О. Я. КОКОРИН, Л. И. СТАВИЦКИЙ,
Я. Г. КРОНФЕЛЬД

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В МНОГОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЯХ

МОСКВА
СТРОЙИЗДАТ
1981

ББК 38.762.3
К 59
УДК 697.94

Рецензент — главный специалист ГСПИ связи А.Л.Цыганков.

Кокорин О.Я. и др.

К 59 Кондиционирование воздуха в многоэтажных зданиях/ О.Я.Кокорин, Л.И.Ставицкий, Я.Г.Кронфельд. — М.: Стройиздат, 1981. — 184 с., ил.

Рассмотрены вопросы проектирования, монтажа, наладки, эксплуатации систем кондиционирования воздуха (СКВ) в многоэтажных зданиях. Приведена классификация и подробное описание схем СКВ, а также конструкций кондиционирующих устройств. Изложены основы выбора и расчета наиболее прогрессивных типов систем на базе серийно выпускаемого отечественного оборудования. Даны рекомендации по применению схем тепло- и хладоснабжения, компоновочным решениям, приведены методы расчета и оценки условий микроклимата, воздухораспределения и организации воздушно-теплового режима в кондиционируемых помещениях.

Для инженерно-технических и научных работников, проектных, эксплуатационных и научно-исследовательских организаций.

ББК 38.762.
6С9.

К $\frac{30210-600}{047\ (01)-81}$ КБ-18—4—81. 3206000000

© Стройиздат, 1981

ПРЕДИСЛОВИЕ

Решающим условием дальнейшего развития производства и подъема благосостояния народа является интенсификация всего общественного производства. Этим вопросам уделялось большое внимание на XXV и XXVI съездах КПСС, об этом же говорилось на октябрьском (1980 г.) Пленуме ЦК КПСС.

Интенсификация производства зависит от многих факторов, в том числе от условий труда на предприятиях, одним из путей улучшения которых является оснащение их современными системами вентиляции и кондиционирования воздуха.

В последние годы широко развернулось строительство многоэтажных зданий различного назначения — учреждений, институтов, гостиниц, инженерных корпусов, промышленных объектов точного машиностроения и др. Для этих зданий характерны легкие ограждающие конструкции с площадью остекления 40–70%. Увеличение остекления приводит к повышению температуры внутреннего воздуха в летний период, а также к образованию зон дискомфорта вблизи холодных оконных поверхностей зимой.

Расположение многоэтажных зданий на оживленных городских магистралях или промышленных площадках создает дополнительные трудности при организации микроклимата внутри помещений. Загрязненность воздуха и шум затрудняют проветривание помещений через оконные проемы. Повышение этажности увеличивает ветровые нагрузки и гравитационные явления (инфильтрацию и эксфильтрацию), способствующие неорга-

низованным перетеканиям воздуха внутри здания. Уменьшение массивности наружных ограждений приводит к увеличению колебаний температуры в помещениях при изменении наружных условий.

Создание нормальной воздушной среды в помещениях современных многоэтажных зданий возможно только с помощью систем кондиционирования воздуха (СКВ). По сравнению с системами отопления и приточно-вытяжной вентиляции устройство СКВ дороже. Однако оно полностью окупается благодаря повышению производительности труда и сокращению заболеваемости. Производительность труда работающих в административных зданиях возрастает на 2–9,5%, причем экономический эффект тем больше, чем выше удельная (на 1 м^2 площади кондиционируемых помещений) заработная плата и чем продолжительней теплый период года.

Основой для написания книги послужили исследования лаборатории местного кондиционирования ЦНИИПромзданий Госстроя СССР, а также отечественный и зарубежный опыт проектирования, монтажа, наладки и эксплуатации СКВ многоэтажных зданий.

Предисловие, п. 2 главы I, п. 1–6 главы II и п. 1 главы III написаны О.Я. Кокориным; п. 1 главы I написан совместно Л.И. Ставицким и Я.Г. Кронфельдом; п. 3 главы I и п. 7 главы II написаны совместно О.Я. Кокориным и Я.Г. Кронфельдом; п. 2–4 главы III и глава IV написаны Л.И. Ставицким; п. 8 главы II написан Я.Г. Кронфельдом.

Авторы благодарят А.А. Цыганкова за ценные замечания, сделанные при рецензировании рукописи.

ГЛАВА I. ОБЩИЕ ТЕНДЕНЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ДЛЯ МНОГОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЙ

1. ТЕПЛОВОЙ КОМФОРТ И ТРЕБОВАНИЯ К МИКРОКЛИМАТУ В КОНДИЦИОНИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Современный человек около 70% своей жизни проводит в закрытых помещениях; для обеспечения его нормальной жизнедеятельности часто приходится создавать искусственный климат. Этим объясняется повышенный интерес исследователей к влиянию окружающей среды на самочувствие человека. В последние годы наиболее полные исследования выполнены датским ученым, проф. П.О. Фангером [9].

Под термином "тепловой комфорт" подразумевается такое состояние, при котором человек доволен окружающими условиями в тепловом отношении. На тепловые ощущения человека влияют:

температура воздуха $t_в$;

средняя температура излучения окружающих поверхностей $t_{изл}$;

относительная скорость движения воздуха v (скорость воздуха относительно тела человека);

давление водяных паров в окружающем воздухе, характеризующее относительную влажность его $\varphi_в$;

уровень активности и связанная с ним выработка тепла организмом человека M;

термическое сопротивление одежды J.

Два последних фактора могут быть рассчитаны с достаточной точностью в соответствии с функциональным назначением помещения. Теплоотдача человека представляет собой функцию производимой им работы. Она выражается в единицах "мет" [1 мет = 50 ккал/(м^2 · ч), или 210 кДж/(м^2 · ч)] (теплоотдача человека при уровне активности, соответствующем сидячей работе). Термическое сопротивление одежды измеряется в единицах "кло" (1 кло = 0,18 м^2 · ч · °С/ккал, или 0,043 м^2 · ч · °С/кДж – типичный костюм для конторской работы).

На основании многочисленных экспериментов в модели помещения с искусственным климатом П.О. Фангер разработал универсальное уравнение комфорта, отражающее процессы теплообмена человека с окружающей средой [9]. При этом он исходил из следующих предпосылок. Каждому уровню активности человека соответствует определенное внутреннее тепло, образующееся в организме при окислительных процессах. Передача тепла от тела человека к окружающей среде происходит радиацией, конвекцией, с потоотделением и дыханием. Универсальное уравнение комфорта представляет собой математическую взаимосвязь процессов выработки тепла в организме и передачи его в окружающую среду. При этом учитывается также термическое сопротивление одежды, изменение температуры кожи и уровня потоотделения. Два последних фактора являются терморегуляторами, с помощью которых обеспечивается баланс между выработкой и отдачей тепла организмом. Каждому уровню активности при комфортном тепловом состоянии человека соответствуют определенная температура кожи и уровень потоотделения. Эти значения, а также коэффициенты, характеризующие одежду человека и уровень его активности, подставляют в универсальное уравнение комфорта, по которому и определяют все возможные комбинации температуры, влажности, скорости движения окружающего воздуха и средней температуры излучения окружающих поверхностей, которые для большинства людей определяют тепловой комфорт.

Поскольку уравнение комфорта имеет сложный, комплексный характер и использовать его при непосредственных расчетах трудно, оно решено с помощью ЭВМ; результаты расчетов представлены в виде диаграмм. При расчетах варьировали уровень активности (спокойная, легкая, тяжелая работа) и тип одежды (полуобнаженный человек, легкая, средняя, тяжелая одежда).

При проектировании СКВ для многоэтажных общественных зданий чаще всего требуется определить комфортные сочетания параметров микроклимата при

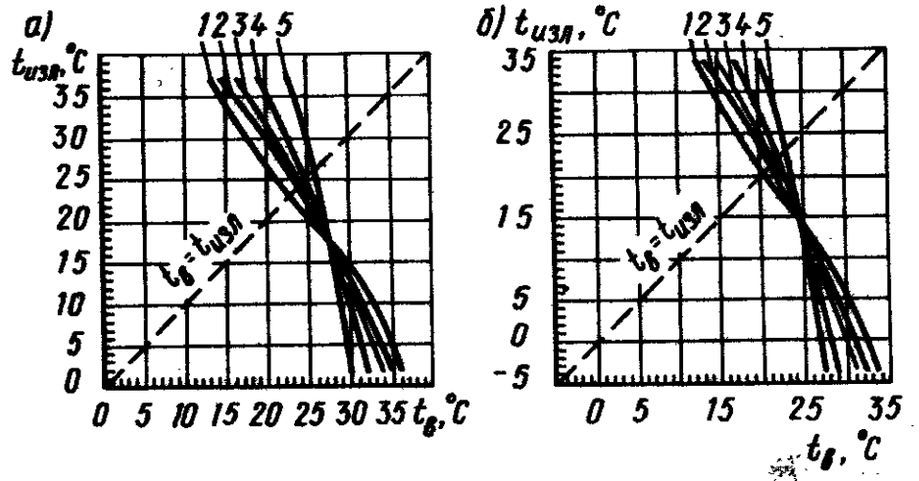


Рис. 1. Комфортные сочетания параметров микроклимата при М = 1 мет, $\varphi_в$ = 50% а – в теплый период года (J = 1 кло); б – в холодный период года (J = 1,5 кло); 1 – скорость движения воздуха 0,1 м/с; 2 – то же, 0,2 м/с; 3 – то же, 0,3 м/с; 4 – то же, 0,5 м/с; 5 – то же, 1,5 м/с

спокойной конторской работе для теплого и холодного периодов года.

В теплый период года (рис. 1,а) при отсутствии солнечной радиации средняя температура излучения ограждающих поверхностей приблизительно равна температуре внутреннего воздуха. При этом скорости движения воздуха 0,15–0,3 м/с соответствует комфортное сочетание температуры 23,5–24,5°С. При солнечной радиации $t_{изл}$ увеличивается на 2,5 – 3,5°С в результате аккумуляции тепла ограждениями, а комфортная температура воздуха снижается до 22,5–23,5°С.

В холодный период года (рис. 1,б) при одинаковой средней температуре излучения ограждающих поверхностей и внутреннего воздуха комфортным сочетаниям соответствуют температура 20,5–21,5°С и скорость движения воздуха 0,1–0,2 м/с. В морозную погоду $t_{изл}$ меньше на 2–2,5°С в результате снижения температуры наружных ограждений, а комфортная температура воздуха возрастает до 22–22,5°С.

Указанные параметры близко соответствуют данным СНиП II-33-75 для помещений общественных и жилых зданий: в теплый период года $t_в = 20-25^{\circ}C$, v не более 0,25 м/с, $\varphi_в = 30-60\%$; в холодный период года $t_в = 20-22^{\circ}C$, $v = 0,1-0,15$ м/с, $\varphi_в = 30-45\%$. Зимой $\varphi_в$ поддерживают ниже, чем летом, во избежание конденсации водяных паров на холодной поверхности окна. Уменьшение влажности ниже 30% отрицательно влияет на слизистую оболочку, способствует распространению пыли и скоплению зарядов статического электричества.

При кратковременном пребывании людей в помещениях (конференц-залы, столовые и др.) в теплый период года температура внутреннего воздуха зависит от наружной, так как большая разность их вызывает неприятные ощущения и может привести к простудным заболеваниям; при наружных температурах выше $30^{\circ}C$ требуемую температуру воздуха в этих помещениях рекомендуется определять по формулам:

при длительности пребывания до 2 ч $t = t_в + 0,4(t_н - 30)$;

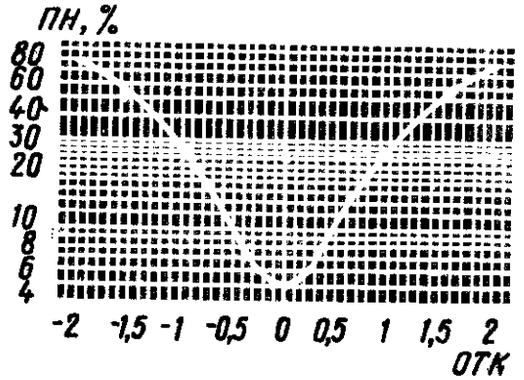
при длительности пребывания до 1 ч $t = 1,04 [t_в + 0,4(t_н - 30)]$,

где $t_в$ – оптимальная температура в помещении при длительном пребывании людей, $^{\circ}C$; $t_н$ – температура наружного воздуха, принимаемая в соответствии со СНиП II-33-75.

Влажность воздуха в помещениях с кратковременным пребыванием людей не должна превышать 60%.

Установлено, что параметры комфорта, определенные по универсальному уравнению, одинаково применимы к лицам различного возраста, пола, национальности, уровня адаптации, в любом районе мира, для чего в уравнение подставляют соответствующие условиям значения уровня активности и термического сопротивления одежды. Универсальное уравнение можно использовать для оценки степени теплового комфорта в зависимости от условий окружающей среды. П. О. Фангер [9] предположил, что тепловые ощущения при заданном уровне активности являются функцией теплового баланса, определенного как разность между внутренней теплопродукцией и теплопотерями в окружающую среду для человека, у которого температура кожи и уровень потоотделения находятся в комфортном диапазоне. Положительный баланс свидетельствует о перегреве, отрицательный – о переохлаждении организма.

Рис. 2. Зависимость процента недовольных микроклиматом от предсказанной оценки теплового комфорта



Оценку теплового комфорта (ОТК) в зависимости от условий окружающей среды при спокойной конторской работе находят по табл. 1 и 2 [9]. П. О. Фангер экспериментально определил взаимосвязь предсказанных оценок теплового комфорта (по универсальному уравнению) со средним процентом недовольных (ПН) условиями окружающей среды (рис. 2). Если ПН не более 10, то условия считаются нормальными.

Если фактическое значение $\varphi_в$ отличается от 50%, то на каждый $\pm 1\%$ разницы вводят поправку $\pm 0,008$ для данных табл. 1 и $\pm 0,006$ для данных табл. 2. Если фактическое значение $t_{изл}$ отличается от $t_в$, то на каждый $\pm 1^{\circ}C$ разницы вводят поправку $\pm 0,11$ для данных табл. 1 и $\pm 0,09$ для данных табл. 2.

Примеры. 1. Требуется оценить тепловой комфорт в холодный период года для людей, занятых конторской работой ($M = 1$ мет, $J = 1,5$ кло). Температура $t_в = t_{изл} = 22^{\circ}C$, скорость воздуха $v = 0,1$ м/с, относительная влажность $\varphi_в = 50\%$.

Р е ш е н и е. По табл. 2 для $t_в = 22^{\circ}C$ и $v = 0,1$ м/с предсказанная оценка теплового комфорта равна 0,3. По графику на рис. 2 находим соответствующее значение ПН 7%.

Таблица 1

Оценки теплового комфорта для теплого периода года
(M = 1 мет; J = 1 кло; $t_в = t_{изл}$; $\varphi_в$ = 50%)

$t_в$, °С	Предсказанные значения при v, м/с								
	≤0,1	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	1	1,5
20	–0,85	–0,87	–1,02	–1,13	–1,29	–1,41	–1,51	–1,81	–1,98
21	–0,57	–0,6	–0,74	–0,84	–0,99	–1,11	–1,19	–1,47	–1,63
22	–0,3	–0,33	–0,46	–0,55	–0,69	–0,8	–0,88	–1,13	–1,28
23	–0,02	–0,07	–0,18	–0,27	–0,39	–0,49	–0,56	–0,79	–0,93
24	0,26	0,2	0,1	0,02	–0,09	–0,18	–0,25	–0,46	–0,58
25	0,53	0,48	0,38	0,31	0,21	0,13	0,07	–0,12	–0,23
26	0,81	0,75	0,66	0,6	0,51	0,44	0,39	0,22	0,13

Таблица 2

Оценки теплового комфорта для холодного периода года
(M = 1 мет; J = 1,5 кло; $t_в = t_{изл}$; $\varphi_в$ = 50%)

$t_в$, °С	Предсказанные значения при v, м/с								
	< 0,1	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	1	1,5
14	–1,36	–1,36	–1,49	–1,58	–1,72	–1,82	–1,89	–2,12	–2,25
16	–0,94	–0,95	–1,07	–1,15	–1,27	–1,36	–1,43	–1,63	–1,75
18	–0,52	–0,54	–0,64	–0,72	–0,82	–0,9	–0,96	–1,14	–1,24
20	–0,09	–0,13	–0,22	–0,28	–0,37	–0,44	–0,49	–0,65	–0,74
22	0,35	0,3	0,23	0,18	0,1	0,04	0	–0,14	–0,21
24	0,79	0,74	0,68	0,63	0,57	0,52	0,49	0,37	0,31
26	1,23	1,18	1,13	1,09	1,04	1,01	0,98	0,89	0,84

2. Требуется оценить тепловой комфорт в теплый период года для людей, занятых конторской работой (М = 1 мет, J = 1 кло). Температура $t_в$ = 22°С, $t_{изл}$ = 24°С, скорость воздуха v = 0,2 м/с, относительная влажность $\varphi_в$ = 45%.

Р е ш е н и е. Поправка на фактическое значение $t_{изл}$ (24 - 22) · 0,11 = 0,22.

Поправка на фактическое значение $\varphi_в$ (50 - 45)× ×(-0,008) = -0,04.

Значение ОТК при $t_в = t_{изл}$ = 22°С, $\varphi_в$ = 50%, v = =0,2 м/с по табл. 1 равно -0,55. Фактическое значение ОТК -0,55 + 0,22 - 0,04 = -0,37. По графику на рис. 2 при ОТК -0,37 ПН равно 7,5%.

Среднюю температуру излучения окружающих поверхностей определяют как средневзвешенную по коэффициентам облученности

$$t_{изл} = \Sigma \varphi_{ч-i}\, t \quad , \qquad (3)$$

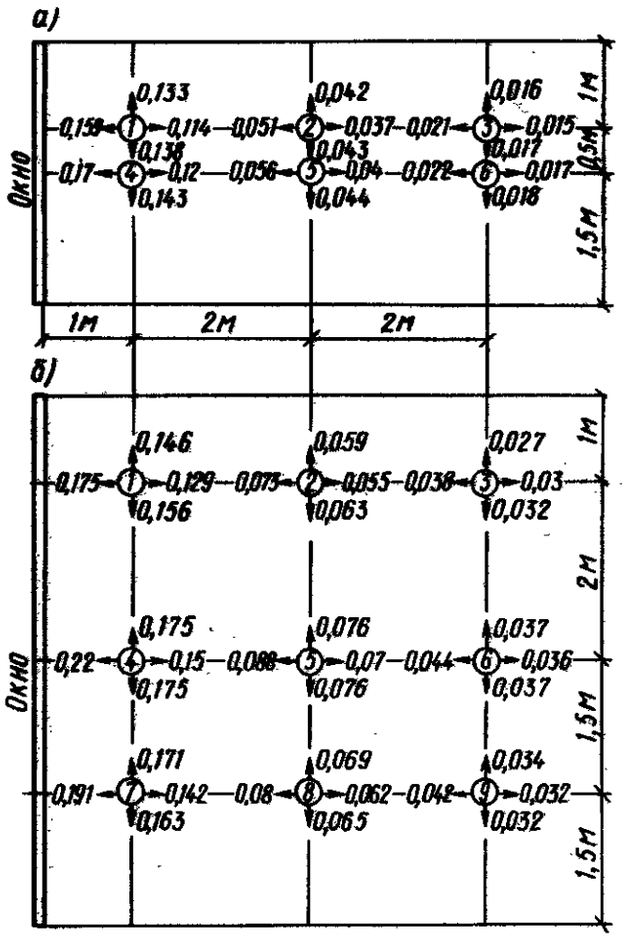
где $\varphi_{ч-i}$ – коэффициенты облученности от человека на отдельные поверхности с температурой t_i.

Сумма коэффициентов облученности от человека на все поверхности помещения всегда равна 1. Как правило, температуры поверхностей внутренних стен, пола и потолка помещения близки к температуре окружающего воздуха. Типичное для многоэтажных и многокомнатных общественных зданий помещение имеет одну наружную стену с окном, а подоконное пространство с отопительным прибором закрыто декоративным ограждением. В таких условиях наиболее важен коэффициент облученности от человека на поверхность окна $\varphi_{ч-о}$, поскольку температура оконного стекла летом и зимой значительно отличается от температуры внутреннего воздуха $t_в$. Если упрощенно считать, что температуры внутренних поверхностей помещения (кроме окна) равны температуре воздуха $t_в$, то формула (3) примет вид:

$$t_{изл} = t_в - \varphi_{ч-о}\,(t_в - t_{окн}), \qquad (4)$$

где $t_{окн}$ – температура внутренней поверхности окна.

Рис. 3. Коэффициенты облученности от сидящего человека на поверхность окна (стрелками показана ориентация лица человека, цифрами в кружках обозначены номера рабочих мест)
а – для модуля с наружной стеной размером 3х3 м; б – то же, 6х3 м



С использованием коэффициентов облученности от сидящего человека на поверхность окна при различных положениях (лицом, спиной, боком, на различном удалении от окна) по формуле (4) вычисляют $t_{изл}$ на различных рабочих местах. При расчете коэффициентов, приведенных на рис. 3, принято, что поверхность остекления занимает 70% наружной стены.

3. Вычислить $t_{изл}$ на рабочем месте 1 (рис. 3,а) при ориентации сидящего лицом к ближайшей боковой стене. Температура внутренних ограждений равна температуре воздуха $t_в$ = 20°С; $t_{окн}$ = =+5°С.

Р е ш е н и е. Находим на рис. 3,а $\varphi_{ч-о}$=0,133. По формуле (2) определяем $t_{изл}$ = 20 - 0,133(20- -5)= 18°С.

Как видно из формулы (4) и рис. 3, $t_{изл}$ тем больше отличается от $t_в$, чем ближе к окну расположено рабочее место и чем больше $t_{окн}$ отличается от $t_в$.

Для обеспечения теплового комфорта в помещении температура поверхностей стен и окон не должна значительно (более чем на 5°С) отличаться от температуры воздуха. Однако фактически отличия бывают значительно больше. Так зимой при $t_н$ = -25°С температура внутренней поверхности окна при двойном остеклении снижается до 5-6°С, при тройном остеклении до 10-11°С, наружной стены до 13 - 14°С. Летом при длительной солнечной радиации $t_{окн}$ = 30-35°С, а металлические оконные переплеты нагреваются иногда до 50°С. Наиболее эффективным способом приближения $t_{окн}$ к $t_в$ является обдув внутренней поверхности окна воздухом при подоконной воздухораздаче. Однако при этом возрастает коэффициент внутренней теплоотдачи окна $\alpha_в$ и соответственно теплопотери и теплопоступления через окно.

Большое влияние на самочувствие человека (кроме условий теплового комфорта) оказывает состояние воздушной среды.

Наиболее многочисленны и разноречивы рекомендации по выбору санитарной нормы наружного воздуха, которая дифференцируется в зависимости от назначения помещения, продолжительности пребывания людей, степени загрязнения табачным дымом и т.д. Для помещений рабочих комнат при незначительном курении на человека рекомендуется: в США 17-25 м^3/ч, в Италии 20-25 м^3/ч, в Швеции 20-40 м^3/ч, в ФРГ 50-80 м^3/ч. При значительном и сильном курении рекомендуется увеличивать норму в 1,5 - 2 раза.

В СССР санитарная норма наружного воздуха одна из самых высоких в мире. Так, для СКВ зданий СЭВа на проспекте Калинина в Москве, проектировавшихся в 60-е годы, принята норма 40 м^3/ч на 1 чел., хотя на основе допустимого содержания двуокиси углерода в воздухе помещения 0,125% достаточно обеспечить подачу 20 м^3/ч свежего воздуха на 1 чел.

Поскольку во вновь построенных зданиях концентрации химических веществ выше, чем в атмосферном воздухе, вследствие применения синтетических отделонных материалов, рекомендуется назначать санитарную норму наружного воздуха от 40 до 60 м^3/ч на 1 чел. (40 м^3/ч - при незначительном курении, 50 м^3/ч - при значительном, 60 м^3/ч - при сильном). Целесообразность увеличения санитарной нормы до 60 м^3/ч доказана также последними исследованиями Ю.Д. Губернского и др. [1].

Важное значение для самочувствия людей имеет содержание озона и аэроионный состав воздуха в кондиционируемых помещениях. Содержание озона в воздухе помещений намного меньше, чем в наружном воздухе; отмечается также значительное увеличение числа тяжелых аэроионов при почти постоянном числе легких и средних аэроионов [1]. Однако влияние электрического состояния воздушной среды кондиционируемых помещений на организм человека с достоверной точностью пока не изучено. Также не решены пока гигиенические и технические проблемы искусственного регулирования электрического состояния воздуха.

2. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ДЛЯ МНОГОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЙ

Современные многоэтажные общественные здания состоят из различных по назначению помещений: конторских комнат, залов заседаний, АТС, пищеблоков, помещений множительных аппаратов, ЭВМ, фотолабораторий, конференц-залов и др. Для создания микроклимата в этих помещениях применяют системы кондиционирования воздуха, которые представляют собой комплекс устройств, автоматически регулирующих заданные параметры воздушной среды. В комплекс входят устройства:

кондиционирования воздуха (УКВ), обеспечивающие необходимые тепловлажностные характеристики возду-

ха, его чистоту, газовый состав, удаление запахов;

автоматического регулирования и контроля параметров воздуха в УКВ, а также поддержание в обслуживаемом помещении или сооружении постоянных параметров внутреннего воздуха;

транспортировки и распределения кондиционированного воздуха;

транспортировки и удаления избытков внутреннего воздуха;

глушения вибраций и шумов, вызываемых работой элементов СКВ;

получения и транспортирования источников энергии (электрический ток, холодная и теплая среды) для аппаратов в СКВ.

В зависимости от условий некоторые устройства СКВ могут отсутствовать.

Классифицируют СКВ по следующим пяти признакам: назначению, характеру связи с обслуживаемым помещением, способу снабжения холодом, схеме обработки воздуха в УКВ, давлению, развиваемому вентиляторами [4].

По назначению СКВ делят на три вида: технологические, технологически-комфортные, комфортные.

Технологические СКВ создают и поддерживают параметры воздушной среды, наиболее благоприятные для технологического производственного процесса, для испытания готовых изделий и веществ, обеспечивают микроклимат для выращивания или испытания биологических сред, хранения изделий и веществ и др. Параметры воздушной среды назначаются в соответствии с технологическими требованиями, без учета воздействия на организм человека. Поэтому следует кондиционировать только рабочие объемы, а для обслуживающего персонала создавать оазисные зоны с комфортными условиями. При таком подходе можно значительно сократить мощность СКВ.

Технологические СКВ обслуживают помещения архивов, некоторые цеха пищеблоков, фотолаборатории и др.

Технологически-комфортные СКВ создают и регулируют параметры воздушной

среды, благоприятной как для проведения технологического производственного процесса, так и для пребывания производственного персонала, который должен постоянно находиться в производственных помещениях. Поэтому стремятся подобрать параметры воздушной среды, удовлетворяющие как производственно-технологическим требованиям, так и оптимальным санитарно-гигиеническим условиям.

Комфортные СКВ создают в помещении воздушную среду, наиболее благоприятную для труда и отдыха. Как известно, работоспособность и самочувствие человека в значительной мере определяются тепловым балансом организма. Наибольшая работоспособность сохраняется в условиях окружающей воздушной среды на уровне теплового комфорта. Применение СКВ способствует повышению производительности труда, снижению утомляемости и заболеваний. Поэтому применение комфортных СКВ в общественных и административных зданиях, особенно в климатических зонах с высокой наружной температурой, экономически оправдано.

По характеру связи с обслуживаемым помещением СКВ классифицируют на три вида: центральные, местные, местно-центральные.

В центральных СКВ УКВ удалены от обслуживаемых объектов и имеют приточные воздуховоды значительной протяженности. Применительно к многоэтажным зданиям центральные СКВ одновременно обслуживают несколько помещений или одно большое помещение (например, конференц-зал), в котором выделяется несколько зон. Для регулирования заданных температур в нескольких помещениях, обслуживаемых одной центральной УКВ, используют зональные подогреватели или охладители, воздушные смесительные клапаны и другие устройства (рис. 4).

В холодный период года (рис. 5) смесь $С^{ж}$ наружного и рециркуляционного $Р^{ж}$ воздуха нагревается в калорифере первого подогрева (точка $К^{ж}$) и увлажняется в камере орошения (точка $О^{ж}$). После камеры орошения приточный воздух нагревается в

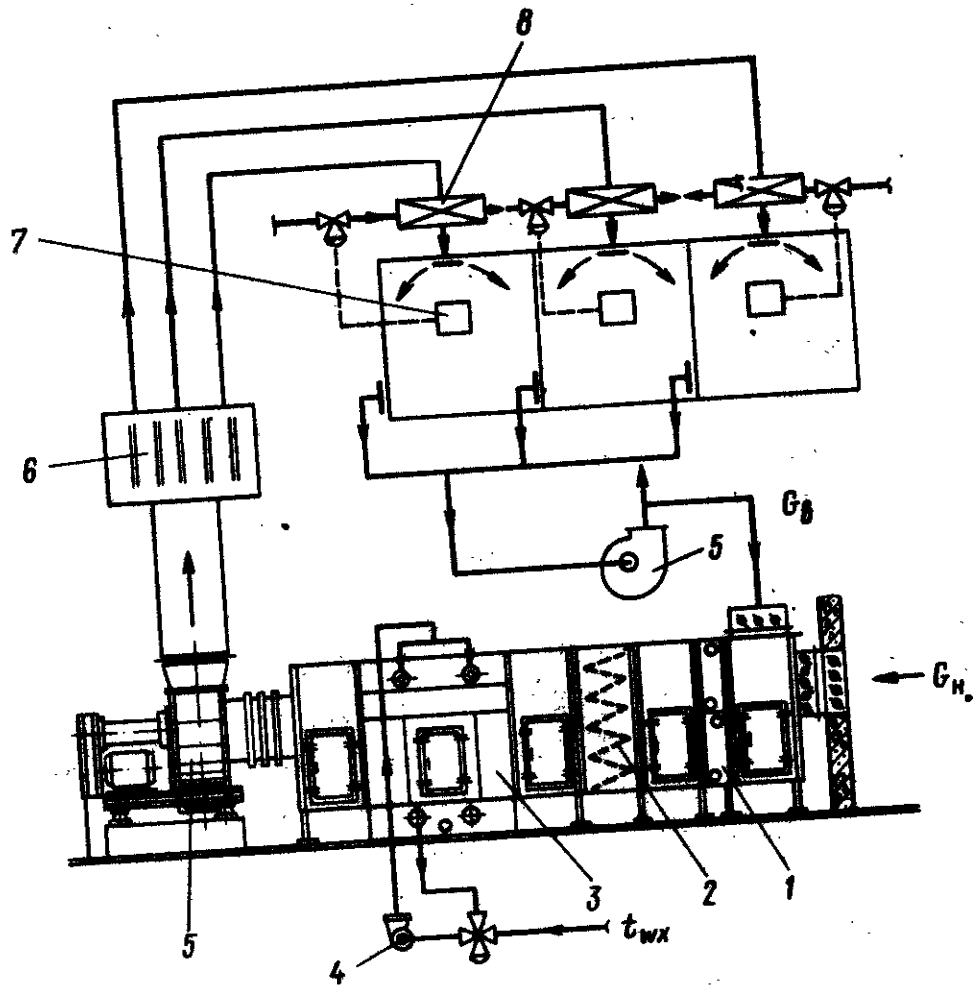


Рис. 4. Принципиальная схема центральной СКВ с зональными подогревателями
1 – калорифер I подогрева; 2 – фильтр; 3 – камера орошения; 4 – насос; 5 – вентилятор; 6 – глушитель; 7 – датчики контроля температуры в помещениях; 8 – зональные подогреватели; $t_{нх}$ – температура воды от хладоцентра; $G_н$ – расход наружного воздуха; $G_в$ – то же, рециркуляционного воздуха

вентиляторе (точка $П^{ж}$) и далее проходит глуш: тель. После глушителя приточный воздух распред= ляется по зональным приточным воздуховодам, в ко торых установлены подогреватели. Температура во духа в обслуживаемом помещении (точка $В^{ж}$) ав матически регулируется изменением нагрева возду (до точки $Пр^{ж}$) в зональном подогревателе. В тепль

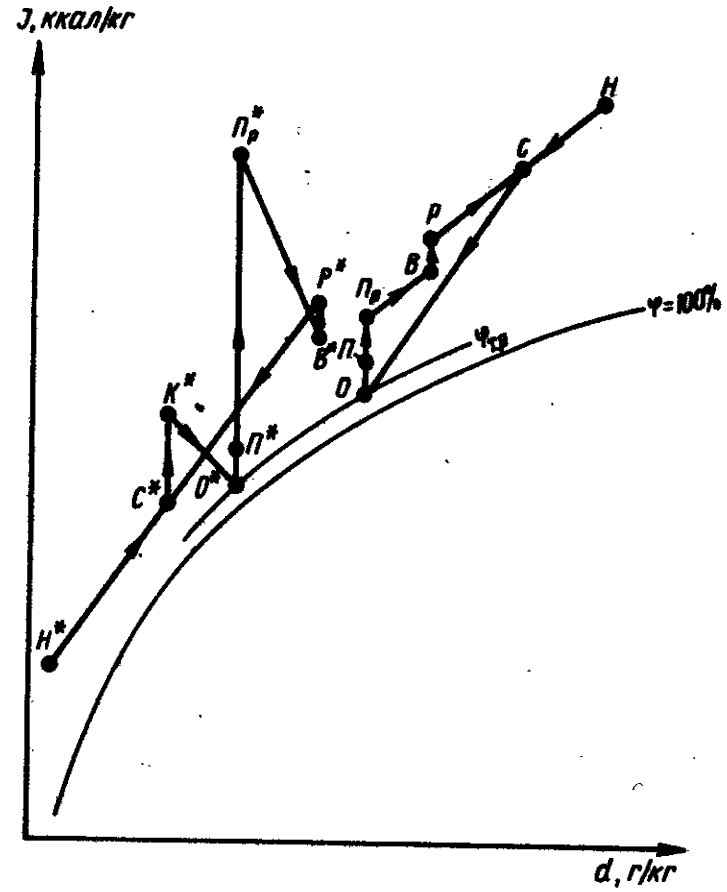


Рис. 5. Процессы обработки воздуха для СКВ с зональными подогревателями (буквами с индексом * обозначены процессы для холодного периода года, без индекса * – для теплого периода года)
Н – наружный воздух; В – внутренний; С – смесь наружного и рециркуляционного; К – воздух после калорифера I подогрева; О – воздух после камеры орошения; П – воздух после приточного вентилятора; $Пр$ – воздух после зонального подогревателя, Р – воздух после рециркуляционного вентилятора; $φ_{тр}$ – относительная влажность при параметрах точки росы

период года смесь С наружного Н и рециркуляционного Р воздуха поступает на охлаждение и осушение в камеру орошения (до точки О), к которой подается холодная вода от центрального источника. Охлажденный и осушенный воздух поступает к вентилятору, где нагревается до параметров в точке П. В зональных подогревателях приточный воздух нагревается до параметров в точке Пр, что обеспечивается

автоматическим контролем температуры воздуха в обслуживаемом помещении (точка В). Следовательно первоначально на обработку приточного воздуха затрачивается холод (охлаждение и осушение воздуха от параметров в точке С до параметров в точке О), а затем затрачивается тепло в зональных подогревателях. Перерасход холода и тепла – один из основных недостатков центральных СКВ с зональными подогревателями. Устранить этот недостаток можно в некоторых схемах двухканальных СКВ (рис. 6). Отличительной особенностью двухканальной системы является то, что постоянная температура в каждом помещении поддерживается благодаря смешению холодного и подогретого воздуха. Для этой цели приточный воздух после центральной УКВ транспортируют по двум воздушным каналам: холодному и подогретому. Перед каждым помещением устанавливают двухканальный смеситель, который через соединительные патрубки (гибкие воздуховоды из металла или пластмассы) присоединяется к каналам холодного и подогретого воздуха. Соотношение количеств холодного и подогретого воздуха, поступающего в двухканальный смеситель, регулируется автоматически смесительным клапаном, управляемым от датчика температуры в помещении. Общий расход приточного воздуха через клапан постоянен благодаря наличию автоматического регулятора постоянного расхода в двухканальном смесителе. Нужная температура приточного воздуха (точка $С_1$ рис. 7) достигается смешением подогретого воздуха Т и холодного воздуха Х.

Центральные СКВ (рис. 4 и 6) относятся к системам с качественным регулированием. Общее количество приточного воздуха в них постоянно, а в соответствии с колебанием теплового режима в помещении меняется температура приточного воздуха, что достигается регулированием степени нагрева приточного воздуха в зональных подогревателях (см. рис. 4) или соотношения количеств холодного и подогретого воздуха, поступающих в двухканальный смеситель (см. рис. 6).

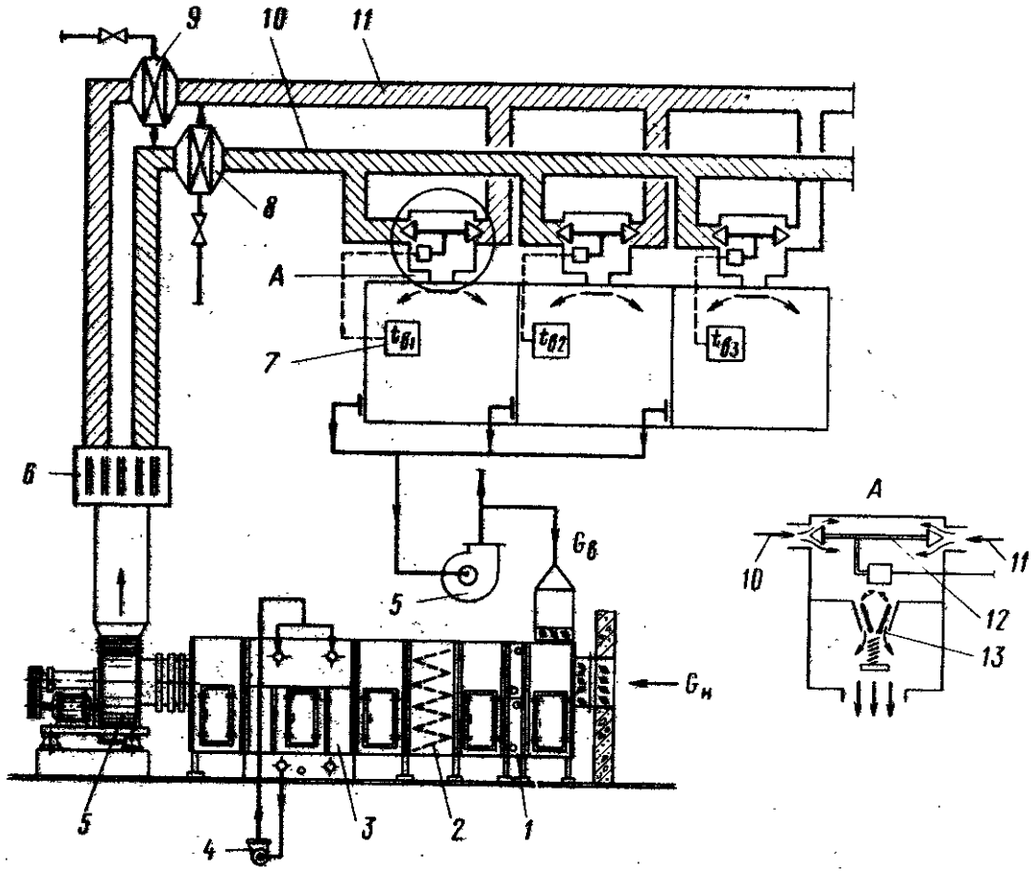


Рис. 6. Принципиальная схема двухканальной СКВ
1 – калорифер I подогрева; 2 – фильтр; 3 – камера орошения; 4 – насос; 5 – вентилятор; 6 – глушитель; 7 – датчики регулирования температуры в помещениях; 8 – подогреватель; 9 – охладитель; 10 – канал теплого воздуха; 11 – канал холодного воздуха; 12 – смесительный клапан, управляемый датчиком температуры в помещении; 13 – автоматический регулятор постоянного расхода воздуха; $G_н$ – расход наружного воздуха; $G_в$ – расход рециркуляционного воздуха

Применение центральных двухканальных СКВ сдерживается отсутствием производства двухканальных смесителей.

В последние годы за рубежом большое распространение получили системы с количественным регулированием. Отличительной особенностью их является поддержание постоянной температуры воздуха в помещении или зоне помещения большого объема путем из-

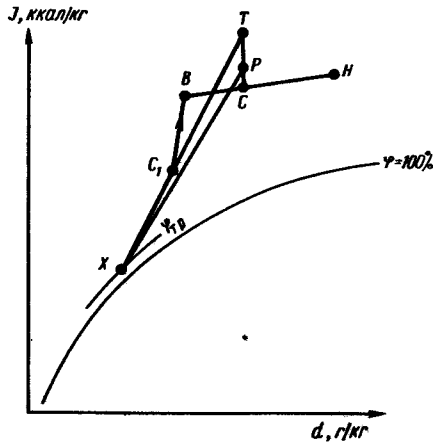


Рис. 7. Процессы обработки воздуха в теплый период года для двухканальной СКВ
Н – наружный воздух; В – внутренний воздух; С – смесь наружного и рециркуляционного воздуха; Р – рециркуляционный воздух на входе в УКВ; Х – охлажденный и осушенный воздух; Т – подогретый воздух перед двухканальным смесителем; C_1 – приточный воздух; $\varphi_{тр}$ – относительная влажность воздуха при параметрах точки росы

менения количества подаваемого приточного воздуха в зависимости от теплового режима. Данную систему целесообразно применять для помещений, которые расположены во внутренней зоне здания и характеризуются постоянным избытком тепла. В этой СКВ (рис. 8) параметры приточного воздуха постоянны для всех помещений. Максимальное количество приточного воздуха, подаваемого от УКВ, определяется возможными суммарными теплоизбытками. При уменьшении теплоизбытков в одном помещении (зоне помещения большой площади) в него подается меньшее количество приточного холодного воздуха. Уменьшение количества приточного воздуха может привести к ухудшению воздухораспределения в обслуживаемом помещении. Для устранения этого недостатка разработаны специальные конструкции воздухораспределительных устройств, которые сохраняют одинаковый характер воздухораспределения при уменьшении пропускной способности приточного устройства до 22,5% номинального значения.

В системах с количественным регулированием при изменении расхода подаваемого воздуха необходимо менять также количество удаляемого воздуха. Для

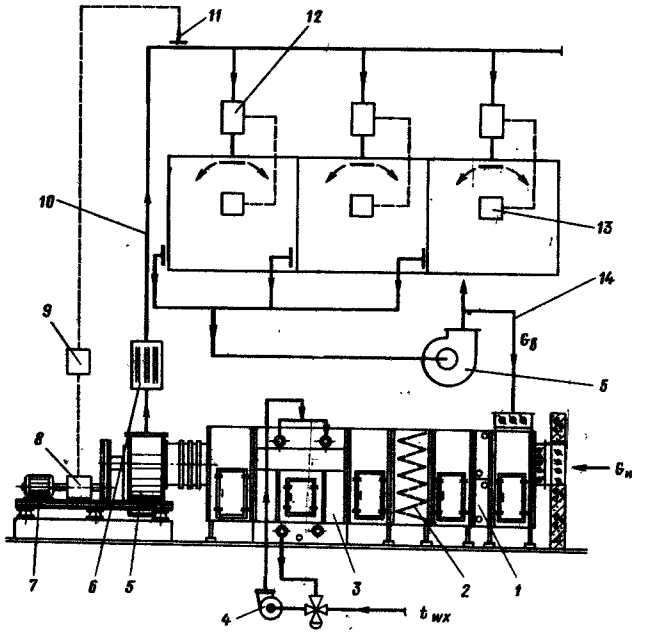


Рис. 8. Принципиальная схема СКВ с количественным регулированием
1 – калорифер 1 подогрева; 2 – фильтр; 3 – камера орошения; 4 – насос; 5 – вентилятор; 6 – глушитель; 7 – электродвигатель; 8 – гидромуфта или индукторная муфта скольжения; 9 – регулятор давления; 10 – приточный воздуховод; 11 – датчик контроля статического давления; 12 – автоматический регулятор расхода приточного воздуха; 13 – датчики регулирования температуры в помещениях; 14 – рециркуляционный воздуховод; t_{wx} – температура воды от хладоцентра; $G_н$ – расход наружного воздуха; $G_в$ – расход рециркуляционного воздуха

этого на ответвлениях вытяжных воздуховодов в каждом помещении устанавливают синхронно работающие воздушные регулирующие клапаны.

Достоинства СКВ с количественным регулированием – низкие эксплуатационные расходы, высокая аэродинамическая устойчивость, отсутствие местных подогревателей и трубопроводов у зон обслуживания.

Применение СКВ с количественным регулированием сдерживается отсутствием комплектующего оборудования для этих систем.

В местных СКВ УКВ расположены внутри обслуживаемого помещения или в непосредственной близости от него.

Применительно к существующим многоэтажным зданиям, в которых требуется СКВ устраивать в отдельных помещениях, одним из наиболее простых способов является применение местных автономных кондиционеров (рис. 9). В проеме окна или стены устанавливают агрегатный кондиционер (рис. 9,а), имеющий встроенную холодильную машину. В рабочем положении кондиционер расположен в оконном проеме таким образом, что наружный отсек сообщается с атмосферным воздухом, а внутренний выступает в обслуживаемое помещение. Через неподвижные жалюзи кожуха наружный воздух засасывается во внутреннюю часть отсека. Часть наружного воздуха через отверстие во внутренней перегородке поступает к центробежному вентилятору. Расход наружного воздуха регулируется ручным клапаном. Основное количество наружного воздуха нагнетается осевым вентилятором через конденсатор, в трубки которого от компрессора по фреонопроводу подается холодильный агент под высоким давлением и с высокой температурой. Наружный воздух проходит со стороны оребрения трубок конденсатора, отводя тепло от холодильного агента, который конденсируется и поступает к капиллярной трубке (терморегулирующему вентилю). Центробежный вентилятор засасывает внутренний (рециркуляционный) и частично наружный воздух и нагнетает смесь воздуха со стороны оребрения трубок испарителя. Благодаря испарению холодильного агента в трубках испарителя от воздуха отводится тепло и охлажденный воздух поступает в помещение. Парообразный холодильный

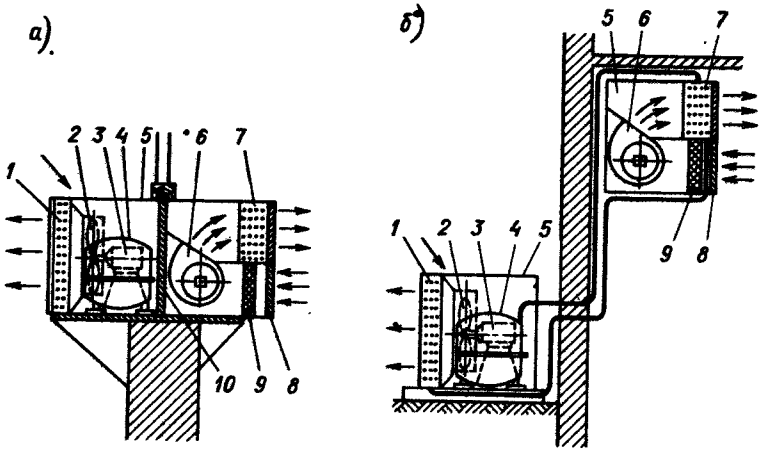


Рис. 9. Принципиальные схемы СКВ на базе автономных кондиционеров с воздушным охлаждением конденсатора холодильной машины
а – агрегатный кондиционер; б – раздельный кондиционер; 1 – конденсатор; 2 – осевой вентилятор наружного воздуха; 3 – электродвигатель; 4 – герметичный компрессор; 5 – кожух кондиционера; 6 – центробежный вентилятор внутреннего воздуха; 7 – испаритель; 8 – декоративная решетка с жалюзи для направления приточного воздуха; 9 – фильтр; 10 – внутренняя перегородка

агент после испарителя по фреонопроводу отсасывается в компрессор.

Холодильный компрессор включается и выключается по команде терморегулятора, контролирующего температуру воздуха в обслуживаемом помещении. При понижении внутренней температуры ниже заданной терморегулятор воздействует на пускатель электродвигателя и останавливает компрессор. При повышении внутренней температуры выше заданной электродвигатель компрессора включается.

Конструктивная схема агрегатно-раздельного автономного кондиционера с воздушным охлаждением конденсатора отличается от предыдущей схемы тем, что

кондиционер при эксплуатационной установке делят на два агрегата: наружный, состоящий из герметичного компрессора, осевого вентилятора с электродвигателем и воздушного конденсатора; внутренний, состоящий из воздушного фильтра, испарителя, центробежного вентилятора с электродвигателем и декоративной решетки с поворотными жалюзи для направления потоков воздуха. Конструктивные элементы заключены в кожухе.

Внутренний агрегат устанавливают в обслуживаемом помещении или в непосредственной близости от него, а наружный агрегат располагают в таком месте, где удобно обеспечить доступ к нему и удаление наружного воздуха для обдува конденсатора. Наружный агрегат может находиться на расстоянии до 15 м от внутреннего агрегата. Агрегатно-раздельная конструкция создает ряд преимуществ при эксплуатации: уменьшается шум от кондиционера, так как компрессор и электровентиляторная группа конденсатора удалены от обслуживаемого помещения; наружный отсек расположен в таком месте, где не ухудшает внешнего вида здания.

Использование наружного воздуха для охлаждения конденсатора холодильной машины является важным преимуществом автономных кондиционеров.

В местно-центральных СКВ местные УКВ расположены в обслуживаемых помещениях, центральные УКВ удалены от них. В многоэтажных зданиях наибольшее распространение получили местно-центральные СКВ с установкой местных вентиляторных или эжекционных агрегатов в обслуживаемых помещениях. В нашей стране наибольшее распространение получили местно-центральные СКВ с использованием местных эжекционных кондиционеров-доводчиков. За рубежом широко применяются местно-центральные СКВ на базе местных неавтономных вентиляторных кондиционеров (рис. 10). Поверхностный теплообменник соединен трубопроводами с центральными источниками снабжения теплом и холодом. В качестве источников тепла и холода использованы со-

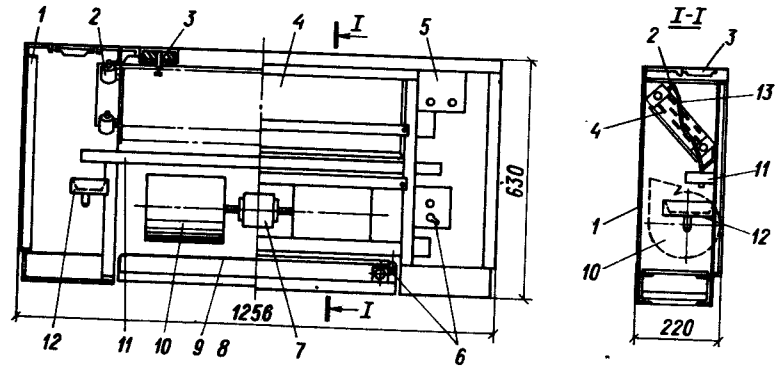


Рис. 10. Принципиальная схема неавтономного вентиляторного кондиционера японской фирмы "Дайкин"
1 – кожух; 2 – воздухоотводчик теплообменника; 3 – приточная решетка; 4 – поверхностный теплообменник; 5 – панель управления вентилятором; 6 – механизм автоматической перемотки фильтра; 7 – электродвигатель с двумя концами вала; 8 – запас чистого фильтрующего материала; 9 – полотно фильтра; 10 – центробежный вентилятор двустороннего всасывания; 11 – поддон для конденсата; 12 – лоток для слива в канализацию; 13 – сливная трубка от воздухоотводчика

ответственно горячая и холодная вода. Схемы снабжения горячей и холодной водой поверхностных теплообменников местных неавтономных вентиляторных кондиционеров аналогичны схемам тепло- и хладоснабжения эжекционных кондиционеров-доводчиков.

Как правило, в местных неавтономных вентиляторных кондиционерах обрабатывается только рециркуляционный воздух. Наружный воздух в объеме санитарной нормы проходит обработку в самостоятельной центральной СКВ.

Местные неавтономные вентиляторные кондиционеры некоторых конструкций могут забирать свежий воздух непосредственно через отверстие в наружной стене помещения. Капитальные и эксплуатационные затраты на системы, в которых применяются агрега-

ты с обработкой смеси наружного и рециркуляционного воздуха, меньше, чем на системы с агрегатами, работающими на одном рециркуляционном воздухе, так как исключается устройство центральных систем снабжения помещений наружным воздухом, сокращаются затраты электроэнергии на транспортировку воздуха. Тем не менее такие агрегаты не получили распространения в многоэтажных зданиях в связи с необходимостью сооружения в наружных строительных конструкциях многочисленных воздухозаборных отверстий, устройства высокогерметичных клапанов на воздуховодах наружного воздуха, исключающих инфильтрацию при неработающем кондиционере, возможностью замораживания теплообменников, нарушением воздушного режима здания под воздействием температурного и ветрового побуждения и как следствие изменением расходов наружного воздуха через агрегаты, расположенные на различных фасадах и этажах, частой очистки фильтров от пыли.

При применении рециркуляционных агрегатов устраняются вышеизложенные осложнения, поэтому такие системы получили преимущественное применение в многоэтажных зданиях.

В СКВ многоэтажных зданий число установленных в помещениях местных неавтономных вентиляторных кондиционеров часто достигает нескольких тысяч. В связи с тем, что в местных агрегатах работают вентиляторы и электродвигатели, к их конструкции предъявляются особые требования: надежность, малый уровень шума, сокращение операций по профилактическому обслуживанию. Фирма "Дайкин" (Япония) выпускает электродвигатели и вентиляторы, которые работают без смазки подшипников в течение 10 лет (ежедневно по 8 ч). На заводе-изготовителе каждую турбину вентилятора и ротор электродвигателя подвергают динамической балансировке. В результате уменьшаются вибрации при вращении и увеличивается долговечность работы узлов подшипников. Вкладыши подшипников изготовляют из специального самосмазывающегося материала. В местных вентиляторных кон-

диционерах рамочный воздушный фильтр обычно необходимо промывать или заменять фильтровальный материал не реже 1 раза в 3–5 мес. Для устранения этого недостатка фирма "Дайкин" разработала оригинальную конструкцию рулонного автоматического фильтра, который встроен в местный кондиционер (см. рис. 10). Запыленность фильтра контролируется датчиком по показаниям аэродинамического сопротивления фильтровального материала. По мере накопления пыли аэродинамическое сопротивление фильтра растет и при достижении верхнего предела автоматически включается устройство для перемотки и замены запыленного материала чистым. Применение автоматического рулонного фильтра позволило продлить срок между сменами фильтрующего материала до трех лет.

С понижением скорости вращения вентилятора снижается уровень шума и уменьшается диапазон тепловой обработки воздуха (охлаждение или нагрев в зависимости от температуры воды, подаваемой в теплообменник кондиционера). Скорость вращения колеса вентилятора можно регулировать вручную, т. е. потребитель сам может менять режим тепловой обработки воздуха.

Благодаря высокому качеству изготовления электровентиляторный узел работает почти бесшумно.

За рубежом СКВ с местными неавтономными вентиляторными кондиционерами широко распространены в многоэтажных зданиях типа гостиниц и учреждений (рис. 11). Здание имеет прямоугольную форму с двумя вытянутыми фасадами. По периметру здания в номерах под окнами установлены местные неавтономные вентиляторные кондиционеры. Теплообменники местных кондиционеров связаны трубопроводами с центральным источником снабжения горячей и холодной водой по двухтрубной схеме.

Интенсивность воздействия солнечной радиации на фасады здания различна в зависимости от времени суток. Поэтому применено зонирование системы снабжения холодной и горячей водой по фасадам, что особенно важно в переходный период года, когда в тече-

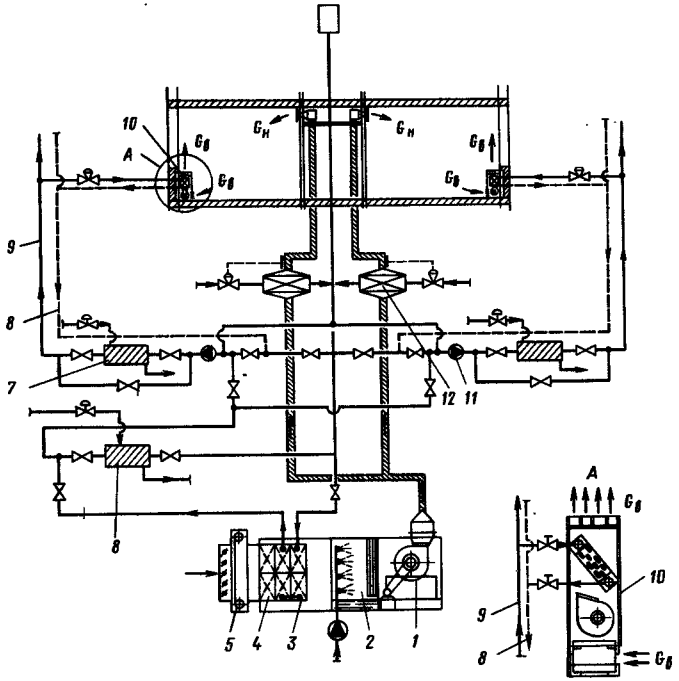


Рис. 11. Принципиальная схема СКВ с местными неавтономными вентиляторными кондиционерами
1 – вентилятор; 2 – аппарат адиабатического увлажнения; 3 – воздухоохладитель; 4 – калорифер I подогрева; 5 – рулонный фильтр; 6 – водоохладитель; 7 – водонагреватель; 8 – обратный трубопровод; 9 – подающий трубопровод; 10 – вентиляторные кондиционеры; 11 – насос; 12 – зональные подогреватели; $G_н$ – расход наружного воздуха; $G_в$ – расход рециркуляционного воздуха

ние суток требуется изменять тепловые режимы работы местных кондиционеров. Для создания одинаковых условий работы подоконных вентиляторных доводчиков при различных наружных условиях на противоположных

фасадах (ветер, солнечная радиация) воздуховоды первичного воздуха также зонируют и на них устанавливают зональные подогреватели. Температура приточного воздуха при этом регулируется дистанционно с пульта управления по команде оператора.

В центральном кондиционере обрабатывается наружный воздух в объеме санитарной нормы, необходимой для вентиляции всех обслуживаемых номеров.

На рис. 11 приведена схема центрального кондиционера, собранного из стандартных блоков. Зарубежные фирмы производят блочные неавтономные кондиционеры с номинальной производительностью по воздуху от 2 до 100 тыс. $м^3$/ч. Блоки компонуют по горизонтальной, вертикальной или смешанной схемам для большего удобства и экономии площади, особенно при вертикальной и смешанной компоновках. В качестве фильтрующего материала использованы маты из синтетических волокон. Блок очистки воздуха выполнен из фильтров рулонного или рамочного типа. Поверхностные теплообменники изготовлены из медных трубок с тонким пластинчатым оребрением, что обеспечивает высокие теплотехнические показатели при малой массе и низком аэродинамическом сопротивлении. Так, например, шестирядный воздухоохладитель номинальной производительности по воздуху имеет аэродинамическое сопротивление 9 кгс/$м^2$ (90 Па). Для адиабатического увлажнения воздуха использована камера с испарением воды без остатка. В Японии широко используется метод увлажнения воздуха паром, подаваемым из малогабаритных котлов с давлением до 1 кгс/$см^2$ (0,1 МПа). Методы увлажнения воздуха паром или испарением воды без остатка имеют значительные преимущества по сравнению с применением камер орошения с рециркуляцией воды из поддона: форсунки не засоряются, грязь не накапливается и не образуются биологические среды в поддоне, устройства компактны.

Вентиляторные блоки выполняют на базе вентиляторов двустороннего всасывания, заключенных в камеру, стенки которой покрыты звукоизоляционным ма-

териалом. Устройства для поглощения вибрации включены в конструкцию блока. Как правило, за вентиляторными блоками не требуется устанавливать глушители на приточных воздуховодах. Организация серийного производства аналогичных блочных кондиционеров взамен типовых секций для кондиционеров типа КТ, выпускаемых отечественной промышленностью, позволит значительно снизить капитальные и эксплуатационные затраты.

По способу снабжения холодом различают три вида СКВ: неавтономные, автономные, испарительные.

Неавтономные СКВ имеют централизованные источники хладоснабжения в виде холодильных станций, от которых насосами подается холодная вода или рассол к аппаратам УКВ. Типичной неавтономной СКВ является местно-центральная на базе местных неавтономных вентиляторных или эжекционных кондиционеров.

Автономные СКВ имеют УКВ со встроенными источниками холода в виде холодильных машин различного типа. Характерными для этих СКВ являются рассмотренные системы с агрегатными и раздельными кондиционерами.

Испарительные СКВ. Для целей охлаждения кондиционируемого воздуха используется эффект испарения воды.

По схеме обработки воздуха можно выделить два вида СКВ: прямоточные и рециркуляционные.

Прямоточные СКВ. В УКВ обрабатывается только наружный воздух.

Рециркуляционные СКВ. В УКВ обрабатывается смесь наружного и рециркуляционного воздуха.

По значению развиваемого приточным вентилятором полного давления различают СКВ низкого давления (менее 100 кгс/м^2, или 1000 Па); среднего давления (100–300 кгс/м^2, или 1000–3000 Па); высокого давления (более 300 кгс/м^2, или 3000 Па).

3. НЕКОТОРЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ СХЕМ СКВ ДЛЯ МНОГОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЙ

Оптимальное решение СКВ выбирают на основе вариантной проработки и технико-экономического сравнения вариантов систем. Экономически целесообразен вариант системы, который характеризуется минимальными приведенными затратами (тыс. руб.), определяемыми по формуле

$$П = С + Е_н К - Д, \qquad (5)$$

где С – эксплуатационные расходы, тыс. руб.; К – капитальные вложения (сметная стоимость), тыс. руб.; $Е_н$ – нормативный коэффициент экономической эффективности (0,12); Д – годовой экономический эффект у потребителя, реально обусловленный повышением уровня технического и санитарно-гигиенического качества системы по сравнению с минимальными требованиями и выражающийся в росте производительности труда, сокращении затрат на медицинское обслуживание населения и повышении рентабельности гражданских объектов, функционирующих на основе хозяйственного расчета.

Из сопоставления выражения (5) с общепринятой формулой оценки экономической эффективности капитальных вложений в строительстве по приведенным затратам следует, что объективное сравнение различных систем создания и поддержания микроклимата в помещениях может быть проведено только на основе объективных стоимостных показателей. В показателях следует учитывать экономический эффект, достигаемый при применении дорогих, но технически более совершенных и комфортных систем микроклимата. В настоящее время отсутствуют объективные и официальные нормативные показатели, позволяющие достоверно определять годовой экономический эффект Д у потребителя при использовании различных систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Поэтому сравнивать следует только такие системы микроклимата, которые создают одинаковые санитарно-гигиени-

ческие характеристики (по комфортности, круглогодовой обеспеченности, стабильности внутренних параметров). При сопоставлении СКВ, каждая из которых обеспечивает одинаковый уровень санитарно-гигиенических условий в обслуживаемых помещениях, предпочтение отдают СКВ с минимальными приведенными затратами, вычисленными по формуле

$$П = С + Е_н К. \quad (6)$$

Служебные (конторские) помещения в основном располагают по периметру многоэтажного здания. Для их обслуживания используют четыре варианта СКВ, обеспечивающих одинаковый санитарно-гигиенический эффект:

I вариант – центральная двухканальная СКВ с системой водяного отопления;

II вариант – местно-центральная СКВ с эжекционными кондиционерами-доводчиками, расположенными под окнами;

III вариант – местно-центральная СКВ с местными неавтономными вентиляторными кондиционерами, расположенными под окнами, и самостоятельной СКВ для подачи санитарной нормы наружного воздуха;

IУ вариант – центральная СКВ с зональными подогревателями и системой водяного отопления.

В отечественной практике одно из первых технико-экономических сравнений СКВ для многоэтажных зданий выполнено в Моспроекте-2. Требовалось выбрать оптимальный вариант СКВ для служебных помещений административного здания высотой 36 этажей, имеющего по фасаду ленточное остекление. Служебные помещения глубиной 5 м расположены по периметру здания. На основании предварительной оценки для сравнения были приняты два варианта СКВ:

I – центральная двухканальная СКВ с системой водяного отопления;

II – местно-центральная СКВ с эжекционными кондиционерами-доводчиками, расположенными под окнами.

В холодный период в зданиях с большими наружными остекленными поверхностями необходимо создавать тепловую завесу у остекления. Она препятствует проникновению холодных потоков воздуха в глубину помещения и образованию дискомфортных условий. Поэтому в I варианте дополнительно к СКВ предусмотрена система водяного отопления по периметру здания. Ночью и в выходные дни работает только система водяного отопления.

Во II варианте СКВ эжекционные кондиционеры-доводчики установлены по периметру здания в подоконном пространстве. Ночью и в выходные дни останавливают центральный кондиционер, а в теплообменники эжекционных кондиционеров-доводчиков подается более горячая вода, и они работают в режиме естественной конвекции, обеспечивая дежурное отопление.

Следовательно, технические возможности сравниваемых СКВ одинаковы и оба варианта систем создают одинаковые внутренние воздушные условия. Поэтому приведенные затраты рассчитывали по формуле (6) [тыс. руб. (%)]:

Затраты:	I вариант	II вариант
на строительные работы, связанные с устройством СКВ и системы отопления	10,9 (158)	6,9 (100)
на оборудование и материалы	571,2 (119)	481,5 (100)
суммарные капитальные	582,1 (119, 2)	488,4 (100)
годовые эксплуатационные на электроэнергию	5,6 (139)	4,03 (100)
приведенные	75,45 (120)	62,64 (100)

Из сравнения приведенных выше данных следует, что местно-центральная СКВ с эжекционными кондиционе-

рами-доводчиками имеет лучшие показатели, а по приведенным затратам она дешевле на 20%.

В отечественной практике в отдельных случаях использовали в многоэтажных зданиях центральные СКВ с зональными подогревателями и с установкой нагревательных приборов водяной системы отопления под окнами (IУ вариант СКВ при сравнении). По результатам анализа проектно-сметной документации для инженерного многоэтажного здания выявлено, что IУ вариант по сравнению со II вариантом дороже по приведенным затратам на 37,38 тыс. руб. При этом превышение эксплуатационных расходов на 28,4 тыс. руб. обусловлено перерасходом холода и тепла при регулировании температуры приточного воздуха в зональных подогревателях (см. построение процесса на рис. 5).

Отечественная промышленность не выпускает местных вентиляторных кондиционеров, и поэтому технико-экономическое сравнение с вариантом III не проводили. По зарубежным данным, эти СКВ имеют лучшие технико-экономические показатели из всех сравниваемых четырех вариантов.

Эжекционные кондиционеры-доводчики были освоены отечественной промышленностью еще в 1964 г. В настоящее время разработана конструкция этих агрегатов, и они не уступают по показателям лучшим зарубежным образцам. Как показано выше, местно-центральные СКВ на базе эжекционных кондиционеров-доводчиков (II вариант при сравнении) экономически более выгодны, чем I и IУ варианты. Поэтому для служебных помещений многоэтажных зданий в нашей стране наиболее широко применяется местно-центральная СКВ с эжекционными кондиционерами-доводчиками и эта система подробно рассматривается в последующих главах.

В многоэтажных зданиях, особенно административного назначения, имеется значительное число залов заседаний. При разработке для них СКВ следует учитывать периодичность работы и неравномерность загрузки. По времени максимальный расчетный режим

может не совпадать с режимом работы СКВ для основных помещений здания. В таких случаях агрегатные автономные или неавтономные кондиционеры целесообразно устанавливать в залах или в непосредственной близости от них. Если технически и экономически подобное решение неприемлемо, то устраивают центральные СКВ. При большом числе залов заседаний предпочтительно использовать двухканальные СКВ.

Для выбора мощности СКВ необходимо вводить поправочный коэффициент на неодновременность работы залов. Для обслуживания залов обычно применяют прямоточные кондиционеры, поскольку их кратковременное использование почти не влияет на затраты холода и тепла. Кроме того, использовать рециркуляционный воздух нежелательно, так как в нем может содержаться табачный дым. Существует несколько схемных решений двухканальных систем, отличающихся разной точностью обеспечения относительной влажности в помещениях. Для рассматриваемых условий вполне оправдывает себя двухканальная СКВ (см. рис. 6), но без рециркуляции.

Многоэтажные здания оборудуют конференц-залами различной вместимости в зависимости от количества работающих. Обычно их обслуживают СКВ низкого давления, однозональные или многозональные, двухвентиляторные, работающие с переменным количеством наружного воздуха. Подобные системы широко распространены и описаны в специальной литературе [6].

Сопутствующие конференц-залу помещения могут быть подсоединены к основному кондиционеру. При работе конференц-зала соответственно уменьшаются теплопоступления в основных рабочих помещениях, поэтому при выборе мощности холодильной станции и теплового пункта обслуживания здания следует вводить соответствующие коррективы.

Помещения фотолабораторий, множительных аппаратов и т.д. характеризуются различным тепловым и влажностным режимами. Поэтому для обеспечения в них заданных параметров целесообразно использовать местные агрегатные автономные или неавтономные УКВ.

Пищеблоки. Действующие нормы (СНиП II-Л.8-71) ограничивают применение СКВ для пищеблоков небольшой вместимости, но не могут быть распространены на рассматриваемые здания по следующей причине. Общеобменная вентиляция без охлаждения не в состоянии создать в теплый период года в торговых залах пищеблока оптимальные условия. При переходах персонала здания из помещений пищеблока с высокой температурой в основной объем с кондиционируемым воздухом создаются условия для возникновения простудных заболеваний. В теплый период года работники пищеблока часто открывают окна, а это не позволяет создать требуемого разрежения, предотвращающего перетекание пищевых запахов в высотную часть здания.

Поэтому для торговых помещений пищеблоков необходимо устраивать СКВ. Однако до внесения изменений в нормы принятие такого решения согласуют с организациями, финансирующими строительство. Основные решения по устройству СКВ совпадают с общепринятыми для подобных помещений.

В помещениях пищеблоков помимо обеспечения оптимальных параметров микроклимата необходимо создавать небольшое разрежение, чтобы избежать перетекания запахов в высотную часть здания.

В связи с наличием местных отсосов и спецификой времени работы пищеблоков для них рекомендуется устраивать отдельные СКВ, как правило, прямоточные. Торговые залы, горячие и холодные цеха должны иметь самостоятельные зональные подогреватели или охладители.

Для предотвращения распространения запахов воздух из торговых залов удаляют через горячие цеха. Местные отсосы от оборудования, в том числе от модулированного, выполняют раздельно от общеобменных вытяжных систем.

Выбросы воздуха с устойчивыми пищевыми запахами выводят через высотную часть здания, а остальные – в нижней зоне на достаточном расстоянии от фасадов во избежание распространения запахов внутри

здания. Вытяжные воздуховоды в здании выполняют из стойких против коррозии материалов и тщательно герметизируют.

Для уменьшения перетекания запахов применяют планировочные решения – организуют шлюзы, тамбуры и др.

Помещения ЭВМ. В современных многоэтажных зданиях (административных, инженерных корпусах, проектных и конструкторских бюро, научно-исследовательских институтах и др.) размещают вычислительные центры, для которых оборудуются СКВ. Назначение СКВ для помещений вычислительных центров заключается, в первую очередь, в создании параметров микроклимата и чистоты воздуха, обеспечивающих нормальную работу ЭВМ, хранение носителей информации и комфортные условия внутреннего воздуха для обслуживающего персонала.

В настоящее время применяют вычислительное оборудование, стойки которого необходимо обдувать. Кроме того, существуют ЭВМ со стойками, в которых встроены вентиляторы, забирающие охлаждающий стойки воздух из машинного зала.

Для охлаждения стоек ЭВМ следует подавать приточный воздух с постоянной температурой 14-18°С и относительной влажностью 70-80%. В каждом случае эти параметры уточняют в технологическом задании. Иногда при определении количества воздуха для обдува стоек задаются определенной разностью температур воздуха на входе и выходе из стойки. Рассчитанный таким образом расход воздуха может оказаться недостаточным для охлаждения отдельных стоек ЭВМ из-за неравномерного распределения тепла от элементов, заполняющих внутренний объем стоек. Поэтому количество воздуха для обдува каждой стойки ЭВМ, а также ее аэродинамическое сопротивление указывают в техническом задании на проектирование СКВ.

Для надежной работы необдуваемых стоек воздух в машинном зале должен иметь температуру 19-23°С, относительную влажность 40-60%. Эти параметры

соответствуют комфортным для персонала.

Схему СКВ для обслуживания помещений с ЭВМ выбирают в зависимости от соотношения тепловых нагрузок от ЭВМ и других источников, физико-химического состава воздуха, его запыленности, размеров ЭВМ, равномерности распределения нагрузок по площади помещения, требуемой степени надежности работы СКВ и др.

При этом возможны следующие решения.

1. Применение центральных или местных кондиционеров. Первые применяются для крупных ЭВМ. Для небольших ЭВМ целесообразно использовать автономные кондиционеры, работающие полностью на рециркуляционном воздухе.

2. Работа СКВ с постоянным или переменным количеством наружного воздуха. Решение принимается на основании технико-экономического анализа и связано с годовыми расходами холода и тепла, затратами на устройство фильтров для очистки наружного воздуха от пыли и газов (сероводорода, окислов азота, аммиака и др.). По условиям хранения носителей информации не допускается также наличие в воздухе солей жесткости. Поэтому для увлажнения воздуха в кондиционере вместо рециркуляционной воды часто применяют пар.

3. Применение одноконтурных и двухконтурных схем. Выбор схемы зависит от производительности СКВ по воздуху, теплу и холоду, а также от соотношения нагрузок помещения и ЭВМ. При неравномерном соотношении нагрузок (одна значительно меньше) и достаточной производительности весь комплекс обслуживает одна СКВ (одноконтурная схема). При этом она компенсирует все теплопоступления – от стоек машины, освещения, людей и через наружные ограждения. При соизмеримых нагрузках от ЭВМ и в помещении проектируют две раздельные СКВ (двухконтурные схемы). При этом воздух, поступающий в помещение, компенсирует поступления тепла от освещения, людей и через наружные ограждения. Воздух, выходящий в помещение через стойки, в зависимости от

режима может частично компенсировать или дополнительно вносить тепло в помещение. Один из кондиционеров при двухконтурной системе может быть местным.

4. Применение однозональных, многозональных или двухканальных СКВ. Помещения с равномерно распределенными тепловыми нагрузками обслуживаются однозональной СКВ; при неравномерных нагрузках применяются многозональные или двухканальные СКВ.

5. Применение СКВ с различной степенью надежности. В зависимости от важности и продолжительности решения задач на ЭВМ устанавливается различная степень надежности работы СКВ (защита от аварийных операций, количество резервного оборудования, обеспечение взаимозаменяемости кондиционеров за счет устройства параллельных схем с перемычками и т.д.).

Одноконтурная СКВ (рис. 12) работает с переменным количеством наружного воздуха. В теплый период наружный воздух в объеме санитарной нормы смешивается с внутренним и осушается в воздухоохладителе. Температура приточного воздуха к стойкам ЭВМ поддерживается терморегулятором T_1, управляющим заслонкой V_1 на обводном воздушном канале у воздухоохладителя, а относительная влажность – влагорегулятором d, управляющим последовательно заслонкой V_2 и клапаном, который регулирует проток воды через воздухоохладитель. Обработанный в кондиционере воздух поступает в общий приточный распределительный коллектор. Одна часть воздуха из коллектора направляется в фальшпол, другая часть – в машинный зал. В зависимости от теплопоступлений воздух, направляемый в машинный зал, дополнительно нагревается в зональном воздухоподогревателе или охлаждается в зональном воздухоохладителе. Работа зональных теплообменников управляется терморегулятором T_2. Отработанный воздух направляется вытяжными агрегатами в общий коллектор, откуда он частично забирается кондиционерами на рециркуляцию и частично или полностью выбрасывается в атмосферу.

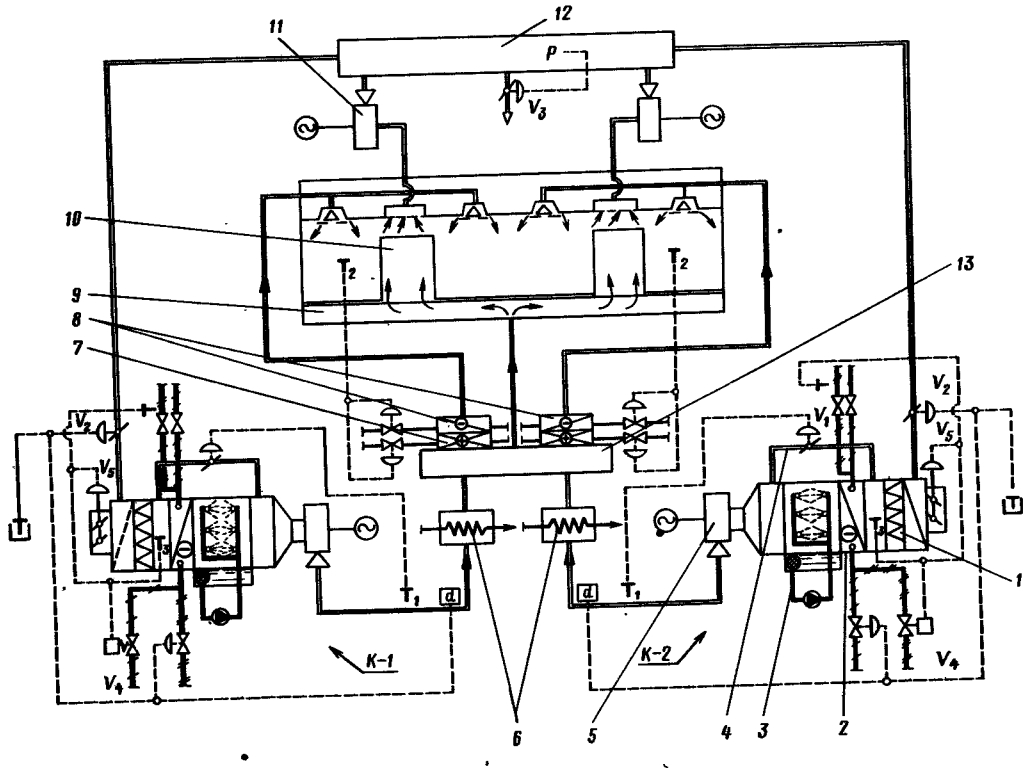


Рис. 12. Принципиальная схема одноконтурной СКВ, одновременно обслуживающей ЭВМ и машинный зал

1 – фильтр; 2 – поверхностный воздухоохладитель; 3 – аппарат адиабатического увлажнения; 4 – обводной канал; 5 – вентилятор; 6 – электростатический фильтр; 7 – зональные подогреватели; 8 – зональные охладители; 9 – фальшпол; 10 – ЭВМ; 11 – вытяжные вентиляторы; 12 – общий вытяжной коллектор; 13 – приточный распределительный коллектор; $T_1 - T_4$ – терморегуляторы; $V_1 - V_5$ – регулирующие клапаны; P – регулятор давления; *d* – влагорегуляторы; $K_1 - K_2$ – кондиционеры

Количество выбрасываемого воздуха регламентируется регулятором статического давления Р, управляющим заслонкой V_3.

Предусмотренная в данной схеме СКВ защита от замораживания заключается в следующем:

в нерабочем режиме при низкой температуре наружного воздуха (2–3°С) терморегулятор T_3 дает разрешение на срабатывание автоматической защиты; через поверхностный теплообменник начинает проходить горячая вода; при понижении температуры воды за воздухоохладителем до 20°С терморегулятор T_4 дает команду на открытие соленоидного клапана V_4, установленного на дополнительном трубопроводе горячей воды, и оставляет его в таком положении до прогрева, после чего отключает;

в режиме работы кондиционера при понижении температуры перед воздухоохладителем до 2–3°С терморегулятор T_3 дает команду на закрытие заслонки наружного воздуха V_5 и отключение вентилятора.

Рассмотренная схема СКВ (см. рис. 12) имеет следующие особенности:

регулирование влажности подаваемого для обдува стоек воздуха путем изменения соотношения расходов наружного и рециркуляционного воздуха позволяет поддерживать его температуру с помощью обводного канала (байпаса), что способствует экономному расходованию холода и тепла;

широкие пределы изменения количества наружного воздуха дают возможность отказаться от применения калориферов первого подогрева;

кондиционеры работают по параллельной схеме, что при определенном запасе их производительности позволяет отказаться от резерва.

Для кондиционеров, работающих по параллельной схеме, необходимо предусматривать запас мощности для двигателей с учетом возможности работы одного кондиционера на две сети.

ГЛАВА IV. УСТРОЙСТВО И ОСОБЕННОСТИ ЭЖЕКЦИОННЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Эжекционные системы наиболее часто применяются в многоэтажных и многокомнатных зданиях с большим числом периметральных помещений, которые подвержены воздействию различных тепловых нагрузок и не требуют строгого контроля относительной влажности внутреннего воздуха.

В основе проектирования местно-центральных СКВ с эжекционными кондиционерами-доводчиками заложен принцип централизованного снабжения помещений (каждого модуля помещения) наружным воздухом, теплом и холодом. Обработанный в центральном кондиционере наружный воздух (называемый первичным) по магистральным воздуховодам подводится к соплам эжекционных кондиционеров-доводчиков (ЭКД). Выходя через сопла со скоростью 12–20 м/с, первичный воздух эжектирует из помещения рециркуляционный (вторичный) воздух. Эжектируемый рециркуляционный воздух очищается в фильтре и далее проходит через теплообменник, по трубкам которого циркулирует теплая или холодная вода. Благодаря наличию источника тепла или холода рециркуляционный воздух нагревается или охлаждается в зависимости от теплового режима в помещении. В дальнейшем изложении такие СКВ названы эжекционными системами кондиционирования воздуха (ЭСКВ).

Для преодоления сопротивления сопл требуется давление первичного воздуха перед ЭКД 5–30 кгс/м^2, или 50–300 Па (в зависимости от диаметра сопл). Одна часть первичного воздуха эжектирует 2–3 части вторичного (в зависимости от диаметра сопл и режима работы ЭКД). Обработанный в теплообменнике ЭКД и смешанный с первичным воздух поступает через приточную решетку в обслуживаемое помещение.

Горячая и холодная вода подается к теплообменникам ЭКД от центральных источников тепло- и хладоснабжения.

ЭКД устанавливают, как правило, в подоконном пространстве, так как при этом они наиболее эффективно используются для защиты от ниспадающих потоков холодного воздуха и отрицательной радиации в период отопительного сезона. Эжекционные системы имеют следующие преимущества перед системами с центральной рециркуляцией:

благодаря местной рециркуляции воздуха в помещениях отпадает необходимость прокладки рециркуляционных воздуховодов;

гибкое индивидуальное регулирование температуры в помещениях вследствие постоянного наличия в ЭКД греющей и охлаждающей среды;

обогрев помещений при работе ЭКД в режиме естественной конвекции исключает необходимость устройства дополнительной системы отопления;

уменьшенные габаритные размеры центрального кондиционера, вытяжных агрегатов, воздуховодов, глушителей, небольшие объемы для их размещения, меньший расход металла на оборудование и электроэнергии на перемещение воздуха – вследствие обработки в центральном кондиционере и подачи в помещение только санитарной нормы наружного воздуха;

сосредоточение в одном месте основного оборудования (центрального кондиционера, источников централизованного тепло- и хладоснабжения) облегчает и улучшает эксплуатацию по сравнению с децентрализованными системами;

отсутствие в ЭКД вентиляторов, электродвигателей, холодильных машин повышает надежность работы агрегатов и уменьшает уровень шума от оборудования;

о тствие пе е , запахо из о ного поме ния в другое в результате того, что к каждому помещению подводится только наружный свежий воздух;

возможность изменения планировки помещений с помощью сборно-разборных перегородок.

Эжекционные системы имеют следующие недостатки:

перемещение первичного воздуха с повышенным давлением и большей скоростью требует дополнительного расхода холода на компенсацию нагрева воздуха в вентиляторе и воздуховодах;

отсутствие точного индивидуального контроля относительной влажности воздуха в помещениях;

невозможность индивидуального отключения ЭКД в некоторых случаях (например, в гостиницах) увеличивает стоимость эксплуатации системы;

наружный воздух подается в помещения круглогодично в объеме санитарной нормы в отличие от систем с центральной рециркуляцией, которые в переходное время года подают только наружный воздух, вследствие чего уменьшается расход холода.

В основу классификации эжекционных систем (рис. 13) положены следующие признаки: число каналов первичного воздуха, схема тепло- и хладоснабжения поверхностных теплообменников ЭКД, способ регулирования тепловых режимов обработки воздуха в ЭКД, режимы тепло- и хладоснабжения.

По числу каналов первичного воздуха эжекционные системы делятся на одно- I и двухканальные II. По схеме теплохладоснабжения – на двухтрубные 2, трехтрубные 3, четырехтрубные с одним теплообменником в ЭКД 41 и с двумя теплообменниками 42. По способу регулирования различают системы, регулируемые изменением расхода воды через теплообменник ЭКД а, или изменением расхода рециркуляционного воздуха через теплообменник ЭКД и в обвод его в. Наибольшим разнообразием отличаются режимы тепло- и хладоснабжения 1–7.

Кроме основных признаков, положенных в основу классификации, имеются и другие, менее существенные отличия, которые не показаны на схеме (рис. 13):

по конструкциям ЭКД (регуляторы расхода первичного и рециркуляционного воздуха, типы и число сопл, теплообменников, комбинации их взаимного расположения);

по месту расположения ЭКД (напольное, навесное и потолочное);

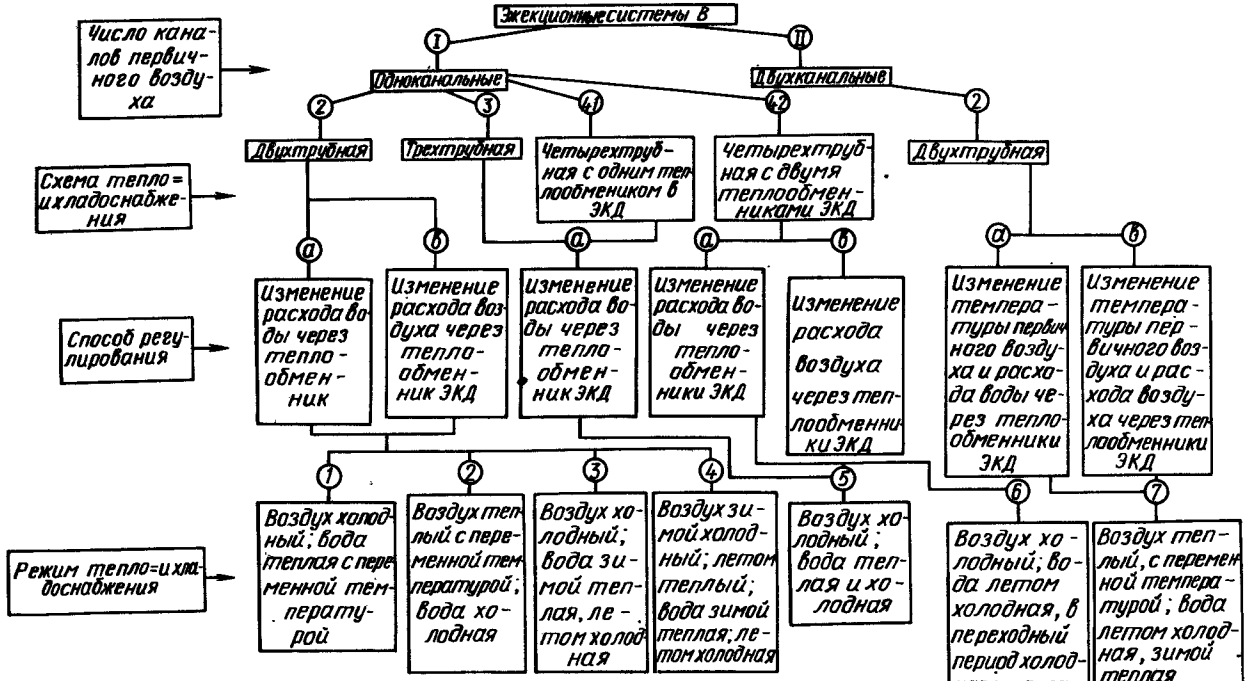


Рис. 13. Классификация эжекционных систем кондиционирования воздуха

по числу приборов, соединенных в группы с одним регулятором температуры (регулирование индивидуальное, групповое, покомнатное, зональное, пофасадное);

по типу регуляторов температуры (двухпозиционный, пропорциональный, пневматический, электрический, прямого действия).

Предлагаемая классификация помогает ориентироваться в большом числе существующих и проектируемых схем эжекционных систем и способствует разработке методов сравнения различных систем по технико-экономическим показателям.

2. ДВУХТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ

Наиболее простыми являются двухтрубные системы снабжения поверхностных теплообменников ЭКД холодной и горячей водой. Индивидуальное регулирование температуры в этих системах достигается либо изменением расхода воды через теплообменник ЭКД, либо изменением соотношения эжектируемого рециркуляционного воздуха, проходящего через теплообменник ЭКД или в обвод его. По режимам теплохладоснабжения различают четыре вида двухтрубных систем (приведенные после сокращенных названий систем индексы служат ключом к расшифровке полного названия системы на рис. 13).

Системы х о л о д н ы й п е р в и ч н ы й в о з д у х – т е п л а я в о д а 1-2-а-1 и 1-2-в-1 (рис. 14). Количество холодного первичного воздуха рассчитывают на ассимиляцию теплопоступлений от людей, освещения, солнечной радиации, теплая вода возмещает трансмиссионные потери и холод, вносимый первичным воздухом. Отопление помещений в нерабочее время зимой происходит при работе теплообменников ЭКД в режиме естественной конвекции. Система не нуждается в пофасадном зонировании, проста в эксплуатации.

Такие системы применяют в зданиях, в помещениях которых теплоизбытки невелики. При значительных теплоизбытках для их компенсации требуется увеличивать расходы первичного воздуха по сравнению с тре-

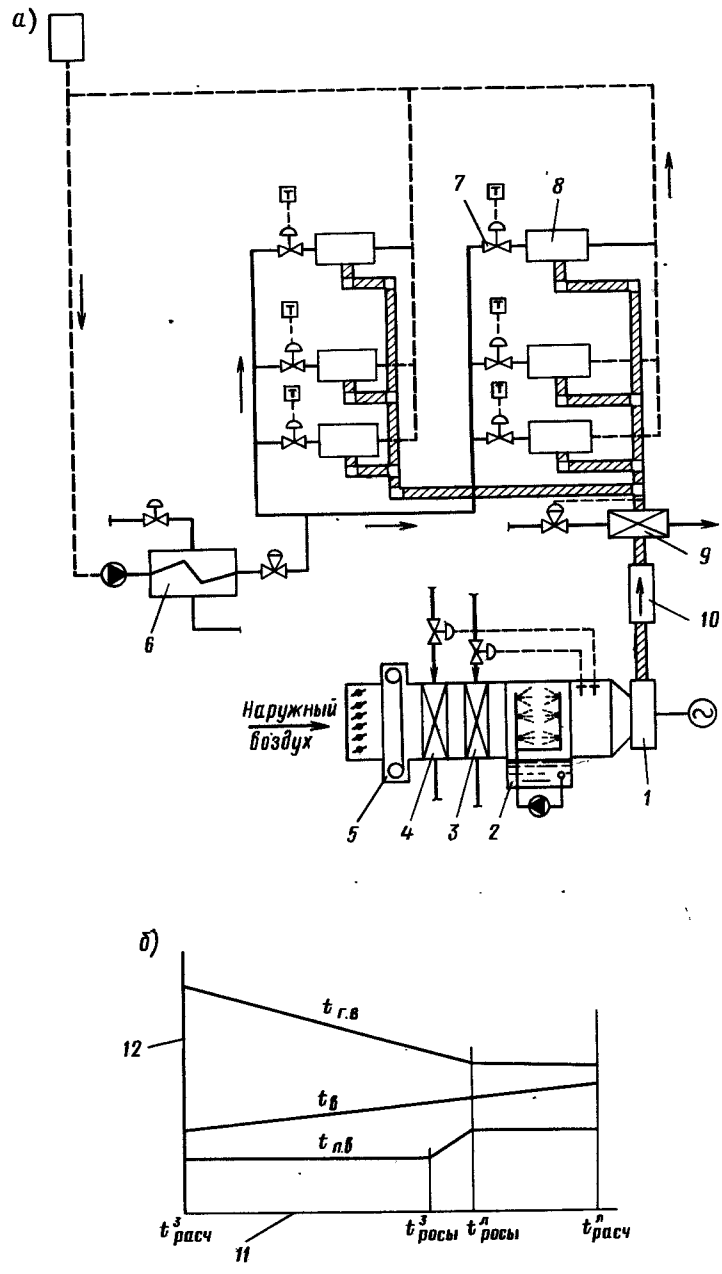


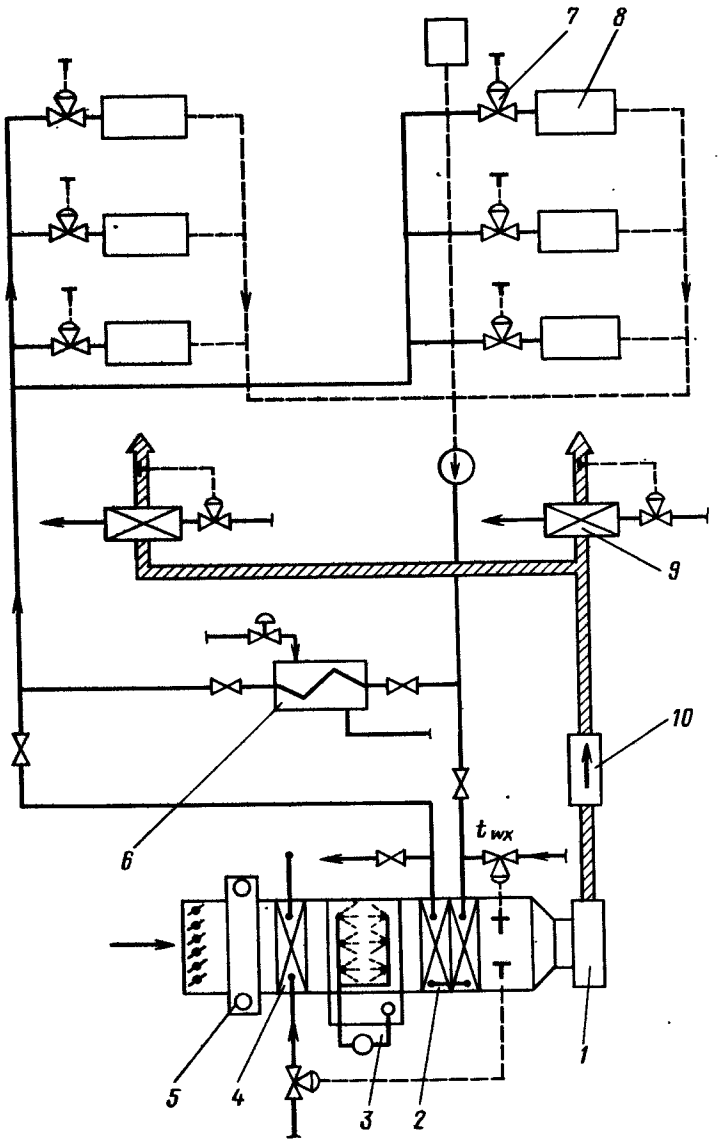
Рис. 14. Двухтрубная система с режимом теплохладоснабжения холодный первичный воздух – теплая вода
а – принципиальная схема; б – температурный график; 1 – вентилятор; 2 – аппарат адиабатического увлажнения; 3 – воздухоохладитель; 4 – калорифер I подогрева; 5 – рулонный фильтр; 6 – водонагреватель; 7 – индивидуальный регулятор температуры; 8 – теплообменник ЭКД; 9 – зональный подогреватель; 10 – шумоглушитель; 11 – шкала температур наружного воздуха; $t^з_{расч}, t^л_{расч}$ – расчетной зимней и летней, $t^з_{росы}, t^л_{росы}$ – точки росы зимней и летней; 12 – шкала температур горячей воды ($t_{г.в}$), первичного воздуха ($t_{п.в}$) и внутреннего воздуха ($t_в$)

буемыми санитарными нормами, что лишает эжекционную систему основных ее преимуществ и увеличивает потребление электроэнергии, тепла и холода. Системы 1-2-а-1 и I-2-в-1 рекомендуется применять в северных районах.

Системы теплый первичный воздух – холодная вода I-2-а-2 и I-2-в-2 (рис. 15). Количество теплого первичного воздуха рассчитывают на возмещение трансмиссионных теплопотерь, а холодная вода ассимилирует теплопоступления от людей, освещения, солнечной радиации. В системах этого типа круглый год циркулирует холодная вода постоянной температуры и подается теплый первичный воздух. Его температура регулируется автоматически в зависимости от изменения наружных климатических условий. Характер сезонного изменения температуры первичного воздуха сходен с изменением температуры горячей воды по графику (см. рис. 14).

Вода для теплообменников ЭКД в зимний и переходный периоды охлаждается обычно в воздухоохладителе центрального кондиционера (так называемая система свободного охлаждения). Проходящая по трубкам теплообменника центрального кондиционера вода отдает тепло холодному наружному воздуху. При этом значительно сокращается время работы холодильных

машин и одновременно используется для нагрева наружного воздуха тепло тех помещений, где избытки тепла воспринимаются водой в теплообменниках ЭКД. Цент-



ральную систему приготовления холодной воды в эти периоды отключают.

Воздуховоды первичного воздуха следует пофасадно зонировать (в системе предусмотрены зональные подогреватели).

Такие системы трудно эксплуатировать в холодный период года в режиме дежурного отопления. Обычно применяется одно из следующих решений:

центральный кондиционер работает в режиме полной рециркуляции;

в систему трубопроводов подается теплая вода для конвективного нагрева; для этого необходимы реверсивные регуляторы температуры (изменяющие направление воздействия в зависимости от подачи холодной или теплой воды), а также дополнительный водоподогреватель;

центральный кондиционер включают в нерабочее время для периодического нагрева помещений теплым воздухом.

Такие системы по теплотехническим возможностям можно применять в зданиях с небольшими трансмиссионными теплопотерями, что объясняется неудобствами, связанными с перегревом первичного воздуха до температуры 50–60 °С (повышенное сопротивление нагревателей, увеличение теплоизоляции воздуховодов и т.д.).

Системы с переключением по воде I–2–а–3 и I–2–в–3. Первичный воздух круглый год имеет температуру на 2–3° выше тем-

Рис. 15. Принципиальная схема двухтрубной системы с режимом теплохладоснабжения теплый первичный воздух – холодная вода
1 – вентилятор; 2 – аппарат адиабатического увлажнения; 3 – воздухоохладитель; 4 – калорифер I подогрева; 5 – рулонный фильтр; 6 – водоводяной теплообменник; 7 – индивидуальный регулятор температуры; 8 – теплообменник ЭКД; 9 – зональный подогреватель; 10 – шумоглушитель; t_{wx} – температура холодной воды

пературы точки росы центрального кондиционера (вследствие нагрева в вентиляторе и воздуховодах). Количество его должно соответствовать санитарной норме наружного воздуха и ассимилировать влаговыделения в помещениях.

Зимой в теплообменники ЭКД подают теплую воду, приготовленную в центральных водонагревателях в соответствии с температурным графиком. Горячая вода компенсирует трансмиссионные теплопотери в помещении и холод, внесенный первичным воздухом. В переходный период, когда холода первичного воздуха уже не хватает для охлаждения помещений, производится переключение по воде. Для этого отключают центральный водонагреватель и включают контур "свободного охлаждения" через воздухоохладитель центрального кондиционера. Когда этого холода недостаточно, включается контур центрального водоохладителя, питающийся от искусственного источника хладоснабжения. Одновременно через воздухоохладитель центрального кондиционера также начинает циркулировать холодная вода от источника холода для поддержания требуемой температуры точки росы. Заданный перепад давлений воды в трубопроводах на соответствующем фасаде сохраняется постоянным с помощью индукторных муфт скольжения, которые изменяют частоту вращения насосов.

В этих системах индивидуальные температурные регуляторы у ЭКД обязательно должны быть реверсивными и переключать их следует одновременно с переключением по воде.

При регулировании по воздуху (в системе I-2-в-3) необходимость установки индукторных муфт у насосов отпадает.

Для раздельного снабжения фасадов здания теплой и холодной водой предусматривают пофасадное зонирование трубопроводов систем тепло- и хладоснабжения ЭКД.

Системы с переключением по воде обычно применяют в зданиях с четко разграниченными фасадами при отсутствии скользящих теней и резких различий

в тепловых нагрузках на одном фасаде.

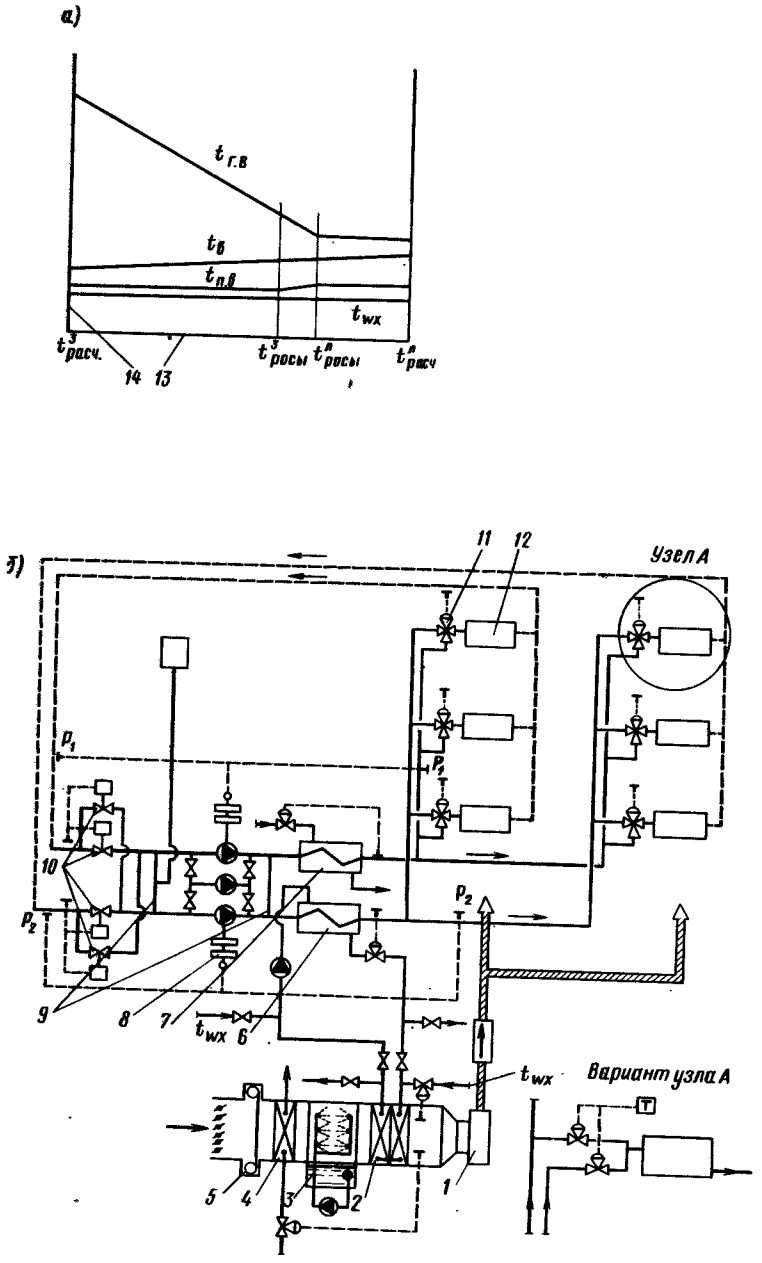
К недостаткам систем относятся большая инерционность, необходимость переключения с режима нагрева на режим охлаждения (особенно в переходный период), отсутствие подачи тепла в период работы на холодной воде, а также потребность в сложных реверсивных терморегуляторах. Поэтому системы с переключением по воде в настоящее время применяются редко.

Системы с двойным переключением I-2-а-4 и I-2-в-4. Зимний режим работы этих систем и с переключением по воде одинаков, а в переходном и летнем режимах первичный воздух нагревается в зональных подогревателях (которые в системах с переключением по воде вообще отсутствуют), благодаря чему компенсируются теплопотери помещений. При этом воздуховоды первичного воздуха зонируются пофасадно (аналогично схеме на рис. 15). Одновременно с подогревом первичного воздуха в трубопроводах начинает циркулировать холодная вода. Таким образом происходит двойное переключение – по воде и по воздуху.

В системах также обязательно должны быть реверсивные регуляторы температуры. Трубопроводы теплохладоснабжения ЭКД пофасадно зонируют. Система с двойным переключением сложна в эксплуатации и в настоящее время почти не применяется.

3. ТРЕХТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ

Трехтрубная система I-3-а-5 (рис. 16). В системе рабочими средами для индивидуального теплового контроля в помещениях являются теплая и холодная вода, которая подводится в теплообменники ЭКД. Холодный первичный воздух в ЭКД подается в количестве, удовлетворяющем санитарную норму и ассимиляцию влаговыделений в помещениях. К теплообменникам ЭКД подводятся два трубопровода: один с холодной водой (от центрального водоохладителя), второй с теплой водой (от центрального водоподогревателя). Подача воды в теплообменники ЭКД регулируется ав-



томатическим трехпроходным несмешивающим клапаном или двумя каскадно работающими проходными клапанами, установленными на подающих трубопроводах (вариант узла А, рис. 16). Из теплообменников ЭКД вода поступает в общий обратный трубопровод.

В трехтрубной системе подающие трубопроводы и воздуховоды первичного воздуха обычно не зонируются. Обратные трубопроводы, как правило, зонируются для уменьшения потерь при смешивании отработанной теплой и холодной воды. При этом тепловые потери в пределах одного фасада не исключаются.

На обратном трубопроводе от каждого фасада устанавливают две автоматические двухпозиционные взаимообратные задвижки, управляемые датчиком контроля температуры обратной воды. Датчик настраивают на среднюю температуру воздуха в обслуживаемых помещениях (22–23 °С). Если температура обратной воды ниже указанной, то открывается задвижка, через которую обратная вода идет в центральный водоохладитель, если выше – то к центральному водоподогревателю. Обычно в пиковых режимах вся обратная вода направляется к одному из насосов, питающему водоохладитель или водонагреватель. Поэтому для работы

Рис. 16. Трехтрубная система
а – температурный график; б – принципиальная схема; 1 – вентилятор; 2 – воздухоохладитель; 3 – аппарат адиабатического охлаждения; 4 – калорифер I подогрева; 5 – рулонный фильтр; 6 – водоохладитель; 7 – водонагреватель; 8 – индукторная муфта скольжения; 9 – уравнительные перемычки; 10 – двухпозиционные взаимообратные задвижки с электроприводом; 11 – индивидуальные регуляторы температуры; 12 – ЭКД; 13 – шкала температур наружного воздуха, $t^з_{расч}$, $t^л_{расч}$ – расчетной зимней и летней, $t^з_{росы}$, $t^л_{росы}$ – точки росы зимней и летней; 14 – шкала температур горячей воды ($t_{г.в}$) первичного воздуха ($t_{п.в}$), внутреннего воздуха ($t_в$) и холодной воды (t_{wx}); P_1 – датчики перепада давлений в контуре горячей воды; P_2 – то же в контуре холодной воды

другого насоса устанавливают уравнительные перемычки, через которые насос засасывает и подает ровно столько воды, сколько требуется для системы.

В зданиях сложной конфигурации с большим числом разноориентированных фасадов зонирование нецелесообразно, так как усложняет систему.

Недостатком трехтрубных систем является возможность гидравлической разрегулировки сети тепло- и хладоснабжения, вызванной переменным расходом горячей и холодной воды через поверхностные теплообменники ЭКД.

Чтобы избежать гидравлической разрегулировки в трехтрубных системах применяют центральное регулирование перепадов давлений воды в трубопроводах. Для этого используют индукторные муфты скольжения, дросселирующие вентили, перепускные устройства, которые управляются датчиками перепада давления воды в подающем и обратном трубопроводах. Один датчик ставят на горячем подающем и обратном трубопроводах наиболее затененного фасада, он управляет работой насоса горячей воды. Потребность в тепле на этом фасаде не уменьшается при солнечной радиации на других фасадах. Поэтому на затененном фасаде всегда потребляется максимум горячей воды и создаются наибольшие потери давления воды. Таким образом, регулирование работы насоса по падению давления на наиболее нагруженном фасаде позволит обеспечить проектную норму подачи горячей воды на любой другой фасад.

Второй датчик ставят для контроля перепада давлений на подающем трубопроводе холодной воды и общем обратном трубопроводе. Место контроля перепадов давлений выбирают на наиболее освещенном солнцем фасаде, для которого требуется наибольшее количество холодной воды. Поэтому на наиболее освещенном солнцем фасаде потребляется максимум холодной воды и создаются наибольшие потери давления воды. Таким образом регулирование работы насоса по наиболее нагруженному фасаду позволит обеспечить проектную норму подачи холодной воды на любой другой фасад.

Основной недостаток трехтрубной системы – нестабильность гидравлических режимов работы – объясняется взаимным влиянием холодного и теплого контуров трубопроводов, имеющих обратную линию. Изменение перепада давлений оказывает возмущающее действие на регулирующий клапан у ЭКД. При этом нарушается температурный режим в помещении.

Для уменьшения гидравлической разрегулировки сокращают потери давления по магистральным трубопроводам по сравнению с потерями в подводящих ответвлениях и в регуляторах.

И все же при одновременном потреблении тепла и холода в трехтрубных системах могут создаваться условия, при которых возможно перетекание воды из обратных трубопроводов в подающие. Для предотвращения этого явления на обратных линиях теплообменников у ЭКД иногда устанавливают обратные клапаны. Они хотя и устраняют перетекания, но и препятствуют поддержанию нормального температурного режима в помещении.

Потери от смешивания в обратной линии наблюдаются главным образом при температурах наружного воздуха от 0 до 25°С, причем потери тем больше, чем выше нагрузка от солнечной радиации. Для сокращения времени работы холодильных машин применяют свободное охлаждение. Зимой и в переходный период вода на водоохладитель подается через воздухоохладитель центрального кондиционера. Когда холода наружного воздуха становится недостаточно, то перекрывают задвижки и в контур водоохладителя подают воду от холодильной станции. Для обеспечения температуры летней точки росы холодную воду подают также на воздухоохладитель центрального кондиционера.

Трехтрубные системы применяют в зданиях со сложной конфигурацией фасадов, имеющих скользящие тени и переменные тепловые нагрузки в помещениях.

4. ЧЕТЫРЕХТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ

Четырехтрубные системы имеют один или два теплообменника в ЭКД.

Четырехтрубная система с одним теплообменником в ЭКД I-41-а-5 (рис. 17). В отличие от трехтрубной данная система имеет раздельные трубопроводы обратной отепленной и охлажденной воды, что позволяет устранить потери от смешивания и обеспечить более устойчивые гидравлические режимы.

Температура в помещениях регулируется дросселированием расхода тепло- или хладоносителя через теплообменник ЭКД. Если узел А (рис. 17) выполнен по варианту *а*, то температура в помещении регулируется двумя трехпроходными клапанами (клапан перед ЭКД – регулирующий, после ЭКД – перепускной). Если узел А выполнен по варианту *б*, то температура в помещении регулируется двумя синхронно действующими перепускными клапанами, установленными на трубопроводах теплой и холодной воды (клапаны имеют обводные каналы, по которым может проходить вода, минуя ЭКД). В последнее время за рубежом применяется также комбинированный шестиходовой клапан с внутренними обводами (узел А выполнен по варианту б).

Четырехтрубная система с двумя теплообменниками в ЭКД I-42-а-6 и I-42-в-6 (см. рис. 17).

Один теплообменник ЭКД присоединяют к двухтрубному контуру холодной воды, а другой – к двухтрубному контуру теплой воды. Системы различаются способом регулирования и конструкцией ЭКД.

В системе I-42-а-6 теплохладопроизводительность ЭКД регулируется двумя каскадно работающими трехходовыми клапанами, установленными на трубопроводах теплой и холодной воды (основной вариант узла А, рис. 17). Оба теплообменника расположены последовательно по ходу рециркуляционного воздуха. За рубежом применяют также совмещенные теплообменники с двумя раздельными змеевиками для горячей и холодной воды и общим оребрением.

В системе I-42-в-6 (узел А выполнен по варианту в) теплохладопроизводительность ЭКД регулируется последовательно работающими встроенными воздушными клапанами, направляющими эжектируемый рециркуляционный воздух через один из теплообменников или в общий обвод. Оба теплообменника в ЭКД установлены параллельно по возможному пути движения рециркуляционного воздуха.

5. КОНСТРУКЦИЯ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ЭЖЕКЦИОННЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ-ДОВОДЧИКОВ ТИПА КНЭ-У

Основанием кондиционера-доводчика типа КНЭ-У (рис. 18) служит камера первичного воздуха, внутренние стенки которой покрыты шумопоглощающим материалом. Внутри камеры расположена распределительная труба, концы которой выступают из торцевых стенок камеры. Один конец распределительной трубы имеет заглушку, ко второму присоединен гибкий патрубок, связывающий ЭКД с подводкой первичного воздуха. Для последовательного соединения по первичному воздуху нескольких ЭКД заглушку снимают и вместо нее надевают второй гибкий патрубок, связанный с распределительной трубой соседнего ЭКД.

В нижней части распределительной трубы имеется щелевое отверстие, через которое воздух поступает в камеру. Количество его регулируется специальным клапаном вручную.

Панель с эжектирующими соплами, выполненными из упругого материала, располагается над камерой первичного воздуха, образуя нижнюю часть смесительной камеры. Материал и конструкция сопл способствуют глушению шума, создаваемого струями первичного воздуха на выходе из сопл. Рециркуляционный воздух проходит очистку в фильтре и тепловую обработку в теплообменниках.

В соответствии с нарядом-заказом завод-изготовитель поставляет ЭКД с различным числом теплообменников, установленных с одной стороны от эжектирующих сопл:

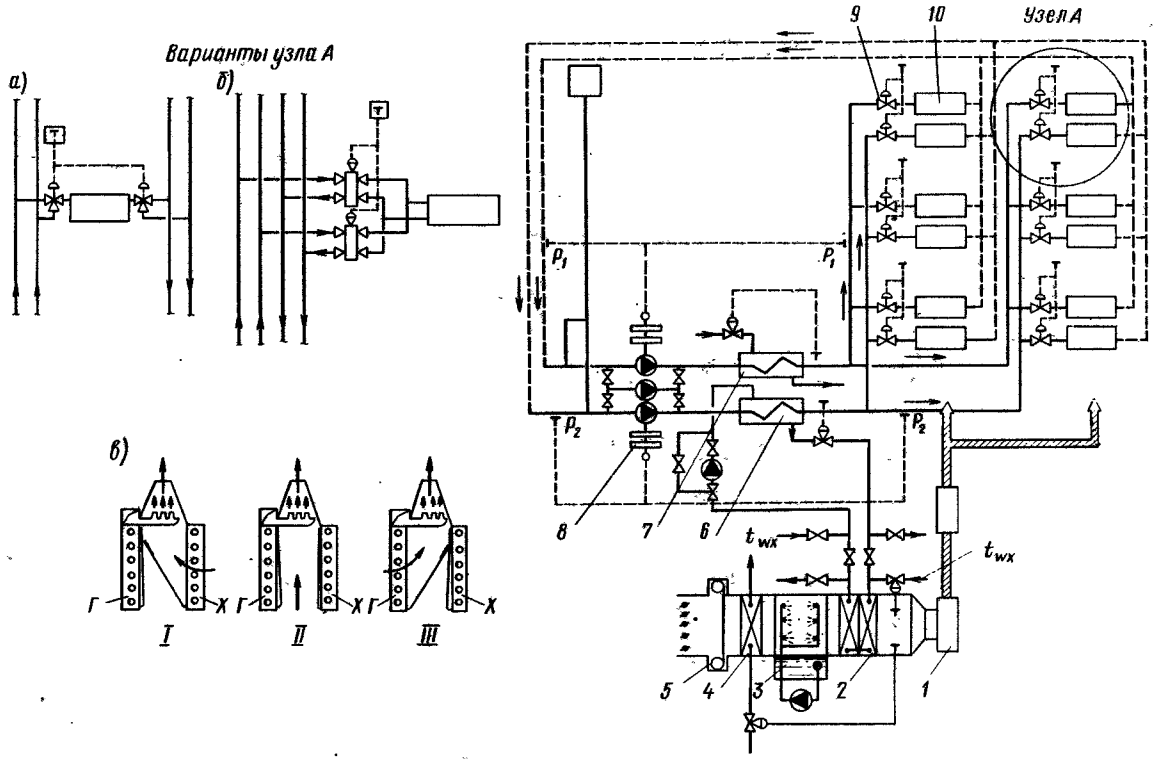


Рис. 17. Четырехтрубная система

1 – вентилятор; 2 – воздухоохладитель; 3 – аппарат адиабатического увлажнения; 4 – калорифер I подогрева; 5 – рулонный фильтр; 6 – водоохладитель; 7 – водонагреватель; 8 – индукторная муфта скольжения; 9 – индивидуальный регулирующий клапан; 10 – теплообменник ЭКД; P_1 – датчики перепада давлений в контуре горячей воды; P_2 – то же, в контуре холодной воды; t_{wx} – температура холодной воды; варианты узла А: а – один теплообменник с двумя трехходовыми клапанами; б – то же, с двумя синхронно действующими перепускными клапанами; в – два теплообменника с регулированием по воздуху; Г – теплообменник с горячей водой; Х – то же, с холодной водой; I – режим охлаждения; II – режим вентиляции; III – режим нагрева

один двухрядный теплообменник (для двух- и трехтрубных схем);

два теплообменника, установленные последовательно по воздуху: двухрядный теплообменник предназначен для холодной воды, однорядный – для горячей воды (в четырехтрубной схеме).

Выпадающий при осушке воздуха конденсат собирается в поддоне и при необходимости отводится по трубопроводу, присоединенному через гибкий шланг, который надевают на штуцер. В каждой боковой стенке поддона имеются отверстия с резьбой, поэтому штуцер можно присоединять с любой стороны, а на противоположной стороне устанавливать заглушку.

Для регулирования тепловой обработки эжектируемого воздуха предусмотрен воздушный клапан, который приводится в движение через рычажную систему при вращении рукоятки. В левом крайнем положении клапан образует закрытую заднюю стенку смесительной камеры. При перемещении клапана в направлении к теплообменнику образуется свободное сечение для

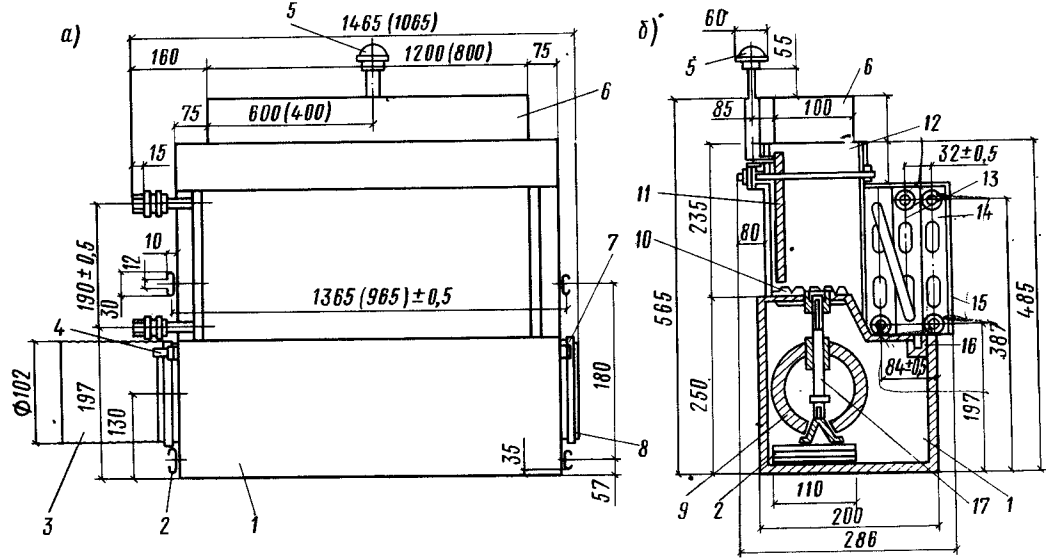


Рис. 18. Конструктивная схема эжекционного кондиционера-доводчика типа КНЭ-У
а – общий вид; б – разрез; 1 – камера первичного воздуха; 2 – монтажные скобы; 3 – гибкий патрубок; 4 – штуцер; 5 – привод воздушного клапана; 6 – приточный патрубок; 7 – заглушка; 8 – резиновая заглушка; 9 – распределительная труба; 10 – сопловая панель; 11 – воздушный клапан; 12 – смесительная камера; 13 – двухрядный теплообменник; 14 – однорядный теплообменник; 15 – фильтр; 16 – поддон; 17 – клапан первичного воздуха

поступления эжектируемого воздуха в смесительную камеру без тепловой обработки. В зависимости от положения клапана изменяется соотношение количества эжектируемого воздуха, проходящего через теплообменник и открытое сечение в задней стенке (общее количество приточного воздуха практически сохраняется постоянным). Таким образом регулируется тепло- и хладопроизводительность теплообменников ЭКД и температура приточного воздуха. Конструкция клапана позволяет регулировать теплохладопроизводительность ЭКД по воздуху только при вертикальной установке агрегата. При горизонтальном потолочном расположении ЭКД следует применять регулирование по воде.

Смесительная камера заканчивается выходным патрубком, представляющим собой обечайку из оцинкованной стали высотой 80 мм. В зависимости от условий применения высоту патрубка можно менять при монтажной подгонке путем подрезки и отгиба стенок патрубка.

ЭКД типа КНЭ-У после монтажа закрывают декоративными панелями, в которые встраивают приточные и рециркуляционные решетки. Заводом-изготовителем они не поставляются, а изготовляются по чертежам проектных организаций. Живые сечения приточных и рециркуляционных решеток должны быть не менее 80% площади их габаритного сечения. Для крепления кондиционера к стене или потолку при различных монтажных положениях предусмотрены скобы.

Универсальность конструкции КНЭ-У позволяет без переделок использовать агрегат для различных вариантов компоновки:

правого и левого присоединения по первичному воздуху и трубопроводам;

последовательного соединения по первичному воздуху двух или трех агрегатов (в зависимости от расходов первичного воздуха);

напольного, навесного и потолочного монтажных положений.

6. РЕКОМЕНДУЕМЫЕ СХЕМЫ СИСТЕМ

Конструкция ЭКД типа КНЭ-У позволяет использовать их в любой рассмотренной выше схеме тепло- и хладоснабжения. Исключением являются четырехтрубные системы с двумя теплообменниками, регулируемыми по воздуху, для которых необходима специальная конструкция ЭКД.

Рекомендуются следующие системы тепло- и хладоснабжения ЭСКВ на базе серийно выпускаемого отечественного оборудования.

Системы типа I-2-а-1 I-2-в-1 (двухтрубные) проектируют в соответствии с принципиальной схемой и температурным графиком (рис. 14). В качестве индивидуальных регуляторов температуры могут применяться регуляторы прямого действия типа РТК-5215-ТС-15, выпускаемые орловским заводом "Прибор". по данным 20 20 отдела нн

1987г не вып

Система типа I-3-а-5 (трехтрубная), несмотря на недостатки в настоящее время, применяется в ряде крупных административных зданий благодаря серийному выпуску терморегуляторов типа РТК-5215-ТК-15 орловским заводом "Прибор". Трехтрубную систему рекомендуется применять только при надежных мерах обеспечения гидравлической устойчивости контура тепло- и хладоснабжения ЭКД, а также снижения потерь тепла и холода от смешивания воды в обратных трубопроводах. Подробные рекомендации по ее проектированию приведены в работах [3, 6].

Система типа I-42-а-6 (четырехтрубная) (рис. 17). Наиболее полно преимущества четырехтрубных систем, регулируемых по воде, реализуются при сохранении гидравлической устойчивости работы систем снабжения горячей и холодной водой.

В схеме четырехтрубной системы, применяемой в СССР, гидравлическая устойчивость достигается путем установки регулятора температуры РТК-5225-$\frac{1\ ТС-15}{2\ ТС-15}$ (рис. 19). Регулятор включает термосистему РТК-5225, состоящую из термобаллона, задатчика и трех капиллярных трубок. Все элементы термосистемы связаны между собой и имеют общую герметическую внутреннюю полость, заполненную легкокипящей жидкостью. Расход холодной и горячей воды через теплообменники ЭКД регулируется двумя трехходовыми смесительными клапанами ТС-15, которые через накидные гайки соединены с термосистемой РТК-5225. В случае нарушения герметичности термосистемы накидные гайки отворачивают с верхней части трехходовых клапанов, что позволяет ремонтировать и настраивать термосистемы без демонтажа клапанов. Для нормальной работы клапанов ТС-15 необходимо предотвратить попадание взвешенных частичек (окалины, грязи) во внутреннюю полость клапанов, поэтому воду очищают в сетчатых фильтрах, поставляемых комплектно с прибором.

Регулятор РТК-5225-$\frac{1\ ТС-15}{2\ ТС-15}$ подключают к трубопроводам системы с ЭКД типа КНЭ-У следующим образом (рис. 20). На подающем трубопроводе горячей воды установлен водяной фильтр. Перед фильтром подающий трубопровод имеет отвод и одновременно присоединен к верхнему входному патрубку трехходового клапана и к однорядному теплообменнику. Обратный трубопровод горячей воды после теплообменника подключен к нижнему входному патрубку клапана, выходной патрубок клапана соединен с общим обратным трубопроводом контура горячей воды.

На подающем трубопроводе холодной воды установлен водяной фильтр, перед которым подающий трубопровод имеет отвод. Один отвод присоединен к нижнему входному патрубку трехходового клапана, второй отвод – к двухрядному теплообменнику ЭКД. Обратный трубопровод холодной воды после теплообменника подключен к верхнему входному патрубку клапана, выходной патрубок клапана соединен с общим обратным трубопроводом контура холодной воды.

В верхней части корпуса трехходовых клапанов установлены сильфоны, которые связаны капиллярными трубками с сильфоном в узле задатчика настройки. Силь-

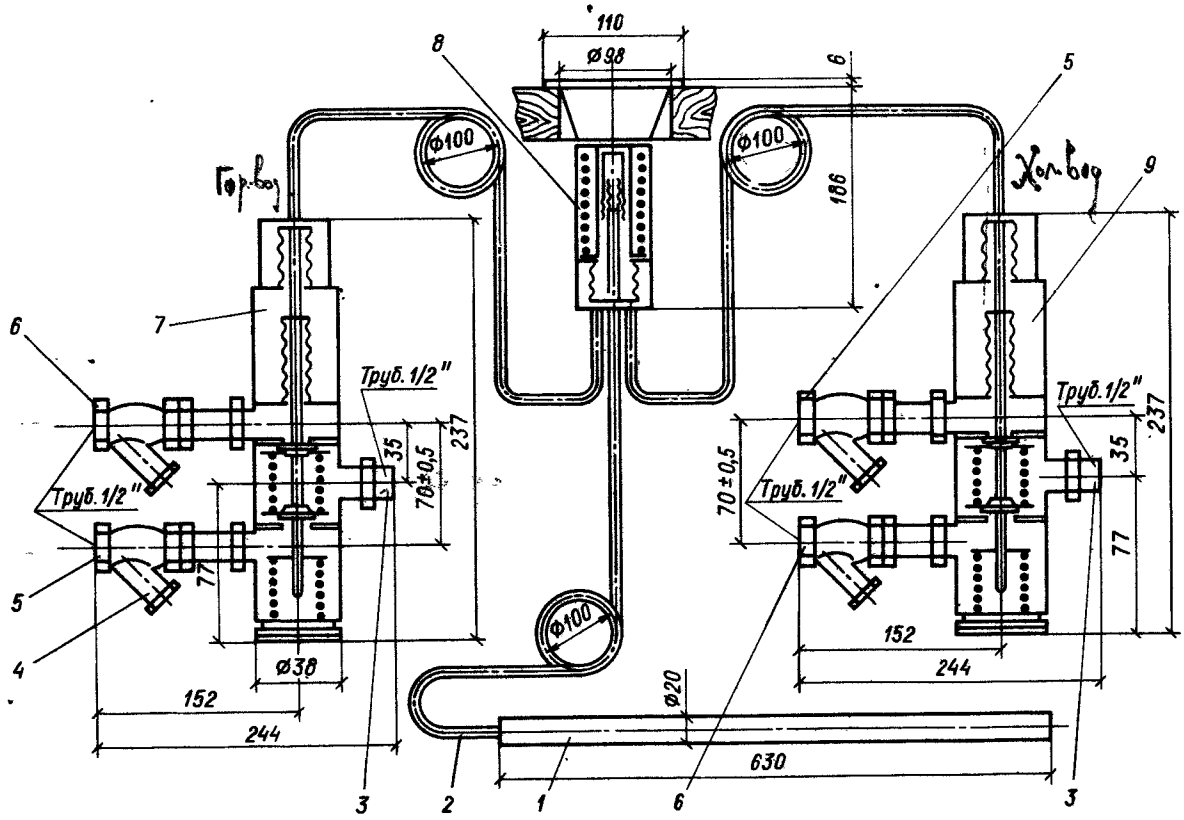


Рис. 19. Конструктивная схема регулятора РТК-5225-$\frac{1ТС-15}{2ТС-15}$

1 – термобаллон; 2 – капиллярная система; 3 – присоединение клапана к обратному трубопроводу системы; 4 – сетчатый фильтр; 5 – присоединение клапана к обратному трубопроводу теплообменника ЭКД; 6 – присоединение клапана к подающему трубопроводу системы; 7 – корпус клапана горячей воды; 8 – задатчик; 9 – корпус клапана холодной воды

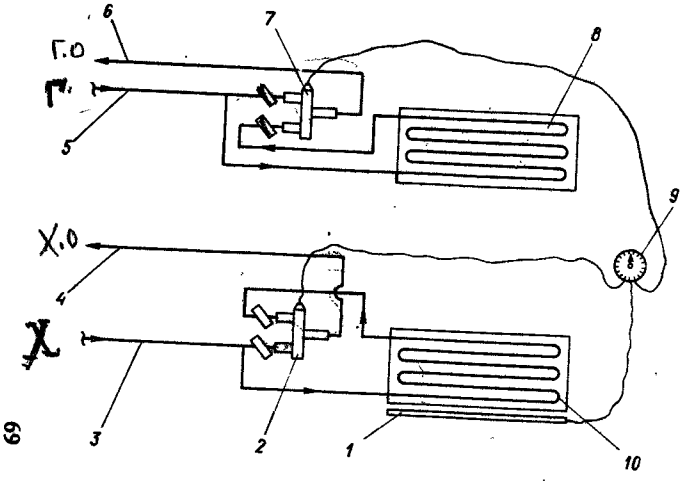


Рис. 20. Схема подключения регулятора РТК-5225-$\frac{1ТС-15}{2ТС-15}$ к трубопроводам четырехтрубной системы

1 – термобаллон; 2 – трехходовой клапан холодной воды; 3 – подающий трубопровод холодной воды; 4 – обратный трубопровод холодной воды; 5 – подающий трубопровод горячей воды; 6 – обратный трубопровод горячей воды; 7 – трехходовой клапан горячей воды; 8 – однорядный теплообменник; 9 – узел задатчика настройки; 10 – двухрядный теплообменник

фон узла задатчика через самостоятельный капилляр связан с термобаллоном, установленным в потоке рециркуляционного воздуха перед теплообменниками ЭКД. При правильном расчете коэффициентов пропускной способности один регулятор может обслуживать 3–4 ЭКД, установленных в одном помещении.

Тепло- и хладопроизводительность поверхностных теплообменников ЭКД автоматически регулируется следующим образом. Выведением рукоятки задатчика устанавливают желаемую среднюю температуру настройки в обслуживаемом помещении, при комфортном кондиционировании она равна 22–23 °С. Зимой в помещении будет поддерживаться температура на 1,5 – 2 °С ниже настроечного значения, а летом – на 1,5 – 2 °С выше настроечного значения.

Если температура рециркуляционного воздуха, омывающего термобаллон, соответствует настроечному значению, то в теплообменники ЭКД не поступает ни горячая, ни холодная вода. В этом режиме шток клапана на горячей воде находится в крайнем нижнем положении, когда полностью перекрыто проходное сечение у нижнего входного патрубка и полностью открыто проходное сечение у верхнего входного патрубка. Вся горячая вода поступает через верхнее проходное сечение клапана и далее через выходной патрубок в общую обратную линию контура горячей воды. Соответственно шток клапана на холодной воде находится в крайнем верхнем положении, когда закрыто проходное сечение у верхнего входного патрубка и полностью открыто нижнее проходное сечение. Через выходной патрубок вода проходит в общую обратную линию контура холодной воды.

Конструкция клапанов ТС-15 обеспечивает постоянный суммарный расход воды через клапан при любом положении штока, поскольку суммарное сопротивление проходных сечений верхнего и нижнего входных патрубков всегда постоянно; меняется только соотношение расходов воды, проходящей через теплообменник и в обвод его. Таким образом сохраняется

гидравлическая устойчивость работы системы снабжения горячей и холодной водой теплообменников ЭКД.

В расчетном режиме холодного периода года проходное сечение нижнего входного патрубка клапана на горячей воде полностью открыто, а верхнее проходное сечение – полностью закрыто. Вся горячая вода проходит через теплообменник ЭКД и после охлаждения поступает в общий обратный трубопровод контура горячей воды. В этом случае холодная вода проходит через открытое проходное сечение нижнего входного патрубка клапана на трубопроводе холодной воды и через выходной патрубок клапана, минуя теплообменник ЭКД, поступает в общий обратный трубопровод контура холодной воды.

В расчетном режиме теплого периода года проходное сечение верхнего входного патрубка клапана на холодной воде полностью открыто, а нижнее – полностью закрыто. Вся холодная вода проходит через теплообменник ЭКД и поступает в общий обратный трубопровод контура холодной воды. В этом случае вся горячая вода проходит через открытое проходное сечение верхнего входного патрубка клапана на трубопроводе горячей воды и через выходной патрубок клапана поступает в общий обратный трубопровод контура горячей воды.

Штоки клапанов перемещаются при изменении давления в общей для обоих клапанов термосистеме. Конструкция клапанов обеспечивает ступенчатую работу их штоков. При повышении температуры контролируемого внутреннего воздуха терморегулятор сначала уменьшает от максимума до нуля расход горячей воды $G_w^г$ через отопительный теплообменник ЭКД, затем нет расхода ни горячей, ни холодной воды через соответствующие теплообменники, и, наконец, увеличивается от нуля до максимума расход холодной воды $G_w^х$ через охладительный теплообменник ЭКД (рис. 21). Наличие общей термосистемы и единого настроечного устройства обеспечивает надежность совместной работы обоих регулирующих клапанов.

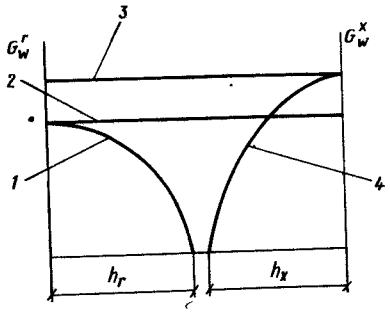


Рис.21. Изменение расходов холодной и горячей воды в четырехтрубной системе в зависимости от положения штоков в трехходовых смесительных клапанах
1 – расход горячей воды через теплообменник ЭКД; 2 – суммарный расход горячей воды через клапан; 3 – суммарный расход холодной воды через клапан; 4 – расход холодной воды через теплообменник ЭКД, $h_г$ – ход штока клапана на трубопроводе горячей воды, $h_х$ – ход штока клапана на трубопроводе холодной воды; $G_w^г$ – расход горячей воды; $G_w^х$ – расход холодной воды

Регуляторы РТК-5225-$\frac{1\ ТС-15}{2\ ТС-15}$ имеют так называемую плавающую настройку, при которой регулируемая в помещении температура автоматически изменяется на 4–5°С, возрастая от расчетного режима холодного периода года до расчетного режима теплого периода года. Это свойство терморегулятора позволяет поддерживать наиболее рациональные температуры внутреннего воздуха в течение года без изменения настройки прибора. В течение суток потребность в тепле и холоде меняется, как правило, на 30 – 60%. Такие изменения учитываются системой автоматического регулирования работы теплообменников ЭКД и внутренняя температура воздуха поддерживается с точностью ±1°С, что отвечает условиям комфорта.

Системы на базе ЭКД типа КНЭ-У с терморегуляторами типа РТК-ТС обладают следующими дополнительными преимуществами:

не требуется регулировать давление в контурах снабжения горячей и холодной водой, так как автоматические регуляторы поддерживают постоянный расход в системах;

можно настраивать терморегулятор на желаемый уровень температуры воздуха в помещении и при этом не нарушать работу ЭКД в других помещениях;

после монтажа системы не требуется дополнительная наладка терморегуляторов;

при нарушении герметичности термосистему легко заменить без демонтажа регулирующих клапанов на трубопроводах и дополнительной переналадки.

Применение двух- и четырехтрубных ЭСКВ в СССР сдерживалось из-за отсутствия серийного выпуска терморегуляторов типа РТК-ТС. В настоящее время орловский завод "Прибор" освоил их серийный выпуск. Однако следует отметить, что эти терморегуляторы имеют некоторые конструктивные недостатки. Терморегулятор РТК-5215-ТС-15, применяемый в двухтрубных системах, нереверсивный, т.е. не изменяет направления регулирующего воздействия при протекании через него вместо горячей воды холодной, и наоборот. Поэтому его используют только в системах типа I-2-а-1 или I-2-а-2. Терморегулятор РТК-5225-$\frac{1\ ТС-15}{2\ ТС-15}$ применяют только в четырехтрубной системе с двумя раздельными теплообменниками, однако при этом:

увеличиваются габаритные размеры ЭКД и возрастает металлоемкость системы в связи с применением второго теплообменника;

усложняется обвязка теплообменников ЭКД и терморегулятора трубопроводами и вентилями; она занимает много места и выполнение ее трудоемко.

Поэтому для широкого внедрения перспективных и экономичных двух- и четырехтрубных ЭСКВ необходимо разработать и освоить серийный выпуск малогабаритных и более универсальных по применению терморегуляторов.

7. КОМПОНОВОЧНЫЕ РЕШЕНИЯ

Наиболее существенно влияют на компоновочные решения ЭСКВ архитектурно-строительные особенности здания: число и высота этажей, планировка помещений, степень насыщения подвальных этажей помещениями технологического назначения (гаражами, складами и др.), конструкция каркаса здания, способ примыкания панелей наружных ограждений, место расположения здания в черте городской застройки и степень загазованности воздуха в районе строительства.

На размещение центральных кондиционеров в первую очередь влияет этажность здания и степень загрязненности наружного воздуха на различных уровнях. Для относительно невысоких зданий (10–15 этажей) центральные кондиционеры целесообразно располагать в подвале в общем машинном зале вместе с тепловым и холодильным оборудованием. Для более высоких зданий с целью уменьшения общей площади каналов кондиционеры устанавливают на двух уровнях – в подвале и на верхнем техническом этаже (рис. 22). Размещать кондиционеры в средней части здания по целому ряду причин не рекомендуется, хотя такие решения встречаются на практике (например, в США) при строительстве очень высоких зданий.

При размещении кондиционеров на верхних отметках здания упрощается устройство воздухозабора, но значительно усложняется защита помещений от шума. В этом случае камеру кондиционеров отделяют от рабочих помещений промежуточным этажом, в котором размещают различные подсобные помещения и шумоглушители.

Центральные кондиционеры целесообразно располагать ближе к наружным стенам (к месту забора наружного воздуха), так как соотношение площадей всасывающих и нагнетательных воздуховодов кондиционера обычно составляет 4:1,5. Потери давления в отечественных центральных кондиционерах типа КТ в зависимости от набора секций составляют в среднем 60–90 кгс/м^2 (или 600–900 Па), т.е. 25–45%

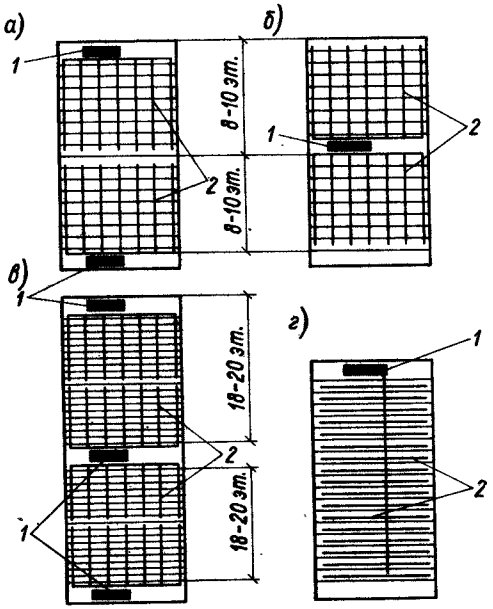


Рис. 22. Принципиальные схемы размещения центральных УКВ и разводки воздуховодов первичного воздуха в здании
а – центральные УКВ в подвале и наверху; б – то же, в средней части здания; в – то же на трех уровнях; г – то же наверху; 1 – центральные УКВ; 2 – воздуховоды первичного воздуха

полного напора вентилятора. При комплектовании секций центрального кондиционера следует учитывать, что уменьшение его сопротивления позволит выполнить воздухораспределительную сеть более скоростной и менее металлоемкой. Способ размещения транзитных каналов первичного воздуха диктуется архитектурно-планировочными особенностями здания. Различают в основном два способа прокладки:

вертикальными стояками по периметру здания с присоединением ЭКД непосредственно к воздуховодам (рис. 22,а–в);

центральной разводкой вертикальных магистральных воздуховодов с последующей горизонтальной разводкой ответвлений на этажах (рис. 22,г).

Трубопроводы холодной и теплой воды для питания ЭКД обычно прокладывают рядом с воздуховодами.

Максимальные скорости в магистральных воздуховодах 15–16 м/с, а в горизонтальных ответвлениях 6–7 м/с. Рекомендуется применять круглые воздухо-

воды, которые позволяют снизить металлоемкость и потери на трение. Желательно полностью использовать объемы, предоставляемые для прокладки воздуховодов. Необоснованное сужение воздуховодов ведет к неоправданному перерасходу электроэнергии и увеличению шума.

Сопротивления воздуховодов должны быть увязаны особенно тщательно, так как дросселирование излишних напоров часто является источником шума. Рассчитывать воздуховоды высокоскоростных систем целесообразно по методу восстановления статического давления [3]. Дроссель-клапаны для регулировки расходов воздуха устанавливают только на магистральных стояках; центральные кондиционеры комплектуют направляющими аппаратами или устройствами для изменения частоты вращения вентиляторов.

Для высокоскоростных систем особенно важно предусматривать мероприятия по глушению шума, глушители устанавливают не только на входе и выходе кондиционера, но и после каждого дроссель-клапана; места прохода воздуховодов через перекрытия тщательно уплотняют (во избежание распространения вибраций). В местах ответвлений монтируют прямые тройники с коническим переходом на ответвлении и углом при вершине конуса $10-16^{\circ}$.

Вытяжные вентиляторы в большинстве случаев располагают на верхнем техническом этаже. Центральные УКВ и вытяжные агрегаты оборудуют глушителями шума и виброосновaниями. Кроме того, для уменьшения общего уровня шума внутренние ограждения помещений кондиционеров и вентиляционных агрегатов отделываются шумопоглощающими материалами.

В обслуживаемых помещениях ЭКД устанавливают под окнами в каждом строительном модуле (рис. 23). ЭКД типа КНЭ-У отечественной конструкции предназначены для встраивания в строительные конструкции. Поэтому при установке под окнами ЭКД закрывают декоративными панелями, отделанными под общий интерьер помещения (рис. 24). Конструктивное оформление ограждений ЭКД имеет весьма важное значение

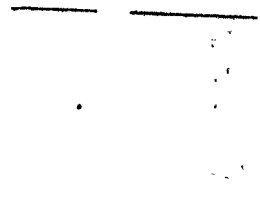
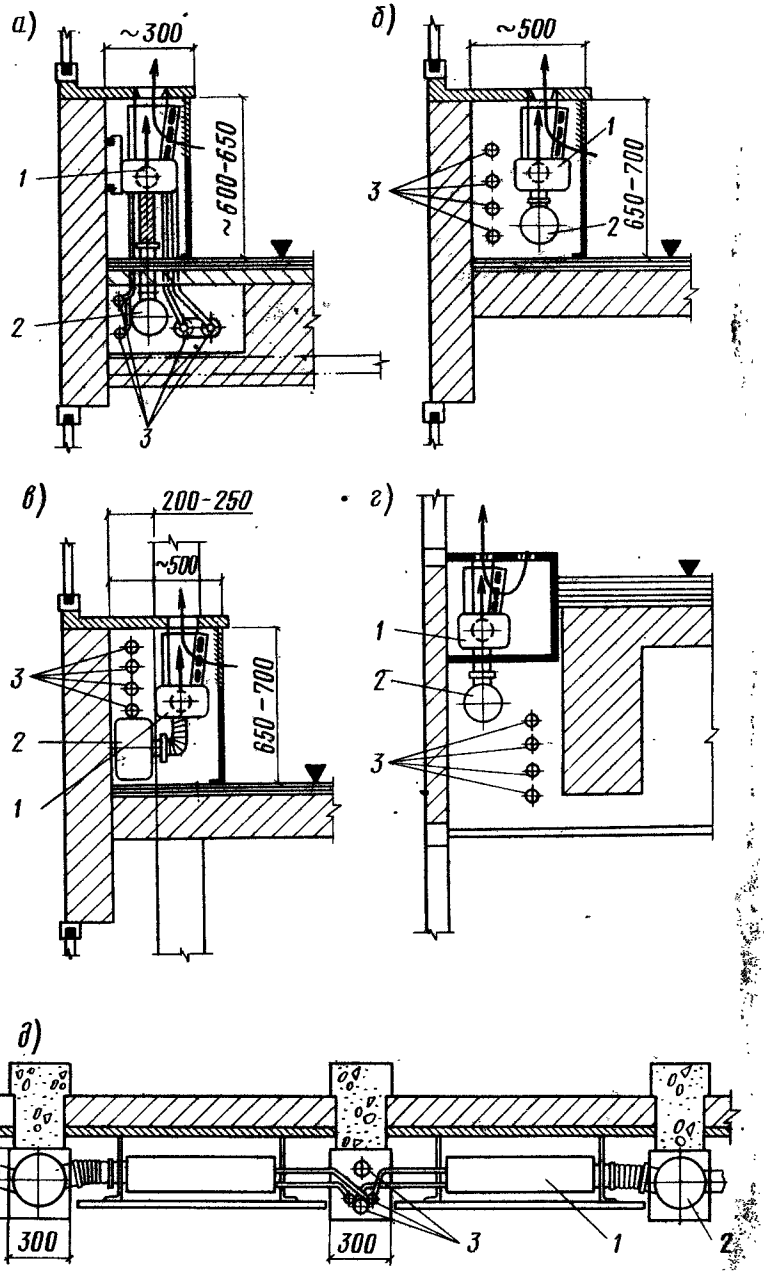


Рис. 23. Установка ЭКД под каждым окном (фотография из каталога итальянской фирмы "Марло")

и от степени его совершенства зависит качество монтажа и удобство эксплуатации ЭКД, а также соответствие его технических характеристик паспортным величинам. Наиболее характерным дефектом монтажа ЭКД является частое несовпадение габаритных размеров отверстий приточного патрубка ЭКД и приточной решетки. Это несовпадение обусловлено тем, что монтаж ограждений производится после монтажа ЭКД, который жестко присоединен к трубопроводам и не может быть подогнан после этого к габаритным размерам приточного отверстия. Приточное отверстие в подоконной доске также вырезается заранее и не может быть подогнано после этого к габаритным размерам приточного патрубка ЭКД. Этот дефект приводит к сужению приточного отверстия и снижению производительности ЭКД по воздуху, теплу и холоду.

Для устранения дефекта предлагается приточную решетку совмещать с рециркуляционной. При этом длина приточно-рециркуляционной решетки должна соответствовать длине подоконной ниши, а ширина подсчитывается из условия, что площадь живого сечения для прохода рециркуляционного воздуха должна быть



не менее габаритного сечения теплообменника ЭКД. Поскольку ширина такой приточно-рециркуляционной решетки будет больше ширины приточного патрубка ЭКД, то это позволит допускать некоторые отклонения при монтаже ЭКД без каких-либо ухудшений его характеристик. Кроме того, благодаря расположению отверстия для забора рециркуляционного воздуха в одной плоскости с приточным отверстием ниспадающий холодный конвективный поток от окна задерживается, что благоприятно влияет на микроклимат помещения в холодный период года.

Если нельзя совмещать приточную и рециркуляционную решетки, последнюю встраивают в ограждение подоконника напротив теплообменника ЭКД. Забор рециркуляционного воздуха организуют также через щелевой зазор между нижней кромкой фасадного ограждения подоконника и полом помещения. При этом площадь живого сечения для прохода рециркуляционного воздуха должна быть не менее площади габаритного сечения теплообменника ЭКД. Живое сечение приточной и рециркуляционной решетки должно быть не менее 80% габаритного сечения решеток. Перья приточной решетки должны быть наклонены на 70° к горизонту в сторону помещения. Фасадная доска подоконного ограждения должна отстоять от теплообменника ЭКД не менее чем на 60 мм, чтобы не затруднять доступа рециркуляционного воздуха.

При пользовании встроенным воздушным клапаном для регулирования соотношения воздуха, проходящего через теплообменник и в обвод, расстояние между ЭКД и наружной стеной также должно быть не менее

Рис. 24. Установка ЭКД под окнами
а – коммуникации проложены под фальшполом; б – то же, под подоконником, воздуховод под ЭКД; в – то же, под подоконником, воздуховод сбоку от ЭКД; г – коммуникации проложены в подшивном потолке; д – вертикальная прокладка коммуникаций в полых колоннах; 1 – ЭКД; 2 – воздуховод первичного воздуха; 3 – трубопроводы

60 мм. Минимальная ширина подоконного пространства обычно 400–450 мм, высота около 700 мм, что достаточно для прокладки вдоль наружной стены ответвления воздуховода первичного воздуха и установки на нем ЭКД, а также для размещения трубопроводов тепло- и хладоснабжения.

При более высоких подоконниках нежелательно применять промежуточные патрубки для соединения приточного отверстия ЭКД и приточной решетки, а следует поднимать высоту установки ЭКД. Приточное отверстие ЭКД должно отстоять от приточной решетки не более чем на 20 мм.

В ограждениях ЭКД предусматривают отверстия диаметром 65 мм для установки рукоятки задатчика регулятора РТК, а также встроенного воздушного клапана. Если встроенный воздушный клапан ЭКД не используется, то рукоятку снимают, а клапан фиксируют болтами в закрытом положении задней стенки смесительной камеры ЭКД.

При установке ЭКД в подоконном пространстве следует стремиться наиболее эффективно защитить помещение от восходящих и нисходящих конвективных потоков, которые возникают у нагретого (летом) и охлажденного (зимой) окна. Для этого желательно максимально использовать подоконное пространство в створе окна и не допускать больших просветов между ЭКД.

Если в помещениях имеется подшивной потолок или фальшпол, их можно использовать для прокладки воздуховодов первичного воздуха и трубопроводов тепло- и хладоснабжения. Для экономии подоконного пространства можно располагать узлы обвязки и регуляторы прямого действия в пазухах или стенных шкафах около боковых стен.

В случае удаления узлов регулирования более чем на 1 м от ЭКД, следует применять регуляторы прямого действия с длиной капиллярсв 1; 1,6; 2,5; 4; 10; 16 м, которая должна оговариваться при заказе регулятора. Для обеспечения паспортной производительности ЭКД по холоду и теплу необходимо предусматривать ввод холодной и горячей воды через нижние штуцеры теплообменников ЭКД (см. рис. 20).

Для выпуска воздуха из теплообменников ЭКД на обратных линиях от теплообменников устанавливают краны конструкции Маевского.

При соединении ЭКД с воздуховодами первичного воздуха и между собой следует учитывать размеры гибкого гофрированного шланга (поставляется в комплекте с ЭКД): диаметр 102 мм, длину 630 мм, на концах шланга два гладких манжета длиной по 40 мм. На манжеты надеты соединительные хомуты шириной 15 мм (поставляются в комплекте с ЭКД).

Зона действия приточных струй при подоконной установке ЭКД определяется расчетом и не превышает 4–6 м. Для обслуживания более глубоких зон предусматривается дополнительная подача воздуха непосредственно от данной системы или от дополнительной. В первом случае на ответвлениях воздуховодов к "внутренней зоне" устанавливают редукционные клапаны, после которых воздух с низким давлением и небольшой скоростью поступает к воздухораздающим устройствам на торцевой стене (рис. 25).

В последние годы значительное развитие получило строительство многоэтажных зданий, имеющих в плане квадратную форму. Теплотехнические расчеты показывают, что при равной площади рабочих помещений в многоэтажных зданиях квадратной формы потребности в тепле и холоде на 30% меньше по сравнению со зданиями прямоугольной формы с вытянутыми фасадами. Особенностью зданий квадратной формы является большая площадь внутренней зоны, для которой характерно отсутствие теплопотерь и избытки тепла круглый год. Поэтому обслуживать внутреннюю зону рационально от самостоятельной СКВ, которая круглый год только ассимилирует избытки тепла. В холодный и переходный периоды года избытки тепла внутренней зоны рационально использовать для нагрева воды или воздуха, подаваемых к наружной (периметральной) зоне, обслуживаемой СКВ с ЭКД.

Отработанный воздух из помещений удаляют по

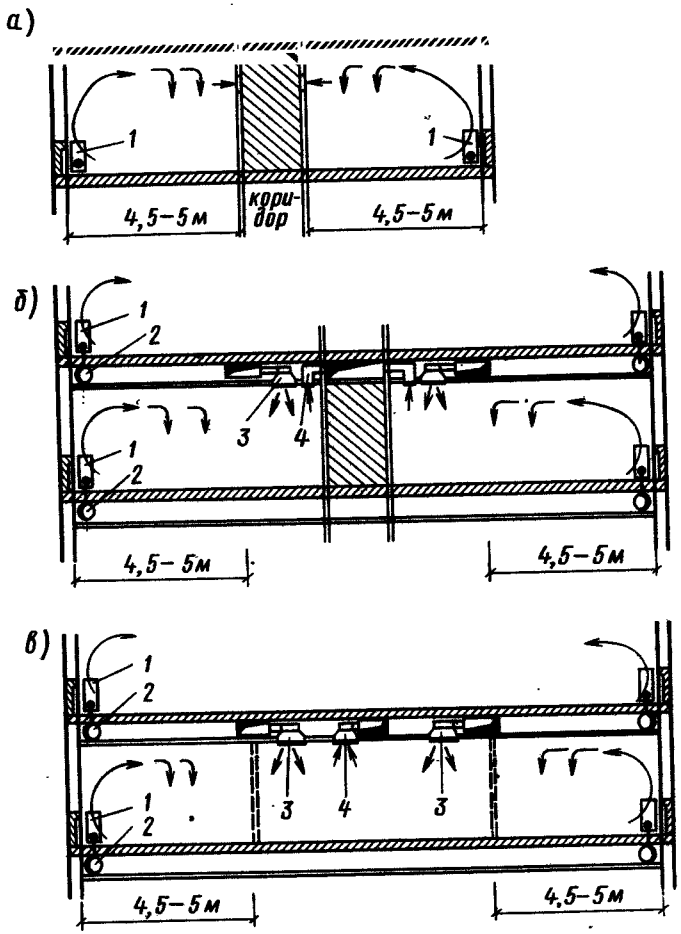


Рис. 25. Принципиальные схемы организации воздухообмена в помещениях при расположении ЭКД у окна

а – прямоугольное здание с центральным коридором; б – прямоугольное здание с глубокими помещениями и центральным коридором; в – здание квадратной формы с большой площадью внутренней зоны; 1 – ЭКД; 2 – воздуховод первичного воздуха; 3 – приток во внутреннюю зону; 4 – вытяжка

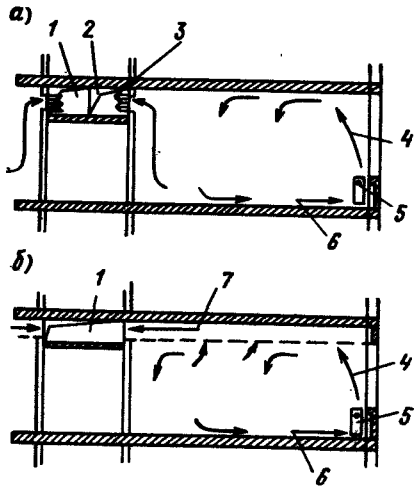
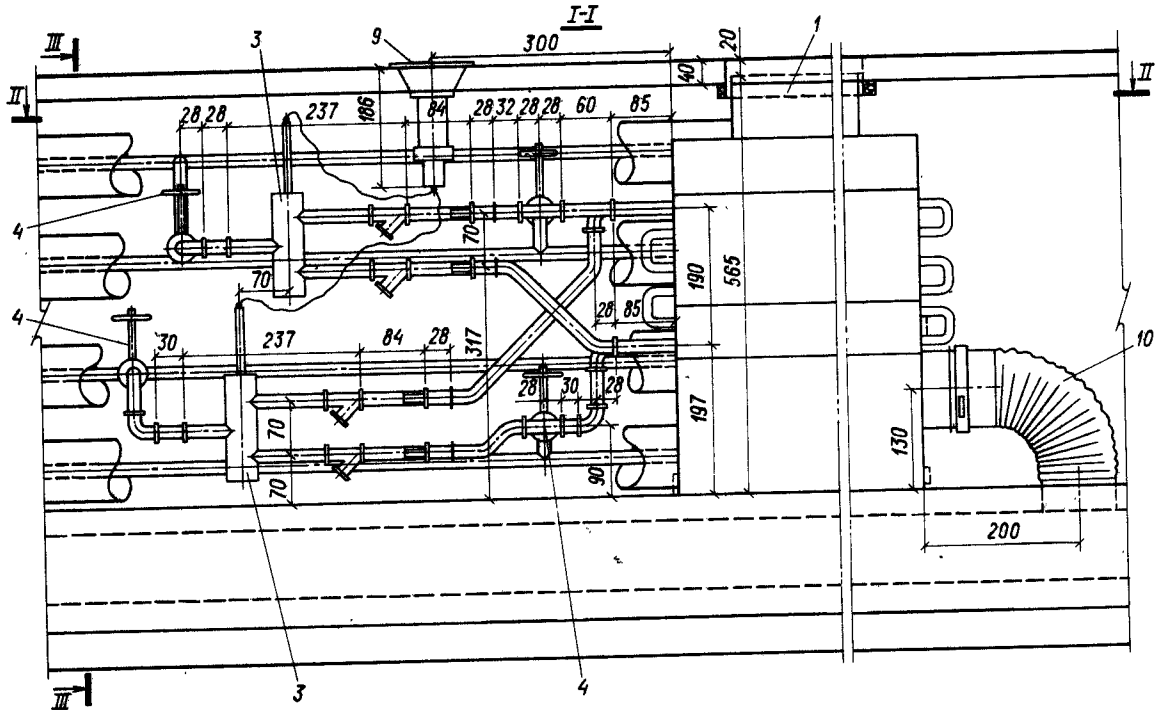


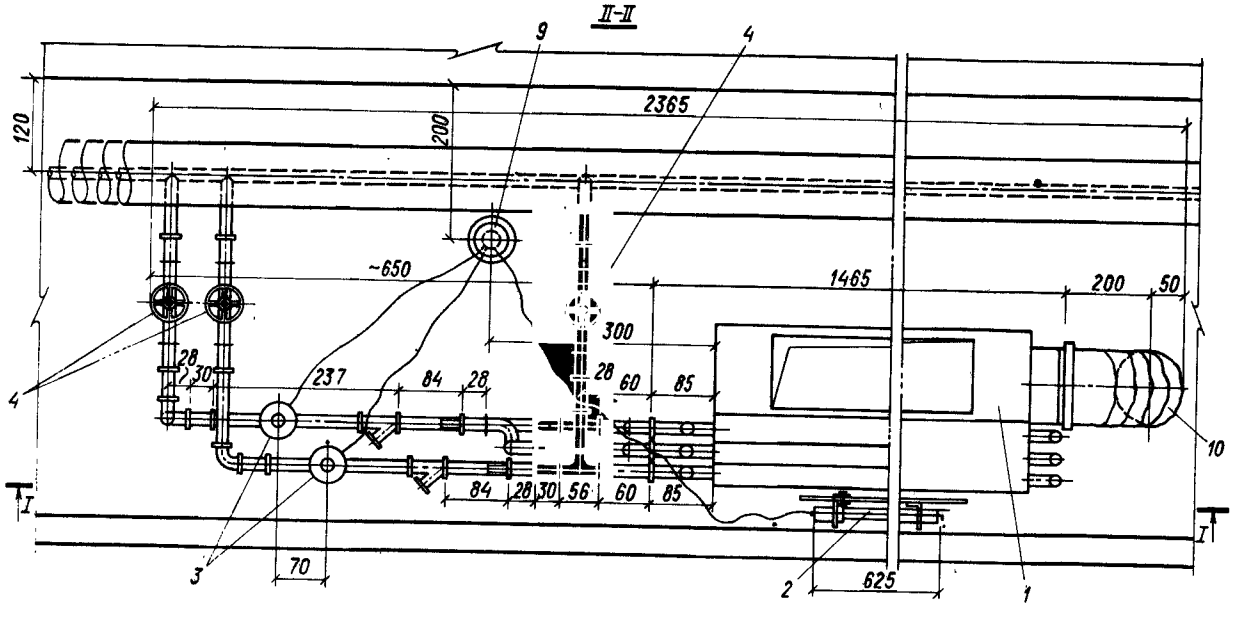
Рис. 26. Принципиальные схемы удаления отработанного воздуха из помещений

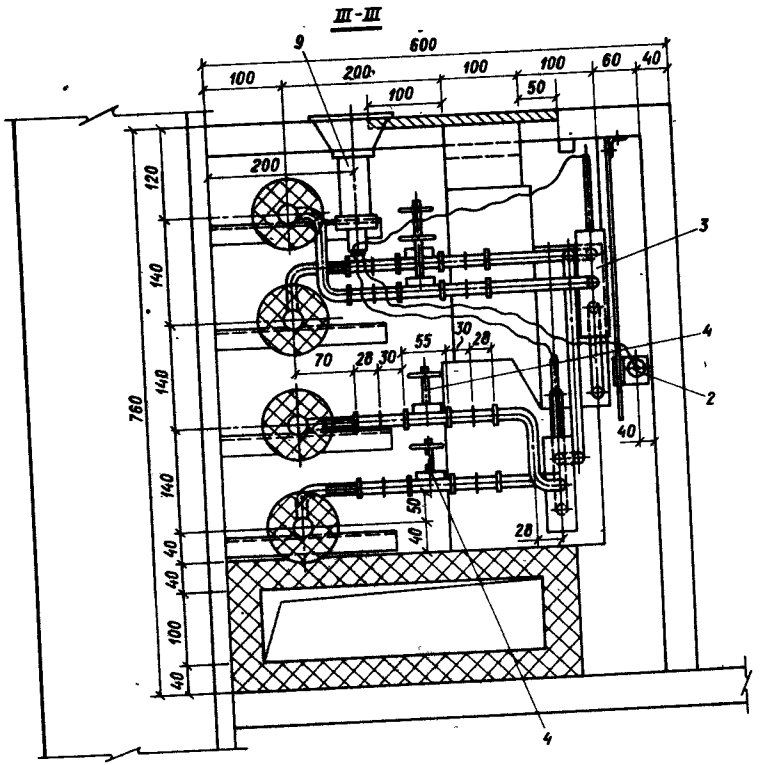
а – выдавливание в коридор; б – удаление через подшивной потолок; 1 – вытяжной канал; 2 – рассечка; 3 – глушитель шума; 4 – приточный воздух; 5 – ЭКД; 6 – рециркуляционный воздух; 7 – отработанный воздух

вытяжным воздуховодам, подведенным к каждой комнате, или он выдавливается в подшивной потолок коридора, откуда централизованно отсасывается вытяжной системой. Для выдавливания воздуха в перегородках устраивают специальные решетки с шумоглушителями, которые препятствуют проникновению шума и речи из коридора в помещения. Для устранения сквозных перетеканий воздуха с фасада на фасад в подшивке коридора устанавливают вертикальную рассечку (рис. 26). При наличии подшивных потолков для более эффективного удаления тепла от светильников вытяжку рекомендуется производить из подшивного пространства. При этом используют выпускаемые промышленностью вентилируемые светильники.

Расположение ЭКД в подоконном пространстве и обвязка его трубопроводами и арматурой – один из


I-I
III
II
3
9
300
20
1
40
28 28
237
186
84
28 32 28 28
60
85
4
70
190
565
28
85
30
237
84
28
317
28
30
28
70
197
130
10
90
200
III
3
4


II-II
9
4
120
200
2365
~650
1465
200
50
300
28
30
237
84
28
28
60
85
10
4
I
I
84
28
30
56
60
85
3
70
2
625
1



наиболее сложных, ответственных и трудоемких процессов при проектировании. Особенно сложна обвязка для четырехтрубной схемы тепло- и хладоснабжения (рис. 27).

Расстояние от верха клапана ТС регулятора температуры РТК до подоконной доски, совпадающей с плоскостью приточной решетки, должно быть не менее 180 мм, чтобы в месте соединения клапана с термосистемой задатчика можно было навинтить накидную гайку. При необходимости клапаны регулятора ТС можно располагать горизонтально.

Для уменьшения влияния тепловой радиации теплообменника датчик следует располагать на расстоянии не менее 50 мм от теплообменника ЭКД. Поэтому следует предусматривать конструкцию держателя для

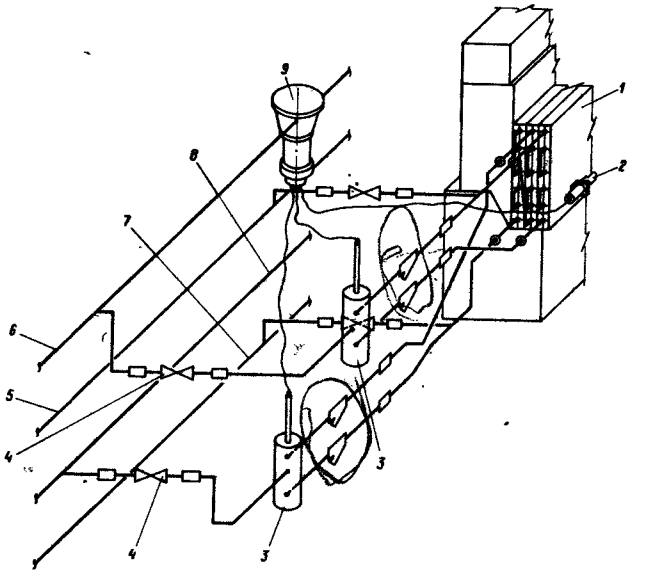


Рис. 27. Обвязка ЭКД совместно с регулятором типа РТК-5225-$\frac{1ТС-15}{2ТС-15}$

1 – ЭКД; 2 – термобаллон; 3 – регулятор; 4 – вентиль; 5 – подающий трубопровод горячей воды; 6 – обратный трубопровод горячей воды; 7 – подающий трубопровод холодной воды; 8 – обратный трубопровод холодной воды; 9 – задатчик

крепления датчика в зоне прохождения потока рециркуляционного воздуха.

По усредненным данным, для размещения оборудования и коммуникаций ЭСКВ требуются следующие площади (на каждые 1000 м^3 здания): центральные кондиционеры и приточные агрегаты 8 м^2, глушители для них 2 м^2, шахты, воздуховоды и трубопроводы 4 м^2, холодильные и насосные установки 3 м^2, вытяжные агрегаты 2 м^2, глушители для них 0,4 м^2, тепловые пункты 1,2 м^2. Общая площадь – 8–12% полезной площади здания.

При проектировании строительных ограждений и конструкций многоэтажных зданий, оборудованных СКВ, предусматривают мероприятия, способствующие повышению качества микроклимата и удешевлению эксплуатации.

Для экономии дорогостоящего холода, который расходуется для поддержания заданных параметров воздуха летом, необходимо уменьшать поступления тепла в помещения от солнечной радиации устройством солнцезащитных козырьков, пилястр, теплоотражающих стекол, жалюзи. Применяют жалюзи трех типов: наружные, внутренние и межстекольные. Наружные жалюзи наиболее эффективно защищают от солнечной радиации, но дороги, быстро загрязняются, подвержены коррозии, ухудшают эстетический вид фасада и потому применяются очень редко. Наиболее распространены межстекольные жалюзи.

В Швеции, Финляндии, ФРГ и некоторых других странах применяют окна с тройным остеклением [2]. Для защиты от солнечной радиации и утилизации тепла в этом случае между средним и внутренним стеклом располагают жалюзи и вентилируют их вытяжным воздухом.

Переплеты оконных ограждений делают герметичными, так как при попадании влажного комнатного воздуха в межстекольное пространство зимой на стекле выпадает конденсат и иногда окно замерзает; негерметичность наружного переплета (особенно в нижних этажах многоэтажных зданий) зимой приводит к увеличению инфильтрации.

При наличии подшивных потолков в помещениях арматуру светильников следует располагать над ними и оборудовать их специальными вытяжными системами для удаления тепла.

Не рекомендуется устраивать акустическую облицовку внутренних поверхностей наружных ограждений специальных помещений (машинописных бюро, конференц-залов и т.п.), поскольку акустический слой обладает высоким термическим сопротивлением и паропроводностью и на наружных стенах в холодный период года обильно выпадает конденсат.

8. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОРГАНИЗАЦИИ СХЕМ ТЕПЛО- И ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ

Тепловые узлы и хладоприготовительные центры размещают в подвальной части здания или в отдельно стоящих надземных либо подземных сооружениях; иногда они обслуживают несколько зданий. Потребителями тепла являются калориферы I и II подогрева кондиционеров, системы теплоснабжения ЭКД, потребителями холода – аппараты для охлаждения воздуха в кондиционерах (воздухоохладители, камеры орошения), системы хладоснабжения ЭКД.

Теплоснабжение. Многоэтажные здания снабжаются теплом от ТЭЦ или районных котельных, отпускающих воду по смешанному графику с расчетными температурными перепадами 150 – 70°С или 130 – 70°С. Потребители тепла присоединены к внешним сетям непосредственно (зависимые схемы) либо через промежуточные бойлеры (независимые схемы).

Калориферы I подогрева кондиционеров обычно снабжают теплом по зависимым схемам; они предназначены для поддержания заданной температуры точки росы. Вследствие того, что температурный график ТЭЦ обычно превышает требуемый для поддержания температуры точки росы, ее регулируют путем изменения расхода теплоносителя через калориферы I подогрева. Такое количественное регулирование при отрицательных температурах наружного воздуха может создать условия для замерзания калориферов.

Замерзание трубок калорифера может произойти как при работающем, так и при неработающем кондиционере. В холодный период года расход воды через калориферы I подогрева минимален при температурах, близких к нулю; именно эти режимы наиболее опасны из-за возможности замерзания калориферов.

При выключенных системах наиболее подвержены замерзанию калориферы кондиционеров, расположенных на нижних отметках и обслуживающих высотные части здания (вследствие прососа воздуха через неплотности наружных заслонок под воздействием гравитационных сил).

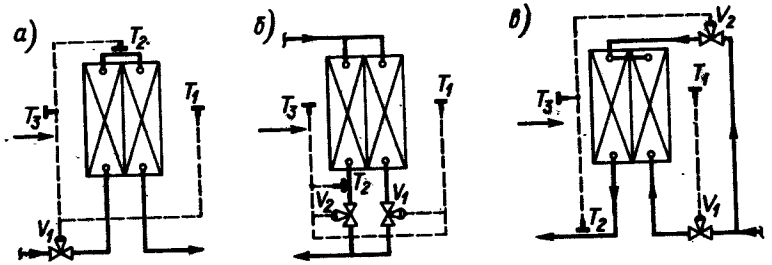


Рис. 28. Схемы регулирования теплоотдачи калориферов I подогрева кондиционеров
а – прямоточно-перекрестная; б – Проектпромвентиляции; в – МНИИТЭПа; $T_1 - T_3$ – датчики температуры; $V_1 - V_3$ – регулирующие клапаны

Замерзание калориферов также может произойти по ряду других причин: возникновению внутреннего циркуляционного контура, препятствующего движению воды в первых рядах трубок, прекращению циркуляции воды вследствие образования воздушных пробок или вскипания воды и др. Чтобы избежать замерзания, калориферы I подогрева оборудуют специальной защитой. Однако при ее работе непроизводительно расходуется тепло и нарушаются регулируемые параметры – температура точки росы и влажность в помещении. Поэтому при проектировании надо предусматривать мероприятия, исключающие вмешательство аварийной защиты.

Односекционные многоходовые калориферы I подогрева, как правило, не применяются вследствие малых пределов регулирования (при срабатывании защиты от замораживания нарушается регулирование температуры точки росы). Наиболее простой является прямоточно-перекрестная двухсекционная схема (рис. 28,а). Клапан V_1 по импульсу датчика точки росы T_1 регулирует необходимую теплоотдачу калорифера. При понижении температуры обратной воды из первой по ходу воздуха секции до 20°С датчик T_2 приоткрывает клапан V_1 независимо от командного импульса датчика T_1. Датчик T_3 разрешает работу

датчика T_2 только при температуре наружного воздуха ниже 3°С. Чтобы температура обратной воды от первой секции была выше, ее поверхность должна быть меньше.

Схема (рис. 28,б), предложенная институтом Проектпромвентиляция, несколько сложнее, но позволяет регулировать температуру в широких пределах. Теплоноситель делится на два параллельных потока с самостоятельными регулирующими клапанами V_1 и V_2. При сокращении теплоотдачи калорифера по команде датчика точки росы сначала закрывается клапан V_1, установленный на второй по ходу воздуха секции, вплоть до ее полного отключения, после чего прикрывается клапан V_2 на первой секции. В обратном трубопроводе этой секции установлен датчик защиты от замерзания T_2, который не дает полностью закрыться клапану V_2, как и в схеме на рис. 28,а. Первая секция подбирается при проектировании с учетом обеспечения за ней положительных температур во всем диапазоне регулирования, чтобы исключить опасность замерзания второй секции.

В МНИИТЭП предложена схема (рис. 28,в) с широкими пределами регулирования и надежной защитой от замерзания. Клапан V_1 по импульсу датчика точки росы T_1 регулирует необходимую теплоотдачу калорифера. При понижении температуры обратной воды из первой по ходу воздуха секции до 20°С датчик T_2 приоткрывает клапан V_2 и проток воды увеличивается только через эту секцию. Клапан V_1 при этом уменьшает проток воды и температура точки росы поддерживается постоянной при работе узла защиты от замерзания.

В зависимых схемах температура подаваемой горячей воды обычно выше требуемой (особенно в переходный период года), поэтому для улучшения качества регулирования температуры точки росы можно применять схемы со смесительными насосами (рис. 29). Датчик T_1 поддерживает заданную температуру точки росы путем приоткрывания клапана V_1, через который подмешивается горячая вода (рис. 29,а). Насос обеспечивает практически постоянный расход воды че-

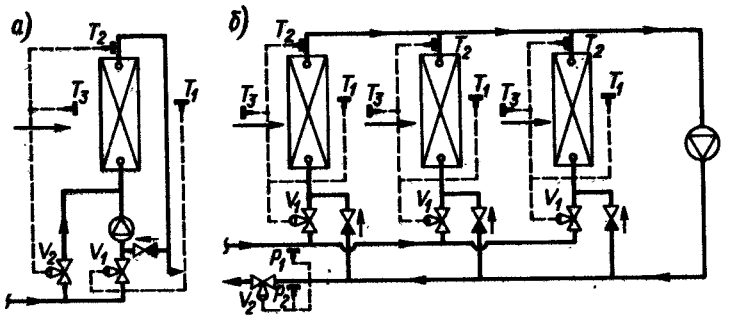


Рис. 29. Схемы регулирования теплоотдачи калориферов I подогрева кондиционеров с помощью смесительных насосов

а – с индивидуальным насосом; б – с групповым насосом; $T_1 - T_3$ – датчики температуры; $V_1 - V_2$ – регулирующие клапаны; $P_1 - P_2$ – датчики давления

рез калорифер независимо от режима теплопотребления, благодаря чему снижается опасность замерзания.

При неработающем кондиционере защита от замерзания осуществляется клапаном V_2 по команде датчика T_2, с коррекцией по наружной температуре от датчика T_3. Для устранения перетеканий горячей воды в обратную линию устанавливают обратный клапан. Желательно на трубопроводе устанавливать малошумный, низконапорный фланцевый насос.

В схеме на рис. 29,б один насос обслуживает группу калориферов I подогрева. Каждый калорифер имеет индивидуальный датчик точки росы T_1, управляющий клапаном V_1, благодаря чему получается смесь воды требуемой температуры для поддержания заданной точки росы. Защита от замерзания осуществляется также клапаном V_1 по команде датчика T_2. Постоянный перепад давлений в контуре насоса поддерживает клапан V_2 по команде датчиков перепада давлений $P_1 - P_2$.

В схемах со смесительными насосами датчик T_2 при работе насоса имеет настройку 10°С, а при его

выключении автоматически повышает предел настройки до 20°С

Во всех приведенных схемах датчик температуры зимней точки росы T_1 устанавливают за вентилятором кондиционера (для устранения погрешности от расслоения температур по высоте калорифера), а при наличии встроенного в кондиционер калорифера П подогрева – в циркуляционном трубопроводе камеры орошения. В обоих случаях следует учитывать нагрев в насосе или в вентиляторе. Чтобы избежать запаздывания узла защиты от замерзания, обеспечивают минимальный проток горячей воды через калорифер, для чего устраивают капиллярный обвод клапана защиты. Если по истечении определенного времени после срабатывания узла защиты температура обратной воды не повышается до заданного значения – дается команда на отключение вентилятора и закрывание клапана наружного воздуха.

К а л о р и ф е р ы П п о д о г р е в а, или з о н а л ь н ы е п о д о г р е в а т е л и, в течение года стабильно потребляют тепло, поэтому их снабжают водой с постоянной температурой. Для этого

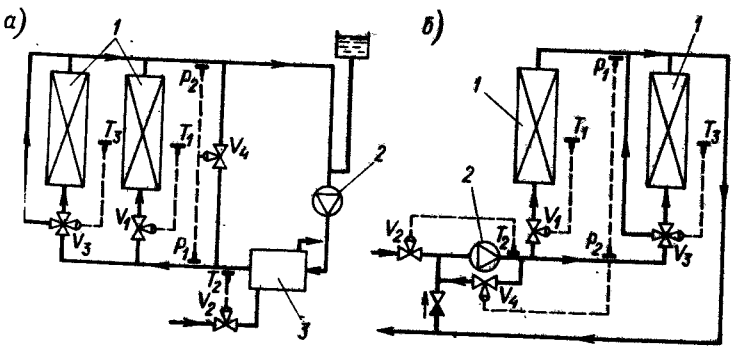


Рис. 30. Схемы регулирования теплоотдачи калориферов П подогрева кондиционеров

а – независимая схема (с бойлером); б – зависимая схема (со смесительным насосом); 1 – калорифер; 2 – насос; 3 – теплообменник; $T_1 - T_3$ – датчики температуры; $V_1 - V_4$ – регулирующие клапаны; $P_1 - P_2$ – датчики давления

применяется несколько схем (рис. 30). В независимой схеме (рис. 30,а) постоянная температура воды к калориферам II подогрева обеспечивается датчиком T_2, действующим на клапан V_2 регулирования расхода сетевой воды через теплообменник. Насос перемещает воду в замкнутом контуре. Если теплоотдача калориферов регулируется проходными клапанами V_1, то постоянный расход воды в контуре насоса поддерживается клапаном V_4 по импульсу датчиков перепада давления $P_1 - P_2$. Если теплоотдача калориферов регулируется трехходовыми клапанами V_3, то перемычка и клапан V_4 на ней не нужны.

В зависимой схеме (рис. 30,б) постоянная температура воды к калориферам II подогрева обеспечивается датчиком T_2, действующим на клапан V_2 регулирования расхода сетевой воды к насосу. Насос перемещает воду через калориферы. Если теплоотдача калориферов регулируется проходными клапанами V_1, то постоянный расход воды через насос поддерживается клапаном V_4 по импульсу датчиков перепада давления $P_1 - P_2$. Если теплоотдача калориферов регулируется трехходовым клапаном V_3, то перемычка и клапан V_4 на ней не нужны. Для устранения перетекания горячей воды в обратную линию ставят обратный клапан.

Схема теплоснабжения ЭКД выполняется обычно по закрытой схеме, аналогичной рис. 30,а. Разница заключается лишь в регулировании температуры подаваемой горячей воды. Вместо датчика T_2 устанавливают два датчика – "дневной" и "ночной", действующие на регулирующий клапан, который установлен на трубопроводе сетевой воды. Заданная температура поддерживается с помощью наружного термостата, корректирующего работу датчика в зависимости от наружных условий. Регулирующие датчики переключаются с ночного на дневной (и наоборот) путем блокировки их с электродвигателем вентилятора. При работе электродвигателя включается в работу дневной терморегулятор, при остановке – ночной.

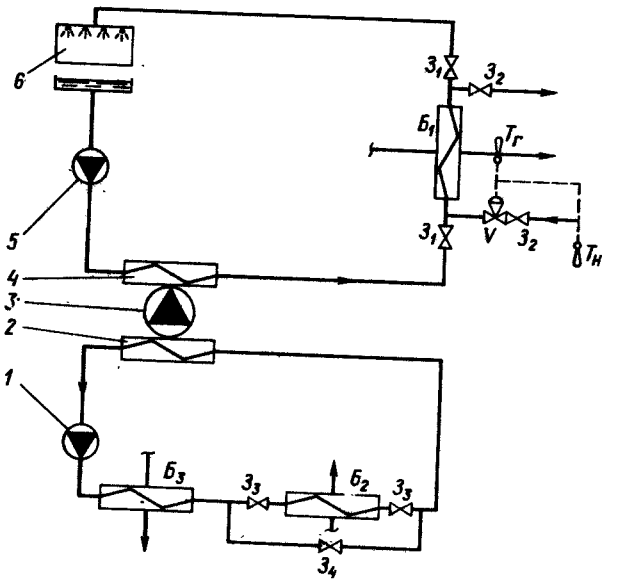


Рис. 31. Схема использования тепла воды от конденсаторов холодильных машин
1 – насос испарителя; 2 – испаритель; 3 – компрессор; 4 – конденсатор; 5 – насос конденсатора; 6 – градирня; $Б_1 - Б_3$ – теплообменники; $З_1 - З_4$ – задвижки; V – регулирующий клапан; $T_г$ – датчик температуры горячей воды; $T_н$ – датчик температуры наружного воздуха

В теплый и переходный периоды года здание иногда централизованно не снабжается теплом, хотя это необходимо для зональных подогревателей или теплообменников ЭКД. Поэтому используют отепленную воду от конденсаторов холодильных машин (рис. 31). В холодный период года обратная вода от теплообменников ЭКД (зональных подогревателей в системе I–2–в–2) нагревается в теплообменнике $Б_1$, который снабжается теплом от центрального источника. При этом задвижки $З_2$ открыты, а задвижки $З_1$ закрыты. Температура нагреваемой воды регулируется

клапаном V, управляемым датчиком $T_г$ с коррекцией по наружному воздуху $T_н$.

В теплый период года включается холодильный агрегат. Насос подает охлажденную воду с испарителя к теплообменнику $Б_3$, где она воспринимает тепло от воды, идущей на хладоснабжение объекта. При этом задвижка $З_4$ открыта, а задвижки $З_3$ закрыты.

Тепло, полученное от воды в испарителе, вместе с теплом, эквивалентным затраченной мощности компрессора на адиабатическое сжатие паров холодильного агрегата, передается в конденсатор. Вода, охлажденная в градирне, вторым насосом подается к конденсатору. Тепло, воспринятое в конденсаторе, передается в теплообменнике $Б_1$ воде, поступающей на теплообменники ЭКД или зональные подогреватели. При этом задвижки $З_1$ открыты, а задвижки $З_2$ закрыты. Температура воды в теплообменнике $Б_1$ достигает 35 – 40°, чего вполне достаточно для теплого периода года. Доохлаждение воды после теплообменника $Б_1$ происходит в градирне. Степень доохлаждения можно регулировать изменением расходов воды и воздуха в градирне.

Если потребность в хладоснабжении объекта отсутствует и нет теплосъема в контуре испарителя, то для работы холодильного агрегата в режиме теплового насоса подключают теплообменник $Б_2$. Для этого закрывается задвижка $З_4$ и открываются задвижки $З_3$. Через теплообменник $Б_2$ проходит вода, подогретая теплом удаляемого воздуха от вентиляционных вытяжных систем.

При проектировании систем теплоснабжения многоэтажных зданий следует предусматривать устройства для стабилизации перепада давлений на вводе теплосети в здание, проверять возможность вскипания воды в верхних точках системы и ее опорожнения (повышать для этого давление либо создавать подпор). При выборе насосов, арматуры, трубопроводов, теплообменников необходимо учитывать повышение гидродинамического давления. Для высоких зданий предусматривают вертикальное зонирование системы (не более 15 этажей в зоне). Магистральные трубопроводы прокладывают в специальных шахтах, доступных для обслуживания. Устройства для опорожнения систем в случае возникновения аварийных ситуаций и при профилактических ремонтах располагают через 5–6 этажей. Для предотвращения закупорок и воздушных пробок, вызывающих нарушение режимов работы системы, устраивают грязевики и воздухоотводчики.

Хладоснабжение. Для хладоснабжения СКВ используют холодильные установки или естественные источники холода (артезианские скважины, холод наружного воздуха). Хладоносителем является вода с температурой 6–8°С для обработки воздуха в центральных кондиционерах и 11–13°С для теплообменников ЭКД (чтобы предотвратить конденсацию влаги из воздуха помещений).

Воздух охлаждается, а иногда и осушается в поверхностных воздухоохладителях или контактных аппаратах (например, камерах орошения). Выбор типа аппарата зависит от условий возврата отработанной воды от потребителей к источнику холода, безопасности установки аппаратов с открытой поверхностью из условия незатопления расположенных ниже помещений, требований к качеству обрабатываемого воздуха и т.д.

Вода, применяемая в контактных аппаратах, по качеству должна быть близка к питьевой. Чтобы она не испортилась, ее периодически обновляют, а это удорожает и усложняет эксплуатацию. Кроме того, периодически требуется очищать от грязи и ржавчины поддоны, фильтры и форсуночные камеры. Указанные факторы существенно ограничивают применение контактных аппаратов для охлаждения и осушки воздуха в СКВ.

С освоением отечественной промышленностью выпуска холодильных машин с регулируемой мощностью стали широко применяться закрытые схемы хладоснабжения.

Характерной особенностью схем хладоснабжения эжекционных СКВ является связь между потребителями холода в центральных кондиционерах и в системах

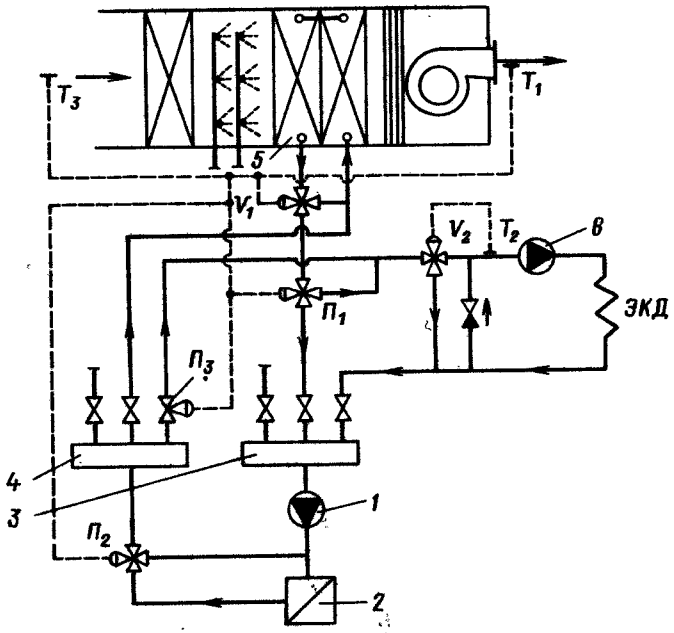


Рис. 32. Схема хладоснабжения с использованием воздухоохладителя центрального кондиционера для охлаждения первичного воздуха и вторичной воды

1 – насос испарителя; 2 – испаритель; 3 – обратная гребенка; 4 – подающая гребенка; 5 – воздухоохладитель; 6 – циркуляционный насос; $T_1 - T_3$ – датчики температуры; $V_1 - V_2$ – регулирующие клапаны; $П_1 - П_3$ – переключатели

хладоснабжения ЭКД. Эта связь обусловлена общим источником холода в теплый период года, а также использованием холода наружного воздуха в холодный и переходный периоды года для охлаждения вторичной воды к теплообменникам ЭКД (свободное охлаждение).

Режимы охлаждения первичного воздуха и вторичной воды в эжекционной СКВ осуществляются в следующем порядке (рис. 32).

В теплый период года насос испарителя подает отепленную воду с обратной гребенки через испаритель холодильной машины на подающую гребенку и затем холодная вода поступает для охлаждения наружного воздуха в воздухоохладитель. Трехходовой регулирующий клапан V_1 изменяет расход воды через воздухоохладитель по команде датчика T_1, контролирующего температуру летней точки росы. При этом переключатель $П_1$ установлен в положении, при котором вся вода, прошедшая через клапан V_1, поступает на обратную гребенку. Холодная вода для вторичного контура (к теплообменникам ЭКД) поступает через открытый двухпозиционный переключатель $П_3$ к регулирующему клапану V_2. Трехходовой клапан V_2 по команде датчика температуры T_2 регулирует расход холодной воды, поступающей к циркуляционному насосу в контур теплообменников ЭКД, и отводит избыток холодной воды к гребенке. Таким образом, питание первичного контура (воздухоохладитель) и вторичного контура (теплообменники ЭКД) холодной водой происходит параллельно.

По мере понижения температуры наружного воздуха клапан V_1 по команде датчика T_1 полностью прекращает подачу холодной воды в воздухоохладитель; она продолжает поступать только во вторичный контур.

В переходный и холодный периоды года, когда температура наружного воздуха становится достаточно низкой для режима свободного охлаждения, наружный датчик T_3 подает команду на переключение работы схемы. При этом отключается холодильная машина и переключатель $П_2$ устанавливается в положение, при котором насос испарителя гонит воду через перемычку в обвод испарителя; закрывается двухпозиционный переключатель $П_3$, и вода с подающей гребенки поступает только к воздухоохладителю, а регулирующий клапан V_1 отключается от регулирования температуры точки росы и открывается полностью для прохода воды через воздухоохладитель; переключатель $П_1$ устанавливается в положение, при котором вся вода из воз-

духоохладителя направляется через перемычку к регулирующему клапану V_2, который продолжает работать так же, как и в теплый период года. Температура зимней точки росы регулируется датчиком, воздействующим на регулирующий клапан калорифера I подогрева (на схеме не показаны).

В приведенной схеме воздухоохладитель установлен за камерой адиабатического увлажнения. Это дает следующие преимущества в режиме свободного охлаждения: постоянную температуру воздуха на входе в охладитель и отсутствие опасности его замерзания, увеличение коэффициента теплопередачи вследствие орошения поверхности охладителя, увеличение продолжительности работы схемы свободного охлаждения до температуры наружного воздуха 10–12°С.

Отечественная промышленность выпускает поверхностные воздухоохладители с большим аэродинамическим сопротивлением, что ограничивает применение схем свободного охлаждения. Устранение этого недостатка достигается в схеме системы 1-2-в-2 (рис. 33) [7]. Поверхностный воздухоохладитель в составе центрального кондиционера отсутствует. Вместо него в циркуляционном контуре камеры орошения установлен водо-водяной теплообменник $Б_2$, через который в теплый период года в камеру подается холодная вода. В результате значительно уменьшается аэродинамическое сопротивление центрального кондиционера и экономится электроэнергия. Вода из теплообменников ЭКД в холодный и переходный периоды года охлаждается в водо-водяном теплообменнике $Б_1$. В теплый период года температура точки росы в центральном кондиционере поддерживается камерой орошения, работающей на холодной воде. Вода, подаваемая на форсунки камеры насосом $Н_2$, охлаждается в теплообменнике $Б_2$ водой из хладоцентра. Температура точки росы регулируется клапаном V_4 по команде датчика $Т_2$. Из теплообменников ЭКД вода поступает к насосу $Н_1$ и подается к теплообменнику $Б_1$, в котором она охлаждается водой от хладоцентра. Постоянная температура охлажденной воды поддер-

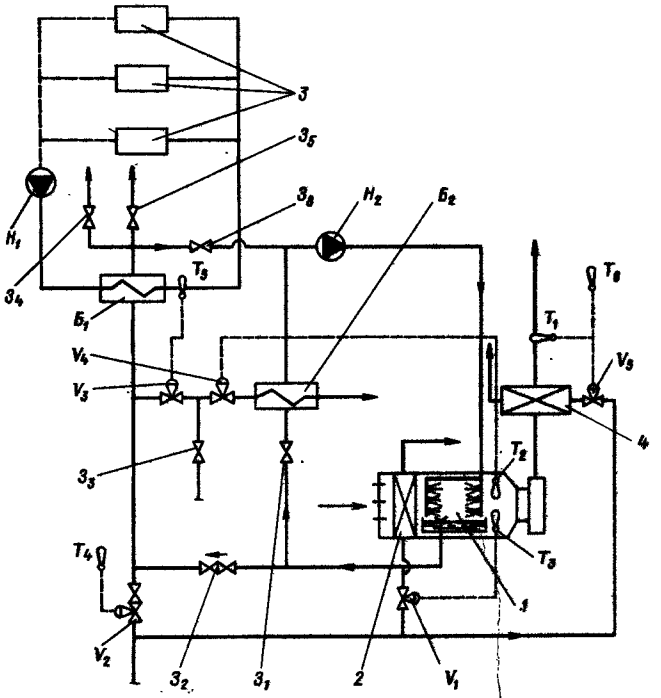


Рис. 33. Схема хладоснабжения с использованием камеры орошения центрального кондиционера для охлаждения первичного воздуха и вторичной воды
1 – камера орошения; 2 – калорифер I подогрева; 3 – ЭКД; 4 – зональный подогреватель; $Б_1$ – $Б_2$ – теплообменники; $З_1$ – $З_6$ – задвижки; $Н_1$ – $Н_2$ – насосы; $Т_1$ – $Т_5$ – датчики температуры; V_1 – V_5 – регулирующие клапаны

живается клапаном V_3 по команде датчика $Т_5$. Задвижки $З_1$, $З_3$ и $З_5$ открыты, а задвижки $З_2$, $З_4$ и $З_6$ закрыты.

В холодный период года температура точки росы в центральном кондиционере поддерживается калорифером I подогрева. Его теплопроизводительность изменяется клапаном V_1 по команде датчика $Т_3$. Воздух увлажняется в камере орошения. Вода из поддона с температурой, близкой к точке росы, забирается насосом $Н_2$ и подается на форсунки. При этом вода проходит

через теплообменник $Б_1$, в котором тепло от воды, циркулирующей через теплообменники ЭКД, передается воде, подаваемой на форсунки камеры орошения. Утилизированное тепло сообщается в камере наружному воздуху.

Для обеспечения постоянной температуры зимней точки росы клапан V_1 автоматически уменьшает подачу горячей воды в калорифер I подогрева. Этим одновременно достигаются две цели – полезно используются избытки тепла, выделяемого в обслуживаемых помещениях, и снабжаются холодом теплообменники ЭКД в холодный и переходный периоды года. Для осуществления этого режима задвижки $З_2$ и $З_6$ открыты, задвижки $З_1$, $З_3$, $З_4$ и $З_5$ закрыты.

Температура приточного воздуха после зональных подогревателей в холодный период года регулируется клапаном V_5 по команде датчика $Т_1$ с коррекцией датчика по наружному воздуху $Т_6$. В переходный и теплый периоды года зональные подогреватели присоединяются к трубопроводу от конденсаторов холодильных машин (см. рис. 31).

Расход горячей воды на теплообменник $Б_1$ в режиме дежурного отопления обеспечивается клапаном V_2 по команде датчика температуры $Т_4$, который установлен в одном из характерных помещений здания.

Для ориентировочных расчетов в ЭСКВ могут быть использованы удельные энергетические показатели, приведенные к 1 м^3 объема здания:

Расход тепла, ккал/ч (кДж/ч):	
на отопление	11 (46)
на вентиляцию	8 (33,5)
на кондиционирование воздуха	20 (84)
на горячее водоснабжение	7,5(31,5)
общий расход	46,5(190)
Расход холода, ккал/ч (кДж/ч)	10 (42)
Мощность установленного оборудования, кВт:	
на отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха	0,003
на холодильную станцию	0,005

ГЛАВА III. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РЕЖИМОВ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ ЭЖЕКЦИОННЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

1. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЖЕКЦИОННЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ–ДОВОДЧИКОВ ТИПА КНЭ-У

Домодедовским машиностроительным заводом "Кондиционер" освоено серийное производство двух типоразмеров ЭКД, получивших условную индексацию КНЭ–У–0,8А и КНЭ–У–1,2 (кондиционеры неавтономные эжекционные универсальные, имеющие теплообменник длиной 0,8 и 1,2 м).

В соответствии с нарядом–заказом завод–изготовитель может поставлять ЭКД с диаметрами отверстий (d_c) в соплах 3,5; 4,5 и 5,5 мм. Требуемое число теплообменников, сторона присоединения воды и диаметр отверстий сопл определяют условную индексацию выбранного типа ЭКД, которую указывают в наряде–заказе.

Для расчета тепловой производительности поверхностных теплообменников ЭКД используют опытные данные по удельным показателям тепловой производительности $А_т$ и $А_{т.к}$, отнесенные к одному градусу разности начальных температур горячей воды и рециркуляционного воздуха, ккал/(ч · °С · кг/м^3):

$$А_т \text{ и } А_{т.к} = \frac{G_w c_w (T_{w1} - T_{w2})}{(T_{w1} - t_1)\rho_1}, \qquad (7)$$

где G_w – расход воды, кг/ч;

c_w – теплоемкость воды, ккал/(кг · °С);

T_{w1} – температура горячей воды перед теплообменником, °С;

T_{w2} – температура горячей воды после теплообменника, °С;

t_1 – температура рециркуляционного воздуха перед теплообменником, °С;

ρ_1 – объемная масса рециркуляционного воздуха, кг/м^3.

Результаты теплотехнических испытаний ЭКД в режимах вынужденной конвекции обрабатывают по формуле (7) и находят следующую функциональную зависимость

$$A_т = f(G_н; G_w; d_c; n), \qquad (8)$$

где $G_н$ – количество проходящего через сопла первичного воздуха, кг/ч;

d_c – диаметр сопла, мм;

n – поправочный коэффициент, зависящий от схемы присоединения теплообменников.

Для удобства применения на практике зависимости вида (8) представляют в виде графиков (рис. 34 и 35). Графические зависимости показателя $A_т$ приведены по результатам испытаний ЭКД типа КНЭ-У-0,8А и КНЭ-У-1,2 с двухрядным теплообменником. Для варианта установки трехрядного теплообменника (однорядный теплообменник для горячей воды) показатели $A_т$ (см. рис. 34 и 35) умножают на $n=0,64$.

Результаты теплотехнических испытаний ЭКД при нагреве рециркуляционного воздуха в режимах естественной конвекции (через сопла не проходит первичный воздух) обрабатывают по формуле (7) и находят функциональную зависимость удельного показателя тепловой производительности

$$A_{т.к} = f(G_w; T_w - t_1; n). \qquad (9)$$

Зависимость вида (9) представляют в форме графиков (рис. 36 и 37). Графические зависимости показателя $A_{т.к}$ приведены по результатам испытаний ЭКД типа КНЭ-У-0, 8А и КНЭ-У-1, 2 с двухрядным теплообменником. Для варианта установки трехрядного теплообменника (однорядный теплообменник для горячей воды) показатели $A_{т.к}$ (см. рис. 36 и 37) умножают на $n=0,4$.

Для расчета хладопроизводительности поверхностных теплообменников ЭКД при отводе только явного тепла от рециркуляционного воздуха используют опытные данные по удельным показателям хладопроизводительности A_{ox}, отнесенные к одному градусу разности начальных температур рециркуляционного воздуха и холодной воды, ккал/(ч · °С · кг/м³):

$$A_{ox} = \frac{G_w c_w (t_{w2} - t_{w1})}{(t_1 - t_{w1})\rho_1}, \qquad (10)$$

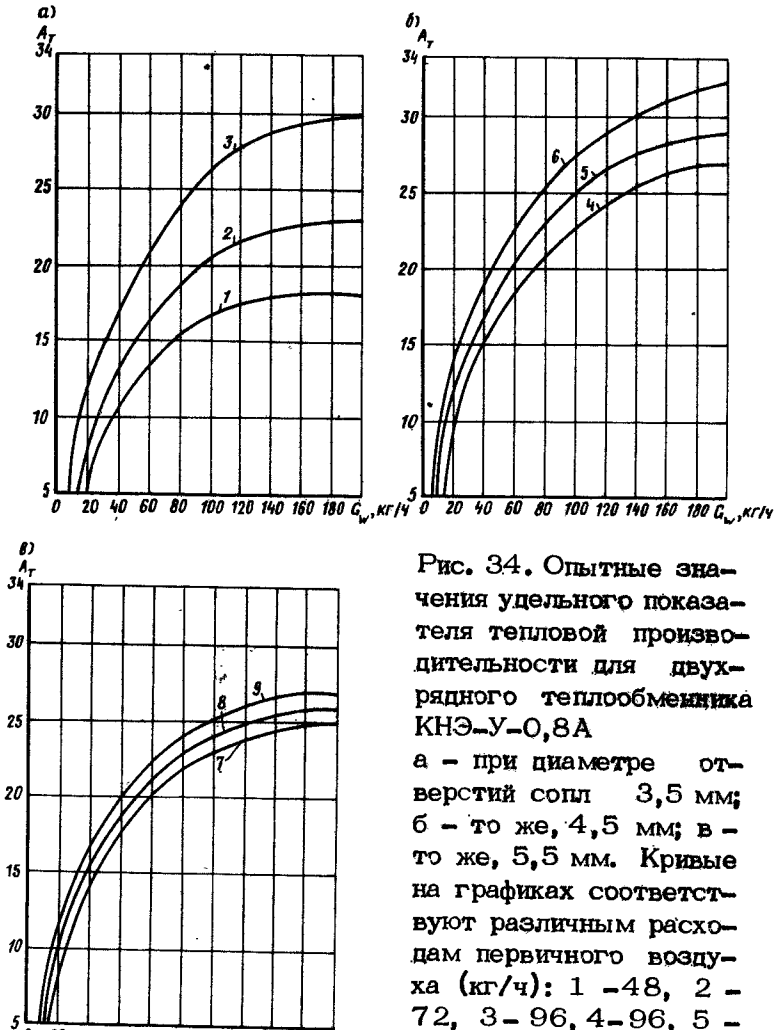


Рис. 34. Опытные значения удельного показателя тепловой производительности для двухрядного теплообменника КНЭ-У-0,8А
а – при диаметре отверстий сопл 3,5 мм; б – то же, 4,5 мм; в – то же, 5,5 мм. Кривые на графиках соответствуют различным расходам первичного воздуха (кг/ч): 1 – 48, 2 – 72, 3 – 96, 4 – 96, 5 – 120, 6 – 144, 7 – 120, 8 – 150, 9 – 180

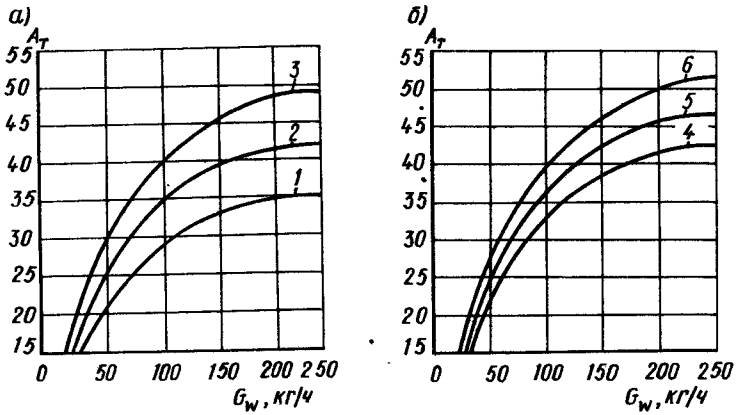
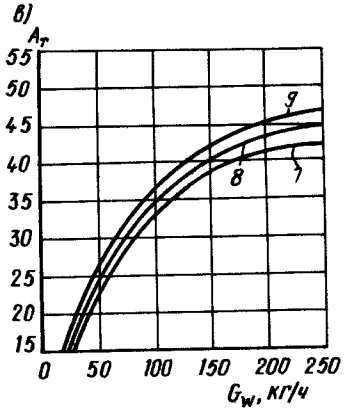


Рис. 35. Опытные значения удельного показателя тепловой производительности для двухрядного теплообменника КНЭ–У–1,2
а – при диаметре отверстий сопл 3,5 мм; б – то же, 4,5 мм; в – то же, 5,5 мм. Кривые на графиках соответствуют различным расходам первичного воздуха (кг/ч): 1 – 96, 2 – 120, 3 – 144, 4 – 144, 5 – 180, 6 – 216, 7 – 180, 8 – 233, 9 – 270



где t_{w_1} – температура холодной воды перед теплообменником, °С; t_{w_2} – температура холодной воды после теплообменника, °С.

Результаты испытаний ЭКД в режимах охлаждения рециркуляционного воздуха с отводом только явного тепла обрабатывают по формуле (10) и находят функциональную зависимость для показателя

$$A_{ox} = f(G_н;\ G_w;\ d_c;\ n). \qquad (11)$$

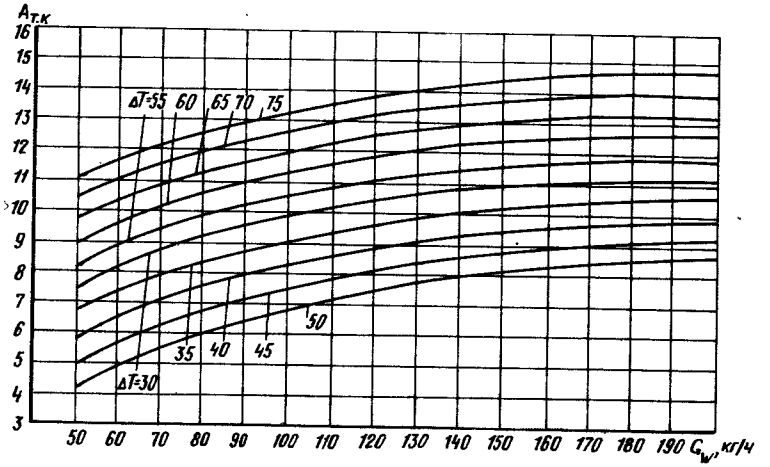


Рис. 36. Опытные значения удельного показателя тепловой производительности в режиме естественной конвекции для двухрядного теплообменника КНЭ–У–0,8А
ΔT – разность температур воды и воздуха на входе в теплообменник

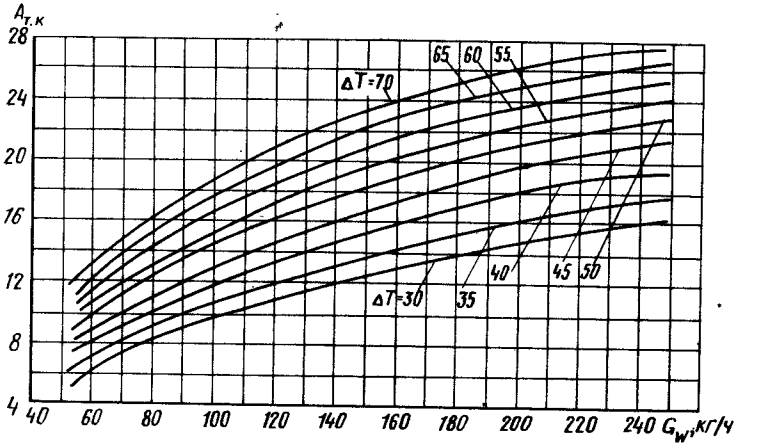


Рис. 37. Опытные значения удельного показателя тепловой производительности в режиме естественной конвекции для двухрядного теплообменника КНЭ–У–1,2
ΔT – разность температур воды и воздуха на входе в теплообменник

Зависимости вида (11) представляют в форме графиков (рис. 38 и 39). Графические зависимости показателя A_{ox} приведены по результатам испытаний ЭКД типа КНЭ-У-0,8А и КНЭ-У-1,2 с двухрядным теплообменником. Для варианта установки трехрядного теплообменника (двухрядный теплообменник для холодной воды) показатели A_{ox} (см. рис. 38 и 39) умножают на $n = 0{,}95$.

При температуре наружной поверхности теплообменника ниже точки росы охлаждаемого рециркуляционного воздуха может выпадать влага из воздуха. Для определения температуры воды, при которой может произойти конденсация, следует пользоваться параметрическим критерием [4]

$$\bar{P} = P_{н_1} - P_{п_1} / P_{н_1} - P_{w_1} ; \qquad (12)$$

где $P_{н_1}$ – давление насыщенных водяных паров при начальной температуре рециркуляционного воздуха по сухому термометру, мм рт. ст. (Па);

$P_{п_1}$ – начальное парциальное давление водяных паров в рециркуляционном воздухе, мм рт. ст. (Па);

P_{w_1} – давление насыщения водяных паров при начальной температуре холодной воды, мм рт. ст. (Па)

Испытаниями установлено, что режимы работы теплообменников ЭКД типа КНЭ-У с выпадением конденсата наступают при значениях параметрического критерия $\bar{P} < 0{,}86$. Из выражения (12) определяют минимальное давление насыщения, при котором влага не конденсируется,

$$P_{w_1} = P_{н_1} - (P_{н_1} - P_{п_1})/0{,}86. \qquad (13)$$

По J-d –диаграмме влажного воздуха или по специальным таблицам находят температуру воды, соответствующую полученному давлению насыщения P_{w_1}. Эту температуру можно рассчитать по упрощенной эмпирической зависимости

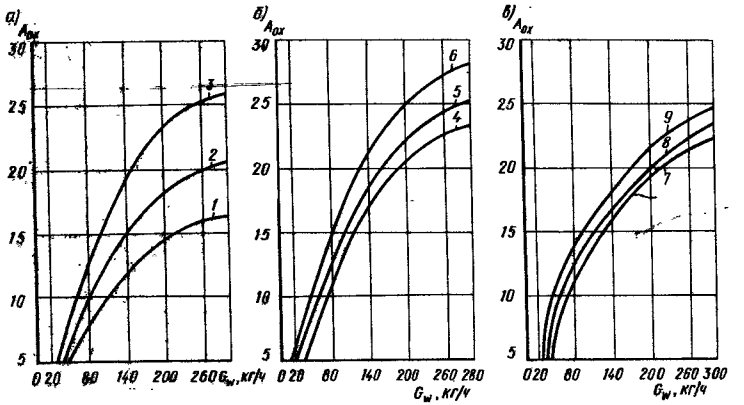


Рис. 38. Опытные значения удельного показателя хладопроизводительности для двухрядного теплообменника КНЭ-У-0,8А

а – при диаметре отверстий сопл 3,5 мм; б – то же, 4,5 мм; в – то же, 5,5 мм. Кривые на графиках соответствуют различным расходам первичного воздуха (кг/ч): 1 – 48, 2 – 72, 3 – 96, 4 – 96, 5 – 120, 6 – 144, 7 – 120, 8 – 150, 9 – 180

$$t_{w_1} \geq t_{т.р} - 2, \qquad (14)$$

где $t_{т.р}$ – температура точки росы рециркуляционного воздуха, °С.

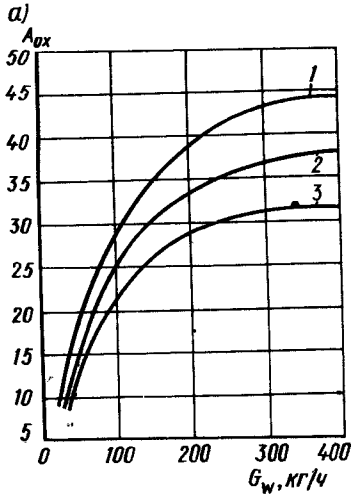
Производительность ЭКД по воздуху оценивают расходом первичного воздуха и коэффициентом эжекции

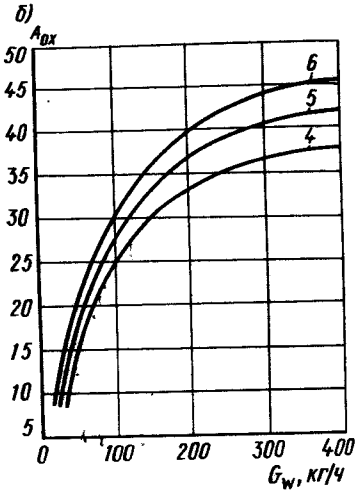
$$K_{эж} = G_р / G_н , \qquad (15)$$

где $G_р$ – расход эжектируемого рециркуляционного воздуха, кг/ч;

$G_н$ – расход первичного воздуха, кг/ч.

График изменения коэффициентов эжекции для ЭКД типа КНЭ-У-0,8А и КНЭ-У-1,2 в зависимости от диаметров сопл и расходов первичного воздуха (рис. 40) приведен по данным испытаний в режиме нагрева рецир-





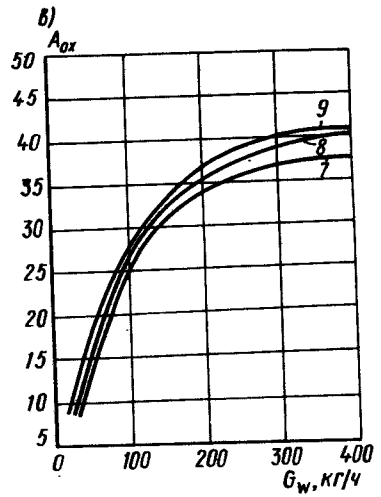


Рис. 39. Опытные значения удельного показателя хладопроизводительности для двухрядного теплообменника КНЭ-У-1,2
а – при диаметре отверстий сопл 3,5 мм; б – то же, 4,5 мм; в – то же 5,5 мм. Кривые на графиках соответствуют различным расходам первичного воздуха (кг/ч): 1 – 96, 2 – 120, 3 – 144, 4 – 144, 5 – 180, 6 – 216, 7 – 180, 8 – 233, 9 – 270

куляционного воздуха. Для режимов охлаждения вводят понижающий коэффициент 0,9. График построен по результатам испытаний ЭКД с трехрядным теплообменником; для варианта с двухрядным теплообменни-

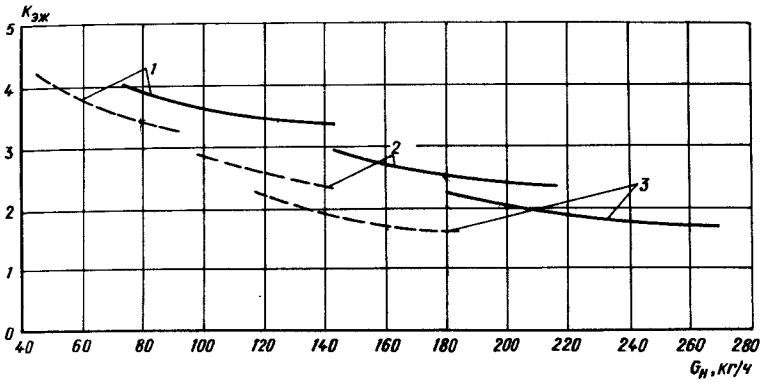


Рис. 40. Изменение коэффициента эжекции в режимах нагрева рециркуляционного воздуха для ЭКД типа КНЭ-У (сплошная линия относится к КНЭ-У-1,2; пунктирная – к КНЭ-У-0,8А)
1 – при диаметре отверстий сопл 3,5 мм; 2 – то же, 4,5 мм; 3 – то же, 5,5 мм

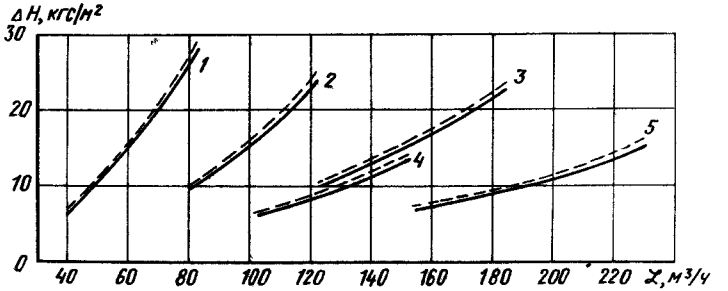


Рис. 41. Давление первичного воздуха перед ЭКД в зависимости от его расхода (сплошной линией показано давление перед соплами, пунктирной – перед камерой первичного воздуха)
1, 2, 3 – для КНЭ-У-0,8А при диаметре сопл соответственно 3,5; 4,5; 5,5 мм; 2, 4, 5 – для КНЭ-У-1,2 при диаметре сопл соответственно 3,5; 4,5; 5,5 мм

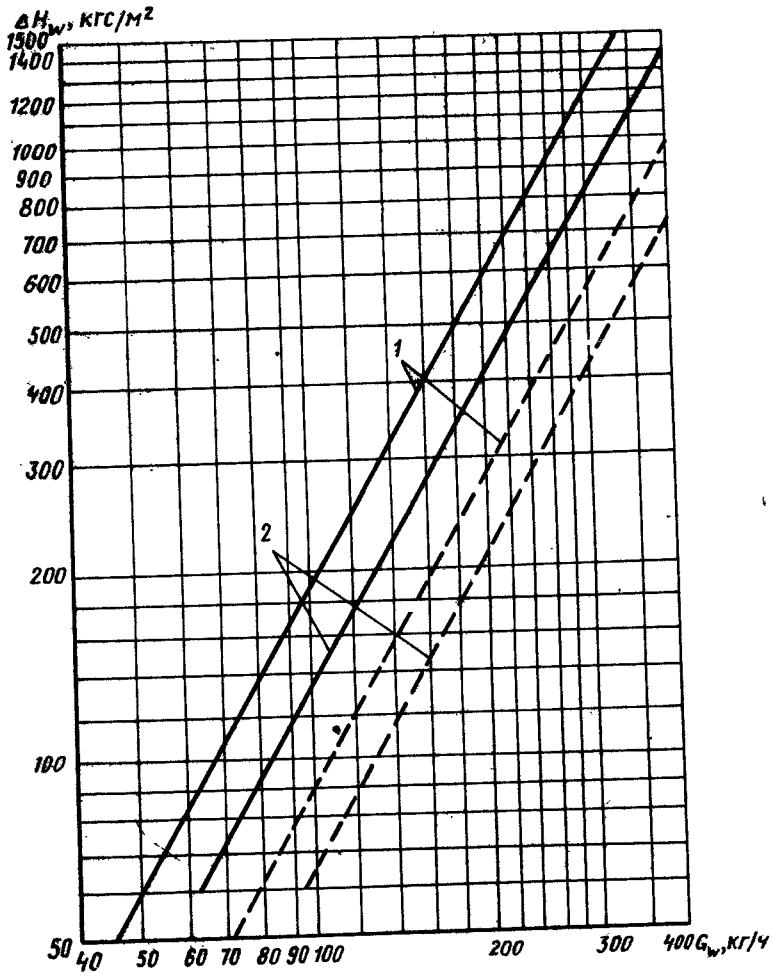


Рис. 42. Гидравлическое сопротивление теплообменников ЭКД (сплошная линия относится к двухрядному теплообменнику, пунктирная – к однорядному)
1 – КНЭ–У–1,2; 2 – КНЭ–У–0,8А

ком изменение $K_{эж}$ незначительно и им можно пренебречь.

График для определения требуемых статических давлений воздушного потока перед ЭКД в зависимости от диаметров сопл и расходов первичного воздуха (рис. 41) приведен для полностью открытого клапана регулирования первичного воздуха в ЭКД. Аэродинамическое сопротивление гибкого патрубка, соединяющего ЭКД с воздуховодом первичного воздуха, опытными данными (см. рис. 41) не учитывается.

Опытные значения гидравлического сопротивления теплообменников для ЭКД типа КНЭ–У–1,2 и КНЭ–У–0,8А (рис. 42) используют при гидравлических расчетах контуров тепло– и хладоснабжения.

2. ОРГАНИЗАЦИЯ ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИЯХ, ОБСЛУЖИВАЕМЫХ ЭЖЕКЦИОННЫМИ КОНДИЦИОНЕРАМИ–ДОВОДЧИКАМИ

Скоростные и температурные поля в кондиционируемых помещениях формируются в результате взаимодействия приточных струй и конвективных потоков от нагретых или охлажденных поверхностей окон, оборудования и т.д. Многочисленные эксперименты показали, что при развитии струй в ограниченном объеме наблюдаются две характерные зоны движения воздуха: струйные течения, в которых профили скоростей почти не отличаются от профилей в свободных струях; область обратных потоков, основные интегральные характеристики которых определяются эжектирующим действием приточных струй.

В зависимости от положения перьев приточной решетки различают два случая выпуска струи из ЭКД: от окна в глубь помещения (вариант "от окна"), в сторону окна (вариант "к окну"). В обоих случаях угол наклона струи к горизонту $\alpha = 70^{\circ}$.

При подаче охлажденного воздуха в варианте "от окна" (рис. 43,а–в) приточная струя на наклонном участке развивается практически как плоская и достигает потолка на некотором удалении от окна. Здесь она разделяется на две неравные части. Основная масса (примерно две трети) движется в глубь помещения по потолку и боковым стенам, превращаясь в веерную полуограниченную струю с углом раскрытия 180°.

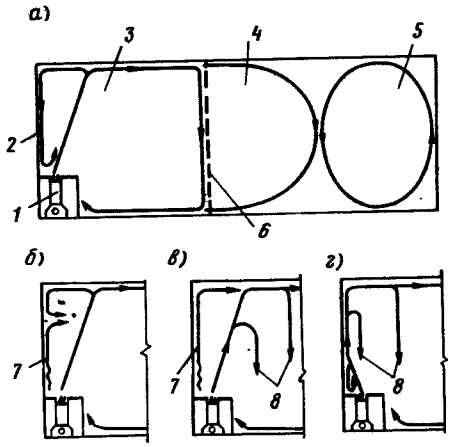


Рис. 43. Схемы движения потоков при подаче охлажденного воздуха
а – "от окна" при слабом конвективном потоке; б – "от окна" при соизмеримых импульсах ответвленного к окну и конвективного потоков; в – "от окна" при сильном конвективном потоке; г – "к окну"; 1 – ЭКД; 2 – окно; 3 – короткое помещение; 4 – длинное помещение; 5 – вторичный циркуляционный контур; 6 – граница короткого помещения; 7 – конвективный поток от окна; 8 – разворот струи под действием гравитационных сил

Меньшая часть массы ответвляется к окну. Характер циркуляции в зоне между наклонной приточной струей и окном определяется взаимодействием этой массы воздуха с восходящим конвективным потоком от нагретого оконного стекла. Различают три случая.

В первом случае (рис. 43,а) импульс ответвляющейся к окну массы струи значительно больше возможного импульса конвективного потока, что препятствует развитию последнего на участке между приточной струей и окном; при этом образуется единый циркуляционный контур.

Во втором случае (рис. 43,б) импульс ответвляющейся к окну массы струи соизмерим с импульсом конвективного потока и у окна развиваются ниспадающий и восходящий конвективный потоки. Потоки встречаются в точке, где их максимальные скорости равны, при этом образуется сложная картина циркуляции.

В третьем случае (рис. 43,в) восходящий конвективный поток, импульс которого соизмерим с импульсом приточной струи, достигает потолка; вся масса приточной струи и конвективного потока направляется от окна в глубь помещения. В реальных условиях второй и третий случаи практически не встречаются.

При подаче охлажденного воздуха в варианте "к окну" (рис. 43,г) наклонная приточная струя на некотором удалении от ЭКД настилается на оконное стекло. Небольшая часть ее массы ответвляется вниз, образуя замкнутую вихревую зону, а основной поток, достигнув потолка, превращается из плоской полуограниченной струи в веерную полуограниченную с углом раскрытия 180°.

Особо следует выделить случай, когда приточная холодная струя при движении от ЭКД к потолку под действием архимедовых сил, направленных противоположно истечению, может развернуться в рабочую зону, не достигнув потолка, или оторваться от него после настилания (рис. 43,в, г). Подобные случаи приводят к существенному нарушению комфорта.

Схемы циркуляции воздушных потоков при движении в глубь помещения для вариантов "от окна" и "к окну" аналогичны. Приточная струя под потолком смешивается с конвективными потоками, развивающимися на участках окна, не обдуваемых струей от ЭКД, и продвигается в глубь помещения.

В к о р о т к о м помещении струя под потолком, встречая препятствия в виде торца и боковых стен, разворачивается вниз и движется в сторону окна, создавая обратный поток, который постепенно распадается и питает основной поток.

Если струя при движении вглубь не достигает торца (д л и н н о е помещение), то на некотором удалении от окна она отрывается от потолка и разворачивается в противоположную сторону, создавая обрат-

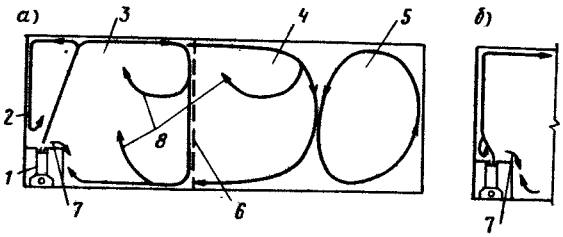


Рис. 44. Схемы движения потоков при подаче теплого воздуха а – "от окна"; б – "к окну";
1 – ЭКД; 2 – окно; 3 – короткое помещение; 4 – длинное помещение; 5 – вторичный циркуляционный контур; 6 – граница короткого помещения; 7 – конвективный поток от окна; 8 – разворот струи под действием гравитационных сил

ный поток, который затем вновь подмешивается приточной струе. Таким образом, струя как бы эжектирует сама себя. Наличие отрицательных архимедовых сил в струе способствует более быстрому ее отрыву от потолка. В длинном помещении между сечением разворота струи и задней торцевой стенкой возникает один или несколько (в зависимости от длины помещения) вторичных циркуляционных контуров.

При подаче теплого воздуха в варианте "от окна" (рис. 44,а), как и при подаче холодного воздуха, часть массы приточной струи под потолком ответвляется в сторону окна и, опускаясь вдоль холодного оконного стекла, эжектируется основной струей. В зоне между струей и окном образуется единый циркуляционный контур.

При подаче теплого воздуха в варианте "к окну" (рис. 44,б) схемы движения потоков у окна схожи с вариантом на рис. 43,г с той разницей, что конвективный поток вдоль холодного стекла направлен вниз. В большинстве практически встречающихся случаев импульс приточной струи значительно больше возможного импульса ниспадающего конвективного потока, что препятствует развитию последнего на участке окна, омываемом струей от ЭКД.

В обоих вариантах, достигнув потолка, теплая приточная струя развивается вдоль него как веерная полуограниченная с углом раскрытия 180°. Эжектирующие свойства струи заставляют ее оторваться от потолка и развернуться в обратную сторону к окну, а направленные противоположно потоку архимедовы силы препятствуют этому. Поэтому разворот теплой струи происходит дальше, чем разворот холодной или изотермической струи.

Особо следует выделить случай (рис. 44,а), когда теплая приточная струя, после поворота в глубине помещения или вдоль торца, под действием архимедовых сил разворачивается обратно к потолку. Отрыв может произойти также и после касания струей пола. В обоих случаях создаются условия для проникновения в рабочую зону холодных конвективных потоков от окна. При этом значительно возрастает перепад температур по высоте рабочей зоны. Для предупреждения проникновения холодных потоков рекомендуется устраивать совмещенные приточно-рециркуляционные решетки по всей длине подоконника.

Характер развития воздушных потоков в длинных и коротких помещениях аналогичен, с той разницей, что в торцевой части длинного помещения образуется один или несколько циркуляционных контуров.

Сравнение температурно-скоростных полей, полученных при двух различных способах выпуска струи из ЭКД ("к окну" и "от окна"), показывает, что для создания микроклимата оба способа примерно равноценны. Однако при выпуске струи "от окна" коэффициент теплопередачи окна значительно меньше, чем при выпуске струи "к окну". По сравнению с нормируемым коэффициентом теплопередачи (подсчитанным для установки под окном отопительного прибора) коэффициент обдуваемой части окна увеличивается при варианте "от окна" примерно на 10%, а при варианте "к окну" – на 20%. Средняя температура оконного стекла при вари-

анте "к окну" даже в расчетном режиме холодного периода года всего на 1–1,5°С больше, чем при варианте "от окна", что не сильно влияет на микроклимат помещения. Поэтому для экономии расходов тепла и холода рекомендуется выпускать струи из ЭКД в направлении "от окна".

Рассмотрим закономерности движения приточной струи* от места ее выпуска до рабочей зоны при варианте "от окна". При математическом описании процессов движения воздуха приняты следующие допущения.

1. Единственным источником конвективных потоков в помещении является охлажденная или нагретая поверхность окна. В теплый период года это соответствует установке межстекольных солнцезащитных устройств, значительно снижающих прямую солнечн радиацию.

2. Удельный секундный тепловой поток q при те лообмене струи с поверхностью окна принимается п стоянным по площади.

3. Рассматриваются кондиционируемые помещен с избыточным давлением, в которых влияние инфиль рации на микроклимат незначительно.

4. Рассматривается типовой модуль помещения, • служиваемый одним ЭКД, при отсутствии мебели других помех, препятствующих развитию струй (св тильники поперек потока, выступы наружной стены н окном и т.д.).

5. Влияние расположения вытяжного отверстия н воздушные потоки в помещении не учитывается вслед ствие малых расходов вытяжного воздуха в система с ЭКД.

6. Влияние пристенного пограничного слоя на ра витие струи ограничено лишь ее теплообменом с о раждениями.

7. Для длинных помещений приточная струя рас сматривается как свободная лишь на участке от пр точной решетки до потолка. По остальному контуру циркуляции учитывается стеснение струи. Для коротких помещений приточная струя рассматривается как свободная по всему основному контуру циркуляции.

8. Профили скоростей и температур как в свободных, так и в стесненных струях сохраняют подобие и описываются зависимостями для свободных струй. Хотя это положение для стесненных струй строго не соблюдается, однако нарушение его не столь велико, чтобы привести к существенным ошибкам.

Для описания профилей продольных скоростей и температур в струе использованы зависимости Райхардта, рассматривающие струю в виде асимптотического пограничного слоя

$$u = u_m \cdot e^{-\frac{1}{2}\left[\frac{y}{c(x_0+x)}\right]^2}; \qquad (16)$$

$$\theta = \theta_m \cdot e^{-\frac{1}{2}Pr_t\left[\frac{y}{c(x_0+x)}\right]^2}, \qquad (17)$$

где u, θ – скорость и перепад температур в струе и за ее пределами; u_m, θ_m – максимальная скорость и перепад температур в струе и за ее пределами; y – поперечная координата струи; x – продольная координата струи; $c = 0{,}082$ – экспериментальная константа; $Pr_t = 0{,}7$ – отношение коэффициентов турбулентного переноса импульса и тепла в неизотермических струях (турбулентное число Прандтля); x_0 – фиктивное расстояние.

Параметр x_0 введен в уравнения (16) и (17) для того, чтобы приспособить их для описания профилей скоростей и температур вблизи истечения.

9. Из допущения п. 8 вытекает также допущение о равенстве углов расширения свободной и стесненной струи. Область, занимаемая прямым потоком (как обычно принимается в теории асимптотических пограничных слоев) определяется как объем, ограниченный плоскостью, где $\frac{u}{u_m} = 0{,}05$, т.е. угол расширения струи сохраняется таким же, как и в моделях пограничного слоя конечной ширины ($\beta = 23°$).

---

* В разработке теоретических основ воздухораспред ния от ЭКД принимал участие канд. техн. наук М.Я. П.

10. Профили течения в обратном потоке описываются с помощью аппроксимации экспериментальных данных.

11. При расчете стесненного течения наряду с законом сохранения массы используется гипотеза Г.Н. Абрамовича о постоянстве суммы абсолютных значений импульсов в прямом и обратном потоках для любого поперечного сечения. Расчеты показывают, что доля начального импульса, затраченного на образование вторичного циркуляционного кольца (колец) в длинных помещениях, а также уходящая с потоком воздуха через противоположный истечению торец, не превышает 4%, поэтому ею можно пренебречь, т. е. считать

$$|J_{пр}| + |J_{обр}| = J_0 \qquad (18)$$

где $J_{пр}$, $J_{обр}$, J_0 – соответственно импульсы прямого, обратного потока и на истечении.

С учетом сделанных допущений рассматривается распространение струи в изотермическом режиме. Расчетная схема приведена на рис. 45. Начальный импульс струи:

$$J_0 = k_i \rho u_{m.0}^2 b_0 l_0 , \qquad (19)$$

где k_i – поправочный коэффициент на неравномерность начального импульса, определяемый экспериментально; ρ – объемная масса воздуха $u_{m.0}$ – максимальная скорость в начальном профиле струи; b_0, l_0 – ширина и длина приточной решетки.

На удалении от приточного отверстия начальный импульс равен импульсу в поперечном сечении наклонной струи $J_н$

$$J_0 = J_н = 2\rho l_0 \int_0^\infty u^2 \, dy . \qquad (20)$$

Интегрированием (20) с использованием выражения (16) получим

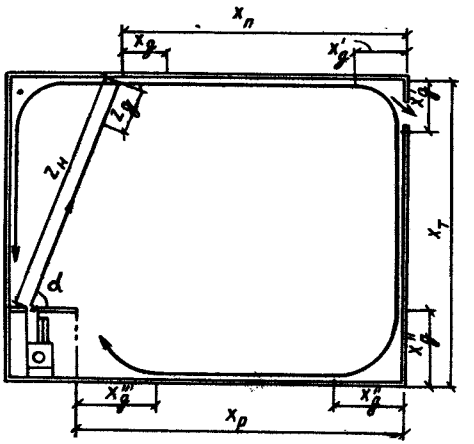


Рис. 45. Расчетная схема при варианте "от окна" (короткое помещение)

$$J_н = \rho l_0 u_{m.н}^2 \sqrt{\pi} (z_0 + z_н) c. \qquad (21)$$

Выражение для относительной (отнесенной к $u_{m.0}$) осевой скорости в наклонной струе ($\bar{u}_{m.н}$) можно получить, приравнивая формулы (19) и (21)

$$\bar{u}_{m.н} = \sqrt{\frac{k_i}{c\sqrt{\pi}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\bar{z}_0 + \bar{z}_н}} , \qquad (22)$$

где $\bar{z}_0 = z_0/b_0$ – относительная длина фиктивного расстояния; $\bar{z}_н = z_н/b_0$ – относительная длина продольной координаты струи на наклонном участке, отсчитываемая от приточной решетки.

Значение $\bar{z}_0$ определяют из выражения (22) при $\bar{u}_{m.н} = 1$ и $\bar{z}_н = 0$:

$$\bar{z}_0 = k_i / c\sqrt{\pi} . \qquad (23)$$

Подставляем зависимость (23) в выражение (22)

$$\bar{u}_{m.н} = \sqrt{\frac{\bar{z}_0}{\bar{z}_0 + \bar{z}_н}} . \qquad (24)$$

Струя после прохождения наклонного участка настилается на потолок. Уравнения импульсов количества движения в точке деления потока при встрече струи с потолком

$$\begin{cases} J_н = J_п + J'_п , & (25) \\ J_п = J'_п + J_н \cos\alpha , & (26) \end{cases}$$

где $J_п, J'_п$ – импульсы потоков, движущихся вдоль потолка соответственно от окна и к окну.

Решая систему уравнений (25) и (26), получим:

$$J_п = \frac{J_н}{2}(1+\cos\alpha) = \frac{J_0}{2}(1+\cos\alpha). \qquad (27)$$

В коротком помещении при движении струи по потолку импульс $J_п$ практически не меняется

$$J_п = \rho\pi\int_0^\infty u^2(x_{0.п}+x_п)\,dy = \rho\frac{c\pi}{2}^{3/2} u_{m.п}^2 (x_{0.п}+x_п)^2, \qquad (28)$$

где $u_{m.п}$ – осевая скорость в струе вдоль потолка; $x_{0.п}$ – фиктивное расстояние для веерной струи вдоль потолка; $x_п$ – продольная координата веерной струи вдоль потолка, отсчитываемая от точки пересечения оси наклонной струи с плоскостью потолка.

Относительную осевую скорость в струе вдоль потолка ($\bar{u}_{m.п}$) определяют по уравнению (27) при подстановке в него $J_п$ из (28) и J_0 из (19)

$$\bar{u}_{m.п} = \sqrt{\frac{\bar{z}_0(1+\cos\alpha)}{\pi}} \cdot \frac{1}{\bar{x}_{0.п}+\bar{x}_п}, \qquad (29)$$

где $\bar{x}_{0.п} = x_{0.п}/d_{усл}$; $\bar{x}_п = x_п/d_{усл}$; $d_{усл} = \sqrt{b_0 l_0}$ условный диаметр веерной струи.

В выражении (29) неизвестна величина $\bar{x}_{0.п}$; для ее нахождения составим уравнение распределения массовых расходов воздуха при встрече струи с потоком. Примем допущение, что со стороны окна к наклонной восходящей струе подмешивается такое же количество воздуха, которое ответвляется затем обратно в сторону окна при делении потока. Тогда масса струи, поворачивающая в сторону окна вдоль потолка

$$M_п = \frac{1}{2}(M_0 + M_н), \qquad (30)$$

где M_0 – масса воздуха, выходящего из приточной решетки; $M_н$ – масса воздуха в наклонной струе при встрече с потолком.

Определим значения массовых расходов, входящих в уравнение (30)

$$M_0 = \rho k_u u_{m.0} b_0 l_0, \qquad (31)$$

где k_u – поправочный коэффициент на неравномерность начального скоростного профиля струи, определяемый экспериментально

$$M_н = 2\int_0^\infty \rho u l_0\,dy; \qquad (32)$$

$$M_п = \int_0^\infty \rho u \pi (x_0 + x_п)\,dy. \qquad (33)$$

Интегрированием выражений (32) и (33) получаем $M_н$ и $M_п$. Подставляем известные величины в уравнение (30) и решаем его относительно $\bar{x}_{0.п}$

$$\bar{x}_{0.п} = \frac{c\sqrt{2\pi\,\bar{z}_0(\bar{z}_0+\bar{z}_н-\bar{z}_g)} + k_u}{c\pi\sqrt{2\bar{z}_0(1+\cos\alpha)}} - \bar{x}_g, \qquad (34)$$

где $\bar{x}_g = z_g/d_{усл}$. (35)

Масса воздуха $M_н$, определяемая из выражения (32), отнесена к сечению в струе, отстоящему от потолка на расстояние z_g. На этом расстоянии статическое давление в струе начинает возрастать, а скорость соответственно уменьшаться. После поворота под потолком статическое давление переходит в динамическое и скорость в струе вновь возрастает. Участки струи перед поворотом (z_g) и после поворота (x_g), на которых осевая скорость не подчиняется закономерностям свободных и полуограниченных струй, будем считать равными по длине; назовем их участками деформации струи (с индексом g). Для струи, натекающей на перпендикулярную ей плоскость, по данным Э. Юодиса [8]

$$z_g = 0{,}25(z_0 + z_н). \qquad (36)$$

Для отруи, натекающей на плоскость под острым углом α, будем считать

$$z_g = 0{,}25\,(z_o + z_u)\sin\alpha. \qquad (37)$$

При определении $\bar{x}_{o.n}$ масса воздуха $M_п$ отнесена к сечению, где $x_п = x_g$.

При дальнейшем движении по потолку струя достигает торца и вдоль него опускается вниз, в рабочую зону. При этом она вновь превращается из веерной в плоскую, поскольку ее расширение ограничено потоками, движущимися по боковым стенкам помещения.

Импульс плоской струи, опускающейся по торцу,

$$J_т = \rho\, B\, u^2_{m.т}\,(x_{o.т} + x_т)\, c\sqrt{\pi}/2, \qquad (38)$$

где B – ширина помещения, приходящаяся на одну струю;

$x_т$ – продольная координата плоской струи вдоль торца, отсчитываемая от потолка вниз;

$x_{o.т}$ – фиктивное расстояние для плоской струи вдоль торца.

Доля импульса веерной струи, приходящаяся на торцевую стенку,

$$J_т = \rho\, d^2_{усл}\, u^2_{m.o}\,\frac{k_i\,(1+\cos\alpha)}{2}\cdot\frac{2\,\mathrm{arctg}\,B/2x_п}{\pi}. \qquad (39)$$

Приравниваем (38) и (39), получаем формулу для относительной осевой скорости в струе вдоль торца

$$\bar{u}_{m.т} = \sqrt{\frac{2\bar{z}_o\,(1+\cos\alpha)\,\mathrm{arctg}\,B/2x_п}{\bar{B}\,(\bar{x}_{o.т}+\bar{x}_т)\,\pi}}. \qquad (40)$$

С использованием формулы (28) импульс

$$J_т = \frac{\rho c \pi^{3/2}}{2}\, u^2_{m.п}\,(x_{o.п}+x_п)^2\,\frac{2\,\mathrm{arctg}\,B/2x_п}{\pi}. \qquad (41)$$

Найдем значение $x_{o.т}$. Будем считать, что поворот струи происходит практически без потери импульса, а скорости в струе в начале участка деформации до поворота и в конце участка деформации после поворота равны. Приравняем выражения (38) и (41)

$$\bar{x}_{o.т} = \frac{2\,(\bar{x}_{o.п}+\bar{x}_п-\bar{x}'_g)^2\,\mathrm{arctg}\,B/2x_п}{\bar{B}} - \bar{x}'_g, \qquad (42)$$

где $$\bar{x}'_g = 0{,}25\,(\bar{x}_{o.п}+\bar{x}_п). \qquad (43)$$

Обогнув торец, струя движется далее вдоль пола в сторону окна. Если считать, что ее форма остается плоской, то по аналогии с формулой (40) относительная скорость на оси струи в рабочей зоне

$$\bar{u}_{m.р} = \sqrt{\frac{2\bar{z}_o\,(1+\cos\alpha)\,\mathrm{arctg}\,B/2x_п}{\bar{B}\,(\bar{x}_{o.т}+\bar{x}_т-2\bar{x}''_g+\bar{x}_р)\,\pi}}, \qquad (44)$$

где $\bar{x}_р$ – относительная текущая длина рабочей зоны, отсчитываемая от торцевой стены в сторону окна;

$$\bar{x}''_g = 0{,}25\,(\bar{x}_{o.т}+\bar{x}_т). \qquad (45)$$

Длину участка деформации $\bar{x}'''_g$ при подтекании струи к подоконнику определяют по формуле

$$\bar{x}'''_g = 0{,}25\,(\bar{x}_{o.т}+\bar{x}_т-2\bar{x}''_g+\bar{x}_р). \qquad (46)$$

Для проверки аналитических зависимостей был проведен эксперимент на стенде, представлявшем собой помещение типового модуля в натуральную величину шириной 2,5 м, высотой 3 м, длиной 3,9 м. Под окном был установлен ЭКД типа КНЭ-У-1,2 с приточным отверстием шириной 0,1 м, длиной 1,2 м. Коэффициент живого сечения приточной решетки $K_{ж.с}$ = =0, 78. Высота подоконника 0,7 м. При эксперименте были определены коэффициенты k_i = 0,37 и k_u = 0,6.

Были сопоставлены теоретические и экспериментальные значения относительной осевой скорости в струе по всему контуру циркуляции (вариант "от окна"). Как и ожидали, на всех участках деформации струи экспериментальные данные оказались значительно меньше теоретических зависимостей (рис. 46). На остальных участках движения струи эксперимен-

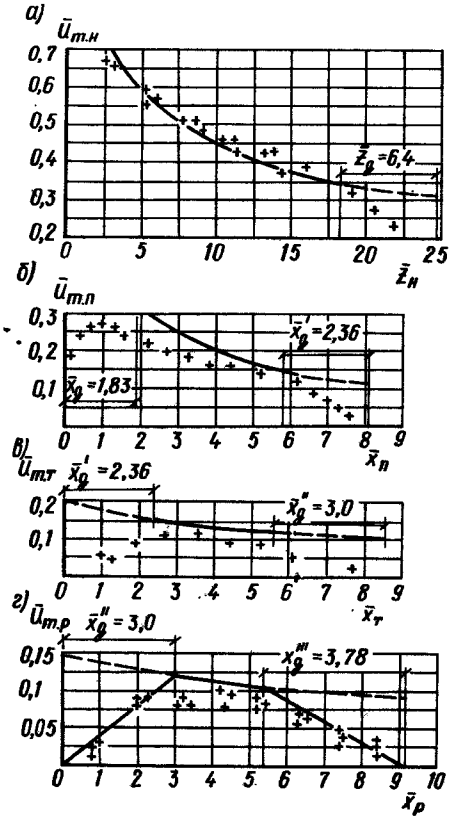


Рис.46. Изменение осевой скорости на участках движения струи при варианте "от окна" в коротком помеще (знаком + обозначены экспериментальные точки)
а – наклонный участок; б – под потолком; в – вдоль то• ца; г – в рабочей зоне

тальные значения близки к соответствующим теоретическим.

В коротком помещении максимальная относительная скорость воздуха в рабочей зоне находится на расстоянии $\bar{x}_g''$ от торца (см. рис. 50,г). Для ее нахождения последовательно рассчитывают $\bar{z}_e$, $\bar{z}_g$, $\bar{x}_g$, $\bar{x}_{о.п}$, $\bar{x}_g'$, $\bar{x}_{о.т}$, $\bar{x}_g''$, $\bar{u}_{т.р}$ соответственно по формулам (23), (37), (35), (34), (43), (42), (45), (44). При определении максимального значения $\bar{u}_{т.р}$ по формуле (44) вместо $\bar{x}_р$ необходимо подставлять $\bar{x}_g''$.

Указанная выше последовательность формул для определения $\bar{u}_{т.р}$ легко может быть трансформирована в алгоритм для расчетов на ЭВМ.

Значение $\bar{u}_{т.р}$ связано с абсолютной максимальной скоростью в рабочей зоне $u_{т.р}$ и производительностью ЭКД по приточному воздуху $L_{пр}$ соотношением

$$\bar{u}_{т.р} = u_{т.р} f_{ж.с} k_и 3600/L_{пр}, \qquad (47)$$

где $f_{ж.с}$ – живое сечение приточной решетки соответствующего типоразмера ЭКД.

Задаемся $u_{т.р}$ в соответствии с рекомендациями (см. п. 1, гл. 1), подставляем известные значения в выражение (47) и определяем $L_{пр}$.

В длинном помещении (рис. 47) в соответствии с допущением п. 7 учитывают стеснение струи в прямом потоке под потолком и в обратном потоке у пола. Поэтому методика расчета после уравнения (27) меняется.

Импульс прямого потока, выраженный через характеристики стесненной веерной полуограниченной струи по аналогии с уравнением (28)

$$J^*_{пр} = \frac{\rho c \pi^{3/2}}{2} u^{*2}_{т.п} (\bar{x}_{о.п} + \bar{x}_п) d^2_{усл} \qquad (48)$$

(знак * означает, что параметры относятся к стесненному потоку).

Для тупиковой схемы воздухообмена (воздух подается и удаляется с одной стороны) масса обратного потока равна массе прямого потока

$$M^*_{обр} = M^*_{пр} = \frac{\rho c \pi^{3/2}}{\sqrt{2}} u^*_{т.п} (\bar{x}_{о.п} + \bar{x}_п)^2 d^2_{усл} \qquad (49)$$

Масса обратного потока, выраженная через его среднюю скорость $v^*_{ср}$,

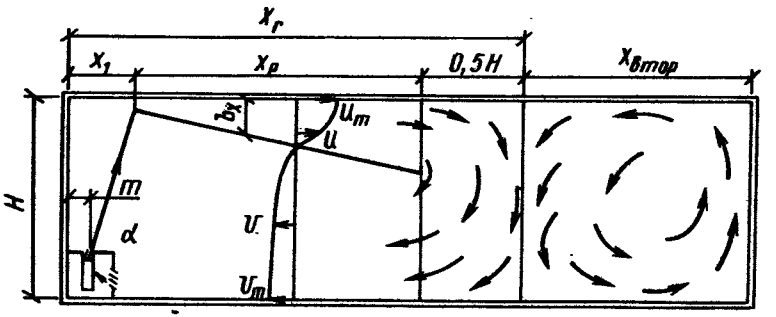


Рис. 47. Расчетная схема при варианте "от окна" (длинное помещение)

$$M^*_{обр} = \rho v^*_{ср} \bar{B}(\bar{H} - \bar{b}_x) d^2_{усл}, \qquad (50)$$

где $\bar{H} = H/d_{усл}$ – относительная высота помещения;
$\bar{B} = B/d_{усл}$ – относительная ширина помещения;
$\bar{b}_x = b_x/d_{усл}$ – относительная ширина прямого потока;

$$\bar{b}_x = (\bar{x}_{о.п} + \bar{x}_п) \operatorname{tg} \beta/2. \qquad (51)$$

Приравниваем значения $M^*_{обр}$ по формулам (49) и (50) и находим

$$v^*_{ср} = \frac{\frac{c\pi^{3/2}}{\sqrt{2}} u^*_{т.п} (\bar{x}_{о.п} + \bar{x}_п)^2}{\bar{B}(\bar{H} - \bar{b}_x)}. \qquad (52)$$

Выразим импульс обратного потока через его среднюю скорость использованием выражения

$$J^*_{обр} = \rho \frac{\left[\frac{c\pi^{3/2}}{\sqrt{2}} u^*_{т.п} (\bar{x}_{о.п} + \bar{x}_п)^2\right]^2 d^2_{усл}}{\bar{B}(\bar{H} - \bar{b}_x) k_{i\,обр}}, \qquad (53)$$

где $k_{i\,обр}$ – поправочный коэффициент на неравномерность импульса обратного потока.

Подставляем значения импульсов из формул (48), (53) и (19) в уравнение (18), получаем выражение для определения относительной осевой скорости прямого потока

$$\bar{u}^*_{т.п} = \frac{\bar{u}_{т.п}}{\sqrt{1 + \frac{c\pi^{3/2}(\bar{x}_{о.п} + \bar{x}_п)^2}{k_{i\,обр}\bar{B}(\bar{H} - \bar{b}_x)}}}. \qquad (54)$$

При подсчетах по формуле (54) следует подставлять значения $\bar{u}_{т.п}$ из формулы (29), а значения $\bar{x}_{о.п}$ соответственно из формулы (34).

По экспериментальным данным Урбаха [10] вычислен $k_{i\,обр} = 0{,}875$. По этим же данным принято соотношение между средней и максимальной скоростью обратного потока

$$v^*_т = 1{,}333 v^*_{ср}. \qquad (55)$$

Подставляем это соотношение в формулу (52), получаем выражение для максимальной относительной скорости обратного потока

$$\bar{v}^*_т = \frac{0{,}43\,\bar{u}^*_{т.п}(\bar{x}_{о.п} + \bar{x}_п)^2}{\bar{B}(\bar{H} - \bar{b}_x)}. \qquad (56)$$

Из уравнения (56) можно определить координату начала разворота прямого потока ($\bar{x}_р$). Для этого примем гипотезу, согласно которой начало разворота находится там, где скорости прямого и обратного потоков равны. Принимаем $\bar{v}^*_т = \bar{u}^*_{т.п}$, $\bar{x}_р = \bar{x}_п$ и выражаем $\bar{b}_x$ с помощью уравнения (51), из уравнения (56) находим

$$\bar{x}_р = 1{,}163\,\bar{B}\left[\sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta/2 + 1{,}72\,\frac{\bar{H}}{\bar{B}}} - \operatorname{tg}\frac{\beta}{2}\right] - \bar{x}_{о.п}. \qquad (57)$$

Если принять ширину зоны разворота потока $0{,}5H$, то глубина проникновения приточной струи из ЭКД в помещение (считая от плоскости окна)

$$\bar{x}_г = 1{,}163\,\bar{B}\left[\left(\operatorname{tg}^2 \beta/2 + 1{,}72\,\frac{\bar{H}}{\bar{B}}\right)^{1/2} - \operatorname{tg}\beta/2\right] - \bar{x}_{о.п} + 0{,}5\bar{H} + \bar{x}_т, \qquad (58)$$

где

$$\bar{x}_т = (\bar{H} - \bar{h}_п)\operatorname{ctg}\alpha + \bar{m}, \qquad (59)$$

$\bar{h}_п = h_п/d_{усл}$ – относительная высота подоконника; $\bar{m} = m/d_{усл}$ – относительное расстояние от центра приточной решетки до окна.

Для проточной схемы воздухообмена (воздух подается и удаляется с противоположных сторон помещения) введение массы первичного воздуха в уравнение неразрывности существенно осложняет вид получающихся зависимостей. Проведенные расчеты показали, что для рассматриваемого случая с ЭКД масса первичного воздуха мала по сравнению с массой перемещаемого воздуха, поэтому изменение относительных скоростей в прямом и обратном потоках почти одинаково при тупиковой и проточной схемах.

В практических расчетах удобнее пользоваться более простыми зависимостями для тупиковой схемы.

Рассмотрим далее распространение приточной струи в неизотермическом режиме.

Приращение импульса в свободной наклонной струе на участке от приточной решетки до потолка равно архимедовой силе на данном уровне z

$$\frac{d}{dz}\int_0^\infty 2\rho u^2 dy = 2g\sin\alpha\rho\beta\int_0^\infty \theta dy, \qquad (60)$$

где β – коэффициент объемного расширения возду

Подставив в уравнение (60) значения u и θ из (16) и (17), получим:

$$\frac{d}{dz}\left[\bar{u}^2_{m.н.н}(\bar{z}_o+\bar{z}_н)\right] = \mathrm{Ar}_o\sin\alpha\sqrt{\frac{2}{\mathrm{Pr}_t}}\,\bar{\theta}_{m.н}(\bar{z}_o+\bar{z}_н), \quad (61$$

где $\mathrm{Ar}_o = g b_o \beta \theta_{m.o}/u^2_{m.o}$ – начальный критерий Архимеда; $\bar{\theta}_{m.н} = \theta_{m.н}/\theta_{m.o} = (t_{m.н}-t_\infty)/(t_{m.o}-t_\infty)$ – относительная осевая температура в наклонной струе; $\bar{u}_{m.н.н}$ относительная осевая скорость в неизотермической наклонной струе.

Найдем значение $\bar{\theta}_{m.н}$. Для этого запише уравнение удельного теплового импульса в струе ($Q_н$ двояким образом

$$Q_н = 2c_p\rho_\infty\int_0^\infty u\theta\, dy; \qquad (62)$$

$$Q_н = Q_o - \alpha_к h(t_\infty - t_w), \qquad (63)$$

где Q_o – начальный удельный тепловой импульс;

$\alpha_к$ – коэффициент конвективной теплоотдачи окна; h – высота окна; t_∞ – температура помещения; t_w – температура внутренней поверхности оконного стекла.

Подставляем значения u и θ из (16) и (17) в уравнение (62), получаем

$$Q_н = 2c_p\rho_\infty u_{m.н.н}\theta_{m.н}c(z_o+z_н)\sqrt{\frac{\pi}{2(1+\mathrm{Pr}_t)}}. \qquad (64)$$

Начальный удельный тепловой импульс

$$Q_o = k_t u_{m.o}\theta_{m.o} b_o \rho_\infty c_p, \qquad (65)$$

где k_t – поправочный коэффициент на неравномерность начального удельного теплового импульса, определенный экспериментально;

$\theta_{m.o} = t_{m.o} - t_\infty$ – начальная избыточная осевая температура в струе.

Подставляем значения $Q_н$ из (64) и Q_o из (65) в (63), получаем

$$\bar{\theta}_{m.н} = \frac{k_t - \mathrm{St}_o\bar{h}\bar{\theta}_w}{2\bar{u}_{m.н.н}(\bar{z}_o+\bar{z}_н)c\sqrt{\frac{\pi}{2(1+\mathrm{Pr}_t)}}}, \qquad (66)$$

где $\mathrm{St}_o = \alpha_к/(u_{m.o}\rho_\infty c_p)$ – критерий Стантона;

$\bar{h} = h/b_o$ – относительная высота окна;

$\bar{\theta}_w = (t_\infty - t_w)/(t_{m.o}-t_\infty)$ – относительная разность температур окружающего воздуха и внутренней поверхности оконного стекла.

Подставляем полученное выражение для $\bar{\theta}_{m.н}$ в уравнение (61) и дифференцируем, получаем выражение для относительной осевой скорости в плоской струе на наклонном участке с учетом ее неизотермичности и теплообмена с поверхностью окна. При подаче холодного воздуха

$$\bar{u}^3_{m.н.л} = \bar{u}^3_{m.н} - 10{,}7k_t\sin\alpha(1-\bar{u}^3_{m.н})\mathrm{Ar}_o + 1{,}9\bar{\theta}_w\mathrm{Ar}_o\mathrm{St}_o\left[2\bar{z}_o(1-\bar{u}^3_{m.н}) - 3\bar{z}_н\right] \quad (67)$$

Для струи теплого воздуха перед вторым и третьим членами в правой части выражения (67) знаки меняются на противоположные.

Расчеты показывают, что третий член справа обычно на два порядка меньше первого члена, поэтому можно записать

$$\bar{u}^3_{m.н.л} = \bar{u}^3_{m.н} - 10{,}7\, k_t \sin\alpha \left(1 - \bar{u}^3_{m.н}\right) \mathrm{Ar}_0 . \qquad (68)$$

Если в уравнении (68) приравнять $\bar{u}_{m.н.л} = 0$, то можно определить предельное значение критерия Ar_0, ниже которого струя холодного воздуха настилается на потолок помещения

$$\mathrm{Ar}_0 = \frac{\bar{u}^3_{m.н}}{10{,}7\, k_t \sin\alpha \left(1 - \bar{u}^3_{m.н}\right)} . \qquad (69)$$

Дальнейшее математическое описание распространения приточной струи в неизотермическом режиме существенно усложняется в связи с необходимостью учета многих факторов, из которых наиболее важны:

влияние остаточных архимедовых сил в струе при ее развороте к окну в глубине помещения;

учет теплообмена струи с ограждающими поверхностями;

учет взаимодействия струи с конвективными потоками;

изменение траектории неизотермической струи при ее развороте в глубине помещения и т.д.

Анализ экспериментальных данных подтверждает чрезвычайно сложный характер описанного выше движения потоков теплого и холодного воздуха. Можно отметить следующие закономерности в изменении температурно-скоростных полей при неизотермических режимах. Скорости движения воздуха в рабочей зоне помещения, измеренные в эксперименте на уровнях 0,1, 1 и 1,8 м от пола, значительно меняются при колебаниях тепловой нагрузки и соответствующей ассимиляционной разности температур Δt_{ac}.

При подаче холодного воздуха и полном охвате помещения циркуляционным контуром наибольшие скорости наблюдаются на уровне 0,1 м, а наименьшие – на

уровне 1,8 м от пола. Такое же соотношение, но менее ярко выраженное, сохраняется в изотермическом режиме. При подаче теплого воздуха с увеличением степени неизотермичности приточной струи происходит перераспределение скоростей, в результате которого наибольшие скорости наблюдаются на уровне 1,8 м, а наименьшие – на уровне 0,1 м от пола.

Средний уровень скоростей в рабочей зоне при подаче холодного воздуха выше, чем при подаче теплого воздуха, что объясняется, очевидно, наличием остаточной ассимиляционной разности температур при развороте и превращении струи в обратный поток. В результате разной плотности воздуха струи и окружающей среды появляется дополнительный импульс, который в зависимости от направления действия усиливает или ослабляет импульс обратного потока.

При подаче холодного воздуха теплоизбытки ассимилируются приточной струей вдоль окна и под потолком; поэтому после поворота струи в рабочую зону остаточная ассимиляционная разность температур в ней невелика. Этим объясняется также равномерность температурных полей по высоте и ширине в рабочей зоне при подаче холодного воздуха; градиент обычно не превышает 0,6 °С. Исключение составляют случаи отрыва и падения струи в рабочую зону, оговоренные предельным значением критерия Ar_0 по уравнению (69).

При подаче теплого воздуха теплопотери помещения компенсируются приточной струей вдоль окна, а также непосредственно в рабочей зоне, куда поступают холодные ниспадающие конвективные потоки от окна. Поэтому в режимах, близких к расчетным, остаточная ассимиляционная разность температур в струе после поворота ее в рабочую зону достаточно велика. Этим и объясняется перераспределение в обратном потоке скоростей при подаче теплого воздуха.

Нарушается также равномерность распределения температур по высоте рабочей зоны. Экспериментально установлено, что максимальный градиент темпера-

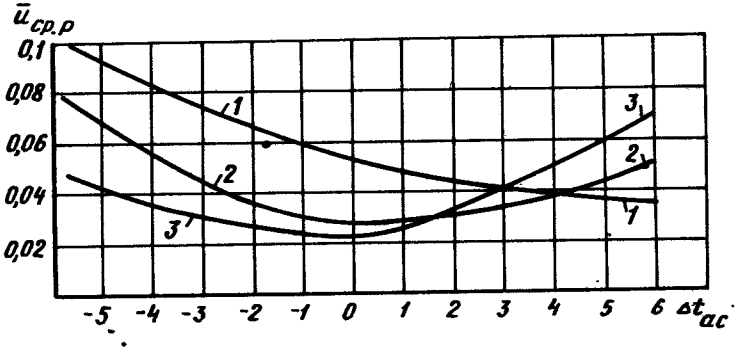


Рис. 48. Пример изменения скоростей движения воздуха в рабочей зоне для короткого помещения (длина 3,9 м, высота 3 м, ширина 2,5 м)
1 – на уровне 0,1 м; 2 – на уровне 1 м; 3 – на уровне 1,8 м

тур по высоте рабочей зоны, нормируемый гигиенистами не более 2 °С, обеспечивается при соотношении

$$\Delta t_{ас}^{з} \leq 2H, \qquad (70)$$

где $\Delta t_{ас}^{з}$ – зимняя расчетная ассимиляционная разность температур, °С; H – высота помещения, м.

Типичное распределение средних скоростей по уровням для короткого помещения при работе ЭКД типа КНЭ-У-1,2 с подачей теплого и холодного воздуха приведено на рис. 48.

При расчете воздухообмена в помещении, обслуживаемом ЭКД, рекомендуется за расчетную принимать максимальную скорость вблизи пола в изотермическом режиме. Такая рекомендация обосновывается следующими доводами:

режимы, близкие к изотермическому, наблюдаются большую часть года;

скорости движения воздуха вблизи пола больше, чем на других уровнях, большую часть года;

скорость движения воздуха вблизи пола в изотермическом режиме является средней по отношению ко

всему расчетному диапазону изменения скоростей в рабочей зоне; влияние на микроклимат повышения скоростей летом и понижения их зимой компенсируется изменением температуры ограждений (прежде всего температуры остекления).

Остаточная ассимиляционная разность температур в струе при развороте объясняет также изменение глубины проникновения струи в помещение. При подаче холодного воздуха тяжелая струя быстрее отрывается от потолка, сокращая глубину проникновения. При подаче теплого воздуха подъемная сила в струе дольше не дает ей оторваться от потолка. Поэтому глубина проникновения теплой или холодной струи по сравнению с изотермическим режимом изменяется примерно на ± 15%.

3. РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА ПРИ ПОДОКОННОЙ УСТАНОВКЕ ЭЖЕКЦИОННЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ-ДОВОДЧИКОВ

В зависимости от выбранного типоразмера ЭКД и габаритных размеров обслуживаемого модуля определяют производительность ЭКД по приточному воздуху $L_{пр}$.

При подборе ЭКД следует выполнять следующие условия: возможность конструктивного размещения ЭКД в подоконном пространстве; создание скорости движения воздуха в рабочей зоне помещений в соответствии со СНиП II-33-75; удовлетворение потребности помещения в тепле, холоде и свежем воздухе; бесшумность работы оборудования; поддержание влажности в обслуживаемых помещениях в пределах комфортной зоны.

По техническим характеристикам ЭКД типа КНЭ-У устанавливают в подоконном пространстве помещений высотой не более 3,5 м, так как в помещениях большей высоты теплопотери и теплопритоки не компенсируются из-за увеличения оконных проемов.

Типоразмер ЭКД и их число подбирают с учетом их конструктивных, аэродинамических и теплотехнических характеристик, а также габаритных размеров об-

служиваемого помещения. При этом принимают во внимание следующие соображения:

минимальная ширина (по наружной стене) с подводками в подоконном пространстве для КНЭ-У-0,8А 1,5 м, для КНЭ-У-1,2 2 м;

максимальная ширина (по наружной стене) модуля, который может обслуживать ЭКД, в зависимости от аэродинамических и теплотехнических характеристик для КНЭ-У-0,8А 2,25 м, для КНЭ-У-1,2 3 м.

Если ширина помещения менее 3 м, то ее и принимают за ширину расчетного модуля В. Если ширина помещения $B_п$ равна или более 3 м, то определяют ширину расчетного модуля В, задаваясь числом ЭКД N, исходя из минимальной и максимальной ширины обслуживаемого модуля

$$B = B_п / N. \qquad (71)$$

Если получена ширина модуля В 1,5–2,25 м, то устанавливают ЭКД типа КНЭ-У-0,8А, если ширина модуля 2–3 м-устанавливают ЭКД типа КНЭ-У-1,2.

Для определения максимальной глубины проникновения приточной струи в помещение $l^{макс}$, а также производительности ЭКД по приточному воздуху $L_{пр}$ построена номограмма (рис. 49). При ее построении использованы формулы (56) и (58), а также наиболее часто применяемые при проектировании высота приточного отверстия ЭКД от пола $h_п$ = 0,7 м; расстояние центра приточного отверстия ЭКД от плоскости окна m = 0,2 м; угол наклона перьев приточной решетки $\alpha = 70^{\circ}$ к горизонтальной плоскости; перья отклоняют приточную струю от окна в глубь помещения; живое сечение приточной решетки ЭКД принято равным 0,8 площади ее габаритного сечения.

В соответствии с выбранным типоразмером ЭКД, шириной расчетного модуля В, высотой помещения Н по номограмме на рис. 49 находят максимальную глубину проникновения приточной струи в помещение $l^{макс}$. При глубине помещения, значительно большей, чем $l^{макс}$, следует применять комбинированные системы с дополнительной подачей воздуха во внутреннюю зону

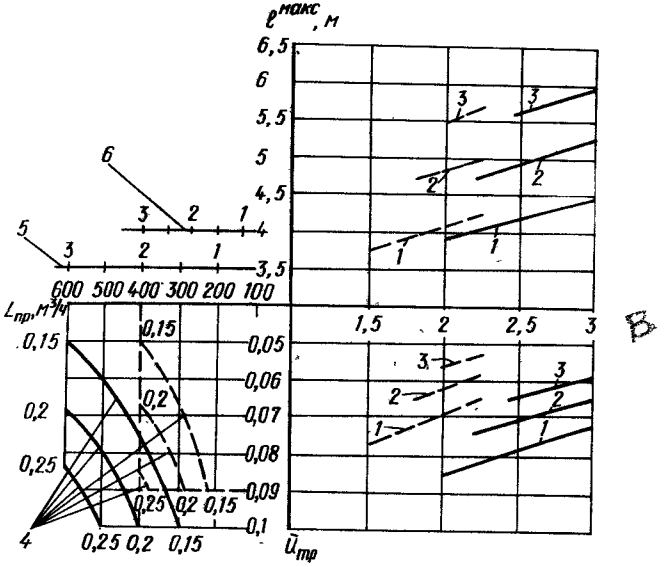


Рис. 49. Номограмма для расчета глубины проникновения струи и производительности ЭКД по приточному воздуху (сплошные линии относятся к КНЭ-У-1,2, пунктирные – к КНЭ-У-0,8А)
1 – при высоте помещения 2,5 м; 2 – то же, 3 м; 3 – то же, 3,5 м; 4 – максимальная скорость в рабочей зоне; 5 – максимальная скорость в профиле приточной струи для КНЭ-У-1,2; 6 – то же, для КНЭ-У-0,8А

По номограмме на рис. 49 в зависимости от В, Н и типоразмера ЭКД определяют также относительную максимальную скорость воздуха в рабочей зоне обслуживаемого модуля при изотермическом режиме работы ЭКД

$$\bar{u}_{т.р} = u_{т.р} / u_{т.о}\ , \qquad (72)$$

где $u_{т.о}$ – максимальная скорость в профиле скоростей на выходе из приточной решетки ЭКД,

м/с; $u_{т.р}$ – максимальная скорость воздуха в рабочей зоне обслуживаемого модуля при изотермическом режиме, м/с.

Задаваясь величиной $u_{т.р}$ и по выбранному типоразмеру ЭКД по номограмме (см. рис. 49) находят производительность ЭКД по приточному воздуху $L_{пр}$, а также соответствующую ей $u_{т.о}$. Рекомендуется задаваться скоростью $u_{т.р}$ в диапазоне 0,15–0,2 м/с.

Максимально допустимое значение начального критерия Архимеда $Ar_{о.кр}$, при котором обеспечивается устойчивое настилание струи из ЭКД типа КНЭ–У на потолок помещения при подаче холодного воздуха, зависит от высоты помещения H и может быть определено по графику (рис. 50).

Одним из основных факторов, определяющих критерий $Ar_о$, является ассимиляционная разность температур $\Delta t^{\wedge}_{ас}$ в теплый период года (между воздухом помещения и приточным воздухом), которую определяют по формуле

$$\Delta t^{\wedge}_{ас} = \frac{Q^{макс}_{изб.я}}{L_{пр}\rho_{пр}c_р}, \qquad (73)$$

где $Q^{макс}_{изб.я}$ – удельные (на один ЭКД) максимальные избытки по явному теплу в обслуживаемом модуле, ккал/ч; $\rho_{пр}$ – объемная масса приточного воздуха, кг/м^3 (ориентировочно принимают $\rho_{пр}$ = 1,2 кг/м^3), $c_р$ – удельная теплоемкость воздуха, ккал/(кг · °С).

Фактическое значение начального критерия Архимеда $Ar_{о.ф}$ может быть определено по графику рис. 50 в зависимости от $\Delta t^{\wedge}_{ас}$ и $L_{пр}$. Если $Ar_{о.ф} < Ar_{о.кр}$, то приточная струя будет устойчиво настилаться на потолок помещения. Если $Ar_{о.ф} > Ar_{о.кр}$ то приточная струя может не достигнуть потолка упасть в рабочую зону вблизи подоконника. Такой режим возникает, если максимальные избытки тепла создаются внутри рабочей зоны (например, за счет работы тепловыделяющего оборудования).

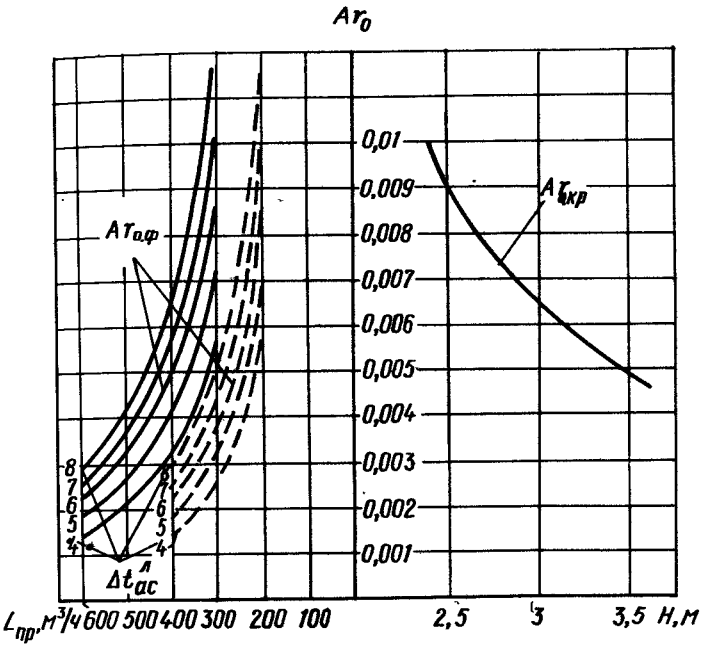


Рис. 50. График для определения критического и фактического значения критерия Архимеда (сплошные линии относятся к КНЭ–У–1,2, пунктирные – к КНЭ–У–0,8А)

Для уменьшения $Ar_{о.ф}$ следует либо снизить максимальные выделения тепла в помещении и уменьшить $\Delta t^{\wedge}_{ас}$, либо увеличить расход воздуха $L_{пр}$ (если это не приведет к превышению допустимой скорости в рабочей зоне).

Затем проверяют ассимиляционную разность температур $\Delta t^{з}_{ас}$ для холодного периода года (между приточным воздухом и воздухом помещения) по формуле

$$\Delta t^{з}_{ас} = \frac{Q^{макс}_{пот.я}}{L_{пр}\rho_{пр}c_р}, \qquad (74)$$

где $Q^{макс}_{пот.я}$ – удельные (на один ЭКД) максимальные потери по явному теплу в обслуживаемом модуле, ккал/ч.

Если полученное значение $\Delta t_{ac}^{з}$ удовлетворяет выражению (70), то следует ожидать благоприятного распределения температур и скоростей движения воздуха в рабочей зоне помещения. В противном случае следует либо уменьшить удельные теплопотери, либо повысить $L_{пр}$ (если это не приведет к превышению допустимой скорости в рабочей зоне).

Если глубина помещения меньше $l^{макс}$, определенной по номограмме рис. 49, скорость движения воздуха в рабочей зоне следует рассчитывать по методике для коротких помещений.

Все остальные характеристики ЭДК – диаметр сопл число теплообменников, расходы первичного (свежего) воздуха, тепла, холода – определяют в зависимости от выбранного типа системы (см. п. 4 настоящей главы).

Пример. В административном здании с повышенными требованиями комфорта проектируется ЭСКВ. Рассчитать воздухораспределение для типового помещения шириной B = 6 м, глубиной L = 6 м, высотой H = 3 м. Остекление ленточное, высота окна h = =2,3 м, ширина окна равна ширине помещения. Суммарные теплоизбытки помещения по явному теплу $\Sigma Q_{изб.я}^{макс}$ = 1600 ккал/ч, из них теплопритоки через окно $\Sigma Q_{ок}^{л}$=1500 ккал/ч; теплопотери зимой через окно $\Sigma Q_{ок}^{з}$=1700 ккал/ч (с учетом повышения коэффициента теплопередачи обдуваемой части окна на 10%).

Р е ш е н и е. 1. Задаемся числом ЭКД, по формуле (71) определяем возможную ширину расчетного модуля:

при N = 2 B = 6/2 = 3 м;
при N = 3 B = 6/3 = 2 м.

Таким образом, в помещении можно установить либо два ЭКД типа КНЭ-У-1,2, либо три ЭКД типа КНЭ-У-0,8А.

2. По номограмме на рис. 49 находим $l^{макс}$ для двух возможных вариантов. Для варианта с КНЭ-У-1,2 $l^{макс}$ = 5,25 м, для варианта с КНЭ-У-0,8А

$l^{макс}$ = 4,8 м (длинное помещение). Выбираем первый вариант, поскольку глубина проникновения струи ближе к глубине помещения. Дополнительным преимуществом варианта с КНЭ-У-1,2 являются более низкие капитальные и эксплуатационные затраты за счет сокращения числа ЭКД. За ширину расчетного модуля принимаем B = 3 м.

3. Поскольку глубина проникновения приточной струи незначительно отличается от глубины расчетного модуля, дополнительно подавать воздух во внутреннюю зону не требуется.

4. По номограмме на рис. 49 при ширине модуля B = 3 м, высоте H = 3 м для типоразмера КНЭ-У-1,2 находим $\bar{u}_{т.р}$ = 0,064.

5. Задаваясь величиной $u_{т.р}$ = 0,185 м/с, по номограмме на рис. 49 находим $L_{пр}$ = 600 м³/ч, $u_{т.б}$ = =3 м/с.

6. По графику на рис. 50 находим максимально допустимое значение $Ar_{0.кр}$, при котором струя устойчиво настилается на потолок помещения. При H = =3 м $Ar_{0.кр}$ = 0,0065.

7. Для определения $Ar_{0.ф}$ вычисляем $\Delta t_{ac}^{л}$ по формуле (73)

$$\Delta t_{ac}^{л} = \frac{1600 : 2}{600 \cdot 1,2 \cdot 0,24} = 4,63$$

8. По графику на рис. 50 при $\Delta t_{ac}^{л}$ = 4,63 град. и $L_{пр}$ = 600 м³/ч для КНЭ-У-1,2 $Ar_{0.ф}$ = 0,0017. Поскольку $Ar_{0.ф} < Ar_{0.кр}$, то устойчивое настилание приточной струи на потолок обеспечено.

9. Вычисляем $\Delta t_{ac}^{з}$ по формуле (74):

$$\Delta t_{ac}^{з} = \frac{1700 : 2}{600 \cdot 1,2 \cdot 0,24} = 4,92 \text{ град.}$$

10. Проверяем значение $\Delta t_{ac}^{з}$ по выражению (70)

$$4,92 < 2 \times 3.$$

Следовательно, ЭКД по воздуху подобран правильно.

Системы (двухтрубные) типов I–2–а–1 и I–2–в–1

Описание принципиальной схемы (см. рис. 14) и режимов работы систем приведено в п. 6 главы II.

Для расчета режимов работы ЭКД и центрального кондиционера строят процессы обработки воздуха на $J-d$–диаграмме (рис. 51) для помещения с наиболее характерным угловым коэффициентом луча процесса $\varepsilon_в$.

Поскольку в этих системах первичный воздух является хладоносителем, его расходы на ЭКД определяют при построении процесса для теплого периода года. Вычисляют угловой коэффициент летнего луча процесса

$$\varepsilon_в^{\wedge} = Q_{изб} / W_л, \qquad (75)$$

где $Q_{изб}$ – удельные (на один ЭКД) расчетные теплоизбытки по полному теплу, ккал/ч; $W_л$ – удельные (на один ЭКД) расчетные влаговыделения в летнем режиме, кг/ч.

На $J-d$–диаграмму наносят точки $В^{\wedge}$ – параметры внутреннего воздуха, $Н^{\wedge}$ – параметры наружного воздуха. Строят вспомогательные кривых $\varphi_{т.р}^{\wedge}$ и $\varphi_{п}^{\wedge}$.

Кривая $\varphi_{т.р}^{\wedge}$ соответствует относительной влажности наружного воздуха после его обработки в камере орошения или поверхностном воздухоохладителе центрального кондиционера. Значение $\varphi_{т.р}^{\wedge}$ зависит от эффективности работы тепломассообменного аппарата центрального кондиционера. Обычно принимают $\varphi_{т.р}^{\wedge}$ в пределах 85–95%.

Кривая $\varphi_{п}^{\wedge}$ соответствует относительной влажности первичного воздуха и отстоит от кривой $\varphi_{т.р}^{\wedge}$ на $\Delta t_в$, равную нагреву воздуха в вентиляторе и воздуховодах

$$\Delta t_в \approx 0{,}01\ Н_{вент}^{нагн}, \qquad (76)$$

где $Н_{вент}^{нагн}$ – полный напор вентилятора на стороне нагнетания, кгс/м^2.

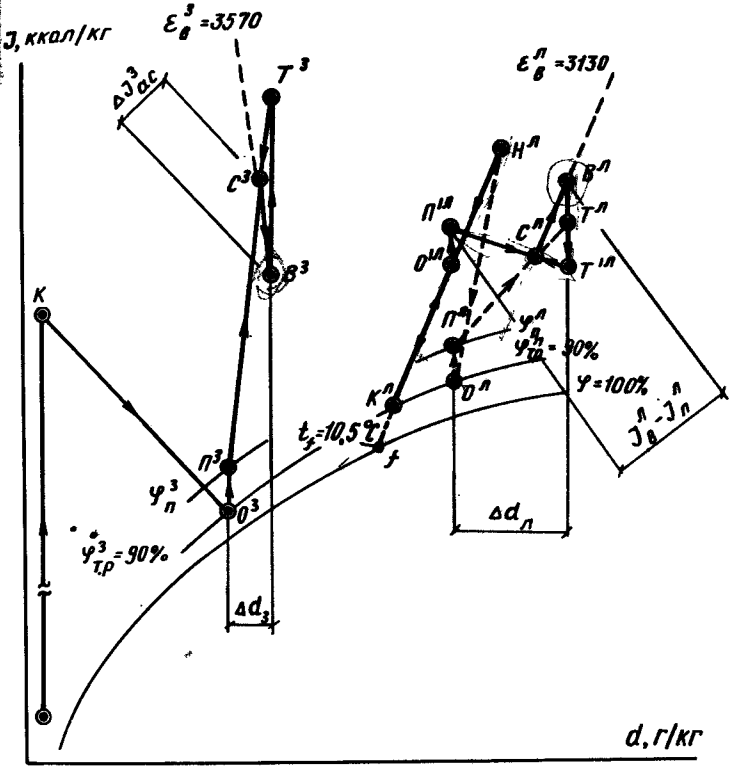


Рис. 51. $J-d$–диаграмма процессов обработки воздуха в системах типа I–2–а–1 и I–2–в–1

Определяют параметры первичного воздуха на входе в ЭКД.

Для этого через точку $В^{\wedge}$ проводят луч процесса для летнего режима до пересечения с кривой $\varphi_{п}^{\wedge}$. Получают точку $П^{\wedge}$ – параметры первичного воздуха. Вертикаль, проведенная через точку $П^{\wedge}$ до пересечения с кривой $\varphi_{т.р}^{\wedge}$, дает точку $О^{\wedge}$ – параметры охлажденного и осушенного первичного воздуха.

Определив из построения разность теплосодержания внутреннего $J_в^{\wedge}$ и первичного $J_п^{\wedge}$ воздуха, подсчитывают расход первичного воздуха, необходимый для компенсации теплоизбытков

$$L_{и}=\frac{Q_{изб}}{(J_{в}^{л}-J_{п}^{л})\rho_{и}^{л}}, \qquad (77$$

где $\rho_{и}^{л}$ – объемная масса первичного воздуха в летнем расчетном режиме, кг/м^3.

Обычно в рассматриваемых двухтрубных система расходы первичного (наружного) воздуха превышаю требуемые санитарными нормами. Однако, если пр расчете по формуле (77) они окажутся меньше, то и следует увеличить до нормы. Затем определяют па раметры приточного воздуха (точка $С^{л}$ на рис. 51).

Зная расход приточного воздуха $L_{пр}$ (определенный в соответствии с методикой, приведенной в п. 3 настоящей главы), по формуле (15) находят коэффици ент эжекции $K_{эж}$. Затем по коэффициенту эжекции и расходу первичного воздуха $L_{и}$ по графику на рис. 40 подбирают ближайший диаметр сопла, при котором обеспечивается наименьшее отклонение от расчетного расхода приточного воздуха $L_{пр}$.

Уточняют значение $L_{пр}$ и коэффициент эжекции; определяют

$$\Delta d_{ас}^{л}=(d_{в}^{л}-d_{т.р}^{л})/(1+K_{эж}), \qquad (78)$$

где $\Delta d_{ас}^{л}$ – ассимиляционная разность влагосодержан внутреннего и приточного воздуха летом, г/кг.

Откладывают влево от точки $В^{л}$ найденную вели чину $\Delta d_{ас}^{л}$, получают влагосодержание приточного воздух. $d_{с}^{л}$ Проведя через нее вертикаль до пересечения лучом процесса, получают точку $С^{л}$, которая выражае состояние приточного воздуха в расчетном режиме д теплого периода года.

Точки $Н^{л}$ и $О^{л}$ соединяют прямой и продолжаю ее до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$ в точке f, соответствующей требуемой средней температуре по верхности тепло- и массообмена (средняя температу ра капель в камере орошения или средняя температу ра оребренной поверхности в поверхностных воздух охладителях). По $J-d$-диаграмме находят температуру t_f, которая должна быть на 3–5°С выше темпера

туры холодной воды центрального источника хладоснабжения. При проектировании следует учитывать, что температура воды, подаваемой от источника холода, обычно не ниже 6°С.

Затем строят процессы обработки воздуха на $J-d$-диаграмме для холодного периода года. Определяют угловой коэффициент луча процесса для зимнего режима

$$\varepsilon_{в}^{з}=Q_{пот}/W_{з}, \qquad (79)$$

где $Q_{пот}$ – удельные (на один ЭКД) расчетные теплопотери, ккал/ч; $W_{з}$ – удельные (на один ЭКД) расчетные влаговыделения в зимнем режиме, кг/ч.

На $J-d$-диаграмму наносят точки $В^{з}$ параметры внутреннего воздуха, $Н^{з}$ параметры наружного воздуха. Строят вспомогательные кривые $\varphi_{т.р}^{з}$ и $\varphi_{п}^{з}$ по аналогии с построением для теплого периода года.

Определяют параметры приточного воздуха (точка $С^{з}$ на рис. 51). Для этого предварительно находят

$$\Delta J_{ас}^{з}=Q_{пот}/(L_{пр}\rho_{пр}^{з}), \qquad (80)$$

где $\Delta J_{ас}^{з}$ – ассимиляционная разность энтальпий приточного и внутреннего воздуха, ккал/кг; $\rho_{пр}^{з}$ – объемная масса приточного воздуха в расчетном режиме для холодного периода года (ориентировочно $\rho_{пр}^{з}$ = 1,18 кг/м^3).

Через точку $В^{з}$ проводят луч процесса для зимнего режима. От линии энтальпии точки $В^{з}$ откладывают вверх $\Delta J_{ас}^{з}$ и определяют положение линии энтальпии приточного воздуха. В пересечении этой линии с лучом процесса находится точка $С^{з}$, выражающая параметры приточного воздуха в расчетном режиме для холодного периода года. Определяют параметры первичного воздуха после увлажнения в центральном кондиционере и после нагрева в вентиляторе и воздуховодах. Для этого находят $\Delta d^{з}$ – расчетную разность влагосодержаний внутреннего и первичного воздуха зимой.

$$\Delta d^{з} = (d_{в}^{з} - d_{с}^{з})(1 + K_{эж}), \qquad (81)$$

где $d_{в}^{з}$ – влагосодержание внутреннего воздуха зимой, г/кг; $d_{с}^{з}$ – влагосодержание приточного воздуха зимой, г/кг.

Отложив на J-d – диаграмме величину $\Delta d^{з}$ влево от вертикали, проходящей через точку $В^{з}$, получают линию влагосодержания воздуха после его обработки в центральном кондиционере $d_{тр}^{з}$. Пересечение этой линии с кривыми $\varphi_{т.р}^{з}$ и $\varphi_{п}^{з}$ определяет положение точки $С^{з}$ (параметры воздуха после увлажнения в центральном кондиционере) и точки $П^{з}$ (параметры воздуха после вентилятора и нагрева в воздуховодах).

Соединяя точки $П^{з}$ и $С^{з}$ прямой и продолжая ее до пересечения с вертикалью, проходящей через точку $В^{з}$, получают положение точки $Т^{з}$, выражающей состояние рециркуляционного воздуха после его нагрева в теплообменнике ЭКД.

Пересечение адиабаты, проведенной через точку $С^{з}$, с вертикалью, проведенной через точку $Н^{з}$, определяет положение точки К, которая выражает состояние воздуха после нагрева в калорифере I подогрева центрального кондиционера.

Для помещений с нехарактерными лучами процесса расходы первичного воздуха вычисляют также по формуле (77), в которую подставляют соответствующие этим помещениям значения $W_{л}$.

Если расходы первичного воздуха по расчетам значительно больше санитарной нормы подачи наружного воздуха, то для экономии тепла и холода при обработке наружного воздуха в центральном кондиционере можно применять центральную рециркуляцию. Расход рециркуляционного воздуха вычисляют как разность рассчитанного расхода первичного воздуха и необходимого по санитарным нормам.

Расчетные нагрузки на теплообменники каждого ЭКД определяют из следующих соотношений

$$Q_{т} = Q_{пот} + L_{н} \rho_{н}^{з} (J_{в}^{з} - J_{п}^{з}), \qquad (82)$$

для режима естественной конвекции

$$Q_{т.к} = Q_{пот} (t_{в} - t_{н.р}) / (t_{в}^{з} - t_{н.р}), \qquad (83)$$

где $J_{в}^{з}$ и $J_{п}^{з}$ – энтальпия соответственно внутреннего и первичного воздуха для холодного периода года, ккал/кг; $t_{в}^{з}$ – температура воздуха помещения в холодный период года, °С; $t_{в}$ – температура воздуха помещения при дежурном отоплении, °С (для административных и общественных зданий рекомендуется $t_{в} = 15$ °С); $t_{н.р}$ – расчетная температура наружного воздуха для холодного периода года, °С.

Расчеты режимов нагрева необходимо начинать с режима естественной конвекции, поскольку теплообменник ЭКД имеет меньшие удельные показатели теплопроизводительности.

Определив по формуле (83) значение $Q_{т.к}$, по рис. 36 или 37 находят минимально допустимый расход воды $G_{w}^{г}$ при максимально допустимом температурном перепаде ($T_{w_1} - t_{в}$). При этом руководствуются следующими соображениями:

для обеспечения нормальных динамических свойств регуляторов типа РТК расход воды через клапан должен быть не менее 140–160 кг/ч (при перепаде давлений на клапане соответственно Δp = 0,3–0,4 кгс/см^2. или 0,03–0,04 МПа);

расчетная начальная температура горячей воды T_{w_1} не должна превышать 90 °С (во избежание пригорания пыли на фильтре теплообменника).

Определив разность ($T_{w_1} - t_{в}$), находят T_{w_1} в режиме естественной конвекции для холодного периода года. Температуру T_{w_1} на все здание определяют по наиболее нагруженному теплообменнику. Зная расход горячей воды $G_{w}^{г}$, находят требуемый удельный показатель $A_{т}$, пользуясь графиками на рис. 34 и 35.

Расчетную начальную температуру горячей воды

T_{w_t} в режиме вынужденной конвекции определяют по формуле

$$T_{w_t} = t_в^р + Q_т/(A_т \rho_c). \qquad (84)$$

Температуру T_{w_t} на все здание определяют по наиболее нагруженному теплообменнику.

Промежуточную температуру горячей воды T'_{w_t} к теплообменникам ЭКД (для построения температурного графика) определяют по формуле

$$T'_{w_t} = \left(\frac{t_в^р - t'_н}{t_в^р - t_{н.р}}\right)(T_{w_t} - 30) + 30, \qquad (85)$$

где $t'_н$ – промежуточная температура наружного воздуха; считают, что при $t'_н = t_в^р$ и выше $T'_w = 30^0$С.

В зависимости от расхода воды G_w определяют $k_у$ – коэффициент пропускной способности клапана регулятора РТК-5215-ТС-15, по формуле автора конструкции регулятора Л.Ф. Куклика [3]:

$$k_у = 0{,}1\, G_w \sqrt{\frac{\rho_w}{1000 \cdot \Delta H_{кл}}}, \qquad (86)$$

где $\Delta H_{кл}$ – потери давления в клапане при проходе воды, кгс/м^2 (30–50% потерь в теплообменнике, в ответвлениях и трубопроводах от магистрали к нему); G_w – расход воды, кг/ч; ρ_w – объемная масса воды, кг/м^3.

По вычисленному коэффициенту $k_у$ подбирают клапан с ближайшим значением из типового ряда 0,25; 0,4; 0,6; 1,0; 1,6. Подставляя вновь выбранное значение $k_у$ в формулу (86), определяют истинное сопротивление клапана $\Delta H_{кл}$, которое применяют при гидравлическом расчете и подборе насоса.

При заказе регулятора необходимо указать после наименования регулятора условную пропускную способность клапана, например: РТК-5215-ТС-15 – 0,4.

При отсутствии автоматических регуляторов в системе типа I-2-в-1 (или при установке одного регулятора на группу ЭКД) температуру приточного воздуха регулируют встроенными воздушными клапанами (см. поз. 11 на рис. 18).

В теплый период года для подогрева воды, поступающей к теплообменникам ЭКД, целесообразно использовать тепло, отводимое от конденсаторов холодильных машин, которые обслуживают центральный кондиционер.

При гидравлическом расчете системы трубопроводов рекомендуется следующее соотношение перепадов давлений: подающие трубопроводы – 0,1–0,15 кгс/см^2 (0,01–0,015 МПа); узел регулирования у ЭКД – 0,7–0,75 кгс/см^2 (0,07–0,075 МПа), в том числе регулирующий клапан – 0,3–0,4 кгс/см^2 (0,03–0,04 МПа); обратные трубопроводы – 0,1–0,2 кгс/см^2 (0,01–0,02 МПа); общее сопротивление системы может быть 1,6–1,8 кгс/см^2 (0,16–0,18 МПа).

Система (четырехтрубная) типа I-42-а-6. Описание принципиальной схемы (см. рис. 17) и режимов работы приведено в п. 6 главы II. Для расчета режимов работы ЭКД и центрального кондиционера процессы обработки воздуха строят на J-d-диаграмме (рис. 52) для помещения с наиболее характерным угловым коэффициентом луча процесса.

Подсчитывают количество первичного воздуха, необходимого для обеспечения санитарной нормы наружного воздуха, корректируют его (при необходимости) в сторону увеличения (по графику на рис. 40) для получения требуемого расхода приточного воздуха. Вычисляют фактическое значение $К_{эж}$.

Строят процессы на J-d-диаграмме для теплого периода года. Определяют угловой коэффициент летнего луча процесса $\varepsilon_в^л$ по формуле (75). На J-d-диаграмму наносят точки $В^л$ – параметры внутреннего воздуха, $Н^л$ – параметры наружного воздуха.

Строят вспомогательные кривые $\varphi_{т.р}^л$ и $\varphi_п^л$ (см. построение в J-d-диаграмме для двухтрубных систем). Определяют параметры приточного воздуха (точка $С_л^л$ на рис. 52), для чего предварительно находят

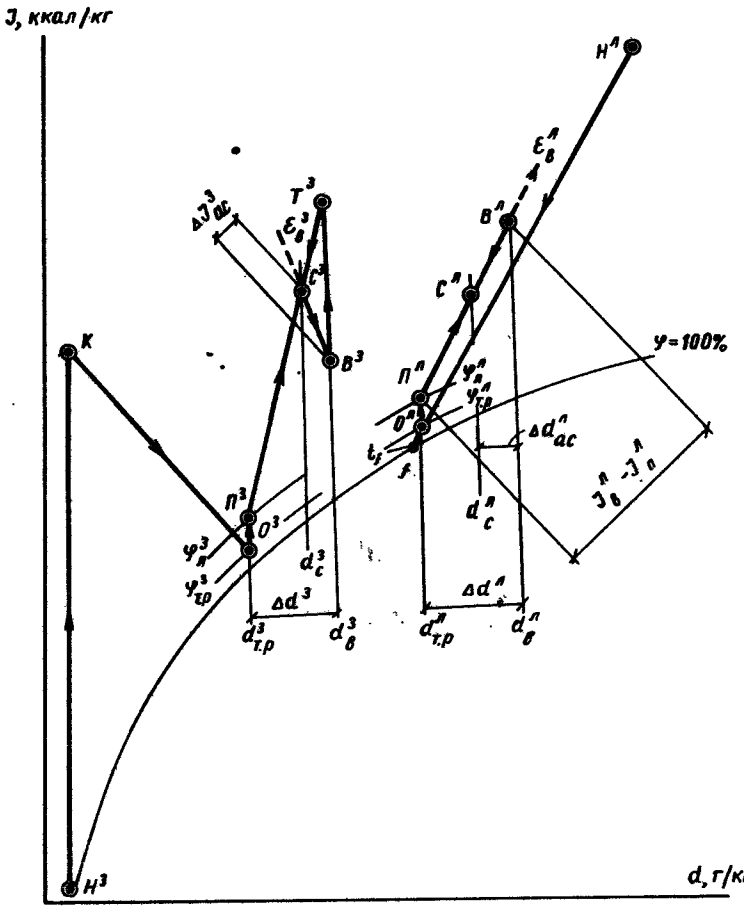


Рис. 52. $J-d$-диаграмма процессов обработки воздуха в системе типа I-42-а-6

$$\Delta J_{ac}^{\wedge} = Q_{изб} / (L_{пр} \rho_{пр}^{\wedge}), \qquad (87)$$

где $\Delta J_{ac}^{\wedge}$ – ассимиляционная разность энтальпий внутреннего и приточного воздуха, ккал/кг; $\rho_{пр}^{\wedge}$ – объемная масса приточного воздуха в расчетном режиме для теплого периода года (ориентировочно $\rho_{пр}^{\wedge} = 1{,}22$ кг/м^3).

Через точку $B^{\wedge}$ проводят луч процесса для летнего режима. От линии энтальпии точки $B^{\wedge}$ откладывают вниз $\Delta J_{ac}^{\wedge}$ и находят положение линии энтальпии приточного воздуха. Пересечение этой линии с линией луча процесса определяет положение точки $C^{\wedge}$, выражающей параметры приточного воздуха в расчетном режиме для теплого периода года.

Определяют параметры первичного воздуха после осушки и охлаждения его в центральном кондиционере и после нагрева в вентиляторе. Для этого находят $\Delta d^{\wedge}$ расчетную разность влагосодержаний внутреннего и первичного воздуха летом

$$\Delta d^{\wedge} = (d_в^{\wedge} - d_c^{\wedge})(1 + K_{эж}), \qquad (88)$$

где $d_в^{\wedge}$ – влагосодержание внутреннего воздуха летом, г/кг; $d_c^{\wedge}$ – влагосодержание приточного воздуха летом, г/кг.

Отложив на $J-d$-диаграмме $\Delta d^{\wedge}$ влево от вертикали, проходящей через точку $B^{\wedge}$, получают линию влагосодержания после обработки воздуха в центральном кондиционере $d_{т.р}^{\wedge}$.

Пересечение этой линии с кривыми $\varphi_{т.р}^{\wedge}$ и $\varphi_п^{\wedge}$ определяет положение точки $O^{\wedge}$ (параметры воздуха после охлаждения и осушки в центральном кондиционере) и точки $П^{\wedge}$ (параметры воздуха после нагрева в вентиляторе).

В четырехтрубной системе нет зональных подогревателей. Поэтому первичный воздух после вентилятора с параметрами точки $П^{\wedge}$ поступает к соплам ЭКД. После выхода из сопл первичный воздух смешивается с рециркуляционным воздухом, охлажденным в теплообменнике ЭКД. Положение точки $T^{\wedge}$, выражающей состояние рециркуляционного воздуха после охлаждения в теплообменнике ЭКД, определяют, соединяя точки $П^{\wedge}$ и $C^{\wedge}$ прямой и продолжая ее до пересечения с вертикалью, проходящей через точку $B^{\wedge}$.

Строят процесс осушки и охлаждения в центральном кондиционере по аналогии с описанным выше построением для двухтрубных систем. Построение процессов обработки воздуха на $J-d$-диаграмме для холодного

периода года в системе I-42-а-6 также полностью совпадает с аналогичным построением для двухтрубных систем.

Охладительную нагрузку на теплообменник ЭКД определяют с учетом холода, вносимого первичным воздухом

$$Q_{ох} = Q_{изб} - L_н \rho_н^{\wedge} (J_в^{\wedge} - J_п^{\wedge}), \qquad (89)$$

где $J_в^{\wedge}$ – энтальпия воздуха помещения в теплый период года, ккал/кг; $J_п^{\wedge}$ – энтальпия первичного воздуха на выходе из сопл ЭКД для теплого периода года, ккал/кг.

В современных многоэтажных зданиях со значительным остеклением наружных ограждений суточное изменение теплоизбытков в теплый период года составляет 60–70% максимальной $Q_{изб}$.

На возможный максимальный холод первичного воздуха приходится 60–70% $Q_{изб}$. В теплый период года, но при незначительных теплоизбытках в помещениях (например, на теневой стороне здания) требуется подавать тепло для компенсации холода первичного воздуха, что приводит к перерасходу холода и тепла.

Для экономичных режимов работы ЭСКВ по расходу холода целесообразно выбирать такие режимы обработки воздуха в центральном кондиционере, чтобы параметры первичного воздуха в точке $П^{\wedge}$ (см. рис. 52) обеспечивали вносимый первичным воздухом холод не более 30–40% $Q_{изб}$. Соответственно охладительная нагрузка на теплообменник ЭКД в этих случаях должна быть 70–60% $Q_{изб}$, что позволит экономично регулировать потребление холода в ЭСКВ путем изменения расхода холодной воды через теплообменники ЭКД.

Уменьшить количество холода, вносимого первичным воздухом, можно применением автоматизированного байпаса камеры орошения или поверхностного воздухоохладителя в составе центрального кондиционера (см. пример 5).

Для определения расхода холодной воды через теплообменники ЭКД необходимо выбрать начальную температуру холодной воды t_{w_1} с учетом рекомендаций по формуле (14).

Определяют требуемый удельный показатель хладопроизводительности теплообменника ЭКД

$$A_{охл} = \frac{Q_{охл}}{\rho_в^{\wedge}(t_в^{\wedge} - t_{w_1})}. \qquad (90)$$

По найденным значениям $A_{охл}$, $L_н$ и диаметру сопл d_c для выбранного типа ЭКД определяют расход холодной воды G_w^x через теплообменник (по графикам на рис. 38 или 39).

По расходу холодной воды G_w^x определяют k_v^x и конструкцию клапана 1ТС-15 в соответствии с формулой (86).

Нагрузки на теплообменники ЭКД в режимах естественной и вынужденной конвекции, расход горячей воды $G_w^г$, начальную температуру горячей воды T_{w_1} для режимов естественной и вынужденной конвекции, коэффициент пропускной способности для клапана горячей воды $k_v^г$ определяют по аналогии с расчетами двухтрубных систем.

При заказе регулятора необходимо указать после наименования регулятора условную пропускную способность клапанов по холодной и горячей воде, например РТК-5225-$\frac{1ТС-15}{2ТС-15}$-$\frac{0,4}{0,25}$.

Против индекса 1ТС-15 проставляется k_v^x, а против индекса 2ТС-15 проставляется $k_v^г$. При гидравлическом расчете систем тепло- и хладоснабжения соотношение перепадов давлений выбирают по аналогии с рекомендациями для расчета двухтрубных систем.

Пример. Требуется построить процессы на J-d-диаграмме и рассчитать режимы работы ЭКД типа КНЭ-У-1,2 в системе типа I-42-а-6 для помещения типового модуля. Считают, что расход приточного воздуха определен ранее $L_{пр}$ = 600 м³/ч (см. пример 4).

Дополнительные данные для расчета: $Q_{изб}$ = 1000 ккал/ч; $Q_{пот}$ = 1000 ккал/ч; $W_л$ = 0,32 кв/ч;

$W_з$ = 0,28 кг/ч; $t_в^л$ = 24°С; $t_в^з$ = 20°С; $\varphi_в^л$ = 55%; $\varphi_в^з$ = 40%; $t_н^л$ = 28,5°С; $t_н^з$ = –26°С; $\varphi^л$ = 42%; $\varphi_н^з$ = 88%; $t_з$ = 15°С; a = 4 чел.; $H_{вент}^{нагн}$ = = 100 кг/м^2.

Относительная влажность воздуха за оросительной камерой кондиционера по расчету 90%; гидравлические потери давления в теплообменнике ЭКД, в ответвлениях и трубопроводах от магистрали к нему 7000 кг/м^2.

Р е ш е н и е 1. Определяем требуемое количество первичного воздуха. Принимаем санитарную норму свежего воздуха на одного человека $l_{св}$ = 40 м^3/ч (в соответствии с рекомендациями в п. 1 главы I).

$$L_{св} = 4 \times 40 = 160 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По графику на рис. 40 находим, что для обеспечения требуемого количества приточного воздуха $L_{пр}$ = =600 м^3/ч при соплах $d_с$ = 4,5 мм требуется 180 м^3/ч первичного воздуха. Следовательно, санитарную норму увеличивают до 180 : 4 = 45 м^3/ч, что соответствует рекомендациям. Окончательно принимаем $L_в$ = 180 м^3/ч.

2. Вычисляем фактический коэффициент эжекции $k_{эж}$ = (600 – 180)/180 = 2,34.

3. Строим процессы обработки воздуха на $J-d$-диаграмме (рис. 53). Угловой коэффициент летнего луча процесса находим по формуле (75): $\varepsilon_в^л$ = 1000/ /0,32 = 3130.

4. На $J-d$-диаграмме наносим точки $В^л$ – параметры внутреннего воздуха, $Н^л$ – параметры наружного воздуха. Строим вспомогательные кривые $\varphi^л_{т.р}$ и $\varphi^л_п$.

Определяем нагрев в вентиляторе по формуле (76) $\Delta t_в \approx 0{,}01 \cdot 100 = 1$°С.

5. Рассчитываем $\Delta J^л_{ас}$ по формуле (87): $\Delta J^л_{ас}$ = =1000/(600 · 1,22) = 1,37 ккал/кг.

6. Из построения определяем влажность в точках $В^л$ и $С^л$: $d_в^л$ = 10,3 г/кг; $d_с^л$ = 9,86 г/кг.

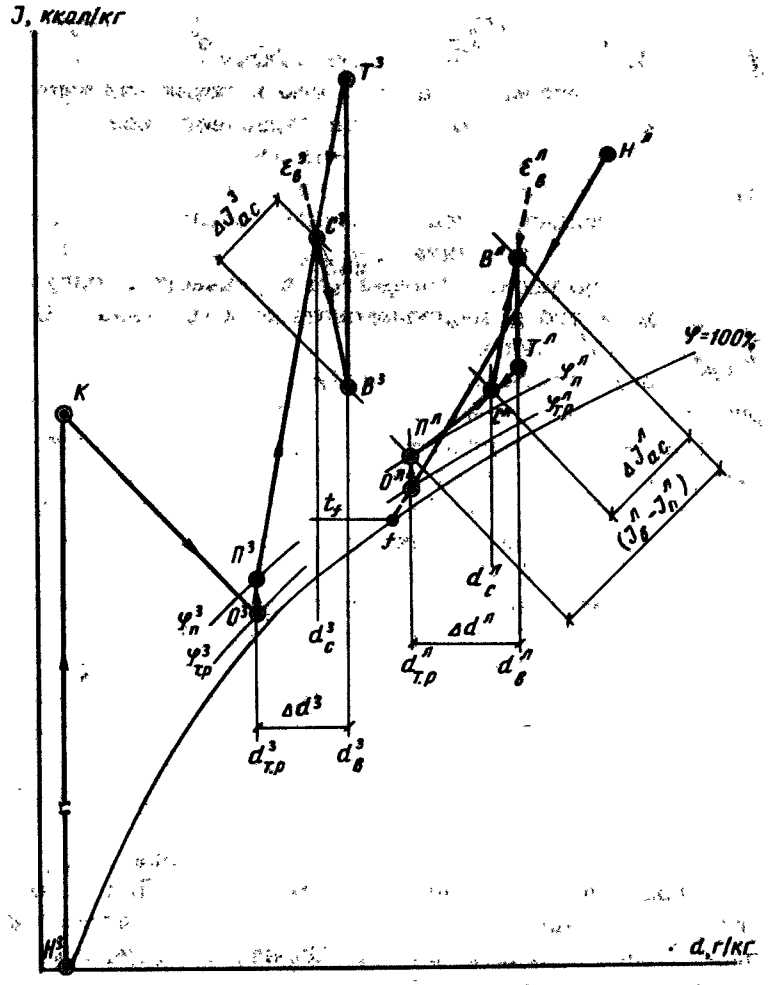


Рис. 53. Пример построения на $J-d$ – диаграмме процессов обработки воздуха в системе типа 1-42-а-6

7. Определяем $\Delta d^л$ по формуле (88): $\Delta d^л$ = =(10,3 – 9,86)(1 + 2,34) = 1,47 г/кг.

8. Из построения на рис. 53 в соответствии с приведенной выше методикой определяем параметры

точек $О^{\wedge}$ и $П^{\wedge}$: $d^{\wedge}_{т.р} = 8{,}83$ г/кг; $t^{\wedge}_{о} = 13{,}8^{\circ}$С; $t^{\wedge}_{п} = 14{,}8^{\circ}$С; $J^{\wedge}_{п} = 8{,}83$ ккал/кг.

9. Определяем охладительную нагрузку на теплообменник ЭКД с учетом холода первичного воздуха по формуле (89): $Q_{ох} = 1000 - 180 \cdot 1{,}22(12{,}03 - 8{,}83) = 306$ ккал/ч.

Следовательно, холод первичного воздуха составляет $\approx 69\%$ значения $Q_{изб}$.

10. Рассчитываем параметры первичного воздуха, при которых его кладопроизводительность равна 0,4 $Q_{изб} = 400$ ккал/ч.

Соответствующая этим параметрам точка $П'^{\wedge}$ (см. рис. 53) находится на одной вертикали с точкой $П^{\wedge}$, но выше ее. Рассчитываем требуемую ассимиляционную разность энтальпий внутреннего и первичного воздуха: $\Delta J'^{\wedge}_{ас} = 400/(180 \cdot 1{,}2) = 1{,}85$ ккал/кг.

11. Находим энтальпию первичного воздуха: $J'^{\wedge}_{п} = J^{\wedge}_{в} - \Delta J'^{\wedge}_{ас} = 12{,}03 - 1{,}85 = 10{,}18$ ккал/кг.

Положение точки $П'^{\wedge}$ определяем на пересечении линий $J'^{\wedge}_{п}$ и $d^{\wedge}_{т.р}$. При этом $t'^{\wedge}_{п} = 19{,}8^{\circ}$С.

12. Рассчитываем новые параметры точки, выражающей состояние воздуха после вентилятора кондиционера $О'^{\wedge}$.

Температура воздуха в этой точке на 1°С ниже температуры $t'^{\wedge}_{п}$: $t'^{\wedge}_{о} = 19{,}8 - 1 = 18{,}8^{\circ}$С.

13. Строим процесс осушки и охлаждения первичного воздуха в центральном кондиционере. Для этого соединяем точки $Н^{\wedge}$ и $О'^{\wedge}$ и продолжаем линию до пересечения с кривой $\varphi_{т.р}$. Определяем параметры точки $К^{\wedge}$, выражающей состояние воздуха после обработки в камере орошения кондиционера. Точка $О'^{\wedge}$ выражает состояние смеси наружного воздуха $Н^{\wedge}$ и воздуха после камеры орошения $К^{\wedge}$.

14. Продолжая линию $Н^{\wedge} - К^{\wedge}$ до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$, получаем положение точки f, температура в которой $t_f = 10{,}5^{\circ}$С соответствует рекомендуемой.

15. Соединяем точки $П'^{\wedge}$ и $С^{\wedge}$ и, продолжая линию до пересечения с линией абсолютной влажности

ха помещения, получаем параметры точки $Т'^{\wedge}$, выражающей состояние рециркуляционного воздуха после его охлаждения в теплообменнике ЭКД.

16. Строим процессы обработки воздуха на $J-d$-диаграмме для холодного периода года.

Угловой коэффициент зимнего луча процесса вычисляем по формуле (79): $\varepsilon^{з}_{в} = 1000/0{,}28 = 3570$.

17. На $J-d$-диаграмму наносим точку $В^{з}$ – параметры внутреннего воздуха, $Н^{з}$ – параметры наружного воздуха. Строим вспомогательные кривые $\varphi^{з}_{т.р}$ и $\varphi^{з}_{п}$.

18. Определяем $\Delta J^{з}_{ас}$ по формуле (80) $\Delta J^{з}_{ас} = 1000/(600 \cdot 1{,}18) = 1{,}41$ ккал/кг.

19. Находим положение точки $С^{з}$ и ее параметры $d^{з}_{с} = 6{,}12$ г/кг; $J^{з}_{с} = 10{,}17$ ккал/кг.

20. Определяем $\Delta d^{з}$ по формуле (81) $\Delta d^{з} = (6{,}52 - 6{,}12)(1 + 2{,}34) = 1{,}34$ г/кг.

21. На рис. 53 по приведенной выше методике определяем параметры точек $О^{з}$ и $П^{з}$: $d^{з}_{т.р} = 5{,}18$ г/кг; $t^{з}_{о} = 5{,}8^{\circ}$С; $t^{з}_{п} = 6{,}8^{\circ}$С; $J^{з}_{п} = 4{,}76$ ккал/кг.

22. Соединяем точки $П^{з}$ и $С^{з}$ прямой и, продолжая ее до пересечения с вертикалью, проходящей через точку $В^{з}$, определяем положение точки $Т^{з}$, выражающей состояние рециркуляционного воздуха после его нагрева в теплообменнике ЭКД: $t^{з}_{т} = 34^{\circ}$С; $J^{з}_{т} = 12{,}1$ ккал/кг.

23. Пересечение адиабаты, проходящей через точку $О^{з}$, с вертикалью, проведенной через точку $Н^{з}$, указывает положение и параметры точки К, выражающей состояние воздуха после нагрева в калорифере I подогрева.

24. Находим расчетную нагрузку на теплообменник горячей воды ЭКД в режиме вынужденной конвекции по формуле (82): $Q^{т}_{т} = 1000 + 180 \cdot 1{,}26\ (8{,}76 - 4{,}76) = 1908$ ккал/ч.

25. Находим расчетную нагрузку на теплообменник ЭКД в режиме естественной конвекции по формуле (83): $Q_{т.к} = 1000\ (15 + 26)/(20 + 26) = 890$ ккал/ч.

26. В соответствии с приведенной выше методикой

по графику на рис. 37 находим (для однорядного теплообменника) $G_w^r = 200$ кг/ч; $T_{w_1} - t_g = 70^\circ$C.

27. Температура горячей воды для расчетного режима нагрева при естественной конвекции $T_{w_1} = t_g + 70 = 85^\circ$C.

28. По графику на рис. 35 находим при $d_c = 4{,}5$ мм, $\theta_u = 216$ кг/ч и $G_w^r = 200$ кг/ч $A_T = 49{,}5$. С учетом понижающего множителя на трехрядный теплообменник $n = 0{,}64$ $A_T = 31{,}7$.

29. Температуру горячей воды T_{w_1} определяем по формуле (84): $T_{w_1} = 20 + 1908/(31{,}7 \cdot 1{,}2) = 70^\circ$C.

30. По формуле (86) подсчитываем

$$k_v^r = 0{,}1 \cdot 200 \sqrt{\frac{970}{1000 \cdot 3500}} = 0{,}33.$$

Поскольку ближайшее значение из типового ряда $k_v^r = 0{,}4$, то пересчитываем сопротивление клапана

$$\Delta H_{кл} = \left(\frac{0{,}1 \cdot 200}{0{,}4}\right)^2 \cdot \frac{970}{1000} = 2420 \text{ кгс/м}^2.$$

31. Начальную температуру холодной воды, определенную по формуле (14), принимаем на два градуса ниже температуры точки росы рециркуляционного воздуха $t_{w_1} = 14{,}7 - 2 \approx 12{,}5^\circ$C.

32. Определяем Q_{ox} по формуле (89) $Q_{ox} = 1000 - 180 \cdot 1{,}2(12{,}03 - 10{,}18) = 600$ ккал/ч.

33. Определяем A_{ox} по формуле (16) с учетом понижающего множителя на трехрядный теплообменник $n = 0{,}95$

$$A_{ox} = \frac{600}{0{,}95 \cdot 1{,}2(24 - 12{,}5)} = 45{,}6.$$

34. По найденным значениям A_{ox}, $d_c = 4{,}5$ мм $\theta_u = 216$ кг/ч в соответствии с графиком рис. 36 находим $G_w^x = 360$ кг/ч.

35. По формуле (86) подсчитываем

$$k_v^x = 0{,}1 \cdot 3600 \sqrt{\frac{1000}{1000 \cdot 3500}} = 0{,}6.$$

Полученное значение совпало со значением k_v^x из типового ряда.

36. В результате проведенных расчетов выбираем регулятор прямого действия типа РТК-5225-$\frac{1ТС\text{-}15}{2ТС\text{-}15}\frac{0{,}6}{0{,}4}$.

ГЛАВА IX. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО МОНТАЖУ, РЕГУЛИРОВКЕ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЖЕКЦИОННЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Рекомендации по монтажу и проверке воздуховодов на герметичность. При монтаже воздуховодов для систем с ЭКД принимают меры для снижения утечек воздуха из сети. Герметичность воздуховодов особенно важна в связи с большой их протяженностью и повышенным статическим давлением (воздух, выходя из небольшого отверстия, издает свистящий шум). Кроме того, первичным воздухом обеспечивается, как правило, санитарная норма подачи наружного воздуха к потребителям и утечки снижают ее.

В качестве прокладочного материала для фланцевых соединений применяют пористую ленточную резину толщиной 5–6 мм. Расстояние между центрами отверстий под болтовые соединения во фланцах не превышают 100 мм, фланцы присоединяют к воздуховоду сваркой. Для особо ответственных высоконапорных систем предусматривают соединение воздуховодов сваркой, фланцевые соединения допускаются в исключительных случаях. Применяют также дроссель-клапаны с сальниковыми уплотнениями осей.

При монтаже системы с ЭКД выполняют технические мероприятия, ускоряющие и облегчающие наладочные работы. Из них важнейшими являются проверка системы воздуховодов на герметичность; продувка их от пыли и мусора; проверка качества устанавливаемых ЭКД; проверка правильности установки ЭКД в ограждающих конструкциях; опрессовка и промывка трубопроводов системы тепло- и хладоснабжения ЭКД.

Подробно методика проверки воздуховодов на герметичность описана в работе [5]. Вкратце она заключается в следующем. Отдельные смонтированные участки испытывают непосредственно после монтажа, что позволяет немедленно устранять обнаруженные

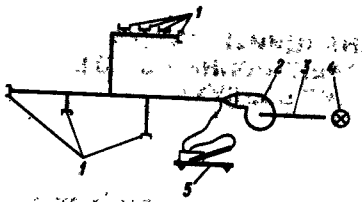


Рис. 54. Схема присоединения переносной вентиляторной установки при испытаниях воздуховодов на герметичность

1 – заглушка; 2 – вентилятор; 3 – мерительный воздуховод; 4 – крыльчатый анемометр; 5 – микроманометр

дефекты. Переносную вентиляторную установку присоединяют к испытуемым воздуховодам по схеме, показанной на рис. 54. Смонтированные воздуховоды глушат специально изготовленными заглушками. Испытания удобнее проводить при избыточном давлении в воздуховоде, так как в этом случае проще обнаружить места утечки воздуха. Поэтому переносную установку крепят к воздуховоду нагнетательным патрубком.

К всасывающему патрубку вентилятора присоединяют воздуховод (длиной около 1 м), в котором крыльчатым анемометром измеряют расход воздуха, проходящего через неплотности в воздуховоде. Диаметр воздуховода определяют по условиям работы анемометра в диапазоне скоростей 1–5 м/с. При испытаниях по микроманометру в воздуховоде измеряют статическое давление, которое в связи с незначительной скоростью движения в нем воздуха принимают равным полному.

Вентиляторную установку перед испытаниями проверяют на герметичность (при этом заглушают приточный патрубок); утечку воздуха через неплотности кожуха вентилятора $L_{ут}^{вент}$ вычитают из суммарной утечки воздуха при испытании $L_{ут}^{исп}$.

Допускается утечка воздуха $L_{ут}^{доп}$ 5% проектного расхода воздуха $L_{пр}$. Если испытывают только участок системы воздуховодов, то допустимая утечка принимается пропорционально длине этого участка:

$$L_{ут.уч}^{доп} = 0{,}05\, L_{пр}\, \frac{l_{уч}}{l_{об}}, \qquad (91)$$

где $L_{ут.уч}^{доп}$ – допустимая утечка воздуха на испытываемом участке, м³/ч; $l_{уч}$, $l_{об}$ – длина испытываемого участка и общая длина сети воздуховодов, м.

Полученную при испытаниях величину утечки $L_{ут}^{исп}$ необходимо скорректировать, так как значение полного давления при испытаниях $H_{п}^{исп}$ отличается от проектного значения полного давления $H_{п}^{пр}$

$$L_{ут} = \left(L_{ут}^{исп} - L_{ут}^{вент}\right)\sqrt{\frac{H_{п}^{пр}}{H_{п}^{исп}}}, \qquad (92)$$

где $L_{ут}$ – утечка воздуха при проектном значении полного давления $H_{п}^{пр}$.

Если устранение утечек воздуха, выявленных внешним осмотром, не дает желаемого результата, в воздуховод нагнетают воздух, задымленный четыреххлористым титаном. Для этого кусок ткани, смоченный в четыреххлористом титане, помещают в начале всасывающего воздуховода. Места выхода дыма фиксируют, после чего ликвидируют обнаруженные неплотности.

При продувке воздуховодов поочередно искусственно увеличивают скорость воздуха, дросселируя с помощью воздушных клапанов или заглушек расходы воздуха в остальных воздуховодах. Продувку проводят до подсоединения ЭКД, чтобы мусор не попадал в камеры первичного воздуха.

При проверке качества устанавливаемых ЭКД особое внимание обращают на клапаны для регулирования расходов первичного и рециркуляционного воздуха, сопла и теплообменники. Воздушные клапаны должны плавно перемещаться на всем диапазоне регулирова-

ния. Сопловые панели должны иметь отверстия одного диаметра (допускается отклонение ±0,1 мм), без зарусенцев и отколов. Они закрепляются в установочных гнездах плотно и без перекосов. Теплообменники ЭКД не должны иметь повреждений; особенно недопустимы вмятины на трубках и калачах, которые могут стать причиной течей и источником шума. Недопустимы изгибы приточного патрубка ЭКД. Сечение патрубка должно полностью совпадать с габаритным сечением воздуховыпускной решетки; в противном случае коэффициент эжекции ЭКД будет меньше расчетного, что влечет за собой снижение производительности по воздуху, теплу и холоду.

Для устранения указанного несовпадения рекомендуется ширину приточной решетки делать несколько больше, чем ширина приточного патрубка. Это позволяет при монтаже увеличить допустимые отклонения по размещению ЭКД в подоконном пространстве.

ЭКД устанавливают таким образом, чтобы приточный патрубок вплотную примыкал к приточной решетке. В противном случае вследствие повышенного статического давления в приточном патрубке часть воздуха уходит во внутренний объем подоконного ограждения. Устанавливать соединительные патрубки также нежелательно, так как они создают дополнительное сопротивление и уменьшают коэффициент эжекции.

Трубопроводы системы тепло- и хладоснабжения ЭКД опрессовывают при отключенных расширительных сосудах гидравлическим давлением, превышающим рабочее давление на 1 кгс/см^2 (0,1 МПа). Система считается выдержавшей испытание, если в течение 5 мин падение давления не превышает 0,2 кгс/см^2.

Промывать систему тепло- и хладоснабжения ЭКД наиболее эффективно гидропневматическим способом. Для этого в систему одновременно с водой через отдельный штуцер нагнетают сжатый воздух, давление которого на 1 кгс/см^2 (0,1 МПа) больше давления воды. Чтобы не засорить теплообменники ЭКД, их желательно отключать при промывке, для чего регу-

ляторы РТК ставят в положение, при котором открыта обводная линия теплообменника.

Рекомендации по наладке. Расходы воздуха распределяют методом пропорционального регулирования каждого ответвления, при котором все операции выполняют в определенной последовательности, что позволяет избежать повторной перенастройки отрегулированных воздушных клапанов. Метод пропорционального регулирования основан на сохранении соотношения расходов воздуха в ответвлениях, сходящихся в узел, при изменении общего расхода в магистрали. Это может быть только в том случае, если не изменяется положение регулирующих органов в воздуховодах, расположенных вниз от узла по потоку воздуха (т. е. в направлении от вентилятора кондиционера к воздуховыпускным устройствам) и не изменяется давление в помещениях, куда подается воздух.

Изменение положения регулирующих органов в воздуховодах, расположенных выше от узла (т. е. навстречу потоку воздуха), влияет на абсолютную величину расхода воздуха в узле, но не на отрегулированное соотношение расходов в ответвлениях узла.

На начальной стадии наладочных работ следует анализировать проектные решения, особенно тщательно проверять сопротивления воздуховодов, наличие в системе достаточного количества регулирующих воздушных клапанов, лючков для измерения температуры и расходов воздуха, глушителей, направляющего аппарата (гидромуфты).

Следует проверять сопротивления воздуховодов от вентилятора до наиболее удаленных ЭКД на разных стояках и ответвлениях системы. Несоответствие этих сопротивлений может привести к повышению статического давления перед некоторыми ЭКД. Если статическое давление подводимого к ЭКД воздуха более чем в 1,5 раза выше требуемого давления при полностью открытом воздушном клапане ЭКД, то при наладочных работах задросселированный клапан этого ЭКД будет источником шума. В таких случаях необходимо устанавливать регулировочные воздушные кла-

паны на ответвлениях.

Лючки с заглушками для контроля расходов воздуха с помощью микроманометра и трубки Пито размещают в начале крупных магистральных ответвлений. При наличии встроенных клапанов для регулировки расходов первичного воздуха через ЭКД отпадает необходимость установки дроссель-клапанов на каждом ответвлении. Их следует размещать только на магистральных ответвлениях.

Для регулирования производительности центрального кондиционера по воздуху предусматривают направляющий аппарат или многостворчатый клапан.

Перед началом наладочных работ открывают все регулирующие воздушные клапаны – на воздуховодах и встроенные в ЭКД. Предварительно прикрывают направляющий аппарат или клапан на вентиляторе кондиционера, чтобы избежать перегрузки электродвигателя в момент первоначального включения.

После того, как все воздушные клапаны открыты, производительность вентилятора кондиционера регулируют на проектную величину с помощью направляющего аппарата и приступают к распределению воздуха по отдельным ЭКД.

Расходы первичного воздуха через ЭКД измеряют с помощью микроманометра и резинового шланга. Шланг соединяют одним концом со штуцером микроманометра, обозначенным знаком "+", а другой конец его надевают на сопло ЭКД. Давление измеряют в любом сопле, так как расхождение в этом случае не превышает $\pm 2\%$. Измеренное давление является статическим в камере первичного воздуха ($H_{ст}$). Динамическое давление на выходе из сопла связано с ним равенством

$$H_д = H_{ст}\mu, \qquad (93)$$

где μ – коэффициент, учитывающий потери статического давления при прохождении воздуха через сопла.

Коэффициент μ зависит от конструкции сопл, диаметра отверстия и скорости выхода воздуха. Прак-

тически его значение колеблется от 0,9 до 0,95, причем меньшие значения μ соответствуют меньшим диаметрам отверстий сопл и большим скоростям выхода воздуха и наоборот.

Скорость воздуха на выходе из сопл (v_c) определяют по соотношению

$$v_c = \sqrt{\frac{2g H_д}{\rho}}, \qquad (94)$$

где g – ускорение силы тяжести, м/с^2; ρ – объемная масса воздуха, кг/м^3.

Расход первичного воздуха через ЭКД рассчитывают по формуле

$$L_{перв} = v_c \Sigma f_c \cdot 3600, \qquad (95)$$

где Σf_c – суммарная площадь отверстий сопл, м^2.

Для удобства проведения замеров формулу для определения расходов первичного воздуха преобразуют

$$L_{перв} = S\sqrt{z}, \qquad (96)$$

где S – коэффициент, зависящий от суммарной площади отверстий сопл, объемной массы первичного воздуха, коэффициента μ и угла наклона трубки микроманометра; z – число делений на шкале микроманометра.

В формуле (96) в коэффициент S входит объемная масса первичного воздуха. Поэтому для уменьшения погрешности всю систему следует налаживать при постоянной температуре первичного воздуха. Кроме того, при установке вентилятора перед калорифером $\overline{\Pi}$ подогрева и изменении температуры перемещаемого воздуха меняется характеристика сети, которая влияет на объемную производительность и напор вентилятора. При установке вентилятора за калорифером $\overline{\Pi}$ подогрева изменение температуры перемещаемого воздуха вызывает изменение характеристики сети и вентилятора. В этом случае меняется только напор, а объемная производительность остается постоянной. Колебания напора и производительнос-

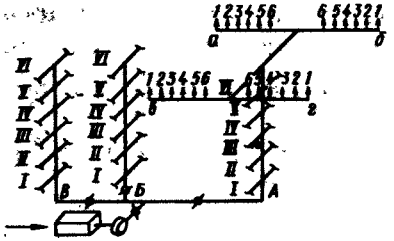


Рис. 55. Структурная схема воздухораспределительной сети

ти вентилятора при наладке также вносят дополнительные погрешности в распределение расходов воздуха.

Перед наладочной регулировкой составляют структурную схему воздухораспределительной сети (рис. 55). Отдельным элементам этой схемы даются цифровые и буквенные обозначения:

1, 2, 3, 4... – ЭКД (иногда имеются и другие воздуховыпускные отверстия);

а, б, в, г... – ответвления;

I, II, III, IY... – поэтажные группы;

А, Б, В, Г... – магистральные стояки.

На структурной схеме указываются также все установленные на сети устройства, регулирующие расходы воздуха (дроссельные клапаны, шиберы, диафрагмы, направляющие аппараты и т.д.).

Затем составляют сводку замеров. Пример формы записи приведен в табл. 3.

Графы 1–6 (табл. 3) заполняют до начала инструментальных измерений. В графу 5 иногда записывают номера комнат, в которых расположены ЭКД (для быстрой ориентации на месте). Для удобства работы расчетные расходы первичного воздуха через доводчики рассчитывают в делениях шкалы микроманометра и вписывают в графу 6. Предварительно измеряют давление на соплах ЭКД по всей системе. Этим преследуют двойную цель. Во-первых, выявляют закономерность распределения давлений по всей сети в цело и определяют прибор, находящийся в наименее благоприятных условиях. Во-вторых, выявляют ЭКД, имеющие по различным причинам (засоры, неполностью о

Таблица 3

Форма записи при регулировке расходов первичного воздуха

Номер системы	Стояк	Этаж	Ответвление	Номер ЭКД	Расходы воздуха через ЭКД (деления шкалы микроманометра)				Относительный расход на ГКД стояка, %
					расчетный	первоначальный	отрегулированный	контрольный	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
К-1	А	YI	в	1	90	65	65	90	73
				2	90	67	65	90	73
				3	90	68	65	90	73
				4	90	68	66	91	74
				5	90	69	66	91	74
				6	90	70	67	92	76

крытые воздушные клапаны, монтажные ошибки) низкое давление.

После устранения дефекта повторно измеряют давления на этом ЭКД, результат записывают в графу 7. Повторные измерения на остальных ЭКД делать не следует, так как изменение расхода на нескольких ЭКД может лишь незначительно повлиять на расходы через остальные ЭКД.

Анализ результатов предварительных замеров давлений на соплах ЭКД по всей системе дает возможность определить ЭКД, находящийся в наименее благоприятных условиях. Обычно таким является наиболее удаленный от вентилятора ЭКД, который называют "главным контрольным ЭКД" системы (ГКД). С него и следует начинать наладку. Но если минимальное давление оказывается на соплах ЭКД, расположенного ближе к вентилятору, то наладку все равно начинают с наиболее удаленного прибора. В этом случае начальное давление на нем назначают исходя из следующих соображений.

Если ГКД задросселировать до давления, измеренного на самом "неблагоприятном" ЭКД, то дросселирование последующих ЭКД повысит давление и на "неблагоприятном" ЭКД, который тогда также придется дросселировать, неоправданно повышая сопротивление системы. Если ГКД задросселировать недостаточно, то давление на "неблагоприятном" ЭКД останется ниже давления на ГКД и тогда часть наладочных работ придется повторять. В подобном случае следует задросселировать ГКД до давления, среднего между первоначально измеренным на ГКД и самым "неблагоприятным" ЭКД системы. При выявлении самого "неблагоприятного" ЭКД не следует ориентироваться на приборы, показания на которых намного ниже показаний на всех остальных, так как подобные отклонения обычно вызваны ошибками монтажа.

Если все ЭКД в системе требуется отрегулировать на один и тот же расход первичного воздуха, наладку ведут по текущему абсолютному значению давления, измеряемого в соплах ГКД. При наличии в системах разных типов ЭКД или при различных расчетных расходах воздуха наладку ведут по текущему относительному давлению, измеряемому в соплах ГКД. Относительным давлением называется отношение фактически измеренного давления в соплах к давлению, соответствующему расчетному расходу воздуха

$$m = z_т / z_р , \qquad (97)$$

где $z_т$ и $z_р$ – число делений по шкале микроманометра, соответствующее давлению при текущем (фактическом) и расчетном расходах воздуха.

При этом текущее значение, на которое следует настраивать ЭКД

$$z_т^н = z_р^н m_т^г , \qquad (98)$$

где $z_т^н$ и $z_р^н$ – число делений по шкале микроманометра, соответствующее давлению при текущем (настраиваемом) и расчетном расходах воздуха для регулируемого ЭКД; $m_т^г$ – текущее относительное давление на ГКД.

Пример. Текущее значение давления на ГКД $z_т^г = 50$, расчетное значение давления на ГКД $z_р^г = 70$. Расчетное давление на ЭКД, подлежащем наладке, $z_р^н = 49$.

Определить значение, на которое необходимо настроить ЭКД ($z_т^н$).

Р е ш е н и е. Определяем текущее относительное давление ГКД по формуле (97) $m_т^г = 50/70 = 0{,}714$.

Определяем $z_т^н$ по формуле (98): $z_т^н = 49 \cdot 0{,}714 = 35$.

Для примера показана последовательность работ при наладке системы воздухораспределения (см. рис. 55).

Регулировку начинают с ответвления, на котором расположен ГКД (ЭКД А–VI–а–1). Все ЭКД этого ответвления настраивают на относительный расход воздуха, измеренный на ГКД, который записывают в графу 10 табл. 3.

Регулировку производят в направлении от ГКД к вентилятору, т. е. последовательно ЭКД а–2, а–3 и т. д. Расходы фиксируют в графе 8 табл. 3. После окончания регулировки ЭКД ответвления *а* может оказаться, что относительный расход на ГКД несколько увеличился, однако перенастраивать его не следует. Надо только зафиксировать новое значение относительного расхода в графе 10 табл. 3.

Затем налаживают ответвление *б*, на котором в наихудших условиях находится ЭКД б–1. Его настраивают на новый относительный расход через ГКД, который был зафиксирован и записан в графе 10 табл. 3 после наладки ответвления *а*. ЭКД б–1 является местным контрольным ЭКД (МКД) для ответвления *б* и остальные ЭКД этого ответвления настраивают на относительный расход, который отрегулирован на этом МКД.

При наладке ответвления *в* МКД этого ответвления настраивают на вновь измеренный относительный расход главного контрольного доводчика а–1 (но не б–1), а остальные ЭКД этого ответвления настраивают по относительному расходу МКД в–1. При этом в графе 10 вновь фиксируют текущее относительное давление на ГКД. Аналогично настраивают доводчики ответвления *г*.

При переходе с VI на V этаж ЭКД V–а–1 настраивают по ЭКД VI–а–1 и регулируют ответвления V–а, затем при наладке ответвления V–б ЭКД V–б–1 настраивают по ЭКД VI–а–1 и т. д. Таким образом проводят настройку всего магистрального стояка А. Во избежание ошибок не рекомендуется менять ГКД, по которому настраивают местные контрольные ЭКД на ответвлениях.

Затем налаживают магистральные стояки Б и В: на каждом стояке выбирают свой главный контрольный ЭКД, по относительному расходу на котором настраивают все ЭКД этого стояка.

После регулировки магистральных стояков Б и В может оказаться, что относительные расходы главных контрольных ЭКД на магистральных стояках А, Б и

В различны. Это расхождение ликвидируют настройкой относительных расходов ГКД на магистральных стояках Б и В в соответствии с относительным расходом на главном контрольном доводчике стояка А с помощью магистральных клапанов на стояках Б и В. При этом на всех ЭКД системы устанавливаются одинаковые относительные расходы.

После этого в системе регулируют действительные расходы воздуха в соответствии с расчетными значениями направляющим аппаратом (многостворчатым клапаном). Согласно основному принципу пропорциональной наладки, изменение общего расхода в системе не влияет на соотношение расходов в ответвлениях. Следовательно, если относительные расходы во всех воздуховодах равны, то при наладке вентилятора на расчетный общий расход воздуха в системе расходы через каждое ответвление и каждый ЭКД автоматически принимают расчетные значения.

После регулировки вентилятора проводят контрольные измерения давлений первичного воздуха по всем ЭКД системы, результаты записывают в графу 9 табл. 3.

Система считается отрегулированной, если отклонения расходов первичного воздуха не превышают $\pm$ 10% расчетных. Расход воздуха в системе после регулировки не всегда может быть равен расчетному (например, при недостаточной производительности вентилятора). В этом случае следует увеличивать частоту вращения вентилятора.

При отсутствии клапанов на магистральных стояках А, Б и В наладку стояка А проводят в указанном выше порядке. При наладке стояка Б его главный контрольный ЭКД настраивают на среднее значение между относительным расходом на главном контрольном доводчике стояка А и средним значением для ЭКД, расположенных на стояке Б. На этот относительный расход налаживают стояк Б.

Наладку стояка В проводят на среднее значение между относительным расходом на главном контрольном ЭКД стояка А и средним значением для ЭКД, расположенных на стояке В.

Для удобства работы ЭКД нумеруют по порядку регулировки. При этом следует помнить, что при наличии в поэтажной группе нескольких ответвлений разной протяженности сначала настраивают наиболее длинные. Если ЭКД более десяти, ответвление следует разбить на два последовательных звена и в каждом настройку вести по своему местному контрольному ЭКД, который настраивают по главному контрольному ЭКД стояка.

Наладка системы с ЭКД может продолжаться несколько дней или даже недель. За это время могут измениться сила и направление ветра, погода, напряжение сети, питающей электродвигатель вентилятора, эффект тяги в здании, сопротивление установки и температура воздуха. Поэтому при возобновлении прерванных работ очень важно сверять показание на ГКД с последним, зафиксированным накануне, относительным давлением. В случае отклонения давления на соплах ГКД от зафиксированного для повышения точности регулировки следует провести подрегулировку с помощью направляющего аппарата кондиционера.

Если система кондиционирования с ЭКД, подлежащая наладке, обслуживает помещения с вытяжной системой, то последняя должна работать в период наладки (даже если они еще не налажены), так как в противном случае в этих помещениях искусственно создаются подпоры разной величины.

По окончании наладки в системе всегда имеется по крайней мере один тракт воздуховодов, ведущий к приточному отверстию, на котором все воздушные клапаны открыты. Таким образом исключается всякое излишнее закрытие клапанов. К такому результату трудно придти методом проб и ошибок, при котором вентилятор часто должен преодолевать повышенные сопротивления.

Рекомендации по эксплуатации. СКВ обеспечивают комфортный микроклимат в обслуживаемых помещениях только при соблюдении правил эксплуатации и надлежащем профилактическом уходе за оборудованием. Для эффективной эксплуатации СКВ на каждом объекте составляют паспорта систем, журнал эксплуатации, инструкцию по эксплуатации.

Паспорт содержит краткую характеристику системы и основные технические данные. К паспорту прилагают принципиальную схему СКВ и работающих в комплексе с ней вытяжных установок (ВУ). На схеме показывают основные узлы обработки воздуха, расположение регулирующих устройств и контрольно-измерительной аппаратуры, разводку воздуховодов с нанесением диаметров и расходов воздуха. У каждого воздуховыпускного или всасывающего отверстия указывают номер или название помещения, в которое подается или из которого удаляется воздух. Всякие изменения в системе, а также результаты последних измерений расходов воздуха немедленно вносят в паспорт.

В журнале эксплуатации для каждой смены фиксируют параметры наружного воздуха, основные регулируемые параметры (температуру точки росы, горячей, холодной и обратной воды от калориферов и воздухоохладителей, температуру и относительную влажность приточного воздуха и воздуха в контрольных помещениях и т.д.). Фиксируют также основные мероприятия, выполняемые в течение смены – время включения и выключения систем, подачи и отключения тепло- и хладоносителя, его параметры, аварийные ситуации и предпринятые действия, профилактические меры, жалобы потребителей и т.д.

В основных разделах инструкции по эксплуатации указаны порядок пуска и остановки систем, режимы работы, уход за оборудованием.

Включают ЭСКВ, как правило, за 1–2 ч до начала работы в кондиционируемых помещениях следующим образом:

измеряют параметры наружного воздуха и определяют режим работы системы;

производят пуск в соответствии с заданным режимом холодильного и вспомогательного оборудования (насосов, бойлеров и др.);

в холодный период года дополнительно проверяют подачу теплоносителя к калориферу I подогрева и соответствие его параметров температуре наружного воздуха; при необходимости калориферы прогревают;

приводят в соответствие с режимом работы температуры холодной и горячей воды, подаваемой к центральным кондиционерам и теплообменникам ЭКД;

включают насосы системы тепло- и хладоснабжения ЭКД и центральных кондиционеров;

включают устройства автоматического регулирования центральных кондиционеров и вытяжных установок (ВУ);

включают ВУ;

включают приточные вентиляторы центральных кондиционеров.

Выключают ЭСКВ в обратном порядке. После выключения обязательно проверяют:

плотность закрытия теплых клапанов у центрального кондиционера и ВУ;

исправность работы фильтра (если он работает в автоматическом режиме), его сопротивление;

показание термометра на обратной линии калорифера I подогрева;

включение схемы автоматической защиты калориферов I подогрева от замерзания (подачу теплоносителя в холодный период года не прекращают);

соответствие (в холодный период года) показаний контрольно-измерительной аппаратуры (термометров, психрометров, манометров и самопишущих приборов) заданному режиму.

При отклонениях показаний контрольно-измерительной аппаратуры от заданного режима работы следует выявить причины отклонений и принять меры для обеспечения требуемых параметров воздуха в кондиционируемых помещениях.

Центральные кондиционеры и ВУ (если не требуется круглосуточно поддерживать параметры воздушной среды) выключают через 1 ч после окончания работы в обслуживаемых помещениях. В теплый период года выключают также систему тепло- и хладоснабжения

ЭКД. Зимой (в нерабочее время) обеспечивают режим дежурного отопления (при неработающем центральном кондиционере к ЭКД подают горячую воду по повышенному температурному графику).

Различают четыре режима эксплуатации ЭСКВ: летний, переходный, зимний, режим естественной конвекции.

В л е т н е м р е ж и м е, когда энтальпия наружного воздуха выше энтальпии летней точки росы, обработка воздуха в центральном кондиционере сводится к очистке и охлаждению с осушкой или увлажнением. Температура холодной воды, подаваемой к теплообменникам ЭКД (при четырехтрубной системе), не должна быть ниже 11 °С, чтобы избежать выпадения конденсата. К теплообменникам ЭКД подают горячую воду с температурой 30 °С, если наружная температура не выше 20 °С и нет солнечной радиации. При солнечной радиации и температуре наружного воздуха выше 20 °С горячую воду в систему тепло- и хладоснабжения ЭКД можно не подавать.

В п е р е х о д н о м р е ж и м е, когда энтальпия наружного воздуха находится между энтальпией летней и зимней точки росы, обработка воздуха в центральном кондиционере сводится к очистке и увлажнению по адиабатическому циклу (насос увлажнительного устройства работает в режиме полной рециркуляции). При этом температура точки росы является нерегулируемой; она меняется (в зависимости от параметров наружного воздуха) от значения летней точки росы до значения зимней точки росы. Относительная влажность воздуха в обслуживаемых помещениях в переходный период колеблется в диапазоне 35–65%, поскольку на нее влияют колебания не только влаговыделений в помещении, но и точки росы.

В систему тепло- и хладоснабжения ЭКД подают холодную воду с температурой не ниже 11 °С, которая достигается обычно в результате свободного охлаждения. Горячую воду подают к теплообменникам ЭКД с температурой 35–45 °С (в зависимости от наружных условий).

В зимнем режиме, когда энтальпия наружного воздуха ниже энтальпии зимней точки росы, его обработка в центральном кондиционере сводится к очистке, нагреву и увлажнению по адиабатическому циклу. Холодная вода к теплообменникам ЭКД вырабатывается в схеме свободного охлаждения. Горячая вода к теплообменникам ЭКД подается с температурой 40–70°С (в зависимости от наружных условий).

В режиме естественной конвекции центральный кондиционер не работает. К теплообменникам ЭКД подается горячая вода с температурой 40–90°С (в зависимости от наружных условий).

Для четкого управления режимами работы кондиционеров составляют графики температуры горячей воды для теплообменников ЭКД и калориферов I подогрева, температуры точки росы в зависимости от наружных условий. Желательно иметь два графика температуры горячей воды, подаваемой к теплообменникам ЭКД – на случай солнечной и пасмурной погоды, чтобы облегчить работу индивидуальных регуляторов температуры. Графики уточняют после первого года работы системы по данным журнала эксплуатации.

Уход за центральными кондиционерами и ВУ в ЭСКВ ничем не отличается от ухода за обычными СКВ и выполняется в соответствии с графиком планово-предупредительного ремонта. При хорошо организованном планово-предупредительном ремонте другие виды ремонта (текущий, аварийный) практически отпадают.

Уход за ЭКД сводится в основном к очистке его элементов от пыли и грязи. Капроновые фильтры перед теплообменниками один раз в два месяца моют в теплой воде с мылом и содой. Если на объекте имеется система централизованного пылеудаления или помещения убирают пылесосами, то фильтры можно очищать с их помощью. В этом случае фильтры моют один раз в год.

Сопловые панели ЭКД очищают "ершом" не реже одного раза в год, так как засорение сопл грязью вызывает сокращение расхода первичного воздуха, повышение его давления и появление свистящего звука.

Чтобы грязь и пыль не попадали в смесительную камеру ЭКД, ее очищают влажной тряпкой после снятия приточной решетки. Приточные решетки нельзя закрывать посторонними предметами (цветами, книгами, бумагой и т.д.).

Для увеличения дальнобойности приточной струи, уменьшения расходов тепла и холода перья приточной решетки должны направлять поток воздуха в сторону от окна в глубь помещения.

Не менее одного раза в шесть месяцев очищают фильтры, установленные на трубопроводах перед регуляторами типа РТК. Для этого регулятор отключают от системы с помощью вентилей, вывинчивают пробку и вынимают фильтр, представляющий собой стаканчик из латунной сетки. Фильтр промывают чистой водой и устанавливают на место.

Один раз в год проверяют работоспособность регулятора РТК. На приточную решетку ЭКД кладут термометр и дожидаются стабильных показаний. Затем обеими руками плотно берутся за датчик терморегулятора. Если регулятор работает исправно, то при протекании через теплообменник горячей воды регулятор уменьшит ее расход и температура приточного воздуха снизится. При протекании через теплообменник холодной воды регулятор увеличит ее расход, а температура приточного воздуха и в этом случае снизится.

Если регулятор не функционирует, необходимо проверить чистоту фильтров. Если фильтры очищены, необходимо демонтировать клапан и продуть его сжатым воздухом (для устранения грязи на седлах клапана). Разбирать клапан запрещается, чтобы не нарушить его заводскую настройку. Если проведенные мероприятия не дали результата, то наиболее вероятной причиной отказа является утечка теплочувствительной жидкости из капиллярных соединений. В этом случае

следует заменить термосистему регулятора. Термосистемы регуляторов РТК-5215 и РТК-5225 не имеют индивидуальной заводской настройки и поэтому их заменяют аналогичными (для этого у службы эксплуатации должны иметься запасные комплекты).

Ежедневно при включении системы тепло- и хладоснабжения ЭКД проверяют уровень воды в системе и выпускают воздух.

Не менее одного раза в год необходимо контролировать расходы первичного воздуха, выходящего через сопла ЭКД. При отклонении расхода от проектного более чем на 10% необходимо его подрегулировать с помощью встроенных в ЭКД клапанов первичного воздуха. При одинаковом изменении расходов по всей системе их подрегулируют направляющим аппаратом или многостворчатым клапаном на выходе воздуха из центрального кондиционера.

Ниже приведен перечень основных работ по уходу за ЭКД и регуляторами РТК, примерное время (τ) их выполнения и периодичность проведения (n) в течение года:

	τ, мин	n
Съем и установка ограждений, приточных и рециркуляционных решеток	10	6
Осмотр состояния, проверка работы воздушных клапанов	5	6
Съем, очистка и установка воздушного фильтра	20	6
Очистка сопл ЭКД типа:		
КНЭ-У-0,8А	40	1
КНЭ-У-1,2	60	1
Проверка расхода воздуха	20	1
Подрегулировка расхода воздуха	20	1

Очистка смесительной камеры от пыли и мусора	10	6
Разборка, очистка и сборка фильтров на воде типа:		
РТК-5215	30	2
РТК-5225	60	2
Проверка работоспособности регулятора типа:		
РТК-5215	30	1
РТК-5225	60	1
Подпитка водой и выпуск воздуха из системы тепло- и хладоснабжения	60	Ежедневно

По перечню можно подсчитать время обслуживания оборудования, установленного в кондиционируемых помещениях, а также обоснованно определить количество рабочих-механиков для выполнения работ. Расчет выполняют следующим образом.

1. По перечню подсчитывают время выполнения каждого вида работ (ч) по уходу за оборудованием

$$T = \frac{\tau n}{60} N, \qquad (99)$$

где N – число единиц оборудования.

2. Определяют годовую сумму времени на уход за оборудованием (ч), установленным в кондиционируемых помещениях

$$\Sigma T = (T_1 + T_2 + \ldots + T_n) K_1 K_2, \qquad (100)$$

где $T_1, T_2, \ldots, T_n$ – время выполнения каждого вида работ; K_1 – повышающий коэффициент для учета времени на внеплановые ремонтные работы (замену неисправных регуляторов, вентилей, уст-

ранение течей, поломок), обычно K_1 = 1,5; K_2 – повышающий коэффициент на время эксплуатации системы; если время эксплуатации более 10 лет, то K_2 = 1,15.

3. Определяют число рабочих-механиков для обслуживания оборудования

$$P = \Sigma T/\Phi, \qquad (101)$$

где P – требуемое число рабочих-механиков; Φ – годовой фонд рабочего времени (2000 ч).

Пример. Подсчитать число рабочих-механиков для обслуживания оборудования ЭСКВ, расположенного в рабочих кабинетах административного здания. Установлено 1200 ЭКД типа КНЭ-У-1,2, 600 регуляторов типа РТК-5225. Рабочих дней системы в году 300. Система эксплуатируется менее 10 лет, т.е. K_2 = 1.

Р е ш е н и е. По перечню работ по уходу за оборудованием по формуле (99) подсчитываем время на выполнение каждого вида работ:

$$T_1 = \frac{10 \times 6}{60} \quad 1200 = 1200 \text{ ч};$$

$$T_2 = \frac{5 \times 6}{60} \quad 1200 = 600 \text{ ч};$$

$$T_3 = \frac{20 \times 6}{60} \quad 1200 = 2400 \text{ ч};$$

$$T_4 = \frac{60 \times 1}{60} \quad 1200 = 1200 \text{ ч};$$

$$T_5 = \frac{20 \times 1}{60} \quad 1200 = 400 \text{ ч};$$

$$T_6 = \frac{20 \times 1}{60} \quad 1200 = 400 \text{ ч};$$

$$T_7 = \frac{10 \times 6}{60} \quad 1200 = 1200 \text{ ч};$$

$$T_8 = \frac{60 \times 2}{60} \quad 600 = 1200 \text{ ч};$$

$$T_9 = \frac{60 \times 1}{60} \quad 600 = 600 \text{ ч};$$

$$T_{10} = \frac{60 \times 300}{60} = 300 \text{ ч}.$$

Годовую сумму времени на уход за оборудованием определяем по формуле (100): ΣT = (1200 + 600 + 2400 + 1200 + 400 + 400 + 1200 + 1200 + 600 + 300) 1,5 = 14250 ч.

Число рабочих-механиков рассчитываем по формуле (101) P = 14250/2000 ≈ 7 чел.

Следует еще раз подчеркнуть, что в указанном выше порядке определяют число рабочих, эксплуатирующих оборудование, которое установлено только в кондиционируемых помещениях. Численность и структура службы эксплуатации в целом по объекту, а также подробные указания по эксплуатации центральных кондиционеров и остальных устройств приведены в специальной литературе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Г··с ; Ю К ·- : а· Е.И. Гигиенические основы кондиционирования микроклимата жилых и общественных зданий. М., Медицина, 1978.
2. Карпис Е.Е. Технологический эффект применения вентилируемых окон. – Водоснабжение и санитарная техника, 1976, № 9 с. 32–34.
3. Ка·пис Е Е Н· :ма·к Л И К : Л Ф. Проектирование и расчет водовоздушных эжекционных систем для многокомнатных и многоэтажных зданий. – Труды ГИПРОНИИ АН СССР, 1970, вып. 2.
4. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. М., Машиностроение, 1977.
5. Л·г· ·с , И И М· , ·о: Ю М. Новый метод контроля качества монтажа воздуховодов в процессе строительства. – Водоснабжение и санитарная техника, 1970, № 3, с. 24–28.
6. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха. М., Стройиздат, 1978.
7. Ставишкий Л.И. Экономичная схема естественного охлаждения. – Кондиционеры, калориферы, вентиляторы. Экспресс-информация, 1974, № 2, с. 1–3.
8. Юодис Э.К. Экспериментальное исследование соударения плоской полуограниченной струи с плоскостью, перпендикулярной оси струи. – В сб. Санитарная техника . Каунас, Изд-во Каунасского политехнического ин-та, 1971, № 5, 189–192.
9. Fanger P.O. Thermal Comfort. New–Jork, 1973.
10. Urbach D. Modelluntersuchungen zur Strahllüftung. – Wärme-Klima– und Sanitärtechnik, 1971, N 5, S. 189–192.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 3

Глава I. Общие тенденции проектирования систем кондиционирования воздуха для многоэтажных зданий 5

1. Тепловой комфорт и требования к микроклимату в кондиционируемых помещениях 5
2. Классификация систем кондиционирования воздуха для многоэтажных зданий 15
3. Некоторые рекомендации по выбору схем СКВ для многоэтажных зданий 33

Глава II. Устройство и особенности эжекционных систем кондиционирования воздуха 45

1. Классификация и принцип действия 45
2. Двухтрубные системы 49
3. Трехтрубные системы 55
4. Четырехтрубные системы 60
5. Конструкция отечественных эжекционных кондиционеров-доводчиков типа КНЭ-У ... 61
6. Рекомендуемые схемы систем 66
7. Компоновочные решения 74
8. Рекомендации по организации схем тепло- и хладоснабжения 89

Глава III. Особенности расчета режимов работы оборудования эжекционных систем кондиционирования воздуха 103

1. Технические характеристики эжекционных кондиционеров-доводчиков типа КНЭ-У ... 103
2. Организация воздухообмена в помещениях, обслуживаемых эжекционными кондиционерами -доводчиками 113

3. Расчет распределения воздуха при подоконной установке эжекционных кондиционеров-доводчиков 135
4. Порядок подбора оборудования и расчет режимов работы 142
Глава IV. Рекомендации по монтажу, регулировке и эксплуатации эжекционных систем кондиционирования воздуха 159
Список литературы 182

Олег Янович Кокорин
Леонид Ильич Ставицкий
Яков Григорьевич Кронфельд

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В МНОГОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЯХ

Редакция литературы по жилищно-коммунальному хозяйству
Зав. редакцией М.К.Склярова
Редактор Н С Куприянова
Мл. редактор Г.А.Морозова
Внешнее оформление А.А.Олендского
Технический редактор И.В.Берина
Корректор Н.А.Беляева
ИБ № 1246

Подписано в печать 12.05.81г. Т–06540 Формат 84 x 108 1/32
Набор машинописный Бумага офсетная 80 г/м^2 Печать офсетная
Усл.печ.л. 9,66 Усл.кр.-отт. 9,82 Уч.-изд.л. 8,64 Тираж 4000 экз.
Изд. № АУ1-6592 Заказ № 630. Цена 45 коп.

Стройиздат, 101442, Москва, Каляевская, 23а

Тульская типография Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
г. Тула, проспект Ленина, 109