e^{-\tau p}}{T_B p + 1}. \qquad (165)$$

Аналогичные выражения получаются для показаний относительной влажности воздуха в сечениях A и B.

На вход камеры орошения подается скачкообразное воздействие, поэтому рассмотрим для этого воздействия реакцию измерительных приборов в сечениях A и B модели.

Для скачкообразного возмущения $\theta\,(0,\ p) = \dfrac{\theta\,(0,\ 0)}{p}$.

Из выражения (164) получаем

$$\Delta\theta\,(0,\ p) = \theta\,(0,\ 0)\,\frac{k_A}{p\,(T_A p + 1)}\exp\,(-\tau_A p). \qquad (166)$$

Выполнив обратное преобразование Лапласа, находим

$$\Delta\theta\,(0,\ t) = 0 \text{ при } 0 \leqslant t < \tau_A;$$

$$\Delta\theta\,(0,\ t) = \theta\,(0,\ 0)\,k_A\left[1 - \exp\left(-\frac{t-\tau_A}{T_A}\right)\right] \text{ при } \tau_A \leqslant t.$$

При $t \to \infty$ $\Delta\theta\,(0,\ t)_{\max} = k_A\theta\,(0,\ 0)$.

В пункте 2 порядка проведения эксперимента измеряются параметры воздуха только в сечении A, при этом $\Phi\,(p) = F\,(p) = 0$. В этом случае из выражений (161), (165) и (166) получаем

$$\Delta\theta\,(z,\ p) = \theta\,(0,\ 0)\,\frac{k_B}{p\,[T_B p + 1]}\exp\left[-\left(\tau_B + \frac{z}{v}\right)p\right]. \qquad (167)$$

После обратного преобразования Лапласа находим

$$\Delta\theta\,(z,\ t) = 0 \text{ при } 0 \leqslant t < \tau_B + \frac{z}{v},$$

$$\Delta\theta\,(z,\ t) = \theta\,(0,\ 0)\,k_B\left[1 - \exp\left(-\frac{t - \frac{z}{v}\,\tau_B}{T_B}\right)\right] \text{ при } \tau_B + \frac{z}{v} \leqslant t. \qquad (168)$$

При $t \to \infty$ $\Delta\theta\,(z,\ t)_{\max} = \theta\,(0,\ 0)\,k_B$.

Во время эксперимента возмущение возникает не в самом сечении A, но где-то до него. Следовательно, время между подачей возмущения и началом изменения показаний приборов в сечении A

$$t_A = \Delta t + \tau_A, \qquad (169)$$

где Δt — время прохождения возмущения от места возникновения до сечения A.

В свою очередь, для сечения B

$$t_B = \Delta t + \frac{z}{v} + \tau_B. \qquad (170)$$

Если известны значения τ_A и τ_B, то можно определить Δt, а затем, зная расстояние между сечениями A и B, найдем v.

При неизвестных τ_A и τ_B можно определить v, но для этого необходимо дважды выполнить эксперимент по пункту 2, меняя местами первичные преобразователи в сечениях A и B. После перестановки время между подачей возмущения и началом изменения показаний приборов в сечениях A и B определяют по формулам

$$t_{A1} = \Delta t + \tau_B,$$

$$t_{B1} = \Delta t + \frac{z}{v} + \tau_A$$

Из выражений (169)—(170) находим

$$\frac{z}{v} = t_B - t_{A1} = t_{B1} - t_A.$$

Точность эксперимента можно определить, используя тождество в последнем выражении·

$$\varepsilon = \frac{t_B - t_{A1} - (t_{B1} - t_A)}{t_B - t_{A1}} 100\ \% = \left(1 - \frac{t_{B1} - t_A}{t_B - t_{A1}}\right) 100\ \%$$

Скорость воздуха для модели находим из выражения (170)·

$$v = \frac{z}{t_B - t_{A1}} = \frac{z}{t_{B1} - t_A}.$$

При выполнении эксперимента в соответствии с пунктами 3 и 4 порядка его проведения в сечении A поддерживаются постоянные температура и влажность воздуха, т. е

$$\theta\,(0,\ p) = \rho_{\text{п}}\,(0,\ p) = 0 \qquad (171)$$

С учетом выражений (164) и (171) из выражения (162) получаем

$$\Delta\theta\,(z,\ p) = \frac{\gamma}{p}\,\Phi\,(p)\,\frac{k_B}{T_B p + 1}\left\{\exp\left[-\left(\frac{z - l_2}{v} + \tau_B\right) p\right] - \right.$$

$$\left. - \exp\left[-\left(\frac{z - l_1}{v} + \tau_B\right) p\right]\right\}.$$

Так как температура воды в эксперименте изменяется скачком, то

$$\Phi\,(p) = \frac{\Phi\,(0)}{p}.$$

Следовательно,

$$\Delta\theta\,(z,\ p) = \Phi\,(0)\,\gamma\,\frac{k_B}{p^2\,(T_B p + 1)}\left\{\exp\left[-\left(\frac{z - l_2}{v} + \tau_B\right)\right] - \right.$$

$$\left. - \exp\left[-\left(\frac{z - l_1}{v} + \tau_B\right) p\right]\right\}.$$

После обратного преобразования Лапласа получаем

$$\Delta\theta(z, t) = 0 \text{ при } 0 \leqslant t < \tau_B + \frac{z - l_2}{v};$$

$$\Delta\theta(z, t) = \Phi(0)\,\gamma k_B \left[t - T_B - \tau_B - \frac{z - l_2}{v} + \right.$$

$$\left. + T_B \exp\left(- \frac{t - \tau_B - \frac{z - l_2}{v}}{T_B} \right) \right]$$

$$\text{при } \tau_B - \frac{z - l_1}{v} \leqslant t < \tau_B + \frac{z - l_1}{v};$$

$$\Delta\theta(z, t) = \Phi(0)\,\gamma k_B \left\{ \frac{l_2 - l_1}{v} + T_B \left[\exp\left(- \frac{t - \tau_B - \frac{z - l_2}{T_B}}{T_B} \right) - \right. \right.$$

$$\left. \left. - \exp\left(- \frac{t - \tau_B - \frac{z - l_1}{v}}{T_B} \right) \right] \right\} \qquad (172)$$

$$\text{при } \tau_B + \frac{z - l_1}{v} \leqslant t.$$

При $t \to \infty$ получим

$$\Delta\theta(z, t) = \Phi(0)\,\gamma k_B \frac{l_2 - l_1}{v}. \qquad (173)$$

Аналогичный вывод будет и для приращения плотности водяных паров. Тогда, при $t \to \infty$ получим

$$\Delta\rho_{\text{п}}(z, t)_{\max} = F(0)\beta k_{B\rho} \frac{l_2 - l_1}{v}. \qquad (174)$$

Если поддерживается постоянный уровень воды в поддоне камеры орошения и постоянная разность расходов поступающей и удаляемой из камеры орошения воды, то

$$F(0) = \frac{M_{\text{вх}} - M_{\text{вых}} - \Delta m}{V_{\text{к.о}} S_B},$$

где $M_{\text{вх}}$ — масса воды, поступившей в камеру орошения за время эксперимента, кг; $M_{\text{вых}}$ — масса воды, удаляемой из камеры орошения за время эксперимента, кг; Δm — увеличение массы воды в поддоне, кг; $V_{\text{к.о}}$ — объем камеры орошения между влагоотделителями, м^3; S_B — площадь поперечного сечения B, м^2.

Коэффициент усиления $k_{B\rho}$ известен, приращение плотности водяного пара находится по разности показаний измерительного прибора, установленного в сечении B; следовательно, из выражения (174) получим

$$\beta = \frac{\Delta\rho_{\text{п}}(z, t)_{\max} v}{F(0)\, k_{B\rho} (l_2 - l_1)}.$$

По показаниям приборов, измеряющих температуру поступающей и удаляемой воды, находим

$$\Phi(0) = \frac{\theta_{вых} - \theta_{вх}}{S_B},$$

а из выражения (173), зная коэффициент усиления k_B и определяя $\Delta\theta(z, t)$, получаем

$$\gamma = \frac{\Delta\theta(z, t)_{max} v}{\Phi(0) k_B (l_2 - l_1)}.$$

Таким образом, получены постоянные коэффициенты для подстановки в уравнения (162) и (163).

Для проверки степени соответствия полученной математической модели реальной камере орошения достаточно совместить реально полученные переходные процессы с модельными. В исследуемой математической модели существуют переходные процессы двух типов:

$$h(\bar{t}) = 1 - \exp(-\bar{t}); \tag{175}$$

$$\begin{cases} h(\bar{t}) = \bar{t} + \exp(-\bar{t}) - 1 \text{ при } 0 \leqslant \bar{t} \leqslant \alpha, \\ h(\bar{t}) = \alpha + \exp(-\bar{t}) - \exp(-\bar{t} + \alpha) \text{ при } \alpha \leqslant \bar{t}. \end{cases} \tag{176}$$

Например, выражение (168) приводится к виду (175) при подстановке

$$h(\bar{t}) = \frac{\Delta\theta(z, t)}{k_B \theta(0, 0)}; \quad \bar{t} = \frac{t - \frac{z}{v} - \tau_B}{T_B},$$

а выражение (172) приводится к виду (176) при подстановке

$$h(\bar{t}) = \frac{\Delta\theta(z, t)}{\Delta\theta(z, t)_{max}} \frac{l_2 - l_1}{vT_B}; \quad \bar{t} = \frac{t - \tau_B - \frac{z - l_2}{v}}{T_B}$$

и

$$\alpha = \frac{l_2 - l_1}{vT_B}. \tag{177}$$

Переходные процессы модели можно получить, умножая значения аргумента $\bar{t}$ на масштаб времени, а значения функции $h(\bar{t})$ — на масштаб амплитуды реально записанных переходных процессов. Величину α вычисляют по формуле (177).

Необходимо отметить, что после исключения уравнений, связанных с процессом переноса водяного пара, в результате чего остаются только уравнения, характеризующие тепловые процессы, мы получаем модель поверхностного теплообменника. Блок-схема математической модели поверхностного теплообменника отличается от блок-схемы модели камеры орошения тем, что в ней отсутствуют каналы, связанные с массопереносом: $\rho_п(0, p)$; $F(p)$ и $\rho_п(z, p)$.

Математическая модель динамики воздуховода. Эта модель позволяет выяснить взаимосвязь температуры воздуха на выходе

канала с температурой на его входе при следующих упрощающих условиях: изменение температуры воздуха в функции длины канала имеет линейный характер; изменение температуры стенки канала в функции его длины также имеет линейный характер; воздух движется внутри воздуховода как абсолютно твердое тело.

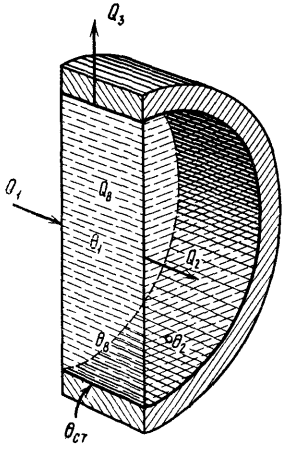


Рис. 37. К расчету динамики воздуховода

Тепловой баланс участка воздуховода имеет следующие составляющие:

$Q_1 = Dc_в\theta_1\Delta t$ — количество теплоты, поступающей через входное сечение участка воздуховода; $Q_2 = Dc_в\theta_2\Delta t$ — количество теплоты, выходящей через конечное сечение участка воздуховода; $Q_3 = \frac{\alpha_в F}{n}(\theta_в - \theta_{ст})\,dt$ — теплота, нагревающая через пограничный слой стенку воздуховода; $Q_в = \frac{m_в c_в}{n}\theta_в$ — количество теплоты, запасенной в воздухе, находящемся на данном участке воздуховода.

В этих выражениях D — сечение воздуховода; $c_в$ — удельная теплоемкость воздуха; F — площадь пограничного слоя; $m_в$ — масса воздуха в рассматриваемом участке воздуховода; n — число участков воздуховода.

Для бесконечно малого участка (рис. 37) можно предположить, что

$$\theta_в = \frac{\theta_1 + \theta_2}{2}.$$

При изменении температуры воздуха во входном сечении изменяются и количества теплоты, но сохраняется соотношение

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_2 + \Delta Q_3 + \Delta Q_в, \tag{178}$$

где

$$\Delta Q_1 = Dc_в\Delta\theta_1\Delta t; \tag{179}$$

$$\Delta Q_2 = Dc_в\Delta\theta_2\Delta t_1; \tag{180}$$

$$\Delta Q_3 = \frac{\alpha F}{n}(\Delta\theta_в - \Delta\theta_{ст})\,\Delta t = \frac{c_м m_м}{n}\Delta\theta_{ст}; \tag{181}$$

$$\Delta Q_3 = \frac{m_в c_в}{n}\Delta\theta_в. \tag{182}$$

Вводя обозначение

$$T = \frac{c_м m_м}{\alpha F},$$

из уравнения (181) получаем

$$\Delta\theta_в - \Delta\theta_{ст} = T\frac{\Delta\theta_{ст}}{\Delta t}.$$

При $t \to 0$

$$\Delta\theta_в - \Delta\theta_{ст} = T\frac{d\,\Delta\theta_{ст}}{dt}. \qquad (183)$$

Применяя к выражению (183) преобразование Лапласа, при $\Delta\theta_{ст}(0) = 0$ получаем

$$\Delta\theta_в(p) - \Delta\theta_{ст}(p) = Tp\,\Delta\theta_{ст}(p),$$

или

$$\Delta\theta_в(p) = \Delta\theta_{ст}(p)(Tp + 1). \qquad (184)$$

Подставим в соотношение (178) выражения (179)—(182). Тогда

$$Dc_в\,\Delta\theta_1\Delta t = Dc_р\,\Delta\theta_2\Delta t + \frac{\alpha F}{n}(\Delta\theta_в - \Delta\theta_{ст})\,\Delta t +$$

$$+ \frac{m_в c_в}{n}\,\Delta\theta_в$$

или

$$\Delta\theta_1 = \Delta\theta_2 + \frac{\alpha F}{Dc_в n}(\Delta\theta_в - \Delta\theta_{ст}) + \frac{m_в}{Dn}\frac{d\Delta\theta_в}{\Delta t}.$$

При $t \to 0$ получим

$$\Delta\theta_1 = \Delta\theta_2 + \frac{\alpha F}{Dc_в n}(\Delta\theta_в - \Delta\theta_{ст}) + \frac{m_в}{Dn}\frac{d\Delta\theta_в}{dt}. \qquad (185)$$

Вводя обозначения $t_0 = \frac{m_в}{D}$; $k = \frac{\alpha F}{Dc_в}$, применим к выражению (185) преобразование Лапласа при $\Delta\theta(0) = 0$. Тогда

$$\Delta\theta_1(p) = \Delta\theta_2(p) + \frac{k}{n}[\Delta\theta_в(p) - \Delta\theta_{ст}(p)] +$$

$$+ \frac{t_0}{n}p\,\Delta\theta_в(p). \qquad (186)$$

Подставим значение $\theta_{ст}$ из выражения (184) в (186); тогда

$$\Delta\theta_1(p) = \Delta\theta_2(p) + \frac{k}{n}\left[\Delta\theta_в(p) - \frac{\Delta\theta_в(p)}{Tp+1}\right] + \frac{t_0}{n}p\,\Delta\theta_в(p) =$$

$$= \Delta\theta_2(p) + \frac{1}{n}\Delta\theta_в(p)\left(\frac{kTp}{Tp+1} + t_0 p\right) =$$

$$= \Delta\theta_2(p) + \Delta\theta_в(p)\frac{p}{n}\frac{t_0 Tp + kT + t_0}{Tp+1}.$$

Подставим значение $\Delta\theta_в(p) = \frac{\Delta\theta_1(p) + \Delta\theta_2(p)}{2}$; тогда передаточная функция 1-го участка

$$\Delta\theta_1(p) = \Delta\theta_2(p) + \frac{\Delta\theta_1(p) + \Delta\theta_2(p)}{2}\frac{p}{n}\frac{t_0 Tp + kT + t_0}{Tp+1}$$

или

$$\Delta\theta_1(p)\left[1-\frac{p}{2n}\,\frac{t_0Tp+kT+t_0}{Tp+1}\right]=\Delta\theta_2(p)\times$$

$$\times\left[1+\frac{p}{2n}\,\frac{t_0Tp+kT+t_0}{Tp+1}\right].$$

После приведения к общему знаменателю получим

$$\Delta\theta_2(p)=\Delta\theta_1(p)\,\frac{2n(Tp+1)-p(t_0Tp+kT+t_0)}{2n(Tp+1)+p(t_0Tp+kT+t_0)}.$$

Для выхода 2-го участка получим

$$\Delta\theta_3(p)=\Delta\theta_1(p)\left[\frac{2n(Tp+1)-p(t_0Tp+kT+t_0)}{2n(Tp+1)+p(t_0Tp+kT+t_0)}\right]^2.$$

Для выхода $n+1$-го участка получим

$$\Delta\theta_{n+1}(p)=\Delta\theta_1(p)\left[\frac{2n(Tp+1)-p(t_0Tp+kT+t_0)}{2n(Tp+1)+p(t_0Tp+kT+t_0)}\right]^n.$$

Для $n\to\infty$ найдем предел отношения

$$\lim_{n\to\infty}\frac{\Delta\theta_{n+1}(p)}{\Delta\theta_1(p)}=\exp\left\{\lim_{n\to\infty}n\ln\left[\frac{2n(Tp+1)-p(t_0Tp+kT+t_0)}{2n(Tp+1)+p(t_0Tp+kT+t_0)}\right]\right\}$$

Найдем после некоторых преобразований

$$\lim_{n\to\infty}\frac{\Delta\theta_{n+1}(p)}{\Delta\theta_1(p)}=-p\left(t_0+\frac{kT}{Tp+1}\right).$$

С учетом найденного значения предела получим выражение для передаточной функции:

$$W(p)\,\frac{\Delta\theta_\infty(p)}{\Delta\theta_1(p)}=\exp\left[-p\left(t_0+\frac{kT}{Tp+1}\right)\right].$$

Частотные характеристики определим, подставив $p=j\omega$; тогда

$$W(j\omega)=\exp\left[-j\omega\left(t_0+\frac{kT}{Tj\omega+1}\right)\right]=\exp\left[-j\omega\left(t_0+\right.\right.$$

$$\left.\left.+\frac{kT-jkT^2\omega}{1+T^2\omega^2}\right)\right]=\exp\left(-\frac{kT^2\omega^2}{1+T^2\omega^2}\right)\exp\left[-j\omega\left(t_0+\frac{kT}{1+T^2\omega^2}\right)\right].\tag{187}$$

Из уравнения (187) находим амплитудно-частотную характеристику

$$A(\omega)=\exp\left(-\frac{kT^2\omega^2}{1+T^2\omega^2}\right)$$

и фазочастотную характеристику

$$\varphi(\omega)=-\omega\left(t_0+\frac{kT}{1+T^2\omega^2}\right).$$

21. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СКВ

Методику получения экспериментальных моделей рассмотрим на примере конкретной установки кондиционирования воздуха.

Для экспериментального исследования была выбрана установка кондиционирования воздуха, производительность которой по воздуху не превышает 10^5 м^3/ч. Эта установка широко используется в различных отраслях промышленности. Переменная скорость вращения вентилятора позволяла в процессе исследований в необходимых пределах изменять производительность установки по воздуху.

Экспериментальная установка включает камеру орошения (центральная установка) с тремя рядами форсунок, фильтр для очистки воздуха, створчатые регулируемые клапаны наружного, рециркулируемого и удаляемого воздуха (рис. 38).

Для обеспечения заданных параметров воздуха в четырех одинаковых объектах предусмотрены зональные подогреватели («доводчики»), включающие воздухонагреватели второго подогрева и створчатые байпасные клапаны

Приточный и вытяжной вентиляторы с регулируемой скоростью вращения обеспечивают необходимый воздухообмен. Производительность вентиляторов может изменяться от 32 000 до 95 000 м^3/ч.

Капли воды при выходе воздуха из камеры орошения отделяются в влагоотделителе и по поверхности его пластин стекают в поддон, в котором уровень воды поддерживается постоянным.

К форсункам камеры орошения может подаваться как холодная, так и горячая вода. Для подогрева части рециркулирующей воды предусмотрен малоинерционный теплообменник типа «труба в трубе» (постоянная времени 18 с).

Таким образом, вода, подаваемая в камеру орошения *8*, может представлять собой смесь холодной и рециркулирующей воды или смесь горячей и рециркулирующей воды Такое смешение осуществляется трехходовым смесительно-регулирующим краном. Рециркулирующая вода проходит дополнительную очистку в фильтрах. Холодная вода с температурой 5° С поступает из холодильного центра.

Отличительной особенностью установки является отсутствие воздухонагревателя первого подогрева и комбинированная тепловлажностная обработка воздуха в камере орошения, что исключает замораживание воздухонагревателя первого подогрева при низких температурах наружного воздуха и обеспечивает значительно более экономичную работу установки за счет отсутствия подогрева наружного воздуха. Эта экономия может быть легко определена для каждой производительности установки. Кроме того, такая схема позволяет использовать отработанную воду системы отопления: как показали ориентировочные расчеты, даже при температуре наружного воздуха —25° С температура воды, подаваемой к форсункам, не превышает 22° С.

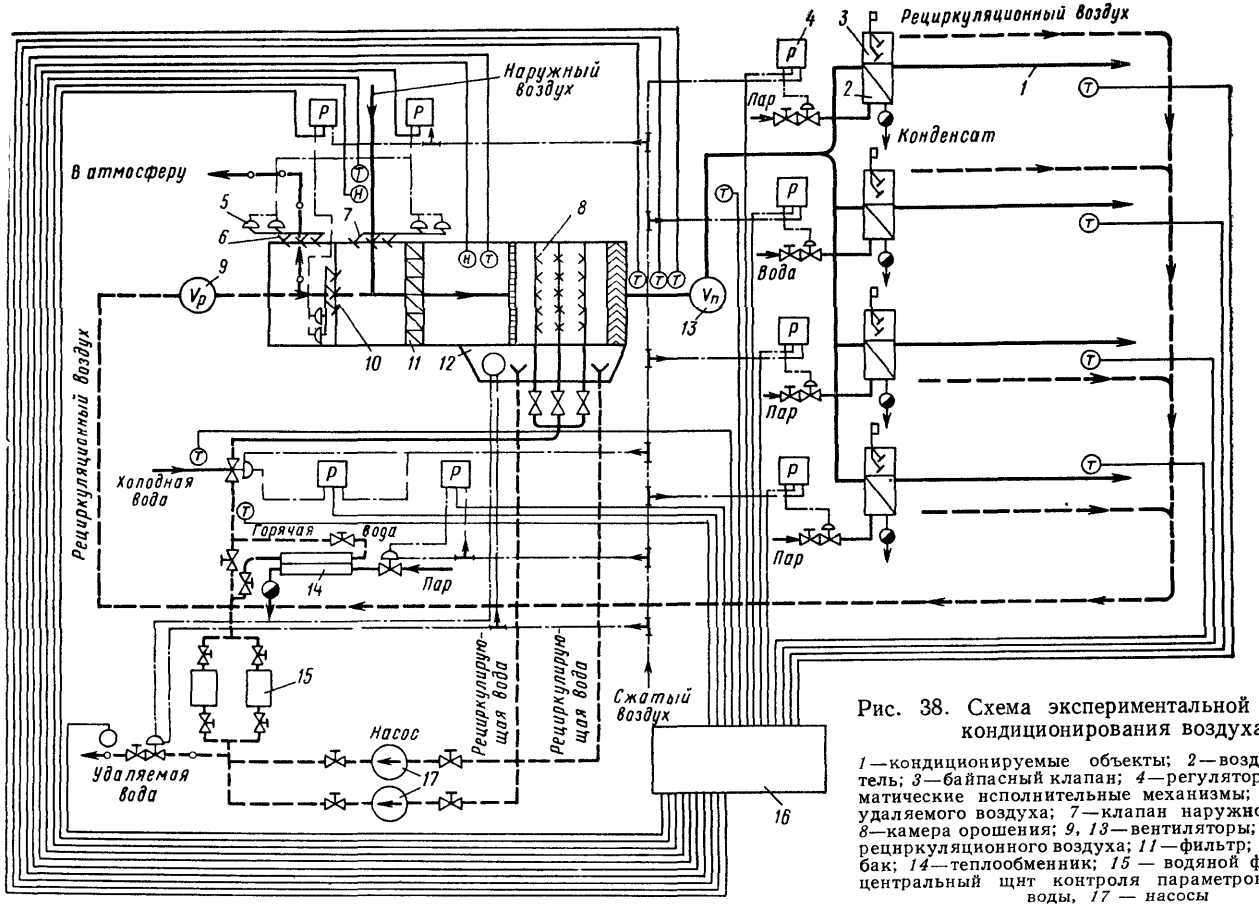


Рис. 38. Схема экспериментальной установки кондиционирования воздуха:

1—кондиционируемые объекты; *2*—воздухонагреватель; *3*—байпасный клапан; *4*—регуляторы; *5*—пневматические исполнительные механизмы; *6* — клапан удаляемого воздуха; *7*—клапан наружного воздуха; *8*—камера орошения; *9, 13*—вентиляторы; *10*—клапан рециркуляционного воздуха; *11*—фильтр; *12*—сливной бак; *14*—теплообменник; *15* — водяной фильтр; *16*—центральный щит контроля параметров воздуха и воды, *17* — насосы

Клапанами наружного, рециркулирующего и удаляемого воздуха управляют пневматические исполнительные механизмы с сигнализацией положения и с реостатом обратной связи по положению. Пневматические исполнительные механизмы снабжены позиционерами, что практически исключает гистерезис. Характеристики клапанов в рабочих областях линейны.

Вся информация о состоянии параметров воздуха, регулирующих клапанов и теплоносителей поступает на центральный пульт.

На центральном пульте контролируются и регистрируются следующие параметры: температура воздуха в объектах регулирования; влажность воздуха в объектах регулирования; температура точки росы; температура и влажность воздуха перед камерой орошения; температура и влажность наружного воздуха; температура и влажность удаляемого воздуха; температура горячей воды; температура холодной воды; температура удаляемой воды; давление воды; положения всех исполнительных механизмов.

В качестве первичных преобразователей температуры использовались практически безынерционные первичные преобразователи в комплекте с быстродействующим многоточечным электронным потенциометром (инерционность измерительной системы не превышала 1 с). Для регистрации относительной влажности использовались первичные преобразователи электролитического типа.

Структурно-функциональная схема кондиционера вместе с объектами управления приведена на рис. 39. Объектами управления являются камера орошения и климатизируемые помещения (всего четыре). Поэтому рассматриваются следующие системы стабилизации: система стабилизации температуры приточного воздуха и система стабилизации температуры точки росы.

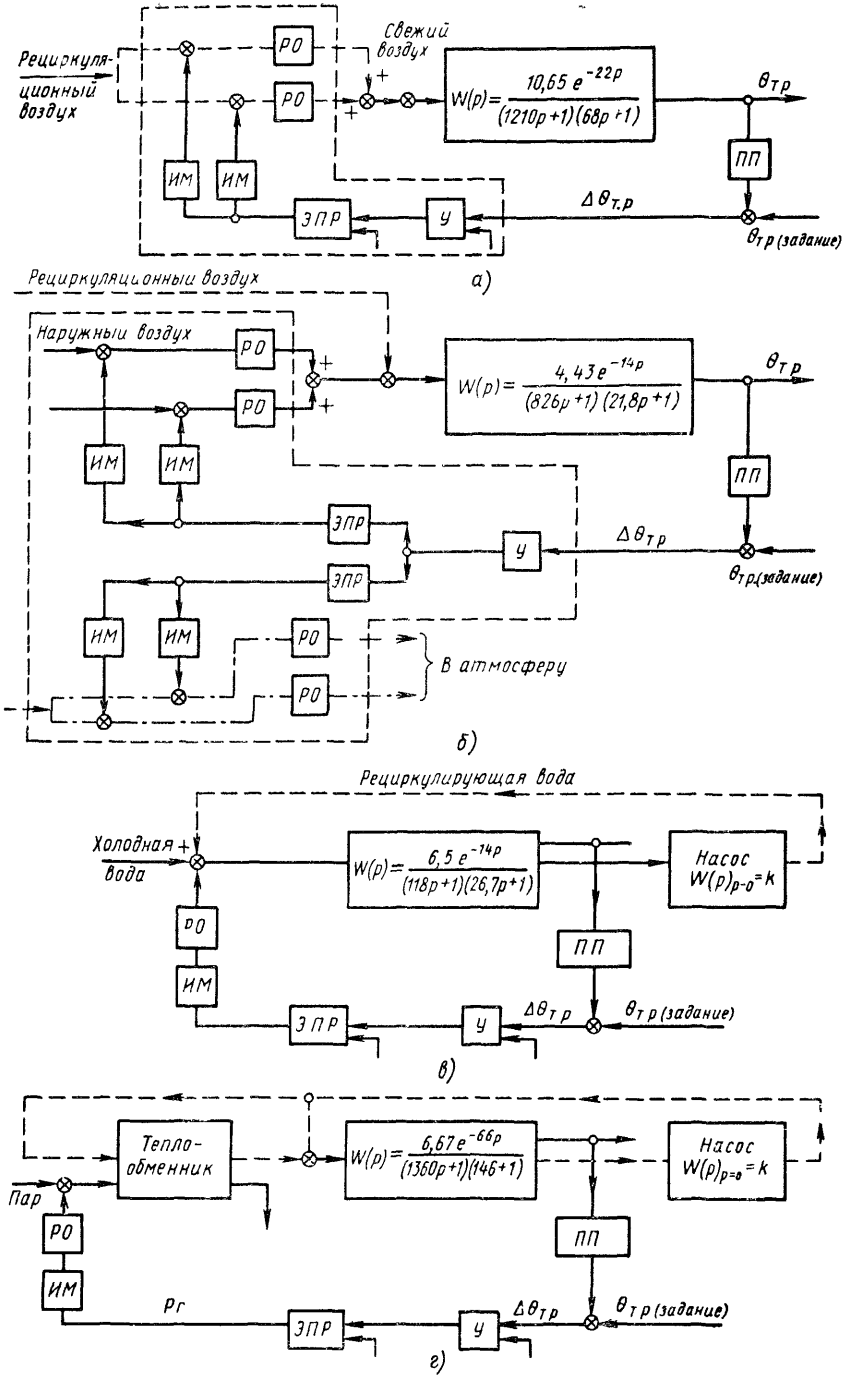
Камера орошения как объект автоматической стабилизации температуры точки росы исследовалась по четырем цепям.

1. По цепи возмущающего воздействия, реализуемого изменением количества рециркуляционного воздуха (рис. 39, *а*). Переходные функции определялись как при увеличении количества рециркуляционного воздуха, так и при уменьшении.

2. По цепи возмущающего воздействия, реализуемого изменением количества наружного воздуха (рис. 39, *б*). Переходные функции определялись как при увеличении количества наружного воздуха, так и при его уменьшении.

3. По цепи возмущающего воздействия, реализуемого изменением количества поступающей в форсунки холодной воды. При этом рассматривались два режима: увеличение количества холодной воды (охлаждение) и уменьшение количества холодной воды (нагрев) (рис. 39, *в*).

4. По цепи возмущающего воздействия, реализуемого изменением количества горячей воды. При этом исследовались два режима: увеличение количества подогретой воды (нагрев) и уменьшение количества подогретой воды (охлаждение) (рис. 39, *г*).


Рециркуля-
ционный
воздух
РО
РО
Свежий
воздух
+
+
+
W(p)= 10,65 e^-22p / (1210p+1)(68p+1)
θтр
ПП
ИМ
ИМ
ЭПР
У
Δθт.р
θтр (задание)
а)
Рециркуляционный воздух
Наружный воздух
РО
РО
+
+
W(p)= 4,43 e^-14p / (826p+1)(21,8p+1)
θтр
ИМ
ИМ
ПП
ЭПР
У
Δθтр
ЭПР
θтр(задание)
ИМ
ИМ
РО
РО
В атмосферу
б)
Рециркулирующая вода
Холодная +
вода
W(p)= 6,5 e^-14p / (118p+1)(26,7p+1)
Насос
W(p)р-о = k
РО
ПП
ИМ
ЭПР
У
Δθтр
θтр (задание)
в)
Тепло-
обменник
W(p)= 6,67 e^-66p / (1360p+1)(146+1)
Насос
W(p)р=о = k
Пар
РО
ПП
ИМ
Рг
ЭПР
У
Δθтр
θтр (задание)
г)

Такой подход, вообще говоря, не является строгим, однако он позволяет отказаться от традиционных методов определения параметров всех элементов системы уравнения, объединив их понятием «цепь управления». При этом при разомкнутой системе автоматического управления используются те же элементы, что и при замкнутой.

Кроме того, такой подход позволяет значительно упростить исследования и обеспечить сравнительно небольшую трудоемкость расчета параметров регуляторов, не прибегая к сложным вычислениям. При этом необходимо заметить, что эти предпосылки применимы при анализе систем управления. При синтезе АСР они должны быть дополнены в необходимом объеме данными о динамике отдельных элементов.

Термодинамическая обработка воздуха сводится к получению смеси свежего и рециркуляционного воздуха в заданной пропорции и к тепловлажностной обработке этой смеси, заключающейся в нагреве или охлаждении ее с последующим увлажнением или осушением в камере орошения. При всех процессах тепло- и влагообмена, протекающих в камере орошения, конечная относительная влажность воздуха оказывается близкой к 100% (при регулировании по температуре точки росы). Воздух с относительной влажностью, близкой к 100%, подогревается в зональных воздухонагревателях (без изменения влагосодержания); относительная влажность при этом уменьшается.

Основные процессы изменения состояния воздуха для экспериментальной установки приведены на рис. 40. Полученные в эксперименте кривые разгона для перечисленных выше четырех цепей воздействий при различных режимах в различной величине возмущений статистически обрабатывались для одинаковых условий. Переходные функции для воздухонагревателя и помещений показаны на рис. 41.

При определении переходных функций воздухонагревателя при постоянных параметрах приточного воздуха изменяли положение вентиля, регулирующего поступление теплоносителя (пара) в воздухонагреватель. Кривые снимали при различных положениях байпасного клапана. Кривые разгона, характеризующие реакцию объекта на единичные возмущения, определялись при четырех значениях производительности кондиционера: $V_1 =$ $= 32\,000$ м³/ч; $V_2 = 47\,000$ м³/ч; $V_3 = 69\,000$ м³/ч; $V_4 =$ $= 95\,000$ м³/ч (см. кривые *1—4* на рис. 41).

Анализ переходных функций позволяет сделать следующие выводы.

← Рис. 39. Цепи воздействий на температуру точки росы:

а — изменением количества рециркуляционного воздуха; *б* — изменением количества наружного воздуха; *в* — изменением количества холодной воды; *г* — изменением количества горячей воды;

ПП — первичный преобразователь; *У* — усилитель; *ЭПР* — электропневматическое реле; *ИМ* — исполнительный механизм; *РО* — регулирующий орган

1. Характер переходных функций воздухонагревателя в значительной степени зависит от производительности вентилятора; с увеличением производительности запаздывание существенно уменьшается.

Этот вывод справедлив также для всех характеристик камеры орошения.

2. Характер переходных функций воздухонагревателя существенно зависит от положения клапана байпаса. При закрытии клапана байпаса постоянная времени увеличивается.

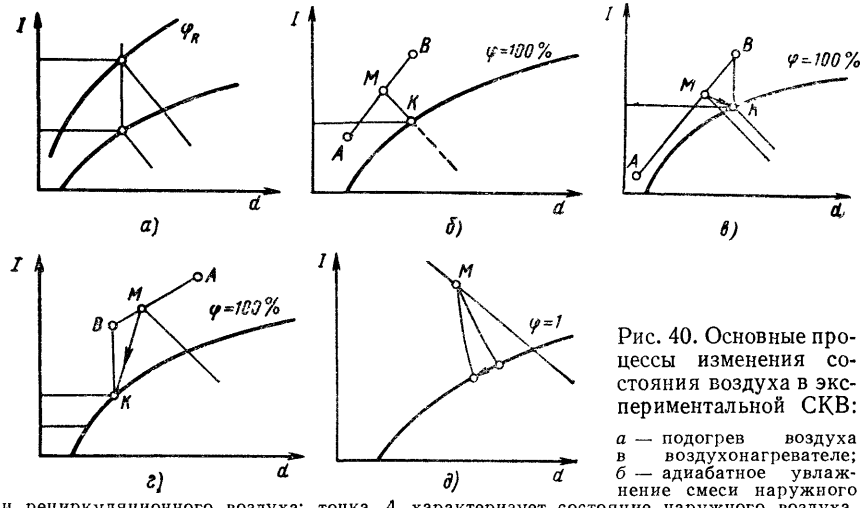


Рис. 40. Основные процессы изменения состояния воздуха в экспериментальной СКВ:

а — подогрев воздуха в воздухонагревателе; *б* — адиабатное увлажнение смеси наружного и рециркуляционного воздуха: точка *А* характеризует состояние наружного воздуха, точка *В* — воздуха в помещении; *М* — смеси, *К* — после камеры орошения, *в* — увлажнение смеси наружного и рециркуляционного воздуха подогретой водой; *г* — увлажнение смеси наружного и рециркуляционного воздуха холодной водой, *д* — действительный процесс изменения температуры точки росы на *I—d* диаграмме

3. При повышении и понижении температуры подогретой воды, поступающей в форсунки камеры орошения, ее переходные функции хорошо аппроксимируются дифференциальным уравнением второго порядка и звеном чистого запаздывания (рис. 42).

Аналогичная аппроксимация имеет место при изменении количества рециркуляционного воздуха. Однако при уменьшении и увеличении количества рециркуляционного воздуха переходные функции различаются значительно.

4. При возмущении по положению клапана наружного воздуха (рис. 43) (эксперимент проводился при $\theta_н = 0°$ С) кривые переходных функций при большой производительности вентилятора на начальном участке идут более круто. При производительности вентилятора, равной 95 000 м³/ч, это имеет место при всех возмущениях по каналу, что позволяет предполагать наличие производной в правой части дифференциального уравнения, описывающего переходные функции. При увеличении количества наруж-

ного воздуха переходные функции имеют такой характер для всех значений производительности вентилятора.

5. При возмущении по температуре смеси разбрызгиваемой в форсунках воды принципиально следует различать два самостоятельных переходных процесса — при увеличении количества

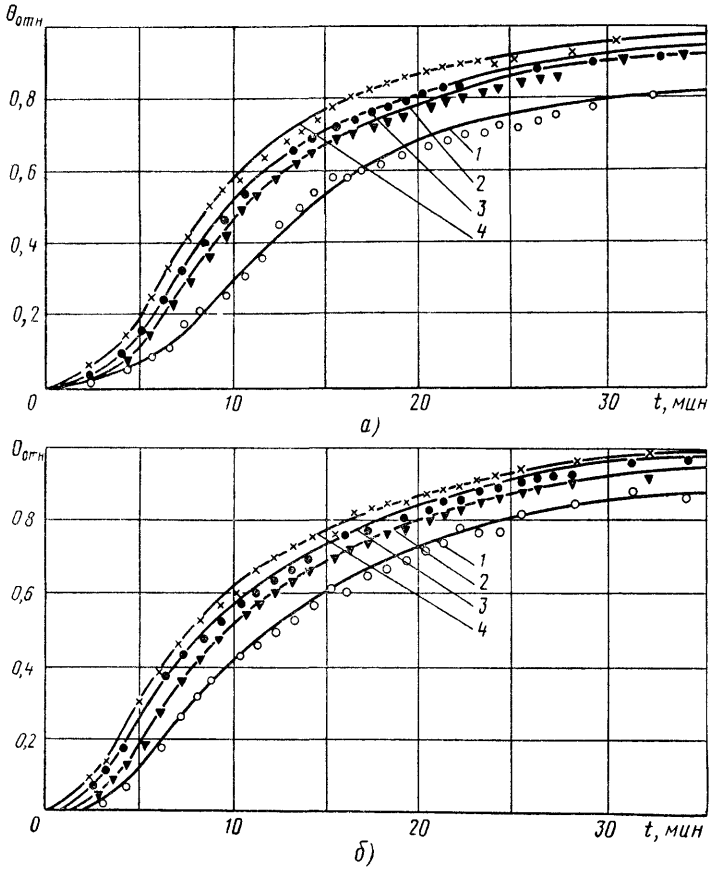


Рис. 41. Переходные функции воздухонагревателя:
а — нагрев, *б* — охлаждение

холодной воды (охлаждение) и при уменьшении коичества холодной воды (нагрев). Характер переходных функций при этом зависит от количества обрабатываемого в камере воздуха, т. е. от производительности вентилятора (рис. 44).

При сравнительно малом количестве циркулирующего воздуха тепло- и влагообмен в начале процесса,как это видно из графиков, хуже из-за малой скорости перемещения воздуха. Крутизна кривых приблизительно одинакова, так как теплообмен происходит почти без запаздывания. При малой производительности

вентилятора запаздывание возрастает, переходные функции для более высокой производительности вентилятора располагаются ниже, чем для более низкой.

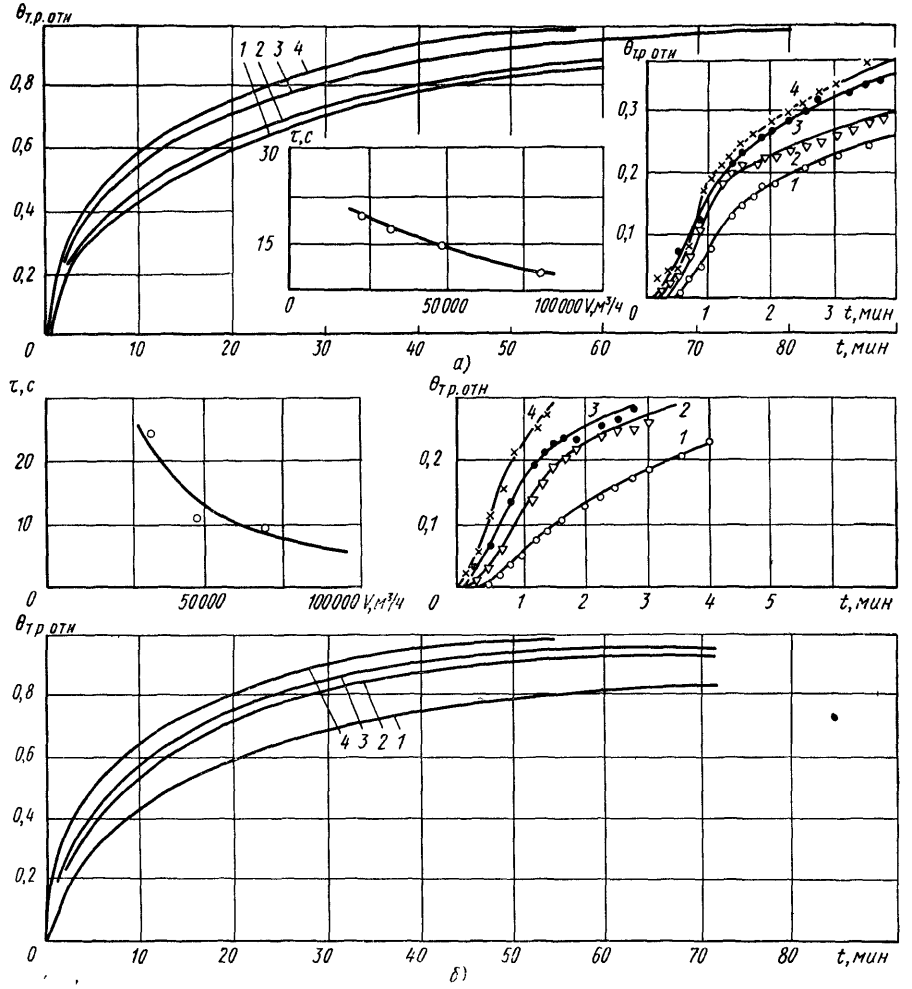


Рис. 42. Переходные функции камеры орошения при изменении температуры подогретой воды:

а — повышение температуры; *б* — понижение температуры; τ — запаздывание системы; *V* — производительность кондиционера;
1—4 — переходные функции при различной производительности кондиционера

Коэффициенты передаточных функций объектов управления определяли в результате обработки кривых переходных характеристик путем подбора линейного дифференциального уравнения, графическое решение которого совпадает с экспериментально

полученной кривой переходного процесса, представляющего собой реакцию объекта на единичное возмущение.

По виду кривых переходных функций можно предположить, что объекты управления по большинству цепей воздействий эквивалентны инерционному звену второго порядка.

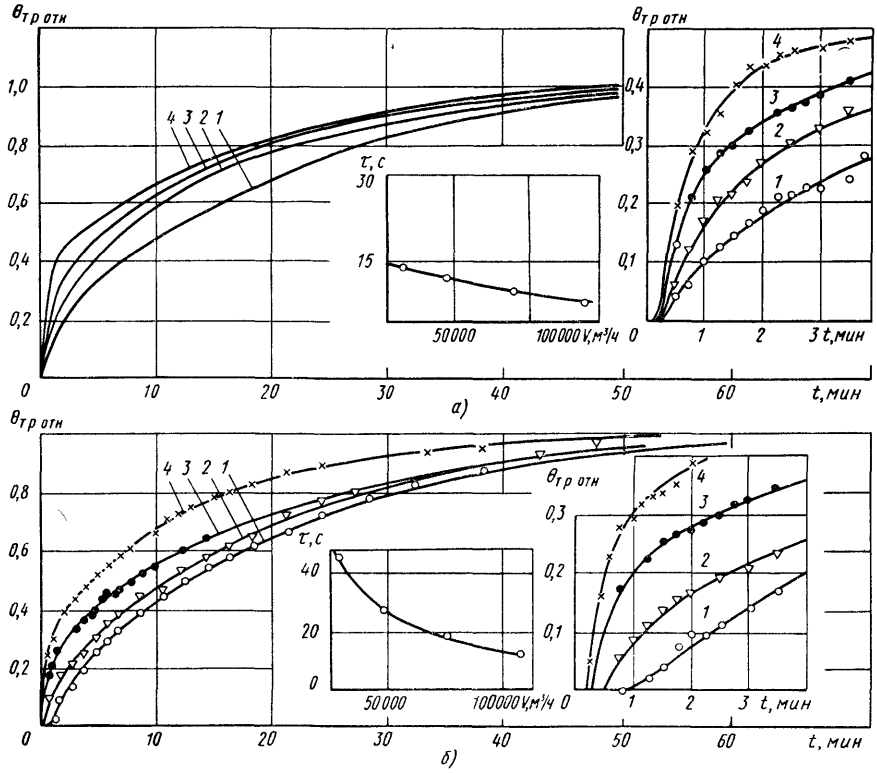


Рис. 43. Переходные функции камеры орошения при изменении количества наружного воздуха:

а — увеличении, *б* — уменьшении, τ — запаздывание системы, V — производительность кондиционера, *1—4* — переходные функции при различной производительности кондиционера

Известно, что при нулевых начальных условиях ($x' = x'' = x''' = 0$) можно подобрать аппроксимирующую передаточную функцию вида

$$W(p) = \frac{k}{b_2 p^2 + b_1 p + 1}.$$

Коэффициент k определяется по соответствующей переходной функции $y(t)$. Для упрощения расчетов масштаб по оси ординат изменялся следующим образом:

$$y(t) = \frac{x(t) - x_0}{x_\infty - x_0},$$

где x_0 — установившееся значение параметра перед нанесением возмущения.

Коэффициент b_1 вычисляют графически по площади S_1, заключенной между кривой $y(t)$ и прямой $y = 1$:

$$b_1 = S_1 = \int_0^\infty (1 - y)\, dt.$$

Коэффициент b_2 определяют из выражения $b_2 = ab_1^2$. Коэффициент a подбирают таким образом, чтобы график переходного процесса, описываемого выражением

$$y = \frac{1}{b_2 p^2 + b_1 p + 1},$$

совпадал с экспериментальной кривой.

По такому алгоритму составляется программа расчета передаточных функций для цифровой вычислительной машины. Про-

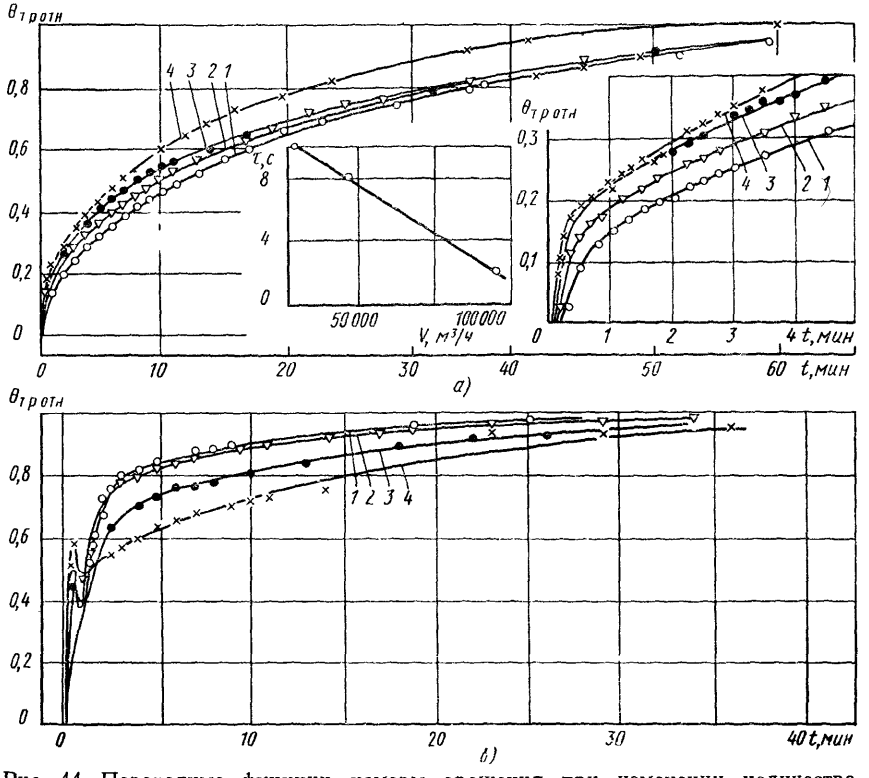


Рис. 44. Переходные функции камеры орошения при изменении количества холодной воды:

а — уменьшении, *б* — увеличении, τ — запаздывание системы, *V* — производительность кондиционера, *1—4* — переходные функции при различной производительности кондиционера

грамма состоит из двух частей: первая часть представляет собой расчет коэффициентов b_1 и b_2, вторая — состоит в получении переходного процесса по уже подобранным значениям этих коэффициентов, т. е. в решении дифференциального уравнения

$$b_2 y'' + b_1 y' + y = 1.$$

В качестве численного метода решения дифференциального уравнения выбран метод Эйлера, который достаточно прост в реализации, и дает удовлетворительные результаты.

Результаты расчета выводились на печать в виде двух графиков — экспериментального и полученного в результате расчета, что позволяет немедленно оценить точность аппроксимации. Передаточные функции объектов управления для различных режимов работы установки приведены в табл. 1. Эти передаточные функции по структуре в основном отвечают результатам, полученным для кондиционера производительностью 10^4 м^3/ч З. Барским и Б. Копровским. Для отдельных переходных функций камеры орошения при определении коэффициентов дифференциального уравнения использовался метод М. П. Симою, позволяющий численно решить дифференциальное уравнение, правая часть которого содержит производную.

Таким образом, для некоторых режимов работы камеры орошения были получены ее передаточные функции вида

$$W(p) = \frac{(T_1 p + 1)\, k}{(T_2 p + 1)\,(T_3 p + 1)}. \qquad (188)$$

Динамические характеристики объекта с такой передаточной функцией можно разделить на три качественно различных вида в зависимости от соотношения постоянных времени.

При $T_1 < T_3 < T_2$ переходная функция имеет точку перегиба и, очевидно, чем больше разность между T_3 и T_1, тем меньше влияние T_1 и тем ближе переходная функция звена с передаточной функцией (188) к переходной функции двух апериодических звеньев, соединенных последовательно и имеющих соответствующие постоянные времени. Различие состоит только в том, что в первом случае начальная скорость изменения выходной координаты не равна нулю, а во втором — она равна нулю. Парамет T_1 определяется из соотношения

$$T_1 = \frac{T_2 T_3}{x(\infty) - x(0)} \left(\frac{dx}{dt}\right)_0.$$

При малых величинах T_1 довольно трудно точно определить значение производной $\left(\frac{dx}{dt}\right)_0$, и тогда это звено можно рассматривать как два апериодических звена, соединенных последовательно и имеющих постоянные времени T_1 и T_2.

Получающаяся при этом погрешность

$$\Delta x = \frac{T_1}{T_2 - T_3} \left(e^{-t/T_1} - e^{-t/T_2}\right).$$

Таблица 1

Режим	Производительность вентилятора, м³/ч	Передаточная фуикция
Объект регулирования — воздухонагреватель		
Возмущающее воздействие — изменение поступления теплоносителя		
Байпас закрыт	32 000	$\frac{7{,}54 \exp(-1{,}25p)}{49{,}55p^2 + 12{,}85p + 1}$
То же	95 000	$\frac{6{,}86 \exp(-0{,}25p)}{29{,}17p^2 + 9{,}86p + 1}$
Байпас закрыт	32 000	$\frac{7{,}74 \exp(-1{,}25p)}{56{,}28p^2 + 45p + 1}$
То же	95 000	$\frac{5{,}28 \exp(-1{,}0p)}{17{,}76p^2\ 28{,}42p + 1}$
Байпас открыт на 50%	32 000	$\frac{7{,}32 \exp(-1{,}25p)}{69{,}27p^2 + 16{,}64p + 1}$
»	95 000	$\frac{5{,}68 \exp(-0{,}083p)}{26{,}41p^2 + 10{,}28p + 1}$
»	32 000	$\frac{6{,}47 \exp(-2{,}5p)}{43{,}12p^2 + 13{,}13p + 1}$
»	95 000	$\frac{5{,}05 \exp(-0{,}083p)}{24{,}11p^2 + 9{,}8p + 1}$
Объект регулирования — камера орошения		
Возмущающее воздействие — изменение положения клапана рециркуляционного воздуха		
От 50 до 100% хода	32 000	$\frac{10{,}65 \exp(-0{,}368p)}{23{,}1p^2 + 21{,}5p + 1}$
» 50 » 100% »	95 000	$\frac{16{,}3 \exp(-0{,}1p)}{10{,}0p^2 + 14{,}0p + 1}$
» 100 » 50% »	32 000	$\frac{6{,}32 \exp(-0{,}368p)}{12{,}45p^2 + 20{,}4p + 1}$
» 100 » 50% »	95 000	$\frac{15{,}28 \exp(-0{,}1p)}{8{,}03p^2 + 12{,}68p + 1}$
» 50 » 12,5% »	32 000	$\frac{18{,}54 \exp(-0{,}28p)}{14{,}58p^2 + 22{,}0p + 1}$
» 50 » 12,5% »	95 000	$\frac{13{,}45 \exp(-0{,}15p)}{9{,}6p^2 + 13{,}4p + 1}$

Режим	Производительность вентилятора м³/ч	Передаточная функция
Возмущающее воздействие — изменение положения клапана свежего воздуха		
От 12,5 до 50% хода	32 000	$\frac{4{,}43 \exp(-0{,}23p)}{5{,}07p^2 + 14{,}25p + 1}$
» 12,5 » 50% »	95 000	$\frac{6{,}1 \exp(-0{,}133p)}{3{,}68p^2 + 8{,}5p + 1}$
» 50 » 100% »	32 000	$\frac{1{,}4 \exp(-0{,}04p)}{3{,}76p^2 + 11{,}2p + 1}$
» 50 » 100% »	95 000	$\frac{(0{,}8p + 1) \exp(-0{,}15p)}{2{,}1p^2 + 6{,}84p + 1}$
» 100 » 50% »	32 000	$\frac{1{,}22 \exp(-0{,}33p)}{3{,}97p^2 + 10{,}65p + 1}$
» 100 » 50% »	69 000	$\frac{0{,}8 \exp(-0{,}165p)}{3{,}9p^2 + 10{,}5p + 1}$
» 50 » 12,5% »	32 000	$\frac{2{,}54 \exp(-0{,}75p)}{12{,}5p^2 + 15{,}8p + 1}$
» 50 » 12,5% »	95 000	$\frac{5{,}42 \exp(-0{,}26p)}{2{,}93p^2 + 8{,}06p + 1}$
Возмущающее воздействие — изменение количества холодной воды		
Увеличение количества холодной воды	32 000	$\frac{(0{,}65p + 1) \exp(-0{,}234p)}{0{,}88p^2 + 2{,}4p + 1}$
То же	95 000	$\frac{(0{,}8p + 1) \exp(-6p)}{2{,}2p^2 + 6{,}7p + 1}$
Уменьшение количества холодной воды	32 000	$\frac{6{,}5 \exp(-0{,}1p)}{13{,}7p^2 + 21{,}38p + 1}$
То же	95 000	$\frac{7{,}53 \exp(-0{,}1p)}{7{,}9p^2 + 12{,}6p + 1}$
Возмущающее воздействие — изменение количества подогретой воды		
Увеличение количества подогретой воды	32 000	$\frac{6{,}67 \exp(-0{,}1p)}{96{,}8p^2 + 44p + 1}$

Продолжение табл. 1

Режим	Производительность вентилятора м³/ч	Передаточная функция
Увеличение количества подогретой воды	95 000	$\frac{9{,}67 \exp(-0{,}33p)}{17{,}63p^2 + 24{,}2p + 1}$
Уменьшение количества подогретой воды	32 000	$\frac{5{,}87 \exp(-1{,}28p)}{58{,}5p^2 + 34{,}2p + 1}$
То же	95 000	$\frac{7{,}47 \exp(-0{,}35p)}{16{,}9p^2 + 23{,}73p + 1}$

Из последнего выражения следует, что погрешность прямо пропорциональна T_1 и стремится к нулю при $t \to 0$ и $t \to \infty$. Момент времени, при котором погрешность достигает максимума, зависит только от соотношения T_2 и T_3.

Методика определения погрешностей для звена второго порядка хорошо известна и в настоящей работе не рассматривается.

Анализ передаточных функций позволяет сделать весьма существенный вывод о том, что основные технологические аппараты кондиционера — воздухонагреватель и камера орошения в процессе работы изменяют свои динамические параметры как объекты управления, а в отдельных режимах изменяется и структура их передаточных функций.

Полученные при эксперименте структуры передаточных функций подтверждают, что при синтезе систем стабилизации параметров микроклимата необходимо учитывать изменения параметров основных технологических аппаратов [21].

Глава 6. АНАЛОГОВЫЕ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ СКВ

22. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ [1]

Методы аналогового моделирования позволяют значительно сократить объем работ при расчете систем автоматического регулирования параметров микроклимата, обеспечивая при этом достаточную для инженерных расчетов точность. Эти методы еще на стадии проектирования систем кондиционирования воздуха дают возможность выяснить ряд вопросов, связанных с последующей автоматизацией систем, и определить оптимальные параметры настройки регуляторов.

Моделирование выполняется на основе принципа математического подобия и может осуществляться с помощью как аналоговых, так и цифровых машин, если процессы, происходящие в системе, описываются дифференциальными уравнениями. Уравнения могут быть получены путем теоретического анализа процессов, протекающих в объекте, или экспериментально.

Реальные объекты являются сложными нелинейными системами с распределенными в пространстве параметрами, причем их динамические свойства изменяются во времени. Составление уравнений динамики объектов аналитическими методами в общем случае является исключительно сложной и трудоемкой задачей.

Для упрощения анализа систему условно представляют в виде более простых элементов и для каждого из них находят дифференциальные уравнения или передаточные функции. Чаще всего полагают, что каждое звено является объектом с сосредоточенными параметрами и в первом приближении движение его выходной координаты описывается дифференциальным уравнением первого порядка в полных производных.

Наибольшие трудности возникают при нахождении числовых значений коэффициентов полученных уравнений, поскольку они зависят от геометрии технологического аппарата, коэффициентов теплопередачи, скоростей движения воздуха и теплоносителей. Коэффициенты уравнения могут быть получены и по экспериментальной кривой разгона, однако в этом случае теряется их физический смысл.

При моделировании систем кондиционирования воздуха следует учитывать следующие специфические особенности.

---

[1] Параграфы 22 и 23 написаны совместно с канд. техн. наук А. Б. Никольским

1. Сложность процессов тепло- и массообмена, происходящих в технологических аппаратах, что заставляет искать математическое описание объектов и систем экспериментальными методами.

2. Нестационарность динамических характеристик систем при изменении характера регулирующих воздействий.

3. Наличие внутренних нелинейных связей между регулируемыми параметрами (температурой и относительной влажностью воздуха).

4. Широкий диапазон изменения динамических параметров объектов регулирования.

Поскольку СКВ являются системами динамическими, особый интерес представляет изучение как замкнутых, так и разомкнутых систем стабилизации параметров микроклимата.

Для решения задач воспользуемся методом структурного моделирования. Этот метод имеет существенные преимущества перед методом моделирования по уравнению, в частности в том, что позволяет наблюдать изменение не только выходной величины, но и любой промежуточной.

В структурной схеме АСР СКВ можно выделить четыре основных блока: объект автоматического регулирования параметров воздуха (кондиционируемое помещение); кондиционер; первичные преобразователи температуры и влажности воздуха; регуляторы.

При моделировании динамики СКВ могут быть реализованы модели одноконтурных и двухконтурных систем регулирования.

В дальнейшем примем следующие обозначения схем:

схема 1 — регулирование относительной влажности воздуха в помещении зимой;

схема 2 — регулирование относительной влажности воздуха в помещении летом;

схема 3 — регулирование температуры воздуха в помещении.

Такое разделение позволяет выявить общие аспекты схем и существенно сократить операции по подготовке моделей к решению на АВМ.

Выбор масштабов зависимых переменных обычно основан на знании максимальных значений всех физических переменных. Поскольку эти значения неизвестны, в данном случае целесообразно задаваться масштабами для входной и выходной величин.

При выборе машинных коэффициентов пользуются следующими рекомендациями: выбор машинных коэффициентов усиления звеньев не должен влиять на общий коэффициент усиления каждого из замкнутых контуров структурной схемы; звенья с меньшими машинными коэффициентами целесообразно располагать ближе к входу системы.

Зная значения коэффициентов усиления исходных звеньев и задавшись хотя бы одним масштабом независимой переменной, можно получить остальные масштабы.

23. ЛИНЕЙНЫЕ АНАЛОГОВЫЕ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ СКВ

Моделирование объекта регулирования. Объект регулирования является многосвязанным, имеющим три входные и две выходные величины. Передаточные функции объекта регулирования и передаточные функции технологических аппаратов кондиционера будем считать заданными (рис. 45).

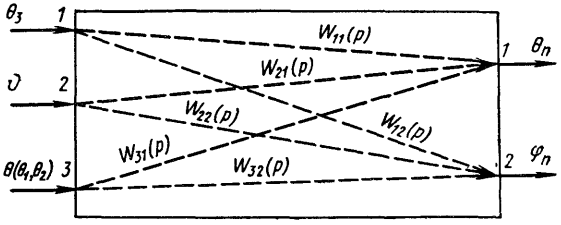


Рис. 45. Схема воздействий на объект (кондиционируемое помещение)

Динамика объекта регулирования представляется следующими дифференциальными уравнениями:

$$\theta_п = \theta'_п - \theta''_п + \theta'''_п; \quad \varphi_п = -\varphi'_п + \varphi''_п - \varphi'''_п;$$

$$T_{11}\frac{d\theta'_п}{dt} + \theta'_п = k_{11}\theta_з; \quad T_{12}\frac{d\varphi'_п}{dt} + \varphi'_п = k_{12}\theta_з;$$

$$T_{21}\frac{d\theta''_п}{dt} + \theta''_п = k_{21}\vartheta; \quad T_{22}\frac{d\varphi''_п}{dt} + \varphi''_п = k_{22}\vartheta; \qquad (189)$$

$$T_{31}\frac{d\theta'''_п}{dt} + \theta'''_п = k_{31}\theta; \quad T_{32}\frac{d\varphi'''_п}{dt} + \varphi'''_п = k_{32}\theta.$$

В этих уравнениях приняты следующие обозначения:

$\theta_п$ — температура воздуха в кондиционируемом помещении;

$\theta'_п$, $\theta''_п$, $\theta'''_п$ — составляющие температуры воздуха по трем цепям воздействий;

$\varphi_п$ — относительная влажность воздуха в помещении;

$\varphi'_п$, $\varphi''_п$, $\varphi'''_п$ — составляющие относительной влажности воздуха по трем цепям воздействий;

T_{11}, T_{21}, T_{31}, T_{12}, T_{13}, T_{32} — постоянные времени объекта регулирования по соответствующим цепям;

k_{11}, k_{12}, k_{13}, k_{21}, k_{31}, k_{23} — коэффициенты передачи по соответствующим цепям;

θ — температура приточного воздуха: θ_1 — после камеры орошения в зимний период (схема 1), θ_2 — после камеры орошения в летний период (схема 2), θ_3 — после воздухонагревателя (схема 3);

ϑ — возмущение по температуре наружного воздуха.

Структурная схема, соответствующая этой системе уравнений, приведена на рис. 46.

Для того чтобы правильно выбрать масштабы независимых переменных, необходимо знать их максимальные значения. Оценить их можно по передаточным коэффициентам отдельных звеньев структурных схем.

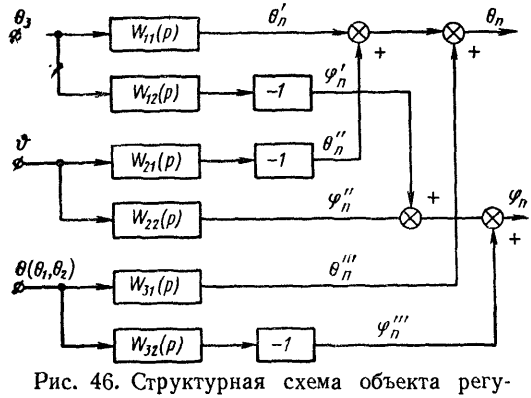


Рис. 46. Структурная схема объекта регулирования

Задавшись значением $\mu_{\text{р.о}}$ — возмущением по температуре, приведенным ко входу регулирующего органа, получим

$$\theta_1 = k_{1\text{р.о}} k_1 k_1' \mu_{\text{р.о}};$$

$$\theta_2 = k_{2\text{р.о}} k_2 \mu_{\text{р.о}};$$

$$\theta_3 = k_{3\text{р.о}} k_2 \mu_{\text{р.о}}.$$

Из этих выражений находим максимальные значения выходных величин:

для схем 1 и 2

$$\theta_{\text{п}} = \theta_{\text{п}}' - \theta_{\text{п}}'' + \theta_{\text{п}}''' = k_{11}\theta_3 - k_{21}\vartheta + k_{31}\theta_1;$$

для схемы 3

$$\theta_{\text{п}} = k_{11}\theta_3 - k_{21}\vartheta - k_{31}\theta_2;$$

для схем 1 и 2

$$\varphi_{\text{п}} = -\varphi_{\text{п}}' + \varphi_{\text{п}}'' - \varphi_{\text{п}}''' = -k_{12}\theta_3 + k_{22}\vartheta - k_{32}\theta_1;$$

для схемы 3

$$\varphi_{\text{п}} = -k_{12}\theta_3 + k_{22}\vartheta - k_{32}\theta_2.$$

Для преобразования обычных дифференциальных уравнений в машинные выполняется переход от реальных переменных к машинным на основании следующих известных соотношений:

$$Y_{\text{р}} = M_y Y_{\text{м}}; \quad X_{\text{р}} = M_x X_{\text{м}};$$

$$t_{\text{р}} = M_{\text{р}} \tau_{\text{м}},$$

где $Y_р$, $X_р$, $t_р$ — реальные переменные; M_y, M_x, M_τ — масштабы соответствующих переменных; $Y_м$, $X_м$, $\tau_м$ — машинные переменные.

Тогда дифференциальное уравнение первого порядка записывается в виде

$$T\frac{M_y}{M_\tau}\frac{dy_м}{d\tau_м}+M_yY_м=kM_xX_м.$$

С учетом этих соотношений преобразуем систему уравнений (189) к машинному виду:

$$T_{11}\frac{M_{\theta_п'}}{M_\tau}\frac{d\theta'_{пм}}{d\tau_м}+M_{\theta_п'}\theta'_{пм}=k_{11}M_{\theta3}\theta_{\theta3м};$$

$$T_{21}\frac{M_{\theta_п''}}{M_\tau}\frac{d\theta''_{пм}}{d\tau_м}+M_{\theta_п''}\theta''_{пм}=k_{21}M_\vartheta\vartheta_м;$$

$$T_{31}\frac{M_{\theta_п'''}}{M_\tau}\frac{d\theta'''_{пм}}{d\tau_м}+M_{\theta_п'''}\theta'''_{пм}=k_{31}M_{\theta м}\theta_м;$$

$$T_{12}\frac{M_{\varphi_п'}}{M_\tau}\frac{d\varphi'_{пм}}{d\tau_м}+M_{\varphi_п'}\varphi'_{пм}=k_{12}M_{\theta3}\theta_{3м};$$

$$T_{22}\frac{M_{\varphi_п''}}{M_\tau}\frac{d\varphi''_{пм}}{d\tau_м}+M_{\varphi_п''}\varphi'_{пм}=k_{22}M_\upsilon\vartheta_м;$$

$$T_{32}\frac{M_{\varphi_\tau'''}}{M_\tau}\frac{d\varphi'''_{пм}}{d\tau_м}+M_{\varphi_п'''}\varphi'''_{пм}=k_{32}M_\theta\theta_м.$$

Преобразуем эту систему уравнений, выделяя производную:

$$\frac{d\theta'_{пм}}{d\tau_м}=\frac{k_{11}M_{\theta3}M_\tau}{T_{11}M_{\theta_п'}}\theta_{3м}-\frac{M_\tau}{T_{11}}\theta'_{пм};$$

$$\frac{d\theta''_{пм}}{d\tau_м}=\frac{k_{21}M_\vartheta M_\tau}{T_{21}M_{\theta_п''}}\vartheta_м-\frac{M_\tau}{T_{21}}\theta''_{пм};\qquad(190)$$

$$\frac{d\theta'''_{пм}}{d\tau_м}=\frac{k_{31}M_\theta M_\tau}{T_{31}M_{\theta_п'''}}\theta_м-\frac{M_\tau}{T_{31}}\theta'''_{пм};$$

$$\frac{d\varphi'_{пм}}{d\tau_м}=\frac{k_{12}M_{\theta3}M_\tau}{T_{12}M_{\varphi_п'}}\theta_{3м}-\frac{M_\tau}{T_{12}}\varphi'_{пм};$$

$$\frac{d\varphi''_{пм}}{d\tau_м}=\frac{k_{22}M_\vartheta M_\tau}{T_{22}M_{\varphi_п''}}\vartheta-\frac{M_\tau}{T_{22}}\varphi''_{пм};$$

$$\frac{d\varphi'''_{пм}}{d\tau_м}=\frac{k_{32}M_\theta M_\tau}{T_{32}M_{\varphi_п'''}}\theta_м-\frac{M_\tau}{T_{32}}\varphi'''_{пм}.$$

Полученные уравнения решаются на АВМ методом понижения порядка производной. Коэффициенты, стоящие при переменных в правых частях уравнений системы (190), являются машинными коэффициентами. Для схемы модели, приведенной на рис. 47, эти коэффициенты имеют следующие значения:

$$R_1 = \frac{k_{11}M_{\theta 3}M_\tau}{T_{11}M'_{\theta_\text{п}}}; \quad R_2 = \frac{M_\tau}{T_{11}}; \quad R_3 = \frac{k_{21}M_\theta M_\tau}{T_{21}M''_{\theta_\text{п}}};$$

$$R_4 = \frac{M_\tau}{T_{21}}; \quad R_5 = \frac{k_{31}M_\theta M_\tau}{T_{31}M'''_{\theta_\text{п}}}; \quad R_6 = \frac{M_\tau}{T_{31}};$$

$$R_7 = \frac{k_{21}M_{\theta 3}M_\tau}{T_{12}M'_{\varphi_\text{п}}}; \quad R_8 = \frac{M_\tau}{T_{12}};$$

$$R_9 = \frac{k_{22}M_\theta M_\tau}{T_{22}M''_{\varphi_\text{п}}}; \quad R_{10} = \frac{M_\tau}{T_{22}};$$

$$R_{11} = \frac{k_{22}M_\theta M_\tau}{T_{22}M'''_{\varphi_\text{п}}}; \quad R_{13} = \frac{M_\tau}{T_{32}}.$$

Моделирование динамики кондиционера. В рассматриваемом варианте в технологическую схему кондиционера входит воздухо-

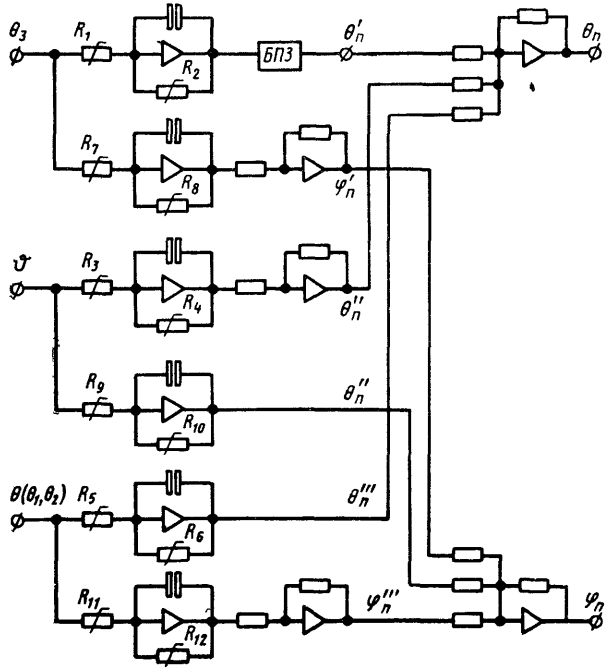


Рис. 47. Схема модели объекта регулирования

нагреватель первого подогрева и камера орошения. Состав технологической схемы зависит от режима работы кондиционера и его назначения.

В зависимости от режима работы (зимний, летний) и в соответствии со схемой на рис. 48 индексы параметров передаточных функций будут соответственно 1, 2 или 3.

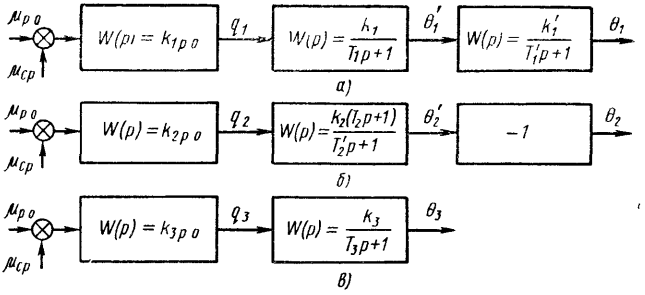


Рис. 48. Структурные схемы кондиционера:
а — схема 1, *б* — схема 2, *в* — схема 3

Передаточные функции технологических аппаратов имеют следующий вид:

воздухонагреватель для схемы 1

$$W(p) = \frac{k_1}{T_1 p + 1};$$

воздухонагреватель для схемы 3

$$W(p) = \frac{k_3}{T_3 p + 1};$$

камера орошений для схемы 1

$$W(p) = \frac{k_1'}{T_1' p + 1};$$

камера орошения для схемы 3

$$W(p) = \frac{k_2 (T_2 p + 1)}{T_2' p + 1}.$$

Запишем исходную систему дифференциальных уравнений: для схемы 1

$$q_1 = k_{1\text{p.o}} (\mu_{\text{p.o}} - \mu_{\text{cp}});$$

$$T_1 \frac{d\theta_1'}{dt} + \theta_1' = k_1 q_1; \qquad (191)$$

$$T_1' \frac{d\theta_1}{dt} + \theta_1 = k_1 \theta_1';$$

для схемы 2

$$q_2 = k_{2\text{р. о}}(\mu_{\text{р.о}} - \mu_{\text{ср}});$$

$$T_2 \frac{d\theta_2'}{dt} + \theta_2' = k_2 \left(T_2' \frac{dq_2}{dt} + q_2 \right); \qquad (192)$$

для схемы 3

$$q_3 = k_{3\text{р. о}}(\mu_{\text{р.о}} - \mu_{\text{ср}});$$

$$T_3 \frac{d\theta_3}{dt} + \theta_3 = k_3 q_3. \qquad (193)$$

Как и прежде, оценим максимальные значения переменных:
для схемы 1

$$\begin{aligned} q_1 &= k_{1\text{р. о}}\mu_{\text{р. о}}; \\ \theta_1' &= k_1 q_1; \\ \theta_1 &= k_1'\theta_1'; \end{aligned} \qquad (194)$$

для схемы 2

$$\begin{aligned} q_2 &= k_{2\text{р. о}}\mu_{\text{р. о}}; \\ \theta_2' &= k_2 q_2; \end{aligned} \qquad (195)$$

для схемы 3

$$\begin{aligned} q_3 &= k_{3\text{р. о}}\mu_{\text{р. о}}; \\ \theta_3 &= k_3 q_3. \end{aligned} \qquad (196)$$

Перепишем системы уравнений (194)—(196), выделяя производную и учитывая принятые масштабы:
для схемы 1

$$q_{1\text{м}} = \frac{1}{M_{q1} k_{1\text{р. о}}} M_\mu \mu_{\text{р. о .м}} - M_\mu \mu_{\text{ср.м}};$$

$$\frac{d\theta_{1\text{м}}'}{d\tau_{\text{м}}} = \frac{M_{q1} k_1 M_\tau}{T_1 M_{\theta_1'}} q_{1\text{м}} - \frac{M_\tau}{T} \theta_1';$$

$$\frac{d\theta_{1\text{м}}}{d\tau} = \frac{M_{\theta_1'} k_1 M_\tau}{T_1 M_{\theta 1}} \theta_{1\text{м}} - \frac{M_\tau}{T_1} \theta_{1\text{м}};$$

для схемы 2

$$q_{2\text{м}} = k_{2\text{р. о}} M_{\mu\text{р. о}} \mu_{\text{р. о. м}} - M_{\mu\text{р. о}} \mu_{\text{ср. м}} \frac{1}{M_{q_2}};$$

$$\frac{d\theta_{2\text{м}}}{d\tau_{\text{м}}} = \frac{M q_2 k_2 M_\tau}{T_2' M_{\theta 2}} q_{2\text{м}} - \frac{M_\tau}{T_2'} \theta_{2\text{м}} + \frac{M_{q_2} k_2 T_2 M_\tau}{T_2' M_{\theta 2}} \frac{dq_2}{d\tau_{\text{м}}};$$

для схемы 3

$$q_{3\text{м}} = k_{3\text{р. о}} (M_{\mu\text{р. о}} \mu_{\text{р. о. м}} - M_{\mu\text{р. о}} \mu_{\text{ср .м}}) \frac{1}{M_{q_3}};$$

$$\frac{d\theta_{3\text{м}}}{d\tau_{\text{м}}} = \frac{M_{q_3} k_3 M_\tau}{M_{\theta 3} T_3} q_{3\text{м}} - \frac{M_\tau}{T_3} \theta_{3\text{м}}.$$

Схемы моделей, соответствующие этим уравнениям, приведены на рис. 49. На рисунке R_1—R_6 — машинные коэффициенты.

Моделирование первичных преобразователей температуры и влажности. Как видно из структурных схем, первичные преобразователи температуры и влажности имеют в данном частном случае одинаковые передаточные функции (рис. 50), отличающиеся лишь независимыми переменными, действующими на входе, и постоянными времени. Поэтому моделирование их не представляет особых трудностей.

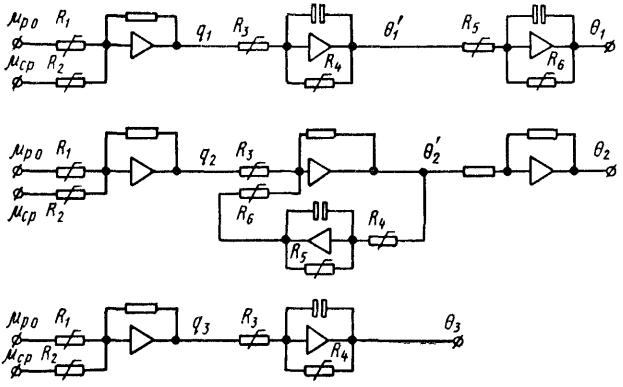


Рис. 49. Модели кондиционера для схем 1, 2 и 3

Дифференциальные уравнения, соответствующие передаточным функциям, запишем в следующем виде:

$$T_1 \frac{d\theta_{1\text{ПП}}}{dt} + \theta_{1ПП} = \theta_1; \tag{197}$$

$$T_2 \frac{d\theta_{\text{ПП}}}{dt} + \theta_{2ПП} = \theta_{\text{п}}; \tag{198}$$

$$T_3 \frac{d\varphi_{\text{ПП}}}{dt} + \varphi_{ПП} = \varphi_{\text{п}}. \tag{199}$$

Максимальные значения зависимых переменных можно определить из следующих выражений:

$$\theta_{1\text{ПП}} = \theta_1;$$

$$\theta_{1\text{ПП}} = \theta_2;$$

$$\theta_{2\text{ПП}} = \theta_3;$$

$$\varphi_{\text{ПП}} = \varphi_{\text{п}}.$$

Перепишем уравнения (197)—(199) в машинном виде с учетом масштабов переменных:

$$\frac{d\theta_{1\text{ПП}м}}{d\tau_м} = \frac{M_\tau M_{\theta 1}}{T_1 M_{\theta 1\ \text{ПП}}}\theta_{1м} - \frac{M_\tau}{T_{1\text{ПП}}}\theta_{1\text{ПП}м};$$

$$\frac{d\theta_{2м}}{d\tau_м} = \frac{M_\tau M_{\theta 3}}{T_2 M_{2\text{ПП}}}\theta_{3м} - \frac{M_\tau}{T_{2\text{ПП}}}\theta_{2\text{ПП}м};$$

$$\frac{d\varphi_{\text{ПП}м}}{d\tau_м} = \frac{M_\tau M_{\varphi\text{П}}}{T_3 M_{\varphi\text{ПП}}}\varphi_{\text{П}м} - \frac{M_\tau}{T_{\text{ПП}}}\varphi_{\text{ПП}м}.$$

Принципиальные схемы моделей приведены на рис. 51.

Моделирование регуляторов. В соответствии с заданными структурными схемами моделирование регуляторов может быть,

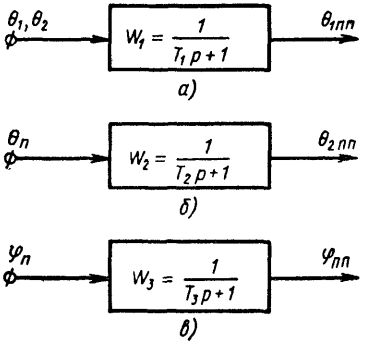


Рис. 50. Структурная схема датчиков температуры и влажности воздуха:

а, б — первичный преобразователь температуры; *в* — первичный преобразователь относительной влажности

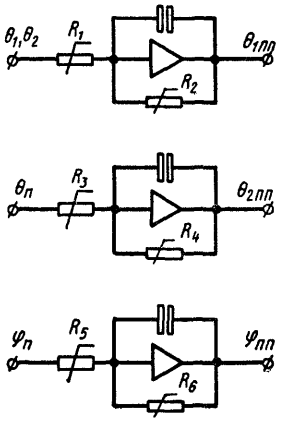


Рис. 51. Схемы моделей первичных преобразователей

в свою очередь, разделено на две самостоятельные задачи: а) моделирование одноконтурной системы регулирования с ПИД-регулятором; б) моделирование двухконтурной системы регулирования со вспомогательным ПИ-регулятором и с коррекцией по θ_2.

Варианты а и б рассматриваются только для схем 1 и 2.

В соответствии с передаточной функцией ПИД-регулятора запишем уравнения, описывающие его работу:

$$\mu_{\text{ср}} = \mu'_{\text{ср}} + \mu''_{\text{ср}} + \mu'''_{\text{ср}};$$

$$\mu'_{\text{ср}} = S_1\varphi_{\text{ПП}};$$

$$\mu''_{\text{ср}} = S_0\int_0^\infty \varphi_{\text{ПП}}dt; \qquad (200)$$

$$\mu'''_{\text{ср}} = S_2\frac{d\varphi_{\text{ПП}}}{dt}.$$

Систему дифференциальных уравнений (200) точно решить нельзя, поскольку в правой части четвертого уравнения есть производная от входной величины. Поэтому прежде чем перейти к составлению схемы модели, целесообразно преобразовать структурную схему регулятора так, чтобы оператор дифференцирования можно было заменить оператором интегрирования.

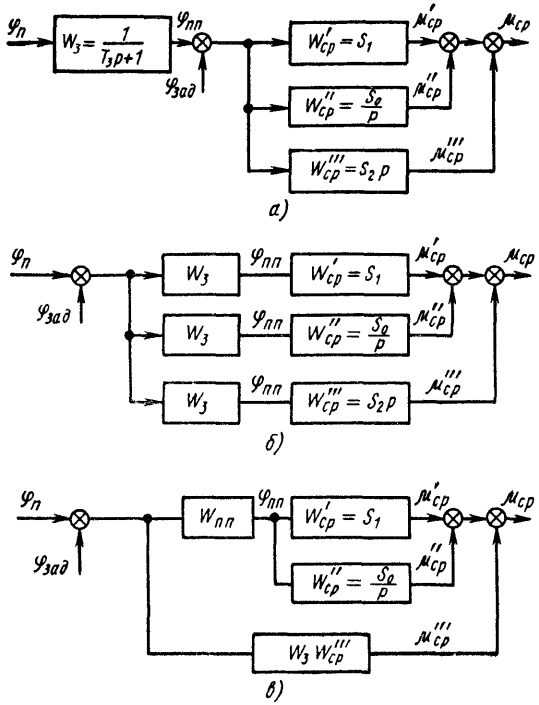


Рис. 52. Преобразование структурных схем регуляторов

Для этого рассмотрим участок структурной схемы от $\varphi_п$ до $\mu_{ср}$ (рис. 52, *а*).

Введем оператор $W_з(p)$ в каждую цепочку регулятора (рис. 52, *б*) и рассмотрим оператор

$$\{W_з(p)\, W'''_{ср}(p)\} = \frac{S_2 p}{T_з p + 1}.$$

Соответствующее дифференциальное уравнение примет вид

$$T_з \frac{d\mu'''_{ср}}{dt} + \mu'''_{ср} = S_2 \frac{d(\varphi'_п + \varphi''_п)}{dt}. \qquad (201)$$

Это уравнение может быть решено без использования операторов дифференцирования (схема на рис. 52, *в*).

Тогда система (200) примет вид

$$\mu_{ср} = \mu'_{ср} + \mu''_{ср} + \mu'''_{ср};$$

$$\mu'_{ср} = S_1 \varphi_{пп};$$

$$\mu''_{ср} = S_0 \int_0^{\infty} \varphi_{пп} dt; \qquad (202)$$

$$T_з \frac{\varphi_{пп}}{dt} + \varphi_{пп} = \varphi_п;$$

$$T_з \frac{d\mu''_{ср}}{dt} + \mu'''_{ср} = S_2 \frac{d\varphi_п}{dt}.$$

Принципиальная схема модели для решения системы дифференциальных уравнений (201) приведена на рис. 53.

Схема моделей ПИ-регулятора представлена на рис. 54.

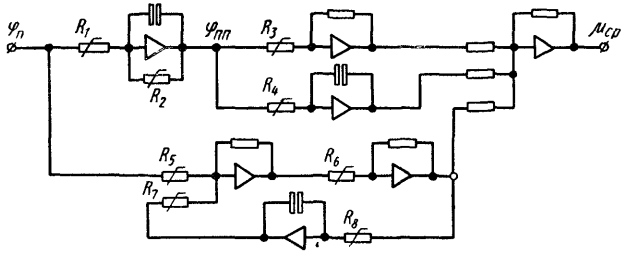


Рис. 53. Схема модели ПИД-регулятора

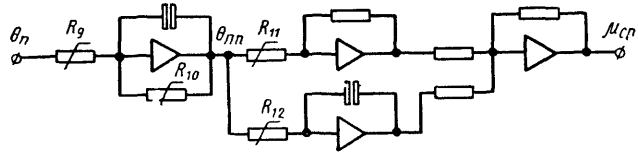


Рис. 54. Схема модели ПИ-регулятора

Истинные значения параметров настройки регулятора определятся со своим коэффициентом в зависимости от схемы включения по формуле

$$S'_i = \frac{S_i M}{k},$$

где k — коэффициент, стоящий перед соответствующим параметром настройки; $i = 0, 1, 2$.

24. НЕЛИНЕЙНАЯ АНАЛОГОВАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ СКВ

В реальном объекте кондиционирования воздуха температура и влажность воздуха связаны между собой и при том нелинейно. Эта физическая взаимосвязь полностью отображается I—d диаграммой влажного воздуха.

В настоящей работе дан метод моделирования и описана модель, учитывающая нелинейные взаимосвязи и особенности СКВ как системы [16].

Для исследований и моделирования выбрана прямоточная система кондиционирования воздуха с комбинированным тепло- и массообменом в камере орошения. Отличительной особенностью установки является отсутствие воздухонагревателя первого подогрева. Воздух через фильтр попадает непосредственно в камеру орошения. Относительная влажность воздуха стабилизируется по методу точки росы. Подогрев воздуха до заданной температуры осуществляется с помощью воздухонагревателя, установленного после камеры орошения.

В летний период регулирование температуры точки росы осуществляется изменением расхода холодной воды в смеси, поступающей в камеру орошения. Заданная температура воздуха в объекте обеспечивается изменением температуры теплоносителя, поступающего в воздухонагреватель.

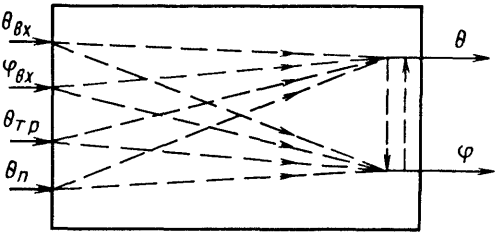


Рис. 55. Система «кондиционер—объект»

Реальная система кондиционирования воздуха имеет два основных выходных параметра: температуру θ и относительную влажность воздуха φ в объекте регулирования. Входными параметрами являются температура наружного воздуха $\theta_{вх}$; относительная влажность наружного воздуха $\varphi_{вх}$; температура точки росы после камеры орошения $\theta_{т.р}$; температура приточного воздуха $\theta_{п}$ (связанная через конструктивные параметры воздухонагревателя с расходом теплоносителя).

Все четыре входных параметра влияют в той или иной степени на каждый из выходных, а выходные параметры взаимосвязаны (рис. 55).

Наружный воздух при прохождении через камеру орошения приобретает на выходе температуру точки росы, а при прохождении через воздухонагреватель — температуру, равную заданной в объекте.

Воздух в камере орошения теоретически насыщается до $\varphi = 100\%$ независимо от относительной влажности наружного воздуха. Относительная влажность воздуха на выходе из камеры орошения практически не зависит от температуры. Однако относительная влажность воздуха после воздухонагревателя (в объекте) зависит как от температуры точки росы, так и от температуры приточного воздуха (рис. 56, *а*).

Таким образом, функциональная схема системы может быть приведена к схеме, представленной на рис. 56, *а*. На этом ри-

сунке Φ — функциональный преобразователь, учитывающий зависимости I—d диаграммы.

Схема на рис. 56, *а* может быть приведена к схеме, показанной на рис. 56, *б*.

Камера орошения и воздухонагреватель с достаточной точностью аппроксимируются звеном второго порядка с передаточной функцией

$$W(p) = \frac{k}{T^2p^2 + 2\xi Tp + 1},$$

где k — коэффициент передачи; T — постоянная времени; p — оператор дифференцирования; ξ — коэффициент демпфирования.

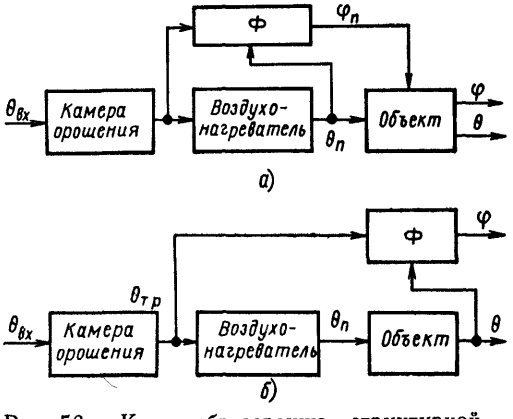


Рис. 56. К преобразованию структурной схемы СКВ

Кондиционируемый объект с достаточной для инженерных расчетов точностью аппроксимируется звеном первого порядка с запаздыванием с передаточной функцией

$$W(p) = \frac{ke^{-p\tau}}{Tp + 1},$$

где τ — время чистого запаздывания.

Эти передаточные функции реализуются в машинном виде с помощью типовых звеньев.

Структурная схема системы приведена на рис. 57.

Числовые значения коэффициентов в передаточных функциях, описывающих динамику системы, зависят от конструктивных особенностей устройств и параметров объектов регулирования и могут изменяться в широких пределах.

Так как зависимость относительной влажности воздуха от температуры точки росы представлена в I—d диаграмме нелинейно, получить передаточную функцию системы по каналу относительной влажности не представляется возможным. Зависимость относительной влажности φ от температуры точки росы и от температуры воздуха в объекте приведена на рис. 58.

Для образования произвольных непрерывных функций при моделировании используются нелинейные функциональные преобразователи. Так как относительная влажность воздуха является функцией двух независимых аргументов, то в качестве функционального преобразователя использовался нелинейный блок, позволяющий реализовать зависимость типа $z = f(x; y)$.

Преобразование исходных уравнений, как и ранее, осуществлялось путем изменения масштаба для физических переменных с целью преобразования их в машинные переменные, ограниченные

по модулю предельным рабочим напряжением АВМ (±100 В), и путем введения фиктивного машинного времени $\tau_м$ с целью ускорения динамического процесса в АВМ по сравнению с процессом в реальной системе. У современных АВМ нижним пределом максимальных значений переменных целесообразно считать

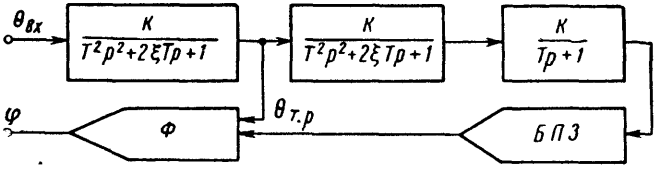


Рис. 57. Преобразованная структурная схема СКВ

5—10 В при условии более полного использования диапазона рабочих напряжений АВМ; при слишком больших значениях максимальных напряжений ухудшается линейность характеристики решающих усилителей АВМ.

Приняты следующие максимальные значения физических переменных:

Температура θ_{max}, °С	+25
Относительная влажность φ_{max}, %	100
Рабочее напряжение АВМ U, В	50
Независимая переменная в уравнениях (время) t, ч	1
Независимая переменная установка $\tau_м$, С	1

Масштаб физических величин при моделировании определяется из выражения

$$M_x = \frac{U_{max}}{X_{max}}.$$

Таким образом определяются масштабы температуры и относительной влажности воздуха:

$$M_\theta = 2\left[\frac{B}{°C}\right]; \quad M_\varphi = 0{,}5\left[\frac{B}{\%}\right].$$

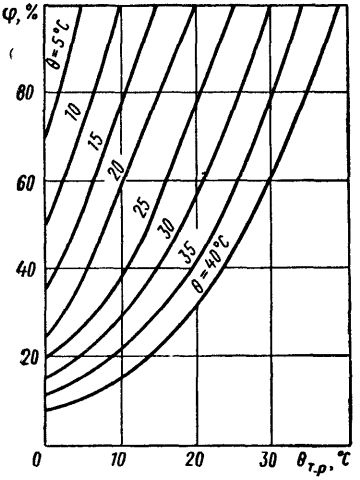


Рис. 58. Зависимость $\varphi = f(\theta_{т.р})$ при θ = const

Масштаб времени определяется из выражения $M_t = 1$ с/ч. Обозначим далее машинные переменные, соответствующие исходным физическим величинам, в виде напряжений:

$$\theta_{вх} = U_1; \quad \theta_2 = U_3; \quad \theta_п = U_5;$$
$$\theta_1 = U_2; \quad \theta_{т.р} = U_4; \quad \theta = U_6; \quad \varphi = U_7,$$

где $\theta_{вх}$ — температура поступающего воздуха; $\theta_1 = \theta_2$ — температура воздуха, окружающего камеру орошения и воздухонагреватель; $\theta_{т.р}$ — температура точки росы; $\theta_п$ — температура

приточного воздуха; θ — температура воздуха в помещении; φ — относительная влажность воздуха.

В соответствии со структурной схемой на рис. 57 схемы моделей камеры орошения и воздухонагревателя приведены на рис. 59, *а*.

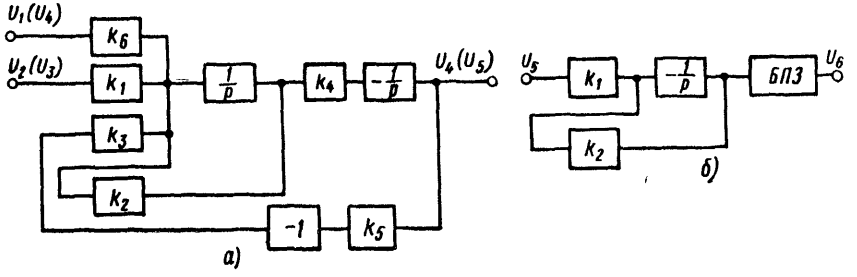


Рис. 59. Схемы моделей:
а — камеры орошения; *б* — помещения

Для упрощения моделей принято, что динамика камеры орошения и динамика воздухонагревателя, в частном случае, могут выражаться одной и той же передаточной функцией:

$$W(p) = \frac{k}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)}.$$

Передаточная функция помещения принята в виде

$$W(p) = \frac{k}{T_3 p + 1} e^{-p\tau}.$$

Схема модели динамики помещения приведена на рис. 59, *б*. Машинные коэффициенты определяются в соответствии с табл. 2.

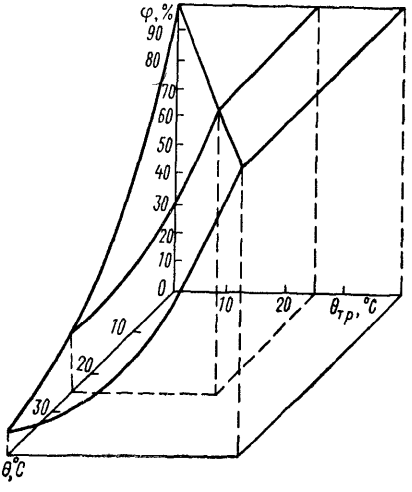
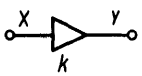
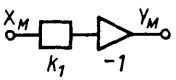
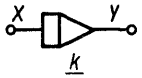
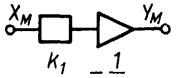
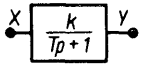
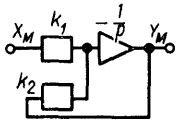
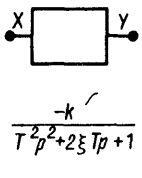
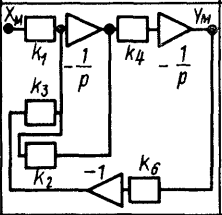
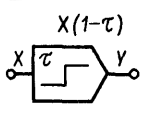
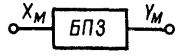
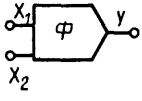
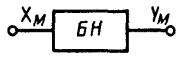
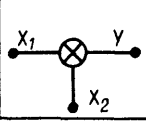
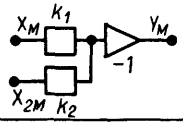


Рис. 60. Криволинейная поверхность $\varphi = f(\theta_{т.р}, \theta)$

Для моделирования зависимости относительной влажности воздуха φ от температуры точки росы $\theta_{т.р}$ и температуры объекта θ на блоке нелинейности согласовываются диапазон изменения аргументов с диапазоном изменения входных напряжений блока нелинейной функции.

Для реализации функции $\varphi = f(\theta_{т.р}; \theta)$, являющейся в графическом изображении криволинейной поверхностью (рис. 60), диапазон изменения $\theta_{т.р}$ и θ следует разделить, например, на пять равных частей. Диапазон изменения температур принимался равным 0—25° С.

Таблица 2

W(p)	Условные обозначения	Схема	Коэффициент
$-k$			$k_1 = k\frac{M_y}{M_x} = k_M$
$-\frac{k}{p}$			$k_1 = k\frac{M_y}{M_x M_t} = k_M$
$-\frac{k}{Tp+1}$			$k_1 = \frac{kM_y}{M_x T M_t} = \frac{k_M}{T_M}$ $k_2 = \frac{1}{T.M_t} = \frac{1}{T_M}$
$\frac{k}{T^2p^2+2\xi Tp+1}$			$k_1 = k_6 = \frac{kM_y}{M_x T^2 M_t^2} = \frac{k_M}{T_M^2}$ $k_2 = \frac{2\xi}{TM_t} = \frac{2\xi}{T_M}$ $k_3 = k_5 = \frac{1}{T^2M_t^2} = \frac{1}{T_M^2}$ $k_4 = 1$
$e^{-\tau p}$			$\tau_M = \tau M_t$
—			—
—			$k_1 \frac{M_y}{M_x} = k_{1M}$ $k_2 \frac{M_y}{M_x} = k_{2M}$

По графику на рис. 58 находят значения функции $\varphi = f(\theta_{т.р}; \theta)$, соответствующие точкам поверхности (см. рис. 60), и составляют табл. 3.

Для набора функции на блоке нелинейности точки деления должны соответствовать табл. 4.

Так как при выбранном масштабе моделирования $M_\theta = 2$ В/°С и максимальном значении температуры, равном 25° С, напряжение

Таблица 3

θ, °C	Относительная влажность при $\theta_{т.р}$, °C					
	0	5	10	15	20	25
0	100	100	100	100	100	100
5	69					
10	50	70				
15	37	51	71			
20	27	38	52	72		
25	20	28	39	53	73	

Таблица 4

U_4	U_6	X, Y, B
X_0	Y_0	0
X_1	Y_1	20
X_2	Y_2	40
X_3	Y_3	60
X_4	Y_4	80
X_5	Y_5	100

соответствующее максимальной температуре точки росы, $U_{4max} = \theta_{т.р} M_\theta = 25 \cdot 2 = 50$ В, условие табл. 4 не выполняется, и, следовательно, сигналы U_4 и U_6 перед подачей на входы блока нелинейной функции необходимо усилить в 2 раза.

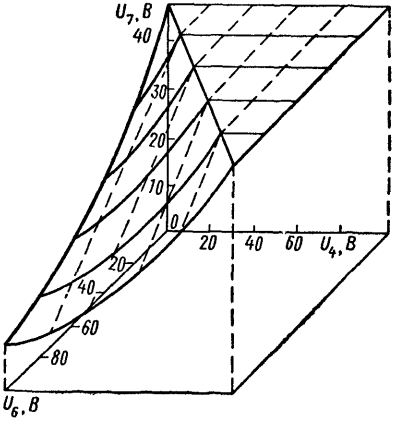


Рис. 62. Реализация криволинейной поверхности на модели

Таблица 5

U_6, В	$U_7 = f(U_4, U_6)$ при U_4, В					
	0	10	20	30	40	50
0	50	50	50	50	50	50
10	34,5	50	50	50	50	50
20	25	35	50	50	50	50
30	18,5	25,5	35,5	50	50	50
40	13,5	19	26	36	50	50
50	10	14	19,5	26,5	36,5	50

При этом схема функционального преобразователя будет иметь вид, представленный на рис. 61.

Далее рассчитывают значения напряжений U_7 в соответствии с табл. 4 и составляют табл. 5, необходимую для настройки блока нелинейной функции $U_7 = \varphi M_\varphi$.

При настройке нелинейного блока в соответствии с табл. 5 реализуется кусочно-плоскостная аппроксимация интересующей нас части поверхности. Графически моделируемая кусочно-плоскостная поверхность представлена на рис. 62.

Полная схема модели системы кондиционирования воздуха приведена на рис. 63.

Переходные функции системы, снятые при нанесении скачкообразного возмущения, представлены на рис. 64.

Стрелками на переходных функциях обозначен момент нанесения возмущения.

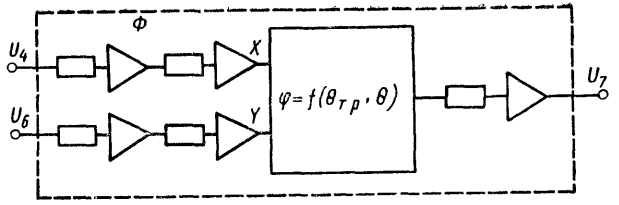


Рис. 61. Схема функционального блока преобразователя

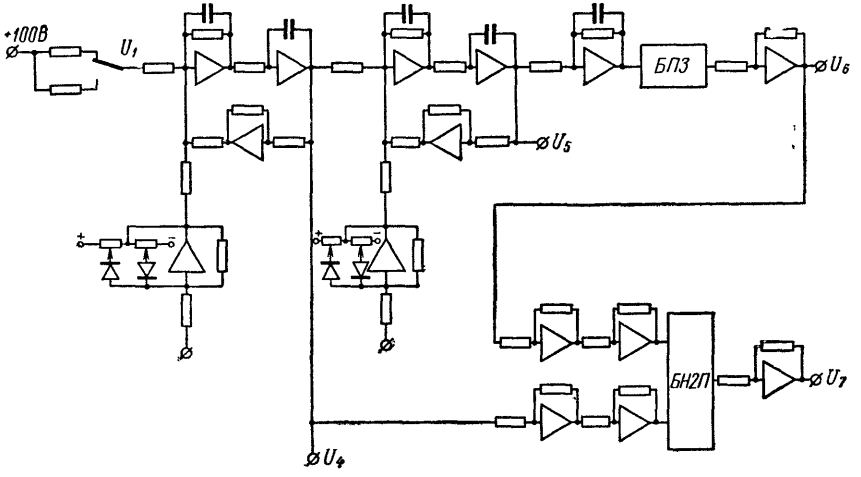


Рис. 63. Полная схема модели

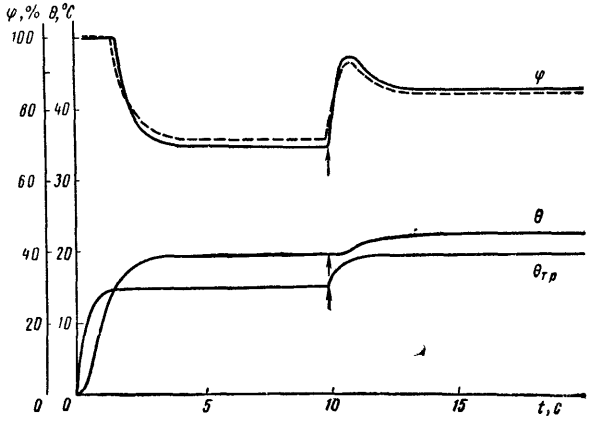


Рис. 64. Переходные функции системы, полученные на модели

Переходная функция системы для относительной влажности воздуха в объекте является в физическом смысле производной от переходных функций температуры $\theta_{т.р}$ точки росы и температуры в объекте θ, и динамика ее зависит от динамики этих параметров. Поэтому величину относительной влажности в объекте в *любой* момент времени можно проверить по $I—d$ диаграмме, нанося на нее точки, соответствующие температуре точки росы $\theta_{т.р}$ и температуре θ в объекте в этот момент времени. Эта «идеальная» зависимость относительной влажности воздуха в объекте от температур показана на рис. 64 штриховой линией. Возникающее расхождение между «идеальной» и реальной (сплошная линия) переходными функциями относительной влажности объясняется погрешностями моделирования, погрешностями графического построения функции $\varphi = f(\theta_{т.р}; \theta)$, ошибками линеаризации этой нелинейной функции, погрешностями аппроксимации нелинейной функции, реализуемой в функциональном преобразователе. Однако возникающая при этом ошибка не превышает 5%.

Таким образом, аналоговая модель системы кондиционирования воздуха достоверно отражает процессы в реальной системе.

Глава 7. ОБЩИЕ ОСНОВЫ УПРАВЛЕНИЯ СКВ

25. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ МИКРОКЛИМАТА

Структурные и функциональные схемы систем автоматического регулирования температуры воздуха с помощью воздухонагревателя, типичные для установок кондиционирования воздуха, приведены на рис. 65. Простейшая система автоматического регулирования состоит из двух основных элементов: объекта регулирования и регулятора. К объекту регулирования в этом случае относятся кондиционируемое помещение, воздуховод, воздухонагреватель и регулирующий вентиль; к регулятору — измерительный и управляющий элементы и исполнительный механизм.

Как видно из этих схем, при установке первичного преобразователя после воздухонагревателя (в объекте регулирования) система регулирования замкнута, при установке первичного преобразователя перед воздухонагревателем (в потоке наружного воздуха) — разомкнута, так как изменение температуры в объекте регулирования не вызывает изменений положения регулирующего органа.

При наличии двух первичных преобразователей, один из которых установлен в регулируемом объекте, а другой — в потоке наружного воздуха, регулирующее воздействие является алгебраической суммой воздействия.

Основные системы автоматического регулирования температуры воздуха, применяемые в установках искусственного климата, показаны на рис. 66.

При размещении первичного преобразователя температуры в воздуховоде обеспечивается постоянная температура воздуха, поступающего в помещение, в котором температура воздуха не регулируется и ее отклонения не могут вызвать изменений положения регулирующего органа (рис. 66, *а*).

Регулятор, первичный преобразователь которого расположен в кондиционируемом помещении, при отклонении температуры от заданного значения воздействует на регулирующий вентиль, изменяющий количество пара, поступающего в воздухонагреватель (рис. 66, *б*).

На рис. 66, *в* показана система регулирования, состоящая из двух теплообменников — воздухонагревателя воздуха и воздухоохладителя, работающих последовательно (воздухоохладитель включается при полностью закрытом регулирующем вентиле теплоносителя). Эта система может быть также системой релей-

ного регулирования, если в зависимости от знака отклонения температуры включается воздухонагреватель или воздухоохладитель.

В системе автоматического регулирования температуры, состоящей из теплообменника, регулятора и регулируемого клапана (рис. 66, *г*), регулирование осуществляется изменением соотношения количества воздуха, проходящего через воздухонагреватель, и количества холодного воздуха. Преимущество этой схемы

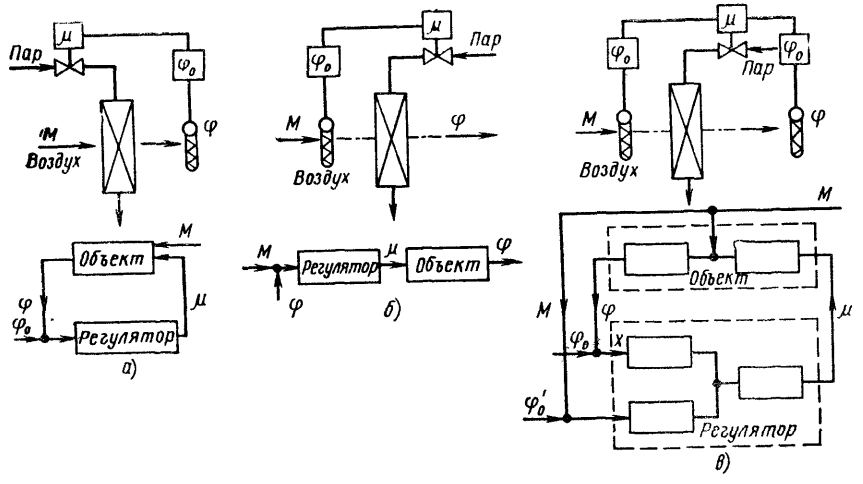


Рис. 65. Функциональные схемы систем автоматического регулирования температуры воздуха:

а — при установке первичного преобразователя после воздухонагревателя, *б* — при установке первичного преобразователя перед воздухонагревателем; *в* — при наличии двух первичных преобразователей, φ — регулируемая величина, φ_0 — заданное значение, φ_0' — отклонение регулируемой величины от заданного значения; μ — регулирующее воздействие; *M* — возмущение по нагрузке

заключается в том, что небольшое изменение положения подвижных воздушных клапанов сразу сказывается на температуре приточного воздуха, и таким образом уменьшается запаздывание системы регулирования.

Широко применяется в СКВ также система автоматического регулирования температуры воздуха, состоящая из регулятора с первичным преобразователем температуры воздухонагревателя и воздухоохладителя, двух регулирующих вентилей и одного воздушного клапана. Температура воздуха поддерживается постоянной регулированием соотношения между нагретым и охлажденным воздухом в смеси (рис. 66, *д*).

Регулирующие вентили в системах тепло- и холодоносителей открываются в зависимости от знака отклонения температуры воздуха в воздуховоде.

На рис. 66, *е* показана система регулирования температуры воздуха, состоящая из сдвоенного воздушного клапана и воздухо-

нагревателя. Исполнительные механизмы могут работать последовательно, т. е. воздухонагреватель включается тогда, когда необходимая температура воздуха не может быть обеспечена за счет изменения температуры смеси приточного и рециркуляционного воздуха.

Автоматическая система регулирования температуры смеси наружного и рециркуляционного воздуха может работать в двух режимах: летнем и зимнем. Перенастройка системы осуществляется изменением заданного значения температуры (рис. 67, *а*).

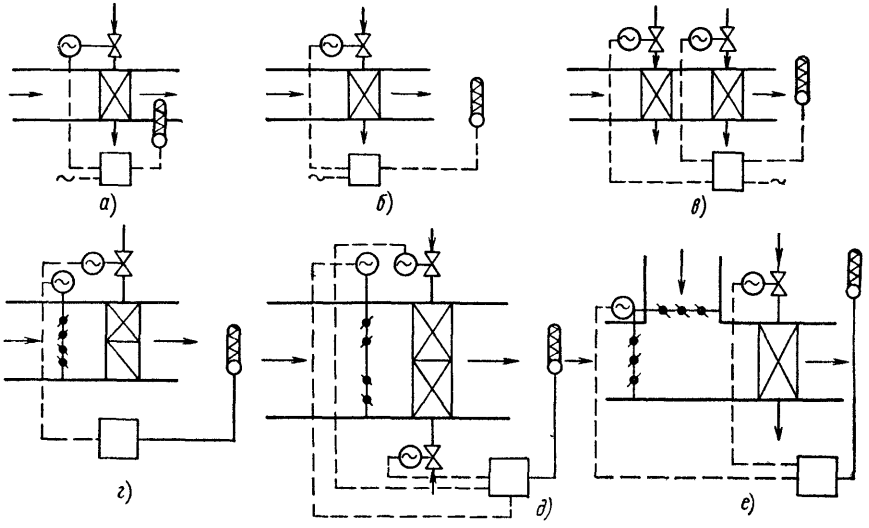


Рис. 66. Основные системы регулирования температуры воздуха в установках искусственного климата:

а — при расположении первичного преобразователя в воздуховоде, *б* — при расположении первичного преобразователя в помещении, *в* — система с воздухонагревателем и воздухоохладителем, *г* — система с регулируемым воздушным клапаном, *д* — с двумя теплообменниками и воздушным клапаном, *е* — с смесительно-регулирующим воздушным клапаном

В одном из вариантов схемы предусмотрено два заданных значения температуры смеси воздуха, при этом используется один регулятор (рис. 67, *б*).

В схемах, приведенных на рис. 67, *а*, *б*, температура смеси воздуха регулируется в зависимости от температуры наружного воздуха. Как и в предыдущих вариантах, возможны один или два заданных значения температуры.

На рис. 68 приведены системы автоматического регулирования температуры воздуха одновременно с изменением соотношения количества наружного и рециркуляционного воздуха и последующей обработкой смеси с помощью теплообменников; изменение соотношения количеств наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется регулятором P, первичный преобразо-

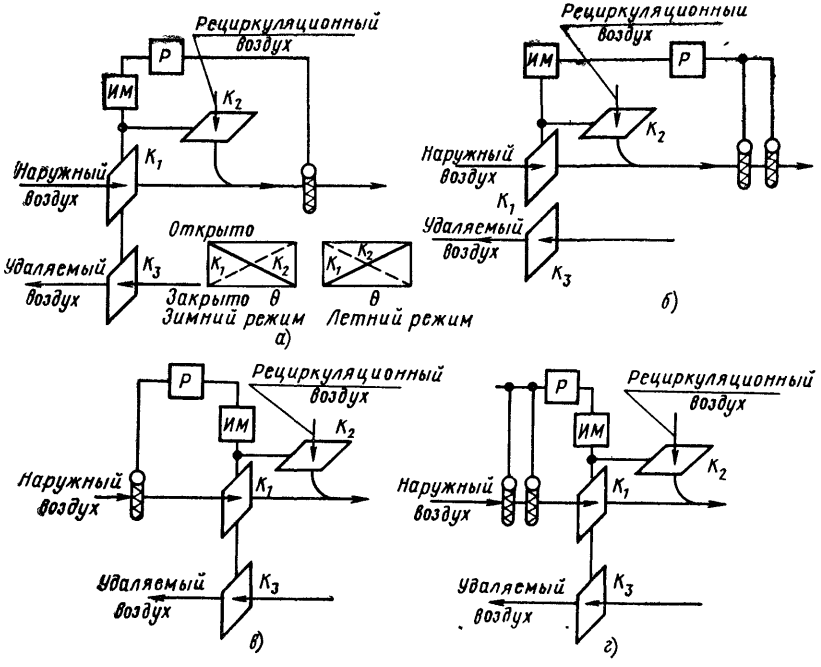


Рис. 67. Автоматические системы регулирования смеси наружного и рециркуляционного воздуха:

а — регулирование по температуре приточного воздуха; *б* — с двумя заданными значениями температуры приточного воздуха; *в* — с заданным значением температуры наружного воздуха; *г* — с двумя заданными значениями температуры наружного воздуха; *Р* — регулятор; *ИМ* — исполнительный механизм; $К_1$—$К_3$ — воздушные клапаны

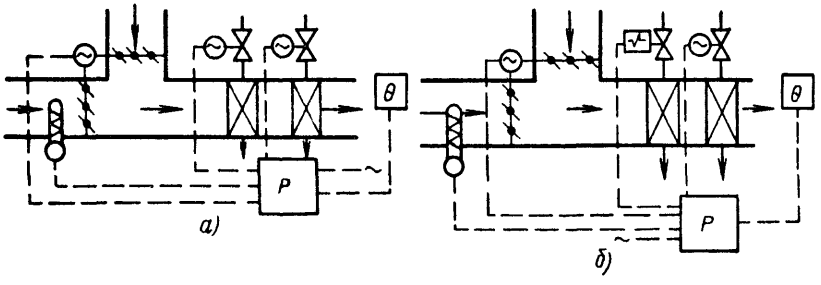


Рис. 68. Автоматические системы регулирования температуры с последующей обработкой смеси наружного и рециркуляционного воздуха:

а — с электромоторными исполнительными механизмами; *б* — с соленоидным вентилем на подаче холодоносителя

ватель θ которого установлен в потоке наружного воздуха. Схема, приведенная на рис. 68, *б*, отличается наличием соленоидного вентиля, что обеспечивает более быстрое охлаждение воздуха.

Приведенные схемы регулирования применяют в различных комбинациях почти во всех установках кондиционирования воздуха. В зависимости от параметров объектов регулирования эти

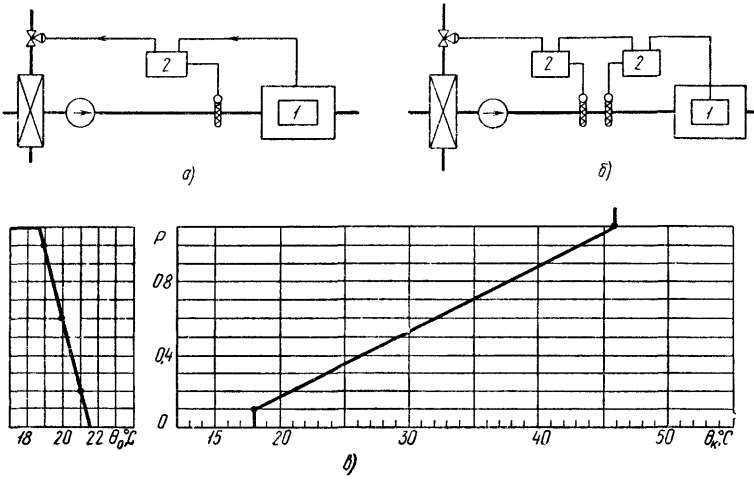


Рис. 69. Автоматическая система регулирования с ограничением по температуре воздуха:

а — при минимальном ограничении; *б* — при минимальном и максимальном ограничениях; *1* — регулятор температуры в помещении; *2* — регулятор-ограничитель; *в* — диаграмма работы; $p = f(\theta)$; p — давление в относительных единицах

системы могут быть как дискретного действия (релейные, импульсные), так и непрерывного (пропорциональные, астатические, изодромные).

Регулирование температуры воздуха регулятором, первичный преобразователь которого расположен непосредственно в объекте с большим емкостным запаздыванием, может привести к значительному перерегулированию за счет того, что регулирующий орган может занимать крайние положения (особенно при релейном регулировании). Специальный регулятор-ограничитель, расположенный в воздуховоде, обеспечивает изменение температуры приточного воздуха в заранее заданных пределах (рис. 69).

Возможны два вида ограничения — по минимальной температуре и максимальной. Если температура воздуха в объекте регулирования при максимальном ограничении ниже значения, заданного регулятором-ограничителем, то управляющее давление в линии регулирующего органа определяется только отклонением от заданного значения температуры воздуха в объекте регулирования (управляющее давление проходит через регулятор-ограничитель неизменным). Если же температура воздуха достигает

значения, заданного регулятору-ограничителю, то его управляющий элемент (например, устройство типа сопло-заслонка) соответствующим образом изменяет давление в линии регулирующего органа, вследствие чего уменьшится количество теплоносителя, поступающего в воздухонагреватель. Температура воздуха в объекте регулирования понизится, и регулятор-ограничитель не будет работать.

При минимальном ограничении (рис. 69, *а*), когда температура воздуха достигает заданного значения, регулятор-ограничитель увеличивает подачу теплоносителя, и дальнейшее регулирование осуществляется основным регулятором.

Основной регулятор и регулятор-ограничитель включены в управляющую магистраль сжатого воздуха последовательно.

На рис. 69, *б* показаны минимальное и максимальное ограничения с помощью двух регуляторов-ограничителей.

Максимальное и минимальное ограничения возможны и с помощью одного регулятора-ограничителя. В этом случае регулирующим органом управляет только регулятор-ограничитель, а роль регулятора температуры воздуха в объекте регулирования сводится к изменению задания регулятора-ограничителя при отклонениях температуры воздуха от заданного значения в объекте регулирования.

Из диаграммы работы такой системы (рис. 69, *в*) следует, что при температуре в объекте $\theta_о = 21°$ С температура в канале $\theta_к = 20°$ С, а при температуре в объекте $\theta_о = 19°$ С температура в канале $\theta_к = 44°$ С. Качество регулирования повышается с уменьшением диапазона изменения температур в канале. Однако этот диапазон должен обеспечивать компенсацию теплопотерь в объекте регулирования.

Рассмотрим несколько типовых вариантов схем регулирования температуры приточного воздуха (рис. 70).

1. Регулятор, первичный преобразователь которого расположен в приточном воздухе, управляет степенью открытия регулирующего вентиля в воздухонагревателе. Система регулирования температуры воздуха в объекте разомкнута, и изменение тепловой нагрузки в объекте не влияет на степень открытия регулирующего вентиля (рис. 70, *а*).

2. Регулятор температуры объекта управляет регулирующим вентилем воздухонагревателя, а регулятор, первичный преобразователь которого расположен в канале, является минимальным ограничителем и включается в том случае, если температура воздуха ниже заданного минимального значения (рис. 70, *б*).

3. Система регулирования температуры воздуха в объекте с минимальным ограничением и регулированием соотношения наружного и рециркуляционного воздуха (рис. 70, *в*) отличается наличием регулируемых воздушных клапанов. Регулирующие органы воздухонагревателя и воздушных клапанов работают последовательно. Порядок работы воздушных клапанов и воздухо-

нагревателей определяется экономичностью работы системы и необходимым количеством наружного воздуха.

4. Система регулирования температуры удаляемого воздуха при минимальном ограничении температуры приточного воздуха (рис. 71, *а*). Регулирование температуры смеси приточного и рециркуляционного воздуха осуществляется отдельным регулятором, первичный преобразователь которого расположен в канале приточного воздуха. Через воздухонагреватель проходит предварительно подогретый воздух, что предохраняет его от замер-

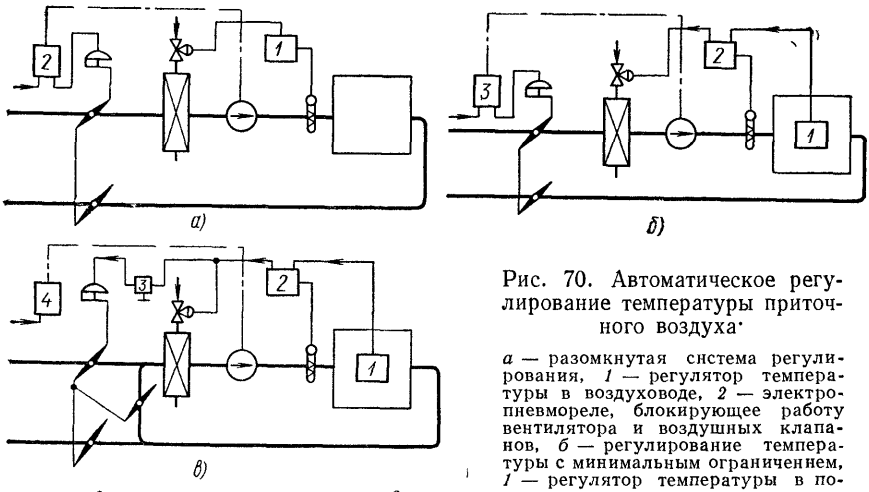


Рис. 70. Автоматическое регулирование температуры приточного воздуха·

а — разомкнутая система регулирования, *1* — регулятор температуры в воздуховоде, *2* — электропневмореле, блокирующее работу вентилятора и воздушных клапанов, *б* — регулирование температуры с минимальным ограничением, *1* — регулятор температуры в помещении, *2* — регулятор ограничитель, *3* — электропневматическое реле, *в* — регулирование температуры воздуха с минимальным ограничением и изменением соотношения количеств наружного и рециркуляционного воздуха, *1* — регулятор температуры, *2* — регулятор ограничитель, *3* — регулятор положения воздушных клапанов, *4* — электропневматическое реле

зания. Последовательная работа регулятора температуры удаляемого воздуха и минимального регулятора-ограничителя обеспечивает регулирование по средней температуре объекта, однако в этом случае увеличивается запаздывание.

5. Система регулирования температуры воздуха при наличии обводного воздушного клапана у воздухонагревателя (рис. 71, *б*). Значительная инерционность теплообменников может быть уменьшена применением клапана, изменяющего соотношение нагретого и ненагретого воздуха. При закрытии регулирующего вентиля воздухонагревателя одновременно закрывается клапан расположенный перед ним, и открывается обводной канал.

6. Система многозонального регулирования температуры при минимальном ограничении темпратуры притока (рис. 71, *в*). Предварительный подогрев всего приточного воздуха осуществляется смешением наружного и рециркуляционного воздуха с помощью двух регуляторов с различными заданиями (летним и зимним режимами). Температура воздуха в каждом объекте

регулируется независимо с помощью собственных воздухонагревателей при минимальном ограничении температуры поступающего воздуха.

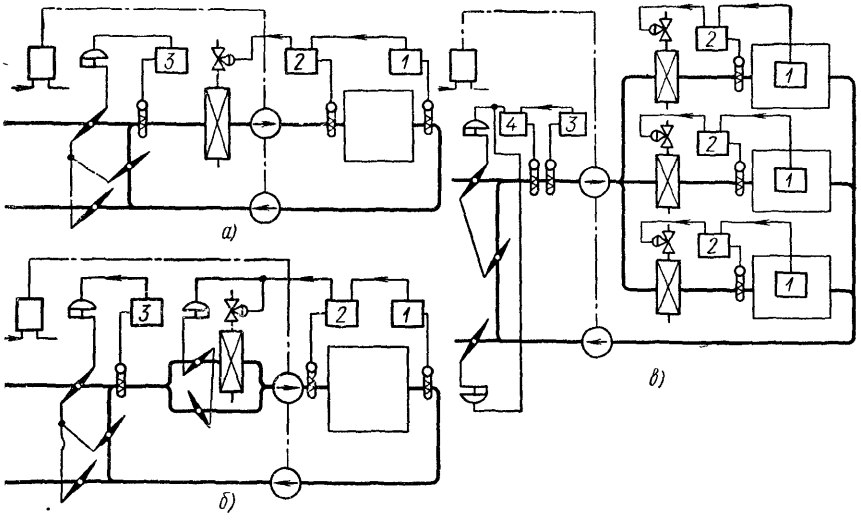


Рис. 71. Система регулирования температуры воздуха с ограничением:

а — регулирование температуры удаляемого воздуха; *б* — регулирование температуры удаляемого воздуха при наличии байпаса; *в* — многозональное регулирование при минимальном ограничении температуры приточного воздуха; *1, 2, 3, 4* — регуляторы

Основные методы автоматического регулирования влажности воздуха. В СКВ применяются, как правило, два метода автоматического регулирования относительной влажности воздуха.

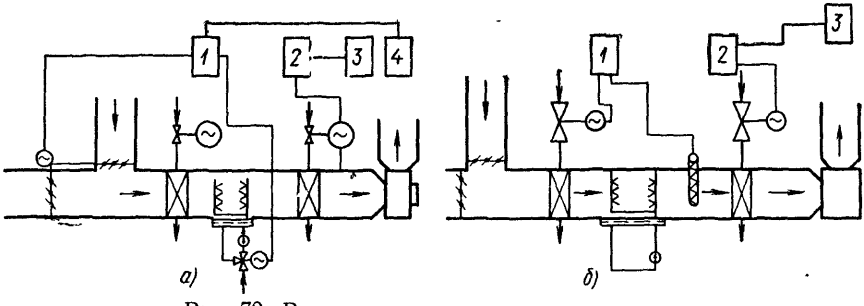


Рис. 72. Регулирование влажности воздуха:

а — прямое; *б* — непрямое; *1* — регулятор влажности воздуха; *2* — регулятор температуры воздуха; *3, 4* — первичные преобразователи

1. С помощью регулятора влажности, устанавливаемого непосредственно в помещении (рис. 72, *а*). Регулятор относительной влажности изменяет количество (или температуру) поступающей в камеру орошения воды и одновременно управляет одним из

исполнительных механизмов (ИМ), установленных на линиях холодо- и теплоносителей. Таким образом, обеспечивается заданная относительная влажность воздуха в помещении (прямое регулирование влажности воздуха).

2. По температуре точки росы (рис. 72, *б*). Регулятор температуры установлен после камеры орошения. Теоретически воздух после камеры орошения (при заданной температуре) имеет 100% насыщения. Регулируя температуру в помещении воздухонагревателем второго подогрева, этот регулятор обеспечивает необходимую относительную влажность воздуха в кондиционируемом помещении (косвенное регулирование).

В схеме на рис. 73, *а* температура точки росы изменяется за счет подогрева воды, поступающей к форсункам камеры орошения, на рис. 73, *б* — за счет подмешивания холодной воды. В схемах на рис. 73, *в*, *г* имеет место адиабатное увлажнение, а температура точки росы изменяется за счет смешения двух потоков воздуха — увлажненного и неувлажненного.

Сложной задачей при регулировании параметров микроклимата является увлажнение воздуха.

В современной технике кондиционирования используются парогенераторы различного рода. Эти устройства можно применять как основные технологические аппараты для увлажнения воздуха (при отсутствии камеры орошения), а также в качестве доувлажнителей.

Типичным примером парового увлажнителя может служить парогенератор «Армстронг» (США) (рис. 73, *д*).

По трубопроводу *4* сухой пар подается в увлажнитель и в паровую рубашку *5* распределительного трубопровода. Температура и давление пара в этом трубопроводе равны температуре и давлению поступающего пара. С помощью дефлектора *6* из питающего пара отделяется конденсат.

В сепарационной камере *7* скорость прохождения пара снижается до оптимальной. Конденсат *8* из питающего пара и макрочастицы, содержащиеся в нем, отводятся в конденсационный горшок *1*. Из сепарационной камеры пар проходит через дозирующий клапан *3*, положение которого задается системой регулирования (электрический или пневматический исполнительный механизм). Далее пар через дозирующий клапан поступает в сушильную камеру *2*, рубашкой которой служит сепарационная камера *7*.

Пар, поступающий в сушильную камеру, имеет температуру питающего пара и атмосферное давление. Вода, присутствующая в виде тумана, подвергается повторному испарению. Поскольку паровая рубашка *5* охватывает три четверти поверхности распределительной трубы, пар в рубашке имеет давление и температуру питающего пара, и, таким образом, предупреждается возможность конденсации.

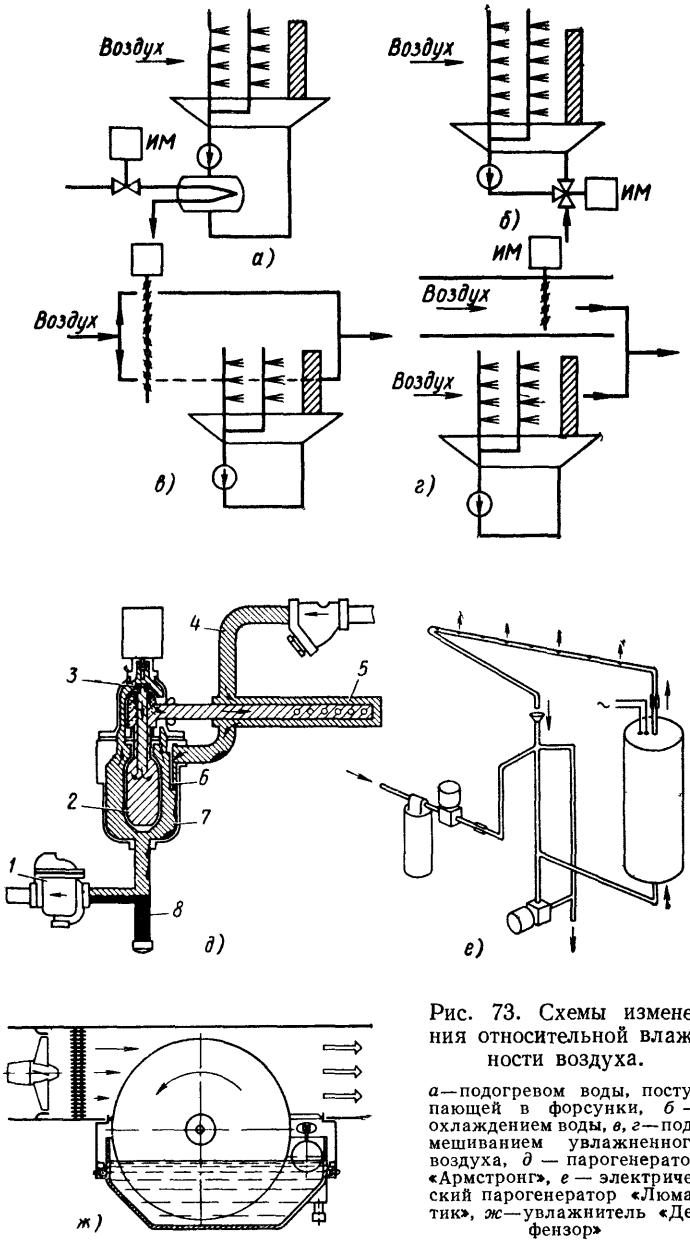


Рис. 73. Схемы изменения относительной влажности воздуха.

а—подогревом воды, поступающей в форсунки, *б* — охлаждением воды, *в, г*—подмешиванием увлажненного воздуха, *д* — парогенератор «Армстронг», *е* — электрический парогенератор «Люматик», *ж*—увлажнитель «Дефензор»

Пар, проходящий через дозирующий клапан, создает шум, который почти полностью устраняется звукопоглощающим материалом (металлическая стружка). Для предупреждения возможного свистящего шума при прохождении пара на большой скорости через отверстия в трубе по всей длине трубы установлен внутренний приглушающий экран.

Схема электрического парогенератора «Люматик» приведена на рис. 73,*е*.

Парогенератор состоит из двух коаксиально расположенных цилиндрических электродов из металлической сетки, заключенных в закрытый сосуд, находящийся под давлением воды.

Регулятор влажности управляет включением напряжения на электроды. При этом ток, проходящий через ионизированную воду, быстро ее нагревает и обеспечивает интенсивное парообразование. Каждый элемент обеспечивает до 5,5 кг пара в час. Необходимое количество пара может быть получено с помощью батареи элементов «Люматик».

На рис. 73, *ж* показан увлажнитель «Дефензор» [Швейцария]. Увлажнитель представляет собой набор сетчатых дисков, вращающихся с постоянной (или переменной) скоростью в водяной ванне. Нижняя часть дисков погружена в воду. При повороте сетчатый диск с каплями воды обдувается воздухом. Частота вращения диска 0,5—10 об/ч, диаметр дисков 450, 425, 325 мм. Обычно пар от увлажнителя такого типа подается непосредственно в воздуховод.

В технике кондиционирования воздуха находят широкое применение системы с коррекцией по параметрам наружного и приточного воздуха, а также по параметрам воздуха в кондиционируемом помещении, переход к которым позволяет наилучшим образом компенсировать возмущения, возникающие как в самом объекте, так и вне его.

На рис. 74, *а* приведена функциональная схема регулирования температуры воздуха в помещении с коррекцией по температуре наружного воздуха [24].

Графики, приведенные на рис. 74, *б*, поясняют работу этой системы. Зависимости *1*, *2*, *3* представляют собой статические характеристики объекта $\theta_o = f\left(\frac{H}{H_{max}}\right)$, где $\frac{H}{H_{max}}$ — относительное перемещение регулирующего органа при различной температуре $\theta_н$ наружного воздуха. Прямые *4* и *5* — характеристики П-регулятора. Точка пересечения характеристики П-регулятора с характеристикой объекта является рабочей точкой системы.

Как видно из графиков, для обеспечения заданного значения температуры $\theta_o = 20°$ С при наружной температуре $\theta_н = 0°$ С (точка *1*) необходимо открытие регулирующего органа на 45%, при этом диапазон пропорциональности $x_p = 6°$ С. При температуре наружного воздуха $\theta_н = 10°$ С рабочая точка сместится

в положение *II*, при этом возникает остаточное отклонение, которое может быть устранено, если переместить линию *4* в положение *4'*. При $\theta_н = -10°$ С (рабочая точка *III*) поддержание заданного значения возможно при перемещении характеристики *4* в положение *4''*.

Перемещение характеристики П-регулятора осуществляется изменением заданного значения температуры для рабочей точки *II* с 20 до 18,5° С, а для рабочей точки *III* — с 20 до 22° С.

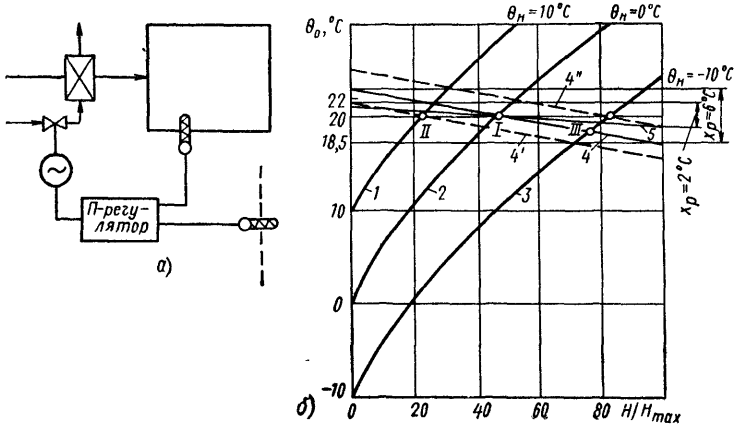


Рис. 74. Система регулирования температуры воздуха в объекте с коррекцией по температуре наружного воздуха:
а — функциональная схема; *б* — расчетные зависимости

Из приведенного примера можно сделать следующие выводы:

учет возмущений возможен тогда, когда величина возмущения доминирующая и ее можно измерить (например, наружная температура);

величина возмущения и регулируемая величина коррелируемы; должны иметь место эмпирические или аналитические выражения зависимости между температурами наружного воздуха и воздуха в помещении;

при наличии линеаризованной зависимости описанного вида возможно такое изменение заданного значения, которое обеспечит использование П-регулятора без остаточного отклонения (по основному возмущению);

другие (неучитываемые) возмущения будут вызывать остаточное отклонение регулируемой температуры.

На рис. 75, *а* приведена система регулирования температуры $\theta_п$ приточного воздуха с коррекцией по температуре $\theta_н$ наружного воздуха. В этом случае должна быть известна функция $\theta_о = f(\theta_п)$. Искомая зависимость определится с помощью функции $\theta_п = f(\theta_н)$. С помощью этой (по возможности линеаризованной) функции должно быть скорректировано заданное значение

температуры воздуха в помещении. В отличие от ранее рассмотренного случая, когда задание корректируется с целью устранения остаточного отклонения, в данном случае имеет место непрерывная коррекция с помощью П- или ПИ-регулятора.

Такое регулирование температуры приточного воздуха целесообразно в том случае, когда одна установка кондиционирования воздуха обслуживает большое число помещений с одинаковой и постоянной тепловой нагрузкой.

На рис. 75, *б* показана схема регулирования с использованием вспомогательного регулируемого параметра. Предпосылками при-

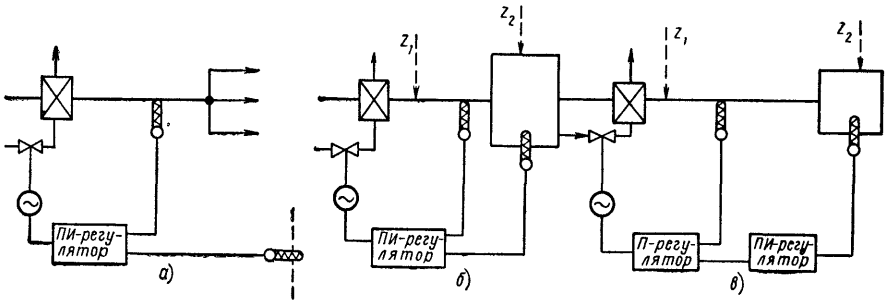


Рис. 75. Системы регулирования температуры приточного воздуха:
а — с коррекцией по температуре наружного воздуха; *б* — с использованием промежуточного регулируемого параметра; *в* — каскадная система

менения этой системы являются значительное запаздывание между точками измерения основного и вспомогательного регулируемых параметров и возмущения перед обеими точками измерения. При этом время действия возмущения z_1 должно быть меньше, чем время действия возмущения z_2, непосредственно влияющего на регулируемый параметр. Эта схема может быть реализована с помощью двух первичных преобразователей температуры, имеющих различные динамические характеристики [15].

Принцип каскадного регулирования температуры воздуха в помещении показан на рис. 39. Система является двухконтурной и обеспечивает высокое качество процессов регулирования. Вспомогательная цепь со специальным регулятором обеспечивает быструю компенсацию возмущения в объекте регулирования путем изменения задания стабилизирующему регулятору.

Условимся в дальнейшем называть каскадной системой регулирования многоконтурную систему, в которой выходные параметры одних контуров регулирования являются задающими параметрами других контуров.

Принцип регулирования при ограничении минимального значения температуры приточного воздуха показан на рис. 76 [24].

Система минимального ограничения позволяет при быстром изменении тепловых нагрузок в помещении и, следовательно, при

изменениях температуры воздуха таким образом изменять температуру приточного воздуха, чтобы она не была ниже заданного значения. Такая система особенно эффективна при больших запаздываниях объекта регулирования.

На рис. 76, *а* показана схема с использованием электронного моста, в плечо *1* которого включается первичный преобразователь — термометр сопротивления, помещаемый в канале приточного воздуха. Реохорд *2* является задатчиком.

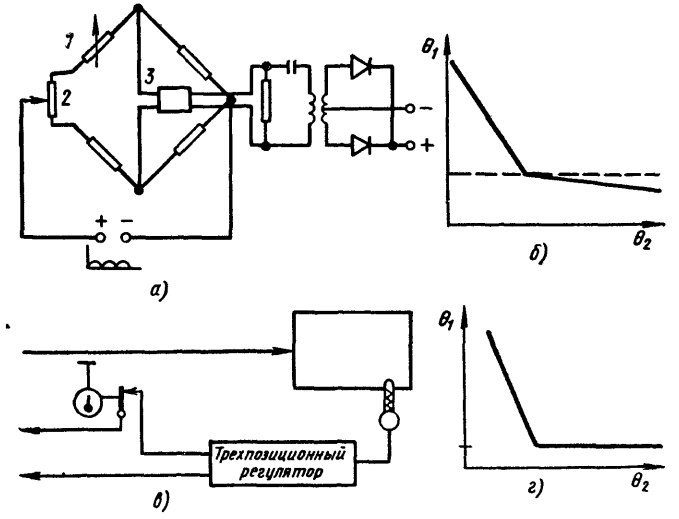


Рис. 76. Системы минимального ограничения:

а, б — с использованием электронного автоматического моста; *в, г* — с использованием ртутно-контактного термометра

До тех пор, пока действующее значение температуры приточного воздуха выше заданного, усилитель постоянного тока *3* заперт. Если действующее значение температуры приточного воздуха ниже заданного, изменяется полярность напряжения в диагонали моста, и на выходе усилителя появляется усиленный сигнал разбаланса. Мостовая схема питается пульсирующим напряжением от однополупериодного выпрямителя. Переменная составляющая сигнала выделяется, усиливается и после выпрямления используется для коррекции заданного значения температуры в помещении и, следовательно, для изменения температуры приточного воздуха. Зависимость температуры θ_1 приточного воздуха от температуры θ_2 в помещении приведена на рис. 76, *б*.

Другой вариант этой системы приведен на рис. 76, *в*. В канале приточного воздуха установлен контактный термометр. В зависимости от заданного значения температуры контактного термометра отключается подача холодоносителя, и температура воздуха в канале не может быть ниже заданной. Характер зависимости $\theta_2 = f(\theta_1)$ приведен на рис. 76, *г*.

26. КЛАССИФИКАЦИЯ И НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА

Общая классификация автоматических систем приведена на схеме рис. 77. Классификация по способу регулирования относительной влажности воздуха приведена на рис. 78.

Практически во всех системах используются следующие регуляторы с типовыми алгоритмами: релейные (двух- и трехпозиционные); релейно-импульсные; непрерывного действия (П, ПИ и ПИД).

Структуры систем, построенных на основе использования этих регуляторов, могут быть как одноконтурными, так и многоконтурными.

Рассмотрим некоторые особенности основных систем регулирования, влияющие на качество стабилизации параметров воздуха («открыто-закрыто»).

Система двухпозиционного регулирования может находиться только в двух состояниях, которые соответствуют двум значениям регулируемого параметра (рис. 79, *а*). Обозначим x_0 разность между этими значениями параметра.

Например, если температура при полностью открытом регулирующем органе равна 95° С, а при полностью закрытом 25° С, то диапазон $x_0 = 70°$ С. Естественно, при наличии двухпозиционного регулятора регулируемый параметр никогда не достигает этих границ, а колеблется в узких пределах с амплитудой x_{max} и частотой f, определяемых зоной нечувствительности x_d регулятора и параметрами объекта регулирования. Зависимости между этими параметрами приведены на рис. 79, *б* [23].

На левой и правой осях ординат отложены соответственно x_{max}/x_0 и произведение fT_0 — параметры автоколебаний регулируемой величины. Кривые построены для различных значений $\tau/T_{об}$.

Для пояснения пользования этими графиками рассмотрим пример для объекта, у которого $\tau = 0{,}5$ мин; $T_{об} = 50$ мин; отношение $\tau/T_{об} = 0{,}01$. Если диапазон x_0 равен, например, 70° С, а зона нечувствительности регулятора $x_d = 3{,}5°$ С, то отношение $x_d/x_0 = 0{,}05$. Соответствующее значение отношения x_{max}/x_0, как это следует из графиков на рис. 79, *б*, равно 0,06, и, следовательно, амплитуда автоколебаний $x_{max} = 70 \cdot 0{,}06 = 4{,}2°$ С.

Из этого же графика следует, что произведение $fT_0 = 4$, и, следовательно, частота автоколебаний $f = 4 : 50$, а период — $T_0 = 12{,}5$ мин.

На следующем примере рассмотрим влияние запаздывания на параметры автоколебаний. Пусть запаздывание объекта регулирования $\tau = 5$ мин. Предположим далее, что $x_0 = 40°$ С; $x_d = 0{,}5°$ С; отношение $\tau/T_{об} = 0{,}1$, а $x_d/x_0 = 0{,}0125$. По графику



Рис. 77. Общая классификация автоматических систем регулирования

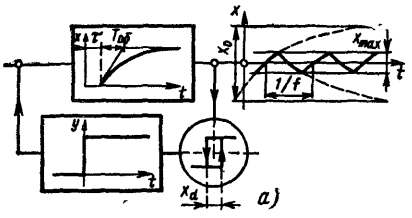


Рис. 78. Классификация СКВ по способу регулирования относительной влажности

на рис. 79, *б* определим отношение $x_{max}/x_0 = 0{,}1$ и произведение $fT_0 = 2{,}5$. Амплитуда автоколебаний $x_{max} = 40°$ С, а период $T_0 = {}^1/f = 20$ мин.

Увеличение времени чистого запаздывания может привести к тому, что двухпозиционный регулятор практически нельзя будет использовать. Отметим также, что произведение fT_0 жестко связано с отношением x_{max}/x_0 и, следовательно, не может быть изменено, если x_{max} задано. При малоинерционных объектах регулирования частота переключения будет весьма большой, что недопустимо с точки зрения надежности работы оборудования.

Таким образом, применение двухпозиционного регулирования ограничено в двух случаях: при малых постоянных времени объектов регулирования; при больших значениях величины запазды-



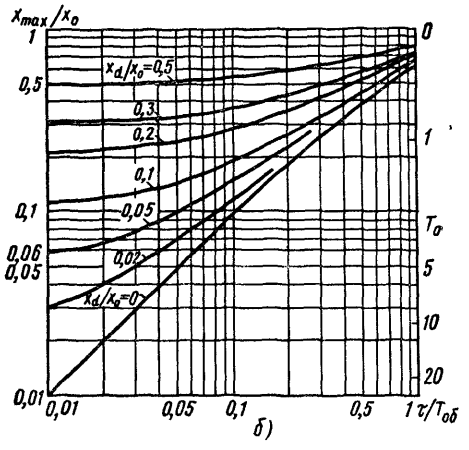
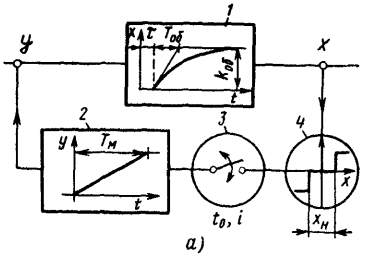


Рис. 79. Система двухпозиционного регулирования:

а — структурная схема; *б* — расчетные зависимости

вания объектов регулирования. Эти ограничения в значительной степени снимаются с помощью релейно импульсного регулирования, блок-схема которого приведена на рис. 80, *а*.



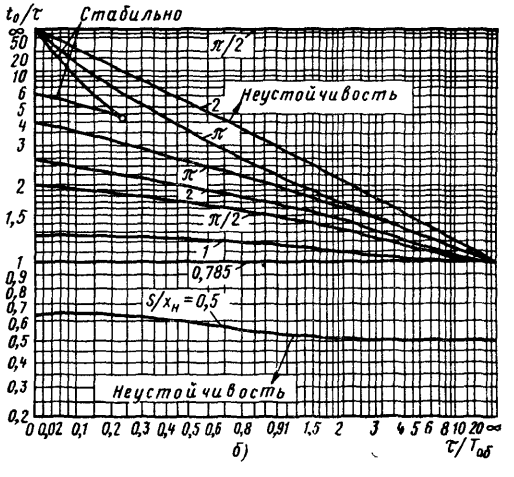


Рис. 80. Релейно-импульсная система регулирования:

а — структурная схема; *б*—расчетные зависимости

Система релейно-импульсного регулирования с трехпозиционным регулятором позволяет получить высокую точность регулирования.

При данном способе управления исполнительный механизм *2* может находиться не только в двух крайних положениях, но может занимать и ряд промежуточных. Импульсное управление происходит в том случае, когда отклонение регулируемого параметра

больше зоны нечувствительности $x_н$ трехпозиционного регулятора *4*.

Сигналы от первичного преобразователя воспринимаются, например, шаговым реле *3*, которое каждые t_0 секунд выдает импульс длительностью it_0 (t_0 — импульсный цикл; i — скважность импульса). Импульсы поступают в исполнительный механизм с электромоторным приводом. Общее время полного хода исполнительного механизма $T_м$ секунд.

Действие каждого импульса влечет за собой определенное изменение регулируемого параметра объекта *1*, который характеризуется постоянной времени $T_{об}$, запаздыванием τ и коэффициентом усиления $k_{об}$. Предположим, что подан один импульс. Регулируемый параметр x изменится, но по прошествии некоторого времени стабилизируется в новом установившемся состоянии. Величина, характеризующая изменение регулируемого параметра в процессе работы, называется шагом S, который определяется выражением

$$S = it_0 \frac{k_{об}}{T_м}.$$

При импульсном регулировании система реагирует на возмущение двояко: возможен либо автоколебательный режим, либо стационарный в пределах зоны нечувствительности.

Графики на рис. 80, *б* иллюстрируют зависимость, существующую между параметрами объекта регулирования и параметрами регулятора на границе устойчивости.

По оси абсцисс отложены отношения $\tau/T_{об}$, характеризующие объект регулирования. По оси ординат отложены отношения t_0/τ импульсного цикла регулятора к запаздыванию объекта — так называемое относительное время импульсного цикла. Кривым на рис. 80, *б* соответствуют различные значения отношений шага к зоне нечувствительности $S/x_н$. График построен в безразмерных величинах [23].

Если шаг равен зоне нечувствительности, то отношение $S/x_н = 1$. Из соответствующей кривой на рис. 80, *б* видно, при какой величине относительного времени импульсного цикла t_0/τ достигается граница устойчивости системы. Влияние отношения $\tau/T_{об}$ незначительно. Предположим, что требуется определить границу устойчивости для объекта с отношением $\tau/T_{об} = 1{,}2$. Уменьшение импульсного цикла t_0 приводит в область неустойчивости (к большей амплитуде колебаний). Удлинение импульсного цикла приводит к эффекту демпфирования. Устойчивость повышается пропорционально отношению t_0/τ; повышение устойчивости означает, что регулируемый параметр вернется в пределы зоны нечувствительности с меньшими колебаниями.

Утверждение, что устойчивость повышается с увеличением относительного времени импульсного цикла, верно только для области $S/x_н = \pi/2$. При большем шаге S или меньшей величине

зоны нечувствительности $x_н$ поведение импульсного регулирования в отношении устойчивости полностью изменяется.

Предположим, что требуется найти границу устойчивости для значений $\tau/T_{об} = 0{,}5$ и $S/x_н = 2$; находим, что вертикаль, проведенная к оси абсцисс через точку с координатой 0,5, имеет две точки пересечения, так как для отношения $S/x_н = 2$ имеется две кривых. По ординате определяем, что для того чтобы система была устойчивой отношение t_0/τ должно находиться в интервале

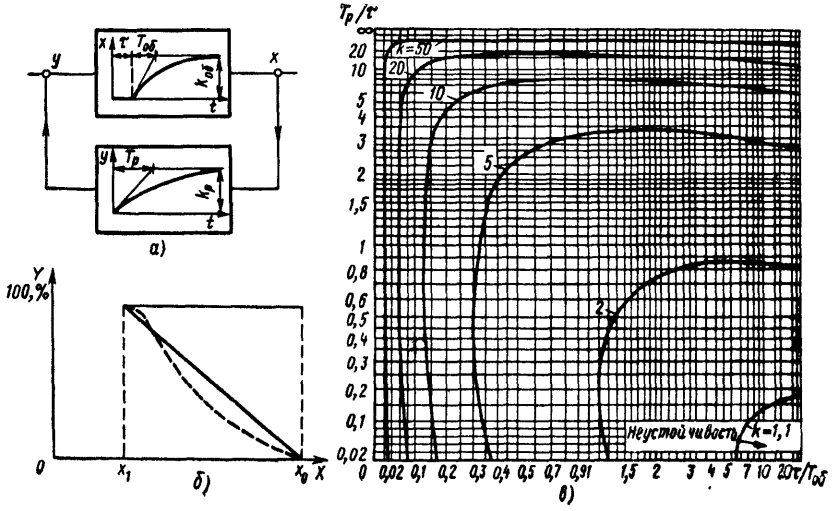


Рис. 81. Пропорциональная система регулирования:

а — структурная схема; *б* — статические характеристики П-регулятора; *в* — кривые равной степени устойчивости

от 1,95 до 5,2. Область устойчивости уменьшается с увеличением отношения $S/x_н$, в то же время увеличивается влияние $\tau/T_{об}$ до тех пор, пока при $S/x_и > \pi$ область устойчивости для больших значений отношения $\tau/T_{об}$ не сократится до нуля.

Изменяя величину импульсного цикла t_0, можно настроить регулятор в соответствии с параметрами объекта и обеспечить устойчивость системы. Простота и надежность пропорциональных регуляторов (особенно прямого действия) обусловила их широкое применение в системах кондиционирования воздуха. В сложных системах непрерывного действия алгоритм П-регулятора является определяющим.

При использовании П-регулятора соотношение между регулируемым параметром и регулирующим воздействием в стационарном режиме постоянное, определяемое коэффициентом усиления регулятора. Структурная схема и статическая характеристика П-регулятора приведены на рис. 81.

Управляющее воздействие определяется выражением

$$y = \kappa_р x,$$

где $k_р$ — коэффициент пропорциональности; x — регулируемый параметр.

Практически чаще используется понятие «зона», или диапазон пропорциональности, которое определяет отклонение регулируемого параметра, необходимое для полного перемещения регулирующего органа.

Если предположить, что диапазон пропорциональности $X_0 - X_1 = 2°$ С, а полный ход регулирующего органа 20 мм, то $k_р = \frac{y}{x} = 10$ мм/°С.

Однако, если статическая характеристика П-регулятора нелинейна (штриховая линия на рис. 81, *б*), то при малых отклонениях параметра x коэффициент пропорциональности $k_р$ можно считать постоянным, но при больших отклонениях эта пропорциональность нарушается. Обычно общее определение диапазона пропорциональности приводят без учета этой нелинейности.

Коэффициент передачи не определяет полностью свойств П-регулятора; должно быть также известно время его реакции на изменение входного сигнала — постоянная времени регулятора $T_р$. Для анализа этого параметра предположим сначала, что реакция регулятора мгновенна (без запаздывания). Однако постоянная времени $T_р$ должна учитывать не только инерционность элементов регулятора, но и время срабатывания регулирующего устройства.

Система пропорционального регулирования может быть как устойчивой, так и неустойчивой. Семейство кривых, приведенное на рис. 81, *в*, позволяет судить об устойчивости системы при различных параметрах объекта регулирования и регулятора. Кривые представляют собой геометрические места точек, соответствующие зависимостям между параметрами объекта регулирования и регулятора, которые удовлетворяют условиям устойчивости [23]. Следовательно, каждая кривая делит координатную плоскость на две области: слева — область устойчивости, справа — неустойчивости. По оси абсцисс отложены значения $\tau/T_{об}$, характеризующие объект регулирования, по оси ординат отложены значения $T_р/\tau$, позволяющие сравнивать постоянную времени регулятора с запаздыванием объекта регулирования. Кривые, ограничивающие области устойчивости, построены для различных значений $k = k_{об}k_р$, где k — общий коэффициент усиления разомкнутой системы регулирования.

При использовании этих графиков следует иметь в виду, что в объекте, характеризуемом конкретным значением отношения $\tau/T_{об}$, быстродействующий П-регулятор ($T_р/\tau$ мало) можно использовать только в том случае, если общий коэффициент передачи не превышает некоторого значения, определяемого отноше-

нием $\tau/T_{об}$. Например, если $\tau/T_{об} = 0{,}3$, то $k < 5$, что может быть выполнено, если $k_р$ и $k_{об}$ достаточно малы. Коэффициент передачи $k_{об}$ определяется конкретными условиями и зависит от регулирующего органа. Поэтому коэффициент $k_р$ необходимо выбрать таким образом, чтобы система была устойчивой. Однако во многих случаях небольшой коэффициент передачи $k_р$, эквивалентный большой зоне пропорциональности, обусловлен тем, что при расширении диапазона пропорциональности величины, характеризующие значение регулируемого параметра в стационарном режиме, становятся в значительной степени зависимыми от нагрузки объекта. Следовательно, при рассмотрении и учете точностных характеристик диапазон пропорциональности практически уже предопределен, т. е. выбор величины $k_р$ ограничен. Рассмотрим это положение на примере регулирования температуры приточного воздуха.

Допустим, что ширина диапазона пропорциональности не должна превышать 2° С. При этом значение $k_р$ уже предопределено, и, следовательно, регулятор с выбранным значением $k_р$ может быть использован только в объектах, для которых отношение $\tau/T_{об}$ меньше граничного значения, соответствующего заданной величине k (т. е. если $k = 5$, то отношение $\tau/T_{об} < 0{,}3$). При несоблюдении этих условий следует применять более инерционный регулятор, для которого значение $T_р/\tau$ больше граничного значения, зависящего от величины k (например, если $k = 5$, то отношение $T_р/\tau < 3{,}3$).

Таким образом, более высокая точность стабилизации может быть достигнута путем ограничения диапазона пропорциональности. В то же время П-регулятор должен быть менее быстродействующим (отношение $T_р/\tau$ должно быть увеличено), для того чтобы система оставалась устойчивой. И, следовательно, возмущения будут компенсироваться медленнее.

Для иллюстрации этого положения рассмотрим следующий пример. Параметры объекта: $\tau = 2$ мин; $T_{об} = 15$ мин; $k_{об} = 15°$ С/100% хода регулирующего органа; $\tau/T_{об} = 0{,}133$. Диапазон пропорциональности регулятора 2° С.

При $k_р$, равном 50% хода регулирующего органа на 1° С, $k = k_р k_{об} = 50 \cdot 15/100 = 7{,}5$.

По графику на рис. 81, *в* находим, что при этих условиях система будет устойчивой при любых значениях отношения $T_р/\tau$.

Если необходима большая точность, диапазон пропорциональности следует уменьшить до 1° С, при этом k увеличится до 15. Из графика следует, что в этом случае отношение $T_р/\tau$ будет несколько превышать 14, а это означает, что $T_р = 30$ мин, что в большинстве случаев невыполнимо.

Отсюда следует вывод: если имеется быстродействующая устойчивая система с П-регулятором, общий коэффициент усиления k которой постепенно увеличивается, нельзя обеспечить устойчивость системы постепенным снижением быстродействия регуля-

тора. Если k превышает граничное значение, определяемое отношением $\tau/T_{об}$, необходимо увеличивать отношение $T_р/\tau$, для того чтобы удовлетворить условиям устойчивости.

В приведенном примере такая граница достигается при $k = 10$. Улучшение качества систем непрерывного регулирования параметров воздуха достигается использованием ПИ- и ПИД-регуляторов, специфика применения которых широко освещена в общей теории автоматического регулирования.

27. ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СКВ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

По способу регулирования относительной влажности воздуха в объекте системы делятся на два типа:

системы с *косвенным регулированием* относительной влажности воздуха; в этом случае относительная влажность воздуха в объекте стабилизируется или изменяется по заданной программе в функции температуры точки росы после камеры орошения и температуры в самом объекте;

системы *с прямым регулированием* относительной влажности воздуха с помощью регулятора влажности, первичный преобразователь которого установлен в самом объекте; этот регулятор воздействует непосредственно на подачу соответствующих энергоносителей таким образом, чтобы в объекте регулирования поддерживалась заданная влажность воздуха.

На рис. 82, *а* приведена система косвенного регулирования относительной влажности воздуха с двумя режимами: летним и зимним. Заданное значение температуры летней точки росы выше зимней.

Регулирование температуры воздуха осуществляется регулятором *1*, первичный преобразователь которого расположен в объекте. В схеме имеет место ограничение по минимуму температуры приточного воздуха с помощью регулятора-ограничителя *2*. Температура смеси наружного и рециркуляционного воздуха стабилизируется регуляторами *5* и *6*, а температура смеси воздуха — автономным контуром регулирования по двум режимам (летнему и зимнему, причем регуляторы *3* и *4* включены по схеме «ограничения»).

На рис. 82, *б* показана схема для изменения температуры воды в камере орошения с помощью двух теплообменников — воздухонагревателя и воздухоохладителя. Схема позволяет интенсивно воздействовать на температуру точки росы и в ряде случаев отказаться от предварительного нагрева или охлаждения воздуха. В качестве охладителя воды можно использовать испаритель холодильной машины. Диаграмма работы вентилей приведена на рис. 82, *в*.

Схемы с так называемой скользящей температурой точки росы показаны на рис. 83. Схема с камерой орошения (рис. 83, *а*)

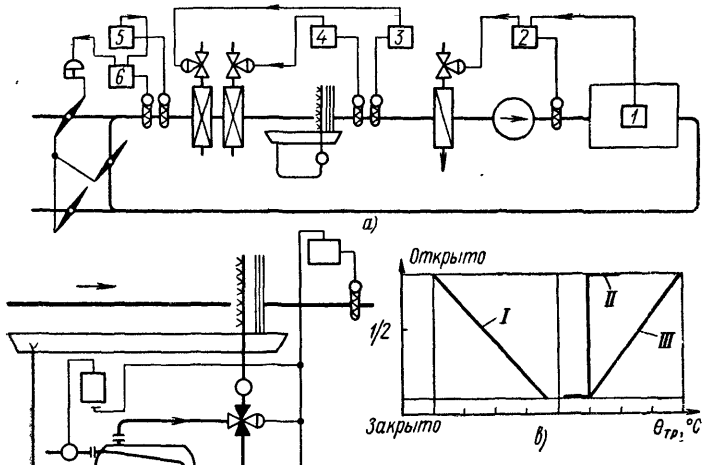


Рис. 82. Система косвенного регулирования влажности с двумя режимами:

а — функциональная схема; *б* — схема регулирования температуры воды; *в* — графики работы элементов схемы: *I* — вентиля горячей воды; *II* — компрессора; *III* — вентиля холодной воды

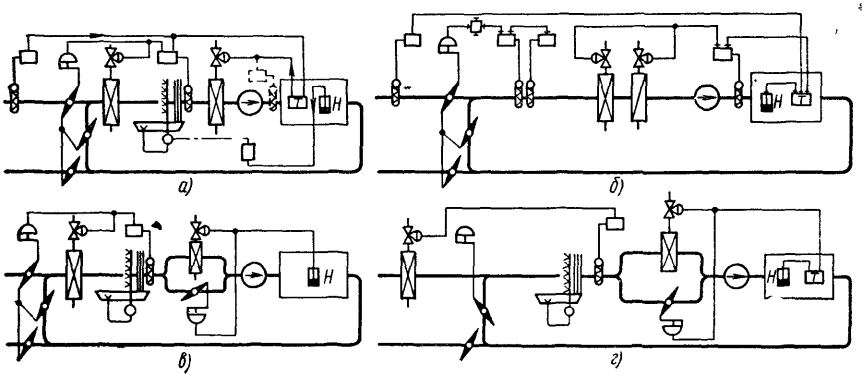


Рис. 83. Схемы со скользящей температурой точки росы:

а — с камерой орошения; *б* — без камеры орошения; *в* — с регулятором влажности воздуха объекта; *г* — с предварительным подогревом наружного воздуха

обеспечивает два режима — летний и зимний. В зимнем режиме температура и влажность воздуха в объекте постоянны, а в летнем температура точки росы и температура в объекте могут изменяться в заданных пределах; влажность воздуха в объекте постоянна.

Отсутствие воздухоохладителя в схеме исключает ее нормальную работу при очень высокой наружной температуре воздуха и высокой относительной влажности. Регулятор, первичный преобразователь которого установлен в потоке наружного воздуха, изменяет заданные значения температуры точки росы и температуры воздуха в объекте. Смесительно-регулирующий воздушный клапан и воздухонагреватель предварительного подогрева работают последовательно. Регулятор температуры объекта управляет подачей теплоносителя в воздухонагреватель. Возможно также применение минимального ограничения (показано штриховыми линиями).

Регулятор влажности в этой схеме является минимальным ограничителем влажности в объекте. При увеличении относительной влажности воздуха по сравнению с заданной регулятор влажности включает через промежуточное реле водяной насос циркуляции воды в камере орошения.

Скользящий режим без камеры орошения обеспечивает установка, схема которой показана на рис. 83, *б*. В зимний период поддерживается постоянная температура в помещении при минимальном ограничении температуры приточного воздуха. В летний период температура воздуха изменяется в функции температуры наружного воздуха — регулятор температуры наружного воздуха автоматически изменяет задание регулятора температуры объекта. Регулятор влажности воздуха объекта является максимальным ограничителем, и если относительная влажность в объекте превышает заданное значение, увеличивается подогрев воздуха в воздухонагревателе.

При полном регулировании влажности воздуха регулятор влажности, расположенный непосредственно в объекте, воздействует на регулирующие органы элементов установки, влияющих на величину относительной влажности в объекте. Схема такой установки показана на рис. 83, *в*. В этом случае температура и относительная влажность воздуха поддерживаются постоянными.

В летнем режиме влажность воздуха постоянна, температура воздуха в объекте «скользит» по линии относительной влажности, так как в схеме отсутствует воздухоохладитель, который обеспечивает заданное значение температуры точки росы при высокой наружной температуре. Байпас снижает инерционность воздухонагревателя.

Другая схема прямого регулирования влажности воздуха показана на рис. 83, *г*. Регулятор температуры объекта включает воздухонагреватель тогда, когда температура воздуха становится ниже заданного значения, и таким образом устраняется поступ-

ление влажного воздуха. Расположение воздухонагревателя предварительного подогрева в канале наружного воздуха возможно в зонах с мягкими климатическими условиями, поскольку в этом случае отсутствует опасность замерзания.

В схеме, показанной на рис. 84, *а*, понижение температуры точки росы достигается подмешиванием холодной воды в камере орошения. Относительная влажность воздуха в помещении постоянна, температура в объекте летом несколько выше, чем зимой, поскольку заданное значение температуры летней точки росы

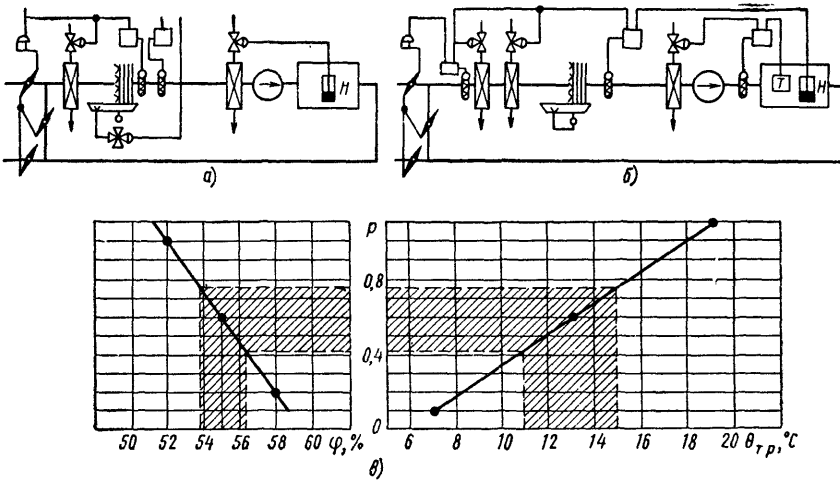


Рис. 84. Схемы регулирования влажности воздуха:

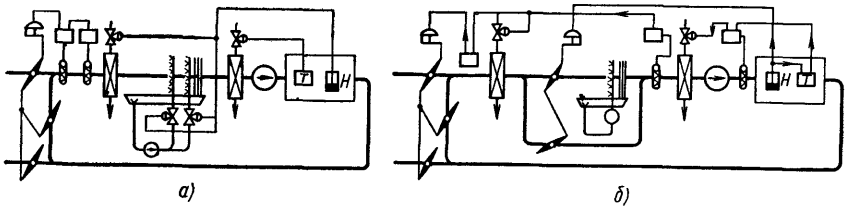
а — прямое регулирование с подмешиванием холодной воды в камеру орошения; *б* — каскадная схема; *в* — зависимость заданного значения температуры точки росы от изменения относительной влажности воздуха в объекте

выше зимней. Регулятор температуры точки росы управляет работой воздухонагревателя предварительного подогрева и смесительного воздушного клапана.

Регулятор относительной влажности управляет клапаном воздухонагревателя. На рис. 84, *б* регулятор влажности объекта непрерывно изменяет задание регулятора температуры точки росы; таким образом, температура точки росы «следит» за относительной влажностью в объекте. Регулятор температуры точки росы управляет работой воздухонагревателя предварительного подогрева воздуха (или воздухоохладителя) и смесительных воздушных клапанов. Регулятор температуры объекта изменяет заданное значение регулятора-ограничителя, который управляет работой этой системы. Диаграммы работы показаны на рис. 84, *в*.

Система регулирования, схема которой приведена на рис. 85, *а*, обеспечивает постоянную влажность и «скользящую» по линии

относительной влажности температуру. Регулятор влажности управляет работой камеры орошения и воздухонагревателя предварительного подогрева воздуха, изменяя температуру точки росы. Регулятор температуры управляет работой воздухонагревателя второго подогрева.



а) *б)*

Рис. 85. Схемы регулирования влажности воздуха:

а — обеспечивающая постоянную влажность и «скользящую» температуру, *б* — с байпасированием камеры орошения

Схема, приведенная на рис. 85, *б*, отличается наличием байпаса у камеры орошения. Регулятор температуры точки росы управляет работой воздухонагревателя первого подогрева и

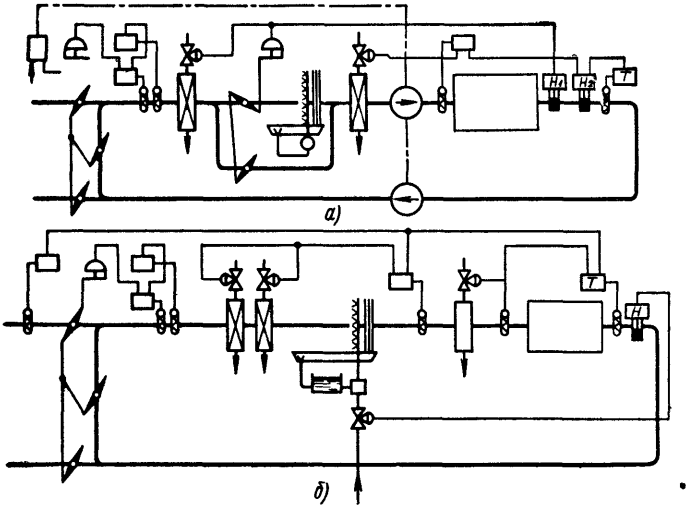


Рис. 86. Схемы регулирования влажности воздуха:

а — по влажности в канале удаляемого воздуха, *б* — прямого регулирования влажности

сдвоенного воздушного клапана перед камерой орошения, что позволяет изменять влажность воздуха смешением двух потоков воздуха равной влажности.

Схема с регуляторами влажности, установленными в канале за объектом регулирования, показана на рис. 86, *а*. Температура и влажность воздуха в объекте поддерживаются постоянными. Регулятор влажности H_1 управляет работой воздухонагревателя первого подогрева и сдвоенного воздушного клапана камеры орошения. Регулятор влажности H_2 используется как максимальный ограничитель влажности в объекте.

Регулятор температуры T через максимальный ограничитель влажности H_2 управляет работой воздухонагревателя второго подогрева; если при полностью открытом байпасе влажность

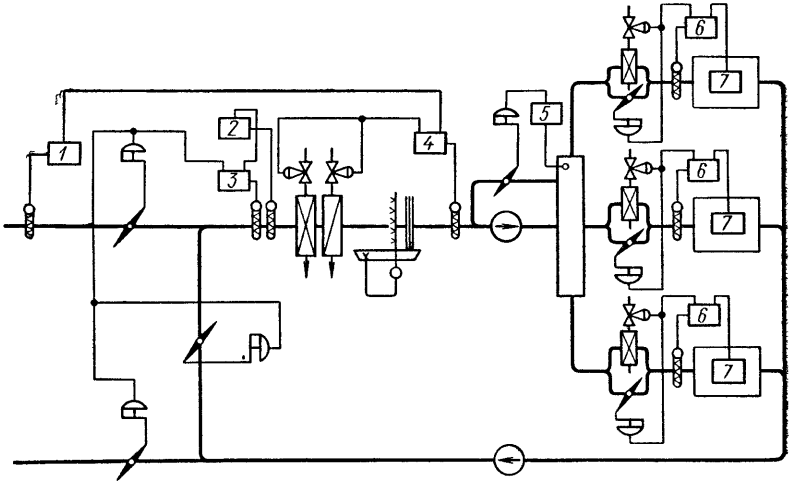


Рис. 87. Система с зональными подогревателями

воздуха в объекте достигает заданного значения, то регулятор температуры через регулятор влажности H_2 открывает вентиль воздухонагревателя второго подогрева. Заданное значение влажности, установленное на регуляторе влажности H_2, должно быть несколько больше, чем на регуляторе H_1.

Схема, приведенная на рис. 85, *б*, обеспечивает работу в двух режимах: в зимнем с постоянными температурой и влажностью воздуха и в летнем, когда влажность воздуха постоянна, а температура объекта изменяется в функции температуры наружного воздуха.

Регулятор температуры наружного воздуха изменяет задания регулятора точки росы и регулятора температуры воздуха в объекте.

В схеме осуществляется прямое регулирование влажности воздуха в объекте непосредственным воздействием регулятора влажности на регулирующий вентиль, подающий сжатый воздух к форсункам камеры орошения.

Принципиальная схема автоматического регулирования параметров воздуха во многих помещениях показана на рис. 87. Температура точки росы после камеры орошения регулируется (при адиабатном увлажнении) регулятором *4*, управляющим работой воздухонагревателя первого подогрева или воздухоохладителя. Регулятор *1*, первичный преобразователь которого установлен в потоке наружного воздуха, изменяет заданное значение температуры регулятора точки росы в функции температуры наружного воздуха. Регулятор *3* через регулятор-ограничитель *2* управляет работой воздушных клапанов. Регуляторы температуры объектов *7* изменяют в зависимости от отклонения температуры заданное значение температуры регуляторов *6*, первичные преобразователи которых расположены в соответствующих воздушных каналах, т. е. работают как регуляторы-ограничители. На рис. 87 позиция *5* — регулятор статического давления.

Глава 8. СОВРЕМЕННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ СКВ

28. КАСКАДНОЕ УПРАВЛЕНИЕ СКВ

Повышение точности стабилизации параметров микроклимата может быть достигнуто синтезом систем стабилизации с коррекцией по отклонениям от заданных значений температуры и относительной влажности воздуха в технологическом объекте. Это обеспечивается переходом от одноконтурных систем стабилизации к двухконтурным при реализации каскадных систем стабилизации. Каскадные системы стабилизации в системах кондиционирования воздуха получили самое широкое распространение за рубежом (ФРГ, ГДР, Швейцария, Англия, США и др.) и являются по существу основными системами регулирования температуры и влажности воздуха.

Сущность работы каскадных систем состоит в следующем. Регулирование осуществляется не одним, а двумя регуляторами, причем регулятор, контролирующий основную регулируемую величину при ее отклонении от заданного значения, воздействует не на регулирующий орган объекта, а на задатчик вспомогательного регулятора. Этот регулятор поддерживает на заданном уровне некоторую вспомогательную величину промежуточной точки объекта регулирования.

Так как инерционность регулируемого участка первого контура регулирования оказывается незначительной, быстродействие в этом контуре может быть сделано относительно большим. Первый контур называют стабилизирующим, второй — корректирующим.

Вопрос о соотношении быстродействия систем регулирования этих контуров является основным при оценке качества каскадных систем. Оказывается, в зависимости от места приложения возмущения отношение постоянных времени объектов по-разному влияет на качество регулирования.

Рассмотрим работу каскадной системы стабилизации температуры воздуха в помещении. График, приведенный на рис. 88, *а*, поясняет работу этой системы. По оси ординат откладывают температуру θ_1 приточного воздуха, а по оси абсцисс — температуру θ_2 воздуха в объекте.

При отклонении температуры воздуха в объекте от заданного значения (22° С) на ±0,5° температура приточного воздуха изменяется на ±6° С. Область пропорциональности, таким образом, равна 1° С. Максимально возможное изменение температуры при-

точного воздуха $\Delta\theta_1 = 12°$ С ($\theta_{1max} = 28°$ С; $\theta_{1min} = 16°$ С). Тогда коэффициент передачи П-регулятора

$$k_р = \operatorname{tg}\alpha = \frac{\Delta\theta_{1max}}{x_р},$$

где $x_р$ — отклонение параметра от заданного значения.

С другой стороны,

$$k_р = \frac{k}{k_{об}},$$

где k — коэффициент передачи разомкнутой системы регулирования; $k_{об}$ — коэффициент передачи объекта регулирования (помещения).

Коэффициент передачи $k_{об}$ является функцией отношения теплоаккумулирующей поверхности помещения S к его объему V [23]. Так, при общем коэффициенте передачи разомкнутой системы $k = 5$ и $k_{об} = 0{,}2 \div 0{,}5$. Отклонения температуры помещения от заданного значения будут для $k_р = 10$, $x_р = \frac{12}{10} = 1{,}2°$ С (или $\pm 0{,}6°$ С); для $k_р = 25$, $x_р = \frac{12}{25} = 0{,}48°$ С (или $\pm 0{,}24°$ С).

На рис. 88, *б* приведены кривые $k_{об} = f\left(\frac{S}{V}, L\right)$, где L— число воздухообменов в 1 ч при различных отношениях S/V.

В общем случае определение оптимальной настройки каскадных схем стабилизации значительно сложнее, чем одноконтурной системы. Методика таких расчетов основана на предположении о возможности расчета какого-либо одного контура независимо от других. После определения параметров настройки регулятора этого контура переходят к определению настройки второго регулятора, в контур которого входит регулятор с уже определенной настройкой.

В системах кондиционирования воздуха инерционность стабилизирующего контура значительно меньше, чем инерционного контура корректирующего регулятора (объекта регулирования). В этом случае переходные процессы в первом контуре практически полностью затухают до возникновения переходных процессов во втором контуре. Следовательно, имеется полная возможность выбора параметров настройки одного регулятора независимо от другого. Замену структурной схемы двухконтурной системы одноконтурной для рассматриваемого случая иллюстрирует рис. 88, *в*, *г* [9].

Изменение заданного значения регулятора P_1 происходит настолько медленно, что практически этот регулятор успевает поддерживать промежуточную регулируемую величину почти точно на заданном уровне, т. е. в процессе работы соблюдается приближенное равенство $x_1 \approx x_{у1}$. Тогда передаточная функция

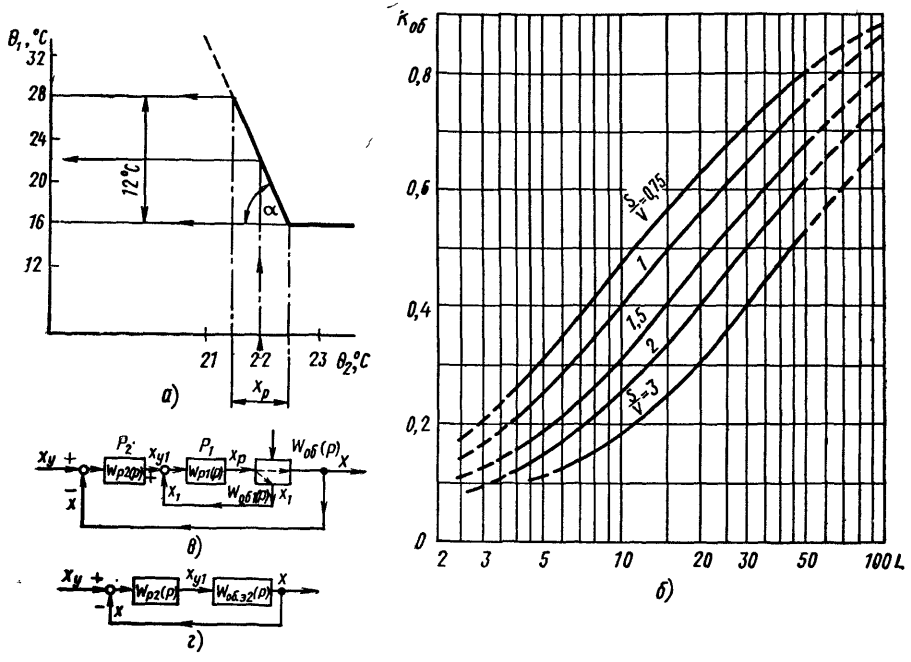


Рис. 88. К расчету параметров настройки каскадного регулятора:

а — зависимость температуры в помещении от температуры приточного воздуха; *б* — зависимость коэффициента усиления объекта от числа воздухообменов при различных отношениях S/V; *в* — структурная схема каскадной системы регулирования; *г* — преобразованная структурная схема каскадной системы

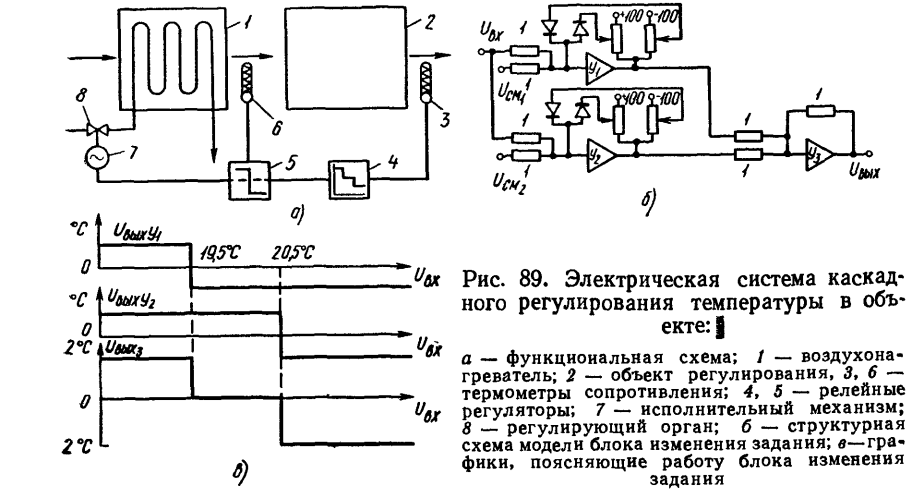


Рис. 89. Электрическая система каскадного регулирования температуры в объекте:

а — функциональная схема; *1* — воздухонагреватель; *2* — объект регулирования, *3*, *6* — термометры сопротивления; *4*, *5* — релейные регуляторы; *7* — исполнительный механизм; *8* — регулирующий орган; *б* — структурная схема модели блока изменения задания; *в* — графики, поясняющие работу блока изменения задания

эквивалентного регулируемого участка $W_{об.э2}(p)$ для регулятора P_2 может быть найдена из системы уравнения:

$$\left.\begin{aligned} x_1(p) &= W_{об1}(p)\, x_р(p); \\ x(p) &= W_{об}(p)\, x_р(p); \\ x_1(p) &\approx x_{y1}(p); \\ W_{об.э2}(p) &\approx \frac{W_{об}(p)}{W_{об1}(p)}. \end{aligned}\right\}$$

Таким образом, структурная схема системы, приведенная на рис. 88, *в*, может быть заменена приближенной структурной схемой одноконтурной системы с одним корректирующим регулятором P_2 и регулируемым объектом с передаточной функцией $W_{об.э2}(p)$. После определения оптимальной настройки корректирующего регулятора P_2 по амплитудно-фазовой характеристике $W_{об.э2}(j\omega)$ находится оптимальная настройка стабилизирующего регулятора P_1. Передаточная функция эквивалентного регулируемого объекта для этого регулятора определяется формулой

$$W_{об.э1}(p) = W_{об.1}(p) + W_{об}(p)W_{р2}(p).$$

Построив амплитудно-фазовую характеристику этого объекта, можно определить и оптимальную настройку стабилизирующего регулятора P_1 [9].

Однако более целесообразно оптимальные параметры настройки регуляторов P_1 и P_2 определять с помощью аналоговой модели.

Каскадные системы стабилизации параметров микроклимата могут быть как непрерывного, так и дискретного действия.

Функциональная схема каскадной электрической системы стабилизации температуры воздуха дискретного действия показана на рис. 89, *а* [15].

Постоянная температура воздуха на выходе воздухонагревателя поддерживается двухпозиционным регулятором, однако заданное значение температуры изменяется в зависимости от знака отклонения температуры воздуха в помещении.

Например, если температура в помещении равна требуемой $\theta = 20°$ С, то задание, устанавливаемое на двухпозиционном регуляторе *5*, равно 20° С. Если температура в помещении понижается более чем на 0,5° С, то на двухпозиционном регуляторе устанавливается новое задание, равное 22° С. Если же температура воздуха в помещении повышается более чем на 0,5° С, то регулятору задается 18° С.

При моделировании такой системы регулирования в схему модели включается новый элемент — блок изменения заданий (рис. 89, *б*). Он построен на двух релейных элементах, выходы которых подключены к суммирующему усилителю $У_3$. Релейный элемент на усилителе $У_1$ срабатывает, если температура превы-

шает 19,5° С, а на усилителе $У_2$ — если температура превышает 20,5° С.

На суммирующем усилителе $У_3$ получается поправка к заданному значению температуры на выходе воздухонагревателя в зависимости от температуры воздуха в помещении. Если температура воздуха в помещении ниже 19,5° С, то напряжения $U_{вых\ У_1}$ и $U_{вых\ У_2}$ (положительные) складываются, и поправка на выходе усилителя $У_3$ равна $U_{вых\ У_3}$, что соответствует величине, равной +2° С.

Если температура воздуха в помещении находится в интервале 19,5—20,5° С, то напряжения на релейных элементах складываются с разными знаками и одинаковыми значениями по модулю. В результате поправка на выходе усилителя $У_3$ равна нулю. Если температура воздуха в помещении больше 20,5° С, то напряжения усилителей складываются (с отрицательными знаками), и на выходе $У_3$ получается напряжение поправки, соответствующее —2° С. Графики работы блока изменения задания показаны на рис. 89, *в*.

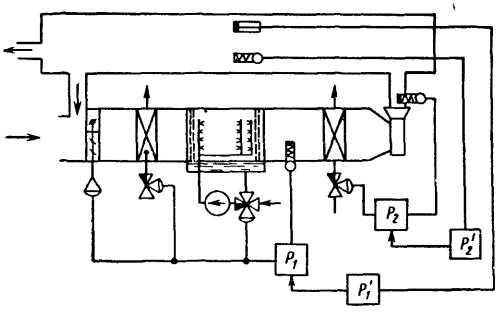


Рис. 90. Функциональная схема каскадной системы непрерывного действия

Экспериментальные исследования электрической системы каскадного регулирования показали, что отклонения температуры воздуха от заданного значения не превышали ±0,2° С [13].

При нанесении возмущения по температуре воздуха, поступающего к воздухонагревателю, температура воздуха в помещении практически не меняется, так как это возмущение устраняется первым контуром регулирования.

Функциональная схема каскадной системы стабилизации непрерывного действия системы кондиционирования воздуха показана на рис. 90. Стабилизация параметров воздуха осуществляется с помощью двух отдельных каскадных систем.

Первая система обеспечивает стабилизацию температуры воздуха после воздухонагревателя второго подогрева с коррекцией по температуре воздуха в объекте регулирования (помещении) путем изменения расхода пара в воздухонагревателе (регулятор P_2). Корректирующее воздействие осуществляется с помощью корректирующего регулятора P_2'.

Во вторую систему стабилизации входит чувствительный элемент температуры точки росы, установленный после камеры орошения, регулятор P_1, управляющий последовательно пневматическими исполнительными механизмами смесительно-регули-

рующего водяного клапана, воздухонагреватель первого подогрева и смесительно-регулирующих воздушных клапанов свежего и рециркуляционного воздуха. Корректирующее воздействие на регулятор P_1 осуществляется с помощью регулятора влажности P_1', первичный преобразователь которого установлен в помещении.

Таким образом, система регулирования температуры воздуха после воздухонагревателя второго подогрева включает цепь регулирования температуры воздуха после воздухонагревателя второго подогрева путем изменения расхода теплоносителя и цепь коррекции, изменяющую задание регулятора P_2 в зависимости от изменения температуры воздуха в помещении.

Структурные схемы моделей каскадного регулирования приведены на рис. 91. Схема модели, приведенная на рис. 91, *а*, позволяет исследовать три системы стабилизации температуры воздуха: 1 — стабилизация температуры воздуха после второго воздухонагревателя с помощью ПИ-регулятора; 2 — стабилизация температуры воздуха в помещении ПИ-регулятора; 3 — стабилизация температуры воздуха после второго воздухонагревателя с помощью ПИ-регулятора, первичный преобразователь которого установлен в воздуховоде; одновременно в этот регулятор вводится коррекция по отклонению от заданного значения температуры воздуха в помещении.

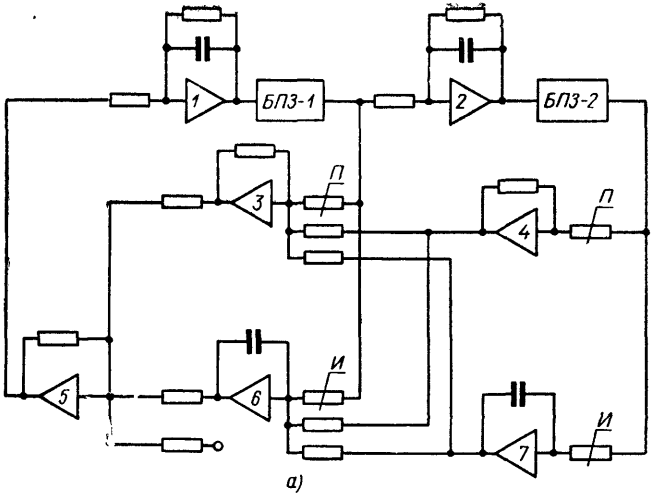
При моделировании выбирали оптимальные параметры настройки регулятора P_2 (см. рис. 90) на основании результатов исследования 1-й структурной схемы и снимали плоскость параметров настройки регулятора P_2'.

1-я структура АСР температуры воздуха. Модель объекта (воздухонагревателя) состоит из усилителя *5* (см. рис. 91) и блока постоянного запаздывания (БПЗ), а модель ПИ-регулятора — из усилителей *1* и *7*. Величина пропорциональной части регулирующего воздействия может изменяться переменным резистором *П*, а интегральной — резистором *И*.

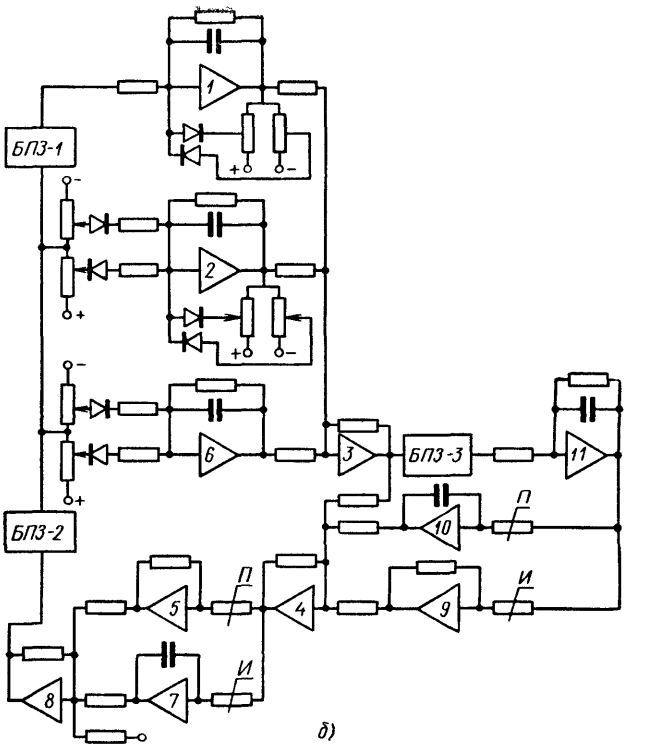
2-я структура стабилизации температуры воздуха. Модель объекта (воздухонагреватель и помещение вместе) включает усилители *5* и *6* и блоки постоянного запаздывания, а ПИ-регулятор собран на усилителях *1* и *7*. Усилитель *2* служит для согласования модели регулятора с моделью объекта регулирования.

3-я структура стабилизации температуры воздуха. Как и в предыдущих вариантах, модель воздухонагревателя включает усилитель *5* и *БПЗ-1*, модель объекта — усилитель *6* и *БПЗ-2*, а модель ПИ-регулятора — усилители *1* и *7*. Корректирующее воздействие получается на выходах усилителей *4* и *8*. Все возмущения, поступающие на вход воздухонагревателя, устраняются ПИ-регулятором достаточно быстро.

Наличие быстродействующей АСР в первом контуре приводит к тому, что все возмущения, поступающие на вход объекта через первый контур, устраняются в нем еще до того, как это начнет



а)



б)

Рис. 91. Структурные схемы моделей каскадного регулирования:

а — регулирование температуры; *б* — регулнрование относительной влажиости воздуха

сказываться на выходе второго контура, т. е. на температуре помещения. В корректирующем блоке целесообразно использовать только *П*-составляющую, поскольку она позволяет примерно в 2 раза ускорить процесс регулирования.

Относительная влажность воздуха после камеры орошения регулируется по трем цепям: изменением соотношения количеств холодной и подогретой воды, подаваемой к форсункам; изменением расхода теплоносителя в первом воздухонагревателе; изменением соотношения количеств наружного и рециркуляционного воздуха.

Модель, приведенная на рис. 91, *б*, позволяет исследовать три структуры стабилизации относительной влажности воздуха: 1 — стабилизация относительной влажности воздуха после камеры орошения с помощью ПИ-регулятора; 2 — стабилизация относительной влажности воздуха в помещении с помощью ПИ-регулятора; 3 — стабилизация относительной влажности воздуха после камеры орошения с коррекцией по отклонению относительной влажности воздуха в помещении от заданного значения.

1-я структура стабилизации относительной влажности воздуха. Модель цепи регулирования «а» собрана на усилителе *5*. Диоды, включенные в обратную связь усилителя, ограничивают выходную величину регулирующего воздействия. Модели цепей «б» и «в» построены на усилителях *6* и *7*. В этих схемах используется диодная схема, включенная на вход усилителей, позволяющая воспроизвести заданную зону нечувствительности. Модель ПИ-регулятора собрана на усилителях *2* и *8*. Усилители *3* и *4* служат для согласования моделей объекта и регулятора. Запаздывание по каналам «б» и «в» одинаково и реализуется с помощью *БПЗ-2*.

Запаздывание по каналу «а» учитывается с помощью *БПЗ-1*.

2-я структура стабилизации относительной влажности воздуха. Блок-схема включает модель камеры орошения, построенную на усилителях *5*, *6* и *7*, модель помещения, построенную на усилителе *11* и *БПЗ-3*, и модель ПИ-регулятора на усилителях *2* и *3*. Усилитель *3* — согласующий.

3-я структура стабилизации относительной влажности воздуха. При этой структуре стабилизация температуры точки росы после камеры орошения осуществляется ПИ-регулятором с коррекцией по отклонению от заданного значения относительной влажности воздуха в помещении. Модель отличается тем, что корректирующий сигнал с выхода модели помещения через ПИ-регулирующий блок, построенный на усилителях *9* и *10*, подается на вход усилителя *4*.

Рассмотрим некоторые конкретные примеры практической реализации каскадных систем стабилизации параметров микроклимата.

Каскадная система на основе использования элементов ГСП (рис. 92). Для стабилизации температуры точки росы после камеры орошения используется термометр сопротивления, который через

преобразователь тока типа ПТ-ТС-68, измерительный блок *ИО4* и релейный регулятор *Р21* воздействует на исполнительный механизм *2ИМ* подачи холодной воды в камеру орошения, на исполнительный механизм *4ИМ* смесительного воздушного клапана наружного и рециркуляционного воздуха и на регулирующий клапан подачи теплоносителя в воздухонагреватель первого подогрева *3ИМ* (исполнительные механизмы типа МЭО).

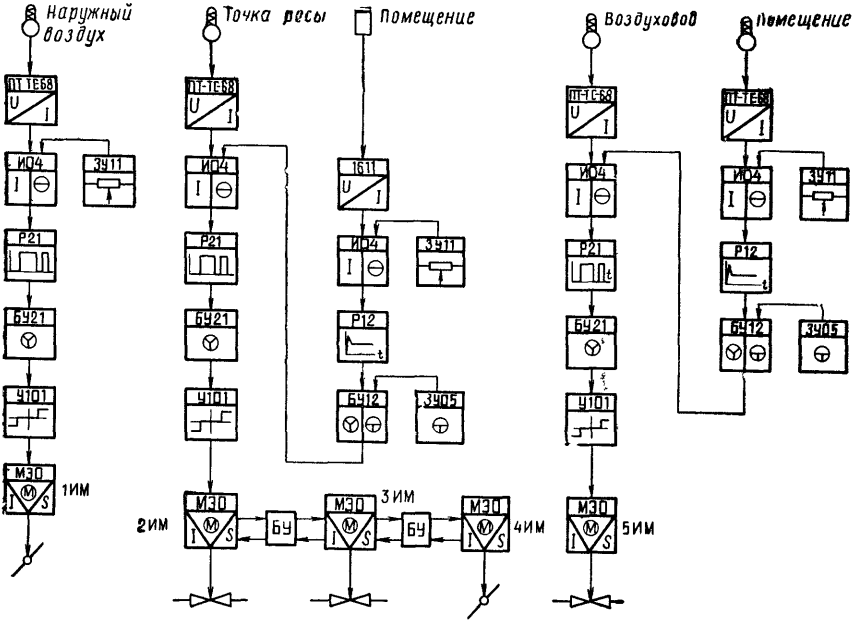


Рис. 92. Каскадная система на основе аналоговых элементов ГСП:

а — регулирование температуры наружного воздуха; *б* — регулирование влажности воздуха в помещении по температуре точки росы; *в* — регулирование температуры воздуха в помещении

Для стабилизации температуры приточного воздуха термометр сопротивления 2ТС, установленный в воздуховоде, также через нормирующий преобразователь типа ПТ-ТС-68, измерительный блок *ИО4* и релейный регулятор *Р21* воздействует на исполнительный механизм *5ИМ*, регулирующий подачу теплоносителя в воздухонагреватель второго подогрева.

В схеме предусмотрена автоматическая коррекция температуры воздуха в объекте в зависимости от отклонения температуры воздуха от заданного значения. Для этого установленный в рабочей зоне объекта термометр сопротивления через аналоговый регулирующий прибор *Р12* воздействует на релейный регулятор *Р21*. Связь между корректирующим регулятором *Р12* и регулятором *Р21* осуществляется через блок управления корректирующего прибора *БУ12* и измерительного блока *ИО4*. Аналоговый

регулятор *Р12* работает в комплекте с задатчиком типа *ЗУ05*, а релейный регулятор с задатчиком типа *ЗУ11*.

Задатчики *ЗУ11* и *ЗУ05* предназначены для ручного дистанционного изменения заданного значения регулируемого параметра. Блок управления *БУ21* предназначен для ручного переключения релейного регулятора *Р21* с автоматического управления на ручное и для коммутации цепей ручного управления. Блок управления аналоговым регулятором *БУ12* предназначен для плавного переключения выходных цепей с автоматического управления на ручное.

Для системы коррекции температуры точки росы используется комплект аппаратуры для автоматического регулирования относительной влажности воздуха типа 1611 (ГДР) в комплекте с преобразователем токового сигнала типа 1541 и корректирующего регулятора *Р12*, воздействующего на регулирующий прибор *Р21*.

В остальном схема коррекции по влажности аналогична схеме коррекции по температуре. В схеме предусмотрено автоматическое регулирование работы утепленного клапана наружного воздуха *1ИМ* с помощью регулирующего блока *Р21*, а также регистрации параметров воздуха в рабочей зоне (во всех схемах использован релейный усилитель *У101*).

Каскадная система на основе использования аналоговых регуляторов непрерывного действия (рис. 93). В этой системе используется регулирующий прибор РПИБ$_4$-С. Коррекция по отклонению температуры в рабочей зоне обеспечивается с помощью термометра сопротивления 2ТС, который через электронный корректирующий прибор типа КПИ-С воздействует на регулятор РПИБ-С.

Связь между корректирующим прибором КПИ-С и регулятором осуществляется через полупроводниковый ограничитель типа ПО и блок управления типа БУ-1/6. Все эти приборы работают в комплекте с задатчиками ЗР-1 и ЗР-2. Корректирующий прибор КПИ-С предназначен для использования в системах каскадного регулирования при измерении температуры с помощью термометров сопротивления. Полупроводниковый ограничитель предназначен в качестве устройства, обеспечивающего двустороннее ограничение сигналов, поступающих от электронного корректирующего прибора. Блок управления типа БУ-1/6 является элементом, обеспечивающим перевод режима управления с автоматического на ручное дистанционное, либо для полного отключения цепей управления.

Схема коррекции по отклонениям относительной влажности воздуха от заданного значения работает аналогичным образом. Для этого используется комплект для регулирования относительной влажности воздуха, состоящий из датчика влажности типа ЭВЧ-01-4 и корректирующего прибора типа КПИ-В, воздействующего на регулирующий прибор РПИБ-С.

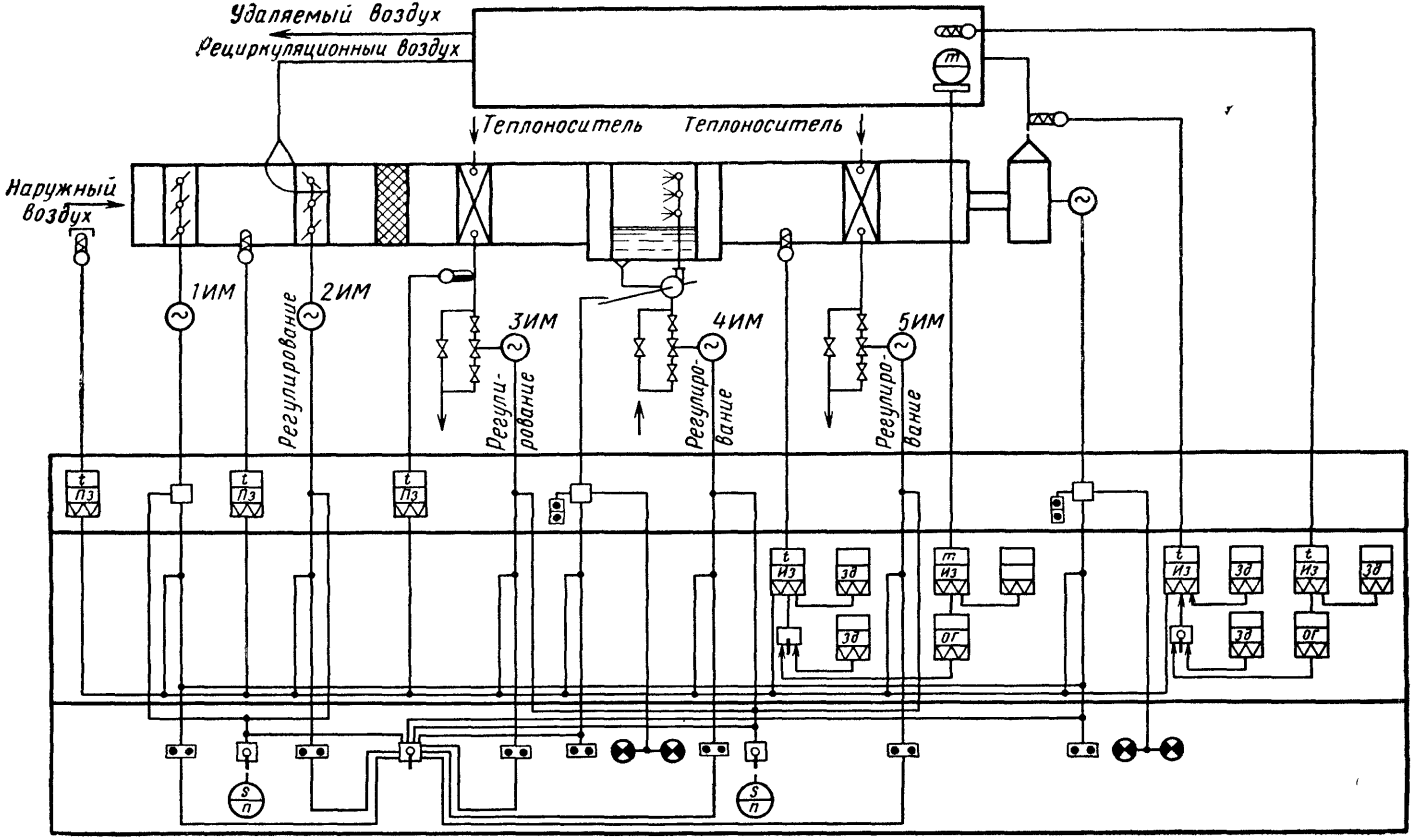


Рис. 93. Каскадная система на основе аналоговых регуляторов

Каскадная система на основе использования элементов пневмоавтоматики (рис. 94). Схема автоматизации построена на базе современных пневматических приборов и регуляторов.

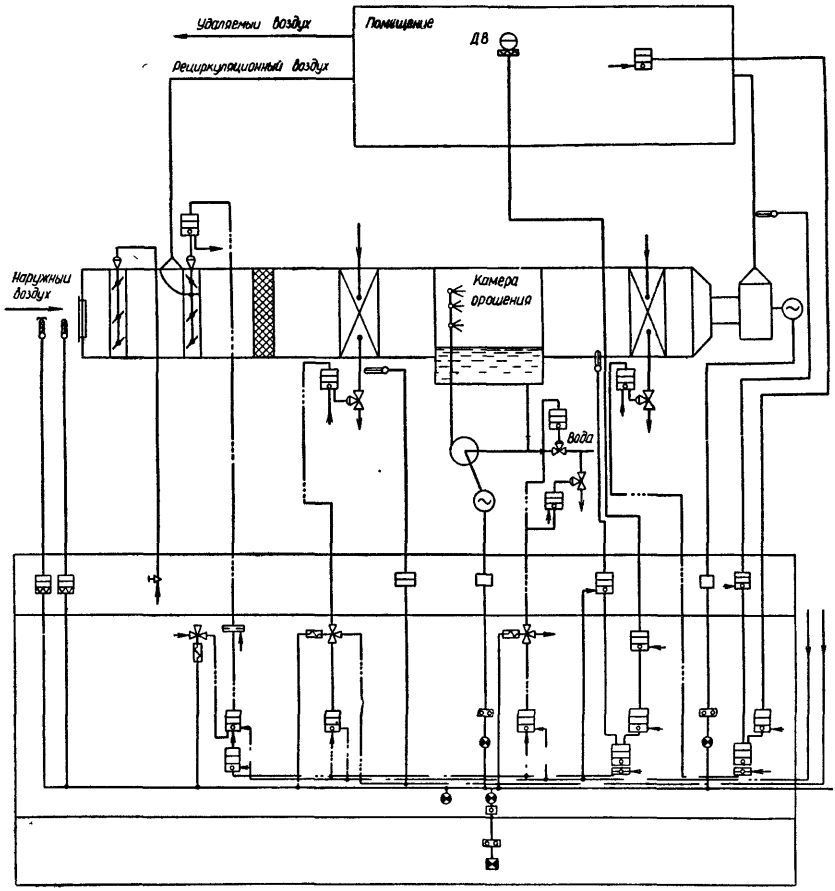


Рис. 94. Каскадная схема на основе элементов пневмоавтоматики

В качестве стабилизирующего использован пневматический ПИ-регулятор типа ПР3-21. В качестве корректирующего регулятора температуры используется пневматический камерный терморегулятор типа ТРД-У01, воздействующий на регулятор ПР3-21 через ограничитель сигнала.

Корректирующим регулятором в системе стабилизации относительной влажности является устройство типа УДРОВ.

29. ЛОГИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ СКВ

Теоретически идеальное качество регулирования достижимо при использовании релейного позиционного регулятора: при уменьшении зоны нечувствительности ($\varepsilon \to 0$) стремятся к нулю и величины x_{max} и $x_{ср}$. Так как процесс регулирования в системе с релейным позиционным регулятором автоколебательный, частота автоколебаний в этом случае увеличивается до бесконечности. Однако это противоречит требованиям надежности аппаратуры.

При использовании реальной аппаратуры регулирования получить зону нечувствительности, равную нулю, нельзя, кроме того,

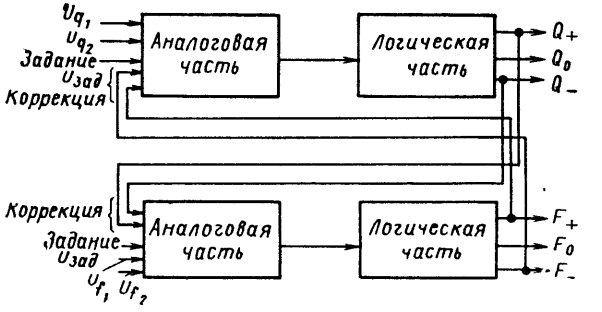


Рис. 95. Принципиальная схема логического регулятора

необходимо уменьшать частоту автоколебаний для увеличения срока службы подвижных элементов системы регулирования.

Применяя в регуляторе полупроводниковые бесконтактные элементы, можно создать аппаратуру, имеющую малую зону нечувствительности ε и допускающую высокую частоту переключений. Такие регуляторы с бесконтактными исполнительными элементами могут обеспечить более высокое качество регулирования, чем регуляторы непрерывного действия с типовыми алгоритмами.

Ниже рассмотрена схема релейного логического взаимосвязанного (по температуре и относительной влажности воздуха) регулятора. Алгоритм работы регулятора позволяет учитывать несколько взаимосвязанных параметров (например, два: θ и φ) [16].

Регулятор является логическим по одному из каналов регулирования и взаимосвязанным по другому; каналы регулирования двух параметров имеют одинаковую структуру (рис. 95).

Как видно из рисунка, блок-схема каждого канала содержит аналоговую и логические части.

В аналоговой части происходит усиление сигналов первичных преобразователей и сравнение их с заданием, коррекция задания, преобразование аналогового сигнала в двоичный код, который

обрабатывается в логической части Так как каналы идентичны по схеме и принципу работы, дальнейшее рассмотрение работы макета проведем для канала регулирования одного параметра.

Для уменьшения влияния запаздывания контроль каждого параметра осуществляется в двух точках — после технологического аппарата (например, воздухонагревателя или камеры орошения) и в объекте. Сигнал первичного преобразователя, определяемый значением измеряемого параметра, подается на один вход

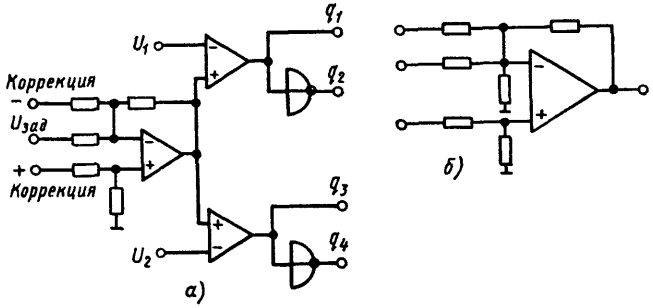


Рис. 96. К построению схемы логического регулятора:
а — аналоговая часть одного канала, *б* — схема сумматора

компаратора: на другой вход подается напряжение задания $U_{зад}$ (рис. 96, *а*). В зависимости от соотношения сигнала первичного преобразователя и задания на входах компаратора на выходе аналоговой части будет формироваться двоичный сигнал (табл. 6), поступающий на логическую часть.

В зависимости от значения двоичного числа на входе логической части на выходе формируется трехпозиционный дискретный униполярный сигнал. Работа логической части определяется таблицей состояний (табл. 7). Схема сумматора приведена на рис. 96, *б*.

Таблица 6

Соотношение напряжений	q_1 (q_3)	q_2 (q_4)
$U > U_{зад}$	1	0
$U = U_{зад}$	0	0
$U < U_{зад}$	0	1

Сигнал с выхода логической части поступает на выход регулятора и на сумматор другого канала, где корректирует задание. Коэффициент коррекции может изменяться.

Принципиальная схема одного канала (канала регулирования одного из параметров) будет иметь вид, представленный на рис. 97.

В качестве сумматора и компараторов использовались серийно выпускаемые промышленностью интегральные микросхемы — операционные усилители.

В сумматоре суммирование сигналов задания и коррекции осуществляется на инвертирующем и неинвертирующем входах. Это позволяет без введения дополнительных элементов коррек-

Таблица 7

Технологический аппарат			Объект		Сигнал на выходе регулятора			Технологический аппарат			Объект		Сигнал на выходе регулятора		
Вариант состояния	q_1	q_2	q_3	q_4	Q_+	Q_0	Q_-	Вариант состояния	q_1	q_2	q_3	q_4	Q_+	Q_0	Q_-
1	0	0	0	0	0	1	0	9	1	0	0	0	0	0	1
2	0	0	0	1	1	0	0	10	1	0	0	1	0	1	0
3	0	0	1	0	0	0	1	11	1	0	1	0	0	0	1
4	0	0	1	1	X	X	X	12	1	0	1	1	X	X	X
5	0	1	0	0	1	0	0	13	1	1	0	0	X	X	X
6	0	1	0	1	1	0	0	14	1	1	0	1	X	X	X
7	0	1	1	0	0	1	0	15	1	1	1	0	X	X	X
8	0	1	1	1	X	X	X	16	1	1	1	1	X	X	X

1 — наличие логического сигнала; 0 — отсутствие логического сигнала; X — безразличное состояние.

тировать задание как в сторону его увеличения, так и в сторону уменьшения униполярными напряжениями сигналов коррекции.

Так как с выхода компараторов снимается напряжение положительной или отрицательной полярности (в зависимости от

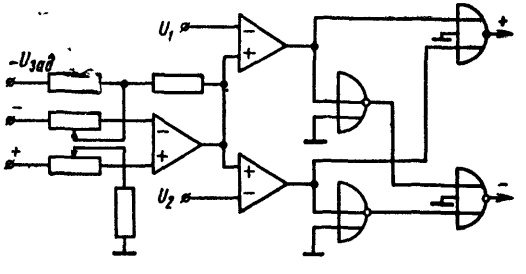


Рис. 97. Принципиальная схема одного канала регулирования

соотношений напряжений заданий и сигнала на входах), логический сигнал обрабатывается в виде ДА—НЕТ (+Е —0); для формирования двоичного числа согласно табл. 6 сигнал с компараторов подается на инверторы.

Для составления схемы логической части регулятора согласно таблице состояний (табл. 7) составляются карты Карно (рис. 98) для каждого выходного сигнала Q_+ — соответствующего увеличению параметра; Q_- — соответствующего уменьшению параметра; Q_0 — соответствующего равенству параметра заданному значению.

Рассмотрим минимизацию Q_+ (рис. 98, *а*):

$$Q_+ = q_2q_4 + q_2q_4\,q_4 = q_2q_4 = \overline{\overline{q_2} + \overline{q_4}} = \overline{\overline{q_1} + \overline{q_3}}.$$

Для сигнала Q_- карта Карно показана на рис. 98, *б*:

$$Q_- = q_1q_2q_4 \vee q_2q_3 = q_1q_1q_3 \vee q_1q_3 = q_1q_3 = \overline{\overline{q_2} \vee \overline{q_4}}.$$

Логическая схема реализации Q_+ и Q_- представлена на рис. 99, *а*

Для сигнала Q_0 карта Карно приведена на рис. 98, *в*:

$$Q_0 = q_1q_4 + q_2q_3 + q_2\overline{q}_2\overline{q}_3q_3 = q_1q_4 + \overline{q}_1\overline{q}_4 =$$

$$= q_1q_4 + q_2q_3 = \overline{\overline{q_2} + \overline{q_3} + \overline{q_1} + \overline{q_4}}.$$

Схема реализации Q_0 приведена на рис. 99, *б*. Однако сигнал Q_0 использовать для управления исполнительным механизмом затруднительно, и, кроме того,

$$Q_0 = Q_+ + Q_-.$$

В соответствии с последним условием сигнал Q_0 регулятора можно исключить, при этом логика работы регулятора сохраняется, а схема значительно упрощается.

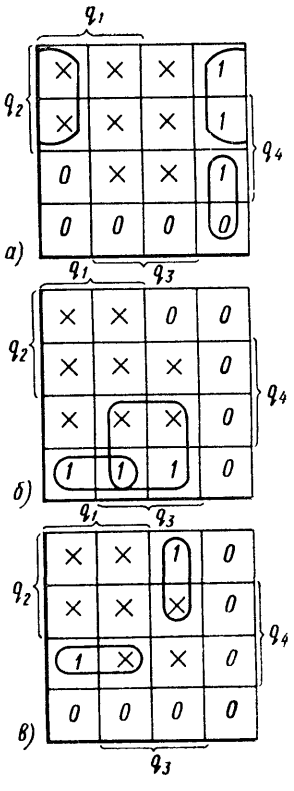


Рис. 98. Карты Карно

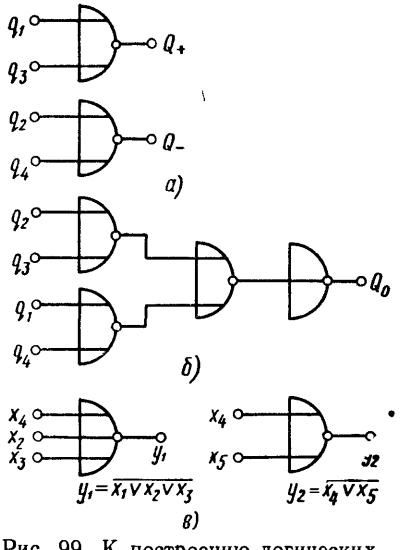


Рис. 99. К построению логических схем

Для построения схемы, приведенной, на рис. 99, *в*, использовали бесконтактные полупроводниковые логические устройства, что позволило обеспечить хорошее согласование с аналоговой

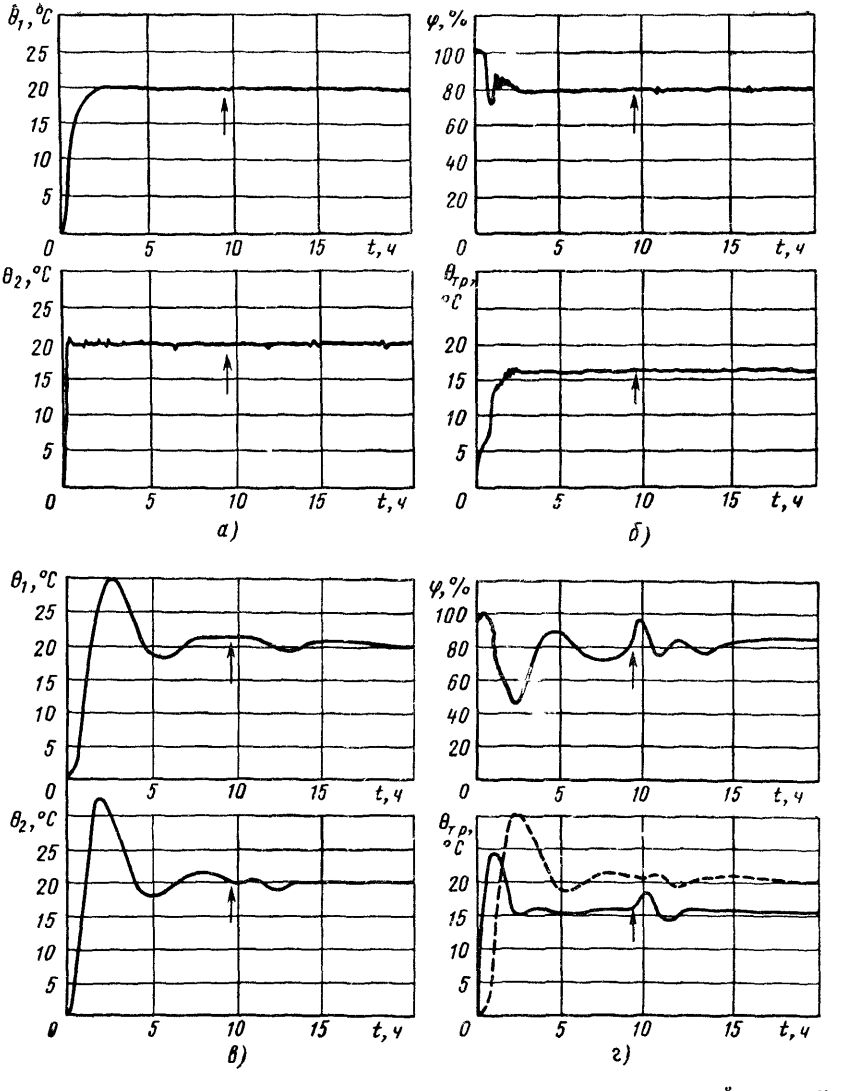


Рис. 100. Экспериментальные временные характеристики замкнутой системы:
а, б — с релейным логическим регулятором, *в, г* — с ПИ-регулятором

частью, большее быстродействие схемы, высокую надежность, работу в тяжелых условиях (загрязненность атмосферы, повышенная влажность, агрессивные или взрывоопасные среды, повышенная или пониженная температура, сильные вибрации, удары и т. д.), высокую экономичность по цепям питания, что особенно важно при продолжительной непрерывной работе регулятора.

В качестве бесконтактного логического устройства можно использовать серийно выпускаемые промышленностью интегральные микросхемы.

Функциональное назначение микросхемы — трехвходовый логический элемент ИЛИ—НЕ с повышенной нагрузочной способностью и двухвходовый логический элемент ИЛИ—НЕ.

Весьма высокое быстродействие релейного логического регулятора, описанного выше, позволило исследовать системы автоматического регулирования температуры и относительной влажности воздуха в объекте, используя описанную ранее аналоговую нелинейную модель и реальную аппаратуру регулирования.

Задача облегчалась в связи с тем, что АВМ и регулятор совместимы по входу и выходу.

Переходные процессы в замкнутой системе с релейным регулятором, описанным выше, приведены на рис. 100, *а*, *б*. Переходные процессы записаны с помощью регистрирующего прибора ДРП; стрелками показаны моменты нанесения возмущения на входе.

Таблица 8

Показатель качества	Регулируемый параметр	Регулятор	
		релейный логический	ПИ-регулятор
σ_{max}, %	θ	0	55
	φ	10	38
$t_р$, ч	θ	2,0	7
	φ	2,2	10
$\left[\frac{dx}{dt}\right]_{max}$	θ	40	20
	φ	50	150

На рис. 100, *а* вместе с переходным процессом температуры в объекте θ_1 показан переходный процесс температуры θ_2 поверхности воздухонагревателя.

На рис. 100, *б* показаны переходный процесс температуры и точки росы $\theta_{т.р}$, являющийся регулируемым параметром, и переходный процесс относительной влажности воздуха φ, являющийся «функцией» $\theta_{т.р}$.

Для сравнения те же параметры регулировались с помощью ПИ-регуляторов (отдельно $\theta_{т.р}$ и θ_1). ПИ-регуляторы также моделировались на АВМ.

На рис. 100, *в* представлены переходные процессы температуры в объекте θ_1 и температуры воздухонагревателя θ_2, а на рис. 100, *г* — переходные процессы температуры точки росы $\theta_{т.р}$ и относительной влажности воздуха φ в объекте при оптимальных параметрах настройки ПИ-регулятора.

Для сравнения качества процессов регулирования в системе с релейным логическим регулятором и ПИ-регуляторами основные показатели качества процессов регулирования, полученные при анализе переходных процессов, сведены в табл. 8.

Из таблицы следует, что релейный логический регулятор обеспечивает значительно более высокое качество регулирования параметров воздуха [16].

30. ШИРОТНО-ИМПУЛЬСНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПАРАМЕТРАМИ МИКРОКЛИМАТА

Релейные системы автоматического регулирования широко применяются в различных отраслях техники, так как отличаются простотой, а в ряде случаев и лучшими динамическими свойствами, по сравнению с системами регулирования непрерывного действия.

Релейные системы относятся к категории существенно нелинейных систем регулирования, и им свойствен автоколебательный

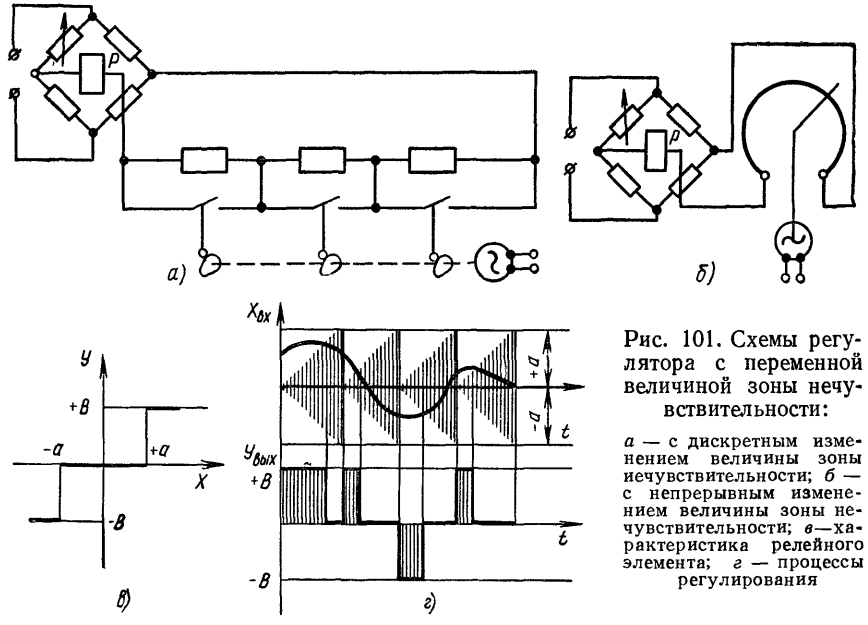


Рис. 101. Схемы регулятора с переменной величиной зоны нечувствительности:

а — с дискретным изменением величины зоны иечувствительности; *б* — с непрерывным изменением величины зоны нечувствительности; *в*—характеристика релейного элемента; *г* — процессы регулирования

переходной процесс. Амплитуда автоколебаний зависит от параметров объекта, зоны нечувствительности регулятора и величины регулирующего воздействия и может достигать значений, недопустимых по условиям проведения технологического процесса.

В настоящее время практически используют следующие методы улучшения качества релейного регулирования:

регулирование неполной величиной регулирующего воздействия;

модуляция управляющего сигнала различного рода;

охват релейных элементов обратными связями.

Все перечисленные способы улучшения качества работы релейной системы сводятся к модуляции управляющего сигнала и к убыстрению работы релейного элемента [19].

Ниже рассмотрен метод улучшения качества релейного регулирования, который состоит в непрерывном или дискретном периодическом изменении зоны нечувствительности релейного регуля-

тора, в результате чего одновременно осуществляется гармоническая линеаризация нелинейности и широтно-импульсная модуляция управляющего сигнала.

Для реализации этого метода периодически и непрерывно изменяют зону нечувствительности релейного элемента от минимального до максимального значений либо дискретным изменением сопротивления в цепи обмотки P реле (рис. 101, *а*), либо с помощью реохорда, включенного в цепь обмотки P поляризованного реле (рис. 101, *б*). Подвижный контакт реохорда вращается с постоянной скоростью. В этом случае величина напряжения (тока) срабатывания реле изменяется по линейному закону.

Процесс работы регулятора поясняется рис. 101, *в*, *г*. На рис. 101, *в* приведена статическая характеристика трехпозиционного регулятора (идеальная), а на рис. 101, *г* показано линейное изменение зоны нечувствительности (величины тока срабатывания) от 0 до $+a$ и от 0 до $-a$. Точки пересечения кривой изменения входного сигнала (регулируемый параметр) с характеристикой зоны нечувствительности определяют моменты срабатывания реле. На рис. 101, *г* показана также широтно-импульсная модуляция управляющего сигнала.

Использование этого регулятора обеспечивает следующие преимущества:

быстродействие системы регулирования по сравнению с ПИ-регулятором увеличивается примерно в 10 раз;

амплитуда установившихся автоколебаний системы, зависящая от частоты изменения зоны нечувствительности, для крайних режимов не превышает 8% максимального отклонения;

система характеризуется статической ошибкой регулирования, которая не превышает 4—6% максимального отклонения регулируемого параметра.

В действующем образце регулятора, изготовленного на базе серийного регулятора типа ПТР-3, зона нечувствительности изменялась с помощью специальной электромеханической приставки с редуктором.

31. УПРАВЛЕНИЕ СКВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕГУЛЯТОРА ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ (СПС)

Одной из разновидностей систем с существенно нелинейным регулированием является система с переменной структурой (СПС). В отличие от систем, непрерывно самонастраивающихся в динамическом процессе, такие системы не имеют сложных вычислительных устройств и достаточно просто реализуются.

Под системой с переменной структурой принято понимать систему автоматического регулирования, в которой в зависимости от ее состояния и в целях получения оптимальных динамических свойств (независимо от параметров системы) применяется специальная коммутация цепей, приводящая к изменению структуры

системы. Системы с переменной структурой следует рассматривать как существенно нелинейные системы, к которым полностью применимы методы исследования, известные в теории автоматического регулирования. Системы с переменной структурой являются дальнейшим развитием хорошо известных методов введения в линейные системы нелинейных корректирующих звеньев и принудительного изменения некоторых параметров нелинейных звеньев (зоны нечувствительности, уровня выходного сигнала реле и т. д.).

Как показали теоретические исследования, использование переменных структур позволяет существенно улучшить динамические свойства систем и, в частности, качество переходных процессов. Судя по результатам опубликованных к настоящему времени работ, системы с переменной структурой позволяют решить следующие задачи:

обеспечить инвариантность параметров регулятора к изменению динамических коэффициентов объекта в широком диапазоне возмущений;

расширить полосу пропускания, что обеспечивает устойчивость проектируемой системы;

получить заданную степень астатизма по ошибке или любой координате, т. е. обеспечить астатизм при отработке возмущений произвольного вида, в том числе трансцендентных функций; достижение этой цели осуществляется без увеличения числа интегрирующих звеньев и без ухудшения качества динамических процессов;

значительно увеличить быстродействие системы без ослабления демпфирования;

ослабить влияние существенно нелинейных элементов за счет перевода системы в режим высокочастотных автоколебаний с пренебрежимо малой амплитудой.

Все эти задачи решаются путем обеспечения, начиная с некоторого момента времени, устойчивых («скользящих») режимов в системе, при которых изображающая точка фазового пространства наиболее эффективным образом движется к установившемуся состоянию.

Реализация систем с переменной структурой сопряжена с рядом принципиальных трудностей, в первую очередь связанных с недостаточностью информации. Важнейшим условием физической осуществимости таких систем является необходимый объем вводимой в регулятор информации о текущем состоянии системы, т. е. об ошибке и ее производных (как правило, высокого порядка). В связи с этим системы автоматического регулирования со скачкообразным изменением параметров или структуры можно условно классифицировать по способу ввода информации, используемой в логическом законе управления:

системы, изменяющие структуру в зависимости от значения ошибки или регулируемой величины (координаты);

системы, изменяющие структуру в зависимости от величины и знака производной ошибки или регулируемой координаты;

системы, изменяющие структуру в зависимости от знака некоторых функций координат.

Принципиальной основой реализации перечисленных систем является скачкообразное изменение структуры при изменении некоторых функций координат вида

$$f(x^{n-1},\ x^{n-2},\ \ldots,\ x^1,\ x,\ t) = \sum_1^n x^i + dx,$$

где x — регулируемая координата или ошибка системы; $i = 1, 2, \ldots, (n-1)$; n — порядок системы.

Некоторые теоретические соображения. Идеи метода применения СПС достаточно широко освещены в литературе [5]. Наиболее наглядно эти идеи иллюстрируются на примере системы второго порядка. Это связано, во-первых, с возможностью аналитического решения нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих динамику такой системы, а во-вторых, с тем, что использование фазового гиперпространства в данном случае сводится к построению фазовых траекторий в одной плоскости.

Рассмотрим более подробно механизм возникновения в системах класса СПС скользящих режимов и динамику движения изображающей точки в фазовой плоскости.

Пусть имеется замкнутая система типа консервативного звена, динамика которого описывается дифференциальным уравнением вида

$$\ddot{x} + \alpha x = 0.$$

Пусть также в частном случае $|\alpha| = 1$ и в зависимости от знака некоторой функции координаты коэффициент α меняет знак, т. е. уравнение системы можно записать в виде

$$\ddot{x} + \operatorname{sign}\alpha \cdot \alpha x = 0.$$

Тогда при $\alpha > 0$, т. е. когда $\alpha = +1$, система устойчива, а при $\alpha \leqslant 0$ система неустойчива. Фазовые траектории в координатах x, $\dot{x}$ для обоих случаев будут выглядеть, как показано на рис. 102, *а* и 102, *б* соответственно.

Следует подчеркнуть существенную особенность процессов, изображенных на рис. 102, *б*. Взаимно перпендикулярные линии *I—I* и *II—II* представляют собой систему координат (развернутую относительно основной системы $\dot{x}$; x на угол 45°) асимптотического движения изображающей точки в неустойчивой системе.

Действительно, траектории изображающей точки асиптотически приближаются к осям *I—I* и *II—II*, при каких бы начальных условиях не начиналось движение. Характер этого движения гиперболический. Особенностью такой гиперболы прежде всего

является то, что точки *1—4* пересечения ее с осями координат всегда ближе к началу координат основной системы ($\dot{x}$; x), чем любая другая точка, принадлежащая той же гиперболе; фазовые траектории всегда направлены так, что при $\dot{x} < 0$ изображающая точка движется справа налево, а при $\dot{x} > 0$ — слева направо.

Допустим, что осуществляется скачкообразное изменение знака обратной связи в системе в соответствии со знаком некоторой функции координат системы, а именно:

$$\alpha = \begin{cases} +\alpha \text{ при } (\dot{x} + x)\, x > 0; \\ -\alpha \text{ при } (\dot{x} + x)\, x < 0. \end{cases}$$

Один из сомножителей в этом уравнении, будучи приравненным к нулю, обращается в уравнение прямой линии (так называе-

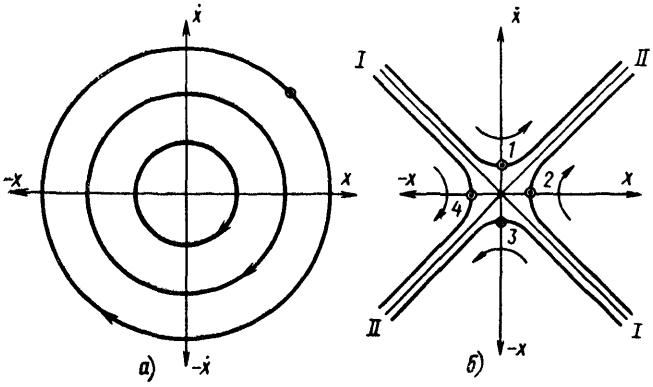


Рис. 102. Фазовые траектории системы:
а — устойчивой; *б* — неустойчивой

мой линии переключения), проходящей через начало координат и совпадающей при коэффициенте $\alpha = 1$ с одной из асимптот *I—I* неустойчивого движения системы. Обозначим сомножитель $(\dot{x} + x) = q$. Тогда функцию координат, определяющую момент переключения, можно записать в виде $f(\dot{x}, x) = qx$.

Рассмотрим фазовые траектории движения изображающей точки при выбранном законе переключения по линии переключения, определяемой уравнением $q = \dot{x} + x$. Как следует из рис. 103, областями существования положительных значений $f(\dot{x}, x)$ будут области *I* и *II*, из которых область *I* заключена между положительной полуосью $\dot{x}$ и нижней полуасимптотой *0—I*, а область *II* между отрицательной полуосью $\dot{x}$ и верхней полуасимптотой *0—I*.

Значения функции $f(\dot{x}, x) = (\dot{x} + x)\, x = 0$ располагаются в секторах, ограниченных осью ординат и асимптотой *I—I*, так, как показано на рис. 103, *а*.

Из приведенных рассуждений следует, что изменение характера движения изображающей точки будет происходить (независимо от начальных условий) каждый раз, как только фазовая траектория будет пересекать либо ось ординат, либо асимптоту $I—I$. Причем, в областях I и II движение изображающей точки будет соответствовать устойчивому движению системы, а в областях III и IV (рис. 103, *б*) — неустойчивому. Характер движения изображающей точки при различных начальных условиях из исходного положения до линии переключения показан на рис. 104.

На рис. 104 и 105 индексом МП обозначены моменты переключения. Характер фазовых траекторий в такой структуре обеспечивает устойчивость системы, поскольку изображающая точка так или иначе попадает на линию переключения, где $x' + x = 0$. Однако такая система имеет и серьезные недостатки: малейшее отклонение изображающей точки от линии переключения (выше верхней полуасимптоты $I—I$ или ниже нижней полуасимптоты $II—II$) приводит к затяжке процесса и увеличению перерегулирования. Далее динамический процесс будет протекать следующим образом: достигнув линии переключения $I—I$ (при подходе из любого положения), изображающая точка «протыкает» эту линию и попадает в область неустойчивого движения.

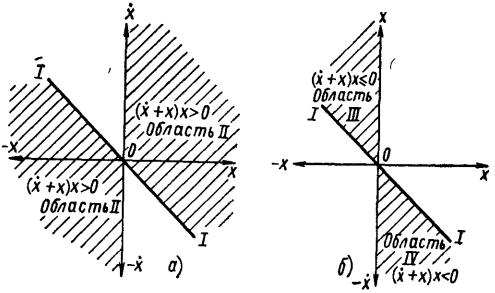


Рис. 103. Области устойчивости и неустойчивого движения изображающей точки

Цикличность продолжается с убывающими значениями координат, т. е. в системе имеет место затухание. Наличие затухания очевидно, поскольку точки пересечения траекторий неустойчивого движения с осью ординат всегда ближе к началу координат, чем точка, сооответствующая началу движения изображающей точки в области неустойчивого движения. Движение системы достаточно медленно приходит к окончательно установившемуся состоянию, когда

$$\dot{x} \to 0 \quad x \to 0,$$

$$t \to 0 \quad t \to \infty.$$

Из рис. 105, *а* следует, что $0a > 0b > 0c$ и т. д. Очевидно, что решить проблему наискорейшего попадания изображающей точки на линию переключения можно, изменяя ее наклон, т. е. изменяя определенным образом коэффициент α при координате x.

Рассмотрим некоторые частные случаи.

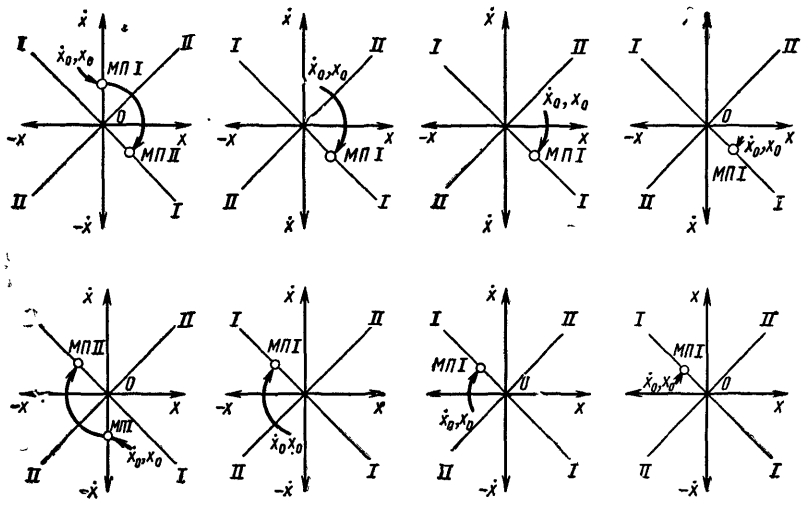


Рис. 104. Характер движения изображающей точки при различных начальных условиях

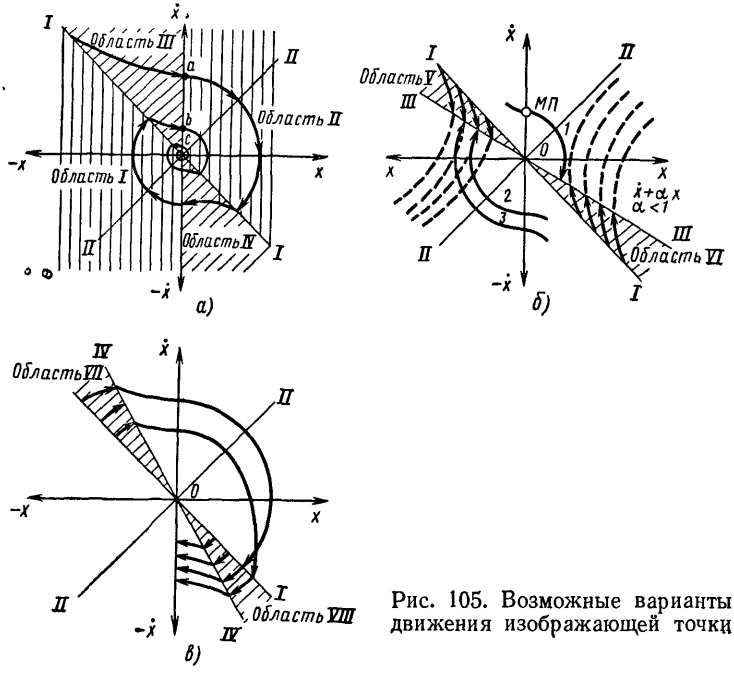


Рис. 105. Возможные варианты движения изображающей точки

1. Пусть уравнение линии переключения имеет вид $q = \dot{x} + \alpha x$, где $\alpha < 1$.

При такой линии переключения для выбранной структуры движение изображающей точки будет значительно быстрее приходить к установившемуся значению. Действительно, траектория движения при начальных условиях, принадлежащих областям *V* и *VI* (рис. 105, *б*), практически сразу же попадает на линию переключения *III—III* за счет гиперболического характера движений в этой области.

Траектория изображающей точки вначале движения из других областей будет аналогична рассмотренным ранее (траектории *1*, *2*, *3* аналогичны траекториям на рис. 104). Однако от траекторий для предыдущего примера такая траектория отличается тем, что при одних и тех же начальных условиях она значительно быстрее попадает на линию переключения *III—III*. При этом областям начальных условий *V—VI* не свойственно перерегулирование.

Поскольку коэффициент α характеризует тангенс угла наклона линии переключения, то для повышения быстродействия в рассматриваемой системе целесообразно добиваться значения $|\alpha| < 1$. При $\alpha \to 0$ линия переключения стремится к горизонтальному положению. Рассмотренный случай характеризует основную особенность систем с переменной структурой: при таком расположении линии переключения в системе возникает так называемый скользящий режим. Действительно, при «протыкании» линии переключения изображающая точка «наталкивается» на встречную траекторию, что обусловливает ее немедленный возврат на линию переключения. Процесс происходит с достаточно высокой частотой, а его динамические характеристики не зависят от параметров системы.

Таким образом, для обеспечения в системе с переменной структурой скользящего режима фазовые траектории изображающей точки по обе стороны от линии переключения должны быть направлены навстречу друг другу. Дополнительно отметим следующее: частота переключения будет тем выше, чем ближе к прямому угол перехода траектории к линии переключения.

Рассмотрим математические соотношения и установим характер изменения знаков координат системы в окрестности линии переключения:

в области *V* (выше линии переключения)

$$x < 0; \quad \dot{x} > 0; \quad \ddot{x} < 0;$$

в области *I* (ниже линии переключения)

$$x < 0; \quad \dot{x} > 0; \quad \ddot{x} > 0;$$

в области *VI* (ниже линии переключения)

$$x > 0; \quad \dot{x} < 0; \quad \ddot{x} > 0;$$

в области *II* (выше линии переключения)

$$x > 0; \quad \dot{x} < 0; \quad \ddot{x} < 0.$$

Отсюда следует, что в окрестности линии переключения траектории изображающей точки прежде всего отличаются знаком второй производной ошибки $\ddot{x}$. Кроме того, на линии переключения *III—III* в окрестности верхней полуасимптоты *0—III* $(\dot{x} + \alpha x) < 0$, так как $|\dot{x}| < |x|$ и $x < 0$, а в окрестности нижней полуасимптоты *0—III* $(\dot{x} + \alpha x) > 0$, так как $|\dot{x}| < |x|$ и $x > 0$.

2. Пусть теперь линия переключения расположена так, как показано на рис. 105, *в*, т. е. когда $q = x + \alpha x$ и $\alpha > 1$.

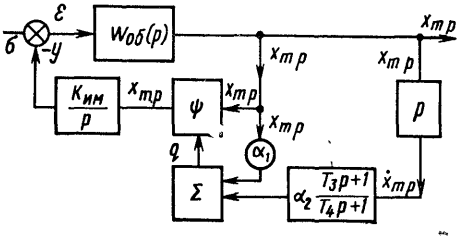


Рис. 106. Структурная схема системы в классе СПС

Фазовые траектории в такой системе характеризуются отсутствием скользящего режима, так как при любых начальных условиях траектории изображающей точки в окрестностях линии переключения не направлены навстречу друг другу. Это приводит к тому, что при движении изображающей точки из области *VII* в область *VIII* она довольно быстро достигает линии переключения *IV—IV*, но при малейшем ее «протыкании» устремляется дальше по траектории, которой свойственны затянутость процесса и наличие перерегулирования.

Повторяется картина, аналогичная той, когда линия переключения совпадает с асимптотой *I—I*. Между фазовыми координатами получаются следующие соотношения:

в области *VII* (ниже линии переключения)

$$x < 0; \quad \dot{x} > 0; \quad (\dot{x} + x) > 0; \quad \ddot{x} > 0;$$

в области *III* (выше линии переключения)

$$x < 0; \quad \dot{x} > 0; \quad (\dot{x} + x) > 0; \quad \ddot{x} < 0;$$

в области *VIII* (выше линии переключения)

$$x > 0; \quad \dot{x} < 0; \quad (\dot{x} + x) < 0; \quad \ddot{x} < 0;$$

в области *IV* (ниже линии переключения)

$$x > 0; \quad \dot{x} < 0; \quad (\dot{x} + x) < 0; \quad \ddot{x} > 0.$$

Выбор параметров структурной схемы и логики переключения. В соответствии со сказанным выше упрощенная структурная схема системы регулирования температуры точки росы при использовании регулятора с переменной структурой примет вид схемы, представленной на рис. 106.

Структурной схеме на рис. 106 соответствует следующая система дифференциальных уравнений.

1. Уравнение объекта регулирования

$$T_1T_2\frac{d^2x_{т.р}}{dt^2}+(T_1+T_2)\frac{dx_{т.р}}{dt}+x_{т.р}=k_{об}\varepsilon. \tag{203}$$

2. Уравнение регулятора

$$\dot{y}=k_{им}(\pm\Psi x_{т.р})$$

или

$$y=\int_0^t k_{им}(\pm\Psi x_{т.р}). \tag{204}$$

3. Уравнение рассогласования

$$\varepsilon=\sigma-y. \tag{205}$$

Исключив из уравнений (203)—(205) переменные y и ε, получим дифференциальное уравнение системы

$$\frac{d^3x_{т.р}}{dt^3}+\frac{T_1+T_2}{T_1T_2}\frac{d^2x_{т.р}}{dt^2}+\frac{1}{T_1T_2}\frac{dx_{т.р}}{dt}+ \\ +\frac{k_{об}k_{им}}{T_1T_2}(\pm\Psi x_{т.р})=\frac{k_{об}d\sigma}{T_1T_2dt}. \tag{206}$$

Проведем замену переменных T_1T_2dt

$$x_{т.р}=x_1;\quad \frac{dx_{т.р}}{dt}=x_2=\frac{dx_1}{dt};$$

$$\frac{d^2x_{т.р}}{dt^2}=\frac{dx_2}{dt}=x_3;\qquad \frac{d^3x_{т.р}}{dt^3}=\frac{dx_3}{dt}=x_4.$$

Тогда, приравняв правую часть уравнения (206) нулю, получим

$$x_4+A_3x_3+A_2x_2+A_1x_1\Psi=0,$$

где

$$A_3=\frac{T_1+T_2}{T_1T_2};\quad A_2=\frac{1}{T_1T_2};\quad A_1=\frac{k_{об}k_{им}}{T_1T_2}.$$

Записав уравнение (207) относительно старшей производной, получим

$$\frac{dx_3}{dt}=-A_3x_3-A_2x_2-A_1x_1\Psi.$$

В то же время уравнение линии переключения получается из условия

$$q=0=c_1x_1+c_2x_2+c_3x_3 \tag{207}$$

или

$$x_3=\frac{-c_1x_1-c_2x_2}{c_3}.$$

Из уравнения (207) следует, что

$$\dot{q} = c_1 x_2 + c_2 x_3 + c_3 \frac{dx_3}{dt}. \qquad (208)$$

Подставляя в уравнение (208) значение $\frac{dx_3}{dt}$, получаем систему дифференциальных уравнений, определяющих процесс регулирования температуры точки росы в камере орошения при использовании регулятора, принцип действия которого основан на теории СПС:

$$q = c_1 x_1 + c_2 x_2 + c_3 x_3;$$
$$\dot{q} = -x_1 A_1 c_1 \Psi + x_2 \times$$
$$\times (c_1 - c_3 A_2) + x_3 \times$$
$$\times (c_2 - A_3 c_3).$$

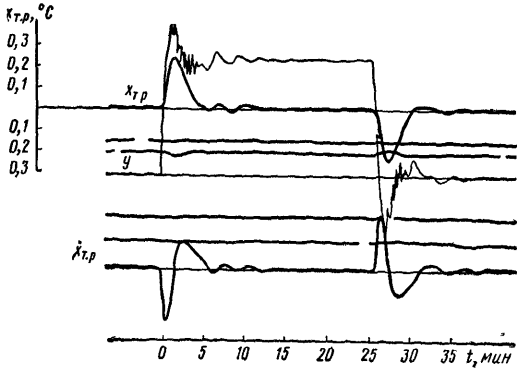


Рис. 107. Переходные процессы в СПС

Исследование качества регулирования температуры точки росы проводилось путем моделирования на АВМ. В качестве переключающего элемента использовалась ψ-ячейка. Входной сигнал проходит через нее только при условии совпадения его знака со знаком управляющего воздействия q.

В контуре стабилизации температуры точки росы с использованием СПС при формировании сигнала на открытие регулирующего органа имеется три вида обратных связей:

постоянная отрицательная по $x_{т.р}$;

постоянная отрицательная по q;

положительная по $x_{т.р}$ (через ψ-ячейку).

Правильный выбор закона переключения q обеспечивает необходимое подключение обратных связей. Для данной схемы

$$q = \alpha_1 x_{т.р} + \alpha_2 \dot{x}_{т.р} \frac{T_3 p + 1}{T_4 p + 1}.$$

Как видно из уравнения (206), система регулирования температуры точки росы описывается уравнением третьего порядка, поэтому для формирования закона переключения системы q необходимо использовать три координаты $(x, \dot{x}, \ddot{x})$.

Однако, как показали исследования, получить в чистом виде вторую производную $\ddot{x}$ из-за наличия пульсаций и высокочастотных составляющих в электронных блоках модели не представляется возможным. Поэтому при формировании логики переключения использовалась сглаженная производная вида

$$\ddot{x} = \alpha_2 \frac{T_3 p + 1}{T_4 p + 1}.$$

При этом, как видно из приведенных на рис. 107 осциллограмм, введение сглаживающего фильтра $\frac{1}{T_4 p + 1}$ не привело к искажению скользящего режима.

Из этих же осциллограмм следует, что система обладает высоким качеством регулирования, частота скользящего режима лежит в пределах 0,3—0,5 Гц, а амплитуда не превышает 0,03% максимальной. Максимальное отклонение при подаче возмущения не превышает 8% максимального значения регулируемой величины. Отработка начального возмущения осуществляется системой за время не более 5 мин.

Таким образом, применение регулятора с переменной структурой позволяет получить (по сравнению с ранее рассмотренными регуляторами) наилучшее качество регулирования.

Система с переменной структурой относительно малочувствительна к изменению динамических коэффициентов объекта при изменении режимов работы. Так, если быстродействие системы изменяется в обыкновенной схеме в широких пределах, то в СПС эта же характеристика постоянна и практически не зависит от режимов работы.

32. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ СТАБИЛИЗАЦИИ ТЕМПЕРАТУРНО-ВЛАЖНОСТНОГО ПОЛЯ

Под температурным полем какого-либо объекта понимается совокупность мгновенных значений температур во всех точках данного объекта, включая и граничные точки.

Математически эта формулировка выражается уравнением

$$\theta = f(x, y, z, t).$$

В теплофизике рассматриваются непрерывные и разрывные температурные поля. Температурное поле считается непрерывным, если бесконечно малым перемещениям из любой точки поля соответствуют бесконечно малые изменения температуры. И, наоборот, если изменение температуры будет конечным хотя бы в одной точке, то поле температур разрывно. Математически это означает, что в первом случае производная температуры по координате конечна в любой точке объекта, во втором же случае она будет равна бесконечности в одной или нескольких точках.

Температурные поля технологических цехов можно считать непрерывными. Если $\theta = f(x, y, z)$, т. е. $\frac{\partial \theta}{\partial t} = 0$, то температурное поле является стационарным. Если $\frac{\partial \theta}{\partial t} \neq 0$, то температурное поле нестационарное. В тех случаях, когда $\frac{\partial \theta}{\partial t} > 0$, уравнение описывает нестационарный процесс нагрева, при $\frac{\partial \theta}{\partial t} < 0$ — процесс охлаждения.

Если в объекте соединить все точки поля с одинаковой температурой, то получим изотермические поверхности, описываемые уравнением $\theta = f(x, y, z) = \text{const}$.

Линии пересечения изотермических поверхностей какой-либо плоскостью дают семейство кривых (изотерм) — линий одинаковых температур. Таким образом, температурное поле объекта можно задать либо аналитическим уравнением, либо семейством изотермических поверхностей.

В настоящее время получение аналитической зависимости для температурных полей технологических объектов связано с непреодолимыми трудностями — решением уравнений движения и распределения теплоты, циркулирующей в объекте. Поэтому при расчетах производительности источников тепла или холода, процессов нагрева или охлаждения в большинстве случаев пользуются осредненными по объему значениями температуры. Это справедливо, если температура в различных точках объекта имеет приблизительно одно и то же значение. В противном случае расчет может дать лишь приближенное значение искомого параметра или же позволяет судить о качественном протекании процесса [4].

Если принять, что температурное поле по объему объекта относительно равномерно, то нестационарный процесс, например, охлаждения воздуха будет определяться следующей системой уравнений:

$$c_в G \frac{d\theta_п}{dt} = c_в G(\theta - \theta_п) - \alpha_в F(\theta_п - \theta_2) - c_{об} G_{об}(\theta_{об} - \theta_0);$$

$$c_{об} G_{об} \frac{d\theta_{об}}{dt} = \alpha F_{об}(\theta_п - \theta_{об});$$

$$a_1 \left(\frac{\partial^2 \theta_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial z^2} \right) = \frac{\partial \theta_1}{\partial t},$$

где θ — температура воздуха в объекте; $\theta_п$ — температура воздуха, подаваемого от кондиционера (приточного); $\theta_{об}$ — температура оборудования; θ_1 — температура ограждающих конструкций; θ_2 — температура поверхностей ограждений; $G_п$ — масса воздуха, подаваемого от кондиционера; G, $G_{об}$ — масса воздуха в объеме и масса оборудования; $c_{об}$ — теплоемкость оборудования; F — площадь поверхности объекта; $F_{об}$ — площадь поверхности оборудования; θ_0 — начальная температура оборудования; $\alpha_в$, α — коэффициенты теплоотдачи от воздуха к ограждениям и оборудованию; a_1 — коэффициент температуропроводности материала ограждений.

В начальный момент считаем, что

$$\theta = \theta_1 = \theta_{об} = \theta_0 = \theta_н,$$

где θ — температура наружного воздуха.

Условия на границе с наружным воздухом определяются уравнением

$$\alpha_{н}(\theta_{н}-\theta_{2})+q_{s}=\lambda_{1}\left(\frac{\partial\theta_{1}}{\partial n}\right),$$

где $\alpha_{н}$ — коэффициент теплоотдачи от ограждений к наружному воздуху; q_{s} — количество теплоты, подводимой к объекту за счет солнечной радиации; n — нормаль к ограждениям.

Рассмотрим некоторые частные вопросы стабилизации температурно-влажностного поля.

Системы стабилизации с коррекцией по отклонению температуры в рабочей зоне принципиально в состоянии обеспечить заданные параметры микроклимата в объектах Однако для ряда технологических объектов возникает задача обеспечения заданных параметров воздуха по всему тепловлажностному полю, плоскому или объемному.

В качестве одной из специальных мер для объектов небольшой емкости рассмотрим использование термометра сопротивления с двумя первичными преобразователями температуры, включенными в одно плечо мостовой измерительной схемы регулятора.

Первый преобразователь (малоинерционный) помещается непосредственно в потоке приточного воздуха, а второй (инерционный) — в центре объекта.

Основными характеристиками такой системы являются постоянная времени первого преобразователя, постоянная времени второго преобразователя и отношение постоянных времени первого и второго преобразователей [15].

Средняя температура термометра определяется из выражения

$$\theta_{ср}=\frac{\theta_{1}T_{1}+\theta_{2}T_{2}}{T_{1}+T_{2}},$$

где T_{1} — постоянная времени малоинерционного преобразователя, с; T_{2} — постоянная времени инерционного преобразователя, с; θ_{1} — температура приточного воздуха, °С; θ_{2} — температура удаляемого воздуха, °С:

Разность $\Delta\theta=\theta_{1}-\theta_{2}$ определяет изменение тепловой нагрузки помещения. Если весь воздух, поступающий в помещение, нагревается равномерно, то температура удаляемого воздуха

$$\theta_{2}=\theta_{0}-\frac{\Delta\theta}{2},$$

где θ_{0} — заданное значение температуры воздуха в середине помещения, °С.

Но поскольку весь приточный воздух распределяется на два потока, первый из которых поступает в рабочий (полезный) объем помещения, а второй распределяется по его периферии, энергия нагрева расходуется пропорционально массам этих потоков.

В общем случае коэффициент распределения β принимается равным двум. Тогда температура удаляемого и приточного воздуха

$$\theta_2 = \theta_0 - \frac{\Delta\theta}{2\beta} \text{ и } \theta_1 = \theta_0 + \Delta\theta\left(1 - \frac{1}{2\beta}\right).$$

Удаляемый воздух должен быть холоднее (при подогреве) приточного на величину $\Delta\theta/2\beta$ или теплее (при охлаждении) на эту же величину.

Термометр сопротивления с двумя первичными преобразователями обеспечивает температуру воздуха в помещении

$$\theta_{ср} = \frac{\theta_1 T_1 + \theta_2 T_2}{T_1 + T_2} = \theta_0 + \Delta\theta \frac{-\frac{T_2}{2\beta} + T_1\left(1 - \frac{1}{2\beta}\right)}{T_1 + T_2}. \quad (209)$$

При условии $\frac{T_2}{T_1} = 2\beta - 1$ множитель при $\Delta\theta$ правой части уравнения (209) равен нулю, т. е. термометр поддерживает заданное значение температуры воздуха в середине помещения.

Так как по условию $\beta = 2$, то отношение постоянных времени $T_2/T_1 = 3$.

Для крупных объектов задача реализации квазиравномерного температурно-влажностного поля не может быть решена только совершенствованием систем стабилизации параметров воздуха. Не удается ее решить и путем совершенствования системы воздухораспределения.

Задача создания квазиравномерного тепловлажностного поля может быть решена на основе использования систем многоточечного регулирования параметров воздуха одновременно с оптимизацией распределения воздуха в рабочей зоне. Число первичных преобразователей при этом определяется требованиями, предъявляемыми к точности стабилизации параметров воздуха в отдельных точках поля. Время подключения каждого первичного преобразователя к регулятору определяется параметрами объектов регулирования.

Задача определения расстояний между первичными преобразователями может быть решена методами теории случайных процессов [6].

Рассмотрим методику этих определений на конкретном примере производственного помещения, на тепловлажностный режим которого влияют многие факторы, но ни один из них нельзя считать основным (тепловыделения людей, теплопритоки или теплопотери через окна, двери и другие возмущения в ходе технологического процесса). Влияние изменения параметров наружного воздуха незначительно; следовательно, возмущения, действующие на объект, носят случайный характер, и изменение температуры и влажности воздуха во времени и в пространстве в каждый отдельный момент времени можно считать случайной величиной. Изменения температуры и влажности воздуха в различных точках объекта определялись экспериментально,

Рассмотренная методика определения параметров плоского тепловлажностного поля может быть использована и для исследования поля в рабочем объеме.

В эксперименте было установлено, что тепловлажностный режим является стационарным случайным процессом, для которого математическое ожидание m и дисперсия D являются постоянными. Известно, что в подобном случае для получения результатов с заданной точностью продолжительность эксперимента 14 суток является достаточной [6]. Средняя квадратическая погрешность измерения задается на основе технологических

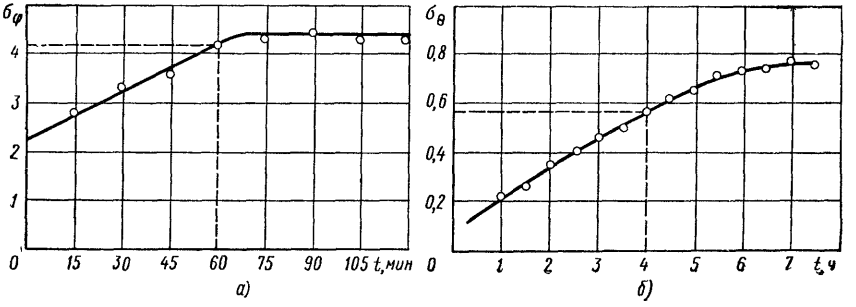


Рис. 108. Графики изменения средней квадратической погрешности для:
а — относительной влажности; *б* — температуры

требований к контролю процесса. Знание этой погрешности позволяет оценить допустимую среднюю квадратическую погрешность аппроксимации.

Из экспериментальных данных следует, что за интервал времени 15 мин относительная влажность воздуха φ изменяется достаточно мало; аналогичный интервал для температуры равен 20 мин.

В эксперименте было проведено 42 измерения температуры с интервалом 30 мин и 84 измерения относительной влажности с интервалом 15 мин. Оценки средних квадратических отклонений параметров за интервалы времени, кратные 15 и 30 мин, определялись по известной формуле [6].

Для определения необходимого интервала времени между соседними измерениями строят графики $\sigma = f(t)$ (рис. 108). Точка при $t = 0$ на кривых соответствует средней квадратической погрешности измерительного прибора. Средняя квадратическая погрешность, кроме погрешности измерительного прибора, включает погрешность ступенчатой аппроксимации. На графиках выбирают точки, лежащие на прямолинейных участках, которые удовлетворяют средней квадратической погрешности измерений. Таким образом были определены интервалы времени: при измерении температуры — 4 ч, при измерении относительной влажности — 1 ч.

Следующим этапом расчета является определение математического ожидания температуры и относительной влажности для каждой точки измерения. Точки контроля параметров воздуха расположены так, как показано на рис. 109. Математическое ожидание для значений температуры определяется по известной формуле

$$m_{\theta i} = \frac{\sum_{1}^{n} \theta_k}{n},$$

где θ_k — текущее значение температуры для данной точки измерения; n — число измерений температуры для данной точки ($n = 84$).

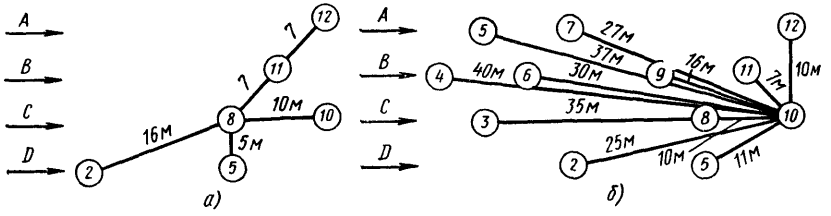


Рис. 109. Расположение точек контроля параметров воздуха:
а — температуры; *б* — относительной влажности

Аналогично определяется математическое ожидание для относительной влажности воздуха φ:

$$m_{\varphi i} = \frac{\sum_{1}^{n} \varphi_k}{n},$$

где φ_k — текущее значение относительной влажности для данной точки; n — число измерений относительной влажности воздуха ($n = 336$).

Далее определялись оценки дисперсий для каждой точки измерения температуры и относительной влажности воздуха:

$$D_{\theta i} = \frac{\sum_{1}^{n} [\theta_{ki} - m_{\theta i}]}{n-1},$$

где θ_{ki} — текущее значение температуры для каждой точки;

$$D_{\varphi i} = \frac{\sum_{1}^{n} [\varphi_{ki} - m_{\varphi i}]}{n-1},$$

где φ_{ki} — текущее значение относительной влажности для каждой точки.

Значения математического ожидания и дисперсии для каждой точки приведены в табл. 9.

Далее все исходные данные центрировались и переводились в относительные величины с помощью следующих выражений.

Для температуры

$$\mathring{\theta}_{ki} = \frac{\theta_{ki} - m_{\theta i}}{3\sqrt{D_{\theta i}}},$$

где θ_{ki} — текущее значение температуры для данной точки; $m_{\theta i}$ — математическое ожидание температуры для данной точки; $D_{\theta i}$ — значение дисперсии температуры для данной точки.

Таблица 9

Обозначение точек контроля на рис. 109	m_φ	m_θ	D_φ	D_θ
A/5	74	—	121	—
A/7	79	—	86	—
A/12	78	18,5	75	1,25
B/4	74	—	167	—
B/6	80	—	92	—
B/9	82	—	103	—
B/11	76	19,0	75	1,63
C/3	77	—	105	—
C/8	83	18,0	84	1,57
C/10	83	18,0	60,5	1,90
D/2	80	19,5	73	3,00
D/5	82	19,0	67	2,20

Для относительной влажности

$$\mathring{\varphi}_{ki} = \frac{\varphi_{ki} - m_{\varphi i}}{3\sqrt{D_{\varphi i}}},$$

где φ_{ki} — текущее значение относительной влажности для данной точки; $m_{\varphi i}$ — математическое ожидание относительной влажности воздуха для данной точки; $D_{\varphi i}$ — значение дисперсии относительной влажности воздуха для данной точки.

Одну из контрольных точек для относительной влажности воздуха принимают за нулевую (точка *8* на рис. 109, *а* и точка *10* на рис. 109, *б*). Находят корреляционные функции температуры и влажности воздуха в каждой из контролируемых точек относительно нулевых точек в зависимости от расстояния между ними. Затем определяют оценки корреляционных функций в точках измерения температуры и относительной влажности воздуха.

$$k_\theta(l_i;\ l_j) = \frac{\sum_1^n \theta_k(l_i)\,\mathring{\theta}_k(l_j)}{n-1},$$

где $\mathring{\theta}_k(l_i)$ — центрированное значение температуры для данной точки измерения; $\mathring{\theta}_k(l_j)$ — центрированное значение температуры для нулевой точки; n — число измерений температуры ($n = 84$);

$$K_\varphi(l_i;\ l_j) = \frac{\sum_1^n \mathring{\varphi}_k(l_i)\,\mathring{\varphi}_k(l_j)}{n-1}$$

($n = 336$).

Результаты расчетов корреляционных функций сведены в табл. 9, по данным которой построены графики корреляционных функций $K_\theta = f(l)$ и $K_\varphi = f(l)$ (рис. 110).

Расстояние между точками контроля определяется решением относительно l_0 интерполяционного уравнения Лагранжа, которое при $n = 2$ принимает вид

$$\sigma^2 = 1{,}5K_\theta(0) - 1{,}5\sigma_0^2 - 2K_\theta\left(\frac{l_0}{2}\right) + 0{,}5K_\theta(l_0).$$

При измерении температуры для $\sigma = 0{,}02\,l_0 = 15$ м (рис. 110, *а*). Таким же образом для относительной влажности можно найти

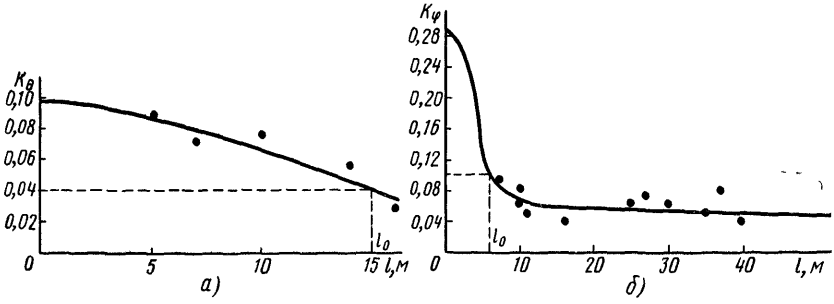


Рис. 110. Корреляционные функции

$l_0 = 6$ м. Искомое расстояние между точками контроля при заданном σ определяют путем выбора точки l_0 на графиках рис. 110, *б*, удовлетворяющих уравнению погрешности параболической интерполяции.

При расчетах приняты следующие допущения:

все измерения реализаций случайного процесса осуществлялись с помощью приборов одного типа;

случайные погрешности разных первичных преобразователей не коррелированы друг с другом;

случайные погрешности первичных преобразователей не коррелированы со значением измеряемых ими величин.

Для определения способа регулирования относительной влажности воздуха (прямое или косвенное) следует определить коэффициент взаимной корреляции между температурой и влажностью воздуха.

Известно, что чем бóльшая зависимость наблюдается между этими двумя параметрами, тем ближе к единице коэффициент взаимной корреляции $R(\theta, \varphi)$.

Для определения $R(\theta, \varphi)$ из одновременно полученных диаграмм температуры и относительной влажности воздуха определяют значения этих параметров через каждые 2 ч. Данные эксперимента и расчета приведены в табл. 10.

Таблица 10

Обозначение точек контроля на рис. 109	Расстояние от точки измерения до нулевой точки, м		Коррекционная функция	
	относительной влажности	температуры	K_φ	K_θ
A/5	37,0	—	0,081	—
A/7	27,0	—	0,070	—
A/12	10,0	14,0	0,063	0,0560
B/4	40,0	—	0,042	—
B/6	30,0	—	0,061	—
B/9	16,0	—	0,040	—
B/11	7,0	7,0	0,092	0,073
C/3	0	10,0	0,052	—
C/8	10,0	0	0,065	0,097
C/3	35,0	—	0,286	0,074
D/2	25,0	16,0	0,060	0,031
D/5	11,0	5,0	0,055	0,088

Взаимная корреляционная функция

$$R(\theta,\ \varphi) = \frac{k(\theta,\ \varphi)}{\sqrt{k_\theta(\tau_1,\ \tau)\, k_\varphi(\tau_1\ \tau)}} = \frac{m[\mathring{\theta}(\tau)\mathring{\varphi}(\tau)]}{\sqrt{D_\theta(\tau)\, D_\varphi(\tau)}},$$

где

$$K(\theta,\ \varphi) = m[\mathring{\theta}(\tau)\,\mathring{\varphi}(\tau)] = \frac{\sum_1^m [\mathring{\theta}(\tau)\,\mathring{\varphi}(\tau)]}{n-1};$$

τ — промежутки времени.

В соответствии с данными табл. 11 $R(\theta, \varphi) = 0{,}82$. Так как значение $R(\theta, \varphi)$ близко к единице, то регулирование относительной влажности может осуществляться путем регулирования температуры.

Таблица 11

Параметр	Данные для расчета коэффициента $R(\theta, \varphi)$ при t, ч											
	12	14	16	18	20	22	24	2	4	6	8	10
φ, %	78	70	76	78	80	79	72	64	63	68	64	72
θ, °C	19,0	19,5		20,0				19,0				
$\Delta\varphi$	+6	−2	+4	+6	+8	+7	0	−8	−9	−4	−8	0
$\Delta\theta$	−0,5	0		+0,5								
$\Delta\varphi\,\Delta\theta$	−3			+3	+4	+3,5	0	+4	+4,5	+2	+4	0

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Обобщая материал настоящей книги, следует отметить наиболее существенные соображения, которыми руководствовались авторы, определяя ее структуру.

Во-первых, автоматическое управление СКВ неразрывно связано с углубленным исследованием и совершенствованием технологических процессов кондиционирования воздуха.

Во-вторых, разработка оптимальных систем управления должна основываться на современных идеях оптимизации СКВ в целом.

В-третьих, типизация и унификация систем управления требует обобщения всех основных факторов, влияющих на технические решения СКВ и АСР.

Указанные три принципа определяют единое содержание книги. Разумеется, не все вопросы освещены с равной степенью детализации. Некоторые из них только намечают основные направления технических решений. Однако, это не означает, что при их более развернутом представлении основные результаты могли бы иметь иное трактование и решение.

Из этого следует, что излагаемая проблема автоматического управления СКВ базируется на общем системном подходе к исследованиям.

Теперь, когда читатель ознакомился с идеями и техническими средствами использования предлагаемых методов, целесообразно обратить внимание на значение трех принципов, положенных в основу монографии.

Важность и значение первого принципа, касающегося исследования технологии процессов СКВ в связи с выбором оптимальных систем управления, очевидна. Речь может идти о путях реализации данного принципа.

Из всех возможных вариантов для оценки оптимальности СКВ выбран метод экстремальных значений расходов теплоты, холода, воздуха и воды. И это представляется правильным, так как с расширением области использования СКВ все более актуальным становится вопрос о сбережении топлива и электроэнергии. В этом направлении получены хорошие практические результаты, которые сводятся к тому, что минимизация расходов теплоты, холода, воздуха и воды может быть обеспечена только при работе СКВ на переменном расходе воздуха и при

поддержании переменных (в пределах заданных) параметров воздуха в обслуживаемом системами объекте.

В общих чертах эти результаты не являются неожиданными. Однако, до настоящего времени не существовало математических зависимостей, с помощью которых можно было бы строго реализовать эти два положения, в том числе на уровне автоматического управления СКВ.

Получение математических связей искомых величин (расходов теплоты, холода, воздуха и воды) в зависимости от параметров наружной и внутренней воздушных сред и в зависимости от тепловлажностных нагрузок является основным результатом специального исследования статики СКВ.

На этой основе сформулированы задачи и функции систем управления, решение и реализация которых должна привести к существенной экономии теплоты и электроэнергии. Подсчитано, что для некоторых условий расходы теплоты на СКВ могут быть сокращены в 2 и более раза по сравнению с теми, которые имеют место при современных методах автоматизации. Однако минимизация расходов, теплоты, холода, воздуха и воды не означает, что другие технико-экономические показатели будут иметь экстремальные значения.

Минимизация расходов энергии и вещества может привести к увеличению капитальных затрат и т. п. По этой причине оптимизировать системы управления можно только с соблюдением второго принципа, указанного выше.

Реализация этого принципа в настоящей монографии достигается тем, что оптимизация систем управления и СКВ в целом решается единым методом. Сущность этого метода заключена прежде всего в учете тесной взаимосвязи принятых четырех групп технико-экономических показателей для оценки и выбора СКВ: функционально-технологических, конструктивно-компоновочных, эксплуатационных и экономических. Первая группа показателей касается расходов теплоты, холода, воздуха и воды и является исходной для определения всех других.

В конечном итоге необходимая информация для определения требований к системам управления, а также данные для определения всех других показателей СКВ получаются из базовых графиков, принцип построения которых изложен в книге. Базовые графики отображают величину и характер изменения нагрузок во времени, т. е. то, что определяет все технико-экономические показатели.

В результате использования принятого комплекса показателей и применения определенных методов выбора вариантов в конечном итоге определяются такие решения по СКВ и системам управления, которые обеспечивают экстремальное значение любого показателя, принятого в качестве критерия оптимизации. Таким образом, второй принцип в работе полностью реализован.

Наконец, о некоторых особенностях третьего принципа, касающегося вопросов типизации и унификации систем управления. Известно, что типизация схемных решений СКВ, а следовательно, и по АСР может иметь место лишь в том случае, когда принятые схемные решения учитывают все определяющие факторы.

Проведенная классификация определяющих факторов (условий) позволила типизировать схемы СКВ, а определение оптимальных режимов их работы — сформулировать четкие требования к системам управления.

Разработанная структура алгоритма оптимального управления СКВ содержит всю необходимую информацию как для поиска новых схем и средств управления по оптимальным режимам, так и для оценки любого другого, принятого из-за условий технических ограничений, метода автоматизации.

Можно предположить, что типовые схемные решения автоматических систем управления в недалекой перспективе будут основаны на использовании вычислительной техники, выполняющей целый ряд операций в соответствии со структурой алгоритма.

В настоящее время, когда еще не разработаны соответствующие технические средства для полной реализации оптимальных режимов, предлагаемая структура алгоритма может служить основой для отбора наиболее рациональных логических схем управления, основанных на использовании существующих и доступных средств автоматизации.

Неслучайно в книге большое внимание уделено рассмотрению тех схем и технических средств, которые на сегодняшний день в наибольшей степени отвечают выявленным требованиям оптимальности.

Следовательно, уже в настоящее время появляется возможность отказаться от традиционных схем автоматизации и перейти к значительно более экономичным логическим системам СКВ на основе использования цифровых управляющих машин или устройств.

Для изучения динамики технологических элементов СКВ чрезвычайно важным является математическое описание объектов управления.

В книге во многих случаях динамика технологических объектов аппроксимируется одноемкостным звеном и звеном чистого запаздывания, что в общем случае требует специального объяснения. Это обусловлено тем, что все известные методы расчета весовой функции объекта позволяют принципиально получить ее оценку.

Для многих практических применений полученное решение уравнения для взаимной корреляционной функции совершенно не соответствует действительности и не может быть принято даже за приближенную характеристику исследуемого объекта.

Основные причины наблюдаемого несоответствия решения интегрального уравнения истинной весовой функции объекта

кроются, очевидно, в несоблюдении ограничений, принятых при выводе интегрального уравнения, и в значительном несоответствии подставляемых в уравнение корреляционных функций их истинным значениям.

Действительно, для подавляющего большинства технологических объектов непрерывного действия, можно предположить наличие следующих факторов, искажающих решение интегрального уравнения:

некоторая коррелированность помех и возмущений, действующих на объект;

наличие явных и неявных обратных связей в объекте в процессе получения реализаций входов и выходов;

отсутствие полной стационарности как возмущений, так и свойств объекта;

наблюдающаяся бо́льшая или меньшая нелинейность статических и динамических характеристик объекта;

малая точность оценок корреляционных функций, обусловленная в основном недостаточной длиной реализации случайного процесса, по которой рассчитывается оценка;

для многосвязанных объектов наблюдается малый коэффициент корреляции между исследуемым входом и выходом, что не позволяет получить достаточную оценку взаимной корреляционной функции.

Для широкого класса объектов, переходные процессы которых носят монотонный характер, учитывая невозможность получения точного решения из-за отмеченного выше несоответствия между теоретической постановкой задачи и реальной работой установок, определяют приближенное решение, передающее основные, специфические черты монотонного процесса.

Таким решением является аппроксимация монотонного процесса звеном первого порядка с запаздыванием. Для большого круга практических задач такая аппроксимация является вполне удовлетворительной.

В частности, такая аппроксимация позволяет решить одну из задач управления многосвязанными процессами — разработать схему управления объекта и выбрать для нее аппаратуру.

Более точная аппроксимация переходной функции по статистическим характеристикам объекта очень часто вообще не имеет реального физического смысла, так как наблюдаемые нелинейность и нестационарность свойств объекта усредняются за время реализации случайного процесса. Ввиду этого полученную переходную функцию можно считать лишь некоторой средней характеристикой объекта за исследуемый интервал времени и линеаризованной функцией в наблюдаемом диапазоне изменения возмущений.

В книге на основе теории тепло-массообмена и общей теории автоматического управления при использовании методов математического моделирования тепловых процессов обоснованы прин-

ципы создания современных систем управления СКВ с применением логических элементов.

Исходными данными для исследований явились характеристики технологических элементов СКВ как объектов автоматического управления. Результаты этих исследований приведены в книге. Система кондиционирования воздуха рассматривается с точки зрения динамики как совокупность объектов с переменными параметрами. В книге предложены методы синтеза систем управления на основе перехода от одноконтурных систем к каскадным с использованием некоторых возможностей систем с переменной структурой и возможностей широтно-импульсного управления.

Аналоговые модели объектов и СКВ с сосредоточенными и распределенными параметрами могут быть использованы во многих случаях исследования динамики СКВ и синтеза систем управления.

Логические СКВ имеют гибкую технологическую структуру, изменяющуюся в зависимости от внутренних и внешних параметров микроклимата и от изменения тепловлажностных нагрузок в объекте.

Это новое научное направление в общей теории кондиционирования воздуха обусловлено с одной стороны разработкой термодинамической модели СКВ, а с другой — развитием теории логических систем управления и исследованиями в области динамики управления СКВ.

Важнейшим результатом теоретического и экспериментального исследований СКВ является представление СКВ системой с переменной структурой. Приведенные в работе математические модели динамики элементов СКВ подтверждают этот вывод.

Таким образом, использование в работе трех основополагающих принципов и представление их как единого целого стало возможным благодаря методам математического моделирования.

Математическая (термодинамическая) модель СКВ позволила решить основные проблемы выбора принципиальных систем управления. Математические модели технологических элементов СКВ позволили решить основные вопросы управления на основе современных технических средств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Баркалов Б. В., Карпис Е. Е.** Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М., Стройиздат, 1971. 264 с.
2. **Богословский В. Н., Кувшинов Ю. Я.** Годовые затраты тепла и холода системами кондиционирования микроклимата.— «Информационный реферативный выпуск», 1968, № 6, сер. 3, с. 1—56.
3. **Гоголин А. А.** Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. М., «Пищевая промышленность», 1966. 240 с.
4. **Гришанов Н. Г.** Высотное оборудование самолетов гражданской авиации. М., «Транспорт», 1971. 264 с.
5. **Емельянов С. В.** Системы автоматического регулирования с переменной структурой. М., «Наука», 1967. 336 с.
6. **Ицкович Э. Л.** Статистические методы при автоматизации производства. М., «Энергия», 1964. 244 с.
7. **Карпис Е. Е.** Теплотехническая эффективность систем кондиционирования воздуха и кондиционеров различных схемных решений. М., Изд. «Академии строительства и архитектуры СССР», 1962, с. 1—61.
8. **Креслинь А. Я.** Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха. М., Стройиздат, 1972. 96 с.
9. **Ротач В. Я.** Расчет настройки промышленных систем регулирования. М., Госэнергоиздат, 1961. 208 с.
10. **Рубчинский В. М.** Динамические характеристики оросительных камер кондиционеров.— «Реферативный сборник», 1969, № 6, с. 67—81.
11. **Рубчинский В. М., Буфман М. И.** Экспериментальные динамические характеристики датчиков температуры.— «Информационный выпуск», 1967, № 5, с. 25—29.
12. **Рымкевич А. А.** Инженерные методы оценки и оптимизации систем кондиционирования воздуха промышленных и общественных зданий.— В кн.: Кондиционирование воздуха в промышленных и гражданских зданиях. Л., ЛДНТП, 1972, с. 56—62.
13. **Тетеревников В. Н., Участкин П. В., Мотыленок Д. А.** Кондиционирование воздуха в промышленных зданиях. М., Профиздат, 1962. 200 с.
14. **Участкин П. В.** Исследование изменений температуры воздуха в помещениях при тепловых возмущениях.— В кн.: Кондиционирование воздуха. Доклады всесоюзной межвузовской конференции. Л., Изд. ЛТИХП, с. 21—34.
15. **Халамейзер М. Б.** Автоматические установки искусственного климата. М., «Машиностроение», 1969. 312 с.
16. **Халамейзер М. Б.** Автоматизация систем искусственного климата на макаронных предприятиях. М., ЦНИТЭИПищепром, 1975. 44 с.
17. **Халамейзер М. Б.** Автоматизация процессов обработки кинопленки. М., «Искусство», 1970. 264 с.
18. **Шкловер А. М., Васильев Б. Ф., Ушков Ф. В.** Основы строительной техники. М., Стройиздат, 1956. 320 с.
19. **Цыпкин Я. З.** Теория релейных систем автоматического регулирования. М., Физматгиз, 1955. 448 с.
20. **Языков В. Н.** Теоретические основы проектирования судовых систем кондиционирования воздуха. Л., «Судостроение», 1967. 412 с.
21. **Chalameizer M. B.** Comportement dynamique d'un laveur. Termique et aeralique, 02, Paris, 1970, p. 163—178.
22. **Hemmi P.** Temperaturübertragungsverhalten durchströmter räume. Dissertation. ETH. Zürich, 1967, S. 153.
23. **Junker B.** Klimaregelung. R. Oldenburg, München, 1974, S. 237.
24. **Möller D.** Elektrische klimaregelung. VEB Verlag Technik. Berlin, 1972, S. 74.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава 1. **Основные сведения о системах кондиционирования воздуха** 6

1. Существующие решения по СКВ и АСР 6
2. Методы оценки качества принимаемых решений по СКВ 9
3. Понятие о термодинамической модели СКВ 13
4. Систематизация условий, влияющих на решение технологических схем СКВ и АСР 20

Глава 2. **Термодинамическая модель систем кондиционирования воздуха** 29

5. Графическое изображение термодинамической модели СКВ и общие сведения о ее особенностях 29
6. Расчетные уравнения для зон с обязательными процессами нагрева воздуха 34
7. Расчетные уравнения для зон без потребления тепла и холода 44
8. Расчетные уравнения для зон с обязательным потреблением искусственного холода 57
9. Расчетные уравнения для зон с обязательным потреблением тепла и холода 69
10. Систематизация сведений о термодинамической модели СКВ 75

Глава 3. **Технологические схемы СКВ** 81

11. Технологические схемы СКВ для зон с обязательным потреблением тепла 81
12. Технологические схемы для зон без потребления тепла и холода 91
13. Технологические схемы для зон с обязательным потреблением холода и зон с одновременным потреблением холода и тепла 95
14. Обобщенные сведения о технологических схемах центральных систем для круглогодичного кондиционирования воздуха 101

Глава 4. **Функциональные схемы автоматического управления СКВ** 106

15. Структура основных операций алгоритма оптимального управления СКВ 106
16. Основные принципы построения схем АСР СКВ для тепловлажностных нагрузок III класса 115
17. Основные принципы построения схем АСР для СКВ при тепловлажностных нагрузках I класса 124

Глава 5. **Математические модели динамики основных элементов СКВ** 137

18. Математические модели динамики объектов кондиционирования воздуха 137

19. Математические модели динамики технологических аппаратов СКВ как объектов с сосредоточенными параметрами 147
20. Математические модели динамики технологических аппаратов СКВ как объектов с распределенными параметрами 151
21. Экспериментальные модели динамики основных элементов СКВ 171

Глава 6. **Аналоговые модели динамики СКВ** 185

22. Общие сведения 185
23. Линейные аналоговые модели динамики СКВ 187
24. Нелинейная аналоговая модель динамики СКВ 196

Глава 7. **Общие основы управления СКВ** 205

25. Регулирование параметров микроклимата 205
26. Классификация и некоторые особенности регулирования параметров воздуха 219
27. Функциональные схемы управления СКВ общего назначения 227

Глава 8. **Современные системы управления режимами СКВ** 234

28. Каскадное управление СКВ 234
29. Логическое управление СКВ 246
30. Широтно-импульсное управление параметрами микроклимата 252
31. Управление СКВ с использованием регулятора переменной структуры (СПС) 253
32. Некоторые вопросы стабилизации температурно-влажностного поля 263

Заключение 272

Список литературы 277

ИБ № 1096

Адольф Адамович Рымкевич,
Михаил Борисович Халамейзер

УПРАВЛЕНИЕ СИСТЕМАМИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Редактор издательства *Т. В. Абизова*

Технические редакторы *Н. В. Тимофеенко* и *А. И. Захарова*

Корректор *О. Е. Мишина*

Переплет художника *Е. Г. Шубенцова*

Сдано в набор 18/VI 1976 г. Подписано к печати 29/XII 1976 г. Формат $60\times90^{1}/_{16}$
Бумага типографская № 1.
Усл. печ. л. 17,5. Уч.-изд. л. 18,3
Тираж 8000 экз. Зак. 1068 Цена 1 р. 21 к.

Издательство «Машиностроение», 107885, ГСП, Москва, 1-й Басманный пер., 3

Ленинградская типография № 6
Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10