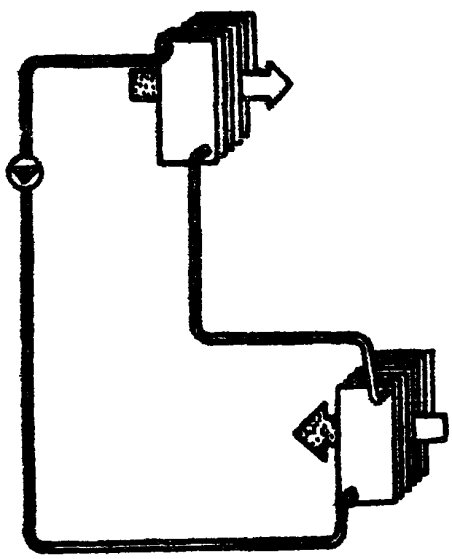
Госстрой СССР
Главпромстройпроект
ЦНИИПромзданий Сантехпроект

Мосгорисполком
Глав АПУ
МНИИТЭП

904-02-10

ВРЕМЕННЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА (СИСТЕМЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ)



17385-01
Цена 1-31

Москва - 1981 г.

gost.e-ecolog.ru

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ ТИПОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ГОССТРОЯ СССР

Москва, А-445, Смольная ул., 22

Сдано в печать К 1962 г.
Заказ № 10523 Тираж 1200 экз.

Госстрой СССР
Главпромстройпроект
ЦНИИпромзданий Сантехпроект

Мосгорисполком
ГлавАПУ
МНИИТЭП

904-02 - 10

ВРЕМЕННЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА

(СИСТЕМЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ)

Утверждены Главпромстройпроектом Госстроя СССР 2 апреля 1981 г. протокол № 17 в качестве материала для проектирования

Москва, 1981 г.

17385-01

904-02-10

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Введение 6

I. Общие положения 8

2. Оборудование, материалы, теплоносители I2

3. Принципиальные схемы I3

4. Принятые условные обозначения I6и

5. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменным расходом теплоносителя I8

6. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с положительными начальными температурами приточного воздуха 24и

7. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и подогревом теплоносителя 24и

8. Гидравлический расчет 26и

9. Определение экономической эффективности 27

Приложение I. Принципиальные схемы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем

Рис.I. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с положительными начальными температурами приточного воздуха 30

Рис.2. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменным расходом теплоносителя ... 30

Рис.3. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и обводом теплоносителя 3I

Рис.4. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и подогревом теплоносителя 3I

Внесены изменения

Гл спец [illegible] /Мотькин Л.З./ 19.01.82 г

17385-01

904-02-10

Стр.

Приложение 2. Таблицы для теплотехнического и гидравлического расчета

Табл.I. Основные физические свойства рекомендуемых теплоносителей. ..... 32 и

Табл.2. Значения коэффициентов А и В, аппроксимирующих зависимость энтальпии насыщенного воздуха от температуры..... 33 и

Табл.3. Потери давления от трения в трубопроводах на I м, Па / м^2 (кгс/м^2)..... 33 и

Табл.4. Значения коэффициентов С для расчета гидравлического сопротивления теплообменников, (Па.С^2)/м^4 [(кг.с^2)/м^4]..... 34

Приложение 3. Графики для теплотехнического расчета

Рис.5. Отношения водяных эквивалентов при начальной температуре приточного воздуха ниже -25°С ..... 35 и

Рис.6. Коэффициенты теплопередачи калориферов пластинчатых КВС, КВБ..... 36

Рис.7. Коэффициенты теплопередачи калориферов биметаллических с накатным оребрением КСк 37

Рис.8. Коэффициенты теплопередачи воздухонагревателей центральных кондиционеров КТЦ 38

Рис.9. Температурная эффективность теплообменников 39

Рис.I0. Общая температурная эффективность установки, работающей в режиме сухого теплообмена 40

Рис.II. Энтальпийная эффективность воздухоохладителей вытяжного канала ..... 41 и

Рис.I2. Коэффициенты внутреннего теплообмена теплообменников 42

Рис.I3. Коэффициенты наружного теплообмена теплообменников 43

Приложение 4. Примеры расчета

I. Пример I. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем двух установок (одна приточная и одна вытяжная) с положительными начальными температурами приточного воздуха..... 44

2. Пример 2. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем двух установок (одна приточная и одна вытяжная) с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменным расходом теплоносителя 47

Внесены изменения

Гл. спец. [signature] /Мотькин Л.З./ 19 01 82 г. 17385-01

Стр.

3. Пример 3. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем группы установок с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и подогревом теплоносителя 51

4. Расчет экономической эффективности системы утилизации к примеру I. 63

5. Расчет экономической эффективности системы утилизации к примеру 2. 65

6. Расчет экономической эффективности системы утилизации к примеру 3. 67

ВВЕДЕНИЕ

Постоянное увеличение объемов промышленного и жилищно-гражданского строительства в СССР сопровождается высокими темпами роста потребления топлива и других видов энергии. Однако запасы основных топливных источников тепловой энергии (угля, нефти, газа) ограничены, а их добыча становится все более сложной и дорогостоящей. В связи с этим повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов представляет собой важнейшую народнохозяйственную задачу.

Около половины потребляемого промышленностью тепла расходуется на отопительно-вентиляционные нужды, поэтому для рационального использования энергоресурсов необходимо совершенствовать системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Одним из направлений совершенствования указанных систем является утилизация тепла воздуха, удаляемого системами общеобменной, местной и технологической вентиляции.

В настоящее время известны различные способы и устройства, предназначенные для обработки приточного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования за счет использования тепла удаляемого воздуха. Однако большинство этих устройств требует разработки и освоения производства специального оборудования. Исключение составляют системы утилизации тепла удаляемого воздуха, в которых в качестве теплообменников могут быть использованы серийно выпускаемые промышленностью водяные воздухонагреватели, связанные между собой контуром промежуточного теплоносителя.[x)]

---

x) Дальше по тексту такие системы называются "системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем".

В настоящей работе приводятся методика и примеры расчета систем утилизации тепла с промежуточным теплоносителем.

Методика расчета систем утилизации выполнена в единицах систем СИ и МКГСС. Примеры расчета - в единицах системы МКГСС.

В основу методики легли теоретические разработки МНИИТЭП а.

В разделе I работы использованы отдельные положения проекта дополнительного раздела 7 главы СНиП П-33-75 "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования" - "Использование вторичных энергетических ресурсов".

В работе принимали участие следующие организации и исполнители:

ЦНИИпромзданий Госстроя СССР (ведущий) - канд. техн. наук Л.В. Иванихина, инженеры Л.З. Мотькин (руководитель темы), Л.М. Лимановская, Л.Н. Хазова, В.С. Матлис;

ГПИ Сантехпроект - инженеры Т.И. Садовская, Л.В. Кучерова, Н.Л. Бачинская, К.А. Смирнова;

МНИИТЭП ГлавАПУ Мосгорисполкома - канд.техн. наук М.Я. Поз, инж. В.И. Сенатова.

Замечания и предложения просьба направлять по адресу: 127238, Москва, Дмитровское шоссе, 46, ЦНИИпромзданий.

I. Общие положения

I.I. При проектировании систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха зданий и сооружений различного назначения следует учитывать и использовать тепловые вторичные энергетические ресурсы (ВЭР):

тепло (холод), содержащиеся в воздухе, удаляемом системами местной и общеобменной вентиляции;

тепло, содержащееся в газовоздушных смесях, удаляемых от технологического оборудования.

I.2. Целесообразность и очередность использования тепла ВЭР для отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, выбор схем и теплоиспользующего оборудования должны быть подтверждены технико-экономическим расчетом.

Тепло (холод) носителей ВЭР, имеющих более высокую (низкую) температуру или энтальпию, подлежит использованию, как правило, в первую очередь.

I.3. Не допускается использовать тепло (холод) ВЭР, носители которого содержат вещества или имеют параметры, способные оказать на оборудование разрушающие воздействия или повлечь отказы в работе.

I.4. При использовании тепла (холода) ВЭР воздуха или газовоздушных смесей, содержащих пыль и другие аэрозвеси, которые могут осаждаться в теплоиспользующем оборудовании, следует предусматривать мероприятия, обеспечивающие снижение концентрации пыли до уровней соответствующих техническим условиям на поставку оборудования:

очистку воздуха или газовоздушных смесей перед поступлением в теплоутилизаторы;

возможность полного отключения оборудования от теплоносителя на время, когда оно не используется;

возможность очистки теплопередающих поверхностей от загрязнений.

I.5. Тепло (холод) воздуха, удаляемого системами вытяжной вентиляции, следует использовать для нагревания (охлаждения) наружного воздуха систем вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха только в тех случаях, когда исчерпаны резервы экономии тепла за счет рециркуляции воздуха из помещения.

I.6. Системы вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления, проектируемые для работы в холодный период года с использованием тепла ВЭР, следует рассчитывать на параметры наружного воздуха, указанные в п.4.9 главы СНиП П-33-75 "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха".

I.7. При охлаждении газообразных ВЭР до температур, приводящих к образованию наледи на поверхности теплоутилизационного оборудования, необходимо предусматривать защиту для бесперебойного функционирования систем.

I.8. Резервирование теплоснабжения при использовании тепловых ВЭР следует предусматривать в тех случаях, когда не допускается сокращение тепломощности потребителей в соответствии с п.п.4.I7 - 4.20 главы СНиП-33-75 ("Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха"), а также при аварии, очистке теплоутилизаторов или остановке технологического оборудования.

Резервирование теплоснабжения следует предусматривать увеличением подачи основного теплоносителя или присоединением потребителей к другим источникам тепла.

Нагрузку на резервные источники от группы систем, использующих тепло ВЭР, следует определять с учетом графика их работы и возможности аварии.

I.9. Рекуперативные теплоутилизаторы с промежуточным жидким теплоносителем допускается применять для нагревания (охлаждения) приточного воздуха.

I.10. Системы утилизации с промежуточным теплоносителем состоят из теплоутилизаторов, расположенных в каналах вытяжного (воздухоохладителей) и приточного (воздухонагревателей) воздуха, соединенных замкнутым циркуляционным контуром, заполненным промежуточным теплоносителем. Циркуляция теплоносителя осуществляется при помощи насосов.

Удаляемый воздух передает свое тепло промежуточному теплоносителю, нагревающему приточный воздух.

I.11. При охлаждении вытяжного воздуха ниже температуры "точки росы" на части теплообменной поверхности воздухоохладителей происходит конденсация водяного пара, что может вызвать образование наледи при отрицательных температурах теплообменной поверхности.

В связи с этим при проектировании установок утилизации тепла удаляемого воздуха необходимо предусматривать одно из мероприятий по защите воздухоохладителей:

создание обвода по теплоносителю или по приточному воздуху;

увеличение расхода теплоносителя в циркуляционном контуре;

подогрев промежуточного теплоносителя.

I.12. Установки утилизации следует обеспечивать средствами контроля и автоматического регулирования.

I.13. Достоинством системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем является:

полная аэродинамическая изоляция потоков приточного и вытяжного воздуха, что исключает возможность переноса запахов, бактерий и других загрязнений из удаляемого воздуха;

возможность устройства системы утилизации при размещении приточных и вытяжных установок на значительном расстоянии друг от друга;

возможность объединять в одну систему различное количество приточных и вытяжных установок с разным тепловым потенциалом удаляемого воздуха;

возможность устройства систем утилизации на действующих предприятиях.

I.I4. К недостаткам систем утилизации тепла с промежуточным теплоносителем следует отнести увеличение теплообменной поверхности и металлоемкости системы.

2. Оборудование, материалы, теплоносители

2.I. В качестве теплообменников в системах утилизации тепла с промежуточным теплоносителем могут применяться серийно выпускаемые:

воздухонагреватели (калориферы) пластинчатые КВС, КВБ;

воздухонагреватели (калориферы) биметаллические с накатным оребрением КСк;

воздухонагреватели центральных кондиционеров.

2.2. Для обеспечения циркуляции промежуточного теплоносителя применяются центробежные насосы общего назначения.

2.3. Системы утилизации оборудуются баками, предназначенными для заполнения циркуляционного контура промежуточным теплоносителем, компенсации объемного расширения теплоносителя и воздухоудаления. Кроме того, в системах с небольшой емкостью циркуляционного контура эти баки могут использоваться для приготовления раствора промежуточного теплоносителя. Баки изготавливаются по чертежам серии 4.903-I0 выпуск 9 "Баки расширительные и конденсационные" или по специально разработанным чертежам.

2.4. Трубопроводы циркуляционного контура промежуточного теплоносителя монтируются из стальных труб на фитингах или свариваются.

2.5. В качестве запорно-регулирующих устройств на трубопроводах промежуточного теплоносителя применяется обычная арматура (вентили, задвижки, клапаны и т.п.), используемая в санитарно-технических устройствах. Это же положение распространяется и на приборы автоматического контроля и регулирования.

2.6. Для подогрева промежуточного теплоносителя используются скоростные водоподогреватели общего назначения.

2.7. В качестве промежуточного теплоносителя могут применяться

незамерзающие растворы солей и гликолей, а также вода.

2.8. Из незамерзающих растворов рекомендуется применять 28%-ный раствор нитрита натрия. Раствор приготавливается по весовому соотношению. Контроль за концентрацией раствора производится 2 раза в течение отопительного сезона.

При работе с твердым нитритом натрия необходимо применять средства личной защиты: халат, перчатки, респиратор; для работы с раствором - халат, перчатки. При попадании нитрита натрия на кожу необходимо смыть его водой, при попадании в глаза - промыть их большим количеством воды. Нитрит натрия не горит, взрыво- и пожаробезопасен.

2.9. Если температура промежуточного теплоносителя в расчетном режиме не понижается ниже 5 ^{o}C, то в качестве промежуточного теплоносителя применяется вода. Вода, используемая как теплоноситель, должна удовлетворять требованиям, предъявляемым к воде тепловых сетей с температурой 45°C и выше в закрытых контурах циркуляции. Вода с температурой ниже 45°C в закрытых контурах циркуляции должна иметь pH =6,5-8,5 и содержать (не более):

растворённый кислород 0,1 мг/л;

взвешенные вещества 10 мг/л;

карбонатная жесткость 3 мг.экв/л.

2.10. Основные физические свойства рекомендуемых теплоносителей приведены в табл. I приложение 2.

2.11. В установках утилизации тепла в системах с отрицательными температурами приточного воздуха для сбора конденсата необходимо предусматривать поддон под теплообменниками вытяжного канала и дренажные трубки для отвода конденсата.

3. Принципиальные схемы.

3.1. Применение схем утилизации тепла удаляемого воздуха, показанных на рис. I-4 приложения I обеспечивает полный или частичный нагрев приточного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

3.2. Необходимая обработка воздуха (очистка, последующий подогрев, увлажнение, осушение и т.п.) может производиться известными способами.

3.3. В системах с положительными начальными температурами приточного воздуха применяется схема утилизации тепла, представленная на рис.I приложения 1. В таких системах отсутствует опасность замерзания конденсата на поверхности теплообменников в вытяжном канале.

3.4. В системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха необходимо применять схемы утилизации, обеспечивающие защиту от обмерзания поверхности теплообменников в вытяжном канале или периодическое оттаивание.

3.5. Для одиночных установок (одна приточная и одна вытяжная) или для группы установок (несколько приточных и вытяжных), работающих в одном режиме, предпочтительна схема утилизации с переменным расходом промежуточного теплоносителя (см. рис.2 приложения I).

В холодный период года при температурах наружного воздуха ниже критических, при которых возможно образование наледи на поверхности теплообменников в вытяжном канале, параллельная работа двух насосов одинаковой производительности обеспечивает циркуляцию максимального расхода промежуточного теплоносителя, исключающего обмерзание теплообменников.

При повышении температуры наружного воздуха выше критической работает один насос. Включение и отключение второго насоса производится по перепаду давления в вытяжном канале.

При дальнейшем повышении температуры наружного воздуха уменьшение теплоотдачи воздухонагревателей в приточном канале обеспечивается за счет регулирования.

При необходимости может быть установлен дополнительный воздухо-

нагреватель с подводом тепла из теплосети.

3.6. Для одиночных установок (одна приточная и одна вытяжная) или для группы установок (несколько приточных и вытяжных), работающих в одном режиме и допускающих временное (до I ч) понижение температуры приточного воздуха, возможно применение схемы с обводом промежуточного теплоносителя (см.рис.3 приложения I).

При работе такой установки допускается образование наледи на поверхности теплообменников вытяжного канала в рабочее время.

Оттаивание наледи обеспечивается за счет перепуска части промежуточного теплоносителя через обводную линию циркуляционного насоса по перепаду давления в вытяжном канале при увеличении его на величину, равную 50% расчетного ~~гидравлического~~ аэродинамического сопротивления воздухоохладителя.

3.7. Для одиночных установок (одна приточная и одна вытяжная) или для группы установок (несколько приточных и вытяжных), работающих в одном режиме и допускающих временное (до I ч) отключение приточной установки, допускается применение схемы утилизации тепла, представленной на рис. I приложения I с установкой датчика перепада давления в вытяжном канале, обеспечивающего отключение приточной установки.

При работе такой установки возможно образование наледи на поверхности теплообменников вытяжного канала в рабочее время. Оттаивание наледи обеспечивается путем отключения приточной установки по перепаду давления в вытяжном канале при увеличении его на величину, равную 50% расчетного ~~гидравлического~~ аэродинамического сопротивления воздухоохладителя.

3.8. Для группы установок (несколько приточных и вытяжных), работающих в разных режимах, обеспечивающих различные требования по параметрам приточного воздуха и утилизирующих тепло удаляемого воздуха разного потенциала, целесообразно применение схемы утилизации с подогревом промежуточного теплоносителя (см. рис. 4 приложения I).

При работе этой системы обеспечивается:

защита от обмерзания теплообменников вытяжного канала;

требуемая температура приточного воздуха после каждой установки.

Однако, годовое количество утилизированного тепла сокращается в среднем на I5% по сравнению со схемами без подогрева.

3.9. Регулирование теплопроизводительности установок утилизации тепла должно осуществляться, как правило, путем перепуска части теплоносителя через обводную линию, минуя воздухонагреватели приточного канала.

4. Принятые условные обозначения

G - массовый расход среды, кг/ч;

t - температура среды, ^{o}C;

J - энтальпия воздуха, кДж /кг(ккал/кг);

ρ - плотность среды, кг/м3;

C - удельная теплоемкость среды, кДж/(кг.^{o}C) [ккал/ (кг.^{o}C)];

w - скорость движения теплоносителя, м/с.;

$\gamma\rho$ - массовая скорость движения воздуха, кг/(м2. С);

K - коэффициент теплопередачи, Вт/(м2 . ^{o}C) [ккал/)ч.м2 .^{o}C)];

$\alpha_н$ - коэффициент наружного теплообмена, Вт/(м2 . ^{o}C)/ккал[(ч.м.2 . ^{o}C)];

$\alpha_{вн}$ - коэффициент внутреннего теплообмена, вт/(м2 .^{o}C)[ккал/(ч.м2 . ^{o}C)];

Q - количество тепла , Вт (ккал/ч);

N - мощность электродвигателя, кВт;

F - площадь теплообменной поверхности воздухонагревателя или воздухоохладителя, $м^2$;

f - площадь живого сечения по воздуху или по теплоносителю, $м^2$;

ΔP - потери давления, Па/$м^2$(кгс/$м^2$);

n - количество теплообменников, установленных последовательно по ходу движения воздуха шт;

m - количество теплообменников, установленных параллельно по ходу движения воздуха шт;

ε - температурная поправка на коэффициент теплопередачи;

λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м.°С) [ккал/(ч.м.°С)];

μ - коэффициент динамической вязкости, (Н.С)/$м^2$ [(кгс.с)/$м^2$];

ν - коэффициент кинематической вязкости, $м^2/с$;

a - коэффициент температуропроводности, $м^2/с$;

ψ - коэффициент оребрения;

φ - относительная влажность воздуха, %;

$\mathfrak{F}$ - поправка на эффективность установки;

A, B - эмпирические коэффициенты аппроксимации:

A, кДж/кг(ккал/кг); B, кДж/(кг.°С) [ккал/кг.°С].

C - коэффициент для расчета гидравлического сопротивления, (Па.$с^2$)/$м^4$ [(кг.$с^2$)/$м^4$].

Безразмерные комплексы

$$Fo = \frac{\kappa \cdot F}{G_в \cdot C_в}$$ безразмерный параметр;

$$W = \frac{G_ж \cdot C_ж}{G_в \cdot C_в}$$ отношение водяных эквивалентов;

$$\Theta_{t.1} = \frac{t_{в.н.1} - t_{в.к.1}}{t_{в.н.1} - t_{ж.к.2}}$$ температурная эффективность;

$$\Theta_{t.2} = \frac{t_{в.к.2} - t_{в.н.2}}{t_{ж.н2} - t_{в.н.2}}$$ температурная эффективность;

$$\theta_{t.об} = \frac{t_{в.к.2} - t_{в.н.2}}{t_{в.н.1} - t_{в.н.2}}$$ температурная эффективность;

$$\theta_{I}^{кон} = \frac{I_{н.1} - I_{к.1}}{I_{н.1} - I_{ж.к.2}^{нас}}$$ энтальпийная эффективность;

$$Pr = \frac{\nu}{a}$$ число Прандтля.

Принятые индексы

I - вытяжной; 2- приточный; к-конечный, н-начальный, м-меньший, б - больший; ср-средний, в-воздух, к-промежуточный теплоноситель; ф-фактический; об-общий; фр-фронтальный; t - температурный, У-утилизированный; вент-вентиляторов; нас-насосов; год - годовой; ус-условный; т-табличное; кон - конденсации.

Перевод физических величин из системы единиц МКГСС в систему единиц СИ

Энтальпия I ккал/кг = 4.I87 кДж/кг

Теплоемкость I ккал/(кг.^{0}с) = 4,I87 кДж/(кг.^{0}С)

Коэффициент теплопередачи (теплоотдачи)

I ккал/(ч.м^2.^{0}С) = I,I63 Вт/(м^2.^{0}С)

Тепловой поток I ккал/ч = I,I63 Вт

Коэффициент теплопроводности I ккал/(ч.м.^{0}С) = I,I63Вт/(м.^{0}С)

Коэффициент динамической вязкости I кгс.с/м^2 = 9,8I Н.с/м^2

Давление I кгс/м^2 = 9,8I Па .

5. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменным расходом теплоносителя

Исходными данными для расчета являются:

расход вытяжного и приточного воздуха $G_{в.1}$ и $G_{в.2}$ в кг/ч;

начальная температура вытяжного воздуха $t_{в.н.1}$ в ^{0}С;

начальная температура приточного воздуха $t_{в.н.2}$ в °С;

начальная энтальпия вытяжного воздуха $J_{н.1}$ в кДж/кг(ккал/кг).

5.I. Определяется необходимое живое сечение по воздуху теплообменников в вытяжном и приточном каналах $f_в$ в м²

$$f_{в1}=\frac{G_{в.1}}{3600\cdot v\rho};\quad f_{в2}=\frac{G_{в.2}}{3600\cdot v\rho}. \qquad (5.I)$$

Оптимальное значение массовой скорости движения воздуха в живом сечении теплообменников 4 ÷ 6 кг/(м².с), максимально допустимое - 8 кг/(м².с.).

5.2. Выбирается тип и количество теплообменников, устанавливаемых параллельно по ходу движения воздуха, и определяется их теплообменная поверхность $F_{фр}$ в м²

$$F_{фр.1}=F_1\cdot n;\quad F_{фр.2}=F_2\cdot n. \qquad (5.2)$$

5.3. Находится фактическая площадь живого сечения по воздуху ($f_{в.ф.1}$, $f_{в.ф.2}$) для выбранных теплообменников.

5.4. Вычисляется фактическая массовая скорость движения воздуха $v\rho_ф$ в кг/(м².с) для принятых теплообменников

$$v\rho_{ф1}=\frac{G_{в.1}}{3600\cdot f_{в.ф.1}};\quad v\rho_{ф2}=\frac{G_{в.2}}{3600\cdot f_{в.ф.2}}. \qquad (5.3)$$

При проектировании приточных установок на базе серийного оборудования (приточные камеры ПК, центральные кондиционеры КТЦ, КДА) фактическая массовая скорость приточного воздуха определяется по формуле (5.3) без предварительного расчета по п.п. 5.I - 5.3.

5.5. Определяется расход промежуточного теплоносителя $G_ж$ в кг/ч

$$G_ж=\frac{W_в\cdot G_{в.б.}\cdot C_в}{C_ж}. \qquad (5.4)$$

Значение отношения водяных эквивалентов W_δ принимается для канала с бо́льшим расходом воздуха по таблице:

Начальная температура приточного воздуха, $t_{в.н.2}$, °С	Отношение водяных эквивалентов при значениях F_0: <I,7	>I,7I	Отключение одного насоса: текущая $t_{в.н.2}$, °С	F_0
⩾ -20	I	I	-	-
-20,I ÷ -25	I	2	⩾ -20	> I,7I
⩽ -25,I	2	по графику на рис. 5 приложения 3	⩾ -20	при любом значении

Значение безразмерных параметров принимается равным двум $(F_{01} = F_{02} = 2)$, что соответствует оптимальным значениям температурной эффективности установки и 9-I2 рядам трубок по глубине для теплообменников, выпускаемых промышленностью.

Принятые отношения водяных эквивалентов W_δ определяют максимальный расход теплоносителя, необходимый для предотвращения обмерзания конденсата на теплообменниках вытяжного канала. Циркуляция максимального расхода теплоносителя обеспечивается параллельной работой двух насосов при $W_\delta \geqslant 2$ или работой одного насоса при W_δ=I.

При начальных температурах приточного воздуха, исключающих возможность обмерзания теплообменников, расход циркуляционного теплоносителя сокращается в 2 раза путем отключения одного из насосов (см. таблицу).

5.6. Вычисляется значение $W_м$ для установки в канале с меньшим расходом воздуха.

$$W_м = \frac{G_ж \cdot C_ж}{G_{в.н} \cdot C_в} . \qquad (5.5)$$

5.7. Скорость движения промежуточного теплоносителя в трубках теплообменников в вытяжном и приточном каналах ω в м/с определяется по формуле

$$\omega_1 = \frac{G_ж}{3600 \rho_ж \cdot f_{ж.1}}; \quad \omega_2 = \frac{G_ж}{3600 \rho_ж \cdot f_{ж.2}}, \qquad (5.6)$$

где $f_{ж.1}$, $f_{ж.2}$ – площадь живого сечения теплообменников по теплоносителю, вычисляемая в $м^2$ с учетом схемы обвязки теплообменников.

5.8. Схемы обвязки трубопроводами теплообменников, как правило, должны обеспечивать противоточное движение воздуха и теплоносителя.

Скорость движения теплоносителя в трубках теплообменников должна быть в пределах 0,5 - 2 м/с.

Гидравлическое сопротивление теплообменников не должно превышать экономически целесообразную величину, определяемую возможностью использования выпускаемых промышленностью насосов и оптимальными расходами энергии на перемещение теплоносителя.

5.9. По вычисленным значениям $\upsilon\rho_н$ и ω определяются коэффициенты теплопередачи K_I и K_2 теплообменников каждого канала по графикам на рис.6,7,8 приложения 3.

5.I0. Уточняются коэффициенты теплопередачи Кф в Вт/($м^2$.°С)[ккал/(ч.$м^2$.°С)] с учетом температурной поправки

$$K_{ф.1} = K_1 \cdot \mathcal{E} \quad и \quad K_{ф2} = K_2 \cdot \mathcal{E}$$

Величина температурной поправки $\mathcal{E}$, учитывающей зависимость коэффициента теплопередачи от температуры, принимается равной:

при $t_{ф} = \frac{t_{в.н1} + t_{в.н2}}{2} = -5 \div -I0$ °С - 0,9;

при $t_{ф} = \frac{t_{в.н1} + t_{в.н2}}{2} = \frac{-4,9 \div 4,9}{-5 \div 5}$ °С - I;

при $t_{ф} = \frac{t_{в.н1} + t_{в.н2}}{2} = 5 \div I5$, °С - I,I;

при $t_{ф} = \frac{t_{в.н1} + t_{в.н2}}{2} > I5$ °С - I,I5.

Внесены изменения

Гл. спец. [подпись] /Моткин/ 13.01.82 г. 17385-01

5.II. Определяется необходимая общая теплообменная поверхность воздухонагревателей или воздухоохладителей $F_{об}$ в $м^2$

$$F_{об.1} = \frac{F_{01} \cdot G_{в1} \cdot C_в}{K_{ф1}} ; \quad F_{об2} = \frac{F_{02} \cdot G_{в.2} \cdot C_в}{K_{ф2}} . \qquad (5.8)$$

5.I2. Определяется требуемое количество теплообменников n в шт., установленных последовательно по ходу движения воздуха.

$$n_1 = \frac{F_{об.1}}{F_{ф.р.1}} ; \quad n_2 = \frac{F_{об.2}}{F_{ф.р.2}} . \qquad (5.9)$$

Принимаются ближайшие целые значения n, величина которых может быть меньше расчетной не более чем на I0%.

5.I3. Вычисляется фактическая общая теплообменная поверхность $F_{об.ф}$ в $м^2$

$$F_{об.ф.1} = n_1 \cdot F_{ф.р.1} ; \quad F_{об.ф2} = n_2 \cdot F_{ф.р.2} \qquad (5.I0)$$

5.I4. Определяются фактические значения безразмерных параметров $F_{0ф}$

$$F_{0ф.1} = \frac{K_{ф1} \cdot F_{об.ф.1}}{G_{в1} \cdot C_в} ; \quad F_{0ф2} = \frac{K_{ф.2} \cdot F_{об.ф.2}}{G_{в.2} \cdot C_в} \qquad (5.II)$$

Если полученное значение $F_{0ф.2}$ отличается от принятого $F_{02} = 2$ более чем на 25%, то величина W_5 уточняется по графику на рис.5 приложения 3 и расчет повторяется по п.п. 5,5 – – 5,I4.

5.I5. Определяются температурные эффективности теплообменников вытяжного ($\vartheta_{t.1}$) и приточного ($\vartheta_{t.2}$) каналов по графикам рис.9 приложения 3 с учетом $F_{0ф1}$ и W_1 и $F_{0ф2}$ и W_2

5.I6. Находится общая температурная эффективность установки по приточному каналу

$$\vartheta_{t.об} = \frac{1}{\frac{1}{\vartheta_{t.1}} + \frac{1}{\vartheta_{t.2}} \cdot \frac{G_{в.1}}{G_{в.2}} - \frac{1}{W_1}} \cdot \frac{G_{в.1}}{G_{в.2}} \cdot \xi \qquad (5.I2)$$

Поправочный коэффициент ξ, учитывающий увеличение теплового потока за счет выпадения конденсата на поверхности воздухоохладителя в зависимости от начальной температуры приточного воздуха и относительной влажности удаляемого, принимается

при $-25°C \leq t_{в.н.2} < 0°C$ $\quad \xi = \xi_т - 0.0285(\xi_т - 1)(25 + t_{в.н.2})$;

при $t_{в.н.2} < -25°C$ $\quad \xi = \xi_т$

Значения коэффициента ξ т

Относительная влажность удаляемого воздуха,%	60 x, xx	40	≤ 30
ξт	I,I	I,04	I

x При температуре удаляемого воздуха до 30°С.

Если значения относительной влажности удаляемого воздуха отличаются от приведенных в таблице, то коэффициент ξт определяется интерполированием табличных значений.

xx При более высоких температурах и влажности значение коэффициента ξт увеличивается.

5.I7. Вычисляется температура воздуха $t_{в.к.2}$ в °С, нагретого за счет утилизированного тепла

$$t_{в.к2} = \theta_{t\,об} \cdot (t_{в.н.1} - t_{в.н.2}) + t_{в.н.2} \qquad (5.I3)$$

5.I8. Определяется конечная энтальпия вытяжного воздуха J в.к.I в кДж/кг(ккал/кг)

$$J_{в.к.1} = J_{в.н.1} - \frac{(t_{в.к2} - t_{в.н.2}) \cdot G_{в.2} \cdot C_в}{G_{в.1}} \qquad (5.I4)$$

5.I9. По J-d диаграмме при J в.к.I и φ =I00% определяется конечная температура вытяжного воздуха.

5.20. Находится температура промежуточного теплоносителя на входе в воздухонагреватель приточного канала, обеспечивающая конечную температуру приточного воздуха, рассчитанную в п. 5.I7

$$t_{ж.н.2} = \frac{(t_{в.к.2} - t_{в.н.2}) + \theta_{t2} \cdot t_{в.н.2}}{\theta_{t.2}} \qquad (5.I5)$$

Взамен стр. 23

5.2I. Определяется температура промежуточного теплоносителя после воздухонагревателя приточного канала $t_{ж.к.2}$ в °С

$$t_{ж.к.2} = \theta_{t2} \frac{1}{W_2} \left(t_{в.н.2} - t_{ж.н.2}\right) + t_{ж.н.2}. \qquad (5.I6)$$

Если температура $t_{ж.к.2}$ больше 5°С, то в качестве промежуточного теплоносителя может применяться вода. В этом случае следует провести проверочный расчет $t_{ж.к.2}$ при теплоносителе воде.

5.22. Определяется количество утилизированного тепла Qу в Вт (ккал/ч) при расчетной начальной температуре приточного воздуха

$$Q_у = G_{в2}\ C_в \left(t_{в.к.2} - t_{в.н.2}\right). \qquad (5.I7)$$

6. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с положительными начальными температурами приточного воздуха

6.I. Расчет проводится по разделу 5, в п. 5.5 принимается значение $W_в$=I и в п. 5.I6 значение ζ=I.

7. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и подогревом теплоносителя

Исходными данными для расчета являются:

расход вытяжного $G_{в1}$ и приточного воздуха $G_{в2}$ в кг/ч;

начальная температура вытяжного воздуха $t_{в.н.1}$ в °С;

начальная энтальпия вытяжного воздуха $J_{в.н.1}$ в кДж/кг (ккал/кг)

начальная температура приточного воздуха $t_{в.н.2}$ в °С;

конечная температура приточного воздуха $t_{в.к.2}$ в °С.

7.I. Расчет производится по п.п. 5.I- 5.I4, в п. 5.5 принимается значение $W_в$= 1.

7.2. Определяется температурная эффективность установки, расположенной в приточном канале по графику рис. 9 приложения 3 с учетом значений $J_{оф.2}$ и W_2

7.3. Определяется температура промежуточного теплоносителя на входе в воздухонагреватель приточного канала $t_{ж.н.2}$ в °С, обеспечивающая температуру приточного воздуха $t_{в.к.2}$

$$t_{ж.н.2} = \frac{(t_{в.к.2} - t_{в.н.2}) + \theta_{t.2} \cdot t_{в.н.2}}{\theta_{t.2}} \qquad (7.1)$$

7.4. Определяется температура промежуточного теплоносителя на выходе из воздухонагревателя приточного канала $t_{ж.к.2}$ в °С

$$t_{ж.к.2} = \theta_{t.2} \frac{1}{W_2} (t_{в.н.2} - t_{ж.н.2}) + t_{ж.н.2}, \qquad (7.2)$$

$$t_{ж.к.2} = t_{ж.н.1}$$

7.5. По значениям $t_{ж.н.1}$ и F_{01} определяется режим работы воздухоохладителя: левее "границы сухого теплообмена" - режим конденсации, правее - режим сухого теплообмена (см. рис. II, приложения 3).

При наличии конденсации находится $\theta_{э1}^{кон.}$ по графику на рис. II, при сухом теплообмене - $\theta_{t.1}$ по графику на рис. 9 приложения 3.

7.6. По значениям $\theta_{э1}^{кон.}$ и $\theta_{t.1}$ вычисляется конечная энтальпия воздуха в вытяжном канале $J_{в.к.1}$ в кДж/кг (ккал/кг) или конечная температура $t_{в.к.1}$ в °С.

$$J_{в.к.1} = J_{в.н.1} - \theta_{э1}^{кон} [J_{в.н.1} - (A + B \cdot t_{ж.н.1})]. \qquad (7.3)$$

Коэффициенты А и В принимаются по табл. 2 приложения 2.

$$t_{в.к.1} = t_{в.н.1} - \theta_{t.1} (t_{в.н.1} - t_{ж.н.1}). \qquad (7.3а)$$

7.7 Определяется условный коэффициент теплопередачи $K_1^{ус.}$ в Вт/(м2.°С) [ккал/ч.м2 . °С)], учитывающий тепло- и влагоперенос в условиях наличия конденсата на поверхности воздухоохладителя

$$K_1^{ус} = \frac{1}{\frac{\psi}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta_в}{\alpha_н \cdot B}}. \qquad (7.4)$$

Коэффициенты $\alpha_{вн}$ и $\alpha_н$ принимаются по графикам на рис. I2, I3, приложения 3; В - по табл. 2 приложения 2. Коэффициент оребрения ψ для воздухонагревателя КТЧ равен I3, КВС и КВБ-I4,4 и КСк-I3,5.

7.8. При наличии конденсации определяется температура поверхности воздухоохладителя $t_{пов.1}$ в °С в конце его по ходу движения воздуха и оценивается опасность замерзания конденсата

$$t_{пов.1} = \left(\frac{J_{в.к.1}}{B} - \frac{A}{B}\right) - \frac{\delta_в \cdot K_1^{ус}}{\lambda \cdot \alpha_н} \left(\frac{J_{в.к.1}}{B} - \frac{A}{B} - t_{ж.н.1}\right). \qquad (7.5)$$

Взам. инв. № 25
Для стиж. ОЦИТ / Мотынин Л.З. / 19.01.82 г.

Если t пов.I меньше - I°С, то необходимо предусмотреть защиту воздухоохладителя средствами автоматического регулирования.

7.9. Определяется температура промежуточного теплоносителя на выходе из воздухоохладителя $t_{ж.к.I}$ в °С:

при наличии конденсации по формуле

$$t_{ж.к.1} = \frac{1}{W_1 \cdot C_в} (J_{в.н.1} - J_{в.к.1}) + t_{ж.н.2}; \qquad (7.6)$$

при сухом теплообмене по формуле

$$t_{ж.к.1} = t_{ж.н.1} + \frac{1}{W_1} (t_{в.н.1} - t_{в.к.1}). \qquad (7.6а)$$

7.10. Определяется требуемый подогрев промежуточного теплоносителя Δt в °С

$$\Delta t = t_{ж.н.2} - t_{ж.к.1}. \qquad (7.7)$$

7.11. Расчет подогревателя для подогрева промежуточного теплоносителя производится по действующим методикам.

8.Гидравлический расчет.

8.I. Производится расчет гидравлического сопротивления теплообменников и трубопроводов циркуляционного контура.

Для систем, в которых в качестве промежуточного теплоносителя используется 28%- ный раствор нитрита натрия, потери давления от трения в трубопроводах принимаются по табл. 3 приложения 2, гидравлическое сопротивление теплообменников ΔP в Па/м^2 (кгс/м^2) определяется по формуле

$$\Delta P = C \cdot \omega^2. \qquad (8.I)$$

Значения коэффициента С приведены в табл. 4. приложения 2.

8.2. В системе с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменным расходом теплоносителя к установке следует принимать два одинаковых циркуляционных насоса. Производительность каждого из них должна соответствовать 50% расчетного максимального расхода теплоносителя с учетом обеспечения этого расхода при параллельной работе насосов.

9. Определение экономической эффективности

9.1. Экономический эффект от утилизации тепла определяется путем сравнения приведенных затрат по системе вентиляции, оборудованной утилизационными устройствами, и подобной вентиляционной системе, но без утилизационных устройств (аналог).

9.2. В общем случае при определении эффективности капитальных вложений экономический эффект Э в тыс.руб. определяется в соответствии с СН 423-71 "Инструкция по определению экономической эффективности капитальных вложений в строительство", как разница приведенных затрат аналога и сравниваемого варианта по следующей формуле

$$Э=[(И_I-И_П)\frac{1}{E_н}+(К_I-К_П)+(Ф_I-Ф_П)]. \qquad (9.1)$$

где $И_I$; $И_П$ – текущие (эксплуатационные) затраты на единицу продукции соответственно по аналогу и предлагаемому решению, руб/год;

$К_I$; $К_П$ – сметная стоимость вариантов соответственно по аналогу и предлагаемому решению, руб.;

$Ф_I$; $Ф_П$ – капитальные вложения в производственные фонды соответственно по аналогу и предлагаемому решению, руб.;

$E_н$ – нормативный коэффициент эффективности капвложений, равный 0,12.

9.3. Текущие затраты по каждому варианту вычисляются как сумма амортизационных отчислений на капитальный ремонт, энергетических затрат и стоимости обслуживания систем с учетом текущего ремонта.

Для определения годовых расходов тепла по каждому варианту рассматривается продолжительность постоянства температур наружного воздуха в течение года, при которых требуется нагрев приточного воздуха. Этот период рекомендуется разделить на отдельные части, соответствующие продолжительности постоянства температур с определенным интервалом (например 5 и 10°С). Данные по продолжительности постоянства температур принимаются по табл.3 СНиП II-А.6-72 "Строительная климатология и геофизика".

По каждому интервалу определяется средняя температура наружного воздуха и расходы тепла с учетом продолжительности постоянства температур в рассматриваемом интервале. В сравниваемом варианте по каждому интервалу определяется температурная эффективность, соответствующая принятой средней температуре наружного воздуха; температура, до которой может быть нагрет воздух за счет утилизированного тепла, а также количество утилизированного тепла. Годовые расходы тепла определяются суммированием расходов тепла по отдельным интервалам.

9.4. Амортизационные отчисления определяются в соответствии с установленными "Нормами амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства СССР", принятыми для расчетов с I января 1975 г. (М. "Экономика", 1974).

9.5. Стоимость текущего ремонта и обслуживания следует определять в соответствии с "Инструкцией по определению экономической эффективности нового оборудования для кондиционирования воздуха и вентиляции" (М. ЦНИИТЭстроймаш, 1978).

9.6. Стоимость энергетических ресурсов временно, до ввода нового прейскуранта цен на тепловую и электрическую энергию, следует определять по замыкающим затратам с переводом топливной составляющей в экспортные цены путем умножения на коэффициент равный 2. Замыкающие затраты определяются в соответствии с "Руководящими указаниями к использованию замыкающих затрат на топливо и электрическую энергию" (М. "Наука", 1973).

9.7. При необходимости определения эффективности мероприятий по созданию и внедрению новой техники, экономический эффект Э в тыс.руб. в соответствии с СН 509-78 "Инструкция по определению экономической эффективности использования в строительстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений" определяется по формуле

$$Э=(C_I+E_н'\Phi_I)\frac{B_{II}}{B_I}\cdot\frac{P_I+E_н'}{P_{II}+E_н'}+\frac{(U_I-U_{II})+E_н'(K_I'-K_{II}')}{P_{II}+E_н'}-(C_{II}+E_н'\cdot\Phi_{II}), \quad (9.2)$$

где C_I; $C_П$ – заводская себестоимость единицы продукции соответственно по аналогу и предлагаемому решению, руб/год;

P_I; $P_П$ – доли отчислений от балансовой стоимости на полное восстановление основных фондов;

$E_н^I$ – нормативный коэффициент эффективности новой техники, равный 0,15;

K_I^I; $K_П^I$ – сопутствующие капитальные вложения у потребителя соответственно по аналогу и предлагаемому решению, руб.;

$\frac{B_П}{B_I}$ – коэффициент учета роста производительности труда нового средства по сравнению с базовым, где B_I и $B_П$ – годовые объемы продукции соответственно по аналогу и предлагаемому решению.

9.8. Срок окупаемости утилизационных устройств T в год определяется по формуле

$$T = \frac{C_П - C_I}{И_I - И_П}. \qquad (9.3)$$

Принципиальные схемы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем.

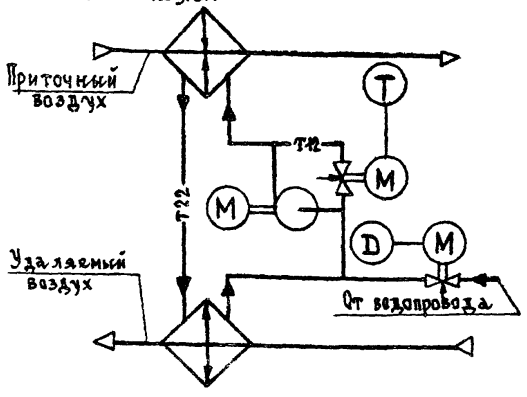


Рис.1. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с положительными начальными температурами приточного воздуха

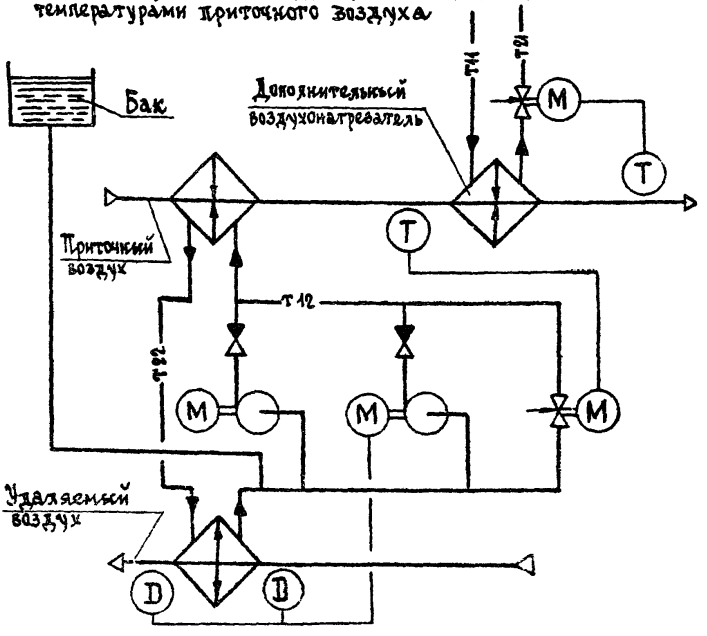


Рис.2. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменным расходом теплоносителя.

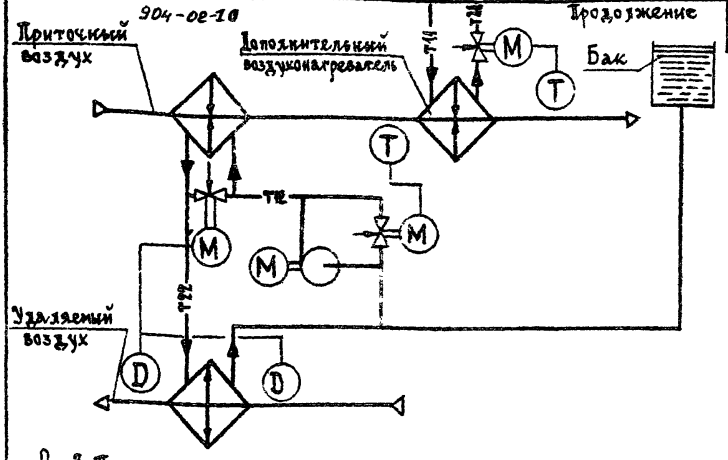


Рис.3. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем с отрицательными канальными температурами приточного воздуха и обводом теплоносителя.

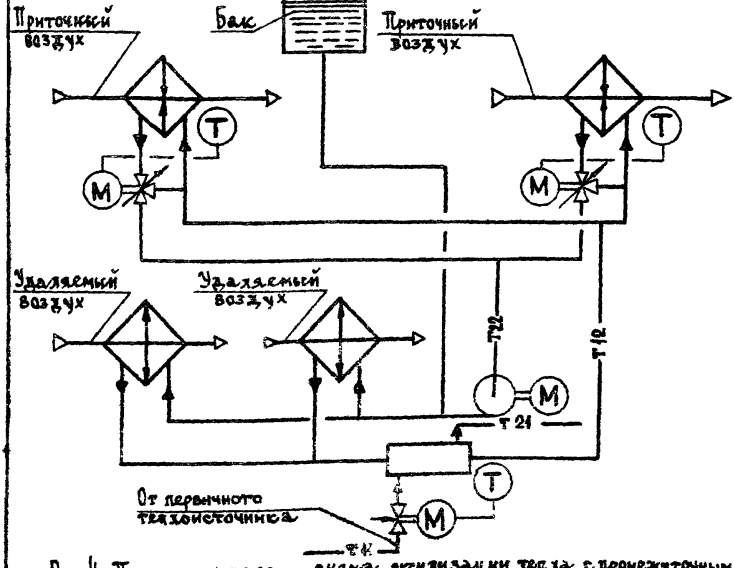


Рис.4. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными канальными температурами приточного воздуха и подогревом теплоносителя

Таблицы для теплотехнического и гидравлического расчета

Таблица I

Основные физические свойства рекомендуемых теплоносителей

Теплоноситель	t, °С	c, кДж/(кг·°С) ккал/(кг·°С)	ρ, кг/м³	λ, Вт/(м·°С) ккал/(ч·м·°С)	$\mu \cdot 10^4$, (Н·с)/м² кгс/м²	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$a \cdot 10^6$, м²/с	Pr
28%-ный раствор нитрата натрия	0	3,5 / 0,835	1214	0,5815 / 0,5	32,96 / 3,36	2,71	0,137	19,78
Вода	70	4,19 / 1	977,8	0,66 / 0,57	39,82 / 4,06	0,415	0,161	2,58
	0	4,21 / 1,006	999,9	0,56 / 0,482	17,49 / 1,788	1,789	0,132	13,5

Примечание: В числителе приведены значения в системе единиц СИ, в знаменателе – в системе единиц МКГСС.

Внесены изменения
Гл. спец. /Моткин Л.З./ 19.01.82 г. 17385-01

Таблица 2

Значения коэффициентов А и В, аппроксимирующих зависимость энтальпии насыщенного воздуха от температуры

$\frac{t_{ж.к.2}+t_{в.н.I}}{2}$	А, кДж/кг / ккал/кг	В, кДж/кг °С / ккал/кг °С
-20 ÷ -I5	4,2I6/I,007	I,I3 /0,27
-I5 ÷ -I0	5,99 /I,43	I,235/0,295
-I0 ÷ -5	7,6I/ I,8I8	I,377/0,329
-5 ÷ 0	I0,I45/2,423	I,708/0,408
0 ÷ 7	9,85/ 2,35	I,798/0,43
7 ÷ I5	5,87/ I,4	2,3 / 0,55
I5 ÷ 20	-6,9/ -I,65	3,I4/ 0,75
20 ÷ 25	-II,7/-2,8	3,52/ 0,84

Примечание: В числителе приведены значения в системе единиц СИ, в знаменателе – в системе единиц МКГСС.

Таблица 3

Потери давления от трения в трубопроводах на I м, Па/м² (кгс/м²)

Скорость движения теплоносителя, м/с	Диаметр трубопровода Д, мм					
	32	40	50	70	I02	I50
0,5	200/20,39	II9,I/I2,I4	II0,I7/II,23	72,3/7,37	46,I/4,7	26,8/2,73
0,7	373,9/38,II	277,2/28,26	204,2/20,82	I33,4/I3,6	84,6/8,625	50,6/5,I55
I	725/73,9	535,9/54,63	404,9/4I,28	259,5/26,45	I63,7/I6,69	99,3/I0,I2
I,2	I0I8,3/I03,8	750/76,47	548,8/55,94	367,5/37,46	23I,5/23,6	I40/I4,275
I,5	I527,4/I55,7	II55,6/II7,8	844/86,04	555/56,58	354,3/36,I2	209,9/2I,395
2	2639/269	I965/200,3	I476,8/I50,54	952,7/97,I2	607,3/6I,9I	365,2/37,23

Примечание: В числителе приведены значения в системе единиц СИ, в знаменателе – в системе единиц МКГСС.

Взамен стр 33

Гл. спец. [signature] /Мотькин/ 13.01.82 г. 17385-01

Значения коэффициентов С для расчета гидравлического сопротивления теплообменников,
$(Па.с^2)/м^4$ $(кг.с^2)/м^4$

Номер	Калориферы: Модель КВС	КВБ	КСк3	КСк4	Воздухонагреватели кондиционеров: Тип кондиционера	Количество рядов трубок 1	2
I	9908 I0I0	I0349 I055			КДI0А	I0653 I086	I337I I363
2	I0732 I094	III74 II39			КД 20А	I4538 I482	I7265 I760
3	II556 II78	II997 I223			КТЦ базовые теплообменники		
4	I2I25 I262	I2822 I307			I-метровый	I4538 I482	I7265 I760
5	I4028 I430	I4469 I475			I,5-метровый	22347 2278	25064 2555
6	I0349 I055	II095 II3I	I645I I677	I750I I784	2-метровый	30I46 3073	32873 335I
7	III74 II39	II9I9 I2I5	I76I8 I796	I8708 I907			
8	II997 I223	I2743 I299	I8786 I9I5	I9875 2026			
9	I2822 I307	I3557 I383	I9943 2033	2I033 2I44			
I0	I4469 I475	I52I5 I55I	22268 2270	23367 2382			
II	I7070 I795	I8246 I860	25996 2650	26487 2700			
I2	I8629 I899	I7864 I82I	25996 2650	26487 2700			

Примечание: В числителе даны значения в системе единиц СИ, в знаменателе - в системе единиц МКГСС

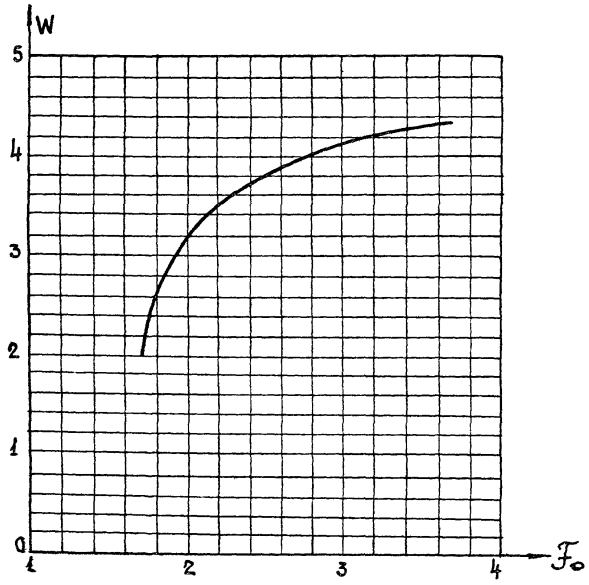


Рис. 5 Отношение водяных эквивалентов при начальной температуре приточного воздуха ниже -25°С.

Примечание. При $F_o \leq 1,7$ принимать $W = 2$

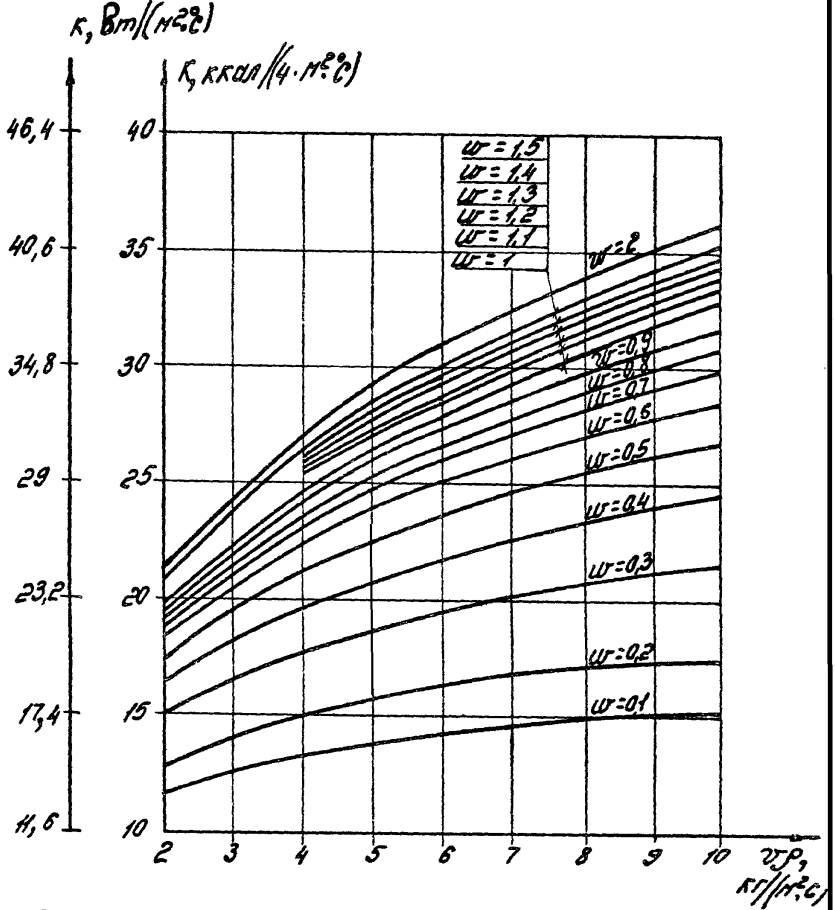


Рис. 6. Коэффициенты теплопередачи калориферов пластинчатых КВС, КВБ

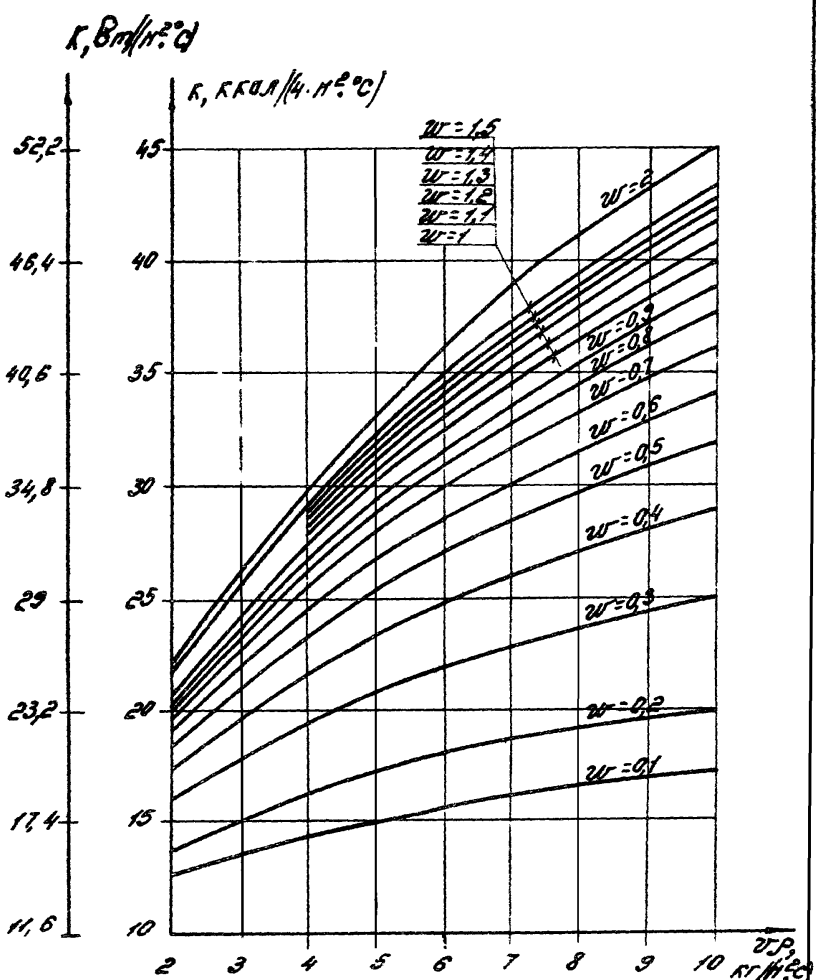


Рис. 7. Коэффициенты теплопередачи конвекторов биметаллических с накатным оребрением КСк

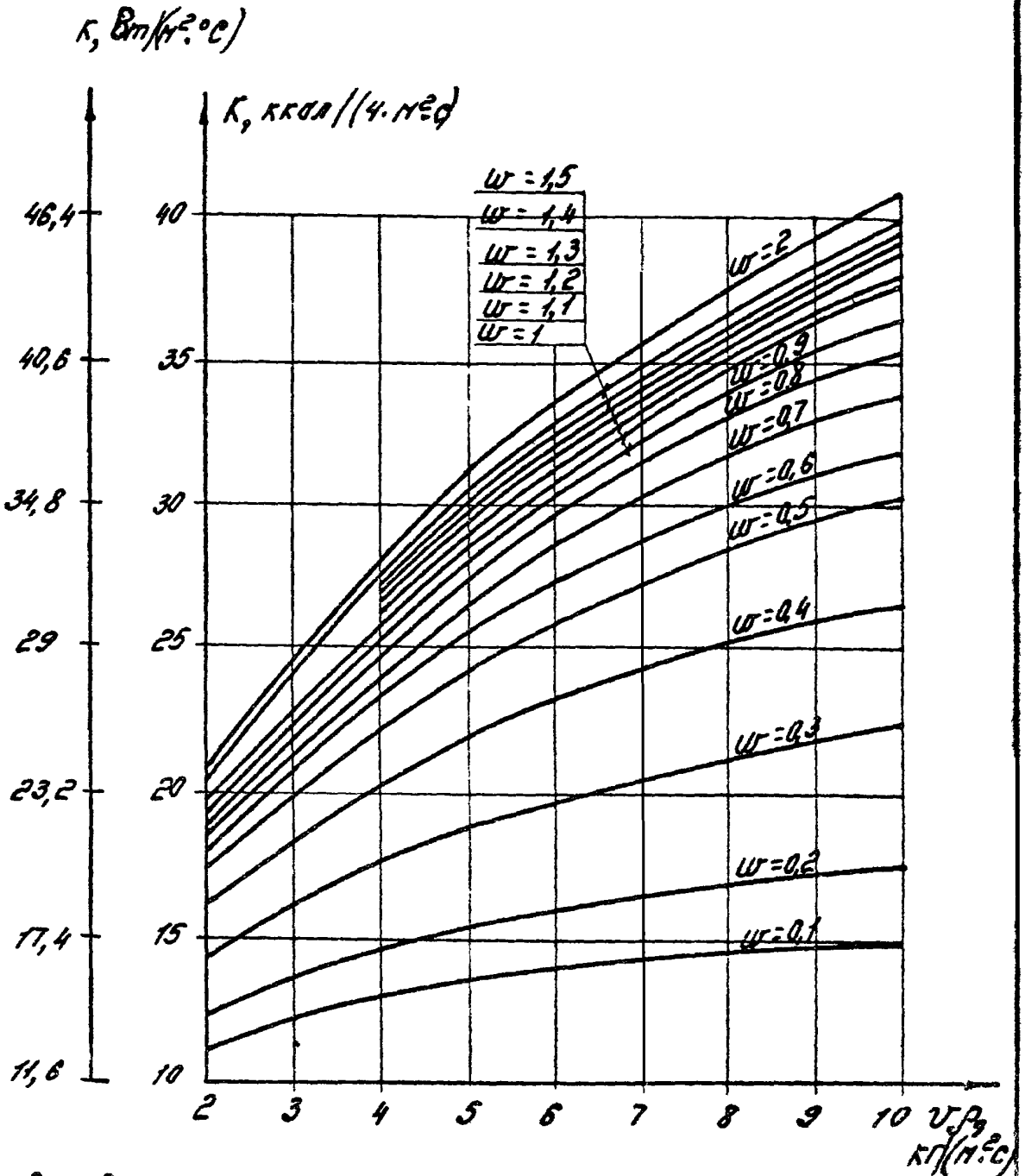


Рис. 8. Коэффициенты теплопередачи воздухонагревателей центральных кондиционеров КТЦ

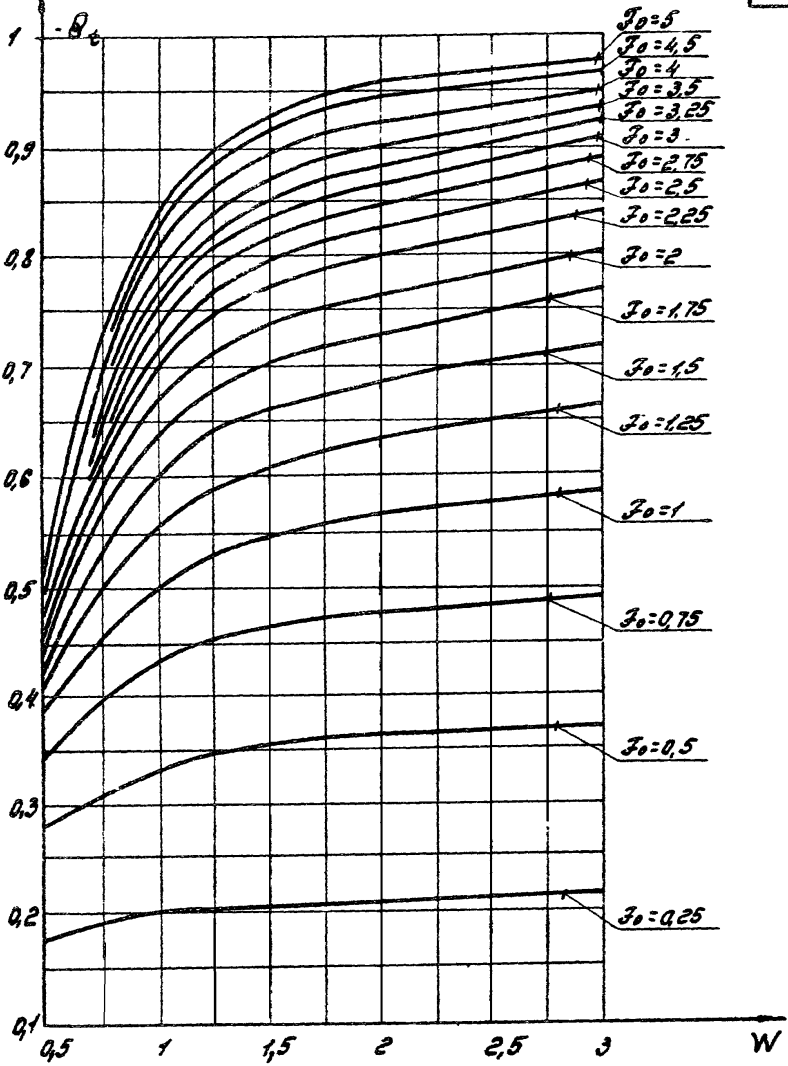


Рис. 9. Температурная эффективность теплообменников

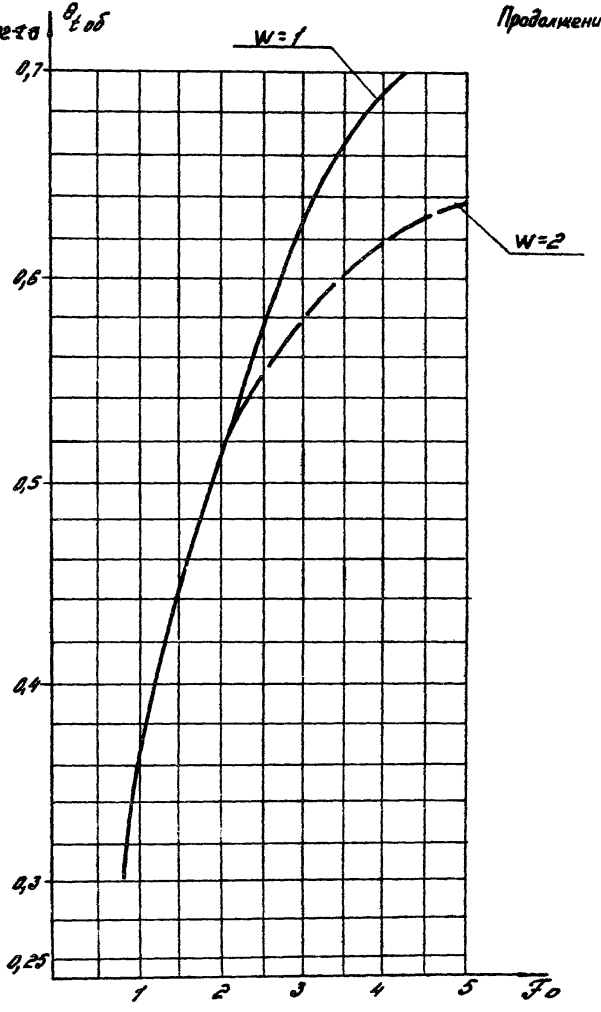


Рис. 10 Общая температурная эффективность установки, работающей в режиме сухого теплообмена

Продолжение

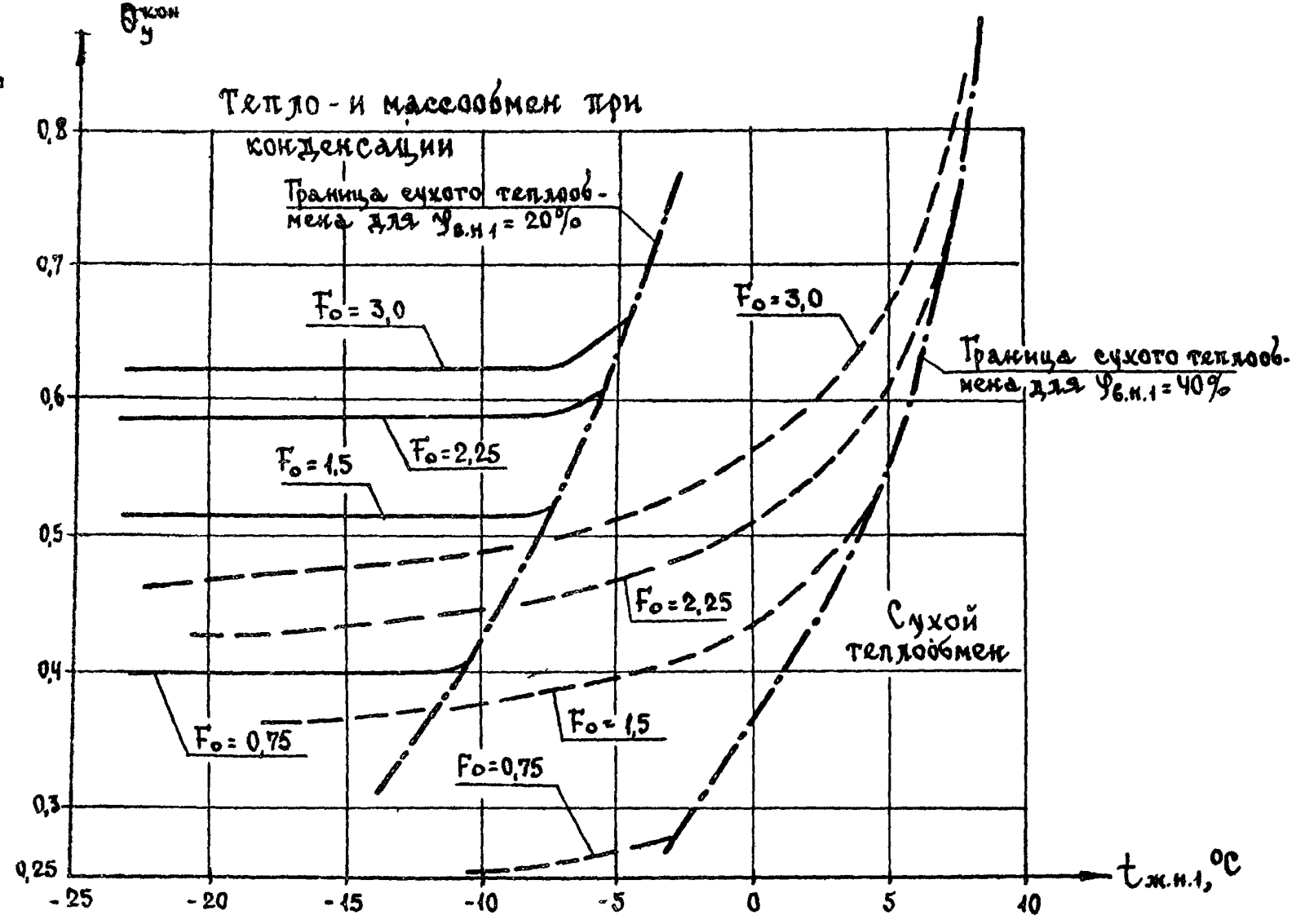


Рис. 11 Энтальпийная эффективность воздухоохладителей вытяжного канала при W=0,8-1,8

Взамен стр. 41
Гл. спец. [illegible] /Мотькин Л.З/ 19.01.82 г.

17385-01

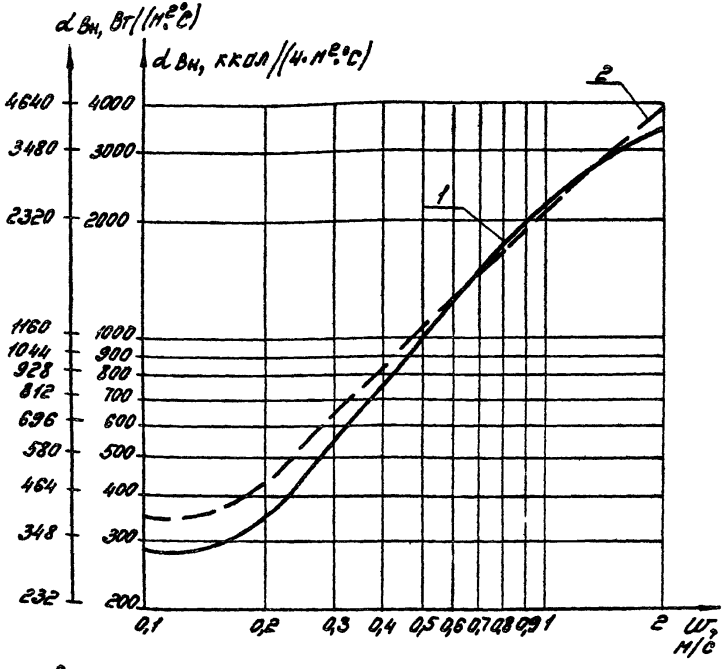


Рис. 12. Коэффициенты внутреннего теплообмена теплообменников
1- КГЦ; 2- КВС; КВБ; КСК

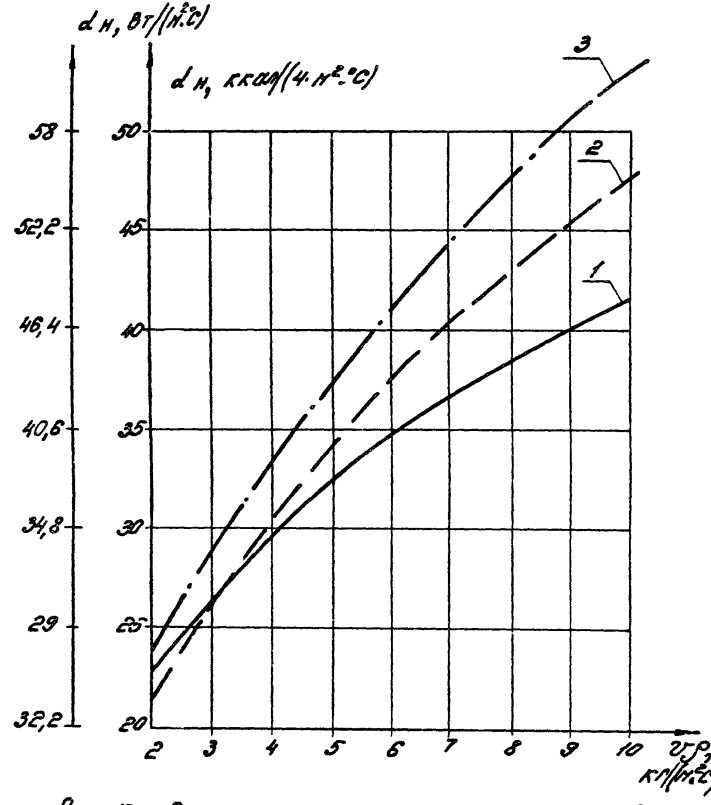


Рис. 13. Коэффициенты наружного теплообмена теплообменников

1 - КВС, КВБ; 2 - КТЦ; 3 - КСК

ПРИМЕРЫ РАСЧЁТА

I. Пример I. Расчёт системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем двух установок (одна приточная и одна вытяжная) с положительными начальными температурами приточного воздуха.

Исходные данные

Расход воздуха, удаляемого от печи, $G_{в.1}$ = 31800 кг/ч

Расход приточного воздуха для воздушно-тепловой завесы $G_{в.2}$ = 33600 кг/ч

Начальная температура удаляемого воздуха $t_{в.н.1}$ = 112°С

Начальная температура приточного воздуха $t_{в.н.2}$ = 15°С

Конечная температура приточного воздуха $t_{в.к.2}$ = 50°С

Место строительства - Москва .

Требуется определить:

тип и количество теплообменников, необходимых для установки в каналах вытяжного и приточного воздуха;

конечную температуру приточного воздуха после воздухонагревателей;

количество утилизированного тепла при расчётной начальной температуре приточного воздуха.

Порядок расчёта

I. В соответствии с п. 3.3 принимается система утилизации по принципиальной схеме на рис. I приложения I.

2. Необходимое живое сечение по воздуху теплообменников в вытяжном и приточном каналах по формуле (5.I) равно

$$f_{в.1} = \frac{31800}{3600 \cdot 5} = 1{,}77 \text{ м}^2; \qquad f_{в.2} = \frac{33600}{3600 \cdot 5} = 1{,}87 \text{м}^2.$$

3. Принимается по два теплообменника КВС II-П, установленные параллельно движению воздуха в вытяжном и приточном каналах,

$f_{в1} = 0{,}8665 \times 2 = 1{,}733$ м^2; $F_{ф_1} = 2 \times 72 = 144$ м^2;

$f_{в2} = 1{,}733$ м^2; $F_{ф_2} = 2 \times 72 = 144$ м^2.

4. Фактическая массовая скорость движения воздуха по формуле (5,3) равна

$$v\rho_1 = \frac{31800}{3600 \cdot 1{,}733} = 5{,}097 \text{ кг/(м}^2\text{.с)};$$

$$v\rho_2 = \frac{33600}{3600 \cdot 1{,}733} = 5{,}38 \text{ кг/(м}^2\text{.с)}.$$

5. Расход промежуточного теплоносителя по каналу с большим расходом воздуха согласно формуле (5.4) равен

$$G_ж = \frac{1 \cdot 33600 \cdot 0{,}24}{1{,}0} = 8064 \text{ кг/ч}.$$

В соответствии с п.6.1 принимается $W_б = 1$

В соответствии с п.2.9 в качестве промежуточного теплоносителя принимается вода, с = 1 ккал/ (кг.°С).

6. Определяется W для установки в канале с меньшим расходом воздуха по формуле (5.5)

$$W_1 = \frac{8064 \cdot 1}{31800 \cdot 0{,}24} = 1{,}056.$$

7. Скорость движения промежуточного теплоносителя в трубках определяется по формуле (5.6)

$$\omega_1 = \frac{8064}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}002316.2} = 0{,}484 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = 0.484 \text{ м/с}.$$

8. Коэффициенты теплопередачи по графику рис. 6 приложения 3 при $v\rho_1 = 5{,}098$ кг/(м^2.с) и $\omega_1 = 0{,}484$ м/с $K_1 = 22{,}4$ ккал/(ч.м^2.°С);

при $v\rho_2 = 5{,}38$ кг/(м^2.с) и $\omega_2 = 0{,}484$ м/с $K_2 = 22{,}85$ ккал/(ч.м^2.°С

По п. 5.10 уточняются коэффициенты теплопередачи с учётом температурной поправки ε

при $t_{ср} = \frac{112 + 15}{2} = 63,5^{o}C$;

$\varepsilon = 1,15$; $K_1 = 22,4 \cdot 1,15 = 25,6$ ккал/(ч.м^2.^{o}C);

$K_2 = 22,85 \cdot 1,15 = 26,3$ ккал/(ч.м^2.^{o}C).

9. Определяется необходимая общая температурная эффективность установки, исходя из заданной конечной температуры приточного воздуха, $t_{в.к.2} = 50^{o}C$ по формуле

$$\Theta_{t\,об} = \frac{t_{в.к.2} - t_{в.н.2}}{t_{в.н.1} - t_{в.н.2}} = \frac{50 - 15}{112 - 15} = 0,361.$$

10. По графику рис. 10 приложения 3 определяется необходимый безразмерный параметр, обеспечивающий $\Theta_{t\,об} = 0,361$, при $W = 1$

$Fa_1 = 1,2$; $Fa_2 = 1,2$.

11. Необходимая общая теплообменная поверхность теплообменников определяется по формуле (5.8)

$$F_{об1} = \frac{1,2 \cdot 31800 \cdot 0,24}{25,6} = 357,8\ м^2;$$

$$F_{об2} = \frac{1,2 \cdot 33600 \cdot 0,24}{26,3} = 367,94\ м^2.$$

12. Количество теплообменников, устанавливаемых последовательно по ходу движения воздуха, определяется по формуле (5.9)

$$n_1 = \frac{357,8}{144} = 2,48; \quad n_2 = \frac{367,94}{144} = 2,56.$$

Принимается по три теплообменника по ходу движения воздуха. Всего в каждом канале устанавливается по 6 (2х3) калориферов КВС 11-П

13. Общая теплообменная поверхность определяется по формуле (5.10)

$$F_{об.ф.1} = 3 \cdot 144 = 432 м^2, \quad F_{об_2} = 432 м^2.$$

14. Фактическое значение безразмерных параметров определяется по формуле (5.11)

$$Fa_{ф1} = \frac{25,6 \cdot 432}{31800 \cdot 0,24} = 1,44;$$

$$Fo_{ф.2} = \frac{26,3.432}{33600.0,24} = 1,4 .$$

Невязка по меньшему Fo= I.4 составляет менее 25% (см. п.5.I4)

I5. По $Fo_{ф1}$, W_1 и $Fo_{ф2}$, W_2 на рис. 9 приложения 3 определяется температурная эффективность установок вытяжного и приточного каналов

$$\vartheta_{t1} = 0,56; \qquad \vartheta_{t2} = 0,55$$

I6. Определяется общая эффективность установки по формуле(5.I2)

$$\vartheta_{t\,об} = \frac{I}{\frac{I}{0,56} + \frac{I}{0,55} \cdot \frac{3I800}{33600} - 0,947} \cdot \frac{3I800}{33600} = 0,369.$$

Поправочный коэффициент ξ = I (см. п.6.I)

I7. Конечная температура приточного воздуха воздушно-тепловой завесы определяется по формуле (5.I3)

$$t_{вт.2} = 0,369.(II2-I5)+ I5 = 50,8^{0}C .$$

I8. Количество утилизированного тепла при расчетной начальной температуре приточного воздуха определяется по формуле (5.I7)

$$Q_{у} = 33600 \cdot 0,24(50,8-I5)=288691 \text{ ккал/ч.}$$

2. Пример 2. Расчёт системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем двух установок (одна приточная и одна вытяжная) с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменным расходом теплоносителя

Исходные данные

Расход воздуха, удаляемого системами местных отсосов от модулированного оборудования кухни, $G_{в1}$ = 33280 кг/ч. Расход приточного воздуха в зал столовой на 350 мест $G_{в2}$ = 22320 кг/ч.

Начальная температура удаляемого воздуха $t_{в1}$ =30°С.

Относительная влажность удаляемого воздуха $\varphi_{н1}$=60%

Начальная температура приточного воздуха $t_{в.н.2}$ = 25°С

Конечная температура приточного воздуха $t_{в.к.2}$ =I6°С

Энтальпия удаляемого воздуха $\mathcal{I}_{в.н.} = 17$ ккал/кг

В приточном канале установлена приточная камера типа ПК 25

Место строительства – Москва .

Требуется определить:

тип и количество теплообменников, необходимых для установки в каналах вытяжного и приточного воздуха;

конечную температуру приточного воздуха после утилизационных воздухонагревателей;

количество утилизированного тепла при расчетной начальной температуре приточного воздуха.

Порядок расчета

1. В соответствии с п.п. 3.4, 3.5 принимается система утилизации по принципиальной схеме на рис.2 приложения 3.

2. Необходимое живое сечение по воздуху воздухоохладителей вытяжного канала определяется в соответствии с п.5.1 по формуле(5.1)

$$f_{в.л.} = \frac{33380}{3600.5,5} = 1,686 \text{ м}^2.$$

3. К установке в вытяжном канале принимаются два калорифера

КСк 4-11-02 $f_{в.л.} = 0,685$ м^2;

КСк 4-12-02 $f_{в.л.} = 1,027$ м^2;

$f_{ж.л.} = 0,685 + 1,027 = 1,712$ м^2

4. На приточном канале установлена приточная камера типа ПК 25, конструктивно компонуемая тремя калориферами КСк 4-10-02 по фронту

$$F_{ж.г.} = 0,24 \cdot 3 = 0,72 \text{ м}^2$$

5. Фактическая массовая скорость движения воздуха определяется по формуле (5.3)

$$\mathcal{V}\rho_1 = \frac{33380}{3600.1,712} = 5,4 \text{ кг/м}^2\text{с}; \quad \mathcal{V}\rho_2 = \frac{22320}{3600.0,72} = 8,6 \text{ кг/м}^2\text{с}.$$

6. Расход промежуточного теплоносителя по каналу с большим расходом воздуха определяется по формуле (5.4)

$$G_ж = \frac{2.38380.0,24}{0,835} = 19188 \text{ кг/ч}.$$

В соответствии с п.5.5 принимается $W = 2$.

Согласно п.2.8 в качестве промежуточного теплоносителя принимается 28%-ный раствор нитрита натрия, с = 0,835 ккал/(кг.°С)

7. По формуле (5.5) определяется W для установки в канале с меньшим расходом воздуха

$$W_2 = \frac{19188 \cdot 0,835}{22320.0,24} = 2,99$$

8. Скорость движения промежуточного теплоносителя в трубках теплообменников в вытяжном и приточных каналах определяется по формуле (5.6)

$$\omega_1 = \frac{19188}{3600.1214.0,00429} = 1,02 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = \frac{19188}{3600.1214.0,00111.3} = 1,32 \text{ м/с}.$$

9. Коэффициенты теплопередачи теплообменников каждого канала определяются по графику рис. 7 приложения 3

при $\upsilon\rho_1 = 5,4$ кг/м^{2}с и $\omega_1 = 1,02$ м/с $K_1 = 31,3$ккал/(ч.м^2.°С);

при $\upsilon\rho_2 = 8,6$ кг/м^{2}с и $\omega_2 = 1,32$ м/с $K_2 = 39,46$ккал/(ч.м^2.°С).

10. Уточнение коэффициентов теплопередачи с учётом температурной поправки определяется по п.5.10

при $t_{ср.} = \frac{30 - 25}{2} = 2,5$°С $\varepsilon = 1$;

$K_{\phi.1} = 31,3.1 = 31,3$ ккал/(ч.м^2.°С);

$K_{\phi.2} = 39,46.1 = 39,46$ ккал/(ч.м^2.°С).

11. Необходимая общая теплообменная поверхность теплообменников устанавливается по формуле (5.8)

$$F_{об.1} = \frac{2.33380 \cdot 0,24}{31,3} = 490 \text{ м}^2;$$

$$F_{об.2} = \frac{2.22320.0,24}{39,46} = 267 \text{ м}^2;$$

$F_{0.1} = F_{0.2} = 2$ в соответствии с п.5.5.

12. Количество теплообменников, устанавливаемых последовательно

по ходу воздуха определяется по формуле (5.9)

$$n_1 = \frac{512}{(90,04 + 136,02)} = 2,31 ;$$

$$n_2 = \frac{271,5}{30,82 \cdot 3} = 2,74 .$$

Принимается по ходу воздуха по три теплообменника.

13. Общая теплообменная поверхность теплообменников определяется по формуле (5.10)

$F_{об.ф.1} = 3 \times 226,06 = 678$ м^2,

$F_{об.ф.2} = 3 \times 92,46 = 277$ м2.

14. Определяются фактические значения безразмерных параметров по формуле (5.11)

$$Fo_{ф.1} = \frac{31,3 \cdot 678}{33380 \cdot 0,24} = 2,65;$$

$$Fo_{ф.2} = \frac{39,46 \cdot 277}{22320 \cdot 0,24} = 2,04$$

Невязка по меньшему значению $Fo = 2,04$ составляет только 3,5%, что допустимо (см.п.5.14)

15. По $Fo_{ф.1}, W_1$ и $Fo_{ф.2}, W_2$ определяется температурная эффективность установок вытяжного и приточного каналов по графику рис. 9 приложения 3.

$\theta_{t1} = 0,81$; $\theta_{t2} = 0,8$.

16. Определяется общая эффективность установки по формуле (5.12)

$$\theta_{t\,об} = \frac{1}{\frac{1}{0,81} + \frac{1}{0,8} \cdot \frac{33380}{22320} - \frac{1}{2}} \cdot \frac{33380}{22320} \cdot 1,1 = 0,634$$

При $\varphi_{в.2} = 60\%$ поправочный коэффициент $\xi = 1,1$ (см.п.5.16).

17. Конечная температура приточного воздуха после теплообменников приточного канала определяется по формуле (5.13)

$$t_{в.к.2} = 0,634 \cdot (30+25) - 25 = 9,9^{\circ}C .$$

18. Конечную энтальпию вытяжного воздуха после теплообменников вытяжного канала находят по формуле (5.14)

$$J_{в.к.1} = I7 - \frac{(9,9+25).\ 22320.0,24}{33380} = 11,41 \text{ ккал/кг}.$$

По J-d диаграмме при $J_{в.к.1} = 11,41$ ккал/кг и $\varphi = 100\%$ находят конечную температуру вытяжного воздуха

$t_{в.к.1} = 16,8^{\circ}C$ (см. п. 5.19).

19. Температура промежуточного теплоносителя на входе в воздухонагреватели приточного канала $t_{ж.н.2}$, обеспечивающая конечную температуру приточного воздуха $t_{в.к.в} = 9,9^{\circ}C$, определяется по формуле (5.15)

$$t_{ж.н.2} = \frac{(9,9 + 25) + 0,8 \cdot (-25)}{0,81} = 13,18^{\circ}C.$$

20. Температура промежуточного теплоносителя после воздухонагревателей приточного канала определяется по формуле (5.16)

$$t_{ж.н.2} = 0,81 \cdot \frac{1}{2,99} \cdot (-25-13,18) + 13,18 = 2,84^{\circ}C.$$

Поскольку $t_{ж.к.2}$ меньше $5^{\circ}C$, то выбранный в качестве промежуточного теплоносителя 28%-ный раствор нитрита натрия принят верно (см. п.п. 2.8, 2.9).

21. Количество утилизированного тепла при расчётной начальной температуре приточного воздуха определяется по формуле (5.17),

$$Q_{у} = 22320.0,24\ (9,9+25) = 187000 \text{ ккал/ч}.$$

3. Пример 3. Расчёт системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем группы установок с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и подогревом теплоносителя

Исходные данные

1. Воздух, удаляемый системами местных отсосов и технологических выбросов, направляется по раздельным каналам к четырем утилизационным установкам (В1-В4).

Данные по удаляемому воздуху приведены ниже.

Наименование установки	Расход удаляемого воздуха $G_{в1}$, кг/ч	Начальная температура удаляемого воздуха $t_{н.1}$, °С	Относительная влажность удаляемого воздуха φ_1, %
В1	31080	80	<~~30~~ 20
В2	10200	80	<~~30~~ 20
В3	20400	80	<~~30~~ 20
В4	43560	35	<~~30~~ 20

2. Утилизированное тепло удаляемого воздуха используется для нагрева приточного воздуха в трех центральных кондиционерах (П1 - П3) и трех приточных камерах (П4 - П5)

Данные по приточному воздуху приведены ниже

Наименование установки	Тип, марка установки	Расход приточного воздуха $G_{в2}$, кг/ч	Температура приточного воздуха, °С			
			начальная $t_{в.н.2}$		конечная $t_{в.к.2}$	
			первый подогрев	второй подогрев	первый подогрев	второй подогрев
П1	КТЦ 31,5	28800	-27	7	21,5	20
П2	КТЦ 31,5	37800	-27	7	21,5	20
П3	Кд 20А	20700	-27	7	21,5	20
П4	1ПК 25	21600	-27	-	18	-
П5	1ПК 50	45400	-27	-	18	-
П6	1ПК 25	13800	-27	-	18	-

Место строительства - Владимир.

Требуется определить:

принципиальную схему системы утилизации,

тип и количество теплообменников утилизационных установок в

Внесены изменения
Гл. спец. [signature] /Мотькин Л.З/ 19.01.82 г.

17385-01

приточных и вытяжных каналах;

требуемый подогрев промежуточного теплоносителя;

количество утилизированного тепла при расчётной начальной температуре приточного воздуха.

Порядок расчёта

I. В соответствии с п.3.8. принимается система утилизации тепла с подогревом теплоносителя. Принципиальная схема выбранной системы приведена на рис. I4.

2. В соответствии с п.2.8. в качестве промежуточного теплоносителя принимается 28%-ный раствор нитрита натрия.

3. Производятся расчёты воздухонагревателей установок приточного воздуха. В данном примере сначала рассчитываются воздухонагреватели второго подогрева систем ПI, П2, П3.

4. Определяется фактическая массовая скорость движения воздуха для воздухонагревателя второго подогрева каждого кондиционера по формуле (5.3)[x]

$$\nu\rho_2 = \frac{28800}{3600 \cdot \cancel{1,2} \cdot 1,44} = 5,55 \text{ кг/(м}^2\text{.с.)}$$

5. Определяется расход промежуточного теплоносителя для воздухонагревателей второго подогрева каждого кондиционера по формуле (5.4)

$$G_{ж2} = \frac{1 \cdot 28800 \cdot 0,24}{0,835} = 8278 \text{ кг/ч}$$

В соответствии с п.7.I принимается $W = 1$.

6. В отличие от п.5.12 принимается количество воздухонагревателей, установленных последовательно по ходу движения воздуха. К установке принимаются один двухрядный и один однорядный базовый теплообменник кондиционеров КТЦ, соединенных по теплоносителю: в системах ПI и П2 параллельно, в системе П3 - последовательно.

7. Определяется общая теплообменная поверхность воздухонагревателей второго подогрева каждого кондиционера.

$$F_{об2} = 111,4 + 55,8 = 167,2 \text{ м}^2.$$

x/В п.п. 4-II приводится расчёт врздухонагревателей второго подогрева системы ПI

Внесены изменения
Гл. спец. [illegible] /Мот[illegible] Л.З./

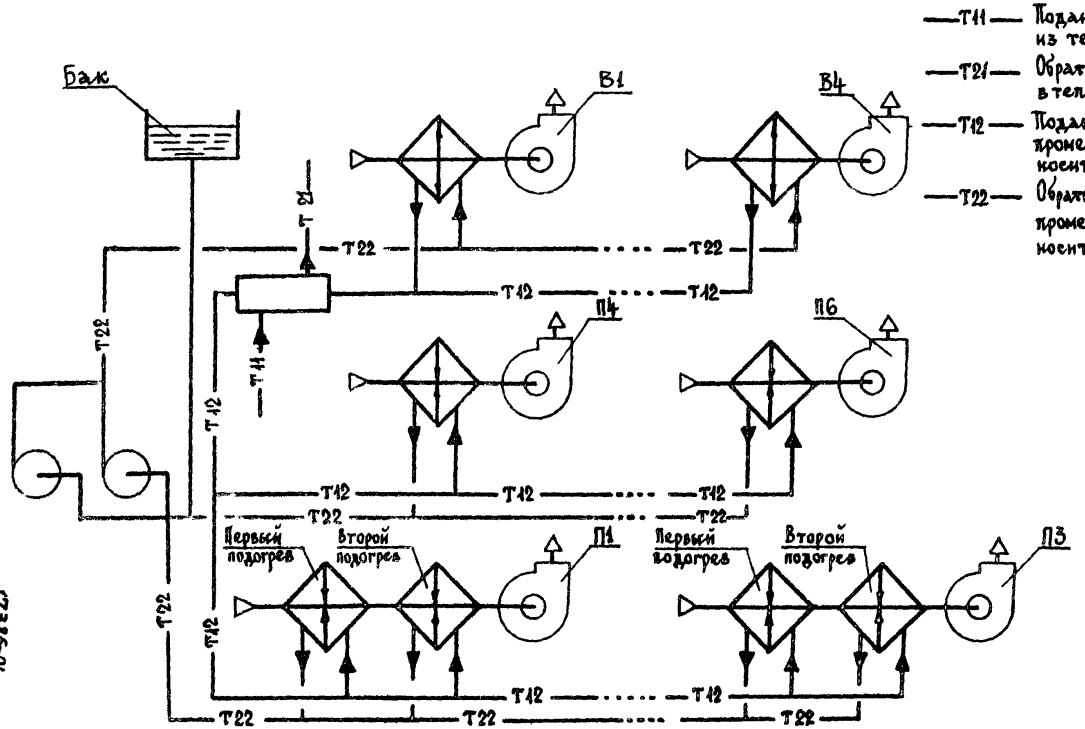


Рис. 14. Принципиальная схема системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем для группы приточных и вытяжных установок.

8. Определяется скорость движения промежуточного теплоносителя в трубках воздухонагревателей второго подогрева по формуле (5.6)

$$\omega_2 = \frac{8278}{3600 . 1214 . 0,00439} = 0,43 \text{ м/с}.$$

9. Определяются коэффициенты теплопередачи воздухонагревателей второго подогрева по графику рис. 8 приложения 3.

при $\nu\rho_2 = 5,55$ кг/(м^2. с) и $\omega_2 = 0,43$ м/с $K_2 = 19,44$ ккал/(ч.м^2.$^\circ$С)

10. Уточняются коэффициенты теплопередачи с учётом температурной поправки по п. 5.10

при $t_{ср} = \frac{61,4 + 7}{2} = 34,2^\circ$С и $\varepsilon = 1,15$

$K_{\phi 2} = 19,44 . 1,15 = 22,36$ ккал/(ч.м^2.$^\circ$С).

Среднемассовая температура удаляемого воздуха систем В1-В4 равна 61,4°С.

11. Фактическое значение безразмерного параметра для воздухонагревателей второго подогрева каждой системы (П1-П3) определяется по формуле (5.11)

$$Fo_{\phi 2} = \frac{22,36 . 167,2}{28800 . 0,24} = 0,54$$

12. Результаты расчёта воздухонагревателей второго подогрева систем П1, П2, П3 по пп.4-11 приведены ниже

Наименование системы	$f_{в2}$, м^2	$f_{ж2}$, м^2	$F_{об.ф.2}$, м^2	$\nu\rho_2$, кг/(м^2.с)	$G_{ж2}$, кг/ч	ω_2, м/с	K_2, ккал/(ч.м^2.$^\circ$С)	ε	$K_{\phi 2}$, ккал/(ч.м^2.$^\circ$С)	$Fo_{\phi 2}$
П1	1,44	0,00439	167,2	5,55	8278	0,43	21,1	1,15	24,25	0,54
П2	1,44	0,00439	167,2	7,30	10865	0,57	24,6	1,15	28,32	0,54
П3	0,67	0,00219	81,8	0,58	5950	0,62	26,5	1,15	30,43	0,54

13. Определяется температурная эффективность принятых воздухонагревателей второго подогрева кондиционеров по графику на рис.9 приложения 3.

$$\Theta_{t2} = 0,35$$

Порядок расчета

I. Определяются основные технико-экономические показатели

Основные технико-экономические показатели, руб.

Показатель	Сравниваемые варианты	
	Аналог	Предлагаемые решения
I. Стоимость системы	2585	5252
II. Годовые издержки в сфере эксплуатации		
Стоимость электроэнергии	II9	348
Стоимость тепла	7819	-
Амортизационные отчисления на капитальный ремонт приточно-вытяжного оборудования	54	II0
Затраты на обслуживание устройств систем утилизации:		
ежедневное обслуживание, чистка, осмотр	-	I32
текущий ремонт	-	2I4
Итого по п.II	7992	804

Дополнительные вложения в производственные фонды составили 2667 руб.

2. Экономический эффект от внедрения системы утилизации определяется по формуле (9.I)

$$Э = \left[(7{,}99-0{,}8)\frac{I}{0{,}I2} + (2{,}59-5{,}25)+0{,}I2\ (-2{,}67)\right] =$$

$$=59{,}9-2{,}66-0{,}32 = 57 \text{ тыс.руб.}$$

3. Срок окупаемости системы определяется по формуле (9,2)

$$T = \frac{5{,}25 - 2{,}59}{7{,}99-0{,}8} = \frac{2{,}66}{7{,}II} = 0{,}4 \text{ года.}$$

5. Расчет экономической эффективности системы утилизации к примеру 2

Исходные данные

Показатель	Сравниваемые варианты: Аналог	Сравниваемые варианты: Предлагаемое решение	Обоснование
Производительность системы вентиляции, тыс. $м^3/ч$	20	20	
Стоимость системы, тыс.руб.	5,37	I0,93	Сметные расчёты
Год внедрения		I98I	
Амортизационные отчисления на капитальный ремонт приточно-вытяжного оборудования, %	2,I	2,I	Нормы амортизационных отчислений Госплана СССР, шифр 4I60I
Амортизационные отчисления от стоимости дополнительной площади под оборудование системы утилизации, %	2,4	2,4	Шифр I0.000
Годовой расход электроэнергии, тыс.кВт.ч	45,I	72,8	Проектные данные
Стоимость I000 кВт.ч потребляемой электроэнергии (с учетом коэффициента приведения I,6), руб.	30,98	30,98	
Годовой расход тепла, Гкал	294,22	I2,45	Проектные данные
Стоимость I Гкал тепла (с учетом коэффициента приведения I,8), руб.	8,64	8,64	
Площадь, занимаемая системами утилизации в межферменном пространстве, м2	–	25	Проектные данные
Стоимость I $м^2$ площади, занимаемой системами утилизации, руб.		55	Инструкция Минстройдормаша табл. 4 К=0,5

Режим работы двухсменный, место строительства – Москва.

Требуется определить: экономический эффект от внедрения системы утилизации; срок окупаемости утилизационных устройств.

Порядок расчета

I. Определяются основные технико-экономические показатели.

Технико-экономические показатели, руб.

Наименование показателей	Сравниваемые варианты	
	Аналог	Предлагаемое решение
I. Стоимость системы	5370	9550
Стоимость площади, занимаемой утилизаторами	-	1375
Итого	5370	10925
II. Годовые издержки в сфере эксплуатации		
Стоимость электроэнергии	1397	2255
Стоимость тепла	2540	108
Амортизационные отчисления на капитальный ремонт приточно-вытяжного оборудования	113	201
Амортизационные отчисления от стоимости дополнительной площади под оборудование системы утилизации	-	88
Затраты на обслуживание устройств систем утилизации:		
ежедневное обслуживание, чистка, осмотр	-	200
текущий ремонт	-	324
Итого по п.II	4050	3121
Дополнительные вложения в производственные фонды составили	4180 руб.	

Экономический эффект от внедрения системы утилизации определяется по формуле (9.1)

$$Э=\left[(4,05-3,12)\frac{1}{0,12}+(5,37-10,93)+0,12(-4,18)\right]=$$

$$=7,75-5,56-0,5=1,69 \text{ тыс.руб.}$$

Срок окупаемости системы определяется по формуле (9.2)

$$T=\frac{10,93-5,37}{4,05-3,12}\frac{5,56}{0,93}=5,98\simeq 6 \text{ лет.}$$

6. Расчет экономической эффективности к примеру 3

Исходные данные

Показатель	Сравниваемые варианты: Аналог	Сравниваемые варианты: Предполагаемое решение	Обоснование
Производительность системы вентиляции, тыс.м^3/ч			
Стоимость системы, тыс.руб.	39,42	66,46	Сметные расчеты
Год внедрения		1981	
Нормы амортизационных отчислений на капитальный ремонт приточно-вытяжного оборудования,%	2,1	2,1	Нормы амортизационных отчислений Госплана СССР, шифр 41601
Амортизационные отчисления от стоимости дополнительной площади под оборудование системы утилизации, %	2,4	2,4	Шифр 10000
Годовой расход электроэнергии, тыс.кВт.ч	340,69	581,5	Проектные данные
Стоимость 1000 кВт.ч потребляемой электроэнергии (с учетом коэффициента приведения 1,6), руб.	32,26	32,26	
Годовой расход тепла, Гкал	2649	806	Проектные данные
Стоимость 1 Гкал тепла (с учетом коэффициента приведения 1,8),руб.	8,64	8,64	
Площадь, занимаемая системами утилизации в межферменном пространстве, м^2	-	140	Проектные данные
Стоимость 1 м^2 площади, занимаемой системами утилизации, руб.	-	55	Инструкция Минстройдормаша, табл.4 К=0,5

Режим работы двухсменный, место строительства - Владимир

Требуется определить экономический эффект от внедрения системы утилизации и срок окупаемости утилизационных устройств.

Порядок расчета

I. Определяются основные технико-экономические показатели

Основные технико-экономические показатели, руб.

Наименование показателей	Сравниваемые варианты: Аналог	Сравниваемые варианты: Предлагаемое решение
I. Стоимость системы	39420	58760
Стоимость площади, занимаемой утилизаторами	-	7700
Итого	39420	66460
II. Годовые издержки в сфере эксплуатации:		
Стоимость электроэнергии	I0991	I8759
Стоимость тепла	22887	6964
Амортизационные отчисления на капитальный ремонт приточно-вытяжного оборудования	828	I284
Амортизационные отчисления от стоимости дополнительной площади под оборудование системы утилизации	-	I85
Затраты на обслуживание устройств систем утилизации:		
ежедневное обслуживание, чистка, осмотр	-	488
текущий ремонт	-	805
Итого по п. II	34706	28435

Дополнительные вложения в производственные фонды составили I9340 руб.

Экономический эффект от внедрения системы утилизации определяется по формуле (9.I).

$$Э = \left[(34,7I-28,44)\frac{I}{0,I2} + (39,42-66,46)+0,I2(-I9,34)\right] = 52,25-27,04-2,82 = 22,89 \text{ тыс.руб.}$$

gost.e-ecolog.ru

Срок окупаемости системы определяется по формуле (9.3).

$$T = \frac{66,46-39,42}{34,7I-28,44} = \frac{27,04}{6,27} = 4,3I \simeq 4 \text{ года.}$$