

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»

Кафедра отопления и вентиляции

ПРОЦЕССЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРАХ

Методические указания к курсовому проектированию
по курсу лекций «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение»
для студентов специальности 270109
«Теплогазоснабжение и вентиляция»

Нижний Новгород – 2009

УДК 628.84

ПРОЦЕССЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В ЦЕНТРАЛЬНЫХ
КОНДИЦИОНЕРАХ.

Методические указания к курсовому проектированию по курсу лекций «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» для студентов специальности 270109 «Теплогазоснабжение и вентиляция».

Нижний Новгород, издание ННГАСУ, 2009 г.

В методических указаниях к курсовому проектированию показан порядок выбора исходных данных при проектировании систем кондиционирования воздуха, рассмотрены процессы обработки воздуха в центральных кондиционерах, способы получения пониженных температур.

Рис.10, список лит. 4 назв.

Составил: к.т.н., профессор

ассистент

к.т.н., ст. преподаватель

П.Т. Крамаренко

С.С. Козлов

И.П. Грималовская

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

В исходных данных должны быть следующие сведения:

1. Планы и разрезы здания с размещенным технологическим оборудованием и полной характеристикой строительных конструкций, дающей возможность подсчитать теплопотери помещений и поступление теплоты от солнечной радиации.

2. Краткое описание технологического процесса с указанием числа смен, количества людей в каждом помещении по сменам.

3. Подробные сведения об источниках выделения теплоты, влаги, газов, пыли и др. производственных вредностей.

4. Наличие местных отсосов и объемы воздуха, извлекаемого из помещения местными отсосами и системой аспирации.

5. Необходимые параметры воздушной среды в помещениях: температура и относительная влажность воздуха в холодное и теплое время, а также допустимые отклонения их от заданных средних значений.

6. Сведения о теплоносителе для нагревания воздуха: давление пара или температура горячей и обратной воды.

7. Данные о параметрах электрического тока.

8. Данные о наличии артезианской воды, ее температура и количество, которое может быть использовано для установки кондиционирования воздуха. Указания о возможности канализации отработанной артезианской воды.

9. Температура воды городского водопровода или водоема в жаркое время года и ее количество, которое может быть использовано.

10. Данные, о помещениях, которые могут быть использованы для размещения установки кондиционирования воздуха и холодильной установки.

11. Особые требования и условия, предъявляемые к системе кондиционирования воздуха в помещении, подавление шумов и вибраций и др.

Выбор параметров воздуха, которые должны поддерживаться системами кондиционирования, зависит от многих факторов, как, например, климатических условий местности, характера производственной деятельности людей, продолжительности их пребывания в помещениях (акклиматизация) и др. Многие из этих факторов не поддаются точному учету в связи со сложностью физиологических реакций нашего тела на воздействие воздушной среды.

Опытами установлено, что продолжительность суточной акклиматизации составляет, примерно, три часа. Поэтому для помещений, где люди находятся менее трех часов (в общественных зданиях, театрах, кино и т.д.), необходимо создавать условия, более приближающиеся к наружным.

Кроме фактора акклиматизации, на выбор внутренних параметров воздуха в помещениях существенное влияние оказывает выполнение людьми физической работы. В помещениях, где люди выполняют физическую работу, требуется более низкая температура воздуха, чем в помещениях, в которых люди находятся в спокойном состоянии. Поскольку для измерения ощущений человека не имеется объективной единицы и нет прибора, который был бы аналогом человеческого организма, то до сих пор еще нет общепризнанных и бесспорных данных для выбора внутренних параметров воздуха в помещении, и эта проблема по-прежнему еще находится в стадии изучения. Так как характер одежды определяется временем года, то параметры воздуха в помещении выбираются также в зависимости от сезона.

Для холодного периода года внутреннюю температуру в помещениях следует принимать по строительным нормам и правилам (СНиП II-3-79) с учетом особенностей каждого помещения. Относительная влажность принимается в пределах $40 \div 60\%$.

Для теплого периода для жилых и общественных помещений при $\varphi = 40 \div 60\%$ расчетную температуру можно определить по формуле:

$$t_n = 22,2 + 0,33(t_n^{\text{н}} - 21), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.1)$$

где $t_n^{\text{н}}$ - расчетная летняя температура наружного воздуха для систем кондиционирования воздуха.

Метеорологические условия в некоторых общественных помещениях должны удовлетворять не только требованиям комфорта, но и специальным условиям. Так, например, в библиотеках и книгохранилищах, учитывая условия хранения книг, принимается температура воздуха зимой 18°C и летом 28°C , а относительная влажность - $40 \div 60\%$. Для читальных залов рекомендуется температура зимой 18°C и летом 24°C , а влажность воздуха - 40% . Для зрительных залов театров можно принимать: зимой температуру 20°C , а летом 24°C , а влажность воздуха $50 \div 55\%$, а для артистических уборных в зимнее и летнее время 24°C и влажность воздуха $50 \div 55\%$.

При выборе параметров воздуха в помещении, необходимо иметь в виду, что стоимость устройства и эксплуатации систем кондиционирования воздуха неоправданно увеличивается, если выбранные значения температуры и влажности будут завышены для холодного периода или занижены для теплого периода года.

Выбор наружных расчетных параметров воздуха зависит от климатических условий местности, где будет работать установка кондиционирования воздуха и ее назначение.

Современная отечественная строительная теплотехника дает достаточно совершенные методы для определения наружных, расчетных температур, которые учитывают не только климатические условия местности, но и теплоемкость зданий. При пользовании этими методами необходимо располагать сведениями о продолжительности для данной местности наи-

более холодных или жарких периодов.

Так как наиболее полную теплотехническую характеристику воздуха дает его энтальпия, которая подвержена значительно меньшим колебаниям, чем определяющие ее температура и влажность, то целесообразнее высшие и низшие пределы расчетных параметров наружного воздуха представлять постоянной его, энтальпией.

Согласно СНиП II-3-79 расчетные параметры наружного воздуха делятся на три группы: А, Б и В.

Для систем кондиционирования воздуха, как правило, расчетные параметры наружного воздуха принимаются по группе Б.

Составление тепловлажностного и газового баланса для кондиционируемого помещения производится общеизвестными методами, принятыми в отопительно-вентиляционной технике. Здесь должны быть учтены все факторы, влияющие на изменение состояния воздушной среды помещения.

Для составления теплового баланса помещения необходимо определить все поступления и потери тепла в помещении.

Количество тепла, на которое, рассчитывается воздухообмен в помещении и которое является общей тепловой нагрузкой на установку кондиционирования воздуха, определяется как разность между поступлениями тепла от всех имеющихся источников (людей, оборудования и т.д.) и потерями тепла (через наружные ограждения, нагревание холодного воздуха и т.п.).

Следовательно, для данного помещения тепловой баланс выражается формулой:

$$Q_{изб} = \sum Q_{выд} - \sum Q_{пот}, \text{ кВт} \quad (1.2)$$

где $\sum Q_{выд}$ - суммарное количество выделяющейся теплоты, кВт,

$\sum Q_{пот}$ - суммарные потери теплоты, кВт.

Такой баланс тепла выводится для летнего периода при t_n^l переходного периода при $t_n = +10$ °С и для зимнего периода при t_n^z

Если потери теплоты помещением больше тепловыделений, то тепловой баланс отрицательный, что означает наличие в помещении недостатка теплоты. Если тепловыделения больше теплопотерь, то баланс положительный, и имеющиеся избытки теплоты необходимо удалять из помещения системой кондиционирования воздуха.

Расчетное количество влаги, на которое рассчитывается воздухообмен, определяется как разность между влаговыделениями от всех источников и влагопоглощениями, если таковые имеются в помещении. Следовательно, баланс влаги в помещении выразится формулой:

$$W_{изб} = \sum W_{выд} - \sum W_{пот}, \text{ кг/ч} \quad (1.3)$$

Очевидно, что в зависимости от конкретных условий баланс влаги в помещении может быть как положительный, так и отрицательный.

Источником изменения газового состава воздуха в общественных помещениях являются люди. Выдыхаемый человеком воздух насыщен водяными парами и повышенным содержанием углекислоты (CO_2), составляющим, примерно, 5% по объему.

Углекислый газ - токсичен. При содержании его в воздухе свыше 2% по объему человек вдыхает большой объем воздуха, и ускоряется наступление усталости. Однако это обусловлено не только увеличенным содержанием углекислоты, но и тем, что одновременно убывает кислород, и насыщается воздух посторонними газами и парами, сопутствующими процессу метаболизма (обмену веществ)

Газовый баланс в помещении может быть только положительный. Поэтому для борьбы с газами в помещении необходимо обеспечить воздухообмен.

При одновременном выделении в помещении нескольких газов и па-

ров растворителей, раздражающих газов или окиси углерода совместно с окисями азота, согласно СНиП, воздухообмен в помещении определяется путем суммирования объемов воздуха, необходимых для разбавления каждого растворителя, каждого раздражающего газа и окиси углерода в отдельности до допустимой концентрации.

При одновременном выделении нескольких газов и паров, кроме растворителей и раздражающих газов и окиси углерода с окислами азота, воздухообмен определяется по той вредности, которая требует наибольшего объема воздуха.

Источников образования пыли в общественных зданиях практически нет. Однако в воздухе постоянно содержится пыль в больших и меньших концентрациях, которая обычно выражается в $\text{мг}/\text{м}^3$. Например, в воздухе городов содержание, атмосферной пыли составляет $0,8 \div 3,0 \text{ мг}/\text{м}^3$.

Источниками образования пыли в производственных помещениях могут быть: механические измельчение твердых тел (дробление, размалывание, резание и т.п.); обработка поверхности твердых тел (шлифовка полировка, ворсование и т.п.); работа с измельченным материалом (транспортирование, перемешивание, упаковка и т.п.); химические реакции (образование золы, дыма при горении топлива); механическое распиливание жидкостей при окраске пульверизаторами.

Во всех случаях (за исключением химических реакций) количество образующейся пыли может быть определено только весовым методом. Однако и в этом случае получается общее количество пыли, т.е. как осевшей, так и взвешенной в воздухе, а для расчетов потребного воздухообмена интерес представляет, главным образом, взвешенная пыль, т.е. пыль, находящаяся в воздухе помещения. Поэтому определение количества выделяющейся пыли, как правило, должно производиться путем анализа воздуха помещения.

Необходимо помнить, что для борьбы с пылью должны быть приня-

ты, в первую очередь, наиболее эффективные способы, а именно: максимальная герметизация технологического оборудования, аспирация «пылящих» машин, местная вытяжная вентиляция, и только после этого производится расчет общеобменной вентиляции для поддержания в помещении допустимой концентрации пыли. Содержание данного раздела не исчерпывает всех случаев тепло-, влаго-, газо- и пылевыведений в производственных помещениях. Поэтому более подробные данные следует смотреть в специальной технологической и справочной литературе.

Частичная и полная смена воздуха в помещении называется воздухообменом. Если воздухообмен в течение часа выражен через объем помещения, то такое отвлеченное число называется кратностью воздухообмена.

Определение воздухообмена в помещении для борьбы с теплоизбытками производится по формуле:

$$G_{np} = \frac{Q_{изб}}{c_g \cdot \Delta t}, \text{ кг/ч} \quad (1.4)$$

где G_{np} - количество воздуха, подаваемого в помещение, кг/ч ;

$Q_{изб}$ - количество избыточного тепла, кВт, определяемого по формуле (1.2);

c_g - теплоемкости воздуха, кДж/(кг · °С)

Δt - температурный перепад для летнего периода - перепад между температурой воздуха в помещении и температурой подаваемого воздуха, а для зимнего периода - наоборот (если выполняются функции воздушного отопления).

Перепад температур выбирается в зависимости от назначения помещения, его высоты, способа подачи и распределения воздуха таким образом, чтобы у людей не ощущалось неприятного холодного дутья из вентиляционных приточных отверстий. Практикой кондиционирования воздуха устанавливается разность температур Δt для общественных зданий в пределах $\Delta t = 3 \div 8$ °С. Если приточные отверстия располагаются на высоте до

3 м от пола, $\Delta t = 3 \text{ }^\circ\text{C}$, если выше 3 м, то разность температур увеличивается из расчета $1 \div 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ на каждый метр высоты расположения отверстий выше 3 м.

Для производственных помещений при подаче воздуха в рабочую зону Δt принимается в пределах $\Delta t = 5 \div 10 \text{ }^\circ\text{C}$, а при подаче воздуха под потолком помещения перепад температур Δt может быть принят $\Delta t = 12 \div 18 \text{ }^\circ\text{C}$ и больше.

Потребный воздухообмен в помещении для ассимиляции избыточной влаги определяется по формуле:

$$G_{np} = \frac{W \cdot 1000}{d_{yx} - d_{np}}, \text{ кг/ч} \quad (1.5)$$

где G_{np} - количество воздуха, подаваемого в помещение, кг/ч;

W - количество избыточной влаги, кг/ч;

d_{yx} - влагосодержание удаляемого воздуха из помещения, г/кг, при температуре удаляемого воздуха;

d_{np} - влагосодержание приточного (подаваемого) воздуха г/кг, при температуре приточного воздуха.

При одновременном выделении в помещениях влаги и тепла определение воздухообмена, необходимого для их поглощения, производится графо-аналитическим способом при помощи $I-d$ диаграммы. Определение воздухообмена в этом случае производится следующим образом:

1. Определяют избыточные выделения тепла $Q_{изб}$ и влаги W . Находят направление луча процесса в помещении, и пользуясь угловым масштабом $I-d$ - диаграммы, наносят его на диаграмму.
2. Наносят на $I-d$ -диаграмму точку, соответствующую выбранным, или заданным параметрам воздуха в помещении, $(t_n, I_n, d_n, \varphi_n)$ и через нее проводят луч процесса, параллельный линии углового масштаба.
3. На проведенном луче, руководствуясь допустимым перепадом темпера-

тур в помещении, выбирают точку, соответствующую параметрам приточного воздуха.

4. Количество подаваемого воздуха, т.е. воздухообмен в помещении, определяется по формуле:

$$G_{np} = \frac{W \cdot 1000}{d_n - d_{np}}, \text{ кг/ч} \quad (1.6)$$

или по формуле:

$$G_{np} = \frac{Q_{изб}}{I_n - I_{np}}, \text{ кг/ч} \quad (1.7)$$

так как процесс, характеризуемый лучом $\varepsilon = Q_{изб}/W$, является процессом одновременного поглощения тепла и влаги.

Потребный воздухообмен в помещении для ассимиляции выделяющихся в нем вредных газов и паров до допустимой концентрации определяется по формуле:

$$L_{np} = \frac{U}{z_{дон} - z_{сод}}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (1.8)$$

где L_{np} - объем воздуха, подаваемого в помещение, $\text{м}^3/\text{ч}$;

U - количество вредного газа, выделяющегося в воздух помещения, г/ч ;

$z_{дон}$ - предельно допустимая концентрация данного газа в воздухе помещения, г/м^3 , согласно санитарным нормам;

$z_{сод}$ - содержание данного газа в приточном (подаваемом) воздухе, г/м^3 , которое в большинстве случаев равно нулю и только при расчетах с (CO_2) концентрация последней в чистом наружном воздухе городов принимается равной $0,8\text{г/м}^3$ ($0,4\text{л/м}^3$).

Для борьбы с производственной пылью, равно, как и с вредными газами и парами наиболее эффективным является укрытие пылящих органов машин с устройством от них местных отсосов воздуха. Потребный воздухообмен в помещении в таких случаях определится количеством воздуха,

удаляемого от всех одновременно работающих местных отсосов, и необходимой компенсацией его свежим воздухом. Достаточность в помещении воздухообмена, назначенного по местным отсосам, должна проверяться на поглощение других вредностей, выделяющихся в данном помещении, например, теплоизбытков.

Часто установки кондиционирования воздуха рассчитываются на удаление избыточной теплоты в теплый период года и на возмещение недостающей в помещении теплоты в холодный период года. В этом случае при известном воздухообмене температура приточного воздуха может быть определена по формулам:

для теплого периода

$$t_{np} = t_n - \frac{Q_{изб}}{c_s \cdot G_{np}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.9)$$

для холодного периода

$$t_{np} = t_n + \frac{Q_{нед}}{c_s \cdot G_{np}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.10)$$

Для поддержания заданной температуры и относительной влажности, внутри кондиционируемых помещений приточный воздух, поступающий в эти помещения, предварительно подвергают тепловлажностной обработке в кондиционере.

В летний период в зависимости от расчетных параметров наружного воздуха может заключаться в его охлаждении и осушении или может ограничиться только снижением его температуры за счет адиабатического процесса, сопровождающегося увлажнением обрабатываемого воздуха.

В тех случаях, когда в вентилируемых помещениях преобладающей вредностью является явная теплота при незначительных количествах выделяющейся влаги, то в летний период в районах с сухим и жарким климатом можно не осушать приточный воздух, а ограничиться снижением его температуры с помощью адиабатического процесса. При этом способе об-

работки часть явного тепла, содержащегося в воздухе, при контакте с капельками воды, имеющими температуру, равную температуре мокрого термометра, переходит в скрытое, снижая его температуру. Одновременно с этим увеличивается влагосодержание воздуха вследствие происходящего испарения воды. Энтальпия обрабатываемого воздуха в таких случаях остается почти неизменной.

Схема обработки приточного воздуха в кондиционере может быть как прямоточной, так и с рециркуляцией. Использование рециркуляционного воздуха в системах кондиционирования производится как зимой, так и летом. Если зимой рециркуляция экономит тепло на нагрев приточного воздуха, то летом в системах кондиционирования, работающих на охлаждение и осушение воздуха, использование рециркуляционного воздуха позволяет получить экономию холода: энтальпия наружного воздуха в таких случаях больше, чем рециркуляционного. Применять рециркуляцию в системах кондиционирования воздуха, использующих в летнее время адиабатический процесс для снижения температуры приточного воздуха, невозможно, поскольку энтальпия наружного воздуха в этих случаях всегда меньше, чем у рециркуляционного.

Системы кондиционирования воздуха, которые в летнее время работают на охлаждение с понижением энтальпии, условимся называть системами полного кондиционирования, а системы, работающие в летнее время на адиабатическом режиме увлажнения, системами неполного кондиционирования. В зимний период тепло-влажностная обработка воздуха в обеих системах одинакова и заключается в нагревании и увлажнении воздуха.

Система полного кондиционирования обеспечивает поддержание заданных параметров (температуры и относительной влажности) в течение всего года, тогда как система неполного кондиционирования в летнее время позволяет поддерживать только заданную внутреннюю температуру и то в известных пределах зависимости от параметров наружного воздуха.

2. ПОСТРОЕНИЕ НА $I-d$ ДИАГРАММЕ ОСНОВНЫХ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В ЛЕТНИЙ И ЗИМНИЙ ПЕРИОДЫ.

Исходными данными для построения процесса кондиционирования воздуха на $I-d$ - диаграмме являются расчетные параметры внутреннего воздуха t_e и φ_e , и величина углового коэффициента луча процесса в помещении ε_n вычисленная на основании известных количеств тепла и влаги, выделяющихся в помещении. Кроме того для зимнего периода известной величиной является и количество вентиляционного воздуха G_0 полученное на основании расчета летнего режима.

Наиболее простой и экономически выгодной является схема обработки приточного воздуха в летнее время с использованием адиабатического процесса, увлажнения.

Снижение температуры приточного воздуха в летнее, время с помощью адиабатического процесса широко практикуется на предприятиях текстильной промышленности, расположенных в районах с сухим и жарким климатом, в которых преобладает выделение явного тепла при незначительных выделениях влаги.

Физическая сущность указанного способа снижения температуры заключается в следующем. Наружный воздух, обрабатываемый в оросительной камере, вступает в контакт с капельками разбрызгиваемой воды, имеющей температуру мокрого термометра (т.е. $t_{\text{воды}} = t_m$), принимает состояние, близкое к состоянию насыщенного (практически $\varphi = 95\%$) за счет происходящего в этом случае испарения влаги.

Естественно, что испарение происходит лишь тогда, когда обрабатываемый воздух имеет относительную влажность ниже $\varphi = 100\%$. Источником теплоты в процессе испарения для рассматриваемой системы «вода-воздух» является воздух, а потенциалом переноса теплоты - разность тем-

ператур между воздухом и водой, которая при $t_{\text{воды}} = t_m$ равна психометрической разности температур $(t_c - t_m)$.

В результате происходящего теплообмена приточный воздух, отдавая явное тепло, снижает свою температуру. В условиях теоретического процесса при достижении полного насыщения конечная температура воздуха должна быть равна температуре мокрого термометра. Однако практически такого состояния воздуха в реальной камере не удастся.

Обычно конечная относительная влажность воздуха близка к $\varphi = 95\%$. Изложенное, позволяет сделать вывод, что в летний период из всех основных элементов, составляющих форсуночный кондиционер, функционирует только камера орошения.

В камере орошения разбрызгиваемая вода при контакте, с обрабатываемым воздухом принимает температуру мокрого термометра. Для поддержания указанной температуры воды не требуется специальных охлаждающих устройств. Из общего количества разбрызгиваемой воды испаряется всего $3 \div 5\%$. Остальная часть ее выпадает в поддон, откуда забирается насосом и направляется к форсункам. Добавление воды производится автоматически с помощью шарового крана.

Вследствие незначительного количества добавляемой, воды заметного изменения температуры разбрызгиваемой воды не наблюдается. Поэтому практически считают, что температур разбрызгиваемой воды с достаточным для расчетов приближением можно принимать равной температуре мокрого термометра, а конечное состояние обрабатываемого воздуха - определять точкой пересечения линии $I = const$ проведенной через точку заданного состояния наружного воздуха (в летний период), с кривой $\varphi = 95\%$.

Рассмотрим построение этого процесса кондиционирования воздуха на $I-d$ - диаграмме.

Заметим, что назначение относительной влажности внутреннего воздуха дается в определенных допустимых пределах, поскольку при данном способе обработки воздуха, как это будет видно из дальнейшего, не представляется возможным поддерживать заданное значение относительной влажности φ .

Если же поддержание относительной влажности воздуха внутри помещения ограничено некоторыми допустимыми пределами (например, $\varphi = a + b$) то рассматриваемый способ обработки воздуха в ряде случаев может быть успешно использован.

На рис. 1 изображена принципиальная схема такого устройства кондиционирования воздуха. Буквы Н, О, П и В, указанные в отдельных участках схемы, связывают ее с построением процесса на $I-d$ - диаграмме, на которой этими же буквами обозначены состояние воздуха в соответствующих отдельных участках схемы.

Согласно схеме наружный воздух; в количестве G_0 кг/ч поступает в кондиционер, из которого после соответствующей обработки направляется в помещение; затем отработанный воздух извлекается из помещения с помощью вытяжной системы. Такая схема обработки воздуха носит название прямоточной.

Изображенная на рис. 1 схема кондиционера условно разделена на три части в соответствии с элементами, составляющими кондиционер, в которых в процессе, обработки воздуха начинается с нанесения на $I-d$ - диаграмму точки Н, характеризующей состояние наружного воздуха. Так как в летний период оба калорифера выключаются, то наружный воздух с состоянием, соответствующим точке Н, поступает в дождевое пространство. В дождевом пространстве при контакте воздуха с капельками воды, имеющей температуру мокрого термометра, процесс изменения состояния протекает адиабатически по лучу ($\varepsilon_{yg} = 0$) и завершается в точке О пере-

сечения этого луча с кривой $\phi = 95\%$. При этом температура t_o является минимальной, которую можно достичь при использовании адиабатического процесса. Таким образом, в результате такой обработки температура воздуха снижается на $\Delta t = t_n - t_o$ градусов. Энтальпия воздуха при этом сохраняется примерно постоянной.

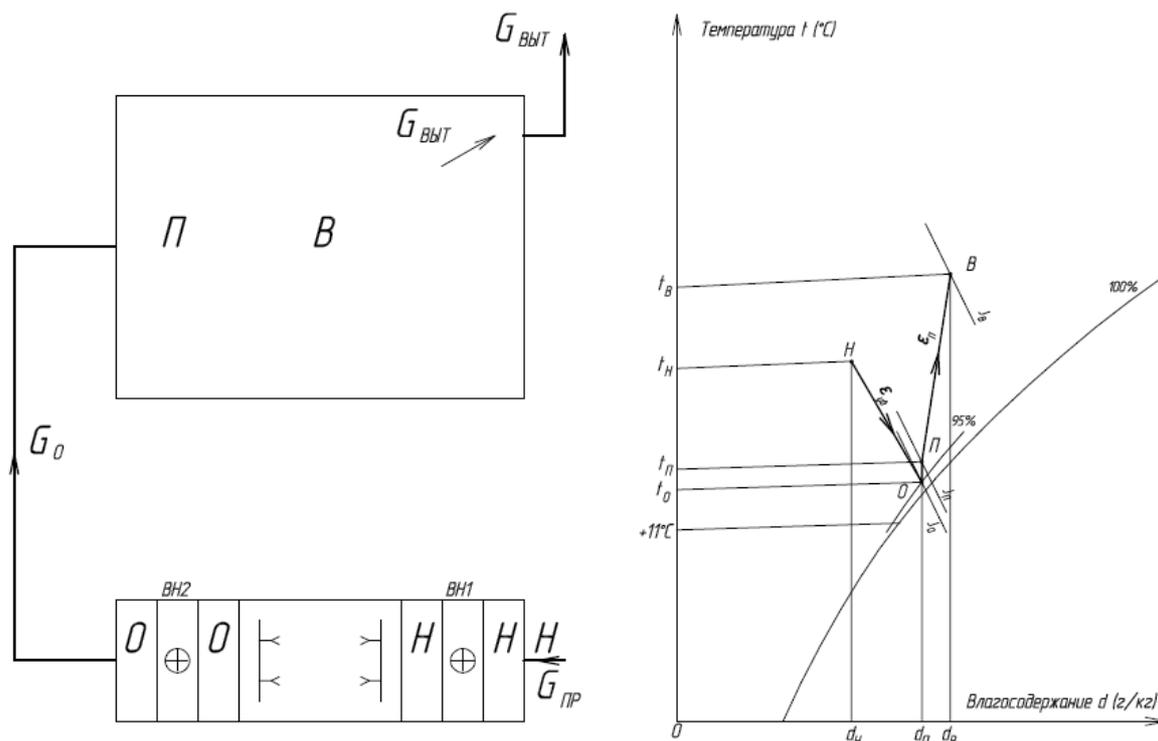


рис. 1 – Процесс адиабатического увлажнения воздуха в летнее время

Из рис. 1 нетрудно убедиться, что чем больше ϕ , тем меньше становится величина Δt . Отсюда следует, что использовать адиабатический процесс для снижения температуры приточного воздуха целесообразно только при сравнительно низких значениях относительной влажности наружного воздуха.

Обработанный воздух с состоянием, характеризуемым точкой O, проходит через вентилятор и затем по воздуховоду направляется в кондиционируемое помещение. На пути от вентилятора до кондиционируемого помещения воздух повышает свою температуру на $1 \div 1,5^\circ\text{C}$, вследствие превращения механической энергии в тепловую на валу вентилятора и пе-

редачи тепла через стенки воздуховода от воздуха, окружающего канал (температура которого близка t_n), к обработанному воздуху, проходящему по этому каналу. В результате этого повышения температуры воздух принимает окончательное состояние, характеризуемое точкой П, с которым поступает в кондиционируемое помещение. Этот процесс повышения температуры происходит по линии $d_o = d_n = const$.

Таким образом, в рассматриваемых условиях параметры точки П являются параметрами приточного воздуха. Если известны количество теплоты и влаги, выделяющиеся в помещении, а следовательно, и величина углового коэффициента луча процесса в помещении, то дальнейшее построение процесса производится следующим образом. Через точку П проводят луч ПВ. процесса в помещении до пересечения с изотермой, соответствующей заданному значению внутренней температуры. Найдя таким построением точку В, можно определить количество вентиляционного воздуха. Если относительная влажность, соответствующая точке В, удовлетворяет заданным пределам $\varphi = a + b$, то построение процесса можно считать на этом законченным.

Применять описанный метод обработки воздуха возможно только в том случае, когда точка В находится в пределах допустимых значений относительной влажности. В практике часто наблюдаются такие условия, при которых линия луча процесса в помещении проходит в зоне высоких значений относительной влажности; вследствие чего значение относительной влажности точки В выходит за допустимые пределы. Поэтому в таких случаях не представляется возможным использовать вышеописанную схему обработки воздуха, предусматривающей частичное подмешивание наружного воздуха (байпас) после дождевого пространства к воздуху, прошедшему через дождевое пространство.

Согласно этой схеме (рис. 2), в дождевое пространство подается только часть общего количества воздуха, равная G_{gn} кг/ч. Эта часть воздуха с состоянием Н, соответствующим расчетным параметрам наружного воздуха поступает, в оросительную камеру, пройдя которую, она приобретает состояние, характеризуемое точкой О (как результат адиабатического процесса). Другая часть воздуха в количестве G_o (байпасируемый воздух)

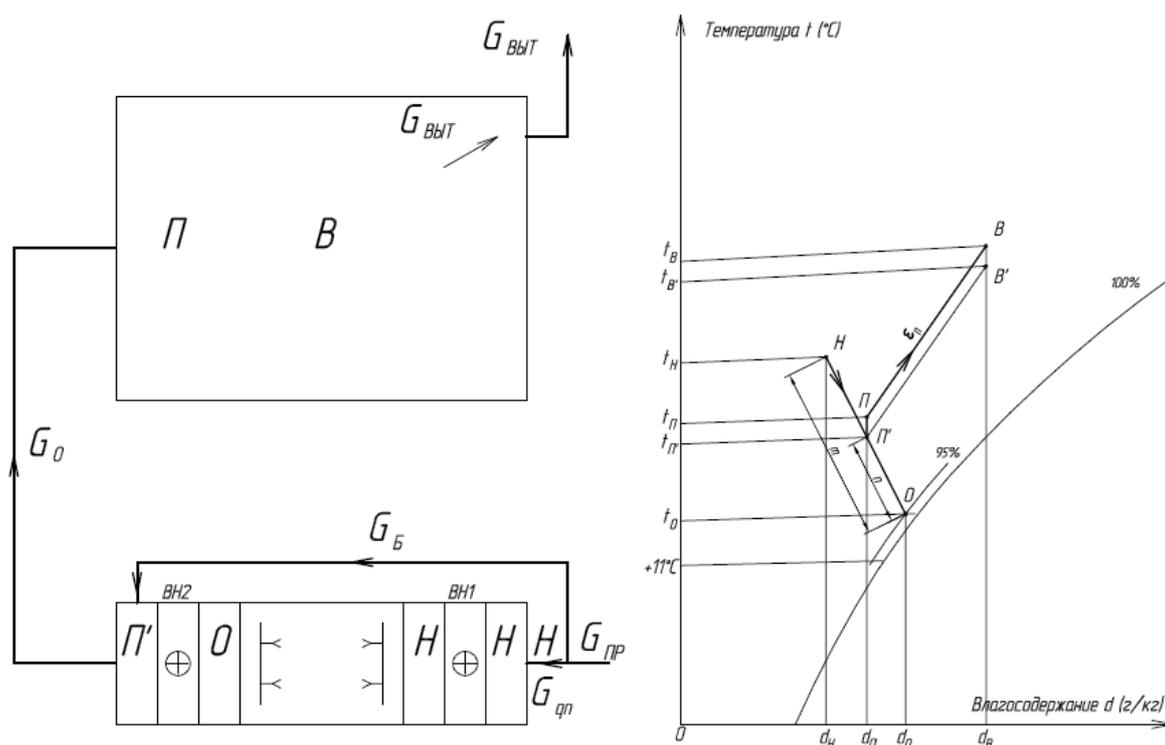


рис. 2 – Процесс адиабатического увлажнения воздуха в летнее время с применением частичного подмешивания наружного воздуха к воздуху прошедшему через дождевое пространство

с состоянием Н проходит по обводному воздуховоду (байпасу), минуя оросительную камеру и вступает в смесь с воздухом, выходящим из оросительной камеры в количестве G_{gn} и имеющий состояние, соответствующее точке О. В результате смешивания воздушно-паровая смесь приобретает состояние П', с которым этот воздух в количестве G_o проходит через вентилятор и затем поступает в воздуховод. В вентиляторе и воздуховоде воздух подогревается на $1 \div 1,5^{\circ}\text{C}$, приобретая при этом состояние, характери-

зубое точкой П, с которым он подается в, кондиционируемое помещение.

В результате поступления в этот воздух теплоты и влаги в помещении устанавливается заданное достояние внутреннего воздуха (точка В). С этим состоянием воздух извлекается вытяжной системой вентиляции.

Рассмотрим далее, построение этого процесса обработки воздуха на $I-d$ - диаграмме. Построение процесса начинают с нанесения на $I-d$ - диаграмму точки Н, имеющей параметры наружного воздуха. Затем через точку Н проводится луч адиабатического процесса испарения $\varepsilon_{ув} = 0$ до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке О, параметры которой определяют состояние воздуха, покидающего дождевое пространство.

Далее на $I-d$ - диаграмму по заданным параметрам внутреннего воздуха наносят точку В (в этом случае значение φ_B принимается вполне определенным).

От точки В вниз по линии $d_B = const$ в масштабе температур откладывают отрезок ВВ', соответствующий $1 \div 1,5^\circ\text{C}$, в результате чего получают точку В', через которую проводят луч процесса в помещении с угловым коэффициентом ε_n . Точка П' пересечения луча с линией НО определяет состояние смеси воздуха, поступающего в вентилятор. Через точку П' проводится линия $d_{П'} = const$ которой в масштабе температур откладывается отрезок П'П, соответствующий $1 \div 1,5^\circ\text{C}$. Таким путем определяют положение точки П, характеризующей состояние приточного воздуха. Далее точку П соединяют прямой с точкой В. Прямая ПВ является лучом процесса изменения состояния воздуха в помещении. На этом построение процесса заканчивается.

Так как в результате проведенного построения определились параметры приточного воздуха, то его количество легко может быть найдено:

$$G_o = \frac{Q_{изб}}{I_B - I_{П}}, \text{ кг/ч}$$

Для того, чтобы определить количество воздуха, пропускаемого через дождевое пространство и байпас, воспользуемся пропорцией:

$$\frac{G_o}{HO} = \frac{G_o}{\Gamma'O}$$

откуда

$$G_o = G_o \frac{\Gamma'O}{HO}$$

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство будет равно:

$$G_{gn} = G_o - G_o$$

В соответствии с построенной схемой обработки воздуха количество влаги, подлежащее испарению для увлажнения, воздуха, составляет:

$$W = G_{gn} (d_o - d_n) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч}$$

На рис. 3 изображена принципиальная схема устройства приточной системы кондиционирования воздуха в летнее время. Согласно этой схеме, наружный воздух в количестве G_o поступает в оросительную камеру, в которой разбрызгивается охлажденная вода, имеющая температуру ниже температуры точки росы.

При контакте воздуха с капельками воды он охлаждается, осушается, приобретая в конце оросительной камеры заданное влагосодержание при насыщении, обычно равное $\varphi = 95\%$. Так как при этом температура воздуха становится ниже необходимой, температуры приточного воздуха, то для доведения до указанной температуры воздух после оросительной камеры направляется в калорифер второго подогрева в котором он нагревается до заданной температуры выхода из кондиционера. Эту температуру обычно принимают на $1 \div 1,5^\circ\text{C}$ ниже необходимой температуры приточного воздуха.

Последнее объясняется тем, что отработанный воздух на пути из кондиционера в помещение нагревается за счет превращения механической энергии в тепловую в вентиляторе и теплопередачи через стенки воздуховода, проходящего в помещениях, имеющих температуру более высокую, нежели температура приточного воздуха, перемещающегося, по воздуховоду.

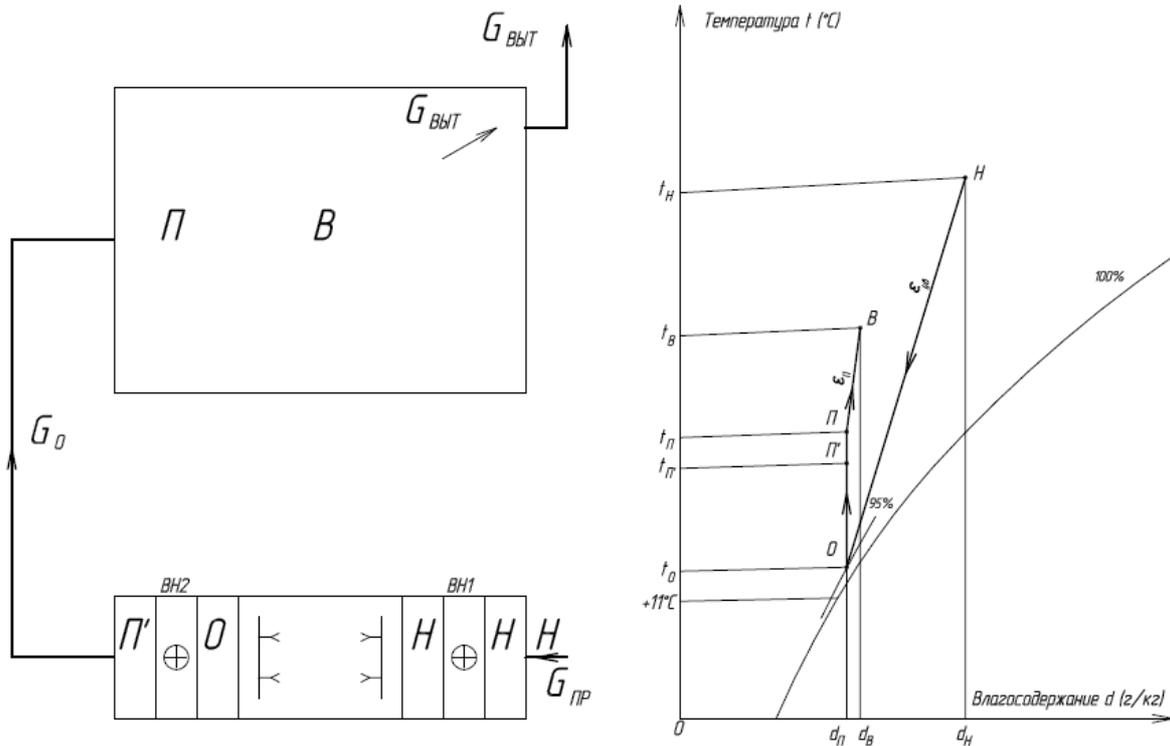


рис. 3 – Прямоточный процесс обработки воздуха в летнее время

На рис 3 дан пример построения рассматриваемого процесса на $I-d$ - диаграмме. Через точку В, соответствующую заданному состоянию воздуха в помещении, проведен луч процесса в помещении ВП до пересечения с изотермой принятой температуры приточного воздуха t_n . Далее определяют количество вентиляционного воздуха (который при данной схеме обработки целиком забирается снаружи).

$$G_n = G_o = \frac{Q_{изб}}{I_B - I_{П}}, \text{ кг/ч}$$

Через точку П проводят луч подогрева воздуха в калорифере второго

подогрева до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке О, параметры которой соответствуют его состоянию на выходе из дождевого пространства. Через точку Н, соответствующую состоянию наружного воздуха, и точку О проводится прямая, которая является лучом процесса изменения состояния воздуха в форсуночной камере. На этом построение процесса на диаграмме заканчивают.

Согласно описанному построению, охлажденная мощность камеры будет равна:

$$Q_{охл} = G_o (I_H - I_O), \text{ кВт}$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева составит:

$$Q_{II} = G_o (I_{II'} - I_O), \text{ кВт}$$

Изотерма точки II', как было указано выше, на $1 \div 1,5^\circ\text{C}$ ниже принятой температуры приточного воздуха.

Повышение теплосодержания воздуха от $I_{II'}$ до I_{II} происходит за счет поступления тепла по пути движения воздуха от кондиционера до обслуживаемого помещения.

На рис. 4 изображена прямоточная схема устройства кондиционирования воздуха в зимнее время. Наружный воздух в количестве G_o поступает в калориферы первого подогрева, в которых он подогревается до той температуры, при которой его теплосодержание будет соответствовать расчетному теплосодержанию адиабатического процесса увлажнения. Затем воздух поступает в оросительную камеру, где происходит адиабатический процесс увлажнения, в результате которого воздух получает заданное влагосодержание (приточного воздуха) при относительной влажности $\varphi = 95\%$.

Поскольку при адиабатическом процессе испарения температура воздуха по выходе из оросительной камеры достаточно близка к температуре мокрого термометра, которая обычно ниже заданной температуры

приточного воздуха, то для доведения его температуры до заданной он подвергается дополнительному нагреву в калорифере второго подогрева. На $I-d$ - диаграмму наносят точку В соответствующую состоянию внутреннего воздуха, через которую проводят луч процесса.

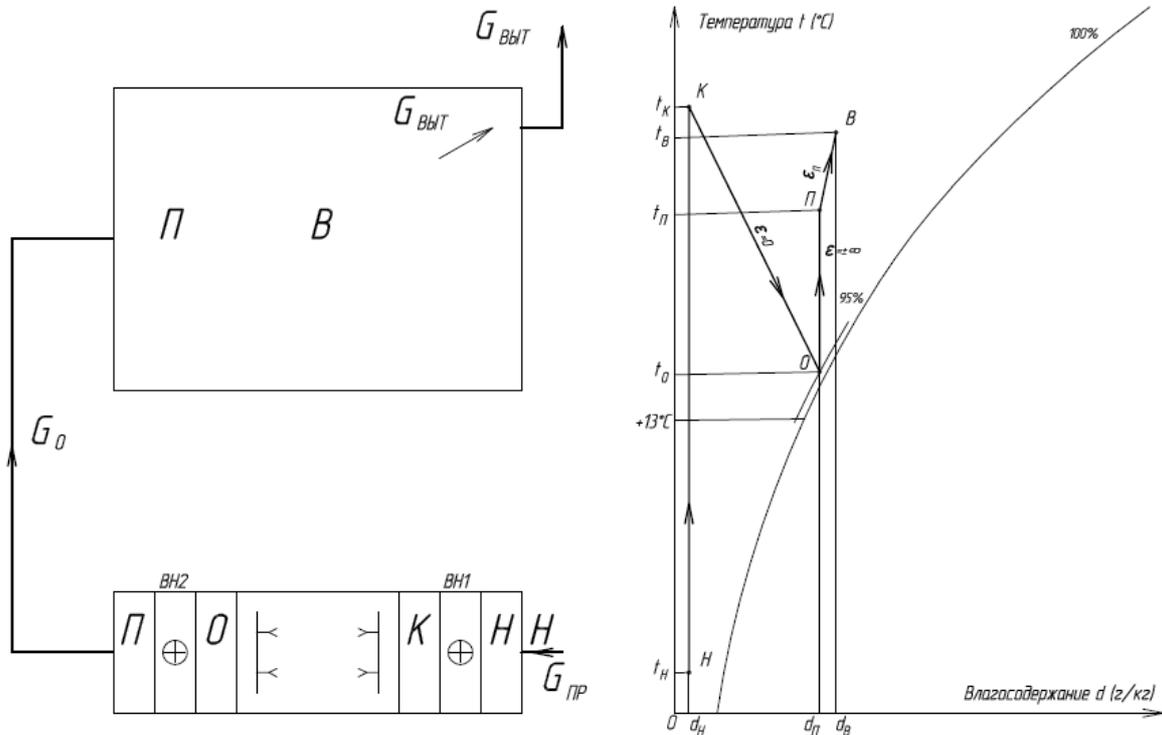


рис. 4 – Прямоточный процесс обработки воздуха в зимнее время

Для определения состояния приточного воздуха необходимо найти величину:

$$\Delta d = \frac{W + \sum G}{G_o} \cdot 10^3, \text{ г/кг сух.возд}$$

Зная Δd нетрудно определить и величину влагосодержания приточного воздуха:

$$d_{\text{п}} = d_{\text{в}} - \Delta d, \text{ г/кг сух.возд}$$

Проведя линию $d_{\text{п}} = \text{const}$ до пересечения ее с лучом, процесса в помещении, получим точку пересечения П, параметры которой определяют искомое состояние приточного воздуха при условии сохранения в зимний период количества вентиляционного воздуха, определяемого расчётом

летнего режима.

Пересечение линии $d_{II} = const$ с кривой $\varphi = 95\%$ определяет точку О, параметры которой соответствуют состоянию воздуха, покидающего доленое пространство.

Затем, проведя через точку О линию адиабаты $I_O = const$ через точку Н, соответствующую состоянию наружного воздуха, линию луча процесса нагревания воздуха в калорифере первого подогрева, получим точку К пересечения этих линий, параметры которой определяют, состояние воздуха перед дождевым пространством. На этом построение процесса на $I-d$ - диаграмме заканчивается.

Следует отметить, что здесь, в отличие от построения процесса летнего режима, попутное нагревание воздуха в каналах не учитывают вследствие незначительной разности температур в каналах и в помещениях, где они проложены.

Расход тепла в калорифере первого подогрева составляет:

$$Q_I = G_o (I_K - I_H), \text{ кВт}$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева будет равен:

$$Q_{II} = G_o (I_{II} - I_O), \text{ кВт}$$

Количество испарившейся воды равно:

$$W = G_o (d_O - d_H) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч}$$

На рис. 5 изображена принципиальная схема устройства кондиционирования воздуха для летнего периода с первой рециркуляцией и вторым подогревом. В соответствии с требованиями санитарных норм снаружи забирается воздух в количестве G_n кг/ч. Перед долевым пространством к наружному воздуху подмешивается рециркуляционный воздух в количестве G_{p1} кг/ч.

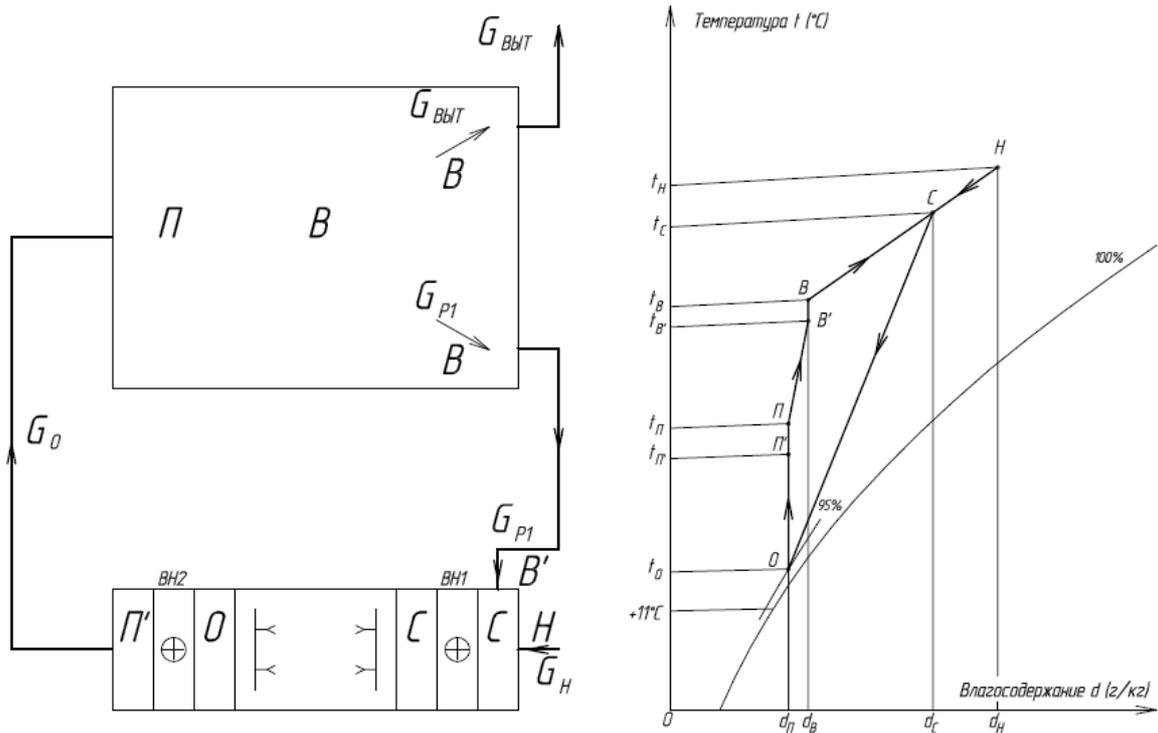


рис. 5 –Процесс обработки воздуха в летнее время с первой рециркуляцией и вторым подогревом

После подмешивания воздух в количестве G_o поступает в оросительную камеру, в которой он охлаждается и осушается, и затем подогревается в калорифере второго подогрева до заданной температуры выхода воздуха из кондиционера.

Из кондиционируемого помещения часть воздуха в количестве G_{p1} забирается на рециркуляцию, а другая часть удаляется с помощью вытяжной системы вентиляции и через неплотности ограждений за счет подпора, обычно создаваемого в кондиционируемых помещениях.

Построение процесса следует начинать с нанесения на $I-d$ - диаграмму точки В, соответствующей параметрам внутреннего воздуха, через которую проводится луч процесса в помещении до пересечения с изотермой заданной температуры приточного воздуха. Определив таким путем параметры приточного воздуха, находим количество вентиляционного воздуха:

$$G_o = \frac{Q_{изб}}{I_B - I_{II}}, \text{ кг/ч}$$

Через точку II проводим луч подогрева ($\varepsilon = -\infty$) до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ (точка O). Параметры точки O соответствуют состоянию воздуха, покидающего доленое пространство. Далее наносим точку H, соответствующую состоянию наружного воздуха, и точку B' соответствующую состоянию рециркуляционного воздуха перед входом его в камеру смешивания кондиционера. Точки B' и H соединяем прямой линией, которая является линией смеси наружного и рециркуляционного воздуха перед дождевым пространством.

Положение точки C, соответствующей состоянию смеси воздуха, можно найти из пропорции:

$$\frac{G_o}{G_H} = \frac{B'H}{B'C}$$

откуда

$$B'C = \frac{G_H}{G_o} B'H$$

Количество рециркуляционного воздуха в этом случае составляет:

$$G_{p1} = G_o - G_H$$

Отложив от точки B' полученную длину отрезка B'C, находим на прямой смеси B'H положение точки C. Через точки C и O проводим прямую луча процесса охлаждения и осушения воздуха в дождевом пространстве.

Охлаждающая мощность камеры в этом случае будет равна:

$$Q_{охл} = G_o (I_C - I_o), \text{ кВт}$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева:

$$Q_{II} = G_o (I_{II'} - I_o), \text{ кВт}$$

На рис 6 изображена схема устройства кондиционирования воздуха в

зимний период с первой рециркуляцией. Из рассмотрения схемы видно, что к наружному воздуху перед калорифером первого подогрева подмешивается рециркуляционный воздух, после чего смесь воздуха проходит через калорифер первого подогрева, в котором она подогревается до необходимой температуры. Затем смесь поступает в камеру, орошения, в которой в результате адиабатического процесса увлажнения она приобретает заданное влагосодержание приточного воздуха при насыщении $\phi = 95\%$. Из оросительной камеры воздух подается в калорифер второго подогрева, где нагревается до заданной температуры приточного воздуха, с которой он поступает в помещение.

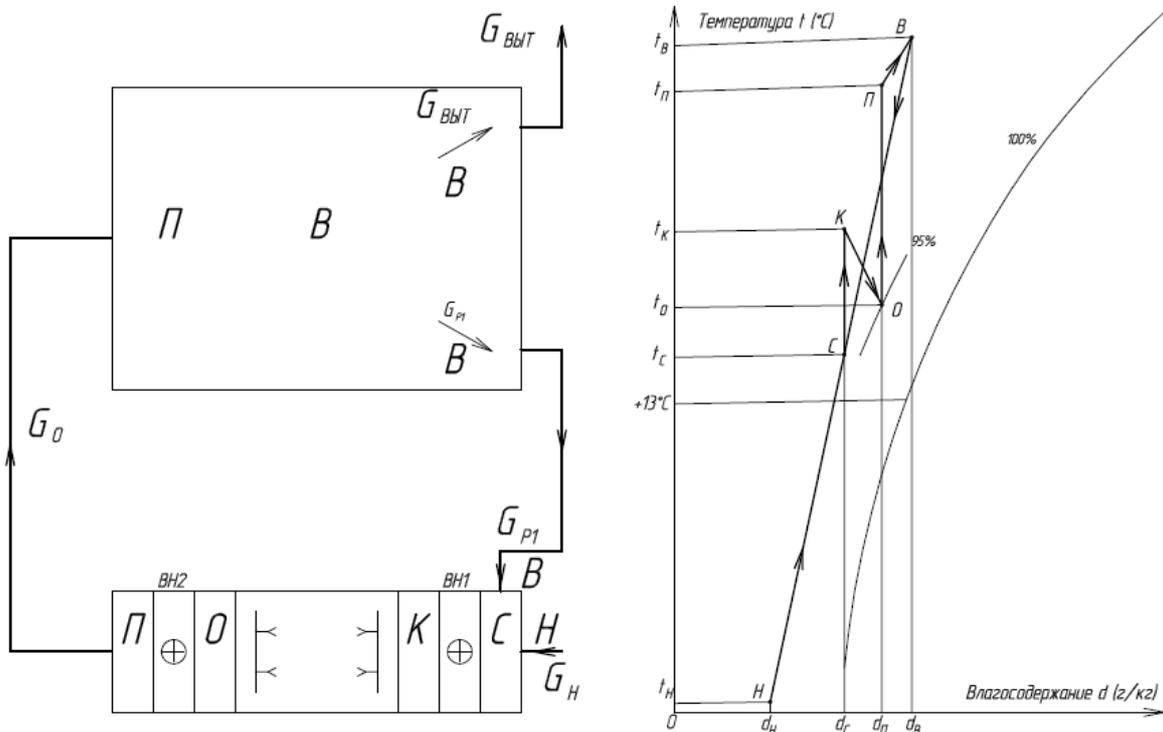


рис. 6 – Процесс обработки воздуха в зимнее время с первой рециркуляцией

Построение этого процесса на $I-d$ - диаграмме начинают с нанесения на нее точки В, соответствующей заданному состоянию внутреннего воздуха, через которую проводится луч процесса в помещении. Далее определяется ассимилирующая способность приточного воздуха по влаге

$$\Delta d = \frac{W + \sum G}{G_o} \cdot 10^3, \text{ г/кг сух.возд}$$

Следовательно, влагосодержание приточного воздуха должно быть равно:

$$d_{II} = d_B - \Delta d, \text{ г/кг сух.возд}$$

Пересечение луча процесса в помещении с линией $d_{II} = const$ определяет точку П, соответствующую состоянию приточного воздуха.

Через точку П проводят луч процесса нагревания воздуха в калорифере второго подогрева до пересечения с кривой $\phi = 95\%$. Это пересечение определяет положение точки О, характеризующей состояние воздуха, покидающего дождевое пространство. Далее наносят точку Н, соответствующую состоянию наружного воздуха, и проводят прямую смеси ВН. Положение точки С смеси на этой прямой может быть найдено на основании пропорции:

$$\frac{G_o}{NB} = \frac{G_H}{BC}$$

отсюда

$$BC = \frac{G_H}{G_o} NB$$

Откладывая от точки В отрезок ВС, находим на прямой смеси положение точки С, параметры которой определяют состояние смеси воздуха, поступающего в калорифер первого подогрева.

Проведя через точку О луч процесса нагревания воздуха в калорифере первого подогрева до пересечения с адиабатой I_o , получим точку К, характеризующую состояние воздуха перед дождевым пространством.

В соответствии с произведенным построением расход тепла в калорифере первого подогрева составляет:

$$Q_I = G_o (I_K - I_C), \text{ кВт}$$

при этой схеме обработки необходимо больше охлаждать воздух, вследствие чего требуется более низкая температура охлаждающей воды.

Рассмотрим построение этого процесса на $I-d$ - диаграмме. Через точку В (рис. 7), соответствующую параметрам внутреннего воздуха, проводим луч процесса в помещении до пересечения с изотермой принятой температуры приточного воздуха t_n . Затем, по аналогии с предыдущим, определим количество вентиляционного воздуха G_o . Через точки В и П проводим, соответственно вверх и вниз вертикальные прямые ($d = const$) ВВ', ПП', отражающие нагревание приточного и рециркуляционного воздуха в каналах и вентиляторе. Через точки В' и П' проведем прямую до пересечения с кривой $\phi = 95\%$ в точке О, соответствующей состоянию воздуха, выходящего из дождевого пространства.

Так как точка П', определяющая состояние воздуха, выходящего из кондиционера, лежит на прямой В'О, то, исходя из этого, заключаем, что получить воздух состояния П' можно, смешав воздух состояния В' с воздухом, выходящим из дождевого пространства, с состоянием, соответствующим точке О. Количество воздуха второй рециркуляции определим из пропорции:

$$\frac{G_o}{G_{p2}} = \frac{OB'}{OP'}$$

Так как было определено ранее, а длины отрезков можно принять на основании произведенного построения, то единственной неизвестной величиной в этой пропорции является количество воздуха второй рециркуляции.

$$G_{p2} = G_o \frac{OP'}{OB'}$$

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство будет равно:

$$G_{gn} = G_o - G_{p2}$$

Как обычно, количество наружного воздуха G_n бывает заранее заданным. Поэтому, зная количество воздуха, проходящего через дождевое пространство и представляющего собой сумму количества наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции, нетрудно определить величину последнего:

$$G_{p1} = G_{gn} - G_n$$

Далее наносим точку Н, соответствующую состоянию наружного воздуха, и проводим прямую В'Н являющуюся прямой смеси воздуха первой рециркуляции с наружным воздухом. Положение точки С, характеризующей состояние воздуха перед дождевым пространством, находим на основании пропорции

$$\frac{G_{gn}}{B'H} = \frac{G_H}{B'C}$$

отсюда

$$BC = \frac{G_H}{G_{gn}} B'H$$

Отложив от точки В' длину отрезка В'С, найдем положение точки смеси С на прямой В'Н. Проведя через точки С и О прямую, получим луч процесса охлаждения и осушения в форсуночной камере.

Охлаждающая мощность камеры будет равна:

$$Q_{охл} = G_{gn} (I_C - I_O), \text{ кВт}$$

Эту схему обработки воздуха в зимнее время применяют только в том случае, когда в летний период используется схема обработки того же наименования. Последнее объясняется более простым решением системы автоматического регулирования кондиционирующей установки.

На рис. 8 приведена принципиальная схема кондиционирования воздуха в зимнее время с первой и второй рециркуляциями. Наружный воздух в количестве G_n поступает в калорифер первого подогрева, в котором нагревается до определенной температуры. После этого он смешивается с воздухом первой рециркуляции в количестве G_{p1} . Смесь поступает в дождевое пространство, где она адиабатически увлажняется до определенного предела ($\phi = 95\%$), смешивается с воздухом второй рециркуляции в количестве G_{p2} . Далее смесь проходит через калорифер второго подогрева, где нагревается до заданной температуры приточного воздуха.

На рис. 8 приведено построение рассматриваемого процесса на $I-d$ -

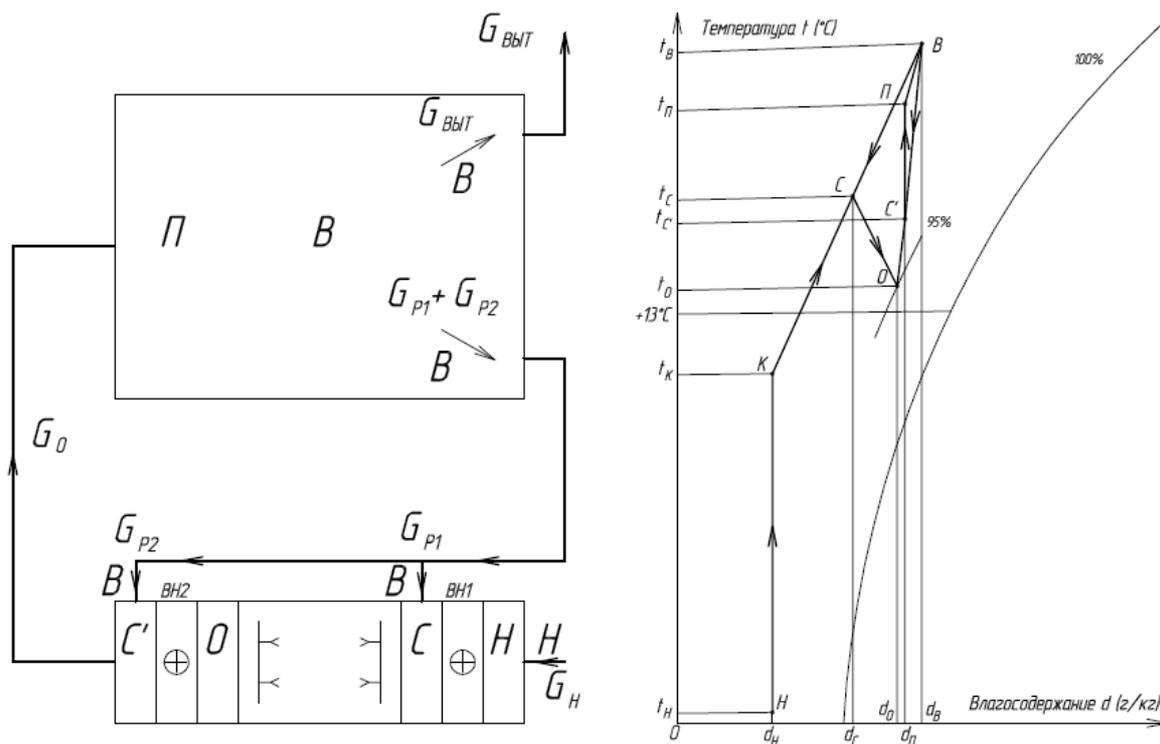


рис. 8 –Процесс обработки воздуха в зимнее время с первой и второй рециркуляцией

диаграмме. Это построение проводят следующим образом. Наносят точку B , соответствующую состоянию внутреннего воздуха, через которую проводят луч процесса в помещении. Затем определяют ассимилирующую способность с приточного воздуха по влаге.

$$\Delta d = \frac{W + \sum G}{G_o} \cdot 10^3, \text{ г/кг сух.возд}$$

Далее определяют влагосодержание приточного воздуха

$$d_{\Pi} = d_B - \Delta d, \text{ г/кг сух.возд}$$

Положение точки П (характеризующей состояние приточного воздуха) находят на пересечении луча процесса в помещении с линией $d_{\Pi} = const$. Линия ВО, нанесенная на этом рисунке, изображает линию смеси воздуха, проходящего дождевое пространство, и воздуха второй рециркуляции. Так как состояние воздуха, поступающего в калорифер второго подогрева, определяется состоянием указанной смеси воздуха, то точка смеси С' должна лежать на этой прямой в месте пересечения ее с лучом нагревания (в калорифере второго подогрева), проведенном через точку П.

Следует заметить, что положение точки О нужно выбирать так, чтобы точка С' делила прямую ОВ на отрезки, обратно пропорциональные количеству воздуха второй рециркуляции и количеству воздуха, прошедшего через дождевое пространство. Для того чтобы найти такое положение точки О, рассмотрим подобие двух треугольников: ОВ и С'В. Из их подобия можно написать:

$$\frac{OB}{C'B} = \frac{On}{C'r} = \frac{G_o}{G_{gn}}$$

Так как согласно произведенному расчету летнего режима G_o , G_{gn} , G_{p1} , G_{p2} известны, то обозначив отношение $G_o/G_{gn} = a$ и выразив отрезки On и $C'r$ через разности влагосодержаний, выражение можно переписать в следующем виде:

$$\frac{OB}{C'B} = \frac{d_B - d_o}{d_B - d_{\Pi}} = a$$

В выражении единственной неизвестной является искомая величина d_o (влагосодержание воздуха, покидающего дождевое пространство). Ре-

шив это выражение относительно d_o будем иметь:

$$d_o = d_B - a(d_B - d_H), \text{ г/кг сух.возд}$$

Определив значение d_o и зная, что воздух покидает дождевое пространство при $\varphi = 95\%$, положение точки О можем найти на основании этих двух известных параметров (d_o и φ)

Через точку О проводим луч адиабатического процесса увлажнения, а через точку Н луч нагревания наружного воздуха в калорифере первого подогрева. Линия смеси нагретого наружного воздуха с рециркуляционным должна проходить через точку В и пересекать как луч адиабатического процесса увлажнения (точка С), так и луч нагревания наружного воздуха (точка К).

При этом положении линии, проведенной через точку В, должно быть таково, чтобы точка С делила прямую КВ на отрезки, обратно пропорциональные количествам наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции. Рассмотрим подобные треугольники KBm и CBl . Из их подобия следует:

$$\frac{KB}{CB} = \frac{Km}{Cl} = \frac{G_{gn}}{G_n}$$

Обозначив отношение $G_{gn}/G_n = b$ и выразив отрезки Km и Cl через разности влагосодержаний, получим:

$$\frac{KB}{CB} = \frac{d_B - d_H}{d_B - d_C} = b$$

В выражении единственным неизвестным является искомая величина d_C . Решив уравнение относительно величины d_C получим:

$$d_C = d_B - \frac{d_B - d_H}{b}, \text{ г/кг сух.возд}$$

Для определения положения точки С, характеризующей состояние смеси воздуха перед дождевым пространством, на поле $I-d$ -диаграммы

проведем линию $d_c = const$ до пересечения с адиабатой, проведенной через точку О. Затем, проведя прямую через точки В и С и продолжив ее до пересечения с лучом нагревания воздуха в калорифере первого подогрева, получим точку, характеризующую состояние наружного воздуха после калорифера первого подогрева. На этом построение процесса заканчивается. В соответствии с произведенным построением расход теплоты на нагревание наружного воздуха в калорифере первого подогрева составляет:

$$Q_I = G_H (I_K - I_H), \text{ кВт}$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева:

$$Q_{II} = G_o (I_{II} - I_{C'}), \text{ кВт}$$

Количество испаряющейся воды:

$$W = G_{gn} (d_o - d_c) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч}$$

3. ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ

Для охлаждения воды или рассола, а также для непосредственного охлаждения воздуха в практике кондиционирования используют естественные и искусственные источники холода.

Естественными источниками холода могут быть артезианская вода, воды горных рек и лед.

Охлаждение и осушение воздуха часто происходит при начальной температуре воды $8 \div 10$ °С. Воду при такой температуре можно получить из артезианских источников. В горных районах температура речной воды обычно не превышает 5 °С. В случае применения артезианской воды или из горной реки необходимо непрерывно менять такую воду по мере повышения ее температуры. Холодная вода в таких установках непосредственно из сети или с подкачкой насосом подается в кондиционер, где она нагревается, а затем сбрасывается в водосток или используется для производственных нужд.

Применение артезианской воды в некоторых случаях имеет известные экономические преимущества по сравнению с искусственными источниками холода. Если для отведения нагретой воды в водоем необходимы водостоки большой протяженности, целесообразность использования артезианской воды следует установить путем технико-экономических сравнений.

Одним из недостатков артезианской воды как источника холода является довольно высокая температура, не позволяющая в ряде случаев обеспечить необходимое осушение обрабатываемого воздуха.

Лед в качестве источника холода можно применять для небольших установок кондиционирования воздуха. При этом качество льда должно удовлетворять санитарно-гигиеническим требованиям.

Для охлаждения и осушения воздуха использовать лед можно в двух

вариантах. В первом варианте охлаждение и осушение воздуха происходит при непосредственном контакте льда с обрабатываемым воздухом. Во втором варианте при помощи льда производится охлаждение воды, подаваемой в кондиционер.

Первый вариант можно применять лишь в небольших установках кондиционирования с пониженными требованиями к обрабатываемому воздуху. Последнее объясняется возможностью обеспечить в таких установках необходимое регулирование параметров обрабатываемого воздуха вследствие непрерывного изменения величины поверхности льда по мере его таяния.

Для осуществления искусственного охлаждения используют следующие физические явления:

1. Изоэнтропическое (либо близкое к этому процессу) расширение газа с совершением внешней работы.
2. Дросселирование реального газа (эффект Джоуля-Томпсона) .
3. Эффект вихревого температурного разделения газа (эффект Ранка).
4. Испарение жидкостей при низких температурах.
5. Десорбция газов из их растворов в жидкостях.
6. Десорбция газов, поглощенных твердыми телами.
7. Термоэлектрический эффект Пелтье.
8. Магнито-электрический эффект размагничивания твердого тела.

Методы получения холода, основанные на перечисленных, физических эффектах, используют в холодильных машинах непрерывного и периодического действия, работающих, по замкнутому или разомкнутому циклу.

В качестве хладагентов в холодильных циклах используют газы, свободные электроны в металлах (электронный газ) и связанные электроны парамагнитных веществ.

Изоэнтропическое расширение газа, иногда называемое адиабатным

- это процесс обратимого расширения газа с выполнением внешней работы при отсутствии теплообмена с окружающей средой.

При изоэнтропическом расширении газ охлаждается в результате превращения внутренней энергии газа в работу. Практически этот процесс осуществляется в расширительных машинах поршневого, турбинного или роторного типов.

При изоэнтропическом расширении газа с начальной температурой T от давления P_1 до давления P при совершении внешней работы температура газа снижается на величину

$$\Delta T = T_1 \left[1 - \left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \text{ К}$$

где k - показатель адиабаты.

Дросселированием называется снижение давления потока в процессе прохождения газа или жидкости через небольшое отверстие при отсутствии теплообмена с окружающей средой, причем поток не производит внешней работы.

Охлаждение реального газа при дросселировании происходит за счет совершения работы против сил взаимодействия молекул и работы, связанной с различной сжимаемостью среды до и после расширения.

Основное охлаждение газа происходит в результате совершения работы против сил взаимодействия молекул. Возрастание объема газа при дросселировании приводит к увеличению расстояний между молекулами. Произведение сил притяжения между молекулами на приращение расстояния между ними равно изменению внутренней энергии газа.

Вызванное изменением внутренней энергии падение температуры определяется соотношением

$$\Delta T = \int_{P_1}^P \alpha idP$$

где α_i - дифференциальный дроссельный эффект.

Эффект вихревого температурного разделения газа реализуется в устройстве, называемом вихревой трубой, которая является крайне простой и не имеет движущихся частей. Схематическая конструкция вихревой трубы представлена на рис. 9.

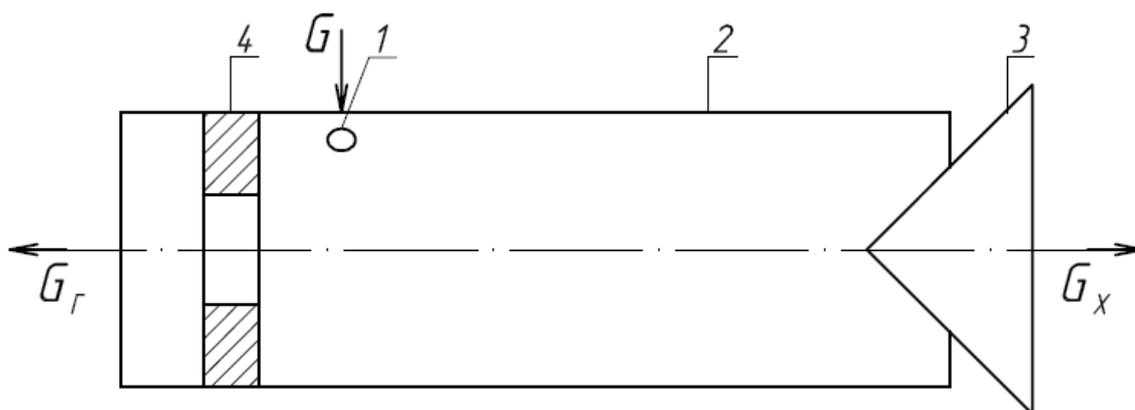


рис. 9 – Схематическая конструкция вихревой трубы представлена

Сжатый воздух через сопловой ввод 1 поступает в камеру энергетического разделения 2, где образуется вихрь, движущийся вдоль камеры в сторону дросселя 3. Регулируя проходное сечение дросселя, можно изменять массовые доли потоков, покидающих вихревую трубу через дроссель и диафрагму 4. При этом поток, вытекающий через дроссель, имеет более высокую температуру, а поток, вытекающий через диафрагму, более низкую, чем температура подводимого сжатого воздуха.

Физическая сущность процессов, происходящих в вихревой трубе, сводится к следующему. В закрученном потоке газа в камере энергетического разделения возникают значительные центробежные ускорения, способные влиять на тепловые скорости молекул газа. И, таким образом, при движении молекул от периферии вихря к оси они преодолевают центробежное ускорение, что приводит к уменьшению средней скорости молекул приосевых слоев вихря, а, следовательно, к уменьшению термодинамической температуры газа этих слоев.

Так как закрученный поток находится в равновесии, то такое же ко-

личество молекул движется в обратном направлении от оси вихря к его периферии. Но здесь направление теплового движения молекул совпадает с направлением центростремительного ускорения, за счет чего скорость теплового движения увеличивается, что в конечном итоге ведет к увеличению термодинамической температуры периферийных слоев газа.

Эффективность охлаждения η_x с помощью вихревого эффекта оценивается отношением разности между конечной и начальной температурами потока при охлаждении в трубе Ранка к изоэнтروпической разности температур потока при том же перепаде давлений:

$$\eta_x = \frac{\Delta T_x}{\Delta T_s} = \frac{T_1 - T_x}{T_1 \left[1 - \left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

где T_1, P_1 - абсолютная температура и давление входящего в трубу воздуха; T_x, P_x - абсолютная температура и давление холодного воздуха.

При расширении в вихревой 'трубе на 1 кг поступающего газа приходится μ кг холодного потока (μ - отношение массы холодного потока к массе всего потока на входе в трубу) Поэтому действительная эффективность охлаждения с помощью вихревого эффекта меньше величины η_x и оцениваются произведением $\eta_x \mu$.

Испарение жидкости. Температура кипения и конденсации жидкости является функцией давления; причем, чем ниже давление, тем ниже температура кипения. В качестве хладагентов часто используют вещества, которые при высоком давлении и при температуре окружающей среды могут быть превращены в жидкость. Испарение этой жидкости при низком давлении происходит при температуре ниже температуры окружающей среды.

К наиболее распространенным хладагентам относятся аммиак, углекислота, сернистый ангидрид, пропан, фреоны. Десорбция газов из растворов. Многие газы хорошо растворяются в жидкостях, например, аммиак в

воде, углекислота в спирте и т.д. Растворимость газов в жидкостях возрастает с увеличением давления пропорционально этому давлению.

Выделение газа из жидкости, так же как и испарение, сопровождается резким увеличением объема и отводом тепла растворения. Разработаны методы получения холода, основанные на десорбции газов из растворов. Этот процесс, например, использован в циклах водноаммиачных абсорбционных холодильных машин и в разомкнутых холодильных системах с использованием растворов углекислоты в этиловом спирте.

Количество теплоты растворения и соответственно теплоты десорбции в первом приближении могут быть приняты равными, конденсации при тех же значениях давления.

Десорбция газов, поглощенных твердыми телами. Пористые твердые тела с развитой поверхностью, называемые адсорбентами, обладают способностью поглощать газы. Иногда такое поглощение сопровождается образованием нестойких химических соединений (комплексов).

Адсорбция газов твердыми телами увеличивается с ростом давления. При снижении давления происходит десорбция газа, сопровождающаяся отводом тепла; этот процесс может быть использован для получения холода. В холодильной практике используют процесс поглощения аммиака хлористым кальцием и силикагелем.

Термоэлектрический эффект (открыт Пелтье) основан на следующем физическом явлении: если через цепь, состоящую из двух разных проводников, пропустить электрический ток, то один, спай охлаждается, а второй - нагревается.

Разность температур горячего T_g и холодного T_x спаев пропорциональна в некотором интервале напряжений приложенному напряжению E :

$$E = \alpha(T_g - T_x)$$

где α - коэффициент, определяющий величину термоэлектродвижущей силы при разности температур горячего и холодного спаев 1°C .

Магнитно-электрический эффект, основанный на взаимодействии магнитного поля и молекул парамагнитных веществ, используют только при необходимости получения температур, близких к абсолютному нулю.

В системах кондиционирования воздуха наиболее широкое применение

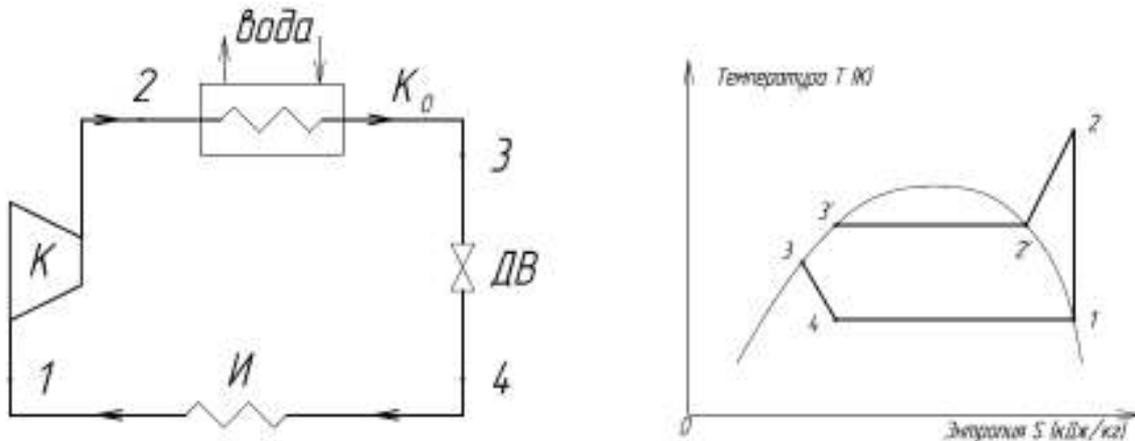


рис. 10 – Парокомпрессионный холодильный цикл

ние получил способ получения пониженных температур при помощи испарения жидкостей.

Рассмотрим парокомпрессионный холодильный цикл.

Схема парокомпрессионного холодильного цикла с передачей холода потребителю с помощью хладоносителя и графическое изображение цикла в $p-i$ координатах приведены на рис. 10. Цикл осуществляется в системе, состоящей из компрессора К, конденсатора К_о, дроссельного вентиля ДВ, испарителя И, рассольного насоса РН и потребителя холода - холодильной камеры ХК. Система работает следующим образом: пары хладагента с параметрами T_1 , P_1 забираются компрессором К сжимаются до состояния характеризуемого точкой 2 (см. рис. 10) охлаждаются (линия 2-2), а затем конденсируются (линия 2-3) и переохлаждаются (линия 3-3) в конденсаторе К_о. Переохлажденная жидкость дросселируется до давления $P_4 = P_1$ (линия 3-4), а затем испаряется в испарителе И (линия 4-1).

В цикле холодильной машины отводится теплота q_o (линия 4-1) от охлаждаемого тела или среды при низкой температуре кипения хладагента.

Затем воде или воздуху передается теплота q_1 (линия 2-3) путем конденсации паров хладагента при более высоком давлении и температуре. Для осуществления такой передачи тепла затрачивается работа Al , которая превращается в теплоту и передается окружающей среде.

Для 1 кг циркулирующего хладагента могут быть записаны следующие основные соотношения.

Работа, затрачиваемая в компрессоре (процесс 1-2)

$$Al = i_2 - i_1, \text{ кДж/кг}$$

Холодопроизводительность (процесс 4-1)

$$q_o = i_1 - i_4, \text{ кДж/кг}$$

Тепло, передаваемое в окружающую среду (процесс 2-3).

$$q_1 = i_2 - i_3, \text{ кДж/кг}$$

Холодильный цикл парокомпрессионной холодильной машины связан с изменением фазового состояния холодильного агента при подводе и отведении тепла. Последнее является основным свойством, обуславливающим возможность использования того или иного вещества в качестве холодильного агента. Кроме того, холодильные агенты должны быть безвредны, взрывобезопасны, инертны в отношении металлов, иметь умеренное давление в области рабочих температур и хорошую термодинамическую характеристику.

Для установок кондиционирования воздуха первые два свойства являются главными. Благодаря взрывобезопасности холодильной установки ее возможно, располагать непосредственно в обслуживаемом здании.

Режим работы холодильной машины определяется следующими тремя основными температурами:

1. температурой испарения t_o , которую принимают несколько ниже температуры охлаждаемой среды в испарителе (воды или рассола);
2. температурой конденсации t_k , которую принимают несколько выше

температуры охлаждающей воды (или воздуха) в конденсаторе.

3. температурой переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем t_p .

Постоянным температурам испарения и конденсации соответствуют определенные постоянные давления, создаваемые компрессором: на стороне всасывания - давление испарения p_o на стороне нагнетания - давление конденсаций p_k . Отношение p_k к p_o называется степенью сжатия газа.

Для установок кондиционирования воздуха с промежуточным хладагентом (водой или рассолом) необходимая температура испарения хладагента обычно находится в пределах $-10 \div +5$ °С. Для установок кондиционирования, в которых воздух непосредственно охлаждается в испарителе, температура испарения не выходит за пределы $-10 \div +5$ °С. Такие относительно высокие температуры испарения позволяют использовать для сжатия паров хладагента одноступенчатые поршневые компрессоры, а также трубокомпрессоры с 3-4 ступенями. В зависимости от способов сжатия паров применяют различные виды хладагентов.

Для поршневых компрессоров используют следующие хладагенты: фреон, аммиак, сернистый ангидрид, хлорометил.

В практике кондиционирования воздуха наибольшее распространение получил фреон-12. Это вещество не имеет запаха, ни цвета, при обычной температуре безвредно, не горит и не взрывается. При температуре 550°С фреон-12 разлагается с образованием фосгена. Безводный фреон-12 инертен к металлам применяемым в машиностроении. Недостатком фреона-12 является повышенная способность растворения смазочных масел. Кроме того отсутствие запаса при повышенной проницаемости фреона создает трудности обнаружения его утечки вследствие чего предъявляются высокие требования к плотности всех соединений установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Нестеренко, А.В.** Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха: Учеб. пособ. А.В. Нестеренко. - 3-е изд.- М.: Высшая школа, 1971. - 459с.
2. **Пеклов, А.А.** Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях. А.А. Пеклов. - Киев.: Будивельник, 1967. - 294с.
3. **Кошкин, Н.Н.** Холодильные машины. **Н.Н. Кошкин.** - М. Пищевая промышленность, 1973. - 357с.
4. **Кокорин О.Я.** Установки кондиционирования воздуха. **О.Я. Кокорин** - М.: Машиностроение. 1978. - 262с.

СОДЕРЖАНИЕ

стр.

1. Определение исходных данных для проектирования систем кондиционирования, воздуха	3
2. Построение на <i>I-d</i> - диаграмме основных процессов обработки воздуха.....	14
3. Холодоснабжение	37
Литература	46

Крамаренко Павел Тихонович
Козлов Сергей Сергеевич
Грималовская Ирина Павловна

ПРОЦЕССЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В
ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРАХ

Методические указания к курсовому проектированию
по курсу лекций «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение»
для студентов специальности 270109
«Теплогазоснабжение и вентиляция»

Подписано к печати_____. Бумага газетная.

Печать офсетная. Формат 60 90 1/16. Усл.печ.л._____.

Уч.-изд.л._____. Тираж 300 экз. Заказ № _____

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет» (ННГАСУ),
603950, Н.Новгород, Ильинская, 65.

Полиграфический центр ННГАСУ, 603950, Н.Новгород, Ильинская, 65