А. Г. СОТНИКОВ

СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С КОЛИЧЕСТВЕННЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ



ЛЕНИНГРАД
СТРОЙИЗДАТ. ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ
1976

БИБЛИОТЕКА

УДК 697.95-5

Научный редактор — канд. техн. наук Ю. Н. Хомутецкий

Сотников А. Г. Системы кондиционирования воздуха с количественным регулированием. Л., Стройиздат, Ленингр. отд-ние, 1976, 168 с.

В книге приводятся систематизированные понятия и схемы систем кондиционирования воздуха и вентиляции с количественным регулированием. Излагается методика экономического сравнения количественного и качественного методов регулирования. Дается физико-математический анализ суточного и сезонного изменения составляющих тепловой нагрузки помещения и нерегулируемого температурного режима. Предлагается метод определения расчетной тепловой нагрузки помещения с учетом теплоаккумуляции и допустимого превышения температуры.

В книге изложены основы расчета процессов и выбора оборудования в системах, работающих при переменном расходе воздуха. Приводится рекомендуемый порядок расчета и примеры применения таких систем. Основные вопросы, освещаемые в книге, поясняются примерами расчетов.

Книга предназначена для специалистов по кондиционированию воздуха и вентиляции, а также автоматике и экономике этих систем.

Табл. 12, рис. 45, список лит.: 52 назв.

С $\frac{30210-196}{047(01)-76}$ 242—76

© Стройиздат, Ленинградское отделение, 1976.

Анатолий Геннадиевич
Сотников

СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С КОЛИЧЕСТВЕННЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Редактор издательства Н. И. Днепрова
Обложка художника *В. С. Видермана*
Технические редакторы *В. В. Жиганова, Г. К. Шиманская*
Корректоры *И. И. Кудревич, Н. Г. Баранова*

Сдано в набор 1/IV 1976 г. Подписано к печати 13/VIII 1976 г. М-27481. Формат бумаги 60×90 1/16. Бумага типографская № 2. Усл. печ. л. 10,5. Уч.-изд. л. 10,3. Изд. № 1721 — Л. Тираж 8000 экз. Заказ 733. Цена 62 коп.

Стройиздат, Ленинградское отделение. 191011, Ленинград, пл. Островского, 6

Ленинградская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 196126, Ленинград, Ф-126, Социалистическая ул., 14

ВВЕДЕНИЕ

Постоянное и всестороннее улучшение условий труда, быта и отдыха трудящихся является главной социальной задачей Советского государства. Важную роль в создании этих условий и повышении производительности труда играют системы вентиляции (СВ) и системы кондиционирования воздуха (СКВ).

В производственных помещениях СКВ создают тепловлажностные условия, подвижность и чистоту воздушной среды, необходимые для технологического процесса. В таких отраслях, как химическая, текстильная, легкая, пищевая, металлообрабатывающая, приборостроительная, оптическая, электронная, радиотехническая, полиграфическая и в ряде других технологическое КВ получило широкое распространение. Области и объем применения СКВ в промышленных и гражданских зданиях постоянно расширяется. Выпуск основного оборудования для СКВ с 1960 по 1970 г. возрос более чем в шесть раз.

Разнообразие кондиционируемых помещений и требований к СКВ, значительные капиталовложения и большая энергоемкость этих систем потребовали разработки и применения новых, более экономичных схем обработки воздуха и методов регулирования его параметров. Для производств с быстроизменяющейся («гибкой») технологией, научно-исследовательских учреждений, административных и общественных зданий с большим остеклением, периметральным расположением помещений, объектов с периодическим режимом работы характерна изменчивость тепловых $\Sigma Q_{изб}$ и влажностных нагрузок $\Sigma W_{изб}$. Для достижения постоянства или требуемого закона изменения параметров воздушной среды при этих условиях особое значение приобретает автоматическое регулирование.

Если рассматривать в качестве регулируемого параметра температуру внутреннего воздуха $t_{в.ср}$, то ее постоянство в соответствии с соотношением $t_{в.ср} = t_{пр} + 3{,}6\ \Sigma Q_{изб}/c_p G$ можно обеспечить:

изменением температуры приточного воздуха $t_{пр}$ при неизменном его расходе G; такой метод регулирования называют качественным;

изменением расхода G приточного и удаляемого воздуха при неизменной температуре $t_{пр}$; этот метод называют количественным регулированием.

Аналогичное регулирование можно использовать для поддержания влагосодержания $d_{в.ср} = d_{пр} + \Sigma W_{взб}/G$ и тем самым относительной влажности воздуха в помещении $\varphi_в$ (при постоянной $t_{в.ср}$).

К настоящему времени в технике КВ бóльшее распространение получило качественное регулирование. Методам регулирования посвящено много работ [32, 40, 54, 21, 29 и др.]. В этих работах отмечается, что в зависимости от производительности СКВ, колебания нагрузки, зонирования и других показателей удается реализовать ряд преимуществ количественного метода регулирования параметров:

снижается расчетная производительность многозональных СКВ и холодопроизводительность установок; если при качественном регулировании расчетная нагрузка определяется как сумма максимальных нагрузок, то при количественном регулировании она определяется максимальной суммой часовых нагрузок. Это сокращает капитальные и эксплуатационные затраты на СКВ и холодильные установки, уменьшает площади, занимаемые оборудованием и т. п.;

сокращаются эксплуатационные затраты тепла, холода и электроэнергии, сопутствующие снижению расходов приточного и вытяжного воздуха; снижаются тепловые мощности и затраты на фильтры;

упрощаются конструктивные решения, освобождаются площади, занимаемые бойлерами с автоматикой, трубопроводами и арматурой к зональным доводчикам, упрощается аэродинамическая наладка расходов в ответвлениях и зональных доводчиков;

обеспечивается бóльшая гибкость эксплуатационных режимов работы СКВ, допускается присоединение и отключение ответвлений без нарушения режима работы остальных; воздушный клапан имеет меньшую инерционность, чем доводчик-калорифер;

в правильно рассчитанной системе воздухораспределения снижение расхода воздуха в зимнем режиме уменьшает среднюю подвижность воздуха, это имеет положительное гигиеническое значение, с другой стороны, при снижении подвижности уменьшается коэффициент турбулентного обмена [50], повышается эффективность улавливания местными отсосами вредных веществ и уменьшается их испарение с открытых поверхностей.

Логическая обоснованность количественного регулирования состоит в том, что не допускается перерасход приточного и вытяжного воздуха. Количество воздуха как бы «следит» за тепловой (или влажностной) нагрузкой помещения.

Отмеченные преимущества привлекают к этому методу регулирования внимание специалистов по кондиционированию воздуха и вентиляции. Постепенно количественное регулирование находит все более широкое применение. В обзоре техники КВ [15] отмечается, что повышение эффективности СКВ достигается применением количественного регулирования. В решениях VI научно-технического совещания по КВ (1973 г.) количественное регулиро-

вание отмечено как перспективное и рекомендовано к широкому применению. Для условий США, где СКВ потребляют 18% производимой электроэнергии, количественное регулирование считают основным путем снижения энергозатрат [62]. *W.* Grath указывает [55], что по английским прогнозам к 1985 г. бóльшая часть СКВ будет работать с переменным расходом воздуха.

В отечественной и зарубежной литературе отмечается применение количественного регулирования в зданиях различного назначения: научно-исследовательских институтах [14, 30, 32], административных зданиях [19, 13, 58, 59], общественных зданиях различного назначения [13, 16, 56], на текстильных предприятиях, заводах химического волокна [6, 28, 43] и в других производствах [10, 54, 57], а также в животноводческих и птицеводческих помещениях.

Уже в настоящее время количественное регулирование предусматривается в проектах таких ведущих институтов, как Промстройпроект, ГПИ-1, Проектпромвентиляция и др. Практическое применение количественного регулирования основывается на теоретических и экспериментальных исследованиях процессов и оборудования, специфического для количественного регулирования. Среди них:

разработка теоретических основ, схем и методов оценки экономических показателей количественного метода регулирования;

разработка и исследование оборудования для центрального регулирования производительности вентиляторов и зонального регулирования расходов в ответвлениях;

исследование и разработка методов расчета систем воздухораспределения при переменных расходах воздуха;

исследование и разработка методов расчета переменных аэродинамических режимов (ПАР) в разветвленных вентиляционных сетях многозональных СКВ и методов устранения ПАР;

теоретические и экспериментальные исследования помещения как объекта регулирования температуры, а также динамических характеристик оборудования СКВ и воздуховодов.

К настоящему времени отечественная промышленность наладила серийный выпуск специфического для количественного регулирования оборудования и средств автоматизации. Это, прежде всего, индукторные муфты скольжения, направляющие аппараты для вентиляторов различных номеров, воздушные клапаны с электро- и пневмоприводом, современные конструкции терморегуляторов, дифманометры на различные перепады давлений, командные приборы к ним и др.

При написании книги автор стремился на основании системного подхода дать общие представления и разносторонний анализ процессов, происходящих в СКВ с количественным регулированием. Приводимые теплофизические, аэродинамические, климатологические и экономические расчеты позволяют представить и оценить проблему комплексно.

Настоящая работа не претендует на исчерпывающее освещение всех вопросов, связанных с проблемой количественного регулирования. По мнению автора, ряд вопросов еще ждет своего решения, а именно:

комплексные сравнительные исследования воздухораспределительных устройств и методы расчета систем воздухораспределения при переменных расходах воздуха;

статические и динамические характеристики основного оборудования СКВ (калорифер, форсуночная камера) при переменных расходах воздуха и схемы регулирования этого оборудования;

работа СКВ с количественным регулированием совместно с другими системами: СКВ с качественным регулированием, локализующая вентиляция, системы доувлажнения и др., а также количественное регулирование относительной влажности воздуха в помещениях с переменными влаговыделениями;

натурные исследования характерных схем СКВ и зонирование помещений при переменных расходах воздуха.

Кроме того, требует накопления, анализа и обобщения пока еще недостаточный опыт наладки и эксплуатации таких систем.

При работе над книгой автор использовал материалы собственных теоретических и экспериментальных исследований и разработок, выполненных на протяжении 1964—1974 гг. в Ленинградском инженерно-строительном институте и Ленинградском технологическом институте холодильной промышленности, а также материалы других исследований.

Глава I

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ АНАЛИЗА, РАСЧЕТА И РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ПОМЕЩЕНИЯ

§ 1. Схемы систем с колнчественным регулированием

Классификация и краткое описанне основных схем. В зависимости от конкретных условий объекта применяют различные виды систем с количественным регулированием. При этом учитываются колебания тепловой нагрузки помещения, требуемая точность поддержания параметров, необходимость зонирования, конструктивные возможности и другие факторы.

При классификации схемных решений таких систем руководствуются следующими основными признаками (рис. 1):

а) выбирают метод регулирования: качественное, количественное или количественно-качественное регулирование; последний предполагает снижение расхода при уменьшении нагрузки, но если такое снижение расхода ограничено, то при дальнейшем уменьшении нагрузки повышают температуру приточного воздуха; встречаются и комбинированные многозональные СКВ с качественно-количественным регулированием, где в одних зонах применено качественное, а в других — количественное регулирование;

б) изменение расхода обычно достигают дросселированием потока, но могут применять и перепуск воздуха из приточного воздуховода в рециркуляционный; дросселирование наиболее распространено и обеспечивает сокращение всех энергозатрат при снижении расхода воздуха; перепуск воздуха не меняет производительность системы, хотя за счет «внутренней» рециркуляции (перепуска) сокращает затраты тепла и холода;

в) в зависимости от характера изменения нагрузки в ряде помещений (зон) применяют одно- или многозональные системы;

г) в зависимости от конструктивных возможностей применяют одно- или двухвентиляторные системы (последние чаще);

д) в зависимости от способа изменения производительности вентиляторов применяют системы с регулирующими органами — направляющими аппаратами (НА), индукторными муфтами скольжения (ИМС) или гидромуфтами (ГМ).

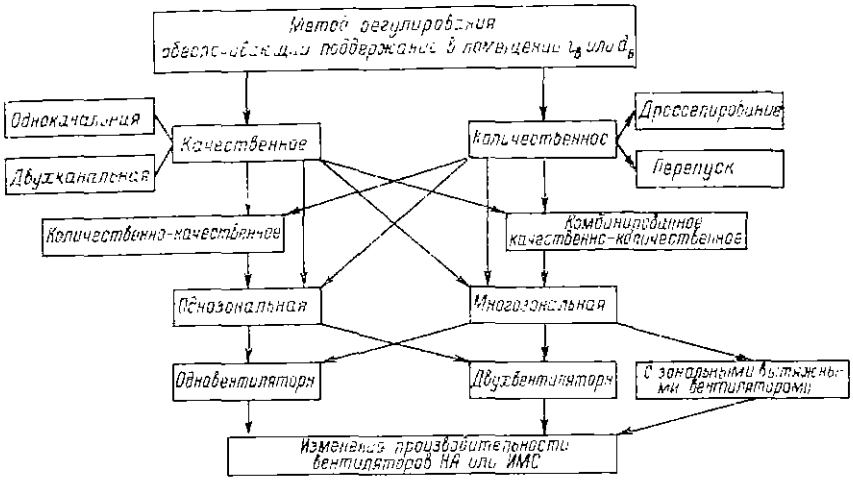


Рис. 1. Основные признаки, учитываемые при классификации систем по методу поддержания в помещении температуры или влагосодержания воздуха

Характерные схемы однозональных СКВ, их автоматизации и процессы тепловлагоассимиляции в помещении показаны на рис. 2. На этих и последующих схемах (рис. 3 и 4) в качестве регулируемого параметра, как это бывает наиболее часто, рассматривается температура внутреннего воздуха $t_в$. При поддержании влагосодержания $d_в$ схемы аналогичны. На схемах указаны оба возможных способа изменения производительности вентиляторов (НА и ИМС). Все системы рассматриваются здесь как двухвентиляторные. Принцип работы схем основывается на существе методов качественного и количественного регулирования параметра ($t_в$; $d_в$), изложенных во введении. Если нагрузка помещения сокращается сильнее, чем можно снизить расход приточного воздуха, то применяют количественно-качественное регулирование. Возможные ограничения снижения расхода рассматриваются ниже (см. § 3).

Схемы зонального регулирования многозональных систем (рис. 3) аналогичны однозональным. Однако в многозональных системах изменяют не производительность вентиляторов, а расходы приточного и вытяжного воздуха в зональных ответвлениях. Возникающее при этом перераспределение расходов в ответвлениях устраняется регулированием статического давления в некотором сечении магистрального воздуховода, коллекторе или камере путем изменения производительности вентилятора. В каждой приточной и вытяжной сети, строго говоря, устанавливается самостоятельный регулятор. Это объясняется количественным различием процессов потокораспределения, протекающих в сетях при различной величине отношения сопротивления магистрали к давлению вентилятора $\Delta P_{маг}/P_в$.

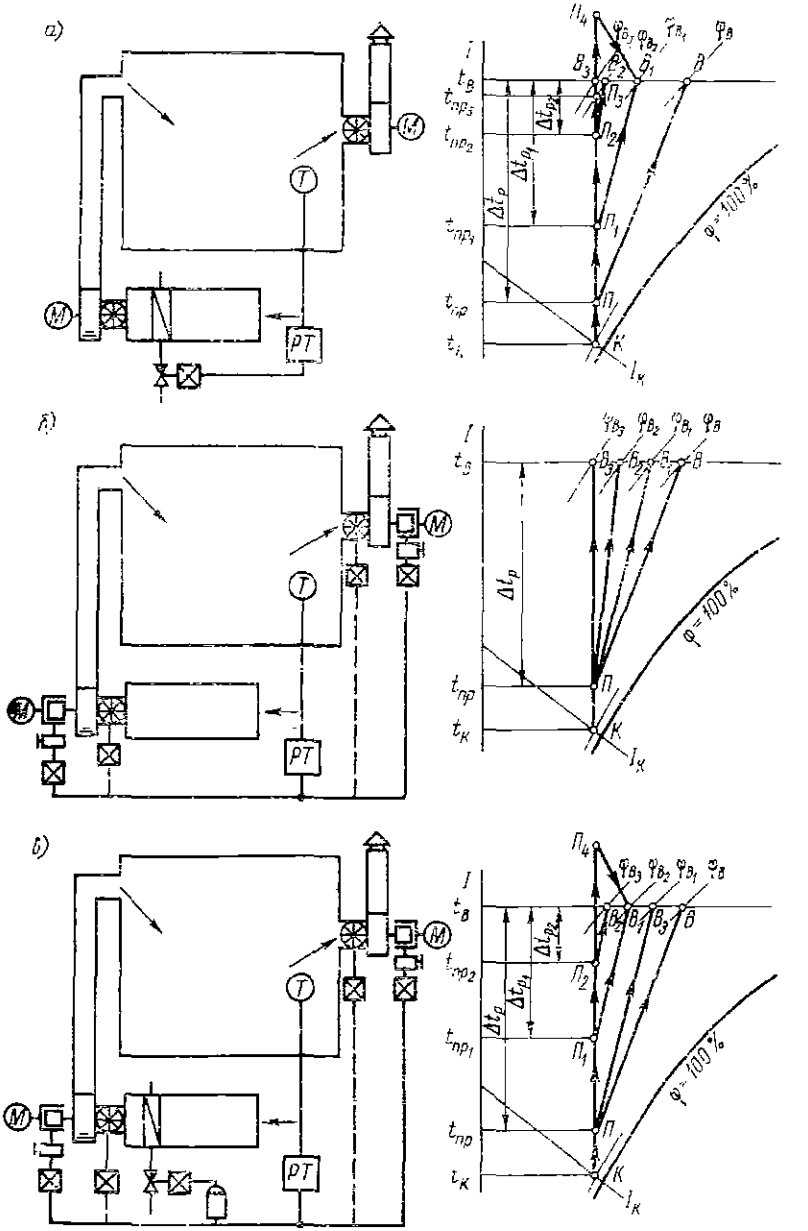


Рис. 2. Принципиальные схемы однозональных двухвентиляторных СКВ, их автоматизации и соответствующие им процессы тепло- и влагоассимиляции в помещении, изображенные в *I-d* диаграмме

а — при качественном регулировании температуры; *б* — при количественном регулировании; *в* — при количественно-качественном регулировании

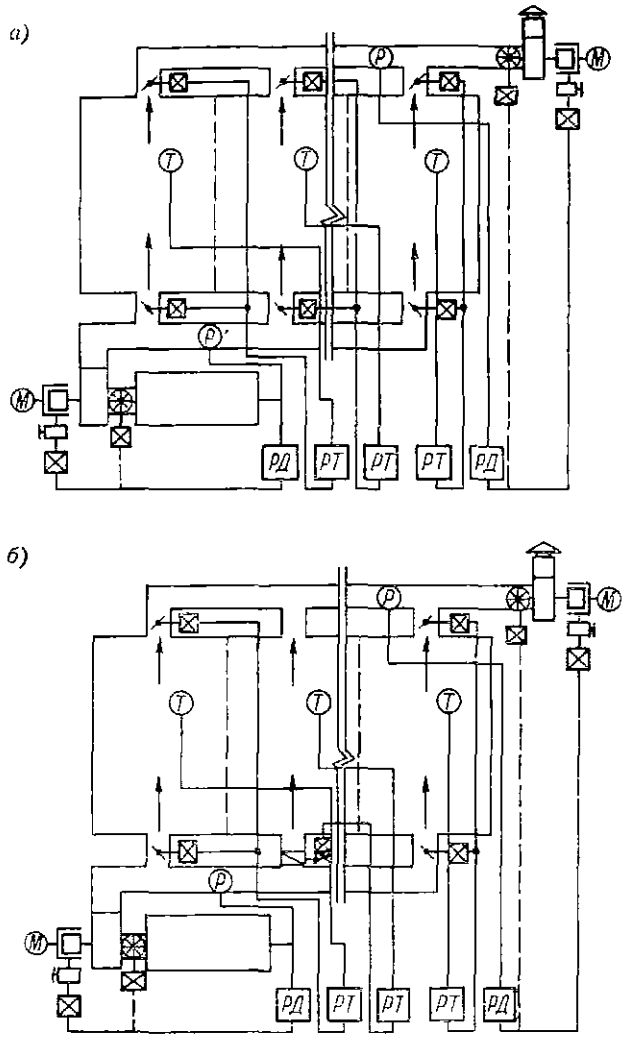


Рис. 3. Принципиальные схемы многозональных СКВ и их автоматизации

а — при количественном регулировании; *б* — при комбинированном качественно-количественном регулировании

Кроме приведенных здесь основных схем, в работах [1, 6, 20, 48, 53, 61 и др.] можно встретить и некоторые их разновидности, относящиеся, например, к одновентиляторным системам, к применению зонального перепуска воздуха и пр.

Схему регулирования удобно выбирать в соответствии с вышеприведенной классификацией.

Выбор схемы регулирования. Этот вопрос принципиально решается следующим образом. Рассматривая закономерности изменения тепловой (или влажностной) нагрузки помещения, анализируя составляющие и их изменение, определяют ее возможное минимальное значение. Поскольку нагрузку относят к расчетной величине и это отношение называют глубиной регулирования D (см. § 3), то определяют минимально возможную глубину регулирования D_{min} по формуле (27).

С другой стороны, анализируя по данным, приведенным в § 3, все ограничения снижения расхода, определяют наибольшее из них, ограничивающее расход минимально допустимой величиной $D_{min}^{доп}$. Полученные величины D_{min} и $D_{min}^{доп}$ сравниваются. Если выполняется условие $D_{min} > D_{min}^{доп}$, то снижение расхода воздуха может сопутствовать снижению нагрузки помещения во всем интервале ее возможного изменения. В этом случае применяют количественное регулирование. Если, наоборот, $D_{min} < D_{min}^{доп}$, то снижение расхода ограничено, и в интервале $D_{min}^{доп} \div D_{min}$ применяют качественное регулирование. В целом такая система поддерживает температуру качественно-количественным регулированием.

Сравнение одно- и многозональных систем. Этот вопрос решают, анализируя изменение составляющих и всей нагрузки в разных помещениях (зонах), обслуживаемых одной системой. При этом принимают во внимание допустимые и возможные отклонения температуры и относительной влажности в помещениях.

Если нагрузки разных помещений имеют близкий закон изменения, то температуру удается поддерживать в одном (контрольном) помещении, а систему проектировать как однозональную. Такая система проще и надежнее в работе, чем многозональная, не требует установки зональных регуляторов во всех помещениях и регулирования статического давления в воздуховодах.

Однозональные системы, например, целесообразно применять для группы помещений с одинаковой ориентацией наружного ограждения, если в тепловой нагрузке преобладает тепло солнечной радиации. Такие комфортные СКВ и СВ обеспечат в помещениях административного или общественного здания близкий температурный режим. Если система периметральная, т. е. обслуживает группы помещений на разных фасадах, то она оказывается многозональной, точнее пофасадно-зональной. Это значит, что группа помещений каждого фасада регулируется по своему контрольному помещению. Возникает возможность гибко «перебрасывать» воздух в помещения того фасада, где в данный момент тепловая нагрузка наибольшая.

В промышленных зданиях близкие закономерности изменения технологического режима и тепловой нагрузки чаще всего нехарактерны. К тому же требуемая точность поддержания параметров выше, чем в комфортных системах. Для помещений, в тепловой на-

грузке которых преобладают технологические составляющие, применяют регулирование в каждом помещении (зоне).

Иногда встречаются [1, 6] схемы многозональных СКВ, в которых зональное регулирование расхода применено только на притоке. Производительность вытяжного вентилятора изменяется так же, как и приточного. Однако то, что нет зонального регулирования на вытяжке, приводит к нарушению воздушного баланса в каждой зоне, перераспределению расходов по зонам и, в конечном счете, изменению температурно-влажностного режима помещения [3]. Поэтому упомянутую схему нельзя применять без обоснования; видимо, если регулирование, т. е. изменение расхода в каждой зоне неглубокое, то и указанный дебаланс приведет к отклонениям параметров меньше допустимых. Чем глубже регулирование расхода при изменении тепловой нагрузки зон, тем большее внимание нужно уделять обоснованию данной схемы.

Одно- или двухвентиляторная система? В условиях переменных воздействий наружной среды на помещение (ветровое давление, гравитационные силы) одновентиляторные системы оказываются менее надежными. Для стабилизации режима вытяжки в такой системе требуется регулирование расхода дроссельным органом. В этом случае схема регулирования по сравнению с двухвентиляторной системой не упрощается. Одновентиляторные системы находят применение в основном в условиях реконструируемых зданий, где площади для размещения оборудования ограничены. Основным же типом системы остается двухвентиляторная.

Об изменении производительности вентилятора. Для изменения производительности вентилятора применяют направляющие аппараты и индукторные муфты скольжения. При выборе обычно учитывают возможности комплектации, зависящие от номера вентилятора и передаваемой мощности (момента). Поскольку каждое устройство при одинаковом снижении расхода снижает потребляемую электродвигателем энергию по-разному, то обоснованный выбор требует экономического расчета (§ 2). К тому же капитальные затраты на эти устройства значительно отличаются. С увеличением расчетной производительности вентилятора и глубины регулирования преимущества ИМС, устройств более дорогих, выражены сильнее.

О количественном регулировании СВ. Возможности применения метода количественного регулирования СВ зависят от расчетной производительности СВ, изменения тепловой нагрузки помещений, санитарно-гигиенических и технологических ограничений снижения расхода, схемы обработки воздуха и некоторых других показателей. К сожалению, автоматическое количественное регулирование температурного режима в СВ применяется весьма редко.

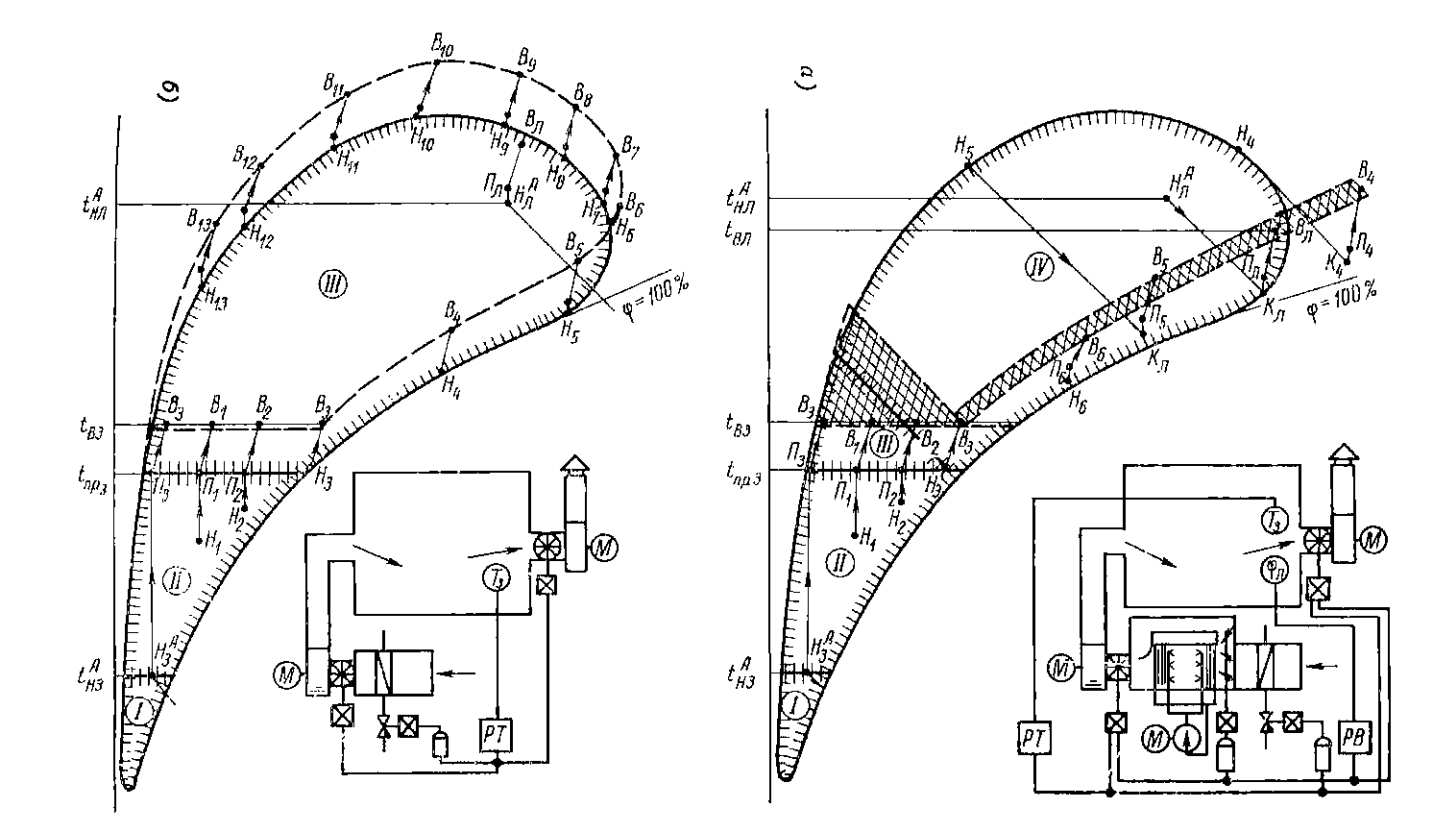
В отличие от СКВ в системах вентиляции искусственный холод для обработки воздуха обычно не используется. Кроме того, эти системы имеют более низкий уровень автоматизации. При

таких условиях приемлемы простые однозональные схемы с использованием НА для регулирования производительности вентиляторов. Снижение расхода воздуха в СВ обеспечивает экономию тепла (в прямоточных схемах обработки воздуха) и электроэнергии. Поскольку снижение затрат тепла прямо пропорционально снижению расхода воздуха, а экономия электроэнергии опережает снижение расхода (степенная зависимость при показателе степени $a_1 > 1$), то в целом получаемая экономия пропорциональна производительности СВ и глубине регулирования расхода.

Рассмотрим две наиболее характерные схемы обработки воздуха и режимы регулирования систем вентиляции (рис. 4, *а* и *б*). Система вентиляции без испарительного (изоэнтальпийного) охлаждения воздуха в летнее время (рис. 4, *а*) в течение года работает в трех режимах. В холодный период года при наружной температуре, ниже расчетной $t^{А}_{н.р}$ по параметрам А, расход воздуха должен быть уменьшен (режим I). В зимнем режиме II при $t_я > t^{А}_{н.р}$ по мере снижения тепловой нагрузки расход воздуха сокращают до допустимой величины, при дальнейшем снижении нагрузки изменяют теплоотдачу калориферной установки. В летнем режиме III ($t_н > 283$ К), когда тепловлажностная обработка воздуха не применяется, возможные состояния внутреннего воздуха образуют в *I-d* диаграмме обширную область внутреннего климата. Для ее построения рассмотрим различные состояния наружного воздуха на границе наружного климата. В предположении стационарности теплового процесса каждому такому состоянию H_i однозначно соответствует состояние воздуха в помещении B_i. Линия $H_i — B_i$ есть характеристика процесса в помещении. Сочетания граничных состояний B_i образуют обширную область внутреннего климата, ограничению на рис. 4, *а* пунктирной линией. При снижении тепловой нагрузки в летнем режиме количественное регулирование вряд ли целесообразно, так как приведет к повышению нерегулируемых температуры и влагосодержания воздуха в помещении.

Для снижения температуры приточного воздуха $t_{пр}$ и тем самым температуры воздуха в помещении $t_в$ все шире применяется испарительное охлаждение воздуха в летнем режиме. Как известно, его эффективность зависит от климатических условий, а именно: сочетаний температуры и относительной влажности наружного воздуха и повторяемости этих сочетаний в определенных интервалах $\Delta t_н — \Delta\varphi_н$ наружного климата. Наиболее эффективно испарительное охлаждение при большой повторяемости параметров в интервале низкой относительной влажности наружного воздуха $\varphi_н$.

Система вентиляции, использующая испарительное охлаждение воздуха летом (рис. 4, *б*), может работать в четырех режимах. Зимние режимы I и II аналогичны предыдущей схеме. В переходном режиме III ввиду значительного снижения температуры $t_{пр}$


б
в
$t^{A}_{НЛ}$
$t_{ВЭ}$
$t_{пр.э}$
$t^{A}_{НЭ}$
$t_{ВЛ}$
$t_{пр.э}$
B_0 B_1 B_2 B_3 B_4 B_5 B_6 B_7 B_8 B_9 B_{10} B_{11} B_{12} B_{13} $B_Л$
H_1 H_2 H_3 H_4 H_5 H_6 H_7 H_8 H_9 H_{10} H_{11} H_{12} H_{13} $H^{A}_{Л}$
$П_1$ $П_2$ $П_3$ $П_4$ $П_5$ $П_6$ $П_Л$
K_4 K_5 K_6 $K_Л$
H^{A}_{3}
I II III IV
$\varphi = 100\%$
T_3 $\varphi_Л$ M РТ РВ

охлаждение не применяется. В летнем режиме IV применение охлаждения наружного воздуха снижает температуру в помещении. Очертание области внутреннего климата меняется, стягиваясь в достаточно узкую область параметров между изолиниями $\varphi_{в\,min}$ и $\varphi_{в\,max}$. В режиме IV датчик относительной влажности снижает расход до минимально допустимого, при дальнейшем снижении тепловой нагрузки управляет перепуском воздуха в обход форсуночного воздухоохладителя.

Рассмотренные схемы относятся к качественно-количественному регулированию температуры. Если расход можно снижать во всем интервале изменения тепловой нагрузки, то применяют количественное регулирование.

Может оказаться, что в СВ применяется рециркуляция. Летом в системах, рассмотреиных выше, оиа не целесообразна, если температура и энтальпия наружного воздуха ниже, чем рецирт куляциониого. В зимнем режиме состояние смеси определяюна луче процесса в помещении, построенном из точки, характеризующей состояние наружного воздуха H_i. Множество состояний H_i создает множество состояний в помещении B_i. При количественном регулированин температуры $t_в$ в помещении будет изменяться в определенном диапазоне относительная влажность $\varphi_в$.

§ 2. Экономические показатели систем с количественным регулированием

Краткий обзор работ по экономической оценке количественного регулирования. Во многих публикациях отмечаются ряд технических и экономических преимуществ систем с количественным регулированием [2, 6, 19, 43, 54, 61]. В отдельных работах [6, 43] приводятся данные (без методнк) об экономии эксплуатационных затрат на конкретных объектах. Именно с этими показателями связывают прежде всего перспективность количественного регулирования как в нашей стране, так и за рубежом [55, 64].

K. Hartmann [56] провел сравнение капитальных и эксплуатационных затрат многозональными СКВ с количественным и качественным регулированием, а также двухканальных систем разиых типов. Капитальные затраты определялись в зависимости от площади администратнвного помещения (20, 40, 80 и 120 м²), эксплуатационные — от продолжительности работы СКВ (1500 и 3000 ч в год). В результате расчетов оказалось, что наименьшие капитальные и эксплуатационные расходы в СКВ с количественным регулированием.

Рис. 4. Принципиальные схемы обработки воздуха и режимы количественного регулирования температурного режима помещений, обслуживаемых системами вентиляции

а — без охлаждения воздуха в летнем режиме; *б* — с адиабатическим охлаждением воздуха в летнем режиме

Метод и результаты определения сравнительных экономических показателей количественного регулирования изложены в ряде работ [32, 33, 40]. Расчеты выполнены в зависимости от производительности СКВ, глубины регулирования расхода, числа зон и типа регулирующего органа у вентилятора. Позднее оказалось возможным уточнить расчетные соотношения за счет систематизированного учета режимов работы и потерь энергии. Кроме того, для определения годовых затрат тепла и холода были использованы данные о наружном климате. Они представлены в виде, удобном для быстрого и достаточно точного определения этих статей эксплуатационных расходов.

Постановка задачи сравнения. Экономическую эффективность количественного регулирования можно определить, если сравнить его с качественным регулированием, принятым за базовый вариант (индекс 1). В этом случае количественное регулирование является внедряемым вариантом (индекс 2). В условиях ограничений снижения расхода за внедряемый вариант принимается количественно-качественное регулирование.

Подразумевается, что оба сравниваемых метода регулирования обеспечивают одинаковые параметры воздуха в помещении. Поэтому влияние каждого метода на качество продукции и производительность труда одинаково и в сравнительных расчетах не учитывается.

Варианты сравниваются с помощью критерия минимальных приведенных затрат, тыс. руб./год

$$\Pi_i = K_i/T_{\text{норм}} + C_i. \qquad (1)$$

Вводимый в расчет нормативный срок окупаемости дополнительных капитальных затрат $T_{\text{норм}}$ дифференцирован по отраслям промышленности и в среднем составляет 6—8 лет.

Обычно для сравниваемых вариантов характерно, что если $K_2 > K_1$, то $C_2 < C_1$. В этом случае определяют фактический срок окупаемости дополнительных капитальных затрат

$$T_{\text{факт}} = (K_2 - K_1)/(C_1 - C_2) = \Delta K_{\text{доп}}/(C_1 - C_2). \qquad (2)$$

Если в результате расчета получают $T_{\text{факт}} < T_{\text{норм}}$, то вариант 2 (внедряемый) экономически эффективен. Для определения годового экономического эффекта (на одну СКВ или СВ), тыс. руб./год, используем соотношение

$$\Э = \Pi_1 - \Pi_2 = (C_1 - C_2) - (K_2 - K_1)/T_{\text{норм}} =$$
$$= (K_2 - K_1)[(1/T_{\text{факт}}) - (1/T_{\text{норм}})]. \qquad (3)$$

Для удобства сравнения годового экономического эффекта для СКВ и СВ разной производительности удобно относить эту величину к 1000 м³/ч расчетной производительности системы. Учитывая, что СКВ энергоемки и приведенные затраты обычно определяются эксплуатационными, можно полагать, что величина $\Э/V$ мало зависит от расхода и определяется прежде всего режимом работы системы, схемой обработки воздуха, стоимостью

тепла и холода и другими факторами. В приближенных расчетах иногда не учитывают дополнительные капитальные затраты $\Delta K_{доп} = K_2 - K_1$, например при оценочном характере расчета, ввиду незначительности и пр. Тогда величина $T_{факт}$ по формуле (2) не определяется, а годовой экономический эффект $Э \approx C_1 - C_2$.

Исходные данные. Для выполнения расчета необходимо иметь:

1. Географический пункт. Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха, принятые при проектировании СКВ или СВ. Состояние воздуха за форсуночной камерой и приточного. Среднегодовые температуру и энтальпию.

2. Наименование и характеристика режима работы объекта, где внедряется данная система.

3. Характеристика СКВ или СВ: расчетная (полезная или полная) производительность G, тыс. кг/ч, схема обработки воздуха, прямоточная или с рециркуляцией (постоянной или переменной), границы режимов работы; одно- или многозональная система; с количественным или количественно-качественным регулированием; принципиальная схема СКВ и схема автоматизации; полное давление $P_в$, к. п. д. и тип регулирующего органа приточного и вытяжного вентиляторов.

4. Данные об удельной стоимости 1000 кВт·ч электроэнергии ($c'_э$), 1 млн. кДж тепла ($c'_т$) и холода ($c'_х$).

Кроме того, на основе данных, изложенных в § 3, для рассматриваемого объекта нужно определить: среднюю глубину регулирования за летний ($D_{ср.\ летн}$), зимний ($D_{ср.\ зимн}$) и переходный ($D_{ср\ перех}$) режимы работы системы; среднюю глубину регулирования в перерывы ($D_{ср.\ перер}$) и при предварительном включении ($D_{ср.\ пред.\ вкл}$), а также среднегодовую ($D_{ср.\ год}$) глубину регулирования.

Дополнительные капитальные затраты. Они определяются разностью стоимости оборудования, средств автоматики и сопряженных затрат, различающих сравниваемые варианты. Эти затраты можно разделить на три группы, отнеся их к центральным приточной (ц. прит) и вытяжной (ц. выт) установкам и зональным контурам регулирования ($m_{зон}$) многозональной системы. Для определения дополнительного оборудования и средств автоматики составляются принципиальные схемы сравниваемых систем с изображением на них также схемы теплоснабжения с автоматикой.

Дополнительные капитальные затраты при качественном регулировании связаны с применением второго (в однозональных системах) или зональных (в многозональных системах) подогревателей, автоматики, бойлеров, трубопроводов и арматуры, а при количественном регулировании — в связи с применением зональных воздушных автоматизированных клапанов на притоке и вытяжке, а также автоматических регуляторов статического давления. При сравнении качественного и количественного регулирования оказывается, что в однозональных системах величина $\Delta K_{доп} = \Delta K_2 - \Delta K_1$ обычно незначительна. В многозональных систе-

мах, особенно при использовании для внедряемого варианта количественно-качественного регулирования, величина $\Delta K_{доп}$ весьма значительна, и ее необходимо учитывать в расчетах.

Кроме того, при определении расчетной производительности сравниваемых систем могут получиться разные результаты. Например, в многозональной периметральной СКВ или СВ с количественным регулированием она окажется меньше, чем в системе с качественным регулированием. Если различие расчетных воздухообменов приведет к различию в оборудовании систем, то это надо учесть при определении $\Delta K_{доп}$ величиной $\Delta K_{об}$.

В приближенных расчетах стоимость монтажа можно оценить в размере 20% от капитальных затрат, а транспортные и заготовительно-складские расходы — 5% от капитальных. Тогда

$$\Delta K_{доп} = \Delta K_2 - \Delta K_1 \approx 1{,}25\,(\Delta K_{ц.\,прит} + \Delta K_{ц.\,выт} + m_{зон}\Delta K_{зон} + \Delta K_{об}). \quad (4)$$

Годовые эксплуатационные затраты. В их сумму входят все расходы по эксплуатации системы, включая автоматику и холодоснабжение:

$$C = C_а + C_р + C_{о.\,п} + C_з + C_т + C_х + C_э + C_в, \quad (5)$$

т. е. амортизационные отчисления ($C_а$), стоимость текущего ремонта ($C_р$), общеобъектные и прочие расходы ($C_{о.\,п}$), зарплата обслуживающего персонала ($C_з$), стоимость тепла ($C_т$), холода ($C_х$), электроэнергии ($C_э$) и воды ($C_в$).

Первые три слагаемых в формуле (5) учитывают статьи эксплуатационных затрат, зависящие от капитальных: $C_а$ принимают в размере 11,5% от капитальных, $C_р$ — в размере 20% от $C_д$, а $C_{о.\,п}$ — 30% от $C_а + C_р$. Для сравниваемых систем численность обслуживающего персонала и его зарплата $C_з$ одинаковы.

Факторы, учитываемые при расчете годовых энергозатрат. Годовые затраты и стоимость тепла, холода и электроэнергии в таких энергоемких системах, как СКВ и СВ, являются основными в эксплуатационных, а также в ряде случаев и в приведенных затратах (например, в прямоточных системах, при трехсменной и непрерывной работе и т. п.). Поэтому правильный учет ряда факторов определяет точность оценки всех статей энергозатрат. Речь идет прежде всего об оценке продолжительности и режимов работы системы, непроизводительных потерь воздуха, тепла, холода и электроэнергии. В последующих расчетах введены коэффициенты: $\psi_{летн}$; $\psi_{зимн}$; $\psi_{перех}$ — относительная (в долях годового времени, $365 \times 24 + 24/4 = 8766$ ч/год) продолжительность непрерывной работы системы в летнем, зимнем и переходном режимах (известно, что границами режимов работы СКВ обычно являются изоэнтальпы, а СВ — изотермы); эти величины удобно определять с помощью описанного ниже климатического паспорта города [31], а при его отсутствии по результатам обработки данных табл. 1.3 [41] для СКВ и данных табл. 3 СНиП II-А.6—72 для СВ, $\psi_{см}$ — коэффи-

циент сменности работы объекта; например, при 41-часовой рабочей неделе для одно-, двух-, трехсменной и непрерывной работы $\psi_{см}$ = = 0,245; 0,49; 0,735 и 1,0 соответственно;

$\psi_{предвкл}$ — коэффициент предвключения, учитываемый, если СКВ или СВ включают на $n_{предвкл}$ (ч/сут) раньше, чем начинается технологический процесс; $\psi_{предвкл} = 5\, n_{предвкл}/168 = 0{,}03\, n_{предвкл}$;

$\psi_{перер}$ — коэффициент, учитываемый при работе системы в перерывы или пересмены, когда нагрузка снижена или отсутствует; $\psi_{перер} = 5\, n_{перер}/168 = 0{,}03\, n_{перер}$;

$\psi_{реж}$ — коэффициент режима работы системы, учитывающий сменность работы объекта, предвключения и перерывы: $\psi_{реж} = \psi_{см} + \psi_{предвкл} + \psi_{перер}$;

$\psi_{пот.\,G}$ — коэффициент, учитывающий утечки приточного воздуха в нагнетательных воздуховодах и подсосы воздуха во всасывающих воздуховодах рециркуляционно-вытяжных установок. Этот коэффициент вводят, если расчет энергозатрат проводят на полезную производительность системы G (тыс. кг/ч); обычно принимают $\psi_{пот.\,G} = 1{,}10 \div 1{,}15$;

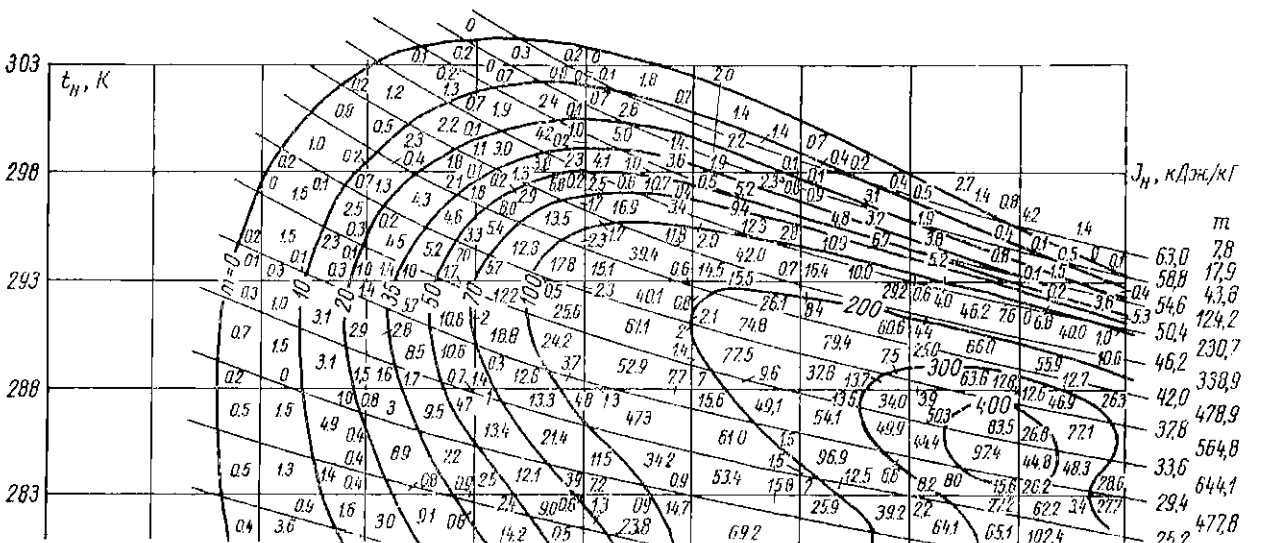
$\psi_{пот.\,Q}$ — коэффициент, учитывающий непроизводительные потери тепла и холода в коммуникациях; для тепла $\psi_{пот.\,Q} = 1{,}10$; для холода $\psi_{пот.\,Q} = 1{,}07 \div 1{,}20$ в зависимости от холодопроизводительности установок;

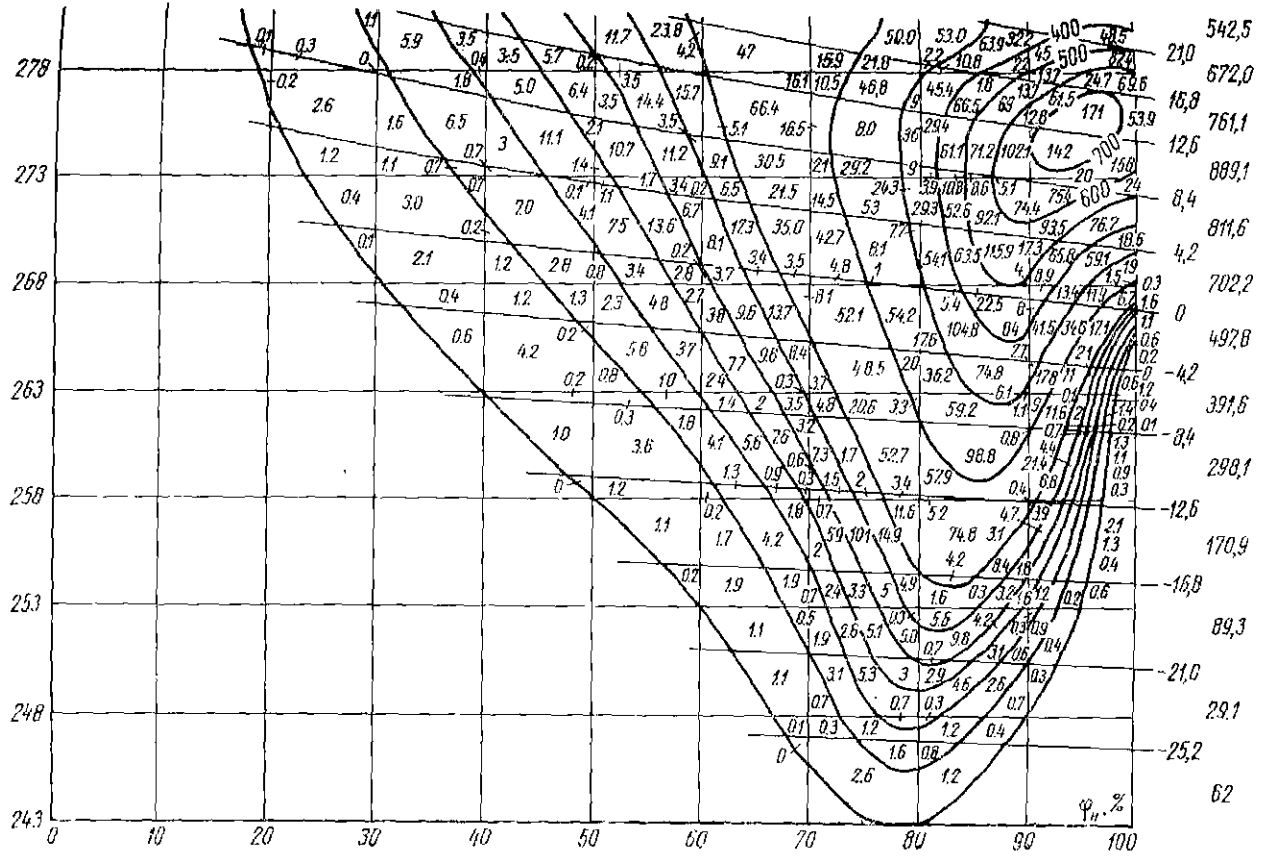
$\psi_{кол.\,Q}$ — коэффициент колебания расхода тепла на первый подогрев воздуха в системе; он определяется как отношение среднего за режим работы нагревателя часового расхода тепла к расчетному; на основании анализа климатологических данных о повторяемости параметров в интервалах энтальпий (для СКВ) и температур (для СВ) для различных географических пунктов получены следующие значения коэффициента $\psi_{кол.\,Q}$: для первого подогрева в прямоточных СКВ — $0{,}40 \div 0{,}45$, для калориферных установок СВ, рассчитанных по параметрам Б, — $0{,}45 \div 0{,}55$; для калориферных установок СВ, рассчитанных по параметрам А, = = $0{,}65 \div 0{,}70$.

$\psi_{кол.\,I}$ — коэффициент суточного колебания энтальпии в летнем режиме; он учитывает, что в дневные часы энтальпия превышает среднесуточную: используя данные И. В. Одинокова, можно приближенно $\psi_{кол.\,I}$ принимать при односменной работе — 1,10; при двухсменной работе — 1,05; при трехсменной и непрерывной работе — 1,0. Для схем обработки воздуха, использующих рециркуляцию (p — доля рециркуляции в смеси) $\psi'_{кол.\,I} = (1-p)\,\psi_{кол.\,I} + p$.

Климатический паспорт города. Наружная среда влияет на тепловлажностный и воздушный режим помещения за счет тепло-, массо- и воздухообмена через наружные ограждения. Кроме того, переменные параметры наружной среды являются «входным» воздействием на систему вентиляции или КВ, стабилизирующую ряд характерных параметров (температуру «точки росы», относительную влажность за форсуночной камерой и др.).

ДИАГРАММА НАРУЖНОГО КЛИМАТА




278
273
268
263
258
253
248
243
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
φ_n, %
542,5
672,0
761,1
889,1
811,6
702,2
497,8
391,6
298,1
170,9
89,3
29,1
62
21,0
16,8
12,6
8,4
4,2
0
-4,2
-8,4
-12,6
-16,8
-21,0
-25,2
400
500
600
700

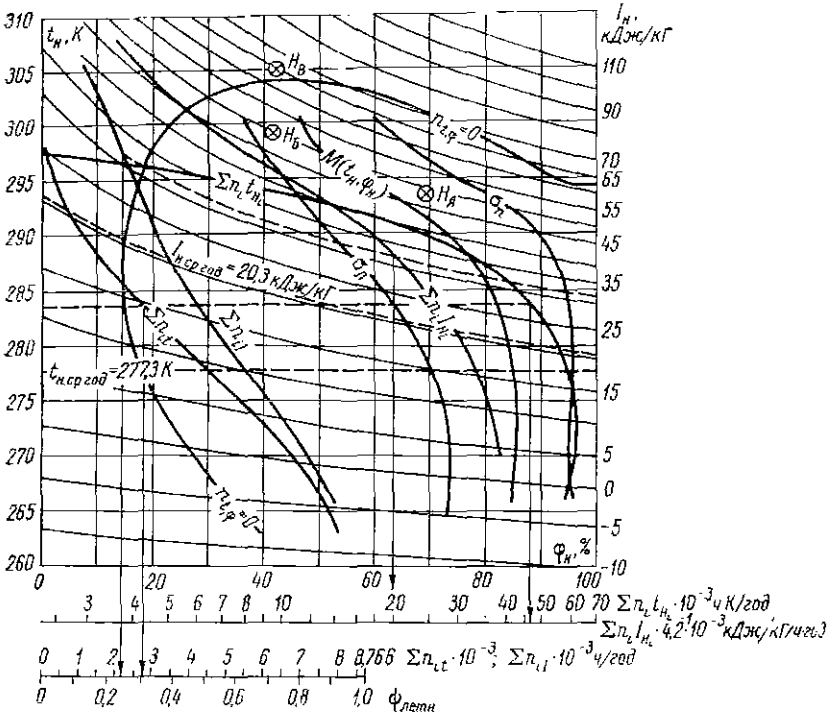


Рис. 5. Диаграмма $t_н$ — $\varphi_н$ и климатический паспорт Ленинграда

Статистически обработанные многолетние климатологические данные для географического пункта, где проектируется или уже работает система, являются необходимым исходным материалом. Предложенная Л. Б. Успенской $t_н$—$\varphi_н$ диаграмма наружного климата, показанная на рис. 5, содержит данные о средней повторяемости n_i (ч/год) сочетаний параметров в интервалах области наружного климата, ограниченной пересечением изолиний $t_н$; $\varphi_н$ и $I_н$. Сильная перегруженность поля $t_н$—$\varphi_н$ диаграммы цифрами и необходимость их последующей достаточно трудоемкой обработки сдерживает применение климатологических данных в инженерных и экономнческих расчетах систем вентиляции и КВ.

Климатическнй паспорт города [31] лишен этих недостатков и максимально приспособлен для использования в инженерной работе. В прилож. I приводится такой паспорт для ряда городов СССР. Рассмотрнм на примере Ленинграда данные, которые он содержит (рис. 5). В ортогональной координатной сетке $t_н$—$\varphi_н$ на нем наиесены:

1. Линия $n_{i,\varphi} = 0$, ограничивающая область наружного климата (до $t_н = 263$ K), как повторяющиеся сочетания параметров

по средним многолетним наблюдениям в данном географическом пункте.

2. Медианная линия климата М ($t_н$, $\varphi_н$), которая разделяет всю область наружного климата на две части, равные не по площади, а по повторяемости. Расположение медианы в координатах $t_н$—$\varphi_н$ характеризует климатические условия географического пункта. Если, например, в интервале $t_н = 273$—283 К линия «прижимается» к высокой влажности, то это указывает на высокую повторяемость больших значений $\varphi_н$. Наоборот, если в интервале $t_н = 300 \div 310$ К медиана тяготеет к низкой $\varphi_н$, то это свидетельствует, что климат сухой и жаркий. Кроме того, анализ взаимного расположения медианы и расчетных параметров A, $Б$ или B указывает на характерность выбора последних в качестве расчетных параметров.

3. Изолинии среднеквадратичных отклонений слева $\sigma_л$ и справа $\sigma_п$ от медианы образуют между собой область с повторяемостью около $^2/_3$ общей. Повторяемость состояний в области между каждой изолинией σ и границей климата составляет около $^1/_6$ общей.

4. Линии Σn_{ti} и Σ_{ti} позволяют определить *число часов в году* с температурой или энтальпией выше заданной.

5. Линии $\Sigma n_i t_{нi}$ и $\Sigma n_i I_{нi}$ позволяют определить сумму произведений температур на их повторяемость (ч·К/год) для температуры выше заданной, и сумму произведений энтальпий на их повторяемость (кДж/(кг/ч) год) для энтальпии выше заданной. Общее значенне $\Sigma n_i t_{нi}$ и $\Sigma n_i I_{нi}$ можно определить умножением среднегодовой температуры $t_{н.\,ср.\,год}$ и энтальпии $I_{н\,ср.\,год}$, указанных в климатическом паспорте, на число часов в году Σn_i - 8766 ч/год. Для температуры и энтальпии ниже заданной можно определить эту величину как $t_{н.\,ср.\,год} \cdot 8766 - \Sigma n_i t_{нi}$ и соответственно $I_{н.\,ср.\,год} \cdot 8766 - \Sigma n_i I_{нi}$.

На одной из горизонтальных осей нанесена относительная продолжительиость периода с температурой или энтальпией выше заданной ($\psi_{летн}$). Отсюда $\psi_{зимн} = 1 - \psi_{летн}$. Величины Σn_{ti} и Σn_{tI} определяют из графика с абсолютной погрешностью около 100 ч/год, величины $\Sigma n_i t_{нi}$ и $\Sigma n_i I_{нi}$ — с относительной погрешностью в среднем 5%.

Приведенные в климатическом паспорте данные позволяют быстро и достаточно точно определить удельные, т. е. отнесенные к 1 кг/ч полезной производительности системы, годовые расходы тепла и холода. Действительно, удельный годовой расход холода (кДж/(кг/ч) год) можно представить при прямоточной обработке воздуха как

$$q_х = \sum n_i (I_{нi} - I_к) = \sum n_i I_{нi} - I_к \sum n_{ti}. \qquad (6)$$

При использовании постоянной рециркуляции

$$q_х = \sum n_i (I_{с_i} - I_к) = \sum n_i [I_в (1-p) + I_в p - I_к] =$$
$$= (1-p) \sum n_i I_{нi} + (pI_в - I_к) \sum n_{ti}. \qquad (7)$$

Удельный годовой расход тепла на предварительный и первый подогрев воздуха в СКВ (до изоэнтальпы $I_к$), кДж/(кг/ч) год

$$q_т = \sum^{\text{зимн}} n_i (I_к - I_{нi}) = I_к (8766 - \sum n_{iI}) - 8766 I_{\text{в. ср. год}} + \sum n_i I_{нi}. \quad (8)$$

Удельный годовой расход тепла на нагревание воздуха в СВ (до изотермы $t_к$ и при $c_р = 1{,}005$ кДж/кг·К)

$$q_т = c_р \sum^{\text{зимн}} n_i (t_к - t_{нi}) = (t_к - 273)(8766 - \sum n_{iI}) - 8766 (t_{\text{н. ср. год}} - 273) + \sum n_i t_{нi}. \quad (9)$$

Во всех случаях определения удельных затрат тепла и холода, учтенных формулами (6) — (9), расчет сводится к определению величин Σn_{iI}; Σn_{iI}; $\Sigma n_i t_{нi}$ и $\Sigma n_i I_{нi}$. Таким образом, климатический паспорт является необходимым материалом для выполнения экономических расчетов. Поясним метод пользования климатическим паспортом для определения удельных годовых расходов тепла и холода.

Пример 1. Определить продолжительность летнего и зимнего режима работы прямоточной СКВ и удельные годовые затраты тепла и холода для климатических условий Ленинграда. Граница между летним и зимним режимом работы СКВ $I_к = 32$ кДж/кг. Режим работы СКВ — непрерывный.

По графику рис. 5, *б* в точке пересечения изоэнтальпы $I_к = 32$ кДж/кг с линией Σn_{iI} на горизонтальной оси находим $\Sigma n_{iI} = 2100$ ч/год. В точке пересечения той же изоэнтальпы с линией $\Sigma n_i I_{нi}$ на горизонтальной оси определяем $\Sigma n_i I_{нi} = 84\,000$ кДж/(кг/ч) год. Продолжительность зимнего режима работы СКВ 8766—2100 ≈ 6660 ч/год. Удельный годовой расход холода определим по формуле (6)

$$q_х = 84\,000 - 32 \cdot 2100 = 17\,000 \text{ кДж/(кг/ч) год.}$$

Удельный годовой расход тепла на первый подогрев определим по формуле (8): $q_т = 32\,(8766 - 2100) - 20{,}3 \cdot 8766 + 84\,000 = 119\,000$ кДж/(кг/ч) год.

Пример 2. Определить продолжительность зимнего режима работы СВ ($t_н < 283$ К) и удельный годовой расход тепла для климатических условий Ленинграда. Режим работы СВ — двухсменный ($\psi_{см} = 0{,}49$; $\psi_{предвкл} = 0{,}015$; $\psi_{перер} = 0{,}015$; $\psi_{реж} = \psi_{см} + \psi_{предвкл} + \psi_{перер} = 0{,}52$).

По графику рис. 5, *б* в точке пересечения изотермы $t_н = 283$ К с линией Σn_{iI} на горизонтальной оси находим $\Sigma n_{iI} = 2800$ ч/год. В точке пересечения изотермы $t_н = 283$ К с линией $\Sigma n_i t_{нi}$ на горизонтальной оси определяем: $\Sigma n_i t_{нi} = 47\,000$ (ч·К)/год, что при изобарической теплоемкости воздуха $c_р = 1{,}005$ кДж/(кгК) означает: $c_р \Sigma n_i t_{нi} = 47\,000$ кДж/(кг/ч) год. Продолжительность непрерывной работы в зимнем режиме $n_{зимн} = 8766 - 2800 \approx 6000$ ч/год, а при двухсменной работе $n_{зимн} = 0{,}52 \cdot 6000 \approx 3100$ ч/год. Удельный годовой расход тепла определяем по формуле (9) и уменьшаем в $\psi_{реж}$ раз:

$$q_т = 0{,}52\,[(283 - 273)(8766 - 2700) - 8766\,(277{,}3 - 273) + 47\,000] = 36\,000 \text{ кДж/(кг/ч) год.}$$

Годовые энергозатраты. Они рассчитываются по разности соответствующих статей (тепло, холод, электроэнергия) при качественном и количественном регулировании. Снижение затрат на нагрев воздуха при количественном регулировании складывается из со-

кращения расхода тепла на первый подогрев и отсутствия (при количественно-качественном регулировании — сокращения) затрат тепла на второй и зональные подогревы, тыс. руб./год

$$\Delta C_т = C_{т1} - C_{т2} = \Delta C_{т(I)} + \Delta C_{т(II)} + \Delta C_{т\,(зон)}. \qquad (10)$$

Сокращение затрат на первый подогрев в прямоточных СКВ и СВ при количественном регулировании, тыс. руб./год

$$\Delta C_{т(I)} = \psi_{зимн}\psi_{реж}\psi_{пот\,G}\psi_{пот\,Q}\psi_{кол\,Q} \times$$
$$\times (1 - D_{ср.\,зимн})\,(I_к - I_{н.\,р})\,Gc_т' 8766 \cdot 10^{-6}. \qquad (11)$$

или через удельный годовой расход тепла

$$\Delta C_{т(I)} = \psi_{реж}\psi_{пот\,G}\psi_{пот\,Q}\,(1 - D_{ср.\,зимн})\,q_т G c_т' \cdot 10^{-6}. \qquad (12)$$

Сокращение затрат на второй и зональные подогревы определяется из условия, что в системе с количественным регулированием подогрев отсутствует, тыс. руб./год

$$\Delta C_{т\,(II)} = \Delta C_{(зон)} = \psi_{реж}\psi_{пот\,G}\psi_{пот\,Q}\,[\Delta I_р +$$
$$+ c_р \Delta t_р\,(1 - D_{ср.\,год})]\,Gc_т' 8766 \cdot 10^{-6}, \qquad (13)$$

где $\Delta I_р$ — второй подогрев в расчетных условиях; $\Delta t_р = t_{в.\,ср} - t_{пр}$ — рабочая разность температур.

Экономия расхода искусственного холода при количественном регулировании отдельной статьей учитывается в том случае, когда холодоснабжение производится от центральной холодильной станции, обслуживающей, кроме рассматриваемой СКВ, других потребителей. Если же данную СКВ обслуживает собственная холодильная станция, то затраты на холодоснабжение отдельной статьей не учитываются, а включаются в соответствующие статьи годовых эксплуатационных расходов.

С учетом потерь удельный годовой расход холода $q_х'$, отнесенный к 1 кг/ч полной производительности прямоточной СКВ:

$$q_х' = \psi_{реж}\psi_{пот\,G}\psi_{пот\,Q}\psi_{кол\,I}\,(\sum n_i I_{нi} - I_к \sum n_{iI}) =$$
$$= \psi_{реж}\psi_{пот\,G}\psi_{пот\,Q}\psi_{кол\,I} q_х. \qquad (14)$$

Аналогично для СКВ с рециркуляцией

$$q_х' = \psi_{реж}\psi_{пот\,G}\psi_{пот\,Q}\psi_{кол\,I}\,[(1-p)\sum n_i I_{нi} +$$
$$+ (I_р p - I_к)\sum n_{iI}]. \qquad (15)$$

Экономия затрат, связанных с выработкой холода в течение летнего режима работы СКВ при количественном регулировании, тыс. руб./год

$$\Delta C_х = q_х' G\,(1 - D_{ср.\,летн})\,c_х' \cdot 10^{-6}. \qquad (16)$$

При отсутствии данных об удельной стоимости холода на объекте можно воспользоваться укрупненными показателями ГПИ Сантехпроект (табл. 1).

Таблица 1

Стоимость 10^6 кДж холода ($c'_х$)

Холодопроизводительность, кВт	Продолжительность работы холодильной установки, ч/год, до				
	1000	1500	2000	2500	3000
До 600	9,3	8,3	7,4	6,3	5,2
» 1200	7,6	6,9	6,1	5,2	4,3
» 2300	6,8	6,1	5,4	4,6	3,9
Свыше 2300	6,4	5,7	5,1	4,3	3,6

Примечание. Продолжительность работы холодильной установки при отключении компрессоров $n_{х.\,у} = q'_х G/Q_{х.\,у}$.

Экономия электроэнергии, потребляемой двигателями приточного и вытяжного вентиляторов, при снижении их производительности определяется по формуле*

$$\Delta C_э = C_{э_1} - C_{э_2} = \frac{\psi_{реж}\psi_{пот}G \cdot 8766}{3600 \cdot 1000\rho\eta_{пер}\eta_{дв}} \times$$

$$\times \left(\frac{P_{пр}}{\eta_{пр}} + \frac{P_{выт}}{\eta_{выт}}\right)\left(1 - D^{a_1}_{ср.\,год}\right) c'_э \cdot 10^{-3}. \qquad (17)$$

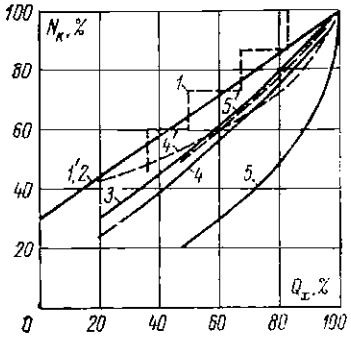
Результаты натурных испытаний [12, 46], регулирующих производительность вентилятора органов (НА, ИМС), можно выразить аналитически в относительных величинах, а именно: $\overline{N} = N/N_{расч} = D^{a_1}$. Для направляющего аппарата при $D > 0{,}5$ $a_1 = 1{,}2$, для ИМС $a_1 = 1{,}6$. Это отличие от ожидаемой кубичной зависимости ($a_1 = 3$) при регулировании числа оборотов объясняется дополнительной мощностью, потребляемой обмоткой управления ИМС и снижением к. п. д. двигателя. В расчетах можно принимать $\eta_{пер} = 0{,}95$ и $\eta_{дв} = 0{,}85 \div 0{,}90$.

Что касается потребления электроэнергии двигателями холодильных компрессоров, то мощность зависит от холодопроизводительности, типа компрессора и способа его регулирования. На рис. 6 показаны зависимости мощности от холодопроизводительности, принятые по данным СКБК, а также А. Б. Баренбойма и Ю. В. Иванова. На графике показаны основные способы регулирования холодопроизводительности с учетом как постоянного, так и переменного давления конденсации хладоагента. Учет этих зависимостей особенно важен потому, что холодопроизводительность, т. е. расход холода СКВ $Q_х = \psi_{пот}G\,(I_н - I_к)$ меняется в течение летнего режима очень сильно. Это объясняется прежде всего переменной энтальпией наружного воздуха $I_н$. Гистограммы ее повто-

* Плата за установочную мощность электрооборудования по сравниваемым вариантам одинакова и не учитывается.

Рис. 6. Изменение мощности компрессора при регулировании его холодопроизводительности

1 — регулирование поршневого компрессора отключением цилиндров; *1'* — то же, отжимом клапанов; *2* — регулирование винтового компрессора; *3* — регулирование центробежного компрессора поворотом лопаток диффузора; *4* — то же, входным направляющим аппаратом (при $P_{конд}$ = const); *4'* — то же, входным направляющим аппаратом (при $P_{конд} = var$); *5* — то же, изменением числа оборотов электродвигателя (при $P_{конд}$ = const); *5'* — то же, изменением числа оборотов электродвигателя (при $P_{конд} = var$)



ряемости для Ленинграда и Ашхабада показаны на рис. 7 и имеют принципиально сходный характер. Здесь же показана гистограмма потребления холода СКВ в разных интервалах нагрузки $q_х/q_{х.\,расч}$. Средняя холодильная нагрузка составляет около 60% от расчетной. При расчетной нагрузке компрессоры работают около 10% всего летнего режима. Отметим, что потребление холода зависит еще от схемы обработки воздуха: прямоточной или с рециркуляцией. Если учесть изменение расхода воздуха G, то колебания холодопроизводительности окажутся еще бо́льшими.

Различие расхода водопроводной воды на подпитку системы, периодическую смену воды, охлаждение конденсаторов по сравниваемым вариантам в первом приближении можно не учитывать.

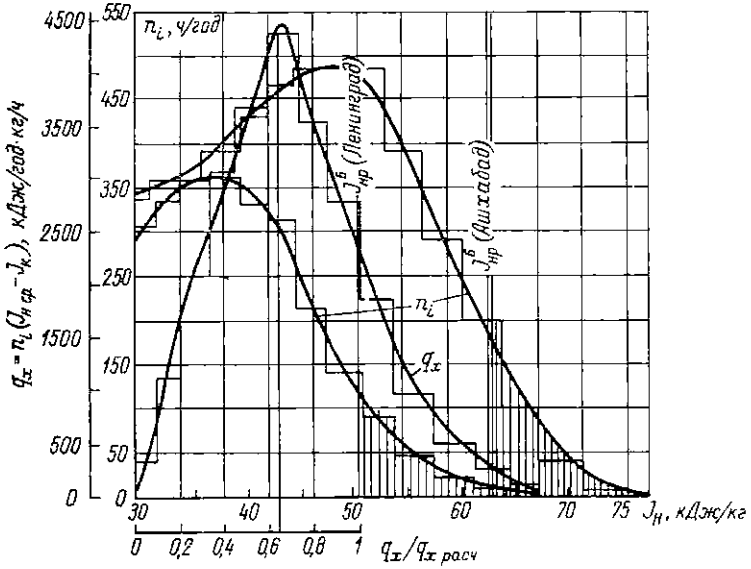


Рис. 7. Гистограммы повторяемости параметров для интервалов энтальпий в летнем режиме для Ленинграда и Ашхабада и гистограмма потребления холода в Ленинграде

На основании вышеизложенного расчетные соотношения (2) и (3) принимают следующий вид:

$$T_{\text{факт}} = \frac{1{,}25\,(\Delta K_{\text{ц. прит}} + \Delta K_{\text{ц. выт}} + m_{\text{зон}}\,\Delta K_{\text{зон}} + K_{\text{об}})}{\Delta C_{\text{т}} + \Delta C_{\text{х}} \cdot \Delta C_{\text{э}} - 0{,}18 \cdot 1{,}25\,(\Delta K_{\text{ц. прит}} + \Delta K_{\text{ц. выт}} + m_{\text{зон}}\Delta K_{\text{зон}} + \Delta K_{\text{об}})}; \quad (18)$$

$$\text{Э} = 1{,}25\,(\Delta K_{\text{ц. пр}} + \Delta K_{\text{ц. выт}} + m_{\text{зон}}\Delta K_{\text{зон}} + \Delta K_{\text{об}}) \times \times [(1/T_{\text{факт}}) - (1/T_{\text{норм}})]. \quad (19)$$

Пример 3. Оценить экономическую эффективность применения количественного регулирования по сравнению с качественным в четырехзональной прямоточной СКВ полезной производительностью $G = 37{,}4$ тыс. кг/ч. В расчетах примем: двухсменный режим работы кондиционируемых помещений ($\psi_{\text{см}} = 0{,}49$, $\psi_{\text{предвкл}} = 0{,}03$; $\psi_{\text{перер}} = 0{,}03$; $\psi_{\text{реж}} = 0{,}55$). Энтальпии характерных состояний воздуха (Ленинград):

наружного расчетного в холодное время года $I^{\text{х}}_{\text{н. р}} = -23$ кДж/кг;

наружного расчетного в теплое время года $I^{\text{т}}_{\text{н. р}} = 50{,}4$ кДж/кг;

после форсуночной камеры $I_{\text{к}} = 25{,}2$ кДж/кг;

приточного воздуха $I_{\text{пр}} = 29{,}2$ кДж/кг;

воздуха в помещении $I_{\text{в}} = 37$ кДж/кг.

Рабочая разность температур $\Delta t_{\text{р}} = t_{\text{в}} - t_{\text{пр}} = 8$ К. Глубина регулирования расхода по режимам: $D_{\text{ср. лети}} = 0{,}63$; $D_{\text{ср. зимн}} = 0{,}48$; $D_{\text{ср. перер}} = D_{\text{ср. предвкл}} = 0{,}55$; $T_{\text{норм}} = 8$ лет. Удельная стоимость: электроэнергии $c'_{\text{э}} = 12$ руб./тыс. кВт·ч, тепла $c'_{\text{т}} = 1{,}4$ руб./10^6 кДж; холода $c'_{\text{х}} = 6$ руб. : :10^6 кДж. Производительность вентиляторов регулируют с помощью направляющих аппаратов. Полное давление и к. п. д. приточного и вытяжного вентиляторов: $P_{\text{пр}} = 1200$ Н/м^2; $P_{\text{выт}} = 600$ Н/м^2; $\eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{выт}} = 0{,}80$.

Дополнительные капитальные затраты определяются стоимостью двух авторегуляторов статического давления (датчики давления, вторичные приборы, балансные реле и НА с электроприводом) и составляют $\Delta K_{\text{ц. прит}} + K_{\text{ц. выт}} \simeq 1{,}5$ тыс. руб. Стоимость зональных доводчиков при количественном и качественном регулировании различается незначительно, поэтому ею, а также затратами на бойлер, автоматику и трубопроводы пренебрегаем.

По климатическому паспорту Ленинграда для граничной между летним и зимним режимами работы СКВ энтальпии $I_{\text{к}} = 25{,}2$ кДж/кг определяем: $\psi_{\text{лет}} = 0{,}33$; $\Sigma n_{lI} = 2900$ ч/год; $\Sigma n_{lI} I_{\text{в}i} = 105\,000$ кДж/(кг/ч) год. Общее время работы в течение недели $2 \times 41 + 2 \times 5 = 92$ ч, из них на предвключение и перерывы приходится $10 \cdot 100/92 = 11\%$, остальное время 89% разделяется на летний и зимний режим как 1 : 2, т. е. 60 и 29%. По формуле (30)

$$D_{\text{ср. год}} = 0{,}29 \cdot 0{,}63 + 0{,}60 \cdot 0{,}48 + 0{,}11 \cdot 0{,}55 = 0{,}53.$$

Снижение затрат на первый подогрев определяем по формуле (11)

$$\Delta C_{\text{т (I)}} = 0{,}67 \cdot 0{,}55 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}1 \cdot 0{,}40\,(1 - 0{,}48)\,[25{,}2 - - (-23)]\,37{,}4 \cdot 1{,}4 \cdot 8766 \cdot 10^{-6} \simeq 2{,}0 \text{ тыс. руб./год.}$$

Снижение затрат на зональные подогревы определяется из условия, что при качественном регулировании и расчетной нагрузке подогрев не используется, т. е. в формуле (13) $\Delta I_{\text{р}} = 0$:

$$\Delta C_{\text{т (зон)}} = 0{,}55 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}1 \cdot 8\,(1 - 0{,}53) \cdot 37{,}4 \cdot 1{,}4 \times \times 8766 \cdot 10^{-6} \simeq 1{,}1 \text{ тыс. руб./год.}$$

По формуле (14) определяем удельный годовой расход холода

$$q'_{\text{х}} = 0{,}55 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}05\,(105\,000 - 25{,}2 \cdot 2900) \approx$$

$$\approx 21 \cdot 10^3 \text{ кДж/(кг/ч) год.}$$

Снижение затрат, связанных с выработкой холода, определяем по формуле (16)

$$\Delta C_{\text{х}} = 21 \cdot 10^3 \cdot 37{,}4\,(1 - 0{,}63) \cdot 6 \cdot 10^{-6} \approx 1{,}7 \text{ тыс. руб./год.}$$

Снижение затрат на электроэнергию, потребляемую двигателями приточного и вытяжного вентиляторов, определяем по формуле (17)

$$\Delta C_{\text{э}} = \frac{0{,}55 \cdot 1{,}1 \cdot 37{,}4 \cdot 8766}{3600 \cdot 1000 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}90} \left(\frac{1200}{0.80} + \frac{600}{0{,}80}\right) \times$$

$$\times \left(1 - 0{,}53^{1{,}2}\right) 12 \cdot 10^{-3} \approx 0{,}7 \text{ тыс. руб./год.}$$

Срок окупаемости дополнительных капитальных затрат при внедрении количественного регулирования по формуле (18) составляет

$$T_{\text{факт}} = 1{,}25 \cdot 1{,}5/(2{,}0 + 1{,}1 + 1{,}7 + 0{,}7 -$$

$$- 0{,}18 \cdot 1{,}25 \cdot 1{,}5) = 0{,}4 \text{ года.}$$

Годовой экономический эффект при внедрении количественного регулирования в данной СКВ рассчитываем по формуле (19)

$$\text{Э} = 1{,}25 \cdot 1{,}5\,[(1/0{,}4) - (1/8)] = 4{,}5 \text{ тыс. руб./год или}$$

$$\text{Э}/V \approx 0{,}12 \text{ тыс. руб./год (1000 м}^3\text{/ч).}$$

Экономические показатели внедрения количественного регулирования можно оценивать приближенно, используя зависимости для $T_{\text{факт}}$, приведенные на графике рис. 8. При его построении приняты следующие условия: летняя тепловая нагрузка помещения изменяется незначительно ($D_{\text{ср. летн}} \approx 1$), изменяется зимняя тепловая нагрузка ($D_{\text{ср. зимн}} < 1$). Продолжительности зимнего и летнего режимов работы системы относятся примерно как 2 : 1. В этих условиях $D_{\text{ср. год}} = (2D_{\text{ср. зимн}} + 1)/3$. Расчеты выполнены для системы производительностью $V = 100$ тыс. м^3/ч как прямоточной, так и с рециркуляцией (без первого подогрева). Дополнительные капитальные затраты $\Delta K_{\text{доп}} = 1$; 2 и 3 тыс. руб., стоимость тепла $c'_{\text{т}} = 1{,}2$ руб./10^6 кДж, стоимость электроэнергии $c'_{\text{э}} =$ $= 12$ руб./тыс. кВт·ч; режим работы — двухсменный, производительность вентиляторов регулируется НА и ИМС.

При близких к принятым в расчете значениям $c'_{\text{т}}$ и $c'_{\text{э}}$ срок окупаемости определяют по графику рис. 8 и пересчитывают обратно пропорционально отношению производительности системы (фактической и $V = 100$ тыс. м^3/ч) и обратно пропорционально отношению числа смен работы (фактического и двухсменного режима). Важно помнить, что использование данных рис. 8 возможно для принятой закономерности изменения тепловой нагрузки помещения. В других случаях (например при $D_{\text{ср. летн}} < 1$) нужно учитывать сокращение расхода холода. По найденному $T_{\text{факт}}$ и $\Delta K_{\text{доп}}$ определяют годовой экономический эффект Э (формула 3).

Экономический критерий выбора способа регулирования производительности вентилятора. Направляющий аппарат (НА) — уст-

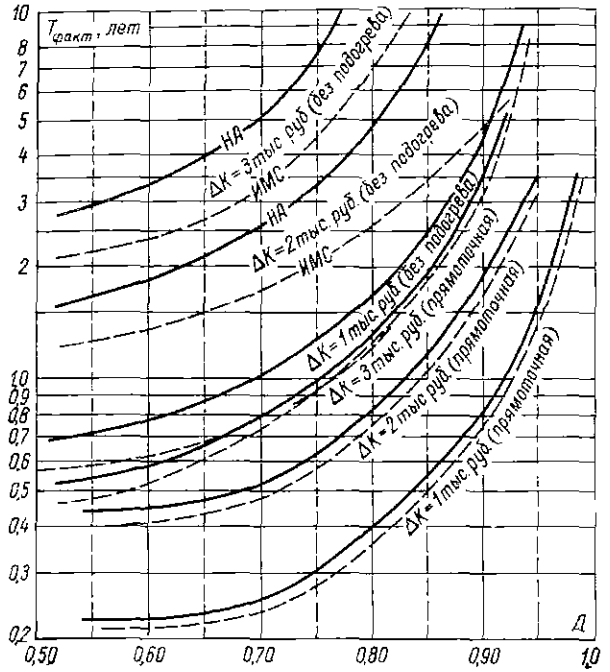


Рис. 8. Зависимость срока окупаемости дополнительных капитальных затрат для системы производительностью $V = 100$ тыс. м³/ч от глубины регулирования D и величины $\Delta K_{доп}$ (сплошные линии — при установке НА, пунктирные линии — при установке ИМС)

ройство более простое и дешевое по сравнению с индукторной муфтой скольжения (ИМС). Однако при одинаковом снижении производительности вентилятора НА в меньшей степени снижает мощность, потребляемую электродвигателем, чем ИМС. Сокращение других затрат (тепло, холод) при равном снижении расхода одинаково, и поэтому не учитывается.

Обозначим дополнительные капитальные затраты на авторегулятор и вспомогательные устройства управления при ИМС по сравнению с НА как $\Delta K_{рег}$. Эта разница составляет в среднем $\Delta K_{рег} = 0{,}6 \div 0{,}9$ тыс. руб. Определим, окупятся ли эти затраты за счет снижения расхода электроэнергии в срок, не больше нормативного:

$$T_{факт} = 1{,}25\Delta K_{рег}/(\Delta C_{э.\,НА} - \Delta C_{э.\,ИМС} - 0{,}18 \cdot 1{,}25\Delta K_{рег}); \quad (20)$$

$$T_{факт} = \frac{1{,}25\Delta K_{рег}}{\frac{\psi_{реж}\psi_{пот}GP_{в} \cdot 8766c_{э} \cdot 10^{-3}}{3600 \cdot 1000\rho\eta_{вент}\eta_{пер}\eta_{дв}}(D^{1{,}2}_{ср.\,год} - D^{1{,}6}_{ср.\,год}) - 0{,}18 \cdot 1{,}25\Delta K_{рег}}. \quad (21)$$

Из последнего соотношения можно определить максимальную $D_{\text{ср. год}}$, при которой ИМС окажется эффективнее НА. Обозначив отношение $\psi_{\text{пот}\,G} GP_{\text{в}}/3600\,\rho\eta_{\text{вент}}\eta_{\text{пер}}\eta_{\text{дв}}$ через $N_{\text{дв}}$ — мощность, потребляемую двигателем, получим

$$D^{1,2}_{\text{ср. год}} - D^{1,6}_{\text{ср. год}} = 1{,}25\Delta K_{\text{рег}}\,(0{,}18 + 1/T_{\text{норм}})/\psi_{\text{реж}} \times \\ \times N_{\text{дв}} \cdot 8{,}77 c'_{\text{э}} \cdot 10^{-3}. \qquad (22)$$

Для удобства выполнения расчетов по формуле (22) приводится зависимость разности $D^{1,2}_{\text{ср. год}} - D^{1,6}_{\text{ср. год}}$ от $D_{\text{ср. год}}$:

$D_{\text{ср. год}}$	0,90	0,80	0,70	0,60	0,50	0,40
$D^{1,2}_{\text{ср. год}} - D^{1,6}_{\text{ср. год}}$	0,04	0,065	0,087	0,10	0,10	0,10

Пример 4. Определить, чем эффективнее изменять производительность приточного вентилятора при следующих данных: $\psi_{\text{реж}} = 0{,}55$; $N_{\text{дв}} = 50$ кВт; $c'_{\text{э}} = 12$ *руб./тыс. кВт·ч*; $\Delta K_{\text{рег}} = 0{,}8$ тыс. руб.; $T_{\text{норм}} = 8$ лет; $D_{\text{ср. год}} = 0{,}75$. Вычисляем правую часть уравнения (22). Это выражение равно 0,10. Значит ИМС будет эффективнее, чем НА при $D_{\text{ср. год}} < 0{,}60$. Так как в данном примере $D_{\text{ср. год}} = 0{,}75$, то экономически целесообразнее для регулирования производительности вентилятора применить НА.

Эффективный способ регулирования группы кондиционеров. Большие производственные помещения обычно обслуживает группа центральных кондиционеров одинаковой производительности. При снижении тепловой нагрузки помещения или при ее отсутствии в нерабочее время возникает вопрос, как регулировать производительность кондиционеров с тем, чтобы создать требуемый подпор и поддерживать требуемый температурно-влажностный режим. Это можно сделать, изменяя производительность всех вентиляторов одновременно (параллельно) или отключая вентиляторы поочередно (последовательно) по мере снижения тепловой нагрузки производственного помещения. При одинаковом снижении расхода воздуха при параллельном и последовательном регулировании вентиляторов расходы тепла (или холода) будут снижаться одинаково, а расходы электроэнергии — по-разному.

Обозначим глубину регулирования расхода в помещении, обслуживаемом $n_{\max}$ кондиционерами расчетной равной производительностью G_1 (тыс. кг/ч) каждый, через $D_{\text{пом}} = G/G_{\text{расч}}$. Это означает, что при любом количестве работающих кондиционеров должно выполняться условие $D_i n_i = D_{\text{пом}} n_{max}$, т. е. произведение числа работающих кондиционеров на их глубину регулирования должно оставаться постоянным. Потребляемая вентиляторами электроэнергия пропорциональна $n_i D_i^{a_1}$, где $a_1 > 1$. Поэтому минимум электроэнергии соответствует условию $n_{\max} D^{a_1}_{\min}$, т. е. параллельному (одновременному) регулированию производительности всех венти-

ляторов. Нужно учитывать, что при регулировании производительности с помощью НА величина $D_{min} = 0{,}2 \div 0{,}3$, что объясняется негерметичностью конструкции последнего. Поясним изложенное примером.

Пример 5. Выбрать наиболее экономичный режим регулирования вентиляторов СКВ производственного помещения. Расчетный воздухообмен $V_{расч} = 640$ тыс. м³/ч обеспечивается восемью ($n_{max} = 8$) СКВ равной производительности. Для поддержания температурно-влажностного режима в нерабочее время и создания подпора необходим воздухообмен $V = 70$ тыс. м³/ч.

Определим глубину регулирования расхода в помещении в нерабочее время $D_{пом} = V/V_{расч} = 70/640 = 0{,}11$, поэтому $D_{пом} n_{max} = 0{,}11 \cdot 8 = 0{,}88$. Наиболее эффективно регулировать производительность всех восьми кондиционеров. В этом случае $D_1 = 0{,}88/8 = 0{,}11$, и величина $n_{max} D_{min}^{a_1}$ составит для ИМС ($a_1 = 1{,}6$) $8 \cdot 0{,}11^{1{,}6} = 0{,}24$. При включении шести кондиционеров $D_1 = 0{,}88/6 \approx 0{,}15$ и $nD^{a_1} = 6 \cdot 0{,}15^{1{,}6} = 0{,}27$, четырех кондиционеров — $D_1 = 0{,}88/4 = 0{,}22$ и $nD^{a_1} = 4 \cdot 0{,}22^{1{,}6} = 0{,}37$, двух кондиционеров — $D_1 = 0{,}88/2 = 0{,}44$ и $nD^{a_1} = 2 \cdot 0{,}44^{1{,}6} = 0{,}53$.

Таким образом, потребление электроэнергии тем меньше, чем больше кондиционеров одновременно работают. Для регулирования НА в данном режиме $n_{max} = 0{,}88/D_{min} = 0{,}88/(0{,}20 \div 0{,}30) = 3 \div 4$.

Экономический критерий применения авторегулятора статического давления в вытяжной сети. Такой регулятор устраняет перераспределение расходов, происходящее в многозональной вытяжной сети при регулировании расходов в ответвлениях.

Количественное различие закономерностей потокораспределения в приточной и вытяжной сетях требует отдельного рассмотрения этих процессов. В вытяжной сети при малом $\Delta P_{мат}/P_в$ взаимное влияние регулирования расходов выражено значительно слабее, чем в приточной, поэтому требуется меньшее снижение производительности вытяжного вентилятора, чем приточного. С другой стороны, сокращение расхода воздуха в вытяжной сети приводит к экономии электроэнергии, тогда как в приточной сети кроме электроэнергии экономят тепло (в зимнем режиме) и холод (в летнем режиме).

Рассмотрим, при каких условиях окупятся дополнительные капитальные затраты на авторегулятор статического давления в вытяжной сети многозональной системы в срок $T_{факт}$, не больший $T_{норм}$ [36]:

$$T_{факт} = \frac{1{,}25 \Delta K_{ц.\,выт}}{\psi_{реж} N_{дв} \cdot 8{,}77 c_э' \cdot 10^{-3} (1 - D_{ср.\,год}^{a_1}) - 0{,}18 \cdot 1{,}25 \Delta K_{ц.\,выт}}. \quad (23)$$

Отсюда можно определить величину $D_{ср.\,год}^{эк}$, ниже которой установка авторегулятора экономически целесообразна:

$$D_{ср.\,год}^{эк} = \sqrt[a_1]{1 - \Delta K_{ц.\,выт} (0{,}23 + 1{,}25/T_{норм}) / \psi_{реж} N_{дв} \cdot 8{,}77 c_э' \cdot 10^{-3}}. \quad (24)$$

Дополнительные капитальные затраты на авторегулятор приближенно можно принимать равными: при НА $\Delta K_{\text{ц. выт}} \approx 0{,}7 \div 0{,}8$ тыс. руб., при ИМС $\Delta K_{\text{ц. выт}} \approx 1{,}5$ тыс. руб.

Пример 6. Определить, эффективно ли регулировать производительность вытяжного вентилятора многозональной системы при следующих данных: $T_{\text{норм}} = 8$ лет; $\psi_{\text{реж}} = 0{,}55$; $N_{\text{дв}} = 15$ кВт; $c_{\text{э}}' = 12$ руб./тыс. кВт·ч; $D_{\text{ср. год}} = 0{,}50$.

При установке ИМС

$$D^{\text{эк}}_{\text{ср. год}} = \sqrt[1,6]{1 - \frac{1{,}5\,(0{,}23 + 1{,}25/8)}{0{,}55 \cdot 15 \cdot 8{,}77 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}} = 0{,}18.$$

При установке НА

$$D^{\text{эк}}_{\text{ср. год}} = \sqrt[1,2]{1 - \frac{0{,}75\,(0{,}23 + 1{,}25/8)}{0{,}55 \cdot 15 \cdot 8{,}77 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}} = 0{,}62.$$

Сравнивая полученные величины $D^{\text{эк}}_{\text{ср. год}}$ с заданным $D_{\text{ср. год}}$, приходим к выводу, что в данном случае регулировать статическое давление экономически эффективно при установке НА.

Выводы. Всесторонние технико-экономические расчеты являются важным этапом при обоснованном выборе метода регулирования температурного режима помещения. Эти расчеты сводятся к определению эффективности колнчественного регулирования по сравнению с качественным, к выбору способа изменения производительности приточных и вытяжных вентиляторов, к обоснованию применения авторегулятора статического давления в вытяжной сети и выбору способа регулирования группы кондиционеров.

Расчеты показывают, что основными факторами, влияющими на эффективность количественного регулирования, являются: производительность системы, схема обработки воздуха, число смен работы, удельные стоимости энергоносителей и др. С увеличением этих величин растет эффективность. Среднегодовая глубина регулирования, начиная с которой количественное регулирование эффективно, зависит от этих же факторов и составляет в среднем $D^{\text{эк}}_{\text{ср. год}} = 0{,}85 \div 0{,}95$. Годовой экономический эффект изменяется в широких пределах и, отнесенный к 1000 м³/ч производительности системы, составляет $Э/V = 0{,}02 \div 0{,}30$ тыс. руб./(год·тыс. м³/ч).

§ 3. Глубина регулирования расхода воздуха

Основные понятия и классификация. Тепловая нагрузка помещения включает различные составляющие, каждая из которых может быть постоянной или переменной. То значение нагрузки, по которому определяется расчетное количество воздуха, называется расчетным. Отношение текущей нагрузки к расчетной пропорционально при количественном регулировании отношению соответствующих расходов и называется *глубиной регулирования*. Эта величина определяется из анализа изменения нагрузки и ее составляющих.

Глубина регулирования всегда меньше единицы, а при знакопеременной нагрузке становится отрицательной. Чем сильнее снижается нагрузка (а значит, и расход), тем глубже регулирование и меньше величина, означающая глубину регулирования. В этом имеется определенное формальное противоречие.

Строго говоря, пропорциональность между расходом G и тепловой нагрузкой Q достигается при неизменности рабочей разности температур $\Delta t_р = t_{п.ср} - t_{пр}$. При наличии зимней и летней точек росы и значительном интервале изменения относительной влажности в помещении (от $\varphi_{в\ min}$ до $\varphi_{в.\ max}$), при отсутствии в СВ подогрева рабочая разность изменяется. Поэтому в наиболее общем виде глубина регулирования расхода может быть выражена как

$$D = G/G_{расч} = (Q/Q_{расч}) : (\Delta t_р/\Delta t_{р.\ расч}). \qquad (25)$$

Рассмотрим характерные разновидности общего понятия «глубина регулирования».

Локальная глубина регулирования $d\ (Q_i)$ характеризует отношение одной составляющей тепловой нагрузки к своему расчетному значению. В качестве иллюстрации рассмотрим три характерных составляющих тепловой нагрузки помещения: тепло, поступающее в помещение через ограждение при разности температур $\Delta t = t_н - t_в$, тепло, поступающее под действием солнечной радиации суммарной интенсивностью $q_{рад}$, и тепло, выделяемое в помещение при работе технологического оборудования $(Q_{об})$. Последнее рассматривают отдельно для разных источников (нагреватели, электродвигатели, освещение, люди). Соответственно трем характерным составляющим нагрузки введем три локальные глубины регулирования: $d\ (Q_{\Delta t})$; $d\ (Q_{рад})$ и $d\ (Q_{об})$. Все постоянные составляющие тепловой нагрузки при анализе удобно выделить отдельно, для них $d\ (Q = \text{const}) = 1$. Долю каждой из составляющих в расчетной тепловой нагрузке помещения обозначим через $p\ (Q_{\Delta t})$; $p\ (Q_{об})$; $p\ (Q = \text{const})$ и $p\ (Q_{рад})$.

Общая глубина регулирования D одновременно учитывает изменение всех составляющих нагрузки и их доли в расчетной нагрузке. Для рассмотренных выше характерных составляющих тепловой нагрузки помещения общая глубина регулирования

$$D = \sum_{i=1}^{n} d\ (Q_i)\ p\ (Q_i) = d\ (Q_{\Delta t})\ p\ (Q_{\Delta t}) + d\ (Q_{рад})\ p\ (Q_{рад}) + \cdot$$
$$+ d\ (Q_{об})\ p\ (Q_{об}) + p\ (Q = \text{const}). \qquad (26)$$

Как локальную, так и общую глубину регулирования будем относить к различным моментам и интервалам времени. В дальнейшем изложении можно опускать слова «локальная» и «общая», ориентируясь на различие обозначений (d и D). Рассмотрим некоторые временные разновидности понятия «глубина регулирования».

Мгновенная глубина регулирования есть отношение всей нагрузки или ее составляющей в данный момент к своему расчетному

значению. Это понятие удобно использовать при натурных обследованиях, испытании и регулировке СКВ и СВ.

Минимально возможная глубина регулирования является разновидностью мгновенной и позволяет оценить наибольшее из возможных снижение нагрузки помещения. Для ее определения анализируют возможные сочетания составляющих нагрузки, рассматривая как рабочие, так и нерабочие режимы в помещении: предпусковые работы, отключение оборудования и пр.:

$$D_{\min} = d_{\min}(Q_{\Delta t})\, p(Q_{\Delta t}) + d_{\min}(Q_{\text{рад}})\, p(Q_{\text{рад}}) + \\ + d_{\min}(Q_{\text{об}})\, p(Q_{\text{об}}) + p(Q = \text{const}). \qquad (27)$$

Минимально возможная глубина регулирования имеет ряд санитарно-гигиенических и технологических ограничений, рассматриваемых ниже.

Среднесуточная глубина регулирования есть отношение среднесуточной нагрузки или ее составляющей к своему расчетному значению. В общем случае при выборе в качестве расчетной нагрузки промежуточной (см. § 5) для расчетных суток имеем

$$D_{\text{ср сут}} = \sum Q_{\text{ср}.\,i} / \left(\sum Q_{\text{ср}.\,i} + \bar{h} \sum A_{Q_i}\right) = \\ = 1 / \left(1 + \bar{h} \sum A_{Q_i} / \sum Q_{\text{ср}.\,i}\right) \leqslant 1. \qquad (28)$$

При выборе в качестве расчетной среднесуточной нагрузки $D_{\text{ср. сут}} = 1$.

Средняя за режим глубина регулирования есть отношение средней за режим (летний, зимний и переходный) работы системы нагрузки или ее составляющей к своему расчетному значению. Формулы для определения локальных среднелетней и среднезимней глубины регулирования $d(Q_{\Delta t})$; $d(Q_{\text{рад}})$ и $d(Q_{\text{об}})$ получены на основе физико-математического анализа изменения этих составляющих и представлены далее, в табл. 4. Анализ изменения нагрузки по режимам, когда применяют разные энергоносители (холод или тепло), позволяет правильно производить экономический расчет энергозатрат как основных статей приведенных затрат. В экономических расчетах (§ 2) уже использованы понятия о среднелетней $D_{\text{ср. летн}}$ и среднезимней $D_{\text{ср. зимн}}$ глубине регулирования

$$D_{\text{ср летн}} = \sum_{i=1}^{n} d_{\text{ср. летн}}(Q_i)\, p(Q_i); \\ D_{\text{ср. зимн}} = \sum_{i=1}^{n} d_{\text{ср. зимн}}(Q_i)\, p(Q_i). \qquad (29)$$

Понимая под режимом работы системы определенную последовательность обработки воздуха, отметим, что в общем случае СКВ может иметь большее, чем три, число режимов. Например, для регулирования относительной влажности методом оптимальных режимов, предложенным А. Я. Креслиным при использовании регу-

лируемого байпаса форсуночной камеры, число режимов достигает 13. Для этих режимов глубина регулирования определяется по основной формуле (29).

Среднегодовая глубина регулирования характеризует отношение средней в течение года нагрузки к ее расчетной величине. Эта величина позволяет в целом оценить годовое изменение нагрузки, используется для определения расхода электроэнергии двигателями вентиляторов и расходов тепла на круглогодично используемые второй или зональные подогревы. Величина $D_{\text{ср. год}}$ определяется через среднюю по режимам глубину регулирования

$$D_{\text{ср. год}} = \sum_{i=1}^{n} D_{\text{ср. реж. }i} n_{\text{реж. }i}/8766 = \sum_{i=1}^{n} D_{\text{ср. реж. }i} \Psi_{\text{реж. }i}. \qquad (30)$$

Средняя глубина регулирования вводится при анализе тех составляющих нагрузки, которые изменяются случайно. Это понятие в одинаковой мере применимо при анализе суточного, сезонного и годового изменения таких составляющих нагрузки.

Глубина регулирования в многозональных системах определяется по правилу смеси и учитывает глубину регулирования в каждом помещении (зоне) и долю расчетного расхода в i-ом помещении (зоне) в общей производительности системы

$$D = \sum_{i=1}^{n} D_i \bar{V}_i = D_1\bar{V}_1 + D_2\bar{V}_2 + D_3\bar{V}_3 + \ \ldots \ + D_n\bar{V}_n. \qquad (31)$$

Глубина регулирования группы систем, обслуживающих одно помещение и имеющих обычно одинаковую расчетную производительность, определяется из условия

$$D_{\text{пом}} \sum V_{i\,\text{расч}} = D_1 V_{1\,\text{расч}} + D_2 V_{2\,\text{расч}} + \ \ldots \ + D_n V_{n\,\text{расч}} = nD_1 V_{1\,\text{расч}}. \qquad (32)$$

Экономически целесообразно изменять производительность всех n систем одновременно (см. § 2).

Ограничения глубины регулирования расхода. Они учитывают санитарно-гигиенические, технологические и другие требования к микроклимату помещения и системам, его обеспечивающим.

1. Санитарная норма подачи наружного воздуха $V_{\text{нар. сан}}$ ограничивает расход приточного воздуха минимальной величиной

$$V_{\min} = n_{\text{люд}} V_{\text{нар. сан}}/(1 - p_{\max}); \quad D_{\min}^{\text{доп}} = V_{\min}/V_{\text{расч}}. \qquad (33)$$

Обычно воздухообмен, определенный по избыточному теплу, может быть снижен до санитарной нормы. По данным K. Hartmann [59], такое снижение достигает 30—40% в конторских помещениях, 20—25% в аудиториях; 50% в библиотеках и музеях; 35% в лабораториях; 30% в больницах; 50% в торговых помещениях; 50% в жилых помещениях (при некурящих) и 30% (с курящими).

2. При наличии систем локализующей вентиляции расход приточного воздуха должен быть не менее производительности всех

местных отсосов, или не менее количества воздуха, необходимого для разбавления до предельно допустимой концентрации (п. д. к.) каждого из прорывающихся в помещение вредных веществ неоднонаправленного действия

$$V_{\min} \geqslant \sum V_{\text{м. о}} \text{ или } V_{\min} \geqslant G_{\text{пр}, i}(1-\eta_{\text{м. о}})/(\chi_{\text{п. д. к}}-\chi_{\text{пр}, i}). \qquad (34)$$

3. Создание комфортных условий в помещении в отношении равномерности подвижности и температуры и возможности системы воздухораспределения ограничивают расход: например, в работе [23] приводится $D_{\min}^{\text{доп}} = 0{,}33$. Эти вопросы подробнее рассмотрены в § 11. Здесь же отметим, что в первом приближении $D_{\min}^{\text{доп}} = w_{\text{в. min}}/w_{\text{в. max}}$.

4. Недостаточная герметичность конструкций направляющих аппаратов и дроссельных клапанов ограничивает снижение расхода величиной $D_{\min}^{\text{доп}} = 0{,}20 \div 0{,}30$.

5. В помещениях с повышенными акустическими требованиями нужно учитывать, что уровень шума возрастает при дросселировании расхода воздуха, это является причиной ограничения снижения расхода.

6. Специальные технологические требования ограничивают в ряде случаев подвижность воздуха, кратность воздухообмена и т. д. Эти требования, однако, не всегда обоснованы испытаниями технологических СКВ. В работе [6] приводится минимальная кратность $k_{\text{р. min}} = 4 \div 5$ 1/ч, а в работе ГПИ-1 $k_{\text{р. min}} = 14$ 1/ч (при $k_{\text{р. max}} = 20$ 1/ч) и $k_{\text{р. min}} = 6$ 1/ч (при $k_{\text{р. max}} = 12$ 1/ч), т. е. $D_{\min}^{\text{доп}} = 0{,}50 \div 0{,}70$.

Для одновременного учета всех или некоторых из вышеперечисленных ограничений снижению расхода выбирают наибольшее из полученных значений $V_{\min}^{\text{доп}}$ и $D_{\min}^{\text{доп}}$. Если снижение тепловой нагрузки помещения, характеризуемое величиной $D_{\min}$, меньше, чем допустимое снижение расхода ($D_{\min} > D_{\min}^{\text{доп}}$), то применяют количественное регулирование температурного режима, если $D_{\min} < D_{\min}^{\text{доп}}$ — то количественно-качественное. При этом расход снижают пропорционально нагрузке до $D_{\min}^{\text{доп}}$. При дальнейшем снижении нагрузки постепенно повышают температуру приточного воздуха $t_{\text{пр}}$. Если в помещении тепловая нагрузка знакопеременна, что может быть при совмещении воздушного отопления с СКВ или СВ, то поддержание температуры в помещении возможно только при количественно-качественном регулировании.

Когда температурный режим помещения с тепло- и влаговыделениями поддерживается количественным регулированием (расхода), а влажностный — косвенно по температуре «точки росы», то даже при постоянных влаговыделениях изменяется влагосодержание воздуха в помещении, г/кг сух. возд.

$$d_{\text{в ср}} = d_{\text{пр}} + \sum W_{\text{изб}}/G. \qquad (35)$$

Наибольшее изменение влагосодержания воздуха в помещении

$$\Delta d_{\text{в. max}} = \sum W_{\text{изб. max}}/G_{\text{расч}}[(\sum W_{\text{изб. min}}/\sum W_{\text{изб. max}})(1/D_{\min}) - 1]. \quad (36)$$

Для поддержания строго постоянного влагосодержания воздуха надо обеспечить постоянство $d_{\text{пр}} = \text{const}$ и отношения $\sum W_{\text{изб}}/G = \text{const}$, т. е. применить количественное регулирование.

В вентилируемых помещениях с большими влаговыделениями и малым тепловлажностным отношением $\varepsilon_{\text{пом}} < 5000$ кДж/кг отклонения температуры и относительной влажности воздуха имеют одинаковые знаки. Например, если температура превышает заданную, то и относительная влажность выше заданной и наоборот. Изменение расхода приточного воздуха изменяет $t_{\text{в. ср}}$ и $\varphi_{\text{в. ср}}$ в одном направлении. Изменение температуры приточного воздуха изменяет $t_{\text{в. ср}}$ и $\varphi_{\text{в. ср}}$ в разных направлениях.

Используя это свойство тепловлажностных процессов при $\varepsilon_{\text{пом}} < 5000$ кДж/кг, в системах вентиляции, где влажность строго не регламентирована, а ограничена некоторым интервалом $\varphi_{\text{в. min}} \div \varphi_{\text{в. max}}$, поступают следующим образом. Если отклонения $t_{\text{в. ср}}$ и $\varphi_{\text{в. ср}}$ от заданных значений имеют одинаковый знак, то применяют количественное регулирование. Если эти отклонения имеют разные знаки, то применяют качественное регулирование. В системах вентиляции без охлаждения воздуха летом такое регулирование применяют в зимнем режиме работы.

Для обеспечения в помещении разрежения (или подпора) не менее ΔP за счет разности организованного притока и вытяжки минимальная разность расходов (при $D_{\min}^{\text{доп}}$), м³·ч, определяется по уравнению

$$\Delta V_{\min} = 3600 \sum \mu_i F_i \sqrt{2\Delta P/\rho} = 4650 \sum \mu_i F_i \sqrt{\Delta P}. \quad (37)$$

Максимальная разность механического притока и вытяжки ($D = 1$)

$$V_{\max} = \Delta V_{\min}/D_{\min}^{\text{доп}}.$$

Изменение расхода воздуха, удаляемого общеобменной вытяжной механической вентиляцией при регулировании расхода приточного воздуха, создании разрежения (подпора) в помещении, наличии местных отсосов и прорывающихся в помещение вредных веществ, подчиняется уравнению

$$V_{\text{выт. о. о}} = DV_{\text{пр}} + 4650 \sum \mu_i F_i \sqrt{\Delta P} - \sum V_{\text{м. о}} \quad (38)$$

при

$$\sum V_{\text{м. о}} > G_{\text{вр. }i}(1 - \eta_{\text{м. о}})/(\chi_{\text{п. д. к.}} - \chi_{\text{пр}}).$$

Наконец, среднегодовая глубина регулирования не должна превышать величины $D_{\text{ср. год}}^{\text{эк}}$, учитывающей экономическую эффективность количественного метода регулирования.

Пример 7. Определить минимально допустимую глубину регулирования и расход удаляемого общеобменной вентиляцией воздуха. Оценить наибольшее отклонение относительной влажности воздуха в помещении при постоянных влаговыделениях $\sum W_{\text{вл}} = 2100$ г/ч и допустимом отклонении средней относительной влажности $\Delta\varphi_{\text{в. ср}} = 7\%$.

Исходные данные: расчетный расход приточного воздуха $V_{\text{пр расч}} = 10\,500$ м³/ч обеспечивает поддержание $t_{\text{в. ср}} = 293$ К путем количественного регулирования. Относительная влажность $\varphi_{\text{в ср}} = 45\%$ ($d_{\text{в. ср}} = 6{,}5$ г/кг сух. возд.) поддерживается косвенно терморегулятором «точки росы». В помещении постоянно находятся 14 человек; санитарная норма подачи наружного воздуха $V_{\text{н. сан}} = 60$ м³/ч на одного человека; процент рециркуляции $p_{\max} = 72\%$. Местными отсосами удаляется $\Sigma V_{\text{м. о}} = 3800$ м³/ч; прорывающееся в помещение вредное вещество в количестве $G_{\text{вр}}(1 - \eta_{\text{м. о}}) = 400$ мг/ч имеет $\chi_{\text{п. д. к}} = 0{,}5$ мг/м³ и $\chi_{\text{пр}} = 0$. В помещении должно быть обеспечено разрежение не менее $\Delta P = 15$ Н/м²; негерметичность притворов оконных и дверных проемов характеризуется площадью $F = 0{,}15$ м² и средним коэффициентом расхода $\mu_{\text{ср}} = 0{,}70$. Негерметичность конструкции дроссельных клапанов на притоке и вытяжке ограничивает $D_{\min}^{\text{доп}} = 0{,}20$. Примененная система воздухораспределения обеспечивает требуемую равномерность поля подвижности при $D_{\min}^{\text{доп}} = 0{,}50$.

Оценим все ограничения снижения расхода:

1. Минимальный расход приточного воздуха, исходя из санитарной нормы подачи наружного воздуха $V_{\min} = 14 \cdot 60/(1 - 0{,}72) = 3000$ м³/ч $\left(D_{\min}^{\text{доп}} = 0{,}28\right)$.

2. Минимальный расход приточного воздуха для компенсации объема воздуха, удаляемого местными отсосами, и разбавления прорвавшейся в помещение вредности: $V_{\text{пр. min}} = 3800$ м³/ч $\left(D_{\min}^{\text{доп}} = 3800/10\,500 = 0{,}36\right)$ при условии $\Sigma V_{\text{м. о}} > G_{\text{вр}}(1 - \eta_{\text{м. о}})/(\chi_{\text{п. д. к}} - \chi_{\text{пр}})$.

3. По условиям системы воздухораспределения $D_{\min}^{\text{доп}} = 0{,}50$.

4. По условиям конструктивной негерметичности клапанов $D_{\min}^{\text{доп}} = 0{,}20$. Ограничения по акустическим условиям в данном помещении не рассматриваются.

Сравнивая все ограничения, выбираем наибольшее $D_{\min}^{\text{доп}} = 0{,}50$. Определяющими в этом случае являются требования системы воздухораспределения.

Вычислим наименьшую разницу объемов механической вытяжки и притока, обеспечивающую в помещении разрежение ΔP:

$$\Delta V_{\min} = 4650 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}15 \sqrt{15} = 1900 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Минимальный расход приточного воздуха:

$$V_{\text{пр. min}} = D_{\min}^{\text{доп}} V_{\text{пр. расч}} = 0{,}50 \cdot 10\,500 = 5250 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Минимальный расход удаляемого воздуха при условии обеспечения в помещении разрежения:

$$V_{\text{выт. min}} = V_{\text{пр. min}} + \Delta V_{\min} = 5250 + 1900 = 7150 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расход воздуха, удаляемый механической общеобменной вентиляцией:

$$V_{\text{выт. о. о. min}} = V_{\text{выт. min}} - \Sigma V_{\text{м. о}} = 7150 - 3800 = 3350 \text{ м}^3\text{ч}.$$

Расчетный расход удаляемого из помещения воздуха:

$$V_{\text{выт. расч}} = V_{\text{пр. расч}} + \Delta V_{\min} = 10\,500 + 1900 = 12\,400 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расчетный расход воздуха, удаляемый механической общеобменной вентиляцией:

$$V_{\text{выт. о. о. расч}} = V_{\text{выт. расч}} - \Sigma V_{\text{м. о}} = 12400 - 3800 = 8600 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

При неизменном влагосодержании $d_{\text{пр}}$ и постоянных влаговыделениях $\Sigma W_{\text{изб}}$ влагосодержание воздуха в помещении при глубине регулирования

$D_{\min}^{\text{доп}} = 0{,}5$ возрастает на величину $\Delta d_{\text{в. max}} = 2100/10\,500 \cdot 1{,}2\,(1/0{,}5 - 1) = 0{,}2$ г/кг, что соответствует максимальному повышению относительной влажности воздуха в помещении на 2% и находится в пределах допустимого.

Изменение концентраций при регулировании расхода. Исходное дифференциальное уравнение, описывающее процесс разбавления вредного вещества, выделяющегося в количестве $G_{\text{вр}}$ (мг/ч) до средней концентрации в воздухе помещения χ (мг/м^3) при вентилировании помещения объемом $V_{\text{пом}}$ и кратности воздухообмена $k_{\text{р}} = V/V_{\text{пом}}$:

$$V\chi_{\text{пр}}d\tau + G_{\text{вр}}d\tau - V\chi d\tau = V_{\text{пом}}d\chi. \tag{39}$$

Предполагается мгновенное и равномерное разбавление вредного вещества, а также равенство средних концентраций вредности в воздухе помещения и в удаляемом. Преобразуем исходное уравнение, перенеся неизвестные в левую часть и вводя кратность воздухообмена:

$$d\chi/d\tau + k_{\text{р}}(\tau)\,\chi = k_{\text{р}}(\tau)\,\chi_{\text{пр}} + G_{\text{вр}}(\tau)/V_{\text{пом}}. \tag{40}$$

В общем случае кратность воздухообмена $k_{\text{р}}$ и выделения вредного вещества $G_{\text{вр}}$ следует рассматривать переменными во времени. Последнее уравнение есть обыкновенное дифференциальное уравнение первого порядка относительно неизвестной концентрации χ. Решением его является уравнение вида ($\tau = 0$; $\chi = \chi_{\text{нач}}$)

$$\chi = \chi(\tau) = \exp\left[-\int_0^{\tau} k_{\text{р}}(\tau)\,d\tau\right]\left\{\chi_{\text{нач}} + \int_0^{\tau}[k_{\text{р}}(\tau)\,\chi_{\text{пр}} + G_{\text{вр}}(\tau)/V_{\text{пом}})]\exp\left[\int_0^{\tau} k_{\text{р}}(\tau\ d\tau\right]d\tau\right\}. \tag{41}$$

Это уравнение описывает общую закономерность изменения средней в объеме помещения концентрации вредного вещества во времени при произвольных законах изменения кратности воздухообмена и количества вредных выделений.

В режимах количественного регулирования наибольший практический интерес представляют следующие характерные закономерности изменения кратности воздухообмена $k_{\text{р}}$:

гармоническое изменение кратности $k_{\text{р}} = k_{\text{р. ср}} + 0{,}5\,(k_{\text{р. max}} - k_{\text{р. min}})\sin 2\pi\tau/\tau_{\text{п}}$;

ступенчатое изменение кратности $k_{\text{р}} = k_{\text{р1}}$ при $\tau < 0$ и $k_{\text{р}} = k_{\text{р2}}$ при $\tau > 0$;

линейный закон изменения кратности $k_{\text{р}} = k_{\text{р0}} + a\tau$.

§ 4. Анализ суточной тепловой нагрузки помещения

Основы физико-математического анализа. Анализ тепловой нагрузки помещения и ее составляющих позволяет правильно решить ряд вопросов, связанных с выбором расчетной нагрузки (§ 5) и

регулированием температурного режима. В результате такого анализа может, например, оказаться, что:

тепловая нагрузка помещения в течение суток и года изменяется незначительно и регулировать температурный режим нет необходимости;

тепловая нагрузка помещения изменяется в широких пределах, а снижение расхода приточного воздуха ограничено, что требует применения количественно-качественного регулирования;

тепловая нагрузка нескольких помещений изменяется одинаково, например, если в ней преобладают наружные составляющие $Q_{рад}$ и $Q_{\Delta t}$, то можно регулировать температуру по одному из помещений.

Решение этих и подобных вопросов требует анализа изменения каждой составляющей и определения ее доли во всей нагрузке. Такой анализ проведем для характерных составляющих: $Q_{\Delta t}$; $Q_{рад}$ и $Q_{об}$.

Периодическая повторяемость характерных составляющих для наружных воздействий — суточная периодичность — позволяет применить аппарат гармонического анализа. Суть его заключается в следующем. Составляющая тепловой нагрузки $Q(\tau)$, изменяющаяся с некоторым периодом $\tau_п$, может быть представлена средним за период $\tau_п$ значением $Q_{ср}$ и суммой бесконечного ряда гармонически изменяющихся тепловых потоков

$$Q(\tau) = Q_{ср} + \sum_{k=1}^{\infty} A_{Q_k} \cos[2k\pi(\tau - \tau_k)/\tau_п]. \qquad (42)$$

Первая (основная) гармоника ($k = 1$) имеет самую большую амплитуду A_{Q_1} и период изменения, равный $\tau_п$. Вторая гармоника ($k = 2$) имеет меньшую амплитуду A_{Q_2} и в два раза меньший период изменения $\tau_п/2$. Третья гармоника ($k = 3$) имеет еще меньшую амплитуду A_{Q_3} и в три раза меньший период изменения ($\tau_п/3$) и т. д. Таким образом, с возрастанием порядкового номера k некоторым образом уменьшается амплитуда A_{Qk} и уменьшается период $\tau_п/k$. В инженерных расчетах бесконечный ряд (42) не рассматривают, а ограничиваются лишь основной гармоникой ($k = 1$) или первыми двумя ($k = 2$). Влияние отбрасываемых высших гармоник будем учитывать коэффициентом ε_t. Амплитуда k-ой гармоники A_{Qk} зависит от порядкового номера гармоники k и вида периодической функции $Q(\tau)$. Если рассматривать суточное изменение суммарной падающей солнечной радиации, то для горизонтальной поверхности согласно формуле (54) $A_{Qk} \sim \exp(-0{,}45\ k^2)$, а для вертикальной поверхности $A_{Qk} \sim \exp(-0{,}24\ k^2)$.

Если рассматривать тепло, выделяемое оборудованием при его периодическом и мгновенном разогреве и охлаждении, то, как следует из прилож. II (случай 2), $A_{Qk} \sim |\sin k\pi\alpha|/\alpha$. В общем случае некоторая произвольная, но периодически изменяющаяся нагрузка

имеет k-тый член разложения, пропорциональный $A_{Q_k} \sim k^{-n}$, где n в зависимости от вида функции принимает значения от 1 до 3.

Каждое гармоническое тепловое воздействие, поступая в помещение через некоторое ограждение, при неизменных условиях теплообмена не меняет своей формы и при отсутствии регулирования вызывает гармоническое изменение температуры воздуха. Влияние каждого из членов бесконечного ряда (42) гармонически изменяющегося потока тепла на температурный режим помещения удобно рассматривать отдельно, а искомую температуру $t_в$ определять в результате сложения всех гармоник (принцип наложения)

$$t_в(\tau) = t_{в.\,ср} + \sum_{k=1}^{\infty} A_{t_{в.\,k}} \cos[2k\pi(\tau - \tau_k - \Delta\tau_k)/\tau_п]. \qquad (43)$$

Погрешность при неучете высших гармоник. Если в расчетах учитывать $k = 1; 2$ первых гармоник разложения периодически изменяющейся тепловой нагрузки, то возникающую при этом погрешность ε_t определения амплитуды температуры воздуха в помещении можно описать соотношением

$$\varepsilon_t = \sum_{k=1}^{k} A_{t_{в.\,k}} \Bigg/ \sum_{k=1}^{\infty} A_{t_{в.\,k}} = \sum_{k=1}^{k} \frac{A_{Q_k}}{\sqrt{4\pi^2 k^2 (T/\tau_п)^2 + 1}} : \sum_{k=1}^{\infty} \frac{A_{Q_k}}{\sqrt{4\pi^2 k^2 (T/\tau_п)^2 + 1}}. \qquad (44)$$

Предполагается, что динамическая тепловая характеристика помещения позволяет рассматривать его как апериодическое звено первого порядка.

Отдельные ограждения помещения и все оно в целом являются своеобразной преградой на пути гармонического теплового потока, т. е. как бы фильтром. В зависимости от порядка отношения постоянной времени T экспоненциального переходного теплового процесса в помещении при данном способе внесения скачкообразного теплового возмущения к периоду колебаний $\tau_п/k$ такой фильтр обладает следующими свойствами:

при условии $4\pi^2 k^2 (T/\tau_п)^2 \ll 1$ помещение уменьшает амплитуды всех гармоник одинаково вне зависимости от номера гармоники k;

при условии $4\pi^2 k^2 (T/\tau_п)^2 \gg 1$ помещение уменьшает амплитуды всех гармоник пропорционально их порядковому номеру k, иначе говоря, помещение интенсивно «подавляет» высшие гармоники.

В большинстве практических случаев с учетом реальных T и $\tau_п$ для первых гармоник бесконечного ряда эти неравенства не выполняются и величина $4\pi^2 k^2 (T/\tau_п)^2$ оказывается чаще всего

одного порядка с единицей. В этих случаях помещение как фильтр, работающий на разных частотах, ведет себя нелинейно.

При этом учет ε_t связан не только с видом функции, для которой известен k-тый член разложения, но и с возможным интервалом отношения $(T/\tau_п)$. Для вычисления суммы слагаемых (44) в зависимости от вида функции $Q(\tau)$ и отношения $T/\tau_п$ были выполнены расчеты на ЭВМ. Их результаты, представленные в виде графиков $\varepsilon_t = f[Q(\tau), k = 1; 2; 3$ и $T/\tau_п]$, приведены в прилож. II рис. 1. Поясним способ пользования этими графиками на примерах.

Пример 8. Определить погрешность ε_t вычисления амплитуды температурных колебаний воздуха в помещении, вызванных солнечной радиацией, поступающей через остекление, при учете только основной гармоники ($k = 1$). Период изменения радиации $\tau_п = 24$ ч, постоянная времени помещения $T \approx 0{,}25$ ч.

По графику рис. 1, *б* прилож. II для вертикальной поверхности остекления при $k = 1$ и $T/\tau_п \approx 10^{-2}$ находим погрешность $\varepsilon_t = 0{,}60$. Это означает, что при учете только основной (первой) гармоники разложения интенсивности солнечной радиации в гармонический ряд амплитуда $A_{t_в}$ составит 60% от истинной.

Пример 9. В помещении периодически включают — выключают оборудование, выделяющее тепло. $\tau_{нагр} = 1$ ч; $\tau_{охл} = 1$ ч; $T = 0{,}7$ ч. Определить погрешность ε_t при расчете амплитуды $A_{t_в}$ с учетом только основной гармоники.

По графику рис. 1, *в* прилож. II при $\alpha = \tau_{нагр}/(\tau_{нагр} + \tau_{охл}) = 0{,}5$; $T/\tau_п = 0{,}7/2 = 0{,}35$ и $k = 1$ находим, что $\varepsilon_t = 0{,}78$. Таким образом, учет только основной гармоники при расчете температурного режима требует введения поправки к величине амплитуды $\varepsilon_t = 0{,}78$, т. е. истинная амплитуда будет на 22% больше вычисленной.

Полученные зависимости позволяют проводить расчет температурного режима с учетом только основной гармоники разложения периодически изменяющейся нагрузки, а возникающую при этом погрешность учитывать величиной ε_t.

Тепло, передаваемое через наружное ограждение за счет разности температур. Для правильного расчета надо знать закон суточного изменения $t_н$. Его обычно принимают близким к гармоническому

$$t_н(\tau) \approx t_{н.\,ср} + A_{t_н} \cos\left[2\pi(\tau - \tau_1')/24\right]. \qquad (45)$$

Максимальное значение $t_н$ наблюдается обычно при $\tau_1' = 15 \div 16$ ч. Удвоенные $2A_{t_н}$ средние и максимальные амплитуды по месяцам для разных географических пунктов Союза принимаются по данным СНиП II-А.6—72.

При периодическом изменении $t_н(\tau)$ уравнение для количества передаваемого тепла

$$Q = kF(t_{н.\,ср} - t_{в.\,ср}). \qquad (46)$$

правильно только для средних за период температур. Подставлять же текущие значения $t_н(\tau)$ и определять тепло Q для данного часа τ будет неверным. Амплитуда $A_{t_н}$ вызовет в помещении, темпе-

ратурный режим которого не регулируется, гармоническое колебание температуры с амплитудой $A_{t_в} = A_{t_н}/\nu_{огр}\nu_{1-в}$.

Отношение количества тепла, поступающего с внутренней поверхности наружного ограждения в помещение за полупериод гармонического изменения наружной температуры, к постоянным теплопритокам за это же время можно записать как:

$$Q_{var}/Q_{const} = \left[2/\pi\,(\tau_п/2)\,\alpha_в F\,(A_{t_{в.\,пов}} - A_{t_в})\right]: \\ :\left[(\tau_п/2)\,kF\,(t_{н.\,ср} - t_{в.\,ср})\right] = (2/\pi)\,(\alpha_в/k) \times \\ \times \left\{\left[1 - (1/\nu_{1-в})\right]:\nu_{огр}\right\}\left[A_{t_н}/(t_{н.\,ср} - t_{в\ ср})\right]. \qquad (47)$$

Величина $2/\pi$ здесь и далее учитывает отличие площади полусинусоиды от описанного около нее прямоугольника с тем же основанием и высотой. Соотношение (47) позволяет оценить нестационарность суточных теплопритоков (теплопотерь). Как суточная амплитуда $A_{t_н}$, так и в особенности среднесуточная разность $t_{н.\,ср} - t_{в.\,ср}$ зависят от периода года, поэтому нестационарность тепловых процессов зимой и летом выражена по-разному.

Пример 10. Оценить соотношение нестационарных и стационарных теплопритоков через непрозрачное наружное ограждение при следующих данных: $\alpha_в = 8{,}7$ Вт/(м² К). $k = 1{,}1$ Вт/(м² К); $\nu_{огр} = 8$; $\nu_{1-в} = 1{,}5$; $t_{в.\,ср} = 293$ К. В зимнем режиме $t^6_{н.\,р} = 248$ К; $A_{t_н} = 2{,}7$ К; $t_{н.\,р.\,ср} = 250{,}7$ К. В летнем режиме $t^6_{н.\,р} = 299{,}2$ К; $A_{t_ц} = 4{,}4$ К; $t_{н.\,р.\,ср} = 294{,}8$ К.

Расчет по формуле (47) показал, что нестационарные теплопритоки составляют 1,3% (зимой) и 51% (летом) от стационарных. Эти цифры подтверждают, что теплопередача в зимних условиях близка к стационарной. В летнем же режиме, наоборот, существенно сказывается нестационарный теплообмен.

Дополнительно учтем облучение наружной поверхности; ее эквивалентная температура $t_{н.\,усл} = t_н + pq/\alpha_н$. При облучении поверхности формула (47) преобразуется к виду:

$$Q_{var}/Q_{const} = (2/\pi)\,(\alpha_в/k)\left\{\left[1 - (1/\nu_{1-в})\right]:\nu_{огр}\right\} \times \\ \times \left[\sqrt{\left(A_{t_ц} + p\,\frac{A_{q_ц}}{\alpha_н}\cos\frac{2\pi\Delta\tau}{24}\right)^2 + \left(p\,\frac{A_{q_ц}}{\alpha_н}\right)^2 \sin^2\frac{2\pi}{24}\,\Delta\tau}:\right. \\ \left.:\,(t_{н.\,ср} + pq_{ср}/\alpha_н - t_{в.\,ср})\right]. \qquad (48)$$

Время сдвига $\Delta\tau$ учитывает несовпадение максимумов температуры и радиации. Среднесуточный перегрев наружной поверхности $pq_{ср}/\alpha_н$ и его амплитуда $pA_{q_ц}/\alpha_н$ зависят от коэффициента поглощения поверхности p и условий теплообмена ($\alpha_н$).

Пример 11. Оценить соотношение нестационарных и стационарных теплопритоков для условий предыдущего примера, но с учетом летнего облучения поверхности. Дополнительные данные: ориентация ограждения — запад, среднесуточная интенсивность суммарной солнечной радиации $q_{ср}$ =

$= 195$ Вт м^2, амплитуда основной гармоники $A_{q_1} = 335$ Вт/м^2, $p = 0{,}50$, $\alpha_и = 23$ Вт/м^2 К. Сдвигом максимумов температуры и радиации при данной ориентации можно пренебречь.

Расчет по формуле (48) показал, что с учетом облучения поверхности нестационарные теплопритоки составят около 41% от стационарных.

Тепло солнечной радиации. Это тепло почти всегда присутствует в тепловой нагрузке помещения, а при современных тенденциях применения остекления часто является основной составляющей нагрузки административно-общественных и некоторых промышленных зданий. Тепло суммарной падающей солнечной радиации изменяется по часам суток и зависит от географической широты, времени года, состояния атмосферы и ориентации ограждения по странам света. Интенсивность прямой и рассеянной падающей радиации для разной географической широты и ориентации по месяцам года приведена в СНиП II-А.6—72, а интенсивность прошедшей через одинарное остекление суммарной солнечной радиации — в работе [41].

Суточная повторяемость радиации позволяет представить суточное изменение интенсивности $q(\tau)$ среднесуточной величиной $q_{ср}$, основной гармоникой с амплитудой A_{q_1} и периодом 24 ч, второй гармоникой с амплитудой A_{q_2} и периодом 12 ч, третьей, четвертой и высшими гармониками [38, 39]

$$q(\tau) = q_{ср} + A_{q_1}\cos[2\pi(\tau-\tau_1)/24] + A_{q_2}\cos[2\pi(\tau-\tau_2)/12] + \ldots$$
$$\ldots + A_{q_k}\cos[2k\pi(\tau-\tau_k)/24]. \qquad (49)$$

Специфическая колоколообразная форма кривой изменения $q(\tau)$ в течение суток и приближенная симметрия этой кривой относительно максимума q_{max} (при τ_1) позволяют описать ее суточное изменение зависимостью

$$q(\tau) = \begin{cases} q_{max}\exp\left[-(\tau-\tau_1)^2/2\sigma_\tau^2\right] & \text{при } 0 < |\tau-\tau_1| < 2\sigma_\tau \\ 0 & \text{при } \tau_п/2 > |\tau-\tau_1| > 2\sigma_\tau, \end{cases} \qquad (50)$$

формально совпадающей с нормальным законом распределения. Об этом же свидетельствует и график рис. 9, *а*, где по горизонтальной оси в специальном масштабе отложены значения накопленной от начала суток до часа τ интенсивности суммарной падающей радиации $\sum_0^\tau q$ в долях от ее суточной интенсивности $\sum_0^{24} q$. Полученные линии изменения накопленной радиации в основной (средней) части прямые, что позволяет вводить для $q(\tau)$ зависимость (50). Величина σ_τ, называемая среднеквадратическим отклонением, определяется из графика рис. 9, *а* как среднее из разностей моментов времени, соответствующих $\bar{q}(\tau) = 0{,}50$, $\bar{q}(\tau) = 0{,}16$ и соответствующих $\bar{q}(\tau) = 0{,}84$, $\bar{q}(\tau) = 0{,}50$. Значения σ_τ и τ_1 (при q_{max}) представлены в табл. 2.

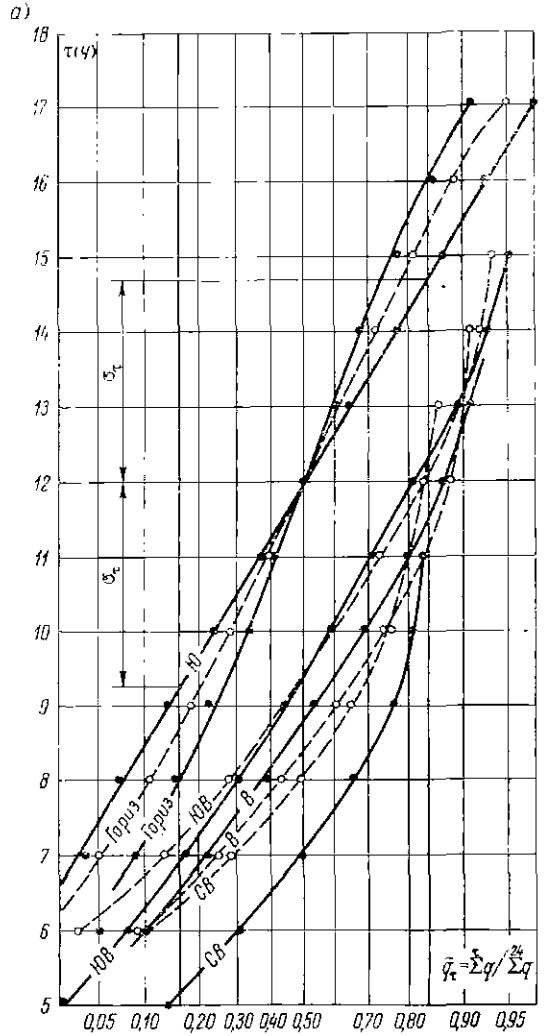
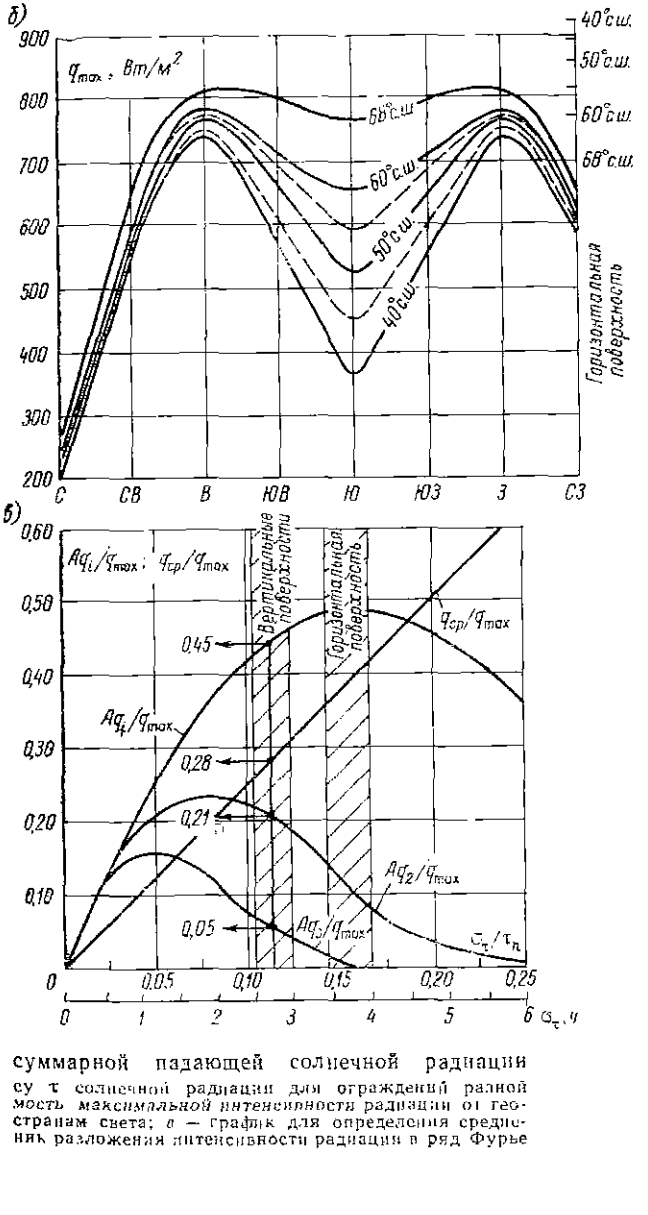


Рис. 9. Графики для расчета интенсивности

а — график суточного изменения накопленной к ча ориентации и географической широты; *б* — зависи графической широты и ориентации поверхности по суточной радиации и амплитуд первых трех гармо



суммарной падающей солнечной радиации

су τ солнечной радиации для ограждений разной мость максимальной интенсивности радиации от гестранам света; *в* — график для определения среднеинь разложения интенсивности радиации в ряд Фурье

Таблица 2

Значения σ_τ и τ_1 суммарной падающей солнечной радиации

Показатели		Ориентация вертикальной поверхности по странам света							Горизонтальная поверхность
		СВ	В	ЮВ*	Ю*	ЮЗ*	З	СЗ	
Величина σ_τ, ч	40° с. ш.	3,0	2,6	2,5	2,7	2,5	2,6	3,0	3,4
	60° с. ш.	2,5	2,5	2,7	2,7	2,7	2,5	2,5	4,0
Час максимума τ_1	40° с. ш.	8	8,5	9,5	12	14,5	15,5	16	12
	60° с. ш.	7	8,5	9,5	12	14,5	15,5	17	12

* Для ограждений этих ориентаций момент τ_1 максимума радиации примерно соответствует нормальному углу проекции на горизонтальную ось между лучом и вертикальной поверхностью.

Значения q_{max} для разной географической широты и ориентации (для июля) приведены на графике рис. 9, *б*.

Исходя из свойств функции (50), время облучения можно ограничить периодом $\tau_{обл} = 4\,\sigma_\tau$. Неучитываемая этим интервалом радиация не превысит 5% от суточной величины. Среднюю за период $\tau_п = 24$ ч интенсивность радиации можно выразить как

$$q_{ср} = \frac{2}{\tau_п}\int_0^{\tau_п/2} q(\tau)\,d(\tau) = \frac{2}{\tau_п}\int_0^{2\sigma_\tau} q_{max}\exp\left[-(\tau-\tau_1)^2/2\sigma_\tau^2\right]\times$$

$$\times\, d\tau^* \approx \frac{2}{\tau_п}\int_0^{+\infty} q_{max}\exp\left[-(\tau-\tau_1)^2/2\sigma_\tau^2\right]d\tau. \qquad (51)$$

Откуда

$$q_{ср} = \sqrt{2\pi}\,q_{max}\sigma_\tau/\tau_п \approx 0{,}1\sigma_\tau q_{max}. \qquad (52)$$

Амплитуда k-той гармоники разложения интенсивности радиации

$$A_{q_k} = \frac{1}{\tau_п}\int_0^{\tau_п/2} q(\tau)\cos\left[2k\pi\tau/\tau_п\right]d\tau =$$

$$= \frac{4q_{max}}{\tau_п}\int_0^{2\sigma_\tau}\exp\left[-(\tau-\tau_1)^2/2\sigma_\tau^2\right]\cos\left[2k\pi\tau/\tau_п\right]d\tau;$$

$$A^*_{q_k} \approx \frac{4q_{max}}{\tau_п}\int_0^{+\infty}\exp\left[-(\tau-\tau_1)^2/2\sigma_\tau^2\right]\cos\left[2k\pi\tau/\tau_п\right]d\tau =$$

$$= 2\sqrt{2\pi}\,(\sigma_\tau/\tau_п)\,q_{max}\exp\left(-2k^2\pi^2\sigma_\tau^2/\tau_п^2\right), \qquad (53)$$

* Замена предела с $2\sigma_\tau$ на $+\infty$ произведена для возможности непосредственного вычисления интеграла.

При $2\sqrt{2\pi} \simeq 5$ и $\pi^2 \simeq 10$

$$A_{q_k} = 5 \exp\left(-20k^2\sigma_\tau^2/\tau_\text{п}^2\right) q_{\max}\, \sigma_\tau/\tau_\text{п}. \qquad (54)$$

Амплитуда основной гармоники разложения интенсивности солнечной радиации (при $k = 1$)

$$A_{q_1} = 5 \exp\left(-20\sigma_\tau^2/\tau_\text{п}^2\right) q_{\max}\sigma_\tau/\tau_\text{п}. \qquad (55)$$

Амплитуда второй гармоники разложения (при $k = 2$)

$$A_{q_2} = 5 \exp\left(-80\sigma_\tau^2/\tau_\text{п}^2\right) q_{\max}\sigma_\tau/\tau_\text{п}. \qquad (56)$$

Из формулы (54) вытекает, что амплитуда k-той гармоники A_{q_k}, отнесенная к максимальной интенсивности $q_{\max}$, зависит лишь от порядкового номера гармоники k и величины σ_τ. Последняя зависит в основном от того, какая поверхность (горизонтальная или вертикальная) рассматривается. От ориентации же вертикальной поверхности и географической широты σ_τ меняются сравнительно мало (см. табл. 2).

Для определения относительной величины $q_\text{ср}/q_{\max}$ и относительных амплитуд $A_{q_k}/q_{\max}$ первых трех гармоник разложения в зависимости от σ_τ построен график рис. 9, *в*. Поясним метод использования результатов математического анализа изменения солнечной радиации на примерах.

Пример 12. Определить расчетные характеристики солнечной радиации, падающей на ограждение западной ориентации в Ленинграде (60° с. ш.) в июле.

Максимальная интенсивность по графику рис. 9, *б* $q_{\max} = 770$ Вт/м². Час максимума радиации по табл. 2 $\tau_1 = 15{,}5$ ч; среднеквадратическое отклонение $\sigma_\tau = 2{,}5$ ч. По графику рис. 9, *в* при $\sigma_\tau = 2{,}5$ ч определим: $q_\text{ср}/q_{\max} = 0{,}26$; $A_{q_1}/q_{\max} = 0{,}42$; $A_{q_2}/q_{\max} = 0{,}22$; $A_{q_3}/q_{\max} = 0{,}07$. Таким образом, суммарная падающая солнечная радиация характеризуется следующими величинами: среднесуточной интенсивностью радиации $q_\text{ср} = 0{,}26 \cdot 770 = 200$ Вт/м²; амплитудой основной гармоники ее изменения $A_{q_1} = 0{,}42 \times 770 = 325$ Вт/м²; амплитудой второй гармоники ее изменения $A_{q_2} = 0{,}22 \cdot 770 = 170$ Вт/м²; амплитудой третьей гармоники ее изменения $A_{q_3} = 0{,}07 \cdot 770 = 54$ Вт/м².

Строго говоря, сумма всех амплитуд должна быть равна максимальной величине $q_{\max}$. В данном случае неучет всех высших гармоник, начиная с четвертой, приведет к ошибке около 3%. Действительно $[q_{\max} - (q_\text{ср} + A_{q_1} + A_{q_2} + A_{q_3})]/q_{\max} = 21/770 \simeq 0{,}03$

Пример 13. Используя данные предыдущего примера, определить количество тепла, поступающее через остекление площадью $F = 100$ м² в помещение. При загрязнении атмосферы и поверхности остекления и затенении проема переплетами поступающая радиация снижается в два раза ($\beta = 0{,}50$). Максимальное количество тепла $Q_{\max} = \beta q_{\max} F = 0{,}50 \cdot 770 \cdot 100 = 38\,500$ Вт; среднесуточное количество тепла $Q_\text{ср} = \beta q_\text{ср} F = 0{,}50 \cdot 200 \cdot 100 = 10\,000$ Вт; амплитуда основной гармоники $A_{Q_1} = \beta A_{q_1} F = 0{,}50 \cdot 325 \cdot 100 = 16\,250$ Вт; амплитуда второй гармоники $A_{Q_2} = \beta A_{q_2} F = 0{,}50 \cdot 170 \cdot 100 = 8500$ Вт.

На основе этих данных и с учетом теплоаккумуляции помещения можно определить амплитуду колебания температуры в помещении.

Выбор ориентации по странам света. Рассмотрим возможные варианты свободного расположения здания прямоугольной формы ($l \gg b$) на генплане. Если кондиционируемые помещения ориентированы на один фасад, то этот фасад лучше всего обращать на север, северо-запад или северо-восток.

Если кондиционируемые помещения находятся на обоих фасадах, то в расчеты вводят либо сумму максимумов (если регулирование качественное), либо максимум суммы тепла (если регулирование количественное). В обоих случаях радиация минимальная при широтном расположении продольной оси здания, когда его главный и задний фасады ориентированы на север-юг. При меридиональном расположении продольной оси радиация максимальная, при других вариантах радиация имеет среднее значение.

Прерывистая солнечная радиация. Она является наиболее общим случаем. Прерывистость объясняется изменением состояния атмосферы и затенением ограждения близко расположенными строениями и кроной деревьев. В первом случае процесс является случайным и расчету не поддается. При затенении моменты начала $\tau_{2ср}$ и конца $\tau_{3ср}$ облучения поверхности можно определить.

Рассмотрим огражденное помещения длиной $L_0 - l_0$, затеняемое выступом шириной b_0, удаленным от дальнего конца помещения на расстояние L_0 (рис. 10). Чем меньше ширина b_0 и чем больше расстояние $L_0 - l_0$, тем дольше движется граница тени вдоль поверхности ограждения. Это время в пределе может достигать 6 ч. Поэтому принцип определения среднего времени начала или конца облучения поверхности имеет в ряде случаев важное значение. При разных способах усреднения получаем разные толкования среднего времени начала и конца облучения. Первоначально предположим, что за время движения границы тени по поверхности интенсивность падающей радиации не меняется.

В расчетах время начала и конца облучения будем отсчитывать от момента τ_1', когда направление луча в плане нормально к поверхности. В соответствии с замечанием к табл. 2 момент τ_1' совпадает с моментом τ_1 максимума радиации для южной, юго-западной и юго-восточной ориентации. Угол, образованный лучом и нормалью к поверхности, обозначим β.

Рассмотрим следующие принципы определения момента начала или конца прерывистой солнечной радиации:

1. За момент начала или конца принимается момент, при котором угол β является средним между его крайними значениями на облучаемой поверхности β' и β'':

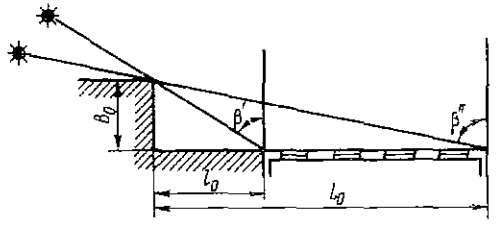
$$\tau_1' - \tau_{2ср} = \tau_{3ср} - \tau_1' = \frac{24}{2\pi}\beta_{ср} = \frac{24}{4\pi}(\beta' + \beta'') =$$

$$= \frac{24}{4\pi}(\operatorname{arctg} l_0/b_0 + \operatorname{arctg} L_0/b_0) \qquad (57)$$

2. За момент начала или конца принимается момент, соответствующий среднеинтегральному углу β:

$$\tau_1' - \tau_{2\text{ср}} = \tau_{3\text{ср}} - \tau_1' = \frac{24}{2\pi}\beta_{\text{ср. инт}} - \frac{24}{2\pi} \times$$

$$\times \operatorname{arctg}\left(\frac{1}{\beta'' - \beta'} \ln \frac{\cos\beta'}{\cos\beta''}\right). \qquad (58)$$



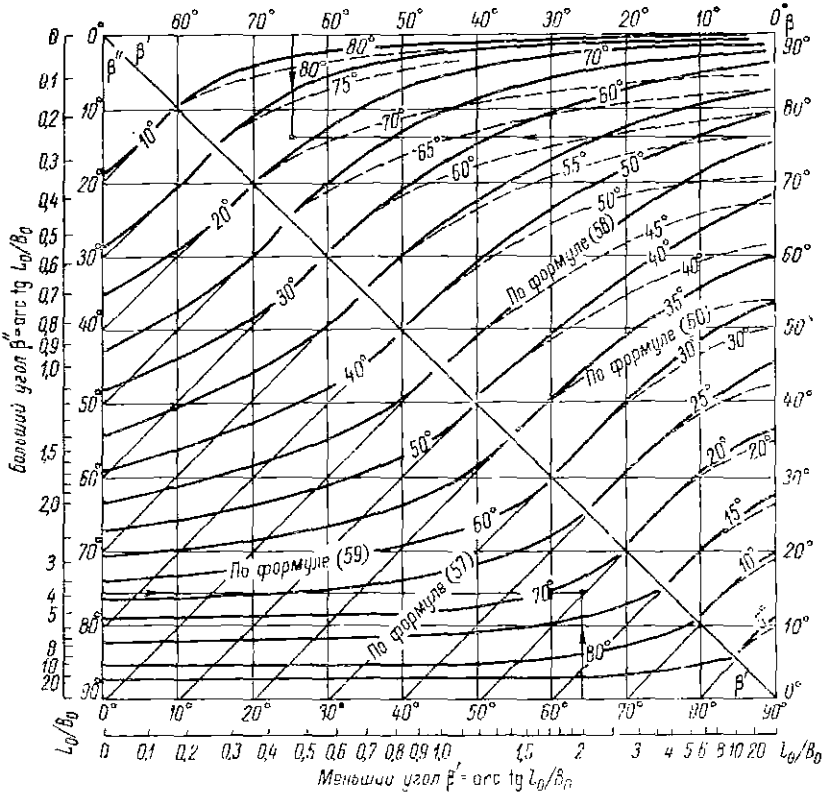


Рис. 10. Схема прерывистого облучения поверхности при ее затенении (в плане) и номограмма для определения среднего момента начала или конца облучения

тем большее значение имеет учет изменения интенсивности. Среднеинтегральная длина тени на поверхности в условиях изменения интенсивности радиации может быть представлена так:

$$l_{ср} = \frac{\int\limits_{\beta'}^{\beta''} q(\beta)\,[L_0 - b_0 \operatorname{tg}\beta]\,d\beta}{\int\limits_{\beta'}^{\beta''} q(\beta)\,d\beta} =$$

$$= \frac{q_{max} \int\limits_{\beta'}^{\beta''} \exp\left[-(\beta_1 - \beta)/2\sigma_\beta^2\right](L_0 - b_0 \operatorname{tg}\beta)\,d\beta}{q_{max} \int\limits_{\beta'}^{\beta''} \exp\left[-(\beta_1 - \beta)/2\sigma_\beta^2\right]d\beta}. \qquad (62)$$

Откуда $\tau_1' - \tau_{2\,ср} = \tau_{3\,ср} - \tau_1' = \frac{24}{2\pi} \operatorname{arctg} l_{ср}/b_0$.

Среднесуточная радиация при произвольном моменте ее начала и конца определяется из выражения (51). Однако произвольные пределы интегрирования, соответствующие моментам $\tau_{2\,ср}$ и $\tau_{3\,ср}$, не позволяют получить общего *аналитического решения*. Для определения $q_{ср}$ сделаны расчеты и построена номограмма рис. 11. В относительных координатах, соответствующих времени начала и конца облучения, отсчитываемого от момента τ_1 и отнесенного к σ_τ, построены линии $q_{ср}/q_{max}\sigma_\tau$.

Пример 15. Определить среднесуточное значение интенсивности прерывистой солнечной радиации в условиях *Ленинграда* для ограждения, ориентированного на запад. В условиях затенения радиация начинается в момент $\tau_{2\,ср} = 12{,}5$ ч и обрывается в момент $\tau_{3\,ср} = 17{,}5$ ч.

По табл. 2 определяем $\tau_1 = 15{,}5$ ч и $\sigma_\tau = 2{,}5$ ч. Вычисляем отношения: $(\tau_{2\,ср} - \tau_1)/\sigma_\tau = (12{,}5 - 15{,}5)/2{,}5 = -1{,}2$ и $(\tau_{3\,ср} - \tau_1)/\sigma_\tau = (17{,}5 - 15{,}5)/2{,}5 = 0{,}8$. Из графика рис. 11 определяем $q_{ср}/q_{max}\sigma_\tau = 0{,}07$, откуда $q_{ср} = 0{,}07 \cdot 770 \cdot 2{,}5 = 135$ Вт/м^2.

Амплитуда k-той гармоники разложения прерывистой солнечной радиации определяется как

$$A_{q_k} = \sqrt{(A'_{q_k})^2 + (A''_{q_k})^2}.$$

Интервалы времени $\tau_{3ср} - \tau_1$ и $\tau_{2ср} - \tau_1$, отнесенные к среднеквадратическому отклонению σ_τ, обозначим через $\bar{\tau}_3$ и $\bar{\tau}_2$. Составляющая амплитуды

$$A'_{q_k} = \frac{2}{\tau_п} q_{max} \int\limits_{\bar{\tau}_2\sigma_\tau}^{\bar{\tau}_3\sigma_\tau} \exp\left[-(\tau - \tau_1)^2/2\sigma_\tau^2\right] \times$$

$$\times \cos 2k\pi\tau/\tau_п d\tau = \frac{2\sqrt{2}\sigma_\tau}{\tau_п} q_{max} \int\limits_{\bar{\tau}_2\sigma_\tau}^{\bar{\tau}_3\sigma_\tau} \exp(-x^2) \times$$

$$\times \cos 2k\pi \sqrt{2}\sigma_\tau x/\tau_п dx. \qquad (63)$$

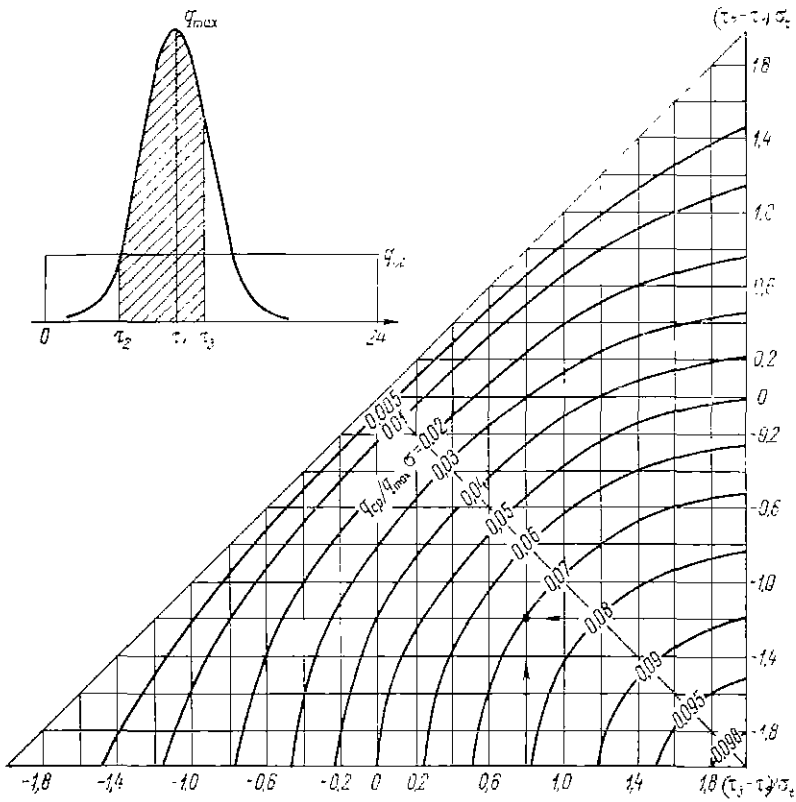


Рис. 11. Номограмма для определения средней за сутки прерывистой радиации при произвольных моментах начала τ_2 и конца τ_3 облучения

Аналогично выражается вторая составляющая амплитуды

$$A''_{q_k} = \frac{2}{\tau_п} q_{max} \int_{\bar{\tau}_2\sigma_\tau}^{\bar{\tau}_3\sigma_\tau} \exp\left|-(\tau-\tau_1)^2/2\bar{\sigma}_\tau^2\right| \times$$

$$\times \sin 2k\pi\tau/\tau_п d\tau = \frac{2\sqrt{2}\bar{\sigma}_\tau}{\tau_п} q_{max} \times$$

$$\times \int_{\bar{\tau}_2\sigma_\tau}^{\bar{\tau}_3\sigma_\tau} \exp(-x^2) \sin 2k\pi\sqrt{2}\bar{\sigma}_\tau x/\tau_п dx. \qquad (64)$$

Значения интегралов (63) и (64) при нулевом нижнем пределе, произвольном верхнем пределе и переменном аргументе $k\sigma_\tau$ тригонометрических функций косинуса и синуса вычислены на ЭВМ. Результаты расчетов представлены на графике рис. 12.

Пример 16. Определить амплитуды основной и второй гармоник разложения интенсивности прерывистой солнечной радиации в условиях предыдущего примера.

Для определения значений интегралов (63) и (64) по графику рис. 12 предварительно определяем на основе данных примера $15\ \overline{\tau_3}/\sqrt{2} = -0.85$ и $\overline{\tau_3}/\sqrt{2} = 0{,}53$. По графику рис. 12 определяем значения четырех интегралов при двух пределах и $k\sigma_\tau = 2{,}5$ ч и четырех интегралов при $k\sigma_\tau = 5{,}0$.

Амплитуда основной гармоники

$$A_{q_1} = \frac{2\sqrt{2}}{\tau_n}\sigma_\tau q_{max}\sqrt{(I_{01}^{0,53} - I_{01}^{-0,85})^2 + (I_{011}^{0,53} - I_{011}^{-0,85})^2} =$$

$$= \frac{2\sqrt{2}}{24} 2{,}5 \cdot 770 \sqrt{[0{,}47 - (-0{,}62)]^2 - [0{,}13 - (-0{,}23)]^2} \approx 260 \text{ Вт/м}^2.$$

Амплитуда второй гармоники

$$A_{q_2} = \frac{2\sqrt{2}}{24} 2{,}5 \cdot 770 \sqrt{[0{,}42 - (-0{,}48)]^2 - [0{,}23 - (-0{,}40)]^2} = 250 \text{ Вт/м}^2.$$

Тепловая нагрузка технологического оборудования. Такая нагрузка многообразна и включает тепло, выделяемое двигателями, освещением, нагретыми поверхностями оборудования и другими источниками. Разнообразие технологических процессов, оборудо-

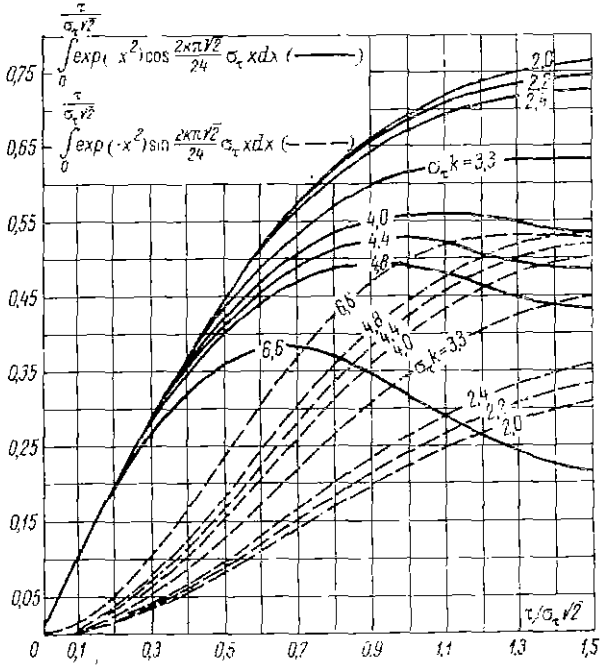


Рис. 12. График для определения значений интегралов (63) и (64) при определении амплитуд основной и второй гармоник прерывистой солнечной радиации

3. За момент начала или конца принимается момент, когда облучается половина рассматриваемого ограждения:

$$\tau_1' - \tau_{2ср} = \tau_{3ср} - \tau_1' = \frac{24}{2\pi}\beta_{ср\,l} = \frac{24}{2\pi}\operatorname{arctg}\left[(L_0 + l_0)/2b_0\right]. \qquad (59)$$

4. За момент начала или конца принимается момент, когда облучается среднеинтегральная длина ограждения:

$$\tau_1' - \tau_{2ср} = \tau_{3ср} - \tau_1' = \frac{24}{2\pi}\beta_{ср.\,инт\,l} =$$

$$= \frac{24}{2\pi}\frac{1}{L_0 - l_0}\int_{l_0}^{L_0}\operatorname{arctg} l/b_0 dl;$$

$$\tau_1' - \tau_{2ср} = \tau_{3ср} - \tau_1' = \frac{24}{2\pi(L_0 - l_0)} \times$$

$$\times\left[l\operatorname{arctg} l/b_0 - \frac{b_0}{2}\ln\left(1 + l^2/b_0^2\right)\right]\Bigg|_{l_0}^{L_0}. \qquad (60)$$

Пример 14. Определить среднее время начала радиации, отсчитываемое от момента, когда солнечный луч нормален к поверхности (в плане) при $b_0 = 3$ м; $L_0 = 12$ м и $l_0 = 6$ м.

Если за начало радиации принять момент времени, соответствующий углу падения лучей, среднему между его крайними значениями β' и β'', то по формуле (57) $\tau_1' - \tau_{2\,ср} = 24/4\pi\,(\operatorname{arctg} 6/3 + \operatorname{arctg} 12/3) = 4{,}5$ ч.

Если за начало радиации принять момент, соответствующий среднеинтегральному углу, то по формуле (58) $\tau_1' - \tau_{2\,ср} = 24/2\pi \operatorname{arctg}\{[1/(76° - 64°)\ln(\cos 64°/\cos 76°)]\} = 4{,}7$ ч.

Если за начало радиации принять момент, когда облучается половина ограждения, то по формуле (59) $\tau_1' - \tau_{2\,ср} = 24/2\pi \operatorname{arctg}[(12 + 6)/2\cdot 3] = 4{,}8$ ч.

Если за начало радиации принять момент, соответствующий среднеинтегральной длине тени, то по формуле (60) $\tau_1' - \tau_{2\,ср} = 4{,}7$ ч.

Разные способы определения среднего времени начала и конца радиации приводят к разным результатам. Это различие будет возрастать, когда $\beta' \to 0$, а $\beta'' \to \pi/2$, что имеет место при $l_0 \ll L_0$ и $b_0 \ll L_0$. Для определения среднего угла $\beta_{ср}$, соответствующего моменту начала и конца прерывистой радиации, построен график рис. 10.

5. Наиболее правильно определять среднее время начала и конца облучения поверхности, если принимать во внимание за это время изменение интенсивности солнечной радиации. Чем больше время движения границы тени по рассматриваемой поверхности

$$\Delta\tau = \tau' - \tau'' = 24(\beta'' - \beta')/2\pi =$$

$$= 24\left[\operatorname{arctg}(L_0/b_0) - \operatorname{arctg}(l_0/b_0)\right]/2\pi, \qquad (61)$$

вания и режимов его работы требует оценки составляющих нагрузки в каждом отдельном случае. Для периодически изменяющейся тепловой нагрузки необходимо применять метод гармонического анализа. Материалы для такого анализа разработаны и в систематизированном виде представлены в прилож. II (случаи 1—8). Одним из характерных режимов периодической работы оборудования является его включение — выключение, сопровождаемое нагревом — охлаждением. Такому режиму соответствуют случаи 1—4 прилож. II:

1) тепловая нагрузка изменяется мгновенно (ступенчато) при одинаковых полупериодах $\tau_{нагр} = \tau_{охл}$;

2) тепловая нагрузка изменяется мгновенно (ступенчато) при неравных полупериодах $\tau_{нагр} \neq \tau_{охл}$;

3) тепловая нагрузка периодически включаемого оборудования изменяется экспоненциально с постоянными времени $T_{нагр}$ и $T_{охл}$;

4) тепловая нагрузка изменяется в форме трапеции нагрева и охлаждения оборудования.

Для случая 3 амплитуда гармоник разложения рассчитана на ЭВМ в зависимости от $\alpha = \tau_{нагр}/(\tau_{нагр} + \tau_{охл})$, $\beta_1 = T_{нагр}/\tau_{нагр}$ и $\beta_2 = T_{охл}/\tau_{охл}$. На основании расчетов предложена таблица для определения мантисс величин $Q_{ср}/Q_{max}$; A_{Q_1}/Q_{max}; A_{Q_2}/Q_{max} и A_{Q_3}/Q_{max} (табл. 1, прилож. II).

Тепловая нагрузка, изменяющаяся периодически по экспонентам нагрева и охлаждения, среди других представляет особый интерес. Во-первых, она наиболее точно отражает процесс теплоотдачи оборудования при его нагреве и охлаждении и постоянных условиях теплообмена. Во-вторых, все другие случаи периодического изменения нагрузки (скачкообразный, трапецеидальный, треугольный) вытекают из данного. Кроме того, данные анализа такой нагрузки применимы в теории двухпозиционного регулирования тепловых процессов. Наконец, эти материалы могут быть использованы при гармоническом анализе в более сложных случаях, например, при нагреве и охлаждении и переменных условиях теплообмена ($GrPr$) при влиянии свободной конвенции.

Случаи 5—8 соответствуют вариантам скачкообразного изменения тепловой нагрузки на трех уровнях (Q_1, Q_2 и Q_3).

Пример 17. В производственном помещении периодически работает нагреватель, выделяющий тепло $Q_{max} = 15\,000$ Вт. Полупериод нагрева $\tau_{нагр} = 0{,}6$ ч, постоянная времени нагрева $T_{нагр} = 0{,}12$ ч; полупериод охлаждения $\tau_{охл} = 0{,}4$ ч, постоянная времени охлаждения $T_{охл} = 0{,}2$ ч. Определить среднее за период $\tau_{ц} = \tau_{нагр} + \tau_{охл}$ тепловыделение и амплитуды основной и второй гармоник теплового потока (A_{Q_1} и A_{Q_2}).

Изменение теплоотдачи нагревателя происходит по экспонентам нагрева и охлаждения, поэтому для определения искомых величин $Q_{ср}$; A_{Q_1} и A_{Q_2} воспользуемся данными случая 3 прилож. II. Предварительно вычислим: $\alpha = \tau_{нагр}/(\tau_{нагр} + \tau_{охл}) = 0{,}6/(0{,}6 + 0{,}4) = 0{,}6$; $\beta_1 = T_{нагр}/\tau_{нагр} = 0{,}12/0{,}6 = 0{,}2$ и $\beta_2 = T_{охл}/\tau_{охл} = 0{,}2/0{,}4 = 0{,}5$. Для случая 3 прилож. II находим: $Q_{ср}/Q_{max} = 0{,}62$; $A_{Q_1}/Q_{max} = 0{,}47$ и $A_{Q_2}/Q_{max} = 0{,}11$; отсюда $Q_{ср} = 0{,}62 \cdot 15\,000 = 9300$ Вт, $A_{Q_1} = 0{,}47 \cdot 15\,000 = 7050$ Вт и $A_{Q_2} = 0{,}11 \cdot 15\,000 = 1650$ Вт.

Покажем, какие результаты можно получить, если пренебречь инерционностью процесса разогрева и охлаждения. Полагая $T_{нагр}/\tau_{нагр} \to 0$ и $T_{охл}/\tau_{охл} \to 0$ *и воспользовавшись данными для случая 2 прилож. II*, получим: $Q_{ср}/Q_{max} = 0{,}60$; $A_{Q_1}/Q_{max} = 0{,}61$ и $A_{Q_2}/Q_{max} = 0{,}19$. Как видно, существенно отличаются амплитуды основной и второй гармоник.

Статистический анализ составляющих нагрузки. В помещениях ряда производственных и административно-общественных зданий некоторые составляющие нагрузки могут изменяться в течение суток и года *случайным образом*. Это относится, например, к экспериментальным производствам, цехам с «гибкой» технологией, к лабораторным помещениям, съемочным павильонам кино- и телестудий и пр.

В помещениях административных и общественных зданий может быть переменная заполняемость. Это характерно для зрительных залов кинотеатров, клубов, дворцов культуры, лекционных, читальных и зрелищно-спортивных залов, залов заседаний и др. Чем бо́льшую долю составляет статистически изменяющаяся нагрузка в расчетной нагрузке помещения, тем большее значение имеет статистический анализ этой составляющей.

Статистический анализ основывается на данных о повторяемости различных нагрузок. Такой анализ удобно выполнять графоаналитическим методом. *Для этого применяется так называемая* клетчатка вероятности (рис. 13). Она построена в виде, удобном для применения как при нормальном законе распределения нагрузки, так и при логарифмически-нормальном законе. Горизонтальная ось, где откладывается частота нагрузки $p\,(Q < Q_i)$, имеет неравномерный масштаб, симметричный относительно $p = 0{,}50$. Этот масштаб позволяет получить на графике вышеуказанные функции распределения в виде прямых линий. По вертикальной оси откладывается относительная величина нагрузки $\bar{Q} = Q_i/Q_{max}$. На левой части клетчатки применен равномерный масштаб для $\bar{Q}$. Распределение нагрузки при нормальном законе изображается прямой линией. На правой части клетчатки нанесен логарифмический масштаб для $\bar{Q}$. Если опытное распределение на правой части графика изображается прямой, то оно соответствует логарифмически-нормальному закону. Чтобы прямая не имела перелома в точке при $p = 0{,}50$, углы α_1 и α_2 должны быть одинаковыми.

Если точки, полученные из анализа опытного распределения, оказываются приближенно лежащими на одной прямой, то можно определить основные характеристики нагрузки (в долях от Q_{max}):

расчетная нагрузка $Q_{расч}$ принимается такой, меньше которой наблюдают в большинстве случаев ($p = 0{,}90 \div 0{,}95$);

средняя нагрузка $Q_{ср}$ определяется из графика при $p = 0{,}50$. Средняя глубина регулирования определяется как $d_{ср} = Q_{ср}/Q_{расч}$.

Для построения прямой на графике рис. 13 надо проводить ее так, чтобы наклон линии при $p < 0{,}50$ и $p > 0{,}50$ сохранялся неизменным.

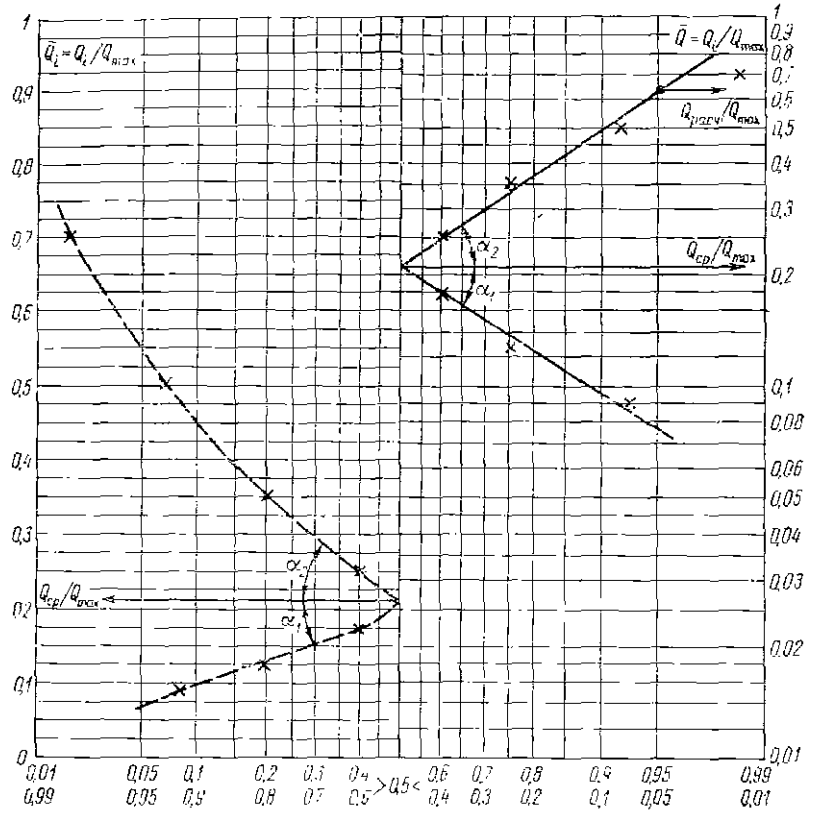


Рис. 13. Совмещенная клетчатка вероятностей, реализующая нормальный закон распределения (левая половина) и логарифмически-нормальный закон распределения (правая половина), и пример нанесения опытных данных (пример 18)

Пример 18. Проанализируем изменяющуюся случайным образом нагрузку от освещения в кино-телесъемочном павильоне размерами в плане 24×36 м. Сведения о интервалах потребляемой мощности осветительной аппаратуры и процент случаев ее использования приняты по данным киностудии и записаны в табл. 3.

Для построения на графике рис. 13 функции распределения заполняем все остальные строчки табл. 3.

Соответствующие значения частоты p и относительной нагрузки наносим в виде точек как на левую, так и на правую клетчатки. На левом графике углы α_1 и α_2 различны, т. е. линия распределения имеет перелом. Поэтому лучше использовать правый график, где углы α_1 и α_2 близки, и поэтому линия распределения не имеет перелома. Положение опытных точек показывает, что использование нагрузки в съемочном павильоне приближенно описывается логарифмически-нормальным законом. Используя линию распределения, определим характерные величины нагрузки павильона:

расчетная нагрузка (при $p = 0.95$) $Q_{расч}/Q_{max} = 0{,}63$; отсюда $Q_{расч} = 0{,}63 \cdot 7 \cdot 10^6 = 4{,}4 \cdot 10^6$ кДж;

Таблица 3

Статистический анализ нагрузки

Нагрузка Q_i, кДж·10⁻⁶	≤0,6	0,6–0,9	0,9–1,3	1,3–1,8	1,8–2,5	2,5–3,6	3,6–5,0	5,0–7,0
Процент случаев ее использования, %	7	13	20	20	20	12	6	2
Верхний предел нагрузки Q_i для интервала	0,6	0,9	1,3	1,8	2,5	3,6	5,0	7,0
Относительная величина нагрузки Q_i/Q_{max}	0,09	0,126	0,176	0,25	0,35	0,50	0,72	1
Процент случаев $Q_i \cdot Q_{max}$	7	20	40	60	80	92	98	100
Частота p ($Q_i < Q_{max}$)	0,07	0,20	0,40	0,60	0,80	0,92	0,98	1,0

средняя нагрузка (при $p = 0{,}50$) $Q_{ср}$ $Q_{max} = 0{,}21$, отсюда $Q_{ср} = 0{,}21 \times 7 \cdot 10^6 = 1{,}5 \cdot 10^6$ кДж. Средняя глубина регулирования $d_{ср} = Q_{ср}/Q_{расч} = 1{,}5 \cdot 10^6/4{,}4 \cdot 10^5 = 0{,}34$.

В целом анализ нагрузки показывает, что она меняется весьма сильно. Так, в 95% случаев нагрузка меньше 63% максимальной, а в половине случаев нагрузка меньше 21% максимальной.

При определении расчетной нагрузки различных залов обычно принимают 100-процентную заполняемость. Колебания заполняемости создают запас в системе кондиционирования. К тому же для помещений с кратковременным и периодическим режимом работы запас увеличивается, если не учитывается аккумуляция тепла ограждениями и оборудованием помещения.

Для примера проанализируем тепловую нагрузку зрительного зала кинотеатра. Она включает тепло, выделяемое людьми $Q_{люд}$, и тепло, поступающее снаружи $Q_{нар}$ через непрозрачные наружные ограждения. В летних расчетных условиях при 100-процентной заполняемости зала они составляют 80% ($Q_{люд}$) и 20% ($Q_{нар}$).

Текущую нагрузку в зависимости от заполняемости зала и температуры наружного воздуха $t_н$ удобно анализировать с помощью специально разработанной номограммы (рис. 14). На ее горизонтальной оси отложена заполняемость и построена гистограмма (линия повторяемости) заполняемости. В верхней правой части номограммы построена перевернутая гистограмма температуры $t_н$, построенная по данным СНиП II-А.6—72 для Ленинграда. По левой вертикальной шкале определяют текущую нагрузку (в долях от расчетной).

При построении гистограммы заполняемости были использованы данные Управления кинопроката Ленгорисполкома. Статистический анализ проведен на основании данных заполняемости на 120 тысяч сеансов за ряд лет (1971—1973 гг.). Распределение заполняемости оказалось близким к нормальному. Средняя заполняемость в 1971 г. составила 57%, а в 1973 г. — 37%. Средне-

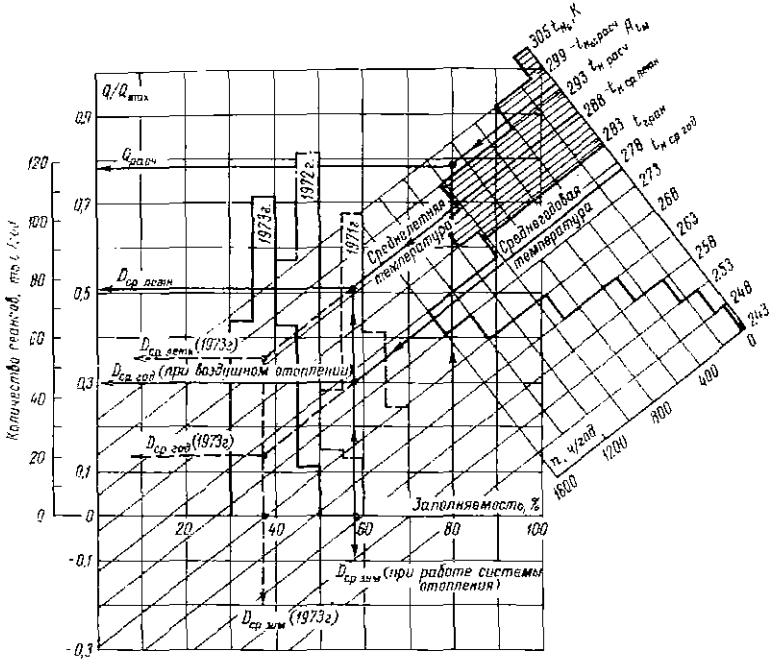


Рис. 14. Номограмма для анализа тепловой нагрузки помещения с учетом изменения двух ее составляющих: теплопритоков через наружные ограждения и тепловыделений людьми (на примере зрительного зала кинотеатра в Ленинграде)

годовая нагрузка кинозала, определенная при среднегодовой температуре, составила в 1971 г. 30%, а в 1973 г. — 14% от расчетной.

Таким образом, статистический анализ позволил определить закон распределения, его параметры и показал, что колебание тепловой нагрузки в подобных объектах весьма значительно.

§ 5. Расчетная тепловая нагрузка кондиционируемого и вентилируемого помещения

Краткий анализ применяемых методов расчета. Необходимость регулирования температурного режима проистекает из анализа изменения нагрузки как в течение расчетных суток, так и всего года. Тепловая нагрузка включает тепло, поступающее через наружные ограждения под влиянием солнечной радиации и температуры наружного воздуха, и тепло, выделяемое непосредственно в помещении технологическим оборудованием, электродвигателями, освещением, людьми и другими источниками.

Расчет тепловлажностной нагрузки помещения в большинстве случаев является *определяющим*, так как он влияет на все по-

следующие расчеты и решения. От результатов этого расчета зависят расчетная производительность СКВ и СВ, расчетная холодопроизводительность и эффективность использования оборудования.

Методы расчета тепловой нагрузки в современной литературе по вентиляции и кондиционированию воздуха изложены достаточно полно, однако, как правило, на основе представлений о стационарности нагрузки во времени.

Из возможных нестационарных нагрузок рассматривается только солнечная радиация. Закономерность ее суточного изменения проанализирована раньше и не дает основания принимать за амплитуду колебания разность между максимальным и среднесуточным значениями, как это рекомендует СНиП II-А.7—71. Последнее справедливо лишь для гармонически изменяющихся величин, когда максимальное значение превышает среднее в два раза. Для радиации это отношение составляет три-пять.

Не существует единого мнения, какое значение радиации, поступающей через прозрачные ограждения, вводить в расчет. В одних случаях учитывают максимальное часовое значение, в других — среднее за 3 ч в период максимальных значений. Можно встретить в качестве расчетной среднесуточное значение радиации. Различие этих величин достигает 3—4-кратного. Разнообразие решений объясняется тем, что в основе выбора расчетной величины радиации отсутствуют обоснованные физико-математические предпосылки.

Инженерные методы определения теплопритоков через непрозрачные ограждения с учетом солнечной радиации также несовершенны. Они базируются на применении уравнения теплопередачи, составленного для некоторого момента времени, к периодически изменяющимся тепловым процессам.

Что касается методов определения расчетных значений других периодически или произвольно изменяющихся составляющих тепловой нагрузки, то они попросту отсутствуют. Современные технологические процессы или операции могут сопровождаться периодическими или стохастическими тепловыделениями. Это требует разработки специальных методов расчета.

Если при определении расчетной тепловой нагрузки помещения не учитывать ее изменение во времени в течение суток, то это приведет к ошибкам, неэффективным и неэкономичным решениям. Часто за расчетную нагрузку принимается ее максимальная часовая величина. Однако при этом не учитывается и не используется теплоаккумулирующая способность ограждений и оборудования помещения, завышается поверхность теплообменников и производительность нагнетателей, возрастают приведенные затраты на СКВ и СВ. Это особенно существенно при односменном, кратковременном и периодическом режимах работы объекта. Например, во Дворце спорта им. В. И. Ленина в Москве расчет по максимальной нагрузке привел к завышению воздухообмена и производительности оборудования СКВ на 30—40% [18].

В основе определения расчетной нагрузки всегда лежат явно или завуалированно экономические соображения. Величина и продолжительность отклонений связаны, с одной стороны, с расчетной производительностью и энергозатратами СКВ, а с другой,— с возникающим из-за этих отклонений снижением производительности труда и браком производственной продукции.

Метод определения расчетной тепловой нагрузки помещения в общем случае должен основываться на [42]:

использовании допустимого по величине и продолжительности превышения температуры над заданной;

учете теплоаккумулирующей способности ограждений и оборудования помещения;

анализе изменения каждой составляющей тепловой нагрузки в течение расчетных суток; гармоническом анализе периодически изменяющихся составляющих нагрузки; статистическом анализе составляющих тепловой нагрузки, изменяющихся по законам массовых случайных явлений.

Максимальная нагрузка помещения. Она определяется как максимум суммы всех составляющих, одновременно поступающих в помещение. Момент времени, для которого определяется максимальная нагрузка, можно принимать по времени максимума той переменной составляющей, доля p которой в нагрузке наибольшая, или же нескольких одновременно поступающих составляющих

Выбор в качестве расчетной нагрузки помещения максимальной нагрузки целесообразен только тогда, когда превышение температуры над заданной в помещении недопустимо ($\Delta t_{\text{в. доп}} = 0$). Это характерно для технологических СКВ и прежде всего прецизионных СКВ (точное приборо- и станкостроение, оптика и др.).

Максимальное значение тепловой нагрузки помещения для τ_1

$$Q_{\max} = \sum_{i=1}^{n} Q_{i\tau_1} = Q_{\text{рад}\,\tau_1} + Q_{\Delta t\tau_1} + \sum_{i=1}^{n-2} Q_{i\ \text{техн}}. \qquad (65)$$

Если за расчетную тепловую нагрузку принята ее максимальная величина, а в помещении установлен терморегулятор, то температура будет поддерживаться на заданном уровне. При отсутствии терморегулятора температура будет самопроизвольно снижаться в соответствии с характером изменения нагрузки.

Пример 19. Определить максимальную тепловую нагрузку и соответствующий ей расход воздуха при $\Delta t_{\text{р}} = 8$ К и следующих данных. Тепло, поступающее через наружное непрозрачное ограждение $F = 85$ м² с запаздыванием $\Delta\tau = 7$ ч, принять по данным примера 11; тепло солнечной радиации, поступающей через остекление $F = 100$ м² — по примеру 13; тепловыделения оборудования, включаемого периодически, — по примеру 17. Постоянное в течение расчетных суток тепло, выделяемое в помещении, $Q = 4300$ Вт. Проанализируем закономерности изменения всех составляющих тепловой нагрузки данного помещения. Среднесуточная теплопередача через ограждение с учетом радиации $Q = kF\,(t_{\text{н. ср}} + pq_{\text{ср}}/\alpha_{\text{н}} - t_{\text{в}}) = 1{,}1 \cdot 85 \cdot (294{,}8 + 0{,}50 \cdot 200/23 - 293) = 570$ Вт; за полпериода $Q_{\tau/2} = 3{,}6Q\tau_{\text{п}}/2 = 3{,}6 \times 24 \cdot 570/2 = 24\,600$ кДж. Переменные теплопритоки, составляющие 41%

от постоянных, равны $0{,}41 \cdot 24\,600 = 10\,000$ кДж, амплитуда их изменения $A_Q = \pi Q/\tau_п \ \ 3{,}6 = \pi \cdot 10\,000/24 \cdot 3{,}6 = 365$ Вт. Закон изменения тепла, поступающего через ограждение, $Q_{\Delta\tau} = 570 + 365 \cos [2\pi (\tau - 15 - 7)/24]$. Максимум поступающего тепла $Q_{\Delta\tau\,max} = 935$ Вт около $\tau = 22$ ч. Максимум тепла радиации, поступающей через остекление $Q_{max} = 38\,500$ Вт, около $\tau_1 = 15 \div 16$ ч. Тепло, выделяемое периодически включаемым оборудованием. $Q_{max} = 15\,000$ Вт (период $\tau_п = 1$ ч). Постоянное тепло, выделяемое в помещении, $Q = 4300$ Вт.

Анализ закона изменения всех составляющих показывает, что определяющие нагрузку максимумы тепла радиации и оборудования могут совпасть около $\tau = 15 \div 16$ ч. К этому времени определяем максимальную тепловую нагрузку помещения: $\Sigma Q_{max} = 570 + 365 \cos [2\pi (15 - 15 - 7)/24] + 38\,500 + 15\,000 + 4300 = 58\,300$ Вт. Расчетный расход воздуха $G = 3{,}6\,\Sigma Q_{max}/c_p\,\Delta t_p = 3{,}6 \cdot 58\,500/1 \cdot 8 = 25\,600$ кг/ч.

Средняя нагрузка помещения. Такая нагрузка есть сумма всех постоянных составляющих и средних значений переменных составляющих. Различие периодов отдельных составляющих не имеет значения. При таком методе определения расчетной нагрузки помещения в течение полупериода изменения составляющей нагрузки температура будет превышать расчетную. Это превышение от каждой составляющей можно определить по формуле (69), вывод которой приводится далее.

Определение расчетной нагрузки по средней нагрузке помещения можно применять, когда вычисленное по формуле (69) превышение температуры меньше допустимого.

Пример 20. Определить среднюю тепловую нагрузку помещения и необходимый воздухообмен для условий предыдущего примера.

Суммируя все средние значения периодически изменяющихся величин и постоянную величину, определяем среднюю нагрузку помещения: $\Sigma Q_{ср} = 570 + 10\,000 + 9300 + 4300 \approx 24\,200$ Вт; $G = 3{,}6 \cdot 24\,200/1 \cdot 8 = 11\,000$ кг/ч.

Промежуточная нагрузка помещения. Рассмотрим общий случай, когда в нагрузке помещения сумма всех постоянных составляющих и средних значений периодически изменяющихся составляющих равна $\sum Q_{ср}$, а амплитуды основных гармоник периодически изменяющихся составляющих A_{Q_i} при известных периодах $\tau_{пi}$.

Первоначально рассмотрим наиболее простой случай, когда в тепловой нагрузке периодически изменяется одна составляющая. Выберем в качестве расчетной некоторую промежуточную между максимальной $\sum Q_{max} = \sum Q_{ср} + A_{Q_1}$ и средней $\sum Q_{ср}$ тепловую нагрузку так, чтобы превышение температуры было бы не более допустимого.

Рассмотрим полусинусоиду превышения нагрузки над средней $\sum Q_{ср}$ с амплитудой A_Q (рис. 15, *б*). При выборе в качестве расчетной промежуточной нагрузки (между средней и максимальной) часть нагрузки в пределах $(1 - \bar{h})\,A_Q$ при $\bar{h} < 1$ не обеспечивается воздухообменом. Поэтому выбор промежуточной тепловой

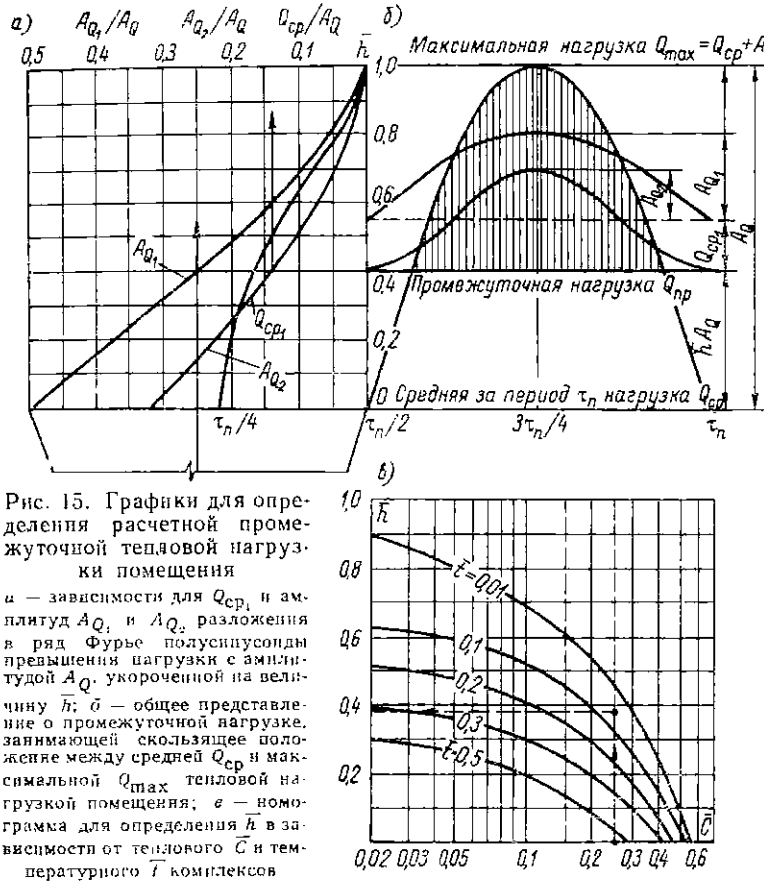


Рис. 15. Графики для определения расчетной промежуточной тепловой нагрузки помещения

а — зависимости для $Q_{ср_1}$ и амплитуд A_{Q_1} и A_{Q_2} разложения в ряд Фурье полусинусоиды превышения нагрузки с амплитудой A_Q, укороченной на величину $\bar{h}$; *б* — общее представление о промежуточной нагрузке, занимающей скользящее положение между средней $Q_{ср}$ и максимальной Q_{max} тепловой нагрузкой помещения; *в* — номограмма для определения $\bar{h}$ в зависимости от теплового $\bar{C}$ и температурного $\bar{\tau}$ комплексов

нагрузкн сводится в конечном счете к определению такой величины $\bar{h}$, при которой не обеспечиваемая воздухообменом часть нагрузки приведет к повышению температуры не более допустимого.

Для решения задачи, учитывая периодическую повторяемость составляющей нагрузки, выполним гармонический анализ полусинусоиды, укороченной на произвольную высоту $\bar{h}$. Среднее за период $\tau_п$ значение $Q_{ср_1}$ для произвольного $\bar{h}$

$$Q_{ср_1} = A_Q\left(\sqrt{1-\bar{h}^2}-\bar{h}\arccos\bar{h}\right)/\pi. \qquad (66)$$

Амплитуда основной гармоники A_{Q_1} разложения полусинусоиды

$$A_{Q_1} = A_Q\left(\arccos\bar{h}-\bar{h}\sqrt{1-\bar{h}^2}\right)/\pi. \qquad (67)$$

Амплитуда k-той гармоники A_{Qk} разложения полусинусоиды ($k > 1$)

$$A_{Q_k} = \left| 2A_Q \left[(\bar{h}/k) \sin (k \arccos \bar{h}) - \sqrt{1-\bar{h}^2} \cos \times \right.\right.$$
$$\left.\left. \times (k \arccos \bar{h}) \right]/\pi (k^2-1) \right|. \qquad (68)$$

Значения $Q_{\text{ср1}}$, A_{Q1} и A_{Q2}, отнесенные к A_Q, показаны на графике рис. 15, *а* в зависимости от $\bar{h}$.

При учете только основной гармоники разложения полусинусоиды вводится погрешность ε_{t_1}, которая определяется по формуле (44) и зависит от величины $\bar{h}$ и отношения $T/\tau_{\text{п}}$. График этой зависимости приведен на рис. 1, *г* прилож. II.

Соотношение, связывающее наибольшее превышение температуры в течение полупериода превышения нагрузки с количеством тепла, поступившим в помещение в течение полупериода, и с теплоаккумуляцией помещения и воздуха, можно представить в виде:

$$\Delta t_{\text{в}} = \frac{3{,}6\,(2/\pi)\,(\tau_{\text{п}}/2)\,A_{Q_1}}{\varepsilon_t \varepsilon_{t_1} (C_{\text{пом}} + C_{\text{возд}})} =$$
$$= \frac{1{,}15\tau_{\text{п}} A_{Q_1}}{\varepsilon_t \varepsilon_{t_1} \left[C_{\text{пом}} + 3{,}6\tau_{\text{п}} \left(\sum Q_{\text{ср}} + \bar{h} A_Q + Q_{\text{ср1}} \right)/2c_{\text{р}} \Delta t_{\text{р}} \right]}. \qquad (69)$$

Введение коэффициента ε_t позволяет учитывать только основную гармонику рассматриваемой периодической функции, а коэффициент ε_{t_1} делает возможным учитывать основную гармонику разложения полусинусоиды. Общая теплоемкость помещения $C_{\text{пом}}$, рассмотренная ниже (см. § 7), выражает количество тепла, аккумулируемого или отдаваемого всеми поверхностями ограждений и оборудования помещения в течение полупериода гармонического изменения средней температуры в помещении с амплитудой 1 К. Если в уравнение (69) подставить выражения для A_{Q1} (67) и $Q_{\text{ср1}}$ (66) и провести преобразования, то искомую величину $\bar{h}$ можно выразить через безразмерные комплексы: тепловой

$$\bar{C} = \left[C_{\text{пом}} + 1{,}8\tau_{\text{п}} \sum Q_{\text{ср}}/(t - t_{\text{пр}}) \right] \Delta t_{\text{в}} \varepsilon_t \varepsilon_{t_1}/\tau_{\text{п}} A_Q. \qquad (70)$$

и температурный

$$\bar{t} = \varepsilon_t \varepsilon_{t_1} \Delta t_{\text{в}}/(t_{\text{в}} - t_{\text{пр}}). \qquad (71)$$

Величины, входящие в выражения (70) и (71), известны перед началом расчета или определяются предварительно. По известным комплексам $\bar{C}$ и $\bar{t}$ с помощью графика рис. 15, *в* определяется искомая величина h.

Из графика видно, что даже при малых допустимых отклонениях температуры в помещении (что учитывается комплексом $\bar{t}$) и при очень малой теплоемкости (комплекс $\bar{C}$) расчетную нагрузку

по максимальной определять не следует, так как всегда оказывается $\overline{h} < 1$.

Расчетная промежуточная нагрузка

$$Q_{\text{пр}} = \sum Q_{\text{ср}} + \overline{h} A_Q + \left(\sqrt{1-\overline{h}^2} - \overline{h} \arccos \overline{h}\right) A_Q/\pi. \qquad (72)$$

При $\overline{h} \to 1$ в качестве расчетной вводится максимальная нагрузка $\sum Q_{\max} = \sum Q_{\text{ср}} + A_Q$. При $\overline{h} \to 0$ в качестве расчетной вводится нагрузка, близкая к средней $Q_{\text{ср}} = \sum Q_{\text{ср}} + A_Q/\pi$ и отличающаяся от суммы всех средних дополнительным учетом среднего значения полусинусоиды тепловой нагрузки с амплитудой A_Q.

Таким образом, предлагаемый метод определения расчетной нагрузки по ее промежуточной (между средней и максимальной) величине представляется наиболее общим методом выбора нагрузки. В расчете учитывается допустимое превышение температуры и теплоаккумулирующая способность ограждений и оборудования помещения. Последняя определяется специальным расчетом, описанным в § 7 гл. I и в примерах 27 и 28.

Поясним метод пользования предложенными зависимостями на примерах.

Пример 21. Для условий примеров 19 и 20 определить наибольшее превышение температуры в помещении при расчете воздухообмена по средней нагрузке с учетом изменения солнечной радиации.

При учете основной гармоники разложения радиации $\varepsilon_f = 0{,}60$ (см. пример 8). При учете основной гармоники разложения полусинусоиды по графику рис. 1, *г* прилож. II при $k = 1$; $\overline{h} = 0$ и $T/\tau_{\text{п}} = 10^{-2}$; $\varepsilon_{f_1} = 0{,}74$. Общую теплоемкость помещения с периодом $\tau_{\text{п}} = 24$ ч примем по примеру 27, $C_{\text{пом}} = 88\,700$ кДж/К. Остальные данные $A_Q = 16\,250$ Вт (по примеру 13); $\Sigma Q_{\text{ср}} = 24\,200$ Вт (по примеру 19), $\Delta t_{\text{р}} = t_{\text{в}} - t_{\text{пр}} = 8$ К.

Определяем амплитуду основной гармоники разложения полусинусоиды при $A_Q = 16\,250$ Вт и $\overline{h} = 0$ по формуле (67); $A_{Q_1} = 16\,250\,(\arccos 0 - 0\sqrt{1-0})/\pi = 8125$ Вт.

Определяем среднее за период значение полусинусоиды при $\overline{h} = 0$ по формуле (66) $Q_{\text{ср}_1} = 16\,250\,(\sqrt{1-0} - 0 \arccos 0)/\pi = 5180$ Вт. Искомое максимальное превышение температуры воздуха в помещении по формуле (69)

$$\Delta t_{\text{в}} = \frac{1{,}15 \cdot 24 \cdot 8125}{0{,}60 \cdot 0{,}74\,[88\,700 + 3{,}6 \cdot 24\,(24\,200 + 5180)/2 \cdot 8]} = 2{,}0K$$

Для проверки вычислим комплексы тепловой $\overline{C} = (88\,700 + 1{,}8 \cdot 24 \times \times 24\,200/8) \cdot 2 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}74/24 \cdot 16\,250 = 0{,}50$ и температурный $\overline{t} = 2{,}0 \cdot 0{,}6 \times \times 0{,}74/8 = 0{,}11$. По этим величинам с помощью графика рис. 15, *в* определяем, что $\overline{h} = 0$. Значит данное превышение температуры возникнет, если в качестве расчетной нагрузки принять среднюю за период величину.

Пример 22. Сохраняя условия трех предыдущих примеров, выберем расчетную тепловую нагрузку и расчетный воздухообмен так, чтобы максимальное превышение температуры в помещении $\Delta t_{\text{в. доп}} = 1$ К.

Определяем значения комплексов $\overline{C}$ и $\overline{t}$ по формулам (70) — (71): $\overline{C} = (88\,700 + 1{,}8 \cdot 24 \cdot 24\,200/8) \cdot 1 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}74/24 \cdot 16\,250 = 0{,}25$ и $\overline{t} = 1 \cdot 0{,}6 \times \times 0{,}74/8 = 0{,}055$. По графику рис. 15, *в* при $\overline{C} = 0{,}25$ и $\overline{t} = 0{,}055$ опреде-

ляем $\bar{h} = 0{,}38$. Корректируем величину ε_{t_1} по графику рис. 1, *г* прилож. II при $\bar{h} = 0{,}40 \varepsilon_{t_1} = 0{,}55$. Уточненные значения: $\bar{C} = 0{,}19$ и $\bar{t} = 0{,}041$. В этом случае $\bar{h} = 0{,}49$. Новое значение $\varepsilon_{t_1} = 0{,}50$ можно не вводить в расчет, так как результат изменится незначительно. В итоге по формуле (72) расчетная нагрузка помещения, при которой превышение температуры будет не более $\Delta t_в = 1$ К:

$$Q_{пр} = 24\,200 + 0{,}49 \cdot 16\,250 + \left(\sqrt{1 - 0{,}49^2} - 0{,}49 \times \right.$$
$$\left. \times \arccos 0{,}49\right) \cdot 16250/\pi = 34\,100 \text{ Вт}.$$

Расчетный воздухообмен $G = 3{,}6 \cdot 34\,100/1 \cdot 8 = 15\,300$ кг/ч. Сравнивая результаты определения воздухообмена по максимальной нагрузке (пример 19), средней (пример 20) и промежуточной (пример 22), приходим к выводу, что при учете допустимого превышения температуры и теплоаккумуляции помещения оказалось возможным обоснованно и значительно снизить расчетный воздухообмен.

Теперь рассмотрим более общий случай. Пусть среди составляющих нагрузки две или более периодически изменяющиеся. Для каждой из них, по данным § 4 и прилож. II, можно определить амплитуду первых гармоник и величины ε_t. Известные периоды изменения составляющих нагрузки сравниваются между собой. *Если периоды несоизмеримы, то можно полагать,* что амплитуды тепловых потоков будут поступать в помещение практически одновременно. Так было в примере № 19, когда накладывались гармонические тепловые потоки, вызванные воздействием солнечной радиации ($\tau'_п = 24$ ч) и технологического оборудования ($\tau'_п = 1$ ч).

В случае, когда одна из составляющих нагрузки имеет период изменения на порядок *больше остальных*, допустимое отклонение температуры в помещении разделяют пропорционально комплексу $A_{Q1}\varepsilon_{t_1} K_{ус1} / \sqrt{4\pi^2 (T/\tau_{п1})^2 + 1}$. Величину коэффициента усиления $K_{ус}$ при данном тепловом возмущении определяют из решения уравнения теплового баланса, связывающего приращения теплового потока Q и температуры в помещении:

$$K_{ус} = \Delta t_в / \Delta Q.$$

Если периоды изменения составляющих нагрузки соизмеримы, то, кроме вышеизложенного, учитывают сдвиг составляющих от максимальной из них.

§ 6. Анализ сезонного и годового изменения составляющих тепловой нагрузки помещения

Температура наружного воздуха. В результате математической обработки многолетних данных о повторяемости параметров в ряде городов, *выполненной* ГГО, *годовое* изменение температуры может быть представлено в виде спектра температурных колебаний при разных периодах (рис. 16, *а*). Наибольшие амплитуды изменения

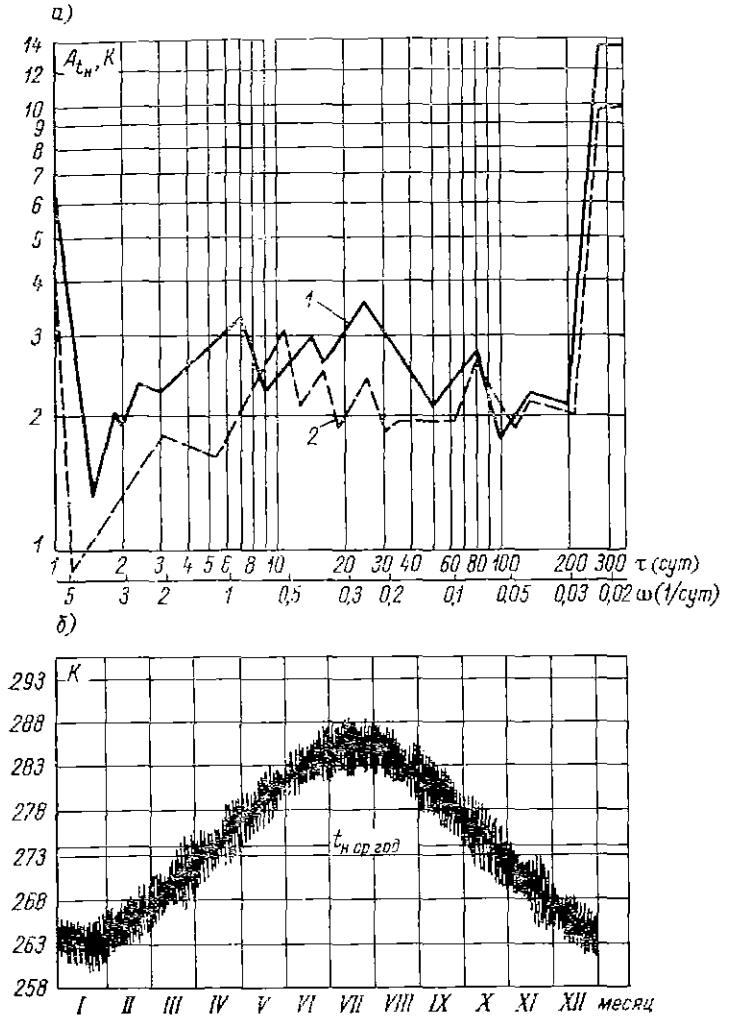


Рис. 16. Представление о годовом изменении температуры наружного воздуха

а — спектр температурных колебаний при разных периодах (*1* — Иркутск, *2* — Ленинград); *б* — годовая и суточные гармоники изменения температуры наружного воздуха

температуры наблюдаются при периодах, равных суткам и году; при других периодах они значительно меньше. Это позволяет рассматривать годовое изменение температуры по схеме (рис. 16, *б*). Температура $t_н$ изменяется от месяца к месяцу. Кроме того, имеется суточное изменение температуры с разными амплитудами.

Средний за режим теплоприток через ограждение $Q_{\Delta t}$ зависит от средней температуры наружного воздуха. Для ее определения нужно располагать данными о повторяемости температур и границах отдельных режимов. В системах вентиляции границей между зимним и летним режимами обычно является температура $t_{\text{н. гран}} \simeq \simeq 283$ К. В СКВ, где относительная влажность регулируется по методу «точки росы», границами в общем случае между тремя режимами (летним, переходным и зимним) являются изоэнтальпы $I_{\text{н. гран 1}}$ и $I_{\text{н. гран 2}}$.

Среднюю для летнего и зимнего режимов работы системы вентиляции температуру наружного воздуха можно выразить через суммы $\sum n_{it}$ и $\sum n_i t_{\text{н}i}$ как

$$t_{\text{н. ср. летн}} = \sum n_i t_{\text{н}i} / \sum n_{it} + 273 \text{ (при } t_{\text{н}} > t_{\text{н. гран}}); \quad (73)$$

$$t_{\text{н ср. зимн}} = [8766\ (t_{\text{н. ср. год}} - 273) - \sum n_i t_{\text{н}i}] / (8766 - \sum n_{it}) + 273 \text{ (при } t_{\text{н}} < t_{\text{н. гран}}). \quad (74)$$

Среднегодовая температура наружного воздуха $t_{\text{н. ср. год}}$ и суммы $\sum n_{it}$ и $\sum n_i t_{\text{н}i}$ определяются по СНиП II-А.6—72, кроме того, эти данные для ряда городов приведены в климатическом паспорте (прилож. I).

Когда граница режимов — изоэнтальпа (в СКВ), то ее можно приближенно заменить условной границей по температуре. Искомая условная изотерма $t^{\text{усл}}_{\text{н. гран}}$ может быть найдена как температура в точке пересечения граничной изоэнтальпы $I_{\text{н. гран}}$ с медианной линией климата M ($t_{\text{н}}$, $\varphi_{\text{н}}$). Если данных о положении медианной линии нет, то допустимо приближенно принимать ее положение следующим: при энтальпии $I_{\text{н}} = 20$ кДж/кг она проходит вблизи изолиний $\varphi_{\text{н}} = 80 \div 85\%$, а при $I_{\text{н}} = 40$ кДж/кг — вблизи изолиний $\varphi_{\text{н}} = 70 \div 75\%$. Средняя в переходный режим температура наружного воздуха

$$t_{\text{н. ср. перех}} = (\sum n_i t_{\text{н}i2} - \sum n_i t_{\text{н}i1}) / (\sum n_{it2} - \sum n_{it1}) + 273 \left(t^{\text{усл}}_{\text{н. гран 2}} < t_{\text{н}} < t^{\text{усл}}_{\text{н. гран 1}}\right); \quad (75)$$

Средняя в зимнем режиме работы СКВ и СВ глубина регулирования $d\ (Q_{\Delta t})$ определяется в том случае, когда система отопления воздушная, совмещенная с СКВ или СВ. При самостоятельно работающей системе отопления теплопотери не учитываются, т. е. $p\ (Q_{\Delta t}) = 0$.

Локальная глубина регулирования

$$d_{\text{ср. реж}}\ (Q_{\Delta t}) = (t_{\text{н. ср. реж}} - t_{\text{в}}) / (t_{\text{н. расч}} - t_{\text{в}}). \quad (76)$$

Летняя расчетная температура наружного воздуха в СКВ, как правило, выше внутренней, а средняя температура даже в летнем режиме обычно ниже внутренней. Поэтому глубина регулирования $d_{\text{ср. реж}}\ (Q_{\Delta t})$ отрицательна и знак должен приниматься во внимание в расчетах. Это означает, что в отличие от летних расчетных условий, когда происходит поступление тепла через наруж-

ные ограждения, во всех режимах, даже в летнем, преобладают потерн тепла.

Изложенный метод определения средних по режимам работы СКВ и СВ температур наружного воздуха $t_{н.\,ср.\,реж}$ и глубины регулнрования $d_{ср.\,реж}\,(Q_{\Delta t})$ поясним примерами.

Пример 23. Определить среднюю за летний и зимний режимы работы СВ температуру наружного воздуха и глубину регулирования. Исходные данные: Ленинград, $t_{н.\,ср.\,год} = 277{,}3$ К, $t_{н.\,расч} = 293{,}3$ К, $t_в = 293$ К и $t_{н.\,гран} = 283$ К.

Воспользуемся климатическим паспортом Ленинграда (см. рис. 5, *б*). Проведем изотерму, разделяющую летний и зимний режимы работы СВ, $t_{н.\,гран} = 283$ К. На пересечении с линиями Σn_{it} и $\Sigma n_i t_{нi}$ определяем на горизонтальной оси: $\Sigma n_{it} = 2700$ ч/год и $\Sigma n_i t_{нi} = 45\,000$ чК/год. Среднюю за летний режим работы СВ температуру наружного воздуха определяем по формуле (73) $t_{н.\,ср.\,летн} = 45\,000/2700 + 273 = 289{,}7$ К. Среднелетнюю локальную глубину регулирования определяем по формуле (76) $d_{ср.\,летн}\,(Q_{\Delta t}) = (289{,}7 - 293)/(293{,}3 - 293) = -11$. Среднюю за зимний режим температуру наружного воздуха определяем по формуле (74)

$t_{н.\,ср.\,зимн} = [8766\,(277{,}3 - 273) - 45000]/(8766 - 2700) + 273 = 273$ К.

Среднюю за зимний режим глубину регулирования при совмещении отопления с СВ определяем по формуле (76) $d_{ср.\,зимн}\,(Q_{\Delta t}) = (273 - 293)/(293{,}3 - 293) = -67$.

Пример 24. Определить среднюю за летний, переходный и зимний режимы работы СКВ, совмещающей функции отопления, глубину регулирования, если граница между летним и переходным режимами $I_{н.\,гран\,1} = 34$ кДж/кг, а между переходным и зимним режимами $I_{н.\,гран\,2} = 30$ кДж/кг, $t_{н.\,ср.\,год} = 277{,}3$ К; $t_{н.\,расч} = 299{,}2$ К и $t_в = 293$ К.

Для определения средней по режимам температуры $t_н$ заменим граничные изоэнтальпы условными граничными изотермами. На пересечении изоэнтальпы $I_{н.\,гран}$ с медианной линией климата M ($t_н$, $\varphi_н$) Ленинграда определяем $t^{усл}_{н.\,гран\,1} = 287$ К. На пересечении изоэнтальпы $I_{н.\,гран\,2}$ с медианной линией климата M $(t_н \varphi_н)$ определяем $t^{усл}_{н.\,гран\,2} = 285{,}5$ К. Для изотермы $t^{усл}_{н.\,гран\,1} = 287$ К находим $\Sigma n_i = 2000$ ч/год; $\Sigma n_i t_{нi} = 35\,000$ чК/год. Для изотермы $t^{усл}_{н.\,гран\,2} = 285{,}5$ К находим $\Sigma n_i = 2300$ ч/год; $\Sigma n_i t_{нi} = 40\,000$ чК/год.

Средняя за летний режим температура по формуле (73) $t_{н.\,ср.\,летн} = 35\,000/2000 + 273 = 290{,}5$ К.

Средняя за летний режим глубина регулирования

$d_{ср.\,летн}\,(Q_{\Delta t}) = (290{,}5 - 293)/(299{,}2 - 293) = -0{,}4$.

Средняя в переходном режиме температура по формуле (75)

$t_{н.\,ср.\,перех} = (40\,000 - 35\,000)/(2300 - 2000) + 273 = 289{,}7$ К.

Средняя в переходный режим глубина регулирования

$d_{ср.\,перех}\,(Q_{\Delta t}) = (289{,}7 - 293)/(299{,}2 - 293) = -0{,}55$.

Средняя в зимнем режиме температура по формуле (74)

$t_{ср.\,зимн} = [8766\,(277{,}3 - 273) - 40\,000]/(8766 - 2300) + 273 = 272{,}8$ К.

Средняя в зимний режим глубина регулирования

$d_{ср.\,зимн}\,(Q_{\Delta t}) = (272{,}8 - 293)/(299{,}2 - 293) = -3{,}2$.

Солнечная радиация. Влияние солнечной радиации на тепловую нагрузку помещения в зимнем режиме незначительно для географнческих пунктов северной и центральной полосы страны. Приближенно можно полагать, что $d\,(Q_{рад}) \approx 0$.

Для анализа изменения радиации в летнем режиме были использованы данные СНиП II-А.6—72 о фактических многолетних средне-

месячных величинах суммарной солнечной радиации, падающей на горизонтальную поверхность. В теплый период года эта величина, отнесенная к среднесуточной радиации в июле, составляет $d_{\text{ср. летн}}(Q_{\text{рад}}) = 0{,}60 \div 0{,}65$. Эта же величина, отнесенная к максимальной часовой радиации в июле, составляет около 0,20.

Первую величину следует учитывать, если расчетная нагрузка определяется как средняя за период, вторую величину, — когда за расчетную нагрузку принимается максимальная часовая. Если расчет ведут по промежуточной нагрузке, то среднелетняя глубина регулирования $d_{\text{ср. летн}}(Q_{\text{рад}}) = 0{,}20 + 0{,}40\,(1 - \overline{h})$.

Технологические составляющие нагрузки. Они изменяются по различным законам, в том числе периодическим и статистическим. Удобно анализировать режим работы отдельных групп технологического оборудования, электродвигателей, искусственного освещения и др. со сходными режимами работы. Если технологический процесс в течение года неизменный, то можно полагать, что годовые изменения технологической составляющей нагрузки идентичны суточным. При любом методе определения расчетной нагрузки в этом случае $d_{\text{ср. сут}}(Q_{\text{об}}) = d_{\text{ср. год}}(Q_{\text{об}})$.

При определении общей глубины регулирования как средней по режимам, так и среднегодовой, особое внимание надо уделять тем составляющим, доля которых в нагрузке значительна. Это в конечном счете влияет на точность определения общей глубины регулирования.

Пример 25. В производственном помещении переменные составляющие расчетной нагрузки: $p(Q_{\Delta t}) = 0{,}03$; $p(Q_{\text{рад}}) = 0{,}34$; $p(Q_{\text{об}}) = 0{,}44$; и постоянная составляющая $p(Q = \text{const}) = 0{,}19$. Используя данные примера 24 и *полагая* $d_{\text{ср. летн}}(Q_{\text{рад}}) = 0{,}65$ *и* $d(Q_{\text{об}}) = 1$ *(неизменный в течение года* технологический процесс), определим среднюю по режимам, среднегодовую и минимальную глубину регулирования.

По формуле (26) средняя по режимам глубина регулирования

$D_{\text{ср. летн}} = (-0{,}4)\cdot 0{,}03 + 0{,}65\cdot 0{,}34 + 1\cdot 0{,}44 + 0{,}19 = 0{,}66;$

$D_{\text{ср. зимн}} = (-3{,}2)\cdot 0{,}03 + 1\cdot 0{,}44 + 0{,}19 = \mathbf{0{,}54}.$

По формуле (30) среднегодовая глубина регулирования

$D_{\text{ср. год}} = (0{,}66\cdot 2300 + 0{,}54\cdot 6466)/8766 = 0{,}58.$

Минимально возможную глубину регулирования определим по формуле (27) при условии включения СКВ в предпусковой период в зимнем режиме при расчетной температуре $t_{\text{н}} = 248$ К и выключенном оборудовании $D_{\min} = d_{\min}(Q_{\Delta t})\, p(Q_{\Delta t}) = 0{,}03\,(248 - 293)/(299{,}2 - 293) = -0{,}22$.

Результаты анализа характерных составляющих тепловой нагрузки помещения. Они обобщены в табл. 4 в виде данных о средней по режимам локальной глубине регулирования. Ориентируясь на данные табл. 4 об изменении отдельных составляющих, можно выделить некоторые характерные интервалы изменения всей тепловой нагрузки помещения.

Неглубокое регулирование ($D > 0{,}75$) характерно в основном для производственных помещений с относительно мало изменяющейся технологической нагрузкой, в производствах с постоянным технологическим режимом, *при отсутствии или ограничен-*

Таблица 4

Обобщенные данные о колебаниях составляющих тепловой нагрузки по режимам

Составляющие тепловой нагрузки помещения	Режим работы системы	
	Летний	Зимний
Наружные: тепло $Q_{\Delta t}$, поступающее под действием перепада температур $t_н - t_в$	$d(Q_{\Delta t}) = \frac{t_{н.\,ср.\,реж} - t_в}{t_{н.\,расч} - t_в}$	
тепло, вносимое солнечной радиацией	$d(Q_{рад}) = 0{,}2 + 0{,}4\,(1 - \overline{h})$	$d(Q_{рад}) = 0$ *
Технологические (внутренние): постоянные	$d\,(Q) = 1$	
изменяющиеся периодически	Анализируются по данным прилож. II	
изменяющиеся по законам массовых случайных явлений	Анализируются аналогично данным § 4 $d\,(Q) = Q_{ср}/Q_{расч}$	

* Учитывается в тепловом балансе только для южных районов страны.

ной площади остекленных поверхностей и малой доле радиации в тепловой нагрузке помещения.

Глубокое регулирование ($D = 0{,}50 \div 0{,}75$) требуется в помещениях административных и общественных зданий с относительно постоянными внутренними тепловыделениями, когда наружные составляющие имеют значительную долю в тепловой нагрузке. Совмещение отопления с СКВ или СВ увеличивает глубину регулирования. Количественное регулирование экономически целесообразно. При выборе метода регулирования должны учитываться ограничения снижения расхода.

Очень глубокое регулирование ($D < 0{,}50$) требуется тогда, когда сильно изменяются как наружные, так и технологические составляющие тепловой нагрузки помещения. При глубоком снижении нагрузки уменьшение расхода воздуха обычно ограничено, в этом случае применяют количественно-качественное регулирование.

Указанные границы хотя и носят в известной мере условный характер, однако помогают оценить характерные интервалы колебания тепловой нагрузки помещения.

Критерий зоирования системы. Рассмотрим два помещения, в тепловой нагрузке которых имеется одинаково изменяющаяся или постоянная составляющая. Изменяющейся составляющей для помещений с наружным ограждением одинаковой ориентации является солнечная радиация. Постоянной составляющей может быть

тепло, выделяемое людьми, освещением или оборудованием. Другие составляющие меняются случайным образом и связи между ними изменением в каждом из помещений нет.

Введем критерий, позволяющий оценить возможность регулирования температурного режима в нескольких помещениях по одному, так называемому контрольному. Используя понятие о средней за режим глубине регулирования, оценим относительную погрешность регулирования ε_D температурного режима одного помещения по другому (контрольному). Величина погрешности определяется как $\varepsilon_D = (D_1 - D_{\text{контр}})/D_1$. При этом чем меньше ε_D, тем ближе закономерность изменения тепловой нагрузки в этих помещениях и больше основания применять однозональную систему. Очевидно, что чем больше в нагрузке этих помещений доля постоянных составляющих и составляющих, изменяющихся одинаково, тем меньше ε_D. При наличии ряда помещений контрольное выбирается таким, для которого $D_{\text{контр}}$ является средним из D_i для остальных помещений.

Совместный анализ тепловой, влажностной и газовой нагрузки помещения. Он является общим случаем анализа и выполняется аналогично анализу тепловой нагрузки. При этом рассматривается изменение всех составляющих влажностной и газовой нагрузки в течение расчетных суток, зимнего и летнего режима и всего года. Сопоставление закономерностей изменения всех нагрузок помещения позволяет определить:

пределы изменения тепловлажностного отношения ε;

возможные отклонения относительной влажности в помещении при ее косвенном регулировании;

возможности изменения воздухообмена, необходимого для ассимиляции тепла, с учетом подачи санитарной нормы наружного воздуха и компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами.

Помещения с пропорциональным изменением тепловой и влажностной нагрузки — это объекты со значительной заполняемостью людьми или животными, прежде всего залы различного назначения, а также животноводческие и птицеводческие объекты. Если наружные теплопритоки незначительны, то тепловлажностное отношение изменяется мало и поэтому мало изменяется относительная влажность при ее косвенном регулировании.

В таких помещениях, кроме того, пропорционально тепловой меняется газовая нагрузка помещения (CO_2). Если возможно применить достаточно большую рабочую разность температур $\Delta t_р$, то удается снизить воздухообмен по теплу, приблизив его к воздухообмену по наружному воздуху, отказаться от рециркуляции и упростить систему и ее регулирование. Такой объект на примере зрительного зала кинотеатра рассмотрен в случае V, § 14.

§ 7. Нерегулируемый температурный режим помещения при переменной тепловой нагрузке

Температурное поле. Рассмотрим множество температур $t_в$ в различных точках объема помещения в момент времени или в такой отрезок, когда процесс является стационарным. Распределение множества локальных температур $t_{вi}$ группируется некоторым образом около средней $t_{в.\,ср}$. Опыт показывает, что бо́льшие по абсолютной величине отклонения от средней встречаются относительно реже, чем меньшие.

Циркуляция воздушных потоков, определяющая в конечном счете распределение температур, зависит от конструктивно-планировочных особенностей и теплоаэродинамической обстановки в помещении. Сложность явления и многообразие факторов не позволяют рассчитать распределение температур в объеме помещения.

Температурное поле в помещении можно характеризовать законом распределения, средней температурой $t_{в.\,ср}$ и среднеквадратическим отклонением σ_t. Если точки измерения температур в объеме расположены равномерно, то величины $t_{в.\,ср}$ и σ_t определяются как

$$t_{в.\,ср}=\sum_{i=1}^{n} t_{вi}/n;\quad \sigma_t=\sqrt{\sum_{i=1}^{n}(t_{в.\,ср}-t_{вi})^2/n}. \tag{77}$$

Если относительные объемы $\overline{V}_i$ (в долях от объема помещения), соответствующие локальным температурам $t_{вi}$, различны, то величины $t_{в.\,ср}$ и σ_t определяются как

$$t_{в.\,ср}=\sum_{i=1}^{n} \overline{V}_i t_{вi};\quad \sigma_t=\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\overline{V}_i(t_{в.\,ср}-t_{вi})^2}. \tag{78}$$

Средняя температура $t_{в.\,ср}$ может быть определена из уравнения теплового баланса, составленного в форме конечных разностей для стационарного процесса и в дифференциальной форме для нестационарного процесса.

Закон распределения, а также неравномерность распределения температуры в объеме помещения зависит от ряда факторов и прежде всего от системы воздухораспределения. Чем сильнее «угасают» приточные струи при подходе к обитаемой (рабочей) зоне помещения, тем с большим основанием можно полагать распределение температур близким к нормальному [34, 37]. В низких помещениях, например судовых, не удается избежать активного внедрения приточных струй в обитаемую зону. В таких случаях распределение температур принципиально отличается от нормального и может быть, например, двухмодальным (с двумя выраженными пиками в распределении).

При изменении тепловой нагрузки помещения температурное поле изменяется. Ход изменения средней температуры определяется закономерностью изменения тепловой нагрузки и зависит

от вентиляционного воздухообмена и теплофизических характеристик ограждений и оборудования помещения. Влияние на теплообмен системы воздухораспределения, формирующей у поверхностей ограждения и оборудования поле подвижности, рассматривается далее.

Оценка отклонения температурного режима помещения. При решении ряда исследовательских и инженерных задач требуется рассчитать изменение температуры воздуха в помещении. Превышение температуры над заданной происходит в том случае, если в качестве расчетной нагрузки принимают ее промежуточное значение или при работе системы в условиях параметров наружного воздуха, превышающих расчетные.

В ряде случаев, исходя из физиолого-гигиенических соображений, желательно намеренно организовывать изменение температурного режима. Например, можно говорить о целесообразности периодического изменения температурного режима при некоторой амплитуде температуры и периоде колебаний. Представления о специальным образом изменяемом, так называемом динамическом микроклимате со временем все шире будут внедряться в научную и практическую деятельность специалистов по вентиляции, кондиционированию воздуха и автоматизации этих систем.

В техническом отношении создать периодически изменяющийся (динамический) температурный режим можно, изменяя температуру $t_{пр}$ или расход $G_{пр}$ приточного воздуха. Колебание $t_{пр}$ при высокой относительной влажности $\varphi_{пр}$ приточного воздуха ограничено возможностью конденсации водяного пара из влажного воздуха в течение полупериода его охлаждения. Необходимая амплитуда колебания температуры $A_{t_{пр}}$ зависит от требуемой амплитуды $A_{t_в}$, воздухообмена и теплоаккумулирующих свойств ограждений и оборудования. Она определяется из уравнения (102). Такой метод можно применять, если допустимо некоторое снижение относительной влажности в помещении в течение полупериода понижения $t_{пр}$.

Если изменять температуру в помещении путем изменения расхода приточного воздуха, то искомую амплитуду $A_{G_{пр}}$ можно определить из уравнения (104). Напомним, что изменение потребляемой электродвигателем мощности нелинейно связано с изменением расхода воздуха. В течение полупериода увеличения расхода мощность увеличивается сильнее, чем падает при снижении расхода. Поэтому для снижения расхода электроэнергии целесообразно применять НА, как устройство более дешевое и обеспечивающее зависимость $\overline{N} = f(D)$ ближе к линейной, чем ИМС. Заметим, что этим принципиально отличается выбор регулирующего органа вентилятора при создании динамического температурного режима от выбора при режиме сокращения расхода при количественном регулировании.

Пример 26. В кондиционируемом помещении воздухообмен, определенный по примеру 22, $G = 15\,300$ кг/ч. Требуется создать гармонические температурные колебания воздуха в помещении с амплитудой $A_{t_в} = 1{,}5$ К и периодом $\tau_п = 1$ ч. Общая теплоемкость помещения принимается по примеру 28: $C_{пом} = 2230$ кДж/К (при $\tau_п = 1$ ч).

Из уравнения (102) амплитуда колебания

$$A_{t_{пр}} = A_{t_в}(1 + C_{пом}/0{,}32\tau_п G_{пр}) =$$

$$= 1{,}5\,(1 + 2230/0{,}32 \cdot 1 \cdot 15\,300) = 2 \text{ К}.$$

Из уравнения (104) амплитуда колебания расхода

$$A_{G_{пр}} = \frac{A_{t_в}(C_{пом} + 0{,}32\tau_п G_{пр})}{0{,}32\tau_п[(t_{пр} - t_н) - 2A_{t_в}/\pi]} =$$

$$= \frac{1{,}5\,(2230 + 0{,}32 \cdot 1 \cdot 15\,300)}{0{,}32 \cdot 1\,[(-8 - 2 \cdot 1{,}5)/\pi]} = -3600 \text{ кг/ч}.$$

Таким образом, гармонические колебания температуры воздуха в помещении можно создать колебанием температуры приточного воздуха с амплитудой $A_{t_{пр}} = 2$ К или изменением расхода с амплитудой $A_{G_{пр}} = 3600$ кг/ч.

Для более полной оценки отклонений температуры надо знать:

допустимые отклонения температуры по величине и продолжительности ($\Delta t_{в.доп}$; $\Delta\tau_{доп}$);

расчетную или фактическую амплитуду $\Delta t_в$, продолжительность $\Delta\tau$ и форму кривой отклонения;

влияние продолжительности и амплитуды отклонения температуры на тепловой комфорт и технологический процесс в помещении. При комплексной оценке требуется учет изменения температуры окружающих поверхностей и учет корреляционной связи температурного и влажностного полей в помещении.

При оценке отклонений температур ($\Delta t_в < 2$ К) можно приближенно полагать амплитуду и продолжительность равноценными по влиянию на тепловой комфорт. В этих условиях отклонение температуры в помещении удобно характеризовать импульсом отклонения, аналогично понятиям механики, чК/сут,

$$I_{\Delta t} = \psi_ф \cdot \Delta t_в \cdot \Delta\tau \cdot n. \tag{79}$$

Число отклонений в сутки учитывается величиной n, а форма кривой отклонения — коэффициентом $\psi_ф$: для отклонения прямоугольной формы $\psi_ф = 1{,}0$, для полусинусоиды $\psi_ф = 2/\pi$. Если отклонения имеют форму двух экспонент нагрева и охлаждения, то $\psi_ф$ определяется по табл. 1 прилож. II как $Q_{ср}/Q_{max}$.

Рассмотрим оборудование (станки, детали, изделия и др.), чувствительное к колебаниям температуры воздуха в помещении. Установим зависимость сочетаний амплитуды $A_{t_в}$ и периода $\tau_п$ гармонических температурных колебаний воздуха помещения, создающую колебания температуры оборудования с одинаковой

амплитудой $A_{t_{об}}$. Рассматривая оборудование как апериодическое звено первого порядка, запишем

$$A_{t_{об}} = A_{t_в}/\nu = A_{t_в} K_{ус}/\sqrt{T_{об}^2\omega^2 + 1} =$$

$$= A_{t_в} K_{ус}/\sqrt{4\pi^2 (T_{об}/\tau_п)^2 + 1}. \quad (80)$$

Если $T_{об}/\tau_п > 0{,}3$, то можно полагать $4\pi^2 (T_{об}/\tau_п)^2 \gg 1$ и уравнение (80) упрощается к виду:

$$A_{t_{об}} \approx A_{t_в} K_{ус} \tau_п / 2\pi T_{об}. \quad (81)$$

Таким образом, при $T_{об}/\tau_п > 0{,}3$ одинаковая амплитуда $A_{t_{об}}$ достигается при условии $A_{t_в} \cdot \tau_п = \text{const}$. В этом случае для оборудования можно допускать бóльшие амплитуды $A_{t_в}$ при меньших периодах $\tau_п$ или наоборот. В случае, если $T_{об}/\tau_п < 0{,}07$, амплитуда $A_{t_{об}}$ зависит только от $A_{t_в}$ и не зависит от периода температурных колебаний $\tau_п$. В интервале $T_{об}/\tau_п = 0{,}07 \div 0{,}3$ амплитуда $A_{t_{об}}$ зависит в большей (все время разной) мере от $A_{t_в}$, чем от $\tau_п$.

Изменение температурного режима помещения может происходить под влиянием различных причин: изменения температуры наружного воздуха, солнечной радиации, изменения температуры окружающих помещений, изменения теплоотдачи технологического оборудования. Эти причины рассматривают как возмущающее воздействие на помещение. Кроме того, возможны и регулирующие воздействия при изменении расхода приточного воздуха, например за счет его перераспределения по ответвлениям или при изменении температуры приточного воздуха, например, если эта температура специально не стабилизируется.

Краткий анализ исследований. Нестационарные тепловые режимы вентилируемых помещений, их теплофизические свойства и динамические характеристики явились объектом исследований большой группы специалистов по теплофизике, вентиляции и автоматике; ряда научных организаций: МИСИ [5], НИИстроительной физики и др.

При сравнительном анализе выполненных работ было обнаружено:

разнообразие рассмотренных помещений, способов и законов внесения тепловых возмущений;

разнообразие методов исследования (теоретические, экспериментальные в натуре и на моделях);

различный подход к описанию теплового процесса в помещении (теплофизические предпосылки, теория теплоустойчивости, теория автоматического регулирования и др.);

различное описание теплообмена между воздухом и поверхностью, учет изменения коэффициента теплообмена при изменении условий.

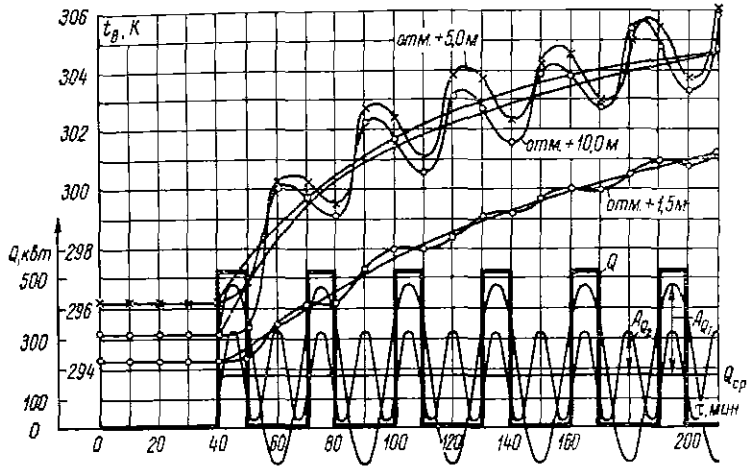


Рис. 17. Изменение средней температуры воздуха на разных отметках (+1,5; +5,0 и 10,0 м) помещения при периодическом изменении тепловой нагрузки и гармонический анализ

Характерным является то, что аналитическое определение коэффициента конвективного теплообмена на поверхностях ограждений и оборудования помещения невозможно. Поэтому все методы исследования теплового режима, кроме экспериментальных, не дают конечного решения.

Выбор средней температуры. В расчетах теплового режима помещения вводится температура воздуха, средняя по объему всего помещения. Это справедливо в ряде случаев, например, при относительно низких помещениях: судовых (h = 2, 1 м), жилых (h = 2,7 м) и др. В этом случае обитаемой зоной, где система обеспечивает комфортные условия, становится бо́льшая часть объема.

Для высоких помещений рабочая зона составляет незначительную часть всего объема. Применяемые «контрастные» системы воздухораспределения (сосредоточенный выпуск воздуха, отрывные струи), большая рабочая разность температур формируют в верхней зоне более неравномерное и к тому же неисследованное температурное поле. Ход средних температур нижней и верхней зон помещения может значительно отличаться.

Для подтверждения этого рассмотрим данные натурного исследования температурного режима помещения значительной высоты при периодическом включении тепловой нагрузки (Q_{max} = 530 кВт), представленные на графике рис. 17. Для гармонического анализа нагрузки воспользуемся данными прилож. II для случая 3 при α = 1/3. Нагрузка может быть представлена средним за период значением $Q_{ср} = \alpha Q_{max} = 0{,}33 \cdot 530 = 177$ кВт, первой гармоникой с амплитудой $A_{Q_1} = 0{,}54 \cdot 530 = 287$ кВт, второй гармоникой с амплитудой $A_{Q_2} = 0{,}28 \cdot 530 = 147$ кВт и высшими гармониками.

Изменение средних температур на отметках +1,5; +5,0 и +10,0 м определялось путем замеров и обработки. Ход температур может быть в первом приближении заменен по принципу наложения двумя линиями. Одна — экспонента — является «ответом» помещения на скачкообразное увеличение нагрузки от нуля до $Q_{ср}$. Другая — основная гармоника — результат гармонического теплового потока с амплитудой A_{Q_1}. Влияние второй гармоники и тем более высших гармоник, которые «подавляются» помещением, на температурный режим в данном случае несущественно. Например, вторая гармоника имеет в два раза меньшую амплитуду, чем первая, и в два раза сильнее «подавляется» помещением (при $T/\tau_п \approx 1/0{,}5 = 2 > 0{,}3$).

Проанализируем ход средних на разных отметках температур. Каждая кривая имеет «свою» постоянную времени T, амплитуду колебания $A_{t_в}$ и установившееся значение температуры. Очевидно, что усреднение температуры по всему объему в данном случае привело бы к ошибке расчета хода температуры, оценить которую без опытных данных нельзя. В таких случаях правильно рассматривать среднюю температуру в обитаемой зоне. При этом нужно дополнительно учесть обмен воздухом и теплом между нижней зоной и остальной частью помещения.

Кондиционируемое помещение, принципиальная схема которого изображена на рис. 18, имеет в общем случае ряд составляющих тепловой нагрузки: тепло, поступающее через наружные ограждения $Q_н$, из окружающих помещений $Q_{окр}$, выделяемое внутренними источниками $Q_{вн}$, поступающее с приточным воздухом $Q_{пр}$, удаляемое с вытяжным $Q_{ух}$, а также тепло, воспринимаемое в неста-

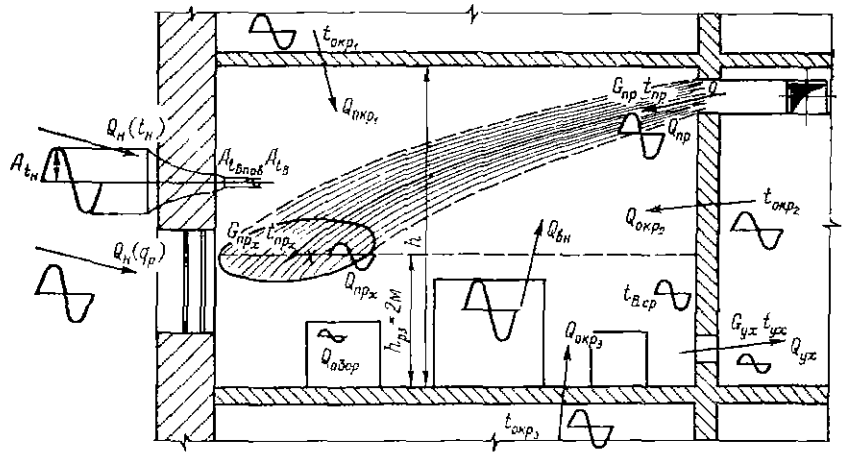


Рис. 18. Общее представление вентилируемого помещения в условиях возможных воздействий на его температурный режим

ционарном процессе внутренней поверхностью ограждений $Q_{огр}$ и оборудования $Q_{об}$:

$$Q_н + Q_{окр} + Q_{вн} + Q_{пр} + Q_{ух} + Q_{огр} + Q_{об} = 0. \quad (82)$$

При составлении теплового баланса полагаем, что инфильтрация отсутствует. При испарении влаги или конденсации водяного пара учитывается количество явного тепла, расходуемого на эти процессы. Оборудованием в отличие от ограждений будем называть все, что «погружено» в воздух помещения. Рассмотрим изменяющийся тепловой поток, влияющий на температурный режим помещения. Если тепло $Q_н$ вследствие переменной температуры наружного воздуха $t_н$ влияет на все здание или вследствие переменной радиации влияет на все помещения данного фасада, то в этих условиях внутренние ограждения рассматриваются как оборудование. Если же источник тепла $Q_{вн}$ находится в данном помещении, то упомянутые конструкции нужно рассматривать как ограждения.

Расчет гармонического температурного режима. Периодическую тепловую нагрузку произвольной формы с помощью гармонического анализа можно представить как несколько гармоник. Уравнение теплового баланса составляется в форме конечных разностей для полупериода гармонических температурных колебаний относительно средних за период значений. В этом случае постоянные в течение полупериода величины в уравнение не входят. Гармонический метод, использованный Ю. Н. Хомутецким [40] для задач прецизионного кондиционирования, имеет ряд преимуществ.

Поскольку характерные нагрузки помещения периодически повторяются, то данный метод учитывает их фактическую закономерность изменения. При расчете температурного режима надо принимать во внимание прежде всего основную гармонику разложения нагрузки. Влияние остальных уменьшается с увеличением порядкового номера. Свойства помещения «подавлять» высшие гармоники характеризуются затуханием ν. Оно зависит от динамических свойств помещения — постоянной времени переходного теплового процесса T и периода колебаний. Если затухание температурных колебаний при периоде $\tau_п = 24$ ч принять за единицу, то все остальные затухания можно определить с помощью номограммы рис. 19. Для этого надо знать затухание при некотором периоде $\tau_п$ и постоянную времени T. При больших величинах T затухание возрастает линейно с уменьшением периода.

Поскольку гармонические колебания не меняют своей формы и периода, то расчет температурного режима сводится к определению затухания как отношения амплитуд колебаний. При таком методе достигается единообразие решений при разных видах возмущений ($Q_н$; $Q_{окр}$; $Q_{вн}$). Имеется возможность строгого теплофизического учета конвективного тепла, воспринятого поверхностью за полупериод гармонических колебаний температуры воздуха помещения.

При необходимости определения сквозного затухания температурных колебаний в многослойном ограждении его заменяют эквивалентным по затуханию однослойным. Используя соотношения, предложенные Маккеем и Райтом, запишем

$$R_{экв} = \sum R_i; \quad S^2_{экв\,\tau} = \left[1{,}1\left(R_1 S^2_{1\tau} + R_2 S^2_{2\tau} + \ldots + \right.\right.$$
$$\left.\left. + R_n S^2_{n\tau}\right)/R_{экв}\right] - 0{,}1 S^2_{n\tau}. \qquad (83)$$

Составляющие теплового баланса. Для полупериода гармонических колебаний они описываются тремя основными соотношениями:

тепла, вносимого $Q_{пр}$ и удаляемого $Q_{ух}$ воздухом;

отдаваемого с нагретой поверхности ограждений и оборудования ($Q_{пар}$; $Q_{окр}$; $Q_{вн}$);

воспринимаемого (аккумулируемого) поверхностью ограждений $Q_{огр}$ и оборудования $Q_{об}$.

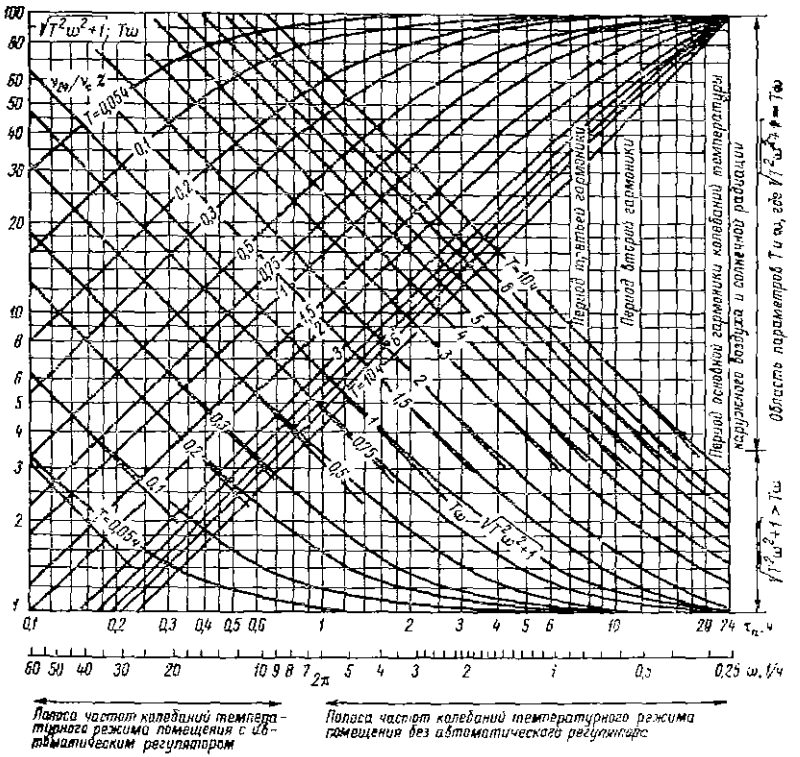


Рис. 19. Номограмма для определения относительных затуханий температурных колебаний в помещении, как апериодическом звене первого порядка, в зависимости от постоянной времени T переходного теплового процесса в помещении и периода (частоты) температурных колебаний

Рассмотрим основные соотношения, описывающие количество тепла, поступающего или удаляемого разными путями.

Тепло, вносимое приточным воздухом в помещение за полупериод гармоинческих колебаний его температуры, кДж

$$Q_{\text{пр}} = (2/\pi)\,(\tau_{\text{п}}/2)\,c_{\text{р}} G_{\text{пр}} A_{t_{\text{пр}}} = 0{,}32\tau_{\text{п}} G_{\text{пр}} A_{t_{\text{пр}}}. \qquad (84)$$

Тепло, вносимое приточным воздухом в рабочую (обитаемую) зону за полупериод гармонических колебаний его температуры, кДж

$$Q_{\text{пр}x} = (2/\pi)\,(\tau_{\text{п}}/2)\,c_{\text{р}} G_{\text{пр}\,x} A_{t_{\text{пр}x}} = 0{,}32\tau_{\text{п}} G_{\text{пр}x} A_{t_{\text{пр}x}}. \qquad (85)$$

Тепло, удаляемое из помещения или рабочей зоны уходящим воздухом при неизменном расходе и гармоническом изменении его температуры, кДж

$$Q_{\text{ух}} = (2/\pi)\,(\tau_{\text{п}}/2)\,c_{\text{р}} G_{\text{ух}} A_{t_{\text{ух}}} = 0{,}32\tau_{\text{п}} G_{\text{ух}} A_{t_{\text{ух}}}. \qquad (86)$$

Тепло, вносимое приточным воздухом за полупериод гармонического изменения его расхода, кДж

$$Q_{\text{пр}} = (2/\pi)\,(\tau_{\text{п}}/2)\,c_{\text{р}} t_{\text{пр}} A_{G_{\text{пр}}} = 0{,}32\tau_{\text{п}} t_{\text{пр}} A_{G_{\text{пр}}}. \qquad (87)$$

Тепло, вносимое приточным воздухом в рабочую зону помещения за полупериод гармонического измеиения его расхода и вызваиного этим колебания средней температуры приточной струи на расстоянии x от воздухораспределителя до рабочей зоны:

$$Q_{\text{пр}x} = (\tau_{\text{п}}/2)\,c_{\text{р}}\left[(t_{\text{пр}\,x} - 2A_{t_{\text{пр}x}}/\pi)\,(G_{\text{пр}x} + 2A_{G_{\text{пр}x}}/\pi) - t_{\text{пр}x} G_{\text{пр}x}\right],$$

или

$$Q_{\text{пр}x} = 0{,}32\tau_{\text{п}}\left(A_{G_{\text{пр}x}} t_{\text{пр}x} - A_{t_{\text{пр}x}} G_{\text{пр}x} - 2A_{t_{\text{пр}x}} A_{G_{\text{пр}x}}/\pi\right). \qquad (88)$$

Аналогично определяется тепло, удаляемое воздухом из помещения или его рабочей зоны за полупериод гармонического изменения его расхода и вызванного этим колебания температуры воздуха помещения, кДж

$$Q_{\text{ух}} = 0{,}32\tau_{\text{п}}\left(A_{G_{\text{ух}}} t_{\text{в}} - A_{t_{\text{в}}} G_{\text{ух}} - 2A_{t_{\text{в}}} A_{G_{\text{ух}}}/\pi\right). \qquad (89)$$

При расчетах по формулам (85) и (88) для рабочей зоны нужно предварнтельно определить расход $G_{\text{пр}x}$ (по известному $G_{\text{пр}}$) и амплитуду $A_{G_{\text{пр}x}}$ (по известной $A_{G_{\text{пр}}}$) на расстоянии x от воздухораспределителя до рабочей зоны. Расход $G_{\text{пр}\,x} = \psi_{\text{эж}} G_{\text{пр}}$, амплитуда колебания расхода $A_{G_{\text{пр}x}} = \psi_{\text{эж}} A_{G_{\text{пр}}}$. Здесь $\psi_{\text{эж}}$ — коэффициент, характеризующий эжектирование приточной струей окружающего воздуха. Он зависит от формы струи:

для осесимметричной $\psi_{\text{эж}} = 0{,}058 m_{\text{стр}} x/d_0$;

для плоской $\psi_{эж} = 0{,}21 m_{стр} \sqrt{x/b_0}$;

для веерной $\psi_{эж} = 0{,}21 m_{стр} \sqrt{x\,(x + 0{,}5d_0)/0{,}5d_0 b_0}$.

Средняя по сечению струи амплитуда колебания температуры определяется амплитудами колебания температуры приточного $A_{t_{пр}}$ и эжектируемого $A_{t_в}$ воздуха. Пользуясь правилом смеси, запишем

$$A_{t_{прх}} = (A_{t_{пр}} G_{пр} + A_{t_в} G_в)/(G_{пр} + G_в) =$$

$$= A_{t_{пр}} [1/\psi_{эж} + 1/\nu_{возд}(1 - 1/\psi_{эж})] \approx A_{t_{пр}}/\psi_{эж}. \qquad (90)$$

При гармоническом изменении расхода приточного воздуха и постоянной его температуре $(A_{t_{пр}} = 0)$ имеем

$$A_{t_{прх}} = A_{G_в} A_{t_в}/(A_{G_{пр}} + A_{G_в}) = [1 - (1/\psi_{эж})]\, A_{t_в}. \qquad (91)$$

2. Тепло, отдаваемое нагретой поверхностью за полупериод гармонических температурных колебаний, кДж

$$Q_н = Q_{окр} = Q_{вн} = 3{,}6\,(2/\pi)(\tau_п/2)\, F_1 [\alpha_{к1}(\nu_{1-в} - 1) +$$

$$+ \alpha_{л1}(\nu_{1-в} - 1/\nu_{в-2})] A_{t_в}. \qquad (92)$$

Особенности лучисто-конвективного теплообмена в помещении. Условия вентилируемого помещения определяют особенности теплообмена. Лучистый теплообмен между поверхностями ограждений и оборудования чаще всего происходит при небольших температурных перепадах. Теплоотдающая поверхность (F_1; ε_1) обычно окружена тепловоспринимающими (F_2; ε_2). В этом случае теплообмен может описываться уравнениями, представленными в табл. 5.

Для определения коэффициента конвективного теплообмена обычно используют критериальные уравнения. Эти уравнения при характерных для помещения условиях теплообмена приведены в табл. 5 для вынужденной и свободной конвекции. Они относятся к условиям движения у поверхности пластины. Для них характерны однонаправленность и равномерность, одним словом, упорядоченность движения.

В вентилируемом помещении условия конвективного теплообмена весьма специфичны и отличаются от тех, для которых справедливы критериальные уравнения. Движение воздуха происходит в замкнутом объеме произвольной конфигурации и при произвольном стеснении оборудованием. Закономерности циркуляции воздуха определяются примененной системой воздухораспределения. В этих условиях у поверхностей возникает неупорядоченное, неописываемое аналитически движение воздуха. В силу ограниченности и стесненности условия подтекания потоков к поверхности специфичны. Дополнительная турбулизация потоков, достигаемая при их поворотах, ускоряет наступление автомодельного движения (Re). Подача воздуха настильными струями усили-

Таблица 5

Вид теплообмена	Условия теплообмена и уравнения, описывающие теплообмен	Приближенные выражения для определения α на поверхностях	
		теплоотдающих α_1	тепловоспринимающих α_2
Лучистый	Теплоотдающая поверхность, окруженная тепловоспринимающими $F_1 < F_2$; $\varepsilon_1 \simeq \varepsilon_2 \simeq 0{,}9$; $c_0 = 5{,}7$ Вт/(м^{2}К^4); $\alpha_{1л} = \frac{c_0[(t_1/100)^4 - (t_2/100)^4]}{[1/\varepsilon_1 + F_1/F_2(1/\varepsilon_2 - 1)](t_1 - t_2)}$	$\alpha_{л1} \simeq 5{,}1[1 + 0{,}06(t_1 - t_2)]$	$\alpha_{л2\,ср} = \alpha_{л1}F_1/F_2$
Конвективный	Вынужденная конвекция при Re > 2300 $\alpha_к h/\lambda = 0{,}032\ (wl/\nu)^{0.8}$; $\nu = 15 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; $\lambda = 0{,}026$ Вт/(мК)	$\alpha_к \simeq 6{,}0\ w^{0.8}\ h^{-0.2}$	
	Свободная конвекция при $GrPr < 2 \cdot 10^9$ $\alpha_к h/\lambda = 0{,}76[(\nu/a)\ (\beta g h^3 \Delta t/\nu^2)]^{0.25}$ $\beta = 1/293$ (1/К); $g = 9{,}8$ м/с^2; $Pr = \nu/a = 0{,}7$	$\alpha_к \simeq 2\,0\ \Delta t^{0.25}\ h^{-0.25}$	
	Свободная конвекция при $GrPr > 2 \cdot 10^9$ $\alpha_к h/\lambda = 0{,}15[(\nu/a)\ (\beta g h^3 \Delta t/\nu^2)]^{0.33}$	$\alpha_к \simeq 1{,}8\ \Delta t^{0.33}$	

вает конвективный теплообмен на поверхностях. Кратность воздухообмена влияет на подвижность у поверхностей и тем самым на теплообмен.

Использование критериальных уравнений в этих условиях неправомочно. К тому же средняя подвижность и определяющий размер оказываются неизвестными.

Исследование конвективного теплообмена в помещении (методика и результаты). Конкретные данные о коэффициентах конвективного теплообмена отрывочны, противоречивы и не связывают его величину с условиями циркуляции воздуха в объеме помещения. Согласно нормам проектирования, на внутренней поверхности наружного ограждения $\alpha = 8{,}7$ Вт/(м^2 К), откуда $\alpha_к = \alpha - \alpha_л = 8{,}7 - 5{,}1 = 3{,}6$ Вт/(м^2 К). В. Н. Богословский рекомендует определять средний теплообмен на поверхности суммированием локальных значений в предположении их ступенчатого изменения по направлению движения и с учетом одновременного вынужденного и свободного движения. В работах, выполненных под руководством В. Н. Богословского, приводится значение $\alpha_к = 2{,}6$ Вт/(м^2 К).

Для экспериментальной оценки влияния условий движения воздуха в помещении на конвективный теплообмен в ЛТИХПе был создан стенд (рис. 20, *а*) и разработана методика исследования [26]. Конвективный теплообмен на тепловоспринимающих поверхностях ограждений и оборудования исследовался при разных кратностях $K_р = 0 \div 40^1$/ч. Изменение количества вносимого конвективного тепла достигалось изменением температуры приточного воздуха $t_{пр}$. Рабочая разность температур в опытах изменялась в пределах $\Delta t_р = t_в - t_{пр} = 2 \div 9$ К. Воздух распределялся одним центральным потолочным воздухораспределителем, создававшим настильную и отрывные веерные струи. Необходимая стабилизация температуры приточного воздуха $t_{пр}$ и воздуха в пространстве, окружавшем модель и специально обдуваемом $t_{окр}$, обеспечивалась двухпозиционным регулированием при малом периоде колебаний $\tau_п < 0{,}05$ ч, что создавало большие затухания температурных колебаний.

Для определения коэффициента конвективного теплообмена применялась следующая методика обработки опытных данных [26]. При изменении температуры $t_{пр}$ фиксировалось изменение $t_{в.ср}$. Время переходного теплового процесса принималось за полупериод температурных колебаний $t_{пр}$ и $t_{в.ср}$. Полагали, что при наличии холодильной мощности, равной тепловой, и без учета влияния свободной конвекции переходный процесс в помещении не зависит от знака изменения $t_{пр}$. Определялась основная гармоника разложения периодической величины $t_{пр}$ и $t_{в.ср}$ при равных полупериодах ($\alpha = 0{,}5$) и при $\beta_1 = \beta_2$ (см. прилож. II).

Кривые изменения $t_{пр}$ и $t_{в.ср}$, определенные из опыта, усреднялись при гармоническом анализе трапецией и экспонентой, равноотстоящими (по площади) от фактической кривой (рис. 20, *б*). Отношение амплитуд основных гармоник периодического изменения $t_{пр}$ и $t_{в.ср}$ являлось затуханием температурных колебаний в воздухе. Из уравнения (94) определялась искомая фактическая общая теплоемкость помещения $C_{пом}$. Расчетное значение общей теплоемкости определялось аналогично примеру 27 при $\nu_{в-2} = 1$. Затухание температурных колебаний на поверхности $\nu_{в-2}$ определялось как отношение расчетной и фактической теплоемкости $C_{пом}$. Средний на всех поверхностях коэффициент конвективного теплообмена определялся по номограмме рис. 22 при известных $\nu_{в-2}$ и средней массивности ограждений RS_τ.

Определенные таким путем значения $\alpha_к$ представлены на графике рис. 20, *в* в зависимости от кратности воздухообмена и типа приточных струй — настильной или отрывной. Опыты показали, что при распределении приточного воздуха настильными струями конвективный теплообмен возрастает в среднем на 40% по сравнению с подачей воздуха отрывными струями. Это объясняется увеличением подвижности воздуха у поверхностей при настильных струях. По мере увеличения кратности воздухообмена коэф-

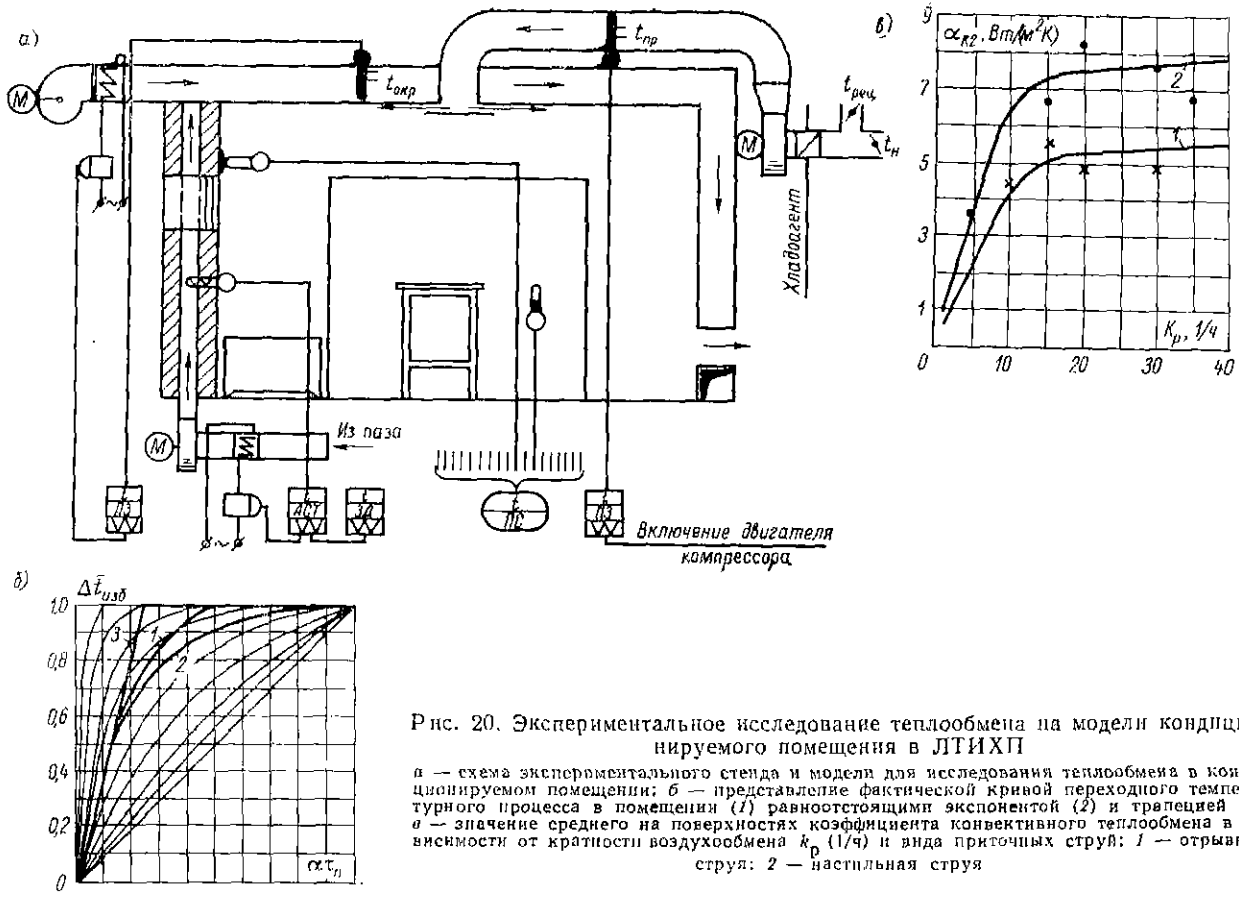


Рис. 20. Экспериментальное исследование теплообмена на модели кондиционируемого помещения в ЛТИХП

а — схема экспериментального стенда и модели для исследования теплообмена в кондиционируемом помещении; *б* — представление фактической кривой переходного температурного процесса в помещении (*1*) равноотстоящими экспонентой (*2*) и трапецией (*3*); *в* — значение среднего на поверхностях коэффициента конвективного теплообмена в зависимости от кратности воздухообмена $k_р$ (1/ч) и вида приточных струй: *1* — отрывная струя; *2* — настильная струя

фициент $\alpha_{к_2}$ растет сначала быстро, а потом все более медленно. Видимо, по такой зависимости изменяется от кратности средняя подвижность у поверхностей. Если, используя полученные значения $\alpha_{к_2}$, найти по критернальному уравнению подвижность, то она окажется значительно выше замеренной. Разброс опытных точек объясняется влиянием переменной рабочей разности температур $\Delta t_р$.

На стенде исследовался теплообмен на теплоотдающей поверхности с учетом свободной и вынужденной конвекции. При передаче тепла через ограждение теплопроводность последнего учитывалась изменением температуры внутренней поверхности ограждения по экспоненциальному закону. Средний на теплоотдающей поверхности коэффициент конвективного теплообмена определялся для момента времени τ переходного процесса по уравнению

$$\alpha_{к1}=\frac{c_р\rho V_{пом}dt_в/d\tau+c_рG_{пр}(t_в-t_{пр})/m_{эф}+\alpha_{к_2}F_2(t_в-t_2)}{F_1\{t_{1н}+\Delta t_1[1-\exp(-\tau/T_1)]-t_в\}}. \qquad (93)$$

Для определения величины $\alpha_{к_1}$ по формуле (93) использованы опытные зависимости $t_1(\tau)$, $t_2(\tau)$ и $t_в(\tau)$, полученные на модели кондиционируемого помещения в течение переходного теплового процесса при температурном скачке на наружной поверхности одного из ограждений. В опытах менялись: вид приточной струи (настильная и отрывная) кратность воздухообмена $k_р = 0 \div 0{,}30$ 1/ч, рабочая разность температур $\Delta t_р$ и коэффициент эффективности воздухообмена. Опытные данные математически обрабатывались, в частности, определялись значения $dt_в/d\tau$ для разных моментов времени. Зависимость рассчитывалась по уравнению (93) на ЭЦВМ.

Важно отметить, что все основные параметры, влияющие на теплообмен, изменялись в опытах взаимосвязанно. Поэтому для выявления влияния на $\alpha_{к_1}$ отдельных параметров выбирались опытные данные по близким значениям параметров. Проанализируем качественный характер изменения $\alpha_{к_1}=f(\tau)$. При обоих видах струй эта зависимость изображения кривой «ложкообразного» вида. Это объясняется сложным наложением свободной и вынужденной конвекции на теплоотдающей поверхности. Зависимости $\alpha_{к_1}(\tau)$ при подаче воздуха настильной и отрывной веерной струей и при разных кратностях воздухообмена показаны на графике рис. 21. Как видно из графика, теплообмен возрастает при увеличении кратности воздухообмена при подаче воздуха настильными струями по сравнению с отрывными.

Полученные зависимости для $\alpha_{к_1}$ и $\alpha_{к_2}$ позволяют лучше представить физическую сущность конвективного теплообмена. Разработанные методы определения коэффициентов конвективного теплообмена могут быть использованы для различных помещений и условий теплообмена.

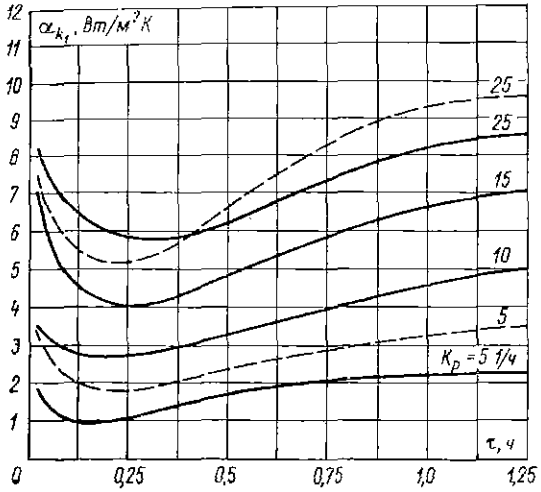


Рис. 21. Результаты исследования конвективного теплообмена на теплоотдающей поверхности при распределении воздуха настильной струей (пунктир) и отрывной струей (сплошная линия) при разных кратностях воздухообмена k_p и во времени

Тепло, воспринимаемое или отдаваемое поверхностями ограждений и оборудования помещения в течение полупериода гармонических колебаний температуры поверхности с амплитудой A_{t_1}, определяется следующим образом. Рассматривая основные поверхности помещения как пластины, подверженные гармоническим колебаниям температуры с одной стороны, запишем

$$Q = \sum (Q_{\text{отр}i} + Q_{\text{об}i}) = A_{t_1} \sum F_i \delta_i^* \rho_i c_i k_{\varphi i} = \\ = A_{t_\text{в}} \sum C_i k_{\varphi i} / \nu_{\text{в}-2} = A_{t_\text{в}} C_{\text{пом}}. \qquad (94)$$

Общая теплоемкость помещения. Величина $C_{\text{пом}} = \Sigma C_i k_{\varphi i} / \nu_{\text{в}-2}$ характеризует тепло, поглощаемое или отдаваемое всеми поверхностями ограждений и оборудования помещения в течение полупериода гармонического изменения температуры воздуха в помещении с амплитудой $A_{t_\text{в}} = 1$ К. Если в помещение тепло поступает конвективным путем (при изменении $G_{\text{пр}}$ или $t_{\text{пр}}$), то сначала изменяется $t_\text{в}$, а потом $t_{\text{э}}$, поэтому $A_{t_\text{в}} > A_{t_\text{э}}$. Если в помещении периодически изменяющееся тепло поступает излучением и конвекцией, то под влиянием конвективного тепла изменяется температура воздуха, а под влиянием лучистого тепла — температура поверхностей. С учетом вторичного теплообмена между ними, снижающего разность температур, можно приближенно полагать $\nu_{\text{в}-2} \simeq 1$.

Величина k_φ, названная Гребером коэффициентом *использования тепла пластиной*, учитывает, какая доля подводимого к поверхности тепла поглощается ею. Величина k_φ зависит от толщины и теплофизических свойств материала $k_\varphi = f(\Sigma RS_\tau)$.

Затухание температурных колебаний при переходе гармонической тепловой волны от воздуха к плоской поверхности определяется по формуле

$$\nu_{в-2} = A_{t_в}/A_{t_2} = \operatorname{mod}\left[1 + \sum RS_\tau \sqrt{i}\, th\left(\sum RS_\tau \sqrt{i}\right)/Bi\right]. \qquad (95)$$

Величины k_φ и $\nu_{в-2}$ определяются по номограмме рис. 22. В помещении при известных источниках поступления тепла и одинаковом $\nu_{в-2} = 1$ общая теплоемкость зависит только от k_φ. Если выполняется условие $RS_\tau > 1$, то в этом случае $k_\varphi \simeq 1{,}1/RS_\tau$ и общую теплоемкость помещения $C_{пом}$ можно полагать изменяющейся прямо пропорционально квадратному корню из отношения периодов: $C_{пом\ 2} = C_{пом\ 1}\sqrt{\tau_{п2}/\tau_{п1}}$.

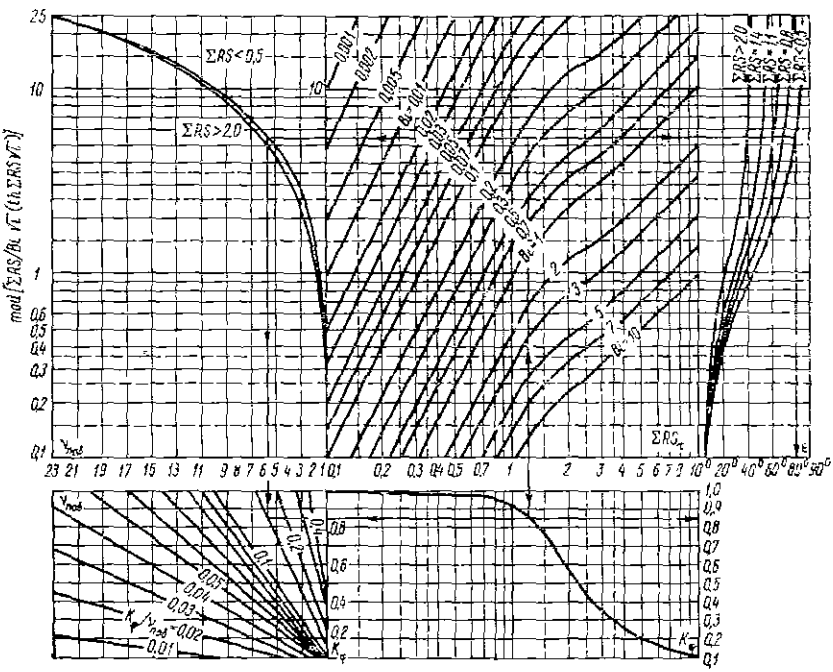


Рис. 22. Номограмма для определения затухания ν и *запаздывания* ε гармонической температурной волны при передаче тепла от воздуха к плоской поверхности и для определения коэффициента *использования тепла* k_φ в зависимости от Bi и ΣRS_τ

Наименование	Материал слоя	F, м²	δ^*, м	ρ, кг/м³
Наружная стена	Керамзитобетон	85	0,20	1400
	Фактурный слой	85	0,04	1700
	Для всего ограждения			
Внутренняя стена	Кирпичная кладка	183	0,25	1600
	Штукатурка	183	0,04	1800
	Для всего ограждения			
Перегородки	Гипсовые плиты	117	0,20	1100
Перекрытия	Железобетонные плиты	173	0,50	2500
Двери	Древесностружечные плиты	30	0,03	1000
Оборудование	Сталь	64	0,02	7850
	Пластмасса (пенопласт)	190	0,03	200
	Всего			Общая

помещения при $\nu_{в-з} = 1$ (к примеру 26)

c	$F\delta^{*}\rho c_{р}$	$S_{\tau}\, RS_{\tau}$			$k_{\varphi}{}' F\delta^{*}\rho c$		
кДж/кг К	кДж К	$\tau_{п} = 24$ ч	$\tau_{п} = 12$ ч	$\tau_{п} = 1$ ч	$\tau_{п} = 24$ ч	$\tau_{п} = 12$ ч	$\tau_{п} = 1$ ч
0,84	19500			34,4 / 11,9			
0,84	4750			46,5 / 2,1			
	24250			— / 14,0			0,1 / 2425
0,88	64400	8,1 / 3,15	11,4 / 4,45	40 / 15,4			
0,84	9900	10,1 / 0,45	14,3 / 0,65	50 / 2,1			
	74300	— / 3,60	— / 5,1	— / 17,5	0,30 / 22300	0,19 / 14100	0,08 / 5950
0,84	13000 / 26000	5,2 / 1,5	7,5 / 2,2	25,7 / 15,2	0,77 / 10000	0,50 / 6500	0,12 / 3120
0,84	91000 / 182000	17,4 / 2,1	24,6 / 3,0	86 / 21	0,53 / 48200	0,35 / 31400	0,10 / 18200
2,1	1900	5,1 / 0,53	7,2 / 0,74	25,3 / 2,7	0,97 / 1840	0,96 / 1820	0,40 / 760
0,48	4830	125 / 0,04	178 / 0,06	612 / 0,22	1,0 / 4830	1,0 / 4830	0,98 / 4730
1,34	1570	1,1 / 0,55	15 / 0,75	5,4 / 2,7	0,97 / 1520	0,96 / 1520	0,40 / 630
теплоемкость помещения, кДж/К					88700	60200	35810

При определении общей теплоемкости помещения $C_{пом}$ в качестве расчетной толщины ограждений и оборудования δ^* принимается:

для оборудования, обе поверхности которого подвержены одинаковым температурным колебаниям, $\delta^* = \delta/2$;

для всех ограждений помещения при тепловом воздействии только на данное помещение $\delta^* = \delta$;

для ограждений, разделяющих помещения, имеющие одинаковые тепловые воздействия, принимается $\delta^* = \delta/2$ (для симметричных конструкций ограждения) и в пределах $\Sigma RS_{\tau_i}/2$ (для несимметричных конструкций).

В качестве одновременных тепловых воздействий на ряд помещений можно рассматривать тепло при изменении температуры наружного воздуха и интенсивности солнечной радиации, а в ряде случаев также некоторые технологические составляющие (искусственное освещение и пр.).

Пример 27. Определить общую теплоемкость помещения по данным, приведенным в табл. 7. Площадь наружного непрозрачного ограждения $F = 85$ м² при периодах, соответствующих основной ($\tau_п = 24$) и второй гармонике ($\tau_п = 12$ ч) изменения солнечной радиации, а также при периоде $\tau_п = 1$ ч.

Учитывая, что источники тепла в помещении при работе технологического оборудования лучисто-конвективные, и пренебрегая вторичным конвективным теплообменом, принимаем $\nu_{в-2} = A_{t_в}/A_{t_2} \approx 1$. Площади F_i, расчетные толщины δ_i материалов и их теплофизические характеристики (ρ, c, λ, S_τ) записаны в табл. 6. Для перегородок и перекрытий при воздействии солнечной радиации в расчет введена половина толщины конструкции, а при периоде $\tau_п = 1$ ч (технологическое оборудование) — вся толщина.

Величина $k_ф$ принята по номограмме рис. 22. Как показал расчет, общая теплоемкость помещения уменьшается при уменьшении периода.

Пример 28. Для помещения, размеры и теплофизические характеристики ограждений и оборудования которого приведены в примере 27, определить общую теплоемкость при создании в нем температурных колебаний за счет изменения расхода $G_{пр}$ или температуры $t_{пр}$. Среднее за период $\tau_п = 1$ ч количество подаваемого в помещение воздуха $G_{пр} = 15\,300$ кг/ч, кратность воздухообмена $k_р = 4$ 1/ч.

Тепло, вносимое в помещение при изменении параметров приточного воздуха ($t_{пр}$, $G_{пр}$), поступает конвективным путем в воздух, а затем в силу циркуляции воздуха поступает на поверхности ограждений и оборудования. Поэтому амплитуды колебаний воздуха и поверхностей не равны: $A_{t_в} > A_{t_2}$ и $\nu_{в-2} > 1$. По графику рис. 20, *в* при кратности $k_р = 4$ 1/ч принимаем средний коэффициент конвективного теплообмена $\alpha_к = 2{,}5$ Вт/(м² К), как средний для настильной и отрывной струи.

Расчет проводим в табл. 7. Из табл. 6 при $\tau_п = 1$ ч выписываем δ^*, ΣRS, записываем λ и $R = \delta^*/\lambda$. Вычисляем $Bi = \alpha\Sigma R$ и с помощью номограммы рис. 22 определяем $\nu_{п-2}$. Комплекс $F_i\delta_i\rho_i c_i k_{\varphi_i}$ принимаем по данным табл. 6. Общая теплоемкость помещения $C_{пом} = 2230$ кДж/К.

Решение уравнений при характерных тепловых возмущениях.

1. Рассмотрим в качестве тепловых возмущений гармоническое изменение температуры $(A_{t_н}; A_{t_{окр}})$ или количества тепла, поступающего в помещение $(A_{Q_н}, A_{Q_{окр}}, A_{Q_{вн}})$. Будем полагать расход

Определение общей теплоемкости помещения $C_{пом}$ ***при*** $\alpha_{K_2} = 2{,}5$ **Вт/(м²К)**
(к примеру 27)

Наименование	Материал слоя	δ*	λ	ΣR	$B_i = \alpha \Sigma R$	$\Sigma R S_\tau$	$\tau_{в-2}$	$F_i \delta_i \rho_i \times c_i k_{\varphi i}$	$F_i \delta_i \rho_i \times c_i k_{\varphi i} / \nu_{в-2}$
		м	Вт (мК)	(м²К)/Вт	—	—	—	кДж/К	кДж/К
Наружная стена	Керамзитобетон	0,20	0,57	0,35		11,9			
	Фактурный слой	0,04	0,90	0,045		2,1			
	Для всего ограждения			0,40	1,0	14,0	13	2425	186
Внутренняя стена	Кирпичная кладка	0,25	0,63	0,40		15,4			
	Штукатурка	0,04	0,90	0,045		2,1			
	Для всего ограждения			0,45	1,0	17,5	13	5950	460
Перегородки	Гипсовые плиты	0,24	0,35	0,69	1,7	15,2	7	3120	445
Перекрытия	Железобетонные плиты	0,50	2,1	0,24	0,60	21	27	18200	670
Двери	Древесностружечные плиты	0,03	0,29	0,10	0,25	2,7	12	760	63
Оборудование	Сталь	0,02	58	$3{,}5 \cdot 10^{-4}$	$9 \cdot 10^{-4}$	0,22	24	4730	200
	Пластмасса	0,03	0,06	0,5	1,25	2,7	3	630	210
								Всего	2230

и температуру приточного воздуха неизменными. В этом случае температурный режим нерегулируем. В уравнение теплового баланса включаем только гармонически изменяющиеся величины.

$$Q_{\text{выд}} = Q_{\text{ух}} + Q_{\text{огр}} + Q_{\text{об}}. \tag{96}$$

Подставляя в уравнение (96) выражения (92), (86) и (94), получим

$$1{,}15\tau_{\text{п}} F_1 \left[\alpha_{\text{к}1}\left(\nu_{1-\text{в}}^2 - 1\right) + \alpha_{\text{л}1}\left(\nu_{1-\text{в}} - 1/\nu_{\text{в}-2}\right)\right] A_{t_{\text{в}}} = \\ = 0{,}32\tau_{\text{п}} G_{\text{ух}} A_{t_{\text{ух}}} + A_{t_{\text{в}}} C_{\text{пом}}. \tag{97}$$

Принимая $\nu_{\text{в}-2} \simeq 1$ и $A_{t_{\text{ух}}} = A_{t_{\text{в}}}$, определим искомую амплитуду температурных колебаний в помещении $A_{t_{\text{в}}}$

$$A_{t_{\text{в}}} = A_{t_{\text{н}}}/\nu_{\text{огр}}\nu_{1-\text{в}} = A_{t_{\text{н}}}/\nu_{\text{огр}}\left[1 + \left(C_{\text{пом}} + \right.\right. \\ \left.\left. + 0{,}32\tau_{\text{п}} G_{\text{ух}}\right)/1{,}15\tau_{\text{п}}\left(\alpha_{\text{к}_1} + \alpha_{\text{л}_1}\right) F_1\right]. \tag{98}$$

Если известна амплитуда A_Q гармонически изменяющегося теплового потока, поступающего в помещение, то искомая амплитуда $A_{t_{\text{в}}}$ колебания температуры в помещении определяется из выражения

$$A_{t_{\text{в}}} = 3{,}6\,(2/\pi)\,(\tau_{\text{п}}/2)\,A_Q/\left[C_{\text{пом}} + (\tau_{\text{п}}/2)\,c_{\text{р}} G_{\text{ух}}\right] = \\ = 1{,}15\tau_{\text{п}} A_Q/[C_{\text{пом}} + 1{,}8\tau_{\text{п}} Q/(t_{\text{в}} - t_{\text{пр}})]. \tag{99}$$

Это соотношение использовано в § 5 для определения превышения температуры над заданной при известной амплитуде теплового потока A_Q. Анализ формулы (99) показывает, что поступающее в помещение тепло аккумулируется ограждениями и оборудованием и удаляется вентиляционным воздухом. Доля этих слагаемых различна и зависит от размеров и теплофизических свойств материалов ограждений и оборудования, периода колебания теплового потока, объема помещения и кратности воздухообмена. Например, при одинаковых материалах, периодах и кратности воздухообмена с увеличением объема помещения возрастает относительная доля тепла, уносимого воздухом, ибо объем растет быстрее, чем площадь поверхности ограждения.

2. Рассмотрим изменение температуры в помещении $t_{\text{в}}$ при гармоническом изменении $t_{\text{пр}}$. Для полупериода колебания температур составим уравнение теплового баланса

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{ух}} + Q_{\text{огр}} + Q_{\text{об}}. \tag{100}$$

После подстановки в уравнение (100) выражений (84) ,(86) и (94) получим

$$0{,}32\tau_{\text{п}} C_{\text{пр}} A_{t_{\text{пр}}} = 0{,}32\tau_{\text{п}} G_{\text{ух}} A_{t_{\text{в}}} + A_{t_{\text{в}}} C_{\text{пом}}. \tag{101}$$

Отсюда искомая амплитуда

$$A_{t_{\text{в}}} = A_{t_{\text{пр}}}/\left[1 + \left(C_{\text{пом}}/0{,}32\tau_{\text{п}} G_{\text{пр}}\right)\right]. \tag{102}$$

3. Рассмотрим изменение температуры в помещении при гармоническом изменении расхода приточного воздуха. Уравнение теплового баланса (100) преобразуем, подставив выражения (87), (89) и (94):

$$0{,}32\tau_{\text{п}}A_{G_{\text{пр}}}t_{\text{пр}} = 0{,}32\tau_{\text{п}}\left(A_{G_{\text{ух}}}t_{\text{в}} - \right.$$

$$\left. - A_{t_{\text{в}}}G_{\text{ух}} - 2A_{t_{\text{в}}}A_{G_{\text{ух}}}/\pi\right) + A_{t_{\text{в}}}C_{\text{пом}}. \qquad (103)$$

Искомая амплитуда температурных колебаний (при $A_{G_{\text{пр}}} = A_{G_{\text{ух}}}$)

$$A_{t_{\text{в}}} = 0{,}32\tau_{\text{п}}\left(t_{\text{пр}} - t_{\text{в}}\right)A_{G_{\text{пр}}}/\left[C_{\text{пом}} + 0{,}32\tau_{\text{п}}\left(G_{\text{пр}} + 2A_{G_{\text{пр}}}/\pi\right)\right]. \qquad (104)$$

Зависимость (104) нелинейная, так как отношение амплитуд $A_{t_{\text{в}}}/A_{G_{\text{пр}}}$ непостоянно и зависит от среднего за период расхода воздуха $G_{\text{пр}}$ и амплитуды $A_{G_{\text{пр}}}$. Отрицательный знак рабочей разности температур $t_{\text{пр}} - t_{\text{в}}$ показывает, что в течение полупериода повышения расхода (против среднего) температура воздуха в помещении понижается (от средней). В заключение отметим, что при экспериментально определенных амплитудах уравнения (98), (99), (102) и (104) могут быть положены в основу методов определения коэффициентов конвективного теплообмена на теплоотдающих и тепловоспринимающих поверхностях помещения.

Переходный температурный режим в помещении. Рассмотрим его при более общем тепловом возмущающем воздействии — источнике лучисто-конвективного тепла. Количество тепла, вносимое таким источником, может меняться во времени произвольно. Интерес представляют следующие случаи:

1. Температура поверхности источника тепла мгновенно достигает установившейся величины и далее остается постоянной, например, если включают мощный нагреватель с малой постоянной времени нагрева. В этом случае количество тепла, отдаваемое источником, будет постоянно

$$Q_{\text{ист}} = 3{,}6\alpha_1 F_1\left(t_1 - t_{\text{в}}\right). \qquad (105)$$

2. Температура поверхности источника тепла меняется по определенному закону, например экспоненциальному $t_1(\tau) = t_{1\text{н}} + \Delta t_1\left[1 - \exp\left(-\tau/T_1\right)\right]$. В этом случае количество тепла, отдаваемое источником, будет переменно

$$Q_{\text{ист}} = 3{,}6\alpha_1 F_1\left\{t_{1\text{н}} + \Delta t_1\left[1 - \exp\left(-\tau/T_1\right)\right] - t_{\text{в}}\right\}. \qquad (106)$$

В дальнейшем будем рассматривать второй случай как более общий. В последующих рассуждениях будем полагать: поверхности $F_{2\text{л}}$ подвергаются облучению источника; поверхности $F_{2\text{к}}$ находятся в условиях конвективного теплообмена с воздухом; вторичным излучением поверхности $F_{2\text{л}}$ можно пренебречь; коэффициенты теплообмена $\alpha_{1\text{л}}$; $\alpha_{2\text{л}}$ и $\alpha_{2\text{к}}$ в течение переходного процесса

постоянны; температуры $t_{пр}$, $t_{в.ср}$ и $t_{ух}$ связаны между собой коэффициентом эффективности воздухообмена $m_{эф}$, изменением которого в переходном процессе пренебрегаем; температура воздуха в помещении, температура теплоотдающей поверхности (индекс 1) и тепловоспринимающих поверхностей (индекс 2) усредняются для каждого момента времени; теплообмен между воздухом и облучаемой поверхностью $F_{л2}$ не учитываем.

Уравнение теплового баланса

$$Q_{ист}+Q_{пр}=Q_{ух}+Q_{л}+Q_{к}+Q_{возд}. \qquad (107)$$

Будем полагать систему автоматического регулирования температуры воздуха в помещении разомкнутой, т. е. температуру и расход приточного воздуха примем постоянными. Рассмотрим каждую составляющую уравнения (107).

Количество тепла, вносимое приточным воздухом:

$$Q_{пр}=c_{р}G_{пр}t_{пр}/m_{эф}=C_{пр}t_{пр}/m_{эф}. \qquad (108)$$

Количество тепла, удаляемое с уходящим воздухом:

$$Q_{ух}=c_{р}G_{ух}t_{в}/m_{эф}=G_{ух}t_{в}/m_{эф}. \qquad (109)$$

Количество тепла, получаемое поверхностью $F_{л2}$ при излучении:

$$Q_{л}=3{,}6\alpha_{л2}F_{л2}\left[t_{1н}+\Delta t_{1}\left[1-\exp\left(-\tau/T_{1}\right)\right]-t_{л2}\right]. \qquad (110)$$

Количество тепла, получаемое поверхностью $F_{к2}$ при теплообмене с воздухом:

$$Q_{к}=3{,}6\alpha_{к2}F_{к2}\left(t_{в}-t_{к2}\right). \qquad (111)$$

Количество тепла, расходуемое на нагревание воздуха в объеме помещения:

$$Q_{возд}=\rho c_{р}V_{пом}dt_{в}/d\tau=C_{пом}dt_{в}/d\tau. \qquad (112)$$

После подстановки выражений (106), (108) — (112) в уравнение (107) получим уравнение

$$t_{в}'+p\left(\tau\right)t_{в}=q\left(\tau\right),$$

где

$$p\left(\tau\right)=\left[C_{ух}/m_{эф}+3{,}6\left(\alpha_{1}F_{1}+\alpha_{к2}F_{к2}\right)\right]/c_{р}\rho V_{пом}; \qquad (113)$$

$$q\left(\tau\right)=\left\{\left\{C_{пр}t_{пр}/m_{эф}+3{,}6\left\{\left[t_{1н}+\Delta t_{1}\left[1-\exp\left(-\tau/T_{1}\right)\right]\right]\times\right.\right.\right.$$

$$\left.\left.\left.\times\left(\alpha_{1}F_{1}-\alpha_{л2}F_{л2}\right)+\alpha_{к2}F_{к2}t_{к2}\right]\right\}\right\}/c_{р}\rho V_{пом}. \qquad (114)$$

Точное решение уравнения, описывающего изменение средней температуры воздуха в помещении в течение переходного процесса, получить нельзя. Для этого необходимо знать коэффициенты теплообмена и закон изменения температуры на поверхностях. Наобо-

рот, располагая опытными данными о ходе температур воздуха и поверхностей, можно определить коэффициенты теплообмена на поверхностях. Оба варианта решения основаны на использовании ЭВМ.

Переменная тепловая нагрузка изменяет не только температурный режим помещения, но и влажностный. При характеристике тепловлажностного процесса $\varepsilon_{пом} > 5000$ кДж/кг повышение средней температуры сопровождается понижением средней относительной влажности и наоборот. Кроме того, при количественном регулировании параметров в помещении средняя подвижность снижается пропорционально снижению расхода приточного воздуха. Взаимосвязанное изменение этих параметров нужно принимать во внимание при оценке теплового комфорта в помещении.

Глава II

ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ И ВЫБОРА ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ КОЛИЧЕСТВЕННОМ РЕГУЛИРОВАНИИ

§ 8. Переменные аэродинамические режимы и их расчет

Условия появления. В вентиляционной технике переменные аэродинамнческие режимы (ПАР) возникают в следующих характерных случаях:

при работе многозональных СКВ с количественным регулированием, если не установлен автоматический регулятор статического давления;

при работе групповых систем локализующей вентиляции, сблокированных с технологическим оборудованием;

при аэродинамической наладке и регулировке вентиляционных сетей СВ и СКВ на заданные расходы в ответвлениях.

Переменные режимы работы, вообще говоря, характерны для всех областей трубопроводной техники (водоснабжение, теплоснабжение, газоснабжение и др.).

В многозональных СКВ при автоматическом регулировании расходов в зональных ответвлениях перераспределяются расходы по всей сети и изменяется производительность вентилятора. При *изменении расхода воздуха, поступающего в помещение (зону)*, нарушается воздушный и температурно-влажностный режимы, изменяется подвижность, нарушается работа местных отсосов. Поэтому ПАР являются нежелательным явлением и их стремятся устранить.

Предлагаемый метод расчета ПАР позволяет оценить перераспределение расходов в вентиляционной сети и решить вопрос о необходимости установки автоматического регулятора статического давления, а также выбрать тип регулирующего органа, изменяющего производительность вентилятора.

Краткий обзор исследований. *Многообразие возможных положений* дроссельных клапанов в ответвлениях делают расчет ПАР общим случаем обычного аэродинамического расчета вентиляционной сети. Аналитические расчеты и экспериментальные исследования ПАР выполнялись как правило для конкретных типов сетей. Разнообразие конфигураций и аэродинамических характеристик сетей препятствовало обобщению полученных результатов.

Лишь в отдельных работах задача ставилась в достаточно общем виде. Г. А. Максимов [22] рассмотрел режим работы вентиляционного воздуховода с попеременно включаемыми ответвлениями в задаче определения расчетных потерь давления при допущении, что производительность вентилятора постоянна. Н. С. Ищенко предложил метод расчета ПАР вентиляционного воздуховода. При этом ряд аэродинамических особенностей (неавтомодельность движения, переменные сопротивления и др.) и специфических для СКВ моментов не принимались во внимание.

Анализ выполненных исследований как отечественных, так и зарубежных привел к выводу, что ПАР в специфических условиях многозональных СКВ с количественным регулированием исследованы недостаточно, а инженерные методы их расчета отсутствуют.

Факторы, влияющие на характер ПАР. Описание процесса потокораспределения в общем виде является сложной задачей, определяемой многими факторами. Последние удобно разделить на две группы, связав одни с вентиляционной сетью, а другие — с вентилятором.

Важнейшие факторы сети: конфигурация, количество транзитных воздуховодов и ответвлений; отношение числа регулируемых ответвлений m_0 к общему числу n_0; сокращение расходов в регулируемых ответвлениях; отношение сопротивления магистрального участка, где перемещается общий расход $\Delta P_{маг}$, к полному давлению вентилятора $P_в$; соотношение расчетных расходов в ответвлениях.

Факторы, определяемые вентилятором: серия и характеристика вентилятора, т. е. зависимость полного давления, развиваемого вентилятором, от его производительности $P_в = f(V)$ и положение на характеристике так называемой рабочей точки (на пересечении с характеристикой сети).

Принципиальная сторона процесса потокораспределения достаточно очевидна. Уменьшение расходов воздуха от их начальных (расчетных) значений в одних ответвлениях, называемых регулируемыми, приводит к возрастанию расходов в остальных, нерегулируемых, ответвлениях и к самопроизвольному снижению производительности вентилятора.

Задача, таким образом, сводится к исследованию и разработке метода инженерного расчета ПАР в условиях, характерных для многозональных СКВ с количественным регулированием [30].

Выбор исходного типа сети. На основе анализа проектных решений СКВ ряда отраслей промышленности были систематизированы характерные типы сетей (рис. 23). В конструктивном отношении они отличаются количеством транзитных воздуховодов, способом присоединения ответвлений (одно-, двух- и трехсторонее), применением камеры статического давления, обеспечивающей бо́льшую равномерность распределения расходов по ответвлениям. Ответвления имеют обычно значительное аэродинамическое сопро-

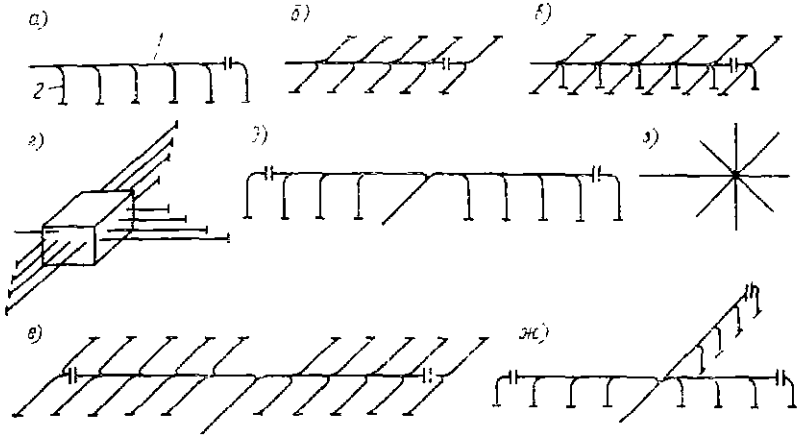


Рис. 23. Характерные схемы вентиляционных сетей многозональных СКВ

а, б, в — с одним транзитным воздуховодом (*1*) и одно-, двух- и трехсторонним присоединением ответвлений (*2*); *г* — присоединение ответвлений через камеру статического давления; *д, е* — с двумя транзитными воздуховодами и одно- и двусторонним присоединением ответвлений; *ж* — схема с тремя транзитными воздуховодами; *з* — схема типа «паук»

тивление; с учетом относительно малых расходов это обеспечивает небольшую разрегулировку начальных расходов в ответвлениях.

Анализ различных типов вентиляционных сетей позволил обобщить их, сведя к одному типу «паук» (рис. 23, *з*). В такой сети все ответвления рассматриваются параллельными, исходящими из одного узла. Чем больше неравенство $\Delta P_{отв}/V^2_{отв} > \Delta P_{тр}/V^2_{тр}$ (*тр* — транзитный участок между ответвлениями), тем с большим основанием справедлива такая замена.

Э. В. Бездеткина [4] показала, что разница расходов в ближайшем и наиболее удаленном ответвлениях, отнесенная к их полусумме, определяется числом ответвлений и отношением $S_{отв}/S_{тр}$. Эти зависимости изображены на графике рис. 24, *б*. Когда начальные расходы в ответвлениях должны быть равны, критерием перевода данной сети в сеть типа «паук» является различие расходов в ближайшем и наиболее удаленном ответвлениях. Если оно в пределах удвоенной суммарной погрешности измерения расхода, то можно приближенно полагать расходы в этих ответвлениях одинаковыми.

Пример 29. Оценить правомерность приведения сети с одинаковыми начальными расходами к типу «паук» при следующих данных: число ответвлений $n_0 = 8$, начальный расход воздуха в каждом $V_{отв} = 1800$ м³/ч = = 0,5 м³/с, сопротивление ответвления $\Delta P_{отв} = 100$ Па. Для участка транзитного воздуховода $S_{тр} = \Delta P_{тр}/V^2_{тр} = 1{,}75$ Па·с²/м⁶.

Определяем характеристику ответвления $S_{отв} = \Delta P_{отв}/V^2_{отв} = 100/0{,}5^2 =$ = 400 Па·с²/м⁶. По графику рис. 24, *б* определяем невязку расходов в

крайних ответвлениях $\Delta V = 25\%$. Это сопоставимо с удвоенной суммарной погрешностью измерения расхода. Поэтому данная сеть в отношении начального распределения расходов аналогична сети типа «паук».

Выбор исходных данных. Для расчета ПАР имеет значение возможное соотношение начальных расходов в ответвлениях. В общем случае расходы неодинаковы, а их соотношение может быть произвольным. Тогда общее решение задачи *потокораспределения* значительно усложняется. *Для зонирования больших помещений* характерно равенство расходов *в ответвлениях*. Примем это за основу. Далее *покажем*, как использовать расчетные зависимости, если начальные расходы в ответвлениях неравны.

Что касается характеристики вентилятора, то для простоты положим, что полное давление, развиваемое вентилятором, в диа-

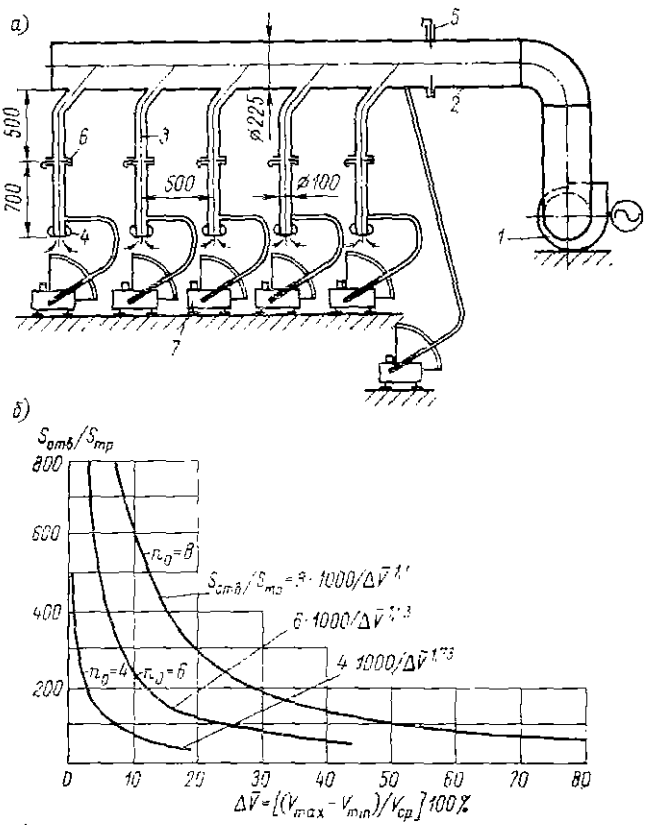


Рис. 24. Схема лабораторного аэродинамического стенда (*а*) и график разрегулировки расходов в ответвлениях (*б*)

1 — центробежный вентилятор с электродвигателем; *2* — магистральный воздуховод; *3* — ответвление; *4* — стальной коллектор по лемнискате Бернулли; *5, 6* — сменные диафрагмы в кармане; *7* — микроманометр для измерения статического давления за коллектором

пазоне возможного изменения его производительности постоянно. При изменении давления будем вводить поправку (a_2).

Безразмерные параметры для описания ПАР. По отношению к начальным расходы в регулируемых ответвлениях уменьшаются. Сокращение расходов во всех m_0 регулируемых ответвлениях описывается безразмерным параметром $\bar{v}_{\text{рег}}$.

$$\bar{v}_{\text{рег}} = \sum_{i=1}^{m_0} (V_{\text{н}i} - V_{\text{к}i}) / \sum_{i=1}^{n_0} V_{\text{н}i} \quad (\bar{v}_{\text{рег}} < 1{,}0). \tag{115}$$

За счет происходящего потокораспределения возрастают расходы в нерегулируемых ответвлениях. Степень возрастания расхода в каждом из $n_0 - m_0$ нерегулируемом ответвлении одинакова

$$\bar{v}_{\text{нерег}} = V_{\text{к}i} / V_{\text{н}i} \quad (\bar{v}_{\text{нерег}} > 1{,}0). \tag{116}$$

Количество регулируемых ответвлений m_0 относят к общему числу ответвлений n_0. Сопротивление магистрального участка $\Delta P_{\text{маг}}$, где перемещается общий расход, относят к полному давлению вентилятора $P_{\text{в}}$.

Аналитические зависимости для расчета ПАР. Для выбранной схемы сети полное давление вентилятора равно сопротивлению магистрали и одного из ответвлений

$$\Delta P_{\text{отв}} + \Delta P_{\text{маг}} = P_{\text{в}}, \text{ или } (1 - \Delta P_{\text{маг}} / P_{\text{в}}) + \Delta P_{\text{маг}} / P_{\text{в}} = 1. \tag{117}$$

После регулировки сети расход в нерегулируемом ответвлении возрастает в $\bar{v}_{\text{нерег}}$ раз, а его сопротивление возрастет в $\bar{v}^2_{\text{нерег}}$. Производительность вентилятора после регулирования ответвлений в долях от начальной (самопроизвольная глубина регулирования) составит

$$D_{\text{сип}} = V_{\text{к}} / V_{\text{н}} = 1 - \bar{v}_{\text{рег}} + (\bar{v}_{\text{нерег}} - 1)(1 - m_0 / n_0). \tag{118}$$

В квадрат этой величины изменится сопротивление магистрали. Для сети после регулировки расходов уравнение (117) можно записать в виде:

$$(1 - \Delta P_{\text{маг}} / P_{\text{в}}) \bar{v}^2_{\text{нерег}} + \Delta P_{\text{маг}} [1 - \bar{v}_{\text{рег}} + (\bar{v}_{\text{нерег}} - 1) \times (1 - m_0 / n_0)]^2 / P_{\text{в}} = 1. \tag{119}$$

Полученное уравнение (119) является основным соотношением, описывающим процессы потокораспределения в разветвленных сетях. Оно позволяет определить возрастание расхода $\bar{v}_{\text{нерег}}$ в сети с аэродинамическим параметром $\Delta P_{\text{маг}} / P_{\text{в}}$ и условиями регулирования (m_0 / n_0; $\bar{v}_{\text{рег}}$). Преобразование уравнения (119) к виду, удобному для определения искомого $\bar{v}_{\text{нерег}}$, приводит к алгебраиче-

скому уравнению с коэффициентами при второй, первой и нулевой степенях соответственно

$$1-\frac{\Delta P_{\text{маг}}}{P_{\text{в}}}+\frac{\Delta P_{\text{маг}}}{P_{\text{в}}}\left(1-\frac{m_0}{n_0}\right)^2;\ 2\left(\frac{m_0}{n_0}-\bar{v}_{\text{рег}}\right)\times$$

$$\times\left(1-\frac{m_0}{n_0}\right)\ \text{и}\ \left(\frac{m_0}{n_0}-\bar{v}_{\text{рег}}\right)^2-1. \qquad (120)$$

Пример 30. Определить для условий предыдущего примера возрастание расхода в нерегулируемых ответвлениях, если расход в трех ($m_0 = 3$) ответвлениях снижен до нуля, 300 и 1000 м³/ч.

В условиях данного примера: $m_0/n_0 = 3/8 = 0{,}375$; $\Delta P_{\text{маг}}/P_{\text{в}} = 0{,}80$ и $\bar{v}_{\text{рег}} = 3\cdot1800 - 300 - 1000/8\cdot1800 = 0{,}285$.

Коэффициенты, вычисленные по формуле (120), равны 0,51; 0,11 и 1. Решением уравнения второй степени является $\bar{v}_{\text{нерег}} = 1{,}30$, т. е. расходы в нерегулируемых ответвлениях возрастут на 30%.

Расчет ПАР при отключении ответвлений. Частным, но весьма характерным случаем регулирования расходов в ответвлениях является их полное закрытие ($V_{\text{кl}} = 0$). Режимы отключения наблюдаются при работе групповых систем локализующей вентиляции, сблокированной с технологическим оборудованием, в производствах с изменяющимся технологическим процессом и др. В режимах отключения $\bar{v}_{\text{рег}} = m_0/n_0$. Если это значение подставить в основное уравнение (119), то получим соотношение для искомого $\bar{v}_{\text{нерег}}$

$$\bar{v}_{\text{нерег}} = \left[\Delta P_{\text{маг}}\left(m_0^2/n_0^2 - 2m_0 n\right)/P_{\text{в}} + 1\right]^{-0{,}5}. \qquad (121)$$

Пример 31. Для условий предыдущего примера определим возрастание расходов в ответвлениях при закрытии четырех из них ($m_0 = 4$). Искомую величину $\bar{v}_{\text{нерег}}$ определяем по формуле (121): при $\Delta P_{\text{маг}}/P_{\text{в}} = 0{,}80$ и $m_0/n_0 = 4/8 = 0{,}500$ $\bar{v}_{\text{нерег}} = 1{,}60$. Если выполнить расчет для той же сети, но при $\Delta P_{\text{маг}}/P_{\text{в}} = 0{,}30$, то окажется, что величина $\bar{v}_{\text{нерег}} = 1{,}14$.

Анализ формул (119), (121) и примера 31 показывает, что потокораспределение существенно зависит от аэродинамического параметра $\Delta P_{\text{маг}}/P_{\text{в}}$. При прочих равных условиях с увеличением $\Delta P_{\text{маг}}/P_{\text{в}}$ расход в нерегулируемом ответвлении возрастает сильнее. Это объясняется следующим. Известно, что производительность вентилятора определяется сопротивлением вентиляционной сети. При больших значениях $\Delta P_{\text{маг}}/P_{\text{в}}$ основным сопротивлением является магистраль. При этом регулирование расхода в ответвлениях мало влияет на снижение производительности вентилятора. Поэтому расходы в нерегулируемых ответвлениях возрастают значительно.

Наоборот, при малых $\Delta P_{\text{маг}}/P_{\text{в}}$ основное сопротивление создает ответвление. При регулировании ответвлений производительность вентилятора резко снижается. Поэтому расходы в нерегулируемых ответвлениях возрастают относительно мало.

Приточные и вытяжные системы значительно различаются в отношении аэродинамического параметра $\Delta P_{\text{маг}}/P_{\text{в}}$. В приточных

системах основное сопротивление создает магистральный участок, где размещено оборудование для тепловлажностной обработки и очистки воздуха, шумоглушения и др. В вытяжных системах без фильтров это отношение меньше. Поэтому переменные аэродинамические режимы в многозональных приточных и вытяжных системах количественно выражены по-разному. В этих условиях приточные и вытяжные вентиляторы многозональных СКВ нужно регулировать самостоятельно, каждый по команде «своего» датчика статического давления.

Исследование ПАР на аэродинамическом стенде. Формулы (119) и (121) получены для условий чисто квадратичной сети. В ряде случаев в вентиляционных сетях возможен неавтомодельный режим движения воздуха, вызывающий изменение коэффициента гидравлического трения λ и коэффициентов сопротивления фасонных частей ζ. На изменение последних оказывают влияние близко расположенные фасонные части.

Для оценки степени возможного влияния этих явлений на зависимости, полученные для «идеальной» сети, были выполнены экспериментальные исследования ПАР на аэродинамическом стенде (рис. 24, *а*). Вентиляционная система, работавшая на всасывании, состояла из центробежного вентилятора, магистрального воздуховода ($d = 225$ мм) и пяти ответвлений ($d = 100$ мм), установленных на расстоянии $l = 500$ мм ($l/d = 2{,}2$). В ответвлениях имелись карманы для установки сменных диафрагм. Расходы воздуха в ответвлениях определяли путем измерения статического давления за коллекторами, очерченными на лемнискате. Вентилятор развивал постоянное полное давление в исследуемом интервале изменения его производительности. Относительное сопротивление магистрали изменяли в пределах $\Delta P_{маг}/P_в = 0{,}27 \div 0{,}93$ с помощью сменных диафрагм. Доля регулируемых ответвлений $m_0/n_0 = 0{,}2 \div 0{,}8$, снижение расхода $\bar{v}_{рег} = 0 \div 0{,}80$.

Анализ опытных данных и сопоставление их с расчетными значениями [30, 36] показали, что максимальное расхождение не превысило 6%, т. е. оказалось соизмеримо с ошибкой измерения расходов. Полученное совпадение следует считать достаточным для инженерных расчетов. Можно предположить, что на экспериментальном аэродинамическом стенде с учетом близких расстояний, малых диаметров и скоростей отклонения от «идеальной» квадратичной сети были созданы бо́льшими, чем этого можно ожидать на практике.

Исследование ПАР на электроаэродинамическом аналоге. Полученные аналитические зависимости требуют выполнения ряда алгебраических операций. Удобнее и более наглядно иметь графики зависимости $\bar{v}_{перег} = f(\bar{v}_{рег}; \Delta P_{маг}/P_в; m_0/n_0)$. На основе известной аналогии уравнений аэродинамики и электротехники для участка и всей сети (цепи) был создан стенд для исследования зависимости потокораспределения.

Стенд выполнен в виде вертикальной панели с патронами для квадратичных элементов (электрических ламп накаливания), моделирующих участки вентиляционной сети соединительными проводами, источником переменного напряжения и электроизмерительными приборами. Регулировался стенд установкой ламп меньшей мощности, а ответвления закрывались разрывом цепи. Число ступеней регулирования составило пять-шесть.

В проведенных опытах параметры моделируемой сети изменялись в пределах: $\Delta P_{маг}/P_в = 0{,}25 \div 0{,}90$; $m_н/n_н = 0{,}11 \div 0{,}90$; $\bar{v}_{рег} = 0 \div 0{,}90$.

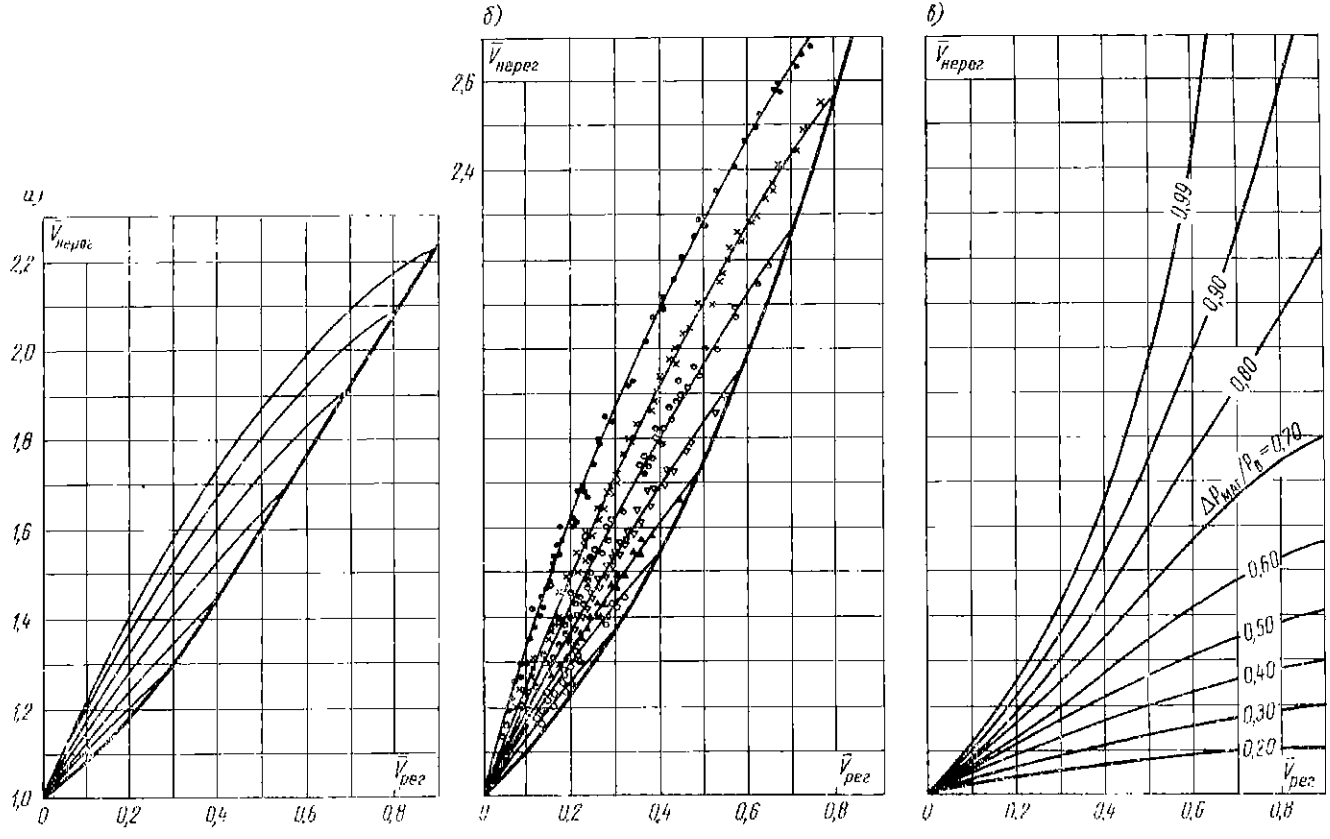
По результатам исследований в координатах $\bar{v}_{рег} - \bar{v}_{нерег}$ были построены графики зависимости. Каждая линия на графике соответствует определенному m_0/n_0. Граничная линия, для которой $m_0/n_0 = \bar{v}_{рег}$, соответствует отключению ответвлений. Каждый график соответствует определенному $\Delta P_{маг}/P_в$.

На рис. 25 приведены зависимости, соответствующие $\Delta P_{маг}/P_в = 0{,}80$; 0,89, и сводный график ПАР при отключении ответвлений. Величина $\bar{v}_{нерег}$ зависит не только от $\bar{v}_{рег}$, но и от m_0/n_0. Одинаковое сокращение расходов ($\bar{v}_{рег}$) приведет к наиболее сильному потокораспределению, когда регулируется наибольшее число ответвлений ($m_{0\,max} = n_0 - 1$). Представляющая интерес зависимость потокораспределения от относительного сопротивления магистрали описана выше.

Учет характеристики вентилятора при расчете ПАР. Расчетные соотношения (119) и (121) получены при условии неизменности полного давления, развиваемого вентилятором. Анализ безразмерных характеристик вентиляторов разных серий, представленных на графике рис. 26, показывает, что современные высокоэффективные вентиляторы (Ц4-70, Ц4-76 и др.) имеют крутопадающую характеристику.

В результате дросселирования ответвлений сети производительность такого вентилятора снижается, а давление возрастает. При этом производительность оказывается большей, чем если бы вентилятор развивал постоянное давление. Поэтому результаты расчета ПАР корректируются коэффициентом a_2, учитывающим начальный коэффициент производительности $\bar{v}_н = 24{,}3\, V_{сек}/d_к^3 n_к$ и снижение производительности $D_{смп}$ (118) вследствие дросселирования. Коэффициент a_2 для вентиляторов разных серий определяют по графикам рис. 27.

Пример 32. Покажем, как учесть влияние характеристики вентилятора серии Ц4-70 № 10 при $n_к = 920$ об/мин. Начальная производительность $V = 38\,500$ м³/ч вследствие ПАР снижается до $D_{смп} = 0{,}74$. Начальный коэффициент производительности $\bar{v}_н = 21{,}3 \cdot 38\,500\, 1^3 \cdot 920 \cdot 3600 = 0{,}28$. По графику рис. 27, *а* для вентиляторов серии Ц4-70 при $\bar{v}_н = 0{,}28$ и $D_{смп} = 0{,}74$ определяем поправочный коэффициент $a_2 = 1{,}11$. Это значит, что расходы в нерегулируемых ответвлениях надо увеличить на 11% против вычисленных по формулам (119) и (121).


а)
$\bar{V}_{перег}$
2,2
2,0
1,8
1,6
1,4
1,2
1,0
0
0,2
0,4
0,6
0,8
$\bar{V}_{рег}$
б)
$\bar{V}_{перег}$
2,6
2,4
0
0,2
0,4
0,6
0,8
$\bar{V}_{рег}$
в)
$\bar{V}_{перег}$
0,99
0,90
0,80
$\Delta P_{мин}/P_0 = 0,70$
0,60
0,50
0,40
0,30
0,20
0
0,2
0,4
0,6
0,8
$\bar{V}_{рег}$

Учет различия начальных расходов в ответвлениях. Начальные расходы в ответвлениях многозональной СКВ могут быть, вообще говоря, неравными. Условие равенства начальных расходов, как это нехарактерно для СКВ, все же с точки зрения общей теории расчета является частным случаем. Поэтому расчет ПАР при различных начальных расходах имеет большое значение. Такой метод базируется на ранее описанном.

В предыдущих рассуждениях всякая вентиляционная сеть с одинаковыми начальными расходами *после регулирования* в ряде ответвлений $m_0 \leqslant n_0 - 1$ превращалась в сеть с неравными расходами.

Справедливо и обратное преобразование, выполняемое условно [35]. В результате этого преобразования сеть с неодинаковыми начальными расходами можно заменить условной сетью с одинаковыми расходами, причем такое преобразование единственное. Для полученной условной сети можно применить метод расчета ПАР.

Вопрос заключается лишь в том, с помощью каких операций можно превратить любую сеть в условную.

Порядок таких преобразований следующий. Обозначим начальные параметры индексом н, а параметры условной сети — индексом усл. Ответвление с наибольшим начальным расходом будем считать нерегулируемым. Если наибольшие одинаковые расходы имеют несколько ответвлений, то все они считаются нерегулируемыми.

Остальные ответвления в количестве m_0 являются регулируемыми. Дальнейшее решение производят путем подбора. Для этого задаются несколькими значениями условного расхода, удовлетворяющими неравенству $V_{усл} > \sum_{1}^{m_0} V_{н_i}/m_0$. Для каждого из выбранных значений $V_{усл}$ определяется величина $\bar{v}_{перег} = V_{перег.\,н}/V_{усл}$. Условное относительное сопротивление магистрали

$$\left(\Delta P_{маг}/P_{в}\right)_{усл} = \left[P_{в}\left(\bar{v}^2_{перег} - 1\right) + \Delta P_{маг.\,н}\right]\bar{v}^2_{перег} P_{н}. \qquad (122)$$

Снижение расходов в регулируемых ответвлениях

$$\bar{v}_{рег} = \left(m_0 V_{усл} - \sum_{1}^{m_0} V_{н_i}\right)/n_0 V_{усл}. \qquad (123)$$

С помощью номограммы (рис. 28) по известным значениям $\bar{v}_{перег}$, $\bar{v}_{рег}$ и $\left(\Delta P_{маг}/P_{в}\right)_{усл}$ определяются значения комплексов A. Правильное значение $V_{усл}$ то, при котором значения A совпадают.

Пример 33. В вентиляционной сети сопротивление магистрали $\Delta P_{маг.\,н} = 720$ Па, а давление вентилятора $P_{в} = 1000$ Па. Расходы в каждом из пяти ответвлений сети типа «паук» $V_{н} = 1600$; 1500; 1000; 800 и 200 м³/ч. Для возможности последующего расчета ПАР преобразуем эту сеть в сеть с условными одинаковыми расходами.

Рис. 25. Графики характерных зависимостей, описывающих ПАР

а — для сети при $\Delta P_{маг}/P_{в} = 0{,}80$; *б* — для сети при $\Delta P_{маг}/P_{в} = 0{,}89$ (нанесены опытные точки); *в* — для сети при отключении ответвлений в произвольном $\Delta P_{маг}/P_{в}$

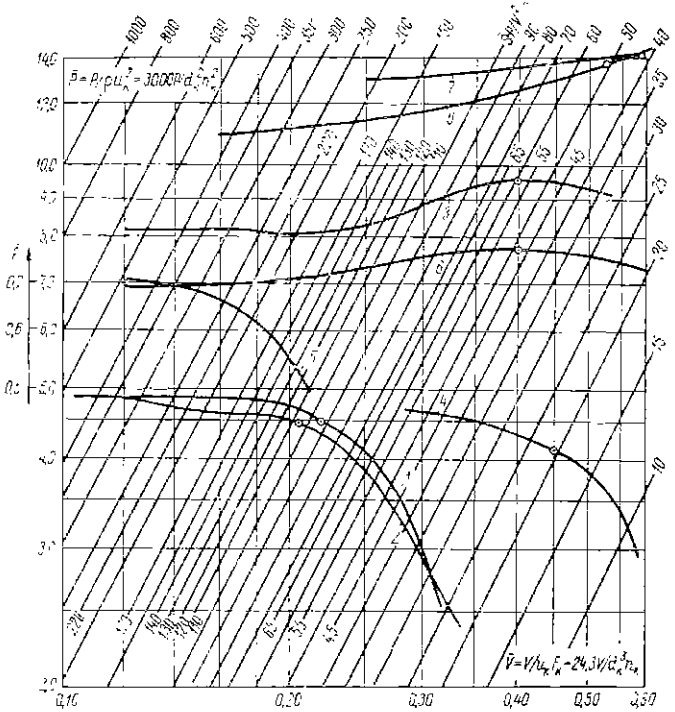


Рис. 26. Сводный график безразмерных характеристик вентиляторов различных серий

1 — серия Ц4-70; *2* — серия Ц4-76; *3* — серия Ц9-57; *4* — серия Ц4-100/2; *5* — осевой вентилятор серии М11 (06-320) имеет отдельную ось *р*; *6* — серия Ц9-55; *7* — серия ВГС; *8* — серия Ц13-50. Точками обозначены режимы максимального к. п. д.

Наибольший расход ($V_н = 1600$ м³/ч) относим к нерегулируемому ответвлению; остальные четыре ответвления полагаем регулируемыми ($m_0 = 4$). Средний расход $\sum_{m_0} V_0/m_0 = (1500 + 1000 + 800 + 200)/4 = 875$ м³/ч. Задаемся значениями $V_{усл}$ 875 м³/ч, а именно: 1000, 1100 и 1200 м³/ч. Для каждого из этих значений определяем $\bar{v}_{перег} = V_{перег.н}/V_{усл}$; $(\Delta P_{маг}/P_в)_{усл}$ по формуле (122) и $\bar{v}_{рег}$ по формуле (123). Все значения заносим в табл. 8. По номограмме рис. 28 определяем комплекс A. При $V_{усл} = 1100$ м³/ч (точнее 1120 м³/ч) эти комплексы равны. Следовательно, данная сеть может быть преобразована в сеть с одинаковыми расходами во всех ответвлениях при $V_{усл} = 1120$ м³/ч. При этом $(\Delta P_{маг}/P_в)_{усл} = 0{,}87$.

Рекомендуемый порядок инженерного расчета ПАР. Исходными данными, предшествующими расчету, являются: схема воздуховодов, число ответвлений (n_0), в том числе регулируемых (m_0), начальные (расчетные) расходы в ответвлениях V_{0i}; конечные расходы в регулируемых ответвлениях $V_{кi}$; серия, номер и число обо-

Расчетные величины

Параметр сети	Условный расход. $V_{усл}$, м³/ч		
	1000	1100	1200
$\overline{v}_{неперег}$	1,60	1,45	1,33
$(\Delta P_{маг}/P_в)_{усл}$	0,83	0,87	0,84
	0,10	0,16	0,22
$v_{рег}$	1,03	0,93	0,83
комплекс A	0,90	0,92	0,93

ротов вентилятора; полное давление, развиваемые вентилятором при начальном расходе $P_в$ и сопротивление $\Delta P_{маг}$. Порядок расчета следующий:

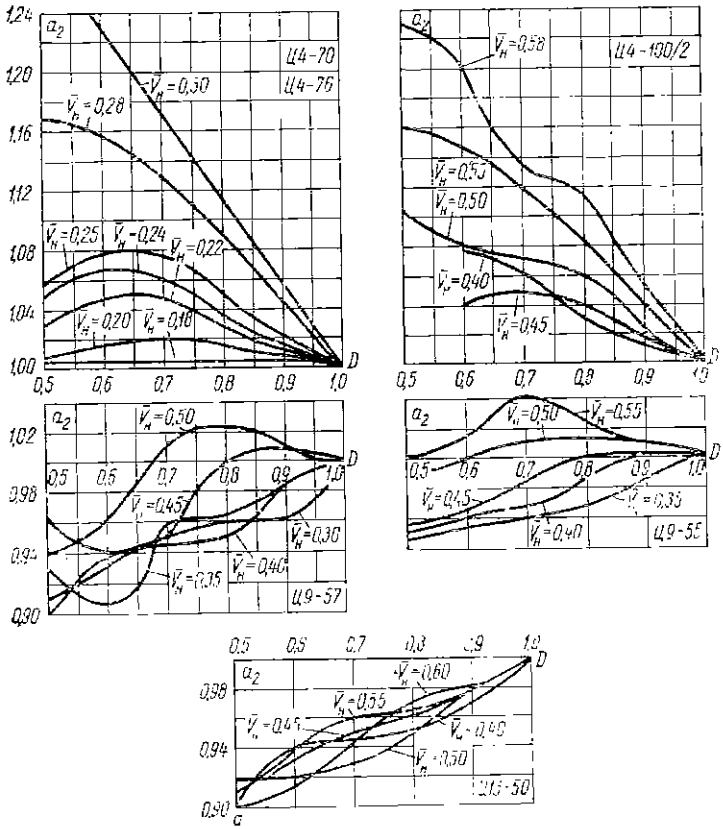


Рис. 27. Графики для определения коэффициента a_2, учитывающего изменение давления при уменьшении производительности вентиляторов разных серий

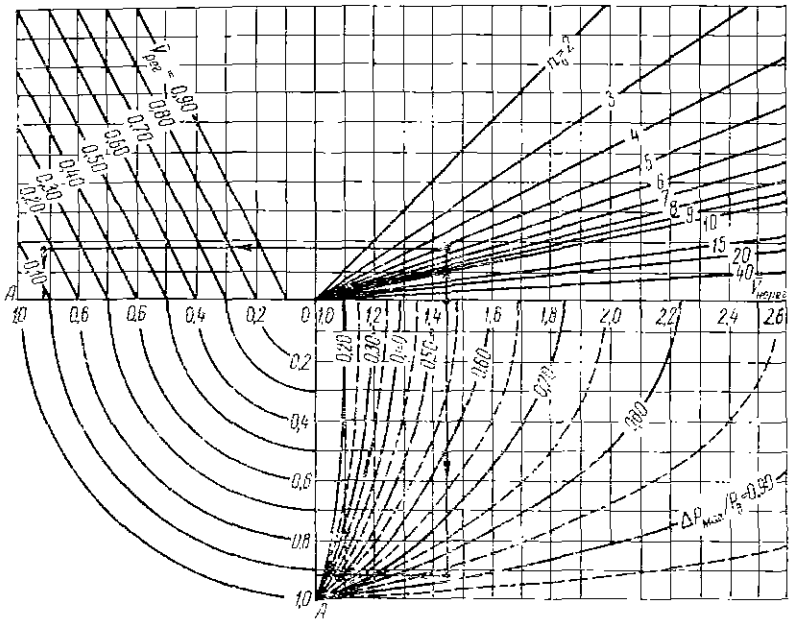


Рис. 28. Номограмма для перевода сети с неодинаковыми расходами воздуха в ответвлениях в условную сеть с равными расходами

1. Рассматривается вопрос, можно ли данную вентиляционную сеть рассматривать как сеть типа «паук» (см. пример 29). Если это так, то справедливы последующие действия.

2. Рассматриваются начальные расходы в ответвлениях. Если они неравны, то данная сеть заменяется условной с одинаковыми начальными расходами в ответвлениях (см. пример 33).

3. Для сети с одинаковыми или условно одинаковыми расходами вычисляется $m_0\, n_0$.

4. В общем случае по формуле (119) или графикам, а в режимах отключения ответвлений по формуле (121) или графику рис. 25, *в* определяется искомое возрастание расходов в нерегулируемых ответвлениях $\bar{v}_{\text{перег}}$.

5. Определяется начальный коэффициент производительности вентилятора $\bar{v}_{\text{н}} = 24{,}3\, V_{\text{сек}}/d_{\text{к}}^3 n_{\text{к}}$ и вычисляется снижение расхода $D_{\text{сми}}$ по формуле (118). Для вентилятора данной серии определяется поправка a_2 к величине $\bar{v}_{\text{перег}}$, учитывающая изменение полного давления вентилятора при регулировании.

6. Искомый расход в нерегулируемых ответвлениях определяется как $V_{\text{к. перег}} = a_2 \bar{v}_{\text{перег}} V_{\text{н}}$.

Рекомендуемый метод регулирования вентиляционных сетей. Известно, что регулирование вентиляционных сетей на заданные

расходы в ответвлениях в процессе пусконаладочных работ остается одной из самых трудоемких операций. Трудоемкость возрастает по мере усложнения конфигурации сети и увеличения числа ответвлений. Несовершенство применяемых методов, заключающихся в определении положения регулирующих органов путем последовательных приближений, приводит к значительным затратам времени, погрешности установки расходов и тем самым к снижению эффективности работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Применяемый метод регулирования сводится к поочередному уравниванию отношений фактических и необходимых расходов в параллельных ответвлениях, начиная с двух, наиболее удаленных от вентилятора. При этом процесс уравнивания происходит как правило интуитивно, без каких-либо теоретических предпосылок, лежащих в основе регулирования расходов.

Изложенный здесь метод сокращает собственно наладочные работы до неизбежного минимума и сводится к следующему. Первоначально при всех полностью открытых дроссельных органах измеряются расходы в ответвлениях и потери полного давления по участкам сети транзитного воздуховода. Дальнейшие операции заключаются в несложных расчетах, определяющих положение дроссельных органов в каждом из ответвлений сети. После установки дросселей в расчетные положения замеряют расходы в ответвлениях и сравнивают с необходимыми. При разнице больше допустимой эти ответвления дополнительно подрегулируют.

Налаживаемая сеть должна удовлетворять следующим требованиям:

1. Сеть достаточно герметична, о чем судят по совпадению производительности вентилятора с суммой расходов в ответвлениях. При негерметичности сети устраняется причина последней. Если место, где сеть негерметична, известно, но устранить негерметичность затруднительно, при расчете учитывают ее, вводя условный участок с известным расходом, равным утечке, и сопротивлением.

2. Вентилятор работает в характеристике, т. е. при данном числе оборотов и производительности полное развиваемое давление соответствует паспортным данным. В противном случае определяется его фактическая характеристика.

3. Все дроссельные органы установлены на достаточном удалении от предшествующей по ходу воздуха фасонной части, т. е. практически на стабилизированном потоке. Это соответствует условиям экспериментального определения их аэродинамических характеристик.

Практически любые сети могут быть трансформированы к схеме, изображенной на рис. 23, *а*. Дадим нумерацию ответвлений сети от 1 до n (номера возрастают по мере приближения к вентилятору). Участки воздуховода между ответвлениями обозначим номерами от $n + 1$ до $2n-1$. Номер $2n-1$ относится к магистральному участку на всасывании и нагнетании, где перемещается общий рас-

ход. Фактические расходы и сопротивления замеряют при всех полностью открытых дроссельных органах, а сечения — в месте установки дросселей. Результаты записывают в первые три строки табл. 9. Характеристика каждого ответвления вычисляется по формуле $S_{\text{факт}} = \Delta P_{\text{факт}}/V^2_{\text{факт}}$ и записывается в четвертую строку. Необходимые расходы на всех участках (например, проектные) записывают в пятую строку. Сопротивления транзитных участков пересчитываются с учетом отличия необходимых расходов от фактических $\Delta P_{\text{необх}} = \Delta P_{\text{факт}} (V_{\text{необх}}/V_{\text{факт}})^2$ и записываются в шестую строку.

Необходимые характеристики ответвлений $S_{\text{необх}}$ (седьмая строка) определяются в следующем порядке. Рассматривая вентилятор, магистральный участок $2n$—1 и ближайшее ответвление n, запишем

$$\Delta P_n + \Delta P_{2n-1} = a_2 P_{\text{вент}} \quad \text{или} \quad S_{n\,\text{необх}} V^2_{n\,\text{необх}} + \Delta P_{(2n-1)\,\text{необх}} = a_2 P_{\text{вент}}.$$

Отсюда искомая величина

$$S_{n\,\text{необх}} = (a_2 P_{\text{вент}} - \Delta P_{(2n-1)\,\text{необх}})/V^2_{n\,\text{необх}}. \qquad (124)$$

Коэффициент a_2, учитывающий возможное изменение производительности вентилятора, определяется по графику рис. 27 при коэффициенте производительности, соответствующем фактическому расходу $\bar{v}_{\text{в}} = 24{,}3 \sum V_{\text{факт}}/d^2_{\text{к}} n_{\text{к}}$ и глубине регулирования расхода $D = \sum V_{\text{необх}}/\sum V_{\text{факт}}$.

Далее, рассматривая ответвления n и n—1 и расположенный между ними участок $2n$—2, получим $\Delta P_{n-1} + \Delta P_{2n-2} = \Delta P_n$, откуда

$$S_{(n-1)\,\text{необх}} = (S_{n\,\text{необх}} V^2_{n\,\text{необх}} - \Delta P_{(2n-2)\,\text{необх}})/V^2_{(n-1)\,\text{необх}}. \qquad (125)$$

Аналогично, рассматривая ответвления n—1 и n—2 и расположенный между ними участок $2n$—3, определяем:

$$S_{(n-2)\text{необх}} = (S_{(n-1)\,\text{необх}} V^2_{(n-1)\,\text{необх}} - \Delta P_{(2n-3)\,\text{необх}})/V^2_{(n-2)\,\text{необх}}; \qquad (126)$$

$$S_{(n-3)\,\text{необх}} = (S_{(n-2)\,\text{необх}} V^2_{(n-2)\,\text{необх}} - \Delta P_{(2n-4)\,\text{необх}})/V^2_{(n-3)\,\text{необх}}; \qquad (127)$$

$$S_{3\,\text{необх}} = (S_{4\,\text{необх}} V^2_{4\,\text{необх}} - \Delta P_{(n+2)\,\text{необх}})/V^2_{3\,\text{необх}}; \qquad (128)$$

$$S_{2\,\text{необх}} = (S_{3\,\text{необх}} V^2_{3\,\text{необх}} - \Delta P_{(n+1)\,\text{необх}})/V^2_{2\,\text{необх}}. \qquad (129)$$

И, наконец, рассматривая два параллельных между собой и наиболее удаленных от вентилятора ответвления 1 и 2, определяем

$$S_{1\,\text{необх}} = S_{2\,\text{необх}} V^2_{2\,\text{необх}}/V^2_{1\,\text{необх}}. \qquad (130)$$

Разность необходимых и фактических характеристик каждого ответвления записывают в восьмую строку. По этой разности, известному сечению (первая строка) и типу дросселя (клапан, шибер, диафрагма) с помощью номограммы рис. 29 определяется: угол поворота клапана α, степень диафрагмирования шибера $b/b_{\max}$ и

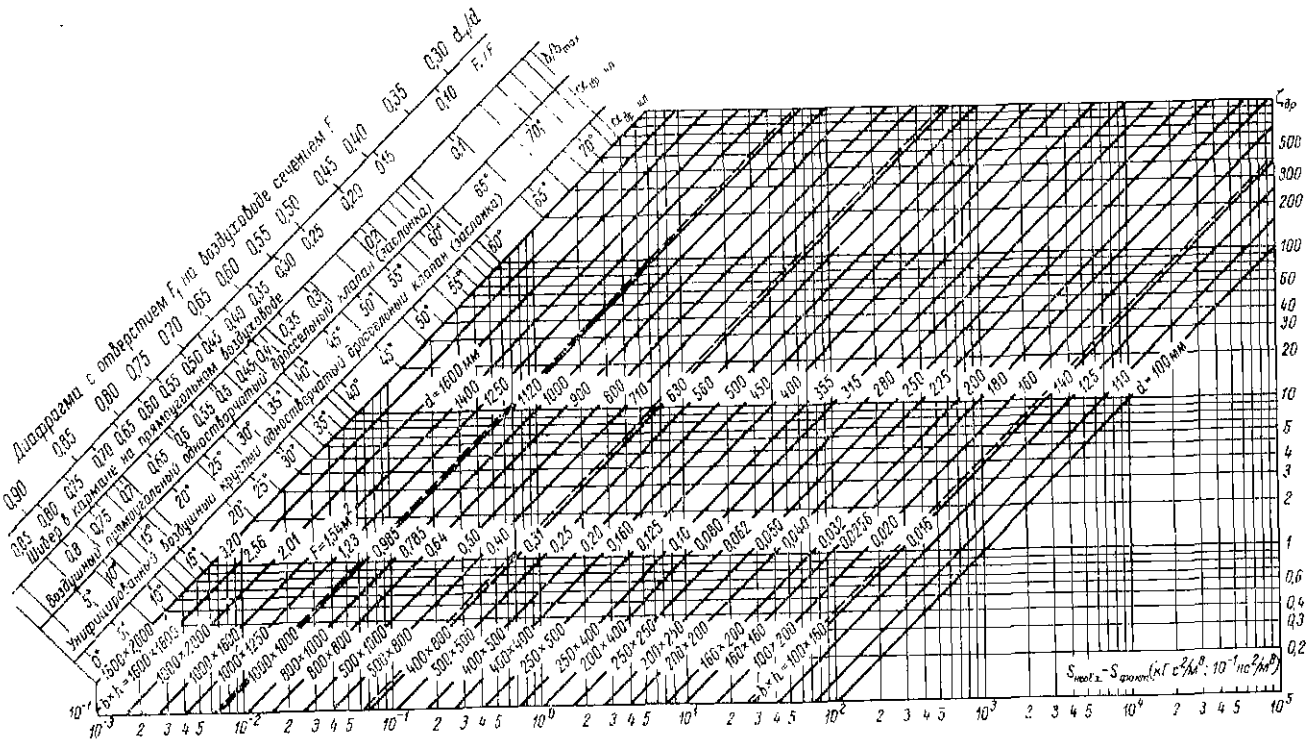


Рис. 29. Номограмма для определения угла поворота клапана или степени диафрагмирования шибера или диафрагмы при регулировании вентиляционных сетей

Величина	Единица измерения	Номера ответвлений										
		1	2	3					$\frac{n}{n}$	$\frac{1}{n}$	n
d или $b \times h$	мм											
$F_{сеч}$	м^2											
$V_{факт}$	м^3/с											
$\Delta P_{факт}$	Н/м^2											
$S_{факт}$	Н·с^2/м^8											
$V_{необх}$	м^3/с											
$\Delta P_{необх}$	Н/м^2											
$S_{необх}$	Н·с^2/м^8											
$S_{необх} - S_{факт}$	Н·с^2/м^8											
Положение дроссельного органа	—											
Замеренный расход $V_{замер}$	м^3/с											
Невязка $\frac{V_{замер} - V_{необх}}{V_{необх}}$	%											
Расход после подрегулировки	м^3/с											

вия вентиляционной сети

Номера транзитных участков									Способ определения
$n+1$	$n+2$	$n+3$				$2n-3$	$2n-2$	$2n-1$	
									В месте установки регулирующего органа
									При испытании
									Расчетом $S_{факт} = \dfrac{\Delta P_{факт}}{V^2_{факт}}$
									По проекту
									Расчетом $\Delta P_{необх} = \Delta P_{факт}\left(\dfrac{V_{необх}}{V_{факт}}\right)^2$
									Расчетом по формулам, приводим в тексте (124)—(130)
									Расчетом
									По номограмме
									При испытании
									Расчетом
									После регулировки

диафрагмы F/F_{max}. Полученные данные записывают в девятую строку.

После выполнения этих расчетов дроссельные органы переводятся в расчетное положение, замеряют расходы в ответвлениях и вычисляют невязку замеренного и необходимого расхода. Может оказаться, что невязка расходов превышает допустимую, например, если сечение воздуховода выбрано без расчета, то через него при открытом дросселе может не пройти необходимый расход воздуха, или если дроссель установлен в непосредственной близости от фасонной части, что меняет его аэродинамическую, а значит и регулировочную характеристику. После дополнительной подрегулировки расходов в тех ответвлениях, где невязка расходов превышает допустимую, записывают окончательные расходы.

Предлагаемый метод сводит основные наладочные работы к расчету и поэтому должен сократить трудоемкость и сроки регулировки вентиляционных сетей. Это достигается и заменой метода последовательных приближений методом, основанным на учете аналитических зависимостей между расходами и сопротивлениями при регулировании сетей.

Выводы. Переменные аэродинамические режимы возникают в вентиляционных сетях многозональных СКВ с количественным регулированием и в других случаях. Закономерности потокораспределения определяются параметрами вентиляционной сети $\Delta P_{маг}/P_в$; m_0/n_0; $\bar{v}_{рег}$ и характеристикой вентилятора. Выведенные аналитически и подтвержденные экспериментально зависимости позволяют рассчитать потокораспределение в разветвленной вентиляционной сети при произвольном соотношении начальных расходов в ответвлениях и с учетом характеристики вентилятора. ПАР в приточных и вытяжных сетях количественно выражены по разному, что надо учитывать при выборе схемы автоматизации СКВ. Изложенный метод расчета ПАР позволяет оценить изменение расходов приточного и вытяжного воздуха, необходимость установки автоматического регулятора и выбрать тип регулирующего органа.

§ 9. Зональное регулирование расхода воздушными клапанами и их выбор

Значение клапанов и требования к ним. Автоматизированные воздушные створчатые клапаны являются регулирующим органом, изменяющим расход в зональных ответвлениях многозональных СКВ. Как переменное аэродинамическое сопротивление такой клапан относится к вентиляционной сети, а как регулирующий орган — к системе авторегулирования.

Клапан — основной и повторяющийся элемент многозональной СКВ с количественным регулированием. Его правильный выбор во многом определяет возможности автоматического количественного регулирования температурного (или влажностного) режима помещения. Как мы увидим, подбор клапана достаточно прост.

Однако в инженерном деле правильному выбору сечения и места установки клапана уделяется недостаточное внимание. Характерны ошибочные решения, когда сечение клапана не рассчитывается, а принимается по сечению воздуховода, *когда клапан* устанавливают *близко от предыдущей* фасонной части (тройник, крестовина, отвод) или вблизи воздухораспределителя, что изменяет работу последнего. Чаще всего клапан, установленный без расчета, оказывается большего сечения, чем требуется. Положение можно исправить при установке *многостворчатого* клапана путем перекрытия ряда створок. Однако зональные клапаны обычно оказываются одно- или двухстворчатыми, что усложняет изменение их регулировочных характеристик.

К конструкции и выбору клапана *можно предъявить* следующие основные *требования*:

линейная зависимость изменения расхода от угла поворота створок, обеспечиваемая правильным выбором сечения с учетом характеристик регулируемого участка;

простота и герметичность конструкции, обеспечивающие надежность в работе и минимальный просос воздуха через закрытый клапан;

низкая стоимость клапана, который как повторяющийся элемент многозональной СКВ, влияет на капитальные затраты всей системы.

Характеристики клапана, обзор исследований. Применительно к клапанам рассматривают два вида характеристик: аэродинамическую и регулировочную. Аэродинамическая (внутренняя) — это зависимость коэффициента сопротивления клапана ζ от угла поворота створки α. Обычно она определяется опытным путем, хотя существуют и приближенные методы ее расчета. Регулировочная характеристика клапана выражает зависимость относительного расхода $\bar{v} = V/V_{max}$ через клапан от угла поворота створки α. Она получается на основании внутренней характеристики $\zeta(\alpha)$ и известного коэффициента сопротивления регулируемого участка $\zeta_{р.у}$ по уравнению

$$\bar{v} = V/V_{max} = \sqrt{[\zeta_{р.у} + \zeta(\alpha = 0^\circ)]/[\zeta_{р.у} + \zeta_\alpha]}. \qquad (131)$$

Различные регулировочные характеристики $\bar{v}(\alpha)$ и коэффициенты усиления $K_{ус} = d\bar{v}/d\alpha$ показаны на графике рис. 30, *а* и *б*. Идеальная регулировочная характеристика в координатах $\bar{v}$—α есть прямая линия, соединяющая точки $\alpha = 0$; $\bar{v} = 1$ и $\alpha = \pi/2$; $\bar{v} = 0$. Коэффициент усиления $K_{ус}$ в любой точке $d\bar{v}/d\alpha = -2/\pi$.

Если клапан подобран правильно, то его регулировочная характеристика примет вид *линии 2*, достаточно близкой к оптимальной характеристике, а коэффициент усиления при всех углах α будет близок к $K_{ус} = -2/\pi$. Когда клапан подобран неправильно и его сечение $F_{кл} \gg F_{опт}$, то регулировочная характеристика пой-

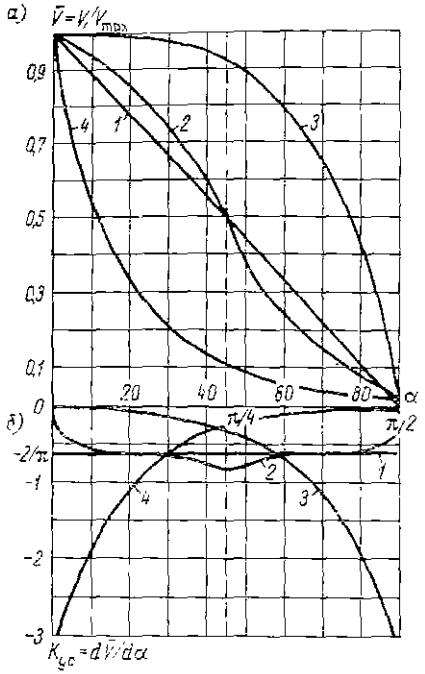


Рис. 30. Регулировочные характеристики клапанов при различных случаях выбора их сечения (*а*) и изменение коэффициента усиления клапана $K_{ус}=d\bar{v}/d\alpha$ (*б*)

1 — идеальная регулировочная характеристика; *2* — правильно подобранный клапан (при $F_{кл}=F_{опт}$); *3* — неправильно подобранный клапан ($F_{кл}>F_{опт}$); *4* — неправильно подобранный клапан ($F_{кл}<F_{опт}$)

дет по линии *3*. По мере закрытия створки расход сначала не меняется, а затем начинает резко уменьшаться. Фактически регулирование происходит не во всем интервале изменения α (0; $\pi/2$), а только в его части. Эта часть тем меньше, чем больше неравенство $F_{кл}>F_{опт}$. Если установлен клапан сечением $F_{кл}\ll F_{опт}$, то регулирование происходит по линии *4*. При закрытии створки расход резко сокращается, а при дальнейшем повороте почти не уменьшается. В последних случаях коэффициент усиления $K_{ус}$ значительно отличается от $-2/\pi$ практически при всех углах. Таким образом, только правильный расчет сечения клапана обеспечивает регулировочную характеристику, близкую к линейной.

Первые исследования клапанов выполнены Вейсбахом и Вюншем, позднее А. Н. Козьминым и С. Ф. Чистяковым. Многолетние обстоятельные исследования воздушных клапанов разных конструкций проводились во ВНИИ охраны труда ВЦСПС в Ленинграде В. Н. Тетеревниковым и Л. В. Павлухиным [44, 24, 25]. Первоначально исследовались клапаны конструкции ЛИОТ; в раме сечением 1000 × 1000 мм попеременно устанавливалось от одной до восьми створок. Кроме проходных, были исследованы смесительные клапаны. На основании аэродинамических характеристик были получены регулировочные характеристики и предложены методы подбора сечений таких клапанов.

Позднее там же были проведены исследования клапанов конструкции ГПИ Сантехпроект. Кроме аэродинамических характеристик, изучалось влияние фасонных частей на клапан и просос воздуха через закрытую створку. В результате исследований была разработана методика выбора сечения клапанов в справочной литературе, например [41]. Методы расчета сечения клапанов отражены в работах Б. В. Баркалова, Е. Е. Карписа, Г. В. Архипова

и в ряде зарубежных работ (H. Alyca, N. Janisse, R. Jung, R. Pohle и др.).

Выбор сечения клапана и особенности зональных клапанов малого сечения. Клапан изменяет расход на регулируемом участке. Для зонального клапана таким участком является ответвление с максимальным расходом V_{max} и сопротивлением $\Delta P_{р.у}$. Последнее, отнесенное к динамическому давлению в сечении клапана $F_{кл}$, дает коэффициент сопротивления $\zeta_{р.у}$. Для правильно рассчитанного многостворчатого клапана должно выполняться условие: $\zeta_{р.у} = 2 \div 3$ иначе

$$\frac{\Delta P_{р.у} 3600^2 2 F_{кл}^2}{\rho V_{max}^2} = 2 \div 3$$

откуда

$$F_{кл} = \frac{(3{,}1 \div 3{,}6) \cdot 10^{-4} V_{max}}{\sqrt{\Delta P_{р.у}}}. \qquad (132)$$

Затем выбирается местоположение клапана на участке. Его желательно устанавливать возможно дальше от предшествующей фасонной части и в то же время на достаточном удалении от воздухораспределителя. Поскольку сечение клапана, определенное по формуле (132), как правило, меньше сечения воздуховода, то предусматривают плавные переходы: конфузор и диффузор.

Проанализируем особенности применения и выбора сечения зональных клапанов в многозональных СКВ с количественным регулированием. Интервал расчетных расходов в зональном ответвлении можно ограничить пределами $V_{max} = 500 \div 10\,000$ м³/ч, а сопротивление $\Delta P_{р.у} = 30 \div 200$ Па. Анализируя эти данные, можно сделать вывод, что для регулирования необходимы клапаны малого сечения $F_{кл} = 0{,}05 \div 0{,}30$ м². Такие клапаны разработаны и изготовляются [17]. При сечении до 0,16 м² они выполняются одностворчатыми. Клапан малого сечения отличает более высокое начальное сопротивление (при $\alpha = 0°$) и начальная часть аэродинамической характеристики $\zeta(\alpha)$. Аэродинамическая характеристика определяет регулировочную и условия выбора клапана. Кроме того, в клапанах малого сечения возможен неавтомодельный режим движения, т. е. зависимость $\zeta = f(\mathrm{Re})$ при данном угле α. Ориентируясь на наши данные и исследования Э. В. Бездеткиной [4], имеем при $\alpha = 0°$ $\mathrm{Re}_{крит} \approx 8 \cdot 10^4$. Тогда минимальная скорость в сечении открытого клапана, при которой движение автомодельно:

$$w_{min} = \nu \mathrm{Re}_{крит} / 1{,}13 \sqrt{F_{кл}} = 15 \cdot 10^{-6} \cdot 8 \cdot 10^4 / 1{,}13 \sqrt{F_{кл}} \approx$$

$$\approx 1 / \sqrt{F_{кл}}. \qquad (133)$$

Используя полученное выражение, можно найти минимальный для каждого сечения клапана расход воздуха, при котором неавто-

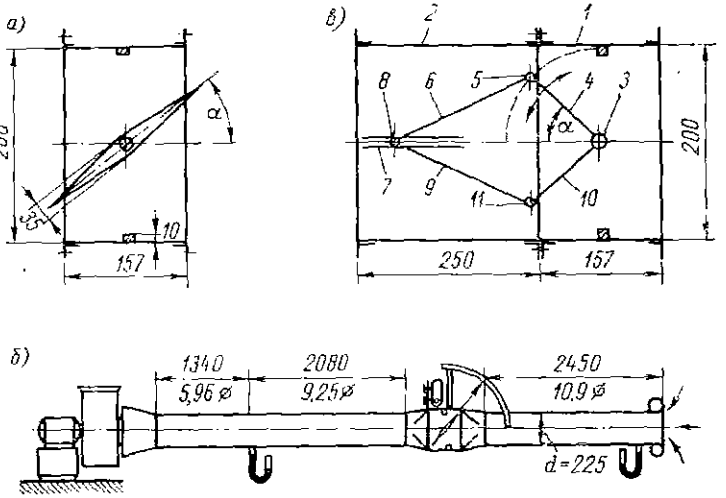


Рис. 31. Схемы исследованных воздушных клапанов и стенда для исследований

а — схема одностворчатого клапана; *б* — схема стенда для исследования аэродинамических характеристик клапанов; *в* — схема клапана новой конструкции; обозначения на схеме: *1* — рама клапана; *2* — воздуховод; *3* — ведущая ось; *4* — ведущая створка; *5*, *8*, *11* — шарниры; *6*, *9*, *10* — ведомые створки; *7* — направляющие для шарнира *8*

модельность можно не принимать во внимание (при начальном угле $\alpha = 0°$)

$$V_{min} = 3600\omega_{min}F_{кл} \approx 3600F_{кл}/\sqrt{F_{кл}} \simeq 3600\sqrt{F_{кл}}. \qquad (134)$$

Учет неавтомодельности движения при разных углах α требует исследования внутренних характеристик в неавтомодельной области $\zeta = f(\alpha, \mathrm{Re})$. Такие материалы, за исключением данных Э. В. Бездетнной [4] для круглого клапана $d = 100$ мм, практически отсутствуют. Специфические условия работы зональных клапанов малого сечения потребовали проведения исследований [28, 37].

Задачи и методика исследований. Исследования проводились для четырех типоразмеров клапанов сечением 200 (h) × 200; 200 × 300; 200 × 400 и 400 × 400 мм. Первые три клапана одностворчатые, а четвертый — двухстворчатый с перегородкой между створками. Конструкция клапанов разработана БПК и ТП НИИ сантехники, схема клапана показана на рис. 31, *а*.

Теоретические и экспериментальные исследования указанных клапанов проводились с следующей целью:

определить внутренние характеристики клапанов $\zeta(\alpha)$ в автомодельной области и начальное сопротивления клапана (при $\alpha = 0°$);

разработать методику выбора сечения клапана для получения регулировочной характеристики, близкой к линейной;

исследовать аэродинамические характеристики клапанов в области неавтомодельного движения, т. е. зависимости ζ (Re) при разных углах поворота створки α;

разработать метод учета влияния неавтомодельного движения на регулировочную характеристику клапана;

разработать конструкцию и исследовать аэродинамическую характеристику воздушного клапана новой конструкции, названного обтекаемым.

Установка для исследования клапанов, изображенная в виде схемы на рис. 31, *б*, работала на всасывании. Расход воздуха измерялся за коллектором $d = 225$ мм (при измерении больших расходов) и $d = 100$ мм (при измерении малых расходов). Клапаны устанавливались на расстоянии $l/d = 11$ калибров от коллектора; для их присоединения к круглому воздуховоду использовались диффузоры-конфузоры с эквивалентным половинным углом раскрытия $\alpha_{экв}/2 = \operatorname{arctg}\left[(2)\sqrt{bh/\pi} - d\right)/2l\right]$ соответственно 0°; 5°; 7° и 16°. Диафрагмы позволяли изменять расход в интервале Re = $= (1{,}5—30)\cdot 10^4$. Клапаны были укомплектованы электрическими исполнительными механизмами, которые использовались для поворота створки. При исследовании характеристик $\zeta(\alpha)$ коэффициент сопротивления определялся усреднением пяти-шести значений ζ при разных расходах. При исследовании зависимости ζ (Re) при $\alpha = \text{const}$ кривые строились по 10—12 значениям ζ.

Аэродинамические характеристики и выбор сечения клапана. Полученные в результате исследований внутренние (аэродинамические) характеристики исследованных клапанов показаны в полулогарифмических координатах на графике рис. 32. Проанализируем полученные зависимости. При полном открытии створки коэффициент сопротивления определялся конструкцией клапана, а именно: соотношением сечения прохода в свету к расчетному сечению рамы клапана. Для исследованных клапанов при $f/F = $ $= 0{,}72$ $\zeta = 0{,}50$.

Таким образом, исследованные конструкции обладают высоким начальным сопротивлением.

В интервале углов поворота створки $\alpha = 25 \div 60°$ коэффициенты сопротивления всех исследованных клапанов близки. Это объясняется одинаковыми условиями обтекания створки, которая отличается только шириной. При закрытой створке можно принимать $\zeta = 2000$.

На основе внутренних характеристик клапанов $\zeta(\alpha)$ по уравнению (131) построены их регулировочные характеристики для различных значений $\zeta_{р.у}$. Регулировочная характеристика одностворчатых и двухстворчатых клапанов (с перегородкой), наиболее близкая к линейной, обеспечивается при условии $\zeta_{р.у} = 3 \div 4$, что соответствует

$$F_{кл} = (3{,}7 \div 4{,}3)\cdot 10^{-4} V_{max} / \sqrt{\Delta P_{р.у}}. \qquad (135)$$

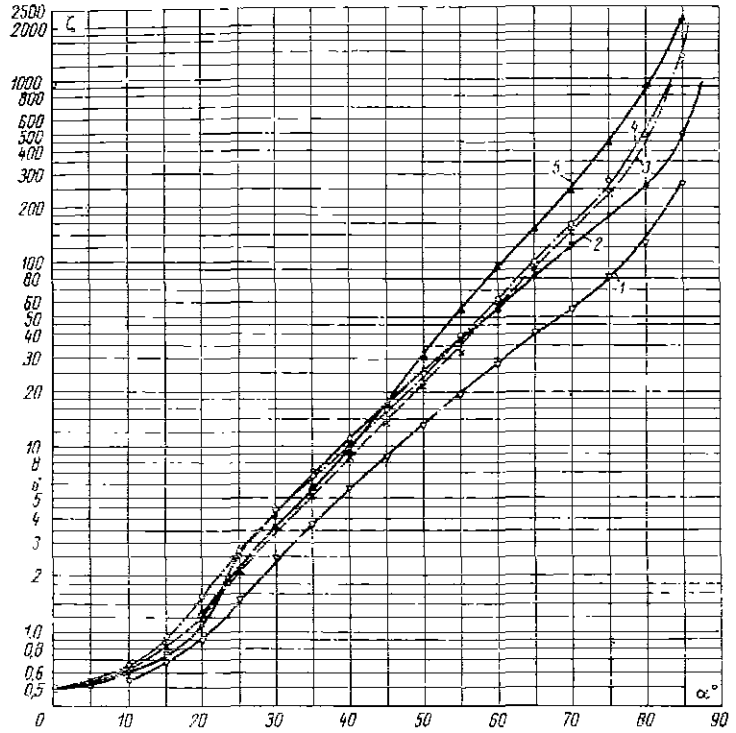


Рис. 32. Аэродинамические характеристики воздушных клапанов

1 — клапан сечением рамы 200×200 (*h*); *2* — клапан сечением рамы 300×200 (*h*); *3* — клапан сечением рамы 400×200 (*h*); *4* — двухстворчатый клапан сечением рамы 400×400; *5* — клапан новой конструкции сечением 400×200 (*h*)

Как следует из сравнения формул (132) и (135) зональные одностворчатые клапаны требуют на 20—30% большего сечения, чем многостворчатые.

Для удобства подбора сечения клапанов построена номограмма (рис. 33). Заштрихованная область соответствует сечениям, обеспечивающим при известном V_{max} и $\Delta P_{р.у}$ регулировочную характеристику, близкую к линейной.

Пример 34. Максимальный расход воздуха в зональном ответвлении многозональной СКВ $V_{max} = 450$ м³/ч, а сопротивление этого регулируемого участка $\Delta P_{р.у} = 20$ Па. Определить сечение клапана и выбрать его типоразмер.

Искомое сечение определим по формуле (135) $F_{кл} = 4 \cdot 10^{-4} \cdot 450/\sqrt{20} = 0{,}04$ м². Принимаем к установке одностворчатый клапан сечением 200×200 мм. Такой же результат получится при использовании номограммы рис. 33.

В настоящее время при подборе клапанов стремятся обеспечить зависимость $\bar{v} = f(\alpha)$ во всем диапазоне изменения α. Однако это не совсем правильно. Нужно помнить, что расход воздуха «следит» за тепловой нагрузкой, а она меняется в некотором интервале. Поэтому диапазон работы клапана можно характеризовать:

средним углом поворота створки $\alpha_{ср}$, соответствующим $D_{ср.год}$;

максимальным углом поворота створки α_{max}, соответствующим D_{min}.

Следовательно, обеспечивать зависимость $\bar{v} = f(\alpha)$ следует в интервале углов $\alpha = 0$ и α_{max} и прежде всего вблизи угла $\alpha_{ср}$. Для выбора $\zeta_{р.у}$ и сечения клапана с учетом диапазона регулирования рассмотрим график рис. 34, где показаны характерные зависимости $K_{ус} = d\bar{v}/d\alpha$ от α для разных $\zeta_{р.у}$. Как отмечалось, при выборе сечения клапана желательно иметь $K_{ус} = -2/\pi$. Для разных $\zeta_{р.у}$ это достигается при некотором интервале α. Отсюда вытекает, что при известном $\alpha_{ср}$ можно выбрать такое $\zeta_{р.у}$ и сечение $F_{кл}$, при котором будет обеспечена зависимость $\bar{v} = f(\alpha)$, близкая к линейной в данном интервале регулирования.

Характеристики клапанов в области неавтомодельного движения. Результаты исследования характеристик $\zeta = f(\mathrm{Re})$ при различных углах поворота створки α показаны на графиках рис. 35, *а* и *б*. Форма этих кривых сходна с известной «ложкой» Никурадзе, полученной в трубах с искусственной шероховатостью. Для каждого угла с уменьшением расхода воздуха (Re) коэффициент сопротивления несколько падает. При дальнейшем снижении

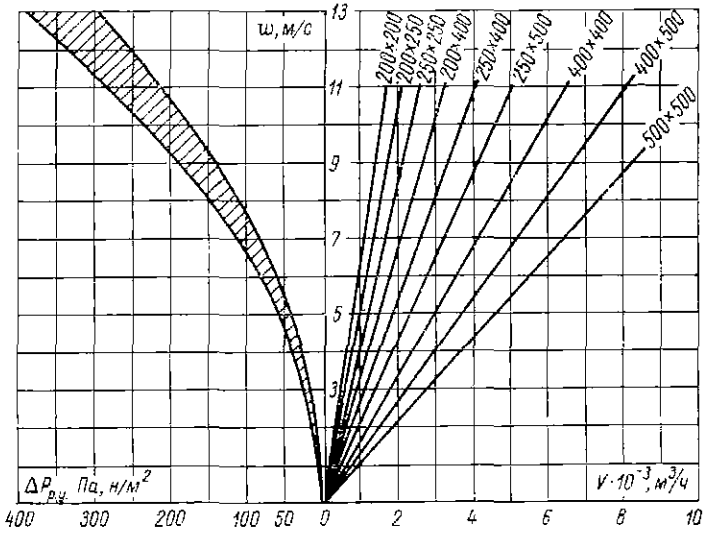


Рис. 33. Номограмма для выбора сечения зонального воздушного клапана

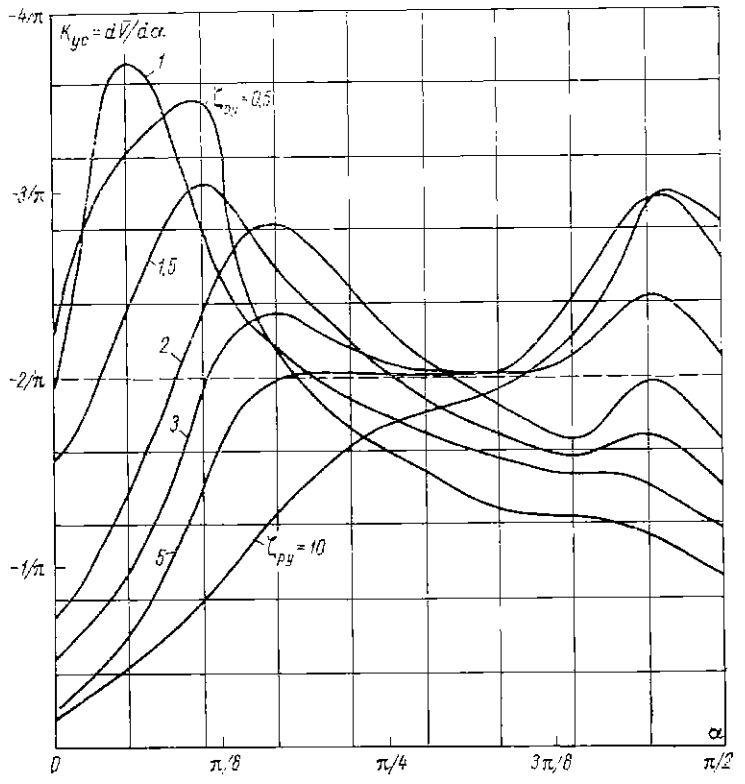


Рис. 34. Зависимость коэффициента усиления K_{yc} от угла поворота створки клапана и сопротивления регулируемого участка

расхода ζ резко возрастает, что объясняется влиянием вил вязкого трения. Заметим, что сходные зависимости наблюдались при исследовании внутреннего течения в фасонных частях различными авторами (Г. А. Мурин, И. Е. Идельчик, Ду Пэн-Цзю и др.).

С увеличением угла поворота створки α автомодельный режим движения наступает раньше, т. е. при меньших Re. Для всех исследованных клапанов при полном открытии створки автомодельность наступала при $Re \geqslant 8 \cdot 10^4$.

Используем данные о неавтомодельности для учета влияния этого явления на регулировочную характеристику. Будем полагать, что последняя в автомодельном режиме близка к линейной $\bar{v} = 1-2\ \alpha/\pi$. Начальный (максимальный) расход проверяется на условие автомодельности по формуле (134). Далее проверяется автомодельность на нескольких значениях углов α, для которых есть данные о неавтомодельности (рис. 35). Для каждого α_i надо определить относительный расход $\bar{v}_i$ и соответствующий $Re_i =$

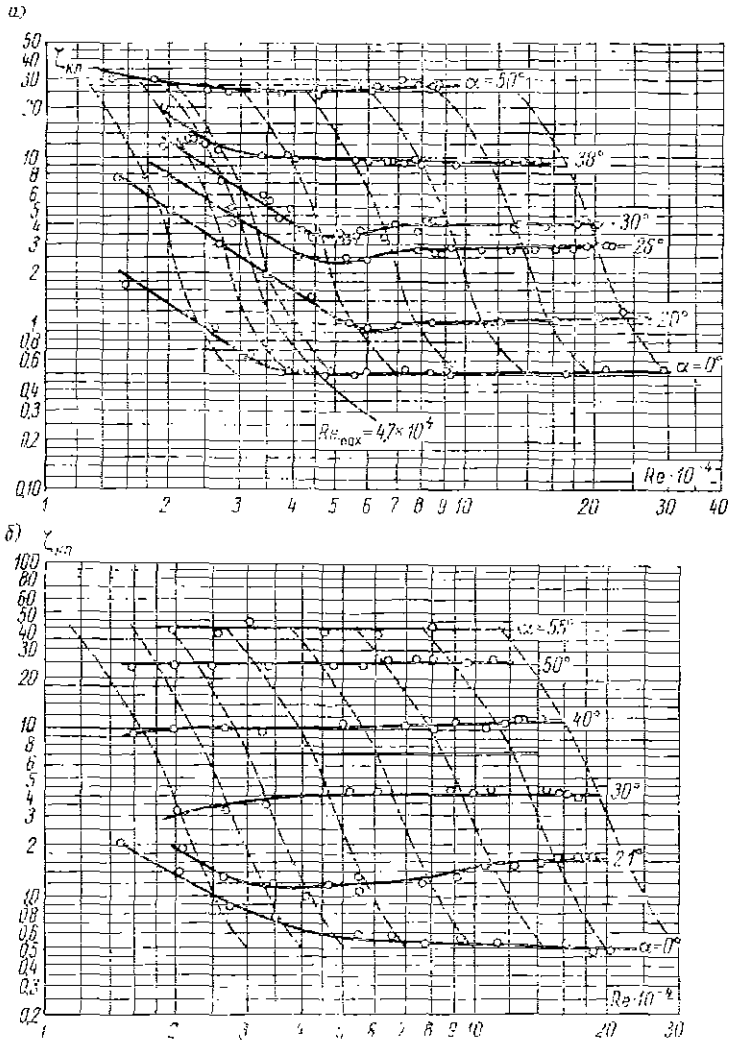


Рис. 35. Характеристика клапанов при неавтомодельном движении $\zeta = f_1(\mathrm{Re})$ при $\alpha = \mathrm{const}$ и идеальные регулировочные характеристики $Re = Re_{max}\ (1 - 2\alpha/\pi)$

а — клапан сечением рамы 200×200 мм; *б* — клапан сечением рамы 400×200 мм (*h*)

$= \bar{v}_i \mathrm{Re}_{max}$. Значения Re_i отложим на горизонтальной оси характеристики $\zeta = f(\alpha, \mathrm{Re})$ данного или близкого по размерам клапана. Найдем значение ζ_i, соответствующее Re_i и α_i. Если оно находится на горизонтальной части ложкообразной линии $\zeta = f(\mathrm{Re})$, то неавтомодельного режима движения не наблюдается. Наоборот, если ζ_i отличается (как правило, больше) от значения $\zeta_{i\,кв}$ в автомодельной области, то погрешность регулирования расхода вблизи угла α за счет неавтомодельности

$$\Delta V/V = 1 - \sqrt{[\zeta_{р.у} + \zeta_i(\alpha)]/[\zeta_{р.у} + \zeta_{i\,кв}(\alpha)]} = 1 - \sqrt{1 + [\zeta_i - \zeta_{i\,кв}]/[\zeta_{р.у} + \zeta_{i\,кв}]}. \quad (136)$$

Пример 35. Оценить возможность неавтомодельного движения и его влияние на регулировочные характеристики клапана в условиях предыдущего примера. При анализе воспользуемся данными о неавтомодельности, приведенными на рис. 35, *а*.

Проверяем условие автомодельности при $\alpha = 0°$: $V_{min} = 3600 \sqrt{F_{кл}} = 3600 \sqrt{0{,}04} = 720$ м³/ч.

При расчетном расходе $V_{max} = 450$ м³/ч неавтомодельность будет наблюдаться.

Оценим влияние неавтомодельности при $\alpha_i = 20; 30; 38; 50°$. Для каждого из углов определим расход $\bar{v}_i$. Максимальное значение Re_{max} при скорости $w_{max} = V_{max}/3600F_{кл} = 450/3600 \cdot 0{,}04 = 3{,}1$ м/с равно $\mathrm{Re}_{max} = 3{,}1 \times 1{,}13 \sqrt{0{,}04}/15 \cdot 10^{-6} = 4{,}7 \cdot 10^4$.

Значения Re_i на углах α_i определяются как $\mathrm{Re}_i = \bar{v}_i \mathrm{Re}_{max}$. Выписываются значения ζ_i и $\zeta_{i\,кв}$ и определяется погрешность регулирования расхода вследствие неавтомодельности. Результаты расчета занесены в табл. 10, а положение расчетных точек показано на графике рис. 35, *а*.

Таблица 10

Расчет погрешностей регулирования к примеру 35

Параметр	Угол поворота створки α, град			
	20	30	38	50
Относительный расход $\bar{v}_i = 1 - 2\alpha/\pi = 1 - \alpha/90°$	0,78	0,67	0,58	0,45
Текущее значение $\mathrm{Re}_i = \bar{v}_i \mathrm{Re}_{max}$	$3{,}6 \cdot 10^4$	$3{,}1 \cdot 10^4$	$2{,}7 \cdot 10^4$	$2{,}1 \cdot 10^4$
$\zeta_i/\zeta_{i\,кв}$	1,9/1,05	6,5/4,0	12/9	28/26
Погрешность $\Delta V/V$	0,09	0,15	0,11	0,03

Как следует из результатов расчета, неавтомодельность режима движения изменяет регулировочную характеристику клапана. Для удобства выполнения анализа на графики ζ—Re при $\alpha = \mathrm{const}$ дополнительно нанесены регулировочные характеристики $\mathrm{Re} = (1 - 2\alpha/\pi)\,\mathrm{Re}_{max}$. Они позволяют при известном Re_{max} визуально определить, *для каких углов* поворота створки неавтомодельность будет искажать регулировочную характеристику.

Дополнительное искажение регулировочной характеристики произойдет, если клапан установлен вблизи предшествующей фасонной части. В ряде случаев по конструктивным соображениям этого избежать не удается. При расстоянии между клапаном и фасонной частью $l/d < (8 \div 10)$ изменится аэродинамическая характеристика, т. е. при тех же α значения ζ изменятся (обычно уменьшатся). Зная зависимость $\zeta(\alpha)$ и задавшись несколькими значениями $\zeta_{р.у}$, по формуле (131) следует найти $\bar{v}$ и построить регулировочные характеристики. Та из них, которая окажется наиболее близкой к линейной, должна быть положена в основу выбора клапана по величине $\zeta_{р.у}$.

Описание и характеристики воздушного клапана новой конструкции. Обтекание створки в потоке связано с потерей энергии при отрыве потока, вихреобразовании и восстановлении профиля потока. Эти же явления влияют на работу установленного за клапаном воздухораспределителя. Искажение, вносимое в работу последнего, обычно аналитическому расчету не поддается. Учитывая все эти взаимосвязанные факторы, можно полагать, что аэродинамическая характеристика клапана несовершенна.

Автором совместно с А. Г. Лысенко и В. К. Сахаровым предложена, разработана и исследована новая конструкция клапана, названного обтекаемым (рис. 31, *в*). Рама клапана *1* соединена на фланцах с примыкающим к ней воздуховодом *2*. Вращение выходного вала электрического исполнительного механизма через тягу передается на ведущую ось *3*, на которой жестко посажена передняя ведущая створка *4*. Последняя через шарнир *5* перемещает заднюю створку *6* и возвратно-поступательно в направляющих *7* шарнир *8*. Створки *9* и *10*, соединенные шарниром *11*, перемещаются вместе с остальными. При открытии клапана створки его складываются. При закрытии клапана створки *4* и *10* запирают сечение воздуховода. Для лучшего обтекания поверхности клапана его задние створки выполнены в два раза длиннее передних.

Аэродинамическая характеристика нового клапана показана на рис. 32. Начальное сопротивление при одинаковом поджатии сечениями створкой и упорами оказалось одинаковым с описанными ранее клапанами. Как можно было ожидать, при других углах α его сопротивление меньше ранее испытанных: при $\alpha = 30°$ меньше в 1,7 раза, при $\alpha = 50°$ меньше в два раза, при $\alpha = 70°$ меньше в три раза. Новый клапан требует сечение примерно на 30% меньше, чем вычисленное по формуле (132). За клапаном происходит более раннее (l/d) восстановление профиля потока, чем для створчатых конструкций. Предложенный обтекаемый клапан может применяться для регулирования зональных расходов в многозональных СКВ.

Основные выводы. Воздушный клапан является повторяющимся элементом многозональных СКВ и определяет возможности регулирования температурно-влажностного режима в помещениях (зонах). Как аэродинамическое устройство, клапан относится к вен-

тиляционной сети, а как регулирующий орган – к системе автоматизации. Правильный выбор сечения и места установки клапана определяет регулировочную характеристику, близкую к линейной. Зональные клапаны малого сечения отличает большее начальное сопротивление и возможность неавтомодельного режима движения воздуха через клапан. Это требует специального учета. Одновременно с исследованными конструкциями створчатых клапанов предложена конструкция обтекаемого клапана с улучшенными аэродинамическими характеристиками.

§ 10. Центральное регулирование производительности СКВ

Общие принципы регулирования. Центральное регулирование производительности вентиляторов применяется как в однозональных, так и в многозональных СКВ с количественным регулированием. В однозональных системах производительность изменяется для поддержания температуры (или влагосодержания) в помещении, такие схемы показаны на рис. 2, *б* и *в*. В многозональных системах регулирование производительности вентилятора устраняет перераспределение расходов, происходящее в разветвленных сетях при зональном регулировании расходов (см. рис. 3, *а* и *б*).

В обоих случаях при раздельном регулировании приточного и вытяжного вентиляторов обеспечивают либо равенство, либо определенное соотношение расходов на притоке и вытяжке. В однозональных СКВ применяется синхронизация регулирования вентиляторов. В многозональных СКВ (рис. 3, *а* и *б*) производительность приточного и вытяжного вентиляторов изменяют независимо по величине статического давления в сечении магистрального воздуховода или в камере статического давления на притоке и вытяжке. Это объясняется количественным различием ПАР в сетях. При одинаковом сокращении расхода в ответвлениях снижение производительности на притоке требуется значительно более глубокое, чем на вытяжке.

Регулирование производительности вентиляторов основано на эффекте дросселирования (дроссельный клапан ДК), изменении числа оборотов (гидромуфта ГМ или индукторная муфта скольжения ИМС) и изменении характеристики вентилятора при изменении угла входа воздуха на лопатки рабочего колеса (направляющий аппарат НА).

Аэродинамические характеристики системы вентилятор—сеть при этих способах регулирования показаны на рис. 36. Начальная производительность V_1 определяется как абсцисса точки *1* пересечения характеристик сети $P_в = SV^2$ и вентилятора $P_в(V)$ при числе оборотов n_1. Снижать производительность вентилятора до значения V_2 можно тремя способами. При регулировании дроссельным клапаном ДК рабочая точка *2'* определяется на пересечении характеристики вентилятора при числе оборотов n_1 с линией

V_2 = const. Давление вентилятора повышается ($P_{2'} > P_1$) при работе на падающей части характеристики.

Если уменьшить число оборотов вентилятора до $n_2 = n_1 V_2/V_1$, то рабочая точка $2''$ находится на пересечении характеристики сети $P_в = SV^2$ с характеристикой вентилятора при числе оборотов n_2. При этом давление, развиваемое вентилятором, снижается пропорционально квадрату, а мощность, потребляемая вентилятором,—пропорционально кубу снижения расхода (числа оборотов). В теории электрического привода подобные объекты с кубичным снижением мощности называют «вентиляторной нагрузкой». Если же учитывать снижение к. п. д. двигателя и мощность, потребляемую обмоткой управления ИМС, то окажется, что суммарная потребляемая мощность при регулировании производительности падает не так круто. Если проанализировать данные исследований [12, 42, 46], то получим, что мощность пропорциональна $D^{1,6}$.

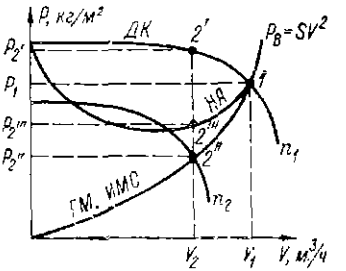


Рис. 36. Аэродинамические характеристики системы вентилятор — сеть при разных способах регулирования производительности вентилятора

При регулировании производительности НА изменяется характеристика вентилятора. В зависимости от угла установки лопаток НА дросселирует поток (при малых углах—меньше, при больших — больше), поэтому рабочая точка $2'''$ (НА) располагается между $2'$ (ДК) и $2''$ (ИМС). Собственное аэродинамическое сопротивление НА, определяемое как разность давлений $P_{2'''}$ и $P_{2'}$, возрастает по мере закрытия створок. При малых углах поворота НА приближается по регулировочной характеристике к ИМС, при больших углах — к ДК. В целом для НА $\overline{N} \approx D^{1,2}$ (при $D > 0{,}5$).

Краткая характеристика регулирующих устройств. Дроссельный клапан для регулирования производительности вентилятора по конструкции аналогичен описанным в § 2 зональным ДК и является устройством достаточно простым и недорогим. Однако при регулировании производительности мощность снижается незначительно; такой метод регулирования является неэкономичным и используется в редких случаях (небольшая производительность, СВ и др.).

Сравнительные исследования ГМ и ИМС [12, 46] показали, что их технико-экономические показатели близки, но ГМ менее надежны и более сложны в эксплуатации. При высокой начальной стоимости ИМС обеспечивают наиболее сильное снижение мощности и применяются для СКВ большой производительности и при глубоком регулировании. Наряду с ИМС применяются НА при сравнительно малой производительности СКВ и неглубоком регулировании.

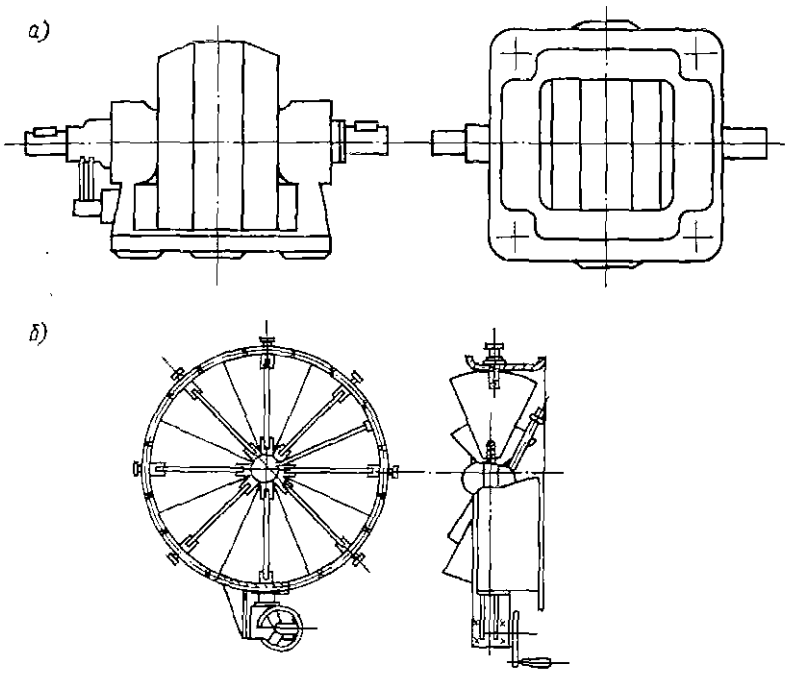


Рис. 37. Внешний вид индукторной муфты скольжения (*а*) и направляющего аппарата (*б*)

Рассмотрим конструкцию и принцип действия этих устройств. *Индукторная муфта скольжения* (рис. 37, *а*) состоит из индуктора, жестко посаженного на вал вентилятора, и электромагнитного якоря, расположенного на валу электродвигателя. На индукторе размещена обмотка возбуждения постоянного тока напряжением 220 В. При ее вращении относительно якоря в последнем индуктируется э. д. с. и возникают вихревые токи. Взаимодействие токов якоря с магнитным потоком индуктора вызывает появление крутящего момента между ними. Величина крутящего момента, а значит и число оборотов вентилятора изменяют, управляя током возбуждения. Это позволяет регулировать обороты вентилятора при неизменных оборотах электродвигателя. ИМС выпускаются для передачи при номинальном скольжении номинального момента от 7,5 до 160 кгм. Их рекомендуют [46] комплектовать с вентиляционными установками согласно табл. 11.

Для управления ИМС используют регуляторы напряжения и выпрямители. При дистанционном автоматическом регулировании вал регулятора напряжения управляется электрическим исполнительным механизмом. Для контроля числа оборотов вентилятора применяют тахогенераторы или амперметры в цепи обмотки возбуждения.

Для синхронизации работы приточного и вытяжного вентиляторов в однозональных двухвентиляторных СКВ применяют балансные реле, приборы типа ПЛК-П (слежение по положению реохордов обратной связи) или тахогенераторы (слежение по оборотам).

Направляющий аппарат НА (рис. 37, *б*) присоединяется ко всасывающему фланцу вентилятора. Он имеет цилиндрический корпус, в котором смонтированы лопатки в виде секторов и механизм

Таблица 11

Рекомендуемая комплектация вентиляционных установок для центральных кондиционеров приводами с индукторными муфтами скольжения

Вентилятор				Привод			
Типоразмер	Производительность, тыс. м³/ч	Давление, Па	Скорость, об/мин	Тип двигателя	Тип муфты	Мощность, кВт	Скорость, об/мин
ВУ0611	10	600	1150	А02-52-6	ИМС-7,5	7,5	880
	10	800	1150	А02-52-6	ИМС-7,5	7,5	880
	10	1000	1450	А02-52-6	ИМС-7,5	7,5	880
ВУ0811	20	600	1030	А02-52-6	ИМС-7,5	7,5	880
	20	800	1100	А02-52-4	ИМС-7,5	10	1370
	20	1200	1190	А02-52-4	ИМС-7,5	10	1370
ВУ1211	40	600	610			22	930
	40	800	660	А02-72-6	ИМС-22	22	930
	40	1200	765			22	930
ВУ1611А	60	600	420	А02-72-6	ИМС-22	22	930
	60	800	475	А02-72-6	ИМС-22	22	930
	60	1200	555	А02-72-4	ИМС-22	30	1420
	80	600	460	А02-72-6	ИМС-22	22	930
	80	800	510	А02-72-4	ИМС-22	30	1420
	80	1200	580	А02-82-6	ИМС-40	40	930
ВУ2011А	120	600	365	А02-72-4	ИМС-22	30	1420
	120	800	400	А02-82-6	ИМС-40	40	930
	120	1200	465	А02-82-4	ИМС-40	55	1420
ВУ1621	160	600	480	А02-82-6	ИМС-40	40	930
	160	800	525	А02-82-4	ИМС-40	55	1420
	160	1200	600	А02-82-6	ИМС-75	75	930
ВУ2021	200	600	355	А02-82-4	ИМС-40	55	1420
	200	800	390	А02-92-6	ИМС-75	75	930
	200	1200	460	А0-101-6	ИМС-100	100	930
	240	600	375	А02-82-4	ИМС-40	55	1420
	240	800	415	А02-92-6	ИМС-75	75	930
	240	1200	475	А0-101-6	ИМС-100	125	1420

их синхронного поворота. Для дистанционного или автоматического регулирования производительности НА комплектуются электрическими исполнительными механизмами. Дистанционный контроль производят по положению реохорда обратной связи, пропорционального углу поворота лопаток НА. Просос воздуха через закрытый НА зависит от конструктивного выполнения последнего и сопротивления сети, в которой он регулирует расход, и может достигать 30%.

Общие замечания по выбору регулятора. Первоначально на основе исходных данных и с учетом возможностей комплектации технико-экономическим расчетом определяют (§ 2): какой регулирующий орган (НА, ИМС) применить для регулирования производительности приточного вентилятора; целесообразно ли регулировать производительность вытяжного вентилятора и с помощью какого регулирующего органа его производить.

После этого приступают к выбору элементов автоматического регулятора. Датчик давления (дифманометр) в многозональных СКВ выбирают следующим образом. Определяют сечение магистрального воздуховода X, где предполагается отбирать статическое давление. Определяют его величину $P_{ст.\,x} = \sum (Rl + Z) - \omega_x^2 \rho/2$, как сумму сопротивлений всех последовательных участков от сечения X через ответвление до атмосферы. Она зависит от динамического давления в сечении X. При отборе давления из камеры статического давления $\omega_x^2 \rho/2 \ll \sum (Rl + Z)$, поэтому динамическим давлением пренебрегают. Шкалу дифманометра выбирают так, чтобы $P_{ст.\,x}$ соответствовало ее средней части. Пульсации воздушного потока, поступающие на датчик, устраняют демпфированием. Закон регулирования выбирают, исходя из требований объекта, его динамических характеристик и результатов пусконаладочных испытаний. Вторичный усилительно-преобразующий прибор выбирают, сообразуясь с выходными данными датчика. Для управления ИМС составляют и рассчитывают схему двухполупериодного выпрямителя, фильтра и регулятора напряжения [46].

Коэффициент усиления $K_{ус}$ воздуховода как объекта регулирования. Коэффициент усиления связывает приращение давления с изменением угла поворота α дроссельного регулирующего органа (клапана). Статическое давление в месте его отбора на регулятор $P_{ст.\,x}$, отнесенное к расчетному сечению клапана, можно характеризовать коэффициентом сопротивления $\zeta_{ст.\,x}$. Сопротивление всей сети, отнесенное к тому же сечению клапана, назовем $\zeta_{сети}$, а переменное сопротивление клапана — $\zeta_{кл}(\alpha)$. Статическое давление $P_{ст.\,x}$ можно выразить как $P_{ст.\,x} = \zeta_{ст.\,x} P_в / [\zeta_{сети} + \zeta_{кл}(\alpha)]$. Если взять производную по α, то получим общее выражение для коэффициента усиления [36].

$$K_{ус} = \frac{dP_{ст.\,x}}{d\alpha} = \frac{d}{d\alpha}\left[\frac{\zeta_{ст.\,x}}{\zeta_{сети} + \zeta_{кл}(\alpha)} P_в\right] = -\frac{\zeta_{ст.\,x} P_в}{\zeta_{сети} + \zeta_{кл}(\alpha)} \frac{d\zeta}{d\alpha}\left(\frac{Па}{град}\right). \quad (137)$$

Как следует из формулы (137), $K_{ус}$ зависит от угла α. Знак минус указывает на то, что положительное приращение α вызывает отрицательное приращение $P_{ст}$. Для определения $K_{ус}$ надо иметь выраженную аналитически зависимость $\zeta_{кл} = f(\alpha)$. Применительно к исследованным клапанам она имеет вид $\zeta_{кл} \approx 2{,}8 \cdot 10^{-5}\alpha^{3{,}5}$ (при $\alpha = 20 \div 70°$). Коэффициент усиления в этом случае

$$K_{ус} = \zeta_{ст.\,к} P_в \alpha^{2{,}5} \cdot 10^{-4} / (\zeta_{всетн} + 2{,}8 \cdot 10^{-5}\alpha^{3{,}5})^2. \qquad (138)$$

§ 11. Воздухораспределение при количественном регулировании

Роль воздухораспределения в СКВ. Среди различных процессов обработки воздуха воздухораспределение (ВР) является последним, совершаемым непосредственно при подаче воздуха в кондиционируемое помещение. Требуемые технологические и комфортные условия, формирующиеся в рабочей (обитаемой) зоне помещения, зависят от системы ВР:

принятой схемы циркуляции; объемно-планировочных характеристик помещения;

конструкции ВР устройств, их размещения; видов струй, ими создаваемых (осесимметричные, плоские, веерные, закрученные; настильные или отрывные; изотермические или неизотермические и пр.);

расхода приточного воздуха (кратности $k_р$), рабочей разности температур $\Delta t_р = t_{в.\,ср} - t_{пр}$.

Средние значения температуры $t_{в.\,ср}$ и влагосодержания $d_{в.\,ср}$ определяются из уравнения теплового и влажностного баланса помещения и не зависят от системы ВР. Средняя подвижность $w_{в.\,ср}$ в помещении определяется энергией, вносимой вентиляционными и тепловыми струями.

При равенстве средних значений каждая система ВР создает «свою» неравномерность поля этих параметров. Ее можно характеризовать законом распределения и среднеквадратическим отклонением (стандартом) σ. Анализ материалов исследования ВР [34, 37, 45] показал, что в ряде случаев с некоторым приближением можно полагать распределение температуры и подвижности нормальным. Это наблюдается, когда рабочая зона заполнена в основном вторичными циркуляционными потоками, а приточные струи затухают на подходе к ней.

Сложность тепловых и аэродинамических процессов при ВР затрудняет их аналитическое описание. Поэтому методы выбора ВР и оценки эффекта, ими создаваемого, основаны на опытных данных, полученных на моделях и проверенных в натурных условиях. Таким путем исследуют ВР ответственных объектов, типовых и уникальных общественных и промышленных зданий и пр.

Средние значения температуры и относительной влажности принимаются в соответствии с комфортными и технологическими требованиями. К сожалению, показатели неравномерности этих параметров в нормах проектирования не регламентируются.

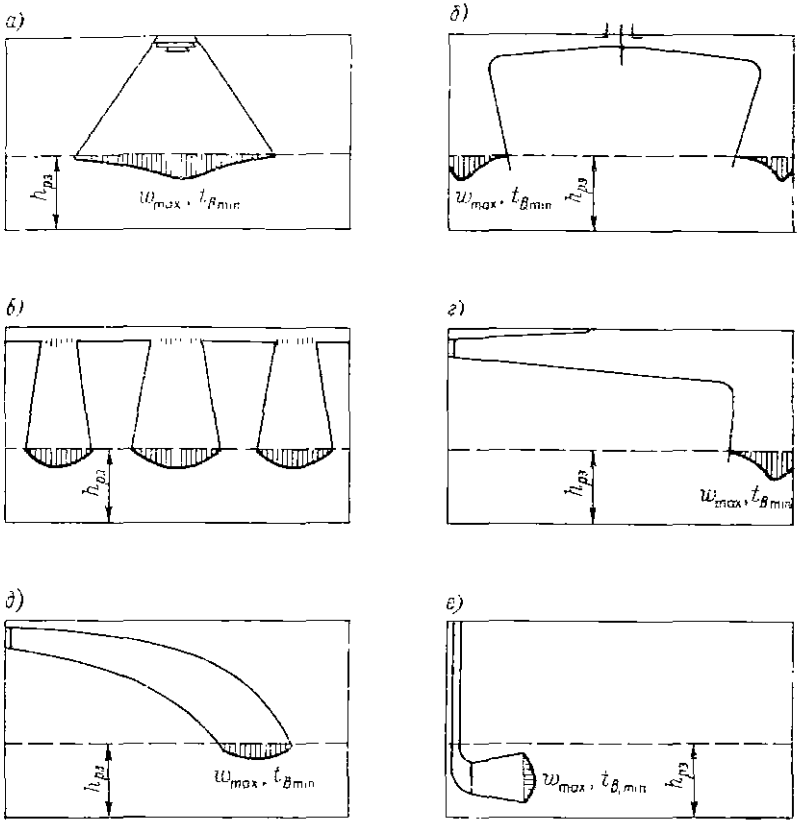


Рис. 38. Характерные системы ВР в кондиционируемых помещениях

а — подача воздуха отрывными струями через потолочные анемостаты; *б* — то же, настильными струями; *в* — подача воздуха через перфорированные поверхности; *г* — подача воздуха через пристенные решетки настильными струями; *д*, *е* — подача воздуха в рабочую зону

Характерные системы ВР и методы оценки эффекта, ими создаваемого. Среди многообразия решений ВР, конструкций и принципов работы ВР устройств, видов струй и картин циркуляции воздушных потоков можно выделить характерные (рис. 38). Распределение воздуха со стороны потолка является распространенным при наличии вышерасположенного технического этажа. В зависимости от конструктивных характеристик помещения, теплонапряженности, кратности воздухообмена и требуемой неравномерности параметров в рабочей зоне применяют потолочные воздухораспределители (анемостаты) разных конструкций и перфорированные панели и потолки. Для распределения воздуха со стороны стен применяют приточные решетки разных конструкций.

Эффект, создаваемый системой ВР в помещении, можно оценивать следующим образом:

1. По методу так называемой «опасной точки», где ожидаются экстремальные значения параметров (наибольшие подвижности, минимальные температуры). Эту точку находят в месте входа приточной струи в рабочую зону или в «поджатом» сечении обратного потока. Этот метод расчета использован в указаниях по расчету ВР [47].

2. Статистический метод позволяет оценить неравномерность, создаваемую в рабочей зоне системой ВР. При распределении параметров, близком к нормальному закону, отклонение в пределах $\pm \sigma$ от среднего имеет место примерно в 2/3 точек (объема рабочей зоны), а $\pm 2\sigma$ — примерно в 95% точек. Если допустить превышение параметров в 5% точек, то можно ввести показатель, нормирующий допустимое отклонение $\sigma_{доп}$: для температурного поля, если $\Delta t_в = \pm 1$ К, то $\sigma_{t\ доп} = \Delta t_в/2 = 0{,}5$ К; для поля относительной влажности, если $\Delta\varphi = \pm 7\%$, то $\sigma_{\varphi\ доп} = \Delta\varphi/2 = 3{,}5\%$; для поля подвижности, если $w_{в\ max} = 0{,}30$ м/с, а $w_{в\ min} = 0$, то $\sigma_{w\ доп} = w_{в\ max}/4 = 0{,}075$ м/с.

Статистический метод можно использовать при расчете ВР через двухструйные потолочные анемостаты [7] и приточные регулирующие решетки [91]. Фактическое значение неравномерности $\sigma_{факт}$ можно определить, предполагая распределение близким к нормальному, как $\sigma_{t\ факт} = 0{,}62\ \Delta t$ и $\sigma_{w\ факт} = 0{,}62\ \Delta w$, где Δt и Δw — разность осредненных максимальных и минимальных значений соответствующего параметра, используемая в методике ВНИИГС.

Применяемые методы расчета ВР обычно не учитывают стеснение помещения оборудованием, неравномерность расположения теплоисточников и другие факторы. Однако натурные исследования показали, что при ВР потолочными анемостатами и загроможденности площади пола до 50% невысоким оборудованием закономерности распределения параметров меняются незначительно.

Особенности ВР при количественном регулировании. Изменение расхода приточного воздуха влияет на условия истечения и характер движения приточных струй, определяемый критериями Рейнольдса (Re), Архимеда (Ar) и Эйлера (Eu). Изменяющиеся условия настилания и отрыва приточной струи и переменная траектории ее оси перемещают «опасную точку» и изменяют параметры воздушной среды и прежде всего подвижность. Рассмотрим эти явления более подробно.

Уменьшение Re происходит пропорционально снижению расхода и не оказывает влияния на условия истечения вплоть до критического значения $Re_{крит}$. При дальнейшем сокращении расхода (Re) характер истечения становится неавтомодельным. Значение $Re_{крит}$ находят опытным путем для каждой конструкции ВР; можно полагать для большинства случаев $Re_{крит} = (5 \div 8) \cdot 10^4$.

Выразим минимальный расход воздуха через один воздухораспределитель, при котором автомодельность не нарушается:

$$V_{min} = 3600\pi w d_0^2/4 = 3600\pi\, \mathrm{Re}_{крит} \nu d_0/4 = (220 \div 360)\, d_0.$$

Влияние Ar выражено более сильно. Его величина возрастает пропорционально квадрату снижения расхода. Струя, рассматриваемая при максимальном расходе как изотермическая ($Ar < 0{,}001$), по мере сокращения расхода становится все более неизотермической. Условия испытания ВР ограничивают неизотермичность струи $Ar_{max} = (0{,}005 \div 0{,}01)$. Минимальный расход воздуха через один воздухораспределитель при Ar_{max}

$$V_{min} = 3600\pi w d_0^2/4 = 2830 d_0^2 \sqrt{\beta g d_0 \Delta t_р / Ar_{max}} \approx$$

$$\approx 520 d_0^2 \sqrt{d_0 \Delta t_р / Ar_{max}}. \qquad (139)$$

Учитывая диапазон изменения Ar, можно полагать, что при правильном выборе ВР диапазон изменения расходов соответствует $D_{min} = 0{,}3 \div 0{,}5$.

Перемещение точки отрыва струи, настилающейся на поверхность потолка, происходит пропорционально $Ar^{-0,5}$, т. е. снижение расхода воздуха приближает точку отрыва струи линейно. Используя соотношение для точки отрыва $x/d_0 = a_з Ar^{-0,5}$, определим минимальный расход воздуха через один воздухораспределитель, при котором отрыв струи на длине x не будет происходить:

$$V_{min} = 2830 d_0^2 \sqrt{\beta g d_0 \Delta t_р / Ar} \approx 520 x d_0 \sqrt{d_0 \Delta t_р / a_з}, \qquad (140)$$

где x — расчетная длина струи;

$a_з$ — коэффициент, равный для осесимметричной струи 0,27—1,18, для веерной 0,49—0,60, для плоской — 0,15—0,69.

М. И. Гримитлин обобщил исследования по определению точки отрыва горизонтальной неизотермической струи [11]. Благодаря предложенному текущему значению Ar_x им определены условия отрыва: для осесимметричных струй при $Ar_x = 0{,}30$; для плоских струй при $Ar_x = 0{,}23$ и для веерных струй при $Ar_x = 0{,}18$. Используя эти данные и связав текущий и начальный Ar, можно определить минимальный расход, при котором приточная струя будет настилаться на длине x.

Для осесимметричных струй (круглых диаметром d_0 или прямоугольных, трансформирующихся в круглые при $l_0 < 10 b_0$ эквивалентным диаметром $d_{0\,экв} = 1{,}13 \sqrt{b_0 l_0}$)

$$V_{min} = 520 d_0^2 \sqrt{d_0 \Delta t_р / Ar} =$$

$$= 520 d_0^2 \sqrt{d_0 \Delta t_р n_{стр} (x/d_0)^2 / 0{,}3 m_{стр}^2}. \qquad (141)$$

Для плоской струи, образуемой прямоугольным сечением при $l_0 > 10\ b_0$:

$$V_{min} = 3600 b_0 l_0 \omega_{пр} = 660 b_0 l_0 \sqrt{b_0 \Delta t_р / Ar} =$$

$$= 660 b_0 l_0 \sqrt{b_0 \Delta t_р n_{стр} (x/b_0)^3 / 0{,}23 m_{стр}^2}. \quad (142)$$

Относительное расстояние, в пределах которого струю можно считать не подверженной действию гравитационных сил, можно определить по данным М. И. Гримитлина.

Для осесимметричных струй

$$Ar_x = n_{стр} Ar (x/d_0)^2 / m_{стр}^2 \approx 0{,}1$$

и

$$x/d_0 \approx \sqrt{0{,}1 m_{стр}^2 / n_{стр} Ar}. \quad (143)$$

Для плоских струй

$$Ar_x = n_{стр} Ar (x/b_0)^{3/2} / m_{стр}^2 \approx 0{,}15$$

и

$$x/b_0 \approx (0{,}15 m_{стр}^2 / n_{стр} Ar)^{2/3}. \quad (144)$$

Налипание приточной неизотермической струи, выпущенной ниже потолка, в некоторой степени зависит от Ar. Расчетные зависимости для оценки налипания выведены И. Л. Ганесом [81]. Расстояние от выпуска до точки пересечения с потолком оси неизотермической плоской струи

$$x_{кр}/b_0 = \sqrt{21{,}2 (h/b_0 - 0{,}5) / [1 - 3 Ar (x_{кр}/b_0)^{3/2}]} - (h/b_0 + 0{,}5)^2. \quad (145)$$

Траектория оси приточной неизотермической струи зависит от Ar и темпа затухания осевой скорости $m_{стр}$. Для анализа возможных траекторий в помещении высотой h и расчетной длиной x построен график рис. 39. «Опасная точка» перемещается пропорционально $Ar^{0.33}$. Если поставить условие, чтобы во всем интервале изменения расхода «опасная точка» находилась у поверхности ограждения на расстоянии x от выпуска, то минимальное значение расхода через воздухораспределитель

$$V_{min} = 2830 d_0^2 \sqrt{\beta g d_0 \Delta t_р / Ar} = 520 d_0 \sqrt{\Delta t_р d_0 x^3 / 2 m_{стр} (h - 2)}. \quad (146)$$

Энергия воздушных потоков в помещении определяется прежде всего вентиляционными струями, а также тепловыми струями и движущимися предметами. При снижении расхода приточного воздуха (глубина регулирования D) энергия приточных струй снижается пропорционально D^3, а энергия тепловых струй снижается пропорционально D. При некоторой глубине регулирования эти два вида энергии окажутся соизмеримыми. В результате приточные струи будут задерживаться конвективными потоками, не достигая рабочей зоны.

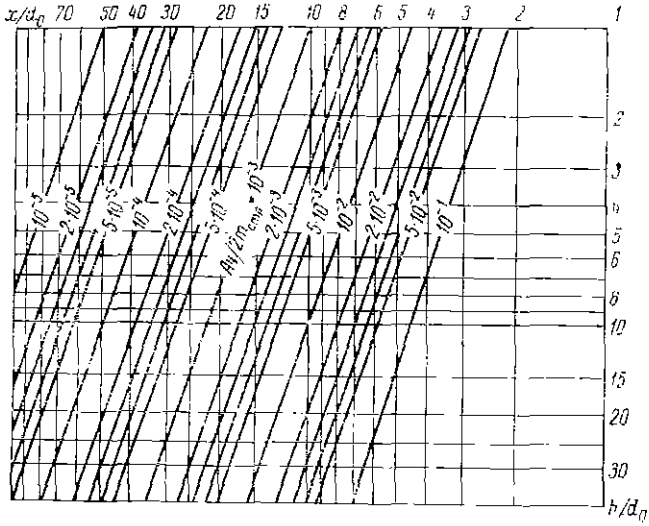


Рис. 39. График траектории оси приточной неизотермической струи при разных Ar и $m_{стр}$

Оценим соотношение энергии вентиляционных и тепловых струй от единичных источников, действующих друг против друга, используя данные В. М. Эльтермана [50]:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{e_{в.с}}{e_{т.с}} = \frac{\alpha V w_{пр}^2}{2V_{пом}} : \frac{Q_к h_р g (1 + a_з)}{V_{пом} c_р t_в \rho 4} =$$

$$= \frac{2\alpha t_в}{h_р (1 + a_з) g \Delta t_р} \left(\frac{Q_к + Q_л}{Q_к} \right) w_{пр}^2, \qquad (147)$$

где $a_з = 0{,}6$;

$g = 9{,}8$ м/с²;

$h_р$ — расстояние от теплоисточника до потолка.

Правильное определение энергии, вносимой вентиляционными струями, требует учета закона изменения скорости в выходном сечении воздухораспределителя. В формуле (147) это учитывается коэффициентом α (табл. 12).

Приведенные в таблице данные показывают, что неравномерность скорости в сечении воздухораспределителя значительно меняет энергию, вносимую приточными струями в помещение.

Из формулы (147) следует, что соотношение энергий изменяется пропорционально квадрату скорости в приточном устройстве. Для расчетов соотношение (147) можно упростить к виду

$$\varepsilon = \frac{e_{в.с}}{e_{т.с}} = \frac{2\alpha \cdot 293}{(1 + 0{,}6)\, 9{,}8 h_р \Delta t_р} \left(\frac{Q_к + Q_л}{Q_к} \right) w_{пр}^2 =$$

$$= \frac{38\alpha}{h_р \Delta t_р} \left(1 + \frac{Q_л}{Q_к} \right) w_{пр}^2. \qquad (148)$$

Таблица 12

Значение α в зависимости от закона изменения скорости

Форма выходного сечения распределителя	Закон изменения w в выходном сечении	Значение α
Плоское сечение	$w\ (l) = w_{ср}$	$\alpha = 1{,}0$
	$w\ (l) = 2\ w_{ср}\ l/l_0$	$\alpha = 2{,}0$
	$w\ (l) = (4\ л)\ w_{ср}\ \sin л\ l/l_0$	$\alpha = 0{,}88$
	$w\ (l) = (1 - \cos л l/l_0)\ w_{ср}$	$\alpha = 2{,}5$
	$w\ (l) = w_{max}\ (1 - 2l/l_0)^{1/k}$ при $w_{ср} = w_{max}/(1/k + 1)$	$\alpha = (1 + 1/k)^3(1 + 3\ k)^{-1}$
Круглое сечение	$w\ (r) = w_{max}\ (1 - r/r_0)^{1/k}$ при $w_{ср} = w_{max}\ [1 - 2/(k+1) + 1/(2k+1)]$	$\alpha = [1 - 2\ (k+1) + 1/(2k+1)]^2(1 + 3\ k)^{-1}$

Зададимся некоторым значением $\bar{\varepsilon} > 1$ и для него вычислим минимальный расход приточного воздуха ($Q_д/Q_к \simeq 2$)

$$V_{min} = 2830 d_0^2 w_{пр} = 2830 d_0^2 \sqrt{\bar{\varepsilon} h_р \Delta t_р / 38 \cdot 3\alpha} \approx$$

$$\approx 265 d_0^2 \sqrt{\bar{\varepsilon} h_р \Delta t_р / \alpha}. \qquad (149)$$

С увеличением $\bar{\varepsilon}$ растет надежность того, что приточные струи смогут достигать рабочей зоны.

Анализ экспериментальных данных показывает, что при количественном регулировании изменяется поле подвижности. При снижении расхода приточного воздуха средняя подвижность $w_{в\ ср}$ уменьшается; падает, но более медленно, и среднеквадратическое отклонение σ_w. В итоге коэффициент вариации $k_w = \sigma_w / w_{в\ ср}$ возрастает при сокращении расхода. Расчетные соотношения либо непосредственно учитывают Ar (расход), либо приводятся для определенного диапазона Ar, например, для $Ar < 0{,}001$ (изотермические струи) и $Ar = 0{,}001 \div 0{,}005$ (неизотермические струи).

Пример 36. В помещении высотой $h = 3{,}8$ м и шириной $x = 5{,}5$ м установлено несколько регулирующих решеток РР 200 × 400 мм $F_{ж.с} = 0{,}064$ м²; $d_{0\ экв} = 1{,}13 \sqrt{F_{ж.с}} = 0{,}29$ м; $n_{стр} = 3{,}5$; $\Delta t_р = 8$ К. При расчетном расходе $V_{max} = 1500$ м³/ч скорость $w_{пр} = 6{,}5$ м/с; глубина регулирования $D_{min} = 0{,}50$.

Оценить при каких расходах будут происходить вышеописанные явления.

Неавтомодельный режим движения будет наблюдаться при расходе, меньшем $V = 360 \cdot 0{,}29 = 100$ м³/ч.

Применение расчетных формул для регулирующих решеток ограничено $Ar_{max} = 0{,}005$, что соответствует расходу

$$V_{min} = 520 \cdot 0{,}29^2 \sqrt{0{,}29 \cdot 8 / 0{,}005} = 900 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

При минимальном расходе струя на всей длине потолка отрываться не будет ($a_з = 0{,}4$)

$$V_{min} = 520 \cdot 5{,}5 \cdot 0{,}29 \sqrt{0{,}29 \cdot 8 \cdot 0{,}4} = 3100 \text{ м}^3/\text{ч}$$

«Опасная точка» будет находиться у поверхности стены при расходе большем чем

$$V_{min} = 520 \cdot 0{,}29 \sqrt{8 \cdot 0{,}29 \cdot 5{,}5^3 / 2 \cdot 3{,}5 \cdot 1{,}8} = 840 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Десятикратное превышение энергии приточных струй над энергией тепловых струй будет иметь место при расходе ($\alpha = 1{,}8$)

$$V = 265 \cdot 0{,}29^2 \sqrt{10 \cdot 2{,}8 \cdot 8 / 1{,}8} = 800 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

ВР в режимах количественного регулирования рассчитывают для нескольких значений расхода (максимального, среднего, минимального). Следует убедиться, что во всех случаях параметры в «опасной точке» или неравномерность поля подвижности окажутся в пределах допустимого.

В первом приближении расчет ВР при количественном регулировании можно проводить на основе следующих предпосылок. Предварительно определяют регламентируемые санитарными нормами и нормами проектирования средние в объеме помещения максимальную ($w_{в.\,max}$) и минимальную ($w_{в.\,min}$) подвижности. Исходя из этих величин, оценивают допустимую глубину регулирования $D_{min}^{доп} = w_{в.\,min}/w_{в.\,max}$. Так можно поступать, если не меняется характер движения струй (настильность) и условия движения (Ar_{max}). Ориентируясь на регламентируемые подвижности $w_{в\,max} = 0{,}50 - 0{,}70$ м/с и $w_{в.\,min} = 0{,}20$ м/с, получаем $D_{min}^{доп} = 0{,}30 - 0{,}40$.

Анализ эффекта, создаваемого разными ВР при переменных расходах, в общем виде невозможен ввиду разнообразия методик исследований. Поэтому рассмотрим только некоторые конструкции ВР, по которым имеются статистические методики оценки эффекта, создаваемого в помещении. Для других конструкций применяется метод «опасной точки».

Двухструйные потолочные анемостаты. Они широко применяются для ВР со стороны потолка. Результаты их исследований [7] позволили выразить зависимость средней подвижности $w_{в.\,ср}$ в рабочей зоне от скорости $w_{пр}$, расстояния до рабочей зоны h и диаметра плафона d_0 в виде:

$$w_{в.\,ср} w_{пр} = A\,(h/d_0)^{-1{,}25}\left[1 + Bh^{1{,}3}(h/d_0)^{-1{,}3} w_{пр}^{-2{,}6}\right]. \qquad (150)$$

Уравнение (150) справедливо при $Ar < 0{,}03$, $w_{пр} > 3$ м/с и $h/d_0 = 5 \div 20$.

При подаче воздуха настильными струями $A = 0{,}46$ и $B = 2{,}76$; при отрывных струях $A = 0{,}80$; $B = 1{,}4$. Коэффициент вариации при настильных струях $\sigma_w/w_{в.\,ср} = 0{,}8\, w_{пр}^{-0{,}4}$; при от-

рывных струях $k_\omega = 1{,}1\ \omega_{пр}^{-0{,}4}$. Что касается температурного поля, то его неравномерность при равномерно расположенных источниках тепла не зависит от расхода воздуха. При настильных струях

$$\sigma_t/\Delta t_р = \left[1 + 0{,}00047\Delta t_р\,(h/d_0)^{5{,}3}\right]/1{,}6\left[1 + 0{,}026\Delta t_р\,(h/d_0)^{5{,}3}\right]. \quad (151)$$

При отрывных струях неравномерность повышается на 20%. Целый ряд СКВ, где для ВР использованы двухструйные анемостаты, работают в режиме количественного регулирования.

Приточные регулирующие решетки. Они являются перспективным устройством для ВР со стороны стен. Различные типы решеток позволяют распределять воздух компактными горизонтальными и наклонными струями и горизонтальными неполными веерными струями. Направляющее устройство позволяет изменять расход воздуха и обеспечивает нормальный к плоскости решетки выход струи. Расчетные соотношения [9] приводятся отдельно для изотермических ($Ar < 0{,}001$) и неизотермических ($Ar = 0{,}001 \div 0{,}005$) условий выхода воздуха. При подборе решеток требуется обеспечить изотермичность струи при максимальном расходе за счет выбора скорости $\omega_{пр}$ и определяющего размера. При минимальном расходе надо обеспечить $Ar < 0{,}005$. Таким образом, решетки позволяют реализовать $D_{min} = 0{,}4 \div 0{,}5$. При ВР через регулирующие решетки неизотермическими струями ($Ar > 0{,}001$) изменение поля подвижности возрастает по сравнению с изотермическими струями:

при горизонтальных компактных струях — на 35%;

при наклонных к потолку компактных струях — на 50%.

Если верхняя кромка решетки установлена не заподлицо с потолком, то рекомендуется использовать наклонные к потолку струи.

В последнее время предложен ряд конструкций воздухораспределителей, создающих закрученные веерные и коноидальные струи. За счет интенсивного гашения скоростей и избыточных температур при повышенной эжектирующей способности удается реализовать большие рабочие разности температур. Такие устройства находят все большее распространение, особенно в помещениях малой высоты и большой теплонапряженности. Они применяются и при количественном регулировании.

Методы расчета таких воздухораспределителей на заданные параметры рабочей зоны разработаны недостаточно. Имеются данные для центробежного ВР ВНИИГС [27]. Они получены в зависимости от установки диска: при $h/d_0 = 0{,}1 \div 0{,}3$ $k_\omega = \sigma_\omega/\omega_{в.\,ср} = 0{,}35$; при $h/d_0 = 0{,}35 \div 0{,}6$ $k_\omega = 0{,}20$; при $h/d_0 = 0{,}6 \div 0{,}7$ $k_\omega = 0{,}35$, а при $h/d_0 > 0{,}7$ $k_\omega = 0{,}50$. Отметим, что средняя подвижность в рабочей зоне не зависит от расхода приточного воздуха и определяется только геометрическими параметрами:

$$\omega_{в.\,ср}/\omega_{пр} = 0{,}09\,(d_0/h)\exp\left(2d_0/\bar{F}\right) \times \\ \times\left[1 - 3{,}2\,(h/d_0) + 3{,}9\,(h/d_0)^2\right]. \quad (152$$

Это свойство является отличительной особенностью приточных ВР, создающих закрученные струи.

Выводы. Изменение расхода приточного воздуха в СКВ и СВ с количественным регулированием должно учитываться при расчете ВР. Расчет параметров в «опасной точке» и оценку поля подвижностей нужно производить не только для расчетного, но и минимального расхода.

§ 12. Некоторые особенности других расчетов в системах с количественным регулированием

Расчет калориферов первого подогрева. Проанализируем возможное изменение тепловой нагрузки помещения в зимнем режиме работы системы. Если система одновременно выполняет функции отопления, то тепловая нагрузка будет понижаться с понижением температуры $t_{\text{н}}$. Это становится ощутимым при большой доле теплопотерь в нагрузке помещения и относительном постоянстве других составляющих тепловой нагрузки. В этом случае наименьшее количество воздуха будет поступать в помещение при расчетной зимней температуре.

Определим, в каких условиях требуемая поверхность нагрева калориферной установки окажется наибольшей. Будем учитывать зависимость температуры теплоносителя ($t_{\text{г}}$; $t_{\text{о}}$) от температуры наружного воздуха $t_{\text{н}}$. Для получения общего аналитического решения задачи составим уравнение для требуемой поверхности нагрева, учитывая известную зависимость расхода тепла от расхода воздуха и степени нагрева воздуха, а также зависимость коэффициента теплопередачи от расходов (скоростей) воздуха и теплоносителя

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} \approx \frac{G_{\max}\left[1 + \bar{g}(t_{\text{н}} - 293)\right](t_{\text{к}} - t_{\text{н}})\,(t_{\text{г}} - t_{\text{о}})^m}{G_{\max}^n\left[1 + \bar{g}\,(t_{\text{н}} - 293)\right]^n G_{\max}^m\left[1 - \bar{g}\,(t_{\text{н}} - 293)\right]^m (t_{\text{к}} - t_{\text{н}})^m \times} \cdot$$

$$\times\,(t_{\text{г}} + t_{\text{о}} - t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \qquad (153)$$

Температуры теплоносителя $t_{\text{г}}$ и $t_{\text{о}}$ приближенно будем полагать линейно зависящими от $t_{\text{н}}$: $t_{\text{г}} = t_{\text{г min}} - a_4\,(t_{\text{н}} - 276)$ и $t_{\text{о}} = t_{\text{о min}} - a_5\,(t_{\text{н}} - 276)$. Например, при расчетных параметрах $t_{\text{н. р}} = 248$ К; $t_{\text{г}} = 423$ К и $t_{\text{о}} = 343$ К $a_4 = 2{,}85$ и $a_5 = 1{,}0$. Для секций подогрева центральных кондиционеров $n \approx 0{,}5$ и $m = 0{,}13$.

Для определения условий выбора расчетной поверхности калориферных установок при переменных расходах воздуха, переменной конечной температуре воздуха $t_{\text{к}}$ и параметрах теплоносителя $t_{\text{г}}$ и $t_{\text{о}}$, зависящих от $t_{\text{н}}$, были выполнены расчеты на ЭВМ (рис. 40). На этом же рисунке показана условная поверхность нагрева, под которой понимается произведение только изменяющихся сомножителей выражения (153).

Из анализа графика рис. 40 следует, что определять расчетную поверхность нагрева нужно для условий, зависящих от темпера-

туры $t_к$ и коэффициента $\bar{g}$, учитывающего снижение производительности системы при понижении $t_н$. При расчете калориферов СВ, нагревающих воздух до $t_к \approx 283$ К, расчетная поверхность должна определяться при расчетной температуре $t_{н\,р}$. Для секций первого подогрева СКВ, нагревающих воздух до $t_к = 298 \div 303$ К, расчетную поверхность нужно определять при $t_н$, соответствующей точке перелома графика регулирования температур теплоносителя $t_г$ и t_0. При расчете промежуточного подогрева в СКВ и $t_к \approx 273$ К наибольшая поверхность нагрева требуется при расчетной температуре наружного воздуха.

Расчет вентиляционных воздуховодов систем с количественным регулированием. Если система однозональная, то при центральном регулировании расходы воздуха на всех участках изменяются практически пропорционально. В многозональных системах расходы в ответвлениях магистрали изменяются по-разному, в зависимости от текущей нагрузки зон. В основе экономически обоснованного расчета сечений воздуховодов лежит принцип минимизации приведенных затрат. Последние учитывают капитальные затраты на воздуховоды, отнесенные к одному году нормативного срока окупаемости, и эксплуатационные затраты электроэнергии на перемещение воздуха. В этих условиях расчет сечений воздуховодов целесообразно выполнять не при расчетных расходах на всех участках, а при среднегодовых расходах. Скорости воздуха принимаются из экономических соображений. Делением среднегодовых расходов на принятые скорости определяют сечения всех воздуховодов. При определении расчетного сопротивления каждого из участков скорости увеличивают в $1.D_{ср.\,год}$ раз, а сопротивления — в квадрат этой величины.

Подбор вентиляторной установки. Вентилятор обычно выбирают по его индивидуальной характеристике при известных расчетных расходах и сопротивлении сети. Желательно, чтобы при использовании для изменения производительности ИМС рабочая точка на характеристике оказалась возможно ближе к значению максимального к. п. д. При использовании НА лучше, если рабочая точка окажется несколько правее изолинии η_{max}. Такой подбор обеспечит эффективную работу вентилятора при расходах, меньших расчетного, например при наиболее характерном среднегодовом расходе.

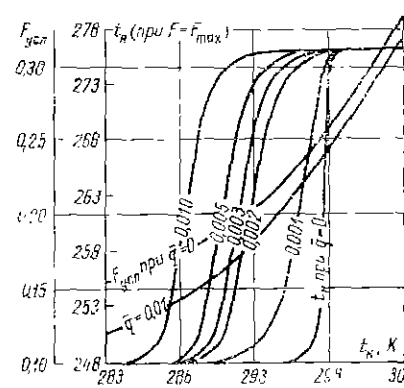


Рис. 40. График для определения начальной температуры воздуха для калориферных установок, при которой требуется наибольшая (расчетная) поверхность нагрева. Теплоноситель — перегретая вода с расчетными параметрами $t_0 = 423$ К, $t_г = 343$ К, регулирование теплоносителя — качественное

Подбор холодильной установки. Холодильная установка подбирается при расчетном расходе и энтальпии наружного воздуха. Расчетная холодильная нагрузка используется незначительную часть времени, примерно 200—400 ч/год, в то время как летний режим в зависимости от климатических условий и параметров внутреннего воздуха при непрерывной работе продолжается 3000—6000 ч/год. Таким образом, работа холодильной установки на расчетном режиме нехарактерна и продолжается в среднем около 10% времени летнего режима работы системы. При количественном регулировании надо учитывать дополнительно возможное снижение расхода охлаждаемого воздуха за счет снижения тепловой нагрузки. В прямоточных системах средняя за летний режим холодильная нагрузка составляет около 50 ÷ 70% от расчетной. Для СКВ следует применять компрессоры с к. п. д., мало изменяющимся от его холодопроизводительности. При подборе такого компрессора желательно, чтобы максимальное к. п. д. обеспечивалось при нагрузке 0,5 ÷ 0,7 от расчетной. Очень важно предусматривать наиболее экономичный в отношении потребляемой мощности режим регулирования холодильных компрессоров (см. рис. 6).

§ 13. Рекомендуемый порядок инженериого расчета систем с количественным регулированием

I. Сбор и анализ исходных даиных об объекте и требований к СКВ (СВ). На этом этапе должны быть известны: географический пункт, широта и ориентация по странам света, расчетные параметры наружного воздуха, климатологические данные, представленные в $t_н$—$\varphi_н$ диаграмме, в климатическом паспорте города или в виде данных о повторяемости сочетаний параметров в интервалах температур и энтальпий; расчетные параметры воздуха в помещении (температура, относительная влажность и подвижность); величина допустимого превышения температуры воздуха в помещении над заданной. На основании данных об архитектурно-строительной и технологической частях проекта получают представление о составляющих тепловой нагрузки рассматриваемого помещения и их сочетаниях. Решается вопрос о системе отопления данного объекта: раздельной или совмещенной с СКВ (СВ); рабочей или дежурной.

II. Аиализ суточного изменения всех составляющих тепловой нагрузки помещений [§ 4], определение расчетной тепловой нагрузки (§ 5) и расчетиого воздухообмена в помещении. В этом случае анализируется изменение составляющих тепловой нагрузки помещения в течение расчетных суток при параметрах Б или А в 13 ч дня. Определяется максимальная и среднесуточная интенсивность солнечной радиации (см. пример 12, а для прерывистой радиации — пример 14). Амплитуды основной гармоники изменения солнечной радиации определяются аналогично примеру 13, а для прерывистой радиации — примеру 15. На основе этих дан

ных определяется среднесуточное количество тепла, поступающего в помещение, и амплитуды основной гармоники его изменения (см. пример 13). Задаваясь постоянной времени T переходного теплового процесса в помещении при воздействии радиации, определяют по данным прилож. II погрешность ε_t при учете лишь основной гармоники изменения солнечной радиации (см. пример 8). Если в силу затенения облучаемой поверхности солнечная радиация прерывистая, то среднее время ее начала и конца определяют аналогично примеру 14.

При определении тепла, поступающего через наружные непрозрачные ограждения, учитывают среднесуточную температуру наружного воздуха $t_{н.ср} = t_{н.р} - A_{t_н}$, а также перегрев наружной поверхности за счет среднесуточной радиации $\Delta t_{экв} = \rho q_{ср}/\alpha_н = 0{,}1\ \rho\ \sigma_\tau q_{max}/\alpha_н$ (К). В условиях суточного изменения температуры наружного воздуха с амплитудой $A_{t_н}$ и солнечной радиации с амплитудой A_{q_t} определяется условная амплитуда колебания температуры наружной поверхности. В формуле (48) это квадратный корень из суммы квадратов. Если разделить полученную амплитуду на затухание температурных колебаний в ограждении $\nu_{огр}$, определяемому по СНиП II-А.7—71, то можно определить амплитуду температурных колебаний на внутренней поверхности $A_{t_{в.пов}}$ и сделать вывод о допустимости полученной величины.

Определяется количество тепла, выделяемого при работе технологического оборудования, электродвигателей, нагревателей; тепло, выделяемое людьми; анализируется возможность включения в этом режиме искусственного освещения, а также поступление тепла из смежных помещений.

Все технологические составляющие тепловой нагрузки помещения целесообразно разделить на следующие группы: постоянные составляющие, периодически изменяющиеся составляющие и составляющие, изменяющиеся случайным образом и анализируемые статически. Периодически изменяющиеся составляющие анализируются с помощью данных прилож. II. Целью анализа является определение среднего значения и амплитуды основной гармоники. Расчет проводится аналогично примеру 17. Определяется погрешность ε_t при учете лишь основной гармоники изменения тепловой нагрузки (пример 9).

Составляющие тепловой нагрузки, изменяющиеся случайным образом, анализируются статически. Исходным материалом для такого анализа являются данные о повторяемости нагрузки в определенных интервалах ее изменения. Анализ выполняется графоаналитически с помощью клетчатки вероятности (аналогично примеру 18). В результате анализа определяют расчетное и среднее значение составляющей.

Таким образом, в результате примененного математического анализа (гармонический анализ, элементы статистики, теория погрешностей) нагрузка помещения может быть представлена как

сумма постоянных и средних величин периодически изменяющихся составляющих. Кроме того, оказываются известными амплитуда основной гармоники каждой периодически изменяющейся величины, их периоды $\tau_п$ и погрешности ε_{t_i}.

Систематизируются данные о размерах (F, δ) и теплофизических характеристиках (c, ρ, λ, S_τ) материалов основных ограждений и оборудования помещения. Рассматривая условия лучисто-конвективного теплообмена на тепловоспринимающих поверхностях ограждений и оборудования при периодических источниках тепла, делается вывод о предполагаемых соотношениях амплитуд температур воздуха и этих поверхностей. Если теплообмен конвективный, то $A_{t_в} > A_{t_2}$, если лучистый — наоборот. В условиях сложного лучисто-конвективного теплообмена при отсутствии опытных данных можно приближенно полагать $A_{t_в} \simeq A_{t_2}$ и $\nu_{в-2} \simeq 1$. Последнее учитывается при определении общей теплоемкости помещения $C_{пом} = \Sigma F_i \delta_i \rho_i c_i k_{\varphi i} / \nu_{в-2}$ при известных периодах изменения составляющих нагрузки $\tau_{п1}$; $\tau_{п2}$ и т. д. При изменении периода изменяется S_τ, коэффициент поглощения тепла пластиной k_φ и в общем случае $\nu_{в-2}$. Расчет общей теплоемкости удобно вести в табличной форме аналогично примерам 26 и 27.

Для определения расчетной тепловой нагрузки помещения используется понятие о промежуточной нагрузке. При этом учитывается теплоаккумуляция помещения ($C_{пом}$) и допустимое превышение температуры $\Delta t_{в.\,доп}$. Для определения расчетной нагрузки вычисляются комплексы тепловой $\bar{C} = f\ (C_{пом},\ \tau_п,\ \Sigma Q_{ср},\ \Delta t_р = t_в - t_{пр},\ \Delta t_{в.\,доп};\ \varepsilon_t \varepsilon_{t_i}$ и A_Q) и температурный $\bar{t} = f\ (\Delta t_{в.\,доп};\ \varepsilon_t;\ \varepsilon_{t_i}$ и $\Delta t_р)$ по формулам (70) и (71). Далее, по графику рис. 15, *а* определяют искомую величину $\bar{h}$ и расчетную тепловую нагрузку по формуле (72). Расчет выполняется аналогично примеру 22. Если известно, что расчетной нагрузкой является максимальная, то расчет проводят аналогично примеру 19. Определение средней нагрузки помещения выполняют по примеру 20, а возникающее при этом превышение температуры вычисляют аналогично примеру 21.

Для расчетной тепловой нагрузки помещения и при известной рабочей разности температур определяется расчетный воздухообмен.

III. Определение глубины регулирования основано на материале §§ 3 и 4. В экономических расчетах учитывается среднелетняя (при определении затрат холода), среднезимняя (при определении затрат тепла) и среднегодовая (при определении затрат электроэнергии) глубина регулирования. Колебания теплопритоков через наружные ограждения при изменении наружной температуры определяются аналогично примерам 23 и 24.

Изменение солнечной радиации оценивается по данным табл. 5. Эти же данные используются для оценки изменения технологических составляющих нагрузки. Определяются доли $p\ (Q_i)$ каждой составляющей в расчетной нагрузке помещения. Среднюю по ре-

жимам глубину регулирования (см. пример 25) определяют по известным долям p (Q_i) и глубине регулирования d (Q_i) каждой из составляющих — формула (29). По данным приложения I или [41] определяется продолжительность работы системы в каждом режиме. На основе этих данных определяют среднегодовую глубину регулирования (см. пример 25).

Оценивается реально возможное одновременное снижение всех составляющих тепловой нагрузки. На основе этого определяется минимально возможная глубина регулирования (см. пример 25).

IV. Оценка всех ограничений снижению расхода воздуха производится на основе данных § 3 и примера 7. Определяется санитарная норма подачи наружного воздуха. Рассчитывается система воздухораспределения при разных расходах и эффект, ею создаваемый (§ 11). На основе анализа этого эффекта определяется минимально допустимая глубина регулирования расхода. Определяется минимальный расход приточного воздуха, компенсирующий удаляемый местными отсосами воздух и учитывающий разбавление прорывающихся в помещение вредных веществ до предельно допустимой концентрации. Определяется минимально необходимый дибаланс расходов организованного притока и вытяжки для создания требуемого разрежения или подпора. Оцениваются возможные ограничения снижения расхода (ограничения по кратности воздухообмена, по акустическим требованиям, вследствие негерметичности дроссельных устройств и др.).

Все полученные значения минимально допустимой глубины регулирования сравниваются между собой. Из всех значений выбирается наибольшее. С ним сравнивается минимально возможная глубина регулирования. В зависимости от соотношения между ними в дальнейшем разрабатывают вариант системы с количественным или количественно-качественным регулированием температурного режима.

V. Сравнительные технико-экономические расчеты, обосновывающие эффективность количественного регулирования, выполняются в соответствии с данными § 2. По сравниваемым вариантам составляются две принципиальные схемы системы с автоматикой: по базовому варианту — с качественным регулированием, по внедряемому - - с количественным (количественно-качественным, комбинированным качественно-количественным) регулированием. Система выбирается в соответствии с классификацией (см. рис. 1): одно - или многозональной, одно- или двухвентиляторной. Выбирается схема обработки воздуха в системе по режимам.

Определяется разница дополнительных капитальных затрат на оборудование и автоматику, различающая сравниваемые варианты. Для этого на схемах выбирают только различающееся по вариантам оборудование и определяют его стоимость.

Определяются факторы, учитываемые при определении годовых энергозатрат (§ 2). В качестве исходных климатических данных используются материалы прилож. I, где приведен климатический

паспорт ряда городов. *Для других городов удобно использовать* данные [41] о повторяемости параметров в интервалах энтальпий наружного воздуха в летнем режиме. Определяются удельные затраты тепла и холода (на 1 кг/г производительности системы) аналогично расчетам в примерах 1 и 2.

Используя данные о среднелетней глубине регулирования системы и ее производительности, определяют сокращение затрат холода. По известной среднезимней глубине регулирования рассчитывают сокращение затрат тепла (для систем, где применяется подогрев воздуха). На основе данных о среднегодовой глубине регулирования вычисляют снижение затрат электроэнергии на привод вентиляторов и затрат тепла на второй или зональные подогреватели. Эти расчеты выполняются аналогично примеру 3.

При одновременном учете разницы дополнительных капитальных затрат и сокращения эксплуатационных расходов тепла, холода и электроэнергии определяются экономические критерии применения количественного регулирования: срок окупаемости дополнительных затрат $T_{факт}$ и годовой экономический эффект Э (см. пример 3). Кроме этого основного расчета, выполняют и другие. На основе экономического сравнения выбирается тип регулирующего органа (НА или ИМС), изменяющего производительность как приточного, так и рециркуляционного — вытяжного вентилятора (см. пример 4). Для многозональных систем оценивается экономическая целесообразность применения в вытяжной сети автоматического регулятора статического давления (аналогично примеру 6).

VI. Последующие этапы проектирования системы с количественным регулированием основываются на учете переменного расхода воздуха. Наряду с расчетами, сопутствующими выбору основного оборудования системы, выполняются некоторые специфические расчеты:

а) расчет ПАР, происходящих в многозональной вытяжной сети, если в ней не установлен автоматический регулятор статического давления (§ 8);

б) определение необходимого сечения и места установки воздушных дроссельных клапанов для регулирования многозональной системы (§ 9);

в) выбор элементов регулятора производительности вентиляторов при установке ИМС (§ 10) и [12, 46].

§ 14. Примеры применения СВ и СКВ с количественным регулированием

Приведенный в предыдущих главах материал может служить теоретической основой для проектирования систем с количественным регулированием, которое в ряде случаев имеет значительные экономические и эксплуатационные преимущества перед качественным способом регулирования СВ и СКВ. В настоящее время нет

соответствующих рекомендаций по проектированию СВ и СКВ с количественным регулированием, что сдерживает более широкое применение этого метода в практике проектирования.

Однако ведущие проектные организации уже сейчас применяют при проектировании ряда объектов с переменными тепловыми нагрузками количественный метод регулирования. Рассмотрим некоторые из применяемых в настоящее время проектных решений, большинство из которых нашли практическое применение.

1. *Многозональная СКВ* с количественно-качественным регулированием для заводов химического волокна разработана в ПИ Проектпромвентиляция [6]. Принципиальная схема СКВ представлена на рис. 41. В технологические зоны цеха с переменными тепловыделениями приточный кондиционированный воздух подается по зональным каналам из коллектора постоянного статического давления. Коллектор снабжается воздухом от группы параллельно работающих центральных кондиционеров производительностью 240 тыс. м³/ч каждый. Все кондиционеры подают в коллектор воздух одинаковых параметров. Вентиляторы кондиционеров и рециркуляционно-вытяжных установок имеют индукторные муфты скольжения. Воздушные клапаны, установленные на нагнетательных воздуховодах приточных вентиляторов, закрываются при выключении кондиционеров. Тем самым отсекается движение воздуха через неработающий кондиционер.

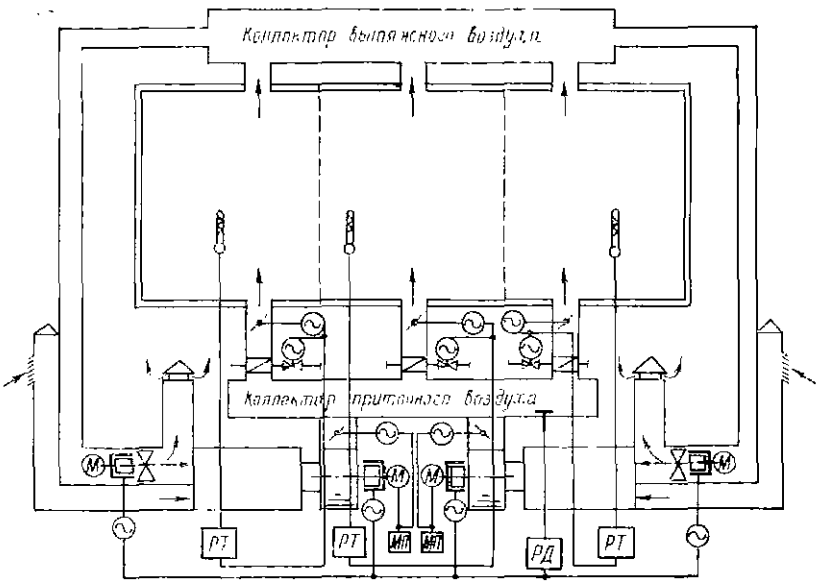


Рис. 41. Принципиальная схема многозональной СКВ с количественно-качественным регулированием и схема ее автоматизации для производственного помещения завода химического волокна

При снижении тепловой нагрузки в зоне первоначально сокращается до минимально допустимого расход приточного воздуха, при дальнейшем снижении нагрузки повышается температура приточного воздуха. В случае повышения температуры воздуха в зоне первоначально закроется регулирующий клапан на теплоносителе, а затем будет открываться зональный воздушный клапан.

Зональные подогреватели установлены в тех помещениях, где фактическое снижение тепловой нагрузки глубже, чем допустимое снижение расхода приточного воздуха. Минимально допустимая глубина регулирования определялась с учетом санитарной нормы подачи наружного воздуха и из условий, чтобы кратность воздухообмена $k_р$ была не менее 4—5 1/ч.

Для помещений, не имевших наружных ограждений, применено количественное регулирование температурного режима. В них колебание тепловой нагрузки при отсутствии теплопотерь, включенных в баланс СКВ, меньше, чем для помещений, имеющих наружные ограждения.

Статическое давление в коллекторе приточного воздуха поддерживается синхронным изменением чисел оборотов всех приточных и рециркуляционно-вытяжных вентиляторов с помощью индукторных муфт скольжения. Исполнительные механизмы управляются регулятором статического давления. В случае уменьшения подачи приточного воздуха при закрытии воздушных регулирующих клапанов произойдет повышение статического давления в приточном коллекторе, что будет воспринято регулятором давления, который дает команду на уменьшение напряжения для цепей возбуждения всех муфт. При этом обороты приточных и рециркуляционно-вытяжных вентиляторов уменьшаются и значения статического давления в приточном коллекторе восстановятся до заданного при меньших производительностях.

Сравнение затрат на электроэнергию, потребляемую кондиционерами Даугавпилсского завода химического волокна при их работе с постоянной и переменной производительностью показало, что годовая экономия затрат электроэнергии составляет 35,8 тыс. руб.

II. *Однозональная СКВ* с количественным регулированием на участке релаксации Центрального котлотурбинного института им. И. И. Ползунова. По характеру технологического процесса требовалось обеспечить постоянство температуры внутреннего воздуха. Относительная влажность воздуха не регламентировалась и могла изменяться в широких пределах. Использование центробежных анемостатов конструкции ПИ Проектпромвентиляция с интенсивным перемешиванием воздуха и быстрым гашением приточного факела позволило применить максимальную рабочую разность температур $\Delta t_р = t_в - t_{пр}$. Поэтому в зимнем режиме нагрев приточного воздуха не применялся и рабочая разность температур достигла $\Delta t_р \simeq 40$ К. Процессы обработки воздуха в такой СКВ показаны на I—d диаграмме рис. 42, *а*, а схема СКВ — на рис. 42, *б*. В летних расчетных условиях наружный воздух охлаж-

дается и при рабочей разности $\Delta t_{p\,min}$ подается в помещение. Ассимилирующая способность воздуха возрастает, если в холодный период подавать его в помещение неподогретым. По мере снижения температуры наружного воздуха и пропорционально ей возрастает рабочая разность температур. Одновременно с этим даже при наличии малоизменяющихся тепловыделений требуется сокращать расход приточного воздуха. Наименьшая его величина будет при наинизшей температуре приточного (наружного) воздуха. Естественно, минимальный расход должен учитывать все возможные ограничения. Экономические преимущества такой системы связаны с упрощением схемы обработки воздуха, отказом от первого и второго подогрева и сильнее проявляется при большой продолжительности зимнего режима работы. Экономия тепла в данной схеме обработки численно равна расходу тепла в СКВ, регулируемой по точке росы и может быть определена по формуле (11). Среднезимняя глубина регулирования для такой системы определяется с учетом колебания нагрузки и изменения рабочей разности температур по формуле (25).

III. *Система кондиционирования воздуха для лабораторного* корпуса НИИ предусмотрена как многозональная комбинированная с количественным регулированием в лабораториях, где не установлены вытяжные лабораторные шкафы и с качественным регулированием в лабораториях со шкафами. Анализ тепловой нагрузки и режимов работы технологического оборудования показывает, что среднее за год потребление электроэнергии оборудованием (электронагреватели, освещение, термостаты и др.) составляет около 60—70% от его установочной мощности. Если еще учесть колебание тепловой нагрузки под влиянием изменяющейся солнечной радиа-

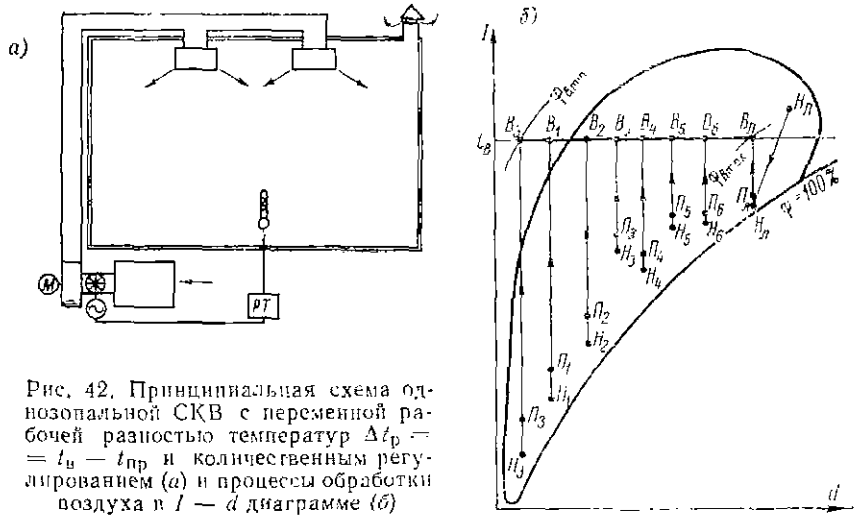


Рис. 42. Принципиальная схема однозональной СКВ с переменной рабочей разностью температур $\Delta t_р = t_в - t_{пр}$ и количественным регулированием (*а*) и процессы обработки воздуха в $I - d$ диаграмме (*б*)

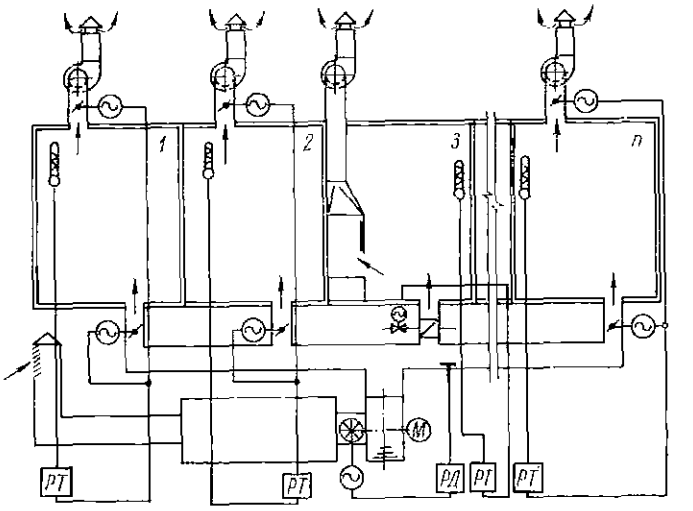


Рис. 43. Принципиальная схема многозональной СКВ с комбинированным количественным и качественным регулированием для лабораторного корпуса НИИ и схема автоматизации

ции, то окажется, что лабораторные помещения относятся к объектам со значительно изменяющейся тепловой нагрузкой.

Принципиальная схема многозональной СКВ с комбинированным количественным и качественным регулированием изображена на рис. 43. Приточный воздух от центрального кондиционера подается в магистральный воздуховод, где распределяется по отдельным помещениям. Размещение магистрали в зашивке потолка коридора потребовало оформления воздуховода прямоугольного сечения большой ширины и минимальной высоты. Исходя из располагаемого расхода воздуха и сечения магистрали не всегда удается выполнить последнюю в виде коллектора постоянного статического давления. Зональные ответвления снабжены автоматизированными воздушными клапанами (в лабораториях без вытяжных шкафов) и калориферами-доводчиками (в лаборатории с вытяжными шкафами). Регулятор статического давления по команде чувствительного элемента, установленного в магистрали, изменяет производительность приточного вентилятора.

Вытяжные установки предусмотрены индивидуально для каждой лаборатории. Их производительность регулируется дроссельным клапаном на вытяжном воздуховоде, синхронизированным с таким же клапаном в зональном ответвлении на притоке.

IV. *Системы кондиционирования воздуха для основных производственных отделов* прядильно-ткацкого производства проектируются с количественным и количественно-качественным регулированием температурного режима. Эти помещения характе-

ризуются сравнительно стабильными по времени и равномерными по площади тепловыделениями производственного оборудования. Нестационарность нагрузки зависит от типа здания и особенностей теплообмена через наружные ограждения с окружающей средой, а также от режима работы искусственного освещения. Влияние на нагрузку этих помещений оказывает также режим работы технологического оборудования (остановка машин для заправки и ремонта, на обед, перезаправка машин на выработку другого ассортимента изделий и т. п.).

В практике проектирования текстильных предприятий воздухообмены в производственных отделах, как правило, рассчитываются на два режима: летний и зимний. Температура «точки росы» воздуха после кондиционера принимается постоянной. Расчетные воздухообмены для летнего режима оказываются в ряде случаев значительно бóльшими, чем для зимнего. В этих условиях применение СКВ с количественным регулированием позволяет сократить расходы тепла и электроэнергии на СКВ и уменьшить капитальные затраты. Последние сокращаются за счет установки менее производительного по теплу и воздуху оборудования (секции подогрева, зональные подогреватели) или в случае замены такого оборудования более дешевым (например, воздушными клапанами), а также за счет сокращения затрат на системы теплоснабжения.

V. *Однозональная СКВ для зрительного зала* кинотеатра. Воздухообмен, определенный по теплу, превышает воздухообмен, рассчитанный исходя из санитарной нормы подачи наружного воздуха. Расчетную тепловую нагрузку для зала с массивными ограждениями определяют по максимальным значениям температуры в полдень расчетных суток (параметры Б) и интенсивности солнечной радиации. Если вводить в расчет среднесуточные величины, то расчетный воздухообмен по теплу снижается и приближается к воздухообмену по углекислому газу. При этом массивность наружных ограждений приведет к сильному затуханию амплитуды температурных колебаний на внутренней поверхности и в помещении. Близкие значения воздухообмена по теплу и углекислому газу позволяют отказаться от применения первой и второй рециркуляции и упростить схему обработки воздуха. Снижение расчетного воздухообмена уменьшает площади, занимаемые оборудованием, и энергозатраты тепла, холода и электроэнергии, потребляемые СКВ.

В тепловой нагрузке зрительного зала преобладает тепло, выделяемое людьми и достигающее 90% общей тепловой нагрузки зала. Поэтому регулирование температурного режима можно проводить, изменяя расход приточного и удаляемого воздуха. Принципиальная схема СКВ для кинозала показана на рис. 44. При изменении заполняемости зала и тепловой нагрузки изменяется температура в зале. Регулятор температуры с помощью направляющего аппарата приточного вентилятора изменяет расход воздуха. Удаляемый из кинозала воздух засасывается вентилятором и подается на технический этаж и тем самым компенсирует перегрев воздуха

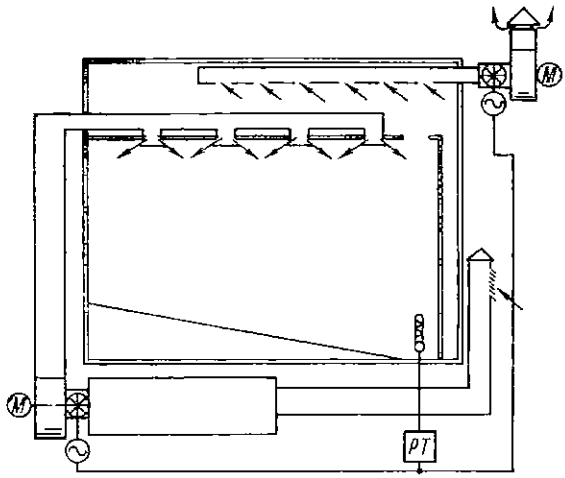


Рис. 44. Принципиальная схема однозональной СКВ с количественным регулированием для зрительного зала кинотеатра и схема автоматизации

через кровлю в теплый период года. Вытяжной вентилятор синхронизирован по регулированию с приточным.

VI. *Система кондиционирования воздуха* административного здания с расположением помещений по его периметру. Тепловая нагрузка каждого помещения определяется прежде всего солнечной радиацией через витраж большой площади. С учетом этого СКВ предусмотрена как пофасадно-зональная. В утренние часы наибольшая нагрузка для помещений с витражами восточной ориентации, сюда же подается и наибольшее количество приточного воздуха. В дневные часы наибольшему облучению подвержены витражи южной ориентации, сюда же «перебрасывается» воздух из других пофасадно-регулируемых зон. Позднее облучаются витражи, ориентированные на запад; в эти часы помещения западной ориентации получают наибольшее количество воздуха.

Таким образом, периметральное расположение помещений, в тепловой нагрузке которых преобладает солнечная радиация, позволяет поочередно «перебрасывать» воздух туда, где наибольшая тепловая нагрузка. При этом достигается снижение расчетной производительности СКВ и холодопроизводительности, определенной по максимуму суммы тепловых нагрузок по фасадам, а не по сумме максимумов.

Принципиальная схема СКВ с пофасадно-зональным количественным регулированием показана на рис. 45. Датчики температуры установлены в контрольном помещении каждого фасада. По их команде изменяется количество воздуха, подаваемого в зону. Регулирование статического давления в камере или воздуховоде

устраняет перераспределение расходов и снижает производительность приточного и вытяжного вентиляторов.

VII. *Система вентиляции животноводческого помещения* работает в условиях, когда тепло- и влаговыделения животных, являющиеся основными в нагрузке, за период откорма животных увеличиваются примерно вдвое. Система управления микроклиматом основана на стабилизации только одного параметра — температуры внутреннего воздуха. Относительная влажность внутреннего воздуха ограничена интервалом $\varphi_в = 45 \div 70\%$, но не должна строго стабилизироваться. Это объясняется рядом причин. Существующие зоотехнические требования ограничивают только верхний предел относительной влажности. Последняя не оказывает влияния на привесы животных, поэтому ее стабилизация экономически не обоснована.

Тепловлажностное отношение в этих помещениях не превышает $\varepsilon_{пом} = 5000$ кДж/кг. В этих условиях понижение температуры в помещении происходит одновременно с понижением относительной влажности. Стабилизация температуры достигается количественным регулированием вентиляционной установки. Если окажется, что знаки отклонения температуры и относительной влажности

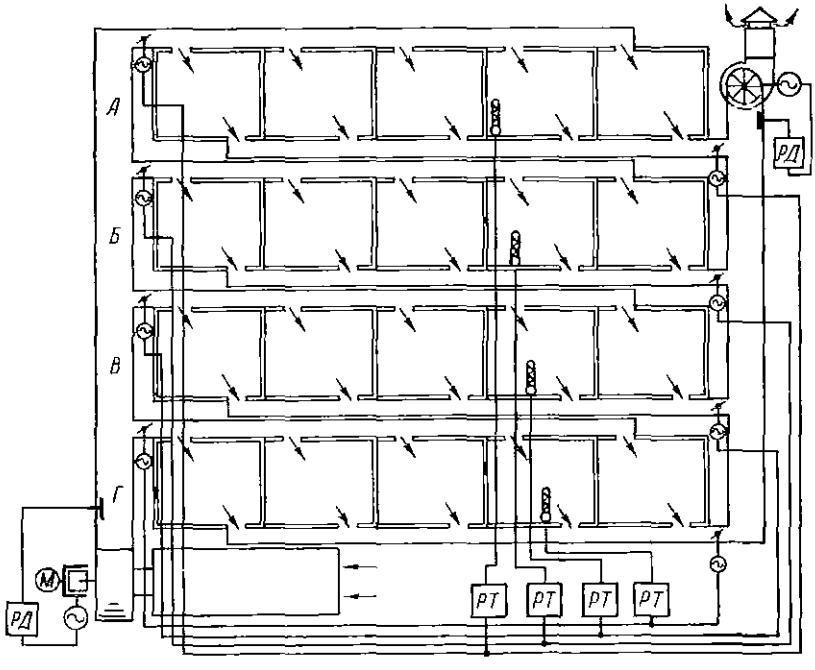


Рис. 45. Принципиальная схема пофасадно-зональной СКВ с количественным регулированием для административного здания с периметральным расположением помещений и схема автоматизации (*А*, *Б*, *В*, *Г* — фасады)

воздуха в помещении различны, то применяют качественное регулирование, изменяя в холодный период года теплоотдачу калориферной установки.

VIII. *Кинотелесъемочный павильон* является характерным примером кондиционируемого помещения с переменными внутренними тепловыделениями. Они определяются периодически включаемой и выключаемой осветительной аппаратурой. Потребляемая источниками освещения мощность изменяется случайным образом. Анализ материалов исследования потребления мощности осветительной аппаратуры, выполненный аналогично вышеприведенному примеру 18 для павильонов разных площадей (от 270 до 1440 м^2) показал, что распределение потребляемой мощности приближенно соответствует логарифмически-нормальному закону.

Можно выделить характерные значения мощности:

максимальная включаемая в данном павильоне мощность Q_{max};

расчетная мощность $Q_{расч}$, выше которой практически встречается весьма редко, например, если в 5% случаев, то $Q_{расч} = (0{,}5 \div 0{,}6)\ Q_{max}$;

средняя в течение эксплуатации мощность $Q_{ср} = (0{,}20 \div 0{,}30)\ Q_{max}$;

наиболее часто включаемая мощность $Q = (0{,}15 \div 0{,}20)\ Q_{max}$.

Приведенные данные показывают, что осветительная нагрузка значительно ниже расчетной. Поэтому глубина регулирования $D \approx d\ (Q_{вн}) = Q_{ср}/Q_{расч} = 0{,}4 \div 0{,}5$ обеспечивает значительные экономические преимущества при количественном регулировании. Время включения освещения невелико, и поэтому, учитывая инерционность процесса регулирования, желательно применять регулирование по возмущению. При включении расчетной осветительной нагрузки в павильон подают расчетное количество воздуха. Последнее определяется с учетом периодичности включения — выключения освещения. Поэтому для расчетной нагрузки находят среднее за период ее изменения значение. Обычно интервалы включения — выключения освещения произвольны. Поэтому используют нормативные величины продолжительности работы осветительной аппаратуры $\tau_{вкл} = 0{,}17$ и $\tau_{выкл} = 0{,}33$ ч. При уменьшении освещения уменьшают расход воздуха.

Другой особенностью съемочных павильонов является необходимость создания разных условий в игровой зоне и вне ее.

IX. *Автоматическая телефонная станция*, в автоматных залах которой обеспечивается необходимое для работы аппаратуры кондиционирование воздуха, в отношении тепловой нагрузки имеет ряд особенностей. АТС занимает несколько этажей, при этом отдельные залы сдают в эксплуатацию поочередно со значительным разрывом во времени. Тепловая нагрузка каждого зала определяется загрузкой оборудования, а она неравномерна в течение суток. В утренние часы нагрузка постепенно нарастает, достигая максимума днем, затем несколько падает, опять возрастает и в вечерние часы постепенно снижается до нуля.

В условиях такого изменения нагрузки рациональное решение СКВ следующее. Система предусматривается центральной, многозональной с количественным регулированием температурного режима в каждом автоматном зале (на каждом этаже). В период, когда сдана первая очередь АТС, система работает на пониженном расходе, при этом его величина изменяется пропорционально суточному изменению нагрузки. После сдачи второй очереди АТС производительность СКВ увеличивают, например, открывая НА приточного и вытяжного вентиляторов. После сдачи последней очереди АТС система достигает расчетной производительности.

X. *Информационно-вычислительный центр*, в основных помещениях которого применено кондиционирование воздуха. На основе предварительного анализа режимов работы технологического оборудования и возможного изменения тепловой нагрузки были определены те помещения, где эта нагрузка переменна во времени. Например, лаборатория электронных устройств, диспетчерский зал, помещение подготовки технических носителей для ЭВМ, помещения подготовки перфокарт и табуляции.

Исходя из закономерностей изменения тепловой нагрузки, эти помещения обслуживаются отдельной СКВ. Система предусмотрена многозональной с индивидуальным количественным регулированием температуры в каждом помещении. При изменении тепловой нагрузки и отклонении температуры воздуха от заданного значения меняется колнчество приточного и удаляемого из помещения воздуха. Автоматический регулятор поддерживает статическое давление в приточном воздуховоде и тем самым устраняет перераспределение расходов в разветвленной сети при дросселировании ответвлений. Такой же регулятор установлен и в вытяжной системе.

XI. *Производства с гибкой технологией*, где технологические процессы изменяются достаточно быстро (через 2—5 лет). Характерным примером может служить радиотехническая промышленность. Первоначально аппаратура выпускалась на основе электронных ламп, затем — на базе полупроводниковых приборов, далее перешли на печатные схемы и на интегральные схемы.

В этих условиях специалисты по КВ поставлены перед необходимостью каждый раз перепроектировать свои системы. От этого можно отказаться, если применять такие системы, которые смогут работать в условиях гибкой технологии, изменения тепловыделений и воздухообмена. В ряде случаев с учетом уменьшения мощности приборов, например при переходе от ламп к полупроводникам, расчетные воздухообмены имеют тенденцию снижаться (до 30—40%). В этих условиях весьма перспективными оказываются СКВ с количественным регулированием. Их гибкость, т. е. возможность изменения количества воздуха при изменении тепловыделений, соответствует гибкости технологического процесса. В других случаях за счет увеличения мощности устанавливаемого оборудования требуется предусматривать запас по воздуху, теплу и холоду (до 30—40%). Такое решение с успехом заменяет неизбежную ре-

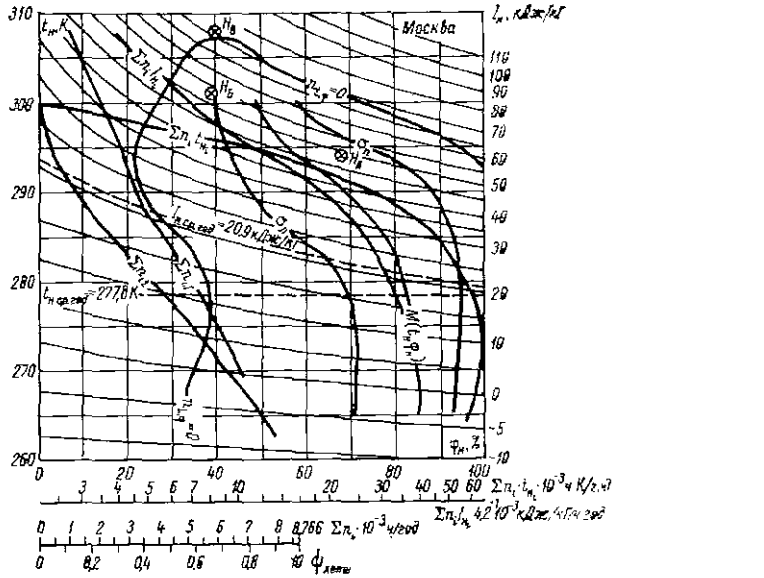
конструкцию СКВ с постоянным расходом и экономически оправдано. Распределяется воздух в условиях модульной разводки воздуховодов, а зонируется – на группу модулей с близким режимом изменения тепловой нагрузки. Такое решение позволяет перераспределять расходы между модулями цехов, закрывать отдельные ответвления, не изменяя работы всей системы в целом.

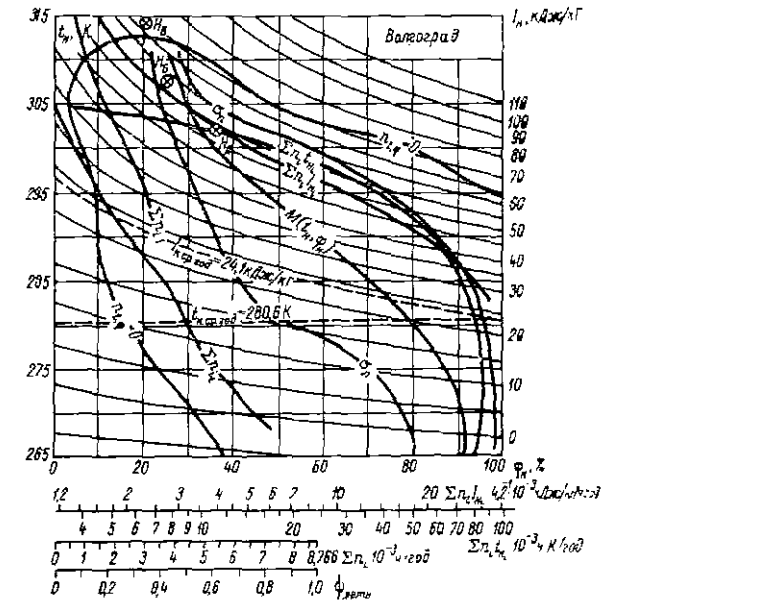
XII. *Помещения, требующие особо точного (прецизионного) поддержания температуры*, характерны для оптической, приборо- и станкостроительной промышленности. При этом точность — несколько сотых долей градуса — меньше, чем нечувствительность серийных терморегуляторов. Поэтому точное поддерживание температуры обычно обеспечивают путем создания температурных колебаний в оболочке, окружающей данное помещение и с учетом затухания колебаний до допустимых значений в ограждении, разделяющем оболочку и помещение [49]. Для создания гармонических колебаний температуры в ряде случаев удобно периодически изменять расход воздуха, подаваемого в оболочку, т. е. применять двухпозиционное количественное регулирование температуры.

Изложенные примеры применения систем с количественным регулированием не претендуют на охват всех возможных случаев. Цель этих примеров — показать, как на основе анализа изменения тепловой нагрузки помещения или группы помещений выбрать тип системы, обеспечивающей экономичное потребление тепла, холода и электроэнергии. Можно надеяться, что таким системам принадлежит будущее.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Климатические паспорта городов СССР





ПРИЛОЖЕНИЕ 11

Расчетные графики, формулы и таблица для гармонического

Мантиссы значений коэффициентов $Q_{ср}/Q_{max}$; A_{Q_1}/Q_{max}; A_{Q_3}/Q_{max} и

ческий ряд (случай 3) для произ

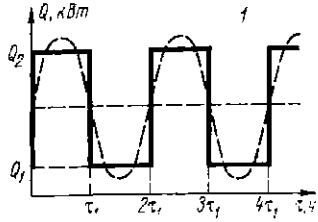
α	β_1 \ β_2	$Q_{ср}/Q_{max} \cdot 10^4$						$A_{Q_1}/Q_{max} \cdot 10^4$							
		0,05	0,20	0,40	0,60	1,0	2,0	0,05	0,20	0,40	0,60	1,0	2,0	0,05	0,20
0,20	0,20	201	316	410	453	496	528	297	425	418	409	399	390	232	216
	0,40	178	292	386	432	472	505	254	391	397	393	387	382	199	201
	0,60	167	281	375	420	161	493	233	380	387	385	382	378	183	194
	1,0	156	271	365	410	151	483	215	367	378	379	377	375	169	188
	2,0	148	263	357	402	443	475	200	356	372	374	374	374	157	183
0,40	0,20	453	439	509	543	519	598	569	532	492	470	450	433	216	105
	0,40	305	392	462	496	527	551	441	185	459	444	430	419	203	110
	0,60	283	369	439	473	501	528	407	461	442	431	421	413	194	113
	1,0	263	349	419	453	484	508	376	440	428	420	413	408	186	117
	2,0	247	333	403	436	467	492	352	423	417	412	408	404	179	120
0,50	0,05	500	507	596	656	685	705	630	614	563	500	450	434	0	033
	0,20	125	500	520	580	610	613	617	605	570	500	156	442	037	0
	0,10	404	180	500	565	586	608	575	565	540	485	430	136	085	052
	0,60	341	119	411	500	526	550	574	500	480	450	430	421	132	110
	1,0	316	391	112	472	500	520	450	460	450	433	120	415	139	121
	2,0	285	370	391	450	180	500	426	435	443	422	415	410	115	130
0,60	0,20	504	561	608	631	651	667	571	532	485	461	440	123	069	105
	0,10	454	190	537	561	581	597	508	492	469	442	428	417	097	089
	0,60	400	456	504	527	547	563	475	470	144	431	420	412	109	093
	1,0	369	426	473	496	516	533	444	450	430	421	413	408	119	099
	2,0	345	402	449	472	492	508	420	433	419	413	408	405	125	105
0,80	0,20	655	684	708	719	729	737	466	425	394	380	367	356	223	216
	0,40	562	590	614	625	635	643	444	418	397	387	378	372	192	187
	0,60	516	545	568	580	590	598	427	409	393	385	379	374	183	178
	1,0	476	504	528	539	549	557	410	399	387	382	377	374	175	173
	2,0	443	472	495	507	517	525	395	390	382	378	375	374	172	169
1,0	—	950	807	689	633	582	542	215	249	296	308	314	317	142	148
	β_1	0,05	0,20	0,40	0,60	1,0	2,0	0,05	0,20	0,40	0,60	1,0	2,0	0,05	0,20

анализа периодически изменяющихся тепловых нагрузок

A_{Q_3}/Q_{max} разложения двух экспонент нагрева и охлаждения в гармонивольных α; β_1 и β_2 и величина ε_f

$A_{Q_1}/Q_{max}\cdot 10^3$				$A_{Q_2}/Q_{max}\cdot 10^3$						ε_f при $4\pi^2(T/\tau_{II})^{-1}$ и $\frac{K=1}{K=2}$		
0,40	0,60	1,0	2,0	0,05	0,20	0,40	0,60	1,0	2,0	0,05	0,20	0,40
187	179	173	169	153	102	092	091	091	091	0,65/0,89	0,75/0,95	0,77/0,95
175	167	162	160	133	094	081	079	078	077	0,63/0,89	0,75/0,91	0,77/0,94
170	163	158	156	123	091	077	074	073	072	0,50/0,70	0,75/0,91	0,78/0,95
166	159	155	153	113	089	075	072	070	069	0,61/0,89	0,76/0,94	0,79/0,94
163	157	151	152	105	088	074	070	068	068	0,63/0,88	0,75/0,91	0,77/0,95
089	093	099	105	029	068	067	067	068	068	0,87/0,98	0,88/0,96	0,87/0,97
079	075	076	080	045	046	042	042	043	044	0,79/0,97	0,87/0,97	0,90/0,98
078	070	069	070	053	043	036	035	035	035	0,78/0,96	0,87/0,97	0,89/0,97
080	070	065	065	060	044	033	031	030	030	0,77/0,96	0,86/0,97	0,90/0,98
083	071	065	063	064	046	033	030	029	028	0,76/0,96	0,85/0,97	0,90/0,98
079	126	134	143	319	167	186	192	204	239	0,87/0,98	0,88/0,96	0,88/0,98
052	110	121	132	141	074	068	058	035	035	0,87/0,95	0,88/0,96	0,88/0,98
0	063	082	095	117	080	059	054	044	016	0,82/0,95	0,88/0,96	0,90/0,98
063	0	021	034	116	090	083	073	052	020	0,80/0,95	0,87/0,97	0,89/0,97
081	021	0	009	131	114	107	097	074	014	0,80/0,94	0,86/0,96	0,90/0,98
091	032	010	0	121	095	091	086	075	044	0,79/0,95	0,85/0,97	0,90/0,98
110	113	117	120	128	068	046	043	044	046	0,88/0,93	0,88/0,96	0,88/0,98
079	078	080	083	115	067	042	036	033	033	0,85/0,93	0,88/0,96	0,89/0,98
075	070	070	071	111	070	042	035	031	030	0,83/0,94	0,87/0,96	0,89/0,97
076	069	065	065	107	068	043	036	030	029	0,82/0,93	0,86/0,96	0,89/0,97
080	070	065	063	104	068	044	036	030	029	0,81/0,94	0,85/0,96	0,89/0,97
201	194	188	183	098	102	091	091	089	088	0,77/0,94	0,75/0,94	0,75/0,91
175	170	166	153	096	092	081	077	075	074	0,77/0,94	0,77/0,94	0,77/0,94
167	163	159	157	097	091	079	074	072	070	0,78/0,94	0,79/0,95	0,79/0,95
162	158	155	154	038	091	078	073	070	068	0,77/0,94	0,77/0,94	0,77/0,94
160	156	153	152	099	091	077	072	069	068	0,77/0,94	0,77/0,94	0,77/0,94
156	158	159	159	101	103	105	106	106	106	0,69/0,90	0,69/0,90	0,72/0,91
0,40	0,60	1,0	2,0	0,05	0,20	0,40	0,60	1,0	2,0	0,05	0,20	0,40

Случай 1

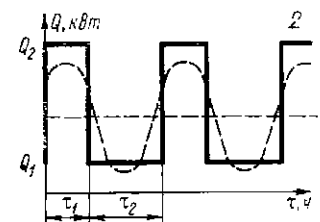


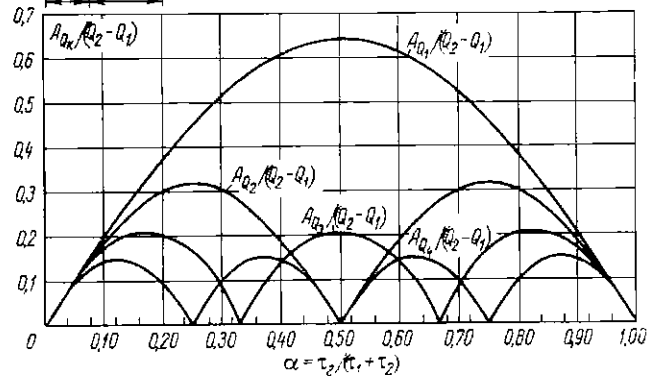
$$Q(\tau) = \frac{Q_1 + Q_2}{2} + \frac{2(Q_2 - Q_1)}{\pi} \times \left(\sin \frac{\tau\pi}{\tau_1} + \frac{1}{3} \sin \frac{3\tau\pi}{\tau_1} + \frac{1}{5} \sin \frac{5\tau\pi}{\tau_1} + \ldots \right).$$

Случай 2

$$Q(\tau) = \frac{Q_2\tau_1 + Q_1\tau_2}{\tau_1 + \tau_2} + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{Q_2 - Q_1}{k\pi} \cos \frac{2k\pi}{\tau_1 + \tau_2} \times \times \tau \sin \frac{2k\pi}{\tau_1 + \tau_2} \tau_1 + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{Q_2 - Q_1}{k\pi} \times \times \sin \frac{2k\pi}{\tau_1 + \tau_2} \tau \left(1 - \cos \frac{2k\pi\tau_1}{\tau_1 + \tau_2}\right);$$

$$A_k = \frac{2(Q_2 - Q_1)}{k\pi} \left| \sin \frac{k\pi}{\tau_1 + \tau_2} \tau_1 \right|.$$





СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альбом автоматизации центральных кондиционеров серии КТ. Серия 4. 904—56. ГПИ Сантехпроект. М., 1970.

2. Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М., Стройиздат, 1971.

3. Артемьев А. П. *Расчет вентиляции в помещениях с выделением тепла и влаги и перетеканием воздуха из одного помещения в другое.* — «Водоснабжение и санитарная техника», 1972, № 4.

4. Бездеткина Э. В. Исследование закономерностей распределения воздуха в сетях промышленной вентиляции при их регулировании. ВНИГХ. Волгоград, 1970.

5. Богословский В. Н. Строительная теплофизика. М., «Высшая школа», 1970.

6. Вельковин Е. П. Количественно-качественное регулирование систем кондиционирования воздуха. В кн: Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях. М., Стройиздат, 1968.

7. Ганес И. Л., Клячко Л. С. Воздухораспределение в системах кондиционирования воздуха общественных и промышленных помещений. В кн.: Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М., Стройиздат, 1964.

8. Ганес И. Л. Об условиях налипания плоской струи на поверхность потолка. В кн.: Вопросы проектирования и монтажа санитарно-технических систем. Вып. 34. Л., Стройиздат, 1973. (ВНИИГС).

9. Ганес И. Л. Экспериментальное исследование воздухораспределения через регулирующие решетки. В кн.: Вопросы проектирования и монтажа санитарно-технических систем. Вып. 26. М., Стройиздат, 1968. (ВНИИГС).

10. Глезер Я. И., Каган Е. Г., Петрушко М. Н. Состояние и пути повышения эффективности и экономичности вентиляционных установок и СКВ на промпредприятиях БССР. М., 1972.

11. Гримитлин М. И. *Моделирование и расчет воздухораспределительных устройств.* В кн.: Очистка промышленных выбросов и вопросы воздухораздачи. ЛТИ, ЦБП. Л., 1969.

12. Евтушенко А. С., Зингерман И. И., Красношевский З. М. Выбор способа регулирования производительности вентиляторов. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1967, № 10.

13. Казанская Л. С. Основные показатели по системам кондиционирования воздуха для общественно-коммунальных зданий. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1958, № 12.

14. Карпис Е. Е. Пути развития систем кондиционирования воздуха. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1971, № 2.

15. Карпис Е. Е. Развитие вентиляции и кондиционирования воздуха в СССР. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1973. № 11.

16. Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в лекционных, зрелищных и спортивных залах. — «Холодильная техника», 1974, № 1.

17. Заслонки воздушные унифицированные для систем вентиляции. Серия 1.494-14. Вып. 3. Госстрой СССР, 1973.

18. Колмаков А. А. О возможности снижения нагрузок кондиционеров зрелищно-спортивных залов при учете аккумуляции тепла. Исследования в области отопления, вентиляции и КВ. Сб. трудов № 66, ЛИСИ, Л., 1971.

19. Лившиц Г. Д. Внедрение опыта наладочных работ в практику проектирования. В кн.: Проектирование, монтаж, наладка и эксплуатация систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Иркутск, 1972.

20. Ловцов В. В. Схемы количественного регулирования систем кондиционирования воздуха. В кн.: Наладка и проектирование систем промышленной вентиляции и кондиционирования воздуха. М., ЦБТИ, 1965.

21. Ловцов В. В. Проблемы систем кондиционирования воздуха с количественным регулированием. В кн.: Наладка и проектирование систем промышленной вентиляции и кондиционирования воздуха. Вып. 1. М., ЦБТИ, 1968.

22. Максимов Г. А. Расчет вентиляционных воздуховодов. М., Госстройиздат, 1952.

23. Новая техника США в области кондиционирования воздуха. Текстильная промышленность. Вып. 38. М., ЦИНТИ Легпром, 1960.

24. Павлухин Л. В. Исследование закономерностей регулирования расходов воздуха с помощью створчатых клапанов различных конструкций. В кн.: Очистка промышленных выбросов и вопросы воздухораспределения. Л., ЛЦБТИИ, 1969.

25. Павлухин Л. В. Аэродинамические характеристики и расчет проходных створчатых клапанов. В кн.: Научные работы институтов охраны труда ВОСПС. Вып. 41. Профиздат, 1966.

26. Паршин Н. А., Языков В. Н., Сотников А. Г. Исследование теплообмена в судовом кондиционируемом помещении на физической модели. В кн.: Холодильная и криогенная техника и технология. Национальный комитет МИХ, 1975.

27. Пустотная В. Ф. Указания по расчету и подбору центробежных воздухораспределителей. В кн.: Вопросы проектирования и монтажа санитарно-технических систем. Вып. 32. Л., Стройиздат, 1972 (ВНИИГС).

28. Левин С. Р., Менис В. Б. Вентиляция и кондиционирование воздуха на заводах химических волокон. М., «Химия», 1971.

29. Сидоров В. А. Методы регулирования систем кондиционирования воздуха. М., 1972, МТИ.

30. Сотников А. Г. Исследование переменных аэродинамических режимов в системах кондиционирования воздуха с количественным регулированием. Кандидатская диссертация. ЛИСИ, Л., 1968.

31. Сотников А. Г. Климатический паспорт города. В кн.: Кон-

дицнонирование воздуха в промышленных и гражданских зданиях. Л., ЛДНТП, 1974.

32. Сотников А. Г. Многозональные системы кондиционирования воздуха с количественным регулированием для научно-исследовательских институтов. В кн.: Исследование, расчет и проектирование санитарно-технических систем. Вып. 2. М., Стройиздат, 1970.

33. Сотников А. Г. Расчет систем кондиционирования воздуха с количественным регулированием. В кн.: Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях. М., Стройиздат, 1970.

34. Сотников А. Г. Некоторые вопросы количественного регулирования в системах кондиционирования воздуха. В кн.: Кондиционирование воздуха. Л., 1968. (ЛТИХП).

35. Сотников А. Г. Определение расхода в ответвлениях при регулировании вентиляционных систем. В кн.: Отопление и вентиляция промышленных и гражданских зданий. Ч. 1. Л., ЛДНТП, 1971.

36. Сотников А. Г. Переменные режимы на аэродинамической установке с автоматическим регулятором статического давления. В кн.: Санитарная техника. Л., 1968, ЛИСИ.

37. Сотников А. Г., Сандова Д. З. Исследование отдельных узлов систем кондиционирования воздуха. В кн.: Санитарная техника. Л., 1967. (ЛИСИ).

38. Сотников А. Г., Хомутецкий Ю. Н. Метод расчета солнечной радиации. В кн.: Кондиционирование воздуха в промышленных и гражданских зданиях. Л., ЛДНТП, 1974.

39. Сотников А. Г., Хомутецкий Ю. Н. Определение летних теплоотступлений для зданий с повышенной остекленностью. Кондиционирование воздуха в промышленности. М., 1973. (ВЦНИИОТ).

40. Сотников А. Г. Экономическая эффективность внедрения СКВ с количественным регулированием. В кн.: Проблемы вентиляции и кондиционирования воздуха. Минск, «Вышэйная школа», 1969.

41. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Под ред. И. Г. Староверова. М., Стройиздат, 1969.

42. Сотников А. Г. Определение расчетной нагрузки кондиционируемого помещения. Труды XIV Международного конгресса МИХа. М., 1975.

43. Таутиев Х. Д., Финогенова Л. А. Кондиционирование воздуха с количественно-качественным регулированием. Передовой научно-технический и производственный опыт. № 4-68-1259/58. М., 1968.

44. Тетеревников В. Н. Гидравлические характеристики створчатых клапанов. Л., 1958. (ЛИОТ).

45. Успенская Л. Б. Закономерности распределения параметров воздуха в вентилируемых помещениях. В кн.: Вопросы проектирования и монтажа санитарно-технических систем. ВНИИГМ. Вып. 30. М., Стройиздат, 1970.

46. Указания по применению направляющих аппаратов и индукторных муфт скольжения для систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Харьков, 1970 (ГПИ Харьковский Сантехпроект).

47. Указания по расчету приточных воздухораспределительных устройств. Серия АЗ-358. М., 1968. (ГПИ Сантехпроект).

48. Участинин П. В., Тетеревников В. Н., Мателенок Д. А. Кондиционирование воздуха в промышленных зданиях. М., Профиздат, 1962.

49. Хомутецкий Ю. Н. Установки кондиционирования воздуха для борьбы с температурной деформацией прецизионных деталей. В кн.: Проблемы интенсификации холодильного и технологического пищевого оборудования Секция КВ. ЛТИХП. Л., 1968.

50. Эльтерман В. М. Вентиляция химических производств. М., «Химия», 1971.

51. Исследование теплоустойчивости кондиционируемых помещений по модели. В кн.: Кондиционирование воздуха в промышленных и гражданских зданиях. Л., ЛДНТП, 1972. Авт.: В. Н. Языков, А. Г. Сотников, Н. А. Кудинова, Н. А. Паршин.

52. Языков В. Н., Сотников А. Г., Паршин Н. А. Основы методики исследования динамических характеристик судового кондиционируемого помещения на модели. В кн.: Кондиционирование воздуха Л., ЛТИХП, 1972.

53. Boud N. A new air conditioning sistem the variable temperatures variable volume sistem. Building services Engr. N 5, 1973.

54. Daryanani S., Mckay W., Shataloff N., Straub H. Variable air volume air conditioning. ACHaV, N 3, 1966.

55. Grath W. The contolleg environinent 1984. ASHRAE Journal. N 6, 1972.

56. Hartmann K. Die modernen Klimasysteme für die Klimatisierung von Vielzimmergebaüden. Sanitär+Heizungstechnik. N 11. 1972.

57. Hartmann K. Klimasystem mit variablen Volumenstrom nach dem Einkanalprinzip. HLKH, N 3, 1973.

58. Pilotage par ordinateur d'une installation de climatisation. Batur. N 9, 1973.

59. Sehgal S. The Euram. Building. Building sistems desingn. N 8, 1972.

60. Shataloff N. Comfort installations. Bulding sistems desingn. N 8, 1972.

61. Steinacher H. Das variable Lüftvolumen-Systems, ein Klimasystem mit Zükunf. Die Kälte Heft 3, 1969.

62. What can we do to save energy? ACHaR, N 13, 1973.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Введение 3

Глава I

Теоретические основы анализа, расчета и регулирования температурного режима помещения

§ 1. Схемы систем с количественным регулированием . . . . . Классификация и краткое описание основных схем (7). Выбор схемы регулирования (11). Сравнение одно- и многозональных систем (11). Одно- или двухвентиляторная система? (12). Об изменении производительности вентилятора (12). О количественном регулировании СВ (12)

§ 2. Экономические показатели систем с количественным регулированием 15
Краткий обзор работ по экономической оценке количественного регулирования (15). Постановка задачи сравнения (16). Исходные данные (17). Дополнительные капитальные затраты (17). Годовые эксплуатационные затраты (18). Факторы, учитываемые при расчете годовых трудозатрат (18). Климатический паспорт города (19). Годовые энергозатраты (24). Экономический критерий выбора способа регулирования производительности вентилятора (29). Эффективный способ регулирования группы кондиционеров (31). Экономический критерий применения авторегулятора статического давления в вытяжной сети (32). Выводы (33).

§ 3. Глубина регулирования расхода воздуха 33
Основные понятия и классификация (33). Ограничения глубины регулирования расхода (36). Изменение концентраций при регулировании расхода (40).

§ 4. Анализ суточной тепловой нагрузки помещения 40
Основы физико-математического анализа (40). Погрешность при неучете высших гармоник (42). Тепло, передаваемое через наружное ограждение за счет разности температур (43). Тепло солнечной радиации (45). Выбор ориентации по странам света (50). Прерывистая солнечная радиация (50). Тепловая нагрузка технологического оборудования (55). Статистический анализ составляющих нагрузки (57).

§ 5. Расчетная тепловая нагрузка кондиционируемого и вентилируемого помещения 60
Краткий анализ применяемых методов расчета (60). Максимальная нагрузка помещения (62). Средняя нагрузка помещения (63). Промежуточная нагрузка помещения (63).

§ 6. Анализ сезонного и годового изменения составляющих тепловой нагрузки помещения 67
Температура наружного воздуха (67). Солнечная радиация (70). Технологические составляющие нагрузки (71). Результаты анализа характерных составляющих тепловой нагрузки помещения (71). Критерий зонирования системы (72). Совместный анализ тепловой, влажностной и газовой нагрузки помещения (73).

§ 7. Нерегулируемый температурный режим помещения при переменной тепловой нагрузке 74
Температурное поле (74). Оценка отклонения температурного режима помещения (75). Краткий анализ исследований (77).

Выбор средней температуры (78). Расчет гармонического температурного режима (80). Составляющие теплового баланса (81). Особенности лучисто-конвективного теплообмена в помещении (83). Исследование конвективного теплообмена в помещении (методика и результаты) (84). Общая теплоемкость помещения (88). Решение уравнений при характерных тепловых возмущениях (92). Переходный температурный режим в помещении (95).

Глава II

Основы расчета процессов и выбора оборудования при количественном регулировании

§ 8. Переменные аэродинамические режимы и их расчет 98
Условия появления (98). Краткий обзор исследований (98). Факторы, влияющие на характер ПАР (99). Выбор исходного типа сети (99). Выбор исходных данных (101). Безразмерные параметры для описания ПАР (102). Аналитические зависимости для расчета ПАР (102). Расчет ПАР при отключении ответвлений (103). Исследования ПАР на аэродинамическом стенде (104). Исследование ПАР на электроаэродинамическом аналоге (104). Учет характеристики вентилятора при расчете ПАР (105). Учет различия начальных расходов в ответвлениях (107). Рекомендуемый порядок инженерного расчета ПАР (108). Рекомендуемый метод регулирования вентиляционных сетей (110). Выводы (116).

§ 9. Зональное регулирование расхода воздушными клапанами и их выбор 116
Значение клапанов и требования к ним (116). Характеристики клапана, обзор исследований (117). Выбор сечения клапана и особенности зональных клапанов малого сечения (119). Задачи и методика исследований (120). Аэродинамические характеристики и выбор сечения клапана (121). Характеристики клапанов в области неавтомодельного движения (123). Описание и характеристики воздушного клапана новой конструкции (127). Основные выводы (127).

§ 10. Центральное регулирование производительности СКВ 128
Общие принципы регулирования (128). Краткая характеристика регулирующих устройств (129). Общие замечания по выбору регулятора (132). Коэффициент усиления воздуховода (132).

§ 11. Воздухораспределение при количественном регулировании . . . 133
Роль воздухораспределения в СКВ (133). Характерные системы ВР и методы оценки эффекта, ими создаваемого (134). Особенности ВР при количественном регулировании (135). Энергия воздушных потоков (137). Двухструйные потолочные анемостаты (140). Приточные регулирующие решетки (141). Выводы (142).

§ 12. Некоторые особенности других расчетов в системах с количественным регулированием 142
Расчет калориферов первого подогрева (142). Расчет вентиляционных воздуховодов систем с количественным регулированием (143). Подбор вентиляторной установки (143). Подбор холодильной установки (144).

§ 13. Рекомендуемый порядок инженерного расчета систем с количественным регулированием 144

§ 14. Примеры применения СВ и СКВ с количественным регулированием 148

Приложения 159

Список литературы 163