Содержание

Введение

1 Выбор расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха

1.1 Расчетные параметры наружного воздуха

1.2 Расчетные параметры внутреннего воздуха

2 Составление тепловых и влажностных балансов помещения

2.1 Расчет теплопоступлений

2.1.1 Расчет теплопоступлений от людей

2.1.2 Расчет теплопоступлений от искусственного освещения

2.1.3 Расчет теплопоступлений через наружные световые проемы

и покрытия за счет солнечной радиации

2.1.4 Расчет теплопоступлений через внешние ограждения

2.1.5 Расчет теплопоступлений через остекленные проемы за счет

разности температур наружного и внутреннего воздуха

2.2 Расчет влаговыделений

2.3 Определение углового коэффициента луча процесса в помещении

3 Расчет системы кондиционирования воздуха

3.1 Выбор и обоснование типа систем кондиционирования воздуха

3.2 Выбор схем воздухораспределения. Определение допустимой и

рабочей разности температур

3.3 Определение производительности систем кондиционирования воздуха

3.4 Определение количества наружного воздуха

3.5 Построение схемы процессов кондиционирования воздуха

на Jd-диаграмме

3.5.1 Построение схемы процессов кондиционирования воздуха для

теплого периода года

3.5.2Построение схемы процессов кондиционирования воздуха для

холодного периода года

3.6 Определение потребности теплоты и холода в системах

кондиционирования воздуха

3.7 Выбор марки кондиционера и его компоновка

3.8 Расчеты и подбор элементов кондиционера

3.8.1 Расчет камеры орошения

3.8.2 Расчет воздухонагревателей

3.8.3 Подбор воздушных фильтров

3.8.4 Расчет аэродинамического сопротивления систем кондиционирования

воздуха

3.9 Подбор вентилятора системы кондиционирования воздуха

3.10 Подбор насоса для камеры орошения

3.11 Расчет и подбор основного оборудования системы холодоснабжения

4 УНИРС – Расчет СКВ на ЭВМ

Список использованных источников

Приложение А - Jd-диаграмма. Теплый период года

Приложение Б -Jd-диаграмма. Холодный период года

Приложение Г – Схема холодоснабжения

Приложение Д – Спецификация

Приложение Е – План на отметке – 2.000

***ВВЕДЕНИЕ***

Кондиционирование воздуха – это автоматизированное поддержание в закрытых помещениях всех или отдельных параметров воздуха (температура, относительная влажность, чистота и скорость движения воздуха) с целью обеспечения оптимальных условий наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологического процесса, обеспечение сохранности ценностей культуры.

Кондиционирование подразделяется на три класса:

1. Для обеспечения метеорологических условий, требуемых для технологического процесса при допускаемых отклонениях за пределами расчетных параметров наружного воздуха. В среднем 100 часов в год при круглосуточной работе или 70 часов в год при односменной работе в дневное время.
2. Для обеспечения оптимальных, санитарных или технологических норм при допускаемых отклонениях в среднем 250 часов в год при круглосуточной работе или 125 часов в год при односменной работе в дневное время.
3. Для обеспечения допустимых параметров, если они не могут быть обеспечены вентиляцией, в среднем 450 часов в год при круглосуточной работе или 315 часов в год при односменной работе в дневное время.

Нормативными документами установлены оптимальные и допустимые параметры воздуха.

Оптимальные параметры воздуха обеспечивают сохранение нормативного и функционального теплового состояния организма, ощущение теплового комфорта и предпосылки для высокого уровня работоспособности.

Допустимые параметры воздуха – это такое их сочетание, при котором не возникает повреждений или нарушения состояния здоровья, но может наблюдаться дискомфортные теплоощущения, ухудшение самочувствия и понижение работоспособности.

Допустимые условия, как правило, применяют в зданиях, оборудованных только системой вентиляции.

Оптимальные условия обеспечивают регулируемые системы кондиционирования (СКВ). Таким образом СКВ применяют для создания и поддержания оптимальных условий и чистоты воздуха в помещениях круглогодично.

Целью выполнения данной курсовой работы является закрепление теоретических знаний и приобретение практических навыков расчета, а также проектирование систем кондиционирования воздуха (СКВ).

В данной курсовой работе кондиционируемое помещение – это зрительный зал городского клуба на 500 мест в городе Одесса. Высота этого помещения – 6,3 м, площадь пола –289 м2, площадь чердачного покрытия –289 м2, объем помещения – 1820,7 м3.

***1 ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА***

***Расчетные параметры наружного воздуха.***

Расчетные параметры наружного воздуха выбирают в зависимости от географического расположения объекта.

Таблица 1 – Расчетные параметры наружного воздуха.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Период  года | Барометри-  ческое дав-  ление, гПа | Темпе-  ратура,  °С | Удельная  энтальпия,  кДж/кг | Относи-  тельная  влаж-ность,  % | Влаго-  содержа-  ние, г/кг | Ско-рость  ветра,  м/с |
| теплый | 1010 | 26,6 | 60 | 70 | 13,1 | 3,3 |
| холодный | 1010 | -18 | -16,3 | 90 | 0,8 | 11 |

***Расчетные параметры внутреннего воздуха.***

Расчетные параметры внутреннего воздуха выбирают в зависимости от назначения помещения и времени года.

Таблица 2 – Расчетные параметры внутреннего воздуха.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Период  года | Темпе-  ратура,  °С | Удельная  энтальпия,  кДж/кг | Относи-  тельная  влаж-ность,  % | Влаго-  содержа-  ние, г/кг | Подвижность,  м/с |
| Теплый | 22 | 43 | 50 | 8,3 | 0,3 |
| холодный | 20 | 45 | 45 | 9,8 | 0,3 |

***2 СОСТАВЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ И ВЛАЖНОСТНЫХ БАЛАНСОВ ПОМЕЩЕНИЯ***

Целью составления тепловых и влажностных балансов помещения является определение тепло- и влагоизбытков в помещении, а также углового коэффициента луча процесса, который используют при графоаналитическом методе расчета СКВ.

Балансы тепла и влаги составляют отдельно для теплого и холодного периодов года.

Источниками тепловыделений в помещении могут быть люди, искусственное освещение, солнечная радиация, пища, оборудование, а также теплопоступления через внутренние и внешние ограждения или через остекленные проемы за счет разности температур наружного и внутреннего воздуха.

***2.1 Расчет теплопоступлений***

***2.1.1 Расчет теплопоступлений от людей***

Тепловыделения в помещении от людей Qпол, Вт, определяют по формуле

Qпол = qпол·n,(1)

где qпол – количество полного тепла, выделяемого одним человеком, Вт;

n – число людей, чел.

Qяв = qяв·n,(2)

где qяв – количество явного тепла, выделяемого одним человеком, Вт;

n – число людей, чел.

- для холодного периода

Qпол = 120·285 = 34200 Вт

Qяв = 90·285 =25650 Вт

- для теплого периода

Qпол = 80·285 =22800 Вт

Qяв = 78·285 = 22230 Вт

***2.1.2 Расчет теплопоступлений от искусственного освещения***

Теплопоступления от искусственного освещения Qосв, Вт, определяют по формуле

Qосв = qосв·Е·F,(3)

где Е – освещенность, лк;

F – площадь пола помещения, м2;

qосв – удельные тепловыделения, Вт/(м2·лк).

Qосв = 0,067·400·289 = 7745,2 Вт

***2.1.3 Расчет теплопоступлений за счет солнечной радиации***

Солнечная радиация Qр = 9400 Вт.

***2.1.4 Расчет теплопоступлений через внешние ограждения***

Теплопоступления через внешние ограждения, Вт, определяют по формуле

Qогр = kст·Fст(tн – tв) + kпок·Fпок(tн – tв), (4)

где ki – коэффициент теплопередачи через ограждения, Вт/(м2·К);

Fi – площадь поверхности ограждения, м2;

tн, tв – температура наружного и внутреннего воздуха соответственно, °С.

Qогр = 0,26·289(26,6-22) = 345,6 Вт

***2.1.5 Расчет теплопоступлений через остекленные проемы***

Расчет теплопоступлений в помещение через остекленные проемы за счет разности температур наружного и внутреннего воздуха определяют по формуле

Qо.п. = [(tн – tв)/Ro]Fобщ,(5)

где Ro – термическое сопротивление остекленных проемов, (м2·К)/Вт, которое определяется по формуле

Ro = 1/kокна (6)

Fобщ – общая площадь остекленных проемов, м2.

Qо.п = 0 Вт, так как нет остекленных проемов.

Таблица 3 – Тепловой баланс помещения в различные периоды года

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Период  Года | Тепловыделения, Вт | | | | |
| от людей,  Qпол | от искус-ствен-  ного осве-  щения, Qосв | от солнеч-ной радиа-  ции, Qр | через  ограж-дения, Qогр | через  остеклен-ные проемы, Qо.п. | тепло-избытки  ΣQ, Вт |
| Теплый | 22800 | 7745,2 | 9400 | 345,6 | 0 | 40290,8 |
| холодный | 34200 | 7745,2 | - | - | - | 41945,2 |

***2.2 Расчет влаговыделений***

Поступление влаги в помещение происходит от испарений с поверхности кожи людей и от их дыхания, со свободной поверхности жидкости, с влажных поверхностей материалов и изделий, а также в результате сушки материалов, химических реакций, работы технологического оборудования.

Влаговыделения от людей Wл, кг/ч, в зависимости от их состояния (покой, вид выполняемой ими работы) и температуры окружающего воздуха определяют по формуле

Wл = wл·n·10-3, (7)

где wл – влаговыделение одним человеком, г/ч;

n – число людей, чел.

Wлхол = 40·285·10-3 = 11,4 кг/ч

Wлтепл = 44·285·10-3 = 12,54 кг/ч

***2.3 Определение углового коэффициента луча процесса в помещении***

На основании расчета тепловлажностных балансов определяют угловой коэффициент луча процесса в помещении для теплого εт и холодного εх периодов года, кДж/кг

εт = (ΣQт·3,6)/Wт ,(8)

εх = (ΣQх·3,6)/Wх .(9)

Численные величины εти εх характеризуют тангенс угла наклона луча процесса в помещении.

εт = (40290,8·3,6)/12,54 = 11567

εх = (41945,2·3,6)/11,4 = 13246

***3 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА***

***3.1 Выбор и обоснование типа систем кондиционирования воздуха***

Выбор и обоснование типа СКВ осуществляют на основе анализа условий функционирования кондиционируемого объекта, указанных в задании на проектирование.

Исходя из количества помещений, предусматривают одно- или многозональные системы кондиционирования воздуха, а затем производят оценку возможности их применения с рециркуляцией отработавшего воздуха, которая позволяет уменьшить расход тепла и холода.

СКВ с первой и второй рециркуляцией обычно используют для помещений, не требующих высокой точности регулирования температуры и относительной влажности.

Принятие окончательного решения по выбору принципиальной схемы обработки воздуха производят после определения производительности СКВ и расхода наружного воздуха.

***3.2 Выбор схем воздухораспределения. Определение допустимой и рабочей разности температур.***

По гигиеническим показателям и равномерности распределения параметров в рабочей зоне для большинства кондиционируемых помещений наиболее приемлемой является подача приточного воздуха с наклоном в рабочую зону на уровне 4…6 м и с удалением общеобменной вытяжки в верхней зоны.

1. Определяем допустимый перепад температур

Δtдоп = 2°С.

2. Определяем температуру приточного воздуха

tп = tв - Δtдоп (10)

tптеп = 22 – 2 = 20°С,

tпхол = 20 – 2 = 18 °С.

3. Определяем температуру уходящего воздуха

tу = tв + grad t(H – h),(11)

где grad t – градиент температуры по высоте помещения выше рабочей зоны, °С;

H – высота помещения, м;

h – высота рабочей зоны, м.

Градиент температуры по высоте помещения определяют в зависимости от удельных избытков явного тепла в помещении qя, Вт

qя = ΣQ/Vпом = (ΣQп-Qп+ Qя)/ Vпом (12)

qятепл = (40290,8 – 22800 + 22230)/1820,7 = 21,8 Вт

grad t = 1,2;

qяхол = (41945,2 – 34200 + 25650)/ 1820,7 = 18,3 Вт

grad t = 0,3.

tутепл = 22 + 1,2(6,3 – 1,5) = 27,76°С;

tухол = 20 + 0,3(6,3 – 1,5) = 21,44°С.

4. Определяем рабочую разность температур

Δtр = tу - tп(13)

Δtртепл = 27,76 – 20 = 7,76°С;

Δtрхол = 21,44 – 18 = 3,44°С.

***3.3 Определение производительности систем кондиционирования воздуха***

Для систем кондиционирования воздуха различают полную производительность G, учитывающую потерю воздуха на утечку в сетях приточных воздуховодов, кг/ч, и полезную производительность Gп, используемую в кондиционируемых помещениях, кг/ч.

Полезную производительность СКВ определяем по формуле

Gп = ΣQт/[(Jу – Jп)·0,278],(14)

где ΣQт – суммарные теплоизбытки в помещении в теплый период года, Вт;

Jу, Jп – удельная энтальпия уходящего и приточного воздуха в теплый период года, кДж/кг.

Gп = 40290,8/[(51 – 40) )·0,278] = 13176кг/ч.

Полную производительность вычисляем по формуле

G = Кп·Gп,(15)

где Кп – коэффициент, учитывающий величину потерь в воздуховодах.

G = 1,1·13176= 14493,6 кг/ч.

Объемную производительность систем кондиционирования воздуха L, м3/ч, находим по формуле

L = G/ρ,(16)

где ρ – плотность приточного воздуха, кг/м3

ρ = 353/(273+tп)(17)

ρ = 353/(273+20) = 1,2кг/м3;

L = 14493,6 /1,2 = 12078 м3/ч.

***3.4 Определение количества наружного воздуха***

Количество наружного воздуха, используемого в СКВ, влияет на затраты тепла и холода при тепловлажностной обработке, а также на расход электроэнергии на очистку от пыли. В связи с этим всегда следует стремиться к возможному уменьшению его количества.

Минимально допустимое количество наружного воздуха в системах кондиционирования воздуха определяют, исходя из требований:

- обеспечения требуемой санитарной нормы подачи воздуха на одного человека, м3/ч

Lн΄ = l·n,(18)

где l – нормируемый расход наружного воздуха, подаваемого на одного человека, м3/ч;

n – число людей в помещении, чел.

Lн΄ = 25·285 = 7125 м3/ч;

- компенсации местной вытяжки и создания в помещении избыточного давления

Lн΄΄ = Lмо + Vпом·К΄΄ , (19)

где Lмо – объем местной вытяжки, м3/ч;

Vпом – объем помещения, м3;

К΄΄-кратность воздухообмена.

Lн΄΄ = 0 + 1820,7·2 = 3641,4 м3/ч.

Выбираем большее значение из Lн΄ и Lн΄΄ и принимаем для дальнейших расчетов Lн΄ = 7125 м3/ч.

Определяем расход наружного воздуха по формуле

Gн = Lн·ρн, (20)

гдеρн – плотность наружного воздуха, кг/м3.

Gн =7125·1,18 = 8407,5 кг/ч.

Проверяем СКВ на рециркуляцию:

1.G > Gн

14493,6 кг/ч >8407,5кг/ч, условие выполняется.

2. Jу < Jн

51кДж/кг < 60 кДж/кг, условие выполняется.

3. В воздухе не должны содержаться токсичные вещества.

Примечание: все условия выполняются, поэтому применяем схему СКВ с рециркуляцией.

Принятый расход наружного Lн должен составлять не менее 10% от общего количества приточного воздуха, то есть должно выполняться условие

Gн≥ 0,1G

8407,5кг/ч ≥ 0,1· 14493,6

8407,5кг/ч ≥ 1449,36 кг/ч, условие выполняется.

***3.5 Построение схемы процессов кондиционирования воздуха на J-d диаграмме***

***3.5.1 Построение схемы процессов кондиционирования воздуха для теплого периода года***

Схема процессов кондиционирования воздуха наJ-d диаграмме для теплого периода года приведена в приложении А.

Рассмотрим порядок построения схемы СКВ с первой рециркуляцией.

а) нахождение на J-d диаграмме положения точек Н и В, характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха, по параметрам, которые приведены в таблицах 1 и 2;

б) проведение через т. В луча процесса с учетом величины углового коэффициентаεт ;

в) определение положения других точек:

- т. П ( то есть состояние приточного воздуха), которая лежит на пересечении изотермы tп с лучом процесса;

- т. П΄ ( то есть состояние приточного воздуха на выходе из второго воздухонагревателя ВН2), для чего от т. П вертикально вниз откладывают отрезок в 1°С ( отрезок ПП΄ характеризует нагрев приточного воздуха в воздуховодах и вентиляторе);

- т. О ( то есть состояние воздуха на выходе из оросительной камеры), для чего от т. П΄ вниз по линии d = const проводят линию до пересечения с отрезком φ = 90% ( отрезок ОП΄ характеризует нагрев воздуха во втором воздухонагревателе ВН2);

- т. У ( то есть состояние воздуха, уходящего из помещения), лежащей на пересечении изотермы tу с лучом процесса ( отрезок ПВУ характеризует ассимиляцию тепла и влаги воздухом в помещении);

- т. У΄ ( то есть состояние рециркуляционного воздуха перед его смешиванием с наружным воздухом), для чего от т. У по линииd = const

откладывают вверх отрезок в 0,5 °С ( отрезок УУ΄ характеризует нагрев уходящего воздуха в вентиляторе);

- т. С ( то есть состояние воздуха после смешивания рециркуляционного воздуха с наружным воздухом).

Точки У΄ и Н соединяют прямой. Отрезок У΄Н характеризует процесс смешивания рециркуляционного и наружного воздуха. Точка С находится на прямой У΄Н ( на пересечении с Jс).

Удельную энтальпию Jс, кДж/кг, точки С вычисляем по формуле

Jс = (Gн· Jн + G1р· Jу΄)/ G, (21)

гдеJн – удельная энтальпия наружного воздуха, кДж/кг;

Jс – удельная энтальпия воздуха, образовавшегося после смешения наружного и рециркуляционного, кДж/кг;

G1р – расход воздуха первой рециркуляции, кг/ч

G1р =G - Gн (22)

G1р =14493,6– 8407,5= 6086,1 кг/ч

Jс = (8407,5 ·60+6086,1 ·51)/ 14493,6= 56,4 кДж/кг

Точки С и О соединяют прямой. Получившийся отрезок СО характеризует политропический процесс тепловлажностной обработки воздуха в оросительной камере. На этом построение процесса СКВ заканчивают. Параметры базовых точек заносим по форме в таблицу 4.

***3.5.2 Построение схемы процессов кондиционирования воздуха для холодного периода года***

Схема процессов кондиционирования воздуха наJ-d диаграмме для холодного периода года приведена в приложении Б.

Рассмотрим порядок построения схемы с первой рециркуляцией воздуха наJ-d диаграмме.

а) нахождениенаJ-d диаграмме положения базовых точек В и Н, характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха, по параметрам, которые приведены в табл. 1, 2;

б) проведение через т. В луча процесса с учетом величины углового коэффициента εх;

в) определение положения точек П, У, О:

- т. У, расположенной на пересечении изотермы tу ( для холодного периода) с лучом процесса;

- т. П, расположенной на пересечении изоэнтальпы Jп с лучом процесса; численное значение удельной энтальпии Jп приточного воздуха для холодного периода года вычисляют предварительно из уравнения

Jп = Jу – [ΣQх/(0,278·G)],(23)

гдеJу – удельная энтальпия воздуха, уходящего из помещения в холодный период года, кДж/кг;

Qх – суммарные полные теплоизбытки в помещении в холодный период года, Вт;

G – производительность СКВ в теплый период года, кг/ч.

Jп = 47 - [41945,2/(0,278·14493,6)] = 38,6 кДж/кг

Отрезок ПВУ характеризует изменение параметров воздуха в помещении.

- т. О (то есть состояние воздуха на выходе из оросительной камеры), расположенной на пересечении линии dп с линией φ = 90%; отрезок ОП характеризует нагрев воздуха во втором воздухонагревателе ВН2;

- т. С (то есть состояние воздуха после смешения наружного воздуха, прошедшего нагрев в первом воздухонагревателе ВН1, с уходящим из помещения воздухом), расположенной на пересечении изоэнтальпы Jо с линией dс; численное значение вычисляют по формуле

dс = (Gн· dн + G1р· dу)/ G (24)

dс = (8407,5· 0,8 + 6086,1 · 10)/ 14493,6= 4,7 г/кг.

- т. К, характеризующей состояние воздуха на выходе из первого воздухонагревателя ВН1 и находящейся на пересечении dн (влагосодержание наружного воздуха) с продолжениемпрямой УС.

Параметры воздуха для базовых точек заносим по форме в таблицу 5.

Таблица 5 – Параметры воздуха в базовых точках в холодный период года

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Базовая  Точка | | Параметры воздуха | | | |
| температура t,  °С | Удельная  энтальпия J, кДж/кг | Влагосодержание d, г/кг | Относительная  влажность φ, % |
| П | | 13,8 | 38,6 | 9,2 | 85 |
| В | | 20 | 45 | 9,8 | 68 |
| У | | 21,44 | 47 | 10 | 62 |
| О | | 14,2 | 37 | 9,2 | 90 |
| С | | 25 | 37 | 4,8 | 25 |
| Н | | -18 | -16,3 | 0,8 | 90   |  |  |  |  |  | | --- | --- | --- | --- | --- | |  |  |  |  |  | |
| К | 28 | | 30 | 0,8 | 4 |

***3.6 Определение потребности теплоты и холода в системах кондиционирования воздуха***

В теплый период года расход теплоты во втором воздухонагревателе, Вт

QтВН2 = G(Jп΄ - Jо)·0,278, (25)

где Jп΄ - удельная энтальпия воздуха на выходе из второго воздухонагревателя, кДж/кг;

Jо - удельная энтальпия воздуха на входе во второй воздухонагреватель, кДж/кг.

QтВН2 = 14493,6 (38 – 32,2)·0,278 = 23369,5 Вт

Расход холода для осуществления процесса охлаждения и осушки, Вт, определяем по формуле

Qохл = G(Jс - Jо)·0,278,(26)

где Jс -удельная энтальпия воздуха на входе в оросительную камеру, кДж/кг;

Jо - удельная энтальпия воздуха на выходе из оросительной камеры, кДж/кг.

Qохл = 14493,6 (56,7 – 32,2)·0,278 = 47216 Вт

Количество сконденсировавшейся на воздухе влаги, кг/ч

WК = G(dс - dо)·10-3 ,(27)

гдеdс – влагосодержание воздуха на входе в оросительную камеру, г/кг;

dо - влагосодержание воздуха на выходе из оросительной камеры, г/кг.

WК = 14493,6 (11,5 – 8)·10-3 = 50,7 кг/ч

В холодный период года расход теплоты в первом воздухонагревателе, Вт

QхВН1= G(Jк- Jн)·0,278,

гдеJк – удельная энтальпия воздуха на выходе из первого воздухонагревателя, кДж/кг;

Jн - удельная энтальпия воздуха на входе в первый воздухонагреватель, кДж/кг.

QхВН1= 14493,6 (30- (-16,3))·0,278=18655,3 Вт

Расход теплоты в холодный период года во втором воздухонагревателе, Вт

QхВН2 = G(Jп - Jо)·0,278,(28)

гдеJп – удельная энтальпия воздуха на выходе из второго воздухонагревателя в холодный период года, кДж/кг;

Jо -удельная энтальпия воздуха на входе во второй воздухонагреватель в холодный период года, кДж/кг.

QхВН2 = 14493,6 (38,6 – 37)·0,278 = 6447 Вт

Расход воды на увлажнение воздуха в оросительной камере (на подпитку оросительной камеры), кг/ч

WП = G(dо – dс)·10-3(29)

WП = 14493,6 (9,2 – 4,8)·10-3 = 63,8 кг/ч.

***3.7 Выбор марки кондиционера и его компоновка***

Кондиционеры марки КТЦЗ могут работать в двух режимах производительности по воздуху:

- в режиме номинальной производительности

- в режиме максимальной производительности

Кондиционеры марки КТЦЗ изготавливают только по базовым схемам компоновки оборудования или с их модификациями, образующимися путем доукомплектования необходимым оборудованием, замены одного оборудования другим или исключения отдельных видов оборудования.

Индекс кондиционера марки КТЦЗ определяют с учетом полной объемной производительности.

L·1,25 = 12078·1,25 = 15097,5 м3/ч

Выбираем кондиционер марки КТЦЗ – 20.

***3.8 Расчеты и подбор элементов кондиционера***

***3.8.1 Расчет камеры орошения***

Расчет ОКФЗ производим по методике ВНИИКондиционер.

а) теплый период

Определяем объемную производительность СКВ

L =12078м3/ч

Принимаем оросительную камеру типа ОКФЗ – 10, индекс 01,

исполнение 1, общее число форсунок nф = 18 шт.

Определяем коэффициент адиабатной эффективности процесса с учетом характеристик луча процесса камеры по формуле

Еа = ( J1 – J2 )/( J1 – Jпр ),(30)

где J1, J2 – энтальпия воздуха на входе, на выходе из камеры, соответственно,

кДж/кг;

Jпр -энтальпия предельного состояния воздуханаJ-d диаграмме,

кДж/кг.

Еа = ( 56,7 – 32,2 )/( 56,7 – 21 ) = 0,686

Коэффициент орошения определяем из графической зависимости Еа=f(μ).

Также графическим путем по значению μ находим численное значение коэф-

фициента приведенной энтальпийной эффективности Еп.

μ = 1,22

Еп = 0,42

Определяем относительный перепад температур воздуха

Θ = 0,33·сw·μ·(1/ Еп – 1/ Еа) (31)

Θ = 0,33·4,19·1,22·(1/ 0,42 – 1/ 0,686) = 1,586

Вычисляем начальную температуру воды в камере

tw1 = tв пр -Θ(J1 – J2)/ сw·μ, (32)

где tв пр – предельная температура воздуха, °С.

tw1 = 6,5-1,586(56,7 – 32,2)/ 4,19·1,22 =3,32 °С

Рассчитываем конечную температуру воды (на выходе из камеры) по формуле

tw2 = tw1 + (J1 – J2)/ сw·μ(33)

tw2 = 1,32 + (56,7 – 32,2)/ 4,19·1,22 =9,11 °С

Определяем расход разбрызгиваемой воды

Gw = μ·G(34)

Gw = 1,22·14493,6 = 17682,2 кг/ч (~17,7 м3/ч)

Вычисляем расход воды через форсунку (производительность форсунки)

gф = Gw/nф (35)

gф = 17682,2 /42 = 421 кг/ч

Необходимое давление воды перед форсункой определяем по формуле

ΔРф = (gф/93,4)1/0,49 (36)

ΔРф = (421/93,4)1/0,49 = 21,6 кПа

Устойчивая работа форсунок соответствует 20 кПа ≤ ΔРф ≤ 300кПа. Условие выполняется.

Расход холодной воды от холодильной станции определяют по формуле

Gwх = Qхол/ сw(tw1 - tw2)(37)

Gwх = 47216/ 4,19(9,11 – 3,32) = 4935,8 кг/ч (~4,9м3/ч).

б) холодный период

В этот период года ОКФЗ работает в режиме адиабатического увлажнения воздуха.

Определяем коэффициент эффективности теплообмена по формуле

Еа = ( t1 – t2 )/( t1 – tм1 )(38)

Еа = ( 25 – 14,2 )/( 25 –13,1 ) = 0,908

Коэффициент орошения определяем из графической зависимости Еа=f(μ).

Также графическим путем по значению μ находим численное значение коэф-

фициента приведенной энтальпийной эффективности Еп.

μ = 1,85

Еп = 0,57

Вычисляем расход разбрызгиваемой воды по формуле (34)

Gw = 1,85·14493,6 = 26813,2 кг/ч (~26,8 м3/ч)

Определяем производительность форсунки по формуле (35)

gф = 26813,2 /42 = 638 кг/ч

Определяем требуемое давление воды перед форсунками по формуле (36)

ΔРф = (638/93,4)1/0,49 = 50,4 кПа

Вычисляем расход испаряющейся воды в камере по формуле

Gwисп = G(do – dс)·10-3(39)

Gwисп = 14493,6 (9,2– 4,8)·10-3 = 63,8 кг/ч

Как видно из расчета, наибольший расход воды (26,8 м3/ч) и наибольшее давление воды перед форсунками (50,4 кПа) соответствуют холодному периоду года. Эти параметры принимаются за расчетные при подборе насоса.

***3.8.2 Расчет воздухонагревателей***

Расчет воздухонагревателей осуществляют на два периода года: вначале производят расчет на холодный период, затем – на теплый период года.

Также раздельно производят расчет воздухонагревателей первого и второго подогрева.

Целью расчета воздухонагревателей является определение требуемой и располагаемойповерхностей теплопередачи и режима их работы.

При поверочном расчете задаются типом и числом базовых воздухонагревателей, исходя из марки центрального кондиционера, то есть вначале принимают стандартную компоновку, а расчетом ее уточняют.

ВН1

- холодный период

При расчете вычисляют:

- теплоту, необходимую для нагрева воздуха, Вт

Qвоз = 18655,3Вт;

- расход горячей воды, кг/ч:

Gw = 3,6Qвоз/4,19(twн – twк) = 0,859Qвоз/(twн – twк) (40)

Gw =0,859·18655,3/(150 – 70) = 200,3 кг/ч;

В зависимости от марки кондиционера выбирают число и тип базовых теплообменников, для которых вычисляют массовую скорость движения воздуха в живом сечении воздухонагревателя, кг/(м2·с):

ρv = Gвоз/3600·fвоз,(41)

гдеfвоз – площадь живого сечения для прохода воздуха в воздухонагревателе, м2

ρv = 14493,6 /3600·2,070 = 1,94 кг/(м2·с);

- скорость движения горячей воды по трубам теплообменника, м/с

w = Gw/(ρw·fw·3600), (42)

где ρw – плотность воды при ее средней температуре, кг/м3;

fw – площадь сечения для прохода воды, м2.

w = 200,3/(1000·0,00148·3600) = 0,038 м/с.

Принимаем скорость, равную 0,1 м/с

- коэффициент теплопередачи, Вт/(м2·К)

К = а(ρv)qwr,(43)

где а, q, r – коэффициенты

К = 28(1,94)0,4480,10,129 = 27,8 Вт/(м2·К);

- среднюю разность температур между теплоносителями:

Δtср = (twн + twк)/2 – (tн + tк)/2 (44)

Δtср = (150 + 70)/2 – (-18 +28)/2 = 35°С

- требуемую площадь теплообмена, м2

Fтр = Qвоз/(К· Δtср) (45)

Fтр = 18655,3/(27,8· 35) = 19,2 м2

При этом необходимо выполнять следующее условие: между располагаемой поверхностьюFр (предварительно выбранным воздухонагревателем) и требуемой поверхностью Fтр запас поверхности теплообмена не должен превышать 15%

[(Fр - Fтр)/ Fтр]·100≤15%(46)

[(36,8 – 19,2)/ 19,2]·100 = 92%

Условие не выполняется, принимаем воздухонагреватель ВН1 с запасом.

ВН2

а) холодный период

Qвоз = 6447 Вт;

- расход горячей воды, кг/ч, по формуле (40)

Gw =0,859·6447/(150 – 70) = 69,2 кг/ч;

В зависимости от марки кондиционера выбирают число и тип базовых теплообменников, для которых вычисляют массовую скорость движения воздуха в живом сечении воздухонагревателя, кг/(м2·с), по формуле (41) ρv = 14493,6 /3600·2,070 = 1,94 кг/(м2·с);

- скорость движения горячей воды по трубам теплообменника, м/с, по формуле (42)

w = 69,2 /(1000·0,00148·3600) = 0,013 м/с.

Принимаем скорость, равную 0,1 м/с.

- коэффициент теплопередачи, Вт/(м2·К), по формуле (43)

К = 28(1,94)0,4480,10,129 = 27,8 Вт/(м2·К);

- среднюю разность температур между теплоносителями, по формуле (44)

Δtср = (150 + 70)/2 – (13,8 +14,2)/2 = 26°С

- требуемую площадь теплообмена, м2, по формуле (45)

Fтр = 6447/(27,8· 26) = 8,9 м2

Проверяем условие по формуле (46)

[(36,8 – 8,9)/ 8,9]·100 =313%

Условие не выполняется, принимаем воздухонагреватель ВН2 с запасом.

б) теплый период

По выше предложенным формулам (40)-(46) делаем перерасчет для теплого периода

Qвоз = 23369,5 Вт;

Gw =0,859·23369,5 /(70 – 30) = 501,8 кг/ч

ρv = 14493,6 /3600·2,070 = 1,94 кг/(м2·с);

w = 501,8 /(1000·0,00148·3600) = 0,094 м/с.

Для дальнейших расчетов принимаем скорость, равную 0,1 м/с.

К = 28(1,94)0,4480,10,129 = 27,88 Вт/(м2·К);

Δtср = (30 + 70)/2 – (12 +19)/2 = 34,5 °С

Fтр = 23369,5 /(27,88 · 34,5) = 24,3 м2

При этом необходимо выполнять следующее условие: между располагаемой поверхностьюFр (предварительно выбранным воздухонагревателем) и требуемой поверхностью Fтр запас поверхности теплообмена не должен превышать 15%

[(36,8 – 24,3)/ 24,3]·100 = 51%

Условие не выполняется, принимаем воздухонагреватель ВН2 с запасом.

***3.8.3 Подбор воздушных фильтров***

Для очистки воздуха от пыли в СКВ включают фильтры, конструктивное решение которых определяется характером этой пыли и требуемой чистотой воздуха.

Выбор воздушного фильтра осуществляют согласно [ 2, кн.2].

Исходя из имеющихся данных выбираем фильтр ФР1-3.

***3.8.4 Расчет аэродинамического сопротивления систем кондиционирования воздуха***

Полное аэродинамическое сопротивление СКВ находят по формуле

Рс = ΔРпк +ΔРф +ΔРв1 +ΔРок + ΔРв2 + ΔРпр +ΔРв.в. , (47)

гдеΔРпк – сопротивление приемного блока, Па

ΔРпк= Δhпк ·(L/Lк)1,95 (48)

(здесь L – расчетная объемная производительность СКВ, м3/ч;

Lк – объемная производительность кондиционера, м3/ч;

Δhпк – сопротивление блока при номинальной производительности кондиционера (Δhпк= 24 Па), Па);

ΔРпк= 24·(12078/20000)1,95 = 8,98 Па;

ΔРф – аэродинамическое сопротивление фильтра (при максимальной запыленности фильтра ΔРф = 300 Па), Па;

ΔРв1 – аэродинамическое сопротивление первого воздухонагревателя, Па;

ΔРв1 = 6,82 (ρv)1,97·R

ΔРв1 = 6,82 (1,94)1,97·0,99 = 24,9 Вт.

ΔРв2 – аэродинамическое сопротивление второго воздухонагревателя, Па

ΔРв2 = 10,64·(υρ)1,15·R,(49)

(здесь R – коэффициент, зависящий от среднеарифметической температуры воздуха в воздухонагревателе);

ΔРв2 = 10,64·(1,94)1,15·1,01 = 23,03 Па;

ΔРок – аэродинамическое сопротивление оросительной камеры, Па

ΔРок = 35·υок2,(50)

(здесь υок – скорость воздуха в оросительной камере, м/с);

ΔРок = 35·2,52 = 218,75 Па;

ΔРпр – аэродинамическое сопротивление присоединительной секции, Па

ΔРпр = Δhпр(L/Lк)2, (51)

(здесьΔhпр – сопротивление секции при номинальной производительности (Δhпр = 50 Па), Па);

ΔРпр = 50(12078/20000)2 = 18,2 Па;

ΔРв.в – аэродинамическое сопротивление в воздуховодах и воздухораспределителях (ΔРв.в = 200 Па), Па.

Рс = 8,98 + 300 +24,9+218,75+ 23,03 + 18,2 +200 = 793,86 Па.

***3.9 Подбор вентилятора системы кондиционирования воздуха***

Исходными данными для подбора вентилятора являются:

- производительность вентилятора L, м3/ч;

- условное давление, развиваемое вентилятором Ру, Па, и уточняемое по формуле

Ру = Рс[(273+tп)/293]·Рн/Рб, (52)

где tп – температура приточного воздуха в теплый период года, °С;

Рн – давление воздуха в нормальных условиях (Рн = 101320 Па), Па;

Рб – барометрическое давление в месте установки вентилятора, Па.

Ру = 793,86 [(273+20)/293]·101230/101000 = 796 Па.

Исходя из полученных данных подбираем вентилятор В.Ц4-75 исполнение Е8.095-1.

nв = 950 об/мин

ŋ = 87%

Nу = 4 кВт

m = 301 кг.

***3.10 Подбор насоса для камеры орошения***

Подбор насоса осуществляют с учетом расхода жидкости и требуемого

ора. Расход жидкости должен соответствовать максимальному объемному

расходу циркулирующей воды в оросительной камере, м3/ч

Lw = Gwmax/ρ,(53)

гдеGwmax – массовый максимальный расход воды в ОКФ, кг/ч;

ρ – плотность воды, поступающей в ОКФ, кг/м3.

Lw = 26813,2 /1000 = 26,8 м3/ч

Требуемый напор насоса Нтр, м вод. ст., определяют по формуле

Нтр = 0,1Рф + ΔН, (54)

где Рф – давление воды перед форсунками, кПа;

ΔН – потери напора в трубопроводах с учетом высоты подъема к коллектору (для оросительных камер ΔН = 8 м вод. ст.), м вод. ст..

Нтр = 0,1·50,4 + 8 = 13,04 м вод. ст.

По полученным данным подбираем насос и электродвигатель к нему.

Параметры подобранного насоса:

- наименование: КК45/30А;

- расход жидкости 35 м3/ч;

- полный напор 22,5 м вод. ст.;

- КПД 70%.

Параметры подобранного электродвигателя:

- тип А02-42-2;

- масса 57,6 кг;

- мощность 3,1 кВт.

***3.11 Расчет и подбор основного оборудования системы холодоснабжения***

Целью расчета основного оборудования системы холодоснабжения является:

- вычисление требуемой холодопроизводительности и выбор типа холодильной машины;

- нахождение режимных параметров работы холодильной машины и проведение на их основе поверочного расчета основных элементов холодильной установки-испарителя и конденсатора.

Расчет осуществляется в следующей последовательности:

а) находим требуемую холодопроизводительность холодильной машины, Вт

Qх = 1,15·Qохл,(55)

гдеQохл – расход холода, Вт.

Qх = 1,15·47216= 59623,4 Вт

б) с учетом величины Qх выбираем тип холодильной машины МКТ40-2-1.

в) определяем режим работы холодильной машины, для чего вычисляем:

- температуру испарения холодильного агента, °С

tи = (twк+tх)/2 – (4…6), (56)

где twк – температура жидкости, выходящей из оросительной камеры и поступающей в испаритель, °С;

tх – температура жидкости, выходящей из испарителя и поступающей в оросительную камеру, °С.

- температуру конденсации холодильного агента, °С

tк = twк2 +Δt,(57)

где twк2 – температура воды, выходящей из конденсатора, °С

twк2 =twк1 +Δt (58)

(здесь twк1 – температура воды, поступающей в конденсатор, °С (Δt = 4…5°С); при этомtк не должна превышать +36°С.)

twк1 = tмн + (3…4),(59)

где tмн – температура наружного воздуха по мокрому термометру в теплый период года, °С.

tи = (3,32+9,11)/2 – 4 = 2,215°С

tмн = 10,5°С

twк1 = 10,5 + 4 = 10,9°С

twк2 =10,9 + 5 = 15,9°С

tк = 15,9 + 5 = 20,9 °С

- температуру переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем, °С

tпер = twк1 + (1…2)

tпер = 10,9 + 2 = 12,9 °С

- температуру всасывания паров холодильного агента в цилиндр компрессора, °С

tвс = tи + (15…30),(60)

где tи – температура испарения холодильного агента, °С

tвс = 0,715+25 = 25,715 °С

г) производят поверочный расчет оборудования, для чего вычисляют:

- поверхность испарителя по формуле

Fи = Qохл/Ки·Δtср.и,(61)

где Ки – коэффициент теплопередачи кожухотрубного испарителя, работающего на хладоне 12 (Ки = (350…530)Вт/м2·К);

Δtср.и – средняя разность температур между теплоносителями в испарителе, определяемая по формуле

Δtср.и = (Δtб – Δtм)/2,3lg Δtб/ Δtм(62)

Δtб = Δtw2 - tи(63)

Δtб = 9,11 – 2,215 =6,895 °С (64)

Δtм =3,32 – 2,215 = 1,105°С

Δtср.и = (6,895– 1,105)/2,3lg6,895 / 1,105= 3,72 °С

Fи = 47216/530·3,72 = 23,8 м2

Расчетную поверхность Fи сравниваем с поверхностью испарителя Fи`, приведенной в технической характеристике холодильной машины; при этом следует выполнить условие

Fи ≤ Fи`

23,8 м2 < 24 м2 – условие выполняется

- поверхность конденсатора по формуле

Fк = Qк/Кк·Δtср.к,(65)

где Qк – тепловая нагрузка на конденсатор, Вт

Qк = Qх + Nк.ин ,(66)

(здесьNк.ин – потребляемая индекаторная мощность компрессора; с некоторым запасом индекаторную мощность можно принимать равной потребляемой мощности компрессора, Вт);

Кк – коэффициент теплопередачи кожухотрубного конденсатора, работающего на хладоне 12 (Кк = (400…650) Вт/м2·К);

Δtср.к – средняя разность температур между теплоносителями в конденсаторе, определяемая по формуле, °С

Δtср.к = (Δtб – Δtм)/2,3lg Δtб/ Δtм(67)

Δtб = tк - twк1(68)

Δtб = 20,9 – 3,32 = 17,58°С

Δtм = tк - twк2 (69)

Δtм= 20,9 – 9,11 = 11,79 °С

Δtср.к = (17,58 – 11,79)/2,3lg 17,58/11,79 = 14 ° С

Qк = 59623,4 + 19800 = 79423,4 Вт

Fк = 79423,4 /400·14= 14,2 м2

Расчетную поверхность конденсатора Fк сравниваем с поверхностью конденсатора Fк`, числовое значение которой приведено в технической характеристике холодильной машины, при этом следует выполнить условие

Fк ≤ Fк`

14,2 м2 ≤ 16,4 м2 – условие выполняется.

Расход воды в конденсаторе, кг/с, вычисляют по формуле

W = (1,1· Qк)/cw·( twк2 - twк1),(70)

где cw – удельная теплоемкость воды (cw = 4190 Дж/(кг·К))

W = (1,1· 79423,4)/4190·( 9,11– 1,32) = 2,6 кг/с.

Список использованных источников

1. СНиП 2.04.05-91. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: Стройиздат, 1991.
2. Внутренние санитарно-технические устройства: Вентиляция и кондиционирование воздуха /Б.В. Баркалов, Н.Н. Павлов, С.С. Амирджанов и др.; Под ред. Н.Н. Павлова Ю.И. Шиллера.: В 2 кн. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. Кн. 1, 2. Ч.3.
3. Аверкин А. Г. Примеры и задачи по курсу «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение»:Учеб. пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Издательство АСВ, 2003.
4. Аверкин А. Г. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Методические указания к курсовой работе. – Пенза: ПИСИ, 1995.