А.Г. СОТНИКОВ

АВТОНОМНЫЕ И СПЕЦИАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

ТЕОРИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ,
ИСПЫТАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ

Издательство «АТ-Publishing»
САНКТ-ПЕТЕРБУРГ 2005

ББК 38.762
УДК 628.84
С 67

А.Г.Сотников

АВТОНОМНЫЕ И СПЕЦИАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

/Теория, оборудование, проектирование, испытание, эксплуатация/
С-Петербург, 2005 г., 240 с.

Настоящая книга является первым отечественным специализированным изданием по означенной теме. Соответственно названию книга представлена двумя главами. Первая глава посвящена автономным кондиционерам и системам на основе их применения. Эти кондиционеры весьма популярны и удачно сочетают в одном блоке оборудование, отражающее последние достижения холодильной и вентиляционной техники, систем микропроцессорного управления, энергоэффективные решения и хороший дизайн. Они имеют широкий диапазон холодо-, тепло- и воздухопроизводительности, компактны, более дешевы по сравнению с центральными СКВ и обслуживающими их холодильными машинами, имеют высокую монтажную готовность и ряд дополнительных опций. Во второй главе «Специальные системы кондиционирования воздуха» систематизированы методы выбора принципиальных решений СКВ таких специфичных объектов, как помещения для особоточного поддержания температуры и (или) относительной влажности воздуха, т.н. чистые помещения (для «чистых» технологий), кабины кранов и пультов управления, термовлагокамеры, камеры сушки кинофотоматериалов, технологические объекты пищевых и биотехнологий. Специалисты хорошо знают о большом дефиците хоть какой-нибудь профессиональной литературы на эти темы. Учитывая это, автор систематизированно изложил основные вопросы теории, устройства, принципов выбора, расчета, эксплуатации, методики испытания, диагностики неисправностей и другие.

Книга может быть незаменимым материалом при теоретическом изучении и практическом использовании, проектировании, наладке, эксплуатации и ремонте автономных и специальных СКВ, а также полезной студентам, магистрам, аспирантам и преподавателям, научным работникам, изучающим и преподающим кондиционирование воздуха и вентиляцию в вузах (строительного, энергетического и холодильного профиля), в процессе переподготовки специалистов и других случаях.

В двух главах с эпилогом; стр. – 240; илл. – 140; примеров – 30; табл. – 22; прил. – 5; библ. – 44 наим.

© А.Г. Сотников
© ООО «АТ», Санкт-Петербург, 2005

ISBN 5-902880-01-7

От автора

На рубеже веков наши объекты, системы и техника стали значительно разнообразнее и сложнее. На фоне возросших требований остро недостает серьезных специалистов и глубоких книг, равно освещающих как теорию, так и практику нашей профессии. Простые книги остаются на полках (магазинов или офисов) невостребованными или пригодными только для начального знакомства. Инженеры хотят знать все больше и то, с чем сталкивает их жизнь и практика...

А они сталкивают со многим в наше время, когда «все берутся за все». Для первого раза под одной обложкой изложены две весьма актуальные темы. Первая – это автономные кондиционеры общего и специального назначения, их теория и практика применения. Вторая – это разнообразные СКВ для специальных объектов: особоточных, чистых помещений, камер разного назначения, в том числе испытательных, для пищевых и биотехнологий. Издание имеет много иллюстраций и частных примеров проектирования.

Хотел бы надеяться на издание и других моих рукописей, что однако трудно представить без спонсоров. Признателен многим российским ученым и практикам, чьи разработки положены в основу этой книги, их поименное упоминание было бы весьма длинным. Выражаю благодарность за внимательный просмотр рукописи и полезные замечания инж. М.В.Иванову и незабвенному доц., к.т.н. Н.Ф.Разумову, для которого эта рукопись оказалась последней, с чем он работал в этой увы так рано и трагически оборвавшейся жизни... Благодарю за помощь при сборе материала и разработку отдельных пунктов инженера А.С. Вавилова (п. 2.3.2 - 2.3.3), а также Н.Н. Комарова за помощь при подготовке материалов к изданию.

Выражаю искреннюю признательность за эффективную и своевременную спонсорскую поддержку моим любимым сыновьям Дмитрию и Михаилу Сотниковым (ООО «Проект Оптимум»), желаю им личных и творческих успехов, а также благодарен моей жене и помощнице в подготовке компьютерного варианта издания Л.В. Сотниковой.

Благодарен издательству «АТ-Publishing» и его руководителю К.Л. Трошину. Ясно понимаю, что без их интереса, желания, труда и средств эта рукопись лежала бы на полке, как она лежала прежде... Но, слава богу, «лед тронулся».

Отзывы, предложения и запросы на приобретение этой и другой подготовленной книги «Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции», том 1, направляйте по адресам:

www.proptimum.ru и

book@proptimum.ru

С уважением, А.Г. Сотников

Содержание

От автора 4
Условные обозначения, принятые в книге 7
Предисловие 9

ГЛАВА 1
АВТОНОМНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА 11
1.1. Основные понятия и особенности процессов, оборудования, управления 12
1.2. Устройство автономных кондиционеров 17
1.3. Классификация автономных кондиционеров 26
1.4. Основные термины и определения, используемые в данной главе 29
1.5. Описание типового шкафного автономного кондиционера 32
1.6. Технические характеристики оборудования автономного кондиционера 38
1.7. Обобщенные характеристики автономных кондиционеров 44
1.8. Построение процесса охлаждения-осушения воздуха 50
1.9. Методика расчета режима охлаждения-осушения (по И.Е. Гинчерману) 54
1.10. Поверочный расчет режима работы автономного кондиционера 58
1.11. Методика подбора оборудования автономного кондиционера 59
1.12. Алгоритм и программа автоматизированного подбора Avtokon 64
1.13. Анализ характеристик прецизионных кондиционеров и пример работы в объекте 69
1.14. Годовые режимы работы АК: холодильная машина – тепловой насос 70
1.15. Современные методы энергосбережения в автономных кондиционерах 72
1.16. Особенности технических решений СКВ на основе автономных кондиционеров 78
1.17. Особенности эксплуатации и технического обслуживания крышных кондиционеров (rooftop) 81
1.18. Комплексные теплотехнические испытания автономного кондиционера 86
1.19. Переходный температурный режим в помещении при включении АК 89
1.20. Диагностика неисправностей автономных кондиционеров и их устранение 96
Приложение 1.1. Сколько «проживет» ваш кондиционер? 103
Приложение 1.2. Сколько стоит «хорошо» и сколько стоит «плохо» (исповедь обманутого покупателя). 104
Приложение 1.3 Технические характеристики местных автономных кондиционеров КПА1 ДЗК и КПА2 109
Приложение 1.4 Сводная таблица обработки результатов комплексных теплотехнических испытаний автономного кондиционера 110
Приложение 1.5 Температурное, скоростное и акустическое поля, создаваемые в помещении при работе местного автономного кондиционера 112
Глава 1. Список литературы 113

ГЛАВА 2
СПЕЦИАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА 115
2.1. Помещения с особоточным (прецизионным) поддержанием параметров воздуха. Объекты прецизионного поддержания параметров воздуха 116
2.1.2. Основные способы стабилизации параметров 120
2.1.3. Основные физические представления о динамической стабилизации температуры изделий 121
2.1.4. Стабилизация равновесной влажности материалов 123

½ 1* Зак. 107

2.1.5. Гармонический анализ безразмерной периодической приближенно-экспоненциальной функции ... 125
2.1.6. Более сложные случаи гармонического анализа ... 129
2.1.7. Примеры технических заданий и принципиальных решений прецизионной стабилизации параметров воздуха в характерных объектах ... 131
2.1.8. Особенности выбора прецизионного автоматического регулятора температуры ... 134
2.2. «Чистые» производственные помещения и технологии ... 136
2.2.1. Основные объекты (к началу XXI века), использующие «чистые» технологии ... 136
2.2.2. Частицы в воздухе чистых помещений ... 138
2.2.3. Источники микрозагрязнений в помещении ... 140
2.2.4. Основные свойства атмосферной пыли ... 140
2.2.5. Контроль за загрязнением воздуха в «чистых» помещениях ... 147
2.2.6. Стандарт — «Чистые помещения» (ГОСТ Р 50766-95) ... 149
2.2.7. Требования к системам вентиляции и кондиционирования воздуха ЧПП ... 153
2.2.8. Физические механизмы фильтрации частиц ... 154
2.2.9. Требования к подсистеме очистки наружного и приточного воздуха ... 155
2.2.10. Классификация фильтров для очистки воздуха ... 156
2.2.11. Комплексные характеристики эффективности фильтров ... 160
2.2.12. Приближенная оптимизация выбора конечного сопротивления фильтра предварительной очистки наружного воздуха ... 165
2.2.13. Основные виды и конструкции фильтров для очистки наружного, рециркуляционного и приточного воздуха ... 169
2.2.14. Эффективность улавливания пыли в камерах орошения (побочный эффект) ... 171
2.2.15. Принципиальные решения и схема СКВ для «чистых» помещений ... 172
2.2.16. Методика подбора фильтров последних (финишных) ступеней очистки ... 175
2.2.17. Примеры подбора фильтров финишной очистки ... 176
2.2.18. Переходный процесс изменения концентрации частиц в чистом помещении ... 179
2.2.19. Анализ аэродинамического режима герметизации чистых помещений ... 183
2.2.20. Компьютерное моделирование аэродинамики и переноса загрязнений в ЧП ... 184
2.2.21. Сводная номограмма характеристик аэрозолей, классов ЧП и фильтров финишной очистки ... 186
2.2.22. Многовариантный выбор системы очистки воздуха на основе компьютерной программы ... 191
2.3 Технологические камеры специального назначения ... 192
2.3.1. Кабины кранов и пультов управления ... 192
2.3.1.1. Особенности нагрузок и параметров воздуха ... 192
2.3.1.2. Требования к СКВ кранов и пультов управления ... 194
2.3.1.3. Характерные типы и конструкции крановых кондиционеров ... 195
2.3.2. Камеры испытания изделий электронной техники и электротехники ... 197
2.3.2.1. Требования, виды и методики стандартных испытаний ... 197
2.3.2.2. Камера испытания электрических машин и выбор СКВ ... 200
2.3.2.3. Приближенная классификация испытательных камер ... 201
2.3.2.4. Расчет ожидаемой скорости изменения температуры и влажности воздуха в камере ... 203
2.3.3. Сушильные отделения проявочных машин кинофотоматериалов ... 207
2.3.3.1. Технологические основы обработки и сушки КФМ ... 207
2.3.3.2. Технологические схемы СКВ для сушки кинофотоматериалов ... 208
2.3.3.3. Технологические требования при изготовлении рулонного фильтр-материала ... 210
2.4. Технологическое кондиционирование в пищевых и биотехнологиях, требующих специальных параметров воздушной среды ... 212
2.4.1. Камеры сушки сырокопченых колбас ... 212
2.4.1.1. Выбор параметров и расчет нестационарных нагрузок ... 212
2.4.1.2. Требования к системе кондиционирования воздуха ... 219
2.4.2. Камеры созревания сыров ... 220
2.4.2.1. Технологические требования к параметрам воздушной среды ... 220
2.4.2.2. Принципиальные решения СКВ для камер созревания сыров ... 224
2.4.3. Камеры выращивания грибов (шампиньонов, опят, сморчков и др.) ... 225
2.4.3.1. Требования к параметрам воздуха и выбор СКВ ... 225
2.4.3.2. Пример выбора и расчета СКВ для камеры выращивания грибов шампиньонов ... 231
2.4.4. Станции искусственного климата (виды и устройство) ... 232
Вместо эпилога. Стратегический сценарий развития кондиционирования воздуха ... 233
Глава 2. Список литературы ... 235

Условные обозначения, принятые в книге:

АК – автономный кондиционер; *BF* – байпас-фактор; ВО – воздухоохладитель; ККА – компрессорно-конденсаторный агрегат; КОЕ – число колониеобразующих единиц в 1 м^3 объема; МК – число микроорганизмов; MPPS – размер частиц с максимальной проникающей способностью, мкм; ПДК – предельно допустимая концентрация; СКВ – система кондиционирования воздуха; ТРВ – терморегулирующий вентиль.

A – амплитуда колебания;
a – коэффициент температуропроводности, м^2/с;
A,B – расстояние между трубками теплообменника в одном ряду и в смежных рядах; мм, м;
B – выпуск оборудования, тыс.ед./год;
$П$ – потребность в оборудовании, тыс.ед./год;
b – коэффициент рабочего времени оборудования (компрессора, нагревателя и т.п.), безразм.;
c – теплоемкость материала, кДж/(кг·°С);
c – массовая концентрация частиц, мг/м^3;
C – общая теплоемкость конструкции, кДж/°С;
C – эксплуатационные затраты, руб/год, у.е/год;
d – диаметр, м, мм, мкм;
d – влагосодержание воздуха, г/кг. сух. возд.;
E – коэффициент эффективности ребра, безразм.;
E – эффективность очистки воздуха, безразм., %;
E_H – отраслевой нормативный коэффициент экономической эффективности, год$^{-1}$;
F – площадь, м^2;
f – единичная площадь, м^2;
G – массовый расход среды, кг/с, кг/ч;
h – высота, м;
I – импульс отклонения параметра (температуры воздуха), ч·°С;
i – энтальпия воздуха, кДж/кг;
κ – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С);
k – коэффициент;
k_p – кратность воздухообмена, ч$^{-1}$;
L – объемный расход воздуха, м^3/с, м^3/ч;
M – масса, кг;
m – масса частицы, мкг;
Me – медиана распределения, мкм;
N – мощность, кВт;
N – классификационное число при расчете распределении частиц;
n – число частиц, шт, шт/м^3;
P – давление, сопротивление, Па, кПа;
$П$ – оператор перемножения;
$П$ – годовые приведенные затраты, руб/год, у.е/год;
R – термическое сопротивление, м^2·°С/Вт;
S – шаг ребер, мм, м;
T – постоянная времени экспоненциального переходного процесса, с, мин, ч;
t – температура, °С;

Q – тепловой поток, Вт, кВт;
q – интенсивность, удельный поток теплоты, Вт/м^2;
U – равновесная влажность материала, влагосодержание продукта, %;
V – объем, м^3;
v – скорость среды, м/с;
α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·°С);
α – коэффициент линейного расширения материала, °С$^{-1}$;
β – коэффициент оребрения, безразм.;
β – коэффициент массообмена на поверхности, г/м^2·кПа·с;
β – относительный полупериод колебаний, безразм.;
Δ – разность;
δ – расстояние, мм, м;
ε – коэффициент (холодильный и др.), безразм.;
ε – тепловлажностное отношение процесса, кДж/кг;
ε – коэффициент, безразм.;
η – коэффициент эффективности (по А.А.Гоголину), безразм.;
ϑ – температурное отношение, (по А.А.Гоголину), безразм.;
θ – коэффициент эффективности процесса охлаждения-осушения воздуха, безразм.;
θ – относительная температура тела, безразм.;
λ – коэффициент теплопроводности материала, Вт/м·°С;
σ – среднеквадратическое отклонение;
Y – отношение термических сопротивлений оребренной поверхности, безразм.;
τ – время, период, запаздывание, с, мин, ч;
ξ – коэффициент влаговыпадения процесса охлаждения-осушения воздуха, безразм.;
ζ – коэффициент местного сопротивления, безразм.;
μ – отопительный коэффициент, безразм.;
ν – кинематическая вязкость, м^2/с;
ρ – плотность среды, кг/м^3;
φ – относительная влажность воздуха, %, безразм.;
ψ – коэффициент, безразм.;
ω – круговая частота, ч$^{-1}$.

Подстрочные индексы:

а – агент; *б* – батон; *в* – воздух, внутренний; *ва* – вентагрегат; *вл* – влага; *ВО* – воздухоохладитель; *вр* – выработка; *дв* – двигатель; *доп* – допустимый; *зад* – заданный; *зн* – зона неоднозначности; *изб* – избыточный; *кип* – кипение; *конд* – конденсация; *м* – мокрый; *max* – максимальный; *min* – минимальный; *н* – наружный; *о* – охлажденный; *о* – объект; *п* – приточный; *пасп* – паспортный; *пов* – поверхность; *пом* – помещение; *потр* – потребление; *р* – росы, регулятор, рециркуляция; *расч* – расчетный; *с* – смесь, сопло; *скр* – скрытый; *см* – сменность; *ср* – средний; *Т* – теплота; *Ф* – форма; *ф* – фильтр; *Х* – холод; *экв* – эквивалентный; *эл* – электрический; *F* – поверхность; *W* – вода; *я* – явный.

В любом наборе исходных данных самая надежная величина,
не требующая никакой проверки, является ошибочной.

Третий закон Финэйгла

Машина должна работать, человек – думать.

Принцип IBM

Находишь всегда то, что не искал.

Закон Мэрианна

Предисловие

На всех этапах развития и совершенствования отечественной и зарубежной техники кондиционирования воздуха проявлялась тенденция к глубокой специализации разрабатываемого и выпускаемого для СКВ оборудования. Эта специализация происходит в нескольких направлениях. **Одно из них** – разное конструктивное исполнение и компоновка оборудования СКВ по блочному и секционному принципу, что связано с производительностью систем и занимаемыми площадями. Блочные конструкции применяют в местных автономных кондиционерах малой и средней производительности (до 20 тыс.м^3/ч). Движение воздуха имеет направление – снизу вверх, что обеспечивает компактность и малые занимаемые площади. Основной отличительный признак автономных кондиционеров – независимость от внешних источников энергии, кроме электрической. Поэтому к автономным можно относить кроме традиционных и крупные центральные секционные кондиционеры, в которых использован воздухоохладитель непосредственного кипения хладона, а компрессорно-конденсаторный агрегат (ККА) установлен в потоке удаляемого воздуха.

Другое направление специализации – выпуск агрегатированных кондиционеров для наперед заданных условий и объектов. Наиболее простые и известные из них – бытовые автономные кондиционеры. Их назначение – поддержание комфортной температуры и влажности в жилых помещениях, очистка воздуха от пыли, подача в помещение наружного воздуха в объеме, соответствующем санитарной норме. Наряду с простейшими бытовыми серийно выпускаются различные специализированные автономные кондиционеры для ЭВМ, телекоммуникаций, операционных, кранов, автомобилей, строительных и дорожных машин, железнодорожных вагонов, судовых кают и др. объектов. Такие кондиционеры отличает диапазон поддерживаемых параметров, нагрузки, внешние климатические условия, перемещение в пространстве, вибрации и др. характеристики.

Объем применения местных автономных и неавтономных кондиционеров в нашей стране характеризовали цифры, приводимые в таблице 1.1 (по данным ВО «Союзкондиционер»). Здесь же приводятся данные о перспективной потребности в этих кондиционерах (теперь это уже в прошлом). Как видно, объем выпуска был всегда существенно меньше потребности, что характеризовало большой дефицит в этой технике. С начала 90-х годов XX в. на российский рынок начал поступать все в большем объеме поток зарубежной техники. К началу XXI в. эти кондиционеры все шире применяются в жилых и небольших административно-общественных объектах. Можно считать, что перспективы их применения в дальнейшем очень хорошие и многие помещения и здания будут оснащаться такими кондиционерами. За рубежом автономные кондиционеры широко применяются в жилых зданиях и помещениях, в общественных и промышленных объектах, особенно в южных

широтах. О частоте применения таких кондиционеров в США говорит тот факт, что в жаркую погоду все кондиционеры потребляют до 45% вырабатываемой электроэнергии, а президент страны в этот период обращается к населению с просьбой по возможности ограничить включение кондиционеров разумными пределами.

Таблица 1.1

Данные о выпуске и прогноз потребности в местных автономных и неавтономных отечественных и импортных кондиционерах общего назначения по пятилеткам и годам (в тыс. шт)

Тип местного кондиционера	1971-1975	1975	1976-1980	1980	1981-1985	1985	1986-1990
Неавтономный	-	-	-	-	47,5	20,7	153
Автономный	2,75	1,03	18,1	10,6	86,6	19,7	240

Тип местного кондиционера	1990			1995			2000			2005		
	B	$П_{min}$	$П_{max}$	B	$П_{min}$	$П_{max}$	B	$П_{min}$	$П_{max}$	B	$П_{min}$	$П_{max}$
Неавтономный	2,7	5,4	42,2	3,6	7	55	5,6	9	64	6,6	11	72
Автономный	8,6	21,5	385	11,2	25	450	16	32	505	18,6	34	580

Обозначения: B – выпуск; $П_{min}$ – первоочередная потребность; $П_{max}$ – полная потребность.

Примечания:
1. Первоочередная потребность определена с учетом данных Госснаба СССР и заводов-изготовителей; полная потребность отражает фактическое количество (по данным ВНИИкондиционер, 1986 г.)
2. По данным публикаций в журнале АВОК поставка кондиционеров на российский рынок в 2000 г. составила около 200 тыс. шт., а в перспективе составит около 400 тыс. шт. в год, т.е. прогноз в данной таблице оправдывается.

Основными признаками местных автономных кондиционеров являются:

- **агрегатированные конструкции,** в которые входит комплекс холодильного и вентиляционного оборудования для тепловлажностной обработки, очистки и перемещения воздуха, регулирующие устройства и аппаратура управления процессами;
- **возможность использования** кондиционеров при произвольных тепловой и влажностной нагрузках помещения, расходах приточного и наружного воздуха; для специализированных объектов и для точного (прецизионного) поддержания параметров;
- **сокращение площади для размещения** оборудования, упрощение монтажа, минимальная потребность в обслуживании;
- **сокращение капитальных затрат** при использовании автономных кондиционеров по сравнению с другими техническими решениями.

ГЛАВА 1

АВТОНОМНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

1.1. Основные понятия и особенности процессов, оборудования, управления

Большую и очень востребованную группу оборудования для кондиционирования воздуха образуют автономные кондиционеры (АК), как местные (бытовые), так и более крупные. Последние могут обслуживать группу помещений, обеспечивая расчетную воздухопроизводительность до 20...30 тыс. м^3/ч, а холодопроизводительность до 100 кВт и больше. Объекты, где применяют автономные кондиционеры, разнообразны: комнаты, квартиры, коттеджи, офисы, кафе, магазины, лаборатории, отдельные производственные помещения и другие. Специальные автономные кондиционеры применяют для вычислительных центров, телекоммуникационных объектов, операционных, для кранов, на транспорте (автомобильном, железнодорожном, речном и морском, в авиации) и др. объектах.

К сожалению, на протяжении десятилетий эта тема была мало отражена в отечественной литературе*, а выпуск ограничивался бытовыми (БК), отчасти медицинскими (КМ) и транспортными (единичные образцы) устройствами. Общепромышленные автономные кондиционеры (последние названия КПА1- и КПА2-) выпускались небольшими для страны партиями [табл. 1.1], а их характеристики (надежность, моторесурс, акустика) часто не удовлетворяли даже среднего заказчика. Существенно бóльшая глубина изложения этой главы по мнению автора вполне обоснована:

- «непохожестью» автономных кондиционеров на другие;
- вышеупомянутым недостатком литературы для отечественного читателя;
- сложным квазистационарным характером протекания процессов кондиционирования при релейных (P_C) регуляторах;
- широким применением этого оборудования как в быту, так и в административно-общественных и промышленных зданиях;
- сравнительно низкой стоимостью АК, укомплектованного самой дорогостоящей «частью» – холодильной машиной, по сравнению со стоимостью секционного кондиционера, отдельной холодильной машины (чилера) и сопутствующих трубопроводов, бака, системы управления и др. элементов – примерно на 20-30%.

В моноблочной или раздельной конструкции (сплит- или мультисплит-кондиционер) удачно и компактно совмещаются все необходимые аппараты, сочетаются преимущества холодильной и вентиляционной техники. **Автономность** (независимость от внешних источников теплоты и холода) выражается прежде всего в применении холодильной машины с хладоновым воздухоохладителем, фильтра, электронагревателя, режима теплового насоса, электроувлажнителя – все при необходимости. **Существенные достоинства АК – их полное агрегатирование, высокая монтажная готовность, минимум занимаемой площади, возможность размещения как в обслуживаемом помещении, так и вблизи него** (в выгородке, зашивке, вспомогательном помещении, коридоре, на кровле, земле, площадке и др.). Такие важные для применения и эксплуатации преимущества привлекают большое внимание к АК, особенно в действующих и реконструируемых объектах, где обычно ограничены свободные площади.

Известные и, как правило, постоянные технические характеристики ($L_{пр}$, $Q_{т.эл}$, $G_{вл}$) основных аппаратов и нагнетателей, невозможность их целенаправленного изменения меняют характер подбора оборудования. В еще более сложном режиме работает холодильная машина: на холодопроизводительность испарителя влияют расходы и температуры сред (воздуха, воды) перед испарителем и конденсатором. В итоге холодопроизводительность

* Например, в основном учебнике по специальности ТГВ для инженерно-строительных вузов «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение», Стройиздат, М., 1985 (под общей ред. В.Н.Богословского), этой теме на стыке вентиляционной и холодильной техники отведено 4 стр. из 367(!).

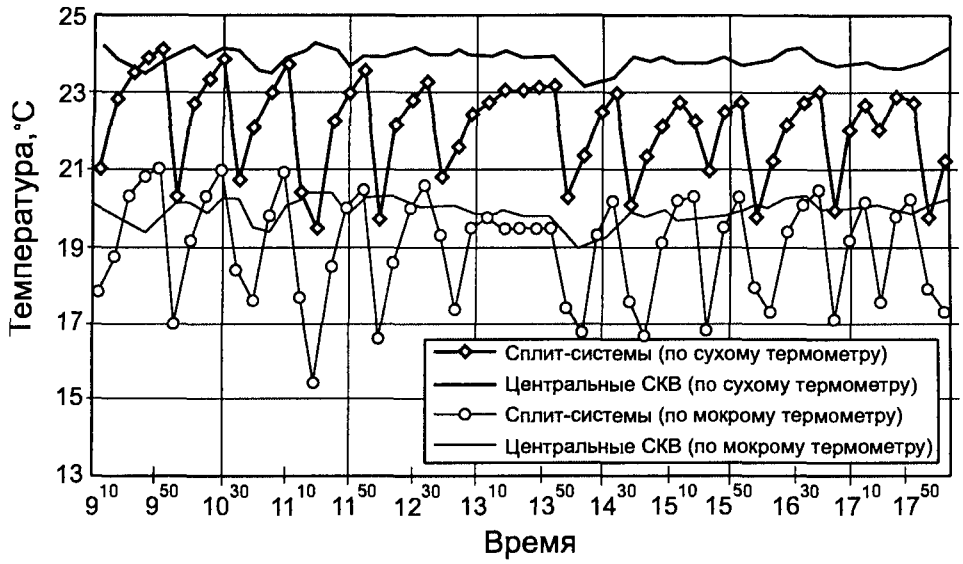


Рис. 1.1. График изменения температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам в течение рабочего дня в офисном здании, обслуживаемом центральной СКВ и автономными кондиционерами.

меняется, но не так, как это нужно потребителю холода, а по другому, по законам работы холодильной машины, что, безусловно, нужно учитывать при подборе. Для центрального секционного кондиционера можно подобрать каждый аппарат, варьируя температуры ($t_{W_{см}}$, $t_{W_к}$), расходы теплохладоносителя (G_W) и учитывая все факторы, определяющие расчетный расход теплоты или холода: $t_{Н.Р}$, $i_{Н.Р}$, $L_Н$, $Q_{изб}$, $G_{вл}$, $\Delta t_{пр}$ и др. Это, если провести аналогию, напоминает пошив хорошего костюма по всем необходимым размерам (меркам) фигуры. **При использовании АК подбор – это в известном смысле примерка готового кондиционера (костюма) на объект (человека) с учетом ограниченной возможности что-либо изменить...** Но техника развивается, и среди опций (возможностей) АК можно встретить такие, как управление производительностью вентилятора, стабилизация производительности в условиях засорения фильтра, управление увлажнителем, и др.

Несмотря на это существенное различие, при подборе и поверочном расчете «по инерции» инженеры используют все те же процедуры и проемы, что и для центрального секционного кондиционера. Хотя упомянутая аналогия с «примеркой» готового костюма может дать только один из двух ответов (подходит – не подходит), при подборе неравенствами не пользуются и это неправильно [1.12]. Применять традиционные построения в поле *i–d* диаграммы не совсем правомочно по таким причинам (их по крайней мере пять (!).

Во-первых, «обычный» АК поддерживает в помещении только температуру воздуха $t_В$, влажность воздуха как правило неизвестна и может изменяться, хотя и находится обычно в комфортном интервале (40...60%). Только в так называемых прецизионных кондиционерах влажность стабилизируется наряду с температурой воздуха с достаточно малыми отклонениями в объекте. Из всего этого следует, что ставить точку известного (при циклической работе – заданного или среднего при близких полупериодах включения-выключения аппаратов) состояния воздуха в помещении – достаточно смелый шаг...

Во-вторых, при релейном управлении нагревом, охлаждением-осушением и увлажнением воздуха возникают колебания (рис. 1.1), а полупериоды включения-выключения вовсе не равны. Они определяются соотношением потребления вещества или энергии к его

выработке, например для процесса охлаждения (осушение – побочный для стабилизации t_B процесс):

$$b_t = \frac{\tau_{вкл}}{\tau_{вкл} + \tau_{выкл}} = \frac{Q_{х.потр.явн}}{Q_{х.выраб.явн}} = \frac{Q_х(t_н, t_в, Q_{изб}, L_н)}{Q_{х.выр} / \xi_{во}} \le 1. \qquad (1.1)$$

Здесь и далее вводятся понятия: b_t – коэффициент рабочего времени работы холодильного компрессора при стабилизации температуры воздуха в помещении, безразм.; $\tau_{вкл}$, $\tau_{выкл}$ — полупериоды включения и выключения компрессора (или нагревателя, увлажнителя); $\xi_{во}$– т.н. коэффициент влаговыпадения процесса охлаждения-осушения в ВО-испарителе ХМ (объяснен далее ф. (1.9). При выборе АК учитывают принятое в холодильной технике расчетное значение b_t = 0,7...0,8. Из-за неравенства полупериодов ($\tau_{вкл}$, $\tau_{выкл}$) среднее за цикл значение температуры в помещении переменно и может изменяться в интервале $t_{B.ср} = t_{B.зад} \pm 0{,}5\Delta t_{зн}$, где $\Delta t_{зн}$ – зона неоднозначности P_C-регулятора*, выбираемая с учетом частоты включения компрессора 1...3°С. Значит, как будто бы известная температура, средняя за цикл, может меняться даже на 3°С, если сравнивать два крайних случая: непрерывную работу компрессора (потребление больше или равно выработке холода) или полное отключение компрессора (холод не нужен). Аналогичные закономерности наблюдаются при циклическом управлении электронагревателем (b_t) и электроувлажнителем (b_φ или b_d).

В-третьих, специфична оценка микроклимата помещения при колебании параметров воздуха в нем. В этом случае имеет место динамический температурный режим (ДТР); импульс отклонения температуры $I_t = 0.5\ \psi_\varphi \tau_п A t_в$(ч·°С - часоградус), как комплексный показатель ДТР, сопутствующие колебания относительной влажности и другие стороны протекающего процесса, методика подбора и испытания должны специально рассматриваться – см. приложение 1.4 и п. 1.18.

Пример 1.1. *Оценить и сравнить микроклимат помещений, создаваемый центральной СКВ и сплит-кондиционером, на основе анализа статьи** и рис. 1.1, описывающего изменение температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам по замерам в течение рабочего дня (с 9 ч до 18.30 ч) офисного здания в Гонконге.*

Выполним только первичный качественный анализ кривых $t_B(\tau)$, $t_{B.M}(\tau)$, не прибегая к гармоническому анализу – см. п. 2.1.6, 2.1.7и [1.10]. При работе сплит-кондиционера кривые изменения $t_B(\tau)$, $t_{B.M}(\tau)$ неупорядочены, периоды непостоянны, максимальные $t_{B.max}$, $t_{B.M.max}$ и минимальные $t_{B.min}$, $t_{B.M.min}$ значения изменяются, а процесс только приближается к квазистационарному во второй половине дня. Изменение обеих кривых однотипно, то есть моменты достижения максимальных и минимальных значений совпадают или, по крайней мере, близки. По данным рис. 1.1 определяем: $t_{B.max}$=23° С; $t_{B.min}$=20°С; $t_{B.зад}$=21,5°С; $b_t \approx 0{,}7$; $t_{B.ср} \approx 22$°С; $\tau_П \approx 1{,}2$ ч; $t_{B.M.ср}$=18,5°С, $\varphi_{B.ср}$>60%, что по российским нормам не комфортно.

Сравнение центральной СКВ и сплит-кондиционера по технико-экономическим (прежде всего энергетическим) показателям, приводимое авторами работы,

* Под P_C-регулятором, как принято в теории автоматического управления, понимают релейный (двух- или трехпозиционный) регулятор с постоянной скоростью перемещения исполнительного механизма.

** *H.Yang, I.Burnett, K.Lau, L.Lu.* Сравнение центральных СКВ с автономными типа «сплит». АВОК, 2001, №4, с.36-39.

неправомочно, т.к. сравниваемые системы поддерживают разные параметры. Так, центральная СКВ поддерживает (рис.1.1) $t_{В.\,ср} \approx 24°C$; $t_{В.\,М.\,ср}=20°C$, *при этом* $\varphi_{В.\,ср}=68\%$ *(тем более не комфортно).*

В четвертых, в целом привычный и знакомый процесс охлаждения-осушения в ВО-испарителе ХМ протекает и направлен в зависимости от начального состояния (наружного, рециркуляционного воздуха или их смеси), текущей холодопроизводительности (а она даже при непрерывной работе компрессора отклоняется от паспортной на ±20%, а то и больше). В этом принципиальное отличие хладоновых ВО от водяных или рассольных, где для стабилизации $t_В$ можно управлять температурой жидкости перед аппаратом, а при необходимости еще и расходом (ступенчато или плавно). Для построения процесса нужно знать текущую холодопроизводительность и расход охлаждаемого воздуха, начальное состояние воздуха $(i_Н, t_Н)$, т.н. байпас – фактор BF (см. далее). Но и этого недостаточно, поэтому конечное состояние воздуха непостоянно, если холодильная машина так или иначе управляется. В этом случае говорят о предельных и среднем за цикл конечном состоянии воздуха; способы его определения рассмотрены далее и основаны на балансе холода (полного, явного) за цикл работы компрессора.

При выборе принципиальных решений СХС и типа хладоносителя нужно принимать во внимание многочисленные особенности каждого из них.

Хладоны по сравнению с промежуточными хладоносителями:

- имеют более низкую температуру и при прочих равных условиях обеспечивают более глубокое охлаждение и осушение воздуха (это важно, например, если в помещении с тепловлаговыделениями требуется поддерживать невысокую относительную влажность $\varphi_В$ =30...50%);
- лишний, весьма заметный расход холода на осушение воздуха;
- не влияют на здание и его конструкции при авариях и утечках;
- теплосъем с единицы массы при кипении F22, F142 ($t_{кип} \approx 5°C$) составляет q=210...220 кДж/кг;
- не позволяют изменять температуру поверхности t_F в каждом аппарате при постоянной $t_{кип}$;
- позволяют управлять процессом охлаждения-осушения в релейном и непрерывном режимах;
- предъявляют очень жесткие требования к качеству работ, герметичности фреонопроводов и их теплоизоляции, места утечек трудноопределимы;
- позволяют использовать аппарат для нагрева в режиме теплового насоса;
- не могут обеспечить строго требуемое направление процесса охлаждения-осушения воздуха $\xi_{ВО} = \Delta i_В / c_В \Delta t_В$ в хладоновом воздухоохладителе;
- делают невозможным применение схем СХС с аккумуляцией холода в емкостях с учетом суточной и сезонной неравномерности потребления холода в объекте.

Хладоносители – вода и рассолы имеют такие особенности:

- более высокая, но управляемая температура хладоносителя, чем хладоагента;
- теплосъем с единицы массы при Δt_W =1°C $q = c_W \Delta t_W$=4,19 кДж/кг, у рассолов меньше;
- возможность использования аппарата для попеременного охлаждения или нагревания воздуха;
- возможность обеспечения разных $t_{W_н}$, режимов охлаждения и разных значений $\xi_{ВО}$;

- возможность применения воды в контактных аппаратах;
- сравнительное удобство трансформации схемы, добавлений и изменений в ней;
- легко определяемые места утечек воды в системе холодоснабжения, но опасность «залить» нижерасположенные помещения при авариях;
- ограниченность глубокого охлаждения-осушения воздуха водой, но не рассолами;
- дополнительный контур преобразования (передачи) холода от хладона к хладоносителю и лишняя мощность, используемая в этом контуре;
- хорошо запроектированная и смонтированная СХС с промежуточным хладоносителем обычно надежнее и долговечнее системы с непосредственным кипением хладона.

В-пятых, к АК подходят часто как к конструкции, заполненной тем или иным оборудованием, причем паре взаимообратных воздушных клапанов (наружного и рециркуляционного воздуха) там обычно не находят места. Необходимое дооснащение клапанами, приводом и использование пропорционального терморегулятора изменяют режимы работы такой системы и процесс охлаждения-осушения проводится со смесью или только с наружным воздухом в количестве $L_H=L_{пр}$ при условии $t_H>18°C$, что немаловажно для построений и энергетической стороны – см. п.1.14 рис. 1.50. При одновременной стабилизации двух параметров (t_B, φ_B) в т.н. прецизионных АК (см. п. 1.13) точка состояния воздуха вроде фиксирована, но опять же не точно, а с учетом зоны неоднозначности соответствующих P_c-регуляторов. К тому же процесс осушения воздуха, побочный при стабилизации температуры воздуха, оказывает влияние как возмущение на контур стабилизации влажности.

Перечисленные выше и другие особенности оборудования АК и системы управления полезно учитывать на всех стадиях работы, а именно при проектировании, испытании, паспортизации, наладке и в процессе эксплуатации на объекте. Между тем из анализа литературы и методик вытекает, что **на последствия циклической работы оборудования АК особого внимания не обращают, а процессы рассматривают как сугубо стационарные (физико-математическая сторона описания процесса несовершенна, и это приводит к ошибочным решениям).**

Наиболее правильно рассматривать совместно и взаимосвязанно работающими помещение $Q_{изб}$, $G_{вл}$, автономный кондиционер Q_X, Q_T, $Q_{вл}$, $L_{пр}$, и регуляторы $(t_{B.зад},$

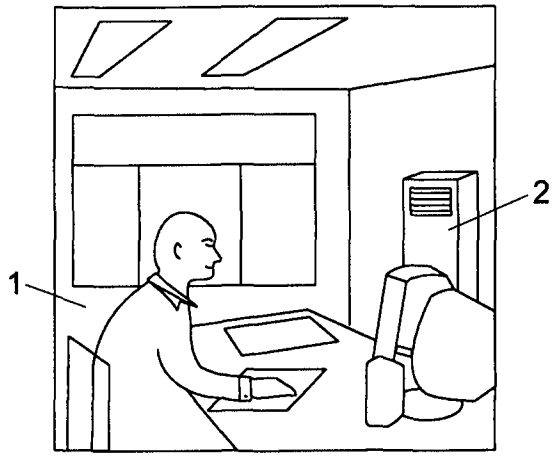


Рис. 1.2. Вид помещения с установленным в нем местным автономным кондиционером: 1 – помещение, характеризуемое $Q_{изб}, Q_{вл}, LHi$; 2 – автономный кондиционер, характеризуемый $L_{пр}, Q_X, Q_T, G_{вл}$; термо- и влагорегуляторы, характеризуемые $t_{B.зад}, \Delta t_{зн}, \varphi_{B.зад}, \Delta\varphi_{зн}$ (не показаны).

$\Delta t_{зн}$, $\varphi_{В.зад}$, $\Delta\varphi_{зн}$) того или иного типа (рис. 1.2). Не вся выделяющаяся теплота ассимилируется приточным воздухом, подаваемым кондиционером. С одной стороны, **нужно учитывать конвективную составляющую и ту часть лучистой**, которая, нагревая поверхности, переходит в конвективную. С другой стороны, **не весь объем воздуха в помещении участвует в циркуляции из-за ограниченного действия приточной струи** в части помещения и соответствующих вторичных потоков. Наконец, **дополнительное и значительное количество теплоты может поступать от поверхности** к настилающейся приточной струе охлажденного воздуха (при отрывной струе эту теплоту можно не учитывать). Источники теплоты и влаги играют роль возмущений на параметры воздуха в помещении, которые нужно стабилизировать. Если средняя за цикл выработка холода, расходуемого на охлаждение воздуха $(Q_X/\xi_{ВО})$, больше, чем теплопоступления, воспринимаемые приточной струей и вторичными потоками, то терморегулятор циклически включает-отключает компрессор. В холодное время года при использовании наружного воздуха и при малых теплоизбытках потребуется нагревание воздуха (водяное или электрическое). Для поддержания влажности в холодный период года, когда наружный воздух имеет низкое влагосодержание, может потребоваться увлажнение воздуха. Все вышеперечисленные условия работы аппаратов можно записать в виде неравенств для границ режимов

охлаждения: при $t_{пр} \geq t_В - Q_{изб_{max}} / (L_{пр}\rho_В c_В)$, (1.2)

нагревания: при $t_Н < t_В - Q_{изб_{min}} / (L_Н \rho_В c_В)$, (1.3)

увлажнения: при $d_Н < d_В - G_{вл_{min}} / (L_Н \rho_В)$. (1.4)

Из этих уравнений следует, что необходимость в тех или иных процессах обработки воздуха зависит от нескольких величин: параметров в помещении, расхода наружного воздуха, избыточных тепло- и влаговыделений с учетом вышенаписанного. Так как теплоизбытки по сути переменны, то для охладителя учитывают их максимальное значение, а для нагревателя – минимальное. Для увлажнителя учитывают минимальные влаговыделения, условия инфильтрации наружного воздуха и десорбции (отдачи влаги) наружными стенами. В то же время в экономических расчетах вводят средние за режим величины.

Конструктивное выполнение и размещение отдельных аппаратов и элементов системы холодоснабжения и воздушного тракта могут быть разными с учетом назначения, условий применения, технических особенностей, используемых опций и других факторов.

1.2. Устройство автономных кондиционеров

Оно может быть объяснено, если кондиционер представить воздухообрабатывающей частью и компрессорно-конденсаторным агрегатом (рис. 1.3). При моноблочной конструкции эти функциональные части и система управления находятся в едином корпусе, в сплит-системе эти блоки называют соответственно внутренним и наружным. В мультисплит–системе на один наружный блок приходятся несколько внутренних воздухоохладителей. Характерные типы и конструкции автономных кондиционеров и их компоновки с вентсетями показаны на рис. 1.4 – 1.16.

В воздушной части засасываемый воздух (наружный, внутренний или их смесь) сначала очищается в фильтре, потом по необходимости охлаждается-осушается или нагревается.

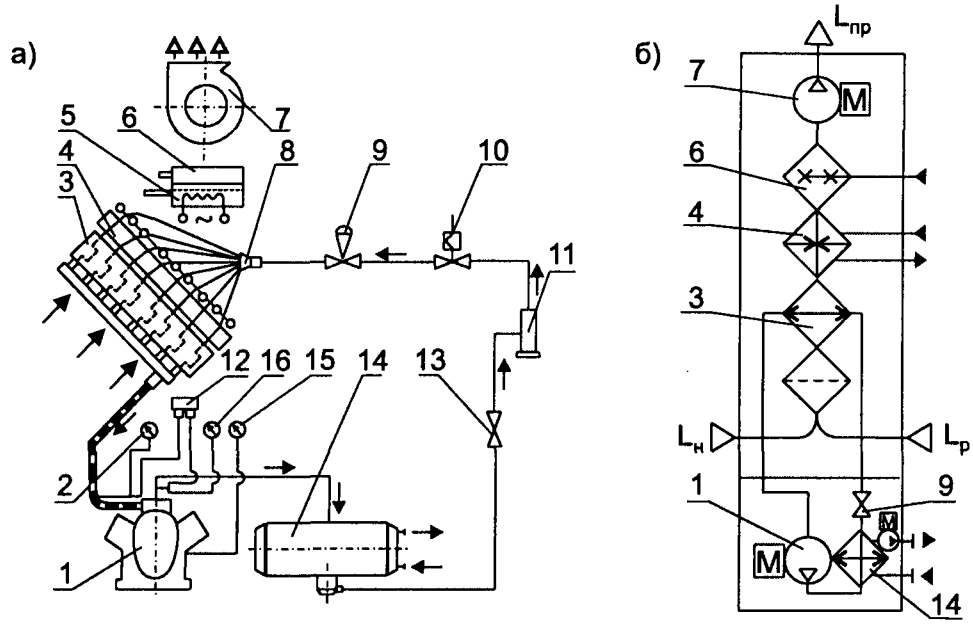


Рис. 1.3. Схема местного автономного моноблочного кондиционера: а – хладоновая схема; б – технологическая схема; 1 – компрессор; 2,15,16 – мановакуумметры; 3 – воздухоохладитель; 4 – воздухонагреватель водяной; 5 – воздухонагреватель электрический; 6 – устройство увлажнительное; 7 – вентилятор; 8 – распределитель хладона; 9 – вентиль терморегулирующий; 10 – вентиль соленоидный хладоновый; 11 – фильтр хладоновый; 12 – реле давления; 13 – вентиль запорный; 14 – конденсатор

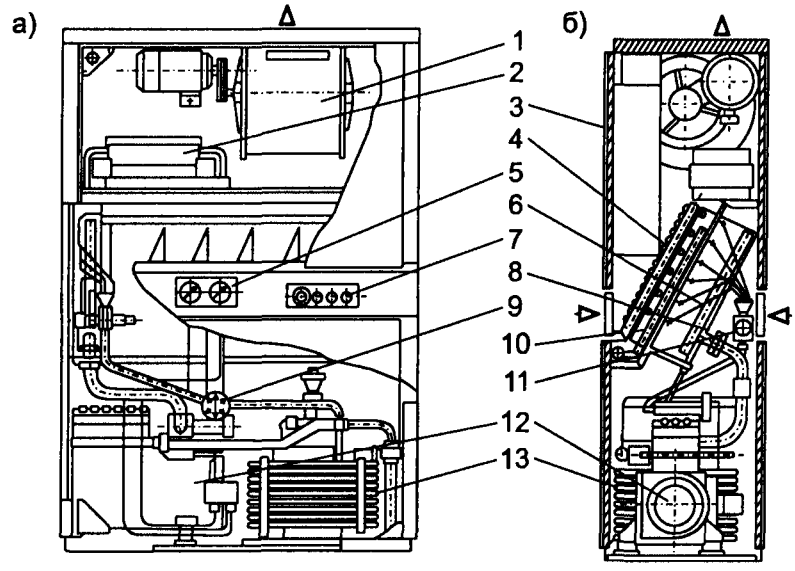


Рис. 1.4. Местные автономные кондиционеры: продольный а) и поперечный б) разрезы агрегатированного шкафного кондиционера КТА1-4-01 ДМЗ «Кондиционер», Россия: 1 – агрегат вентиляторный; 2 – увлажнительное устройство; 3 – ограждение (корпус); 4 – электрический воздухонагреватель; 5 – приборный щиток; 6 – хладоновый воздухоохладитель; 7 – пульт управления; 8 – воздушный фильтр; 9 – хладоновый фильтр; 10 – водяной воздухонагреватель; 11 – терморегулирующий вентиль; 12 – холодильный компрессор; 13 – агрегат конденсаторный

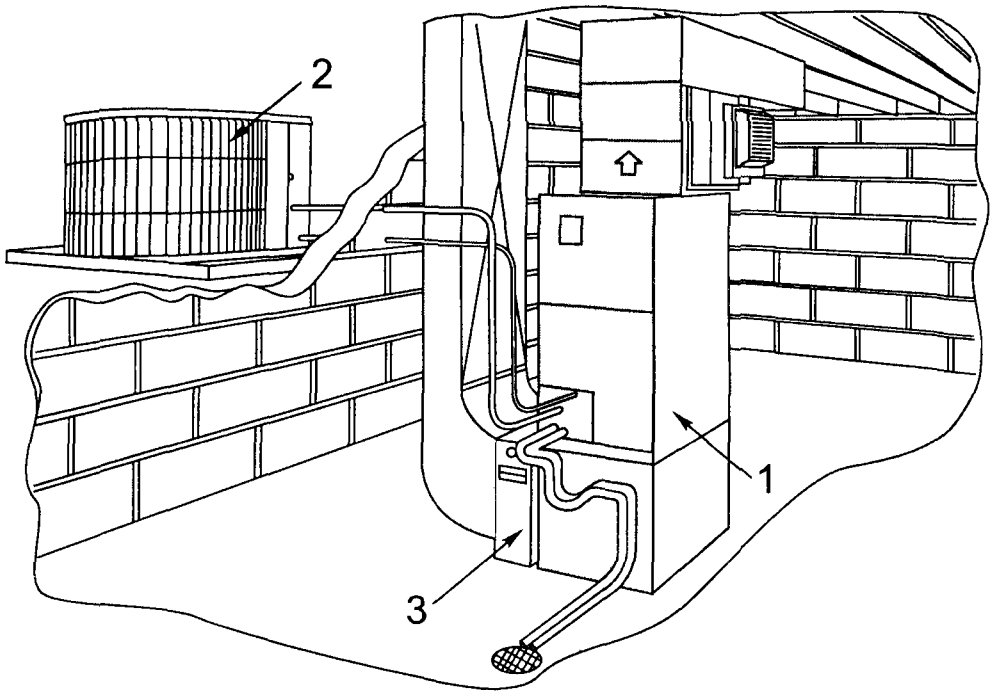


Рис. 1.15. Размещение автономного кондиционера (внутренний блок FB4A Carrier) с наружным блоком в здании: 1 — внутренний блок; 2 — наружный блок; 3 — устройство управления

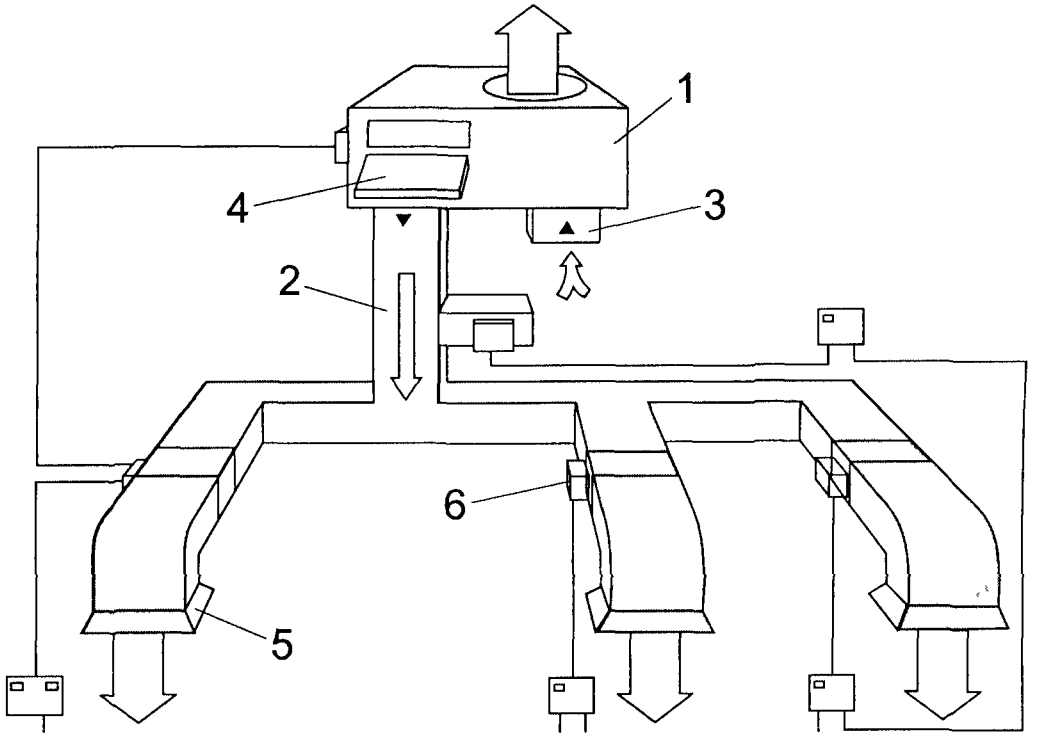


Рис. 1.16. Схема многозональной СКВ на основе агрегатированного автономного кондиционера: 1 — агрегатированный кондиционер; 2 — приточный воздуховод; 3 — вытяжной воздуховод; 4 — забор наружного воздуха; 5 — воздухораспределитель; 6 — зональный клапан

При необходимости стабилизации относительной влажности в помещении используют АК, имеющий увлажнитель, или доукомплектовывают им. Обработанный в кондиционере воздух подается вентилятором непосредственно в помещение или в сеть воздуховодов (для этого свободное давление вентилятора с учетом всасывания и нагнетания должно быть не меньше 100...150 Па). Поворотные лопатки на выходе бытового кондиционера позволяют направлять поток по желанию в ту или иную часть помещения. В хладоновую схему холодильной машины входят компрессорный агрегат, конденсатор (с воздушным или водяным охлаждением), терморегулирующий вентиль (ТРВ), испаритель-воздухоохладитель и другие элементы. Автономные кондиционеры укомплектованы системой контроля, защиты и управления оборудованием, системой стабилизации температуры воздуха.

Конструктивное выполнение и размещение отдельных аппаратов и элементов системы холодоснабжения и воздушного тракта могут быть разными с учетом назначения, условий применения, технических особенностей, используемых опций и других факторов.

1.3. Классификация автономных кондиционеров

Сложившаяся к началу столетия, она отражает многообразие требований, объектов, условий применения, типов, конструкций, возможностей, дополнительных опций, мер энергосбережения и др.[1.4, 1.11] (рис. 1.17). По назначению кондиционеры можно разделить на три группы: **общего назначения** (комфортные), **прецизионные** (особоточные) и **специальные**. Первые предназначены для поддержания температуры, а при необходимости и влажности, очистки воздуха от пыли в жилых, общественных и небольших производственных помещениях. В этих объектах они конкурируют с другими возможными решениями СКВ, например центральными системами. Для поддержания температуры и влажности воздуха с высокой точностью в технологическом объекте кондиционирования (детали, изделии и др.) на основе принципа затухания колебаний применяют т.н. прецизионные кондиционеры.

К конструкциям и техническим характеристикам специальных АК предъявляют особые требования. Так, **транспортные кондиционеры** имеют много особенностей, определяемых движением, вибрациями, нагрузками, условиями забора и большой запыленностью наружного воздуха, ограниченностью места для размещения и др. **Крановые кондиционеры** в цехах должны надежно работать в условиях постоянных вибраций, загазованности воздуха, высоких температур, воздействия большого потока излучения на работающего (металлургия). Для **залов ЭВМ, телекоммуникационного оборудования (стативов), радиоэлектронной аппаратуры** и подобных условий АК должны отводить много теплоты без осушения воздуха, хорошо очищать воздух; поддержание температуры и влажности требуется в помещении и (или) на входе (выходе) в такое устройство с высокой точностью. **В отдельных операционных** требуется высокая степень очистки наружного воздуха от аэрозолей и микрофлоры, точное поддержание температуры и влажности воздуха, свободное давление, достаточное для преодоления сопротивления дополнительных фильтров, воздухораспределителя и др.

В зависимости от среды, охлаждающей конденсатор ХМ, различают **кондиционеры с воздушным и водяным конденсатором**. Первые предпочтительны и более распространены, т.к. воздух есть повсеместно и его после нагревания можно «сбрасывать» в атмосферу. Нагретую воду сбрасывать в систему водоотведения нельзя, и цикл ее использования должен быть замкнутым через градирню или нагрузку. При одновременном или посезонном использовании холода и теплоты можно использовать испаритель-конденсатор или режим теплового насоса. Особенно

Рис. 1.17. Классификация местных автономных кондиционеров

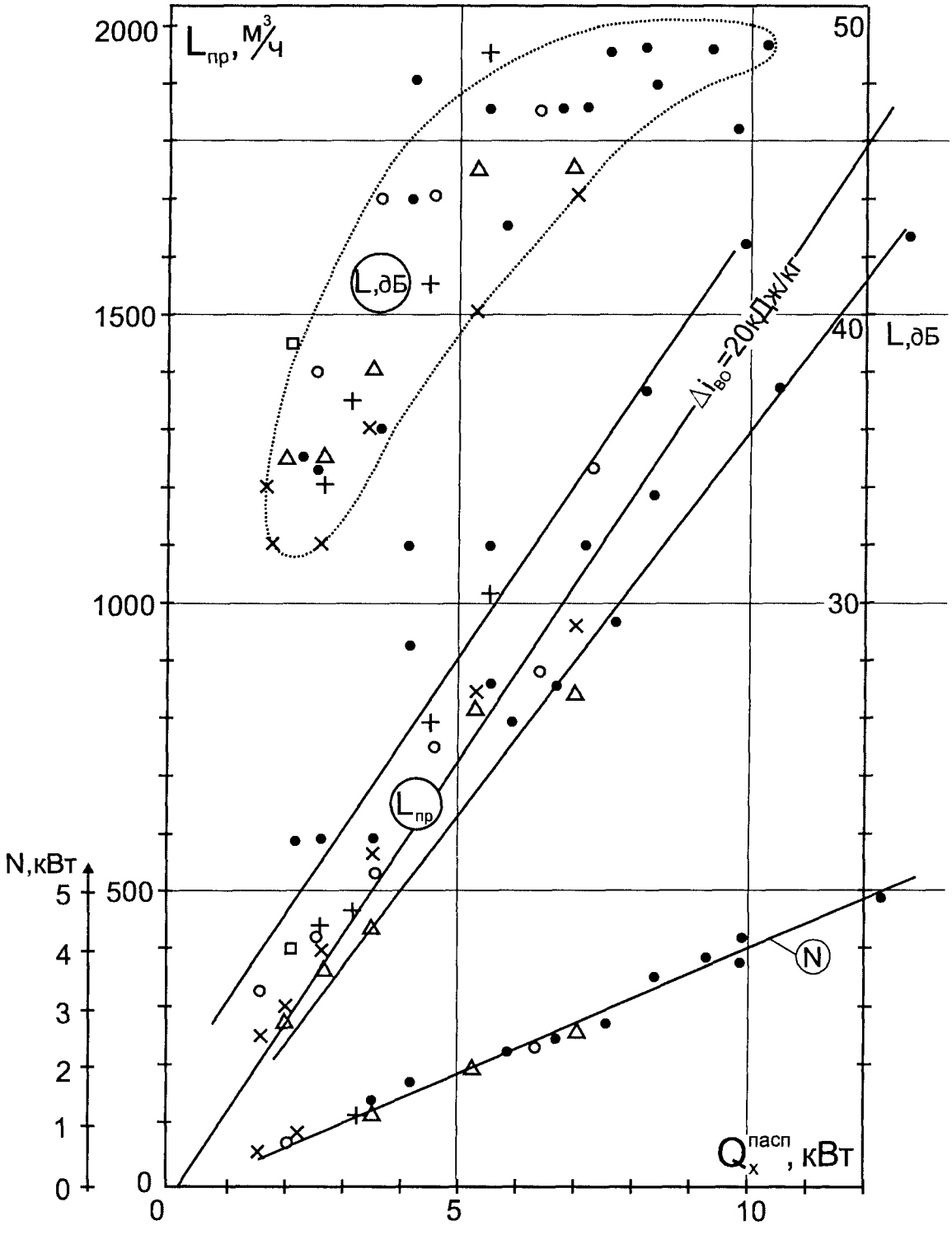


Рис. 1.18. Сводный график основных технических характеристик бытовых автономных сплит-кондиционеров ведущих производителей: x — LG (Корея); △ — Samsung (Корея); + — Carrier (США); ○ — Hitachi (Япония); ● — Tadiran (Израиль)

важно это в период теплопотерь и прекращения централизованного теплоснабжения (при t_H>8°С), к тому же этот период может иметь продолжительность 2...3 месяца. Наиболее важно при использовании холодильной машины и в режиме теплового насоса максимально увязать характеристики потребителя теплоты (и холода) и источника. Здесь имеется в виду продолжительность периода, расчетная потребность в теплоте, закономерности ее изменения, вид и температура теплоносителя (воздух, вода). Например, потребность в теплоте с понижением t_H обычно возрастает, в то время как отопительный коэффициент (μ) и теплопроизводительность падают (рис. 1.52).

Различное компактное конструктивное исполнение кондиционеров (**оконные, шкафные, подвесные, крышные и др.**) предусматривает возможность выбора для разных условий и вариантов установки, особенно в стесненных условиях, в существующих и реконструируемых зданиях и т.п. Эти же условия учитывают **моноблочные и раздельные конструкции (сплит- и мультисплит-кондиционеры)**, горизонтальное или вертикальное исполнение.

По результатам обзора развития и совершенствования АК проявляются такие тенденции:

- **углубление специализации** выпускаемой техники; увеличение числа опций;
- **повышение эффективности** за счет совершенствования холодильного цикла, управления воздухо- и холодопроизводительностью, применения утилизации теплоты конденсатора, использования в режиме теплового насоса и др. (см. п. 1.15);
- **оснащение кондиционеров** увлажнительными устройствами, эффективными фильтрами, аэроионизаторами и др.

Нельзя даже примерно описать многообразие бытовых автономных кондиционеров, которые непрерывно пополняют рынок оборудования. Их технические характеристики очень близки, отличаются некоторые опции. Так, например, на рис. 1.18 приведен сводный график основных технических характеристик бытовых автономных сплит-кондиционеров: воздухопроизводительности $L_{пр}$, номинальной электрической мощности N и уровня шума для «ходового» диапазона холодопроизводительности от 1,5 до 12 кВт. Анализ этих данных показывает, что характеристики кондиционеров разных фирм-производителей не одинаковы, но имеют умеренный разброс параметров. **Проблемы, возникающие у покупателя бытовой техники, систематизированы нами в виде комментариев в приложениях 1.1 и 1.2.**

1.4. Основные термины и определения, используемые в данной главе

Полная (total cooling capacity TC) холодопроизводительность испарителя ХМ – количество холода-нетто (за вычетом потерь холода в кондиционере), полученное в испарителе ХМ в данных условиях (при некоторых расходах и параметрах сред на входе в испаритель и конденсатор). Она же равна $Q_X = L_{пр}\rho_B(i_H - i_O)$ в стационарном режиме работы ХМ.

Полная (total) паспортная холодопроизводительность испарителя ХМ – количество холода-нетто, полученное в испарителе ХМ и переданное воздуху при паспортных условиях: паспортных расходах и параметрах сред на входе в испаритель и конденсатор. Паспортные условия для некоторых производителей автономных кондиционеров приведены в таблице 1.2.

По ГОСТ 10808-73 («Кондиционеры автономные общего назначения. Типы и основные параметры»), переизданному в 1980 г., **к отечественным кондиционерам предъявляются следующие требования**. Производительность по теплу определяется при таких условиях: температура и влажность выходящего из кондиционера воздуха 21°С, 30%; температура и влажность наружного воздуха: –5°С, 80%, температура охлаждающей воды: 6°С. **Предельные +30°С.** Предельные отклонения производительности для всех типов кондиционеров ±10% по возду-

ху, –8% по холоду, верхнее отклонение не регламентируется. Производительность по теплу не должна превышать 3-кратного значения от номинальной. Кондиционеры должны обеспечивать автоматическое регулирование температуры воздуха в помещении от +18°С до +28°С с погрешностью ±1°С. По заказу потребителя кондиционеры могут изготовляться с регулированием относительной влажности воздуха в помещении от 30% до 70% с погрешностью ±5%, а также без подогрева воздуха.

Таблица 1.2 ***Паспортные условия, принятые для определения холодопроизводительности автономных кондиционеров ведущими фирмами-производителями***

№ п/п	Производитель, страна	Паспортные условия				
		Испаритель			Конденсатор	
		$t_{н.с}$	$t_{н.м}$	$\varphi_н$	$t_{н.с}$	$t_{W_н}$
		°С	°С	%	°С	°С
1	Carrier (США)	27	19,5	-	35	-
2	York (США)	27	19,5	-	35	-
3	Trane (США)	27	-	50	35	-
4	AIRWELL (Франция)	27	19	-	35	-
5	Clivet (Италия)	27	19,5	-	30	-
6	ABB-Fläkt (Швеция)	23	-	50	-	24
7	Raumklima (Австрия)	24	19,5	-	30	-
8	Россия	27	-	60	35	24
9	ILKA (бывш. ГДР)	26	-	50	32	25

Явная (ощутимая) холодопроизводиельность (sensible cooling capacity – SCC) – это количество холода, снимаемое в испарителе ХМ и идущее на снижение температуры воздуха: $Q_{X.явн} = L_{пр}\rho_B c_B (t_H - t_O)$ в стационарном режиме работы. Эта часть холода расходуется на поддержание АК температуры воздуха в помещении и ассимиляцию теплоизбытков в зоне действия приточных струй.

Скрытая холодопроизводительность (latent) – разница между полным и явным холодом, расходуемая на снижение влагосодержания (осушение) воздуха: $Q_{X.скр} = Q_X - Q_{X.явн} = L_{пр}\rho_B (d_H - d_O)\,i_{пара}$ в стационарном режиме работы.

Холодильный коэффициент – отношение получаемого в испарителе холода к мощности, затрачиваемой компрессором:

$$\varepsilon = Q_X / N_K. \qquad (1.5)$$

Отопительный коэффициент – отношение теплоты, получаемой в конденсаторе, к мощности, затрачиваемой компрессором:

$$\mu = Q_{конд} / N_K = \varepsilon + 1. \qquad (1.6)$$

Уравнение теплового баланса холодильной машины – теплота, получаемая в конденсаторе, равна сумме холода, получаемого в испарителе, и мощности, потребляемой компрессором:

$$Q_{конд} - Q_X - N_K = 0. \tag{1.7}$$

Степень энергетической эффективности (EER: energy-efficiency ratio) – термин, принятый в американской практике, – сумма холодильного и отопительного коэффициентов (достигает

$$EER = \varepsilon + \mu = 9 \tag{1.8}$$

и больше), используется, когда объект одновременно потребляет и теплоту и холод от водоохлаждающей машины.

Коэффициент влаговыпадения процесса в ВО АК – отношение полного холода к явному:

$$\xi_{BO} = \frac{Q_{X.полн}}{Q_{X.явн}} = \frac{\Delta i_{BO}}{c_B \Delta t_{BO}} = \frac{1}{1 - i_n / \varepsilon_{BO}} \geq 1. \tag{1.9}$$

Если гигрометрическая разность температур начального состояния охлаждаемого воздуха удовлетворяет условию:

$$t_H - t_{H.P} < \frac{Q_{X.полн}}{L_{пр} \rho_B c_B (1 - BF) \xi_{BO}}, \tag{1.10}$$

то происходит охлаждение и осушение воздуха. Например, в случае, если обрабатываемый воздух имеет φ_H=100%, коэффициент влаговыпадения приближается к ξ_{BO}=3, то есть на снижение температуры воздуха расходуется только третья часть вырабатываемого холода; остальной расходуется на его осушение. Отношение в правой части (1.10) имеет значение в среднем 10...15 °С.

Энтальпийная эффективность процесса в ВО – это отношение

$$\theta_{B_i} = \frac{i_H - i_O}{i_H - i_F} = 1 - BF \leq 1 \tag{1.11}$$

перепада энтальпии воздуха в воздухоохладителе к перепаду энтальпий при средней энтальпии насыщенного воздуха вблизи поверхности ВО .

Байпас-фактор (BF) – безразмерная величина, учитывающая недостижимость теоретического конечного состояния F* в ВО: $BF = 1 - \theta_{B_i} \approx 0{,}05...0{,}15$; для данного аппарата зависит от расхода воздуха через ВО-испаритель ХМ; с увеличением расхода байпас-фактор увеличивается. Эта величина используется для расчета и построения процесса в ВО.

Эффективность ассимиляции теплоты АК без рециркуляции есть отношение ассимилируемой в помещении теплоты к явной холодопроизводительности испарителя:

$$\varepsilon_Q = \frac{Q_{пом}}{b_t Q_X / \xi_{BO}} = \frac{c_B (t_B - t_{пр})}{b_t \Delta i_{BO} / \xi_{BO}}. \tag{1.12}$$

Эта величина может быть как меньше единицы, так и в отдельных случаях больше.

---

* См. *i – d* диаграмму с (·) *F* рис. 1.36-1.38 и другие.

1.5. Описание типового шкафного автономного кондиционера

Автономный кондиционер предназначен для круглогодичного технологического или комфортного поддержания температуры и относительной влажности воздуха и производит охлаждение или охлаждение-осушение, нагревание, увлажнение и очистку воздуха от аэрозолей в административных и производственных помещениях. Кондиционер предназначен для применения в офисах, лабораторных помещениях, залах заседаний, диспетчерских пунктах, вычислительных центрах, производственных участках и т.п. Увлажнительным устройством и соответствующими средствами управления кондиционер комплектуется по особому требованию заказчика.

В кондиционер (рис. 1.4, а) входит ряд основных аппаратов, распределенных между воздухообрабатывающей частью (т.н. внутренний блок раздельного «сплит»-кондиционера) и компрессорно-конденсаторным агрегатом (т.н. наружный блок): воздушный фильтр 8, воздухоохладитель 6, вентиляторный агрегат 1, воздухонагреватели (электрический 4 и водяной 10), увлажнительное устройство 2, компрессор 12, конденсаторный агрегат 13, щит управления 3. Кондиционер выполнен в виде металлического шкафа бескаркасного типа. Его корпус состоит из основания, к которому болтами крепятся две несущие боковые панели. В средней своей части они соединены перекладинами, а сверху скреплены еще одной панелью. На боковых панелях имеются решетки для входа в кондиционер наружного и рециркуляционного воздуха. Для правильного оформления этой части к проему нужно крепить сдвоенный воздушный клапан и воздуховод с тройником для подачи воздуха. Если расходы наружного и рециркуляционного воздуха управляются синфазно соответствующим терморегулятором, то сечение клапанов должно быть одинаковым, а привод – общим.

Для доступа к узлам и приборам, расположенным внутри корпуса, лицевая и задняя панели выполнены съемными. На основании размещен компрессор 12 и конденсаторный агрегат 13 (рис. 1.4, а), эта часть отделена и теплоизолирована от остальной воздухообрабатывающей части. Здесь размещен фильтр воздушный 8, хладоновый воздухоохладитель 6, воздухонагреватель водяной 10 и электрический 4, увлажнительное устройство 2 и терморегулирующий вентиль 11. В верхней части корпуса кондиционера расположен вентиляторный агрегат 1. В его составе вентилятор, двигатель, рама, ремни, шкивы, закрепленные на верхней крышке.

Воздух, перемещаемый в кондиционере, обрабатывается путем взаимодействия с системой охлаждения (хладоновая система), с аппаратами для нагревания, увлажнения и очистки воздуха. Воздушная система обеспечивает движение воздуха в кондиционере, забор и смещение наружного и рециркуляционного воздуха, подачу воздуха по воздуховодам в помещение, очистку воздуха от аэрозолей. Под действием разрежения, создаваемого радиальным вентилятором, воздух из атмосферы через короткую сеть воздуховодов или непосредственно из помещения засасывается в смесительную камеру, где, проходя воздушный фильтр, очищается от аэрозольных частиц, затем проходит через нагреватель, охладитель и увлажнитель, после чего вентилятором подается в сеть воздуховодов или непосредственно в помещение.

Хладоновая система (рис. 1.19) предназначена для охлаждения или охлаждения-осушения воздуха перед подачей в помещение. Она представляет собой холодильную машину, состоящую из компрессора, конденсатора, ресивера, фильтра хладонового, воздухоохладителя-испарителя, терморегулирующего вентиля и средств регулирования и контроля. Хладоны в современных холодильных машинах используются разные, но принцип работы остается одним и тем же. При подаче электропитания включение приточно-

го вентилятора обеспечивает перемещение воздуха. Если температура воздуха в месте ее измерения больше заданного значения, включается в работу холодильный компрессор, если ниже – воздухонагреватель. Такого же эффекта можно достичь нажатием кнопок на панели управления «охлаждение» или «нагрев». Компрессор сжимает пары хладона и нагнетает их в конденсатор, где они охлаждаются циркулирующей водой (или воздухом), отдавая им скрытую теплоту конденсации, а хладон принимает жидкую фазу. Под давлением жидкий хладон поступает в ресивер, а затем через хладоновый фильтр к ТРВ (терморегулирующий вентиль). Там происходит дросселирование потока жидкости до давления кипения. Из ТРВ хладон поступает в воздухоохладитель, где он кипит при низкой температуре с отнятием теплоты (охлаждения-осушения) воздуха, обдувающего оребренную поверхность испарителя. С поступлением паров хладона в компрессор холодильный цикл повторяется.

Процессы изменения состояния хладона в течение холодильного цикла показаны на T-S диаграмме (рис. 1.20). Таким образом, хладоновая система отнимает теплоту от воздуха, проходящего через воздухоохладитель, и передает ее циркулирующей через конденсатор воде (или воздуху).

Дадим краткое описание основных элементов воздушной и хладоновой схемы автономного кондиционера. Пример подробных конструктивных, теплотехнических и аэродинамических характеристик автономного кондиционера приведен в таблице приложения 1.3.

Воздушный фильтр состоит из рамки с размещенным в ней фильтрующим материалом. Фильтр крепится на специальных кронштейнах к воздухоохладителю, а доступ к нему и замена производятся с передней панели кондиционера.

Воздухоохладитель представляет собой теплообменный аппарат непосредственного кипения хладона и состоит из пучка медных трубок с насадными пластинчатыми алюми-

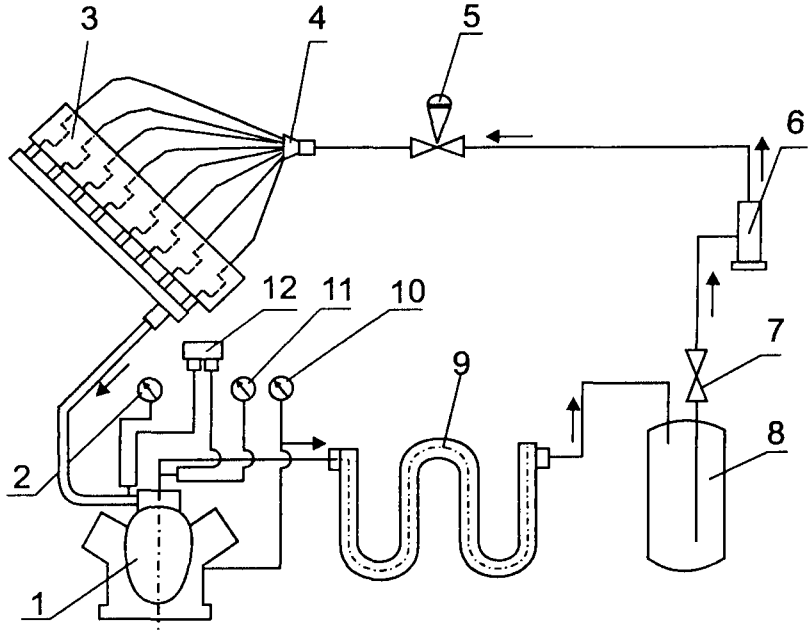


Рис. 1.19. Хладоновая схема автономного кондиционера КТА1-: 1 – компрессор; 2, 10, 11 – мановакуумметры; 3 – воздухоохладитель; 4 – распределитель хладона; 5 – терморегулирующий вентиль; 6 – хладоновый фильтр; 7 – вентиль запорный; 8 – ресивер; 9 – конденсатор; 12 – реле давления

ниевыми ребрами. Соединение трубок по ходу хладона производится с помощью калачей. На входе в трубки для равномерного распределения хладона установлен коллектор. Такое же решение применено и на выходе; через коллектор пары хладона отсасываются компрессором. Хладон по трубкам воздухоохладителя движется сверху вниз, т.е. трубки работают как батареи непосредственного кипения хладона. Влага, т.е. сконденсированный из охлаждаемого воздуха водяной пар, собирается в специальном поддоне и отводится по резиновому рукаву в систему водоотведения.

Вентиляторный агрегат состоит из радиального вентилятора двухстороннего всасывания, электродвигателя, шкивов, позволяющих понижать обороты, и клиновых ремней. Давление, развиваемое вентилятором, позволяет преодолевать сопротивление всех аппаратов и вентиляционной сети, которую можно присоединять на всасывании и нагнетании (эту часть общего давления называют **свободным давлением вентилятора**). Электрический воздухонагреватель состоит из ряда параллельно расположенных и соединенных ТЭН'ов; их концы соединены пластинами, к которым подведено электропитание. Водяной нагреватель – медноалюминиевый оребреный теплообменник. Концы трубок, расположенные с одной стороны аппарата, попарно соединены калачами, а с другой стороны подсоединены к коллекторам, причем каждый ряд трубок имеет свой коллектор.

Конденсаторный агрегат – девятизмеевиковый типа «труба в трубе»; дренажный ресивер размещен внутри конденсатора. Концы спиральных змеевиков объединены коллекторами. Во внутренние трубки пары хладона нагнетаются компрессором; при движении по трубкам они охлаждаются циркулирующей водой и конденсируются. Жидкий хладон

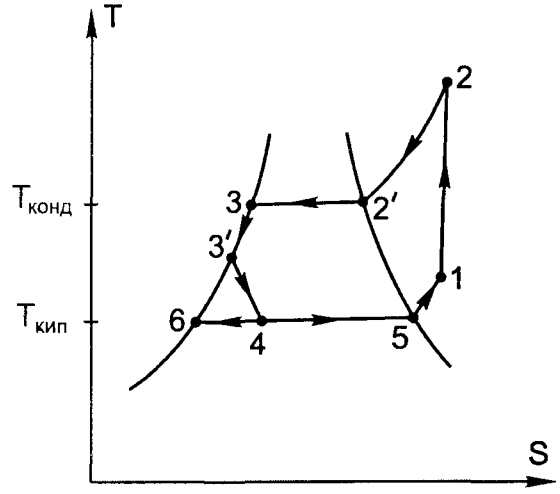


Рис. 1.20. Цикл холодильной машины автономного кондиционера в TS-диаграмме хладона: 1-2 – сжатие паров в компрессоре; 2-2^1 – охлаждение в конденсаторе перегретых паров (изобара); 2^1-3 – конденсация паров с отводом от них теплоты к охлаждающей среде (изотерма – изобара); 3-3^1 – переохлаждение жидкого холодильного агента в конденсаторе или отдельном переохладителе (изобара); 3^1-4 – дросселирование в ТРВ с падением давления и температуры (изоэнтальпия); 4-6 – отделение из паров, засасываемых компрессором, частиц жидкости в отделителе жидкости (изотерма); 4-5 – кипение холодильного агента в испарителе за счет подвода теплоты от охлаждаемой среды (изотерма-изобара); 5-1 – перегрев паров хладона в испарителе или отдельном перегревателе (изобара) для устранения влажного хода компрессора

собирается в ресивере (8, рис. 1.19) – цилиндрическом стальном сосуде, в его верхней части имеется запорный вентиль. Хладоновый фильтр 6 цилиндрической формы имеет внутри фильтрующий патрон с несколькими слоями крупной и мелкой сетки.

Терморегулирующий вентиль 5 обеспечивает автоматическое пропорциональное управление подачей хладона в воздухоохладитель в таком количестве, которое обеспечивает выход паров хладона с заданным перегревом, независимо от тепловой нагрузки на воздухоохладитель. Датчиком ТРВ является термочувствительный патрон, плотно прижатый к всасывающему трубопроводу перед компрессором и соединенный с силовой частью вентиля капилляром. В зависимости от температуры паров хладона, выходящего из воздухоохладителя-испарителя, давление паров в патроне увеличивается или уменьшается и, воздействуя через капилляр, приоткрывает или прикрывает проход жидкому хладону. В нижней части ТРВ имеется настроечный винт, обеспечивающий выбор желаемой температуры перегрева паров хладона. **Реле давления** 12 имеет два самостоятельных датчика: высокого и низкого давления и защищает компрессор от чрезмерного понижения давления всасывания и повышения давления нагнетания, при этом отключается питание двигателя компрессора. **Мановакуумметры** 2, 10, 11 (рис. 1.19) позволяют визуально контролировать давление в хладоновой системе на всасывании и нагнетании компрессора и давление масла в системе смазки компрессора. **Запорный вентиль 7 на ресивере** используют для закрытия жидкостной хладоновой линии при откачке хладона в ресивер на время длительной остановки кондиционера и при проведении технического обслуживания и ремонта. **Мембранный водяной вентиль с электроприводом** при включении в работу компрессора открывает доступ воды на охлаждение конденсатора и закрывает – при выключении. Он установлен вне кондиционера на трубопроводе подачи воды к конденсатору (при воздушном охлаждении конденсатора включают-выключают двигатель вентилятора). **Аналогичный вентиль** предназначен для прохода горячей воды в водяной воздухонагреватель. В случае зарядки или подзарядки хладоновой системы кондиционера баллон с хладоном подсоединяют к всасывающему вентилю компрессора с помощью специальной трубки. **Осушительный патрон** используют для удаления из хладона влаги при заправке или дозаправке хладоновой системы автономного кондиционера. Для определения герметичности хладоновой системы используется **галоидная лампа.**

Увлажнительное устройство терморадиационного типа (рис. 1.21) состоит из каркаса 9, бака-рефлектора 4, поддона 7 и ламп 3, нагревающих поверхность воды, за счет чего и происходит ее испарение, то есть увлажнение воздуха. Вода находится как над лампами во внутренней полости бака-рефлектора, так и под лампами в поддоне. Поплавок отслеживает уровень воды и при его понижении ниже допустимого передает сигнал, обеспечивающий выключение из работы ламп. Специальные устройства позволяют настраивать требуемый уровень воды и перелив «лишней» воды в систему водоотведения.

Управление работой кондиционера производится электрической схемой (рис. 1.22). Вся пусковая и защитная электроаппаратура расположена **в щите управления**, а аппаратура управления и сигнализации – **на панели.**

Для защиты от токов коротких замыканий в силовой цепи установлен автоматический выключатель *F1* (рис. 1.22), а в цепи управления – предохранитель *F2.* Двигатели вентилятора *M1* и компрессора *M2* защищены от перегрузок реле *F3* и тепловым реле пускателя *K4.* Электрическая схема управления предусматривает работу кондиционера в трех режимах: «вентиляция», «тепло» и «холод», причем в режиме «тепло» предусмотрено включение или электрического воздухонагревателя («I подогрев») или водяного воздухо-

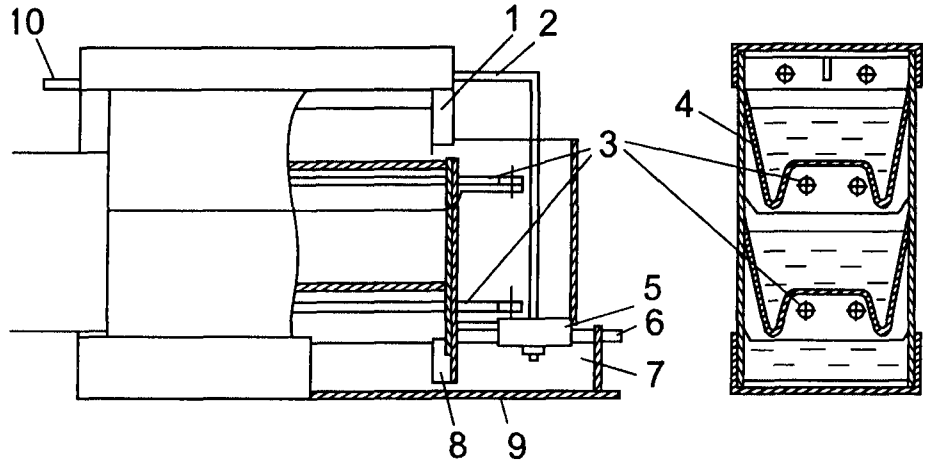


Рис. 1.21. Терморадиационный увлажнитель автономного кондиционера: 1 – микропереключатель; 2 – рычаг поплавка; 3 – лампа; 4 – бак-рефлектор; 5 – поплавок; 6 – труба; 7 – поддон; 8 – камера поплавковая; 9 – каркас; 10 – трубка

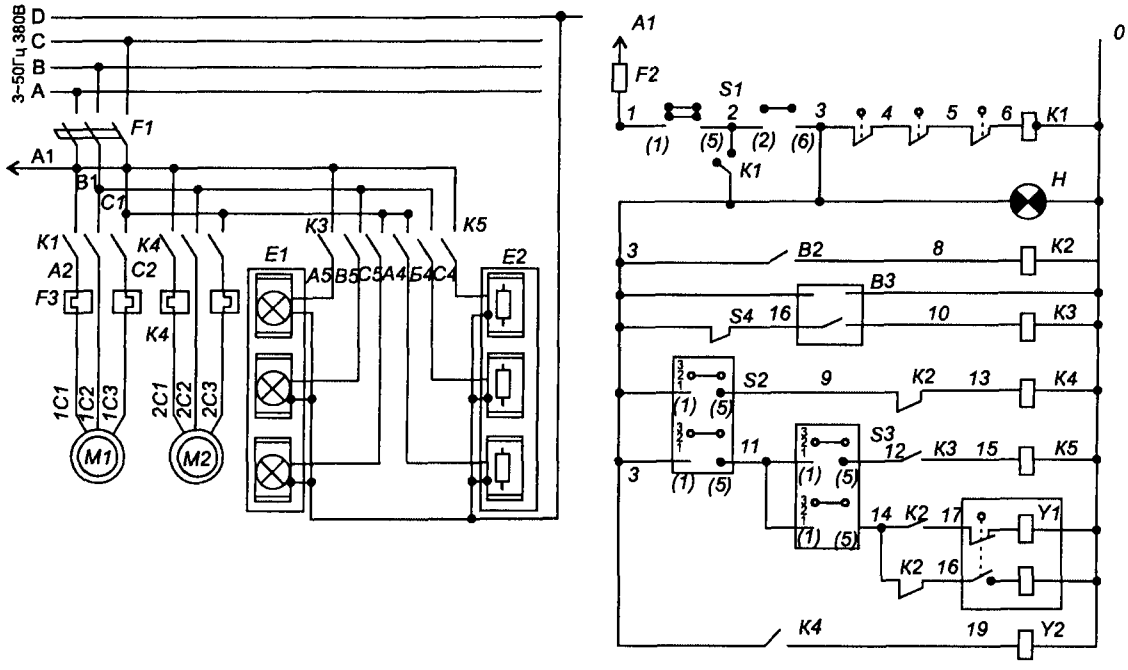


Рис. 1.22. Схема электрическая принципиальная автономного кондиционера КТА1-: B1 – датчик-реле давления; B2 – датчик-реле температуры; B3 – регулятор относительной влажности воздуха; E1 – лампа; E2 – ТЭН; F1 – выключатель; F2 – предохранитель; F3 – реле; H – лампа; K1, K3, K4, K5 – пускатели; K2 – реле; M1 – двигатель вентилятора; M2 – двигатель компрессора; Y1 – вентиль с защелкой; Y2 – вентиль; S1,S2,S3 – переключатели; S4 – микропереключатель

нагревателя («II подогрев»). Выбор режимов работы осуществляется переключателем *S1*, а выбор типа подогрева – переключателем *S3*.

В каждом из указанных режимов (за исключением режима «вентиляция») поддержание температуры и влажности воздуха осуществляется автоматически датчиком-реле температуры *B2* и регулятором относительной влажности *B3*.

Для работы кондиционера в режиме «холод» переключатель устанавливают в положение «холод». При переводе рукоятки переключателя в положение «включение» получает питание катушка пускателя *K1*. Он срабатывает своим замыкающим блок-контактом, блокирует переключатель, а главными контактами включает двигатель вентилятора *M1*. Одновременно загорается сигнальная лампа *H* «включено».

Двигатель компрессора работает в автоматическом режиме в зависимости от срабатывания датчика-реле температуры *B2*. При температуре воздуха в помещении выше установленной температуры на датчике последний размыкает свой контакт в цепи питания катушки реле *K2*. Пускатель *K4* срабатывает, и своими главными контактами включает в работу двигатель компрессора. При снижении температуры воздуха в помещении ниже установленной на датчике последний срабатывает, включается реле К2 и разрывается цепь питания катушки пускателя *K4*. Пускатель *K4* отключает двигатель компрессора. Последующее включение двигателя компрессора снова произойдет от датчика-реле температуры *B2* и цикл повторится.

Работа кондиционера в режиме «тепло» происходит при включении электронагревателя *E2*. Переключатель *S2* устанавливают в положение «тепло», а переключатель *S3* – в положение «I подогрев». Переключателем запускают в работу двигатель вентилятора. Включение электронагревателя происходит автоматически через контакты реле *K2* в зависимости от срабатывания датчика-реле температуры *B2*. При температуре воздуха в помещении ниже установленной на датчике последний замыкает свой контакт в цепи питания катушки реле *K2*. Реле *K2* срабатывает и своим контактом подает питание в цепь катушки пускателя *K5*, который включает электронагреватель *E2*. При повышении температуры воздуха в помещении выше установленной на датчике последний срабатывает и разрывает цепь питания катушки реле *K2*, которое обесточивает катушку пускателя *K5*. Пускатель *K5* своими контактами отключает электронагреватель, и далее цикл повторяется.

Работа кондиционера в режиме «тепло» происходит также при включении водяного нагревателя. Для этого устанавливают переключатель *S2* в положение «тепло», а переключатель *S3* в положение «II подогрев». Переключателем *S1* запускают в работу двигатель вентилятора. Подача воды в нагреватель осуществляется соленоидным вентилем *Y1*, включение которого производится контактами датчика-реле *B2* через реле *K2*. В зависимости от температуры воздуха в помещении соленоидный вентиль открывает или закрывает доступ воды в нагреватель.

Узел регулирования относительной влажности воздуха *B3* работает во всех режимах, предусмотренных схемой. Автоматическая работа узла осуществляется датчиком влажности совместно с регулятором *B3*. Если относительная влажность воздуха в помещении меньше установленной на регуляторе *B3*, последний срабатывает и своим контактом подает питание в цепь катушки пускателя *K3*. Последний своими контактами включает электронагреватель (лампы) увлажнителя *E1*. При достижении в помещении относительной влажности, равной установленной на регуляторе *B3*, последний срабатывает и своим контактом разрывает цепь питания катушки пускателя *K3*. Пускатель отключает электронагреватель (лампы) увлажнителя *E1*.

Защита электронагревателя (ламп) увлажнителя *E1* обеспечивается микропереключателем *S4*, на который воздействует поплавковый клапан контроля уровня воды в бачке увлажнителя. Работа компрессора, электронагревателя, водяного нагревателя и узла регулирования относительной влажности сблокирована с работой вентилятора. Защита компрессора от повышения или понижения давления обеспечивается реле давления B1, контакт которого включен в цепь питания катушки пускателя *K1* двигателя вентилятора. В случае чрезмерного повышения или понижения давления реле своим контактом разрывает цепь питания пускателя *K1*, который срабатывает; в результате отключаются компрессор и вентилятор.

1.6. Технические характеристики оборудования автономного кондиционера

К ним относят:

- **конструктивные и массогабаритные показатели:** габариты и масса кондиционера, необходимые расстояния для доступа, присоединительные размеры всасывающих и нагнетательных патрубков, места соединения хладонопроводов, подвода воды, электроэнергии, места, которые нужно предусмотреть для обслуживания, устройства для крепления и подъема и др.;
- **непосредственно технические характеристики установленного оборудования:** испарителя, конденсатора и компрессора холодильной машины, электронагревателя, увлажнителя, фильтра, характеристики вентиляторного агрегата, включая акустические, и др.

Отдельно указываются опции, среди них устройства управления, дополнительное оборудование и другие элементы. Для мелкой бытовой техники (моноблочные и сплит-кондиционеры) технические характеристики приводятся в небольшом объеме. Гораздо подробнее такие характеристики даются для более крупных АК, причем как правило в табличной форме. Общее число таблиц может быть большим (приложение 1.3), потому что они охватывают все характеристики: холодильной машины в паспортных и других условиях, электро- или водяного нагревателя, аэродинамические и акустические характеристики вентилятора, электрические характеристики электрооборудования, конструктивные, массогабаритные и другие.

Наиболее сложными являются зависимости, характеризующие холодопроизводительность (полную, явную), мощность, потребляемую компрессором от условий ($t_{кип}$, $t_{н.м}$, $t_{н.конд}$, $L_{пр}$ и др.), – см. рис. 1.23, 1.24, 1.25 для оборудования разных производителей.

Для сплит-кондиционеров в зависимости от конструкции компрессорно-конденсаторного агрегата (ККА) и типа испарителя должны быть согласованы обе характеристики (см. рис. 1.26) по условию $t_{кип}$=*const*. Область определения холодопроизводительности разных фирм отличается и для сравнения представлена на фрагменте *i-d* диаграммы (рис. 1.27).

Основными, наиболее важными техническими характеристиками являются паспортная воздухо- и холодопроизводительность $\left(L_{пр.пасп}, Q_{X.пасп}\right)$**, наличие, мощность и ступени управления электронагревателя** $N_{эл}$**, свободное давление** ($\Delta P_{сети}$, **Па) и уровень звуковой мощности вентилятора на разных частотах вращения колеса.** Эти данные используют на стадии предварительного подбора АК. При уточнении надо знать изменение холодопроизводительности холодильной машины при условиях, отличных от паспортных. **К техническим характеристикам относят также температурные, скоростные и акустические поля, создаваемые приточными струями в помещении** (приложение 1.5).

Нами проведена систематизация, анализ и обобщение технической информации. Так, на рис. 1.28 обобщена зависимость относительной холодопроизводительности испарителя $\bar{Q}_X$ (в долях от паспортной) от начальной $t_{НМ}$ или i_H перед ним; на рис. 1.29 – зависимость

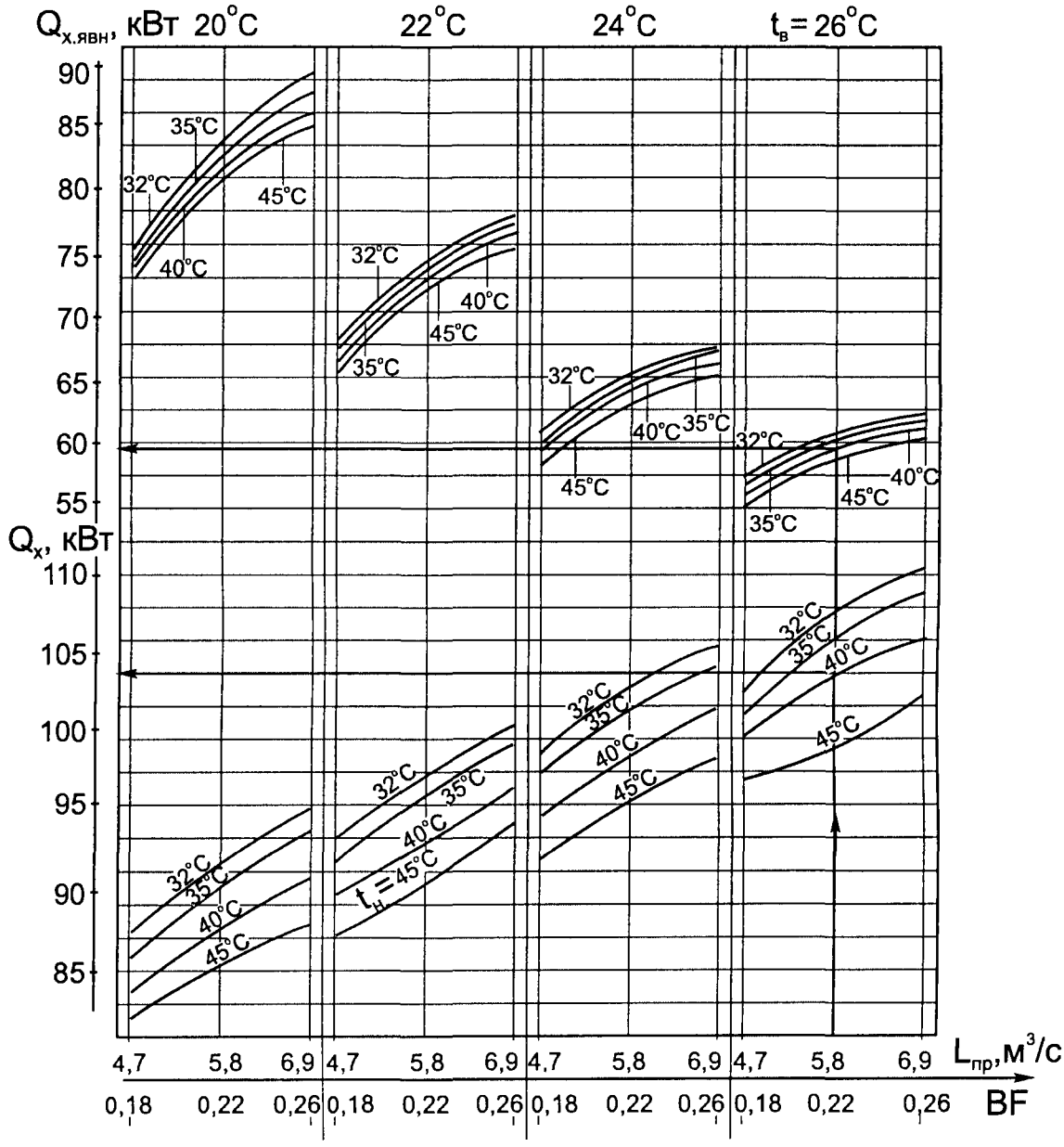


Рис. 1.23. График для определения холодопроизводительности $(Q_X,\ Q_{X\ явн.})$ *и байпас-фактора BF в зависимости от воздухопроизводительности* $L_{пр}$*, температуры воздуха перед испарителем и конденсатором (автономный кондиционер HKS30 GRÜNBACH (Австрия). Пример: паспортная воздухопроизводительность* $L_{пр.\ пасп}$*=21000 м³/ч (5,83 м³/с), паспорная холодопроизводительность* $Q_{X.\ пасп}$*=103 кВт при* t_H*=26°C и* $t_{H.\ конд}$ *=40°C;* $Q_{X\ явн.\ пасп}$*=59 кВт; коэффициент влаговыпадения* ξ_{BO}*=1,75, байпас-фактор BF=0,22, энтальпийная эффективность процесса в ВО* θ_B*=1-BF=0,78, энтальпия воздуха вблизи поверхности ВО* $i_F = i_B - Q_{x.пасп} / \left(L_{пр.пасп}\rho_B \cdot \theta_B\right) = 54 - 103/\left(5{,}83 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}78\right) = 35$ *кДж/кг;* t_F*=12,1°C,* $\Delta i_{BO} = 103/\left(5{,}83 \cdot 1{,}2\right) =$ *14,7 кДж/кг*

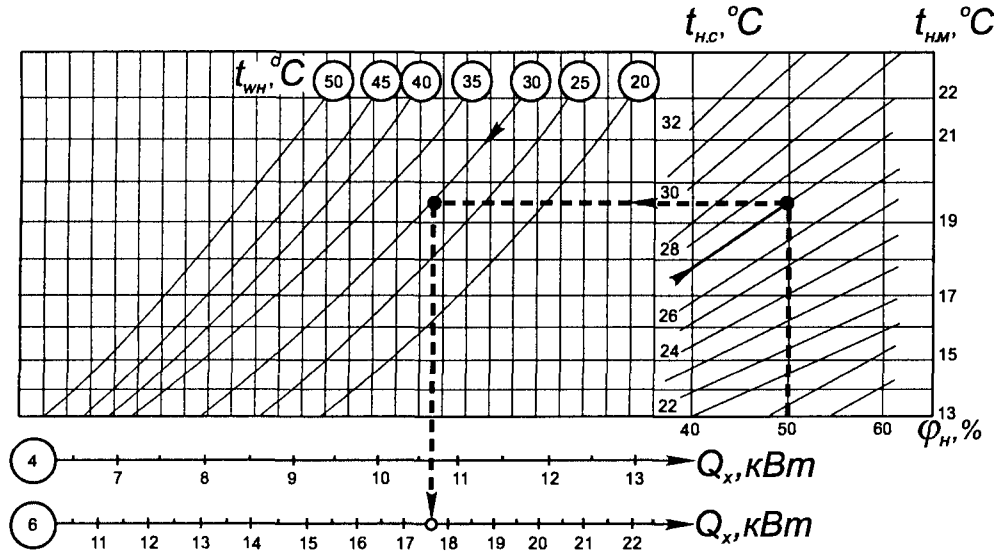


Рис. 1.24. Номограмма для определения холодопроизводительности автономных кондиционеров шкафного типа модели X1100 (4) и X1900 (6) Airwell (Франция) при номинальной воздухопроизводительности 2000 м³/ч и 3200 м³/ч соответственно. Ключ: для модели X1900 при $t_н$=27°C и $\varphi_н$=50% ($t_{нм}$=19,4°C), $t_{wн}$=30°C, Q_x=17,6 кВт, $\Delta i_{во}$=16,4 кДж/кг

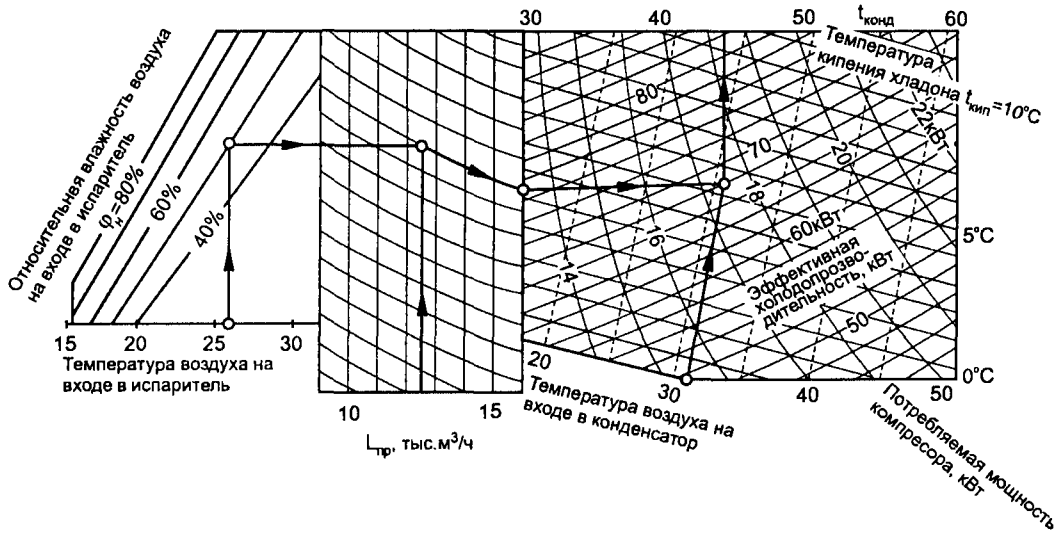


Рис. 1.25. Номограмма для определения режима работы холодильной машины автономного кондиционера KS4 ILKA (бывш. ГДР) с воздушным охлаждением конденсатора. Пример подбора: кондиционер KS4 $L_{пр.}$=12,5 тыс.м³/ч=3,5 м³/с; параметры воздуха перед испарителем $t_н$=26°C, $\varphi_н$=50%, температура воздуха на входе в конденсатор $t_{н\,конд.}$=31°C. Решение на номограмме показано линиями со стрелками. Искомые величины: эффективная холодопроизводительность Q_x=68 кВт, мощность, потребляемая компрессором, N_K=17,5 кВт, температура конденсации $t_{конд.}$=45°C; температура кипения $t_{кип.}$=4,5°C, холодильный коэффициент $\varepsilon = 68/17{,}5 = 3{,}88$, перепад энтальпий $\Delta i_{во} = 68/(3{,}5 \cdot 1{,}2) = 16{,}2$ кДж/кг*

* Здесь термин «эффективная» означает холодопроизводительность-«нетто» за вычетом потерь холода в конструкции кондиционера (нагрев в вентагрегате, теплообмен через стенки корпуса и др.)

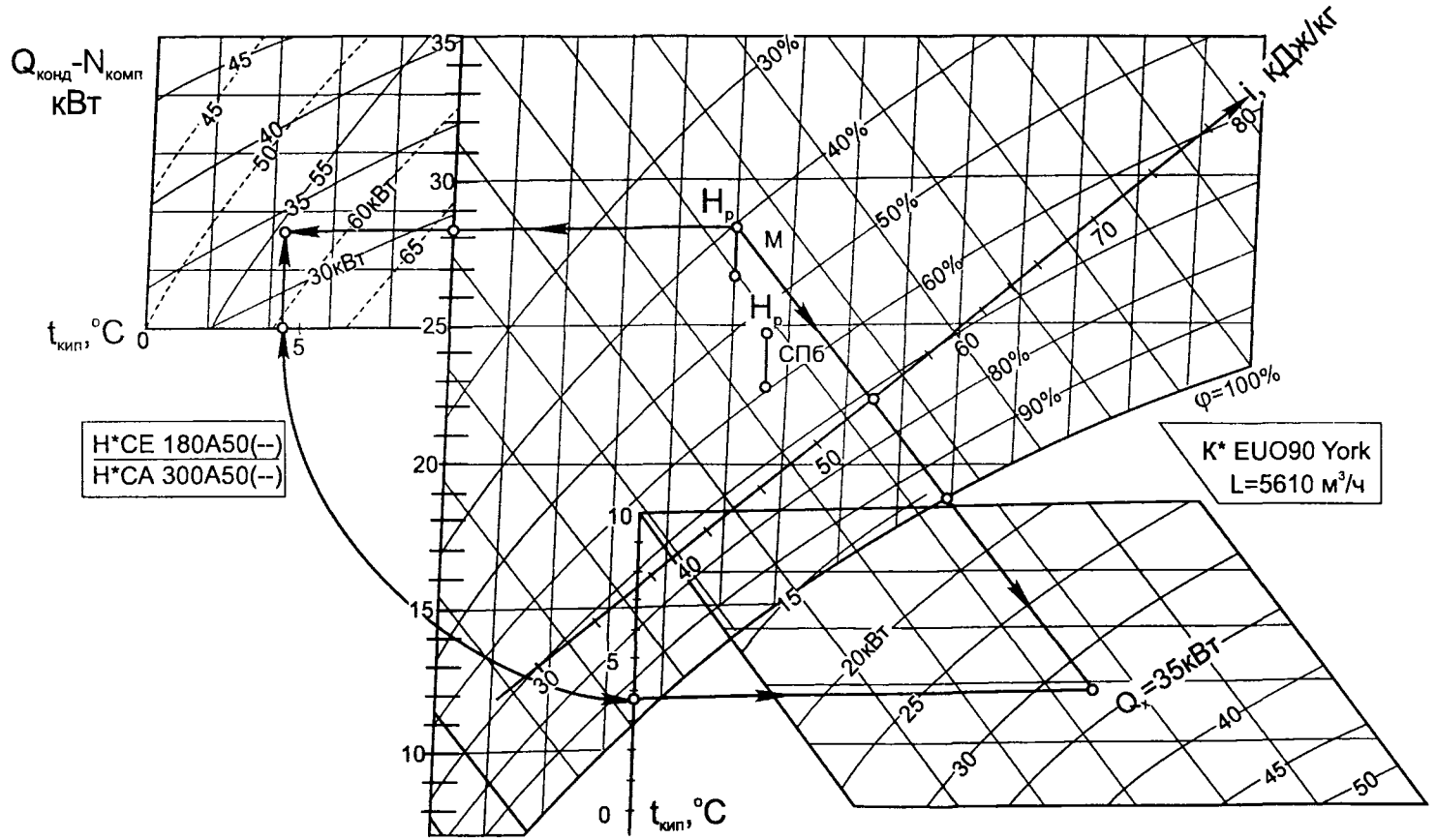


Рис. 1.26. Пример графического представления данных автономных кондиционеров York в поле i-d диаграммы в виде зависимости $Q_X = f\left(i_H, t_{кип}, L_{пр}\right)$ *для испарителя и* $Q_K - N_{комп} = f\left(t_H, t_{кип}\right)$ *для конденсатора. Испаритель (внутренний блок) K*EU090 York, L=5610 м³/ч, компрессорно-конденсаторный агрегат H*CE180A50 (сплошные), H*CA300A50 (пунктир). Ключ: для испарителя K*EU090 и компрессорно-конденсаторного агрегата H*CE180A50 при условиях перед испарителем* $t_{НМ}$*=19°C (* i_H*=54 кДж/кг), перед конденсатором* $t_{Н.конд}$*=28°C по номограмме решение* $t_{кип}$*=4°C:* Q_X*=33 кВт. Если* $L_{пр}$*=5610 м³/ч=1,87 кг/с перепад энтальпий в ВО равен:* $\Delta i_{ВО} = Q_X / G_{пр}$*=33/1,87=17,7 кДж/кг.* $H_р$ *– наружные расчетные параметры в теплый период года для Москвы (М) и С.-Петербурга (СПб)*

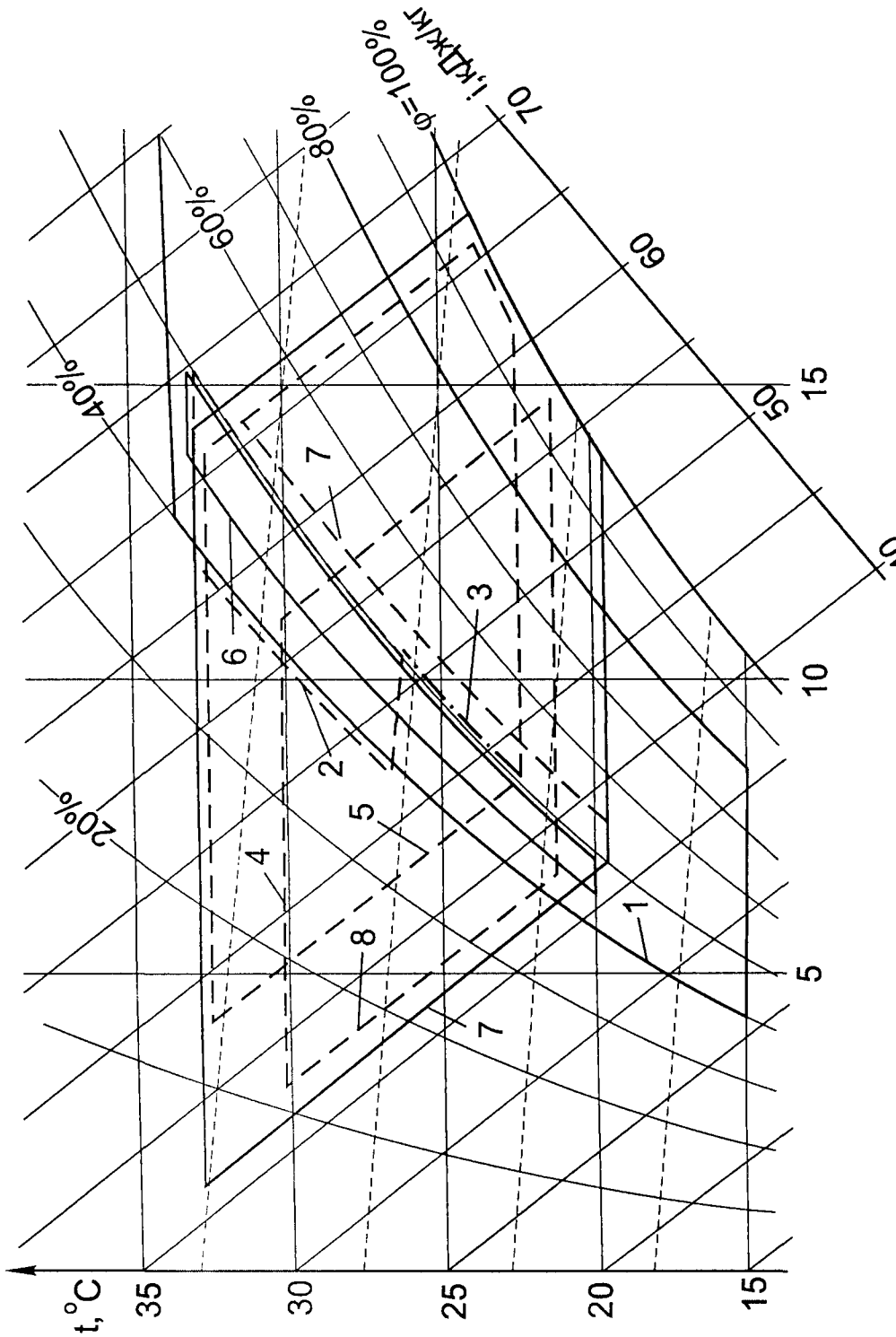


Рис. 1.27. Сравнение области исследования холодопроизводительности испарителей ХМ автономных кондиционеров разных фирм-производителей: 1 – ILKA (бывш. ГДР); 2 – Wolf (Германия); 3 – STULZ (Германия); 4 – Carrier (США); 5 – York (США); 6 – Fujitsu (Япония); 7 – Airwell (Франция); 8 – ABB-Fläkt (Швеция)

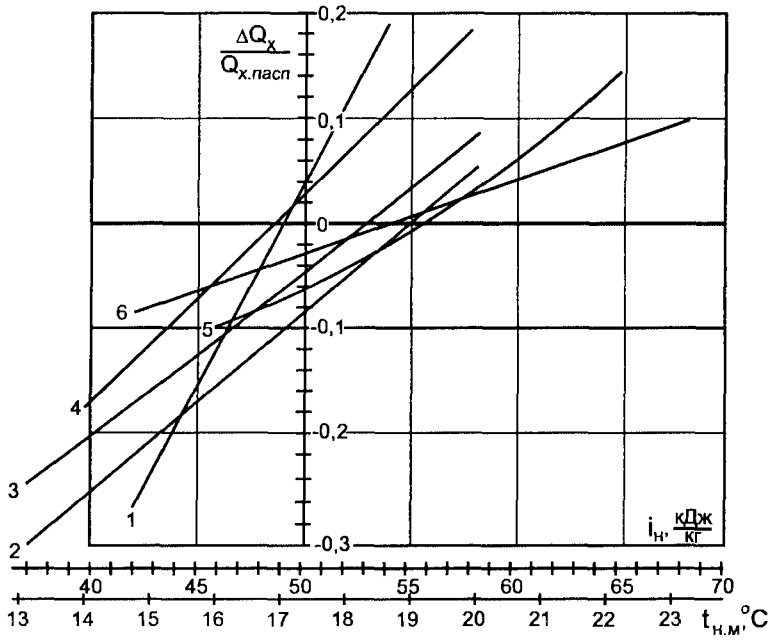


Рис. 1.28. Сводный график зависимости относительной холодопроизводительности испарителя ХМ АК от энтальпии воздуха i_H (или $t_{H.M}$) перед воздухоохладителем. В среднем $a_{i_H} = \Delta Q_X / (Q_{X.пасп} \Delta i) \approx 0,02$ (кДж/кг)$^{-1}$. Обозначения: 1–Happell; 2–Airwell; 3–ILKA; 4–ABB-Fläkt; 5–Clivet; 6–CE, York.

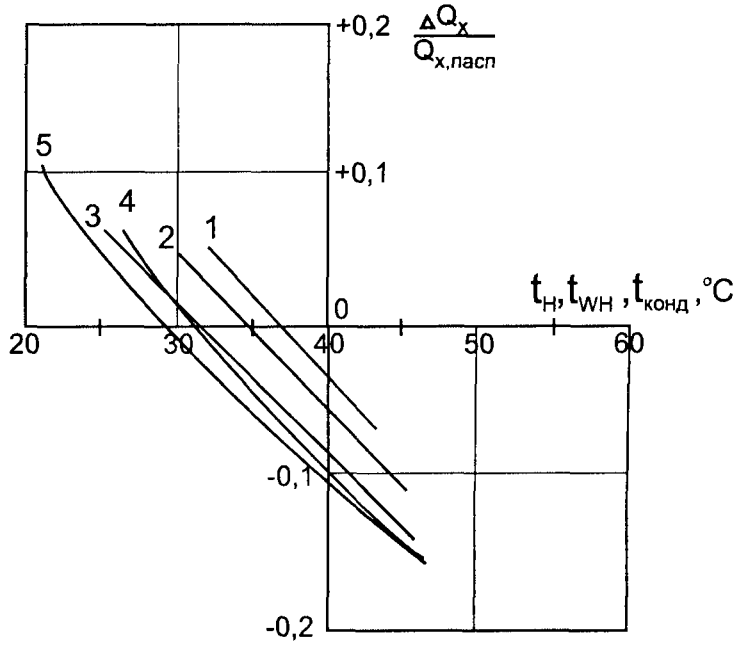


Рис. 1.29. Сводный график изменения относительной холодопроизводительности испарителя ХМ АК от температуры конденсации $t_{конд}$ или от температуры среды перед конденсатором (воздуха t_H, воды t_{WH}); все остальные условия неизменны: 1 – ABB-Fläkt ($t_{конд}$) 2 – Airwell (t_{WH}); 3 – Clivet (t_H); 4 – Clivet (t_{WH}); 5 – Airwell (t_H). В среднем $a_{t_{конд}} = \Delta Q_X / Q_{X.пасп}, \Delta t_H \approx -0,01 °C^{-1}$

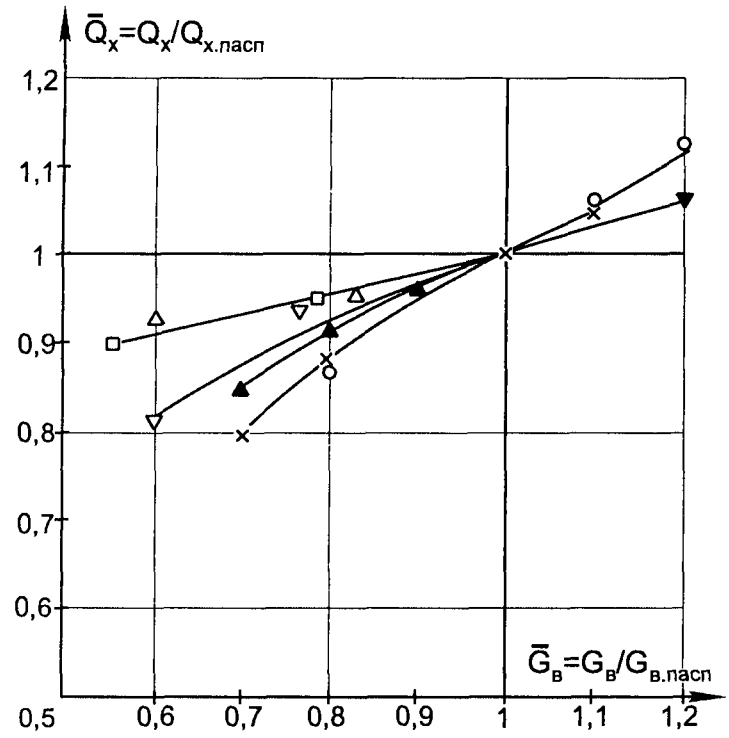


*Рис. 1.30. Сводный график зависимости относительной холодопроизводительности ВО-испарителя ХМ от относительного расхода воздуха по данным ведущих производителей: × – York (K*EU, L*EU); □ – York (АДЕ/НДЕ); Δ – Wolf Klimatechnik (KG 1000), ▲ – ILKA (KT); + – ILKA (KS); ▼ – ILKA (KGS); ○ – Airwell (X1100, X1900). В среднем* $a_G = 1+0{,}5(\Delta G_B / G_{B.пасп})$

относительной холодопроизводительности $\bar{Q}_X$ от температуры конденсации $t_{конд}$ или начальной температуры (воздуха, воды) перед конденсатором; на рис. 1.30 – зависимость относительной холодопроизводительности от относительного расхода $\bar{L}_{пр} = L_{пр} / L_{пр.пасп}$. На основе этих данных можно приближенно оценить холодопроизводительность при других, нежели паспортных, температурах перед испарителем и конденсатором и другом расходе воздуха (производительности АК), см. формулу (1.13) и пример 1.3.

Фирмы-производители по-разному задают холодопроизводительность испарителя, например в табличной или графической форме (рис. 1.23-1.26), но во всех случаях она зависит от одного и того же круга переменных:

- **полная холодопроизводительность испарителя даниой ХМ зависит от температуры воздуха перед испарителем по мокрому термометру (иначе – энтальпии), расхода воздуха, температуры воздуха или воды перед конденсатором или температуры конденсации;**
- **явная холодопроизводительность испарителя дополнительно зависит от температуры t_H по сухому термометру перед испарителем.**

1.7. Обобщенные характеристики автономных кондиционеров

Их можно получить, если тепло-, холодо- и влагопроизводительность отнести к 1 кг/с паспортной производительности кондиционера по воздуху:

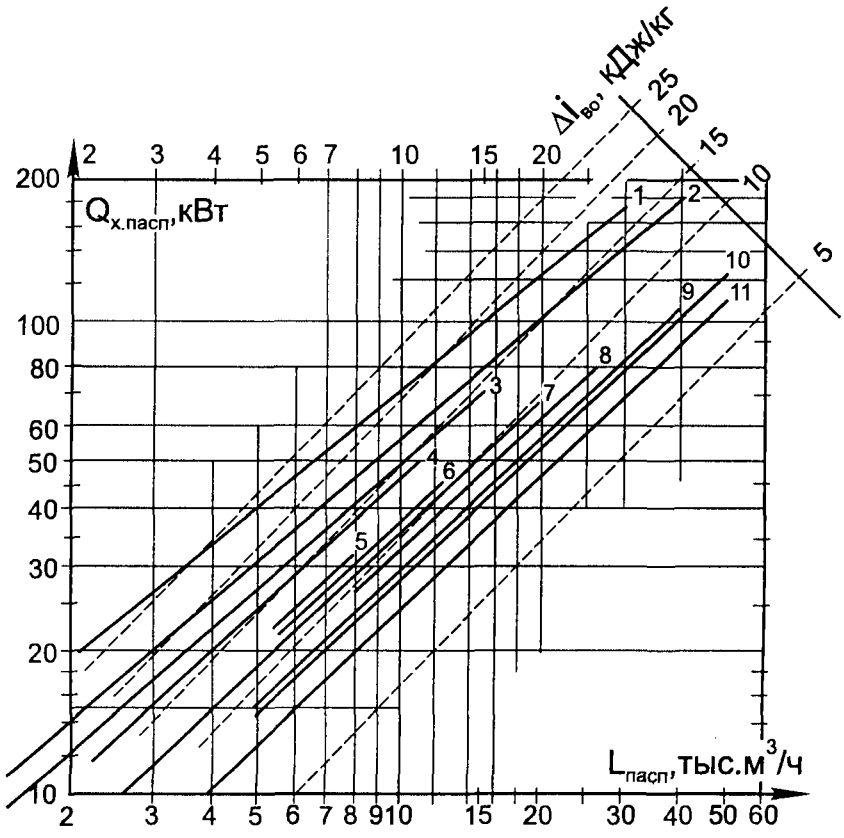


Рис. 1.31. Сводный график обобщенных паспортных характеристик $Q_{X.пасп} - L_{пасп}$ крупных автономных кондиционеров ведущих производителей: 1 – кондиционеры W ATE (Германия); 2 – кондиционеры US Daikin (Япония); 3 – кондиционеры CEB Bako ABB-Fläkt (Швеция), 4 – кондиционеры КПА-1 – ДМЗ (Россия); 5,6 – кондиционеры C2 и C1 W ATE(Германия); 7 – кондиционеры моделей 215-300 ATE (Германия); 8 – кондиционеры WS Daikin(Япония); 9,10 – кондиционеры CCM и MS STULZ (Германия); 11 – кондиционеры Raumklima (Австрия). Пунктир – изолинии равных значений Δi_{BO}=5, 10, 15, 20 и 25 кДж/кг

$\Delta i_{BO_{пасп}} = Q_{X.пасп}/(L_{пр.пасп}\rho_B)$ – паспортный перепад энтальпий воздуха в ВО-испарителе холодильной машины, кДж/кг;

$\Delta t_{BH_{пасп}} = Q_{T.пасп}/(L_{пр.пасп}\rho_B c_B)$ – паспортный перепад температур в нагревателе, °С;

$\Delta d_{увл} = G_{увл.пасп}/(L_{пр.пасп}\rho_B)$ – паспортный перепад влагосодержаний в увлажнителе, г/кг.

Основное преимущество обобщенных характеристик – их относительное постоянство или малое изменение по сравнению с первичными величинами, присутствие их постоянно в «оперативной памяти» специалиста. В качестве примера на рис. 1.31 ***обобщены зависимости паспортных величин «холодопроизводительность – воздухопроизводительность»*** для некоторых типов, рядов АК и их производителей. Данные об АК Carrier, York и Trane (США) здесь не приведены в силу большого разнообразия образцов, а также переменной (ступенчатой) производительности по возду-

ху. Обращаясь к графику (рис. 1.31), обратим внимание на наклон линий Q_X $(L_{пр})$ к оси производительности. Он не соответствует углу 45°, что при одинаковых масштабах по осям означало бы строгое постоянство Δi_{BO} для данного типа оборудования. Для определения Δi_{BO} в поле графика нанесены линии постоянных значений, которые для всех типов АК находятся в широком интервале от 7 до 25 кДж/кг. Так, по-разному построены параметрические ряды паспортных значений $Q_X - L_{пр}$. Как правило, для кондиционеров в южных странах эта величина выбрана большей.

Аналогично можно получить обобщенные характеристики нагрева ($\Delta t_{вн}$) и увлажнения $(\Delta d_{увл})$, если такие аппараты входят в состав кондиционера или его дополнительные опции. При оценочном подборе типоразмера указанные характеристики, особенно при отсутствии «под рукой» каталогов, могут быть весьма полезны. Поясним методику подбора АК по обобщенным характеристикам примером.

Пример 1.2. *Для трех шкафов с РЭА (радиоэлектронная аппаратура) требуется обеспечить: подачу воздуха* $\sum L_{пр}$*=5000...6000 м³/ч;* $t_{ух}$*=23...25°С;* $\varphi_{ух}$*=45...55%;* $\varphi_{пр} \le 80\%$ *в режиме полной рециркуляции. Электрическая мощность аппаратуры* $\sum N_{эл}$*=12,5 кВт вся переходит в теплоту и удаляется воздухом, влаговыделения отсутствуют. Требуется предварительно выбрать тип автономного кондиционера для этих условий.*

Первоначально определяем перепад температур воздуха в РЭА: $\Delta t_B = \Sigma N_{эл} / \Sigma L_{пр} \rho_B c_B$*=12,5/[5000·1·1,2/3600]=7,5°С. В обращенном по отношению к нагреву процессе «сухого» охлаждения при выбранном коэффициенте рабочего времени* b_t*=0,7...0,8 перепад энтальпий в воздухоохладителе должен быть* $\Delta i_B = c_B \Delta t_B / b_t$*=1·7,5/(0,7...0,8)≈10...11 кДж/кг. Обращаясь к сводному графику (рис. 1.31, линии 5,6,7), определяем, что этому условию в большей мере удовлетворяют кондиционеры ATE (Германия). Обращаясь к каталогу ATE компьютерных кондиционеров С2, выбираем модель 625С2* $L_{пр}$*=5650 м³/ч,* $Q_X \approx 18$ *кВт (подробных данных нет); чему соответствует* $\Delta i_{BO} = c_B \Delta t_B$*= 9,5 кДж/кг. Выбор другого АК с бóльшим* Δi_{BO} *привел бы к осушению воздуха и значит к дополнительному («лишнему») увлажнению.*

Другое направление обобщения – сравнение однотипных характеристик оборудования в одних и тех же условиях. Так, например, на рис. 1.32 показаны зависимости относительной холодопроизводительности испарителя ХМ от условий перед испарителем и конденсатором для АК разных производителей. Из графика видно, что зависимости схожи, хотя количественная мера изменения $\bar{Q}_X$ не одинакова.

Обобщение характеристик для типоразмерного ряда автономных кондиционеров на примере автономных кондиционеров FB4A *Carrier* для ряда моделей 024...060 с паспортной холодопроизводительностью 8,2...17,6 кВт и наружным блоком 38 модели *Carrier* представлен на рис. 1.33. Для этих пар приводятся характеристики холодопроизводительности с учетом «связки» – температуры кипения хладона. При других парах внутреннего и наружного блока, например FB4A и 38YCB, для последнего температура кипения не приводится и тогда «связь» – через общий параметр-температуру воздуха перед испарителем по мокрому термометру.

Последовательность обобщения характеристик принята следующая. На первом этапе пересчитывают холодопроизводительность в относительную $\bar{Q}_X$ (в долях от паспортной). Далее производят анализ величины $\bar{Q}_X$ для одинаковых условий, но разных

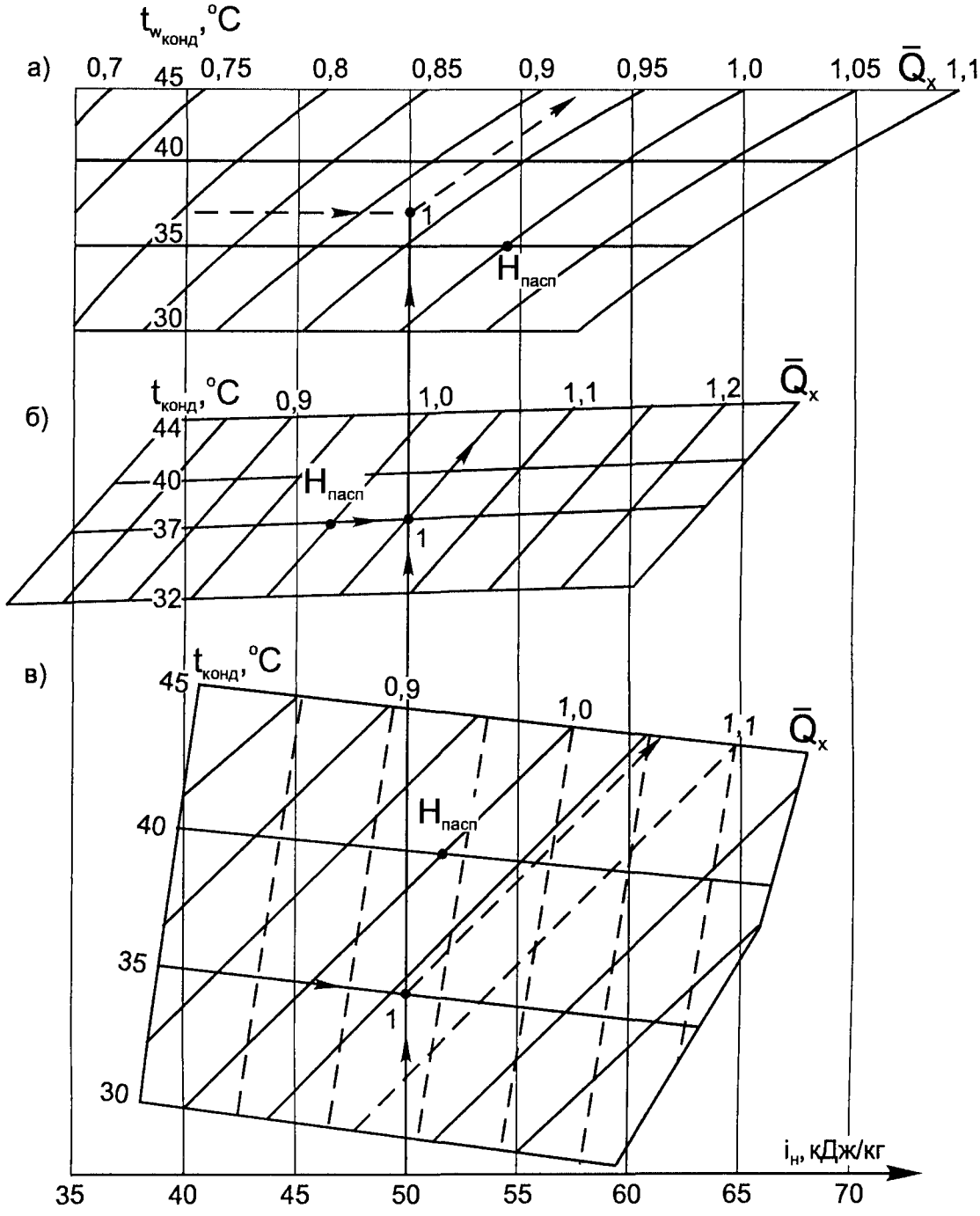


Рис. 1.32. Сводный график изменения относительной холодопроизводительности испарителей холодильных машин автономных кондиционеров фирм-производителей: а – Airwell (Франция), модели X2450, X2550, X3250, паспортный режим при $t_н$ =27°C; $\varphi_н$ =50%; $t_{Wконд}$ =35°C; б – Bacho (Швеция, модели CEA.01, CEA.02, CEA.03, паспортный режим $t_н$ =25°C; $\varphi_н$ =45%; $t_{конд}$ =37°C; в – Ilka (бывш. ГДР), кондиционеры KS1–KS5, паспортный режим при $t_н$ =26°C; $\varphi_н$ =50%; $t_{конд}$ =40°C. Ключ: при энтальпии воздуха перед испарителем $i_{см}$ = 50 кДж/кг ($t_{см.м}$=17,5°C) и $t_{Wконд}$ =37°C для Airwell (а) $\bar{Q}_X$ =0,925; для Bacho (б) при $t_{конд}$ =37°C $\bar{Q}_X$ =1,05; для Ilka (в) при $t_{конд}$ =35°C $\bar{Q}_X$=1,06

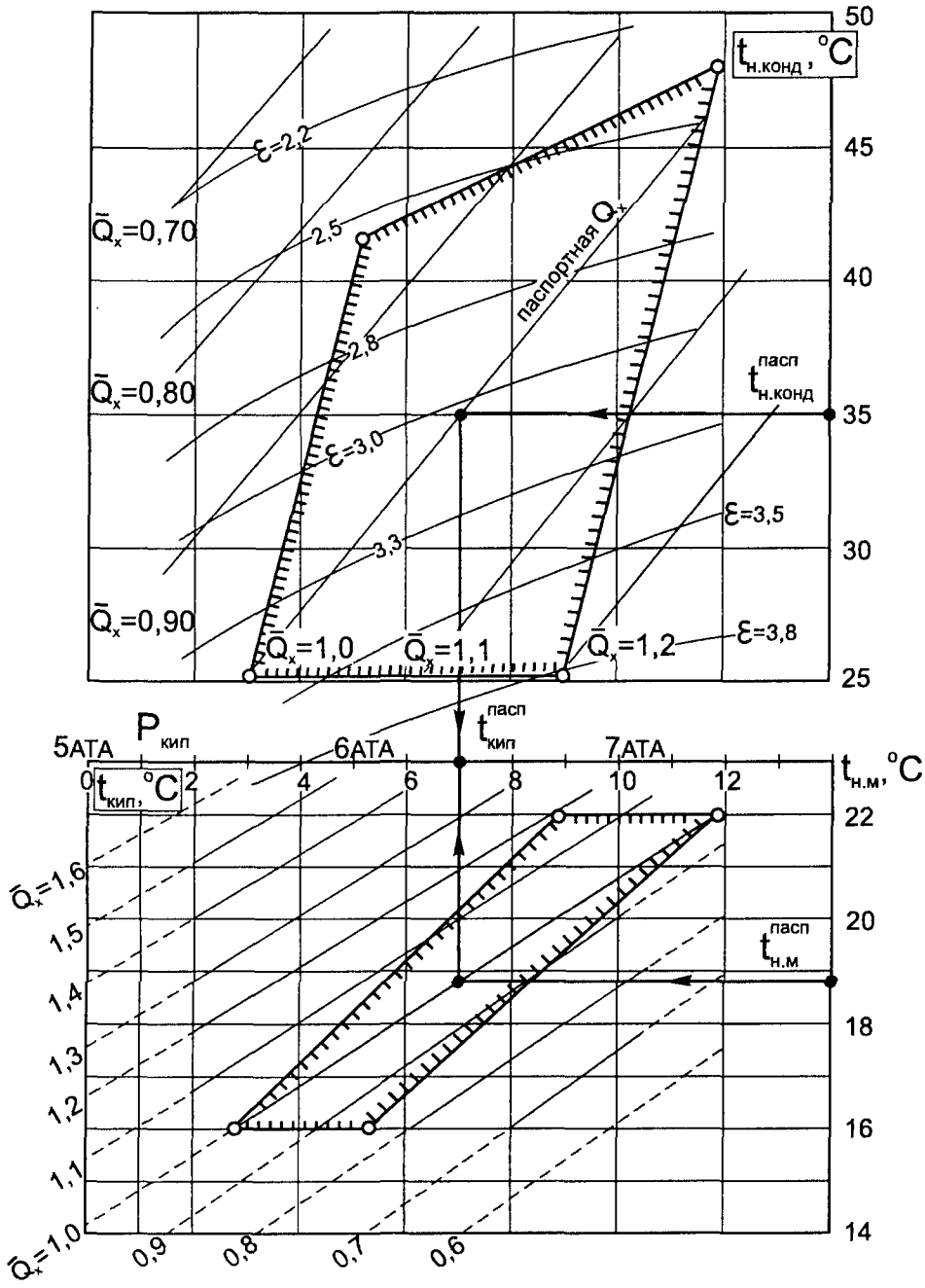


Рис. 1.33. Сводный график обобщенных характеристик относительной холодопроизводительности совместно работающих внутренних и наружных блоков автономных кондиционеров FB4A Carrier и 38 TUA, 38TF Carrier в таких парах: FB4A030 – 38TG030 $Q_{X.\,пасп}$=10,3 кВт; FB4A036 – 38TG040 $Q_{X.\,пасп}$=12,3 кВт; FB4A042 – 38TUA $Q_{X.\,пасп}$=14,1 кВт; FB4A048 – 38TG060 $Q_{X.\,пасп}$=17,3 кВт; FB4A060 – 38TUA $Q_{X.\,пасп}$=17,6 кВт. Для всех моделей $\Delta i_{ВО_{пасп}} \approx 19,5$ кДж/кг. Выделенная четырехугольником область соответствует диапазону холодопроизводительности по условиям испытаний при термодинамически возможных сочетаниях $t_{Н.КОНД.} - t_{Н.М}$ для АК, использующего только наружный воздух и без его перегрева

моделей и оценивают естественный разброс $\Delta\bar{Q}_X$. Если он допустим по величине $\Delta\bar{Q}_X/\bar{Q}_X$, то характеристику усредняют и обобщают, как это показано на сводном графике рис. 1.33. Здесь отклонения $\Delta\bar{Q}_X/\bar{Q}_X$ для разных моделей составляли не более 5%.

Изменение основных характеристик холодильной машины автономного кондиционера в зависимости от состояния воздуха перед испарителем и конденсатором удобно и наглядно изображать в поле $i - d$ диаграммы, где наносят область наружных параметров и проводят построения процессов обработки воздуха. Как пример этого на рис. 1.34 показано изменение относительной холодопроизводительности испарителя $\bar{Q}_X$ в долях от паспортной, холодильного коэффициента ε и относительного потребления энергии компрессором $\bar{N}_K = \bar{Q}_X / \varepsilon$ при разных сочетаниях энтальпии воздуха перед испарителем i_H и температуры воздуха перед воздушным конденсатором $t_{H.конд}$. Налицо сложный, взаимосвязанный характер анализируемых величин в течение теплого времени года.

Обобщение холодопроизводительности испарителя ХМ в зависимости от параметров сред и расхода воздуха можно проводить, используя данные графиков (рис. 1.32-1.34 или аналогичные). Эти зависимости частично нелинейны; в случае приближенной линеаризации текущую холодопроизводительность можно представить как

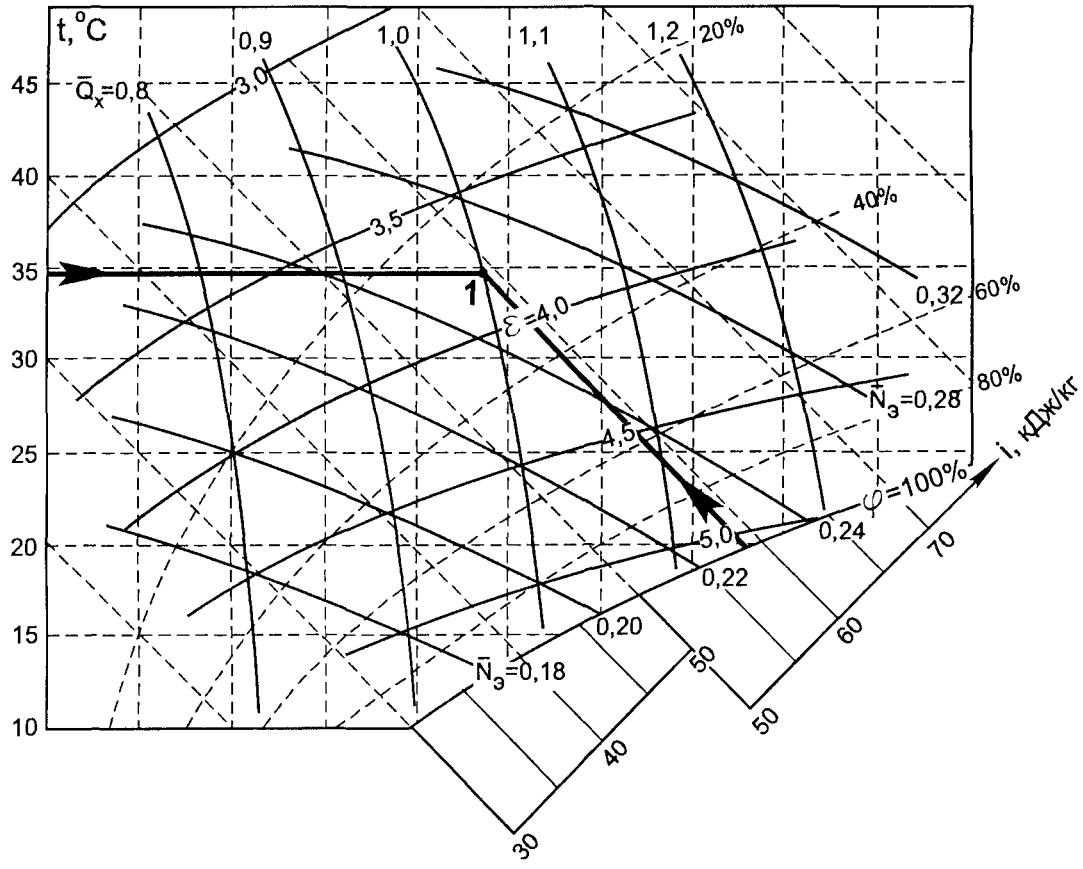


Рис. 1.34. Изменение относительной холодопроизводительности испарителя $\bar{Q}_X$ в долях от паспортной, холодильного коэффициента ε и относительного потребления энергии $\bar{N}_K = \bar{Q}_X / \varepsilon$ в зависимости от энтальпии $(t_{H.M})$ перед испарителем и температуры воздуха t_H перед воздушным конденсатором: точка 1 – паспортный режим определения холодопроизводительности испарителя ХМ АК

$$Q_X(i_H, t_{H.конд}, L_{пр}) \approx Q_{X.пасп} a_G \frac{L_{пр}}{L_{пр.пасп}} \left[1 + a_{i_н}(i_H - i_{H.пасп}) + a_{t_{конд}}(t_{конд} - t_{конд.пасп})\right] \quad (1.13)$$

Если в среднем принять $a_G = 1+0{,}5(\Delta G_B / G_{B.пасп})$; $a_{i_H} = 0{,}02(\frac{кДж}{кг})^{-1}$; $a_{t_{конд}} = -0{,}01°C^{-1}$, то для произвольных $L_{пр}$, i_H, $t_{H.конд}$ и известных паспортных значений можно приближенно определить холодопроизводительность испарителя в этих условиях.

Пример 1.3. *Оценить изменение холодопроизводительности автономного кондиционера с воздушным конденсатором в пиковых летних условиях в Санкт-Петербурге ($t_{H.max}$=34°C), с учетом дополнительного нагрева воздуха от темной кровли и корпуса на Δt_H=10°C, при снижении расхода воздуха через испаритель на 20% ($\bar{G}_B$=0,8) и температуре перед испарителем $t_{B.M}$=17,5°C, i_B=49 кДж/кг.*

Так как в условиях данного примера производитель оборудования не указан, то расчет проведем для «средних» данных и паспортных условий: $t_{B.M}$=19,5°C, i_B=56 кДж/кг, $t_{H.конд}$=35°C. По формуле (1.13) при a_G=0,9, a_{i_H}=0,02 (кДж/кг)$^{-1}$, $a_{t_{H.конд}}$=-0,01°C^{-1} получаем: $Q_X \approx Q_{X.пасп} \cdot (1 - 0{,}2 \cdot 0{,}5)\left[1 + 0{,}02(49 - 56) - 0{,}01(44 - 35)\right] = 0{,}69 \cdot Q_{X.пасп}$.

Как следует из результатов расчета, холодопроизводительность испарителя в условиях данного примера изменится (уменьшится) очень сильно.

Наконец, для оценки конструктивной компактности размещения оборудования в корпусе кондиционеров разных производителей используют **обобщение характеристик холодо-, воздухо- или теплопроизводительности, относя их к 1 дм^3 объема или 1 кг массы кондиционера.**

1.8. Построение процесса охлаждения-осушения воздуха

Такое построение выполним в $i - d$ диаграмме влажного воздуха, связав его с переменной холодопроизводительностью испарителя ХМ, температурой кипения $t_{кип}$, температурой охлаждаемого воздуха вблизи поверхности ВО t_F. Кроме того, имеет место сложное наложение (модуляция) относительно высокочастотных колебаний параметров состояний $(\cdot)B$, $(\cdot)O$, $(\cdot)F$, $(\cdot)П$ при циклическом управлении компрессором, суточном и годовом колебании параметров состояния наружного воздуха $(\cdot)H$ и следовательно состояния смеси $(\cdot)C$.

Учитывая вышеперечисленные сложности, упростим задачу построений. Пусть состояние наружного воздуха за время нескольких циклов работы ХМ будет неизменным, а в диаграмме $i - d$ будем показывать только крайние и среднее за цикл состояния воздуха. Заметим, что температура воздуха, измеряемая датчиком АК, средняя за цикл, обычно не совпадает с заданной, если полупериоды включения-выключения не равны.

Методика построения процесса в ВО-испарителе ХМ в отечественной технике предложена и детально разработана А.А. Гоголиным [1.3]. В ее основе лежит понятие об общем коэффициенте охлаждения (температурной эффективности) ВО (здесь и дальше в обозначениях оригинала – А.А.Гоголина):

$$\eta_O = \frac{t_C - t_O}{t_C - t_{кип}} = 1 - \exp\left(-\frac{kF}{c_B \rho_B L_{пр} \xi_{BO}}\right). \quad (1.14)$$

На основе известной для ВО энтальпийной эффективности для исследованных аппаратов получено η_O=0,67...0,73. Процесс в ВО направлен на состояние F в интервале $F_1...F_2$ (рис. 1.35), определяемое на линии насыщения по известным i_C (смеси), Q_X, $L_{пр}$, BF.

Температурный коэффициент эффективности охлаждения, отнесенный к наружной поверхности ВО (в нашей книге его можно обозначить θ_t), записывается в виде:

$$\theta_t = \eta_H = \frac{t_C - t_O}{t_C - t_F} = 1 - \exp\left[-\frac{\alpha_H F_H}{c_B L_{пр} \rho_B}\right] = 1 - BF. \quad (1.15)$$

Для определения конечного состояния обрабатываемого воздуха и годографа этих состояний вводится понятие «отношение термических сопротивлений наружного R_H (со стороны воздуха) к сумме внутреннего (агента) R_a и оребренной поверхности R_M: $\Im = R_H / (R_M + R_a)$». На основе этого получено выражение для температуры наружной поверхности ВО в зависимости от начальной температуры воздуха (смеси) t_C:

$$t_F = \frac{t_C + \Im t_{кип}}{1 + \Im}. \quad (1.16)$$

Конечное состояние воздуха зависит как от эффективности (η_O, η_H), так и от отношения термических сопротивлений $\Im$. Температура поверхности наивысшая на входе воздуха в воздухоохладитель, она может быть выше точки росы воздуха. В этом случае конденсация влаги будет начинаться не с входа в ВО, а лишь после некоторого его «сухого» охлаждения.

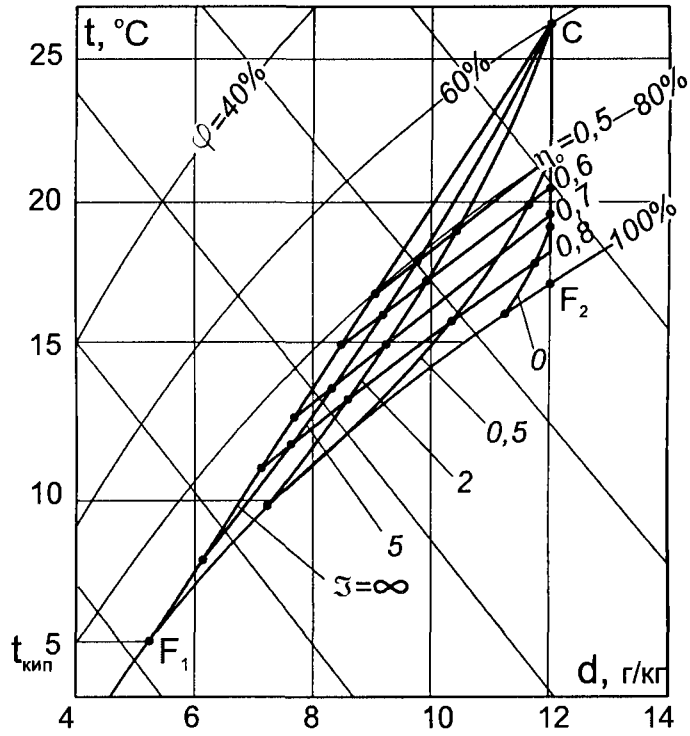


Рис. 1.35. Примерное изображение процессов изменения состояния воздуха в i — d диаграмме в воздухоохладителе-испарителе ХМ при разных η_O и $\Im$ (по А.А.Гоголину [1.3])

Начиная с равенства $t_F=t_P$, конденсация водяного пара будет происходить на части поверхности, а при равенстве $t_{ребра}=t_P$ конденсация распространяется на всю поверхность аппарата. При переменной температуре охлаждающей поверхности годограф точек конечных состояний в $i-d$ диаграмме изображают не прямой, а кривой линией. В предельных случаях воздух может принимать состояния $F_1(\eta_O \to 1, \Im \to \infty)$ или $F_2(\Im \to 0)$, рис. 1.35.

В реальных условиях направление процесса на $(\cdot)F_{ср}$ определяется условием (т.н. температурным отношением):

$$\vartheta_H = \frac{t_{F_1} - t_{F_{ср}}}{t_{F_1} - t_{F_2}} = \frac{1}{\eta_a} - \frac{1}{\ln[1/(1-\eta_o)]}. \qquad (1.17)$$

Эта зависимость подтверждена А. А. Гоголиным опытными данными при испытаниях отечественных конструкций воздухоохладителей. В известном диапазоне температурной эффективности исследованных ВО η_O=0,67...0,73 температурное отношение ϑ_H=0,59. Это значит, что процесс в этих аппаратах направлен примерно на среднюю температуру поверхности между температурой t_{F_1}, соответствующей кипению хладона, и температурой точки росы воздуха $t_{c.p}$ на входе в аппарат (рис. 1.36).

Для современного оборудования методику построения процесса можно пояснить для известных Q_X, $L_{пр}$, BF, как это показано для двух состояний $(H_{PT}$ и $H_1)$ наружного воздуха на рис. 1.37. Здесь же показан годограф $(H_{сут})$ суточных состояний наружного воздуха в расчетных летних условиях. Это напоминает о непостоянстве параметров наружного воз-

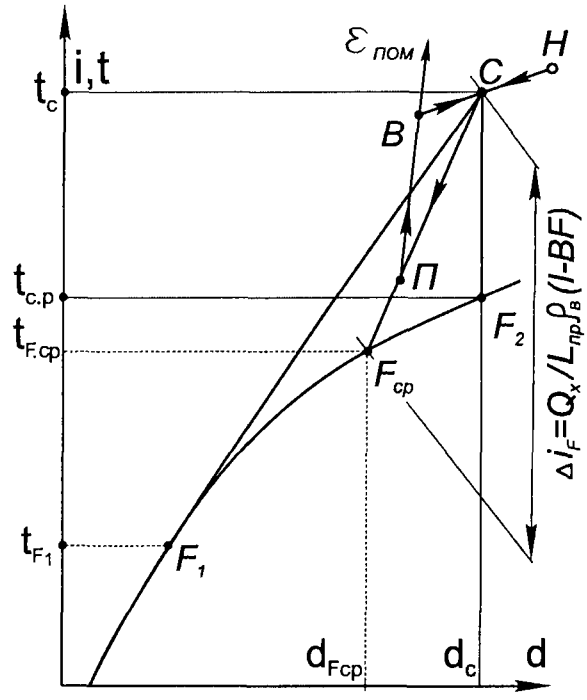


Рис. 1.36. Изображение «среднего» процесса охлаждения-осушения в ВО между «крайними» процессами на температуру кипения (F_1) и температуру точки росы (F_2) (по А.А. Гоголину [1.3])

духа, накладываемых на циклическую работу холодильной машины, и соответствующих переменных параметрах состояния обрабатываемого воздуха.

Пример 1.4. *Используя методику А.А.Гоголина, определить величины* η_O, η_H, $\Im$, $kF,(\alpha F)_H$ *для воздухоохладителя-испарителя ХМ автономного кондиционера FB4A060 Carrier при таких данных:* $L_{пр}$ *=0,9 м³/с;* BF *=0,06;* Q_X*=32,6 кВт;* $Q_{X.явн}$*=15,9 кВт;* $t_{кип}$*=2°С;* $t_{H.C}$*=26,7°С,* $t_{H.M}$*=22°С,* $t_{H.P}$*=19,8°С.*

Перепад температур охлаждаемого воздуха $\Delta t_B = t_H - t_O = Q_{X.явн}/(L_{пр}c_B\rho_B) = 15,9/(0,9\cdot1\cdot1,2)=14,7$*°С; коэффициент влаговыпадения в ВО:* $\xi_{BO} = Q_X/Q_{Xявн} = 32,6/15,9=2,03$*. Температурная эффективность* $\eta_O=\Delta t_B/(t_H-t_{кип})=14,7/(26,7-2)=0,595$*, откуда из (1.14)* $kF=2,44$ *кВт/°С. Температурная эффективность, отнесенная к наружной поверхности воздухоохладителя,* $\eta_H = 1-BF=0,94$*;* $exp[-\alpha_H F_H/(1\cdot1,2\cdot0,9)]=0,06$*;* $a_HF_H=3,03$ *кВт/°С;* $R_H/\sum R = k/\alpha_H = 2,44/3,03=0,81$*.*

Отношение термических сопротивлений: $\Im = \dfrac{R_H}{\sum R - R_H} = \dfrac{1}{\sum R/R_H - 1} = \dfrac{1}{1,25-1} = 4.$

В условиях данного примера $t_{F_1}=t_{кип}+2$*°С;* $t_{F_2}=t_{H.P}=19,8$*°С. Процесс направлен на точку* $F_{ср}$*, определяемую* $i_H=63,5$ *кДж и полным перепадом энтальпий в ВО* $\Delta i_F = i_H - i_F = Q_X/\left[L_{пр}\rho_B(1-BF)\right]=32,6/(0,9\cdot1,2\cdot0,94)=32,2$ *кДж/кг;* $i_F = i_H - \Delta i_F = 63,5-32,2=31,3$ *кДж/кг, чему соответствует* $t_F=10,5$*°С.*

В этом случае температурное отношение (по А.А.Гоголину) $\vartheta_H = (4-10,5)/(4-19,8) = 0,41$*. Такое его значение, отличающееся от данных автора этих исследований, можно объяснить другой конструкцией аппарата и его конструктивных характеристик (геометрии оребрения, шага, толщины ребра и др.), в результате – коэффициентом оребрения.*

Коэффициент влаговыпадения можно приближенно определить графоаналитически на основе уравнения для точки пересечения луча ξ_{BO} (или ε_{BO}), проведенного через точку состояния $H(t_H, i_H)$ с линией насыщения влажного воздуха при перепаде энтальпий $\Delta i_F = Q_X/\left[L_{пр}\rho_B(1-BF)\right]$ (рис. 1.38). Существует несколько выражений для определения зависимости $i=f(t)$ на линии насыщения с разной степенью точности. Выберем простейшую: $i_F \approx 3t_F$ при t_F=8...14°С (сравнимое с точностью определения других величин: Q_X, $L_{пр}$, BF). Тогда коэффициент влаговыпадения для известных t_H, i_H определяют по зависимости:

$$\xi_{BO} = \frac{Q_{X.полн}}{Q_{X.явн}} = \frac{i_H - i_F}{c_B(t_H - t_F)} = \frac{\Delta i_F}{c_B[t_H - (i_H - \Delta i_F)/3]} \qquad (1.18)$$

с проверкой условия t_F =8...14°С и условия «сухого» охлаждения при $t_F > t_{H.P}$ (в этом случае ξ_{BO}=1,0).

Пример 1.5. *Определить аналитически коэффициент влаговыпадения в воздухоохладителе автономного кондиционера при* Δi_F*=20кДж/кг и работе на наружном воздухе в расчетных условиях КВ второго класса для Москвы:* $i_{н.р.т.}=54-2=52$ *кДж/кг;* $t_{н.р.т.}=26,5-2=24,5$*°С,* $t_{H.P}=15$*°С.*

По формуле (1.18) вычисляем искомый коэффициент влаговыпадения:

$\xi_{BO} = \dfrac{20}{1\cdot[24,5-(52-20)/3]} \approx 1,44$*. Температура насыщенного воздуха вблизи поверхности:* $t_F = t_{н.р.т.} - \Delta i_F/\xi_{BO}c_B = 24,5 - 20/1,44\cdot1 = 10,5$ *°С, что удовлетворяет условию*

использования приближенной формулы $i_F = f(t_F)$ для линии насыщения влажного воздуха.

1.9. Методика расчета режима охлаждения-осушения (по И.Е. Гинчерману)

Рассмотрим **процесс обработки воздуха в кондиционере при использовании частичной рециркуляции и предположении непрерывного режима работы компрессора, т.е. условии равенства выработки и потребления холода.** Это положение облегчает построения и рассуждения, но с другой стороны является лишь частным случаем общего неравенства $(Q_{X.потреб} \le Q_{X.выраб})$. Температура воздуха в этом случае находится на верхнем пределе $t_{Bmax} = t_{B.зад} + 0{,}5\Delta t_{зн}$ или выше ее, где $t_{B.зад}$ – заданное регулятору значение средней температуры воздуха, $\Delta t_{зн}$ – зона неоднозначности релейного терморегулятора. Автор (И.Е. Гинчерман, [1.2]) вполне справедливо считает неизвестными относительную влажность, влагосодержание и энтальпию воздуха в помещении. Учитывают возможные нагревы приточного и рециркуляционного воздуха, хотя на практике ими пренебрегают ввиду малости. Холодопроизводительность-нетто, указываемая в паспорте для условий испытания, учитывает расход холода на ассимиляцию вредных нагревов внутри корпуса кондиционера.

Расчет ведется для известного состояния наружного воздуха (рис. 1.39) $H(t_H, i_H)$, известной или заданной температуры $t_{B.зад}$, перепадов температур $t_P - t_B$, $t_П - t_K$, температуры

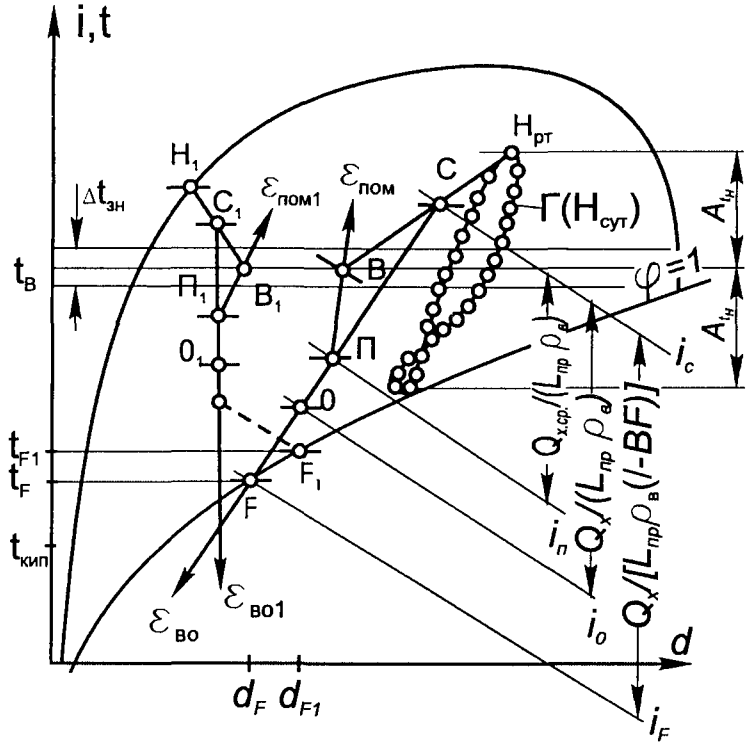


Рис. 1.37. Построение процесса охлаждения-осушения воздуха в воздухоохладителе-испарителе по известным Q_X, $L_{пр}$, BF для двух состояний наружного воздуха ($H_{РТ}$ и H_1); $Г(H_{сут})$ – геометрическое место (годограф) точек состояний наружного воздуха в течение летних расчетных суток

приточного воздуха $t_П$, удельных влаговыделений в помещении Δd (г/кг сух. воздуха), количества приточного $L_{пр}$ и наружного $L_Н$ воздуха ($\bar{L}_Н = L_Н / L_{пр}$).

В методике используется понятие о коэффициенте эффективности процесса в охладителе, отнесенном к средней температуре поверхности:

$$\theta = \frac{t_C - t_K}{t_C - t_F} = 1 - \exp\left[-\frac{\alpha_Н F_Н}{G_В c_В}\right]. \qquad (1.19)$$

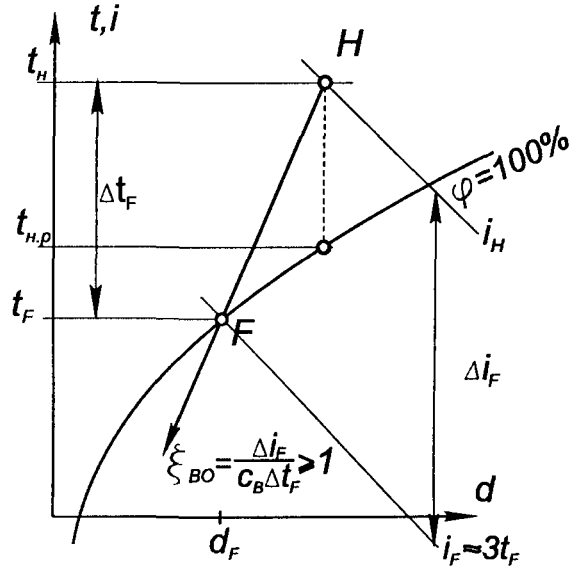


Рис. 1.38. Построения в i — d диаграмме, объясняющие приближенное графоаналитическое определение $\varepsilon_{во}$

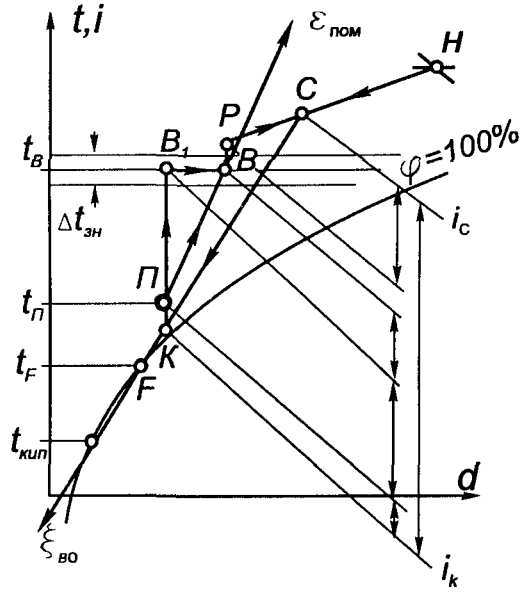


Рис. 1.39. Построение процесса охлаждения-осушения воздуха в автономном кондиционере при использовании частичной рециркуляции и равенстве потребления и выработки холода (к методике И.Е.Гинчермана)

Энтальпия конечного состояния воздуха после воздухоохладителя при непрерывной работе компрессора определяется как:

$$i_K = \frac{i_F\theta_B + (1-\theta_B)\left[(i_B - i_K)(1-\bar{L}_H) + i_H\bar{L}_H\right]}{1-(1-\bar{L}_H)(1-\theta_B)}. \tag{1.20}$$

Средняя температура поверхности воздухоохладителя определяется по зависимости:

$$t_F = \frac{t_K - t_C(1-\theta_B)}{\theta_B} = \frac{t_K - \left[\bar{L}_H t_H + (1-\bar{L}_H)t_P\right](1-\theta_B)}{\theta_B}. \tag{1.21}$$

Наконец, искомая температура кипения хладона в испарителе определяется по формуле:

$$t_{кип} = \left[1/(1-\theta_B)\right]^{k/\alpha_H} \frac{\left[(t_C - t_П)/(1-\theta_B)\right] - t_C}{\left[1/(1-\theta_B)\right]^{k/\alpha_H} - 1}, \tag{1.22}$$

где k – коэффициент теплопередачи воздухоохладителя: $k = \left(1/E_H\alpha_H + \beta/\alpha_B\right)^{-1}$; E_H– коэффициент эффективности оребренной поверхности:

$$E_H = E_P\left[1-\left(1-\frac{\delta}{S}\right)\frac{d_H}{d_B\beta}\right], \tag{1.23}$$

E_P– коэффициент эффективности ребра; δ– толщина ребра; S – шаг ребер; d_H, d_B– наружный и внутренний диаметр трубок; $\beta = F_H/F_B$– коэффициент оребрения; α_B – коэффициент теплоотдачи при кипении хладона, $Вт/(м^2 \cdot °C)$. Уравнение (1.22), предложенное В.З. Жаданом (см. «Обоснование требуемой температуры кипения холодильного агента в ребристых воздухоохладителях». В кн.: Проектирование отопительно-вентиляционных систем, серия 3, №2, Главпромстройпроект, 1968), требует уточнения из-за опечаток и наших исправлений.

Для пластинчатого оребрения отечественных воздухоохладителей коэффициент эффективности ребра можно определить по формуле В.И.Сасина:

$$E_P = 1{,}08 - \left[0{,}0168\left(B/d_H\right)^2_{экв} + 0{,}183\left(B/d_H\right)_{экв} - 0{,}175\right]md_H, \tag{1.24}$$

причем $\left(B/d_H\right)_{экв} = 1{,}11\frac{B}{d_H}\sqrt{A/B - 0{,}3}$ „ где A – расстояние между трубками в одном ряду, B – расстояние между трубками смежных рядов; $m = \sqrt{2\alpha_H/\lambda\delta}$, λ – коэффициент теплопроводности материала ребра, $Вт/(м \cdot °C)$.

По результатам расчета автором (И.Е. Гинчерман) построены графики (рис. 1.40) для определения температуры кипения в воздухоохладителях-испарителях автономных кондиционеров отечественного производства КС и других, аналогичных по конструкции ВО. При небольшом различии конструкции оребренной поверхности данной и последующих моделей автономных кондиционеров КТА, КПА (β =15...17, А=29 мм; S=2,25 мм; $d_{тр}$ =14/12 мм, δ =0,3 мм, θ_B=0,70...0,80) эти зависимости можно использовать как приближенные. Поясним методику определения температуры кипения хладона в воздухоохладителе-испарителе холодильной машины с компрессором ФВБС-4 (V_h=0,57 м³/с) автономного кондиционера 1КС-12 ($L_{пр.пасп.}$=2400 м³/ч).

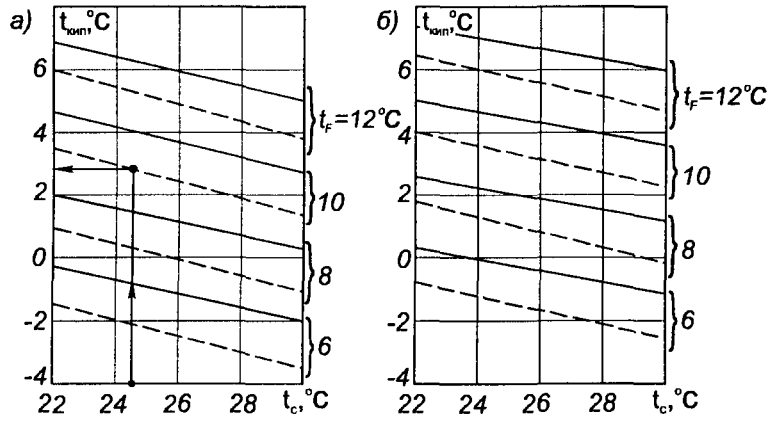


Рис. 1.40. Графики для определения температуры кипения хладона $t_{кип}$ в воздухоохладителях автономных кондиционеров отечественного производства (1КС-12, КС-18, КС-25 и КС-35) при расходах воздуха $\bar{L}_B$=1 (а) и $\bar{L}_B = L_B / L_{B.ном}$=0,8 (б); сплошные при ξ_{Bo}=1; пунктир – при ξ_{Bo}=1,5 (данные И.Е.Гинчермана [1.2])

Пример 1.6. *Определить температуру кипения в воздухоохладителе автономного кондиционера 1 КС-12 при таких условиях: $L_{пр}$ =2400 м³/ч; L_H =480 м³/ч; $Q_{X.пасп}$ =12 кВт; t_H =31°C; i_H=69,5 кДж/кг; t_B =22°C; t_P=23°C; $t_П$=15°C; t_K=14°C; Δd_B= =$G_{вл}/\rho_B L_{пр}$=0,5 г/кг; температурная эффективность процесса в аппарате θ_B=0,73. Относительный расход наружного воздуха $\bar{L}_H$=480/2400=0,20. Температура смеси наружного и рециркуляционного воздуха (t_C) перед воздухоохладителем: $t_C=\bar{L}_H t_H+$ + $(1-\bar{L}_H)t_P$=0,2·31+(1-0,2)·23=24,6°C. Температура насыщенного воздуха вблизи поверхности воздухоохладителя: $t_F = \left[t_K - t_c(1-\theta_B)\right]/\theta_B = \left[14-24{,}6(1-0{,}73)\right]/0{,}73$= =10,1°C. По i – d диаграмме или приближенной формуле ($i_F \approx 3t_F$) определяем энтальпию i_F = 30,3 кДж/кг. Перепад энтальпий процесса ассимиляции теплоты и влаги в помещении с учетом нагрева приточного и рециркуляционного воздуха:*
$\Delta i_B = c_B(t_P - t_K) + \Delta d[r + c_{II}(t_B - t_P)] = 1\cdot(23-14) + 0{,}0005[2500 + 1{,}88(22-15)] = 10{,}3$ *кДж/кг. Энтальпия состояния воздуха после воздухоохладителя при непрерывной работе компрессора:*

$$i_K = \frac{i_{II}\theta_B + (1-\theta_B)\left[\Delta i_B\left(1-\bar{L}_H\right) + i_H\bar{L}_H\right]}{1-\left(1-\bar{L}_H\right)(1-\theta_B)} = \frac{30{,}3\cdot 0{,}73 + (1-0{,}73)[10{,}3\cdot 0{,}8 + 69{,}5\cdot 0{,}2]}{1-(1-0{,}2)(1-0{,}73)} =$$

$$= 35 \text{ кДж/кг.}$$

Из уравнения смеси находим энтальпию начального состояния воздуха (смеси i_C перед воздухоохладителем) $i_C = (i_K - i_F\theta_B)/(1-\theta_B) = (36-30{,}3\cdot 0{,}73)/(1-0{,}73)$ = =51,5 кДж/кг.

Определяем коэффициент влаговыпадения процесса в воздухоохладителе-испарителе ХМ АК: $\xi_{Bo} = (51{,}5-36)/1(24{,}6-14) \approx 1{,}5$. По графику рис. 1.40, а при $\bar{L}_{пр}$=1, t_C=24,6°C, t_F=10,1°C определяем искомую температуру кипения $t_{кип}$=2,6°C.

Фактическая холодопроизводительность будет отличаться от паспортной, определенной при $t_H = 27 \pm 2$ °C, $\varphi_H = 50 \pm 5\%$ и температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{W_H} = 24 \pm 2$ °C.

Холодопроизводительность испарителя ХМ в заданных условиях составляет: $Q_X = L_{пр}\rho_B(i_C - i_K)$ = 0,67·1,2 (51,5-36) =12,5 кВт, что несколько отличается от паспортной.

1.10. Поверочный расчет режима работы автономного кондиционера

Решение задачи основано на совместном рассмотрении системы «кондиционер-объект» при полной рециркуляции или малом проценте наружного воздуха*. В этом случае используется понятие о динамическом равновесии и правиле обращенных процессов в воздухоохладителе и помещении $\varepsilon_{ВО} = \varepsilon_{пом}$ (Р.М.Ладыженский), см. рис. 1.41. Предполагается, что струя охлажденного воздуха не настилается и поэтому не подводится дополнительная теплота от ограждений к воздуху, что может существенно влиять на дополнительные теплопритоки.

В данной задаче известными считают: нагрузки помещения ($Q_{пом}$, $G_{вл}$, $\varepsilon_{пом}$), характеристики АК ($Q_{X.\ полн}$, $L_{пр}$ и BF) и терморегулятора ($t_{В.\ зад}$, $\Delta t_В$). Искомыми являются ожидаемый коэффициент рабочего времени b_t и ожидаемая средняя за цикл относительная влажность воздуха в помещении $\varphi_{В.\ ср}$. Рассмотрим методику такого расчета на примере.

Пример 1.7 *В помещении явная теплота $Q_{пом}$ = 1 кВт; $G_{вл}$ =0,0001 кг/с; $t_{В.зад}$ = 23±1°С; автономный кондиционер имеет Q_X = 2,35 кВт, $L_{пр}$ = 430 м³/ч = = 0,12 м³/с; E_i = 0,9 (BF=0,1). Найти b_t и $\varphi_{В.ср}$ при $t_{В.ср}$ = 23°С.*

Решение.

1. Полный перепад энтальпий в ВО:

$\Delta i_F = i_В - i_F = Q_X/(L_{пр}\rho_В E_i) = 2{,}35/(0{,}12 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}9) = 18$ кДж/кг.

2. Тепловлажностное отношение процесса в помещении:

$\varepsilon_{пом} = \varepsilon_{ВО} = Q_{пом}/G_{вл} + i_{пом} = 1/0{,}0001 + 2500 = 12500$ кДж/кг.

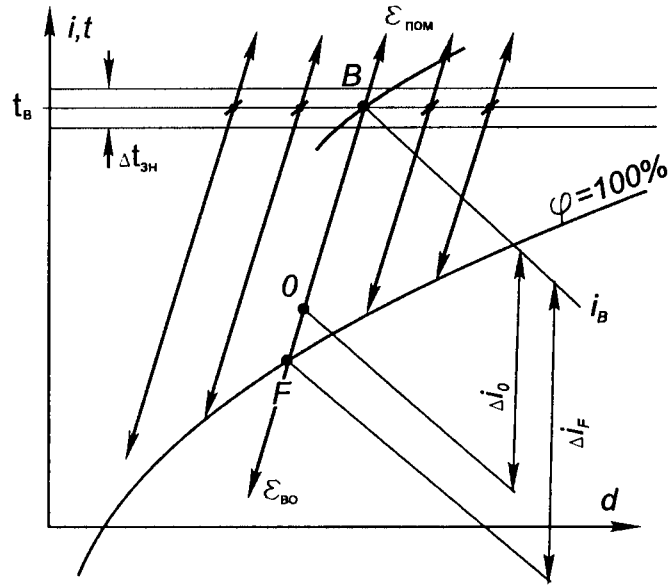


Рис. 1.41. Построение в i — d диаграмме влажного воздуха взаимосвязанных и противоположно направленных тепловлажностных процессов ($\varepsilon_{ВО} = \varepsilon_{пом}$) в замкнутой системе «кондиционер-объект»

* Из условий работы холодильной машины АК температуры воздуха перед испарителем должна быть не ниже 16...18°С, иначе упадут температура и давление кипения хладона, холодопроизводительность, в результате холодильный компрессор будет отключен из работы системой защиты.

3. Коэффициент влаговыпадения процесса в воздухоохладителе, соответствующий $\varepsilon_{пом}$:
$\xi_{ВО}=1/(1-i_П/\varepsilon_{пом})=1/(1-2500/12500)=1,25$.
4. Средняя температура и энтальпия воздуха вблизи поверхности ВО на линии насыщения ($\varphi_В=100\%$):
$\xi_{ВО}=(i_В-i_F)/c_В(t_В-t_F)=18/1(23-t_F)=1,25$; $t_F=8,5$°C; $i_F=26,9$ кДж/кг (по i – d диаграмме).
5. Средняя энтальпия воздуха в помещении при $t_{В.ср}$ и $\varphi_{В.ср}$ за цикл работы холодильной машины: $i_{В.ср}=i_F+\Delta i_F=26,9+18=45$ кДж/кг.
6. Среднее за цикл влагосодержание воздуха в помещении:
$d_{В.ср}=(i_{В.ср}-c_В t_{В.ср})/i_П=(45-1\cdot 23)/2,5=8,8$ г/кг.
7. Влагосодержание насыщенного воздуха при $t_{В.ср}=23$°C $d_{нас}=17,7$ г/кг.
8. Средняя за цикл работы автономного кондиционера степень насыщения воздуха: $\psi_В=d_В/d_{В.нас}=8,8/17,7=0,50$ (50%). Относительная влажность как отношение парциальных давлений будет около $\varphi_В=50\%$, т.е. в комфортном для человека интервале $\varphi_В=40...60\%$.
9. Средняя за цикл работы холодильной машины температура приточного воздуха: $t_{пр.ср.}=t_{В.ср}-Q_{пом}/(c_В\rho_В L_{пр})=23-1/(1\cdot 1,2\cdot 0,12)=16$°C.
10. Средняя температура воздуха после ВО при непрерывной работе компрессора: $t_0=t_{В.ср}-Q_X/(\xi_{ВО}c_В\rho_В L_{пр})=23-2,35/(1,25\cdot 1\cdot 1,2\cdot 0,12)=10$°C.
11 Искомый коэффициент рабочего времени компрессора ХМ в условиях данного примера: $b_t=(t_{В.ср}-t_{пр.ср.})/(t_{В.ср}-t_0)=(23-16)/(23-10)=0,55$.
При заданных расчетных условиях коэффициент рабочего времени ниже рекомендуемого, кондиционер имеет определенный запас по холоду; среднее значение температуры воздуха при $b_t=0,55$ близко среднеарифметическому.

1.11. Методика подбора оборудования автономного кондиционера

К сожалению, несмотря на широкое распространение этих кондиционеров, не обнаружено единой и строго обоснованной методики их выбора. На это обстоятельство влияет ряд факторов:

- **взаимосвязанность основных параметров и величин**, используемых в процессе подбора: $Q_{изб}$, $t_{В.ср}$, $t_{НР}$, $i_{НР}$, $\varepsilon_{пом}$, $\xi_{ВО}$, b_t, BF, и невозможность учета отдельно каждой из величин без влияния на остальные;
- **переменность параметров наружного воздуха** (суточный и годичный ход) и холодопроизводительности от сочетания внешних условий; меняется представление об обеспеченности поддержания температуры в помещении;
- **невозможность точного и даже приближенного определения** той доли конвективной теплоты в помещении, которая будет ассимилироваться приточной струей от данного кондиционера; это зависит от вида, расположения и равномерности теплоисточников, вида и траектории приточных струй по отношению к теплоисточникам и поверхностям ограждений (перекрытия, стены) помещения.

При подборе надо убедиться, что данный кондиционер сможет поддержать требуемые параметры в помещении. Без изменения представления о том, что автономный кондиционер компенсирует всю теплоту помещения, вряд ли правомерно вести расчет. С одной стороны это касается только конвективной составляющей в пределах струи, с

другой – дополнительную теплоту приточная настилающаяся струя «снимает» с ограждений (перекрытия, стены) и при этом повышает свою температуру.

При релейном управлении аппаратами АК (охладитель, электронагреватель, увлажнитель) ***подбор производят по неравенствам, выражающим превышение выработки вещества или энергии над их расчетным потреблением в расчетных для аппарата условиях***. Для воздухонагревателя и увлажнителя это сделать относительно несложно, хотя и здесь нужно учитывать многие факторы согласно неравенствам:

$$Q_{T_{max}} > \left(L_H \rho_B c_B + \Sigma k_H F_H\right)\left(t_B - t_{H_t}\right) - Q_{пом.\min}. \qquad (1.25)$$

$$G_{увл.\max} > L_H \rho_B (d_B - d_{H.\min}) - G_{вл.пом.\min}. \qquad (1.26)$$

Если предусмотрено воздушное отопление, то расчетную мощность нагревателя определяют при наружной расчетной температуре ($t_{H_t} = t_{HPX}$). Если в помещении имеется самостоятельная система отопления, то теплопотери определяют при температуре, соответствующей концу отопительного периода. Если АК оснащен или дооснащен клапанами наружного и рециркуляционного воздуха, то в формулах (1.25)–(1.26) учитывают максимально возможный расход наружного воздуха в данных условиях. Последнее зависит от организации режимов и технологической схемы АК, состава его оборудования и использования потенциала наружного воздуха (при ограничении температуры воздуха перед испарителем t_H>16°С).

Пример 1.8. *Определить необходимость в использовании ВН в автономном кондиционере FB4A060 Carrier для помещения при $t_{B.cp}$=20°С; t_{HPX}=-25°С, удельных теплопотерях $q=\Sigma k_H F_H$=0,1 кВт/°С, $L_{H.min}$=1000 м³/ч=0,33 кг/с; $Q_{пом}$=5...10 кВт.*
Определяем границу нагревания воздуха при G_H=0,33 кг/с, $Q_{пом}$=5 кВт, в этом случае потребуется большее количество теплоты: $t_{H.гран} = t_B - Q_{пом} / G_H c_B$ =20-5/0,33·1=5°С.
При нагреве наружного воздуха в АК и отдельной системе отопления требуется: $Q_{T\ max}$=0,33·1[20-(-25)]-5=10 кВт. При нагреве наружного воздуха и совмещенной с СКВ системой отопления $Q_{T\ max}$=(0,33·1+0,1)[20-(-25)]-5=14,2 кВт. При прекращении подачи теплоносителя (t_H=+8°С) и $Q_{пом}$=0 потребуется Q_T =(0,33·1+0,1)(20-8)=5,2 кВт, граница режима нагревания при $Q_{пом}$ = =5 кВт $t_{H.\,гран}$ = 20-[5-0,1(20-8)]/0,33·1=8,5°С. Таким образом, в каждом из рассмотренных вариантов требуется разное расчетное количество теплоты.

Пример 1.9. *Определить максимальную влагопроизводительность АК FB4A060 Carrier при $L_{пр}$=3240 м³/ч=1,08 кг/с для помещения при $G_{вл}$=0...1 кг/ч, если кондиционер дооснащается клапанами наружного и рециркуляционного воздуха, управляемыми терморегулятором. В помещении нужно обеспечить $t_{B.\,ср}$=20°С; $\varphi_{B.min}$=40%, $d_{B.min}$=5,8 г/кг. При наружных расчетных условиях зимой t_{HPX}=-25°С; d_H=0,5 г/кг; L_H=1000 м³/ч=0,33 кг/с, при t_H=12-14°С $d_{H.min}$=4 г/кг АК работает на наружном воздухе $L_H = L_{пр}$=1,08 кг/с без охлаждения последнего.*
В условиях данного примера и минимальных влаговыделений расчет проведем дважды. При t_{HPX}=-25°С, d_H=0,5 г/кг; $d_{B.min}$=5,8 г/кг и G_H=0,33 кг/с требуется

$G_{вл}$ =0,33(5,8-0,5)-0=1,75 г/с=6,3 кг/ч. При $t_Н$ =12°С; $d_Н$ =4 г/кг и $G_Н$ =1,08 кг/с требуется $G_{вл}$=1,08(5,8-4)-0=2г/с=7,2 кг/ч. Для выбора увлажнителя выбираем наибольшее количество влаги, тем более, что зимой потребность в увлажнителе несколько меньшая из-за десорбции влаги с поверхности наружных ограждений.

Графические построения при подборе АК (рис. 1.42) по холодопроизводительности можно использовать, если известно состояние $H_P(t_{HP},i_{HP})$, а система в данном режиме работает без рециркуляции. В остальных случаях неизвестный второй параметр воздуха в помещении не позволяет поставить точку и знать остальные параметры ($t_{B.ср}$ известно).

Условие превышения выработки холода Q_X над его потреблением с учетом коэффициента влаговыпадения $\xi_{ВО}$, неизвестного перед расчетом, и коэффициента рабочего времени b_t при поддержании АК температуры воздуха записывается в виде:

$$Q_X\left(t_{н.м},t_{Н.конд}\right) \geq \xi_{ВО}\left[Q_{изб}+L_Н c_В \rho_В\left(t_{НРТ}-t_{В.ср}\right)\right]/b_t, \qquad (1.27)$$

где b_t – коэффициент рабочего времени работы компрессора, рекомендуемое в холодильной технике его значение b_t=0,7...0,8. В первом слагаемом учитывают $\alpha_{В.пов}F_{пов}(t_{В.пов}-t_{стр})$. При подборе холодопроизводительность уточняют, если условия перед испарителем и конденсатором заметно отличаются от паспортных. Вторым слагаемым в формуле (1.27) можно пренебречь, если оно много меньше первого.

Расчетная воздухопроизводительность АК должна удовлетворять условию поддержания заданной температуры воздуха $t_{В.ср}$, температуре приточного воздуха, средней

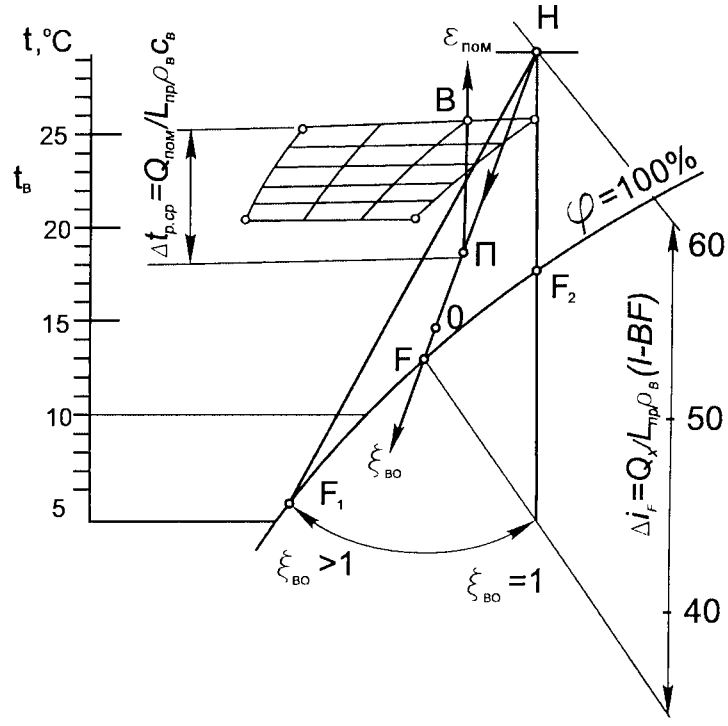


Рис. 1.42. Построения в поле i – d диаграммы, объясняющие комплекс переменных ($t_{В.ср}$, $Q_{пом}$, Q_X, $L_{пр}$, BF, b_t, $\Delta t_{Р.ср}$), учитываемых при подборе автономного кондиционера, работающего на наружном воздухе. Ключ: $t_{В.ср}$ =25°С; Δi_F =24 кДж/кг; $\Delta t_{Р.ср}=t_{В.ср}-t_{пр.ср}$=7°С; b_t= 0,7; $\varphi_{В.ср}$=50%.

за цикл работы $t_{пр.ср} > t_F$+(3...4°С), при расчетных теплоизбытках (конвективная теплота в части помещения, обслуживаемая приточными струями и вовлеченная в циркуляцию):

$$L_{пр} > Q_{изб} / [c_B \rho_B k_t (t_{B.ср} - t_{пр.ср})]. \quad (1.28)$$

Пример 1.10. *Подобрать АК типа FB4A060 Carrier с компрессорно-конденсаторным агрегатом 38AY008 Carrier для помещения ($Q_{изб}$ = 5...10 кВт, $G_{вл}$=0...1 кг/ч; L_H=1000м³/ч) при поддержании $t_B = 23 \pm 1$°С; φ_B=40...60% в г. Сочи, КВ второго класса; $t_{нрт}$ =30,2-2=28,2°С; $i_{нрт}$ =69,5-2=67,5 кДж/кг. Предполагается доукомплектовать кондиционер воздушными клапанами наружного и рециркуляционного воздуха.*

Предварительно оцениваем требуемую холодопроизводительность, принимая ξ_{BO}=1,5 и b_t=0,8 с последующей проверкой: $Q_{X.треб}$>1,5 [10+1000·1·1,2 (28,2–-23) /3600] /0,8=22 кВт. Останавливаемся на модели FB4A060 при $L_{пр}$ =0,9 м³/с=3240 м³/ч, $\Delta P_{своб}$ =125 Па; BF =0,06; Q_X=27,8 кВт при $t_{кип}$=6°С, $t_{С.М.}$=22°С. Сделаем на основе этих данных расчеты, подтверждающие (или опровергающие) возможность применения данной модели кондиционера. Для компрессорно-конденсаторного агрегата выбираем модель 38AY008.

Перепад энтальпий в воздухоохладителе относительно состояния F:

$$\Delta i_F = i_{см} - i_F = Q_X / L_{пр} \rho_B (1 - BF) = 27,8/[0,9 \cdot 1,2(1-0,06)] = 27,5 \text{ кДж/кг}.$$

Принимая энтальпию смеси i_C≈55 кДж/кг при смешении 1000 м³/ч наружного воздуха с $i_{нр}$ =67,5 кДж/кг и 2240 м3/ч рециркуляционного воздуха (i_B≈50 кДж/кг при t_B=23°С и φ_B≈60%, последнее потом уточняется) получаем, что i_F≈55-27,5= =27,5 кДж/кг; t_F =9°С и $t_{кип}$ =t_F -(2...3°С)=6°С. При ассимиляции $Q_{изб}$=10 кВт рабочая разность температур, средняя за цикл: $\Delta t_{р.ср} = t_{B.ср} - t_{пр.ср}$=10/0,9·1,2·1·1≈ ≈9°С; $t_{пр.ср}$ =23-9=14°С, что выше t_F=9°С и поэтому достижима.

Уточненный коэффициент влаговыпадения в ВО: $\xi_{BO} = \Delta i_F / c_B (t_C - t_F) =$ = 27,5 / 1 (24,7 - 9) =1,74. Уточняем требуемую холодопроизводительность испарителя ХМ FB4A:

$Q_{X.треб}$ =1,74[10+1000·1·1,2(28,2-23)/3600]/0,8=25,6 кВт.

Кроме того, требуется уточнить относительную влажность и энтальпию воздуха (они несколько уменьшаются) с учетом $t_{пр.ср}$ =14°С и тепловлажностного отношения $\varepsilon_{пом.ср}$ =10(3600/1)+2500=38500 кДж/кг при изменении состояния $(\cdot)B$ и $(\cdot)П = (\cdot)O'$, луч процесса не изменяет положение.

Первая попытка расчета показана в поле i – d диаграммы (рис. 1.43) пунктиром, а точки состояний имеют индекс «1». Вторая попытка обозначена сплошной, а точки состояний имеют индекс «2».

Можно говорить только о приближенном выборе двух блоков сплит-системы. Наружный будет работать при $t_{нрт}$≈28°С, но и это условие не однозначно, так как при неудачной установке возможен разогрев корпуса. Если считать, что излишний нагрев будет устранен и температура кипения $t_{кип}$≈ t_F -3=8-3=5°С, то со стороны наружного блока получаем Q_X =24 кВт. В испарителе при t_{C2M}=18°С ожидаем Q_X =22 кВт. Баланс может быть достигнут, если установится $t_{кип}$ =4°С, при этом холодопроизводительность будет Q_X =23 кВт, коэффициент влаговыпадения ξ_{BO}=1,6, а коэффициент рабочего времени b_t=0,83.

Приближенный подбор АК по холодо- и воздухопроизводительности возможен для известных и обобщенных удельных характеристик (Δi_{BO}, Δt_{BH}, $\Delta d_{увл}$) и определенного пункта с заданными наружными расчетными параметрами в теплый период года. На рис. 1.44 приведена номограмма для такого подбора АК по холодо- и воздухопроизводительности с учетом расчетных теплоизбытков, стабилизируемой температуры воздуха $t_{B.зад}$, коэффициента рабочего времени b_t, средней разности температур $\Delta t_{P.ср}$ и параметрического ряда оборудования АК данного типоразмера по величине $\Delta i_{BO} = Q_{X.пасп} / L_{пр.пасп}\rho_B$. (см. рис. 1.31).

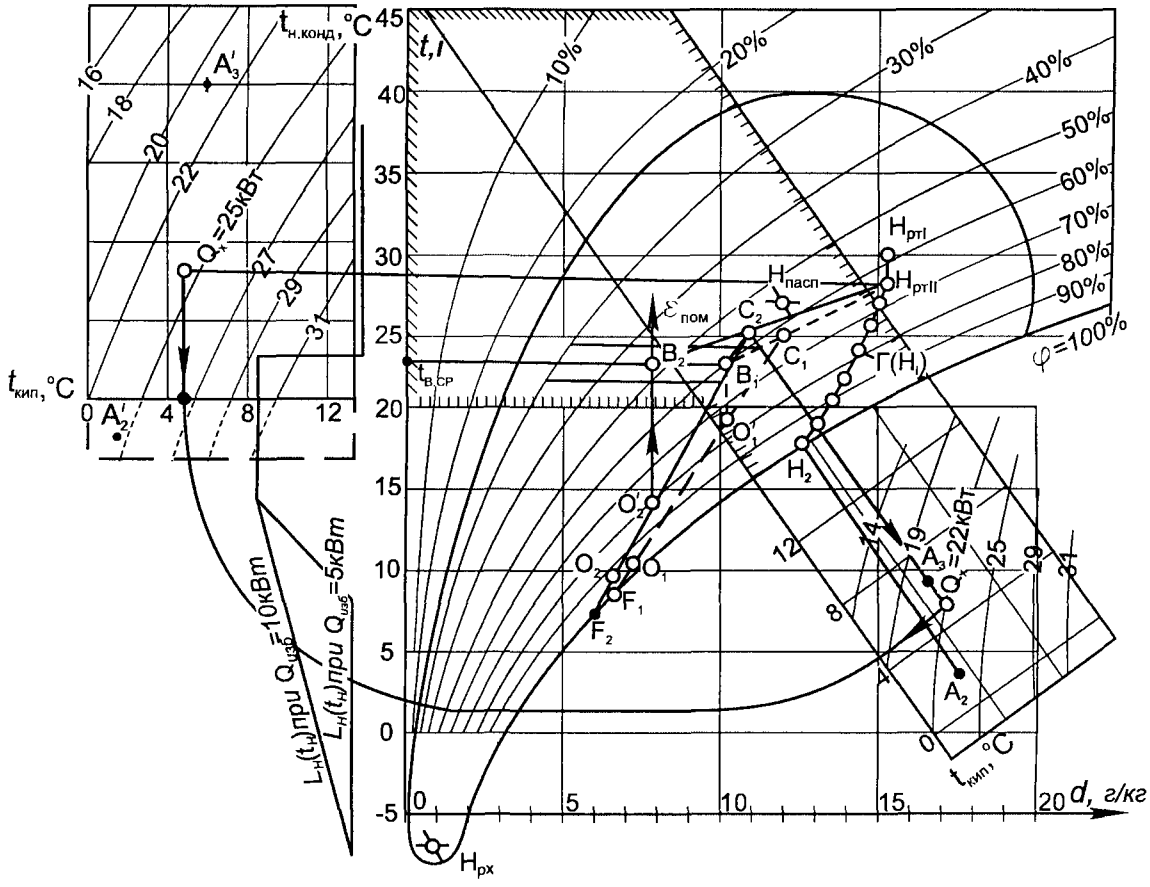


Рис. 1.43. Изображение процессов обработки воздуха при подборе сплит-кондиционера с внутренним блоком FB4A 060 и наружным блоком 38 AY008 (Carrier) (к примеру 1.10). За поле i – d диаграммы вынесены графики холодопроизводительности, которые кроме внешних условий (t_H, $t_{C.M}$) «завязаны» через температуру кипения хладона, что соответствует условию теплового баланса холодильной машины – формула (1.7). Кроме НРП для первого и второго класса КВ показан примерный годограф состояний наружного воздуха $\Gamma(H_i)$ в летние расчетные сутки в г. Сочи. Вдоль оси t_H показан график управления расходами наружного и рециркуляционного воздуха (в противофазе) от температуры t_H и теплоизбытков $Q_{изб}$=5...10 кВт. Холодильная машина включается в работу при t_H >16°С, чему соответствует температура в помещении $t_{B.max}$=24°С.

Пример 1.11. *Для условий предыдущего примера определить полную холодопроизводительность в ночное время при работе АК на наружном воздухе при* t_H*=18°С;* $t_{H.M}$*=17,5°С.*

Используя данные рис. 1.43, убеждаемся, что примерно равная холодопроизводительность по зависимостям для испарителя (точка A_2*) и конденсатора (точка* A_2'*), равная* Q_X*=24 кВт, достигается, если температура кипения хладона будет около* $t_{кип}$*=2°С.*

Пример 1.12. *Для условий предыдущих примеров определить холодопроизводительность автономного кондиционера FB4A060 при* t_{CM}*=18°С перед испарителем и нагреве наружного воздуха перед конденсатором за счет облучения наружного блока до* $t_{H.\,конд}$*=40°С.*

По данным рис. 1.43, подбором определяем, что тепловой баланс холодильной машины в условиях данного примера наступит при $t_{кип}\approx 6°С$ *и* Q_X*=21 кВт, что соответствует точкам* A_3 *на характеристике испарителя и* A_3' *на характеристике конденсатора.*

1.12. Алгоритм и программа автоматизированного подбора Avtokon

При всем внимании к физической стороне охлаждения-осушения «ручной» расчет не позволяет учесть многочисленные факторы, влияющие на протекающие процессы. Холодопроизводительность испарителя Q_X (полная, явная и скрытая) переменны и зависят от ряда факторов: расхода воздуха и параметров воздуха на входе в испаритель и конденсатор. Причем эти зависимости отличаются для оборудования разных производителей (рис. 1.28-1.32), поэтому в каждом конкретном случае эти соотношения нужно рассматривать заново. Холодильная машина должна обеспечивать лучшее соотношение **производительность/стоимость** при коэффициенте рабочего времени b_t=0,8...0,9 и работать циклически. Это приводит к периодическому изменению параметров воздуха после испарителя и в помещении. Их среднее (балансовое) значение не совпадает с «заданием» терморегулятора.

Количество неизвестных величин превышает число уравнений для отдельных процессов обработки воздуха в общей системе (см. рис. 1.45). С точки зрения нестационарности описываемой системы (объект – кондиционер – релейный регулятор) имеет место наложение медленных изменений состояния $H(\tau)$ с периодом сутки, суточных или высокочастотных (при переменной облачности) теплопритоков от радиации, высокочастотных колебаний при работе P_c – регулятора температуры, управляющего двигателем компрессора или электронагревателем. В прецизионных кондиционерах, где стабилизируют не один, а два параметра состояния воздуха ($t_в$ и $\phi_в$) в дополнение к вышеописанному имеет место взаимосвязанное, не всегда понятное изменение этих параметров.

При разработке программы [1.6] учитывалась такая последовательность процессов обработки воздуха в кондиционере: смешение наружного воздуха с рециркуляционным, охлаждение-осушение смеси, ассимиляция теплоты и влаги в помещении. Блок-схема алгоритма программного расчета процессов обработки воздуха и подбора нескольких кондиционеров для заданного объекта и исходных данных показаны на рис. 1.46. Подготовке программы предшествовали работы по сбору, предварительному анализу и обработке информации, касающейся технических характеристик АК таких производителей, как *Carrier, Airwell, Fläkt, York, Stulz, Wolf, Clivet, Trane* и др. Из имевшихся ката-

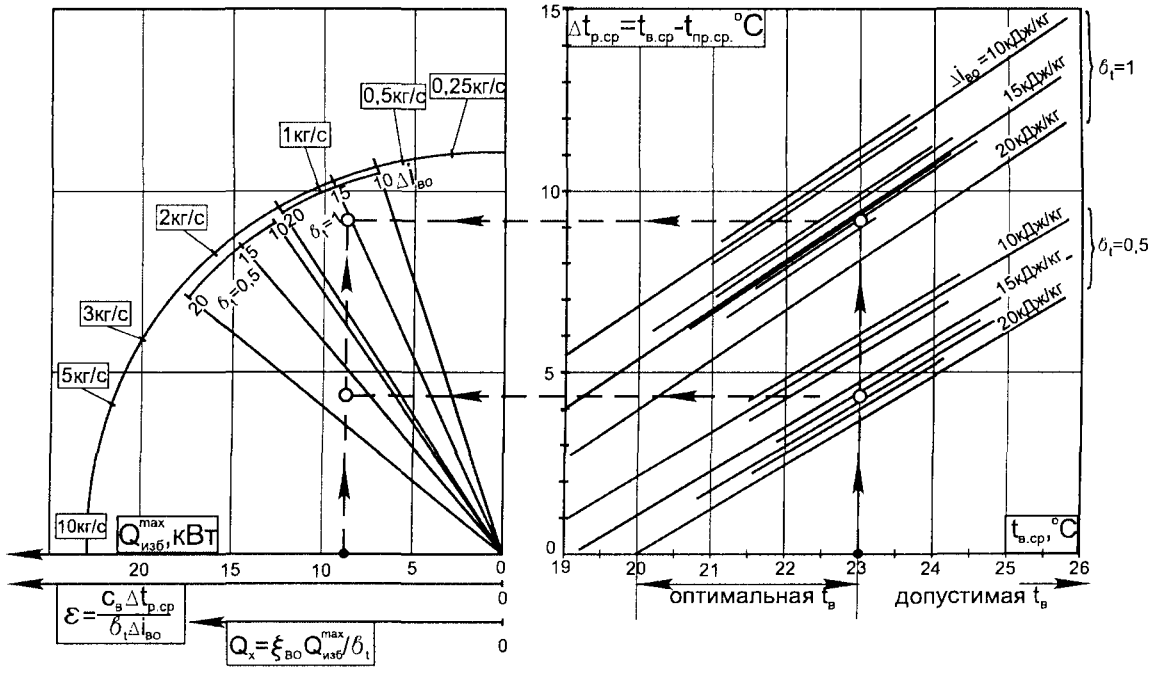


Рис. 1.44. Номограмма для приближенного подбора типоразмера местного автономного кондиционера в расчетных условиях С.-Петербурга для КВ второго класса (слагаемым $\Delta Q_X=L_H\rho_Bc_B(t_{н.р}-t_B)$ по сравнению с $Q^{max}_{изб}$ пренебрегаем). Ключ: дано $t_{в.ср}=23$°С; $Q^{max}_{изб}=8,5$ кВт (явное тепло), $L_H=500$ м3/ч; $\Delta Q_X=500\cdot1,2\cdot1(22,8-23)/3600\approx0$. Предполагается установить кондиционеры UC Daikin, $\Delta i_{во}\approx$ $\approx$15-17 кДж/кг (рис 1.31, линия 2). Вариант 1: $b_t\approx1$ (без запаса), $G_{пр}=1$ кг/с, $\Delta t_{р.ср}=t_{в.ср}-t_{пр.ср}\approx9$°С; $Q_X\approx\Delta i_{во}G_{пр}=16\cdot1=16$ кВт, $\xi_{во}=1,5$. Вариант 2: $b_t\approx0,5$ (с запасом), $G_{пр}=2$ кг/с, $\Delta t_{р.ср}\approx4,5$°С; $Q_X\approx\Delta i_{во}G_{пр}=16\cdot2=32$ кВт. Номограмму разработал И.А.Стасенко.

логов и баз данных были отобраны те, которые давали наиболее полное представление о характере изменения холодопроизводительности в широком диапазоне изменения начальных параметров воздуха и воды перед испарителем и конденсатором. Из графика (рис. 1.27) видна неоднородность представляемой производителями информации: ими предлагаются разные диапазоны и комбинации исходных параметров и расходов сред. При дополнительной обработке имевшаяся информация действительно представляла существенный практический интерес для анализа и исследования. С этой целью была разработана вспомогательная компьютерная программа, позволявшая проводить предварительную обработку каталогов. В результате выполнялся расчет необходимых показателей, а выходная информация приобретала однородный вид. Среди расчитанных показателей, кроме вспомогательных параметров, были представлены: текущая холодопроизводительность испарителя, отнесенная к паспортной, коэффициент влаговыпадения процесса в воздухоохладителе, энтальпийный коэффициент эффективности процесса и др. Полученные соотношения позволяют определять текущую холодопроизводительность и параметры процесса в воздухоохладителе при заданных параметрах и расходах сред. Другими словами, частично преодолевается изначальная неопределенность параметров, необходимых для точного нахождения характеристик процесса охлаждения-осушения воздуха.

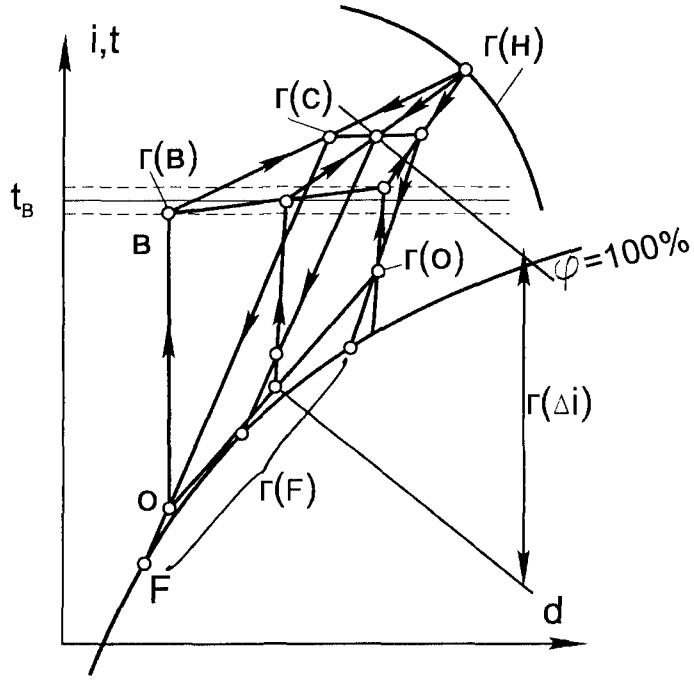


Рис. 1.45. Неопределенность подбора АК, вызванная превышением числа неизвестных над числом уравнений, в интерпретации построений процессов в i — d диаграмме: Г ( ) символ годографа – геометрического места точек состояний воздуха: Н – наружного; В – в помещении; С – смеси; F – вблизи поверхности ВО; О – среднее за цикл работы компрессора; Δi – средний перепад энтальпий в ВО.

Правильный, строго обоснованный подбор АК имеет и экономический аспект, так как стоимость кондиционера зависит прежде всего от его холодопроизводительности. Следовательно, подбор должен обеспечить выявление для данных условий наименьшего из возможных типоразмера.

На основе программного продукта *Avtokon* возможно решение таких задач:

- циклические расчеты, преодолевающие алгебраически нерешаемые системы уравнений при превышении числа неизвестных над числом уравнений;
- возможность учета нестационарной тепловой и влажностной нагрузок помещения, а также параметров наружного воздуха;
- учет переменной холодопроизводительности испарителя ХМ и циклической работы компрессора.

Рассмотрим особенности системы уравнений, описывающих средние за цикл параметры воздуха в месте установки датчиков релейных регуляторов с настройками $t_{В.зад}$, $\Delta t_{зн}$, $\varphi_{В.зад}$, $\Delta\varphi_{зн}$. Вторым параметром будем рассматривать не относительную влажность, а влагосодержание воздуха – простой и абсолютный параметр, имеющий «свое» уравнение баланса массы.

Средняя (балансовая) за цикл работы холодильной машины или воздухонагревателя температура воздуха связана с настройками регулятора и коэффициентом рабочего времени:

$$t_{В.ср} = t_{В.зад} - \Delta t_{зн}\left(0{,}5 - b_t\right). \qquad (1.29)$$

Последний (b_t) определяется зависимостью через теплоизбытки в зоне обслуживания струи, расход и температуру наружного воздуха, холодопроизводительность испарителя Q_X и коэффициент влаговыпадения $\xi_{ВО}$:

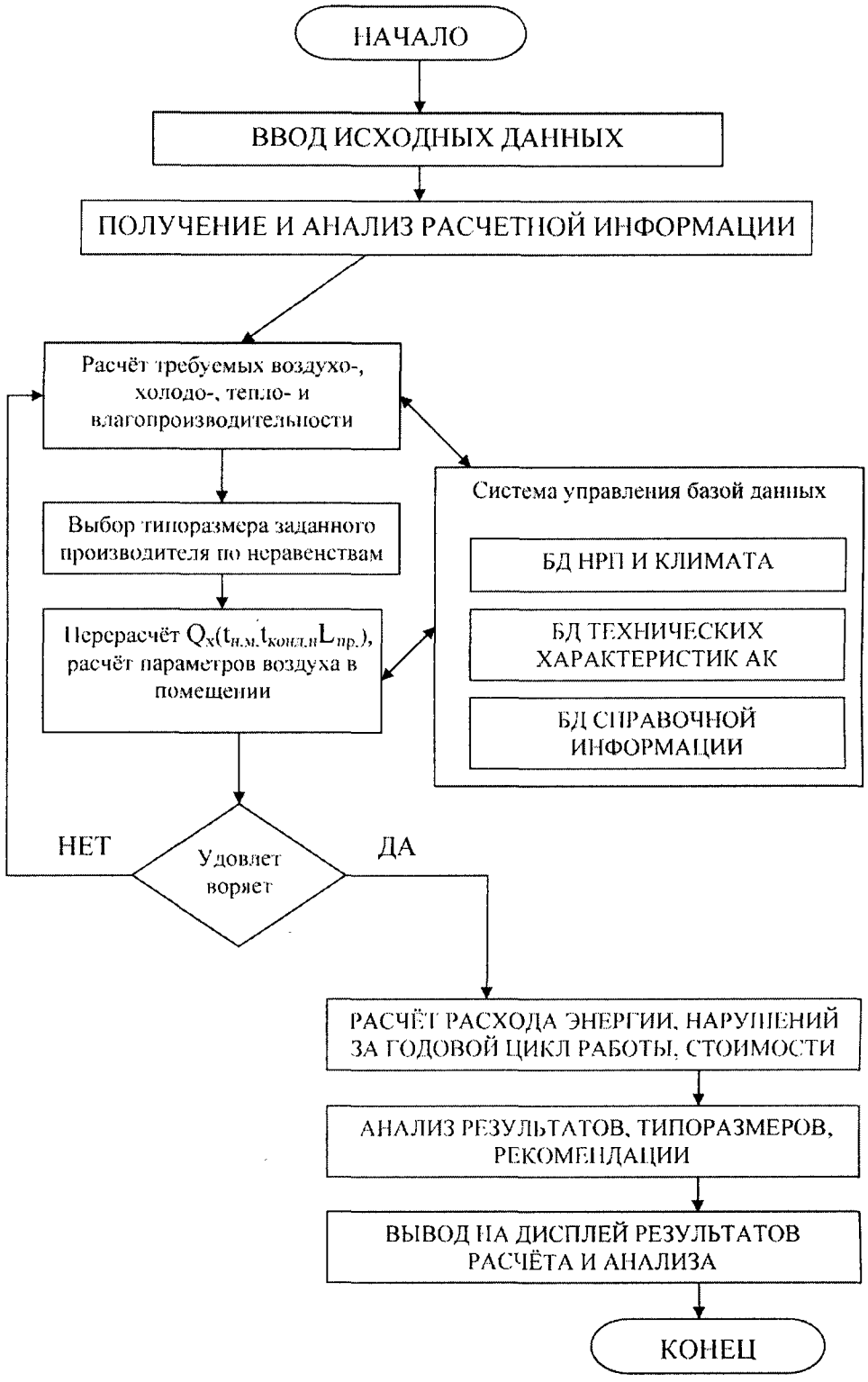


Рис. 1.46. *Блок-схема алгоритма автоматизированного расчета и подбора автономного кондиционера по заданным характеристикам объекта*

$$b_t = \frac{Q_{изб} + L_H c_B \rho_B (t_H - t_B)}{Q_X / \xi_{BO}} = 0...1. \quad (1.30)$$

Замеряя полупериоды циклов и зная величины bt, QX, xBO, LH и tH, на практике легко определить из уравнения (1.30) фактические теплоизбытки не «вообще», а конкретно ассимилируемые приточными струями данного кондиционера в данном помещении при данных нагрузках /приложение 1.4/.

Пример 1.13. *При испытании автономного кондиционера в условиях, близких к расчетным, ($Q_{X.пасп}$=10 кВт, ξ_{BO}=1,3, $L_{пр}$=2500 м³/ч, L_H=300 м³/ч) при t_H=30 °С, $t_{B.зад}$=20 °С, получено: $\tau_{вкл}$=15 мин, $\tau_{выкл}$=25 мин. Определить фактические теплоизбытки помещения в пределах зоны циркуляции приточных струй и при настилании приточного воздуха на потолок, проанализировать результаты испытания.*

Определяем коэффициент рабочего времени холодильного компрессора, управляемого терморегулятором: b_t = 15/(15+25)=0,37. Искомые фактические конвективные теплоизбытки, ассимилируемые приточными струями в условиях испытаний, определяем из формулы (1.30):
$Q_{изб.факт}=b_t Q_X/\xi_{BO}-L_H c_B \rho_B (t_H-t_{B.зад})=0,37\cdot 10/1,3-300\cdot 1\cdot 1,2(30-20)/3600=1,85$ кВт.
По результатам испытания сделаем вывод, что кондиционер работает крайне неэффективно: его холодопроизводительность завышена, а коэффициент рабочего времени очень мал. Значит, кондиционер не соответствует объекту, то есть подобран неверно.

При $b_t \approx 0,5$ среднее (балансовое) значение температуры практически совпадает с заданием терморегулятора, при b_t=0,5...1 истинное среднее выше задания и приближается к $t_{B.зад}+0,5\Delta t_{зн}$. Зона неоднозначности регулятора переменна (1...3°С) и характеризует разность температур, при которой управляющий сигнал меняется от нулевого до непрерывного. Если автономный кондиционер подобран неверно, то есть его холодопроизводительность не соответствует теплоизбыткам, то возможны такие варианты:

- холодильная машина работает непрерывно, потому что теплоизбытки выше холодопроизводительности испарителя;
- холодильная машина в расчетном режиме работает мало времени (b_t <0,3), такой запас не обоснован и приводит к удорожанию оборудования.

Среднее влагосодержание воздуха в помещении в соответствии с известными $t_{B.зад}$ и $\varphi_{B.зад}$ в режиме релейно управляемого увлажнителя (холодный период года) определяется как:

$$d_{B.ср} = d_{B.зад} - \Delta d_{зн}(0,5 - b_\varphi). \quad (1.31)$$

Коэффициент рабочего времени увлажнителя определяют как:

$$b_\varphi = \frac{L_H \rho_B (d_{B.ср} - d_H) - G_{вл.пом}}{G_{увл}} = 0...1. \quad (1.32)$$

Из этого уравнения легко определить фактические влаговыделения в помещении с учетом возможной десорбции влаги стенами, аналогично тому, как это сделано в примере 1.13 при определении фактических теплоизбытков:

$$G_{вл.факт} = L_H \rho_B \left(d_{B.ср} - d_H\right) - b_\varphi G_{увл}. \quad (1.33)$$

В теплое время года или при отсутствии увлажнителя круглогодично самоустанавливается среднее влагосодержание воздуха в помещении по уравнению:

$$d_{B.ср} = d_H - \frac{b_t Q_X \left(1 - 1/\xi_{BO}\right)/G_{пр} i_{пара} - G_{вл}/G_{пр}}{\overline{L}_H} > d_{F.\min}, \quad (1.34)$$

но с учетом ограничения по минимальным температуре и влагосодержанию охлаждаемого-осушаемого в ВО воздуха (например $t_{F.min}$=7°С, $d_{F.min}$=6 г/кг). При $d_{см} < d_F$ происходит только охлаждение смеси без его осушения (ξ_{BO}=1).

Расчет самоустанавливающейся влажности (влагосодержания) воздуха в помещении при работе АК на полной рециркуляции приведен в примере 1.7.

Аналитическая зависимость для ξ_{BO} приведена выше – формула (1.9). Зависимость холодопроизводительности испарителя от температур и расходов воздуха перед испарителем и конденсатором сложна и нелинейна, поэтому с учетом допустимой погрешности можно использовать приближенные аппроксимации типа формулы (1.13). Для более грубых расчетов допустимо полагать Q_X постоянной и равной паспортной. Уравнение процесса в ВО определяют прямой при известном начальном состоянии воздуха и известных Q_X, $G_{пр}$, BF.

1.13. Анализ характеристик прецизионных кондиционеров и пример работы в объекте

К началу XXI века ведущие производители выпускали специализированные прецизионные автономные кондиционеры Uniflair, Stulz, Liebert-Hiross и др. В технологической схеме такого кондиционера имеются все аппараты для тепловлажностной обработки: охладитель-осушитель, нагреватель и увлажнитель. Несмотря на трехкратное различие технических характеристик разных моделей «Amico» Uniflair, их удается обобщить, если использовать отрезки (перепады) Δi_{BO}, Δt_{BH}, $\Delta d_{увл}$ при построении процессов в $i - d$ диаграмме и их анализе (см. рис. 1.47).

Существенное различие паспортных $Q_{X.явн}$ и Q_{BH} предполагает наличие тепловой нагрузки в помещении. Если, например, ее там нет, как в лаборатории испытания продукции – бумаги, то требуется увеличить мощность нагревателя. Если требуемая мощность не будет разбита на ступени, то возможна большая амплитуда колебания температуры, хотя в такой лаборатории требуется прецизионное поддержание влажности (рис. 1.48). Алгоритм управления двух регуляторов тремя аппаратами «зашит» в программе и не до конца ясен. Существенное возмущение в работу такого кондиционера вносится, если используют заметный процент наружного воздуха с учетом суточного изменения его параметров.

Затухание амплитуд колебаний температуры и влажности (рис. 1.49) происходит, начиная с места, где установлен релейно-управляемый аппарат: в воздуховоде и в помещении. Важную роль при этом играют анемостаты (ВРУ) и тип струй, создаваемый ими. Наибольшее затухание происходит при хорошем перемешивании (веерные и закрученные струи), но конкретные расчетные зависимости для этого явления в литературе ограничены.

Как видно из изложенного, затухание колебаний температуры и влажности на поверхности может быть многократным (см. п. 2.1 данной книги!). Но это еще не гарантирует точного поддержания свойств объекта по ряду причин и прежде всего в силу «дрейфа» среднего (иначе – нулевой гармоники). Это явление возникает при изменении соотношения полупериодов цикла того или иного параметра [1.10].

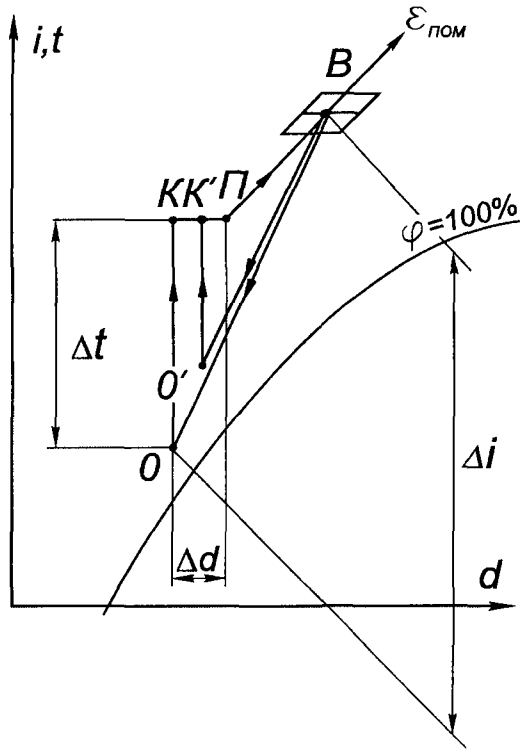


Рис. 1.47. Изображение последовательности процессов обработки воздуха в кондиционере при непрерывной работе его аппаратов: охладителя-осушителя, нагревателя и увлажнителя для Uniflair «Amico» при максимальной и минимальной воздухопроизводительности (с использованием удельных характеристик аппаратов)

1.14. Годовые режимы работы АК: холодильная машина - тепловой насос

Этот вопрос относится к числу наиболее сложных, потому что основан на анализе изменяющихся в течение цикла работы ХМ, суток, режима и года величин: тепловлажностной нагрузки, состояния наружного воздуха, режима его использования в кондиционере (min, var, max), изменяющейся холодопроизводительности испарителя и др. Существенную роль играет дооснащение кондиционера воздушными клапанами наружного и рециркуляционного воздуха, которыми управляет контроллер (регулятор температуры).

Характерные варианты годовых режимов работы АК показаны на расчетных схемах (рис. 1.50). Различные алгоритмы функционирования систем и технологические схемы приводят к разному потреблению теплоты, холода и влаги на увлажнение. Использование воздушных клапанов и L_H= var может существенно сокращать продолжительность режима охлаждения воздуха, мгновенные и годовой расход холода. В то же время одновременно может возрастать расход влаги на увлажнение и соответствующие ему энергозатраты.

Потребление холода кондиционером зависит от внутренних и наружных теплопоступлений, состояния наружного воздуха, заданной температуры воздуха в помещении, коэффициента влаговыпадения $\xi_{ВО}$ и др. В упрощенном виде, считая внутренние теплоизбытки относительно постоянными, можно представить относительные теплоизбытки $\bar{Q}_{изб} = Q_{изб} / Q_{изб.расч}$ зависящими от наружной температуры t_H. Коэффициент влаговыпадения $\xi_{ВО}$ может быть показан в поле $i - d$ диаграммы (см. рис. 1.51). В случае, если начальное состояние воздуха перед ВО выше изолинии $\xi_{ВО}$=1, процесс будет происходить только с охлаждением воздуха, если

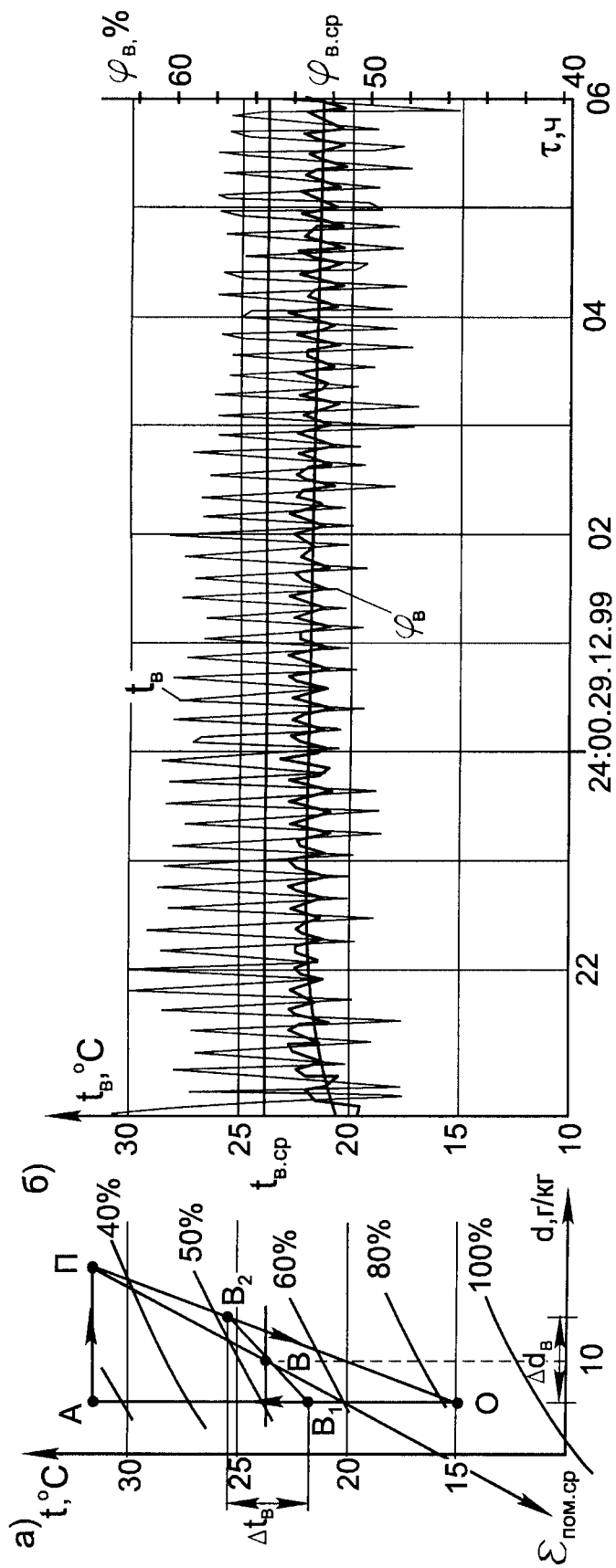


Рис. 1.48. Процессы обработки рециркуляционного воздуха в стационарном режиме в $i-d$ диаграмме (а): ПО – охлаждение-осушение в воздухоохладителе-испарителе ХМ, ОА – нагревание в электронагревателе; АП – паровое увлажнение и график (б) изменения температуры и относительной влажности воздуха в лаборатории контроля качества бумаги после наладки прецизионного кондиционера SUW025 Uniflair (Италия). Исп. – Д.А.Сотников. Характеристики процесса регулирования: период колебаний $\tau_п \approx 12$ мин, круговая частота колебаний $\omega_1 = 0{,}5$ мин$^{-1}$, средние значения: $t_{в.ср} = 23{,}5$°С, $\varphi_{в.ср} = 53\%$; колебания $\Delta t_в = 4$°С, $\Delta\varphi_в = 1\%$, амплитуды основных гармоник разложения: $A_{tв1} = 2{,}70$°С, $A_{\varphi в1} = 0{,}7\%$. Характеристики кондиционера: $G_{пр} = 0{,}33$ кг/с, $Q_x = 5{,}5$кВт, $\Delta i_в = 16{,}5$кДж/кг, $G_{увл} = 2$кг/ч; $\Delta d_в = G_{увл}/G_{пр} = 1{,}65$г/кг; $Q_{нагр} = 5$кВт; $\Delta t_в = Q_{нагр}/G_{пр}c_в = 15$°С; скорость изменения $(dt_в/d\tau)_{max} = 1{,}3$°С/мин. Затухание температурных колебаний на этой частоте – десятикратное и больше.

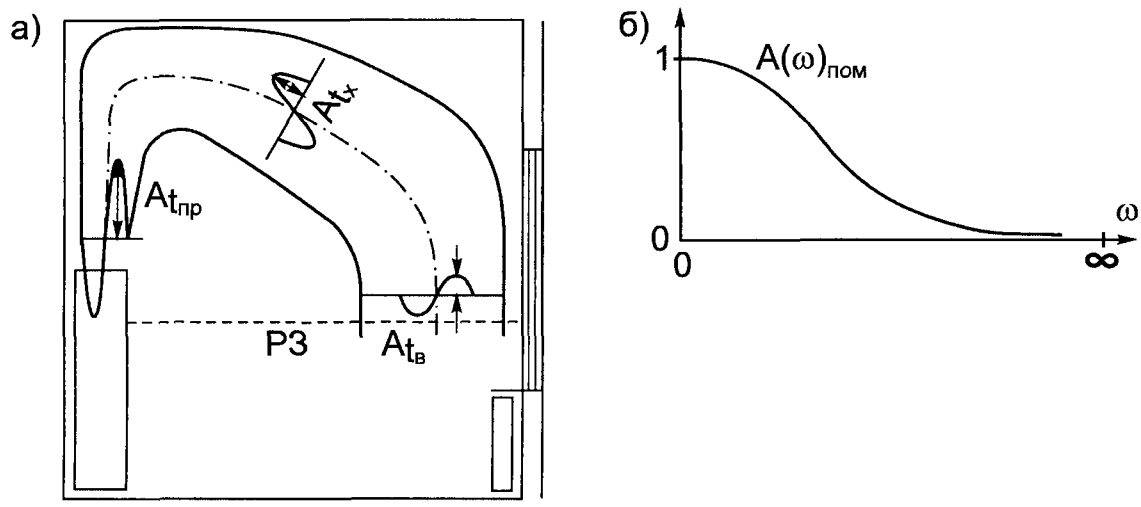


Рис. 1.49. Условная схема циркуляции воздушных потоков в помещении (а), где установлен автономный кондиционер с релейно управляемым оборудованием, и изображение амплитуд колебаний температуры воздуха в приточной струе и амплитудно-частотная характеристика помещения (б) как объекта стабилизации температуры воздуха: ω – круговая частота колебаний температуры приточного воздуха: $\omega = 2\pi/\tau_{П}$.

ниже – то с охлаждением-осушением. В последнем случае часть, иногда весьма значительная, вырабатываемого холода расходуется на осушение воздуха.

Здесь принято, что процесс охлаждения протекает до места аппарата, где $t_в = t_{в.р}$, а далее происходит охлаждение-осушение. Эта модель процесса отличается от прежней, которую можно назвать моделью смешения.

Выработка холода тоже меняется, изолинии равных значений относительной холодопроизводительности приближенно нанесены на поле $i - d$ диаграммы. Если система использует только наружный воздух (например при $t_Н < t_В$), то изменение $\bar{Q}_X$ наибольшее (рис. 1.51). Если же система использует малый процент наружного воздуха, то $\bar{Q}_X$ меняется меньше и в основном из-за переменной температуры воздуха перед конденсатором. Наклон линий переменный для разных типов оборудования; зависимости могут быть нелинейными в силу сложного изменения холодопроизводительности.

В случае если холодильная машина может быть использована как тепловой насос, учитывают потребность в теплоте и ее выработку (см. рис. 1.52).

Как видно, упомянутые линии имеют разную направленность: с понижением температуры наружного воздуха теплопотери растут, а теплопроизводительность теплового насоса – падает. В этом заключается основное противоречие при использовании теплового насоса. Наилучшая область его применения – при положительных температурах нагреваемого воздуха, при прекращении централизованного теплоснабжения зданий или совместном использовании с предварительно установленным теплоутилизатором.

1.15. Современные методы энергосбережения в автономных кондиционерах

Существует несколько направлений экономии энергии в системах кондиционирования, использующих автономные кондиционеры. Рассмотрим наиболее перспективные решения.

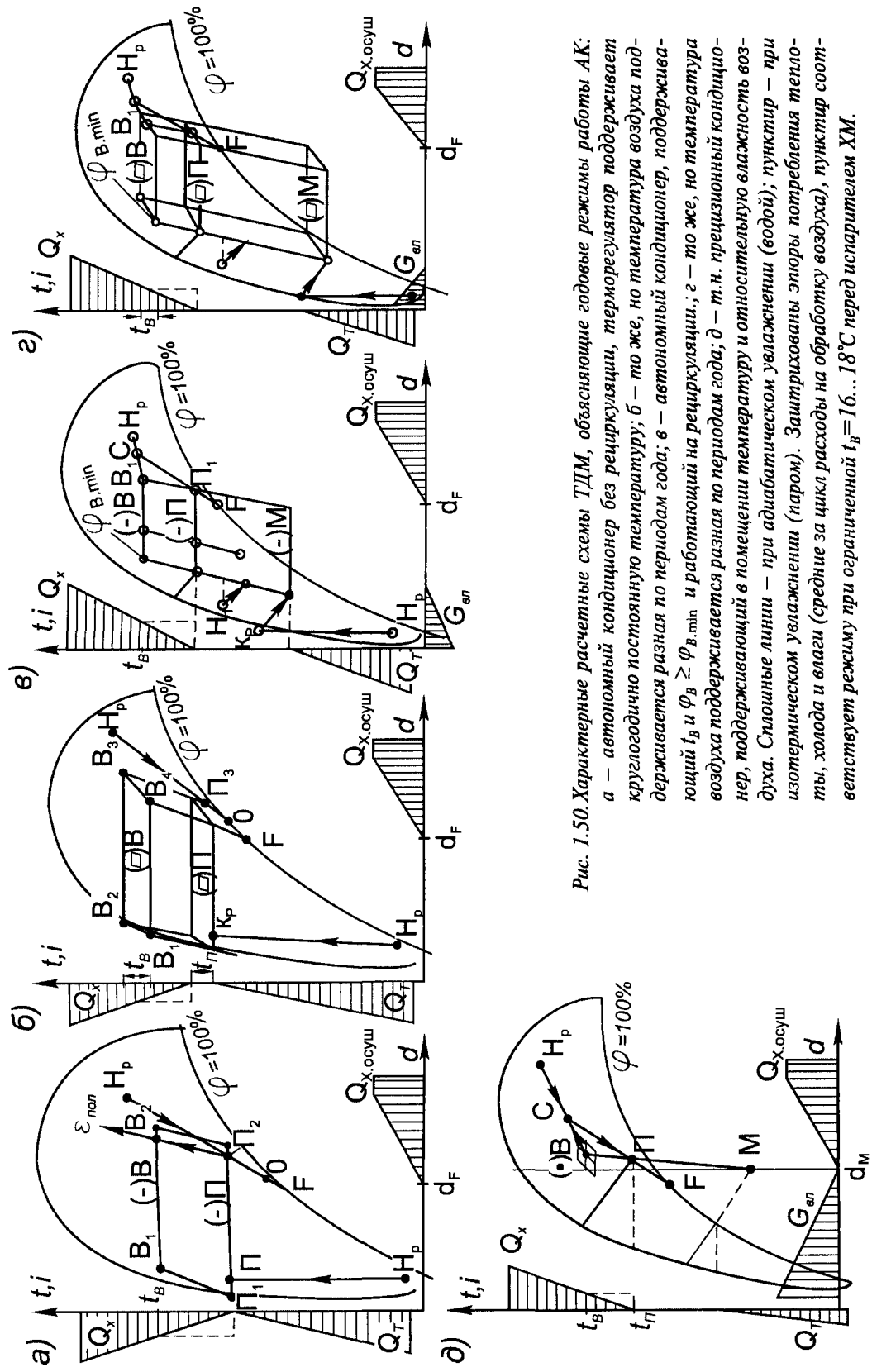


Рис. 1.50. Характерные расчетные схемы ТДМ, объясняющие годовые режимы работы АК: а – автономный кондиционер без рециркуляции, терморегулятор поддерживает круглогодично постоянную температуру; б – то же, но температура воздуха поддерживается разная по периодам года; в – автономный кондиционер, поддерживающий t_B и $\varphi_B \geq \varphi_{B.min}$ и работающий на рециркуляции.; г – то же, но температура воздуха поддерживается разная по периодам года; д – т.н. прецизионный кондиционер, поддерживающий в помещении температуру и относительную влажность воздуха. Сплошные линии – при адиабатическом увлажнении (водой); пунктир – при изотермическом увлажнении (паром). Заштрихованы эпюры потребления теплоты, холода и влаги (средние за цикл расходы на обработку воздуха), пунктир соответствует режиму при ограниченной t_B=16...18°С перед испарителем ХМ.

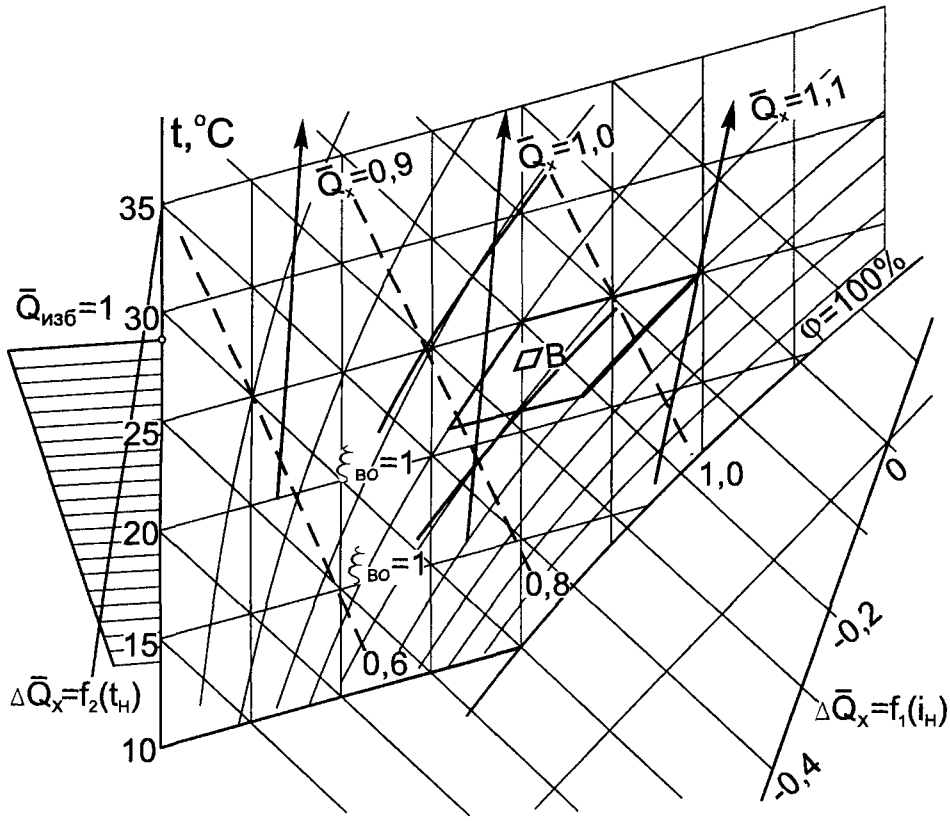


Рис. 1.51. Сводный график изменения полной относительной холодопроизводительности испарителя ХМ АК в зависимости от $i_H(t_{H.M})$ перед испарителем и t_H перед воздушным конденсатором и избыточных тепловыделений в помещении: сплошные линии – для FB4A, пунктир – усредненно для АК разных производителей при a_{i_H}=0,02 (кДж/кг)$^{-1}$; a_{t_H}=-0,01 (°С)$^{-1}$; линия $\xi_{во}$=1 при $\Delta i_{во}$= 20 кДж/кг и 10 кДж/кг разделяет область начальных состояний перед охладителем на две части, когда происходит охлаждение (выше) или охлаждение-осушение воздуха (ниже).

Совмещение в АК теплоутилизатора с тепловым насосом. Такое техническое решение позволяет полностью отказаться от расхода теплоты в горячей воде или электроэнергии, что очень актуально как для зданий в центре больших городов, так и для объектов в сельской местности. Один из таких объектов – казино-клуб «Премьер» (помещение бывш. кинотеатра «Титан», С-Петербург, Невский пр., д. 47). Для традиционного нагревания наружного воздуха от $t_{нрх}$=-26°С до $t_{пр}$=$t_В$=20°С и расходе L_H=5 кг/с потребовалось бы около 230 кВт теплоты, для перемещения воздуха – около 15 кВт электроэнергии, тогда как можно было расчитывать лишь на 50 кВт.

В этих условиях организация-проектировщик (ЗАО «Арктика», О.Н.Жигунова, 1999 г.) приняла решение применить систему кондиционирования с использованием теплоутилизатора и холодильной машины, работающей в холодный период в режиме теплового насоса (рис. 1.53), оборудование фирмы IV Produkt (Швеция). При работе в режиме нагревания температура воздуха перед испарителем была t_{H_1}=–4°С, что соответствовало коэффициенту эффективности ВРТ $\theta_{ТУ}=\left[-4-(-26)\right]/\left[20-(-26)\right]=0{,}48$. Такая температура обеспечивала достаточную теплопроизводительность теплового насоса для нагревания воздуха от

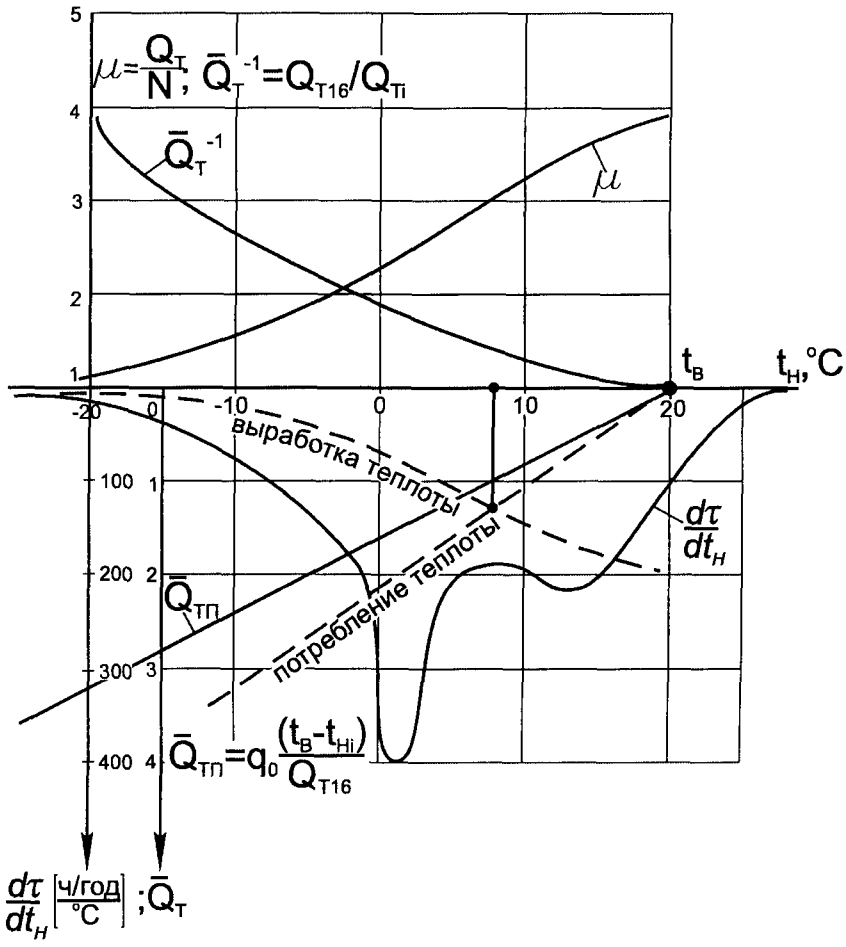


Рис. 1.52. График изменения отопительного коэффициента μ *(усредненно) для тепловых насосов 50HS024...50HS060 Carrier и относительной теплопроизводительности* $Q_{T_{16}} / Q_{T_i}$ *(при температуре воздуха перед испарителем* t_H=16°C*). Нижний квадрант: линия относительных теплопотерь* $Q_{тп}$ *(по отношению к теплопотерям при* t_H =8°C*), линии потребления и выработки теплоты тепловым насосом, линия плотности повторяемости температуры наружного воздуха* $d\tau / dt_H$ *для С.-Петербурга.*

t_{H1} = –4°C до $t_{пр}$ = 16°C (около 100 кВт). При более высоких, чем расчетная, наружных температурах после ВРТ температура тоже повышается, возрастает отопительный коэффициент μ и теплопроизводительность теплового насоса. Расход теплоты на нагревание уменьшают сначала управлением тепловым насосом, а после его отключения – управлением теплоутилизатором (рис. 1.54). При температуре наружного воздуха выше t_H=16°C холодильная машина используется для охлаждения наружного воздуха. Расчетная мощность всего электрооборудования (двигатели вентиляторов, компрессора, привода ВРТ) не превышала ограничивающей (50 кВт). Холодильная машина АК имела несколько ступеней управления и диапазон холодопроизводительности испарителя от 24 до 121 кВт при мощности, потребляемой компрессором, 31 кВт (летом) и 20,3 кВт (зимой).

Автономный кондиционер, переключаемый в режим утилизатора теплоты (на основе эффекта тепловой трубки). Существуют несколько разновидностей такого технического решения, некоторые из них разработаны ВНИИкондиционер. Рассмотрим наиболее

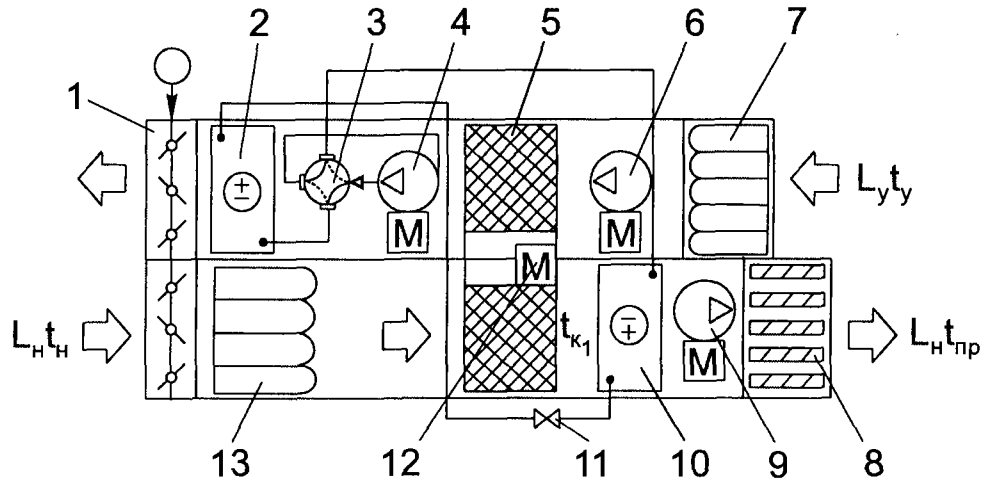


Рис. 1.53. Принципиальная схема – вид крупного центрального автономного кондиционера с использованием для нагревания роторного теплоутилизатора (ВРТ) и холодильной машины в режиме теплового насоса: 1 – совмещенный воздушный клапан наружного и удаляемого воздуха с приводом; 2 – конденсатор холодильной машины (или испаритель теплового насоса); 3 – четырехходовой переключающий клапан (показан в положении работы холодильной машины на охлаждение наружного воздуха (теплое время года); 4 – холодильный компрессор с двигателем; 5 – роторный регенеративный утилизатор; 6 – вытяжной вентагрегат; 7, 13 – фильтры для очистки воздуха; 8 – шумоглушитель; 9 – приточный вентагрегат; 10 – испаритель холодильной машины (конденсатор теплового насоса); 11 – терморегулирующий вентиль; 12 – двигатель для привода во вращение ротора ВРТ.

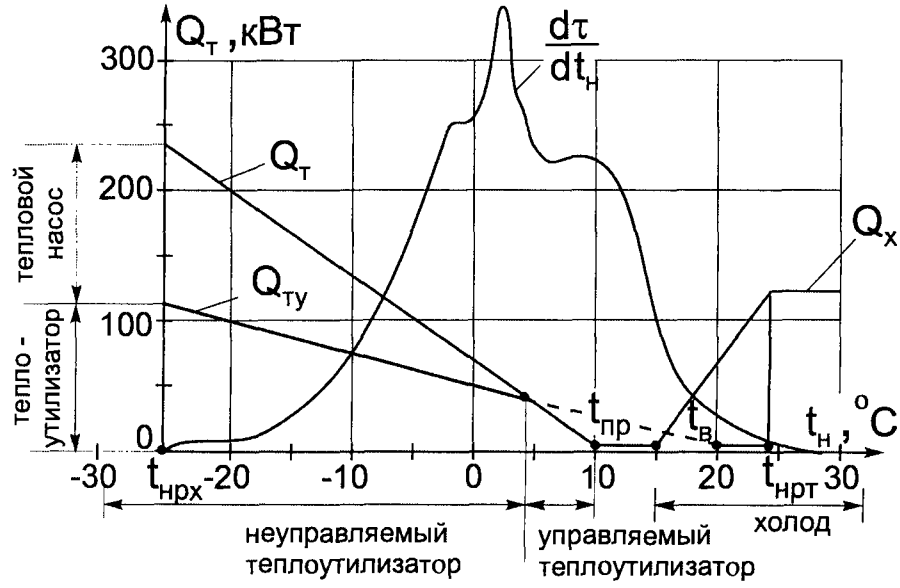


Рис. 1.54. График годовых режимов работы центрального автономного кондиционера в составе теплоутилизатора, холодильной машины и теплового насоса в объекте с тепловыделениями (казино-клуб «Премьер», $G_{пр} = 5$ м³/с, $Q_{Т\,max} = 230$ кВт).

характерные решения для сплит-системы с наружным и внутренним блоками и для моноблочной конструкции.

Испаритель автономного кондиционера с раздельными наружным и внутренним блоками показан на рис. 1.55. В теплый период года работает холодильная машина, и охлажденный наружный воздух или смесь вентиляторами 7 и 9 подается в помещение. В переходный и холодный периоды года кондиционер используется для компенсации теплопотерь в режиме нагрева приточного воздуха. Холодильная машина отключена, а испаритель с перегородкой 8 становится утилизатором теплоты уходящего воздуха (тепловая трубка). Для движения хладона кожух испарителя установлен под углом к горизонтали, более холодный (наружный) воздух проходит через верхнюю часть трубок, перемещаемый вентилятором 7. Более теплый (уходящий) воздух перемещается реверсируемым вентилятором 9, в результате теплота передается от уходящего воздуха к холодному наружному. Для дополнительного нагрева используется воздухонагреватель.

Моноблочная конструкция автономного кондиционера, предлагаемая ВНИИкондиционер, показана на рис. 1.56. Предусмотрена работа такого кондиционера в нескольких режимах. В режиме вентиляции помещения без использования холодильной машины вентилятор 15 через решетку 16 забирает наружный воздух и через клапан 13 подает его в помещение. При этом клапаны 6 и 8 открыты, клапан 9 закрыт, и воздух помещения вентилятором 7 выбрасывается в атмосферу, при этом поворотная заслонка 5 закрыта и перекрывает нагнетательный воздуховод 4. При необходимости охлаждения приточного воздуха включается в работу компрессор холодильной машины, при этом приточный (наружный) воздух охлаждается в испарителе холодильной машины.

В переходный и холодный периоды года при необходимости нагревания приточного воздуха заслонку 5 поворачивают, открывая нагнетательный воздуховод 4 и одновременно разделяя нижний 3 и верхний 18 объемы и тем самым превращая испаритель в утилизатор теплоты (тепловую трубку). Теплый воздух из помещения проходит через открытый клапан 8, испаритель 17 и выбрасывается наружу. При этом содержащийся в пучке трубок

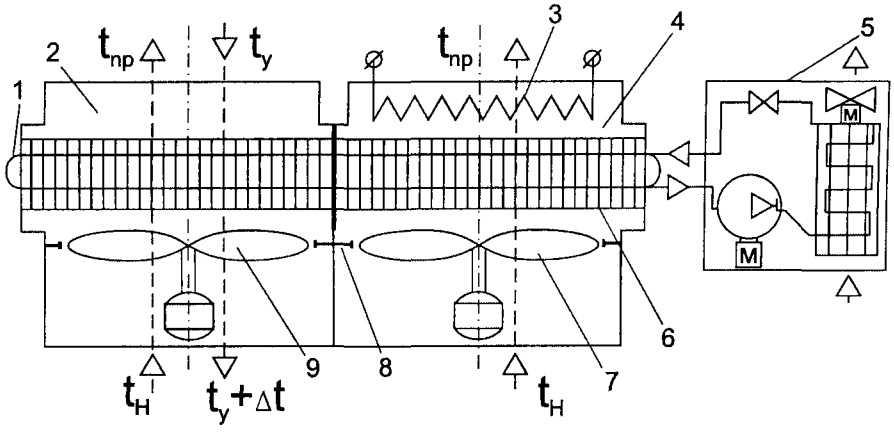


Рис. 1.55. Вид-схема испарителя холодильной машины автономного кондиционера, переключаемого в режим утилизации теплоты удаляемого воздуха (тепловой трубки) по АС 1352155, БИ №23, 1987, ВНИИкондиционер: 1 – пучок трубок испарителя; 2 – реверсируемый канал; 3 – дополнительный нагреватель; 4 – воздушный канал; 5 – компрессорно-конденсаторный агрегат (наружный блок); 6 – испаритель холодильной машины; 7 – вентилятор; 8 – перегородка; 9 – реверсируемый вентилятор.

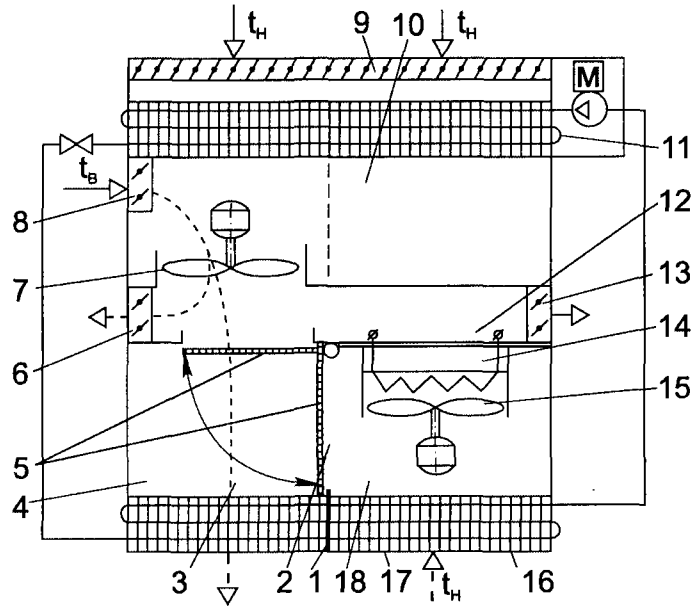


Рис. 1.56. Вид-план бытового автономного кондиционера с дополнительными клапанами, поворотной разделительной перегородкой между отсеками холодного и теплого воздуха и перегородкой испарителя, позволяющего переключать в режим утилизации (тепловой трубки) при включенной холодильной машине (по АС 1404960, БИ №23, 1988 г.): 1 – поперечная перегородка испарителя; 2 – отсек охлажденного воздуха; 3 – нижний объем; 4 – нагнетательный воздуховод; 5 – поворотная заслонка; 6,8,9,13 – воздушные клапаны для работы кондиционера в разных режимах; 7,15 – осевые вентиляторы; 10 – отсек конденсатора; 11 – конденсатор холодильной машины; 12 – канал удаляемого воздуха; 14 – отверстие для выпуска воздуха в помещение; 16 – вход наружного воздуха; 17 – испаритель холодильной машины; 18 – верхний объем.

хладоагент кипит, испаряясь от теплоты внутреннего воздуха. Поднимаясь вверх, он конденсируется в потоке наружного воздуха и опускается вниз, цикл повторяется. При необходимости в потоке наружного воздуха может быть установлен дополнительный нагреватель.

Управление производительностью вентилятора автономного кондиционера. В современной технике кондиционирования и вентиляции широкое распространение получили системы переменного расхода – *VAV*-системы. Они применяются в объектах с переменной тепловой, влажностной или пылегазовой нагрузками. Такие системы позволяют сокращать расчетную производительность, управлять ею, снижать капитальные и энергетические затраты [1.15]. Современные автономные кондиционеры все шире оснащаются устройствами плавного или ступенчатого управления производительностью, что может обеспечить существенное энергосбережение. По остальным вопросам этой проблемы адресуем читателя к специальной монографии автора [1.15].

1.16. Особенности технических решений СКВ на основе автономных кондиционеров

Наряду с обсуждаемыми преимуществами АК имеют такие особенности, которые влияют на решения сети воздуховодов, дополнительно устанавливаемые регулирующие клапаны и необходимость автоматического управления ими, а также динамический температурный режим в помещении. Рассмотрим эти специфические решения подробнее.

Ограниченное свободное давление вентилятора (обычно от 100 до 300 Па) и его распределение между всасывающей и нагнетательной частью сети воздуховодов **приводит к необходимости тщательной проработки конструкции такой сети (рис. 1.57).**

На всасывании предусматривают короткую сеть, позволяющую одновременно подавать в кондиционер наружный (атмосферный) и рециркуляционный воздух. Рециркуляционная ветвь сети (3, рис. 1.57) оказывается весьма короткой, и для увязки ее с наружной ветвью (4) большего сопротивления ветвь 3 дросселируют, для этого наиболее удобна сетка. Всасывающее отверстие кондиционера обычно не совпадает с требуемым сечением воздушного сдвоенного клапана, состоящего из двух одинаковых частей. Сечение такой части клапана определяют по известному соотношению из условия регулировочной характеристики $L(\alpha_{кл})$, наиболее близкой к линейной:

$$F_{кл.Н} = 3{,}5 \cdot L_{пр.max} \cdot 10^{-4} / \sqrt{\Delta P_Н}\,, \qquad (1.35)$$

где $F_{кл.Н}$ – сечение наружной части клапана, м^2; $L_{пр.\,max}$ – расчетный расход приточного воздуха через наружную часть клапана, когда рециркуляция закрыта, м^3/ч; $\Delta P_Н$ – аэродинамическое сопротивление наружной ветки при максимальном расходе воздуха, Па. Например при $L_{пр.\,max}$=5000 м^3/ч и $\Delta P_Н$=70 Па сечение наружной части клапана равно $F_Н = 3{,}5 \cdot 5000 \cdot 10^{-4} / \sqrt{70} = 0{,}2$ м^2, а общее $F_{кл}$=0,4 м^2, при этом скорость в сечении клапана $v_В$ = 5000/3600·0,2=7 м/с.

Соединение всасывающего сечения кондиционера с сечением клапана производят с помощью диффузора-конфузора (зависит от того, какое сечение больше). Каждая из половинок клапана соединяется на свою сеть (короткую 3 и длинную 4) и должна иметь устройство для подрегулировки – вышеупомянутую сетку или другое устройство на коротком рециркуляционном участке, где из-за меньшего сопротивления пойдет больше воздуха. Требуемое живое сечение такой сетки $\bar{f}$ определяют по перепаду давлений в параллельных ветках, каждая из которых определенная при максимальном расходе на своем участке $\Delta P = \Delta P_4 - \Delta P_3$, и с учетом сечения $F_Н = F_Р$ определяют по данным И.Е.Идельчика, как

$$\zeta(\bar{f}) = 1{,}3(1-\bar{f}) + \left(\frac{1}{\bar{f}} - 1\right)^2 = \frac{2\Delta P}{\rho_В v_В^2}, \qquad (1.36)$$

где $v_В$ – скорость подходящего к сетке потока при расчетном расходе воздуха через рециркуляционный участок $(L_Р = L_{пр} - L_{Н.min})$.

Для упрощения подбора регулирующей сетки вместо уравнения (1.36) можно воспользоваться таблицей.

Таблица 1.3 ***Коэффициенты местного сопротивления сетки из круглой металлической проволоки при*** $\mathrm{Re}^* = v_В \delta_{ср} / \nu_В > 400$

$\bar{f}$	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,9	1
ζ	363	82	33,4	17	10	6,2	4,1	3,0	2,2	1,65	1,26	0,97	0,75	0,58	0,44	0,32	0,14	0

Например, если нужно увязать разные сопротивления участков наружного ($L_{Н.\,max}$= =$L_{пр}$=5000 м^3/ч, ΔP_4=70 Па, $F_{кл.Н}$=0,2 м^2, $v_В$=7 м/с) и рециркуляционного воздуха ($L_{р.\,max}$= =$L_{пр}$ -$L_{Н.\,min}$ =5000-500=4500 м^3/ч, $F_{кл.Р}$ =0,2 м^2, ΔP_3 =10 Па, $v_В$ =6,35 м/с), то коэф-

фициент местного сопротивления дросселя (в данном случае сетки) должен быть: $\zeta_{др} = (\Delta P_4 - \Delta P_3) \cdot 2 / \rho_B v_B^2 = (70-10) \cdot 2 / (1{,}2 \cdot 6{,}35^2) = 2{,}5$, чему по таблице 1.3 соответствует сетка с живым сечением около $\bar{f}$=0,40...0,45.

Нагнетательную часть сети (рис. 1.57) выбирают, конструируют и расчитывают известными методами. Однако особое внимание при этом обращают на уменьшение скорости воздуха (3...5 м/с) и устранение лишних аэродинамических сопротивлений. Например, сопротивление «обычного» отвода многократно уменьшится, если его предусмотреть скругленным с большим радиусом поворота. При ограниченной высоте размещения потолочных анемостатов нужно принять меры, обеспечивающие равномерный выход воздуха во всех направлениях, а не одним боком. Последнее приводит как к неравномерности температур и скоростей в рабочей зоне, так и к дополнительному шуму.

Регулировочная характеристика воздушных клапанов (рис. 1.57,б) строится известными способами. При этом важно, чтобы в режиме потребления холода (при $t_H > t_{пр}$) температура смеси оказалась не ниже t_C =16...18°С по условиям работы холодильной машины. Указанная цифра для разных кондиционеров неодинакова, а зависит от перепада энтальпий в воздухоохладителе ($\Delta i_{ВО}$=10...25 кДж/кг). Чем он выше, тем выше ограничивающая температура смеси.

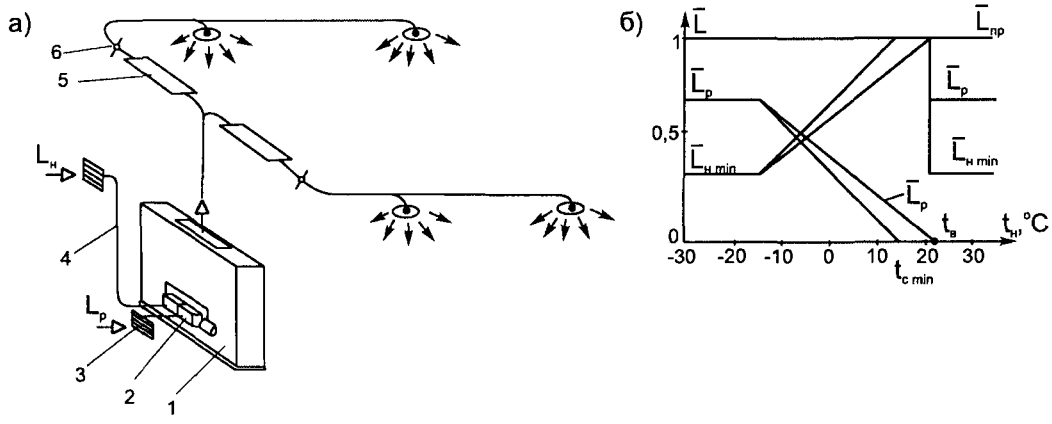


Рис. 1.57. Аксонометрическая схема всасывающей и нагнетательной сети воздуховодов (а), подсоединяемой к автономному кондиционеру шкафного типа: 1 – кондиционер; 2 – сдвоенный воздушный клапан с электроприводом; 3 – короткий патрубок рециркуляционного воздуха с сеткой для подрегулировки всасывающей сети при разном сопротивлении наружного и рециркуляционного воздуховодов; 4 – воздуховод наружного воздуха; 5 – шумоглушитель; 6 – воздушный клапан для регулировки сети; график управления расходами наружного и рециркуляционного воздуха (б) при дооснащении автономного кондиционера воздушными клапанами и терморегулятором.

В заключение рассмотрим, как относиться к колебаниям параметров, возникающим при релейном управлении оборудованием АК. Встречаются публикации, где вышеописанным колебаниям дается отрицательная оценка в отношении воздействия на людей. Мы считаем, что в соответствии с публикациями по гигиеническому нормированию параметров [1.7] при монотонном труде возникающие колебания температуры могут быть оценены положительно, если произведение полупериода колебаний на их амплитуду и с учетом формы кривой удовлетворяет неравенству:

$$I_t = \psi_Ф \frac{\tau_п}{2} \Delta t_{В.max} < 3 \text{ ч·°С}, \qquad (1.37)$$

где I_t – импульс отклонения температуры как результирующий показатель воздействия на человека температурной волны; ψ_Φ – т.н. коэффициент формы кривой $t_B(\tau)$: для прямоугольной формы $\psi_\Phi=1$, для треугольной формы $\psi_\Phi=0{,}5$, для полусинусоиды $\psi_\Phi=\pi/4$. При стандартной настройке релейного P_C-регулятора комфортные условия в помещении можно изменить такими приемами:

- изменяя положение датчика по отношению к приточному отверстию (импульс I_t в помещении уменьшается, рис. 1.58);
- используя простейшие оболочки вокруг датчика, например полиэтиленовую пленку или тонкий чехол (импульс I_t в помещении увеличивается, рис. 1.58).

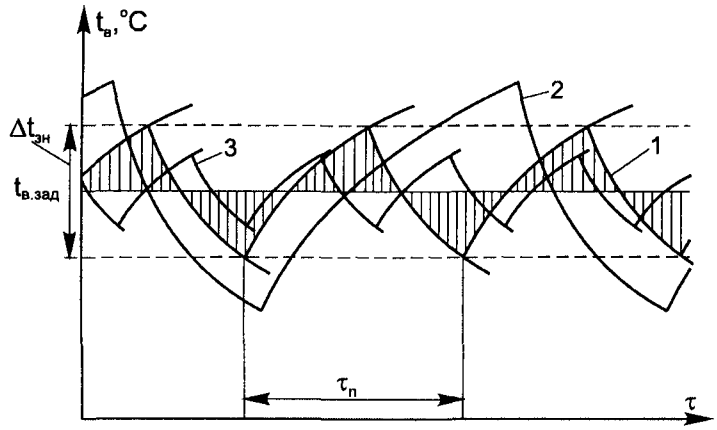


Рис. 1.58. График изменения температуры воздуха в помещении: 1 – при «обычной» установке датчика в рециркуляционном воздуховоде; 2 – в помещении, если датчик окружен оболочкой (пленкой, чехлом); 3 – в помещении, если датчик приближен к воздухораспределителю (по траектории приточной струи). Заштрихованная площадь пропорциональна импульсу отклонения температуры воздуха в помещении.

1.17. Особенности эксплуатации и технического обслуживания крышных кондиционеров (rooftop)*

Здесь пойдет речь об оборудовании для охлаждения и кондиционирования воздуха, используемом в агрегатах, которые устанавливают на кровлях, консолях и земле (см. рис. 1.59). Крышные кондиционеры подвержены воздействию лучистой теплоты, высоких и низких температур окружающего воздуха, осадков (дождя, града, снега), пыли, пыльцы, спор, листьев, насекомых и даже молний. Во многих случаях за их эксплуатацию на площадке никто не отвечает, так что на них обращают внимание не раньше, чем они сломаются. Как показывают натурные измерения характеристик такого оборудования, они существенно уступают номинальным показателям, которые указывают в каталогах. Так, было обнаружено, что у двух агрегатов степень энергетической эффективности *EER* (energy-efficiency ratio) вместо 9,0 составляла 6,6 и 7,1, а испытание двух агрегатов с номинальным *EER*=8,7 выявило, что средние значения по результатам замеров на протяжении трех недель составили соответственно 6,6 и 8,6.

Рабочие характеристики крышных кондиционеров можно улучшить, реализуя программу их регулярного технического обслуживания. Так, программа правильной экс-

* По материалам статьи инженера, проф., члена ASHRAE David Houghton, АВОК, 1998, №5, с. 5-10.

плуатации 25 кондиционеров в Новой Англии позволила снизить потребление энергии в среднем на 11% при окупаемости затрат на эксплуатацию меньше, чем за три года. Полная профессиональная наладка 23 крышных кондиционеров в мотелях, ресторанах и магазинах привела к повышению *EER* от 22 до 42%. Хотя эти примеры и представляют собой результат разовых усилий по повышению *EER* и качества эксплуатации, техническое обслуживание крышных кондиционеров – это постоянный процесс, и подрегулировку всех узлов надо производить ежегодно.

Возможные направления эксплуатации и технического обслуживания крышных кондиционеров нужно разделить на воздушный контур и контур хладоносителя. Техническое обслуживание и ремонт начинают с воздушного контура. Бóльшую часть проблем, связанных с охлаждением, нельзя успешно решить до тех пор, пока не будет правильно налажен воздушный тракт. Например, определение холодопроизводительности даст неточные результаты, если производительность вентилятора занижена из-за загрязнения фильтра.

Фильтры выполняют две важные функции: обеспечивают нужное качество воздуха в помещении и защищают воздухоохладитель и вентилятор от отложения пылевых частиц и микрофлоры. Карманные фильтры из хлопка или синтетической ткани стоят дороже, но их рабочие характеристики лучше, чем у плоских фильтров из стекловолокна или ковриков из крученого полиэфира. Более длительный срок и высокий коэффициент очистки карманных фильтров перевешивают их бóльшую стоимость. Промежутки времени между заменой фильтров можно определить по допустимому их сопротивлению, на основании календарного графика или результатов визуального осмотра.

Житейская мудрость подсказывает, что грязные фильтры снижают *EER* крышных агрегатов, однако экономия энергии может оказаться не столь значительной в силу системных эффектов. Анализ 35 кВт агрегата показывает, что увеличение сопротивления фильтра на 250 Па снижает *EER* холодильной машины, но может увеличивать КПД вентагрегата, так что потери энергии составляют 1%. Тем не менее загрязненные фильтры снизили производительность конкретного вентилятора (с конкретной характеристикой и конкретной рабочей точкой) на 23% и холодопроизводительность на 7%.

Воздухоохладитель (испаритель), загрязняясь, порождает две проблемы: снижает производительность вентилятора и увеличивает термическое сопротивление оребренной поверхности, уменьшает количество холода. Имеет смысл проводить осмотр испарителя не реже одного раза в год, чтобы проверить, справляются ли фильтры с работой.

Вентиляторы относительно старых крышных кондиционеров имеют муфтовые подшипники, которые представляют собой смазываемые беговые поверхности контакта «металл-металл». Их следует легко смазывать два-три раза в год рекомендованным смазочным материалом. Полезно поместить рядом с подшипниками табличку с указанием периодичности смазки и типа смазочного материала, а также журнал обслуживания. Более новые вентиляторы оснащают самосмазывающими подшипниками в виде герметичных кассет, предварительно заправленных густой смазкой. Сменить такую смазку в этих подшипниках невозможно, так что когда они выходят из строя – обычно через несколько лет службы, – кассету с подшипниками необходимо заменить. О скором выходе подшипников из строя предупреждают чрезмерный шум, вибрация или выделение подшипником теплоты. В обычных шарикоподшипниках может быть избыток смазки; если она попадает на ремень шкива, то это приведет к заеданию. До сих пор встречаются случаи неправильного направления вращения колеса вентилятора, при этом сильно снижается производительность вентилятора.

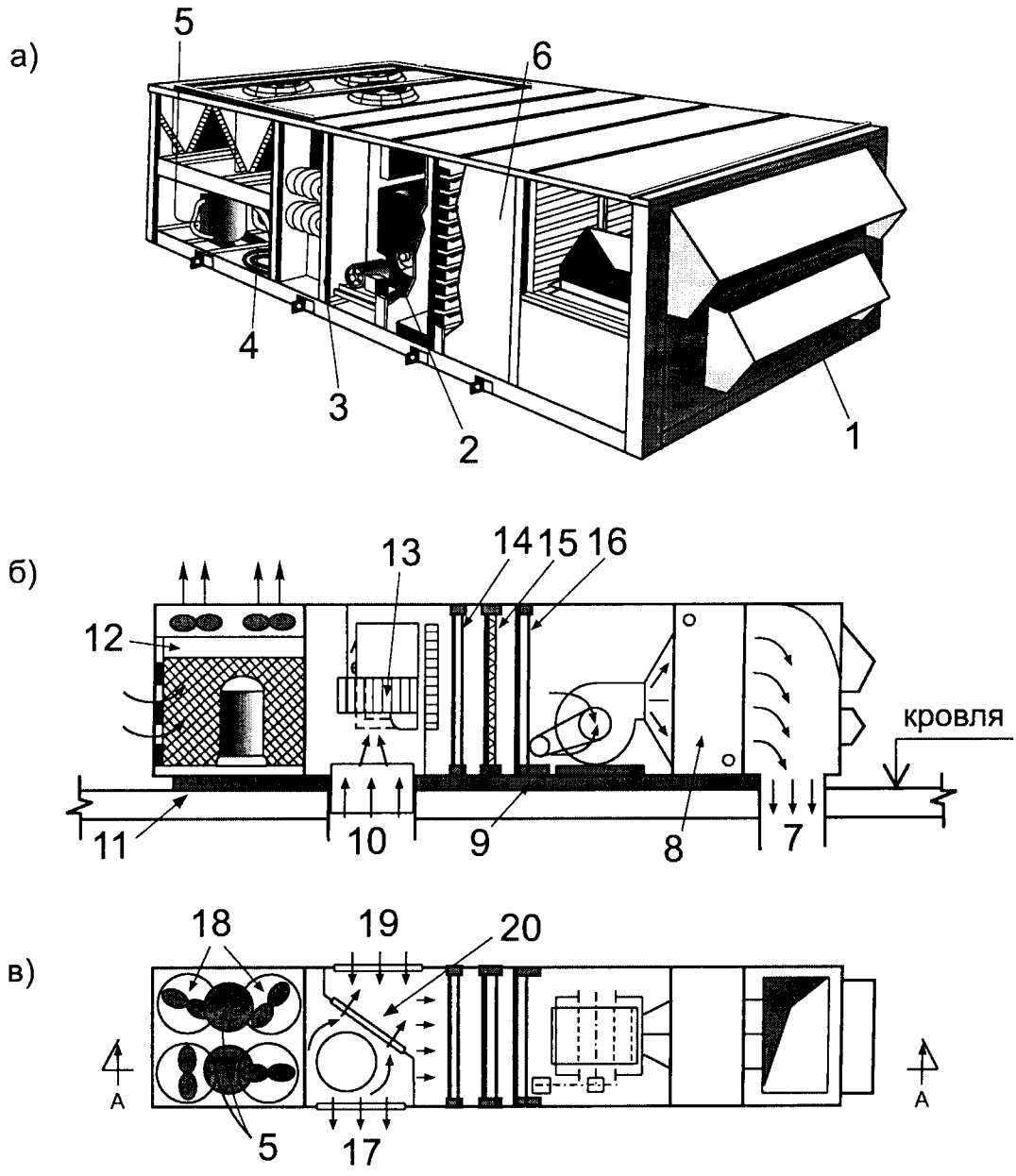


Рис. 1.59. Крышной автономный секционный кондиционер (rooftop): а – вид с частично снятыми панелями; б – продольный разрез; в – план.
Обозначения: 1 – защитный кожух приточного воздуха; 2 – передача-двигатель – центробежный вентилятор; 3 – двойные стенки с теплоизоляцией; 4 – независимые охлаждающие контуры (2); 5 – винтовые компрессоры; 6 – съемные панели с обеих сторон агрегата; 7 – подача приточного воздуха из кондиционера в сеть воздуховодов; 8 – секция нагрева; 9 – емкость для сбора конденсата; 10 – вход рециркуляционного воздуха; 11 – опорная рама; 12 – конденсатор ХМ; 13 – вентилятор выброса воздуха; 14 – фильтр первичной очистки; 15 – фильтр тонкой очистки; 16 – испаритель ХМ; 17 – выбрасываемый воздух; 18 – вентилятор охлаждения конденсатора; 19 – клапан для использования свободного охлаждения; 20 – клапан повторного отбора воздуха

Ремни передачи вентагрегата могут быть натянуты слабо, что приводит к потере крутящего момента и быстрому износу ремней. Слишком туго натянутые ремни создают чрезмерную боковую нагрузку на двигатель, приводят к быстрому износу подшипников. Правильного натяжения ремней можно добиться с помощью тензодатчика деформации, однако большинство технических специалистов регулируют натяжение, просто нажимая ремень пальцем. И тот и другой способ хороши, если соблюдать последовательность в их применении. Ремни также выравнивают с помощью поверочной линейки.

Стоимость обычного комплекта ремней невелика, а вызов специалиста для замены порванного ремня значительно дороже, поэтому целесообразно заменять ремни по графику. Замена плоских ремней на зубчатые клиновые уменьшает потери и повышает КПД вентагрегата на 2...10%.

Электродвигатели при замене вышедших из строя целесообразно подбирать с наиболее высоким КПД в рабочей точке (например 0,895 при мощности 1,5 кВт), что позволяет сэкономить на плате за электроэнергию, вложения окупятся за 1,5 года.

Обслуживание клапана наружного воздуха состоит в проверке перемещения створок, очистке поверхности и смазке тяги. Негерметичность корпуса возникает после потери крепежных винтов. Зарядка хладагентом может быть избыточной или недостаточной, что приводит к снижению КПД холодильной машины (рис. 1.60). Недостаточный заряд системы – это чаще всего результат утечек. Причиной избытка заряда хладоном может быть и то, что техник заправил холмашину в холодный день или ввел дополнительное количество хладагента, желая исправить ситуацию, если произошло обледенение испарителя, что, вероятнее всего, произошло из-за снижения производительности вентилятора. Самый точный способ проверить и исправить зарядку хладагентом состоит в измерении перегрева и (или) недоохлаждения. Однако это нужно делать только тогда, когда испытания увязаны с паспортными нагрузками на испаритель и конденсатор. Величина перегрева паров хладона для большинства систем составляет от 6 до 11°С. Идея перегрева состоит в том, чтобы защитить компрессор, и поэтому некоторые изготовители указывают в спецификации величину перегрева, замеренную на входе во всасывающую линию компрессора, а не там, где это традиционно делают, т.е. у терморегулирующего вентиля (ТРВ). Пытаться отрегулировать винты внутренней пружины



Рис. 1.60. Зависимость КПД холодильной машины от ее заправки хладагентом (для крышных кондиционеров, не имеющих приемника жидкости)

ТРВ следует только после того, как исключено влияние всех остальных факторов холмашины и вентиляторов. Только медные скобы крепления датчика температуры у ТРВ обеспечат правильное измерение температуры.

В девяноста процентах случаев замену крышных агрегатов производят из-за отказа герметичности электродвигателя компрессора. Это очень серьезная и дорогая операция (от 1500 до 5000 USD или даже больше в зависимости от холодопроизводительности). В ходе ежегодных проверок крышных кондиционеров следует проводить электрические испытания и проверку масла. Мегометром измеряют сопротивление заземления обмоток двигателя: низкие показания (обычно меньше 100 мегом) означают необходимость «осушения» системы путем монтажа фильтра-влагоотделителя и (или) обезвоживания системы с помощью глубокой откачки. Проверку масла на наличие кислоты выполняют, вставляя небольшую ампулу-индикатор в подсоединение клапана Шредера. Если в масле содержится кислота, то ампула-индикатор меняет цвет. Системы, которые не пройдут такую проверку, следует оснастить одним или несколькими фильтрами-влагоотделителями.

Если электропроводка агрегата выбрана с заниженными параметрами, то слишком низкое напряжение может привести к повреждению двигателя компрессора, так как двигатель будет потреблять больший ток и при этом увеличивается нагрев обмоток. В этом случае устанавливают индикатор напряжения, отсекающий питание, когда напряжение выходит за недопустимый диапазон (±10%).

Загрязненная поверхность конденсатора повышает температуру конденсации с 35°С до 41°С, сокращает холодопроизводительность на 7% и увеличивает потребление энергии на 10%, приводя к падению КПД компрессора на 16%. Поверхность конденсатора очищают электрическим промывным устройством, подающим чистящий раствор в поток воды с большим давлением. Очистка с помощью щеток и шланга может высветлить поверхность, но не даст достаточного качества. После очистки измеряют перепад температур для проверки результатов работы.

Короткий цикл включения-выключения вентилятора конденсатора (три минуты или меньше) ведет к плохому управлению системой охлаждения и возможно к преждевременному износу двигателя вентилятора. Эта проблема часто является следствием узости «мертвой зоны» регулятора давления на выходе вентилятора конденсатора. Разумная величина «мертвой зоны» – от 140 до 350 Па между уставками начала и конца срабатывания по давлению – увеличивает продолжительность цикла.

Как и все кондиционеры, крышные агрегаты – это сложные машины, которые быстро поглощают продажную цену за счет эксплуатационных затрат. Обеспечить техническое обслуживание и эксплуатацию этих агрегатов таким образом, чтобы снизить энергетические затраты и избежать дорогостоящих ремонтов, – это важная техническая и организационная задача. Она заслуживает пристального внимания со стороны заказчика и службы сервисного обслуживания.

Советы по техническому обслуживанию

Чтобы обеспечить высокое качество технического обслуживания, необходимо найти такого подрядчика, который отличается хорошим качеством и добросовестностью. Непременно проверяйте рекомендации, попросите показать образцы отчетов и выясните, насколько серьезно подрядчик относится к обучению и подготовке своих технических специалистов и оснащению их нужным инструментом. Программа технического обслуживания предусматривает проведение проверок перед началом периода отопления и охлаждения, составление полной отчетности и выводы.

- Не позволяйте подрядчику держать у себя единственные экземпляры документации;
- Храните информацию о рабочих характеристиках вблизи кондиционера;
- У кондиционера должен быть журнал технического обслуживания и ведомость аварий;
- Записи и контейнеры для их хранения должны быть достаточно прочными, чтобы сохраняться при неправильном обращении с ними.

1.18. Комплексные теплотехнические испытания автономного кондиционера

Для проверки правильности принятых проектных решений и оценки эффекта работы СКВ большое значение имеют всесторонние комплексные испытания [1.11, 1.14].

Комплексные теплотехнические испытания автономного кондиционера (АК) важны для определения характеристик оборудования, регуляторов, объекта кондиционирования, режима в объекте. В таком аспекте вопрос комплексных теплотехнических испытаний не отражен в литературе. Излагаемая методика может оказаться полезной при проведении пусконаладочных и лабораторных испытаний.

Оборудование автономного кондиционера при двухпозиционном регулировании может работать в двух режимах – непрерывном или циклическом. При пусконаладочных испытаниях непрерывный режим недопустим, так как при нем заданный параметр не может поддерживаться автоматически. При лабораторных испытаниях также предпочтительнее циклический режим, дающий существенно бóльшую информацию о кондиционере и объекте кондиционирования.

Испытывать можно различное оборудование АК: воздухоохладитель, воздухонагреватель, увлажнитель. Методика измерений и обработка их результатов примерно одинаковы. С учетом этого наибольший интерес представляет циклическая работа воздухоохладителя.

Для упрощения обработки данных лабораторные испытания можно проводить при работе АК только на рециркуляционном воздухе.

Основной целью пусконаладочных испытаний является обеспечение заданных параметров воздуха в помещении. Об этом можно судить по характеру работы оборудования. Достаточно убедиться, что АК работает циклично, а регуляторы настроены на заданные параметры воздуха. Определение фактических характеристик оборудования хотя и имеет значение, но не главное.

При испытании АК в процессе пусконаладочных работ на объекте параметры состояния воздуха до и после АК измеряют традиционным аспирационным или электронным цифровым психрометрами. Если в АК происходит процесс нагревания или сухого охлаждения, то определять температуру по влажному термометру не требуется.

При измерении периодически изменяющихся температур возникает динамическая ошибка, суть которой заключается в «сглаживании» измеренных амплитуд по сравнению с фактической. Их отношение представляет амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) первичного преобразователя:

$$A(\omega_i) = A_{t_{изм}} / A_{t_{факт}} = \frac{1}{\sqrt{4\pi^2 i^2 (T/\tau_П)^2 + 1}}. \qquad (1.38)$$

Для ее вычисления требуется определить постоянную времени экспоненциального переходного процесса в датчике при скачкообразном изменении температуры по сухому или влажному термометру. Погрешность зависит от периода колебаний $\tau_П$ и порядкового номера гармоники i. Например, для первой (основной) гармоники разложения в ряд Фурье температурных колебаний (i=1) при периоде $\tau_П$=15 мин и эксперименталь-

но определенной по сухому термометру постоянной времени $T \approx 0{,}5$ мин имеем $A(\omega_i) \approx 1$, т.е. затухание на этой частоте не происходит.

Частота измерений зависит от продолжительности включения и выключения оборудования, скорости изменения температуры. Обычно достаточно в минуту измерять 2-3 раза. Первое измерение проводят, когда периодический процесс установился, о чем свидетельствует постоянство полупериодов включения и выключения оборудования. Перед включением оборудования АК в работу измеряется температура в помещении (на входе в АК в режиме без охлаждения и нагревания).

Все определяемые при комплексном теплотехническом испытании величины разделены на функциональные группы и систематизированы в таблице приложения 1.4.

На основании показаний сухого и влажного термометров определяют соответствующие влагосодержания воздуха, строят графики изменения параметров за цикл (рис. 1.61) и наносят сочетания параметров на $i-d$ диаграмму (рис. 1.62), вычисляют средние температуру и влагосодержание за цикл; эти величины являются балансовыми.

Ряд параметров одновременно характеризуют как терморегулятор, так и динамический температурный режим в помещении. Заданная температура определяется как средняя из тех, при которых происходит включение и выключение электродвигателя компрессора, истинная – как средняя из температур воздуха за цикл изменения. Разница истинной и заданной температур может быть 1-1,5°С и объясняется нелинейным в силу теплоаккумуляции изменением температуры во времени и неравенством полупериодов включения-выключения компрессора.

Возмущение по заданию терморегулятора устанавливают по разности температур в помещении до включения АК в работу и средней при работе АК. В результате этой разности возникает апериодический нестационарный (переходный) температурный режим в ограждениях. Если температура в помещении снижается, то ограждения и оборудование отдают теплоту. Поэтому количество теплоты, выделяемой источниками (люди, освещение, оргтехника, радиация), меньше количества холода, расходуемого на снижение температуры воздуха. На основе этой разности можно определить средний коэффициент конвективной теплоотдачи на поверхностях ограждений и оборудования.

Средний (с учетом различия в полупериодах) импульс отклонения температуры отражает величину, продолжительность и форму кривой изменения температуры в помещении. Его можно сравнивать с комфортным при монотонном труде [1.7].

Ряд параметров характеризует тепловую и влажностную нагрузки помещения и холодопроизводительность испарителя. Изменение расхода холода на охлаждение и осушение воздуха наглядно видно из графика (рис. 1.63), построенного для цикла работы холодильного компрессора. Расход холода определяется по формулам, приводимым в таблице приложения 1.4. Расчетные значения можно сравнивать с паспортной холодопроизводительностью, если учитывать температуры кипения и конденсации хладагента (фактические и паспортные) и строить холодильный цикл. Обращает на себя внимание, что аккумулируемый металлом в полупериод включения компрессора холод в другой полупериод отдается в воздух и эти количества одинаковы (заштрихованные площади на графике рис. 1.63).

Для расчета параметров помещения применяют амплитудно-частотную характеристику (АХЧ) и используют для этой цели ЭВМ. Изменение температур на входе в АК и на выходе из него представляют рядом Фурье. Если изменение температур в течение каждого из полупериодов считать экспоненциальным, то для этого случая амплитуды первых трех гармоник можно найти по таблицам [1.10, 1.11] или в п. 2.1 данной книги

[табл. 2.2]. Делением амплитуд соответствующих гармоник температур $A_{t_в}$ и $A_{t_{пр}}$ получают т.н. амплитудно-частотную характеристику $A(\omega_i)$. Она построена на графике рис. 1.64.

В исследованной полосе частот регулятора АЧХ изменяется незначительно, в этой полосе могут быть определены коэффициенты передаточной функции помещения. На графике нанесена АЧХ психрометра как инерционного звена первого порядка при экспериментально определенной по сухому термометру постоянной времени $T \approx 0{,}5$ мин. Если инерционность термоприемника, зависящая от конструкции, массы и скорости воздуха, на входе и выходе из АК примерно одинакова, то АЧХ помещения искажается незначительно.

Пример обработки опытных данных (см. рис. 1.62, 1.63) при комплексном теплотехническом испытании АК приведен в приложении 1.4. Амплитуды пяти гармоник разложения в ряд Фурье в примере вычислены на ЭВМ.

При испытании оборудования АК в непрерывном режиме его характеристики устанавливают по расходу воздуха и перепадам температур или энтальпий. Изменение средней температуры в помещении является измеряемым решением дифференциального уравнения переходного температурного режима. При внесении тепла в помещение конвективным путем уравнение теплового баланса записывается в виде:

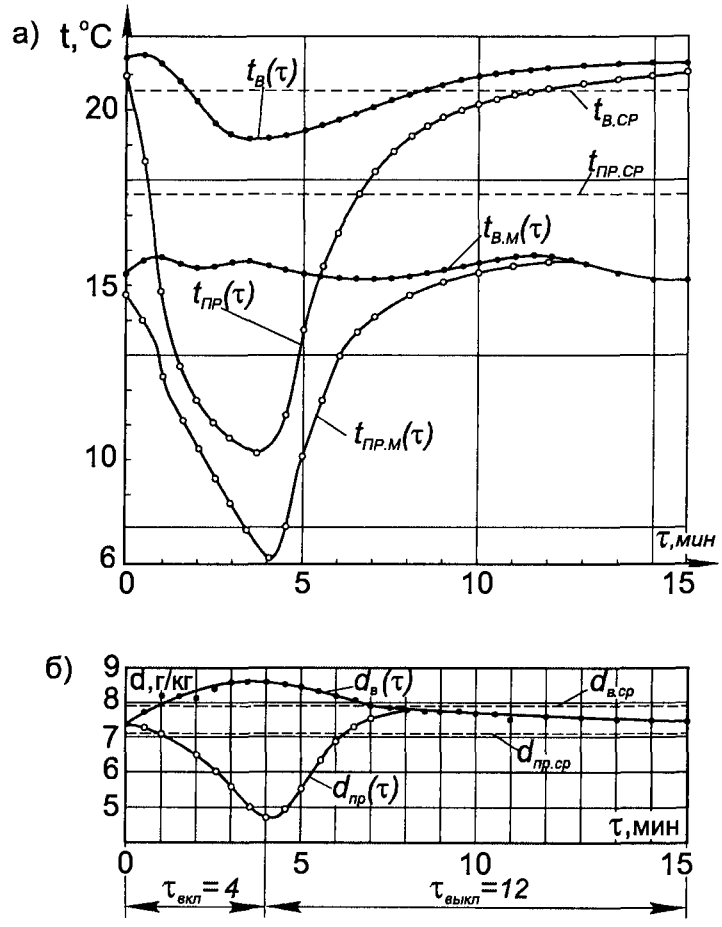


Рис. 1.61. Графики изменения температур воздуха на входе в автономный кондиционер ($t_в$) и на выходе из него ($t_п$) по сухому и мокрому термометрам (а) и влагосодержание воздуха $d_в$ и $d_п$ (б) за цикл работы холодильного компрессора.

$$Q_X / \xi_{BO} - Q_{ПОМ}^{явн} - c_B \rho_B L_H (t_H - t_B) - \frac{C_B dt_B}{d\tau} - \sum C_{огр} \frac{dt_{огр.ср}}{d\tau} = 0. \quad (1.39)$$

Установившееся значение температуры узнают по тепловому балансу помещения, а время его достижения $\tau_{пер}$ – по теплоинерционным свойствам ограждения ($\tau_{пер} \approx 3T_{огр}$). Экспериментальные графики снижения температуры и влагосодержания воздуха при непрерывной работе компрессора и повышения температуры при непрерывной работе воздухонагревателя автономного кондиционера показаны на рис. 1.65, *а* и *б*.

Изложенная методика может быть применена при пусконаладочных и лабораторных испытаниях для определения характеристик оборудования, регуляторов, объекта регулирования и динамического температурного режима в нем.

1.19. Переходный температурный режим в помещении при включении АК

Для систем обеспечения микроклимата важную роль играют задачи описания переходных процессов в помещении. В последнем в общем случае имеет место сложное сочетание нестационарных тепловых, влажностных, пылегазовых (химических) и аэродинамических процессов, неравномерно распределенных в пространстве помещения и по отношению к массам подаваемого воздуха и приточным струям.

Наибольший практический интерес представляют такие задачи:

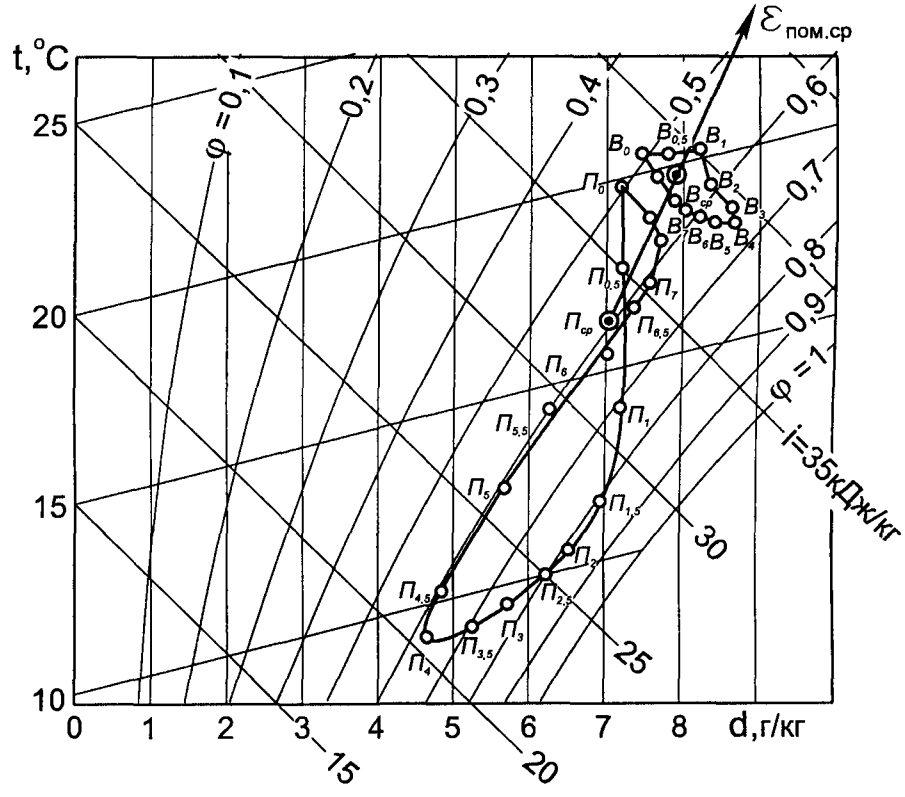


Рис. 1.62. Изображение в i - d диаграмме влажного воздуха изменения состояния воздуха на входе (В) и на выходе из автономного кондиционера (П) в течение цикла работы холодильного компрессора (цифрами обозначены минуты).

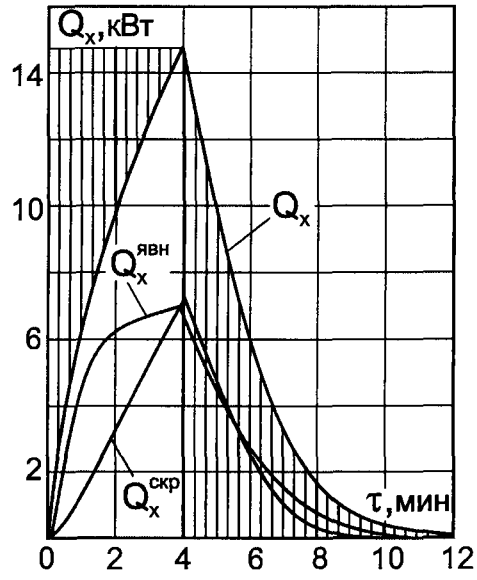


Рис. 1.63. График изменения расхода холода в течение цикла работы холодильного компрессора.

- как будет меняться температура воздуха в помещении при уменьшении теплоотдачи или прекращении работы (авария) системы отопления или охлаждения?
- как будет меняться температура воздуха в помещении при т.н. летних и зимних нарушениях?
- достигнет ли опасного уровня температура воздуха в БЩУ (блочных щитах управления) АЭС при аварии основных и резервных кондиционеров (требование МАГАТЭ)?
- как будет выходить на режим автономный кондиционер при своем первом включении?

Все эти и подобные задачи имеют общую основу – описание переходного теплового (влажностного, газового) режима при разных возмущениях, граничных и начальных условиях в сосредоточенных или частично распределенных параметрах. **Имеющиеся в весьма ограниченном объеме достаточно надежные опытные данные (рис. 1.65) можно рассматривать как численное решение тех или иных дифференциальных уравнений, описывающих тепловые, влажностные или химические процессы.** Последние два вида процессов в отличие от теплового не имеют дело с аккумуляцией и в предположении идеального и мгновенного перемешивания, что, естественно, никогда не имеет места в помещении, описываются экспоненциальной функцией с постоянной времени, обратной кратности воздухообмена.

Описание переходного температурного режима в значительной степени связано с учетом конвективной теплоты, струйных течений и особенностей аккумуляции теплоты ограждениями и оборудованием. Исходное уравнение теплового баланса в приращениях при изменении выделяющейся или поглощаемой конвективной теплоты записывается в виде:

$$\Delta Q_{выд} - \Delta Q_{огр} - \Delta Q_{об} - \Delta Q_{возд} - \Delta Q_{вент} = 0. \qquad (1.40)$$

Если каждое слагаемое записать через изменение температуры воздуха (Δt_B) и поверхностей $(\Delta t_{B.пов})$ за время $\Delta\tau$ от момента возмущения и учесть нетеплоемкие (светопроемы) и теплоемкие ограждения и оборудование, то уравнение (1.40) можно представить в виде:

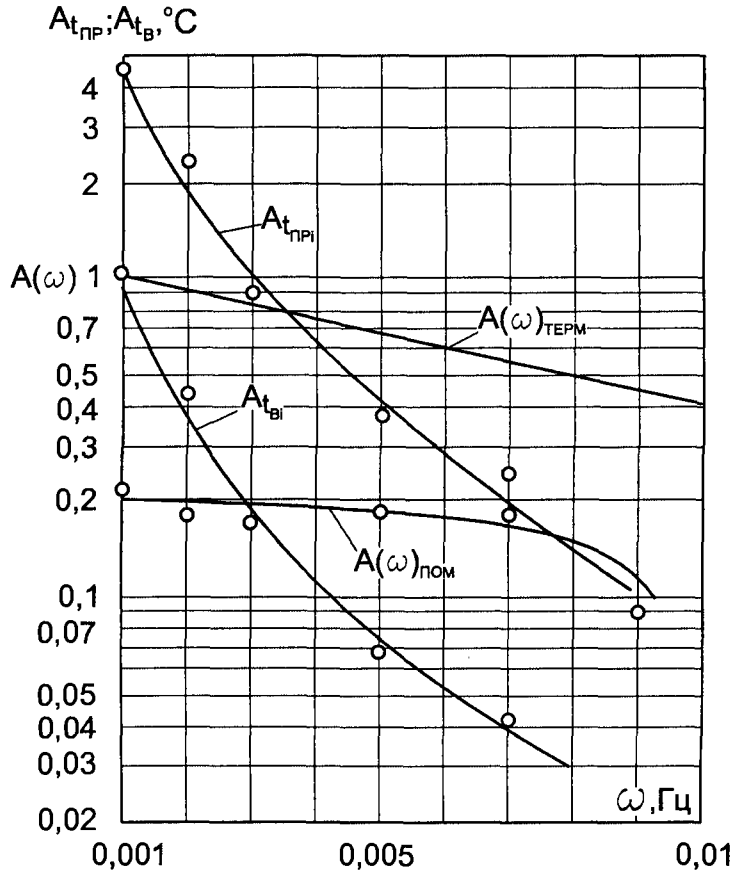


Рис. 1.64. Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) помещения как объекта стабилизации температуры воздуха в диапазоне частот колебаний при работе холодильного компрессора и аплитудно-частотная характеристика психрометра.

$$\Delta Q_{выд} - k_{ок}F_{ок}\Delta t_B - \alpha_B \sum F_{огр}\left(\Delta t_B - \Delta t_{B.пов}\right) - V_{пом}c_B\rho_B\Delta t_B / \Delta\tau + L_{пр}c_B\rho_B\Delta t_B = 0. \quad (1.41)$$

При отсутствии воздухообмена, например в жилых отапливаемых помещениях, или аварийном режиме отключения СКВ (СВ) последнее слагаемое уравнения (1.41) отсутствует.

Искомое изменение температуры в помещении или его части при возмущении $\Delta Q_{выд}(\tau)$ можно представить в форме отношения выделения конвективной теплоты к теплоаккумулирующим массам (ограждения, оборудование, воздух) и циркулирующей массе воздуха:

$$\Delta t_B(\tau) = \frac{\pm\Delta Q_{выд}(\tau)}{k_{ок}F_{ок} + \alpha_B \sum F_{огр}\left(1-\theta_{пов}\right) + L_{пр}c_B\rho_B + V_{пом}c_B\rho_B / \Delta\tau} \quad (1.42)$$

или через кратность циркуляции k_P, определяющий размер помещения $\overline{l} = V_{пом} / \sum F_{огр}$ и удельное количество конвективной теплоты $\Delta q_V(\tau) = \Delta Q_{выд}(\tau)/V_{пом}$ в виде:

$$\Delta t_B(\tau) = \frac{\pm q_V(\tau)}{\frac{k_{ок}F_{ок}}{\overline{l}\sum F_{огр}} + \frac{\alpha_B\left(1-\theta_{пов}\right)}{\overline{l}} + c_B\rho_B\left(k_P + \frac{1}{\tau}\right)}. \quad (1.43)$$

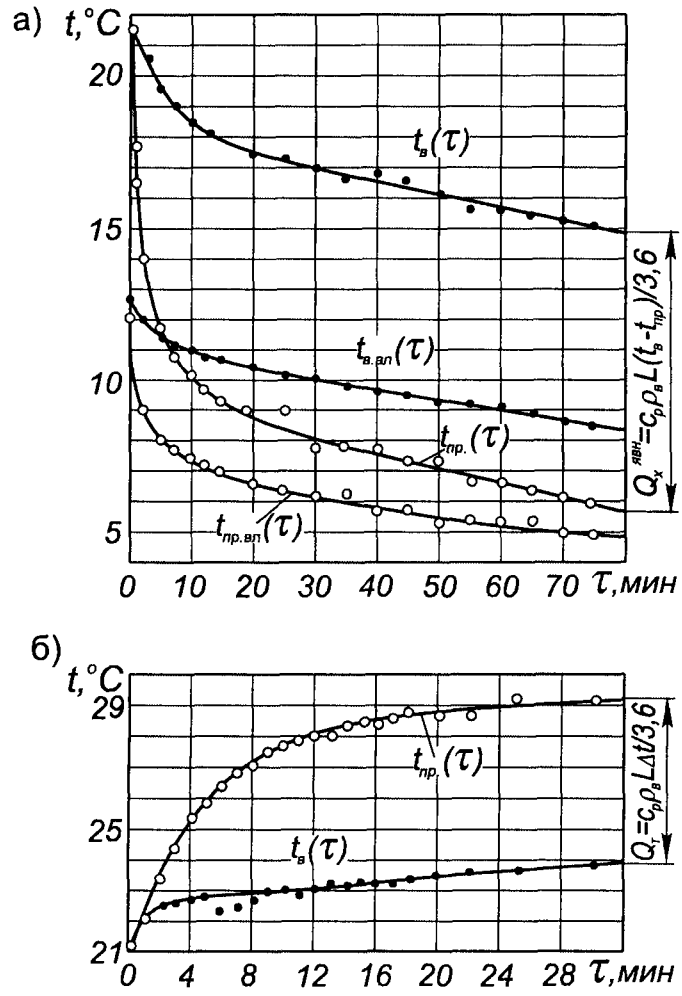


Рис. 1.65. Экспериментальные графики снижения температуры сухого и влажного термометра воздуха при непрерывной работе компрессора (а) и повышения температуры воздуха при непрерывной работе воздухонагревателя (б) автономного кондиционера.

Температурный критерий $\theta_{пов}=\Delta t_{в.пов}(\tau)/\Delta t_в$ учитывает изменение температуры поверхности ограждения при скачкообразном единичном ($\Delta t_в$=1°С) изменении температуры окружающего воздуха. Естественно предположить в решении этой теплофизической задачи, что основные ограждения уместно рассматривать как многослойные пластины. С другой стороны анализ характера изменения температуры в толще такой конструкции за ограниченное время $\Delta\tau$ будет скорее напоминать полуограниченный массив, потому что эти изменения произойдут далеко не во всей массе, а в достаточно тонких слоях у поверхности со стороны вносимого возмущения. При анализе теплофизических процессов в полуограниченном массиве используют не отдельные критерии $Bi=\alpha\delta/\lambda$ и $Fo=a\tau/\delta^2$ (при $\delta\to\infty$ $Bi\to\infty$, а $Fo\to 0$), а комплексный критерий М, введенный А.В.Лыковым [1.8]:

$$M=Bi^2Fo=\frac{\alpha^2}{c\rho\lambda}\tau \qquad (1.44)$$

применительно к характеристикам материала слоя (c,δ,λ), где происходит основное изменение температуры (например фактурного слоя). В этом случае изменение температурного критерия $\theta_{пов}$ при скачкообразном изменении температуры окружающего воздуха и граничных условиях третьего рода характеризует зависимость $\theta_{пов}(M)$, показанная на рис. 1.66. Как следует из анализа линий, изменение температуры поверхности сравниваемых тел сначала протекает одинаково и тем дольше по времени, чем больше критерий *Bi*. График имеет перелом, соответствующий значению M=1, поэтому для вычислений удобно использовать формулу:

$$\theta_{пов} = 1 - 0{,}43M^{-\beta}, \tag{1.45}$$

где при M<1,0 β=0,20 , а при M>1,0 β=0,37 .

Все слагаемые знаменателя выражений (1.42) и (1.43) имеют разные доли, к тому же сильно меняющиеся во времени. При отсутствии воздухообмена $(L_{пр}=0)$ в начальные моменты времени основная доля аккумулируемой теплоты приходится на воздух, однако с течением времени основной становится аккумуляция ограждениями и оборудованием. Начальная часть кривой $\Delta t_B(\tau)$ «быстрая», затем процесс замедляется и очень долго (десятки часов) приближается к установившемуся значению. Такие отрезки времени имеют скорее теоретическое, чем практическое значение. В частном случае при отсутствии воздухообмена имеет место свободная конвекция на поверхностях, в зависимости от вида поверхности (горизонтальная, вертикальная, обращенная вверх и вниз) и знака возмущения $(\pm\Delta Q_{выд})$ коэффициенты теплообмена различаются [1.1], хотя во всех случаях пропорциональны $\Delta t_B(1-\theta_{пов})^{1/3}$, а задача расчета становится нелинейной. На рис. 1.67 показаны полученные В.Г.Бассом на основе компьютерного расчета зависимости для $\Delta t_B(\tau)$ и $\alpha(\tau)$ в помещении без воздухообмена при характерном размере $\overline{l}$ = 3...5 м и удельных теплоизбытках q_V=3...10 *Вт/м*^{3}.

Поясним методику расчета переходного температурного режима в помещении, обслуживаемом автономным кондиционером, примером.

Пример 1.14. *В помещении ($V_{пом}$ =100 м^3; $F_{пл}$=35 м^2; h=2,86 м; $F_{ок}$=8 м2; $k_{ок}$= =2 Вт/м^2·°С; $\sum F_{огр}$=138 м^2; $\overline{l}$ =0,7 м) теплоизбытки изменяются под влиянием оргтехники, людей, освещения и солнечной радиации (ориентация ЮЗ, час максимума τ =15 ч) по примерному закону: $Q_{пом}$=2-0,5cos(2πτ/24-0,78), кВт. В момент τ_0 =9 ч впервые включается в работу автономный кондиционер ($L_Н$=0,1$L_{пр}$), имеющий холодо- и воздухопроизводительность Q_X =7 кВт, $L_{пр}$=1200м^3/ч при коэффициенте влаговыпадения ξ=1,1. Начальная температура воздуха при τ_0=9 ч $t_{B0}(\tau_0=9)$=27°С. Усредненные характеристики ограждений в слоях, примыкающих к помещению: с=0,84 кДж/(кг·°С), ρ=1000 кг/м^3; λ=0,7 Вт/(м·°С), а=0,83·10^{-6} м^2/с. Средний коэффициент конвективного теплообмена при кратности $k_Р$=1200/100=12ч$^{-1}$ при настилающихся струях принять $\alpha_{к.ср}$= =6 Вт/(м^2·°С). Оценить изменение температуры воздуха от момента включения автономного кондиционера в работу до τ =20 ч (момент включения при τ_0=9 ч принимаем за начало отсчета).*

Решение. Сравнение периодически меняющихся теплоизбытков помещения с холодопроизводительностью $Q_{Х.явн}=Q_Х/\xi_{ВО}$ показывает, что последняя величина больше и поэтому при включении автономного кондиционера в работу температура воздуха будет монотонно, но с некоторым колебанием падать. Предварительно

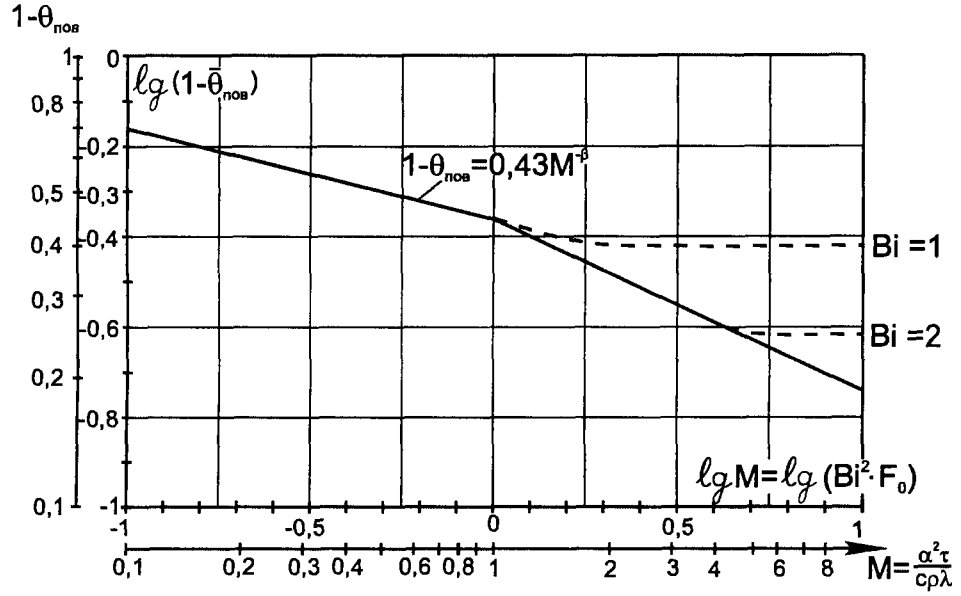


Рис. 1.66. *График зависимости температурного критерия $\theta_{пов}$, иначе относительной температуры поверхности полуограниченного массива (сплошная) и однослойной пластины (пунктир) при скачкообразном изменении температуры окружающего воздуха и граничных условиях третьего рода в зависимости от комплексного критерия $M = Bi^2Fo = \alpha^2\tau/c\rho\lambda$.*

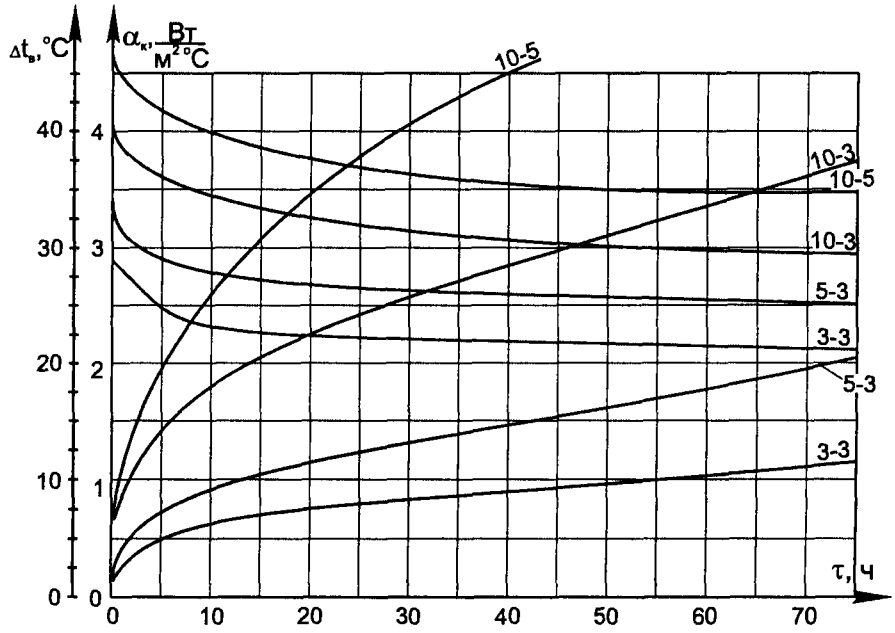


Рис. 1.67. *Графики совместного изменения среднего коэффициента конвективного теплообмена на поверхностях ограждений помещения $\alpha(\tau)$ (убывающие кривые) и изменения средней температуры воздуха в помещении $\Delta t_{в.ср}(\tau)$ при характерном размере помещения $\bar{l} = V_{пом} / \sum F_{огр} =$ 3...5 м и удельных избытках теплоты $q_v = Q/V_{пом} = 3...10$ Вт/м³. Условия расчетов на ЭВМ: нулевые начальные условия, скачкообразное изменение ΔQ (τ), отсутствие воздухообмена ($L_{пр}=0$), свободная конвекция на горизонтальных и вертикальных ограждениях помещения. Обозначения на линиях: q_v – первая цифра; $\bar{l}$ – вторая цифра.*

определим комплексный критерий $M=Bi2F_O$, характеризующий изменение температуры поверхности ограждений и значит процесс теплопоглощения строительными конструкциями:

$$M = Bi^2 Fo = \frac{\alpha}{c\rho\lambda}(\tau-\tau_0) = \frac{6\cdot 3600}{840\cdot 1000\cdot 0,7}(\tau-\tau_0) = 0,038(\tau-\tau_0).$$

В течение отрезков времени (от момента включения при τ_0=9 ч) до $\tau-\tau_0$ = =1/0,038≈ 27 ч (больше суток) в формуле для $\theta_{пов}$ (1.45) следует принимать показатель степени β=0,20.

Дальнейший расчет производится в таком порядке. Задаваясь моментом времени τ, определяют текущие теплопритоки $Q_{пом}(\tau)$, величину $\theta_{пов}(\tau)$ и текущее понижение средней температуры воздуха, отсчитываемое от начальной (до включения кондиционера в работу) $t_{B.O}$=27°С.

Расчет проводим по формуле (1.42). При усреднении (за время τ =9...20 ч) числителя и подстановке всех известных величин получаем конечное выражение для изменения (снижения) температуры воздуха при теплоизбытках и включении в работу АК:

$$\Delta t_B = \frac{(2,2-7/1,1)10^3}{2\cdot 8+6\cdot 130(1-\theta_{пов})+0,33\cdot 1000\cdot 1,2+100\cdot 1000\cdot 1,2/(3600\Delta\tau)} = \frac{-4,2\cdot 10^3}{16+780(1-\theta_{пов})+400+33/\Delta\tau}.$$

Анализ слагаемых знаменателя указывает на разные доли источников аккумуляции теплоты. В частности, передача теплоты через светопроемы (16 Вт/°С) и аккумуляция воздухом в объеме помещения (33/$\Delta\tau$, Вт/°С) пренебрежимо малы по сравнению с другими слагаемыми и их можно не учитывать. С течением времени (при $\tau\to\infty$) величина $\theta_{пов}\to 1$ и тогда $\Delta t_B(\infty)$ = =-4,2·10³/400≈-10°С. Если учесть стационарную теплопередачу всех ограждений при $\sum F_{огр}$=138 м² и $k_{ср}$=1 Вт/(м²·°С), то при бесконечно долгой работе кондиционера и всех постоянных параметрах $\Delta t_B(\infty)$ = -4,2·10³/(138·1+400) ≈ ≈ -7,8°С. Конечно, этого значения ожидать нельзя, так как реальные возмущения на объект нарушат представления о строгом постоянстве величин за время эксперимента.

Результаты расчета переходного температурного режима в помещении в условиях данного примера при τ =9...20 ч приведены в таблице 1.4.

***Таблица 1.4** Таблица расчета переходного температурного режима в помещении с теплоизбытками при включении автономного кондиционера за время от τ_0=9 ч до τ =20 ч*

τ, ч	9	10	12	14	16	18	20	∞
$Q_{пом}(\tau)$	2-0,5cos(0,262τ-0,78)-7/1,1							
$\Delta\tau=\tau-\tau_0$	0	1	3	5	7	9	11	∞
$M(\tau-\tau_0)$	0	0,038	0,11	0,18	0,26	0,33	0,40	∞
$\theta_{пов}(\tau-\tau_0)$	0	0,18	0,34	0,39	0,43	0,47	0,48	1
$\Delta t_B(\tau-\tau_0)^0C$	0	-3,9	-4,4	-4,7	-4,9	-5,0	-5,1	-7,8

Анализируя результаты расчета, обратим внимание на многократно обсуждаемую переменную скорость изменения температуры. Так, за первый час изменение температуры достигает половины от теоретически возможного. Это имеет строго теплофизическое обоснование: в начальные моменты времени, соответствующие $F_0=a\tau/\delta^2<0,20$, аккумуляция ограждениями еще не происходит ($\theta_{пов}=0$), и поэтому воздух быстро меняет температуру, далее процесс все более замедляется.

Поскольку инерционность процесса зависит от ограждений, то в заключение рассмотрим их обобщенные динамические характеристики. При граничных условиях третьего рода для однослойной пластины вводится относительная толщина $\bar{\delta}=\delta/\delta_{max}$ и относительное время $\bar{\tau}=3,6\tau\alpha/(c\rho\delta_{max})$. В таких координатах можно определить относительную температуру $\theta=\Delta t(\bar{\delta},\bar{\tau})/\Delta t_B$ в любом слое пластины и во времени и среднеинтегральную $\bar{\theta}$ (среднюю по количеству теплоты). Для расчетов на рис. 1.68 приведена номограмма, позволяющая как определять изменение температуры, так и вычислить количество аккумулируемой за любое время теплоты.

1.20. Диагностика неисправностей автономных кондиционеров и их устранение

Современные автономные кондиционеры включают в себя аппараты и нагнетатели, расположенные на воздушном тракте (охладитель, нагреватель, увлажнитель, вентагрегат, клапаны, фильтры), хладоновый контур (испаритель, компрессор с электродвигателем, конденсатор, в который подается воздух или вода, ТРВ или капиллярная трубка), электрооборудование и аппаратуру управления. Естественно, что в этих условиях неполадки по воздушному контуру влияют на хладоновый и наоборот, что подтверждает общую мысль о всеобщей связи и влиянии процессов друг на друга, в частности аэродинамических и гидравлических – на тепловые и массообменные [1.9].

В воздушных контурах автономного кондиционера нужно убедиться, что:

- производительность и полное давление вентиляторов приточного воздуха и системы охлаждения конденсатора соответствуют своим номинальным (паспортным) значениям;
- аэродинамическая сеть отрегулирована на заданные расходы в ответвлениях без увеличения уровня шума в помещениях выше допустимого;
- сопротивление воздушного фильтра не превышает допустимого;
- аэродинамическая и регулировочная характеристики сдвоенного воздушного клапана удовлетворяют условиям управления;
- наружная поверхность воздушного конденсатора не загрязнена и др.

Испытанию и регулированию теплового режима холодильной машины предшествуют такие работы:

- тщательное ознакомление с инструкцией предприятия-производителя по эксплуатации данной холодильной машины;
- изучение устройства и компоновки (местоположения основных элементов) холодильной машины;
- проверка в присутствии заказчика при помощи течеискателя (галоидной лампы) герметичности хладоновой системы, обращая особое внимание на те места, где имеются подтеки масла. При обнаружении утечек в доступных местах подтягивают соединение. Если невозможно устранить утечку (например в корпусе вентиля или аппарата), составляют акт, который заказчик направляет на предприятие-изготовитель;

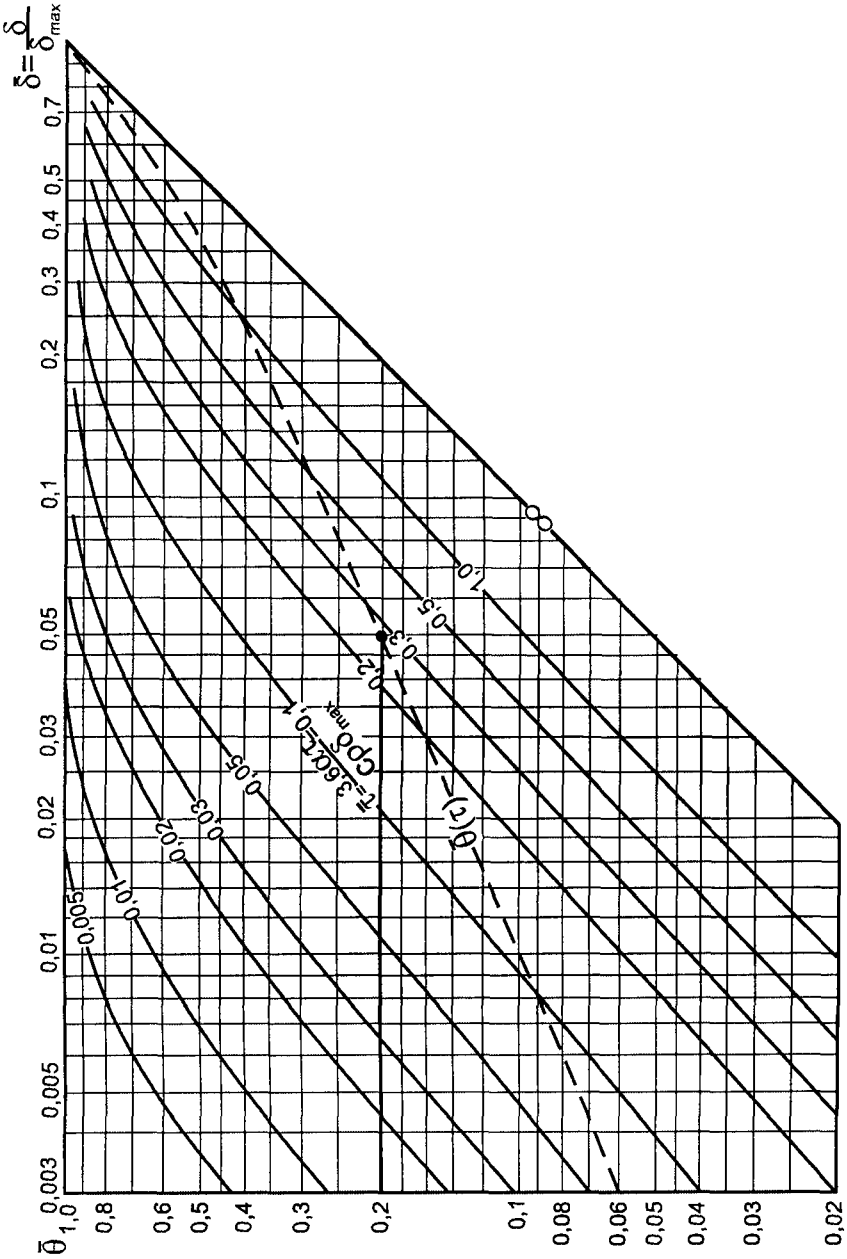


Рис. 1.68. Номограмма для определения относительной температуры однослойной пластины θ в относительный момент времени $\bar{\tau}$ при относительной толщине пластины $\bar{\delta}$ и относительной среднеинтегральной температуры $\bar{\theta}(\tau)$ – пунктир при граничных условиях третьего рода.

Ключ: дано $\alpha_1 = \alpha_2 = 2$ Вт/(м² · °С), $c = 0{,}84$ кДж/(кг · °С), $\rho = 800$ кг/м³; $\delta_{max} = 0{,}2$ м; $\Delta t_в = 10$°С; $F = 1$ м². Для момента времени $\tau = 5$ ч от момента скачкообразного изменения температуры воздуха определить относительную среднеинтегральную температуру пластины $\bar{\theta}$ и количество аккумулированной теплоты.

Решение: относительное время $\bar{\tau} = 3{,}6 \cdot 2 \cdot 5 / (0{,}84 \cdot 800 \cdot 0{,}2) = 0{,}27$. При $\bar{\tau} = 0{,}27$ на пересечении с пунктирной линией находим $\bar{\theta} = 0{,}20$. Количество аккумулируемой теплоты $\Delta Q(\tau = 5) = c\rho\delta_{max} F \bar{\theta} \Delta t_в = 0{,}84 \cdot 800 \cdot 0{,}2 \cdot 1 \cdot 0{,}2 \cdot 10 = 280$ кДж.

- проверка положений запорных вентилей на газовых и жидкостных линиях хладона перед пробным включением машины в работу. Запорные вентили-тройники у компрессора открывают полностью, чтобы соединить всасывающие и нагнетательные полости машины с приборами защиты и манометрами. Перед открытием (закрытием) любого вентиля рекомендуется на пол-оборота ослабить гайку сальника. После закрытия (открытия) вентиля следует поджать гайку, что обеспечит долговечность работы сальника;
- проверка наличия водяного фильтра, предшествующая подаче охлаждающей конденсатор воды, особенно при наличии в кондиционере увлажнителя; рекомендуется провести ревизию водяного конденсатора для определения степени загрязнения наружной поверхности трубок;
- испытание холодильной машины начинают с настройки приборов защиты. Блок высокого давления можно отрегулировать, искусственно повышая давление в конденсаторе уменьшением расхода охлаждающей воды или остановкой осевого вентилятора воздушного конденсатора; блок низкого давления – прикрытием вентиля на жидкостной линии после ресивера (конденсатора). При регулировке реле проверяют работу контактной группы: сначала должны замкнуться вспомогательные контакты прибора, а потом основные, а при размыкании – наоборот. Замыкание и размыкание должно происходить резко, без дребезжания;
- пуск холодильной машины производится в ручном режиме. При двух-трех кратковременных включениях (каждое последующее большей длительности) убеждаются в отсутствии посторонних стуков (в момент пуска возможны резкие стуки с частотой вращения двигателя компрессора). Их причиной может быть наличие масла на всасывании компрессора. Если стук не прекращается, а наоборот усиливается, следует пуск машины производить при прикрытом всасывающем вентиле на компрессоре и закрытом вентиле на трубопроводе подачи жидкого хладона в испаритель. После прекращения стука, если он не вызван механическими причинами, открывают вентиль на жидкостной линии хладона и затем, постепенно, всасывающий вентиль на компрессоре. При механических причинах стука компрессор должен быть немедленно остановлен и подвергнут ревизии. Одной из причин стуков может быть вскипание масла в картере компрессора в момент пуска машины.

В момент пуска холодильной машины, когда не проверены и не налажены узлы защиты, необходимо следить за возможным повышением давления конденсации. Если после открытия вентилей снова появляется стук в компрессоре, это говорит о гидравлических ударах (т.н. заливе компрессора). Первое, что делают в этом случае, – прикрывают ТРВ. Испытание машины при снятом хотя бы одном щите, оказывающем влияние на движение воздуха через воздухоохладитель, недопустимо.

Основные неисправности в работе холодильной машины.

Рассмотрим основные неисправности в работе холодильной машины и признаки, по которым они могут быть выявлены.

Недостаточное количество хладона в системе.

Признаки:

а) высокая температура нагрева паров на всасывании. Всасывающий трубопровод «теплый»; рука, определяющая температуру всасывающего патрубка компрессора, практически не ощущает «холода»;

б) конденсатор (кожухотрубный) на ощупь теплый по всему корпусу;

в) все калачи конденсатора (воздушного охлаждения) теплые;

г) температура поверхности жидкостной трубки после ТРВ переменная (то повышается, то понижается) имеет место прорыв газа;

д) высокая температура нагнетания;

е) давление хладона в испарителе чрезмерно низкое и его не удается повысить при полном открытии ТРВ; чем больше открывается ТРВ, тем теплее трубка после него;

ж) перепад температур между средней температурой обрабатываемого воздуха и температурой кипения более 16-18°С;

з) поверхность жидкостной линии после конденсатора (ресивера) периодически меняет температуру;

и) картер компрессора сильно нагрет, температура более 40°С.

По данным замеров холодопроизводительность машины понижена (расход воздуха близок к номинальному). Совокупность перечисленных признаков, одни из которых проявляются более четко, другие менее явно выражены, позволяет сделать вывод о недостаточности хладона в системе. Приведенные выше признаки тем более ярко проявляются, чем больше потеряно хладона системой холодильной машины.

Избыточное количество хладона в системе.

Признаки:

а) высокое давление конденсации, охлаждающая вода незначительно нагревается в конденсаторе, корпус конденсатора на ощупь в большей своей части «холодный». Только в верхней части конденсатора имеется незначительно нагретая газовая полость. При простукивании ключом корпус конденсатора издает глухой звук. Температура поверхности жидкостной линии после конденсатора близка к температуре отепленной воды после конденсатора – признак большого переохлаждения хладона в конденсаторе;

б) большее «открытие» ТРВ приводит к «заливу» компрессора, при этом поверхность нагретой полости в конденсаторе увеличивается;

в) разница между температурой конденсации и температурой отепленной воды более 5°С.

Принимаемые меры:

Перекачать часть хладона в баллон с надписью «хладон с маслом». При перекачке путем отбора части хладона с нагнетательной стороны работающего компрессора давление конденсации должно поддерживаться на более высоком уровне, чем давление в баллоне. При перекачке с неработающим компрессором баллон должен быть погружен в воду с температурой более низкой, чем температура термодинамического равновесия, установившаяся в системе холодильной машины.

Загрязнение наружной теплопередающей поверхности водяным камнем (пылью или грязью для воздушных конденсаторов).

Признаки:

а) высокое давление конденсации, охлаждающая вода незначительно нагревается в конденсаторе. Корпус конденсатора на ощупь в значительной своей части «теплый» – это говорит о том, что нет переполнения его хладоном. Наличие переохлаждения хладона не наблюдается;

б) разница между температурой конденсации и температурой отепленной воды менее 4-5°С.

Принимаемые меры:

Вскрыть крышки конденсатора и дополнительно визуально убедиться в правильности высказанного предположения. Произвести чистку теплопередающей поверхности.

Уменьшение подачи охлаждающей воды на конденсатор вследствие засорения водяного фильтра, водорегулирующего клапана, неполного открытия соленоидного вентиля.

Признаки:

а) высокое давление конденсации, охлаждающая вода значительно нагревается в конденсаторе;

б) с возрастанием давления в конденсаторе после пуска машины не наблюдается увеличение расхода воды через него, не оказывает действия работа водорегулирующего вентиля.

Принимаемые меры:

Последовательно выполнить ревизию водяного фильтра, водорегулирующего вентиля, соленоидного вентиля.

Воздух в системе холодильной машины.

Признаки:

а) высокое давление конденсации, наличие сильного дрожания стрелки манометра, установленного на нагнетательной стороне компрессора;

б) разница между температурой конденсации и температурой отепленной воды более 5°С;

в) при неработающей машине повышенное давление в конденсаторе. Давление хладона в конденсаторе не соответствует температуре окружающего воздуха (поток воды через конденсатор исключен).

Принимаемые меры:

Обеспечивается проток охлаждающей воды через конденсатор в течение 1,5-2 часов (компрессор не работает). Из верхней точки конденсатора через воздуховыпускную пробку удаляют в атмосферу воздушно-хладоновую смесь. Выпуск производят в несколько приемов до тех пор, пока давление в конденсаторе не станет соответствовать (быть близким) к температуре охлаждающей воды.

Пониженное давление кипения.

Причинами пониженного давления кипения или его непрерывного снижения, вплоть до момента срабатывания защиты «по низкому давлению», могут быть:

а) засорение жидкостного фильтра (фильтра-осушителя);

б) засорение чулка-фильтра перед ТРВ (в некоторых типах ТРВ);

в) засорение жидкостного трубопровода;

г) неисправность соленоидного вентиля;

д) неисправность ТРВ;

е) недостаточное количество хладона в системе (см. выше).

Обнаружение любой из указанных выше причин обеспечивается проверкой температуры поверхности жидкостного трубопровода от конденсатора до ТРВ (на ощупь, рукой). После места засорения наблюдается резкое снижение температуры поверхности.

При засорении чулка-фильтра ТРВ весь корпус ТРВ холодный, холод ощущается уже в месте присоединения жидкостной питающей трубки к ТРВ.

Неисправность ТРВ дополнительно может быть проверена путем нагрева в руке термочувствительного баллона. Если при нагреве баллона не наблюдается увеличение прохода хладона через него (давление кипения не повышается), это говорит о том, что ТРВ неисправен и подлежит замене. В том случае, если нагрев баллона дает результаты, то вполне возможно, что недостаточная пропускная способность ТРВ объясняется невозможностью его настройки из-за поломки зуба большой шестерни регулирующего устройства. При поломке зуба винт настройки легко вращается при неограниченном числе

его оборотов. ТРВ необходимо вскрыть, выполнить настройку его путем непосредственного вращения большой шестерни, собрать и опробовать в работе. При определенном опыте добиться удовлетворительной настройки удается при одном-двух вскрытиях ТРВ.

Прочие неисправности.

а) отсутствие масла в картере компрессора. До пуска компрессора в работу в картере имелось масло, с включением в работу – масло ушло из картера.

В компрессорах, в которых не предусмотрен подогрев масла в картере перед пуском его в работу, могут иметь случаи уноса масла. При неработающем компрессоре давление в картере всегда выше, чем при его работе. С увеличением давления концентрация хладона в масле увеличивается. С пуском компрессора давление в картере резко снижается, происходит бурное вскипание масляно-хладоновой смеси и, как следствие, – унос масла. После непродолжительного времени работы компрессора масло возвращается в картер. Ускорить возврат масла можно путем уменьшения перегрева паров, отсасываемых из испарителя.

Вскипание масляно-хладоновой смеси можно наблюдать через стекло контроля за наличием масла в картере;

б) отсутствие масла в картере. Масло не возвращается спустя 15-20 минут после пуска компрессора: в системе мало масла. Нормальная циркуляция масла может быть нарушена из-за плохой работы маслосъемных колец поршней, работы компрессора со слишком большим перегревом паров, отсасываемых из испарителя. Третья причина имеет место у холодильных машин с затопленным испарителем;

в) неисправность клапанов компрессора. Неисправность клапанов может быть выявлена ощупыванием крышек блоков цилиндров и их боковых поверхностей. При неудовлетворительной работе всасывающих клапанов перегревается крышка блоков цилиндров со стороны всасывания, при неудовлетворительной работе нагнетательных клапанов крышка блока цилиндров нагревается до 110-140^{0}С. В отдельных случаях изменяется характерный шум работы клапанов. Следствием неисправности клапанов является пониженная холодопроизводительность машины, повышенная температура кипения по отношению к оптимальной;

г) влажный ход компрессора. Причинами влажного хода компрессора могут быть неправильная настройка ТРВ, излишнее количество хладона и масла в системе. Влажный ход компрессора характеризуется недостаточным перегревом паров на нагнетании, температура поверхностей картера компрессора низкая. В смотровых стеклах наблюдается «кипение» масла.

При значительном заливе кроме того изменяется характерный шум работы компрессора – появляются стуки. Работа компрессора с влажным ходом недопустима как по соображениям предотвращения поломки клапанов, гидравлических ударов и прочее, так и по энергетическим: при сухом ходе более высокий холодильный коэффициент.

Электрооборудование автономных кондиционеров содержит ряд типовых элементов: двигатель компрессора, двигатель вентилятора (электропривод), контакторы компрессора и вентилятора, реле (коммутационно-защитная аппаратура), выключатели высокого и низкого давления, термостаты перегрева и прерывания размораживания, датчики и регулирующее оборудование, а также провода, трансформаторы, выключатели и переключатели и т.д. Системы электропитания, электропривода и автоматики отличаются большим разнообразием схемных решений и элементной базы. Во многих случаях (а возможно, в

большинстве) неисправность кондиционера определяется именно недостатками работы электрооборудования [1.9]. Источник неисправности кондиционера можно диагностировать по косвенным показателям.

В качестве примера рассмотрим работу схемы, которая состоит из: электропривода компрессора, контактора компрессора, электропривода вентилятора, выключателя высокого давления и др. элементов.

Проанализируем характерные неисправности и способы их диагностики, а для изучения всех неисправностей адресуем читателя к переводной книге [1.9] или другим аналогичным.

Случай, если компрессор не запускается в работу, хотя термостат находится в рабочем положении.

Электродвигатель компрессора не может подключиться к питанию, если разомкнуты контакты контактора компрессора. Можно «прозвонить» контакты и убедиться в том, что они разомкнуты. Управляет включением контактора катушка в цепи управления. В этом случае необходимо выяснить, подается ли питание на катушку контактора, исправна ли сама катушка, исправлен ли якорь.

Если имеется низкочастотный шум от контактора, это означает, что цепь управления получает питание. Следует проверить, не подается ли слишком низкое напряжение, не позволяющее удерживать контакты в замкнутом положении. Однако якорь может не перемещаться и по причинам механического характера: загрязнен или «заедает».

Если контактор не издает шум, это означает, что неисправна катушка управления: или она оборвана, или к ней не подается напряжение. Если измерение сопротивления катушки показывает, что она не оборвана, но напряжения на ней нет, причинами неисправности могут быть или отсутствие питания в цепи управления (обрыв в шинах управляющих цепей, неисправность понижающего трансформатора) или неправильная работа реле и переключателей, состояние которых влияет на подачу питания к катушке. Возможно далее потребуется определить, почему напряжение на катушке слишком низкое. Наиболее частыми причинами могут явиться пониженное сетевое напряжение или плохое состояние контакторов, слишком длинные провода термостата, неправильный выбор мощности трансформатора.

Электродвигатель компрессора не может подключиться к питанию, если контакты контактора компрессора замкнуты, но не подается силовое питание на компрессор.

Это более сложный случай. Следует прослушать, имеется ли шум двигателя или, если шума нет, выяснить, каким образом отключился двигатель: перегорели ли предохранители или «сработал» автомат тепловой защиты. Последний может «сработать» при слишком большой нагрузке на валу двигателя, например, по причине неисправности компрессора (засорен, «заедает»), неправильном давлении в компрессоре, управляющем мембранными выключателями или отсутствии в мембране калиброванного отверстия. Помимо перегрузки двигателя могут быть и другие причины: повреждение конденсатора или теплового реле, неправильный монтаж проводов, обрыв сетевого напряжения, обрыв обмоток двигателя, неисправность силовых контактов контактора.

Случай, если компрессор запускается, но через некоторое время выключается.

Причины возможных неисправностей весьма разнообразны, и их надо поочередно проверить. Возможно, происходит размыкание защитных устройств (выключатель высокого давления), причиной чего может явиться загрязнение конденсатора, избыточная заправка хладоном, высокое давление всасывания, неправильная установка термочувствительного баллона регулирующего вентиля. Может быть причина отключения в недо-

статочной циркуляции воздуха через компрессор (не закреплен вентилятор на валу, неправильное положение вентилятора в трубке Вентури, нештатное напряжение на двигателе вентилятора, неправильное подключение двигателей вентилятора и т.п.). Возможно, причина кроется в неисправности пускового реле или слишком высоком давлении нагнетания. В таком случае чрезмерное потребление тока приведет к срабатыванию защиты. Размыкание выключателя низкого давления определяется недостатком циркуляции хладона (недостаточная заправка, утечка хладона, неправильный выбор сечения трубопровода жидкого хладона, диаметра капиллярной трубки или распределительных устройств регулирующего вентиля).

Из всего вышеизложенного следует, что неисправности воздушной, водяной, хладоновой и электрической схем современных разнообразных автономных кондиционеров весьма многочисленны, и для их устранения в профессиональной деятельности нужно пользоваться специальной литературой и опытом коллег.

Приложения к главе 1.

Приложение 1.1. Сколько «проживет» ваш кондиционер?*

Даже самый качественный кондиционер нуждается в профессиональном монтаже и регулярном сервисном обслуживании.

Если исключить немногочисленные случаи заводского брака и появления в стране откровенно «левого» товара, завезенного вездесущими «челноками», стоит признать, что основных причин его быстрого выхода из строя три.

Первая – это ошибки при проектировании и подборе оборудования. Холодо- и воздухопроизводительность кондиционера подбирают, исходя из условий конкретного помещения и его назначения. Необходимо учесть площадь и ориентацию окон, количество людей, наличие тепловыделяющего оборудования, такого, как бытовая и офисная техника, а также размеры и форму самого помещения. Именно поэтому технический специалист обязан посетить помещение, в котором будет установлен кондиционер, и сделать соответствующие расчеты. Кроме того, он должен согласовать с вами размещение внутреннего и наружного блоков, а также разводку соединительных коммуникаций. Определять все это «на глазок», мягко говоря, не рекомендуется. Поэтому, если кто-то уже в телефонном разговоре с ходу называет модель и цену вашего кондиционера, смело вешайте трубку – неправильно подобранная техника не справится со своими задачами или будет работать на износ.

Вторая причина недолгой жизни оборудования – в неквалифицированном монтаже. Сплит-системы не относятся к товарам типа «plug and play» (включил в розетку – и работает). Необходимо выполнить комплекс довольно сложных мероприятий, требующих наличия профессиональных навыков и специального дорогостоящего инструмента. Недаром для этого необходимо получать лицензию РОСТЕСТа, а вот ошибки при монтаже оборудования будут стоить вам очень дорого. Например, некачественная пайка трубопроводов обязательно приведет к утечке хладона. Для здоровья человека это не опасно, а вот компрессор кондиционера (а это половина его стоимости) сгорит в течение нескольких месяцев. Примерно к такому же результату может привести недозаправка системы хладоном, правда, в этом случае компрессор будет мучиться дольше, иногда два-три года. Ну а если соединительные трубки отпилили ножовкой, то для компрес-

* Приложения 1.1 и 1.2 по материалам В. Литвинчук.

сора это «Memento more». Даже маленькая стружка, попавшая в холодильный контур, гарантированно угробит Вашу машину. Масса проблем возникает при неправильном обращении с дренажом. Если неверно рассчитать уклоны, жидкость потечет не на улицу (или в канализацию), а на стены, испортив интерьер и вам, и соседям снизу. Именно поэтому квалифицированная установка кондиционера не может стоить дешево.

Стоит помнить и еще об одной особенности. Со сломанным телевизором вы можете смело прийти в сервис-центр фирмы-изготовителя, а вот гарантию на кондиционер дает фирма-установщик. Поэтому оборудование, монтаж и гарантию безопаснее приобретать в компаниях со сложившейся репутацией. Вообще аномально низкая стоимость техники и монтажа, а тем более если установка предлагается бесплатно, – повод для беспокойства: гарантия в эту цену точно не заложена. Скорее всего это предложение фирмы-однодневки, которая бесследно исчезнет в конце сезона.

Третья причина быстрых поломок техники – экономия на сервисном обслуживании. А ведь кондиционер, подобно автомобилю, должен проходить регулярный техосмотр в сертифицированных фирмах. Ведь это не только своевременная прочистка фильтров, которую можно выполнить самостоятельно. Комплекс сервисных работ включает обязательную проверку герметичности холодильного контура, смазку подшипников вентиляторов, проверку электрических элементов системы. При необходимости выполняется химическая чистка теплообменника внутреннего блока и дозаправка системы хладоном. Ну и, наконец, наиболее актуальная для России процедура – чистка теплообменника внешнего блока. Он бывает настолько забит тополиным пухом, что теплосъем серьезно нарушается, и перегревшийся компрессор выходит из строя. По оценкам сервисных служб, по этой причине происходит треть всех преждевременных выходов из строя!

Приложение 1.2.
Сколько стоит «хорошо» и сколько стоит «плохо» (исповедь обманутого покупателя).

«Все начиналось замечательно. Новая квартира, ремонт и, естественно, захотелось хорошего климата еще при жизни. Покопавшись в газетах и сделав несколько звонков, убедился, что цены на хорошую технику примерно одинаковые, но вот стоимость монтажа существенно отличается. В цифрах это отличие составляло от 20 процентов от стоимости оборудования (примерно 300 у.е.) до, цитирую: «...монтаж бесплатный и входит в стоимость оборудования...».

И вот тут-то я и попался... Как и многие, я посчитал, что кондиционер относится к бытовой технике и его подключение ничего сложного не представляет. А большие деньги берут не по делу, запугивая, что иначе лишат гарантии. И это при том, что «дешевые» фирмы гарантию тоже дают.

Правда, ставить кондиционер за бесплатно я испугался и выбрал середину — ту фирму, где монтаж в пересчете на у.е. составлял 50 единиц. Пришли какие-то ребята, раздолбали все стены, так что пришлось моим ремонтникам по-новому штукатурить и клеить обои. Но самое главное, что эти деятели заставили меня думать за них, как подсоединяться к электрическому питанию, куда отводить дренаж, куда повесить внешние блоки, хотя мне надо знать только одно — сколько я должен заплатить! В итоге потерял полных два дня, решая с этой горе-фирмой проблемы установки кондиционера. Правда, после этого я стал разбираться в монтаже не хуже среднего монтажника, так что могу рассказать Вам многие тонкости, чтобы Вы не попались, как и я.

Впрочем, на этом мои злоключения не закончились. В сентябре, во время бабьего лета, один из моих кондиционеров перестал работать. Естественно, я стал звонить на фирму, которая мне его устанавливала, и давала гарантии, но после двухдневных поисков понял, что навряд ли ее когда-нибудь найду. Тогда я обратился в фирмы, которые предлагают кондиционеры той же марки, чтобы найти какой-нибудь сервисный центр. Увы. В крупных фирмах, конечно, с радостью были готовы исправить мой кондиционер, но только за деньги. Именно тут мне и объяснили, что процент заводского брака в кондиционерах хороших марок ничтожен, а вот плохой монтаж может угробить даже очень качественный кондиционер.

Деваться мне было некуда и пришлось платить деньги. Моя экономия в целом мне вышла в дополнительных 350 у.е. относительно цен, которые мне предлагались с «дорогим», как я тогда думал, монтажом.

Перед ремонтом я готовился к такому же погрому, как и при установке, и был приятно удивлен, что мне пришлось только показать где мой электрический щиток, веник и где можно помыть руки. Все! А во время ремонта я еще получил консультацию, как правильно эксплуатировать эту технику, чтобы поломки не повторились».

Сергей Степанович, Москва

Это письмо затрагивает целый ряд актуальных вопросов, касающихся взаимодействия заказчика и установщика климатической техники.

Действительно, в последнее время в нашей стране появилось большое количество сезонных фирм, занимающихся прямым обманом покупателей. Эти организации не способны обеспечить высокое качество монтажа, хотя бы в силу того, что не располагают всем необходимым профессиональным инструментом.

Во-первых, это перфоратор, способный за один проход сверлить отверстия диаметром 4-5 см и глубиной до 0,7 метра. Если же монтажники пришли со слабенькой дрелью, им придется долбить зубилом и молотком, разваливая полстены. Видимо это и произошло у Сергея Степановича. Второй перфоратор нужен для сверления крепежных отверстий.

Во-вторых, необходимы труборезы, шабровки и вальцовки для правильной подготовки кромки медных труб, с помощью которых соединяют внешний и внутренний блоки кондиционера. Если кромка будет плохая, то кондиционер может прослужить 1-3 года, хотя может работать 10-12 лет! А если вы увидите в руках у монтажников ножовку по металлу, гоните их в шею. Если опилки попадут в холодильный контур, замена оборудования гарантирована!

В-третьих, необходимы трубогибы. Как следует из названия, эти устройства предназначены для гибки труб. Конечно, можно изогнуть тонкую медную трубочку в тисках, пассатижами и даже голыми руками. Но при таком подходе неизбежно возникает «гармошка» или просто изменение круглого сечения. Вроде бы мелочь, но это ведет к серьезному нарушению работы системы. Работать кондиционер будет, но вот положенной холодопроизводительности не даст. В итоге придется менять трубу, что повлечет за собой новый ремонт и порядочные траты.

В-четвертых, необходима манометрическая станция, заправочный хладоновый баллон, газоанализатор и вакуумирующий насос. Ведь перед тем, как запустить кондиционер, необходимо очень хорошо прочистить систему от влаги и воздуха. Если этого не сделать, они вступят в контакт с хладоном, и итог будет самым что ни на есть печальным. Система не будет давать должного холода, а затем вообще выйдет из строя. То же самое произойдет при некачественной пайке или недозаправке хладоном. Давление в холодильном контуре должно быть строго определенным!

Кроме того, нужны простые слесарные инструменты, но очень хорошего качества. А также фирменный крепеж: анкеры, специальные болты, качественные кронштейны, а иногда даже химические соединения. Все это дополнительные деньги, но уже были случаи падения внешних блоков, а это 35-80 кг живого веса. Не дай Бог, но в случае чего последствия придется расхлебывать именно вам.

Разумеется, весь этот инструмент и расходные материалы стоят немалых денег, как правило, 3500-4000 у.е. на одну бригаду. Понятное дело, что у «шабашников» таких денег нет. А солидная фирма вынуждена держать высокую стоимость монтажа, чтобы компенсировать амортизацию инструментов и возможные расходы на гарантийный ремонт, не говоря уже о заработной плате квалифицированных монтажников и их обучении. По этой причине хороший монтаж просто не может стоить дешево.

А вот еще одно компетентное мнение.

Пословица «готовь сани летом, а телегу зимой» исконно русская, но, глядя на многих наших соотечественников, начинаешь крепко в этом сомневаться. По крайней мере, в отношении кондиционеров действует другой народный принцип: «пока гром не грянет, мужик не перекрестится!».

Российский потребитель упорно игнорирует все предложения о приобретении кондиционера (или о подготовке к сезону уже имеющегося), пока на улице не будет жара хотя бы 25 градусов.

Вот тут-то и начинается что-то страшное! Толпы обезумевших от жары граждан начинают обрывать телефоны кондиционерных фирм. Причем люди требуют, чтобы кондиционер был установлен, починен, почищен (если вовремя не почистить, то теперь, как правило, только чинить) **СЕГОДНЯ, СЕГОДНЯ НОЧЬЮ**, ну или хотя бы **ЗАВТРА УТРОМ**. Понятно, что в таких условиях **ВСЕ** профессиональные фирмы безнадежно перегружены, а квалифицированные монтажные и ремонтные бригады «расписаны» на неделю вперед.

Но покупатели не желают ждать ни дня, а потому идут на любые ухищрения: уговоры, угрозы, и даже ссылки на знакомства, то есть «блат». Прямо как в старые «добрые» времена.

«Здравствуйте, я от Ивана Ивановича, он мне очень Вас рекомендовал, сказал, что Вы сможете помочь. Нет, я Вас очень прошу решить проблему завтра. Ну как же, он ведь мне обещал. Нет-нет, непременно качественно»...

И хорошо, если есть возможность помочь, но в сезон только «блатных» клиентов на фирмы обращается столько, что обслужить всех просто невозможно. Но «свято место пусто не бывает». В угоду непредусмотрительным гражданам кондиционерами начинают торговать все кому не лень: магазины, рынки, строители, да и просто шустрые посредники. Но кондиционер мало просто продать, его необходимо смонтировать. Вот тут-то словно мухи на мед в крупные города устремляются «шабашники» со всего СНГ. Активизируются и местные. Выходят из запоев, берут отпуска, протирают свой нехитрый инструмент, и вот уже готовы «монтажные» бригады для магазинов, рыночных лотков и сезонных фирм. И не беда, что подобные организации не имеют постоянного штата квалифицированных специалистов и не располагают профессиональным дорогостоящим инструментом. Ведь его величество **КЛИЕНТ** не хочет ждать ни дня — ему жарко, он не может спать ночью. Поэтому, **ВСЕ НА БОРЬБУ С ЖАРОЙ!**

Результат подобной штурмовщины плачевен. Полгорода уже утыкано плохо смонтированными, текущими кондиционерами. Значительная часть техники, установленной «шабашниками», ломается зимой, а то и при первой повышенной нагрузке летом. Проблемы, обиды, претензии, и новый виток звонков с просьбой починить, переустановить, заправить. Срочно, сегодня, а еще лучше прямо сейчас... Однако ремонтные

бригады — это наиболее квалифицированный, дорогостоящий персонал, а потому он в еще большем дефиците. Содержать на должном уровне сервисный центр – это «удовольствие», доступное далеко не каждой фирме. Ремонт не закрыть «шабашниками», они за такую нетривиальную работу, как правило, не берутся.

А ведь для того чтобы кондиционер не вышел из строя, в марте, апреле или уж хотя бы в мае необходимо было провести профилактику. В идеале ее должна сделать профессиональная бригада, но если такой возможности у вас нет, кое-что можно сделать самостоятельно. Перед тем как впервые запустить кондиционер после зимы, теплообменник наружного блока необходимо очистить. Это надо делать очень аккуратно, чтобы не повредить его тончайшие пластинки. Затем ту же процедуру проделайте с фильтром внутреннего блока, который по-хорошему рекомендуется чистить раз в неделю.

После завершения влажной уборки включите кондиционер на небольшую мощность и внимательно прислушайтесь к звуку, который издает внешний блок. При любом постороннем шуме, дребезге, позвякивании, натужном гудении или полной тишине вызывайте профессионалов. Если что-то не так, само оно не рассосется! Зато маленькая неисправность легко превращается в большую поломку.

Если все хорошо, проверьте, как охлаждает внутренний блок. На выходе из него воздух должен быть на 9-12 градусов холоднее, чем в помещении. Не полагайтесь на ощущения руки — они очень обманчивы. При любых сомнениях выключайте кондиционер и зовите профессионального мастера.

Однако на практике все вышеперечисленные рекомендации редко когда исполняются. Поэтому непредусмотрительные торопыги так и сидят без прохлады. Некому починить кондиционер, который был установлен в спешке. И хорошо еще, если речь идет о недорогом ремонте. Ведь при поломке компрессора цена починки сравнима со стоимостью самого кондиционера.

Если вы не хотите проблем с климатической техникой, обращайтесь только к профессионалам. Да, это немного дороже (хотя и не всегда), но это лучшая гарантия от неприятностей и бессмысленной траты денег. Если же хотите получить реальную экономию, покупайте кондиционер в январе, феврале. Зимой можно расчитывать на некоторые скидки и, безусловно, лучших монтажников. А если в квартире делается ремонт, кондиционер лучше ставить до начала чистовой внутренней отделки, но в любом случае это стоит сделать в апреле-мае. То есть ДО ЖАРЫ.

И даже если Вы не позаботились о покупке кондиционера заранее и изнываете от жары, все равно удержите себя от спешки. Не требуйте от продавца смонтировать быстрее, чем он может предложить, он и так очень старается Вам помочь. Не угрожайте уходом в другую фирму, «которая сделает завтра». Помните, что **ХОРОШИЕ МОНТАЖНИКИ** в сезон зачастую расписаны на несколько дней вперед у ВСЕХ фирм. Если не хотите, чтобы вам прислали случайную бригаду, потерпите 2-3 дня, и избежите очень многих проблем.

Покупая кондиционер, обязательно обратите внимание на ***специализацию*** выбранной вами фирмы и срок ее работы на рынке. Профессиональная организация занимается кондиционерами ***круглый год*** и зимой и летом, содержит несколько собственных бригад, а если и привлекает в сезон дополнительных сотрудников, то немного и только хорошо оснащенных инструментом профессионалов, с которыми сотрудничает не первый сезон.

Отдельное слово о крупных, зачастую известных фирмах, специализирующихся на массовой торговле недорогими «народными» кондиционерами. Естественно, что основную часть своего оборота эти фирмы делают летом, в жару. Стремясь максимально расширить свои монтажные мощности, они зачастую не уделяют должного внимания отбору

сезонных бригад. Конечно, потом после сезонной горячки они исправляют их ошибки в рамках гарантии, но, как говорят в Одессе, «вам это надо?». Тем более, что далеко не все можно починить. Так что, будьте бдительны — под вывеской известной фирмы иногда можно получить не очень качественные услуги.

Прежде чем выкладывать деньги за кондиционер, обратите внимание на действия продавца-консультанта. Он должен побывать в помещении, добросовестно проделать все необходимые расчеты и только после этого подобрать вам технику. От его профессионализма зависит не только ваш кошелек, но и ваше здоровье и отношения с соседями. (Работающий как трактор кондиционер их не улучшит!) Практика показывает, что продавцы обычных магазинов бытовой техники, занимающиеся продажами всего подряд, не в состоянии грамотно подобрать технику. Даже при хорошем монтаже и полной исправности оборудования клиент зачастую недоволен результатом. Не случайно, крупнейшие московские торговые дома, предлагающие в своих магазинах кондиционеры, все-таки завели для этой работы отдельный персонал, который и зимой работает по профилю, а не перебрасывается на продажу телевизоров.

Как видите, критериев очень много и они очень расплывчаты, поэтому выбрать очень трудно, а цена вопроса довольно высока. Причем, наличие лицензий и сертификатов не дает стопроцентной гарантии, так как в этой новой области наши контролирующие органы пока не в состоянии правильно оценить уровень фирмы. Громкое имя дает, конечно, уверенность, но не всегда защищает от халтуры в пик сезона.

Приложение 1.3. Технические характеристики местных автономных кондиционеров КПА1 ДЗК и КПА2

Показатель	КПА1-2,2-01	КПА1-3,5-04	КПА1-4,4-01	КПА1-7,0-01	КПА1-11,0-01	КПА2-5-01
Производительность по воздуху $L_{пр}$, м³/ч	2200 ± 200	3500 ± 350	4400 ± 400	7000 ± 700	11000 ± 1100	5000
Холодопроизводительность Q_x при температуре воздуха, входящего в испаритель t_H =(27 ± 2) °С, φ_H =(50 ± 5) % и температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор t_{W_H} =(24 ± 2) °С, кВт	11,0(-0,9)	17,6(-1,8) при t_H =41 ± 2 °С φ_H =50 ± 5 % и t_{W_H} =30(-1) °С	22.0(-1,8)	32,0(-2,5)	51,0(-4,0)	23,2 при t_H =27 °С φ_H =50 % t_{W_H} =35 °С
Характеристика воздухоохладителя $\alpha_B F$, Вт/°С	43·27,3=1180	43,4·30=1300	43·44=1890	46,4·58,7=2710	54,5·101,7=5550	
Энтальпийный коэффициент эффективности процесса в ВО E_i	0,80	0,72	0,72	0,69	0,78	
Теплопроизводительность Q_T, кВт не менее – с водяным воздухонагревателем – с электрическим воздухонагревателем	17,7 6,3	Не менее 15 –	34,0 12,0	51,0 15,0	73,0 24,0	36,6 при t_{W_H} =95°С
Производитвльность по влаге $G_{увл}$, кг/ч	2,4	4,0	4,8	8,5	10,2	6,45
Запас полного давления на выходе для воздушных каналов, Па	300	300	300	400	400	400
Эффективность очистки воздуха, %	85					80
Холодильный агент	Хладон 12, 22	Хладон 22				Хладон 12
Максимально допустимая температура охлаждающей воды на выходе, °С	29	40	29	29	29	–
Расход воды, охлаждающей конденсатор, м³/ч	1,6	2,6	3,8	4,9	9,0	Воздух L =11600 м³/ч
Потребляемая мощность, кВт	3,9	10	7,9	11,4	18,0	14
Род тока	Переменный 3-фазный					
Частота тока, Гц	50	50	50	50	50	50
Напряжение в силовой цепи/цепи управления, В	380/220	380/220	380/220	380/220	380/220	380/220
Масса (без выносных элементов), кг	400	750	530	870	1300	970
Габариты: длина × ширина × высота, м	1,0×0,6×1,9	–	1,3×0,6×1,9	1,3×0,85×1,9	1,3×0,85×1,9	
Стоимость ориентировочная на 1990 г., руб	2155	–	2350	3085	4075	8000

Приложение 1.4. Сводная таблица обработки результатов комплексных теплотехнических испытаний автономного кондиционера

Вычисляемые величины		Формула	Пример вычисления	Примечание
Средние параметры состояния приточного и внутреннего воздуха за период	Средняя регулируемая температура, °С	$t_{B.ср} = \Sigma t_{B_i} / n$	$t_{B.ср}$ =19,4°С	По результатам измерений в течение цикла изменения по данным рис.1.61
	Средняя температура приточного воздуха, °С	$t_{пр.ср} = \Sigma t_{пр_i} / n$	$t_{пр.ср}$ =16,5°С	
	Среднее влагосодержание воздуха в помещении, г/кг	$d_{B.ср} = \Sigma d_{B_i} / n$	$d_{B.ср}$ =7,9 г/кг сух. возд.	
	Среднее влагосодержание приточного воздуха, г/кг	$d_{пр.ср} = \Sigma d_{пр_i} / n$	$d_{пр.ср}$ =7,0 г/кг сух. возд.	
Характеристики двухпозиционного терморегулятора создаваемого динамического температурного режима (ДТР) в помещении	Заданная регулируемая температура, °С	$t_{B.зад} = 0,5(t_{B_{max}} + t_{B_{min}})$	$t_{B.зад}$ =19,25°С	–
	Возмущение по заданию терморегулятора, °С	$\Delta t_{B.возм} = t_{B_{(-0)}} - t_{B.ср}$	$\Delta t_{B.возм}$ =20,4-19,4=1°С	$t_{B_{(-0)}}$ - до включения АК
	Смещение задания регулируемой температуры, °С	$\Delta t_{B.зад} = t_{B.зад} - t_{B.ср}$	$\Delta t_{B.зад}$ =19,25-19,4=-0,15°С	Незначительно
	Средний коэффициент формы кривой изменения $t_B(\tau)$	$\Psi_ф = (t_{B.ср} - t_{B_{min}}) / t_{B.max} - t_{B.min})$	$\Psi_ф$ =(19,4-18,1)/(20,4-18,1)=0,56	Около 0,5
	Период изменения температуры в помещении, мин	$\tau_п = \tau_{вкл} + \tau_{выкл}$	$\tau_п$ =4+12=16 мин=0,26 ч	–
	Зона неоднозначности терморегулятора, °С	$\Delta t_{з.н} = t_{B.max} - t_{B.min}$	$\Delta t_{з.н}$ =20,4-18,1=2,3°С	Регулируется
	Средний импульс отклонения емпературы, ч·°С	$I_{t_{ср}} = 0,25\Psi_ф \tau_П \Delta t_{з.н}$	$I_{t_{ср}}$ =0,25·0,56·0,26·2,3=0,086 ч·°С	Вычисляют и сравнивают с комфортным

Тепловая и влажностная нагрузка кондиционируемого помещения	Фактическая тепловая нагрузка помещения, Вт	$Q_{П.факт} = c_p \rho L(t_{в.ср} - t_{пр.ср})/3,6$	$Q_{п.факт} = 1 \cdot 1,2 \cdot 2400 \cdot (19,4 - 16,5)/3,6 = 2300$Вт					–
	Расчетная тепловая нагрузка помещения, Вт	$Q_{П.р} = Q_{люд} + Q_{осв} + Q_{об} + \ldots$	$Q_{п.р} = 800$Вт					–
	Разность фактической и расчетной тепловой нагрузки, опрведеляемая теплоаккумуляцией ограждения, Вт	$\Delta Q_П = Q_{п.факт} - Q_{П.р}$	$\Delta Q_П = 2300 - 800 = 1500$Вт					–
	Средний фактический коэффициент конвективной теплоотдачи на поверхностях ограждений, Вт/(м².°С)	$\alpha_B = c_p \rho_B \frac{V_п}{F_{огр}} k_p [1 - A(\omega)]/A(\omega) 3,6$	$\alpha_B = 1,2 \cdot 1 \frac{160}{180} \cdot 15[1 - 0,2]/0,2 \cdot 3,6 = 17,8 Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$					k_p - кратность $A(\omega)$ - АЧХ
	Фактичвская влажностная нагрузка помещения, кг/ч	$G_{w_{п.факт}} = \rho L(d_{в.ср} - d_{пр.ср}) \cdot 10^{-3}$	$G_{w_{п.факт}} = 1,2 \cdot 2400(7,9 - 7,0) \cdot 10^{-3} = 2,56$кг/ч					–
	Расчетная влажностная нагрузка помещения, кг/ч	$G_{w_{п.р}} = G_{w_{люд}} + G_{w_{исп}} + \ldots$	$G_{w_{п.р}} = 0,3$кг/ч					–
	Разность фактической и расчетнойвлажностной нагрузки, определяемой сорбцией (двсорбцией) ограждения, кг/ч	$\Delta G_w = G_{w_{п.факт}} - G_{w_{п.р}}$	$\Delta G_w = 2,56 - 0,3 = 2,26$кг/ч					–
Холодопроизводитвльность компрессора	Мгновенная холодолроизводительность $Q_{x_i}^{явн}$, кВт	$Q_{x_i}^{явн} = c_p \rho L(t_{B_i} t_{пр_i})/3,6 \cdot 10^{-3}$	-					Изменение $Q_x^{явн}$ и $Q_x^{явн}$ и их суммы во времени показано на рис. 1.63
	Мгновенная холодолроизеодительность $Q_{x_i}^{скр}$, кВт	$Q_{x_i}^{скр} = \rho L i_П (d_{B_i} - d_{пр_i})/3,6 \cdot 10^{-3}$	-					
	Максимальная холодопроизводительность $(Q_x^{явн} + Q_x^{скр})_{max}$, кВт	$Q_{x.max} = (Q_x^{явн} + Q_x^{скр})_{max}$	-					
	Коэффициент рабочего времени	$b_t = \tau_{вкл}/(\tau_{вкл} + \tau_{выкл})$	$b_t = 4/(4 + 12) = 0,25$					
Амплитудно-частотная характеристика помещения как объекта регулирования температуры	Частота колебаний для i-й гармоники	$\omega_i = i/60\tau_П$	0,001	0,002	0,003	0,005	0,007	Расчет на ЭВМ или по таблице 2.2 в главе 2
	Амплитуда i-й гармоники температурных колебаний $A_{t_{в.i}}$, °С	-	1,05	0,43	0,17	0,07	0,042	
	Амплитуда i-й гармоники температурных колебаний $A_{t_{пр.i}}$, °С	-	4,7	2,3	0,88	0,37	0,25	
	Амплитудно-частотная характеристика	$A(\omega) = A_{t_{Bi}}/A_{t_{прi}}$	0,22	0,19	0,19	0,19	0,17	

Приложение 1.5. Температурное, скоростное и акустическое поля, создаваемые в помещении при работе местного автономного кондиционера.

ЭПЮРЫ ТЕМПЕРАТУРЫ

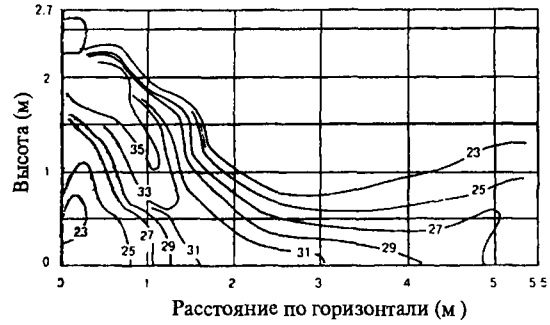
<Охлаждение>

Угол подачи: 10°



<Обогрев>

Угол подачи: 70°



ЭПЮРЫ СКОРОСТИ ВОЗДУХА

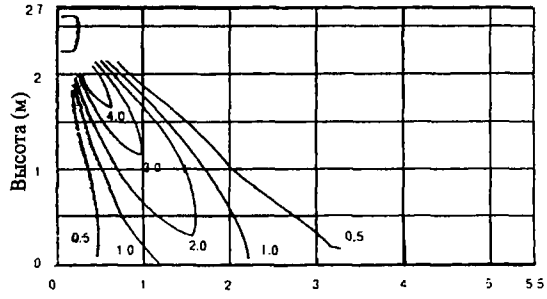
<Режим вентилятора>

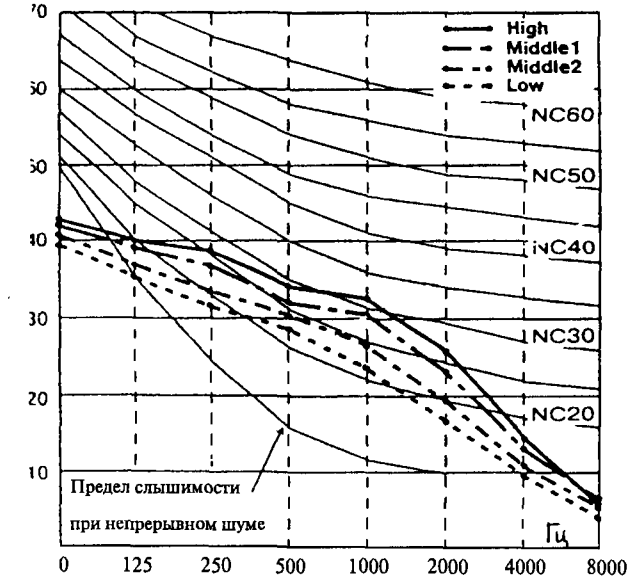
Угол подачи: 10°



<Режим вентилятора>

Угол подачи: 70°





Глава 1. Список литературы

1.1. *Богословский В.Н.* Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха). 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1982, – 415 с.

1.2. *Гинчерман И.Е.* Расчет режима охлаждения воздуха в автономных кондиционерах. //Холодильная техника. 1970, №10, с. 31-34.

1.3. *Гоголин А.А.* Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. «Пищевая промышленность», М.: 1966, 240 с.

1.4. *Карпис Е.Е.* Современные автономные кондиционеры (новости иностранной техники). //Холодильная техника. 1979, №3, с. 57-61.

1.5. *Кондратьев К.Я.* Глобальные изменения на рубеже тысячелетий. Вестник РАН, 2000, том 70, №9, с. 788-796.

1.6. *Комаров Н.Н., Сотников А.Г.* Автоматизированный подбор АК для заданного объекта на основе анализа его технических характеристик. В кн.: Проблемы и перспективы развития систем кондиционирования. СПбГАХПТ, СПб., 1997, с.33-40.

1.7. *Ловцов В.В., Хомутецкий Ю.Н.* Системы кондиционирования динамического микроклимата. СПб.: Стройиздат, 1992, – 180 с.

1.8. *Лыков А.В.* Теория теплопроводности. М.: Высшая школа. 1967, – 593 с.

1.9. *Смит Р.* Ремонт холодильников, кондиционеров и нагревательных приборов (пер. с англ.). Ростов на Дону, Феникс, 1998, – 544 с.

1.10. *Сотников А.Г.* Гармонический анализ в СКВ при позиционном регулировании. //Холодильная техника, 1979, №3.

1.11. *Сотников А.Г.* Местные кондиционеры. Учебное пособие. СПб.: СПбТИХП, 1992, 104 с.

1.12. *Сотников А.Г.* Автономные кондиционеры: неизвестное об известном. АВОК, 1996, №2.

1.13. *Сотников А.Г.* Методика подбора автономного кондиционера. //Холодильная техника, 1980, №9.

1.14. *Сотников А.Г., Кудряшов Н.С.* Комплексные теплотехнические испытания автономного кондиционера. //Холодильная техника, 1980, №12.

1.15. *Сотников А.Г.* Системы кондиционирования и вентиляции с переменным расходом воздуха. Изд. 2-е, перераб. и доп. – Л.: Стройиздат. ЛО, 1984, – 148 с.

ГЛАВА 2

СПЕЦИАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

(Особенности исходных данных и технических решений СКВ)

В этой главе собраны и систематизированы наиболее характерные исходные данные и технические решения СКВ специальных объектов, накопленный опыт их проектирования и эксплуатации. Под специальными будем понимать сугубо технологические программно-управляемые системы для камер разного типа с параметрами воздушной среды, не всегда совпадающими с комфортными для человека, где его нахождение эпизодическое. Сюда же относятся объекты с высокими требованиями к точности поддержания температуры, влажности, чистоты воздушной среды для разнообразных технологических процессов.

2.1. Помещения с особоточным (прецизионным) поддержанием параметров воздуха. Объекты прецизионного поддержания параметров воздуха

Отечественная техника уже в 60-х годах XX века потребовала разработки технических решений и систем, обеспечивающих стабилизацию температуры (в одних объектах) и относительной влажности (в других объектах) с точностью, намного превышающей ту, которую обеспечивают серийные регуляторы. Характерные объекты технологического точного поддержания температурно-влажностных параметров показаны на рис. 2.1. Все рассмотренные объекты разделены на требующие точного поддержания температуры или относительной влажности, или одновременно обоих параметров для пищевых производств и биотехнологий. В зависимости от вида объекта (линза, вал, прибор, станок, гигроскопический материал: ткань, бумага, кожа и др. (см. рис. 2.1), его размеров и теплофизических характеристик, технологических требований статическое отклонение в объекте может составлять:

– по температуре объекта: от ±1°С до сотых долей градуса;

– по относительной влажности: от ±5% до 1%, а иногда и точнее.

Высокоточные температурные режимы требуются в помещениях, где обрабатывают и хранят изделия прецизионного станкостроения и оптики (рис. 2.1): делительные линейки, дифракционные решетки, линзы, оптические системы, зеркала телескопов, приборы точного времени и др. Пример современных комплексных требований к температуре, относительной влажности, влагосодержанию воздуха, содержанию аэрозольных частиц в нем, скорости воздуха и избыточному давлению при производстве изделий микроэлектроники приведен в таблице 2.1. Из нее следует, что это производство предъявляет серьезные, а иногда и трудновыполнимые требования к параметрам воздушной среды. При изготовлении (выплавке) крупных оптических систем (зеркала телескопов) нужно соблюсти требуемую очень низкую скорость остывания тела во избежание образования трещин и отбраковки изделия. В процессе эксплуатации телескопов нужно устранить оптические искажения, для чего температура воздуха вблизи телескопа должна меняться так же, как и температура ночного воздуха.

Дальнейшие рассуждения о прецизионных СКВ для поддержания температуры воздуха рассмотрим на примере точного машиностроения и оптики. Для общего представления мы приводим здесь технологический план корпуса механообработки прецизионных станков одного из заводов (рис. 2.2). Идея метода точной стабилизации температуры в нашей стране предложена П.В. Участкиным (1947 г.). Наиболее фундаментальные исследования прецизионных СКВ и их внедрение в отечественную технологию оптики и точного машиностроения выполнены В.В. Ловцовым и Ю.Н. Хомутецким [2.13]. Отклонения размеров детали в таких объектах регламентируются очень жестко. На примере делительной линейки к координатно-расточному станку при ее длине l =1400 *мм*, допустимой деформации

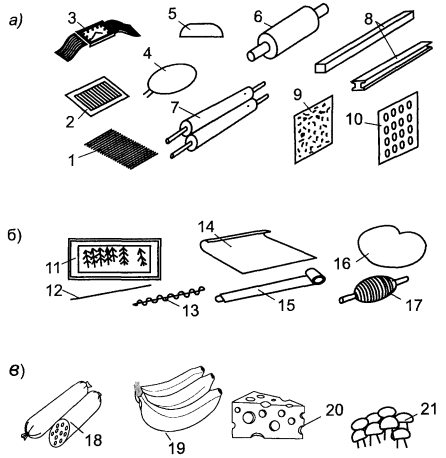


Рис. 2.1. Характерные объекты прецизионного кондиционирования и специальные объекты пищевой промышленности:
а – объекты стабилизации температуры: 1 – иглы плосковязальной машины 42...56 шт/дюйм; 2 – дифракционная решетка; 3 – часы; 4 – чип, бис – большая интегральная схема; 5 – линза; 6 – вал; 7 – парные гофровалы; 8 – делительная линейка; 9 – ТЭЭ'ы – типовые элементы замены; 10 – таблетки (твердые лекарственные средства);
б – влагочувствительные (гигроскопические, капиллярно-пористые тела – объекты поддержания влажности (влагосодержания); 11 – картина; 12 – волокно; 13 – нить; 14 – лист бумаги; 15 – кинофотопленка; 16 – заготовка из кожи; 17 – шпуля с намотанной нитью;
в – пищевые продукты, требующие при их производстве и хранении определенных температуры и влажности: 18 – сырокопченая колбаса; 19 – бананы; 20 – сыр; 21 – грибы (шампиньоны и др.).

$\Delta l_{доп}=1\cdot10^{-3}$ мм и коэффициенте линейного расширения инвар-стабила $\alpha_{20°C}=11{,}6\cdot10^{-6}°C^{-1}$ допустимые изменения температуры линейки и воздуха в стационарном режиме одинаковы и равны:

$$\Delta t_{дет.ст}=\Delta t_{в.ст}=\Delta l_{доп}/l\cdot\alpha_{20°C}=1\cdot10^{-3}/(11{,}6\cdot10^{-6}\cdot1400)\approx 0{,}06°C.$$

Обеспечить поддержание температуры воздуха вокруг линейки с таким отклонением на протяжении 8...10 ч нанесения рисок практически очень сложно. Кроме технической сложности точного измерения и стабилизации температуры нужно учитывать объем, в котором производится технологический процесс, источники теплоты и др.

Таблица 2.1. Комплекс требований к чистым производственным помещениям (ЧПП) производства микроэлектроники [2.9]

Технологические процессы	Число частиц в 1 м³ с размером больше 0,1 мкм	Эксплуатационные требования							
		Группа I					Группа II, III		Группа IV
		Температура, °С	Относительная влажность, %	Влагосодержание, г/кг	Скорость воздуха, м/с	Избыточное давление, Па	Механические и аэромеханические характеристики		Производственный шум, дБ
							Амплитуда вибраций, мкм	Концентрация аэрозолей, част/лит	
Изготовление масок	1-10	22±2,5(0,5)	35±8(3)	5,8±0,45	0,3±15%	30±20%	0,25	0-0,35	60
Оксидирование	100	22±2,0(0,2)	42,5±7,5(5)	7,5±0,55	0,3±25%	30±30%	0,5	3,5	65
Фотолитография	1-10	22±2,1(0,1)	35±8(3)	5,8±0,45	0,3±15%	30±20%	0,25	0-0,35	60
Химическое осаждение из паровой фазы	10-100	22±2,0	42,5±7,5(5)	7,5±0,55	0,3±25%	30±30%	0,5	0,35-3,5	65
Контроль	100-1000	22±2,0	42,5±7,5(5)	7,5±0,55	0,3±25%	30±50%	ГОСТ 12.350-3500.1.012-78		ГОСТ 12.1.003-83
Сборка	100000	22±2,0	50±10	8,3±0,83	0,3±15%	30±50%	ГОСТ 12.3500.1.012-78		ГОСТ 12.1.003-83

Примечания:

1. Параметры для процессов проявления, травления, диффузии и напыления не регламентированы.
2. Аэроионный режим в соответствии с «Санитарно-гигиеническими нормами допустимых уровней ионизации воздуха производственных и общественных помещений» (М., Минздрав СССР, 1980 г.).
3. Концентрация вредных веществ дается по ГОСТ 12.01.005-86, освещенность по СНиП II-4-79, физиолого-гигиенические характеристики по СН 245-71.

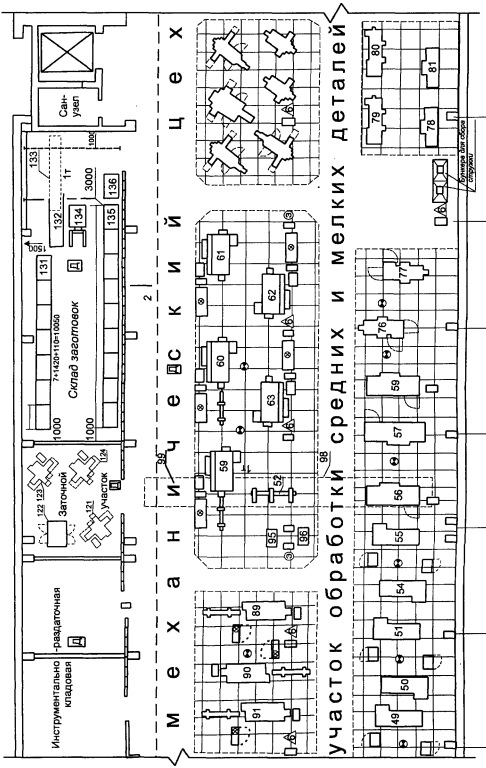


Рис. 2.2. Технологический план механосборочного корпуса прецизионных станков (Ленинградский завод станков-автоматов ЛПО ПС им. Ильича, проект ЛО «Гипростанок», 1988 г.).

2.1.2. Основные способы стабилизации параметров

По многолетнему опыту, накопленному в нашей стране и за рубежом, они сводятся к следующим:

- использование регуляторов с бесконечно большим коэффициентом передачи ($k_p > 10^6$), что позволяет измерять сколь угодно малые отклонения температуры (или влажности) от заданного значения;
- использование регуляторов с датчиком высокой чувствительности (РТВЧ). В отечественной практике использовали тонкий медный калиброванный провод большой длины, который был бифилярно намотан на каркас (рис. 2.3).
- создание гармонических колебаний температуры воздуха, окружающего деталь (изделие), с определенными амплитудой $A_{t_н}$ и периодом колебаний τ_n.

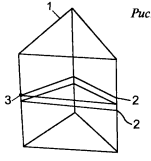


Рис. 2.3. Высокочувствительный измеритель температуры воздуха: 1 – призматический каркас, 2 – тонкий калиброванный проводник, 3 – начало намотки.

В необходимых случаях этот объем ограждают, и тогда затухание происходит также и в ограждающей конструкции (рис. 2.4). Для повышения точности и равномерности температуры в объеме все источники теплоты по возможности выносят из кабины (двигатель, человек) или сводят к минимуму (освещение), а станок ограждают (рис. 2.4).

На определенной частоте колебаний ω можно получить такие амплитуды колебаний: в окружающей среде $A_{t_{окр}}$=2°С, в кабине $A_{t_в}$=0,5°С, на поверхности детали $A_{t_{дет}}$=0,05°С. Уменьшение амплитуд колебаний в конструкции или при переходе на поверхность называют их затуханием (ν). Теория и практика применения таких систем разработана и описана В.В.Ловцовым и Ю.Н.Хомутецким [2.13] и базируется на нижеследующих представлениях.

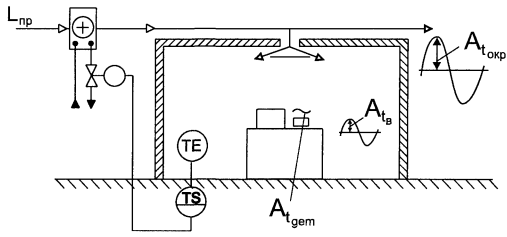


Рис. 2.4. Принципиальная схема стабилизации температуры воздуха на основе создания гармонических колебаний температуры в кабине или окружающего воздуха.

2.1.3. Основные физические представления о динамической стабилизации температуры изделий

Амплитуды температурных колебаний на поверхности детали и в окружающем воздухе при движении температурной волны по схеме «воздух-стенка-воздух-деталь» определяются через произведение затуханий (рис.2.4, 2.7):

$$A_{изд} = \nu_{пов1} \nu_{ст} \nu_{пов2} A_{изм}, \qquad (2.1)$$

где $\nu_{пов1}$ и $\nu_{пов2}$ соответственно затухание амплитуд колебаний при переходе температурной волны от воздуха к поверхности стенки (1) и к поверхности детали (2); $\nu_{ст}$ – затухание температурной волны в конструкции ограждения, зависящее от конструкции, размеров и теплофизических характеристик материалов слоев. Кроме этого, все затухания зависят от круговой частоты колебаний. При вычислении затуханий $\nu_{пов}$ используют понятие постоянной времени конструкции (стенки или детали) как характеристику ее теплоинерционности в таких вариантах:

$$\left.\begin{aligned} T_\omega = c_M \rho_M \left(\sqrt{a_M / \omega}\right) / \alpha_K, \text{ если тепловая инерция } \delta_M / \sqrt{a_M / \omega} > 0{,}8, \\ T = c_M \rho_M \delta_M / \alpha_K \text{ при показателе тепловой инерции } \delta_M \sqrt{a_M / \omega} < 0{,}8. \end{aligned}\right\} \qquad (2.2)$$

Затухание температурных колебаний при переходе от воздуха на поверхность объекта: детали, изделия, стенки и др. определяют по зависимости:

$$\nu_{пов} = A_в / A_{пов} = \sqrt{1 + T^2 \omega^2} \approx T\omega, \qquad (2.3)$$

где согласно системе (2.2) подставляют либо постоянную времени объекта T, либо его модификацию T_ω, учитывающую переменную, зависящую от частоты толщину слоя «резких колебаний». Номограмма для определения затухания температурных колебаний приведена на рис. 2.6.

Пример 2.1. *Определить затухание температурной волны при ее переходе от воздуха к делительной линейке (рис. 2.5). Период колебаний температуры воздуха, создаваемого прецизионным релейно-управляемым нагревателем кондиционера, $\tau_П$=40 мин=0,67 ч, чему соответствует круговая частота колебаний $\omega = 2\pi/\tau_П = 2\pi/0{,}67 = 9{,}5\ ч^{-1}$. Теплофизические характеристики материала линейки из инвар-стабиля: $c_M = 5 \cdot 10^2$ Дж/(кг·°С); ρ_M=8370 кг/м³; a_M=0,011 м²/ч. При расчете ожидаемого коэффициента конвективного теплообмена в условиях вынужденного движения можно принять скорость набегающего потока $v_В$=0,1...0,2 м/с, а кинематическую вязкость воздуха $\nu_В = 15{,}2 \cdot 10^{-6}$ м²/с.*

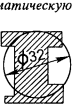


Рис. 2.5. Поперечный разрез делительной линейки к координатно-расточному станку и замена сложного профиля равновеликой окружностью (по данным В.В. Ловцова и Ю.Н. Хомутецкого).

Коэффициент теплоотдачи α_K зависит от условий омывания тела воздухом и формы тела: шара, цилиндра, пластины. Заменим поперечное сечение слож-

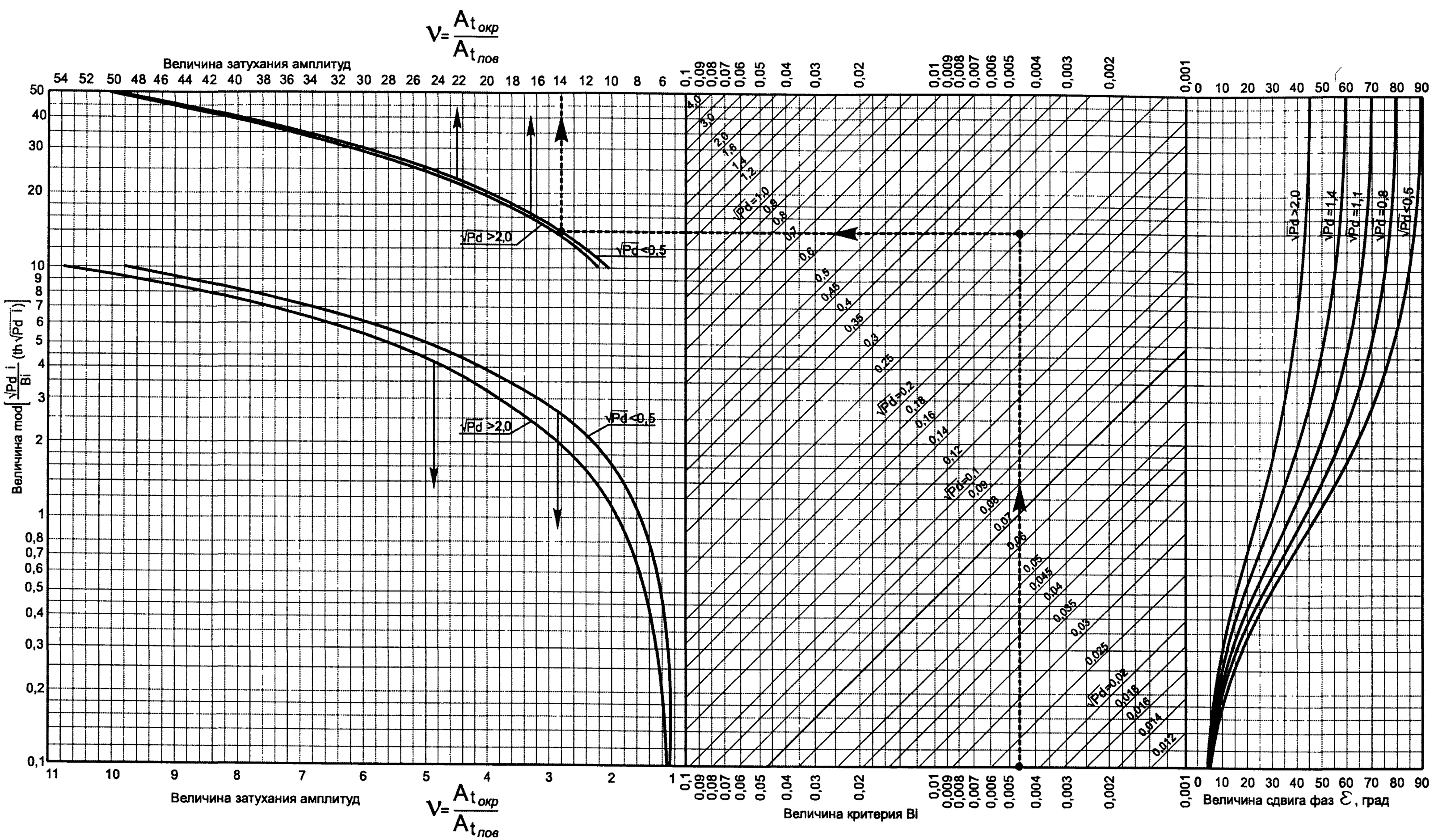


Рис. 2.6. Номограмма для определения величины затухания амплитуды $\nu_{пов}$ температурных колебаний и сдвига фаз ε при переходе на поверхность детали (данные Ю.Н.Хомутецкого): $Bi = \alpha_K \delta / \lambda, \sqrt{Pd} = \delta\sqrt{a/\omega}$, где δ – определяющий размер тела, радиус для шара и цилиндра, толщина или половина толщины для пластины.

ной формы равновеликой окружностью (ф32 мм) на рис. 2.6, а тело линейки — приближенно цилиндром. Режим движения воздуха при поперечном обтекании линейки определяется числом Рейнольдса: $Re=v_B d_M/\nu_B = (0,1...0,2)0,032/15,2\cdot10^{-6}=215...340$. *Для этого режима, когда* $Re<1000$, *справедлива критериальная зависимость:*

$$Nu_{жд}= 0,5\cdot Re_{жд}^{0,5}\,Pr_{ж}^{0,38}(Pr_{ж}/Pr_{c})^{0,25} = 0,5\cdot(215...430)^{0,5}\cdot 0,72^{0,38}\cdot 1^{0,25} \approx 6...8,5.$$

Коэффициент конвективного теплообмена на поверхности линейки определяем через критерий Нуссельта:

$$\alpha_к = Nu_{жд}\lambda_B / d_M = (6...8,5)\cdot 0,027/0,032 = 5...7 Вт/(м^2\cdot{}^\circ C).$$

На самом деле условия обтекания свободно подвешенного цилиндра и лежащей на станке делительной линейки сложной формы будут отличаться от вышепринятых, поэтому коэффициент теплообмена будет отличаться от вычисленного. В дальнейшем примем в расчет $\alpha_к = 6 Вт/(м^2\cdot{}^\circ C)$. *Определяем показатель тепловой инерции на заданной по условию частоте колебаний температуры воздуха, обдувающего линейку:* $r_M/\sqrt{a_M/\omega} = 16\cdot10^{-3}/\sqrt{0,011/9,5} = 0,5 < 0,8$. *В этом случае постоянную времени определяем с учетом частоты колебаний:* $T_\omega = 0,5\cdot10^3\cdot8370\cdot0,016/6 = 11\cdot10^3$ с ≈ 3 ч. *В результате искомое затухание температурных колебаний на поверхности делительной линейки составит:* $\nu_{пов} = \sqrt{1+3^2\cdot9,5^2} = 29$. *Значит, для обеспечения допустимой деформации линейки вместо стабилизации температуры воздуха, окружающего линейку, с точностью* $\Delta t_{B.ст}=0,06$ °C *можно генерировать колебания температуры с амплитудой* $A_{t_B}=\nu_{пов}\cdot A_{t_{пов}}=29\cdot0,06=1,75$ °C *(или меньше) при периоде до* $\tau_П \le 0,67$ ч.

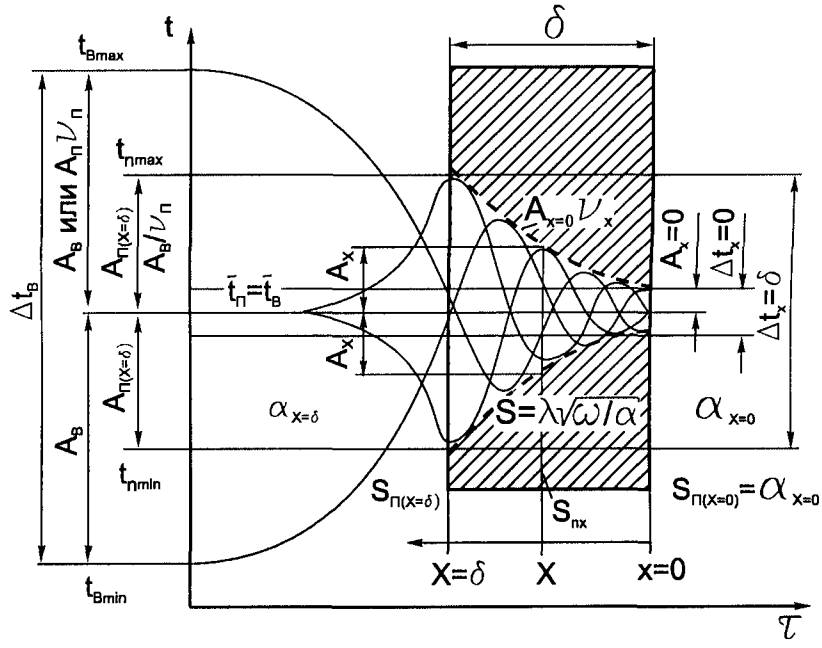


Рис. 2.7. Иллюстрация затухания температурной волны в однослойном ограждении (пластине) при $RS = \delta\sqrt{a/\omega} > 8,9$ *(масштаб величин* $A_{t(x=\delta)}$ *и* $A_{t(x=0)}$ *не соблюден)*

Иногда обрабатываемое изделие окружают стенкой и за ней создают колебания температуры воздуха. В этом случае в однослойной конструкции затухание температурных колебаний (рис. 2.7) можно определить по приближенной зависимости:

$$\nu_{огр} \approx \exp\left(RS/\sqrt{2}\right) \approx 2^{RS}. \qquad (2.4)$$

При массивности ограждения $D=RS=2$ $\nu_{огр}\approx 4$, при $D=3$ $\nu_{огр}\approx 8$, при $D=4$ $\nu_{огр}\approx 16$; все это относится к т.н. зоне регулярных колебаний температуры.

2.1.4. Стабилизация равновесной влажности материалов

Она требуется в различных технологических процессах, **связанных с обработкой и хранением гигроскопических (иначе капиллярно-пористых) тел**, например бумаги, волокна, нити, ткани, холста, пленки, кожи и др. (рис. 2.1). Особая точность требуется в лабораториях контроля качества соответствующих производств. Физически более правильно было бы описывать влажностные свойства воздуха влагосодержанием или парциальным давлением водяных паров. Если свойства объекта кондиционирования связаны с влажностью его материала, то для обоснования требований к влажности окружающего воздуха требуется анализ процессов влагообмена, происходящих на поверхности контакта материала с воздухом. Подобный анализ на примере «поведения» ограждающих конструкций старинных зданий выполняют в строительной теплофизике. Эти процессы по физическим законам сложнее тепловых и происходят совместно с ними. При решении некоторых инженерных задач применима формальная аналогия при математическом описании процессов тепло- и массообмена.

Основной физической характеристикой, определяющей способность гигроскопического материала менять свои свойства в зависимости от влажности окружающего воздуха $\varphi_в$ (%), является т.н. равновесная влажность материала U (кг/кг). Она показывает отношение массы влаги в материале к массе абсолютно сухого и представляется в виде кривых сорбции-десорбции в зависимости от $\varphi_в$. Характерные кривые равновесной влажности для некоторых капиллярно-пористых материалов систематизированы на рис. 2.8 и характеризует их изменение в широком дапазоне от 10^{-4} до $3\cdot10^{-1}$.

Вышеизложенное отнюдь не исключает и другое толкование зависимости технологических процессов от влажности воздуха. Постоянство $\varphi_в$ просто означает определенную взаимосвязь приращений $t_в$ и $d_в$ (рис. 2.9). Иначе процесс зависит одновременно от $t_в$ и $d_в$, но так, что если выдерживать их приращения в определенной взаимосвязи, то влажность будет заданной и технологический процесс будет иметь минимум потерь. Например, если требуется точно стабилизировать $\varphi_в=50\%$ при температуре около $t_в=20°\pm2°C$, то это значит, что допустимые отклонения $t_в$ и $d_в$ связаны соотношением $\Delta t_в/\Delta d_в \approx 2°C/(г/кг)$.

Зависимость массы капиллярно-пористых веществ от влажности окружающего воздуха обычно характеризуют в виде кривых равновесной влажности, приводимых в справочных изданиях. От массы накопленной влаги зависят многие свойства материалов: прочность, жесткость, обрывность, электропроводность и другие, которые изучают инженеры-технологи. Динамические характеристики этих материалов как гигроскопических объектов при изменении влажности окружающего воздуха зависят от структуры материала и пор, плотности, толщины и др. параметров. Например, лист тонкой бумаги при изменении $\varphi_в$ изменяет свою массу и свойства значительно быстрее, чем кожаная заготовка. Эти зависимости, определяемые экспериментальным путем, характеризуются постоянной времени $T_м$ приближенно экспоненциального переходного процесса массообмена.

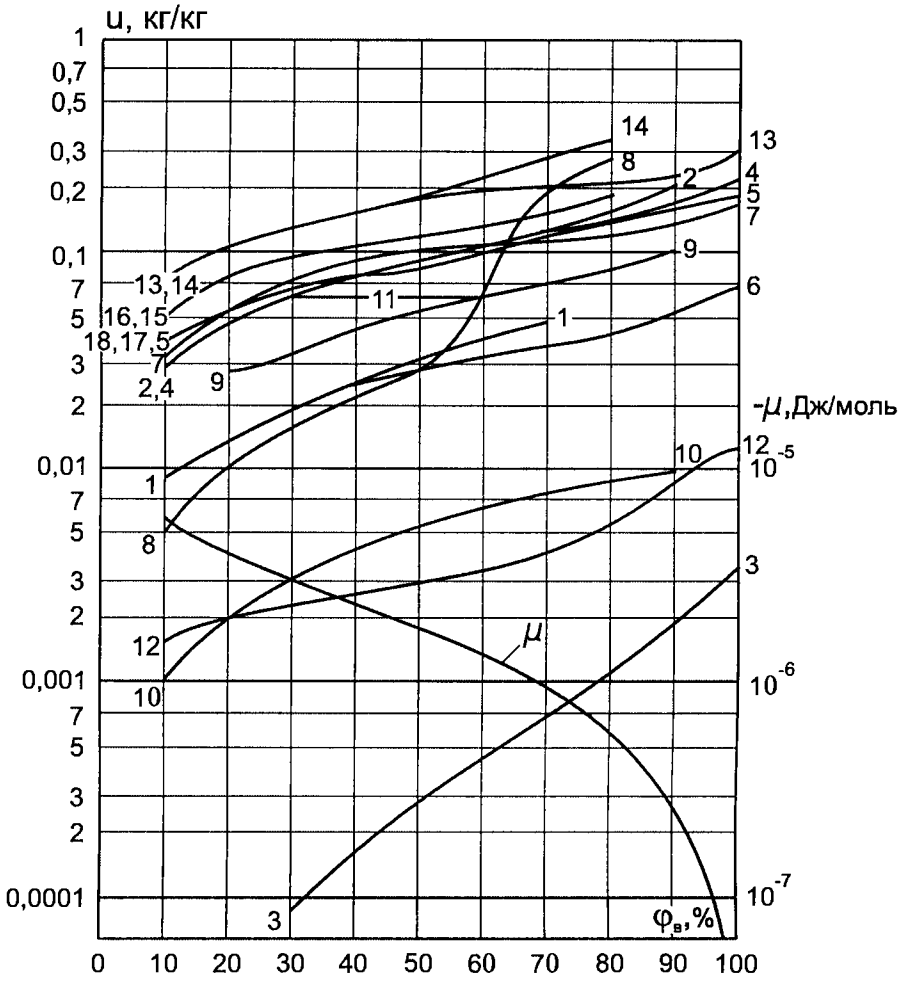


Рис. 2.8. Кривые равновесной влажности U (кг/кг) и усредненный химический потенциал μ (Дж/моль) некоторых гигроскопических (капиллярно-пористых) материалов по данным Л.М.Никитиной [2.14]: 1 – капроновое волокно; 2 – древесина; 3 – кирпич легкий глиняный ρ=1100 кг/м³; 4 – лен (пряжа); 5 – мука; 6 – пенобетон ρ=800 кг/м³; 7 – пенька; 8 – полиуретан; 9 – полотно столовое; 10 – резина (шины); 11 – селикагель; 12 – слюда; 13 – солод; 14 – табак листовой; 15 – ткань шерстяная; 16 – хлопок; 17 – шелк натуральный; 18 – шерсть.

Анализ характеристик прецизионных кондиционеров для подобных объектов рассмотрен в п. 1.13 (гл. 1).

2.1.5. Гармонический анализ безразмерной периодической приближенно-экспоненциальной функции

На выходе из кондиционера текущее изменение параметра (например температуры воздуха) можно записать в виде бесконечного ряда, в котором с допустимой точностью достаточно учесть несколько первых гармоник:

$$t_{ПР}(\tau) = t_{ПР.ср} + \sum_{i=1}^{\infty} A_i \cos(\omega_i \tau + \varepsilon_i). \qquad (2.5)$$

Аналогично можно представить периодическое изменение температуры в помещении или у датчика рециркуляционного воздуха:

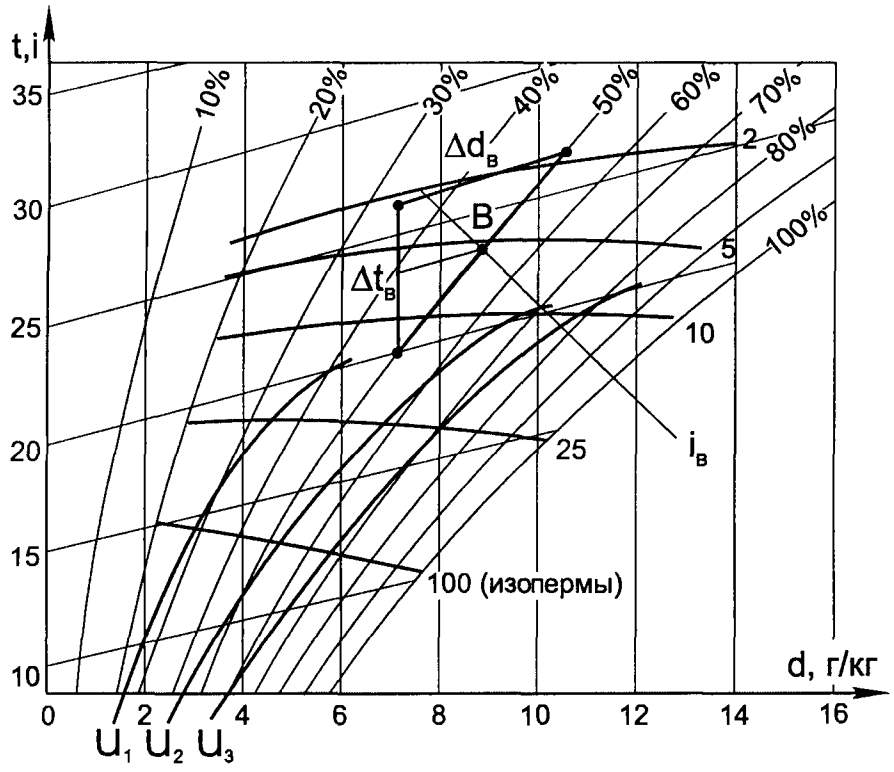


Рис. 2.9. Графическое представление о стабилизации относительной влажности воздуха φ_B=50% в помещении для изготовления и хранения гигроскопических (капиллярно-пористых) тел как допустимость взаимосвязанного изменения температуры и влагосодержания воздуха при условии $c_B\Delta t_B / i_П\Delta d_B$ = =1·6/2,5·3,8=0,63. При другом значении φ_B или в другом интервале температур это отношение меняется. Линия постоянной энтальпии i_B=const по условию $c_B\Delta t_B = -i_П\Delta d_B$ почти нормальна к изолинии φ_B. Для сравнения здесь же нанесены т.н. изопермы (линии постоянной долговечности бумаги), по данным библиотеки Конгресса США (Sebera D.K.Isoperma an Environmental Management Tool-Washington: The Commission on Preservation and Access. 1994, см. также информационный бюллетень «Теплоэнергоэффективные технологии», №4 (22), СПб., 2000, с. 62, и линии постоянных влагосодержаний (равновесной влажности) U капиллярно-пористых материалов, полученные на основании анализа их изотерм сорбции-десорбции (см. журнал АВОК, 2002, №1, с. 30, рис. 7)

$$t_B(\tau) = t_{B.cp} + \sum_{i=1}^{\infty} A_{i_{B_i}} \cos(\omega_i \tau + \varepsilon_i + \Delta\varepsilon_i). \qquad (2.6)$$

Для определения искомых амплитуд первых трех гармоник разложения в ряд Фурье воспользуемся, как более наглядным, графоаналитическим методом [2.18]. Для этого кривые изменения параметров во времени (рис. 2.10) по точкам наносят на шаблон (рис. 2.11). По нему определяют параметры b, β_1 и b_2, после чего по специальной таблице 2.2 [2.18] определяют относительные амплитуды гармоник (в долях от общего изменения параметра). Соотношение амплитуд первой, второй и третьей гармоник характеризует затухание колебаний на трех частотах (т.н. амплитудно-частотная характеристика, фрагмент).

При изменении соотношения полупериодов колебания температуры изменяется среднее ($\Delta t_{B.cp}$) хотя бы на доли градуса, что естественно «ощущает» объект кондиционирования

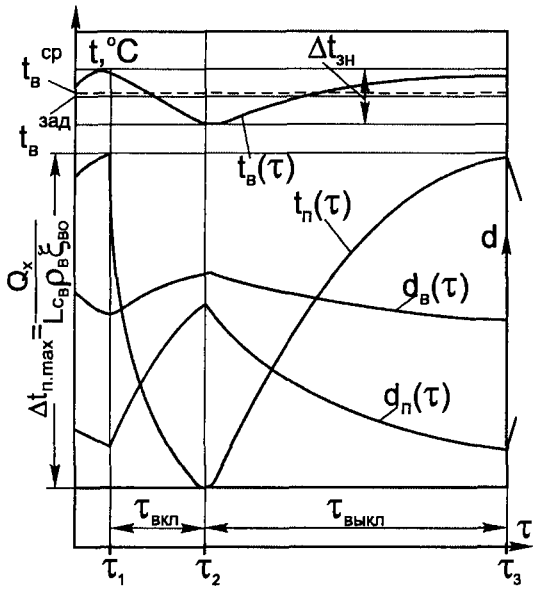


Рис. 2.10. Исследуемые (типовые) кривые циклического изменения температуры и влагосодержания воздуха после кондиционера (приточного П) и рециркуляционного воздуха (в помещении В)

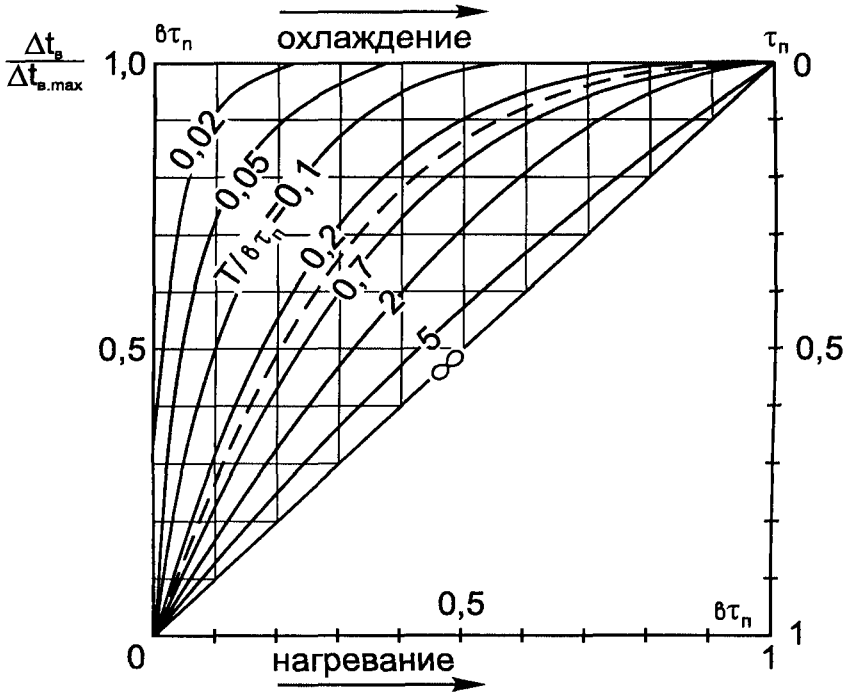


Рис. 2.11. Шаблон для приближенного определения отношения постоянной времени экспоненциального переходного процесса повышения или понижения температуры к соответствующему полупериоду цикла: $\beta_1 = T_н / b\tau_п$ – для повышения параметра, $\beta_2 = T_0 / (1-b)\tau_п$ – для понижения параметра. Ключ: для нанесенных опытных точек полупериода нагрева $\beta_1 = T_н / b\tau_п \approx 0{,}5$. Обозначение: $T_н$, T_0 – постоянная времени кривой изменения температуры (влагосодержания или другого параметра) в полупериод нагревания (н) и охлаждения (о)

Таблица 2.2. ***Таблица мантисс относительных амплитуд нулевой и первых трех гармоник разложения периодических приближенно-экспоненциальных кривых разложения анализируемого параметра в ряд Фурье,***

		Нулевая гармоника						Первая гармоника						Вторая гармоника						Третья гармоника					
b	β_1 \ β_2	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	0,40	0,60	1,0	2,0	0,05	0,20	0,40	0,60	1,0	2,0
0,20	0,20	201	316	410	455	496	528	297	425	418	409	399	390	232	216	187	179	173	169	153	102	092	091	091	091
	0,40	178	292	386	432	472	505	254	394	397	393	387	382	199	201	175	167	162	160	133	094	081	079	078	077
	0,60	167	281	375	420	461	493	233	380	387	385	382	378	183	194	170	163	158	156	123	091	077	074	073	072
	1,0	156	271	365	410	451	483	215	367	378	379	377	375	169	188	166	159	155	153	113	089	075	072	070	069
	2,0	148	263	357	402	443	475	200	356	372	374	374	374	157	183	163	157	154	152	106	088	074	070	068	068
0,40	0,20	353	439	509	543	579	598	509	532	792	470	450	433	216	105	089	093	099	105	029	068	067	067	068	068
	0,40	306	392	462	496	527	551	441	485	459	444	430	419	203	110	079	075	076	080	045	046	042	042	043	044
	0,60	283	369	439	473	504	528	407	461	442	431	421	413	194	113	078	070	069	070	053	043	036	035	035	036
	1,0	263	349	419	453	484	508	376	440	428	420	413	408	186	117	080	070	065	065	060	044	033	031	030	030
	2,0	247	333	403	436	467	492	352	423	417	412	408	404	179	120	083	071	065	063	064	046	033	030	029	028
0,50	0,05	500	507	596	656	685	705	630	614	563	500	450	434	0	033	079	126	134	143	319	167	186	192	204	239
	0,20	425	500	520	580	610	613	617	605	570	500	456	442	037	0	052	110	121	132	141	074	068	058	035	035
	0,40	404	480	500	565	586	608	575	565	540	485	450	436	085	052	0	063	082	095	117	080	059	054	044	016
	0,60	344	419	441	500	526	550	574	500	480	450	430	421	132	110	063	0	021	034	116	090	083	073	052	020
	1,0	316	391	412	472	500	520	450	460	450	433	420	415	139	121	081	021	0	009	131	114	107	097	074	014
	2,0	285	370	391	450	480	500	426	435	443	422	415	410	145	130	091	032	010	0	121	095	091	086	075	044
0,60	0,20	504	561	608	631	651	667	571	532	485	461	440	423	069	105	110	113	117	120	128	068	046	043	044	046
	0,40	434	490	537	561	581	597	508	492	459	442	428	417	097	089	079	078	080	083	115	067	042	036	033	033
	0,60	400	456	504	527	547	563	475	470	444	431	420	412	109	093	075	070	070	071	111	070	042	035	031	030
	1,0	369	426	473	496	516	533	444	450	430	421	413	408	119	099	076	069	065	065	107	068	043	035	030	029
	2,0	345	402	449	472	492	508	420	433	419	413	408	405	125	105	080	070	065	063	104	068	044	036	030	029
0,80	0,20	655	684	708	719	729	737	466	425	394	380	367	356	223	216	201	194	188	183	098	102	094	091	089	088
	0,40	562	590	614	625	635	643	444	418	397	387	378	372	192	187	175	170	166	163	096	092	081	077	075	074
	0,60	516	545	568	580	590	598	427	409	393	385	379	374	183	178	167	163	159	157	097	091	079	074	072	070
	1,0	476	504	528	539	549	557	410	399	387	382	377	374	176	173	162	158	155	154	098	091	078	073	070	068
	2,0	443	472	495	507	517	525	395	390	382	378	375	374	172	169	160	156	153	152	099	091	077	072	069	068
1,0	-	950	807	689	633	582	542	215	249	296	308	314	317	142	148	156	158	159	159	101	103	105	106	106	106

Ключ: Если температура приточного воздуха изменяется на $\Delta t = Q_T / L_{пр} \rho_B c_B = 5°C$, относительный полупериод нагрева составляет $b=0,40$ (от времени цикла), отношение постоянной времени к полупериоду повышения температуры $\beta_1=0,20$, понижения температуры $\beta_2=0,40$, то $A_{t_0}/\Delta t = 0,509$; $A_{t_0}=0,509 \cdot 5=2,55°C$; $A_{t_1}/\Delta t = 0,792$; $A_{t_1}=0,792 \cdot 5=4,0°C$; $A_{t_2}/\Delta t = 0,089$; $A_{t_2}=0,089 \cdot 5=0,45°C$; $A_{t_3}/\Delta t = 0,067$; $A_{t_3}=0,067 \cdot 5=0,33°C$.

Для промежуточных значений b, β_1 и β_2 и их сочетаний применяется интерполяция данных между попарными соседними значениями (перекрестно).

(деталь, изделие), потому что это стационарное отклонение. Например, если величина b = 0,40 станет равной b = 0,50, а β_1 и β_2 останутся теми же (см. ключ к таблице 2.2), то A_{t_0} = $\Delta t_{ср}$ изменится от 0,509 до 0,520, и в абсолютном виде будет равно: $\Delta t_{ср}$ = (0,52-0,509)·5 ≈ ≈ 0,05°С, что соизмеримо со статической точностью стабилизации температуры для делительной линейки.

2.1.6. Более сложные случаи гармонического анализа

На практике экспериментальные кривые (например на рис. 2.12, *б* по результатам испытания прецизионных СКВ) [2.2] часто не напоминают экспоненты, а имеют более сложную форму кривой. Покажем, к какому различию математического описания приводит представление их синусоидой или суммой гармоник.

Пример 2.2. *При замерах температур воздуха «в рубашке», окружающей участок шлифовки и испытания оптических устройств, обслуживаемый прецизионной СКВ, получены результаты изменения $t_{пр}(\tau)$ в разных точках за цикл колебания с периодом $\tau_П$ =1,5 ч. Эти данные представлены на рис. 2.12, б. Линии 4 и 5 описаны средними значениями и максимальными отклонениями следующим образом: $t_{пр4}$=20,98±1,68°С, $t_{пр5}$=18,89±1,20°С. Записанные здесь отклонения амплитудами называть неуместно, т.к. последние относятся к чисто гармонической (синусоидальной) кривой изменения $t_В(\tau)$. Оценить, какие амплитуды могут иметь первая, вторая и третья гармоники разложения функций $t_{пр4}(\tau)$ и $t_{пр5}(\tau)$ в ряд Фурье, и сравнить амплитуду $A_{t_{пр1}}$ с указанными отклонениями от среднеарифметического (а не от среднего). Сравнить среднее значение и среднеарифметическое, а разницу сравнить с допустимым отклонением температуры воздуха на участке: $\Delta t_{В.доп}$=±0,05°С.*

Первоначально наносим по точкам кривые повышения температуры $t_{пр4}(\tau)$ и $t_{пр5}(\tau)$, предварительно введя относительное время $\tau/b\tau_П$ (в данном случае полупериоды изменения температур практически равны и b=0,50). Изменение температур представлено в виде $\Delta t(\tau)/\Delta t_{уст}$, где $\Delta t_{уст}$ есть удвоенное отклонение ($2\Delta t_{пр}$), указанное в условии примера. Таким же образом наносят точки в полупериод понижения температуры. Приближенно аппроксимируя по площади кривые $t_{пр4}$ и $t_{пр5}$, не совпадающие с линиями экспонент, находим по графику рис. 2.12 и таблице 2.2 интересующие величины (точнее их мантиссы):

Для кривой 4: b=0,50; β_1=0,20; β_2=2,0; $A_{t_0}/\Delta t_{пр}$=0,613, $A_{t_1}/\Delta t_{пр}$=0,442, $A_{t_2}/\Delta t_{пр}$=0,132, $A_{t_3}/\Delta t_{пр}$=0,035; при $\Delta t_{пр4}$ =2·1,68=3,36°С вычисляем искомые амплитуды нулевой (среднее) и первых трех гармоник разложения, средняя $t_{пр4(ср)}$ =19,33+0,613·3,36 =21,39°С, что значительно (~ на 0,4°С) отличается от среднеарифметической (из максимальной и минимальной), особенно если сравнить с допустимым отклонением температуры воздуха на участке (±0,05°С), то почти на порядок; A_{t_1} = 1,49°С, A_{t_2} = 0,44°С; A_{t_3} = 0,12°С.

Для кривой 5: b=0,50; β_1=1,0; β_2=2,0; $A_{t_0}/\Delta t_{пр}$=0,52, $A_{t_1}/\Delta t_{пр}$=0,415, $A_{t_2}/\Delta t_{пр}$=0,09, $A_{t_3}/\Delta t_{пр}$=0,014; при $\Delta t_{пр5}$ =2·1,2=2,4°С вычисляем $t_{пр4(ср)}$=18,94°С, что близко к среднеарифметическому (отличается на 0,05°С), A_{t_1}=0,415·2,4=1,0°С, остальные амплитуды второй, третьей и тем более высших гармоник не вычисляем в силу малости. При оценке значений амплитуд достаточно прежде всего принимать

во внимание первую (основную), потому что она наибольшая, а затухание колебаний на основной частоте (в данном случае $\omega_1=2\pi/\tau_П=2\pi/1,5=4,2$ рад/ч) – наименьшее по сравнению с более высокими частотами. Сравнивая указанные авторами температуры $\Delta t_4=1,68$°С, $\Delta t_5=1,20$°С с амплитудами основных гармоник $A_{t_4}=1,49$°С, $A_{t_5}=1,0$°С, делаем вывод об их удовлетворительном совпадении. Для прецизионных СКВ большее значение имеет «дрейф» среднего при переменном соотношении полупериодов (b) и отличие среднеарифметической и истинной средней температур.

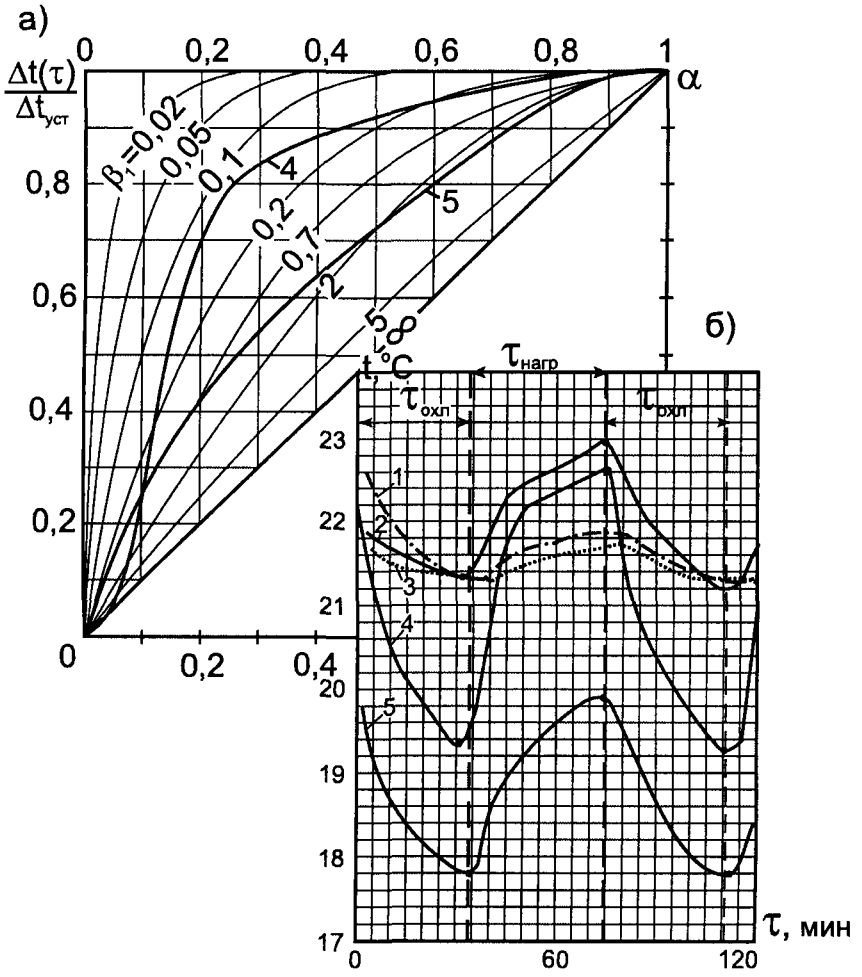


Рис. 2.12. Шаблон для гармонического анализа периодических кривых с нанесением линий $t_{пр4}$ и $t_{пр5}$ за полупериод повышения температуры (а) и опытные кривые изменения температуры воздуха по мере движения его в «рубашке» (б), окружающей участок с прецизионным поддержанием температуры (±0,05°С), по данным наладки ГПИ ППВ (Н.Л.Бедриковецкий, М.Х.Гиммельберг, В.В.Ловцов[2.2]; последний – автор монографии «Прецизионные СКВ». Стройиздат, 1971).

2.1.7 Примеры технических заданий и принципиальных решений прецизионной стабилизации параметров воздуха в характерных объектах

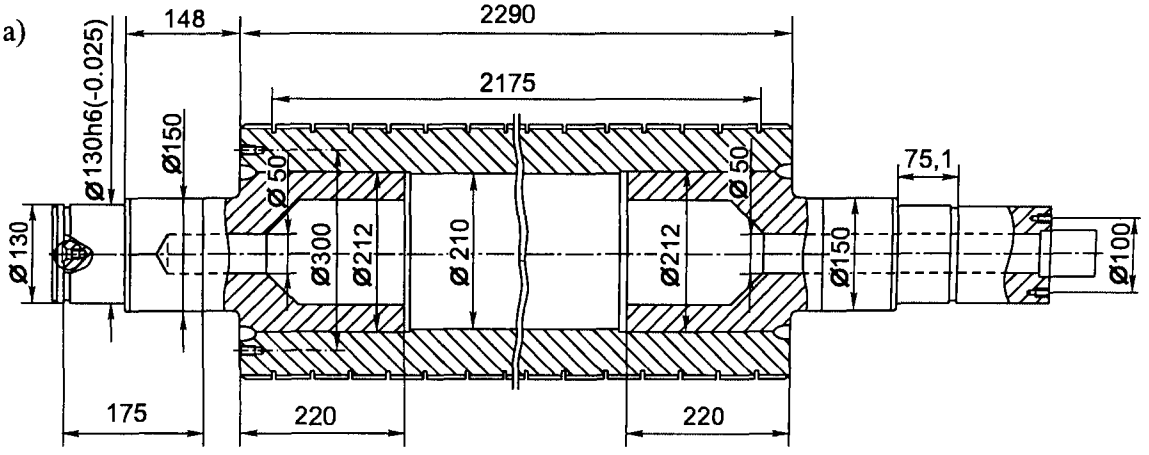
Первый случай, когда требуется обеспечить температурный режим в помещении для изготовления и контроля размеров гофровалов бумагоделательных машин (данные предоставлены НПО «Петрозаводскбуммаш», 1994 г.).

Пример 2.3. *Шлифование гофрированных валов (рис. 2.13) производится при таких данных: размеры вала: диаметр бочки 200...480 мм; длина бочки 3100 мм (max), общая длина 4100 мм (max), масса изделия – 2000 кг (max). Температура воздуха t_B=20°±0,5°С, перепад температур по высоте 0,2°С/м.*

Технические требования к обработке поверхности:

- *допуск непостоянства диаметра поверхности в продольном и поперечном сечении ±12 мкм;*
- *допуск в направлении рифов ±30 мкм;*
- *предельное отклонение шага t=8,65±0,015 мм;*
- *диаметр (профиля вала) А d_p=338,665±0,002мм, d=d_p+0,008 мм;*
- *шаг h_3=4,54±0,015 мм, радиусы r=2,0±0,015 мм, R=1,5±0,015 мм.*

Внутри помещения для шлифования находится измерительный центр – специально выгороженное помещение 6,1×4,1×2,3(h)м, F=25 м²; V=57,5 м³. Измерительный центр представляет собой гранитную плиту с приводной бабкой и двумя роликоопорами. Требования к параметрам воздуха t_B=20°±0,5°С, перепад температур по длине и высоте не более ±0,3°С, φ_B=55...80%.



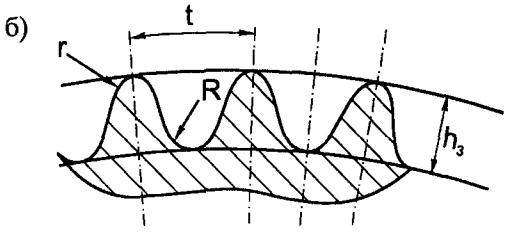


Рис. 2.13. Технологический чертеж гофровала для изготовления гофрокартона по данным НПО «Петрозаводскбуммаш» (а) и фрагмент профиля гофровала (б). Допустимое статическое изменение температуры воздуха определено после анализа всех заданных размеров гофровала и допусков по диаметру гофровала (тип профиля А) при d_p = =338,665 мм, Δd_p =0,002 мм. Отсюда получим: $\Delta t_{B.ст}=\Delta t_{дет}=\Delta d_p / d_p \cdot \alpha_{20}=$ $=0,002/338,665 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6}=0,5$°С

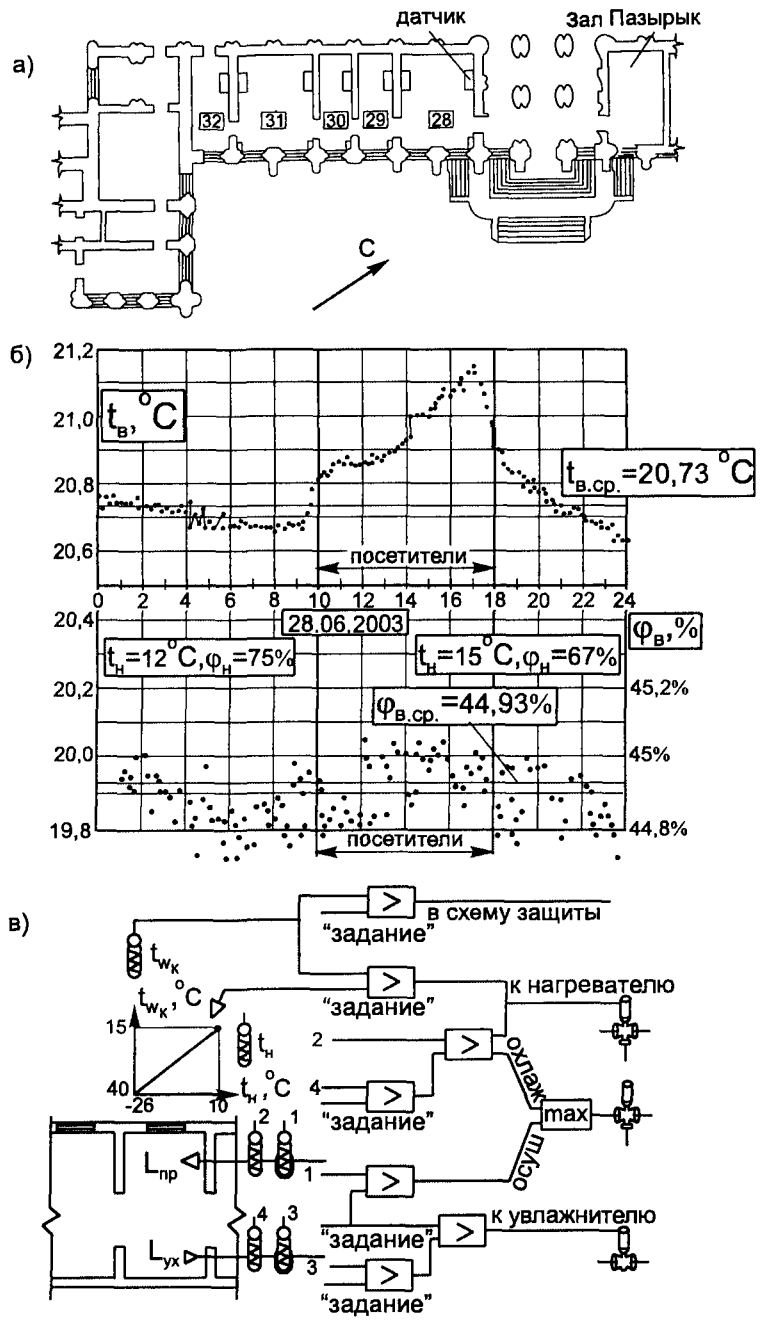


Рис. 2.14. Основные зависимости, характеризующие работу прецизионной СКВ для помещений экспозиции Кутузовского коридора Государственного Эрмитажа:
а — план части здания (Кутузовский коридор) с указанием кондиционируемых помещений 28-32, зала Пазырык, мест подачи и удаления воздуха;
б — график фактического изменения температуры и влажности воздуха в контрольной точке зала 28 в течение 28.06.2003 г. с интервалом замеров 10 мин. по показаниям специального прибора ААНИИ РАН;
в — структурная схема прецизионного каскадного ПИД-регулятора Siemens температуры и относительной влажности воздуха, использованного для стабилизации параметров в данном объекте.

Второй характерный пример прецизионного технологического кондиционирования воздуха для объектов экспозиции в непроизводственном здании – помещениях т.н. Кутузовского коридора Государственного Эрмитажа (пом. 28-32 площадью ок. 300 м^2, объемом ок. 1500 м^3 рис. 2.14, а) описан ниже. В этом объекте летом 2003 г. проходила выставка «Глядя на фотографии» из коллекции Музея современного искусства, Нью-Йорк. Ее экспонаты – фотографии различного размера до 80×40 см, сделанные в период с середины XIX до конца XX веков. Требования музея США к температурно-влажностным условиям этой коллекции были достаточно жесткими: t_B=21±1°C, φ_B=45±5% и специально контролировались. В дальнейшем эти требования были расширены с учетом различных объектов и коллекций, выполненных из разных материалов; во всех случаях музеем рекомендуется учитывать историю хранения коллекции. Поэтому параметры воздуха должны настраиваться по температуре в диапазоне от 18 до 23°C, а относительной влажности от 35 до 55% при суточном ее колебании не более 5% (в зависимости от ситуации и характера выставляемого материала).

Проект, монтаж и испытание СКВ и СХС были выполнены ЗАО «Группа компаний КЛИМАТ-ПРОФ»* в весьма сжатые сроки (апрель—июнь 2003 г.). В результате применения современной системы управления «Siemens» при контроле параметров в зале специальным прибором (ААНИИ РАН) температура и влажность поддерживались с существенно меньшими, чем были заданы, отклонениями (рис. 2.14, б), составляющими десятые доли градуса и десятые доли процента. Достигнутый очень высокий результат можно объяснить такими факторами:

- исключением основной и переменой составляющей теплопритоков — радиационных воздействий при ориентации светопроемов внутреннего двора здания на С-В;
- высокой кратностью воздухообмена (6—9 ч-1) и хорошим перемешиванием потоков воздуха; малой инерционностью помещения (Тпом);
- плавным управлением производительностью увлажнителя.

Отдельно рассмотрим принципиальные решения системы управления СКВ. Стабилизация температуры и влажности воздуха помещения (на вытяжке) производилась каскадным регулятором (рис. 2.14, в), при котором изменение температуры и влажности в помещении изменяло уставку температуры и влажности приточного воздуха. Процесс стабилизации был основан на использовании самонастраивающихся регуляторов, имеющих динамическое изменение параметров: коэффициента передачи k_P и времени интегрирования T_u, реагирующих на скорость изменения параметра. Возможные погрешности системы управления были учтены путем корректировки показаний датчиков по эталонным приборам и с учетом инерционности средств измерения. Для обеспечения быстрой реакции на потребность в увлажнении вода в парогенераторах поддерживалась в нагретом состоянии (80°C). Воздухообмен в помещениях стабилизировался при использовании регулятора давления воздуха после вентилятора. При этом удалось частично компенсировать возмущения в процессе эксплуатации, такие как открывание-закрывание дверей, окон и т.п. Система была построена на основе свободно программируемых контроллеров Siemens, силовой автоматики ABB, контроллеры были оснащены операционной средой UNIGYR и объединены в сеть, дистанционный контроль работы СКВ осуществлялся с персонального компьютера.

Для сравнения полученных результатов укажем, что в соседнем кондиционируемом зале Пазырык (рис. 2.14, а), названном так в память об экспонатах из Пазырыкских курганов в восточной части Горного Алтая, точность поддержания температуры и влажности оказалась существенно ниже.

* Разработка и реализация проекта выполнена: по СКВ – И.В.Петрович, КИП и автоматизация, программирование – А.А. Кошоков, общее руководство – В.А. Марюков, отв. от Государственного Эрмитажа О.К. Торгонский.

2.1.8. Особенности выбора прецизионного автоматического регулятора температуры

Особое значение при точном поддержании температуры, относительной влажности или влагосодержания воздуха приобретают метод стабилизации параметра, выбор закона регулирования (*ПИ-*, *ПИД-* и P_C-регуляторы), выбор места установки датчика и динамические характеристики объекта. Такой опыт наладки и эксплуатации специальной СКВ корпуса прецизионных станков экспериментального НИИ металлорежущих станков (ЭНИМС) описал А.Ш.Гузман [2.5]. Он отметил положительные результаты применения доводочных высокоточных регуляторов температуры типа РТ-ТКП для термоконстантных помещений; их длительная эксплуатация доказала возможность поддержания в детали t_B=20±0,05°С. **Стабилизация параметра возможна либо за счет ПИ-закона и очень малой зоны нечувствительности регулятора, либо за счет генерирования высокочастотных колебаний температуры (или влагосодержания) приточного воздуха P_C-регулятором (релейный с постоянной скоростью ЭИМ).**

Применительно к прецизионному станку (рис. 2.15) законы регулирования и настройки регулятора выбраны после исследования переходного температурного режима $t_B(\tau)$ в разных точках вблизи станка при внесении возмущения по выделяемой мощности электрооборудования N (кВт). В экспериментах определены k_O, T_O, τ_O – основные характеристики объекта управления – воздушного объема вблизи станка, с учетом воздушных потоков, воздухораспределения, траектории струй, стеснения их оборудованием. Очень важным условием обеспечения точности поддержания температуры вблизи прецизион-

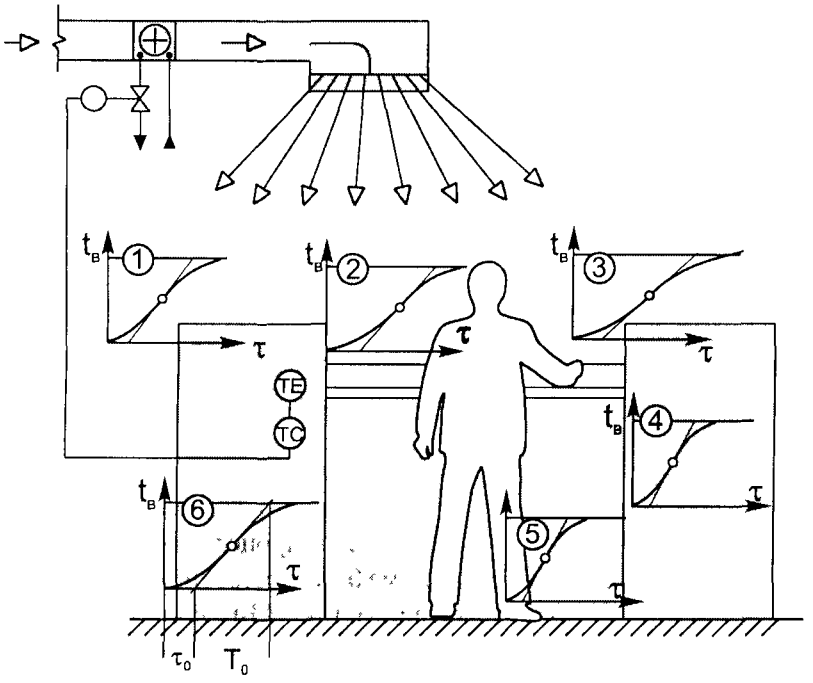


Рис. 2.15. Прецизионный автоматический станок, рабочее место и возможные точки (1...6) снятия кривых разгона $t_B(\tau)$ температуры воздуха при включении (отключении) электрооборудования станка в разных режимах обработки металла. В опытах определяют: коэффициент передачи объекта $k_O=\Delta t_{в\,уст}/\Delta N$(°С/кВт), T_O – постоянную времени экспоненциального переходного процесса, с, мин; τ_O – запаздывание, с, мин; ТЕ – прецизионный датчик температуры воздуха; ТС – прецизионный регулятор (контроллер), реализующий ПИ или P_C закон регулирования.

ного объекта является предварительная стабилизация температуры приточного воздуха с отклонением не больше ±1°С. При выборе настроек ПИ-регулятора (или P_C-регулятора) нужно использовать специальные таблицы или графики ИАТ (см. рис. 2.16). Поясним методику определения настроек прецизионного ПИ-регулятора примером.

Пример 2.4. *Место установки первичного преобразователя температуры принято вблизи станка в точке 2 (рис. 2.15). При изменении мощности двигателя на ΔN=15 кВт и стабилизированной подаче приточного воздуха ($t_{пр}$ =const) снята кривая разгона. Из нее получено: $\Delta t_{в.уст}$=2,7°С; T_O=6 мин; τ_O=2 мин; $k_O=\Delta t_{в.уст}/\Delta N$= =2,7/15=0,18°С/кВт. Выбрать параметры настройки ПИ-регулятора.*
Определяем отношение τ_O/T_O=2/6=0,33. Для переходного процесса с минимальной квадратичной ошибкой по рис. 2.16 находим $k_P k_O$=0,5, откуда k_P=0,5/0,18=2,8 кВт/°С (по каналу возмущающего воздействия) и пересчитываем в k_O по каналу управляющего воздействия. Определяем T_u/T_O=0,8, откуда T_u=0,8·6=4,8 мин. Для проверки устойчивости САР на горизонтальной оси откладываем $k_P k_O$=0,5, а по вертикальной T_u/T_O= =0,8, на пересечении ставим (·)А, которая оказалась в заштрихованной зоне (область устойчивости) по отношению к граничной кривой τ_O/T_O=0,33 между линиями τ_O/T_O= =0,2 и 0,5. На контроллере выставляем k_P и T_u в соответствии с расчетом.

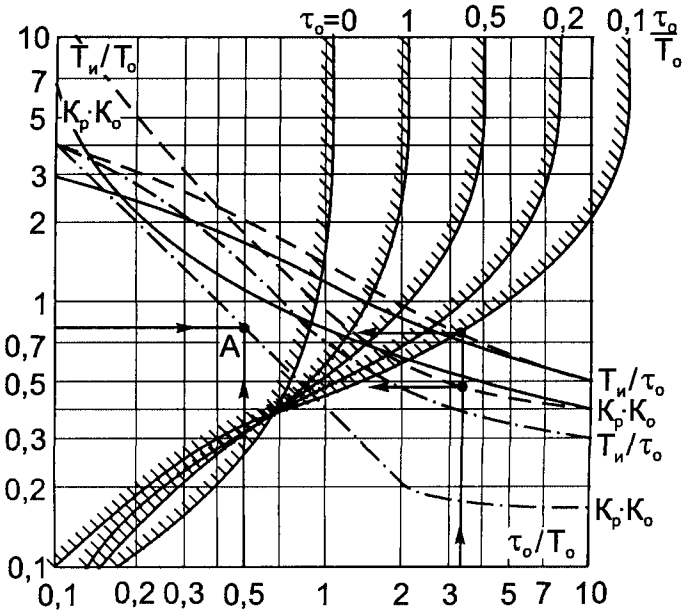


Рис. 2.16. Рекомендуемые настройки в САР с ПИ-регулятором (k_P — коэффициент передачи регулятора, T_u — время изодрома) по данным ИАТ АН СССР: сплошные — для переходного процесса с минимальным временем регулирования (τ_P =min); пунктир — с минимальной квадратичной ошибкой $\left(I = \int_0^{\tau_p} \Delta t_B^2 d\tau / \tau_p = \min \right)$; *штрих-пунктир — переходный процесс без перерегулирования; линии со штриховкой — границы области устойчивости относительно $k_P k_O$ (левая ось) при разных τ_O/T_O (верхняя ось). Штриховка со стороны области устойчивости. Вертикальная ось — T_u/T_O*

2.2. «Чистые» производственные помещения и технологии

2.2.1 Основные объекты (к началу XXI века), использующие «чистые» технологии

Наряду с «обычными» требованиями к чистоте воздушной среды все большее число современных производств и технологий предъявляют специальные повышенные требования. Желаемый результат может быть обеспечен [2.21] только при выполнении комплекса архитектурно-планировочных, строительных, технологических решений, выбора местоположения объекта, асфальтирования дорог, герметизации и минимизации объема чистой зоны, удаления выбросов в атмосферу, специальной одежды и обуви персонала, минимизации расхода наружного воздуха, комплексной многоступенчатой очистки воздуха и др. По мере развития и совершенствования техники и технологии круг объектов, где используются чистые технологии и чистые помещения, будет несомненно расширяться. В период написания этой книги повышенная чистота воздушной среды требуется в основном в нижеперечисленных объектах (производствах).

Производство лекарственных средств (фармацея) основано на соблюдении стандарта РД 64-125-91 «Правила организации производства и контроля качества лекарственных средств» (GMP), Минмедпром СССР, М., 1991, 50 с. Чистота воздушной среды является неотъемлемой частью технологического процесса и в конечном счете определяет эффективность лекарственных средств. Число зарегистрированных в стране к началу 2002 г. препаратов превысило 18 тысяч наименований, и темпы регистрации новых лекарственных средств растут. При этом сохраняется и тенденция роста показателей брака, что объясняют недостаточным уровнем производства, в большинстве случаев не отвечающим требованиям международных норм GMP. Согласно определению, данному в проекте стандарта ISO: **«Чистое помещение или чистая зона – это пространство, в котором контролируется концентрация аэрозольных частиц и которое построено и используется для того, чтобы минимизировать попадание, генерацию и удержание загрязнений, и в котором контролируются такие параметры, как температура, влажность, перепад давления»**. Чистые помещения являются главным потребителем и составной частью системы подготовки воздуха. Воздух является одним из источников и поставщиков загрязнения продукта, т.е. ухудшения его качества; в наружном воздухе может содержаться до $10^9 - 10^{11}$ частиц/м^3 при размерах от 0,01 до 30 мкм. Другие возможные источники загрязнений показаны на рис. 2.17.

На пищевых предприятиях гигиенические требования к чистоте воздуха и по контролю за условиями труда (СанПиН 2.3.4/2.2.1.0.13-99) формулируются так:

3.12. При создании новых пищевых предприятий (цехов), при внедрении на действующих предприятиях новых пищевых технологий, оборудования в целях обеспечения безопасности пищевых продуктов конечные этапы производства кондитерских изделий, молочных продуктов, кулинарии, детских и диетических продуктов, а также операции нарезки, фасовки, раскладки пищевых продуктов в общественном (индивидуальном) питании и в торговле следует организовать в обеспыленной среде с использованием так называемых чистых зон согласно ГОСТ Р50766-95 «Помещения чистые. Классификация. Методы аттестации».

Производство микроэлектроники (поколения ЧИП-, НАН-технологии и будущие) требует повышенной чистоты в боксах, укрытиях и в рабочей зоне при определенных технологических операциях. Так, например в технологическом процессе изготовления масок, фотолитографии и химического осаждения (табл. 2.1) регламентируется содержание аэрозолей до 350 шт/м^3 размером > 0,1 мкм, при оксидировании – 3500 шт/м^3 и т.д. (см. ОСТ 11.14.3302-87 «Изделия электронной техники. Общие требования электронной гигиены к чистым помещениям»).

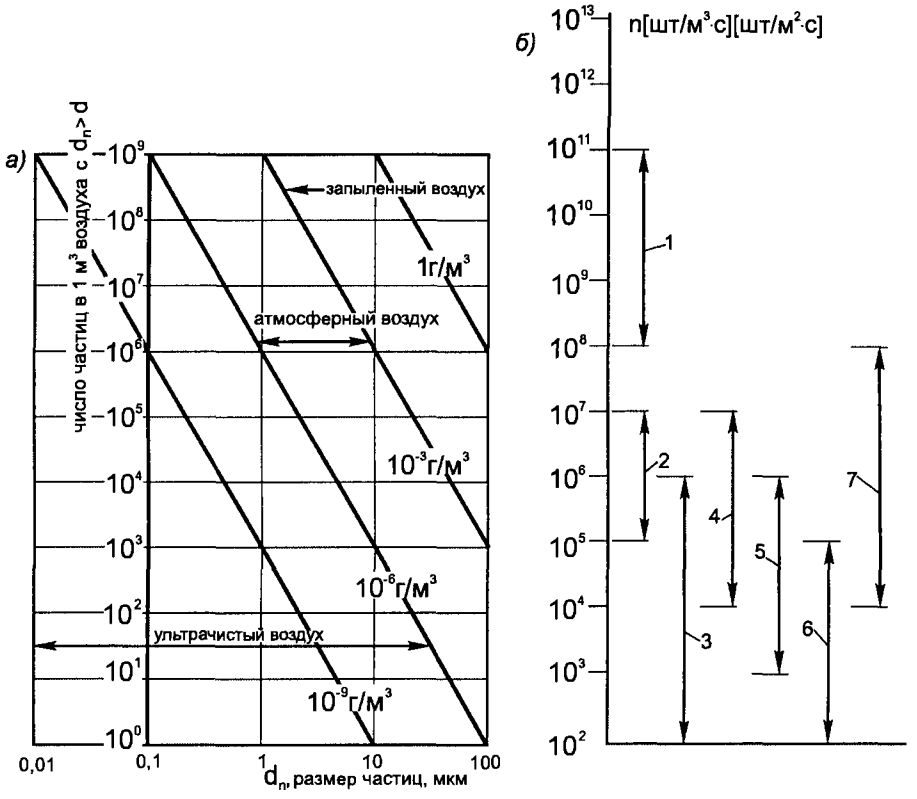


Рис. 2.17. Графическая интерпретация содержания (концентрации) пылевых частиц в атмосферном воздухе (а) – ультрачистом, атмосферном и запыленном воздухе по данным Gail L.: Aerosol-Abscheidung; Chemie-Ingenieur-Technik 53 (1980) 1, p. 39-45; выделения частиц в воздух от различных источников (б): 1 – износ аппаратов для обработки воздуха; 2 – износ воздуховодов; 3 – истирание приводных ремней; 4 – истирание шумоглушителей; 5 – персонал; 6, 7 – технологический процесс и машины (по литературным источникам).

Одной из наиболее важных характеристик, определяющих уровень технологии микроэлектронного производства, являются привносимые в формируемую структуру прибора дефекты. Устойчивая тенденция уменьшения размеров элементов (0,2...0,5 мкм в опытных разработках, 0,8...1,2 мкм в серийном производстве к середине 90-х годов) в сочетании с ростом степени интеграции до 10^7 элементов на кристалл приводит к необходимости контроля загрязняющих частиц размером до 0,03...0,05 мкм и обеспечению плотности дефектов в полном цикле обработки не более 0,05...0,1 деф/см^2. Существенную роль начинают играть полевые эффекты переноса загрязняющих частиц, которые несут заряд, а в технологическом оборудовании реализуются значительные поля (до 10^6 В/см).

В космической технике изделия «капсулируют», стараясь избежать попадания микроорганизмов в объекты, т.к. в космосе возможны их мутации, что ставит под угрозу технику. Так, в печати есть упоминания о случаях, когда мутирующие микробы «разъедали» иллюминатор космического объекта.

В медицинских объектах требуется сведение к нулю аэрозольных частиц и микрофлоры, влияющих на проникновение инфекций во время операции и в послеоперационный период. Требования к чистоте воздуха зависят от назначения помещения (табл. 2.3).

Критерием чистоты служит число колониеобразующих единиц (КОЕ) в 1 м^3 воздуха. Для удобства проектирования, аттестации и текущего контроля целесообразно пользоваться понятием «концентрация частиц в воздухе», от которой зависит число колониеобразующих единиц. Это позволяет применять хорошо известные и отработанные решения техники чистых помещений, закрепленные в отечественных и международных стандартах, добиваться нужного результата при минимуме затрат. Кроме того, счетчики частиц позволяют получать данные о загрязненности воздуха непосредственно при отборе проб, что удобно при проведении экспресс-анализа и при текущем контроле. В зависимости от концентрации в воздухе частиц различного размера определяется класс чистого помещения.

0 – зона с однонаправленным потоком воздуха в операционных, палатах интенсивной терапии специального назначения, ожоговых палатах и пр.;

1 – зона, окружающая зону класса 0;

2 и 3 – другие чистые помещения больниц.

Требования к чистоте помещений относятся к эксплуатируемому (функционирующему) состоянию. Для чистых зон с однонаправленным потоком (класс 0) проверка соответствия чистоты зоны требованиям таблицы 2.3 может производиться только для оснащенного состояния.

В наиболее ответственных случаях внутри чистых помещений (зон) классов 1 и 2 организуются зоны класса 0 с однонаправленным потоком воздуха (зоны операционного стола и стола для инструментов, палаты интенсивной терапии для больных, перенесших операцию трансплантации костного мозга и т.д.). Средняя скорость однонаправленного потока воздуха составляет 0,25-0,4 м/с (измеряется в плоскости, параллельной поверхности фильтра или распределителя воздуха, на расстоянии 30 см от нее). Могут применяться как системы с вертикальным, так и с горизонтальным потоками воздуха.

Кроме перечисленных выше технологических объектов, требующих повышенной чистоты, встречаются и другие, например **в машиностроении** при окраске кузовов автомобилей Volvo, **при выращивании мицелия (грибницы)** и др.

2.2.2 Частицы в воздухе чистых помещений

Частицы – это мельчайшие твердые или жидкие объекты с четко выраженными размерами, т.е. имеющие четко определяемый контур. Важным подклассом частиц являются микроорганизмы, иначе называемые жизнеспособными частицами: одноклеточные микроорганизмы, способные размножаться при благоприятных условиях, т.е. при наличии воды, питательной среды и при температуре окружающей среды, способствующей их росту. В этих условиях способны размножаться бактерии, плесень и дрожжи, которые таким образом и являются наиболее важными классами микроорганизмов с точки зрения технологии чистых помещений.

Тремя важнейшими источниками взвешенных в воздухе частиц, влияющими на технологию чистых помещений, являются атмосферный воздух, система воздухоподготовки и генерация частиц при работе в этих помещениях.

Атмосферный воздух содержит диспергированные в нем частицы – так называемый аэрозоль. Он содержит частицы, образовавшиеся в результате как природных процессов, так и деятельности человека. В природе аэрозольные частицы образуются в ходе атмосферных процессов, влияющих на погоду, при ветровой эрозии, при извержениях вулканов, при лесных пожарах и из других многочисленных источников. В природных аэрозолях преобладают мелкие частицы: концентрация частиц диаметром

Таблица 2.3. Допустимые пределы загрязнения воздуха чистых помещений больниц в эксплуатации (в функционирующем состоянии) [2.25]

Классы помещения (зоны)	Предельно допустимое число КОЕ в 1 м³ воздуха	Предельно допустимое число частиц в 1 м³ воздуха		Наименование помещения
		0,5 мкм и более	5 мкм и более	
0	1	3500	30	-
1	10	35000	300	Высокоасептическая операционная
2	100	350000	3000	Экстренная операционная Асептическая операционная Септическая операционная Операционный зал Стерилизационная
3	500	3500000	30000	Кабинет малой хирургии Предоперационная Послеоперационная Малая стерилизационная Комната для микробиологического анализа Реанимационная палата Изолятор
Неклассифицируемые помещения	Чистота воздуха обеспечивается установкой соответствующих фильтров очистки воздуха			

больше 0,1 мкм в 1000 раз превышает концентрацию частиц диаметром больше 1 мкм. Промышленное производство и плотность населения оказывают очень существенное влияние на концентрацию частиц в воздухе, при этом доминирующими источниками являются транспортные потоки (в особенности дорожное движение), воздушные и тепловые выбросы предприятий. Результатом действия всех этих факторов является то, что в зависимости от таких обстоятельств, как погода и плотность населения, в одном кубическом метре атмосферного воздуха содержится от 10 миллионов до 10 миллиардов (а иногда и более) частиц размером более 0,5 мкм. Кроме того, атмосферный воздух переносит микроорганизмы, концентрация которых может достигать 1000 КОЕ/м³ (**КОЕ – колонеобразующие единицы, т.е. способные к размножению бактерии, плесень и дрожжи**) даже в сельских районах.

В системах воздухоподготовки генерация частиц обусловлена изнашиванием механических компонентов. Кроме того, – и потенциально это значительно более опасно – микроорганизмы могут размножаться на влажных элементах этих систем (поддоны под воздухоохладителями и увлажнителями, градирни и др.) и впоследствии попадать в поток кондиционируемого воздуха.

В рабочих помещениях значительное количество частиц образуется в ходе различных процессов. В особенности важным источником является человек: даже в спокойном состоянии он выделяет в минуту 100 000 – 500 000 частиц размером более 0,3 мкм и 1000 колониеобразующих единиц!

2.2.3 Источники микрозагрязнений в помещении

Окружающий нас воздух содержит большое количество как живых, так и неживых частиц, отличающихся по своей природе и размерам. Микрозагрязнения выделяются персоналом, ограждающими конструкциями, оборудованием, проникают в чистое помещение из окружающей среды. В систематизированном виде выделения частиц в производственных помещениях представлены ранее на рис. 2.17, *б*. В среднем в чистом помещении 70-80% микрозагрязнений приходятся на человека, 15-20% – на оборудование, 5-10% – на окружающую среду. Для микроэлектроники данные немного отличаются. На технологический процесс приходится 25% микрозагрязнений, на оборудование – 25%, технологические газы и химикаты – 8%, воздух – 8%, персонал – 35%.

Из этих данных видно, что проблема чистых помещений носит комплексный характер. Недостаточно создать собственно чистое помещение, которое обеспечивает нужный класс чистоты при отсутствии технологического оборудования и персонала. Нужно одновременно применять оборудование, выделяющее минимум загрязнений или не выделяющее их вообще, одеть людей в «непылящую» одежду и т.д. Иначе значительные затраты на создание чистых помещений попросту бессмысленны.

Основным источником загрязнений в чистом помещении является человек. Это объясняется структурой кожи человека и динамикой ее изменения. Наружный покров кожи человека состоит из множества пластинок (чешуек) размером примерно в единицы и десятки микрон. Они постоянно отделяются с поверхности кожи таким образом, что каждые несколько дней наружный кожный покров полностью обновляется. Отделившись, они дробятся на более мелкие частицы. В спокойном, неподвижном состоянии человек выделяет в минуту примерно 200 тыс. частиц размером 0,5 мкм и более. Даже небольшие движения и трение тела об одежду приводят к резкому увеличению сброса частиц до нескольких миллионов в минуту. При интенсивном движении человек выделяет примерно 10 млн. частиц в минуту. В среднем человек выделяет около 3,5 кг частиц за год или 10 г в день.

При движении в чистых помещениях люди в халатах и лабораторной одежде выделяют в окружающую среду в среднем:

- два миллиона частиц размером 0,5 мкм и более,
- триста тысяч частиц размером 5 мкм и более,
- 160 частиц, на которых находятся микроорганизмы.

2.2.4 Основные свойства атмосферной пыли

Существуют различные виды аэрозолей – аэродинамических систем, состоящих из твердых или жидких аэрозольных частиц (дисперсной фазы), взвешенных в воздушной (дисперсной) среде – пыли, дымы и туманы. **Пылью** называют аэрозоли с твердыми частицами диспергационного происхождения, они образуются при измельчении твердых тел, механической обработке, ветровой эрозии почвы и в других процессах. **Дымом** называют аэрозоли с твердыми частицами, образовавшимися в результате конденсации пересыщенных паров, например при плавке и сварке, при горении, возгонке органических и неорганических веществ, а также в результате химических и фотохимических реакций некоторых веществ. Дым содержит некоторое количество жидких аэрозольных частиц. **Туманом** называют аэрозоли с жидкими частицами, образовавшимися в результате конденсации пересыщенных паров жидкостей или при диспергировании жидкостей, например с помощью форсунок. Термин **смог** обозначает смесь дыма (*smoke*) и тумана (*fog*) в атмосфере. Иногда **аэрозолями** называют дисперсные системы

с частицами размером менее 10 мкм. Такое определение основывается на том, что для более крупных частиц взвешенное состояние не является характерным, во всяком случае в неподвижной воздушной среде.

В инженерной практике как правило пылью называют не только среду со взвешенными частицами – аэрозолями, но и сами пылевые частицы различного происхождения. Пыль обычно содержит более крупные частицы, чем дым и туман. Частицы диспергационного происхождения представляют собой обломки материала и, как правило, имеют форму кристаллов, многогранников, пластинок или чешуек, призм, игл, волокон и т.п.

Дисперсность, то есть совокупность размеров всех частиц, является одним из важнейших свойств аэродисперсных систем, определяющим особенности физических законов их поведения и улавливания.

Размером частиц называют:

- **размер в свету наименьших отверстий сита**, через которые еще проходят данные частицы (при ситовом методе);
- **диаметр сферических частиц** или наибольший линейный размер частиц неправильной формы (при использовании микроскопа);
- **диаметр условных сферических частиц**, обладающих такой же плотностью и скоростью витания в вязкой среде, как данные частицы.

Дисперсность (от 10^{-4} до 10^{2} мкм) разных пылей, аэрозолей, дымов и туманов, способы различения частиц и типы фильтров для очистки можно определить из сводного графика рис. 2.18, заимствованного из зарубежных источников.

Для сравнительной оценки числа частиц с учетом существенного различия размеров и разной величины интервалов размеров фракций пыли, например $\Delta d_{П_1}$=30-20=10 мкм; $\Delta d_{П_2}$=2,0-1,0=1,0 мкм, $\Delta d_{П_3}$=0,2-0,1=0,1 мкм, удобно пользоваться **понятием плотиости частиц по массе $\Delta m/\Delta d_{П}$ (гравиметрической) и по числу $\Delta n/\Delta d_{П}$ (гранулометрической)**. При этом приближенный пересчет производят через массу частицы, соответствующую среднему по массе диаметру в интервале (лучше среднекубичному $d_{П.ср}=\sqrt[3]{\left(d_{П_1}^3+d_{П_2}^3\right)/2}$, что учитывает объем и массу частиц, заменяемых сферой).

Для сравнительной оценки соотношений среднеарифметического, среднеквадратического и среднекубического размера частиц в интервале от d_1 до d_2 удобно воспользоваться графиком рис. 2.19.

Пересчет исходной плотности частиц по массе на искомую плотность по числу частиц производят по формуле:

$$\frac{\Delta n}{\Delta d_{П}}=\frac{6}{\rho_{П}\pi d_{П.ср}^3}\cdot\frac{\Delta m}{\Delta d_{П}}\approx\frac{2\cdot10^9}{\rho_{П}d_{П.ср}^3}\cdot\frac{\Delta m}{\Delta d_{П}}, \qquad (2.7)$$

где $\rho_{П}$ – плотность исходного материала, принимаемая для всех частиц постоянной и пересчитанная из г/см^3 на мг/мкм^3. Плотности распределения атмосферной пыли по массе и по частицам принципиально отличаются как кривой распределения, так и его параметрами (медианой, модой, среднеквадратическим отклонением $\sigma_{lnd_П}$), что поясняет нижеприводимый пример пересчета.

Пример 2.5. *Для тонкодисперсной атмосферной пыли задано процентное распределение частиц по массе в интервале $d_{П}$ =0,05...20 мкм при сред-*

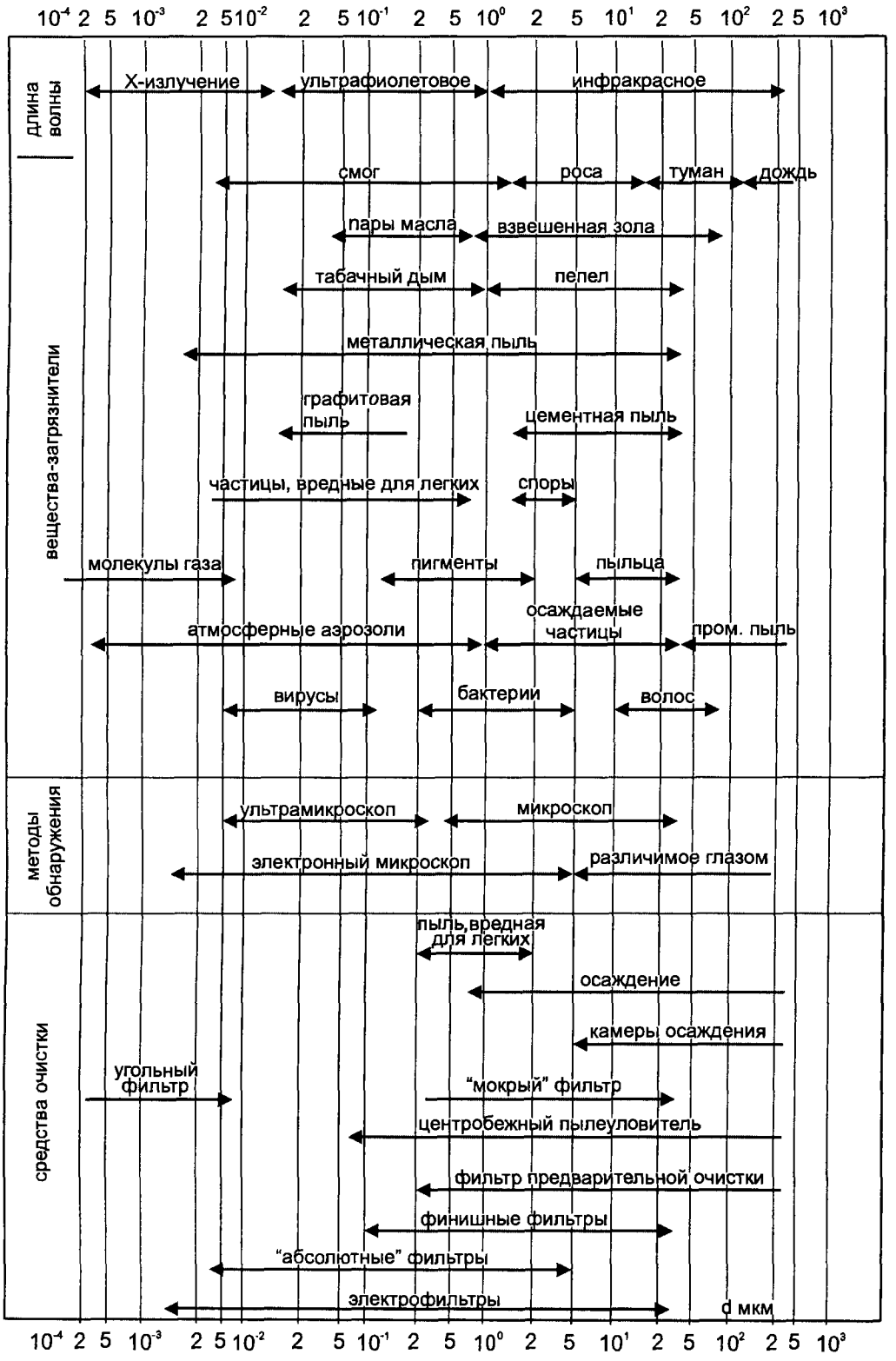


Рис. 2.18. Сводный график дисперсности разных пылей, дымов, микроорганизмов, способы их различения и типы фильтров в диапазоне размеров от 10^{-4} до 10^{2} мкм (по данным зарубежных источников)

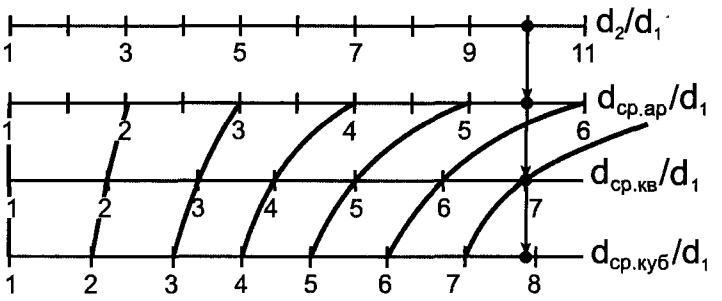


Рис. 2.19. График для определения поправки к отношению d_2/d_1 при определении среднеарифметического, среднеквадратического и среднекубического размеров. Поправка вводится к величине d_1. Ключ: d_1=0,1 мкм, d_2 =1 мкм, d_2/d_1 =10. Найти все характерные размеры в указанном интервале частиц. Среднеарифметический размер $d_{ср.ар}$ =0,55 мкм. Среднеквадратический, эквивалентный по поверхности $d_{ср.кв}$ =7,1·0,1=0,71 мкм. Среднекубический, эквивалентный по объему и массе частиц, $d_{ср.куб}$ =7,9·0,1=0,79 мкм.
Как следует из результатов расчета, средние размеры частиц, определенные по разным принципам усреднения при большой ширине интервала, существенно различаются

нем диаметре $d_{ср.т}$ =0,5 мкм в одиннадцати интервалах (см. табл. 2.4). Пересчитать заданное распределение в соответствующее распределение по числу частиц. Плотность материала принять $\rho_П$ =1 г/см^3 =1 мг/мм^3 = =1·10^{-9} мг/мкм^3. В этом случае для частиц, близких к сфере, принимаем $6/\pi\rho_П \approx 2\cdot10^9$ мкм^3/мг. Дальнейшие расчеты ведем в табличной форме. Сначала определяем плотность распределения частиц по массе $\Delta m_i/\Delta d_i$ (столбец 4), где процент по массе Δm_i отнесен к ширине интервала Δd_i (мкм), указанного во втором столбце. Далее для каждого интервала выбран средний диаметр (столбец 5); если интервалы узкие, то достаточно учитывать среднеарифметическое значение в этом интервале $d_{ср_i}$. Для среднего в интервале диаметра находят объем частицы ($v_{ср_i}$, мкм^3, столбец 6), а распределение по массе и объему частиц при заданной плотности материала будет одним и тем же. Пересчет процентной плотности частиц из распределения по массе (объему) на распределение по числу произведен по формуле (2.7) и записан в столбец 7. После этого условный процент числа частиц $\Delta n=(\Delta n/\Delta d_П)\Delta d_П$ как результат перемножения записан в столбец 8. В процессе расчета определено, что в распределении преобладают частицы меньше 0,1 мкм, средний по числу частиц диаметр около $d_{ср.П}$=0,02 мкм.
Левая ветвь распределения $dn/dd_П$ (рис. 2.20, табл. 2.4) не определима, т.к. частицы $d_П$ < 0,05 мкм столь малы, что их распределение в условии расчета не представлено. График плотности распределенных частиц по массе и по числу по результатам расчета в таблице 2.4 приведен на рис. 2.20. Смещение этих распределений в частности характеризует многократное различие медианных значений ($d_{П.ср.т}$ и $d_{П.ср.п}$). Как следствие такого распределения, при высоких требованиях к числу тонкодисперсных частиц применяется многоступенчатая очистка в последовательно установленных фильтрах разных классов.

Таблица 2.4. Таблица пересчета распределений частиц по массе на распределение по числу частиц (иначе гравиметрического в гранулометрическое) к примеру 2.5

№ п/п	d_i	Δm_i	$\Delta m_i/\Delta d_i$	d_{cp_i}	v_{cp_i}	$\Delta n/\Delta d_{\Pi}$	Δn
-	мкм	%	$\frac{\%}{мкм}$	мкм	$мкм^3$	$\frac{\%}{мкм}$	%
1	2	3	4	5	6	7	8
1.	<0,05	5	100	0,025	$7{,}8\cdot10^{-6}$	$1{,}3\cdot10^{7}$	$6{,}5\cdot10^{5}$
2.	0,05...0,1	17	340	0,075	$2{,}1\cdot10^{-4}$	$1{,}6\cdot10^{6}$	$8{,}0\cdot10^{4}$
3.	0,1...0,2	12	120	0,15	$1{,}7\cdot10^{-3}$	$0{,}7\cdot10^{5}$	$7\cdot10^{3}$
4.	0,2...0,3	10	100	0,25	$7{,}8\cdot10^{-3}$	$1{,}2\cdot10^{4}$	$1{,}2\cdot10^{3}$
5.	0,3...0,5	10	50	0,40	$3{,}2\cdot10^{-2}$	$1{,}5\cdot10^{3}$	$3{,}0\cdot10^{2}$
6.	0,5...1	17	34	0,75	$2{,}1\cdot10^{-1}$	$1{,}6\cdot10^{2}$	$8{,}0\cdot10^{1}$
7.	1...2	12	12	1,5	$1{,}7\cdot10^{0}$	$0{,}7\cdot10^{1}$	$0{,}7\cdot10^{1}$
8.	2...5	10	3,3	3,5	$2{,}1\cdot10^{1}$	$1{,}5\cdot10^{-1}$	$4{,}5\cdot10^{-1}$
9.	5...10	5	1,0	7,5	$2{,}1\cdot10^{2}$	$0{,}5\cdot10^{-2}$	$2{,}5\cdot10^{-2}$
10.	10...20	1	0,1	15	$1{,}7\cdot10^{3}$	$0{,}6\cdot10^{-4}$	$0{,}6\cdot10^{-4}$
11.	>20	1	-	-	-	-	-
Всего: 100%				$d_{ср.п}=0{,}02$ мкм			

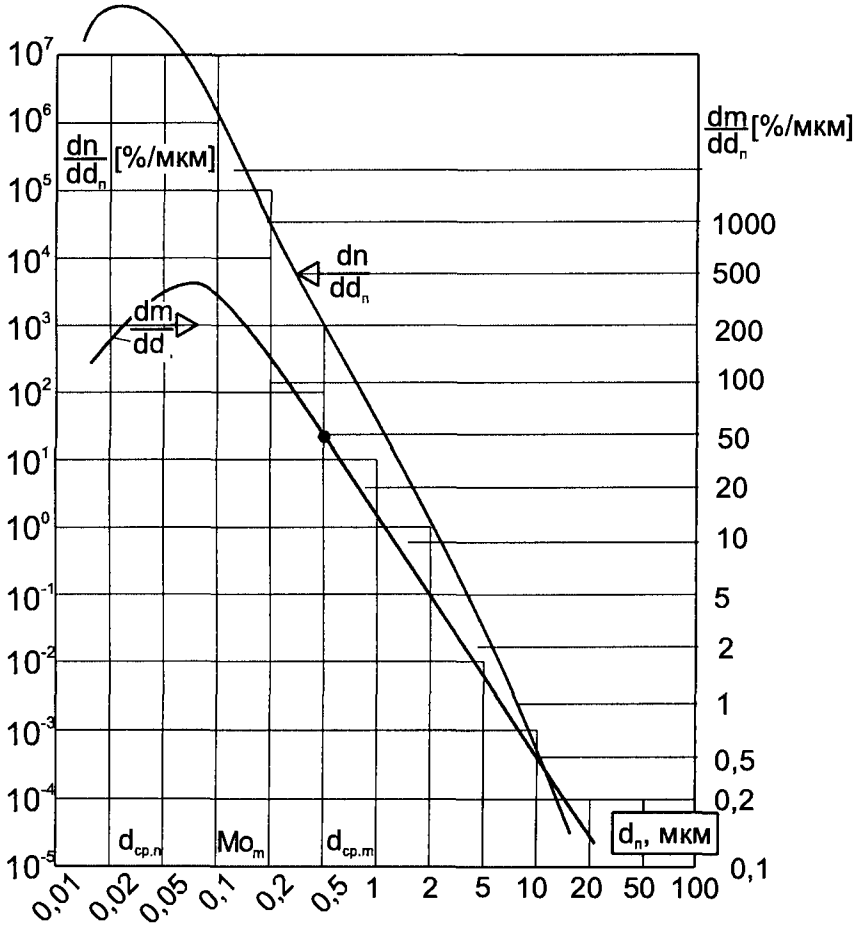


Рис. 2.20. График распределения частиц атмосферной пыли по массе и числу частиц (к примеру 2.5).

В атмосфере обычно встречаются системы, содержащие частицы различных размеров и называемые полидисперсными. Для них очень важно знать распределение массы и числа частиц в разных интервалах диаметров. Пример такого распределения приведен в таблице 2.5.

Таблица 2.5. Характерное распределение атмосферных частиц в воздухе большого города при c_H=2 мг/м³

Вид распределения частиц	Размерность	Размеры частиц, мкм						Всего
		<0,5	0,5...1	1...3	3...5	5...10	10...30	-
По размеру (гранулометрическое)	$\frac{шт}{м^3}$	$1{,}3\cdot10^9$	$1\cdot10^8$	$1{,}5\cdot10^7$	$3{,}3\cdot10^6$	$2{,}4\cdot10^6$	$7\cdot10^4$	$1{,}4\cdot10^9$
По массе (гравиметрическое)	%	1	2	6	11	52	28	100%

Размеры пылинок меньше 0,1 *мкм* современными приборами пока не определяются. Средний по числу пылевых частиц диаметр оказывается в области, где число частиц пока не определяется, и может быть приближенно вычислен по формуле, предложенной Ю.Н.Хомутецким:

$$d_{ср.п} \approx \sqrt[3]{\frac{c_H}{n\cdot10^{-(9\pm1)}}}, \qquad (2.8)$$

где размерность c_H в мг/м³; n – шт/м³; $d_{ср.П}$ – *мкм*. Для вышеприведенных данных средний по числу частиц размер пылинки оказывается в интервале 0,5...2,5 *мкм*. В то же время, судя по распределению в табл. 2.5, средний диаметр должен быть меньше 0,5 мкм. Кажущееся противоречие объясняется неизученностью распределения очень мелких частиц $d_П$=0,001...0,1 *мкм*.

Исходные данные о пыли обычно задают по массе (c_H, мг/м³), в то же время требования к воздушной среде ЧП (чистых помещений) определяются счетным содержанием частиц (шт/м³). Поэтому важна связь распределений – гранулометрического и гравиметрического, в которых средние ($d_{ср.п}$, $d_{ср.т}$) далеко не совпадают и даже наоборот – находятся на противоположных краях распределений (для данных табл. 2.5 $d_{ср.п}$ <0,5 мкм, $d_{ср.т} \approx 7$ мкм). Как следствие этого, фильтр грубой очистки (класс G3, эффективность E_A=0,50) задерживает около 50% массы частиц крупных фракций атмосферной пыли (2 >*мкм*), практически не изменяя общее число частиц, из которых основная часть – тонкодисперсные.

При выборе фильтров учитывают закон распределения частиц в спектре:

- для атмосферной пыли – трехмодальное распределение (рис. 2.21) или приближенно логарифмически-нормальное распределение или распределение числа частиц по диаметрам, описываемое приближенно кубичной зависимостью суммарного числа частиц от их размера ($d_n > d_{n_i}$);
- для частиц дождя и тумана – формула Юнга:

$$\frac{dn}{dd} = Ad^{-\gamma}, \text{ где } \gamma=2...5, \qquad (2.9)$$

- для многих порошковых материалов – формула Роллера:

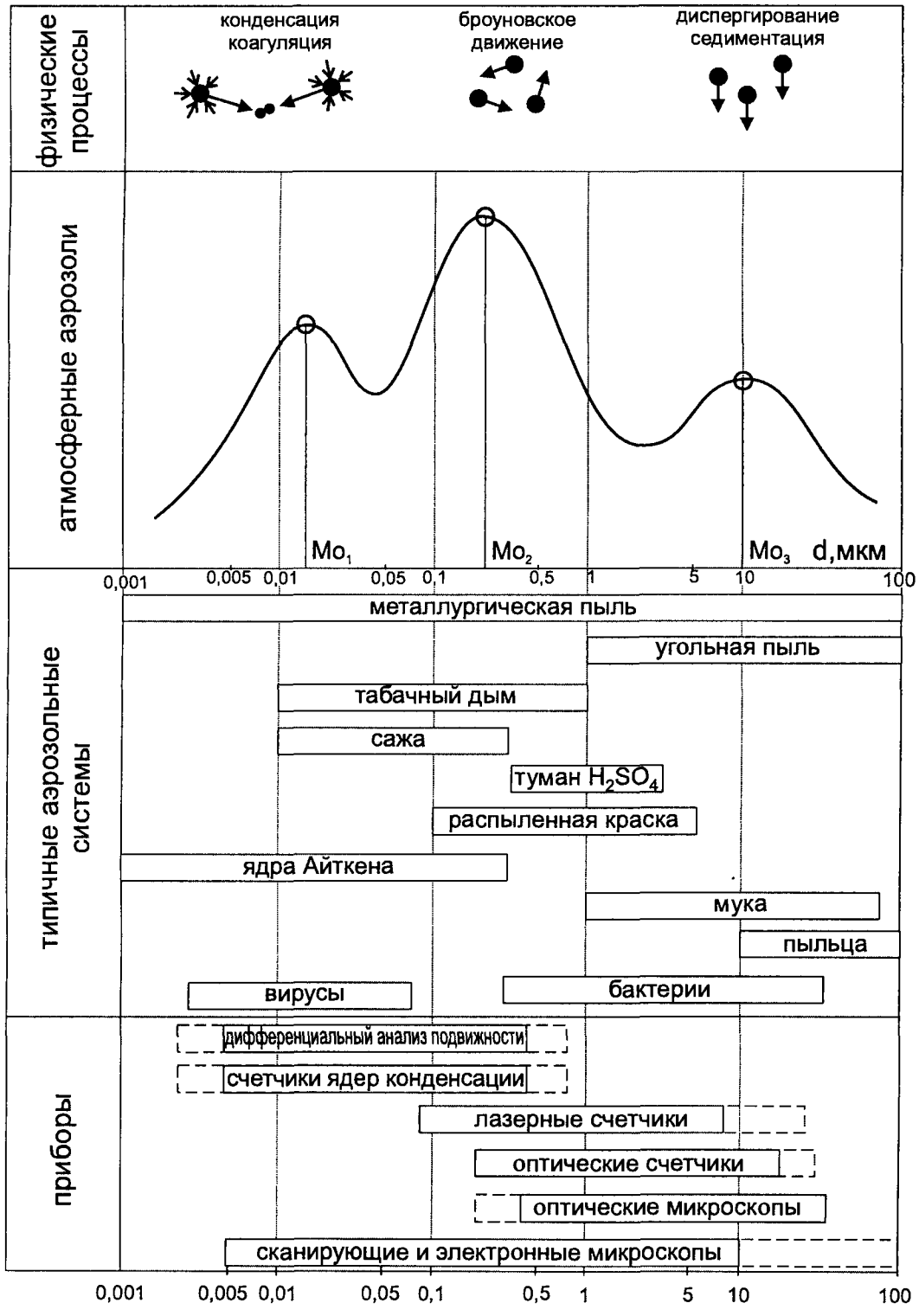


Рис. 2.21. График трехмодального распределения частиц атмосферной пыли: Mo_1, Mo_2 и Mo_3 – моды распределения; физические процессы и приборы, характерные для каждого диапазона размеров.

$$m(d) = C_1\sqrt{d}\cdot\exp(-C_2/d) \tag{2.10}$$

- или закон нормального распределения:

$$\frac{dm}{dd} = \frac{1}{\sigma_d\sqrt{2\pi}}\exp\left[-\frac{[d-M(d)]^2}{2\sigma_d^2}\right], \tag{2.11}$$

где M(d) – медиана распределения, σ_d – среднеквадратическое отклонение размера.

При очистке воздуха от промышленных и технологических загрязнений учитывают такие **свойства аэрозолей**, как **свободная энергия поверхности, неустойчивость аэрозолей, смачиваемость, слипаемость, адгезия, плотность, скорость витания, электрические свойства, горючесть, взрывчатость и др.** [2.15].

Поскольку частицы попадают в чистое помещение вместе с наружным воздухом, полезно рассмотреть некоторые свойства атмосферных аэрозолей.

Многочисленные экспериментальные исследования позволили установить, что функцию плотности распределения атмосферных аэрозольных частиц по размерам можно представить в виде кривой, имеющей три характерных максимума (т.н. «тримодальное распределение», рис. 2.21). Безусловно, как положение этих максимумов, так и их величина и ширина могут немного меняться в зависимости от конкретных условий, но общий характер распределения сохраняется.

Первый (по мере возрастания размеров частиц) максимум соответствует тонкодисперсным частицам, образующимся в атмосфере при конденсации паров различных веществ и в ходе фотохимических реакций. Для частиц таких размеров характерна коагуляция, т.е. укрупнение частиц путем образования сложных агломератов.

Второй, самый заметный максимум приходится на частицы субмикронного диапазона размеров. Это связано в первую очередь с тем, что из-за броуновского движения скорость седиментации этих частиц чрезвычайно мала – они присутствуют в воздухе всегда. В природе генерация частиц субмикронного размера постоянно происходит при распылении капель воды (брызги над поверхностью морей и океанов) и их дальнейшем высыхании. Кроме того, эта размерная фракция постоянно пополняется за счет коагуляции и постепенного укрупнения тонкодисперсных частиц.

Субмикронные частицы не только наиболее многочисленны в атмосферном воздухе. Именно этому диапазону размеров соответствует область максимальной проницаемости высокоэффективных фильтров.

Третий максимум в функции распределения находится в области крупных частиц, которые возникают в ходе природных процессов диспергирования веществ – механического разрушения материалов, эрозии почвы, дробления и др. К этой же области размеров относится и большинство микроорганизмов, например бактерии. Такие частицы могут находиться во взвешенном состоянии недолго; они оседают под действием силы тяжести, легко вымываются из атмосферы дождями, поэтому численные значения счетной концентрации макрочастиц в воздухе обычно невелики, но именно эти частицы определяют массовую (весовую) концентрацию аэрозолей в воздухе.

2.2.5. Контроль за загрязнением воздуха в «чистых» помещениях

Снижение уровня загрязнений в воздухе может осуществляться различными путями. С экономической точки зрения основное внимание должно быть обращено на те действия, в

результате которых предотвращается генерация частиц или их поступление извне:

- концептуальные и конструкторские меры, относящиеся к технологическому оборудованию и отдельным аппаратам;
- ограждения вокруг технологических элементов, генерирующих частицы;
- улавливание пыли непосредственно в месте ее образования;
- использование персоналом одежды для чистых помещений.

Таким образом, задача технологии чистых помещений сводится к тому, чтобы регулировать и контролировать уровень загрязнения воздуха, который получается уже после того, как исчерпан потенциал всех перечисленных выше действий. Для реализации этой задачи в технологии чистых помещений используют сочетание трех принципиальных подходов: фильтрацию воздуха, соответствующую организацию воздушных потоков в чистых помещениях и обеспечение перепада давления между помещениями.

Для контроля аэрозольных микрозагрязнений в чистых помещениях используются оптические (в том числе лазерные) счетчики частиц – фотоэлектрические приборы, определяющие количество частиц, прокаченных через измерительный объем прибора, путем подсчета количества импульсов света, рассеянного каждой отдельной частицей при ее пролете через световой луч.

Обобщенная оптическая и пневматическая схема такого прибора представлена на рис. 2.22. Тонкая струя аэрозоля прокачивается через сфокусированный луч света от источника излучения (например, лазера), причем диаметр струи подбирается таким образом, чтобы в луче находилось как правило не более одной аэрозольной частицы. Для предотвращения распространения частиц внутри измерительной камеры аэрозольная струя обдувается коаксиальным потоком чистого воздуха. Свет, рассеянный частицей, собирается оптической схемой и направляется на фотоприемное устройство. Опорный диод используется для стабилизации уровня излучения источника света. Световые импульсы преобразуются фотоприемником в электрические импульсы, амплитуда которых пропорциональна геометрическому размеру частиц.

Одновременно прибор измеряет тем или иным способом расход воздуха, прошедше-

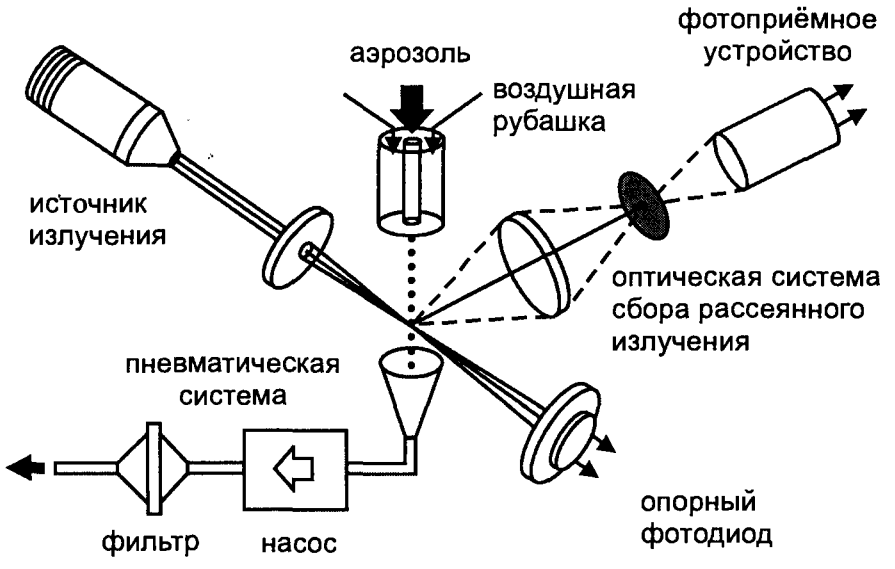


Рис. 2.22. Обобщенная оптическая и пневматическая схемы оптического счетчика частиц аэрозолей.

го через измерительный объем, что позволяет путем простого арифметического действия (осуществляемого обычно электронным блоком прибора без вмешательства оператора) определить величину счетной концентрации частиц.

В зависимости от дальнейшей обработки сигнала фотоэлектрические аэрозольные приборы делят на две группы.

Приборы, в которых подсчитывается общее число импульсов, амплитуда которых превышает заданную величину (т.е. определяется число частиц с диаметром больше заданного), называются оптическими счетчиками частиц аэрозолей.

Приборы, в которых измеряется амплитуда каждого импульса (т.е. определяется размер каждой частицы) и осуществляется построение гистограммы размеров частиц или дифференциального спектра распределения частиц по размерам, называются оптическими спектрометрами аэрозолей.

В современных оптических спектрометрах аэрозолей как правило в качестве источника света используется лазер. В таком случае общепринятым является название лазерный спектрометр аэрозолей.

Название «спектрометр аэрозолей» не совсем удачно, однако является общеупотребительным и прочно вошло в специальную литературу, поэтому следует помнить, что имеется в виду не оптический спектрометр для определения химического состава веществ, а прибор для измерения спектра размеров частиц аэрозолей.

2.2.6. Стандарт — «Чистые помещения» (ГОСТ Р 50766-95)

Он распространяется на чистые помещения (ЧП) и чистые зоны (ЧЗ). Стандарт устанавливает классы чистоты ЧП и ЧЗ в зависимости от аэрозольного и при необходимости от микробного загрязнения воздуха в них. Стандарт устанавливает также основные требования, порядок и периодичность аттестации и текущего контроля ЧП и ЧЗ по загрязнению воздуха аэрозольными частицами, при необходимости по микробному загрязнению и по другим параметрам, состав и требования к которым устанавливаются другими нормативными документами (НД) в соответствии с настоящим стандартом. Стандарт не распространяется на оборудование и средства оснащения, которые используются в ЧП. Стандарт также не нормирует требования и классы ЧП по физическим, химическим, радиологическим свойствам частиц и не устанавливает связи между количеством аэрозолей и количеством живых микроорганизмов в воздухе. Требования стандарта могут дополняться в ведомственных НД в зависимости от требований конкретных технологий пользователя ЧП.

В настоящем стандарте применяют следующие термины:

3.1. **Чистое помещение (ЧП)** – помещение (комната), в котором(ой) счетная концентрация аэрозольных частиц и, при необходимости, число микроорганизмов в воздушной среде поддерживаются в пределах не выше заданного, соответствующего определенному классу чистоты, и которое может содержать одну или несколько ЧЗ.

Примечания: 1. Помещение может иметь одну или несколько чистых комнат.

2. В зависимости от назначения ЧП и требований технологий ЧП может характеризоваться рядом других параметров, требования к которым устанавливаются другими НД.

3.2. **Чистая зона (ЧЗ)** – ограниченное пространство, в котором счетная концентрация аэрозольных частиц и, при необходимости, число микроорганизмов в воздушной среде поддерживаются в пределах не выше заданного, соответствующего определенному классу чистоты; ЧЗ может быть открытой или замкнутой и может как содержаться, так и не содержаться внутри ЧП.

3.3. **Частица** – твердый, жидкий или многофазный объект, в том числе микроорганизм, с размерами от 0,005 до 100 мкм. Для классификации ЧП рассматриваются частицы в диапазоне размеров от 0,1 до 5 мкм.

3.4. **Счетная концентрация частиц** – среднестатистическое количество отдельных аэрозольных частиц определенного размера, содержащихся в единице объема воздуха.

3.5. **Размер частицы** – максимальный линейный размер частицы в плоскости наблюдения оптического или электронного микроскопа или эквивалентный диаметр частицы, определенный средствами измерений. Эквивалентный диаметр – диаметр сферической частицы с известными свойствами, оказывающей такое же воздействие на средство измерения, что и измеряемая частица.

3.6. **Микробное загрязнение** – количество жизнеспособных микроорганизмов (далее – микроорганизмов), содержащихся в единице объема воздуха.

3.7. **Класс чистоты чистого помещения (чистой зоны)** – характеристика запыленности воздуха ЧП (ЧЗ), задаваемая классификационным числом N, определяющим допустимую счетную концентрацию аэрозольных частиц определенного размера в 1 $м^3$ воздуха в соответствии с 4.1, и, при необходимости, допустимым микробным загрязнением в соответствии с 3.6 и обозначаемая в соответствии с 4.2.

3.8. **Построенное ЧП** – завершенное строительством ЧП с необходимыми инженерными системами в рабочем состоянии, но без технологического оборудования и персонала.

3.9. **Оснащенное ЧП** – построенное ЧП, полностью укомплектованное определенным работоспособным или действующим оборудованием, но без персонала.

3.10. **Функционирующее ЧП** – оснащенное ЧП, полностью укомплектованное действующим оборудованием с персоналом, выполняющим свои производственные функции согласно требованиям технологии.

3.11. **Однонаправленный поток воздуха** – поток воздуха с параллельными, как правило, струями (линиями тока), проходящими в одном направлении с одинаковой в поперечном сечении скоростью.

3.12. **Неоднонаправленный поток воздуха** – поток воздуха, который не соответствует определению однонаправленного потока.

Примечание: Термины «ламинарный» и «турбулентный поток» для характеристик потоков воздуха в ЧП применять не рекомендуется.

3.13. **Аттестация ЧП (ЧЗ) на класс чистоты** – процедура проверки соответствия фактического значения счетной концентрации частиц и, при необходимости, микробного загрязнения в воздухе ЧП (ЧЗ) нормам, установленным для этого класса настоящим стандартом.

3.14. **Технологическая одежда** – комплект одежды и обуви, предназначенный для работающих в ЧП и предохраняющий изделия, оборудование, инструмент и рабочее место от вносимых работающим загрязнений и статического электричества.

4. **Классы чистоты**

4.1. Предельно допустимая счетная концентрация аэрозольных частиц c_n с размерами равными и большими, чем определенный размер d для классификационного числа N, задается выражением:

$$c_n = 10^N \times (0,1/d)^{2,08}$$

и округляется до целого числа.

Здесь d – размер частиц в мкм,

0,1 – постоянная с размерностью мкм.

В таблице 1 приведены соответствующие значения c_n для целых классификационных чисел N и определенных значений размеров частиц d.

Таблица 1

Классификационное число N	Предельно допустимая счетная концентрация частиц c_n (частиц/м³) размером равным и превышающим указанный (мкм)						МК
	0,1	0,2	0,3	0,5	1,0	5,0	
0	1	нд	нд	нд	нд	нд	нд
1	10	2	нд	нд	нд	нд	нд
2	100	24	10	4	нд	нд	нд
3	1000	237	102	35	8	нд	нд
4	10000	2365	1018	352	83	нд	нд
5	100000	23651	10176	3517	832	29	5+
6	1000000	236514	101763	35168	8318	293	50
7	нк	нк	нк	351676	83176	2925	100
8	нк	нк	нк	3516757	831764	29251	500
9	нк	нк	нк	35167572	8317638	292511	нк
q	1,00	4,23	9,83	28,44	120,23	3418,67	

Обозначения в таблице 1:

МК – предельно допустимое количество микроорганизмов, (шт/м³);

нк – счетная концентрация частиц данного размера для данного класса не контролируется;

нд – частиц указанного и больших размеров в воздухе ЧП не должно быть;

5+ – класс Р 5 (100) ЧП с контролируемым микробным загрязнением (класс Р 5 (100) МК) по предельно допустимому количеству микроорганизмов в воздухе в соответствии с рекомендациями Р1С разделяется на два подкласса:

— подкласс А – с предельно допустимым количеством микроорганизмов не более 1 (достигается в однонаправленном потоке воздуха);

— подкласс В – с предельно допустимым количеством микроорганизмов не более 5.

Примечание: Приведенные в таблице значения счетной концентрации не отражают фактического распределения частиц по размерам в воздухе ЧП и служат только для целей классификации ЧП.

4.2. Класс чистоты ЧП (ЧЗ) обозначается следующим образом:

$$\frac{класс}{1}\ \frac{PX}{2}\ \frac{(XXX)}{3}\ \frac{XX}{4}\ \frac{MK}{5}\ \frac{(X)}{6}$$

1 – обозначение класса по настоящему стандарту; 2 – классификационное число; 3 – обозначение по 4.2.2; 4 – минимальный размер частиц в мкм, по которому определялась счетная концентрация частиц; 5 – МК – элемент, обозначающий проведение контроля микробного загрязнения; 6 – обозначение подкласса А или В (только для класса Р 5 (100) МЕК)

Например:

Класс Р (100) 0,3 МК (А).

4.2.1. Классификационное число N задает границу класса в соответствии с выражением 4.1. Оно может быть определено из выражения $N=\lg(c_n \times q)$ и равно десятичному логарифму от допустимой среднестатической счетной концентрации c_n аэрозольных частиц размером, равным и превышающим *d мкм*, содержащихся в одном кубическом метре воздуха ЧП (ЧЗ), умноженной на коэффициент q. Коэффициент q определяется следующим выражением $q = (d/0,1)^{2,08}$.

В последней строчке таблицы 1 приведены соответствующие указанным d значения коэффициента q, округленные до второго знака после запятой.

4.2.2. После классификационного числа в скобках может добавляться ранее принятое обозначение класса ЧП в соответствии с ОСТ 11.14.3302 (см. таблицу А1 приложения А).

4.2.3. Минимальный размер частиц (в мкм), по которому определяется счетная концентрация частиц, выбирается из ряда 0,1, 0,2, 0,3, 0,5. Например, «класс Р4 (10) 0,2»; этот элемент обозначения опускается, если счетная концентрация определялась только по частицам с минимальным размером 0,5 мкм.

4.2.4. МК – элемент, обозначающий проведение контроля микробного загрязнения, используется в обозначениях классов чистоты ЧП, аттестуемых сначала по счетной концентрации аэрозольных частиц, затем по микробному загрязнению воздуха, например, обозначение «класс чистоты Р 6 (1000) 0,3 МК» обозначает, что счетная концентрация аэрозольных частиц размером равным и больше 0,3 мкм не превышает 101763 частиц в 1 м^3 воздуха данного ЧП, а количество микроорганизмов – не более 50 в 1 м^3 воздуха. Этот элемент опускается в обозначениях классов чистоты помещений, аттестуемых только по счетной концентрации аэрозольных частиц, например, обозначение «класс чистоты Р 4 (10) 0,2» обозначает, что в 1 м^3 воздуха данного ЧП счетная концентрация аэрозольных частиц размером равным и большим 0,2 мкм не превышает 1018 частиц/м^3, по количеству микроорганизмов помещение не аттестовывалось.

4.2.5. Индексы А и В используются только в классе Р 5 (100) МК для разделения его на подклассы А и В по максимально допустимому количеству микроорганизмов, в соответствии с рекомендациями PIC, см. таблицу 1, например «класс чистоты Р 5 (100) 0,3 МК(А)» или «класс чистоты Р 5 (100) 0,3 МК(В)».

4.3. Значения классификационных чисел следует выбирать из ряда целых чисел от 0 до 9. Допускается применение классификационных чисел с шагом 0,5, например «класс Р 3,5», «класс Р 5,5» и т.д.

4.4. Для каждого класса чистоты из ряда по 4.3 среднее арифметическое значение счетной концентрации аэрозольных частиц и при необходимости, микробное загрязнение, измеренные в соответствии с 6.3 и 6.4 в каждой точке пробоотбора, не должны превышать значений, задаваемых формулой из 4.1 и значений МК из таблицы 1, соответственно. Кроме того, при количестве точек пробоотбора, не превышающем десяти, среднестатистическое значение счетной концентрации аэрозольных частиц, усредненное по всему ЧП и определенное с вероятностью 0,95, не должно превышать этих значений.

2.2.7 Требования к системам вентиляции и кондиционирования воздуха ЧПП

В 4.1. Производственные помещения обеспечиваются эффективной системой приточной и вытяжной вентиляции с системой контроля и управления микроклиматом. Система контроля обеспечивает измерение температуры, влажности, скорости воздушного потока, эффективности фильтрации, перепада давления на фильтрах и перепада давления между соседними ЧП.

В 4.2. Класс чистоты воздуха и кратность его обмена и ЧП задаются технологическими требованиями.

В 4.3. При определении места забора наружного воздуха необходимо учитывать существующие и возможные источники аэрозольных и газообразных загрязнений (дымовые трубы, автотранспорт, газообразные промышленные выбросы, цветущие растения).

В 4.4. Система подачи воздуха в ЧП классов чистоты Р 0-Р 6 (1000), как правило, должна обеспечивать организацию воздухообмена вертикальным однонаправленным потоком. Для класса Р 6 (1000) возможно использование неоднонаправленного воздушного потока. Для классов Р 7 (10000) – Р 9 (1000000) применяется неоднонаправленный воздушный поток.

В 4.5. Скорость воздушного потока в сечении ЧП или ЧЗ, перпендикулярном направлению потока, рекомендуется выбирать в диапазоне от 0,7 до 0,06 м/с, в зависимости от класса чистоты.

В 4.6. Требуемые параметры температуры и влажности в ЧП должны обеспечиваться системами кондиционирования воздуха.

В 4.7. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха для ЧП должны быть оборудованы звукопоглощающими и виброгасящими устройствами, снижающими уровень шума и вибрации для заданных пределов.

В 4.8. В ЧП рекомендуется использовать рециркуляцию воздуха, кроме технически обоснованных случаев, учитывающих токсичность и взрывоопасность применяемых материалов и технологических сред.

В 4.9. Покрытия воздуховодов и их конструкций, подходящих к чистым комнатам, а также покрытия фильтровальных камер и их конструкций должны допускать периодическую обработку дезинфицирующими растворами. Это требование обязательно для ЧП с контролируемым микробным загрязнением.

В 4.10. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха должны иметь автоматическое регулирование температуры и влажности, блокировку, дистанционное управление, сигнализацию.

В 4.11. В чистых комнатах с однонаправленным вертикальным потоком количество и расположение отверстий, отводящих воздушные потоки из чистой комнаты, выбирается в соответствии с необходимостью обеспечить вертикальность воздушных потоков.

В 5. **Требования к оборудованию чистых помещений:**

В 5.1. Пригодность оборудования для использования в ЧП определяется следующими критериями:

— величиной привносимой дефектности объекта производства за технологический цикл обработки и величиной привносимого аэрозольного загрязнения рабочего объема ЧП при работе оборудования;
— высокой надежностью и малым временем восстановления;
— экологической безопасностью.

В 5.2. Оборудование, предназначенное для установки в ЧП, должно соответствовать классу чистоты помещения, в котором оно будет эксплуатироваться, по количеству выде-

ляемых в помещение частиц и по уровню вносимых возмущений в обтекающий воздушный поток.

В 5.3. Требования к конструкции оборудования:

В 5.3.1. Конструкция оборудования для ЧП должна обеспечивать:

— отсутствие на внешней поверхности полостей, карманов и других труднодоступных для очистки мест;
— уплотнение и отсутствие зазоров в стыках панелей, обшивок, кожухов и т.п.;
— обтекаемые формы для обеспечения пылеуборки, устранения зон завихрений, в которых могут скапливаться загрязнения;
— герметичность энергетических магистралей и др.

2.2.8. Физические механизмы фильтрации частиц

Они объясняют, за счет чего удерживаются частицы волоконными фильтрами вообще и в особенности фильтрами класса *H* и класса *U* (по ГОСТ Р51251-99). Действуют четыре механизма удерживания частиц:

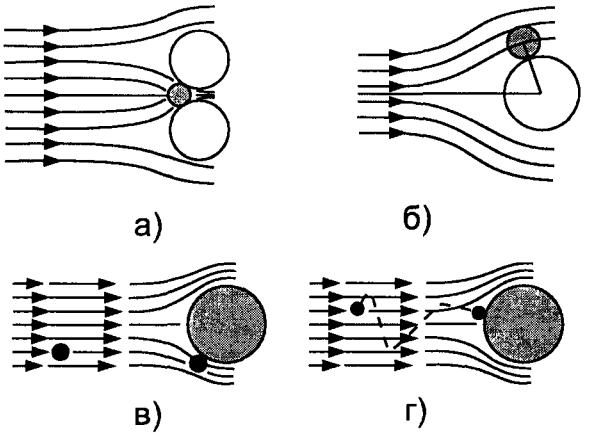


Рис. 2.23. Физические принципы удержания частиц за счет: а) эффекта сита; б) эффекта зацепления; в) эффекта инерции; г) эффекта диффузии

1. **Эффект сита** (рис. 2.23, а), который действует, когда расстояние между двумя волокнами меньше диаметра частицы. Этот тривиальный эффект крайне нежелателен в высокоэффективных фильтрах: когда поверхность фильтра оказывается блокированной осевшими частицами, становится затрудненным проникновение частиц глубоко в фильтр, и его срок службы сокращается;
2. **Эффект зацепления** (рис. 2.23, б), который появляется, когда линия тока, по которой следует частица, проходит так близко к фильтровальному волокну, что частица задевает его;
3. **Эффект инерции** (рис. 2.23, в), который проявляется для всех частиц размером более 1 мкм: благодаря большой инерции такие частицы не могут отклониться вместе с линией тока воздуха, когда они огибают волокно, и таким образом оседают на нем;
4. **Эффект диффузии** (рис. 2.23, г), который имеет доминирующее значение для очень маленьких частиц (менее 0,1 мкм) с соответственно небольшой массой: в результате постоянного взаимодействия с окружающими их молекулами газа эти частицы совершают хаотическое инерционное движение (*броуновское движение*) в стороны от

линии тока. Таким образом, увеличивается вероятность касания волокна частицей и ее удержание фильтром.

Если частица однажды соприкоснется с волокном, она будет надежно удержана в этом положении поверхностными силами (*силами Ван дер Ваальса*).

Эффект зацепления и эффект инерции становятся более значимыми с увеличением диаметра частицы. Противоположным свойством обладает эффект диффузии: подвижность частиц и, соответственно, коэффициент диффузии и вероятность удержания будут тем больше, чем меньше размер частицы. Таким образом, для волокнистых фильтров существует размер частицы, при котором эффективность удерживания является минимальной, а проскок частиц – максимальным (рис. 2.24). Этот максимум проскока, названный **размером частицы с максимальной проникающей способностью – Most Penetrating Particle Size (MPPS)**, является функцией скорости течения воздуха сквозь фильтр. Как правило, MPPS соответствует диаметр частицы 0,1 – 0,5 мкм. Фильтры грубой и тонкой очистки воздуха, т.е. фильтры предварительной очистки в системах подготовки воздуха чистых помещений, обычно имеют плоский характер кривой в зоне минимума и значение MPPS, близкое к верхнему пределу указанного выше диапазона значений. С другой стороны, HEPA и ULPA-фильтры имеют ярко выраженный максимум проницаемости в зоне точки MPPS: для частиц с диаметром вдвое большим MPPS значение проницаемости (проскока) может быть в пять и более раз меньше, чем в точке MPPS. Для HEPA и ULPA-фильтров точка MPPS находится в нижней части ранее показанного интервала примерно между 0,1 и 0,3 мкм.

2.2.9 Требования к подсистеме очистки наружного и приточного воздуха

На систему очистки и устанавливаемые в ней фильтры возлагаются следующие задачи [2.15]:

а) **поддержание** в производственных помещениях предприятий точного приборостроения, электронной, фармацевтической, пищевой промышленности, в операционных и др. **специальных технологических требований к содержанию аэрозолей и микрофлоры**;

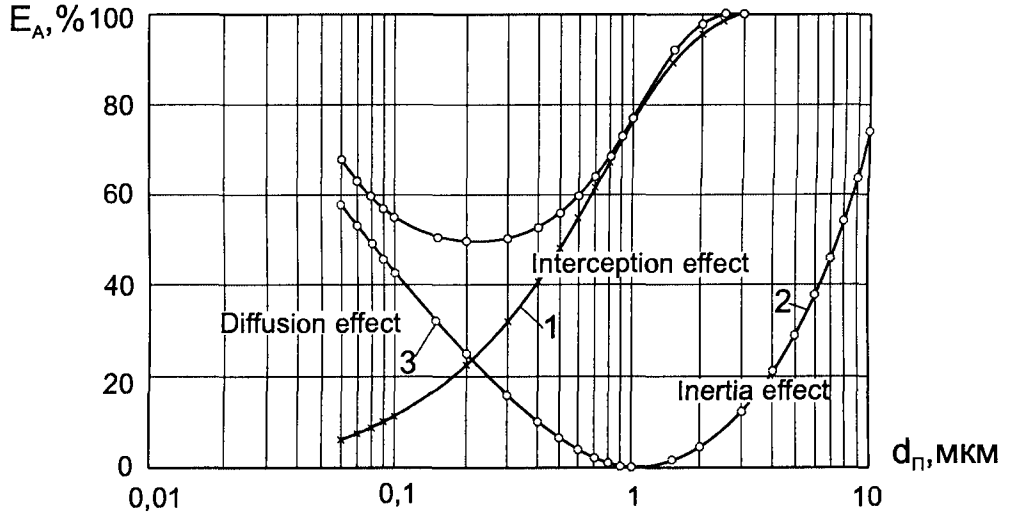


Рис. 2.24. Общая эффективность волокнистого фильтра складывается из эффектов зацепления 1 (interception), инерции 2 (inertia) и диффузии 3 (diffusion). Минимум эффективности, иначе максимальный коэффициент проскока, указанный в табл. 2.7, соответствует размеру частиц с максимальной проникающей способностью MPPS

б) **уменьшение содержания пыли в воздухе, подаваемом в помещения**, особенно если концентрация пыли в месте забора воздуха превышает предельно допустимую величину, установленную санитарными нормами. В случаях, когда запыленность наружного или рециркуляционного воздуха, подаваемого в производственное помещение, не превышает 30% ПДК в рабочей зоне (2...4 мг/м^3), воздух может не подвергаться очистке, если необходимость в ней не обусловлена другими требованиями;

в) **защита теплообменного и другого оборудования кондиционеров и приточных установок от отложения пыли**, ухудшения теплотехнических и аэродинамических характеристик и др.;

г) **предохранение ценной внутренней отделки, оборудования и обстановки помещений** от загрязнения отложениями мелкодисперсной пыли, содержащейся в воздухе, подаваемом в помещение;

д) **уменьшение запыленности воздуха в системах воздушного душирования и подачи его в шлемы, маски и щитки**, защищающие лица работающих.

Очистка воздуха от пыли всегда сопряжена с существенными затратами: капитальными – на приобретение фильтров, особенно нерегенерируемых, и на установку, включая стоимость занимаемой ими полезной площади, и эксплуатационными – на замену фильтрующего материала, платы за установочную мощность и потребление электроэнергии на перемещение воздуха через фильтр, стабилизацию производительности СКВ при переменном сопротивлении фильтров и др.

2.2.10 Классификация фильтров для очистки воздуха

По ГОСТ Р51251-99 она соответствует общепринятой в Европе и США. Всего имеется 17 классов фильтров, среди них **G1...G4 фильтры грубой очистки, F5...F9 фильтры тонкой очистки, H10...H14 фильтры высокой эффективности, U15...U17 фильтры сверхвысокой эффективности**. Первые две группы относятся к фильтрам общего назначения и применяются в любых системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Фильтры высокой и сверхвысокой эффективности обеспечивают выполнение специальных требований к чистоте воздуха, в том числе в чистых помещениях.

В этом ГОСТе применяют следующие термины с соответствующими определениями:

3.1. **Фильтр очистки воздуха**; фильтр воздушный – устройство, в котором с помощью фильтрующего материала или иным способом осуществляется отделение аэрозольных частиц от фильтруемого воздуха.

3.2. **Фильтрующий материал для воздушных фильтров** – материал, предназначенный для улавливания аэрозольных частиц из воздуха.

3.3. **Частица** – по ГОСТ Р50766-95.

3.4. **Размер частицы** – по ГОСТ Р50766-95.

3.5. **Счетная концентрация частиц** – по ГОСТ Р50766-95.

3.6. **Массовая концентрация частиц** – масса аэрозольных частиц в единице объема воздуха.

3.7. **Класс фильтра** – характеристика эффективности фильтра, выраженная условным обозначением.

3.8. **Коэффициент проскока** ($P,\%$): **проницаемость** – характеристика фильтра или фильтрующего материала, равная процентному отношению концентрации частиц после фильтра n_K к концентрации частиц до фильтра n_H: $P=(n_K/n_H)\times100$.

3.9. **Эффективность** ($E,\%$) – характеристика фильтра или фильтрующего материала, равная процентному отношению разности концентраций частиц до n_H и после фильтра n_K к концентрации частиц до фильтра: $E=(n_H-n_K)\times100/n_H$.

3.10. **Размер наиболее проникающих частиц** – размер частиц, соответствующий минимальной эффективности фильтрующего материала.

3.11. **Производительность фильтра, расход воздуха** – объем воздуха в единицу времени, проходящего через фильтр.

3.12. **Номинальная производительность фильтра**; номинальный расход воздуха – производительность фильтра, при которой его характеристики определяются изготовителем (поставщиком).

3.13. **Аэродинамическое сопротивление, перепад давлений на фильтре** – разность полных давлений до и после фильтра при определенной производительности фильтра.

3.14. **Начальное аэродинамическое сопротивление фильтра** – аэродинамическое сопротивление незагрязненного фильтра при номинальной производительности.

3.15. **Конечное аэродинамическое сопротивление фильтра** – аэродинамическое сопротивление фильтра, при котором он подлежит замене или регенерации.

3.16. **Пылеемкость фильтра** – масса пыли, уловленной фильтром и накопившейся в нем при достижении значения конечного аэродинамического сопротивления.

Фильтры классифицируют по назначению и эффективности на :

- **фильтры общего назначения** – фильтры грубой очистки *G* и фильтры тонкой очистки *F* (см. таблицу 2.6);
- **фильтры высокой эффективности Н и фильтры сверхвысокой эффективности** *U* для финишной очистки приточного воздуха (см. таблицу 2.7).

На практике фильтры многоступенчатой очистки, обеспечивающие специальные требования к чистоте воздуха, устанавливают последовательно-параллельно в потоке наружного, рециркуляционного и приточного воздуха (см. схему рис. 2.32).

Таблица 2.6. Классификация фильтров грубой и тонкой очистки

Группа фильтров	Класс фильтра	Средняя эффективность, %		
		E_C	E_A	E_K
Фильтры грубой очистки	*G1*	$E_C < 65$	-	$35 < E_K$
	G2	$65 \le E_C < 80$	-	$35 \le E_K < 50$
	G3	$80 \le E_C < 90$	-	$50 \le E_K < 60$
	G4		-	$60 \le E_K < 70$
Фильтры тонкой очистки	*F5*	-	$40 \le E_A < 60$	$70 \le E_K < 80$
	F6	-		$80 \le E_K < 90$
	F7	-	$80 \le E_A < 90$	$90 \le E_K < 95$
	F8	-		$95 \le E_K < 98$
	F9		$95 \le E_A$	$E_K < 98$

Обозначения:

E_C – эффективность, определяемая по синтетической пыли весовым методом (по разности массовой концентрации частиц до и после фильтра);

E_A – эффективность, определяемая по атмосферной пыли.

E_K – эффективность, определяемая по кварцевой пыли согласно «Руководству по испытанию и оценке воздушных фильтров для систем приточной вентиляции и кондиционирования воздуха», ЦНИИПромзданий Госстроя СССР, М., 1979.

Таблица 2.7. Классификация фильтров высокой и сверхвысокой эффективности

Группа фильтра	Класс фильтра	Интегральное значение		Локальное значение	
		Эффективности,%	Коэффициента проскока,%	Эффективности,%	Коэффициента проскока,%
Фильтры высокой эффективности	H10	85	15	-	-
	H11	95	5	-	-
	H12	99,5	0,5	97,5	2,5
	H13	99,95	0,05	99,75	0,25
	H14	99,995	0,005	99,975	0,025
Фильтры сверхвысокой эффективности	U15	99,9995	0,0005	99,9975	0,0025
	U16	99,99995	0,00005	99,99975	0,00025
	U17	99,999995	0,000005	99,9999	0,0001

В практических расчетах требуется определить время $\tau_{раб}$, через которое нужно заменить или регенерировать фильтр или фильтрующий материал, если известны:

- **начальное $\Delta P_{Ф\cdot н}$ (Па) и конечное $\Delta P_{Ф\cdot к}$ (Па) сопротивление фильтра;**
- **расход очищаемого наружного или приточного воздуха $L_Н$ (м³/ч);**
- **начальная концентрация пыли перед фильтром** $c_Н$ (мг/м³), определяемая через произведение проскоков предшествующих фильтров: $\prod_i \left(1-E_{A_i}\right)$ и с учетом изменения распределения частиц в спектре;
- **удельная пылеемкость** материала $m=M_П/F_Ф$ (г/м²) до достижения заданного конечного сопротивления фильтра;
- **площадь поверхности фильтра** $F_Ф$ (м²);
- **средняя эффективность очистки** данного фильтра E_A на атмосферной пыли. По данным А.И. Пирумова, для учета влияния разной начальной запыленности $c_Н$(мг/м³) на коэффициент очистки пористого фильтра предлагается расчетная формула, по которой E_A возрастает с увеличением $c_Н$.

Искомое время «работы» данного фильтра определяют по зависимости

$$\tau_{раб}=\frac{m_П F_Ф\cdot 10^3}{L_Н c_Н E_A}=\frac{m_П F_Ф\cdot 10^3}{L_Н c_{нар}\prod_i\left(1-E_{A_i}\right)E_A},\ \text{ч}, \qquad (2.12)$$

при этом удельная пылеемкость материала $m_П$ определяется в зависимости от конечного сопротивления $\Delta P_{Ф.К}$ фильтра, которое в свою очередь выбирается по технико-экономическим соображениям, давлению приточного вентилятора, допустимой мощности двигателя, допустимому колебанию производительности и другим мотивам. (см. п. 2.2.12).

Комплексные зависимости, характеризующие фильтрующий материал, приведены на графике рис. 2.25.

Дифференциальные (локальные) коэффициенты очистки $E_A=f(d_П)$ являются основой

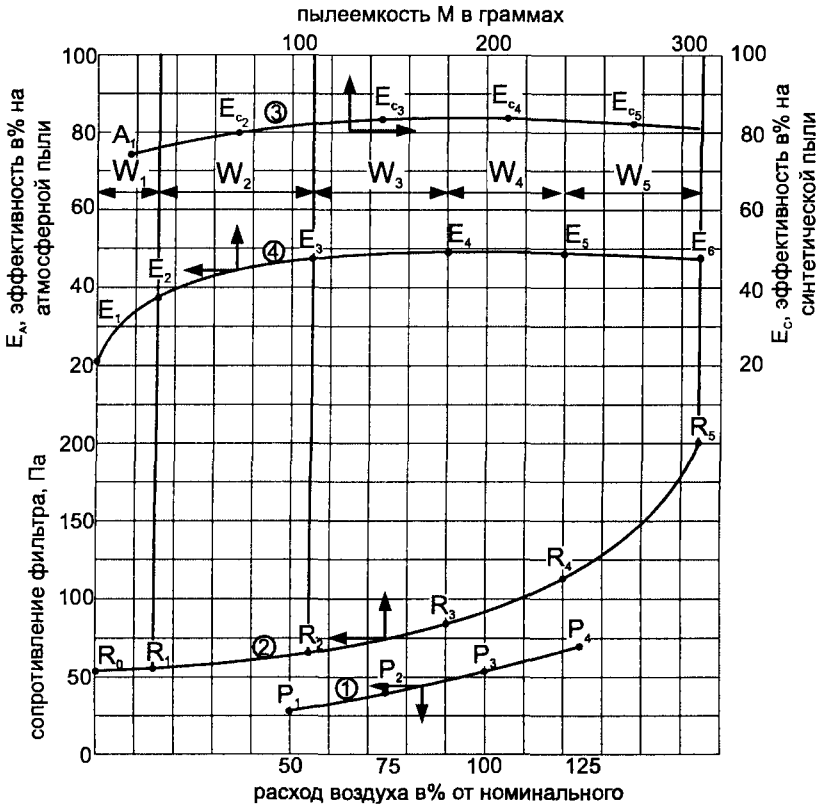


Рис. 2.25. График комплексных зависимостей фильтрующего материала (по данным фирмы-производителя TROX): линия P – зависимость аэродинамического сопротивления образца от расхода воздуха (в процентах от номинального); линия R – зависимость аэродинамического сопротивления образца от пылеемкости (в граммах); линия E_A –зависимость коэффициента эффективности по атмосферной пыли от пылеемкости; линия E_C – зависимость коэффициента эффективности по синтетической пыли от пылеемкости

расчета эффекта очистки при такой полидисперсной структуре, как атмосферная пыль. Такие данные приводятся на рис. 2.26. На этой зависимости построена многоступенчатая очистка, в процессе которой задерживаются сначала более крупные частицы, например фильтром *G*3 или *G*4, а затем – все более мелкие. Ориентируясь на данные рис. 2.26, при стандартной атмосферной пыли после фильтра *F*5 практически не останется частиц размером $d_П$>5 мкм, а после фильтра *F*8 – $d_П$>2 мкм. Функции дальнейшей очистки от более мелких частиц при необходимости выполняют фильтры классов *H* и *U*.

При выборе фильтров для «обычных» условий работы в СКВ, СВ и предварительной очистки для ЧП будет полезна таблица 2.8. В силу различного распределения числа частиц по массе (гравиметрического) и по числу (гранулометрического) для одного и того же фильтра эффективность очистки будет существенно разной. Например, фильтр *G*3 задерживает до 90 % по массе и в то же время только до 40 % по числу частиц. Так, при начальной концентрации c_H=2 мг/м³ после фильтра концентрация по массе будет: $c_K=(1-E_{A_m})c_H=(1-0{,}90)\cdot 2=$ =0,2 мг/м³. При счетной концентрации частиц $n_H=10^{12}$ шт/м³ после фильтра она будет $n_K=(1-E_{A_m})n_H=(1-0{,}4)\cdot 10^{12}$ шт/м³. Последнее число указывает на необходимость многоступенчатой очистки в СКВ чистых помещений.

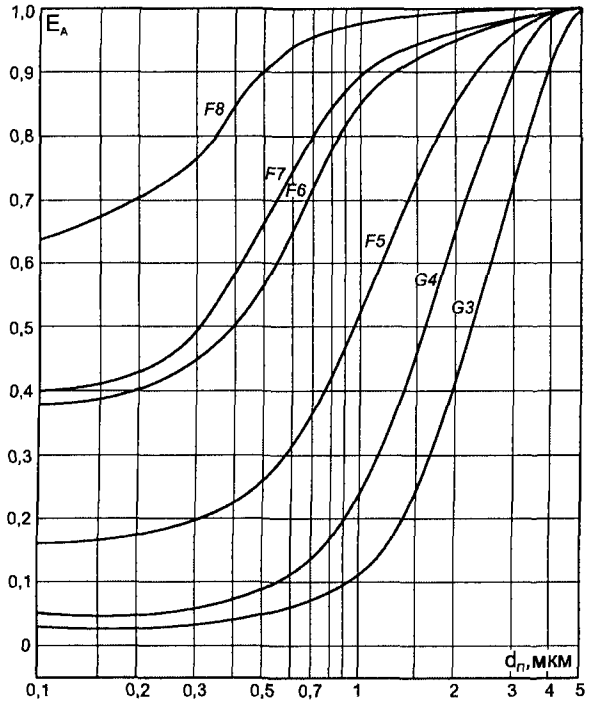


Рис. 2.26. Дифференциальные (локальные) коэффициенты очистки атмосферной пыли для частиц $d_П$=0,1...5 мкм для фильтротканей G3, G4, G5, F6, F7 и F8, по данным литературных источников

2.2.11 Комплексные характеристики эффективности фильтров

При оптимизации фильтровальных тканей из стекловолокна и др. материалов нужно достичь компромисса по четырем противоречивым параметрам, а именно: желаемая эффективность фильтрации должна быть достигнута при наименьшем перепаде давления, при возможно большей пылеемкости фильтра и минимальной его стоимости. Это сочетание желаемой эффективности фильтрации с длительным сроком службы и минимальными стоимостью и затратами энергии является решающим фактором в определении экономической целесообразности применения фильтра.

Помимо частных технических характеристик фильтрующих материалов и фильтров (E_A, F, M_y, ΔP_{max}, $L_{ном}$), существуют и комплексные характеристики. Так, А.И. Пирумов [2.15] предложил безразмерный комплекс, одновременно учитывающий эффективность очистки и аэродинамическое сопротивление фильтра с учетом массы уловленной пыли M_y:

$$K_K = \frac{n \log E_A}{\Delta \log \Delta P(M_y)}, \qquad (2.13)$$

где n – показатель степени в зависимости сопротивления ΔP от массы уловленной пыли M_y. Чем ниже показатели эффективности и пылеемкости (сопротивления) фильтра, тем больше K_K. Недостатком такого комплекса является неучет невозобновляемости основных типов фильтров, их стоимости за год работы и платы за электроэнергию. Поэтому **рассмотрим энергетически-стоимостной комплекс $F_Ф$ в виде отношения удельных годовых затрат к массе задержанной фильтром пыли и на 1 м³/с расчетного расхода воздуха в системе**:

Таблица 2.8. Сравнительная эффективность очистки атмосферного воздуха в фильтрах европейской и американской классификации по массе и числу частиц

Нормы	Метод определения	Шкала эффективности, %															
А5НЯАЕ 52-76	По массе	50	65	80	90	95											
	По числу частиц				40	50	60	70	80	90	95	98					
МП зМ 282	ООР										95	99,9	99,97	99,99	99,999		
АРМОВ																	
МРХ44012	По массе	50	65	80	90	95											
	По числу частиц				40	50	60	70	80	90	95	98					
МРх 44013	ООР										95	99,9	99,97	99,99	99,999		
ЕМВОУЕМТ 4/5	По массе		61	62	е3	64											
	По числу частиц					Р5		Р6		Р7	Р8	Р9					
Е1ШУЕМТ 4/4	МаС!												НЮ	Н11	Н12	Н13	Н14
ЕМ 779	Соагзе		61	С2	с3	04											
	Рте					Р5		Р6		Р7	Р8	Р9					
рг ЕМ 1822	МЕРА												НЮ	Н11	Н12	Н13	Н14

$$F_{\Phi} = \frac{\left(\Delta K_{\Phi} + \Delta K_{Э} + \Delta C_{Э}\right)_{год}}{M_{У} / L_{ном}} \left[\frac{у.е}{год \cdot кг / \left(м^3 / с\right)} \right], \tag{2.14}$$

где: ΔK_{Φ} – удельные годовые затраты на фильтры или фильтроткани фирмы-производителя, если они не возобновляемые (это практически все фильтры, кроме *G*1, *G*2 и некоторых *G*3); $\Delta K_{Э}$ – годовая плата по тарифу за установочную (заявленную) электрическую мощность, отнесенная к сопротивлению фильтра; $\Delta C_{Э}$ – годовая плата за потребляемую электроэнергию, отнесенная к сопротивлению фильтра и с учетом КПД вентагрегата; $M_{У}/L_{ном}$ – удельная пылеемкость фильтра, отнесенная к секундному номинальному расходу перемещаемого воздуха. Отдельные составляющие энергетически-стоимостного комплекса можно вычислить по нижеприводимым формулам. Удельные затраты на фильтры или фильтроткани:

$$\Delta K_{\Phi} = \frac{K}{L_{ном}} \cdot \frac{8766 \psi_{см}}{\tau_{раб} k_{руб/у.е}}, \tag{2.15}$$

где $\tau_{раб}$ – время «работы» фильтра, определяемое по формуле (2.12); $\psi_{см}$ – коэффициент сменности работы фильтра (системы): 0,25; 0,50; 0,75; 1,0 при одно-, двух-, трехсменной и непрерывной работе; $L_{ном}$ – номинальный или фактический расход воздуха через фильтр в м³/с. Эффективность и затраты сильно зависят от принятой начальной концентрации (мг/м³) перед фильтром данной ступени очистки, распределения частиц по фракциям (рис. 2.42), запыленности наружного воздуха и конечного сопротивления.

Плата по двухставочному тарифу за установочную электрическую мощность на преодоление сопротивления фильтра:

$$\Delta K_{Э} = 12 k'_{Э} \frac{L_{ном} \Delta P_{max}}{\eta_{В} \eta_{пер} \eta_{дв} \eta_{упр} k_{руб/у.е}}. \tag{2.16}$$

Годовая плата по двухставочному тарифу за потребляемую электроэнергию, затрачиваемую на преодоление сопротивления фильтра:

$$\Delta C_{Э} = \frac{\Delta P_{max} L_{ном}}{\eta_{В} \eta_{пер} \eta_{дв} \eta_{упр}} \psi_{см} \frac{c'_{Э}}{k_{руб/у.е}} 8766, \tag{2.17}$$

где $k'_{Э}$ – помесячная плата за установочную (заявленную) электрическую мощность, руб/мес; $L_{ном}$ – номинальный или фактический удельный секундный расход приточного воздуха, м3/с; ΔP_{max} – максимальное сопротивление фильтра в системе с автоматической стабилизацией производительности вентилятора вне зависимости от засорения фильтра, кПа; $k_{руб}/_{у.е.}$ – текущий или перспективный курс рубля к у. е.; ΔP_{max} (кПа) – максимальное или среднее аэродинамическое сопротивление фильтра в зависимости от наличия или отсутствия автоматической стабилизации производительности вентилятора; $c'_{Э}$ (руб/кВт·ч) – тариф за потребляемую электроэнергию; $\eta_{ВА} = \eta_{В} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{дв} \cdot \eta_{упр}$ – общий КПД вентагрегата.

Пример 2.6. *Сравним по этой методике показатели фильтров разных классов, последовательно установленных в системе предварительной очистки наружного воздуха G3 – F5 – F7 – F9 при стандартном распределении частиц, начальной массовой концентрации частиц $c_{н}$=2 мг/м³ и номинальном расходе воздуха через одну ячейку $L_{ном}$=3600 м3/ч=1 м³/с. Примем $\psi_{см}$=1,0 (непрерывная работа), двухставочный тариф за заявленную мощность и потребляемую электроэнергию:*

$k'_э$=60 руб/кВт·месяц, $c'_э$=0,6 руб/кВт·ч; КПД вентагрегата – 0,70, курс рубля к у.е $k_{руб}/_{у.е.}$=30 руб/у.е. Система (СКВ) оснащена автоматической стабилизацией производительности с учетом изменяющегося во времени сопротивления всех четырех фильтров. Условная схема, объясняющая последовательность и результаты расчета вариантов многоступенчатой предварительной очистки наружного воздуха, показана на рис. 2.27.

Результаты расчета по формулам (2.15)-(2.17) приведены в табл. 2.9. Как видно, основные затраты приходятся на замену фильтров или фильтрующих материалов (последнее дешевле, хотя несовершенная установка материала может привести к увеличению коэффициента проскока). Этот вывод о затратах относится только к первому и второму фильтрам, для последующих существенна плата за электроэнергию.

***Таблица 2.9.** Сводная таблица технико-экономических показателей фильтров четырех ступеней очистки наружного воздуха при их последовательной установке в системе КВ ЧП (при $L_н$=1м³/с)*

Технические характеристики	Размерность	Технико-экономические показатели фильтров при их последовательной установке в системе предварительной очистки наружного воздуха			
		G3	F5	F7	F9
Исходные данные:					
$c_н$ (концентрация)	мг/м³	2	1	0,4	0,06
$M_у$ (пылеемкость)	кг	2,4	4,3	9,4	9,4
E_A(эффективность)	–	0,5	0,6	0,85	0,95
K_1(стоимость)	у.е	78	140	205	350
ΔP_{max}(сопротивление)	Па	250	400	600	600
Затраты на фильтры $\Delta K_Ф$	у.е/год	1000	600	230	70
Плата за установочную мощность $\Delta K_э$	у.е/год	10	15	20	20
Плата за электроэнергию $\Delta C_э$	у.е/год	65	100	150	150
Энергетически-стоимостной комплекс $F_Ф$	$\frac{у.е}{год \cdot кг/(м^3/с)}$	450	170	50	35
Всего:	—	700 $\frac{у.е}{год \cdot кг/(м^3/с)}$			

В более общем случае годовые капитальные затраты на смену фильтров предварительной очистки наружного воздуха в зависимости от количества и последовательности установки фильтров разных классов от *G*3 до *F*9 из расчета на 1 м³/с очищаемого наружного воздуха и коэффициенты проскока показаны на рис. 2.28.

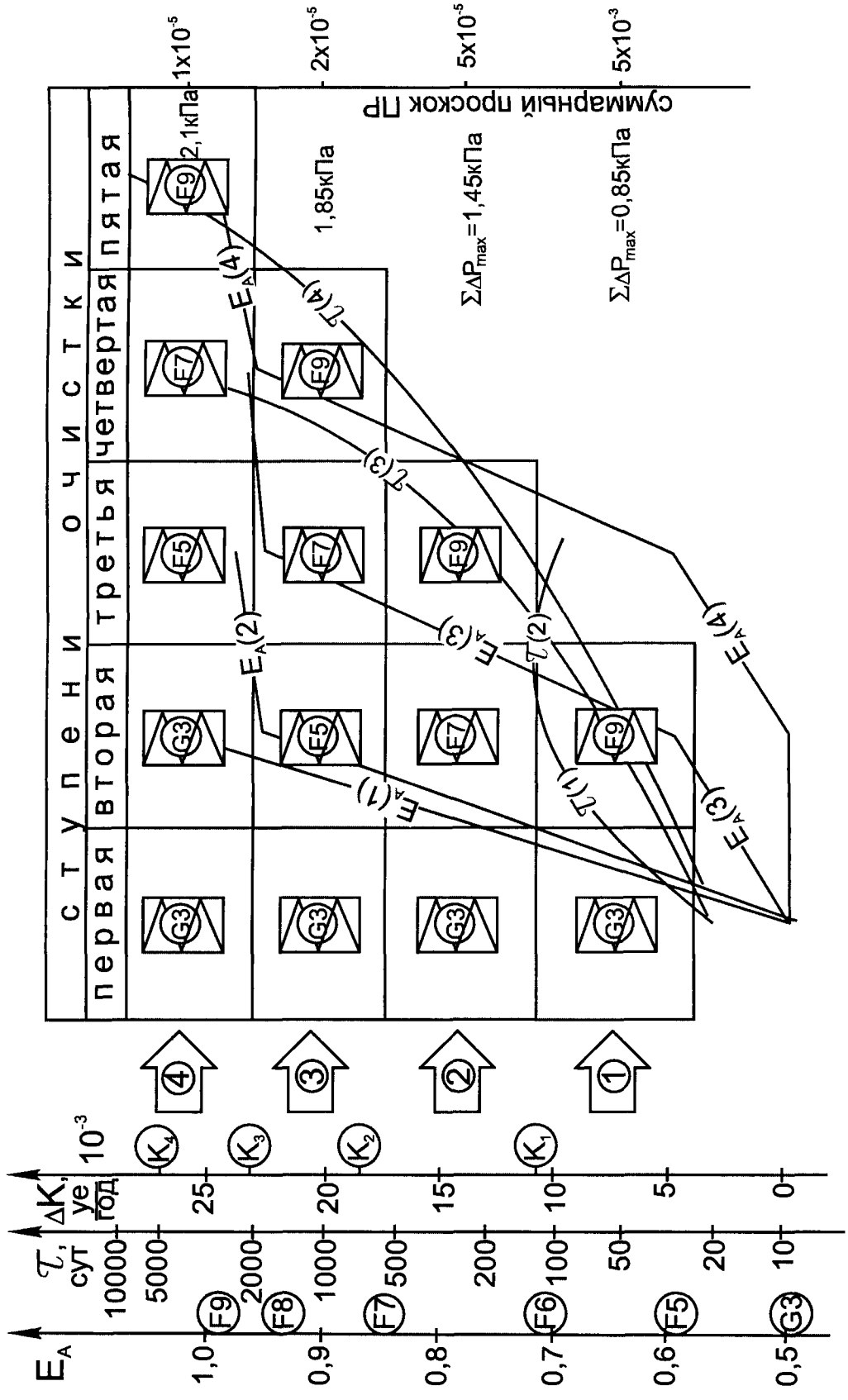


Рис. 2.27 Условная схема, объясняющая последовательность и результаты расчета вариантов многоступенчатой предварительной очистки наружного воздуха в СКВ ЧП (к примеру 2.6) на стандартной пыли.

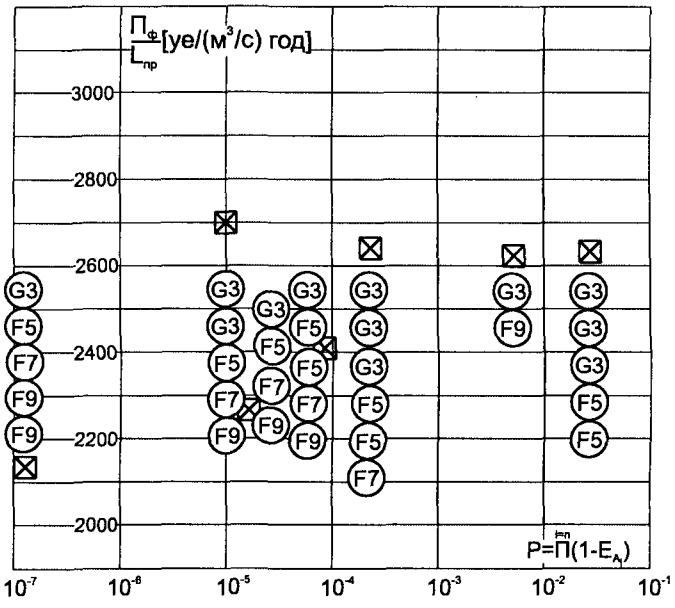


Рис. 2.28. Зависимости удельных (на 1 м³/с очищаемого воздуха) годовых капитальных затрат на смену фильтров предварительной очистки наружного воздуха от числа и последовательности установки фильтров разных классов (G3...F9) и коэффициенты проскока $P=\Pi(1-E_{A_i})=10^{-7}...3\cdot10^{-2}$ (Π – оператор перемножения проскоков).

2.2.12 Приближенная оптимизация выбора конечного сопротивления фильтра предварительной очистки наружного воздуха

Конечное сопротивление фильтра влияет на ряд взаимосвязанных технико-экономических параметров системы очистки:

- **продолжительность** $\tau_{раб}$ использования фильтра;
- **частоту замены фильтра** предварительной очистки и капзатраты;
- **повышение звуковой мощности вентилятора** (на ~7 дб) при двукратном повышении давления и увеличении длины глушителя;
- **давление вентилятора, мощность и стоимость двигателя**;
- **заявленную электрическую мощность** и помесячную плату за нее;
- **потребляемую двигателем электроэнергию**, плату за нее и др.

Рассмотрим задачу выбора конечного сопротивления ΔP_{max} фильтра из условия минимизации комплекса приведенных годовых затрат на фильтры предварительной очистки:

$$\Delta\Pi_{\Phi}=(E_{H}+0{,}18)\Delta K_{дв}+\Delta K_{\Phi}+\Delta C_{Э}+\Delta K_{Э}=\min, \qquad (2.18)$$

где E_H – отраслевой нормативный коэффициент экономической эффективности, обратный сроку окупаемости дополнительных капитальных затрат, E_H=0,15г$^{-1}$; 0,18г$^{-1}$ – сумма амортизационных отчислений, затрат на ремонт и общеобъектные расходы в долях от капитальных затрат. По этой методике в конкретных условиях можно проверить, насколько обосновано рекомендуемое ГОСТ Р51251-99 конечное сопротивление ΔP_{max}=0,25 кПа или наоборот экономически эффективное конечное сопротивление значительно выше, например ΔP_{max}=0,50 или 0,70 кПа. Для этого введем в формулы параметр $\bar{p} = \Delta P_{max} / 0{,}25$.

Проанализируем основные составляющие приведенных затрат согласно уравнению (2.18). Капитальные затраты на двигатель зависят от его мощности, и по данным производителей могут быть представлены как

$$\Delta K_{дв} \approx 100 + 65 N_{дв} = 100 + 65 \frac{L_H \cdot 0{,}25(\Delta P_{max} + P_{сети})/(0{,}25 + P_{сети})}{\eta_B \eta_{дв} \eta_{пер} \eta_{упр}} \tag{2.19}$$

в интервале мощности двигателя $N_{дв}$=2...20 кВт. Общий КПД вентустановки можно принять $\eta_{B.y}=0,70$.

Годовые капитальные затраты на замену фильтров в течение года* их работы:

$$\Delta K_{Ф} = k_{уд} L_H \frac{8766 \psi_{см}}{\tau_{раб}} = k_{уд} L_H \frac{8766 \psi_{см} L_H 3600 c_H E_A}{M_n (\Delta P_{max}/0{,}25) \cdot 10^6}. \tag{2.20}$$

Приближенно принимаем линейную зависимость сопротивления фильтра от его пылеемкости M_n; $k_{уд}$ – удельная стоимость (у.е.) ячейки фильтра данного класса при единичном расходе L_H=1 м³/с.

Годовая плата за электроэнергию, расходуемую на преодоление сопротивления фильтра ΔP_{max} при стабилизации производительности вентилятора:

$$\Delta C_{э.год} = c'_э 8766 \psi_{см} \frac{L_H \cdot 0{,}25(\Delta P_{max}/0{,}25)}{\eta_{B.y} k_{руб/у.е}}. \tag{2.21}$$

Годовая плата по месячному тарифу за заявленную электрическую мощность:

$$\Delta K_э = 12 k'_э \frac{L_H \cdot 0{,}25(\Delta P_{max}/0{,}25)}{\eta_{B.y} k_{руб/у.е}}. \tag{2.22}$$

Пример 2.7. *Определить составляющие годовых приведенных затрат на подсистему предварительной очистки наружного воздуха в ячейке фильтра G4 (невозобновляемом) в функции от переменного конечного сопротивления ΔP_{max} и таких данных: L_H=1м³/с; c_H= =2мг/м³; E_A=0,50; $\psi_{см}$=0,25 и 1,0 (односменная и непрерывная работа), $k_{уд}$=30у.е/(м³/с), пылеемкость M_n=1кг при ΔP_{max}=0,25кПа; $\eta_{B.y}$=0,70; $k_{руб/у.е.}$=35руб/у.е, $c'_э$=1руб/кВт·ч, $k'_э$=100руб/(кВт·мес), $P_{сети}$=0,50кПа (без фильтров).*

Стоимость двигателя вентагрегата в условиях данного примера зависит от конечного сопротивления фильтра по приближенной формуле (2.19):

$$\Delta K_{дв} = 100 + 65 \frac{1 \cdot 0{,}25}{0{,}7} \left(\frac{\Delta P_{max} + 0{,}5}{0{,}75} \right) = 100 + 23 \left(\frac{\Delta P_{max}}{0{,}75} + 0{,}67 \right) = 100 + 23 \left[\frac{1}{3} \left(\frac{\Delta P_{max}}{0{,}25} \right) + 0{,}67 \right].$$

Время достижения фильтром пылеемкости M_n=1 кг и сопротивления ΔP_{max}=0,25 кПа при $\tau_{раб}=1 \cdot 10^6/(1 \cdot 3600 \cdot 2 \cdot 0{,}5)=280$ ч = 12 суток.

Годовые капитальные затраты на замену фильтра предварительной очистки наружного воздуха по формуле (2.20):

$$\Delta K^*_{Ф} = 30 \cdot 1 \frac{8766 \psi_{см} \cdot 1 \cdot 3600 \cdot 2 \cdot 0{,}5}{1(\Delta P_{max}/0{,}25) \cdot 10^6} = 950 \psi_{см} \left(\frac{\Delta P_{max}}{0{,}25} \right)^{-1}, \text{ у.е/год.}$$

* Для сокращения этой статьи затрат применяют замену фильтроткани на существующей раме, часто при ухудшенной герметичности и увеличенном проскоке Р

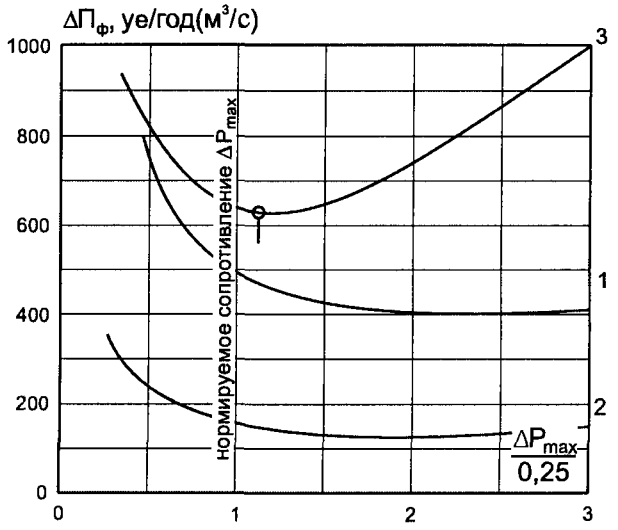


Рис. 2.29. График зависимости приведенных годовых затрат на предварительную очистку воздуха от конечного сопротивления фильтра: 1 — при непрерывной работе; 2 — при односменной работе (к примеру 2.7); 3 — при перспективном тарифе на электроэнергию $c'_э$=3 руб/кВт·ч.

Годовая плата за электроэнергию, расходуемую на преодоление конечного сопротивления фильтра по формуле (2.21):

$$\Delta C_э = 1\cdot 8766\psi_{см}\frac{1\cdot 0{,}25}{0{,}7\cdot 35}\left(\frac{\Delta P_{max}}{0{,}25}\right) = 90\psi_{см}\left(\frac{\Delta P_{max}}{0{,}25}\right),\ у.е/год.$$

Годовая плата по тарифу за заявленную электрическую мощность по формуле (2.22):

$$\Delta K_э = 12\cdot 100\frac{1\cdot 0{,}25}{0{,}7\cdot 35}\left(\frac{\Delta P_{max}}{0{,}25}\right) = 12\left(\frac{\Delta P_{max}}{0{,}25}\right),\ у.е/год.$$

В результате расчета отдельных составляющих выражение для годовых приведенных затрат может быть записано в виде:

$$\Delta П_Ф = 100 + 23\left[\frac{1}{3}\left(\frac{\Delta P_{max}}{0{,}25}\right) + 0{,}67\right] + 950\psi_{см}\left(\frac{\Delta P_{max}}{0{,}25}\right)^{-1} + 90\psi_{см}\left(\frac{\Delta P_{max}}{0{,}25}\right) + 12\left(\frac{\Delta P_{max}}{0{,}25}\right).$$

В условиях данного примера основной составляющей приведенных затрат является годовая стоимость фильтров или фильтроткани, и именно ее нужно снижать.

Для определения условия экстремума функции $\Delta П_Ф(\Delta P_{max}/0{,}25)$ вычислим первую производную от предыдущего выражения и приравняем ее нулю:

$$\frac{d(\Delta П_Ф)}{d(\Delta P_{max}/0{,}25)} = \frac{23}{3} - 950\psi_{см}\left(\frac{\Delta P_{max}}{0{,}25}\right)^{-2} + 90\psi_{см} + 12 = 0.$$

Итак, условие, соответствующее минимуму приведенных затрат на фильтр предварительной очистки, как решение вышезаписанного уравнения таково:

$\Delta P_{max}/0{,}25 = 3$ при $\psi_{см}=1$ и $\Delta P_{max}/0{,}25 = 2{,}6$ при $\psi_{см}=0{,}25$.

Выполненный расчет экономически эффективного конечного сопротивления фильтра по критерию минимума приведенных затрат показал, что его сопро-

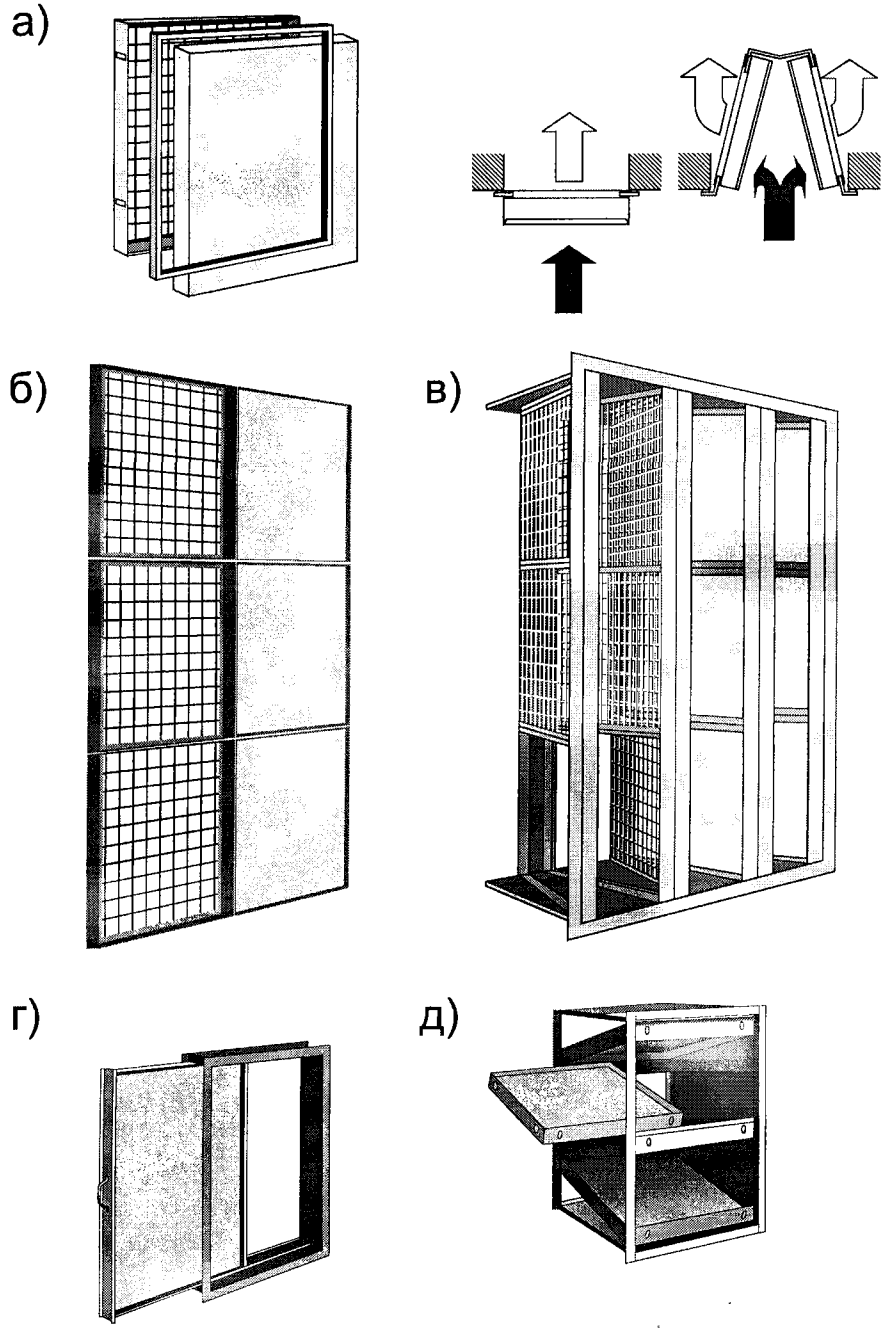


Рис. 2.30, а-е. Основные типы и конструкции фильтров, применяемых для очистки наружного, рециркуляционного и приточного воздуха от атмосферных аэрозолей в системах кондиционирования воздуха и приточной вентиляции: а — ячеистый фильтр и его установка (плоский и клиновидный вариант); б — плоский (поверхностный) фильтр; в — клиновидный фильтр; г — выдвижной канальный фильтр; д — выдвижной ячейковый фильтр; е — мешочный (карманный) фильтр.

тивление не соответствует рекомендуемому в ГОСТ'е и превышает его в 2,5...3 раза, хотя исследуемая функция имеет весьма пологую правую ветвь. Более подробно обсуждаемая зависимость $\Delta П_Ф = f(\Delta P_{max})$ показана на графике рис. 2.29. При трехкратном перспективном увеличении тарифа за электроэнергию по сравнению с принятым в расчете конечное сопротивление фильтра уменьшается и становится равным 250...300 Па.

2.2.13 Основные виды и конструкции фильтров для очистки наружного, рециркуляционного и приточного воздуха

Современные конструкции фильтров разнообразны (рис. 2.30), они учитывают функциональное назначение, последовательность очистки, различные расходы очищаемого воздуха, условия установки (в кондиционере, приточной камере, воздуховоде, приточном коллекторе, перед воздухораспределительным устройством и др.), свободное место, удобство обслуживания и другие соображения. Фильтро-ткани разделяют на фильтры одноразового применения и регенерируемые (грубой очистки G3, G4).

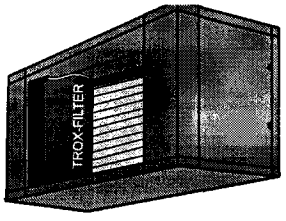
Ячеистые – фильтры разных размеров и моделей (рис. 2.30, а) классов G3, G4, F5 состоят из рамы, ограничивающей сетки и полотна. Они являются основой для конструирования больших фильтров кратных размеров.

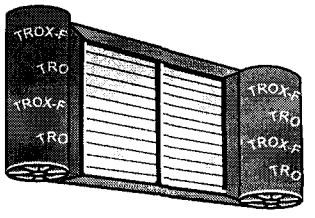
Плоские (поверхностные) фильтры (рис. 2.30, б) состоят из общей рамы и отдельных ячеек с размещенными в них фильтрами. Сечение такого фильтра соответствует движению воздуха в кондиционере.

Клиновидные фильтры (рис. 2.30, в) в отличие от плоских имеют систему ячеек, расположенных под углом. Это позволяет увеличить удельную воздушную нагрузку на фронтальное сечение.

Канальные фильтры (рис. 2.30, в, д) как и клиновидные, образованы системой ячеек, размещенных под углом, что более компактно, чем при плоской установке.

ж)





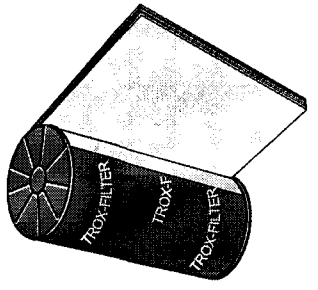


Рис. 2.30, ж – фильтры со сматываемым материалом

Таблица 2.10. Основные технические характеристики некоторых ячейковых фильтров разных классов очистки воздуха (по материалам TROX)

№ п/п	Обозначения	По ГОСТ	Размеры	F	M_{max}	Эффективность очистки		$L_{ном}$	$v_{в.ном}$	Сопротивление		Цена	Характеристики фильтра и фильтрующего материала
						E_C	E_A			$\Delta P_н$	$\Delta P_к$		
-	-	-	мм	$м^2$	г	-	-	$м^3/с$	м/с	Па	Па	У.е	
1.	*EU-3*	*G3*	592×592×360	2,8	2400	0,86	0,50	0,95...1,2	2,6...3,3	30	250	78	Фильтры грубой очистки, материал – стекловолокно, смоченное вяжущим средством, или химволокно
2.	*EU-4*	*G4*	592×592×360	2,8	2800	0,90	0,52	0,95...1,2	2,6...3,3	40	250	83	
3.	*EU-5*	*F5*	592×592×650	4,3	1400	0,96	0,60	0,95...1,2	2,6...3,3	70	400	140	Фильтры тонкой очистки Материал – нетканый из синтетического волокна с неупорядоченным расположением волокон (*F5*), целлюлозная бумага (*F6*), стекловолоконная бумага (*F7, F9*), целлюлозная бумага (*F9*)
4.	*EU-6*	*F6*	592×592×700	7,6	1000	0,78	0,65	0,95...1,2	2,6...3,3	80	600	160	
5.	*EU-7*	*F7*	592×592×700	9,4	800	0,95	0,85	0,95...1,2	2,6...3,3	100	600	205	
6.	*EU-8*	*F8*					0,95					240	
7.	*EU-9*	*F9*	592×592×700	9,4	700	0,99	0,95	0,95...1,2	2,6...3,3	150	600	350	

Выдвижные фильтры (рис. 2.30, г, д) – это обычные ячейковые фильтры, перемещаемые в горизонтальном направлении, что упрощает замену фильтрующего материала.

Мешочные фильтры (рис. 2.30, е), иногда называемые еще карманными, имеют развитую структуру поверхности, через которую со всех сторон выходит воздух, в результате скорость во фронтальном сечении увеличена.

Фильтры со сматываемым материалом (рис. 2.30, ж) имеют несколько модификаций и систему перемотки ткани (горизонтальную, вертикальную) для перемещения (замены) материала при повышенном перепаде давлений.

Основные технические характеристики фильтров предварительной очистки наружного и рециркуляционного воздуха представлены в таблице 2.10.

2.2.14 Эффективность улавливания пыли в камерах орошения (побочный эффект)

Специалисты обращают внимание на дополнительный эффект очистки воздуха от пыли при использовании в кондиционерах камер орошения. Для приближенной оценки этого эффекта Ю.Н.Кигур [2.10] принял, что улавливание частиц происходит в основном под действием инерционных сил на многочисленных каплях воды (порядка $3 \cdot 10^7$ шт/с·форс при d_c=5 мм и P_Φ=150 кПа) и пластинах каплеотделителей, а осаждением частиц на стояках, форсунках и стенках камеры можно пренебречь. Аналогично пренебрегают улавливанием частиц за счет турбулентной и броуновской коагуляции и термофореза [2.26] в силу кратковременности пребывания частиц в камере. Принимается, что капли воды и частицы пыли имеют сферическую форму и равномерно распределены по потоку. Электростатические и гидродинамические силы взаимодействия малы по сравнению с силами инерции; при каждом столкновении частица пыли захватывается каплей. Эффективность улавливания пыли в камерах орошения определяется по уравнению 2.23.

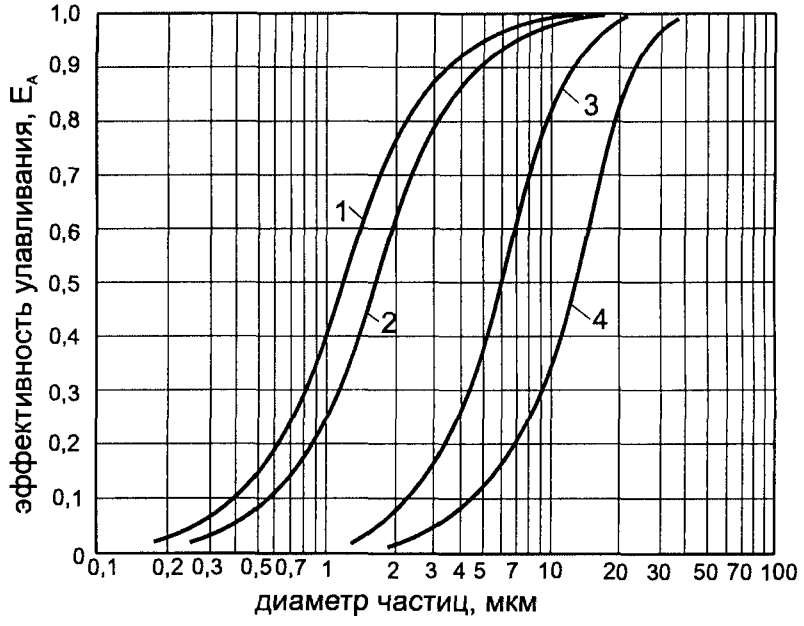


Рис. 2.31. Зависимость эффективности улавливания аэрозолей разных размеров в камерах орошения: 1 – на каплях воды при v_0=6 м/с; 2 – на каплях воды при v_0 = 3 м/с; 3 – в волнообразном каплеотделителе; 4 – в типовом каплеотделителе отечественных центральных кондиционеров КД и КТ ХЗК

$$E_A = 1 - \exp\left(-\frac{3}{2}\cdot\frac{G_W h_K \eta}{L_{np} d_K}\right), \qquad (2.23)$$

где G_W – расход распыляемой воды, м³/с; L_{np} – расход приточного воздуха, м³/с; d_K – диаметр капли, м; h_K – высота камеры орошения, м; η – коэффициент захвата, как отношение числа осажденных на капле частиц к числу частиц, центры которых прошли бы через каплю, если бы двигались все время прямолинейно. Эта величина определяется в зависимости от критерия Стокса.

По результатам расчета процесса улавливания пыли при коэффициенте орошения $\mu = G_W/L_{np}\rho_B = 1$(безразм.) и при среднем диаметре капель $d_K = 4\cdot10^{-4}$ м, что приблизительно соответствует распылу воды тангенциальными форсунками с диаметром сопла $d_c = 4$ мм и избыточном давлении 200 кПа, получены зависимости, представленные на рис. 2.31.

Оценка эффективности улавливания частиц пыли в каплеотделителях произведена по зависимости, предложенной Кальвертом с учетом критерия Стокса, шага между пластинами каплеотделителя и сумм углов поворота его канала. По результатам расчета можно сделать вывод, что частицы больше 15 мкм улавливаются почти все, в то же время при улавливании высокодисперсной пыли менее 1 мкм камеры орошения мало эффективны.

2.2.15 Принципиальные решения и схема СКВ для «чистых» помещений

Она показана на рис 2.32. Обычно в такой СКВ используют постоянный и минимальный расход наружного воздуха, так как он более «грязный» (на несколько порядков), чем рециркуляционный, что требует предварительной двух-трехступенчатой его очистки прежде всего от сравнительно крупных фракций. Может потребоваться предварительная очистка рециркуляционнного воздуха до содержания частиц, близких к тому, которое имеет очищенный наружный воздух. С учетом числа чистых зон и чистых помещений разработана аэродинамическая схема СКВ. На ней изображены несколько последовательно-параллельно установленных вентиляторных агрегатов. Все они снабжены устройствами управления производительностью, а в ответвлениях предусмотрены воздушные клапаны для подрегулировки местных (зональных) расходов. На схеме указаны места установки и класс фильтров для очистки воздуха согласно ГОСТ Р 51251-99 «Фильтры очистки воздуха», например G1-G4 для грубой очистки, F5-F9 тонкой очистки, H10-H14 высокой эффективности и U15-U17 сверхвысокой эффективности. Каждый фильтр снабжен измерителем перепада давлений, а для фильтров классов F, H и U – и сигнализаторами.

Класс очистки фильтра возрастает по мере движения наружного и приточного воздуха через систему. Таким образом, каждый предшествующий защищает последующий от более крупных частиц, продляя его работу. В процессе эксплуатации меняется сопротивление всех фильтров от начального до конечного, при котором его регенерируют или заменяют (рис. 2.33). ГОСТ Р 51251-99 рекомендует конечные сопротивления фильтров принимать следующими: 250 Па – для фильтров грубой очистки; 450 Па – для фильтров тонкой очистки, 600 Па – для фильтров высокой и сверхвысокой эффективности. Если подходить более строго, то конечное сопротивление каждого из фильтров определяется как решение оптимизационной задачи, которая приведена ранее. В результате сложно описываемого изменения сопротивления каждого фильтра (рис. 2.33) и их суммы будет изменяться производительность каждого из вентиляторов и условия их совместной работы. Чтобы этого избежать, применяется стабилизация полного давления на нагнетании вентиляторов, а значит, производительности каждого из вентагрегатов.

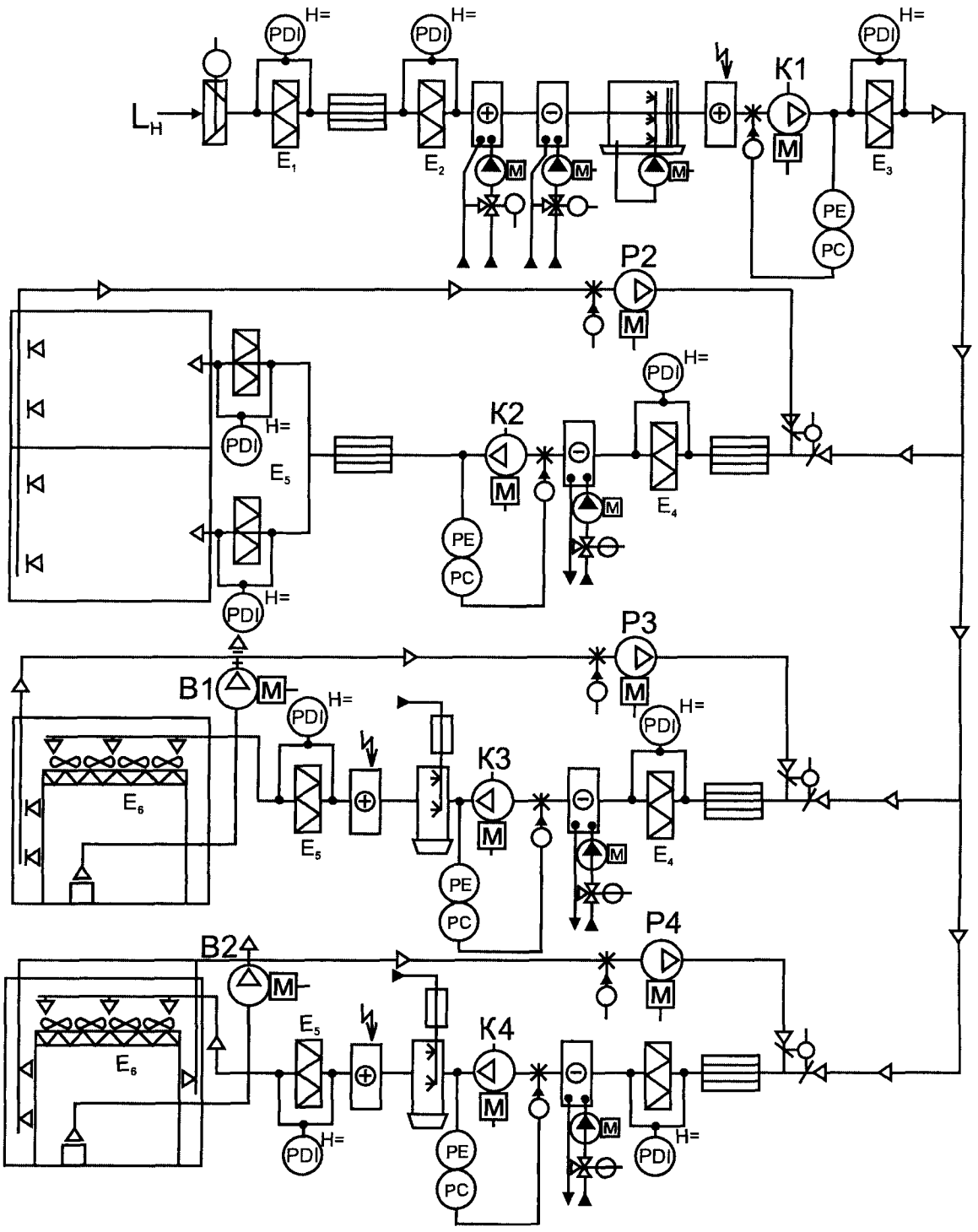


Рис. 2.32. Принципиальная схема центральной СКВ для группы чистых помещений с размещением фильтров грубой, тонкой очистки и фильтров высокой эффективности

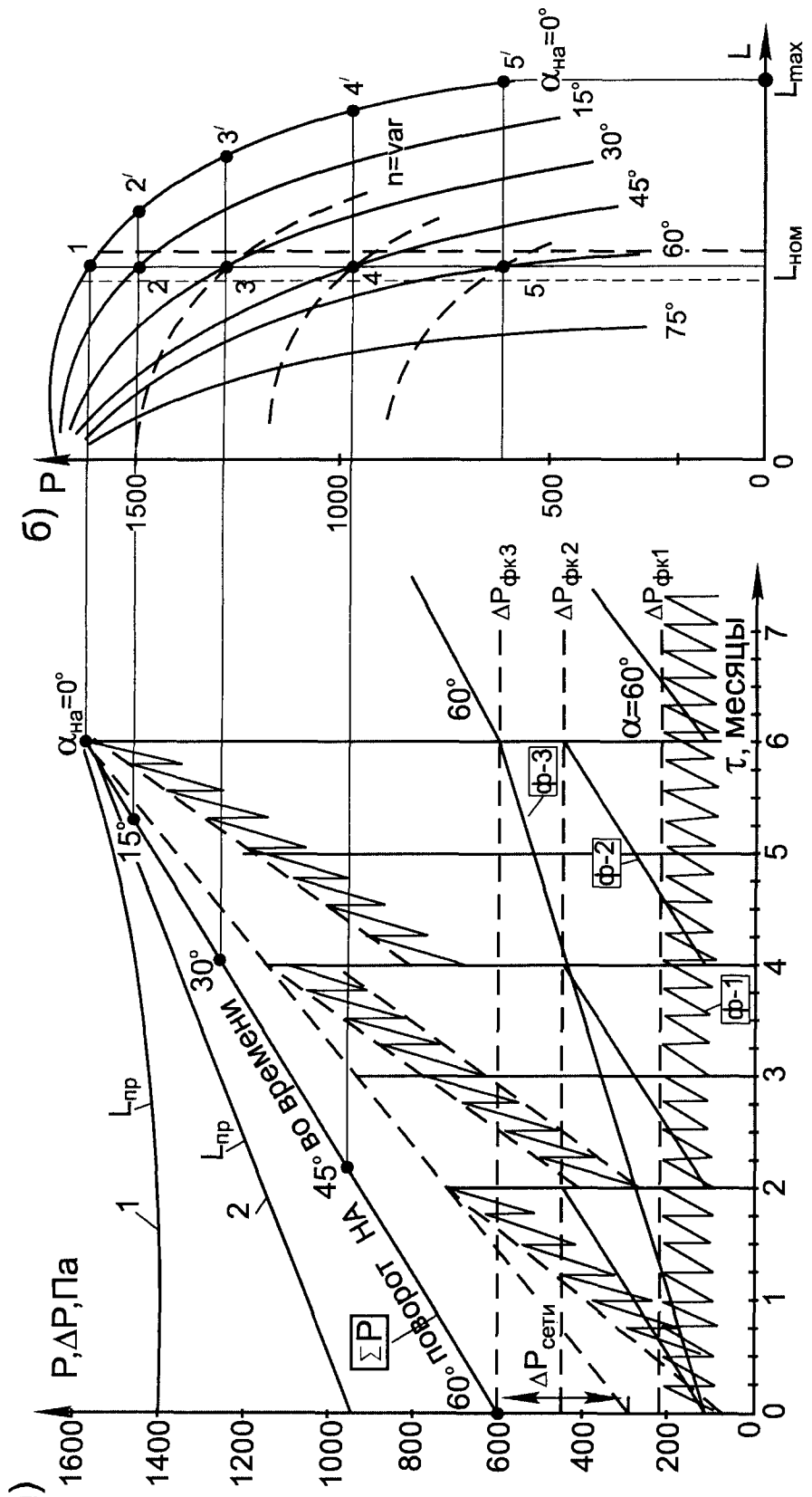


Рис. 2.33. График взаимосвязанного изменения аэродинамического сопротивления фильтров в системе многоступенчатой очистки воздуха (Ф-1 грубой очистки, Ф-2 тонкой очистки, Ф-3 высокой эффективности) по времени (по месяцам), общего сопротивления сети (при условии P-const) и производительности неуправляемого вентилятора (а): 1 – при квадратичной сети ($P = sL2$); 2 – при линейной сети ($P \sim sL$) (б) – характеристика вентагрегата неуправляемого (1'-2'-3'-4'-5') и управляемого (1-2-3-4-5) с помощью поворота лопаток направляющего аппарата ($\alpha_{НД}$) и частотой вращения колеса (пунктир), в этих случаях стабилизируется давление на нагнетании и производительность вентагрегата

Когда фильтры чистые – направляющий аппарат прикрыт, а частотный вариатор работает на пониженной частоте. По мере загрязнения фильтра, т.е. увеличения его сопротивления, направляющий аппарат все больше открывается, а частотный вариатор увеличивает обороты (рис. 2.33), повышая (стабилизируя) уменьшающуюся производительность вентагрегата.

Кроме очистки воздуха в несколько ступеней в схеме СКВ, для тепловлажностной обработки наружного воздуха предусмотрены аппараты для его нагревания, охлаждения-осушения и увлажнения так, чтобы после смешения с рециркуляционным воздухом он принял состояние приточного воздуха. Общий воздухообмен, определенный по скорости ламинарного потока, и относительно небольшие теплоизбытки приводят к малой рабочей разности температур, вследствие чего приточный воздух надо еще охлаждать и нагревать.

2.2.16. Методика подбора фильтров последних (финишных) ступеней очистки

В системе ЧП (рис. 2.33) предполагается установка нескольких ступеней очистки воздуха в фильтрах с коэффициентами очистки E_1, E_2, E_3, E_4, соответствующими коэффициентами проскока P_1=1- E_1; P_2=1- E_2; P_3=1- E_3; P_4=1- E_4 , коэффициентами пересчета A_1, A_2, A_3, с гравиметрической (по массе) эффективности на гранулометрическую (по частицам), в случае, если отсутствуют подробные данные о локальных коэффициентах очистки для частиц разного размера. Последовательность очистки воздуха от аэрозолей можно представить себе как изменение плотности частиц $dm_п/dd_п$ по массе для разных фракций (рис. 2.34). Так, фильтры пред-

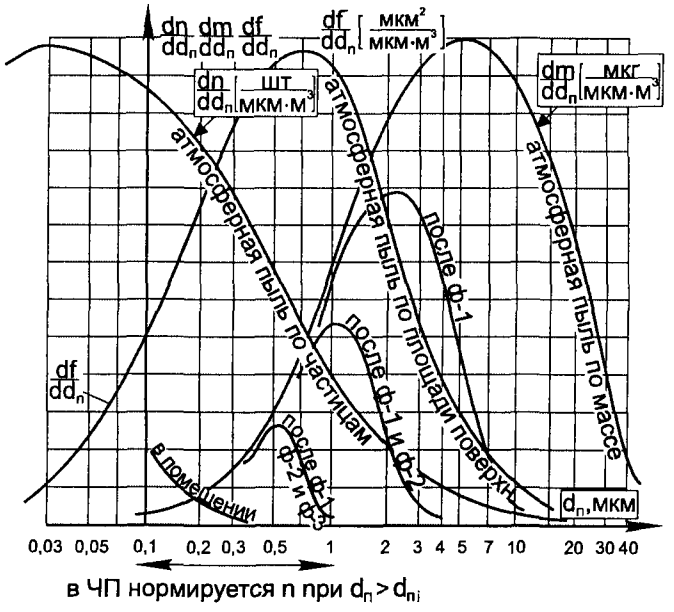


Рис. 2.34. Графическое представление о процессе многоступенчатой очистки воздуха от атмосферной пыли с учетом гравиметрического распределения $dm_п/dd_п$; мг/(мкм·м³) (по массе); распределения по поверхности частиц $df/dd_п$, мкм²/(мкм·м³) и гранулометрического распределения $dn_п/dd_п$;шт/(мкм·м³) (по числу частиц), изменение плотности по массе после первой, второй и третьей ступени очистки, плотность числа частиц, заданная по ГОСТ Р 50766-95 предельно допустимой счетной концентрацией частиц, превышающих 0,1 мкм. На графике показано, как меняется исходная плотность распределения частиц по массе после первой, второй и третьей ступеней очистки в фильтрах (плотность сдвигается «влево», в сторону меньших частиц). После трех ступеней очистки остаются частицы в основном меньше 1 мкм

варительной очистки задерживают в основном относительно крупнодисперсные фракции (d_n>1 *мкм*), фильтры тонкой очистки эффективны при меньших фракциях.

Содержание пыли перед фильтром финишной очистки c_{H_5} по правилу смеси частиц в очищаемом наружном воздухе (три ступени) и смеси с рециркуляционным (четвертая ступень):

$$c_{н_5} = c_н \bar{L}_н \prod_1^4 (1 - A_i E_{ci}) + (1 - \bar{L}_н)[c_B + (M_1 + M_2)/L_{пр}](1 - E_{A_4}), \quad (2.24)$$

где Π – оператор перемножения коэффициентов проскока в фильтрах, предшествующих финишному; $\bar{L}_н$ – относительный расход наружного воздуха в смеси; $c_н$ – счетная концентрация аэрозолей в выбранном интервале d_n в наружном воздухе, определяется по опытным данным и с учетом того, что $c_н=(dn_n/dd_n)_н \cdot \Delta d_n$, то есть выражена через плотность распределения и интервал, в котором рассчитывают процесс очистки; $c_B=c_{пр}$ – нормируемая счетная концентрация аэрозолей в рабочей зоне (табл. 1 ГОСТ Р 50766-95), равная концентрации в приточном воздухе после финишных фильтров $c_B=(dn_n/dd_n)_B \cdot \Delta d_n$; M_1 – выделение аэрозолей в технологическом процессе и от людей в помещении в интервале $\Delta d_П$, шт/с; M_2 – выделение аэрозолей от оборудования кондиционеров и воздуховодов в интервале $\Delta d_П$, шт/с.

Если число ступеней очистки наружного, рециркуляционного и приточного воздуха другое, то в формулу (2.24) вносят коррективы.

Счетную концентрацию частиц после последней ступени очистки в каждом интервале размеров $d_{n_1}...d_{n_2}$ вычисляют по формуле:

$$c_B = c_{пр} = \frac{dn_n}{dd_n} \Delta d_n \quad (2.25)$$

и сравнивают с нормируемым ее содержанием в том же интервале. Искомые коэффициенты очистки финишных фильтров должны быть не меньше, чем E_5>1-c_B/c_{H_5}, а соответствующий проскок – не больше $P_5=c_B/c_{H_5}$.

2.2.17. Примеры подбора фильтров финишной очистки

Для фильтров высокой (H10-H14) и сверхвысокой (U15-U17) эффективности понятием пылеемкости для расчета срока службы не пользуются. Последний при правильной компоновке и эксплуатации системы очистки зависит от сменности и составляет несколько лет; о необходимости замены судят по аэродинамическому сопротивлению. Количество и комбинацию таких фильтров обычно принимают минимальной, при которой сопротивление, затрачиваемая мощность и стоимость фильтров оказываются наименьшими. Расчет эффекта очистки для таких фильтров специалисты рекомендуют вести для диапазона размеров (d_n=0,12 мкм и 0,30 мкм), в которых коэффициент проскока фильтра оказывается наибольшим (в 5...10 раз превышает средний).

Пример 2.8. *Выбрать тип фильтров четвертой (финишной) очистки приточного воздуха для ЧП с классификационным числом N3 (1000 шт/м³ размером больше 0,1 мкм). Нормируемая плотность числа частиц в помещении для класса N3 ЧП составляет $2 \cdot 10^4$ шт/(мкм·м³) при d_n=0,1 мкм, $4 \cdot 10^3$ шт/(мкм·м³) при d_n= 0,2 мкм и т.д. (данные записаны в табл.2.11). СКВ имеет производительность $L_{пр}$ = =18000 м³/ч=5 м³/с, расход наружного воздуха $L_н$ = 900 м³/ч ($\bar{L}_н$=0,05), расход ре-*

циркуляционного воздуха Lр=17100 м³/ч ($\bar{L}_р = 1 - \bar{L}_н = 0,95$). Массовая концентрация аэрозолей в наружном воздухе $c_н = 2$ мг/м³, а распределение их по массе (%) приведено в таблице 2.11. При пересчете плотности по массе (гравиметрической) на плотность по размерам частиц (гранулометрической) принять плотность материала $\rho_п = 2$ г/см³, а средний размер частиц в каждом интервале определять приближенно как среднеарифметический.

Технологические выделения пылевых частиц в ЧП принять:

- *от персонала (20 человек) — $2 \cdot 10^6$ шт/с;*
- *от технологического оборудования — 10^8 шт/с, всего $M_1 = 10^8$ шт/с или в пересчете на расход приточного воздуха $m_1 = M_1/L_{пр} = 10^8/5 = 2 \cdot 10^7$ шт/м³.*

Выделения пылевых частиц в элементах системы кондиционирования принять по данным рис. 2.17, б следующими:

- *при износе поверхности аппаратов тепловлажностной обработки воздуха в СКВ - 10^7 шт/с;*
- *при износе поверхности воздуховодов площадью 600 м² : $600 \cdot 10^4 = 6 \cdot 10^6$ шт/с;*
- *при истирании приводных ремней вентагрегата — 10^6 шт/с;*
- *при истирании шумоглушителя площадью 20 м² — $20 \cdot 10^5 = 2 \cdot 10^6$ шт/с.*

Всего в элементах СКВ выделяется около $M_2 = 1,9 \cdot 10^7$ шт/с или в пересчете на расход приточного воздуха $m_2 = M_2/L_{пр} = 1,9 \cdot 10^7/5 \approx 0,4 \cdot 10^7$ шт/м³. Общее поступление пылевых частиц в приточный воздух составляет $m_1 + m_2 = 2 \cdot 10^7 + 0,4 \cdot 10^7 = 2,4 \cdot 10^7$ шт/м³.

Для предварительной очистки наружного воздуха (первая ступень) применим фильтр грубой очистки G4 (коэффициент эффективности на синтетической пыли $E_c = 0,80$, коэффициент пересчета на атмосферную пыль $A = 0,22$) и фильтр тонкой очистки F6 со средним коэффициентом эффективности $E_A = 0,70$. После этого смесь очищенного наружного и забираемого из помещения рециркуляционного воздуха очищается в фильтре тонкой очистки F8 со средним коэффициентом эффективности $E_A = 0,92$.

Вычисляем концентрацию частиц (шт/м³) перед финишным фильтром или группой фильтров в интервале $d_п = 1...2$ мкм, учитывая, что плотность частиц в наружном воздухе $2,7 \cdot 10^7$ шт/(мкм·м³), а в помещении нормируется 10^1 шт/(мкм·м³), см. табл. 2.11. Для вычисления коэффициентов эффективности выбранных фильтров предварительной очистки воспользуемся данными рис. 2.27, из которого при размерах частиц $d_п = 1...2$ мкм вытекают такие коэффициенты эффективности: для G4 $E_{A_1} \approx 0,15$; для F6 $E_{A_2} \approx 0,55$; для F8 $E_{A_3} = 0,95$. По правилу смеси вычислим содержание частиц данного размера после трех ступеней очистки перед финишным фильтром c_{H_4}:

$$c_{H_4} = \left\{ \left(\frac{dn_п}{dd_п} \right)_H \Delta d_п \cdot \bar{L}_H \left(1 - E_{A_1}\right)\left(1 - E_{A_2}\right) + \left(1 - \bar{L}_H\right) \left[\left(\frac{dn_п}{dd_п} \right)_B \Delta d_п + m_1 + m_2 \right] \right\} \left(1 - E_{A_3}\right) =$$

$$= \left\{ 2,7 \cdot 10^7 (2-1) \cdot 0,05 (1-0,15)(1-0,55) + 0,95 \left[5 \cdot 10^6 (2-1) + 2 \cdot 10^7 + 0,4 \cdot 10^7 \right] \right\} \cdot$$

$$(1-0,95) = \left(5,2 \cdot 10^5 + 2,8 \cdot 10^7\right) \cdot 0,05 \approx 1,4 \cdot 10^6 \text{ шт} / \text{м}^3.$$

Сравнение первого и второго слагаемых показывает, что они несоизмеримы, и большее внимание следовало бы уделять очистке рециркуляционного воздуха.

Однако оставим все как есть, потому что в другом интервале результат будет иным. Определим искомый коэффициент проскока, требуемый от фильтров финишной очистки в интервале размеров d_n=1...2 мкм:

$$P = \frac{c_B}{c_{H_4}} = \left(\frac{dn_n}{dd_n}\right)_B \frac{\Delta d_n}{c_{H_4}} = 10\ \frac{(2-1)}{1{,}4\cdot 10^6} = 7\cdot 10^{-6}\ .$$

Приближенно определенный без учета предварительной очистки воздуха коэффициент проскока в этом интервале (строка 6 табл. 2.11) оказался ниже ($3{,}8\cdot 10^{-7}$).

Повторим расчет финишной очистки для частиц в интервале d_n=0,1...0,2 мкм, в котором $(dn_n/dd_n)_H = 7\cdot 10^{11}$ шт/(мкм·м³), а нормируемая в этом интервале плотность числа частиц в ЧП $(dn_n/dd_n)_H = 5\cdot 10^3$ шт/(мкм·м³). Коэффициенты эффективности фильтров предварительной очистки примем: для G4 E_{A_1}= 0; для F6 E_{A_2}= 0,15; для F8 E_{A_1}= 0,60 (рис. 2.26).

Определим концентрацию частиц пыли d_n= 0,1...0,2 мкм после трех ступеней предварительной очистки:

$$c_{H_4} = \left\{7\cdot 10^{11}(0{,}2-0{,}1)\cdot 0{,}05(1-0)(1-0{,}15)+0{,}95\left[5\cdot 10^3(0{,}2-0{,}1)+2\cdot 10^7+0{,}4\cdot 10^7\right]\right\}\cdot (1-0{,}60) = \left(3\cdot 10^9+2{,}3\cdot 10^7\right)\cdot 0{,}40 \approx 1{,}2\cdot 10^9\ шт/м^3.$$

В расчетах принято с запасом, что выделяемая в помещении и в системе кондиционирования пыль имеет частицы в данном интервале. Во втором варианте расчета результат сопоставления содержания частиц в наружном и рециркуляционном воздухе противоположен предыдущему: из-за большой плотности числа частиц в наружном воздухе и низкой эффективности его очистки от тонкодисперсных частиц (d_n=0,1...0,2 мкм) содержание частиц даже в 5% наружного воздуха на два порядка выше, чем после очистки 95% рециркуляционного воздуха.

Искомый коэффициент проскока финишных фильтров для очистки частиц d_n=0,1...0,2 мкм составляет:

$$P = \frac{c_B}{c_{H_4}} = \left(\frac{dn_n}{dd_n}\right)\frac{\Delta d_n}{c_{H_4}} = 8\cdot 10^3\ \frac{0{,}2-0{,}1}{1{,}2\cdot 10^9} = 6{,}7\cdot 10^{-7}\ .$$

Сравнивая результаты расчета коэффициентов проскока финишных фильтров при разных фракциях частиц, выбираем наибольшим: $P=5\cdot 10^{-7}$. Для очистки можно применить два фильтра H12($P_{max}=2{,}5\cdot 10^{-2}$) и U15 ($P_{max}=2{,}5\cdot 10^{-5}$) или один фильтр U17 ($P_{max}=1\cdot 10^{-6}$). Каждый из вариантов отличается разной пылеемкостью, стоимостью, конечным сопротивлением, требуемым давлением вентилятора, мощностью двигателя и расходом электроэнергии. Наилучшее решение можно найти на основе многовариантного технико-экономического расчета, но основное условие – минимальное конечное сопротивление соответствует фильтру U17.

Пример 2.9. *Оценить необходимый класс фильтра высокой или сверхвысокой эффективности для СКВ ЧП класса N3 при таких условиях: $L_H = 0{,}1L_{пр}$, $\Delta n_H / \Delta d_n = 10^8$ шт/(м³·мкм) (при d_n=0,30 мкм), $L_p = 0{,}9L_{пр}$, $\Delta n_p / \Delta d_n \approx 3\cdot 10^6$ шт/(м³·мкм) в том же интервале. Для третьего класса ЧП регламентируется $\Delta n_B/\Delta d_n = 10^3$ шт/(м³·мкм) – см. табл. 1 ГОСТ Р 50766-95. Интервал частиц выбран тот, в котором фильтр имеет наибольший проскок.*

Определяем требуемый коэффициент проскока частиц в заданном диапазоне размеров частиц:

$$P = \frac{\Delta n_B / \Delta d_n}{\bar{L}_H \Delta n_H / \Delta d_n + (1-\bar{L}_H)\Delta n_p / \Delta d_n} = \frac{10^3}{0{,}1\cdot 10^8 + 0{,}9\cdot 3\cdot 10^5} \approx 10^{-4}.$$

Ориентируясь на вычисленный максимальный коэффициент проскока (табл. 2.7), выбираем фильтр сверхвысокой эффективности U15 с $P_{max}=2{,}5\cdot 10^{-5}$, меньше вычисленного.

2.2.18 Переходный процесс изменения концентрации частиц в чистом помещении

Такая инженерная задача, иначе называемая расчетом переходного процесса очистки при сдаче ЧП в эксплуатацию, имеет аналоги при расчете переходного температурного (без учета аккумуляции теплоты), влажностного и газового режима помещений. Покажем, что в определенных допущениях, при известных начальных условиях и в сосредоточенных параметрах (относительно среднего числа частиц в единице объема) переходный процесс описывается традиционной экспоненциальной зависимостью. Рассмотрим ЧП площадью $F_{пл}$, объемом $V_{пом}$, в которое согласно схеме рис. 2.35 подается приточный воздух в количестве $L_{пр}$(м³/с), доля наружного воздуха $\bar{L}_H = L_H / L_{пр}$, подсос воздуха из окружающих помещений $L_{подс}$(м³/с). На наружном, рециркуляционном и приточном воздухе установлены фильтры с общими коэффициентами эффективности E_H, E_P, $E_П$ при данной дисперсной структуре частиц ($E_П$ не известно). Содержание частиц данного размера (от $d_{П1}$ до $d_{П2}$) в наружном воздухе объемом 1 м³ составляет c_{H1}, в воздухе, подсасываемом в помещение (что в принципе недопустимо) $c_{подс}$, содержание частиц в помещении в начальный момент c_{B0}, изменяющаяся во времени концентрация $c_B(\tau)$, концентрация частиц в установившемся режиме $c_B(\infty)$. В помещении в единицу времени выделяется N (шт/с) частиц; из-за утечек воздуха в помещение через неплотности поступает $L_{подс}c_{подс}$ частиц (шт/с).

Изменение концентрации частиц в объеме помещения Δc_B за время $\Delta\tau$ составляет:

$$V_{пом}\Delta c_B = \left[\bar{L}_H(1-E_H)L_{пр}c_H + (1-\bar{L}_H)L_{пр}k_C c_B + L_{подс}c_{подс} + N - (L_{пр}+L_{подс})k_C c_B\right]\Delta\tau, \qquad (2.26)$$

где k_C – коэффициент, учитывающий распределение концентрации пылевых частиц в объеме ЧП аналогично известным коэффициентам воздухообмена по температуре (k_t), влагосодержанию (k_d), концентрации вредного вещества (k_c) и связывающий соответствующие значения параметров воздуха на входе и выходе из помещения и в нижней (рабочей) зоне.

Для упрощения записи вводятся обозначения:

$$k_1 = k_C L_{пр}\left[1 + L_{подс}/L_{пр} - (1-\bar{L}_H)(1-E_P)\right], \text{ м}^3/\text{с}, \qquad (2.27)$$

$$k_2 = \bar{L}_H(1-E_H)L_{пр}c_H + L_{подс}c_{подс}, \text{ шт/с}. \qquad (2.28)$$

После интегрирования уравнения (2.26) с учетом выражений (2.27), (2.28) при начальных условиях $\tau=0$, $c_B=c_{B.0}$ получаем выражение для определения закономерности изменения концентрации частиц заданного размера во времени τ:

$$c_B(\tau) = \left[c_{B.0} - \frac{N+k_2}{k_1}\right]e^{-\frac{k_1\tau}{V_{пом}}} + \frac{N+k_2}{k_1}. \qquad (2.29)$$

Таблица 2.11. Таблица расчета плотности распределения частиц по массе и по числу в наружном воздухе при c_H=2 мг/м3 и нормируемая плотность числа частиц в ЧП и классификационным числом N3 (1000 шт/м3 размером больше 0,1 мкм) к примеру 2.8

№	Воздух	Величина	Размер-ность	Размеры частиц (мкм) по интервалам									Всего
				0,1...0,2	0,2...0,3	0,3...0,5	0,5...1	1...2	2...3	3...5	5...10	>10	
1.	Наружный воздух	Исходное распределение по массе	%	0,1	0,3	0,6	2	4	6	7	52	28	100%
2.		Средняя относительная плотность частиц в интервале по массе	%/мкм	1	3	3	4	4	6	3,5	10,4	-	-
3.		Масса одной частицы m_i при плотности ρ_n=2 г/см³ и d_{ncp} в интервале*)	мг/шт	$3\cdot10^{-12}$	$1{,}5\cdot10^{-11}$	$6\cdot10^{-11}$	$4\cdot10^{-10}$	$3\cdot10^{-9}$	$1{,}5\cdot10^{-8}$	$7\cdot10^{-8}$	$4\cdot10^{-7}$	-	-
4.		Средняя плотность по числу частиц в интервале **)	$\frac{\text{шт}}{\text{м}^3\cdot\text{мкм}}$	$7\cdot10^{11}$	$4\cdot10^{9}$	$1\cdot10^{9}$	$2\cdot10^{8}$	$2{,}7\cdot10^{7}$	$8\cdot10^{6}$	$1\cdot10^{6}$	$5\cdot10^{-5}$	-	$7{,}07\cdot10^{10}$ шт/м³
5.	В ЧП	Нормируемая плотность числа частиц для N3 (1000 шт/м3 при dn>0,1 мкм)	$\frac{\text{шт}}{\text{м}^3\cdot\text{мкм}}$	$8\cdot10^{3}$	$2\cdot10^{3}$	$3\cdot10^{2}$	$5\cdot10^{1}$	10^{1}	$2\cdot10^{0}$	Не нормируется			-
6.	–	Ориентировочный коэффициент проскока для мелкодисперсных частиц (dn<3 мкм)	-	$1{,}1\cdot10^{-8}$	$5\cdot10^{-7}$	$3\cdot10^{-7}$	$2{,}5\cdot10^{-7}$	$3{,}8\cdot10^{-7}$	$2{,}5\cdot10^{-7}$	Не вычисляется			–

*) более точно пересчет нужно вести по массе, определенной для среднекубического размера $d_{n.cp.} = \sqrt[3]{\left(d_{n_1}^3 + d_{n_2}^3\right)/2}$, но при малой ширине интервала погрешность невелика;

**) плотность начального распределения по числу частиц определена как $\frac{dn_n}{dd_n} = \frac{c_H}{100 m_i}\frac{dm_n}{dd_n}$ и нанесена на график рис. 2.34.

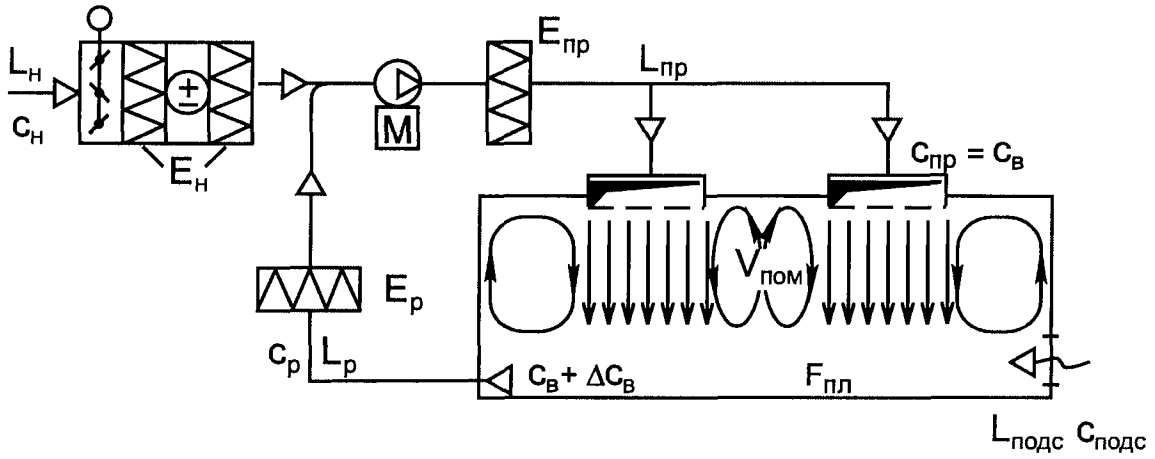


Рис. 2.35. Принципиальная схема СКВ и системы очистки наружного и рециркуляционного воздуха в задаче расчета переходного процесса изменения концентрации c_B(шт/м³) в рабочей зоне ЧП с указанием вторичных циркуляционных потоков, переносящих аэрозоли, выделяемые в помещении в количестве N, шт/с; Δc_B – увеличение концентрации частиц за счет внутренних выделений и подсоса «грязного» воздуха

Комплекс $V_{пом}/k_1$ имеет смысл известной постоянной времени экспоненциального переходного процесса изменения концентрации числа частиц после включения в работу системы многоступенчатой очистки воздуха, подаваемого в чистое помещение (T). При малой доле наружного воздуха эта величина равна кратности воздухообмена в помещении, как и для других переходных процессов: $t_B(\tau)$, $d_B(\tau)$ без учета аккумуляции теплоты и влаги ограждениями помещения и в сосредоточенных параметрах.

Установившееся за длительное время значение концентрации частиц получают из выражения (2.29) при $\tau \to \infty$:

$$c_B(\infty) = (N + k_2)/k_1. \qquad (2.30)$$

Если оно существенно больше, чем нормируемое, то это указывает на необходимость установки на приточном воздухе фильтров финишной очистки с общим проскоком на данной дисперсности частиц:

$$ПР = П(1 - E) = c_{норм}/c_B(\infty), \qquad (2.31)$$

где $П$ – оператор перемножения проскоков фильтров разных ступеней.

Поясним методику расчета переходного процесса очистки воздуха в ЧП при запуске СКВ в работу примером.

Пример 2.10. *В чистом производственном помещении нужно обеспечить содержание частиц размером 0,1...0,3 мкм $c_{B.доп}=2\cdot10^4$ шт/м³. Площадь помещения $F_{пл}=250$ м², объем $V_{пом}=1000$ м³, расчетный расход приточного воздуха $L_{пр}=10000$ м³/ч $=2{,}8$ м³/с, доля наружного воздуха $\bar{L}_н=0{,}05$, содержание частиц указанных размеров в наружном воздухе $c_н=10^{12}$ шт/м³, эффективность фильтров предварительной очис-*

тки при указанной дисперсности E_H=0,50; выделения частиц в производственном помещении N=10^7 шт/с (указанных размеров). Коэффициент очистки фильтра на рециркуляции E_P=$1 \cdot 10^{-4}$. Коэффициент воздухообмена-распределения частиц в помещении k_C =1. Подсосом «грязного» воздуха снаружи и из соседних помещений пренебречь ($L_{подс}$ =0).

Оценить необходимость фильтров финишной очистки, обеспечивающих заданное содержание частиц, определить инерционность процесса изменения концентрации частиц при включении СКВ и системы очистки в работу при начальной концентрации $c_{B.0}$ =10^{15} шт/м^3.

Предварительно определяем комплексы k_1 и k_2, соответствующие условиям очистки воздуха фракционным размером $d_П$=0,1...0,3 мкм.

$$k_1 = 1 \cdot 2{,}8\left[1-(1-0{,}05)\left(1-1+10^{-4}\right)\right] = 2{,}8 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$k_2 = 0{,}05(1-0{,}50)\cdot 2{,}8 \cdot 10^{12} = 0{,}7 \cdot 10^{11} \text{ шт/с}.$$

Без установки финишных фильтров в СКВ при бесконечно долгом вентилировании и очистке воздуха в сугубо стационарных условиях данного примера концентрация частиц в воздухе будет приближаться к $c_B(\infty) = \left(10^7 + 0{,}7 \cdot 10^{11}\right)/2{,}8 \approx 2{,}5 \cdot 10^{10}$ *шт/м^3,*

что существенно больше заданного содержания частиц (2·10^4 шт/м^3) в воздухе чистого помещения. В этих условиях необходимые финишные фильтры должны иметь общий коэффициент проскока не более

$$\overset{i}{П}P_A = \overset{i}{П}(1-E_A) = c_{B.зад} / c_{B(\infty)} = 2 \cdot 10^4 / 2{,}5 \cdot 10^{10} \approx 10^{-6},$$

что потребует последовательной установки двух фильтров H12 и H14 или одного фильтра U16. Традиционно применяемая для оценки инерционности экспоненциальных тепловых переходных процессов постоянная времени при условии идеального и мгновенного перемешивания потоков (что недопустимо в ЧП в принципе!) равна: T =$V_{пом}$/(k_1·3600)=1000/(2,8·3600)=0,1 ч.

Эта величина, не учитывающая условно ламинарный однонаправленный характер движения приточного воздуха, может служить для сугубо ориентировочной оценки переходного процесса. При однонаправленном движении первичного потока, его верхней подаче и нижнем удалении инерционность можно оценивать временем транспортного запаздывания τ_0 =$\Delta h / v_B$, составляющим менее минуты. Наконец, по нашему мнению, наиболее правильно учитывать инерционность процесса временем вращения вторичного потока воздуха (рис. 2.35), приводимого в движение первичными струями. В этом случае под кратностью циркуляции нужно понимать число оборотов такого вихря за час. При установке финишного фильтра учтем изменение коэффициента k_2, который станет равным k_2 = 0,7·10^5 шт/с.

Покажем в качестве примера расчета, что концентрация c_B =1·10^4 шт/м^3 несколько ниже требуемой $c_{B(\infty)}$= 2·10^4 шт/м^3 при начальной $c_{B.0}$=10^{15} шт/м^3 потребует снижения концентрации в 10^{15}/(3-2)·10^4=10^{11} раз, чему соответствует 2,3e^{11} ≈ 2,3·6·10^4 =1,4·10^5 и время достижения такой концентрации τ=T·2,3·e^{11}=0,1·1,4·10^5=1,4·10^4 ч (больше 1,6 года при непрерывной работе СКВ!). И чем меньшей концентрации нужно достичь или чем выше начальная концентрация частиц, тем больше время работы системы очистки.

2.2.19. Анализ аэродинамического режима герметизации чистых помещений

В ряде отраслей промышленности (электронная, радиотехническая, приборостроительная и др.) технологические процессы осуществляются в помещениях с особо чистой воздушной средой. Для ее создания предъявляются определенные требования к строительным конструкциям и организации технологического процесса, производится многоступенчатая и тонкая очистка приточного воздуха, выполняются специальные требования к одежде и поведению персонала. С помощью систем кондиционирования воздуха (СКВ) организуется избыточное давление (подпор) воздуха для предотвращения поступления неочищенного наружного воздуха и воздуха из смежных помещений с менее чистой воздушной средой. В результате создания подпора из помещений происходит эксфильтрация воздуха. Воздушный баланс помещения в этом случае описывается уравнением:

$$G_{прит} - \sum G_{выт} - G_{эксф} = 0. \qquad (2.32)$$

Избыточное давление в помещении $\Delta P_{ВН}$ должно быть больше или равно максимальному перепаду давлений, действующему на ограждение, через которое возможна инфильтрация наружного воздуха. Обычно такое ограждение – наружная стена, подвергающаяся максимальному внешнему ветровому и гравитационному давлению в расчетном режиме, т.е. при расчетной температуре наружного воздуха и скорости ветра в холодный период года.

Расчет аэродинамической системы [2.12], частью которой являются герметизируемое помещение и его каналы связи с остальными помещениями здания, основан на решении с помощью ЭВМ системы нелинейных уравнений [2.4, 2.16]. Графики, построенные по результатам такого расчета на ЭВМ, дают возможность анализировать воздушный режим отдельного помещения или всего здания не только при расчетных условиях (принятой скорости ветра, температурах наружного и внутреннего воздуха, принятого сопротивления фильтров СКВ и т.д.), но и при изменении режима работы СКВ, систем вытяжной вентиляции и ветрового давления на наружные ограждения.

Графическое представление расчетов позволяет облегчить работу при наладке и эксплуатации систем для решения ряда задач.

Рассмотрим предлагаемые графики (рис. 2.36) на примере герметизируемого помещения с двумя наружными стенами со световыми проемами (наветренной и заветренной стороны) в одноэтажном здании. При составлении расчетной схемы учитывают воздухопроницаемость только световых проемов и дверей; воздухопроницаемостью стен, пола и перекрытия из-за малости пренебрегают. Расчетное внутреннее давление $\Delta P_{ВН}$ на середине окна, предотвращающее инфильтрацию, выражается уравнением:

$$\Delta P_{ВН} = \Delta P_{v_н} + \Delta P_{ГР} = k_Н \frac{v_Н^2 \rho_Н}{2} + \frac{\Delta h}{2}(\rho_Н - \rho_В) g, \text{ Па}, \qquad (2.33)$$

где $\Delta P_{ГР}$ – гравитационное давление, Па; $k_Н$ – аэродинамический коэффициент наветренной стены здания; $v_Н$ – зимняя расчетная скорость ветра, м/с; $\Delta\rho = \rho_Н - \rho_В$ – разность плотностей воздуха при расчетной наружной температуре для отопления и при внутренней температуре, кг/м^3; Δh – максимальная разность отметок неплотностей в наружных ограждениях (принята равной высоте окна), м; g – ускорение силы тяжести, м/с^2.

На графике рис. 2.36, а показаны характеристика приточного вентилятора и рабочая точка А на пересечении с характеристикой сети s_2 при текущем загрязнении фильтра. Нижняя правая часть графика рис. 2.36, б построена в координатах $\Delta P_{ВН}$ – избыточное давление в помещении – ось ординат, расход эксфильтрационного воздуха $G_{экс}$ – ось абс-

цисс. Оси абсцисс графиков рис. 2.36, *а, б* (т.е. $G_{пр}$ и $G_{экс}$) связаны между собой общей линейной зависимостью, которая определяет соотношение их масштабов. Величина этого соотношения находится предварительными расчетами на ЭВМ. Для конкретных условий величине $G_{экс}$ соответствует определенное значение $G_{пр}$, поэтому начало оси абсцисс графика 2.36, б совпадает с этим значением $G_{пр}$.

В рассмотренных координатах на графике 2.36, б наносится кривая аэродинамической характеристики помещения (АХП) по результатам расчетов на ЭВМ. График АХП имеет ряд характерных участков различной кривизны.

Кривая $А_1Б$ представляет собой зависимость $G_{эксф}$ при изменении внутреннего давления от $\Delta P_{расч}$ до $\Delta P_{ВН}=-\Delta P_{vз}+\Delta P_{ГР}$, при котором $G_{эксф}=0$ при данном $G_{пр}$. Кривая $А_3Б_1$ определяет зависимость величины $G_{эксф}=f(\Delta P_{ВН})$ через наветренную стену. При $\Delta P_{ВН}$ ниже точки $Б$ (или $Б_1$) через оба ограждения происходит инфильтрация воздуха. При давлениях $\Delta P_{ВН}$ больше чем в точке $А_3$ (или $А_1$), через обе стены происходит эксфильтрация воздуха при данном расчетном давлении.

Если сверху к оси ординат $\Delta P_В$ графика 2.36, б пристроить еще одну ось абсцисс $\Delta P_{огр}$, то получится дополнительный график 2.36, в, позволяющий определять величины избыточных давлений на любое ограждение помещения от максимальных на заветренной стороне до минимальных на наветренной в зависимости от избыточного давления в помещении $\Delta P_{ВН}$. Этот дополнительный график дает возможность провести анализ допустимых давлений на дверные проемы в любом ограждении.

Использование полученных графиков при наладке СКВ производится в два этапа. На первом этапе определяется соответствие фактической характеристики вентилятора (график 2.36, а) и АХП (график 2.36, б), принятым в расчете на ЭВМ. С этой целью необходимо построить реальную характеристику вентилятора и создать в помещении внутреннее давление $\Delta P_{ВН} \geq \Delta P_{расч}$, измеряя расход подаваемого воздуха на подпор. Если полученная точка на графике 2.36, б с координатами $\Delta P_{ВН}$, $G_{эксф}$ окажется на кривой АП, то «герметизация» помещения соответствует принятой по проекту. При меньшей степени герметизации следует уплотнить щели, а если это не удается, то необходимо провести новый расчет на ЭВМ для реальной «герметизации», т.е. для реальной АХП помещения. На следующем этапе наладки необходимо довести расход приточного воздуха до обеспечения расчетной эксфильтрации при работе всех вытяжных установок и реальном ветровом давлении.

Использование графиков АХП при наладочных работах позволяет сократить их трудоемкость и повысить надежность при обеспечении требуемых параметров воздуха.

2.2.20. Компьютерное моделирование аэродинамики и переноса загрязнений в ЧП

Создание ЧП высокого класса чистоты ставит задачу обеспечения в рабочей зоне микроклимата с жесткими ограничениями концентрации загрязнений, температуры и влажности воздуха. Для этого, в частности, необходима организация такой структуры течения воздуха в ЧП, при которой снижается вероятность попадания частиц в рабочую зону и предотвращается снос воздуха от источников теплоты, влаги и загрязнений в направлении рабочей зоны. Для решения этой задачи весьма успешно используется метод численного моделирования аэродинамических процессов [2.1], его эффективность определяется оперативностью и дешевизной получения практического результата. Программный комплекс CRAFT (Clean Room Air Flows with Turbulance – течения воздуха в чистом помещении с учетом турбулентности) разработан для численного моделирования двух- и трехмерного течения воздуха внутри помещения с размещенным в нем оборудованием.

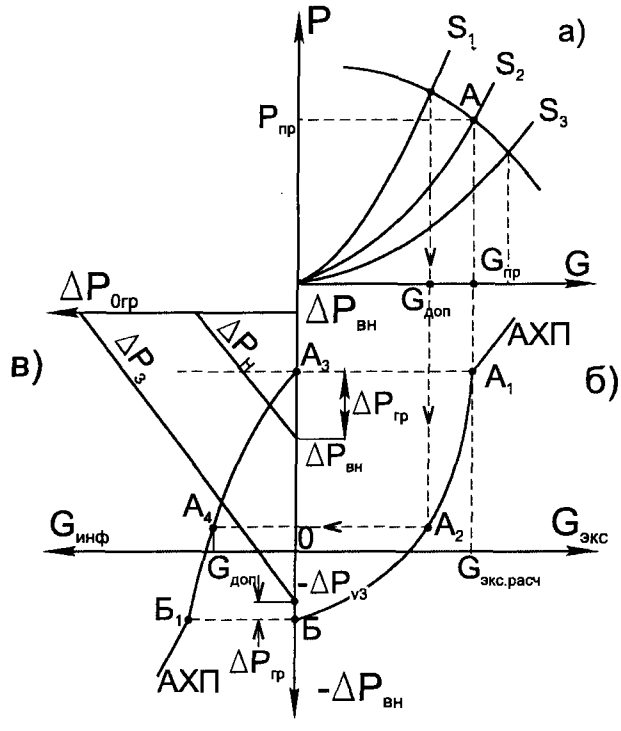


Рис. 2.36. Аэродинамический режим герметизируемого помещения: а — характеристики вентилятора и сетей воздуховодов с различными фильтрами (s_1, s_2, s_3); б — АХП для определения величины эксфильтрации; в — перепады давления на ограждениях помещения и часть АХП для определения инфильтрации; A, A_2, A_2, A_3, A_4 — точки определения перепадов давлений и расходов воздуха; $\Delta P_{огр}$ — перепад давлений на ограждениях помещения ($\Delta P_Н$ — на наветренных ограждениях, $\Delta P_З$ — на заветренных ограждениях); $P_{пр}$ — расчетное значение давления приточного вентилятора; $G_{доп}$ — производительность приточного вентилятора при загрязненных фильтрах, допустимая по условиям максимальной инфильтрации воздуха ($G_{инф.\ доп}$); $\Delta P_{ВН}$ — избыточное (внутреннее) давление воздуха в помещении; $\Delta P_{vН}$ — ветровое давление на наветренную стену; $\Delta P_{vз}$ — ветровое давление на заветренную стену; $\Delta P_{ГР}$ — гравитационное давление; АХП — аэродинамическая характеристика помещения

Опуская теоретическую часть и систему уравнений нестационарного движения Навье-Стокса, модели турбулентности и уравнения баланса энергии воздуха и концентрации загрязнений, остановимся на нескольких решениях практических задач.

Задача 1. Расчет отклонения от вертикали нисходящего потока приточного воздуха в ЧП. На рис. 2.37 показан разрез чистого помещения с верхней равномерной подачей приточного воздуха со скоростью $v_{пр}$=0,4 м/с и удалением воздуха через пять решеток в полу вблизи блоков оборудования. Линии тока в помещении без оборудования и с оборудованием различаются, что характеризует роль оборудования в формировании картины течения воздуха. Для выравнивания поля скоростей можно увеличить число и равномерность вытяжных решеток.

Задача 2. Расчет переноса загрязнений в чистом помещении (рис. 2.38,а), где размещен блок оборудования с локальным отсосом ($v_{вх}$=0,4 м/с), перегородка и два тела, возмущающие поток воздуха. Подача воздуха со скоростью $v_{пр}$=0,4 м/с производится через фильтры в потолке, между фильтрами расположены лампы. Кроме локального отсоса в блоке,

отбор воздуха производится также решеткой в стене под блоком. Концентрация загрязнений в местах расположения источников (около ламп и возмущающих тел) равна $c = 1$. На рис. 2.38, б изображены изолинии функции тока, а на рис. 2.38, в, г – изолинии концентрации загрязнений, полученные с учетом и без учета турбулизации потока воздуха. Видно, что при относительно слабом отличии в сравниваемых вариантах распределений средней скорости в помещении, распределения концентрации загрязнений разнятся значительно. Этот результат является одним из примеров более слабого влияния турбулизации потока на поле средней скорости, чем на эффективную диффузию и теплопроводность.

Задача 3. Расчет течения в ЧПП при наличии тепловыделяющего оборудования. На рис. 2.39, а изображен разрез помещения со стоящим на фальшполу блоком оборудования, над которым расположена лампа, частично прикрытая колпаком. Воздух подается равномерно через потолок ($v_{пр}$ =0,4 м/с), удаляется через решетки в полу. Величины избыточной температуры объектов в ЧПП равны: лампа – 250°С, колпак – 50°С, блок оборудования, стены и фальшпол – ноль. На рис. 2.39, б, в показаны изолинии функции тока (б) и изолинии избыточной температуры Δt. Видно, что шлейф нагретого воздуха распространяется вдоль всего блока оборудования и изменяет температурный режим на рабочем месте.

Задача 4. Расчет трехмерного течения с рециркуляцией воздуха в чистом помещении, фрагмент которого показан на рис. 2.40, а. Воздух подается в помещение через воздухораспределители ($v_{пр}$ =0,4 м/с) с фильтрами тонкой очистки. Пройдя через фальшпол, воздух через боковые каналы снова поступает к распределителю. На рис. 2.40, б изображено распределение скоростей в поперечном сечении и видна зона возвратно-циркуляционного течения воздуха под потолком в области между плафонами.

Подводя итог, отметим, что разработчикам ЧП высокого класса, их конструктивных элементов и оборудования необходимо иметь средства визуализации воздушных течений в помещении и его частях.

2.2.21. Сводная номограмма характеристик аэрозолей, классов ЧП и фильтров финишной очистки

В основу предлагаемой номограммы (рис. 2.41) положена возможность совместного анализа характеристик аэрозолей, нормируемой счетной концентрации в ЧП (при $d_n > d_{n_i}$) и проскока в фильтрах классов *H* и *U* во всем диапазоне размеров частиц, пока ограниченном значениями d_n =0,1...50 *мкм*, а в дальнейшем расширенном на меньшие размеры. Учитывалось, что как счетное число частиц в атмосферном воздухе, так и нормируемое число частиц в воздухе ЧП определяется по фракциям (размерам). Поэтому в качестве основной характеристики здесь рассматривается плотность числа частиц $\Delta n/\Delta d_n$(*шт/мкм·м*^{3}) в наружном (или после предварительной очистки) воздухе и в воздухе ЧП. Например, по данным замеров, наружный воздух при d_n =0,7...1 *мкм* может содержать $0{,}9 \cdot 10^7$ *шт/м*^{3}, тогда плотность числа частиц составит $\Delta n/\Delta d_П = 0{,}9 \cdot 10^7/(1\text{-}0{,}7) = 3 \cdot 10^7$ *шт/(мкм·м*^{3}). Поскольку эта величина в наружном воздухе может достигать 10^8 *шт/(мкм·м*^{3}), а нормируемая в воздухе ЧП составлять порядка 100 *шт/(мкм·м*^{3}),то по вертикальной оси, как и по горизонтальной, принят логарифмический масштаб откладываемых величин. На левой вертикальной шкале находят плотность числа частиц, на правой – интегральные нормируемые коэффициенты проскока фильтров H10-H14, U15-U17 и массы частиц разного диаметра. Последнее нужно для пересчета плотности по массе (гравиметрической) на плотность по числу частиц (гранулометрическую) при ρ_n =2 и 4 *г/см*^{3} или другой. В поле номограммы нанесены нормируемые и пересчитанные

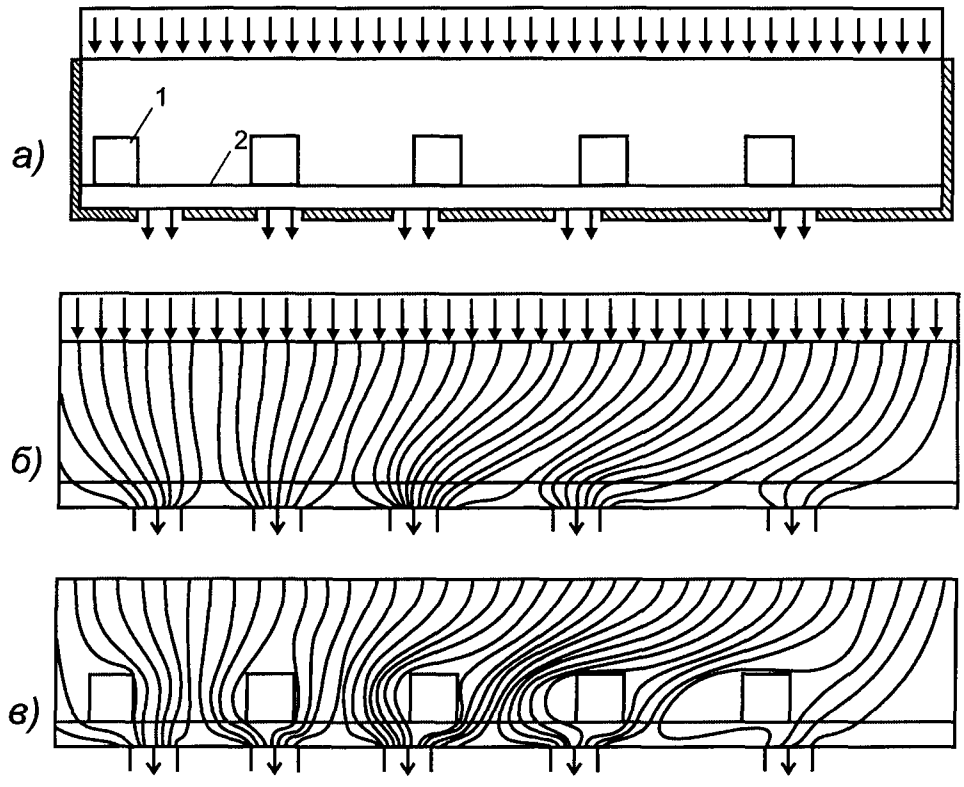


Рис. 2.37. Течение в помещении с оборудованием (1) и неравномерно расположенными вентиляционными отверстиями под фальшполом (2): а — разрез помещения: высота потолка 4 м, фальшпола 0,6 м, оборудования 1 м; длина помещения 16 м; б — изолинии функции тока в помещении без оборудования; в — то же в помещении с оборудованием

в плотность значения $\Delta n_n/\Delta d_n$ для чистых помещений классов N2–N9 с общим нормируемым содержанием частиц от 10^2(*N2*) до 10^9(*N9*) *шт/м*^{3}. Например, для ЧП класса N3 при d_n=0,7...1 *мкм* средняя плотность нормируется $5\cdot10^1$ *шт/(мкм·м*^{3}) По этим данным легко определить требуемый коэффициент проскока финишных фильтров не более:

$$P=\left(\frac{\Delta n_n}{\Delta d_n}\right)_B \Big/ \left(\frac{\Delta n_n}{\Delta d_n}\right)_H = 5\cdot10^1/3\cdot10^7 \approx 1{,}7\cdot10^{-6},$$

что требует совместной установки фильтра H12 $P_{12}=5\cdot10^{-3}$ и фильтра H13 $P_{13}=5\cdot10^{-4}$. Результирующий проскок в этом случае составит $2{,}5\cdot10^{-6}$, что удовлетворяет условиям расчета.

Искомый коэффициент проскока определяют на основе анализа взаимного положения линий плотности числа частиц в интервале d_n=0,1...3 *мкм*. Пусть линия плотности числа частиц в наружном воздухе изменяется, но не очень сильно: на один-два порядка. Нормируемая в ЧП плотность сильно переменна (в $2{,}5\cdot10^4$ раз) и на графике оказывается крутопадающей. Это позволяет оценить тот интервал частиц, в котором коэффициент проскока группы финишных фильтров окажется наименьшим.

Для линий, показанных на рис. 2.41, наименьший коэффициент проскока оказывается в интервале d_n=0,2...0,3 *мкм*. При классе ЧП N2 (10^2 *шт/м*^{3}) он будет равен: $P_{min}=2\cdot10^2/4\cdot10^7=5\cdot10^{-6}$.

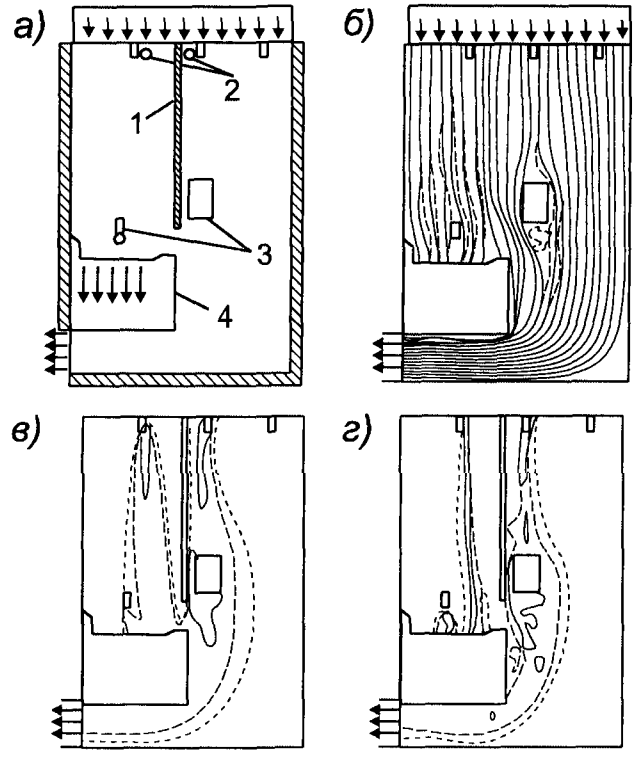


Рис. 2.38. Течение в ЧПП с источниками загрязнений (отмечены кружками): а – разрез помещения; 1 – перегородка, 2 – лампы, 3 – возмущающие поток тела; 4 – блок оборудования; высота потолка 2,9 м, ширина ЧПП 2,1 м; б – изолинии функции тока с учетом (сплошные кривые) и без учета (пунктир) турбулизации течения; в – изолинии концентрации с=0,2 (сплошные линии), 0,05 (пунктир), 0,02 (точки) для турбулентного течения; г – то же без учета турбулизации течения

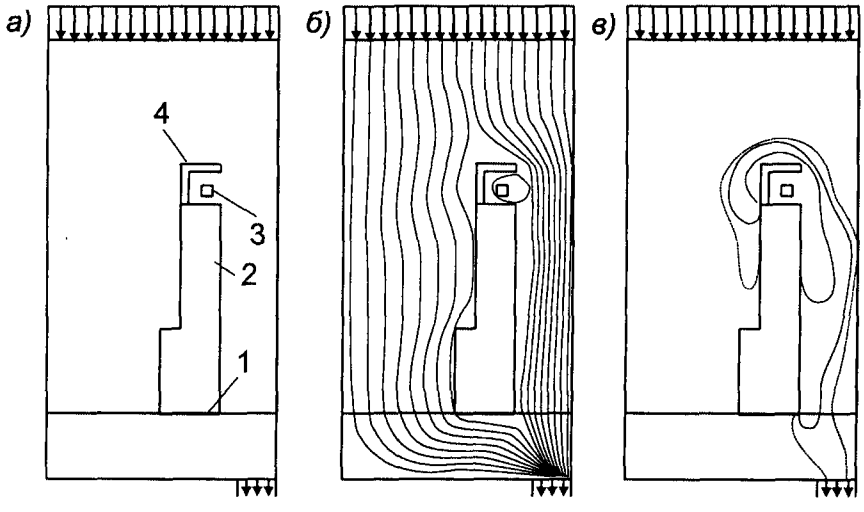


Рис. 2.39. Течение в ЧПП с тепловыделяющим оборудованием: а – разрез помещения; 1 – фальшпол, 2 – оборудование, 3 – лампа; 4 – колпак; высота потолка 4,2 м; фальшпола 0,6 м; ширина ЧПП 2,4 м; б – изолинии функции тока; в – изолинии избыточной температуры Δt=10°С (сплошные линии), 2°С (пунктир), 0,5°С (точки)

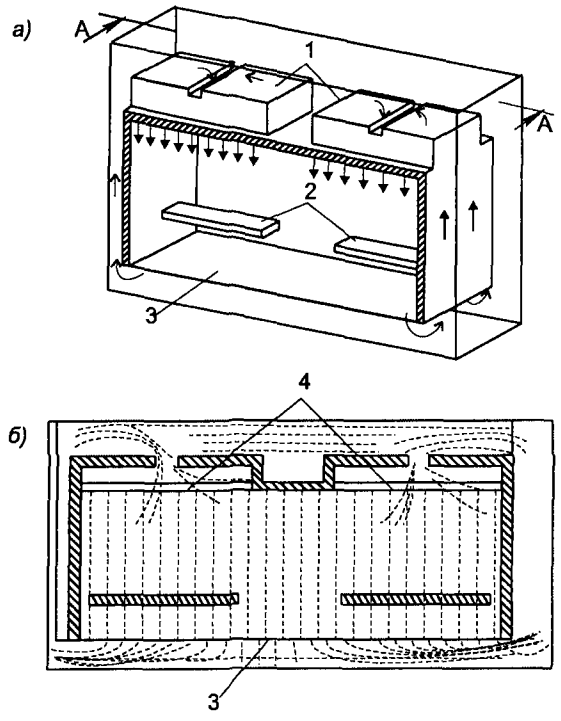


Рис. 2.40. Течение в ЧПП с рециркуляцией воздуха: а – вид помещения, стрелками указано направление течения воздуха: 1 – диффузоры, 2 – столы, 3 – фальшпол, 4 – фильтры; высота потолка 3,6 м, фальшпола 0,6 м, ширина помещения 6 м, глубина фрагмента 2,4 м; б – поле скорости в сечении А-А

Для этого случая можно предложить несколько комбинаций из типов и числа фильтров высокой и сверхвысокой эффективности.

Пример 2.11. *Проанализировать на основе номограммы рис. 2.41 результаты измерения числа частиц в одном из помещений медицинского факультета RWTH в г. Аахен (Германия) по данным С.Леммена и определить класс чистоты воздушной среды при таких данных: при d_n >0,3 мкм $n_n=1{,}5\cdot10^6$ шт/м^3; при d_n >0,5 мкм $n_n=1\cdot10^5$ шт/м^3;при d_n >5 мкм $n_n=340$ шт/м^3; при d_n >10 мкм $n_n=20$ шт/м^3.*

Представим данные замеров по интервалам и определим плотность числа частиц в них:

1. *В интервале при $d_n=0{,}3...0{,}5$ мкм $d_{n.ср}=0{,}4$ мкм, $\Delta d_n=0{,}2$ мкм, $\Delta n_n=1{,}4\cdot10^6$ шт/м^3 и $\Delta n_n/\Delta d_n=1{,}4\cdot10^6/0{,}2=7\cdot10^6$ шт/мкм·м^3.*
2. *В интервале при $d_n=0{,}5...5$ мкм $d_{n.ср.куб}=4$ мкм, $\Delta d_n=4{,}5$ мкм, $\Delta n_n=1\cdot10^5$ шт/м^3 и $\Delta n_n/\Delta d_n=1\cdot10^5/4{,}5=2{,}2\cdot10^4$ шт/мкм·м^3.*
3. *В интервале при $d_n=5...10$ мкм $d_{n.ср}=7{,}5$ мкм, $\Delta d_n=5$ мкм, $\Delta n_n=320$ шт/м^3 и $\Delta n_n/\Delta d_n=320/5=64$ шт/мкм·м^3.*

Попарные значения $d_{n.ср}$ и $\Delta n_n/\Delta d_n$ наносим на поле номограммы рис. 2.41. Расположение трех точек (1, 2, 3) относительно линий, соответствующих классам чистоты N2...N9, показывает, что содержание аэрозолей в данном помещении можно отнести к классу ЧП между N6 и N8.

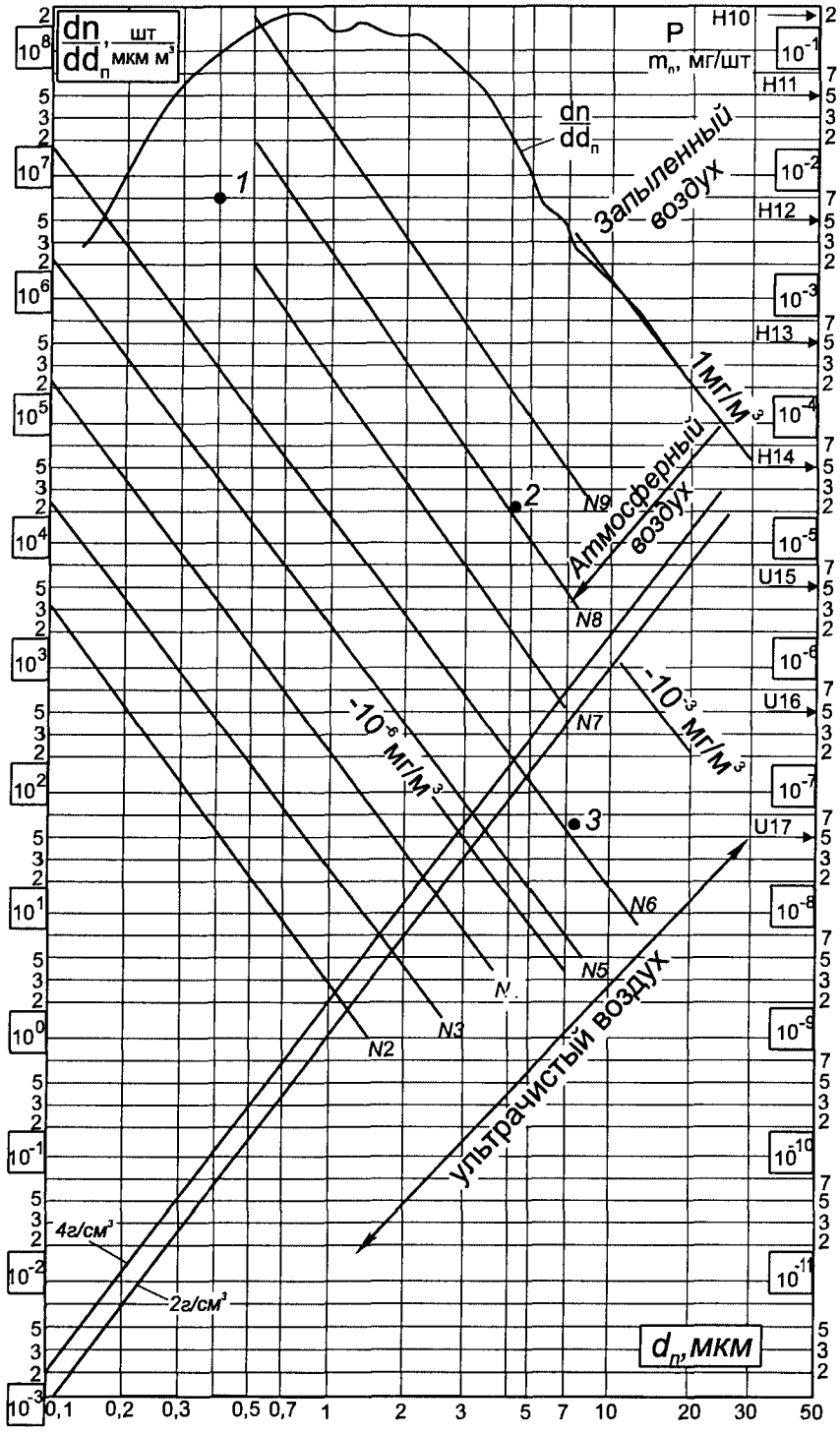


Рис. 2.41. Сводная номограмма дисперсных характеристик аэрозольных частиц в атмосферном воздухе, нормируемой плотности $dn/dd_П$ числа аэрозолей в ЧП с классификационным числом N2...N9 (левая шкала), средние коэффициенты проскока P фильтров высокой (H10...H14) и сверхвысокой (U15...U17) эффективности, масса частиц (в мг/шт) при разном размере $d_П$ и плотности материала ρ (г/см³) – правая шкала

2.2.22. Многовариантный выбор системы очистки воздуха на основе компьютерной программы

Применяемый «ручной», во многом субъективный и произвольный выбор системы очистки воздуха, тем более сложной и многоступенчатой, в итоге не позволяет ответить инженеру на ряд основополагающих вопросов:

- Как влияет начальное «нестандартное» распределение частиц в наружном воздухе на процесс его очистки и технико-экономические показатели?
- Какую комбинацию фильтров предварительной очистки классов *G* и *F* считать для данного распределения частиц наиболее целесообразной?
- Какое конечное сопротивление каждого из фильтров наиболее обосновано по технико-экономическим соображениям?
- Каким характеристикам фильтров при сравнении вариантов очистки следует отдавать предпочтение: эффективности, проскоку, капитальным затратам, энергетическим или приведенным затратам, отнесенным к одному кг массы уловленной пыли, или др.?
- Какую комбинацию фильтров (класса *H* и *U*) при одинаковом проскоке наиболее эффективно использовать для финишной очистки воздуха в СКВ для данного класса ЧП?
- Для какого размера частиц, соответствующих наибольшей проницаемости (*MPPS*) с учетом нормируемой плотности в ЧП разного класса, следует вести расчет (например при d_n=0,12 мкм или d_n=0,30 мкм) и др. вопросы.

Кроме того, разработанная программа* делает возможным многократно рассчитать процесс очистки для разных фракций частиц. Традиционный расчет на стандартной пыли неправомерен, и при других фракциях дает новые результаты. Например, если в распределении много крупных частиц, то все фильтры предварительной очистки будут иметь высокий коэффициент очистки, и при их сравнении на первое место выходят другие показатели: пылеемкость, удельные капитальные, энергетические и приведенные затраты на 1 кг уловленной пыли.

Рассмотрим на примере возможности и некоторые выводы из результатов сравнительного компьютерного расчета весьма популярной предварительной очистки наружного воздуха. Сравнительного в том смысле, что за основу принято некоторое начальное распределение частиц, существенно отличающегося от т.н. стандартного, на котором проводят испытания и определяют характеристики фильтров. Предполагается одиночная установка фильтров предварительной очистки от *G3* до *F8*, а также комбинация фильтров *G4* и *F7*.

Пример 2.12. *Начальное распределение частиц в атмосферном воздухе значительно отличается от стандартного (см. таблицу к рис. 2.42). Расход наружного воздуха* L_H=*1 м³/с, начальная концентрация частиц* c_H=*2 мг/м³, средний по массе размер частиц (медиана)* $d_{n.cp.m}$=*7 мкм, режим работы круглосуточный,* $c_э'$=*1 руб/кВт·ч,* $k_э'$=*60 руб/кВт·мес. Стоимость фильтров* $K_{ф_i}$ *и их пылеемкость M приняты для одного из отечественных производителей. Требуется выполнить для данных условий компьютерный расчет системы очистки и оценить технико-экономические показатели фильтров G3, G4, F5...F8 и G4+F7:*

- *интегральный коэффициент очистки* E_A *и соответственно проскок* $P=1-E_A$;
- *годовые капитальные затраты на фильтры* $K_ф$;

* При участии И.Н.Богомолова (СПбГУНПТ)

- *удельные приведенные затраты $F_Ф$, отнесенные к 1 кг массы пыли, уловленной единичным расходом воздуха при разном конечном сопротивлении фильтра $\Delta P_К$=250 и 450 Па.*

Результаты компьютерного расчета для заданных условий и характеристики фильтров разного класса представлены на сводном графике рис. 2.42. Для сравнения здесь же нанесены коэффициент эффективности $E_{А.ст}$ на стандартной пыли, стоимость одиночного фильтра $К_{Ф_i}$ данного типа и его пылеемкость М при достижении конечного сопротивления $\Delta P_К$=250 Па. Анализ полученных расчетом по программе зависимостей позволяет сделать такие выводы:

- *коэффициент очистки $E_А$ всех фильтров для заданной крупнодисперсной пыли значительно выше, чем для стандартной, и приближается к единице;*
- *по капитальным затратам самый дешевый вариант – фильтры G3 и G4;*
- *по удельным приведенным затратам $F_Ф$ наиболее эффективные фильтры F7 и F8 в силу их большой пылеемкости по сравнению со стоимостью.*

В подобных ситуациях и при неоднозначном ответе инженер должен сам выбрать наилучшее решение, но существенно здесь обычно неизвестное начальное распределение частиц в спектре. Если пыль будет наоборот очень тонкодисперсной, то фильтры G3 и G4 будут практически бесполезны из-за малого коэффициента очистки и массы уловленной пыли.

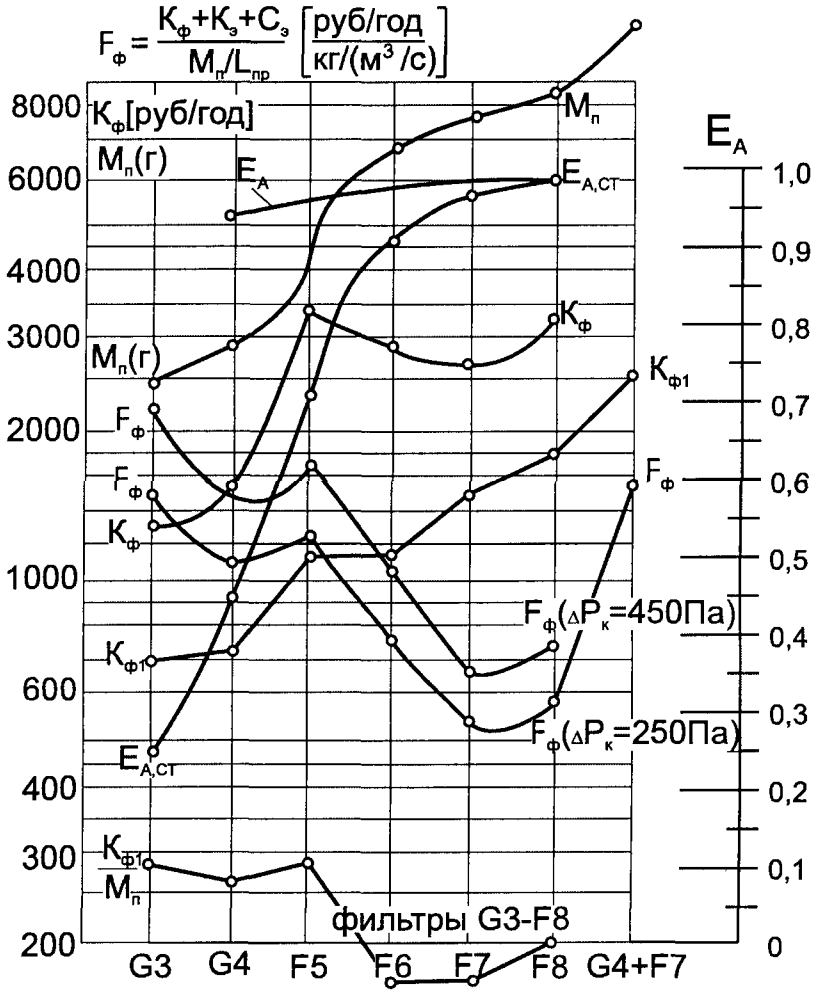
2.3. Технологические камеры специального назначения

2.3.1. Кабины кранов и пультов управления

2.3.1.1. Особенности нагрузок и параметров воздуха

В печных, прокатных, кузнечных, прессовых, термических и литейных цехах кабины подъемных кранов и пульты управления технологическим оборудованием подвергаются интенсивному облучению от печей и металла, а также воздействию высокой температуры окружающего воздуха, содержащего вредные газы (CO и SO_2) и пыль. Так, кабина ковшового крана облучается металлом с температурой 1500...1600°С, а температура воздуха в верхней части цеха может достигать 90...95°С. Кабина крана нагревательного томильного колодца кратковременно находится в воздухе с температурой до 100°С. Кабина мостового крана может проходить над металлом с температурой 800...900°С при температуре окружающего воздуха до 60°С. Кабина крана для «раздевания» слитков подвергается облучению интенсивностью 8...13 кВт/м², причем радиационные теплопоступления составляют до 75% всех теплопоступлений. В кабинах, не оснащенных кондиционерами, температура колеблется от 50° до 110°С.

Кондиционирование в кабинах кранов устраивают, если температура окружающего кабину воздуха превышает $t_{окр}$>40°С, а в кабинах пультов управления при $t_{окр}$>30°С (рис. 2.43). При низких температурах ограничиваются механической вентиляцией. Оптимальная и допустимая эффективная температура и скорость воздуха в кабине крана для горячих цехов выбираются по нормам душирования (прил. Е СНиП 41-01-2003) в зависимости от интенсивности облучения человека в кабине $q_л$=140...2800 Вт/м². Температуру воздуха в кабине принимают от 25 до 30°С. Сами кабины располагают по возможности на удалении 5...7 м по горизонтали от источников излучения. Размеры смотровых окон в кабине принимают возможно меньшими,



Начальное распределение частиц, % по массе при размерах в мкм									
0,1...0,2	0,2...0,3	0,3...0,5	0,5...1	1...2	2...3	3...5	5...10	>10	
0,1	0,3	0,6	2	4	6	7	52	28	c_H=2 мг/м³

Рис.2.42. Сводный график технико-экономических показателей фильтров грубой (G3, G4) и тонкой (F5...F8) очистки, их комбинаций (G4+F7) для «крупной» атмосферной пыли ($d_{П.ср}$=7 мкм, c_H=2 мг/м³): $М_П$ – стандартная пылеемкость (г) при достижении конечного сопротивления ΔP_K=250 Па; $E_{A.ст}$ – коэффициент очистки фильтра, указанный в ГОСТ Р51251-99 на стандартной атмосферной пыли; E_A – средний коэффициент очистки по массе для анализируемой «крупной» атмосферной пыли; $F_Ф$ – комплексный технико-экономический показатель годовых затрат на фильтры, отнесенный к 1 кг уловленной пыли при $L_{пр}$=1 м³/с, при конечном сопротивлении фильтра ΔP_K=250 и 450 Па; $К_Ф$ – годовые капитальные затраты (руб/год) на фильтр при круглосуточной работе СКВ и c_H=2 мг/м³; $К_{Ф_i}$ – стоимость одиночного фильтра/(руб), $К_Э$ – годовая плата за заявленную электрическую мощность, руб/год; $С_Э$ – годовая плата за э/энергию, руб/год. В нижней части графика указано начальное распределение частиц в % для исследованной крупнодисперсной атмосферной пыли

исходя из обеспечения необходимого обзора. Остекление выполняют двойным: наружное из противоударного (с металлической сеткой) теплопоглощающего или теплоотражающего стекла, внутреннее – из обычного. Ограждения кабин изолируют неразрушающимися при вибрациях теплоизоляционными материалами, добиваясь коэффициентов теплопередачи 0,3...0,5 Вт/(м²°С). Внешние поверхности стен облицовывают полированным алюминием. Потолки выполняют двойными, пропуская через них охлажденный приточный воздух в кабины, часть этого воздуха пропускают через межстекольное пространство окон. Кабины герметизируют, число и размеры так называемых тепловых мостиков сводят к минимуму.

Холодильную нагрузку на СКВ кабины рассчитывают так же, как для помещений промышленных и гражданских зданий. Несколько отличается расчет поступлений радиационного тепла через светопрозрачное остекление. Коэффициенты пропускания лучистого тепла принимают в зависимости от температуры излучения, длины волны, типа стекла (обычное, теплопоглощающее) и его толщины то табл. 2.12.

Таким образом, совершенные конструкции стекла, особенно снабженного отражающей пленкой, позволяют снизить поток лучистой теплоты до 10% и сильнее.

Удельное количество вводимого наружного воздуха (на одного человека) принимают равным 100...150 м³/ч, а оптимальную кратность – по данным А.А. Цейтлина (в кн.: Кондиционирование воздуха в промышленности. ВНИИОТ, М.: 1973, с. 62-67).

Таблица 2.12. Коэффициент пропускания лучистого тепла стеклом кабины крана

Стекло	Температура излучения, °С/длина волны, мкм				
	200/6,2	400/4,3	600/3,3	800/2,7	1000/2,3
Обыкновенное оконное толщиной, мм					
3	0,07	0,1	0,2	0,5	0,8
4	0	0,07	0,17	0,47	0,77
5	0	0,05	0,15	0,45	0,75
6	0	0,04	0,08	0,36	0,66
20	0	0,03	0,1	0,35	0,6
Теплопоглощающее «Katacolor» толщиной, мм					
3	0	0,05	0,12	0,22	0,32
5	0	0,04	0,1	0,21	0,34
6,5	0	0,04	0,09	0,19	0,31
9	0	0,02	0,04	0,12	0,2
С отражающей пленкой	0	0	0-0,01	0,02-0,1	0,03-0,13

2.3.1.2. Требования к СКВ кранов и пультов управления

К основным требованиям к СКВ относят:

- **поддержание** температуры (рис. 2.43), относительной влажности, скорости движения, чистоты и химического состава воздуха, а также радиационной обстановки, наиболее благоприятных для производительной и точной работы крановщика и оператора в течение круглого года;
- **обеспечение** температуры внутренних поверхностей кабины на уровне, не превышающем более чем на 2°С температуру в кабине;

- **эффективную очистку** вводимого наружного воздуха от пыли, неприятных запахов и вредных газов и особенно от окиси углерода;
- **возможность** индивидуального ручного или автоматического регулирования температуры, скорости и направления движения приточного воздуха;
- **использование** безопасного для людей хладагента и холодильного цикла, создающего сравнительно невысокие давления в элементах оборудования как во время работы, так и при бездействии крана;
- **размещение** кондиционера и особенно его компрессорно-конденсаторного блока в зоне минимального облучения, а также наличие эффективной теплоизоляции кондиционера и воздуховодов;
- **безотказная, высоконадежная работа** оборудования СКВ, холодильной машины, средств управления в условиях вибраций;
- **наличие световой и звуковой сигнализации** о превышении содержания окиси углерода сверх предельно допустимого;
- **обеспечение избыточного давления** в кабине, препятствующего проникновению загрязненного воздуха из цеха;
- **обеспечение отопления** в холодный период года с помощью электровоздухонагревателя или переключение холодильной машины в режим теплового насоса.

Эти требования в части поддержания температуры воздуха могут быть обеспечены автономными кондиционерами с парокомпрессионными холодильными машинами, воздушными турбодетандерными установками, работающими от центральной сети сжатого воздуха, изоэнтальпийным охлаждением воздуха.

2.3.1.3. Характерные типы и конструкции крановых кондиционеров

Устройство кранового кондиционера показано на рис. 2.44. Отечественный кондиционер СКК-1ПР предназначен для поддержания в кабине температуры 25...28°С при окружающей температуре до +60°С и 16...20°С в зимний период при окружающей температуре до −20°С. Кондиционер представляет собой комплекс холодильного, вентиляционного и электротехнического оборудования, пылеочистных устройств и приборов автоматизации, связанных между собой единой технологической схемой.

Кондиционер выполнен в виде металлического шкафа. Его корпус состоит из стального каркаса с металлической обшивкой и внутренними перегородками, разделяющими

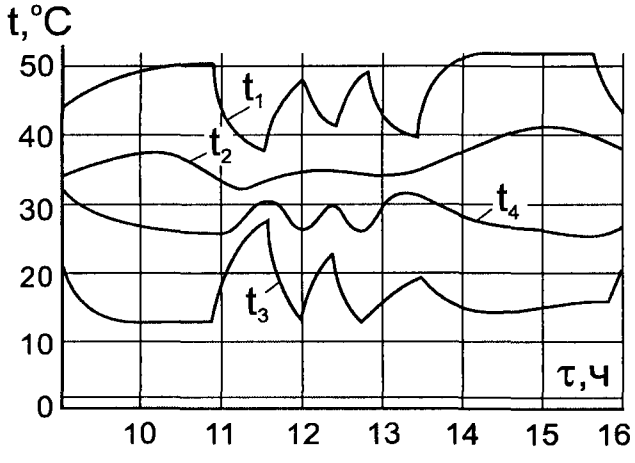


Рис. 2.43. Изменение температуры воздуха при работе кранового кондиционера: t_1 — температура воздуха в цехе; t_2, t_3 —температура воздуха в верхней и нижней части испарителя; t_4 — температура воздуха в кабине.
Комментарий: «пики» колебания t_1 (возмущающее воздействие) отражаются с большим сдвигом во времени на t_3 и t_4 и изменяют t_2

кондиционер на два отделения: компрессорно-конденсаторное и воздухообрабатывающее. Каркас сварен из стального профильного проката, в основном из углового и швеллерного. Обшивка каркаса сделана из листового металла. Часть обшивки выполнена в виде съемных панелей или дверок на петлях с замками для обслуживания или ремонта оборудования, расположенного внутри кондиционера.

В нижней части кондиционера расположено компрессорно-конденсаторное отделение, в котором смонтированы компрессор с электродвигателем, воздушный конденсатор, осевой вентилятор конденсатора, ресивер для фреона и теплообменник.

В верхней части кондиционера находится оборудование для обработки воздуха: воздухоохладитель, нагреватель, центробежный вентилятор с электродвигателем, воздушные фильтры. Непосредственно у воздухоохладителя расположен терморегулирующий и соленоидный вентили и фильтр жидкого хладона. В верхнем правом углу находится теплоизолированная воздушная смесительная камера.

Одними из наиболее известных производителей крановых кондиционеров являются немецкая фирма *Weisshaar* и японская *Daikin* – диапазон ее услуг – от поставки до обслуживания и надежного снабжения запчастями. Основные технические характеристики этих кондиционеров приведены в табл. 2.13 и 2.14.

В числителе дробей указаны размеры наружного конденсаторного блока, в знаменателе – внутреннего, устанавливаемого в кабине испарительного блока.

Особое внимание в конструкции кранового кондиционера обращено на систему очистки воздуха от пыли, газов и окиси углерода, конструкция комплексного фильтра показана на рис. 2.45. Для расчета системы очистки нужен анализ содержащихся в воздухе примесей. При отсутствии в воздухе угарного газа (*CO*) можно отказаться от соответствующего фильтра. В случае его применения следует учитывать дополнительную теплоту дожигания в тепловом балансе кабины.

Кондиционеры раздельного исполнения KTG предусматривают разное взаимное положение агрегатов: друг над другом, друг около друга или друг за другом. Для подбора типоразмера кранового кондиционера надо знать: внутренние тепловыделения в кабине, излучение через окно кабины, размеры и конструкцию кабины, режим работы, состояние и состав окружающего воздуха, желаемую температуру в кабине, род тока, напряжение и частоту.

Таблица 2.13. Основные технические характеристики крановых кондиционеров «Weisshaar»

Тип	Холодопроизводительность, кВт			Теплопроизводительность, кВт	Воздухопроизводительность, м³/ч	Номин. мощность двигателя, кВт	Напряжение
	R12[1)]	R12B1[2)]	R114[2)]				
KTG131	4,0	4,0	3,0	3	950	2,2/3,0	380 в Трехфазный, 50 гц
KTG321	7,2	6,0	4,2	6	1250	3,0/5,5	
KTG721	11,9	10,4	9,9	9	2300	7,5	
KTG821	16,7	15,1	12,4	12	3100	7,5/11	

1) холодопроизводительность при t_B=26°C, φ_B=50% на входе в испаритель;

2) в зависимости от диапазона температур перед испарителем используются разные хладагенты.

Таблица 2.14. Технические характеристики крановых кондиционеров японской фирмы Daikin

Марка модели	Конструктивное исполнение	Производительность		Расчетная потребляемая мощность, кВт			Средние габаритные размеры, мм			Масса, кг
		По холоду, кВт	По воздуху, тыс.м3/ч	компрессора	вентилятора		Высота	Ширина	Глубина	
					конденсатора	испарителя				
C-5E	Раздельное	4,7*	1,38	3,7	0,75	0,4	1100/800	780/800	720/370	370/110
SC-8E		7,1*	1,8	5,5	1,5	0,4	1240/800	860/860	830/410	430/120
SC-10E		9,4*	2,4	7,5	1,5	0,75	890/950	1600/860	1000/550	500/180
SC-15E		14,1*	3,42	5,5x2	2,2	0,75	930/1100	1900/1320	1150/460	750/250
CCK-3E	Моноблочное	3,5**	0,6	2,2	0,2	0,1	500	1100	850	200
CC-5E	Моноблочное	4,7***	1,38	3,7	0,75	0,4	1250	1400	800	600
CC-8E		7,1***	1,8	5,5	1,5	0,4	1390	1600	850	700
CC-10E		9,4***	2,4	7,5	1,5	0,75	1390	1600	1000	850
CC-15E		14,1***	3,42	5,2x2	2,2	0,75	1700	1900	1000	1100

* Холодопроизводительность при $t_{окр}$=65°C, $t_{каб}$=30°C;
** Холодопроизводительность при $t_{окр}$=40°C, $t_{каб}$=27°C, $\varphi_{каб}$=55%;
***Холодопроизводительность при $t_{окр}$=65°C, $t_{каб}$=30°C, $\varphi_{каб}$=55%.

2.3.2. Камеры испытания изделий электронной техники и электротехники

2.3.2.1 Требования, виды и методики стандартных испытаний

ПоГОСТ16962.1-89(«Изделия электронной техники и электротехники. Механические и климатические воздействия. Требования и методы испытания») к испытываемым изделиям относят:

А. Изделия электронной техники: резисторы, конденсаторы, диоды полупроводниковые, транзисторы, интегральные микросхемы, приборы многослойные переключающие, трансформаторы, дроссели, катушки индуктивности, пьезоэлектрические приборы, микромодули, электровакуумные приборы, радиокомпоненты вспомогательные.

Б. Изделия электротехники: электрические машины (электродвигатели, генераторы и др.), агрегаты и электромеханизмы, трансформаторы и реакторы, электрические аппараты и коммутационные изделия, электротермические изделия, источники света (включая химические и физические), изоляторы, топливные элементы, хемотронные приборы и др.

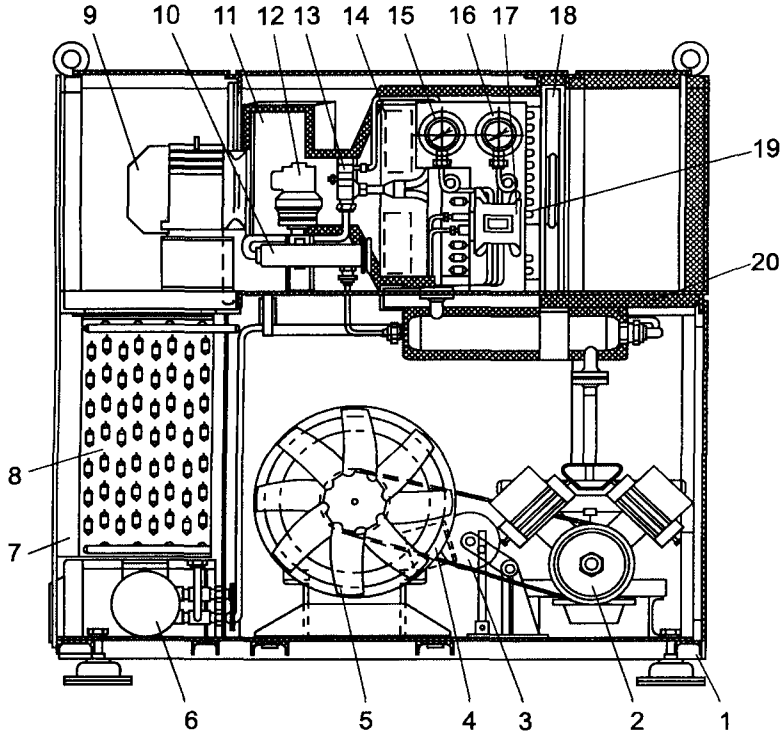


Рис. 2.44. Разрез кранового кондиционера отечественного производства: 1 – корпус кондиционера; 2 – компрессор; 3 – ролик натяжной; 4 – электродвигатель; 5 – вентилятор; 6 – ресивер; 7 – фильтр конденсатора; 8 – конденсатор; 9 – электродвигатель; 10 – фильтр фреоновый; 11 – электровентилятор; 12 – вентиль соленоидный; 13 – вентиль терморегулирующий; 14 – электронагреватель; 15 – мановакуумметр; 16 – манометр; 17 – реле давления; 18 – фильтр конденсатора; 19 – воздухоохладитель; 20 – теплообменник

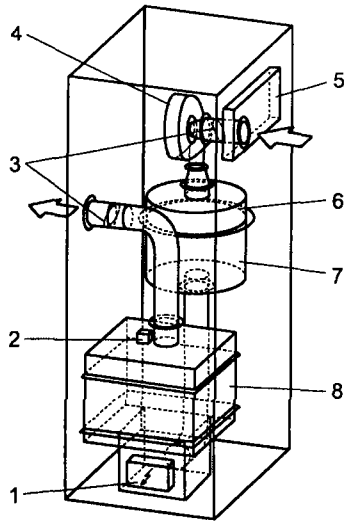
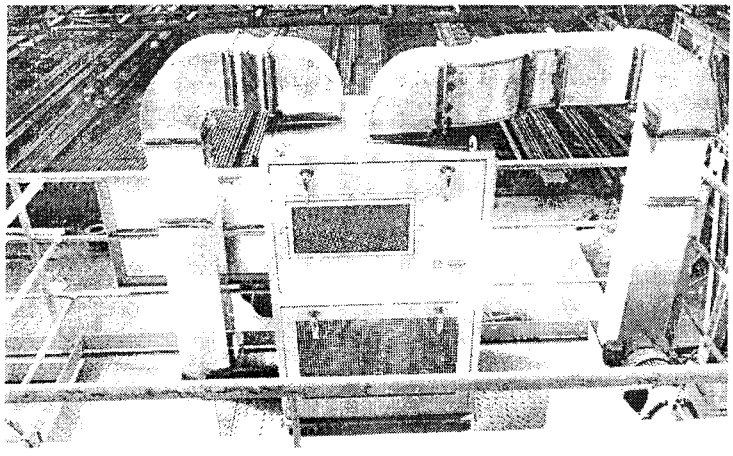
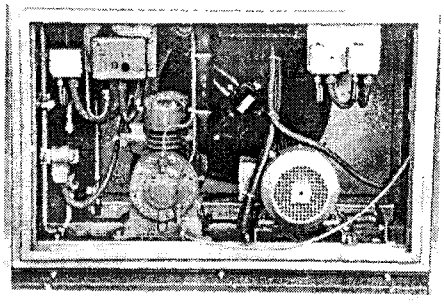


Рис. 2.45. Схема системы многоступенчатой очистки в фильтрах кранового кондиционера: 1 – нагреватель для дожигания CO в CO_2; 2 – терморегулятор; 3 – запорные заслонки; 4 – вентилятор; 5 – фильтр крупной пыли; 6 – фильтр взвешенных веществ; 7 – газовый фильтр; 8 – фильтр CO

а)



б)



в)

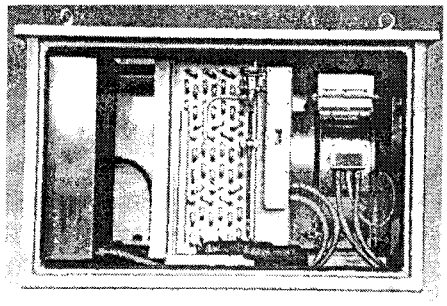


Рис. 2.46. Современный крановый кондиционер: установка кранового кондиционера в цехе (а), вид компрессорно-конденсаторного блока со стороны обслуживания (б), вид испарительного блока со стороны обслуживания (в)

Все методы климатических испытаний и присвоенные им номера кратко перечислены ниже:

Испытание 201	На теплоустойчивость при эксплуатации
Испытание 202	На теплоустойчивость при температуре транспортирования и хранения
Испытание 203	На холодоустойчивость при эксплуатации
Испытание 204	На холодоустойчивость при температуре транспортирования и хранения
Испытание 205	На воздействие смен температур (циклическое воздействие температур)
Испытание 206	На воздействие инея с последующим его оттаиванием
Испытание 207	На влагоустойчивость, длительное и ускоренное
Испытание 208	На влагоустойчивость, кратковременное
Испытание 209	На воздействие пониженного атмосферного давления
Испытание 210	На воздействие повышенного давления воздуха или другого газа
Испытание 211	На воздействие солнечной радиации
Испытание 212	На динамическое воздействие пыли
Испытание 213	На статическое воздействие пыли
Испытание 214	На грибоустойчивость (способность противостоять развитию грибковой плесени)
Испытание 215	На воздействие соляного тумана
Испытание 216	На воздействие повышенного гидростатического давление
Испытание 217	На водопроницаемость
Испытание 218	На брызгозащищенность
Испытание 219	На каплезащищенность
Испытание 220	На водозащищенность

Более подробно методики конкретных испытаний нужно смотреть в названном ГОСТ 16962.1-89.

2.3.2.2 Камера испытания электрических машин и выбор СКВ

В качестве конкретного объекта рассмотрим камеру испытания электрических машин. Камера предназначена для испытания электрических машин в переменных температурно-влажностных условиях окружающей среды на воздействие влажности воздуха, брызго- и водозащищенность. Габариты камеры тепла и влаги – 10×6,5×6,8 (h) м. Испытуемые изделия:

- экскаваторные машины постоянного тока тропического исполнения МПЭ 1000-630, 1120 кВт, 600 в, ГПЭ-2500-750, 2500 кВт, 1200 в и другие;
- турбогенераторы единой серии мощностью до 20 мВт, 10,5 кв, тропического и всеклиматического исполнения;
- то же, турбодвигатели;
- электродвигатели синхронные 800 кВт, 6,0 кв морского исполнения;
- синхронные генераторы 3150 кВт, 6,3 кв морского исполнения.

Испытания проводятся в длительном и ускоренном циклических режимах с конденсацией влаги по методам 207.3 ГОСТ 15161-69 и 207.1 ГОСТ 16962.1-89. Требуемые параметры температурно-влажностного режима показаны на циклограммах (рис. 2.47). Время выхода на режим не нормируется, скорость повышения температуры в камере должна обеспечить конденсацию влаги на испытуемом изделии. Необходимо обеспечить измерения и контроль параметров воздуха в объеме камеры.

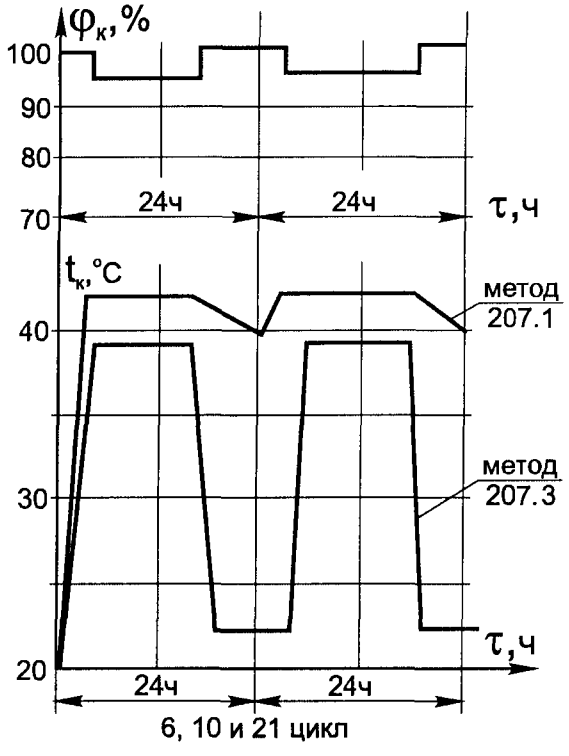


Рис. 2.47. Циклограмма (график изменения во времени) температуры и относительной влажности воздуха в камере испытания электрических машин по ГОСТ 16962.1-89

В процессе внешних воздействий на электрические машины проводятся измерение сопротивления изоляции обмоток, испытание изоляции высоким напряжением, проверка работоспособности изделия в течение одного часа в последнем цикле испытаний и др.

К системе КВ предъявляются такие требования:

- серийно выпускаемое оборудование устанавливается на камере;
- для низкотемпературных режимов испытания предусмотреть холодильную машину и систему холодоснабжения;
- тепловыделения от испытуемой машины в последнем цикле испытаний составляют 50 кВт;
- предусмотреть нагрев воздуха в рабочем объеме камеры тепла и влаги от стенок камеры, имеющих внутреннюю полость (рубашку);
- предусмотреть режим отведения влаги (осушки) рабочего объема камеры влаги воздухом.

Технические решения СКВ камеры в основном сводятся к следующему. Приточная установка забирает воздух из цеха, очищает и нагревает его до температуры $t_{пр}$, учитывающей $t_{кам}(\tau)$, возможные тепловыделения в последнем цикле испытаний и их отсутствие в остальных циклах. В режиме проветривания воздух подается непосредственно в камеру испытаний, при необходимости испытания изделия в низкотемпературном режиме используется водоохлаждающая машина и аппарат-воздухоохладитель. Для поддержания высокой влажности воздуха в камере используют паровой увлажнитель. План и разрез камеры испытаний с нанесением вентоборудования показаны на рис. 2.48.

В другом варианте задания на разработку термогигрокамеры (ТГК) приведены такие требования к параметрам воздуха: температура в камере из ряда значений 15, 25, 35, 40, 50, 55 и 65°С при влажности воздуха от 60% до 100% (любое значение в этом диапазоне). Подвижность воздуха допустима до 2 м/с. Габаритные размеры камеры 5,6×8,3×5,5 (h) м, размеры испытуемого изделия 6,0×3,6×3,5 (h) м.

2.3.2.3 Приближенная классификация испытательных камер*

К началу XXI века ведущие мировые фирмы по производству испытательных камер, такие как Tabai (Япония), Brabender Realtest (ФРГ), Ionos (Италия), Vötsch (ФРГ), Kottermann (ФРГ), K.Weiss (ФРГ), Matal (Франция), Statham (США), Socasi (Франция), Montford Instruments Limited (Великобритания), выпускают большое количество оборудования для проведения испытаний. Так, например, фирма Tabai производит более 100 различных наименований испытательных камер. Поэтому все это многообразие оборудования требует классификации.

Приближенно испытательные камеры можно классифицировать по двум признакам: по полезному объему и по назначению.

Классификация по полезному объему. Полезный объем камеры – объем, в котором при установившемся режиме обеспечиваются значения и отклонения точностных характеристик, установленные в документации на методы испытания продукции (ГОСТ 25051.2-82).

По этому показателю испытательные камеры можно разделить на: а) – мини-камеры (полезный объем <0,5 м^3) (рис. 2.49); б) – малые камеры (полезный объем 0,5...2 м^3) (рис. 2.50); в) – средние камеры (полезный объем 2...10 м^3) (рис. 2.51); г) – большие камеры (полезный объем > 10 м^3).

Классификация по назначению. Она может быть представлена такими видами камер:

* Разработано А.С.Вавиловым.

А – специальные, то есть предназначенные только для одного вида испытаний (например: теплоустойчивость, холодоустойчивость, влагоустойчивость, грибоустойчивость, воздействие соляного тумана, воздействие солнечной радиации, повышенное атмосферное давление, пониженное атмосферное давление).

Б – специализированные, то есть предназначенные для проведения испытаний двух видов (например: теплоустойчивость и холодоустойчивость, теплоустойчивость и влагоустойчивость и др.).

В – универсальные, то есть предназначенные для проведения испытаний на все виды климатических воздействий (за исключением испытаний с воздействием агрессивных сред).

Г – комплексные, то есть предназначенные для проведения испытаний на климатические и механические воздействия (например вибрацию).

Помимо основной классификации испытательных камер, оборудование, предназначенное для испытаний на холодоустойчивость, можно дополнительно классифицировать на: **1 – получение холода с помощью жидкого азота, 2 – получение холода с помощью холодильной машины с воздушным или водяным конденсатором.**

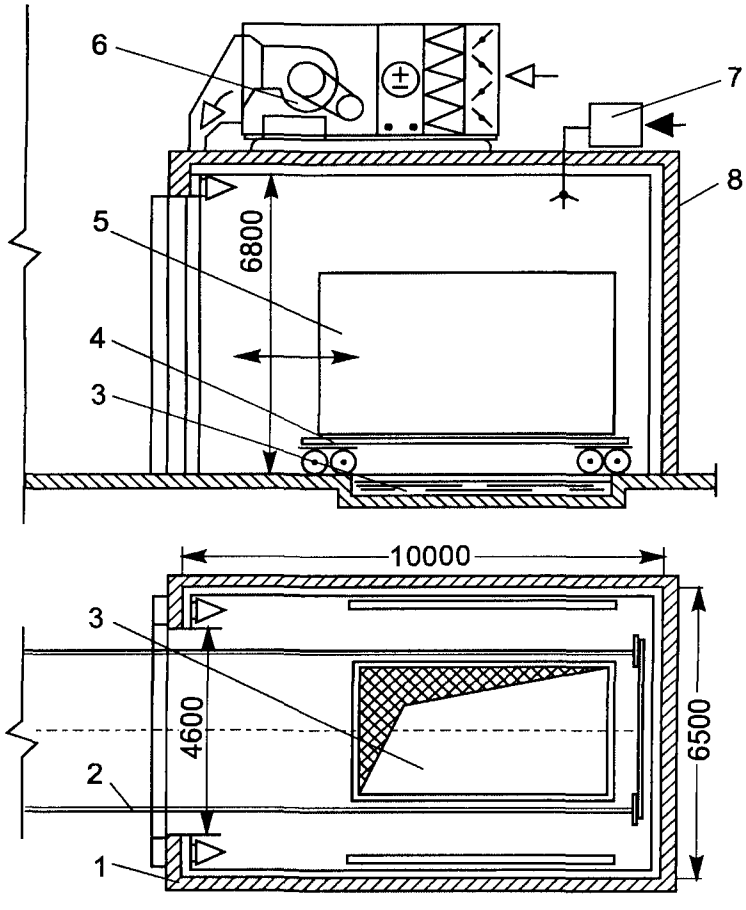


Рис. 2.48. План и разрез камеры испытания электрических машин с размещением электрооборудования и кондиционера: 1 – стенки камеры; 2 – рельсы для тележки; 3 – ванна для «морской» воды; 4 – тележка; 5 – испытуемое изделие – электрическая машина; 6 – кондиционер; 7 – увлажнитель воздуха; 8 – стенка камеры с каналом для воздуха

2.3.2.4. Расчет ожидаемой скорости изменения температуры и влажности воздуха в камере

Такая задача обычно возникает при разработке крупных нестандартных камер испытания габаритного тепловыделяющего оборудования (двигатели, генераторы и др.), для которых аппараты подбирают индивидуально и «россыпью». При заданных параметрах и программе их изменения (рис. 2.47) необходимо убедиться, что с учетом инерционности СКВ и ее звеньев заданная скорость изменения параметров ($\Delta t_K/\Delta\tau$, $\Delta\varphi_K/\Delta\tau$) будет обеспечена. **Такие расчеты, обычно называемые динамическими, инженеры выполнять не привыкли, а на проблему обеспечения скорости процесса обычно не обращают внимание, пока не столкнутся с ней на практике.** Влажностный процесс в аппарате имеет существенно меньшую инерционность, чем тепловой, а диапазон изменения влагосодержания обычно задан меньшим, чем температуры воздуха. Поэтому метод решения такой задачи рассмотрим на примере повышения температуры воздуха в камере от $t_{K.min}$ до $t_{K.max}$ за время $\Delta\tau$, чему соответствует заданная скорость процесса не менее $\Delta t_K/\Delta\tau$ (°С/мин).

Представим систему кондиционирования вместе с камерой испытания и программными регуляторами в виде функциональной и соответствующей структурной схем (рис. 2.52). Объект управления образуют последовательно расположенные звенья, среди них для программного изменения температуры и влажности воздуха существенны аппараты (нагреватель, охладитель, увлажнитель), помещение, воздуховод (транспортное звено: протяженное или короткое, с теплоизоляцией или без), датчики температуры и влажности (их инерционность учитывают при значительной массивности и плохом обдувании). Если учитывать полупериод повышения температуры, то в качестве инерционных звеньев рассматривают прежде всего водяной или электрический нагреватель ($\tau_{ВН}$ – запаздывание, $T_{ВН}$ – постоянная времени) и камеру ($\tau_{кам}$ – запаздывание, $T_{кам}$ – постоянная времени). Другие звенья – датчик температуры, приточный воздуховод в определенных случаях

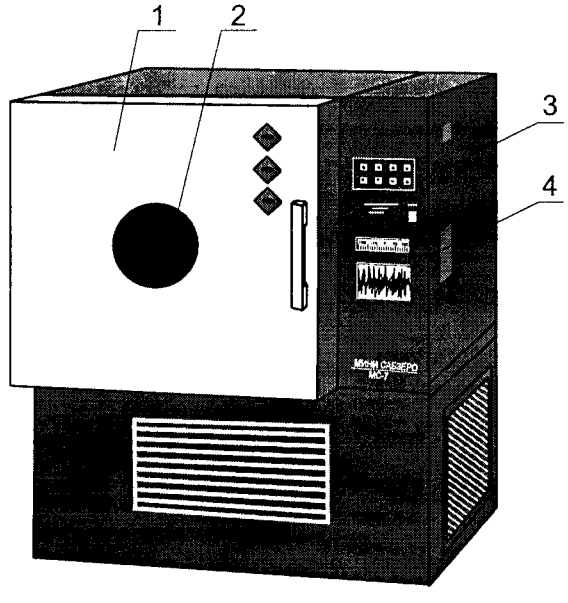


Рис. 2.49. Специализированная мини-камера МС-71 (0,4×0,4×0,4 м – габариты полезного объема). Температурные пределы испытаний –80...100°С. 1 – дверь полезного объема; 2 – смотровое окно; 3 – пульт управления; 4 – самописец; 5 – вибрационная установка

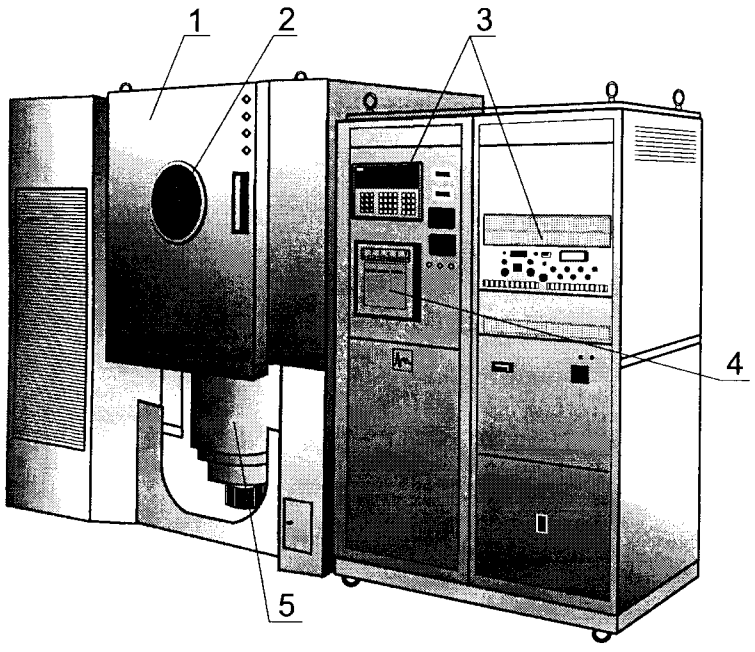


Рис. 2.50. Комплексная малая камера PVL-3GAV3-100 (габариты полезного объема 0,6 х 0,85 х 0,8 м). Температурные пределы испытаний —40...100°С Влажностные пределы испытаний 30...98%. Вибрационные пределы испытаний 5...5000 Гц с амплитудой до 25 мм. 1 — дверь полезного объема; 2 — смотровое окно; 3 — пульт управления; 4 — самописец; 5 — вибрационная установка

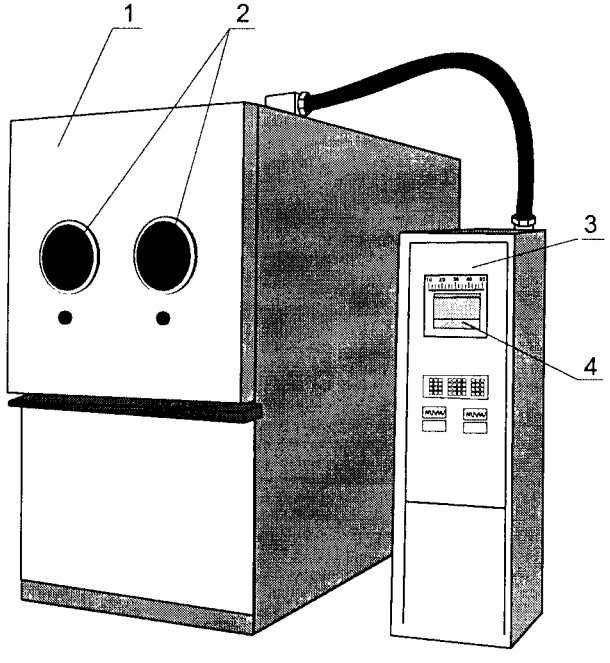


Рис. 2.51. Специализированная средняя камера MU-22 (габариты полезного объема 1,5 х 1,0 х 1,5 м). Температурные пределы испытаний —40...100°С. 1 — дверь полезного объема; 2 — смотровое окно; 3 — пульт управления; 4 — самописец; 5 — вибрационная установка

тоже учитывают, но их инерционность обычно оказывается существенно меньше, чем у нагревателя и камеры, и тогда ей пренебрегают.

Последовательность дальнейших расчетов такова. По литературным данным или из опытов определяют величины τ и T всех существенных по инерционности звеньев (адресуем читателя к монографии автора [2.19] или другим публикациям). После этого определяют общую инерционность объекта управления τ_0, T_0, состоящего из двух, трех и даже более последовательно расположенных звеньев. Эта задача называется синтезом звеньев, для ее решения годится любой из известных методов синтеза. Один из самых простых – широко известный метод чешских ученых Шаламона-Стрейца. Для замены двух последовательных звеньев одним используют формулы (2.34-2.35) и специальный график (рис. 2.53) для определения вспомогательных функций $f_1(m)$ и $f_2(m)$. Запаздывание τ_0 и постоянную времени T_0 объекта по этой методике находят из выражений:

$$\tau_O = \tau_1 + \frac{\max(T_1, T_2) f_1(m)}{f_2(m)}, \qquad (2.34)$$

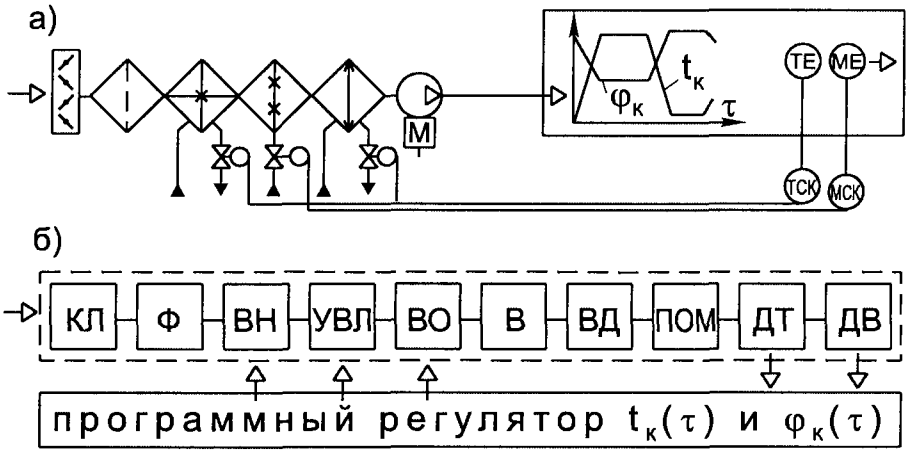


Рис. 2.52. Принципиальная (функциональная) (а) и структурная (б) схемы СКВ для камеры испытания приборов и изделий с программным управлением температуры $t_к(\tau)$ и относительной влажности воздуха $\varphi_к(\tau)$

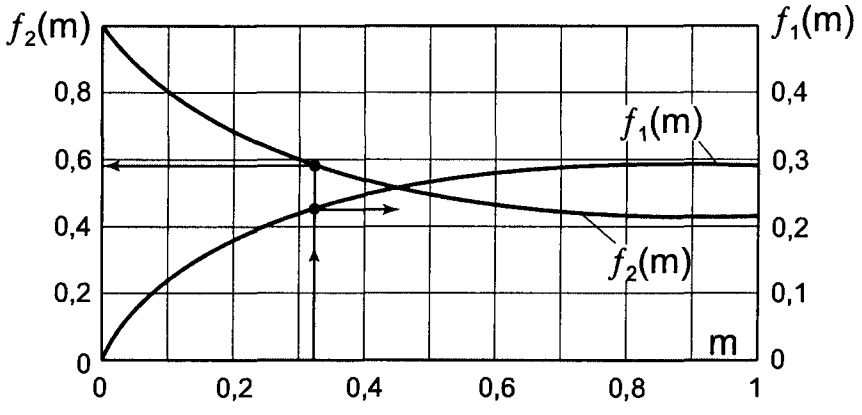


Рис. 2.53. График для определения вспомогательных функций $f_1(m)$ и $f_2(m)$ при замене двух последовательных звеньев одним (метод чешских специалистов Шаламона-Стрейца)

$$T_O = \tau_O / \left[f_1(m) + \tau_1 f_2(m) / \max(T_1, T_2) \right], \tag{2.35}$$

где запись $\max(T_1, T_2)$ означает, что в расчете учитывают большее из значений T_1 или T_2; в качестве τ_1 подставляют большее из значений запаздывания в звене 1 или 2. В качестве параметра m используют отношение меньшего из T_1 и T_2 к большему: $m=\min(T_1, T_2)/\max(T_1, T_2)$

Установившееся значение температуры в камере определяют по уравнению:

$$\Delta t_{K.уст} = k_K \frac{Q_T}{L_{пр} c_B \rho_B}, \tag{2.36}$$

где $k_K=\Delta t_K/\Delta t_{пр}$ – т.н. коэффициент передачи камеры испытания, как зависимость приращений Δt_K и $\Delta t_{пр}$ в установившемся состоянии. Максимальную скорость приближенно экспоненциального переходного температурного режима определяют из выражения:

$$\left(\frac{\Delta t_K}{\Delta \tau} \right)_{\max} \approx \frac{0{,}63 \Delta t_{K.уст}}{T_O} \tag{2.37}$$

и сравнивают с допустимой скоростью изменения температуры. Если она меньше допустимой, то уменьшают инерционность нагревателя за счет увеличения скорости воды, уменьшения массы аппарата (шага оребрения и др.). Транспортное запаздывание τ_O, если оно существенно, учитывают сдвигом временной программы на эту величину или сокращением отношения $\tau_O=l/v_W$. Поясним методику расчета ожидаемой скорости изменения температуры воздуха в камере $t_K(\tau)$ кратким примером.

Пример 2.13. *В камере испытания объемом 180 м³ требуется изменить температуру воздуха от $t_{K.min}$ =20°С до $t_{K.max}$ = 60°С за время Δ τ = 5 мин. В СКВ используется водяной нагреватель с τ_1 =0,5 мин и T_1 =2 мин. Инерционность камеры испытания можно оценить τ_2 = 2 мин и $T_2 \approx \kappa_p^{-1}=60 \cdot 10^{-1}$ = 6 мин (где κ_p – кратность циркуляции воздуха в объеме камеры, принято κ_p =10 ч⁻¹). Коэффициент передачи камеры принять $k_K = \Delta t_K/\Delta t_{пр} \approx 0{,}8$. Расход воздуха $L_{пр}=0{,}5$ м³/с; расчетная теплопроизводительность воздухонагревателя $Q_T=30$ кВт.*

Решение. Определяем требуемую среднюю скорость повышения температуры воздуха в камере:

$$\left(\frac{\Delta t_K}{\Delta \tau} \right)_{ср} = \frac{t_{K.\max} - t_{K.\min}}{\Delta \tau} = \frac{60-20}{5} = 8 \text{ °С/мин.}$$

Определяем максимальное изменение температуры в камере при включении нагревателя в работу по формуле (2.36):

$$\Delta t_{K.уст} = 0{,}8 \cdot 30 / (0{,}5 \cdot 1 \cdot 1{,}2) = 40 \text{ °С.}$$

Сравнивая запаздывание нагревателя (τ_1=0,5 мин) и камеры испытания (τ_2=2 мин), принимаем в расчетах большее значение. Определяем параметр m=min (2;6)/max(2;6)=2/6=0,33. Этому значению по графику рис. 2.53 соответствует $f_1(m)$=0,23 и $f_2(m)$=0,59. Определяем общее запаздывание для двух последовательных звеньев – формула (2.34):

$$\tau_O = 2 + 6 \cdot 0{,}23 / 0{,}59 = 4{,}6 \text{ мин.}$$

Определяем общую постоянную времени для двух последовательных звеньев – формула (2.35):

$T_O = 4{,}6/(0{,}23+2\cdot 0{,}59/6) = 10$ *мин.*

Определяем максимально возможную скорость переходного температурного режима – формула (2.37):

$$\left(\frac{\Delta t_K}{\Delta \tau}\right)_{\max} \approx \frac{0{,}63\cdot 40}{10} = 2{,}5\ ^{\circ}C/мин.$$

Сравнивая вычисленную максимальную скорость изменения температуры воздуха в камере с требуемой, делаем вывод, что переходный процесс будет более медленным, чем требуется. Исправить положение можно, уменьшив постоянную времени камеры при увеличении кратности воздухообмена, применив менее инерционный электрический нагреватель вместо водяного или уменьшив массу металла и воды в водяном аппарате.

2.3.3. Сушильные отделения проявочных машин кинофотоматериалов*

2.3.3.1. Технологические основы обработки и сушки КФМ

Современные кинофотоматериалы (КФМ) представляют собой сложные пленочные системы, имеющие до 15 разнородных по назначению, толщине и свойствам слоев. Некоторые типы кинопленок представлены в таблице 2.15.

Таблица 2.15. Некоторые типы кинопленок

	Тип и марка кинопленок	Назначение
1	Черно-белые негативные А2, КН-1, КН-2, КН-3 НК-1, НК-2, НК-3, НК-4, ORWO NP55; NP7	Съемки кинофильмов в натурных условиях и в павильонах
2	Черно-белые позитивные МЗ-3 ORWO Positive PF-2 PF-3	Производство фильмокопий
3	Цветные негативные ДС-5М, ЛН-8 ORWO NC-3	Съемки кинофильмов в натурных условиях и в павильонах
4	Цветные позитивные ЦП-8Р, ЦП-11ORWO, РС-7, РС-12	Производство фильмокопий

Пооперационный технологический процесс обработки кинопленки в проявочной машине протекает в такой последовательности: проявление, допроявление, фиксирование 1, промывка, серебросодержащая промывка 1, отбеливание, промывка 2, фиксирование 2, промывка, серебросодержащая промывка 3, промывка в растворе поверхностно-активного вещества, сушка. После химико-фотографической обработки (проявление, промывка,

* П. 2.3.3 подготовлен А.С.Вавиловым

фиксация, промывка) кинофотоматериалы должны подвергаться сушке, так как важнейшим свойством, влияющим на эксплуатацию КФМ, является их влагосодержание. При этом материалам свойственны две формы связи влаги с подложкой: физико-химическая (адсорбционная и осмотическая влага) и физико-механическая (капиллярная и поверхностная влага). Удаление последней производится механическим путем – с помощью отжимных роликов. Затем происходит удаление осмотически связанной влаги до достижения гигроскопического влагосодержания. Только после этого начинается удаление адсорбционно-связанной влаги, так как последняя связана с кинофотоматериалом наиболее прочно. Процесс сушки должен быть организован таким образом, чтобы независимо от его параметров, видов и свойств КФМ влагосодержание последнего соответствовало бы равновесному состоянию для дальнейшего эффективного использования и для предотвращения последующего влагообмена с окружающей средой.

В сушильных устройствах для КФМ применяются радиационный, кондуктивный и конвективный методы сушки. В первом используется лучистая энергия, поступающая от источника инфракрасного излучения, во втором – теплота, необходимая для испарения влаги, передается непосредственно от нагретой поверхности. Но наиболее широко используется конвективный метод сушки. Он характеризуется тем, что для сушки используется специально обработанный в СКВ воздух, температура и влажность которого каждый раз выбирается в зависимости от типа пленки (наименование, черно-белая, цветная, негативная, позитивная), светочувствительности, условий съемки (уличная, в павильоне и др.), освещенности и пр. Например, для отечественных КФМ отраслевые руководящие технические материалы (ОРТМ), определяющие последовательность технологических операций и регламент обработки, в разделе «сушка» обязательно указывают параметры подготавливаемого (подаваемого) на сушку воздуха – состояние П на $i-d$ диаграмме (рис. 2.54). Так, например, для черно-белых негативных кинопленок типа НК норматив РТМ 19-35-90 устанавливает такие параметры состояния подаваемого воздуха: $t_п$ =25...35°С, $\varphi_п \leq 60\%$ (см. область □П на рис. 2.54). Для цветных позитивных пленок типа ЦП-8 нормы РТМ 19-42-91 устанавливают параметры воздуха $t_п$ =35...48°С, $\varphi_п \leq 60\%$. Оптимальные параметры для сушки устанавливают опытным путем: например, для пленки КН-3 $t_п$ = =33,5°С, $\varphi_п$ =30%, для пленки ЦП-8Р $t_п$ =43°С, $\varphi_п$ =16%.

Сушка КФМ конвективным методом [2.20, 2.27] основана на процессах тепло- и массообмена между влажным материалом и воздухом. В результате этого влага удаляется из КФМ сушащим воздухом. Преимуществами данного метода являются простота конструктивной реализации, возможность управления параметрами состояния обрабатываемого воздуха и удобство обслуживания. В силу этих особенностей метод конвективной сушки широко распространен. Процесс изменения состояния воздуха $П_i У_i$ теоретически изоэнтальпийный, но из-за разной температуры подложки отклоняется от него (рис. 2.54). В процессах обработки воздуха в кондиционере требуется охлаждение-осушение воздуха, покидающего сушильное отделение до состояния (О), возможное смешение с воздухом помещения (В), после чего охлажденный воздух (О) или его смесь (С) нагреваются до требуемого состояния (П) при заданной для данной пленки температуры $t_п$ и относительной влажности $\varphi_п$ с последующей подачей обработанного воздуха в сушильную камеру.

2.3.3.2. Технологические схемы СКВ для сушки кинофотоматериалов

В отношении использования внешнего и рециркуляционного воздуха все СКВ можно разделить на три группы: **прямоточные**, с **частичной рециркуляцией** и **полностью**

рециркуляционные (замкнутые) схемы. В разных условиях находят применение те или иные схемы. Например, на киностудиях в связи с особенностями обработки негативных кинофотоматериалов, состоящими в проявлении большого количества проб, целесообразно применение **прямоточных** СКВ. Для постоянства режимов сушки в условиях массового выпуска продукции на кинокопировальных фабриках применяют **СКВ с рециркуляцией**. Считается, что наиболее экономична **замкнутая СКВ**, но при этом наблюдается перерасход холода по сравнению с разомкнутой СКВ, которая в свою очередь имеет дело с непостоянными параметрами воздуха из помещений, используемым для дальнейшей обработки.

Примером замкнутой СКВ является сушильный блок отечественной проявочной машины 9П-55 (рис. 2.55, а), предназначенной для химико-фотографической обработки цветных негативных кинопленок. Влагосодержание 1 п.м. пленки (перед сушкой) составляет 1,7...4,4 г для черно-белых пленок, что учитывают в расчете процесса сушки.

Фиксированная и промытая кинопленка подается в сушильное отделение (*1*) лентопротяжным механизмом (*3*). Внутри этой конструкции размещено устройство распределения воздуха (*2*), представляющее собой систему щелей 40х1 мм общим числом 860, расстоянием до кинопленки 18 мм, скоростью выхода около 18 м/с и расходом воздуха 2700 м^3/ч. Процессы обработки воздуха в замкнутой СКВ: $У_1 О_1$ – охлаждение-осушение и $О_1П_1$ – нагревание показаны на $i - d$ диаграмме (рис. 2.54). Для охлаждения-осушения используется холодная вода t_{W_H}=10...11°С, холодо- и теплопроизводительность аппаратов примерно одинаковы

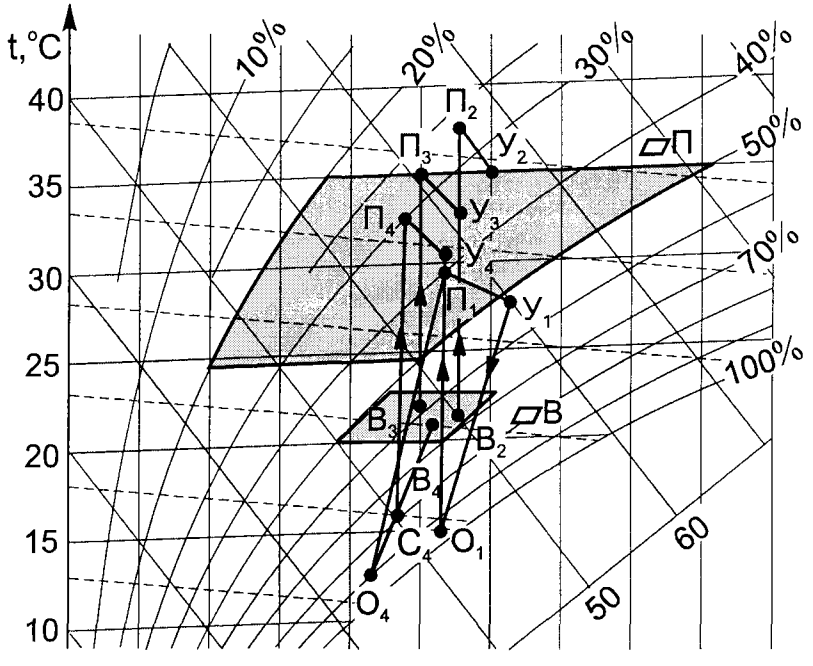


Рис. 2.54. Диаграмма i – d влажного воздуха с изображением процессов обработки воздуха в СКВ и в сушильном отделении проявочных машин ($П_1У_1О_1$ – в замкнутой схеме, $В_2П_2У_2$ и $В_3П_3У_3$ – в разомкнутой схеме, $У_4О_4В_4С_4П_4$ – в схеме с частичной рециркуляцией), □П – область состояний обработанного и подаваемого на пленку воздуха (для черно-белых негативных кинопленок НК по РТМ 19-35-90); □В – область состояний воздуха в помещении, где установлены проявочные машины

(около 22 кВт). После охлаждения-осушения воздух нагревается и очищается, после чего вентилятором подается в сушильный блок. Температура холодной воды определяет процесс осушения воздуха и возможность обеспечения низкого влагосодержания и влажности подаваемого воздуха.

В прямоточной СКВ (рис. 2.55, б) воздух, забираемый из помещения (B_2, B_3 на рис. 2.54), очищается в фильтре предварительной очистки, нагревается до состояния ($П_2$, $П_3$), повторно очищается в фильтре тонкой очистки, затем подается в сушильный блок. В такой схеме на процесс сушки КФМ влияют переменные параметры в помещении, из которого забирают воздух, не требуется охлаждение-осушение воздуха, но нужна более тщательная очистка воздуха, контактирующего с осушаемой пленкой. Необходимый нагрев воздуха переменный и зависит от переменного состояния воздуха в помещении, что связано с необходимостью создания одинакового осушающего эффекта для одного и того же типа кинопленок.

Частично-рециркуляционная схема СКВ применена например для обработки 70 мм цветных позитивных пленок в проявочной машине ФПМ-П70. Процессы обработки воздуха $У_4О_4В_4С_4П_4$ показаны в $i-d$ диаграмме (рис. 2.54). Эта схема обладает преимуществами и недостатками двух предыдущих. Для снижения энергопотребления применяются охлаждение-осушение воздуха в испарителе и последующий нагрев в конденсаторе той же холодильной машины, как это предусмотрено для проявочной машины Arri-Spray (Германия).

Проявочные машины устанавливают и эксплуатируют в самых разных условиях: экспедиционных кинофотолабораториях, лабораториях КФМ институтов, предприятий и учреждений; в цехах обработки киноматериалов кинокопировальных фабрик; кинопленочных предприятиях; кино- и телестудиях. Стационарные проявочные машины рассчитаны на работу в помещении с параметрами окружающего воздуха t_B=15...25°; φ_B=50...70%.

На рис. 2.56 показаны некоторые отечественные проявочные машины. Их сушильные отделения представляют собой металлические шкафы, в которых смонтированы приточные воздуховоды. Герметичность отделения сушки обеспечивается применением резинового уплотнения у двери на лицевой стороне. Обслуживаемая зона расположена с тыльной стороны машины, там размещены вентилятор, воздухоохладитель, воздухонагреватель и воздушные фильтры.

2.3.3.3. Технологические требования при изготовлении рулонного фильтр-материала

Подобные вышеописанным процессам сушки КФМ процессы протекают в камерах для изготовления рулонного фильтр-материала. В них происходит процесс волокнообразования: наложение фильтрующего слоя полимера на марлевую подложку при испарении растворителя. Параметры воздуха в одних установках задают t_B=24...28°; φ_B=45...55%, содержание частиц в воздухе 10 *шт/м*^{3}, в других t_B=30...35°; φ_B=36...48%. Влаговыделений в камерах нет. При испарении растворителя-дихлорэтана происходит охлаждение воздуха на 320 кДж/кг (в одной установке) и при испарении диметилформамила – на 310 кДж/кг (в другой установке), количество подаваемого воздуха на одну установку – 1000 м^3/ч, количество используемого наружного воздуха должно быть минимальным. С учетом известных расходов испаряющихся веществ и расхода воздуха на одну установку охлаждение воздуха происходит на $\Delta i=-Q_{пр}/G_{пр}$=-2 кДж/кг и -0,8 кДж/кг (соответственно в первой и второй установках). При малом проценте используемого наружного воздуха и практически замкнутой схеме обработки требуется лишь его нагревание и очистка.

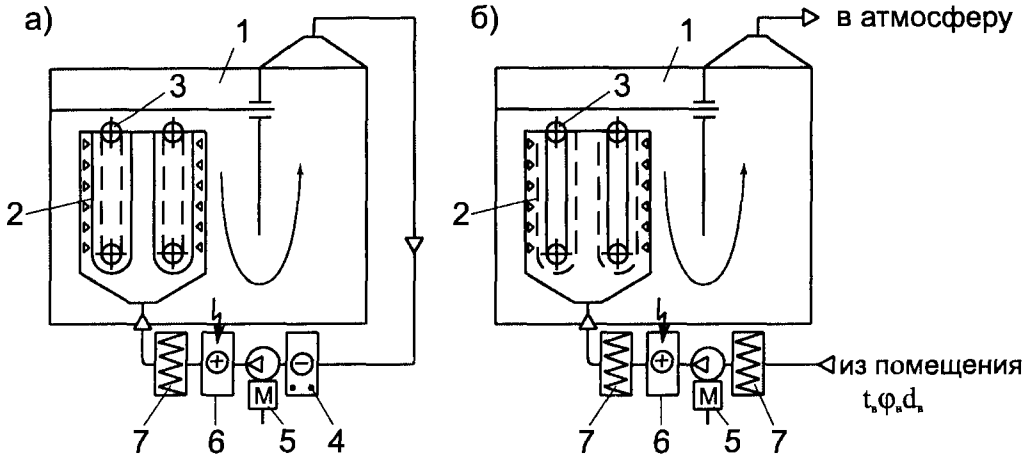


Рис. 2.55. Сушильный блок, схема замкнутой СКВ проявочной машины 9П-55(а) и схема разомкнутой СКВ для проявочной машины 9П-51(б), 1 – сушильное отделение; 2 – система распределения воздуха; 3 – лентопротяжный механизм; 4 – воздухоохладитель; 5 – вентустановка; 6 – электрический воздухонагреватель; 7 – фильтр

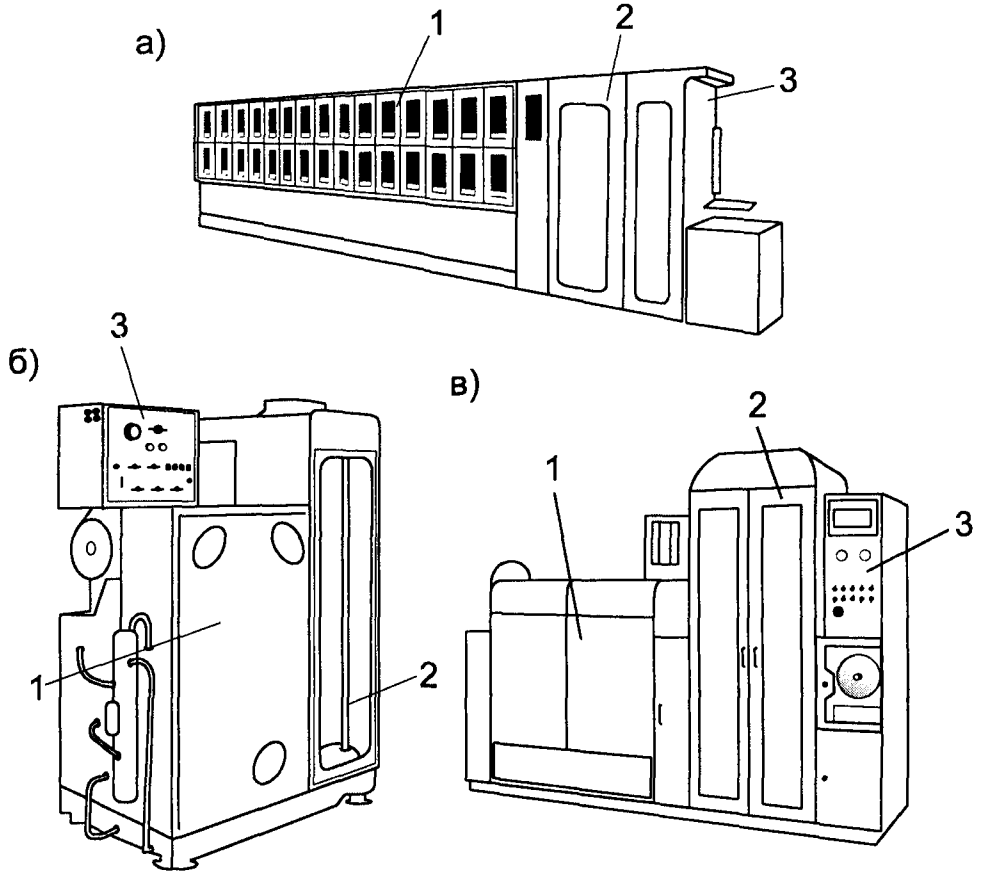


Рис. 2.56. Вид характерных проявочных машин: а – 9П-55, б – 41П-1, в – 45П; обозначения: 1- камера химико-фотографической обработки кинопленки, 2 – сушильное отделение, 3 – пульт управления

2.4. Технологическое кондиционирование в пищевых и биотехнологиях, требующих специальных параметров воздушной среды

2.4.1. Камеры сушки сырокопченых колбас

2.4.1.1. Выбор параметров и расчет нестационарных нагрузок

Технологический процесс созревания и хранения сырокопченых колбас* (сорта: столичная, зернистая, майкопская, охотничьи сосиски и др.) требует вполне определенных параметров воздуха, его очистки от аэрозолей и микрофлоры. **Технологический процесс производства сырокопченых колбас и все его основные стадии отражает схема рис. 2.57.** Колбасный фарш, приготовленный по специальной рецептуре из говядины, свинины с добавлением специй и др., помещают в оболочку. Процесс осадки батона, то есть уплотнение фарша, нитритообразование и подсушка оболочки, происходит в течение 5...7 суток при температуре воздуха 2...4°С. Далее производят копчение батонов в течение двух-трех суток специальными (древесными) дымовыми газами при их температуре 18...22°С. После этого производят сушку (процесс созревания батона) в специальной камере (рис. 2.58), где эти батоны развешивают. Сушку производят обычно при $t_{кам}$=10...12°С, $\varphi_{кам}$=75...87±3%, $v_{кам}$=0,05...0,2 *м/с* в течение 25...30 суток, изменяя параметры воздуха по программе, и хранение при $t_{кам}$=13±1°С, $\varphi_{кам}$=85±3%.В сушильной камере предусматривают принудительную сушку продукта при пониженной температуре первые двое суток при $v_{кам}$=0,15...0,2 *м/с,* чтобы сформировалась корочка. При этом температура продукта снижается от 18-20°С до 12°С. В остальное время должно быть свободное (естественное) охлаждение.

Одна из сложностей расчета системы кондиционирования воздуха связана с нестационарным характером выделения теплоты остывающими батонами, нестационарными влаговыделениями (усушкой) массы батона. Последняя, по технологическим данным, за тридцать суток созревания составляет $\Delta U/U_0 \approx 80\%$, меняясь экспоненциально с постоянной времени, зависящей от диаметра батона, сорта, рецептуры, технологического режима, вида оболочки и др. факторов. Тепловыделения наибольшие в первые часы сушки, хотя и в это время они сильнопеременны (рис. 2.59). Данные для их расчета обычно не приводятся. Рассмотрим более подробно нестационарные процессы сушки батонов.

Оптимальным режимом сушки сырокопченых колбас [2.6] следует считать режим, при котором скорость внутренней миграции влаги равна скорости испарения ее с наружной поверхности продукта. Большой влажностный градиент внутри продукта недопустим так же, как и полное отсутствие его в процессе сушки. Влаговыделения в сушильной камере характеризуются во времени непрерывно падающей интенсивностью. Скорость сушки в конце периода в 8-12 раз меньше начальной скорости, между тем при проектировании систем кондиционирования воздуха рекомендуют принимать для расчета постоянную среднюю скорость сушки на протяжении всего процесса, что ошибочно. Различные условия влаговыделений во времени дают основание утверждать, что и параметры приточного воздуха в процессе сушки не должны оставаться постоянными. Их следует менять ступенчато, т.е. сушильная камера должна быть разделена на несколько последовательно расположенных отделений, обеспечивающих наилучшие условия сушки по фазам медленно, непрерывно или периодически перемещаемого продукта. Установление оптимальных параметров воздуха для каждой фазы – одна из важных за-

* Использованы данные Н.А. Уваровой и Н.Д. Маловой.

дач. Решение указанных выше вопросов невозможно без учета динамики и кинетики процесса сушки сырокопченых колбас с использованием основных закономерностей общей теории сушки.

Процесс сушки батонов колбасы характеризуют четыре параметра: начальное U_0, текущее U и равновесное U_P влагосодержание продукта, скорость сушки dU/dτ. Последняя на основании теории и специальных опытов описывается экспоненциальной зависимостью с постоянной времени для батонов диаметром 40...50 мм около T=13 сут. Это значит, что общее время процесса сушки (изменения массы) составляет около $\tau=3T=3\cdot13=40$ суток. Для фарша сырокопченых колбас начальное влагосодержание принимают U_0=1,5 (кг/кг. сухой массы). Приведенное (условное) критическое влагосодержание продукта при переходе от первого периода (копчение) ко второму (сушка) полагают $U_{кл}$=1,16. Конечное равновесное влагосодержание продукта после сушки составляет U_P=0,33.

Итак, процесс сушки исследованных авторами сырокопченых колбас [2.6] описан зависимостью:

$$\frac{dU}{d\tau}=\frac{U-U_p}{T}=0{,}0785(U-0{,}33),\ \text{кг/(кг. сух. массы·сутки)}, \qquad (2.38)$$

где T – величина, имеющая смысл постоянной времени экспоненциального переходного процесса изменения влагосодержания сырокопченой колбасы.

По результатам обработки опытных данных авторами получена следующая зависимость времени и текущего влагосодержания продукта – батона колбасы:

$$\tau=29{,}51\lg\frac{0{,}834}{U-0{,}33}-8,\ \text{сут.} \qquad (2.39)$$

При выводе этого уравнения учтено, что особенность сушки сырокопченых колбас заключается в том, что второй период процесса начинается частично при копчении, после чего продолжается при сушке.

В результате нестационарных тепло- влаговыделений батонов меняется тепловлажностное отношение $\varepsilon_{кам}$ от ∞ (в начале процесса) до i_n=2500 кДж/кг (в середине процесса). Вектор процесса поворачивается, меняется состояние подготавливаемого в кондиционере приточного воздуха.

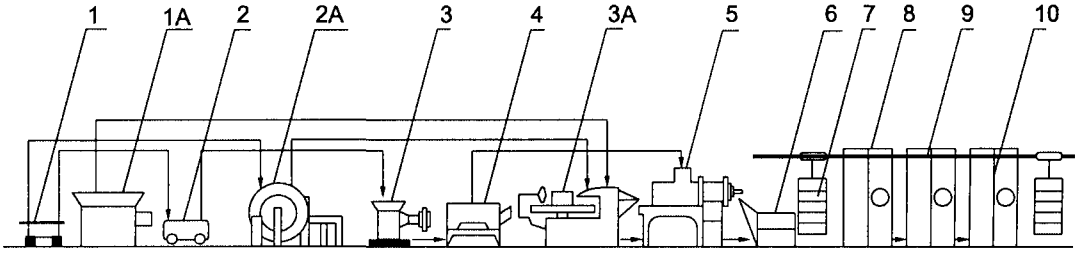


Рис. 2.57. Технологическая схема процесса производства сырокопченых колбас: 1 – подготовка сырья; 1А – измельчение мороженых блоков; 2 – посол (емкость для созревания); 2А – подмораживание сырья; 3 – измельчение на волчке; 3А – измельчение на куттере; 4 – перемешивание в мешалке; 5 – шприцевание; 6 – вязка колбас на конвеерном столе; 7 – навеска колбас на рамы; 8 – осадка; 9 – копчение; 10 – сушка

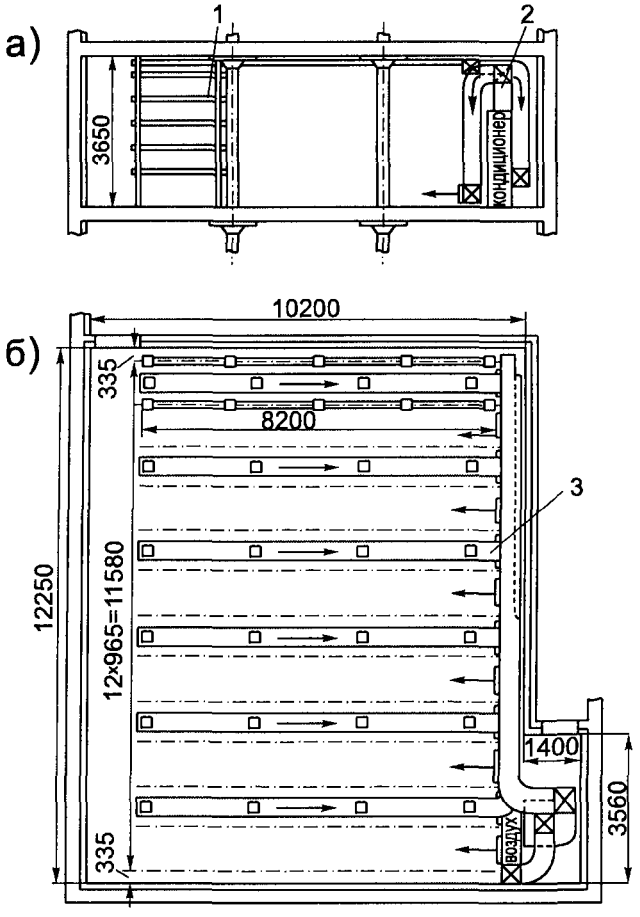


Рис. 2.58. Сушильная камера «Data Book» для колбас: а – разрез; б – план, 1 – трубки для подвески колбас; 2 – кондиционер сушильной камеры; 3 – рециркуляционный воздуховод

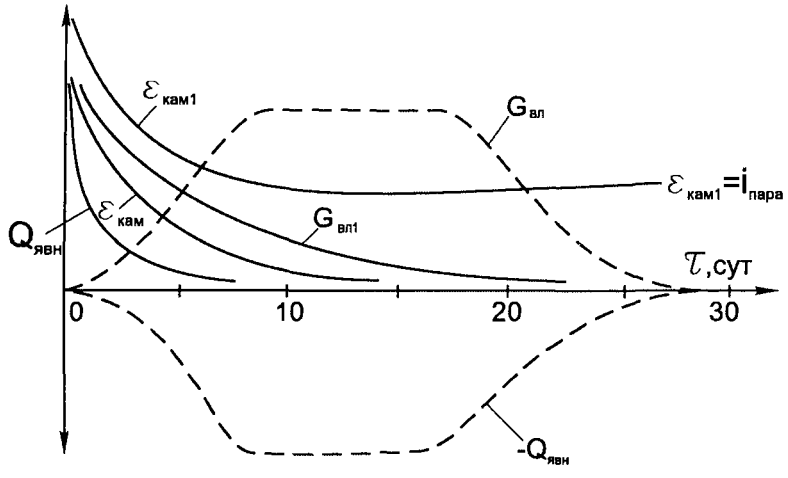


Рис. 2.59. График изменения теплопоступлений от остывающих батонов и влагопоступлений в воздух камеры созревания колбасы в процессе сушки за 30 суток по разным источникам: линия $G_{вл}(\tau)$, по данным А.М.Бражникова и Н.Д.Маловой [2.3]; линия $G_{вл}(\tau)$ и $\varepsilon_{кам}$, по данным В.З.Жадана и Л.В.Мартыновой [2.6]. В конце процесса сушки при отсутствии тепло- и влаговыделений $\varepsilon_{кам}$ есть неопределенность типа 0/0

Пример 2.14. *Определить продолжительность сушки сырокопченой колбасы до промежуточного влагосодержания U=0,70, чему соответствует удельная величина влаговыделений*

$$G_{вл}/G = 0{,}91\cdot10^{-6}\left(\frac{41{,}2}{100-41{,}2}-0{,}33\right)\left(1-\frac{41{,}2}{100}\right) = 0{,}2\cdot10^{-6}\ кг/кг\cdot с$$

при текущей влажности продукта в данный момент времени w=100U/(1+U)= =100·0,70(1+0,70)=41,2%.

Этому состоянию соответствует время $\tau = 29{,}5\lg\frac{0{,}834}{0{,}70-0{,}33}-0{,}8 = 9{,}7$ *суток.*

Рассмотрим методику расчета нестационарных теплопоступлений от системы подвешенных батонов на основе зависимостей, приводимых в [2.8] по аналогии с теплообменом при поперечном вынужденном обтекании пучка труб.

Основными технологическими данными, влияющими на расчеты, являются:

- **расчетная емкость камер сушки M_c, камер хранения M_x;**
- **продолжительность сушки до τ_c (суток), хранения до t_x (месяцев);**
- **начальная температура батона (перед сушкой) $t_{б.н}$ °С;**
- **характеристики батона**: например, длина $l_б$=350/400/450 *мм*; диаметр $d_б$=35/40/60 *мм*; теплоемкость $c_б$=3,5 кДж/(кг·°С), плотность $\rho_б$=1100 кг/м^3; коэффициент теплопроводности $\lambda_б$=0,50 Вт/(м·°С); коэффициент температуропроводности $a_б = 12\cdot10^{-8}$ *м*^{2}/*с* = $=4{,}3\cdot10^{-4}$ *м*^{2}/*ч*; число последовательно подвешенных по высоте батонов n=4; расстояние между осями смежных батонов d=100/120 *мм*.

Исходное дифференциальное уравнение для переходного процесса охлаждения батона основано на равенстве отведенной воздухом с поверхности теплоты и теплоты, отданной массой батона за время $d\tau$.

$$2\pi r_б l_б \alpha_к(\tau)[t_B - t_{пов}(\tau)]d\tau = c_б\rho_б\pi r_б^2 l_б dt_{б.ср}. \qquad (2.40)$$

После элементарных преобразований уравнения (2.40), отнеся изменение температур к начальной разности температур батона и воздуха $\Delta t_{B.0} = t_{б.0} - t_{B.0}$, получим в малых приращениях:

$$\Delta t\left[1-\frac{\Delta t_{пов}(\tau)}{\Delta t_{B.0}}\right] = \frac{c_б\rho_б r_б}{3600\cdot2\alpha_к(\tau)}\frac{\Delta t_{б.ср}}{\Delta t_{B.0}}. \qquad (2.41)$$

Если принять $r_б$=0,02*м*, то комплекс в выражении (2.41) будет равен: $c_б\rho_б r_б/(3600\cdot2) = = 3500\cdot1000\cdot0{,}02/(3600\cdot2) = 10$ *Дж*/*м*^{2}°*С*. Искомый коэффициент конвективного теплообмена для одиночного батона связан с изменением относительной температуры поверхности и среднеинтегральной температуры массы батона; во времени он изменяется согласно зависимости:

$$\alpha_к(\tau)\left[1-\frac{\Delta t_{пов}(\tau)}{\Delta t_{B.0}}\right]\Delta\tau = 10\frac{\Delta t_{б.ср}(\tau)}{\Delta t_{B.0}}. \qquad (2.42)$$

При вынужденном движении коэффициент теплообмена $\alpha_к$ можно считать приближенно постоянным и не зависящим от времени.

Относительная температура поверхности батона $\theta_{пов}$ и его среднеинтегральная температура $\bar{\theta}$ зависят от определяющих критериев Био и Фурье:

$$\theta_{пов} = \frac{\Delta t_{пов}(\tau)}{\Delta t_{B.O}} = P_o(Bi)\exp(-\mu_1^2 Fo) \approx \exp(-2BiF_o) = \exp(-\frac{2\alpha_к}{r_б c_б \rho_б}\tau), \quad (2.43)$$

$$\bar{\theta} = \frac{\Delta t_{б.ср}(\tau)}{\Delta t_{B.O}} = M_o(Bi)\exp(-\mu_1^2 Fo) \approx \exp(-2BiF_o) = \exp(-\frac{2\alpha_к}{r_б c_б \rho_б}\tau), \quad (2.44)$$

где при малых $Bi<0,5$ $P_O(Bi)\approx 1$ и $M_O(Bi)\approx 1$. Убедимся, что даже при больших коэффициентах $\alpha_к$ =12 Вт/м$^{2\cdot}$°С для батона $Bi=\alpha_к r_б/\lambda_б = 12\cdot 0,02/0,5 \approx 0,5$, то есть условие определения относительных температур выполняется. Критерий Фурье для батона предполагает относительное время $Fo = a_б\tau / r_б^2 = 12\cdot 10^{-8}\cdot 3600\tau_{час}/0,02^2 \approx 1,1\tau_{час} = 26,4\tau_{сут}$.

Таким образом, при вынужденном движении воздуха определяют коэффициент конвективного теплообмена $\alpha_к$, зависящий от схемы обтекания батона или их группы. Затем для фиксированных моментов времени τ=0,5, 1, 2 ч и т.д. от начала сушки батонов определяют комплекс $2BiFo$ и относительную (в долях от начальной разности $\Delta t_{B.o}$) температуру поверхности. После этого определяют поток теплоты от батонов к воздуху. В зависимости от произведения $\alpha_к\cdot\tau/10$, где $\alpha_к$ в *Вт/м*$^{2\cdot}$*С*, τ – в часах относительная температура определяется из таблицы:

Таблица 2.16. Таблица для определения относительной температуры $\bar{\theta}$ батона колбасы в зависимости от произведения BiFo

$BiFo = \frac{\alpha_к\tau}{10}$	0	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	1	1,3	1,5
$\bar{\theta} = exp(-2BiFo)$	1,0	0,95	0,90	0,82	0,74	0,67	0,61	0,5	0,37	0,27	0,22

В режиме свободного охлаждения батона при его созревании используют критериальное уравнение при $Ra = GrPr < 10^9$ (ламинарный режим); $Nu=\alpha_{к.ср}l/\lambda_{эк} = 0,76Ra^{0,25}$. Для системы параллельно висящих батонов:

$$\lambda_{эк} = \lambda\varepsilon_к; \qquad \varepsilon_к = \frac{\lambda_{эк}}{\lambda} \approx 0,18\frac{(\beta g Pr)^{0,25}}{\nu}\sqrt[4]{d^3\Delta t}. \quad (2.45)$$

При $l_б$=0,6*м*, ν_B=15,2·10^{-6} *м*^{2}/*с*, $a_б$=2,5·10^{-5}*м*^{2}/*с*, $t_{B.o}$=10°С, $\Delta t=f(\tau)$:

$$Ra = GrPr = g\beta\frac{l_б^3\Delta t}{\nu_б a_б} = \frac{9,8}{283}\cdot\frac{0,6^3\Delta t}{15,2\cdot 10^{-6}\cdot 2\cdot 10^{-5}} = 2,5\cdot 10^7\Delta t.$$

При определяющем размере $d_б$=0,04*м* для системы батонов, подвешенных в шахматном порядке, вычисляем поправку $\varepsilon_к$:

$$\varepsilon_к = \frac{\lambda_{эк}}{\lambda} = 0,18\frac{(9,8\cdot 0,7)^{0,25}}{283^{0,25}(15,2\cdot 10^{-6})^{0,5}}\sqrt[4]{0,04^3\Delta t} \approx 1,7\sqrt[4]{\Delta t}.$$

Коэффициент конвективного теплообмена на поверхности батона:

$$\alpha_{к.ср} = \frac{\lambda_B\varepsilon_к}{l_б}Nu = \frac{0,025\cdot 1,7\sqrt[4]{\Delta t}}{0,6}\cdot 0,76\sqrt[4]{0,27\cdot 10^8}\sqrt[4]{\Delta t} \approx 4\sqrt{\Delta t}.$$

Общая формула для определения искомого $\alpha_к$ для батона, охлаждаемого в условиях свободного движения при начальной разности температур $\Delta t_{B.o}$:

$$\alpha_{к.ср} = 4\sqrt{\Delta t_{B.0}}\left[1-\exp\left(-\frac{2\alpha_к}{r_б c_б \rho_б}\tau\right)\right]^{0,5}. \qquad (2.46)$$

Для батонов с характеристиками, указанными в данном примере:

$$\alpha_{к.ср} = 4\sqrt{\Delta t_{B.O}}\left[1-\exp\left(-0{,}10\alpha_{к.ср}\tau_{час}\right)\right]^{0,5}. \qquad (2.47)$$

Результаты расчета зависимости $\alpha_{к.ср}$ по характеристическому уравнению (2.47) сведены в таблицу 2.17 (при $\Delta t_{B.o}$= 20-10 =10°С):

Таблица 2.17. Коэффициенты конвективного теплообмена $\alpha_{к.ср}$ при свободном охлаждении батона (при $\Delta t_{B.o}$= 20-10 =10°С)*

τ	ч	0	0,5	1,9	3,1	5,1	20	55
$\alpha_{к.ср}$	Вт/м²°С	12	8	5	4	3	2	1

На рис. 2.60 показаны зависимости изменения температуры и влажности воздуха в процессе сушки колбасы: первые двое суток они поддерживаются $t_{кам}$=10°С, $\varphi_{кам}$=90%, в это время на поверхности батонов образуется т.н. корочка. После этого параметры плавно меняются, достигая к началу пятых суток $t_{кам}$=12°С, $\varphi_{кам}$=75%, впрочем эти параметры зависят от рецептуры и технологии, которые, естественно, переменны. На рис. 2.60 показана кривая усушки батонов по разным источникам, для интересующего промежутка времени можно приближенно определить массу поступающей в воздух влаги. Например, в интервале времени τ=10...20 суток линия сушки почти прямая; за это время масса батонов уменьшается на $M(\tau)/M_0$=0,7-0,5=0,2, т.е. в сутки на 2%, что при конечной массе M_0=10 т соответствует влаговыделениям в воздух около 200 кг/сут или 8 кг/ч. Если производительность СКВ, которая при переменных влаговыделениях должна быть переменной, принять в это время 4000 кг/ч, то перепад влагосодержаний воздуха в камере сушки будет равен: $\Delta d = d_{ух} - d_{пр}$ =8000/4000=2 г/кг.

Пример 2.15. *Определить нестационарные теплопоступления от батонов колбасы, поступившей в сушильную камеру емкостью M_c=10 т после копчения с $t_{б.0}$=20°С и температурой приточного воздуха $t_{пр}$=10°С в начале первого часа и в среднем за первый час.*

Для расчета нестационарных теплопоступлений от поверхности батонов колбасы в воздух предварительно вычисляют такие параметры:

– масса одного батона: $m_1 = \pi r_б^2 l_б \rho_б = \pi \cdot 0{,}02^2 \cdot 0{,}6 \cdot 1100 = 0{,}83$ кг;

– число батонов при M_c=10 т: $n_б = M_c/m_1 = 10000/0{,}83 = 12000$ шт;

– площадь поверхности одного батона: $f_б = 2\pi\left(r_б l_б + r_б^2\right) = 2\pi(0{,}02 \cdot 0{,}6 + 0{,}02^2) = 0{,}08$ м²;

– общая площадь поверхности всех батонов $F_б = n_б f_б = 12000 \cdot 0{,}08 = 960$ м²;

* Расчеты выполнены без учета дополнительной подвижности при открывании дверей камер для контроля процесса, снятия проб и лабораторных исследований.

– общая площадь сушильной камеры: $F_{кам} = n_б \delta_{ср}^2 / 4 = 12000 \cdot 0,1^2/4 = 30$ *м²(здесь учтено, что на вешалах батоны висят по четыре)* $\delta_{ср} = 0,1$ *м – среднее расстояние между осями батонов;*

– поперечное сечение сушильной камеры: $5 \cdot 3 = 15$ *м²;*

– площадь сечения всех батонов $\Sigma f_б = 12000 \pi r_б^2 / 4 = 3,8$ *м² (-13% сечения камеры).*

Максимальный поток теплоты от батонов в воздух при $\tau = 0$*:*

$Q_{max} = \alpha_{k.max} F_б (t_{б.0} - t_{В.О}) = 12 \cdot 960 (20-10) \cdot 10^{-3} = 115$ *кВт.*

Поток теплоты в среднем за первый час (к середине первого часа):

$Q_{ср}(\tau = 0,5ч) = 8 \cdot 960 (20-10) exp(-0,1 \cdot 8 \cdot 0,5) \cdot 10^{-3} = 54$ *кВт.*

При средней скорости воздуха $v_В = 0,2$ *м/с в поперечном сечении камеры сушки расчетный расход воздуха составит:* $L = v_В F_{кам} = 0,2 \cdot 15 = 3$ *м³/с = 10800 м³/ч. Выделяемую в камере в течение первого часа теплоту можно ассимилировать при перепаде температур воздуха:* $\Delta t_р = t_{ух} - t_{пр} = 54/3 \cdot 1 \cdot 1,2 = 15°C$*, вследствие чего уходящий воздух в это время будет иметь температуру, близкую к начальной температуре батона, а начальную температуру подаваемого за первый час воздуха следует скорректировать до* $t_{В.0} = 5°C$.

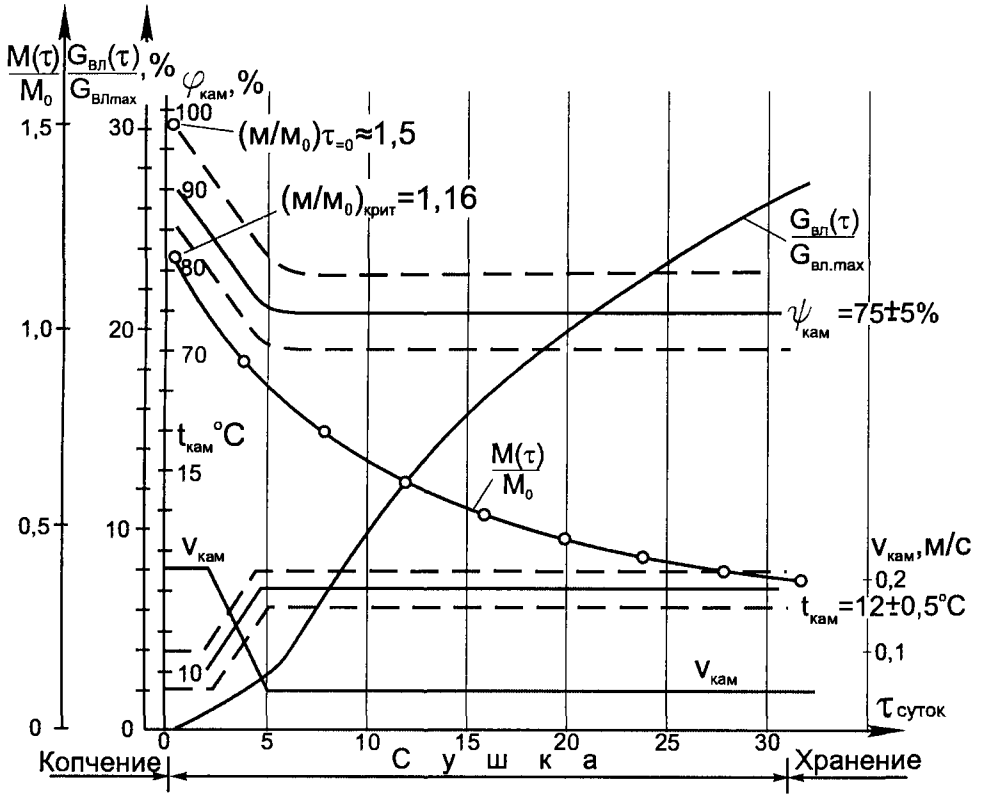


Рис. 2.60. График зависимости изменения температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в процессе сушки колбасы за период 30 суток; график влаговыделений от батонов в воздух $G_{вл}(\tau)/G_{вл.max}$*, по данным А.М.Бражникова и Н.Д.Маловой [2.3], график изменения массы батонов* $M(\tau)/M_0$ *по данным В.З. Жадана и Л.В.Мартыновой [2.6]*

2.4.1.2. Требования к системе кондиционирования воздуха

Из выполненных расчетов и общих соображений вытекают требования к системе кондиционирования воздуха для камер созревания (сушки) и хранения колбас:

- **переменные параметры состояния воздуха** в первые двое-трое суток и в последующем;
- **переменные тепловлаговыделения**, зависящие от сорта, рецептуры, наполнителей и технологии приготовления колбасы;
- **переменный луч процесса** (от $\varepsilon_{кам}=\infty$ в начале сушки до $\varepsilon_{кам}=i_{пара}=2500$ кДж/кг спустя трое суток (рис. 2.61);
- **переменный годограф состояний приточного воздуха** (рис. 2.61), низкая температура приточного воздуха (5...10°С), требующая использования рассольного воздухоохладителя-осушителя;
- **переменная производительность**, зависящая от тепло- и влаговыделений, и переменная скорость подачи воздуха на батоны;
- **применение малого процента наружного воздуха** (5...10%) для уменьшения мгновенного и годового расхода холода, особенно в условиях больших, но весьма кратковременных (несколько часов) теплоизбытков. Для этой же цели представляется целесообразным иметь не одну большую, а несколько более мелких камер $n_{кам}$, технологический процесс созревания батонов в которых сдвинут на $30/n_{кам}$ (рис. 2.64);

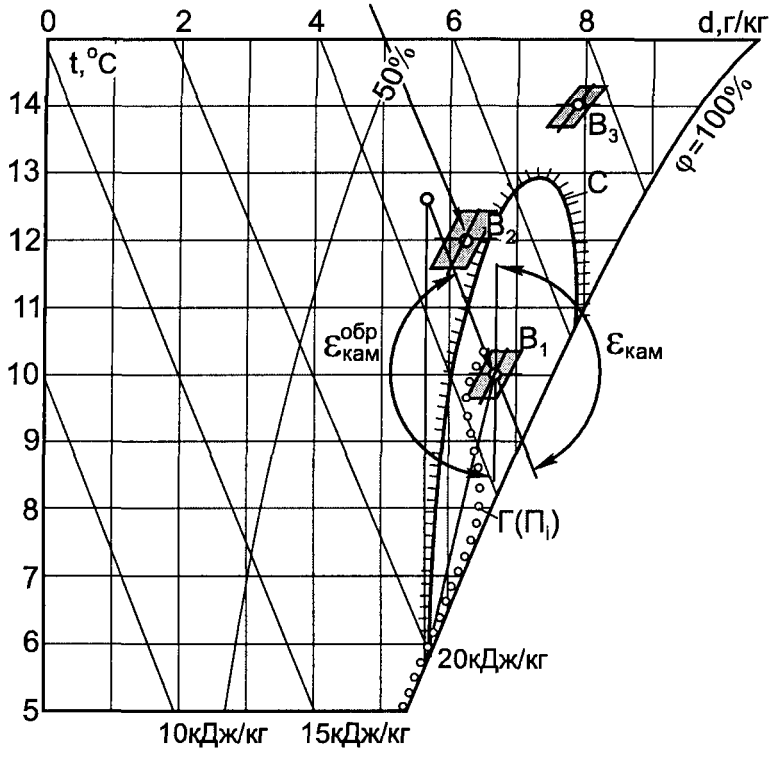


Рис. 2.61. Фрагмент i-d диаграммы влажного воздуха с изображением заданного состояния воздуха в камере созревания (B_1 и B_2) и хранения (B_3) сырокопченых колбас, диапазона изменения самопроизвольного εкам и обращенного εкам обр процесса тепловлаговыделений в камере сушки, годографа $Г(П_i)$ точек состояний приточного воздуха: состояние B_1 первые двое-трое суток, состояние B_2 остальное время до 30 суток; С – граница области смеси наружного (10%) и рециркуляционного (90%) воздуха для состояния B_1

- **в качестве местных доводчиков** в каждой из камер нужно применять рассольные охладители-осушители, управляемые влагорегуляторами, и воздухонагреватели, управляемые терморегуляторами.

Стабилизация основного параметра – относительной влажности воздуха или возможное целенаправленное ее управление (изменение) предлагается производить [2.28] с помощью переменной производительности СКВ, а значит, кратности циркуляции воздуха в камерах сушки колбас. При постоянной температуре воздуха управление производительностью происходит по уравнению

$$d_{кам} = d_{пр} + \Delta G_{вл} / L_{пр}\rho_B = d_{пр} + \Delta g_{вл} \cdot F_{кам} / L_{пр}\rho_B, \qquad (2.48)$$

где $d_{кам}$=8,5 г/кг; $d_{пр}$=4,7 г/кг; (при $\varphi_{кам}$=92%, $\varphi_{пр}$=55%, $t_{кам}$=12°С), средние удельные влаговыделения $\Delta g_{вл}$=0,025 *кг/(кг·ч)* при норме загрузки камеры 40 кг/м^2.

Возможность управления относительной влажностью воздуха при изменении его расхода проверена Р.И. Шаззо [2.28] в полупроизводственной сушильной камере (рис. 2.62, 2.63).

В процессе тепломассообмена между батоном и воздухом важную роль играет воздухораспределение. При относительно низкой влажности $\varphi_{кам}$ процесс сушки протекает вначале быстро, образуется поверхностный пересушенный слой («корочка»), который в дальнейшем тормозит процесс обезвоживания. При высокой $\varphi_{кам}$ процесс сушки замедляется, не исключено появление на поверхности плесени. При периодическом изменении параметров воздуха ($t_{кам1}$=14°С, $\varphi_{кам1}$=57%, $t_{кам2}$=10°С, $\varphi_{кам2}$=95%), так же, как при постоянных $t_{кам}$=12°С, $\varphi_{кам}$=75%, колбаса по химическим, бактериологическим и вкусовым свойствам отвечает нормам.

Принципиальная схема технологической СКВ для нескольких камер созревания (сушки) и камеры хранения сырокопченых колбас показана на рис. 2.64.

2.4.2. Камеры созревания сыров

2.4.2.1. Технологические требования к параметрам воздушной среды

Существует много разных видов сыра и технологий их приготовления, включающих такие операции: свертывание молока, обработка сгустка, формование, прессование и созревание сыра, последующее хранение и транспортировка. Многообразие сыров и их развитая классификация [2.17, 2.22-2.24] вызывают необходимость в различной технологии их приготовления, начиная от подготовки молока к свертыванию, приемов сырной массы и заканчивая уходом за сформированными сырами до зрелого состояния. **В основу классификации сыров обычно закладывают главные признаки, которые определяют характерные особенности сыра. К ним можно отнести: метод свертывания молока и степень его зрелости, необходимость второго нагревания и температуру, при которой оно проводится, характер поверхности сформованного сыра, чеддаризация сырной массы, созревание на воздухе, в рассоле, при участии слизи и плесеней на поверхности или внутри сыра.**

Созревание разных сыров как длительный технологический процесс, требующий воздуха определенных параметров ($t_{кам}$, $\varphi_{кам}$, $v_{кам}$) в условиях тепло- и влаговыделений, связано с микрофлорой, развивающейся внутри сыра. Поверхностная микрофлора (плесень, слизь) может изменить характер созревания, а микробиологические процессы при созревании разных сыров протекают по-разному, что учитывают в технологии их приготовления.

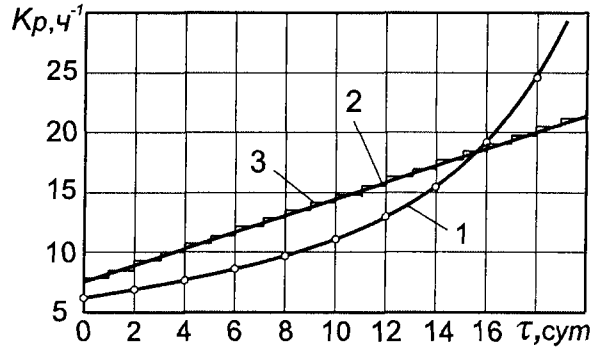


Рис. 2.62. Изменение кратности воздухообмена от времени сушки: 1 — теоретическая; 2– линеаризованная; 3 – действительная, реализованная при опытной сушке

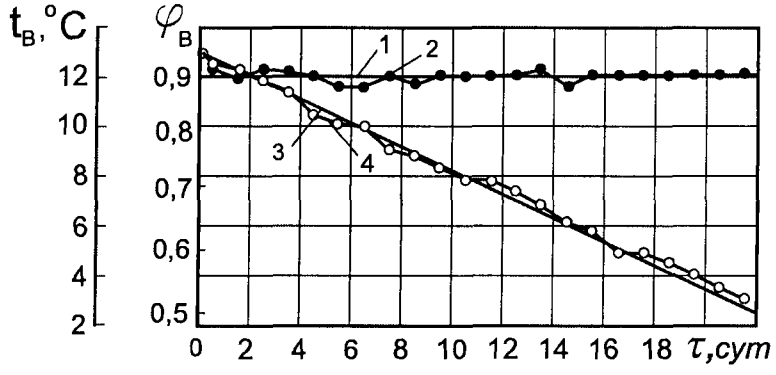


Рис. 2.63. Теоретическая и экспериментальная зависимости температуры и относительной влажности воздуха в сушильной камере от времени: 1 – рекомендуемая температура; 2 – экспериментальная температура; 3 – управляемая относительная влажность; 4 – экспериментальная относительная влажность

При производстве сыра **одним из основных технологических процессов, определяющих его качество и производственные потери, является созревание.** Необходимое условие на протяжении всего периода созревания, длящегося от одного (эстонский сыр) до шести месяцев (швейцарский сыр) – поддержание оптимальных параметров воздуха (табл. 2.18) по температуре и относительной влажности. Соблюдение этих параметров обеспечивает минимальные потери сыра от порчи и усушки, а также нормальное протекание микробиологических и биохимических процессов.

Наряду с оптимальными параметрами воздуха для выбора технических решений и технологической схемы СКВ существенны тепло- и влаговыделения в камерах созревания. В расчетах учитывают теплоту, выделяемую продуктом (сыром), людьми, освещением, поступления теплоты через наружные ограждения. Тепловыделения сыра, являющиеся результатом биохимических процессов, происходящих в нем при созревании, по литературным данным, составляют 0,13 Вт/кг. Влаговыделения в камере созревания поступают от продукта и людей. Сыр может терять часть содержащейся в нем влаги, в результате чего происходит его усушка, зависящая от сорта сыра и колеблющаяся от 0,5% в холодной камере до 3...3,5% в теп-

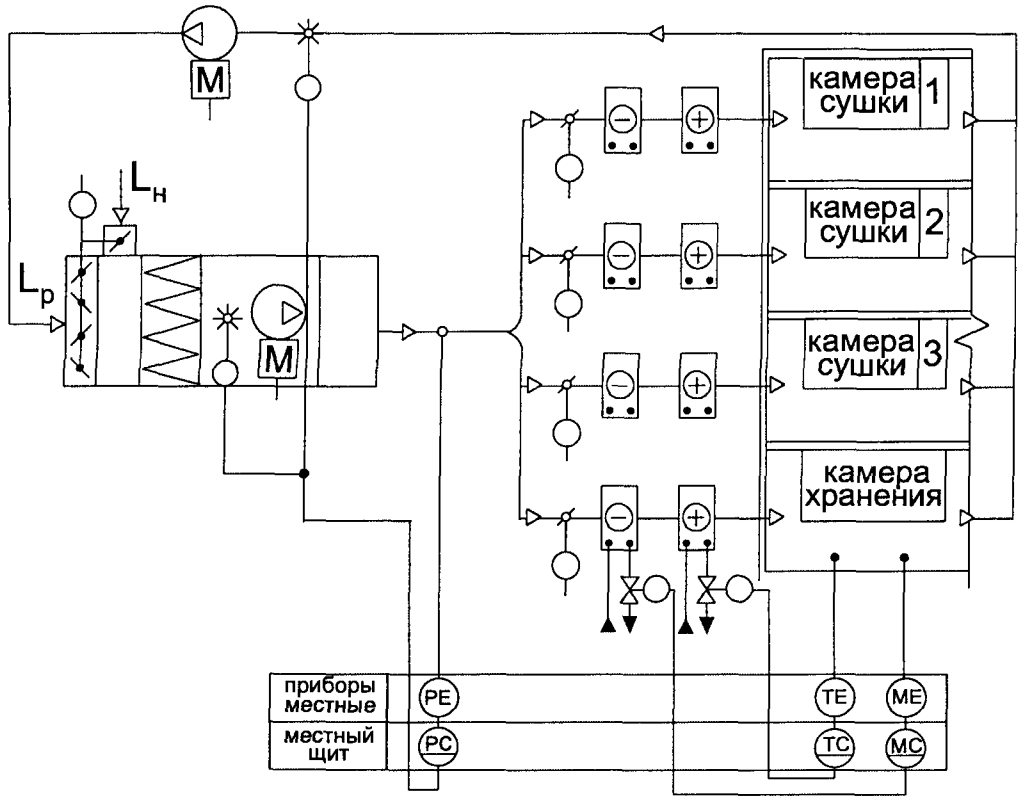


Рис. 2.64. Принципиальная схема технологической СКВ для трех камер созревания (сушки) и камеры хранения сырокопченых колбас. Технологический процесс и последовательность изменения температурно-влажностных условий в камерах сушки смещены на $\tau_{суш}/n_{кам}=30/3=10$ *суток*

лой. Усушка на практике определяется путем периодических взвешиваний контрольных блоков. Коэффициент испарения влаги с поверхности блоков β принимают 0,25 г/(м²·ч). Тепловлажностное отношение процесса, происходящего в камере сушки, непостоянно и его можно оценить $\varepsilon_{кам}=(10...40)\cdot10^3$ *кДж/кг*. Для расчетного режима в теплый период года ($t_{нр}=28°C$) на основе исследований ВНИХИ и подсчетов по типовым проектам Гипромолпрома при полной загрузке камеры сыром удельные тепловыделения можно принимать $q=21$ *Вт/м*³ объема для угловой камеры и $q=21$ *Вт/м*³ для подвальной камеры с усиленной теплоизоляцией.

Состояние поверхности твердых сыров изменяется в процессе созревания. В соответствии с этим меняется, и в широких пределах, ее способность испарять влагу. Она максимальна в начальный период и снижается по мере появления корки и в процессе созревания. Существенно уменьшает испарительную способность сыров парафинирование, особенно раннее, но оно не исключает испарения влаги (раннее парафинирование позволяет примерно в два раза сократить потери сыра от сушки при его созревании). Для учета отмеченного обстоятельства можно воспользоваться понятием массообменной характеристики ε_F [2.7] для сочного растительного сырья, полагая, что по мере образования корки все меньшая доля поверхности сыра непосредственно участвует в массообмене.

Таблица 2.18. Оптимальные параметры воздуха в камерах созревания разных сортов сыра по литературным данным

Вид сыра	Период созревания	Продолжительность созревания, мес.	Температура, $t_{кам}$, °С	Относительная влажность, $\varphi_{кам}$, %
Твердые сыры:				
швейцарский		6,0	11-12	90
советский		4,0	12-15	85-87
голландский	I	0,8	10-12	85-90
костромской	II	1,7	12-16	80-85
угличский	I	1,0-1,5	12-14	85-90
	II	1,0-0,5	10-12	88-90
Самопрессующиеся сыры:		2.0	13-15	90-95
латвийский	I	1.0	12-15	92-95
волжский	II	1.0	10-12	88-90
Сыры с чеддеризацией сырной массы:				
чеддер	I	0,3	12-15	80-85
	II	2,7	6-10	80-85
российский	I	0,5-0,8	10-12	70-75
	II	0,8	14-16	75-80
	III	1,0-0,7	10-12	
терочный кавказский	I	0,6	14-16	85-87
	II	2,4-5,4	12-14	80-85
Мягкие сыры:				
рокфор		2,0	6-8	90-95
дорогобужский		1,3-1,5	11-14	92-94
медынский		1,3-1,5	11-14	92-94

Особенность технологического режима созревания сыра состоит в том, что в результате биохимических процессов имеют место выделения внутренней теплоты. Поэтому при расчете тепло- влаговыделений учитывают превышение температуры поверхности сыра над температурой мокрого термометра. Искомую температуру поверхности можно определить на основе опытных данных из уравнения теплового баланса:

$$Q = \alpha F\left(t_{пов} - t_B\right) + \beta F \varepsilon_F \left(\omega_{пов} - \omega_B \varphi_B\right) i_{пара}, \qquad (2.49)$$

где ω – насыщающая концентрация водяного пара соответственно при температуре поверхности сыра и воздуха, кг/м^3.

На основании математической модели тепло-массообменных процессов в камерах холодильников с учетом отмеченных особенностей разработана методика [2.11] и проведено с использованием численного метода математического анализа аналитическое исследование влияния расхода воздуха на усушку неупакованного в пленку сыра в процессе его созревания.

Рассматривался фрагмент грузового объема сырохранилища в форме параллелепипеда, составленного из четырех стандартных контейнеров (1,1×0,9×1,24 м). В опытах масса сыра в контейнерах составляла 300 кг, масса головки сыра – 5 кг, удельная поверхность сыра – 0,035 м^2/кг, площадь живого сечения контейнера для прохода воздуха – 0,67 м^2, температура воздуха 10°С, относительная влажность – 80%. Результаты исследования авторов представлены графически на рис. 2.65. Характер кривых, выражающих зависимость удельной усушки сыра от удельного расхода воздуха (рис .2.65,а, б), указывает на наличие минимума, т.е. на существование такого расхода воздуха, при котором достигается наименьшая усушка продукта. Причем с точки зрения наименьшей усушки сыра, неоптимальный расход воздуха практически не зависит от испарительной способности продукта, хотя для продукта с большей испарительной способностью экстремум усушки выражен значительнее.

Как показали исследования (рис. 2.65, а-в), минимальная усушка приходится на область столь малых значений удельного расхода воздуха, что подогрев последнего в грузовом объеме сырохранилища достигает 5-6°С. Таким образом, возникает очевидное противоречие. С одной стороны, следовало бы стремиться к созданию таких условий в сырохранилище, при которых наблюдалась бы минимальная усушка сыра. С другой – для сырохранилищ такие градиенты температуры совершенно недопустимы. Сыры, созревающие при температурах, отличающихся всего на 2°С, имеют заметное различие во вкусовых качествах.

Поэтому в камерах созревания сыра расход воздуха следует устанавливать, исходя из условий соблюдения технологии ведения процесса созревания, но при этом учитывая установленный характер зависимости усушки от расхода воздуха и то обстоятельство, что в сырохранилище приходится устанавливать расход воздуха больший оптимального его значения; необходимо стремиться к ограничению подвижности воздуха в грузовом объеме. Результаты обсуждаемых исследований можно проанализировать и с точки зрения тепловлажностного отношения процесса в камере сушки, вытекающего из зависимостей на рис. 2.65. В частности, в зависимости от величины ε_F, характеризующей испарение с поверхности сыра, тепловлажностное отношение принимает значение в диапазоне $\varepsilon_{кам}$=3500...35000 кДж/кг. Это обстоятельство нужно учитывать при выборе параметров обработанного в кондиционере воздуха (см. рис. 2.66).

2.4.2.2. Принципиальные решения СКВ для камер созревания сыров

Они основываются на учете заданных параметров воздуха, тепло- и влаговыделений, тепловлажностного отношения $\varepsilon_{кам}$ и постоянного минимального расхода забираемого наружного воздуха (5...10%). Процессы обработки воздуха: смешение, охлаждение-осушение, нагревание и увлажнение показаны на $i-d$ диаграмме (рис. 2.66).

На сыродельных предприятиях обычно применяют местные кондиционеры отдельно для каждой камеры. Это объясняется:

- большим различием температурно-влажностных режимов в камерах;
- сезонностью производства сыра;

- отдаленным расположением камер друг от друга, отсутствием места;
- уменьшением возможности проникновения запахов и микрофлоры из одной камеры в другую.

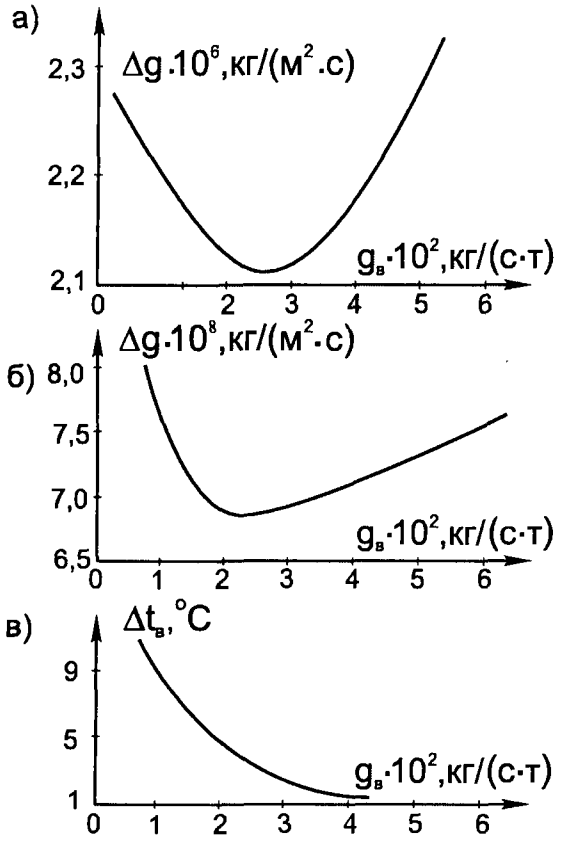


Рис. 2.65. Зависимость усушки сыра при ε_F=0,4 (а), ε_F=0,01 (б) и подогрева воздуха Δt_B (в) от его расхода в процессе созревания при удельной поверхности 0,035 м²/кг (по данным П.Г.Красномовец и Н.И.Островского [2.11])

2.4.3. Камеры выращивания грибов (шампиньонов, опят, сморчков и др.)

2.4.3.1. Требования к параметрам воздуха и выбор СКВ

Искусственно выращиваемые грибы: шампиньоны, опята, сморчки и др. нуждаются в специальной технологии выращивания и программно-изменяемых параметрах воздуха. Для непрерывного получения урожая и его реализации используют не одну, а несколько камер. Технологический процесс в них смещен на величину отношения продолжительности цикла выращивания к числу камер ($\tau_{выр}/n_{кам}$). Например, для нижеобсуждаемых шампиньонов биологический цикл роста и развития грибов составляет по литературным источникам 65-70 суток. Если камер выращивания (обычно в подвале) пять, то процесс смещен на 70/5=14 суток (две недели), и удается почти непрерывно снимать урожай, не переполняя камеру хранения.

Культура шампиньона имеет ряд положительных питательных свойств и вкусовых качеств. Грибоводство, само используя отходы производства (солома, помет), являет-

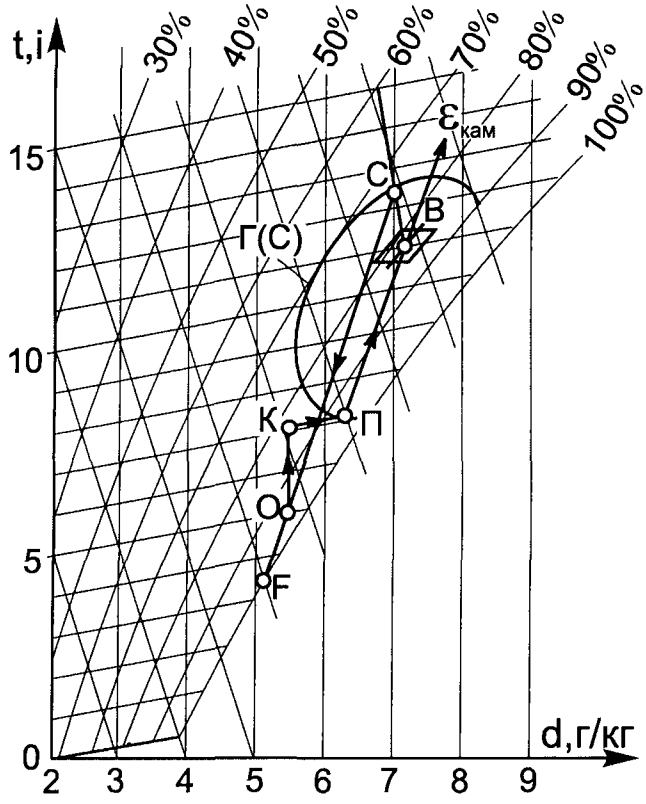


Рис. 2.66. Изображение процессов тепловлажностной обработки воздуха в СКВ для камеры созревания сыра в теплый период года в i — d диаграмме: В — заданное состояние воздуха в камере; С — состояние смеси наружного и рециркуляционного воздуха; О — состояние воздуха после воздухоохладителя-осушителя; F — состояние насыщенного воздуха вблизи поверхности воздухоохладителя; К — состояние воздуха после нагревания; П — состояние воздуха после увлажнения паром (подаваемого в камеру), Г (С) — годограф состояния смеси наружного и рециркуляционного воздуха в течение года

ся безотходным, потому что питательный субстрат (почва) после выращивания грибов служит хорошим органическим удобрением для полей и огородов. Биологический цикл роста и развития грибов позволяет снимать 5-6 урожаев в год. Выращивание их на контейнерах и стеллажах, расположенных в несколько ярусов по высоте, позволяет интенсивно использовать культивационные и специально приспособленные подвальные помещения-шампиньонницы.

Для выращивания шампиньонов применяют синтетический субстрат (грунт), который готовят из-за сильных неприятных запахов в отдельном здании компостного цеха; обычно этот процесс полностью механизирован. **В расчетах тепловлажностных режимов учитывают завершающую часть технологического процесса (рис. 2.67) — высадку, приживаемость и рост мицелия в субстрате, насыпку покровного слоя, плодообразование, плодоношение и сбор урожая.** Исходные технологические данные и требования к параметрам воздуха в процессе выращивания грибов представлены на графике рис. 2.67. Как следует из него, температура ($t_{кам}$), относительная влажность ($\varphi_{кам}$) и скорость движения ($v_{кам}$) должны меняться на разных стадиях технологического процесса, т.е. требуют программно-управляемой технологической СКВ с зональным регулированием в каждой из камер. Из анализа данных следует, что на всех стадиях выращивания грибов требуется воздух трех состояний; эти

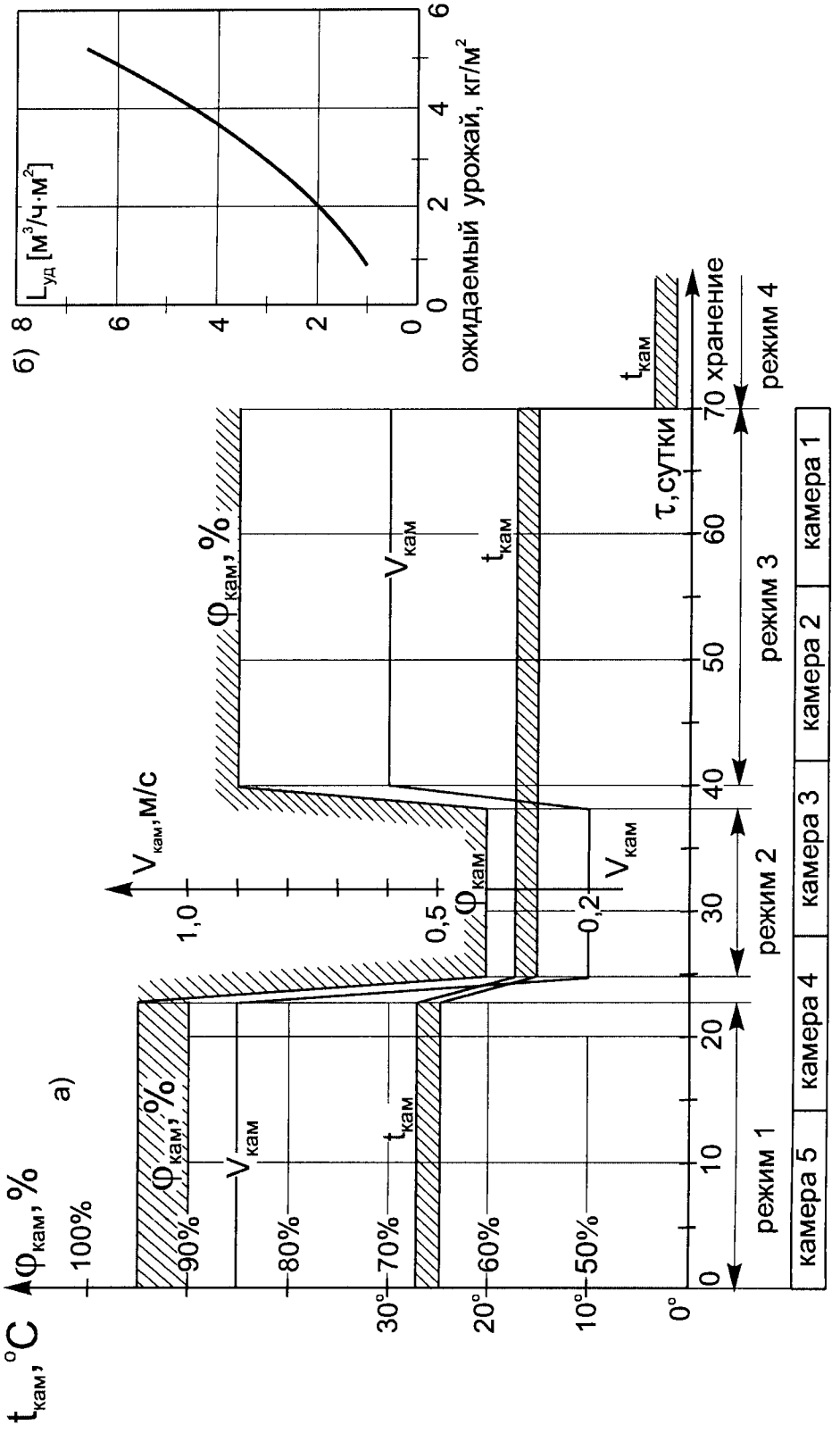


Рис. 2.67. Технологический график режимов выращивания грибов шампиньонов и требуемых параметров воздушной среды; (а) зависимость расхода подаваемого наружного воздуха (м³/ч·м²) от ожидаемого урожая грибов, кг/м²: (б) режим 1: приживаемость и рост мицелия в субстрате, укрытие влажной газетной бумагой (13 суток), насыпка покровного слоя, уход за культурой (10 суток); режим 2: плодообразование (17 суток); режим 3: плодоношение и сбор урожая, регулярные поливы (с 40-х суток); режим 4: хранение урожая. Число камер выращивания грибов принято равным пяти. Технологические данные ООО «Грибы», С.-Петербург

параметры, их относительная продолжительность и примерные влаговыделения представлены ниже и на рис. 2.68:

Режим 1: $t_{кам} = 26°C$; $\varphi_{кам} = 92\%$; $v_{кам} \le 0{,}9$ м/с; $\bar{\tau}_1 = 0{,}30$; $g_{вл} \approx 22$ г/ч·м^2.

Режим 2: $t_{кам} = 16°C$; $\varphi_{кам} = 60\%$; $v_{кам} = 0{,}2$ м/с; $\bar{\tau}_2 = 0{,}20$; $g_{вл} \approx 40$ г/ч·м^2

Режим 3: $t_{кам} = 16°C$; $\varphi_{кам} = 85\%$; $v_{кам} \le 0{,}6$ м/с; $\bar{\tau}_3 = 0{,}45$; $g_{вл} \approx 18$ г/ч·м^2

Режим 4 (хранение): $t_{кам} = 1-3°C$; $\varphi_{кам} = 90-100\%$.

Остальное время $\Delta\bar{\tau} = 0{,}05$ приходится на перевод системы для поддержания параметров с одного режима на другой.

Число камер и продолжительность режимов между собой не связаны. Поэтому **СКВ должна быть многоуровневой: уровень центральной обработки наружного воздуха, уровень подготовки воздуха для трех режимов, уровень распределения воздуха по каналам (временна'я программа).** Кроме того, по данным агрономов, количество подаваемого воздуха не постоянно, а почти линейно зависит от ожидаемого урожая (в кг грибов с м^2 площади посева) – см. рис. 2.67, б.

Исходными данными для проектирования СКВ камеры выращивания грибов являются: технологический режим, требования к параметрам, общая площадь посева, число камер выращивания грибов. Грибы растут в темноте, нахождение людей в камерах созревания грибов эпизодическое. Должен быть задан ожидаемый урожай грибов. Например 4 кг/м^2, что определяет удельный расход наружного воздуха $L_{уд}$=4,5м^3/ч·м^2.

Расчетной вредностью, по которой определяют воздухообмен, является испаряющаяся влага. Формулы для определения массы воды, испаряющейся с неровной поверхности субстрата при его разном увлажнении, не обнаружено. Природные процессы испарения влаги с поверхности почвы в воздух изучены, однако имеют другую природу. В частности, испарение возрастает при увеличении влажности атмосферного воздуха, что происходит после дождя. Поэтому приближенное значение $g_{вл}$[г/м^2·ч] можно получить, проведя известные расчеты для испарения с зеркала воды (завышенные цифры) и со смоченной поверхности (это ближе к реальным условиям, если поверхность влажная). В процессе испытания и наладки требуется уточнение фактических влаговыделений и корректировка состояния приточного воздуха.

Расчетный воздухообмен по влаге в каждой камере нужно увязать с расходом наружного воздуха; для этого можно варьировать влагосодержание приточного воздуха ($d_{П1}$, $d_{П2}$, $d_{П3}$, на рис. 2.68). Процесс испарения влаги с поверхности субстрата в воздух принимаем как изоэнтальпийный (адиабатный). Систему кондиционирования воздуха (рис. 2.69) можно представить состоящей из центрального кондиционера, зональных доводчиков и сети воздуховодов, подающих воздух во все камеры выращивания и камеру хранения. В последней имеются небольшие теплоизбытки (биологическая теплота) и влаговыделения. Наружный воздух очищается, после чего обрабатывается водой в камере орошения: при $t_H > 10°C$ адиабатически, при $t_H < 8...10°C$, политропически нагреваясь и увлажняясь при распыле в воздух теплой воды (t_{W_H}=20...25°C). В результате обрабатываемый воздух принимает состояние, близкое к насыщению (см. рис. 2.68). Для доводчика 2 воздух только очищается, минуя обработку в камере орошения.

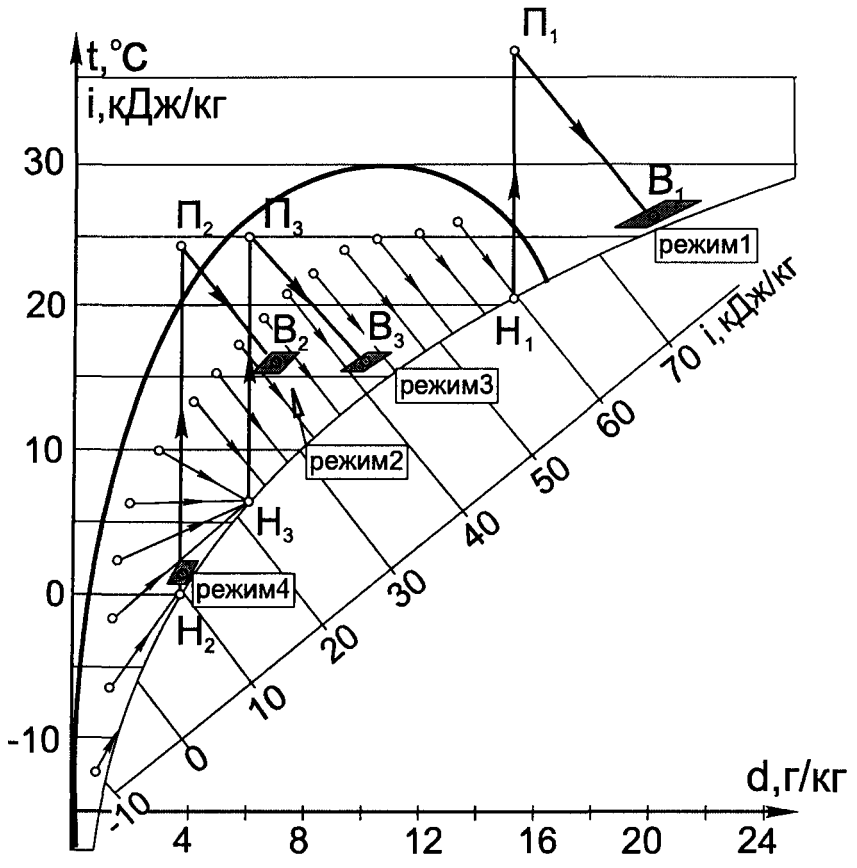


Рис. 2.68. Изображение в i — d диаграмме влажного воздуха состояний (В) в камерах выращивания грибов-шампиньонов и в камере хранения, процессов тепловлажностной обработки воздуха в центральном кондиционере и в зональных конди ционерах-доводчиках, процессов ассимиляции влаги в камерах выращивания $П_1В_1$, $П_2В_2$, $П_3В_3$

После центрального кондиционера воздух распределяется между несколькими зональными кондиционерами, и некоторое количество воздуха подается в камеру хранения, если там находится продукция. Каждый из зональных кондиционеров имеет переменную производительность по числу обслуживаемых им технологических камер. Так, в режиме 1 при относительном времени пребывания $\bar{\tau}_1$=0,30 и пяти камерах выращивания может обслуживаться одна или две камеры. Аналогично в режиме 2 тоже одна или две камеры, а в режиме 3 – две или три. Для переключения подачи воздуха от того или иного кондиционера в определенную камеру предусмотрена сеть воздуховодов и клапаны. Режимы меняются нечасто, поэтому данную процедуру можно выполнять и вручную.

Для достижения состояния $П_1$ и $В_1$ обработанный наружный воздух следует увлажнить до состояния $Н_1$ и нагреть. Для достижения состояния $Н_2$ воздух необходимо охладить, после чего нагревом можно получить воздух состояний $П_2$ и $В_2$. Для режима 3 нужно обеспечить состояние $Н_3$ (увлажнением или осушением), после чего, нагревая воздух, получают $П_3$ и в камере $В_3$. Можно, видимо, предложить и другую технологию обработки воздуха.

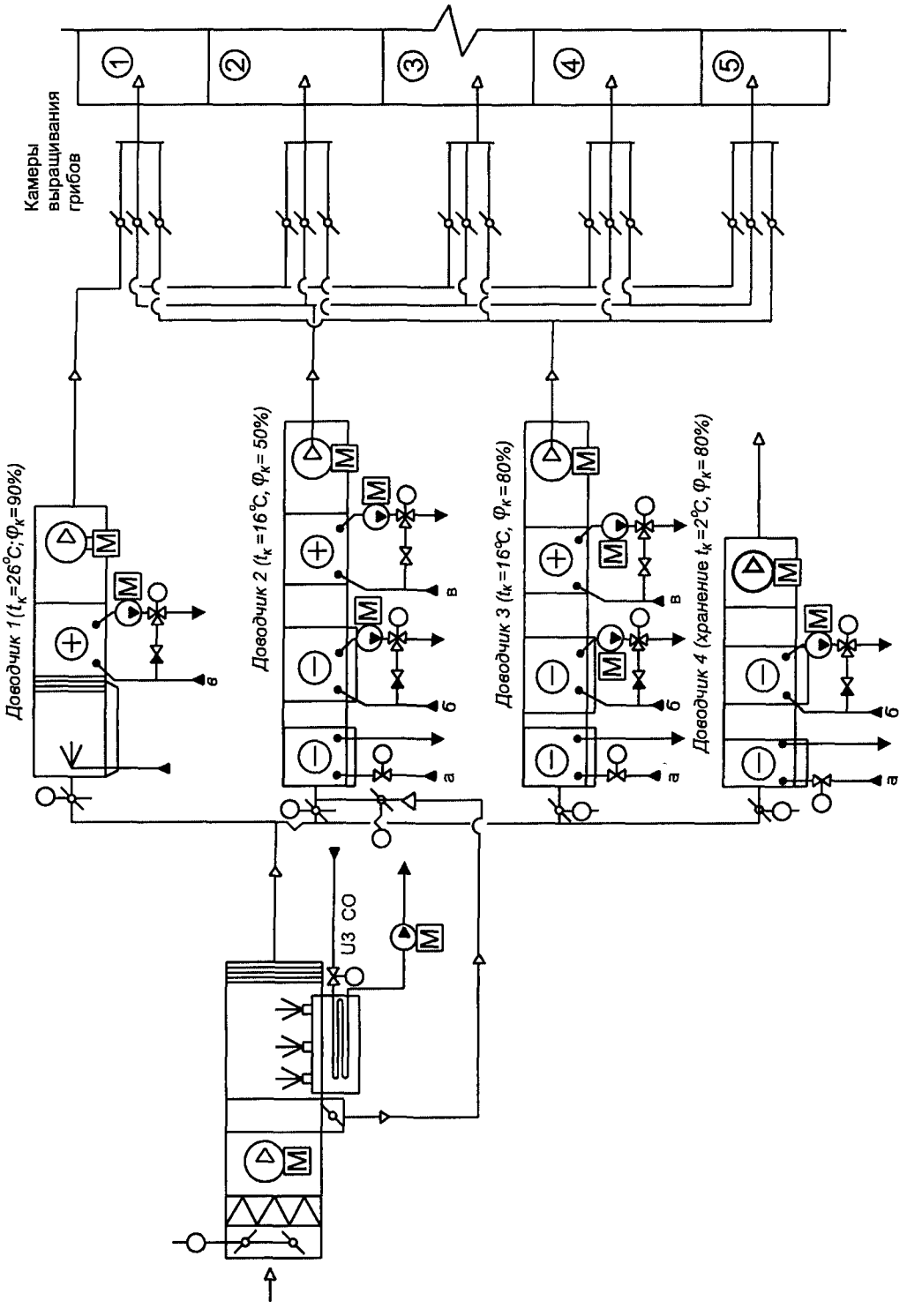


Рис. 2.69. Принципиальная схема центральной СКВ с метными кондиционерами-доводчиками для группы камер выращивания грибов шампиньонов и камеры хранения (не показана) к примеру 2.14

2.4.3.2 Пример выбора и расчета СКВ для камеры выращивания грибов шампиньонов

Пример 2.16. *Расчитать влаговыделения и воздухообмен в камерах выращивания грибов шампиньонов, если число камер — пять и камера хранения, площадь поверхности субстрата в каждой камере от всех ящиков F_1=160 м². Выбрать принципиальные решения СКВ для условий выращивания грибов*.*

Приближенно определим испарение влаги с поверхности влажного субстрата как со смоченной поверхности: в режиме 1 G_{W_1}=1,05 г/с, в режиме 2 G_{W_2}=1,8 г/с, в режиме 3 G_{W_3}=0,8 г/с. Плодообразование сопровождается выделением в окружающую среду углекислого газа и других продуктов метаболизма грибов. Накопление их сильно вредит культуре и тем самым обусловливает снижение урожая, ухудшение качества грибов; при недостаточной вентиляции плодовые тела приобретают неправильную форму. Поэтому на всех этапах выращивания грибов требуется подача наружного воздуха для разбавления вредности и снижения концентрации CO_2 до заданного предела не более 0,08...0,1% по объему (рециркуляция запрещена).

Расчетный расход наружного воздуха определяется по двум условиям:

- *в зависимости от предполагаемого урожая (5 кг/м²), температуры субстрата (17°С) и расхода субстрата (100...120 кг/м²) удельный расход наружного воздуха должен быть не меньше 6 м³/ч·м². При площади субстрата 160 м² в одной камере расчетный расход воздуха составляет ~1000 м³/ч;*
- *по условию ассимиляции влаговыделений в каждой из камер и известном расходе приточного воздуха перепад влагосодержаний равен: в режиме 1: $\Delta d_1 = d_{B_1} - d_{пр_1}$=1,05/0,33=3 г/кг; в режиме 2: Δd_2=1,8/0,33=5,4 г/кг; в режиме 3: Δd_3=0,8/0,33 = 5,4 г/кг. При этом возможную погрешность определения влаговыделений на практике можно подкорректировать, изменяя влагосодержание подаваемого в камеры обработанного воздуха.*

Центральный кондиционер обрабатывает наружный воздух, переводя его на линию насыщения: при $t_н$ <8°С применяется одновременный нагрев и увлажнение теплой водой в камере орошения; при $t_н$ >8°С применяется адиабатное увлажнение воздуха до состояния, близкого к насыщению.

В СКВ предусмотрены кондиционеры-доводчики, в которых воздух готовят до состояний в разных (трех) режимах выращивания грибов, а также на этапе хранения. В каждом из доводчиков воздух либо охлаждается-осушается в поверхностном охладителе (по линии насыщения), либо увлажняется паром (тоже по линии насыщения), после чего во всех случаях нагревается в водяном или электрическом аппарате, принимая требуемое состояние приточного воздуха. Для удобства доводчикам присвоены номера, соответствующие тому этапу роста грибов, параметры воздуха для которого они обеспечивают. Например, для обеспечения параметров воздуха на этапе 1 (плодообразование) применяется доводчик КД1, а для обеспечения параметров в камере хранения, этап 4 — КД4.

Расчетная полная производительность центрального кондиционера, обслуживающего пять камер созревания и одну камеру хранения грибов, составляет около 6500 м³/ч. От доводчиков, работающих на камеру созревания (выращивания) гри-

* Задание на проектирование принято по данным ООО «Грибы», технические разработки выполнены при участии Т.А. Ефимовой.

бов, в коридоре предусматриваются магистральные воздуховоды, на каждом из которых должен быть отвод с клапаном в каждую из камер. Поскольку нагрев и охлаждение воздуха в доводчиках требуются круглогодично и одновременно, то целесообразно получать теплоту воды в конденсаторе той же холодильной машины, где в испарителе получают холодную воду.

2.4.4. Станции искусственного климата (виды и устройство)

Современные фитотроны представляют собой сложные инженерные комплексы, предназначенные для проведения работ по селекции новых сельскохозяйственных культур. Сооружение фитотронов преследует цель резкого повышения эффективности и ускорения процесса селекции по сравнению с натурными условиями. В состав фитотронов входят разнородные производственные помещения: оранжереи и теплицы с естественным и искусственным освещением, блоки климатических камер и микрофитотронов, суховейные камеры, вегетационные помещения и камеры приораживания посевного материала.

К числу программно-управляемых параметров, изменяемых в течение времени и моделирующих суточный ход параметров наружного воздуха (рис. 2.70), относятся: температура, относительная влажность и скорость движения воздуха, температура почвы и корнеобитаемого слоя растений, газовый состав воздуха, освещенность и продолжительность фаз светового периода; дождевание и подкормка растений.

В технологическую схему СКВ для фитотронов входят традиционные аппараты для нагревания, охлаждения-осушения, увлажнения и очистки воздуха. Их работа определяется временем года и теми температурно-влажностными параметрами, которые нужно поддерживать, а точнее, программно изменять. Очень важная роль принадлежит системе управления такой СКВ. Информационно-управляющая система производит контроль, регистрацию и автоматическое программное управление параметрами микроклимата, освещенностью и осадками, оказывающими в сочетании определяющее влияние на выращивание и формирование их наследственных качеств.

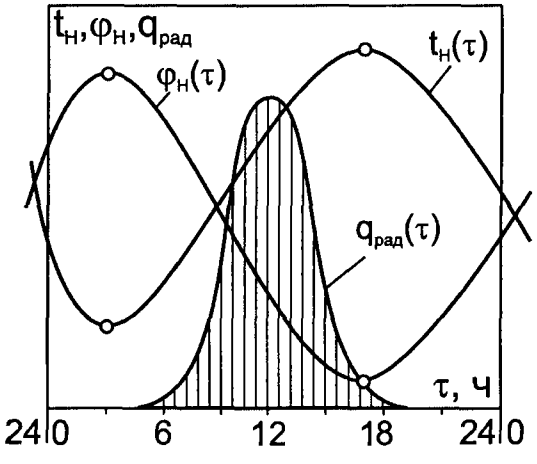


Рис. 2.70. График периодического взаимосвязанного изменения температуры, относительной влажности воздуха и освещенности в камере выращивания растений за фотопериод (модель суток)

Вместо эпилога. Стратегический сценарий развития кондиционирования воздуха

К изложению этого вопроса автора книги подвинула известная статья И.Р. Щекина [2.29]. Вряд ли на Земле найдется философ и ученый, который мог бы разработать такой точный сценарий на первую половину XXI века. Нельзя не согласиться с автором в том, что **«...правильно определяемая стратегия развития любого технического направления может обеспечить производителю не только максимальные прибыли, но и главенствующую роль первооткрывателя»**. И дальше: **«...в существующих количественных и количественно-качественных прогнозах отсутствует единая эвристическая основа, связанная с аспектами развития человеческого общества, изменением его социальной структуры, урбанизацией планеты, концентрацией жилья и производства. Отсутствие философской основы исключает рассмотрение в сценариях будущего динамики изменения экономическо-коньюнктурной, энергетической, экологической, ресурсной и другой обстановки прогнозируемого периода...**

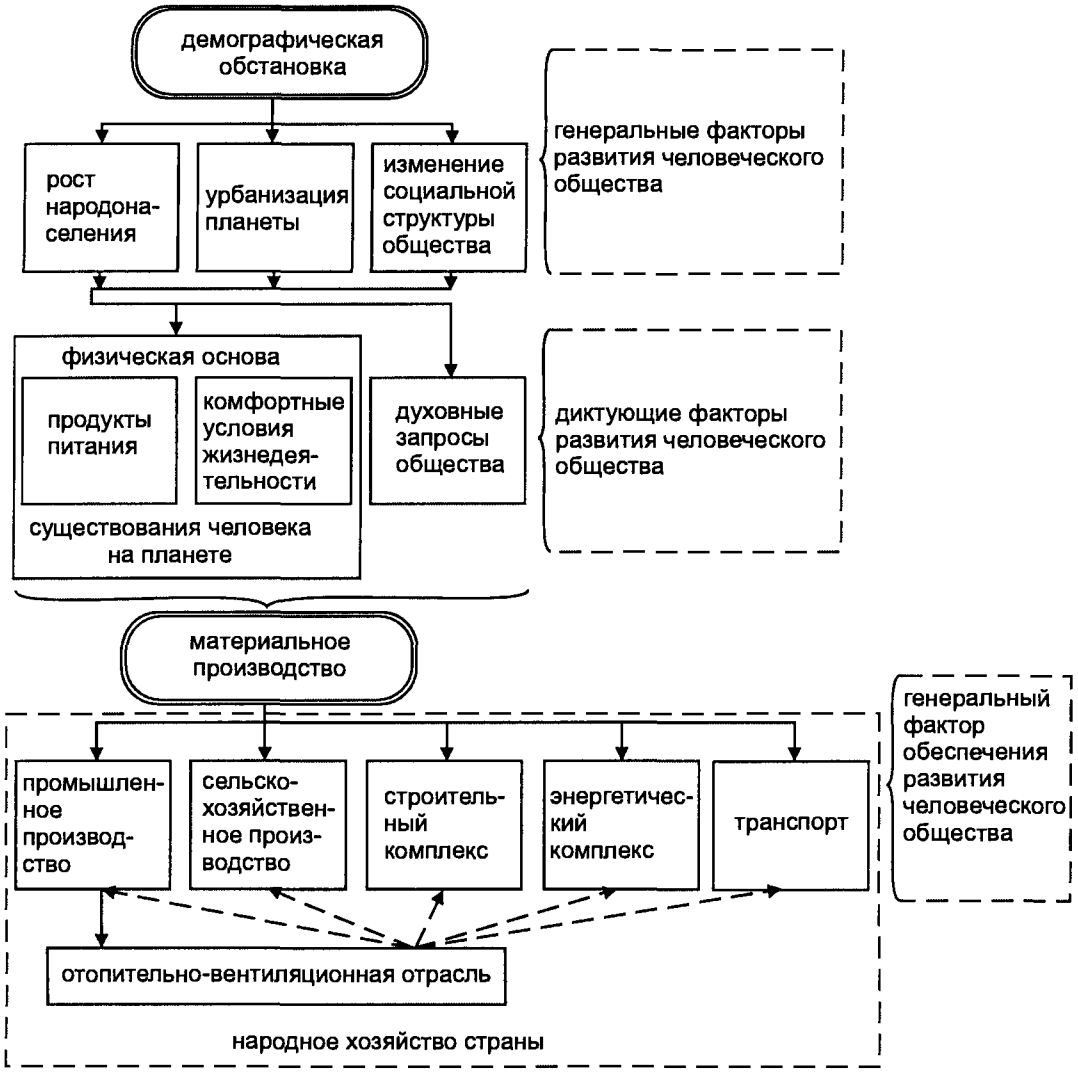


Рис. 2.71. Генеральная иерархия программообразующих факторов развития человеческого общества с выведением уровня нахождения в ней отопительно-вентиляционной отрасли (по И.Р.Щекину)

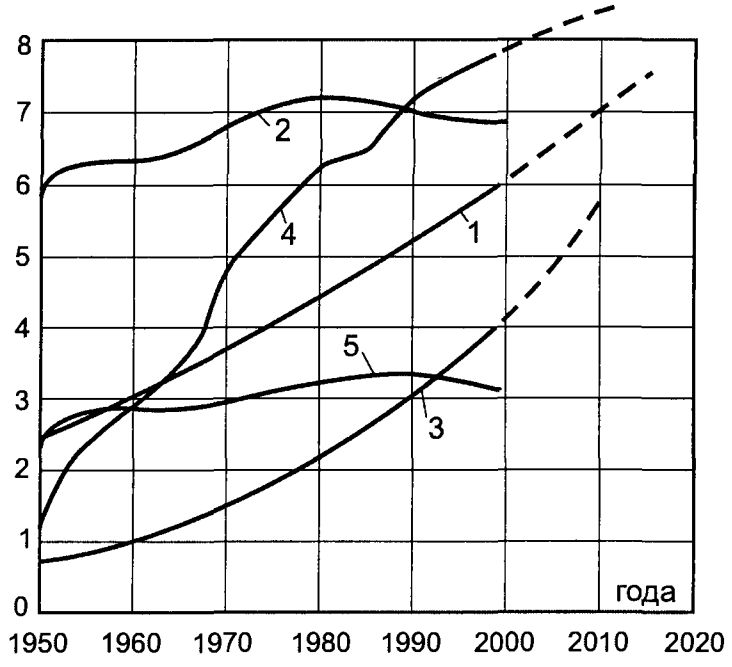


Рис. 2.72. График глобального изменения основных жизнеобразующих факторов на Земле за период 1950-2000 гг. (по данным К.Я.Кондратьева), определяющих перспективу развития техники и объектов кондиционирования воздуха в XXI веке: 1 – численность населения Земли, млрд; 2 – площадь земель, занятых под зерновые культуры, га·10 $^{-8}$; 3 – валовой глобальный продукт (общий показатель мировой экономической динамики), трил. долл·10 $^{-1}$; 4 – суммарное потребление ископаемого органического топлива (уголь, нефть, природный газ), млрд тонн нефтяного эквивалента; 5 – производство зерна на Земле на душу населения, кг·10 $^{-2}$/(год·чел)

На наш взгляд, главное, что позволит повысить достоверность концепции будущего, – это не поиск изменений в количественном выпуске машины, а определение изменений будущих условий социального заказа общества...»

На рис. 2.71 приведена генеральная иерархия программообразующих факторов развития человеческого общества с выведением уровня нахождения в ней отопительно-вентиляционной отрасли. Генеральным фактором развития общества является изменяющаяся демографическая обстановка. Для дальнейшего анализа используем фундаментальную публикацию К.Я.Кондратьева [1.5]. Основные результаты, представленные в данной статье, показаны на графике (рис. 2.72), охватывающем период с 1950 по 2000 год и прослеживанием дальнейшей динамики (тенденции). Анализ изменения народонаселения Земли, валового глобального продукта, потребления ископаемого органического топлива разных видов указывает на рост первых двух при отстающем темпе потребления топлива. Во всех сферах человеческой деятельности происходят все убыстряющиеся изменения, которые в конечном счете определяют жизнедеятельность и предъявляют все большие требования к микроклимату помещений и системам, его обеспечивающим. Оставляем читателю возможность убедиться в этом самому, располагая данными роста на рис. 2.72. В России наибольший рост в начале XXI века нужно ожидать в сфере производства, строительства, транспорта, связи и др.

Глава 2. Список литературы

2.1. *А.А. Аксенов и А.В. Гудзовский.* Численное моделирование аэродинамики и переноса загрязнений в чистых производственных помещениях. // Технология чистоты. 1992, №1, с. 31–35.

2.2. *Н.Л. Бедриковецкий, М.Х. Гиммельберг, В.В. Ловцов.* Основные результаты исследования прецизионных СКВ. – В кн.: Наладка и проектирование систем промышленной вентиляции и КВ. ПИ ППВ, М.: 1969, с. 20–31.

2.3. *А.М. Бражников, Н.Д. Малова.* Кондиционирование воздуха на предприятиях мясной и молочной промышленности. М., Пищевая промышленность, 1979. – 256 с.

2.4. *Э.Я. Гинцбург.* Расчет отопительно-вентиляционных систем с помощью ЭВМ. М.: Стройиздат, 1979.

2.5. *А.Ш. Гузман.* Эксплуатация СКВ корпуса прецизионных станков ЭНИМС. // Водоснабжение и санитарная техника, 1980, №4, с. 27-29.

2.6. *В.З. Жадан, Л.В. Мартынова.* Исследование влагообмена при сушке сырокопченых колбас. В кн.: Холодильная техника и технология. Вып. 3. Киев, 1966, с. 103-110.

2.7. *В.З. Жадан.* Теоретические основы кондиционирования воздуха при хранении сочного растительного сырья. М., Пищевая промышленность, 1972. – 154 с.

2.8. *В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел.* Теплопередача. М.-Л.: Энергия, 1965, – 424 с.

2.9. И.С. Калинина, В.И. Каракеян, Н.Ф. Лигу. Вопросы прецизионных тепловых процессов в ЧПП, МИЭТ, М.: 1990, с. 9-10.

2.10. *Ю.Н. Кигур.* Приближенная оценка эффективности улавливания пыли в форсуночных камерах кондиционеров. // Водоснабжение и санитарная техника, 1973, № 9, с. 10.

2.11. *П.Г.Красномовец, Н.И.Островский.* Определение расхода воздуха для камер созревания сыра. – В кн.: Холодильная техника и технология. Вып. 52, Киев, 1991, с. 83-87.

2.12. *Г.Я. Крупкин, Е.В. Чупрынин, Ю.Н. Хомутецкий.* Методика наладки и контроля герметизации специальных помещений электронной промышленности. В кн.: Повышение энергетической эффективности систем вентиляции и кондиционирования воздуха. ЛДНТП. Л.: 1987, с. 42-46.

2.13. *В.В. Ловцов, Ю.Н. Хомутецкий.* Системы кондиционирования динамического микроклимата помещений. М.: Стройиздат, 1991, — 150 с.

2.14. *Л.М. Никитина.* Термодинамические параметры и коэффициенты массопереноса во влажных материалах. М.: Энергия, 1968, – 500 с.

2.15. *А.И. Пирумов.* Обеспыливание воздуха. М.: Стройиздат, 1974, – 207 с.

2.16. *И.А. Романовская.* Программа расчета на ЭВМ ЕС-1022 теплопотерь за счет инфильтрации наружного воздуха в промышленных и гражданских зданиях. Сер. 18 А-14, БелНИИНТИ, 1980.

2.17. *Н.Л. Смехова, С.А. Межова.* Проектирование УКВ в камерах созревания сыра. // Холодильная техника, 1979, №4, с. 12–14.

2.18. *А.Г. Сотников.* Гармонический анализ в СКВ при позиционном регулировании.// Холодильная техника, 1979, №3, с. 39–43.

2.19. *А.Г. Сотников.* Автоматизация систем кондиционирования воздуха и вентиляции. Л., Машиностроение, ЛО, 1984, – 240 с.

2.20. *Б.Н. Тарасов.* Технология и оборудование процессов печати и химико-фотографической обработки фильмовых материалов на киностудиях. СПб., ЛИКИ, 1992.

2.21. «Технология чистоты», АСИНКОМ (Ассоциация инженеров по контролю микрозагрязнений), М.

2.22. *Л.Н. Тихомирова.* Технологическое кондиционирование воздуха в камерах созревания сыра. // Холодильная техника, 1975, №4, с. 43–45.

2.23. *Л.Н. Тихомирова, А.А. Гоголин.* Об оптимальном режиме кондиционера для камеры созревания сыра. // Холодильная техника, 1977, №1, с. 14–18.

2.24. *Л.Н. Тихомирова, А.А. Гоголин, В.Ф. Лебедев.* Исследование процессов КВ в камерах созревания сыра. // Холодильная техника, 1976, №9, с. 29–33.

2.25. *А.Е. Федотов.* Проект норм на чистоту воздуха в больницах. АСИНКОМ // «Технология чистоты», № 2, 1999, с. 16–19.

2.26. *Н.А. Фукс.* Механика аэрозолей. АН СССР, М., 1955.

2.27. *А.Ш. Шамилова.* Методы и устройства сушки кинофотоматериалов. М.: НИКФИ, 1985.

2.28. *Р.И. Шаззо.* Количественное регулирование относительной влажности воздуха в камерах сушки колбас. // Холодильная техника, 1979, №10, с. 9,10.

2.29. *И.Р. Щекин.* Стратегический сценарий развития кондиционеростроения. Фрагмент: философская основа значимости кондиционеростроения. В кн.: Кондиционеростроение. Выпуск 18. ВНИИкондиционер. Харьков, 1989, с. 64–73.

А.Г. СОТНИКОВ

АВТОНОМНЫЕ И СПЕЦИАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

ТЕОРИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ,
ИСПЫТАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ

Редактор
А.Г. Сотников

Верстка, техническая подготовка
К.Л. Трошин

Корректор
С.П. Минин

Компьютерный набор
Л.В. Сотникова

Издательство «АТ-Publishing» благодарит автора А.Г. Сотникова и директора фирмы «Проект Оптимум» Д.А. Сотникова за доверие, внимание и плодотворное сотрудничество, результат которого перед Вами.

ООО «АТ»
191186, СПб, Конюшенная пл., д. 2, литер Д, оф. 421
+7 (812) 999-56-75, 140-61-21

Подписано в печать 18.03.05,
Формат 60x90 1/8. Объем 30 п.л.
Тираж 2000 экз. Зак. № 107
Отпечатано с готовых диапозитивов в
ОАО «Техническая книга»
190005, СПб, Измайловский пр., 29

ISBN 5-902880-01-7
9 785902 880011

Замеченные опечатки

№ страницы	Напечатано	Следует читать
68	bt, Qx, xBO, LH,tH	b_t, Q_x, $\xi_{во}$, $L_н$, $t_н$
133	6-9ч-1	6-9ч $^{-1}$
133	Т пом.	$T_{пом.}$