Б.И.Бялый

пломасс менное оборудование здухообрабатывающих установок ООО «ВЕЗА»



ВЕЗА



ISBN 5-9900418-1-0
9 785990 041813 >



НАШИ РЕКВИЗИТЫ: ООО «ВЕЗА»
105203, Москва, ул. 16-я Парковая, д.5

КОНТАКТНЫЕ ТЕЛЕФОНЫ:

Руководство:	(095) 965-05-62, 965-02-33
Коммерческая служба:	(095) 461-14-41, 461-25-14
Информационная служба:	(095) 965-61-12, 965-64-79
Техническая служба:	(095) 461-07-31, 965-61-12
Факс:	(095) 926-99-30, 926-99-02
E-mail:	veza@veza.ru
	www.veza.ru

Б.И. Бялый

Тепломассообменное оборудование воздухообрабатывающих установок ООО «ВЕЗА»

Москва 2005

УДК 621.184.64
ББК 31.36
Б99

Настоящая публикация является одной из серии книг, посвященных современному отечественному оборудованию для систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

В данной книге изложены теория и основы расчета теплообменных аппаратов кондиционирования воздуха, характеризующихся значительным разнообразием конструкций и условий работы. Особое внимание уделено описанию таких физических и математических моделей аппаратов, которые позволили построить методы их расчета с использованием общих закономерностей, вытекающих из фундаментальных представлений теории теплообмена.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников научно-исследовательских, проектных, монтажных организаций и служб эксплуатации, занимающихся исследованием, проектированием, монтажом и эксплуатацией установок кондиционирования воздуха и вентиляции, а также для студентов высших учебных заведений, обучающихся соответствующим специальностям.

Настоящая публикация посвящается памяти Б.И. Бялого

Подписано в печать 11.02.05. Формат 62×94 $^{1}/_{8}$. Усл. печ. л. 34,75. Тираж 1000 экз.
Заказ №311. Отпечатано с готовых диапозитивов в ООО «Инфорт»

© Кандидат технических наук, старший научный сотрудник ВНИИ «Кондиционер», г. Харьков Б.И. Бялый
© ООО «Инфорт»

2005

ISBN 5-9900418-1-0

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 7
Основные обозначения 9

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЦЕССАХ И АППАРАТАХ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ (СКВ и В) 11

1.1. Классификация процессов и тепломассообменных аппаратов установок кондиционирования воздуха 11
1.2. Основные рабочие вещества, применяемые в аппаратах тепловлажностной обработки воздуха систем кондиционирования и вентиляции 16
1.3. Контактная поверхность аппаратов тепловлажностной обработки воздуха 17
1.4. Математическое моделирование процессов тепломассопереноса в аппаратах тепловлажностной обработки воздуха систем вентиляции и кондиционирования 19

Глава 2. ПОВЕРХНОСТНЫЕ РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ СКВ и В. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА 25

2.1. Конструктивные особенности стальных и биметаллических воздухонагревателей, обогреваемых водой и насыщенным паром 25
2.2. Основные достоинства медно-алюминиевых пластинчатых теплообменников (CuAl) коллекторно-калачевой конструкции 31
2.3. Медно-алюминиевые теплообменники, выпускаемые ООО «ВЕЗА» 36
2.3.1. Конструкция, технология изготовления теплообменников и основная номенклатура выпускаемых теплообменников 36
2.4. Жидкостно-воздушные медно-алюминиевые теплообменники 41
2.4.1. Основные технические особенности жидкостно-воздушных медно-алюминиевых теплообменников 41
2.4.2. Технологические схемы качественного регулирования теплопроизводительности воздухонагревателей со смесительным насосом 45
2.4.3. Математическое моделирование процессов тепло- и массообмена в жидкостно-воздушных медно-алюминиевых теплообменниках коллекторно-калачевой конструкции 47
2.4.3.1. Расчетные характеристики жидкостно-воздушных теплообменников 47
2.4.3.2. Обоснование метода расчета поверхностных воздухонагревателей коллекторно-калачевой конструкции типа ВНВ243 50
2.4.3.3. Общий случай определения теплотехнических характеристик многорядного многоходового воздухонагревателя типа ВНВ343 53
2.4.3.4. Определение теплотехнических характеристик теплообменников с реальными схемами обвязки и числом рядов $N_p \leq 4$ 56
2.4.3.5. Универсальный алгоритм численного расчета медно-алюминиевых теплообменников 58
2.4.3.6. Определение коэффициентов внешней теплоотдачи и гидравлического сопротивления теплопередающей поверхности медно-алюминиевых теплообменников 61
2.4.3.7. Метод и алгоритм расчета поверхностных воздухоохладителей 65
2.5. Медно-алюминиевые теплообменники с изменением агрегатного состояния рабочего тела 71
2.5.1. Технические особенности паровых и фреоновых медно-алюминиевых теплообменников 71
2.5.2. Алгоритм расчета медно-алюминиевых теплообменников с изменением агрегатного состояния рабочего тела 78
2.5.2.1. Расчетные характеристики теплообменников с изменением агрегатного состояния рабочего тела 78

2.5.2.2. Расчетные зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи и сопротивления при конденсации водяного пара внутри труб 81
2.5.2.3. Расчетные зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи и сопротивления при конденсации фреонов внутри горизонтальных труб 83
2.5.2.4. Зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи и сопротивления при вынужденном движении кипящих фреонов в горизонтальных трубах 87
2.5.3. Интенсификация теплообмена в процессах конденсации и кипения фреонов при вынужденном движении в горизонтальных трубах 91

Глава 3. ПРОГРАММНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ПОДБОРА МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ, ВЫПУСКАЕМЫХ ООО «ВЕЗА» 94

3.1. Компьютерная программа «CuAl» для расчета и подбора медно-алюминиевых теплообменников ООО «ВЕЗА» 94
3.1.1. Типы задач при расчете теплообменников СКВ и В 94
3.1.2. Основы работы с программой «CuAl» 96
3.1.3. Элементы пользовательского интерфейса 97
3.1.4. Выполнение расчетов / подборов медно-алюминиевых пластинчатых теплообменников 98
3.1.4.1. Расчет водяного воздухонагревателя 99
3.1.4.2. Расчет парового воздухонагревателя 100
3.1.4.3. Расчет водяного воздухоохладителя 101
3.1.4.4. Расчет фреонового воздухоохладителя 102
3.1.4.5. Расчет фреонового конденсатора 103
3.1.4.6. Расчет системы теплоутилизации с промежуточным теплоносителем 104
3.1.5. Полное или частичное задание параметров типоразмера теплообменника в задачах расчета 105
3.1.6. Основные приемы работы с программой 107
3.2. Практические расчеты медно-алюминиевых теплообменников по программе «CuAl» 108
3.2.1. Расчет жидкостно-воздушных воздухонагревателей типа ВНВ 108
3.2.1.1. Рабочее поле расчетных величин $\theta_в^P$ и степень его покрытия имеющейся номенклатурой теплообменников типа ВНВ 108
3.2.1.2. Выбор расчетных параметров наружного воздуха 113
3.2.1.3. Оперативный подбор медно-алюминиевых теплообменников вместо исчерпавших свой ресурс стальных и биметаллических калориферов с фронтальными сечениями по ГОСТ 7201–70 117
3.2.1.4. Рекомендации по снятию запаса по поверхности 118
3.2.2. Расчет паровых воздухонагревателей типа ВНП 121
3.2.3. Расчет жидкостно-воздушных воздухоохладителей типа ВОВ 122
3.2.4. Расчет фреоновых воздухоохладителей непосредственного испарения типа ВОФ и фреоновых конденсаторов типа ВНФ 125
3.2.5. Расчет теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем 128
3.3. Расчет характеристик обводного канала с воздушным клапаном типа УВК 133
3.4. Возможные причины замораживания воды в трубках медно-алюминиевых теплообменников и способы предотвращения этих явлений 142
3.5. Электрические воздухонагреватели кондиционеров КЦКП 149
3.5.1. Конструкция и особенности работы воздушных электронагревателей 149
3.5.2. Алгоритм расчета и численное моделирование 151

Глава 4. КОНТАКТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ ВОЗДУХА 157

4.1. Форсуночные камеры орошения 157
4.1.1. Современные конструкции камер орошения 157

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время фирма «ВЕЗА» является пионером и практически единственным в России производителем современного теплообменного оборудования для систем вентиляции и кондиционирования воздуха, отвечающего международным критериям качества продукции. В первую очередь сказанное относится к пластинчатым медно-алюминиевым теплообменникам, которые изготавливаются на автоматизированной линии, включающей высокопроизводительное оборудование фирм «OAK TOOLS», «CMS», «TRIDA», «GBS» и др.

Организация выпуска отечественных медно-алюминиевых теплообменников позволила в кратчайшие сроки наладить серийное производство приточных камер и центральных кондиционеров панельно-каркасной конструкции типа КЦКП производительностью по воздуху от 1,6 до 100 тыс. м^3/ч. Указанные кондиционеры и приточные камеры, в состав которых наряду с пластинчатыми воздухонагревателями и воздухоохладителями входят современные высокоэффективные воздушные фильтры, адиабатные камеры орошения и насадочные увлажнители, блоки теплоутилизации и вентиляторные агрегаты двустороннего всасывания, а также воздухоохладители с непосредственным испарением фреонов, по своим конструктивным показателям полностью соответствуют современному техническому уровню данного вида продукции.

Медно-алюминиевые теплообменники являются также основой различных типов воздухообрабатывающего оборудования, выпускаемого ООО «ВЕЗА». К их числу относятся компактные кондиционеры и приточные камеры типа ККП производительностью по воздуху от 0,5 до 2,0 тыс. м^3/ч; сетевые воздухонагреватели типа ВНВ и ВНП, работающие на горячей воде и насыщенном пару, а также воздухоохладители ВОВ, работающие на холодной воде; модульные агрегаты воздушного охлаждения типа МАВО, применяемые в качестве конденсаторов фреонов в холодильных установках и сухих градирнях для охлаждения воды и водных растворов этиленгликоля; агрегаты воздушного отопления типа АВО производительностью по воздуху от 2 до 10 тыс. м^3/ч и типа АО производительностью по воздуху от 10 до 30 тыс. м^3/ч; канальные нагреватели КВН производительностью по воздуху от 0,5 до 7,3 тыс. м^3/ч, а также воздушно-тепловые малогабаритные завесы типа ВЗМ и охладительные агрегаты с теплообменниками непосредственного испарения.

Разработка и выпуск столь обширного воздухообрабатывающего оборудования потребовали применения современных подходов к исследованию, расчету и проектированию указанных аппаратов, позволяющих существенным образом сократить временной цикл их разработки при одновременном увеличении точности прогнозируемых теплотехнических параметров.

Эти подходы основываются на использовании методов математического моделирования тепломассообменных процессов, протекающих в рекуперативных и контактных теплообменных аппаратах, базирующихся на основных закономерностях теории тепло- и массообмена.

В данной книге изложены теория и основы расчета теплообменных аппаратов кондиционирования воздуха, характеризующихся значительным разнообразием конструкций (рекуператоры, контактные аппараты) и условий работы («сухой теплообмен», совместный тепло- и массоперенос). Особое внимание уделено описанию таких физических и математических моделей аппаратов, которые позволили построить методы их расчета с использованием общих закономерностей, вытекающих из фундаментальных представлений теории теплообмена. При таком подходе значительно сокращается количество необходимых экспериментов, которые в этих случаях сводятся, в основном, к определению коэффициентов переноса. Параметры тепло- и массообменивающихся сред при этом определяются расчетным способом.

В ряде случаев практическое применение методов математического моделирования наталкивается на трудности, обусловленные наличием скрытых параметров (факторов) этих моделей, которые обычно могут быть определены лишь в ходе эксперимента. В таких ситуациях целесообразно комплексное использование методов математического моделирования и экспериментального определения недостающих параметров на основе теории многофакторного эксперимента и осуществления обратной связи между экспериментом и теорией с использованием современных ПЭВМ, что, в конечном счете, позволяет достичь значительного ускорения в проведении научно-исследовательских работ.

Именно такой подход был использован фирмой «ВЕЗА» при разработке и организации производства современного отечественного теплообменного оборудования для систем вентиляции и кондиционирования воздуха, отвечающего международным критериям качества продукции. Это позволило отказаться от традиционных методов расчета аппаратов тепловлажностной обработки воздуха по осредненным характеристикам, которые в настоящее время уже не позволяют рассчитывать данные аппараты с требуемой современной практикой точностью и выполнять надежную технико-экономическую

оптимизацию, так как базируются на зависимостях, полученных экспериментальным путем и справедливых для ограниченного диапазона исследуемых параметров.

Значительное внимание в книге уделено вопросам постановки и решения задач математического моделирования рекуперативных и контактных аппаратов систем кондиционирования воздуха. Рассмотрены нелинейные дифференциальные уравнения, описывающие стационарный тепло- и массоперенос в одномерной и двумерной постановках со сложными граничными условиями, и изложены схемы численного интегрирования этих систем.

Разработанные алгоритмы расчетов процессов тепломассопереноса, протекающих в контактных и рекуперативных теплообменниках установок кондиционирования воздуха и вентиляции, позволили на их основе создать компьютерные программы «КЦКП» и «CuAl» для расчета и подбора оборудования, выпускаемого ООО «ВЕЗА», применение которых дает возможность с достаточной точностью и без больших временных затрат проводить вариантные расчеты по подбору указанного оборудования и решать различные оптимизационные задачи. Применение программных методов расчета позволяет проводить более точный учет долей сухой и «мокрой» частей теплопередающей поверхности и зон теплообменников с различным агрегатным состоянием тепло- и холодоносителей, вычислять теплотехнические характеристики рекуперативных теплообменников со сложными схемами взаимного движения воздуха и теплоносителя, выявлять зоны замерзания конденсата и определять толщины и скорости нарастания инея в скороморозильных агрегатах. Многочисленные примеры расчетов и подбора оборудования иллюстрируют возможности указанных программ.

Следует отметить, что в настоящее время не существует издания, совмещающего систематическое изложение современных методов расчета тепломассообменных аппаратов систем кондиционирования воздуха и вентиляции с описанием алгоритмов, реализующих эти методы на ПЭВМ. Данная публикация призвана восполнить указанный пробел.

Настоящая книга является одной из серии книг, посвященных современному отечественному оборудованию для систем вентиляции и кондиционирования воздуха, выпуск которого осуществляется ООО «ВЕЗА». Первая книга из этой серии «Отечественное оборудование для систем вентиляции и кондиционирования воздуха» была опубликована в 2002 г.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников научно-исследовательских, проектных, монтажных организаций и служб эксплуатации, занимающихся исследованием, проектированием, монтажом и эксплуатацией установок кондиционирования воздуха и вентиляции, а также для студентов высших учебных заведений соответствующих специальностей.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A – геометрическая характеристика форсунки;
B – ширина, м;
c – удельная массовая теплоемкость, кДж/(кг· °С);
D – коэффициент диффузии, м^2/с; диаметр, м;
d – абсолютное влагосодержание, г/кг;
E – коэффициент эффективности;
J – фактор Колборна;
F, f – площадь, м^2;
Ga – критерий Галилея;
G, g – массовый расход, кг/с (кг/ч);
I,i – энтальпия влажного воздуха, кДж/кг (ккал/кг);
K – коэффициент теплопередачи, кВт/(м^2· °С);
L – объемный расход воздуха, м^3/с (м^3/ч); длина, м;
l – длина, м;
H, h – высота, м; ширина оребряющей ленты, м; счетная характеристика;
M – масса, кг;
m – соотношение водяных эквивалентов двухрядного контура; номер блока;
N – число рядов трубок в теплообменнике;
n – число тангенциальных каналов;
P – давление, кПа (мм рт. ст.);
p – давление, парциальное давление паров воды, кПа (мм рт. ст.);
Q – количество теплоты, кВт (ккал);
q – тепловой поток, Вт/м^2; расход жидкости через форсунку, кг/с (кг/ч);
R – универсальная газовая постоянная, Дж/(кг·К); тепловое сопротивление, м^2·°С/Вт;
радиус, м (мм);
r – теплота фазового перехода, кДж/кг; радиус, м (мм);
S – продольный и поперечный шаги расположения трубок в трубном пучке;
шаг расположения пластин, м (мм);
St – число Стантона;
T, t – температура, °С;
x, y, z – декартовы координаты, м;
u – относительная скорость, м/с;
V – абсолютная скорость, м/с; объем, м^3; объемный расход теплоносителя, м^3/с (м^3/ч);
$V\rho$ – массовая скорость воздуха, кг/(м^2·с);
W – водяной эквивалент теплоносителя;
w – скорость движения теплоносителя, м/с;
$w\rho$ – массовая скорость фреона, кг/(м^2·с);
We – число Вебера;
Le – число Льюиса;
NTU – число единиц переноса;
Nu – число Нуссельта;
Pr – число Прандтля;
Re – число Рейнольдса;
α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·°С);
β – коэффициент массоотдачи, кг/(м^2·с); температурный коэффициент, 1/°С;
λ – удельная теплопроводность, Вт/(м·°С);
μ – динамическая вязкость, Па·с; коэффициент орошения;
γ – кинематическая вязкость, м^2/с;
ξ – коэффициент сопротивления; коэффициент влаговыпадения; модальный размер капель в спектре распыления, мм;
σ – коэффициент сужения сечения; коэффициент дисперсии;
ψ – приведенный расход;
τ – время, с;
φ – относительная влажность, %; коэффициент оребрения; угол раскрытия факела, град;
ρ – плотность, кг/м^3;

δ – диаметр капли; толщина ребра; толщина пленки или слоя, м (мм); угол отклонения лопатки клапана;
Δ – разность параметров;
ε – концентрация, %; тепловая эффективность теплообменника;
η – КПД; коэффициент эффективности ребра;
θ – относительный перепад температур, энтальпий;
χ – массовое паросодержание

ИНДЕКСЫ

А, а – адиабатный;
б – барометрический;
в – воздух;
вн – внутренний;
в.н – воздух начальный;
в.к – воздух конечный;
ж – жидкость;
ж.н – жидкость начальная;
ж.к – жидкость конечная;
зап – запас;
к – конечный, конденсация;
л – локальный;
м – мокрый;
н – начальный, наружный;
0 – отверстие, начальный;
п – поверхность, патрубок, парциальный, пар, политропический;
пл – пластина;
плн – пленка;
р – расчетный, ребро, ряд;
с.л – среднелогарифмический;
т – теплый, тепловыделяющий элемент (ТЭН);
т.о – теплообменник;
у – условный;
ф – форсунка, фреон;
фр – фронтальный;
х – холодный, ход;
ц.вн – центральная трубка тока;
D – диффузионный;
d – влагосодержание;
I, i – энтальпия;
f – поверхность, запас;
s – насыщение;
t – температура;
m – средний, массовый;
1 – вход;
2 – выход

ГЛАВА 1

Общие сведения о процессах и аппаратах тепловлажностной обработки воздуха систем кондиционирования и вентиляции (СКВ и В)

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССОВ И ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ АППАРАТОВ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Для обеспечения требуемых параметров воздушной среды в обслуживаемых помещениях и удаления вредностей, выделяемых в них, используются системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Возможности этих систем далеко не одинаковы. Системы вентиляции обладают меньшими возможностями и не способны полностью нейтрализовать внутренние и внешние воздействия на помещения. Как правило, в состав системы приточной вентиляции входят агрегатированные приточные и вытяжные установки. Первая из этих установок включает приемный и смесительные клапаны, воздушный фильтр, воздухонагреватель и вентиляторный агрегат. Вытяжные установки в основном состоят из одного вытяжного вентагрегата. В системах вентиляции отсутствуют устройства для искусственного охлаждения воздуха, а тепловлажностная обработка не всегда обеспечивает строго определенные температурно-влажностные параметры обрабатываемого воздуха. Типовая приточная установка производства ООО «ВЕЗА» приведена на рис. 1.1.



Рис. 1.1. Приточная установка ООО «ВЕЗА»

Система кондиционирования воздуха предназначена для обеспечения в обслуживаемых помещениях заданных параметров воздушной среды: температуры, влажности, газового состава, чистоты и подвижности воздуха. Для этого используется комплекс технических средств, где протекают процессы обработки воздуха, с помощью которых могут быть нейтрализованы нежелательные внутренние и внешние воздействия. В этом случае состояние воздушной среды в обслуживаемом помещении перестает быть зависимым от параметров наружного воздуха. В состав такого комплекса входят системы тепло- и холодоснабжения, воздухораздачи и шумоглушения, специальной обработки воздуха и автоматического регулирования и поддержания заданных температуры и влажности воздуха.

Обязательным элементом этого комплекса является кондиционер воздуха, в котором агрегатируется оборудование для смешения и перемещения наружного и рециркуляционного воздуха, очистки его от пыли и запахов, придания ему соответствующих параметров температуры и влажности.

В зависимости от места расположения кондиционеры подразделяются на центральные и местные. Центральные кондиционеры находятся вне обслуживаемого помещения и могут снабжать кондиционированным воздухом ряд помещений и отдельных зон. Как правило, они имеют централизованное тепло- и холодоснабжение и характеризуются большим диапазоном единичных воздухопроизводительностей.

В настоящее время в России фирмой «ВЕЗА» выпускается ряд центральных кондиционеров, включающий 16 типоразмеров, производительностью по воздуху от 1,6 до 100 тыс.м^3/ч. Частота типоразмерного ряда производительностей кондиционеров по воздуху соответствует ряду R10, принятому также и в зарубежной практике.

Выпускаемые ООО «ВЕЗА» приточные установки и центральные кондиционеры по своим конструктивным решениям относятся к классу панельно-каркасных конструкций, в которых силовыми элементами являются алюминиевые профили специального сечения, обеспечивающие плотное соединение элементов каркаса и ограждающих панелей друг с другом. Использование панелей с пенополиуретановым наполнителем позволяет резко усилить конструкцию кондиционера и, практически не увеличивая его массу, существенно увеличить гидроплотность всей установки.

Переход к панельно-каркасным конструкциям приточных установок и центральных кондиционеров, который впервые в практике отечественного кондиционеростроения в масштабах серийного производства был осуществлен фирмой «ВЕЗА», позволил в полной мере реализовать преимущества, свойственные таким конструкциям. Указанные конструкции предельно компактны, отличаются малой материалоемкостью, надежны в работе, просты в эксплуатации и обладают экономичными энергетическими показателями. Они обеспечивают минимум монтажно-сборочных работ на строительных объектах, об-

ладают высокими эргономическими показателями и не требуют дополнительной теплоизоляции ограждающих конструкций. Благодаря жесткости каркаса эти кондиционеры характеризуются высокой гидроплотностью, а сравнительно малая их масса позволяет устанавливать их на крышах зданий.

Конструктивно данные кондиционеры построены по блочно-модульному принципу, который дает возможность удовлетворять многочисленным проектным решениям путем набора и расположения в нужной последовательности различных по функциональному назначению воздухообрабатывающих блоков в одном агрегате. На рис. 1.2 представлен кондиционер панельно-каркасной конструкции типа КЦКП.

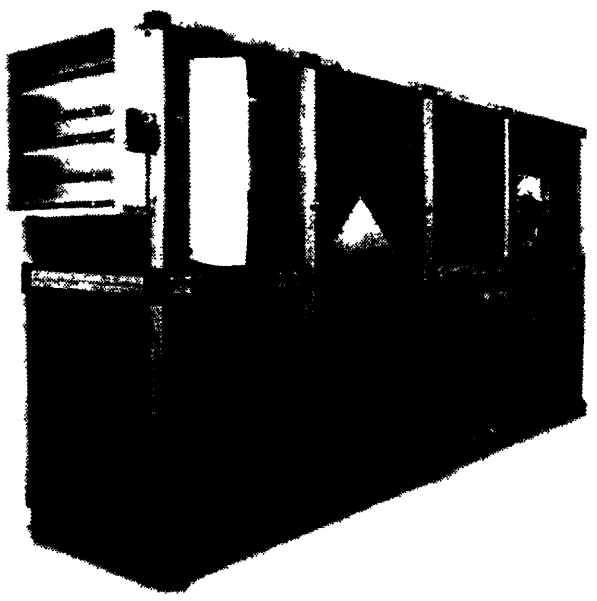


Рис. 1.2. Кондиционер панельно-каркасной конструкции типа КЦКП

В соответствии с предъявляемыми требованиями наружный воздух или смесь наружного и рециркуляционного воздуха, подаваемые в рабочую зону, должны быть подвергнуты тепловлажностной обработке, под которой понимается совокупность процессов взаимодействия воздуха с тепло- или холодоносителем, результатом которого является изменение его термодинамических параметров (рис. 1.3). Для процессов тепловлажностной обработки воздуха, реализуемых в центральных кондиционерах, характерными являются следующие: повышение энтальпии воздуха либо без изменения его влагосодержания (сухой нагрев, процесс $O - 1$), либо с одновременным увлажнением (процесс $O - 2$), в том числе и изотермический процесс при увлажнении воздуха паром (процесс $O - 3$), изоэнтальпийное (адиабатное) увлажнение воздуха (процесс $O - 4$), понижение энтальпии без изменения влагосодержания (сухое охлаждение, процесс $O - 5$), с увеличением (процесс $O - 6$) или уменьшением его (процесс $O - 7$).

Следует отметить, что обеспечение параметров приточного воздуха в существующих кондиционерах осуществляется в несколько этапов при последовательной реализации описанных процессов тепловлажностной обработки воздуха.

Все названные процессы, за исключением изоэнтальпийного увлажнения, относятся к политропным процессам, в ходе которых часть тепловой энергии одного из взаимодействующих потоков в теплообменном устройстве переходит к другому потоку.

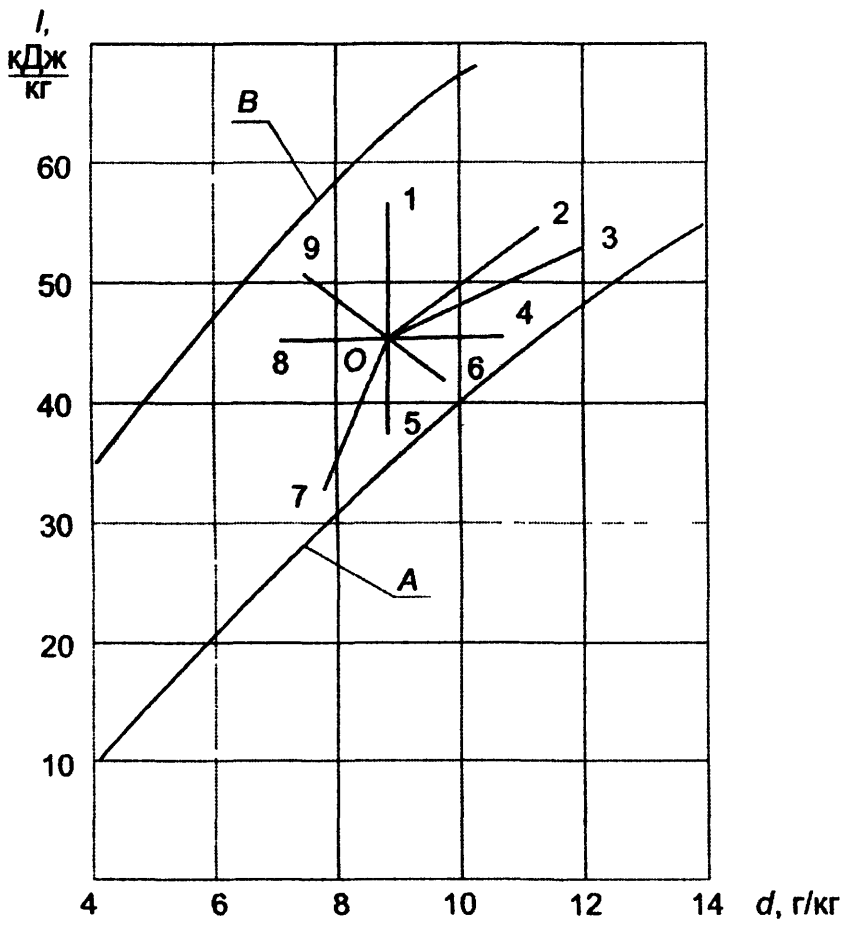


Рис. 1.3. Типовые процессы тепловлажностной обработки воздуха в *I–d*-диаграмме:
А – зависимость *I(d)* для насыщенного влажного воздуха при атмосферном давлении,
В – зависимость *I(d)* для насыщенного влажного воздуха в пограничном слое над поверхностью раствора хлористого лития (LiCl) с концентрацией 40%

Многообразие процессов тепловлажностной обработки воздуха объясняется существенным разнообразием расчетных точек наружного и внутреннего климата, наличием различных классов тепловлажностных нагрузок обслуживаемых помещений, а также выбранной технологической схемой вентиляции или кондиционирования воздуха.

При этом следует отметить, что приведенные режимы тепловлажностной обработки воздуха характерны для случаев вентиляции, комфортного и общепромышленного кондиционирования воздуха. В действительности перечень рассматриваемых процессов существенно шире и не ограничивается указанными выше. В частности, в технологическом кондиционировании при осушке воздуха используются такие процессы, как повышение энтальпии при одновременном понижении влагосодержания $O - 9$ и изоэнтальпийное понижение влагосодержания $O - 8$ (см. рис.1.3). Для того чтобы обеспечить протекание этих процессов, необходимо, чтобы кривая насыщения воздуха смоченной поверхности, с которой контактирует обрабатываемый воздух, проходила выше точки O, описывающей начальное состояние обрабатываемого воздуха. Такая ситуация может иметь место только в том случае, когда контактные поверхности смачиваются водными растворами различных солей, например водным раствором хлорида лития (LiCl) соответствующей концентрации.

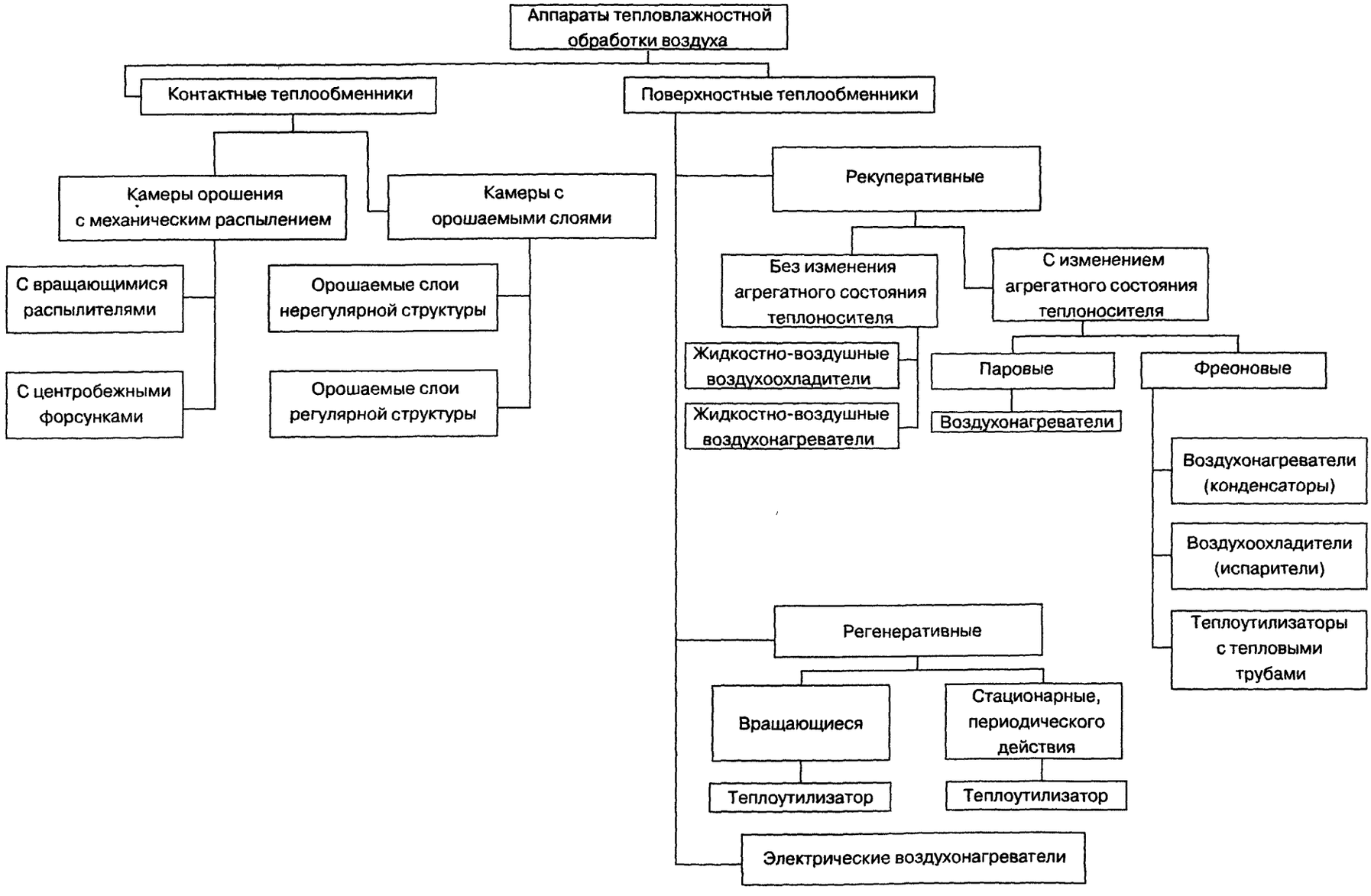


Рис. 1.4. Примерная укрупненная классификация аппаратов тепловлажностной обработки воздуха

Процессы тепловлажностной обработки воздуха, протекающие в приточных установках и центральных кондиционерах, реализуются в тепломассообменных аппаратах – теплообменниках, в которых происходит передача тепловой энергии от одного потока к другому, сопровождаемая в ряде случаев уменьшением влагосодержания воздуха. Указанные устройства в зависимости от способа взаимодействия теплообменивающихся сред подразделяются на два больших класса: поверхностные (рекуперативные и регенеративные) и контактные теплообменные устройства. Примерная классификация таких аппаратов, применяемых в технике кондиционирования воздуха, приведена на рис.1.4.

Рекуперативные теплообменники характеризуются тем, что в них процессы теплопередачи от одной среды к другой протекают через стенку, разделяющую эти среды. Как видно из приведенной на рис. 1.4 классификации, рекуперативные теплообменники делятся на четыре группы. К первой относятся жидкостно-воздушные теплообменники, в которых теплоносителем является горячая или холодная вода или водные растворы солей или органических веществ, например этиленгликоля. В таких теплообменных аппаратах передача теплоты от более нагретой среды к менее нагретой протекает одновременно через разделяющую их стенку. Указанные теплообменники, работающие на горячей и холодной воде, имеют развитую со стороны воздуха теплопередающую поверхность и наиболее часто применяются в СКВ и В для нагрева и охлаждения воздуха в качестве поверхностных воздухонагревателей и воздухоохладителей для осуществления процессов нагревания воздуха, а также для работы в режимах понижения энтальпии при постоянном или уменьшающемся влагосодержании воздуха (охлаждение с осушением) (рис. 1.5).

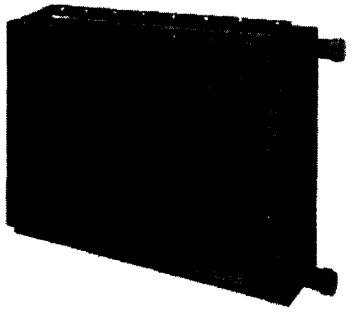


Рис. 1.5. Пластинчатый теплообменник систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Раньше для повышения эффективности таких устройств использовалось орошение теплопередающей поверхности рециркуляционной водой. В настоящее время орошаемые поверхностные воздухонагреватели и воздухоохладители находят весьма ограниченное применение в технике кондиционирования воздуха. Это объясняется тем, что, несмотря на некоторое увеличение тепло- и холодопроизводительности, в этих случаях резко ухудшаются условия эксплуатации. В орошаемых воздухонагревателях происходит выпадение солей жесткости на теплопередающей поверхности и появляются неприятные запахи, а в орошаемых воздухоохладителях наряду с засолением теплопередающая поверхность загрязняется трудно очищаемыми шлаками. Поэтому в отдельных случаях при обеспечении особо тщательной очистки воздуха от пыли, а воды – от загрязнений орошение поверхности воздухоохладителей используется для реализации процессов адиабатного увлажнения в зимний период.

Вторую группу образуют пластинчатые теплообменники, в которых процессы теплопередачи протекают в условиях изменения агрегатного состояния рабочих тел – теплоносителей. Рабочими телами в этом случае являются насыщенный водяной пар (паровые воздухонагреватели), а также различные фреоны (воздухоохладители с непосредственным испарением фреонов и фреоновые конденсаторы).

Теплообменники обеих групп могут в зависимости от соотношения термодинамических параметров воздуха и рабочего тела использоваться и в качестве воздухонагревателей, и в качестве воздухоохладителей. В связи с особенностями их работы они могут существенно отличаться по конструктивному исполнению даже в тех случаях, когда выполняют одинаковые функции (например, водяные воздухоохладители и воздухоохладители с непосредственным испарением фреона).

Большую группу рекуперативных аппаратов тепловлажностной обработки воздуха составляют воздухо-воздушные теплообменники. В основном они применяются как пластинчатые теплоутилизаторы для улавливания теплоты низкопотенциальных вентиляционных выбросов (рис. 1.6).

В регенеративных теплообменных аппаратах поверхность теплообмена по очереди омывается то греющим, то нагреваемым теплоносителем. В качестве поверхности теплообмена используется теплоаккумулирующая насадка, элементы которой в виде колец, шариков, лент образуют каналы довольно сложной формы для прохода теплоносителей. Поверхность теплообмена в таких устройствах может быть выполнена неподвижной, но состоящей из двух параллельных каналов, в каждый из которых попеременно через определенный промежуток времени благодаря системе переключающих воздушных клапанов попадают потоки теплого и холодного воздуха. В технике кондиционирования воздуха в основном применяются регенеративные вращающиеся теплоутилизаторы (рис. 1.7), в которых при вращении ротора-насадки теплопередающая поверхность попеременно попадает в поток холодного и теплого воздуха, осуществляя таким образом обмен тепловой энергией между этими потоками.

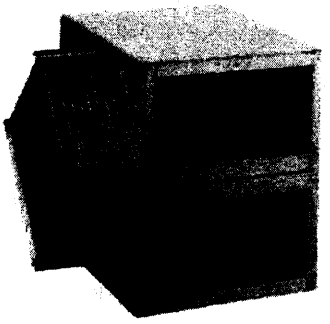


Рис. 1.6. Пластинчатый теплоутилизатор

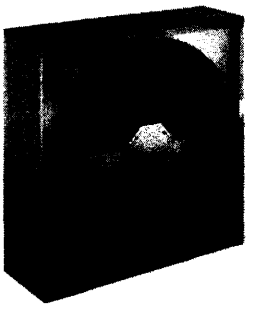


Рис. 1.7. Вращающийся теплоутилизатор с гигроскопичным ротором

В ряде случаев поверхность насадки ротора покрывается специальным гигроскопичным влагоемким слоем, который пропитывается концентрированным раствором хлористого лития. Такие аппараты используются в составе установок осушения воздуха.

К рекуперативным аппаратам относятся также электрические воздухонагреватели, в которых электрическая энергия преобразуется в тепловую и передается нагреваемому воздуху.

В контактных теплообменных аппаратах передача теплоты от греющей среды к нагреваемой происходит при их непосредственном контакте. Эти аппараты универсальны с точки зрения возможностей осуществления процессов тепловлажностной обработки воздуха. Они характеризуются сравнительно низкими значениями аэродинамического сопротивления и малой материалоемкостью. Кроме того, непосредственный контакт теплообменивающихся сред порождает дополнительные эффекты: частичную очистку воздуха от бактерий, пыли, умеренное насыщение воздуха легкими отрицательными аэроионами и др.

Эффективность работы контактных аппаратов во многом определяется степенью развития контактной поверхности. В зависимости от способа создания этой поверхности контактные аппараты, которые нашли применение в технике кондиционирования воздуха, можно разделить на две группы. К первой относятся камеры орошения, в которых контактная поверхность образуется путем распыления жидкости на капли чаще всего механическими (центробежными), пневматическими или ультразвуковыми форсунками либо вращающимися распылительными дисками и т.п. устройствами. Они просты по конструкции, и при их производстве отсутствует необходимость использования дефицитных материалов. Именно благодаря этим достоинствам форсуночные камеры орошения, в которых обработка воздуха осуществляется в ходе контакта воздуха с каплями воды, диспергируемыми центробежными форсунками, нашли широкое применение в качестве универсальных аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха (рис. 1.8).

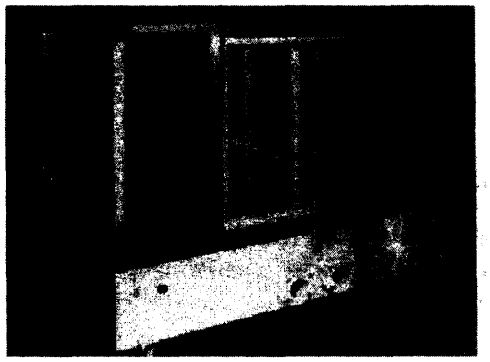


Рис. 1.8. Современная форсуночная камера орошения

Форсуночные камеры орошения входили в состав центральных кондиционеров и приточных установок, выпускавшихся харьковским машиностроительным заводом «Кондиционер» в 60 – 90-е гг., и предназначались как для работы в адиабатном режиме увлажнения (охлаждения) воздуха, так и для реализации политропных процессов его охлаждения. Поскольку в странах СНГ эксплуатируется огромное количество кондиционеров с такими камерами орошения, срок службы которых далеко не исчерпан и которые можно существенно модернизировать путем замены существующей в них оросительной системы на новую, оборудованную эффективными и надежными в эксплуатационном отношении центробежными форсунками, вопросы разработки политропных камер орошения по-прежнему остаются актуальными, как и вопросы создания малогабаритных и эффективных адиабатных камер орошения. В зарубежной практике в настоящее время форсуночные камеры в основном применяются в составе центральных кондиционеров и приточных камер для обеспечения адиабатного увлажнения (охлаждения) воздуха.

Вторую группу аппаратов контактного типа составляют устройства, в которых процессы адиабатной обработки воздуха протекают при его контакте со смоченными поверхностями. Контактная поверхность в этих устройствах либо складывается из поверхности хаотически расположенных частиц или воло-

кон (насадки нерегулярной структуры), либо представляет собой поверхность каналов для прохода воздуха, которые имеют заранее заданную геометрическую форму (насадки регулярной структуры).

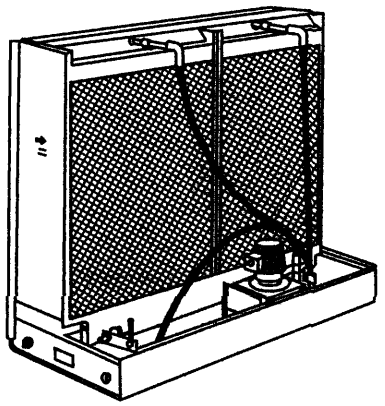


Рис. 1.9. Увлажнитель воздуха фирмы «Munters»

Достоинствами таких насадок являются высокая степень развития контактной поверхности, незначительная мощность, затрачиваемая на орошение, снижение габаритов и массы аппаратов.

В настоящее время наиболее часто контактные аппараты этого типа в технике кондиционирования воздуха применяются для реализации процессов адиабатного увлажнения воздуха. Широко известны увлажнители фирмы «Munters», в которых обработка воздуха происходит при его контакте со смоченными поверхностями, представляющими собой орошаемый пакет косогофрированных пластин Френкеля (рис.1.9).

Форсуночные камеры орошения применяются в основном в составе центральных кондиционеров с производительностью по воздуху от 10 до 200 тыс.м^3/ч, в то время как насадки регулярной структуры используются в кондиционерах и приточных установках производительностью по воздуху 3,15 – 60 тыс.м^3/ч.

1.2. ОСНОВНЫЕ РАБОЧИЕ ВЕЩЕСТВА, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В АППАРАТАХ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

При расчете тепломассообменных аппаратов независимо от их типа необходимо определять количества тепла и массы, переданных от одной среды к другой. Величины этих переносов, а следовательно, и эффективность работы аппаратов в целом во многом определяются теплофизическими свойствами взаимодействующих сред. В установках СКВ и В одной из теплообменивающихся сред всегда является воздух, а в качестве второй могут использоваться в зависимости от функционального назначения и условий эксплуатации теплообменного устройства различные рабочие вещества, такие как вода, водные растворы солей и органических веществ, разнообразные типы фреонов.

Как известно, воздух представляет собой однородную смесь нескольких газов (азота, кислорода, углекислого газа и т.д.) с парами воды. При обычных давлениях эта паровоздушная смесь подчиняется закономерностям, характерным для идеальных газов, причем воздушный пар может находиться как в перегретом, так и в насыщенном состоянии. Теплофизические свойства воздуха хорошо изучены и приводятся в многочисленных источниках, например в [1].

Для аналитического решения задач тепломассообмена в аппаратах тепловлажностной обработки воздуха необходимо располагать зависимостями, описывающими термодинамическое состояние влажного воздуха. Подобные зависимости приведены, например, в [2]. В связи с тем что влажный воздух можно рассматривать как смесь идеальных газов, энтальпия $(1 + d_в)$ кг влажного воздуха может быть определена в соответствии с массовой концентрацией пара $c_п$ в воздухе (влагосодержанием $d_в$) по формуле

$$I_в = I_{в.с} + d_в I_п = c_в t_в + r d_в + c_п d_в t_в . \quad (1.1)$$

Для режимов работы аппаратов СКВ и В температуры воздуха и его влагосодержания находятся в ограниченных пределах, в связи с чем третьим слагаемым в формуле (1.1) можно пренебречь. В этом случае для приближенных аналитических моделей при определении величин энтальпии и ее приращений воспользуемся следующими зависимостями:

$$I_в = c_в t_в + r d_в ; \quad (1.2)$$

$$\Delta I_в = c_в \Delta t_в + r \Delta d_в . \quad (1.3)$$

Между парциальным давлением пара $p_п$ и влагосодержанием воздуха $d_в$ существует однозначная зависимость, вытекающая из уравнения состояния

$$d_в = \frac{R_{в.с}}{R_п} \frac{p_п}{P_б - p_п} = 0{,}622 \frac{p_п}{P_б - p_п} . \quad (1.4)$$

Формула (1.4) справедлива как для ненасыщенного, так и для насыщенного воздуха. Величина парциального давления паров воды в воздухе $p_п$ соответствует давлению водяных паров при темпера-

туре точки росы рассматриваемого состояния влажного воздуха. На кривой φ=100% значение $p_п$ может быть вычислено с помощью универсального уравнения, связывающего давление и температуру на линии насыщения [3], или с помощью приближенных зависимостей, справедливых для определенных диапазонов температур [4]:

для T = 303 – 343 К

$$p_п = 4245{,}29\exp(5201{,}3(\frac{1}{273}-\frac{1}{T})); \quad (1.5)$$

для T = 273 – 303 К

$$p_п = 610{,}8\exp(5343{,}51(\frac{1}{273}-\frac{1}{T})); \quad (1.6)$$

для T = 243 – 273 К

$$p_п = 123{,}67\exp(5516{,}89(\frac{1}{273}-\frac{1}{T})). \quad (1.7)$$

В настоящей работе при проведении вычислений использовалась также формула М. И. Фильнея [5]:

$$p_п = 10^{2{,}12+\frac{8{,}12t+156}{236+t}}, \text{ Па}. \quad (1.8)$$

В контактных аппаратах и жидкостно-воздушных теплообменниках в качестве второй теплообменивающейся среды в большинстве случаев используется вода, теплофизические и термодинамические свойства которой приведены, например, в [1]. Наряду с водой в рекуперативных теплообменниках также применяются водные растворы солей и различных органических веществ с низкой температурой замерзания. При этом следует отметить, что в связи с высокой коррозионной активностью большинства водных растворов солей (хлористый натрий, хлористый кальций и др.) при их контакте с обычными конструкционными материалами (углеродистая сталь, медь и т.п.) необходимо использовать специальные добавки – ингибиторы, которые понижают коррозионную активность, уменьшая значение коэффициента электролитической диссоциации до уровней PH, находящихся в пределах 7 – 8,5. Однако, несмотря на применение ингибиторов, как показывает опыт эксплуатации подобных систем, полностью защитить материалы трубопроводов и теплообменников от повышенной коррозии не удается.

В связи с отмеченными обстоятельствами в системах вентиляции и кондиционирования воздуха все более широкое распространение получают водные растворы этилен- и пропиленгликолей, хотя по некоторым теплофизическим свойствам они уступают соответствующим характеристикам растворов солей. В частности, величины коэффициентов кинематической вязкости этих растворов выше, чем у хлористого кальция.

Водные растворы этилен- и пропиленгликоля характеризуются низкими температурами замерзания (при соответствующих концентрациях) и слабой летучестью. В общем случае при температурах точки замерзания $t_з$= -25÷-30°С при выборе одного из двух этих типов теплоносителей следует учитывать, что по своим физическим характеристикам водный раствор этиленгликоля имеет некоторые преимущества, особенно при низких температурах. Однако он более токсичен, и в тех случаях, когда при ручном управлении систем вероятен контакт управляющего персонала с этим раствором, предпочтение следует отдать водному раствору пропиленгликоля. При этом следует иметь в виду, что при концентрациях, превышающих 60% по массе пропиленгликоля, что соответствует $t_з \approx$ -51°С, он превращается в стеклообразную массу и поэтому может быть использован лишь при более высоких температурах замерзания. Кроме того, стоимость пропиленгликоля существенно выше, чем этиленгликоля.

Подробные сведения о теплофизических свойствах водных растворов этилен- и пропиленгликолей в виде графических зависимостей температур замерзания от концентрации растворов, а также плотности, коэффициента теплопроводности, кинематической вязкости, удельной теплоемкости и числа Прандтля от температур и концентраций в широком диапазоне их изменения, полученные с использованием данных [6], представлены в Приложении 1.

1.3. КОНТАКТНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ АППАРАТОВ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

Физическая сущность процессов теплообмена во всех указанных аппаратах и при различных рабочих средах одинакова и состоит в следующем. При взаимодействии воздушного потока через разделительную стенку или в ходе непосредственного контакта с поверхностью тепло- или холодоносителя происходит изменение его температурных и влажностных параметров, что обусловлено наличием движущих сил процессов тепломассообмена, т.е. разности температур и концентраций водяных паров в ядре воздушного потока и в пограничных слоях, формирующихся у поверхности обмена. При этом следует

иметь в виду, что одновременно с параметрами обрабатываемого воздуха изменяются в соответствии с балансными соотношениями и параметры тепло- или холодоносителя.

Кинетика рассматриваемых процессов определяется свойствами паровоздушной смеси и тепло- или холодоносителя, а также степенью отклонения системы взаимодействующих сред от состояния равновесия. Поэтому параметры паровоздушной смеси в слоях, непосредственно примыкающих к поверхностям теплообмена, в свою очередь, зависят от температуры и типа этих поверхностей, а также от схем взаимного движения.

По характеру взаимодействия паровоздушной и обрабатывающей сред поверхности обмена могут подразделяться на два типа. К первому относятся поверхности, образованные при непосредственном контакте воздуха и воды. Непосредственный контакт влажного воздуха может осуществляться как с водой, находящейся в свободном состоянии (капли, пленки, открытая поверхность), так и с водой, находящейся в связанном состоянии (растворы солей, поверхность пористых тел). В обоих случаях в слоях воздуха, непосредственно примыкающих к поверхности раздела фаз, устанавливается равновесное состояние, характеризуемое определенной однозначной взаимосвязью между температурой и концентрацией (парциальным давлением) водяного пара. Эта взаимосвязь определяется химическими и физико-химическими процессами взаимодействия жидкости со связующим веществом. Что же касается воды, находящейся в свободном состоянии, то рассматриваемая взаимосвязь определяется свойствами насыщенного водяного пара.

При втором типе теплообменной поверхности передача энергии от одной среды к другой осуществляется через разделительную стенку. В этом случае взаимосвязь температур и концентраций водяного пара в пограничном слое такова: $t \geq t_f(d)$, где $t_f(d)$ – температура насыщенного пара при заданной концентрации d, что предопределяет существенное различие процессов теплообмена на двух упомянутых типах поверхностей. На границах неравенства процессам теплообмена сопутствует конденсация влаги, в результате чего на поверхности имеет место непосредственный контакт воздуха с водой.

В общем случае процессы тепловлажностной обработки воздуха сопровождаются изменением температур поверхности и соответственно равновесных параметров пограничного слоя. Такие процессы, как было указано выше, принято называть политропными. Глубина и интенсивность политропных процессов определяются степенью развития контактной поверхности, величинами коэффициентов переноса и исходными начальными температурным и влажностным напорами. Кроме того, важным фактором, характеризующим степень изменения температуры контактной поверхности, является удельное количество тепла или холода, аккумулированного жидкостью.

Процессы обработки воздуха в контактных аппаратах зависят от соотношения начальных параметров и расходов воды и воздуха. Использование в качестве тепло- и холодоносителя растворов различных сорбентов, например хлористого лития, позволяет существенно расширить область возможных конечных состояний воздуха. В частности, становятся возможными увеличение энтальпии воздуха при одновременной его осушке и изоэнтальпийное осушение воздуха.

Достаточно разнообразны процессы тепловлажностной обработки воздуха, протекающие в поверхностных теплообменниках. В частности, если в обычных воздухожидкостных поверхностных теплообменниках возможно лишь повышение энтальпии воздуха при постоянном влагосодержании и понижение при неизменном влагосодержании или его уменьшении, то в орошаемых теплообменниках могут реализовываться практически все процессы обработки воздуха.

В поверхностных теплообменниках типа «воздух – воздух» при взаимодействии двух воздушных потоков с различными термодинамическими потенциалами могут протекать процессы как с повышением, так и с понижением энтальпии обрабатываемого воздуха. При этом в зависимости от соотношения начальных параметров обоих потоков на всей поверхности или на ее части может происходить выпадение конденсата со стороны более влажного воздуха. Если при взаимодействии двух воздушных потоков разделительная поверхность со стороны одного из них (вспомогательного) орошается водой, то вследствие эффекта испарительного охлаждения происходит понижение ее температуры и, следовательно, энтальпии основного потока.

Из перечисленных выше процессов тепловлажностной обработки воздуха наиболее своеобразным и играющим большую роль в теории и практике кондиционирования воздуха является изоэнтальпийный (адиабатный) процесс, имеющий место при обработке воздуха рециркуляционной водой. Протекание этого процесса обусловлено наличием противоположно направленных градиентов температур и концентраций у поверхности раздела фаз обрабатываемого воздуха и воды. В этом случае температура воды устанавливается практически постоянной, соответствующей равновесному состоянию на границе раздела фаз, характеризуемого энтальпией, равной энтальпии начального воздуха. Поскольку температура воды на установившемся режиме остается практически постоянной, эффективность обработки воздуха в адиабатном процессе полностью определяется степенью развития контактной поверхности и действующими гидродинамическими факторами и может быть вычислена с использованием комплекса

$NTU = \frac{\alpha F}{c_в G_в}$, называемого числом единиц переноса. Благодаря этому обстоятельству в тех случаях, когда известна площадь теплообмена, указанное своеобразие адиабатного процесса может быть использовано для эффективного определения экспериментальным путем коэффициентов внешнего теплообмена, анализа различных способов интенсификации процессов переноса теплоты и массы и выбора рационального типа теплопередающих поверхностей.

1.4. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В АППАРАТАХ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Анализ современной ситуации на рынке оборудования для СКВ и В показывает, что постоянная конкурентная борьба, все возрастающие требования к качеству и надежности этого оборудования приводят к общему прогрессу техники кондиционирования воздуха, что выражается в постоянном совершенствовании и обновлении аппаратов и устройств, выпускаемых ведущими зарубежными фирмами.

Создание такого оборудования в этих условиях требует выполнения большого комплекса научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, успешное проведение которых, в свою очередь, невозможно без использования новых подходов и методов, направленных на сокращение сроков разработки рассматриваемого оборудования. Одним из новых подходов, который находит все более широкое применение в современной практике зарубежных фирм, является использование методов математического моделирования, сущность которых заключается в создании математических моделей процессов тепломассопереноса, протекающих в аппаратах тепловлажностной обработки воздуха, и решении на ПЭВМ соответствующих систем дифференциальных или интегродифференциальных уравнений.

В тех случаях, когда имеется достаточно полная информация об основных факторах, определяющих глубину и интенсивность процессов тепловлажностной обработки воздуха, численные решения на ПЭВМ систем дифференциальных и интегродифференциальных уравнений, составляющих полную математическую модель теплообменного аппарата, зачастую позволяют получать все интересующие нас данные расчетным путем. Таким образом, трудоемкий физический эксперимент заменяется мысленным, машинным, менее дорогостоящим и более точно отражающим внутренние закономерные связи протекающих процессов. Физический эксперимент в этих случаях необходим в весьма ограниченном объеме лишь для подтверждения или корректировки предположений, положенных в основу математической модели.

Ни в коей мере не умаляя значения теплотехнического эксперимента, следует отметить, что для хорошо смоделированной задачи информация, получаемая расчетным способом, оказывается значительно полнее и существенно дешевле соответствующих опытных данных.

Иногда практическое применение методов математического моделирования наталкивается на ряд трудностей, обусловленных наличием скрытых параметров (факторов) этих моделей, которые обычно могут быть определены лишь в ходе эксперимента. В таких ситуациях целесообразно комплексное использование методов математического моделирования и экспериментального определения недостающих параметров на основе теории многофакторного эксперимента и осуществления обратной связи между экспериментом и теорией на базе ПЭВМ, что, в конечном счете, позволяет достичь значительного ускорения в проведении научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ.

Возможность построения математических моделей процессов тепломассопереноса, протекающих в различных аппаратах тепловлажностной обработки воздуха СКВ и В, связана с тем, что независимо от способа образования контактной поверхности все тепловлажностные процессы обработки воздуха подчиняются единым физическим закономерностям, имеющим место при переносе тепла и массы в бинарных смесях, к числу которых относится и влажный воздух, представляющий собой однородную смесь сухого воздуха и паров воды.

Как известно, протекание обменных процессов в таких смесях при отсутствии равновесия между фазами обусловлено наличием движущих сил – градиентов температурного и влажностного потенциалов. При наличии указанных потенциалов передача тепла и массы осуществляется за счет механизмов молекулярного и конвективного переносов.

Проблема заключается в том, что, с одной стороны, такая математическая модель должна быть решаемой, т.е. чтобы можно было не только записать соответствующие системы уравнений, но и располагать численными методами их решения, позволяющими проинтегрировать эти уравнения с использованием средств современной вычислительной техники. С другой стороны, математическая модель должна быть достоверной, т.е. она должна учитывать основные особенности обменных процессов с такой точностью, чтобы имело место хорошее качественное и количественное согласование расчетных резуль-

татов и экспериментальных данных. Добиться такого сочетания свойств математической модели и является основной задачей математического моделирования. Преодоление указанного противоречия, как правило, может быть достигнуто путем введения системы упрощающих допущений, которые бы, учитывая основные влияющие факторы, позволили получить решаемую систему уравнений.

О трудностях, встречающихся при исследовании поверхностных рекуперативных теплообменников и контактных аппаратов СКВ и В, можно судить, если внимательно проанализировать особенности процессов переноса тепла и массы в этих аппаратах. Дело в том, что реальные процессы тепло- и массообмена в аппаратах тепловлажностной обработки воздуха протекают в условиях сложного взаимного движения воды и воздуха. Прежде всего следует отметить сложность гидродинамических явлений, которые имеют место в этих устройствах. Рассмотрим, например, течение воздуха в трубчато-пластинчатом поверхностном рекуперативном теплообменнике. В этом случае воздух под действием перепада давлений перемещается по каналам, образованным двумя смежными пластинами и несущими трубками, вследствие чего движение воздуха в канале является трехмерным. Конфигурация канала может быть также достаточно сложна, так как она определяется профилем теплопередающих пластин и имеющимися на них интенсификаторами. Как правило, в таких каналах имеют место конфузорные и диффузорные участки, наличие которых приводит к появлению срывных течений, вызывающих нестационарность процессов гидродинамики. По мере перемещения по этим каналам воздух, контактируя с их поверхностью, изменяет свои термодинамические параметры. Следует иметь в виду, что температура поверхности пластин и трубок также не остается постоянной по всему объему теплообменника вследствие изменения температуры теплоносителя, двигающегося по трубкам.

Не менее сложная картина наблюдается в контактных аппаратах, в частности, в форсуночных камерах орошения, где осуществляется тепломассообмен в двухфазном потоке между движущимся воздухом и полидисперсной жидкой фазой, образующейся при диспергировании жидкости специальными распылителями. Вследствие выпадения капель в поддон и на ограждение поверхность контакта изменяется по длине камеры. Интенсивность выпадения зависит от размеров капель, в связи с чем существенно изменяется и структура контактной поверхности.

Взаимодействие фаз в результате наличия температурного и влажностного напоров приводит к изменению параметров жидкости и воздуха, причем параметры капель разного диаметра неодинаковы по сечению камеры орошения, так как капли разных диаметров с разной скоростью стремятся достичь температуры воздуха по мокрому термометру. Температура и влажность воздуха также меняются по сечению, вследствие того что воздух в разных точках сечения контактирует с частицами разного размера, движущихся, к тому же, в разных направлениях и стартующих из разных сечений для случаев одно- и двухрядных камер.

Степень обработки воздуха зависит от величины и структуры поверхности переноса в каждом сечении камеры и от времени контакта отдельных капель с воздухом. Для определения указанных величин, а также коэффициентов тепло- и массообмена необходимо располагать достаточно полной информацией о движении совокупности капель различных диаметров в слабозаполненном воздушном потоке. Кинематика движущихся частиц в потоке воздуха осложняется наличием капель, стартующих в самых разных направлениях в пространстве, и изменением их размеров в связи с уменьшением диаметров капель при испарении или с их ростом при конденсации.

С термодинамической точки зрения контактное пространство всех теплообменных устройств представляет собой двухфазную гетерогенную систему, состоящую из макроскопических частиц (объектов) с различными физическими свойствами, отделенных друг от друга видимыми поверхностями раздела – контактными поверхностями. Для теоретического описания процессов тепломассообмена в двухфазных бинарных системах, протекающих в условиях сложного движения взаимодействующих сред, необходимо конкретизировать модель контактного пространства. В самом общем виде элемент контактного пространства рассматриваемых аппаратов тепловлажностной обработки представляет собой объем, заполненный поверхностью, с которой при своем движении соприкасается обрабатываемый воздух. В зависимости от способа образования контактная поверхность может либо представлять собой группу движущихся с различными по величине и направлению скоростями капель различных диаметров, либо являться системой неподвижных (или подвижных) регулярно (или нерегулярно) расположенных в пространстве орошаемых (или сухих) поверхностей, либо быть совокупностью обоих описанных типов. Каждую точку такого пространства можно рассматривать как источник полидисперсной системы капель, вносимых в поток расположенными в этих точках распылительными устройствами. Кроме того, в таком контактном пространстве при движении двухфазного потока вдоль граничных поверхностей величина и структура контактной поверхности могут изменяться вследствие осаждения и срыва капель с этих поверхностей.

Рассмотренная выше модель контактного пространства является достаточно общей. Частными случаями являются контактные пространства камер орошения, оборудованных различными типами

распылителей, орошаемых (и неорошаемых) поверхностных теплообменников, тепломассообменных аппаратов различных конструкций с насадками регулярной и нерегулярной структуры.

Описание процессов переноса в рассматриваемых контактных пространствах можно проводить с различной степенью точности. Наиболее общим подходом является описание этих процессов в трехмерном пространстве на основе уравнений сохранения количества движения (при ламинарном режиме течения это уравнение Навье – Стокса), уравнения неразрывности, уравнений сохранения тепловой энергии и массы водяного пара, которые должны быть записаны с учетом особенностей контактных пространств рассматриваемых аппаратов и режимов течения жидкости (газа) в них. Для ламинарного режима течения воздушного потока указанная система уравнений имеет вид

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial \tau} + (\vec{V} \cdot \vec{\nabla})\vec{V} = \vec{F} - \frac{1}{\rho}\operatorname{grad} P + \nu \nabla^2 \vec{V}; \tag{1.9}$$

$$\operatorname{div} \vec{V} = 0; \tag{1.10}$$

$$\rho c_p \frac{dt}{d\tau} = \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} t) + \int_V \int_0^{\delta_{max}} F_1(\zeta, \eta, \delta)(t - t_\delta) d\delta dV; \tag{1.11}$$

$$\frac{dd}{d\tau} = \operatorname{div}(D \operatorname{grad} d) + \int_V \int_0^{\delta_{max}} F_1(\zeta, \eta, \delta)(d - d(t_\delta)) d\delta dV_0; \tag{1.12}$$

$$\frac{dI}{d\tau} = \operatorname{div}\left(\frac{\lambda}{\rho c_p} \operatorname{grad} I\right) + \int_V \int_0^{\delta_{max}} F_1(\zeta, \eta, \delta)(I - I(t_\delta)) d\delta dV_0; \tag{1.13}$$

$$\frac{dt_\delta}{d\tau} = F_2(\zeta, \eta, \delta)(I(t_\delta) - I); \tag{1.14}$$

$$t_\delta = F_3(I_\delta). \tag{1.15}$$

Уравнения сохранения количества явной тепловой энергии (1.11) и массы водяного пара (1.12) получены на основе балансных уравнений процессов переноса, протекающих в элементарном объеме контактного пространства, в предположении, что в режимах кондиционирования воздуха эффектами термо- и бародиффузии, а также диффузионной теплопроводности можно пренебречь, а величины тепловых и массовых потоков определяются законами Фурье и Фика. Также пренебрежимо малым считается эффект от стефанова течения. По этим же причинам в уравнении сохранения явной тепловой энергии отсутствуют диссипативные члены.

В отличие от обычной записи этих уравнений, в правых частях содержатся интегралы, отражающие вклад полидисперсной совокупности капель, присутствующих в рассматриваемом объеме, в общие балансы тепла и массы. Выражение (1.13) является уравнением сохранения энтальпии потока влажного воздуха, которое получено с учетом выполнения соотношения Льюиса, а уравнение (1.15) связывает температуру воды и энтальпию влажного воздуха в пограничном слое над контактной поверхностью капель с диаметром δ. Величина $F_1(\zeta, \eta, \delta)$, входящая в (1.11) – (1.13), учитывает закономерность распределения в контактном пространстве полидисперсной жидкой фазы, кинематические характеристики движущихся капель и интенсивность протекания процессов переноса. Величина $F_2(\zeta, \eta, \delta)$ характеризует интенсивность протекания тепломассообменных процессов в «δ - газе», фиктивной среде, которая по своим теплообменным характеристикам эквивалентна полидисперсной системе капель в движущемся газожидкостном потоке, но отличается от обычной непрерывной среды отсутствием непосредственного обмена количеством движения, теплом и массой между соответствующими компонентами этого газа (такой обмен осуществляется лишь косвенно, через взаимодействие каждой из компонент с воздушным потоком). Коэффициенты интенсивности теплового и массового взаимодействия каждой из компонент «δ-газа» зависят от гидродинамических и кинематических характеристик воздушного потока и капель жидкости. Этими же характеристиками определяется область, занимаемая каждой компонентой этого газа.

Для определенности система уравнений (1.9) – (1.15) должна быть дополнена краевыми условиями, состоящими из начальных (временных) и граничных (пространственных) условий. Граничные условия для уравнения (1.9) предполагают задание скоростей потока на ограничивающих его поверхностях. Кроме того, можно считать, что на границах соприкосновения температуры потока равны температурам контактной поверхности в сходных точках, а концентрации водяных паров во влажном воздухе соответствуют концентрациям на кривой насыщения при соответствующих температурах поверхности.

В случаях, когда два теплообменивающихся потока разделены стенкой, необходимо решать сопряженную задачу, для чего система уравнений (1.9) – (1.15) должна быть дополнена аналогичной системой, описывающей обменные процессы при вынужденном движении теплоносителя в каналах раз-

личного профиля. Кроме того, должно быть использовано дополнительное условие сопряжения, представляющее собой равенство потоков тепла и массы через разделительную стенку.

Численное решение приведенной системы уравнений на ЭВМ позволяет найти температуры, потенциалы, локальные коэффициенты теплоотдачи и другие параметры взаимодействующих в тепловом отношении сред. Однако получение этих решений, несмотря на то, что в основном известны все теплофизические характеристики сред, вызывает большие затруднения. Во многом это связано с определением компонент скоростей, входящих в левые части уравнений (1.9) и (1.10). Даже при ламинарном режиме течения требуется решение нелинейной системы уравнений движения Навье–Стокса в совокупности с уравнением непрерывности.

Тем не менее развитие численных методов решения систем нелинейных уравнений в частных производных позволяет в настоящее время решать определенные задачи теплообмена в каналах сложных форм [7,8]. В частности, для адиабатного процесса обработки воздуха на основе решения полной системы уравнений Навье–Стокса для трехмерного случая в [9] было получено решение задачи теплообмена потока влажного воздуха, движущегося в треугольных каналах косоугольных пластин Френкеля с орошаемыми стенками, что дает возможность расчетным способом определять эффективность адиабатного увлажнения воздуха в насадках регулярной структуры, которые применяются, как было указано выше, в увлажнителях фирмы «Munters».

При турбулентном режиме течения, который в основном и имеет место в аппаратах тепловлажностной обработки воздуха, задача определения скоростей еще более усложняется, так как система уравнений Рейнольдса [10], описывающая осредненное турбулентное движение, незамкнута и для ее решения необходимо ввести дополнительные предположения относительно неизвестных величин турбулентных пульсаций. Но и это не позволяет преодолеть целый ряд сложностей при расчете теплообменных аппаратов, которые связаны с отсутствием надежных методов интегрирования уравнений Рейнольдса для больших чисел Re, особенно в трехмерном случае. Недостаточно изучены также закономерности турбулентных пульсаций, знание которых необходимо при проведении расчетов с использованием уравнений Рейнольдса. Поэтому решение задач теплообмена на основе указанных уравнений в настоящее время затруднено и такие решения известны лишь для относительно простых двухмерных случаев.

Часто кинетика тепломассообменных процессов при турбулентном режиме течения изучается с помощью методов теории пограничного слоя, сущность которой состоит в том, что воздушный поток разбивается на две области: ядро, в котором скорость, температура и концентрация по сечению меняются незначительно, и сравнительно тонкие слои – динамический, тепловой и концентрационный, непосредственно примыкающие к контактным поверхностям, в которых наблюдаются существенные градиенты указанных величин [11,12]. В такой постановке уравнения Навье–Стокса существенно упрощаются и появляется возможность получения решений определенного класса задач с использованием более простых вычислительных методов. Однако и в этом случае рассматриваемые поверхности имеют сравнительно простые очертания и полученные решения могут быть использованы лишь в качестве информации о локальных коэффициентах тепло- и массопереноса, которые можно использовать при разработке упрощенных одномерных моделей теплообменных аппаратов.

Именно такие модели находят широкое применение при математическом моделировании аппаратов тепловлажностной обработки воздуха СКВ и В. Дело в том, что в инженерной практике наибольший интерес представляет не распределение термодинамических параметров в пространстве (области), занимаемом потоком, например распределение температур и концентраций, а лишь средние значения указанных величин и температур поверхности. Поэтому в инженерных приложениях получил широкое распространение одномерный метод описания процессов тепломассообмена. В этом случае параметры паровоздушной смеси поперек потока принимаются постоянными и изменяющимися лишь вдоль потока. Связь между среднемассовой температурой, удельными тепловыми массовыми потоками через единицу контактной поверхности и ее температурой устанавливается соотношениями

$$dQ = \alpha_в (t - t_f) dF \; ; \qquad (1.16)$$

$$dm = \beta_d (d - d_f) dF \; , \qquad (1.17)$$

где t_f и t, d_f и d – соответственно температура и влагосодержание в пограничном слое у контактной поверхности и в воздушном потоке.

Величины $\alpha_в$ и β_d представляют собой соответственно коэффициенты тепло- и массообмена. Они связаны с реальными процессами, протекающими в трехмерном пространстве, и не могут быть определены по одномерной модели. Поэтому их величины устанавливаются либо экспериментально, либо теоретически, путем решения системы (1.9) – (1.15) или уравнений погранслоя. Эти решения позволяют

найти поля температур и концентраций, с помощью которых величины локальных коэффициентов $\alpha_в$ и β_d могут быть вычислены по следующим зависимостям:

$$\alpha_в = \frac{\lambda \frac{\partial t}{\partial y}\Big|_{y=0}}{t_f - t}; \tag{1.18}$$

$$\beta_d = \frac{D \frac{\partial d}{\partial y}\Big|_{y=0}}{d_f - d}. \tag{1.19}$$

Между локальными значениями этих величин существует взаимосвязь, установленная В. Льюисом:

$$\frac{\alpha}{\beta_d} = c_p . \tag{1.20}$$

Данное соотношение указывает на подобие процессов тепло- и массообмена, протекающих в теплообменных аппаратах, и вопрос о его справедливости до настоящего времени привлекает внимание многих исследователей. При анализе этого вопроса следует иметь в виду, что речь может идти как об аналогии в локальном смысле, когда подобие процессов переноса рассматривается на элементарном участке контактной поверхности, так и об аналогии в интегральном смысле, т.е. о соблюдении соотношения Льюиса для аппарата в целом. Отметим, что наличие аналогии в интегральном смысле позволило бы свести эксперименты к изучению лишь одного процесса, например переноса теплоты, и тем самым значительно упростить проведение экспериментов и уменьшить их объем. Существование аналогии в локальном смысле дает возможность уточнить физическую картину протекания процессов переноса и облегчить построение математических моделей при теоретических методах исследования.

Указанное соотношение является частным случаем более общего соотношения

$$\frac{\alpha}{\beta_d} = \frac{\lambda}{\rho D} \tag{1.21}$$

при условии, что число Льюиса Le =1 ($\mathrm{Le} = \frac{\rho D c_p}{\lambda}$), которое, в свою очередь, вытекает из равенства выражений и числовых коэффициентов для чисел Nu и Nu_D, если критерии Pr = Pr_D =1.

Для раздельно протекающих процессов тепло- и массообмена последнее условие является одним из основных для существования аналогии в случае вынужденного движения. При турбулентном режиме течения коэффициенты кинематической вязкости, теплопроводности и диффузии определяются механизмами молярного переноса. В этом случае, несмотря на то, что величины указанных коэффициентов существенно меняются в пределах потока, турбулентные аналоги чисел Pr и Pr_D равны и не зависят от свойств среды, т.е. Pr = Pr_D [10].

При ламинарном режиме течения, когда имеет место молекулярный перенос, величины Pr и Pr_D зависят от значений λ и D рассматриваемой среды. Как показано в [13], диапазон изменения отношения $\frac{\alpha}{\beta_d}$ в этом случае определяется границами неравенства

$$c_{p_{вл}} \geq \frac{\alpha}{\beta_d} \geq \frac{\lambda}{\rho D}, \tag{1.22}$$

которое при подстановке в него физических констант, например при 0°С, дает $0{,}271 \leq \frac{\alpha}{\beta_d} \leq 0{,}284$. Из этого неравенства следует, что отклонение соотношения $\frac{\alpha}{\beta_d}$ от c_p не превышает 4,5 %.

В реальных условиях тепловлажностной обработки воздуха процессы переноса тепла и массы протекают одновременно. Вследствие этого они являются взаимосвязанными, а интенсивность протекания одного из них зависит от интенсивности протекания другого. Наиболее полно вопрос о совместно протекающих в гетерогенных средах процессов тепло- и массопереноса и их аналогии рассмотрен в работах Л.Д. Бермана [14, 15] и А.А. Гухмана [16]. Как показано в этих работах, в общем случае полная аналогия не имеет места, так как наличие поперечного (по отношению к основному течению влажного воздуха) потока массы приводит к перестройке полей скоростей, температур и концентраций. Указанные эффекты усиливаются наличием стефанова течения, возникающего из-за непроницаемости поверхности для одного из компонентов смеси. В результате происходит изменение толщин пограничных сло-

ев и, соответственно, изменение эпюр скоростей, температур и концентраций. Уравнения, описывающие процессы тепло- и массообмена, становятся по своей структуре неидентичными.

Однако эти различия могут иметь место при больших значениях перепадов температур и концентраций, не характерных для режимов вентиляции и кондиционирования воздуха. Поэтому в аппаратах тепловлажностной обработки СКВ и В при совместно протекающих обменных процессах можно считать, что соотношение Льюиса для локальных значений коэффициентов переноса соблюдается как для турбулентных, так и для ламинарных режимов течения.

Возвращаясь к анализу процессов, протекающих в аппаратах СКВ и В, для которых выполняется соотношение Льюиса, отметим, что для них уравнения переноса тепла и влагосодержания могут быть заменены уравнениями переноса тепла и энтальпии или переноса влагосодержания и энтальпии. Действительно, с учетом соотношения Льюиса для стационарного случая протекания процессов тепломассопереноса в рекуперативном теплообменнике в одномерной постановке для энтальпии и температуры воздуха можно записать

$$\frac{dI}{\partial x} = \mathrm{NTU}(I_f - I); \tag{1.23}$$

$$\frac{dd}{\partial x} = \mathrm{NTU}(d_f - d), \tag{1.24}$$

где $\mathrm{NTU} = \dfrac{\alpha F}{c_в G_в}$ – число единиц переноса, параметр, широко используемый при расчете процессов и аппаратов химической технологии, одним из разделов которой и является кондиционирование воздуха (число единиц переноса показывает, на сколько единиц изменится анализируемый параметр влажного воздуха при воздействии единицы движущей силы переноса).

Эти уравнения должны решаться совместно с уравнением переноса энергии во второй теплообменивающейся среде при условии сращивания тепловых потоков, которыми обмениваются среды. Следует отметить, что уравнения (1.23) и (1.24) не только позволяют определять параметры тепло- и массообменивающихся сред, но и могут быть использованы для вычисления коэффициентов теплообмена $\alpha_в$ в тех случаях, когда не удается получить аналитическое выражение для среднеинтегральных по поверхности значений разности потенциалов переноса Δt и Δd. Для этого в процессе решения уравнений (1.23) и (1.24) необходимо итеративно подбирать значения коэффициента теплоотдачи, при которых расчетные и экспериментальные значения конечных параметров тепло- и массообменивающихся сред будут совпадать. Наиболее простой эта операция является при исследовании процессов сухого теплообмена.

Также существенно упрощается в одномерной постановке система уравнений, описывающих процессы стационарного переноса тепла и массы в контактных аппаратах, в частности, в форсуночной камере орошения. Эта система с учетом принятых допущений имеет вид

$$\frac{dI}{dy} = \int_0^{\delta_{max}} F_1(y,\delta)(I_\delta - I)d\delta; \tag{1.25}$$

$$\frac{dt}{dy} = \int_0^{\delta_{max}} F_1(y,\delta)(t_\delta - t)d\delta; \tag{1.26}$$

$$\frac{dt_\delta}{dy} = F_2(y,\delta)(I - I_\delta), \tag{1.27}$$

где $F_1(y,\delta)$ и $F_2(y,\delta)$ – функции, зависящие от суммарной поверхности капель диаметром δ в сечении y, их скоростей и коэффициентов теплоотдачи.

Приведенные системы уравнений (1.23), (1.24), а также (1.25) – (1.27), представляющие собой математические модели процессов переноса в рекуперативном воздухоохладителе и в форсуночной камере орошения, существенно проще исходных уравнений (1.9) – (1.15). Однако и в таком виде их решение затруднительно из-за сложности граничных условий, отражающих реальные конструктивные особенности аппаратов, в частности, из-за наличия сложных схем взаимного движения в рекуперативных теплообменниках и существования взаимовстречного распыления в двухрядных камерах орошения. Поэтому получение искомых решений требует введения ряда дополнительных допущений, полнота и специфичность которых будут обсуждаться в последующих главах настоящей работы при рассмотрении различных конструкций рекуперативных теплообменников и контактных аппаратов.

ГЛАВА 2

Поверхностные рекуперативные теплообменники СКВ и В. Моделирование процессов тепломассообмена

2.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СТАЛЬНЫХ И БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ, ОБОГРЕВАЕМЫХ ВОДОЙ И НАСЫЩЕННЫМ ПАРОМ

Одним из основных видов воздухообрабатывающего оборудования систем воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха общественных, гражданских и промышленных зданий являются поверхностные рекуперативные трубчато-пластинчатые теплообменники. В указанных системах они применяются для нагревания воздуха (воздухонагреватели) и его охлаждения (воздухоохладители), а также как теплоутилизаторы с промежуточным теплоносителем для утилизации тепловой энергии низкопотенциальных вентиляционных выбросов.

В качестве тепло- и холодоносителей в таких теплообменниках используются в основном горячая и холодная вода, водные растворы этилен- и пропиленгликоля, насыщенный водяной пар, а также различные типы фреонов (воздухоохладители непосредственного испарения и конденсаторы холодильных машин).

Специфика термодинамических свойств применяемых тепло- и холодоносителей и воздуха такова, что возникает необходимость развития наружной поверхности указанных теплообменников со стороны воздуха. Дело в том, процессы теплопередачи в рассматриваемых устройствах протекают в условиях вынужденной конвекции в обеих средах, вследствие чего коэффициенты внешней теплоотдачи со стороны воздуха малы по сравнению с коэффициентами теплоотдачи со стороны греющей или охлаждающей среды, в связи с чем и возникает необходимость увеличения наружной поверхности по сравнению с внутренней, которая контактирует с протекающим теплоносителем. Именно этим обстоятельством и объясняется тот факт, что подавляющее большинство поверхностных теплообменников, применяемых в СКВ и В, представляет собой пучок труб, наружные поверхности которых снабжены оребрением (сплошным или разрывным).

В зависимости от типа оребрения и способа его образования указанные теплообменники подразделяются на пластинчатые и спирально-накатные (спирально-навивные). В пластинчатых теплообменниках теплопередающая поверхность образуется пучками труб и объединяющими их пластинами, спирально-накатные состоят из групп одиночных труб, оребрение которых получено механической деформацией наружной поверхности алюминиевой трубы.

Поверхностные теплообменники могут изготавливаться из однородных и разнородных материалов. Обычно теплопередающая поверхность пластинчатых теплообменников, выпускаемых зарубежными фирмами, состоит из медных трубок и алюминиевых пластин. В странах СНГ пластинчатые теплообменники изготавливаются из стальных трубок и стальных пластин. Спирально-навивные (накатные) теплообменники также могут быть сделаны из однородных или разнородных материалов. Как правило, трубы стальные, а оребряющая их поверхность может быть стальной или алюминиевой. Так называемые биметаллические спирально-накатные поверхности образованы внешним оребрением, которое получается при раскатке наружной алюминиевой трубы, насаживаемой на внутреннюю стальную трубу.

Важным условием, определяющим эффективность передачи тепла, является обеспечение надежного контакта между трубкой и оребряющей поверхностью. В пластинчатых медно-алюминиевых теплообменниках такой контакт создается путем механической или гидравлической деформации медных трубок. Для стальных теплообменников единственным способом обеспечения термического контакта является горячее цинкование. Получаемое при этом покрытие теплопередающей поверхности обладает одновременно хорошими антикоррозионными свойствами.

В биметаллических спирально-накатных теплообменниках термический контакт между трубкой и оребрением образуется непосредственно в ходе процесса накатки. В некоторых конструкциях спирально-навивных поверхностей навиваемая на трубку алюминиевая лента попадает в предварительно нарезаемую на внешней поверхности стальной трубки винтообразную канавку и затем механическим способом завальцовывается в нее. Последние два способа образования механического контакта имеют одно важное неоспоримое преимущество по сравнению со способом обеспечения контакта при производстве стальных калориферов – отсутствие экологически вредного процесса горячего цинкования.

За рубежом в СКВ и В в основном используются трубчато-пластинчатые медно-алюминиевые теплообменники. Они компактны, имеют высокую теплоаэродинамическую эффективность и малую

массу. Однако в силу целого ряда обстоятельств (дефицит медных трубок и тонкой алюминиевой фольги) они в течение длительного периода в СССР не производились.

В бывшем СССР для вентиляции и кондиционирования воздуха было организовано производство стальных пластинчатых и биметаллических воздухонагревателей, предназначенных для нагрева воздуха горячей водой и сухим насыщенным водяным паром с температурой до 180°С и давлением до 12 бар. В отдельные годы объем выпуска таких воздухонагревателей достигал внушительных размеров и составлял около 15 млн. $м^2$ в год, в том числе биметаллических – 6 млн.$м^2$.

Конструктивно выпускавшиеся в бывшем СССР воздухонагреватели состоят из корпуса, коллекторов и патрубков для подвода и отвода теплоносителя. Корпус включает две трубные доски и два щитка, обеспечивающих подсоединение воздухонагревателя к воздуховодам. Коллекторы, состоящие из крышек, привариваемых к трубным доскам и перегородкам, служат для создания организованного движения теплоносителя (воды или пара). Воздухонагреватели для пара имеют, как правило, одноходовое исполнение проточной части (рис. 2.1), а для воды – многоходовое (рис. 2.2).

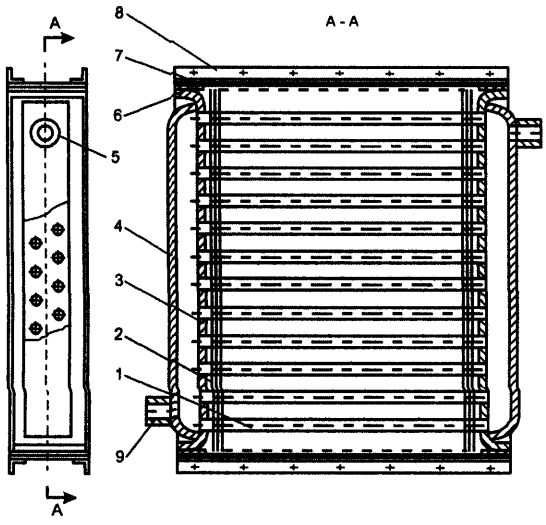


Рис. 2.1. Общий вид парового одноходового воздухонагревателя:
1 – теплообменная трубка; *2* – теплопередающая пластина; *3* – трубная решетка; *4* – крышка; *5* – патрубок для подачи теплоносителя; *6* – прокладка; *7* – боковой щиток; *8* – присоединительный фланец; *9* – патрубок для обвода конденсата

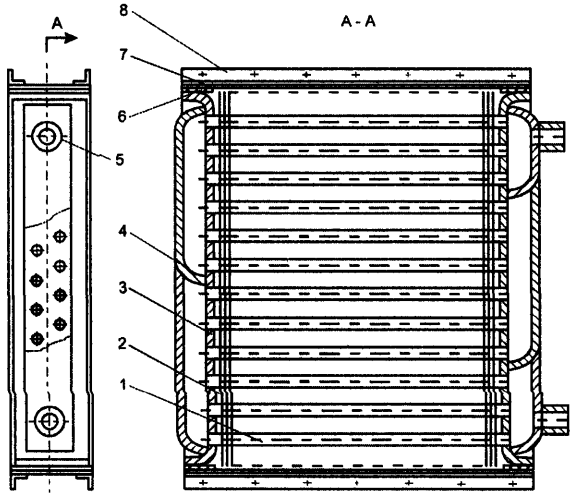


Рис. 2.2. Общий вид многоходового водяного воздухонагревателя:
1 – теплообменная трубка; *2* – теплопередающая пластина; *3* – трубная решетка; *4* – крышка; *5* – патрубок для подачи и отвода теплоносителя; *6* – прокладка; *7* – боковой щиток; *8* – присоединительный фланец

Наиболее широкое распространение в бывшем СССР для нагрева воздуха в системах приточной вентиляции получили стальные пластинчатые воздухонагреватели. До настоящего времени выпускаются два типа таких теплообменников со стальной круглой и плоской трубками. Стальные пластинчатые воздухонагреватели с круглой трубкой типа КВС-П и КВБ-П были разработаны в начале 70-х годов ВНИИ «Кондиционер» совместно с Костромским калориферным заводом, на котором вначале и было налажено их серийное производство.

Теплопередающая поверхность этих воздухонагревателей относится к классу трубчато-пластинчатых поверхностей. Элемент ее выполнен из стальных трубок диаметром 16 мм, на которые насаживаются стальные гофрированные пластины с выштампованными равновеликими воротничками. Расположение трубок в пучке – смещенное по отношению к коридорному, с шагом смещения, равным половине диаметра трубки, т.е. 8 мм. Поперечный шаг расположения трубок 41,5 мм, а продольный 40 мм. Шаг расположения пластин друг относительно друга 4,8 мм.

Интенсификация процессов внешнего теплообмена осуществляется как за счет использования смещенного расположения трубок, так и за счет наличия на пластинах системы гофров, расположенных под углом 45° по отношению к набегающему потоку воздуха. Амплитуда гофров равна 3 мм, а шаг их расположения 15 мм (рис. 2.3). Контакт между трубками и насаженными на них пластинами осуществляется с помощью процессов горячего цинкования.

В соответствии с ГОСТ 7201–70 на основе описанной теплопередающей поверхности было разработано 36 типоразмеров двух-, трех- и четырехрядных воздухонагревателей указанных типов. Модернизированные воздухонагреватели типа КВСБ-П, КВББ-П, КПС-П-01А, КПБ-П-01А и в настоящее время выпускаются рядом предприятий России. Теплообменники со стальными гофрированными пластинами и плоскоовальными трубками типа КВБ-П-01 выпускаются Горьковским механическим заводом.

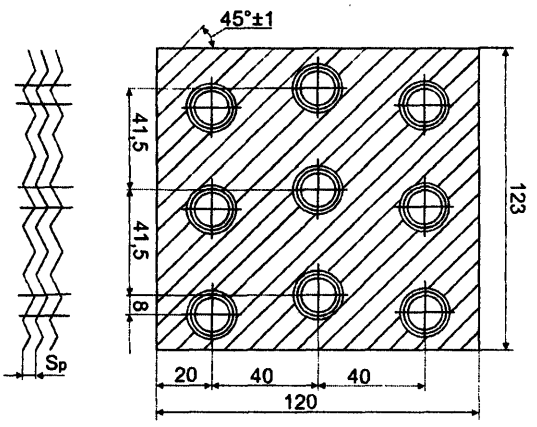


Рис. 2.3. Теплопередающая пластина калориферов типа КВС

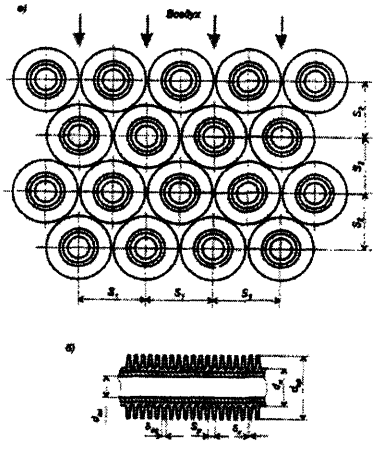


Рис. 2.4. Общий вид пучка теплообменной поверхности из биметаллических труб, применяемых в конструкциях калориферов типа КСк (внутренняя стальная труба с алюминиевым накатным оребрением):
а– трубный пучок; *б*–теплопередающий элемент

Начиная с 1973 г. в стране было налажено производство биметаллических воздухонагревателей для СКВ и В. Головным предприятием по выпуску таких теплообменников являлся Костромской калориферный завод, который производил 14 типоразмеров трех- и четырехрядных воздухонагревателей типа КСк и КПск, предназначенных для нагрева воздуха горячей водой или паром. В качестве воздухонагревателей центральных и неавтономных кондиционеров также используются биметаллические теплообменники.

Теплопередающая поверхность таких воздухонагревателей представляет собой трубный пучок биметаллических трубок шахматной компоновки (рис. 2.4), развитие внешней поверхности которых осуществляется путем механического деформирования наружной алюминиевой трубы на специальном оборудовании (станы типа ХПТР). При таком способе изготовления теплообменных элементов ребро имеет круглую форму, а контакт между поверхностью стальной трубы и внутренней поверхностью оребренной трубы осуществляется по винтовой полоске шириной 0,3 – 0,5 мм.

Конструкция и присоединительные размеры биметаллических воздухонагревателей полностью идентичны конструкции пластинчатых теплообменников. Так же, как и в последних, соединение внутренних трубок биметаллических элементов с трубной доской, равно как и соединение крышек, перегородок, патрубков (за исключением щитков), осуществляется сваркой.

Конструкция биметаллических воздухонагревателей за прошедшие годы претерпела целый ряд конструктивных изменений, направленных в основном на снижение материалоемкости (теплопроизводительность модернизированных калориферов осталась примерно на прежнем уровне). В настоящее время Костромским калориферным заводом выпускаются двух-, трех- и четырехрядные теплообменники с круглыми ребрами, работающие на воде (типа КСк-02ХЛ3Б) и на пару (типа КПск-01У3Б), а также воздухонагреватели типа КСк3...50АУ3 и КПск....50АУ3 ВНВ3-01, теплообменный элемент которых имеет ребра с конфигурацией, представленной на рис. 2.5. Кроме того, на этом заводе выпускается ряд теплообменников типа ВНВ...123-01 АТ3, предназначенных для работы в тропических условиях, и ВНВ...113-01У для работы на Крайнем Севере. Теплообменники, предназначенные для работы в условиях стран с жарким тропическим климатом, имеют конструкцию, в которой все элементы, за исключением оребряющей поверхности, которая остается алюминиевой (трубные доски, крышки, перегородки, несущие трубки), выполняются из нержавеющей стали.

Предприятием «Вента» выпускаются биметаллические воздухонагреватели со стальной трубкой диаметром 12 мм. Характеристика трубного пучка этих воздухонагревателей приведена в табл. 2.1. С 1989 г. на предприятии начат выпуск модернизированных теплообменников КСк-01А. Как и в модернизированных калориферах типа КСк-02, в этих воздухонагревателях для интенсификации обменных процессов используется гофрирование периферии спирально-накатного оребрения.

Биметаллические теплообменники применяются также в составе центральных кондиционеров, серийное изготовление которых осуществляется харьковским заводом «Кондиционер». Воздухонагреватели центральных кондиционеров состоят из набора базовых теплообменников, что позволяет при монтаже воздухонагревательной установки создавать обводные каналы, что, в свою очередь, дает возможность варьировать количество воздуха, проходящего через фронтальное сечение обменников, с помо-

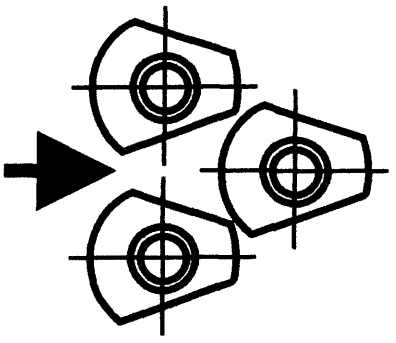


Рис. 2.5. Трубный пучок с конфузорной подгибкой ребер теплопередающих элементов

щью воздушного клапана, устанавливаемого в этом канале. Кроме того, в составе этих воздухонагревателей отсутствуют щитки. Воздухонагреватели снабжаются специальными опорами, поддерживающими их в ходе эксплуатации.

Теплоаэродинамические качества воздухонагревателей рассмотренных типов принято характеризовать величинами коэффициентов теплопередачи K и аэродинамического сопротивления ΔP_a, которые для водяных воздухонагревателей обычно записываются в виде

$$K_w = a \cdot (V\rho)^n \cdot w^r, \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С) или ккал/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С}\cdot\text{ ч);} \quad (2.1)$$

$$\Delta P_a = b \cdot (V\rho)^m, \text{ Па,} \quad (2.2)$$

где $V\rho$ – массовая скорость воздуха во фронтальном сечении, кг/(м^2·с); w –скорость воды в трубках, м/с.

Для паровых калориферов зависимость для коэффициента теплопередачи такова:

$$K_п = a \cdot (V\rho)^n \cdot l_{тр}^{\ s}, \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С) или ккал/(м}^2\cdot{}^\circ\text{С}\cdot\text{ ч).} \quad (2.3)$$

Эти зависимости определялись в ходе обработки опытных данных, полученных при теплотехнических испытаниях воздухонагревателей номера 04 [17]. Указанные испытания и обработка результатов проводятся по методике, приведенной в [18]. Соответствующие аппроксимационные коэффициенты a, b, m, n, r и s для стальных пластинчатых и биметаллических воздухонагревателей, обогреваемых водой и паром, а также конструктивные характеристики их теплопередающих поверхностей приведены в табл. 2.1 и 2.2. Технические характеристики указанных калориферов (величины фронтальных сечений, теплопередающих поверхностей, количество ходов по воде, живые сечения хода, коллектора и патрубков представлены в соответствующих каталогах заводов- изготовителей этих видов оборудования и в многочисленных информационных материалах, издаваемых ГПИ «СантехНИИпроект» (г. Москва)).

Таблица 2.1

ЧИСЛОВЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ В ФОРМУЛАХ (2.1) – (2.3) ДЛЯ РАСЧЕТА СТАЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ТИПА КВС, КВБ, КПС, КПБ, КСк, КПск С ПЛАСТИНЧАТОЙ И БИМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Индекс воздухонагревателя	Теплоноситель	Число рядов трубок	Числовые значения коэффициентов аппроксимации				
			a	*n*	*r(S)*	*b*	*m*
КВМБ-П	Вода	2	24,54	0,35	0,13	3,72	1,155
КВСБ-П	Вода	3	23,05	0,35	0,13	5,98	1,525
КВББ-П	Вода	4	21,85	0,35	0,13	8,27	1,525
КПМ-П-01А	Пар	2	25,57	0,328	-0,06	3,72	1,55
КПС-П-01А	Пар	3	23,72	0,328	-0,052	5,98	1,525
КПБ-П-01А	Пар	4	22,7	0,328	-0,052	8,27	1,525
КВБ-П-01	Вода	1	26,9	0,405	0,13	7,8	1,63
КСк-02	Вода	3	29,03	0,455	0,14	6,28	1,71
	Вода	4	25,32	0,515	0,170	8,28	1,73
КСк-02А	Вода	3	29,3	0,437	0,168	6,05	1,832
ВНВ113, ВНВ123	Вода	4	25,5	0,496	0,160	8,63	1,833
КСк-50А	Вода	3	41,5	0,448	0,193	4,60	1,916
ВНВ113-50А, ВНВ123-50А	Вода	4	39,9	0,471	0,183	6,69	1,813
КПск-01	Пар	3	27,02	0,40	-0,068	5,76	1,832
	Пар	4	23,3	0,474	-0,038	8,44	1,765
КПск-01А	Пар	3	30,32	0,405	-0,066	6,05	1,832
ВНП113, ВНП123	Пар	4	26,1	0,476	-0,036	8,86	1,705
КПск-50А	Пар	3	30,32	0,405	-0,066	6,05	1,832
ВНП-123 50А	Пар	4	26,1	0,476	-0,036	8,86	1,705
ВНВ113-2	Вода	3	33,3	0,383	0,175	4,23	1,832

Таблица 2.2

КОНСТРУКТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТАЛЬНЫХ И БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Наименование характеристик теплопередающей поверхности	КВСБ-П, КВББ-П, КПСБ-П, КПББ-П	КСк-01А	КСк-02	КСк-02А, ВНВ113, ВНВ123	КСк-50А, ВНВ113-50А, ВНВ123-50А	КПск-01А, ВНП113, ВНВ123	КПск-01А, ВНП123-50А, ВНП133-2	КВБ-П-01
Конструктивные параметры трубного пучка и оребрения								
Поперечный шаг расположения труб, мм	41,5	31	41,5	41,5	41,5	41,5	41,5	45
Продольный шаг расположения труб, мм	40	27	36	36	36	36	36	-
Тип расположения труб в пучке*	с	ш	ш	ш	ш	ш	ш	-
Средняя толщина ребра (пластины), мм	0,5	0,35	0,55	0,55	0,4	0,55	0,4	0,5
Диаметр оребрения по основанию ребра, мм	-	13,5	20	18	18	17	17	-
Шаг расположения ребер (пластин), мм	5,0	2,6	3,4	2,8	3,4	2,8	3,4	3,4
Наружный диаметр оребрения , мм	-	29	39	39	39	39	39	-
Наружный диаметр стальной трубы, мм	16	16	12	16	16	16	16	-
Внутренний диаметр стальной трубы, мм	12,8	9	12,8	13,6	13,6	13,6	13,6	-
Параметры интенсификаторов								
Амплитуда, мм	3	-	-	1,2	-	1,2	-	3
Шаг гофрирования, мм	15	-	-	6,0	-	6,0	-	15
Угол направления гофра к направлению потока воздуха	45°	-	-	-	-	-	-	90°
Конфузорная подгибка ребер	-	-	-	-	30°	-	30°	-

* Расположение трубок в трубном пучке: с – смещенное, ш – шахматное.

Достаточно подробное описание конструктивных особенностей ранее выпускавшихся стальных и биметаллических теплообменников и их технических характеристик связано с тем, что по мере физического и морального износа теплообменники должны быть заменены более совершенными в энергетическом отношении конструкциями. Эту замену при модернизации эксплуатируемых СКВ и В часто приходится производить, ориентируясь на характеристики ранее установленного теплообменного оборудования, что существенно упрощает подбор новых воздухонагревателей этих систем.

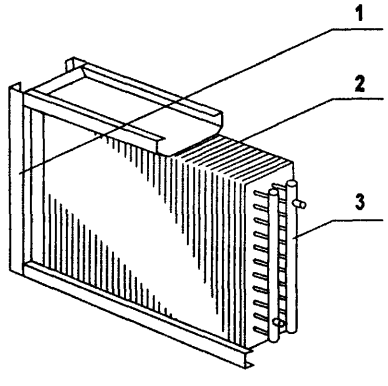


Рис. 2.6. Современная конструкция медно-алюминиевого теплообменника:
1—корпус; *2*—теплопередающая поверхность трубчато-пластинчатого типа; *3*—подводящий и отводящий коллекторы

Как указывалось выше, за рубежом для целей вентиляции и кондиционирования воздуха преимущественно используются пластинчатые медно-алюминиевые теплообменники (рис. 2.6). Они состоят из корпуса, изготавливаемого из оцинкованного железа, теплопередающей поверхности трубчато-пластинчатого типа, распределительного и сборного коллекторов, с помощью которых образуется гидравлический тракт теплообменника, и элементов подсоединения к воздуховодам. Соединение трубок друг с другом осуществляется с помощью калачей. Применение калачей позволяет, не увеличивая трудоемкость изготовления, при равных величинах гидравлического сопротивления получить большее число ходов по теплоносителю, увеличить прочность конструкции, уменьшить тепловое расслоение потока по фронту.

Пластины теплообменника изготавливаются штамповкой из тонколистовой алюминиевой фольги. Термический контакт между трубкой и воротничками, образующимися в процессе штамповки у каждого отверстия, обеспечивается, как правило, с помощью механической или гидравлической деформации труб.

Разнообразие требований, предъявляемых к поверхностным теплообменникам, различные условия эксплуатации и сильная конкуренция производящих этот вид оборудования фирм привели к появлению на рынке большого количества типов теплопередающих поверхностей с различными видами оребрения (рис. 2.7). Большинство из приведенных поверхностей относится к так называемым интенсифицированным поверхностям, в которых используются различные способы интенсификации процессов внешнего теплообмена, сущность которых состоит в том, чтобы с помощью различных турбулизирующих элементов обеспечить периодический разрыв пограничных слоев, образующихся на пластинах, и, следовательно, уменьшить их толщины, что должно привести к увеличению коэффициентов теплоотдачи от теплопередающей поверхности к воздушному потоку.

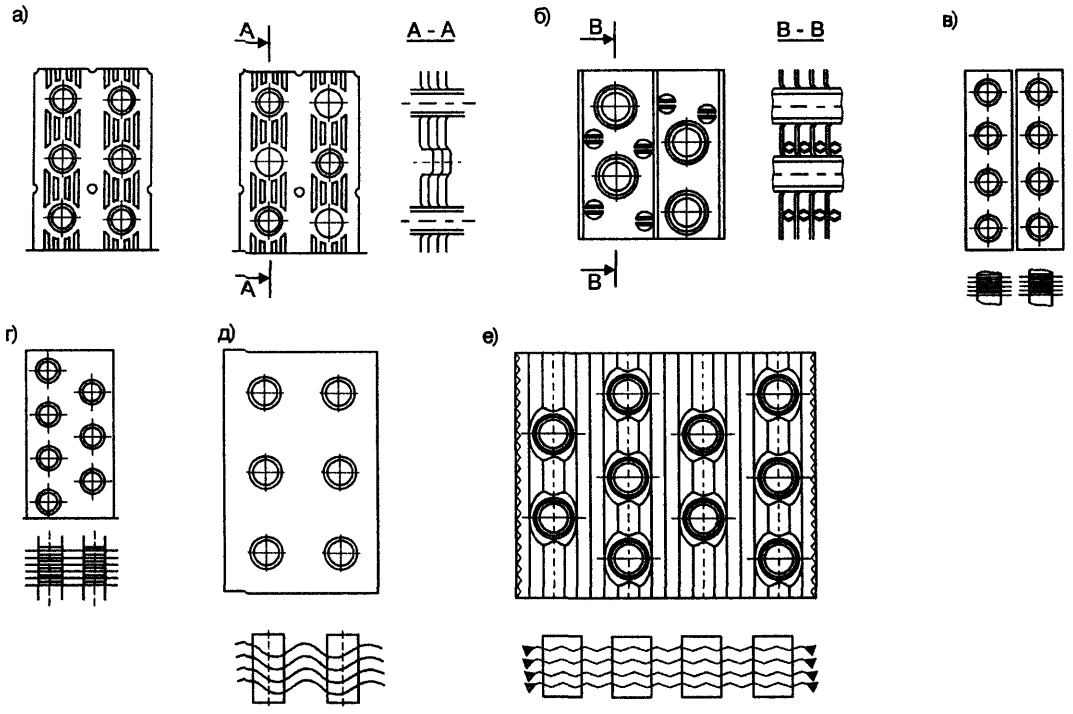


Рис. 2.7. Интенсифицированные теплопередающие поверхности пластинчатых теплообменников:
а — пластины жалюзийного типа; *б* — пластины с локальными турбулизаторами; *в* — пластины ламельного типа; *г* — компактный трубный пучок; *д* — пластины с волнистыми гофрами; *е* — пластины с зигзагообразными гофрами

В принципе, все известные способы интенсификации процессов теплообмена в трубчато-пластинчатых теплообменниках можно разделить на две группы. К первой относятся те, в которых реализуется идея уменьшения размеров диаметров трубок и шага установки пластин, что приводит к уменьшению эквивалентного диаметра канала, по которому перемещается воздух. Этот метод достаточно эффективен с точки зрения соотношений прироста коэффициентов теплообмена и роста аэродинамического сопротивления. Однако он имеет ограничение по технологическим соображениям, и в настоящее время его возможности практически исчерпаны. Ко второй группе методов интенсификации относятся те, в которых повышение эффективности теплообмена достигается применением различных турбулизирующих элементов, обеспечивающих периодический разрыв пограничных слоев, образующихся на пластинах. К ним относятся: рассечение пластин на короткие участки [19]; искривление входной кромки пластин для возникновения условий образования вихрей Тейлора–Гертлера [20]; гофрирование всей поверхности с целью обеспечения извилистого движения воздуха [21]; создание таких профилей пластин, при которых образуются каналы для прохода воздуха с чередующимися конфузорными и диффузорными участками, где образуются турбулентные завихрения [22]; нанесение на теплопередающую поверхность перфораций с отогнутыми под углом к воздушному потоку участками ребер, что приводит к эжекции пограничного слоя и уменьшению его толщины [21] и т.п. Вторая группа способов является наиболее перспективной и в настоящее время реализуется в том или ином виде в большинстве современных пластинчатых теплопередающих поверхностей.

2.2. ОСНОВНЫЕ ДОСТОИНСТВА МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ (CuAl) КОЛЛЕКТОРНО-КАЛАЧЕВОЙ КОНСТРУКЦИИ

Для выяснения причин, которые привели к повсеместному применению за рубежом медно-алюминиевых теплообменников, проведем сравнительный анализ теплотехнических и эксплуатационных характеристик теплообменников различных типов с пластинчатыми медно-алюминиевыми конструкциями.

Главным назначением любого теплообменного аппарата является передача энергии от одного потока к другому при минимальных затратах энергии и материалов. В этом смысле рассматриваемые медно-алюминиевые теплообменники имеют неоспоримые преимущества по сравнению с калориферами типа КВС, КВБ и КСк, которые условно можно разделить на три группы. К первой группе относятся преимущества технического характера, ко второй – технологического и материально-технического, а к третьей – эксплуатационного и экологического. Рассмотрим их в указанной последовательности.

1. Вследствие высокой степени развития теплопередающей поверхности теплообменники CuAl отличаются высокой теплопроизводительностью и компактностью. Дело в том, что коэффициенты оребрения в медно-алюминиевых теплообменниках могут достигать величин порядка 30, т.е. приближаться к теоретическому пределу, определяемому из условия оптимизации величины теплосъема. Такой уровень величин коэффициента оребрения легко обеспечивается снижением шага установки пластин до величин порядка 1,5 – 1,8 мм. В наиболее удачных конструкциях (спирально-накатных калориферах) величина шага расположения ребер составляет около 2,6 – 2,8 и ее дальнейшее уменьшение практически невозможно по следующей причине. Технология накатки предполагает использование устройств с большим количеством накатных роликов, которые по соображениям механической прочности и износостойкости не могут быть выполнены меньшими определенных размеров, что и предопределяет минимальную величину шага между ребрами, близкую к указанной величине.

Высокая степень развития поверхности в медно-алюминиевых теплообменниках позволяет получить высокие значения теплопроизводительности, которые определяются температурными напорами и теплотехническим комплексом KF, физическая сущность которого вытекает из указанных выше понятий о числах единиц переноса.

Рассмотрим этот вопрос более подробно. В спирально-накатных теплообменниках типа КСк коэффициенты теплопередачи, как правило, несколько выше, чем в пластинчатых теплообменниках. Это обусловлено отличительными особенностями гидродинамики потока в трубных пучках одиночно оребренных труб. В спирально-накатных теплообменниках поток воздуха, омывающий пучок труб, попеременно попадает в межреберные пространства отдельных трубок. В этом случае каждый раз при натекании на ребро трубки у кромок ребра начинает формироваться пограничный слой, который обрывается в месте схода потока с ребра. Такая картина повторяется на каждом ребре, расположенном вдоль по потоку воздуха. При таком характере обтекания происходит периодическое обновление погранслоя, что приводит к повышению коэффициентов теплоотдачи. В пластинчатых теплообменниках воздушный поток непрерывно движется в каналах между пластинами, вызывая постепенное нарастание пограничного слоя в том случае, если пластины не интенсифицированы и не имеют специальных средств, турбулизирующих поток, вследствие чего снижается среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи.

Однако коэффициенты оребрения, представляющие собой отношение теплопередающей поверхности со стороны воздуха к внутренней поверхности труб, по которым перемещается тепло- или холодоноситель, в теплообменниках CuAl по указанным выше причинам существенно выше, в связи с чем и величина комплекса KF, характеризующая общий теплосъем, в таких теплообменниках может значительно превышать указанный показатель в стальных и биметаллических теплообменниках.

2. Медно-алюминиевые теплообменники имеют существенно меньшую массу по сравнению со стальными и биметаллическими при равной теплопроизводительности. Это объясняется тем, что при их производстве используется алюминиевая фольга, толщина которой не превышает 0,2 мм, а минимальный ее размер определяется как технологическими, так и теплотехническими моментами, связанными с обеспечением требуемой величины коэффициента тепловой эффективности оребряющей поверхности. В стальных пластинчатых калориферах толщина пластин с цинковым покрытием равна примерно 0,5 – 0,55 мм. В биметаллических же теплообменниках при существующем способе их изготовления имеет место предельная по технологическим соображениям средняя толщина ребер, которая не может быть меньше 0,4 – 0,45 мм. Кроме того, толщины стенок медных трубок, которые используются при производстве теплообменников CuAl, составляют 0,35 – 0,5 мм, в то время как в стальных и биметаллических теплообменниках минимальная толщина стенок стальных трубок равна 1,2 мм.

Появление теплообменников CuAl с малой массой позволило коренным образом изменить конструкцию центральных кондиционеров и приточных камер, т.е. перейти от секционных кондиционеров к кондиционерам панельно-каркасной конструкции, что привело к резкому сокращению объема монтаж-

ных работ, улучшило качество обработки воздуха и повысило эргономические показатели кондиционеров. Именно благодаря указанным преимуществам теплообменники CuAl являются основой многих типов воздухообрабатывающего оборудования, к числу которых относятся малогабаритные подвесные кондиционеры, высокоэффективные подвесные воздушно-отопительные и воздушно-охладительные агрегаты, сетевые воздухонагреватели и охладители, «сухие градирни», воздушные завесы, теплоутилизаторы с промежуточным теплоносителем, агрегаты консервации турбин и т.п.

3. Медно-алюминиевые теплообменники являются универсальными аппаратами для реализации процессов не только нагрева воздуха, но и его охлаждения при одновременном снижении влагосодержания и характеризуются малым аэродинамическим сопротивлением. В связи с этим теплообменники CuAl широко используются в составе центральных кондиционеров в качестве воздухоохладителей, позволяя в полной мере реализовать ряд преимуществ работы таких устройств по сравнению с другими аппаратами.

К числу преимуществ относятся резкое снижение габаритов кондиционера, возможность организации практически полного противотока взаимодействующих сред, устранение разрыва струи, которое имеет место в камерах орошения, снижение величин гидравлических потерь, улучшение условий эксплуатации и возможность исключения в ряде случаев из состава холодильного центра баков с холодной и отепленной водой, улучшение регулировочных характеристик, а также возможность более простой технической реализации оптимальных режимов регулирования, увеличение надежности работы. Кроме того, наличие закрытой сети холодоснабжения позволяет снизить требования, предъявляемые к воде, расширить область применения за счет использования рассолов солей и водных растворов органических веществ, а также фреонов для их непосредственного испарения в трубках теплообменников, увеличить надежность работы всей системы.

Отметим еще одно преимущество медно-алюминиевых теплообменников в качестве воздухоохладителей. При работе в режимах осушки воздуха на теплопередающей поверхности появляется конденсат, который по мере накопления под действием гравитационных сил стекает по пластинам в поддон. Толщина конденсатной пленки при этом может достигать 0,4 – 0,5 мм, что уменьшает живое сечение каналов для прохода воздуха и ведет к росту аэродинамического сопротивления в 1,4 – 1,5 раза, в зависимости от шага установки пластин. При использовании в качестве воздухоохладителей спирально-накатных конструкций теплообменников стекание конденсата затруднено, так как на периферии ребер из-за сил поверхностного натяжения конденсат накапливается, образуя крупные капли, которые существенно уменьшают сечение для прохода воздуха, что приводит к росту аэродинамического сопротивления в 2,2 – 2,4 раза.

4. Теплообменники CuAl могут надежно работать не только на горячей и холодной воде и насыщенном водяном пару, но и на большом количестве иных тепло- и холодоносителей, к числу которых относятся водные растворы этилен- и пропиленгликоля, а также различные фреоны. Это позволяет существенно расширить область применения теплообменников CuAl, используя их при работе на фреонах в качестве воздухоохладителей непосредственного испарения и конденсаторов холодильных машин, в том числе в качестве теплообменников установок крышного расположения типа МАВО. Стальные теплообменники не могут работать на фреонах, так как в ходе контакта последних с углеродистой сталью образуются соединения, отрицательно влияющие на работу систем автоматики холодильных машин.

Такие возможности теплообменников CuAl обусловлены хорошими антикоррозионными свойствами меди и алюминия (табл. 2.3). Как видно из представленных данных, благодаря хорошим антикоррозионным свойствам меди и алюминия по отношению к большому количеству перемещаемых сред медно-алюминиевые теплообменники могут быть применены для нагрева и охлаждения различных жидкостей в многочисленных технологических установках при их производстве. Особенно следует подчеркнуть возможность надежной работы рассматриваемых устройств с водными растворами этилен- и пропиленгликоля, так как в этом случае существенно расширяется область применения воздухонагревателей и воздухоохладителей СКВ и В. В частности, в воздухонагревателях, работающих на водном растворе этиленгликоля, теплоноситель в трубках не замерзает при любых отрицательных температурах воздуха, что очень важно для работы в условиях Крайнего Севера. Правда, при этом необходимо иметь специальную систему нагрева водного раствора этиленгликоля в пластинчатом или кожухотрубном теплообменнике горячей водой от централизованного источника.

Также существенно увеличивается глубина обработки воздуха в поверхностных воздухоохладителях, так как появляется возможность подачи в трубки теплообменника холодного раствора, температура которого может быть существенно ниже 0°С. Нижний предел этой температуры, в свою очередь, ограничен величиной, при которой температура конденсата на поверхности воздухоохладителя приближается к 0°С.

Таблица 2.3

КОРРОЗИОННАЯ КАРТА

Коррозионная среда	Материал	
	Алюминий	Медь
Азотная кислота	–	–
Алкоголь	⊕	⊕⊕
Аммиак	⊕⊕	–
Ацетон	⊕⊕	⊕⊕
Бензин	⊕⊕	⊕⊕
Борная кислота	⊕⊕	⊕
Бутан	⊕	⊕
Вино	–	⊕
Виски	–	⊕
Вода дистиллированная	⊕⊕	⊕
Вода	⊕	⊕
Глицерин	⊕⊕	⊕⊕
Водород	⊕⊕	⊕⊕
Глюкоза	⊕⊕	⊕⊕
Двуокись углерода	⊕⊕	⊕
Известь	–	⊕
Кислород	⊕⊕	⊕⊕
Молоко	⊕⊕	–
Нитрат натрия	⊕⊕	⊕
Патока	⊕⊕	⊕⊕
Пиво	⊕⊕	⊕
Природный газ	⊕⊕	⊕⊕
Пропан	⊕⊕	⊕⊕
Пропиленгликоль	⊕	⊕
Ртуть	–	–
Сероводород (газ)	⊕⊕	–
Сероводород (жидкость)	⊕⊕	–
Скипидар	⊕⊕	⊕⊕
Соляная кислота	–	–
Сульфат цинка	⊕	⊕
Толуол	⊕	⊕⊕
Формальдегид	⊕	⊕
Фосфорная кислота	⊕⊕	⊕
Фреоны	⊕	⊕
Фтористоводородная кислота	–	–
Хлор (жидкий)	–	–
Хлорид магния	⊕⊕	⊕⊕
Хлорид цинка	–	⊕
Хлористый натрий	⊕	⊕
Уксус	⊕⊕	⊕

Условные обозначения: – – применять не рекомендуется;
⊕ – хорошая совместимость; ⊕⊕ – очень хорошая совместимость.

При работе на водных растворах (этиленгликолях) особенно перспективно использование медно-алюминиевых теплообменников в качестве теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем для утилизации тепловой энергии низкопотенциальных вентиляционных и среднетемпературных газовоздушных выбросов. Основными преимуществами таких утилизаторов являются полное разделение приточного и удаляемого потоков воздуха, сравнительно высокая степень утилизации теплоты удаляемого воздуха (до 40 – 45 %), простота установки и монтажа, а также приемлемый уровень капитальных затрат, что обеспечивает небольшой срок их окупаемости (примерно 1,5 – 2 года).

5. Несомненным достоинством конструкций медно-алюминиевых теплообменников является применение калачей для организации гидравлического тракта, что по технологическим причинам было невозможно в стальных пластинчатых и биметаллических калориферах. Во-первых, гидравлическое сопротивление таких конструкций при одинаковом числе ходов меньше, чем в конструкциях типа КСк и КВС, вследствие того что в последних при многоходовом движении теплоносителя имеет место неорганизованный поворот потока, его хаотическое смешивание, приводящее к существенному росту гидравлического сопротивления. Следует отметить, что снижение гидравлического сопротив-

ления в теплообменниках CuAl обусловлено еще одним обстоятельством, связанным с применением медных трубок вместо стальных. Дело в том, что в ходе эксплуатации даже гидравлически гладкая в начальный период внутренняя поверхность трубок, изготовленных из различных материалов, со временем становится шероховатой и это приводит к существенному росту гидравлического сопротивления. В частности, для стальных трубок относительная шероховатость, представляющая собой отношение абсолютной величины средней шероховатости к гидравлическому диаметру, при эксплуатации в отопительных системах достигает величин порядка 0,2, в то время как для медных труб она не превышает 0,015.

Поле температур воздуха после медно-алюминиевых теплообменников носит существенно более равномерный характер по высоте, чем после стальных и биметаллических. Дело в том, что конструкция гидравлического тракта последних в многоходовом исполнении такова, что ход по воде начинается, например при верхней подаче теплоносителя, в верхней части теплообменника, а заканчивается в нижней. В этом случае, в связи с тем что при нормальной работе системы перепады температур воды на входе и выходе могут достигать 60°С, воздух в верхней части воздушного тракта перегревается намного сильнее, чем в нижней его части, что и является причиной сильного расслоения температур потока воздуха по высоте. В медно-алюминиевой конструкции такого не происходит, так как гидравлический тракт каждого хода по теплоносителю охватывает блок трубок, число которых равно числу ходов, расположенных на определенной высоте. Таким образом, эти блоки размещаются как бы один над другим, и поэтому температура воздуха в выходном сечении по высоте теплообменника носит существенно более равномерный характер.

Калачевая конструкция вносит определенную гибкость в производство теплообменников, так как позволяет изготовить конструкцию с требуемым оптимальным числом ходов без каких-либо технологических изменений. Кроме того, калачевая конструкция позволяет реализовать противоточное движение взаимодействующих сред, что, в свою очередь, дает возможность существенно снизить величину теплопередающей поверхности воздухоохладителей и уменьшить их аэродинамическое сопротивление. Особенно большой эффект дает применение таких схем в многорядных воздухоохладителях и теплообменниках- теплоутилизаторах с промежуточным теплоносителем.

Калачевые конструкции медно-алюминиевых теплообменников обеспечивают осуществление процессов нагрева и охлаждения воздуха при достаточно высоких скоростях движения воды в трубках (порядка 0,8 – 1,5 м/с), чего не удается достичь в конструкциях стальных и биметаллических теплообменников. Высокий уровень скоростей движения воды в номинальных режимах практически исключает возможность замораживания воздухонагревателей при эксплуатационных режимах в переходной период, когда температура наружного воздуха близка к 0°С и автоматика системы регулирования в том случае, если реализована схема количественного регулирования, снижает расход воды через калорифер и, следовательно, уменьшает скорости движения воды через трубки теплообменника.

В калориферах типа КВС и КСк вследствие конструктивных особенностей гидравлического тракта существует ограничение по минимальной скорости воды в трубках, которая не должна быть меньше 0,12 м/ч. Это обусловлено следующими причинами. В многоходовых калориферах типа КСк с горизонтальным расположением трубок прекращение циркуляции и замерзание воды в отдельных трубках связано с возникновением зон с пониженным статическим давлением и с действием архимедовых сил. Зоны пониженного статического давления возникают непосредственно за перегородкой, *отделяющей один ход теплоносителя от другого, в связи с поворотом жидкости. В трубках этой зоны* скорость движения теплоносителя оказывается ниже средней. Уменьшить влияние этого эффекта можно, принимая площади сечения коллектора $f_{кол}$ и входного патрубка $f_{пат}$ равными площади сечения трубок одного хода $f_{ход}$. Действие архимедовых сил в многоходовых воздухонагревателях связано с разницей веса столбов жидкости в сборном и распределительном коллекторах, величина которой практически не зависит от сечения коллектора и патрубка. Обычно в расчетном режиме скорости движения теплоносителя в многоходовых теплообменниках достаточно велики и действие архимедовых сил не оказывает существенного влияния на распределение потоков. Однако в ходе количественного регулирования эти скорости могут значительно уменьшиться. При этом архимедовы силы становятся примерно равными перепаду давления в трубках и могут привести к прекращению циркуляции теплоносителя в отдельных трубках.

Наличие в гидравлическом тракте медно-алюминиевых теплообменников лишь труб и калачей позволяет использовать их для тепло- и холодоносителей, имеющих высокое давление, существенно превышающее 1,2 МПа. Поэтому медно-алюминиевые теплообменники могут быть использованы в качестве воздухоохладителей непосредственного испарения, работающих на фреоне 22. В конструкциях же теплообменников типа КВС и КСк большое количество сварных соединений, трубных досок и сварной коллектор не позволяют без специальных конструктивных мероприятий повысить давление выше указанной величины, в основном из-за недостаточной механической прочности коллектора.

6. Производство медно-алюминиевых теплообменников, осуществляемое на высокоэффективном технологическом оборудовании, практически полностью автоматизировано, что обеспечивает высокую стабильность теплоаэродинамических характеристик, в отличие от характеристик стальных и биметаллических калориферов. Дело в том, что стабильность теплотехнических характеристик калориферов типа КСк зависит от ряда факторов, которые во многом случайным образом меняются в процессе производства: соблюдения технологических режимов формообразования алюминиевой трубы, допусков на диаметры стальной и алюминиевой труб, физико-механических свойств алюминиевой трубы, качества поверхности стальной трубы и т.п. При производстве калориферов типа КВС основные теплотехнические характеристики зависят от соблюдения температурных режимов горячего цинкования и поддержания оптимальных величин зазоров между воротничками и трубками: при слишком большом зазоре цинк вытекает из него и не образуется теплового мостика между пластинами и трубкой, а при малых зазорах цинк с трудом в них затекает, что также исключает появление надежного термического контакта.

7. Используемые автоматизированные линии позволяют производить теплообменники с фронтальными сечениями от 0,2 до 7,5 м^2 при большом разнообразии длин трубок и высот теплообменников. При таком способе производства можно расширить гамму выпускаемых теплообменников, изготавливая их практически с любыми длинами в пределах, допускаемых технологическим оборудованием, и с высотой трубной решетки от минимального до максимально допустимого размера с шагом 50 мм. Возможности технологического оборудования и физико-химические характеристики используемых материалов позволяют изготовить медно-алюминиевые теплообменники с шагами установки пластин от 1,8 до 4,5 мм и с числом рядов медных трубок от 1 до 16.

Производство теплообменников CuAl с большими фронтальными сечениями, достигающими 7,5 м^2, позволяет создавать приточные установки и агрегаты с одним теплообменником, а не делать их составными из нескольких воздухонагревателей, что ранее было связано с ограниченным числом существующих базовых фронтальных сечений. В этом случае резко упрощается монтаж и обслуживание всей приточной установки.

8. Медно-алюминиевые теплообменники удобны при использовании в проектной практике. В связи с разнообразием параметров наружного и внутреннего климата при подборе воздухонагревателей часто оказывается необходимым иметь достаточно широкий набор теплообменников, обеспечивающих разную глубину нагрева воздуха. В этом смысле трех- и четырехрядные калориферы типа КСк, выпускаемые Костромским калориферным заводом, не дают возможности проектантам подбирать требуемую рядность воздухонагревательной установки, особенно тогда, когда необходимы малые перегревы воздуха. В этих случаях проектируемые установки имеют неоправданно большой запас по теплопередающей поверхности, что приводит, с одной стороны, к удорожанию всей установки, а с другой требует специальных мероприятий по защите от замораживания.

Разнообразие типоразмеров медно-алюминиевых теплообменников, отличающихся различным числом рядов трубок по ходу движения воздуха, числом ходов по теплоносителю и шагом расположения пластин, позволяет конструировать агрегаты и приточные установки оптимальным образом с минимальными запасами по теплопередающей поверхности.

9. Конструкции медно-алюминиевых теплообменников хорошо приспособлены для реализации схем качественного регулирования теплопроизводительности. В этом случае расход воды через теплообменник поддерживается примерно постоянным, независимо от параметров воды и воздуха, с помощью малонапорного смесительного насоса, который подает на вход теплообменника смесь горячей воды, поступающей от источника тепла, с оборотной водой, выходящей из теплообменника, соотношение которых регулируется системой автоматики, поддерживающей за теплообменником заданную температуру воздуха. При этом, учитывая то, что в связи с описанными выше особенностями гидравлического тракта медно-алюминиевых теплообменников поле температур на выходе из него достаточно равномерно, информация температурных датчиков о температурном состоянии потока носит достоверный характер.

10. Медно-алюминиевые теплообменники, имея малую массу, характеризуются существенно меньшими постоянными времени, чем стальные и биметаллические воздухонагреватели, что делает их незаменимыми в прецизионных системах кондиционирования воздуха, когда точность поддержания температур составляет ± 0,1°С.

11. Практически все процессы изготовления медно-алюминиевых теплообменников экологически безопасны, в то время как при производстве стальных пластинчатых теплообменников используется очень вредный процесс горячего цинкования, который, к тому же, требует большого количества дорогого и дефицитного цинка. Производство калориферов типа КСк имеет другой недостаток. Дело в том, что при производстве биметаллических теплообменников типа КСк затрачивается большое количество механической энергии на деформацию алюминиевых трубок в процессе выдавливания ребер.

При производстве медно-алюминиевых теплообменников суммарные энергетические затраты на изготовление пластинчатой поверхности оказываются существенно ниже. Процесс производства алюминиевой фольги, осуществляемый на специализированном предприятии, намного экономичнее, вследствие того что деформация алюминия производится не в холодном, а в горячем состоянии, когда пределы текучести малы по сравнению с пределами текучести в холодном состоянии. Затраты же энергии на дорнование трубок при изготовлении медно-алюминиевых теплообменников незначительны.

Благодаря совокупности достоинств пластинчатые медно-алюминиевые теплообменники могут:

широко применяться для нагрева и охлаждения приточного и рециркуляционного воздуха в системах вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха общественных, промышленных и гражданских зданий;

входить в состав приточных камер и центральных кондиционеров каркасно-панельной конструкции, воздушно-отопительных и воздушно-охладительных агрегатов;

использоваться для замены вышедших из строя или исчерпавших свой ресурс калориферов типа КФС, КФБ, КФСО, КФБО, КВБ, КВС, КСк3, КСк4 и др., входящих в состав функционирующих приточных установок;

являться комплектующим изделием для нагрева и охлаждения газообразных сред в многочисленных технологических установках (например, «сухих градирнях», разнообразных сушилках, размораживающих помещениях ГРЭС и т.п.);

использоваться в качестве конденсаторов и воздухоохладителей непосредственного испарения холодильных систем, работающих на фреонах, а также входить в состав теплообменного оборудования автономных кондиционеров.

2.3. МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ, ВЫПУСКАЕМЫЕ ООО «ВЕЗА»

2.3.1. КОНСТРУКЦИЯ, ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ И ОСНОВНАЯ НОМЕНКЛАТУРА ВЫПУСКАЕМЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Впервые в России серийное производство медно-алюминиевых теплообменников для систем вентиляции и кондиционирования воздуха было начато в середине 90-х годов фирмой «ВЕЗА», которая и в настоящее время является практически единственным отечественным производителем этого вида оборудования для СКВ и В, отвечающего международным критериям качества (рис. 2.8).

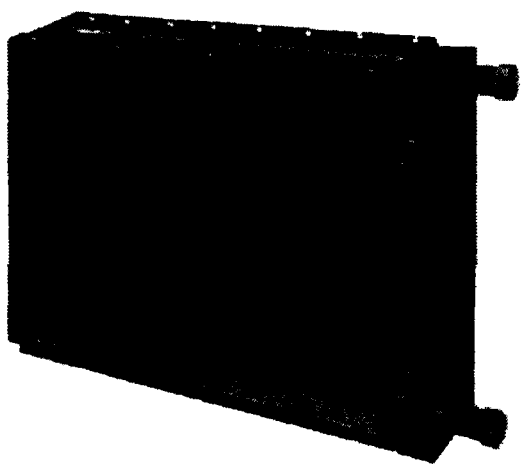


Рис. 2.8. Медно-алюминиевые теплообменники, выпускаемые ООО «ВЕЗА»

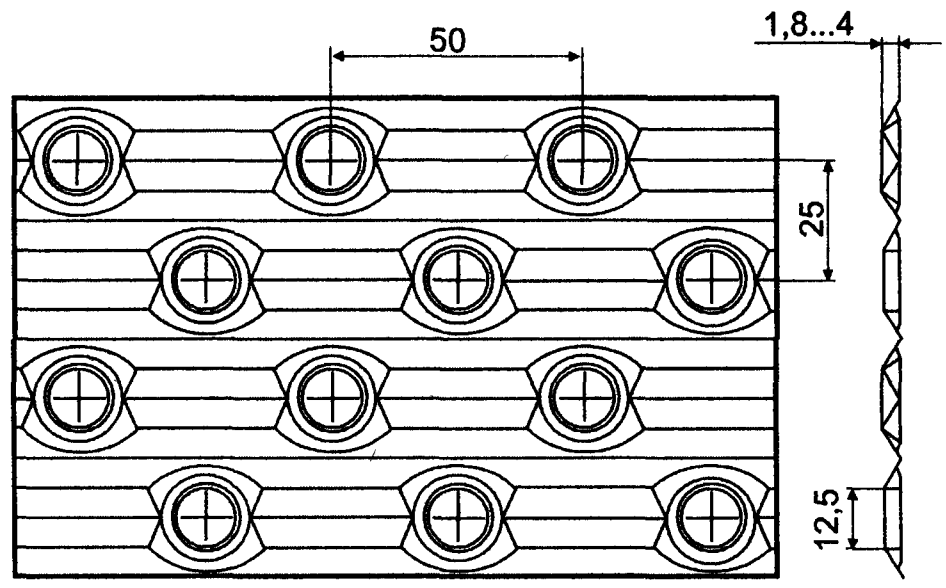


Рис. 2.9. Теплопередающая пластина теплообменников типа ВНВ

Выпускаемые ООО «ВЕЗА» медно-алюминиевые теплообменники относятся к классу трубчато-пластинчатых конструкций. Их теплопередающая поверхность представляет собой пучок медных трубок с шахматным расположением, оребренных алюминиевыми пластинами, которые образуют щелевые каналы для прохода воздуха. Продольный шаг расположения трубок в трубном пучке 25 мм, а поперечный 50 мм. Наружный диаметр медных трубок 12 мм, толщина стенок в зависимости от типа применяемых трубок может изменяться от 0,4 до 0,5 мм. В этой конструкции используются теплопередающие алюминиевые пластины толщиной 0,17 – 0,2 мм интенсифицированного типа. Элементом интенсификации является система гофров, размещенных перпендикулярно набегающему потоку воздуха (рис. 2.9),

характеризующаяся амплитудой гофров и шагом их расположения. В рассматриваемой конструкции величина амплитуды гофрирования 2,5 мм, а шаг расположения пластин 15 мм.

Указанный способ интенсификации является одним из наиболее известных и широко применяется для повышения эффективности процессов теплообмена в пластинчатых теплообменниках. Механизм интенсификации в этом случае состоит в следующем. При перемещении по изогнутым каналам воздух последовательно проходит по конфузорным и диффузорным участкам, вследствие чего образуется цепочка вихревых зон, в которых локальные коэффициенты теплоотдачи резко возрастают за счет интенсивного вращения попавшего в них воздуха. Возникает нестационарная, быстро меняющаяся во времени структура потока, вследствие чего воздух в этих зонах периодически заменяется поступающими из ядра потока новыми порциями воздуха. Тем самым увеличиваются тепловые напоры между теплопередающей стенкой и воздухом и, следовательно, интегральные значения коэффициентов теплоотдачи. Применение способа интенсификации с гофрами, расположенными перпендикулярно набегающему потоку, позволяет, кроме всего прочего, существенно увеличить жесткость пластин, что, в свою очередь, дает возможность использовать для изготовления более тонкую фольгу.

Гидравлический тракт в теплообменниках, выпускаемых ООО «ВЕЗА», как и во всех медно-алюминиевых теплообменниках, образуется подводящим и отводящим теплоноситель устройствами, в основном коллекторами, к которым припаиваются соответственно входные и выходные трубки каждого хода. Между собой они соединяются с помощью припаянных к ним калачей (рис. 2.10). Такой способ создания гидравлического тракта позволяет наиболее полно удовлетворять основному требованию, предъявляемому к системе подвода теплоносителя, а именно: обеспечить равномерность подачи теплоносителя к медным трубкам при минимальных потерях сопротивления. Подвод теплоносителя к коллекторам осуществляется с помощью патрубков, предназначенных для подсоединения их к подающим трубопроводам. Указанные патрубки изготавливаются, как правило, гладкими, но могут иметь и резьбовое или фланцевое соединение.

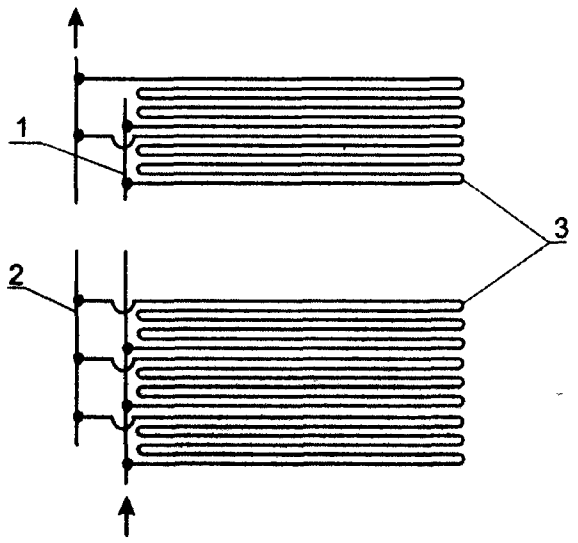


Рис. 2.10. Схема шестиходовых циркуляционных контуров с калачевым соединением теплопередающих трубок:
1 — подводящий коллектор; *2* — отводящий коллектор; *3* — циркуляционный контур



Рис. 2.11. Станок для изготовления медных калачей

Изготовление медно-алюминиевых теплообменников, осуществляемое ООО «ВЕЗА» на высокоэффективном технологическом оборудовании фирмы «ОАК TOOLS», практически полностью автоматизировано, что обеспечивает стабильность теплоаэродинамических характеристик этих теплообменников. Технологические процессы производства отличаются экологической чистотой. Производство теплообменников сосредоточено на нескольких участках. На участке изготовления каркасов производится раскрой оцинкованного железа с помощью программно-управляемых станков, а затем выполняются порезка материала, штамповка отверстий и другие формообразующие операции на автоматизированном оборудовании. На этом же участке на специальном станке (рис. 2.11) изготавливаются медные калачи. На втором участке происходит размотка трубных рулонов, калибровка трубок и порезка их на специальных станках (рис. 2.12). На третьем участке устанавливаются высокопроизводительные прессы (рис. 2.13), на которых штампуются алюминиевые пластины. Процесс изготовления теплообменного пакета полностью автоматизирован. Алюминиевая фольга непрерывно разматывается из рулона, рассекается на отдельные полосы и подается в штамп автоматизированного пресса. Готовые пластины поступают на специальный накопитель, где улавливаются штырями и фальштрубками. В ходе непрерывной штамповки в соответствии с настройкой пресса в накопителе образуется пакет пластин нужного размера (по количеству пластин и их геометрическим размерам). Для увеличения износостойкости оборудования в процессе штамповки пластин, а также для снижения усилий в трущихся элементах пресса

фирма «ВЕЗА» использует новую технологию производства, в соответствии с которой в процессах штамповки применяются самовысыхающие смазочные вещества. Это новшество позволило сделать процесс производства медно-алюминиевых теплообменников полностью экологически безопасным, так как удалось исключить из технологического цикла специальные моечные камеры, в которых осуществлялась промывка теплопередающей поверхности перхлоровым раствором.



Рис. 2.12. Станок для изготовления медных трубок



Рис. 2.13. Пресс для вырубки ламели

Затем пакет пластин подается в специальное приспособление, где во все отверстия устанавливаются медные трубки. После предварительной обработки этот пакет поступает на дорновочный станок (рис. 2.14), где с помощью дорнов, представляющих собой металлические спицы с шаровыми наконечниками, происходит механическое увеличение внутреннего и наружного диаметров трубок до величин, при которых между трубками и воротничками пластин устанавливается плотный механический контакт.

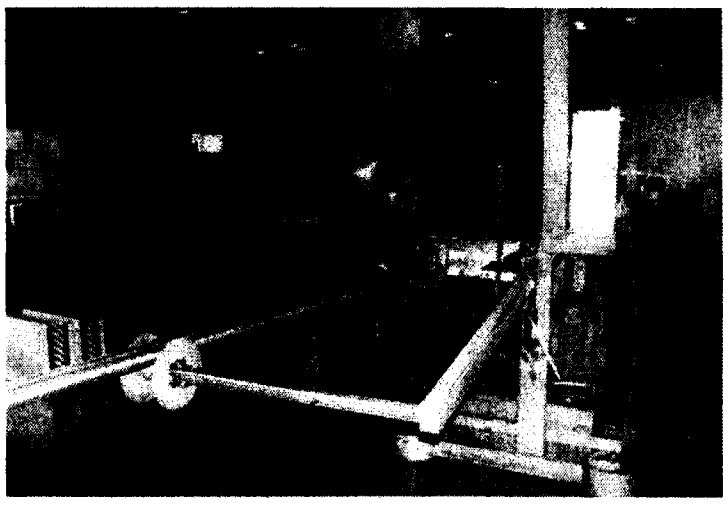


Рис. 2.14. Станок для дорновки трубок

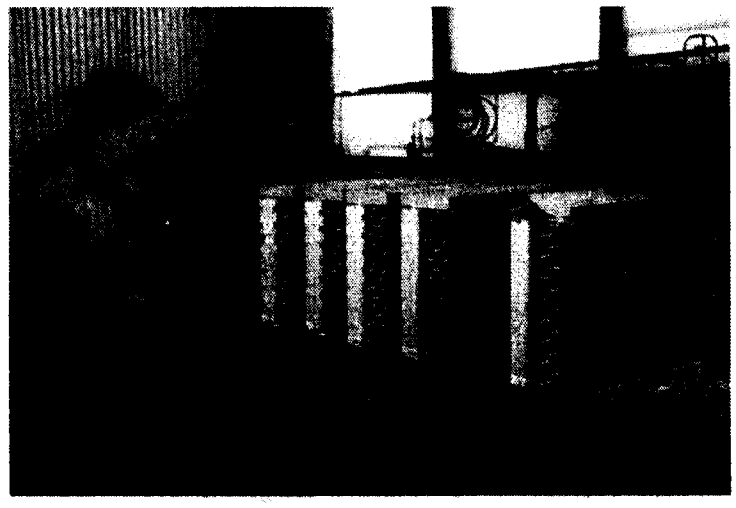


Рис. 2.15. Пайка медных калачей

Далее готовые пакеты поступают на стенд (рис. 2.15), где трубки соединяются калачами и производится автоматическая пайка их к трубкам. Все изготавливаемые теплообменники подвергаются испытаниям на стенде в водяной ванне на гидропрочность и гидроплотность сжатым воздухом давлением 28 бар (рис. 2.16).

Такая технология производства медно-алюминиевых теплообменников резко повышает производительность труда и культуру производства и дает возможность обеспечить стабильные теплоаэродинамические характеристики медно-алюминиевых теплообменников, чего не удается достичь при производстве стальных пластинчатых калориферов типа КВС и биметаллических типа КСк.

Теплообменники, выпускаемые ООО «ВЕЗА», могут работать с различными тепло- и холодоносителями, в том числе на горячей и холодной воде, насыщенном пару, водных растворах этилен- и пропиленгликоля, а также на различных типах фреонов. В зависимости от типа тепло- или холодоносителя конструкция теплообменников в каждом конкретном случае претерпевает некоторые изменения, обусловленные необходимостью обеспечения надежной их работы в различных эксплуатационных режимах.



Рис. 2.16. Стенд для опрессовки теплообменников

Основные специфические отличия этих теплообменников друг от друга: конструкции коллекторов, подводящих греющую или охлаждающую среду к медным теплопередающим трубкам, и подбор материалов, из которых они изготовлены; оптимальная величина коэффициента оребрения и числа ходов по теплоносителю; расположение трубок в пространстве и т.п.

Для удобства пользователей при заказе теплообменников, работающих с различными теплоносителями, и упрощения расшифровки заказов на заводе-изготовителе была принята структура обозначений, представленная на рис. 2.17. Эти условные обозначения воздухонагревателей и воздухоохладителей и их теплопередающих поверхностей в основном соответствуют рекомендациям ГОСТ 27330 – 87:

воздухонагреватель, работающий на горячей воде, – ВНВ;
воздухонагреватель, работающий на пару, – ВНП;
теплообменник, работающий на холодной воде, – ВОВ;
воздухонагреватель (конденсатор), работающий на фреоне, – ВНФ;
фреоновый воздухоохладитель – ВОФ;
воздухонагреватель блока теплоутилизации – УВНВ;
воздухоохладитель блока теплоутилизации – УВОВ.

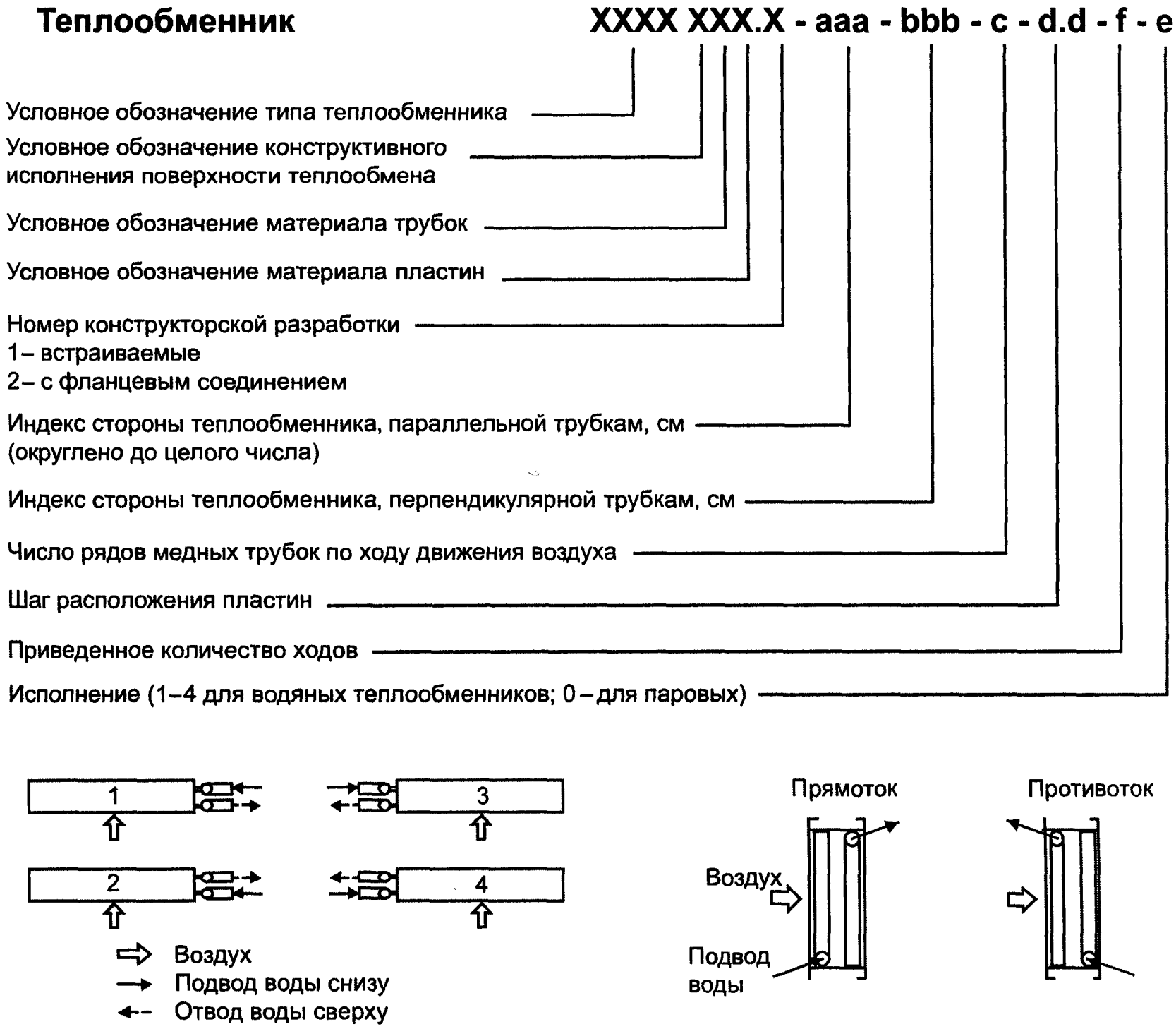


Рис. 2.17.Структура условных обозначений медно-алюминиевых теплообменников ООО «ВЕЗА»

Пример. Условное обозначение пластинчатого медно-алюминиевого воздухонагревателя, работающего на горячей воде и подсоединяемого фланцами к воздуховодам, присоединительные размеры которого соответствуют калориферу № 12 по ГОСТ 7201 – 80 (длина трубок 1655 мм, высота трубной решетки 1503 мм), имеющего два ряда трубок с шагом расположения пластин, равным 2,5 мм, и приведенным числом ходов по воде, равным 4, правого исполнения с противоточной схемой подсоединения теплоносителя таково: ВНВ243.2-166-150-2-2,5-04-1.

В настоящее время фирма «ВЕЗА» выпускает целый ряд медно-алюминиевых теплообменников, которые применяются для комплектации различных воздухообрабатывающих агрегатов, производимых этой фирмой. К числу таких агрегатов относятся компактные кондиционеры и приточные камеры производительностью по воздуху от 0,5 до 2,0 тыс. $м^3$/ч; центральные кондиционеры и приточные установки панельно-каркасной конструкции производительностью по воздуху от 3,15 до 100 тыс. $м^3$/ч; сетевые воздухонагреватели типа ВНВ и ВНП, работающие на горячей воде и насыщенном пару, а также воздухоохладители ВОВ, работающие на холодной воде; модульные агрегаты воздушного охлаждения типа МАВО, применяемые в качестве конденсаторов фреонов в холодильных установках и сухих градирнях для охлаждения воды и водных растворов этиленгликоля; агрегаты воздушного отопления типа АВО производительностью по воздуху от 2 до 10 тыс. $м^3$/ч и типа АО производительностью по воздуху от 10 до 30 тыс. $м^3$/ч; канальные нагреватели КВН производительностью по воздуху от 0,5 до 7,3 тыс. $м^3$/ч, а также воздушно-тепловые малогабаритные завесы типа ВЗМ и охладительные агрегаты с теплообменниками непосредственного испарения. Теплообменники, встраиваемые в указанные агрегаты, имеют размеры фронтальных сечений, рядность и другие технические характеристики, соответствующие технической документации на эти агрегаты.

Определенная часть производимых медно-алюминиевых теплообменников предназначена для свободной продажи с целью установки их во вновь монтируемые системы вентиляции и кондиционирования воздуха различного назначения и уже находящиеся в эксплуатации, а также для замены вышедших из строя теплообменников. С целью унификации процессов производства, увеличения объемов и снижения стоимости теплообменники, предназначенные для свободной продажи, в свою очередь делятся на базовые (стандартные) и изготавливаемые по заказу, конструктивные параметры которых отличаются от базовых, но соответствуют техническим возможностям технологического оборудования.

Стандартные теплообменники характеризуются базовым числом рядов трубок и шагом расположения пластин, а также базовыми рядами фронтальных сечений. В соответствии с этим выпускаются стандартные теплообменники следующих разновидностей.

1. Воздухонагреватели типа ВНВ243 (теплоноситель–горячая вода):
   1 ряд трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5 мм;
   2 ряда трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5 мм;
   3 ряда трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0; 2,5 мм;
   4 ряда трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0 мм.

2. Воздухонагреватели типа ВНП243 (теплоноситель – сухой насыщенный пар):
   1 ряд трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5 мм;
   2 ряда трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5 мм;
   3 ряда трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0; 2,5 мм.

Поскольку большое количество теплообменников, установленных в действующих СКВ и В, имеют фронтальные сечения, соответствующие ГОСТ 7201–70, и фронтальные сечения базовых теплообменников кондиционеров типа КТЦ, стандартные ряды медно-алюминиевых воздухонагревателей типа ВНВ243 и ВНП243 также соответствуют указанным рядам фронтальных сечений. Кроме того, выпускаются стандартные водяные теплообменники с фронтальными сечениями канальных воздухонагревателей типа КВН, а также воздухонагреватели и воздухоохладители так называемого расширенного ряда, соответствующего наиболее часто используемому зарубежными фирмами ряду фронтальных сечений теплообменников. Габаритные характеристики теплообменников базовых рядов и способы их подбора будут представлены в соответствующем разделе настоящего издания.

Перейдем теперь к описанию технических особенностей теплообменного оборудования, выпускаемого ООО «ВЕЗА», начав рассмотрение с медно-алюминиевых теплообменников жидкостно-воздушного типа, предназначенных для работы на горячей и холодной воде в качестве воздухонагревателей и воздухоохладителей, объем выпуска которых составляет в настоящее время примерно 90% от общего объема производства теплообменников.

2.4. ЖИДКОСТНО-ВОЗДУШНЫЕ МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

2.4.1. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ЖИДКОСТНО-ВОЗДУШНЫХ МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Теплообменникам, работающим на горячей и холодной воде, присущ целый ряд общих конструктивных черт. Оба типа указанных теплообменников различаются по способу подсоединения к воздушному тракту. Воздухонагреватели ВНВ243.2 и воздухоохладители ВОВ243.2 предназначены для фланцевого подсоединения к элементам калориферных установок и воздуховодов. Их корпус снабжен фланцами с просверленными отверстиями для крепежных болтов, а коллекторы и отводы закрываются специальными щитками.

Воздухонагреватели ВНВ243.1 и воздухоохладители ВОВ243.1 предназначены для встраивания внутрь центральных кондиционеров, приточных камер и подобных агрегатов панельно-каркасной конструкции. Их корпус снабжен непросверленными фланцами, а коллекторы и отводы не закрыты специальными щитками.

Теплообменники, работающие на воде, устанавливаются таким образом, что горизонтальный поток воздуха проходит через фронтальное сечение теплообменника. При этом медные трубки расположены горизонтально. Указанные теплообменники могут также работать при вертикальном воздушном потоке, в этом случае они устанавливаются в горизонтальной плоскости. В теплообменниках типа ВНВ и ВОВ количество ходов четно, в связи с чем подводящий и отводящий коллекторы расположены с одной стороны. Теплообменники для работы на воде бывают правыми и левыми. Правым (левым) называется такое исполнение, при котором подводящий и отводящий коллекторы располагаются справа (слева) по ходу движения воздуха (см. рис. 2.17).

Одной из основных особенностей медно-алюминиевых теплообменников, работающих на воде, является гидравлический тракт, в состав которого входят сборный и раздающий коллекторы и система циркуляционных водяных контуров (см. рис. 2.10), образующих параллельные ветви теплоносителя. Каждый циркуляционный контур состоит из нескольких медных трубок, число которых равно числу ходов теплоносителя. Между собой трубки соединяются с помощью калачей. Первая и последняя трубки контура подсоединяются к подводящему и отводящему коллекторам – элементам конструкции, играющим важную роль в работе теплообменника. От правильного выбора конструктивных параметров и материалов, из которых изготовлены подводящие и отводящие коллекторы, а также гидравлических режимов их работы во многом зависят теплотехнические параметры теплообменника и его надежность. Указанные элементы конструкции должны обеспечивать равномерность подачи тепло- или холодоносителя в трубки, иметь малое гидравлическое сопротивление, быть технологичными, отличаться малой материалоемкостью и стоимостью.

При конструировании и подборе диаметра коллекторов в первую очередь необходимо обеспечить равномерность подачи теплоносителя к теплопередающим трубкам. Для этого необходимо, чтобы выполнялось соотношение $((\sum_{i=1}^{N_{отв}} f_i)/F_{кол}) < 0{,}8$, которое и определяет равномерность подачи жидкости по отводам. При этом одновременно следует ориентироваться на существующие рекомендации по предельно допустимым значениям скоростей теплоносителя в рассматриваемых элементах, определенных на основании многолетнего опыта эксплуатации медно-алюминиевых теплообменников. В соответствии с этими рекомендациями максимальная скорость воды в медном коллекторе не должна превышать 2,2 м/с. В тех случаях, когда материалом коллектора является сталь, величины предельной скорости на входе в коллектор возрастают до 2,5 – 2,6 м/с. Допустимая предельная скорость теплоносителя в медных трубках колеблется в диапазоне 1,5 – 1,8 м/с, а холодоносителя – 2,0 м/с. Различие предельных скоростей в коллекторах и теплопередающих трубках объясняется различными толщинами этих элементов и опасностью разрушения материала под действием деструктивных факторов. Следует отметить также, что указанные выше ограничения справедливы и в тех случаях, когда в качестве тепло- или холодоносителей используются водные растворы этилен- и пропиленгликоля.

Таким образом, диаметр коллекторов для водяных теплообменников в общем случае зависит от многих факторов, к числу которых относятся размеры фронтального сечения, количество рядов по ходу движения воздуха, тепловая нагрузка, график ТЭЦ и число ходов (равное числу отводов), и определяется для каждого конкретного теплообменника после проведения его теплотехнического расчета с учетом приведенных выше ограничений.

Важным при выборе конструктивного исполнения теплообменника является материал коллектора. Дело в том, что при работе медно-алюминиевых воздухонагревателей температуры подводящего и отводящего коллекторов примерно постоянны и равны соответственно температуре воды на входе и на выходе из теплообменника, а температура теплопередающей поверхности изменяется по глубине

теплообменника и по его высоте, т.е. поле температур алюминиевых пластин имеет трехмерный характер, что обусловлено соответствующим изменением температур воздуха и теплоносителя. При этом разница в температурах трубок по объему теплообменника не оказывает существенного влияния на термоупругое состояние теплообменника, в то время как средняя температура алюминиевых пластин может быть причиной возникновения больших изгибных напряжений в местах присоединения трубок к коллектору. Величина этих напряжений в большой степени зависит от удлинения коллектора и пакета пластин в направлении, перпендикулярном направлению движения воздушного потока. Значения удлинений пропорциональны значениям средних температур пластин и коллектора, а также коэффициентов линейного расширения. Коэффициенты линейного расширения различных материалов существенно отличаются. Так, коэффициент линейного расширения стали равен $(11 - 12)\cdot10^{-6}\cdot1/^{\circ}C$; алюминия – $(23,4 - 27)\cdot10^{-6}\cdot1/^{\circ}C$; меди – $16,7\cdot10^{-6}\cdot1/^{\circ}C$. Поэтому в зависимости от температурных режимов работы термоупругие напряжения в местах крепления трубок к коллекторам могут возникать как у раздающего, так и у сборного коллекторов.

Точное вычисление величин температурных деформаций коллектора и теплопередающей поверхности (алюминиевых пластин) в условиях взаимного стеснения представляет собой очень сложную задачу. Поэтому можно говорить лишь об упрощенных расчетных схемах и получении качественных оценок. Результаты проведенных вычислений по таким расчетным схемам, которые здесь в связи с громоздкостью не приводятся, показывают, что для условий нагрева холодного воздуха, когда температура теплоносителя не превышает 150°С, а температура конечного воздуха находится в пределах 30°С, в качестве материала коллектора может быть использована сталь.

При выборе стального коллектора для предохранения от коррозии на его поверхность рекомендуется наносить специальное антикоррозийное влагостойкое покрытие. Как правило, выбор стального коллектора обусловлен стоимостными соображениями и позволителен для тех случаев, когда опасность возникновения термических напряжений у мест припайки медных трубок к коллекторам невелика. Для ответственных конструкций с целью увеличения надежности необходимо применять медные коллекторы, учитывая, что прочность паяных соединений в этом случае существенно выше, чем при пайке стальной и медной труб.

Указанные особенности конструкции медно-алюминиевых теплообменников явились причиной ограничений по температурам теплоносителей, которые имеются в технических условиях на медно-алюминиевые теплообменники, работающие на горячей воде. В частности, для теплообменников ВНВ243 температура горячей воды не должна превышать 180°С, а давление – 1,6 МПа. Для теплообменников типа ВНВ стандартные коллекторы и патрубки изготавливаются стальными.

Воздухоохладители работают при сравнительно малых давлениях холодоносителя, не превышающих 3,0 – 4,0 бара, и при незначительных перепадах температур, величины которых указаны выше, в связи с чем термоупругое состояние теплообменника существенно менее напряженно, чем воздухонагревателя. По этой причине практически всегда могут применяться стальные коллекторы без опасения нарушения гидроплотности в местах пайки трубок к коллекторам. Подбор диаметров таких коллекторов проводится с учетом рекомендаций, приведенных выше.

Наличие калачевых соединений имеет целый ряд неоспоримых преимуществ по сравнению с конструкцией гидравлического тракта, применявшейся ранее во всех стальных воздухонагревателях типа КВС, КСк и ВНВ113. Оно позволяет использовать высокопроизводительные автоматизированные технологические процессы при производстве теплообменников. Гидравлическое сопротивление таких теплообменников существенно ниже, чем в стальных воздухонагревателях, при одинаковом числе ходов по теплоносителю. Кроме того, калачевые конструкции дают возможность реализовать противоточно-перекрестные схемы взаимного движения воды и воздуха, что в целом ряде случаев повышает эффективность их работы. При этом неравномерность поля температур выходящего воздуха во фронтальном сечении теплообменника существенно снижается, что положительно сказывается на работе системы защиты от замерзания. Указанные конструкции также исключают появление обратных токов в отдельных ходах, наблюдающихся при определенных значениях скоростей воды в стальных теплообменниках.

Следует отметить еще одно преимущество применения калачевых конструкций. При эксплуатации независимо от правильности принятых проектных решений и соблюдения правил эксплуатации всегда случаются нештатные ситуации, которые приводят к замораживанию воды в трубках. При этом, как показывает опыт, размерзаются не трубки, а калачи. Такое случается в 95 % случаев отказов по указанной причине. Калач же доступен, в отличие от размороженных трубок стальных и биметаллических калориферов, и легко заменяется с последующей припайкой.

Однако в теплообменниках, работающих на воде, соединения трубок с помощью калачей не могут быть выполнены произвольным образом. Они всегда должны быть такими, чтобы обеспечивался беспрепятственный слив воды из трубок в коллекторы. Это требование является обязательным, так

как в противном случае при различных аварийных ситуациях теплообменники могут быть размороженны. Даже при правильно выполненной обвязке для гарантированного полного слива воды рекомендуется осуществлять продувку отсоединенного от сети теплообменника сжатым воздухом. Кроме того, на патрубках теплообменников для облегчения слива имеются сливной и дренажные штуцера.

В настоящее время трассировка схем обвязки, которая удовлетворяет указанным требованиям, выполняется по специальной программе «CuAl Tube» на ПЭВМ и автоматически увязывается с технической документацией на изготавливаемый конкретный теплообменник. На рис. 2.18 приведены типичные схемы обвязок для воздухонагревателей, полученные программным способом, для теплообменников с числом рядов до 4 и с различным числом ходов, а на рис. 2.19 – схема обвязки воздухоохладителя с числом рядов, равным 8.

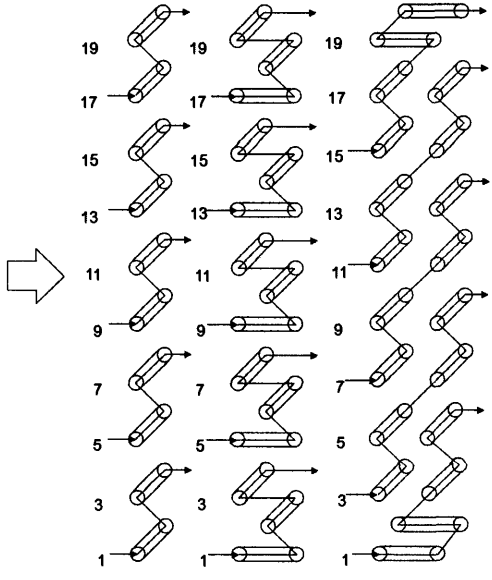


Рис. 2.18. Схемы калачевых обвязок многорядных воздухонагревателей:
$а - N_р = 2$; $б - N_р = 3$; $в - N_р = 4$

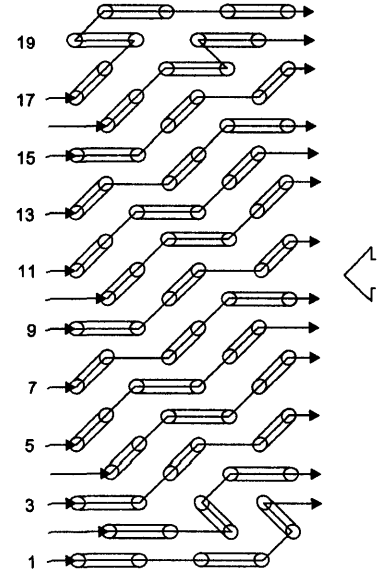


Рис. 2.19. Схемы калачевой обвязки многорядного воздухоохладителя с $N_р = 8$

Характерной особенностью приведенных трассировок является то, что программа, их подбирающая, ориентирована на такие схемы обвязки, в которых имеет место наибольший эффект противоточности (или прямоточности), т.е. она выбирает случаи, когда при равном числе ходов по теплоносителю противоточно-перекрестная (или прямоточно-перекрестная) схема движения воды и воздуха наблюдается в большем количестве трубок. Кроме того, программа построена таким образом, чтобы в случаях, когда общее количество трубок некратно числу ходов, подбор пар ходов производился бы с учетом максимальной разницы в числе трубок каждого хода не больше двух. Такой алгоритм уменьшает разницу температур воды на выходе из гидравлических контуров с различным числом трубок.

Говоря о теплотехническом преимуществе противоточных схем по сравнению с прямоточными, необходимо отметить следующее. В воздухоохладителях, которые работают при малых разностях потенциалов теплообменивающихся сред, определяющих эффективность протекания обменных процессов, всегда целесообразно применять противоточно-перекрестные схемы движения воды и воздуха. В этих случаях многорядность воздухоохладителей позволяет добиться 10 – 15 %-ного сокращения величины теплопередающей поверхности по сравнению с прямоточно-перекрестными схемами. Как видно из рис. 2.19, программа «CuAl Tube» выбирает именно такую трассировку, которая обеспечивает практически полное противоточно-перекрестное течение воды и воздуха при числе рядов, равном 8, и числе ходов по теплоносителю, равном 6.

В воздухонагревателях же, где число рядов в основном равно 2 и изредка 3, тепловая эффективность падает и, как правило, не превышает 2 – 4 %. В то же время из приведенных трассировок вид-

но, что при использовании прямоточно-перекрестных схем самый холодный воздух контактирует с наиболее нагретой трубкой, а концевая трубка каждого хода, в которой вода имеет минимальную температуру, контактирует с уже нагретым воздухом. Таким образом, опасность размораживания при использовании прямоточно-перекрестных схем существенно снижается по сравнению с противоточно-перекрестными схемами.

Как правило, в водяных медно-алюминиевых воздухонагревателях применяется подача воды снизу. При этом подразумевается, что непосредственно в циркуляционных контурах происходит направленная циркуляция воды снизу вверх. По-видимому, выбор нижней подачи воды в медно-алюминиевые воздухонагреватели обусловлен тем, что при таком способе подвода воды практически во всех эксплуатационных режимах обеспечен отвод выделяющегося при деаэрации воздуха, так как в этом случае имеет место однонаправленное действие на пузырьки воздуха сил сопротивления и подъемной силы. Кроме того, при таком способе подачи самые нижние трубки теплообменника находятся в более благоприятном положении в таких нештатных ситуациях, когда имеют место протечки холодного воздуха через закрытый воздушный клапан при отключенном циркуляционном насосе.

Для оценки неблагоприятного влияния архимедовых сил, которое при некоторых обстоятельствах может привести к приостановлению циркуляции жидкости через гидравлический контур и ее замерзанию, проведем оценочные расчеты по определению порогового значения скорости воды в трубках, отметив при этом, что в калачево-коллекторной конструкции эти силы всегда стремятся уменьшить проток жидкости через гидравлический контур независимо от способа подачи теплоносителя к теплообменнику. Рассмотрим два коллектора – сборный и подающий. В подающем коллекторе примем, что температура воды во всем коллекторе равна температуре на входе в теплообменник, а в сборном – средней температуре выходящей воды. При коллекторно-калачевой конструкции теплообменника наибольшая разница статических давлений будет иметь место в нижнем гидравлическом контуре, т.е. в нижнем гидравлическом блоке. Приравнивая величину перепада давлений, обусловленного разницей плотности жидкости в первом и втором коллекторах, и считая, что пороговой скоростью жидкости является та, при которой сопротивление ее движению будет равно указанному выше перепаду давлений, получаем следующую простую формулу для определения порогового значения скорости теплоносителя в медных трубках $w_{пор}$:

$$w_{пор} = \sqrt{\frac{2 \cdot \left|\beta_{w_{ср}}\right| \cdot \Delta T \cdot L_{кол}}{1{,}0 + \lambda \frac{L_{ход}}{d_{тр}}}} = 0{,}0319 \cdot \sqrt{\frac{\Delta T \cdot L_{кол}}{1{,}0 + \lambda \frac{L_{ход}}{d_{тр}}}}, \qquad (2.3а)$$

где $\beta_{w_{ср}}$ – значение коэффициента объемного расширения воды, 1/°С, среднее в диапазоне температур 0 – 120°С, величина которого, по данным [1], равна $5{,}11 \cdot 10^{-4}$, 1/°С; $L_{кол}$ и $L_{ход}$ – соответственно длины коллектора и хода, м; λ – коэффициент сопротивления движению воды; Δt – перепад средних температур в коллекторах, °С.

Расчеты, проведенные по этой формуле, показывают, что при максимальной длине коллектора 2,0 м и температурном перепаде 100°С максимальное значение величины $w_{пор}$ не превышает 0,12 м/с. Таким образом, практически во всех эксплуатационных режимах величина скорости в трубках будет намного больше порогового значения даже при количественном способе регулирования. Единственным режимом, при котором может возникнуть опасность торможения потока вследствие действия архимедовых сил, является дежурный режим, когда при количественном способе регулирования через теплообменник протекает минимальное количество теплоносителя, определяемое либо наличием небольшой байпасной линии, либо протечками через регулирующий клапан. Поэтому для регулирования теплопроизводительности медно-алюминиевых теплообменников и обеспечения надежной работы систем защиты от замораживания во всех эксплуатационных режимах в тех случаях, когда температура воздуха перед теплообменником может опускаться ниже 0°С, необходимо применять системы автоматики с качественным регулированием с циркуляционным насосом, обеспечивающим циркуляцию теплоносителя через теплообменник с практически постоянным расходом при скоростях воды в трубках не ниже 0,8 – 1,0 м/с для всего времени их работы.

2.4.2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ КАЧЕСТВЕННОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ СО СМЕСИТЕЛЬНЫМ НАСОСОМ

В настоящее время в проектной практике применяется большое количество разнообразных схем качественного регулирования теплопроизводительности воздухонагревателей СКВ и В со смесительными насосами. Наиболее часто встречающиеся схемы представлены на рис. 2.20. Эти схемы характеризуются местом установки смесительного насоса (на подающей или обратной магистралях и на перемычке), типом регулирующего клапана (двухходовой или трехходовой), взаимным расположением регулирующего клапана и насоса. Такое многообразие применяемых схем обусловлено особенностями конкретных систем теплоснабжения, стабильностью гидравлических режимов тепловой сети, располагаемыми величинами циркуляционного давления на подающей и обратной магистралях, а также величинами их перепадов, температурой подаваемой воды, гидравлическими характеристиками теплообменника. Учитывая, что подробный анализ приведенных технологических схем должен являться целью специального обзора, отметим лишь некоторые их характерные особенности и основные условия, определяющие области оптимального применения каждой из них.

В схемах, приведенных на рис. 2.20, *а, б, в*, применяется двухходовой регулирующий клапан, устанавливаемый на нагнетательной линии, и смесительный насос, монтируемый на различных участках циркуляционного контура, в состав которого входит отопительный прибор – жидкостно-воздушный теплообменник. Во всех рассматриваемых случаях в циркуляционном кольце происходит смешение горячей воды, поступающей от сетевого насоса, с отработанной водой, выходящей из теплообменника, в результате совместного действия двух устройств – сетевого и смесительного насосов.

Смесительный насос, включенный в перемычку (рис. 2.20, *а*), подает в точку смешения воду, повышая ее давление до давления высокотемпературной воды. Таким образом, в точку смешения поступают два потока в результате действия двух различных насосов – сетевого и смесительного, включенных параллельно. Насос на перемычке действует в благоприятных температурных условиях (при температуре воды меньше 70°С) и перемещает меньшее количество воды, чем насос на подающей или обратной магистрали ($G_н = G_{т.о} - G_с$). Насос на перемычке, обеспечивая смешение, не влияет на величину циркуляционного давления для местного циркуляционного кольца, которая определяется разностью давлений в наружных магистралях.

Следует отметить, что установка насоса на перемычке может быть рекомендована лишь в отдельных случаях, например при регулировании воздухонагревателя второго подогрева, когда поток рециркуляционной воды через насос достаточен, чтобы обеспечить его надежную работу. Когда количественное регулирование не требуется, насос будет перемещать малые количества воды и работать в нерасчетных режимах.

Насос на подающей или обратной магистрали (рис. 2.20, *б, в*) перемещает воду, циркулирующую в системе $G_н = G_{т.о}$ при температуре $T_{ж.н}$ или $T_{ж.к}$. Включение насоса в общую магистраль системы отопления позволяет увеличить циркуляционное давление в ней до необходимой величины независимо от разности давления в наружных теплопроводах. Условия смешения воды аналогичны рассмотренным выше, а именно: в точку смешения в результате действия двух последовательно установленных насосов – сетевого и смесительного – поступают два потока воды ($G_с$ и $G_{т.о} - G_с$). При насосе, установленном в обратной магистрали, давление в циркуляционном кольце ниже давления в наружных теплопроводах. После насоса давление воды повышается до давления воды в наружном обратном теплопроводе, причем давление в точке смешения должно быть ниже, чем в обратной магистрали. Такую схему можно применять, предварительно проверив, не вызовет ли понижение давления после двухходового клапана вскипания воды или подсоса воздуха в отдельных местах системы. Насос, включаемый в общую подающую магистраль, предназначается не только для смешения и циркуляции, но и для подъема воды в верхнюю часть местного циркуляционного кольца.

Описанные схемы применяются в тех случаях, когда может иметь место нестабильность гидравлических режимов тепловой сети. Близкими по своим характеристикам к описанным являются схемы, представленные на рис. 2.20, *г, д*. В данном случае основное отличие состоит в том, что вместо двухходового регулирующего клапана использован трехходовой и такие схемы могут применяться при низких давлениях в подающей магистрали.

Схема, приведенная на рис. 2.20, *з*, используется в тех случаях, когда температура воды в подающей магистрали не превышает 110°С, а сетевой насос создает высокое давление, а схема, представленная на рис. 2.20, *и*, – в тех случаях, когда давление основного насоса невелико. Работа схем регулирования, показанных на рис. 2.20, *е, ж*, не зависит от уровня давлений в основном трубопроводе, но их рекомендуется применять лишь при стабильных гидравлических режимах работы тепловых сетей.

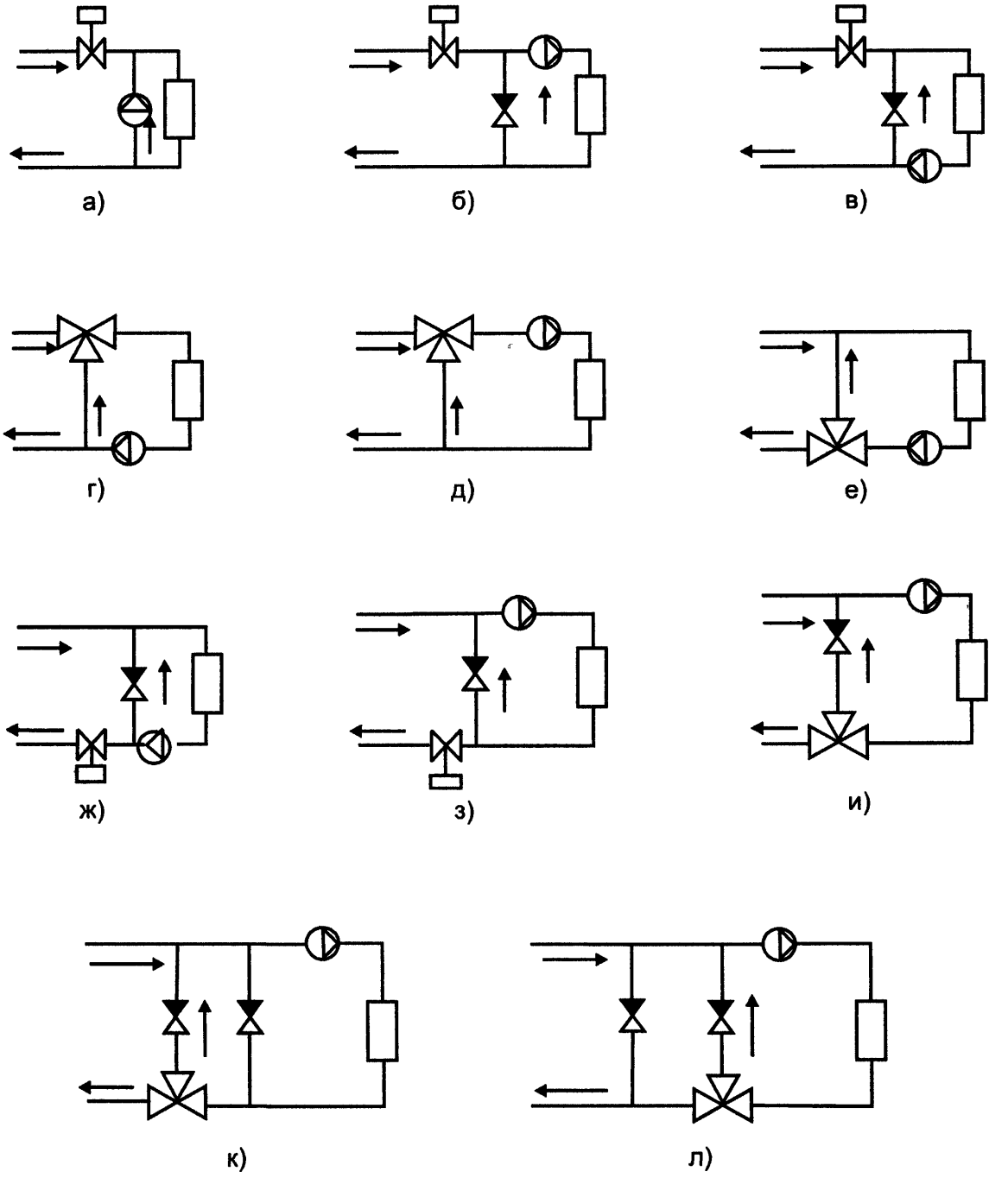


Рис. 2.20. Принципиальные технологические схемы
качественного регулирования теплопроизводительности воздухонагревателей

Характерной особенностью схем, приведенных на рис. 2.20, *б*, *в*, *г*, *д*, *е*, *ж*, *з*, *и*, является то, что расход через насос остается практически постоянным независимо от соотношения сетевого и рециркуляционного потоков. В ряде случаев, когда используются местные системы отопления с индивидуальными нагревательными котлами, необходимо для надежной работы этих водогрейных котлов обеспечить постоянство расхода теплоносителя не только во внутреннем циркуляционном кольце, но и во внешнем. Таким требованиям полностью удовлетворяют схемы рис. 2.20, *к*, *л*. Первая применяется в тех случаях, когда в основном первичном контуре насос генерирует относительно высокое давление, а вторая – когда давление в основном контуре невелико.

2.4.3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В ЖИДКОСТНО-ВОЗДУШНЫХ МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ КОЛЛЕКТОРНО-КАЛАЧЕВОЙ КОНСТРУКЦИИ

2.4.3.1. РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖИДКОСТНО-ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В инженерной практике при расчете теплообменников широкое применение получили два подхода: метод расчета с использованием средних температурных разностей и метод ε - NTU, предложенный в [21], который впоследствии применительно к расчету воздухонагревателей систем кондиционирования воздуха и вентиляции был развит в работах [23–25]. Метод расчета с использованием средних температурных разностей связан с решением следующей системы уравнений:

$$\begin{aligned} Q &= c_в G_в (t_{в.к} - t_{в.н}); \\ Q &= c_ж G_ж (t_{ж.н} - t_{ж.к}); \\ Q &= K \cdot F \cdot \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{с.л}, \end{aligned} \qquad (2.4)$$

где Q – общая тепловая нагрузка теплообменника, Вт, а $\Delta t_{с.л}$ – среднелогарифмическое значение разности температур двух теплоносителей, °С, рассчитанное для случая истинного противотока:

$$\Delta t_{с.л} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}}. \qquad (2.5)$$

Здесь Δt_{max} и Δt_{min} – соответственно большая и меньшая разности температур в противоточном теплообменнике.

Первые два уравнения системы (2.4) являются уравнениями баланса тепла соответственно по воздуху и по теплоносителю, а третье уравнение – это уравнение теплопередачи, характеризующее интенсивность обменных процессов, протекающих в рекуперативном теплообменнике между взаимодействующими средами. Величина K, называемая средним коэффициентом теплопередачи, представляет собой количество тепла, переданное через единицу поверхности теплообменника, при средней разности температур, равной 1°С, и считается постоянной на всей теплопередающей поверхности.

Указанная система уравнений в зависимости от задаваемых исходных данных может использоваться для решения различных задач расчета рекуперативных теплообменников, работающих в режиме нагрева воздуха. Следует отметить, что простота расчетов теплообменников с помощью систем уравнений (2.4) и (2.5) является только кажущейся. Дело в том, что если в теплообменнике имеет место противоточная схема движения теплообменивающихся сред, то величина поправки $\varepsilon_{\Delta t} = 1$. Для всех остальных случаев этот коэффициент всегда меньше единицы [21], а его точное определение для целого ряда схем взаимного движения представляет значительные трудности.

При проведении теплотехнических расчетов жидкостно-воздушных теплообменников, применяемых в системах кондиционирования воздуха и вентиляции, уравнение теплопередачи обычно записывается в виде

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{с.а}, \qquad (2.6)$$

где $\Delta t_{с.а}$ – среднеарифметическая разность температур воды и воздуха ($\Delta t_{с.а} = (\Delta t_{max} + \Delta t_{min})/2$, $\Delta t_{max} = t_{ж.н} - t_{в.к}$, $\Delta t_{min} = t_{ж.к} - t_{в.н}$). По указанным выше причинам использование среднеарифметической разности в формуле (2.6) допустимо в определенном диапазоне начальных параметров воды и воздуха, а именно когда $\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}} \le 1{,}8$. При иных величинах указанного соотношения необходимо использовать среднелогарифмическую разность температур, скорректированную на величину $\varepsilon_{\Delta t}$, которую надо подсчитать для реальной схемы взаимного движения сред.

Возможность использования среднеарифметических разностей температур при расчете рассматриваемых теплообменников, по-видимому, обусловлена тем, что при конструктивной схеме гидравлического контура таких многорядных калориферов (см. рис. 2.2) имеет место перекрестная схема движения воды и воздуха с одним перемешивающимся потоком (вода) и вторым не перемешивающимся потоком (воздух), при которой в указанном диапазоне начальных параметров обеих сред значения $\Delta t_{с.л}$ и $\Delta t_{с.а}$ практически совпадают.

Метод, предложенный в [21], основан на использовании понятий эффективности (КПД) теплообменника и чисел единиц переноса. Величина эффективности теплообменника определяется как

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{W_г(t_{г1} - t_{г2})}{W_{min}(t_{г1} - t_{х2})}, \qquad (2.7)$$

где $W_г$, W_{min} – соответственно водяной эквивалент теплоносителя на горячей стороне и минимальное значение водяного эквивалента ($W_{min} = W_г$ или $W_{min} = W_х$), $W_х$ – значение водяного эквивалента на холодной стороне; $t_{г1}, t_{г2}$ – соответственно начальная и конечная температуры горячего теплоносителя, $t_{х1}$ – начальная температура холодного теплоносителя.

Число единиц переноса тепла определяется следующим образом:

$$\text{NTU} = \frac{K \cdot F}{W_{min}} = \frac{1}{W_{min}} \int K \cdot dF . \qquad (2.8)$$

Как показано в [21], в общем случае между указанными величинами и соотношением водяных эквивалентов W_{min} / W_{max} для теплообменников, в которых обменные процессы протекают без изменения агрегатного состояния теплообменивающихся сред, существует однозначная зависимость:

$$\varepsilon = \Phi(\text{NTU}, \frac{W_{min}}{W_{max}}, \text{схема движения потоков}). \qquad (2.9)$$

Таким образом, в тех случаях, когда соотношение между эффективностью теплообменника и NTU установлено из предварительного теоретического анализа, применение метода ε - NTU позволяет сравнительно просто и точно определять все интересующие параметры работы теплообменника. Если же эти зависимости не установлены, то данный метод не имеет особых преимуществ перед традиционным методом расчета, использующим средние температурные разности.

Следует отметить, что расчеты калориферов с использованием величин $\Delta t_{с.а}$ достаточно просты и на определенном временном этапе удовлетворяли предъявляемым требованиям по точности подбора теплопередающих поверхностей калориферов. Тем не менее этому способу расчета присущ ряд ограничений, которые сужают сферу его применения, особенно для расчета и подбора современных конструкций медно-алюминиевых теплообменников. Дело в том, что для стальных и биметаллических калориферов величины средних коэффициентов теплопередачи, входящие в (2.6), вычисляются по (2.1). Эта зависимость определяется в результате обработки опытных данных, полученных в ходе теплотехнических экспериментов, проводимых по методике, приведенной в [18]. В соответствии с ГОСТ 26548 – 85 за испытываемые образцы принимаются теплообменники с фронтальными сечениями и присоединительными размерами, соответствующими теплообменникам № 8 по ГОСТ 7201 – 70. Получаемые при этом зависимости типа (2.1) справедливы лишь в области температур теплообменивающихся сред и скоростей их движения, имевших место в условиях эксперимента. Кроме того, распространение полученных зависимостей на теплообменники других типоразмеров, а также на группы теплообменников с различными схемами их обвязки по теплоносителю и иными тепло- или холодоносителями приводит к определенным погрешностям расчета. Следует также иметь в виду, что значения средних коэффициентов теплопередачи получены при сухих режимах нагрева воздуха и их применение при расчете теплообменников в режимах охлаждения с одновременным уменьшением влагосодержания требует дополнительных предположений и ограничений.

Говоря о методах расчета поверхностных жидкостно-воздушных теплообменников, нельзя не отметить одну весьма удобную и полезную форму представления теплотехнических характеристик теплообменника, предложенную в [27], идея которой восходит к [21]. Для этого введем понятие относительных перегревов теплообменника по воздуху и по воде в виде

$$\theta_в = \frac{\Delta t_в}{\Delta t_0}; \qquad (2.10)$$

$$\theta_ж = \frac{\Delta T_ж}{\Delta t_0}, \qquad (2.11)$$

где $\Delta t_в = t_{в.к} - t_{в.н}$ и $\Delta T_ж = T_{ж.н} - T_{ж.к}$ – соответственно перепады начальных и конечных температур обоих потоков в теплообменнике, а Δt_0 – максимальный температурный перепад, равный разности начальных температур первого и второго потоков ($\Delta t_0 = T_{ж.н} - t_{в.н}$).

Совершенно очевидно, что для каждого конкретного теплообменника величины относительных перегревов $\theta_в$ и $\theta_ж$ зависят от соотношения водяных эквивалентов, средних коэффициентов теплопередачи K, а также от массовых расходов воздуха через него. На рис. 2.21 представлены зависимо-

сти $\theta_ж$ ($\theta_в$) для трех значений массовой скорости воздуха во фронтальном сечении базового двухрядного биметаллического теплообменника кондиционера КТЦ3, имеющего следующие технические характеристики: величина фронтального сечения $F_{фр}$ = 1,03 м^2; величина теплопередающей поверхности $F_{т.о}$ = 36,8 м^2; площадь живого сечения для прохода воды $f_{жив}$ = 0,00246 м^2. Расчеты проводились по формулам, приведенным в [27], с использованием следующих значений аппроксимирующих коэффициентов, входящих в (2.1): a = 25,5; m = 0,485; r = 0,127.

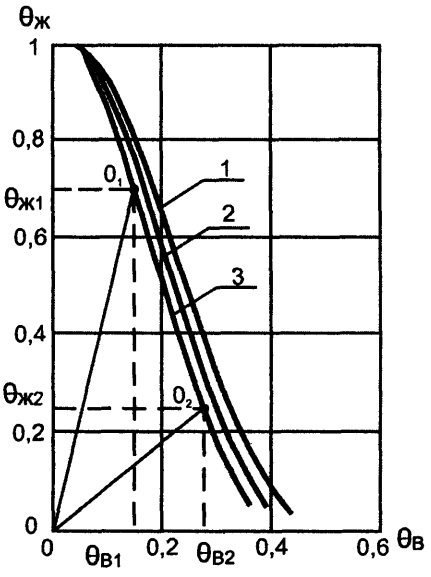


Рис. 2.21. Теплотехнические характеристики биметаллического теплообменника кондиционера КТЦ3:
1 – (UP)$_{фр}$= 4,0 кг/(м^2·с); *2* – (UP)$_{фр}$= 3,2 кг/(м^2·с); *3* – (UP)$_{фр}$= 2,6 кг/(м^2·с)

Каждая точка зависимости $\theta_ж$ ($\theta_в$) соответствует строго определенному режиму работы теплообменника по скорости воды в трубках и заданной массовой скорости воздуха. Для определения величины расхода жидкости, а следовательно, и скорости воды в трубках необходимо провести луч из начала координат через выбранную на кривой точку. Совершенно очевидно (это следует из первого и второго уравнений системы (2.4)), что тангенс угла между этим лучом и осью абсцисс равен отношению водяных эквивалентов обрабатываемого воздуха и теплоносителя, т.е. $\mathrm{tg}\alpha = \frac{\theta_ж}{\theta_в} = \frac{c_в G_в}{c_ж G_ж}$. Таким образом, зная массовый расход воздуха через теплообменник и используя указанное соотношение, можно определить искомый расход жидкости.

Располагая зависимостями $\theta_ж(\theta_в)$, можно решать разнообразные задачи расчета по определению параметров работы конкретного теплообменника и возможностей достижения заданных конечных параметров воздуха при известных начальных и конечных параметрах теплоносителя, т.е. достаточности используемой поверхности теплообмена. Например, если заданы расходы и начальные температуры воздуха и теплоносителя, можно путем простых построений найти конечные параметры обеих теплообменивающихся сред. Для этого необходимо провести луч из начала координат под углом, тангенс которого равен величине $c_в G_в / c_ж G_ж$, найти точку пересечения, например, с кривой $\theta_ж$ ($\theta_в$) при массовой скорости 2,6 кг/(м^2·с). Абсцисса точки пересечения $\theta_{в1}$ позволяет подсчитать величину $\Delta t_в$ и, следовательно, величину $t_{в.к}$. Аналогично ордината точки пересечения $\theta_{ж1}$ дает возможность вычислить величину $\Delta T_ж$ и, следовательно, величину $T_{ж.к}$.

В случае определения достаточности величины теплопередающей поверхности, когда известны начальные и конечные значения температур воздуха и теплоносителя, а также расход воздуха через теплообменник, вначале подсчитываются величины $\theta_{в2}$ и $\theta_{ж2}$. Затем эти величины откладываются на осях координат, и находится точка пересечения перпендикуляров, восстановленных из этих точек. Если точка пересечения лежит выше соответствующей зависимости $\theta_ж$ ($\theta_в$), например кривой 3, то величина теплопередающей поверхности недостаточна для обеспечения требуемого режима работы, и наоборот. Точное попадание точки пересечения указанных перпендикуляров на кривую $\theta_ж$ ($\theta_в$) свидетельствует о работе теплообменника при коэффициенте запаса по теплопередающей поверхности, равном нулю.

Приведенная форма представления теплотехнических характеристик теплообменника не только удобна в расчетной практике, когда расчеты проводятся немеханизированными методами, но и представляется перспективной для написания алгоритмов, реализуемых в программных методах расчетов, проводимых с помощью современных вычислительных средств. Таким образом, основной задачей при разработке методов расчета медно-алюминиевых теплообменников коллекторно-калачевой конструкции является получение зависимостей $\theta_ж$ ($\theta_в$), учитывающих все основные особенности работы медно-алюминиевых теплообменников.

2.4.3.2. ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КОЛЛЕКТОРНО-КАЛАЧЕВОЙ КОНСТРУКЦИИ ТИПА ВНВ243

Начатое ООО «ВЕЗА» серийное производство медно-алюминиевых теплообменников коллекторно-калачевых конструкций для СКВ и В и их масштабное применение в отечественной практике проектирования таких систем потребовали нового подхода к расчету и подбору этих теплообменников. Прежде всего следует отметить, что описанная выше специфика образования гидравлических контуров теплообменников приводит к существенному усложнению схем взаимного движения теплоносителя и воздуха. Если рассмотреть схему обвязки, например для трехрядного теплообменника, представленную на рис. 2.18, то нетрудно заметить, что в так называемом перекрестно-прямоточном теплообменнике греющие трубки обвязаны таким образом, что в одном и том же гидравлическом контуре существуют трубки, в которых осуществляется прямоточное и противоточное движение сред. Аналогичная ситуация имеет место в теплообменниках с иной рядностью и числом ходов.

К числу новых обстоятельств, требующих иных подходов к расчету медно-алюминиевых теплообменников, можно отнести расширение области их применения, в частности, широкое использование их в качестве воздухоохладителей и теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем, в качестве тепло- и холодоносителей водных растворов этиленгликоля и различных фреонов, а также в составе скороморозильных агрегатов и т.п. Все это потребовало более точного расчета долей сухой и мокрых частей теплопередающей поверхности и эффекта противоточности, определения зон теплообменников с разным агрегатным состоянием тепло- и холодоносителей, порядного вычисления температур теплопередающей поверхности и выявления зон замерзания конденсата, определения толщины и скорости нарастания инея на теплопередающей поверхности и т.д. с целью повышения качества выпускаемых изделий и их надежности.

Еще одной важной причиной, требующей разработки универсального подхода к расчету теплообменников, является стремление существенным образом сократить объем достаточно дорогих и трудоемких экспериментальных исследований, перенеся центр тяжести на математическое моделирование новых аппаратов и устройств и заменив тем самым трудоемкий физический эксперимент численным, который может проводиться с использованием современных средств вычислительной техники.

Таким образом, в связи с многообразием конструктивных исполнений медно-алюминиевых коллекторно-калачевых конструкций теплообменников, обусловленным возможностью их изготовления с различными шагами установки пластин и числом ходов по воде, появилась необходимость разработки программы расчета на ПЭВМ, которая бы позволила, во-первых, учесть все конструктивные подробности при подборе воздухонагревателей, а во-вторых, сделать этот подбор простым и менее трудоемким. Кроме того, основное расчетное ядро данной программы должно быть таким, чтобы его можно было применять в других программах по расчету и подбору паровых воздухонагревателей, воздухоохладителей, работающих на холодной воде, воздухоохладителей с непосредственным испарением фреона, а также конденсаторов холодильных машин. Алгоритм должен базироваться на новом подходе к расчету процессов переноса в регенеративных трубчато-пластинчатых медно-алюминиевых теплообменниках СКВ и В, сущность которого состоит в следующем.

Рассмотрим вначале основные особенности алгоритма расчета воздухонагревателей. Прежде всего отметим, что медно-алюминиевый воздухонагреватель можно представить состоящим из отдельных оребренных трубок, суммарная площадь теплопередающей поверхности которых равна площади общей поверхности теплообменника. С помощью калачей трубки объединяются в отдельные циркуляционные контуры, количество которых равно числу отводов, присоединяемых к подводящему коллектору. Число трубок, входящих в такой циркуляционный контур, определяет число ходов теплоносителя. Каждая оребренная трубка омывается поперечным воздушным потоком, и, следовательно, в каждой отдельной трубке процесс теплопередачи осуществляется при перекрестно-точном движении взаимодействующих сред. В зависимости от числа рядов и схемы обвязки калачами в одном и том же циркуляционном контуре могут находиться трубки, в которых в зависимости от направления движения воды от трубки к трубке указанные тепловые процессы протекают как при перекрестно-противоточном, так и перекрестно-прямоточном движении воды и воздуха (см. рис. 2.18, 2.19). Таким образом, отдельная греющая трубка, в которой процессы передачи тепла от одной среды к другой реализуются при перекрестно-точной схеме движения, и является тем самым базовым расчетным элементом медно-алюминиевых теплообменников коллекторно-калачевых конструкций.

Предварительно отметим следующее. Рассматривая процессы теплопередачи в сухом режиме для трубчато-пластинчатой конструкции теплопередающей поверхности на элементарном отрезке греющей трубки, можно записать

$$\frac{dq}{dF} = K_л \cdot (t_г - t_х). \qquad (2.12)$$

В этом уравнении величина dq/dF – тепловой поток на единицу поверхности теплообмена в сечении теплообменника, где имеется температурная разность $t_г - t_х$. Величина $K_л$ называется локальным коэффициентом теплопередачи, который представляет собой общую термическую проводимость, отнесенную к разности потенциалов $(t_г - t_х)$и единице поверхности теплообмена. Величина, обратная $K_л$, является полным термическим сопротивлением, в которое входят следующие компоненты: конвективная составляющая на стороне горячего потока; составляющая, связанная с теплопроводностью стенки; конвективная составляющая со стороны холодного потока, учитывающая фактическую эффективность развитой поверхности; составляющая, связанная с наличием дополнительных термических сопротивлений, обусловленных особенностями технологического процесса изготовления.

В этом случае исходя из условия равенства тепловых потоков, протекающих через все участки тепловых сопротивлений одиночной оребренной трубки, для величины, обратной $K_л$, отнесенной к полной величине оребряющей поверхности со стороны холодного воздушного потока, можно получить следующее выражение:

$$\frac{1}{K_л} = \frac{1}{\alpha_в \eta_р} + \varphi\left(\frac{1}{\alpha_ж} + R_k\right), \qquad (2.13)$$

где $\alpha_в$ и $\alpha_ж$ – соответственно коэффициенты внешнего теплообмена со стороны воздуха и со стороны жидкости, Вт/(м^2·°С); φ – коэффициент оребрения, представляющий собой отношение величины теплопередающей поверхности трубки к ее внутренней поверхности; $\eta_р$ – коэффициент тепловой эффективности наружной поверхности.

Для поверхностей типа ВНВ243 с шахматной компоновкой трубного пучка величина эффективности тонкого ребра прямоугольного сечения в сухом режиме (без влаговыпадения) определяется по выражению

$$\eta_р = \frac{th(mh_y)}{mh_y}, \qquad (2.14)$$

где h_y – высота эквивалентного прямого ребра, а величина m находится так:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_в}{\delta_р \cdot \lambda_р}}. \qquad (2.15)$$

Для трубчато-пластинчатых теплообменников с шахматным расположением трубок эквивалентная величина h_y вычисляется по формуле [28]

$$h_y = (R - r)(1 + 0{,}805 \cdot \lg \rho), \qquad (2.16)$$

где

$$\rho = 1{,}27 \cdot \frac{R}{r}\sqrt{\frac{L_р}{R} - 0{,}3}.$$

Здесь R и $L_р$ – соответственно половинные минимальное и максимальное расстояния между осями соседних трубок, м (рис. 2.22); r – наружный радиус трубки, м (для поверхности ВНВ243: R = 0,0177 м; $L_р$ = 0,025 м; r = 0,0063 м).

Коэффициент эффективности ребра $\eta_р$ для теплопередающей поверхности ВНВ243 с учетом зависимостей $\eta_р\,(mh)$ для прямоугольного ребра, приведенных в [28], может быть вычислен таким образом:

$$\eta_р = 1{,}040 - 0{,}024 \cdot \alpha_в^{0,5} - 0{,}00122 \cdot \alpha_в. \qquad (2.17)$$

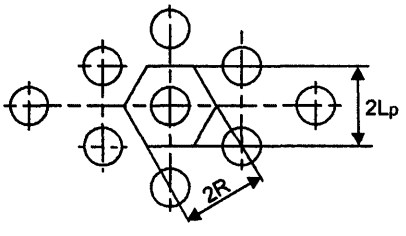


Рис. 2.22. Размеры пластинчатой поверхности с шахматным расположением трубок, входящие в уравнение (2.16)

Коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя $\alpha_ж$ зависит от режимов его течения и, как правило, при известных физических свойствах жидкостей может быть определен по критериальным зависимостям, приведенным ниже. Коэффициенты внешней теплоотдачи $\alpha_в$ являются сложной функцией геометрии поверхности, свойств воздуха и гидродинамической

обстановки воздушного потока, движущегося в межпластинчатых каналах. За исключением некоторых геометрически простых случаев для определения величин $\alpha_в$ приходится прибегать к проведению специальных экспериментов на модельных образцах теплопередающей поверхности.

С учетом изложенных выше положений получим вначале систему уравнений теплопередачи для базового элемента медно-алюминиевого теплообменника – греющей трубки, в которой реализуется перекрестная схема движения воды и воздуха, предположив, что температура воздуха, натекающего на трубку, постоянна по всей ее длине. В этом случае в сухом режиме (влаговыпадение отсутствует) для элементарного участка теплопередающей поверхности длиной dx количество тепла, переданное от воды к воздуху, можно записать в виде

$$dq = K_л \cdot f_{тр} \cdot \Delta t_{с.л} \cdot dx, \tag{2.18}$$

где $f_{тр}$ – площадь одной трубки длиной l, м; $dx = dX/l$ – безразмерная длина элементарного участка оребренной трубки.

Величина $\Delta t_{с.л}$ определяется формулой

$$\Delta t_{с.л} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{T_w - t_1}{T_w - t_2}}, \tag{2.19}$$

где t_1 и t_2 – соответственно температуры воздуха на входе и на выходе из элементарного участка теплопередающей поверхности.

С другой стороны, количество тепла, приобретенное воздухом, омывающим элементарный отрезок трубки, таково:

$$dq = c_в g_в \cdot (t_2 - t_1) \cdot dx. \tag{2.20}$$

Количество тепла, которое передает теплоноситель на элементарном участке,

$$dq = -c_ж g_ж \cdot dT_ж. \tag{2.21}$$

Приравнивая (2.18) и (2.20) и подставляя в (2.19), получаем

$$K_л = \frac{c_в g_в}{f_{тр}} \ln \frac{T_ж - t_1}{T_ж - t_2}. \tag{2.22}$$

Из сравнения (2.18) и (2.20) следует, что

$$A = \frac{t_2 - t_1}{t_w - t_1} = 1 - \exp\left(-\frac{K_л f_{тр}}{c_в g_в}\right). \tag{2.23}$$

Приравнивая (2.20) и (2.21) с учетом (2.23), имеем

$$\frac{dT_ж}{dx} = \frac{c_в g_в}{c_ж g_ж} \cdot A \cdot (t_1 - T_ж). \tag{2.24}$$

Проинтегрировав уравнение (2.24) с учетом граничных условий по воде $t_ж\big|_{X=0} = t_{ж.н}$ и $t_ж\big|_{X=1} = t_{ж.к}$, получим

$$\theta^*_ж = \frac{T_{ж.н} - T_{ж.к}}{T_{ж.н} - t_1} = 1 - \exp\left(-A \frac{c_в g_в}{c_ж g_ж}\right) \tag{2.25}$$

или

$$\theta^*_ж = 1 - \exp\left[-\frac{c_в g_в}{c_ж g_ж}\left(1 - \exp\left(-\frac{K_л f_{тр}}{c_в g_в}\right)\right)\right]. \tag{2.26}$$

С учетом равенства тепловых потоков по воздуху и по воде получим

$$\theta^*_в = \frac{\bar{t}_2 - t_1}{T_{ж.н} - t_1} = \frac{c_ж g_ж}{c_в g_в} \theta^*_ж. \tag{2.27}$$

Из (2.25) и (2.27) следует, что средние конечные параметры воды и воздуха могут быть легко подсчитаны, если известны начальные параметры взаимодействующих сред на входе в трубку:

$$T_{ж.к} = T_{ж.н} - \theta^*_ж (T_{ж.н} - t_1); \tag{2.28}$$

$$\bar{t}_2 = t_1 - \theta^*_в (T_{ж.н} - t_1). \tag{2.29}$$

2.4.3.3. ОБЩИЙ СЛУЧАЙ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОРЯДНОГО МНОГОХОДОВОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ ТИПА ВНВ343

Величины $\theta_{ж}^{*}$ и $\theta_{в}^{*}$, определяемые по формулам (2.26) и (2.27), представляют собой относительные перепады температур по воде и воздуху после их теплового взаимодействия при перекрестном токе в отдельной греющей трубке. Как видно из формул, эти перепады зависят от конструктивных характеристик теплопередающей поверхности, водяных эквивалентов теплообменивающихся сред и коэффициентов внешнего и внутреннего теплообмена, учитываемых локальным коэффициентом теплопередачи. По своему смыслу введенные понятия аналогичны представлениям об относительных перепадах температур по воздуху и воде для теплообменного аппарата в целом [21], используемым в практике расчетов теплообменников, и определяются формулами (2.10) и (2.11).

Величина $\bar{t}_2$ в формуле (2.27) является средней по длине трубки температурой конечного воздуха. В реальных условиях, если температура воды изменяется по длине трубки, то должна меняться по длине трубки и температура обработанного на ней воздуха. Этот вопрос является принципиально важным, так как возможность использования средних температур воздушного потока позволяет существенно упростить получение искомого решения без потери в точности конечного результата. Рассмотрим теплообменник, состоящий из нескольких рядов установленных последовательно по ходу движения воздуха оребренных труб, обтекаемых поперечным воздушным потоком. Во все трубы, находящиеся в одной плоскости, одновременно подается вода с одинаковой температурой. Такая группа труб представляет собой один ход многоходового теплообменника старой конструкции.

Уравнения, описывающие процессы теплопередачи для n-й по ходу движения воздуха трубки, в предположении отсутствия перемешивания воздуха после каждого ряда трубок имеют вид

$$\frac{dt_{ж\,n}}{dx} = c(t_{n-1} - t_{ж\,n}); \tag{2.30}$$

$$-g\frac{dt_{ж\,n}}{dx} = t_n - t_{n-1}, \tag{2.31}$$

где $c = \frac{A}{g}$, $g = \frac{c_{ж}G_{ж}}{c_p G_{в}}$.

Вычитая из (2.30) уравнение, определяющее изменение температуры воды в $n-1$-й трубке, и используя (2.31), получаем

$$\frac{d(t_{ж\,n} - t_{ж\,n-1})}{dx} + c(t_{n-1} - t_{ж\,n}) = c(t_{n-1} - t_{n-2}) = -cg\frac{dt_{ж\,n-1}}{dx}. \tag{2.32}$$

Вводя понятие об относительном перепаде температур по воде в n-й трубке

$$\theta_{ж\,n} = \frac{t_{ж\,n} - t_{ж.н}}{t_{в.н} - t_{ж.н}},$$

имеем

$$\frac{d(\theta_{ж\,n} - \theta_{ж\,n-1})}{dx} + c(\theta_{n-1} - \theta_{ж\,n}) = c(\theta_{n-1} - \theta_{n-2}) = -cg\frac{d\theta_{ж\,n-1}}{dx}. \tag{2.33}$$

Проинтегрировав (2.33), получим следующее рекуррентное соотношение:

$$\theta_{w,n} = \theta_{w,n-1}(1-cg) + c^2 g \cdot \exp(-cx) \cdot \int_0^x \theta_{w,n-1} \cdot \exp(-cx) \cdot dx\ . \tag{2.34}$$

Из (2.30) находим, что

$$\theta_{ж1} = 1 - \exp(-cx). \tag{2.35}$$

С помощью рекуррентного соотношения (2.34) запишем

$$\theta_{ж\,n} = 1 - \exp(-cg) \cdot \left[1 + \sum_{j=1}^{n-1} \frac{(c^2 \cdot g \cdot x)^j}{j!(j-1)!} \sum_{i=0}^{n-1-j} \frac{(i+j-1)!}{i!}(1-cg)^i\right]. \tag{2.36}$$

Относительный перепад температур по воде n-рядного одноходового теплообменника может быть вычислен по формуле

$$\bar{\theta}_{ж\,n} = \frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n}\theta_{жn} = 1-\exp(-cx)\cdot\left[1+\sum_{j=1}^{n-1}\frac{(c^2\cdot g\cdot x)^j}{j!(j-1)!}\sum_{i=0}^{n-1-j}\frac{(i+j-1)!}{i!}(1-cg)^i\frac{n-i-j}{n}\right]. \qquad (2.37)$$

Величина относительного перепада температур по воздуху в n-м одноходовом теплообменнике определяется так:

$$\bar{\theta}_{b,n} = g\bar{\theta}_{w,n}. \qquad (2.38)$$

Вычислив по (2.37) средние относительные перепады температур по воде на выходе из трубок одноходового теплообменника и задаваясь их значениями в качестве начальных для следующего хода, с помощью выражения

$$1-\bar{\theta}_{жп,m} = \prod_{i=1}^{m}(1-\bar{\theta}_{жп,i}) \qquad (2.39)$$

можем найти относительный перепад температур по воде многорядного многоходового теплообменника ($\bar{\theta}_{жп,i}$ – относительный перегрев воды в i-м ходе).

Выражения (2.37) и (2.38) получены в предположении равенства $K_л F / c_p G_в$ для всех рядов трубок. В действительности коэффициенты теплоотдачи могут зависеть от месторасположения в трубном пучке (имеются в виду первые ряды по ходу движения воздуха). Разными (из-за конструктивных решений) могут быть и величины теплопередающих поверхностей, скорости воды в трубках, коэффициенты внешней теплоотдачи. В этих случаях решение задачи определения теплотехнических характеристик может строиться на рекуррентных соотношениях, аналогичных (2.37):

$$\theta_{ж\,n} = u_n\cdot\theta_{ж\,n-1} + c_n(1-u_n)\cdot\exp(-c_n x)\cdot\int_0^x\theta_{ж\,n-1}\cdot\exp(-c_n x)\cdot dx, \qquad (2.40)$$

на основании которых можно получить выражения для теплообменников с разновеликими c_n:

$$u_n = \frac{c_n}{c_n - 1} - c_n g_{n-1}.$$

При вычислении эффективности многорядных многоходовых теплообменников следует иметь в виду возможность взаимовстречного движения воды в трубках соседних рядов теплообменника, а также другие сложные схемы течения воды. Для таких ситуаций решение может быть существенно упрощено введением допущения о выравнивании поля температур после каждого ряда трубок. В этом случае средний перегрев по воде может быть найден по формуле

$$\bar{\theta}_{ж\,n} = \left[1-\prod_{i=1}^{n}(1-\theta_{ж\,i}\cdot g)\right]\Big/\sum_{i=1}^{n} g_i. \qquad (2.41)$$

Границы допустимости применения этого предположения могут быть определены непосредственным сравнением решений по зависимостям (2.39) и (2.41), результаты которого приведены в табл.2.4. Видно, что различие результатов расчетов по формулам (2.35) и (2.39) во всем практически важном диапазоне величин изменения g не превосходит 1% и лишь при большом значении A = 0,3 и g = 0,1 отклонение расчетных величин составляет 9%.

Таким образом, зависимость (2.26) может быть использована при известных значениях $K_л$ для определения расчетных параметров как одиночных теплообменников, так и воздухонагревателей установок, в которых теплообменники соединены по теплоносителю различными способами.

Таблица 2.4

СРАВНЕНИЕ ВЕЛИЧИН $\theta_ж$, ВЫЧИСЛЕННЫХ ПО ФОРМУЛАМ (2.39) и (2.41)

A	Число рядов	Номер формулы	Значение g			
			0,1	0,5	1,0	1,5
0,1	2	(2.39)	0,6137	0,1731	0,0906	0,0614
		(2.41)	0,6221	0,1731	0,0906	0,0614
	6	(2.39)	0,5461	0,1449	0,0752	0,0508
		(2.41)	0,5403	0,1448	0,0752	0,0508
0,2	2	(2.39)	0,8376	0,3029	0,1649	0,1132
		(2.41)	0,8273	0,3029	0,1649	0,1132
	6	(2.39)	0,7310	0,2211	0,1166	0,0791
		(2.41)	0,6980	0,2202	0,1165	0,0791
0,3	2	(2.39)	0,9278	0,4018	0,2258	0,1567
		(2.41)	0,9051	0,4003	0,2256	0,1566
	6	(2.39)	0,8207	0,2639	0,1395	0,0947
		(2.41)	0,7511	0,2614	0,1391	0,0946

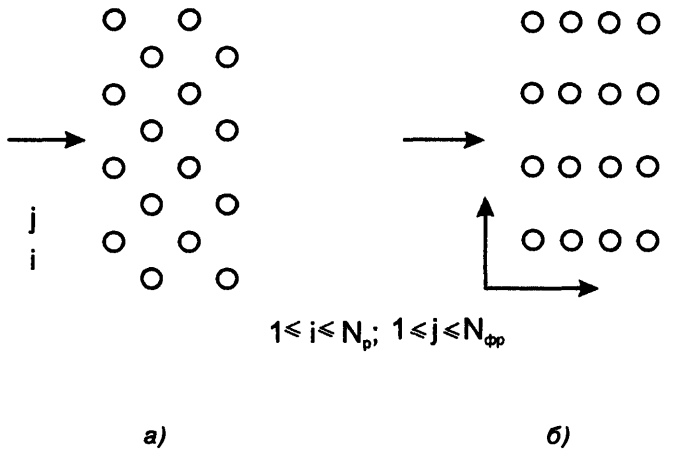


Рис. 2.23. Схема компоновки трубок в теплообменнике:
а — реальная; *б* — условная

Введение понятий относительных перегревов по теплоносителю и воздуху отдельной трубки открывает принципиальную возможность расчета теплотехнических характеристик коллекторно-калачевых конструкций с учетом всех особенностей их обвязок практически для любого числа рядов и имеющих место в практике высот трубных решеток, т.е. без ограничений общего количества трубок в воздухонагревателе.

Действительно, учитывая специфику интенсифицированной поверхности ВНВ243, обусловленную наличием системы гофров, расположенных перпендикулярно к набегающему воздушному потоку, представим одну из возможных эквивалентных в теплотехническом смысле расчетных схем расположения трубок такой, как показано на рис. 2.23, *б*. Шахматная компоновка реального теплообменника в этом случае заменяется коридорной, но такая замена ни в коей мере не отражается на величинах коэффициентов внешней теплоотдачи, так как при решении соответствующих уравнений будут использоваться величины $\alpha_в$, полученные для шахматного трубного пучка.

При такой схематизации число трубок во фронтальном сечении и количество трубок в каждом горизонтальном ряду условного теплообменника совпадают соответственно с $N_{фр}$ и $N_р$ реального теплообменника. В этом случае каждый горизонтальный ряд трубок обрабатывает количество воздуха, равное величине $g_в = G_в / N_{фр}$, причем на каждую последующую трубку попадает воздух, температура которого равна температуре воздуха после предыдущей трубки. Таким образом, уравнения для определения конечных параметров обеих сред для трубки, находящейся в i-м ряду по глубине и в j-м по высоте трубной решетки (индекс этой трубки – i,j), можно записать в виде

$$T^{i,j}_{ж\,н} = T^{ij}_{ж\,н} - \theta^*_ж (T^{i,j}_{ж\,н} - t^{i,j}_{в.н}); \tag{2.42}$$

$$t^{i,j}_{в.к} = T^{ij}_{ж.н} - \theta^*_в (T^{i,j}_{ж.н} - t^{i,j}_{в.н}). \tag{2.43}$$

Для описания процессов теплопередачи во всем теплообменнике приведенные уравнения должны быть дополнены следующими:

$$t^{i,j}_{в.н} = t^{i-1,j}_{в.к}; \tag{2.44}$$

$$T^{i,j}_{ж\,н} = T^{i^*,j^*}_{ж\,к}. \tag{2.45}$$

Последнее уравнение отражает тот факт, что начальная температура воды на входе в трубку с индексом i,j равна температуре воды на выходе из предшествующей трубки с индексом i^*,j^* того же циркуляционного контура. В общем случае величины индексов i и i^*, а также j и j^* не совпадают, так как эти трубки могут располагаться на разных вертикальных уровнях и рядах. Кроме того, считаются известными начальные температуры воздуха на входе в теплообменник t^*_0 (число таких значений равно $N_{фр}$), а также температура горячей воды T^*_0, поступающей в циркуляционные контуры, число которых равно числу отводов $n_{отв}$. Таким образом, общее число решаемых уравнений $N_{фр}(4 \cdot N_р - 1) - N_{отв}$ (здесь $N_{отв}$ – число циркуляционных контуров). Все уравнения, входящие в общую систему $(N_{фр}(4 \cdot N_р - 1) - N_{отв})$, линейны, и поэтому она может быть решена одним их известных стандартных методов. Далее, зная конечные параметры воздуха и воды на выходе из каждой трубки, можно осреднением получить конечные интегральные параметры теплообменника. Система рассматриваемых уравнений может составляться в автоматическом режиме в том случае, когда она увязана с программой «CuAl Tube», которая производит подбор обвязок для каждого конструируемого теплообменника.

2.4.3.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННИКОВ С РЕАЛЬНЫМИ СХЕМАМИ ОБВЯЗКИ И ЧИСЛОМ РЯДОВ $N_p \le 4$

Рассматриваемое общее решение требует, тем не менее, больших временных затрат даже при использовании современных ПЭВМ. Поэтому для сокращения времени расчетов рассмотрим возможность аналитического решения систем уравнений (2.42) – (2.45), имея в виду специфические особенности решаемых уравнений. Действительно, в общем случае каждое расчетное уравнение для одной трубки включает число неизвестных, максимальное количество которых не превышает четырех. Это обстоятельство в целом ряде случаев позволяет свести решение к треугольной матрице коэффициентов и последовательному вычислению всех неизвестных. Рассмотрим реализацию данного способа для двух-, трех- и четырехрядных теплообменников. На рис. 2.24 приведены реальные, учитывающие необходимость слива воды, и расчетные схемы двухрядного теплообменника с числом ходов по теплоносителю от 2 до 6 для прямо- и противоточных схем взаимного движения воды и воздуха.

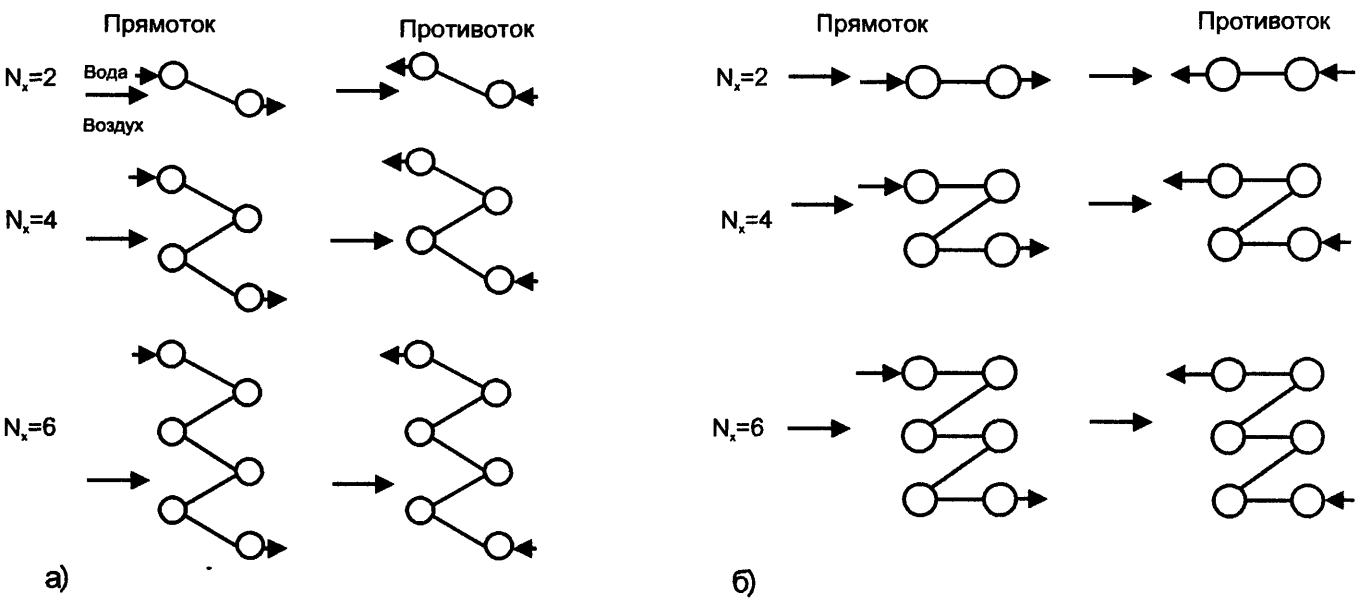


Рис. 2.24. *Реальные (а)* и расчетные *(б)* схемы обвязок двухрядных теплообменников

Вначале рассмотрим решения для противоточного двухрядного теплообменника с числом ходов N_x =2. В этом случае в соответствии с (2.42) – (2.45) система уравнений имеет вид

$$t_{в.к}^{11} = t_0^* + \theta_в^*(T_{ж.к}^{21} - t_0^*); \tag{2.46}$$

$$t_{в.к}^{21} = t_{в.к}^{11} + \theta_в^*(T_0^* - t_{в.к}^{11}); \tag{2.47}$$

$$T_{ж.к}^{11} = t_0^* - \theta_ж^*(T_{ж.к}^{21} - t_0^*); \tag{2.48}$$

$$T_{ж.к}^{21} = T_0^* - \theta_w^*(T_0^* - t_{в.к}^{11}). \tag{2.49}$$

Введем величины искомого перегрева воздуха и воды в рассматриваемом двухходовом теплообменнике:

$$\theta_в^{(+)} = \frac{t_{в.к}^{21} - t_0^*}{T_0^* - t_0^*}; \tag{2.50}$$

$$\theta_w^{(+)} = \frac{T_0^* - T_{ж.к}^{11}}{T_0^* - t_0^*}. \tag{2.50а}$$

Решая линейную систему четырех уравнений, содержащую четыре неизвестные температуры $t_{в.к}^{11}$, $t_{в.к}^{21}$, $T_{ж.к}^{11}$, $T_{ж.к}^{21}$, выражаем эти неизвестные через T_0^* и t_0^*. Подставив их значения в (2.50) и (2.50а), получим

$$\theta_{в}^{(+)} = \frac{1-(\frac{1-\theta_{в}^{*}}{1-\theta_{w}^{*}})^{2}}{1-\frac{1}{m_0}\cdot(\frac{1-\theta_{в}^{*}}{1-\theta_{w}^{*}})^{2}}; \quad (2.51)$$

$$\theta_{w}^{(+)} = \frac{1}{m_0}\cdot\theta_{в}^{(+)}, \quad (2.52)$$

где m_0 – соотношение водяных эквивалентов для двухрядного контура, определяемое так:

$$m_0 = \frac{c_{ж}g_{ж}^{тр}}{c_{в}g_{в}^{тр}}. \quad (2.53)$$

При вычислении величин перегревов для двухрядного теплообменника с числом ходов $N_x > 2$ необходимо учитывать, что такой теплообменник состоит из $N_x/2$ двухрядных противоточных блоков, обвязанных последовательно по теплоносителю. Принимая во внимание, что в этом случае имеет место равенство температур воды, выходящей из предшествующего блока, и воды, поступающей в последующий блок, для нахождения значений перегревов воды и воздуха всего теплообменника можно получить следующие формулы:

$$\theta_{ж} = 1-(1-\theta_{ж}^{(+)})^{N_x/2}; \quad (2.54)$$

$$\theta_{в} = \theta_{ж}\cdot\frac{m_0}{(N_x/2)}. \quad (2.55)$$

Для двухрядного двухходового теплообменника с прямоточной схемой движения воды и воздуха в соответствии с (2.42) – (2.45) можно записать

$$t_{в.к}^{11} = t_0^{*} + \theta_{в}^{*}(T_0^{*} - t_0^{*}); \quad (2.56)$$

$$t_{в.к}^{21} = t_{в.к}^{11} + \theta_{в}^{*}(T_{ж.к}^{11} - t_{в.к}^{11}); \quad (2.57)$$

$$T_{ж.к}^{11} = T_0^{*} - \theta_{w}^{*}(T_0^{*} - t_0^{*}); \quad (2.58)$$

$$T_{ж.к}^{21} = T_{ж.к}^{*11} - \theta_{w}^{*}(T_{ж.к}^{*11} - t_{в.к}^{11}). \quad (2.59)$$

Введем величины искомого перегрева воздуха и воды в рассматриваемом двухходовом теплообменнике, работающем в режиме прямотока:

$$\theta_{в}^{(-)} = \frac{t_{в.к}^{21} - t_0^{*}}{T_0^{*} - t_0^{*}}; \quad (2.60)$$

$$\theta_{ж}^{(-)} = \frac{T_0^{*} - T_{в.к}^{21}}{T_0^{*} - t_0^{*}}. \quad (2.61)$$

Решив систему уравнений (2.55) – (2.58) и подставив найденные значения температур в (2.59) и (2.60), получим

$$\theta_{в}^{(-)} = \frac{1-(1-\theta_{в}^{*}-\theta_{ж}^{*})^{2}}{1+\frac{1}{m_0}}; \quad (2.62)$$

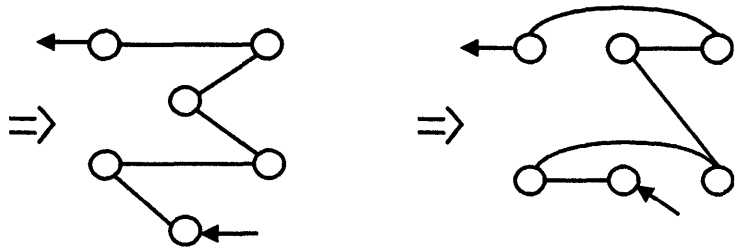
$$\theta_{ж}^{(-)} = \frac{1}{m_0}\theta_{в}^{(-)}. \quad (2.63)$$

Для прямоточного теплообменника с числом ходов больше двух величины перегревов по воде и воздуху могут быть определены по формулам, которые по своей структуре идентичны формулам (2.54) и (2.55), а именно:

$$\theta_{w} = 1-(1-\theta_{w}^{(-)})^{N_x/2}; \quad (2.64)$$

$$\theta_{в} = \theta_{w}\cdot\frac{m_0}{(N_x/2)}. \quad (2.65)$$

Для теплообменников с большей рядностью выражения для перегревов воздуха и воды имеют более громоздкий вид. Ниже для примера приводятся расчетная схема обвязки (рис. 2.25) и система уравнений, описывающая процессы переноса в трехрядном медно-алюминиевом воздухонагревателе, работающем в противоточном режиме и имеющем шесть ходов по теплоносителю.



а) *б)*

Рис. 2.25. Реальная *(а)* и расчетная *(б)* обвязки противоточного теплообменника с $N_р$=3 и *ff* =6

Система расчетных уравнений имеет вид

$$t_{21} = \theta_в^{(+)} T_0^*; \tag{2.66}$$

$$T_{11}^к = T_0^* (1 - \theta_ж^{(+)}); \tag{2.67}$$

$$t_{31} = t_{21} + \theta_в^* (T_{11}^к - t_{21}); \tag{2.68}$$

$$T_{31}^к = T_{11}^к - \theta_ж^* (T_{11}^к - t_{21}); \tag{2.69}$$

$$t_{12} = \theta_в^* T_{32}^к; \tag{2.70}$$

$$T_{32}^к = T_{31}^к (1 - \theta_ж^{(-)}) / (1 - \theta_в^* \theta_ж^{(-)}); \tag{2.71}$$

$$t_{32} = t_{12} + \theta_в^{(-)} (T_{31}^к - t_{12}); \tag{2.72}$$

$$T_{12}^к = T_{32}^к (1 - \theta_ж^*); \tag{2.73}$$

$$\theta_{в3-6}^{(+)} = (t_{31} + t_{32}) / (2T_0^*); \tag{2.74}$$

$$\theta_{ж3-6}^{(+)} = (T_0^* - T_{12}^к) / T_0^*. \tag{2.75}$$

В этом случае не удается получить решение системы в свернутом виде, как при анализе двухрядной конструкции. Однако приведенная система уравнений имеет треугольную матрицу коэффициентов, что позволяет, зная численные значения величин T_0^* и t_0^*, легко, не пользуясь стандартными методами решения систем линейных алгебраических уравнений, подсчитать все неизвестные величины, входящие в эту систему, так как в каждом уравнении оказывается лишь одно неизвестное, а затем вычислить величины перегревов воды и воздуха в теплообменнике.

Приведенная выше методика позволяет обеспечить получение аналитических решений воздухонагревателей до четырех рядов включительно (Приложение 3).

2.4.3.5. УНИВЕРСАЛЬНЫЙ АЛГОРИТМ ЧИСЛЕННОГО РАСЧЕТА МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

При большем числе рядов получить аналогичные решения и пользоваться ими проблематично из-за их громоздкости. Поэтому целесообразно рассмотреть еще одну схему компоновки трубок в теплообменнике (рис. 2.26, 2.27), которая также в теплотехническом плане практически эквивалентна реальной, но позволяет программным путем получить искомые решения для любого количества рядов теплообменника. Это делает ее более универсальной, так как она с небольшими изменениями может быть использована для разработки программ расчета многорядных воздухоохладителей, а также теплообменников, в которых процессы теплопередачи протекают в условиях изменения агрегатного состояния теплоносителей.

Как следует из принципов трансформации, реализованных на рис. 2.26 и рис. 2.27, двухрядный пучок трансформируется в однорядный с большей густотой, а трехрядный переходит в двухрядный, причем густота первого ряда в два раза выше, чем второго, четырехрядный пучок становится условно двухрядным с большей густотой.

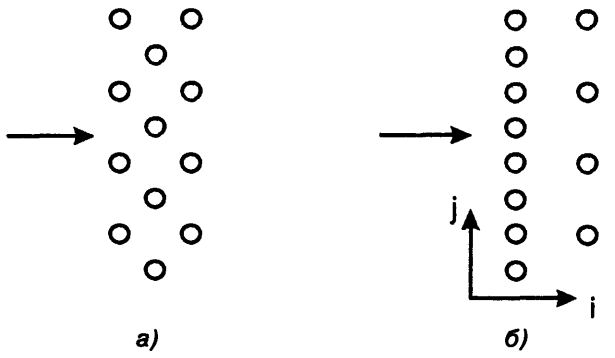


Рис. 2.26. Реальная *(а)* и условная *(б)* схемы компоновки трубок в трубном пучке трехрядного теплообменника

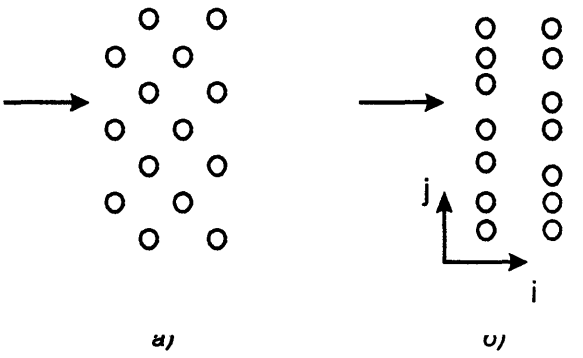


Рис. 2.27. Реальная *(а)* и условная *(б)* схемы компоновки трубок в трубном пучке четырехрядного теплообменника

Таким образом, для теплообменников с четным числом рядов количество условных рядов становится вдвое меньше. При такой схематизации появляется возможность заменить реальный теплообменник гипотетическим, состоящим из условного количества теплообменных рядов, каждый из которых, в свою очередь, состоит из отдельных теплообменных блоков. Количество этих блоков равно количеству отводов реального теплообменника. В каждом теплообменном ряду блока все трубки обвязаны последовательно по теплоносителю. Количество трубок в каждом таком блоке в соответствии с принятой расчетной схемой размещения трубок в теплообменнике может различаться. По этой же причине фронтальные сечения блоков также могут отличаться друг от друга. Заполняющие фронт теплообменника блоки между собой по воздуху и теплоносителю соединены параллельно. Таким образом, подсчитав теплотехнические характеристики каждого такого теплообменного блока, можно сравнительно просто определить теплотехнические характеристики условного теплообменного ряда.

Приведенная выше расчетная схема жидкостно-воздушного теплообменника базируется на ряде допущений, часть из которых была обоснована выше. Во-первых, предполагается, что после каждого условного теплообменного ряда воздух перемешивается и его температура во фронтальном сечении постоянна и равна среднекалориметрической. Во-вторых, также считается, что на выходе из каждого ряда происходит полное перемешивание теплоносителя, прошедшего через все теплообменные блоки этого ряда. Температуры теплоносителя, поступающего в блоки последующего ряда, одинаковы.

Из описанной расчетной схемы видно, что, как и прежде, основным базовым элементом системы является отдельная оребренная трубка, в которой реализуется перекрестно-точная схема движения взаимодействующих сред. Зная величины $\theta_{ж}^{*}$ и $\theta_{в}^{*}$, представляющие собой перегревы по воздуху и воде базовой оребренной трубки, соответствующие перегревы m-го блока в i-м ряду можно определить следующим образом. Известно, что в каждом блоке трубки по теплоносителю обвязаны последовательно. В этом случае, поскольку начальная температура воздуха на всех трубках блока одинакова, а начальная температура теплоносителя в j-й трубке блока равна конечной температуре теплоносителя в $(j-1)$-й трубке, разности температур $t_{ж.к\ j-1} - t_{в.н}$ и $t_{ж.н\ j} - t_{в.н}$ оказываются одинаковыми. Вводим переменную z^m:

$$z^m = \frac{t_{ж.к\ j} - t_{в.н}}{t_{ж.н\ j-1} - t_{в.н}}. \qquad (2.76)$$

С учетом указанного выше равенства температур имеем

$$z^m = \prod_{j=1}^{N_{тр}^m} z^j = \frac{t_{ж.к\ j} - t_{в.н}}{t_{ж.н\ j} - t_{в.н}}, \qquad (2.77)$$

где $t_{ж.н\ j}$, $t_{ж.к\ j}$ – соответственно начальная и конечная температуры теплоносителя на входе и выходе из условного m-го теплообменного блока.

Нетрудно видеть, что величина z^m связана с коэффициентом относительного перегрева $\theta_{ж}^{m}$ зависимостью

$$z^m = 1 - \theta_{ж}^{m}. \qquad (2.78)$$

Таким образом, коэффициент относительного нагрева m-го блока

$$\theta_{ж}^{\,m} = 1 - \prod_{j=1}^{N_{фр}^{\,m}} z^{j} = 1 - \prod_{j=1}^{N_{фр}^{\,m}} (1 - \theta_{ж}^{\,j}). \tag{2.79}$$

Коэффициент относительного нагрева воздуха в m-м блоке

$$\theta_{в}^{\,m} = \frac{\theta_{ж}^{i}}{\sum_{j=1}^{N_{фр}^{\,m}} \frac{\theta_{ж}^{\,j}}{\theta_{в}^{\,j}}}. \tag{2.80}$$

Коэффициенты относительных перегревов теплообменного ряда $\theta_{в}^{\,i}$ и $\theta_{ж}^{\,i}$ можно вычислить, зная соответствующие коэффициенты перегревов по воде и воздуху для отдельных условных теплообменных блоков, по формулам

$$\theta_{в}^{\,i} = \frac{\sum_{m=1}^{M} \theta_{в}^{\,m} F_{фр}^{\,m}}{\sum_{m=1}^{M} F_{фр}^{\,m}}; \tag{2.81}$$

$$\theta_{ж}^{\,i} = \frac{\sum_{m=1}^{M} \theta_{в}^{\,m} F_{фр}^{\,m}}{\sum_{m=1}^{M} \frac{\theta_{в}^{\,m}}{\theta_{ж}^{\,m}} F_{фр}^{\,m}}, \tag{2.82}$$

где $1 \le m \le M$, M – общее количество теплообменных блоков в i-м ряду.

Коэффициенты относительных перегревов всего теплообменника, которые зависят от схем обвязки теплообменных рядов, можно записать, опуская аналогичные приведенным выше промежуточные выкладки, в следующем виде:

для прямоточной схемы обвязки теплообменных рядов

$$\theta_{в} = \frac{1 - \prod_{i=1}^{N_р} (1 - \theta_{в}^{\,i} - \theta_{ж}^{\,i})}{1 + \frac{\theta_{ж}^{\,i}}{\theta_{в}^{\,i}}}; \tag{2.83}$$

$$\theta_{ж} = \theta_{в} \cdot \frac{\theta_{ж}^{\,i}}{\theta_{в}^{\,i}}; \tag{2.84}$$

для противоточной схемы обвязки теплообменных рядов

$$\theta_{ж} = \frac{1 - \prod_{i=1}^{N_р} \frac{1 - \theta_{в}^{i}}{1 - \theta_{ж}^{i}}}{\frac{\theta_{в}^{i}}{\theta_{ж}^{i}} - \prod_{i=1}^{N_р} \frac{1 - \theta_{в}^{i}}{1 - \theta_{ж}^{i}}}; \tag{2.85}$$

$$\theta_{в} = \frac{1 - \prod_{i=1}^{N_р} \frac{1 - \theta_{в}^{i}}{1 - \theta_{ж}^{i}}}{1 - \frac{\theta_{ж}^{i}}{\theta_{в}^{i}} \cdot \prod_{i=1}^{N_р} \frac{1 - \theta_{в}^{i}}{1 - \theta_{ж}^{i}}}. \tag{2.86}$$

Из полученных формул следует, что для нахождения значений относительных перегревов теплообменника $\theta_{в}$ и $\theta_{ж}$ в конечном счете необходимо располагать информацией о величинах коэффициентов относительных перегревов для одиночной теплообменной трубки, процессы теплопередачи в которой происходят в условиях перекрестно-точного движения теплоносителя и воздуха, вычисляемых по форму-

лам (2.26) и (2.27). Эти перегревы, как видно из (2.26), (2.27), в свою очередь, определяются лишь теплотехническими характеристиками теплообменной поверхности (локальный коэффициент теплопередачи со стороны воздуха, а также величина теплопередающей поверхности) и величинами водяных эквивалентов контактирующих сред.

2.4.3.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВНЕШНЕЙ ТЕПЛООТДАЧИ И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Величина $K_л$ в соответствии с (2.13) зависит от целого ряда параметров, определяющим из которых является коэффициент внешней теплоотдачи $\alpha_в$. Как указывалось ранее, коэффициенты внешней теплоотдачи $\alpha_в$ являются сложной функцией геометрии поверхности, свойств воздуха и гидродинамической обстановки воздушного потока, движущегося в межпластинчатых каналах. За исключением некоторых геометрически простых случаев для нахождения величин $\alpha_в$ приходится прибегать к проведению специальных экспериментов на модельных образцах теплопередающей поверхности.

Ниже будет описан экспериментально-теоретический метод определения величин $\alpha_в$, использованный в настоящей работе. Для реализации этого метода необходимо располагать информацией о коэффициентах внутреннего теплообмена α_w при движении жидкости в трубах, величины которых зависят от режима течения, скорости движения жидкости, а также от теплофизических свойств движущейся среды. В настоящее время для каждого из режимов течения (ламинарного, переходного и турбулентного) существует большое количество разнообразных расчетных зависимостей (критериальных уравнений), позволяющих вычислить числа Нуссельта. Некоторые из этих критериальных уравнений были получены теоретически, некоторые носят полуэмпирический характер и установлены путем применения аналогии Рейнольдса, а большинство таких зависимостей сугубо эмпирические, так как получены в ходе обработки экспериментальных данных. Расчеты, проводимые по таким формулам для одних и тех же чисел Рейнольдса, дают результаты, отличающиеся друг от друга примерно на 25%. Чтобы получить единообразные расчетные результаты и иметь возможность провести сравнение расчетных данных, в [29] было предложено отобрать группу наиболее достоверных формул для каждого из режимов течения и затем с помощью серии расчетов для каждой конкретной трубы с ее геометрией и характеристиками шероховатости построить обобщающую зависимость, точки которой описывают максимальные значения из всей совокупности расчетных значений определяемого критерия (числа Nu) при каждом числе Re. Указанная методология была использована и при теплотехнических расчетах медно-алюминиевых теплообменников.

Для ламинарного режима в различных источниках рекомендуется использовать следующие формулы:

$$\mathrm{Nu}_1 = \sqrt[3]{3{,}66^3 + 1{,}66^3 \cdot \mathrm{RePr}\frac{d}{L_{тр}}}; \qquad (2.87)$$

$$\mathrm{Nu}_2 = 3{,}66 + \frac{0{,}19 \cdot (\mathrm{RePr}\frac{d}{L_{тр}})^{0.8}}{1 + 0{,}117 \cdot (\mathrm{RePr}\frac{d}{L_{тр}})^{0{,}467}}; \qquad (2.87а)$$

$$\mathrm{Nu}_3 = 0{,}664 \cdot (\mathrm{Re}\frac{d}{L_{тр}})^{0{,}5} \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}333}; \qquad (2.87б)$$

$$\mathrm{Nu}_4 = 1{,}55 \cdot (\mathrm{RePr}\frac{d}{L_{тр}})^{0{,}333}, \qquad (2.87в)$$

а для переходного и турбулентного режимов –

полуэмпирическое уравнение Прандтля

$$\mathrm{Nu}_5 = \frac{(\varsigma/8)\mathrm{RePr}}{1 + 8{,}7 \cdot (\varsigma/8) \cdot (\mathrm{Pr} - 1)}; \qquad (2.88)$$

модифицированное уравнение Прандтля для полностью развитого течения

$$Nu_6 = \frac{(\varsigma/8)\,Re\,Pr}{1+12{,}7\cdot(\varsigma/8)\cdot(Pr^{2/3}-1)}; \qquad (2.88а)$$

модифицированное уравнение Прандтля для полностью развитого начального участка

$$Nu_7 = \frac{(\varsigma/8)\cdot(Re-1000)\,Pr}{1+12{,}7\cdot(\varsigma/8)\cdot(Pr^{2/3}-1)}\left[1+\left(\frac{d}{L_{тр}}\right)^{2/3}\right], \qquad (2.88б)$$

где

$$\varsigma(Re) = (1{,}82\cdot\log Re - 1{,}64)^{-2}.$$

Эти формулы справедливы при $0<\frac{d}{L_{тр}}<1$; $0{,}6<Pr<2000$; $2300<Re<10^6$.

Кроме того, для указанных режимов могут быть использованы:

формула М.А. Михеева

$$Nu_8 = 0{,}021 Re^{0{,}8}\,Pr^{0{,}43}\,(Pr_ж/Pr_{ст})^{0{,}25}; \qquad (2.89)$$

формула Хаузена

$$Nu_9 = 0{,}037(Re^{2/3}-180)\cdot Pr^{0{,}2}\cdot\left[1+\left(\frac{d}{L_{тр}}\right)^{2/3}\right]. \qquad (2.89а)$$

Итоговая зависимость Nu(Re) для труб с внутренним диаметром 0,0116 м и длиной 1,0 м представлена на рис. 2.28.

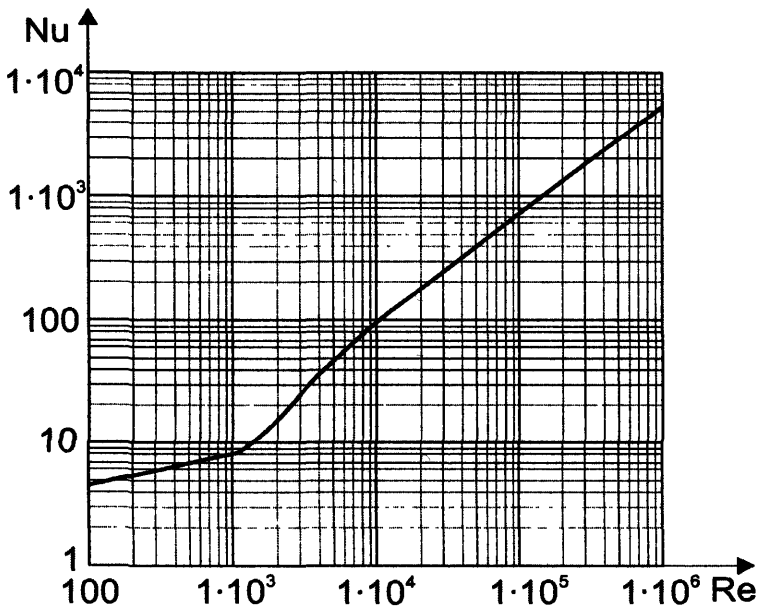


Рис. 2.28. Расчетная зависимость Nu(Re) для трубы с $d_{вн}$ = 0,0116 м и $l_{тр}$ =1,0 м

Основным расчетным уравнением для гидравлического сопротивления медно-алюминиевых теплообменников являлось

$$\Delta P_ж = \xi_{т.о}\cdot\frac{\rho_ж w^2}{2}, \qquad (2.90)$$

где $\xi_{т.о}$ – коэффициент гидравлического сопротивления теплообменника, определяемый по формуле

$$\xi_{т.о} = n_х(\xi\frac{l_{тр}}{d_{вн}} + 1) + \xi_{кал}(n_х - 1) + \xi_{кол}, \quad (2.91)$$

где ξ, $\xi_{кал}$ и $\xi_{кол}$ – соответственно коэффициенты сопротивления трубы длиной l, калача и коллекторов; $n_х$ – число ходов в циркуляционном контуре. Величина $\xi = \max(\xi_1, \xi_2, ..., \xi_6)$, а значения для $\xi(\mathrm{Re})$ вычисляются по следующим зависимостям:

для ламинарного режима

$$\xi_1 = \frac{64}{\mathrm{Re}}; \quad (2.92)$$

для переходного и турбулентного режимов

$$\xi_2 = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}; \quad (2.93)$$

$$\xi_3 = 0{,}0054 + \frac{0{,}3964}{\mathrm{Re}^{0{,}3}}; \quad (2.94)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\xi_4}} = 2\log(\mathrm{Re}\sqrt{\xi_4}) - 0{,}8; \quad (2.95)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\xi_5}} = 2\log(\frac{d_{вн}}{K_ш}) + 1{,}14; \quad (2.96)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\xi_6}} = -2\log(\frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\sqrt{\xi_6}} + \frac{K_ш}{3{,}71 \cdot d_{вн}}), \quad (2.97)$$

где $K_ш$ – шероховатость поверхности, которая в соответствии с рекомендациями [51] для медных трубок была принята равной $0{,}026 \cdot 10^{-3}$ м. На рис. 2.29 представлена итоговая зависимость $\xi(\mathrm{Re})$ для трубки диаметром 0,0116 м и длиной 0,78 м при температуре воды 100°С. Аналогично с использованием соответствующих зависимостей подсчитывались коэффициенты сопротивления калачей и коллекторов.

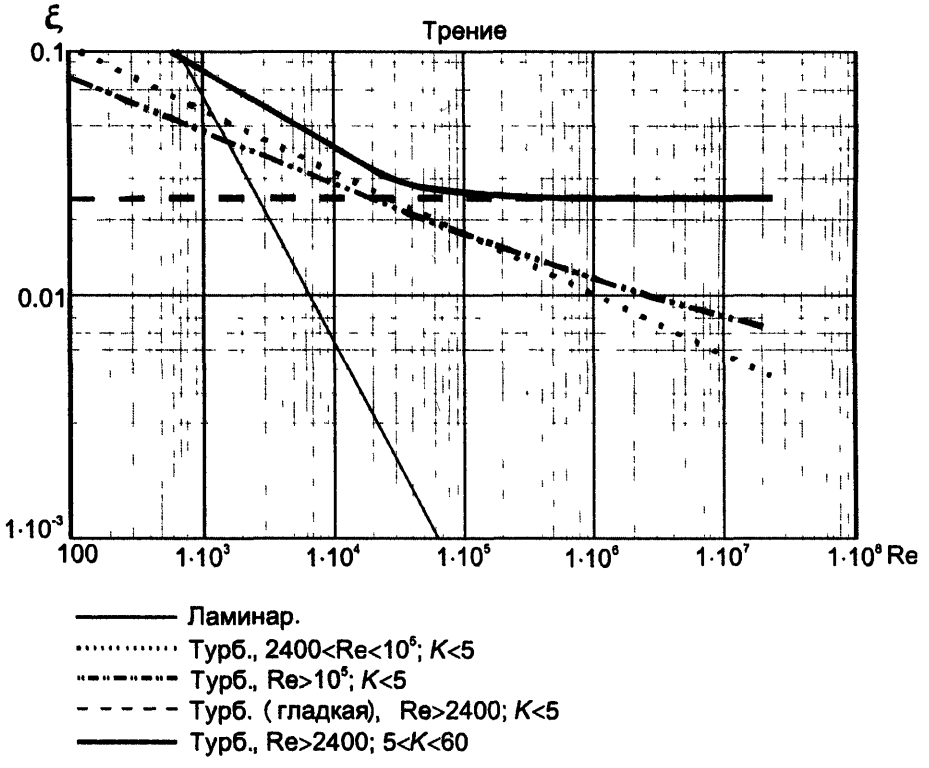


Рис. 2.29. Расчетные зависимости $\xi(\mathrm{Re})$ для труб круглого сечения

Для конкретной теплопередающей поверхности типа ВНВ243 с заданными конструктивными характеристиками трубного пучка и параметрами гофрирования коэффициенты внешней теплоотдачи являются функцией величины массовой скорости воздуха во фронтальном сечении $(V\rho)_{фр}$ и шага расположения пластин $S_р$. Для определения этих зависимостей используем следующий подход, базирующийся на разработанной математической модели процессов теплопередачи в коллекторно-калачевых конструкциях и опытных данных, полученных в ходе проведения теплотехнических испытаний медно-алюминиевых теплообменников. В соответствии с [18] при проведении испытаний конкретного теплообменника с известными геометрическими характеристиками в каждом опыте варьируются скорости воды в трубках и скорости воздуха во фронтальном сечении и для каждой пары этих параметров замеряются начальные и конечные температуры взаимодействующих сред. Располагая этой информацией, каждый опытный результат можно воспроизвести расчетным способом с помощью ПЭВМ. В этом случае, сравнивая расчетные результаты с результатами испытания теплообменников, проведенных при различных сочетаниях параметров воды и воздуха, итеративно можно подобрать такие значения коэффициентов внешнего теплообмена, которые обеспечат совпадение расчетных и опытных данных. Тепловое сопротивление между воротничками алюминиевых пластин и медной трубкой принималось равным 0,000022 (м^2·°С)/ Вт, а величина теплопередающей поверхности теплообменника подсчитывалась по формуле

$$F_{уд} = \frac{N_р}{S_1 \cdot S_R}\left[2 \cdot k_г \cdot (S_1 \cdot S_2 - 0{,}786 \cdot d^2_н) + \pi \cdot (S_R - \delta_{пл}) \cdot (d_н + 2\delta_{пл})\right], \qquad (2.98)$$

которая позволяет определить площадь теплообменника любой рядности с площадью фронтального сечения 1 м^2.

Вычисленные таким образом коэффициенты $\alpha_в$ затем аппроксимировались в виде степенной зависимости от массовой скорости движения воздуха и скорости движения теплоносителя в виде

$$\alpha_в = A \cdot (V\rho)^n \cdot S_р^{\ r}. \qquad (2.99)$$

При получении указанных зависимостей использовались опытные значения температур воды и воздуха, замеренные на метрологически аттестованном стенде при испытании теплообменников с различными величинами $S_р$.

Реализация приведенной методики определения коэффициентов внешнего теплообмена позволила получить следующую зависимость:

$$\alpha_в = 22{,}35 \cdot (V\rho)^{0{,}703} \cdot S_р^{\ 0{,}121}, \text{ Вт/(м}^2\text{·°С)}. \qquad (2.100)$$

В ходе проведенных экспериментов и их последующей обработки была также установлена зависимость для нахождения величин аэродинамического сопротивления:

$$\Delta P_a = 4{,}434 \cdot (V\rho)^{1{,}633} \cdot S_р^{\ -0{,}687} \cdot N_р, \text{ Па}. \qquad (2.101)$$

Приведенные выше формулы позволяют составить программы расчетов медно-алюминиевых воздухонагревателей на ПЭВМ.

Проанализируем численные результаты расчетов, полученные с использованием двух рассмотренных выше расчетных моделей. В табл.2.5 представлены расчетные результаты перегревов воды и воздуха в двух-, трех- и четырехрядных теплообменниках при прямоточно-перекрестной и противоточно-перекрестной схемах движения сред при различном числе ходов по теплоносителю. Эти результаты были получены при массовой скорости воздуха во фронтальном сечении 4,0 кг/(м^2·с), скорости воды в трубках 1,4 м/с, шаге установки пластин 2,5 мм и длине трубки теплообменника 1,5 м.

Как видно из приведенных результатов, соответствующие различия для величин перегревов сходных схем движения воды и воздуха не превышают: для $N_р$=2 1,5%, для $N_р$=3 2,5%, для $N_р$=4 2,3%. Аналогичные результаты были получены для широкого диапазона изменения: скоростей воздуха во фронтальном сечении $2{,}3 < (V\rho)_{фр} < 5{,}0$ кг/(м^2·с); скоростей воды в трубках $0{,}5 < w < 1{,}75$ м/с; длин трубок $0{,}5 < l_{тр} < 2{,}5$ м.

Таким образом, обе рассмотренные выше эквивалентные схемы расположения трубок в трубном пучке практически идентичны в теплотехническом отношении и могут быть использованы при проведении расчетов медно-алюминиевых теплообменников. Первую целесообразно применять при расчетах воздухонагревателей, а вторую – при расчетах воздухоохладителей.

Таблица 2.5

РАСЧЕТНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ПЕРЕГРЕВОВ ВОДЫ И ВОЗДУХА ТЕПЛООБМЕННИКОВ ВНВ243

Число рядов	Число ходов	Водяной эквивалент	Алгоритм 1 Противоток		Алгоритм 2 Прямоток		$\delta(\theta_в)$, %	Алгоритм 1 Противоток		Алгоритм 2 Прямоток		$\delta(\theta_в)$, %
			$\theta_в$	$\theta_ж$	$\theta_в$	$\theta_ж$		$\theta_в$	$\theta_ж$	$\theta_в$	$\theta_ж$	
2	2	1,759	0,4019	0,2283	0,3960	0,2251	1,5	0,3888	0,2210	0,3960	0,2251	0
	4	0,880	0,3560	0,4048	0,3531	0,3995	1,4	0,3457	0,3931	0,3531	0,3995	0
	8	0,440	0,2839	0,6457	0,2811	0,6394	1,1	0,2788	0,6317	0,2811	0,6394	0
	12	0,293	0,2313	0,7891	0,2300	0,7834	0,5	0,2276	0,7765	0,2300	0,7834	0
3	2	2,632	0,5393	0,2043	0,5230	0,1984	3,1	0,5169	0,1966	0,5050	0,1915	2,4
	4	1,319	0,4862	0,3685	0,4733	0,3588	2,7	0,4656	0,3529	0,4531	0,3437	0,6
	6	0,880	0,4354	0,4950	0,4236	0,4839	2,7	0,4220	0,4799	0,4155	0,4704	16
	8	0,660	0,3965	0,6012	0,3884	0,5889	2,1	0,3765	0,5690	0,3755	0,5692	0,4
	10	0,528	0,3594	0,6811	0,3531	0,6691	1,8	0,3501	0,6634	0,3443	0,6524	1,7
4	2	3,518	0,6476	0,1842	0,6469	0,1839	0,2	0,6154	0,1753	0,6143	0,1746	0,2
	4	1,759	0,5987	0,3404	0,5877	0,3333	1,9	0,5446	0,3102	0,5607	0,3188	-3,0
	6	1,173	0,5525	0,4710	0,5446	0,4640	1,5	0,4921	0,4197	0,5015	0,4277	-1,9
	8	0,880	0,4970	0,5649	0,4890	0,5555	1,6	0,4610	0,522	0,4716	0,5360	-2,2
	10	0,704	0,4581	0,6511	0,4522	0,6426	1,3	0,4220	0,5997	0,4330	0,6156	-2,6

Оба указанных алгоритма реализованы в программе «CuAl», которая предлагается всем пользователям для расчета поверхностных теплообменников, выпускаемых фирмой «ВЕЗА».

2.4.3.7. МЕТОД И АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

При работе медно-алюминиевых теплообменников в режимах нагрева происходит повышение энтальпии нагреваемого воздуха без изменения его влагосодержания. При охлаждении воздуха в зависимости от соотношения начальных параметров воздуха и холодоносителя, а также соотношения их водяных эквивалентов наряду с понижением температуры воздуха может протекать процесс его осушки, т.е. понижения влагосодержания. Это будет происходить на тех участках поверхности, где имеет место соотношение $t_f < t_{р.н}$ (где $t_{р.н}$ – температура точки росы воздуха в ядре потока над соответствующими участками поверхности). В противном случае теплопередающая поверхность воздухоохладителя при охлаждении воздуха будет оставаться сухой.

Для описания процессов тепломассообмена, протекающих в жидкостно-воздушных медно-алюминиевых теплообменниках, примем те же основные допущения, что и при разработке метода расчета воздухонагревателей, и используем ту же схему построения расчетных теплообменных блоков. Дополнительно будем считать, что образующаяся на теплопередающей поверхности конденсатная пленка практически не оказывает влияния на эффективность обменных процессов. Дело в том, что наличие на поверхности пластин конденсатной пленки приводит к двум моментам. С одной стороны, эффективность тепломассообмена должна снизиться, так как увеличивается тепловое сопротивление процессам переноса тепла и массы. С другой стороны, вследствие уменьшения живых сечений растет скорость течения воздуха в межпластинчатых каналах, что, в свою очередь, приводит к возрастанию коэффициентов внешней теплоотдачи, повышающей $K_д$ (см. (2.13)). Как утверждает А.А. Гоголин [28], равнодействующая этих эффектов близка к нулю (отметим попутно, что аналогичный вывод получен ниже расчетным путем).

В то же время наличие конденсатной пленки вследствие снижения живых сечений для прохода воздуха приводит к росту аэродинамического сопротивления воздухоохладителей, работающих в «мокрых» режимах, которое должно учитываться введением повышающих коэффициентов в формулу (2.101), предназначенную для подсчета сопротивления проходу воздуха в воздухонагревателях.

Рассмотрим обработку воздуха в воздухоохладителе, когда вся теплопередающая поверхность последнего полностью смочена, т.е. для случаев, когда температура точки росы на всей поверхности ниже температуры точки росы слоев воздуха, находящихся над соответствующими участками теплопередающей поверхности. В этих условиях эффективность обработки воздуха определяется уравнением Меркеля, полученным в предположении, что тепловой поток от воздуха к теплопередающей поверхности пропорционален перепаду энтальпий между ядром воздушного потока и пограничным слоем насыщенного воздуха, имеющего температуру поверхности. В свою очередь, температура поверхности зависит от величины этого потока, температуры воды и термических сопротивлений на пути передачи тепла (от поверхности к ядру потока).

Таким образом, при полностью смоченной поверхности средняя ее температура не зависит от начальной температуры воздуха, но несколько зависит от разницы энтальпий из-за влияния этой разницы на коэффициент эффективности ребра в «мокром» режиме. Если пренебречь этим обстоятельством, то средняя температура поверхности воздухоохладителя, на которую направлен процесс обработки воздуха, может быть определена из подобия треугольников, построенных на $I - d$ - диаграмме (рис. 2.30) в предположении линейной аппроксимации кривой насыщения $\varphi = 100\%$ из следующих соотношений:

$$\frac{t_f - t_{в.к}}{t_f - t_{в.н}} = \frac{i_f - i_{в.к}}{i_f - i_{в.н}} = \frac{t_{в.к} - t_{в.к.м}}{t_{в.н} - t_{в.н.м}}. \qquad (2.102)$$

Отношение конечной и начальной психрометрических разностей температур воздуха в контактном пространстве, образованном смоченной теплопередающей поверхностью, при линейной аппроксимации кривой насыщения является лишь функцией гидродинамических параметров, так как

$$\frac{t_{в.к} - t_{в.к.м}}{t_{в.н} - t_{в.н.м}} = 1 - E_a = \exp(-\mathrm{NTU}), \qquad (2.103)$$

где $\mathrm{NTU} = \alpha_в F_{т.о} / c_в G_в$, а E_a – адиабатная эффективность процесса обработки воздуха на смоченной поверхности.

Из (2.102) и (2.103) следует, что

$$I_f = I_{в.н} - \frac{I_{в.н} - I_{в.к}}{E_a}. \qquad (2.104)$$

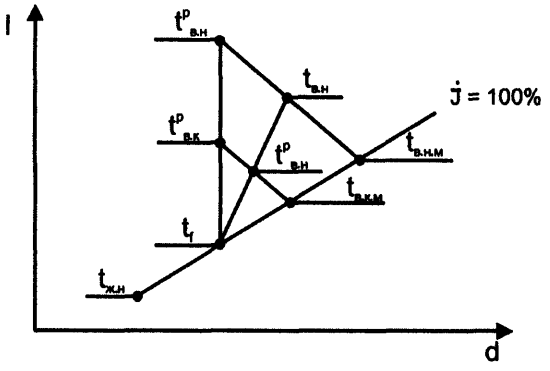


Рис. 2.30. Построение «условного» сухого процесса охлаждения воздуха

Как видно из (2.104), энтальпия, а следовательно, и температура точки поверхности, на которую направлен результирующий процесс изменения состояния воздуха при линейной аппроксимации кривой насыщения, не зависят от начальной температуры воздуха. Таким образом, все лучи процессов, соединяющие точки начальных и конечных состояний воздуха при $I_{в.н} = \mathrm{const}$ и $I_{в.к} = \mathrm{const}$, пересекаются в одной точке на кривой насыщения (см. рис. 2.30).

Во всех этих процессах конечная энтальпия воздуха одинакова, что дает возможность заменить расчет любого из них одним процессом. Для этого удобно принять процесс с постоянным влагосодержанием, называемый «условным» сухим процессом охлаждения воздуха. Он характеризуется расчетными температурными точками воздуха $t^р_{в.н}$ и $t^р_{в.к}$, способ построения которых приведен на рис. 2.30. Эффективность этого и всех родственных ему процессов для всего теплообменника определяется формулой

$$\theta_в = \frac{t^р_{в.н} - t^р_{в.к}}{t^р_{в.н} - t_{ж.н}}. \qquad (2.105)$$

При этом следует отметить, что в «условном» сухом процессе охлаждения, как и во всяком «сухом» процессе, относительный перепад температур $\theta_в$ определяется теми же соотношениями, что и при расчете воздухонагревателей с учетом физических констант воды и воздуха, соответствующих процессам охлаждения воздуха.

Далее, задавшись предварительно начальной температурой воды, можно подсчитать величину $\theta_в$, а затем, используя (2.22), вычислить требуемую площадь теплопередающей поверхности. Приведенный метод решения прямых задач расчета воздухоохладителей был предложен О. Я. Кокориным [2].

Решение обратной задачи, т.е. определения конечных параметров по заданным величинам теплопередающей поверхности, расходам и начальным параметрам взаимодействующих сред с помощью простых графических построений, как для прямой задачи, получить не удается. В этом случае необходимо решать полную систему уравнений, описывающих процесс охлаждения и одновременного осушения воздуха, протекающий на всей теплопередающей поверхности теплообменника:

$$\frac{I_{в.н}-I_{в.к}}{I_{в.н}-c_в T_{ж.н}-rd_f}=\theta_в^{м};\qquad (2.106)$$

$$\frac{I_{в.н}-I_{в.к}}{I_{в.н}-I_f}=E_a^{м};\qquad (2.107)$$

$$\frac{d_{в.н}-d_{в.к}}{d_{в.н}-d_f}=E_a^{м};\qquad (2.108)$$

$$\theta_в^{м}=f_1(G_в,G_ж,F_{т.о});\qquad (2.109)$$

$$\theta_ж^{м}=\frac{c_в G_в}{c_ж G_ж}\theta_в^{м};\qquad (2.110)$$

$$I_f=a_d+b_d\cdot d_f;\qquad (2.111)$$

$$E_a^{м}=1-\exp(-\mathrm{NTU});\qquad (2.112)$$

$$d_f=\frac{B-a_d}{b_d-E},\qquad (2.113)$$

где a_d и b_d – коэффициенты аппроксимации кривой φ = 100%; $B=I_{в.к}-E\cdot d_{в.к}$, $E=\frac{I_{в.н}-I_{в.к}}{d_{в.н}-d_{в.к}}$.

Величина относительного перегрева воздуха в воздухоохладителе $\theta_в^{м}$, определяемая уравнением (2.109), является функцией расходов воздуха и теплоносителя, величины теплопередающей поверхности, а также схемы взаимного течения сред. Она может быть найдена по методике, приведенной в п.2.4.3.6., нужно только иметь в виду, что при расчете относительных перегревов $\theta_в^{м}$ величины локальных коэффициентов теплопередачи в «мокрых» режимах должны подсчитываться с использованием коэффициентов эффективности ребер, вычисленных с учетом коэффициентов влаговыпадения.

В этом случае известными величинами являются $I_{в.н}$, $d_{в.н}$, $T_{ж.н}$, $F_{т.о}$, $L_в$, $G_ж$, искомыми – $I_{в.к}$, $d_{в.к}$, I_f, d_f, $T_{ж.к}$, $\theta_в^{м}$, $\theta_ж^{м}$, $E_a^{м}$. Их можно найти в ходе решения системы из восьми уравнений (2.106) – (2.113) с помощью одного из итеративных методов.

Главным недостатком получаемых решений является неопределенность предположения о полностью смоченной теплопередающей поверхности. Реальные процессы, протекающие в воздухоохладителях, могут на части поверхности оказаться «сухими», а на другой части – «мокрыми». Расчет смешанного режима как полностью мокрого или, напротив, как полностью сухого может привести к существенным погрешностям. Причинами погрешностей при несоответствии реального режима расчетному являются следующие.

1. Ошибка при расчете сухой части воздухоохладителя как мокрой обусловлена увеличением расчетного напора между воздухом и теплопередающей поверхностью вследствие предположения о насыщенности воздуха в пограничном слое и протекании в нем процессов конденсации, что не соответствует действительности. Погрешность может оказаться достаточно большой, при этом расчетный режим более эффективен, чем реальный.

2. Ошибка при расчете мокрой части воздухоохладителя как сухой обусловлена игнорированием изменения влагосодержания воздуха и приводит к занижению фактически действующего энтальпийного напора. Расчетный режим в этом случае оказывается менее эффективным, чем реальный.

Для получения достоверной информации о том, на какой из частей теплопередающей поверхности протекают «сухие», а на какой – «мокрые» процессы, необходимо установить реальный тип процесса и найти границу между сухой и мокрыми частями поверхности для смешанного режима.

В рассматриваемом случае эти границы могут быть установлены сравнительно просто. В частности, если иметь в виду среднюю температуру всей теплопередающей поверхности при прямоточной или перекрестной схемах движения теплоносителя и воздуха, то из уравнений (2.106) и (2.107) следует, что

$$\theta_в^{м}(I_{в.н}-c_в\cdot t_{ж.н}-r\cdot d_f)=E_a(I_{в.н}-I_f).\qquad (2.114)$$

Решив это уравнение совместно с уравнением, описывающим кривую насыщения для первого по ходу движения воздуха участка теплопередающей поверхности теплообменника, можно определить величину d_f. Если окажется, что $d_f < d_{р.н}$, то режим мокрый, если $d_f > d_{р.н}$ – сухой. Проведя последовательно подобные расчеты для всех последующих участков теплообменника, найдем доли сухой и смоченной поверхностей в воздухоохладителе.

В случае противотока исходное уравнение для вычисления d_f может быть получено следующим образом. Запишем уравнение теплового баланса для всего теплообменника:

$$G_{в}(I_{в.н}-I_{в.к})=c_{ж}G_{ж}(T_{ж.к}-T_{ж.н}). \quad (2.115)$$

Из (2.115) с учетом (2.107) получим

$$T_{ж.н}=T_{ж.к}-\frac{G_{в}}{c_{ж}G_{ж}}(I_{в.н}-I_{в.к}). \quad (2.116)$$

Подставив (2.116) в (2.114), после несложных алгебраических преобразований будем иметь следующее расчетное уравнение для определения величины d_f при противоточном движении взаимодействующих сред:

$$I_{в.н}-\frac{E_a(1-\theta_{ж}^{м})(I_{в.н}-I_f)}{\theta_{в}^{м}}-c_{в}t_{ж.к}-rd_f=0. \quad (2.117)$$

Оно должно решаться совместно с уравнением, описывающим кривую насыщения $\varphi = 100\%$.

При решении (2.113) и (2.115) в качестве уравнения, описывающего кривую $\varphi = 100\%$, целесообразно использовать уравнение М.И.Фильнея

$$d_f=\frac{622}{P_{б}\cdot 10^{\frac{-156-8.12t_f}{236+t_f}}-1}. \quad (2.118)$$

Таким образом, решив уравнения (2.114) или (2.117) совместно, например, с (2.118), ответим на вопрос, можно ли считать теплообменник полностью «сухим» или полностью «смоченным». Но и в этом случае по-прежнему неизвестно процентное соотношение указанных участков. Кроме того, использование метода «условного» сухого охлаждения воздуха в своей основе содержит неточности, связанные с нелинейностью кривой насыщения и некоторой расплывчатостью зоны расположения средней температуры поверхности, которая может быть стянута в точку лишь при линейной зависимости кривой насыщения.

И, тем не менее, метод «условного» сухого охлаждения воздуха может быть эффективно использован, особенно в случае поинтервального определения параметров воздуха и теплоносителя, так как при этом погрешности метода уменьшаются пропорционально уменьшению величины теплопередающей поверхности рассматриваемого интервала. Кроме того, такой прием дает возможность точного определения границ сухих и мокрых участков теплопередающей поверхности, а также более адресного нахождения участков поверхности воздухоохладителей, на которые могут накладываться определенные ограничения по температурам поверхности трубок, что связано, например, с возможностью замерзания конденсата при работе теплообменников на водных растворах этиленгликоля с отрицательными температурами или при работе воздухоохладителей в составе блоков теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем.

Для реализации этой идеи используем прием разбиения воздухоохладителя на ряд отдельных расчетных теплообменных блоков аналогично тому, как это было сделано при разработке алгоритма расчета медно-алюминиевых воздухонагревателей. В отличие от рассмотренной ранее схемы осреднения параметров после каждого ряда теплообменного блока, в рассматриваемом случае при переходе с предыдущего ряда на последующий производится осреднение как температур воды, так и параметров воздуха по энтальпии и влагосодержанию. При такой схеме оказывается возможным использовать уравнения (2.106) – (2.118) применительно к каждому теплообменному ряду воздухоохладителя. Таким образом, в результате поинтервальных расчетов удается получить ответ на вопрос: в каком же режиме, «сухом» или «мокром», работает рассматриваемый участок теплопередающей поверхности?

Полученная система уравнений (2.106) – (2.118) позволяет решать прямые и обратные задачи по подбору медно-алюминиевых воздухоохладителей с теплопередающей поверхностью типа ВОВ243 (везде приведенный ниже алгоритм будет называться «метод 1»), работающих с различными теплоносителями, а также оптимизационные задачи. Учитывая громоздкость расчетов, для их проведения была составлена компьютерная программа «CuAl» (подпрограмма «Воздухоохладитель»), реализующая описанный алгоритм и позволяющая оперативно проводить все виды указанных расчетов.

Целесообразно также рассмотреть альтернативный метод расчета, подобный описанному в [28]. В этом случае, как и прежде, реализуется идея поинтервального расчета поверхностного жидкостно-воздушного воздухоохладителя. Основное отличие второй методики состоит в том, что в качестве теплообменного блока рассматривается сразу весь теплообменный ряд воздухоохладителя. Кроме того, в отличие от приведенной выше методики, в которой использовались коэффициент адиабатной эффективности, относительные перегревы по воде и по воздуху и локальные коэффициенты теплопередачи, в рассматриваемом случае при расчете «мокрого» режима используются непосредственно коэффициенты внутреннего и внешнего теплообмена, а также принимается допущение о постоянстве температуры воды на

рассматриваемом участке, которая в этом случае равна среднему значению воды на входе и выходе из расчетного участка теплопередающей поверхности воздухоохладителя.

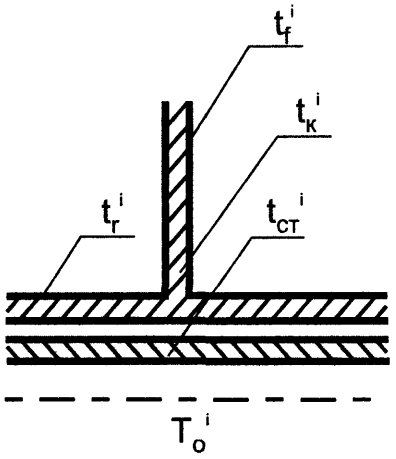


Рис. 2.31. Схема элементарного «мокрого» участка теплопередающей поверхности

В этом случае расчетная система уравнений может быть получена следующим образом. Рассмотрим элементарный участок теплопередающей поверхности (рис. 2.31). Принимая во внимание особенности процессов, протекающих в поверхностных воздухоохладителях, когда наряду со смоченной поверхностью имеются участки поверхности, на которых отсутствует выпадение конденсата, запишем систему уравнений, описывающую тепломассообмен в рассматриваемых аппаратах, с учетом наличия двух типов поверхностей. Отметим при этом, что расчет параметров воздуха на «сухой» части теплопередающей поверхности можно вести по тем же расчетным зависимостям, что и в «методе 1», т.е. с использованием коэффициентов относительных перегревов по воде и воздуху. Граница между двумя указанными режимами определяется из уравнений (2.114) или (2.117) в зависимости от схемы взаимного движения сред в воздухоохладителе.

При нахождении параметров воздуха и воды по второму методу («метод 2»), когда температура воды на расчетном участке теплообменника считается постоянной, система расчетных уравнений может быть получена следующим образом. Для элементарного участка оребренной «сухой» поверхности i-го теплообменного ряда система уравнений, описывающая обменные процессы, имеет вид

$$dq = K_f \cdot F_i \cdot \Delta t_i^* dx; \tag{2.119}$$

$$\Delta t_i^* = -(t_i - T_0^i)\frac{\theta_в^i}{\ln(1-\theta_в^i)}; \tag{2.120}$$

$$\theta_в^i = 1 - \exp(-\frac{K_f F_i}{c_в G_в}); \tag{2.121}$$

$$t_i - t_{i+1} = A \cdot (t_i - t_{fi}); \tag{2.122}$$

$$\theta_в^i = \frac{t_i - t_{i+1}}{t_i - T_0^i}; \tag{2.123}$$

$$A = 1 - \exp(-\frac{\alpha_в F_i}{c_в G_в}); \tag{2.124}$$

$$t_i - t_f^i = \frac{K_f \cdot F_i \cdot \Delta t_i^*}{c_в G_в A}; \tag{2.125}$$

$$\frac{1}{K_f} = \frac{1}{\alpha_в \eta_р} + \varphi(\frac{1}{\alpha_ж} + R_k). \tag{2.126}$$

Уравнение (2.120) было получено так. Величина Δt_i^*, представляющая собой среднелогарифмический температурный напор между температурами охлаждаемого воздуха и воды на элементе поверхности при постоянной ее температуре на этом участке, такова:

$$\Delta t_i^* = \frac{(t_i - t_f^i) - (t_{i+1} - t_f^i)}{\ln\frac{t_i - T_0^i}{t_{i+1} - T_0^i}}, \tag{2.127}$$

где T_0^i – средняя температура теплоносителя i-го теплообменного ряда.

С другой стороны, выражение для перепада температур по сухому термометру в «сухом» режиме может быть по определению величины перегрева воздуха $\theta_в^i$ записано в виде

$$t_i - t_{i+1} = \theta_в^i \cdot (t_i - T_0^i). \tag{2.128}$$

Подставив (2.128) в (2.127) и проведя несложные алгебраические преобразования, получим уравнение (2.120).

Для элементарного участка оребренной «мокрой» поверхности система уравнений, описывающая обменные процессы, может быть получена следующим образом (см. рис. 2.31).

С одной стороны, количество явного тепла, переданного воздуху на элементе поверхности,

$$dq_я = c_в G_в (t_i - t_{i+1}) \cdot dx. \quad (2.129)$$

Подставляя в (2.129) уравнение (2.122), имеем

$$dq_я = c_в G_в (t_i - t_f{}^i) \cdot dx. \quad (2.130)$$

Аналогично масса паров воды, сконденсированная на элементе поверхности, такова:

$$dq_m = G_в \cdot A(d_i - d(t_f{}^i)). \quad (2.131)$$

В этом случае изменение энтальпии влажного воздуха на элементе поверхности

$$dq = G_в \cdot A \cdot (I_i - I(t_f{}^i)). \quad (2.132)$$

С другой стороны, количество тепла, переданного воде на соответствующем элементе внутренней поверхности трубки, определяется так:

$$dq = \alpha_w F_w (t_{ст}{}^i - T_0{}^i). \quad (2.133)$$

С учетом наличия контактного сопротивления R_k и теплового сопротивления стенки трубки величина переданного количества тепла

$$dq = \frac{\alpha_w F_w}{1 + \alpha_w (R_k + \frac{\delta_{ал}}{\lambda_{ал}})} (t_к{}^i - T_0{}^i). \quad (2.134)$$

Коэффициент эффективности ребра в мокром режиме

$$\eta_р{}^м = \frac{t_i - t_f{}^i}{t_i - t_к{}^i}. \quad (2.135)$$

Решив систему уравнений (2.132), (2.134) и (2.135), можно получить уравнение для определения температуры поверхности $t_f{}^i$. Для этого приравниваем (2.132) и (2.134) и подставляем в это равенство значение $t_к{}^i$, определенное из (2.135). В конечном итоге имеем

$$G_в A(I_i - I(t_f{}^i)) = B^* \cdot (t_i(1 - \frac{1}{\eta_р{}^м}) - T_0 + t_f{}^i \cdot \frac{1}{\eta_р{}^м}), \quad (2.136)$$

где

$$B^* = \frac{\alpha_w F_w}{1 + \alpha_w (R_k + \frac{\delta_{ал}}{\lambda_{ал}})}.$$

Решив (2.136) с учетом уравнения М.И. Фильнея, можно вычислить температуру i-го участка поверхности воздухоохладителя, а затем – значения t_{i+1}, d_{i+1} и I_{i+1} после i-го ряда по уравнениям

$$t_{i+1} = t_i - A \cdot (t_i - t_f{}^i); \quad (2.137)$$

$$d_{i+1} = d_i - A \cdot (d_i - d(t_f{}^i)); \quad (2.138)$$

$$I_{i+1} = I_i - A \cdot (c_p (t_i - t_f{}^i) + (d_i - d(t_f{}^i)). \quad (2.139)$$

Значение коэффициента влаговыпадения определяется по формуле

$$\xi = \frac{c_p (t_i - t_f{}^i) + r \cdot (d_i - d(t_f{}^i))}{c_p (t_i - t_f{}^i)}. \quad (2.140)$$

Ввиду того что в начале расчета значение коэффициента влаговыпадения неизвестно, необходимо реализовать итеративный процесс нахождения этого коэффициента.

Величины коэффициентов эффективности ребра в «сухом» режиме определяются по формуле (2.14), а в «мокром» – по приведенной ниже зависимости

$$\eta_р{}^м = 1{,}040 - 0{,}024 \cdot m^* - 0{,}00122 \cdot (m^*)^2, \quad (2.141)$$

где

$$m^* = (\alpha_в \cdot \xi)^{0{,}5}. \quad (2.142)$$

Здесь ξ – коэффициент влаговыпадения, представляющий собой отношение полного количества тепла к явному количеству тепла, переданного воздухом теплоносителю.

Для сравнения результатов, получаемых по описанным выше методикам, был проведен цикл расчетов медно-алюминиевых воздухоохладителей, отличающихся различным конструктивным исполнением при разных соотношениях термодинамических параметров теплоносителя и охлаждаемого воздуха, а также различных значениях водяных эквивалентов. В табл. 2.6 представлены результаты расчета теплообменника ВОВ243-100-060-06-2,5-06-1 при расходах воздуха и воды, соответственно равных 6000 и 8 м^3/ч. Начальные параметры воздуха на входе в теплообменник таковы: энтальпия 58,0 кДж/кг; температура 30 °С; влагосодержание 11,0 г/кг; начальная температура воды 7,6 °С.

Таблица 2.6

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ ВОВ243-100-060-06-2,5-06-1

Параметры	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4
Конечная энтальпия воздуха, кДж/кг	9,55	9,58	9,46	9,55
Конечная температура воздуха, °С	15,3	15,17	14,9	14,86
Конечное влагосодержание, г/кг	9,8	9,84	9,61	9,9
Конечная температура воды, °С	11,47	11,45	11,55	11,45
Холодопроизводительность, кВт	36,0	35,8	36,7	35,8

В варианте 1 расчетные результаты были получены по программе «CuAl», в которой реализован «метод 1», а данные варианта 2 – по «методу 2». Как видно из представленных данных, обе методики дают практически совпадающие результаты. Многочисленные расчеты, о которых сказано выше, также подтверждают этот вывод. Такое совпадение не является случайным, так как обе рассматриваемые математические модели описывают одни и те же процессы переноса, отличаясь формой представления искомых величин, а также способом определения направления луча процесса. Первую из указанных методик удобно использовать при расчетах жидкостно-воздушных теплообменников, вторая больше подходит для расчетов теплообменников с фазовыми превращениями теплоносителя. Для иллюстрации некоторых возможностей подпрограммы «Воздухоохладитель» в табл. 2.6 приведены также расчетные варианты 3 и 4. Первый из них показывает, как влияет увеличение толщины алюминиевой пластины с 0,2 до 0,3 мм на теплотехнические характеристики теплообменника. В варианте 4 проанализировано увеличение скорости над «мокрыми» участками поверхности в случае, если рост аэродинамического сопротивления составляет 40%. Как видно из приведенных данных, это влияние пренебрежимо мало, что подтверждает предположения, сделанные в [28].

2.5. МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ С ИЗМЕНЕНИЕМ АГРЕГАТНОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА

2.5.1. ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПАРОВЫХ И ФРЕОНОВЫХ МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

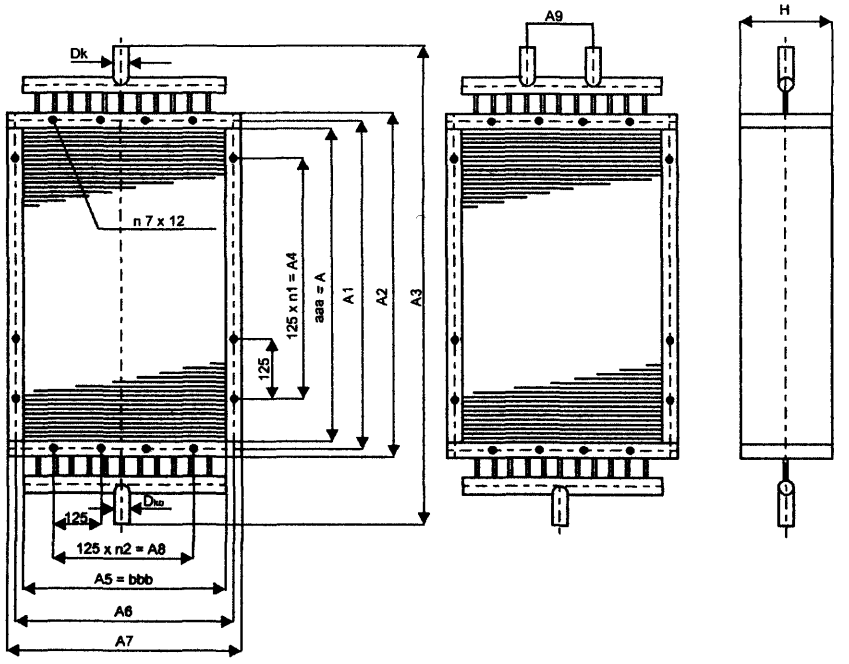
Наряду с разнообразной номенклатурой жидкостно-воздушных теплообменников, описанной выше, фирма «ВЕЗА» выпускает теплообменники, работающие с теплоносителями, которые в ходе процессов теплопередачи претерпевают фазовые переходы с изменением своего агрегатного состояния. К их числу относятся паровые воздухонагреватели типа ВНП и фреоновые воздухоохладители непосредственного испарения типа ВОФ, а также конденсаторы холодильных машин типа ВНФ, входящие в состав агрегатов воздушного охлаждения типа МАВО.

В указанных теплообменниках процессы передачи теплоты связаны с изменением агрегатного состояния теплоносителей. В воздухонагревателях типа ВНВ нагреваемый воздух, контактируя с наружной теплопередающей поверхностью, получает тепло от конденсирующегося внутри трубок сухого насыщенного пара. Во фреоновых конденсаторах процессы теплопередачи протекают аналогичным образом, с той лишь разницей, что в качестве рабочего тела используются различные типы фреонов. В испарителях непосредственного испарения охлаждение воздуха обусловлено отбором теплоты, необходимой для осуществления процесса кипения жидкого фреона или парожидкостной смеси в трубках теплообменника.

Процессы теплообмена при конденсации пара в трубках достаточно специфичны и отличаются от процессов в жидкостно-воздушных теплообменниках. В общем случае, когда в трубки поступает перегретый пар, в них могут быть три теплообменные зоны. В первой температура внутренней поверхности стенок выше температуры конденсации пара при давлении p_s. Там происходит снижение температуры пара и стенок. Некоторые авторы (см. например, [30]), считают, что эта зона имеет два участка: на первом из них наблюдается сухой процесс охлаждения перегретого пара, а на втором, когда температура стенок становится равной T_s, а перегрев еще полностью не снят, одновременно снижаются температуры пара и его конденсации. Как правило, в инженерных расчетах величиной второго участка пренебрегают. После того как тем-

пература стенок становится равной температуре конденсации, а перегрев снят, начинается зона фазового перехода, в которой температура пара постоянна и равна температуре конденсации T_s. Далее, когда весь пар сконденсировался, начинается зона переохлаждения конденсата.

По своей тепловой эффективности эти зоны неравнозначны: основное количество теплоты, как правило, выделяется во второй зоне. Процессы теплообмена в первой и третьей зонах подчиняются законам, имеющим место при течении однофазных теплоносителей (в данном случае перегретого пара и конденсата) с учетом теплофизических свойств сред.



Габаритные и присоединительные размеры паровых воздухонагревателей ВНП 243.2 с фронтальным сечением по ГОСТ 7201-70

Рис. 2.32. Конструкция парового воздухонагревателя ООО «ВЕЗА»

Анализ показывает, что при некоторых эксплуатационных условиях в рассматриваемых теплообменниках одна или даже две из указанных теплообменных зон могут отсутствовать. В частности, в паровых теплообменниках обязательным условием их надежной работы является отсутствие зоны переохлаждения конденсата, так как скорости его движения малы и при контактировании этого участка теплопередающей поверхности с холодным наружным воздухом может произойти замерзание конденсата. Кроме того, в этих теплообменниках, когда они работают на сухом насыщенном пару или когда пар перегрет незначительно (на 20 – 30°С), также может отсутствовать и зона переохлаждения пара. В воздухоохладителях с непосредственным испарением фреона, наоборот, всегда отсутствует первая зона, но обязательно должна быть третья. В конденсаторах, как правило, имеют место все три теплообменные зоны.

Указанные особенности протекания процессов фазового перехода, а также специфичность условий эксплуатации теплообменников с изменением агрегатного состояния теплоносителей вносит определенные конструктивные отличия в каждый из типов теплообменников ВНП, ВНФ и ВОФ.

В связи с этим паровые теплообменники, выпускаемые фирмой «ВЕЗА», для надежного удаления конденсата из активной зоны трубок изготавливаются, как правило, одноходовыми с вертикальным расположением трубок (рис. 2.32).

При нормальной работе парового теплообменника весь пар, поступивший в трубки, конденсируется в них. Отсутствие зоны переохлаждения конденсата, а также пролетного пара, который может при больших скоростях вызывать эрозию стенок трубок и коллекторов, должно быть обеспечено установкой на сливе из коллектора конденсатоотводчика соответствующей производительности. Он должен устанавливаться таким образом, чтобы верхний уровень конденсата не превышал срединной плоскости сливного коллектора. В верхнем раздающем коллекторе размещается дренажный штуцер для периодической продувки парового теплообменника, целью которой является удаление скапливающихся в теплообменнике неконденсирующихся инертных газов, ухудшающих условия конденсации.

В целом ряде случаев, особенно при встраивании в специальные технологические установки, возникает необходимость применения паровых теплообменников с горизонтальным расположением

трубок. Такие воздухонагреватели также выпускаются фирмой «ВЕЗА». В этом случае для обеспечения гарантированного слива образующегося конденсата необходимо обеспечить величину уклона горизонтальных трубок, примерно равную 0,02 (рис. 2.33).

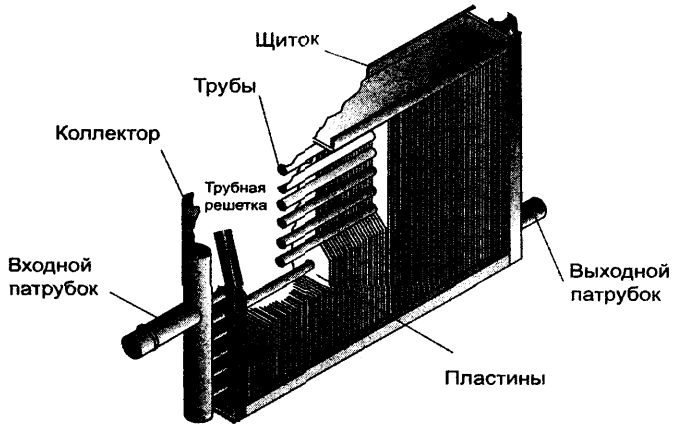


Рис. 2.33. Горизонтальный паровой медно-алюминиевый теплообменник

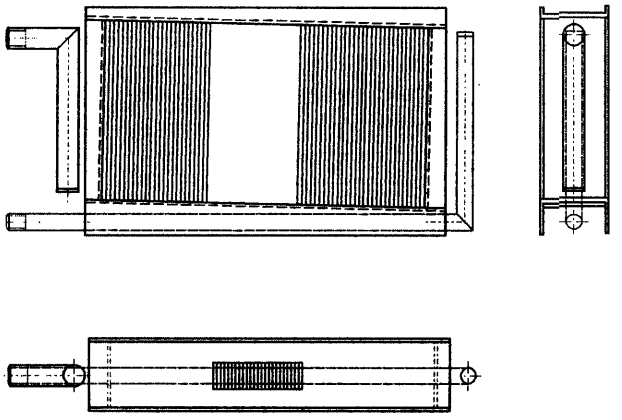


Рис. 2.34. Горизонтальный паровой теплообменник с односторонним подводом пара и отводом конденсата

С точки зрения удобства компоновки и обслуживания при комплектации теплообменного блока паровыми теплообменниками конструкции с горизонтальным расположением трубок оказываются наиболее предпочтительными. В этом случае для облегчения эксплуатации сборный коллектор целесообразно вывести на сторону обслуживания, как это сделано в конструкции, изображенной на рис. 2.34. Это позволяет также решить вопрос байпасирования теплообменника, т.е. при тех же габаритах увеличить высоту обводного канала.

Расчет диаметров коллекторов при конструировании паровых теплообменников и выбор количества подводящих патрубков, как и при определении соответствующих конструктивных характеристик водяных теплообменников, проводятся исходя из необходимости обеспечения равномерности подачи теплоносителя в теплопередающие трубки с учетом допустимых скоростей движения пара в коллекторе и трубках. В соответствии с имеющимися рекомендациями массовая скорость движения водяного пара на входе в коллектор не должна превышать 100 – 130 кг/(м^2·с), а массовая скорость движения внутри медной трубки – 80 – 100 кг/(м^2·с).

Как и для водяных теплообменников, вопрос выбора материала коллектора является достаточно важным. В связи с тем что в сборном коллекторе одновременно могут находиться насыщенный пар, несконденсировавшиеся газы и конденсат, для исключения возможности коррозии его всегда делают медным. Следует отметить, что диаметр этого коллектора выбирается всегда меньшим, чем раздающий, в связи с тем что объемный расход конденсата, который перемещается по этому коллектору, существенно меньше объемного расхода пара, поступающего в теплообменник.

Раздающий же коллектор может быть выполнен как из меди, так и из стали. При выборе заказчиком материала верхнего коллектора с раздающими патрубками прежде всего следует учитывать термоупругое состояние конструкции теплообменника, определяемое в основном наличием неодинаковых температурных деформаций верхнего коллектора и алюминиевых пластин. С одной стороны, ситуация в паровых теплообменниках несколько упрощается, так как процессы конденсации водяного пара происходят при постоянной температуре и удлинения медных трубок одинаковы и не вызывают дополнительных температурных деформаций. С другой стороны, температура пара в этом случае может быть несколько выше, чем температура горячей воды на входе в теплообменник, в связи с чем основные влияющие на термоупругое состояние теплообменника деформации становятся больше.

Следует иметь в виду еще одно обстоятельство. Паровые теплообменники часто используются в качестве воздухонагревателей в сушилках различных конструкций для получения высоких температур конечного воздуха. В этом случае средняя температура поверхности существенно возрастает по сравнению с режимами работы, характерными для СКВ и В, и может достигать 150 – 160°С вместо 80 – 100°С. Соответственно возрастают и разности температурных деформаций алюминиевых пластин и коллектора, что видно из табл. 2.7 и 2.8. Эти данные были получены расчетным путем с использованием упрощенной схемы, рассматривающей свободное (а не стесненное) расширение элементов теплообменника (медных коллекторов $\Delta_{кол}$ и алюминиевых пластин $\Delta_{пл}$), длины которых варьировались в диапазоне 1,2 – 1,5 м.

Таблица 2.7

РАСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ АБСОЛЮТНЫХ ВЕЛИЧИН ТЕМПЕРАТУРНЫХ УДЛИНЕНИЙ КОЛЛЕКТОРА И АЛЮМИНИЕВЫХ ПЛАСТИН ДЛЯ УСЛОВИЙ НАГРЕВА ВОЗДУХА В ПРИТОЧНЫХ СИСТЕМАХ $T_{в.н}$ = -20°С, $T_{в.к}$ = 20°С

$T_{з}$, °С	$\Delta_{кол}$, мм	$\Delta_{пл}$, мм	$\Delta_{кол} - \Delta_{пл}$, мм
110	1,92	1,43	0,485
120	2,16	1,66	0,495
130	2,40	1, 90	0,502
140	2,64	2,13	0,510
150	2,88	2,31	0,518
160	3,18	2,60	0,525
180	3,60	3,06	0,540

Как видно из представленных расчетных результатов, в зависимости от режимов работы теплообменников меняются не только абсолютные значения разности температурных деформаций коллектора и пластин, но и их знак. При втором режиме эксплуатации они существенно возрастают, что свидетельствует о резком росте напряжений в местах пайки коллекторов и медных трубок. Для стальных коллекторов разности удлинений будут существенно выше. Поэтому во всех ответственных случаях необходимо использовать верхний раздающий коллектор, выполненный из меди.

Таблица 2.8

РАСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ АБСОЛЮТНЫХ ВЕЛИЧИН ТЕМПЕРАТУРНЫХ УДЛИНЕНИЙ КОЛЛЕКТОРА И АЛЮМИНИЕВЫХ ПЛАСТИН ДЛЯ УСЛОВИЙ СУШИЛЬНОЙ КАМЕРЫ

Номер варианта	$T_{з}$, °С	$T_{п.п}$, °С	$T_{в.н}$, °С	$T_{в.к}$, °С	$\Delta_{кол}$, мм	$\Delta_{пл}$, мм	$\Delta_{кол} - \Delta_{пл}$, мм
1	194,1	210	145	155	4,32	5,53	-1,21
2	194,1	210	126	160	4,32	5,61	-1,29
3	194,1	210	136,5	175	4,32	5,64	-1,14
4	194,1	210	138,4	175	4,32	5,76	-1,43
5	194,1	210	145,1	175	4,32	6,22	-1,90

Полученные расчетные значения температурных деформаций коллектора и алюминиевых пластин могут быть несколько завышены по сравнению с реальными. Дело в том, что податливость алюминиевых пластин в областях контакта медных трубок с воротничками может существенно уменьшить абсолютные значения деформации алюминиевого пакета, поэтому представленные в таблицах данные следует рассматривать как качественное отражение физической картины, наблюдающейся в реальных условиях работы паровых теплообменников.

Указанные выше особенности работы паровых теплообменников типа ВНП заставляют ограничить применение стандартных паровых воздухонагревателей условиями по предельным температуре и давлению, которые равны соответственно 180°С и 1,2 МПа.

Изменение теплопроизводительности паровых теплообменников может осуществляться установкой перед воздухонагревателем регулируемого автоматически сдвоенного клапана, который при открытии обводного канала перекрывает расход воздуха через теплообменник. При небольшой глубине регулирования по теплопроизводительности можно ограничиться лишь обводным каналом, в котором установлен регулируемый воздушный клапан.

Фреоновые испарители и конденсаторы являются обязательными элементами, входящими в состав холодильных установок с воздушным охлаждением конденсатора, предназначенных для охлаждения воздуха в системах кондиционирования. Воздушный конденсатор служит для отвода теплоты в окружающую среду, определяя при этом режим работы холодильной установки в целом, так как все ее элементы тесно взаимосвязаны. Подача воздуха в конденсатор производится специальным вентилятором, как правило, осевым. При работе холодильной установки в конденсатор непосредственно после компрессора поступают горячие пары фреона, которые, конденсируясь в нем, отдают теплоту проходящему через конденсатор наружному воздуху.

Сказанное выше иллюстрируется рис. 2.35, на котором представлен термодинамический цикл, реализуемый при работе парокомпрессионной холодильной машины. Характерной особенностью этого цикла в режимах конденсации является наличие трех состояний фреона на линии сброса тепла в окружающую среду. На участке *2 – 2'* перегретые пары фреона после компрессора должны охладиться до

температуры конденсации, которая соответствует точке 2^*, находящейся на кривой насыщения. На участке $2^* - 3^*$ происходит конденсация паров фреона при постоянной температуре, равной температуре конденсации, а на участке $3^* - 3$ осуществляется переохлаждение жидкого фреона до температуры, соответствующей температуре в точке 3. Все три этапа охлаждения и конденсации рабочего тела имеют место в одном теплообменном аппарате – конденсаторе. Далее жидкий фреон поступает в терморегулирующий вентиль [31, 52].

Фреоновые конденсаторы по своим конструктивным характеристикам наиболее близки к жидкостно-воздушным теплообменникам, поэтому многие рекомендации по конструированию этих теплообменников применимы и при разработке фреоновых конденсаторов. Имеется лишь несколько характерных отличий, на которые следует обратить внимание. Во-первых, с учетом условий эксплуатации фреоновые конденсаторы не должны иметь шаг установки пластин менее 2,5 мм, чтобы уменьшить вероятность загрязнения теплопередающей поверхности и увеличить срок межрегламентного обслуживания. Значительно чаще, чем жидкостно-воздушные теплообменники, фреоновые конденсаторы могут работать не только при горизонтальных потоках воздуха, но и тогда, когда через фронтальное сечение теплообменника проходит вертикальный воздушный поток. При этом медные трубки расположены в горизонтальной плоскости. Как правило, в конденсаторах применяется верхняя подача хладагента. При величинах переохлаждения жидкого фреона порядка 2 – 3°С в основном целесообразно применять прямоточную схему движения взаимодействующих сред, так как в этом случае, как показывают расчеты, более эффективным оказывается иметь большие температурные напоры на участках охлаждения перегретого пара, чем на участках переохлаждения жидкой фазы. Однако это утверждение не является абсолютным, так как в отдельных случаях при больших величинах переохлаждения жидкого фреона целесообразнее применять традиционно более эффективную противоточную схему движения взаимодействующих сред.

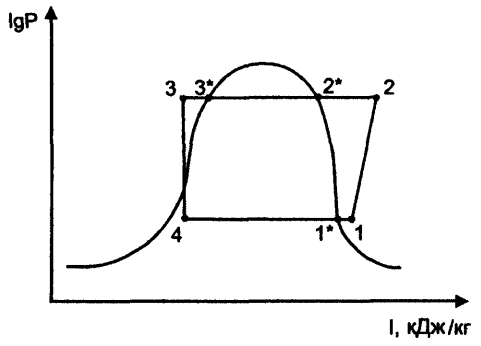


Рис. 2.35. Термодинамический цикл парокомпрессионной холодильной машины

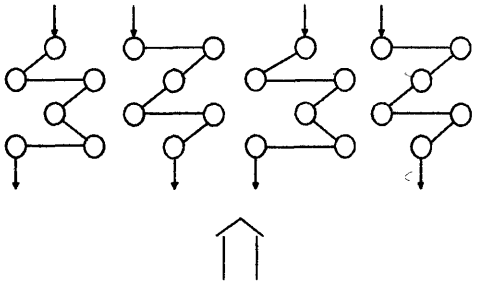


Рис. 2.36. Предпочтительная схема обвязки фреонового конденсатора при вертикальном охлаждающем воздушном потоке

Раздача фреона по циркуляционным контурам и сбор его осуществляется с помощью медных коллекторов, отличающихся по диаметрам, что обусловлено различными плотностями перемещаемых сред. Схема обвязки любого циркуляционного контура должна быть выполнена таким образом, чтобы обеспечить одинаковые тепловые нагрузки на каждом из них. В этом смысле наиболее предпочтительной является схема обвязок, приведенная на рис. 2.36 .

Циркуляционный контур конденсаторов должен подбираться таким образом, чтобы число ходов в нем при прогнозируемом расходе фреона позволяло обеспечить снижение давления в процессе конденсации не более чем на 20 – 40 кПа. Этот диапазон падения давлений эквивалентен повышению температуры конденсации, например для R 22, равному приблизительно 1,0°С, что практически не ухудшает параметры заданного холодильного цикла. В этом случае массовая скорость фреона должна находиться в пределах 140 – 220 кг/(м^2·с), а величина $L_{ц.к}/d_{вн} \cong 600-900$. Нижний предел указанного диапазона массовых скоростей фреона обязательно надо учитывать при разработке конструкции теплообменника ВНФ, так как он гарантирует вынос масла из конденсатора и исключает его залегание в нем.

Для обеспечения надежной работы холодильной установки в течение всего года необходимо в схемах ее автоматизации устанавливать регуляторы, которые бы предусматривали поддержание в конденсаторе безопасного уровня давления фреона при работе в зимний период на холодном наружном воздухе [32, 52].

Еще более существенно по конструктивному исполнению от жидкостно-воздушных теплообменников отличаются воздухоохладители с непосредственным испарением фреона (испарители холодильных систем). Дело в том, что во фреоновые испарители после регулирующего или терморегулирующего вентиля поступает не жидкость, а парожидкостная смесь (см. рис. 2.35, точка 4). При этом очень важно,

чтобы во все фреоновые гидравлические контуры поступало одинаковое количество этой смеси. Указанное требование обусловлено тем, что для обеспечения надежной работы компрессора необходимо, чтобы в его рабочий объем попадал лишь газообразный фреон и не было бы так называемого «жидкого хода», при котором возможно разрушение элементов компрессора. А этого можно добиться, лишь создав одинаковые условия при кипении фреона в трубках испарителя, т.е. подав в них одинаковое количество парожидкостной смеси и обеспечив равную тепловую нагрузку на каждом циркуляционном контуре. Если это требование не будет выполнено, то в одних трубках фреон сильно перегреется, а в других подводимого количества тепла не хватит, чтобы испарить весь фреон. При этом на выходе из теплообменника терморегулирующий вентиль (ТРВ) будет показывать, что требуемый перегрев паров фреона обеспечен, сигнализируя тем самым о нормальном режиме работы, в то время как в смеси, покидающей испаритель, будут содержаться капли жидкого фреона. Поэтому для обеспечения равномерного количества парожидкостной фреоновой смеси, подаваемой в каждый из циркуляционных контуров, используются специальные распределители хладагента, например типа 69G [31], так как обычные коллекторы не позволяют это сделать. Дело в том, что в парожидкостной смеси после ТРВ содержится большое количество капель жидкого фреона, которые, попадая в коллектор с большими скоростями и обладая существенно большей массой и, следовательно, инерцией, чем паровая часть потока, будут пролетать в противоположный конец коллектора, создавая существенный перекос в количестве фреона, поступающего в различные циркуляционные контуры. С этой целью количество ходов в каждом циркуляционном контуре принимается одинаковым, а схемы обвязки калачами для больших испарителей должны быть подобны приведенной на рис. 2.19. Фреоновый испаритель с распределителем хладагента представлен на рис. 2.37.

Для облегчения возврата масла в компрессор в воздухоохладителях с непосредственным испарением применяется верхняя подача парожидкостной смеси фреона, а отвод осуществляется через нижний коллектор. При этом необходимо следить, чтобы в любом эксплуатационном режиме (наиболее опасным в этом случае является режим минимальной холодопроизводительности) массовая скорость фреона не опускалась ниже 80 кг/(м^2·с) (это пороговая величина, ниже которой масло может не полностью покидать испаритель и накапливаться в нем).

Чтобы уменьшить величину теплопередающей поверхности и тем самым обеспечить необходимую степень перегрева фреона в испарителе, также применяется противоточная схема движения воздуха и фреона. Как и в конденсаторах, при выборе числа ходов в циркуляционном контуре необходимо ориентироваться на имеющиеся рекомендации, связанные с решением следующей оптимизационной задачи.

С одной стороны, при увеличении числа ходов возрастают массовые скорости фреона и коэффициенты теплоотдачи от фреона к внутренней поверхности трубок, что влечет за собой снижение требуемой величины теплопередающей поверхности. С другой стороны, начинает расти гидравлическое сопротивление испарителя, что вызывает отклонение точек действительного холодильного цикла от теоретического, а это, в свою очередь, приводит к снижению его коэффициента полезного действия.

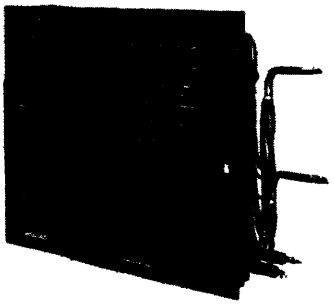


Рис. 2.37. Воздухоохладитель непосредственного испарения фреона

Максимальная длина змеевика для фреоновых воздухоохладителей может быть определена исходя из того, что не рекомендуется допускать понижение температуры кипения фреона по длине змеевика более чем 2 – 3°С. Это соответствует перепаду давлений в нем при кипении R22 в диапазоне 0 – 5°С примерно 40 кПа. Снижение давления зависит от массовой скорости фреона и плотности теплового потока. С учетом сказанного выше авторы [32] рекомендуют массовые скорости фреона в трубках воздухоохладителей и значения величин $L_{кон}/d_{вн}$ выбирать по табл. 2.9.

Таблица 2.9

РЕКОМЕНДУЕМЫЕ МАССОВЫЕ СКОРОСТИ ФРЕОНА И ДЛИНЫ ЗМЕЕВИКОВ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ПО [32]

$q_{вн}$, Вт/м^2	Оптимальные массовые скорости фреона w, кг/(м^2·с)		Оптимальное соотношение $L_{кон}/d_{вн}$	
	R22	R12	R22	R12
1000	75 – 100	70 –85	3700 – 5000	2400 – 3100
2000	85 – 120	80 – 100	2100 – 2900	1500 – 2000
5000	100 – 160	100 – 140	900 – 1500	800 – 1100
10000	120 – 190	110 – 170	600 – 900	400 – 700

Для поддержания требуемого температурного режима на обслуживаемом объекте при изменении параметров наружного воздуха или тепловлажностной нагрузки в помещении холодильная система должна иметь систему автоматики, включающую устройства регулирования ее холодопроизводительности. Для стандартных холодильных установок общепромышленного назначения вопросы регулирования производительности по холоду наиболее часто решаются с помощью применения так называемого терморегулирующего вентиля (ТРВ) [52]. Назначение его состоит в том, чтобы поддерживать в испарителе постоянную величину перегрева паров фреона, поступающих в компрессор, на уровне 4 – 5°С. В том случае, если тепловая нагрузка на испаритель начинает изменяться по отношению к номинальной, на которую настроен ТРВ, например снижаться, для испарения подаваемого количества хладона необходима дополнительная теплопередающая поверхность, что, в свою очередь, приводит к уменьшению перегрева паров фреона. В этом случае температура парообразного фреона перед компрессором падает, разница давлений, на которую настроен ТРВ, также начинает падать и, следовательно, отверстие для подачи фреона к ТРВ от конденсатора начинает уменьшаться и в соответствии со снижением тепловой нагрузки падает количество жидкого фреона, поступающего в испаритель. Но, несмотря на то что величина перегрева при нормальной работе ТРВ достигает заданной величины, температура конденсации и особенно температура кипения фреона в испарителе устанавливаются на новом, несколько отличающемся уровне. В большинстве случаев использование ТРВ для поддержания соответствия характеристик компрессора и реально действующих нагрузок на испаритель и конденсатор удовлетворяет требованиям по точности поддержания заданных параметров.

Однако в целом ряде случаев технологического кондиционирования, когда при изменении нагрузки надо одновременно поддерживать давление кипения в испарителе (например, когда необходимо обеспечить незамерзание конденсата на внешней теплопередающей поверхности испарителя), следует применять иные средства автоматического регулирования, в частности, регуляторы постоянного давления и регуляторы производительности. Три из применяемых схем автоматики для указанных случаев приведены на рис. 2.38 – 2.40 [33].

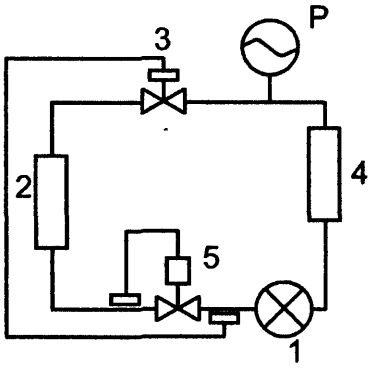


Рис. 2.38 . Схема регулирования холодопроизводительности холодильной системы с ТРВ и регулятором постоянного давления:
1–компрессор; *2*–испаритель; *3*–ТРВ; *4*–конденсатор; *5*–регулятор постоянного давления

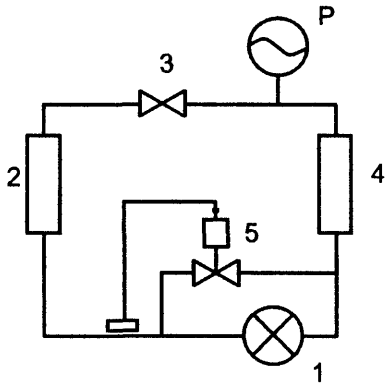


Рис. 2.39. Схема регулирования холодопроизводительности холодильной системы с ТРВ, регулятором производительности и с перепуском пара во всасывающую магистраль:
1–компрессор; *2*–испаритель; *3*–ТРВ; *4*–конденсатор; *5*–регулятор производительности

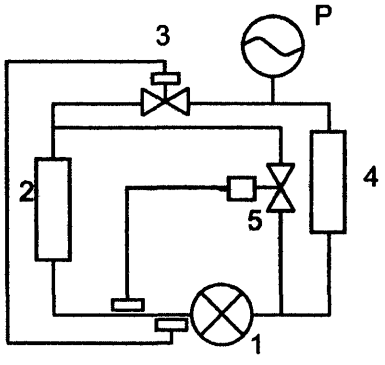


Рис. 2.40. Схема регулирования холодопроизводительности холодильной системы с ТРВ, регулятором производительности и с перепуском пара на вход в испаритель:
1–компрессор; *2*–испаритель; *3*–ТРВ; *4*–конденсатор; *5*–регулятор производительности

На рис. 2.38 представлена схема с регулятором давления дроссельного типа, поддерживающего постоянный уровень давления в испарителе. Разница между схемами рис. 2.39 и 2.40 состоит в том, что в первом случае регулятор устанавливается в байпасе между сторонами высокого и низкого давления холодильной установки, обеспечивая более низкий предел давления всасывания компрессора и направляя теплый газ из зоны высокого в зону низкого давления. Во втором случае регулятор производительности также монтируется в байпасной линии между сторонами высокого и низкого давления, однако горячий газ вводится между испарителем и ТРВ, причем этот ввод должен осуществляться через специальный смеситель жидкого и парообразного фреона.

Подробное описание особенностей работы приведенных схем и рекомендации по их применению содержатся в [33].

2.5.2. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С ИЗМЕНЕНИЕМ АГРЕГАТНОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА

2.5.2.1. РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С ИЗМЕНЕНИЕМ АГРЕГАТНОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Описанная выше специфика обменных процессов, протекающих в теплообменниках с изменением агрегатного состояния рабочего тела, существенно усложняет математическое описание и алгоритм решения соответствующих уравнений для теплообменников коллекторно-калачевой конструкции, особенно в связи с наличием в трубах различных теплообменных зон. Однако при конденсации сухого насыщенного водяного пара, когда имеет место конденсация на всей внутренней поверхности всех трубок, а переохлаждение конденсата отсутствует, физическая картина обменных процессов в объеме всего теплообменника существенно упрощается. В этом случае при расчете по методу с использованием средних разностей система уравнений имеет вид

$$Q = c_{в} G_{в} (t_{в.к} - t_{в.н}); \tag{2.143}$$

$$Q = r \cdot G_{п}; \tag{2.144}$$

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{с.л}, \tag{2.145}$$

где

$$\Delta t_{с.л} = \frac{t_{в.к} - t_{в.н}}{\ln \dfrac{T_s - t_{в.н}}{T_s - t_{в.к}}}, \tag{2.146}$$

K – среднее по поверхности значение коэффициента теплопередачи, которое в рассматриваемом случае совпадает с локальным значением $K_л$, определяемым по формуле

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{в} \cdot \eta_{р}} + \varphi\left(\frac{1}{\alpha_s} + R_k\right), \tag{2.147}$$

где

$$\alpha_s = A_1 (T_s - t_{ст})^{-0,25}, \tag{2.148}$$

A_1 – величина, зависящая от теплофизических свойств конденсата и характерного линейного размера.

Приведенная система уравнений нелинейна, содержит три неизвестных, но имеет единственное решение. Следует отметить, что в рассматриваемом случае, так как величина $\varepsilon_{\Delta t} = 1$, расчеты по методу средних разностей и по методу «ε - NTU» совершенно идентичны и приводят к одним и тем же расчетным зависимостям. Действительно, как показано в [21], вследствие постоянства температуры конденсации между коэффициентном эффективности работы теплообменника ε и величиной NTU существует однозначная взаимосвязь:

$$\varepsilon = \Phi_1(\text{NTU}). \tag{2.149}$$

В случае (2.149), в отличие от (2.9), величина коэффициента эффективности зависит только от числа единиц переноса и не зависит от схемы взаимного движения сред и соотношения их водяных эквивалентов, что связано с постоянством температуры конденсации в ходе всего процесса теплообмена. Однако при этом следует иметь в виду, что сама величина NTU зависит, как это следует из (2.143) – (2.148), от начальных параметров обрабатываемого воздуха и от температуры конденсации. Тем не менее

можно говорить о том, что для конкретных условий (имеются в виду температурные и гидродинамические условия) теплотехнические характеристики парового теплообменника можно представить в виде

$$\theta_{в} = 1 - \exp(-\psi' \cdot \mathrm{NTU}), \qquad (2.150)$$

где ψ' – коэффициент, учитывающий начальные температурные условия. Графическая интерпретация этой зависимости представлена на рис. 2.41.

Как и в случаях с жидкостно-воздушными теплообменниками, указанная зависимость удобна для определения параметров работы теплообменника и выяснения достаточности имеющейся величины теплопередающей поверхности. В первом случае, зная начальные параметры воздуха и его расход, а также параметры насыщенного пара, можно подсчитать величину NTU_1 по формуле

$$\mathrm{NTU}_1 = \frac{K \cdot F_{т.о}}{c_{в} \cdot G_{в}}, \qquad (2.151)$$

отложить ее значение на оси абсцисс и, восстановив перпендикуляр из этой точки, найти точку его пересечения с кривой $\theta_{в}(\mathrm{NTU})$, а затем, определив $\theta_{в1}$, вычислить конечную температуру воздуха.

Во втором случае, зная начальные и конечные температуры нагреваемого воздуха, нужно вначале подсчитать величину требуемого относительного перегрева $\theta_{в2}$. Ее необходимо сравнить со значением $\theta_{в}^{*}$ – тепловой характеристикой, определяющей предельные возможности каждого конкретного парового теплообменника, величина которой может быть заранее подсчитана с использованием (2.150) и нанесена на кривую $\theta_{в}(\mathrm{NTU})$. Если величина $\theta_{в2}$ окажется меньше значения $\theta_{в}^{*}$, характеризующего предельные возможности рассматриваемого теплообменника при заданных исходных данных, то этот теплообменник обеспечивает требуемую глубину обработки воздуха. Если же эти точки совпадут, то теплообменник обеспечивает нужные параметры воздуха при коэффициенте запаса, равном нулю.

Приведенная форма представления теплотехнических характеристик для теплообменников, работающих в условиях изменения агрегатного состояния рабочего тела, удобна не только в рассмотренном простейшем случае, но также и для сложных случаев, когда имеется несколько теплообменных зон, отличающихся механизмами передачи теплоты. Поэтому перейдем далее к нахождению расчетных зависимостей, которые позволяют описывать совокупность указанных сложных процессов в рассматриваемых медно-алюминиевых теплообменниках с использованием величин относительного перегрева воздуха и рабочего тела.

Специфика процессов переноса, протекающих в теплообменниках с изменением агрегатного состояния рабочего тела, потребовала разработки алгоритма расчета, несколько отличающегося от алгоритма жидкостно-воздушных теплообменников.

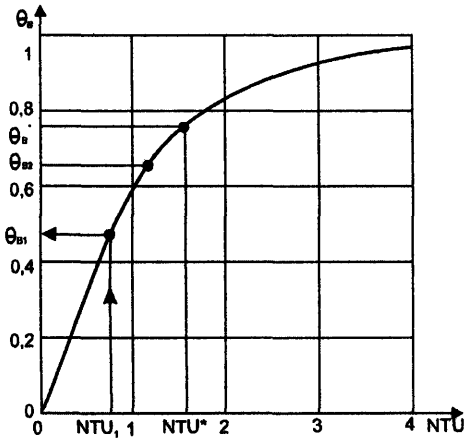


Рис. 2.41. Зависимость $\theta_{ц}(\mathrm{NTU})$ для парового теплообменника

Этот алгоритм расчета, являясь общим как для паровых, так и для фреоновых теплообменников, тем не менее имеет некоторые отличия. Они состоят в учете реальных процессов теплообмена, протекающих внутри труб (возможность наличия теплообменных зон с однофазной конвекцией и с фазовыми переходами), и конструктивного исполнения по количеству ходов в циркуляционных контурах, т.е. одноходовости для паровых и многоходовости для фреоновых теплообменников. Кроме того, при расчете коэффициентов перегревов по воздуху и теплоносителю использовались соответствующие зависимости для подсчета коэффициентов внутреннего теплообмена, характерные для каждого из рабочих тел.

Исходными для расчетов являются расход и начальные параметры рабочего тела, поступающего в теплообменник, по энтальпии и температуре, а также расход и начальные термодинамические параметры обрабатываемого воздуха. Система разбиения условного теплообменника на теплообменные блоки и принятые основные допущения в этом случае в точности соответствуют принятым при расчете жидкостно-воздушных теплообменников. Дополнительно считается, что в блоки каждого ряда входит рабочее тело с одинаковыми энергетическими характеристиками, на выходе из каждого ряда происходит полное перемешивание рабочего тела, выходящего из блоков, что тепловые нагрузки на всех циркуляционных контурах одинаковы (это соответствует равенству конечных паросодержаний в каждом отводе).

В общих чертах методика расчета теплообменника состоит в следующем. Расчет параметров рабочего тела и обрабатываемого воздуха выполняется порядно, последовательно по ходу движения

воздуха, причем считается, что параметры воздуха и рабочего тела на входе в последующий ряд равны соответствующим параметрам теплообменивающихся сред, выходящих из предыдущего ряда.

Расчет каждого ряда начинается с оценки агрегатного состояния фреона на входе в этот ряд по его начальной энтальпии и температуре, определяется начальное агрегатное состояние рабочего тела, соответствующее номеру текущей теплообменной зоны (зона *1*, зона *2* или зона *3*). Предполагается, что на рассчитываемом ряду не происходит изменения агрегатного состояния рабочего тела. С помощью формул для соответствующей зоны вычисляются значения перегревов $\theta_в$ для всей поверхности ряда, а также конечные параметры воздуха и рабочего тела после расчетного ряда с учетом проведенного выше разбиения на теплообменные блоки. Затем проверяется правильность сделанного выше предположения относительно постоянства агрегатного состояния рабочего тела на рассчитываемом ряду. Если оно оказывается верным, то расчет данного ряда закончен и можно переходить к следующему. Если же предположение неверно, то, решая нелинейное уравнение, вытекающее из условий баланса теплоты, переданной от рабочего тела воздуху, определяем ту часть поверхности теплообменного ряда, где имеет место тип теплообмена, соответствующий начальному состоянию рабочего тела на входе в расчетный ряд, например теплообмен в однофазном потоке. После этого для оставшейся части ряда вновь делается предположение о постоянстве агрегатного состояния рабочего тела и с использованием соответствующей формулы для перегрева воздуха $\theta_в$ зоны конденсации определяются конечные параметры воздуха и рабочего тела для оставшейся части ряда. Далее вновь проверяется правильность сделанного допущения и при необходимости проводится вычисление в третьей теплообменной зоне. Для многозонного ряда расчет заканчивается определением параметров воздуха на выходе из ряда, как смеси всех зон. Описанная процедура либо в полном объеме, либо частично реализуется при расчете параметров на всех последующих теплообменных рядах.

При прямоточно-перекрестной схеме движения взаимодействующих сред в многоходовых теплообменниках, а также при перекрестной схеме в одноходовых конструкциях начальные параметры рабочего тела и воздуха на входе в теплообменник известны, и поэтому расчет проводится в полном соответствии с описанной процедурой. При противоточной схеме, как у фреоновых конденсаторов (рис. 2.42) или испарителей, параметры рабочего тела на входе в первый ряд, т.е. конечные параметры в начале расчета, считаются неизвестными. Поэтому они должны быть заданы, и после этого проводится первая серия расчетов по описанному выше алгоритму. Если расчетные параметры рабочего тела на входе в теплообменник не совпадут с исходными начальными данными, необходимо с учетом полученных в первом приближении результатов вновь задать новые конечные параметры рабочего тела и продолжить расчеты до их полного совпадения.

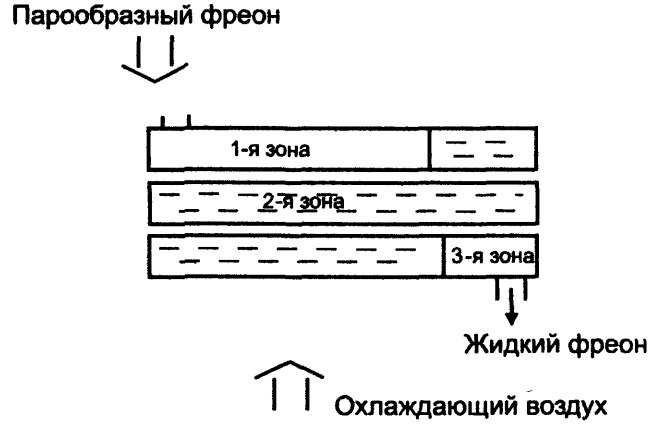


Рис. 2.42. Расчетная схема фреонового конденсатора

Приведенный выше алгоритм описывает наиболее общий случай многоходовых теплообменников с изменением агрегатного состояния рабочего тела. В паровых теплообменниках с вертикальным и горизонтальным расположением теплопередающих трубок, как правило, используются одноходовые конструкции. В этом случае расчеты существенно упрощаются, так как параметры рабочего тела на входе в каждый теплообменный ряд известны заранее.

Для проведения указанных расчетов необходимо располагать формулами для определения величин перегревов воздуха и теплоносителя для всех трех расчетных зон. Для зон однофазной конвекции, соответствующих охлаждению и перегреву паров рабочего тела, а также переохлаждению жидкого фреона, значения коэффициентов перегревов могут быть подсчитаны с использованием расчетных зависимостей, приведенных в п. 2.4.3.1. Величины коэффициентов внутреннего теплообмена должны определяться с учетом действительных теплофизических свойств жидкостей и газов, соответствующих рассматриваемым температурным режимам работы.

Для получения расчетных формул в зонах конденсации и кипения принимаем во внимание, что оба этих процесса протекают при постоянных, но разных по абсолютным величинам температурах. В этом случае на каждом теплообменном ряду величины относительных перегревов по воздуху для зоны конденсации могут быть подсчитаны по формуле

$$\theta_{в}^{(2)} = \frac{\Delta t_{в}^{(2)}}{\Delta t_{0}^{(2)}} = 1 - \exp(-\frac{K_{л}^{(2)} \cdot F^{(2)}}{c_{в} \cdot G_{в}^{(2)}}), \qquad (2.152)$$

где

$$\frac{1}{K_{f,2}} = \frac{1}{\alpha_{н}\eta_{р}} + \varphi(\frac{1}{\alpha_{к}} + R_{k}). \qquad (2.153)$$

Здесь $\Delta t_{в}^{(2)} = t_{в.к}^{(2)} - t_{в.н}$; $\Delta t_{0}^{(2)} = t_{s} - t_{в.н}$; $F^{(2)}$ и $G_{в}^{(2)}$ – соответственно величина теплопередающей поверхности и массового расхода воздуха через участок поверхности зоны конденсации на различных рядах теплообменника.

Определение расчетных параметров воздуха, а также параметров рабочего тела (степень его сухости) в зонах кипения фреона различных теплообменных рядов испарителя при отсутствии процессов инееобразования на внешней теплопередающей поверхности проводится с использованием формул (2.119) – (2.139), в которых величины температур T_0 во всех зонах кипения фреона принимаются постоянными, не зависящими от номера ряда и равными температуре кипения.

2.5.2.2. РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ И СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ВОДЯНОГО ПАРА ВНУТРИ ТРУБ

Вычисление относительных перегревов воздуха и параметров рабочего тела в паровых воздухонагревателях, а также определение сопротивления гидравлического тракта циркуляционных контуров проточных фреоновых теплообменников требуют знания величин коэффициентов теплоотдачи со стороны рабочего тела и коэффициентов сопротивления ξ при течении теплоносителя в круглых трубах во всех трех теплообменных зонах. Для теплообмена при вынужденной конвекции теплоносителей на участках, где рабочее тело не изменяет своего агрегатного состояния, системы формул для определения величин $\alpha_{ж}$ и ξ приведены в п.2.4.3.6 настоящей книги.

Рассмотрение расчетных зависимостей, используемых для вычисления коэффициентов теплообмена и сопротивления при движении двухфазных потоков в трубах, начнем с процессов конденсации водяного пара. Этот процесс, представляющий собой фазовый переход пара в жидкое состояние, является сложным явлением, и эффективность его протекания зависит от большого количества факторов. Особенно сложен процесс теплоотдачи при пленочной конденсации пара внутри труб. В этом случае к числу влияющих факторов могут быть отнесены направленное движение пара, скорость которого переменна по длине трубы; различные режимы течения жидкой пленки по внутренней поверхности трубок; положение трубок в пространстве (вертикальное или горизонтальное); уровень скоростей движения пара на входе в теплопередающие трубки; перегрев пара на входе в теплообменник и т.п.

При конденсации пара в трубках паровой объем ограничен их стенками. Трубки могут иметь значительную длину, и в них может конденсироваться большое количество пара. При этом на границах движущегося конденсата и пара возникают силы трения, которые существенно влияют на процесс теплоотдачи.

Если направления движения пара и конденсата под действием сил тяжести совпадают, то вследствие трения течение пленки ускоряется, толщина ее уменьшается и коэффициент теплообмена увеличивается. Если же направления противоположны, то течение пленки замедляется, толщина ее увеличивается и коэффициент теплообмена уменьшается. Повышение скорости пара приводит к тому, что часть пленки срывается и увлекается паром. Теплоотдача в этом случае увеличивается.

В зависимости от величин сил тяжести и сил трения различают три основных случая:

- силы тяжести значительно преобладают над силами динамического воздействия пара, и последний можно считать практически неподвижным;
- силы тяжести соизмеримы с динамическим воздействием;
- динамическое воздействие пара на пленку преобладает над силами тяжести, при этом конденсат увлекается паром и теплоотдача практически не зависит от положения трубок в пространстве.

В связи с указанными особенностями расчеты процессов теплообмена со стороны конденсирующего пара необходимо вести по формулам, каждая из которых соответствует определенному режиму и положению трубок в пространстве.

Рассмотрим вначале используемые расчетные зависимости в процессах конденсации водяного пара. При конденсации неподвижного или медленно двигающегося водяного пара в вертикальной трубе для вычисления средних по длине трубы коэффициентов $\overline{\alpha}_{к}$ использовалась зависимость, предложенная Нуссельтом [34]:

$$\overline{\alpha}_к = 0{,}943\sqrt[4]{\frac{\lambda'^3 r g(\rho' - \rho'')}{(t_s - t_{ст})\nu' L_{тр}}}, \qquad (2.154)$$

где λ' – коэффициент теплопроводности конденсата; ν' – коэффициент кинематической вязкости конденсата; ρ' и ρ'' – соответственно плотности конденсата и пара (все указанные параметры берутся при температуре насыщения).

В тех случаях, когда $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{волн} \approx 5$, а число Рейнольдса подсчитывается по формуле

$$\mathrm{Re} = 0{,}6\left(\frac{\sigma'}{\rho' g^{1/3} \nu'^{4/3}}\right)^{3/11}, \qquad (2.155)$$

ламинарное течение жидкой пленки переходит в волновое, при котором средние коэффициенты теплообмена при конденсации пара возрастают примерно в 1,22 раза, т.е.

$$\overline{\alpha}_к = 1{,}15\sqrt[4]{\frac{\lambda'^3 r g(\rho' - \rho'')}{(t_s - t_{ст})\nu' L_{тр}}}. \qquad (2.156)$$

При опускном движении пара и пленки конденсата средний по длине трубы коэффициент теплоотдачи при полной и частичной конденсации как при ламинарном, так и при турбулентном движении в [35] рекомендуется вычислять по следующей расчетной зависимости:

$$\alpha = 0{,}925 \cdot \lambda' \cdot \left(\frac{g\rho'}{\mu'^2}\right)^{1/3} \mathrm{Re}_{плн}^{-0{,}28} (1 + 1{,}5 \cdot 10^{-4} A^3)^{1/3}, \qquad (2.157)$$

где $\mathrm{Re}_{плн}$ – число Рейнольдса пленки конденсата в выходном сечении трубы,

$$\mathrm{Re}_{плн} = \frac{q(1-\beta) \cdot L_{тр}}{r \cdot \mu'}; \qquad (2.158)$$

A – безразмерный параметр,

$$A = \frac{4\,\mathrm{Re}_{плн}}{\mathrm{Ga}^{1/3}} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu''}{\mu'}\right)^{0{,}1} \cdot (\mathrm{Pr})^{0{,}5} \cdot \left(\frac{1 + x_{вых}}{1 - x_{вых}}\right)^{0{,}8}; \qquad (2.159)$$

число Галилея Ga подсчитывается так:

$$\mathrm{Ga} = \frac{g d_{вн}^{\ 3} \rho'^2}{\mu'^2}. \qquad (2.160)$$

В приведенных расчетных зависимостях $q = q_п + q_r$ – плотность теплового потока на стенке трубы, Вт/м^2; $q_r = \frac{G(1 - x_{вых}) \cdot r}{\pi \cdot d_{вн} \cdot L_{тр}}$ – плотность теплового потока за счет теплоты фазового перехода, Вт/м^2; $q_п = \frac{G \cdot \Delta I_{п.п}}{\pi \cdot d_{вн} \cdot L_{тр}}$ – плотность теплового потока за счет перегрева пара, Вт/м^2; $\beta = \frac{q_п}{q}$ – относительная величина плотности теплового потока за счет перегрева пара; $\Delta I_{п.п} = I_{п.п} - I_{нас}$ – энтальпия перегрева пара на входе в трубу, Дж/кг; $I_{п.п}$ – энтальпия перегретого пара, Дж/кг; $I_{нас}$ – энтальпия насыщенного пара, Дж/кг; $x_{вых}$ – массовое содержание пара в выходном сечении трубы; G – массовый расход пара на входе в трубу, кг/с. Теплофизические свойства определяются при температуре насыщения пара на входе в трубу.

Формула (2.157) справедлива в следующем диапазоне изменения параметров: $A = 1 \div 3 \cdot 10^3$; $P = 0{,}1 \div 9$ МПа; $l = 0{,}5 \div 7{,}0$ м; $d_{вн} = (5 \div 30) \cdot 10^{-3}$ м; $x_{вых} = 0 \div 0{,}7$; $x_{вх} = 1{,}0$; $\Delta I_{п.п.} = 0 \div 0{,}2$; $t_{ст} \leq t_{нас}$. Тепловой напор при конденсации как насыщенного, так и перегретого пара вычисляется следующим образом:

$$\Delta t = t_{нас} - t_{ст} = \frac{q}{\alpha}.$$

Коэффициент теплоотдачи в горизонтальной трубе при конденсации неподвижного или медленно движущегося пара внутри трубы может быть подсчитан по формуле Нуссельта, полученной автором для условий конденсации пара на наружной поверхности трубы [35]:

$$\overline{\alpha}_{к} = 0{,}728\sqrt[4]{\frac{r\rho'^{2} g\lambda'^{3}}{\mu' \cdot \Delta t \cdot d_{вн}}}. \qquad (2.161)$$

Коэффициенты теплоотдачи при конденсации движущегося пара в горизонтальной трубе рассчитываются в зависимости от граничного значения условного числа Рейнольдса конденсатной пленки, определяемого выражением

$$\mathrm{Re}_{плн.гр} = \left[0{,}66 \cdot \frac{c_1}{c_2} \cdot \left(\frac{d_{вн}}{L_{тр}}\right)^{1/5} \cdot \mathrm{Ga}^{1/3} \cdot (\mathrm{Pr}')^{1/10} \cdot \left(\sqrt{\frac{\rho'}{\rho''}} + 1\right)^{-1}\right]^{10/3}, \qquad (2.162)$$

где $c_1 = 0{,}02$ для труб из стали и 0,031 для труб из меди и латуни; $c_2 = 0{,}024$ для труб из стали и 0,032 для труб из меди и латуни.

Средний коэффициент теплоотдачи при конденсации в горизонтальных трубах водяного пара, движущегося с умеренными скоростями, т.е. при $\mathrm{Re}_{плн} < \mathrm{Re}_{плн.гр}$, определяется из формулы

$$\alpha = c_1 \mathrm{Re}_{плн}^{0,5} \left(\frac{d_{вн}}{L_{тр}}\right)^{1/5} \cdot \left(\frac{g}{\nu' \cdot a'}\right)^{1/3} \cdot \lambda', \qquad (2.163)$$

которая справедлива в следующем диапазоне изменения геометрических и режимных параметров: $\mathrm{Pr}' = 1{,}78 \div 0{,}88$; $\mathrm{Re}_{плн} = 20 \div 14700$; $q = (2{,}3 \div 1350) \cdot 10^3$ Вт/м^2; $L_{тр} = 1 \div 4$ м; $d_{вн} = 10 \div 38$ мм.

Если же конденсация протекает при сравнительно больших значениях средних по длине трубки скоростях движения пара, т.е. $\mathrm{Re}_{плн} > \mathrm{Re}_{плн.гр}$, необходимо учитывать динамическое взаимодействие между паровым потоком и конденсатной пленкой. В этом случае положение трубы в пространстве перестает иметь значение, а величина среднего по поверхности конденсации коэффициента теплоотдачи $\alpha_п$ определяется по формуле, справедливой при конденсации пара в медных трубках:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha_п \cdot d_{вн}}{\lambda'} = 0{,}016 \cdot \mathrm{Re}_{ц.вн} \cdot \mathrm{Pr}^{0,43} \cdot \left(\sqrt{1 + x_1\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)} + \sqrt{1 + x_2\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)}\right); \qquad (2.164)$$

$$\mathrm{Re}_{ц.вн} = \frac{4G_{см}}{\pi d_{вн} \rho' \nu'}, \qquad (2.165)$$

где $G_{см} = G_к / (x_1 - x_2)$, x_1 и x_2 – соответственно входная и выходная сухости пара, а физические параметры, как и ранее, выбираются при температуре насыщения.

2.5.2.3. РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ И СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ФРЕОНОВ ВНУТРИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБ

Рассмотрим далее расчетные зависимости при конденсации паров фреона. Как правило, во всех конструкциях воздушных конденсаторов холодильных машин трубки теплообменников расположены горизонтально. При таком расположении при медленно движущемся внутри трубы паре и невысоких плотностях теплового потока ($q < 15$ кВт/м^2), т.е. в условиях, характерных для работы воздушных конденсаторов холодильных машин, можно считать, что конденсат, образующийся по всему периметру трубы, стекает в виде жидкой пленки по ее внутренней поверхности в нижнюю часть сечения, образуя так называемый донный конденсат. Характер движения последнего вдоль трубы аналогичен потоку однофазной жидкости в открытом канале (ручье). По мере накопления конденсата сечение трубки постепенно заполняется им, и при полной конденсации на выходе трубки течет жидкий фреон (рис. 2.43).

Расчетные зависимости для рассматриваемого случая базируются на решении задачи конденсации неподвижного пара на внешней поверхности горизонтальной трубы, полученном Нуссельтом в виде критериальной зависимости

$$\mathrm{Nu} = 0{,}728 \cdot (K \cdot \mathrm{Ga} \cdot \mathrm{Pr})^{0,25}, \qquad (2.166)$$

где

$$\mathrm{Ga} = \frac{g d_{вн}^{\ 2} \rho'^{2}}{\mu'^{2}}; K = \frac{r}{c'_p \Delta t}. \qquad (2.167)$$

Это решение неоднократно уточнялось для условий конденсации фреонов. В частности, приближенные теоретические расчеты, выполненные Д. Чэддоком и Д.Чэйто с теми же предпосылками, что и теория Нуссельта, приводят к результату [36]

$$\overline{\alpha}_{\text{ф}} = 0{,}56\left(\frac{gr\rho'\lambda^{3}}{\nu'\Delta t d_{\text{вн}}}\right)^{0{,}25}. \qquad (2.168)$$

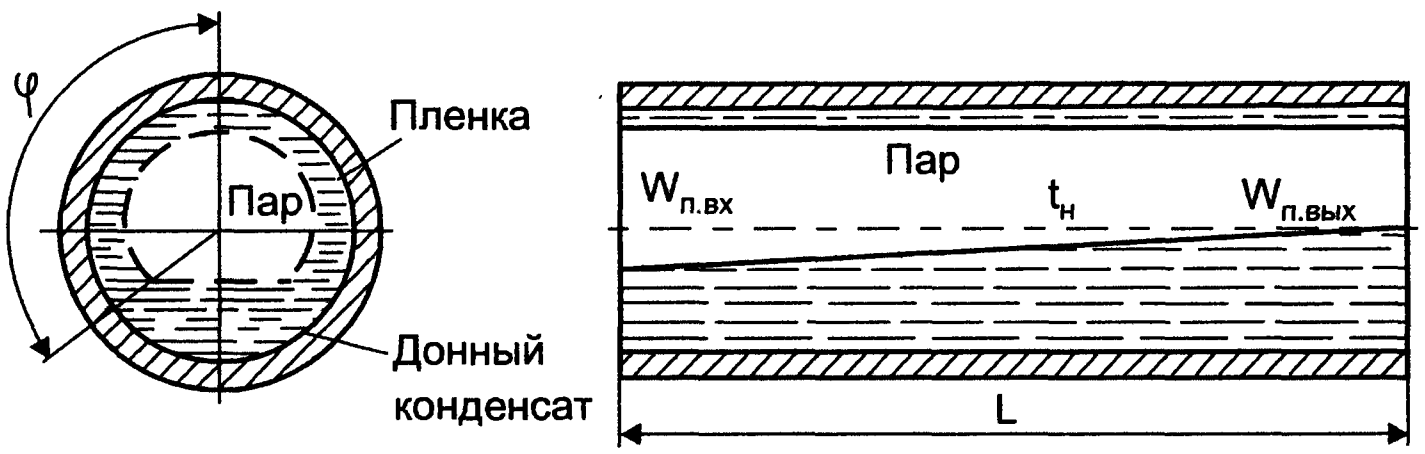


Рис. 2.43. Схема конденсации внутри горизонтальной трубы при ламинарном течении пленки

Для расчета $\overline{\alpha}_{\text{ф}}$ при конденсации фреонов R12, R22 и R502 в медных трубках Н.Ф.Чопко [36] по данным экспериментов при $(\text{Ga}\cdot\text{Pr}\cdot K)=2{,}5\cdot10^{10} - 1{,}2\cdot10^{12}$ получена формула

$$\text{Nu} = 0{,}68(K\cdot\text{Ga}\cdot\text{Pr})^{0{,}25}. \qquad (2.169)$$

В [37, 38] коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося фреона для случая конденсации внутри труб рекомендуется определять по формуле Д.М.Иоффе:

$$\alpha_{\text{вн}} = 0{,}56A d_{\text{вн}}^{-0{,}333} q_{\text{вн}}^{-0{,}333}, \qquad (2.170)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы, м; $q_{\text{вн}}$ – удельная тепловая нагрузка, отнесенная к внутренней поверхности труб, Вт/м^2; A – коэффициент, учитывающий физические свойства фреона, зависящий от температур конденсации и определяемый по данным табл. 2.10.

Таблица 2.10

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ A ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ФРЕОНОВ

$T_{\text{к}}$, °С	20	30	40	50	60
Фреон-12	14100	13200	12400	11600	10900
Фреон-22	18300	16800	15500	14500	13400

Приведенная формула справедлива для конденсации в прямых трубах с внутренним диаметром от 11 до 15 мм, с отношением длин к диаметру от 50 до 200, массовой скоростью до 50 кг/м^2/с и удельной тепловой нагрузкой от 1100 до 6000 Вт/м^2.

В [35] для случаев конденсации неподвижных и слабоподвижных паров холодильных агентов (R11, R12, R22, R113, R142, R502) при $P = (7{,}5 + 19{,}5)\cdot10^5$ Па и при $\text{Re}_{\text{вх}} < 2\cdot10^5$ средний коэффициент теплоотдачи в горизонтальных трубах ($l_{\text{тр}} = 1 + 6{,}4$ м, $d_{\text{вн}} = 10 + 20$ мм) рекомендуется рассчитывать следующим образом:

$$\overline{\alpha}_{\text{к}} = a\cdot\frac{\lambda'}{d_{\text{вн}}}(\text{Ga}\cdot\text{Pr}'\cdot K)^{0{,}25}\cdot\text{We}^{-0{,}25}\cdot(\text{Re}''_{\text{вх}})^{m}, \qquad (2.171)$$

где $\text{Re}''_{\text{вх}} = \dfrac{4ql_{\text{тр}}}{r\mu''}$ – число Рейнольдса парового потока во входном сечении трубы. При $\text{Re}''_{\text{вх}} < 7\cdot10^4$ $a = 0{,}215$, $m = 0$; при $7\cdot10^4 < \text{Re}''_{\text{вх}} < 2\cdot10^5$ $a = 4{,}35\cdot10^{-3}$, $m = 0{,}35$; $\overline{\alpha}_{\text{к}}$ – средний по длине трубки коэффициент теплоотдачи при конденсации пара внутри трубки. Формула (2.171) является обобщением зависимости, предложенной Ю.Н. Ширяевым для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации указанной группы фреонов, которая имеет вид

$$\text{Nu} = 0{,}21\cdot(K\cdot\text{Ga}\cdot\text{Pr})^{0{,}25}\cdot\text{We}^{-0{,}25}, \qquad (2.172)$$

где число We учитывает влияние капиллярных сил, действующих на пленку конденсата.

В табл. 2.11 представлены результаты расчетов коэффициентов теплоотдачи со стороны фреона, вычисленных по некоторым из приведенных выше формул, для фреона 22 при температуре конденсации 45°С. Как видно из табл. 2.11, расчетные значения коэффициентов теплоотдачи, подсчитанные по формулам (2.168) – (2.171) в широком диапазоне удельных тепловых потоков, хорошо согласуются друг с другом, причем наибольшее расхождение между максимальным и минимальными значениями не превышает 20%. Аналогичные результаты были получены и для других значений температур конденсации фреона 22 и фреона 12.

Таблица 2.11

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ПО КОЭФФИЦИЕНТАМ ТЕПЛООТДАЧИ ФРЕОНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ В ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБКАХ

Удельный тепловой поток q, Вт/м²		4000	8000	12000	16000
Перепад температур Δt, °С		2,2	4,4	6,6	8,8
$\overline{\alpha}_ф$, Вт/м²	По формуле (2.168)	2050	1700	1540	1450
	По формуле (2.169)	2466	2070	1870	1750
	По формуле (2.170)	2442	1890	1650	1500
	По формуле (2.171)	2350	1950	1700	1600

Поэтому в качестве расчетной зависимости при расчете конденсаторов была использована формула (2.170), которая обеспечивает получение средних значений $\overline{\alpha}_ф$.

Когда силы взаимодействия между движущимся паром и пленкой превалируют над силами тяжести, наступает кольцевой режим движения двухфазного потока, при котором пленка движется по всей поверхности в виде кольца, а пар – в средней части сечения трубы. В этом случае условия теплоотдачи для горизонтальной и вертикальной труб одинаковы и авторы [35] рекомендуют использовать зависимости (2.162) – (2.164).

Второй важной характеристикой конденсатора является величина гидравлического сопротивления. Она складывается из потерь на трение и поворота потока при движении фреона по трубкам теплообменника. Учитывая, что длина участка, на котором происходит переохлаждение фреона, сравнительно мала, а скорость движения жидкого фреона незначительна, сопротивлением этой части гидравлического тракта можно пренебречь.

Характерной особенностью гидродинамики потока в рассматриваемом случае является изменение режима течения по длине трубок и непостоянство основных показателей двухфазного потока (соотношение жидкой и газообразной фаз, средней скорости потока, средних значений основных физических характеристик и т.п.) на участке конденсации. Дело в том, что по мере движения парообразного фреона по трубке происходит постепенное выпадение конденсата на стенки трубок при одновременном снижении средней скорости движения и уменьшении сечения для прохода газа.

Для получения расчетных зависимостей описываемого процесса в первом приближении автор [39] предположил, что толщина пленки осесимметрична (т.е. не учитываются гравитационные силы) и возрастает по длине трубы. В этом случае изменение давления пара по длине трубы описывается уравнением

$$-\frac{dp}{dx}=\xi\frac{1}{d_{вн}}\frac{\rho_п w_п^{\,2}}{2}, \tag{2.173}$$

где для коэффициента сопротивления можно использовать формулу Кармана

$$\xi = 0{,}184\ \mathrm{Re}^{-0{,}2} \tag{2.174}$$

Значение $w_п$ может быть определено из уравнения непрерывности парового потока, согласно которому массовый расход пара в любом сечении представляет собой начальный расход на входе в трубу за вычетом сконденсировавшегося пара. Тогда

$$\rho_п\pi(R-\delta)^2 w_п = \rho_п\pi R^2 w_{п0} - \int_{y=0}^{y=\delta} 2\rho_ж\pi(R-y)w_{х.ж}dy \tag{2.175}$$

или

$$w_п = \frac{R^2 w_{п0}}{(R-\delta)^2} - \frac{2\rho_ж}{(R-\delta)^2}\int_{y=0}^{y=\delta}(R-y)w_{х.ж}dy\ , \tag{2.176}$$

где $w_{п0}$ – средняя скорость пара на входе в трубу.

Поскольку толщина пленки конденсата δ изменяется по длине трубы, необходимо добавить начальные условия: при $x = 0$ $\delta(0) = 0$. Система уравнений (2.173) – (2.176) может быть решена численным методом для широкого диапазона чисел Рейнольдса. Обработка этих результатов с учетом их осреднения позволяет получить формулу для подсчета величин сопротивлений при полной конденсации пара в горизонтальной трубе:

$$\Delta P_{\text{кон}} = \xi \frac{L}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho w_{\text{п}}^{2}}{2}, \text{ Па,} \qquad (2.177)$$

где

$$\xi = 0{,}6\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}. \qquad (2.178)$$

Как видно из приведенного выше решения, при составлении математической модели гидродинамического процесса были сделаны допущения, принятие которых позволило резко упростить задачу. Без этого теоретическое определение гидродинамических характеристик практически не представляется возможным и приходится ориентироваться на скудные экспериментальные данные.

В частности, для оценочных расчетов полного гидравлического сопротивления при конденсации фреонов R12, R22, R502 в трубках диаметром 10 – 20 мм в [38] рекомендуется пользоваться зависимостью, предложенной Ж. Борхманом,

$$\Delta P_{\text{кон}} = \xi \frac{L}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho w_{\text{п}}^{2}}{2}, \text{ Па,} \qquad (2.179)$$

где

$$\xi = 0{,}05\ \mathrm{Re}_{\text{п}}^{-0{,}05}, \qquad (2.180)$$

или зависимостью А.Кавальдини

$$\Delta P_{\text{кон}} = 0{,}015 \frac{L}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho w_{\text{п}}^{2}}{2}, \text{ Па.} \qquad (2.181)$$

Косвенная информация о величине сопротивления фреоновых конденсаторов может быть получена из анализа данных при расчетах по специализированным программам, которые имеются у фирм-производителей соответствующего оборудования. В частности, из демонстрационного расчета по программе фирмы «Airsol» следует, что для L=6000 мм при $d_{\text{вн}}$ = 11,7 мм, скорости паров фреона на входе в трубки 1,3 м/с при температуре конденсации 45°С для фреона 22 сопротивление гидравлического тракта составляет примерно 4,9 кПа. Расчеты показывают, что в рассматриваемом режиме Re ≈ 61360, а коэффициент сопротивления равен примерно 0,035, в то время как величина ξ, подсчитанная по формуле Блазиуса, – 0,02. Сравнение с коэффициентом сопротивления, вычисленным по (2.178), дает значение 0,038.

В табл. 2.12 приведены значения коэффициентов сопротивления, полученные по приведенным выше формулам. Видно, что значения ξ, вычисленные по зависимостям (2.177), (2.179), (2.181) и программе фирмы «Airsol» при различных числах Рейнольдса, довольно сильно расходятся. Учитывая необходимость обеспечения определенных запасов по потерям давления (наличие калачей и т.п.), в качестве расчетной зависимости примем формулу (2.177).

Таблица 2.12

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Значение ξ	Число Рейнольдса Re				
	20000	40000	60000	80000	100000
По формуле (2.177)	0,050	0,042	0,038	0,0356	0,0337
По формуле (2.179)	0,0305	0,0294	0,0288	0,0284	0,0281
По формуле (2.181)	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015
Из программы «Airsol»	-	-	0,035	-	-

2.5.2.4. ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ И СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ КИПЯЩИХ ФРЕОНОВ В ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБАХ

Процессы гидродинамики и теплообмена, протекающие при вынужденном движении кипящего фреона в горизонтальных трубах, очень сложны и в настоящее время не поддаются достаточно точному аналитическому описанию. Поэтому в расчетной практике при подборе поверхностей испарителей, как правило, используются многочисленные эмпирические зависимости для определения коэффициентов внутреннего теплообмена, применение которых ограничено типами исследованных фреонов и условиями проведения экспериментов. Рассмотрим некоторые из рекомендуемых расчетных зависимостей.

Автор работ [40, 41] в результате обработки собственных экспериментальных данных и опытных данных многих исследователей, занимавшихся изучением кипения фреонов, установил, что коэффициент теплоотдачи со стороны кипящего фреона к трубке зависит от физических свойств фреонов, удельной тепловой нагрузки q_F на внутреннюю поверхность трубки, расхода жидкости (средней массовой скорости фреона в трубе), диаметра трубки, температуры кипения фреона, паросодержания (степени сухости пара) входящего (x_1) и особенно выходящего (x_2) из трубки фреона и концентрации масла во фреоне. На основании проведенного анализа в [40] была предложена критериальная зависимость для определения средних по поверхности коэффициентов теплоотдачи со стороны кипящего фреона, которая имеет следующий вид:

$$\mathrm{Nu} = c \cdot \left[\mathrm{Re}^2 \cdot \left(\frac{J \cdot \Delta x \cdot r}{L} \right) \right]^n , \qquad (2.182)$$

где $\mathrm{Nu} = \dfrac{\alpha_ф \cdot d_{вн}}{\lambda'}$; $\mathrm{Re} = \dfrac{(w\rho')d_{вн}}{\mu'}$; L – длина трубы; J – фактор Колборна, $J = \mathrm{St} \cdot \mathrm{Pr}^{2/3}$, число Стантона $\mathrm{St} = \dfrac{\alpha_ф}{c'_p \cdot (w\rho)}$.

Коэффициенты c и n зависят от полноты испарения и имеют следующие значения: для неполного испарения ($x_{вых} \le 0{,}9$) $c = 9 \cdot 10^{-4}$, $n = 0{,}5$; для полного испарения ($x_{вых} = 1$) с учетом перегрева на 6°С $c = 8{,}2 \cdot 10^{-3}$, $n = 0{,}4$.

Зависимость (2.182) была рекомендована ASHRAE для расчета воздухоохладителей, работающих на фреонах R12 и R22. Тем не менее ее использование не совсем удобно, так как в определяющие параметры входит величина $\alpha_ф$, которую нужно вычислить. Поэтому многими авторами были предприняты попытки ее упрощения, конечный итог которых был подведен в [42]. В этой работе данные автора [40] были обработаны для широкого диапазона температур кипения фреона. В частности, коэффициент теплоотдачи при кипении фреона 12 и фреона 22 в горизонтальных трубках предлагается определять по формуле

$$\alpha_ф = B \cdot q_F^{\,0,4} (w\rho)^{0,4}{}_ф \cdot d_{вн}^{\,-0,6}, \text{ кВт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}, \qquad (2.183)$$

где q_F – плотность теплового потока, представляющая собой отношение холодопроизводительности испарителя к суммарной внутренней поверхности всех трубок, кВт/ м^2; $w\rho$ – массовая скорость фреона в трубках, кг/ м^2 ·с; $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубок, м. Значения коэффициента B для фреонов R12 и R22 приведены в табл. 2.13.

Таблица 2.13

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА B В УРАВНЕНИИ (2.183)

Хладагент	Температура кипения, °С				
	-30	-20	-10	0	10
R12	0,00461	0,00490	0,00522	0,00551	0,00573
R22	0,00635	0,00641	0,00644	0,00641	0,00634

Средние коэффициенты теплоотдачи фреонов, кипящих в трубах при малых q_F, можно определять по одной из формул С.Н. Богданова [32]:

$$\alpha_ф = c q_F^{\,0,15} (w\rho)_ф^{\,n}, \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}, \qquad (2.184)$$

где величина q_F выражена в Вт/м^2, а значения аппроксимационных коэффициентов представлены в табл. 2.14.

Таблица 2.14

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ *c* И *n* ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ФРЕОНОВ В ФОРМУЛЕ (2.184)

Фреоны	Коэффициент *c*	Коэффициент *n*
R12	23,4	0,47
R22	32,0	0,47
R142	15,0	0,57

Формула (2.184) может применяться при соответствующих значениях плотности потока и массовой скорости фреона, значения которых приведены в табл. 2.15.

Таблица 2.15

ЗНАЧЕНИЯ ПЛОТНОСТИ ТЕПЛОВОГО ПОТОКА И МАССОВОЙ СКОРОСТИ ФРЕОНА ДЛЯ ФОРМУЛЫ (2.184)

Фреоны	*w*ρ, кг/м²с				
	60	120	250	400	650
R12	1500	1800	2000	2500	3000
R22	1500	1800	2000	2500	3500
R142	2800	3000	5000	7000	8000

В опытах, которые являлись основой для приведенных выше зависимостей, была использована медная труба длиной 1,5 м и внутренним диаметром 12 мм, в которую поступала насыщенная или переохлажденная жидкость.

При значениях q_F, больших установленных границами применения формулы (2.184), средние коэффициенты теплоотдачи можно определять по формуле С.Н.Богданова (α – в кВт/м²·°С, q_F – в кВт/м², $d_{вн}$ – в м):

$$\alpha_ф = A q_F^{0,6} (w\rho)_ф^{0,2} \cdot d_{вн}^{-0,2}, \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}. \qquad (2.185)$$

Значения коэффициента *A* приведены в табл. 2.16.

Таблица 2.16

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА *A* В ФОРМУЛЕ (2.185)

Фреоны	Температура кипения, °С				
	-30	-10	0	10	30
R11	0,0208	0,0300	0,0341	0,0382	0,0498
R142	0,0372	0,0461	0,0514	0,0568	0,0710
R12	0,0536	0,0659	0,0719	0,0776	0,0928
R22	0,0599	0,0738	0,0833	0,0928	0,117

Многообразие формул для определения средних величин $\alpha_ф$ не является случайным. Это связано с тем, что ввиду сложности протекающих при движении кипящей жидкости в трубах процессов любой из экспериментальных циклов не может охватить все диапазоны меняющихся факторов и параметров. Дело в том, что теплообмен между поверхностью трубы и движущейся в ней кипящей жидкостью осуществляется с помощью двух механизмов: механизма, обусловленного процессом парообразования, и механизма конвективного переноса теплоты при вынужденном движении однофазной среды [36, 43]. Поэтому значение коэффициента теплоотдачи зависит от интенсивности совокупного действия обоих процессов. Степень влияния каждого из них зависит от турбулентных возмущений, вносимых вынужденным движением, и парообразования, т.е. от соотношения значений скоростей вынужденного движения и плотности теплового потока (или температурного напора).

Кроме того, интенсивность теплоотдачи при кипении внутри трубы в значительной степени зависит от режима течения двухфазного потока. Так, при расслоенном течении в горизонтальной трубе значение коэффициента теплоотдачи в нижней части трубы, занятой кипящей жидкостью, определяется интенсивностью парообразования и вынужденной конвекцией, а в верхней – конвективным теплообменом между паром и стенкой. При пузырьковом, вспененном и снарядном режимах механизм парообразования будет реализовываться как путем зарождения, роста и отрыва пузырьков на стенке трубы, так и путем испарения на границе раздела фаз в объеме жидкости.

При кольцевом режиме течения теплота через жидкую пленку, примыкающую к стенке, передается теплопроводностью и конвекцией к границе раздела фаз, где происходит процесс парообразования. Основным термическим сопротивлением в этом случае является сопротивление пленки жидкости, а его величина зависит от степени турбулентности и толщины самой пленки. При этом термическое сопро-

тивление пленки может иметь весьма малое значение, а разность между температурой и локальной температурой насыщения в паровом ядре – быть даже меньше значения, необходимого для пузырькового кипения. Коэффициент теплоотдачи в этом случае может иметь значения существенно более высокие, чем при развитом пузырьковом кипении.

При движении кипящей жидкости по длине трубы происходит смена режимов, а следовательно, изменяются механизм и интенсивность теплоотдачи. При разных режимах течения на коэффициент теплоотдачи влияют различные факторы. Так, при пузырьковом и снарядном режимах величина $\alpha_ф$ при прочих равных условиях зависит от плотности теплового потока и скорости вынужденного течения и почти не зависит от паросодержания x. Это же относится и к теплоотдаче при расслоенном режиме течения на части трубы, омываемой кипящей жидкостью. При кольцевом и дисперсно-кольцевом режимах $\alpha_ф = f(w, q_F, x)$, т.е. к факторам, определяющим величину $\alpha_ф$, примыкает еще и величина массового паросодержания. С ростом x начинается высыхание пленки жидкости и коэффициент теплоотдачи резко падает – наступает режим ухудшенного теплообмена.

Точное описание теплоотдачи при кипении в трубах может быть осуществлено при рассмотрении каждого из режимов течения в отдельности с учетом истинных параметров двухфазного потока, для чего необходимо уметь предсказывать режимы течения при заданных условиях работы аппарата и рассчитывать величины истинного объемного паросодержания. Однако, несмотря на большое количество работ, посвященных вопросам кипения фреонов, в настоящее время лишь намечаются пути установления обобщенных зависимостей для описания гидродинамических и тепловых характеристик двухфазных фреоновых потоков [44]. В связи с появлением большой группы альтернативных фреонов, не разрушающих озоновый слой, необходимо уметь правильно рассчитывать воздухоохладители с непосредственным испарением, что невозможно без знания коэффициентов теплоотдачи со стороны фреонов.

Одна из возможностей получения средних коэффициентов теплоотдачи, учитывающая теплофизические свойства различных фреонов, основана на результатах работ [45 – 48]. Как уже указывалось, процесс теплообмена в испарителях с внутренним кипением фреона отличается от процесса кипения хладагента на поверхности труб испарителей затопленного типа тем, что пар не отводится, а движется вместе с жидкостью вдоль трубки. В результате массовое паросодержание потока, определяющее его структуру, растет по ходу движения хладагента вдоль трубки. При этом могут возникнуть следующие основные режимы течения: пузырьковый, снарядный, волновой, расслоенный, кольцевой и дисперсный.

Изменение структуры потока сопровождается значительным изменением локальных значений коэффициента теплоотдачи со стороны хладагента: с ростом массового паросодержания x значения $\alpha_ф$ сначала несколько снижаются (в зависимости от условий работы испарителя снижение может быть совсем незначительным), затем увеличиваются и при определенном значении x достигают максимума, после чего резко падают из-за срыва пленки жидкости со стенки трубы.

При кипении хладагента внутри горизонтальной трубы имеются две зоны теплообмена: зона пузырькового кипения, охватывающая пузырьковый, снарядный, волновой и расслоенный режимы, и зона конвективного теплообмена, включающая кольцевой и дисперсный режимы. На входном участке трубы при низких значениях массового паросодержания x и, следовательно, малых скоростях потока коэффициент теплоотдачи $\alpha_ф$ зависит главным образом от плотности теплового потока q_F, отнесенного к внутренней поверхности трубы, и почти не зависит от массовой скорости хладагента $w\rho$ и массового паросодержания x (зона пузырькового кипения). С ростом массового паросодержания скорость потока возрастает и начиная с некоторого значения $x_{гр}$ определяет интенсивность процесса теплоотдачи (зона конвективного теплообмена). В этой зоне коэффициент теплоотдачи зависит от $w\rho$ и x и не зависит от q_F. Теплоотдача в каждой из зон описывается различными зависимостями.

Для зоны пузырькового режима критериальное уравнение для определения средних значений коэффициентов теплоотдачи, согласно авторам [45, 46], записывается в виде

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha_ф d_*}{\lambda_F} = 0{,}071\left[\frac{q_F d_*}{T_s \lambda_F}\right]^{0,7} \cdot \left[\frac{T_s \lambda_F d_*}{\sigma_F \nu_F}\right]^{0,3} \cdot \left[\frac{r\rho_D R_ш}{(f d_*)^2 \rho_F d_*}\right]^{0,133}, \qquad (2.186)$$

где $$d_* = 0{,}206 \cdot \beta \cdot \sqrt{\frac{\sigma_ж}{g(\rho_ж - \rho_п)}} = 0{,}722\sqrt{\frac{\sigma_ж}{g(\rho_ж - \rho_п)}}, \text{ м};$$

β – угол смачивания при отрыве, $\beta = 35°$; $f\sqrt{d_*} = 0{,}56\sqrt{g} = 1{,}75$ м$^{1/2}$/с.

Величины шероховатости в данных, приведенных Хавлой [45], были равны $1{,}4 \cdot 10^{-6}$ и $7{,}9 \cdot 10^{-6}$ м.

Как было установлено в [45], между локальными значениями коэффициентов теплоотдачи и их средними значениями существует взаимосвязь, определяемая формулой

$$\alpha_{\text{ф.пуз}}^{\text{лок}} = 29 \cdot \alpha_{\text{ф}} \cdot \mathrm{Re}_F^{-0.3} \cdot \mathrm{Fr}_F^{0,2}, \qquad (2.187)$$

где

$$\mathrm{Re}_F = \frac{(w\rho)\cdot(1-x)\cdot d_{\text{вн}}}{\mu_F}; \quad \mathrm{Fr}_F = \frac{(w\rho)^2\cdot(1-x)^2}{\rho_F^{\,2}\cdot g\cdot d_{\text{вн}}}. \qquad (2.188)$$

Проведя несложные преобразования, получим следующую систему формул для расчета локального коэффициента теплоотдачи от фреона к трубке на участке пузырькового режима кипения при вынужденном движении парожидкостной смеси в горизонтальной трубе:

$$\alpha^{\text{лок}}_{\text{ф.луз}} = S^{\text{лок}} \cdot (1-x)^{0,1} \cdot \frac{(w\rho)_F^{\,0,1} q_F^{\,0,7}}{d_{\text{вн}}^{\,0,5}}, \qquad (2.189)$$

где

$$S = 2{,}059 \frac{\lambda_{\text{ж}}^{\,0,6}(r\cdot R_{\text{ш}}\cdot\rho_{\text{п}})^{0,133}}{g^{0,2}T_0^{\,0,4}\sigma^{0,3}(fd_*^{\,0,5})^{0,266}d_*^{\,0,266}\rho_{\text{ж}}^{\,0,233}}; \qquad (2.190)$$

$$fd_*^{\,1/2} = 0{,}56\left(\frac{\rho_{\text{ж}}-\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}}g\right)^{1/2} = 1{,}75 \text{ м}^{1/2}/\text{с}; \qquad (2.191)$$

$$d_* = 0{,}722\cdot\sqrt{\frac{\sigma_{\text{ж}}}{g(\rho_{\text{ж}}-\rho_{\text{п}})}}, \text{ м}. \qquad (2.192)$$

Следует отметить, что при расчете локальных значений коэффициентов теплоотдачи значение $R_{\text{ш}}$, согласно [47], целесообразно принять равным $1{,}4\cdot10^{-6}$ м.

В статье Хавлы [45] конвективный теплообмен описывается следующим образом:

$$\mathrm{Nu}_F^{\text{лок}} = \frac{\alpha_{\text{ф.кон}}^{\text{лок}}\cdot d_{\text{вн}}}{\lambda_F} = 0{,}935\cdot10^{-3}\cdot\frac{x\cdot\theta}{1-x}\cdot\mathrm{Re}_F^{\,0,825}\,\mathrm{Fr}_F^{\,0,475}R^{0,6}\cdot\left[1-\left(1+\frac{1-x}{x\cdot\varepsilon\cdot R}\right)^{-1/2}\right]^{-1,0}, \qquad (2.193)$$

где

$$\varepsilon = 62\cdot\frac{1-x}{x\cdot\theta}\cdot(\mathrm{Re}_F\cdot\mathrm{Fr}_F)^{-1/6}\cdot R^{-0,9}; \qquad (2.194)$$

$$R = \frac{\rho_F}{\rho_{\text{п}}}; \quad \theta = \frac{\mu_F}{\mu_{\text{п}}}. \qquad (2.195)$$

Далее, предполагая, что равенство локальных значений коэффициентов теплоотдачи, вычисляемых по зависимостям (2.186) и (2.193), определяет границу между двумя теплообменными зонами, можно подсчитать средние по длине трубы величины $\alpha_{\text{ф}}$. Для случая, когда $x_1 < x_{\text{гр}} < x_2$, в интервале паросодержаний $x_1 - x_{\text{гр}}$ для получения среднего значения $\alpha_{\text{ф.пуз}}$ необходимо проинтегрировать в соответствующих пределах выражение для коэффициента теплообмена, вытекающее из (2.186), а в интервале паросодержаний $x_{\text{гр}} - x_2$ – выражение для $\alpha_{\text{ф.кон}}^{\text{лок}}$, определяемое (2.193). Если $x_{\text{гр}}$ окажется меньше x_1 на входе в испаритель, то вся рассматриваемая поверхность работает в конвективной зоне, а если $x_{\text{гр}}$ больше x_2, то вся поверхность теплообмена находится в зоне пузырькового кипения.

Для апробации приведенной выше методики были проведены расчеты для наиболее изученных фреонов R12 и R22. На рис.2.44 представлены результаты одного из таких расчетов, целью которого являлось определение коэффициентов теплоотдачи по формулам пузырькового и конвективного режимов при тепловой нагрузке 11,6 кВт/м^2, массовой скорости фреона 250 кг/(м^2·с) и температуре кипения фреонов 10°С. Как видно из представленных данных, при указанном режиме работы для фреона R22 имеют место две теплоотдающие зоны, разделяемые граничным паросодержанием $x_{\text{гр}}$=0,33, а для фреона R12 $x_{\text{гр}}$=0,26. Интегрирование по обеим зонам дает значения средних коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{ф}}$ = 2,275 и 2,112 кВт/м^2. Расчеты, проведенные по формуле Б.Пьерри, дают следующие результаты для R22: $\alpha_{\text{ф}}$=2,06 и 1,86 кВт/м^2. Аналогичные результаты получены в широком диапазоне изменения величин тепловых потоков и массовых скоростей воздуха.

Приведенные материалы дают основание использовать рассмотренную выше методологию для получения обобщенных зависимостей, определяющих величины коэффициентов теплоотдачи для большой группы уже разработанных и разрабатываемых хладагентов, которые будут использованы для фреоновых испарителей в новых версиях программы расчета медно-алюминиевых теплообменников «CuAl».

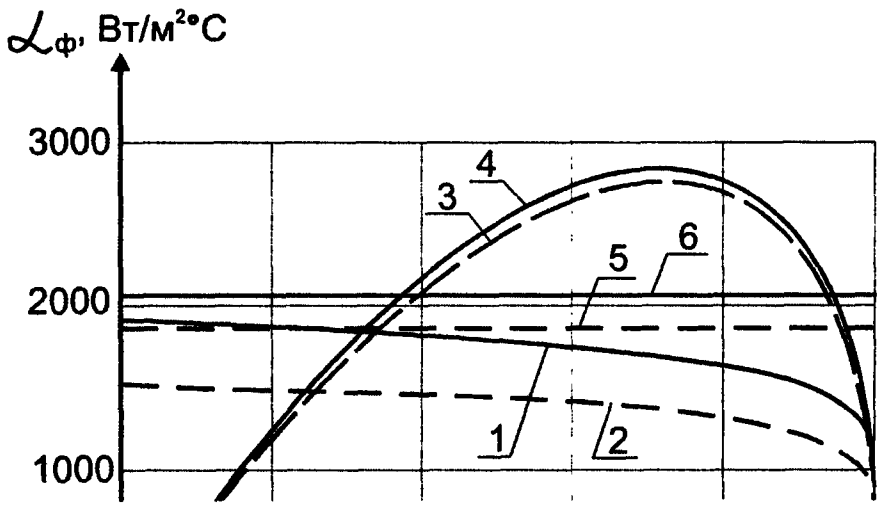


Рис. 2.44 . Расчетные зависимости локальных коэффициентов теплоотдачи для фреонов R12 и R22, рассчитанных по формулам (2.183), (2.189) и (2.193): *1* – формула (2.189) для R22; *2* – формула (2.189) для R12; *3* – формула (2.193) для R12; *4* – формула (2.193) для R22; *5* – формула (2.183) для R12; *6* – формула (2.183) для R22

2.5.3. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В ПРОЦЕССАХ КОНДЕНСАЦИИ И КИПЕНИЯ ФРЕОНОВ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ В ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБАХ

Все описанные выше зависимости для определения коэффициентов теплообмена при конденсации и кипении фреонов относились к горизонтальным трубам с гидравлически гладкими внутренними поверхностями. Расчеты, проводимые с использованием этих зависимостей, показывают, что коэффициенты $\alpha_к$ и $\alpha_ф$ невысоки по сравнению с соответствующими коэффициентами, имеющимися при кипении воды и конденсации ее насыщенных паров в трубах, в связи с чем вопрос интенсификации этих процессов в установках искусственного климата и кондиционирования воздуха в последнее время приобрел важное значение.

Все приемы интенсификации теплопередачи в трубах можно подразделить на пассивные (не требующие непосредственной затраты энергии извне) и активные, которые требуют прямых затрат энергии от внешнего источника [49]. Пассивные методы включают специальную физико-химическую обработку поверхностей, использование шероховатых и развитых поверхностей, устройств, обеспечивающих перемешивание и закручивание потока, способы воздействия на поверхностное натяжение, добавление примесей в теплоноситель. Активные методы включают механические воздействия, вибрацию поверхностей теплообмена, пульсации потока жидкости, использование электростатических полей, вдув и отсос теплоносителя.

Для интенсификации процессов конденсации различных хладагентов в пластинчатых медно-алюминиевых теплообменниках при стандартной технологии их производства (для водяного пара проблема интенсификации процессов конденсации менее актуальна в связи с тем, что благодаря теплофизическим свойствам воды и водяного пара величины коэффициентов теплоотдачи при кипении и конденсации достаточно велики и без дополнительных воздействий на эти процессы) наиболее перспективным оказывается применение шероховатых поверхностей с видами шероховатостей, предложенными в [49], которые вначале предполагалось использовать для конденсации в объеме пара, т.е. на внешней поверхности труб (рис. 2.45).

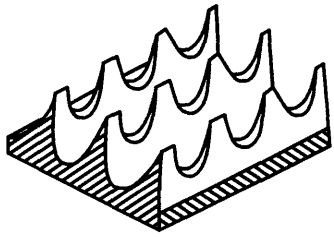


Рис. 2.45. Интенсифицированная поверхность конденсации

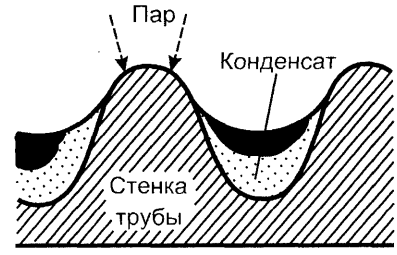


Рис. 2.46. Профиль поверхности конденсации, предложенный Грегоригом

В этом случае идея интенсификации сводится к использованию эффекта Грегорига, состоящего в том, что конденсация происходит в основном на вершинах выпуклых гребней, а конденсат под действием поверхностного натяжения стекает в вогнутые канавки и отводится (рис. 2.46). Наиболее полно эта идея нашла воплощение в конструкциях микрооребренных труб, первые промышленные образцы которых были разработаны японской фирмой «Хитачи» с промышленным названием «Thermoexel». При проведении испытаний оказалось, что трубы с таким внешним микрооребрением эффективны не только при конденсации пара в большом объеме, но также и в режимах кипения.

В начале 90-х годов подобные трубки стали широко применяться в конструкциях фреоновых испарителей и конденсаторов, в которых процессы кипения и конденсации протекают в условиях вынужденного движения двухфазных потоков. На рис.2.47 приведено сечение одной из таких поверхностей, представляющих собой совокупность многозаходных винтовых канавок правого или левого исполнения. Внутренняя поверхность трубки с микрооребрением представлена на рис. 2.48.

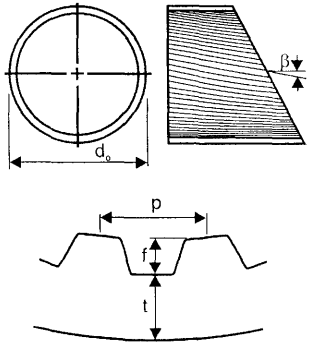


Рис. 2.47. Геометрия поперечного сечения микрооребренной трубки

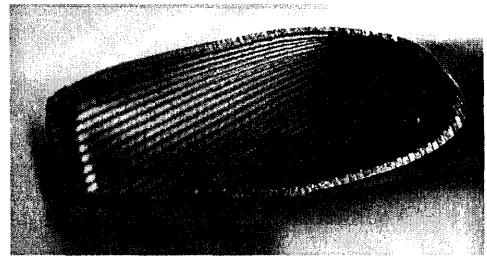


Рис. 2.48. Внутренняя поверхность микрооребренной трубки

Несмотря на то что такие трубы выпускаются промышленностью более 10 лет, по вопросам исследования конденсации и испарения фреонов в них пока еще опубликовано сравнительно мало работ (подробный их анализ был проведен Берглесом и др. [50]). Изучение таких интенсифицированных труб, выпускаемых в 90-е гг., показало, что в процессах конденсации их эффективность возрастает в зависимости от типа исследуемой поверхности в 2,0 – 2,7 раза при одновременном увеличении сопротивления примерно в этих же соотношениях. При испарении также имеет рост коэффициентов теплоотдачи в 1,8 – 2,4 раза при соответствующем росте гидравлического сопротивления. Соотношения увеличения коэффициентов теплоотдачи при кипении и конденсации и коэффициентов сопротивления свидетельствуют о том, что способ интенсификации теплообменных процессов с использованием микрошероховатостей рассмотренного типа является чрезвычайно рациональным.

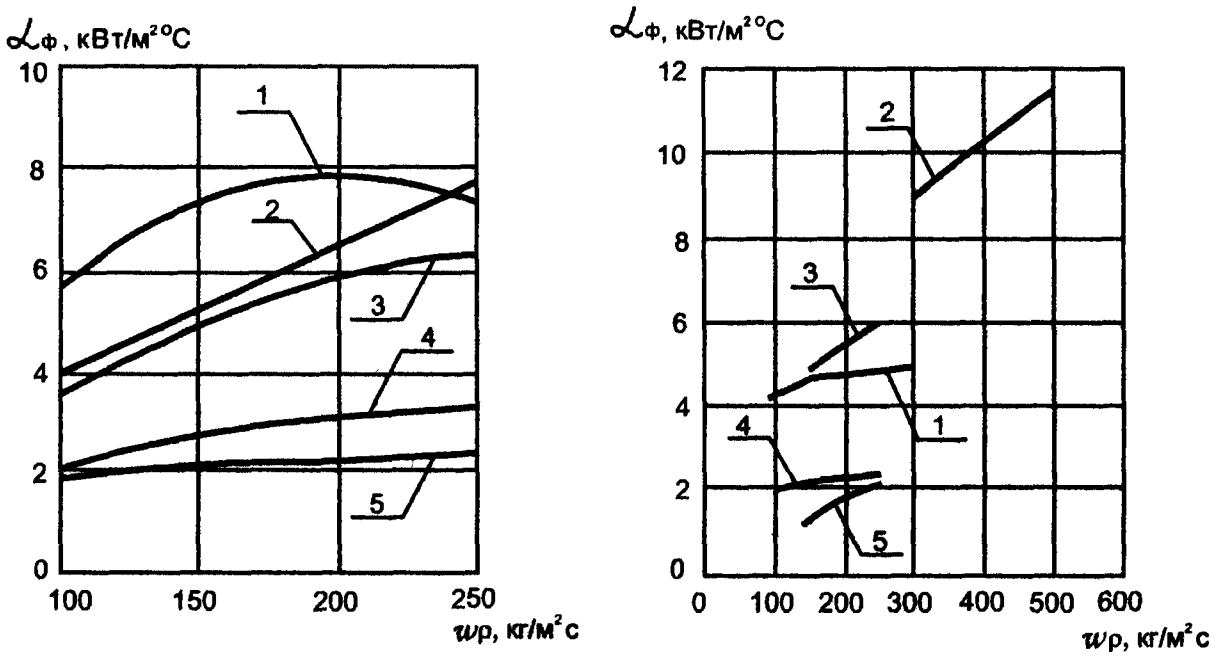
В последнее время многие фирмы, ведущими из которых являются «Wieland», «Halcor S.A.», «Outukumpu», начали производство труб с новым типом поверхностей с внутренней микрошероховатостью, которые характеризуются еще более благоприятным соотношением коэффициентов роста эффективности теплообмена и сопротивления. По-видимому, это связано с прогрессом в технологии нанесе-

ния шероховатостей на внутреннюю поверхность труб, позволившей осуществлять одновременно правую и левую многозаходные винтовые нарезки (накатки), что дает возможность максимально приблизить получаемые типы шероховатостей к идеальному образцу, предложенному Грегоригом.

На рис. 2.49 и 2.50 представлены зависимости коэффициентов теплоотдачи и сопротивления от массовой скорости фреона в трубках. Как видно из приведенных данных, продукция разных фирм отличается индивидуальными теплогидравлическими характеристиками, причем у всех производителей имеет место благоприятное в энергетическом смысле превышение роста тепловой эффективности над ростом сопротивления.

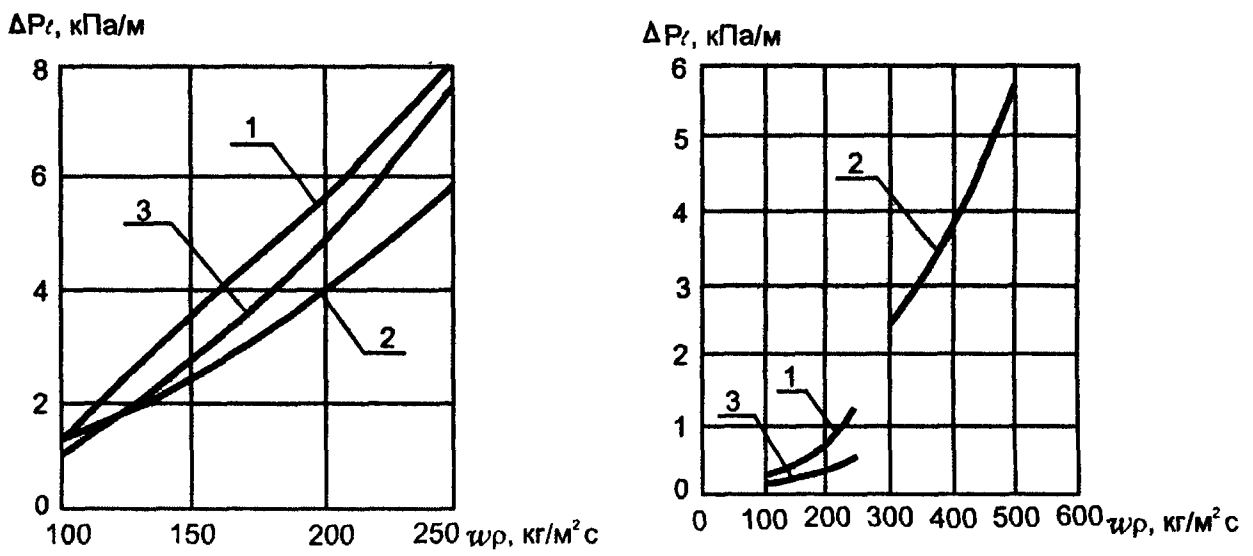
Как показали технологические эксперименты, проведенные в ООО «ВЕЗА», при применении трубок с внутренней микрошероховатостью технологический процесс производства медно-алюминиевых теплообменников не претерпевает существенных изменений, что позволяет наладить выпуск новых испарителей и конденсаторов для установок воздушного охлаждения на одном и том же технологическом оборудовании.

Подбор и расчет этих теплообменников можно также проводить по программе «CuAl».



а) *б)*

Рис. 2.49. Зависимости коэффициентов теплоотдачи при кипении (*а*) и конденсации фреонов (*б*) в трубках с внутренним микрооребрением:
1 – по данным «Wieland»; *2* – по данным «Outukumpu»;
3 – по данным «Halcor»; *4* – гладкие трубы «Halcor»;
5 – по данным «Wieland»



а) *б)*

Рис. 2.50. Зависимости гидравлического сопротивления при кипении (*а*) и конденсации фреонов (*б*) в трубках с внутренним микрооребрением:
1 – по данным «Wieland»; *2* – по данным «Outukumpu»; *3* – по данным «Halcor»

ГЛАВА 3

Программные методы расчета и подбора медно-алюминиевых теплообменников, выпускаемых ООО «ВЕЗА»

3.1. КОМПЬЮТЕРНАЯ ПРОГРАММА «CuAl»ДЛЯ РАСЧЕТА И ПОДБОРА МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ООО «ВЕЗА»

3.1.1. ТИПЫ ЗАДАЧ ПРИ РАСЧЕТЕ ТЕПЛООБМЕННИКОВ СКВ и В

Приведенные выше расчетные зависимости позволяют получать теплотехнические характеристики $\theta_{ж}(\theta_{в})$ для различных конструктивных исполнений жидкостно-воздушных теплообменников и теплообменников, работающих с изменением агрегатного состояния рабочего тела. Это трудоемкий процесс, который может быть осуществлен лишь с использованием современных вычислительных средств.

В свою очередь, знание теплотехнических характеристик теплообменников позволяет решать разнообразные задачи подбора и расчета параметров медно-алюминиевых воздухонагревателей и воздухоохладителей. Наиболее распространенной из них является задача определения типоразмера теплообменника, обеспечивающего при заданных расходах и параметрах теплообменивающихся сред требуемую глубину тепловлажностной обработки воздуха. Для воздухонагревателей, например, эта задача представляет собой подбор величины теплопередающей поверхности, обеспечивающей заданную теплопроизводительность при теплоиспользовании сетевой воды, определяемом графиком ТЭЦ или котельной. В этом случае считаются известными расход воздуха, начальные и конечные параметры обеих сред, а также определенные ограничения по допустимым скоростям воздуха во фронтальном сечении рабочего тела в трубках теплообменника, величинам аэродинамического и гидравлического сопротивлений. В ходе расчета необходимо определить требуемое число рядов трубок в теплообменнике, шаг установки пластин и число ходов по теплоносителю, фактический расход рабочего тела, а также величины аэродинамического и гидравлического сопротивлений. Такие задачи обычно называются прямыми.

При решении обратных задач, представляющих собой поверочные расчеты, когда известны конструктивные характеристики рассматриваемого теплообменника, а также начальные параметры и расходы взаимодействующих сред, необходимо определить конечные параметры воздуха и рабочего тела. Задачи такого рода, встречающиеся не только в проектной практике, но и при пусконаладочных работах, а также в различных ситуациях при эксплуатации теплообменников, более разнообразны. На рис. 3.1 приведен примерный перечень прямых и обратных задач, встречающихся при проектировании и расчете воздухонагревателей. Следует подчеркнуть важность первой из обратных задач, представленной на рис. 3.1, при разработке программных методов расчета, так как именно она является основой для создания алгоритмов решения прямых задач.

Для решения обоих типов задач фирмой «ВЕЗА» разработана компьютерная программа расчета медно-алюминиевых теплообменников, как жидкостно-воздушных, так и работающих в условиях изменения агрегатного состояния рабочего тела (программа «CuAl»), использование которой позволяет оперативно, без больших временных затрат и с большой точностью получать все искомые величины. Как показывает практика, программа проста в освоении и использовании и в настоящее время применяется многими проектными организациями как основной рабочий инструмент при проведении расчетов по подбору теплообменного оборудования, выпускаемого фирмой «ВЕЗА».

Наряду с этой программой для решения прямых и обратных задач, возникающих при расчете жидкостно-воздушных теплообменников, а также паровых воздухонагревателей, работающих на сухом насыщенном пару, был разработан достаточно точный (но, естественно, несколько менее точный, чем способ расчета по компьютерной программе: среднеквадратичная ошибка по теплопроизводительности составляет примерно 7%) номограммный способ расчета, не требующий использования ПЭВМ. Этот способ может быть рекомендован для решения вопросов замены стальных и биметаллических воздухонагревателей на медно-алюминиевые, подбора теплообменников базовых номенклатурных рядов, предварительной проработки различных технических решений, оперативной оценки режимных параметров теплообменников на объекте их эксплуатации, а также в других подобных ситуациях. Тем не менее, окончательное уточнение искомых параметров должно проводиться с использованием программы «CuAl». Подробное описание номограммного способа расчета теплообменников типа ВНВ и ВНП при-

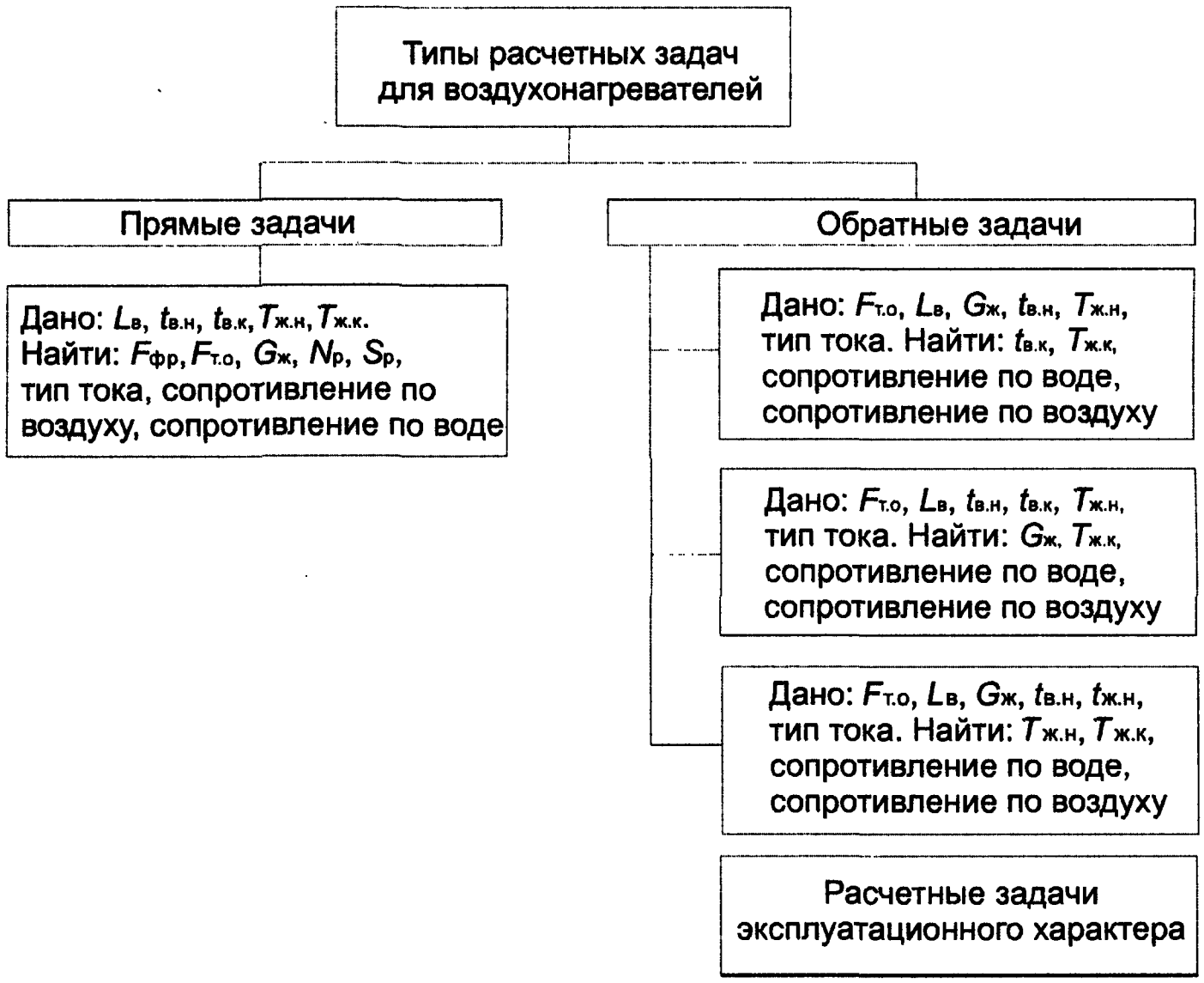


Рис. 3.1. Типы расчетных задач для воздухонагревателей

менительно к базовым номенклатурным рядам, выпускаемым ООО «ВЕЗА», с примерами расчета прямых и обратных задач приведено в Приложении 2.

Изучение указанных способов расчета теплообменников начнем с описания возможностей программы «CuAl», предварительно обсудив следующий вопрос. Как следует из теоретического рассмотрения системы уравнений, описывающей обменные процессы в теплообменниках коллекторно-калачевой конструкции, при решении прямой задачи заданным исходным данным отвечает единственное значение $F_{т.о}$. Но в связи с тем что количество рядов теплообменника и шаги установки пластин представляют собой дискретные ряды, в общем случае можно и не найти абсолютно точного соответствия между расчетной величиной теплопередающей поверхности и реальной. Поэтому по имеющимся нормативным документам в таких случаях необходимо подбирать теплообменник с величиной $F_{т.о}$, несколько превышающей заданную, т.е. с некоторым запасом. Рекомендуемый запас не должен превышать 5 – 7% от требуемой величины теплопередающей поверхности.

Поясним это на примере решения графоаналитическим способом прямой задачи для жидкостно-воздушного воздухонагревателя (рис. 3.2). В этом случае при известной теплотехнической характеристике теплообменника $\theta_ж(\theta_в)$, зная исходные данные, вычисляем $\theta_{в1}$ и $\theta_{ж1}$ по (2.10) и (2.11) и откладываем их соответственно на оси абсцисс и ординат. Затем, восстанавливая перпендикуляры из этих точек, находим рабочую точку теплообменника *1* как точку пересечения данных перпендикуляров, которая в рассматриваемом случае будет располагаться под зависимостью $\theta_ж(\theta_в)$. Проведя луч из начала координат через точку *1* до пересечения его с зависимостью $\theta_ж(\theta_в)$ (точка *2*), найдем координаты этой точки $\theta_{в2}$ и $\theta_{ж2}$. В этом случае величина коэффициента запаса по поверхности может быть приближенно подсчитана по формуле

$$K_{зап} = \frac{\ln\dfrac{1+\dfrac{\theta_{в1}}{\theta_{ж1}}\ln(1-\theta_{ж2})}{1+\dfrac{\theta_{в1}}{\theta_{ж1}}\ln(1-\theta_{ж1})}}{\ln\left(1+\dfrac{\theta_{в1}}{\theta_{ж1}}\ln(1-\theta_{ж1})\right)}\cdot 100,\ \%. \qquad (3.1)$$

Даже при выборе коэффициента запаса в достаточно узких пределах из-за описанной выше дискретности реальных значений теплопередающих площадей может оказаться (в частности, при расчетах, проводимых по программе «CuAl»), что заданным исходным данным одновременно удовлетворяют несколько теплообменников, отличающихся, например, числом рядов, шагом расположения пластин и числом ходов по воде. Это нормальная ситуация, и она может быть разрешена самим проектантом, который должен выбрать в этом случае теплообменник, наиболее соответствующий условиям эксплуатации (в частности, по параметрам работы при выбранной схеме регулирования теплопроизводительности и защиты его от замерзания, по величине скоростей в трубках, по аэродинамическому и особенно гидравлическому сопротивлениям, по стоимости самого теплообменника и смесительного насоса и т.п.).

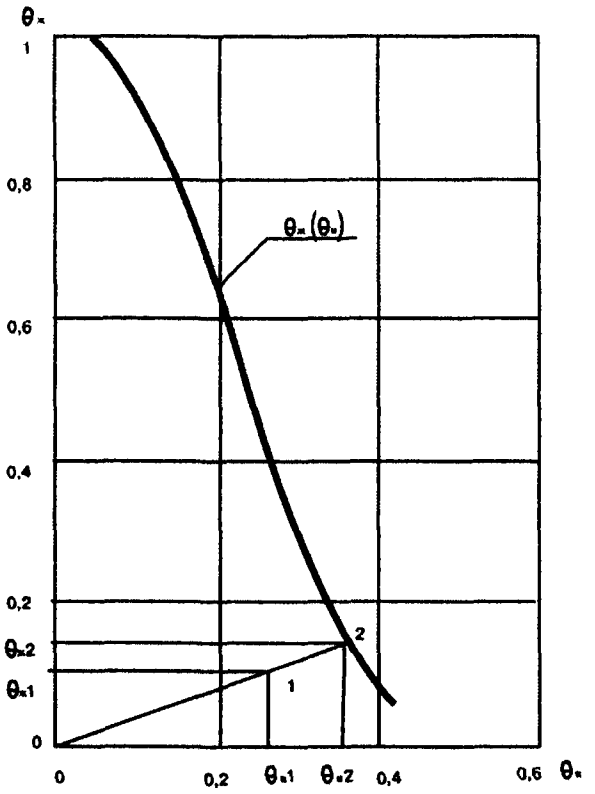


Рис. 3.2. Графическое решение прямой задачи расчета воздухонагревателя типа ВНВ

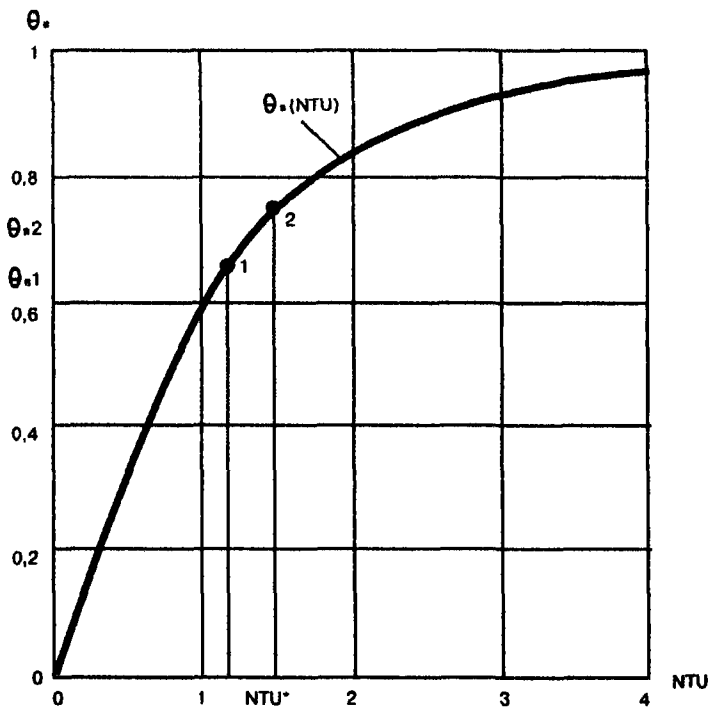


Рис. 3.3. Графическое решение прямой задачи расчета парового воздухонагревателя типа ВНП

Аналогично для парового теплообменника (рис. 3.3), работающего на сухом насыщенном пару, коэффициент запаса может быть определен по формуле

$$K_{зап} = \frac{\ln\frac{(1-\theta_{в2})}{(1-\theta_{в1})}}{\ln(1-\theta_{в2})} \cdot 100\,,\%, \qquad (3.1а)$$

где $\theta_{в1}$ и $\theta_{в2}$ – соответственно требуемый расчетный относительный перегрев воздуха и максимально возможный по теплотехническим характеристикам теплообменника.

Перейдем далее к описанию возможностей и приемов работы с программой «CuAl».

3.1.2. ОСНОВЫ РАБОТЫ С ПРОГРАММОЙ «CuAl»

Назначение программы. Программа «CuAl» предназначена для решения задач расчета и подбора пластинчатых медно-алюминиевых теплообменников фирмы «Веза», широко применяемых для нагрева и охлаждения воздуха в системах воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, а также в системах утилизации тепловой энергии газовоздушных выбросов и различных устройствах технологического назначения (сушилках, «сухих градирнях», охладителях и т.п.).

Системные требования. IBM PC, процессор не ниже 386 DX, 4 Мб ОЗУ, MS-DOS v3.3 или Windows 9X, программа размещается и может работать с дискеты $3^1/_2$.

Основные возможности. Программа «CuAl» позволяет рассчитывать поверхностные теплообменники, реализующие различные процессы обработки воздуха: воздухонагреватели жидкостные и паровые, воздухоохладители жидкостные и непосредственного охлаждения хладагентами, конденсаторы фреоновые, теплоутилизаторы с промежуточным теплоносителем. Она дает возможность решать два типа задач, наиболее часто встречающихся в практике расчета и подбора теплообменников. Самой распространенной является задача определения типоразмера теплообменника, обеспечивающего при заданных начальных параметрах теплообменивающихся сред требуемую глубину тепловлажностной обработки

воздуха. Задачи такого типа встречаются в проектной практике при выполнении расчетов по подбору оборудования и в «CuAl» определены как прямые задачи.

Ко второму типу относятся расчеты конечных параметров теплообменивающихся сред при известных начальных параметрах для теплообменника заданного типоразмера и режима работы. Подобные задачи встречаются при выполнении пусконаладочных работ, при решении вопросов замены существующего оборудования, а также при расчете систем, реализующих сложные схемы обработки воздуха. В программе «CuAl» данные задачи представлены как обратные.

Результатом решения как прямой, так и обратной задачи является представление всех теплотехнических и массогабаритных характеристик теплообменника: начальных и конечных температур, скоростей и сопротивлений сред, площадей фронтального сечения, теплообменной поверхности и сечения для прохода теплоносителя, сухой массы и объема гидравлического тракта, диаметров питающего и отводящего коллекторов.

При решении обратных задач пользователь может в широких диапазонах варьировать все параметры типоразмерного ряда теплообменника: фронтальное сечение, число рядов трубок по ходу воздуха, шаг алюминиевых пластин, число ходов теплоносителя в потоке обрабатываемого воздуха, характер взаимодействия теплообменивающихся сред (прямоток – противоток), конструктивное исполнение оборудования, выбирая допустимые позиции из списков для стандартных типоразмерных рядов или вводя значения непосредственно при расчете нестандартных теплообменников.

Дополнительные функциональные возможности. В программе «CuAl» реализованы файловые операции сохранения и восстановления для списка расчетов, вывод данных текущего расчета на принтер или текстовый файл.

3.1.3. ЭЛЕМЕНТЫ ПОЛЬЗОВАТЕЛЬСКОГО ИНТЕРФЕЙСА

Программа «CuAl» имеет стандартный оконный принцип подачи информации, основу которого составляют следующие понятия:

рабочий стол;
главное меню;
строка состояния;
список выполненных расчетов;
окна диалога;
список вариантов решений прямой задачи.

Рабочий стол является местом размещения всех видимых объектов программы и занимает всю область экрана (рис. 3.4).

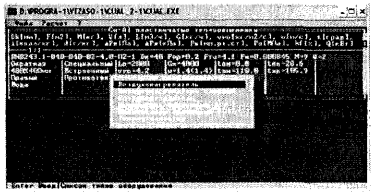


Рис. 3.4. Программа «CuAl», рабочий стол

Главное меню представляет собой совокупность горизонтальной линейки главного меню, постоянно занимающей верхнюю строку рабочего стола, и системы «выпадающих» окон, появляющихся на рабочем столе при выборе соответствующего пункта главного меню. Доступ к главному меню возможен в любой момент работы программы путем нажатия клавиши F10.

Система главного меню объединяет в себе практически все основные действия и операции над данными, предусмотренные в программе. Линейка главного меню содержит пункты, соответствующие основным объектам программы, «выпадающее» меню – возможные действия над ними. Выбор пункта меню осуществляется клавишами перемещения, активизация выбранного пункта меню – клавишей «Enter». Пункты меню, выполнение которых в данный период работы программы невозможно, отображаются на экране менее насыщенно и не могут быть активизированы.

Строка состояния представляет собой нижнюю строку рабочего стола, отведенную под краткую информацию для пользователя. Информация оперативно подается и изменяется при смене режимов работы программы. Строка состояния может содержать:

«горячие» клавиши быстрого доступа к функциональным возможностям программы с комментарием. Название клавиши выполнено красным цветом, комментарии – черным;

оперативную подсказку, комментирующую текущее состояние программы и более подробно поясняющую информацию, выводимую в рабочей области.

Список выполненных расчетов. Основным видимым элементом и основой концепции представления данных является список выполненных расчетов. Каждый элемент списка – это самостоятельный расчет, один подобранный или рассчитанный теплообменник. Будучи полиморфным, список объединяет

расчеты прямых и обратных задач для всех типов оборудования. Работа со списком расчетов и представляет собой работу с программой. Стандартные для каждого списка операции вставки, редактирования и удаления позволяют добавить новый расчет, изменить исходные данные или удалить текущий расчет. При вставке нового расчета в список данные текущего элемента используются в качестве прототипа, если типы оборудования в обоих расчетах совпадают. Позиция списка занимает несколько строк экрана, что позволяет вывести на экран практически всю информацию. Список имеет область прокручивания, и число его элементов ограничено только системными ресурсами компьютера.

Окна диалога – элемент пользовательского интерфейса для интерактивного ввода данных. В программе использован ряд диалоговых окон, однако все они имеют общую модель функционирования, свойственную стандартным диалоговым окнам. Окна диалога являются модальными окнами, т.е. пока диалог не окончен, пользователь не может активизировать другие отображаемые объекты (окна, меню и т.д.). Перемещения между полями ввода осуществляются клавишами управления курсора. Отказ от диалога производится клавишей «Esc», в этом случае внесенные изменения не запоминаются. Для утвердительного завершения диалога необходимо воспользоваться комбинацией клавиш «Ctrl» и «Enter». В этом случае программа выполняет проверку введенных данных, если они находятся в допустимых диапазонах и не противоречат друг другу, информация запоминается и окно завершает свою работу. В случае обнаружения ошибки выводится соответствующее сообщение и работа диалогового окна продолжается до устранения несоответствия или до отказа от диалога.

Поля ввода, составляющие диалоговое окно, могут быть такими:

простое поле редактирования (позволяет вводить числа с плавающей запятой);

переключатель (применяется для редактирования переменных с двумя допустимыми значениями, смена осуществляется нажатием клавиши «Space»);

поле списка (путем нажатия клавиши «Enter» выводится список доступных для выбора величин);

поле доступа к вложенным диалоговым окнам (позволяет редактировать часть логически объединенных данных в отдельном диалоговом окне).

В ряде случаев поле ввода может быть недоступно для ввода, например тогда, когда параметр, закрепленный за полем, будет определяться в ходе решения задачи и на момент ввода данных неизвестен пользователю либо когда значение является неактуальным в данном контексте (например, поле, содержащее значение концентрации антифриза, будет недоступно, если в качестве энергоносителя выбрана вода). Такие поля отображаются на экране более бледно и не могут быть активизированы.

Программа оперирует следующими диалоговыми окнами ввода данных:

полное или частичное задание параметров типоразмера теплообменника;

расчет воздухонагревателя;

расчет парового воздухонагревателя;

расчет воздухоохладителя;

расчет фреонового воздухоохладителя;

расчет фреонового конденсатора;

расчет системы теплоутилизации с промежуточным теплоносителем;

ввод параметров состояния влажного воздуха;

ввод параметров холодильного цикла.

Список вариантов решений прямой задачи. При решении прямой задачи условиям подбора могут отвечать несколько теплообменников, которые и составляют список результатов подбора. Список выводится на экран в диалоговом окне по окончании расчета. Пользователь может проанализировать технические характеристики отобранных теплообменников и режимы их работы, после чего сделать окончательный выбор в пользу одного из вариантов.

3.1.4. ВЫПОЛНЕНИЕ РАСЧЕТОВ / ПОДБОРОВ МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Выполнение расчета можно начать, воспользовавшись главным меню программы (Меню-> Расчет -> Новый) либо клавишей «Ins», отвечающей за вставку нового элемента в общий список результатов расчетов. Эти действия активизируют операцию «Выполнение нового расчета», которая содержит три этапа. Первым шагом этой операции является выбор типа рассчитываемого оборудования из списка:

воздухонагреватель;

воздухонагреватель паровой;

воздухоохладитель;

воздухоохладитель (фреон);

конденсатор (фреон);

теплоутилизатор.

Второй этап – ввод данных для расчета / подбора оборудования в соответствующем диалоговом окне. После утвердительного окончания второго этапа программа выполняет расчет. Если результатом расчета является непустое множество решений, то начинается третий этап – анализ списка полученных решений и выбор окончательного варианта, в противном случае выдается диагностическое сообщение о невозможности подбора оборудования, отвечающего заданным исходным данным и ограничениям. После утвердительного окончания всех трех этапов новый расчет добавляется в список выполненных расчетов.

3.1.4.1. РАСЧЕТ ВОДЯНОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

Прямая задача применительно к водяному воздухонагревателю сводится к поиску теплообменников определенного фронтального сечения, обеспечивающих требуемую глубину нагрева воздуха при уровне теплоиспользования сетевой воды не ниже заданного. Расход воздуха, начальные и конечные температуры воздуха и воды считаются заданными. При этом величина коэффициента запаса по поверхности и уровень гидравлического сопротивления подобранных теплообменников не будут превышать установленных пользователем значений. Постановка обратной задачи стандартна для программы «CuAl».

Данные, необходимые для выполнения расчета, приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ВОДЯНОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

Поле ввода	Тип поля	Вводимый параметр	Единицы измерения	Прямая задача	Обратная задача
Задача	Переключатель	Тип решаемой задачи	–	+	+
$L_в$**	Число	Расход воздуха (r_o=1,2 кг/м^3)	м^3/ч	+	+
$G_ж$	Число	Расход жидкости	кг/ч	–	+
$t_{в.н}$	Число	Температура воздуха начальная	°С	+	+
$t_{в.к}$*	Число	Температура воздуха конечная расчетная	°С	+	–
Антифриз	Список	Тип теплоносителя	–	+	+
Концентрация	Число	Массовая концентрация антифриза	%	+	+
$t_{ж.н}$	Число	Температура жидкости начальная	°С	+	+
$t_{ж.к}$*	Число	Температура жидкости конечная расчетная	°С	+	–
$\Delta P_ж$*	Число	Сопротивления по жидкости не более	кПа	+	–
K_f*	Число	Коэффициент запаса по поверхности не более	%	+	–
Индекс теплообменника	Диалог	Полностью или частично определенный индекс теплообменника	–	+	+

* Расчетные параметры.

** При изменении расхода воздуха выполняется проверка скорости воздуха во фронтальном сечении. Если ее величина превышает допустимый уровень, фронтальное сечение теплообменника автоматически увеличивается с соответствующим обновлением поля «индекс оборудования». Справедливо для всех диалоговых окон расчета оборудования.

Следует отметить, что величины $\Delta P_ж^*$, K_f^* являются ограничениями, которые используются при формировании списка решений прямой задачи. Величина K_f^* определяет максимально допустимую избыточность теплообменной поверхности подбираемого теплообменника по отношению к исходным данным. Снижение K_f^* приводит к уменьшению списка результатов подбора. Величина $\Delta P_ж^*$ ограничивает максимальное гидравлическое сопротивление теплообменника и используется программой при выборе числа ходов, т.е. влияет как на количество отобранных решений, так и на режим работы рассчитанных теплообменников.

Величина $t_{ж.к}^*$ задает при известном значении $t_{ж.н}$ требуемый уровень теплоиспользования энергоносителя, что напрямую влияет как на расход жидкости подбираемого теплообменника, так и на величину требуемой теплообменной поверхности. Этот факт следует учитывать, задавая $t_{ж.к}^*$ в расчетах теплообменников, уровень теплоиспользования которых не регламентирован. Параметры работающего воздухонагревателя приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

ПАРАМЕТРЫ РАБОТАЮЩЕГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

Параметры	Обозначение	Единицы измерения
Общие		
Теплопроизводительность	$Q_т$	кВт
Степень соответствия исходным данным		
Запас по поверхности	$K_т$	%
Воздух		
Расход объемный	$L_в$	м³/ч
Расход массовый	$G_в$	кг/ч
Температура начальная	$t_{в.н}$	°С
Температура конечная	$t_{в.к}$	°С
Скорость массовая	vro	кг/с/м²
Аэродинамическое сопротивление	$\Delta P_в$	Па
Жидкость		
Тип антифриза	–	–
Концентрация антифриза	–	%
Расход массовый	$G_ж$	кг/ч
Расход объемный	$L_ж$	м³/ч
Температура начальная	$t_{ж.н}$	°С
Температура конечная	$t_{ж.к}$	°С
Температура конечная минимальная	$t_{ж.к.min}$	°С
Скорость	w	м/с
Падение давления	$\Delta P_ж$	кПа

3.1.4.2. РАСЧЕТ ПАРОВОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

Постановка прямой задачи стандартна для программы «CuAl». Решение обратной задачи применительно к расчету парового воздухонагревателя имеет ряд особенностей, связанных со спецификой его работы. Расход пара через теплообменник не является задаваемой величиной и вычисляется из условий полной конденсации в трубках теплообменника при заданных расходе воздуха и его начальной температуре, а также параметрах пара на входе в теплообменник. Таким образом, у пользователя нет возможности воздействовать на теплопроизводительность теплообменника, меняя расход пара. В случае, если конечная температура воздуха, полученная при решении обратной задачи, превышает требуемую, следует переходить к расчету теплообменников с меньшей теплопередающей поверхностью. Данные, необходимые для выполнения расчетов, представлены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПАРОВОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

Поле ввода	Тип поля	Вводимый параметр	Единицы измерения	Прямая задача	Обратная задача
Задача	Переключатель	Тип решаемой задачи	–	+	+
$L_в$	Число	Расход воздуха ($r_в$=1,2 кг/м³)	м³/ч	+	+
$t_{в.н}$	Число	Температура воздуха начальная	°С	+	+
$t_{в.к}$*	Число	Температура воздуха конечная расчетная	°С	+	–
$T_{кон}$ / $P_п$	Переключатель	Параметр насыщения (температура или давление)	–	+	+
$P_п$	Число	Давление насыщения пара	бар	+	+
$T_{кон}$	Список	Температура конденсации пара	°С	+	+
$\Delta T_{нас}$	Число	Перегрев пара на входе	°С	+	+
$K_т$*	Число	Коэффициент запаса по поверхности не более	%	+	–
Индекс теплообменника	Диалог	Полностью или частично определенный индекс теплообменника	–	+	+

Параметры работающего парового воздухонагревателя приведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4

ПАРАМЕТРЫ РАБОТАЮЩЕГО ПАРОВОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

Параметры	Обозначение	Единицы измерения
Общие		
Теплопроизводительность	$Q_т$	кВт
Степень соответствия исходным данным		
Запас по поверхности	$K_з$	%
Воздух		
Расход объемный	$L_в$	$м^3/ч$
Расход массовый	$G_в$	кг/ч
Температура начальная	$t_{в.н}$	°С
Температура конечная	$t_{в.к}$	°С
Скорость массовая	vro	$кг/с/м^2$
Аэродинамическое сопротивление	$\Delta P_в$	Па
Пар		
Расход массовый	$G_ж$	кг/ч
Расход объемный	$L_{пар}$	$м^3/ч$
Давление при температуре конденсации	$P_{кон}$	бар
Температура конденсации	$T_{кон}$	°С
Температура начальная (с учетом перегрева)	$t_{пар}$	°С

3.1.4.3. РАСЧЕТ ВОДЯНОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Прямая задача применительно к водяному воздухоохладителю сводится к поиску теплообменников заданного фронтального сечения, обеспечивающих попадание конечных параметров влажного воздуха в установленную допустимую область величин энтальпии и влагосодержания. Расход воздуха, минимальная начальная температура жидкости, а также начальные и конечные параметры влажного воздуха считаются заданными. При этом уровень гидравлического сопротивления подобранных теплообменников не будет превышать определенного пользователем значения. Задаваемая начальная температура жидкости рассматривается программой как минимальная и может быть увеличена в ходе расчета для обеспечения заданного наклона процесса обработки воздуха при расходе жидкости (скорости жидкости в трубках) не менее минимально допустимого. Так, например, практически невозможно обеспечить сухое охлаждение воздуха при низких значениях температуры жидкости на входе в теплообменник. Может оказаться, что даже в теплообменниках с минимальной теплообменной поверхностью в этом случае будут реализовываться процессы охлаждения воздуха с влаговыпадением и задача подбора с фиксированной начальной температурой жидкости не будет иметь решения. Постановка обратной задачи стандартна для программы «CuAl». Данные, необходимые для выполнения расчетов, представлены в табл. 3.5.

Таблица 3.5

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ВОДЯНОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Поле ввода	Тип поля	Вводимый параметр	Единицы измерения	Прямая задача	Обратная задача
Задача	Переключатель	Тип решаемой задачи	–	+	+
$L_в$	Число	Расход воздуха ($r_в$=1,2 $кг/м^3$)	$м^3/ч$	+	+
$G_ж$	Число	Расход жидкости	кг/ч	–	+
$P_б$	Число	Атмосферное давление	мм рт.ст.	+	+
т.1	Диалог	Параметры влажного воздуха начальные	–	+	+
т.2*	Диалог	Параметры влажного воздуха конечные расчетные	–	+	–
$\Delta i_в$	Число	Погрешность решения по энтальпии не более	ккал/кг	+	–
$\Delta d_в$	Число	Погрешность решения по влагосодержанию не более	г/кг	+	–
Антифриз	Список	Тип холодоносителя	–	+	+
Концентрация	Число	Массовая концентрация антифриза	%	+	+
$t_{ж.н}$*	Число	Температура жидкости начальная расчетная	°С	+	–
$t_{ж.н}$	Число	Температура жидкости начальная	°С	–	+
$\Delta P_ж$*	Число	Сопротивления по жидкости не более	кПа	+	–
Индекс теплообменника	Диалог	Полностью или частично определенный индекс теплообменника	–	+	+

При утвердительном окончании ввода данных для решения прямой задачи подбора воздухоохладителя автоматически выполняется проверка допустимости соотношения начальных и конечных параметров воздуха и жидкости. При построении процесса тепловлажностной обработки воздуха на I–d-диаграмме величины $\Delta i_в$ и $\Delta d_в$ образуют допустимую область конечных состояний воздуха. Все подобранные в ходе решения прямой задачи воздухоохладители обеспечивают попадание конечных значений параметров влажного воздуха в заданную область. Параметры работающего воздухоохладителя приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6

ПАРАМЕТРЫ РАБОТАЮЩЕГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Параметры	Обозначение	Единицы измерения
Общие		
Холодопроизводительность расчетная	$Q_т$	кВт
Температура стенки	$t_{ст}$	°С
Степень соответствия исходным данным		
Погрешность*	Err	%
Воздух		
Барометрическое давление	$P_б$	мм рт.ст.
Расход объемный	$L_в$	м³/ч
Расход массовый	$G_в$	кг/ч
Скорость массовая	vro	кг/с/м²
Аэродинамическое сопротивление	$\Delta P_в$	Па
Энтальпия воздуха начальная	$i_{в.н}$	ккал/кг
Температура воздуха начальная	$t_{в.н}$	°С
Влагосодержание воздуха начальное	$d_{в.н}$	г/кг
Относительное влагосодержание воздуха начальное	$F_{iв.н}$	%
Энтальпия воздуха конечная	$i_{в.к}$	ккал/кг
Температура воздуха конечная	$t_{в.к}$	°С
Влагосодержание воздуха конечное	$d_{в.к}$	г/кг
Относительное влагосодержание воздуха конечное	$F_{iв.к}$	%
Жидкость		
Тип антифриза	–	–
Концентрация антифриза	–	%
Расход массовый	$G_ж$	кг/ч
Расход объемный	$L_ж$	м³/ч
Температура начальная	$t_{ж.н}$	°С
Температура конечная	$t_{ж.к}$	°С
Скорость	w	м/с
Падение давления	$\Delta P_ж$	кПа

* Сумма квадратов относительных погрешностей решения по энтальпии и влагосодержанию, выраженному в процентах.

3.1.4.4. РАСЧЕТ ФРЕОНОВОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Прямая задача для фреонового воздухоохладителя сводится к поиску теплообменников заданного фронтального сечения, обеспечивающих как конечную температуру воздуха в указанном диапазоне, так и установленные пользователем начальные и конечные параметры фреона. При этом уровень гидравлического сопротивления (или изменения температуры кипения) подобранных теплообменников не будет превышать определенного пользователем значения. Постановка обратной задачи стандартна для программы «CuAl». Данные, необходимые для выполнения расчетов, приведены в табл. 3.7.

Таблица 3.7

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ФРЕОНОВОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Поле ввода	Тип поля	Вводимый параметр	Единицы измерения	Прямая задача	Обратная задача
1	2	3	4	5	6
Задача	Переключатель	Тип решаемой задачи	–	+	+
$L_в$	Число	Расход воздуха (r_0=1,2 кг/м³)	м³/ч	+	+
$G_ж$	Число	Расход фреона	кг/ч	–	+
$P_б$	Число	Атмосферное давление	мм рт.ст.	+	+
т.1	Диалог	Параметры влажного воздуха начальные	–	+	+
$t^*_{в.к}$	Диалог	Температура воздуха конечная расчетная	°С	+	–

Продолжение табл. 3.7

1	2	3	4	5	6
$\Delta t_в$	Число	Погрешность решения по температуре не более	°С	+	–
Фреон	Список	Тип фреона	–	+	+
Цикл	Диалог	Ввод параметров холодильного цикла фреона	–	+	+
Индекс теплообменника	Диалог	Полностью или частично определенный индекс теплообменника	–	+	+

При решении прямой задачи в список решений не включаются воздухоохладители, обеспечивающие заданные параметры холодопроизводительности, но имеющие гидравлическое сопротивление, вызывающее изменение температуры кипения более чем на 1,5°С. Параметры работающего фреонового воздухоохладителя представлены в табл. 3.8.

Таблица 3.8

ПАРАМЕТРЫ РАБОТАЮЩЕГО ФРЕОНОВОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Параметры	Обозначение	Единицы измерения
Общие		
Холодопроизводительность расчетная	$Q_в$	кВт
Температура стенки	$t_{ст}$	°С
Степень соответствия исходным данным		
Погрешность *	Err	%
Воздух		
Барометрическое давление	$P_б$	мм рт.ст.
Расход объемный	$L_в$	$м^3/ч$
Расход массовый	$G_в$	кг/ч
Скорость массовая	*vro*	$кг/с/м^2$
Аэродинамическое сопротивление	$\Delta P_в$	Па
Энтальпия воздуха начальная	$I_{в.н}$	ккал/кг
Температура воздуха начальная	$t_{в.н}$	°С
Влагосодержание воздуха начальное	$d_{в.н}$	г/кг
Относительное влагосодержание воздуха начальное	$F_{iв.н}$	%
Энтальпия воздуха конечная	$I_{в.к}$	ккал/кг
Температура воздуха конечная	$t_{в.к}$	°С
Влагосодержание воздуха конечное	$d_{в.к}$	г/кг
Относительное влагосодержание воздуха конечное	$F_{iв.к}$	%
Фреон		
Тип фреона	–	–
Расход массовый	$G_ж$	кг/ч
Расход объемный	$L_ж$	$м^3/ч$
Температура кипения	$T_{кип}$	°С
Температура начальная	$t_{ж.н}$	°С
Температура конечная	$t_{ж.к}$	°С
Паросодержание начальное	x_1	–
Паросодержание конечное	x_2	–
Скорость массовая	*wro*	$кг/с/м^2$
Падение давления	$\Delta P_ж$	кПа
Изменение температуры кипения	$\Delta T_ж$	°С

* Отклонение от расчетной конечной температуры воздуха.

3.1.4.5. РАСЧЕТ ФРЕОНОВОГО КОНДЕНСАТОРА

Применительно к конденсаторам в программе «CuAl» фреон рассматривается как обрабатываемая среда, конечные параметры которой нужно обеспечить, а воздух – как рабочее тело. Такой подход вносит изменения в перечень исходных и искомых величин прямой задачи. В данном случае расход фреона считается заданной величиной, полученной в ходе предшествующего расчета испарителя или известной из технической характеристики холодильной машины. Начальные и конечные параметры фреона определяются заданными точками холодильного цикла. Искомыми параметрами являются фронтальное сечение теплообменника, величина теплообменной поверхности и расход воздуха. Данные, необходимые для выполнения расчетов, приведены в табл. 3.9.

Таблица 3.9

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ФРЕОНОВОГО КОНДЕНСАТОРА

Поле ввода	Тип поля	Вводимый параметр	Единицы измерения	Прямая задача	Обратная задача
Задача	Переключатель	Тип решаемой задачи	–	+	+
$L_в$	Число	Расход воздуха (r_0=1,2 кг/м^3)	м^3/ч	–	+
$G_ж$	Число	Расход фреона	кг/ч	+	+
$t_{в.н}$	Число	Температура воздуха начальная	°С	+	+
$\Delta P^*_в$	Число	Аэродинамическое сопротивление не более	Па	+	–
Фреон	Список	Тип фреона	–	+	+
Цикл	Диалог	Ввод параметров холодильного цикла фреона	–	+	+
Индекс теплообменника	Диалог	Полностью или частично определенный индекс теплообменника	–	+	+

Параметры работающего фреонового конденсатора представлены в табл. 3.10.

Таблица 3.10

ПАРАМЕТРЫ РАБОТАЮЩЕГО ФРЕОНОВОГО КОНДЕНСАТОРА

Параметры	Обозначение	Единицы измерения
Общие		
Теплопроизводительность	$Q_т$	кВт
Воздух		
Расход объемный	$L_в$	м^3/ч
Расход массовый	$G_в$	кг/ч
Скорость массовая	*vro*	кг/с/м^2
Аэродинамическое сопротивление	$\Delta P_в$	Па
Температура воздуха начальная	$t_{в.н}$	°С
Температура воздуха конечная	$t_{в.к}$	°С
Фреон		
Тип фреона	–	–
Расход массовый	$G_ж$	кг/ч
Расход объемный	$L_ж$	м^3/ч
Температура конденсации	$T_{кон}$	°С
Температура начальная	$t_{ж.н}$	°С
Температура конечная	$t_{ж.к}$	°С
Паросодержание начальное	x_1	–
Паросодержание конечное	x_2	–
Скорость массовая	*wro*	кг/с/м^2
Падение давления	$\Delta P_ж$	кПа
Изменение температуры кипения	$\Delta T_ж$	°С

При решении прямой задачи в список не включаются конденсаторы, обеспечивающие заданные параметры фреона на выходе, но имеющие гидравлическое сопротивление, вызывающее изменение температуры конденсации более чем на 1°С.

3.1.4.6. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Система теплоутилизации с промежуточным теплоносителем представляет собой два теплообменника (утилизатор-нагреватель и утилизатор-охладитель), объединенных общей гидравлической системой, каждый из которых обрабатывает разные потоки воздуха (приточный для нагревателя и выбросной для охладителя). В рассматриваемом случае прямая задача заключается в определении теплопередающих поверхностей обоих теплообменников, обеспечивающих при заданных начальных параметрах приточного и выбросного потоков и фронтальных сечениях утилизаторов температурный КПД не ниже заданного. Обратная задача сводится к определению температурного КПД системы, конечных параметров воздуха в двух потоках, а также начальных и конечных температур промежуточного теплоносителя при заданных начальных параметрах потоков воздуха и расходе жидкости для теплообменников с полностью заданной геометрией.

В связи с этим по окончании операции расчета / подбора системы утилизации в список выполненных расчетов добавляются две позиции, содержащие информацию об утилизаторе-нагревателе и охладителе. Данные, необходимые для выполнения расчетов, представлены в табл. 3.11.

Таблица 3.11

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА СИСТЕМЫ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИИ

Поле ввода	Тип поля	Вводимый параметр	Единицы измерения	Прямая задача	Обратная задача
Задача	Переключатель	Тип решаемой задачи	–	+	+
КПД*	Число	Температурный КПД утилизации расчетный	%	+	–
P_a	Число	Атмосферное давление	мм рт.ст	+	+
Приток $L_в$	Число	Расход приточного воздуха (r_o=1,2 кг/м^3)	м^3/ч	+	+
Вытяжка $L_в$	Число	Расход выбросного воздуха (r_o=1,2 кг/м^3)	м^3/ч	+	+
Приток т.1	Диалог	Начальные параметры влажного воздуха притока	–	+	+
Вытяжка т.1	Диалог	Начальные параметры влажного воздуха выброса	–	+	+
Антифриз	Список	Тип холодоносителя	–	+	+
Концентрация	Число	Массовая концентрация антифриза	%	+	+
$G_ж$	Число	Расход жидкости	кг/ч	–	+
$\Delta P_ж$*	Число	Сопротивления по жидкости для каждого теплообменника не более	кПа	+	–
Индекс утилизатора-нагревателя	Диалог	Полностью или частично определенный индекс теплообменника	–	+	+
Индекс утилизатора-охладителя	Диалог	Полностью или частично определенный индекс теплообменника	–	+	+

Перечень выводимых параметров по теплообменникам аналогичен перечню для воздухоохладителя (см. табл. 3.6), а сама система утилизации характеризуется температурным КПД.

3.1.5. ПОЛНОЕ ИЛИ ЧАСТИЧНОЕ ЗАДАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТИПОРАЗМЕРА ТЕПЛООБМЕННИКА В ЗАДАЧАХ РАСЧЕТА

Независимо от процессов обработки воздуха медно-алюминиевый пластинчатый теплообменник характеризуется единым набором конструктивных параметров, полное или частичное задание которых необходимо выполнять при проведении любых типов расчетов, поэтому процесс ввода этих параметров объединен в самостоятельное диалоговое окно «Выбор оборудования» (табл. 3.12).

Таблица 3.12

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛООБМЕННИКА

Поле ввода	Вводимый параметр	Тип поля	Кодовый индекс	Допустимые значения
Типоряд *	Типоразмерный ряд	Список	–	ГОСТ / КЦКП / ЕВРО / Специальный
Фронт*	Фронтальное сечение	Список	aaa-bbb	–
Число рядов*	Число рядов трубок по ходу воздуха	Список	-cc	–
Шаг пластин*	Шаг алюминиевых пластин	Список	-d,d	–
Число ходов	Число ходов теплоносителя в потоке воздуха	Список	-ff	–
Исполнение	Расположение зоны обслуживания	Переключатель	-e	Правый / Левый
Течение	Характер течения	Переключатель	-e	Прямоток / Противоток
Конструкция	Конструкция корпуса	Переключатель	–	Фланцевый / Встроенный
Трубка	Ориентация трубок	Переключатель	–	Горизонтально /Вертикально
Тип трубки	Тип внутренней поверхности трубки	Переключатель	–	Гладкая / Шероховатая

* При изменении данного поля происходит проверка (и автоматическая корректировка при необходимости) содержимого всех располагающихся ниже полей, так чтобы в каждый момент работы диалогового окна поля ввода определяли допустимое с точки зрения типоразмерного ряда сочетание отдельных конструктивных характеристик теплообменника.

В зависимости от контекста вызова данного диалогового окна некоторые параметры типоразмерного ряда могут быть недоступны для ввода. Контекст вызова определяется видом оборудования и типом решаемой задачи. Перечень полей с указанием возможности доступа представлен в табл. 3.13. В случае, если поле ввода элемента типоразмерного ряда недоступно, вместо конкретного значения приведена маска кодового индекса, например -aaa-bbb, -cc, -d,d, -ff, -e.

Таблица 3.13

НАБОРЫ ПАРАМЕТРОВ ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ ОБОРУДОВАНИЯ

Теплообменник	Задача	Типоряд	Фронт	Число рядов	Шаг пластин	Число ходов	Исполнение	Течение	Конструкция	Трубка	Тип трубки
ВНВ	Прямая	+	+	-	-	-	+	+	+	-	-
	Обратная	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-
ВНП	Прямая	+	+	-	-	-	+	-	+	+	-
	Обратная	+	+	+	+	-	+	-	+	+	-
ВОВ	Прямая	+	+	-	+	-	+	+	+	-	-
	Обратная	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-
ВОФ	Прямая	+	+	-	+	-	+	+	+	-	-
	Обратная	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-
ВНФ	Прямая	+	+	-	-	-	+	+	+	-	+
	Обратная	+	+	+	+	+	+	+	+	-	+
УВОВ	Прямая	+	+	-	+	-	+	+	+	-	-
	Обратная	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-
УВНВ	Прямая	+	+	-	-	-	+	+	+	-	-
	Обратная	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-

Перечень выводимых параметров по каждому подобранному теплообменнику содержит ряд массогабаритных и геометрических характеристик, приведенных в табл. 3.14 (кодовый индекс теплообменника xxx243.x-aaa-bbb-cc-d, d-ff-e).

Таблица 3.14

МАССОГАБАРИТНЫЕ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННИКА

Параметры	Обозначение / маска	Единицы измерения
Диаметры питающих и отводящих коллекторов, количество присоединительных патрубков*	$D_{к.вх}$, $D_{к.вых}$	мм
Площадь фронтального сечения	$F_{фр}$	м^2
Площадь теплообменной поверхности	$F_{т.о}$	м^2
Площадь сечения для прохода теплоносителя	$F_{тр}$	м^2
Масса сухого теплообменника	M	кг
Объем жидкости в заполненном теплообменнике	V	л
Трубная формула**	$nO_1 \times nx_1 + nO_2 \times nx_2$	-

* Для однофазных теплообменников диаметры питающего и отводящего коллекторов одинаковы, поэтому в технических характеристиках указывается один размер $D_к$.

** Определяется число ходов в каждой группе отводов. Если в теплообменнике все отводы содержат одинаковое число ходов, приводится сокращенная запись $nO \times nx$.

Ввод параметров влажного воздуха в задачах подбора / расчета воздухоохладителей и систем теплоутилизации. Полностью определить параметры состояния влажного воздуха для заданного барометрического давления можно, указав любые два параметра из четырех: энтальпия, температура, влагосодержание и относительная влажность. Этот подход реализован в диалоговом окне «Параметры влажного воздуха». Выбор задаваемой пары значений осуществляется в поле «Параметры». Поля вычисляемых параметров недоступны для ввода, и их содержимое пересчитывается при каждом изменении вводимых величин (табл. 3.15).

Таблица 3.15

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Поле ввода	Тип поля	Вводимый параметр	Единицы измерения
Параметры	Список	Выбор пары вводимых параметров	–
i	Число	Энтальпия	ккал/кг
T	Число	Температура	°С
D	Число	Абсолютное влагосодержание	г/кг
F_i	Число	Относительная влажность	%

Ввод точек холодильного цикла в задачах подбора / расчета фреоновых испарителей и конденсаторов. Расчет теплообменников холодильной машины сопряжен с заданием начальных или начальных и конечных параметров фреона, определяемых характерными точками холодильного цикла. Задание этих точек выделено в программе и происходит в специальном диалоговом окне «Параметры холодильного цикла». Характерные точки определяют состояние фреона после компрессора (т.1), на выходе из конденсатора (т.2), на входе в испаритель (т.3) и на выходе из него (т.4). Для вычисления термодинамических параметров фреона в указанных точках необходимо задать температуры кипения и конденсации, а также перегрев паров фреона на выходе из испарителя и переохлаждения жидкого фреона после конденсатора (табл. 3.16).

Таблица 3.16

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛА

Поле ввода	Тип поля	Вводимый параметр	Единицы измерения
$T_{кип}$	Число	Температура кипения	°C
$\Delta T_{пер}$	Число	Перегрев паров фреона на выходе из испарителя	°C
$T_{кон}$	Число	Температура конденсации	°C
$\Delta T_{пер}$	Число	Переохлаждения жидкого фреона после конденсатора	°C

В качестве результатов расчета термодинамических параметров фреона в характерных точках холодильного цикла в диалоговом окне выводится таблица, содержащая величины температур, энтальпий, паросодержаний и давлений рабочего тела.

3.1.6. ОСНОВНЫЕ ПРИЕМЫ РАБОТЫ С ПРОГРАММОЙ

Добавить новый расчет

- Меню → Расчет → Новый... (или клавиша «Ins»).
- Выбор типа оборудования.
- Ввод данных в соответствующее диалоговое окно.
- Выбор окончательного варианта решения (для прямых задач).

При вставке нового расчета в список данные текущего элемента используются в качестве прототипа, если типы оборудования совпадают.

Повторный расчет с изменением исходных данных

- Клавишами курсора сделать требуемый расчет текущим.
- Меню → Расчет → Изменить... (или клавиша «Enter»).
- Редактирование исходных данных в соответствующем диалоговом окне.
- Выбор окончательного варианта решения (для прямых задач).

Данная операция недоступна для пустого списка расчетов.

Удалить выполненный расчет

- Клавишами курсора сделать требуемый расчет текущим.
- Меню → Расчет → Удалить... (или клавиша «Del»).
- Подтверждение Ваших намерений в соответствующем окне-запросе.

Данная операция недоступна для пустого списка расчетов.

Предварительный просмотр отчета на экране

- Клавишами курсора сделать требуемый расчет текущим.
- Меню → Файл → Просмотр...

Окончание операции просмотра по нажатию клавиши «Esc».

Печать отчета текущего расчета на заданное устройство вывода

- Клавишами курсора сделать требуемый расчет текущим.
- Меню → Файл → Печать (или клавиша «Ctrl+P»).

Данная операция недоступна для пустого списка расчетов.

Задание текущего устройства вывода отчетов

Данная операция позволяет сохранить отчет в текстовом файле.

- Меню → Файл → Устройство вывода.
- Выбор требуемого устройства из списка.

Последующие операции печати будут выводить отчет на новое устройство.

Сохранить список выполненных расчетов

Данная операция позволяет сохранить список расчетов в файле внутреннего формата с возможностью последующего восстановления.

- Меню → Файл → Сохранить...(или клавиша «Ctrl+S»).
- Указание полного имени файла в специальном диалоговом окне.

Восстановить список выполненных расчетов из файла

Данная операция позволяет вернуться к работе со списком расчетов, предварительно сохраненным в файле.

- Меню → Файл → Открыть...(или клавиша «Ctrl+O»).
- Указание полного имени файла в специальном диалоговом окне.

Окончание работы с программой

- Меню → Файл → Выход...(или клавиша «Alt+X»).
- Если программа содержит непустой список расчетов, не сохраненный после последнего изменения, необходимо выбрать одно из трех доступных действий: выход с сохранением списка, выход без сохранения и продолжение работы с программой.

В заключение отметим, что программа «CuAl» может использоваться не только для решения прямых и обратных задач расчета жидкостно-воздушных медно-алюминиевых теплообменников и теплообменников с изменением агрегатного состояния рабочего тела, но и для решения иных расчетных задач, возникающих при проектировании и эксплуатации систем СКВ и В с медно-алюминиевыми теплообменниками, а также для прогнозирования теплотехнических характеристик вновь разрабатываемого воздухообрабатывающего оборудования, в состав которого входят указанные теплообменники. Следует также отметить, что основные алгоритмы расчетов, используемые в программе «CuAl», были применены при разработке программы расчета тепломассообменного оборудования панельно-каркасных кондиционеров типа КЦКП (программа «КЦКП»).

3.2. ПРАКТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ПО ПРОГРАММЕ «CuAl»

После предварительного ознакомления с возможностями программы «CuAl» перейдем теперь к решению различных практических задач расчета и подбора медно-алюминиевых теплообменников. При этом отметим, что процедуры решения прямых и обратных задач достаточно просты, удобны для пользователя, подробно описаны в предыдущем разделе и не требуют дополнительных пояснений. Поэтому ниже будут рассмотрены некоторые нестандартные задачи, которые могут быть решены с применением программы «CuAl».

3.2.1. РАСЧЕТ ЖИДКОСТНО-ВОЗДУШНЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ ТИПА ВНВ

3.2.1.1. РАБОЧЕЕ ПОЛЕ РАСЧЕТНЫХ ВЕЛИЧИН $\theta_в^р$ И СТЕПЕНЬ ЕГО ПОКРЫТИЯ ИМЕЮЩЕЙСЯ НОМЕНКЛАТУРОЙ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ТИПА ВНВ

Как уже отмечалось, каждый теплообменник независимо от конструктивных особенностей его теплопередающей поверхности при заданном уровне теплоиспользования сетевой воды может работать в одной - единственной рабочей точке, характеризуемой величинами относительных перегревов по воде $\theta_ж^р$ и воздуху $\theta_в^р$. Количество таких пар огромно и определяется как разнообразием параметров наружного и внутреннего климата, так и многочисленными технологическими схемами обработки воздуха и графиками ТЭЦ. На рис. 3.5 представлено поле значений рабочих точек, подсчитанное для различных климатических районов России по данным [53] для трех типичных температурных графиков ТЭЦ (130/70, 110/70 и 90/70) и для двух значений параметров приточного воздуха (18 и 26°С) при прямоточной схеме его обработки. Как следует из анализа поля этих значений, диапазон относительных перегревов воздуха очень широк: $0{,}12 < \theta_в^р < 0{,}55$. Если учесть, что теплообменники могут работать не только в прямоточных системах, но и в качестве воздухонагревателей второго подогрева и в системах воздушного отопления, то диапазон изменения параметра $\theta_в^р$ становится еще шире.

В связи с указанными обстоятельствами важное практическое значение имеет подбор теплообменников, обеспечивающих требуемую глубину обработки воздуха при их работе в оптимальных эксплуатационных режимах. В данном случае под оптимальными условиями для медно-алюминиевых воздухонагревателей понимаются рабочие режимы со скоростями воды в трубках теплообменника 0,8–1,5 м/с и величинами гидравлических сопротивлений примерно15–20 кПа.

На рис. 3.6 в качестве примера приведены поля расчетных рабочих точек $\theta_ж^р$ и $\theta_в^р$, а также теплотехнические характеристики воздухонагревателя ВНВ243.2, работающего при массовой скорости во фронтальном сечении, равной 4,0 кг/(м^2·с). Коды теплообменников, приведенные на рис. 3.6, соответствуют различным конструкциям, отличающимся числом рядов от 1 до 4, величиной шага установки пластин $S_р$ = 1,8; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0 и числом ходов по теплоносителю от 2 до 10. Как видно из приведенных данных, поле теплотехнических характеристик указанных теплообменников полностью перекрывает область, в которой располагаются расчетные значения рабочих точек, что еще раз подтверждает возможности медно-алюминиевых теплообменников и перспективность их использования.

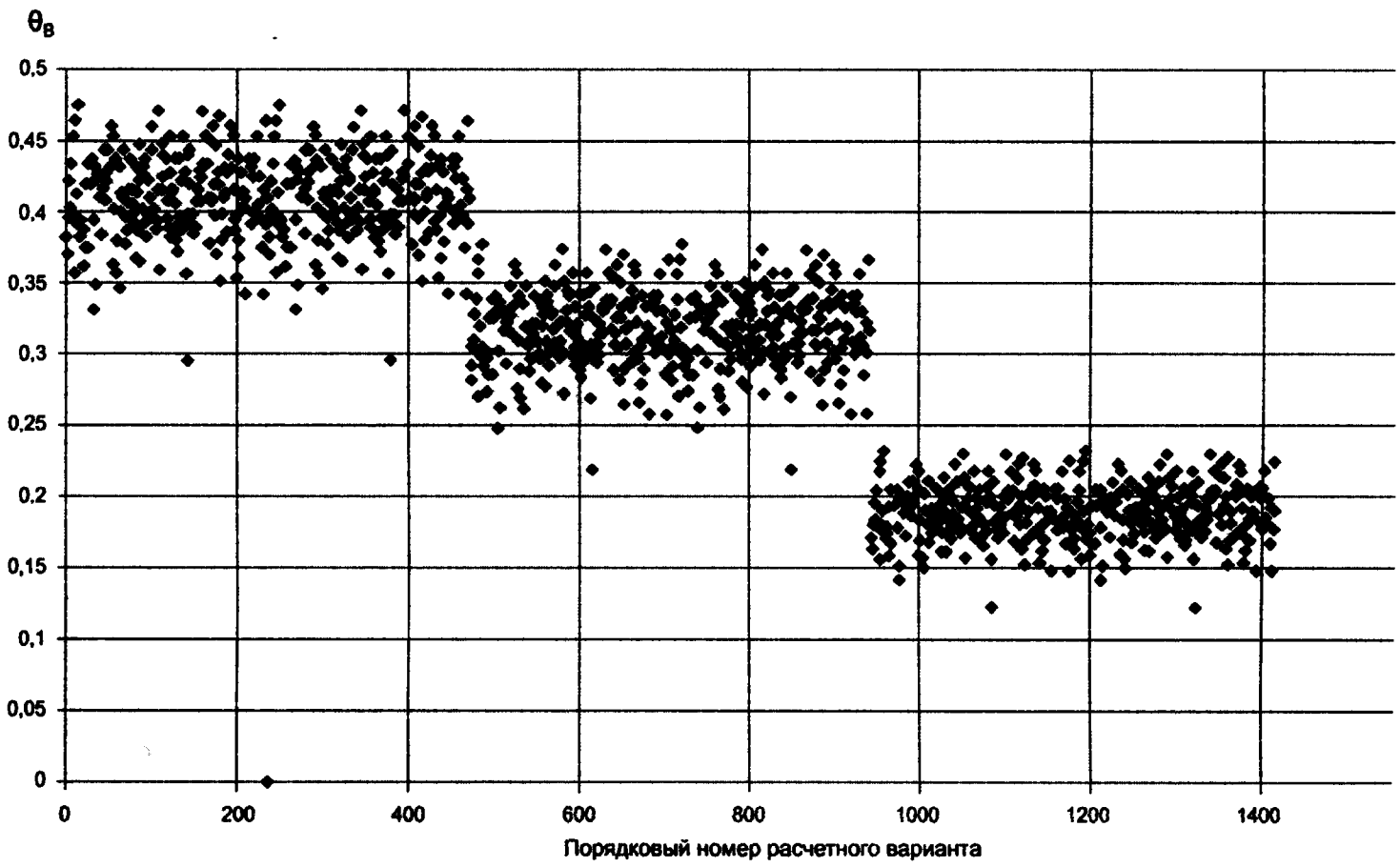


Рис. 3.5. Поле возможных значений $\theta_в$ по СНиП 2.04–05– 91

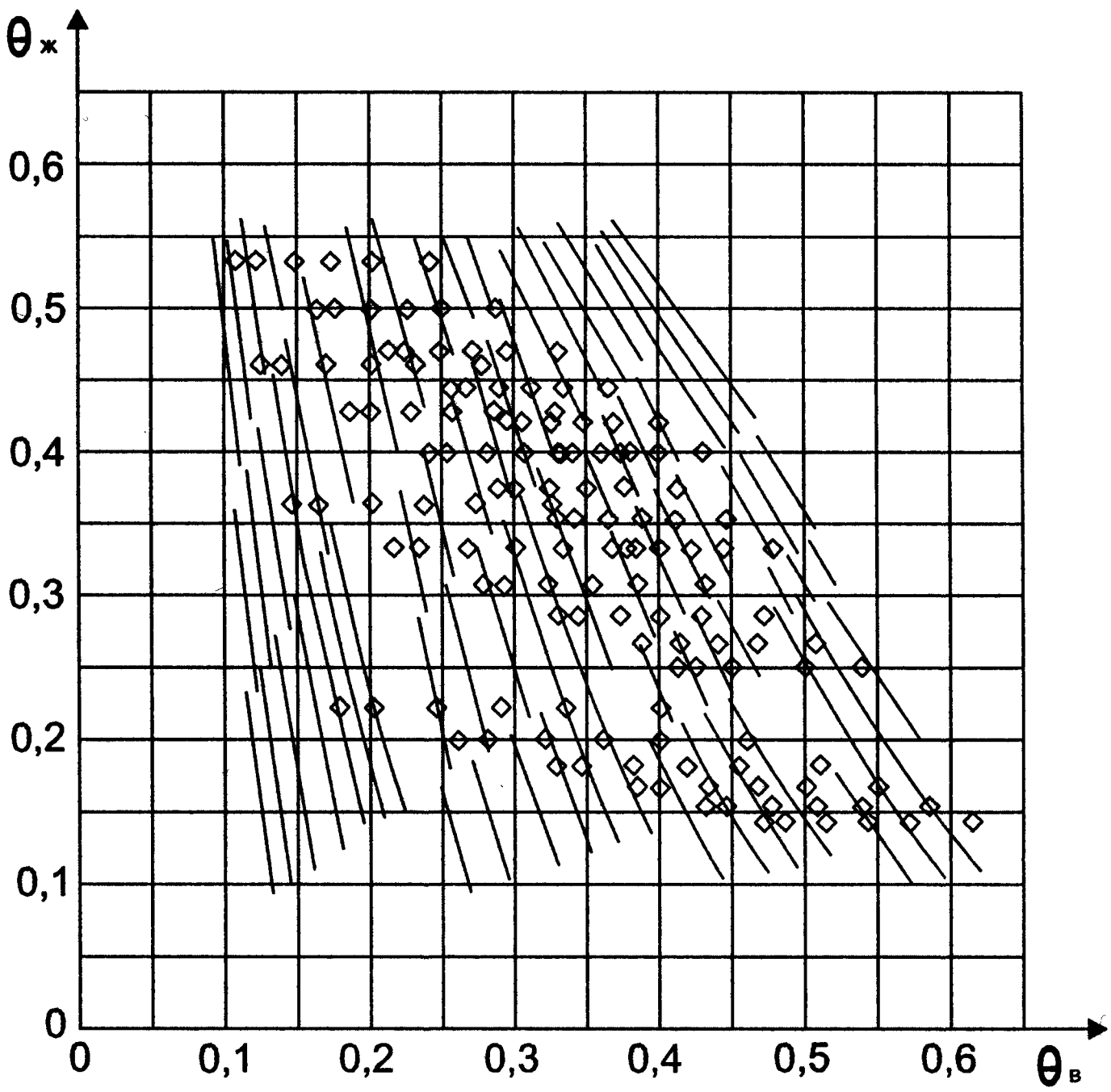


Рис. 3.6. Поле рабочих точек, совмещенное с теплотехническими характеристиками воздухонагревателей типа ВНВ243.2-116-050-сс-dd-ff-2

При этом следует отметить, что до настоящего времени вопрос о возможности подбора теплообменников, обеспечивающих требуемую глубину обработки воздуха при их работе в оптимальных эксплуатационных режимах, решался неудовлетворительно, так как выпускаемые стальные и биметаллические калориферы ограничивались трех- и четырехрядными конструкциями по глубине нагрева воздуха и семью типоразмерами по величинам фронтальных сечений. Кроме того, и сам типоразмерный ряд по фронтальным сечениям был выбран недостаточно удачно, так как существовал большой разрыв между фронтальными сечениями теплообменников № 10 и 11 (0,578 и 1,665 м^2), что заставляло прибегать к составным калориферным установкам уже для воздухопроизводительностей начиная примерно с 6000 – 7 000 м^3/ч.

Сказанное подтверждается данными рис. 3.7, на котором представлены поле требуемых рабочих точек, теплотехнические характеристики многочисленных конструкций медно- алюминиевых теплообменников типа ВНВ, полученные по программе «CuAl», для фронтального сечения 0,329 м^2 и массовой скорости воздуха 4,0 кг/(м^2·с), а также теплотехнические характеристики калориферов КВСБ-7, КВББ-7, КСк3-7-02А и КСк4-7-02А для скоростей воды в трубках, лежащих в диапазоне 0,25–1,7 м/с. Как видно из приведенных данных, характеристики стальных и биметаллических калориферов находятся одна от другой на сравнительно большом удалении по $\theta_в$, что приводит при выборе теплообменника к необходимости иметь большой запас по теплопередающей поверхности. Кроме того, работа этих калориферов в режимах средних по величине значений $\theta_в''$ и $\theta_ж''$, кстати, наиболее часто встречающихся, протекает при относительно малых скоростях воды, что, с одной стороны, приводит к перерасходу материалов, а с другой – к ухудшению эксплуатационных показателей и повышению опасности замерзания воды в трубках теплообменников. В то же время, как видно из рис. 3.6 и как показывает анализ численных показателей, многочисленные характеристики медно-алюминиевых теплообменников типа ВНВ позволяют для всех требуемых рабочих точек подобрать теплообменники, работающие в условиях, близких к оптимальным. Аналогичная картина наблюдается в теплообменниках с любым фронтальным сечением.

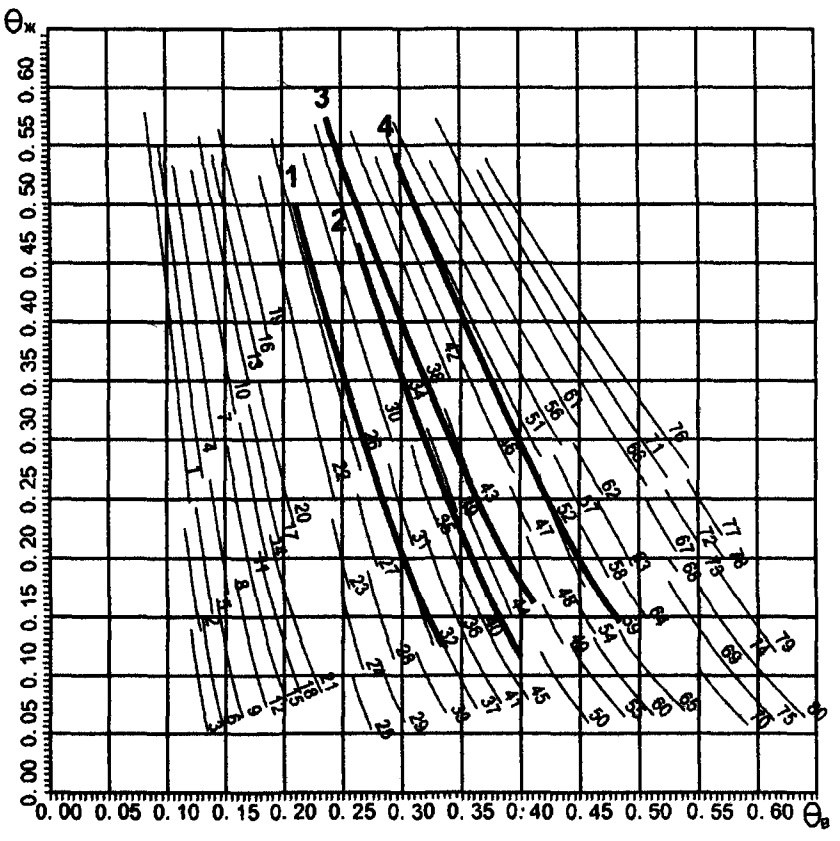


Рис. 3.7. Теплотехнические характеристики воздухонагревателей ВНВ243.2-066-050-сс-dd-ff-2 и калориферов КВСБ-7 (кривая *1*), КВББ-7 (кривая *2*), КСк3-7 (кривая *3*) и КСк4-7 (кривая *4*)

Необходимо также отметить, что с появлением медно-алюминиевых теплообменников исчезает проблема недостаточной густоты ряда фронтальных сечений, так как в этом случае возможности технологического оборудования позволяют выпускать расширенные базовые ряды теплообменников, фронтальные размеры которых могут отличаться один от другого на 100 мм.

Для подтверждения сказанного рассмотрим в качестве одного из примеров применения программы «CuAl» для решения прямых задач анализ подбора медно-алюминиевых воздухонагревателей для климатических условий Москвы. При подборе теплопередающей поверхности воздухонагревателей необходимо задать величины расхода воздуха $L_в$ (м^3/ч), начальные и конечные температуры воды $T_{ж.н}$ и $T_{ж.к}$ и воздуха $t_{в.н}$ и $t_{в.к}$ (°С), а также тип тока (прямоточный или противоточный), зону обслуживания (справа или слева) и способ подсоединения теплообменника к системе (фланцевый или встраиваемый). Кроме того, при решении прямой задачи необходимо задать тип теплоносителя (вода или водный раствор этилен- или пропиленгликоля), а также верхний предел коэффициента запаса по поверхности, обычно принимаемый на уровне 5 – 7%. Относительно последнего следует отметить, что верхний уровень коэффициента запаса зависит в общем случае от многих факторов, таких как отклонение реальных расходов воздуха от расчетных значений, условия эксплуатации теплообменника, выбранная схема автоматизации и требуемая точность поддержания температур приточного воздуха или параметров в обслуживаемом помещении.

Определению подлежат: код теплообменника (конструкция); величина теплопроизводительности Q, кВт; расход теплоносителя (сетевой воды) $G_ж$, кг/ч; фактическая температура конечной воды при найденном расходе теплоносителя, °С; величины аэродинамического $\Delta P_а$ (Па) и гидравлического $\Delta P_ж$(кПа) сопротивлений.

Как правило, по причинам, указанным выше, после решения прямой задачи на экране монитора появляются несколько вариантов решения, каждый из которых удовлетворяет исходным требованиям. Практика работы с программой и имеющийся опыт эксплуатации воздухонагревателей показывают, что в качестве основного решения должен быть принят вариант, в котором скорость воды составляет 0,8 – 1,5 м/с, а величина гидравлического сопротивления не превышает 15 – 20 кПа. В качестве примера рассмотрим следующий случай. Для условий Москвы величина относительного перегрева воздуха $\theta_п$ при обычных требованиях по температуре приточного воздуха с различными параметрами графиков ТЭЦ изменяется в достаточно узком диапазоне – 0,25–0,38. Используя программу «CuAl», проведем расчеты величины теплопередающей поверхности теплообменников, работающих на горячей воде, для $\theta_в$, меняющихся в указанных пределах, для случаев, когда $L_в$ = 20000 м^3/ч, $t_{в.н}$ = -26 °С, $t_{в.к}$ = 18 °С, размер фронтального сечения 1,66 м^2, а массовая скорость воздуха во фронтальном сечении теплообменника составляет 4,0 кг/(м^2·с). Результаты всех вариантов проведенного расчета, выданных программой «CuAl» для четырех различных графиков ТЭЦ, представлены в табл. 3.17. Учитывая приведенные выше рекомендации по выбору вариантов расчета воздухонагревателей, самыми удачными можно считать варианты расчета № 1, 5, 9 и 13. Таким образом, этот пример показывает, что для наиболее характерного диапазона изменения величин относительных перегревов $\theta_в$ для режимов приточной вентиляции всегда оказывается возможным подобрать теплообменник, имеющий два или три ряда трубок, расположенных по ходу движения обрабатываемого воздуха и работающий в оптимальном диапазоне эксплуатационных параметров.

Таблица 3.17

ВАРИАНТЫ РАСЧЕТА ПО ПОДБОРУ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ ДЛЯ УСЛОВИЙ г. МОСКВЫ
($L_в$ = 20000 м^3/ч, $t_{в.н}$ = -26 °С, $t_{в.к}$ = 18°С, РАЗМЕР ФРОНТАЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ 1,66 м^2)

График ТЭЦ	Номер варианта	Код теплообменника	$\theta_в$	$F_{т.с}$, м^2	$G_ж$, кг/ч	w, м/с	$T_{ж.н}$, °С	$T_{ж.к}$, °С	$\Delta P_ж$	$\Delta P_в$	K_r
150 – 70	1	ВНВ243.1-166-100-02-2,5-04-2	0,250	66,7	2903	0,8	150	63,6	6	46	4
	2	ВНВ243.1-166-100-03-4,0-04-2	0,250	64,1	3102	0,6	150	68,9	3	50	1
	3	ВНВ243.1-166-100-03-4,0-06-2	0,250	64,1	2882	0,8	150	62,7	9	50	4
130 – 70	4	ВНВ243.1-166-100-02-2,0-02-2	0,282	82,7	3851	0,5	130	64,7	2	54	3
	5	ВНВ243.1-166-100-03-4,0-06-2	0,282	64,1	4108	1,1	130	68,7	17	50	1
	6	ВНВ243.1-166-100-03-4,0-08-2	0,282	64,1	3991	1,6	130	67,0	43	50	2
	7	ВНВ243.1-166-100-03-4,0-10-2	0,282	64,1	3887	1,8	130	65,2	63	50	3
	8	ВНВ243.1-166-100-03-3,5-04-2	0,282	72,6	3768	0,7	130	63,2	5	55	4
110 – 70	9	ВНВ243.1-166-100-02-2,2-04-2	0,323	75,5	5806	1,1	110	66,5	22	50	2
	10	ВНВ243.1-166-100-02-2,2-02-2	0,323	82,7	5923	0,8	110	67,5	4	54	2
	11	ВНВ243.1-166-100-03-3,5-04-2	0,323	72,6	5973	1,1	110	67,0	1	55	1
	12	ВНВ243.1-166-100-03-3,5-06-2	0,323	72,6	5403	1,5	110	64,1	29	55	4
90 – 70	13	ВНВ243.1-166-100-02-1,8-02-2	0,379	91,5	9911	1,3	90	64,5	9	58	4
	14	ВНВ243.1-166-100-04-4,0-02-2	0,379	85,4	9224	0,6	90	62,7	2	67	5

В ряде случаев величина $\theta_п^р$ может оказаться существенно выше. В частности, такая ситуация возможна тогда, когда рассчитывается система воздушного отопления при относительно низких начальных температурах теплоносителя и высоких конечных значениях подаваемого в помещение воздуха. Рассмотрим случай, имевший место в практике проектирования одной из систем воздушного отопления помещения металлургического цеха. Необходимо нагреть в воздухонагревателе типа ВНВ243 наружный воздух от начальной температуры -27 °С до 45 °С. Массовый расход воздуха 47700 кг/ч, температура теплоносителя на входе в теплообменник 100 °С, а на выходе – 70 °С. Известно также, что максимальный расход горячей воды не может превышать 26000 кг/ч. Воспользуемся программой «CuAl», выбрав специальный ряд с размерами фронтального сечения 1900×1800 мм, и будем решать обратную задачу. Результаты расчета представлены в протоколе, приведенном ниже.

Программа расчета и подбора «CuAl» теплообменников фирмы «Веза».
Все права защищены ООО «Веза», (с)1997,2002.
Воздухонагреватель
Исходные данные

Задача	Обратная
Типоряд	Специальный
Размеры фронтального сечения, мм	1900×1800
Число рядов медных трубок по ходу воздуха	06
Шаг алюминиевых пластин	3,0
Число ходов воды в потоке воздуха	04
Расположение зоны обслуживания	Правый
Взаимное направление течения сред	Прямоток
Характер соединения с воздушной сетью	Встроенный
Ориентация медных трубок	Горизонтально
Внутренняя поверхность трубки	Гладкая
Расход воздуха объемный, м³/ч	39750
Температура воздуха начальная,°С	-27,0
Энергоноситель	Вода
Расход энергоносителя массовый,кг/ч	26000
Температура энергоносителя начальная,°С	100,0

Результаты расчета («CuAl» v.2002.07 ($d_{вн}$=11,6мм) Professional)

Индекс	ВНВ243.1-190-180-06-3,0-04-2 $D_к$=2×80
Площадь фронтального сечения, м²	3,420
Площадь теплообменной поверхности, м²	347
Площадь сечения для прохода теплоносителя, м²	0,005707
Масса сухого теплообменника, кг	190
Объем жидкости в заполненном теплообменнике, л	68

Параметры работающего теплообменника

Теплопроизводительность, кВт	958,6
Воздух	
Расход массовый, кг/ч	47700
Температура, °С	-27,0 / 45,0
Скорость массовая, кг/с/м²	3,9
Падение давления, Па	114
Энергоноситель	
Расход массовый, кг/ч	26000
Расход объемный, м³/ч	26,82
Температура, °С	100,0 / 68,4
Скорость, м/с	1,3 / 1,3
Падение давления, кПа	23

Конструкция гидравлического тракта

Число отводов 54; число ходов 4

Таким образом, заданным исходным данным соответствует воздухонагреватель ВНВ243.1-190-180-06-3,0-04-2, $D_к$=2×80, имеющий два подводящих и два отводящих патрубка, скорость воды в трубках которого равна 1,3 м, а гидравлическое сопротивление составляет 23 кПа, что также вписывается в рекомендуемые оптимальные пределы рабочих параметров.

Воздухонагреватели большой рядности и малого числа ходов по теплоносителю применяются также и в тех случаях, когда в качестве теплоносителя для нагрева приточного воздуха используется отработавшая в технологических установках вода с температурой порядка 40 – 50 °С, количество которой позволяет обеспечить температуру воды на выходе из теплообменника на уровне 30 – 35 °С. Кроме того, воздухонагреватели большой рядности применяются в установках теплоутилизации низкопотенциальных вентиляционных выбросов с промежуточным теплоносителем, о которых речь пойдет ниже.

В ряде случаев использованию программы «CuAl» должны предшествовать предварительные вычисления. Рассмотрим следующий пример.

Для исключения опасности замерзания воды в трубках воздухонагревателей типа ВНВ они могут работать на водных растворах этилен- и пропиленгликоля. В этом случае применяется независимая система теплоснабжения, в которой теплоноситель нагревается горячей водой в специальном противоточном водожидкостном теплообменнике (бойлере). При этом начальная температура теплоносителя, поступающего в воздухонагреватель, будет ниже соответствующего значения температуры горячей воды

на входе в бойлер. Рассмотрим случай, когда необходимо нагреть 18000 м^3/ч наружного воздуха от -26 до 18 °С при имеющейся горячей воде, подаваемой в соответствии с температурным графиком ТЭЦ 110 – 70 °С. Учитывая уровень наружных температур, в качестве теплоносителя примем 45%-ный водный раствор этиленгликоля. Расчеты будем проводить, принимая во внимание, что коэффициент эффективности водожидкостного теплообменника находится на уровне 75%.

В рассматриваемом примере, прежде чем для решения прямой задачи можно будет применить программу «CuAl», необходимо провести несколько предварительных вычислений.

1. Определяем количество тепла, которое необходимо передать нагреваемому воздуху:

$$Q = L_в \cdot \rho_в \cdot c_p \cdot (t_{в.к} - t_{в.н}) = 18000/3600 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}005 \cdot (18 - (-26)) = 265{,}2 \text{ кВт.}$$

2. Зная коэффициент эффективности работы бойлера $\eta_б$, определяем начальную температуру водоэтиленгликолевой смеси, поступающей в бойлер (эта температура равна температуре водогликолевой смеси после обработки в воздухонагревателе ВНВ):

$$T_{гл.к} = T_{ж.н} - \frac{1}{\eta_б}(T_{ж.н} - T_{ж.к}) = 110 - \frac{1}{0{,}75}(110 - 70) = 56{,}67 \text{ °С.}$$

3. Вычисляем количество жидкости, циркулирующей через воздухонагреватель, принимая, что водяные эквиваленты взаимодействующих в бойлере сред равны. В этом случае

$$G_{гл} = \frac{Q}{c_{гл} \cdot \Delta T_ж} = \frac{265{,}2}{3{,}53 \cdot 40} = 1{,}88 \text{ кг/с (6760 кг/ч).}$$

4. Определяем температуру гликоля, поступающего в воздухонагреватель:

$$T_{гл.н} = T_{гл.к} + \frac{Q}{c_{гл} G_{гл}} = 56{,}67 + \frac{265{,}2}{3{,}53 \cdot 1{,}88} = 96{,}2 \text{ °С.}$$

5. Далее, используя полученные данные в качестве исходных для программы «CuAl», получаем, что для обеспечения требуемой теплопроизводительности может быть применен теплообменник ВНВ243.2-160-100-03-2,8-04-1, который имеет следующие эксплуатационные характеристики в расчетном режиме: величина теплопередающей поверхности 86,8 м^2; расход жидкости 6060 кг/ч; скорость теплоносителя в трубках 1,1 м/с; величина аэродинамического сопротивления 57 Па; величина гидравлического сопротивления 12 кПа; коэффициент запаса по поверхности 2%.

3.2.1.2. ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Обычно в качестве расчетной начальной температуры наружного воздуха в соответствии с [53] в прямоточных системах вентиляции и кондиционирования в зимний период принимаются расчетные значения по параметрам Б (соответственно в рециркуляционных системах – температура точки смеси наружного и рециркуляционного воздуха). Однако имеются случаи, когда этот выбор не является однозначным и зависит от температурного графика ТЭЦ или централизованных и индивидуальных котельных [62]. К числу таких случаев относится расчет воздухонагревателей для приточных систем, совмещенных с отоплением. Проведем такой расчет для условий Москвы при расчетной наружной температуре $t^р_{в.н}$ = -26 °С для трех температурных графиков $T_{ж.н}/T_{ж.к}$ = 150/70, 130/70 и 110/70.

Предварительно вычислим ряд вспомогательных величин, для чего рассмотрим типовой температурный график, представленный на рис. 3.8. Как видно из этого графика, зависимость $T_{ж.н}$ ($t_{в.н}$) имеет три характерные зоны, определяемые следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} &\text{зона I } (t_{в.н} > t^*_{в.н}): && T_{ж.н} = T^{min}_{ж.н}; \\ &\text{зона II } (t^р_{в.н} < t_{в.н} < t^*_{в.н}): && T_{ж.н} = -A\, t_{в.н} + B; \\ &\text{зона III } (t_{в.н} < t^р_{в.н}): && T_{ж.н} = T^{max}_{ж.н}. \end{aligned} \qquad (3.2)$$

Точки $t^*_{в.н}$ обычно принято называть точками перелома. Анализ существующих температурных графиков, приведенных в [63], показывает, что между величинами A и B существует линейная взаимосвязь, определяемая формулой B=20(A+1). Используя эту зависимость, величину $t^*_{в.н}$ практически для любого температурного графика можно подсчитать по формуле

$$t^*_{в.н} = \frac{t^р_{в.н} + 20 \cdot E}{1 + E}, \qquad (3.3)$$

где

$$E = \frac{T_{ж.н}^{\max} - T_{ж.н}^{\min}}{T_{ж.н}^{\min} - 20}. \qquad (3.4)$$

На рис. 3.8 представлен условный график зависимости $T_{ж.к}(t_{в.н})$, который также имеет три температурные зоны. Величины $T_{ж.н}^{\min}$ обычно постоянны и принимаются равными 70 °С. В приводимых ниже расчетах для простоты вычислений величины $T_{ж.к}^{\max}$ и $T_{ж.к}^{\min}$ были приняты равными соответственно 70 и 40 °С. Значения $T_{ж.н}^{\max}$ могут быть различными в зависимости от используемого температурного графика, изменяющимися в диапазоне 90 – 150 °С.

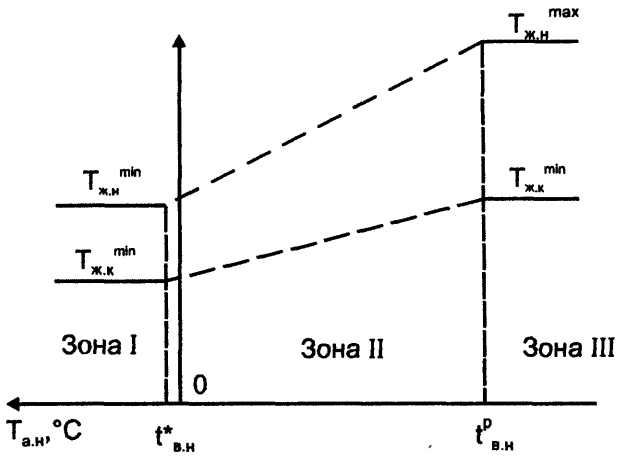


Рис. 3.8. Температурный график централизованного теплоснабжения $T_{ж.н}(t_{в.н})$ и $T_{ж.к}(t_{в.н})$

В табл. 3.18 приведены значения $t^{*}_{в.н}$, а также коэффициентов A и B, A_0 и B_0 (два последних коэффициента характеризуют линейную зависимость $T_{ж.к}(t_{н.п})$ в зоне III) для трех температурных графиков.

Таблица 3.18

ВЕЛИЧИНЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ ПОСТРОЕНИИ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ГРАФИКОВ

Температурный график	$t^{*}_{в.н}$, °С	A	B, °С	A_0	B_0, °С
150/70	2,3	2,83	76,5	1,06	42,4
130/70	- 0,9	2,39	67,6	1,20	38,9
110/70	- 5,6	1,96	59,1	1,47	31,8

Требуемые величины поверхности будем определять при двух расчетных значениях температур. В первом случае в качестве расчетного значения принимаем величину $t^{р}_{н.п}$, а во втором – $t^{*}_{н.п}$. Если расчет проводится для одной из указанных расчетных точек, то вторая точка в этом случае является поверочной. Анализ будем проводить для теплообменника ВНВ243-166-100-сс-d,d-ff-2 при расходе воздуха 18000 м^3/ч с помощью программы «CuAl», выбрав для удобства подпрограмму расчета специального типоразмерного ряда. Подбор поверхности по заданным начальным и конечным значениям температур воды и воздуха проводился по подпрограмме «Прямая задача». Определение параметров воды и воздуха в поверочной точке осуществлялось с помощью подпрограммы «Обратная задача». Были проведены две серии расчетов, отличающиеся температурой воздуха на выходе из теплообменника (18 и 22 °С). Результаты для трех температурных графиков представлены в табл. 3.19 (варианты 1 – 13 относятся к теплообменникам с $t_{в.к}$ = 18 °С, а варианты 14 – 25 – к теплообменникам с $t_{в.к}$ = 22 °С).

Проанализируем вначале полученные результаты для теплообменника с $t_{в.к}$ = 18 °С, имея в виду, что варианты 1 – 3 описывают параметры, полученные при решении прямых задач с расчетной точкой $t^{р}_{в.н}$, а варианты 7 – 9 – поверочные расчеты подобранных теплообменников в точке перелома. Соответственно варианты 4 – 6 характеризуют параметры теплообменника, полученные при решении прямых задач с расчетной точкой $t^{*}_{н.п}$, а варианты 10 – 12 – поверочные расчеты подобранных воздухонагревателей в точке $t^{р}_{в.н}$. Как видно из приведенных данных, для температурных графиков 150/70 и 130/70 при рассматриваемом сочетании начальных и конечных параметров воды и воздуха расчет по подбору теп-

лопередающей поверхности необходимо вести, принимая в качестве расчетной точки $t^{р}_{в.н}$. Иначе обстоит дело при подборе поверхности при температурном графике 110/70. В этом случае, как видно из сравнения вариантов 3 и 9, расчетная температура конечной воды превышает нормативную (45,5 °С по сравнению с 40 °С), т.е. имеет место нехватка теплопередающей поверхности.

Рассмотрим далее варианты 4 – 6 и 10 – 12. Как и следовало ожидать, в этом случае подбор теплопередающей поверхности по точке перелома для тепловых графиков 150/70 и 130/70 дает нехватку теплопередающей поверхности, о чем свидетельствуют данные поверочных расчетов (варианты 10 и 11): расчетная температура обратной воды выше нормативного значения. В то же время для теплового графика 110/70 подобранная величина теплопередающей поверхности, равная 72,9 м^2, оказывается достаточной, чтобы обеспечить работу во всех расчетных режимах. Следует отметить одно важное обстоятельство (см. табл. 3.19). Дело в том, что для обеспечения нормальной работы в поверочном режиме (вариант 12) необходимо, чтобы расход воды через теплообменник был выше, чем в расчетном режиме (в этом случае $G_{ж}$ = 4550 кг/ч вместо $G_{ж}$ = 3963 в расчетном варианте 6). Возрастает также и величина гидравлического сопротивления теплообменника (20,6 по сравнению с 15,7). Для рассматриваемого сочетания исходных данных эта разница незначительна, но для иного соотношения начальных параметров воды и воздуха она может быть существенной, и поэтому отмеченная особенность должна учитываться при подборе регулирующего клапана и циркуляционного насоса.

В частности, для теплообменника с $t_{в.к}$ = 22 °С (варианты 14 – 25), как видно из приведенных в табл. 3.19 данных, уже для всех температурных графиков необходимо проводить расчеты, принимая в качестве расчетных параметры точки перелома.

Таблица 3.19

РАСЧЕТНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ПО ПОДБОРУ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ПО $t^{р}_{в.н}$ и $t^{'}_{н}$

Номер варианта	Типоразмер	$G_{ж}$, кг/ч	$t_{в.н}$, °С	$T_{ж.н}$, °С	$T_{ж.к}$, °С	$F_{т.о}$, м^2	w, м/с	$k_{л}$, %	$\Delta P_{ж}$, кПа	Q, кВт	Тип задачи
1	ВНВ-166-100-02-2,9-06-2	2768	-26	150	68,2	58,1	1,3	1	22,5	265	Прямая
2	ВНВ-166-100-02-2,6-04-2	3689	-26	130	68,6	64,5	1,0	1	9,4	265	Прямая
3	ВНВ-166-100-02-2,4-04-2	5506	-26	110	68,7	69,6	1,5	1	20,0	265	Прямая
4	ВНВ-166-100-02-3,3-06-2	2620	2,3	70	39,2	51,4	1,3	1	20,3	95	Прямая
5	ВНВ-166-100-02-2,7-04-2	3238	-0,9	70	40	62,2	0,9	1	7,4	114	Прямая
6	ВНВ-166-100-03-3,5-06-2	3963	-5,6	70	39,4	72,9	1,1	1	15,7	142	Прямая
7	ВНВ-166-100-02-2,9-06-2	2370	2,3	70	35,6	58,1	1,1	-	18,2	95	Обратная
8	ВНВ-166-100-02-2,6-04-2	3350	-0,9	70	40,6	64,5	0,9	-	8,4	114	Обратная
9	ВНВ-166-100-02-2,4-04-2	5000	-5,6	70	45,5	69,6	1,3	-	17,5	142	Обратная
10	ВНВ-166-100-02-3,3-06-2	3320	-26	150	82,3	51,4	1,6	-	31,6	265	Обратная
11	ВНВ-166-100-02-2,7-04-2	3930	-26	130	72,9	62,2	1,1	-	10,6	265	Обратная
12	ВНВ-166-100-03-3,5-06-2	4550	-26	110	60,0	72,9	1,2	-	20,6	265	Обратная
13	ВНВ-166-100-03-3,5-06-2	5505	-26	103,5	62,1	72,9	1,5	-	29,3	265	Обратная
14	ВНВ-166-100-02-2,4-04-2	2958	-26	150	66,8	69,6	0,8	2	6,2	289	Прямая
15	ВНВ-166-100-03-3,6-06-2	3922	-26	130	67,0	70,9	1,1	2	15,4	289	Прямая
16	ВНВ-166-100-03-3,2-04-2	5842	-26	110	67,7	79,3	1,1	1	10,8	289	Прямая
17	ВНВ-166-100-02-2,1-04-2	3340	2,3	70	39,4	79,2	0,9	1	8,4	119	Прямая
18	ВНВ-166-100-03-2,9-04-2	3848	- 0,9	70	39,3	87,1	0,7	1	5,0	138	Прямая
19	ВНВ-166-100-03-2,4-04-2	4546	- 5,6	70	38,8	104,4	0,8	1	6,8	167	Прямая
20	ВНВ-166-100-02-2,4-04-2	3900	2,3	70	43,8	69,6	1,0	-	11,1	119	Обратная
21	ВНВ-166-100-03-3,6-06-2	4900	- 0,9	70	45,7	70,9	1,3	-	24,6	138	Обратная
22	ВНВ-166-100-03-3,2-04-2	7500	-5,6	70	50,1	79,3	1,3	-	16,4	167	Обратная
23	ВНВ-166-100-02-2,1-04-2	2620	-26	150	55,7	79,2	0,7	-	5,0	289	Обратная
24	ВНВ-166-100-03-2,9-04-2	3400	-26	130	57,2	87,1	0,6	-	4,0	289	Обратная
25	ВНВ-166-100-03-2,4-04-2	4230	-26	110	51,3	104,4	0,8	-	6,1	289	Обратная

Расход воздуха через воздухонагреватель 18000 м^3/ч; конечная температура воздуха 18 °С.

Полученные на основе анализа частных случаев результаты носят, как оказывается, общий характер, так как они являются следствием принятого принципа построения отопительных температурных графиков качественного регулирования, в основу которого положено поддержание расчетной температуры воздуха в помещении в течение всего отопительного периода для данного климатического района (обычно задаются температуры 18 или 20 °С). Сказанное подтверждается данными, представленными на рис. 3.9 – 3.11, на которых нанесены расчетные значения относительных перегревов по воде $\theta_ж$ и воздуху $\theta_в$ для минимальной расчетной температуры $t^р_{в.н}$ = -26 °С и всех температур наружного воздуха, больших этого значения, с интервалом в 1 °С, вплоть до $t^р_{н.н}$ = 8 °С, для семи температурных графиков, построенных для г. Москвы при $t_{пом}$ = 18 °С по расчетным зависимостям, представленным в [11], для трех значений расчетных температур воздуха в помещении (10, 18 и 30 °С).

Рассмотрим полученные на рис. 3.9 – 3.11 кривые, представляющие собой геометрические места расчетных точек, характеризуемых величинами $\theta^р_ж$ и $\theta^р_в$ при постоянном значении $t_{пом}$. Как видно из представленных данных, каждая из рассматриваемых кривых состоит из двух частей. Первая, уплотненная, часть содержит все температурные точки наружного воздуха, лежащие в интервале $t_{нер} - t^р_{н.н}$ (зона II, см. рис. 3.8). Вторая, разреженная, часть этой кривой включает все расчетные точки после перелома температурного графика. Характерной особенностью рассматриваемых кривых является то, что их характер и углы наклона прямых, соединяющих расчетные точки с началом координат, существенным образом зависят от знака величины $\Delta = (t_{пом} - 18)$.

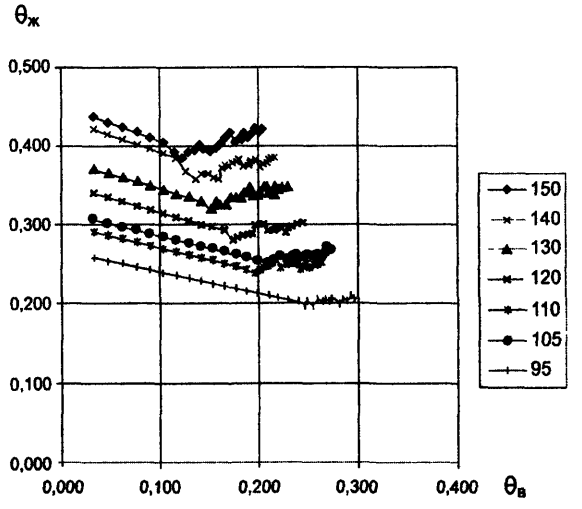


Рис. 3.9. Положение расчетных точек для различных температурных графиков ($t_{пом}$ = 10 °С)

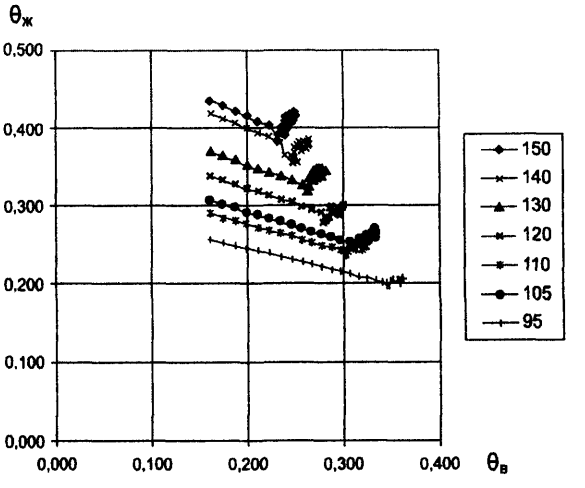


Рис. 3.10. Положение расчетных точек для различных температурных графиков ($t_{пом}$ =18 °С)

Если Δ =0 (см. рис. 3.10), практически все расчетные точки зоны II каждой из 7 кривых лежат на одной прямой, проходящей через начало координат. Это свидетельствует о том, что во всех этих режимах расход воздуха через теплообменник постоянен, при этом величина относительного перегрева падает, вызывая рост величины запаса по поверхности по мере снижения температуры наружного воздуха. Таким образом, в этом случае в качестве расчетной точки необходимо выбирать $t^р_{в.н}$, рекомендуемую также [53].

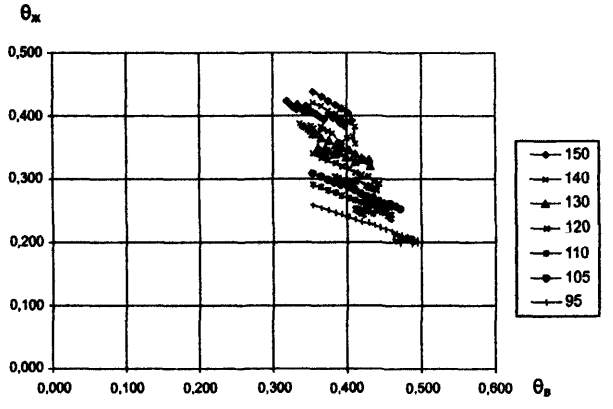


Рис. 3.11. Положение расчетных точек для различных температурных графиков ($t_{пом}$ =30 °С)

Эта же точка должна выбираться в качестве расчетной и в тех случаях, когда величина $\Delta < 0$. Как видно из рис. 3.9 , в рассматриваемой ситуации при росте расчетной температуры падает не только величина относительного перегрева воздуха, но и тангенс угла наклона прямой, соединяющей соответствующую расчетную точку с началом координат, что свидетельствует о более быстром увеличении запаса по поверхности, чем в случае, рассмотренном выше.

Иная ситуация имеет место при $\Delta > 0$ (см. рис. 3.11). В этом случае совершенно отчетливо видно, что максимальное значение $\theta_в$ находится в точке перелома, которая и должна приниматься в качестве расчетной при выборе величины теплопередающей поверхности.

Таким образом, для прямоточных систем приточной вентиляции при подборе теплопередающей поверхности воздухонагревателей необходимо рассчитывать величину $F_{т.о}$ по обеим указанным выше расчетным точкам и выбирать большее расчетное значение, принимая во внимание реальные температурные графики подаваемой и обратной воды, используемые в месте расположения объекта. Одновременно при подборе регулирующего клапана и циркуляционного насоса необходимо ориентироваться на большие из значений расходов и гидравлических сопротивлений, полученных в каждом из расчетов.

С учетом возможностей оперативного расчета, предоставляемых программой «CuAl», рекомендуется для всех случаев подбора теплопередающей поверхности воздухонагревателей проводить поверочные расчеты для точек, близких к точкам перелома, с учетом реальных значений теплопотерь, имеющих место для рассматриваемого температурного режима.

Отмеченные особенности наиболее отчетливо проявляются при расчете воздухонагревателей первого подогрева систем кондиционирования воздуха с адиабатной камерой, работающей в зимнем режиме. В этих случаях может оказаться, что величину теплопередающей поверхности надо выбирать в одном из расчетных режимов, а расход воды, а следовательно, и параметры смесительного насоса – из второго расчетного режима.

3.2.1.3. ОПЕРАТИВНЫЙ ПОДБОР МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ВМЕСТО ИСЧЕРПАВШИХ СВОЙ РЕСУРС СТАЛЬНЫХ И БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ КАЛОРИФЕРОВ С ФРОНТАЛЬНЫМИ СЕЧЕНИЯМИ ПО ГОСТ 7201–70

Программа «CuAl» была применена также для решения следующей задачи. В состав большого количества функционирующих систем приточной вентиляции и кондиционирования воздуха входят морально и физически устаревшие стальные и биметаллические воздухонагреватели типа КВСБ, КВББ, КСкЗ- ...-02А и КСк4-...-02А с фронтальными сечениями по ГОСТ 7201–70, которые уже исчерпали свой ресурс работы и требуют замены. В ряде случаев такая замена необходима еще и вследствие модернизации технологических процессов (как правило, их интенсификации), протекающих в обслуживаемых помещениях и требующих обеспечения иных параметров подаваемого воздуха. Эту замену целесообразно провести, установив новые медно-алюминиевые теплообменники. Для предварительного технического анализа и оперативной оценки стоимостных показателей такой замены, когда получение данных по исходным параметрам требует больших временных затрат, необходимо располагать соответствующей технической информацией. С этой целью в ООО «ВЕЗА» были разработаны расчетные материалы по замене указанных стальных и биметаллических калориферов медно-алюминиевыми конструкциями типа ВНВ243.2.

Разработка этих материалов проводилась следующим образом. Для всех типоразмеров калориферов КВСБ, КВББ, КСкЗ-...-02А и КСк4-...-02А были рассчитаны и построены в координатах $\theta_ж$, $\theta_в$ их теплотехнические характеристики. Затем эти характеристики были совмещены на одних и тех же графиках с теплотехническими характеристиками медно-алюминиевых теплообменников, имеющих одинаковое фронтальное сечение со сравниваемыми калориферами, которые были рассчитаны по программе «CuAl». Полученные таким образом характеристики сопоставлялись друг с другом, и в качестве замены выбирались медно-алюминиевые теплообменники, теплотехнические характеристики которых оказывались наиболее близкими к заменяемым теплообменникам. Результаты этой работы представлены в табл. 3.20.

Таблица 3.20

ТАБЛИЦА ЗАМЕНЫ КАЛОРИФЕРОВ ТИПА КВСБ, КВББ, КСкЗ-... - 02 и КСк4-...-02 НА МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ ТИПА ВНВ243.2

Типоразмер калорифера КВСБ	Теплообменник типа ВНВ 243.2	Типоразмер калорифера КВББ	Теплообменник типа ВНВ 243.2	Типоразмер калорифера КСкЗ-...-02	Теплообменник типа ВНВ 243.2	Типоразмер калорифера КСк4-...-02	Теплообменник типа ВНВ 243.2
1	2	3	4	5	6	7	8
№ 6	053-050-02-3,5-02-2	№ 6	053-050-02-2,5-06-2	№ 6	053-050-02-2,2-08-2	№ 6	053-050-02-1,8-02-2
	053-050-02-3,0-02-2		053-050-02-2,5-04-2		053-050-02-2,0-08-2		053-050-03-2,5-04-2
	053-050-02-2,5-10-2		053-050-02-2,0-04-2		053-050-02-2,0-06-2		053-050-03-2,2-06-2
№ 7	066-050-02-3,5-02-2	№ 7	066-050-02-2,5-06-2	№ 7	066-050-02-2,2-08-2	№ 7	066-050-02-1,8-02-2
	066-050-02-3,0-02-2		066-050-02-2,2-06-2		066-050-02-2,0-08-2		066-050-03-2,5-10-2
	066-050-02-2,5-10-2		066-050-02-2,0-06-2		066-050-02-1,8-08-2		066-050-03-2,2-06-2

Продолжение табл. 3.20

1	2	3	4	5	6	7	8
№ 8	078-050-02-3,5-02-2	№ 8	078-050-02-2,5-04-2	№ 8	078-050-02-2,5-04-2	№ 8	078-050-02-1,8-10-2
	078-050-02-3,0-10-2		078-050-02-2,5-02-2		078-050-02-2,0-06-2		078-050-02-1,8-08-2
	078-050-02-2,5-08-2		078-050-02-2,0-04-2		078-050-02-1,8-04-2		078-050-03-2,2-04-2
№ 9	091-050-02-3,0-08-2	№ 9	091-050-02-2,2-06-2	№ 9	091-050-02-2,2-08-2	№ 9	091-050-03-2,5-08-2
	091-050-02-2,5-04-2		091-050-02-2,0-04-2		091-050-02-2,0-04-2		091-050-03-2,2-06-2
	091-050-02-2,2-02-2		091-050-02-1,8-02-2		091-050-03-2,2-08-2		091-050-03-1,8-04-2
№ 10	116-050-02-3,5-08-2	№ 10	116-050-02-2,5-10-2	№ 10	116-050-02-2,5-02-2	№ 10	116-050-02-1,8-08-2
	116-050-02-3,0-06-2		116-050-02-2,2-10-2		116-050-02-2,2-04-2		116-050-02-1,8-06-2
	116-050-02-2,5-06-2		116-050-02-2,2-02-2		116-050-02-2,0-04-2		116-050-03-2,5-04-2
№ 11	166-100-01-2,2-04-2	№ 11	166-100-01-1,8-04-2	№ 11	166-100-02-3,5-06-2	№ 11	166-100-02-3,0-02-2
	166-100-01-2,2-04-2		166-100-01-1,8-02-2		166-100-02-3,0-08-2		166-100-02-2,5-04-2
	166-100-01-1,8-04-2		166-100-02-3,5-04-2		166-100-02-2,5-08-2		166-100-02-2,2-06-2
№ 12	166-150-01-2,0-06-2	№ 12	166-150-01-1,8-06-2	№ 12	166-150-02-3,5-06-2	№ 12	166-150-02-2,5-04-2
	166-150-01-2,0-04-2		166-150-02-3,5-10-2		166-150-02-3,0-08-2		166-150-02-2,2-04-2
	166-150-01-1,8-04-2		166-150-02-3,0-06-2		166-150-02-2,5-08-2		166-150-02-2,0-04-2

Как видно из приведенных данных, одному заменяемому типоразмеру каждого из калориферов соответствуют три возможных варианта замены. Такая неоднозначность обусловлена тем, что теплотехнические характеристики стальных и биметаллических калориферов построены в очень широком диапазоне скоростей воды в трубках (0,25 – 1,7 м/с), в то время как характеристики медно-алюминиевых теплообменников построены с учетом оптимальности режимов их работы. Поэтому для уточнения результатов подбора заменяющих теплообменников необходимо располагать более полной информацией об исходных расчетных данных.

К числу нестандартных задач, решение которых может быть получено с привлечение программы «CuAl», может быть отнесена задача уменьшения запаса по поверхности, который обнаружен, например, в ходе проведения пусконаладочных работ.

3.2.1.4. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СНЯТИЮ ЗАПАСА ПО ПОВЕРХНОСТИ

В практике эксплуатации кондиционеров и приточных установок достаточно часто встречаются ситуации, когда имеет место запас по теплопередающей поверхности, превышающий нормативную величину, что отрицательным образом сказывается на работе теплообменника в целом ряде эксплуатационных режимов (в соответствии с имеющимися рекомендациями величина запаса по поверхности не должна превышать для водовоздушных и паровых теплообменников 10%). Причин такого превышения запаса несколько. К ним, если исключить ошибку в подборе поверхности воздухонагревателя на стадии проектирования, относятся несоответствие исходным проектным данным параметров теплоносителя, отклонение от расчетных величин расхода воздуха через теплообменник, несоответствие расчетным значений теплопотерь в обслуживаемом помещении и т.п. В ряде случаев такая ситуация может иметь место, когда изменяются режимы работы основного технологического оборудования и, следовательно, параметры подаваемого воздуха.

Для снижения величин запаса по поверхности в практике наладочных организаций наряду с целым рядом мероприятий используется перекрытие части фронтального сечения воздухонепроницаемой пластиной, один из размеров которой равен длине теплообменной трубки, и сокращение таким образом величины поверхности, участвующей в процессе теплообмена. Для стальных пластинчатых и биметаллических воздухонагревателей подобные пластины устанавливались таким образом, чтобы перекрыть нижнюю часть теплообменника (рис. 3.12, *а*). В этом случае, учитывая особенности гидравлического тракта водяных теплообменников, температурный датчик, установленный на выходе из воздухонагревателя, в стационарном режиме работы показывает среднюю температуру воды на выходе из последнего

хода теплообменника. Такой способ, несмотря на увеличение аэродинамического сопротивления теплообменника, является достаточно эффективным и широко используется при пусконаладочных работах.

В установках с медно-алюминиевыми теплообменниками применение таких горизонтальных пластин при традиционных методах контроля температуры на выходе из теплообменника не позволяет получить достоверную информацию об этой величине. Дело в том, что в данном случае часть гидравлических контуров теплообменника оказывается полностью перекрыта указанной пластиной и вода в них, практически не меняя своих параметров, попадает непосредственно в сборный коллектор и смешивается с отработавшей водой, прошедшей через работающую часть теплообменника. Таким образом, датчик на выходе воды из теплообменника показывает не температуру воды, вышедшей из работающей его части, а средневзвешенное значение указанной температуры и начальной температуры воды, поступающей на вход в воздухонагреватель, которая может существенно превышать реальные значения $t_{ж.к}$.

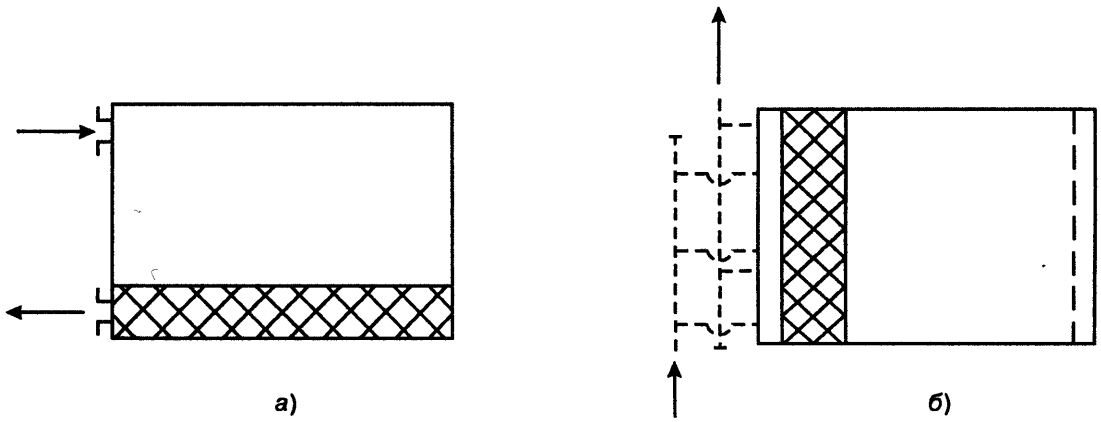


Рис. 3.12. Рекомендуемое положение наладочных пластин, перекрывающих часть фронтального сечения теплообменника:
а – для теплообменников стальных и биметаллических по ГОСТ 7201–80;
б – для медно-алюминиевых теплообменников типа ВНВ243

Поэтому для снятия запаса по теплопередающей поверхности в установках с медно-алюминиевыми теплообменниками необходимо затеняющие пластины устанавливать так, чтобы закрывать часть фронтального сечения, непосредственно примыкающую к одной из трубных досок, как это показано на рис. 3.12, *б* (вертикальная пластина). В этом случае все гидравлические контуры теплообменника оказываются в равных условиях и не образуется обводных каналов по теплоносителю. Кроме того, такой способ затенения применительно к пластинчатым теплообменникам исключает образование обводного канала по воздуху, который появляется при использовании горизонтальных пластин, так как в этом случае практически полностью исключается течение воздуха за пластиной параллельно медным трубкам с последующим разворотом и заполнением затененного пространства.

Проведенную качественную оценку ситуации можно подкрепить количественным анализом. Для этого рассмотрим следующий пример. На объекте эксплуатации в приточной установке имеется теплообменник ВНВ243.2-160-120-02-1,8-04-2, который был рассчитан для следующих исходных данных: $t_{в.н}$ = -26 °С, $t_{в.к}$ = 29,6 °С, $T_{ж.н}$=110 °С, $T_{ж.к}$=70 °С, расход наружного воздуха 18000 м^3/ч. Реальная ситуация на объекте изменилась, и теперь необходимо в обслуживаемое помещение подавать то же количество воздуха с температурой 16 °С при том же температурном графике, т.е. теплопроизводительность установки снизилась примерно на 31 % по отношению к первоначальной проектной величине.

Для снятия запаса по теплопередающей поверхности рассмотрим три возможных технических решения, а именно применение систем количественного и качественного регулирования теплопроизводительности, а также использование затеняющих пластин с различной ориентацией затененной области. Результаты расчетного анализа эффективности различных способов регулирования теплопроизводительности представлены в табл. 3.21. Всего с помощью программы «CuAl» и подпрограммы «Специальный ряд» было рассчитано 20 режимов (расчетных вариантов) работы воздухонагревателя ВНВ243.2-160-120-02-1,8-04-2. Первые четыре варианта описывают параметры работы теплообменника без затенения его теплопередающей поверхности при количественной (варианты 1 и 3) и качественной (варианты 2 и 4) системах регулирования теплопроизводительности для двух расчетных точек $t^{p}_{в.н}$ и $t^{*}_{в.н}$ при работе с тепловым графиком 110/70 (в дальнейшем все нечетные варианты представляют результаты расчетов воздухонагревателей с количественной системой регулирования, а все четные – с качественной, с циркуляционным насосом).

Как видно из представленных данных, при использовании обоих способов регулирования имеет место довольно низкая температура воды на выходе из теплообменника, что связано с большими запасами по теплопередающей поверхности. В частности, при количественном способе регулирования она равна 38,3 и 28,4 °С. Применение циркуляционного насоса незначительно повышает уровни этих температур для обеих расчетных точек $t^{р}_{в.н}$ и $t^{*}_{в.н}$ – соответственно на 7,5 и 3,9 °С.

Варианты 5 – 16 позволяют оценить параметры воздухонагревателя, у которого часть поверхности затенена вертикальными пластинами, ширина которых (размер, параллельный длине медных трубок), как видно из приведенных данных, изменялась в широких пределах (от 0 до 500 мм). Так как наличие вертикальных пластин уменьшает величину фронтального сечения, для расчета эквивалентных в теплотехническом отношении теплообменников принимались воздухонагреватели с укороченными трубками и одинаковыми трубными досками. Во всех этих случаях также анализируются возможности количественной и качественной схем регулирования.

Таблица 3.21

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Номер расчетного варианта	Размер рабочего фронтального сечения, мм×мм	$t_{в.н}$, °С	$T_{ж.н}$, °С	$T_{ж.к}$, °С	$T_{ж.к}^{то}$, °С	$G_{ж}^{то}$, кг/ч	$G_{ж}$, кг/ч	w, м/с	$\Delta P_{ж}$, кПа	$\Delta P_{в}$, Па	Q, кВт	Тип пластины
1	1600×1200	- 26	110	38,3	38,3	3030	3030	0,7	4,9	38	253	-
2	1600×1200	- 26	85,8	45,8	45,8	5443	5443	1,2	14,5	38	253	-
3	1600×1200	- 5,6	70	28,4	28,4	2700	2700	0,6	4,2	38	130	-
4	1600×1200	- 5,6	53	32,3	32,3	5443	5443	1,2	15,2	38	130	-
5	1400×1200	- 26	110	44,5	44,5	3320	3320	0,7	5,1	47	253	Вертикальная
6	1400×1200	- 26	90,2	50,2	50,2	5445	5445	1,2	12,9	47	253	Вертикальная
7	1400×1200	- 5,6	70	31,7	31,7	2930	2930	0,7	4,3	47	130	Вертикальная
8	1400×1200	- 5,6	55,3	34,7	34,7	5443	5443	1,2	13,5	47	130	Вертикальная
9	1200×1200	- 26	110	52,1	52,1	3750	3750	0,8	5,6	61	253	Вертикальная
10	1200×1200	- 26	95,8	55,8	55,8	5443	5443	1,2	11,3	61	253	Вертикальная
11	1200×1200	- 5,6	70	35,7	35,7	3270	3270	0,7	4,6	61	130	Вертикальная
12	1200×1200	- 5,6	58,4	37,8	37,8	5443	5443	1,2	11,9	61	130	Вертикальная
13	1100×1200	- 26	110	56,7	56,7	4070	4070	0,9	6,1	70	253	Вертикальная
14	1100×1200	- 26	99,3	59,3	59,3	5443	5443	1,2	10,5	70	253	Вертикальная
15	1100×1200	- 5,6	70	37,9	37,9	3450	3450	0,8	4,8	70	130	Вертикальная
16	1100×1200	- 5,6	59,7	39,4	39,4	5443	5443	1,2	11,1	70	130	Вертикальная
17	1600×800	- 26	110	52,8	71,9	3800	5700	1,3	15,6	74	253	Горизонтальная
18	1600×800	- 26	110	52,8	71,9	3800	5700	1,3	15,6	74	253	Горизонтальная
19	1600×800	- 5,6	70	35,3	46,5	3230	4875	1,1	12,1	74	130	Горизонтальная
20	1600×800	- 5,6	65,7	36,2	47,5	3800	5700	1,3	16,4	74	130	Горизонтальная

Здесь $G_{ж}^{то}$ – расход жидкости через незатененную часть воздухонагревателя, кг/ч; $G_{ж}$ – общий расход жидкости через воздухонагреватель, кг/ч; $T_{ж.к}^{то}$ – конечная температура жидкости в работающих циркуляционных контурах, °С; $T_{ж.к}$ – средняя конечная температура жидкости в теплообменнике, °С.

Из приведенных в табл. 3.21 данных следует, что с увеличением площади затенения растут температуры воды на выходе из теплообменника и при ширине пластины 500 мм достигают 57 °С для вариантов с расчетной точкой $t^{р}_{в.н}$ и 38 °С для $t^{*}_{в.н}$. Эти величины являются приемлемыми для надежной работы воздухонагревателей.

Варианты 17–20 относятся к случаям затенения фронтальной поверхности теплообменника с помощью горизонтальной пластины, высота которой (размер, перпендикулярный длине трубок) составляла 400 мм, что по величине перекрываемой площади соответствует вариантам 13 – 16. Как видно из сравне-

ния расчетных данных вариантов 13 – 16 и 17 – 20, применение горизонтальных пластин для снятия запаса по поверхности во всех рассмотренных случаях приводит к более низким температурам воды, выходящей из циркуляционных контуров. Но основная особенность состоит в том, что, как и ожидалось, средняя температура воды на выходе из теплообменника совершенно не соответствует действительной температурной ситуации, имеющей место на выходе из работающих циркуляционных контуров. В частности (см. вариант 18), при качественном способе регулирования реальная температура воды на выходе из работающего незатененного теплообменника равна 52,8 °С, а средневзвешенная температура воды после теплообменника 71,6 °С. Аналогичная картина наблюдается и при анализе данных расчетных вариантов 19 и 20.

Из табл. 3.21 также следует, что во всех рассмотренных режимах работы воздухонагревателей с затенением фронтального сечения применение схем качественного регулирования с циркуляционным насосом предпочтительно, так как всегда обеспечивает более высокий уровень температур конечной воды.

Таким образом, проведенный количественный анализ подтверждает целесообразность снятия имеющегося запаса по теплопередающей поверхности с помощью частичного затенения фронтального сечения вертикальными пластинами при одновременном использовании схем качественного регулирования для изменения величин теплопроизводительности воздухонагревателей.

3.2.2. РАСЧЕТ ПАРОВЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ ТИПА ВНП

При решении прямой задачи для парового теплообменника считаются известными расход воздуха и начальная и конечная температуры воздуха, а также термодинамические параметры пара на входе в теплообменник. В результате решения становятся известными все эксплуатационные параметры подбираемого воздухонагревателя: код теплообменника, величина теплопередающей поверхности, величина аэродинамического сопротивления, конечная температура нагреваемого воздуха, а также масса стекающего конденсата, знание которой необходимо для выбора типоразмера конденсатоотводчика.

При проведении расчетов с использованием рядов «ГОСТ» и «Расширенный» может оказаться, что в случае, если задана малая величина коэффициента запаса, теплообменник не подобран. Это легко объясняется физическими особенностями протекания процессов в теплообменниках при изменении агрегатного состояния рабочего тела. Для преодоления возникшего препятствия достаточно несколько увеличить коэффициент запаса, и программа подберет теплообменник, обеспечивающий требуемую теплопроизводительность с определенным запасом по поверхности. В этом случае необходимо проконтролировать, чтобы устройство, регулирующее теплопроизводительность установки, позволяло обеспечить заданные температуры во всех эксплуатационных режимах с учетом этого запаса.

В качестве примера использования программы «CuAl» проанализируем влияние перегрева пара на величину требуемой теплопередающей поверхности для парового теплообменника с вертикальными трубками, имеющего размеры фронтального сечения 600×600 мм. Исходными для проведения расчетов являются: расход воздуха через фронтальное сечение 5000 м^3/ч, начальная и конечная температуры воздуха 26 и 18 °С, а также температура конденсации 160 °С. Температура перегрева пара изменяется от 0 до 40 °С. Результаты расчетов представлены в табл. 3.22.

Таблица 3.22

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ПАРОВОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

Код теплообменника	Расход конденсата, кг/ч	Q, кВт	$F_{т.о}$, м^2	$\Delta T_{перег}$, °С	$\Delta P_в$, Па	$K_{зап}$, %
ВНП243.2-060-060-02-4,0-1	129	75	9,3	0	42	1
ВНП243.2-060-060-02-3,7-1	127	75	10,0	10	42	1
ВНП243.2-060-060-02-3,4-1	126	75	10,8	20	47	1
ВНП243.2-060-060-02-3,1-1	125	75	11,8	30	50	2
ВНП243.2-060-060-02-2,8-1	124	75	13,0	40	53	2

Как видно из приведенных данных, повышение степени перегрева пара на 40 °С ведет к увеличению требуемой величины теплопередающей поверхности примерно на 40%. Очевидно, это является следствием того, что массовые скорости пара в трубках малы и теплообмен между воздухом и перегретым паром на первом теплообменном участке протекает неэффективно. Сказанное подтверждается данными табл. 3.23. При увеличении температуры перегретого пара на 40 °С величина требуемой теплопередающей поверхности возрастает в этом случае всего лишь на 8,2 %. Эти расчетные результаты получены для теплообменника с фронтальным сечением 1200×300 мм при тех же исходных данных. Таким образом, единственное отличие от предыдущего примера состоит в том, что во втором случае массовые скорости движения пара в трубках теплообменника в два раза выше, чем в первом.

Таблица 3.23

РЕЗУЛЬТАТЫ РЕШЕНИЯ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ

Код теплообменника	Расход конденсата, кг/ч	Q, кВт	$F_{то}$, м^2	$\Delta T_{перег}$, °С	$\Delta P_в$, Па	$K_{зап}$, %
ВНП243.2-120-030-02-3,8-1	129	75	9,7	0	43	0
ВНП243.2-120-030-02-3,7-1	128	75	10,0	10	44	2
ВНП243.2-120-030-02-3,6-1	126	75	10,3	20	45	2
ВНП243.2-120-030-02-3,5-1	125	75	10,5	30	46	2
ВНП243.2-120-030-02-3,5-1	122	74	10,5	40	46	2

Решение обратной задачи для парового воздухонагревателя, как указывалось выше, имеет ряд особенностей, связанных со спецификой его работы. В этом случае расход пара через теплообменник не является задаваемой величиной и вычисляется в ходе расчета из условий полной конденсации в трубках теплообменника при заданных расходе воздуха и его начальной температуре, а также параметрах пара на входе в теплообменник. Таким образом, у пользователя нет возможности воздействовать на теплопроизводительность теплообменника, меняя расход пара. В случае, если конечная температура воздуха, полученная в ходе решения обратной задачи, превышает требуемую величину, следует переходить к расчету теплообменников с меньшей теплопередающей поверхностью.

3.2.3. РАСЧЕТ ЖИДКОСТНО-ВОЗДУШНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ТИПА ВОВ

При решении прямой задачи для воздухоохладителей известными считаются начальные и конечные параметры (любые два из трех параметров: энтальпия, абсолютная влажность и температура), а также расход обрабатываемого воздуха и тип холодоносителя (холодная вода или водные растворы этилен- или пропиленгликоля). Кроме того, необходимо задать допустимый интервал отклонений по энтальпии и абсолютному влагосодержанию конечных параметров воздуха. Последнее обусловлено дискретностью величины теплопередающей поверхности, связанной с дискретностью числа рядов и шагом установки пластин. Величины этих отклонений задаются, как показывает опыт многочисленных расчетов, в диапазоне $\Delta I = \pm 0{,}1 \div 0{,}2$ ккал/кг; $\Delta d = \pm 0{,}1 \div 0{,}2$ г/кг.

При таком способе задания исходных данных (некорректные данные отбраковываются самой программой) всегда удается получить одно или несколько решений, отвечающих начальным условиям. Приведем следующий пример. Предположим, что необходимо подобрать воздухоохладитель, работающий на холодной воде, который должен охлаждать 5000 м^3/ч воздуха, имеющего следующие начальные и конечные параметры: $I_{н.п} = 14{,}4$ ккал/кг, $d_{н.п} = 12{,}4$ г/кг, $I_{н.к}=9{,}2$ ккал/кг, $d = 9{,}7$ г/кг. Начальная температура воды не должна быть менее 7 °С, а расчетное атмосферное давление 745 мм рт.ст. Величины допустимых отклонений примем такими: $\Delta I = 0{,}2$ ккал/кг; $\Delta d = 0{,}2$ г/кг. Компьютерная программа предлагает следующие решения, удовлетворяющие исходным данным с заданной точностью (табл. 3.24).

Таблица 3.24

РЕЗУЛЬТАТЫ ПОДБОРА ЖИДКОСТНОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Код теплообменника	$G_ж$, кг/ч	w, м/с	$t_{ж.т}$, °С	$I_{в.т}$, ккал/кг	$d_{в.т}$, г/кг	$\Delta P_в$, Па	$\Delta P_ж$, кПа
1. ВОВ243.1-080-070-06-2,5-04-1	16000	2,0	8,9	9,3	9,6	115	23
2. ВОВ243.1-080-070-07-2,5-10-1	6800	1,8	11,5	9,2	9,7	133	46
3. ВОВ243.1-080-070-07-2,5-08-1	6800	1,5	11,5	9,3	9,8	132	27
4. ВОВ243.1-080-070-07-2,5-06-1	9050	1,5	10,5	9,2	9,6	134	21
5. ВОВ243.1-080-070-08-2,5-10-1	6050	1,5	12,3	9,1	9,6	152	32
6. ВОВ243.1-080-070-08-2,5-10-1	6500	1,6	12,0	9,0	9,5	151	36

В качестве решения примем вариант 5, полученный при решении прямой задачи, так как он наиболее полно удовлетворяет заданным исходным данным. Далее, учитывая стандартное значение перепада по температурам воды 7 – 12 °С, можно уточнить величину расхода воды. Для этого, используя программу «CuAl», решаем обратную задачу и итеративно находим расход жидкости, при котором будет иметь место заданный перепад температур по воде. Результаты расчета занесем в таблицу как вариант 6. Окончательные результаты расчета по подбору воздухоохладителя представлены в протоколе, приведенном ниже.

«CuAl» v.2003.03 ($d_{вн}$=11,6 мм) Professional.
Программа расчета и подбора «CuAl» теплообменников фирмы «Веза».
Все права защищены ООО «Веза», (с)1997,2003.

Воздухоохладитель

Исходные данные

Задача	Обратная
Типоряд	Специальный
Размеры фронтального сечения, мм	800×700
Число рядов медных трубок по ходу воздуха	08
Шаг алюминиевых пластин	2,5
Число ходов воды в потоке воздуха	10
Расположение зоны обслуживания	Правый
Взаимное направление течения сред	Противоток
Характер соединения с воздушной сетью	Встроенный
Ориентация медных трубок	Горизонтально
Внутренняя поверхность трубки	Гладкая
Расход воздуха объемный, м³/ч	5000
Барометрическое давление, мм рт.ст.	745
Температура воздуха начальная, °С	28,5
Отн.влагосодержание начальное, %	50,0
Энергоноситель	Вода
Расход энергоносителя массовый, кг/ч	6500
Температура энергоносителя начальная, °С	7,0

Результаты расчета («CuAl» v.2003.02 ($d_{вн}$=11,6 мм) Professional)

Индекс	ВОВ243.1-080-070-08-2,5-10-1 D_y=56
Площадь фронтального сечения, м²	0,560
Площадь теплообменной поверхности, м²	90
Площадь сечения для прохода теплоносителя, м²	0,001163
Масса сухого теплообменника, кг	55
Объем жидкости в заполненном теплообменнике, л	16
Параметры работающего теплообменника	
Холодопроизводительность, кВт	37,7
Воздух	
Расход массовый, кг/ч	6000
Энтальпия, ккал/кг	14,4 / 9,0
Температура, °С	28,5 / 13,6
Влагосодержание абсолютное, г/кг	12,4 / 9,5
Влагосодержание относительное, %	50,0 / 96,5
Температура стенки, °С	8,6
Скорость массовая, кг/с/м²	3,0
Падение давления, Па	153
Энергоноситель	
Расход массовый, кг/ч	6500
Расход объемный, м³/ч	6,49
Температура, °С	7,0 / 12,0
Скорость, м/с	1,6 / 1,4
Падение давления, кПа	36
Конструкция гидравлического тракта	
Группа 1: число отводов 10; число ходов 10	
Группа 2: число отводов 1; число ходов 12	

Достаточно часто в бланк-заказах, получаемых фирмой «ВЕЗА», точка конечных параметров обрабатываемого в воздухоохладителях воздуха характеризуется относительной влажностью $\varphi \approx 70\%$. Попадание в эту точку практически всегда может быть обеспечено при двухэтапной обработке воздуха, когда вначале воздух охлаждается до точки с параметрами $d_{в.к} = d_{в.к}^{p}$ и $\varphi_{в.к} \approx 95 - 97\%$, а затем догревается в воздухонагревателях второго подогрева. Наряду с этим способом существует возможность прямого попадания в требуемую точку при одноэтапной обработке. Правда, это можно сделать не во всех случаях, а лишь в тех, когда точка конечного состояния на $I - d$-диаграмме будет располагаться ниже линии предельных состояний, которая представляет собой геометрическое место точек конечных состояний воздуха после обработки в воздухоохладителях с различной рядностью (например, $n_р$=2 – 12) при скорости воды в трубках 2,0 м/с, при допускаемой величине гидравлического сопротивления и минимальной тем-

пературе подаваемой воды. Начальная точка рассматриваемой кривой совпадает с начальными параметрами обрабатываемого воздуха. Такая кривая может быть достаточно просто получена с помощью программы «CuAl». При этом следует иметь в виду, что поддержание конечных параметров приточного воздуха при одноэтапной обработке требует применения специальных алгоритмов автоматического регулирования.

Еще одна возможность применения одностадийной обработки воздуха, также требующая определенных ограничений положения точек конечных состояний, правда, существенно более слабых (в этом случае необходимо лишь, чтобы конечные параметры обрабатываемого воздуха на $I - d$-диаграмме лежали выше прямой, соединяющей точку начального состояния воздуха и температуры воды на кривой насыщения), будет рассмотрена в дальнейшем при решении задачи применения обводных каналов и воздушных клапанов для реализации процессов оптимального регулирования.

Программа «CuAl» позволяет проводить расчеты воздухоохладителей, работающих на водных растворах этилен- и пропиленгликоля. В этом случае можно существенно понизить начальную температуру раствора, поступающего в теплообменник, что, в свою очередь, увеличивает холодопроизводительность аппарата вследствие увеличения температурного и энтальпийного напоров между теплообменивающимися средами. Однако величины Q_x возрастают не пропорционально увеличению напоров, так как применяемые теплоносители характеризуются сравнительно высокими значениями коэффициентов кинематической вязкости, причем чем выше концентрация раствора и чем ниже средняя его температура, тем выше ν. Повышение ν, в свою очередь, уменьшает величины коэффициентов теплоотдачи со стороны теплоносителя, что хорошо видно из рис. 3.13 – 3.15, на которых представлены зависимости $\alpha_ж(w)$ при различных концентрациях водного раствора этиленгликоля и трех средних значениях температур раствора. Видно, что каждая из зависимостей $\alpha_ж(w)$ состоит из двух участков. Первый – пологий, на нем коэффициенты теплопередачи очень слабо изменяются с ростом скорости теплоносителя, на втором наблюдается ощутимое практически линейное возрастание величин $\alpha_ж$. Длины пологих участков увеличиваются с ростом концентраций этиленгликоля и понижением средней температуры раствора. Отмеченные особенности связаны с тем, что на первом участке имеет место ламинарный режим течения, а на втором – переходный. По этой причине алгоритм программы при решении прямой задачи предусматривает выбор максимальных (с учетом задаваемых ограничений) скоростей движения теплоносителя в трубках.

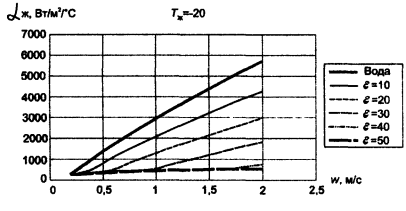


Рис. 3.13. Зависимости $\alpha_ж$ от концентрации водного раствора этиленгликоля при $T_ж$ = - 20°С

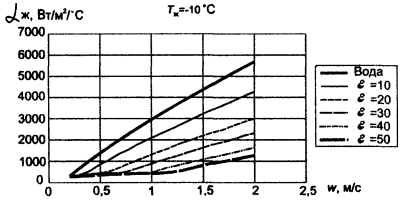


Рис. 3.14. Зависимости $\alpha_ж$ от концентрации водного раствора этиленгликоля при $T_ж$ = - 10°С

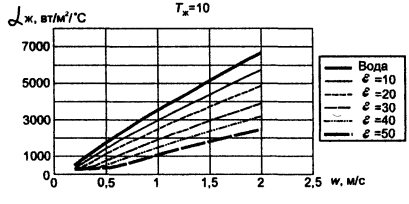


Рис. 3.15. Зависимости $\alpha_ж$ от концентрации водного раствора этиленгликоля при $T_ж$ = 10°С

В табл. 3.25 приведены основные параметры воздухоохладителя ВНВ243.2-100-100-08-2,5-12-1, работающего на 20%-ном водном растворе этиленгликоля при трех температурах раствора на входе в теплообменник. Расход воздуха в рассматриваемом случае составляет 10000 м^3/ч, начальная энтальпия и влагосодержание воздуха равны соответственно 13,9 ккал/кг и 11,0 г/кг. Во всех режимах гидравлическое сопротивление теплообменника не превышает 40 кПа.

Таблица 3.25

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА 20% -НОМ ВОДНОМ РАСТВОРЕ ЭТИЛЕНГЛИКОЛЯ

Теплоноситель	$T_{в.н}$, °С	$I_{в.н}$, кДж/кг	$d_{в.н}$, г/кг	$t_{т.в}$, °С	Q, кВт
Вода	5	34,8	8,7	10,2	79
Этиленгликоль, 20 %	2	31,0	7,9	8,2	91
Этиленгликоль, 20 %	5	36,0	9,0	10,8	75
Этиленгликоль, 20 %	- 10	20,5	5,7	1,8	126

Как видно из табл. 3.25, применение 20%-ного водного раствора этиленгликоля позволяет существенно увеличить холодопроизводительность воздухоохладителя (почти на 40%), причем опасность замерзания конденсата на теплопередающей поверхности исключена, так как температура внутренней поверхности трубок в самом холодном месте превышает 0 °С. Следует также отметить, что в рассматриваемом варианте осушающая способность достаточно большая, что позволяет использовать воздухоохладители, работающие на водных растворах этиленгликоля, для осушки воздуха в различных технологических процессах.

3.2.4. РАСЧЕТ ФРЕОНОВЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ИСПАРЕНИЯ ТИПА ВОФ И ФРЕОНОВЫХ КОНДЕНСАТОРОВ ТИПА ВНФ

При решении задач расчета фреоновых теплообменников программа «CuAl» ориентирована на применение испарителей типа ВОФ в составе центральных кондиционеров КЦКП и конденсаторов в составе агрегатов воздушного охлаждения типа МАВО. При решении прямых задач подбора теплопередающих поверхностей испарителей ВОФ расчеты проводятся с учетом того, что система автоматического регулирования холодильной машиной имеет в своем составе терморегулирующий вентиль, обеспечивающий требуемые величины перегрева паров в испарителе. В этом случае исходными являются следующие данные: расход и начальные термодинамические параметры охлаждаемого воздуха, температуры характерных точек цикла работы холодильной машины в расчетном режиме и тип фреона, на котором она работает, размеры фронтального сечения теплообменника непосредственного испарения, а также конечная температура воздуха и допустимое отклонение от этой величины ΔT. Такая форма задания конечных параметров обрабатываемого воздуха является наиболее удобной из возможных и используется в подобных программах ведущих зарубежных фирм. С одной стороны, задание лишь конечных параметров воздуха по температуре как бы ориентирует ЭВМ на получение решений с холодопроизводительностью, близкой к явной холодопроизводительности, а с другой –задание величины ΔT позволяет расширить список получаемых решений и в тех случаях, когда в числе требуемых конечных параметров указывается желаемая величина относительной влажности обработанного воздуха, выбрать из их числа то решение, которое соответствует требуемым параметрам. В этом случае искомыми величинами являются число рядов испарителя и шаг установки пластин, массовый расход фреона, холодопроизводительность, аэродинамическое и гидравлическое сопротивления фреонового тракта, а также расчетное значение конечных параметров воздуха по энтальпии, температуре и абсолютному влагосодержанию.

В обратной задаче расчета испарителей типа ВОФ известными являются расходы воздуха и фреона, конструкция теплообменника (код теплообменника), начальные термодинамические параметры воздуха, а также все температуры характерных точек холодильного цикла. В этом случае в результате решения будут получены холодопроизводительность, аэродинамическое и гидравлическое сопротивления фреонового тракта, расчетное значение конечных параметров воздуха по энтальпии, температуре и абсолютному влагосодержанию и температура стенки внутренней поверхности трубки в наиболее холодной точке. Используя программу «CuAl», можно решать различные расчетные задачи. В частности, решая обратную задачу перебором расчетных вариантов, можно подобрать величину расхода воздуха, при которой рассматриваемый теплообменник имеет определенную холодопроизводительность.

Особенность решения прямой задачи при расчете фреоновых конденсаторов типа ВНФ состоит в том, что искомыми являются как код теплообменника (за исключением шага установки пластин), однозначно определяющий величину его теплопередающей поверхности, так и расход воздуха. Кроме того, в результате расчета должны быть определены величины теплопроизводительности, аэродинамического и гидравлического сопротивлений теплообменника, а также конечная температура воздуха после конденсатора. В число исходных данных входят начальная температура воздуха, расход фреона, характерные параметры холодильного цикла, шаг установки пластин, а также величина, ограничивающая предельное значение аэродинамического сопротивления.

Постановка и решение обратной задачи расчета конденсаторов является типичной для программы «CuAl». Расчеты прямых и обратных задач для фреоновых конденсаторов целесообразно проводить, используя базовые ряды «ГОСТ» или «Расширенный».

В качестве примера решения прямых и обратных задач по программе «CuAl» выполним расчет по подбору воздухоохладителя и конденсатора с воздушным охлаждением для холодильной машины, имеющей холодопроизводительность в расчетном режиме, близкую к 53,0 кВт. Известными являются параметры воздуха на входе в испаритель холодильной машины, направление луча процесса в обслуживаемом помещении (т.е. теплопритоки и количество выделяемой влаги), расход воздуха, равный 10000 м^3/ч и параметры воздуха в самом помещении (точки Н, К и П на рис. 3.16). Расчетный режим холодильной машины определяется параметрами холодильного цикла парокомпрессионной машины, приведенными на рис. 3.17.

Все основные данные и результаты приведены в представленных ниже протоколах расчета и табл. 3.26 и 3.27.

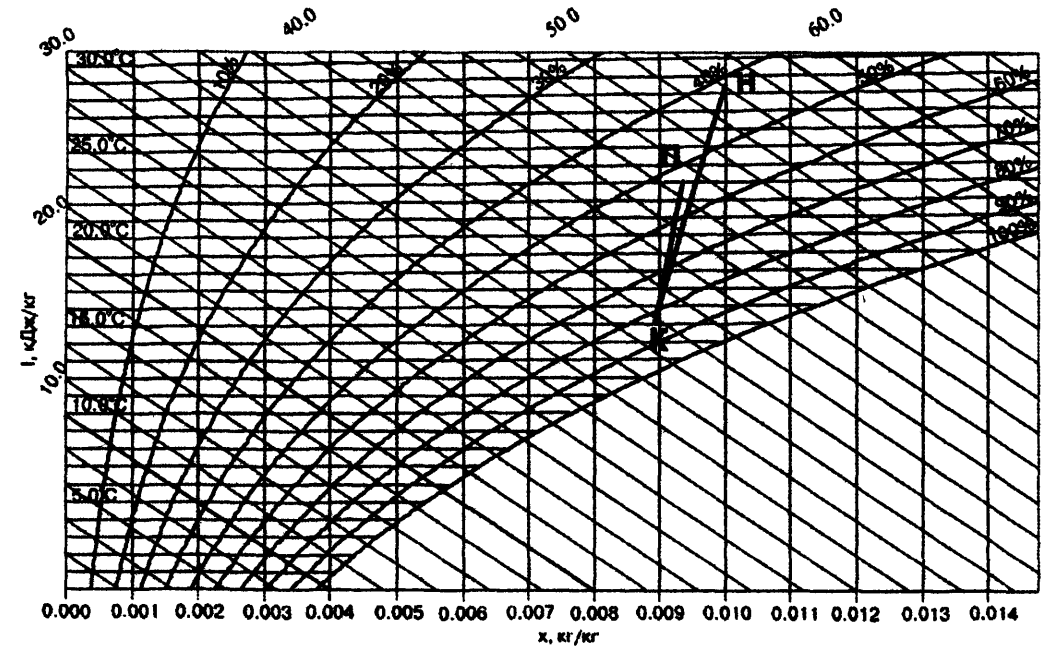


Рис. 3.16

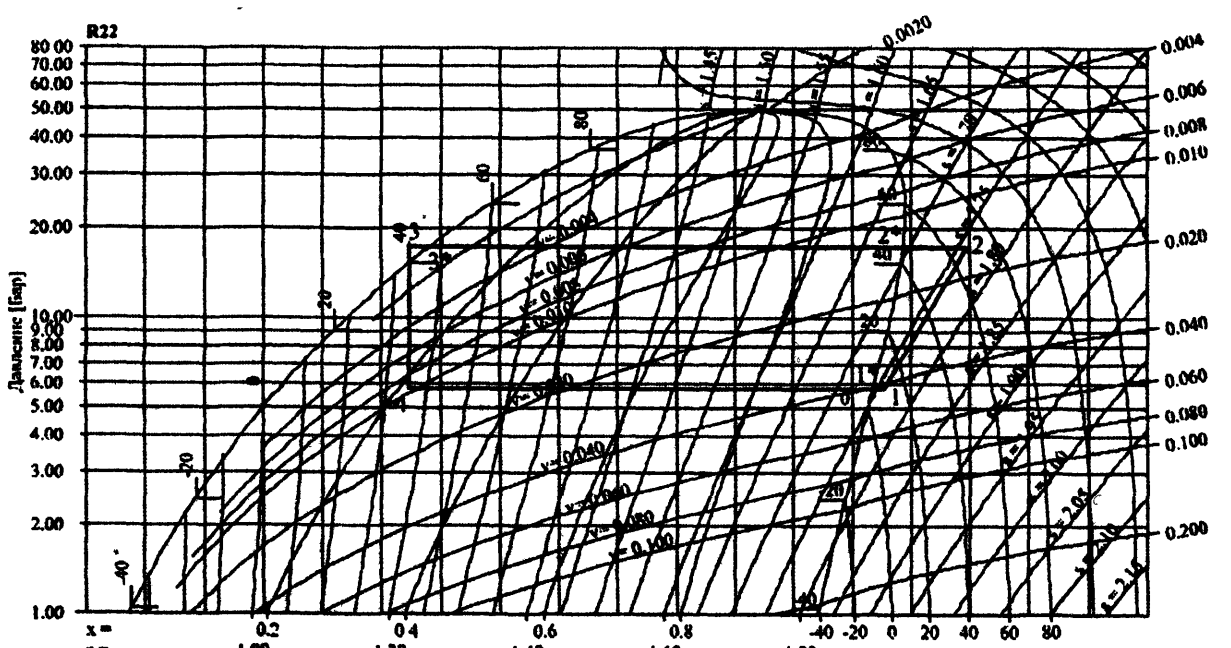


Рис. 3.17

Таблица 3.26

ВАРИАНТЫ ПОДБОРА ФРЕОНОВОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Кодовый индекс	$F_{т.о}$	$G_ж$	*wro*	$i_{в.к}$	$t_{в.к}$	$d_{в.к}$	$\varphi_{в.к}$	$\Delta P_в$	$\Delta P_ж$	$\Delta T_ж$	Err
ВОФ243.1-103-090-05-2,5-04-1	93,4	1179	141	9,2	15,4	9,1	83,2	108	4	0	3,0
ВОФ243.1-103-090-05-2,5-06-1*	93,4	1217	213	9,1	15,1	9,0	82,7	108	14	1	0,5
ВОФ243.1-103-090-06-2,5-04-1	112,1	1273	124	8,9	14,4	9,0	86,4	129	3	0	4,6

* Этот вариант предпочтителен.

«CuAl» v.2003.03 ($d_{вн}$=11,6 мм) Professional.
Программа расчета и подбора «CuAl» теплообменников фирмы «Веза».
Все права защищены ООО «Веза», (с)1997,2003.

Испаритель (фреон)

Исходные данные

Задача	Обратная
Типоряд	КЦКП
Размеры фронтального сечения, мм	1030×900
Число рядов медных трубок по ходу воздуха	05
Шаг алюминиевых пластин	2,5
Число ходов воды в потоке воздуха	06
Расположение зоны обслуживания	Правый
Взаимное направление течения сред	Противоток
Характер соединения с воздушной сетью	Встроенный
Ориентация медных трубок	Горизонтально
Внутренняя поверхность трубки	Рифленая
Расход воздуха объемный, м³/ч	10000
Барометрическое давление, мм рт.ст.	760
Температура воздуха начальная, °С	28,5
Влагосодержание воздуха начальное, г/кг	10,0
Энергоноситель	Фреон 22
Температура кипения энергоносителя, °С	5,0
Паросодержание энергоносителя начальное	0,217
Индекс	ВОФ243.1-103-090-05-2,5-06-1 $D_к$=2×32
Площадь фронтального сечения, м²	0,927
Площадь теплообменной поверхности, м²	93
Площадь сечения для прохода теплоносителя, м²	0,001585
Масса сухого теплообменника, кг	59
Объем жидкости в заполненном теплообменнике, л	15

Параметры работающего теплообменника

Холодопроизводительность, кВт	54,4
Воздух	
Расход массовый, кг/ч	12000
Энтальпия, ккал/кг	12,9 / 9,0
Температура, °С	28,5 / 15,2
Влагосодержание абсолютное, г/кг	10,0 / 8,9
Влагосодержание относительное, %	41,2 / 82,9
Температура стенки, °С	11,3
Скорость массовая, кг/с/м²	3,6
Падение давления, Па	109
Фреон 22	
Расход массовый, кг/ч	1217
Расход объемный, м³/ч	0,96
Температура, °С	5,0 / 10,7
Паросодержание	0,217 / 1,000
Скорость массовая, кг/с/м²	213,3
Падение давления, кПа	13,8
Изменение температуры кипения, °С	0,8

Конструкция гидравлического тракта

Число отводов 15; число ходов 6

Таблица 3.27

ВАРИАНТЫ ПОДБОРА ФРЕОНОВОГО КОНДЕНСАТОРА

Кодовый индекс	$F_{т.о}$	$L_в$	vro	wro	$\Delta P_в$	$\Delta P_ж$	$\Delta T_ж$
ВНФ243.1-140-140-03-1,8-08-1	162,8	29481	5,0	319,9	124	23,6	0,6
ВНФ243.1-140-140-04-3,5-10-1	114,7	32254	5,5	290,8	121	23,9	0,6
ВНФ243.1-140-140-04-3,0-10-1	132,8	28066	4,8	290,8	107	23,9	0,6
ВНФ243.1-140-140-04-2,5-10-1*	158,0	24257	4,1	290,8	96	23,9	0,6
ВНФ243.1-140-140-04-2,2-10-1	178,7	22152	3,8	290,8	90	23,9	0,6
ВНФ243.1-140-140-04-2,0-10-1	195,9	20825	3,5	290,8	87	23,9	0,6
ВНФ243.1-140-140-04-1,8-10-1	217,0	19559	3,3	290,8	84	23,9	0,6

* Этот вариант предпочтителен.

«CuAl» v.2003.03 ($d_{вн}$=11,6 мм) Professional.
Программа расчета и подбора «CuAl» теплообменников фирмы «Веза».
Все права защищены ООО «Веза», (с)1997,2003.
Конденсатор (фреон)
Исходные данные

Задача	Обратная
Типоряд	Расширенный
Число рядов медных трубок по ходу воздуха	04
Шаг алюминиевых пластин	2,5
Число ходов воды в потоке воздуха	10
Расположение зоны обслуживания	Правый
Взаимное направление течения сред	Противоток
Характер соединения с воздушной сетью	Встроенный
Ориентация медных трубок	Горизонтально
Внутренняя поверхность трубки	Рифленая
Температура воздуха начальная, °С	28,5
Энергоноситель	Фреон 22
Температура конденсации энергоносителя, °С	45,0
Перегрев паров энергоносителя, °С	21,7
Индекс	ВНФ243.1-140-140-04-2,5-10-1 $D_к$=2×32
Площадь фронтального сечения, м^2	1,960
Площадь теплообменной поверхности, м^2	158
Площадь сечения для прохода теплоносителя, м^2	0,001163
Масса сухого теплообменника, кг	84
Объем жидкости в заполненном теплообменнике, л	22

Параметры работающего теплообменника

Теплопроизводительность, кВт	63,6
Воздух	
Расход массовый, кг/ч	29108
Температура, °С	28,5 / 36,3
Скорость массовая, кг/с/м^2	4,1
Падение давления, Па	96
Фреон 22	
Расход массовый, кг/ч	1217
Расход объемный, м^3/ч	1,10
Температура, °С	66,7 / 40,0
Паросодержание	1,000 / 0,000
Скорость массовая, кг/с/м^2	290,8
Падение давления, кПа	23,9
Изменение температуры конденсации, °С	0,6

Конструкция гидравлического тракта

Группа 1: число отводов 10; число ходов 10
Группа 2: число отводов 1; число ходов 12

Полученные результаты позволяют скомпоновать блок воздухоохладителей кондиционера КЦКП10, а также разработать агрегат воздушного охлаждения соответствующей теплопроизводительности.

3.2.5. РАСЧЕТ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Проведенный в [54] анализ перспективности применения различных типов теплоутилизационных устройств в климатических условиях России показал, что из трех основных типов теплоутилизаторов – вращающихся регенеративных, пластинчатых рекуперативных и теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем – наиболее рациональной является установка, состоящая из двух теплообменников, связанных общей гидравлической системой с циркуляционным насосом. Схема такой установки с основными ее узлами на базе функциональных блоков кондиционеров КЦКП приведена на рис. 3.18. На рис. 3.19 представлена принципиальная схема обвязки гидравлической системы такой установки со всеми вспомогательными элементами.

Несколько меньшая, чем для других теплоутилизаторов, теплотехническая эффективность теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем компенсируется простотой конструкции, эксплуатации и удобством монтажа. Дело в том, что такая установка не требует сведения в один узел приточного и удаляемого воздушных потоков, как правило, разнесенных на большие расстояния друг от друга, и она может легко монтироваться не только во вновь строящихся объектах, но и практически в любой сущест-

вующей модернизируемой приточно-вытяжной системе. Кроме того, такие теплоутилизаторы с циркулирующим водным раствором этилен- или пропиленгликоля имеют более низкий по температурам приточного воздуха порог замерзания конденсата, выпадающего на теплопередающих поверхностях, что также компенсирует их меньшую теплотехническую эффективность.

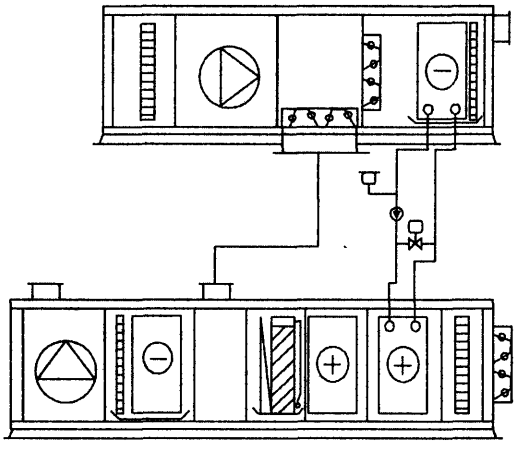


Рис. 3.18. Центральные приточный и вытяжной агрегаты на базе функциональных блоков КЦКП для центральной системы кондиционирования воздуха с рециркуляцией и утилизацией теплоты выбросного воздуха

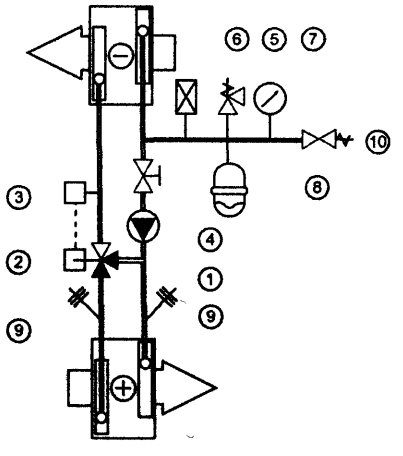


Рис. 3.19 Элементы системы с двумя гликолевыми теплообменниками:
1 – циркуляционный насос; *2* – трехходовой клапан с сервоприводом; *3* – датчик температуры; *4* – дросселирующий клапан; *5* – предохранительный клапан; *6* – воздушник; *7* – манометр; *8* – сборник жидкости; *9* – термометр; *10* – клапан для заполнения

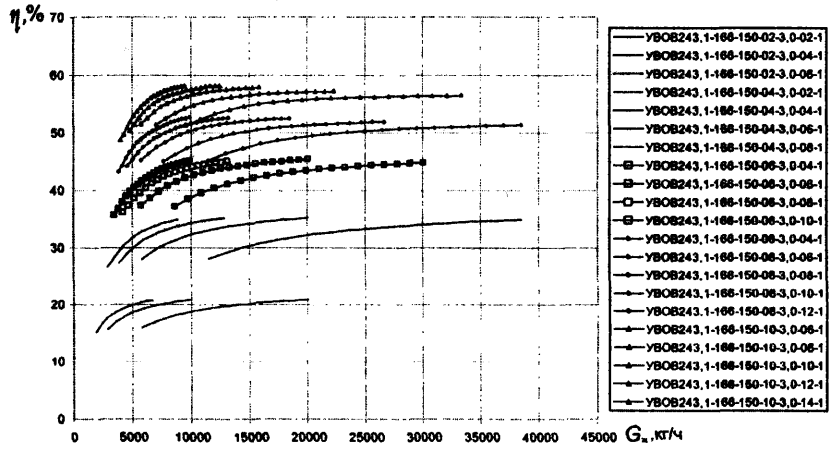


Рис. 3.20. Зависимость КПД теплоутилизатора от расхода жидкости

Прежде чем перейти к описанию возможностей программы, отметим некоторые характерные особенности работы теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем. Для обеспечения их эффективной работы в течение всего отопительного периода в качестве теплоносителя необходимо использовать водные растворы этилен- или пропиленгликоля. Концентрация этих растворов в зависимости от условий эксплуатации и размещения установки может быть различной. Учитывая, что отдельные элементы или вся установка могут контактировать с наружным воздухом, а также что, находясь в неработающем состоянии, она может быть не полностью защищена от попадания в нее холодного воздуха, концентрацию антифризов целесообразно подбирать, ориентируясь на расчетные температуры наружного воздуха (для условий Москвы концентрация этиленгликоля составляет примерно 40%). При таких концентрациях водные растворы этих веществ характеризуются высокими значениями коэффициента кинематической вязкости. В этом случае для эффективного протекания процессов теплоотдачи на внутренней поверхности медных трубок необходимо обеспечить работу теплоутилизатора при скоростях порядка 1,5 – 1,8 м/с, с тем чтобы режим течения в трубках был переходным или турбулентным (см.рис. 3.13 – 3.15).

Программа «CuAl» позволяет решать прямые и обратные задачи расчета теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем. При решении прямой задачи определяющим критерием выбора величины теплопередающей поверхности при заданных фронтальных сечениях обоих теплообменников является значение задаваемого температурного коэффициента полезного действия

$$\eta = \frac{t_{в.к}^{\ x} - t_{в.н}^{\ x}}{t_{в.н}^{\ т} - t_{в.н}^{\ x}} \cdot 100, \ \%, \qquad (3.5)$$

величина которого определяется в основном числами NTU каждого из теплообменников и в какой-то степени соотношением начальных термодинамических параметров приточного и удаляемого воздуха.

Алгоритм решения прямой задачи можно пояснить, используя графики рис. 3.20 – 3.22. Они построены по расчетным данным, полученным при решении обратных задач для теплоутилизационной установки с промежуточным теплоносителем, имеющей одинаковые по своим характеристикам блоки нагрева приточного и охлаждения удаляемого воздуха. В этих блоках имелись теплообменники с фронтальным сечением 1660×1000 мм, с шагом установки пластин $S_р$ = 3,0 мм, имеющие различную рядность ($2 \le N_р \le 10$) и число ходов ($2 \le ff \le 14$).

Как видно из представленных графических зависимостей, КПД теплоутилизационной системы определяется величиной теплопередающей поверхности теплообменников и скоростью жидкости в трубках. Число ходов теплоносителя незначительно влияет на величины максимального КПД (см. рис. 3.20), но определяет расход жидкости, при котором этот уровень может быть достигнут. Незначительное снижение η на максимальных расходах при уменьшении числа ходов объясняется влиянием ограничений по скорости жидкости в трубках и гидравлическому сопротивлению. Из рис. 3.21 видно, что зависимость $\eta(w)$ не имеет экстремума в рабочем диапазоне скоростей. Эта функция является полого возрастающей в области скоростей жидкости больше 1,2 м/с (причем чем меньше число ходов, тем ниже уровень скорости, начиная с которого чувствительность КПД к скорости жидкости снижается).

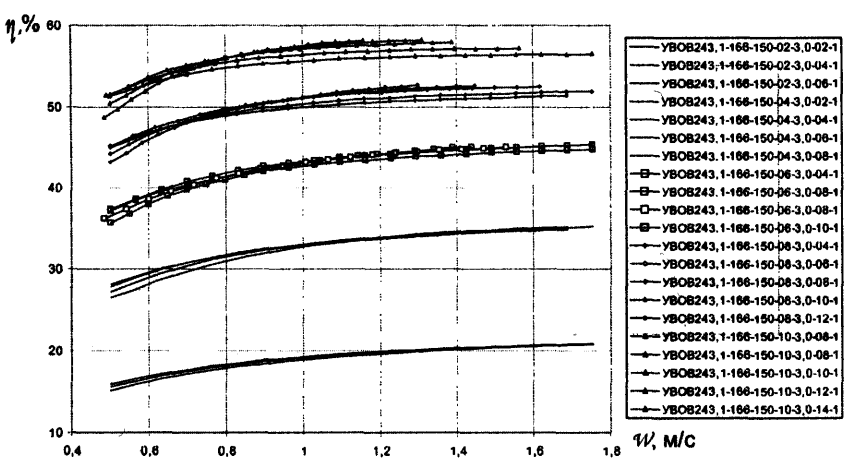


Рис.3.21. Зависимость КПД теплоутилизатора от скорости жидкости в трубках

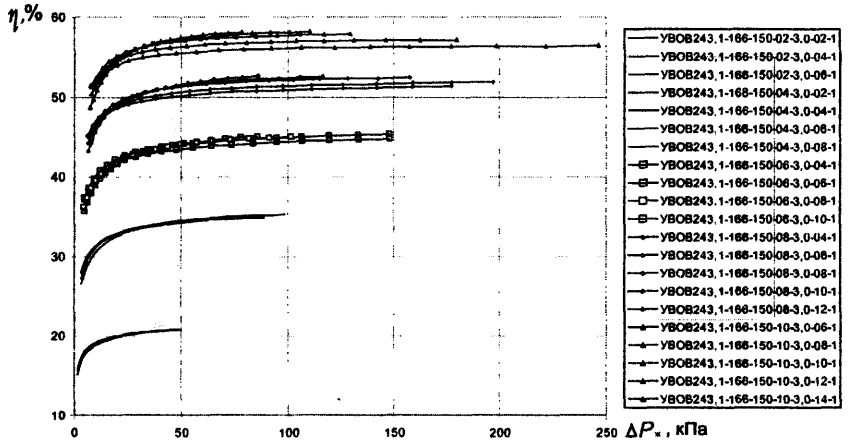


Рис. 3.22. Зависимость КПД теплоутилизатора от гидравлического сопротивления

Таким образом, требуемый уровень величин КПД может быть получен в теплообменнике с соответствующей теплообменной поверхностью с различными числами ходов и при различном расходе жидкости. Следует учесть, что теплообменник с меньшим числом ходов и, соответственно, большим расходом жидкости реализует заданный уровень КПД при меньшем перепаде температур жидкости, что ведет к увеличению минимальной температуры стенки в воздухоохладителе и позволяет использовать теплоноситель с меньшей концентрацией антифриза.

Эти закономерности и положены в основу алгоритма решения прямой задачи. Поиск в соответствии с программой можно представить в виде двух этапов: увеличение рядности теплообменников при максимальном числе ходов и снижение числа ходов при фиксированной рядности. На первом этапе выполняется наращивание теплообменной поверхности УВНВ и УВОВ и решение обратной задачи при максимальном с точки зрения ограничений расходе теплоносителя. Полученный КПД реализуется при наибольшем числе ходов и максимально возможной скорости жидкости в трубках, т.е., согласно рис. 3.21, является максимальным для системы с данной теплообменной поверхностью. Если полученный КПД превышает заданный, то первый этап заканчивается и выполняется серия расчетов при последовательном снижении чисел ходов в УВНВ и УВОВ. На каждом шаге этой серии осуществляется поиск расхода теплоносителя, при котором система обеспечивает заданный КПД. Если решение соответствует ограничениям по скоростям жидкости в трубках и гидравлическим сопротивлениям теплообменников, то оно добавляется в список вариантов решений прямой задачи. Расчет заканчивается по достижении минимального числа ходов для теплообменников данной рядности и фронта. Таким образом, на пользователя возлагается оптимизационная задача выбора окончательного решения из 3 – 4 вариантов, различающихся числами ходов, расходом промежуточного теплоносителя и, как следствие, величинами $\Delta P_{ж}$, $t_{ж\,min}$, $t_{ст\,min}$.

Набор задаваемых исходных данных при решении обратной задачи является стандартным для программы «CuAl». Отличие состоит лишь в том, что задание исходных величин необходимо осуществлять как для теплообменника УВНВ, установленного в канале приточного воздуха и работающего в режиме его нагрева, так и для теплообменника УВОВ, установленного в канале выбросного воздуха и работающего в режиме воздухоохладителя.

В качестве примера подберем теплообменники теплоутилизационной установки с промежуточным теплоносителем, обеспечивающей температурный коэффициент полезного действия $\eta = 45$ %, работающей на водном растворе этиленгликоля с концентрацией $\varepsilon = 45\%$. Размеры фронтального сечения теплообменников, устанавливаемых в каналах приточного и вытяжного воздуха, принимаются одинаковыми и равными соответственно 1160×500 мм. Начальные термодинамические параметры обоих потоков приведены в протоколе расчета. Расходы воздуха по каждому из потоков также приняты одинаковыми (в соответствии с имеющимися рекомендациями целесообразно количество приточного воздуха принять на 10% больше, чем удаляемого) и составляют 5000 м^3/ч. В результате решения прямой задачи список решений содержит пять вариантов, отличающихся числом ходов по теплоносителю. Основные показатели этих теплообменников приведены в табл. 3.28 .

Таблица 3.28

РЕЗУЛЬТАТЫ РЕШЕНИЯ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ

Код теплообменника	$G_ж$, кг/ч	w, м/с	$T_{ж н}$, °С	$T_{ж к}$, °С	$\Delta P_ж$, кПа	$t_{ст}$, °С
1. УВНВ-...10-2,5-14-1 УВОВ-...10-2,5-14-1	2907	1,0	11,7	-3,9	49,0 49,0	5,2
2. УВНВ-...10-2,5-12-1 УВОВ-...10-2,5-12-1	3325	1,0	11,2	-2,3	43,0 43,0	5,8
3. УВНВ-...10-2,5-10-1 УВОВ-...10-2,5-10-1	4126	1,0	9,6	-1,4	34,0 34,0	6,2
4. УВНВ-...10-2,5-08-1 УВОВ-...10-2,5-08-1	4949	1,0	8,6	-0,4	28,0 28,0	6,5
5. УВНВ-...10-2,5-06-1 УВОВ-...10-2,5-06-1	6791	1,0	7,1	0,5	19,0 19,0	6,2

Если принять ограничение по сопротивлению, равное примерно 70 кПа, то в качестве окончательного решения целесообразно принять вариант 4. Все основные характеристики и рабочие параметры этого варианта приведены в протоколе расчета.

«CuAl» v.2003.03 ($d_{вн}$=11,6 мм) Professional.
Программа расчета и подбора «CuAl» теплообменников фирмы «Веза».
Все права защищены ООО «Веза», (с)1997,2003.
Теплоутилизатор
Исходные данные

Задача	Прямая
Типоряд	ГОСТ
Барометрическое давление, мм рт.ст.	745
Температурный КПД утилизации расчетный, %	45,0
Холодный воздух	
Размеры фронтального сечения, мм	1155×500
Расход воздуха объемный, м³/ч	5000
Барометрическое давление, мм рт.ст.	745
Энтальпия воздуха начальная, ккал/кг	-6,0
Влагосодержание воздуха начальное, г/кг	0,4
Падение давления энергоносителя не более, кПа	50,0
Теплый воздух	
Размеры фронтального сечения, мм	1155×500
Расход воздуха объемный, м³/ч	5000
Барометрическое давление, мм рт.ст.	745
Температура воздуха начальная, °С	28,5
Отн.влагосодержание начальное, %	50,0
Энергоноситель	Этиленгликоль 45,0
Падение давления энергоносителя не более, кПа	60,0

Результаты расчета («CuAl» v.2003.03 ($d_{вн}$=11,6 мм) Professional)

Индекс	УВНВ243.1-116-050-10-2,5-08-1 $D_к$=50
Площадь фронтального сечения, м²	0,578
Площадь теплообменной поверхности, м²	116
Площадь сечения для прохода теплоносителя, м²	0,001268
Масса сухого теплообменника, кг	65
Объем жидкости в заполненном теплообменнике, л	16
Индекс	УВОВ243.1-116-050-10-2,5-08-1 $D_к$=50
Площадь фронтального сечения, м²	0,578
Площадь теплообменной поверхности, м²	116
Площадь сечения для прохода теплоносителя, м²	0,001268
Масса сухого теплообменника, кг	65
Объем жидкости в заполненном теплообменнике, л	16
Параметры работающей системы	
Температурный КПД, %	45,0
Теплопроизводительность, кВт	41,0
Холодный воздух	
Расход массовый, кг/ч	6000
Энтальпия, ккал/кг	-6,0 / -0,1
Температура, °С	-25,9 / -1,4
Влагосодержание абсолютное, г/кг	0,4 / 0,4
Влагосодержание относительное, %	100,0 / 10,7

Температура стенки, °С	0,0
Скорость массовая, кг/с/м^2	2,9
Падение давления, Па	133
Теплый воздух	
Расход массовый, кг/ч	6000
Энтальпия, ккал/кг	14,4 / 8,6
Температура, °С	28,5 / 12,6
Влагосодержание абсолютное, г/кг	12,4 / 9,2
Влагосодержание относительное, %	50,0 / 98,6
Температура стенки, °С	6,5
Скорость массовая, кг/с/м^2	2,9
Падение давления, Па	185
Промежуточный теплоноситель	
Расход массовый, кг/ч	4949
Расход объемный, м^3/ч	4,64
Температура, °С	8,6 / -0,4
УВНВ	
Скорость, м/с	1,0 / 0,9
Падение давления, кПа	28
УВОВ	
Скорость, м/с	1,0 / 0,9
Падение давления, кПа	28

Конструкция гидравлического тракта. Приточная система

Группа 1: число отводов 10; число ходов 8
Группа 2: число отводов 2; число ходов 10

Конструкция гидравлического тракта. Выбросная система

Группа 1: число отводов 10; число ходов 8
Группа 2: число отводов 2; число ходов 10

Уже далеко не полное ознакомление с возможностями программы «CuAl» показывает перспективность ее использования не только для решения стандартных задач расчета и подбора медно-алюминиевых теплообменников, но и для прогнозирования теплотехнических характеристик новых разрабатываемых воздухообрабатывающих агрегатов, а также для решения ряда прикладных задач расчетного характера. Рассмотрим некоторые из таких задач.

3.3. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ОБВОДНОГО КАНАЛА С ВОЗДУШНЫМ КЛАПАНОМ ТИПА УВК

Одним из известных способов регулирования теплопроизводительности воздухонагревателей с помощью изменения расхода воздуха, проходящего через теплообменник, при неизменном общем расходе является установка в воздушном тракте обводного байпасного канала с воздушным клапаном, предназначенным для изменения соотношений расходов воздуха, проходящего через теплообменник и обводной канал.

В кондиционерах байпас может устанавливаться как с блоком воздухонагревателей, так и с блоком воздухоохладителей. При установке обводного канала с водяными воздухонагревателями основным назначением байпаса является регулирование теплопроизводительности при наладке систем и нивелирование запасов по теплопередающей поверхности, если они имеются. Такая необходимость возникает в целом ряде случаев, когда, например, оказывается, что температурный график на объекте эксплуатации отличается от расчетного, принятого при проектировании системы вентиляции или кондиционирования воздуха, или когда теплопроизводительность второго подогрева мала и даже однорядный нагреватель оказывается избыточным. Иногда возникает необходимость обеспечения надежной работы воздухонагревателя в двух или более расчетных режимах, например, когда имеют место переменные во времени выделения вредностей в обслуживаемом помещении. В этих случаях в прямоточных системах необходимо подавать в различные временные периоды различные количества свежего воздуха. Кроме того, обводные каналы применяются для увеличения надежности работы воздухонагревателей в режимах температур начального воздуха, близких к 0 °С.

При работе с паровыми воздухонагревателями воздушные клапаны, установленные в байпасной линии, входят в состав сдвоенного клапана, выполняющего в основном регулирующие функции. В воздухоохладителях байпас может устанавливаться для снижения аэродинамического сопротивления в зимний период и в случаях применения регулирования по оптимальным режимам, когда используется следующий технологический алгоритм. Для попадания в конечную точку приточного воздуха, относительная влажность которой сравнительно далеко отстоит от кривой насыщения, часть воздушного пото-

ка, проходящего через воздухоохладитель, претерпевает глубокую тепловлажностную обработку, а затем смешивается с необработанным воздухом, проходящим через байпасный обвод. В этом случае параметры смеси располагаются на линии абсолютного влагосодержания приточного воздуха, причем требуемая величина догрева воздуха, обеспечивающего попадание в точку притока, существенно меньше, чем в случае регулирования по точке росы. При этом наблюдается также и экономия холода. В этом случае воздушный клапан должен быть регулируемым, а система автоматического регулирования дополнена датчиком абсолютного влагосодержания.

Такие теплообменные блоки с обводными каналами имеются и в составе кондиционеров КЦКП (рис. 3.23). Для изменения расхода воздуха через теплообменник в обводном канале устанавливается воздушный клапан типа УВК с лопатками непараллельно-створчатого типа с ручным или электрическим приводом. Количество лопаток, а следовательно, высота обводного канала и максимальное количество воздуха, которое может быть байпасировано, зависят от высоты трубной решетки воздухонагревателя. Технические характеристики блоков водяных и паровых воздухонагнревателей с обводным каналом и клапаном, входящих в состав кондиционеров КЦКП, приведены в табл. 3.29 и 3.30.

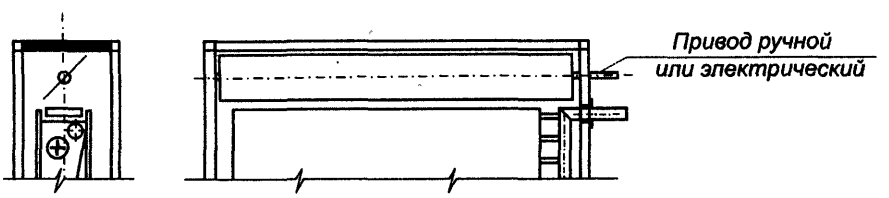


Рис. 3.23

Для обеспечения требуемой глубины регулирования фронтальные сечения байпасной магистрали должны подбираться таким образом, чтобы величина воздушного потока через обводной канал с полностью открытым воздушным клапаном позволяла получать заданные параметры обрабатываемого воздуха. В настоящее время существует методика подбора проходных смесительных клапанов, устанавливаемых в обводных каналах воздухонагревателей, применительно к створчатым сетевым клапанам и заслонкам конструкции «Сантехпроекта» и калориферам типов КВСБ, КВББ, КСк3 и КСк4, основные положения которой приведены в [55]. Эта методика, основанная на экспериментальных данных, полученных при испытаниях клапанов указанной конструкции, может быть применена лишь для расчета конструкций обводных каналов с такими клапанами. Кроме того, она достаточно сложна и требует сложных итерационных расчетов. Поэтому необходимо разработать методику расчета подбора величин обводных каналов с учетом реальных характеристик клапанов УВК и медно-алюминиевых теплообменников, выпускаемых ООО «ВЕЗА».

Таблица 3.29

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЛОКА ВОДЯНЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ С ОБВОДНЫМ КАНАЛОМ И ВОЗДУШНЫМ КЛАПАНОМ

Кондиционер	Воздухонагреватель	Размеры, мм (фронтальное сечение)			Количество лопаток клапана в обводном канале
		Длина трубок	Высота трубной решетки	Размер обводного канала	
КЦКП-1.6	ВНВ243.1-043-025	430	250	100×580	1
КЦКП-3.15	ВНВ243.1-043-045	430	450	100×580	
КЦКП-5	ВНВ243.1-073-045	730	450	100×780	
КЦКП-6.3	ВНВ243.1-103-045	1030	450	100×1180	
КЦКП-8-1	ВНВ243.1-133-045	1330	450	100×180	
КЦКП-8-2	ВНВ243.1-103-060	1030	600	200×1180	2
КЦКП-10	ВНВ243.1-103-070	1030	700	200×1180	
КЦКП-12.5	ВНВ243.1-103-090	1030	900	200×1180	
КЦКП-16	ВНВ243.1-133-090	1330	900	200×1480	
КЦКП-20	ВНВ243.1-163-090	1630	900	200×1780	
КЦКП-25	ВНВ243.1-163-120	1630	1200	300×1780	3
КЦКП-31.5	ВНВ243.1-163-150	1630	1500	300×1780	
КЦКП-40	ВНВ243.1-190-150	1900	1500	300×2080	
КЦКП-50	ВНВ243.1-185-160	1850	1600	400×2080	4
КЦКП-63	ВНВ243.1-223-160	2230	1600	400×2380	
КЦКП-80	ВНВ243.1-275-160	2750	1600	400×3000	
КЦКП-100	2×ВНВ243.1-163-160	2×1630	1600	400×3600	

Шаг пластин 1,8 – 4,0 мм; число рядов трубок по ходу воздуха 1 – 4.

Таблица 3.30

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЛОКА ПАРОВЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ С ОБВОДНЫМ КАНАЛОМ И ВОЗДУШНЫМ КЛАПАНОМ

Кондиционер	Воздухонагреватель	Размеры, мм (фронтальное сечение)		Количество лопаток клапана в обводном канале
		Длина трубок	Высота трубной решетки	
КЦКП-3.15	ВНП243.1-030-055	300	550	1
КЦКП-5	ВНП243.1-030-085	300	850	
КЦКП-6.3	ВНП243.1-030-115	300	1150	
КЦКП-8-1	ВНП243.1-030-145	300	1450	
КЦКП-8-2	ВНП243.1-045-115	450	1150	
КЦКП-10	ВНП243.1-048-115	480	1150	
КЦКП-12.5	ВНП243.1-080-115	800	1150	
КЦКП-16	ВНП243.1-080-145	800	145	
КЦКП-20	ВНП243.1-080-175	800	1750	
КЦКП-25	ВНП243.1-100-175	1000	1750	
КЦКП-31.5	ВНП243.1-130-175	1300	1750	
КЦКП-40	ВНП243.1-130-205	1300	2050	
КЦКП-50	ВНП243.1-140-205	1400	2050	
КЦКП-63	ВНП243.1-140-230	1400	2300	
КЦКП-80	2×ВНП243.1-140-150	1400	1500×2	2
КЦКП-100	2×ВНП243.1-140-175	1400	1750×2	

Шаг пластин 1,8 – 4,0 мм; число рядов трубок по ходу воздуха 1 – 4.

При разработке методики расчета теплообменного блока с обводным каналом примем, что поля статических давлений во входном и выходном сечениях блока постоянны по сечению, т.е. перепады статических давлений в обводном канале с установленным в нем клапаном и на теплообменнике равны. Принимая во внимание указанное допущение, искомые зависимости могут быть получены следующим образом.

Перепад на теплообменнике

$$\Delta P_{\text{т.о}} = b \cdot (V\rho)^{m}_{\text{фр}} \cdot S_{\text{р}}^{-0,667} \cdot N_{\text{р}}. \qquad (3.6)$$

Величина потерь давления в обводном канале складывается из двух составляющих:

$$\Delta P_{\text{обв}} = \Delta P_{\text{в.к}}(\delta) + \Delta P_{\text{с.у}}. \qquad (3.7)$$

Первая составляющая сопротивления представляет собой величину аэродинамических потерь в воздушном клапане, установленном в обводном канале, которые зависят от скорости воздушного потока в обводном канале и от угла отклонения лопаток δ от горизонтальной оси. Она может быть записана в виде

$$\Delta P_{\text{в.к}} = \xi_{\text{кл}} \frac{\rho V_{\text{кл}}^{2}}{2}, \qquad (3.8)$$

где $V_{\text{кл}}$ – скорость воздушного потока, проходящего через клапан.

Вторая составляющая $\Delta P_{\text{с.у}}$ учитывает потери, обусловленные деформацией воздушного потока.

Для определения коэффициентов сопротивления клапанов УВК были использованы экспериментальные данные, полученные при испытаниях этих клапанов с углом отклонения лопаток, не превышающим 40 ° (табл. 3.31), а также результаты экспериментальных исследований подобных конструкций регулирующих устройств, представленные в [51]. Обработка приведенных данных позволила получить зависимость для коэффициента сопротивления многолопаточных клапанов УВК:

$$\xi_{\text{кл}} = (\xi_0 + \xi(\delta)), \qquad (3.9)$$

где $\xi_0 = 0,25$, а $\xi(\delta)$ – составляющая коэффициента сопротивления, зависящая от угла отклонения лопаток δ. Эту величину можно представить в виде произведения показательных функций, предполагая, что влияющими факторами являются скорость воздуха во фронтальном сечении и угол отклонения лопаток от горизонтальной оси. Используя стандартную программу аппроксимации экспериментальных данных, получим

$$\xi(\delta) = 0,0187 \cdot \delta^{1,555} \cdot V_{\text{кл}}^{-0,055}. \qquad (3.10)$$

Таблица 3.31

ЗАВИСИМОСТИ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ОТ СКОРОСТИ ВОЗДУХА И УГЛА НАКЛОНА ЛОПАТОК В МНОГОЛОПАТОЧНОМ ВОЗДУШНОМ КЛАПАНЕ УВК

$V_{вх}$, м/с	$\delta = 0$	$\delta = 10°$	$\delta = 20°$	$\delta = 30°$	$\delta = 40°$
1,38	0,3	1,1	2,3	3,8	7,3
2,76	1,1	4,0	9,0	18	33
5,55	4,5	17	36	56	110
8,33	10,5	37	80	130	260
11,1	18,5	60	140	200	410
13,9	29	100	220	360	700
27,8	115	400	850	1350	2700

В этом случае зависимость (3.9) описывает данные экспериментов с точностью до 20%. Она хорошо согласуется с опытными данными по сопротивлению непараллельно-створчатого клапана, которые приведены в [51], вплоть до углов 40° (при $\delta = 40°$ отклонение составляет примерно 25%, что для подобных случаев следует считать вполне приемлемым; для углов, меньших 40°, расхождение сравниваемых величин не превышает 10%).

При отклонении лопаток более чем на 40° зависимость коэффициента сопротивления может быть записана в виде многочлена:

$$\xi(\delta) = \sum_{i=0}^{4} a_i \cdot \delta^i , \qquad (3.11)$$

где $a_0 = -1{,}004$; $a_1 = 5{,}7783 \cdot 10^{-1}$; $a_2 = -7{,}9124 \cdot 10^{-2}$; $a_3 = 4{,}216 \cdot 10^{-3}$; $a_4 = -9{,}441 \cdot 10^{-5}$; $a_5 = 8{,}018 \cdot 10^{-7}$.

Эта зависимость была получена путем аппроксимации экспериментальных данных, представленных в [51], которые были зафиксированы при испытаниях двухлопаточного оппозитного воздушного клапана.

Зависимости (3.10) и (3.11) позволяют рассчитывать аэродинамическое сопротивление многолопаточных воздушных клапанов типа УВК. Однако, как видно из табл. 3.29 и 3.30, в ряде конструкций теплообменных блоков с обводным каналом используются воздушные клапаны, в которых имеется лишь одна поворотная лопатка. В этом случае гидродинамика воздушного потока при отклонении лопатки от горизонтальной плоскости может отличаться от картины течения в клапане с четным числом лопаток и интерполяция приведенных выше данных для клапана с одной лопаткой может привести к некоторым погрешностям в определении аэродинамического сопротивления.

Искомая характеристика может быть получена путем аппроксимации графических зависимостей, приведенных в [51], которые описывают аэродинамическое сопротивление различных конструкций лопаток, установленных в однолопаточном воздушном клапане прямоугольного сечения.

Используя полиномиальную аппроксимацию типа (3.11), получим:

для диапазона углов $\delta = 0 \div 50°$

$$\xi(\delta) = 0{,}2267 + 6{,}244 \cdot 10^{-2} \cdot \delta - 5{,}471 \cdot 10^{-3} \cdot \delta^2 + 2{,}392 \cdot 10^{-4} \cdot \delta^3 ; \qquad (3.12)$$

для диапазона углов $\delta = 40 \div 70°$

$$\xi(\delta) = -3{,}7438 \cdot 10^{3} + 2{,}35196 \cdot 10^{2} \cdot \delta - 4{,}8854 \cdot \delta^2 + 3{,}378 \cdot 10^{-2} \cdot \delta^3 . \qquad (3.13)$$

Эти зависимости описывают исходные данные с точностью ± 15%.

Для учета аэродинамического сопротивления, обусловленного деформацией воздушного потока $\Delta P_{с.у}$, обтекающего проницаемое препятствие в виде трубчато-пластинчатого теплообменника, примем следующую расчетную схему. Будем считать, что воздушный поток состоит как бы из двух потоков, динамически не взаимодействующих друг с другом. Первый из них проходит через теплообменник, не испытывая при этом воздействия обводного канала, т.е. он заполняет собой параллелепипед, сечение которого равно фронтальному сечению теплообменника. Второй поток протекает во всей прямоугольной трубе, обтекая при этом непроницаемое препятствие, т.е. имеет место схема обтекания задвижки, установленной в прямой трубе, для которой в [51] приведены коэффициенты сопротивления. Связь между величинами этих потоков с учетом принятой расчетной схемы может быть установлена путем рассмотрения уравнений сохранения общего расхода воздуха и равенства статических давлений во входном и выходном сечениях теплообменного блока.

В этом случае уравнения для сопротивлений теплообменника и обводного канала можно записать таким образом:

$$\Delta P_{т.о} = b \cdot (V\rho)_{т.о}^{m} \cdot S_{р}^{-0{,}686} \cdot N_{р} ; \qquad (3.14)$$

$$\Delta P_{\text{обв}} = \xi^*_{\text{с.у}} \cdot \frac{\rho V_{\text{с.у}}^2}{2} + \xi_{\text{кл}} \frac{\rho V_{\text{кл}}^2}{2}, \qquad (3.15)$$

где

$$V_{\text{кл}} = \frac{L_{\text{кл}}}{F_{\text{кл}}}; \qquad V_{\text{с.у}} = \frac{L_{\text{кл}}}{F_0}. \qquad (3.16)$$

Далее примем во внимание, что

$$V_{\text{с.у}} = \frac{L_0 - L_{\text{т.о}}}{F_0} = V_0(1 - \psi(1 - f_{\text{кл}})), \qquad (3.17)$$

а также очевидное равенство

$$V_0 = V_{\text{кл}} \cdot f_{\text{кл}} + V_{\text{т.о}} \cdot (1 - f_{\text{кл}}), \qquad (3.18)$$

где $\psi = V_{\text{т.о}} / V_0$ – относительная скорость движения воздуха через теплообменник; $f_{\text{кл}} = F_{\text{кл}}/F_0$ – относительная площадь обводного канала; $F_{\text{кл}}$ – площадь обводного канала, м^2; F_0 – площадь фронтального сечения теплообменного блока, м^2; $L_{\text{т.о}}$ и L_0 – соответственно расход воздуха через теплообменник и общий расход воздуха через теплообменный блок, м^3/с; V_0, $V_{\text{кл}}$ и $V_{\text{т.о}}$ – соответственно скорости воздушного потока во фронтальных сечениях блока, обводного канала (и клапана) и теплообменника.

Приравняв (3.14) и (3.15), после несложных алгебраических преобразований получим следующее нелинейное уравнение для вычисления ψ:

$$(1 - \psi(1 - f_{\text{кл}}))^2 \cdot (\xi^*_{\text{с.у}} + \xi_{\text{кл}} \frac{1}{f_{\text{кл}}^2}) = 9{,}95 \cdot S_{\text{р}}^{-0{,}687} \cdot V_0^{-0{,}367} \cdot \psi^{1{,}63} \cdot \rho^{m-1}, \qquad (3.19)$$

где $\xi^*_{\text{с.у}}$ – коэффициент сопротивления при обтекании задвижки в прямоугольной трубе. Эта величина зависит от относительной площади обводного канала $f_{\text{кл}}$ и может быть с использованием опытных зависимостей [51] аппроксимирована в виде

$$\xi^*_{\text{с.у}} = \frac{1}{0{,}0044 - 0{,}046 \cdot f_{\text{кл}} + 1{,}26 \cdot f_{\text{кл}}^2}. \qquad (3.20)$$

Как видно из полученного уравнения (3.19), величина ψ, представляющая собой отношение скорости во фронтальном сечении теплообменника к средней скорости на входе в блок, зависит не только от геометрии обводного канала и аэродинамических характеристик теплообменника, но и от V_0.

Таким образом, решив нелинейное уравнение (3.19) относительно ψ одним из известных численных методов, можно найти скорости воздуха в элементах теплообменного блока, соотношения расходов воздуха через теплообменник и обводной канал, а также общее сопротивление теплообменного блока. На рис. 3.24 приведены зависимости относительной скорости движения воздуха через теплообменник ψ от угла отклонения лопаток клапана для одно-, двух- и трехрядного теплообменника при $S_{\text{р}}$ = 2,5 мм и $f_{\text{к}}$ = 0,18. Как видно из представленных результатов, величина относительной скорости имеет минимальное значение при полностью открытом клапане и с ростом угла открытия она возрастает и достигает своего максимального значения при полностью закрытом воздушном клапане. Как и следовало ожидать, с ростом числа рядов количество воздуха, проходящего через теплообменник, снижается. Приведенные графические зависимости позволяют подсчитать величины скоростей воздуха в обводном канале и теплообменнике при углах δ от 0 до 90°.

Характер поведения и количественные значения относительного массового расхода воздуха через обводной канал с клапаном ($g_{\text{кл}} = L_{\text{кл}}/L_0$) в зависимости от угла отклонения лопаток для теплообменников различной рядности приведены на рис. 3.25. Как видно из представленных результатов, для указанной геометрии обводного канала при полностью открытом клапане величина относительного массового расхода для однорядного теплообменника составляет 0,32, а для трехрядного – 0,41. Знание величины ψ позволяет легко вычислить скорость воздуха, проходящего через теплообменник, и величины аэродинамического сопротивления $\Delta P_{\text{т.о}}$.

Величина $g_{\text{кл}}(\delta)$ является важной характеристикой теплообменного блока с обводным каналом, так как позволяет определять предельные регулировочные возможности этого блока. На рис. 3.26 представлены зависимости $g_{\text{кл}}$ ($f_{\text{кл}}$) для теплообменников различной рядности с разным шагом установки пластин в широком диапазоне изменения $f_{\text{кл}}$.

Полученные результаты в сочетании с программой «CuAl» могут быть использованы для нахождения сопротивления аэродинамического тракта, при расчетах, связанных с подбором обводных каналов и определением их пропускной способности, а также при наладке водяных и паровых воздухонагревателей с такими обводными каналами.

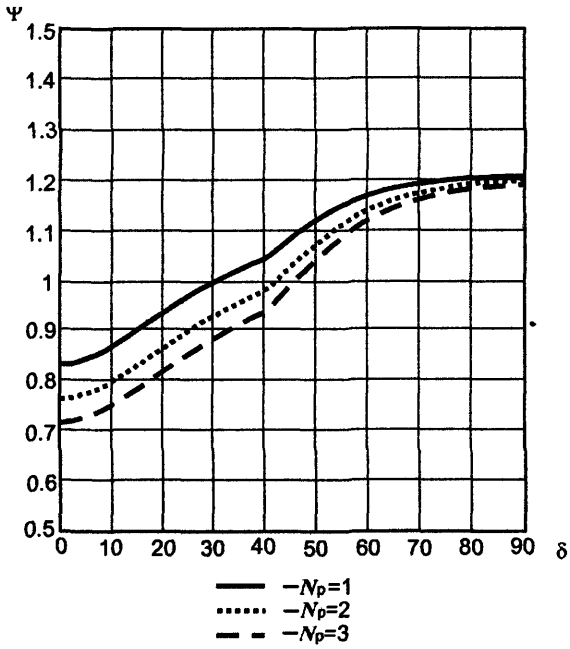


Рис. 3.24. Зависимость $\psi(\delta)$ при различном числе рядов теплообменника ($S_р$ = 2,5 мм, $f_к$ = 0,18)

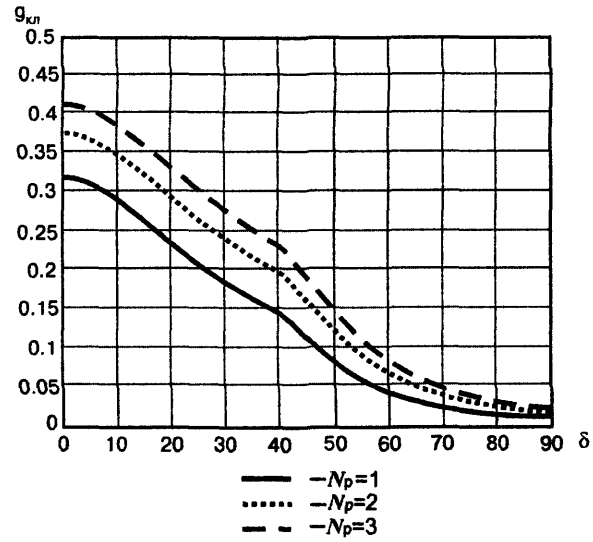


Рис. 3.25. Зависимость $g_{кл}$ (δ) при различном числе рядов теплообменника ($S_р$ = 2,5 мм, $f_к$ = 0,18)

Рассмотрим несколько примеров применения обводного канала и определения теплоаэродинамических характеристик теплообменного блока с этим каналом.

Пример 1. Необходимо обеспечить нормальное функционирование водяного воздухонагревателя при двух различных режимах по расходу наружного воздуха в прямоточной системе кондиционирования. Исходными для расчета являются следующие данные.

Режим 1: расход воздуха 12500 м^3/ч; начальная температура воздуха -26 °С; конечная температура воздуха после воздухонагревателя 18 °С; начальная температура воды 130 °С; конечная температура воды 70 °С.

Режим 2: отличается от режима 1 лишь расходом воздуха, который в этом случае составляет 6500 м^3/ч.

Нужно подобрать блок воздухонагревателей с обводным каналом и определить угол установки лопаток воздушного клапана, а также вычислить теплоаэродинамические характеристики теплообменника в расчетном режиме. Решение поставленной задачи проводим в следующей последовательности.

1. Так как максимальный расход воздуха составляет 12500 м^3/ч, выбираем кондиционер КЦКП-12.5 с теплообменным блоком, в состав которого входит воздухонагреватель ВНВ243.1-103-090-с-d,d-ff-е и обводной канал, размеры которого приведены в табл. 3.29. Для указанного блока относительный размер обводного канала $f_{кл}$ = 0,18.

Для режима 1, решая прямую задачу, подбираем число рядов теплообменника и число ходов по воде. В итоге оказывается, что для обеспечения требуемых параметров нагреваемого воздуха в рассматриваемом случае в блоке должен быть установлен теплообменник ВНВ243.1-103-090-2-2,2-06-2. Результаты расчета параметров работы указанного воздухонагревателя в расчетном режиме представлены в табл. 3.32 (варианты 1, 2). Там же даны результаты поверочных расчетов этого теплообменника, проведенных для режима с температурой наружного воздуха, близкой к 0 °С (варианты 3, 4).

2. При работе в режиме 2 теплопередающая поверхность выбранного воздухонагревателя является избыточной. Об этом свидетельствуют результаты расчетов, проведенных по программе «CuAl» для случая, когда весь воздух проходит через теплообменник, используется схема количественного регулирования теплопроизводительности, а обводной канал полностью закрыт (варианты 5, 6). В табл. 3.32 представлены также результаты расчетов для рассматриваемого случая, когда регулирование теплопроизводительности производится качественным способом с использованием циркуляционного насоса (варианты 7, 8).

3. При открытом воздушном клапане проводим следующие расчеты:

а) предварительно определяем теплопроизводительность блока в расчетном режиме:

$$Q^* = c_в \rho_в \cdot L_0 \cdot (t_{в.к} - t_{в.н}) = 1{,}005 \cdot 1{,}2 \cdot 6500 / 3600 \cdot (18 - (-26)) = 95{,}8 \text{ кВт};$$

б) вычисляем расход воды через теплообменник, имея в виду, что расчетный перепад по воде составляет 60 °С:

$$G_w = \frac{Q^*}{c_w \cdot \Delta t_w^{\text{расч}}} = \frac{95{,}8}{4{,}187 \cdot 60} = 0{,}381 \text{ кг/с};$$

в) используя полученное значение расхода жидкости, определяем то количество воздуха, проходящего через воздухонагреватель, при котором его теплопроизводительность равна Q^*. Для этого проводим серию расчетов обратных задач по программе «CuAl» с заданным значением $G_в$, добиваясь выполнения условия по теплопроизводительности. Результаты финального расчета приведены в табл. 3.32 (варианты 9, 10). Из представленных данных следует, что количество воздуха, проходящего через теплообменник, составляет 4620 м^3/ч и, следовательно, количество воздуха, проходящего через обводной канал, 1830 м^3/ч, а отношение $g_{обв} = G_{обв}/G_0 = 0{,}29$;

г) по графику, приведенному на рис. 3.25, зная значение $g_{обв}$, находим величину угла отклонения лопатки воздушного клапана δ, которая оказывается равной примерно 20°.

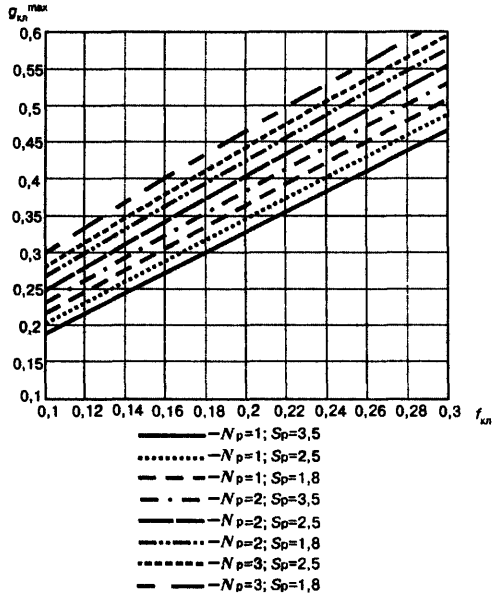


Рис. 3.26. Зависимости величины $g_{кл}^{max}(f_{кл})$ для различных теплообменников

Анализ приведенных в табл. 3.32 данных показывает, что использование обводного канала с воздушным клапаном позволяет существенным образом повысить уровень температур обратной воды. Эти температуры оказались даже выше, чем в случае применения качественного способа регулирования с циркуляционным насосом (варианты 7 и 9, 8 и 10). Скорость воды в трубках при этом приемлема, но, конечно же, ниже, чем в случае использования циркуляционного насоса. Таким образом, надежность работы такого блока, когда необходимо обеспечить теплопроизводительность при двух сильно отличающихся по величине расходах воздуха с использованием обводного канала, существенно возрастает.

В рассмотренном примере в обводном канале устанавливался воздушный клапан с ручным приводом. Иногда (например, при работе паровых воздухонагревателей) требуется непрерывное регулирование теплопроизводительности, которое целесообразно осуществлять путем установки в обводном канале воздушного клапана с электрическим приводом. Приведем соответствующий пример расчета.

Таблица 3.32

РАСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ КОНЕЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА И ВОДЫ В ТЕПЛООБМЕННОМ БЛОКЕ С ОБВОДНЫМ КАНАЛОМ (пример 1)

Номер варианта	Режим	$L_{т.о}$, м^3/ч	$L_{обв}$, м^3/ч	$G_ж$, кг/ч	$t_{в.н}$, °С	$t_{ин}$, °С	$t^*_{в.к}$, °С	$t_{ик}$, °С	$\Delta P_в$, Па	$\Delta P_ж$, кПа	Q, кВт	w, м/с	Способ регулирования
1	1	12500	-	2446	-26	130	18	65,7	60	13,2	184,2	1,1	Количественный
2	1	12500	-	2150	-2	74	18	40,4	60	10,4	84,0	1,0	Количественный
3	1	12500	-	2600	-26	127,3	18	66,7	60	14,8	184,2	1,2	Качественный
4	1	12500	-	2600	-2	69,5	18	41,7	60	15,0	84,0	1,2	Качественный
5	2	6500	-	905	-26	130	18	39,3	21	2,0	95,8	0,4	Количественный
6	2	6500	-	840	-2	74	18	29,3	21	1,8	44,0	0,4	Количественный
7	2	6500	-	2600	-26	85,3	18	53,6	21	14,8	95,8	1,2	Качественный
8	2	6500	-	2600	-2	49,5	18	35	21	14,8	43,5	1,2	Качественный
9	2	4620	1830	1370	-26	130	18/36,4	69,9	12	4,1	95,8	0,6	Количественный
10	2	4620	1830	1160	-2	74	18/26,2	41,6	12	3,2	43,5	0,5	Количественный

* Дробные значения: числитель – это температура смеси воздуха, знаменатель – конечная температура воздуха после теплообменника.

Пример 2. Рассмотрим технологическую установку, в которую должен подаваться воздух с температурой 50 °С и расходом 20000 м^3/ч. Расчетные начальные параметры воздуха по температуре могут меняться от 0 до 20 °С. В качестве теплоносителя используется сухой насыщенный пар, температура которого равна 150 °С. В приточной установке будет применен теплообменный блок, в состав которого входит медно-алюминиевый теплообменник типа ВНП234.2-110-145... с вертикально расположенными трубками, а также обводной канал с воздушным клапаном типа УВК шириной 1450 мм. Необходимо подобрать паровой воздухонагреватель на расчетную теплопроизводительность, а также высоту обводного канала для обеспечения требуемой глубины регулирования теплопроизводительности. Клапан перед теплообменником отсутствует.

Расчет характеристик теплообменного блока с обводным каналом производим в следующей последовательности.

1. По программе «CuAl» для указанных исходных данных решаем прямую задачу определения величины теплопередающей поверхности и теплоаэродинамических характеристик парового воздухонагревателя. Как показывает расчет, для обеспечения требуемой теплопроизводительности необходимо установить теплообменник ВНП243.2-110-145-02-2,2-01, теплопередающая поверхность которого равна 46,7 м^2. При этом его теплопроизводительность составляет 335 кВт, величина запаса по поверхности 1%, аэродинамическое сопротивление этого воздухонагревателя 53, а расход конденсата 689 кг/ч.

2. Определяем минимальную теплопроизводительность, которая при заданных исходных данных составляет примерно 201 кВт.

3. Решая серию обратных задач с помощью программы «CuAl» для воздухонагревателя ВНП243.2-110-145-02-2,2-0, определяем расход воздуха через этот теплообменник, при котором его теплопроизводительность оказывается равной 201 кВт. В этом случае расход воздуха через теплообменник составляет 10500 м^3/ч, а его аэродинамическое сопротивление 19 Па.

4. Вычисляем относительные расходы воздуха через клапан:

$$g_{кл} = \frac{G_0 - G_{т.о}}{G_0} = \frac{24000 - 10500 \cdot 1{,}2}{24000} = 0{,}475.$$

5. С помощью программы «Обвод» строим графическую зависимость $g_{кл}(\delta)$ для теплообменного блока с теплообменником ВНП243.2-110-145-02-2,2-01 (см. рис. 3.25) и по ней определяем величину $f_{кл}$. Она оказывается равной 0,26.

6. Вычисляем высоту обводного канала по формуле

$$H_{обв} = \frac{H_{т.о} \cdot f_{кл}}{1 - f_{кл}} = \frac{1{,}1 \cdot 0{,}26}{1 - 0{,}26} = 0{,}386 \text{ м}.$$

Принимаем к установке воздушный клапан УВК с четырьмя лопатками. В этом случае высота обводного канала будет составлять 0,4 м.

Рассмотрим далее применение обводного канала в блоке воздухоохладителей. В этом случае основным назначением обводного канала является осуществление так называемых [56] оптимальных режимов обработки воздуха, сущность которых сводится к такой последовательности проведения процессов обработки, которая позволяет снизить уровень паразитных затрат холода и тепла.

Пример 3. Необходимо подобрать воздухоохладитель блока охлаждения воздуха с обводным каналом, регулируемый по методу оптимальных режимов. Исходными для расчета являются следующие данные: расход воздуха в прямоточной системе 18000 м^3/ч, энтальпия, температура и абсолютное влагосодержание воздуха на входе в воздухоохладитель (точка *H*), а также параметры приточного воздуха (точка *C*).

1. При регулировании процессов охлаждения воздуха по методу точки росы весь воздух должен быть вначале охлажден в воздухоохладителе до точки O_1 (параметры точек *H*, O_1 представлены в табл. 3.33), а затем подогрет до точки *C* в воздухонагревателе второго подогрева (рис. 3.27). В этом случае на первом этапе обработки воздуха имеет место его переохлаждение, на что затрачивается $L_0 \cdot \rho_в \cdot (I_{C_1} - I_{O_1})$ кДж/ч холода, а затем происходит его догрев на такую же величину.

Расчеты по программе «CuAl» дают следующие результаты. Для реализации указанного процесса охлаждения воздуха необходимо применять кондиционер КЦКП-20 с воздухоохладителем ВОВ243.1-163-120-08-2,5-04-1, имеющим теплопередающую поверхность 315,4 м^2.

Таблица 3.33

ПАРАМЕТРЫ РАСЧЕТНЫХ ТОЧЕК

Параметры	Точка *H*	Точка *C*	Точка O_1	Точка O_2	Точка C_1
Энтальпия, кДж/кг	60,0	41,5	36,4	30,3	40,2
Температура, °С	29,5	18,0	13,0	10,4	16,8
Влагосодержание, г/кг	11,9	9,25	9,25	7,9	9,25

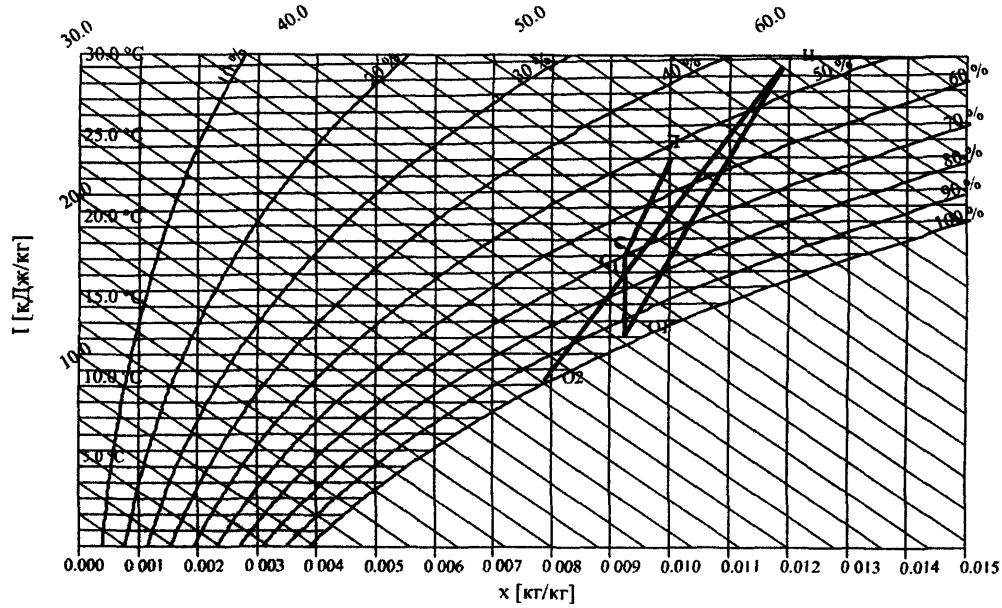


Рис. 3.27. Оптимальные процессы тепловлажностной обработки воздуха в воздухоохладителе с обводным каналом

Количество холода, необходимое для проведения процесса охлаждения воздуха, в этом случае таково:

$$Q_x = L_0 \cdot \rho_в \cdot (I_H - I_{O_1}) = 18000 \cdot 1{,}2 \cdot (60 - 36{,}4)/3600 = 141{,}7 \text{ кВт}.$$

Количество тепла второго подогрева

$$Q_{2T} = L_0 \cdot \rho_в \cdot (t_C - t_{O_1}) = 18000 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}005 \cdot (18{,}0 - 13{,}0)/3600 = 30{,}0 \text{ кВт}.$$

Все остальные основные расчетные параметры приведены в табл. 3.34.

2. При регулировании по методу оптимальных режимов предполагается вначале часть воздуха обработать в воздухоохладителе до параметров точки O_2, а затем смешать этот воздух с необработанной частью в таких пропорциях, чтобы параметры смеси соответствовали параметрам точки C_1 (параметры точек C_1 и O_2 представлены в табл. 3.33). Особенностью этой точки является то, что она характеризуется тем же значением влагосодержания, что и точка притока. При такой схеме регулирования удается избежать части паразитных затрат тепла и холода, о чем свидетельствуют результаты расчетов, приведенные в табл. 3.34.

Реализация данной схемы требует наличия в составе кондиционера охладительного блока с обводным каналом соответствующей пропускной способности, а также специальной системы автоматического регулирования, обеспечивающей поддержание параметров смеси в точке C_1. Для осуществления описанного процесса охлаждения воздуха был выбран кондиционер КЦКП-25 с воздухоохладителем ВОВ243.1-163-130-08-2,5-04-1, имеющим теплопередающую поверхность 341,7 м^2. Количество воздуха, проходящего через этот теплообменник, было определено исходя из соотношений параметров точек H, C_1 и O_2. Оно оказалось равным 12000 м^3/ч, и, следовательно, величина $g_{кл} = 0{,}33$.

3. Зная величину $g_{кл}$, по зависимости $g_{кл}(f_{кл})$, аналогичной зависимостям, приведенным на рис. 3.26, но построенной для теплообменника ВОВ243.1-163-130-08-2,5-04-1, можно найти значение $f_{кл} \approx 0{,}1$ и затем вычислить минимально необходимую высоту обводного канала по формуле

$$H_{обв} = \frac{H_{т.о} \cdot f_{кл}}{1 - f_{кл}} = \frac{1{,}3 \cdot 0{,}1}{1 - 0{,}10} = 0{,}144 \text{ м}.$$

Принимаем к установке в обводном канале воздушный клапан УВК с двумя лопатками. В этом случае высота обводного канала будет составлять 0,2 м, а $f_{кл} = 0{,}133$.

Количество холода, необходимое для проведения процесса охлаждения воздуха, в этом случае таково:

$$Q_x = L_0 \cdot \rho_в \cdot (I_H - I_{O_2}) = 12000 \cdot 1{,}2 \cdot (60 - 30{,}3)/3600 = 118{,}8 \text{ кВт}.$$

Количество тепла второго подогрева

$$Q_{2T} = L_0 \cdot \rho_в \cdot (t_C - t_{C_1}) = 18000 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}005 \cdot (18{,}0 - 16{,}8)/3600 = 7{,}3 \text{ кВт}.$$

Все остальные основные расчетные параметры приведены в табл. 3.34.

Таблица 3.34

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОХЛАДИТЕЛЬНОГО БЛОКА ПРИ $t_{ин}$ =6 °С

Способ регулирования	Тип теплообменника	L_0, м³/ч	$L_{т.о}$, м³/ч	$\Delta P_в$, Па	$Q_х$, кВт	$Q_т$, кВт
По методу точки росы	ВОВ243.1-163-120-08-2,5-04-1	18000	18000	154	141,7	30,0
По методу оптимальных режимов	ВОВ243.1-163-08-08-2,5-04-1	18000	12000	74	118,8	7,3

Как видно из представленных данных, применение регулирования по методу оптимальных режимов позволяет сэкономить примерно 20% от общего количества потребляемого холода (примерно 23,0 кВт) и около 22,7 кВт тепловой энергии.

3.4. ВОЗМОЖНЫЕ ПРИЧИНЫ ЗАМОРАЖИВАНИЯ ВОДЫ В ТРУБКАХ МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ И СПОСОБЫ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ЭТИХ ЯВЛЕНИЙ

Практика эксплуатации жидкостно-воздушных рекуперативных воздухонагревателей показывает, что в ряде случаев при нагреве воздуха с отрицательными температурами возможно замерзание воды в трубках теплообменника. Причины этого явления и способы его предотвращения для стальных и биметаллических калориферов наиболее системно и подробно рассмотрены в работах [24,25]. Применительно к медно-алюминиевым теплообменникам подобные публикации отсутствуют.

Следует отметить, что особенности протекания физических процессов намораживания и таяния льда в трубках в настоящее время практически не изучены. Большинство имеющихся работ, достаточно подробный перечень которых приведен в [57], относится к процессам льдообразования и его таяния в водоемах и на элементах гидротехнических сооружений. Из имеющихся работ необходимо отметить лишь [58], где представлена формула для определения толщины намораживаемого льда в плоском канале в зависимости от коэффициентов теплоотдачи на его поверхностях, полученная в результате обобщения экспериментальных данных.

Малочисленность теоретических и экспериментальных работ по рассматриваемому вопросу в основном обусловлена сложностью процессов, протекающих при льдообразовании. Собственно процесс перехода воды в твердое агрегатное состояние представляет собой образование центров кристаллизации, последующее увеличение их числа и размеров и срастание отдельных кристаллов между собой, т.е. новое агрегатное состояние – лед. В этом случае процессы фазового перехода должны рассматриваться с учетом специфичности теплового и гидродинамического взаимодействия, имеющего место на границе лед – жидкость.

Прежде всего следует отметить, что в процессах, связанных с изменением агрегатного состояния, конвективный теплообмен отличается определенным своеобразием, так как при затвердевании и плавлении перемещение границы раздела фаз сопровождается движением частиц жидкости, направленным к поверхности льда при затвердевании и от него – при таянии [57].

Кроме того, как показывают экспериментальные исследования, в ходе процесса намораживания между твердой и жидкой фазами располагается зона, в которой температура поддерживается в точке замерзания и имеет место одновременное существование дендритных кристаллов и жидкости. Эта стабилизация в указанной переходной зоне является следствием наличия в данной области большого количества центров кристаллизации с размерами выше критического, рост которых приводит к интенсивному выделению теплоты кристаллизации и сбросу переохлаждения до нуля. Следует также отметить, что по мере роста толщины льда происходит уменьшение градиента температуры внутри льда, что связано с увеличением термического сопротивления появившейся ледяной прослойки, причем нарастание толщины будет продолжаться до тех пор, пока не произойдет выравнивание тепловых потоков на границе фазового перехода и не уменьшится до нуля скорость роста льда. Такая новая равновесная ситуация должна наблюдаться в теплообменниках, в трубках которых скорости воды находятся на уровне 0,25 – 0,3 м/с , исключающем ламинарный режим течения жидкости.

В связи с отсутствием в настоящее время достоверных математических моделей рассматриваемых явлений и основательных экспериментальных данных рассмотрим качественную картину замерзания воды в трубках. Это необходимо для выявления причин данного явления и разработки мероприятий по его предотвращению.

Совершенно очевидно, что обязательным условием протекания процессов льдообразования является понижение температуры отдельных участков внутренней поверхности трубок ниже 0 °С. Также очевидным является и то, что в рассматриваемом случае длительное намораживание, которое может

привести к перекрытию живого сечения трубки, возможно лишь тогда, когда скорости течения теплоносителя достаточно малы. Известно также, что характерные места разрушений стальных и биметаллических теплообменников отличаются от мест разрывов медно-алюминиевых теплообменников. Как следует из опыта эксплуатации отечественных калориферов типа КСк и КВС (и им подобных), разрушение наиболее характерно для теплообменных трубок, особенно в местах примыкания к трубным решеткам. В медно-алюминиевых теплообменниках зарубежных фирм, а также теплообменниках типа ВНВ в 95% случаев имело место разрушение калачей.

Для объяснения этих видов разрушения конструкций можно предложить следующую схему развития событий. Предположим, что по каким-то пока не установленным причинам (о них мы поговорим ниже) скорость воды в трубке (или трубках) упала ниже порогового значения, а температура хотя бы части внутренней поверхности одновременно опустилась ниже 0 °С. В этом случае может начаться процесс льдообразования, причем живое сечение трубки с увеличением толщины льда начинает уменьшаться, что, в свою очередь, вызывает рост гидравлического сопротивления протекающему теплоносителю, приводящий к снижению расхода жидкости через трубку (или весь циркуляционный контур). Такой процесс может протекать лавинообразно, и в конечном счете на определенном участке трубки лед полностью заполняет все сечение. При изменении своего агрегатного состояния вода затвердевает, увеличиваясь в объеме. Если процесс локализован на небольшом участке, в этом месте трубки возникает большое внутреннее давление, что приводит к появлению тангенциальных напряжений в стенках трубок, величины которых превышают не только предел текучести, но и, после того как он пройден, предел прочности материала трубки, вследствие чего трубка разрывается. Именно такой характер разрушений наблюдается в стальных калориферах, в которых произошло замораживание воды в трубках.

Несколько иная картина имеет место в медно-алюминиевых воздухонагревателях. Судя по всему, появление ледяной пробки в одном месте гидравлического контура в данном случае не приводит к мгновенному разрушению, так как, поскольку предел текучести меди существенно ниже, чем у стали, в замороженном месте происходит локальная деформация материала, компенсирующая увеличение объема замерзшей воды на рассматриваемом участке, и, следовательно, давление внутри трубки падает. При этом следует отметить, что, хотя прочностные качества медной трубки снижены, при повторном включении ее в сеть разрушения в этом месте не происходит, так как она как бы подпирается воротничками алюминиевых пластин, что препятствует ее деформации под действием давления греющей воды, которое существенно ниже, чем давление, обусловленное расширением воды при замерзании. Но перекрытие живого сечения трубки приводит к тому, что течение теплоносителя по данному циркуляционному контуру прекращается и, если не предприняты меры и холодный воздух продолжает поступать в теплообменник, обязательно должны начать замерзать и другие участки трубок циркуляционного контура. Если новый замерзающий участок находится, например, в последующей или предшествующей трубке и там тоже происходит описанный выше процесс замораживания воды, может создаться ситуация, когда незамерзшая вода окажется запертой между двумя уже замерзшими участками. Дальнейшее замерзание воды, оставшейся между двумя этими участками, будет приводить к тому, что в данном объеме вследствие постепенного превращения воды в лед начнется резкое повышение давления во всем оставшемся замкнутом пространстве, так как это давление передается водой во все точки пространства, в том числе и на оказавшийся между двумя трубками соединительный калач (рис. 3.28). В связи с тем что наружная стенка калача при его изготовлении уже подвергалась пластическим деформациям, которые, к тому же, привели к ее утончению, в этом месте и происходит нарушение герметичности медной конструкции.

Для предупреждения подобных явлений необходимо проанализировать возможные причины, следствием которых могут быть снижение температур внутренних поверхностей трубок и расходов теплоносителя через них. В [25] подробно проанализированы возможные причины таких явлений, наблюдающихся при эксплуатации стальных и биметаллических калориферов. Условно они могут быть подразделены на две группы. К первой группе относятся причины, вследствие которых происходит прекращение циркуляции жидкости в теплообменнике или отдельных трубках. Такая ситуация может возникнуть тогда, когда прекращается подача теплоносителя в теплообменник (перерыв в электроснабжении, механическое повреждение насосов, аварийные случаи в системе теплоснабжения). В настоящее время для предотвращения негативных последствий таких аварийных ситуаций предусмотрено оснащение приемных блоков герметичными воздушными клапанами с электроприводами, имеющими возвратные пружины, которые при создании нештатной ситуации автоматически прекращают доступ холодного воздуха к теплообменникам.

Еще одной причиной прекращения циркуляции в отдельных трубках могут быть конструктивные просчеты, связанные с тем, что не соблюдены требуемые соотношения между величинами живых сечений патрубка, коллектора и трубок одного хода по теплоносителю. Это может привести к появлению в коллекторах зон разрежения, являющихся причиной снижения скоростей жидкости в отдельных трубках хода или даже полного прекращения движения через эти трубки.

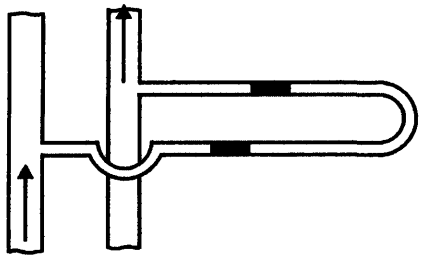


Рис. 3.28. Циркуляционный контур с двумя замерзшими ледяными пробками

Ко второй группе могут быть отнесены причины, обусловленные конструктивными особенностями стальных и биметаллических калориферов, а также общие для любых жидкостно-воздушных воздухонагревателей причины, связанные с условиями их эксплуатации и с механизмами переноса тепла при течении жидкости в трубках теплообменников.

Рассмотрим вначале вопрос влияния неравномерного охлаждения воды по рядам в трубках многорядных стальных калориферов. Действительно, гидравлический тракт таких калориферов конструктивно организован таким образом, что температура воды на выходе из теплообменника может оказаться существенно выше, чем температура воды, вытекающей из последнего хода первого теплообменного ряда трубок. Согласно [25], относительный перепад температур воды, выходящей из теплообменника, и воды, сливаемой из первого ряда многорядного теплообменника, в предположении, что вода после каждого из ходов не перемешивается, а величины коэффициентов внешнего теплообмена на всех рядах одинаковы, может быть таким:

$$\frac{\Delta T_{ж.к}}{\Delta T_0} = \frac{T_{ж.к}^{т.о} - T_{ж.к}^{1}}{T_{ж.н} - t_{в.н}} = \frac{1}{W}(\theta_в^{т.о} - n_р \cdot \theta_в^{1}), \qquad (3.21)$$

где водяной эквивалент $W = \frac{c_в G_в}{c_ж G_ж}$, а величины $\theta_в^{т.о}$ и $\theta_в^{1}$ вычисляются по формулам

$$\theta_в^{т.о} = \frac{t_{в.к} - t_{в.н}}{T_{ж.н} - t_{в.н}}; \quad \theta_в^{1} = (1 - \theta_в^{т.о})^{1/n_р}. \qquad (3.22)$$

Для количественных оценок проведем расчеты искомых перепадов температур по формулам (3.21) и (3.22) для четырехрядного воздухонагревателя типа КСк4-11-02ХЛ3А при работе с тремя температурными графиками. Результаты этих расчетов приведены в табл. 3.35. Видно, что отклонения конечных температур воды, вытекающей из трубок первого по ходу движения воздуха теплообменного ряда, от средней температуры $T_{ж.к}^{т.о}$ сравнительно невелики и не могут быть причиной замерзания трубок для правильно подобранных теплообменников стальных и биметаллических воздухонагревателей. Отметим также, что полученные результаты носят достаточно общий характер, так как охватывают весь практически важный диапазон изменений относительных перепадов $\theta_в^{т.о}$ и $\theta_ж^{т.о}$ и водяных эквивалентов W.

Таблица 3.35

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ ТИПА КСк4-11-02ХЛ3А

Номер варианта	$t_{в.н}$, °С	$t_{в.к}$, °С	$T_{ж.н}$, °С	$T_{ж.к}^{т.о}$, °С	$\Delta T_{ж.к}$, °С	w, м/с	W	$\theta_в^{т.о}$	$\theta_ж^{т.о}$
1	- 26	38,1	· 150	70	-14,1	0,49	0,80	0,364	0,455
2	2,3	27,3	70	40	- 5,4	0,51	0,83	0,369	0,443
3	- 26	35,7	130	70	-11,8	0,63	1,03	0,396	0,384
4	- 0,9	25,9	70	40	-5,5	0,55	0,89	0,378	0,422
5	- 26	33,7	110	70	-9,0	0,91	1,49	0,439	0,294
6	- 5,6	24,1	70	40	-5,8	0,60	0,99	0,392	0,400

В медно-алюминиевых теплообменниках также может наблюдаться различие средней температуры воды, выходящей из теплообменника и из отдельных циркуляционных контуров, если число ходов по теплоносителю в этих контурах неодинаково. Такая ситуация имеет место в тех случаях, когда общее число трубок теплообменника некратно принятому числу ходов. Количественную оценку отмеченного обстоятельства можно получить, подсчитав, например, разность температур воды на выходе из циркуляционных контуров двухрядного теплообменника, в котором число ходов отличается на два, используя для этого формулы (2.51) и (2.52) или (2.62) и (2.63).

В частности, для прямоточного движения воды и воздуха приближенная формула для максимальной величины разности средней температуры воды после теплообменника и температуры воды, вытекающей из циркуляционного контура с большим числом ходов, имеет вид

$$T_{ж.к}(ff)-T_{ж.к}(ff+2)=\frac{1}{m_0}(1-\frac{1}{m_0}\theta_в^{(-2)})^{ff/2}\cdot\theta_в^{(-2)}, \qquad (3.23)$$

где величины $\theta_в^{(-2)}$ и m_0 определяются формулами (2.62) и (2.53).

Для анализируемой ситуации наиболее опасно, когда максимальное число ходов в одном из циркуляционных контуров равно шести, а в остальных – четырем. Результаты расчетов, проведенных по (3.23), для теплообменника ВНВ243.2-100-095-02-2,5-04(06) при расходе воздуха 11400 м^3/ч для трех температурных графиков представлены в табл. 3.36.

Таблица 3.36

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ ВНВ243.2-100-095-02-2,5-04(06)

Номер варианта	$t_{в.н}$, °С	$t_{в.к}$, °С	$T_{ж.н}$, °С	$T_{ж.к}^{т.о}$, °С	$\Delta T_{ж.к}$, °С	w_4, м/с	w_6, м/с	$\theta_в^{т.о}$	$\theta_ж^{т.о}$
1	- 26	18,9	150	69,6	-32,1	0,63	0,51	0,255	0,457
2	2,3	19,8	70	39,6	- 12,3	0,65	0,53	0,258	0,449
3	- 26	18,1	130	70	-26,9	0,83	0,68	0,283	0,385
4	- 0,9	18,1	70	39,9	-12,7	0,71	0,58	0,268	0,424
5	- 26	17,1	110	69,5	-20,5	1,20	0,98	0,317	0,298
6	- 5,6	15,5	70	40,2	-13,2	0,80	0,65	0,279	0,394

$\Delta T_{ж.к}=T_{ж.к}(ff+2)-T_{ж.к}^{т.о}$, w_4 и w_6 – соответственно скорости воды в трубках циркуляционных контуров с числом ходов 4 и 6.

Как видно из полученных расчетных данных, в рассматриваемом случае величины $\Delta T_{ж.к}$ достаточно велики, поэтому в конструкциях медно-алюминиевых теплообменников следует стремиться к тому, чтобы число ходов во всех циркуляционных контурах было одинаково. Именно по указанным причинам в ряде зарубежных конструкций медно-алюминиевых теплообменников для обеспечения равенства ходов во всех циркуляционных контурах часть трубок просто не включают в работу. Допускается также, что один из контуров может иметь меньшее количество ходов, в то время как все остальные имеют на два хода больше.

Рассмотрим далее влияние неравномерности поля температур во фронтальном сечении на входе в теплообменник на его работу. Такие ситуации практически всегда возникают при номинальных режимах работы в системах с рециркуляцией ввиду недостаточно полного перемешивания воздушных потоков перед воздухонагревателем. Указанное обстоятельство приводит к гидродинамическому и температурному расслоению воздушного потока, в связи с чем расчетные температуры воздуха перед нагревателем отличаются от их локальных значений. Само по себе нарушение равномерности полей скоростей и температур вряд ли может привести к существенному локальному понижению температуры стенок трубок при штатных режимах. Однако при некоторых режимах работы температурное и скоростное расслоение воздушного потока перед теплообменником в сочетании с другими действующими факторами может быть причиной существенных нарушений в работе воздухонагревателя. Речь идет прежде всего о так называемом дежурном режиме, когда приточная система или система кондиционирования воздуха не работает, а работоспособность воздухонагревателя обеспечивается функционирующей системой защиты от замерзания. В том случае, когда имеется достаточно существенная разность статических давлений между местом забора воздуха в приточную систему и вытяжкой, могут возникнуть протечки через воздушный клапан холодного наружного воздуха, который будет стелиться по днищу приемного блока. При этом датчик температуры, если он установлен в неудачном месте, будет показывать температуру воздуха перед теплообменником, существенно превышающую ту, с которой воздух в действительности поступает на нижние трубки воздухонагревателя. Учитывая, что в этом режиме, если применена система качественного регулирования теплопроизводительности, поддерживается минимальный расход теплоносителя, при котором в трубках имеет место ламинарный режим течения, может оказаться, что температура воды в нижних трубках опустится ниже допустимого уровня, а датчик температуры выходящей воды не будет сигнализировать об этом, так как он реагирует на среднюю температуру воды в сборном коллекторе, что, в конечном счете, и может явиться причиной замерзания воды в нижних трубках.

Для определения реальной опасности замерзания дополним качественную картину описываемой ситуации количественными оценками, вычислив ожидаемые значения температуры стенки медной трубки, которая может иметь место в описываемом режиме. С этой целью проведем анализ величин перепадов температур в ядре потока жидкости и на внутренней поверхности трубки. Рассмотрим элементарный участок оребренной трубчатой поверхности водовоздушного теплообменника. Исходя из условия равенства тепловых потоков, передаваемых через все тепловые сопротивления этого элемента, получим следующее соотношение температур $T_ж$ и $T_{ст}$:

$$T_{ж} - T_{ст} \approx \frac{1}{1+\frac{\alpha_{ж}}{\alpha_{в}\eta_{р}\varphi}}(T_{ж} - t_{в}). \qquad (3.24)$$

Как видно из (3.24), степень приближения температуры стенки зависит от величины комплекса $A_{ст} = 1/(1+\frac{\alpha_{ж}}{\alpha_{в}\eta_{р}\varphi})$, который, в свою очередь, определяется конструктивными и теплотехническим характеристиками теплообменника. Совершенно очевидно, что для снижения опасности замерзания необходимо, чтобы величина этого комплекса была как можно меньше. Оценим порядок $A_{ст}$ при номинальных режимах работы теплообменника. В этом случае, как показывают расчеты, течение теплоносителя в трубках носит турбулентный характер (скорости движения воды в трубках находятся в диапазоне 0,7 – 1,75 м/с, соответствующие числа Рейнольдса лежат в интервале 17000 – 62000), а величины коэффициентов теплоотдачи со стороны теплоносителя находятся в диапазоне 4000 – 9300 Вт/(м^2·°С). При массовых скоростях воздуха во фронтальном сечении 2,5 – 4,5 кг/м^2·с для различных конструктивных исполнений теплообменников с шагом установки пластин 1,8 – 4,0 мм величина указанного комплекса может изменяться в пределах $0{,}13 < A_{ст} < 0{,}22$. Принимая в качестве расчетного значения комплекс $A_{ст} = 0{,}2$, имеем

$$T_{ст} \approx 0{,}8 \cdot T_{ж} + 0{,}2 \cdot t_{в}. \qquad (3.25)$$

Проанализируем полученное соотношение. Из него следует, что для режима работы теплообменника, при котором температура воды на выходе из теплообменника равна примерно 65 °С, а температура воздуха, попадающего на медные трубки последнего хода, -26 °С (этот режим характерен для противоточной схемы обвязки), снижение температур воды на внутренней поверхности этих трубок составит около 18 °С, а величина $T_{ст}$ = 47 °С. Это довольно существенное падение температуры $T_{ст}$ по отношению к величине $T_{ж.к}$. Этого можно избежать, если вместо противоточной схемы обвязки трубок применить прямоточную. В этом случае холодный воздух натекает в трубки, где температура воды максимальна и, следовательно, абсолютное падение температур воды на внутренней поверхности этих трубок тоже возрастет и составит около 31 °С при температуре воды, поступающей в теплообменник, равной 130 °С. Однако $T_{ст}$ при этом будет составлять около 99 °С, что делает прямоточную схему более предпочтительной для применения, несмотря на то что она по своей теплотехнической эффективности несколько уступает противоточной схеме. Учитывая, что обе указанные схемы из-за особенностей, обусловленных необходимостью обеспечения слива воды из всех циркуляционных контуров, являются условно - противоточными и условно - прямоточными, максимальная разница в величинах соответствующих эффективностей не превышает 3 – 5%.

Из (3.25) также следует, что даже при температуре натекающего воздуха, равной -26 °С, температура внутренней поверхности трубки остается выше 0 °С, если температура воды не опустится ниже 6,5 °С, а также что при температурах воды на выходе из теплообменника, равных примерно 30 °С, температура стенок медных трубок при температуре воздуха -26 °С не опускается ниже 18,8 °С. Таким образом, при штатных режимах работы температуры стенок медных трубок в последних ходах теплообменника далеки от опасного уровня.

Иная температурная ситуация может возникнуть в стояночном режиме, когда имеется просос холодного наружного воздуха через воздушные клапаны при малых значениях скоростей теплоносителя, двигающегося по трубкам теплообменника. В этом случае при количественном способе регулирования скорости воды в трубках малы и могут находиться на уровне 0,03 – 0,05 м/с, когда режим течения становится ламинарным и коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{ж}$ составляют 300 – 350 Вт/(м^2·°С). При этом одновременно и величины коэффициентов внешнего теплообмена при течении воздуха с малыми скоростями в межпластинчатых каналах в нижней части теплообменника резко падают и приближаются к уровню, характерному для коэффициентов $\alpha_{в}$, имеющих место в режимах естественной конвекции воздуха, т.е. $\alpha_{в} \approx 5 - 7$ Вт/(м^2·°С). В этом случае, как показывают расчеты, $0{,}41 < A_{ст} < 0{,}55$. Принимая в качестве расчетной величину $A_{ст} = 0{,}5$, можно получить примерное равенство

$$T_{ст} \approx 0{,}5 \cdot (T_{ж} + t_{в}), \qquad (3.26)$$

из которого вытекает, что для обеспечения незамерзания воды в трубках необходимо, чтобы $T_{ж} \approx -t_{в}$. Следовательно, для исключения замерзания воды в трубках при $t_{в}$ = -26 °С температура воды не должна быть меньше 26 °С. Несоблюдение этого условия теоретически должно привести к созданию аварийной ситуации, на которую датчики системы защиты от замерзания не будут реагировать.

Еще одной причиной, которая может привести к снижению, а в некоторых режимах и полному приостановлению циркуляции воды через отдельные контуры, является действие архимедовых сил в конструкциях со многими циркуляционными контурами. Обычно в расчетном режиме скорости движе-

ния теплоносителя в многоходовых теплообменниках велики и действие архимедовых сил не оказывает влияния на распределение потоков жидкости по отдельным контурам. Однако при осуществлении количественного регулирования скорости воды начинают значительно уменьшаться. Еще более опасным является стояночный режим, в котором малые скорости движения теплоносителя при использовании схем количественного регулирования с байпасом регулирующего клапана являются обычными. При этом архимедовы силы могут стать примерно равными перепаду давления в трубках, что может привести к полному прекращению циркуляции в отдельных контурах.

Количественная оценка этого явления была проведена в п. 2.4. Расчеты показывают, что если скорость воды в трубках не опускается ниже порогового значения $w_{пор}$ = 0,12 м/с, то замораживание воды не должно происходить.

Таким образом, практически во всех эксплуатационных режимах величина скорости в трубках будет намного превышать пороговое значение даже при количественном способе регулирования. Единственным режимом, при котором может возникнуть опасность торможения потока вследствие действия архимедовых сил, является дежурный режим, когда при количественном способе регулирования через теплообменник протекает минимальное количество теплоносителя, определяемое либо наличием небольшой байпасной линии, либо протечками через регулирующий клапан.

Поэтому для регулирования теплопроизводительности медно-алюминиевых теплообменников и обеспечения надежной работы систем защиты от замораживания во всех эксплуатационных режимах, когда температура воздуха перед теплообменником может опускаться ниже 0 °С, необходимо применять системы автоматики с качественным регулированием с циркуляционным насосом, обеспечивающим циркуляцию теплоносителя через теплообменник практически с постоянным расходом, при скоростях воды в трубках не ниже 0,8 – 1,0 м/с в течение всего времени работы.

В тех случаях, когда имеется вероятность протечек холодного воздуха через воздушный клапан и попадание его на нижний циркуляционный контур, для гарантированной работы теплообменника в дежурном режиме необходимо обеспечить постоянную работу циркуляционного насоса. Еще одно возможное техническое решение для рассматриваемой нештатной ситуации состоит в следующем. Для предотвращения попадания холодного потока на нижние циркуляционные контуры перед теплообменником на днище приемного блока следует установить небольшой центробежный вентилятор с расходом воздуха, обеспечивающим 40 – 50- кратный воздухообмен в этом блоке, с выбросом воздуха по направлению к лопаткам воздушного клапана (рис. 3.29). В этом случае попавший в приемный блок наружный воздух будет хорошо перемешан, и если и произойдет похолодание воздуха перед теплообменником при сравнительно больших протечках, то оно будет зафиксировано датчиком температуры, который включит в работу циркуляционный насос и откроет регулирующий клапан, обеспечив режим прогрева воздухонагревателя.

Все приведенные выше расчеты носят целенаправленный характер. Они были выполнены для определения наиболее вероятных причин замерзания воды в трубках медно-алюминиевых теплообменников, а также для оценок комплексного влияния выявленных отрицательных факторов и разработки мероприятий, направленных на предотвращение явлений замерзания воды в трубках этих теплообменников и повышение надежности работы всей системы (необходимость обеспечения равного числа ходов во всех циркуляционных контурах, целесообразность использования условно - прямоточных схем калачевых обвязок воздухонагревателей, применение схем качественного регулирования теплопроизводительности, определение уровня настройки датчиков температуры воды на выходе из теплообмеников и т.п.).

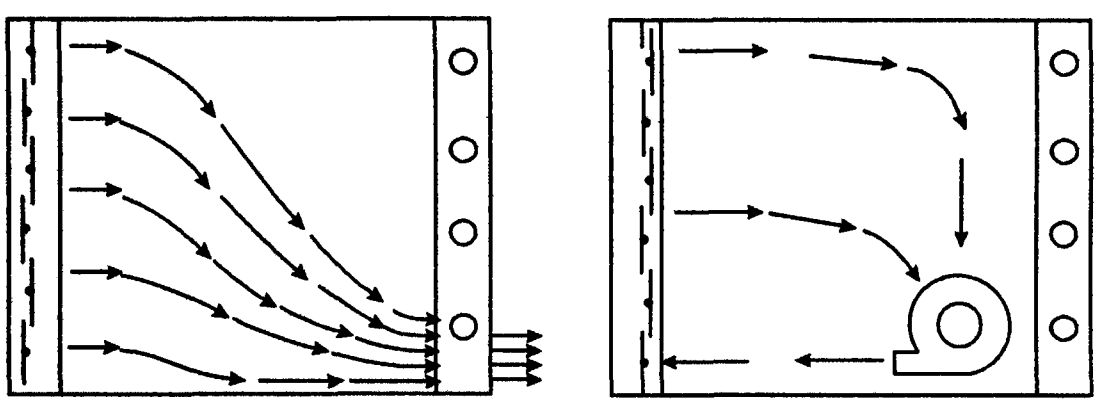


Рис. 3.29. Принципиальные схемы штатного и модернизированного приемных блоков:
а – штатный приемный блок приточной установки;
б – модернизированный приемный блок со вспомогательным центробежным вентилятором, функционирующим в дежурном режиме

Приведенные рекомендации позволяют решать вопросы надежности медно-алюминиевых воздухонагревателей, работающих в приточных установках, во всех климатических районах страны, где расчетная температура наружного воздуха по параметрам Б не опускается ниже 40 °С. Для более суровых условий появляется необходимость в дополнительных мероприятиях, обеспечивающих требуемую надежность работы медно-алюминиевых теплообменников. В связи с этим в условиях Северной строительно-климатической зоны в настоящее время целесообразно использовать уже имеющийся многолетний опыт проектирования и эксплуатации приточных систем со стальными калориферами, учитывая при этом конструктивные особенности медно-алюминиевых теплообменников и полученные выше результаты расчетного анализа.

Прежде всего необходимо отметить, что работы по обеспечению надежности теплообменников следует начинать уже на стадии проектных решений. Например, в соответствии с [55] в канале рециркуляционного воздуха рекомендуется устанавливать дополнительный воздухонагреватель (рис. 3.30). В этом случае температура воздуха перед основным воздухонагревателем приточной установки всегда положительна, что полностью исключает его замерзание, а тепловая мощность дополнительного теплообменника может превосходить теплопроизводительность основного.

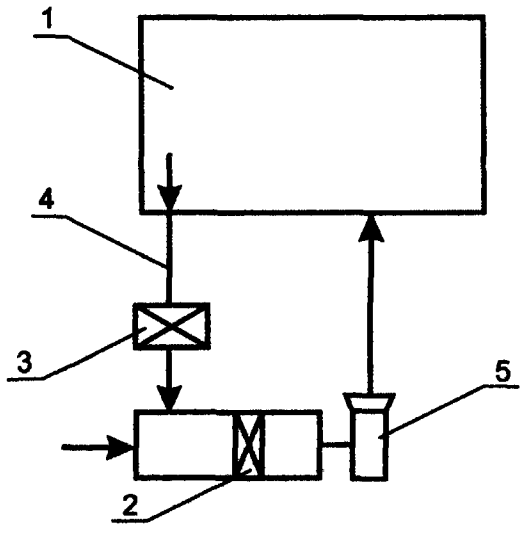


Рис. 3.30. Схема приточной вентиляции или кондиционирования с дополнительным воздухонагревателем, установленным в рециркуляционном воздуховоде:
1 – обслуживаемое помещение; 2 – основной воздухонагреватель; 3 – дополнительный воздухонагреватель; 4 – рециркуляционный воздуховод; 5 – вентилятор

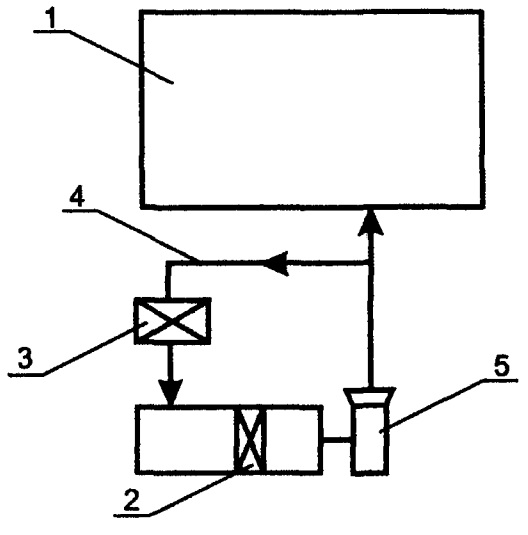


Рис. 3.31. Схема приточной вентиляции или кондиционирования, работающая с дополнительным воздухонагревателем, установленным на обводной циркуляционной ветви:
1 – обслуживаемое помещение; 2 – основной воздухонагреватель; 3 – дополнительный воздухонагреватель; 4 – циркуляционный обводной воздуховод; 5 – вентилятор

Когда рециркуляция недопустима, в [55] предлагается применять компоновочную схему, приведенную на рис. 3.31. В этом случае необходима установка дополнительных воздушных клапанов, позволяющих обеспечить соответствующие величины расходов приточного и циркуляционного потоков воздуха. Кроме того, воздухопроизводительность вентилятора в этом случае может существенно превышать расчетные значения приточного воздуха из-за возможной достаточно большой мощности циркуляционного потока.

Для снижения опасности замерзания применяются специальные конструкции медно-алюминиевых теплообменников с большим числом рядов трубок и большими шагами установки теплопередающих пластин при условно-прямоточной схеме обвязки. Дело в том, что в таком теплообменнике можно подобрать соотношение числа рядов и шаг расположения пластин таким образом, что уже после второго ряда температура воздуха становится выше 0 °С и таким образом опасность замерзания воды в трубках исключается.

Используя программу «CuAl», рассчитаем параметры воды и воздуха для следующих исходных данных: теплообменник ВНВ243-166-100-...-2, расход воздуха 18000 м^3/ч, $t_{в.н}$ = -52 °С, $t_{в.к}$ = 25 °С, $T_{ж.н}$ = 150 °С, $T_{ж.к}$ = 70 °С. В результате расчета подобран теплообменник ВНВ243-166-100-04-3,3-04-2. После второго ряда трубок температура воздуха равна 0,5 °С, а температура жидкости составляет 95,5 °С. Это соотношение находится далеко от порогов замораживания.

В особо ответственных случаях для обеспечения надежной работы воздухонагревателей в условиях Крайнего Севера в качестве теплоносителя могут быть использованы водные растворы солей или органических веществ с низкой температурой замерзания. Исходя из условий минимального коррозионного воздействия на материал медных трубок в качестве таких теплоносителей целесообразно применять водные растворы этилен- или пропиленгликоля. Учитывая, что при концентрациях свыше 60% по массе (это соответствует

$t_э \approx -51$ °С) пропиленгликоль превращается в стеклообразную массу, в рассматриваемых случаях необходимо применять водный раствор этиленгликоля и, в частности, так называемую жидкость ОЖ-65, состав которой был разработан специально для использования в этих условиях. В соответствии с ГОСТ 28084–89 данная жидкость представляет собой смесь, состоящую из 65% жидкости ОЖ-5 и 35% H_2O. В свою очередь, ОЖ-5 – это смесь 5% H_2O и 95% гликоля $C_2H_4(OH)_2$. Таким образом, в указанной жидкости содержится 38,25% воды и 61,75% этиленгликоля. Температура замерзания жидкости ОЖ-65 составляет - 65 °С.

Для иллюстрации по программе «CuAl» были проведены расчеты выбора поверхности нагрева воздухонагревателя, работающего на водном растворе этиленгликоля, концентрация которого равна 60%. Исходными являлись следующие данные: теплообменник ВНВ243-166-100-...-1, расход воздуха 18000 м^3/ч, $t_{в.н}$ = -52 °С, $t_{в.к}$ =25 °С, $T_{ж.н}$ = 135 °С, $T_{ж.к}$ = 60 °С. Приведенные выше значения начальной и конечной температур теплоносителя объясняются тем, что они должны быть обеспечены в специальной системе подготовки, работающей на горячей воде с тепловым графиком 150/70.

Результаты расчетов показывают, что для рассматриваемого случая может быть использован воздухонагреватель ВНВ243.2-166-100-04-2,4-06-1, теплопередающая поверхность которого составляет 139,2 м^2. Следует отметить, что появилась возможность использования противоточного теплообменника, а также упрощения системы автоматики, так как в этом случае можно отказаться от схемы качественного регулирования и защиты от замораживания.

При этом расход водного раствора этиленгликоля 6,25 м^3/ч, скорость в трубках 1,4 м/с, гидравлическое сопротивление теплообменника 29,7 кПа, а конечная температура теплоносителя в расчетном режиме 58,9 °С. Последние данные являются исходными для проектирования системы подготовки теплоносителя, предусматривающей нагрев его горячей водой от централизованного теплоносителя (в рассматриваемом случае, так как начальная температура теплоносителя, поступающего в теплообменник, была принята равной 135 °С), в состав которой должен быть включен водо-водяной пластинчатый теплообменник, например производства фирмы «ЛО Альфа Лаваль», а также система автоматики, обеспечивающая как требуемые параметры приточного воздуха, так и надежность работы системы подготовки воды.

3.5. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ КОНДИЦИОНЕРОВ КЦКП

3.5.1. КОНСТРУКЦИЯ И ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ВОЗДУШНЫХ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Третью группу рекуперативных теплообменников, применяемых для нагрева воздуха в системах кондиционирования воздуха и вентиляции (см. рис. 1.4), составляют электрокалориферы с трубчатыми электронагревательными элементами (ТЭНами). Конструктивно электрические калориферы (рис. 3.32) состоят из двух боковых трубных решеток, на которых монтируются ТЭНы, клеммных коробок, к которым подводится электропитание, а также двух щитков, образующих жесткую и прочную конструкцию. Количество клеммных коробок определяется типом применяемых ТЭНов: если в конструкции теплообменника применяются прямолинейные ТЭНы, необходимо иметь две клеммные коробки, а если U- образные ТЭНы – одну.

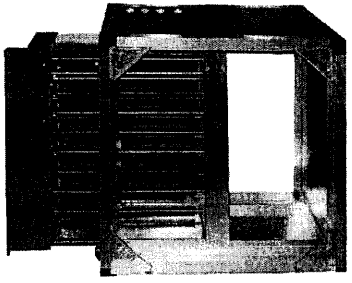


Рис. 3.32. Электрический воздухонагреватель кондиционеров КЦКП

Каждый ТЭН представляет собой стальную трубку, внутри которой находится наполнитель, характеризуемый высокой теплопроводностью и изоляционными свойствами (чаще всего периклаза), с запрессованной в нем нихромовой спиралью. Концы спиралей привариваются к стальным или никелевым контактным стержням, на которые насажены фарфоровые изоляторы со специальными шайбами для крепления ТЭНов к трубной доске. Контактные концы ТЭНов соединяются между собой перемычками.

Смонтированные таким образом ТЭНы образуют трубный пучок, омываемый поперечным воздушным потоком. Как правило, ТЭНы расположены в шахматном порядке, что обеспечивает более равномерное обтекание их нагреваемым воздушным потоком и снижение доли кормовых зон с пониженным теплообменом. В этом случае в каждом фронтальном ряду ТЭНы находятся друг от друга на расстоянии продольного шага S_1, а ряд от ряда – на расстоянии поперечного шага S_2.

Основной особенностью работы ТЭНов является то, что количество тепловой энергии, передаваемой от тепловыделяющего элемента к нагреваемому воздушному потоку в единицу времени, практически не зависит от параметров нагреваемой среды и скорости обдува и определяется лишь подводимым напряжением и собственным сопротивлением нихромовой спирали и подсчитывается по формуле

$$Q = I^2R = \frac{U^2}{R}, \text{кВт.} \qquad (3.27)$$

Некоторое изменение сопротивления спирали по сравнению с паспортными данными, когда температура поверхности ТЭНа отклоняется от стандартных значений, можно не учитывать в инженерных расчетах, так как величина температурного коэффициента сопротивления для нихрома близка к $0{,}08 \cdot 10^{-3}$ Ом/°С.

Тем не менее параметры воздушного потока и скорость обдува в рассматриваемом случае играют решающую роль в обеспечении долговечности работы ТЭНа, так как они в значительной мере определяют среднюю температуру поверхности тепловыделяющего элемента. Эта температура, в свою очередь, определяет тепловой режим работы нихромовой спирали, которая является основным тепловыделяющим элементом и работает, находясь в окружении электроизоляционного материала. Поэтому, хотя теплостойкость нихрома велика, если условия съема тепла неудовлетворительны, будет перейден допустимый температурный порог и спираль выйдет из строя.

В СКВ и В электронагреватели рассматриваемой конструкции могут применяться как в качестве сетевых нагревателей воздуха, устанавливаемых непосредственно в воздуховодах, так и в составе различного воздухообрабатывающего оборудования (воздушно-отопительные агрегаты, центральные кондиционеры и т.п.). Сетевые нагреватели воздуха работают при сравнительно больших скоростях набегающего потока воздуха, в связи с чем температура их теплопередающей поверхности, как правило, всегда находится в допустимых пределах. При работе в составе агрегатированного оборудования к ТЭНам предъявляется ряд дополнительных требований по ограничению этой температуры.

Следует отметить, что, несмотря на сравнительно большую стоимость электроэнергии по сравнению с тепловой, в последнее время практически все зарубежные фирмы предусматривают комплектование своих центральных кондиционеров электрическими воздухонагревателями наряду с воздухонагревателями, работающими на горячей воде, причем единичная электрическая мощность таких устройств иногда превышает 400 – 500 кВт. Указанные нагреватели имеют ряд специфических особенностей, которые должны быть учтены при конструировании данного вида оборудования. В качестве нагревательных элементов должны использоваться ТЭНы с развитой оребряющей поверхностью, которые относятся к числу так называемых низкотемпературных ТЭНов, температура поверхности которых в расчетных режимах не должна превышать 130 – 140 °С. Такой щадящий температурный режим обусловлен стремлением не только увеличить срок службы ТЭНа, но и избежать окисления поверхности ТЭНов, которое начинается обычно при более высоких температурах. Кроме того, при таком уровне температур теплопередающей поверхности доля радиационного теплообмена в общем тепловом балансе мала и поэтому не происходит опасного разогрева расположенных в непосредственной близости от электрического воздухонагревателя элементов конструкции кондиционера и воздушных фильтров.

Электрические воздухонагреватели, встраиваемые в центральные кондиционеры, имеют практически такие же фронтальные сечения, как и остальные блоки кондиционеров. Поэтому скорости воздуха во фронтальном сечении изменяются в широком диапазоне, причем минимальные значения могут достигать 2,0 – 2,2 м/с. В связи с этим величина удельной тепловой нагрузки теплонагревающих элементов должна находиться в строгом соответствии с величиной теплопередающей поверхности ТЭНа, скоростью его обдува и качеством контакта между самим ТЭНом и оребряющей поверхностью.

Стремление снизить температуры поверхностей нагрева трубчатых нагревательных электрических элементов привело к созданию конструкций ТЭНов с развитой теплопередающей поверхностью, которые в настоящее время полностью вытеснили неоребренные ТЭНы во всех встраиваемых конструкциях электрических воздухонагревателей. При этом контакт между трубчатым нагревательным элементом и развитой поверхностью создается в ходе самого процесса производства нагревателей. В биметаллических спирально-накатных ТЭНах он создается при деформации алюминиевой рубашки и образовании контактной винтовой линии, а в спирально-навивных элементах тепловой мостик появляется за счет усилий деформации ленты при навивке. К качеству контакта в ТЭНах предъявляются достаточно высокие требования, так как от величин контактного сопротивления решающим образом зависят температура поверхности трубок ТЭНа и, следовательно, его надежность и долговечность.

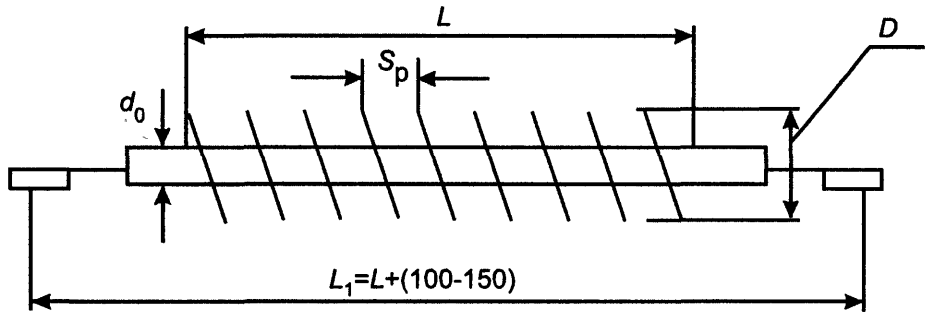


Рис. 3.33. Конструктивные характеристики спирально-навивного ТЭНа

Расчеты показывают, что эквивалентный воздушный зазор между трубкой и ребрами в спирально-навивных ТЭНах или между несущей стальной и алюминиевой трубками в спирально-накатных ТЭНах не должен превышать сотых долей миллиметра, так как в противном случае перепад температур между трубкой и корнем оребряющей поверхности может достигать нескольких сотен градусов. В этом случае температура поверхности трубки существенно превосходит температуру ребер и основной отвод тепла, несмотря на разницу величин поверхности трубок и ребер, будет осуществляться от трубчатой поверхности как конвективным путем, так и излучением при повышенной ее температуре и, следовательно, при резком снижении надежности нагревательного элемента. Оребрение в этой ситуации может играть отрицательную роль, так как его наличие снижает коэффициенты наружного теплообмена самих трубок.

В последнее время биметаллические ТЭНы, изготавливаемые по накатной технологии, повсеместно вытесняются трубчатыми спирально-навивными конструкциями, которые имеют более стабильные значения контактных сопротивлений. В этих ТЭНах для повышения надежности работы трубка самого ТЭНа изготавливается из нержавеющей стали, а для навивки ребер используется лента либо из нержавеющей стали, либо из обычных конструкционных сталей (последнее сочетание материалов позволяет резко снизить стоимость ТЭНов, так как значительную часть цены нагревательного элемента составляет именно цена оребряющей ленты).

Учитывая перспективность применения спирально-навивных ТЭНов в составе центральных кондиционеров, фирмой «ВЕЗА» были проведены работы по определению оптимальных конструктивных параметров таких ТЭНов и трубного пучка с учетом обеспечения надежной работы тепловыделяющих элементов в составе кондиционеров при невысоких значениях скоростей воздуха (порядка 2,0 – 2,2 м/с). В ходе этих работ анализировались следующие основные конструктивные характеристики ТЭНов (рис. 3.33): D_{op} – наружный диаметр оребрения, мм; d_0 – внутренний диаметр оребрения, совпадающий с наружным диаметром трубного ТЭНа, мм; S_p – шаг расположения ребер, мм; δ_p – толщина ребра, мм; L – длина активной оребренной части ТЭНа, мм; L_1 – общая длина ТЭНа, мм.

3.5.2. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Указанные работы, конечной целью которых было определение средней температуры поверхности ТЭНов, а также аэродинамического сопротивления в зависимости от скорости набегающего потока для трубных оребренных пучков с различными конструктивными характеристиками, проводились расчетными методами. Рассмотрим далее более подробно способ получения расчетных зависимостей. Будем считать, что нагреватель представляет собой пучок оребренных трубок, расположенных в шахматном порядке, которые омываются набегающим на них под углом 90 ° потоком воздуха. В этом случае для определения искомых параметров могут быть использованы обобщенные зависимости для коэффициентов внешнего теплообмена, которые апробированы при создании нормативных методов расчета теплообменных аппаратов различных энергетических устройств [59]. Предположим также, что скорость воздуха на входе в теплообменник постоянна по всему фронтальному сечению, средняя температура ТЭНов по длине трубки тоже постоянна и все ТЭНы, расположенные в одном ряду, находятся в сходных тепловых и гидродинамических условиях. Кроме того, будем считать, что коэффициенты теплоотдачи $\alpha_в$ одинаковы по все всей теплопередающей поверхности, т.е. на поверхности ребер и трубок. Само ребро не является плоским, так как в ходе образования спирально-навивной поверхности у корня ребра происходит смятие навиваемой ленты и формирование гофрированного сравнительно небольшого по площади прикорневого участка. Учесть влияние этого участка на гидродинамику и теплообмен практически

невозможно. Поэтому в дальнейшем будем считать, что при расчете теплоотдачи можно пользоваться известными расчетными зависимостями, принимая поверхность ребер плоской.

С учетом принятых допущений количество тепла $q_т$, отдаваемое одним ТЭНом в единицу времени, таково:

$$q_т = \alpha_в f_т (t_{пов} - t^*), \tag{3.28}$$

где

$$t^* = \frac{t_{в.к} + t_{в.н}}{2}. \tag{3.29}$$

С другой стороны, количество тепла, полученное нагреваемым воздухом,

$$q_т = c_в g_в (t_{в.к} - t_{в.н}), \tag{3.30}$$

где $g_в$ – количество воздуха, обрабатываемое одним ТЭНом.

Приравнивая (3.28) и (3.30), получим

$$t_{пов} = \frac{q_т}{\alpha_в f_т}(1 + \frac{\alpha_в f_т}{2 c_в g_в}) + t_{в.н}; \tag{3.31}$$

$$t_{в.к} = \frac{q_т}{c_в g_в} + t_{в.н}. \tag{3.32}$$

Для электронагревателя, имеющего $N_р$ рядов ТЭНов, средняя температура поверхности i-го ряда $t^i_{пов}$ и температура воздуха на выходе из этого ряда $t^i_{в.к}$ могут быть подсчитаны по формулам

$$t^i_{пов} = \frac{q_т}{\alpha_в f_т}[1 + \frac{\alpha_в f_т}{c_в g_в}(0{,}5 + (i-1))] + t_{в.н}; \tag{3.33}$$

$$t^i_{в.к} = i \cdot \frac{q_т}{c_в g_в} + t_{в.н}. \tag{3.34}$$

Для проведения вычислений по (3.33) и (3.34) необходимо располагать информацией о величинах коэффициентов теплоотдачи $\alpha_в$ в оребренных трубных пучках шахматной компоновки. Эту величину целесообразно определять по обобщенной зависимости, предложенной А. Жукаускасом [49]:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha_в d_0}{\lambda_в} = 0{,}19 \cdot (\frac{S_1}{S_2})^{0{,}2} \cdot (\frac{S_р}{d_0})^{0{,}18} \cdot (\frac{h}{d_0})^{-0{,}14} \mathrm{Re}^{0{,}65} \mathrm{Pr}^{0{,}33}, \tag{3.35}$$

где

$$h = \frac{D_{ор} - d_0}{2}; \quad \mathrm{Re} = \frac{V_{т.о} d_0}{\sigma \cdot \nu_в}; \quad \sigma = ((S_1 - d_0) S_р - 2h\delta_р).$$

Величина теплопередающей поверхности одного ТЭНа может быть подсчитана по формуле

$$f_т = \pi \cdot l_т (\frac{D_{ор}^2 - d_0^2}{2 \cdot S_р} + d_0 (1 - \frac{\delta_р}{S_р})), \tag{3.36}$$

а

$$g_в = 3600 \cdot \rho_в \cdot S_1 \cdot V_{т.о} \cdot l_т, \tag{3.37}$$

где $l_т$ – длина ТЭНа, м.

Для определения аэродинамического сопротивления целесообразно использовать методику, изложенную в [26, 59], учитывая при этом наличие гофрировки теплопередающей поверхности у корня ребра. В соответствии с данной методикой величина аэродинамического сопротивления теплообменника с оребренными трубками для пучка шахматной компоновки определяется таким образом:

$$\Delta P_a = \mathrm{Eu}_0 \cdot N_р \cdot \rho_в \cdot (\frac{V_{т.о}}{\sigma})^2, \tag{3.38}$$

где

$$Eu_0 = K_{гоф} C_z C_r Re_э^{-n}; \quad (3.39)$$

$$C_z = \exp(0{,}6/N_р - 0{,}1); \quad (3.40)$$

$$C_r = 1{,}4(\gamma)^{0{,}53} \cdot (S_1/S_2)^{1{,}3} \exp(-0{,}9 \cdot S_1/S_2); \quad (3.41)$$

$$\gamma = \frac{\pi(d_0 S_р + 2h\delta_р + 2h(h+d_0))}{S_1 S_р - (d_0 S_р + 2h\delta_р)}; \quad (3.42)$$

$$Re_э = \frac{V_{т.о} \cdot d_э}{\sigma \cdot \nu_в}; \quad (3.43)$$

$$n = 0{,}17(\gamma)^{0{,}25} \cdot (S_1/S_2)^{0{,}57} \exp(-0{,}36 \cdot S_1/S_2); \quad (3.44)$$

$$d_э = \frac{2(S_р(S_1 - d_0) - 2h\delta_р)}{2h + S_р}, \quad (3.45)$$

а $K_{гоф}$ = 1,6 – коэффициент, учитывающий влияние прикорневой гофрировки на величину аэродинамического сопротивления.

Приведенный алгоритм расчета был реализован EXEL-программой, которая позволяет проводить численные эксперименты по определению предельных режимов работы элементов электрических воздухонагревателей и их теплоаэродинамических характеристик.

Для проведения систематических расчетов прежде всего необходимо было установить соответствие между имеющимися экспериментальными данными и расчетными результатами, получаемыми по предлагаемому алгоритму. Располагая информацией по геометрии оребрения и некоторыми данными по предельным характеристикам ряда электронагревателей с оребренными ТЭНами, проведем сравнение расчетных и опытных значений температур теплопередающей поверхности. Результаты расчетов для электрического нагревателя агрегата СФОЦ с биметаллическими ТЭНами [60], который в течение длительного периода выпускался и продолжает выпускаться в странах СНГ, полученные по предлагаемой выше методике, показывают, что температуры поверхности при скорости воздуха во фронтальном сечении 6,0 м/с составляют $t^р_{пов}$ = 177°С (строка 1, табл. 3.37). Эта величина хорошо согласуется с предельной температурой, значение которой приведено в нормативно-технической документации на данные агрегаты. При минимальных скоростях воздуха во фронтальных сечениях теплообменников, которые для агрегатов разной мощности (от 22,5 до 90, 0 кВт) колеблются в диапазоне от 5,5 до 6,5 м/с, предельная температура составляет 180 °С.

Учитывая принятую ориентацию на использование спирально-навивных ТЭНов с диаметром оребрения, равным 20–30 мм, определим расчетным путем температуру поверхности нагрева ТЭНов агрегата «SAHARA» (фирма «GEA»), в котором применяются аналогичные спирально-навивные ТЭНы, характеристики которых приведены в строке 2 табл. 3.37 .

Как видно из расчетных данных, при номинальной скорости воздуха во фронтальном сечении агрегата 2,2 м/с при номинальном расходе 1100 м^3/ч величина средней температуры поверхности составляет на трубках второго ряда по ходу движения воздуха примерно 199,5 °С, что хорошо согласуется с данными каталогов этих агрегатов ($t^э_{пов}$= 190 °С).

Таблица 3.37

СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ СРЕДНИХ ТЕМПЕРАТУР ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЭНов

Тип ТЭНа	Характеристики ТЭНа	$t^р_{пов}$, °С	$t^э_{пов}$, °С	$V_{фр}$, м/с
Спирально-накатный	4,48-17-37-3,4-1,0 *	177	180 – 190	6,0
Спирально-навивной	1,30-8-21-3,45-0,2	199,5	190	2,2
Спирально-навивной	2,91-8-21-3,20-0,2	159,5	167	6,25
Спирально-навивной	2,91-8-21-3,20-0,2	231	245	3,5
Спирально-навивной	2,91-8-21-3,20-0,2	308	341	2,3

* Принятая индексация ТЭНов.

В третьей строке табл. 3.37 представлены расчетные и экспериментальные данные для одного из электроагрегатов типа СФОЦ, сконструированных во ВНИИ «Кондиционер» в 1996 г. В состав этого агрегата входили спирально-навивные ТЭНы типа 2,50-8-21-3,20-0,2 (первая цифра обозначает удельную погонную мощность ТЭНа, кВт/м.п.; вторая – диаметр ТЭНа, мм; третья – диаметр оребрения, мм; четвертая – среднее расстояние между ребрами, мм; пятая – толщину ребра, мм). Поперечный и продольный шаги трубного пучка были одинаковы и составляли 0, 027 м.

Испытания указанного агрегата проводились при трех значениях скоростей воздуха во фронтальном сечении (2,30; 3,5 и 6,25 м/с). В ходе экспериментов наряду с замерами расходов воздуха и температур воздуха на входе и выходе из агрегата проводились с помощью контактных термопар замеры температур фронтальной стороны ребер трубок первого ряда и тыльной стороны трубок второго ряда по ходу движения воздуха. Как видно из приведенных в табл. 3.37 данных, расчетные значения средней температуры поверхности при высоких скоростях воздуха хорошо согласуются с соответствующими опытными данными. При низких скоростях воздуха отличие между расчетными и опытными значениями возрастает, но остается в пределах погрешностей эксперимента.

Из этих данных также следует, что безопасная для работы самого ТЭНа температура поверхности составляет примерно 230 – 240 °С, что полностью соответствует информации о предельных воздушных нагрузках для рассматриваемых ТЭНов, полученной от производителя указанных ТЭНов.

Таким образом, устойчивая работа испытанных агрегатов позволяет предположить, что величина средней температуры ТЭНов , равная примерно 200 °С, может быть принята с определенным запасом в качестве граничной величины для рассматриваемого типа ТЭНов. При этом следует отметить, что оребрение ТЭНов должно быть выполнено таким образом, чтобы гофрированная часть ребра у трубчатой поверхности не полностью затеняла эту поверхность, для чего $S_р > 3{,}40 – 3{,}50$ мм.

Полученное качественное и количественное согласование расчетных и эксплуатационных значений искомых величин позволяет прогнозировать теплоаэродинамические характеристики и показатели надежности электрических воздухонагревателей с иными, отличными от рассмотренных выше теплонагревающими элементами с различными конструктивными параметрами оребрения.

При численном моделировании в широком диапазоне варьировались величины удельной погонной нагрузки, конструктивные параметры оребрения, компоновочные параметры трубного шахматного пучка. Как показали расчеты, для обеспечения требуемого безопасного уровня температур теплопередающей поверхности ТЭНов, работающих в составе центральных кондиционеров, величина погонной мощности ТЭНов q не должна превышать 1,75 кВт/м.п. при следующих конструктивных параметрах ТЭНа и оребряющей поверхности: d_0 = 10 мм, $D_{ор}$ = 30 мм и $S_р$ = 6,5 мм, а также параметрах трубного пучка $S_1 = S_2 = 35$ мм.

В настоящее время ряд предприятий России по техническому заданию ООО «ВЕЗА» разработал и выпускает несколько типоразмеров теплонагревательных элементов с указанной величиной погонной мощности, номенклатура которых приведена в табл. 3.38.

Таблица 3.38

КОНСТРУКТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЭНов с q = 1,75 кВт/м.п.

Типоразмер ТЭНа	Номинальная мощность, кВт	d_0, мм	$D_{ор}$, мм	$S_р$, мм	L, мм	L_1, мм
ТЭНР49А13Q220-1	0,75	10	30	6,5	430	530
ТЭНР49А13Q220-2	1,28	10	30	6,5	730	830
ТЭНР49А13Q220-3	1,80	10	30	6,5	1030	1130
ТЭНР49А13Q220-4	2,31	10	30	6,5	1330	1430
ТЭНР49А13Q220-5	2,85	10	30	6,5	1630	1730

На базе этих ТЭНов были разработаны конструкции одно-, двух- и трехрядных электронагревателей (рис. 3.34) с шахматной компоновкой трубного пучка для центральных кондиционеров производительностью по воздуху от 1,6 до 31,5 тыс. м^3/ч, обеспечивающих перегревы воздуха соответственно на 13, 27 и 40 °С. Технические характеристики этих нагревателей приведены в табл. 3.39 и 3.40.

Таблица 3.39

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КОНДИЦИОНЕРОВ КЦКП

	Типоразмер кондиционера КЦКП											
	1,6	3,15	5	6,3	8 - 1	8 - 2	10	12,5	16	20	25	31,5
Мощность одного ТЭНа, кВт	0,75	0,75	1,28	1,8	2,31	1,8	1,8	1,8	2,31	2,85	2,85	2,85
	Однорядный электронагреватель											
Количество ТЭНов	9	18	18	18	18	21	24	33	33	33	42	51
Мощность нагревателя, кВт	6,75	13,5	23	32,4	41,6	37,8	43,2	59,4	76,2	94	119,7	146,4
$t_{пов1}$, °С	122,7	120,8	124,8	133,3	134,0	125,4	117,8	124,8	125,1	123,0	124,2	120,8
	Двухрядный электронагреватель											
Количество ТЭНов	18	36	36	36	36	42	48	66	66	66	84	102
Мощность нагревателя, кВт	13,5	27	46	64,8	83,2	75,6	86,4	118,8	152,4	188	239,4	292,8
$t_{пов2}$, °С	124,2	121,9	126,7	136,7	137,6	127,4	118,5	126,7	127,0	124,6	126,0	121,9
	Трехрядный электронагреватель											
Количество ТЭНов	27	54	54	54	54	63	72	99	99	99	126	153
Мощность нагревателя, кВт	20,2	40,4	69	97,5	124,8	113,4	135	178,2	244,5	282	359	439
$t_{пов3}$, °С	125,7	123,1	128,5	140,1	141,1	129,4	119,1	128,5	129,0	126,1	127,7	123,1

Примечание. 1. Величины температур теплопередающей поверхности ТЭНов подсчитаны при номинальной скорости воздуха.
2. Значения температур $t_{пов1}$, $t_{пов2}$ и $t_{пов3}$ рассчитаны при начальных температурах воздуха на входе в теплообменник, равных соответственно 0, -13 и - 26 °С.

Таблица 3.40

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЛОКОВ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КОНДИЦИОНЕРОВ КЦКП

Параметры	Типоразмер кондиционера КЦКП											
	1,6	3,15	5	6,3	8 - 1	8 - 2	10	12,5	16	20	25	31,5
B, мм	700	700	1000	1300	1600	1300	1300	1300	1600	1900	1900	1900
H, мм	450	800	800	800	800	1015	1090	1400	1400	1400	1700	2000
L_2, мм	320	320	320	320	320	320	360	360	360	360	360	360
H_1, мм	80	80	80	80	80	80	100	100	100	150	150	150
δ, мм	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
$F_{фр}^{*}$, м^2	0,156	0,300	0,500	0,695	0,890	0,806	0,917	1,251	1,605	1,959	2,482	3,000
$V_{ном}$, м/с	2,85	2,92	2,78	2,52	2,50	2,76	3,03	2,78	2,77	2,84	2,80	2,92
Масса, кг	24,2	51,7	66,3	85,8	102,3	102,3	126,5	108,9	157,3	182,6	215,6	247,5

Примечание. $F_{фр}^{*}$ – свободное фронтальное сечение электронагревателя, м^2; $V_{ном}$ – скорость воздуха в свободном фронтальном сечении, м/с.

Как видно из приведенных данных, средняя температура поверхности ТЭНов в трехрядном теплообменнике при номинальной воздухопроизводительности не превышает 141 °С. Также на достаточно низком уровне находится максимальная температура третьего ряда ТЭНов при скорости воздуха во фронтальном сечении 2,0 м/с. Эта величина не превышает 171 °С, что существенно ниже принятого порогового значения, составляющего 230 – 240 °С. Определение параметров воздуха после электронагревателей может проводиться по программе КЦКП (программа для расчета и подбора оборудования, входящего в состав центральных кондиционеров типа КЦКП), по формулам (3.33) и (3.34) или с использованием графиков рис. 3.35 и рис. 3.36, где представлены зависимости $\Delta t_{вых}(\overline{L}_в)$ и $\Delta t_{пов}(\overline{L}_в)$ для одно-, двух- и трехрядных конструкций электронагревателей (здесь $\overline{L}_в = L_в^{\,р} / L_в^{\,ном}$). С помощью этих графических зависимостей для каждого типоразмера кондиционера, зная расчетный расход воздуха, путем простых построений можно приближенно определить величины перегрева воздуха $\Delta t_{вых} = t_{в.к} - t_{в.п}$ и теплопередающей поверхности ТЭНов $\Delta t_{пов} = t_{пов} - t_{в.н}$, а затем и абсолютные значения величин $t_{в.к}$ и $t_{пов}$.

Аэродинамическое сопротивление электронагревателей может быть найдено с помощью программы КЦКП или приближенно для любого типоразмера кондиционера по формуле

$$\Delta P_a = 1{,}46 \cdot N_р \cdot (V\rho)_{фр}^{1{,}8}, \text{Па}. \qquad (3.46)$$

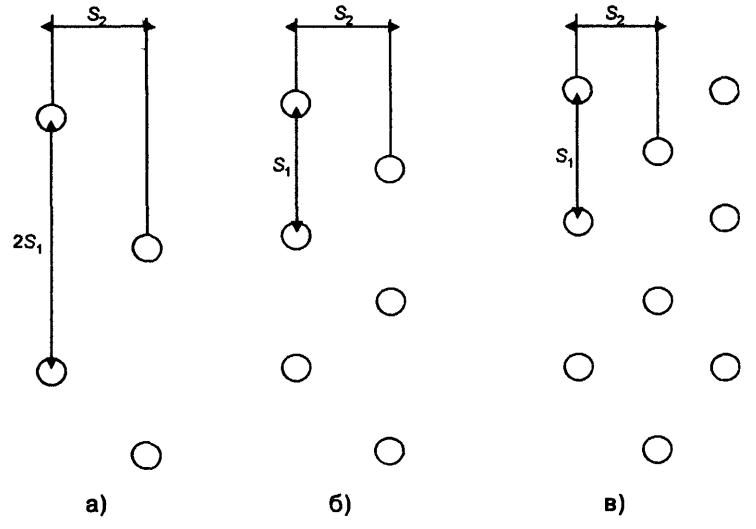


Рис.3.34. Принципиальные схемы компоновки трубного пучка электронагревателя кондиционеров КЦКП:
а — однорядный электронагреватель; *б* — двухрядный электронагреватель; *в* — трехрядный электронагреватель; $S_1 = S_2 = 35$ мм

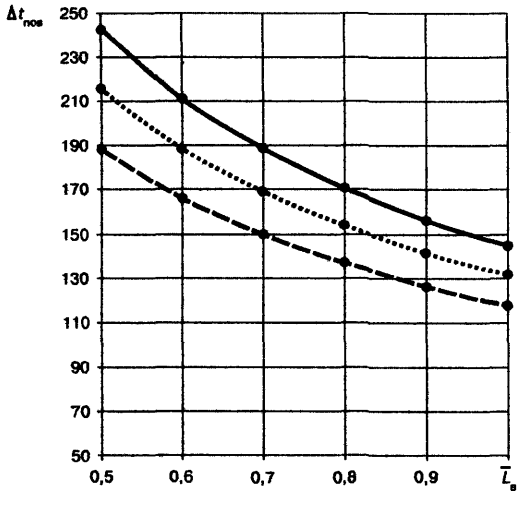


Рис. 3.35 . Зависимости $\Delta t_{пов}(\bar{L}_в)$:
------ – однорядный воздухонагреватель
..... – двухрядный воздухонагреватель
——— – трехрядный воздухонагреватель

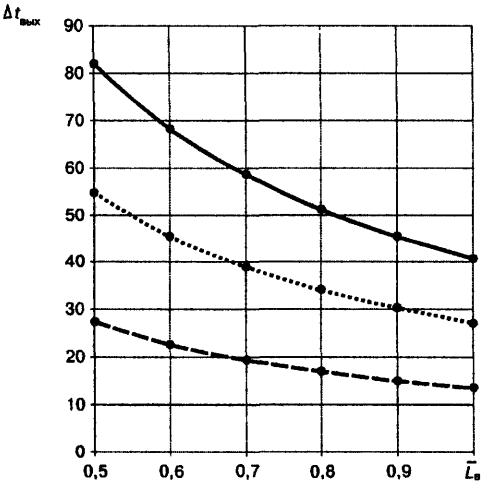


Рис. 3.36. Зависимости $\Delta t_{вых}(\bar{L}_в)$:
------ – однорядный воздухонагреватель
..... – двухрядный воздухонагреватель
——— – трехрядный воздухонагреватель

Электрическая схема соединения ТЭНов электронагревателей кондиционеров КЦКП выполнена таким образом, что каждые три ТЭНа соединяются между собой по схеме «звезда» и затем объединяются в параллельно соединенные группы, которые могут включаться ступенями с мощностью 33, 66,7 и 100% от установленной. Для защиты от перегрева воздуха в конструкции электронагревателей предусмотрена установка реле температуры ТРМ-11.

Для обеспечения более точного регулирования требуемых температур воздуха на выходе из электронагревателя должна быть применена более сложная схема коммутации ТЭНов, подобная той, которая приведена в [61]. В этом случае также используется принцип поэтапного включения различных ступеней нагрева воздуха (их количество должно быть увеличено, как минимум, до четырех), отличающихся величиной подключаемой мощности. В свою очередь, каждая из этих ступеней имеет несколько электрически связанных групп, включая регулировочную группу малой мощности, что позволяет поддерживать температуру воздуха на выходе из калорифера с точностью ± 1 °С во всем диапазоне изменения наружных параметров воздуха. Реализация алгоритма управления последовательностью включения ступеней и регулирование их мощности должно осуществляться специальным управляющим устройством.

Наряду с принципом пошагового регулирования для автоматизации работы кондиционера с электрокалориферами могут использоваться другие способы регулирования теплопроизводительности, например при помощи тиристоров и иных электронных устройств типа симисторных регуляторов температуры ТТС25, ТТС40F и др.

ГЛАВА 4

Контактные теплообменники систем кондиционирования и вентиляции воздуха

Второй обширный класс устройств для тепловлажностной обработки воздуха составляют контактные теплообменные аппараты. В этих аппаратах передача теплоты от греющей среды к нагреваемой (или охлаждающей среды к охлаждаемой) происходит при их непосредственном контакте. Контактные аппараты универсальны с точки зрения возможностей осуществления процессов тепловлажностной обработки воздуха. Они характеризуются сравнительно низкими значениями аэродинамического сопротивления и малой материалоемкостью. Кроме того, непосредственный контакт теплообменивающихся сред порождает дополнительные эффекты: частичную очистку воздуха от бактерий, пыли, умеренное насыщение воздуха легкими отрицательными аэроионами и др.

В зависимости от способа создания теплообменной поверхности контактные аппараты, применяемые в технике кондиционирования воздуха, можно подразделить на две группы. К первой группе относятся камеры орошения, в которых контактная поверхность образуется путем распыления жидкости на капли чаще всего механическими (центробежными), пневматическими или ультразвуковыми форсунками либо вращающимися распылительными дисками и подобными устройствами.

Во вторую группу входят устройства, в которых процессы обработки воздуха протекают при контакте аппарата со смоченными поверхностями. Контактная поверхность в этих устройствах либо складывается из поверхности орошаемых хаотически расположенных частиц или волокон (насадки нерегулярной структуры), либо представляет собой поверхность каналов для прохода воздуха, которые имеют заранее заданную геометрическую форму (насадки регулярной структуры).

Форсуночные камеры орошения, являясь универсальными аппаратами для реализации адиабатных и политропных процессов обработки воздуха, применяются в составе центральных кондиционеров с производительностью по воздуху от 10 до 90 тыс. $м^3/ч$, в то время как насадки регулярной структуры используются в кондиционерах и приточных установках производительностью по воздуху 3,15–60 тыс. $м^3/ч$ для осуществления в основном адиабатной обработки воздуха.

4.1. ФОРСУНОЧНЫЕ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ

4.1.1. СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ КАМЕР ОРОШЕНИЯ

В настоящее время в состав кондиционеров воздуха всех ведущих зарубежных фирм входят форсуночные камеры орошения, используемые в основном для реализации адиабатных процессов обработки воздуха. Общий вид и принципиальная схема современных камер орошения центральных кондиционеров представлены на рис. 4.1 и 4.2. В состав указанных камер входят следующие основные функциональные узлы: оросительная система, ограждающие конструкции и поддон, элементы системы контроля и управления СКВ. Оросительная система включает водяной насос с фильтром, сеть коллекторов и стояков с закрепленными на них центробежными форсунками, устройство перелива и поплавковый клапан подпитывающей системы. В некоторых конструкциях наряду с подпитывающей системой существует система быстрого наполнения поддона.

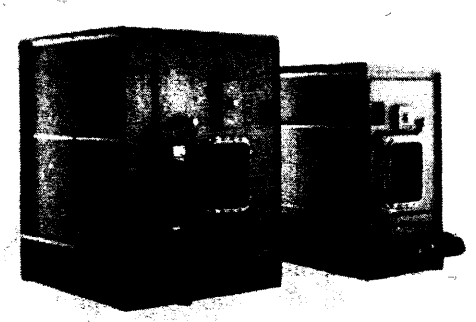


Рис. 4.1. Форсуночная адиабатная камера орошения

К числу ограждающих конструкций относятся все ограждающие панели, а также воздухораспределители и каплеуловители. В состав элементов системы контроля и управления входят запорно-регулирующая арматура, показывающие приборы контроля, датчики температур воздуха по сухому или мокрому термометру (или датчики абсолютной влажности воздуха).

Современные конструкции камер орошения, выпускаемых ведущими зарубежными фирмами, отличаются компактностью, малой металлоемкостью и применяются в основном для реализации адиабатных процессов обработки воздуха.

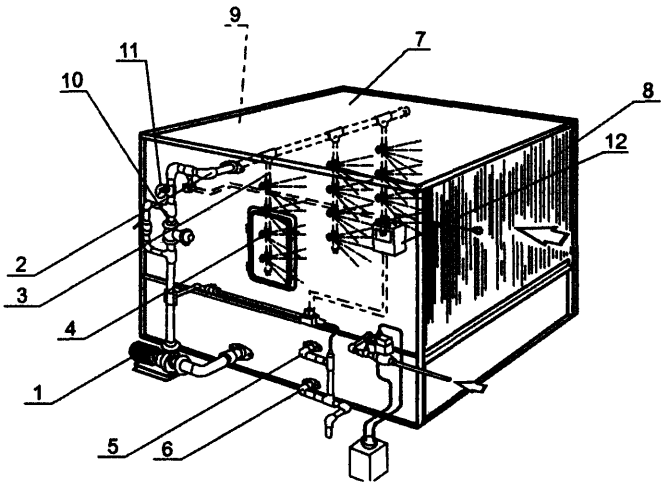


Рис. 4.2. Форсуночная камера орошения и ее элементы:

1 – циркуляционный насос; *2* – коллектор; *3* – стояк; *4* – центробежная форсунка; *5* – устройство перелива; *6* – подпитывающая магистраль; *7* – ограждающая панель; *8* – входной воздухораспределитель; *9* – выходной сепаратор; *10* – соленоидный клапан; *11* – показывающий манометр; *12* – датчик температуры выходящего воздуха (по сухому или мокрому термометру)

Конструкция камер обеспечивает легкость сборки и соединения ее с другими блоками кондиционера. Большинство элементов и узлов камер орошения изготавливается из неметаллических материалов. К числу таких элементов относятся воздухораспределители, каплеуловители, ограждающие панели, стояки, коллекторы, центробежные форсунки и т.п. Поставка камер орошения осуществляется комплектно с насосом, системой трубопроводов, фильтром для очистки воды, запорной и регулирующей арматурой. Работа в адиабатном режиме накладывает определенный отпечаток на конструкцию самой камеры и всех ее элементов, а также на ее теплотехнические характеристики. Адиабатная камера орошения, в отличие от политропной, в связи с тем что она работает на рециркуляционной воде, может иметь сравнительно небольшую систему подпитки, которая должна обеспечить подачу количества свежей воды, достаточного для компенсации массы воды, испаряемой в обрабатываемый воздух и уносящейся воздушным потоком в виде капель через каплеуловители, а также для поддержания состава солей жесткости в поддоне камеры орошения на безопасном уровне. По этим же причинам переливное устройство и водяной фильтр могут быть малогабаритными, в отличие от аналогичных устройств политропной камеры орошения.

В зависимости от требуемых тепловлажностных параметров, которые должны быть обеспечены после камеры орошения, и от выбранной схемы автоматического регулирования глубина процессов обработки в таких камерах, характеризуемая коэффициентами адиабатной эффективности, существенно различается и колеблется в диапазоне от 0,65 до 0,97. Также широк диапазон скоростей обрабатываемого воздуха в камере орошения: от 1,5 до 4,5 м/с во фронтальном сечении.

Анализируя конструкции современных камер орошения, прежде всего следует рассмотреть разновидности применяемых схем распыления жидкости. На рис. 4.3 приведены наиболее часто применяемые конструктивные схемы распыления жидкости в камерах орошения. Однорядные камеры орошения с противоточным распылением (см. рис. 4.3, *б*) применяются тогда, когда величины адиабатной эффективности не превосходят 0,85 – 0,90. В тех случаях, когда требуемая величина адиабатной эффективности должна достигать 0,95 – 0,97, применяются камеры орошения, изготовленные по схемам, приведенным на рис. 4.3, *в*, *г*. Однорядные схемы с попутным распылением жидкости (см. рис. 4.3, *а*) позволяют достигать значений E_a = 0,75 – 0,80. Некоторое снижение теплотехнической эффективности по сравнению с противоточными камерами орошения компенсируется упрощением конструкции (отсутствием входного воздухораспределителя).

Как правило, все однорядные камеры, работающие по противоточной схеме распыления жидкости (см. рис. 4.3, *в*), имеют длину 1200 – 1300 мм, а достигаемые в них коэффициенты эффективности при скорости воздуха во фронтальном сечении камеры 2,5 м/с находятся в диапазоне 0,6 – 0,8. Сказанное подтверждается анализом теплотехнических характеристик камер орошения, применяемых фирмами «CARRIER» и «VTS CLIMA», которые при номинальном расходе воздуха работают при коэффициентах орошения, близких к 0,4 – 0,5.

Несколько более высокими значениями коэффициента эффективности характеризуется адиабатная камера «Sonderbauteile Washer», строительная длина которой составляет 1,25 м и которая также работает при низких коэффициентах орошения, равных 0,5.

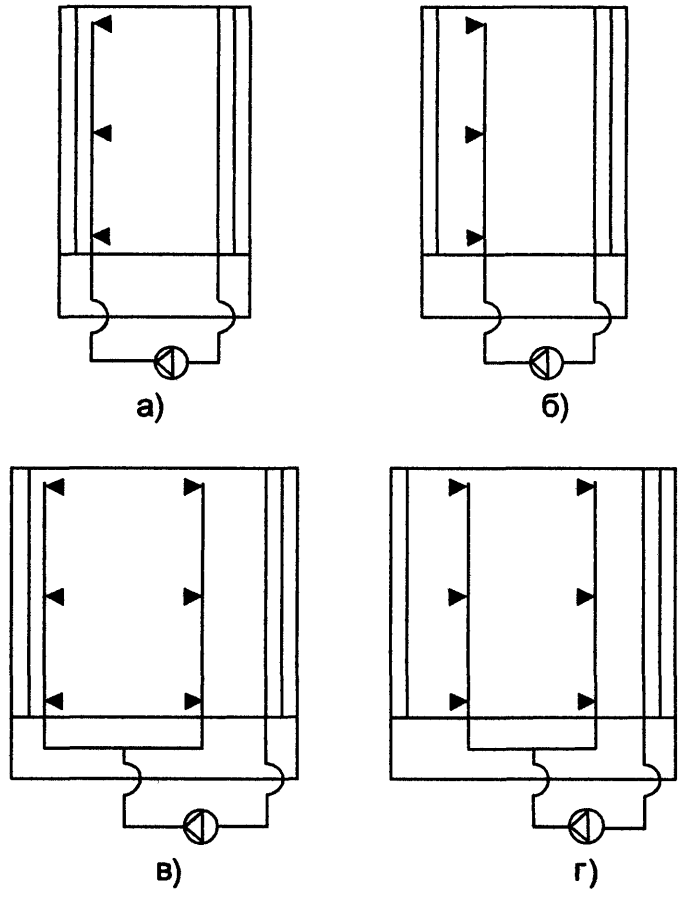


Рис. 4.3. Принципиальные конструктивные схемы адиабатных камер орошения:
а **– однорядная прямоточная;** ***б*** **– однорядная противоточная;**
в **– двухрядная со взаимовстречным распылением;** ***г*** **– двухрядная противоточная**

Камера фирмы «WOLF» также работает по противоточной схеме, но имеет строительную длину 1,0 м. При этом в номинальном режиме при скорости воздуха 3,0 м/с ней достигается значение коэффициента эффективности 0,87 при коэффициенте орошения 1,0.

Когда эффективность обработки воздуха должна составлять 0,90 – 0,95, применяются двухрядные камеры орошения, длина которых достигает 1,8 – 1,9 м. В этих случаях используются как камеры, работающие по схеме рис. 4.3, *г*, так и форсуночные камеры, работающие по схеме рис. 4.3, *в*, в которых реализуется взаимовстречное распыление жидкости (например, камеры орошения фирмы «YORK INTERNATIONAL»).

Из представленных данных видно, что в зависимости от конкретных требований адиабатная эффективность камер орошения может колебаться в довольно широком диапазоне. Как правило, при работе в системе кондиционирования воздуха с обычными требованиями по точности поддержания температуры и влажности в обслуживаемых помещениях за рубежом в системах автоматического регулирования применяются датчики относительной влажности и абсолютного влагосодержания. Их использование не требует высокой адиабатной эффективности камер орошения и позволяет применять камеры с E_a = 0,75 – 0,85 и даже с E_a = 0,65. Об этом свидетельствует и тот факт, что фирма «Мунтерс», выпускающая увлажнители воздуха насадочного типа, в течение длительного времени поставляла на рынки западных стран увлажнительные блоки с эффективностью 0,65 и 0,85, и лишь придя на рынки стран СНГ, дополнила ассортимент увлажнительными блоками, имеющими адиабатную эффективность 0,95. Последнее обстоятельство объясняется тем, что традиционно в станах СНГ применялось регулирование по методу «точки росы», что требовало для поддержания необходимых тепловлажностных параметров высоких значений адиабатной эффективности.

Высокая степень глубины обработки воздуха в адиабатном режиме необходима не всегда, а в отдельных случаях: в прецизионных системах кондиционирования при работе их в зимний период, а также тогда, когда для обеспечения режимных параметров в обслуживаемые помещения необходимо подавать приточный воздух с температурой, близкой к температуре по мокрому термометру, например в приточных системах отдельных лакокрасочных цехов, в системах вентиляции ткацких производств и т.п.

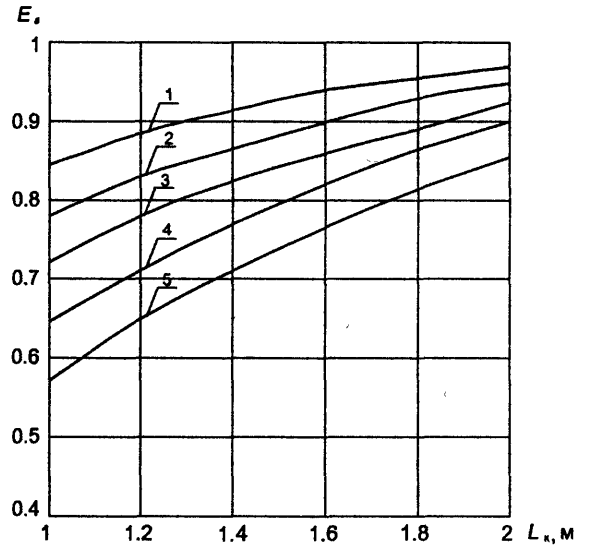


Рис. 4.5. Зависимости $E_a(L_к)$ для различных скоростей воздуха во фронтальном сечении $V_{фр}$ камер орошения с форсунками «BEIL» при коэффициенте орошения $\mu = 0,4$:
1 – $V_{фр}$ = 2,0 м/с; *2* – $V_{фр}$ = 2,5 м/с; *3* – $V_{фр}$ = 3,0 м/с;
4 – $V_{фр}$ = 3,5 м/с; *5* – $V_{фр}$ = 4,0 м/с

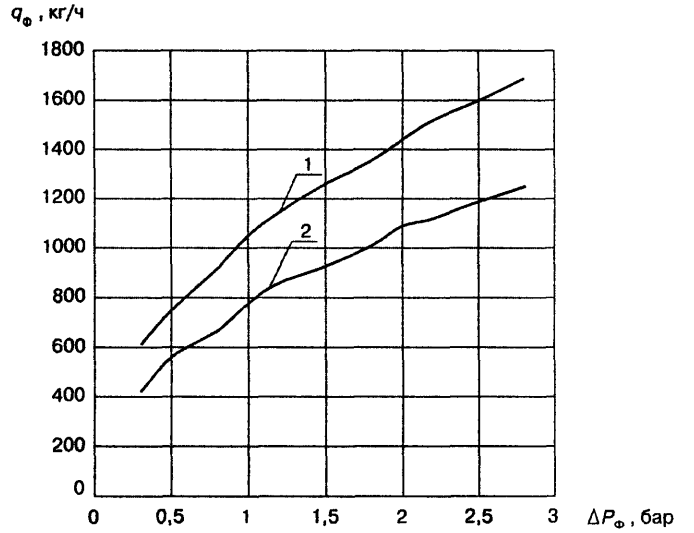


Рис. 4.6. Зависимость $q_ф(\Delta P_ф)$ для форсунок «BEIL» с диаметрами d_0 =10 мм (*1*) и 8 мм (*2*) (по данным каталогов)

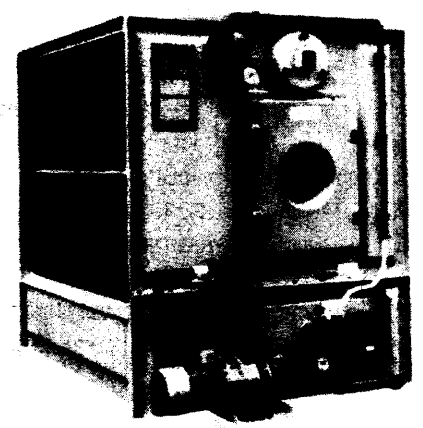


Рис. 4.7. Камера орошения фирмы «BAHR» (ФРГ)

Проведенный анализ современных зарубежных конструкций камер орошения позволяет сформулировать основные направления конструирования этих аппаратов в составе кондиционеров КЦКП:

- использование высокорасходных центробежных форсунок с большим диаметром выпускного отверстия;
- снижение продольных габаритов и массы;
- применение пластмассовых ограждающих конструкций, каплеуловителей и других конструктивных элементов;
- снижение энергетических затрат на распыление жидкости и перемещение воздуха;
- повышение гигиенической безопасности поддонов с рециркуляционной водой.

Указанные направления повышения теплотехнических и эксплуатационных показателей камер орошения были реализованы в работах ООО «ВЕЗА», направленных на создание новых конструкций адиабатных камер орошения, предназначенных для комплектации кондиционеров типа КЦКП. Эти новые камеры должны заменить ранее выпускавшиеся камеры, оборудованные эксцентриситетными широкофакельными форсунками типа ЭШФ 10/7, которые были в 90-е годы разработаны в ЦНИИ инженерного оборудования (г. Москва). Дело в том, что форсунки ЭШФ 10/7, хотя и надежны в работе, так как у них большой диаметр выпускного отверстия, имеют неудовлетворительные характеристики спектра распыления, в связи с чем данные камеры в теплотехническом отношении являются недостаточно эффективными. Об этом с свидетельствуют высокие коэффициенты орошения рассматриваемых камер при работе их в адиабатном режиме, а также большие потребляемые мощности насосов, которыми они комплектуются.

Наряду с адиабатными камерами ООО «ВЕЗА» на базе высокорасходных эффективных форсунок разработала также типоразмерный ряд политропных камер орошения, необходимость производства которых вызвана спросом, появившимся на них в последнее время. Дело в том, что форсуночные камеры орошения входили в состав центральных кондиционеров и приточных установок, выпускавшихся харьковским машиностроительным заводом «Кондиционер» в 60 – 90-е годы, и предназначались как для работы в адиабатном режиме увлажнения (охлаждения) воздуха, так и для реализации политропных процессов его охлаждения. Учитывая громадное количество эксплуатируемых в странах СНГ кондиционеров с такими камерами орошения, срок службы которых далеко не исчерпан, и имея в виду возможности их существенной модернизации, суть которой сводится к замене существующей в них оросительной

системы на новую, оборудованную эффективными и надежными в эксплуатационном отношении центробежными форсунками, следует уже в ближайшие годы ожидать увеличения спроса на политропные камеры орошения.

При разработке конструкций камер орошения обоих типов применялся метод математического моделирования тепломассообменных процессов, протекающих в форсуночных камерах орошения, в сочетании с использованием экспериментальных данных по параметрам спектра распыления, основные положения которого изложены ниже.

4.1.2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕРАХ ОРОШЕНИЯ

Теоретические основы исследования камер орошения были положены работами русских исследователей в 60 – 70-е годы [64 – 69]. В дальнейшем это направление интенсивно развивалось во ВНИИ «Кондиционер» (г. Харьков) [70 – 79], а также в работах [2, 4, 80]. В ходе проведения данных исследований исходя из общих уравнений тепломассообмена была получена теоретически обоснованная форма представления теплотехнических характеристик камер орошения и определены основные критерии эффективности их работы, разработана математическая модель камер орошения с различными схемами распыления жидкости, установлены взаимосвязи между коэффициентами адиабатной и политропной эффективности, характеризующими эффективность их работы, определены обобщенные гидравлические и распылительные характеристики центробежных форсунок, создана методика расчета камер орошения в адиабатном и политропном режимах.

4.1.2.1. ФОРМА ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАМЕР ОРОШЕНИЯ

Рассмотрим вначале вопрос представления теплотехнических характеристик камер орошения, под которыми понимаются взаимосвязи начальных и конечных параметров воды и воздуха при различных аэродинамических и гидродинамических условиях работы камер. Установление таких связей осложняется протеканием в камерах орошения двух взаимосвязанных процессов переноса тепла и массы, что и явилось причиной появления в расчетной практике многочисленных предложений по форме их представления и используемых критериев эффективности [81 – 83]. Как правило, эти критерии оказываются зависящими от начальных параметров взаимодействующих сред, что существенно увеличивает объем экспериментальных исследований и усложняет их применение в проектной практике. Ниже приведен способ получения формы теплотехнических характеристик в виде зависимостей, общих для всех направлений процессов тепловлажностной обработки воздуха, характерных для режимов кондиционирования.

Для описания процессов тепломассобмена в рассматриваемом случае воспользуемся системой уравнений, вытекающей из общих закономерностей, описывающих обменные процессы в контактных аппаратах, (1.9) – (1.14), см. гл.1:

$$\frac{dI}{dy} = \int_0^{\delta_{max}} F_1(y,\delta)\cdot(I_\delta - I)d\delta; \tag{4.1}$$

$$\frac{dt}{dy} = \int_0^{\delta_{max}} F_1(y,\delta)\cdot(t_\delta - t)d\delta; \tag{4.2}$$

$$\frac{dt_\delta}{dy} = F_2(y,\delta)\cdot(I - I_\delta), \tag{4.3}$$

где $F_1(y,\delta)$ и $F_2(y,\delta)$ – функции, зависящие от суммарной поверхности капель диаметром δ в сечении y, их скоростей и коэффициентов теплоотдачи.

Система (4.1) – (4.3) должна решаться при известных начальных температурах воздуха на входе в контактный аппарат и начальных температурах воды в точках их ввода в контактное пространство. Решение данной системы с указанными начальными условиями с учетом известного соотношения $t_\delta = f(I_\delta)$ относительно величины температуры и энтальпии воздуха в выходном сечении камеры орошения и определяет теплотехнические характеристики интересующего нас контактного аппарата.

Рассмотрим вначале получение решения при адиабатном режиме обработки воздуха, когда энтальпия обрабатываемого воздуха не изменяется, а температура рециркуляционной воды также постоянна и равна температуре воздуха по мокрому термометру при $I = I_\delta$=const. В этом случае уравнения (4.1) и (4.3) имеют тривиальные решения: $I = I_\delta$=const и $t_\delta = t_м$ = const. Уравнение (4.2) приводится к виду

$$\frac{d(t-t_м)}{dy} = (t_м - t)\int_0^{\delta_{max}} F_1(y,\delta)d\delta \tag{4.4}$$

и имеет решение

$$\frac{t-t_м}{t_0-t_м} = e^{-\int_0^L dy \int_0^{\delta_{max}} F(y,\delta)d\delta}, \tag{4.5}$$

где t_0 и I_0 – начальная температура и энтальпия воздуха; L – длина контактного пространства. Из (4.5) следует, что адиабатный процесс независимо от начальных параметров воздуха может быть охарактеризован параметром, величина которого зависит лишь от аэрогидродинамической обстановки. Обычно для описания адиабатной обработки воздуха используется коэффициент адиабатной эффективности

$$E_a = 1 - \frac{t-t_м}{t_0-t_м}, \tag{4.6}$$

который с учетом (4.5) выражается так:

$$E_a = 1 - \exp(-\int_0^L dy \int_0^{\delta_{max}} F_1(y,\delta)d\delta). \tag{4.7}$$

Удобным является также описание адиабатного процесса с помощью числа единиц переноса NTU_A:

$$NTU_A = -\ln(1-E_a) = \int_0^L dy \int_0^{\delta_{max}} F_1(y,\delta)d\delta. \tag{4.8}$$

В случае протекания политропного процесса необходимо рассматривать полную систему уравнений (4.1) – (4.3), дополненную нелинейным уравнением $t_\delta = f(I_\delta)$. При этом система из двух уравнений (4.1) и (4.3) может решаться независимо от (4.2).

Структура искомых зависимостей может быть получена путем анализа исходной системы без непосредственного ее решения, если принять стандартное допущение о возможности аппроксимации кривой насыщения квадратичной параболой

$$t_\delta = a + bI_\delta + cI_\delta^2, \tag{4.9}$$

обеспечивающей высокую точность в диапазоне температур 0 – 30°С. В этом случае уравнение (4.3) примет вид

$$b(1+hI_\delta)\frac{\partial I_\delta}{\partial y} = F_2(y,\delta)(I - I_\delta), \tag{4.10}$$

где $h = \frac{2c}{b}$ – параметр, пропорциональный кривизне кривой насыщения.

Решение уравнений (4.1), (4.2) и (4.10) будем искать с помощью метода последовательных приближений, используя малость параметра h. Рассмотрим вначале уравнения (4.1) и (4.10). Полагая $h = 0$, получим линейную систему уравнений относительно функций I и I_δ

$$\frac{dI}{dy} = \int_0^{\delta_{max}} F_1(y,\delta)\cdot(I_\delta - I)d\delta; \tag{4.11}$$

$$b\frac{\partial I_\delta}{\partial y} = F_2(y,\delta)(I - I_\delta), \tag{4.12}$$

решение которой для I_1 и $I_{1,\delta}$ всегда может быть представлено так [84]:

$$I_1 - I_0 = E_п(I_{0,\delta} - I_0); \tag{4.13}$$

$$I_{1,\delta} - I_{0,\delta} = E_ж(I_{0,\delta} - I_0), \tag{4.14}$$

где $E_п$ и $E_ж$ – коэффициенты, не зависящие от начальных термодинамических параметров воды и воздуха.

Второе приближение (I_2 и $I_{2,\delta}$) будем искать в виде

$$I_2 - I_0 = (I_{1,\delta} - I_0)(1+h\varphi); \tag{4.15}$$

$$I_{2,\delta} - I_0 = (I_{1,\delta} - I_{0,\delta})(1+h\xi). \tag{4.16}$$

Подставив (4.15) и (4.16) в (4.1) и (4.10), исключив члены, соответствующие первому приближению, и пренебрегая членами, содержащими h^2, после проведения несложных преобразований получим

$$\frac{d\varphi}{dy}+\frac{1}{I_1-I_0}\cdot\frac{dI_1}{dy}\varphi-\int_0^{\delta_{max}}F_1(y,\delta)\left(\frac{I_{1,\delta}-I_{0,\delta}}{I_1-I_0}\xi-\varphi\right)d\delta=0; \tag{4.17}$$

$$\frac{d\xi}{dy}+\frac{1}{I_{1,\delta}-I_{0,\delta}}\cdot\frac{dI_{1,\delta}}{dy}\xi-\frac{F_2(y,\delta)}{b}\left(\frac{I_1-I_0}{I_{1,\delta}-I_{0,\delta}}\varphi-\xi\right)d\delta=\frac{dI_{1,\delta}}{dy}\left(1+\frac{I_{0,\delta}}{I_{1,\delta}-I_{0,\delta}}\right). \tag{4.18}$$

Уравнения (4.17) и (4.18) представляют собой линейную систему неоднородных дифференциальных уравнений относительно функций φ и ξ с нулевыми начальными условиями, причем коэффициенты в этих уравнениях с учетом (4.13) и (4.14) не зависят от начальных параметров воздуха и воды, а правая часть (4.18) представляет собой сумму двух слагаемых, первое из которых пропорционально начальному исходному напору $(I_{0,\delta}-I_0)$, а второе – значение начальной энтальпии $I_{0,\delta}$.

В этом случае решение системы (4.17) и (4.18) может быть представлено в виде [84]

$$\varphi=\alpha_1(I_{0,\delta}-I_0)+\beta_1 I_{0,\delta}; \tag{4.19}$$

$$\xi=\alpha_{1ж}(I_{0,\delta}-I_0)+\beta_{1ж}I_{0,\delta}. \tag{4.20}$$

Подставив (4.19) в (4.13), а (4.20) в (4.14), получим

$$I_2-I_0=E_п\cdot(I_{0,\delta}-I_0)\cdot(1+h(\alpha_1(I_{0,\delta}-I_0)+\beta_1 I_{0,\delta})); \tag{4.21}$$

$$I_{2,\delta}-I_0=E_{п.ж}\cdot(I_{0,\delta}-I_0)\cdot(1+h(\alpha_{1ж}(I_{0,\delta}-I_0)+\beta_{1ж}I_{0,\delta})). \tag{4.22}$$

Таким образом, уравнение (4.21) определяет значение энтальпии обработанного воздуха. Для выявления состояния воздуха необходимо знать два его термодинамических параметра. Второй параметр (температура воздуха) находится из решения уравнения (4.2), которое удобно представить в виде

$$\frac{dt}{dy}=\int_0^{\delta_{max}}F_1(y,\delta)(t_\delta-t_{0,\delta})d\delta+(t_{0,\delta}-t)\int_0^{\delta_{max}}F_1(y,\delta)d\delta. \tag{4.23}$$

Использовав линейную аппроксимацию кривой насыщения, записанную в виде $t_{0,\delta}-t_\delta=-b(I_\delta-I_{0,\delta})$, и подставив это выражение в (4.23), получим

$$\frac{d(t-t_{0,\delta})}{dy}+(t-t_{0,\delta})\int_0^{\delta_{max}}F_1(y,\delta)d\delta-b\int_0^{\delta_{max}}F_1(y,\delta)(t_\delta-t_{0,\delta})d\delta=0. \tag{4.24}$$

Уравнение (4.24) является обыкновенным линейным неоднородным дифференциальным уравнением первого порядка. Воспользовавшись известной формулой решения такого уравнения [85], имеем

$$t-t_{0,\delta}=e^{-\int_0^L dy\int_0^{\delta_{max}}F(y,\delta)d\delta_1}\left[b\int_0^L e^{\int_0^L dy\int_0^{\delta_{max}}F(y,\delta)d\delta_1}dy\cdot\int_0^{\delta_{max}}F_1(y,\delta)(I_\delta-I_{0,\delta})d\delta+(t_0-t_{0,\delta})\right]. \tag{4.25}$$

Аналогично из уравнения (4.1), полагая, что I_δ есть известная функция y, получаем

$$I-I_{0,\delta}=e^{-\int_0^L dy\int_0^{\delta_{max}}F(y,\delta)d\delta_1}\left[\int_0^L e^{\int_0^L dy\int_0^{\delta_{max}}F(y,\delta)d\delta_1}dy\cdot\int_0^{\delta_{max}}F_1(y,\delta)(I_\delta-I_{0,\delta})d\delta+(I_0-I_{0,\delta})\right] \tag{4.26}$$

или, учитывая (4.7),

$$I-I_0-E_a(I_{0,\delta}-I_0)=e^{-\int_0^L dy\int_0^{\delta_{max}}F(y,\delta)d\delta_1}\left[\int_0^L e^{\int_0^L dy\int_0^{\delta_{max}}F(y,\delta)d\delta_1}dy\cdot\int_0^{\delta_{max}}F_1(y,\delta)(I_\delta-I_{0,\delta})d\delta\right]. \tag{4.27}$$

Подставляя (4.27) в (4.26) и обозначая $I-I_0=\Delta I$; $I_\delta-I_{0,\delta}=\Delta I_\delta$; $t-t_0=\Delta t$; $t_{0,\delta}-t_0=\Delta t_0$, имеем

$$\Delta t=E_a\Delta t_0+b(\Delta I-E_a\Delta I_0). \tag{4.28}$$

Использовав (4.13), получим выражение для Δt в виде

$$\Delta t=E_a\Delta t_0+b\left(1-\frac{E_a}{E_п}\right)\Delta I. \tag{4.29}$$

Для уменьшения максимальной погрешности при аппроксимации одной формулой всех возможных режимов в заданных пределах изменения величины I_δ имеет смысл сместить начало отсчета энтальпий, поместив его в середину интервала ($I_{\delta_{ср}}$ = 54,0 кДж/кг, b = 0,33 °С·кг/кДж). В этом случае зависимость (4.20) приобретет вид

$$I_2 - I_0 = E_п \cdot (I_{0,\delta} - I_0) \cdot [1 + h(\alpha_1 (I_{0,\delta} - I_0) + \beta_1 (I_{0,\delta} - 54{,}0))]. \qquad (4.30)$$

Полученные зависимости (4.29) и (4.30) представляют собой искомые теплотехнические характеристики камер орошения, справедливые в достаточно широком диапазоне режимов ее работы. Численные значения входящих в них коэффициентов эффективности ($E_а$ и $E_п$) и корректирующих коэффициентов α_1 и β_1 при всех режимах не зависят от начальных параметров воды и воздуха при условии, что эти параметры не выходят за пределы диапазона аппроксимации 0 – 30 °С.

Зависимости (4.29) и (4.30) являются наиболее общими из известных, так как они вытекают из рассмотрения общих уравнений тепломассообмена. Они справедливы для любых контактных аппаратов независимо от способа формирования контактной поверхности и схем взаимного движения воды и воздуха. Существенным достоинством этих зависимостей является единая форма представления результатов для процессов как с понижением энтальпии, так и с ее повышением.

Рассматривая (4.29) и (4.30), следует отметить, что при прочих равных условиях интенсивность протекания обменных процессов определяется величинами $E_а$ и $E_п$. Первый из них, как уже отмечалось, является коэффициентом адиабатной эффективности и полностью определяется числом единиц переноса. Коэффициент $E_п$, входящий в эти уравнения, представляет собой среднее для всех направлений процессов значение энтальпийной эффективности камеры орошения при заданной аэрогидродинамической обстановке и называется приведенным коэффициентом энтальпийной эффективности. Величина его зависит не только от числа единиц переноса, но и от удельного количества энергии, аккумулированной тепло- или холодоносителем, аналогом которой является коэффициент орошения μ.

Значения $E_а$ и $E_п$ связаны соотношением $E_а > E_п$. Действительно, указанное соотношение всегда имеет место, так как процесс обработки воздуха в адиабатном режиме протекает при постоянной температуре контактной поверхности, а процесс изменения энтальпии воздуха в политропных режимах осуществляется при непрерывно изменяющихся уровнях энтальпии как в ядре воздушного потока, так и в пограничных слоях у поверхности воды.

Изменение температуры воздуха описывается уравнением (4.29). Первое слагаемое этого уравнения характеризует протекание процесса тепломассообмена при постоянной температуре поверхности контакта. Следует отметить, что в адиабатном процессе, когда $\Delta I = 0$, величина $E_а \Delta t_0$ полностью определяет изменение температуры воздуха в аппарате. В политропных процессах наряду с изменением термодинамических параметров воздуха происходит изменение температуры воды, что, естественно, снижает темп изменения температуры воздуха. Именно это обстоятельство учитывается вторым слагаемым выражения (4.29), величина которого зависит от напора энтальпий.

Коэффициенты эффективности $E_а$ и $E_п$ и корректирующие коэффициенты α_1 и β_1 могут быть определены в ходе обработки экспериментальных данных или теоретически, путем математического моделирования обменных процессов, протекающих в камерах орошения. Прежде чем перейти к вопросам моделирования, рассмотрим важный с практической и теоретической точек зрения вопрос существования количественной взаимосвязи между коэффициентами $E_а$ и $E_п$. Наличие такой взаимосвязи позволяет резко сократить объем опытных работ и упростить их проведение, так как изучение адиабатных процессов опытным путем существенно проще и дешевле.

4.1.2.2. ВЗАИМОСВЯЗЬ КОЭФФИЦИЕНТОВ АДИАБАТНОЙ И ПОЛИТРОПНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Дело в том, что коэффициент $E_а$ весьма просто и надежно может быть определен экспериментально. Что же касается коэффициента $E_п$, то его нахождение в ходе эксперимента связано с целым рядом технических трудностей, обусловленных необходимостью стабилизации параметров сред на входе в аппарат, организацией тепло- и холодоснабжения стенда, обеспечением достаточной точности измерения тепловых и влажностных параметров обрабатываемого воздуха. Наличие взаимосвязи между $E_п$ и $E_а$ дает возможность прогнозировать характеристики аппарата в политропных режимах по экспериментальным зависимостям, описывающим его эффективность в адиабатном режиме работы.

Существование такой функциональной взаимосвязи вытекает из (2.9), откуда следует, что $E_п$ является функцией μ и NTU, а величина $E_а$ зависит лишь от NTU. Для ряда контактных аппаратов, в которых ясны схемы взаимного движения воды и воздуха, имеются выражения, идентичные выражениям для КПД рекуперативных теплообменников η по [21]. Для прямотока эта зависимость имеет вид

$$E_п = \frac{1 - \exp(-\mathrm{NTU}(1 + \frac{1}{\psi}))}{1 + \frac{1}{\psi}}, \qquad (4.31)$$

для противотока –

$$E_{\text{п}} = \frac{1-\exp(-\text{NTU}(1-\frac{1}{\psi}))}{1-\frac{1}{\psi}\exp(-\text{NTU}(1-\frac{1}{\psi}))}, \tag{4.32}$$

для перекрестного тока –

$$E_{\text{п}} = \text{NTU}\int_0^1\int_0^1 \exp(-\text{NTU}(x+\frac{y}{\psi}))\cdot I_0^*(-2\cdot\text{NTU}\cdot\sqrt{\frac{xy}{\psi}})dxdy, \tag{4.33}$$

где I_0^* – функция Бесселя от мнимого аргумента первого рода нулевого порядка.

Следует отметить, что совпадение $E_{\text{п}}$ и η не является случайным, а отражает тот факт, что процессы тепломассопереноса в контактных аппаратах с заданной геометрической формой поверхности в линейном варианте аппроксимации кривой $\varphi = 100\%$ и процессы теплопередачи в сухом режиме описываются одной и той же системой дифференциальных уравнений с соответствующими граничными условиями. О том, что уравнения (4.31) – (4.33) относятся к описанию контактных аппаратов, говорит лишь то, что величина приведенного коэффициента орошения $\psi = bc_w\mu$ пропорциональна среднему углу наклона кривой насыщения, а величина NTU пропорциональна коэффициенту теплообмена α, в то время как при описании КПД теплообменника NTU определяется коэффициентом теплопередачи.

Таким образом, для целого ряда пленочных контактных аппаратов с различными схемами движения приведенные энтальпийные коэффициенты могут быть найдены по графическим зависимостям, представленным, например, в [21]. Правомочность их использования определяется допущениями, позволяющими считать тождественными математические модели сухого теплообмена в рекуперативных теплообменниках и тепломассообмена в пленочных контактных аппаратах, в частности, допущением об отсутствии температурной релаксации в жидкой пленке.

Формулы (4.31) и (4.32) справедливы не только для пленочной, но и для форсуночной камеры орошения с монодисперсным распылением. В действительности процессы тепломассообмена в реальных форсуночных камерах характеризуются наличием полидисперсной структуры капель, существенно влияющей на эффективность обработки воздуха.

Попытаемся определить зависимость $E_{\text{п}}(E_{\text{а}})$ для последнего случая, воспользовавшись следующей расчетной моделью. Будем считать, что воздушный поток представляет собой совокупность движущихся слоев воздуха, синхронно с которыми перемещаются капли различных диаметров, причем каждый слой воздуха содержит капли лишь одного диаметра δ. Теплообменные процессы между воздухом и каплями в пределах каждого слоя протекают изолированно друг от друга. Смешение слоев происходит лишь на выходе из аппарата, а масса воздуха, взаимодействующая с каплями диаметром δ, может считаться пропорциональной площади лобовой поверхности капли соответствующего диаметра. Исходная система расчетных уравнений может быть записана с учетом следующих моментов. Пусть имеется полидисперсная жидкая фаза, характеризуемая функцией распределения $f(\delta)$. Тогда количество капель диаметром δ, проходящих через поперечное сечение камеры в единицу времени, таково:

$$dn = N_0\cdot f(\delta)\cdot d\delta \ , \tag{4.34}$$

где N_0 – общее количество капель, генерируемых форсунками в единицу времени, которое может быть подсчитано по формуле

$$N_0 = \frac{6\cdot G_{\text{в}}\mu}{\pi\rho_w M_3}. \tag{4.35}$$

Заметим, что $M_n = \int_0^{\delta_{\max}}\delta^n f(\delta)d\delta$ и, следовательно, $M_3 = \int_0^{\delta_{\max}}\delta^3 f(\delta)d\delta$.

Таким образом, общая площадь капель диаметром δ

$$f_\delta = \frac{\pi N_0}{V}\delta^2\cdot f(\delta)\cdot d\delta\cdot dx,$$

а общее количество теплоты, переданное каплями обрабатываемому воздуху, будет таким:

$$dQ_\delta = \frac{6\cdot G_{\text{в}}\cdot\mu\cdot\lambda\cdot\text{Nu}}{\rho_w\cdot V\cdot M_3}\delta\cdot f(\delta)\cdot(t_\delta - t)\cdot d\delta\cdot dx. \tag{4.36}$$

С другой стороны,

$$dQ_\delta = c_{\text{в}}G_{\text{в}}(\delta)\cdot dt. \tag{4.37}$$

Учитывая, что $G_в(\delta)=\frac{G_в}{M_2}\delta^2 f(\delta)d\delta$ и приравнивая (4.36) и (4.37), имеем

$$\frac{dt}{dx}=\frac{A_1\cdot\mu}{\delta}\cdot\frac{M_2}{M_3}\cdot(t_\delta-t), \tag{4.38}$$

где

$$A_1=\frac{6\cdot \mathrm{Nu}\cdot\lambda_в}{3600\cdot c_в\cdot\rho_w\cdot V}. \tag{4.39}$$

Аналогично может быть получено уравнение для энтальпии

$$\frac{dI}{dx}=\frac{A_1\cdot\mu}{\delta}\cdot\frac{M_2}{M_3}\cdot(I_\delta-I). \tag{4.40}$$

Исходя из условий баланса теплоты, переданной каплями воздуху при линейной аппроксимации кривой насыщения, получим уравнение для определения энтальпии, а следовательно, температуры капель:

$$\frac{dI_\delta}{dx}=\frac{A_1\cdot\mu}{\psi}\cdot\frac{1}{\delta^2}(I-I_\delta). \tag{4.41}$$

Конечные параметры воздуха на выходе из аппарата вычисляются по очевидным формулам

$$t_к=\frac{1}{M_2}\int_0^{\delta_{max}} t(L)f(\delta)\delta^2 d\delta; \tag{4.42}$$

$$I_к=\frac{1}{M_2}\int_0^{\delta_{max}} I(L)f(\delta)\delta^2 d\delta. \tag{4.43}$$

Система уравнений (4.38), (4.40) и (4.41) решается при следующих начальных условиях:

$$I(0)=I_н;t(0)=t_н;t_\delta(0)=t_{\delta н}. \tag{4.44}$$

При адиабатном режиме, интегрируя (4.38), имеем

$$1-E_а=\frac{1}{M_2}\int_0^\infty \exp\left(-\frac{A_1\mu L}{\delta}\cdot\frac{M_2}{M_3}\right)f(\delta)\delta^2 d\delta. \tag{4.45}$$

Решая систему дифференциальных уравнений (4.40) и (4.41) для величины коэффициента политропной эффективности в изолированном воздушном слое $E_п(\delta)$, получаем

$$E_п(\delta)=\frac{1-(1-E_а)^{1+\frac{M_3}{\psi\delta M_2}}}{1+\frac{M_3}{\psi\delta M_2}}. \tag{4.46}$$

Интегральное значение коэффициента $E_п$ обрабатываемого воздуха на выходе из аппарата таково:

$$E_п=\frac{1}{M_2}\int_0^\infty \frac{1-\exp\left(-\frac{A_1\mu L}{\delta}\cdot\frac{M_2}{M_3}\left(1+\frac{M_3}{\psi\delta M_2}\right)\right)}{1+\frac{M_3}{\psi\delta M_2}} f(\delta)\delta^2 d\delta. \tag{4.47}$$

Аналогичное уравнение для определения $E_п$ в режиме противотока имеет вид

$$E_п=\frac{1}{M_2}\int_0^\infty \frac{1-\exp\left(-\frac{A_1\mu L}{\delta}\cdot\frac{M_2}{M_3}\left(1+\frac{M_3}{\psi\delta M_2}\right)\right)}{1-\frac{M_3}{\psi\delta M_2}\exp\left(-\frac{A_1\mu L}{\delta}\cdot\frac{M_2}{M_3}\left(1+\frac{M_3}{\psi\delta M_2}\right)\right)} f(\delta)\delta^2 d\delta. \tag{4.48}$$

Полученные уравнения (4.47) и (4.48) описывают в неявном виде искомую зависимость $E_п(E_а)$ с фиксированными значениями коэффициента орошения при тепломассообмене воздушного потока с полидисперсной совокупностью капель, либо участвующих в синхронном движении (прямоток), либо двигающихся противоточно. Очевидно, что в связи с наличием в правых частях уравнений интегралов от произведений трансцендентных функций аналитическое представление зависимостей $E_п(E_а)$ в общем виде получить не удается.

Рассмотрим способ получения зависимостей $E_п(E_а)$ в табличной форме при нормально-логарифмическом законе распределения капель по диаметрам. В этом случае

$$f(\delta)d\delta = \frac{1}{\delta}\cdot\frac{\exp(-(\frac{\ln\delta-\ln\xi}{\sigma\sqrt{2}\cdot\ln 10})^2)}{\sigma\sqrt{2}\ln 10}d\delta. \qquad (4.49)$$

Величины моментов M_2 и M_3 в этом случае будут такими:

$$M_2 = \int_0^\infty f(\delta)\delta^2 d\delta = \xi^2\cdot\exp(c^2); \qquad (4.50)$$

$$M_3 = \int_0^\infty f(\delta)\delta^3 d\delta = \xi^3\cdot\exp(\frac{9}{4}c^2), \qquad (4.51)$$

где

$$c = \sigma\sqrt{2\cdot\ln 10}. \qquad (4.52)$$

Введем новую переменную $\eta = \delta/\xi$. Тогда выражения (4.47) и (4.48) для $E_а$ и $E_п$ преобразуются к виду

$$1-E_а = \frac{1}{c\sqrt{\pi}}\int_0^\infty \exp(-\frac{A}{\eta}-(\frac{\ln\eta}{c}-c)^2)\frac{d\eta}{\eta}; \qquad (4.53)$$

$$E_п = \frac{1}{c\sqrt{\pi}}\int_0^\infty \frac{1-\exp(-\frac{A}{\eta}(1+(D\cdot\eta)^{-1}))}{1+(D\cdot\eta)^{-1}}\cdot\exp(-(\frac{\ln\eta}{c}-c)^2)\frac{d\eta}{\eta}, \qquad (4.54)$$

где $A = \frac{A_1\mu L}{\xi^2}\exp(-\frac{5}{4}c^2)$; $D = \psi\cdot\exp(-\frac{5}{4}c^2)$.

Численное решение системы уравнений (4.53) и (4.54) на ПЭВМ позволило определить зависимости $E_п$(NTU, μ, σ), получение которых и является конечной целью рассматриваемой задачи. Некоторые результаты численных расчетов представлены в табл. 4.1 для различных значений NTU, μ и σ при синхронном движении капель и воздуха.

Таблица 4.1

РАСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛИТРОПНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ $E_п$

σ	NTU	Значения $E_п$				
		μ = 0,5	μ = 1,0	μ = 1,5	μ = 2,0	μ = 2,5
0,1	0,8	0,352	0,415	0,445	0,475	0,495
	1,6	0,385	0,535	0,585	0,642	0,670
	2,4	0,405	0,560	0,635	0,680	0,725
0,2	0,8	0,302	0,385	0,426	0,451	0,467
	1,6	0,360	0,490	0,559	0,603	0,632
	2,4	0,378	0,526	0,608	0,660	0,697
0,3	0,8	0,259	0,339	0,382	0,410	0,429
	1,6	0,322	0,422	0,510	0,554	0,586
	2,4	0,345	0,478	0,561	0,601	0,653

Полученные при решении модельной задачи численные значения $E_п$ и $E_а$ позволяют оценить качественную сторону взаимосвязи этих величин, увязав ее с влиянием коэффициента дисперсии σ. Из приведенных в табл. 4.1 данных следует, что коэффициент приведенной политропной эффективности монотонно возрастает вместе с ростом μ и NTU. Анализ представленных данных также позволяет отметить одну важную особенность процессов тепломассообмена в полидисперсных системах. Она состоит в том, что при одинаковых значениях μ и NTU максимум значений $E_п$ наблюдается при $\sigma \to 0$, т.е. в случае монодисперсного распыления жидкости. С ростом σ значения коэффициентов политропной эффективности существенно понижаются. Указанное обстоятельство является важным и может быть использовано, как будет показано ниже, при оценке способов интенсификации процессов тепломассообмена и совершенствования аппаратов с форсуночным распылением жидкости.

Полученные результаты позволяют также ориентировочно установить и количественную связь между величинами $E_п$ и $E_а$, предположив, что между коэффициентом $E_п$ и величинами μ, NTU и σ существует зависимость, по своей структуре подобная (4.31):

$$E_{\text{п}} = \frac{1-\exp[\Phi \cdot \ln(1-E_{\text{а}})]}{\Phi}, \qquad (4.55)$$

где Ф – величина, функционально зависящая от μ, NTU и σ.

В этом случае, используя приведенные в табл. 4.1 данные, зависимость Ф(μ, NTU , σ) можно записать в виде

$$\Phi = (1+\frac{0{,}725}{\mu}) \cdot \left[1 + c[-\ln(1-E_{\text{а}})]^{-0{,}8}\right], \qquad (4.56)$$

где $c = 3{,}2 \cdot \sigma^{1{,}8}$.

4.1.2.3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В КАМЕРЕ ОРОШЕНИЯ

Математическая модель расчета камер орошения представляет собой систему интегродифференциальных уравнений относительно температуры воздуха по сухому термометру, энтальпии воздуха и температуры капель различных диаметров. Эта система уравнений вытекает из системы (1.9) – (1.15), описывающей в общем случае процессы переноса в контактных аппаратах.

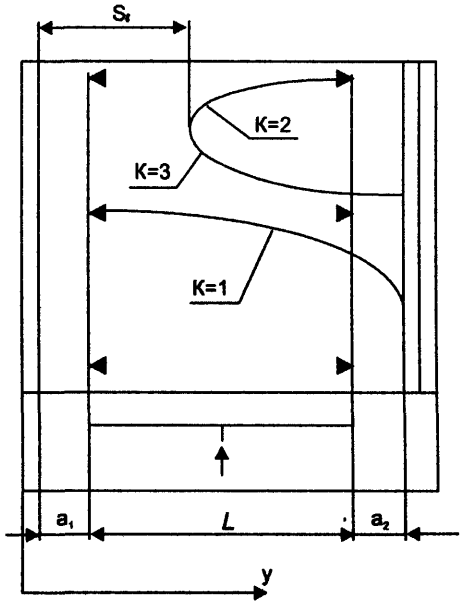


Рис. 4.8. Расчетная схема двухрядной камеры орошения со взаимовстречным распылением

Рассмотрим способ получения указанной системы уравнений, описывающей процессы тепло- и массообмена в форсуночных камерах орошения установок кондиционирования воздуха для достаточно общего случая взаимного противоточного и прямоточного движения газожидкостного потока с полидисперсной жидкой фазой, диспергируемой центробежными форсунками. В камере, имеющей два ряда стояков, форсунки первого по ходу движения воздуха ряда осуществляют прямоточное распыление жидкости, а второго – противоточное (рис. 4.8).

Тепломассообменные процессы, протекающие в такой камере в условиях слабой заполненности воздушного потока капельными массами, осложняются присутствием в потоке полидисперсной совокупности капель различных диаметров, количество которых по длине камеры переменно вследствие выпадения капель в поддон и на ограждающие конструкции, а также наличием переменного по величине и направлению поля абсолютных и относительных скоростей движения капель. Рассмотрим способ получения искомой системы уравнений для двухрядной камеры орошения со взаимовстречным распылением, приняв следующие допущения.

1.Температура и влагосодержание воздуха меняются лишь по длине камеры, а скорость воздуха в ней постоянна по сечению и равна среднерасходной.

2. Количество капель определенного размера неизменно в поперечном сечении, размер капель при движении их в дождевом пространстве остается постоянным. Вращение капель не влияет на интенсивность теплообмена, эффектом их соударений можно пренебречь.

3. Имеет место подобие процессов тепло- и массообмена в достаточно малых объемах контактного пространства, т.е. соблюдается соотношение Льюиса для коэффициентов тепло- и массообмена в локальном смысле.

4. Явлениями термо- и бародиффузии, диффузионной теплопроводности, а также стефановым течением можно пренебречь.

5. Отсутствует явление температурной релаксации в каплях, т.е. их температура одинакова по всему объему и равна температуре на поверхности капли. Кроме того, предполагается отсутствие турбулентных пульсаций в двухфазном потоке, отсутствие влияния кривизны поверхности капель на концентрацию паров в пограничном слое воздуха над этой поверхностью и т.п.

Рассмотрим объем элемента камеры $F_{фр}dy$ (см. рис. 4.8) в прямоугольной системе координат x, y, z. Количество капель диаметром δ, проходящих через сечение камеры расстояние y от начала координат в единицу времени, составит

$$dn = N_0 \cdot B(y) \cdot f(\delta) \cdot d\delta \,, \tag{4.57}$$

где $B(y)$ – коэффициент, учитывающий выпадение капель в поддон и на ограждения, меняющийся по длине камеры (в сечении в соответствующем положении стояков с форсунками $B(y_ф) = 1$); N_0 – общее количество капель, распыляемых форсунками ряда в единицу времени; $f(\delta) = \dfrac{1}{N_0}\dfrac{dn}{d\delta}$ – закон (функция) распределения капель по размерам.

Поверхность, образуемая каплями диаметрами δ в единицу времени,

$$dF_\delta = N_0 \cdot \pi \cdot \delta^2 \cdot B(y) \cdot f(\delta) \cdot d\delta \,, \tag{4.58}$$

а поверхность капель данного диаметра, приходящаяся на объем $F_{фр}dx$,

$$N_0 \cdot \pi \cdot B(y) \cdot \delta^2 \cdot f(\delta) \cdot d\delta \cdot d\tau \,, \tag{4.59}$$

где $d\tau = \dfrac{dy}{V_y(\delta)}$ – время пребывания капли в объеме $F_{фр}dy$; $V_y(\delta)$ – абсолютная скорость капли диаметром δ в направлении y.

Количество явной теплоты, переданное каплями диаметром δ воздуху в объеме $F_{фр}dy$, таково:

$$dq_я = N_0 \cdot \alpha \cdot B(y) \cdot \pi \cdot f(\delta) \cdot (t_\delta - t) \cdot \delta \cdot d\delta \cdot y, \tag{4.60}$$

где α – коэффициент теплоотдачи у поверхности капель.

Используя известное выражение для числа Нуссельта и подставляя его в (4.60), получаем

$$dq_я = N_0 \cdot \frac{\mathrm{Nu} \cdot \lambda}{V_y(\delta)} B(y) \cdot \pi \cdot f(\delta) \cdot (t_\delta - t) \cdot \delta \cdot d\delta \cdot y \,. \tag{4.61}$$

Из равенства

$$\mu \cdot G_в = \rho_w N_0 \cdot \int_0^{\delta_{max}} \frac{\pi\delta^3}{6} f(\delta) d\delta \tag{4.62}$$

получим

$$N_0 = \frac{6 \cdot G_в \mu}{\pi \rho_w M_3} \,. \tag{4.63}$$

Подставляя полученное для N_0 выражение в (4.61) и интегрируя его по всему спектру, имеем

$$dq_я = \frac{6 \cdot G_в \lambda}{\rho_w M_3} dy \cdot \int_0^{\delta_{max}} \frac{\mathrm{Nu} \cdot B(y)}{V_y(\delta)} \cdot \delta \cdot f(\delta) \cdot (t_\delta - t) \cdot d\delta \,. \tag{4.64}$$

С другой стороны,

$$dq_я = c_в G_d dt \,. \tag{4.65}$$

Приравнивая (4.64) и (4.65), получаем

$$\frac{dt}{dy} = \frac{6\mu\lambda}{c_в \rho_w M_3} \int_0^{\delta_{max}} \frac{\mathrm{Nu} \cdot B(y)}{V_y(\delta)} \delta \cdot f(\delta) \cdot (t_\delta - t) d\delta \,. \tag{4.66}$$

Для полноты математической модели необходимо определиться с законом распределения капель по диаметрам. В настоящее время наиболее полно теоретически обоснованным законом распыления жидкостей центробежными распылителями является нормально-логарифмический закон, предложенный А.Н. Колмогоровым [86], который целесообразно принять при проведении всех последующих расчетов. В соответствии с этим законом

$$f(\delta)=\frac{1}{N_0}\frac{dn}{d(\lg\delta)}=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\exp(-\frac{(\lg\delta-\lg\xi)^2}{2\sigma^2}). \quad (4.67)$$

При нормально-логарифмическом законе имеем

$$\frac{dt}{dy}=A_1\int_0^{\delta_{max}}N_\delta\cdot\delta\cdot f(\delta)\cdot(t_\delta-t)d\delta, \quad (4.68)$$

где

$$A_1=\frac{6\mu\lambda}{c_в\rho_w\cdot\ln10\cdot\sigma\sqrt{2\pi}\cdot M_3};\quad N_\delta=\frac{\mathrm{Nu}\cdot B(y)}{V_y(\delta)}. \quad (4.69)$$

Аналогично с учетом соотношения Льюиса можно получить уравнения для определения влагосодержания и энтальпии воздуха:

$$\frac{dd}{dy}=A_1\int_0^{\delta_{max}}N_\delta\cdot\delta\cdot f(\delta)\cdot(d_\delta-d)d\delta; \quad (4.70)$$

$$\frac{dI}{dy}=A_1\int_0^{\delta_{max}}N_\delta\cdot\delta\cdot f(\delta)\cdot(I_\delta-I)d\delta. \quad (4.71)$$

Уравнение для определения величины $t_\delta(y)$ находится из теплового баланса. Оно имеет вид

$$\frac{dt_\delta}{dy}=A_2(I-I_\delta), \quad (4.72)$$

где

$$A_2=\frac{6\cdot\mathrm{Nu}\cdot\lambda}{c_в\cdot c_w\cdot\rho_w\cdot\delta^2\cdot V_y(\delta)}. \quad (4.73)$$

Для построения полной математической модели и определения граничных условий необходимо прежде всего выбрать расчетную кинематическую схему движения капель в контактном пространстве. Эта схема определяется количеством рядов стояков с форсунками и взаимным движением воздуха и распыляемой жидкости. Для рассматриваемого случая такая схема приведена на рис. 4.8. Она является наиболее общей и может с небольшими изменениями использоваться при моделировании процессов тепломассообмена с горизонтальными одно- и двухрядными камерами орошения.

Как видно из рис. 4.8, в различных сечениях камеры могут существовать разные сочетания капель трех типов. К первому типу относятся капли, стартующие из форсунок прямоточного ряда. Второй тип включает капли, которые продуцируются противоточными форсунками при движении против потока воздуха до плоскости поворота, которая для капель различных диаметров определяется координатой S_δ^*. Капли третьего типа движутся от плоскости поворота по направлению движения воздуха.

Для части спектра, соответствующей мелким фракциям, величина S_δ^*, как правило, меньше длины оросительного пространства камеры L (см. рис. 4.8). Тогда для мелких капель на начальном участке оросительного пространства в процессе тепло- и массообмена участвуют лишь капли первого типа (K=1), на втором участке – всех трех типов (K=1, 2, 3), на третьем – первого и третьего типов (K=1, 3). Аналогично может быть проведено разбиение всего объема камеры и для капель больших диаметров.

При принятой схематизации система уравнений с учетом (4.68) – (4.73) может быть записана в виде

$$\frac{dt}{dy}=A_1\cdot\sum_1^3\int_0^{\delta_{max}}N_{\delta,k}(t_\delta-t)\cdot\exp(-\frac{(\lg\delta-\lg\xi)^2}{2\sigma^2})d\delta; \quad (4.74)$$

$$\frac{dI}{dy}=A_1\cdot\sum_1^3\int_0^{\delta_{max}}N_{\delta,k}(I_\delta-I)\cdot\exp(-\frac{(\lg\delta-\lg\xi)^2}{2\sigma^2})d\delta; \quad (4.75)$$

$$\frac{dt_\delta}{dy}=A_2\cdot(-1)^k\cdot N^*_{\delta,k}(I-I_\delta), \quad (4.76)$$

где

$$N_{\delta,k}=\frac{\mathrm{Nu}_k\cdot B_k(y)}{V_k(\delta)};\quad A_2=\frac{6\lambda}{c_в c_w\rho_w};\quad N^*_{\delta,k}=\frac{\mathrm{Nu}_k}{V_k(\delta)\cdot\delta^2}. \quad (4.77)$$

Систему уравнений (4.74) – (4.76) следует решать при следующих граничных условиях:

$$y = 0:\ t(0) = t_н,\ I(0) = I_н; \tag{4.78}$$

$$y = a_1:\ t_δ(a_1) = t_{δ_н}; \tag{4.79}$$

$$y = L + a_1:\ t_δ(L + a_1) = t_{δ_н}. \tag{4.80}$$

При $y = S_δ$ температуры капель каждого из диаметров второго и третьего типов равны друг другу. Наличие в правой части уравнения (4.76) множителя $(-1)^k$ связано с тем, что в принятой системе координат скорость капель второго типа оказывается отрицательной, т.е. по мере увеличения y капля, движущаяся против потока воздуха, как бы «возвращается» в форсунку.

Следует отметить, что по своей структуре система уравнений (4.74) – (4.76) полностью совпадает с системой (1.24) – (1.26), см. гл. 1, полученной из общей системы уравнений (1.9) – (1.15), которая описывает обменные процессы в контактных аппаратах.

Кинематика капель в камере орошения. Как видно из (4.74) – (4.76), для расчета процессов тепломассообмена необходимо располагать информацией о кинематике капель, распыляемых форсунками. Траектории их движения определяют текущие по длине камеры орошения значения коэффициента орошения, которые отличаются от исходных вследствие выпадения капель в поддон и на ограждающие конструкции. Относительные скорости капель характеризуют локальные значения чисел Нуссельта, а составляющие абсолютной скорости в продольном направлении определяют время их пребывания в контактном пространстве. Эту информацию можно получить, решив задачу движения совокупности капель в оросительном пространстве камеры. Такая задача представляет и самостоятельный интерес, так как по результатам ее решения можно судить о рациональности использования объема камеры, достоинствах и недостатках различных схем распыления.

В общем случае центробежные форсунки можно рассматривать как источник капель, одновременно стартующих с равными скоростями в различных направлениях по наружной поверхности конуса распыления. Траектории капель могут быть определены из решения уравнения одиночной капли, которое в векторной форме имеет вид

$$\rho_ж \frac{\pi\delta^3}{6}\frac{d\vec{V}}{d\tau} = -\zeta\frac{\rho_в u^2}{2}\times\frac{\pi\delta^2}{4}\times\frac{\vec{U}}{U} + \vec{p}, \tag{4.81}$$

где $\vec{V}$ и $\vec{U}$ – векторы абсолютной и относительной скорости капли; U – величина относительной скорости капли по модулю; ζ – коэффициент сопротивления капли шарообразной формы; $\vec{p}$ – вес капли.

Начальные условия для капель, стартующих в различных направлениях, определяются углом между соответствующим вектором и координатными осями. Этот угол, равный корневому углу факела распыления, и модуль начальной скорости вычислялись на основе зависимостей, вытекающих из теории идеальной форсунки [87], с учетом поправок, уточняющих реальные расходные характеристики форсунок, приведенные ниже. Расчеты, проведенные по уравнению (4.81) для различных углов распыления и скоростей стартующих капель, как при прямоточном, так и при противоточном распылении жидкости позволили сделать вывод о том, что одновременно стартующие капли одного размера по мере удаления от форсунок образуют расширяющийся круг, центр которого опускается. Этот вывод численно подтверждается для капель всех рассчитываемых диаметров.

Благодаря этому движение всей совокупности капель можно описывать по характерным каплям, векторы начальных скоростей которых лежат в горизонтальной плоскости на наружной поверхности конуса распыления.

При достаточно большом количестве форсунок в сечении камеры можно считать плотность распределения капель одного диаметра постоянной по заполненному сечению. В этом случае текущее значение коэффициента орошения определяется как отношение площади камеры $F_{фр}$, заполненной каплями, к площади того сечения F_1, которое бы имело место при отсутствии ограждения и поддона. Соответствующие количественные зависимости для камер прямоугольного поперечного сечения легко могут быть вычислены из простых геометрических соображений.

Таким образом, решение задачи кинематики движения полидисперсной системы капель дает возможность найти текущие значения $N_{δ,k}$ и $N^*_{δ,k}$, входящих в правые части уравнений (4.74) – (4.76), что позволяет численно решать эту систему уравнений. Решение (4.74) – (4.76) при изучении политропических процессов обработки воздуха осложняется специальными граничными условиями, обусловленными наличием прямоточного и противоточного рядов стояков и второго и третьего типов капель, что исключает применение стандартных численных методов решения систем дифференциальных уравнений.

Путь к решению (4.74) – (4.76) – возможность кусочно-линейной аппроксимации действительного закона изменения величин $N_{δ,k}$ и $N^*_{δ,k}$ на достаточно малых участках камер, в качестве которых могут

приниматься участки непрерывности производных $\frac{dl_в}{dx}$ между сечениями поворота противоточных капель, стояками с форсунками, воздухораспределителем и каплеуловителем. В этом случае задача сводится к решению n (по количеству участков) систем обыкновенных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами. Применение метода неопределенных коэффициентов приводит после решения характеристических уравнений к системам линейных алгебраических уравнений, что облегчает выполнение граничных условий благодаря принципу суперпозиции. Вычисление интегралов в правых частях (4.74) – (4.76) осуществлялось методом Гаусса. Более подробное описание алгоритма решения (4.74) – (4.76) приведено в [88].

Разработанный алгоритм численного решения рассматриваемой системы уравнений был реализован на ПЭВМ. При проведении расчетных исследований параметры спектра распыления, соответствующие нормально-логарифмическому закону (ξ – модальный размер капель в спектре распыления и σ – коэффициент дисперсии), определялись по формулам, приведенным ниже. Величина коэффициента сопротивления при движении капли

$$\zeta = \frac{24}{\mathrm{Re}} + \frac{4{,}4}{\sqrt{\mathrm{Re}}} + 0{,}32, \tag{4.82}$$

а число Нуссельта вычислялось по формуле Фреслинга

$$\mathrm{Nu} = 2(1 + 0{,}28\,\mathrm{Re}^{0{,}5}\,\mathrm{Pr}^{0{,}33}). \tag{4.83}$$

Обобщенные характеристики центробежных форсунок кондиционеров воздуха. Для проведения расчетов по (4.74) – (4.76) необходимо располагать сведениями о гидравлических характеристиках и параметрах спектра распыления центробежных форсунок. Указанная информация может быть представлена в виде обобщенных зависимостей, полученных в результате обработки имеющихся экспериментальных данных по изучению производительности форсунок, угла раскрытия факела и дисперсного состава капель в форсуночных факелах.

В общем случае производительность форсунок является функцией конструктивных характеристик распылительного устройства, к числу которых относятся геометрическая характеристика, диаметры выходного отверстия и камеры закручивания, число подводящих тангенциальных каналов, а также физических свойств жидкости. Как показывают многочисленные экспериментальные данные, для автомодельных областей работы в режимах кондиционирования воздуха связи между определяющими параметрами существенно упрощаются и могут быть представлены в виде

$$q_ф = 39{,}6\mu^* d_0^{\,2}\Delta P_ф^{\,2}, \tag{4.84}$$

где μ^* – коэффициент расхода форсунки, величина которого зависит лишь от диаметра сопла d_0, радиуса камеры закручивания $R_к$ и эквивалентного радиуса входного отверстия $r_{вх}$.

В качестве исходной зависимости для μ^* было выбрано соотношение, предложенное в [89]:

$$\mu^* = c \cdot A_ф^{-\frac{b}{(R_к / r_0)^\gamma}}, \tag{4.85}$$

где $A_ф$ – геометрическая характеристика форсунки, вычисляемая по формуле

$$A_ф = \frac{R_к - r_{вх}}{n r_{вх}^{\,2}}. \tag{4.86}$$

Для определения численных значений c, b и γ были проанализированы многочисленные опытные данные по малонапорным центробежным форсункам с одноканальным подводом жидкости (n = 1), а также некоторые данные по форсункам с двухканальным тангенциальным подводом (n = 2), причем основные влияющие геометрические параметры менялись в достаточно широких пределах: $A_ф$ = 0,4 – 5,0; d_0 = 3 – 15,0 мм. Результаты обработки показывают, при c = 0,32, b = 1,19 и γ = 0,78 формула (4.85) описывает имеющиеся данные с точностью ± 10% для всех разновидностей рассматриваемых форсунок, в том числе и форсунок фирмы «BEIL» (табл. 4.2).

Аналогично была получена обобщенная зависимость для определения угла раскрытия факела $2\varphi_1$. Она имеет вид

$$2\varphi_1 = \frac{58{,}9}{\mu^* + 0{,}414}. \tag{4.87}$$

Таблица 4.2

РАСЧЕТНЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ РАСХОДА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ФОРСУНОК КОНДИЦИОНЕРОВ ВОЗДУХА

Тип форсунок	$R_к$, мм	$R_{вх}$, мм	d_0, мм	n	$A_ф$	$\mu_р^*$	$\mu_{экс}^*$	$\delta = \frac{\mu_р^* - \mu_{экс}^*}{\mu_р^*}$, %
Форсунка LTG	9,0	1,8	3,0	1	3,33	0,224	0,210	+6,7
Форсунка Cyclone	12,5	2,5	5,0	1	4,0	0,199	0,221	-10,0
Форсунка ЦНИИПЗ	35,0	6,0	12,0	1	4,83	0,199	0,181	+9,9
Форсунка КТ У1-3,0	7,0	3,5	3,0	1	0,43	0,433	0,494	-12,3
Форсунка КТ У1-4,0	7,0	3,5	4,0	1	0,57	0,410	0,410	0
Форсунка КТ У1-5,0	7,0	3,5	5,0	1	0,71	0,383	0,359	+6,7
Форсунка ШФ-5/9	9,5	2,5	9,0	2	5,0	0,110	0,118	-6,8
Форсунка УЦ-6×5,5-2	9,0	3,1	6,0	2	0,92	0,338	0,340	0
Форсунка УЦ-14×10-4	15,0	6,9	14,0	2	0,59	0,448	0,470	-10,1
Форсунка BEIL	17,0	5,5	8,0	1	1,52	0,27	0,30	-10,0

Отсутствие достоверной информации о параметрах спектра распыления потребовало проведения специальных экспериментальных исследований, конечной целью которых являлось установление обобщенных зависимостей для определения величин ξ и σ в широком диапазоне изменения конструктивных размеров форсунок и гидродинамических условий их работы. Учитывая, что при распылении жидкости центробежными форсунками в факелах распыленной жидкости могут находиться капли с размерами от 5–10 мкм до 2,0 мм, эксперименты проводили с помощью метода электропроводности, предложенного в [90] и развитого в [91, 92], с использованием соответствующей измерительной аппаратуры.

Обработка экспериментальных данных, полученных в виде счетных характеристик $h(s,D)$ для случая нормально-логарифмического закона, проводилась по формулам

$$\xi = 2{,}36\frac{I_1}{h(0)}\exp(-\frac{5}{4}c^2); \tag{4.88}$$

$$c = \sqrt{2\ln(1{,}441\frac{h(0)\cdot I_2}{I_1^{\,2}}}, \tag{4.89}$$

где

$$I_1 = \int_0^\infty h(s)ds\,;\quad I_2 = \int_0^\infty h(s)sds\,;\quad c = \sigma\sqrt{2}\ln 10. \tag{4.90}$$

Интегралы I_1 и I_2 подсчитывались численно по опытным счетным характеристикам. Соотношения (4.88) и (4.89) были получены в результате анализа выражения для счетных характеристик, которые для рассматриваемого метода могут быть представлены в виде

$$h(s) = \int_0^\infty K(s,\delta)f(\delta)\,d\delta, \tag{4.91}$$

где $K(s,\delta)$ – вероятность того, что капля заданного размера в ограниченном объеме коснется двух точек, расположенных на расстоянии s друг от друга:

$$K(s,\delta) = \frac{1}{2}(\arccos(\frac{s}{\delta}) - \frac{s}{\delta}\sqrt{1-(\frac{s}{\delta})^2}). \tag{4.92}$$

При проведении экспериментов изучались характеристики спектров распыления форсунок с одно- и двухканальным подводом жидкости, геометрические характеристики которых изменялись в диапазоне $A_ф$ = 0,43 – 4,0, диаметры сопла выходного отверстия d_0 = 3 – 7 мм при перепадах давлений на форсунках 0,8 – 3,0 бара.

Полученные в качестве исходных зависимости для нахождения величин ξ и σ имеют вид

$$\xi = k_1 A_ф^{\,\alpha} d_0^{\,\beta} U_ф^{\,\gamma}, \text{ мм}; \tag{4.93}$$

$$\sigma = k_2(1 + k_3\exp(-m)), \tag{4.94}$$

где m – количество тангенциальных каналов в камере закручивания, $U_ф$ – относительная скорость истечения жидкости из форсунки.

Следует отметить, что номенклатура определяющих параметров и структура выражения (4.93) для вычисления ξ хорошо согласуются с формой критериальных уравнений для определения средних

(по площади, объему, по их отношению и т.п.) диаметров капель, которые получены многими авторами (см., например, [93]).

Аппроксимация опытных данных в виде (4.93) и (4.94) позволяет при k_1 = 0,295; k_2 = =0,153; k_3 = 2,25; α = -0,25; β = 0,5 и γ =-0,65 описывать результаты экспериментальных исследований с точностью ± 15%, т.е. погрешность достаточно велика. Поэтому в формулу (4.93) в окончательном ее виде введен корректирующий коэффициент K_ξ, численное значение которого должно подбираться в ходе расчетов по разработанной математической модели с учетом наилучшего согласования расчетных данных с имеющимися экспериментальными. Таким образом,

$$\xi = 0{,}295 \cdot K_\xi A_\phi^{-0{,}25} d_0^{\,0{,}5} U_\phi^{\,-0{,}65}, \text{ мм}; \tag{4.95}$$

$$\sigma = 0{,}153(1+2{,}25\exp(-m)). \tag{4.96}$$

4.1.2.4. ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ДИСПЕРСИИ СПЕКТРА РАСПЫЛЕНИЯ НА ВЕЛИЧИНУ КОНТАКТНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Характерной особенностью выражения (4.96) для определения величины σ является сильная зависимость этой величины от количества тангенциальных каналов подвода жидкости к камере закручивания. Так, при одном канале σ = 0,28, а при двух σ = 0,20. Такой характер поведения σ может объясняться существенной неравномерностью толщины пленки в устье сопла форсунки при одноканальном тангенциальном подводе. Это положение может быть обосновано количественно на основе решения следующей модельной задачи.

Предположим, что при диспергировании жидкости центробежной форсункой каждый элементарный участок пленки толщиной $\delta_{\text{плн}}(\psi)$ распыляется на капли, совокупность которых подчиняется нормально-логарифмическому закону, причем дисперсия независимо от толщины пленки является постоянной величиной σ_0, а модальный размер капель может быть определен по формуле

$$\xi_\psi = B\delta_{\text{плн}}(\psi)^{-0{,}5}, \tag{4.97}$$

что хорошо согласуется с (4.95).

В такой постановке выражение для определения вероятности появления капель диаметром δ в общей совокупности капель, генерируемых форсункой, таково:

$$P(\delta) = \frac{\int_0^{2\pi} \frac{\delta_{\text{плн}}(\psi)}{M_{3\psi}} \varphi(\delta,\psi) d\psi}{\int_0^{2\pi} \frac{\delta_{\text{плн}}(\psi)}{M_{3\psi}} d\psi}. \tag{4.98}$$

Дисперсия σ_1 общей совокупности капель с учетом (4.98) может быть найдена из соотношения

$$c_1^{\,2} = \frac{2}{3}\ln\frac{M_3 \cdot M_0^{\,2}}{M_1^{\,3}}. \tag{4.99}$$

Для проведения численных расчетов необходимо задаться законом изменения толщины пленки в устье сопла. Предполагая, что количество жидкости, распыляемой форсункой, не зависит от степени неравномерности заполнения сечения сопла, а расходная составляющая скорости жидкости постоянна по толщине пленки, выражение для $\delta_{\text{плн}}(\psi)$ можно представить в виде

$$\delta_{\text{плн}}(\psi) = h(1 - \chi\cos\psi), \tag{4.100}$$

где $\chi = e/h$ – относительный эксцентриситет, характеризующий смещение центра окружности диаметром $d_в$, представляющей сечение воздушного вихря на срезе сопла, $h=(d_0 - d_в)/2$; e – абсолютная величина смещения центра воздушного вихря относительно центра выходного отверстия с диаметром d_0.

Подставляя (4.100) в (4.98), имеем

$$P(\delta) = \frac{\int_0^{2\pi} \frac{\varphi(\delta,\psi)}{\sqrt{1-\chi\cdot\cos\psi}} d\psi}{\int_0^{2\pi} \frac{d\psi}{\sqrt{1-\chi\cdot\cos\psi}}}. \tag{4.101}$$

Значения моментов M_0, M_1 и M_3 с учетом (4.97), (4.100) и (4.101) определяются формулой

$$M_n = \frac{\exp(\frac{n^2}{4}c_0^2)\cdot(\frac{B}{\sqrt{h}})^n \cdot \int_0^{2\pi}(1-\chi\cos\psi)^{\frac{n-1}{2}}}{\int_0^{2\pi}\frac{d\psi}{\sqrt{1-\chi\cdot\cos\psi}}}\cdot d\psi. \qquad (4.102)$$

В этом случае выражение для нахождения величины σ_1 имеет вид

$$c_1^2 = c_0^2 + \frac{4}{3}\ln(\frac{1}{\pi}\int_0^{\pi}\frac{d\psi}{\sqrt{1-\chi\cdot\cos\psi}}). \qquad (4.103)$$

Значение интеграла, входящего в (4.103), может быть определено по формуле

$$\frac{1}{\pi}\int_0^{\pi}\frac{d\psi}{\sqrt{1-\chi\cdot\cos\psi}} = \frac{2}{\pi\cdot\sqrt{1+\chi}}\cdot K\sqrt{\frac{2\chi}{1+\chi}} \qquad (4.104)$$

с помощью [94], где приведены затабулированные значения функции $K(\chi)$.

Как следует из опытных данных некоторых авторов (см., например, [95]), изучавших нарушение осевой симметрии при распылении жидкости центробежными форсунками, величина этой неравномерности, обусловленной одноканальным подводом, очень существенна. В частности, для форсунок типа У-1 отношение величины максимального и минимального (по углу) расходов жидкости составляет около 19. Исходя из этого величина χ в выражении (4.100) может быть принята равной 0,9. Расчеты, проведенные по (4.103), показывают, что при $\chi = 0{,}9$ и $\sigma_0 = 0{,}2$ дисперсия $\sigma_1 = 0{,}275$ и практически совпадает с величиной, подсчитанной по (4.96), что полностью подтверждает высказанное выше предположение.

Рассмотрим далее вопрос о влиянии дисперсии на величину межфазной поверхности, которая образуется в ходе диспергирования жидкости центробежными форсунками. Для этого вначале необходимо определить общее количество капель, генерируемых форсунками в единицу времени. Это можно сделать следующим образом.

При распылении жидкости центробежными форсунками образуется полидисперсная совокупность жидких капель, которая характеризуется функцией распределения капель по диаметрам σ. В общем случае независимо от конкретного закона распределения плотность распределения капель по диаметрам может быть представлена в виде

$$f(\delta) = \frac{1}{N_0}\cdot\frac{dn}{d\delta}, \qquad (4.105)$$

где n – число капель диаметром δ; N_0 – общее количество капель. В этом случае масса распыленной воды определяется равенством

$$G_w = \rho_w \cdot N \cdot \int_0^{\infty}\frac{\pi\delta^3}{6}f(\delta)\cdot d\delta, \qquad (4.106)$$

откуда следует, что общее число капель

$$N_0 = \frac{6\cdot G_w}{\pi\rho_w\cdot M_3}, \qquad (4.107)$$

где

$$M_3 = \int_0^{\infty}\delta^3 f(\delta)\cdot d\delta. \qquad (4.108)$$

Поверхность капель диаметром δ

$$dF = \pi\delta^2\cdot dn = \pi\delta^2\cdot N\cdot f(\delta)\cdot d\delta. \qquad (4.109)$$

Величину межфазной поверхности, представляющей собой суммарную поверхность всех капель, продуцируемых при распылении массы жидкости G_w, можно подсчитать по формуле

$$F = \pi\cdot N\cdot\int_0^{\infty}f(\delta)\cdot\delta^2\cdot d\delta = \frac{6\cdot G_w}{\rho_w}\cdot\frac{M_2}{M_3}, \qquad (4.110)$$

где

$$M_2 = \int_0^{\infty}\delta^2 f(\delta)\cdot d\delta. \qquad (4.111)$$

В качестве закона распределения капель по диаметрам, как указывалось выше, в настоящее время принимают нормально-логарифмический закон как наиболее полно отвечающий физическому смыслу процесса диспергирования. В этом случае

$$f(\delta)=\frac{1}{N}\cdot\frac{dn}{d\delta}=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\exp(-\frac{(\lg\delta-\lg\xi)^2}{2\sigma^2}). \quad (4.112)$$

Можно показать, что в случае применения нормально-логарифмического закона величины моментов M_2 и M_3 будет соответственно такими:

$$M_2=\int_0\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\exp(-\frac{(\lg\delta-\lg\xi)^2}{2\sigma^2})\cdot\delta^2\cdot d\delta=\xi^2\cdot\exp(c^2); \quad (4.113)$$

$$M_3=\int_0\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\exp(-\frac{(\lg\delta-\lg\xi)^2}{2\sigma^2})\cdot\delta^3\cdot d\delta=\xi^3\cdot\exp(\frac{9}{4}c^2), \quad (4.114)$$

где $$c=\sigma\cdot\sqrt{2}\cdot\ln 10.$$

Запишем выражение для моментов n-го порядка в виде

$$M_n=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\int_0^\infty\exp(-\frac{(\lg\delta-\lg\xi)^2}{2\sigma^2})\cdot\delta^n\cdot d(\lg\delta). \quad (4.115)$$

Обозначим $\lg\delta = t$, $\lg\xi = t_0$. Тогда

$$\delta=\exp(t\cdot\ln 10). \quad (4.116)$$

Подставив новые переменные и (4.116) в (4.115) и проведя простые преобразования по свертыванию показателя степени подынтегрального выражения, получим

$$M_n=\frac{1}{2}\cdot\exp(\frac{t_n^2-t_0^2}{2\sigma^2})\cdot\left[1+\Phi(\frac{t_{\max}-t_n}{\sigma\sqrt{2}})\right], \quad (4.117)$$

где

$$t_n=n\sigma^2\cdot\ln 10+t_0;\quad \Phi(u)=\frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^{u_{\max}}\exp(-u^2)du. \quad (4.118)$$

Учитывая, что $u_{\max}\to\infty$, и подставляя значение интеграла вероятности в указанных пределах, окончательно имеем

$$M_n=\xi^n\cdot\exp(\frac{n}{2}\cdot c)^2. \quad (4.119)$$

Следовательно, отношение величин поверхностей при распылении одного и того же количества жидкости, продуцируемого с разными величинами дисперсии σ_1 и σ_2, будет таким:

$$K_F=\frac{F(\sigma_1)}{F(\sigma_2)}=\frac{M_2(\sigma_1)}{M_2(\sigma_2)}\cdot\frac{M_3(\sigma_2)}{M_3(\sigma_1)}=\exp(1{,}25(c_2^2-c_1^2)), \quad (4.120)$$

где $$c_1=\sigma_1\sqrt{2}\ln 10,\quad c_2=\sigma_2\sqrt{2}\ln 10.$$

Принимая $\sigma_1 = 0{,}2$ и $\sigma_2 = 0{,}28$ и подставляя эти значения в (4.120), получаем $K_F = 1{,}66$.

На особенности распыления жидкости форсунками с двухканальным подводом впервые обратили внимание Э.Г.Братута и А.Р.Переселков [95], которые с помощью счетно-импульсного метода получили дисперсные характеристики таких форсунок и установили, что в одинаковых условиях распыления с форсунками, имеющими один тангенциальный подводной канал, удельная поверхность капель, продуцируемых двухканальными форсунками УЦ, на 40 % больше, чем у форсунок У-1. Поскольку авторы [95] при обработке опытных данных использовали однопараметрическую зависимость, естественно, они указали на общий эффект, не связывая его с дисперсией спектра распыления.

Форсунки с двухканальным подводом жидкости к камере закручивания характеризуются существенно меньшими значениями коэффициентов расхода μ, и поэтому их целесообразно применять в конструкциях оросительных систем адиабатных камер орошения [96].

4.1.2.5. АНАЛИЗ РАСЧЕТНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ КАМЕР ОРОШЕНИЯ

Полученная информация об основных факторах, определяющих эффективность протекания обменных процессов в камерах орошения, позволила провести несколько серий численных экспериментов, целью которых были анализ физической картины протекания процессов переноса в полидисперс-

ном газожидкостном воздушном потоке, определение корректирующих коэффициентов $h\alpha_i$ и $h\beta_i$, уточнение аппроксимационных коэффициентов, входящих в выражение (4.56), получение доказательства достоверности разработанной модели. Кроме того, численные эксперименты дают возможность решить целый ряд вопросов по определению рациональных путей интенсификации обменных процессов в форсуночных камерах орошения и созданию оптимальных конструкций таких камер. Результаты численных экспериментов должны являться теоретической основой новой методики расчета камер орошения, работающих в адиабатном и политропном режимах. При проведении численных исследований коэффициент коррекции K_ξ в (4.95) принимался равным единице. Анализ физической картины процессов, протекающих в камерах орошения, целесообразно начать с кинематики полидисперсного капельного потока, во многом определяющей интенсивность обменных процессов. Об этом свидетельствуют результаты численных расчетов, представленные на рис. 4.9 – 4.13.

Эти данные дают представление об изменении структуры поверхности по длине камеры орошения (см. рис. 4.9), о времени пребывания капель в оросительном пространстве (см. рис. 4.10), изменении критерия Nu по длине контактного пространства для капель прямоточного и противоточного ряда стояков (см. рис. 4.11, 4.12), количестве воды, попадающей на сепаратор (см. рис. 4.13).

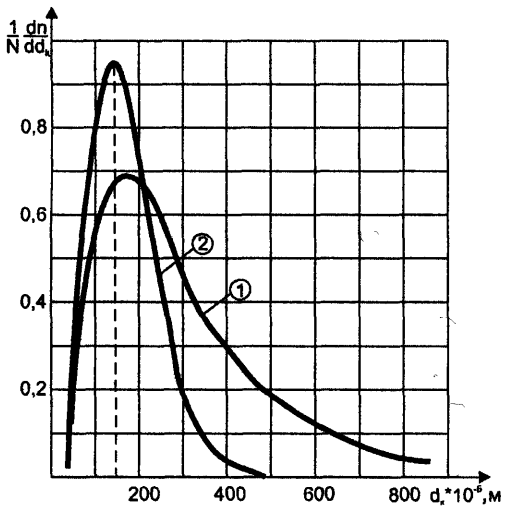


Рис. 4.9. Изменение дисперсности распыления вследствие выпадения капель в поддон и на ограждение: *1* – исходное распределение капель по размерам; *2* – спектр капельных масс у выходных сепараторов

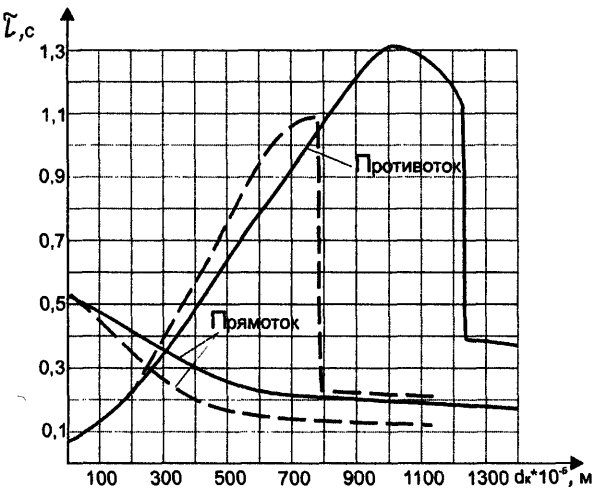


Рис. 4.10. Зависимость времени пребывания капель в дождевом пространстве камеры орошения от их размера:

———— – $P_ф$ = 98,1 кПа

– – – – – – – – – – – $P_ф$ = 294,3 кПа

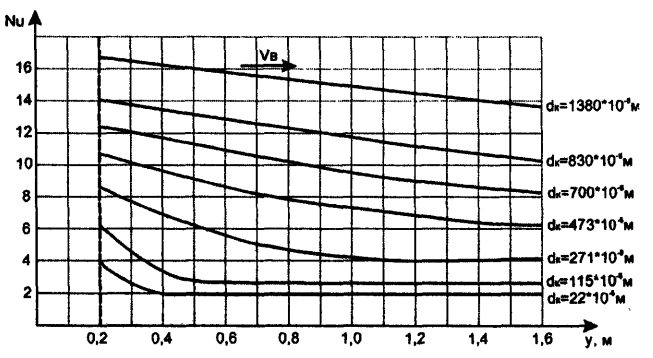


Рис. 4.11. Изменение критерия Nu по длине камеры для прямоточных капель

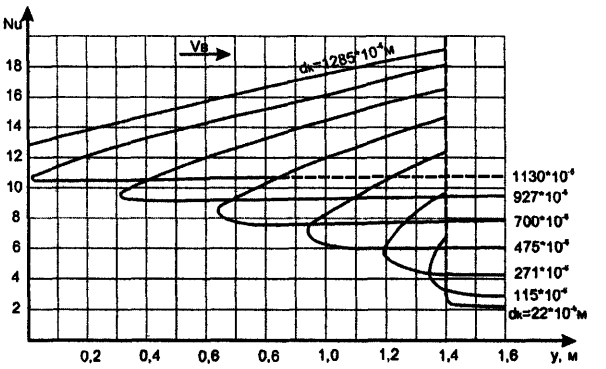


Рис. 4.12. Изменение критерия Nu по длине камеры для противоточных капель

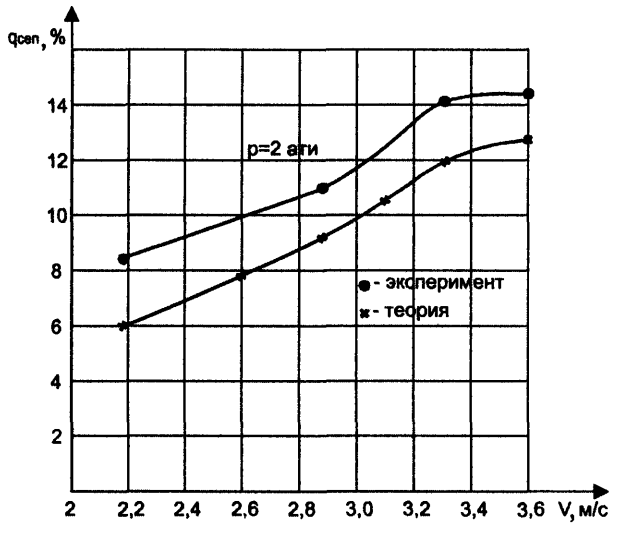


Рис. 4.13. Сравнение результатов расчета и опытных результатов по определению количества воды, попадающей на сепараторы

На рис. 4.9 приведено сравнение исходного спектра распыления со спектром в плоскости выходного сепаратора при скорости воздуха $V_{фр}$ = 3,3 м/с. Видно, что капли с диаметром $\delta_к > 500$ мкм полностью выпадают из рабочего пространства, в то время как капли меньших диаметров участвуют в обменных процессах по всей длине камеры. Медианный размер, соответствующий максимуму кривой распределения, в этом случае смещается влево по оси диаметров. На рис. 4.10 представлены зависимости времени пребывания капель различных диаметров в контактном пространстве камеры (как прямоточной, так и противоточной) при двух значениях давлений перед форсунками. Для капель, распыляемых форсунками прямоточного ряда, кривые $\tau(\delta_к)$ монотонно убывают, причем максимальное время пребывания капель малого диаметра не превосходит теоретического предела $\tau_{max} = (L + a_2)/V_{фр}$. Время пребывания капель, движущихся против потока воздуха, резко возрастает с увеличением диаметра до значения $\delta_к = \delta^*$, когда точка поворота совпадает с плоскостью воздухораспределителей, т.е. $s^* = L + a_1$. Наличие максимума кривой $\tau(\delta_к)$ при $P_ф$ = 1 бар объясняется полным выпадением в поддон крупных капель при их движении после плоскости поворота. Начиная с некоторого момента функция $\tau(\delta_к)$ имеет разрыв в связи с выбыванием из активного пространства крупных капель при достижении ими поверхности входных пластин. Приведенные на рис. 4.11 и 4.12 кривые зависимостей чисел Нуссельта от диаметров распыляемых капель дают представление о количественной картине интенсивности процессов переноса при прямо- и противоточном их движении. На рис. 4.13 показано сравнение теоретической и экспериментальной зависимостей расходов воды, попадающей на сепаратор (в процентах от общего расхода диспергируемой воды), от скорости воздуха. Как видно из этих графиков, в широком диапазоне скоростей воздуха расхождение между расчетными и опытными данными не превосходит 20 %.

К числу наиболее интересных вопросов относится изучение качественной и количественной картины распределения параметров обрабатываемого воздуха и капель жидкости по объему камеры. При взаимодействии в камере орошения воды и воздуха, имеющих различные термодинамические потенциалы, происходит сближение параметров, темп которого зависит от конструкции камеры, типа установленных форсунок и соотношения расходов контактирующих сред. В идеальной камере бесконечной длины, когда количество находящейся в контакте с воздухом жидкости не изменяется во времени, параметры воздуха и воды стремятся к равновесному состоянию, энтальпия которого может быть определена из балансного уравнения. При этом температура всех капель становится одинаковой и равной конечной температуре воздуха по мокрому термометру.

При монодисперсном распылении температуры всех капель, совершающих одинаковое групповое движение, одновременно стремятся к достижению равновесного состояния. В реальных камерах это сделать не удается. Более сложный характер приобретают в них и зависимости температуры капель от времени контакта, так как последние имеют широкий спектр размеров (от 0 до 2000 мкм в диаметре).

Рассмотрим более подробно характер изменения температуры капель различных диаметров при взаимодействии воздуха с полидисперсной системой капель по результатам расчетных исследований (рис. 4.14). В начальный момент времени все капли, попадающие в объем камеры из распылительных устройств, имеют одинаковую температуру $t_{0\delta}$. По мере развития процессов тепломассообмена температура капель изменяется, причем интенсивность изменения температуры капель различных диаметров не одинакова. Действительно, температура крупных капель, обладающих большей тепловой инерцией, изменяется медленно, величина $t_\delta - t_0$ также убывает медленно. В то же время мелкие капли уже в самом начале принимают температуру, близкую к температуре воздуха по мокрому термометру, и на их поверхности протекают процессы, направленные в противоположную сторону относительно основного процесса (рис. 4.15). Как видно из рис. 4.15, температура воздуха по сухому и мокрому термометрам монотонно меняется по длине камеры. Температуры же капель различных диаметров ведут себя поразному. Температуры крупных капель (как прямоточных, так и противоточных) также меняются монотонно, а температура мелких капель (δ = 36 мкм) практически мгновенно достигает и даже несколько превышает температуру воздуха по мокрому термометру в рассматриваемом сечении камеры. Аналогич-

ная картина наблюдается и для камер диаметром 180 мкм. Так как они обладают большей тепловой инерцией, это явление происходит на значительном удалении от места старта.

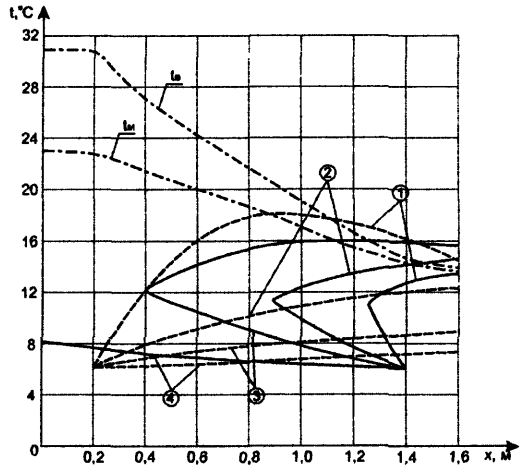


Рис. 4.14. Изменение температуры воздуха и капель различных диаметров по длине камеры орошения в режиме охлаждения с осушкой ($P_ф$ = 98,1 кПа, d_0 =4,0 мм):
$t_в$, $t_м$ – температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам по длине камеры орошения;
1 – $\delta_к$ = 180 мкм; *2* – $\delta_к$ = 420 мкм; *3* – $\delta_к$ = 700 мкм; *4* – $\delta_к$ = 1364 мкм;
——— – капли, продуцируемые форсунками прямоточного ряда;
– – – – – капли, продуцируемые форсунками противоточного ряда

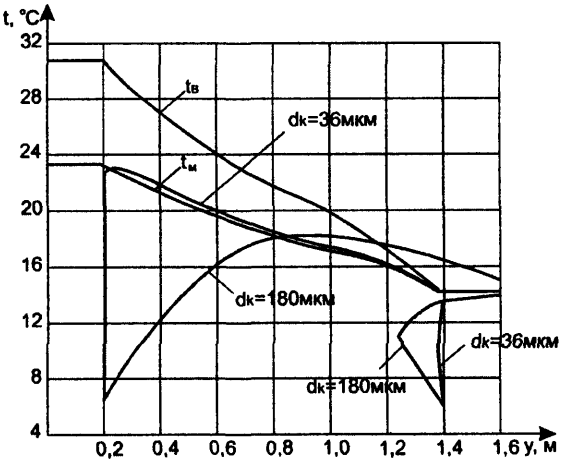


Рис. 4.15. Зависимости температуры мелких капель от длины камеры орошения в режиме охлаждения с осушкой

Таким образом, при полидисперсном распылении в камерах орошения имеются два типа контактной поверхности: на одной из них протекает основной процесс обработки воздуха (например, охлаждение с осушкой), а на второй – обратный процесс тепломассообмена. Мелкие капли, отдав потоку аккумулированную энергию, начиная с некоторого момента, разного для капель различных диаметров, становятся «вредными», так как на них осуществляются паразитные процессы переноса. Для снижения этого эффекта следует стремиться к использованию распылителей с меньшими значениями дисперсии σ. Такой особенностью, как указывалось выше, обладают центробежные форсунки с двухканальным подводом жидкости к камере закручивания.

Таблица 4.3

СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ В АДИАБАТНОМ РЕЖИМЕ

$\mu\Delta P_ф$, кПа	N_0, шт.	$N_р$	L, м	$E_а^р$	$E_а^э$	$\delta E_а$, %
20,9	9	1	0,3	0,360	0,404	-12,2
			1,1	0,490	0,495	-1,0
			2,0	0,595	0,583	+2,0
52,1	9	1	0,3	0,516	0,505	+2,2
			1,1	0,695	0,702	-1,0
			2,0	0,808	0,788	+2,5
90,6	9	1	0,3	0,631	0,688	-9,0
			1,1	0,815	0,795	+2,5
			2,0	0,925	0,875	+5,7
38,4	72	1	0,3	0,744	0,667	+11,5
65,9			2,0	0,940	0,893	+5,2
38,4	20	1	0,3	0,553	0,618	-11,8
			2,0	0,802	0,721	-11,2
41,6	144	2	1,6	0,715	0,712	0
74,1			1,6	0,841	0,833	+2,2
115,2			1,6	0,901	0,883	+2,1

Примечания. 1. Опыты с одним рядом стояков ($N_р$ = 1) проводились в однорядной камере орошения с противоточным распылением. 2. В двухстояковой камере осуществлялось взаимовстречное распыление. 3. Поперечное сечение камеры соответствовало размерам кондиционера КТ30.

Таблица 4.4

СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ПРИ ПОЛИТРОПНОМ РЕЖИМЕ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

d_0, мм	μ	$T_{ж.н}$, °С	t_0, °С	I_0, кДж/кг	$I_{в.к}^{э}$, кДж/кг	$I_{в.к}^{р}$, кДж/кг	δI, %	$t_{в.к}^{э}$, °С	$t_{в.к}^{р}$, °С	δt, %
3	0,91	9,9	28,6	63,6	45,6	45,2	-2,2	16,9	16,9	0
3	1,46	9,9	28,2	63,1	39,7	40,7	+4,4	14,3	14,6	+2,0
4	1,13	8,4	28,2	65,6	42,8	43,4	+3,0	15,6	16,5	+6,7
4	1,70	11,3	28,3	66,9	43,8	44,3	+4,4	15,5	15,8	+2,5
4	1,90	11,2	28,0	64,8	41,3	42,2	+3,9	14,9	15,2	+2,5
4	1,07	8,3	27,6	63,4	43,2	45,0	+9,8	15,8	17,0	+11,5
4	0,91	7,2	27,3	61,9	43,0	45,4	+14,5	16,3	17,6	+12,8
5	1,90	10,3	28,1	61,7	39,3	40,4	+5,2	14,2	14,6	+3,2
5	1,76	10,5	28,0	62,7	41,1	41,4	+1,0	14,9	15,1	+1,6
5	1,46	10,4	28,4	62,7	42,7	43,5	+4,2	15,7	16,2	+3,6

Достоверность разработанной математической модели проверялась путем сравнения расчетных результатов, полученных при коэффициенте коррекции K_ξ=1, с данными экспериментальных исследований, проводимых на специальном теплотехническом стенде, имитирующем форсуночную двухрядную камеру орошения производительностью по воздуху 15 тыс. м^3/ч с форсунками типа У-1. Результаты этого сравнения для адиабатного и политропного процессов обработки воздуха, приведенные в табл. 4.3 и 4.4, свидетельствуют об их хорошем согласовании.

4.1.2.6. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАМЕР ОРОШЕНИЯ

Численное моделирование было применено для окончательного решения вопроса, связанного с построением теплотехнических характеристик камер орошения, а именно для определения величин корректирующих коэффициентов $h\alpha_1$ и $h\beta_1$, входящих в (4.30). С этой целью были проведены многочисленные расчеты камер орошения, оборудованных центробежными форсунками типа У-1. В ходе численных экспериментов варьировались коэффициенты орошения, скорость воздуха во фронтальном сечении камер, длина контактного пространства, плотность установки форсунок и диаметры сопла выходного отверстия.

При анализе камер орошения кондиционеров КТ и КТЦ, оборудованных форсунками У-1, для получения удобных в применении зависимостей для чисел NTU_A, характеризующих эффективность работы камер в адиабатном режиме, была принята аппроксимация

$$NTU_A = A \cdot \mu \cdot \Delta P_ф^{\alpha_A} \cdot V_{фр}^{\beta_A}, \qquad (4.121)$$

где A, α_A и β_A – коэффициенты, зависящие от конструктивных характеристик камеры орошения; μ – коэффициент орошения; $\Delta P_ф$ – падение давления на форсунках, кПа; $V_{фр}$ – скорость воздуха во фронтальном сечении камеры, м/с.

Обработка результатов численных экспериментов по методу наименьших квадратов приводит к зависимости

$$NTU_A = 0{,}42 \cdot \mu \cdot \Delta P_ф^{0{,}45} \cdot V_{фр}^{-0{,}65}, \qquad (4.122)$$

справедливой для широкого диапазона скоростей воздуха, плотностей расположения форсунок и диаметров выходных отверстий от 3,0 до 5,0 мм.

Результаты машинных экспериментов были использованы также для получения зависимостей коэффициентов приведенной энтальпийной эффективности от кинематических и геометрических характеристик. В этом случае величины $E_п$ вычислялись по формуле

$$E_п = \frac{b \cdot E_a \cdot \Delta I}{E_a \cdot \Delta t_0 - \Delta t + b \cdot \Delta I}, \qquad (4.123)$$

а значения ΔI, Δt и Δt_0 определялись для каждого расчетного варианта с учетом полученной выше зависимости для NTU_A. Обработка результатов проводилась по аппроксимационной зависимости

$$NTU_I = A_I \cdot \mu^{\gamma_I} \cdot \Delta P_ф^{\alpha_I} \cdot V_{фр}^{\beta_I}, \qquad (4.124)$$

а

$$E_п = 1 - \exp(-NTU_I). \qquad (4.125)$$

Использование метода наименьших квадратов приводит к следующей зависимости:

$$\mathrm{NTU}_I = 0{,}34 \cdot \mu^{0{,}71} \cdot \Delta P_{\phi}^{\,0{,}14} \cdot V_{\phi p}^{\,-0{,}11}. \qquad (4.126)$$

Корректирующие коэффициенты $h\alpha_1$ и $h\beta_1$, входящие в (4.30), вычислялись с учетом NTU_A. При обработке расчетных данных подтвердилось предположение о том, что с достаточной для практики точностью эти величины в пределах изменения μ, ΔP_{ϕ} и $V_{\phi p}$, могут быть приняты постоянными, не зависящими от аэрогидродинамической обстановки в камерах орошения. Эти коэффициенты оказались такими: $h\alpha_1 = 0{,}00072$ кг/кДж, $h\beta_1 = -0{,}0035$ кг/кДж.

Таким образом, теплотехнические характеристики для форсуночных камер орошения с учетом полученных значений корректирующих коэффициентов имеют вид

$$I_2 - I_0 = E_{\text{п}} \cdot (I_{0,\delta} - I_0) \cdot [1 + 0{,}00072 \cdot (I_{0,\delta} - I_0) - 0{,}0035 \cdot (I_{0,\delta} - 54{,}0)]; \qquad (4.127)$$

$$\Delta t = E_{\text{a}} \Delta t_0 + b\left(1 - \frac{E_{\text{a}}}{E_{\text{п}}}\right)\Delta I, \qquad (4.128)$$

где $b = 0{,}33$ кг/кДж.

Расчетные значения величин ΔI и Δt, найденные по (4.127) и (4.128), хорошо согласуются с соответствующими величинами, определенными в ходе численных экспериментов, проведенных с использованием полной математической модели камеры орошения. Среднеквадратичное отклонение сравниваемых величин в широком диапазоне режимов работы и конструкций камер орошения не превышает 1,5 % (табл. 4.5).

Таблица 4.5

СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И АППРОКСИМАЦИОННЫХ ЗНАЧЕНИЙ ΔI и Δt ПО (4.127) И (4.128) ПРИ d_0 =4,0 мм, $I_{\text{в.н}} = -10$ кДж/кг, $I_{\text{ж.н}} = 89{,}2$ кДж/кг, $t_{\text{ж.н}} = 28$ °С, $t_{\text{в.н}} = -10$ °С

V, м/с	μ	$\Delta I_{\text{а}}$, кДж/кг	$\Delta I_{\text{р}}$, кДж/кг	δI, %	$\Delta t_{\text{а}}$, °С	Δt, °С	δ, %
2,00	0,9	36,1	36,2	-0,3	16,8	16,6	1,0
	1,2	44,7	45,4	-1,0	20,9	21,1	-1,0
	1,8	58,3	58,3	0	26,2	26,7	-2,0
2,40	0,9	37,0	37,1	-0,4	7,2	17,0	1,4
	1,2	45,8	46,5	-1,6	21,3	21,5	-1,1
	1,8	59,5	58,9	1,0	26,6	27,0	-1,7
2,78	0,9	37,7	37,8	-0,3	17,6	17,4	1,2
	1,2	45,6	47,1	-1,3	21,6	21,8	-0,9
	1,8	59,1	59,3	-0,4	26,9	27,2	-1,2

Аналогично были получены теплотехнические характеристики для одно- и двухрядных горизонтальных камер орошения, отличающихся геометрией распылителей и параметрами оросительной системы, в частности, теплотехнические характеристики камер орошения кондиционеров ОКФ-2 и ОКФ-3, оборудованных широкофакельными форсунками ШФ 9/5 и ЭШФ 10/7.

Вычислительные эксперименты позволяют также уточнить значения коэффициентов аппроксимации, входящих в (4.56). В окончательном виде зависимости для $E_{\text{п}}(E_{\text{а}})$ и $\Phi(\mu, \mathrm{NTU}, \sigma)$ таковы:

$$E_{\text{п}} = \frac{1 - \exp[\Phi \cdot \ln(1 - E_{\text{а}})]}{\Phi}; \qquad (4.129)$$

$$\Phi = \left(1 + \frac{0{,}725}{\mu}\right) \cdot \left[1 + c\left[-\ln(1 - E_{\text{а}})\right]^{-0.858}\right], \qquad (4.130)$$

где $c = 3{,}762 \cdot \sigma^{1.9}$.

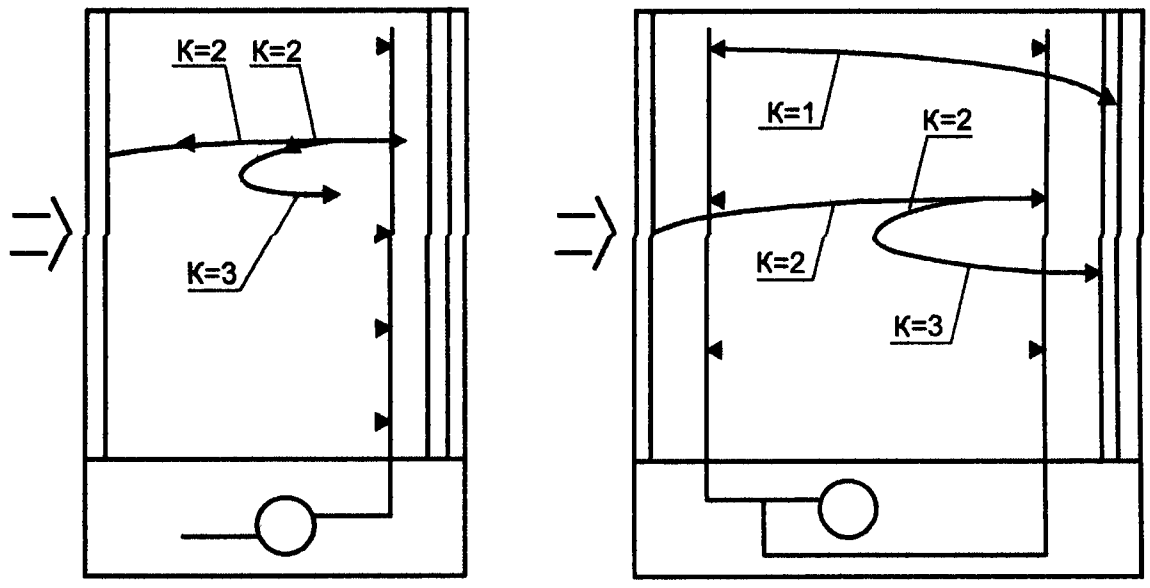
4.1.2.7. МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ АДИАБАТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КАМЕР ОРОШЕНИЯ

Наличие зависимости $E_{\text{п}}(\mu, \mathrm{NTU}, \sigma)$, в свою очередь, позволяет рассмотреть вопрос об упрощении математической модели, что даст возможность форсировать расчеты и сократить расчетное время, которое даже при использовании современных средств вычислительной техники относительно велико. Стремление иметь более простой расчетный метод получения теплотехнических характеристик камер орошения диктуется также необходимостью разработки алгоритмов для создаваемых в настоящее время управляющих микропроцессорных устройств, реализующих оптимальные режимы обработки воздуха. При этом упрощенный метод расчета должен продолжать учитывать основные особенности, характерные для обменных процессов в камерах орошения, а именно: полидисперсность жидкой фазы, переменность полей

абсолютных и относительных скоростей капель, выпадение капель в поддон и на ограждения, связь между параметрами спектра распыления с учетом воздействия внешних условий. Термодинамическая нелинейность может быть учтена с помощью зависимости (4.127).

Такой метод можно разработать на основе использования установленной зависимости $E_{\text{п}}(\mu, \text{NTU}, \sigma)$. В этом случае задача сводится к определению адиабатных характеристик камер орошения, что само по себе представляет большой интерес (имеется в виду разработка специализированных адиабатных камер). Дело в том, что эффективность работы таких камер (как и универсальных камер орошения) существенным образом зависит от конструктивных характеристик центробежных форсунок, числа и расположения стояков с форсунками, плотности установки форсунок и т.п.

Получение адиабатных характеристик камер, под которыми понимается зависимость коэффициента адиабатной эффективности от величины коэффициента орошения, опытным путем затруднительно в связи с многообразием конструкций и требует для своей реализации больших временных и материальных затрат. Поэтому представляется целесообразным разработать модифицированный расчетный метод получения указанных характеристик, основанный на решении осредненных уравнений тепло- и массопереноса, которые, тем не менее, учитывают основные особенности протекающих в камерах орошения тепловых и гидродинамических процессов тепловлажностной обработки воздуха.



а) б)

Рис. 4.16. Расчетная схема форсуночных камер орошения:
а – однорядная противоточная; *б* – двухрядная со взаимовстречным распылением

Задача определения теплотехнических характеристик камер орошения сводится к нахождению величины $\text{NTU}_{\text{А}}$. Для этого рассмотрим форсуночную камеру орошения, оборудованную одним или двумя рядами стояков с центробежными форсунками (рис. 4.16, *а, б*), в которой реализуются схемы *противоточного и взаимовстречного распыления жидкости. При такой схеме распыления*, как указывалось ранее, в контактном пространстве двухрядной камеры орошения имеются три типа капель. Капли первого типа продуцируются форсунками прямоточного ряда и двигаются в попутном воздушном потоке по направлению к выходным сепараторам, где они и улавливаются ими.

Капли второго типа продуцируются форсунками противоточного ряда. Они двигаются в направлении входных воздухораспределителей и, достигая их, осаждаются на пластинах этого воздухораспределителя. К этому же типу относятся и капли, которые при противоточном движении выпадают на ограждения и поддон.

Третий тип – это те капли противоточного ряда, которые не доходят до воздухораспределителей и, достигнув точки поворота, двигаются в попутном воздушном потоке вместе с каплями первого типа. В однорядной противоточной камере (см. рис. 4.16,*а*) капли первого типа отсутствуют.

Для горизонтальных камер орошения в предположении осуществления контактной обработки между воздухом и полидисперсной совокупностью капель, диспергируемых центробежными форсунками,

$$\text{NTU}_{\text{А}} = \frac{6\mu\lambda_{\text{в}}}{c_p \rho_w} \sum_{k=1}^{3} \int_0^L \int_0^{\delta_{\max}} F_{\text{к}}(x,\delta) f(\delta) d\delta dx . \qquad (4.131)$$

Вычисления по (4.131) довольно громоздки и требуют решения систем нелинейных уравнений, описывающих рассматриваемые тепловые процессы. Кроме того, определенную трудность представляет обобщение получаемых численных результатов. Последнее обстоятельство обусловлено сложным характером взаимного влияния определяющих эффективность теплообмена факторов.

Учитывая, что в конечном счете нас будет интересовать эффективность обработки воздуха на выходе из камеры орошения и что справедлива схематизация, приведенная на рис. 4.16, запишем уравнение (4.131) в виде

$$\frac{1}{t-t_м}\frac{dt}{d\tau}=\frac{6\mu\lambda_в}{c_p\rho_w M_3}\sum_{k=1}^{3}\int_0^{\infty}\mathrm{Nu}(\tau)B(\tau)f(\delta)d\delta, \tag{4.132}$$

где $B(\tau)$ – коэффициент, учитывающий изменение коэффициента орошения по длине камеры орошения.

Проинтегрировав (4.132) по τ, получим

$$\mathrm{NTU_A}=\frac{6\mu\lambda}{c_p\rho_w M_3}\sum_{k=1}^{3}\int_0^{\infty}\delta f(\delta)d\delta\int_0^{\tau^*}\mathrm{Nu}(\tau)B(\tau)d\tau. \tag{4.133}$$

Осредненное подынтегральное выражение (4.133) по времени и по δ

$$\mathrm{NTU_A}=\frac{6\mu\lambda M_1}{c_p\rho_w M_3}\sum_{k=1}^{3}\overline{\mathrm{Nu}}_{ср}\overline{B}_{ср}\tau_{ср}^{*}. \tag{4.134}$$

Значения осредненных величин $\overline{\mathrm{Nu}}_{ср}$, $\overline{B}_{ср}$ и $\tau_{ср}^{*}$ определяются решениями уравнений движения и тепломассопереноса капель диаметром $\delta = \xi$ для всех трех типов, имеющих место в камере орошения при принятой схематизации. Опуская громоздкие промежуточные выкладки, в конечном счете для определения величины $\mathrm{NTU_A}$ с учетом дообработки воздуха на сепарационных пластинах получаем следующую систему расчетных формул:

$$\mathrm{NTU_A}=\sum_{i=1}^{3}\frac{F_i N_i}{(H_{кам}+2f_i)(B_{кам}+2f_i)}+0{,}15; \tag{4.135}$$

i =1, 2, 3:

$$F_i=\frac{4+\sqrt{\dfrac{\sqrt{(\tau_i v_в-(-1)^{i+1}L_i)^2+s_{yi}^2}\,\xi_i}{\nu\tau_i}}}{\xi^2}\tau_i\left(\frac{q_ф}{\sqrt{p}}\right)\frac{14{,}7\cdot10^{-5}}{3{,}6\cdot2{,}4}\frac{\sqrt{p}}{V_в}\exp(-2c^2); \tag{4.136}$$

i = 1, 3:

$$s_{yi}=\frac{\sqrt{u_{0i}}\tau_i\sin\dfrac{\alpha_i^*}{2}}{\dfrac{A_i}{2}\tau_i+\dfrac{1}{\sqrt{u_{0i}}}}; \tag{4.137}$$

i =2:

$$s_{yi}=\frac{2}{A_i}(\sqrt{u_{0i}}-\sqrt{u_{03}})\sin\frac{\alpha_2^*}{2}; \tag{4.138}$$

$$i=1:\quad L_1=L_к;\ \ i=2:\ L_2=s^*=\frac{2}{A_i}\frac{\cos\dfrac{\alpha_2^*}{2}}{\sqrt{u_{0i}}}(\sqrt{u_{02}}-\sqrt{u_{03}})^2;\ i=3:\ L_3=L_2+L_{к.в}; \tag{4.139}$$

i = 1,3:

$$Z_i=L_i-\frac{2}{A_i}\sqrt{u_{0i}}\left((i-2)\cos\frac{\alpha_i^*}{2}+\frac{V_в}{u_{0i}}\right); \tag{4.140}$$

i = 1, 3:

$$\tau_i=\frac{Z_i+\sqrt{Z_i^2+4\dfrac{2}{A_i}V_в\dfrac{L_i}{\sqrt{u_{0i}}}}}{2v_в}; \tag{4.141}$$

i =2:

$$\tau_2=\frac{2}{A_2}\left(\frac{1}{\sqrt{u_{03}}}-\frac{1}{\sqrt{u_{02}}}\right); \tag{4.142}$$

i = 1, 2 :

$$u_{0i} = \sqrt{V_ф^2 + V_в(V_в + 2\cos\frac{\alpha}{2}(2i-3)V_ф)}\ ; \tag{4.143}$$

i =3:

$$u_{03} = \frac{V_в}{\cos\frac{\alpha_2^*}{2}}; \tag{4.144}$$

$$V_ф = 14{,}0\sqrt{p}\ ; \tag{4.145}$$

i =1, 2, 3:

$$\xi_i = 0{,}295 \cdot K_\xi \sqrt{\frac{d_0}{\sqrt{A^*}u_{0i}^{1,3}}}\ ; \tag{4.146}$$

i =1, 2, 3:

$$\frac{2}{A_i} = \frac{\xi_i\sqrt{\xi_i}}{0{,}7612}; \tag{4.147}$$

i =1, 2, 3:

$$f_i = \begin{cases} s_{yi} - b_к \ \text{при}\ s_{yi} > b_к, \\ 0 \ \text{при}\ s_{yi} < b_к; \end{cases} \tag{4.148}$$

$$\frac{q_ф}{\sqrt{p}} = 39{,}6\mu^* d_0^2\ ; \tag{4.149}$$

$$\mu^* = 0{,}32 \cdot A_r^{-1{,}19(\frac{D_k}{d_0})^{-0.78}}\ ; \tag{4.150}$$

$$A_r = \frac{(\frac{D_k}{2} - r_{bx})}{r_{bx}^{\ 2}} \cdot \frac{d_0}{2}; \tag{4.151}$$

$$p = \left\{ \frac{3600 \cdot 1{,}2\mu H_{кам} \cdot B_{кам} \cdot V_в}{(N_1 + N_2)(\frac{q_ф}{\sqrt{p}})} \right\}^2\ ; \tag{4.152}$$

$$c = \sigma\sqrt{2 \cdot \ln 10}\ . \tag{4.153}$$

В приведенной системе формул были использованы следующие дополнительные обозначения: $H_{кам}$, $B_{кам}$ – высота и ширина поперечного сечения камеры орошения, м; L_i – длина пути капель i -го типа, м; s_{yi} – величина поперечного смещения капли i-го типа, м; s^* – длина пути до точки поворота капель, продуцируемых форсунками противоточного ряда, м; $V_ф$ – абсолютная скорость капель у устья форсунки, м/с; u_{0i} – относительные начальные скорости капель i-го типа, м/с; α^* – приведенный угол распыления, град; $q_ф$ – расход воды через форсунку, кг/ч; NTU_i – числа единиц переноса для капель i - го типа; N_1 и N_2 – количество форсунок в прямоточном и противоточном рядах; f_i – коэффициент, учитывающий выпадение капель в поддон и на ограждения; A_i, F_i и Z_i – вспомогательные коэффициенты.

Приведенная система расчетных формул (4.135) – (4.153) была реализована EXCEL-программой. Результаты расчетов по этой программе сравнивались с результатами численных экспериментов, выполненных по полной математической модели (табл. 4.6). Сравнение свидетельствует об их хорошем согласовании друг с другом.

Полученный алгоритм расчета с использованием зависимостей (4.129) и (4.130) может быть применен для определения теплотехнических характеристик камер орошения, работающих как в адиабатном, так и в политропном режиме. В тех случаях, когда для используемых центробежных форсунок параметры спектра распыления установлены и известны количественные характеристики для коэффициента расхода μ^*, модального размера капель и параметр рассеивания, расчеты могут проводиться непосредственно по полученным выше формулам.

Таблица 4.6

СРАВНЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЭФФЕКТИВНОСТИ, ОПРЕДЕЛЕННЫХ В ХОДЕ ЧИСЛЕННОГО ЭКСПЕРИМЕНТА И ПО МЕТОДУ, ИЗЛОЖЕННОМУ В П. 4.1.2.6, ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ КАМЕР ОРОШЕНИЯ

Тип форсунки	Схема распыления	Число рядов стояков	d_0, мм	n, шт./м^2	μ	E_A^P	$E_A^Э$	δE_A, %	$E_П^P$	$E_П^Э$	$\delta E_П$, %
0,981-1,1 У-1	Взаимо-встречная	2	4,0	36	0,5	0,415	0,426	-2,6	0,226	0,242	-7,0
					1,0	0,971	0,981	-1,1	0,483	0,470	2,8
					1,5	0,990	0,991	0	0,618	0,601	2,8
			5,0	48	0,5	0,50	0,542	-7,9	0,155	0,167	-8,0
					1,0	0,642	0,704	-8,7	0,395	0,410	-3,8
					1,5	0,892	0,931	-4,2	0,564	0,545	-3,5
ШФ9/5	Противо-точная	1	9,0	24	0,70	0,650	0,670	-3,0	0,350	0,368	-4,0
					0,95	0,843	0,819	2,9	0,464	0,460	1,0
					1,15	0,91	0,884	3,2	0,525	0,512	2,5
					1,25	0,948	0,918	3,3	0,557	0,543	2,0
	Взаимо-встречная	2	9,0	48	1,05	0,821	0,810	1,4	0,489	0,500	-2,3
					1,30	0,922	0,890	3,6	0,553	0,540	2,5
					1,50	0,950	0,935	1,6	0,601	0,600	0
					1,85	0,975	0,960	1,6	0,663	0,648	2,2

Если же зависимости для определения параметров спектра распыления заранее неизвестны, полученные расчетные формулы могут быть использованы для вычисления указанных параметров, если в качестве исходных приняты данные экспериментов и каталогов по коэффициентам адиабатной эффективности.

4.1.3. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ КОНДИЦИОНЕРОВ КЦКП

В качестве примера применения новых подходов к конструированию контактных аппаратов с помощью методов математического моделирования рассмотрим вопросы выбора конструктивных параметров, близких к оптимальным, различных камер орошения (как специализированных, адиабатных, так и универсальных, работающих и в адиабатном, и в политропном режиме обработки воздуха), определения их теплотехнических характеристик и разработки методики расчета политропных камер орошения.

При проведении этих работ, имея в виду одновременное производство адиабатных и универсальных камер орошения, было принято решение об унификации их оросительных систем в части использования в конструкциях обеих камер на первом этапе высокорасходных форсунок типа «BEIL» и сепарационных профилей фирмы «REHAU» в качестве пластин воздухораспределителей и каплеуловителей. На последующих этапах производства адиабатные камеры орошения предполагается оснащать специальными форсунками, эффективными при реализации адиабатных процессов воздуха.

4.1.3.1. РАЗРАБОТКА АДИАБАТНОЙ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ

Рассмотрим вначале основные принципы, на которые надо ориентироваться при конструировании адиабатных камер орошения. При реализации адиабатного процесса обработки воздуха в камерах орошения эффективность работы такой камеры зависит от числа единиц переноса NTU_A, представляющего собой отношение двух величин, одна из которых – произведение среднего коэффициента внешней теплоотдачи от капель к воздуху и величины контактной поверхности, образованной полидисперсным капельным потоком распыляемой жидкости, находящейся в контактном пространстве камеры орошения. Знаменателем выражения для вычисления величины NTU_A является произведение удельной теплоемкости воздуха и массового расхода воздуха в единицу времени, так называемый водяной эквивалент.

Таким образом, при конструировании эффективных адиабатных камер орошения следует стремиться к максимально большой контактной поверхности, образующейся при распылении единичного количества жидкости, диспергируемой центробежными форсунками, при минимальных затратах энергии на распыление этой жидкости. Энтальпия воздуха в течение всего процесса остается практически неизменной, равной первоначальному значению энтальпии воздуха, поступающего в камеру орошения, хотя термодинамические параметры воздуха, такие как температура и абсолютное влагосодержание, претерпевают изменения: температура воздуха при адиабатном процессе падает, а влагосодержание воз-

растает. При этом также практически постоянной является и температура воды в поддоне камеры орошения.

Именно этим целям служат современные конструкции адиабатных камер орошения, которые включают оросительную систему, ограждающие конструкции, элементы системы контроля и наблюдения и запорно-регулирующую арматуру. В состав оросительной системы, как правило, входят насос с системой подводящих и отводящих трубопроводов, подающий коллектор (или коллекторы), стояки с установленными на них форсунками и поддон (бак) камеры орошения. К этой системе относятся также устройства подпитки воды, перелива и слива воды из бака.

В состав ограждающих конструкций камеры орошения входят ограждающие панели, обеспечивающие герметичность конструкции, а также ее тепло- и звукозащитные характеристики, входные воздухораспределители и выходные каплеуловители (сепараторы).

С учетом результатов проведенного ранее анализа конструктивных характеристик зарубежных адиабатных камер орошения была разработана камера с одним рядом стояков, в которой реализована противоточная схема распыления (рис. 4.17).

Эта камера должна иметь три конструктивных исполнения, обеспечивающих три различных уровня требуемой адиабатной эффективности ($E_а$ =0,65, 0,85 и 0,95). В случаях, когда $E_а$ превышает 0,95, должна применяться двухрядная камера орошения с форсунками типа «BEIL», которая может быть сконструирована описанным ниже способом.

При определении конструктивных параметров адиабатных камер и их теплотехнических характеристик была использована система формул (4.135) – (4.153). Для проведения работ с помощью указанной математической модели прежде всего необходимо уточнить величину корректирующего коэффициента $K_ξ$, входящего в (4.146). Была проведена серия расчетов камеры орошения фирмы «BAHR», оборудованной форсунками фирмы «BEIL», со следующими конструктивными характеристиками: B^* = 1840 мм; H^* = 1550 мм; $H_{бак}$ = 400 мм; $L_{кам}$ = 1500 мм; l_1 = 200 мм; L_1 = 350 мм; L_2 = 700 мм; l_2 = 250 мм; b_h = 270 мм; $b_в$ = 320 мм; l_h = 500 мм; $l_в$ = 325 мм. Камера имела 15 форсунок, которые устанавливались по три штуки на пяти стояках. Номинальный расход воздуха, обрабатываемого в камере, составляет 28000 м^3/ч. При этом параметры в рабочей точке насоса таковы: расход воды 17 м^3/ч, давление 3,0 бара. Адиабатная эффективность такой камеры в номинальном режиме работы по паспортным данным составляет 0,85.

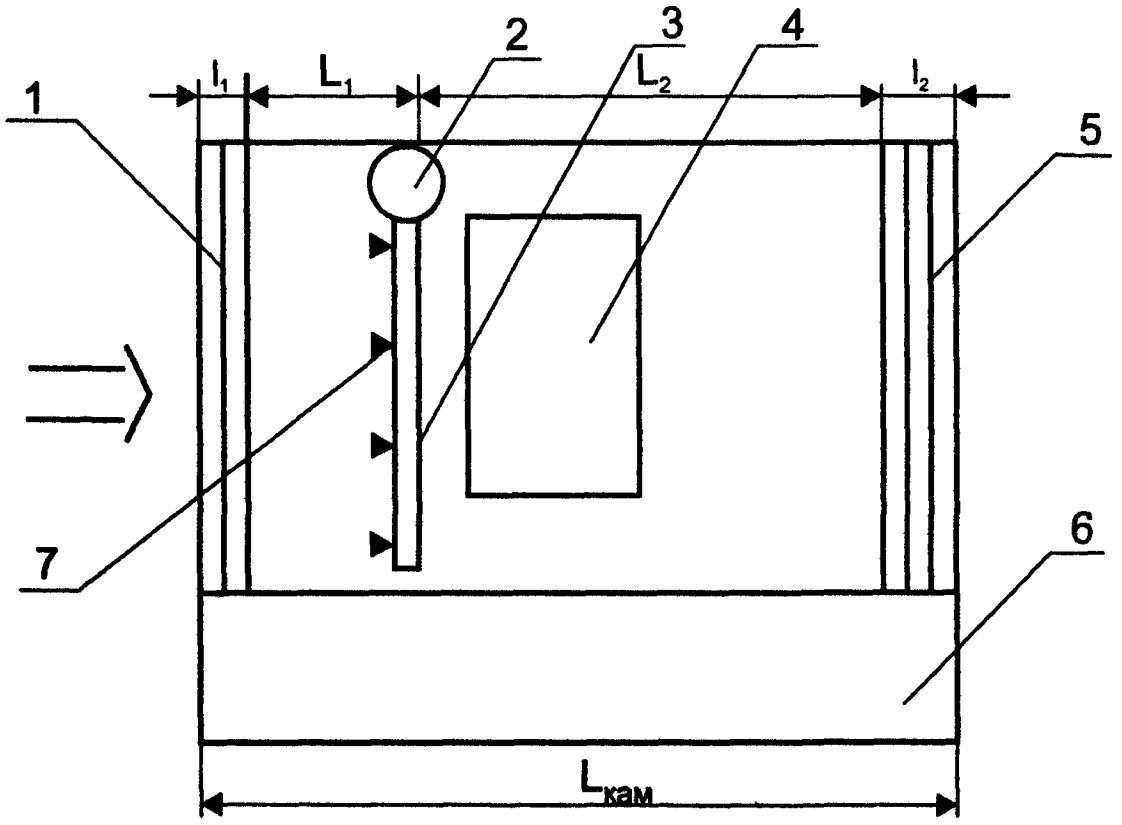


Рис. 4.17. Конструктивная схема однорядной противоточной адиабатной камеры орошения и система обозначений характерных продольных размеров:
1 – воздухораспределитель; *2* – коллектор; *3* – ряд стояков; *4* – инспекционная дверца; *5* – каплеуловитель; *6* – бак (поддон); *7* – центробежная форсунка

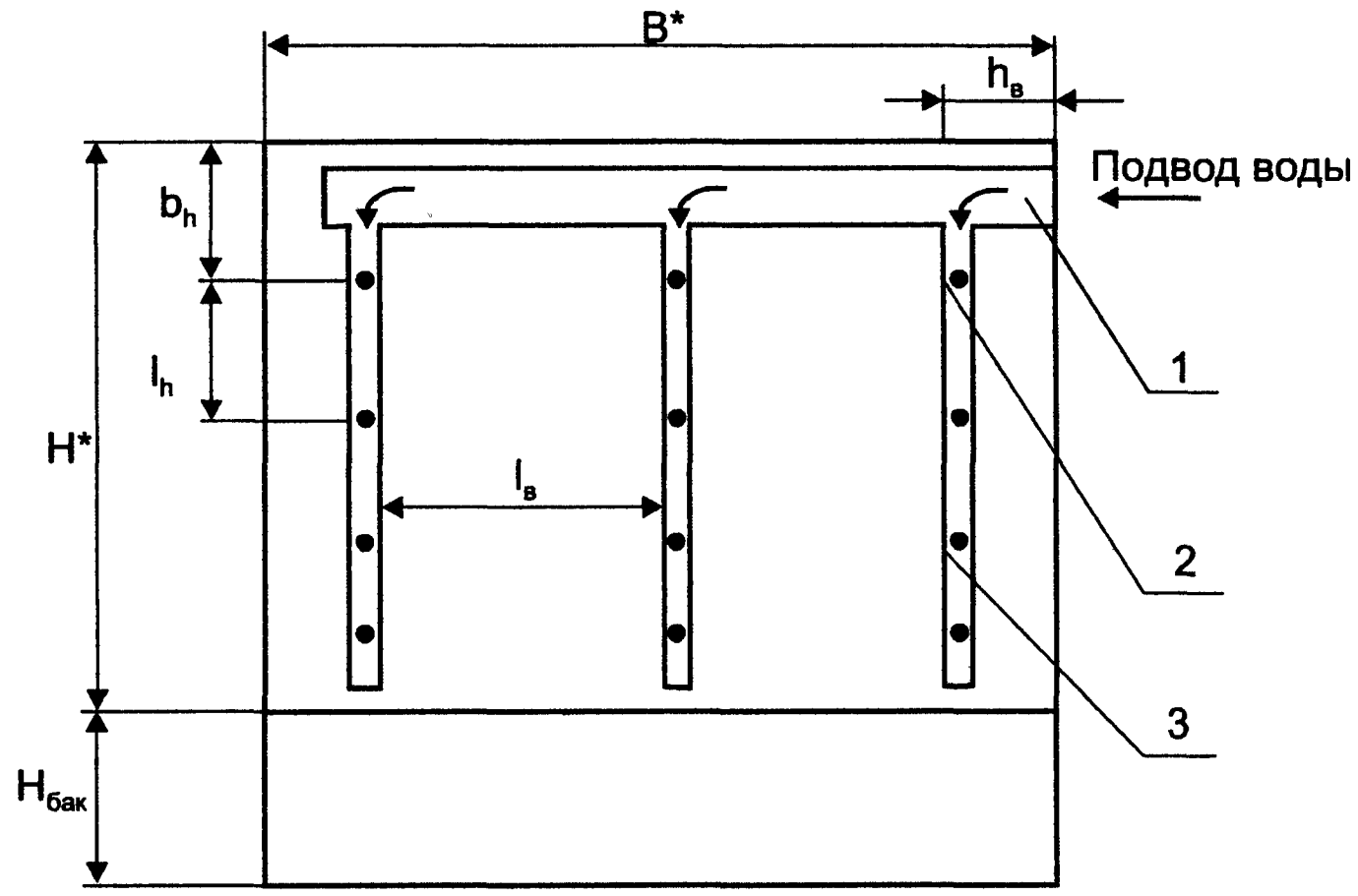


Рис. 4.18. Поперечное сечение камеры орошения и система обозначений характерных размеров:
1 – коллектор; *2* – центробежная форсунка; *3* – стояк

Проведенные расчеты показали, что согласование расчетной модели и паспортных данных рассматриваемой камеры может быть обеспечено при $K_ξ$=0,80. Поэтому все дальнейшие расчетные исследования камер орошения выполнялись, принимая 5%-ный запас, при коэффициенте коррекции $K_ξ$ =0,85.

Для заданного значения $K_ξ$ были проведены три серии расчетов по определению конструктивных параметров камер орошения и их теплотехнических характеристик для всех типоразмеров адиабатных камер орошения при трех уровнях номинальных значений коэффициентов адиабатной эффективности. В табл. 4.7 и 4.8 приведены основные технические и геометрические характеристики однорядных адиабатных камер орошения с противоточным распылением КОА-10-2 – КОА-100-2 с номинальным $E_а$ = 0,85.

Таблица 4.7

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОДНОРЯДНЫХ АДИАБАТНЫХ КАМЕР ОРОШЕНИЯ С ПРОТИВОТОЧНЫМ РАСПЫЛЕНИЕМ КОА-10 – КОА-31,5-2 ($K_ξ$ = 0,85, $E_а$ = 0,85)

Параметры, размерность	КОА-10-2	КОА-12,5-2	КОА-16-2	КОА-20-2	КОА-25-2	КОА-31,5-2
$L_в$, м³/ч	10000	12500	16000	20000	25000	31500
$V_{фр}$, м/с	2,34	2,22	2,28	2,37	2,41	2,56
$E_а$	0,85	0,854	0,85	0,857	0,855	0,863
μ	0,69	0,61	0,62	0,64	0,66	0,58
$V_ж$, м³/ч	7,9	8,7	11,5	14,7	18,9	20,6
$P_ф$, кПа	135	162	162	168	159	189
$\Delta P_{сопл}$, кПа	171	206	204	216	206	239
H^*, м	0,99	1,3	1,3	1,3	1,6	1,9
B^*, м	1,2	1,2	1,5	1,8	1,8	1,8
$L_{кам}$, м	1,65	1,65	1,65	1,65	1,65	1,75
$N_ф$	1	1	1	1	1	1
$D_ф$, м	0,048	0,048	0,058	0,058	0,065	0,075
$D_{ст}$, м	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036
$D_{кол}$, м	0,048	0,048	0,058	0,058	0,065	0,075

Таблица 4.8

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОДНОРЯДНЫХ АДИАБАТНЫХ КАМЕР ОРОШЕНИЯ С ПРОТИВОТОЧНЫМ РАСПЫЛЕНИЕМ КОА-40-2 – КОА-100-2 (K_ξ = 0,85, $E_а$ = 0,85)

Параметры, размерность	КОА-40-2	КОА-50-2	КОА-63-2	КОА-80-2	КОА-100-2
$L_н$, м³/ч	40000	50000	63000	80000	100000
$V_{фр}$, м/с	2,78	2,52	2,80	2,87	3,00
$E_а$	0,85	0,87	0,86	0,856	0,86
μ	0,57	0,63	0,62	0,63	0,63
$V_ж$, м³/ч	26,4	34,8	43,9	56,6	70,8
$P_ф$, кПа	213	164	192	193	201
$\Delta P_{сети}$, кПа	267	211	250	252	264
H^*, м	1,9	2,5	2,5	2,5	2,5
B^*, м	2,1	2,2	2,5	3,1	3,7
$L_{кам}$, м	1,75	1,75	1,75	1,75	1,75
$N_р$	1	1	1	1	1
D_0, м	0,085	0,10	0,10	0,11	0,12
$D_{ст}$, м	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036
$D_{кол}$, м	0,085	0,10	0,10	0,11	0,12

В табл. 4.7 и 4.8 использовались следующие дополнительные обозначения:
$L_н$ – объемный расход воздуха, м³/ч; $V_ж$ – объемный расход воды, м³/ч; H^* – высота свободного сечения камеры орошения, м; B^* – ширина свободного сечения камеры орошения, м; $L_{кам}$ – общая длина камеры орошения, м; D_0 – внутренний диаметр основного напорного трубопровода, м; $D_{ст}$ – внутренний диаметр стояка, м; $D_{кол}$ – внутренний диаметр коллектора, м; $N_р$ – количество рядов стояков; $P_ф$ – падение давления на форсунках, кПа; $\Delta P_{сети}$ – гидравлическое сопротивление сети камеры орошения, кПа; $V_{фр}$ – скорость воздуха во фронтальном сечении камеры орошения, м/с.

В табл. 4.9 приведены технические характеристики всех разработанных адиабатных камер для случаев их комплектации насосами фирмы «WILO».

Таблица 4.9

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АДИАБАТНЫХ КАМЕР ОРОШЕНИЯ

Тип кондиционера	Типы камер орошения	$E_а$	Расход воды, м³/ч	Давление перед форсункам, кПа	Тип насоса фирмы «WILO»
КЦКП-10	КОА-10-1	0,95	10,2	224	Bn40/160 - 2,2/2
	КОА-10-2	0,85	7,9	135	Bn40/140 - 1,5/2
	КОА-10-3	0,65	5,6	67	Bn40/140 - 1,5/2
КЦКП-12,5	КОА-12,5-1	0,95	12,8	203	Bn40/160 - 2,2/2
	КОА-12,5-2	0,85	8,7	162	Bn40/140 - 2,2/2
	КОА-12,5-3	0,65	6,2	82	Bn40/140 - 2,2/2
КЦКП-16	КОА-16-1	0,95	17,0	196	Bn40/160 - 2,2/2
	КОА-16-2	0,85	11,5	162	Bn50/140 - 2,2/2
	КОА-16-3	0,65	8,2	82	Bn50/140 - 2,2/2
КЦКП-20	КОА-20-1	0,95	21,6	207	Bn50/160 - 3,0/2
	КОА-20-2	0,85	14,7	168	Bn50/140 - 2,2/2
	КОА-20-3	0,65	10,3	83	Bn50/140 - 2,2/2
КЦКП-25	КОА-25-1	0,95	27,3	209	Bn50/160 - 3,0/2
	КОА-25-2	0,85	18,9	159	Bn50/160 - 2,2/2
	КОА-25-3	0,65	13,3	78	Bn50/160 - 2,2/2
КЦКП-31,5	КОА-31,5-1	0,95	32,5	211	Bn65/160 - 5,5/2
	КОА-31,5-2	0,85	20,6	189	Bn50/160 - 3,0/2
	КОА-31,5-3	0,65	14,6	95	Bn50/160 - 3,0/2
КЦКП-40	КОА-40-1	0,95	41,3	231	Bn65/160 - 5,5/2
	КОА-40-2	0,85	26,4	213	Bn50/160 - 3,0/2
	КОА-40-3	0,65	18,7	107	Bn50/160 - 3,0/2
КЦКП-50	КОА-50-1	0,95	49,2	184	Bn80/160 - 7,5/2
	КОА-50-2	0,85	34,8	164	Bn65/160 - 5,5/2
	КОА-50-3	0,65	24,6	82	Bn65/160 - 5,5/2
КЦКП-63	КОА-63-1	0,95	62,0	215	Bn80/160 - 7,5/2
	КОА-63-2	0,85	43,9	192	Bn65/160 - 5,5/2
	КОА-63-3	0,65	31,0	96	Bn65/160 - 5,5/2

КЦКП-80	КОА-80-1	0,95	79,7	215	IPg100/180 - 15,0/2
	КОА-80-2	0,85	56,6	193	Bn80/160 - 7,5/2
	КОА-80-3	0,65	39,5	96	Bn80/160 - 7,5/2
КЦКП-100	КОА-100-1	0,95	99,6	225	IPg100/199 - 18,5/2
	КОА-100-2	0,85	70,8	201	Bn65/200 - 11,0/2
	КОА-100-3	0,65	50,4	102	Bn65/200 - 11,0/2

В связи с тем что в состав оросительной системы каждой из камер входит комплектующий насос, при ее работе расход жидкости через форсунки остается практически постоянным. Поэтому коэффициент адиабатной эффективности может изменяться в зависимости от расхода воздуха через нее:

$$E_{\text{а}} = 1 - \exp(-A_2 V_{\text{фр}}{}^{\alpha}). \qquad (4.154)$$

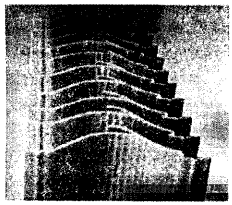
Значения аппроксимирующих коэффициентов A_2 и α для всех типоразмеров адиабатных камер с максимальным уровнем эффективности 0,95 (КОА-...-1) представлены в табл. 4.10. Аналогичные зависимости получены и для адиабатных камер орошения, имеющих штатную эффективность 0,85 и 0,65 (КОЛ-...-2 и КОА-... - 3).

В состав адиабатных камер орошения входят воздухораспределители и каплеуловители. В качестве пластин указанных элементов применяются сепарационные пластмассовые профили, выпускаемые фирмой «REHAU» (рис. 4.19).

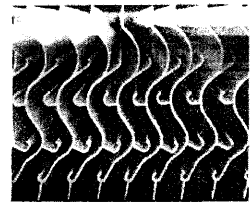
Таблица 4.10

ЗНАЧЕНИЯ АППРОКСИМАЦИОННЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ *A* И α В ФОРМУЛЕ (4.154)

Типоразмер камеры орошения	A_2	α
КОА-10-1	12,77	-1,643
КОА-12,5-1	11,36	-1,657
КОА-16-1	12,03	-1,681
КОА-20-1	13,21	-1,696
КОА-25-1	13,09	-1,647
КОА-31,5-1	18,4	-1,884
КОА-40-1	16,3	-1,638
КОА-50-1	14,54	-1,677
КОА-63-1	16,37	-1,626
КОА-80-1	17,65	-1,668
КОА-100-1	18,72	-1,660



а)



б)

Рис. 4.19. Пластмассовые профили фирмы «REHAU», применяемые в конструкции камер орошения ООО «ВЕЗА»:
а – пластины входного воздухораспределителя; *б* – пластины каплеуловителя

Именно эти профили в основном и определяют величину аэродинамического сопротивления камеры орошения, которая в зависимости от скорости воздуха во фронтальном сечении камеры может быть подсчитана по формуле

$$\Delta P_{\text{в}} = 19{,}4 \cdot V_{\text{фр}}{}^{2}, \text{ Па}. \qquad (4.155)$$

4.1.3.2. РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОЙ (ПОЛИТРОПНОЙ) КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ

Политропная камера орошения по всем функциональным элементам, входящим в ее состав, подобна адиабатной камере орошения. Однако эта камера имеет и целый ряд конструктивных отличий, обусловленных спецификой протекания политропных процессов обработки воздуха в контактных аппаратах. Как указывалось выше, основным требованием обеспечения эффективной работы адиабатных камер орошения являлось достижение максимальных величин NTU_A при минимуме затрат энергии на диспергирование жидкости. Несколько иначе обстоит дело при протекании политропного процесса обработки воздуха. В этом случае вследствие обменных процессов между воздухом и поверхностью капель жидкости, имеющих разные тепловые потенциалы, в контактном пространстве в камере орошения происходит обмен тепловой энергией между средами и тепло от более нагретого источника переходит к менее нагретому благодаря существующей разности потенциалов (в рассматриваемом случае – разности значений энтальпий воды и воздуха).

В соответствии с этим в политропном процессе наряду с изменением термодинамических параметров воздуха происходит изменение температуры воды (температуры поверхности контакта), что приводит к снижению темпа изменения температуры обрабатываемого воздуха. Энтальпия воздуха меняет первоначальное значение, либо уменьшаясь при политропном охлаждении, либо увеличиваясь при политропном нагреве воздуха в камере орошения. Энтальпия воды также изменяется, увеличиваясь в первом случае и уменьшаясь во втором, причем степень этого уменьшения (или увеличения) определяется эффективностью работы камеры орошения (в том числе и адиабатной) и первоначальной величиной энтальпийного напора.

Из сказанного становится ясным, что при реализации политропных процессов решающую роль играет масса распыляемой жидкости, которая в этом случае является источником тепловой энергии – соответственно холода или тепла. Именно большие расходы воды являются главной причиной соответствующих конструктивных изменений адиабатных камер орошения для обеспечения их надежной работы в политропных режимах.

В первую очередь следует отметить, что если большинство конструкций адиабатных камер орошения выполняются однорядными, работающими по противоточной схеме, т.е. имеют один ряд стояков с форсунками, распыляющими воду в набегающий воздушный поток, то политропные камеры орошения являются двухрядными, как правило, со взаимовстречным распылением.

Выбор противоточной схемы распыления в однорядных адиабатных камерах орошения объясняется вовсе не общеизвестным теплотехническим преимуществом противоточной схемы движения взаимодействующих в тепловом отношении сред. Дело в том, что в случае, когда контактная поверхность, образованная полидисперсной совокупностью движущихся капель, взаимодействует со встречным воздушным потоком, как показывают расчеты, основная масса мелких капель, образующих практически всю контактную поверхность, разворачивается уже в непосредственной близости от устья форсунок и начинает двигаться совместно с потоком воздуха, так что процессы тепломассообмена на этой части контактной поверхности протекают в условиях прямоточности.

Основная причина применения противоточной схемы распыления в однорядных адиабатных камерах орошения связана с особенностями гидродинамического взаимодействия факелов распыления со встречным воздушным потоком. При противоточном распылении жидкости высокорасходными центробежными форсунками, к числу которых относятся и форсунки типа «BEIL», капельные массы на выходе из соплового отверстия представляют собой достаточно плотное образование, обладающее большой кинетической энергией. Воздушный поток, встречая на своем пути факел распыляемой жидкости, начинает деформировать его, пытаясь пробиться через этот «кипящий слой», при этом как бы разрыхляя его. В этом случае капельный факел «распушается», а его порозность увеличивается.

Взаимодействие потока с каплями различных диаметров, которые по-разному реагируют на динамическое воздействие воздушного потока, приводит к тому, что поперечное сечение камеры в этом случае более равномерно заполняется капельными массами и в контактном пространстве уменьшаются зоны, в которых возможен проскок необработанного воздуха, т.е. снижается эффект байпасирования (он особенно сильно проявляется при малой плотности установки форсунок ($n_ф$ = 4 – 8 шт./м^2), что имеет место в случае применения высокорасходных форсунок; при использовании малорасходных форсунок типа У-1, ШФ-9/5, когда плотность их установки достаточно велика и составляет 14 – 18 шт./м^2, этот отрицательный эффект практически не проявляется).

При использовании высокорасходных форсунок в стояках с прямоточной схемой распыления динамическое взаимодействие воздушного потока и капельных масс, диспергируемых центробежными форсунками, протекает иначе. В этом случае воздушный поток как бы обтекает капельный факел, и конфигурация этого факела приобретает зонтичные очертания. «Распушение» факела практически отсутствует, и в контактном пространстве образуется большое количество зон, слабо заполненных ка-

пельными массами, что приводит к существенной неравномерности скоростей воздушного потока в сечении камеры и появлению байпасных каналов. Все это является причиной резкого снижения коэффициентов эффективности работы камер орошения.

Однако в схемах камер с двумя рядами стояков со взаимовстречным распылением этот отрицательный эффект проявляется в значительно меньшей степени, так как отрицательное воздействие противоточности первого по ходу движения ряда стояков нейтрализуется наличием второго ряда, в котором осуществляется противоточное распыление. В этом случае деформация воздушного потока у первого ряда стояков незначительна, так как она демпфируется последующим положительным воздействием противоточного ряда и общее снижение коэффициентов эффективности работы камер незначительно.

Политропная камера орошения должна быть выполнена с двумя форсуночными рядами стояков. Это обусловлено необходимостью распыления, как уже указывалось ранее, существенно большего количества воды (в 1,8 – 2 раза больше, чем в адиабатной камере орошения). Примерно в том же соотношении должно возрасти количество центробежных форсунок. В этом случае плотность их установки превышает $n_ф$ = 16 ÷ 18 шт./м^2, что автоматически означает переход на конструкцию с двумя рядами форсуночных стояков. Кроме того, ограниченные размеры контактного пространства не всегда позволяют в двухрядных политропных камерах организовать противоточное распыление на обоих стояках, так как в этом случае расположение первого по ходу движения воздуха противоточного ряда стояков в связи с малым его удалением от входного воздухораспределителя приведет к тому, что большая часть средних и крупных капель, распыляемых форсунками этого ряда, попадет на воздухораспределитель и выпадет из тепломассообменного процесса (указанный эффект должен особенно сильно проявляться в камерах с малым фронтальным сечением).

В адиабатной камере с двумя рядами стояков с противоточным распылением резкого понижения адиабатной эффективности в связи с выпадением капель на ограждающую конструкцию не наблюдается благодаря эффекту вторичного дробления крупных капель. Дело в том, что наряду с процессом выпадения капель на пластинах воздухораспределителя имеет место вторичное дробление крупных капель и образование большого количества мелких, суммарная контактная поверхность которых существенно превышает первоначальную поверхность дробящихся капель. Достаточно большая часть вторичных капель подхватывается воздушным потоком, и, таким образом, снижение контактной поверхности незначительно, хотя масса капель, участвующих в процессе теплообмена, в этом случае может значительно снизиться по сравнению с первоначальной.

Следует также отметить, что для более легкого удаления воды самотеком из поддона камеры орошения в политропных камерах орошения водяной фильтр на выходе из бака камеры может не устанавливаться.

Еще одно конструктивное отличие политропных камер орошения от адиабатных состоит в следующем. Если адиабатные камеры орошения имеют жесткие характеристики по их эффективности, обусловленные конструкцией оросительной системы и примененным насосом, то для политропной камеры насос в каждом отдельном случае подбирается по результатам теплотехнического расчета, конечной целью которого является определение по заданным исходным параметрам величин расходов воды и ее начальной температуры. В связи с этим, как правило, внешняя обвязка камеры и насос конструируются и подбираются непосредственно проектантами, для которых исходными являются теплотехнические характеристики камер и коэффициенты сопротивления коллекторов и стояков с форсунками. Как будет показано ниже, в качестве теплотехнических характеристик политропных камер могут быть использованы зависимости $E_a(\mu)$, которые взаимосвязаны с политропными коэффициентами эффективности этих камер.

Рассмотрим вопрос выбора основных конструктивных параметров оросительных систем камер орошения, оборудованных высокорасходными центробежными форсунками типа «BEIL», – количества рядов стояков, оборудованных этими форсунками, и плотности их установки для каждого типоразмера политропных камер орошения кондиционеров КЦКП 10 – 100. При решении этих задач будем руководствоваться следующими положениями.

1. Считаем, что максимальный коэффициент орошения μ в такой камере не превышает 1,6.

2. Предполагаем, что величина падения давления на форсунках не превышает 2,2 – 2,3 бара. В этом случае расход жидкости через одну форсунку составляет примерно 1,150 м^3/ч.

На рис. 4.20 приведена конструктивная схема двухрядной политропной камеры орошения (схема поперечного сечения политропной камеры совпадает с приведенной на рис. 4.18.). На рис. 4.21 представлена схема оросительной системы политропной камеры орошения (при этом имеется в виду, что внешняя часть сети обвязки политропной камеры орошения и насос подбираются сотрудниками проектных организаций на стадии проектирования с учетом технических характеристик политропных камер орошения и методики их расчета в соответствии с каталогом фирмы «ВЕЗА»).

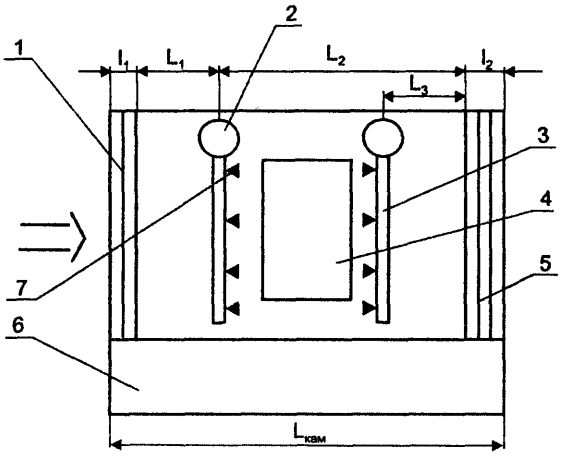


Рис. 4.20. Конструктивная схема двухрядной политропной камеры орошения со взаимовстречным распылением и система обозначений характерных продольных размеров:
1 – воздухораспределитель; *2* – коллектор; *3* – ряд стояков; *4* – инспекционная дверца; *5* – каплеуловитель; *6* – бак (поддон); *7* – центробежная форсунка

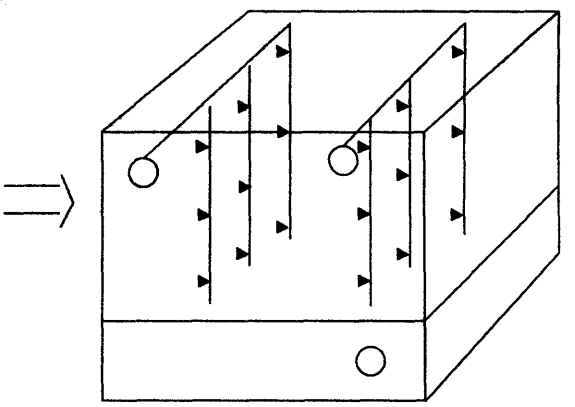


Рис. 4.21. Схема обвязки двухрядной политропной камеры орошения

Основные технические и геометрические характеристики разработанных камер орошения представлены в табл. 4.11 и 4.12. В табл. 4.13 и 4.14 приведены данные по теплотехническим характеристикам политропных камер, а в табл. 4.15 – гидравлические характеристики этих камер орошения.

В указанных материалах для каждого типоразмера камер орошения содержатся общее количество форсунок, количество стояков, плотность установки форсунок на каждом стояке, размещение стояков по отношению к ограждающим конструкциям и ориентировочные строительные длины камер орошения, а также значения расходов воды и гидравлическое сопротивление оросительной сети, которые должны быть использованы при подборе насоса камеры орошения.

При расчете гидравлического сопротивления внутренней части оросительной системы учитывалось сопротивление коллектора, стояков и форсунок, а также давление, необходимое для подъема жидкости от уровня расположения входного патрубка насоса до половины высоты стояка.

Таблица 4.11

ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВУХРЯДНЫХ ПОЛИТРОПНЫХ КАМЕР ОРОШЕНИЯ СО ВЗАИМОВСТРЕЧНЫМ РАСПЫЛЕНИЕМ КОП-10 – КОП-31,5

Параметры, размерность	КОП-10	КОП-12,5	КОП-16	КОП-20	КОП-25	КОП-31,5
$L_в$, м³/ч	10000	12500	16000	20000	25000	31500
$V_{фр}$, м/с	2,34	2,22	2,28	2,37	2,41	2,56
H^*, м	0,99	1,3	1,3	1,3	1,6	1,9
B^*, м	1,2	1,2	1,5	1,8	1,8	1,8
$L_{кам}$, м	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9
$N_р$	2	2	2	2	2	2
$D_{ст}$, м	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036
$D_{тр}$, м	0,05	0,05	0,06	0,06	0,07	0,08

Таблица 4.12

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВУХРЯДНЫХ ПОЛИТРОПНЫХ КАМЕР ОРОШЕНИЯ СО ВЗАИМОВСТРЕЧНЫМ РАСПЫЛЕНИЕМ КОП-40 – КОП-100

Параметры, размерность	КОП-40	КОП-50	КОП-63	КОП-80	КОП-100
$L_в$, м^3/ч	40000	50000	63000	80000	100000
$V_{фр}$, м/с	2,78	2,52	2,80	2,87	3,00
H^*, м	1,9	2,5	2,5	2,5	2,5
B^*, м	2,1	2,2	2,5	3,1	3,7
$L_з$, м	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6
$L_{КАМ}$, м	1,9	2,0	2,0	2,0	2,0
$N_р$	2	2	2	2	2
$D_{ст}$, м	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036
$D_{кор}$, м	0,09	0,09	0,10	0,115	0,130

Таблица 4.13

ЗНАЧЕНИЯ NTU_A ДЛЯ КАМЕР ОРОШЕНИЯ КОП-10 – КОП-20 и КОП-50

Уровень скорости	Типоразмер КОП	Коэффициент орошения					$V_{фр}$, м/с
		0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	
$0,8 \times V_{ном}$	10	0,831	1,305	1,897	2,611	3,450	1,87
	12,5	0,808	1,268	1,842	2,534	3,348	1,78
	16	0,872	1,372	1,996	2,749	3,636	1,82
	20	0,821	1,289	1,874	2,578	3,406	1,90
	50	0,882	1,393	2,03	2,799	3,705	2,02
$V_{ном}$	10	0,878	1,382	2,011	2,770	3,663	2,34
	12,5	0,853	1,342	1,951	2,686	3,551	2,22
	16	0,922	1,454	2,118	2,919	3,863	2,28
	20	0,868	1,365	1,986	2,735	3,616	2,375
	50	0,933	1,475	2,152	2,970	3,934	2,525
$1,2 \times V_{ном}$	10	0,888	1,397	2,034	2,803	3,708	2,81
	12,5	0,861	1,354	1,969	2,713	3,588	2,66
	16	0,932	1,469	2,141	2,952	3,910	2,74
	20	0,877	1,380	2,010	2,766	3,659	2,85
	50	0,947	1,495	2,183	3,015	3,995	3,03

Таблица 4.14

ЗНАЧЕНИЯ NTU_A ДЛЯ КАМЕР ОРОШЕНИЯ КОП-25 – КОП-40 и КОП-63 – КОП-100

Уровень скорости	Типоразмер КОП	Коэффициент орошения					$V_{фр}$, м/с
		0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	
$0,8 \times V_{ном}$	25	0,762	1,193	1,731	2,378	3,137	1,93
	31,5	0,735	1,149	1,666	2,287	3,017	2,05
	40	0,750	1,175	1,704	2,341	3,089	2,22
	63	0,767	1,204	1,750	2,408	3,181	2,24
	80	0,771	1,211	1,760	2,421	3,199	2,32
	100	0,772	1,212	1,761	2,423	3,201	2,40
$V_{ном}$	25	0,805	1,263	1,834	2,522	3,331	2,41
	31,5	0,776	1,316	1,764	2,422	3,20	2,56
	40	0,794	1,244	1,806	2,484	3,279	2,78
	63	0,811	1,274	1,854	2,553	3,375	2,80
	80	0,815	1,281	1,864	2,568	3,395	2,90
	100	0,816	1,282	1,865	2,569	3,397	3,00
$1,2 \times V_{ном}$	25	0,813	1,276	1,854	2,550	3,370	2,89
	31,5	0,785	1,230	1,785	2,454	3,241	3,07
	40	0,804	1,261	1,831	2,519	3,327	3,34
	63	0,848	1,335	1,944	2,679	3,544	3,36
	80	0,852	1,343	1,955	2,694	3,564	3,48
	100	0,853	1,343	1,956	2,696	3,566	3,60

Таблица 4.15

ЗНАЧЕНИЯ ВЕЛИЧИН ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЙ НА ФОРСУНКАХ И СОПРОТИВЛЕНИЯ ВНУТРЕННЕЙ ЧАСТИ ОРОСИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПОЛИТРОПНЫХ КАМЕР ОРОШЕНИЯ

Типоразмер КОП	Параметры	Коэффициент орошения				
		0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
КОП-10	$V_ж$, м³/ч	9,6	12	14,4	16,8	19,2
	$P_ф$, кПа	50	78	112	152	199
	$\Delta P_{сети}$, кПа	56,4	87,5	125	169	222
КОП-12,5	$V_ж$, м³/ч	12	14,9	17,9	20,9	23,9
	$P_ф$, кПа	44	68	98	133	174
	$\Delta P_{сети}$, кПа	50,3	77,1	111	150	195
КОП-16	$V_ж$, м³/ч	15,4	19,2	23	26,9	30,7
	$P_ф$, кПа	53	82,6	119	162	211
	$\Delta P_{сети}$, кПа	60,1	93	133	181	236
КОП-20	$V_ж$, м³/ч	19,2	24	28,8	33,6	38,4
	$P_ф$, кПа	50	78	112	152	199
	$\Delta P_{сети}$, кПа	57,1	88,3	126	171	224
КОП-25	$V_ж$, м³/ч	24	30	36	42	48
	$P_ф$, кПа	44	68,5	98,7	134	175
	$\Delta P_{сети}$, кПа	50,7	78,1	112	152	197
КОП-31,5	$V_ж$, м³/ч	30,2	37,8	45,4	52,9	60,5
	$P_ф$, кПа	46	70	100	136,7	178,6
	$\Delta P_{сети}$, кПа	53,4	80,5	114	156	203
КОП-40	$V_ж$, м³/ч	38,4	47,9	57,5	67,1	76,7
	$P_ф$, кПа	53	82	119	162	211
	$\Delta P_{сети}$, кПа	60,9	93,4	135	183	238
КОП-50	$V_ж$, м³/ч	49	59,9	71,9	83,9	95,9
	$P_ф$, кПа	57,2	89,4	129	175	229
	$\Delta P_{сети}$, кПа	67,4	104	150	202	264
КОП-63	$V_ж$, м³/ч	60,5	75,6	90,8	105,8	121
	$P_ф$, кПа	50,7	79,2	114	153	203
	$\Delta P_{сети}$, кПа	60,1	92,8	133	178	235
КОП-80	$V_ж$, м³/ч	77,7	97	116,5	135	155,3
	$P_ф$, кПа	54	84,5	121,6	165,5	216
	$\Delta P_{сети}$, кПа	63,8	98,8	141	192	250
КОП-100	$V_ж$, м³/ч	98,4	123	147,6	172,2	191,8
	$P_ф$, кПа	57	89	128	174	228
	$\Delta P_{сети}$, кПа	68,3	106	151	205	267

Приведенная в табл. 4.13 – 4.15 информация является основой для построения графических зависимостей $E_а$ (μ) и $\Delta P_{сети}$(μ), которые могут быть полезны при проведении расчетов политропной камеры орошения и выборе ее насоса.

Анализ представленных в табл. 4.13 и 4.14 расчетных результатов показывает, что по уровню коэффициентов адиабатной эффективности $E_а$ все камеры могут быть разделены на две группы. К группе с меньшей эффективностью относятся камеры орошения КОП-25 – КОП-40 и КОП-63 – КОП-100; к группе с большей эффективностью – камеры орошения КОП-10 – КОП-20 и КОП-50.

Величины чисел единиц переноса NTU для каждой из этих групп камер могут быть, как показывают расчеты с использованием программы обработки экспериментальных данных, представлены зависимостью в виде произведения показательных функций, которая описывает исходные расчетные данные с точностью ± 3%.

Для группы политропных камер орошения КОП-25 – КОП-40 и КОП-63 – КОП-100 эта зависимость имеет вид

$$NTU_A = 0{,}15 + 1{,}01 \cdot \mu^{2{,}0516} \cdot V_{фр}^{\ 0{,}2166}, \qquad (4.156)$$

а для КОП-10 – КОП-20 и КОП-50

$$NTU_A = 0{,}15 + 1{,}1657 \cdot \mu^{2{,}065} \cdot V_{фр}^{\ 0{,}2032}. \qquad (4.157)$$

4.1.4. МЕТОДИКА РЕШЕНИЯ ПРЯМЫХ И ОБРАТНЫХ ПРОЕКТНЫХ ЗАДАЧ ПО ПОДБОРУ ПАРАМЕТРОВ КАМЕР ОРОШЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ В ПОЛИТРОПНОМ РЕЖИМЕ

Ниже приведены основные уравнения и расчетные зависимости методики расчета камер орошения, работающих в политропном режиме. Они были получены на основе расчетно-теоретического исследования процессов тепломассообмена, протекающих между воздушным потоком и полидисперсной совокупностью капель в контактном пространстве форсуночных камер орошения, оборудованных центробежными форсунками [78], и были апробированы в расчетных материалах, разработанных ВНИИ «Кондиционер» и ГПК «СантехНИИпроект» (г. Москва) [97].

Одна из возможностей расчета камер орошения, работающих в политропном режиме обработки воздуха, состоит в использовании следующей системы уравнений:

$$\Delta I = E_{\text{п}} \cdot \Delta \bar{I}_0; \tag{4.158}$$

$$\Delta T = E_{\text{а}} \cdot (t_{\text{ж.н}} - t_{\text{в.н}}) + b \cdot (1 + \frac{E_{\text{а}}}{E_{\text{п}}}) \cdot \Delta I, \tag{4.159}$$

где

$$\Delta I = i_{\text{в.к}} - i_{\text{в.н}}; \tag{4.160}$$

$$\Delta T = t_{\text{в.к}} - t_{\text{в.н}}; \tag{4.161}$$

$$\Delta \bar{I}_0 = (i_{\text{в.нас}} - i_{\text{в.н}}) \cdot [1 + \alpha(i_{\text{в.нас}} - i_{\text{в.н}}) + \beta(i_{\text{в.нас}} - i_{\text{с}})], \tag{4.162}$$

$i_{\text{в.нас}}$ – энтальпия влажного воздуха при температуре $t_{\text{ж.н}}$.

Уравнения (4.158) и (4.159) представляют собой теплотехнические характеристики камер орошения, так как устанавливают взаимосвязь между начальными и конечными состояниями воздуха и воды при политропных режимах обработки. Изменение энтальпии обрабатываемого воздуха в контактных аппаратах описывается уравнением (4.158). Как видно из этого выражения, конечное значение энтальпии определяется величинами приведенного коэффициента энтальпийной эффективности $E_{\text{п}}$ и приведенного энтальпийного напора $\Delta \bar{I}_0$. Величина $E_{\text{п}}$ представляет собой отношение изменения энтальпии обрабатываемого воздуха ΔI к начальному энтальпийному напору $\Delta I_{\text{н}} = i_{\text{в.нас}} - i_{\text{в.н}}$ при линейной аппроксимации кривой насыщения $\varphi = 100\%$. Нелинейность кривой насыщения и количественное влияние ее на изменение энтальпии обрабатываемого воздуха учитывается формой и структурой уравнения для приведенного напора $\Delta \bar{I}_0$.

Изменение температуры воздуха по сухому термометру в контактных аппаратах описывается уравнением (4.159). Первое слагаемое определяется величиной коэффициента адиабатной эффективности $E_{\text{а}}$ и начальным температурным напором $\Delta T_{\text{н}} = t_{\text{ж.н}} - t_{\text{в.н}}$ и характеризует протекание процессов тепломассопереноса при постоянной температуре поверхности контакта, равной первоначальной температуре воды $t_{\text{ж.н}}$.

В идеально протекающем адиабатном процессе ($\Delta I = 0$) величина $E_{\text{а}} \cdot \Delta T_{\text{н}}$ представляет собой изменение температуры воздуха в контактном аппарате. В политропном процессе наряду с изменением температуры и энтальпии воздуха происходит изменение температуры воды (температуры поверхности контакта), что приводит к снижению темпа изменения температуры обрабатываемого воздуха. Именно это обстоятельство учитывается вторым слагаемым уравнения (4.159), величина которого зависит от энтальпийного напора $\Delta \bar{I}_0$, конструктивных характеристик камер орошения и гидродинамических условий обработки воздуха. Корректирующее значение второго слагаемого оказывается тем больше, чем в большей степени изменяется температура воды в контактном пространстве.

Зависимости (4.158) и (4.159) справедливы в широком диапазоне начальных температур воды $2 \le t_{\text{ж.н}} \le 30$ °С, воздуха по мокрому термометру $-5 \le t_{\text{м.в.н}} \le 30$ °С и в интервалах коэффициентов орошения $\mu \le 2{,}0$. Для указанного интервала температур $\alpha = 0{,}0007163$ кг/кДж, $\beta = -0{,}0035$ кг/кДж, $b = 0{,}33$ кг·°С/ккал, $i_{\text{с}} = 54{,}0$ кДж/кг.

Величины коэффициентов $E_{\text{п}}$ и $E_{\text{а}}$ в формулах (4.158) и (4.159), характеризующих эффективность обработки воздуха в камерах орошения, зависят лишь от конструктивных характеристик камер орошения и гидродинамических условий обработки воздуха. Между ними существует функциональная взаимосвязь, которая для камер орошения может быть представлена уравнением

$$E_{\text{п}} = \frac{1 - \exp[\Phi \cdot \ln(1 - E_{\text{а}})]}{\Phi}, \tag{4.163}$$

где $$\Phi = (1+\frac{0{,}725}{\mu})\cdot\left[1+c\left[-\ln(1-E_a)\right]^{-0.858}\right];$$

$$c = 3{,}762\cdot\sigma^{1.9}$$

(σ – параметр дисперсии спектра распыления).

С достаточной для инженерных расчетов точностью величина E_a может быть найдена по аппроксимирующей зависимости

$$E_a = \frac{t_{в.н}-t_{в.к}}{t_{в.н}-t_{м.н}} = 1-\exp(-\mathrm{NTU}_A), \qquad (4.164)$$

в которой величина NTU_A для соответствующей конструкции камеры орошения определяется формулами (4.156) и (4.157).

Для расчета камер орошения при адиабатных и политропных процессах обработки воздуха в более широком интервале температур распыляемой воды ($2 \le t_{ж.н} \le 50$ °С) и температур воздуха по мокрому термометру ($-27 \le t_{м.в.н} \le 30$ °С) может быть использована несколько иная методика расчета. Согласно этой методике, процесс тепловлажностной обработки рассматривается как результат смешения необработанной и идеально обработанной частей воздушного потока. Из такого представления вытекают зависимости

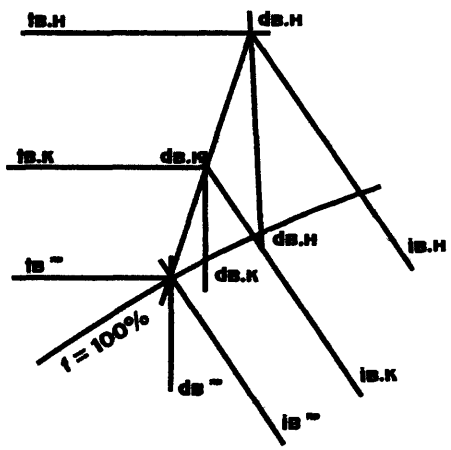


Рис. 4.22. Графическое изображение построений на *I – d*-диаграмме (к методике расчета с использованием критерия θ)

$$\frac{t_{в.к}-t_{в.н}}{t_в^{пр}-t_{в.н}} = \frac{i_{в.к}-i_{в.н}}{i_в^{пр}-i_{в.н}} = \frac{d_{в.к}-d_{в.н}}{d_в^{пр}-d_{в.н}} = E\ , \qquad (4.165)$$

где $t_в^{пр}$, $i_в^{пр}$, $d_в^{пр}$ – температура, энтальпия и абсолютное влагосодержание предельного состояния воздуха, графическое изображение которого на I – d-диаграмме, представляющее точку пересечения луча процесса обработки воздуха в камере с кривой насыщения, показано на рис. 4.22.

Из этого представления следует, что коэффициент E не зависит от начальных параметров теплообменивающихся сред и, следовательно, он должен быть равен коэффициенту адиабатной эффективности E_a. Вводя дополнительно также не зависящий от начальных параметров температурный критерий θ (правомерность этого обстоятельства доказана в работе [75]), получим основную систему уравнений второй методики расчета камер орошения:

$$i_{в.к}-i_{в.н} = E_в(i_в^{пр}-i_{в.н}); \qquad (4.166)$$

$$t_{в.к}-t_{в.н} = E_a(t_в^{пр}-t_{в.н}); \qquad (4.167)$$

$$t_в^{пр}-t_{ж.н} = \theta(t_{ж.к}-t_{ж.н}). \qquad (4.168)$$

Величина θ определяется зависимостью

$$\theta = c_w\cdot b\cdot\mu\left(\frac{1}{E_п}-\frac{1}{E_в}\right). \qquad (4.169)$$

Обе рассмотренные выше методики расчета камер орошения, работающих в политропном режиме, хорошо согласуются друг с другом в широком диапазоне изменения параметров воды и воздуха и могут применяться для расчета камер орошения при решении прямых и обратных задач для простоты процедуры вычислений.

Следует также отметить, что полученная система формул (4.158) – (4.169) справедлива для всех разновидностей адиабатных и политропных процессов обработки воздуха в камерах орошения, включая испарительный нагрев и процессы с переменным, регулируемым вручную или автоматическим расходом разбрызгиваемой воды. Последние в ряде работ называются «процессами с неполным увлажнением или недоувлажнением» и «управляемыми процессами». Сущность процессов с переменным расходом воды в камерах орошения состоит в том, что при изменении расхода разбрызгиваемой воды достигается переменная по величине поверхность теплообмена между воздухом и водой. Применение процессов с переменным расходом воды позволяет отказаться от байпаса камер орошения, а также в ряде случаев (если не требуется поддержание постоянной относительной влажности) и от второго подогрева.

Камеры орошения могут использоваться при давлении воды перед форсунками от 30 до 350 кПа. При давлении воды ниже 30 кПа форсунки типа «BEIL» работают неустойчиво.

Рассмотрим реализацию приведенных выше методик расчета для решения прямых и обратных задач расчета камер орошения.

4.1.4.1. ПРЯМАЯ ЗАДАЧА

При решении прямой задачи расчета камеры орошения исходными являются: объемный $L_в$ или массовый $G_в$ расход воздуха, начальные и конечные значения параметров обрабатываемого воздуха: температура $e_{в.н}$ и $e_{в.к}$, абсолютная влажность $d_{в.н}$ и $d_{в.к}$, энтальпия $i_{в.н}$ и $i_{в.к}$, а также барометрическое давление в месте работы камеры орошения $P_б$. Искомыми величинами являются $t_{ж.н}$, $G_ж$, $\Delta P_ж$.

Решение этой задачи целесообразно проводить в следующей последовательности.

1. На $I-d$-диаграмме изображается луч процесса обработки воздуха в камере орошения, для чего через точки с координатами заданных начальных и конечных параметров воздуха проводится прямая до пересечения с кривой насыщения $\varphi = 100\%$. Точка пересечения соответствует состоянию воздушного потока с параметрами $t_в^{пр}$, $i_в^{пр}$ (см. рис. 4.22).

2. Вычисляется коэффициент адиабатной эффективности $E_а$ по формуле

$$E_а = \frac{i_{в.к} - i_{в.н}}{i_в^{пр} - i_{в.н}}. \qquad (4.170)$$

3. Находится коэффициент орошения μ и коэффициент энтальпийной эффективности $E_н$ по зависимостям, представляющим собой теплотехнические характеристики камер $E_а(\mu)$ и $E_п(\mu)$.

Для этого на оси ординат откладывается значение $E_а$ и проводится прямая, параллельная оси абсцисс, до пересечения с кривой $E_а(\mu)$. Абсцисса точки пересечения определяет значение μ. Из точки пересечения на кривой $E_а(\mu)$ проводится вертикальная линия до пересечения с кривой $E_п(\mu)$. Ордината точки пересечения определяет значение $E_п$. Искомые величины могут быть также подсчитаны непосредственно с использованием формул (4.156), (4.157) и (4.163).

4. Вычисляется температурный критерий θ по формуле (4.169).

5. Находится начальная температура воды $t_{ж.н}$ по формуле

$$t_{ж.н} = t_в^{пр} + \frac{\theta}{c_ж \mu}(i_{в.к} - i_{в.н}). \qquad (4.171)$$

6. Вычисляется конечная температура воды $T_{ж.к}$ по формуле

$$t_{ж.к} = t_{ж.н} - \frac{1}{c_ж \mu}(i_{в.к} - i_{в.н}). \qquad (4.172)$$

7. Определяется расход распыляемой воды по формуле

$$G_ж = \mu \cdot G_в. \qquad (4.173)$$

8. Находятся потери давления в гидравлической сети камеры орошения по графическим зависимостям $\Delta P_ж(G_ж)$, которые могут быть построены после выбора конструкции камеры и трассировки ее гидравлической системы с учетом гидравлического сопротивления всех ее элементов или по соответствующим расчетным формулам.

4.1.4.2. ОБРАТНАЯ ЗАДАЧА

При решении обратной задачи расчета камеры орошения исходными являются: объемный $L_н$ или массовый $G_в$ расход воздуха, массовый расход воды $G_ж$, начальные значения параметров обрабатываемого воздуха и воды, барометрическое давление в месте работы камеры орошения. Искомыми величинами являются конечные параметры обрабатываемого воздуха и воды, а также $\Delta P_ж$.

Решение обратной задачи целесообразно проводить в следующей последовательности.

1. По заданному расходу разбрызгиваемой воды вычисляется коэффициент орошения μ, а по зависимостям $E_а(\mu)$ и $E_п(\mu)$ – коэффициенты эффективности $E_а$ и $E_п$.

2. По заданному значению начальной температуры воды $t_{ж.н}$ определяется соответствующая этой температуре воды энтальпия насыщенного воздуха в пограничном слое над жидкой поверхностью $i_{в.нас}$.

3. Определяется конечная энтальпия воздуха $i_{в.к}$ по формуле

$$i_{в.к} = i_{в.н} + E_п \cdot (i_{в.нас} - i_{в.н}) \cdot [1 + \alpha(i_{в.нас} - i_{в.н}) + \beta(i_{в.нас} - i_с)]. \qquad (4.174)$$

4. Находится конечная температура воздуха $T_{в.к}$ по формуле

$$t_{в.к} = t_{в.н} + E_а \cdot (t_{ж.н} - t_{в.н}) + b \cdot (1 + \frac{E_а}{E_п}) \cdot (i_{в.к} - i_{в.н}). \qquad (4.175)$$

5. Вычисляется конечная температура воды по формуле

$$t_{ж.к} = t_{ж.н} - \frac{1}{c_ж \mu}(t_{в.к} - t_{в.н}). \quad (4.176)$$

6. Находятся потери давления в гидравлической сети камеры орошения по графическим зависимостям $\Delta P_ж(G_ж)$, которые могут быть построены после выбора конструкции камеры и трассировки ее гидравлической системы с учетом гидравлического сопротивления всех ее элементов.

Проведение расчетов камер, работающих в политропическом режиме, требует знания теплотехнических характеристик этих камер, которые, как отмечалось выше, зависят от их конструктивных характеристик и характеристик центробежных форсунок, которыми они оборудованы. Указанные теплотехнические характеристики, представляющие собой зависимости коэффициентов адиабатной $E_а$ и политропной $E_п$ эффективности от коэффициентов орошения μ и скорости воздуха во фронтальном сечении, вычисленные с помощью формул (4.156), (4.157) и (4.163), даны на рис. 4.23. Приведенные зависимости справедливы для всех типоразмеров камер орошения КОП кондиционеров КЦКП в диапазоне скоростей воздуха $0{,}9V_{ном}$+$1{,}1V_{ном}$. Они описывают расчетные данные, полученные по (4.156), (4.157) и (4.163) с точностью ± 3%.

Гидравлические характеристики политропных камер орошения могут быть представлены в виде зависимости

$$\Delta P_{сети} = A_з \cdot V_ж^{\alpha}, \text{ кПа}, \quad (4.177)$$

аппроксимационные коэффициенты которой находятся из табл.4.16 для кондиционера КЦКП соответствующей производительности по воздуху ($V_ж$, м^3/ч).

Таблица 4.16

ЗНАЧЕНИЯ АППРОКСИМАЦИОННЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ $A_з$ И α В ФОРМУЛЕ (4.177)

Типоразмер камеры орошения	$A_з$	α
КОП-10	0,600	2,0
КОП-12,5	0,338	2,0
КОП-16	0,248	2,0
КОП-20	0,139	2,0
КОП-25	0,0816	2,0
КОП-31,5	0,0520	2,0
КОП-40	0,0382	2,0
КОП-50	0,273	2,0
КОП-63	0,0156	2,0
КОП-80	0,0099	2,0
КОП-100	0,0067	2,0

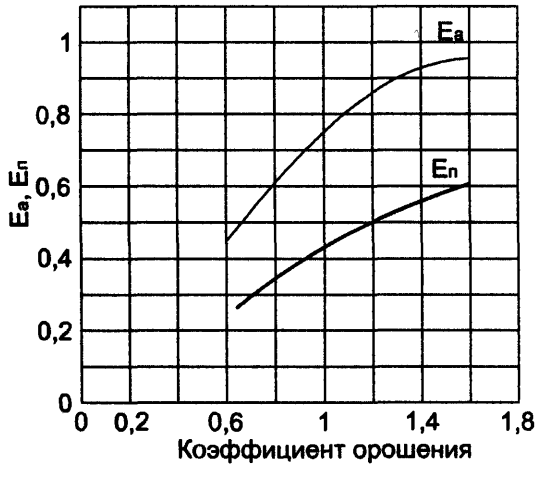


Рис. 4.23. Зависимости $E_а(\mu)$ и $E_п(\mu)$ для двухрядных политропных камер орошения КОП10 – КОП100

Ниже приводятся примеры решения прямых и обратных задач расчета политропных камер орошения.

4.1.4.3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПОЛИТРОПНОЙ КАМЕРЫ

Пример 1.

Политропный режим обработки воздуха. Прямая задача.

Исходные данные: кондиционер КЦКП 40, камера орошения КОП-40, $L_в$ = 40000 м^3/ч, $G_в$ = 48000 кг/ч, $t_{в.н}$ = 28,5 °С, $i_{в.н}$ = 54,0 кДж/кг, $t_{в.к}$ = 14 °С, $i_{в.к}$ = 38,4 кДж/кг, $P_б$ = Δ = 102 кПа.

Требуется определить: μ, $G_ж$, $t_{ж.н}$, $t_{ж.к}$, $\Delta P_ж$.

Порядок расчета.

1. На I – d-диаграмме через точки с координатами заданных начальных и конечных параметров воздуха проводим луч процесса до пересечения с кривой насыщения φ =100% и определяем координаты точки пересечения $t_в^{пр}$ = 13,2 °С и $i_в^{пр}$ = 37,5 кДж.

2. Вычисляется коэффициент адиабатной эффективности $E_а$ по формуле (4.170):

$$E_а = \frac{38,4-54,0}{37,5-54,0} = 0,945.$$

3. Находим величины μ и $E_п$ по графикам, представленным на рис. 4.23. При $E_а$ = 0,945 μ =1,46, $E_п$ = 0,592.

4. Вычисляем величину θ по формуле (4.169):

$$\theta = 4,187 \cdot 0,33 \cdot 1,46 \cdot (\frac{1}{0,592} - \frac{1}{0,945}) = 1,273.$$

5. Определяем $t_{ж.н}$ по формуле (4.171):

$$t_{ж.н} = 13,2 + \frac{1,273}{4,187 \cdot 1,46}(38,4-54,0) = 9,95\,°С.$$

6. Вычисляем $t_{ж.к}$ по формуле (4.172):

$$t_{ж.к} = 9,95 - \frac{38,4-54,0}{4,187 \cdot 1,46} = 12,5\,°С.$$

7. Находим $G_ж$ по формуле (4.173):

$$G_ж = 1,46 \cdot 48000 = 70000 \text{ кг/ч}.$$

8. Определяем величину $\Delta P_ж$ по формуле (4.177):

$$\Delta P_{сети} = 0,0382 \cdot 70^2 = 187,2 \text{ кПа}.$$

Пример 2.

Политропный режим обработки воздуха. Обратная задача.

Исходные данные: кондиционер КЦКП 20, камера орошения КОП-20, $L_в$ = 20000 м^3/ч, $G_в$ = 24000 кг/ч, $G_ж$ = 36000 кг/ч, $t_{в.н}$ = 32,0 °С, $i_{в.н}$ = 68,2 кДж/кг, $t_{ж.н}$ = 12 °С, $P_б$ = 99,3 кПа.

Требуется определить: μ, $t_{ж.к}$, $t_{в.к}$, $i_{в.к}$, $\Delta P_ж$.

Порядок расчета.

1. Определяем величину μ по формуле (4.173):

$$\mu = \frac{36000}{24000} = 1,5.$$

2. Вычисляем скорость во фронтальном сечении камеры орошения:

$$V_{фр} = \frac{L_в}{F_{фр}} = \frac{20000}{3600 \cdot 1,8 \cdot 1,3} = 2,37 \text{ м/с}.$$

3. Находим коэффициент NTU_A по формуле (4.157):

$$NTU_A = 0,15 + 1,1657 \cdot 1,5^{2,065} \cdot 2,37^{0,2032} = 3,35.$$

4. Определяем величину $E_а$ по формуле

$$E_в = 1 - \exp(-3,35) = 0,965$$

(эта величина может быть по известному значению μ вычислена с помощью графиков рис. 4.23).

5. По графику рис. 4.23 определяем величину $E_п$: $E_п$ = 0,595.

6. На I – d-диаграмме находим значение $i_{в.нас}$ при $t_{ж.н}$ = 12 °С : $i_{в.нас}$ = 34,5 кДж/кг.

7. Вычисляем величину $i_{в.к}$ по формуле (4.174):

$$i_{в.к} = 68{,}2 + 0{,}595 \cdot (34{,}5 - 68{,}2) \cdot (1 + 0{,}000716(34{,}5 - 68{,}2) + (-0{,}0035) \times$$
$$\times (34{,}5 - 54)) = 47{,}3 \text{ кДж/кг}.$$

8. Определяем $t_{в.к}$ по формуле (4.175):

$$t_{в.к} = 32 + 0{,}965(12 - 32) + 0{,}33(1 - \frac{0{,}965}{0{,}595}) \cdot (47{,}3 - 68{,}2) = 17{,}0 \ ^{\circ}\text{C}.$$

9. Находим $t_{ж.к}$ по формуле (4.176):

$$t_{ж.к} = 12 - \frac{47{,}3 - 68{,}2}{4{,}187 \cdot 1{,}5} = 15{,}3 \ ^{\circ}\text{C}.$$

10. Определяем величину $\Delta P_{ж}$ по формуле (4.177):

$$\Delta P_{сети} = 0{,}139 \cdot 36^2 = 180{,}1 \text{ кПа}.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДНЫХ РАСТВОРОВ ЭТИЛЕН- И ПРОПИЛЕНГЛИКОЛЯ (ПО ДАННЫМ ASHRAE)

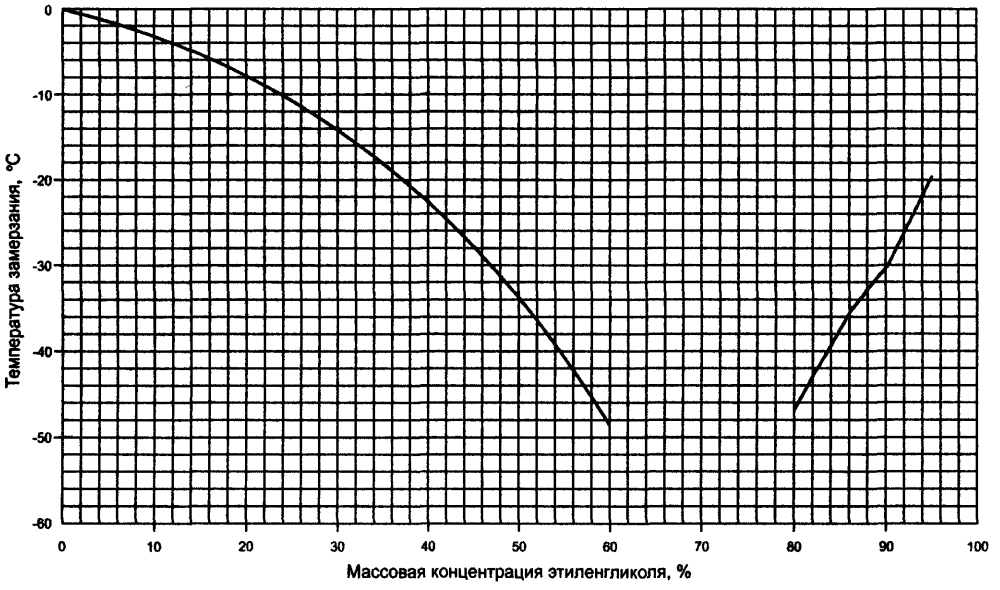


Рис. П.1.1. Зависимость температуры замерзания водного раствора этиленгликоля от массовой концентрации

Таблица П.1.1

ЗАВИСИМОСТЬ ТЕМПЕРАТУРЫ ЗАМЕРЗАНИЯ ВОДНОГО РАСТВОРА ЭТИЛЕНГЛИКОЛЯ ОТ МАССОВОЙ И ОБЪЕМНОЙ КОНЦЕНТРАЦИИ (ТЕМПЕРАТУРА ЗАМЕРЗАНИЯ ПРИВЕДЕНА ПРИ ДАВЛЕНИИ100,7 кПа)

ε, %	ε_v,%	$T_{зам}$, °С
1	2	3
5	4,4	-1,4
10	8,9	-3,2
15	13,6	-5,4
20	18,1	-7,8
21	19,2	-8,4
22	20,1	-8,9
23	21	-9,5
24	22	-10,2
25	22,9	-10,7
26	23,9	-11,4
27	24,8	-12
28	25,8	-12,7
29	26,7	-13,3
30	27,7	-14,1
31	28,7	-14,8
32	29,6	-15,4
33	30,6	-16,2
34	31,6	-17
35	32,6	-17,9
36	33,5	-18,6
37	34,5	-19,4
38	35,5	-20,3
39	36,5	-21,3
40	37,5	-22,3
41	38,5	-23,2
42	39,5	-24,3
43	40,5	-25,3
44	41,5	-26,4
45	42,5	-27,5
46	43,5	-28,8
47	44,5	-29,8
48	45,5	-31,1
49	46,6	-32,6

1	2	3
50	47,6	-33,8
51	48,6	-35,1
52	49,6	-36,4
53	50,6	-37,9
54	51,6	-39,3
55	52,7	-41,1
56	53,7	-42,6
57	54,7	-44,2
58	55,7	-45,6
59	56,8	-47,1
60	57,8	-48,3
65	62,8	
70	68,3	
75	73,6	
80	78,9	-46,8
85	84,3	-36,9
90	89,7	-29,8
95	95	-19,4

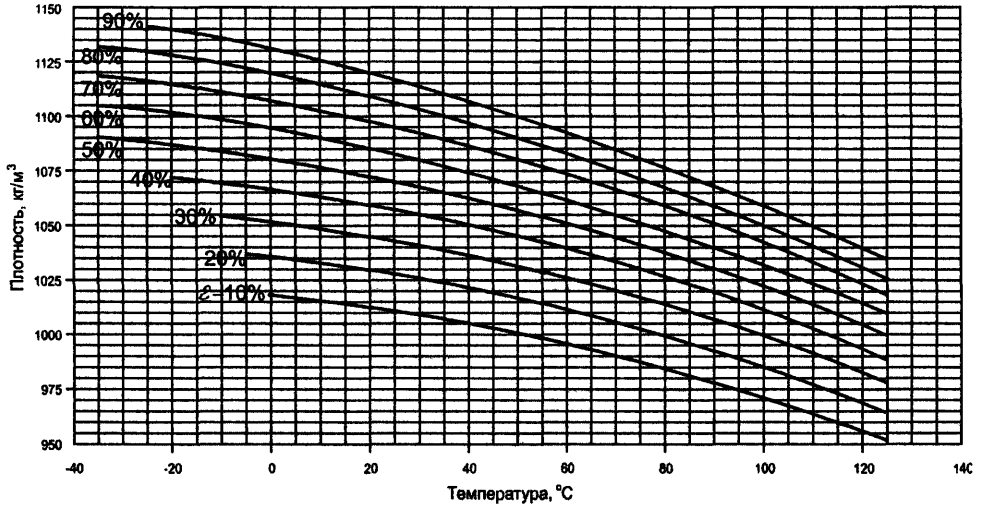


Рис. П.1. 2. Зависимость плотности водного раствора этиленгликоля от температуры и массовой концентрации ε

Таблица П.1.2

ЗАВИСИМОСТЬ ТЕМПЕРАТУРЫ КИПЕНИЯ ВОДНОГО РАСТВОРА ЭТИЛЕНГЛИКОЛЯ ОТ МАССОВОЙ И ОБЪЕМНОЙ КОНЦЕНТРАЦИИ

ε, %	ε_v,%	$T_{кип}$, °С
1	2	3
5	4,4	100,6
10	8,9	101,1
15	13,6	101,7
20	18,1	102,2
21	19,2	102,2
22	20,1	102,2
23	21	102,8
24	22	102,8
25	22,9	103,3
26	23,9	103,3
27	24,8	103,3

1	2	3
28	25,8	103,9
29	26,7	103,9
30	27,7	104,4
31	28,7	104,4
32	29,6	104,4
33	30,6	104,4
34	31,6	104,4
35	32,6	105
36	33,5	105
37	34,5	105
38	35,5	105
39	36,5	105
40	37,5	105,6
41	38,5	105,6
42	39,5	105,6
43	40,5	106,1
44	41,5	106,1
45	42,5	106,7
46	43,5	106,7
47	44,5	106,7
48	45,5	106,7
49	46,6	106,7
50	47,6	107,2
51	48,6	107,2
52	49,6	107,2
53	50,6	107,8
54	51,6	107,8
55	52,7	108,3
56	53,7	108,3
57	54,7	108,9
58	55,7	108,9
59	56,8	109,4
60	57,8	110
65	62,8	112,8
70	68,3	116,7
75	73,6	120
80	78,9	123,9
85	84,3	133,9
90	89,7	140,6
95	95	158,3