

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ СССР
ГЛАВНОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГОСИСТЕМ

**РУКОВОДЯЩИЕ УКАЗАНИЯ
ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ
И ЭКСПЛУАТАЦИИ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КАЛОРИФЕРОВ
С ПРОВОЛОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ**

СЛУЖБА ПЕРЕДОВОГО ОПЫТА И ИНФОРМАЦИИ СОЮЗТЕХЭНЕРГО
Москва **1981**

УДК

:621/18

Составлено парогенераторным отделением Всесоюзного двенадцати ордена Трудового Красного Знамени теплотехнического научно-исследовательского института им.Ф.Э.Дзержинского (НТИ)

С о с т а в и т е л и доктор техн.наук В.А.ЛОКИН,
инженеры С.Н.ТУЛИН, Т.В.АБРАМОВА,
канд. техн.наук В.Н.ФОНЕНА

В настоящих Руководящих указаниях на основе обобщения научных исследований НТИ и опыта эксплуатации сформулированы основные положения по проектированию, эксплуатации, ремонту и монтажу энергетических калориферов из труб с проволочным оребрением.

Приведены конструктивные характеристики энергетических калориферов производства Тименского турбомеханического завода (ТМЗ). Изложены методы теплового, аэродинамического и гидравлического расчета.

Разработка Руководящих указаний выполнена в НТИ под научным руководством доктора техн.наук проф. Локина В.А.

Руководящие указания предназначены для проектно-конструкторских организаций, котлостроительных заводов, электростанций и ремонтных предприятий.

УТВЕРЖДАЮ:
Начальник Главного технического
управления по эксплуатации
энергосистем

В.И. ГОРИН

24 июля 1980 г.

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.1. В современных котельных установках большой мощности широко применяется предварительный подогрев воздуха до его поступления в газовые воздухоподогреватели. Применение устройства для внекотлового подогрева холодного воздуха обязательно при сжигании в котлах твердых и жидких топлив.

I.2. Устройства для предварительного подогрева воздуха (ПВ) имеют многофункциональное назначение. В первую очередь они предназначены для повышения надежности работы котлов за счет предотвращения низкотемпературной коррозии и золового загрязнения воздухоподогревателей.

I.3. При рациональной тепловой схеме устройства для внекотлового предварительного подогрева воздуха должны повышать экономичность работы паротурбинных установок на органическом топливе за счет использования тепла низких отборов и охлаждающей воды конденсаторов.

I.4. При правильном выборе комплекса устройств для предварительного подогрева воздуха можно достигнуть улучшения санитарно-гигиенических условий станционных помещений (вентиляция адм.зд.), что способствует улучшению условий и повышению культуры эксплуатации.

I.5. Многообразие компоновок и тепловых схем паротурбинных установок, типов котлов и воздухоподогревателей обуславливает специфические требования к конструкции и компоновке устройств для предварительного подогрева воздуха. В связи с этим на базе труб с проволочным оребрением разработаны калориферные установки разнообразной конструкции и компоновок.

I.6. Для достижения положительного эффекта в работе устройств ПВ необходим комплексный учет всех факторов, влияющих на их работу. Этими факторами является тип поверхности нагрева, конструкция элементов, компоновка калориферной установки, вид теплоносителя, тепловая, воздушная и гидравлическая схемы.

2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ КАЛОРИФЕРНЫМ УСТАНОВКАМ

2.1. Устройства ПВ должны удовлетворять ряду требований. Главное из них - обеспечение заданного уровня подогрева воздуха при всех режимах работы котла в зимние и летние периоды, включая пуски и остановки котлов.

2.2. Предварительный подогрев воздуха должен обеспечивать надежную защиту воздухоподогревателей от серноокислотной и гидратной коррозии, а также от чрезмерного образования золовых отложений не только при сжигании проектного вида топлива, но и при использовании резервного топлива.

2.3. Прогрев воздуха должен быть равномерным по сечению воздушного короба за калориферами.

2.4. Калориферы должны быть надежными в эксплуатации. Появление неплотностей в них может усугубить процесс низкотемпературной коррозии и загрязнение основного воздухоподогревателя.

2.5. Устройства ПВ должны исключать возможность попадания в них влаги, агрессивных газов, коррозионных и загрязняющих веществ.

2.6. Энергетические калориферы должны быть малогабаритными с минимальной массой, иметь большие значения коэффициентов теплопередачи при небольшом аэродинамическом сопротивлении.

2.7. Энергетические калориферы должны быть технологичными в изготовлении и ремонтопригодными. Они должны быть защищены от замораживания и иметь устройства для консервации в период стоянки и для выпуска воздуха.

2.8. Современные калориферные установки должны оснащаться необходимыми контрольно-измерительными устройствами и автоматической регулировкой температуры воздуха.

2.9. Для комплексного решения задач защиты воздухоподогревателей, повышения экономичности электростанции, вентиляции зданий могут выбираться комбинированные многоступенчатые устройства с применением различных теплоносителей и аппаратов.

Рациональный выбор схемы предварительного подогрева котельного воздуха проверяется соответствующими технико-экономическими расчетами [1].

3. КОНСТРУКЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КАЛОРИФЕРОВ ИЗ ТРУБ С ПРОВОЛОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ

3.1. Проведенный в ВТИ комплекс исследований [2,3,4,5] позволил выбрать в качестве наиболее эффективной для паровых и водяных калориферов поверхность нагрева с проволочным оребрением, установить ее оптимальные геометрические характеристики и методы расчета.

Эти поверхности из стальных труб диаметром 12,19 мм со стальным припаянным пельтино-проволочным оребрением имеют коэффициент оребрения, равный 7-9, и по сравнению с сантехническими дают значительный выигрыш по массе и габаритам (в 2-3 раза).

Общий вид труб с проволочным оребрением, используемых для энергетических калориферов, показан на рис.1.

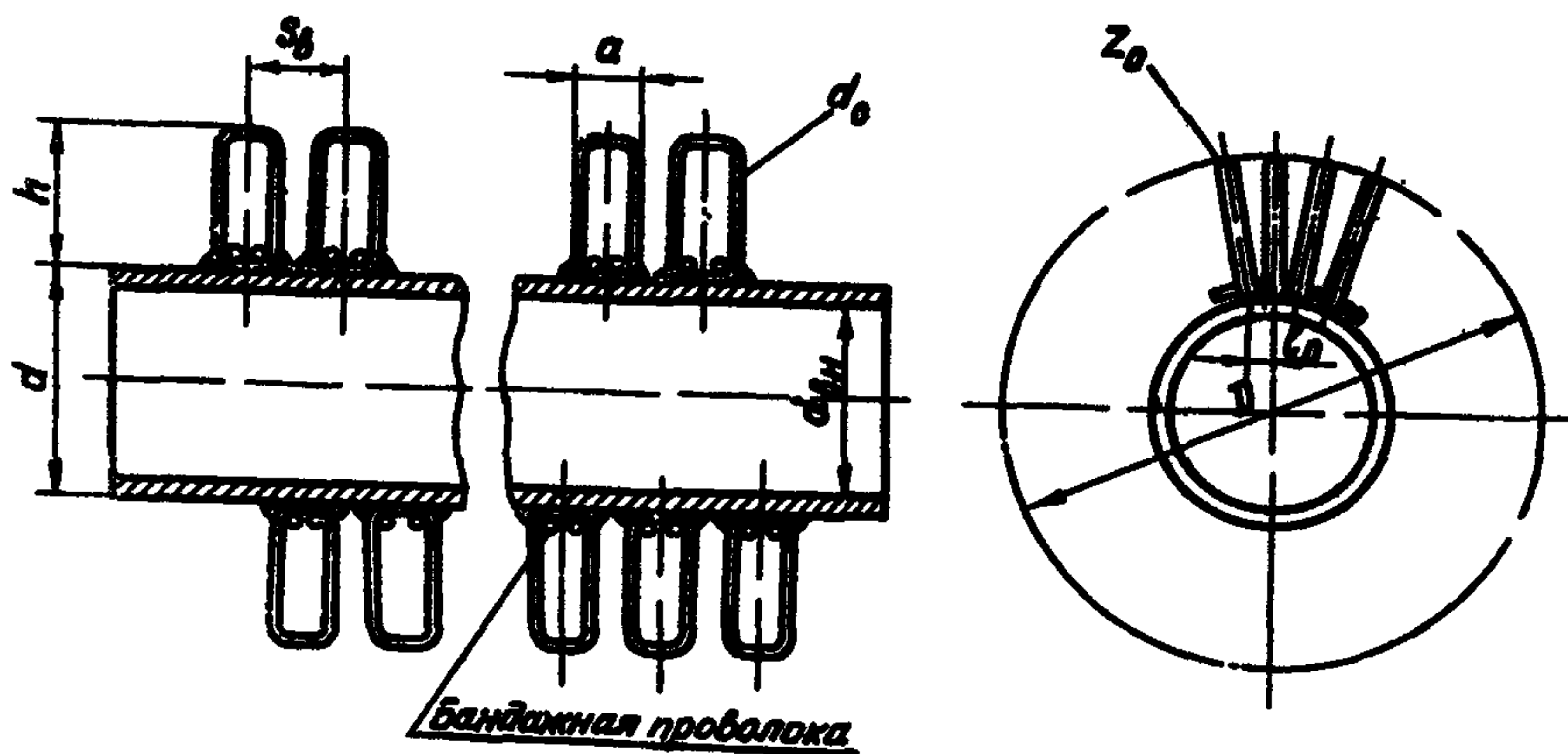


Рис.1. Труба с проволочным оребрением (обозначения см. в табл.1)

3.2. Основные конструктивные размеры труб с проволочным оребрением, освоение в серийном изготовлении на Тименском заводе Минэнерго СССР (ТТМЗ) и Троицком энергомаши-

ностроительном заводе (ТЭМЗ), приведены в табл.1.

3.3. Поверхности нагрева с проволочным оребрением имеют цинковое покрытие, которое позволяет не только осуществлять надежный контакт основной трубы с проволокой, но и защитить проволоку от наружной коррозии.

3.4. Для ПНВ следует использовать имеющиеся типовые конструкции секций энергетических калориферов из труб с проволочным оребрением: прямотрубные с горизонтальными коллекторами, а также змеевиковые с вертикальными коллекторами.

Наиболее широкое применение получили энергетические паровые калориферные секции СО-ПНО змеевикового типа, разработанные ЦКБ Главэнергоремонта-ВТИ [6]. Этими же организациями совместно с Тименским заводом разработана подобная секция с большей площадью нагрева СО-П70. В табл.2 приведены основные конструктивные характеристики паровых секций СО-ПНО (рис.2) и СО-П70 (рис.3).

Секции СО-ПНО и СО-П70 представляют собой теплообменники, у которых входной и выходной коллекторы сделаны из труб диаметром 108х8 мм и расположены вертикально. Отверстия решеток на коллекторах развернуты перпендикулярно к концам змеевиков.

Горизонтальное расположение змеевиков обеспечивает свободное перемещение отдельных труб при тепловом расширении.

Основная теплообменная поверхность выполнена из цельнотянутых стальных труб со стальным проволочным оребрением.

Для предотвращения проскока воздуха на гладких (неоребранных) концах труб установлены щетки. Вертикальное расположение коллекторов обеспечивает хорошее удаление воздуха и дренаж конденсата. Рабочие условия: среда - пар давлением до 1,6 МПа (16 кгс/см²) при температуре не более 300°C.

3.5. Для ПНВ могут применяться прямотрубные паровые калориферы (рис.4). Они изготавливаются Тименским заводом Минэнерго СССР из электросварных оребренных труб ВТИ-ТЭМЗ-Ш (табл.1) и предназначены для на-

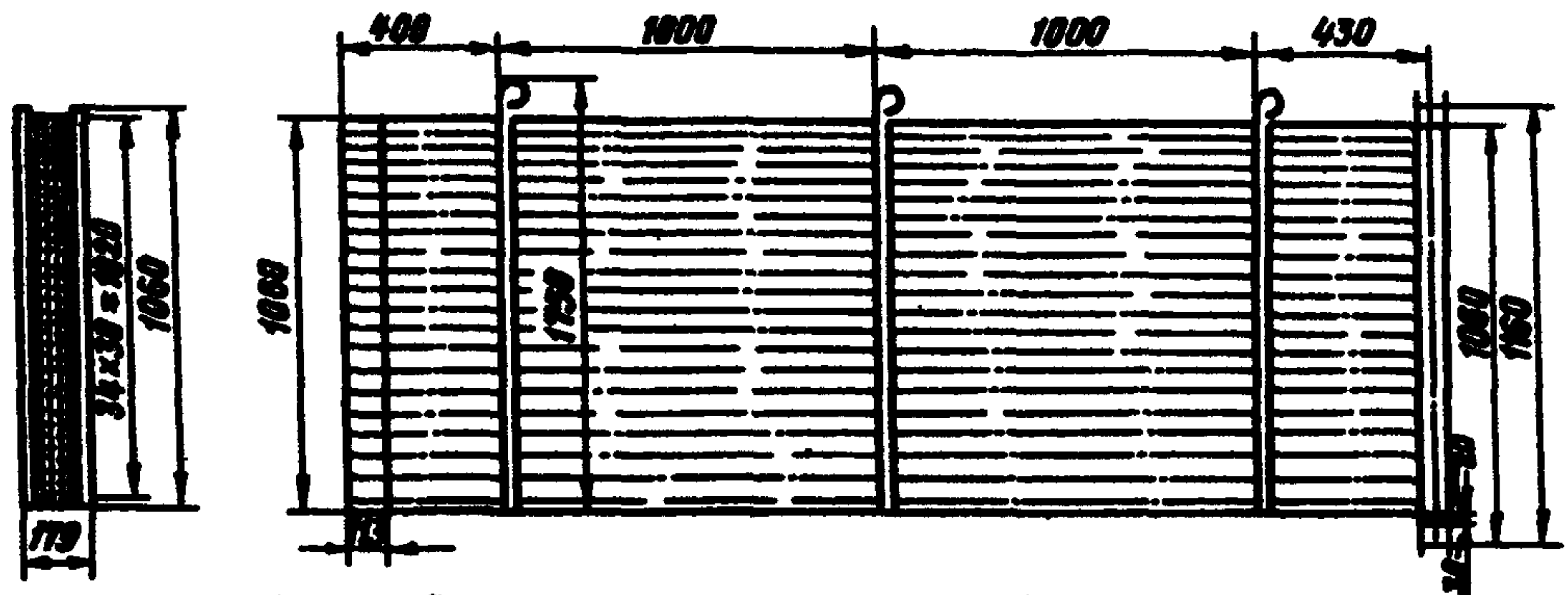


Рис.2. Секция энергетических калориферов SQ-110

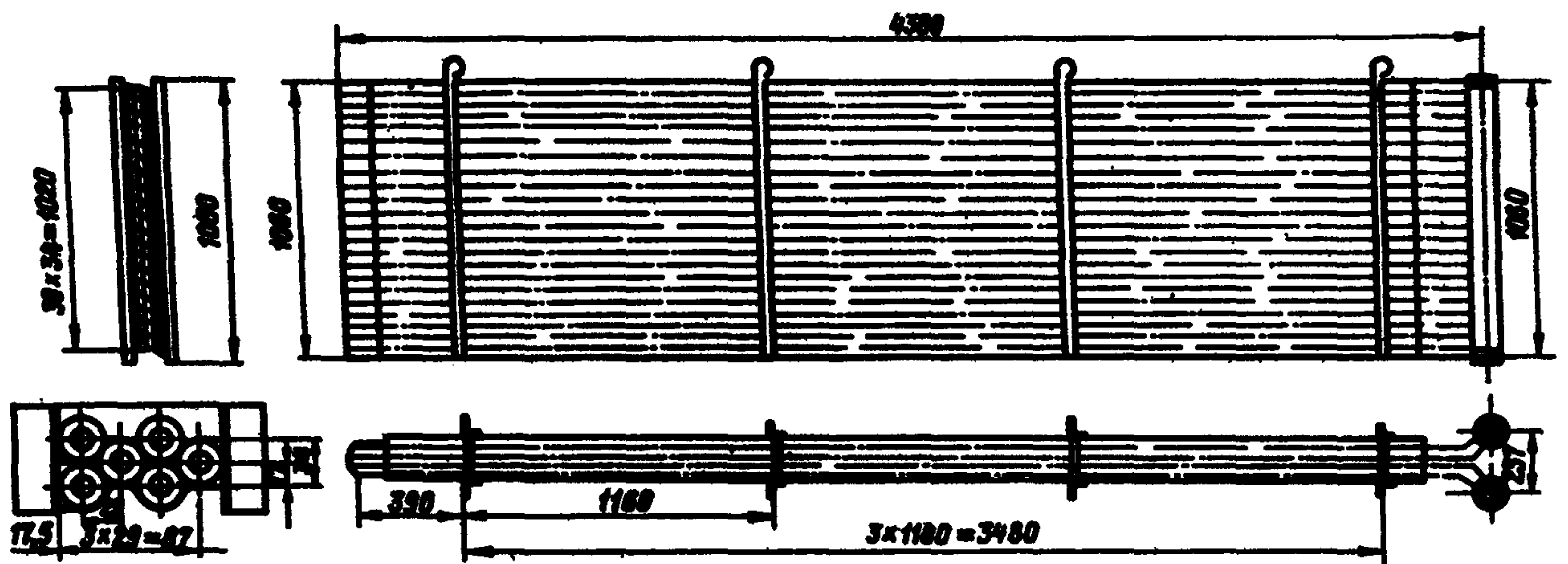


Рис.3. Секция энергетических калориферов SQ-170

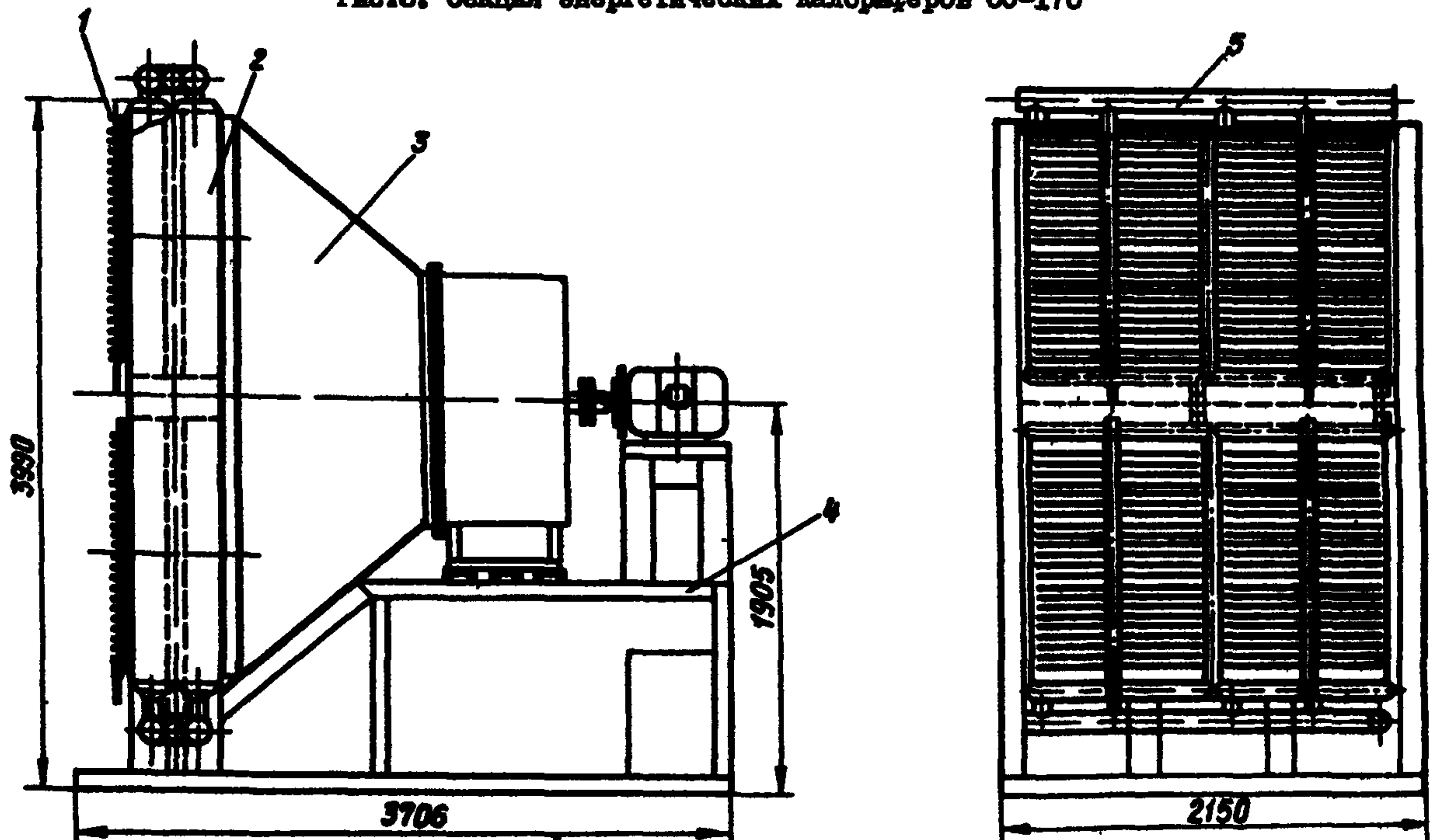


Рис. 4. Прмотрубная секция отопительного аппарата АО-1000/750:
1 - направляющая решетка; 2 - нагревательная секция; 3 - диффузор; 4 - рама; 5 - отвод

Таблица 1

Геометрические характеристики труб с проволочным оребрением
для энергетических калориферов

Тип трубы	Диаметр трубы $d/d_{\text{н}}$, мм	Высота оребра h , мм	Ширина пояса оребра a , мм	Число петель по окру- жности z	Шаг петли оребра по по- верх- ности трубы t_0 , мм	Диаметр проволоки d_p , мм	Шаг витков S_0 , мм	Полная поверх- ность 1 м длины оребра трубы $A_{\text{н}}$, м ² /м	Поверх- ность неоре- бра- нных участ- ков на 1 м дли- ны тру- бы $\Delta A_{\text{нр}}$, м ² /м	Поверх- ность проволочного оребра- ния на 1 м дли- ны тру- бы $\Delta A_{\text{р}}$, м ² /м	Внут- ренняя поверх- ность 1 м дли- ны трубы $\Delta H_{\text{вн}}$, м ² /м	Масса 1 м ² поверх- ности латуня q_2 , кг/м ²	Примечание
ВТИ-ТЭМ-I	19/16,2	10	3,2	76	0,785	0,5	5	0,557	0,021	0,536	0,0509	2,58	Секции СО-IIIO, СО-I70 АО-I000/750
ВТИ-ТЭМ-II	15/12,2	8	3,2	60	0,785	0,5	5	0,364	0,017	0,347	0,0383	2,74	
ВТИ-ТЭМ-III	16/11	8	3,2	60	0,84	0,5	5	0,365	0,018	0,347	0,0345	4,12	
ВТИ-ТЭМ-IV	12/9,2	7	3,2	48	0,785	0,5	5	0,259	0,014	0,245	0,0289	2,82	

Таблица 2

Конструктивные характеристики секций энергетических калориферов
производства Тименского завода

Тип секции	Греющая среда	Располо- жение труб	Тип трубы	Диаметр трубы $d/d_{\text{н}}$, мм	Шаг труб, мм попе- речный S_1	Шаг труб, мм про- дол- жный S_2	Длина железного сечения от под- ного ω	Поверх- ность латуня секции $H_{\text{с}}$, м ²	Коли- чество труб в сек- ции n	Число ко- лов грав- лей ореди в сек- ции m	Число труб I-го ряда секции по ходу воздуха n_1	Число рядов труб по ходу воздуха z	Эффек- тивная длина оребра- ния частей I элеватора $l_{\text{эф}}$, м	Площадь сечения секции по на- беганию по ходу воздуха $f_{\text{эл}}$, м ²	Число сечений секции для про- хода греющей среды $f_{\text{с}}$, м ²	Масса секции G , кг	Ширина, высо- та, глубина секции, мм	Приме- чание
СО-IIIO	Пар	Горизон- тальное	ВТИ-ТЭМ-II	16/11	34	29	0,405	110	61	2	30	4	5	2,65	0,0058	550	2900x1060x45	Рекомен- дуемые вариан- ты
СО-I70	Пар	"	ВТИ-ТЭМ-II	16/11	34	29	0,405	170	61	2	30	4	7,56	4,0	0,0058	775	4365x1060x345	
АО-I000/750	Пар/Вода	Верти- кальное	ВТИ-ТЭМ-IV	12/9,2	28	24	0,435	232	284	1/2	71	4	3,16	6,28	0,0189 0,00946	1940	2150x3980x2962	
Водяная СО-I70-B	Вода	Горизон- тальное	ВТИ-ТЭМ-II	16/11	34	34	0,405	170	61	4	30	4	5,0	4,0	0,0029	795	4610x1060x545	
Разрежен- ная СО-89-B	Вода	"	ВТИ-ТЭМ-II	16/11	42	29	0,518	89,3	49	2	24	4	5,0	2,65	0,00466	460	2900x1060x345	
Разрежен- ная СО-68-B	Вода	"	ВТИ-ТЭМ-II	16/11	56	29	0,639	67,5	37	2	18	4	5,0	2,65	0,00352	390	2900x1060x345	

грева воздуха отборным паром с давлением не выше 0,3 МПа (3 кгс/см²). Они могут использоваться как отопительные калориферы зданий электростанции. В табл.2 приведены их основные конструктивные характеристики.

3.6. Специальные водяные калориферы с проволочным оребрением разработаны СКБ ВТИ совместно с ВТИ и Тименским заводом с поверхностью нагрева 110 и 170 м². Конструктивные характеристики приведены в табл.2.

В качестве водяных калориферов с проволочным оребрением могут быть использованы разреженные секции СО-89-В, СО-68-В, а также при низком давлении и секции (см.рис.4).

Конструктивные характеристики разреженных секций даны в табл.2.

4. КОМПОНОВКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КАЛОРИФЕРНЫХ УСТАНОВОК

4.1. Рациональная компоновка калориферной установки должна предусматривать равномерное распределение воздуха и теплоносителя по ее параллельным элементам.

4.2. Компоновка калориферной установки влияет на экономичность работы котлов. Разверка по подогреву воздуха по ширине влечет за собой необходимость лишнего подогрева воздуха и повышения температуры уходящих газов. При разработке компоновки калориферной установки на базе энергетических секций предпочтительно размещение панелей перпендикулярно или под углом $\beta \geq 30^\circ$ к направлению воздушного потока. Применение компоновок с установкой калориферных элементов в нескольких отдельных параллельных воздушных коробах различного сечения и аэродинамического сопротивления нерационально.

4.3. В соответствии с компоновкой оборудования электростанции применяются калориферные установки с закрытым или открытым размещением.

При открытых компоновках должно быть уделено особое внимание вопросам дренажа конденсата и недопущению замораживания поверхностей нагрева.

4.4. Габариты помещения должны обеспечивать рациональную компоновку воздухопроводов - без участков, имеющих резкое повышение воздушного сопротивления или предопределяющих неравномерность распределения воздуха

и его нагрева по ширине воздухопровода перед воздухоподогревателям.

4.5. Энергетическая калориферная установка состоит из ряда панелей, собираемых из типовых секций с проволочным оребрением (СО-110, СО-170 и др.).

Расположение труб змеевика типовых секций должно быть почти горизонтальным, со слабым уклоном (не более 10°) в сторону коллектора, а прямотрубных - вертикальным.

4.6. Компоновки ППВ разделяются на однопоточные и многопоточные, одноступенчатые и многоступенчатые.

В котельных установках малой и средней мощности обычно применяются однопоточные калориферные установки одноступенчатой компоновки. Для современных энергоблоков необходимо использовать многопоточные компоновки.

4.7. Многоступенчатые компоновки энергетических калориферных устройств следует применять при необходимости подогрева воздуха с начальной отрицательной температурой. Такие установки включают ступени основного и вспомогательного калориферов. Многоступенчатые компоновки могут быть выполнены с использованием для обеих ступеней энергетических калориферов с проволочным оребрением; такие же установки могут быть комбинированными с использованием в основной ступени энергетического калорифера, а для начального подогрева воздуха - иные вспомогательные теплообменные аппараты.

Комбинированный предварительный подогрев воздуха может осуществляться в нескольких ступенях, работающих с различными теплоносителями (пар, вода, воздух).

Комбинированные устройства ППВ находят применение при их многофункциональном использовании.

4.8. На действующих электрических станциях нашли применение одноступенчатые калориферные установки из труб с проволочным оребрением (рис.5, а, б). При подаче морозного воздуха на вход в паровые калориферы возникает опасность замораживания отдельных труб, появления течей, коррозии и загрязнения воздухоподогревателя.

4.9. Перспективными являются двухступенчатые компоновки, включающие основные энергетические калориферы с постоянным забором воздуха в верху котельного помещения и вспомогательные предвключенные калориферы для

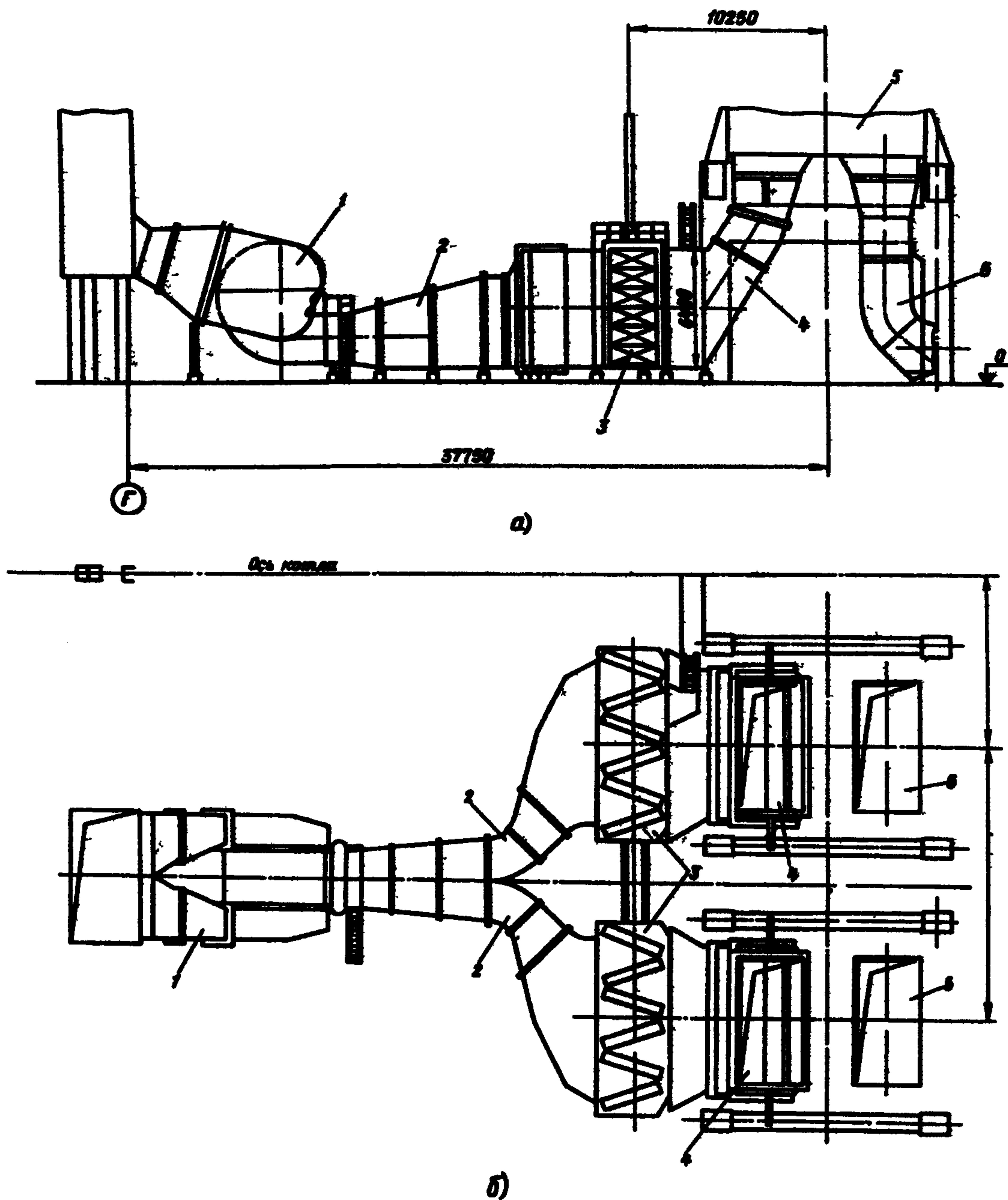


Рис.5. Энергетическая калориферная установка котла блока 800 МВт Угледорской ГРЭС:

a - продольный разрез; *b* - план

1 - дутьевой вентилятор; 2 - подводный короб; 3 - калорифер; 4 - отводящий воздушный короб;
5 - регенеративный воздухоподогреватель; 6 - короб уходящих газов

подогрева наружного воздуха. При таких компоновках основные калориферы работают в стабильном температурном режиме, а вспомогательные калориферы обеспечивают дополнительное повышение экономичности, повышают надежность основных калориферов и выполняют функции улучшения санитарно-технических условий работы персонала.

Подобные компоновки могут иметь замкнутую или разомкнутую аэродинамическую схему.

4.10. Произвольное размещение параллельных элементов многопоточной калориферной установки недопустимо из-за появления существенных аэродинамических разверок и неравномерностей подогрева холодного воздуха.

4.11. Панели из горизонтальных секций (СО-110 или СО-170) должны быть включены параллельно по паре. Последовательное (по паре) включение секций в панели, а также компоновка таких панелей с отступлением от вертикального расположения коллекторов не рекомендуется.

5. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КАЛОРИФЕРНЫХ УСТАНОВОК

5.1. Рациональная тепловая схема должна обеспечить работоспособность калориферной установки при всех режимах эксплуатации, включая зимние периоды.

В случае, если подогрев воздуха в зимнее время и в пусковые периоды решается специальными средствами, калориферная установка выполняется по прямой одноступенчатой схеме (рис.6,а).

Такая схема пригодна для электростанций, работающих на сернистых топливах и забирающих постоянно воздух из помещения котельной, либо (в зимнее время) с присадкой наружного воздуха при средней температуре поступающего в дутьевой вентилятор воздуха выше нуля.

5.2. Для котлов с трубчатыми воздухоподогревателями на электростанциях, где в зимнее время минусовые температуры наружного воздуха непродолжительны, рекомендуется использовать схему калориферной установки, предусматривающую дополнительное использование рециркуляции горячего воздуха (рис.6,б).

5.3. Для котлов с регенеративными воз-

духоподогревателями на электростанциях с коротким периодом низких температур наружного воздуха в зимнее время рекомендуется использовать энергетическую калориферную установку с дополнительной рециркуляцией нагретого воздуха после калорифера в воздуховод перед дутьевым вентилятором (рис.6,б).

Возможности использования такой схемы ограничены допустимыми производительностью и давлением дутьевых вентиляторов.

При отсутствии запаса дутьевых вентиляторов по давлению следует использовать схему с дополнительным вентилятором, подключенным через смеситель на сторону нагнетания основного вентилятора (рис.6,г).

5.4. Для крупных теплоэнергетических блоков, работающих на сернистых топливах (в районах Урала и Сибири), рекомендуется тепловая схема (рис.7), обеспечивающая стабильный режим работы в любое время года [7,8]. При этом в зимнее время обеспечивается входная температура воздуха в дутьевые вентиляторы не ниже минус 7°C, при которой невозможно образование инея и замораживание теплообменных и дренажных труб калориферов. Одновременно улучшаются и условия работы лопаток дутьевых вентиляторов. Такая же схема может быть применена при открытой компоновке воздухоподогревательных устройств энергоблоков центра и юга страны.

При этой тепловой схеме калориферная установка включает две части: основную и вспомогательную.

Вспомогательная установка за счет рециркуляции через нее от 5 до 20% общего количества воздуха обеспечивает стабилизацию температуры воздуха на входе в вентилятор.

Подобная тепловая схема с дополнительным использованием специального низконапорного вспомогательного вентилятора показана на рис.10 в [9]. Эта схема более экономична благодаря снижению расхода электроэнергии на дутье.

5.5. Для ПШВ рекомендуется тепловая схема с использованием пара приводной турбины воздуходувки или питательного насоса. При этой прямой одноступенчатой тепловой схеме может быть достигнута существенная экономия топлива за счет использования тепла пара после противодавленческой турбины (рис.8).

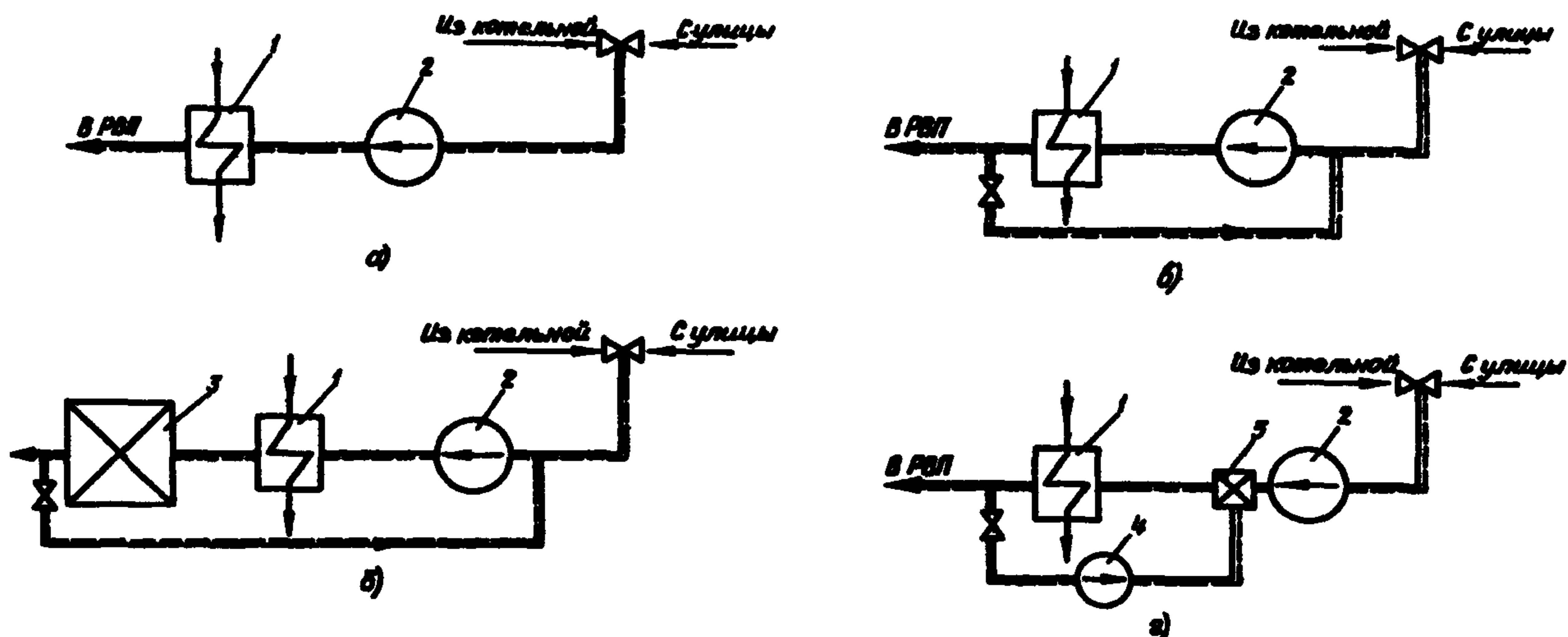


Рис.6. Одноступенчатые схемы предварительного подогрева воздуха:
 а, б, в - для котлов с регенеративными воздухоподогревателями; г - для котлов с трубчатыми воздухоподогревателями
 1 - калориферная установка; 2 - вентилятор; 3 - трубчатый воздухоподогреватель; 4 - вспомогательный вентилятор; 5 - смеситель

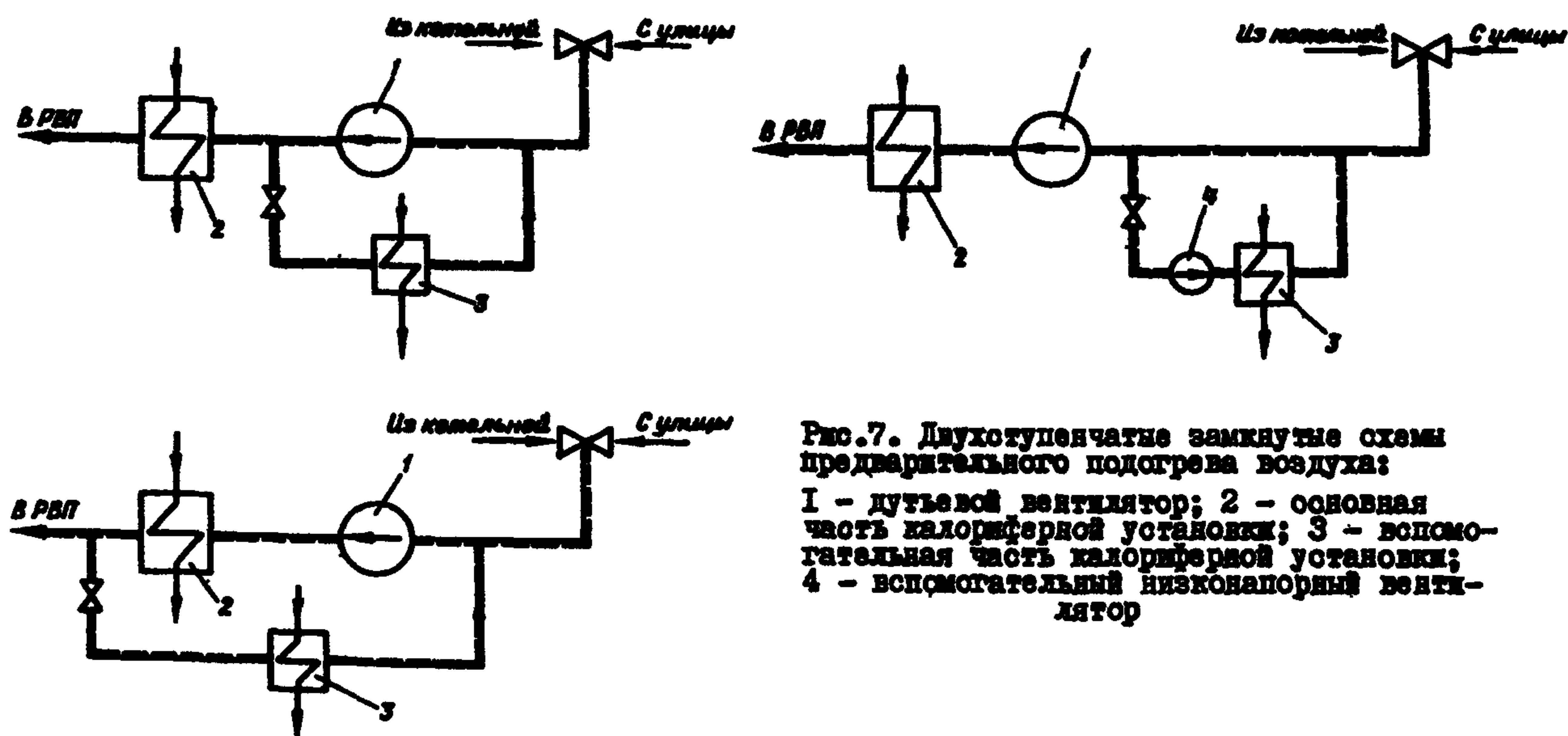


Рис.7. Двухступенчатые замкнутые схемы предварительного подогрева воздуха:
 1 - дутьевой вентилятор; 2 - основная часть калориферной установки; 3 - вспомогательная часть калориферной установки; 4 - вспомогательный низконапорный вентилятор

5.6. Для котлов с регенеративными воздухоподогревателями возможно применение комбинированной тепловой схемы предварительного подогрева воздуха с использованием калориферов и рециркуляции горячего воздуха. Во избежание загрязнения калориферов рециркуляционный воздух должен вводиться по схеме ЗнО в воздушный короб после калориферной установки (рис.9).

5.7. Тепловая схема калориферов, устанавливаемых в котлах с каскадными трубчатыми воздухоподогревателями, наиболее проста. В этом случае должен использоваться одноступенчатый (паровой или водяной) калорифер с подогревом лишь части котельного воздуха (от 10 до 60%), направляемого в первый ход воздухоподогревателя.

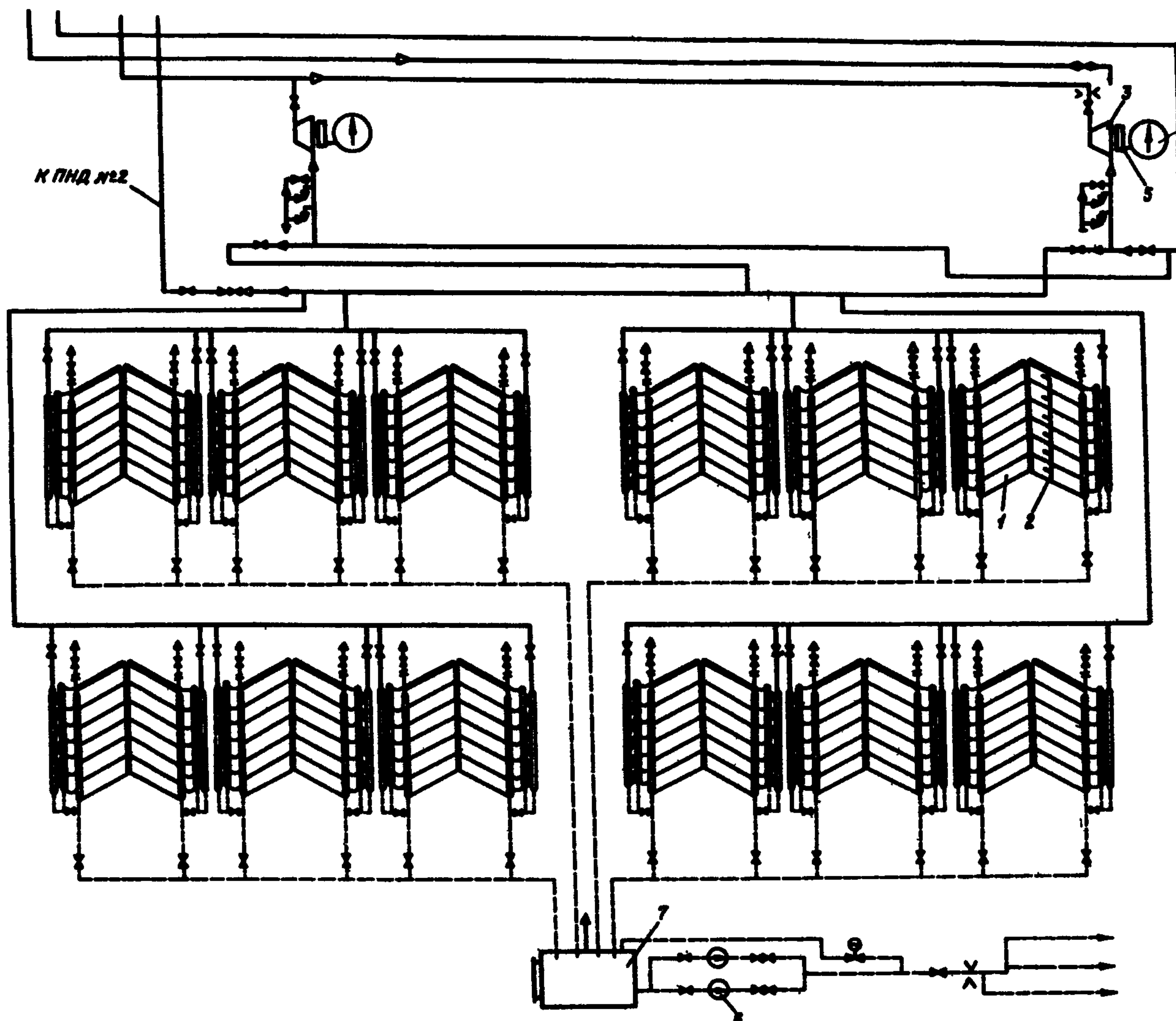


Рис.8. Тепловая схема калориферной установки блока 800 МВт Угледорской ГРЭС:
 1 - секция энергетических калориферов СО-110-01; 2 - панель из шести секций СО-110-01;
 3 - противоаварийная турбина ОР-12-1М К13; 4 - дутьевой вентилятор ВДН-36х2; 5 - редуктор,
 6 - насосы калориферной установки КСД-120-55; 7 - бак калориферной установки, $V = 40 \text{ м}^3$;
 — пар; --- конденсат; —х— воздух, ∇ - вентиль; $\odot$ - задвижки с электроприводом;
 ∇ - регулирующий клапан; ∇ - обратный клапан; ∇ - шайба расходомерная; $\uparrow$ - воздушник

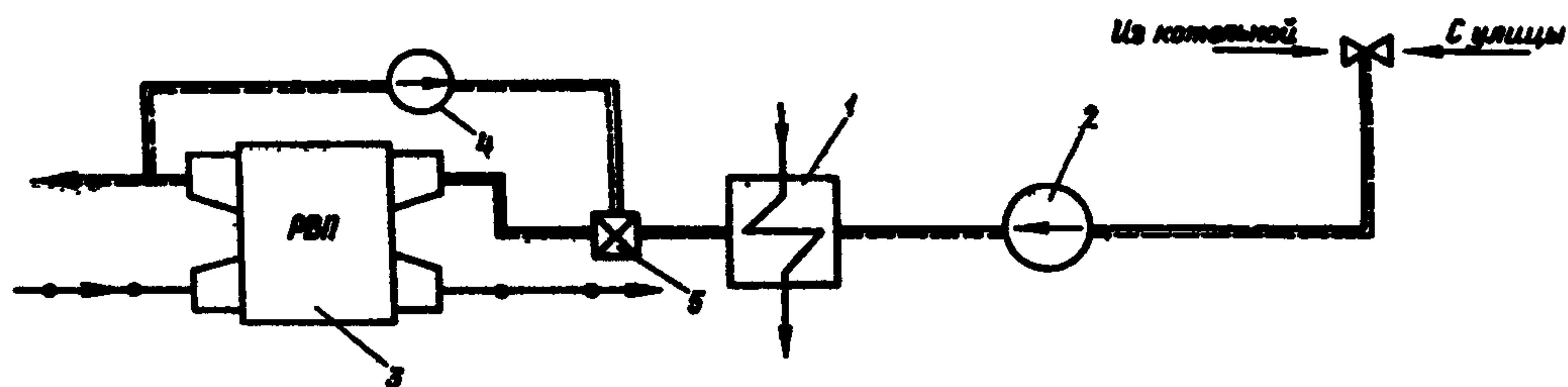


Рис.9. Комбинированная схема предварительного подогрева воздуха с использованием рециркуляции горячего воздуха в напорный короб после калориферов.
 1 - калориферная установка; 2 - дутьевой вентилятор; 3 - регенеративный воздухоподогреватель; 4 - вспомогательный вентилятор; 5 - смеситель

5.8. Тепловая схема двухступенчатой замкнутой калориферной установки с использованием в качестве теплоносителя питательной воды после деаэраторов приведена на рис.10. Эта схема наиболее проста и надежна. Однако выигрыш в экономичности относительно мал. Подобная схема с повышенной тепловой экономичностью дана на рис.11. Здесь для подогрева воздуха в основном калорифере используется конденсат после ПНД № 3 или ПНД № 4 турбины с установкой дополнительного деаэратора ($p = 0,12 \text{ МПа}$ ($1,2 \text{ кгс/см}^2$)) и лишь для вспомогательного калорифера используется вода после основных деаэраторов.

5.9. На схеме, представленной на рис.12, предусматривается организация автономного контура для нагрева воды отборным паром низкого давления, используемой далее для подогрева воздуха в основной части калориферной установки. Вспомогательный калорифер работает при этом на основном конденсате после деаэратора турбинной установки. Приведенная тепловая схема может быть использована и без вспомогательной части.

5.10. Для обеспечения предварительного подогрева воздуха нами разработано практическое применение тепловая схема, включающая последовательно две ступени энергетических калориферов (рис.13). Первая по ходу воздуха ступень работает на паре, поступающем из газового испарителя, а вторая — на воде по замкнутому контуру с экономайзером низкого давления.

5.II. Для комплексного решения всех задач, возлагаемых на предварительный подогрев котельного воздуха, может быть использована двухступенчатая установка разомкнутого типа. Такая перспективная разомкнутая установка для мощного котла, работающего на твердом топливе с трубчатим воздухоподогревателем, показана на рис.14.

Первая ступень предназначена для подогрева внешнего холодного (морозного) воздуха до $15-30^{\circ}\text{C}$ и решает задачу вентиляции котельных помещений. В первой ступени следует использовать низкопотенциальный теплоноситель (наиболее низкие паровые отборы, обратная охлаждающая вода конденсаторов). Эта ступень может быть изготовлена из любой поверхности нагрева и не предъявляет

особых требований к равномерности нагрева воздуха по сечению. В качестве первой ступени можно использовать отопительные аппараты А0-1000/750 (см. табл. 2). Для этой цели ВТИ и ЗИО предложено использовать теплообменник регенеративного типа в виде короба с протекающей в нижней части обратной охлаждающей водой из конденсатора турбин при противоточном проходе в верхней части холодного воздуха (зимой) или горячего воздуха (летом) [10].

Техническая характеристика тепло- обменного аппарата АО-1000/750

Поверхность нагрева 232 м²

Третья среда пар, вода

Давление среды 0,3 МПа
(3 кгс/см²)

Температура границ
среды.....130 - 150°C

Диаметр труб..... 12х1,4 мм

Вентилятор осевой У-12:

производительность 60500 м³/ч

общее давление 330 Па
(33 кгс/м²)

Частота вращения 970 об/мин

Электродвигатель тип 4AI60S6Y3
ГОСТ 19523-74:

частота вращения 1000 об/мин

МОЩНОСТЬ II кВт

Габаритные размеры 2150x3980x2962 мм

ВТИ предложено также использовать для этой цели гладкотрубный теплообменник с перекрестно-шахматным расположением труб, обладающий повышенной эксплуатационной надежностью в условиях резко пониженных температур воздуха.

Разомкнутая двухступенчатая схема при
раздельном подогреве первичного и вторичного
воздуха показана рис.15.

5.12. Во всех тепловых схемах калориферных установок необходимо предусматривать резервную подачу пара от общестанционной магистрали, используемую в пусковых режимах, при низких нагрузках и т.д.

Рис.10. Схема двухступенчатой замкнутой калориферной установки теплоноситель - питательная вода после деаэратора:

I - основная часть калориферной установки; 2 - вспомогательная часть калориферной установки; 3 - дутьевой вентилятор;
II - деаэратор 0,7 МПа (7 кгс/см²); А - анкионитовый фильтр;
К - катионитовый фильтр, — пар, — питательная вода;
--- конденсат; == воздух; $t_{х.в}$ - холодный воздух;
 $t_{г.в}$ - нагретый воздух после калорифера

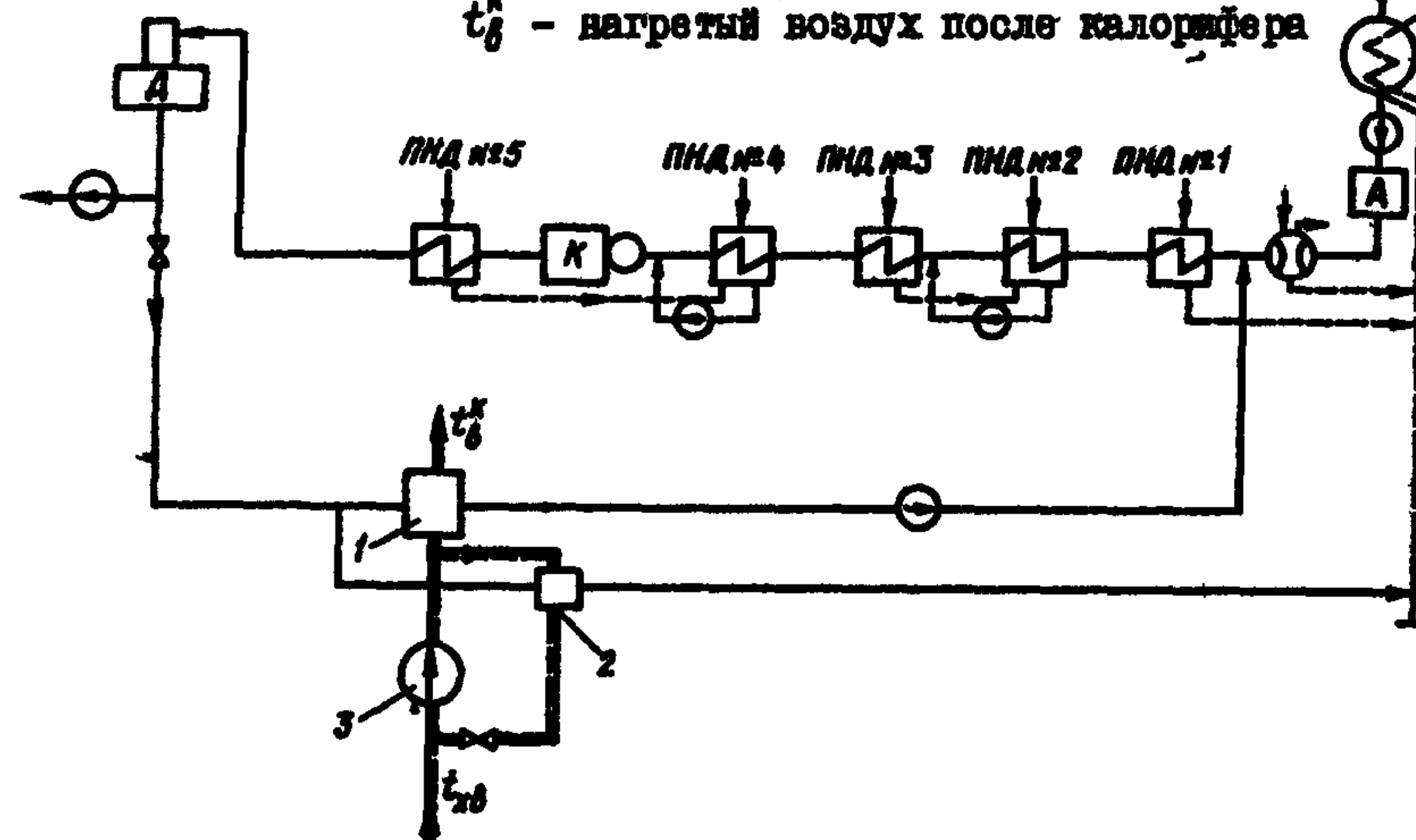


Рис.11. Схема двухступенчатой замкнутой калориферной установки теплоноситель - конденсат после ПНД № 3 или ПНД № 4 с установкой дополнительного деаэратора;
4 - дополнительный деаэратор 0,12 МПа (1,2 кгс/см²)
(остальные обозначения см. на рис.11)

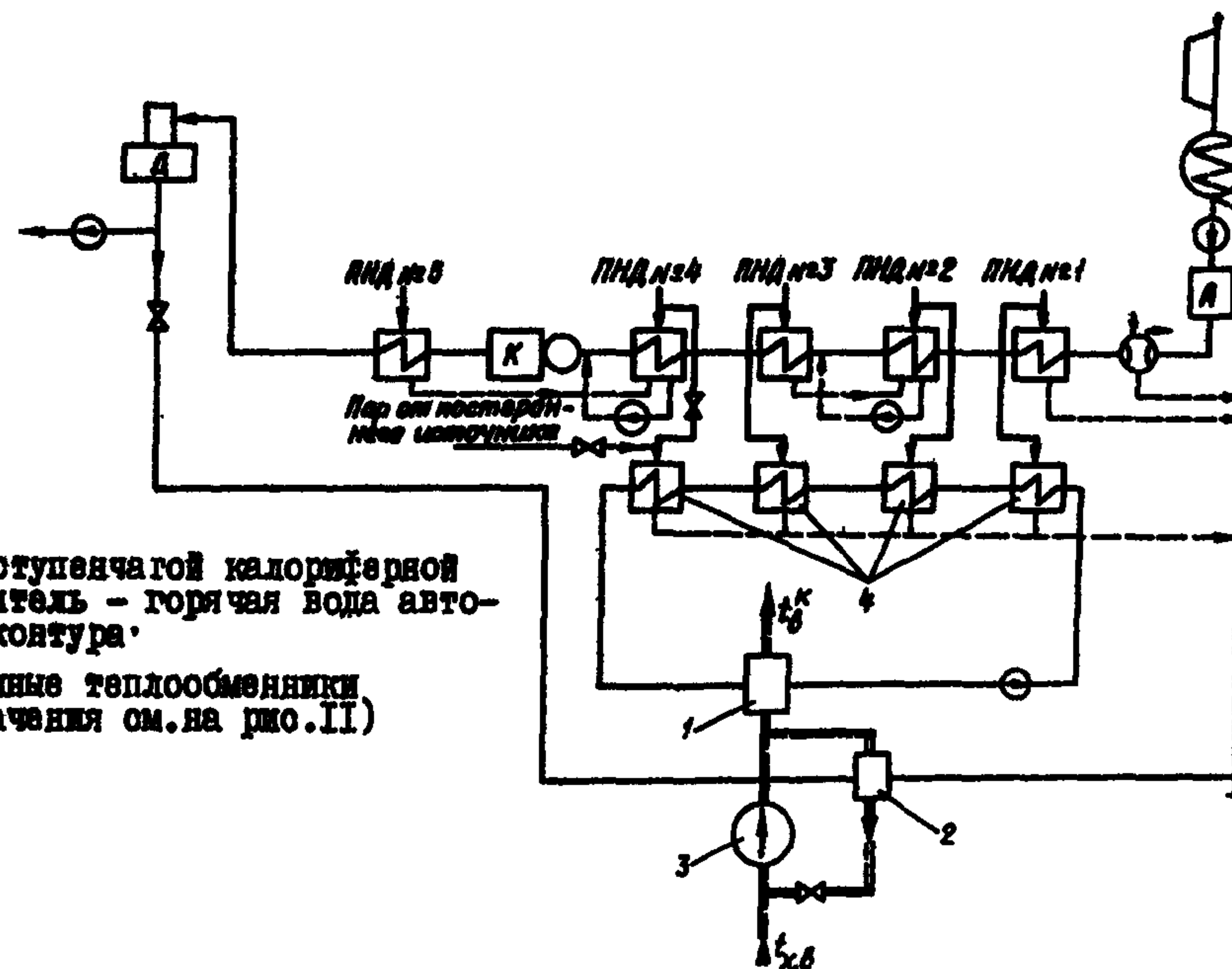
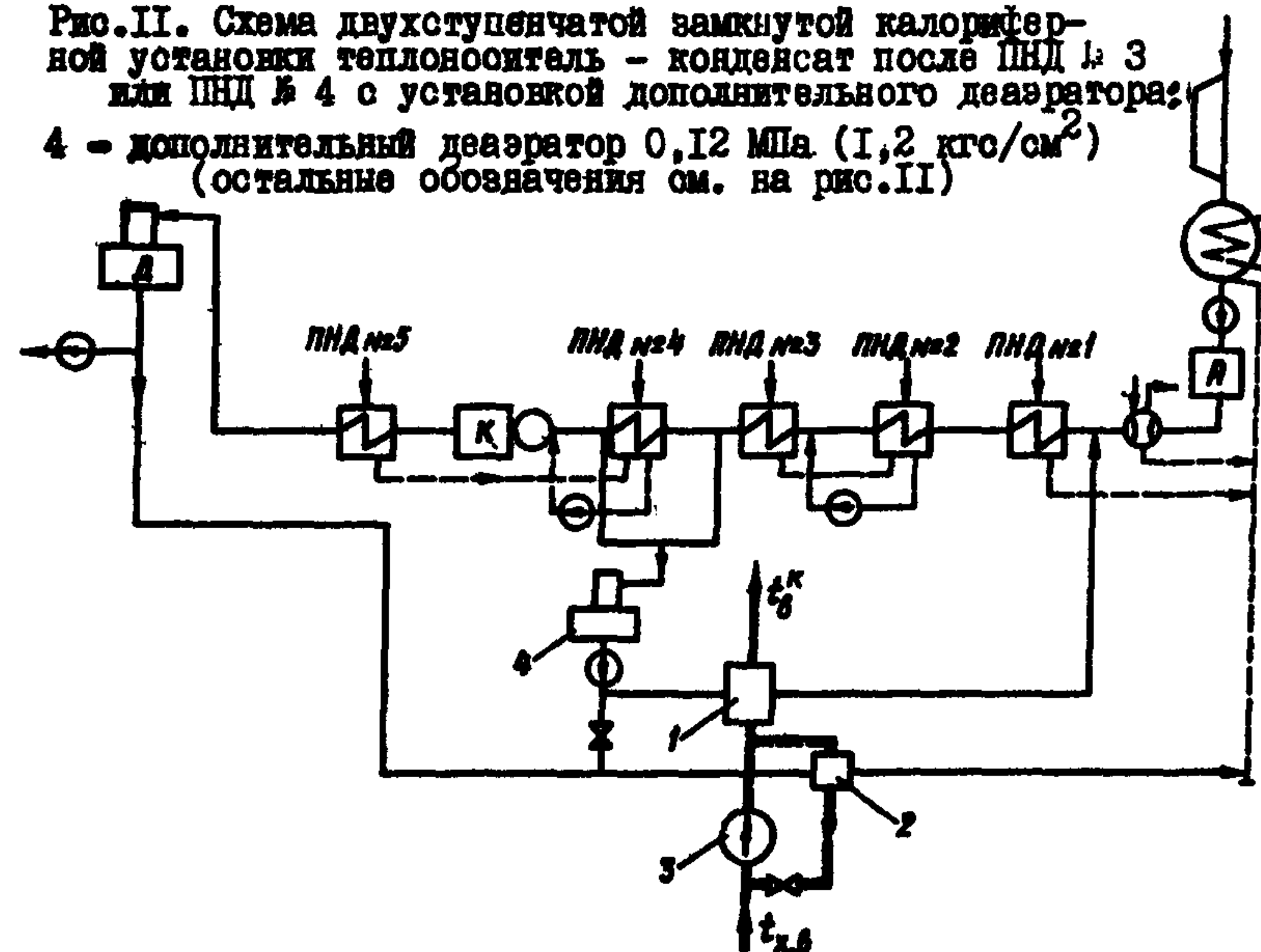


Рис.12. Схема двухступенчатой калориферной установки теплоноситель - горячая вода автономного контура:

4 - промежуточные теплообменники
(остальные обозначения см. на рис.11)

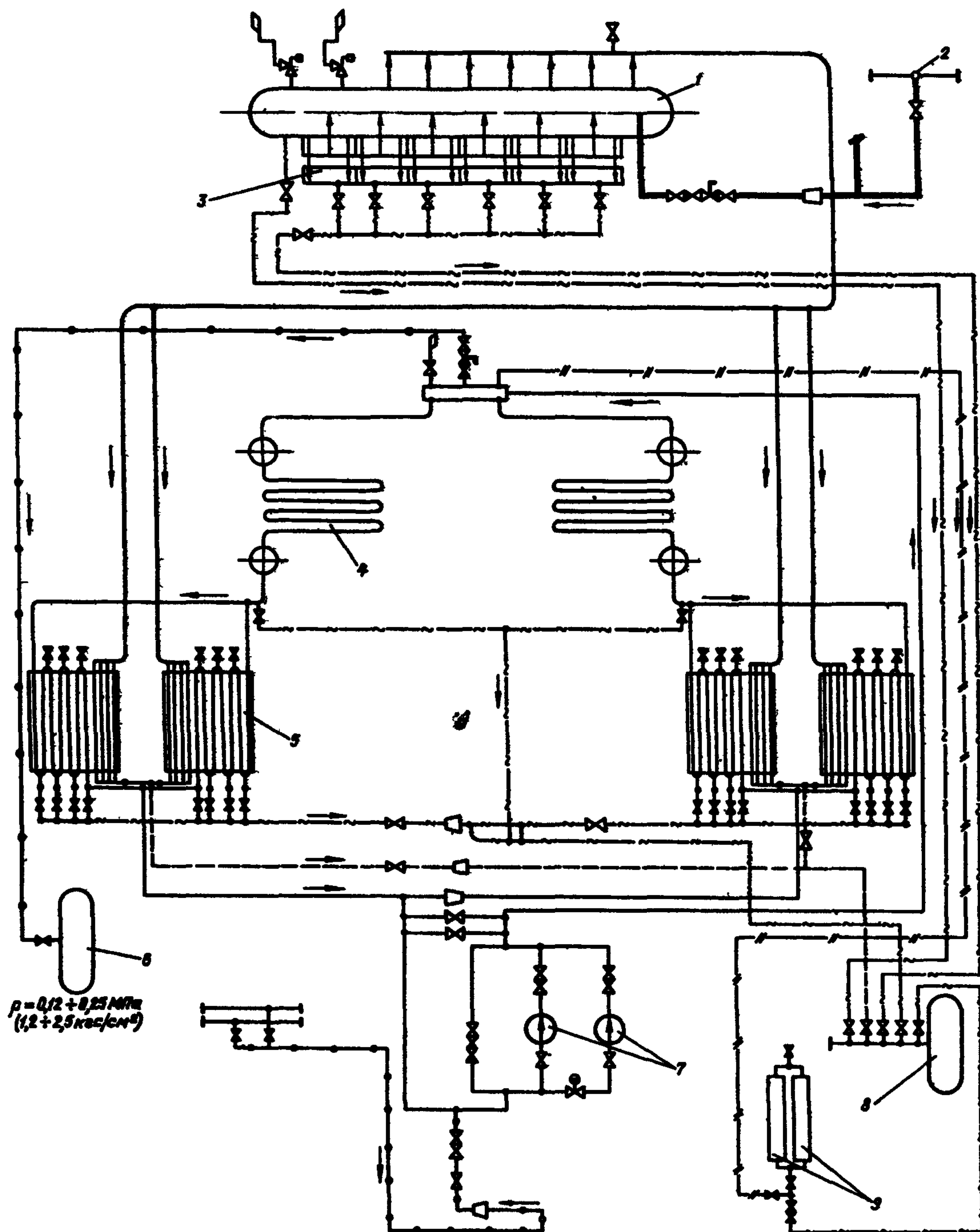


Рис.13. Схема калориферной установки котла ТМ-153:

1 - барабан газового испарителя; 2 - напорная сборка деаэрированной воды; 3 - газовый испаритель; 4 - экономайзер низкого давления; 5 - калориферы; 6 - расширитель периодической продувки; 7 - циркуляционные насосы МКУ-150 экономайзера низкого давления; 8 - расширитель дренажей низкого давления; 9 - воздушные демпферы;

— — — — — подвод питательной воды; — — — — — пар к калориферам; — — — — — циркуляционная вода,
 — ~ — — — — дренаж воды, продувка барабана, — — — — — линия к воздушным демпферам; — — — — — подвод и
 отвод подпиточной воды;  - вентиль, задвижка,  - обратный клапан;  - регулирующий
 клапан;  - задвижка электроприводом,  - предохранительный клапан

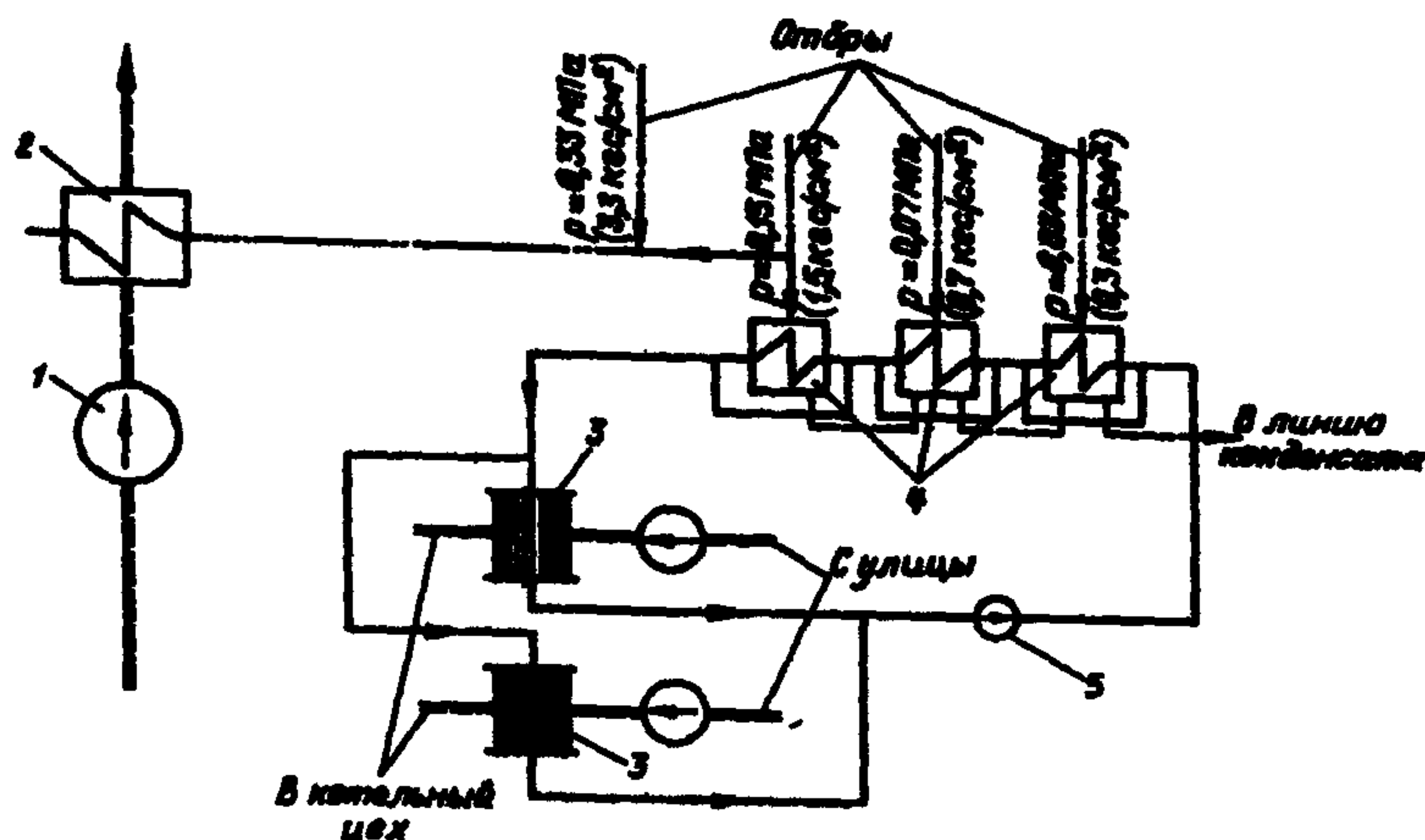


Рис.14. Разомкнутая двухступенчатая схема предварительного подогрева воздуха:

1 - дутьевой вентилятор; 2 - основная калориферная установка (2 ступень); 3 - отопительные аппараты (1 ступень); 4 - промежуточные теплообменники; 5 - насос

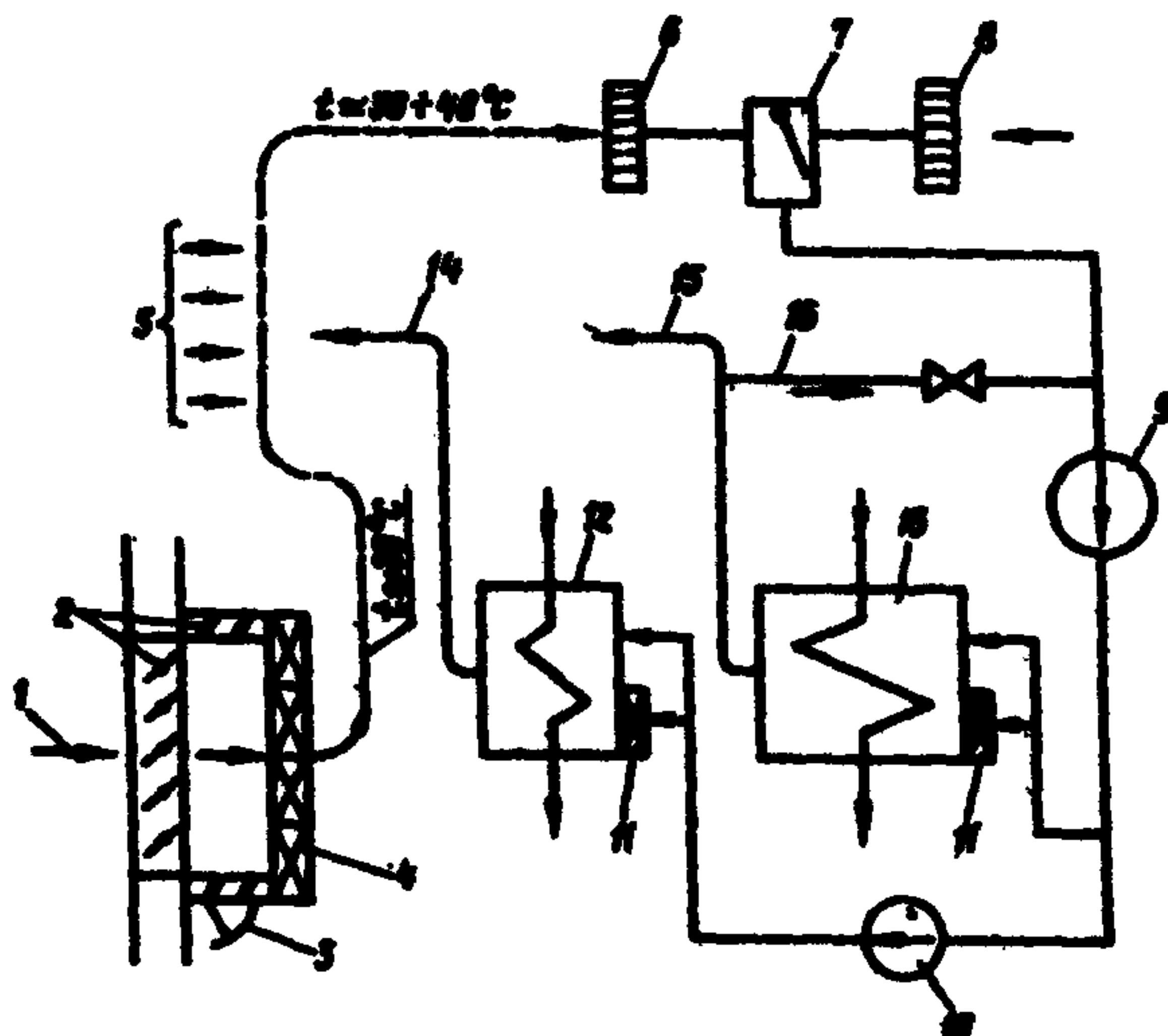


Рис.15. Разомкнутая двухступенчатая схема при раздельном подогреве первичного и вторичного воздуха;

1 - наружный воздух; 2 - входные и рециркуляционные жалюзи; 3 - двери для осмотра калориферов; 4 - отопительные для сантехнические калориферы; 5 - теплообменники оборудования; 6 - забор воздуха из верхней части котельной; 7 - регулирующий клапан; 8 - забор наружного воздуха (резервно-аварийный); 9 - дутьевой вентилятор; 10 - вентилятор первичного воздуха; 11 - энергетические калориферы; 12 - трубчатый воздухоподогреватель первичного воздуха; 13 - трубчатый воздухоподогреватель вторичного воздуха; 14 - первичный воздух к жалюзям; 15 - вторичный воздух к горелкам; 16 - рециркуляция воздуха (резервно-аварийная)

6. ВОЗДУШНЫЕ ТРАКТЫ

6.1. Для обеспечения надежной и экономичной работы ППВ воздушный тракт должен отвечать следующим необходимым требованиям: достаточность габаритов для рационального размещения устройств ППВ, недопустимость ввода в воздушный тракт перед калориферами загрязненных газозвоздушных потоков, правильное присоединение воздуховодов рециркуляции теплого воздуха, доступность для ремонта и замены элементов.

6.2. Для обеспечения равномерности подогрева воздуха при многопоточных калориферных установках воздушный тракт должен быть выполнен с примерно одинаковым аэродинамическим сопротивлением параллельных ветвей.

6.3. Особое внимание должно быть уделено максимально возможному соответствию размеров воздушных коробов и камер устройств ППВ на входе и выходе воздуха. Появление конфузорных и диффузорных участков со значительным сужением (расширением) воздушного потока в них приводит к резкому увеличению воздушного сопротивления устройств ППВ.

6.4. Независимо от типа энергетических калориферов с проволочным оребрением сброс на сторону всасывания дутьевых вентиляторов любых загрязненных газозвоздушных потоков недопустим, поскольку это неизбежно приведет к загрязнению поверхностей нагрева, резкому снижению их тепловой эффективности и подавлению их основных защитных функций.

6.5. Одноступенчатые энергетические калориферные установки должны размещаться на напорной стороне воздушного тракта. В котлах, не требующих высокого предварительного подогрева воздуха (не более 40°C), калориферные установки можно размещать на стороне всасывания дутьевых вентиляторов. В последнем случае калориферы целесообразно устанавливать в байпасных каналах в целях их отключения в летнее время.

6.6. При работе котельной установки на различных топливах калориферы на стороне нагнетания могут иметь байпасные каналы с плотными шиберами для отключения калориферов в случае необходимости (в целях экономии электроэнергии на дутье).

6.7. В многопоточных калориферных установках с W -образной компоновкой рекомендуется угол между панелями принимать не менее 60° .

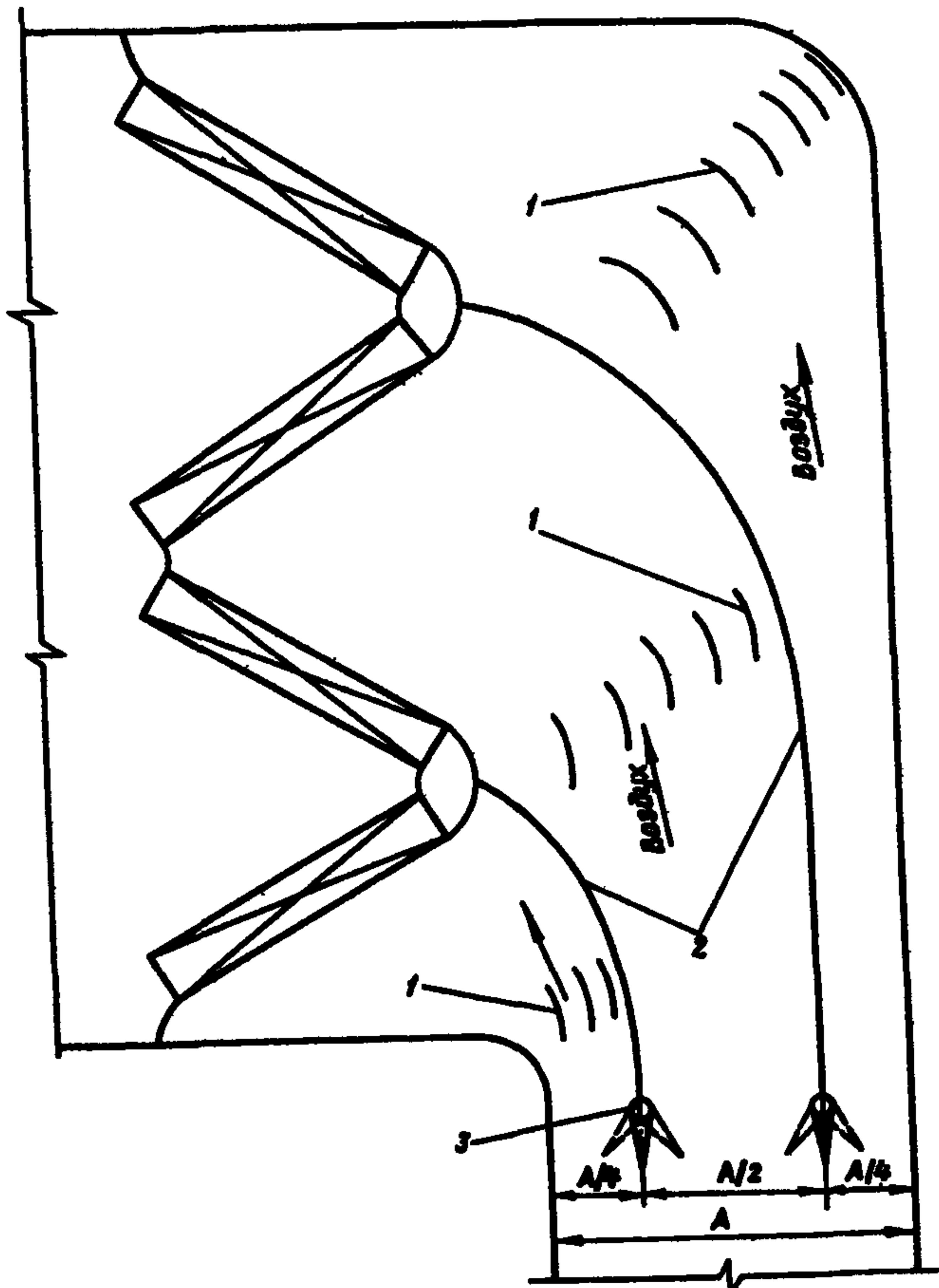


Рис. 16. Предлагаемая схема усовершенствования распределения воздушного потока в многопоточной калориферной установке на ТЭЦ-23 Мосэнерго:

1 — направляющие лопасти; 2 — перегородки;
3 — поворотный шибер

При неблагоприятной компоновке воздушного тракта следует в подводящих коробах устанавливать направляющие лопасти (рис. 16).

Указания по расчету и профилю направляющих лопастей принять по [11, 12].

6.8. Рециркуляционные воздуховоды горячего воздуха должны быть обязательным элементом ППВ на котлах с трубчатыми воздухоподогревателями (ТВП) с их вводом на сторону всасывания дутьевых вентиляторов. При РН ввод рециркуляционного воздуха должен осуществляться с помощью специального вентилятора в напорный воздуховод после калорифера с установкой специального смесителя (см. рис. 10).

6.9. Не допускается сброс загрязненного воздуха, уплотняющего потолочные "штары" котлов под наддувом, а также из теплых ящиков котлов с уравновешенной тягой на входную сторону воздушного тракта перед энергетическими калориферами.

7. ПАРОВОДЯНЫЕ ТРАКТЫ УСТАНОВОК ППВ

7.1. При проектировании ППВ значительное внимание необходимо уделять схеме пароводяного тракта установки.

Пароводяной тракт включает: элементы подвода и распределения теплоносителя, калориферные секции и систему дренажных элементов.

Гидравлическая схема всех этих элементов должна разрабатываться с учетом обеспечения надежности и равномерности подогрева воздуха.

7.2. В устройствах с паровыми калориферами пар к отдельным панелям должен подводиться по возможности одинаковыми по длине и диаметру паропроводами. Диаметры трубопроводов греющего пара определяются из условий обеспечения его скорости не выше 30 м/с.

7.3. Разница сопротивлений подводящих элементов отдельных панелей не должна превышать 0,005 МПа (0,05 кгс/см²).

При повышенных конструктивных различиях давления греющего пара на входе в панели можно выравнивать установкой уравнивающих трубопроводов.

7.4. Подвод пара к коллекторам панелей паровых калориферов с вертикальным расположением теплообменных труб должен быть равномерно распределенным (не менее двух подводов к коллектору каждой секции).

При использовании секции СО-110 подвод пара может быть торцевым при числе секций по высоте панелей не более четырех.

При использовании секции СО-170 торцевой подвод допускается при числе секций в панели не более шести.

При большом количестве секций (СО-110, СО-170) следует устанавливать дополнительные коллекторы для раздачи пара по секциям (рис.17).

7.5. В установках с водяными калориферами подводящие линии должны иметь симметричную компоновку с возможно меньшей конструктивной неточностью. Подвод воды к коллекторам секций может быть как равномерно распределенным, так и торцевым.

7.6. Гидравлическая схема паровых прямотрубных энергетических калориферов должна обеспечивать предотвращение образования свободного уровня конденсата и проскок пара. Наличие свободного уровня приводит к недостаточному и неравномерному подогреву воздуха. При изменении режима работы это мо-

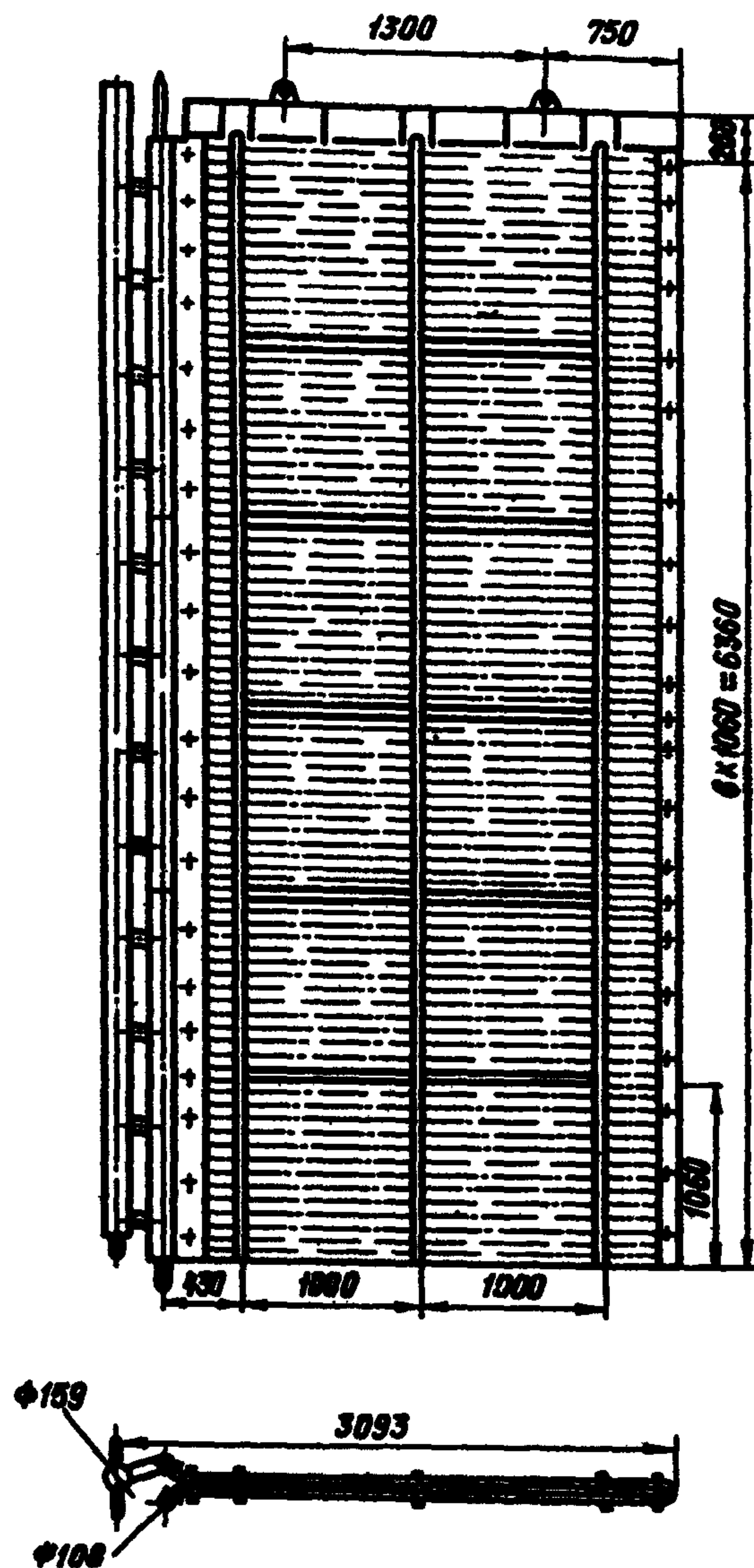


Рис.17. Панель калориферной установки с дополнительным коллектором

жет приводить к возникновению теплосмен и появлению неплотностей в местах соединений теплообменных труб с нижними трубными досками. При проектировании прямотрубных калориферных установок следует обеспечивать при максимально длительном режиме эксплуатации среднее гидравлическое сопротивление, равное среднему нивелирному напору в элементе, и проводить расчетную проверку на образование свободного уровня [13].

7.7. Использование гидравлической схемы паровых калориферных аппаратов, состоящих из нескольких секций с промакуточными коллекторами, не рекомендуется, поскольку

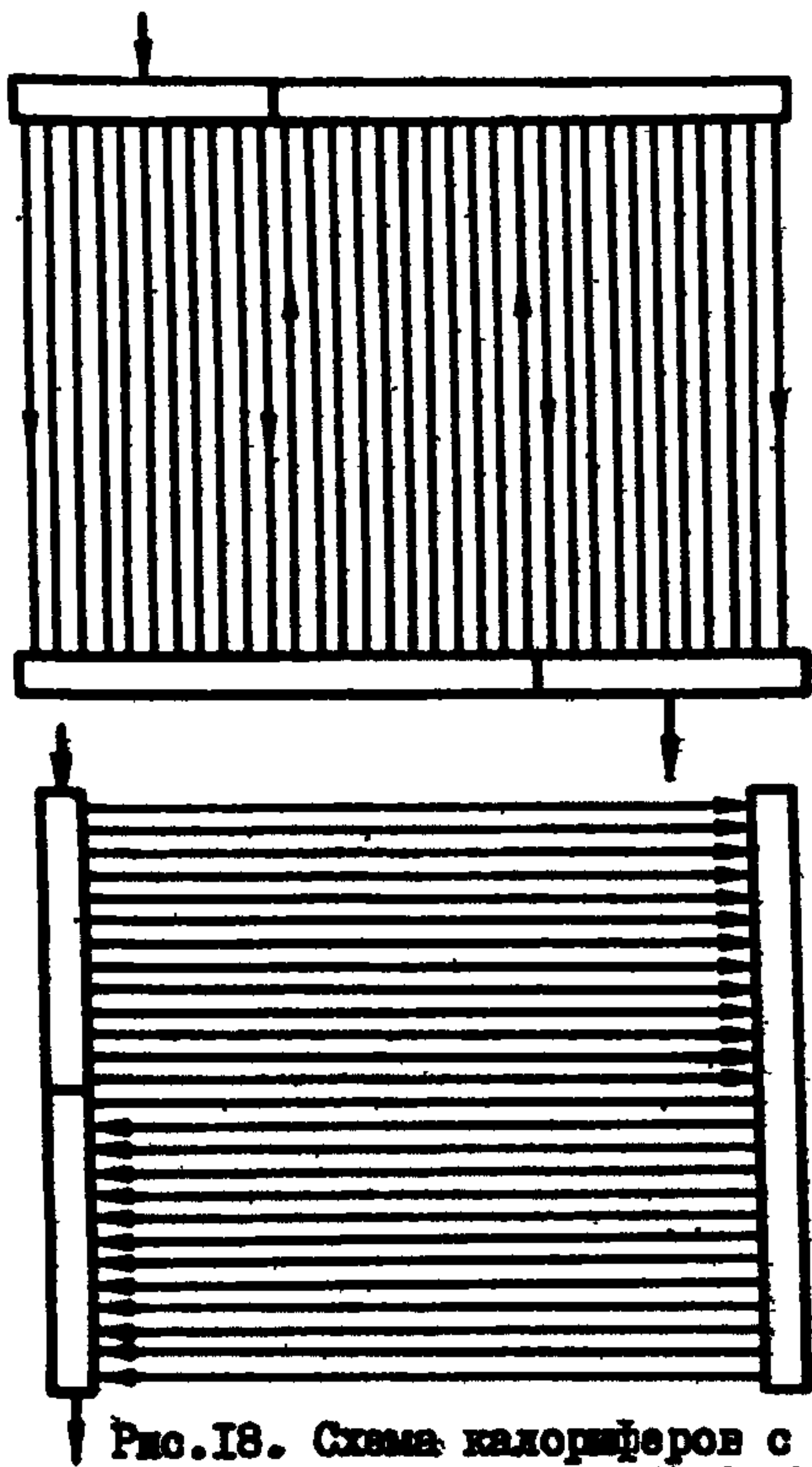


Рис.18. Схема калориферов с промежуточными коллекторами

они не обеспечивают равномерной раздачи пароводяной смеси и имеют нестабильную гидравлическую характеристику; такие аппараты не могут обеспечивать равномерный нагрев внешнего потока (рис.18).

7.8. Рациональная гидравлическая схема элементов отвода конденсата показана на рис.19. Все участки труб дренажной системы должны иметь равномерный уклон в сторону слива (не менее 0,004). Расположение отдельных участков системы отвода конденсата выше уровня нижней отметки калориферов приводит к затоплению нижних секций и выключению их из работы. Такая гидравлическая схема дренажной системы недопустима.

7.9. Для обеспечения свободного слива конденсата в расширительные баки разность высот расположения сливных патрубков секции калориферов и приемных патрубков расширительных баков должна быть не менее 0,5-1,0 м.

7.10. Диаметр трубопроводов, соединяющих расширительные баки со сборником конденсата, должен определяться из условий течения воды в них со скоростью не выше 1,0 м/с.

7.11. Гидравлическая система должна включать устройства для отвода воздуха и неконденсирующихся газов из секций.

8. ВЫБОР ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И ОЦЕНКА ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

8.1. К настоящему времени для ПТВ с использованием проволочно оребренных калориферов в качестве теплоносителей может применяться пар низких параметров и вода. Паровые калориферы работают на перегретом, насыщенном или влажном паре — генерируемом в самой котельной установке, в специальных газовых испарителях, отработавшем в противо-давленческих приводных турбинах (воздуходувки, насосов), подводимом от отборов низкого давления.

8.2. Наиболее рационально для паровых энергетических калориферов использовать перегретый пар с небольшим перегревом (не более 50°C), что обеспечивает лучшие условия для его раздачи по отдельным элементам.

Использование влажного пара ($1 - x > 3\%$) на входе для паровых калориферов не рекомендуется из-за трудностей его распределения и связанного с этим появления неравномерности подогрева воздуха.

8.3. Энергетические калориферы СО-110 и СО-170 могут работать в качестве паровых теплообменников на паре с давлением до 1,6 МПа (16 кгс/см²).

Для специальных котлов энергетические калориферы могут использоваться при более высоком давлении: 2,5 МПа (25 кгс/см²).

8.4. Реализация требования к ПТВ о повышении экономичности паротурбинных установок за счет использования тепла пара отборов возможна лишь при применении теплоносителя с низким давлением; технико-экономический выигрыш получается наибольшим при использовании пара отбора с наиболее низкими параметрами (давление меньше 0,25 МПа (2,5 кгс/см²)).

Использование для паровых калориферов отработавшего пара противо-давленческих турбин приводов воздуходувок (давление 0,18 МПа (1,8 кгс/см²)) обеспечивает нужный подогрев воздуха даже для газомазутных котлов и дает экономию топлива свыше 1%.

8.5. Водяные энергетические калориферы, работающие по замкнутому контуру с экономайзером низкого давления, проверены в длительной эксплуатации (см.рис.15, 14) при

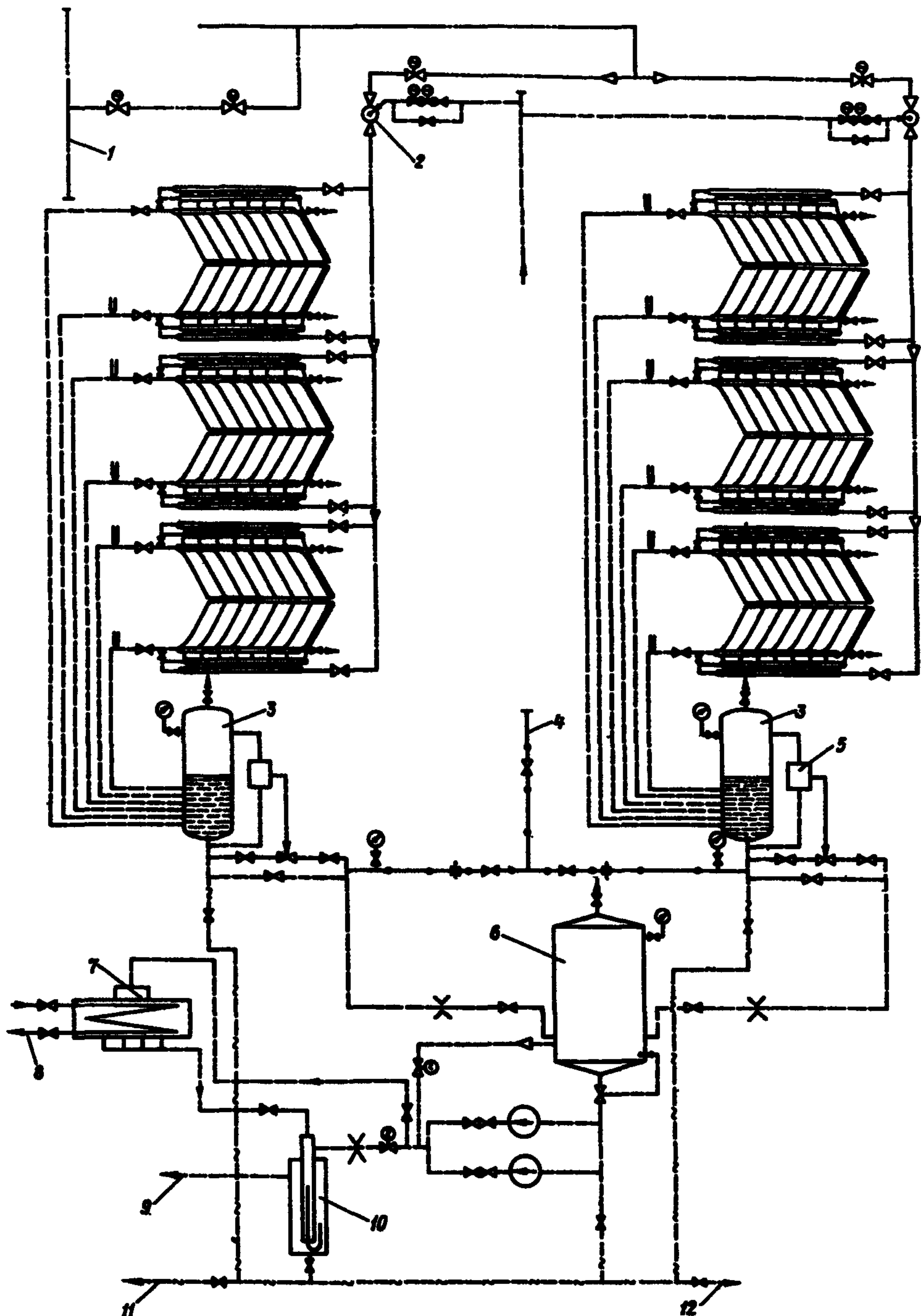


Рис.19. Принципиальная гидравлическая схема калориферной установки:

I - общестанционный коллектор $p = 1,3 \text{ МПа}$ (13 кгс/см^2); 2 - увлажняющее устройство; 3 - расширитель-гидрозатвор; 4 - для опрессовки калориферов, кислотной промывки и отмылки; 5 - электронный регулятор давления РИД-Ш; 6 - расширитель низкого давления; 7 - охладитель конденсата; 8 - теплосеть или химически очищенная вода; 9 - в расширитель низкого давления турбины; 10 - U-образный гидрозатвор, II - в дренаж; 12 - в канал кислотных промывок

— — — пар, — — — — конденсат, — · — · — промывка, отмылка, опрессовка, — · — — — дренаж; — — — — — воздушник, — — — — — переход, — — — — — вентиль, — — — — — обратный клапан; — — — — — задвижка, — — — — — регулируемый клапан, — — — — — термопара; — — — — — междупланцевая заглушка; — — — — — расходомерная насадка; — — — — — электропривод

давлении 2,0 МПа (20 кгс/см²) и могут обеспечить высокий внекотловой подогрев котельного воздуха (до 180°C). В этом случае основные трубы калориферов должны быть основными. Водяные калориферы имеют повышенную эксплуатационную надежность при их работе на деаэрированном конденсате.

Водяные калориферы наиболее целесообразно связать с источником водоснабжения в специальный автономный контур.

8.6. При выборе теплоносителя для ППВ крупных ТЭЦ следует учитывать вероятность получения технико-экономического выигрыша лишь при использовании отборов самых низких давлений (0,15 МПа (1,5 кгс/см²)). Этому соответствует применение водяных калориферов, использующих тепло самых низкопотенциальных отборов. Для ТЭЦ целесообразно комбинированное использование для ППВ калориферов и рециркуляции горячего воздуха (в участок за основным калорифером).

8.7. В двухступенчатых установках ППВ для нагрева воздуха в первой ступени калориферной установки (отопительные или сантехнические секции) можно использовать сухой насыщенный, слабо увлажненный пар с давлением 0,15 МПа (1,5 кгс/см²) или деаэрированную горячую воду. Допускается использование сетевой воды, если она по своему качеству соответствует требованиям ПТЭ [15].

8.8. Выбор наиболее рациональной тепловой схемы ППВ при различных теплоносителях и определение оптимальных ее характеристик необходимо в каждом конкретном случае производить на основе технико-экономических расчетов [1].

9. МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КАЛОРИФЕРНЫХ УСТАНОВОК ИЗ ТРУБ С ПРОВОЛОЧНЫМ ОБРЕБНЕНИЕМ

9.1. При проектировании новых калориферных аппаратов основной целью теплового расчета является определение поверхностей нагрева их элементов и расхода греющей среды.

При проверочных расчетах действующих аппаратов определяются конечные температуры подогрева воздуха при фактических расходах греющей среды и начальной температуре воздуха на входе.

Тепловой расчет калориферных установок производится при трех нагрузках (50, 70 и 100%) для зимних условий.

Проверочные тепловые расчеты должны выполняться для зимних и летних режимов. Выбор исходных температур для расчета калориферных элементов наложен в разд. 12.

9.2. В основе теплового расчета энергетических калориферов лежат исходные уравнения теплового баланса и теплообмена.

При конструктивных тепловых расчетах исходным принимается баланс тепла по воздушной стороне. Сопоставление тепловосприятия воздуха и тепла охлаждения пароводяного потока служит для нахождения требуемого расхода греющей среды при заданных ее параметрах.

9.3. Уравнение теплового баланса по воздушному потоку, омывающему наружную обрешеченную поверхность нагрева калорифера, имеет следующий вид

$$Q = V \bar{c}_p (\bar{t}_1'' - \bar{t}_1'), \quad (I)$$

где Q — тепло, воспринятое воздушным потоком, Вт (ккал/ч);

V — расход воздуха через аппарат, м³/ч;

$\bar{t}_1', \bar{t}_1''$ — средние температуры воздуха соответственно на входе и выходе из поверхности нагрева, °C (см. разд. 12).

$\bar{c}_p$ — средняя теплоемкость воздуха, кДж/(м³·К) [ккал/(м³·°C)], в среднем $\bar{c}_p \approx 0,316$ ккал/(м³·°C).

9.4. При тепловых расчетах элементов калориферных установок важно правильное определение расхода воздуха в соответствии с аэродинамической схемой аппарата. При установке одноступенчатого калорифера на напорном воздуховоде после дутьевого вентилятора и при рециркуляции горячего воздуха, а также при отсутствии шунтового пропуска холодного воздуха помимо калорифера расход воздуха че-

рез аппарат равен количеству воздуха, поступающего в воздухоподогреватель,

$$V = \beta'_{\delta n} V^{\circ} B_p, \quad (2)$$

где $\beta'_{\delta n}$ — отношение действительного количества воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, к теоретически необходимому,

V° — теоретический объем воздуха, необходимого для сгорания, м³/кг;

B_p — расчетный расход топлива, кг/ч.

Эти величины принимаются по данным теплового расчета котла [16].

При установке одноступенчатого калорифера во всасывающем коробе и отсутствии всяких байпасов воздуха помимо него определение расхода воздуха производится также по формуле (2).

9.5. В комбинированных схемах предварительного подогрева воздуха с наличием дополнительной подачи горячего воздуха до калорифера, установленного на стороне нагнетания (или всасывания), расход воздуха (м³/ч) через аппарат подсчитывается по формуле

$$V = (\beta'_{\delta n} + \beta_{rec}) V^{\circ} B_p, \quad (3)$$

где β_{rec} — доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогреватель, принимаемая по данным теплового расчета котла [16].

При дополнительном использовании нагретого воздуха в калориферах для его рециркуляции на вход расход воздуха (м³/ч) подсчитывается по формуле

$$V = (1 + \mu_{rec})(\beta'_{\delta n} + \beta_{rec}) V^{\circ} B_p, \quad (4)$$

где μ_{rec} — доля автономной рециркуляции воздуха в калорифере.

Для калориферов, устанавливаемых на котлоагрегатах, снабженных каскадными воздухоподогревателями, расчетный расход воздуха (м³/ч) в них находится по формуле

$$V = (\beta'_{\delta n} - \Sigma \beta_{ш} + \beta_{rec}) V^{\circ} B_p, \quad (5)$$

где $\Sigma \beta_{ш}$ — суммарная доля воздуха, мунтирующего калорифер.

9.6 При расчетах калориферов, устанавливаемых на байпасе всасывающего (или напорного) воздухопровода, объемный расход воздуха находится по формуле

$$V = \mu_{\delta} (\beta'_{\delta n} + \beta_{rec}) V^{\circ} B_p, \quad (6)$$

μ_{δ} — доля воздуха, проходящего через байпасный короб, в котором установлен аппарат.

9.7. При тепловых расчетах двухступенчатых замкнутых установок ППВ (см. рис. 9) расход воздуха через вспомогательную ступень определяется по формуле (6), принимая $\mu_{\delta} = 0,05 \div 0,2$ в зависимости от наличия запаса по напору основных или рециркуляционных вентиляторов.

Для разомкнутых систем ППВ (см. рис. 16) расчет количества воздуха для основной (второй) ступени производится так же, как и для одноступенчатых калориферов, а для вспомогательной (первой) ступени принимается равным

$$V = V^{\circ} B_p. \quad (7)$$

9.8. Средняя расчетная температура воздуха (°C) на входе в одноступенчатые устройства ППВ, включенные на стороне нагнетания дутьевых вентиляторов, при отсутствии рециркуляции нагретого воздуха до калорифера находится по формуле

$$\bar{t}'_i = \bar{t}_{\delta c} + \Delta t_{\delta en}, \quad (8)$$

где $\bar{t}_{\delta c}$ — средняя расчетная температура всасываемого воздуха, °C (см. разд. 12);

$\Delta t_{\delta en}$ — повышение температуры воздуха в дутьевом вентиляторе, °C;

$$\Delta t_{\delta en} = \frac{2,72 (t_{\delta en}^n + 273) H_{\delta en} 10^{-3}}{\eta_{\delta en}},$$

где $H_{\delta en}$ — полный напор вентилятора, МПа (кгс/см²);

$\eta_{\delta en}$ — коэффициент полезного действия

вентилятора, % (по данным [17]);
 $t_{\text{вен}}''$ - температура воздуха за вентилятором, °C.

При установке энергокалориферов на стороне всасывания дутьевых вентиляторов

$$\bar{t}_1' = \bar{t}_{\text{вс}}. \quad (9)$$

Для одноступенчатых калориферов на стороне нагнетания в комбинированных устройствах ППВ при наличии рециркуляции горячего воздуха на сторону всасывания вентилятора

$$\bar{t}_1' = \frac{\beta_{\text{вн}}' \bar{t}_{\text{вс}} + \beta_{\text{рец}} \bar{t}_{2.6}}{\beta_{\text{вн}}' + \beta_{\text{рец}}} + \Delta t_{\text{вен}}, \quad (10)$$

то же на стороне нагнетания до калорифера:

$$\bar{t}_1' = \frac{\beta_{\text{вн}}' (\bar{t}_{\text{вс}} + \Delta t_{\text{вен}}) + \beta_{\text{рец}} \bar{t}_{2.6}}{\beta_{\text{вн}}' + \beta_{\text{рец}}}, \quad (11)$$

где $\bar{t}_{2.6}$ - температура горячего воздуха после воздухоподогревателя, °C (согласно тепловому расчету котла).

В подобном же случае при наличии рециркуляции теплого воздуха, нагретого в калорифере, на сторону всасывания:

$$\bar{t}_1' = \frac{\bar{t}_{\text{вс}} + \mu_{\text{рец}} \bar{t}_1''}{1 + \mu_{\text{рец}}} + \Delta t_{\text{вен}}, \quad (12)$$

то же на сторону нагнетания до калорифера:

$$\bar{t}_1' = \frac{(\bar{t}_{\text{вс}} + \Delta t_{\text{вен}}) + \mu_{\text{рец}} \bar{t}_1''}{1 + \mu_{\text{рец}}}, \quad (13)$$

где $\bar{t}_1''$ - температура воздуха за калорифером.

В том случае, когда комбинированная схема включает рециркуляцию горячего воздуха на сторону всасывания и рециркуляцию теплого воздуха после калорифера на сторону всасывания

$$\bar{t}_1' = \frac{\bar{t}_{\text{вс}} + \beta_{\text{рец}} \bar{t}_{2.6} + \mu_{\text{рец}} \bar{t}_1''}{(1 + \mu_{\text{рец}})(\beta_{\text{вн}}' + \beta_{\text{рец}})}. \quad (14)$$

9.9. При двухступенчатой замкнутой калориферной установке температура воздуха на входе одинакова для обеих ступеней (см. рис. 9, а) и находится по формуле

$$\bar{t}_1' = \frac{\bar{t}_{\text{вс}} + \mu_{\text{рец}} \bar{t}_{\text{всп}}''}{1 + \mu_{\text{рец}}} + \Delta t_{\text{вен}}, \quad (15)$$

где $\bar{t}_{\text{всп}}''$ - температура нагретого воздуха после первой вспомогательной ступени калорифера.

При двухступенчатой замкнутой установке и подаче воздуха во вспомогательную сту-

пень специальным вентилятором низкого давления температура воздуха перед этой ступенью определяется по формуле

$$\bar{t}_1' = \frac{\bar{t}_{\text{вс}} + \mu_{\text{рец}} \bar{t}_{\text{всп}}''}{1 + \mu_{\text{рец}}} + \Delta t_{\text{всп}}, \quad (16)$$

$\Delta t_{\text{всп}}$ - подогрев воздуха в рециркуляционном вентиляторе, °C.

9.10. При двухступенчатой разомкнутой установке ППВ средняя температура воздуха на входе в основной калорифер второй ступени определяется по формуле

$$\bar{t}_1' = \bar{t}_{\text{кот}} + \Delta t_{\text{вен}}, \quad (17)$$

где $\bar{t}_{\text{кот}}$ - средняя температура помещения станции на отметке забора воздуха (см. разд. 12).

Средняя температура воздуха на входе в калорифер первой ступени в разомкнутом устройстве ППВ с аэрацией при их установке в вентиляционных проемах равна средней температуре наружного воздуха

$$\bar{t}_1' = \bar{t}_{\text{нар}}. \quad (18)$$

При установке этих калориферов в помещении с наличием частичной рециркуляции воздуха (из помещения) на вход температура воздуха перед калориферами может быть подсчитана по формуле

$$\bar{t}_1' = \frac{t_{\text{нар}} + \mu' t_{\text{пом}}}{1 + \mu'_{\text{рец}}}, \quad (19)$$

$\mu'_{\text{рец}}$ - доля воздуха, забираемого из помещения ($\mu'_{\text{рец}} \geq 0,5$);

$t_{\text{пом}}$ - температура воздуха в помещении.

9.11. Уравнение теплообмена применительно к определению поверхности нагрева (м^2) калорифера имеет вид

$$H_n = \frac{Q}{K \Delta t}, \quad (20)$$

где Q - количество тепла, переданное в калориферах, определяется по формуле (1), Вт (ккал/ч);

H_n - полная расчетная поверхность нагрева (включая оребрение), м^2 ;

K - коэффициент теплопередачи, относенный к расчетной поверхности нагрева, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$) [ккал/($\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$)];

Δt - температурный напор, °C.

9.12. Коэффициент теплопередачи для пучков труб с проволочным оребрением при поперечном наружном его омывании воздушным потоком определяется по формуле Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$) [ккал/($\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$)]

$$K = \xi \frac{\alpha_{\text{пр}} \alpha_2}{\alpha_{\text{пр}} \frac{\Delta H_{\text{п}}}{\Delta H_{\text{вн}}} + \alpha_2}, \quad (21)$$

где ξ - коэффициент использования, учитывающий влияние загрязнений и отложений, принимаемый равным 0,95;
 α_{np} - приведенный коэффициент теплоотдачи от воздуха к проволоочно оребренной поверхности Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)];
 α_2 - коэффициент теплоотдачи от пара, пароводяной смеси или воды к внутренней поверхности труб, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)];
 ΔH_n - полная наружная удельная поверхность оребрения трубки, м²/м;
 ΔH_{gn} - внутренняя удельная поверхность несущей трубки, м²/м (в расчете на 1 м длины).

Значения ΔH_n и ΔH_{gn} для разных типов трубок даны в табл. I.

Для некоторых типов секций с проволочным оребрением коэффициент теплопередачи может быть найден по кривым рис. 20, 21.

9.13. Приведенный коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности с проволочным оребрением равен, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)]

$$\alpha_{np} = \psi \alpha_k \left[E \frac{\Delta H_p}{\Delta H_n} + \frac{\Delta H_{np}}{\Delta H_n} \right], \quad (22)$$

где α_k - коэффициент теплоотдачи конвекцией, отнесенный к полной поверхности оребренной трубки, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)];
 ψ - коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи поверхности ребер, принимается для проволочных острей равным 0,85;
 ΔH_p - удельная поверхность оребрения, м²/м (табл. I);
 ΔH_{np} - удельная поверхность гладкотрубной части, м²/м (см. табл. I);
 E - коэффициент эффективности ребер, равный

$$E = \frac{th(mh)}{mh},$$

здесь

$$mh = 2h \sqrt{\frac{0,85 \alpha_k}{\lambda_{cm} d_0}};$$

h - высота оребрения, м;
 d_0 - диаметр проволоки, равный 0,0005 м;
 λ_{cm} - коэффициент теплопроводности стали, принимаемый постоянным и равным 63,6 Вт/(м·К) (39 ккал/(м·ч·°С));
 $th(mh)$ - гиперболический тангенс [18], табл. II-13);

mh	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$th(mh)$	0,281	0,38	0,462	0,537	0,604	0,664	0,716
mh	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	
$th(mh)$	0,782	0,801	0,834	0,862	0,885	0,905	

Для перехода от конвективного к приведенному коэффициенту теплоотдачи используется рис. 22.

9.14. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном и косом омывании многорядных ($Z > 3$) нахматных пучков труб с проволочным оребрением, отнесенный к полной поверхности, определяется по формуле

$$\alpha_k = 2,55 \beta_{\alpha} \frac{\lambda}{d} \left(\frac{S_1}{d} \right)^{0,22} \left(\frac{S_2}{d} \right)^{-0,1} \left(\frac{L_0}{h} \right)^{0,36} \left(\frac{d}{S_2} \right)^{-0,25} \left(\frac{WS_2}{\nu} \right)^{0,45}, \quad (23)$$

где d - наружный диаметр трубы, м;
 S_1 - шаг витка, м;
 h - высота петли, м;
 L_0 - шаг петли, м;
 S_2 - шаг между трубами ряда по ширине пучка, м;
 W - скорость газов в узком сечении, м/с (см. п. 9.15);
 λ - коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К) [ккал/(м·ч·°С)] [18];
 ν - коэффициент кинематической вязкости при средней температуре потока, м²/с [18];
 β_{α} - поправочный коэффициент на угол атаки омывающего потока.

При углах атаки между осями подводящего воздушного короба и первым рядом труб пучка $\alpha = 60^\circ$ до 90° , $\beta_{\alpha} \approx 1,0$.

По этой формуле построена номограмма (рис. 23):

$$\alpha_k = \alpha_n C_Z C_{\varphi}, \quad (24)$$

где α_n - коэффициент теплоотдачи, определяемый по номограмме в зависимости от скорости воздуха и геометрических параметров пучка и оребрения труб, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)];
 C_Z - поправочный коэффициент на число рядов труб вдоль потока;
 C_{φ} - поправочный коэффициент на изменение физических свойств воздуха в зависимости от температуры.

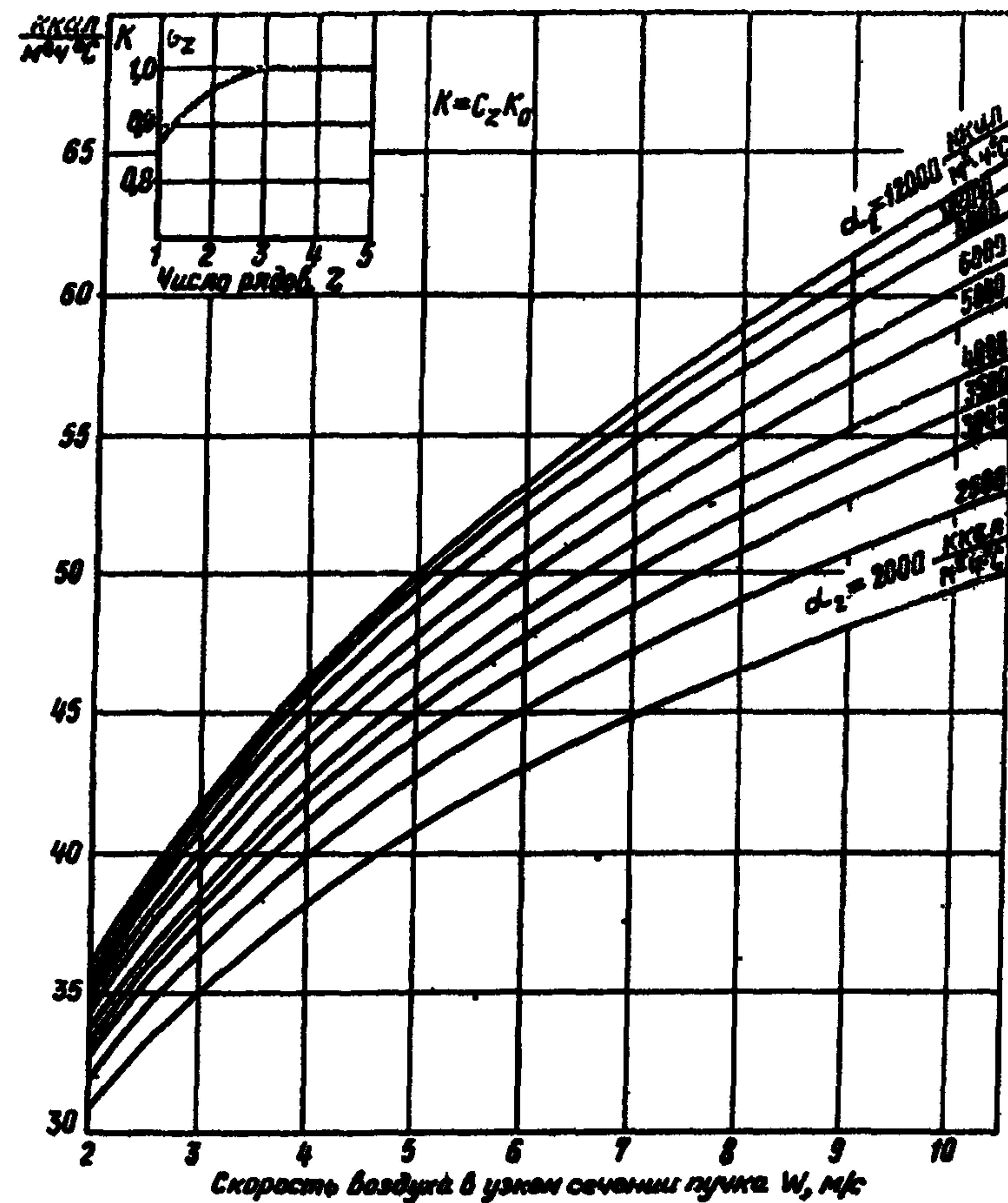


Рис.20. Коэффициент теплопередачи для шахматных пучков стальных труб со стальным проволочным оребрением (ВТИ-ТЭМЗ-II, $d_n \times \delta = 16 \times 2,5$ мм; $S_1 = 34$ мм; $S_2 = 29$ мм)

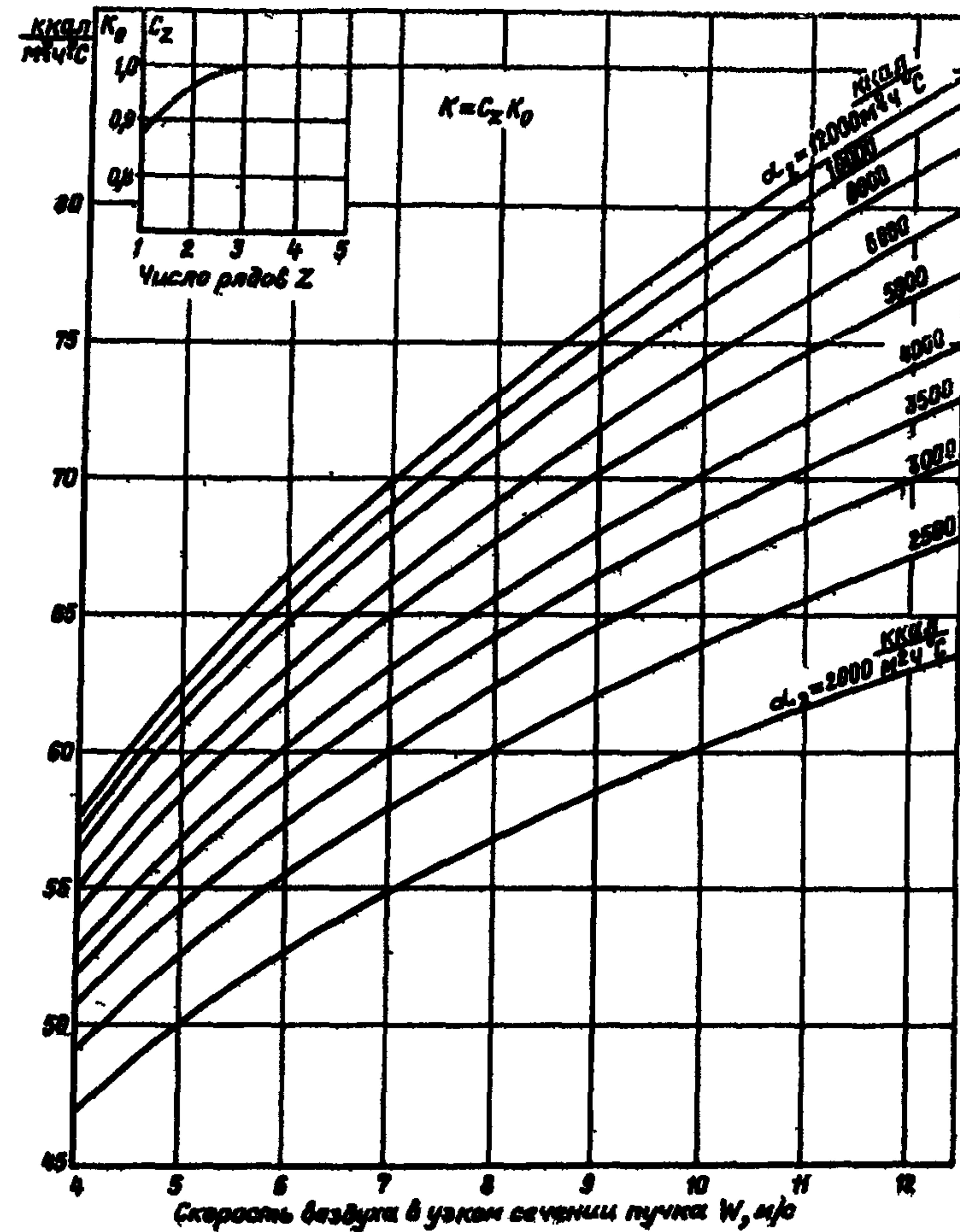


Рис.21. Коэффициент теплопередачи для шахматных пучков стальных труб со стальным проволочным оребрением (ВТИ-ТЭМЗ-III, $d_n \times \delta = 12 \times 1,4$ мм; $S_1 = 28$ мм; $S_2 = 24$ мм)

Примечания 1. α_2 - коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны от воды (пара).
- 2. Значения коэффициентов теплопередачи K действительны при перпендикулярном расположении поверхности нагрева к потоку воздуха.

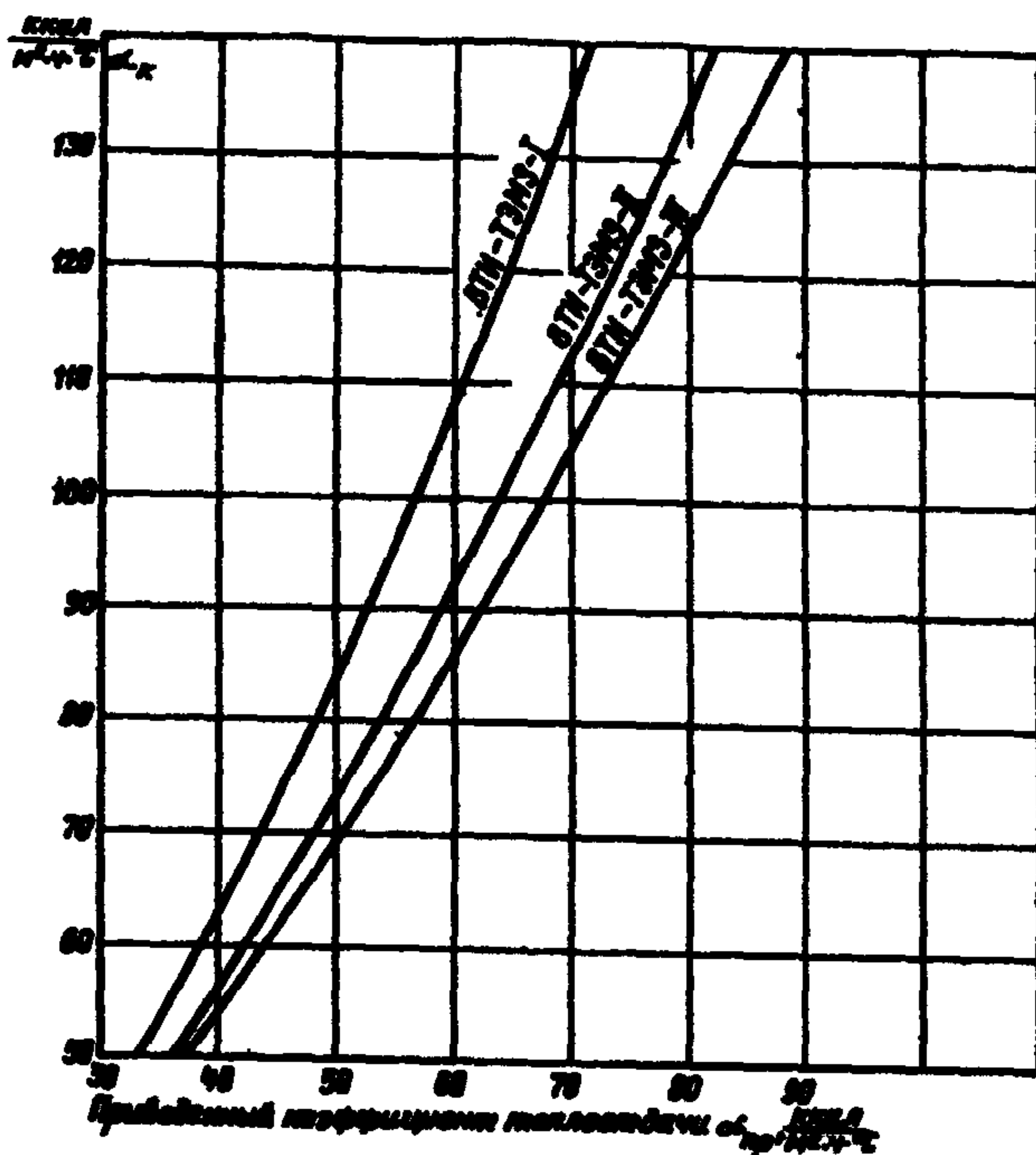


Рис.22. Зависимость приведенного коэффициента теплоотдачи стальных трубок со стальным проволочным оребрением типа ВТИ-ТЭМЗ-І, ВТИ-ТЭМЗ-ІІ, ВТИ-ТЭМЗ-ІІІ от конвективного коэффициента теплоотдачи

9.15. Расчетная скорость воздуха (м/с) в пучке калориферных трубок находится по формуле

$$W = \frac{V(\bar{t}_1 + 273)}{F_n \omega 273}, \quad (25)$$

где V - объемный расход воздуха (при нормальных условиях) $\text{м}^3/\text{с}$,
 $\bar{t}_1$ - средняя температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$;
 $\bar{t}_1 = \frac{\bar{t}_1'' + \bar{t}_1'}{2}$;

F_n - полное входное сечение по фронту ввода воздуха в пачелы, м^2 ;

$\omega = \frac{F}{F_n}$ - доля живого сечения от полного.

Для типовых секций проволочно оребренных труб значения ω приведены в табл.2.

9.16. Коэффициент теплоотдачи при продольном течении некипящей воды или перегретого пара внутри труб определяется по формуле

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \left(\frac{W_{\text{вн}} d_{\text{вн}}}{\nu} \right)^{0,8} P_r^{0,4}, \quad (26)$$

где λ - коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ [$\text{ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$]; при средней температуре потока, опре-

деляемый для воды и пара, перегретого по табл.УІ [16];

ν - коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$ $\nu = 9,81 \mu \nu$;

μ - коэффициент динамической вязкости при средней температуре потока, определяемый по табл.У [16], $\text{МПа} \cdot \text{с}$ ($\text{кг} \cdot \text{с}/\text{м}^2$);

ν - удельный объем воды или пара, $\text{м}^3/\text{кг}$;

P_r - критерий Прандтля при средней температуре потока, определяется по табл.УІІ [16];

$d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр трубок калорифера, м;

$W_{\text{вн}}$ - расчетная скорость среды, определяемая по п.9.21.

По этой формуле для нескольких типовых пучков построена номограмма (рис.24).

9.17. Коэффициент при конденсации чистого водяного пара внутри горизонтальных труб при умеренной массовой скорости

$20 < (\rho W)_{\text{см}} < 300 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ определяется по формуле, приведенной в [20]:

$$\alpha_2 = C \lambda' \left(\frac{W_{\text{вн}} d_{\text{вн}}}{\nu} \right)^{0,8} \left(\frac{d_{\text{вн}}}{l} \right)^{0,2} \left(\frac{g}{\nu \alpha'} \right)^{1/3}, \quad (27)$$

где C - эмпирический коэффициент, зависящий от материала трубы и состояния поверхности конденсации, равный 0,02 для труб из углеродистой стали;

λ' - коэффициент теплопроводности воды на линии насыщения $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [$\text{ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C})$];

ν - коэффициент кинематической вязкости воды на линии насыщения, $\text{м}^2/\text{с}$;

α' - коэффициент температуропроводности воды по линии насыщения, $\text{м}^2/\text{с}$;

$\frac{l}{d_{\text{вн}}}$ - отношение длины трубы между коллекторами к ее внутреннему диаметру, определяемое по конструктивным характеристикам;

$W_{\text{пл}}$ - скорость конденсата на выходе, м/с;

$(\rho W)_{\text{см}}$ - массовая скорость смеси в трубах, $\text{кг}/\text{м}^2$ (см.п.9.21).

Для некоторых типов секций с проволочным оребрением значение коэффициента может быть найдено по рис.25.

9.18. Коэффициент теплоотдачи при конденсации внутри вертикальных труб быстро движущегося сверху вниз чистого пара

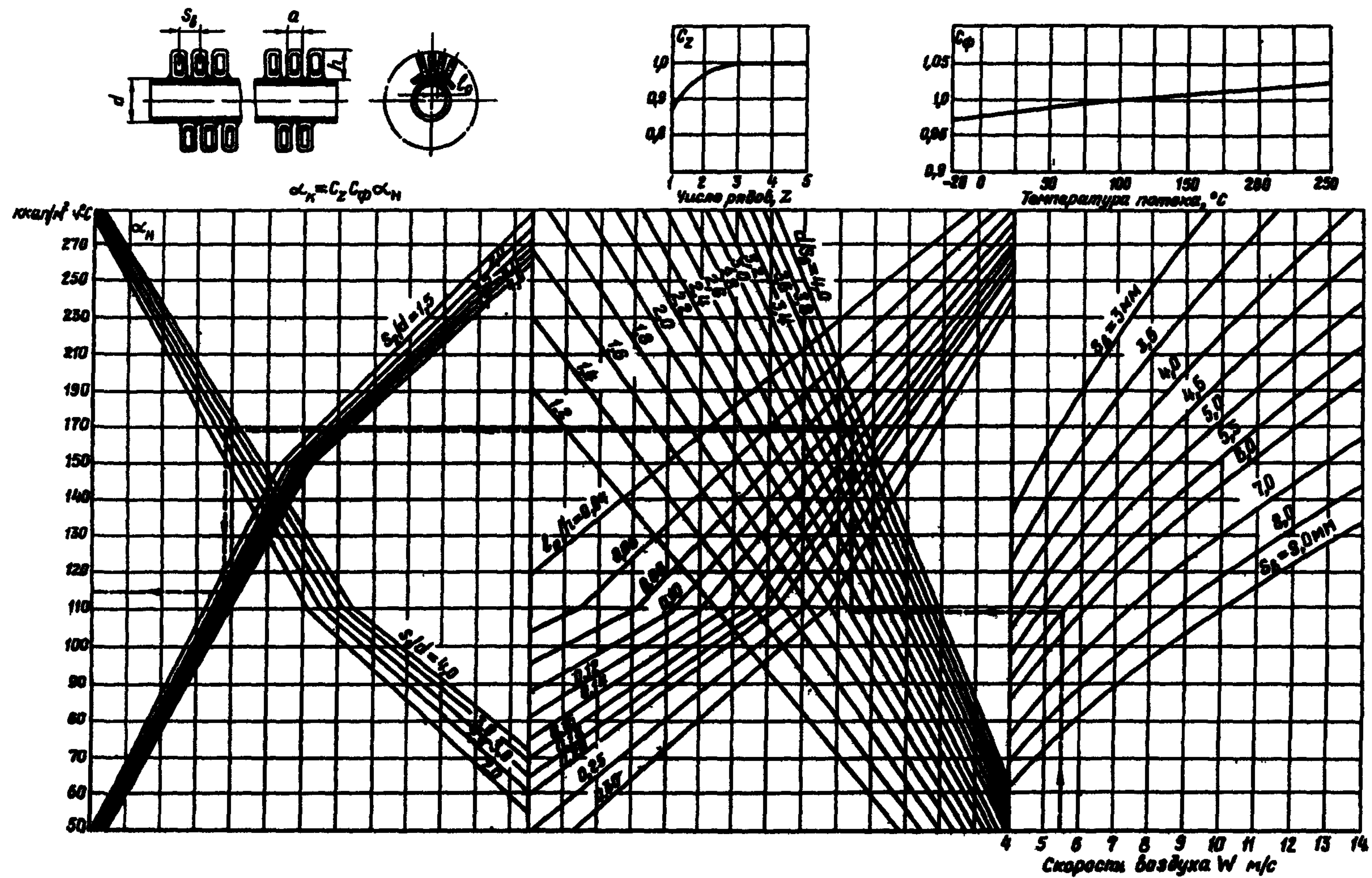


Рис. 23. Конвективный коэффициент теплоотдачи шахматных пучков труб с проволоочным оребрением

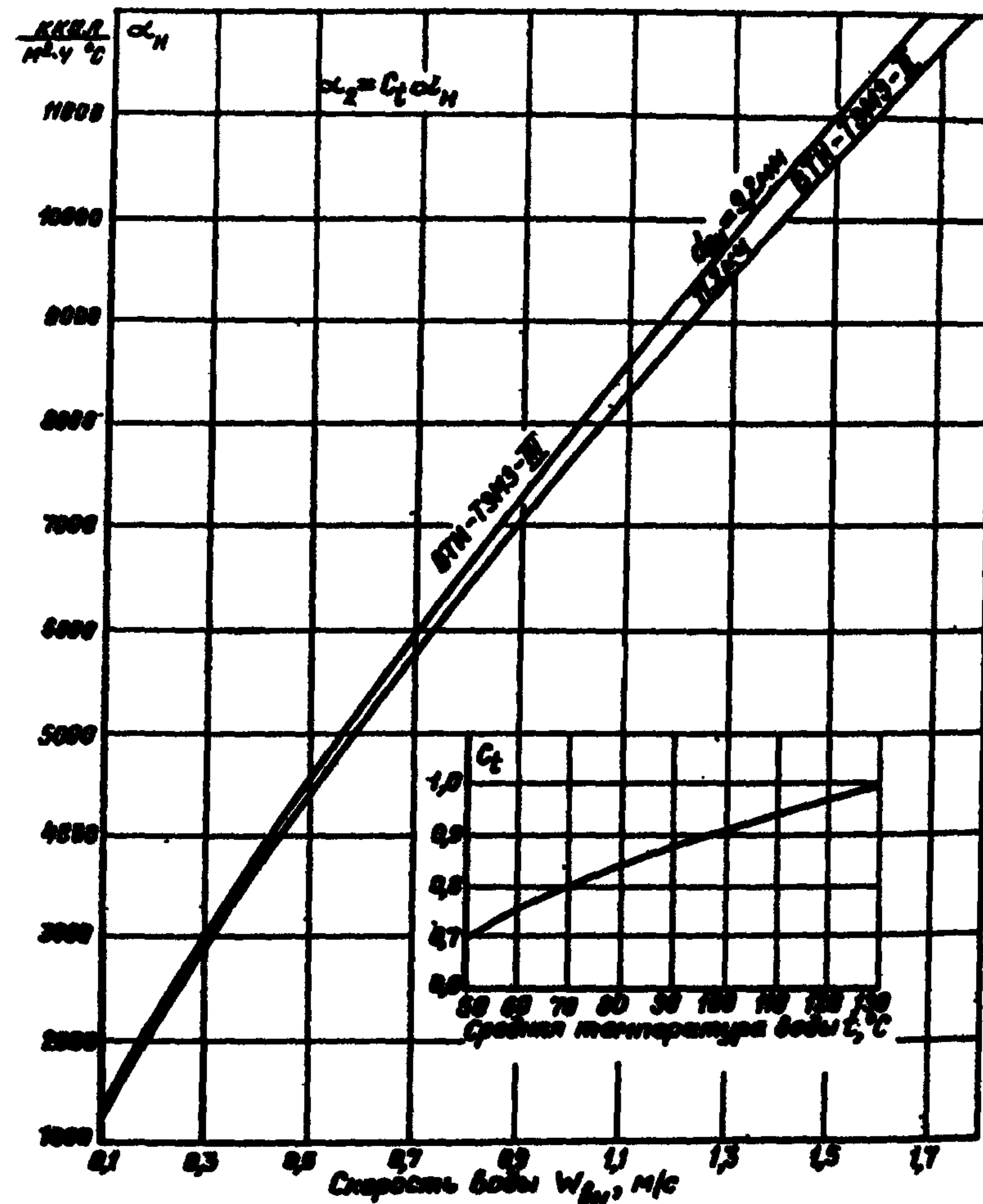


Рис.24. Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании
горизонтальных труб некипящей водой

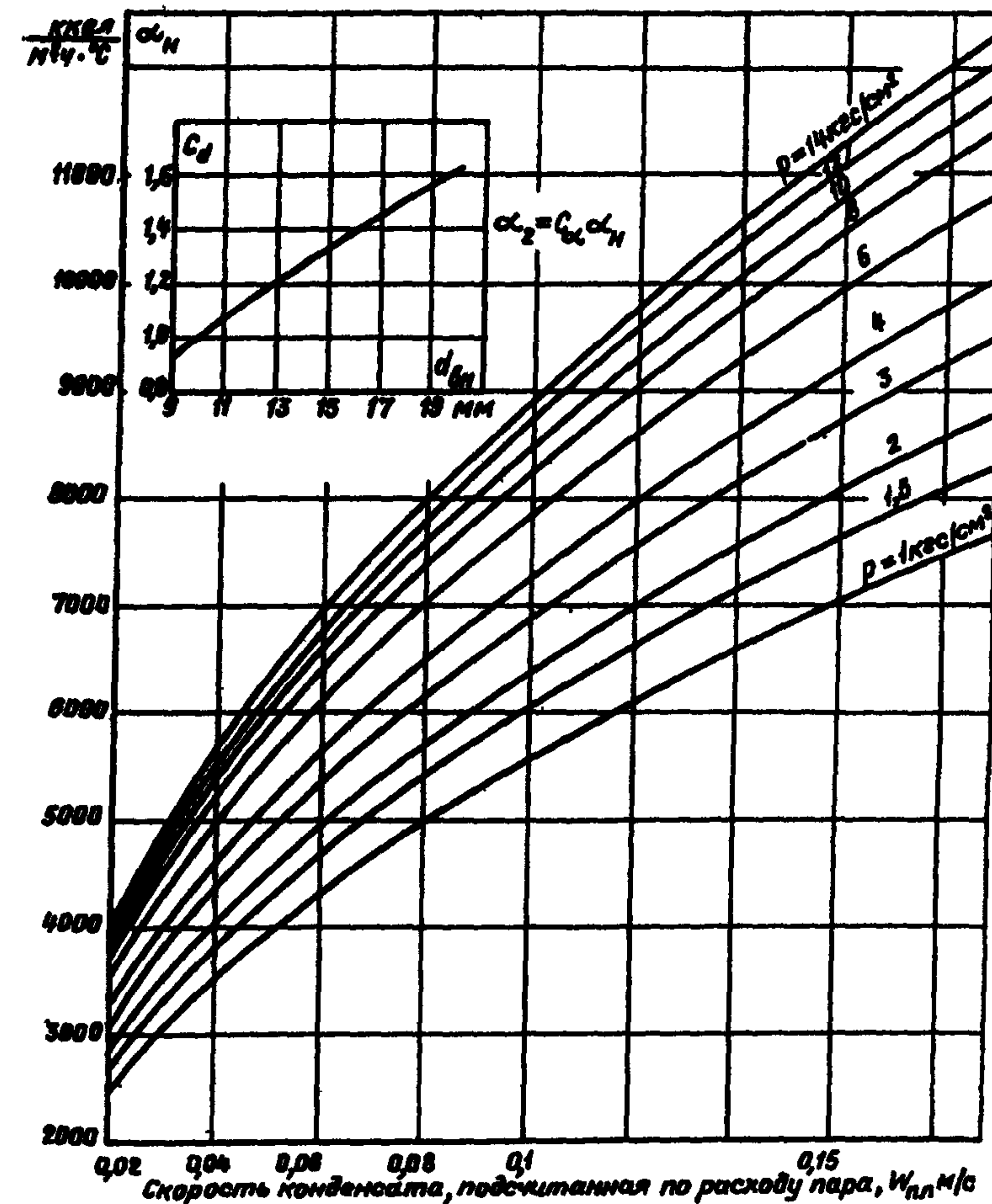


Рис.25. Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара
внутри горизонтальных труб (для змеевика с длиной труб
6,7 м - секции СО-110)

Примечание. Для секций СО-170 (длина
змеевика 8,7 м) $\alpha_2 = 0,92 C_d \alpha_H$.

($\rho W > 300$ кг/м².с) определяется по формуле из [19]

$$\alpha_{2,1} = 0,18 \frac{\lambda'}{d_{\theta H}} \left(\frac{W_{nH} d_{\theta H}}{4 \nu'} \right)^{0,7} \rho_r^{0,4} \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,35}, \quad (28)$$

где ρ' и ρ'' - плотность воды и пара на границе насыщения, кг/м³ (определяемая по табл. [16]).

9.19. Коэффициент теплоотдачи конденсирующего практически неподвижного пара $\rho W < 20$ кг/(м².с) в вертикальной трубе определяется по формуле из [19]

$$\alpha_{2,2} = 0,04 \lambda' \left(\frac{W_{nH} d_{\theta H}}{4 \nu'} \right)^{1/5} \rho_r^{0,4} \left(\frac{g}{\nu' \tau} \right)^{1/3}. \quad (29)$$

9.20. Коэффициент теплоотдачи конденсирующего пара с умеренной скоростью ($20 < \rho W < 300$) внутри вертикальных труб энергетических котлов можно определять по формуле из [19]

$$\alpha_2 = \sqrt{\alpha_{2,1}^2 + \alpha_{2,2}^2}. \quad (30)$$

9.21. Расчетная скорость среды (м/с), протекающей внутри трубы, находится по формулам:

для перегретого пара и воды

$$W_{nH} = \frac{D \nu}{3600 f_0 n}, \quad (31)$$

где D - расход пара (воды), определяется по п.9.22), кг/ч;

ν - средний удельный объем среды, определяемый при средней температуре перегретого пара (воды) по таблицам, приведенным в [16], кг/м³;

f_0 - площадь живого сечения одной трубы для прохода пара (воды), м²;

n - число параллельно включенных труб;

для входа насыщенного пара

$$W_{nH} = \frac{D \nu''}{3600 f_0 n}, \quad (32)$$

для выхода конденсата

$$W_{nH} = \frac{D \nu'}{3600 f_0 n}, \quad (33)$$

где ν'' , ν' - удельные объемы пара и воды при температуре насыщения и соответствующем давлении среды определяются по таблицам водяного пара, м³/кг.

Средняя массовая скорость (кг/(м².с) греющей среды определяется по формуле

$$\rho W = \frac{D}{3600 f_0 n}. \quad (34)$$

9.22. Расход греющей среды (кг/ч) находится по формулам:

для сухого насыщенного пара

$$D = \frac{Q}{r \eta}; \quad (35)$$

для слабоувлажненного пара ($x \geq 0,95$)

$$D = \frac{Q}{(i'_{\theta H} - i_K) \eta}; \quad (36)$$

для перегретого пара

$$D = \frac{Q}{(i_{nH} - i_K) \eta}; \quad (37)$$

для воды

$$D = \frac{Q}{(i_2'' - i_2') \eta}, \quad (38)$$

где η - коэффициент, учитывающий тепловые потери, принимаемый равным 0,98 (при нагрузках от 70 до 100%);

r - скрытая теплота парообразования, определяемая по табл. [16] в зависимости от давления Дж/кг (ккал/кг);

i_{nH} - энтальпия перегретого пара на входе, ккал/кг, определяемая по термодинамическим таблицам, Дж/кг (ккал/кг);

i_K - энтальпия конденсата пара, ккал/кг, находится по термодинамическим таблицам при температуре конденсата на выходе Дж/кг (ккал/кг);

i_2', i_2'' - энтальпия воды соответственно на входе и выходе, Дж/кг (ккал/кг)

$$i'_{\theta H} = i' + x r,$$

здесь i' - энтальпия воды при температуре насыщения, определяемая при входном давлении пара [16] Дж/кг (ккал/кг);

x - массовое паросодержание пара.

9.23. Энергетические калориферы с проволочным оребрением обычно имеют перекрестно-противоточную схему. В этом случае температурный напор (°C) определяется по формуле

$$\Delta t = \psi \Delta t_{npr}, \quad (39)$$

где ψ - поправочный коэффициент на число ходов при перекрестном токе, находится по [16] в зависимости от числа ходов и двух расчетных пара-

метров $R = \frac{\tau_{\delta}}{\tau_n}$ и $R = \frac{\tau_n}{\tau_{\delta} - \tau'_1}$,
 τ_{δ} - полный перепад температур воздушного потока
 $(\tau_{\delta} = \bar{t}_2'' - \bar{t}_1')$;

τ_n - полный перепад температур нагревающей среды
 $(\tau_n = \bar{t}_2'' - \bar{t}_1')$

Для калориферов, работающих на насыщенном паре без переохлаждения конденсата, $\phi = 1,0$,
 $\Delta t_{прт}$ - температурный напор при чистом противотоке.

$$\Delta t_{прт} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_n}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_n}}, \quad (40)$$

здесь Δt_{δ} - разность температур сред в том конце поверхности нагрева, где она больше, °C;

Δt_n - разность температур на другом конце поверхности нагрева, °C.

Для водяных калориферов

$$\Delta t_{\delta} = \bar{t}_2'' - \bar{t}_1';$$

$$\Delta t_n = \bar{t}_2 - \bar{t}_1''.$$

Для паровых калориферов (насыщенный пар)

$$\Delta t_{\delta} = t_{н.п} - \bar{t}_1';$$

$$\Delta t_n = t_{н.п} - \bar{t}_1''.$$

9.24. Для калориферов, работающих на насыщенном паре без переохлаждения конденсата, температурный напор при противоточном и прямоточном направлении движения теплообмениваемых сред одинаков:

$$\Delta t = \Delta t_{прт} = \Delta t_{прп}$$

Для калориферов, работающих на слабо перегретом паре ($t_{н.п} - t_{н.п} \leq 50^\circ\text{C}$ с малым переохлаждением конденсата ($\Delta t_{охл} < 10^\circ\text{C}$), температурный напор принимается максимальным ($\Delta t_{прт}$) по температуре насыщения при давлении пара на входе. При этом коэффициент теплоотдачи (α_{δ}) принимается по пп. 9.17-9.20, как для полной конденсации сухого пара.

Для калориферов, работающих на слабо увлажненном паре ($x_{\delta} \geq 0,97$) с малым переохлаждением конденсата ($\Delta t_{охл} < 10^\circ\text{C}$), температурный напор и коэффициент теплоотдачи (α_{δ}) принимается как при использовании сухого пара.

9.25. Для калориферов, работающих на перегретом паре ($t_{н.п} - t_{н.п} > 50^\circ\text{C}$ с наличием охлаждения конденсата, температурный напор определяется отдельно по участкам перегретого пара, пароводяной смеси и воды. Соответственно отдельно определяются и коэффициенты внутренней теплоотдачи. Для участков охлаждения перегретого пара и конденсата эти величины находятся по данным [16].

Для участков охлаждения перегретого пара и конденсата температурный напор находят в соответствии с п.9.23. При этом для перегретого пара можно принимать $\Delta t_{\delta} = t_{н.п} - \bar{t}_1'$; $\Delta t_n = t_{н.п} - \bar{t}_1'$, а для участков охлаждения конденсата $\Delta t_{\delta} = t_{н.п} - \bar{t}_1'$; $\Delta t_n = t_{н.п} - \bar{t}_1''$.

Усредненный для всей поверхности калорифера температурный напор (°C) определяется по формуле из [16]:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta i_{н.п} + r + \Delta i_{охл}}{\frac{\Delta i_{н.п}}{\Delta t_{н.п}} + \frac{r}{\Delta t_{кон}} + \frac{\Delta i_{охл}}{\Delta t_{охл}}}, \quad (41)$$

где $\Delta i_{н.п} = i_{н.п} - i_{н.п}$; $\Delta i_{охл} = i' - i_k$,

$i_{н.п}$ - энтальпия перегретого пара на входе, Дж/кг (ккал/кг);

$i_{н.п}$ - энтальпия сухого насыщенного пара, Дж/кг (ккал/кг);

i' - энтальпия воды на линии насыщения, Дж/кг (ккал/кг);

i_k - энтальпия охлажденного конденсата на выходе, Дж/кг (ккал/кг);

$\Delta t_{н.п}$, $\Delta t_{кон}$, $\Delta t_{охл}$ - температурные напоры по участкам, °C.

9.26. Усредненный коэффициент теплоотдачи (ккал/(м²ч.°C)) для калориферов, работающих на теплоносителе с различным агрегатным состоянием, подсчитывается приблизительно по формуле, Вт/(м²К):

$$K = K_{н.п} \frac{H_{н.п}}{H} + K_{кон} \frac{H_{кон}}{H} + K_{охл} \frac{H_{охл}}{H}, \quad (42)$$

где $K_{н.п}$, $K_{охл}$ - коэффициенты теплопередачи на участках перегрева пара и охлаждения воды, определяемые по пп. 9.12-9.16 в соответствии с указаниями [16];
 $K_{кон}$ - коэффициент теплопередачи на участке конденсации, определяемый по пп. 9.12-9.20;

$\frac{N_{п.п}}{N}$, $\frac{N_{кон}}{N}$, $\frac{N_{охл}}{N}$ - относительные поверхности нагрева (m^2) соответственно участков перегрева, конденсации и охлаждения, определяемые из соотношений

$$N_{п.п} + N_{кон} + N_{охл} = N;$$

$$\frac{N_{п.п}}{N_{кон}} = \frac{\Delta t_{п.п}}{r} \frac{K_{кон} \Delta t_{кон}}{K_{п.п} \Delta t_{п.п}}, \quad (43)$$

$$\frac{N_{охл}}{N_{кон}} = \frac{\Delta t_{охл}}{r} \frac{K_{кон} \Delta t_{кон}}{K_{охл} \Delta t_{охл}}.$$

10. МЕТОДИКА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

10.1. Расчетный воздушный тракт при проектировании ППВ включает в себя воздухо-веды, раздающие и собирающие камеры, поверхности нагрева, смесители, регулирующие и отключающие шиберы, конфузورные и диффузорные участки в пределах от дутьевых вентиляторов (воздухоуловок) до воздухоподогревателя. При установке части калориферов на стороне всасывания дутьевых вентиляторов в расчет включаются соответствующие участки воздухоподводящей трассы.

10.2. В основе аэродинамического расчета лежит уравнение полной потери статического давления на расчетных участках.

Потери статического давления Π_a (кгс/м²) для одноступенчатых устройств ППВ, установленных на напорном воздуховоде, может быть представлена в виде суммы

$$\begin{aligned} \Sigma \Delta h_y^N &= \Sigma \Delta h_{под}^N + \Delta h_{кал}^N + \Sigma \Delta h_{отб}^N, \\ \Sigma \Delta h_{под}^N &= \Sigma \Delta h'_{тр} + \Sigma \Delta h''_{тр} + \Delta h_{диф} + \Delta h_{конф}^N \quad (44) \\ \Sigma \Delta h_{отб}^N &= \Sigma \Delta h'_{тр} + \Sigma \Delta h''_{тр} + \Delta h_{конф} + \Delta h_{см}^N, \end{aligned}$$

где $\Sigma \Delta h_{под}^N$ - полная потеря статического давления на всех участках от дутьевых вентиляторов до калорифера, МПа (кгс/см²);

$\Sigma \Delta h_{отб}^N$ - полная потеря статического давления на всех участках от калорифера до воздухоподогревателя, Па (кгс/м²);

$\Delta h_{кал}^N$ - потери статического давления в калориферах, Па (кгс/м²);

$\Delta h'_{тр}, \Delta h''_{тр}$ - потери давления на трение в прямых каналах соответственно подводящей и отводящей систем, Па (кгс/м²);

$\Sigma \Delta h'_{тр}, \Sigma \Delta h''_{тр}$ - потери давления в местных сопротивлениях (повороты, шиберы, направляющие устройства и др.) соответственно подводящей и отводящей систем, Па (кгс/м²);

$\Delta h_{см}^N$ - потеря давления в смесителях, Па (кгс/м²);

$\Delta h_{диф}, \Delta h_{конф}$ - потери давления в диффузорных и конфузорных участках, Па (кгс/м²).

Эти величины определяются в соответствии с [17, 20] и с учетом последующих указаний.

10.3. Полная потеря статического давления в замкнутой двухступенчатой установке при последовательном включении калориферов по воздушной стороне должна определяться по формулам:

для схемы с включением первой ступени на всасывающей стороне вентиляторов

$$\begin{aligned} \Sigma \Delta h_y^B &= \Sigma \Delta h_y^N + \Sigma \Delta h_y^B, \\ \Sigma \Delta h_y^B &= \Sigma \Delta h_{под}^B + \Delta h_{кал}^B + \Sigma \Delta h_{отб}^B \quad (45) \end{aligned}$$

где $\Sigma \Delta h_{под}^B$ - полная потеря статического давления на всех участках от забора воздуха до калорифера, Па (кгс/м²);

$\Delta h_{кал}^B$ - то же в поверхностях нагрева калорифера первой ступени, Па (кгс/м²);

$\Sigma \Delta h_{отб}^B$ - то же на соединительном воздуховоде от калорифера до дутьевого вентилятора, Па (кгс/м²).

Для схем с включением вспомогательной ступени на байпасе напорного воздуховода расчет аэродинамического сопротивления этой части ППВ производится автономно в пределах присоединительных его сечений по воздушному тракту.

10.4. Полные потери статического давления в устройствах ППВ разомкнутого типа рассчитываются отдельно для всех элементов первой и второй ступеней.

В случае сочетания функции в первой ступени предварительного подогрева котельного воздуха и вентиляции стационарных помещений аэродинамические расчеты ППВ должны выполняться с учетом рекомендаций [21].

10.5. Суммарные потери от трения и местные сопротивления воздушных каналов рассчитываются по формуле

$$\Delta h_{\Sigma} = \Delta h_{тр} + \sum \Delta h_{\text{м}} = (\lambda_0 l + \sum \xi_{\text{м}}) \frac{\bar{W}^2 \bar{\rho}}{2g} = \sum \xi_{\Sigma} \frac{\bar{W}^2 \bar{\rho}}{2g}, \quad (46)$$

где λ_0 - приведенный коэффициент трения, 1/м, принимаемый по данным [17],
м⁻¹,

l - длина участка, м,

$\xi_{\text{м}}$ - коэффициенты местного сопротивления, принимаемые по данным [17, 21];

ξ_{Σ} - полный коэффициент сопротивления участка,

$\bar{\rho}$ - средняя плотность воздуха, принимаемая по средней температуре воздуха на данном участке, кг/м³;

$\bar{W}$ - скорость воздуха в рассматриваемом участке канала, м/с.

Скорость воздуха определяется по средней температуре воздуха на участке.

10.6. Расчет сопротивления смесителя воздуха производится в соответствии с рекомендациями норм аэродинамического расчета [17]

10.7. Воздушная сопротивляемость соответственно калориферов (кгс/м²) определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{кал}} = K_2 \Delta h_0 Z,$$

где Z - число рядов труб по ходу воздуха;

Δh_0 - сопротивление одного ряда труб, кгс/м²;

K_2 - коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности нагрева.

При нормальной эксплуатации $K_2 = 1,1$.

При заборе запыленного воздуха $K_2 = 1,25$.

Потери статического давления в одном ряду труб определяется по формуле

$$\Delta h_0 = 2,6 A' \frac{W^2}{g} \gamma \left(\frac{S_1}{d} \right)^{-0,82} \left(\frac{S_2}{d} \right)^{-0,22} \left(\frac{L_2}{S_2} \right)^{-0,823} \times \left(\frac{h}{S_1} \right)^{0,5} \left(\frac{d}{S_2} \right)^{0,6} \left(\frac{W S_2}{\gamma} \right)^{-0,224} \quad (47)$$

По этой формуле построена номограмма (рис.26) Для нескольких типовых проволочно оребренных пучков труб построены отдельные графики (рис 27).

10.8. При проектировании скорость воздуха в узком сечении рекомендуется принимать на уровне 7 м/с

10.9. В многоструйных устройствах ШВ при параллельном включении отдельных элементов (панелей) расход воздуха по ним может быть не одинаковым.

Для определения расходов воздуха по отдельным панелям (потокам) необходимо выполнить подсчеты полных потерь статического давления для каждого из них при нескольких расходах воздуха ($V = 0,3; 0,6; 1,0$). По этим данным строится диаграмма зависимости $\sum \Delta h_{\Sigma} = f(V)$. По суммарному графику для всех потоков определяется рабочий перепад давлений и расходы воздуха по каждому из элементов (потоков) Это позволяет определить коэффициент аэродинамической развески машин панелями

$$P_n = \frac{V_n}{\bar{V}_n}, \quad (48)$$

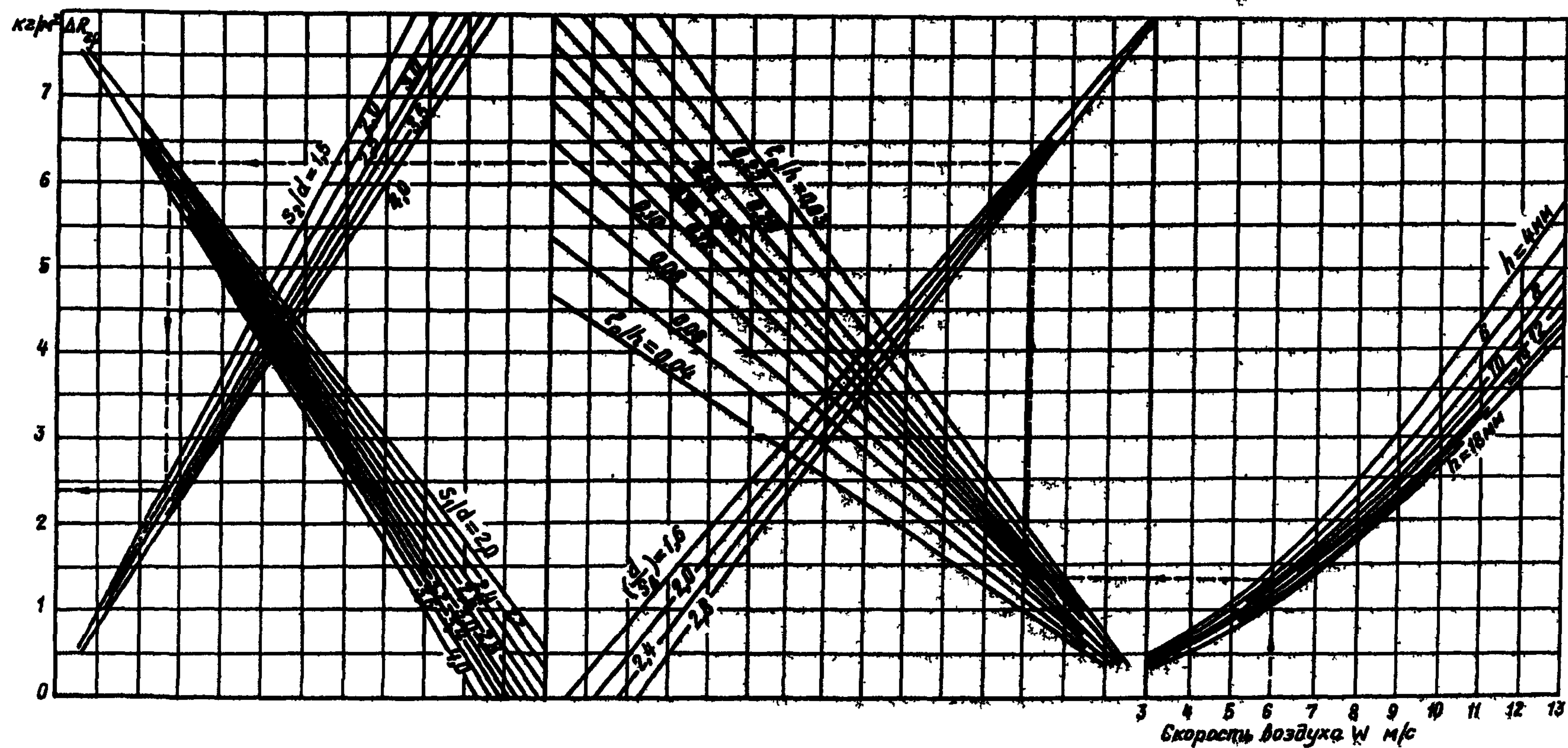
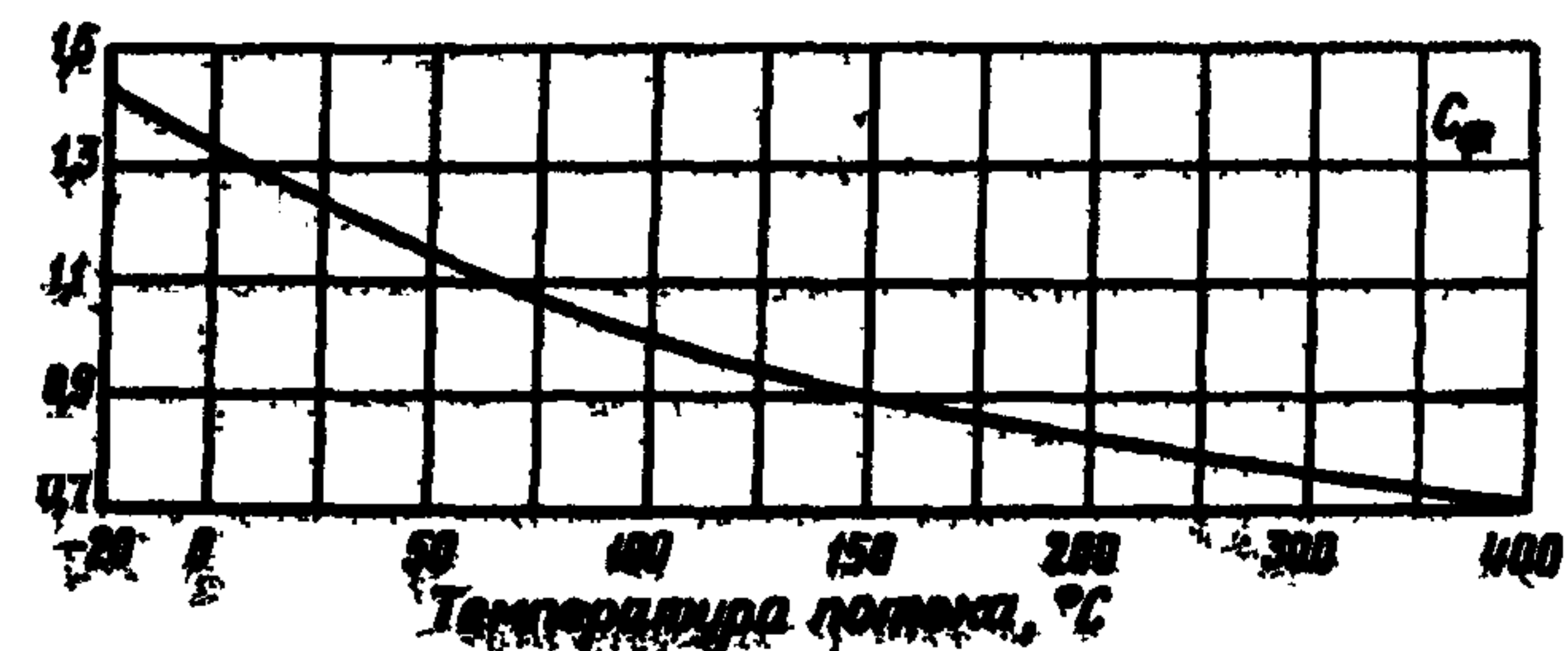
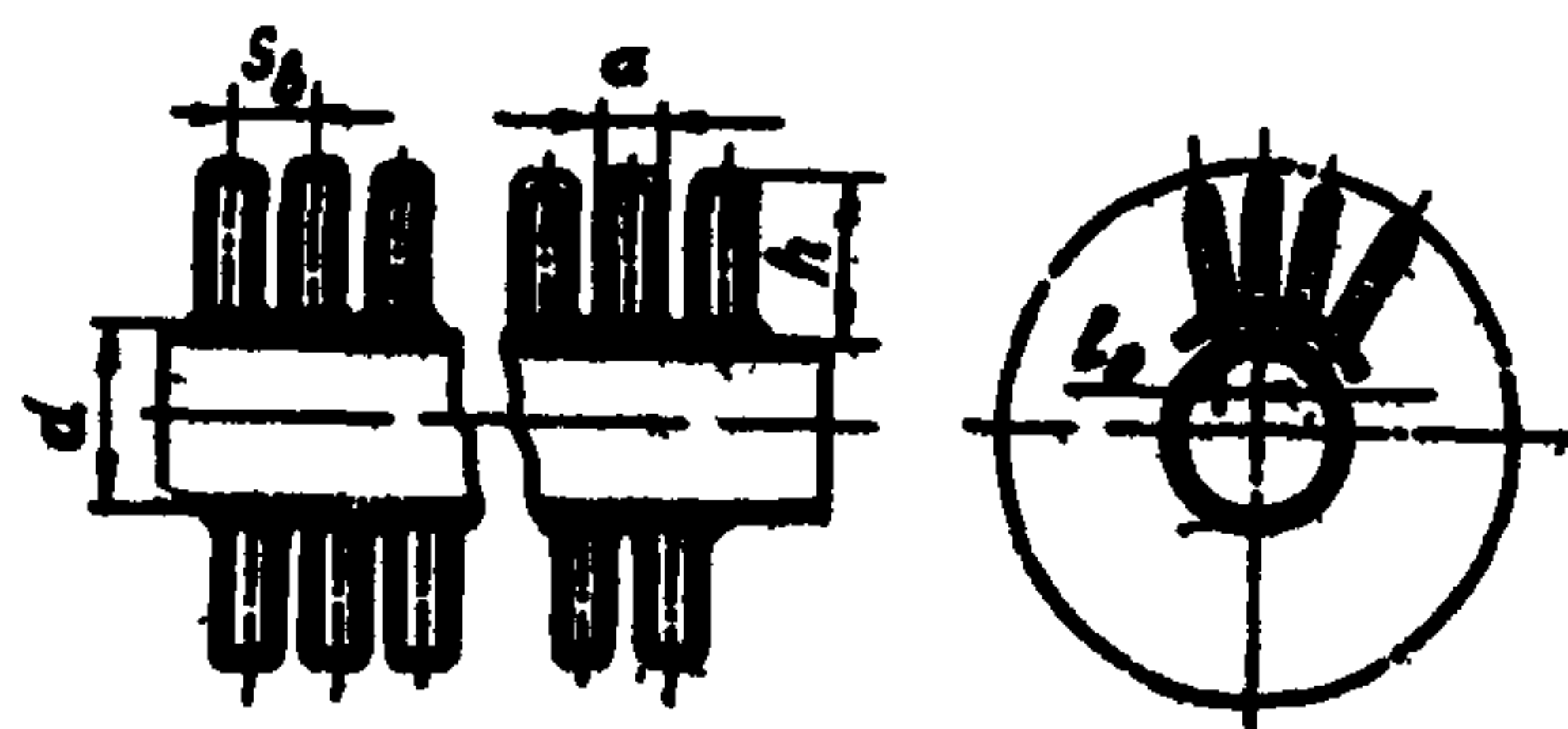
где V_n - расход воздуха через данную панель, м³/ч;

$\bar{V}_n$ - средний расход воздуха на панель, м³/ч.

10.10. При окончательном выборе компоновки элементов ШВ следует стремиться к рациональному уменьшению суммарных потерь давления с учетом рекомендаций

$$\Delta h_{\Sigma} \leq 500 \text{ Па (50 кгс/м}^2\text{)};$$

$$\Delta h_{\text{кал}} \leq 250 \text{ Па (25 кгс/м}^2\text{)}.$$



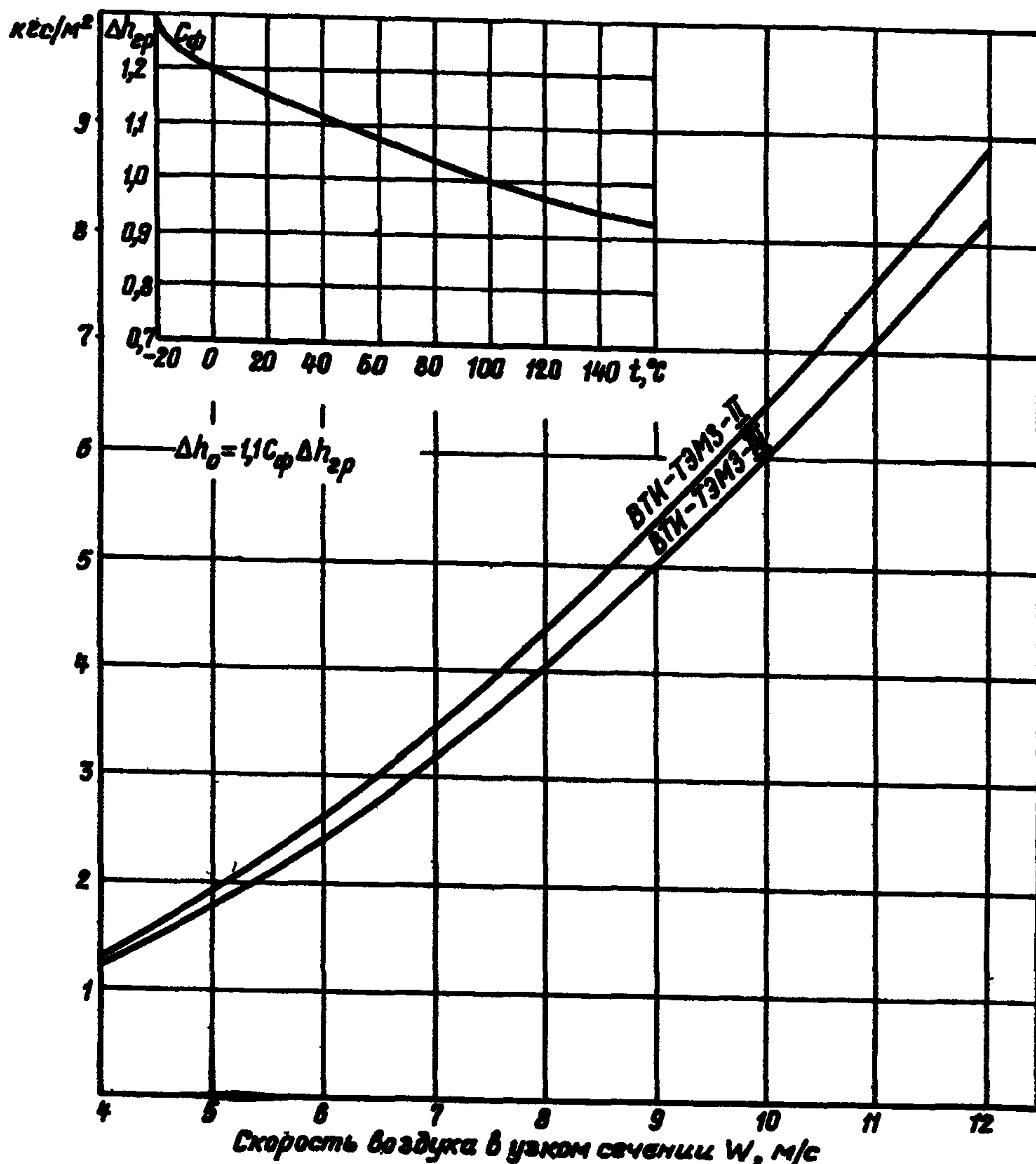


Рис.27. Сопротивление одного ряда пневматических пучков стальных труб со стальным проволочным оребрением (ВТИ-ТЭМЗ-П диаметром 16 мм, ВТИ-ТЭМЗ-И диаметром 12 мм)

Примечания. 1. Значения Δh , действительны при перпендикулярном расположении поверхности нагрева к потоку воздуха. 2. 1,1 - коэффициент, учитывающий эксплуатационный запас.

II. МЕТОДИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

II.1. Гидравлический расчет ИВВ производится для определения потерь давления по отдельным элементам, а также гидравлической разверки между панелями и условий предотвращения образования свободного уровня. Расчеты производятся при номинальной нагрузке, а по свободному уровню - при минимально длительной нагрузке.

II.2. В основе гидравлического расчета лежит уравнение полной потери статического давления Π_a (кгс/м²) на расчетных участках: для водяных калориферов:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{тр} + \Delta p_n \pm \Delta p_{нуб},$$

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{(w\rho)^2}{2g\rho}; \quad (49)$$

$$\Delta p_n = \sum \zeta_n \frac{(w\rho)^2}{2g\rho},$$

$$\Delta p_{нуб} = \sum h \rho,$$

$\Delta P_{тр}, \Delta P_{м}, \Delta P_{нив}$ - потери давления соответственно на трение, в местных сопротивлениях и нивелирный напор, кгс/м²,

$\lambda \frac{l}{d}, \xi_m$ - приведенный коэффициент соответственно трения и местных сопротивлений;

W_p - массовая скорость внутренней среды, кг/(м²с);

h - высота элемента, м.

Исходные данные принимаются по конструктивным характеристикам калориферов. Методика расчета принимается по [22]. Для всех элементов с однофазной средой расчет производится подобным образом.

II.3. Полный перепад давлений в паровых калориферах Па(кгс/м²) может быть определен по формулам:

$$\begin{aligned} \Delta P_{эл} &= \Delta P_{эл}^n + \Delta P_{эл}^{см} + \Delta P_{эл}^b, \\ \Delta P_{эл}^n &= \Delta P_{тр}^n + \Delta P_{м}^n + \Delta P_{нив}^n; \\ \Delta P_{эл}^{см} &= \Delta P_{тр}^{см} + \Delta P_{м}^{см} + \Delta P_{нив}^{см} + \Delta P_{уск}^{см}; \\ \Delta P_{эл}^b &= \Delta P_{тр}^b + \Delta P_{м}^b + \Delta P_{нив}^b, \end{aligned} \quad (50)$$

где $\Delta P_{эл}^n, \Delta P_{эл}^{см}, \Delta P_{эл}^b$ - перепады давления на участках соответственно перегретого пара, пароводяной смеси и воды, Па(кгс/м²);

$\Delta P_{тр}^n, \Delta P_{тр}^{см}, \Delta P_{тр}^b$ - потери давления на трение по участкам, Па(кгс/м²);

$\Delta P_{м}^n, \Delta P_{м}^{см}, \Delta P_{м}^b$ - местные потери давления по участкам, Па(кгс/м²);

$\Delta P_{нив}^n, \Delta P_{нив}^{см}, \Delta P_{нив}^b$ - нивелирные напоры на участках, Па(кгс/м²);

$\Delta P_{уск}^{см}$ - потери давления на ускорение, Па(кгс/м²).

Исходные данные находятся на основе материалов теплового расчета калориферов (см. разд.9). Для участка конденсации в горизонтальных трубах

$$\Delta P_{тр}^{см} + \Delta P_{м}^{см} = \varphi Z_{см} \frac{(W_p)^2}{2g\rho} \left[1 + 0,5 \left(\frac{\rho_d}{\rho_n} - 1 \right) \right], \quad (51)$$

где φ - коэффициент, учитывающий влияние структуры, определяемый по формуле

$$\varphi = 0,0091 Re_b^{0,35} \left(\frac{\rho_d}{\rho_n} \right) \left(\frac{l}{d} \right)^{0,15},$$

здесь $Re_b = 4G_n / \pi d \mu_b$,

G_n - расход пара, кг/с;

μ_b - вязкость воды, Па·с (кгс·с/м²);

$\frac{l}{d}$ - приведенный коэффициент гидравлического сопротивления;

W_p - массовая скорость пара, кг/(м²с),

ρ_d, ρ_n - плотность воды и пара при температуре насыщения, кг/м³.

II.4. При проектировании паровых калориферов массовую скорость греющей среды рекомендуется принимать для СО-110 30-50 кг/(м²с), а для СО-170 50-80 кг/(м²с).

При проектировании водяных калориферов скорость воды в трубах следует принимать на уровне 0,8-1,0 м/с.

II.5. Определения условий образования оводного уровня в вертикальных паровых калориферах рекомендуется производить по [13].

12. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

12.1. Надежную и эффективную работу воздухоподогревателей энергетические калориферы могут обеспечить, если при их проектировании правильно выбраны исходные данные по воздушному потоку и теплоносителю.

12.2. Принимаемая при тепловом расчете калориферов (разд.9) температура воздуха, поступающего в установку ($t_{вс}$), зависит от температур окружающей среды ($t_{нар}$) и в котельном помещении ($t_{кот}$) и не должна быть ниже -5°C. При круглогодичном заборе воздуха дузовыми вентиляторами из помещения котельного цеха

$$t_{вс} = t_{кот}. \quad (52)$$

При этом для холодного времени года можно принимать в среднем $t_{кот} = 20-30^\circ\text{C}$.

При открытых компоновках ПШВ и постоянном заборе только наружного воздуха

$$t_{вс} = t_{нар} \quad (\text{по п.12.4}).$$

12.3. При смешанном заборе воздуха из котельного помещения и снаружи температура всасываемого воздуха рассчитывается по формуле

1.7.1

$$\bar{t}_{bc} = \alpha \bar{t}_{нар} + (1-\alpha) \bar{t}_{кот},$$

где α — доля воздуха, забираемого снаружки.

В зимнее время доля воздуха, поступающего с верха котельного помещения, зависит от схемы вентиляции главного корпуса и определяется по рекомендациям ТЭП [21]. При этом в случае использования механической вентиляции главного корпуса расчетная температура на стороне всасывания дутьевого вентилятора составит

$$\bar{t}_{bc} = 0,1 \bar{t}_{нар} + 0,9 \bar{t}_{кот}. \quad (53)$$

При тепловом расчете калориферных установок, если нет специальных эксплуатационных данных или иных указаний, следует находить температуру на стороне всасывания по формуле

$$\bar{t}_{bc} = 0,7 \bar{t}_{нар} + 0,3 \bar{t}_{кот}. \quad (54)$$

12.4. При определении поверхности нагрева энергетических калориферных установок их тепловой расчет производится со средней наружной температуре ($\bar{t}_{нар}$) наиболее холодной пятидневки в году.

В приложении на основе климатологических данных [23] приведены значения наружных температур по отдельным районам СССР в разное время года.

12.5. Для разомкнутых двухступенчатых устройств ПШВ температура воздуха при входе не должна быть ниже -10°C [21]. Поэтому при более низких температурах в короб подачи наружного воздуха следует дополнительно подавать теплый воздух из помещения (на уровне установки калориферов I-й ступени), в котором температура принимается равной 20°C :

$$\bar{t}_{bc} = \beta \bar{t}_{нар} + (1-\beta) \bar{t}_{кот}, \quad (55)$$

где β — доля воздуха, забираемого снаружки:

$$\beta = \frac{30}{20 - \bar{t}_{нар}}.$$

12.6. Выбор средней температуры подогрева воздуха в калориферах ($\bar{t}_1''$) связан с обеспечением приемлемой (по условиям коррозии и золового заноса) температуры стенки в наиболее холодной (выходной по газам) части воздухоподогревателя при стационарных и переходных режимах работы котла.

Нормами ПТЭ [15] предусмотрены следующие минимальные температуры воздуха перед воздухоподогревателями:

№ пп.	Вид топлива	Воздухоподогреватели	
		трубчатые	регенеративные
1.	Бурые угли с $S_{пр} \leq 0,4\%$, торф, сланцы	50	30
2.	Каменный уголь с $S_{пр} \leq 0,4\%$, антрациты	30	30
3.	Бурый уголь с $S_{пр} > 0,4\%$	80	60
4.	Каменный уголь с $S_{пр} > 0,4\%$	60	50
5.	Мазут с содержанием серы более 0,5%	110	70
6.	Мазут с содержанием серы 0,5% и менее	90	50

В ряде случаев при специфических условиях работы оборудования на данном объекте (использование нештатного топлива, частые пуски и остановки котла, наличие аэродинамических неравномерностей в воздушном потоке) могут быть приняты более высокие значения температур перед воздухоподогревателями.

12.7. Для обеспечения безопасной по условиям коррозии минимальной температуры стенки воздухоподогревателя в котлах на твердых и жидких высокосернистых топливах расчетная температура воздуха за устройствами ПШВ должна быть значительно выше минимальной [15], (табл.п.12.6).

12.8. В газомазутных котлах с керамической набивкой в холодном слое РНП, а также в котлах со стеклянными трубчатыми воздухоподогревателями температура воздуха за калориферами должна быть не ниже 70°C .

12.9. При определении технико-экономической эффективности предварительного подогрева воздуха в соответствии с рекомендациями [1] должна учитываться среднегодовая температура воздуха для электростанций, расположенной в заданном районе.

13. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ МОНТАЖА И РЕМОНТА

13.1. Перед началом монтажных работ необходимо выполнить осмотр и контрольную гидравлическую опрессовку секции давлением $2,5 \text{ МПа}$ (25 кгс/см^2).

13.2. После монтажа обязательна опрессовка воздушного тракта под полным напором дутьевого вентилятора. При этом не

должно быть перетоков холодного воздуха в зазорах между секциями, между калориферной поверхностью нагрева и ограждениями установки по всему их периметру, а также в зонах креплений и присоединений змеевиков (труб) к коллекторам (на прямых участках).

13.3. Следует предусмотреть схему для отливки конденсата или обессоленной водой внутренних поверхностей пароводяного тракта устройств ШВ. Сброс промывочных вод производить через специальные дренажные каналы в общестанционную систему.

13.4. При проектировании и монтаже дренажных трубопроводов не следует допускать пониженных участков в трассе выше нижней отметки калорифера. Конденсатоотводящие трубопроводы до расширителя должны иметь уклон не менее 1/200. При открытых компоновках калориферов необходимо предусмотреть дополнительную ветку теплоносителя ("спутник") для предотвращения замерзания конденсата в зонах возможного охлаждения участков трубопроводов до температуры ниже 0°C. Во избежание затопления трубной системы калориферов расширитель должен обязательно быть снабжен автоматическим устройством для поддержания заданного уровня воды и иметь аварийный отвод конденсата. Для контроля за работой расширителя необходимо установить водомерное стекло, термометр, манометр и звуковую сигнализацию уровня в расширителе.

13.5. Для выполнения монтажа и ремонтных работ для крупных калориферных установок следует предусмотреть край-балку грузоподъемностью 5-7 т с перемещением крана в трех плоскостях и другие механизмы.

13.6. Ремонт энергетических калориферных установок на котлах большой мощности должен осуществляться путем замены дефектных панелей резервными. Замена панели целиком производится, как правило, при повреждении более 10% общей поверхности нагрева. Отгибание змеевиков может производиться лишь при крайней необходимости.

13.7. Должно быть предусмотрено дистанционное управление основными паровыми (на входе пара) и конденсатными (на выходе конденсата) задвижками в калориферных установках с блочного щита.

14. ОСНОВНЫЕ УКАЗАНИЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ УСТАНОВОК ШВ

14.1. При растопках котлов, оборудованных трубчатыми воздухоподогревателями (ТН), еще до пуска дутьевых вентиляторов (ДВ) должны быть включены калориферы и линии рециркуляции горячего воздуха после ТН на сторону всасывания ДВ. После включения ДВ постепенно повышается температура воздуха на входе в ТН (за счет циркуляции воздуха по контуру ТН-ДВ - калориферы - ТН) и при достижении 100°C начинается растопка на мазуте [24].

14.2. При пусках котлов, оборудованных РН, предварительный разогрев набивки РН перед огневой растопкой котла с использованием рециркуляции горячего воздуха на вход в калориферы недопустим (из-за опасности их затравливания золой). Можно использовать рециркуляцию горячего воздуха с подачей его специальным вентилятором в воздуховод после калорифера.

При двухступенчатых калориферных установках достаточный уровень температуры нагрева воздуха перед ТН может быть достигнут с помощью калориферов первой ступени.

14.3. При растопках котлов на газе забор воздуха на котел производится из помещений. К моменту перехода на основное топливо подогрев воздуха повышается до проектного за счет включения в работу калориферов.

14.4. Для обеспечения необходимой защиты воздухоподогревателя от коррозии и отложений при пониженных нагрузках устройства ШВ должны быть обеспечены резервным источником теплоснабжения (например, пар из отбора более высокого давления, из общестанционной магистрали, вода из бойлера).

14.5. При пониженных нагрузках котлов уровень предварительного подогрева воздуха должен быть не ниже проектного при номинальной нагрузке.

14.6. Контроль и регулирование температуры воздуха за калориферами рекомендуется осуществлять в зоне его минимального подогрева. Эта зона выявляется путем измерения полей температур воздуха за калориферами.

14.7. При нормальной эксплуатации котлов должен быть обеспечен контроль за всеми параметрами работы устройств ШВ (давление и температура греющей среды на входе и вы-

ходе, температура воздуха на входе и выходе, аэродинамическое сопротивление элементов, уровень воды в расширителе конденсата).

I4.8. Сброс загрязненных газозадувных потоков в тракт до энергетических калориферов (рециркулирующий воздух после РН, сброс воздуха из "теплого ящика") не разрешается.

I4.9. При остановке котла должен быть произведен тщательный дренаж воды из элементов калорифера. Особенно тщательно необходимо следить за удалением воды из труб при открытых компоновках ПШВ. При горизонтальных калориферах для полного удаления влаги следует использовать воздух от компрессора давлением не более I МПа (10 кгс/см²).

I4.10. При остановках котлов и их водных обмывках воздушный тракт ПШВ должен быть отключен во избежание увлажнения поверхности нагрева калориферов.

При размещении калориферов под трубчатыми воздухоподогревателями следует обеспечить их защиту от попадания обмывочных вод (перекрытие сечения настилами и проч.).

I4.11. При остановках устройств ПШВ в случае необходимости можно производить сухую очистку поверхностей нагрева калориферов компрессорным воздухом ($W \geq 8$ м/с).

I4.12. При длительных остановках котлов следует производить консервацию калориферной установки с помощью средств, принятых на электростанции для предохранения котельных поверхностей нагрева.

I4.13. При текущих и капитальных ремонтах следует проверять и восстанавливать целостность изоляции элементов напорного тракта ПШВ на участках подогретого воздуха.

I4.14. Отключение части плавильных калориферной установки с уменьшением температуры подгрева воздуха ниже проектной существенно снижает надежность и длительность работы комплексов воздухоподогревателей.

I4.15. В эксплуатации и при остановках устройств ПШВ следует уделять должное внимание устранению местных перетоков холодного воздуха помимо поверхностей нагрева калориферов. Уплотнения в зоне коллекторов и между секциями должны исключать "холодные" перетоки воздуха.

Приложение

ДАННЫЕ ПО ТЕМПЕРАТУРАМ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ДЛЯ РЯДА РАЙОНОВ СССР, °C

Наименование пунктов	Средняя за год	Абсолютный минимум	Абсолютный максимум	Средняя наиболее холодных суток	Средняя наиболее холодной пятидневки
Алтайский край:					
Бийск	0,5	-53	39	-42	-38
Ком-Агач	-6,7	-62	31	-54	-46
Амурская обл.:					
Благовещенск	0	-45	41	-37	-34
Средняя Нинка	-8,0	-58	38	-51	-45
Архангельская обл.:					
Архангельск	0,8	-45	34	-36	-32
Амдерма	-7,0	-48	30	-40	-37
Астраханская обл.:					
Астрахань	9,4	-34	40	-26	-22
Башкирская АССР - Уфа	2,8	-42	40	-36	-29
Брянская обл. - Брянск	4,9	-42	38	-29	-29
Бурятская АССР:					
Кяхта	-0,5	-46	40	-37	-35
Улан-Удэ	-1,7	-51	40	-42	-38
Владимирская обл. - Владимир	3,4	-48	37	-33	-27

Продолжение приложения

Наименование пунктов	Средняя за год	Абсолютный минимум	Абсолютный максимум	Средняя на наиболее холодных суток	Средняя на наиболее холодной пятидневки
Волгоградская обл. - Волгоград	7,5	-35	42	-29	-22
Вологодская обл. - Вологда	2,2	-48	35	-35	-31
Горьковская обл. - Горький	3,1	-41	37	-33	-30
Дагестанская АССР - Дарбент	12,5	-21	38	-12	-9
Ивановская обл. - Иваново	2,7	-46	38	-33	-28
Иркутская обл.:					
Иркутск	-1,1	-50	36	-40	-38
Наканно	-8,6	-61	36	-55	-51
Кабардино-Балкарская АССР - Нальчик	8,8	-31	40	-21	-17
Калининградская обл. - Калининград	6,8	-33	36	-22	-18
Калининская АССР - Элиста	8,6	-34	43	-27	-23
Калужская обл. - Калуга	3,8	-46	38	-31	-26
Камчатская обл.:					
Петропавловск-Камчатский	1,9	-34	31	-24	-20
Верхнее Пейвие	-10,1	-64	34	-49	-47
Карельская АССР - Петрозаводск	2,6	-40	35	33	-29
Кемеровская обл.:					
Новокузнецк	0,7	-52	38	-41	-38
Центральный	-0,6	-51	36	-38	-35
Кировская обл. - Киров	1,5	-45	37	-35	-31
Коми АССР:					
Сыктывкар	0,4	-51	35	-40	-36
Усть-Шугор	-2,5	-55	34	-50	-44
Краснодарский край - Новороссийск	12,7	-24	39	-19	-13
Красноярский край:					
Красноярск	-0,5	-53	38	-44	-40
Игарка	-8,7	-64	33	-53	-48
Куйбышевская обл. - Куйбышев	3,8	-43	39	-36	-27
Курганская обл. - Курган	0,8	-49	40	-39	-34
Ленинградская обл. - Ленинград	4,3	-36	33	-28	-25
Магаданская обл.:					
Магадан	-4,7	-50	30	-37	-35
Омолон	-13,2	-63	31	-57	-53
Марийская АССР - Йошкар-Ола	2,3	-47	38	-36	-33
Московская обл. - Москва	4,8	-40	38	-32	-25
Мурманская обл. - Мурманск	0,0	-38	33	-34	-28
Новосибирская обл. - Новосибирск	-0,1	-50	38	-42	-39
Омская обл. - Омск	0,0	-49	40	-41	-37
Оренбургская обл. - Оренбург	3,9	-42	42	-35	-29
Орловская обл. - Орел	4,6	-39	38	-30	-25
Пензенская обл. - Пенза	3,9	-43	38	-33	-27
Пермская обл.:					
Пермь	1,5	-45	37	-38	-34
Бисер	-0,9	-46	34	-39	-34
Приморский край - Владивосток	4,0	-31	36	-26	-25
Псковская обл. - Псков	4,6	-41	36	-31	-26

Продолжение приложения

Наименование пунктов	Средняя за год	Абсолютный минимум	Абсолютный максимум	Средняя наиболее холодных суток	Средняя наиболее холодной пятидневки
Ростовская обл.- Ростов-на-Дону	8,7	-33	40	-27	-22
Рязанская обл.-Рязань	3,9	-41	38	-33	-27
Саратовская обл.-Саратов	5,3	-41	40	-34	-25
Сахалинская обл.					
Холмск	4,0	-29	30	-21	-19
Курильск	4,3	-26	31	-17	-15
Северо-Осетинская АССР-Орджоникидзе	7,9	-34	37	-19	-17
Свердловская обл.- Свердловск	1,2	-43	38	-38	-31
Ставропольский край - Ставрополь	9,1	-36	40	-23	-18
Татарская АССР:					
Казань	2,8	-47	38	-35	-30
Бугульма	2,0	-44	38	-37	-31
Томская обл.					
Томск	-0,6	-55	36	-44	-41
Александровское	-2,6	-54	36	-49	-48
Тульская АССР - Кизил	-4,5	-58	38	-56	-51
Тюменская обл.:					
Тюмень	1,3	-50	40	-41	-35
Сургут	-3,1	-55	34	-48	-40
Удмуртская АССР - Воткинск	2,0	-49	38	-37	-34
Ульяновская обл. - Ульяновск	3,2	-48	40	-36	-31
Хабаровский край:					
Хабаровск	1,4	-43	40	-34	-32
Вяземский	1,1	-48	40	-35	-31
Челябинская обл..					
Челябинск	2,0	-45	39	-35	-29
Бреда	1,4	-46	41	-38	-34
Чечено-Ингушская АССР	10,1	-33	41	-23	-16
Читинская обл					
Чита	-2,7	-49	41	-41	-38
Чара	-7,8	-57	35	-50	-46
Чувашская АССР - Чебоксары	2,9	-44	38	-35	-32
Якутская АССР:					
Олекминск	-6,7	-59	36	-53	-52
Якутск	-10,3	-64	38	-58	-55
Верхоянск	-15,7	-68	35	-63	-60
Ярославская обл.- Ярославль	2,7	-46	36	-35	-31
Винницкая обл. - Винница	6,7	-36	38	-26	-21
Днепропетровская обл. - Днепропетровск	8,5	-34	40	-26	-24
Житомирская обл - Житомир	6,8	-35	38	-25	-21
Закарпатская обл. - Ужгород	9,6	-28	40	-22	-18
Киевская обл. - Киев	7,2	-32	39	-26	-21
Крымская обл. - Симферополь	10,2	-29	40	-20	-16
Николаевская обл. - Николаев	9,6	-30	40	-22	-19
Полтавская обл. - Полтава	7,0	-37	38	-27	-22
Херсонская обл. - Херсон	9,8	-32	39	-22	-18
Брестская обл - Брест	7,4	-36	37	-24	-20

Продолжение приложения

Наименование пунктов	Средняя за год	Абсолютный минимум	Абсолютный максимум	Средняя наиболее холодных суток	Средняя наиболее холодной пятидневки
Витебская обл. - Витебск	5,1	-41	36	-31	-26
Гродненская обл.	6,5	-35	36	-25	-21
Анжисканская обл. - Андиска	13,5	-29	44	-16	-15
Ташкентская обл. - Ташкент	13,3	-30	44	-18	-15
Актюбинск	3,6	-48	43	-37	-31
Алма-Атинская обл. - Алма-Ата	8,7	-38	42	-28	-25
Курты	7,4	-46	45	-35	-29
Восточно-Казахстанская обл.:					
Усть-Каменогорск	3,0	-49	41	-39	-33
Зыряновск	-1,5	-51	40	-44	-41
Гурьевская обл. - Гурьев	8,0	-38	45	-30	-24
Джамбулская обл. - Джамбул	9,0	-41	44	-31	-24
Уральская обл. - Уральск	4,4	-43	42	-33	-30
Карагандинская обл.:					
Караганда	2,3	-49	40	-35	-32
Джезказган	4,3	-50	43	-36	-33
Кзыл-Ординская обл. - Кзыл-Орда	9,0	-38	46	-39	-38
Целинный край - Целиноград	1,4	-52	42	-39	-35
Семипалатинская обл.:					
Семипалатинск	3,2	-49	42	-39	-38
Баймак	0,3	-55	40	-39	-35
Чимкентская обл. - Чимкент	11,9	-34	44	-22	-17
Грузинская ССР - Тбилиси	12,7	-23	40	-10	-7
Азербайджанская ССР - Баку	14,4	-13	40	-6	-4
Литовская ССР - Вильнюс	6,2	-37	35	-25	-23
Молдавская ССР - Кишинев	9,4	-32	39	-20	-15
Латвийская ССР - Рига	5,6	-35	34	-25	-20
Киргизская АССР:					
Фрунзе	9,8	-38	42	-27	-23
Нарын	2,5	-38	35	-31	-29
Таджикская ССР:					
Душанбе	14,2	-29	43	-17	-14
Мургаб	-1,0	-47	33		-34
Армянская ССР:					
Ереван	11,6	-31	41	-20	-19
Яник	2,7	-37	30	-24	-22
Туркменская ССР:					
Ашхабад	16,3	-24	47	-14	-11
Ташауз	12,0	-33	45	-21	-17
Эстонская ССР:					
Таллин	5,0	-32	33	-25	-21
Пярну	5,2	-35	35	-26	-22

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. РТМ 24.030.50-75. Расчет эффективности предварительного подогрева воздуха на электростанциях. (ЦКТИ-ВТИ)
2. Тулин С.Н. Обобщение результатов исследования теплоотдачи и сопротивлений пучков труб с проволочным оребрением. - Теплоэнергетика, 1958, № 3.
3. Тулин С.Н., Саликов А.П. Трубки с проволочным оребрением для воздухоохлаждателей генераторов. - Электрические станции, 1959, № 6.
4. Локшин В.А., Тулин С.Н. Экспериментальная проверка обобщенных расчетных формул для трубок с проволочным оребрением - Вестник электропромышленности, 1963, № 7.
5. Тулин С.Н. Уточнение расчетных формул по теплоотдаче и сопротивлению пучков труб с проволочным оребрением. Энергомашиностроение, 1971, № 3.
6. А.С. 501251 (СССР). Парогазовый теплообменник (Локшин В.А., Тулин С.Н., Лахманнос А.И. - Оpubл. в блл. "Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки", 1976, № 4.
7. А.С. 333372 (СССР). Устройство для нагрева воздуха. Локшин В.А., Тулин С.Н. - Оpubл. в блл. "Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки", 1972, № II.
8. Елисеева Н.Н., Лихачев М.В. Унификация компоновки парогенераторов. - Теплоэнергетика, 1976, № 4
9. А.С. 367316 (СССР). Устройство для нагрева воздуха (Локшин В.А., Тулин С.Н. - Оpubл. в блл. "Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки", 1973, № 8.
10. А.С. 308284 (СССР). Контактный теплообменник (Ильин А.У., Локшин В.А., Ильин А.И. - Оpubл. в блл. "Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки", 1971, № 21.
11. Идельчик И.Е. Аэродинамика промышленных аппаратов. М.: Энергия, 1964.
12. Идельчик И.Е., Александров В.П. Исследование распределения пылегазового потока в разлапких коллекторах равномерно-переменного сечения. - Теплоэнергетика, 1979, № 2.
13. Локшин В.А. Образование свободного уровня в паровых прямо-трубных теплообменниках аппаратах. - Теплоэнергетика, 1974, № II.
14. Локшин В.А., Тулин С.Н. Калориферная установка для подогрева воздуха вне котла. - Электрические станции, 1967, № 9.
15. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. М. Энергия, 1977.
16. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.: Энергия, 1973
17. Аэродинамический расчет котельных установок. Л.: Энергия, 1977.
18. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973.
19. РТМ 24.031.05-72. Методика и зависимости для теоретического расчета теплообмена и гидравлического сопротивления теплообменного оборудования АЭС. (ЦКТИ).
20. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М. Машиностроение, 1975.
21. РТМ 34-9-ТЭП-77. Правила проектирования отопления и вентиляции главных корпусов тепловых электростанций. (ТЭП).

22. Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.. Энергия, 1978.
 23. СНиП П-А.6-72. М.: Изд-во литературы по строительству. 1973.
 24. А.с. 247318 (СССР). Способ защиты воздухоподогревателей от загрязнений и коррозии (Кропш Л.И., Локшин В.А., Шестаков В.Н., Фомина В.Н. - Оpubл. в бии. "Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки", 1969, № 22.
-

О Г Л А В Л Е Н И Е

I. Общие положения	3
2. Основные требования, предъявляемые к энергетическим калориферным установкам	3
3. Конструкции энергетических калориферов из труб с проволочным оребрением	4
4. Компоновки энергетических калориферных установок	7
5. Тепловые схемы калориферных установок	9
6. Воздушные тракты	16
7. Пароводяные тракты установок ПНВ	17
8. Выбор теплоносителя и оценка тепловой эффективности	18
9. Методика теплового расчета калориферных установок из труб с проволочным оребрением	20
10. Методика аэродинамического расчета	30
II. Методика гидравлического расчета	33
12. Выбор исходных данных для проектирования	34
13. Некоторые вопросы монтажа и ремонта	36
14. Основные указания по эксплуатации установок ПНВ	36
П р и л о ж е н и е. Данные по температурам наружного воздуха для ряда районов СССР, °С	37

Ответственный редактор Т.П.Леонова
Литературный редактор М.Г.Полоновская
Технический редактор Н.Д.Архипова
Корректор Н.Я.Кравец

Л 87687	Подписано к печати 17.04.81	Формат 60x84 1/8
Печ.л. 5,5	Уч.-изд.л. 5,2	Тираж 1800 экз
Заказ № 420/81	Издат. № 418/80	Цена 78 коп.

Производственная служба передового опыта и информации Союзтехэнерго

105023, Москва, Семеновский пер., д.15

Участок оперативной полиграфии СПО Союзтехэнерго
117292, Москва, ул.Ивана Бабушкина, д.23, корп.2