

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

В.М. Копко
М.Г. Пшоник

ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ
В СИСТЕМАХ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ
КУРСОВОЕ И ДИПЛОМНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

*Допущено Министерством образования Республики Беларусь
в качестве учебного пособия для студентов специальности
«Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна»
учреждений, обеспечивающих получение высшего образования*

М и н с к 2 0 0 5

УДК 697.3 (075.8) +621.1.002.5 (075.8)

ББК 38.762 я 7

К 65

Рецензенты:

Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Полоцкого государственного университета;

М.И. Кузьменков, д-р техн. наук, профессор;

К.Э. Гаркуша, канд. техн. наук, доцент;

А.С. Ивашкевич, главный инженер ООО «Термоблок»

Копко, В.М.

К 65 Пластинчатые теплообменники в системах централизованного теплоснабжения. Курсовое и дипломное проектирование: учебное пособие / В.М. Копко, М.Г. Пшоник. – Мн.: БНТУ, 2005. – 199 с.

ISBN 985–479–179–3.

Учебное пособие «Пластинчатые теплообменники в системах централизованного теплоснабжения» предназначено для студентов дневной и заочной форм обучения по специальности 1–70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна», изучающих курс «Теплоснабжение».

Приводятся принципиальные схемы тепловых пунктов и даются рекомендации по применению пластинчатых теплообменников.

Приведены методика и примеры теплотехнического расчета пластинчатого теплообменника.

Пособие содержит технические характеристики одно-, двух- и трехходовых пластинчатых теплообменников.

УДК 697.3 (075.8) +621.1.002.5 (075.8)

ББК 38.762 я 7

ISBN 985–479–179–3

© В.М. Копко, М.Г. Пшоник, 2005

© БНТУ, 2005

Введение

В течение последних лет в Республике Беларусь значительно активизировалась деятельность по экономии топливно-энергетических ресурсов, поскольку собственными источниками энергии республика не может себя обеспечить.

Для современного общества одним из наиболее актуальных видов энергии является тепловая. Потребление теплоты для коммунально-бытовых нужд, т.е. для обеспечения комфортных условий труда и быта в жилых, общественных и производственных помещениях, является преобладающим. Его доля в масштабах народного хозяйства составляет около 70%, тогда как на долю потребления теплоты для технологических нужд приходится только 30% всего теплового потребления.

Основная часть тепловой энергии идет на отопление. Тепловая энергия в виде воды или пара транспортируется от ТЭЦ или котельных к потребителям по тепловой сети. Присоединение потребителей к тепловой сети осуществляется через индивидуальные или центральные тепловые пункты, в которых устанавливается оборудование для приготовления и подачи тепла в системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения потребителей в необходимом количестве и с требуемыми параметрами. Для этого оборудование тепловых пунктов оснащается системами автоматического регулирования (САР).

За последние годы замедлилась замена изношенного оборудования, используемого в тепловых пунктах. Срок его эксплуатации в некоторых случаях достигает 40 лет. Наиболее ответственным и дорогостоящим оборудованием являются теплообменники. На сегодняшний день замена изношенных теплообменников осуществляется двумя способами: первый – замена на аналогичное оборудование, второй – взамен старых трубчатых теплообменников устанавливаются высокотехнологичные пластинчатые теплообменники.

Современное оснащение тепловых пунктов требует значительных затрат, но они окупаются за счет интенсификации процессов теплообмена в теплообменниках, автоматизации подачи и потребления теплоты, что приводит к экономному ее расходованию.

В Беларуси накоплен значительный опыт проектирования, монтажа и эксплуатации нового, высококачественного и надежного оборудования, в частности, пластинчатых теплообменников.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Теплообменными аппаратами (теплообменниками) называются устройства, предназначенные для обмена теплотой между греющей и нагреваемой рабочими средами (теплоносителями).

Все теплообменные аппараты по способу передачи теплоты (принципу действия) могут быть разделены на две большие группы: поверхностные и смешивающие. В поверхностных теплообменных аппаратах передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется через твердую стенку; в смешивательных аппаратах – путем непосредственного контакта и смешения теплоносителей.

В свою очередь, поверхностные теплообменники подразделяются на рекуперативные и регенеративные.

В рекуператорах жидкости, обменивающиеся теплотой, протекают одновременно и теплота передается от одного теплоносителя к другому стационарно через разделяющую их стенку из теплопроводного материала.

По конфигурации поверхности теплообмена рекуператоры подразделяются на трубчатые аппараты с прямыми трубами, пластинчатые, змеевиковые и ребристые.

У регенеративных теплообменников теплоносители соприкасаются с одной и той же поверхностью нагрева попеременно. Сперва через аппарат протекает горячая жидкость, теплота которой передается стенкам и в них аккумулируется. При этом жидкость охлаждается, а стенки нагреваются. Затем через аппарат протекает холодная жидкость, которая отнимает аккумулированную в стенках теплоту. При этом жидкость нагревается, а стенки охлаждаются.

Поскольку в смешивающих теплообменниках теплопередача между горячей и холодной жидкостями осуществляется путем их непосредственного перемешивания, их иногда называют контактными.

Теплообменники поверхностного типа могут еще классифицироваться по их назначению и по взаимному направлению теплоносителей (рис. 1).

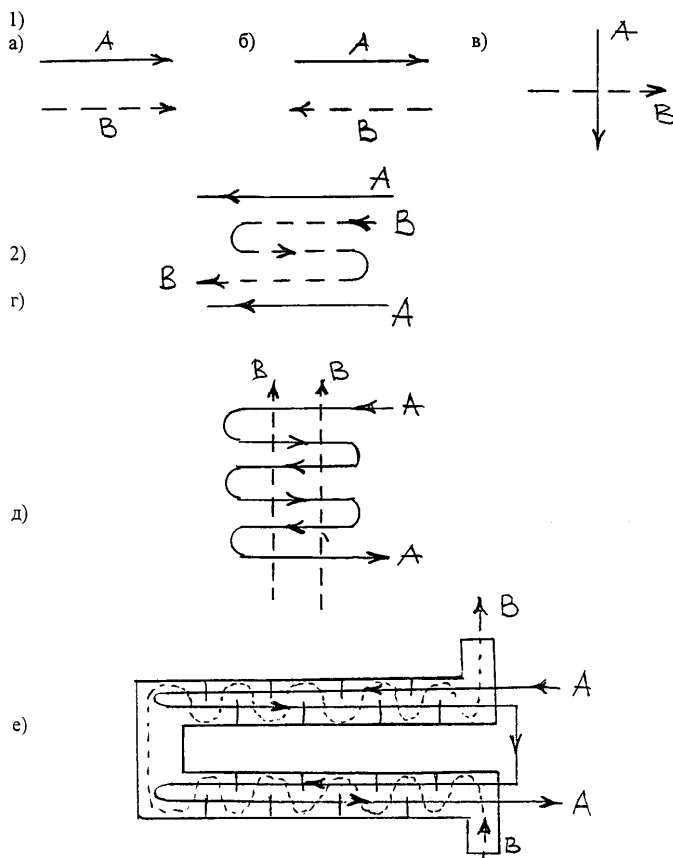


Рис. 1. Схемы движения теплоносителей
 1) простые: а) прямоток; б) противоток; в) перекрестный ток;
 2) сложные: г) прямоток и противоток одновременно;
 д,е) многократно перекрестный ток

Во всех теплообменных аппаратах, независимо от их назначения, формы и компоновки, горячая жидкость (греющая) называется первичным теплоносителем, а холодная (нагреваемая) – вторичным.

Несмотря на большое разнообразие теплообменных аппаратов по виду, устройству, принципу действия и рабочим телам, назначение их одно и то же – передача теплоты от одной среды (горячей) к другой (холодной). Поэтому и основные положения теплового расчета для них остаются общими.

2. ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛОБМЕННИКИ

Пластинчатые разборные теплообменники имеют ряд существенных преимуществ по сравнению с кожухотрубными:

1. Компактность – они занимают меньше места (это позволяет снизить строительные объемы тепловых пунктов в 4-8 раз [3]).

2. Более высокий коэффициент теплопередачи и КПД. Даже в самых лучших трубчатых аппаратах значительные поверхности труб находятся в так называемых мертвых зонах, где практически отсутствует теплопередача. В пластинчатых теплообменниках при одинаковой теплопроизводительности, благодаря высокому коэффициенту теплопередачи, поверхность нагрева в 1,7 – 2,5 раза ниже, чем у скоростных трубчатых.

3. Малая металлоемкость – при аналогичных параметрах масса пластинчатых теплообменников составляет 1/6 от массы трубчатых.

4. Другой принцип подбора и расчета теплообменного аппарата – вариация типа пластин и их количества – позволяет с большей точностью выдержать заданные параметры.

5. Широкие возможности в подборе поверхности нагрева – при необходимости площадь поверхности теплообмена в пластинчатом теплообменнике может быть легко уменьшена или увеличена простым добавлением или уменьшением количества пластин.

6. Низкая загрязняемость – вследствие высокого качества изготовления пластин (электрополировка) и высокой турбулентности потоков фактор загрязнения значительно ниже.

7. Возможность разборки – снижается трудоемкость очистки, имеется доступ к теплообменивающимся поверхностям.

8. Меньше ограничений в работе – по некоторым сведениям [19], замерзание воды в пакете пластин не приводит к фактическому повреждению аппарата. После оттаивания пластинчатый теплообменник готов к эксплуатации, а трубчатый получает повреждения трубок.

9. Простота монтажа и обслуживания. Не требуется привлечение специально обученного высококвалифицированного персонала. Затрачивается меньше времени и снижается стоимость монтажно-наладочных, изоляционных и ремонтных работ. Не требуется демонтаж подводящих трубопроводов.

10. Устойчивость к вибрациям. Пластинчатые теплообменники высокоустойчивы к наведенной двухплоскостной вибрации, которая может вызвать повреждение трубчатого аппарата.

11. Сохранение в неизменном виде всех своих параметров в течение всего срока службы (25 – 30 лет) – в отличие от кожухотрубного теплообменника.

12. Устраняется также вероятность перетекания одного теплоносителя в другой, что наблюдается в кожухотрубных водонагревателях при нарушении плотности вальцовки трубок и их механических повреждениях.

Сравнительная характеристика пластинчатых и кожухотрубных теплообменников приведена в табл. 2.1.

Т а б л и ц а 2.1

Сравнительная характеристика пластинчатого и кожухотрубного теплообменника

№	Характеристика	Пластинчатый	Кожухотрубный
1	2	3	4
1	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² · °С) (условно)	2500...4500 (3-5)	800...1500 (1)
2	Температурное приближение (разность температур теплоносителя и нагреваемого агента на выходе)	1	10
3	Изменение параметров (площадь поверхности теплообмена, коэффициент теплопередачи)	Допустимо в широких пределах	Невозможно
4	Внутренний объем (условно)	1	2-5
5	Соединения при сборке	Разъемные	Вальцовка, сварка
6	Доступ к поверхности теплообмена	100%	Труднодоступна
7	Утечка	Наружная (визуальная)	Внутренняя
8	Чувствительность к вибрации и гидроудару	Нечувствителен	Чувствителен
9	Подсоединение труб	С одной стороны	С разных сторон
10	Вес в сборе (условно)	1	3-10
11	Теплоизоляция	Не требуется	Необходима
12	Фактор загрязнения	0,1-0,5	1-3

Существуют три различные конструкции пластинчатых теплообменников. Характерной особенностью таких конструкций является наличие параллельных пластин (за исключением специальных пластин для предотвращения деформации канала под действием внешнего давления), которые образуют систему параллельных каналов. Один теплоноситель протекает через одни каналы, а другой – через соседние каналы. К этому типу теплообменников относятся: 1) пластинчато-рамный или пакетно-пластинчатый теплообменник (чаще всего его называют просто пластинчатым); 2) спиральный пластинчатый теплообменник и 3) пластинчато-корпусной или теплообменник Рамена (рис. 2). Наиболее часто используется первая конструкция.

А) Типы спиральных теплообменников

А) Типы спиральных теплообменников

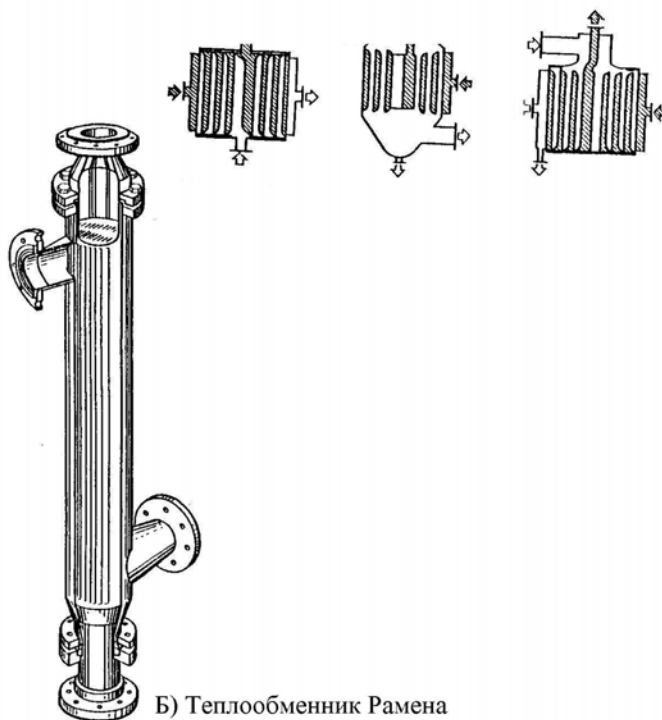


Рис. 2. Теплообменники

В) Пластинчатый теплообменник

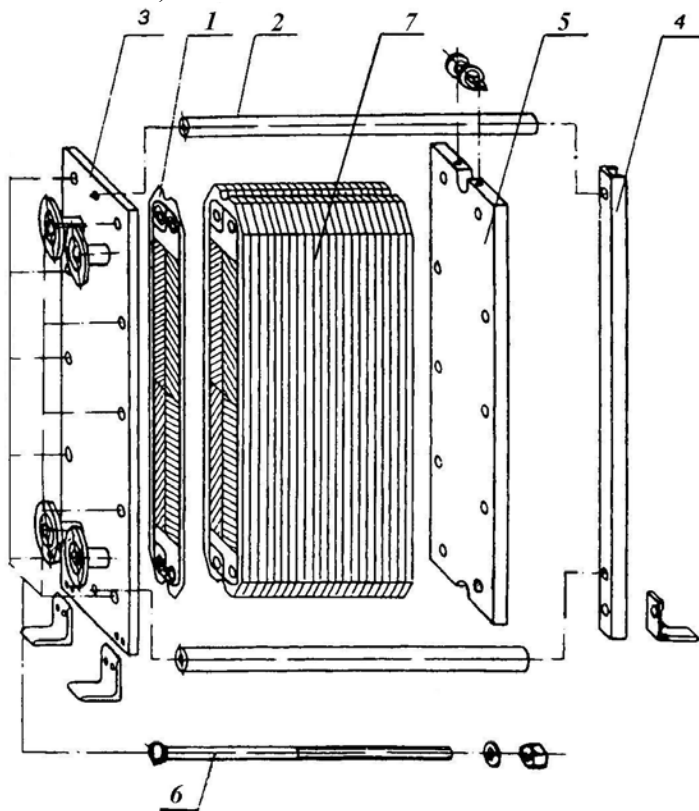


Рис. 2 (окончание):

В) 1-секция; 2-направляющая; 3-плита неподвижная; 4-стойка; 5-плита нажимная; 6-болт стяжной; 7-пакет секций

Пластинчатый теплообменник (рис.2, в) состоит из ряда параллельных пластин, удерживаемых вместе в раме, в которой для предотвращения утечек между пластинами имеются сжимаемые прокладки из термостойкой резины. Уплотненные отверстия в пластинах образуют каналы, в которых теплоноситель может протекать как поперек пластин, так и в пространстве между ними. Для выравнивания скоростей потоков, теплосъема и удовлетворения требований по температурному режиму возможна организация параллельного, последовательного и смешанного потоков. Теплоносители движутся в аппарате, как правило, противотоком.

Пластины изготавливаются из коррозионно-стойкой стали толщиной 0,4...1 мм и, чтобы выдержать нормальное рабочее давление, имеют достаточную площадь контакта друг с другом. Наиболее часто используются гофрированные в виде елочки металлические листы (рис.3). Пластины в секции повернуты одна относительно другой вокруг горизонтальной оси на 180°. Устанавливаются два таких листа с взаимно противоположной ориентацией гофра. Опорные точки получаются в местах пересечения гофров. Многократное сжатие, расширение и изменение направления потока приводят к сильной турбулизации и, как следствие, к высокой интенсивности теплопередачи, большим перепадам давления и касательным напряжениям, что в конечном счете способствует уменьшению отложений.

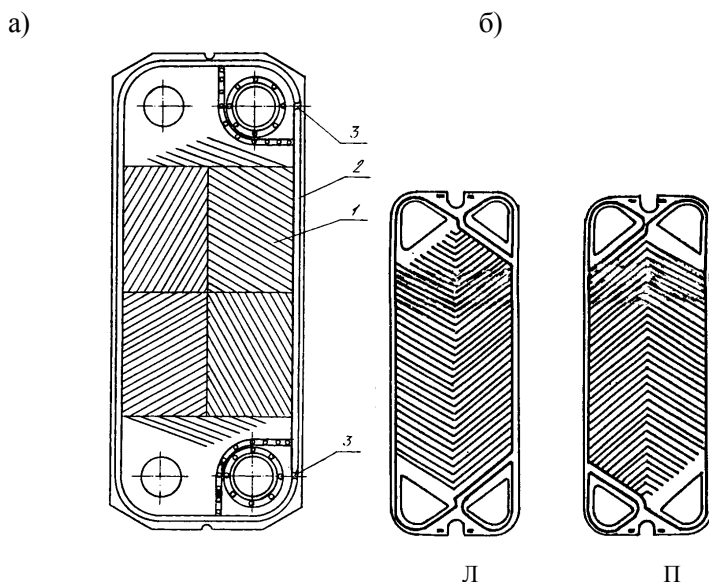


Рис. 3. Секция пластинчатого теплообменника:

- а) 1-пластина; 2-прокладка резиновая; 3-паз для предупреждения смещения сред;
 б) схема пластин с односторонним расположением проходных отверстий (Л - левая пластина, П - правая пластина)

В каждой пластине по углам имеются 4 отверстия для прохода теплоносителей (см. рис.3). Промежуточные и концевые пластины могут иметь одно, два или три отверстия, количество которых определяют в соответствии со схемой компоновки пластин в теплообменнике.

Пластины собираются и стягиваются монтажными болтами на специальной раме. Каждая пластина омывается с одной стороны греющей водой, а с другой – нагреваемой. Отверстия в углах пластин и расположенные между пластинами прокладки образуют коллекторы, распределяющие теплоносители по каналам между пластинами (рис. 4).

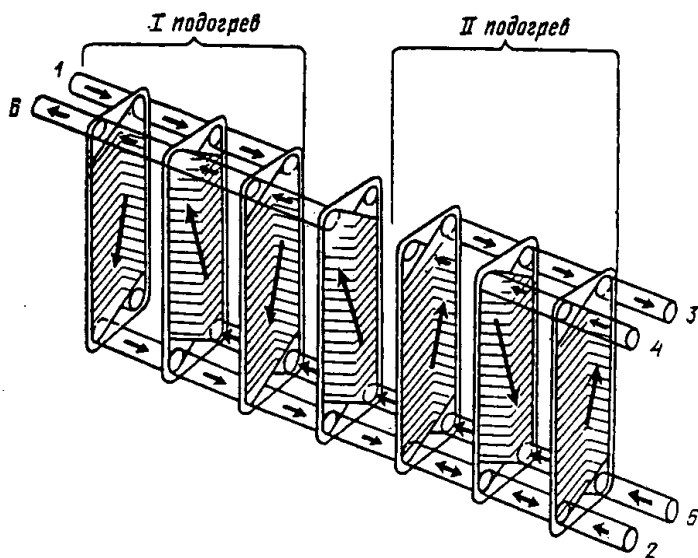


Рис. 4. Пластинчатый теплообменник:

1-вход холодной воды; 2-вход циркуляционной воды; 3-выход нагреваемой воды; 4-вход теплоносителя из подающего трубопровода тепловой сети; 5-вход обратной воды из системы отопления; 6-выход обратной греющей воды

Теплоноситель через входной штуцер поступает в продольный коллектор, образуемый угловыми отверстиями и прокладками сжатых в пакет пластин, и движется по нему до пластины с непросеченным угловым отверстием. Из коллектора теплоноситель проходит в межпластинные каналы через участки, на которых отсутствуют уплотнительные прокладки. Эти участки в каждом коллекторе расположены через одну пластину, благодаря чему образуется система горячих и холодных каналов. Пройдя межпластинные каналы, теплоноситель скапливается в противоположном коллекторе.

При заданном расходе жидкости, проходящей через аппарат, можно установить требуемую скорость ее движения по межпластинным каналам. Оптимальная скорость достигается за счет уменьшения (или увеличения) числа каналов в пакете. Пакет всегда ограничен пластиной, имеющей неполное количество угловых отверстий. Такие пластины называют граничными.

Из первого пакета теплоноситель направляется по противоположному коллектору вдоль теплообменника до очередной граничной пластины, после чего распределяется по каналам второго пакета в направлении, противоположном ее движению в первом пакете (см. рис.4).

В гофрированных каналах потоки теплоносителей подвергаются, как уже отмечалось, искусственной турбулизации, что интенсифицирует процесс теплообмена при определенном увеличении гидравлического сопротивления.

В соответствии с [6] для теплоснабжения выпускаются пластинчатые теплообменники следующих типов: полуразборные (РС) с пластинами типа 0,5Пр и разборные (Р) с пластинами типа 0,3р и 0,6р. Технические характеристики указанных пластин приведены в прил. 1, а основные параметры теплообменников, собираемых из этих пластин, – в прил.2.

Допускаемые температуры теплоносителей определяются термостойкостью резиновых прокладок. Для теплообменников, используемых в системах теплоснабжения, обязательным является применение прокладок из термостойкой резины, марки которой приведены в прил.3.

Условное обозначение теплообменного пластинчатого аппарата следующее: первые буквы обозначают тип аппарата – теплообменник Р (РС) разборный (полусварной); следующее обозначение – тип пластины; цифры после тире – толщина пластины, далее – площадь поверхности теплообмена аппарата (m^2), затем – конструктивное исполнение (в соответствии с прил.2), марка материала пластины и марка материала прокладки (в соответствии с прил.3). После условного обозначения приводится схема компоновки пластин.

Пример условного обозначения пластинчатого разборного теплообменного аппарата: теплообменник Р 0,6р-0,8-16-1К-01 – теплообменник разборный (Р) с пластинами типа 0,6р, толщиной 0,8 мм, площадью поверхности теплообмена 16 m^2 , на консольной раме, в коррозионно-стойком исполнении, материал пластин и патрубков – сталь 12Х18Н10Т; материал прокладки – термостойкая резина 359; схема компоновки

$$C_x \frac{5 + 5 + 5}{6 + 5 + 5} ,$$

что означает: над чертой – число каналов в каждом ходе для греющей воды, под чертой – то же, для нагреваемой воды. Дополнительный канал со стороны хода нагреваемой воды предназначен для охлаждения плиты и уменьшения теплопотерь.

Пластинчатые теплообменники для теплоснабжения выпускаются рядом фирм. Технические характеристики таких теплообменников нескольких известных фирм приведены в прил. 4...7.

Одними из наиболее перспективных для использования в Республике Беларусь являются пластинчатые теплообменники РС-0,2 и Р-0,25, которые выпускает ПО «Термоблок».

2.1. Конструкция пластинчатых теплообменников РС-0,2 и Р-0,25

Основным элементом полуразборных пластинчатых теплообменников (см. рис.2) являются секции попарно сваренных (сдвоенных) гофрированных штампованных пластин из нержавеющей стали. Каждая такая секция 1 имеет две пластины – правую и левую (см рис.3), соединенные между собой контактно-шовной электросваркой и образующие неразборную полость. По контуру каждой пластины выштампован U-образный паз. Правая пластина по форме является зеркальным отражением левой. При сборке под сварку двух пластин вершины U-образных пазов прилегают друг к другу. Каждая секция устанавливается между двумя направляющими штангами 2 – верхней и нижней (см. рис.2). Штанги выполнены из труб или прутка и привернуты к неподвижной плите 3 и стойке 4. Секции могут перемещаться вдоль штанг. При помощи нажимной плиты 5 и стяжных болтов 6 секции сжаты в пакет. Пакет – это группа пластин, образующих систему каналов, в которых теплоноситель движется только в одном направлении. Разборная полость теплообменника образуется между секциями после их сборки в пакет. Каналы, смежные с каналами, образованными внутри секций, выполняются разборными для возможности очистки от загрязнений. Разборные каналы уплотняют прокладками из пищевой термостойкой резины. Так как теплообменник

имеет прокладки лишь по разборной полости, то опасность смещения теплоносителей имеется только по двум кольцевым промежуточным прокладкам, где происходит разделение теплоносителей между разборной и неразборной полостями. Для предупреждения смещения теплоносителей в случае прорыва кольцевой прокладки предусмотрен паз 3 (см. рис.3). Важно, чтобы этот паз не забивался. Жидкость будет вытекать наружу через этот паз, делая таким образом утечку и ее источник видимыми.

Паз разборных каналов под прокладки из резины имеет форму шестиугольника, который при сжатии пакета может уменьшать свой размер в направлении продольной оси. В замкнутых пазах подобной конструкции прокладка работает в условиях самоуплотнения.

Поверхность пластин гофрирована. Гофры имеют в поперечном сечении профиль равнобедренного треугольника (см. рис.3). По углам пластины имеются отверстия для прохода теплоносителей, участвующих в теплообмене.

Секции в пакет собирают таким образом, чтобы вершины гофр на сопрягаемых поверхностях были обращены в противоположные стороны.

При попарной сварке пластин заваривают кромки только по периметру двух угловых отверстий, кромки пластин с остальными двумя отверстиями образуют вход в неразборный канал внутри секции и выход из него. На стороне разборных каналов отверстия в пластинах уплотняются резиновыми прокладками.

Теплообменники работают при расчетном давлении до 1 МПа (10 кг/см²) по разборной полости и до 1,6 МПа (16 кг/см²) по неразборной.

Для надежной работы пластинчатого теплообменника на всех линиях поступления воды в нем необходимо устанавливать сетчатые фильтры или грязевики с сеткой.

2.2. Обозначение пластинчатых теплообменников РС-0,2 и Р-0,25

Структуру обозначения разберем на примере трехходового теплообменника с площадью поверхности всех установленных пластин 18,4 м², состоящего из 3 пакетов секций (в первом пакете – 16 секций, во втором и третьем – по 15 секций):

РС-0,2-18,4-3х (16 х 15 х 15) ТУ РБ 14520298.012-99,

где РС – полуразборный теплообменник (разборный по отдельным секциям);

0,2 – поверхность теплообмена одной из двух пластин, составляющих секцию, м²;

18,4 – суммарная площадь поверхности всех пластин, входящих в теплообменник, равная произведению поверхности одной пластины (0,2 м²) на число пластин;

3х – число ходов теплоносителей в теплообменнике (для теплообменников, предназначенных для присоединения систем горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме (с 6 патрубками), после указания числа ходов добавляется обозначение «БГВ» (блок горячего водоснабжения), например, РС-0,2-18,4-3хБГВ(13х12х21));

(16 х 15 х 15) – схема компоновки секций в пакетах каждого хода, начиная с неподвижной плиты (16 секций в пакете первого хода и по 15 секций в пакетах секций второго и третьего ходов).

В теплообменниках для блока горячего водоснабжения первые два пакета секций представляют собой два хода для нагрева воды во второй ступени, а третий пакет секций – 1 ход для нагрева воды в первой ступени.

2.3. Размеры, масса и расчетные тепловые нагрузки пластинчатых теплообменников РС-0,2 и Р-0,25

На рис. 5...9 показаны места входа и выхода греющей и нагреваемой воды, компоновка пластин и обозначены размеры выпускаемых теплообменников. Переменные величины L_1 (длина теплообменника) и L (длина пакета секций) представлены в прил. 8...12.

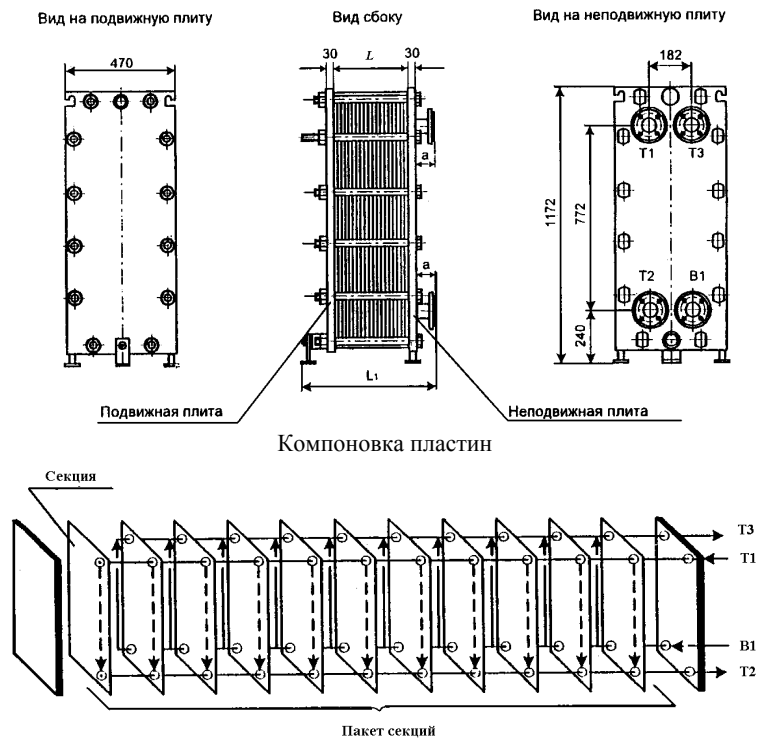


Рис. 5. Одноходовой теплообменник PC 0,2:

B1 – вход нагреваемой воды (из водопровода или из системы отопления); T3 – выход нагреваемой воды (в систему ГВ или в систему отопления); T1 – вход греющей воды или пара (из тепловой сети); T2 – выход греющей воды или конденсата (в тепловую сеть)

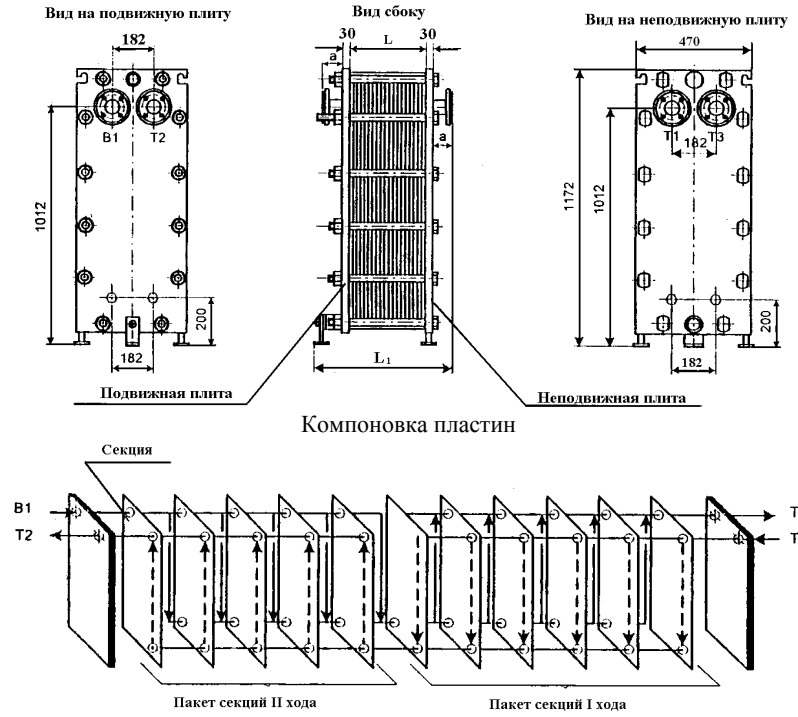
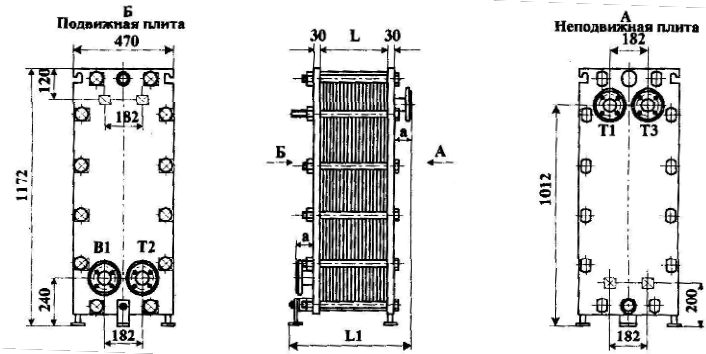


Рис. 6. Двухходовой теплообменник РС-0,2:

В1 – вход нагреваемой воды (из водопровода или из системы отопления);
 Т3 – выход нагреваемой воды (в систему ГВ или в систему отопления); Т1 – вход греющей воды или пара (из тепловой сети);
 Т2 – выход греющей воды или конденсата (в тепловую сеть)



Компоновка пластин

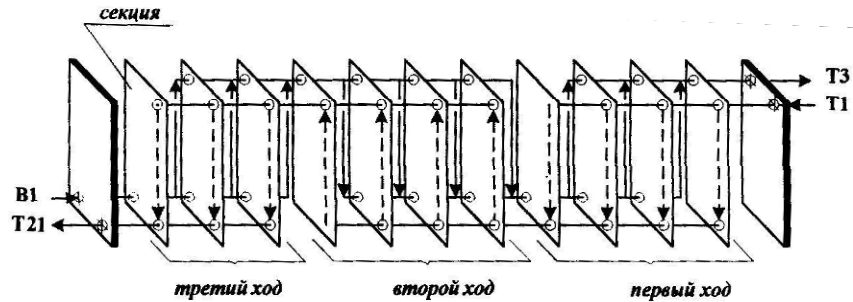


Рис. 7. Трехходовой теплообменник РС – 0,2:

В1 – вход нагреваемой воды (из водопровода или из системы отопления); Т3 – выход нагреваемой воды (в систему ГВ или в систему отопления); Т1 – вход греющей воды или пара (из тепловой сети); Т2 – выход греющей воды или конденсата (в тепловую сеть)

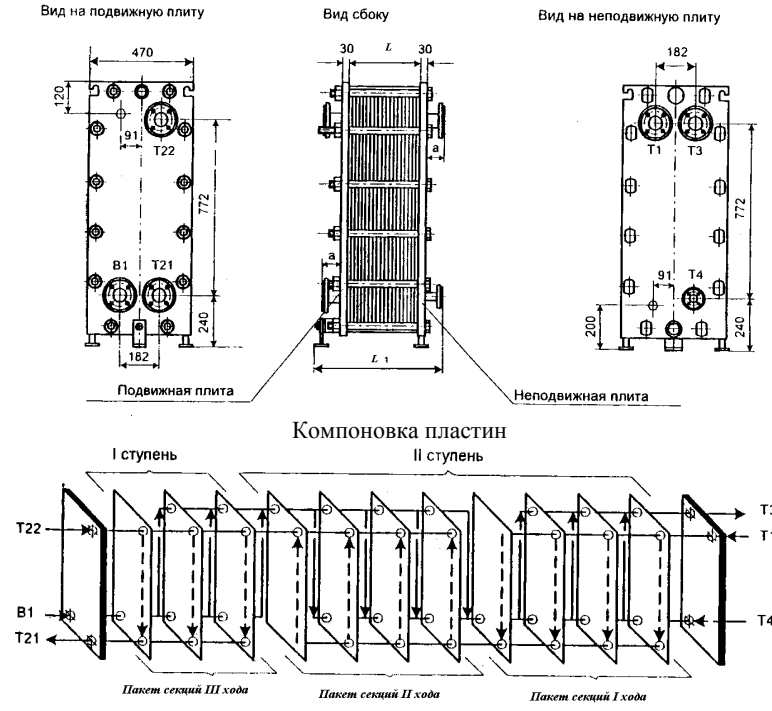


Рис. 8. Трехходовой теплообменник РС-0,2 для блока горячего водоснабжения (двухступенчатая смешанная схема):

В1 – вход нагреваемой воды (из водопровода или из системы отопления); Т3 – выход нагреваемой воды (в систему ГВ или в систему отопления); Т1 – вход греющей воды или пара (из тепловой сети); Т21 – выход греющей воды или конденсата (в тепловую сеть); Т22 – вход обратной воды после системы отопления; Т4 – вход циркуляционной воды из системы ГВ

Габаритные размеры

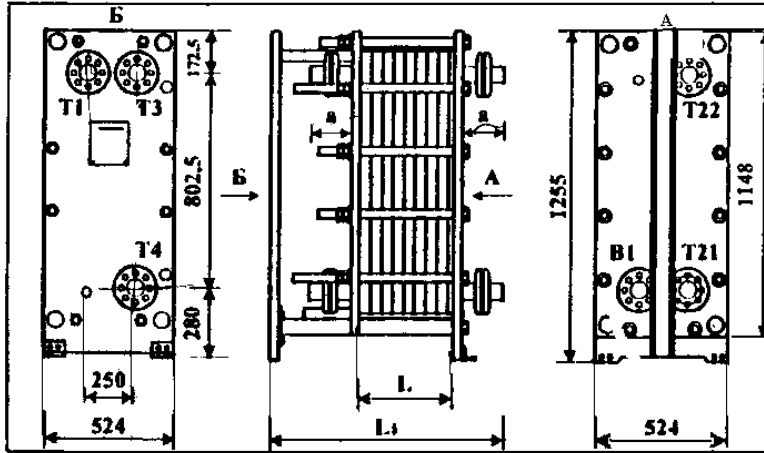
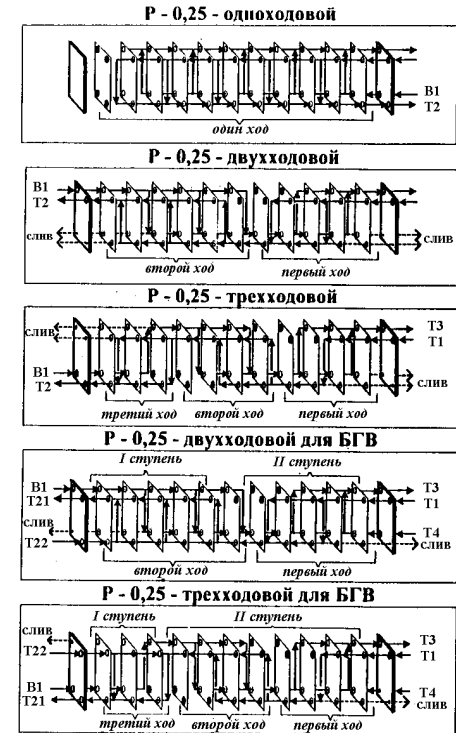


Рис. 9. Теплообменник пластинчатый P-0,25:

T1 – вход греющей воды из ТС; T2 – выход греющей воды в ТС; T21 – выход греющей воды в ТС; B1 – вход нагреваемой воды (из водопровода или системы отопления); T3 – выход нагреваемой воды (в систему ГВ или систему отопления); T22 – вход обратной воды из СО; T4 – вход циркуляционной воды из СГВ



Для ускорения подбора пластинчатых теплообменников в этих же таблицах (прил.8...11) приведены тепловые нагрузки, которые могут быть ими обеспечены при наиболее часто встречающихся параметрах, принимаемых для расчета схем горячего водоснабжения.

Тепловые нагрузки $Q_{гв}$ теплообменников в прил. 8...10 приведены для параллельной схемы присоединения системы горячего водоснабжения к теплосети при следующих расчетных параметрах: температура греющей воды соответственно на входе и выходе 70/25 °С; температура нагреваемой воды соответственно на входе и выходе 5/60 °С.

При необходимости другой компоновки пакетов секций теплообменники могут быть изготовлены по индивидуальному заказу.

2.4. Особенности трехходовых теплообменников для горячего водоснабжения

Трехходовые теплообменники для горячего водоснабжения позволяют осуществить присоединение системы горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме с использованием одного теплообменного аппарата.

В прил. 11 тепловая нагрузка $Q_{гв}$ приведена для присоединения системы горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме при следующих параметрах:

- температура воды в I ступени соответственно на входе и выходе: греющей – 42/26, нагреваемой – 5/32 °С;
- соотношение тепловых нагрузок $Q_{hmax}/Q_{omax} = 1$;
- температура воды во II ступени соответственно на входе и выходе: греющей – 70/42, нагреваемой – 32/60 °С.

При соотношении тепловых нагрузок Q_{hmax}/Q_{omax} менее 1 необходимо учитывать увеличение потерь давления по греющей воде в соответствии с повышающим коэффициентом $K_{пот}$, приведенным в табл. 2.2.

Т а б л и ц а 2.2.

Соотношение тепловых нагрузок Q_{hmax}/Q_{omax}	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Коэффициент увеличения потерь давления по греющей воде $K_{пот}$	2,3	1,7	1,4	1,25	1,16	1,1	1,06	1,03

2.5. Обвязка пластинчатых теплообменников

На рис. 10 представлены схемы обвязки пластинчатых теплообменников, выпускаемых ПО «Термоблок». Вид теплообменников показан с неподвижной плиты. На рисунке приняты следующие обозначения патрубков: Т1, Т11 – вход греющей воды из тепловой сети; Т2, Т21 – выход греющей воды в тепловую сеть; Т22 – вход обратной воды, поступающей в теплообменник из системы отопления; Т3 – выход нагретой воды, поступающей в систему горячего водоснабжения; Т4 – вход циркуляционной воды, поступающей из системы горячего водоснабжения; В – вход холодной водопроводной воды.

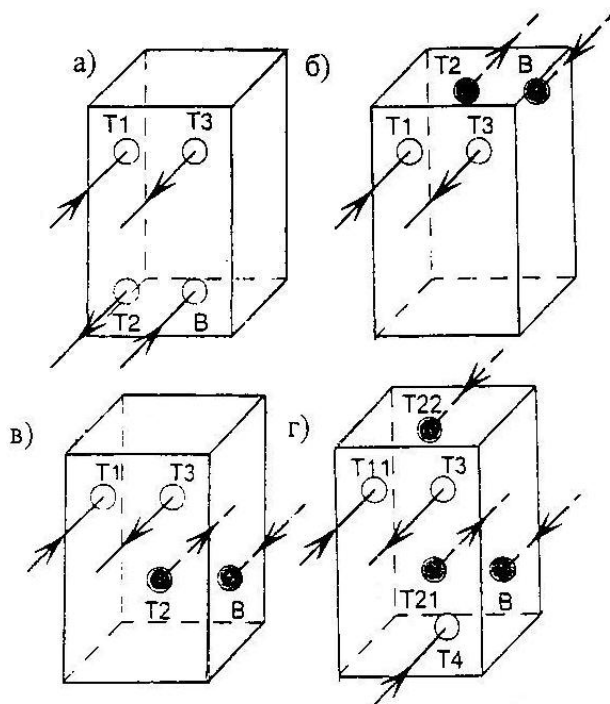


Рис 10. Схемы обвязки пластинчатых теплообменников:

- а) одноходовой теплообменник;
- б) двухходовой теплообменник;
- в) трехходовой теплообменник;
- г) трехходовой теплообменник для блока горячего водоснабжения

3. ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Несмотря на большое разнообразие конструкций теплообменных аппаратов, имеется общая методика теплотехнических расчетов, которую можно применить для частных расчетов в зависимости от имеющихся исходных данных.

Существуют два вида расчетов: конструкторский (проектный) и поверочный.

Конструкторский расчет выполняется при проектировании теплообменника, когда заданы теплопроизводительность аппарата, теплоносители, их расходы и параметры. Целью конструкторского расчета является определение поверхности теплообмена и конструктивных размеров выбранного типа теплообменника. Конструкторский расчет состоит из теплового (теплотехнического), гидравлического и механического расчетов.

Поверочный расчет производится для установления возможности применения имеющихся или стандартных теплообменников для необходимых технологических процессов. При поверочном расчете заданы размеры теплообменника и условия его работы; требуется определить конечные параметры теплоносителей и теплопроизводительность подогревателя. Следовательно, целью расчета является выбор условий, обеспечивающих оптимальный режим работы теплообменника. В некоторых случаях при таком расчете теплопроизводительность подогревателя является заданной, а требуется определить, например, расход, конечную температуру одного из теплоносителей и коэффициент теплопередачи.

Расчет поверхности теплообмена подогревателей для систем отопления и горячего водоснабжения производится при наиболее низкой температуре воды в подающем трубопроводе тепловой сети, а именно в точке излома температурного графика, а для систем отопления – также и при температуре воды в тепловой сети, соответствующей расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления.

В соответствии с этим расчет отопительных теплообменников производится по тепловой нагрузке отопления Q_o' , Вт, для температуры наружного воздуха t_n' в точке излома температурного графика (рис.12, прил.15):

$$Q'_o = Q_{от}^{изл} (t_B - t'_H) / (t_B - t_o),$$

где t_B – температура внутреннего воздуха отапливаемых помещений, °С; t_o – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С; $Q_{от}^{изл}$ – тепловая нагрузка отопления при t'_H , Вт.

3.1. Методика теплового и гидравлического расчета пластинчатых теплообменников по ГОСТ 15518

1. Методика расчета пластинчатых теплообменников основана на использовании в них всего располагаемого напора теплоносителей с целью получения максимальной скорости каждого теплоносителя и соответственно максимального значения коэффициента теплопередачи. При неизвестных располагаемых напорах расчет проводится по оптимальной скорости нагреваемой воды – так же, как и при подборе кожухотрубных теплообменников [19].

В первом случае оптимальное соотношение числа ходов для греющей X_1 и нагреваемой X_2 воды (см. принятые условные обозначения) находится по формуле

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{G_h}{G_d} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_{гр}}{\Delta P_H} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{ср}^H}{1000 - t_{ср}^{гр}}. \quad (3.1)$$

Если соотношение ходов получается больше 2, то для повышения скорости воды целесообразна несимметричная компоновка, т.е. число ходов первичного и вторичного теплоносителей будет неодинаковым (рис.11). При несимметричной компоновке получается смешанное движение потоков: в части каналов – противоток, в части – прямоток, что снижает температурный напор установки по сравнению с противоточным характером движения теплоносителей, который имеет место при симметричной компоновке, и в определенной степени уменьшает выгоду от повышения скорости воды при несимметричной компоновке. Поэтому для исключения смешанного тока теплоносителей водоподогревательную установку более эффективно собирать из двух или нескольких отдельных

теплообменников с симметричной компоновкой, включенных последовательно по теплоносителю, у которого получается большее число ходов, и параллельно – по другому теплоносителю. При этом обвязка соединительными трубопроводами должна обеспечить противоток в каждом теплообменнике.

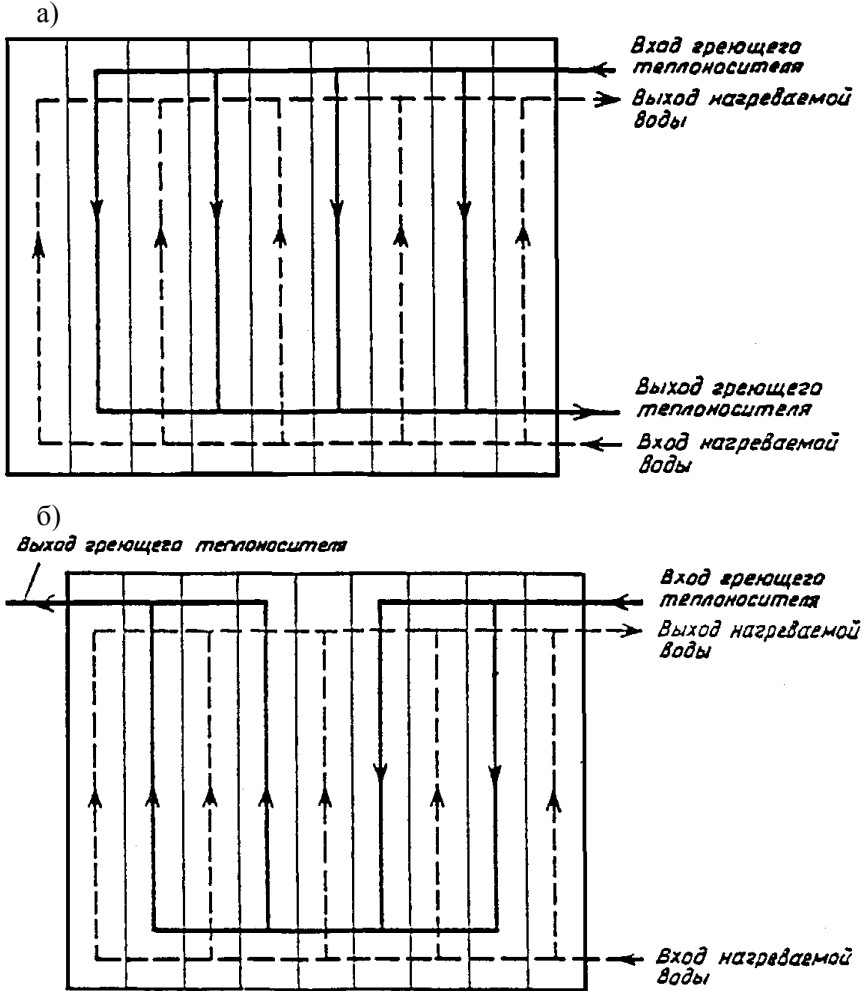


Рис. 11. компоновка пластинчатого водоподогревателя

а) симметричная; обозначение $C_x 4/5$;

б) несимметричная, обозначение $C_x (2+2)/5$

2. При расчете пластинчатого теплообменника оптимальная скорость принимается исходя из получения таких же потерь давления в установке по нагреваемой воде, как и при применении кожухотрубного теплообменника – 100-150 кПа, что соответствует скорости воды в каналах $W_{\text{опт}} = 0,4$ м/с.

Поэтому, выбрав тип пластины рассчитываемого теплообменника горячего водоснабжения, по оптимальной скорости находим требуемое количество каналов по нагреваемой воде $m_{\text{н}}$:

$$m_{\text{н}} = \frac{G_{\text{hmax}}}{W_{\text{опт}} f_{\text{к}} \rho 3600}, \quad (3.2)$$

где $f_{\text{к}}$ – живое сечение одного межпластинчатого канала, м².

3. Компоновка теплообменника симметричная, т.е. $m_{\text{гр}} = m_{\text{н}}$. Общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды

$$f_{\text{гр}} = f_{\text{н}} = m_{\text{н}} f_{\text{к}}.$$

4. Находим фактические скорости греющей и нагреваемой воды, м/с:

$$W^{\text{гр}} = \frac{G_{\text{д}}}{3600 f_{\text{гр}} \rho}; \quad (3.3)$$

$$W^{\text{н}} = \frac{G_{\text{hmax}}}{3600 f_{\text{н}} \rho}. \quad (3.4)$$

В случае если соотношение ходов, определенное по формуле (3.1), оказалось больше 2 (при подстановке $\Delta P_{\text{н}} = 100$ кПа, а $\Delta P_{\text{гр}} = 40$ кПа – для I ступени), теплообменник собираем из двух отдельных теплообменников и более, и в формулах (3.3) или (3.4) расход того теплоносителя, у которого получилось меньше ходов, уменьшаем соответственно в 2 раза и более.

5. Коэффициент теплоотдачи α_1 , Вт/(м²·°C), от греющей воды к стенке пластины определяется по формуле

$$\alpha_1 = 1,16 A \left[23000 + 283 t_{\text{ср}}^{\text{гр}} - 0,63 (t_{\text{ср}}^{\text{гр}})^2 \right] W_{\text{гр}}^{0,73}, \quad (3.5)$$

где A – коэффициент, зависящий от типа пластин, принимается по прил.1;

$$t_{\text{ср}}^{\text{ГР}} = \frac{t_{\text{ВХ}}^{\text{ГР}} + t_{\text{ВЫХ}}^{\text{ГР}}}{2}.$$

6. Коэффициент тепловосприятости α_2 , Вт/(м²·°C), от стенки пластины к нагреваемой воде – по выражению

$$\alpha_2 = 1,16A[23000 + 283t_{\text{ср}}^{\text{Н}} - 0,63(t_{\text{ср}}^{\text{Н}})^2]W_{\text{Н}}^{0,73},$$

где $t_{\text{ср}}^{\text{Н}} = \frac{t_{\text{ВХ}}^{\text{Н}} + t_{\text{ВЫХ}}^{\text{Н}}}{2}$.

7. Коэффициент теплопередачи K , Вт/(м²·°C), зависит от конструкции теплообменника и определяется как

$$K = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.6)$$

где β – коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине; в зависимости от качества воды принимается равным 0,7...0,85.

8. При заданной величине расчетной производительности Q_h^{SP} и по полученным значениям коэффициента теплопередачи K и температурному напору $\Delta t_{\text{ср}}$ определяется необходимая поверхность нагрева $F_{\text{мп}}$:

$$F_{\text{тр}} = \frac{Q_h^{\text{SP}}}{K\Delta t_{\text{ср}}},$$

где Q_h^{SP} - расчетная тепловая производительность теплообменников горячего водоснабжения, определяемая по прил.16;

Δt_{cp} - среднелогарифмическая разность температур между греющей и нагреваемой водой (температурный напор), °С, которая находится по зависимости

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,31 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}.$$

При сборке водоподогревателя из двух отдельных теплообменников и более теплопроизводительность уменьшается соответственно в 2 раза и более.

9. Количество ходов в теплообменнике X

$$X = \frac{F_{\text{тр}} + f_{\text{пл}}}{2mf_{\text{пл}}},$$

где $f_{\text{пл}}$ - площадь поверхности нагрева одной пластины (концевой), м².

Число ходов округляется до целой величины.

В одноходовых теплообменниках четыре штуцера для подвода и отвода греющей и нагреваемой воды располагаются на одной неподвижной плите. В многоходовых теплообменниках часть штуцеров должна располагаться на подвижной плите, что вызывает некоторые сложности при эксплуатации. Поэтому целесообразней вместо устройства многоходового теплообменника разбить его по числу ходов на отдельные теплообменники, соединенные по одному теплоносителю последовательно, а по другому – параллельно, с соблюдением противоточного движения.

10. Действительная поверхность нагрева всего водоподогревателя находится по выражению

$$F = (2mX - 1)f_{\text{пл}}.$$

11. Потери давления ΔP , кПа, в водоподогревателях следует определять по формулам:

для нагреваемой воды

$$\Delta P_{\text{н}} = \varphi Б(33 - 0,08 t_{\text{ср}}^{\text{н}}) W_{\text{н}}^{1,75} X ; \quad (3.7)$$

для греющей воды

$$\Delta P_{\text{гр}} = \varphi Б(33 - 0,08 t_{\text{ср}}^{\text{гр}}) W_{\text{гр}}^{1,75} X , \quad (3.8)$$

где φ – коэффициент, учитывающий накипеобразование, который для греющей сетевой воды равен 1, а для нагреваемой воды должен приниматься по опытным данным; при отсутствии таких данных можно принимать $\varphi = 1,5 \dots 2,0$; Б – коэффициент, зависящий от типа пластины, принимается по прил.1.

3.2. Пример расчета пластинчатых теплообменников по ГОСТ 15518

Выбрать и рассчитать водоподогревательную установку для системы горячего водоснабжения центрального теплового пункта (ЦТП) на 1516 условных квартир (заселенность – 3,5 чел. на квартиру), состоящую из пластинчатого теплообменника, собранного из пластин 0,6р. Водоподогреватели присоединены к тепловой сети по двухступенчатой смешанной схеме с ограничением максимального расхода воды из тепловой сети на ввод (рис. П 14.1). Система отопления присоединена к тепловым сетям по зависимой схеме с автоматическим регулированием подачи теплоты.

Исходные данные:

1. Регулирование отпуска теплоты в системе централизованного теплоснабжения принято центральное качественное по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

2. Температура теплоносителя (греющей воды) в тепловой сети в соответствии с принятым для данной системы теплоснабжения графиком изменения температуры воды в зависимости от температуры наружного воздуха (рис.12; прил.15) принята при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления $t_0 = - 24 \text{ }^\circ\text{C}$ (для г. Минска [15,табл.3.1]):

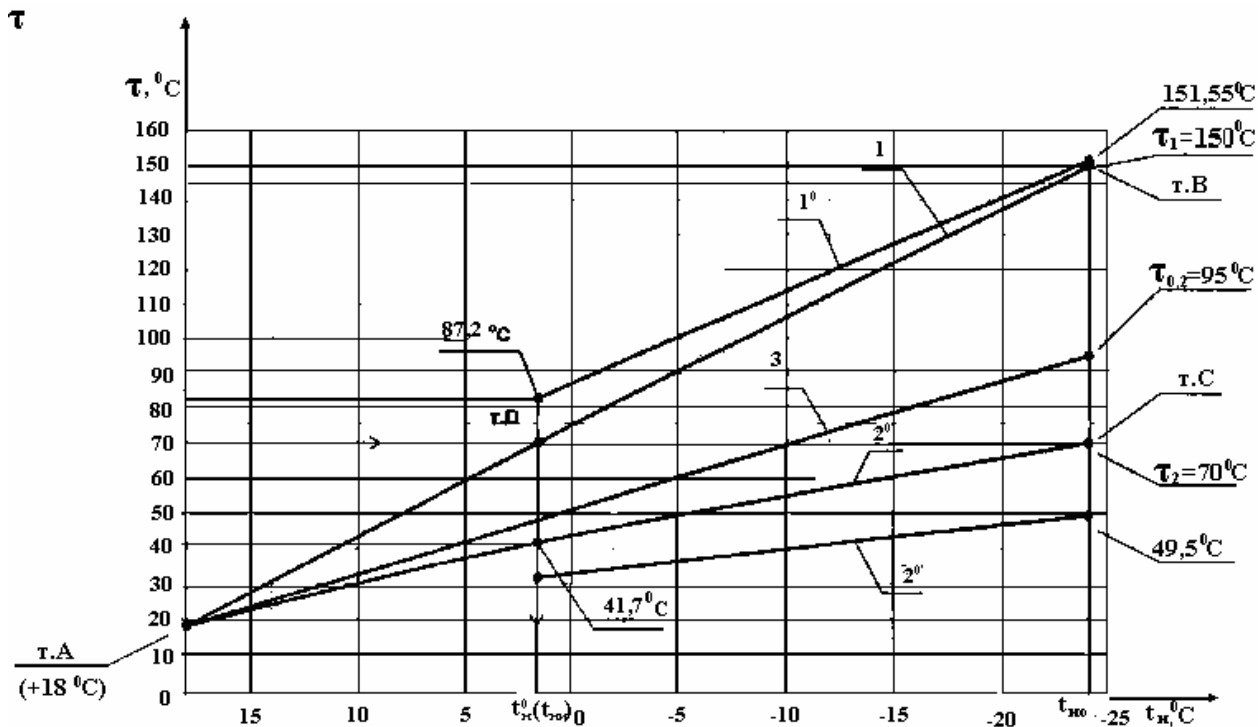


Рис. 12. Отопительно-бытовой и повышенный графики центрального качественного регулирования отпуска теплоты (г. Минск):

1,1' – температура теплоносителя в подающей магистрали по отопительно-бытовому и повышенному графикам ЦКР соответственно; 2,2' – то же в обратной магистрали; 3 – температура теплоносителя в системе отопления

- в подающем трубопроводе $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$;
- в обратном трубопроводе $\tau_2 = 70^\circ\text{C}$;
- в точке излома графика температуры $t'_H = 3,1^\circ\text{C}$;
- в подающем трубопроводе $\tau'_1 = 70^\circ\text{C}$; по повышенному температурному графику $\tau'_1 = 82,7^\circ\text{C}$; в обратном трубопроводе $\tau'_2 = 41,7^\circ\text{C}$.

3. Температура в отопительный период холодной (нагреваемой) воды, поступающей в теплообменник I степени, $t_c = 5^\circ\text{C}$.

4. Температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения (на выходе из II степени теплообменника), $t_h = 60^\circ\text{C}$.

5. Максимальный тепловой поток на отопление потребителей, присоединенных к ЦТП, $Q_{o\max} = 5,82 \cdot 10^6$ Вт.

6. Расчетная тепловая производительность водоподогревателей системы горячего водоснабжения $Q_h^{sp} = 4,36 \cdot 10^6$ Вт (прил.15).

7. Максимальный расчетный секундный расход воды на горячее водоснабжение $g_h = 21,6$ л/с.

Порядок расчета:

1. Максимальный расход сетевой воды на отопление

$$G_{do} = \frac{3,6Q_{o\max}}{c(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{3,6 \cdot 5,82 \cdot 10^6}{4,2(150 - 70)} = 62,5 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

2. Максимальный расход сетевой воды на горячее водоснабжение

$$G_{dh\max} = \frac{3,6 \cdot 0,55Q_{h\max}}{c(\tau'_1 - \tau'_2)} = \frac{3,6 \cdot 0,55 \cdot 4,36 \cdot 10^6}{4,2(82,7 - 41,7)} = 50,1 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

3. Для ограничения максимального расхода сетевой воды на ЦТП в качестве расчетного принимается наибольший из двух расходов, полученных по пп.1, 2:

$$G_d = G_{do} = 62,5 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

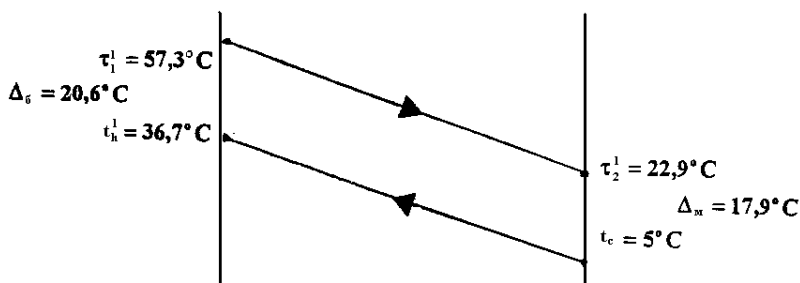
4. Максимальный расход нагреваемой воды через I и II ступени водоподогревателя

$$G_{h \max} = \frac{3,6 Q_{h \max}}{c(t_h - t_c)} = \frac{3,6 \cdot 4,36 \cdot 10^6}{4,2(60 - 5)} = 68 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

5. Температура нагреваемой воды за водоподогревателем I ступени (рис.13)

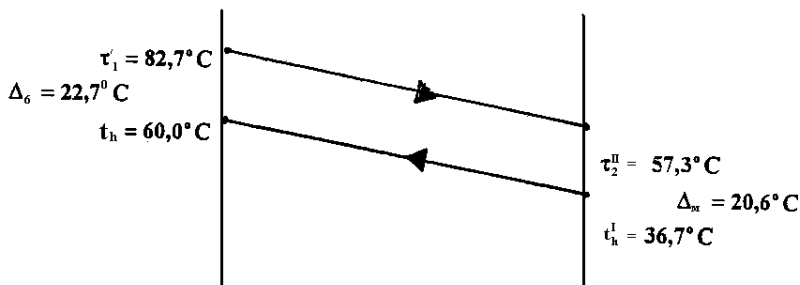
$$t_h^1 = \tau_2^1 - 5 = 41,7 - 5 = 36,7 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

а) I первая ступень



$$t_h^1 = 20,85 \text{ } ^\circ\text{C} ; \quad t_{\text{оп}}^{\text{II}} = 40,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

б) II ступень



$$t_{\text{оп}}^{\text{II}} = 48,35 \text{ } ^\circ\text{C} ; \quad t_{\text{оп}}^{\text{I}} = 70,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Рис. 13. Изменение температуры теплоносителей в противоточных теплообменниках

6. Расчетная производительность водоподогревателя I ступени

$$Q_h^{sp1} = G_{h\max} (t_h^1 - t_c) c / 3,6 = 68 \cdot 10^3 (36,7 - 5) 4,2 / 3,6 = 2,51 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

7. Расчетная производительность водоподогревателя II ступени

$$Q_h^{spII} = Q_h^{sp} - Q_h^{sp1} = 4,36 \cdot 10^6 - 2,51 \cdot 10^6 = 1,85 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

8. Температура греющей воды на выходе из водоподогревателя II ступени τ_2^{II} и на входе в водоподогреватель I ступени τ_1^I

$$\tau_2^{II} = \tau_1^I = \tau_1' - \frac{3,6 Q_h^{spII}}{c G_d} = 82,7 - \frac{3,6 \cdot 1,85 \cdot 10^6}{4,2 \cdot 62,5 \cdot 10^3} = 57,3 \text{ }^\circ\text{C.}$$

9. Температура греющей воды на выходе из водоподогревателя I ступени

$$\tau_2' = \tau_1' - \frac{3,6 Q_h^{sp}}{c G_d} = 82,7 - \frac{3,6 \cdot 4,36 \cdot 10^6}{4,2 \cdot 62,5 \cdot 10^3} = 22,9 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$\text{или } \tau_2' = \tau_2^I = \tau_2^{II} - \frac{3,6 Q_h^{sp1}}{c G_d} = 57,3 - \frac{3,6 \cdot 2,51 \cdot 10^6}{4,2 \cdot 62,5 \cdot 10^3} = 22,9 \text{ }^\circ\text{C.}$$

10. Среднелогарифмическая разность температур между греющей и нагреваемой водой для I ступени водоподогревателя (рис.13,а)

$$\Delta t_{cp}^1 = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,31 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{(57,3 - 36,7) - (22,9 - 5)}{2,31 \lg \frac{20,6}{17,9}} = 19,3 \text{ }^\circ\text{C.}$$

11. Среднелогарифмическая разность температур между греющей и нагреваемой водой для II ступени водоподогревателя (рис.13,б)

$$\Delta t_{\text{cp}}^{\text{II}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,31 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{(82,7 - 60) - (57,3 - 36,7)}{2,31 \lg \frac{22,7}{20,6}} = 21,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

12. Проверяем соотношение ходов в теплообменнике I ступени по формуле (3.1), принимая $\Delta P_{\text{н}} = 100$ кПа и $\Delta P_{\text{гр}} = 40$ кПа:

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{68 \cdot 10^3}{62,5 \cdot 10^3} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{40}{100} \right)^{0,364} \cdot \left(\frac{1000 - 20,85}{1000 - 40,1} \right) = 0,77,$$

где $t_{\text{cp}}^{\text{н}} = \frac{t_{\text{с}} + t_{\text{н}}^1}{2} = \frac{5 + 36,7}{2} = 20,85^\circ\text{C},$

а $t_{\text{cp}}^{\text{гр}} = \frac{\tau_1^1 + \tau_2^1}{2} = \frac{57,3 + 22,9}{2} = 40,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$

Соотношение ходов не превышает 2, следовательно, принимается симметричная компоновка теплообменника.

13. По оптимальной скорости нагреваемой воды определяем требуемое число каналов по формуле (3.2):

$$m_{\text{н}} = \frac{68 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 0,00245 \cdot 10^3 \cdot 3600} = 19,3,$$

где живое сечение одного межпластинчатого канала $f_{\text{к}}$ принимаем по прил.1.

14. Общее живое сечение каналов в пакете (принимаем число каналов $m_{\text{н}}$ равным 20):

$$f_{\text{гр}} = f_{\text{н}} = 20 \cdot 0,00245 = 0,049 \text{ м}^2.$$

15. Фактические скорости греющей и нагреваемой воды

$$W_{\text{гр}} = \frac{62,5 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,049 \cdot 10^3} = 0,35 \text{ м/с};$$

$$W_{\text{н}} = \frac{68 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,049 \cdot 10^3} = 0,385 \text{ м/с}.$$

16. Расчет водоподогревателя I-й ступени:

а) определяем коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке пластины по формуле (3.5), принимая из прил.1 $A = 0,492$:

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492(23000 + 283 \cdot 40,1 - 0,63 \cdot 40,1^2) \cdot 0,35^{0,73} = \\ = 8841 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

б) коэффициент тепловосприятия от стенки пластины к нагреваемой воде

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492(23000 + 283 \cdot 20,85 - 0,63 \cdot 20,85^2) \cdot 0,385^{0,73} = \\ = 8139 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

в) определяем коэффициент теплопередачи, принимая $\varphi = 0,8$:

$$K_1 = \frac{0,8}{\frac{1}{8841} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{8139}} = 2680 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

г) требуемая поверхность нагрева водоподогревателя I ступени

$$F_{\text{тр}} = \frac{2,51 \cdot 10^6}{2680 \cdot 19,3} = 48,5 \text{ м}^2,$$

д) количество ходов движения теплоносителя (или пакетов при разделении на одноходовые теплообменники)

$$X = \frac{48,5 + 0,6}{2 \cdot 20 \cdot 0,6} = 2,05.$$

Принимаем три хода;

е) действительная поверхность нагрева водоподогревателя I ступени

$$F^1 = (2 \cdot 20 \cdot 3 - 1)0,6 = 71,4 \text{ м}^2,$$

ж) потери давления I ступени водоподогревателя по греющей воде находим по формуле (3.8), где $\varphi = 1$ и $B = 3$ (прил.1):

$$\Delta P_{\text{тр}}^1 = 1 \cdot 3(33 - 0,08 \cdot 40,1)0,35^{1,75} \cdot 3 = 42,7 \text{ кПа.}$$

17. Расчет водоподогревателя II ступени:

а) коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке пластины

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492(23000 + 283 \cdot 70 - 0,63 \cdot 70^2)0,35^{0,73} = 10535 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

б) коэффициент тепловосприятия от пластины к нагреваемой воде

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492(23000 + 283 \cdot 48,35 - 0,63 \cdot 48,35^2)0,385^{0,73} = 10011 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

в) коэффициент теплопередачи определяем по формуле (3.6), принимая $\varphi = 0,8$:

$$k^{II} = \frac{0,8}{\frac{1}{10535} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{10011}} = 3109 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

г) требуемая поверхность нагрева водоподогревателя II ступени

$$F_{\text{тр}} = \frac{1,85 \cdot 10^6}{3109 \cdot 21,6} = 27,55 \text{ м}^2;$$

д) количество ходов (или пакетов при разделении на одноходовые теплообменники)

$$X = \frac{27,55 + 0,6}{2 \cdot 20 \cdot 0,6} = 1,17.$$

Принимаем 2 хода;

е) действительная поверхность нагрева водоподогревателя II ступени

$$F^{\text{II}} = (2 \cdot 20 \cdot 2 - 1)0,6 = 47,4 \text{ м}^2;$$

ж) потери давления II ступени водоподогревателя по греющей воде

$$\Delta P_{\text{гр}}^{\text{II}} = 1 \cdot 3(33 - 0,08 \cdot 70)0,35^{1,75} \cdot 2 = 26,18 \text{ кПа};$$

з) потери давления обеих ступеней водоподогревателя по нагреваемой воде при прохождении максимального секундного расхода воды на горячее водоснабжение определяем по формуле, принимая $\varphi = 1,5$:

$$\Delta P_{\text{р}}^{1+\text{II}} = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0 \cdot 08,32,5)0,385^{1,75} \cdot 5 = 128,7 \text{ кПа}.$$

В результате расчета в качестве водоподогревателя горячего водоснабжения принимаем два теплообменника (I и II ступени) разборной конструкции (*P*) с пластинами типа 0,6р, толщиной 0,8 мм, из стали 12X18Н10Т (исполнение 01), на двухпорной раме (исполнение 2К), с уплотнительными прокладками из резины марки 359 (условное обозначение – 10). Поверхность нагрева I ступени – 71,4 м², II ступени – 47,4 м². Схема компоновки I ступени:

$$C_x = \frac{20 + 20 + 20}{21 + 20 + 20};$$

схема компоновки II ступени:

$$C_x = \frac{20 + 20}{21 + 20}.$$

Условное обозначение теплообменников, указываемое в бланке заказов, будет:

$$\text{I ступени P0,6p-0,8-71,4-2K-01-10 } C_x = \frac{20 + 20 + 20}{21 + 20 + 20};$$

$$\text{II ступени P0,6p-0,8-47,4-2K-01-10 } C_x = \frac{20 + 20}{21 + 20}.$$

3.3. Методика теплотехнического расчета пластинчатых теплообменников РС-0,2 и Р-0,25

Перечень исходных данных для теплотехнического расчета пластинчатых теплообменников РС-0,2 и Р-0,25 дан в табл. 3.1.

Т а б л и ц а 3.1

Исходные данные

№ пп.	Наименование	Обозначение	Примечания
1	2	3	4
1	Расход сетевой воды	G_1	кг/с
2	Начальная температура сетевой воды	τ_1'	°С
3	Конечная температура сетевой воды	τ_2'	°С
4	Начальная температура нагреваемой воды	t_c	°С
5	Конечная температура нагреваемой воды	t_h	°С
Теплофизические свойства сетевой и нагреваемой воды при средней температуре			
6	Плотность	ρ	кг/м ³
7	Удельная теплоемкость	C	Дж/(кг·К)
8	Кинематическая вязкость	ν	м ² /с
9	Коэффициент теплопроводности	λ	Вт/(м·К)
10	Критерий Прандтля	Pr	-

3.3.1. Тепловой расчет

1. Количество теплоты, передаваемой в единицу времени, Вт:

$$Q_1 = G_1 \cdot c_1 (\tau_1' - \tau_2').$$

2. Расход нагреваемой воды, кг/с:

$$G_2 = \frac{Q_2}{c_2(t_h - t_c)}.$$

3. Средний температурный напор (схема потоков – противоток):

$$\tau_1' \rightarrow \tau_2'$$

$$t_h \leftarrow t_c \quad \Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_M}}.$$

4. Скорость движения теплоносителей, м/с:
– греющей воды

$$W_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f \cdot m},$$

где f – площадь поперечного сечения одного канала, равная $0,000796 \text{ м}^2$ [8];

m – число каналов (количество секций в теплообменнике);

– нагреваемой воды

$$W_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f(m-1)}.$$

Скорости движения теплоносителей обычно находятся в пределах от 0,1 до 3,0 м/с в зависимости от типа пластин и условий эксплуатации.

5. Критерий Рейнольдса определяется при температуре теплоносителя и определяющем размере канала:

$$\text{Re}_{1,2} = \frac{W_{1,2} \cdot d_3}{\nu_{1,2}},$$

где d_3 – эквивалентный диаметр канала, равный 0,004245 м (определяется по формуле $d_3 = \frac{4f_1}{P}$, где f_1 – площадь поперечного сечения одного канала, образуемого каждой парой пластин, m^2 ; P – смачиваемый периметр поперечного сечения одного канала, м).

Числа Рейнольдса, при которых может возникнуть переходный режим течения, существенно изменяются в зависимости от типа пластин. Как правило, во всех типах пластинчатых теплообменников ламинарный режим течения возникает при $\text{Re} < 10$, а турбулентный – при Re , превышающем 1000. При значениях чисел Рейнольдса между этими предельными значениями характеристики теплообменника рассчитываются очень приближенно, и почти всегда необходима экспериментальная проверка результатов расчета. Для небольших теплообменников переходный режим течения существует уже при числах Рейнольдса, равных 10...200 [6]. Для рассматриваемых пластинчатых теплообменников РС-0,2 рекомендуется принимать $\text{Re}_{\text{кр}} = 50$.

6. Критерий Нуссельта определяется в зависимости от характера движения теплоносителей:

– при турбулентном режиме ($\text{Re} \geq 50$)

$$\text{Nu}_{1,2} = 0,18 \text{Re}_{1,2}^{0,73} \text{Pr}_{1,2}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{1,2}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25},$$

– при ламинарном режиме ($\text{Re} < 50$)

$$\text{Nu}_{1,2} = 0,18 \text{Re}_{1,2}^{0,33} \text{Pr}_{1,2}^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}_{1,2}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25},$$

где критерий Прандтля определяется при средней температуре теплоносителя и стенки (справочные таблицы физических свойств воды при средней температуре стенки приведены в прил.20). Диапазон значений критерия Прандтля, удовлетворяющий этому уравнению, довольно широк и составляет $Pr = 0,6 \dots 2500$.

$$t_{ст}^{cp} = 0,5(t_{ст}^{rp} + t_{ст}^H),$$

где $t_{ст}^{rp}, t_{ст}^H$ - средние температуры потоков теплоносителей.

7. Коэффициент теплоотдачи теплоносителей, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$

$$\alpha_{1,2} = \frac{Nu_{1,2} \cdot \lambda_{1,2}}{d_3}.$$

8. Коэффициент теплопередачи, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где $\delta_{ст}$ – толщина стенки пластины, определяемая конструктивно для каждого типа пластин; $\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}$ – термическое сопротивление пластины,

разделяющей потоки. Принимается равным $0,000063 \text{ м}^2 \cdot ^\circ C / \text{Вт}$; $\frac{\delta_1}{\lambda_1}$ –

термическое сопротивление слоя загрязнения на поверхности пластин со стороны греющего теплоносителя, $\text{м}^2 \cdot ^\circ C / \text{Вт}$; $\frac{\delta_2}{\lambda_2}$ – термическое

сопротивление загрязнения поверхности пластин со стороны нагреваемого теплоносителя, $\text{м}^2 \cdot ^\circ C / \text{Вт}$.

9. Поверхность теплообмена, м^2 , определяется из основного уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}}.$$

По величине поверхности теплообмена подбирается теплообменник.

3.3.2. Гидравлический расчет пластинчатых теплообменников

1. Коэффициент общего гидравлического сопротивления (трение и местные сопротивления) единицы длины канала

$$\xi = \frac{9,543}{\text{Re}_{1,2}^{0,25}} \text{ при } \text{Re} \geq 50,$$

$$\xi = \frac{390}{\text{Re}_{1,2}} \text{ при } \text{Re} < 50.$$

2. Потери давления в теплообменнике по ходу греющего (первичного) и нагреваемого (вторичного) теплоносителей, Па:

$$\Delta P'_{1,2} = \xi_{1,2} \cdot \frac{L_{\text{пр}}}{d_3} \cdot \rho_{1,2} \cdot \frac{W_{1,2}^2}{2},$$

где $L_{\text{пр}}$ – длина одного канала, м, принимаемая равной 0,533;
 d_3 – эквивалентный диаметр канала, м, принимаемый равным 0,004245; $\rho_{1,2}$ – плотность теплоносителей, кг/м³.

3.3.3. Конструктивный расчет

Конструктивный расчет рекомендуется проводить по заданным условиям с целью полного использования допустимых потерь давления ΔP_1 и оптимизации теплообменника по площади поверхности теплообмена.

При расчете следует учесть, что *пакет* – это набор пластин, образующих щелевидные каналы, в которых греющая и нагреваемая вода течет только в одном направлении. Понятие «пакет» тождественно понятию «ход». *Секция* – это один или несколько пакетов, соединенных со штуцерами на раме для входа и выхода теплоносителя, которые предназначены для одного теплового процесса.

1. Схема компоновки пластин в теплообменнике

$$C_x \frac{m_1' + m_2' + m_1''' + \dots + m_1^i}{m_2' + m_2'' + m_2''' + \dots + m_2^i},$$

где числитель – компоновка каналов для греющей воды (первичного теплоносителя), знаменатель – то же для нагреваемой воды (вторичного теплоносителя); m_1 – число каналов для греющей воды, включенных параллельно; m_2 – число каналов для нагреваемой воды, включенных параллельно в каждом пакете; $\sum m_2^i$ – количество последовательно включенных пакетов в секции.

2. Число пластин в секции, шт.:

$$n_a = \frac{F_a + 2F_1}{F_1},$$

где F_1 – поверхность теплообмена одной пластины, m^2 ; $F_a = x \cdot F_n$ – скорректированная общая площадь поверхности теплообмена секции, m^2 , где x – число пакетов в секции.

Число пакетов для основного теплоносителя x_1 при расчете округляется до ближайшего целого числа:

$$x_1 = \frac{F_a}{F_n},$$

где F_n – поверхность теплообмена одного пакета, $F_n = F_1 \cdot n_n$, m^2 .

3. Число пластин в пакете n_n , шт.:

$$n_n = 2m.$$

В крайних пакетах, соприкасающихся с плитами, общее число пластин на одну больше:

$$n_n^k = 2m + 1 .$$

4. Число каналов m для теплоносителя в одном пакете, шт.:

$$m = \frac{f_n}{f_1} ,$$

где m – целое число; f_1 – площадь поперечного сечения одного канала, м², принимается по конструкции; f_n – площадь поперечного сечения пакета, м², $f_n = \frac{G_1}{W_1}$ (G_1 – расход первичного теплоносителя, м³/с; W_1 – скорость движения первичного теплоносителя в каналах теплообменника, полученная в результате расчета, м/с).

5. Для второго теплоносителя либо принимается такая же схема компоновки, как и для первого (симметричная компоновка), либо выполняется расчет по пунктам 2...4 в зависимости от ΔP_2 .

3.3.4. Пример расчета пластинчатых теплообменников РС-0,2

Выбрать и рассчитать водоподогревательную установку с пластинчатым теплообменником для индивидуального теплового пункта многоквартирного жилого дома. Теплоснабжение жилого дома осуществляется из наружной теплосети по закрытой схеме.

Исходные данные:

1. Регулирование отпуска теплоты в системе централизованного теплоснабжения принято центральное качественное по нагрузке отопления.

2. Температура теплоносителя (греющей воды) в тепловой сети в соответствии с принятым для данной системы теплоснабжения графиком центрального качественного регулирования отпуска теплоты (см. рис.12; прил.15) принята при расчетной температуре наружного воздуха $t_0 = - 24^\circ\text{C}$ (для г. Минска [15,табл.3.1]):

- в подающем трубопроводе $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$;
 - в обратном трубопроводе $\tau_2 = 70^\circ\text{C}$;
 - в точке излома графика температуры $t'_h = 3,1^\circ\text{C}$;
- $\tau'_1 = \tau_{1u} = 70^\circ\text{C}$; $\tau'_2 = \tau_{2u} = 42^\circ\text{C}$.

3. Температура в отопительный период холодной (нагреваемой) воды, поступающей в водоподогреватель I ступени, $t_c = 5^\circ\text{C}$.

4. Температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения (на выходе из II ступени водоподогревателя), $t_h = 55^\circ\text{C}$.

5. Максимальный тепловой поток на отопление потребителей, присоединенных к ИТП, $Q_{o\max} = 535,38 \cdot 10^3 \text{ Вт}$ (0,46 Гкал/ч).

6. Расчетная тепловая производительность водоподогревателей горячего водоснабжения $Q_{h\max} = 509,6 \cdot 10^3 \text{ Вт}$ (0,44 Гкал/ч).

7. Расчетные температуры теплоносителя в системе отопления с панельным отоплением $t_{01} = 105^\circ\text{C}$, $t_{02} = 70^\circ\text{C}$.

8. Средние температуры: сетевой воды $0,5(150+70) = 110^\circ\text{C}$; нагреваемой воды в системе горячего водоснабжения $0,5(55+5) = 30^\circ\text{C}$; воды в системе отопления $0,5(105+70) = 87,5^\circ\text{C}$.

9. Теплофизические свойства первичного и вторичного теплоносителей при средних температурах представлены в табл. 3.2.

Т а б л и ц а 3.2

Наименование величины	Обозначение	Наименование единицы	Теплоноситель		
			теплосети	системы ГВ	системы отопления
Плотность	ρ	кг/м ³	951,0	994,8	966,9
Удельная теплоемкость	c	кДж/(кг·°C)	4,229	4,179	4,203
Кинематическая вязкость	ν	10 ⁶ м ² /с	0,272	0,805	0,336
Коэффициент теплопроводности	λ	мВт/(м·°C)	681,3	615,5	673,8
Критерий Прандтля	Pr	-	1,58	5,42	2,025

Порядок расчета:

1. Расчетный расход сетевой воды

$$G_1 = \frac{Q_{o\max}}{c(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{535380}{4229(150 - 70)} = 1,58 \text{ кг/с.} \quad (3,9)$$

2. Расчетный расход воды в системе отопления

$$G_2 = \frac{Q_{o\max}}{c_2(\tau_{01} - \tau_{02})} = \frac{535380}{4203(105 - 70)} = 3,64 \text{ кг/с.}$$

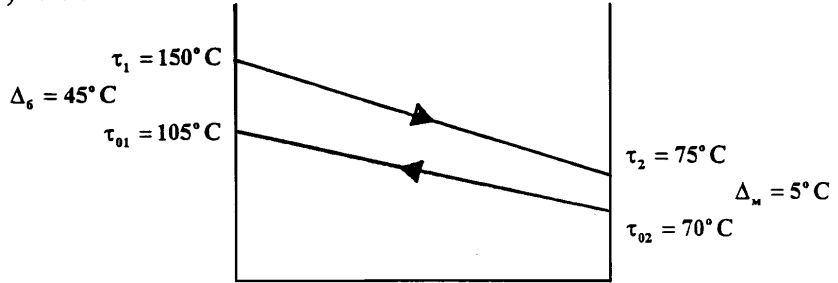
3. Средний температурный напор (рис.14,а), т.е. среднелогарифмическая разность температур теплообменивающихся потоков в теплообменнике (схема потоков – противоток)

$$\begin{array}{ll} \tau_1 \rightarrow \tau_2 & \Delta t_{\text{б}} = 150 - 105 = 45^\circ \text{C}; \\ \tau_{01} \leftarrow \tau_{02} & \Delta t_{\text{м}} = 75^* - 70 = 5^\circ \text{C} \end{array}$$

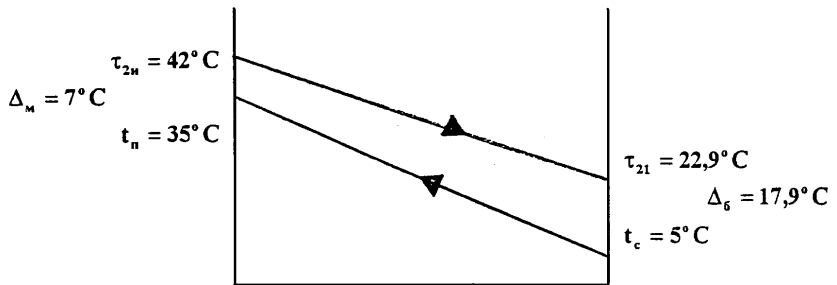
$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{45 - 5}{\ln \frac{45}{5}} = 18,2^\circ \text{C.}$$

* – в соответствии с [14, прил.3, ф.6] температуру греющей воды на выходе из подогревателя τ_2 при расчете водоподогревателей отопления рекомендуется принимать на 5...10 °С выше температуры воды в обратном трубопроводе системы отопления τ_{02} при расчетной температуре наружного воздуха t_0 .

а) теплообменник системы отопления



б) теплообменник системы ГВ
I ступень



II ступень

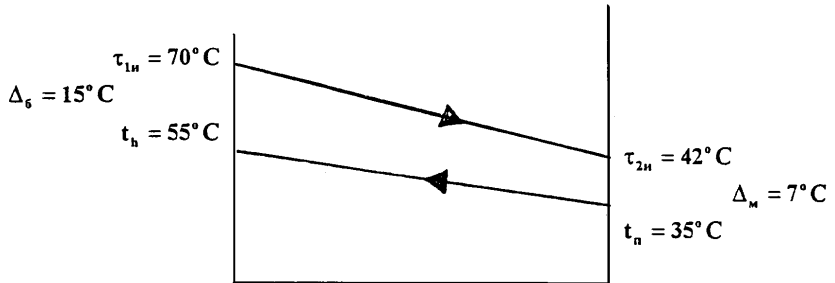


Рис. 14. Изменение температуры теплоносителей в противоточных теплообменниках

Вариант 1.

Принимаем к установке пластинчатый теплообменник РС-0.2-25,2-1х(63), с поверхностью нагрева $F = 25,2 \text{ м}^2$, с числом секций 63 шт., длина теплообменника 905 мм, высота 1172 мм. Теплообменник подключен по одноходовой схеме (см. рис. 5).

4. Скорость движения теплоносителей:

- сетевой воды

$$W_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f \cdot m} = \frac{1,58}{951 \cdot 0,000796 \cdot 63} = 0,033 \text{ м/с};$$

- воды в системе отопления

$$W_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f \cdot (m - 1)} = \frac{3,64}{966,9 \cdot 0,000796 \cdot (63 - 1)} = 0,076 \text{ м/с}.$$

5. Критерий Рейнольдса в теплообмениваемых потоках

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_3}{\nu_1} = \frac{0,033 \cdot 0,004245}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 515,$$

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2} = \frac{0,076 \cdot 0,004245}{0,336 \cdot 10^{-6}} = 960.$$

6. Критерий Нуссельта при турбулентном режиме ($Re > 50$)

$$Nu_1 = 0,18 Re_1^{0,73} Pr_1^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 0,18 \cdot 515^{0,73} \cdot 1,58^{0,43} \left(\frac{1,58}{1,78} \right)^{0,25} = 20,29,$$

где средняя температура стенки

$$t_{ct}^{cp} = 0,5(\tau^{cp} + t^{cp}) = 0,5\left(\frac{150 + 70}{2} + \frac{105 + 70}{2}\right) = 98,75 \text{ }^\circ\text{C}, Pr_{ct} = 1,78;$$

$$\text{Nu}_2 = 0,18 \text{Re}_2^{0,73} \text{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = 0,18 \cdot 960^{0,73} \cdot 2,025^{0,43} \left(\frac{2,025}{1,78} \right)^{0,25} = 38,97.$$

7. Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°C):

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_3} = \frac{20,29 \cdot 681,3 \cdot 10^{-3}}{0,004245} = 3256,4,$$

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_3} = \frac{38,97 \cdot 673,8 \cdot 10^{-3}}{0,004245} = 6185,6.$$

8. Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{3256,4} + 0,000063 + 0,00011 + \frac{1}{6185,6}} = 1557,6,$$

где $\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} = 0,000063 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$; $\frac{\delta_1}{\lambda_1}$ - практически равно 0; $\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0,00011 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$.

9. Требуемая поверхность теплообмена, м²:

$$F = \frac{Q_0^{\text{max}}}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{535380}{1557,6 \cdot 18,2} = 18,9,$$

то есть мы получили, что у принятого теплообменника $F > F_{\text{треб}}$.

Для варианта 1 при компоновке секций теплообменника по однокходовой схеме величина коэффициента теплопередачи мала, то есть эффективность работы теплообменника низкая. Интенсификация теплообмена может быть достигнута:

1) увеличением расхода сетевой воды. Это приведет к увеличению скорости движения сетевой воды, увеличению α_1 и K , но при этом повысится температура обратной воды τ_2 , что неприемлемо;

2) увеличением расхода воды в системе отопления. Это приведет к увеличению скорости воды в системе отопления, увеличению α_2 , K и t_0 . Уменьшение температурного напора на концах теплообменника также приведет к повышению температуры обратной воды в теплосети t_2 . Кроме того, увеличение расхода воды в системе отопления потребует установки более мощных циркуляционных насосов;

3) интенсификацию теплообмена можно осуществить переключением теплообменника на работу по двухходовой схеме (см. рис. 6). Это увеличит скорость теплообменивающихся сред только в самом теплообменнике, что увеличит коэффициент теплопередачи, а также понизит температуру обратной воды теплосети.

Проведем расчет для этого случая.

Вариант 2.

10. Скорость движения теплоносителей, м/с:

- сетевой воды

$$W_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f \cdot m} = \frac{1,58}{951 \cdot 0,000796 \cdot 31} = 0,067,$$

- воды в системе отопления

$$W_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f(m-1)} = \frac{3,64}{966,9 \cdot 0,000796 \cdot (32-1)} = 0,153.$$

2) Критерий Рейнольдса в потоках теплообменивающихся сред:

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_3}{\nu_1} = \frac{0,067 \cdot 0,004245}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 1045,6,$$

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2} = \frac{0,153 \cdot 0,004245}{0,336 \cdot 10^{-6}} = 1933.$$

3) Критерий Нуссельта при турбулентном режиме ($Re > 50$):

$$Nu_1 = 0,18 Re_1^{0,73} Pr_1^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 0,18 \cdot 1045,6^{0,73} \cdot 1,58^{0,43} \left(\frac{1,58}{1,78} \right)^{0,25} = 34,02,$$

$$Nu_2 = 0,18 Re_2^{0,73} Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 0,18 \cdot 1933^{0,73} \cdot 2,025^{0,43} \left(\frac{2,025}{1,78} \right)^{0,25} = 62,9.$$

4. Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°C):

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_3} = \frac{34,02 \cdot 681,3 \cdot 10^{-3}}{0,004245} = 5460,$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_3} = \frac{62,9 \cdot 673,8 \cdot 10^{-3}}{0,004245} = 9984.$$

5. Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{5460} + 0,000063 + 0,00011 + \frac{1}{9984}} = 2192,2.$$

6. Требуемая поверхность теплообмена, м²:

$$F = \frac{Q_o^{\max}}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{535380}{2192,2 \cdot 18,2} = 13,4.$$

Коэффициент теплопередачи увеличился на $\frac{2192,2 - 1557,6}{1557,6} \cdot 100 = 40,7\%$, что свидетельствует об интенсифи-

кации теплообмена при принятой двухходовой схеме подключения теплообменника.

Горячее водоснабжение.

Схема присоединения системы отопления и горячего водоснабжения – двухступенчатая смешанная.

Расчетный расход сетевой воды на отопление по формуле (3.9)

$$G_o^{\max} = 1,58 \text{ кг/с} = 5688 \text{ кг/ч} .$$

1. Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение

$$G_{h \max}^{cem} = \frac{0,55 Q_{h \max}}{c(\tau_{1u} - \tau_{2u})} = \frac{0,55 \cdot 509,6}{4,18(70 - 42)} = 2,39 \text{ кг/с} = 8621 \text{ кг/ч}.$$

2. Расчетный расход сетевой воды на абонентский ввод

$$G_{аб}^{\max} = G_d = G_o^{\max} + G_{h \max}^{cem} = 5688 + 8621 = 14309 \text{ кг/ч} = 3,97 \text{ кг/с}.$$

3. Расход нагреваемой воды на горячее водоснабжение

$$G_{h \max} = \frac{Q_{h \max}}{c(t_h - t_c)} = \frac{509,6}{4,179(55 - 5)} = 2,44 \text{ кг/с} = 8780 \text{ кг/ч}.$$

4. Температура нагреваемой воды на выходе из подогревателя I ступени (см. рис. 12, 14)

$$t_{II} = \tau_{2u} - (5 \dots 8) = 42 - 7 = 35 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

5. Теплопроизводительность водоподогревателей I и II ступеней

$$Q_{II}^{\max} = Q_h^{\max} \frac{t_h - t_n}{t_h - t_c} = 509,6 \frac{55 - 35}{55 - 5} = 203,8 \text{ кВт},$$

$$Q_I^{\max} = Q_h^{\max} - Q_{II}^{\max} = 509,6 - 203,8 = 305,8 \text{ кВт}.$$

6. Температура сетевой воды на выходе из подогревателя I ступени в точке излома графика ЦКР отпуска теплоты

$$\tau_{21} = \tau_{2u} - \frac{Q_I^{\max}}{c \cdot G_{аб}^{\max}} = 42 - \frac{305,8}{4,18 \cdot 3,97} = 23,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

7. Среднелогарифмическая разность температур между греющим и нагреваемым теплоносителями в подогревателях I и II ступеней, °С (см. рис.14,б):

$$\Delta t_{\text{cpI}} = \frac{(\tau_{21} - t_c) - (\tau_{2u} - t_n)}{\ln \frac{\tau_{21} - t_c}{\tau_{2u} - t_n}} = \frac{(23,6 - 5) - (42 - 35)}{\ln \frac{23,6 - 5}{42 - 35}} = 11,87,$$

$$\Delta t_{\text{cpII}} = \frac{(\tau_{1u} - t_h) - (\tau_{2u} - t_n)}{\ln \frac{\tau_{1u} - t_h}{\tau_{2u} - t_n}} = \frac{(70 - 55) - (42 - 35)}{\ln \frac{70 - 55}{42 - 35}} = 10,5.$$

8. Средние температуры сетевой и нагреваемой воды в подогревателях I и II ступеней, °С:

$$\tau_{\text{cpI}} = \frac{\tau_{2u} + \tau_{21}}{2} = \frac{42 + 23,6}{2} = 32,8,$$

$$t_{\text{cpI}} = \frac{t_c + t_n}{2} = \frac{5 + 35}{2} = 20,$$

$$\tau_{\text{cpII}} = \frac{\tau_{1u} + \tau_{2u}}{2} = \frac{70 + 42}{2} = 56,$$

$$t_{\text{cpII}} = \frac{t_n + t_h}{2} = \frac{35 + 55}{2} = 45.$$

9. В настоящее время появилась возможность использовать пластинчатые теплообменники, предназначенные специально для установок горячего водоснабжения. Подбираем к установке в I и во II ступени пластинчатые теплообменники РС-0,2-22,8-3хБГВ (16х15х26), каждый с поверхностью нагрева 22,8 м², с количеством секций – 55. Площадь поперечного сечения 1-го канала составляет $f = 0,000796$ м².

10. Для расчета предварительно составим таблицу теплофизических свойств первичного и вторичного теплоносителей при средних температурах:

Т а б л и ц а 3.3

Наименование величины	Обозначение	Наименование единицы	Средняя температура теплоносителя, °С			
			32,8°С	20 °С	56°С	45 °С
Плотность	ρ	кг/м ³	994,8	998,2	985,2	990,2
Удельная теплоемкость	c	кДж/(кг·°С)	4,18	4,18	4,18	4,18
Кинематическая вязкость	ν	10 ⁶ м ² /с	0,769	1,006	0,525	0,608
Коэффициент теплопроводности	λ	мВт/(м·°С)	619,3	598,5	650,1	637,1
Критерий Прандтля	Pr	-	5,15	7,07	3,21	3,94

11. Скорости движения сетевой воды в подогревателях I и II ступеней, м/с:

$$W_{zp}^I = \frac{G_{аб}}{\rho_I \cdot f \cdot m} = \frac{3,97}{994,8 \cdot 0,000796 \cdot 26} = 0,19,$$

$$W_{zp}^{II} = \frac{G_{hmax}^{сет}}{\rho_{II} \cdot f \cdot m} = \frac{2,39}{985,2 \cdot 0,000796 \cdot 31} = 0,1.$$

12. Скорость движения нагреваемой воды в подогревателях I и II ступеней, м/с:

$$W_h^I = \frac{G_h}{\rho_{cp} \cdot f(m-1)} = \frac{2,44}{995,7 \cdot 0,000796 \cdot (26-1)} = 0,123.$$

$$W_h^{II} = \frac{G_h}{\rho_{cp} \cdot f(m-1)} = \frac{2,44}{995,7 \cdot 0,000796 \cdot (31-1)} = 0,103.$$

13. Критерии Рейнольдса

$$\text{Re}^I = \frac{W_{cp}^I \cdot d_{\text{э}}}{\nu_I} = \frac{0,19 \cdot 0,004245}{0,769 \cdot 10^{-6}} = 1049,$$

$$\text{Re}^{II} = \frac{W_{cp}^{II} \cdot d_{\text{э}}}{\nu_{II}} = \frac{0,1 \cdot 0,004245}{0,525 \cdot 10^{-6}} = 809,$$

$$\text{Re}^{nI} = \frac{W_n^I \cdot d_{\text{э}}}{\nu_n} = \frac{0,123 \cdot 0,004245}{0,804 \cdot 10^{-6}} = 649,$$

$$\text{Re}^{nII} = \frac{W_n^{II} \cdot d_{\text{э}}}{\nu_n} = \frac{0,103 \cdot 0,004245}{0,804 \cdot 10^{-6}} = 544.$$

14. Средняя температура стенки в подогревателях I и II ступеней, °C:

$$t_{cp}^I = 0,5(\tau_{cpI} + t_{cpI}) = 0,5(32,8 + 20) = 26,4,$$

$$t_{cp}^{II} = 0,5(\tau_{cpII} + t_{cpII}) = 0,5(56 + 45) = 50,5.$$

Для этих значений средних температур стенок критерии Прандтля равны, соответственно $\text{Pr}_{cm}^I = 6,09$ и $\text{Pr}_{cm}^{II} = 3,57$.

15. Критерии Нуссельта при $\text{Re} \geq 50$

$$\text{Nu}_I = 0,18 \text{Re}_I^{0,73} \text{Pr}_I^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_I}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} = 0,18 \cdot 1049^{0,73} \cdot 5,15^{0,43} \left(\frac{5,15}{6,09} \right)^{0,25} = 56,$$

$$\text{Nu}_{II} = 0,18 \text{Re}_{II}^{0,73} \text{Pr}_{II}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{II}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} = 0,18 \cdot 809^{0,73} \cdot 3,21^{0,43} \left(\frac{3,21}{3,57} \right)^{0,25} = 38,42,$$

$$\text{Nu}_{nI} = 0,18 \text{Re}_{nI}^{0,73} \text{Pr}_{nI}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{nI}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} = 0,18 \cdot 649^{0,73} \cdot 7,07^{0,43} \left(\frac{7,07}{4,83} \right)^{0,25} = 51,9,$$

$$\begin{aligned}
 Nu_{\text{нII}} &= 0,18 \operatorname{Re}_{\text{нII}}^{0,73} \operatorname{Pr}_{\text{нII}}^{0,43} \left(\frac{\operatorname{Pr}_{\text{нII}}}{\operatorname{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = \\
 &= 0,18 \cdot 544^{0,73} \cdot 3,94^{0,43} \left(\frac{3,94}{1,78} \right)^{0,25} = 39,24.
 \end{aligned}$$

16. Коэффициенты теплоотдачи подогревателя I ступени, Вт/(м²·°C):

$$\alpha_1^I = \frac{Nu_I \cdot \lambda_1}{d_3} = \frac{56 \cdot 619,3 \cdot 10^{-3}}{0,004245} = 8170,$$

$$\alpha_2^I = \frac{Nu_{\text{нI}} \cdot \lambda_{\text{нI}}}{d_3} = \frac{51,9 \cdot 598,5 \cdot 10^{-3}}{0,004245} = 7317.$$

17. Коэффициенты теплоотдачи подогревателя II ступени, Вт/(м²·°C):

$$\alpha_1^{\text{II}} = \frac{Nu_{\text{II}} \cdot \lambda_{\text{II}}}{d_3} = \frac{38,42 \cdot 650,1 \cdot 10^{-3}}{0,004245} = 5884,$$

$$\alpha_2^{\text{II}} = \frac{Nu_{\text{нII}} \cdot \lambda_{\text{нII}}}{d_3} = \frac{39,24 \cdot 637,1 \cdot 10^{-3}}{0,004245} = 5895.$$

18. Коэффициенты теплопередачи, Вт/(м²·°C):

$$K_I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^I} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2^I}} = \frac{1}{\frac{1}{8170} + 0,000063 + 0,00011 + \frac{1}{7317}} = 2314,$$

$$K_{\text{II}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{\text{II}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2^{\text{II}}}} = \frac{1}{\frac{1}{5884} + 0,000063 + 0,00011 + \frac{1}{5895}} = 1951.$$

Коэффициент теплопередачи оказался довольно высоким, поэтому переключение теплообменников по иной схеме не требуется.

Приведенные примеры показывают, что расчет пластинчатых теплообменников довольно трудоемок и требует значительных затрат времени. На практике представляется возможным использовать разработанные компьютерные программы расчета.

3.3.5. Тепловой и гидравлический расчет пластинчатых теплообменников на ЭВМ

Расчет пластинчатых теплообменников, выпускаемых фирмой «Термоблок», проводим по специальной программе «Plast». В этой программе расчет теплообменника осуществляется в следующем порядке.

1. Открываем программу расчета «PlastAp.exe». В верхней части экрана появляется шкала «Настройка – Расчет вариантов – Оптимизация – Справка» (рис.15).

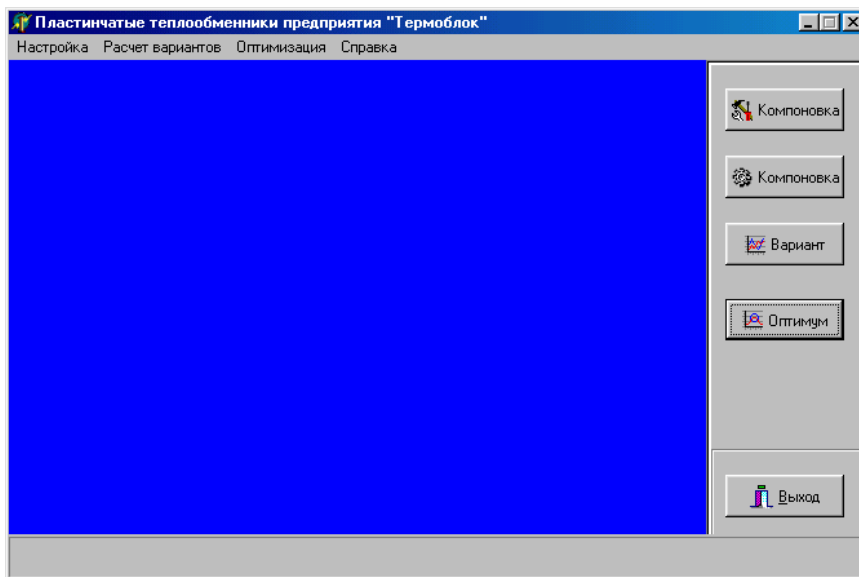


Рис. 15

2. Вызываем раздел «Настройка». На экране появляется изображение, показанное на рис.16.

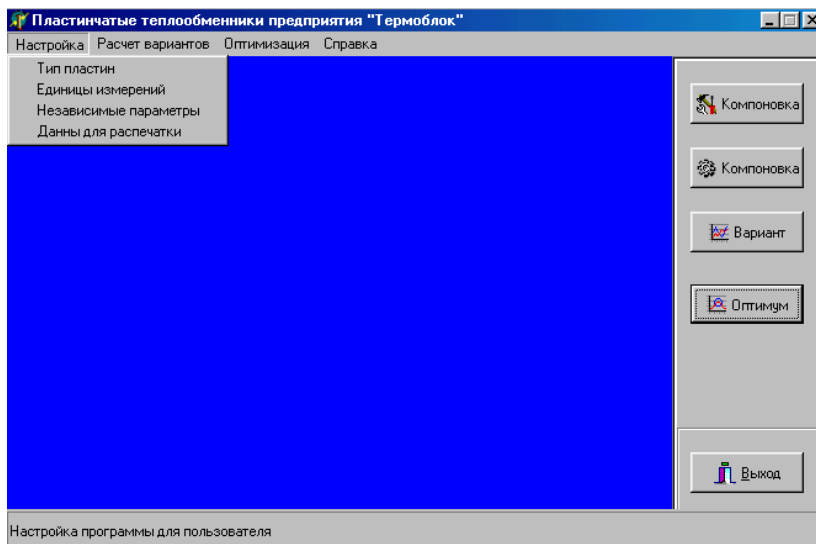


Рис. 16

3. Определяем модификацию теплообменника путем выбора в диалоговом окне «Тип пластин» (рис.17).

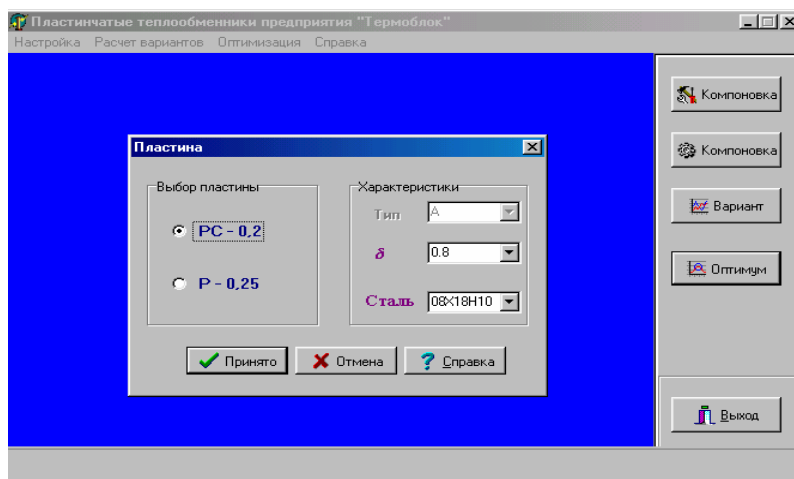


Рис. 17

Выпуск теплообменников, как уже указывалось, осуществляется в двух различных видах: с пластинами Р-0,25 и РС-0,2 с площадью поверхности теплообмена 0,25 и 0,2 м² соответственно. В диалоговом окне нам дается возможность выбора пластины, ее толщины и материала, из которого эта пластина изготовлена.

Выбор пластины автоматически определяет тип теплообменника с соответствующими тепловыми и гидравлическими характеристиками. Эти характеристики определены по результатам экспериментальных исследований, выполненных в Институте проблем энергетики НАН Беларуси.

Для теплообменника Р-0,25 реализована возможность выбора пластин А или Б. Пластина типа А по сравнению с пластиной типа Б характеризуется более высокой интенсивностью теплообмена и большим гидравлическим сопротивлением и рекомендуется при $Q \geq 400 \text{ кВт}$ (0,35 Гкал/ч). В каждом конкретном случае программа расчета обеспечивает оптимальные конструкторские решения.

Принимаем РС-0,2 и $\delta = 0,8$. Пластины РС-0,2 полуразборные. (Если принимать разборную структуру Р-0,25, то $\delta = 0,6$, а «елочка» пластины может быть в одном из двух указанных вариантов А и Б). Нажимаем «Принято».

Другие конструктивные параметры теплообменника можно задать позднее, когда будет осуществляться компоновка пластин для него.

4. В «Настройке» переходим в диалоговом окне на «Единицы измерений».

В программе предусмотрено использование единиц измерений, основанных на международной программе СИ и технической системе, которая ранее широко применялась в теплотехнике. В табл.3.4 представлен список параметров, имеющих отличающиеся единицы измерений в этих системах.

Т а б л и ц а 3.4

№ пп	Параметр	СИ	Техническая система
1	Тепловая мощность	кВт	Гкал/ч
2	Расход	кг/с	т/ч
3	Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	ккал/(ч·м ² ·К)
4	Коэффициент теплоотдачи	Вт/(м ² ·К)	ккал/(ч·м ² ·К)
5	Термическое сопротивление	м ² ·К/Вт	ч·м ² ·К/ккал
6	Давление	Па	ат

Выбираем «Единицы СИ», «Принять» (рис.18). Наш выбор в дальнейшем повлияет на величину таких вводимых параметров, как расход теплоносителя и тепловая мощность теплообменника.

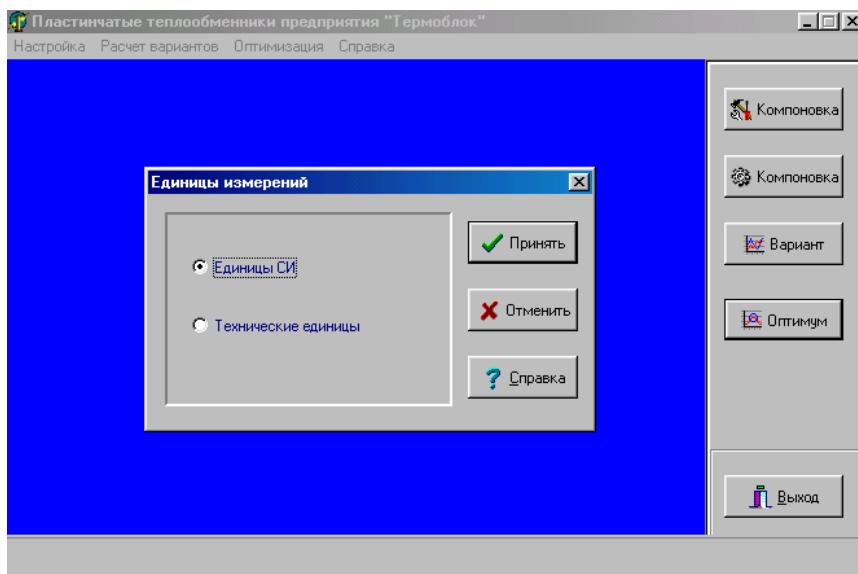


Рис. 18

В спецификации (см.п.9) все параметры из приведенной выше таблицы будут представлены в выбранной нами системе единиц СИ.

5. В «Настройке» переходим в диалоговом окне на «Независимые параметры» (рис.19). В качестве входных параметров всегда должны быть 4 независимых переменных, которые выбираются из представленных ниже величин:

Q – тепловая мощность теплообменника; $T_{гор.вх.}$ – температура греющей воды на входе в теплообменник; $T_{гор.вых.}$ – температура греющей воды на выходе из теплообменника; $T_{хол.вх.}$ – температура нагреваемой воды на входе в теплообменник; $T_{хол.вых.}$ – температура нагреваемой воды на выходе из теплообменника; $G_{гор}$ – расход греющей воды; $G_{хол.}$ – расход нагреваемой воды.

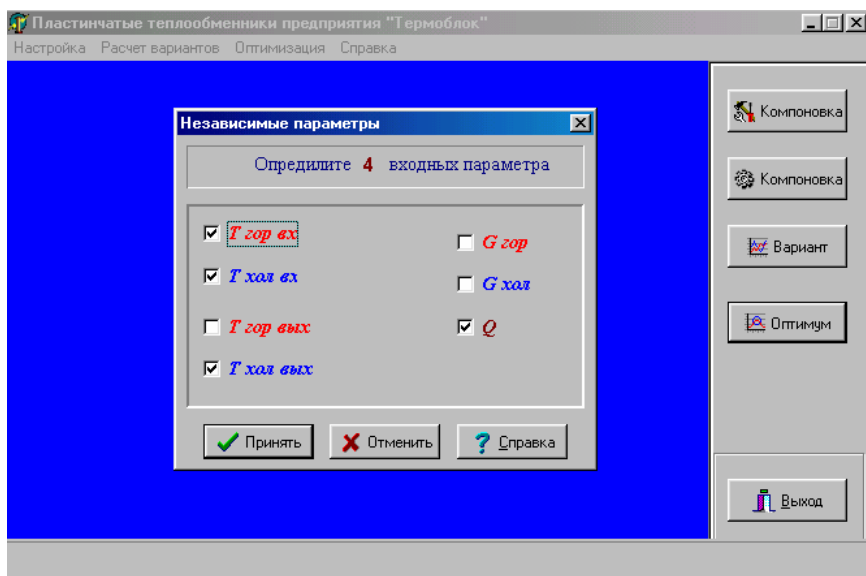


Рис. 19

Независимые переменные задают параметры, которые далее используются для ввода данных при расчете теплообменника. Остальные из представленных величин определяются в результате вычислений. Возможность задавать различное сочетание параметров в качестве независимых переменных обеспечивает гибкость программы для разнообразных практических приложений.

Например, в качестве независимых переменных можно указать три температуры и количество теплоты; можно задавать значения трех температур и расход теплоносителя, а можно указать две температуры и расходы первичного и вторичного теплоносителей. В последнем случае реализуется классический случай при поверочном расчете (т.е. для заданной площади и компоновки поверхности теплообмена водоподогревателя вычисляются режимные характеристики его работы).

При оптимизационном расчете проводится поиск минимальной поверхности теплообмена для заданного режима работы теплообменника. В этом случае выбор независимых переменных определяет те режимные параметры, которые будут зафиксированы при проведении вычислений.

Необходимо задавать обязательно *четыре* параметра, иначе при большем или меньшем числе программа не будет работать, а даст соответствующее предупреждение (рис.20).

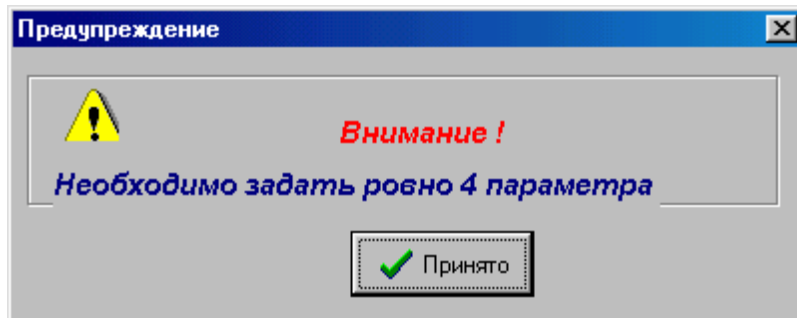


Рис. 20

Следует обратить внимание и на то, что не все сочетания параметров могут быть корректны. Так, при *поверочном* расчете задание только температур теплоносителя по горячей и холодной сторонам на входе в теплообменник и выходе из него также вызовет соответствующее предупреждение (см. рис.20).

Выбираем в качестве независимых переменных 3 температуры и количество теплоты Q (см. рис.19), нажимаем «Принять».

6. В «Настройке» переходим в диалоговом окне на «Данные для распечатки» (рис.21). Вписываем фамилию заказчика (преподавателя), объект проектирования, назначение (отопление или горячее водоснабжение) и свою фамилию в качестве разработчика: *А.А. Иванов – тепловой пункт – В.В. Петров*, нажимаем «Принять».

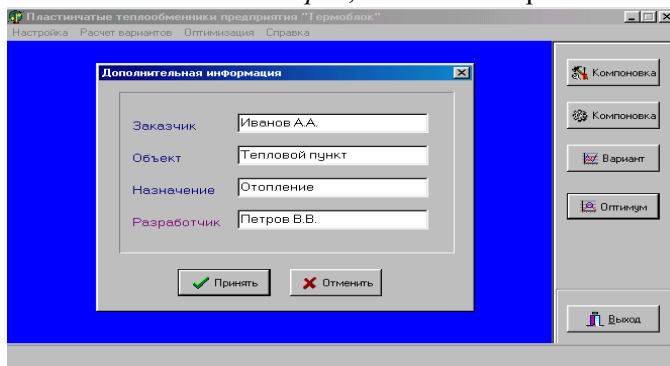


Рис. 21

7. Подбор конструкции аппарата и определение режимных параметров можно осуществить двумя способами:

- а) рассмотрение различных вариантов конструкции аппарата при проведении поверочного расчета каждого из выбранных вариантов;
- б) проведение оптимизационных расчетов (определение экстремума целевой функции). В этом случае в качестве целевой функции задано число пластин и осуществляется поиск минимума этой функции.

Мы будем проводить *поверочный* расчет теплообменника.

Для поверочного расчета теплообменника необходимо определить его компоновку. Теплообменники могут компоноваться с однотипными и разнотипными пластинами.

А) При однотипных пластинах задается число пластин и число ходов теплоносителя. В соответствии с номенклатурой продукции, выпускаемой фирмой «Термоблок», в данной программе расчета принято, что количество каналов по «холодной» и «горячей» сторонам теплообменника одинаково, за исключением второго хода для трехходового теплообменника. В этом случае по конструктивным соображениям для нагреваемой среды принимается на один канал больше.

По нагреваемой и охлаждаемой стороне теплообменника число ходов теплоносителя совпадает. Их количество не превышает 3. Если теплопроизводительность теплообменника небольшая, то выбираем число ходов «1», если ее нужно увеличить, то «2» или «3».

Нажимаем верхнюю кнопку справа «Компоновка» (появляется вид рис.24) или на шкале «Настройка – Расчет вариантов – Оптимизация – Справка» (см. рис.15) переходим к «Расчету вариантов»: появляется вид рис.22. Нажимаем «Однотипные пластины», появляется вид рис. 23, переходим в «Компоновку» (появляется вид рис.24).

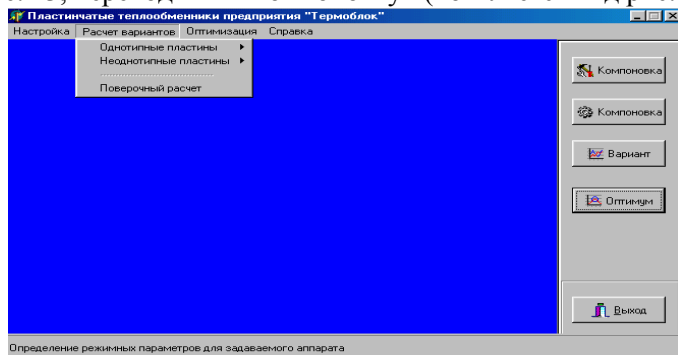


Рис. 22

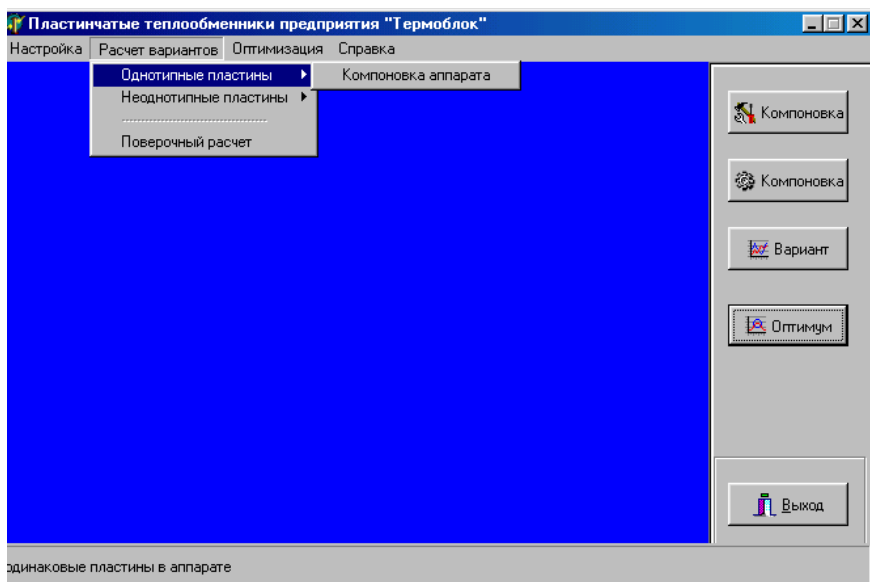


Рис. 23

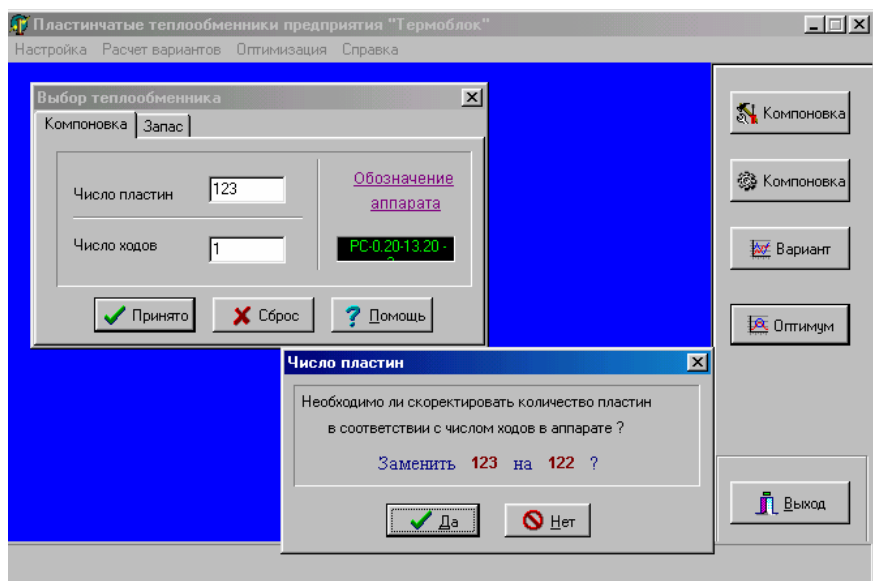


Рис. 24

Максимальное число пластин – 400 штук, что может обеспечить 2,3...2,9 МВт (2...2,5 Гкал/ч) теплоты. Патрубки теплообменника диаметром 100 будут по длине не более 5-6 м.

В рассматриваемом примере $Q_{o \max} = 535$ кВт (0,46 Гкал/ч). По таблице прил.8 выбираем теплообменник РС-0,2-25,20-1х(63).

Принимаем «Число пластин» 124, «Число ходов» - 1 (рис.25).

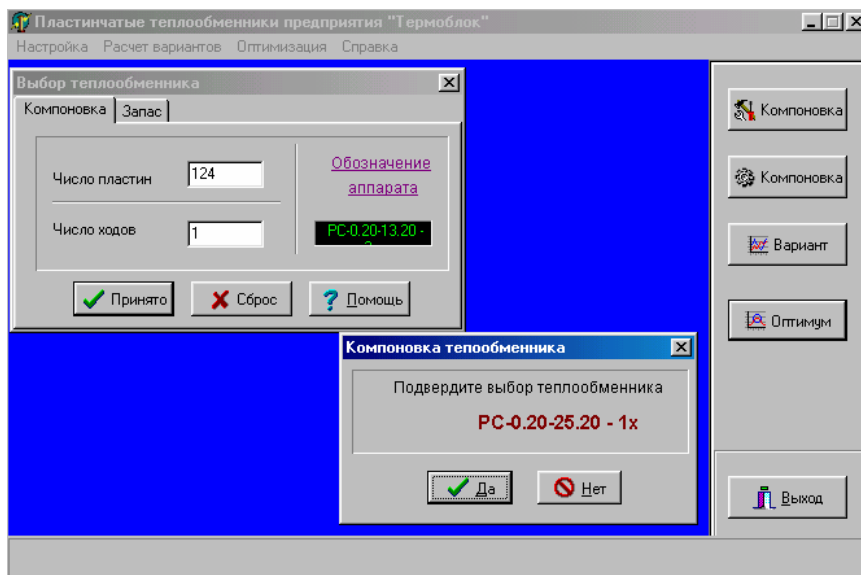


Рис. 25

Когда принимается нечетное число пластин, то на экране появляется вид рис.24.

Затем необходимо подтвердить выбор типа теплообменника (см. рис.25). Нажимаем «Да».

Б) Для теплообменника Р-0,25, выпускаемого с различными типами пластин (А и Б), предусмотрена возможность компоновки теплообменника разными пластинами по ходам. Эта операция выполняется путем переключения соответствующей кнопки для каждого хода (рис.26...29). Задание однотипных пластин в теплообменнике является частным случаем.

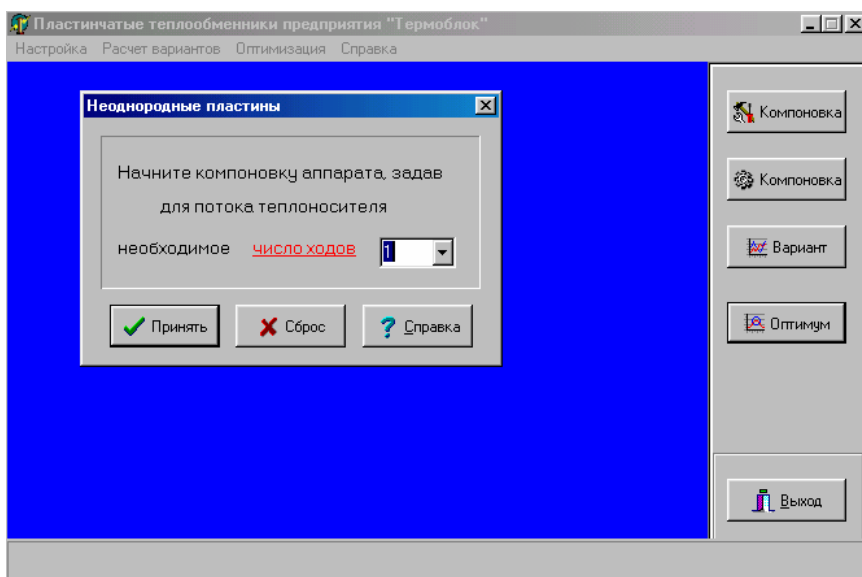


Рис. 26

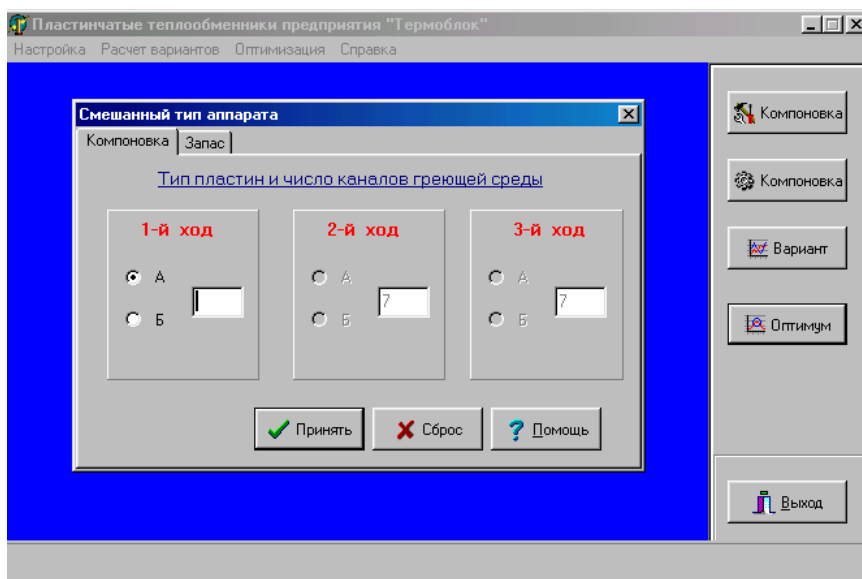


Рис. 27

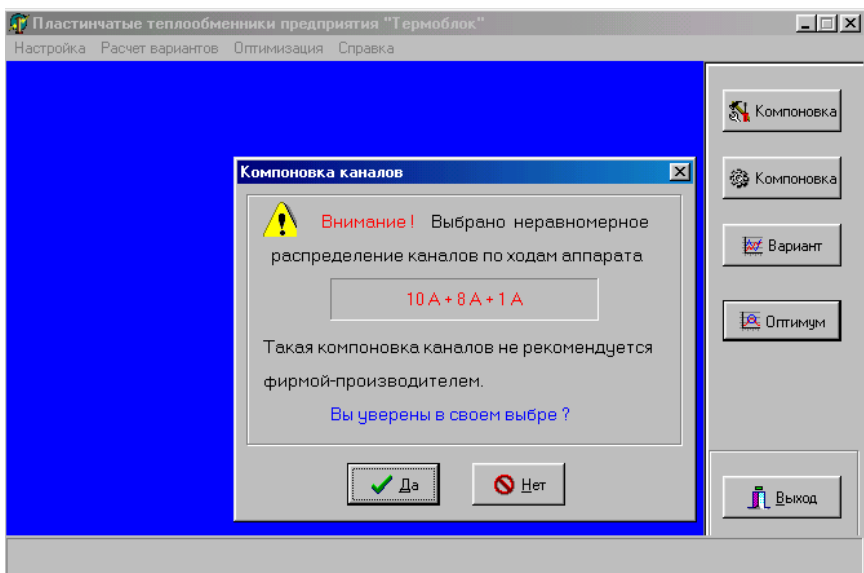


Рис. 28

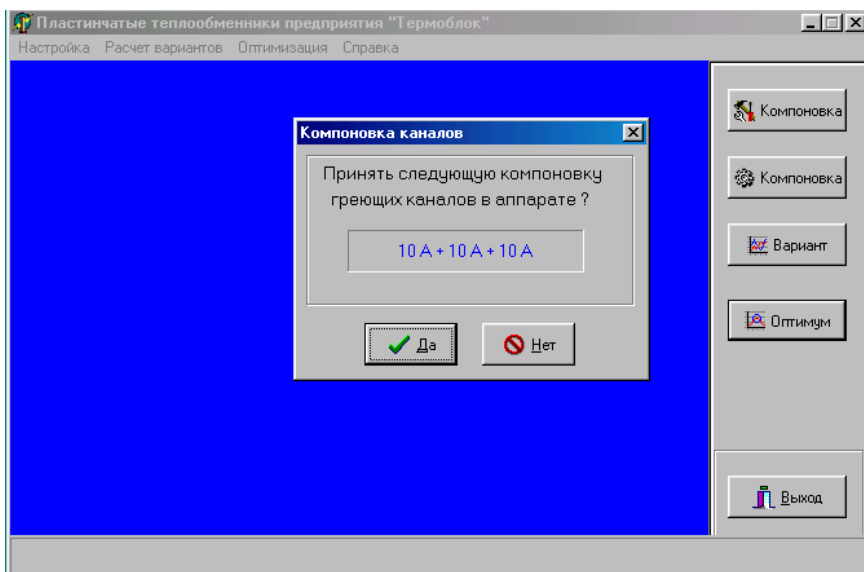


Рис. 29

В отличие от диалогового окна «Компоновка аппарата с однотипными пластинами» в данном случае имеется возможность задавать число каналов по греющей стороне теплообменника в каждом из предусмотренных в нем ходов теплоносителя. Иногда такой способ компоновки, как наиболее гибкий, оказывается оптимальным. (Для теплообменника РС-0,2 такие возможности компоновки не предусмотрены).

8. В «Расчете вариантов» (см. рис.15) переходим в диалоговом окне (см. рис.22) на «Поверочный расчет». Появляется «Ввод данных» (рис. 30). Вводим данные в соответствии с тем, что нами было намечено ранее (п. 5), то есть три температуры и $Q_{o \max}$:

$$\begin{aligned} T_{\text{гор.вх.}} &= 150^{\circ}\text{C}; \\ T_{\text{хол.вх.}} &= 5^{\circ}\text{C}; \\ T_{\text{хол.вых.}} &= 105^{\circ}\text{C}; \\ Q_{o \max} &= 535,0 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Нажимаем «Принять».

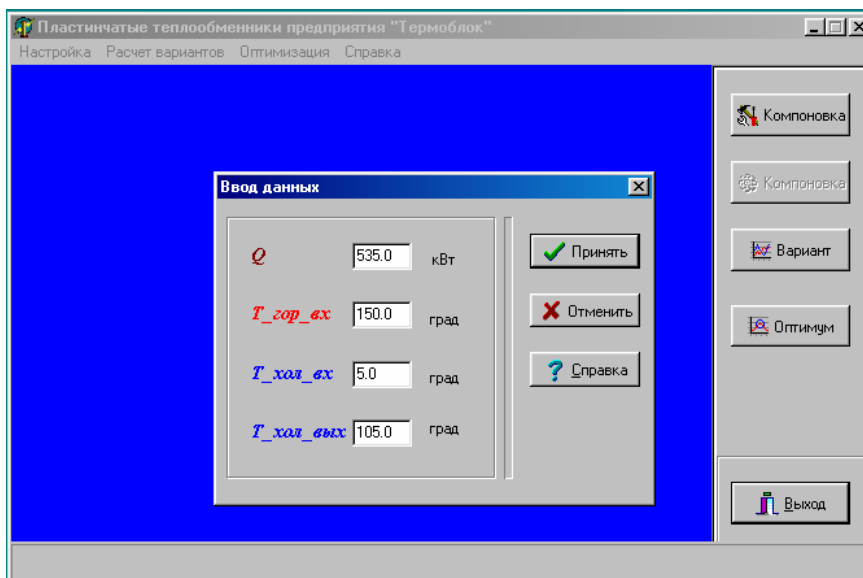


Рис. 30

9. На экране появляется спецификация на пластинчатый теплообменник принятого типа (рис.31).

Тел.; (017) 285-16-52, 285-16-67,
285-16-66;

ТЕРМОБЛОК

Адрес: 220004, Республика
Беларусь,
г. Минск, ул.



Заказчик Иванов А.А.
Объект Тепловой пункт

Назначение: отопление

Спецификация

РС-0.20-25.20 - 1х

Наименование	Единицы	Греющая	Нагреваемая
Тепловая мощность	кВт	535.00	
Входная температура	°С	150.0	5.0
Выходная температура	°С	25.0	105.0
Массовый расход	кг/с	1.017	1.279
Объёмный расход	м ³ /ч	3.788	4.670
Перепад давления в аппарате	бар	0.0017	0.0028
Перепад давления в патрубках	бар	0.0004	0.0007
Суммарный перепад давления	бар	0.0021	0.0035
Количество пластин расчетное	шт.	122	
Количество пластин установочное	шт.	124	
Количество ходов	---	1	
Коэффициент теплопередачи расчетный	Вт/(м ² ·К)	775.4	
Коэффициент теплопередачи эффективный	Вт/(м ² ·К)	704.9	
Коэффициент запаса	%	10.0	
Термическое сопротивление отложений	(м ² ·К)Вт/ ,10 ⁻⁴	0.000	
Температурный напор	°С	30.84	
Поверхность теплообмена	м ²	24.40	
Скорость теплоносителя в аппарате	м/с	0.02	0.03
Проходное сечение теплообменника	м ²	0.04935	

17.26.52 07.08.2003 Исполнитель

Петров В.В.

Рис. 31

Проанализируем полученные данные. Разность между температурами первичного и вторичного теплоносителей Δt должна составлять 4...6 °С. Чем больше будет эта разность температур, тем меньший можно устанавливать теплообменник. Особое внимание нужно обратить на потери давления в теплообменнике для греющей и нагреваемой воды. Если они достаточно малы, то теплообменник можно сделать вместо одноходового двухходовым.

В рассматриваемом случае разность температур Δt между первичным и вторичным теплоносителями сравнительно велика. Кроме того, температура первичного теплоносителя на выходе из теплообменника должна быть не ниже 30°С, а у нас получилась 25 °С. Но особенно обращает на себя внимание то, что получился очень низкий коэффициент теплопередачи.

10. *Принимаем решение увеличить число ходов теплоносителя в теплообменнике до 2.*

Для этого изменяем количество пластин, оставляя прежний тип теплообменника. Нужно вернуться на «Компоновку» (рис.32) и уменьшить «Число пластин» на 30%. Проверяем полученный результат (рис.33). Если это допустимо, снова уменьшаем число пластин в теплообменнике (рис.34).

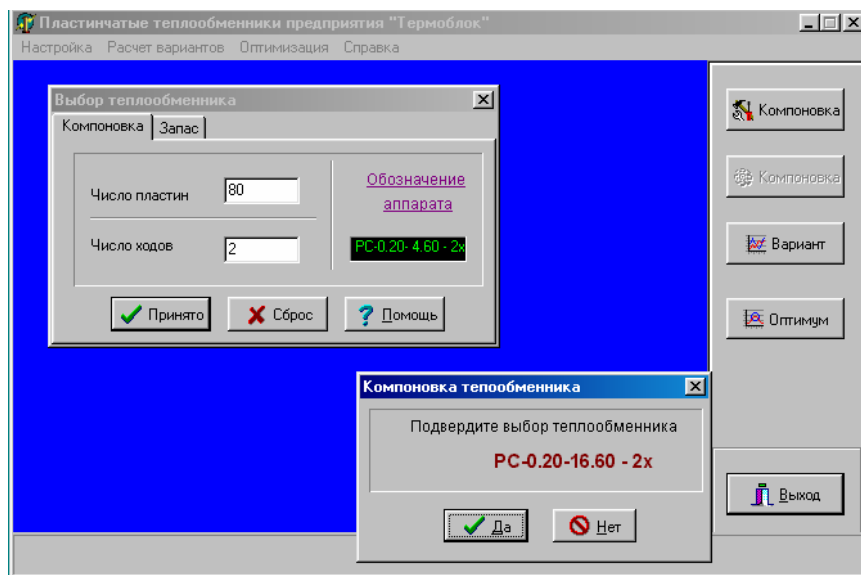


Рис. 32

Тел.: (017) 285-16-52, 285-16-67,
285-16-66;

ТЕРМОБЛОК

Адрес: 220004, Республика
Беларусь,
г. Минск, ул.



Заказчик: Ивичов А.А.
Объект: Тепловой пункт

Назначение: отопление

Спецификация

РС-0.20-17.00 - 2х

Наименование	Единицы	Греющая	Нагреваемая
Тепловая мощность	кВт		535.00
Входная температура	°С	150.0	5.0
Выходная температура	°С	16.5	105.0
Массовый расход	кг/с	0.953	1.279
Объемный расход	м³/ч	3.539	4.670
Перепад давления в аппарате	бар	0.0230	0.0420
Перепад давления в патрубках	бар	0.0004	0.0007
Суммарный перепад давления	бар	0.0233	0.0427
Количество пластин расчетное	шт.		80
Количество пластин установочное	шт.		82
Количество ходов	---		2
Коэффициент теплопередачи расчетный	Вт/(м²·К)		1268.9
Коэффициент теплопередачи эффективный	Вт/(м²·К)		1153.6
Коэффициент запаса	%		10.0
Термическое сопротивление отложений	(м²·К)Вт⁻¹ · 10⁻⁴		0.000
Температурный напор	°С		24.57
Поверхность теплообмена	м²		16.00
Скорость теплоносителя в аппарате	м/с	0.06	0.08
Проходное сечение теплообменника	м²		0.01592

17.25.00 07.08.2003 *Исполнитель:*

Петров В.В.

Рис. 33

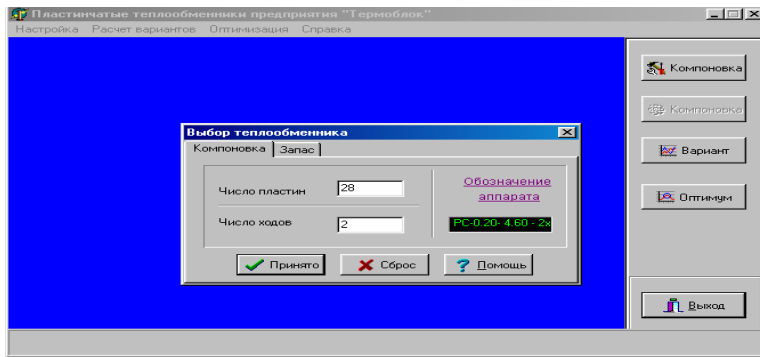


Рис. 34

Причем при уменьшении числа пластин обычно рекомендуемый шаг расчетов (т.е. Δl пластин) – 6 шт. Такое резкое на первый взгляд изменение числа пластин необходимо из-за того, что итоговые изменения происходят сравнительно медленно.

Потери напора в системе отопления не должны превышать заданных (данные заказчика – теплосетей) либо должны восполняться специально установленными насосами. Обычно потери напора в системе отопления не превышают 2,5 м.

Уменьшив число пластин до 28, переходим на «Поверочный расчет» и, подтвердив введенные ранее данные, получаем вид рис.35.

Тел.; (017) 285-16-52, 285-16-67,
285-16-66;

ТЕРМОБЛОК

Адрес: 220004, Республика
Беларусь,
г. Минск, ул.



Заказчик Иванов А.А.
Объект Тепловой пункт

Назначение: отопление

Спецификация

РС-0.20-6.60 - 2х

Наименование	Единицы	Греющая	Нагреваемая
Тепловая мощность	кВт	535.00	
Входная температура	°С	150.0	5.0
Выходная температура	°С	30.2	105.0
Массовый расход	кг/с	1.061	1.279
Объемный расход	м ³ /ч	3.956	4.670
Перепад давления в аппарате	бар	0.1560	0.2434
Перепад давления в патрубках	бар	0.0005	0.0007
Суммарный перепад давления	бар	0.1565	0.2441
Количество пластин расчетное	шт.	28	
Количество пластин установочное	шт.	30	
Количество ходов	---	2	
Кoeffициент теплопередачи расчетный	Вт/(м ² ·К)	2792.5	
Кoeffициент теплопередачи эффективный	Вт/(м ² ·К)	2538.6	
Кoeffициент запаса	%	10.0	
Термическое сопротивление отложений	(м ² ·К)Вт/ ,10 ⁻⁴	0.000	
Температурный напор	°С	34.13	
Поверхность теплообмена	м ²	5.60	
Скорость теплоносителя в аппарате	м/с	0.19	0.23
Проходное сечение теплообменника	м ²	0.00557	

17.22.33 07.08.2003 Исполнитель

Петров В.В.

Рис. 35

Таким образом, температура первичного теплоносителя на выходе из теплообменника первой ступени больше 30°C (30,2 °С); коэффициент теплопередачи достаточно высокий ($K = 2792,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$); потери напора в системе отопления $\Delta H_{\text{от}} = 2,44 \text{ м}$. Расчет можно считать выполненным. Габаритные размеры, масса теплообменника и последовательность набора пластин указаны на рис.36; все вспомогательные параметры – на рис.37.

Тел.: (017) 285-16-52, 285-16-67,
285-16-66;

ТЕРМОБЛОК

Адрес: 220004, Республика Беларусь,
г. Минск, ул.

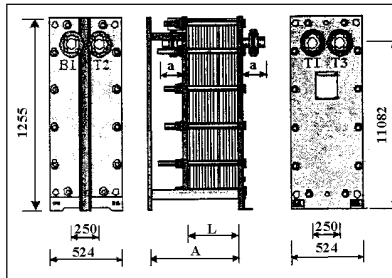


Заказчик: Иванов А.А.
Объект: Тепловой пункт

Назначение: отопление

Спецификация

РС-0.20-6.60-2х



Габаритные размеры

A, мм	458
L, мм	96
a, мм	180

Масса аппарата (в кг)

пластины —	41
суммарная —	420
при заполнении —	438

Обозначение:

- B1 - вход нагреваемой среды
- T1 - вход греющей среды
- T2 - выход греющей среды
- T3 - выход нагреваемой среды

Последовательность набора пластин в аппарате

$\frac{15}{AA}$	$\frac{1}{BA}$	$\frac{1}{BB}$	$\frac{1}{AB}$	$\frac{13}{AA}$
-----------------	----------------	----------------	----------------	-----------------

Примечание:

AA, BA, AB, BB, TT - в знаменателе представлено обозначение расположения коллекторных отверстий в пластинах.
A,B - в числителе - тип пластины для Р-0.25. Тип пластины не указывается для РС-0.2.
Цифрами в числителе обозначается количество пластины указанного типа и расположения коллекторных отверстий.
Сборка пластин в теплообменнике осуществляется от неподвижной плиты.

Компоновка каналов греющего потока в аппарате - 8+7

Рис. 36

Тел.: (017) 285-16-52, 285-16-67,
285-16-66;

ТЕРМОБЛОК

Адрес: 220004, Республика
Беларусь,
г. Минск



Заказчик Иванов А.А.
Объект Тепловой пункт

Назначение: отопление

Спецификация

РС-0.20-6.60 - 2х

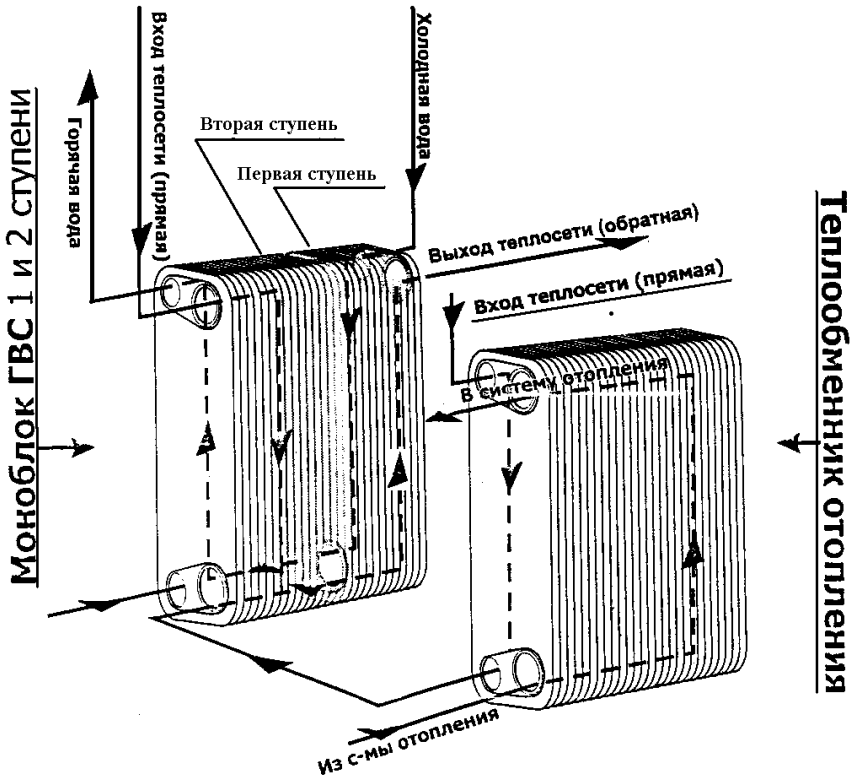
Вспомогательные параметры

Средняя плотность теплового потока	кВт/м ²	95,5
Коэффициент теплоотдачи греющей среды	Вт/(м ² ·К)	6426,9
Коэффициент теплоотдачи нагреваемой среды	Вт/(м ² ·К)	6787,4
Термодинамическая эффективность аппарата	%	82,6
Количество единиц переноса (NTU)		3,44
Число Re греющего потока		2507
Число Re нагреваемого потока		1913
Энергетическая эффективность (Q/N _{пркачка})		10949,9
Коэффициент использования массы (Q/mΔT)	кВт/(кг·К)	0,0373
Коэффициент использования объема (Q/VΔT)	кВт/(м ³ ·К)	1999,9

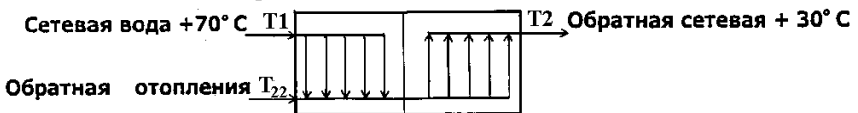
17:37:27 07.08.2003 Исполнитель Петров В.В.

Рис. 37

Расчет пластинчатых теплообменников, выпускаемых фирмой «Термоблок» специально для систем **горячего водоснабжения** (рис.38), проводим по этой же программе «Plast». Расчет осуществляется в следующем порядке.



Разрез по сетевой воде



Разрез по ГВС

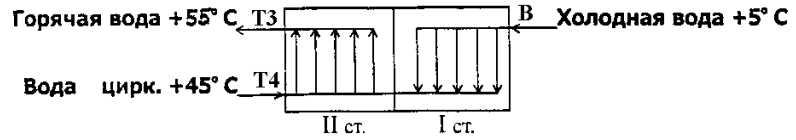


Рис. 38: Подключение теплообменника ГВС по смешанной двухступенчатой схеме

1. Открываем программу расчета «PlastAp.exe». В верхней части экрана появляется шкала «Настройка – Расчет вариантов – Оптимизация – Справка» (см. рис.15).

2. Вызываем раздел «Настройка». На экране появляется вид рис.16.

3. Определяем модификацию теплообменника путем выбора в диалоговом окне «Тип пластин» (рис.39).

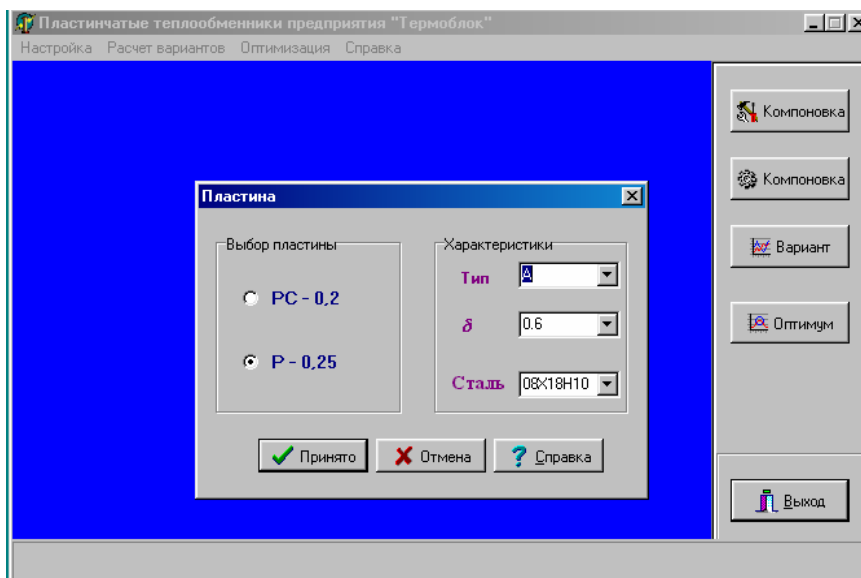


Рис. 39

Принимаем P-0,25 и $\delta = 0,6$, тип А. Нажимаем «Принято».

4. В «Настройке» переходим в диалоговом окне на «Единицы измерений».

Выбираем «Единицы СИ», «Принять» (см. рис.18).

5. В «Настройке» переходим в диалоговом окне на «Независимые параметры» (см. рис.19).

Выбираем в качестве независимых переменных 3 температуры и количество теплоты Q, нажимаем «Принять».

6. В «Настройке» переходим в диалоговом окне на «Данные для распечатки» (рис.40). *Иванов А.А. – тепловой пункт – горячее водоснабжение – Петров В.В., нажимаем «Принять».*

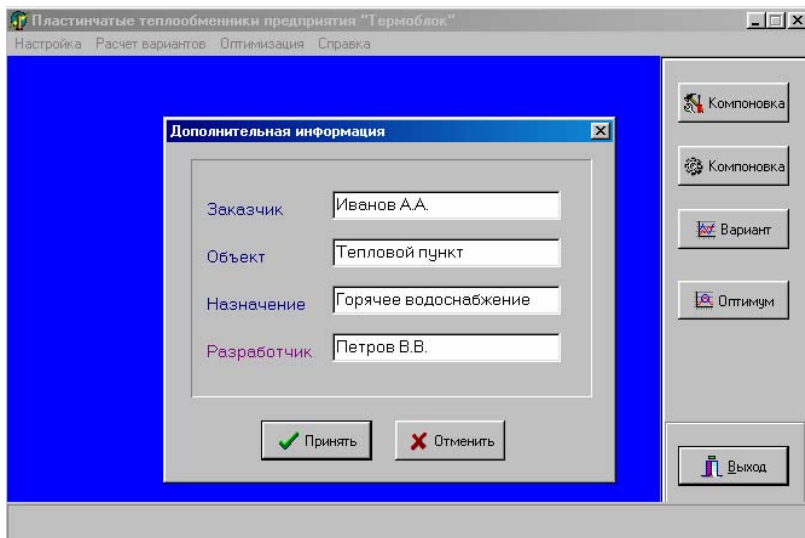


Рис. 40

7. Работу продолжаем с программой «Полный расчет». Открываем «Microsoft Excel». В нижней части экрана (рис.41) открываем «Исходные данные» и заполняем таблицу (рис.42).

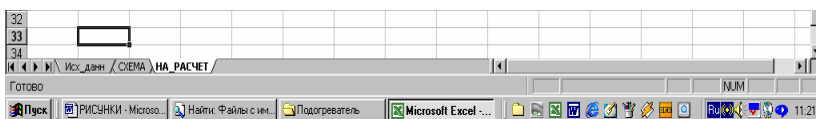


Рис. 41

Исходные данные		
Qот, Гкал/ч		0,46
Qгв макс, Гкал/ч		0,44
Расчетный расход тепла, % от макс.		100
Qгв расч., Гкал/ч		0,44
t ₁₁ , °С		150
t ₂₂ , °С		70
t _{11нэл} , °С		70
t _{22нэл} , °С		42
t ₃ , °С		55
t ₄ , °С		45
t _{кв} , °С		5
Доля расхода тепла, теряемого в циркуляционной линии, % от макс.		0
Qцирк, Гкал/ч		0
Тепловая нагрузка, обеспечиваемая 1-й ступенью, %		50
То же, Гкал/ч		0,22
Тепловая нагрузка, обеспечиваемая 2-й ступенью, %		0,22

Рис. 42

Ввод данных для расчета теплообменника осуществляем в соответствии с заданием.

В процессе ввода данных анализируем как соответствие их заданному диапазону, так и корректность реализуемых режимов работы теплообменника.

В случае ошибки ввода программой выдается соответствующее сообщение. Температура первичного теплоносителя не должна превышать 200°C и опускаться ниже 0°C . Расход теплоносителя не должен превышать 50 кг/с .

Кроме того, необходимо соблюдать еще некоторые условия: температура греющего (первичного) теплоносителя на входе не может быть ниже температуры первичного теплоносителя на выходе, а температура нагреваемого (вторичного) теплоносителя на входе в теплообменник не может быть выше температуры вторичного теплоносителя на выходе из теплообменника; термодинамическая эффективность теплообменника находится в диапазоне от 0 до 100% и т.д. Причем указанные условия должны выполняться не только в явном виде, т.е. при вводе данных, соответствующих выбранным независимым переменным, но и для всей совокупности параметров, в том числе полученных косвенным путем в результате вычислений.

Потери теплоты в циркуляционной линии принимаем 0%, но они могут составлять от 20 до 40%.

Для уменьшения поверхности теплообмена считаем, что нижняя (первая I) ступень теплообменника должна обеспечивать не менее 50% расчетной тепловой нагрузки. При этом рекомендуется, чтобы

$$50\% < Q^I < 60\%.$$

В рассматриваемом примере $Q_{o \text{ max}} = 535 \text{ кВт} = 0,46 \text{ Гкал/ч}$, $Q_{h \text{ max}} = 510 \text{ кВт} = 0,44 \text{ Гкал/ч}$. Температуры теплоносителя при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления и в точке излома графика центрального качественного регулирования отпуска теплоты принимаем по рис.12. T_3 – температура вторичного теплоносителя на входе в систему горячего водоснабжения (равна температуре на выходе из теплообменника). В соответствии с [13, п.2.2] эта температура может быть от 50 до 75°C . Принимаем $T_3 = 55^{\circ}\text{C}$. Падение температуры теплоносителя в системе горячего водоснабжения, в зависимости от ее протяженности,

может составлять (5...15) °С. Принимаем $\Delta t = 10$ °С. Тогда $T_4 = 45$ °С. В итоге получаем таблицу рис.42.

8. В нижней части экрана (см. рис.41) переходим «На расчет» (рис.43). При двухступенчатой смешанной схеме расчет рекомендуется начинать со II ступени. Записываем полученные на рис.43 температуры вторичного теплоносителя на входе во II (верхнюю) ступень и на выходе из нее (по синим стрелкам): 30°С и 55°С соответственно.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1	1-я ступень											
2												
3	5	→	30									
4				Q=	255,814	кВт						
5	25,8	←	42									
6												
7	2-я ступень											
8												
9	30	→	55									
10				Q=	255,814	кВт						
11	42	←	70									
12												
13												
14												
15												
16												
17												
18												
19												
20												
21												
22												
23												
24												
25												
26												
27												
28												
29												
30												
31												

Рис. 43

9. Возвращаемся в программу «PlastAp.exe» (см. рис.15). На шкале «Настройка – Расчет вариантов – Оптимизация – Справка» переходим к «Расчету вариантов» (см. рис.22). Нажимаем «Однотипные пластины» (см. рис.23), переходим в «Компоновку». В соответствии с необходимой величиной $Q_{h\max}^{\text{II}}$ принимаем «Число пластин» 28, «Число ходов» - 2 (рис.44). (Для двухступенчатой смешанной схемы число ходов во II ступени рекомендуется принимать равным именно 2). Сразу же переходим в «Запас», принимая коэффициент запаса

«10%» (рис.45). Подтверждаем выбор теплообменника P-0,25-7,75-2х (рис.46), нажимая «Да».

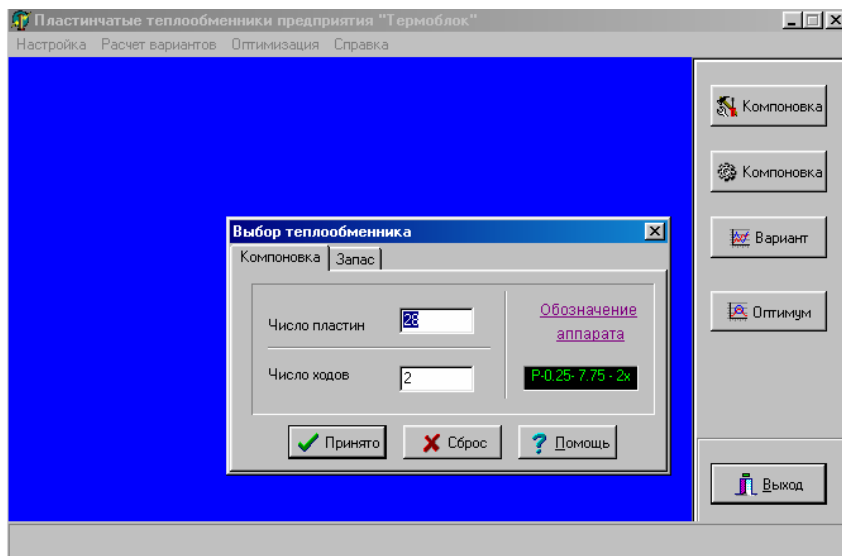


Рис. 44

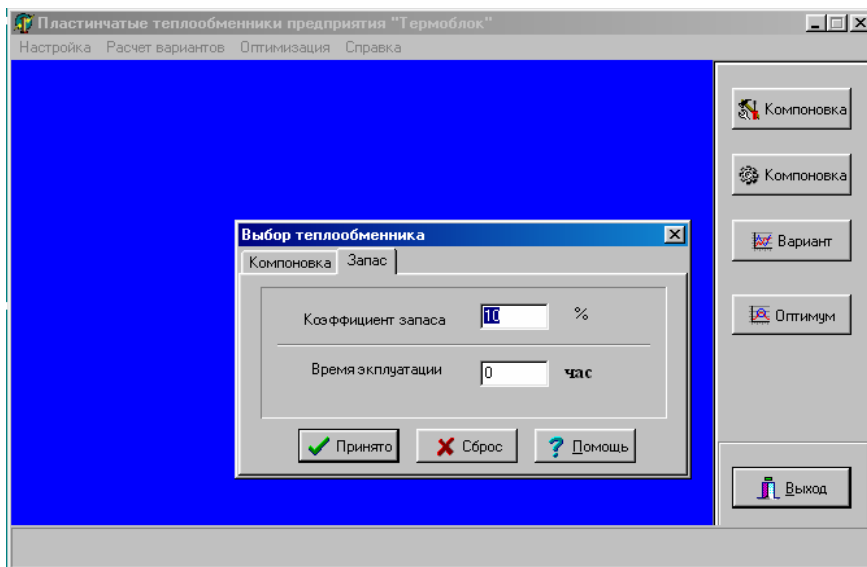


Рис. 45

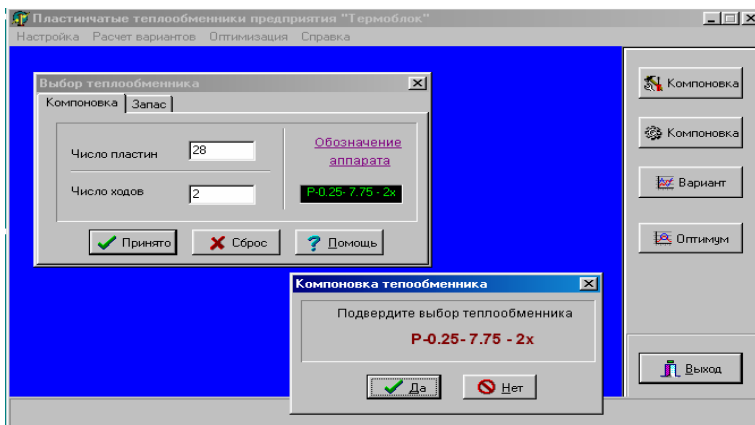


Рис. 46

10. На шкале (см. рис.15) вызываем раздел «Расчет вариантов», переходим в диалоговом окне (см. рис.22) на «Поверочный расчет». Появляется «Ввод данных» (см. рис. 18). Вводим данные в соответствии с тем, что нами было намечено ранее (п. 5), то есть три температуры (из рис.43) и $Q_{h \max}^II$ для II (верхней) ступени теплообменника:

$$\begin{aligned}
 T_{\text{гор.вх.}} &= 70^{\circ}\text{C}; \\
 T_{\text{хол.вх.}} &= 30^{\circ}\text{C}; \\
 T_{\text{хол.вых.}} &= 55^{\circ}\text{C}; \\
 Q_{h \max}^{II} &= 255,0 \text{ кВт} .
 \end{aligned}$$

Нажимаем «Принять» (рис.47).

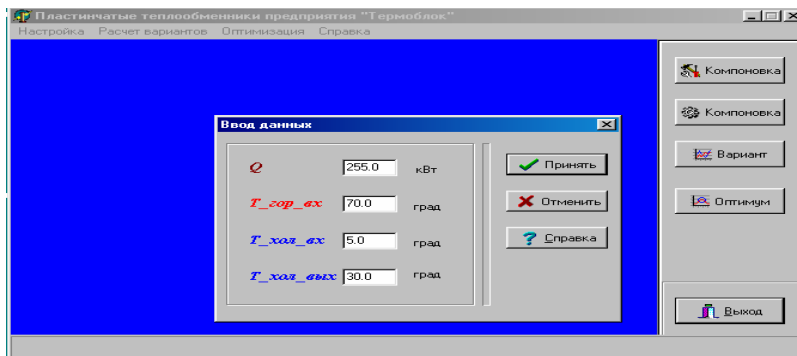


Рис. 47

11. На экране (рис.48) – спецификация теплообменника. Выписываем полученные в результате расчета температуры теплоносителя: $T_{\text{гор.вх.}} = 70^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{гор.вых.}} = 39,1^{\circ}\text{C}$. Анализируем величины перепада давления для первичного и вторичного теплоносителей и величину коэффициента теплопередачи.

Тел.: (017) 285-16-52, 285-16-67,
285-16-66;

ТЕРМОБЛОК

Адрес: 220004, Республика
Беларусь,
г. Минск



Заказчик: Иванюв А.А.
Объект: Тепловой пункт

Назначение: Горячее водоснабжение
2 ступень

Спецификация

РС- 0.25-7.75 - 2х

Наименование	Единицы	Греющая	Нагреваемая
Тепловая мощность	кВт		255.00
Входная температура	$^{\circ}\text{C}$	70.0	30.0
Выходная температура	$^{\circ}\text{C}$	39.1	55.0
Массовый расход	кг/с	1.972	2.444
Объёмный расход	$\text{м}^3/\text{ч}$	7.201	8.876
Перепад давления в аппарате	бар	0.2486	0.3797
Перепад давления в патрубках	бар	0.0016	0.0024
Суммарный перепад давления	бар	0.2502	0.3822
Количество пластин расчетное	шт.		28
Количество пластин установочное	шт.		31
Количество ходов	---		2
Коэффициент теплопередачи расчетный	$\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$		3148.4
Коэффициент теплопередачи эффективный	$\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$		2862.2
Коэффициент запаса	%		10.0
Термическое сопротивление отложений	$(\text{м}^2\cdot\text{K})/\text{Вт} \cdot 10^{-4}$		0.000
Температурный напор	$^{\circ}\text{C}$		11.78
Поверхность теплообмена	м^2		7.00
Скорость теплоносителя в аппарате	$\text{м}/\text{с}$	0.27	0.34
Проходное сечение теплообменника	м^2		0.00730

13:43:05 09.08.2003 Исполнитель:

Петров В.В.

Рис. 48

12. Снова переходим на программу «Полный расчет». В нижней части экрана (см. рис.41) открываем «Схему» и для верхней ступени вносим данные по $T_{\text{гор.вых.}} = 39,1^{\circ}\text{C}$ (рис.49).

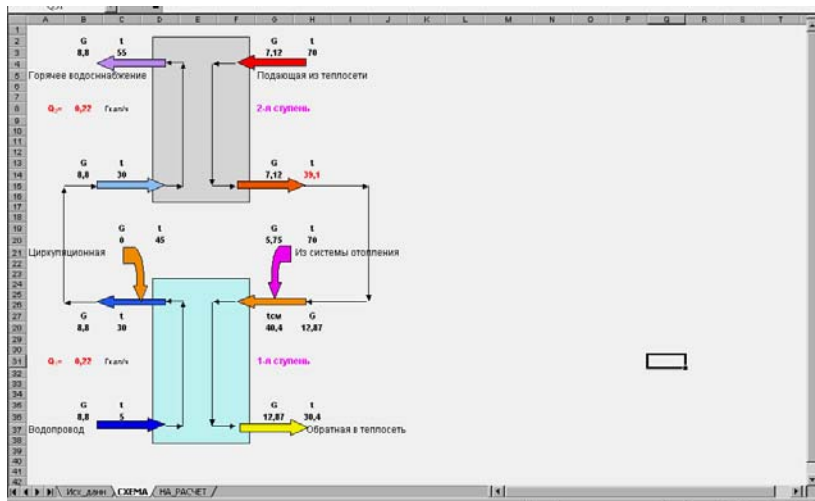


Рис. 49

13. В нижней части экрана (см. рис.41) открываем «На расчет» и записываем полученную температуру $T_{см.} = 40,4^{\circ}\text{C}$ (см. рис.49).

The screenshot shows an Excel spreadsheet with the following data:

Row	Column A	Column B	Column C	Column D	Column E	Column F
2			1-я ступень			
3		5	30			
4					$Q = 255,814$	кВт
5		23,3		40,4		
8			2-я ступень			
9		30	55			
10					$Q = 255,814$	кВт
11		39,1		150		

Рис. 50

14. Начинаем расчет I (нижней) ступени. Возвращаемся в программу «PlastAp.exe» (см. рис.15). На шкале «Настройка – Расчет вариантов – Оптимизация – Справка» переходим к «Расчету вариантов» (см. рис.22). Нажимаем «Однотипные пластины (см. рис.23), переходим в «Компоновку». Принимаем «Число пластин» 21, «Число ходов» - 1(рис.51). Подтверждаем выбор теплообменника P-0,25-5,75-1х, нажимая «Да» (рис.52).

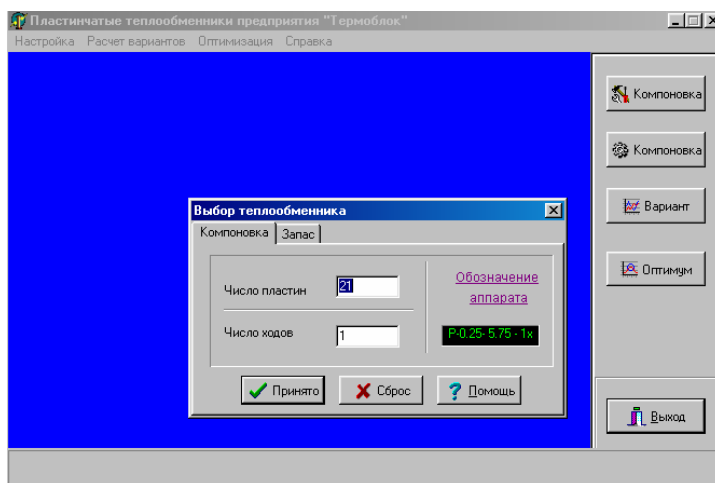


Рис. 51

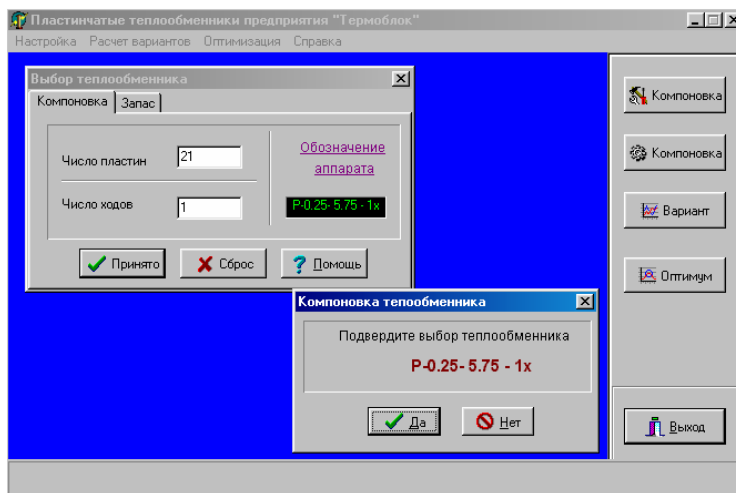


Рис. 52

15. На шкале (см. рис.15) вызываем раздел «Расчет вариантов», переходим в диалоговом окне (см. рис.22) на «Поверочный расчет». Появляется «Ввод данных» (см. рис. 30). Вводим данные в соответствии с тем, что нами было намечено ранее (п. 5, с. 76), то есть три температуры (из рис.50) и $Q_{o\max}$:

$$\begin{aligned} T_{\text{гор.вх.}} &= 40,4^{\circ}\text{C}; \\ T_{\text{хол.вх.}} &= 5,0^{\circ}\text{C}; \\ T_{\text{хол.вых.}} &= 30^{\circ}\text{C}; \\ Q_{o\max}^I &= 255,0 \text{ кВт} . \end{aligned}$$

Нажимаем (рис.53) «Принять».

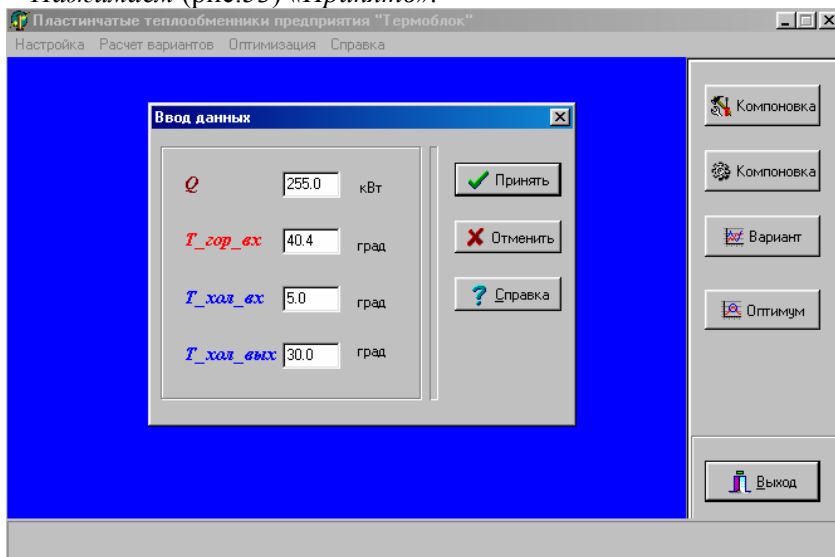


Рис. 53

16. На экране (рис.54) – спецификация. Выписываем полученные в результате расчета температуры теплоносителя: $T_{\text{гор.вх.}} = 40,4^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{гор.вых.}} = 30,4^{\circ}\text{C}$.

17. Определим суммарную поверхность теплообмена I и II ступеней теплообменника. По рис. 48 (для II ступени) и рис. 54 (для I ступени) $\sum F = 7 + 5,25 = 12,25 \text{ м}^2$. Следует учесть, что для больших установок при суммарной поверхности теплообмена, приближающейся к 100 м^2 , монтаж теплообменников становится затруднительным из-за их большой массы.

Тел.: (017) 285-16-52, 285-16-67,
285-16-66;

ТЕРМОБЛОК

Адрес: 220004, Республика
Беларусь,
г. Минск



Заказчик Иванов А.А.
Объект Тепловой пункт

Назначение: Горячее водоснабжение
1 ступень

Спецификация

РС- 025-7.75 - 2х

Наименование	Единицы	Греющая	Нагреваемая
Тепловая мощность	кВт	255.00	
Входная температура	°С	40.4	5.0
Выходная температура	°С	30.4	30.0
Массовый расход	кг/с	6.138	2.438
Объёмный расход	м ³ /ч	22.230	8.789
Перепад давления в аппарате	бар	0.5473	0.0859
Перепад давления в патрубках	бар	0.0154	0.0024
Суммарный перепад давления	бар	0.5627	0.0884
Количество пластин расчетное	шт.	21	
Количество пластин установочное	шт.	23	
Количество ходов	---	1	
Кэффициент теплопередачи расчетный	Вт/(м ² ·К)	3183.4	
Кэффициент теплопередачи эффективный	Вт/(м ² ·К)	2894.0	
Кэффициент запаса	%	10.0	
Термическое сопротивление отложений	(м ² ·К)Вт ⁻¹ ·10 ⁻⁴	0.000	
Температурный напор	°С	16.81	
Поверхность теплообмена	м ²	5.25	
Скорость теплоносителя в аппарате	м/с	0.62	0.24
Проходное сечение теплообменника	м ²	0.01003	

14:11:55 09.08.2003 Исполнитель:

Петров В.В.

Рис. 54

18. Для завершения работы распечатываем данные по габаритным размерам, массе и последовательности набора пластин в аппарате (рис. 55), а также сведения по вспомогательным параметрам (рис. 56).

Тел.: (017) 285-16-52, 285-16-67,
285-16-66;

ТЕРМОБЛОК

Адрес: 220004, Республика
Беларусь,
г. Минск

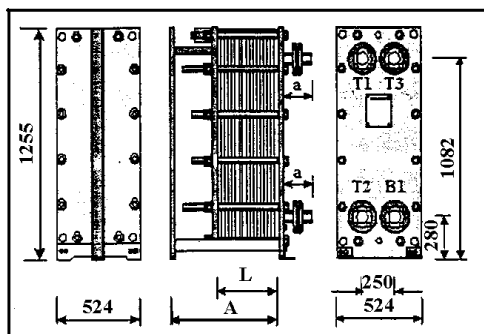
Заказчик: Иванов А.А.
Объект: Тепловой пункт



Назначение: Горячее водоснабжение

Спецификация

РС- 0.25-5.75 - 1х



Габаритные размеры

A , мм	417
L , мм	71
a , мм	180

Масса аппарата (в кг)

Обозначение:

B1 - вход нагреваемой среды
T1 - вход греющей среды
T2 - выход греющей среды
T3 - выход нагреваемой среды

пластины - 27
суммарная - 403
при заполнении - 422

Последовательность набора пластин а аппарате

22А	А
АА	ГГ

Примечание:

АА, БА, АБ, ВВ, ГГ - в знаменателе представлено обозначение расположения коллекторных отверстий в пластинах.

А, Б - в числителе - типы пластин для Р - 0,25. Тип пластины не указывается для РС - 0,2.

Цифрами в числителе обозначается количество пластин указанного типа и расположения коллекторных отверстий.

Сборка пластин в теплообменнике осуществляется от неподвижной плиты.

Компоновка каналов греющего потока в аппарате - 11А

16:00:10 10.08.2003

Исполнитель:

Петров В.В.

Рис. 55



Заказчик: Иванюк А.А.
Объект: Тепловой пункт

Назначение: Горячее водоснабжение

Спецификация

РС- 0.25 з./с -1х

Вспомогательные параметры

Средняя плотность теплового потока	кВт/м ²	48,6
Коэффициент теплоотдачи греющей среды	Вт/(м ² К)	11371,1
Коэффициент теплоотдачи нагреваемой среды	Вт/(м ² К)	5410,9
Термодинамическая эффективность аппарата	%	70,9
Количество единиц переноса (NTU)		1,49
Число Re греющего потока		3931
Число Re нагреваемого потока		1017
Энергетическая эффективность ($Q/N_{\text{прокачка}}$)		691,0
Коэффициент использования массы ($Q/m\Delta T$)	кВт/(кг·К)	0,0377
Коэффициент использования объема ($Q/V\Delta T$)	кВт/(м ³ К)	2747,1

16:00:11 10.08.2003

Исполнитель

Петров В.В.

Рис. 56

4. ТЕПЛОВЫЕ ПУНКТЫ

В трехзвенной цепи системы теплоснабжения (источник тепла – тепловая сеть – потребитель) тепловой пункт, связывающий тепловую сеть с потребителем теплоты, занимает весьма важное место.

В тепловых пунктах предусматривается размещение оборудования, арматуры, приборов контроля, управления и автоматизации, с помощью которых осуществляется:

- преобразование вида теплоносителя или его параметров;
- контроль параметров теплоносителя;
- регулирование расхода теплоносителя и распределение его по системам потребления теплоты;
- отключение систем потребления теплоты;
- защита местных систем от аварийного повышения параметров теплоносителя;
- заполнение и подпитка системы потребления теплоты;
- учет тепловых потоков и расходов теплоносителя и конденсата;

- сбор, охлаждение, возврат конденсата и контроль его качества;
- аккумулирование теплоты;
- водоподготовка для систем горячего водоснабжения.

В зависимости от назначения и конкретных условий присоединения потребителей в тепловом пункте могут осуществляться все перечисленные функции или только их часть.

Тепловые пункты могут быть индивидуальными (ИТП) для одного здания или его части и центральными (ЦТП) для двух и более зданий. В закрытых системах теплоснабжения рекомендуется предусматривать один ЦТП на микрорайон или группу зданий с расходом теплоты ($Q_o^{\max} + Q_{hm}$) в пределах 12...35 МВт. При теплоснабжении от котельных мощностью 35 МВт и менее в зданиях рекомендуется предусматривать только ИТП.

4.1. Блочные тепловые пункты

Оптимальным является оборудование тепловых пунктов в блочном исполнении, когда оборудование принимается в блоках заводской готовности.

Блочные тепловые пункты представляют собой полный комплект оборудования и приборов для присоединения отдельных потребителей к тепловым сетям. Они могут предназначаться для комбинированного присоединения систем отопления и горячего водоснабжения (БТП) или только горячего водоснабжения (блоки горячего водоснабжения – БГВ). Поставка оборудования осуществляется укрупненными узлами, которые собираются на месте монтажа в блок. Для установки блоков не требуется устройство специальных фундаментов. Монтаж производится на бетонном основании пола теплового пункта. После сборки блока производится установка контрольно-измерительных приборов, а также подключение и крепление электрокабелей, входящих в комплект поставки.

Эффективность применения блочных тепловых пунктов по сравнению с традиционными решениями определяется следующими показателями [23]:

- площадь помещения для размещения БТП уменьшается в 5 раз по сравнению с обычными ТП;

- за счет учёта фактической температуры наружного воздуха и пониженного режима отопления в ночное время теплопотребление в производственных, административных и общественных зданиях снижается на 37%, а в жилых зданиях – на 12%;

- за счёт сокращения объемов и сроков проведения монтажных работ, снижения транспортно-заготовительных и накладных расходов затраты на создание блочного теплового пункта уменьшаются на 30%;

- сроки монтажа и пусконаладки теплового пункта сокращаются в 4 раза;

- общая длина тепловой сети сокращается в 2 раза за счет исключения трубопроводов горячего водоснабжения;

- расход электроэнергии на перекачку теплоносителя снижается на 20...40%;

- при возникновении аварийных ситуаций обеспечивается автоматическое перекрытие подачи горячей воды и прекращение учёта расхода;

- теплотери при транспортировке теплоносителя во внутриквартальной сети снижаются;

- появляется возможность существенно снизить затраты на внутридомовые системы отопления за счет перехода на трубы меньшего диаметра, применения неметаллических материалов;

- так как блочные тепловые пункты автоматизированы, значительно сокращается потребность в квалифицированном обслуживающем персонале;

- в тепловом пункте имеется встроенный узел учёта и регулирования тепловой энергии.

Далее рассматриваются блочные тепловые пункты (БТП), проектирование, изготовление и сдача в эксплуатацию которых осуществляется производственным объединением «Термоблок».

БТП предназначены для присоединения к тепловым сетям систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения зданий любого назначения.

БТП изготавливаются под любые тепловые нагрузки на основании базовых схем, которыми предусматривается присоединение к тепловым сетям систем отопления по зависимой или независимой схемам и систем горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной или

параллельной схемам. При необходимости можно устанавливать отдельные блоки для отопления и горячего водоснабжения.

В комплект поставки БТП входят: приборы учета, приборы регулирования, теплообменники, циркуляционные насосы, запорно-регулирующая арматура, фильтры, трубопроводы, приборы КИПиА, щит автоматизации управления работой приборов и оборудования, комплект кабелей и проводов в пределах БТП и комплект документации, необходимый для монтажа и пуска БТП.

На рис.57 приведена схема БТП, предназначенного для присоединения системы отопления по зависимой схеме с использованием элеватора и присоединения системы горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме. Она применяется для любых типов зданий при располагаемом напоре в тепловой сети на вводе не менее 0,15 МПа (15 м вод.ст.).

Схемой предусмотрены:

- учет расхода тепловой энергии;
- автоматическое регулирование теплотребления с его снижением в нерабочее время, выходные и праздничные дни;
- стабилизация гидравлического режима в системе отопления за счет совместной работы элеватора и циркуляционных насосов смешения;
- подогрев воды для горячего водоснабжения с использованием пластинчатого теплообменника;
- автоматическое регулирование температуры воды в системе горячего водоснабжения;
- циркуляция воды в системе горячего водоснабжения с автоматическим управлением циркуляционным насосом.

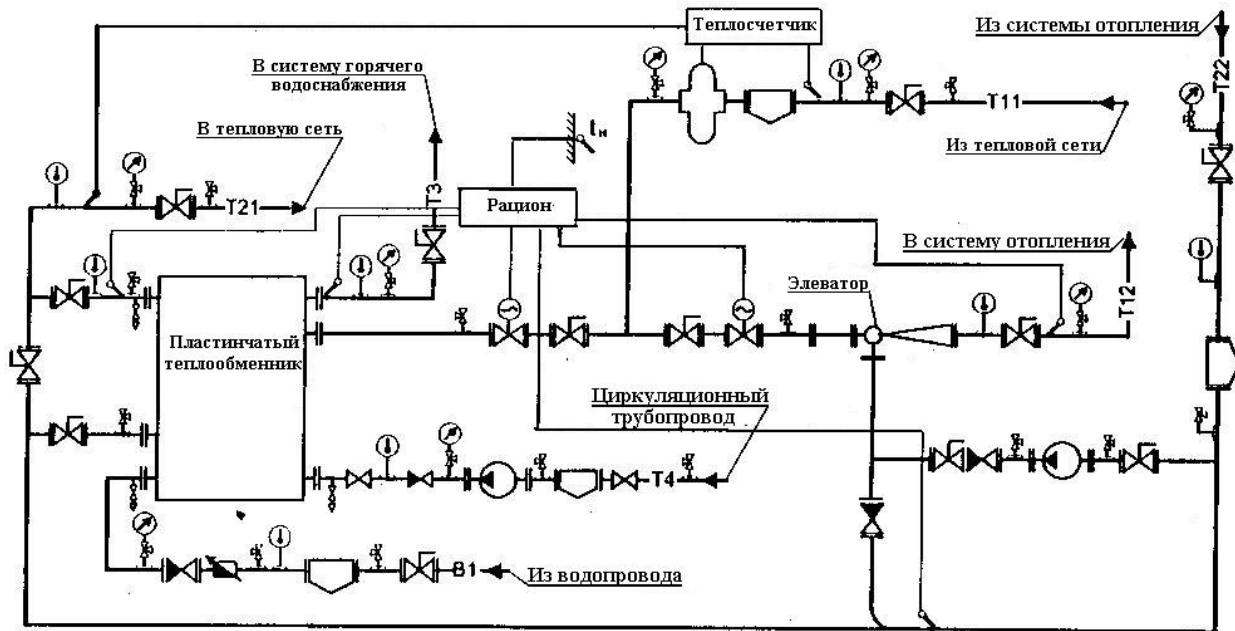


Рис. 57. Схема блочного теплового пункта № 1. Система отопления – зависимая с использованием элеватора; система горячего водоснабжения – двухступенчатая смешанная

На рис.58 приведена схема БТП, предназначенного для присоединения системы отопления по зависимой схеме с использованием насосов смешения и присоединения системы горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме. Применяется для любых типов зданий при недостаточном для работы элеватора располагаемом напоре в тепловой сети на вводе (менее 0,15 МПа). В зависимости от местных условий насосы могут устанавливаться на подающем, обратном трубопроводах или перемычке между ними.

Схемой предусмотрены:

- учет расхода тепловой энергии;
- автоматическое регулирование теплотребления с его снижением в нерабочее время, выходные и праздничные дни;
- подогрев воды для горячего водоснабжения с использованием пластинчатого теплообменника;
- автоматическое регулирование температуры воды в системе горячего водоснабжения;
- циркуляция воды в системах отопления и горячего водоснабжения с автоматическим управлением циркуляционными насосами.

На рис.59 приведена схема БТП, предназначенного для присоединения системы отопления по независимой схеме с использованием пластинчатых теплообменников и присоединения системы горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме. Применяется для любых типов зданий, включая здания повышенной этажности (12 и более этажей), при любом располагаемом напоре на вводе тепловой сети в здание.

Схемой предусмотрены:

- учет расхода тепловой энергии;
- автоматическое регулирование теплотребления с его снижением в нерабочее время, выходные и праздничные дни;
- подогрев воды для отопления и горячего водоснабжения с использованием пластинчатых теплообменников;
- автоматическое регулирование температуры воды в системе горячего водоснабжения;
- циркуляция воды в системах отопления и горячего водоснабжения с автоматическим управлением циркуляционными насосами.

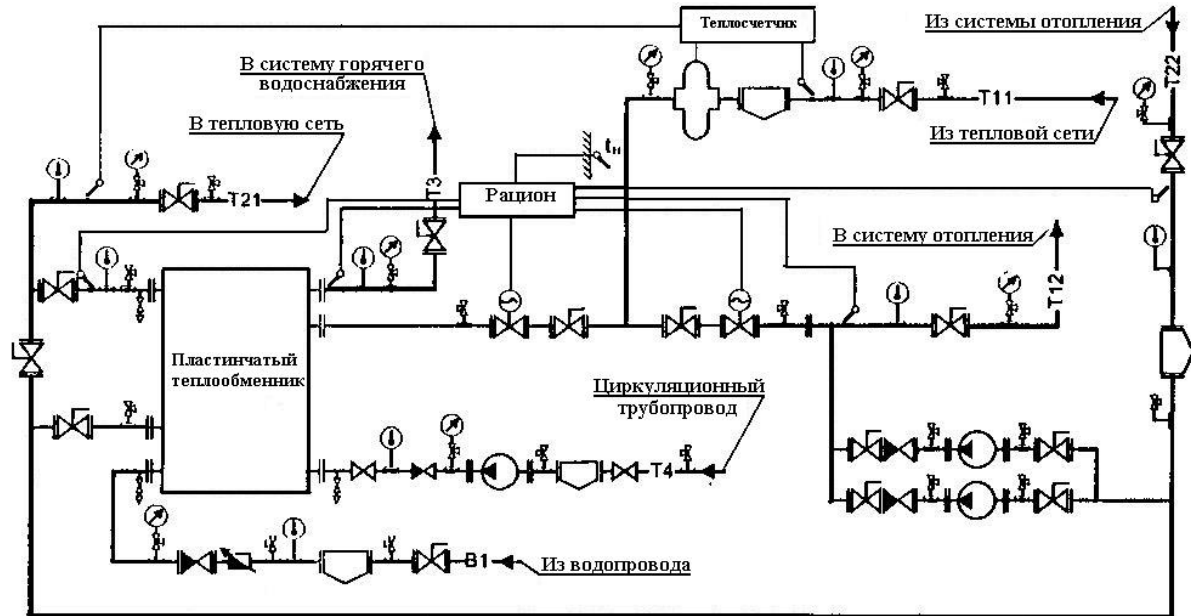


Рис. 58. Схема блочного теплового пункта №2. Система отопления – зависимая с использованием насосов смешения; система горячего водоснабжения – двухступенчатая смешанная

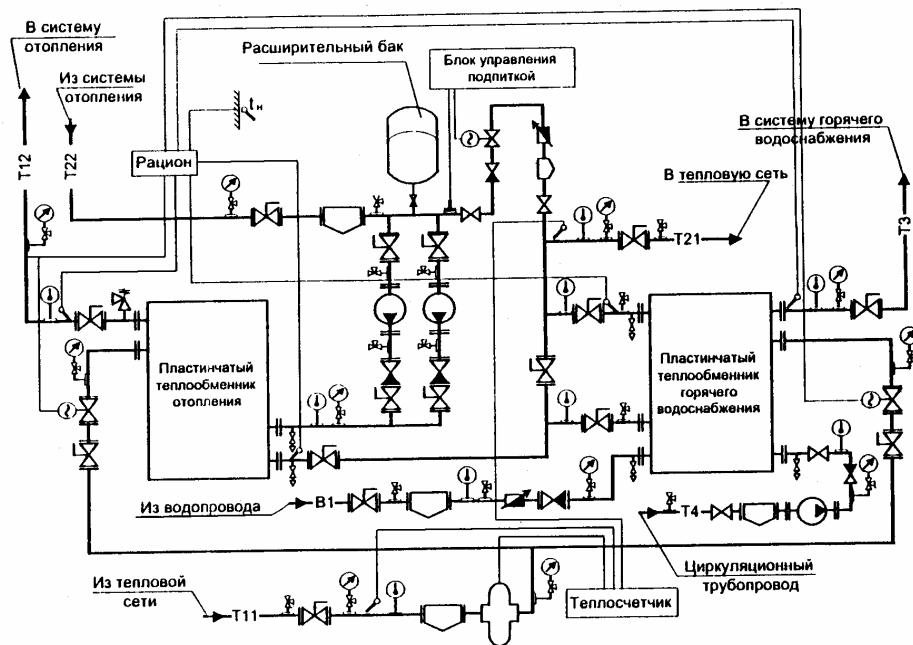


Рис. 59. Схема блочного теплового пункта №3. Система отопления – независимая с использованием теплообменников; система горячего водоснабжения – двухступенчатая смешанная

На рис.60 приведена схема БГВ, предназначенного для присоединения системы горячего водоснабжения зданий по двухступенчатой смешанной схеме.

Схемой предусмотрены:

- подогрев воды для горячего водоснабжения с использованием пластинчатого теплообменника;
- автоматическое регулирование температуры воды в системе горячего водоснабжения с использованием электронного регулятора или регулятора прямого действия (в зависимости от величины тепловой нагрузки на горячее водоснабжение);
- циркуляция воды в системе горячего водоснабжения с автоматическим управлением циркуляционным насосом.

На рис. 61 приведена схема БГВ, предназначенного для присоединения системы горячего водоснабжения зданий по параллельной схеме.

Схемой предусмотрены:

- подогрев воды для горячего водоснабжения с использованием пластинчатого теплообменника;
- автоматическое регулирование температуры воды в системе горячего водоснабжения с использованием электронного регулятора или регулятора прямого действия (в зависимости от величины тепловой нагрузки на горячее водоснабжение).

В Республике Беларусь производством пластинчатых теплообменников и комплектацией блочных тепловых пунктов занимается также ЗАО «Завод Промстройиндустрия». В прил.17 приведена одна из наиболее часто встречающихся схем блочного теплового пункта – при зависимом присоединении системы отопления с использованием трёхходового клапана и присоединении системы горячего водоснабжения по одноступенчатой схеме.

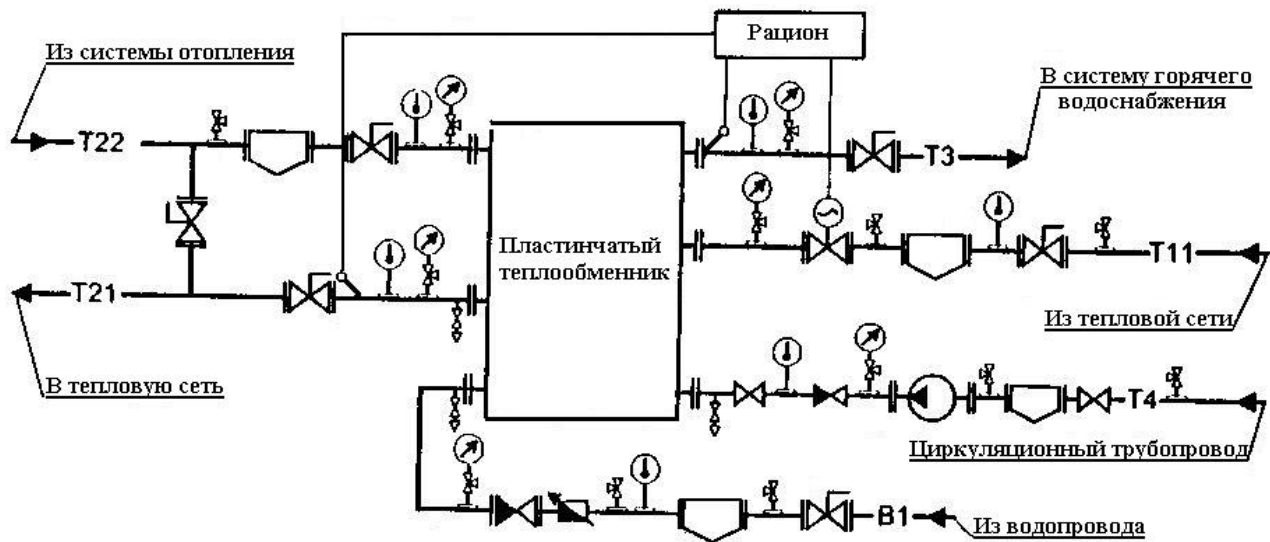


Рис. 60. Схема блочного водоснабжения теплового пункта №4.
Система горячего водоснабжения – двухступенчатая смешанная

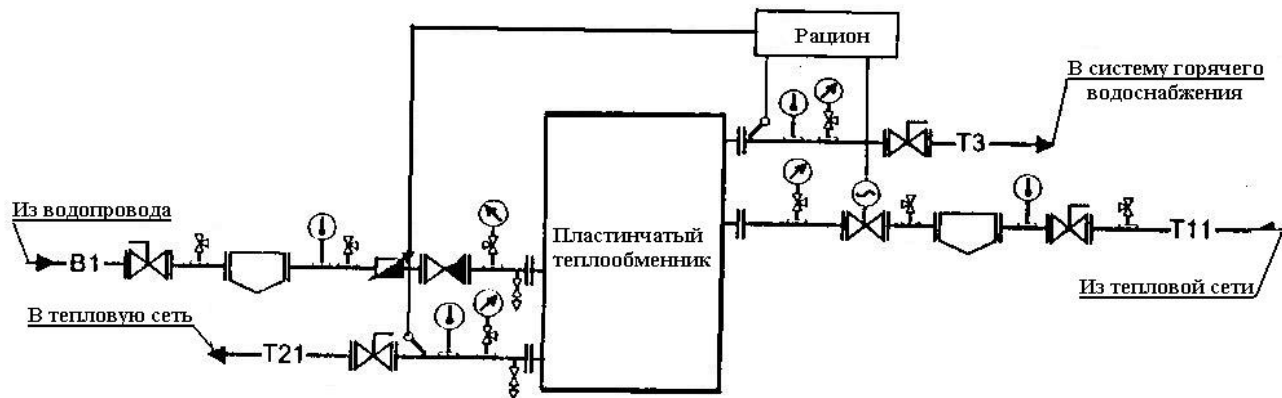


Рис. 61. Схема блочного теплового пункта № 5.
Система горячего водоснабжения – параллельная

4.2. Выбор схемы присоединения систем потребления теплоты к тепловым сетям

Присоединение систем потребления теплоты всегда выполняется с учетом гидравлического режима работы тепловых сетей (пьезометрического графика) и графика изменения температуры теплоносителя в зависимости от изменения температуры наружного воздуха. Как правило, системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха должны присоединяться к двухтрубным водяным тепловым сетям по **зависимой** схеме.

При этом системы отопления могут присоединяться к теплосети *непосредственно*, если гидравлический и температурный режимы тепловой сети и местной системы совпадают (особое внимание нужно обратить на обеспечение невоскипания перегретой воды при динамическом и статическом режимах системы); *через элеватор*, если нужно снизить температуру воды в системе отопления (необходимо иметь перед элеватором достаточный для его работы располагаемый напор); *через смесительные насосы*, если необходимо снизить температуру воды в системе отопления, а имеющийся располагаемый напор недостаточен для работы элеватора.

На практике могут быть различные конкретные ситуации. Так, располагаемый напор в тепловой сети перед тепловым пунктом может быть недостаточным для преодоления гидравлического сопротивления трубопроводов и оборудования теплового пункта и систем потребления теплоты после теплового пункта. Тогда на обратном трубопроводе перед выходом из теплового пункта устанавливаются подкачивающие насосы. Если при этом давление в обратном трубопроводе присоединяемых систем будет ниже статического давления в этих системах, то подкачивающий насос должен будет устанавливаться на подающем трубопроводе.

Иногда давление в подающем трубопроводе тепловой сети перед тепловым пунктом может быть недостаточным для обеспечения при расчетной температуре невоскипания воды в верхних точках присоединенных систем потребления теплоты. Тогда на вводе в тепловой пункт на подающем трубопроводе нужно установить подкачивающие насосы.

Если давление в подающем трубопроводе тепловой сети перед тепловым пунктом ниже статического давления в системе потребления теплоты, то на подающем трубопроводе на вводе в тепловой пункт

устанавливаются подкачивающие насосы, а на обратном трубопроводе на выходе из теплового пункта – регулятор давления «до себя».

Иногда статическое давление в наружной тепловой сети может оказаться ниже статического давления в системах потребления теплоты. В этом случае на выходе из теплового пункта на обратном трубопроводе устанавливается регулятор давления «до себя», а на вводе в тепловой пункт на подающем трубопроводе – обратный клапан.

Может случиться, что при различных режимах работы сети давление в обратном трубопроводе тепловой сети после теплового пункта будет ниже статического давления в системах теплоснабжения. Тогда на обратном трубопроводе на выходе из теплового пункта следует установить регулятор давления «до себя». И наоборот, когда давление в обратном трубопроводе тепловой сети после теплового пункта превышает допустимое давление для систем потребления теплоты, то на вводе в тепловой пункт на подающем трубопроводе устанавливается отсекающий клапан, а на выходе из теплового пункта – подкачивающие насосы с предохранительным клапаном.

И, наконец, если статическое давление в тепловой сети превышает допустимое давление для систем потребления теплоты, то на подающем трубопроводе после входа в тепловой пункт устанавливается отсекающий клапан, а на обратном трубопроводе перед выходом из теплового пункта – предохранительный и обратный клапаны.

Если же местная система отопления испытывает недопустимое давление со стороны магистрали теплосети или статическое давление в местной системе отопления слишком велико, вследствие чего недопустимо повышается общий уровень давления в тепловой сети, то предусматривается установка теплообменников, то есть присоединение систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха по *независимой* схеме. Таким образом, применение независимой схемы должно быть вызвано определенными условиями. Во-первых, это касается зданий с количеством этажей более 12. Во-вторых, независимые схемы присоединения находят применение для зданий, где даже редкие и небольшие повреждения в системе отопления могут привести к невозвратимой утрате исторических ценностей (архивы, музеи и пр.). В-третьих, это касается объектов, имеющих собственные резервные источники теплоты (котельные) или резервные вводы. Это обычно лечебные учреждения. И, наконец, эта схема применяется для помещений, куда нежелателен доступ постороннего эксплуатационного персонала.

При независимых схемах система отопления работает под давлением собственного расширительного бака. Если система отопления рассчитана на работу с температурным перепадом $105 - 70$ °С, то во избежание вскипания воды в верхних точках системы бак должен быть поднят над ними на 2,5-3 м. При системе с опрокинутой циркуляцией (т.е. с нижней подачей воды) этого можно не предусматривать. Чтобы избежать накипобразования в теплообменнике, рекомендуется наполнять бак и восполнять неизбежные утечки воды в системе из подающей или обратной линий тепловой сети, в которой обычно циркулирует умягченная и деаэрированная вода. При нормальной эксплуатации системы отопления утечки воды в ней весьма незначительны, что дает возможность заполнять расширительный бак не чаще одного раза в неделю. Более частое заполнение бака указывает на необходимость устранения течей в системе. Сигнализация о заполнении и опорожнении бака может быть осуществлена самым простым способом с помощью двух сигнальных трубок, устанавливаемых в крайних точках. Заполнение бака может выполняться из обратной линии по переключке, выполняемой для надежности с двумя кранами. Упрощенная схема независимого присоединения системы отопления приведена на рис. 62, а полная схема ИТП или ЦТП с независимым присоединением систем отопления – в прил.14, рис. П 14.2.

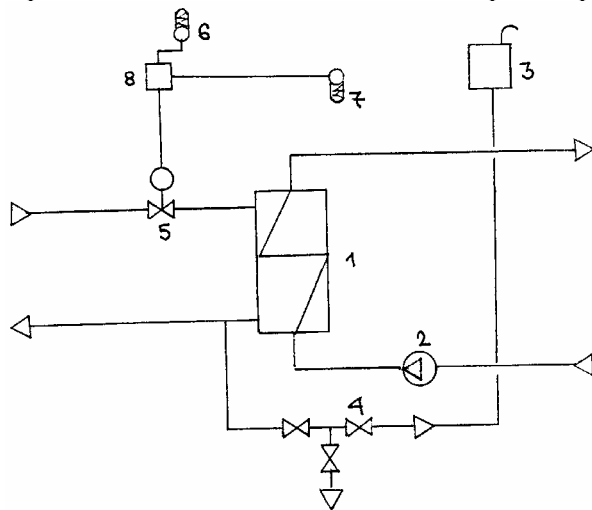


Рис. 62. Схема независимого присоединения системы отопления: 1–подогреватель; 2–насос; 3–расширительный бак; 4–варианты подпитки системы отопления; 5–регулирующий клапан; 6 и 7–датчики температуры наружного воздуха и воды; 8–регулятор

Практика показывает, что отопительные теплообменники могут устанавливаться без резерва. Для повышения надежности (например, в больницах и у других потребителей с повышенной ответственностью) могут устанавливаться две группы теплообменников. Расчет каждой группы может быть произведен на любую нагрузку в пределах от 50 до 100% расхода теплоты на отопление в зависимости от степени желаемой надежности. Наличие теплообменника в схеме присоединения принципиально позволяет осуществить более рациональный режим регулирования. Это особенно целесообразно при наличии в графике центрального качественного регулирования зоны постоянной температуры воды (обычно при плюсовых температурах наружного воздуха) – см. рис.12. Циркуляция воды в системе отопления может осуществляться циркуляционным насосом либо за счет гравитационного напора. Исследования показали, что естественная циркуляция в системах отопления многоэтажных зданий способствует выравниванию температуры воздуха по этажам. Работа насоса обеспечивает постоянство расхода воды в системе отопления. При естественной циркуляции расход воды в системе изменяется и определяется перепадом температур воды в подающих и обратных трубах.

Наличие в независимой схеме присоединения теплообменника, насосов, расширительного бака увеличивает стоимость оборудования и монтажа схемы, а также требует увеличения размеров теплового пункта и вызывает дополнительные расходы по обслуживанию и ремонту оборудования, по оплате электроэнергии. Неоднократно выполненные проектными организациями сравнительные расчеты стоимости сооружения зависимых и независимых схем присоединения показывают, что удорожание вторых по отношению к первым составляет 10...15%, возрастает и стоимость эксплуатации [7].

Применение промежуточного теплообменника ведет к повышению удельного расхода циркулирующей воды в тепловой сети и вызывает повышение температуры возвращаемой на источник тепла воды. Грубо это завышение можно оценить в 3-4 °С (в среднем за отопительный сезон).

И всё же в современных условиях, когда системы отопления присоединяются к большой разветвленной сети, наиболее предпочтительной схемой присоединения считается независимая, поскольку при её использовании неопасно повышение давления в обратной

линии сети, обеспечено постоянство давления и расхода в системе отопления, снижается необходимый напор на вводе, сохраняется вода в системе отопления при авариях в наружной сети.

Выбор схемы присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения в закрытых системах теплоснабжения является основным вопросом при проектировании схем тепловых пунктов в жилых микрорайонах. У большинства потребителей теплоты обычно есть в наличии и системы отопления, и установки горячего водоснабжения, а иногда и вентиляции. Все эти системы присоединяются к единому тепловому пункту, подача теплоносителя к которому производится по общему вводу. Выключение или даже сокращение расхода сетевой воды в одной из подключенных к тепловому пункту местных систем вызывает изменение перепада давлений на вводе и соответственно изменение расхода сетевой воды в другой системе этого теплового пункта. Таким образом, регулирование местных систем, присоединенных к общему тепловому пункту, получается взаимосвязанным. Выбор схемы определяется в зависимости от соотношения максимального потока теплоты на горячее водоснабжение $Q_{h\max}$ и максимального потока теплоты на отопление $Q_{o\max}$ [11]:

$$0,2 \geq \frac{Q_{h\max}}{Q_{o\max}} \geq 1 - \text{одноступенчатая схема,} \quad (4.1)$$

$$0,2 < \frac{Q_{h\max}}{Q_{o\max}} < 1 - \text{двухступенчатая схема.} \quad (4.2)$$

Параллельная схема (прил.14, рис. П 14.3; П 14.4). Греющий теплоноситель (сетевая вода) разветвляется на два параллельных потока: один поступает в водоподогреватель, другой – в систему отопления. Поэтому такое включение называют параллельным. В соответствии с формулой (4.1) параллельная схема применяется при очень малых тепловых нагрузках горячего водоснабжения по отношению к отоплению или очень больших.

Двухступенчатая смешанная схема (прил.14, рис. П. 14.1, П. 14.2). Греющий теплоноситель (сетевая вода) разделяется на два параллельных потока: один поступает в водонагреватель II ступени, другой – в систему отопления. Из системы отопления сетевая вода поступает в водонагреватель I ступени. Нагреваемая водопроводная вода вначале поступает в I ступень, где она нагревается теплоносителем, поступившим из системы отопления и из водонагревателя II

ступени, а затем поступает во II ступень для догрева до требуемой температуры. Поскольку один водонагреватель присоединен параллельно с системой отопления (II ступень), а другой – последовательно (I ступень), то такая схема называется смешанной. Она применяется в соответствии с формулой (4.2), если отпуск теплоты производится по отопительному графику либо когда системы отопления оборудованы элеваторами с регулируемым соплом. Смешанную схему также применяют, если присоединены общественные здания с вентиляционной нагрузкой, составляющей более 15 % расхода теплоты на отопление.

Двухступенчатая последовательная схема (прил.14, рис. П 14.5). Греющий теплоноситель (сетевая вода) проходит последовательно: водонагреватель горячего водоснабжения II ступени, затем через систему отопления и далее водонагреватель горячего водоснабжения I ступени. Нагреваемая водопроводная вода вначале поступает в I ступень, где она нагревается теплоносителем, поступающим из системы отопления, а затем во II ступень для догрева до требуемой температуры. Таким образом, оба водонагревателя горячего водоснабжения и система отопления соединены последовательно. Эта схема применяется согласно формуле (4.2) и при отпуске теплоты по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения (повышенный график, см. рис.12). Отличительной особенностью последовательной схемы является постоянный расход воды в тепловом пункте, что дает возможность поддерживать стабильный гидравлический режим в тепловой сети.

4.3. Средства автоматизации и контроля для тепловых пунктов

С помощью средств автоматизации и контроля работа тепловых пунктов должна обеспечиваться без постоянного обслуживающего персонала (с пребыванием персонала не более 50% рабочего времени).

Автоматизация тепловых пунктов систем теплоснабжения должна обеспечивать:

- 1) регулирование подачи теплоты (теплого потока) в системы отопления в зависимости от изменения параметров наружного воздуха с целью поддержания заданной температуры воздуха в отапливаемых помещениях;

- 2) поддержание заданной температуры воды, поступающей в систему горячего водоснабжения;

3) ограничение максимального расхода воды из тепловой сети на тепловой пункт;

4) поддержание требуемого перепада давлений воды в подающем и обратном трубопроводах тепловых сетей на вводе в ЦТП или ИТП при превышении фактического перепада давлений над требуемым более чем на 200 кПа;

5) поддержание минимально заданного давления в обратном трубопроводе системы отопления при возможном его снижении;

6) поддержание требуемого перепада давлений воды в подающем и обратном трубопроводах систем отопления в закрытых системах теплоснабжения при отсутствии регуляторов расхода теплоты на отопление (см. рис. П 14.4, П 14.5);

7) поддержание требуемого перепада давлений воды в подающем и обратном трубопроводах систем отопления в закрытых системах теплоснабжения при установке корректирующих насосов, характеризующихся изменением напора в пределах более 20 % (в диапазоне рабочих расходов), на перемычке между обратным и подающим трубопроводами тепловой сети (см. рис. П 14.1, П 14.3);

8) включение и выключение подпиточных устройств для поддержания статического давления в системах теплоснабжения при их независимом присоединении;

9) защиту систем потребления теплоты от повышения давления или температуры воды в трубопроводах этих систем при возможности превышения допустимых параметров;

10) поддержание заданного давления воды в системе горячего водоснабжения;

11) включение и выключение корректирующих насосов;

12) блокировку включения резервного насоса при отключении рабочего;

13) защиту системы отопления от опорожнения;

14) прекращение подачи воды в бак-аккумулятор или в расширительный бак при независимом присоединении систем отопления по достижении верхнего уровня в баке и включение подпиточных устройств при достижении нижнего уровня;

15) включение и выключение дренажных насосов в подземных тепловых пунктах по заданным уровням воды в дренажном приямке.

Автоматическое регулирование подачи теплоты в системы отопления по заданному отопительному графику в зависимости от

температуры наружного воздуха, автоматическое поддержание температуры воды в системах горячего водоснабжения и температуры воздуха в системах вентиляции можно рассмотреть на примере регулятора расхода теплоты «Рацион-Комфорт», предлагаемого к установке в тепловых пунктах ПО «Термоблок».

Принцип работы регулятора для контура *отопления* заключается в следующем. Блок управления с помощью датчиков температуры определяет температуру теплоносителя, поступающего в систему отопления, и температуру наружного воздуха. На основании выбранного графика зависимости температуры теплоносителя, поступающего в систему отопления, от температуры наружного воздуха блок управления определяет требуемое значение температуры теплоносителя, поступающего в систему отопления.

Блок управления формирует управляющий сигнал на открытие регулирующего клапана, когда значение температуры теплоносителя, поступающего в систему отопления, ниже требуемого значения. Блок управления формирует управляющий сигнал на закрытие регулирующего клапана, когда значение температуры теплоносителя, поступающего в систему отопления, выше требуемого значения. Блок управления имеет возможность чередовать режимы поддержания комфортной и пониженной температуры теплоносителя в системе отопления по заранее установленной недельной программе.

Принцип работы регулятора для контура *горячего водоснабжения* заключается в следующем. Блок управления с помощью датчика температуры определяет температуру горячей воды на выходе из теплообменника и сравнивает ее с заданным значением. Блок управления формирует управляющий сигнал на открытие регулирующего клапана, когда значение температуры горячей воды ниже требуемого, и, наоборот, на закрытие регулирующего клапана, когда значение температуры горячей воды выше требуемого. Блок управления имеет возможность чередовать режимы поддержания комфортной и пониженной температуры теплоносителя и в системе горячего водоснабжения также по заранее установленной недельной программе.

Аналогично работает регулятор и для системы *вентиляции*, когда определяется температура воздуха в помещении или воздуховоде.

Общий вид регулятора представлен на рис.63.

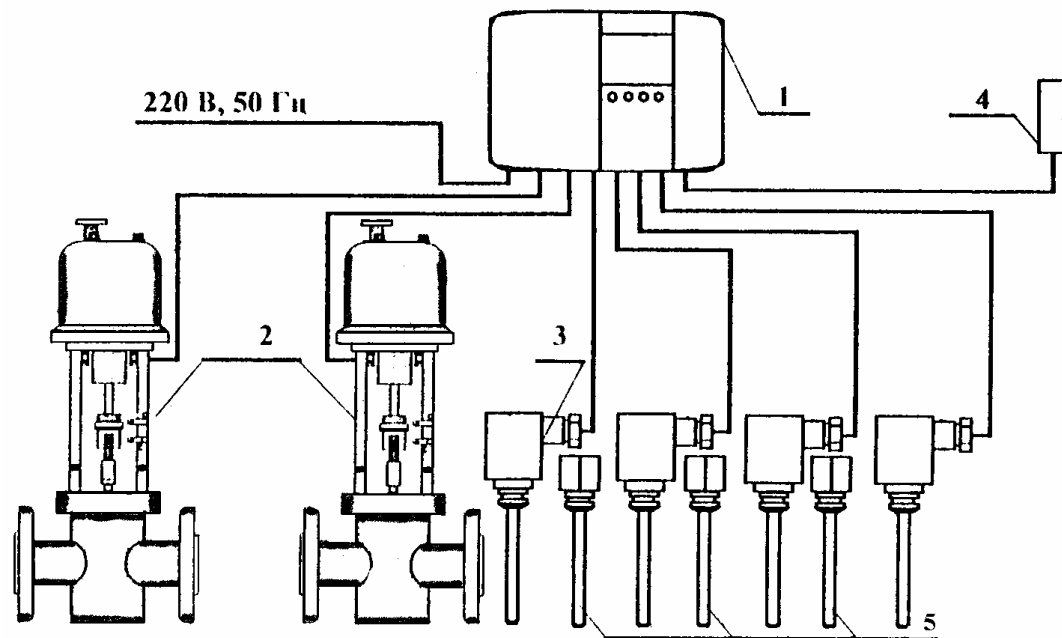


Рис. 63. Общий вид регулятора «Рацион-Комфорт» 2. О+ГВ: 1–блок управления регулятором; 2–клапан регулирующий седельный с электроприводом; 3–датчик температуры погружной; 4–датчик температуры наружного воздуха; 5–гильза защитная

В качестве датчиков температуры используются термопреобразователи сопротивления с оболочкой из меди или нержавеющей стали.

Схемы установки регуляторов отпуска теплоты «Рацион-Комфорт» приведены в прил. 17.

В тепловых пунктах могут также устанавливаться регуляторы расхода теплоты «Рацион-Комби». Они предназначены для автоматического регулирования расхода теплоты в системах отопления по заданному отопительному графику в зависимости от температуры наружного воздуха и автоматического поддержания температуры в системах горячего водоснабжения. Принцип работы этого регулятора аналогичен предыдущему.

Общий вид регулятора приведен на рис.64.

Схемы установки регуляторов расхода теплоты «Рацион-Комби» приведены в прил. 18.

Условные обозначения

$Q_{o \max}$ – максимальный тепловой поток на отопление при t_o , Вт.

Q_{hm} – средний тепловой поток на горячее водоснабжение в средние сутки за неделю в отопительный период, Вт.

$Q_{h \max}$ – максимальный тепловой поток на горячее водоснабжение в сутки наибольшего водопотребления за период со среднесуточной температурой наружного воздуха 8 °С и менее (отопительный период), Вт.

$Q_h^{sp}, Q_h^{spI}, Q_h^{spII}$ – расчетная тепловая производительность водоподогревателя для систем горячего водоснабжения соответственно общая, нижней и верхней ступеней, Вт.

$G_{o \max}$ – максимальный расход воды, циркулирующей в системе отопления при t_o , кг/ч.

$G_{h \max}, G_{hm}$ – соответственно максимальный и средний за отопительный период расход воды в системе горячего водоснабжения, кг/ч.

$G_{h \max}^{сети}$ – максимальный расход сетевой воды на горячее водоснабжение, кг/ч.

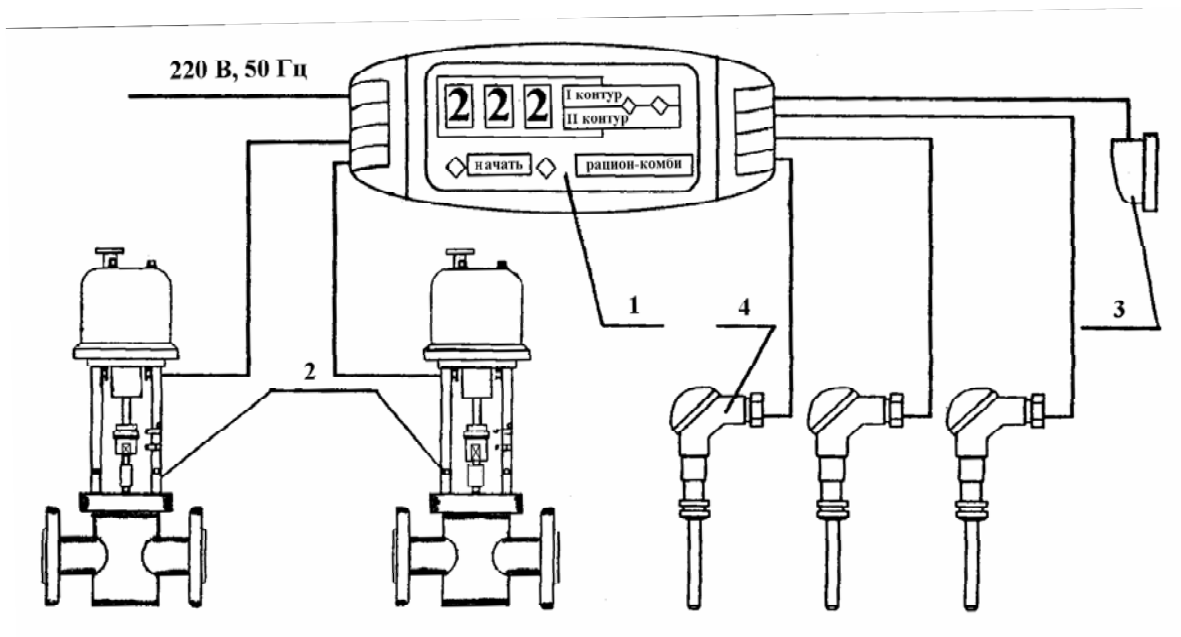


Рис. 64. Общий вид регулятора «Рацион-Комби» 2. О+ГВ: 1–блок управления регулятором; 2–клапан регулирующий седельный с электроприводом; 3–датчик температуры наружного воздуха; 4–датчик температуры погружной

$G_d, G_{аб}^{max}$ – расчетный расход воды из тепловой сети на тепловой пункт, кг/ч.

G_{dh}, G_{do} – расчетный расход сетевой (греющей) воды соответственно на горячее водоснабжение и отопление, кг/ч.

F – поверхность нагрева водоподогревателя, м².

t_o – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С.

t'_h – температура наружного воздуха в точке излома графика температур, °С.

t_c – температура холодной (водопроводной) воды в отопительный период (при отсутствии данных принимается 5°С).

t_h – температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения потребителей на выходе из водоподогревателя при одноступенчатой схеме включения водоподогревателя или после II ступени водоподогревателя при двухступенчатой схеме, °С.

$t_{ср}^{ГР}$ – средняя температура греющей воды между температурой на входе $t_{вх}^{ГР}$ и на выходе $t_{вых}^{ГР}$ из водоподогревателя, °С.

$t_{ср}^H$ – средняя температура нагреваемой воды между температурой на входе $t_{вх}^H$ и на выходе $t_{вых}^H$ из водоподогревателя, °С.

t_h^I – температура нагреваемой воды после I ступени водоподогревателя при двухступенчатой схеме присоединения водоподогревателей, °С.

$\Delta t_{ср}$ – температурный напор или расчетная разность температур между греющей и нагреваемой средой (среднелогарифмическая), °С.

$\Delta t_{\delta}; \Delta t_{\text{м}}$ – соответственно большая и меньшая разности температур между греющей и нагреваемой водой на входе или на выходе из водоподогревателя, °С.

τ_1 – температура сетевой (греющей) воды в подающем трубопроводе тепловой сети при расчетной температуре наружного воздуха t_0 , °С.

τ'_1 – то же в подающем трубопроводе тепловой сети в точке излома графика температур $t'_\text{н}$.

τ_{01} – то же в подающем трубопроводе системы отопления, °С.

τ_2 – температура сетевой (греющей) воды в обратном трубопроводе тепловой сети и после системы отопления зданий при расчетной температуре наружного воздуха t_0 , °С.

τ'_2 – то же в обратном трубопроводе тепловой сети в точке излома графика температур $t'_\text{н}$.

τ_{02} – то же в обратном трубопроводе тепловой сети при независимом присоединении систем отопления, °С.

ρ – плотность воды, кг/м³.

K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С).

α_1 – коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке, Вт/(м²·°С).

α_2 – коэффициент теплоотдачи от пластины к нагреваемой воде, Вт/(м²·°С).

$\lambda_{\text{ст}}$ – теплопроводность пластины теплообменника, Вт/(м·°С).

$\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенки пластины, м.

$W_{\text{гр}}$ – скорость греющей воды, м/с.

W_n – скорость нагреваемой воды, м/с.

Литература

1. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. – 2-е изд. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

2. Справочник по теплообменникам: В 2 т. Т. 2/Пер. с англ.; Под ред. О.Г.Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.

3. Эксплуатация тепловых пунктов систем теплоснабжения / В.П.Витальев, В.Б.Николаев, Г.А.Порывай, Н.Н.Сельдин. – М.: Стройиздат, 1985. – 382 с.

4. Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения / Н.Н.Чистяков, М.М.Грудзинский, В.И.Ливчак и др. – 2-е изд. – М.: Стройиздат, 1988. – 314 с.

5. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий/Под ред.Б.Н.Голубкова. – 2-е изд. – М.: Энергия, 1979. – 544 с.

6. Пластинчатые теплообменники: Каталог ЦИНТИхимнефтемаш. – 4-е изд. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. – 59 с.

7. Водяные тепловые сети: Справочное пособие по проектированию / Под ред. Н.К.Громова, Е.П.Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.

8. Каталог выпускаемого оборудования белорусско-германского предприятия «Термоблок»: Т. 1. – Мн., 1993. – 47 с.

9. Каталог выпускаемого оборудования ПП «Термоблок». – 2-е изд. – Мн.: Стройэнерго, 1997. – 64 с.

10. Теплообменник пластинчатый полуразборный ТАРС-02. Руководство по эксплуатации. – Мн.: Мин-во архитектуры и строительства Республики Беларусь, 1999. – 21 с.

11. СНиП 2.04.07 – 86. Тепловые сети. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1988. – 48 с.

12. СНиП 2.04.07-86. Тепловые сети. Изменения №1. – Мн.: ГП «Стройтехнорм», 1996. – 12 с.

13. СНиП 2.04.01-85. Внутренний водопровод и канализация зданий. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. – 56 с.

14. СП 41-101-95. Проектирование тепловых пунктов: Своды правил по проектированию и строительству. – М.: Минстрой России, ГУП ЦПП, 1997. – 79 с.

15. СНБ 2.04.02 – 2000. Строительная климатология. – Мн.: Мин-во архитектуры и строительства Республики Беларусь, 2001. – 37 с.
16. Теплоснабжение: Учебное пособие для студентов вузов / В.Е.Козин, Т.А. Левина, А.П. Марков и др. – М.: Высш.школа, 1980. – 408 с.
17. Щибраев Е.В. Основы расчета теплообменных аппаратов: Учебное пособие. – Куйбышев: Куйб.ИСИ, 1973. – 63 с.
18. Альтшуль Д.А., Животовский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика: Учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.
19. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование / Под ред проф.Б.М.Хрусталева. – Мн.: Дизайн ПРО, 1997. – 384 с.
20. Пластинчатые теплообменники: Каталог ALFA LAVAL. – 2000. – 42 с.
21. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Энергоиздат, 1982. – 360 с.
22. Наладка систем централизованного теплоснабжения: Справ. пособие / И.М.Сорокин, А.И.Кузнецов, Л.М. Александров, Л.А. Рогов. – М.: Стройиздат, 1979. – 223 с.
23. Каталог теплоэнергосберегающего оборудования. Республики Беларусь.– Мн.: ЗАО «Завод Промстройиндустрия». 2002. – 19 с.
24. Каталог пластинчатых теплообменников. – Н.Новгород: ЗАО «РИДАН», 2003. – 13 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

116 ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Техническая характеристика пластин 0,3 p; 0,6 p; 05 Пр

Показатель	Тип пластины		
	0,3p	0,6p	0,5Пр
Габариты (длина × ширина × толщина), мм	1370 × 300 × 1	1375 × 600 × 1	1380 × 650 × 1
Поверхность теплообмена, м ²	0,3	0,6	0,5
Вес (масса), кг	3,2	5,8	6,0
Эквивалентный диаметр канала, м	0,008	0,0083	0,009
Площадь поперечного сечения канала f _к , м ²	0,0011	0,00245	0,00285
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м	0,66	1,188	1,27
Ширина канала, мм	150	545	570
Зазор для прохода рабочей среды в канале, мм	4	4,5	5
Приведенная длина канала, м	1,12	1,01	0,8
Площадь поперечного сечения коллектора (угловое отверстие на пластине), м ²	0,0045	0,0243	0,0283
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	65 (80)	200	200
Коэффициент общего гидравлического сопротивления	$\frac{19,3}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$
Коэффициент гидравлического сопротивления штуцера ξ	1,5	1,5	1,5
Коэффициенты:			
<i>A</i>	0,368	0,492	0,492
<i>B</i>	4,5	3,0	3,0

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Техническая характеристика и основные параметры
пластинчатых теплообменных аппаратов 0,3 р; 0,6 р; 05 Пр

Показатель	Тип пластины		
	0,3р	0,6р	0,5Пр
Тип аппарата	Разборный		Полуразборный
Расход теплоносителя (не более), м ³ /ч	50	200	200
Номинальная площадь поверхности теплообмена аппарата, м ² , и исполнение на раме: консольной (исполнение 1)	От 3 до 10	От 10 до 25	–
двухопорной (исполнение 2)	От 12,5 до 25	От 31,5 до 160	От 31,5 до 140
трехопорной с промежуточной плитой (исполнение 3)	–	От 200 до 300	От 160 до 320
Расчетное давление, МПа (кгс/см ²)	1 (10)	1 (10)	1,6 (16) 2,5 (25)
Габарит теплообменников, мм	650 × 400 × 1665	605 × 750 × 1800	2570 × 650 × 1860 (3500)

Характеристики прокладок для пластин

Условное обозначение прокладок	Марка материала и технические условия	Каучуковая основа	Температура рабочей среды, °С
0	Резина 359 (ТУ 38-1051023-89)	СКМС-30 и АРКМ-15 (бутадиенметил-стирольный каучук)	От – 20 до + 80
1	Резина 4326-Г (ТУ 38-1051023-89)	СКН-18 (бутадиеннитрильный каучук)	От – 30 до + 100
2	Резина 51-3042 (ТУ 38-1051023-89)	СКЭПТ (этиленпропилендиеновый каучук)	До 150
3	Резина 51-1481 (ТУ 38-1051023-89)	СКЭП (этиленпропилендиеновый каучук)	До 150
4	Резина ИРП-1225 (ТУ 38-1051023-89)	СКФ-32 и ИСКФ-26 (фторированный каучук)	От – 30 до + 200

Технические характеристики теплообменников

Т а б л и ц а П 4.1

Технические характеристики пластинчатых теплообменников фирмы «Альфа-Лаваль»
для теплоснабжения

Показатель	Неразборные паяные			Разборные с резиновыми прокладками			
	CB-51	CB-76	CB-300	M3-XFG	M6-MFG	M10-BFG	M15-BFG8
Поверхность нагрева пластины, м ²	0,05	0,1	0,3	0,032	0,14	0,24	0,62
Габариты пластины, мм	50 × 520	92 × 617	365 × 990	140 × 400	247 × 747	460 × 981	650 × 1885
Минимальная толщина пластины, мм	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
Масса пластины, кг	0,17	0,44	1,26	0,24	0,8	1,35	2,95
Объем воды в канале, л	0,047	0,125	0,65	0,09	0,43	1,0	1,55
Максимальное число пластин в установке, шт	60	150	200	95	250	275	700
Рабочее давление, МПа	3,0	3,0	2,5	1,6	1,6	1,6	1,6
Максимальная температура, °С	225	225	225	130	160	150	150
Габариты установки, мм:							
ширина	103	192	466	180	320	470	650
высота	520	617	1263	480	920	981	1885
длина, не более	286	497	739	500	1430	2310	3270
« « менее	58	120	–	240	580	710	1170
Диаметр патрубков, мм	24	50	65/100	43	60	100	140
Стандартное число пластин	10, 20, 30, 40, 50, 60, 80	20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150	–	–	–	–	–

Показатель	Неразборные паяные			Разборные с резиновыми прокладками			
	CB-51	CB-76	CB-300	M3-XFG	M6-MFG	M10-BFG	M15-BFG8
Масса установки, кг, при числе пластин:							
минимальном	5,2	15,8	–	38	146	307	1089
максимальном	15,4	73,0	309	59	330	645	3090
Максимальный расход жидкости, м ³ /ч	8,1	39	60/140	10	54	180	288
Потери давления при максимальном расходе, кПа	150	150	150	150	150	150	150
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·°C), при стандартных условиях	7700	7890	7545	6615	5950	5935	6810
Тепловая мощность, кВт, при стандартных условиях	515	2490	8940	290	3360	11480	18360

Примечания:

1. Стандартные условия – максимальный расход жидкости, параметры греющего теплоносителя 70 – 15°C, нагреваемого – 5 – 60°C.
2. Номенклатура теплообменников «Альфа-Лаваль» не ограничена типами аппаратов, приведенных в таблице.
3. Материал пластин – нержавеющая сталь AISI 316, материал прокладок – EPDM.

Т а б л и ц а П 4.2

Основные параметры и размеры теплообменников

Площадь поверхности теплообмена пластины, м ²	Тип теплообменника	Площадь поверхности теплообмена, м ²	Давление, МПа (бар)		Габаритные размеры, не более, мм			Диаметр отверстий фланцев, Ду, мм	Расход воды, не более, м ³ /ч	Тепловой поток, не менее, кВт	Масса, не более, кг
			рабочее	гидроиспытаний, не менее	ширина	длина	высота				
0,032	M3-FG	3	1,6 (16)	2,1 (21)	180	600	480	32	18	20	59
0,15	M6-FM	9	1,0 (10)	1,3 (13)	330	1375	940	50	70	150	120
0,15	M6-FG	37,5	1,6 (16)	2,1 (21)	330	1375	940	50	70	200	315
0,15	M6-FD	37,5	2,5 (25)	3,3 (33)	330	1375	940	50	70	200	348
0,14	M6-MFG	35	1,6 (16)	2,1 (21)	320	1435	920	80	70	180	371
0,24	M610-BFG	100	1,6 (16)	2,1 (21)	470	2310	1084	100	180	500	1060
0,22	M10-MFG	60	1,6 (16)	2,1 (21)	470	2310	1084	100	180	400	863
0,62	M15-BFG8	372	1,6 (16)	2,1 (21)	650	3260	1941	150	360	1500	3263
0,62	M15-MFG8	372	1,6 (16)	2,1 (21)	650	3260	1941	150	360	1500	3338

Пример условного обозначения пластинчатого разборного теплообменного аппарата: теплообменник M6M-FG 69pl [2* · (4H + 13 ML); 2* · (4H + 13 MH)] – M6M – тип аппарата; 69pl – общее количество пластин; FG – тип рамы; 2 – количество ходов по холодной и горячей стороне; 4H + 13 ML – компоновка каналов по горячей стороне; 4H + 13 MH – компоновка каналов по холодной стороне. Для теплообменников, предназначенных для присоединения систем горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме (с 6 патрубками), добавляется обозначение «БГВ».

Параллельная схема. Горячее водоснабжение.

Расчетные параметры: температура греющей воды — 60 /26°C,

температура нагреваемой воды — 5 / 55 °С.

Теплообменники

Тепловая нагрузка Q_{ih}		Марка теплооб- менника	Поверх- ность нагрева, m^2	Кол-во пластин, шт.	Раскладка пластин: <u>гор. сторона</u> <u>хол. сторона</u>	Потери давления по греющей среде		Потери давления по нагреваемой среде		Длина пакета секций L , мм	Масса теплооб- менника, кг
МВт	Гкал/ч					Па	мм вод.ст.	Па	мм вод. ст.		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,058	0,05	M3-FG	2.1	66	$\frac{1 \times 16 + 1 \times 17H}{1 \times 16 - 1 \times 16H}$	5,3	0,53	2,7	0,27	191	49
0,087	0,075	M6-MFG	2.5	18	$\frac{1 \times 4 + 1 \times 5H}{1 \times 4 + 1 \times 4H}$	24,9	2,49	14,1	1.41	63	140
0,116	0,1	M6-MFG	3.1	22	$\frac{1 \times 5 + 1 \times 6H}{1 \times 5 + 1 \times 5H}$	29,3	2,93	16,0	1,60	77	144
0,1392	0,12	M6-MFG	3,9	28	$\frac{1 \times 7 + 1 \times 7H}{1 \times 6 + 1 \times 7H}$	25,5	2.55	14,0	1,40	98	151
0,1624	0,14	M6-MFG	4.5	32	$\frac{1 \times 8 + 1 \times 8H}{1 \times 7ч \ 1 \times 8H}$	26,6	2,66	14,2	1,42	112	155
0,1856	0,16	M6-MFG	5,0	36	$\frac{1 \times 9 + 1 \times 9H}{1 \times 8 + 1 \times 9H}$	27,6	2,76	14,0	1,40	126	160
0,2088	0,18	M6-MFG	5,6	40	$\frac{1 \times 10 + 1 \times 10H}{1 \times 9 + 1 \times 10H}$	28,3	2,83	14,6	1,46	140	164
0,232	0,2	M6-MFG	6,2	44	$\frac{1 \times 11 + 1 \times 11H}{1 \times 10 + 1 \times 11H}$	29,0	2,90	14,8	1,48	154	169

Продолжение табл.4.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,2552	0,22	M6-MFG	6.7	48	$\frac{1x12+1x12H}{Lx11+1x12H}$	29,6	2,96	15,0	1,50	168	173
0,2784	0,24	M6-MFG	7,4	53	$\frac{2x(11H+2ML)}{2x(11H+2MH)}$	24,2	2,42	11,2	1,12	186	178
0,3016	0.26	M6-MFG	8,0	57	$\frac{2x(11H+2ML)}{2x(11H+2MH)}$	24,2	2,42	11,2	1,12	200	184
0,3248	0.28	M6-MFG	8.5	61	$\frac{2x(13H+2ML)}{2x(13H+2MH)}$	25,6	2,56	11,9	1,19	214	188
0,348	0.3	M6-MFG	9,1	65	$\frac{2x(14H+2ML)}{2x(14H+2MH)}$	26,3	2,63	12,2	1,22	228	193
0,377	0.325	M6-MFG	9,7	69	$\frac{2x(15H+2ML)}{2x(15H+2MH)}$	27,8	2,78	12,9	1,29	242	196
0,406	0.35	M6- MFC	10,2	73	$\frac{2x(16H+2ML)}{2x(16H+2MH)}$	29,1	2,91	13,5	1,35	256	223
0,435	0.375	M6-MFG	11,3	81	$\frac{2x(17H+3ML)}{2x(17H+3MH)}$	26,1	2,61	12,1	1,21	284	211
0,464	0.4	M6-MFG	11.9	85	$\frac{2x(18H+3ML)}{2x(18H+3MH)}$	27,4	2,74	12,7	1,27	298	216
0,493	0.425	M6-MFG	12,5	89	$\frac{2x(19H+3ML)}{2x(19H+3MH)}$	28,6	2,86	13,2	1,32	312	220
0,522	0.45	M6-MFG	13,0	93	$\frac{2x(20H+3ML)}{2x(20H+3MH)}$	29,8	2,98	13,8	1,38	326	225
0,551	0.475	M6-MFG	14,1	101	$\frac{2x(21H+4ML)}{2x(21H+4MH)}$	27,5	2,75	12,8	1,28	354	234
0,58	0,5	M6-MFG	14,7	105	$\frac{2x(22H+4ML)}{2x(22H+4MH)}$	28,7	2,87	13,3	1,33	368	239
0,609	0,525	M6-MFG	15,3	109	$\frac{2x(23H+4ML)}{2x(23H+4MH)}$	29,8	2,98	13,8	1,38	382	243

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,638	0,55	M10-BFG	16,6	69	$\frac{2x(9H+8ML)}{2x(9H+8MH)}$	29,5	2,95	15,9	1,59	210	428
0,667	0,575	M10-BFG	17,5	73	$\frac{2x(10H+8ML)}{2x(10H+8MH)}$	29,6	2,96	15,9	1,59	223	433
0,696	0,6	M10-BFG	18,5	77	$\frac{2x(10H+9ML)}{2x(10H+9MH)}$	28,1	2,81	15,2	1,52	234	437
0,725	0,625	M10-BFG	19,4	81	$\frac{2x(10H+10ML)}{2x(10H+10MH)}$	26,9	2,69	14,6	1,46	247	442
0,754	0,65	M10-BFG	20,4	85	$\frac{2x(10H+11ML)}{2x(10H+11MH)}$	25,9	2,59	14,1	1,41	259	447
0,783	0,675	M10-BFG	20,4	85	$\frac{2x(11H+10ML)}{2x(11H+10MH)}$	29,1	2,91	15,7	1,57	259	447
0,812	0,7	M10-BFG	21,4	89	$\frac{2x(11H+11ML)}{2x(11H+11MH)}$	28	2,8	15,1	1,51	271	451
0,841	0,725	M10-BFG	22,3	93	$\frac{2x(12H+11ML)}{2x(12H+11MH)}$	28,1	2,81	15,2	1,52	284	456
0,87	0,75	M10-BFG	22,3	93	$\frac{2x(12H+11ML)}{2x(12H+11MH)}$	30	3	16,2	1,62	284	456
0,899	0,775	M10-BFG	23,3	97	$\frac{2x(12H+12ML)}{2x(12H+12MH)}$	28,9	2,89	15,6	1,56	296	460
0,928	0,8	M10-BFG	24,2	101	$\frac{2x(13H+12ML)}{2x(13H+12MH)}$	29	2,9	15,7	1,57	308	465
0,957	0,825	M10-BFG	25,2	105	$\frac{2x(13H+13ML)}{2x(13H+13MH)}$	28,1	2,81	15,2	1,52	320	470

Продолжение табл. П 4.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,986	0,85	M10-BFG	25,2	105	$\frac{2x(13H+13ML)}{2x(13H+13MH)}$	29,7	2,97	16	1,6	320	470
1,015	0,875	M10-BFG	26,2	109	$\frac{2x(14H+13ML)}{2x(14H+13MH)}$	29,8	2,98	16,1	1,61	332	474
1,044	0,9	M10-BFG	27,2	113	$\frac{2x(14H+14ML)}{2x(14H+14MH)}$	28,9	2,89	15,6	1,56	345	479
1,073	0,925	M10-BFG	28,1	117	$\frac{2x(14H+15ML)}{2x(14H+15MH)}$	28,1	2,81	15,2	1,52	357	484
1,102	0,95	M10-BFG	28,1	117	$\frac{2x(14H+15ML)}{2x(14H+15MH)}$	29,5	2,95	16	1,60	357	484
1,131	0,975	M10-BFG	29	121	$\frac{2x(15H+15ML)}{2x(15H+15MH)}$	29,7	2,97	16	1,60	366	489
1,16	1	M10-BFG	30	125	$\frac{2x(16H+15ML)}{2x(16H+15MH)}$	29,8	2,98	16	1,60	381	493
1,276	1,1	M10-BFG	32,9	137	$\frac{2x(17H+17ML)}{2x(17H+17MH)}$	29,8	2,98	16	1,60	418	507
1,392	1,2	M10-BFG	35,8	149	$\frac{2x(18H+19ML)}{2x(18H+19MH)}$	29,9	2,99	16,1	1,61	454	521
1,508	1,3	M10-BFG	39,6	165	$\frac{2x(19H+22ML)}{2x(19H+22MH)}$	28,5	2,85	15,3	1,53	503	539
1,624	1,4	M10-BFG	42,5	177	$\frac{2x(20H+24ML)}{2x(20H+24MH)}$	28,8	2,88	15,5	1,55	540	553
1,74	1,5	M10-BFG	45,4	189	$\frac{2x(21H+26ML)}{2x(21H+26MH)}$	29,2	2,92	15,7	1,57	576	567

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1,856	1,6	M10-BFG	48,2	201	$\frac{2x(22H+28ML)}{2x(22H+28MH)}$	29,6	2,96	15,9	1,59	613	581
1,972	1,7	M15-BFG	46,5	75	$\frac{1x(15H+22ML)}{1x(15H+22MH)}$	29,1	2,91	15,7	1,57	227	1283
2,088	1,8	M15-BFG	49	79	$\frac{1x(15H+24ML)}{1x(15H+24MH)}$	28,8	2,88	15,6	1,56	239	1302
2,204	1,9	M15-BFG	51,5	83	$\frac{1x(16H+25ML)}{1x(16H+25MH)}$	29,2	2,92	15,8	1,58	251	1310
2,32	2	M15-BFG	53,9	87	$\frac{1x(17H+26ML)}{1x(17H+26MH)}$	29,7	2,97	16	1,6	263	1319
2,436	2,1	M15-BFG	56,42	91	$\frac{1x(17H+28ML)}{1x(17H+28MH)}$	29,4	2,94	15,9	1,59	275	1327
2,552	2,2	M15-BFG	58,9	95	$\frac{1x(18H+29ML)}{1x(18H+29MH)}$	29,8	2,98	16,1	1,61	287	1333
2,668	2,3	M15-BFG	61,4	99	$\frac{1x(18H+31ML)}{1x(18H+31MH)}$	29,6	2,96	16	1,6	299	1340
2,784	2,4	M15-BFG	63,9	103	$\frac{1x(19H+32ML)}{1x(19H+32MH)}$	29,9	2,99	16,2	1,62	312	1348
2,9	2,5	M15-BFG	66,3	107	$\frac{1x(19H+34ML)}{1x(19H+34MH)}$	29,8	2,98	10,1	1,01	324	1351
3,016	2,6	M15-BFG	70,1	113	$\frac{1x(20H+36ML)}{1x(20H+36MH)}$	29	2,9	15,7	1,57	342	1355
3,132	2,7	M15-BFG	72,5	117	$\frac{1x(21H+37ML)}{1x(21H+37MH)}$	29,3	2,93	15,9	1,59	354	1362
3,248	2,8	M15-BFG	75	121	$\frac{1x(22H+38ML)}{1x(22H+38MH)}$	29,7	2,97	16	1,6	366	1369
3,364	2,9	M15-BFG	77,5	125	$\frac{1x(22H+40ML)}{1x(22H+40MH)}$	29,6	2,96	16	1,6	378	1377
3,48	3,0	M15-BFG	80	129	$\frac{1x(23H+41ML)}{1x(23H+41MH)}$	29,9	2,99	16,2	1,62	390	1384

Т а б л и ц а П 4.4

Двухступенчатая смешанная схема. Горячее водоснабжение.

Расчетные параметры: температура греющей воды – 60/26,6°C, температура нагреваемой воды – 5/55°C
Теплообменники

Тепловая нагрузка Q_{ih}		Марка теплообменника	Поверхность нагрева, m^2	Кол-во пластин, шт	Раскладка пластин гор.сторона хол.сторона	Потери давления по греющей среде		Потери давления по нагреваемой среде		Длина пакета секций L, мм	Масса теплообменника, кг
МВт	Гкал/ч					Па	мм вод ст	Па	мм вод ст		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,058	0,05	M3-FG	2,2	70	$\frac{1 \times 17 + 1 \times 18H}{1 \times 17 + 1 \times 17H}$	4,9	0,49	2,4	0,24	203	49
0,07	0,06	M3-FG	2,6	82	$\frac{1 \times 20 + 1 \times 21H}{1 \times 20 + 1 \times 20H}$	5,3	0,53	2,6	0,26	238	53
0,081	0,07	M3-FG	3	95	$\frac{1 \times 23 + 1 \times 24H}{1 \times 23 + 1 \times 24H}$	5,7	0,57	2,7	0,27	276	55
0,093	0,08	M6-MFG	2,5	18	$\frac{1 \times 4 + 1 \times 5H}{1 \times 4 + 1 \times 4H}$	29,4	2,94	16	1,6	63	140
0,104	0,09	M6-MFG	2,7	19	$\frac{1 \times 4 + 1 \times 5H}{1 \times 4 + 1 \times 5H}$	37,2	3,72	16,6	1,66	67	141
0,116	0,1	M6-MFG	2,9	21	$\frac{2 \times 5H}{2 \times 5H}$	35,9	3,59	16	1,6	74	143
0,128	0,11	M6-MFG	3,1	22	$\frac{1 \times 5 + 1 \times 6H}{1 \times 5 + 1 \times 5H}$	36,8	3,68	19,3	1,93	77	144
0,139	0,12	M6-MFG	3,4	24	$\frac{1 \times 6 + 1 \times 6H}{1 \times 5 + 1 \times 6H}$	35,9	3,59	19,4	1,94	84	145
0,151	0,13	M6-MFG	3,6	26	$\frac{1 \times 6 + 1 \times 7H}{1 \times 6 + 1 \times 6H}$	36,6	3,66	18,7	1,87	91	149

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,162	0,14	M6-MFG	3,9	28	$\frac{1 \times 7 + 1 \times 7H}{1 \times 6 + 1 \times 7H}$	36	3,6	18,9	1,89	98	151
0,174	0,15	M6-MFG	4,2	30	$\frac{1 \times 7 + 1 \times 8H}{1 \times 7 + 1 \times 7H}$	36,5	3,65	18,4	1,84	105	153
0,186	0,16	M6-MFG	4,5	32	$\frac{1 \times 8 + 1 \times 8H}{1 \times 7 + 1 \times 8H}$	36,1	3,61	18,5	1,85	112	155
0,197	0,17	M6-MFG	4,8	34	$\frac{1 \times 8 + 1 \times 9H}{1 \times 8 + 1 \times 8H}$	36,5	3,65	18,1	1,81	119	157
0,209	0,18	M6-MFG	5	36	$\frac{1 \times 9 + 1 \times 9H}{1 \times 8 + 1 \times 8H}$	36,1	3,61	18,2	1,82	126	159
0,22	0,19	M6-MFG	5,3	38	$\frac{1 \times 9 + 1 \times 10H}{1 \times 9 + 1 \times 9H}$	36,5	3,65	17,9	1,79	133	161
0,232	0,2	M6-MFG	5,6	40	$\frac{1 \times 10 + 1 \times 10H}{1 \times 9 + 1 \times 10H}$	36,2	3,62	18	1,8	140	164
0,244	0,21	M6-MFG	5,6	40	$\frac{1 \times 10 + 1 \times 10H}{1 \times 9 + 1 \times 10H}$	40	4	19,8	1,98	140	164
0,255	0,22	M6-MFG	6,2	44	$\frac{1 \times 11 + 1 \times 11H}{1 \times 10 + 1 \times 11H}$	36,3	3,63	17,8	1,78	154	169
0,267	0,23	M6-MFG	6,2	44	$\frac{1 \times 11 + 1 \times 11H}{1 \times 10 + 1 \times 11H}$	39,7	3,97	19,4	1,94	154	169
0,278	0,24	M6-MFG	6,4	46	$\frac{1 \times 11 + 1 \times 12H}{1 \times 11 + 1 \times 11H}$	39,9	3,99	19,2	1,92	161	171
0,29	0,25	M6-MFG	6,7	48	$\frac{1 \times 12 + 1 \times 12H}{1 \times 11 + 1 \times 12H}$	39,6	3,96	19,2	1,92	168	173

Продолжение табл. П 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,302	0,26	M6-MFG	7	50	$\frac{1 \times 12 + 1 \times 13H}{1 \times 12 + 1 \times 12H}$	39,7	3,97	19	1,9	175	174
0,313	0,27	M6-MFG	7,3	52	$\frac{1 \times 13 + 1 \times 13H}{1 \times 12 + 1 \times 13H}$	39,5	3,95	19	1,9	182	178
0,325	0,28	M6-MFG	7,6	54	$\frac{1 \times 13 + 1 \times 14H}{1 \times 13 + 1 \times 13H}$	39,6	3,96	18,8	1,88	189	180
0,336	0,29	M6-MFC	7,8	56	$\frac{1 \times 14 + 1 \times 14H}{1 \times 13 + 1 \times 14H}$	39,4	3,94	18,9	1,89	196	182
0,348	0,3	M6-MFG	8,1	58	$\frac{1 \times 14 + 1 \times 15H}{1 \times 14 + 1 \times 14H}$	39,5	3,95	18,7	1,87	203	184
0,36	0,31	M6-MFG	8,4	60	$\frac{1 \times 15 + 1 \times 15H}{1 \times 14 + 1 \times 15H}$	39,4	3,94	18,7	1,87	210	186
0,371	0,32	M6-MFG	8,7	62	$\frac{1 \times 15 + 1 \times 16H}{1 \times 15 + 1 \times 15H}$	39,5	3,95	18,6	1,86	217	188
0,383	0,33	M6-MFG	9	64	$\frac{1 \times 16 + 1 \times 16H}{1 \times 15 + 1 \times 16H}$	39,4	3,94	18,7	1,87	224	190
0,394	0,34	M6-MFG	9,2	66	$\frac{1 \times 16 + 1 \times 17H}{1 \times 16 + 1 \times 16H}$	39,5	3,95	18,6	1,86	231	192
0,406	0,35	M6-MFG	9,5	68	$\frac{1 \times 17 + 1 \times 17H}{1 \times 16 + 1 \times 17H}$	39,4	3,94	18,6	1,86	238	194
0,418	0,36	M6-MFG	9,8	70	$\frac{1 \times 17 + 1 \times 18H}{1 \times 17 + 1 \times 17H}$	39,5	3,95	18,5	1,85	245	196

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,429	0,37	M6-MFG	10,1	72	$\frac{1 \times 18 + 1 \times 18H}{1 \times 17 + 1 \times 18H}$	39,5	3,95	18,6	1,86	252	198
0,441	0,38	M6-MFG	10,4	74	$\frac{1 \times 18 + 1 \times 19H}{1 \times 18 + 1 \times 18H}$	39,6	3,96	18,5	1,85	259	200
0,452	0,39	M6-MFG	10,6	76	$\frac{1 \times 19 + 1 \times 19H}{1 \times 18 + 1 \times 19H}$	39,6	3,96	18,5	1,85	266	202
0,464	0,4	M6-MFG	10,9	78	$\frac{1 \times 19 + 1 \times 20H}{1 \times 19 + 1 \times 19H}$	39,7	3,97	18,5	1,85	273	204
0,476	0,41	M6-MFG	11,2	80	$\frac{1 \times 20 + 1 \times 20H}{1 \times 19 + 1 \times 20H}$	39,7	3,97	18,5	1,85	280	208
0,487	0,42	M6-MFG	11,5	82	$\frac{1 \times 20 + 1 \times 21H}{1 \times 20 + 1 \times 20H}$	39,8	3,98	18,5	1,85	287	212
0,499	0,43	M6-MFG	11,8	84	$\frac{1 \times 21 + 1 \times 21H}{1 \times 20 + 1 \times 21H}$	39,8	3,98	18,6	1,86	294	214
0,51	0,44	M6-MFG	12,0	86	$\frac{1 \times 21 + 1 \times 22H}{1 \times 21 + 1 \times 21H}$	40	4,0	18,5	1,85	301	216
0,522	0,45	M6-MFG	12,3	88	$\frac{1 \times 22 + 1 \times 22H}{1 \times 21 + 1 \times 22H}$	40	4,0	18,6	1,86	308	218
0,534	0,46	M6-MFG	12,9	92	$\frac{1 \times 23 + 1 \times 23H}{1 \times 22 + 1 \times 23H}$	38,5	3,85	17,9	1,79	322	224
0,545	0,47	M6-MFG	13,2	94	$\frac{1 \times 23 + 1 \times 24H}{1 \times 23 + 1 \times 23H}$	38,6	3,86	17,9	1,79	329	226

Продолжение табл. П 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,557	0,48	M6-MFG	13,4	96	$\frac{1x24+1x24H}{1x23+1x24H}$	38,7	3,87	17,9	1,79	336	228
0,568	0,49	M6-MFG	13,7	98	$\frac{1x24+1x25H}{1x24+1x24H}$	38,9	3,89	18	1,8	343	230
0,58	0,5	M6-MFG	14	100	$\frac{1x25+1x25H}{1x24+1x25H}$	39	3,9	18	1,8	350	232
0,592	0,51	M6-MFG	14,3	102	$\frac{1x25+1x26H}{1x25+1x25H}$	39,2	3,92	18	1,8	357	234
0,603	0,52	M6-MFG	14,6	104	$\frac{1x26+1x26H}{1x25+1x26H}$	39,3	3,93	18	1,8	364	236
0,615	0,53	M6-MFG	14,8	106	$\frac{1x26+1x27H}{1x26+1x26H}$	39,5	3,95	18,2	1,82	371	238
0,626	0,54	M6-MFG	15,1	108	$\frac{1x27+1x27H}{1x26+1x27H}$	39,6	3,96	18,2	1,82	378	242
0,638	0,55	M6-MFC	15,4	110	$\frac{1x27+1x28H}{1x27+1x27H}$	39,8	3,98	18,3	1,83	385	244
0,65	0,56	M6-MFG	15,7	112	$\frac{1x28+1x28H}{1x27+1x28H}$	39,9	3,99	18,3	1,83	392	246
0,661	0,57	M10BFG	20,2	84	$\frac{1x21+1x21H}{1x20+1x21H}$	38,5	3,85	19,3	1,93	256	441
0,673	0,58	M10BFG	20,2	84	$\frac{1x21+1x21H}{1x20+1x21H}$	39,6	3,96	19,9	1,99	256	441
0,684	0,59	M10BFG	20,6	86	$\frac{1x21+1x22H}{1x21+1x22H}$	39,4	3,94	19,6	1,96	262	446

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,696	0,6	M10BFG	21,1	88	$\frac{1x22+1x22H}{1x21+1x22H}$	38,9	3,89	19,4	1,94	268	450
0,708	0,61	M10BFG	21,6	90	$\frac{1x22+1x23H}{1x22+1x22H}$	38,6	3,86	19,2	1,92	275	452
0,719	0,62	M10BFG	21,6	90	$\frac{1x22+1x23H}{1x22+1x22H}$	39,8	3,98	19,8	1,98	275	452
0,731	0,63	M10BFG	22 1	92	$\frac{1x23+1x23H}{1x22+1x23H}$	39,3	3,93	19,6	1,96	281	455
0,742	0,64	M10BFG	22,6	94	$\frac{1x23+1x24H}{1x23+1x23H}$	38,9	3,89	19,3	1,93	287	457
0,754	0,65	M10BFG	23	96	$\frac{1x24+1x24H}{1x23+1x24H}$	38,5	3,85	19,2	1,92	293	459
0,766	0,66	M10BFG	23	96	$\frac{1x24+1x24H}{1x23+1x24H}$	39,7	3,97	19,7	1,97	293	459
0,777	0,67	M10BFG	23,5	98	$\frac{1x24+1x25H}{1x24+1x24H}$	39,3	3,93	19,5	1,95	299	461
0,789	0,68	M10BFG	24	100	$\frac{1x25+1x25H}{1x24+1x25H}$	38,9	3,89	19,3	1,93	305	463
0,8	0,69	M10BFG	24	100	$\frac{1x25+1x25H}{1x24+1x25H}$	40	4	19,8	1,98	305	463
0,812	0,7	M10BFG	24,5	102	$\frac{1x25+1x26H}{1x25+1x25H}$	39,6	3,96	19,6	1,96	311	465
0,824	0,71	M10BFG	25	104	$\frac{1x26+1x26H}{1x25+1x26H}$	39,2	3,92	19,4	1,94	317	467

Продолжение табл. П 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,835	0,72	M10BFG	25,4	106	$\frac{1 \times 26 + 1 \times 27H}{1 \times 26 + 1 \times 26H}$	38,9	3,89	19,2	1,92	323	469
0,847	0,73	M10BFG	25,4	106	$\frac{1 \times 26 + 1 \times 27H}{1 \times 26 + 1 \times 26H}$	40	4	19,7	1,97	323	469
0,858	0,74	M10BFG	25,9	108	$\frac{1 \times 27 + 1 \times 27H}{1 \times 26 + 1 \times 27H}$	39,6	3,96	19,6	1,96	329	471
0,87	0,75	M10BFG	26,4	110	$\frac{1 \times 27 + 1 \times 28H}{1 \times 27 + 1 \times 27H}$	39,2	3,92	19,4	1,94	336	473
0,882	0,76	M10BFG	26,9	112	$\frac{1 \times 28 + 1 \times 28H}{1 \times 27 + 1 \times 28H}$	38,9	3,89	19,2	1,92	342	475
0,893	0,77	M10BFG	26,9	112	$\frac{1 \times 28 + 1 \times 28H}{1 \times 27 + 1 \times 28H}$	39,9	3,99	19,7	1,97	342	475
0,905	0,78	M10BFG	27,4	114	$\frac{1 \times 28 + 1 \times 29H}{1 \times 28 + 1 \times 28H}$	39,6	3,96	19,5	1,95	348	477
0,916	0,79	M10BFG	27,8	116	$\frac{1 \times 29 + 1 \times 29H}{1 \times 28 + 1 \times 29H}$	39,2	3,92	19,3	1,93	354	479
0,928	0,8	M10BFG	28,3	118	$\frac{1 \times 29 + 1 \times 30H}{1 \times 29 + 1 \times 29H}$	38,9	3,89	19,2	1,92	360	482
0,94	0,81	M10BFG	28,3	118	$\frac{1 \times 29 + 1 \times 30H}{1 \times 29 + 1 \times 29H}$	39,9	3,99	19,6	1,96	360	482
0,951	0,82	M10BFG	28,8	120	$\frac{1 \times 30 + 1 \times 30H}{1 \times 29 + 1 \times 30H}$	39,5	3,95	19,5	1,95	366	484
0,963	0,83	M10BFG	29,3	122	$\frac{1 \times 30 + 1 \times 31H}{1 \times 30 + 1 \times 30H}$	39,2	3,92	19,3	1,93	372	486

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,974	0,84	M10BFG	29,8	124	$\frac{1x31+1x31H}{1x30+1x31H}$	38,9	3,89	19,2	1,92	378	490
0,986	0,85	M10BFG	29,8	124	$\frac{1x31+1x31H}{1x30+1x31H}$	39,8	3,98	19,6	1,96	378	490
0,998	0,86	M10BFG	30,2	126	$\frac{1x31+1x32H}{1x31+1x31H}$	39,5	3,95	19,4	1,94	384	492
1,009	0,87	M10BFG	30,7	128	$\frac{1x32+1x32H}{1x31+1x32H}$	39,2	3,92	19,3	1,93	390	498
1,021	0,88	M10BFG	31,2	130	$\frac{1x32+1x33H}{1x32+1x32H}$	39	3,9	19,1	1,91	396	518
1,032	0,89	M10BFG	31,2	130	$\frac{1x32+1x33H}{1x32+1x32H}$	39,8	3,98	19,5	1,95	396	518
1,044	0,9	M10BFG	31,2	132	$\frac{1x33+1x33H}{1x32+1x33H}$	39,5	3,95	19,4	1,94	403	520
1,056	0,91	M10BFG	32,2	134	$\frac{1x33+1x34H}{1x33+1x33H}$	39,3	3,93	19,3	1,93	409	522
1,067	0,92	M10BFG	32,6	136	$\frac{1x34+1x34H}{1x33+1x34H}$	39	3,9	19,2	1,92	415	524
1,079	0,93	M10BFG	32,6	136	$\frac{1x34+1x34H}{1x33+1x34H}$	39,8	3,98	19,5	1,95	415	526
1,09	0,94	M10BFG	33,1	138	$\frac{1x34+1x35H}{1x34+1x34H}$	39,6	3,96	19,4	1,94	421	528
1,102	0,95	M10BFG	33,6	140	$\frac{1x35+1x35H}{1x34+1x35H}$	39,3	3,93	19,3	1,93	427	530

Продолжение табл. П 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1,114	0,96	M10BFG	34,1	142	<u>1x35+1x36H</u> 1x35+1x35H	39,1	3,91	19,1	1,91	433	534
1,125	0,97	M10BFG	34,1	142	<u>1x35+1x36H</u> 1x35+1x35H	39,9	3,99	19,5	1,95	433	534
1,137	0,98	M10BFG	34,1	142	<u>1x35+1x36H</u> 1x35+1x35H	39,9	3,99	19,5	1,95	433	534
1,148	0,99	M10BFG	35	146	<u>1x36+1x37H</u> 1x36+1x36H	39,4	3,94	19,3	1,93	445	536
1,16	1	M10BFG	35,5	148	<u>1x37+1x37H</u> 1x36+1x37H	39,1	3,91	19,2	1,92	451	538
1,172	1,01	M10BFG	35,5	148	<u>1x37+1x37H</u> 1x36+1x37H	39,9	3,99	19,5	1,95	451	538
1,218	1,05	M10BFG	37	154	<u>1x38+1x39H</u> 1x38+1x38H	39,9	3,99	19,5	1,95	470	544
1,276	1,1	M10BFG	38,9	162	<u>1x40+1x41H</u> 1x40+1x40H	39,8	3,98	19,4	1,94	494	552
1,334	1,15	M10BFG	40,8	170	<u>1x42+1x43H</u> 1x42+1x42H	39,7	3,97	19,3	1,93	519	560
1,392	1,2	M10BFG	42,7	178	<u>1x44+1x45H</u> 1x44+1x44H	39,6	3,96	19,3	1,93	543	568
1,45	1,25	M10BFG	44,6	186	<u>1x46+1x47H</u> 1x46+1x46H	39,5	3,95	19,2	1,92	567	576
1,508	1,3	M10BFG	46,6	194	<u>1x48+1x49H</u> 1x48+1x48H	39,5	3,95	19,2	1,92	592	584

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1,566	1,35	M10BFG	48,5	202	$\frac{1x50+1x51H}{1x50+1x50H}$	39,5	3,95	19,2	1,92	616	592
1,624	1,4	M10BFG	50,4	210	$\frac{1x52+1x53H}{1x52+1x52H}$	39,5	3,95	19,2	1,92	641	600
1,682	1,45	M15MFG	45,9	74	$\frac{1x18+1x19ML}{1x18+1x18MH}$	28,2	2,82	14,4	1,44	331	1336
1,74	1,5	M15MFG	47,7	77	$\frac{2x19ML}{2x19MH}$	28,6	2,86	13,8	1,38	344	1354
1,798	1,55	M15MFG	49	79	$\frac{1x19+1x20ML}{1x19+1x20MH}$	29,1	2,91	14,1	1,41	353	1360
1,856	1,6	M15MFG	50,8	82	$\frac{1x20+1x21ML}{1x20+1x20MH}$	28,1	2,81	14,3	1,43	367	1366
1,914	1,65	M15MFG	52,1		$\frac{1x21+1x21ML}{1x20+1x21MH}$	28,5	2,85	14,5	1,45	375	1369
1,972	1,7	M15MFG	53,3	86	$\frac{1x21+1x22ML}{1x21+1x21MH}$	28,9	2,89	14,6	1,46	384	1372
2,03	1,75	M15MFG	54,6	88	$\frac{1x22+1x22ML}{1x21+1x22MH}$	29,3	2,93	14,8	1,48	393	1375
2,088	1,8	M15MFG	56,4	91	$\frac{1x22+1x23ML}{1x22+1x23MH}$	29,7	2,97	14,4	1,44	407	1386
2,146	1,85	M15MFG	57,7	93	$\frac{2x23ML}{2x23MH}$	30	3	14,5	1,45	416	1391
2,204	1,90	M15MFG	69,4	112	$\frac{1x28+1x28ML}{1x27+1x28MH}$	39,5	3,95	20,2	2,02	339	1370

Продолжение табл. П 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2,262	1,95	M15MFG	60,8	98	<u>1x24+1x25ML</u> 1x24+1x24MH	29,6	2,96	14,9	1,49	438	1404
2,32	2	M15MFG	62	100	<u>1x25+1x25ML</u> 1x24+1x25MH	29,9	2,99	15,1	1,51	447	1410
2,378	2,05	M15MFG	63,9	103	<u>1x25+1x26ML</u> 1x25+1x26MH	30,3	3,03	14,7	1,47	460	1419
2,436	2,1	M15MFG	65,1	105	<u>2x26ML</u> 2x26MH	30,7	3,07	14,8	1,48	469	1428
2,494	2,15	M15MFG	66,3	107	<u>1x26+1x27ML</u> 1x26+1x27MH	31	3,1	15	1,5	478	1434
2,552	2,2	M15MFG	68,2	110	<u>1x27+1x28ML</u> 1x27+1x27MH	30,3	3,03	15,1	1,51	492	1442
2,61	2,25	M15MFG	69,4	112	<u>1x28+1x28ML</u> 1x27+1x28MH	30,6	3,06	15,3	1,53	500	1447
2,668	2,3	M15MFG	70,7	114	<u>1x28+1x29ML</u> 1x28+1x28MH	31	3,1	15,5	1,55	510	1453
2,726	2,35	M15MFG	72,5	117	<u>2x29ML</u> 2x29MH	31,3	3,13	15,1	1,51	523	1461
2,784	2,4	M15MFG	73,8	119	<u>1x29+1x30ML</u> 1x29+1x30MH	31,6	3,16	15,3	1,53	532	1466
2,842	2,45	M15MFG	75,6	122	<u>1x30+1x31ML</u> 1x30+1x30MH	31	3,1	15,4	1,54	545	1475
2,9	2,5	M15MFG	76,9	124	<u>1x30+1x31ML</u> 1x30+1x30MH	31,3	3,13	15,6	1,56	554	1481

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2,958	2,55	M15MFG	78,1	126	<u>1x31+1x32ML</u> <u>1x31+1x31MH</u>	31,6	3,16	15,7	1,57	563	1487
3,016	2,6	M15MFG	79,4	128	<u>1x32+1x32ML</u> <u>1x31+1x32MH</u>	31,9	3,19	15,9	1,59	572	1493
3,074	2,65	M15MFG	81,2	131	<u>1x32+1x33ML</u> <u>1x32+1x33MH</u>	32,3	3,23	15,6	1,56	586	1504
3,132	2,7	M15MFG	82,5	133	<u>2x33ML</u> <u>2x33MH</u>	32,6	3,26	15,7	1,57	595	1510
3,19	2,75	M15MFG	84,3	136	<u>1x34+1x34ML</u> <u>1x33+1x34MH</u>	32	3,2	15,8	1,58	676	1519
3,248	2,8	M15MFG	85,6	138	<u>1x34+1x35ML</u> <u>1x34+1x34MH</u>	32,3	3,23	16	1,6	617	1524
3,306	2,85	M15MFG	86,8	140	<u>1x35+1x35ML</u> <u>1x34+1x35MH</u>	32,6	3,26	16,2	1,62	626	1531
3,364	2,9	M15MFG	88,7	143	<u>1x35+1x36ML</u> <u>1x35+1x36MH</u>	32,9	3,29	15,3	1,53	640	1540
3,422	2,95	M15MFG	89,9	145	<u>2x36ML</u> <u>2x36MH</u>	33,2	3,32	16	1,6	648	1546
3,48	3	M15MFG	91,1	147	<u>1x36+1x37ML</u> <u>1x36+1x37MH</u>	33,6	3,36	16,1	1,61	657	1548
3,538	3,05	M15MFG	93	150	<u>1x37+1x38ML</u> <u>1x37+1x37MH</u>	33,1	3,31	16,3	1,63	671	1550
3,596	3,1	M15MFG	94,2	152	<u>1x38+1x38ML</u> <u>1x37+1x38MH</u>	33,4	3,34	16,4	1,64	679	1552

Продолжение табл. П 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3,654	3,15	M15MFG	95,5	154	<u>1x38+1x39ML</u> 1x38+1x38MH	33,7	3,37	16,6	1,66	688	1555
3,712	3,2	M15MFG	97,3	157	<u>2x39ML</u> 2x39MH	34	3,4	16,3	1,63	702	1559
3,77	3,25	M15MFG	98,6	159	<u>1x39+1x40ML</u> 1x39+1x40MH	34,3	3,43	16,5	1,65	711	1564
3,828	3,3	M15MFG	98,6	159	<u>1x39+1x40ML</u> 1x39+1x40MH	34,3	3,43	16,5	1,65	711	1564
3,886	3,35	M15MFG	101,7	164	<u>1x41+1x41ML</u> 1x40+1x41MH	34,2	3,42	16,7	1,67	733	1579
3,944	3,4	M15MFG	102,9	166	<u>1x41+1x42ML</u> 1x41+1x41MH	34,5	3,45	16,9	1,69	742	1585
4,002	3,45	M15MFG	104,2	168	<u>1x42+1x42ML</u> 1x41+1x42MH	34,8	3,48	17	1,7	751	1591
4,06	3,5	M15MFG	106	171	<u>1x42+1x43ML</u> 1x42+1x43MH	35,1	3,51	16,8	1,68	764	1600
4,118	3,55	M15MFG	107,3	173	<u>2x43ML</u> 2x43MH	35,4	3,54	16,9	1,69	773	1608
4,176	3,6	M15MFG	109,1	176	<u>1x44+1x44ML</u> 1x43+1x44MH	35	3,5	17,1	1,71	787	1617
4,234	3,65	M15MFG	110,4	178	<u>1x44+1x45ML</u> 1x44+1x44MH	35,3	3,53	17,2	1,72	796	1649
4,292	3,7	M15MFG	111,6	180	<u>1x45+1x45ML</u> 1x44+1x45MH	35,6	3,56	17,4	1,74	805	1654

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4,35	3,75	M15MFG	112,8	182	<u>1x45+1x46ML</u> <u>1x45+1x45MH</u>	36	3,6	17,5	1,75	814	1660
4,408	3,8	M15MFG	114,7	185	<u>2x46ML</u> <u>2x46MH</u>	36,3	3,63	17,3	1,73	827	1665
4,466	3,85	M15MFG	115,9	187	<u>1x46+1x47ML</u> <u>1x46+1x47MH</u>	36,6	3,66	17,5	1,75	836	1671
4,524	3,9	M15MFG	117,8	190	<u>1x47+1x48ML</u> <u>1x47+1x47MH</u>	36,3	3,63	16	1,6	849	1678
4,582	3,95	M15MFG	119	192	<u>1x48+1x48ML</u> <u>1x47+1x48MH</u>	36,6	3,66	17,8	1,78	858	1683
4,64	4	M15MFG	120,3	194	<u>1x48+1x49ML</u> <u>1x48+1x48MH</u>	36,9	3,69	17,9	1,79	964	1689
4,698	4,05	M15MFG	122,1	197	<u>2x49ML</u> <u>2x49MH</u>	37,2	3,72	17,7	1,77	880	1697
4,756	4,1	M15MFG	123,4	199	<u>1x49+1x50ML</u> <u>1x49+1x50MH</u>	37,6	3,76	17,9	1,79	890	1703
4,814	4,15	M15MFG	125,2	202	<u>1x50+1x51ML</u> <u>1x50+1x50MH</u>	37,3	3,73	18	1,8	903	1711
4,872	4,2	M15MFG	126,5	204	<u>1x51+1x51ML</u> <u>1x50+1x51MH</u>	37,6	3,76	18,2	1,82	912	1717
4,93	4,25	M15MFG	127,7	206	<u>1x51+1x52ML</u> <u>1x51+1x51MH</u>	38	3,8	18,3	1,83	921	1722
4,988	4,3	M15MFG	129	208	<u>1x52+1x52ML</u> <u>1x51+1x52MH</u>	38,3	3,83	18,5	1,85	930	1728

Окончание табл. П 4.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5,046	4,35	M15B-FG	98,6	159	$\frac{1x(48MH+31L)}{1x(48ML+31L)}$	13,4	1,34	39,5	3,95	481	1485
5,104	4,4	M15B-FG	99,8	161	$\frac{1x(49MH+31L)}{1x(49ML+31L)}$	13,5	1,35	39,7	3,97	487	1491
5,162	4,45	M15B-FG	101,1	163	$\frac{1x(49MH+32L)}{1x(49ML+32L)}$	13,4	1,34	39,6	3,96	493	1497
5,22	4,5	M15B-FG	102,3	165	$\frac{1x(50MH+32L)}{1x(50ML+32L)}$	13,5	1,35	39,8	3,98	499	1503
5,278	4,55	M15B-FG	103,5	167	$\frac{1x(50MH+33L)}{1x(50ML+33L)}$	13,5	1,35	39,7	3,97	505	1508
5,336	4,6	M15B-FG	104,8	169	$\frac{1x(51MH+33L)}{1x(51ML+33L)}$	13,5	1,35	40	4	511	1513
5,394	4,65	M15B-FG	106	171	$\frac{1x(51MH+34L)}{1x(51ML+34L)}$	13,5	1,35	39,9	3,99	517	1518
5,452	4,7	M15B-FG	108,5	175	$\frac{1x(52MH+35L)}{1x(52ML+35L)}$	13,3	1,33	39,3	3,93	529	1528
5,51	4,75	M15B-FG	109,7	177	$\frac{1x(52MH+36L)}{1x(52ML+36L)}$	13,3	1,33	39,2	3,92	535	1533
5,568	4,8	M15B-FG	111	179	$\frac{1x(52MH+37L)}{1x(52ML+37L)}$	13,2	1,32	39,2	3,92	541	1539
5,626	4,85	M15B-FG	112,2	181	$\frac{1x(53MH+37L)}{1x(53ML+37L)}$	13,3	1,33	39,4	3,94	548	1544
5,684	4,9	M15B-FG	113,5	183	$\frac{1x(53MH+38L)}{1x(53ML+38L)}$	13,3	1,33	39,4	3,94	553	1549
5,742	4,95	M15B-FG	114,7	185	$\frac{1x(54MH+38L)}{1x(54ML+38L)}$	13,4	1,34	39,7	3,97	560	1554
6	5	M15B-FG	115,9	187	$\frac{1x(54MH+39L)}{1x(54ML+39L)}$	13,4	1,34	39,7	3,97	566	1559

Отопление.

Расчетные параметры: температура греющей воды – 120/70°С,
температура нагреваемой воды – 95 / 70 ° С

Теплообменники

Тепловая нагрузка Q_{ih}		Марка тепло- обменника	Поверхность нагрева, м ²	Кол-во пластин, шт.	Раскладка пластин: <u>гор.сторона</u> хол.сторона	Потери давления по греющей среде		Потери давления по нагреваемой среде		Длина пакета секций L, мм	Масса теплооб- менника, кг
МВт	Гкал/ч					Па	мм вод.ст.	Па	мм вод.ст.		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,058	0,05	M3-FG	1	32	$\frac{1 \times 7 + 1 \times 8H}{1 \times 8 + 1 \times 8H}$	13,1	1,31	35,8	3,58	93	37
0,087	0,075	M3-FG	1,5	46	$\frac{1 \times 11 + 1 \times 11H}{1 \times 11 + 1 \times 12H}$	13,7	1,37	39,8	3,98	133	41
0,116	0,1	M3-FG	2	64	$\frac{1 \times 15 + 1 \times 16H}{1 \times 16 + 1 \times 16H}$	12,7	1,27	37,7	3,77	186	48
0,174	0,15	M6M-FG	3,5	25	$\frac{2 \times 6MH}{2 \times 6ML}$	10	1	32,4	3,24	88	147
0,232	0,2	M6M-FG	4,3	31	$\frac{1 \times 7 + 1 \times 8H}{1 \times 7 + 1 \times 8ML}$	11,6	1,16	37,6	3,76	108	154
0,29	0,25	M6M-FG	5,3	38	$\frac{1 \times 9 + 1 \times 9MH}{1 \times 9 + 1 \times 10ML}$	12,6	1,26	37	3,7	133	161
0,348	0,3	M6M-FG	6,2	44	$\frac{1 \times 10 + 1 \times 11MH}{1 \times 11 + 1 \times 11ML}$	13,6	1,36	40	4	154	169
0,406	0,35	M6M-FG	7,3	52	$\frac{1 \times 12 + 1 \times 13H}{1 \times 13 + 1 \times 13ML}$	13,3	1,33	39,8	3,98	182	178
0,464	0,4	M6M-FG	8,7	62	$\frac{1 \times 15 + 1 \times 15MH}{1 \times 15 + 1 \times 16ML}$	12,4	1,24	39,6	3,96	217	188

Продолжение табл. П 4.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,522	0,45	M6M-FG	9,8	70	$\frac{1x17+1x17MH}{1x17+1x18H}$	12,5	1,25	38,7	3,87	245	196
0,58	0,5	M6M-FG	10,9	78	$\frac{1x19+1x20MH}{1x19+1x19ML}$	12,8	1,28	39,8	3,98	273	204
0,638	0,55	M6M-FG	12,3	88	$\frac{1x21+1x22MH}{1x22+1x22ML}$	12,7	1,27	39,6	3,96	308	218
0,696	0,6	M6M-FG	13,6	97	$\frac{2x(23MH+1L)}{2x(23ML+1L)}$	12,4	1,24	40	4	340	236
0,754	0,65	M10B-FG	13,4	56	$\frac{1x27H}{1x28H}$	8,4	0,84	25,4	2,54	171	421
0,812	0,7	M10B-FG	14,4	60	$\frac{1x29H}{1x30H}$	8,5	0,85	25,7	2,57	183	424
0,87	0,75	M10B-FG	15,4	64	$\frac{1x31H}{1x32H}$	8,6	0,86	26	2,6	195	427
0,928	0,8	M10B-FG	16,3	68	$\frac{1x33H}{1x34H}$	8,6	0,86	26,3	2,63	207	430
0,986	0,85	M10B-FG	17,3	72	$\frac{1x35H}{1x36H}$	8,7	0,87	26,6	2,66	220	433
1,044	0,9	M10B-FG	18,3	76	$\frac{1x37H}{1x38H}$	8,7	0,87	26,9	2,69	232	435
1,102	0,95	M10B-FG	19,2	80	$\frac{1x39H}{1x40H}$	8,8	0,88	27,1	2,71	244	439
1,16	1	M10B-FG	20,2	84	$\frac{1x41H}{1x42H}$	8,9	0,89	27,4	2,74	256	441
1,218	1,05	M10B-FG	21,1	88	$\frac{1x43H}{1x44H}$	8,9	0,89	27,6	2,76	268	450
1,276	1,1	M10B-FG	22,1	92	$\frac{1x45H}{1x46H}$	9	0,9	27,8	2,78	281	455
1,334	1,15	M10B-FG	23	96	$\frac{1x47H}{1x48H}$	9	0,9	28,1	2,81	293	459

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1,392	1,2	M10B-FG	23,8	99	$\frac{1x49H}{1x49H}$	9,1	0,91	29,4	2,94	302	462
1,45	1,25	M10B-FG	24,7	103	$\frac{1x51H}{1x51H}$	9,1	0,91	29,6	2,96	314	466
1,508	1,3	M10B-FG	25,7	107	$\frac{1x53H}{1x53H}$	9,2	0,92	29,8	2,98	326	470
1,566	1,35	M10B-FG	26,6	111	$\frac{1x55H}{1x55H}$	9,3	0,93	30	3	339	475
1,624	1,4	M10B-FG	27,6	115	$\frac{1x57H}{1x57H}$	9,3	0,93	30,2	3,02	351	479
1,682	1,45	M10B-FG	28,6	119	$\frac{1x59H}{1x59H}$	9,4	0,94	30,4	3,04	363	483
1,74	1,5	M10B-FG	29,5	123	$\frac{1x61H}{1x61H}$	9,5	0,95	30,6	3,06	375	489
1,798	1,55	M10B-FG	30,5	127	$\frac{1x63H}{1x63H}$	9,5	0,95	30,8	3,08	387	497
1,856	1,6	M10B-FG	31,4	131	$\frac{1x65H}{1x65H}$	9,6	0,96	31,1	3,11	400	519
1,914	1,65	M10B-FG	32,4	135	$\frac{1x67H}{1x67H}$	9,7	0,97	31,3	3,13	412	524
1,972	1,7	M10B-FG	33,1	138	$\frac{1x68H}{1x68H}$	10	1	31,5	3,15	421	527
2,03	1,75	M10B-FG	34,1	142	$\frac{1x70H}{1x71H}$	10,1	1,01	31,8	3,18	433	534
2,088	1,8	M10B-FG	35	146	$\frac{1x72H}{1x73H}$	10,2	1,02	32	3,2	445	540
2,146	1,85	M10B-FG	36	150	$\frac{1x74H}{1x75H}$	10,2	1,02	32,3	3,23	458	542

Продолжение табл. П 4.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2,204	1,9	M10B-FG	37	154	$\frac{1x76H}{1x77H}$	10,3	1,03	32,6	3,26	470	544
2,262	1,95	M10B-FG	37,9	158	$\frac{1x78H}{1x79H}$	10,4	1,04	32,9	3,29	482	548
2,32	2	M10B-FG	38,9	162	$\frac{1x80H}{1x81H}$	10,5	1,05	33,2	3,32	494	552
2,378	2,05	M10B-FG	39,8	166	$\frac{1x82H}{1x83H}$	10,5	1,05	33,4	3,34	506	556
2,436	2,1	M10B-FG	40,8	170	$\frac{1x84H}{1x85H}$	10,6	1,06	33,7	3,37	518	560
2,494	2,15	M10B-FG	41,8	174	$\frac{1x86H}{1x87H}$	10,7	1,07	34	3,4	531	564
2,552	2,2	M10B-FG	42,7	178	$\frac{1x88H}{1x89H}$	10,8	1,08	34,4	3,44	543	568
2,61	2,25	M10B-FG	43,7	182	$\frac{1x90H}{1x91H}$	8,9	0,89	27,4	2,74	555	572
2,668	2,3	M10B-FG	44,6	186	$\frac{1x92H}{1x93H}$	11	1,1	35	3,5	567	576
2,726	2,35	M10B-FG	45,6	190	$\frac{1x94H}{1x95H}$	11,1	1,11	36,4	3,64	579	580
2,784	2,4	M10B-FG	46,6	194	$\frac{1x96H}{1x97H}$	11,2	1,12	35,7	3,57	592	584
2,842	2,45	M10B-FG	47,5	198	$\frac{1x98H}{1x99H}$	11,3	1,13	36,1	3,61	604	588
2,9	2,5	M10B-FG	48,5	202	$\frac{1x100H}{1x101H}$	11,4	1,14	36,4	3,64	616	592
2,958	2,55	M10B-FG	49,4	206	$\frac{1x102H}{1x103H}$	11,5	1,15	36,8	3,68	628	596

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3,016	2,6	M10B-FG	50,2	209	$\frac{1x104H}{1x104H}$	11,7	1,17	37,7	3,77	637	599
3,074	2,65	M10B-FG	51,1	213	$\frac{1x106H}{1x106H}$	11,8	1,18	38,1	3,81	650	603
3,132	2,7	M10B-FG	52,1	217	$\frac{1x108H}{1x108H}$	11,9	1,19	38,5	3,85	662	607
3,19	2,75	M10B-FG	53	221	$\frac{1x110H}{1x110H}$	12	1,2	38,9	3,89	674	611
3,248	2,8	M10B-FG	54	225	$\frac{1x112H}{1x112H}$	12,2	1,22	39,3	3,93	686	615
3,306	2,85	M10B-FG	55	229	$\frac{1x114H}{1x114H}$	12,3	1,23	39,7	3,97	698	619
3,364	2,9	M10B-FG	56,2	234	$\frac{1x116H}{1x116H}$	12,4	1,24	39,7	3,97	714	624
3,422	2,95	M10B-FG	57,6	240	$\frac{1x119H}{1x119H}$	12,4	1,24	39,7	3,97	732	631
3,48	3	M15B-FG	66,3	107	$\frac{1x(35MH+18L)}{1x(35ML+18L)}$	13,6	1,36	39,4	3,94	324	1329
3,538	3,05	M15B-FG	67,6	109	$\frac{1x(35MH+19L)}{1x(35ML+19L)}$	13,4	1,34	38,9	3,89	330	1335
3,596	3,1	M15B-FG	68,8	111	$\frac{1x(36MH+19L)}{1x(36ML+19L)}$	13,5	1,35	39,1	3,91	342	1347
3,654	3,15	M15B-FG	70,1	113	$\frac{1x(36MH+20L)}{1x(36ML+20L)}$	13,3	1,33	38,7	3,87	336	1341
3,712	3,2	M15B-FG	71,3	115	$\frac{1x(37MH+20L)}{1x(37ML+20L)}$	13,4	1,34	38,9	3,89	348	1353
3,77	3,25	M15B-FG	72,5	117	$\frac{1x(37MH+21L)}{1x(37ML+21L)}$	13,2	1,32	38,5	3,85	523	1359

Продолжение табл. П 4.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3,828	3,3	M15B-FG	73,8	119	$\frac{1x(38MH+21L)}{1x(38ML+21L)}$	13,3	1,33	38,7	3,87	360	1365
3,886	3,35	M15B-FG	75	121	$\frac{1x(38MH+21L)}{1x(38ML+21L)}$	13,4	1,34	38,8	3,88	366	1371
3,944	3,4	M15B-FG	75	121	$\frac{1x(39MH+21L)}{1x(39ML+21L)}$	13,7	1,37	40	4	366	1371
4,002	3,45	M15M-FG	76,3	123	$\frac{1x(39MH+21L)}{1x(39ML+21L)}$	12,4	1,24	39,4	3,94	551	1377
4,06	3,5	M15B-FG	77,5	125	$\frac{1x(40MH+22L)}{1x(40ML+22L)}$	13,7	1,37	39,8	3,98	378	1383
4,118	3,55	M15B-FG	78,7	127	$\frac{1x(41MH+22L)}{1x(41ML+22L)}$	13,7	1,37	40	4	384	1389
4,176	3,6	M15B-FG	80	129	$\frac{1x(41MH+23L)}{1x(41ML+23L)}$	13,6	1,36	39,7	3,97	390	1395
4,234	3,65	M15B-FG	81,2	131	$\frac{1x(42MH+23L)}{1x(42ML+23L)}$	13,7	1,37	39,9	3,99	396	1401
4,292	3,7	M15B-FG	82,5	133	$\frac{1x(42MH+24L)}{1x(42ML+24L)}$	13,6	1,36	39,6	3,96	402	1407
4,35	3,75	M15B-FG	83,7	135	$\frac{1x(43MH+24L)}{1x(43ML+24L)}$	13,6	1,36	39,8	3,98	408	1413
4,408	3,8	M15B-FG	84,9	137	$\frac{1x(43MH+25L)}{1x(43ML+25L)}$	13,5	1,35	39,5	3,95	414	1419
4,466	3,85	M15B-FG	86,2	139	$\frac{1x(44MH+25L)}{1x(44ML+25L)}$	13,6	1,36	39,7	3,97	420	1425
4,524	3,9	M15B-FG	87,4	141	$\frac{1x(44MH+26L)}{1x(44ML+26L)}$	13,5	1,35	39,5	3,95	427	1431

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4,582	3,95	M15B-FG	88,7	143	$\frac{1x(45MH+26L)}{1x(45ML+26L)}$	13,6	1,36	39,7	3,97	432	1437
4,64	4	M15B-FG	89,9	145	$\frac{1x(45MH+27L)}{1x(45ML+27L)}$	13,5	1,35	39,5	3,95	439	1443
4,698	4,05	M15B-FG	91,1	147	$\frac{1x(45MH+28L)}{1x(45ML+28L)}$	13,4	1,34	39,3	3,93	445	1449
4,756	4,1	M15B-FG	92,4	149	$\frac{1x(46MH+28L)}{1x(46ML+28L)}$	13,5	1,35	39,5	3,95	451	1455
4,814	4,15	M15B-FG	93,6	151	$\frac{1x(46MH+29L)}{1x(46ML+29L)}$	13,4	1,34	39,3	3,93	457	1461
4,872	4,2	M15B-FG	94,9	153	$\frac{1x(47MH+29L)}{1x(47ML+29L)}$	13,5	1,35	39,5	3,95	463	1467
4,93	4,25	M15B-FG	96,1	155	$\frac{1x(47MH+30L)}{1x(47ML+30L)}$	13,4	1,34	39,4	3,94	469	1473
4,988	4,3	M15B-FG	97,3	157	$\frac{1x(48MH+30L)}{1x(48ML+30L)}$	13,5	1,35	39,6	3,96	475	1479
5,046	4,35	M15B-FG	98,6	159	$\frac{1x(48MH+31L)}{1x(48ML+31L)}$	13,4	1,34	39,5	3,95	481	1485
5,104	4,4	M15B-FG	99,8	161	$\frac{1x(49MH+31L)}{1x(49ML+31L)}$	13,5	1,35	39,7	3,97	487	1491
5,162	4,45	M15B-FG	101,1	163	$\frac{1x(49MH+32L)}{1x(49ML+32L)}$	13,4	1,34	39,6	3,96	493	1497
5,22	4,5	M15B-FG	102,3	165	$\frac{1x(50MH+32L)}{1x(50ML+32L)}$	13,5	1,35	39,8	3,98	499	1503
5,278	4,55	M15B-FG	103,5	167	$\frac{1x(50MH+33L)}{1x(50ML+33L)}$	13,5	1,35	39,7	3,97	505	1508
5,336	4,6	M15B-FG	104,8	169	$\frac{1x(51MH+33L)}{1x(51ML+33L)}$	13,5	1,35	40	4	511	1513

Окончание табл. П 4.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5,394	4,65	M15B-FG	106	171	$\frac{1x(51MH+34L)}{1x(51ML+34L)}$	13,5	1,35	39,9	3,99	517	1518
5,452	4,7	M15B-FG	108,5	175	$\frac{1x(52MH+35L)}{1x(52ML+35L)}$	13,3	1,33	39,3	3,93	529	1528
5,51	4,75	M15B-FG	109,7	177	$\frac{1x(52MH+36L)}{1x(52ML+36L)}$	13,3	1,33	39,2	3,92	535	1533
5,568	4,8	M15B-FG	111	179	$\frac{1x(52MH+37L)}{1x(52ML+37L)}$	13,2	1,32	39,2	3,92	541	1539
5,626	4,85	M15B-FG	112,2	181	$\frac{1x(53MH+37L)}{1x(53ML+37L)}$	13,3	1,33	39,4	3,94	548	1544
5,684	4,9	M15B-FG	113,5	183	$\frac{1x(53MH+38L)}{1x(53ML+38L)}$	13,3	1,33	39,4	3,94	553	1549
5,742	4,95	M15B-FG	114,7	185	$\frac{1x(54MH+38L)}{1x(54ML+38L)}$	13,4	1,34	39,7	3,97	560	1554
5,8	5	M15B-FG	115,9	187	$\frac{1x(54MH+39L)}{1x(54ML+39L)}$	13,4	1,34	39,7	3,97	566	1559
5,916	5,1	M15B-FG	188,4	191	$\frac{1x(55MH+40L)}{1x(55ML+40L)}$	13,4	1,34	40	4	578	1570
6,032	5,2	M15B-FG	122,1	197	$\frac{1x(56MH+42L)}{1x(56ML+42L)}$	13,3	1,33	39,5	3,95	596	1587
6,148	5,3	M15B-FG	124,6	201	$\frac{1x(56MH+44L)}{1x(56ML+44L)}$	13,3	1,33	39,6	3,96	608	1596
6,264	5,4	M15B-FG	127,1	205	$\frac{1x(57MH+45L)}{1x(57ML+45L)}$	13,4	1,34	40	4	620	1605
6,38	5,5	M15B-FG	130,8	211	$\frac{1x(57MH+48L)}{1x(57ML+48L)}$	13,2	1,32	39,5	3,95	638	1623
6,496	5,6	M15B-FG	133,3	215	$\frac{1x(58MH+49L)}{1x(58ML+49L)}$	13,3	1,33	39,9	3,99	650	1635

Технические характеристики паяных пластинчатых теплообменников «Цетепак»
производства компании «Цететерм»

Показатель	CP410	CP415	CP422	CP422-2V*	CP500	CP500-2V*
1	2	3	4	5	6	7
Поверхность нагрева пластины, м ²	0,025	0,05	0,095		0,28	
Габариты пластины $h \times a$, мм	311×112	520×103	617×192		950×364	
Минимальная толщина пластины, мм	0,4	0,4	0,4		0,4	
Масса пластины, кг	0,1	0,17	0,35		1,26	
Объем воды в канале, л	0,05	0,094	0,21		0,52/0,7	
Максимальное число пластин в установке, шт.	150	80	150		200	
Рабочее давление, МПа	2,5	2,5	2,5		2,5/1,6	
Максимальная температура, °С	225	225	225		225	
Основные размеры теплообменника в изоляции $h \times a \times l$, мм	360×182×320	590×182×260	670×284×508		1200×450×818	
Диаметр патрубков, мм	25	25	50		65/100	
Масса теплообменника, кг, при числе пластин:						
минимальном **	—	—	20		69,6	
максимальном	—	—	75		246	

1	2	3	4	5	6	7
Максимальный расход нагреваемой воды при потере давления 100 кПа, м ³ /ч	20	12	62	26	340	165
Коэффициент теплопередачи при стандартных условиях ***, Вт/(м ² ·°С)	2420	—	—	3090	—	1700
Тепловая мощность при стандартных условиях, кВт	95 (CP410-150-2V)	—	—	440 (CP422-150-2V)	—	2000 (CP500-150-2V)
Максимальная тепловая мощность при стандартных условиях, кВт, при параметрах теплоносителя 150-76/105-70 °С	300	250	1200	800	4000	2500

*Теплообменники этой модели предназначены для ГВС с двухступенчатым подогревом воды в одном корпусе.

**Число пластин подбирается с шагом 10 пластин при минимальном числе пластин 10.

***Стандартные условия – максимальный расход жидкости, параметры греющего теплоносителя 70-15 °С, нагреваемого – 5-60 °С.

Примечания:

1. Теплообменники поставляются в комплекте с изоляцией.
2. Числа через дробь означают параметры для первичного и вторичного теплоносителей.
3. Материал пластин – AISI 316.

Технические характеристики пластинчатых теплообменников фирмы «APV» для теплоснабжения

Показатель	Неразборные паяные			Разборные с резиновыми прокладками				
	BD4	BD7	BF2	N25	N35	N50	M60	M92
Поверхность нагрева пластины, м ²	0,04	0,07	0,14	0,25	0,35	0,5	0,6	0,92
Габариты пластины, мм	290×120	525×120	574×235	924×368	1200×368	1614×368	1188×740	1563×740
Минимальная толщина пластины, мм	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Масса пластины, кг	0,14	0,26	0,42	1,3	1,79	2,45	3,08	4,22
Объем воды в канале, л	0,03	0,052	0,133	0,7	0,95	1,3	2,05	2,77
Рабочее давление, МПа	3,0	3,0	3,0	1,0	1,0	1,0	1,0	150
Максимальная температура, °С	220	220	220	150	150	150	150	200
Диаметр патрубков, мм	25	25	65	80	80	80	200	
Максимальное число пластин в установке, шт.	93	93	123	39/83*	39/83*	39/83*	91/151*	91/151*
Габариты установки, мм: <i>h</i> × <i>a</i> длина, не более - " - " - менее	290×120 246 48	525×120 246 48	574×235 315 48	1249×450 570(10/2) 370(10/1)	1525×450 570(10/2) 370(10/1)	1939×450 570(10/2) 370(10/1)	1560×886 1340(10/2) 1090(10/1)	1935×906 1340(10/2) 1090(10/1)
Стандартное число пластин в установке	7,11,17,25, 33,43,63,93	7,11,17,25, 33,43,63,93	7,11,17,25, 33,43,63,93	—	—	—	—	—
Масса установки, кг: не более не менее	14,4 2,4	26,2 4,0	58,4 10,5	310 210	410 300	460 380	1755 1330	2270 1700
*Перед чертой – для рамы 10/1, за чертой – 10/2								

Примечания:

1. Материал пластин: неразборных – AISI 316, разборных – AISI 304, материал прокладок разборных- EPDM.
2. Номенклатура теплообменников «APV» не ограничивается типами аппаратов, приведенных в таблице.

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Технические характеристики пластинчатых теплообменников фирмы «СВЕП» для теплоснабжения

Показатель	Неразборные паяные					Разборные с резиновыми прокладками					
	B25	B35	B45	B50	B65	Gx6NI	Gx12P	Gx18P	Gx26P	Gx42P	Gx51P
Поверхность нагрева пластины, м ²	0,063	0,093	0,128	0,112	0,270	0,070	0,120	0,180	0,275	0,450	0,550
Масса пластины, кг	0,234	0,336	0,427	0,424	1,080	—	—	—	—	—	—
Объем воды в канале, л	0,095	0,141	0,188	0,188	0,474	—	—	—	—	—	—
Максимальное число пластин в установке, шт	120	200	200	250	300	100	160	160	450	450	450
Рабочее давление, МПа	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	1,0	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Максимальная температура, °С	185	185	185	185	185	150	150	150	150	150	150
Габариты установки, мм:											
ширина	117	241	241	241	362	160	320	320	460	460	630
высота	524	392	524	524	864	745	840	1070	1265	1675	1730
длина, не более	317	518	518	670	790	500	1090	1090	3080	3080	3130
Диаметр подсоединительных патрубков, мм	25	40	65	65	100	25	50	50	100	100	150
Масса установки при максимальном числе пластин, кг	30,6	71,4	119	119	900	38*	127*	183*	363*	554*	1138*
Максимально эффективная тепловая мощность, кВт, при параметрах теплоносителя 150 – 80/105 – 70 °С и ΔР не более 150 кПа	350	550	900	2200	6100	400	550	1500	3000	7300	15000

Показатель	Неразборные паяные					Разборные с резиновыми прокладками					
	B25	B35	B45	B50	B65	Gx6NI	Gx12P	Gx18P	Gx26P	Gx42P	Gx51P
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² • °С)	5970	7880	6570	7820	7035	12920	9380	11 550	10810	9500	11 840
Эффективное число пластин, шт.	42	52	48	140	140	21	23	33	47	77	101
Тепловая мощность, кВт, при стандартных условиях	450	—	1500	—	4100	430	750	1050	-	9500	-
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² • °С), при стандартных условиях	6210	—	6260	—	5150	7980	7080	7030	-	7320	-
Эффективное число пластин, шт. (через дробь — число ходов)	117/2	—	189/2	—	297/2	79/3	89/4	85/3	-	74/2	-
* Масса принята для числа пластин, требуемых при обеспечении мощности нижеследующей строки.											

Примечания:

1. Стандартные условия—максимальный расход жидкости, ограниченный допустимыми скоростями и потерями давления в водоподогревателе по нагреваемой воде не более 150 кПа; параметры теплоносителя: греющего 70—15 °С, нагреваемого 5 – 60 °С.
2. Материал пластин — нержавеющая сталь AISI 316 толщиной 0,3 — 0,6, мм. материал прокладок — EPDM.
3. Номенклатура теплообменников не ограничена типами аппаратов, приведенных в таблице.

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

Характеристики одноходовых теплообменников РС–0,2

Обозначение	Длина теплообменника L_1 , мм	Длина пакета секций L , мм	Масса теплообменника, кг	Тепловая нагрузка $Q_{гв}$		Потери давления по греющей среде		Потери давления по нагреваемой среде	
				МВт	Гкал/ч	Па	атм	Па	атм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
РС-0,2-1,6-1x(4)	255	24	270	0,007	0,006	68,6466	0,0007	88,2599	0,0009
РС-0,2-2,0-1x(5)	285	31	275	0,010	0,009	88,2599	0,0009	98,0665	0,001
РС-0,2-2,4-1x(6)	285	37	279	0,014	0,012	98,0665	0,001	107,873	0,0011
РС-0,2-2,8-1x(7)	285	43	283	0,017	0,015	107,873	0,0011	117,68	0,0012
РС-0,2-3,2-1x(8)	315	49	290	0,020	0,017	107,873	0,0011	117,68	0,0012
РС-0,2-3,6-1x(9)	315	55	294	0,023	0,02	117,68	0,0012	117,68	0,0012
РС-0,2-4,0-1x(10)	315	61	298	0,027	0,023	127,486	0,0013	127,486	0,0013
РС-0,2-4,4-1x(11)	345	67	304	0,030	0,026	127,486	0,0013	127,486	0,0013
РС-0,2-4,8-1x(12)	345	73	308	0,032	0,028	127,486	0,0013	127,486	0,0013
РС-0,2-5,2-1x(13)	345	79	312	0,036	0,031	137,293	0,0014	127,486	0,0013
РС-0,2-5,6-1x(14)	375	85	318	0,039	0,034	137,293	0,0014	127,486	0,0013
РС-0,2-6,0-1x(15)	375	92	324	0,043	0,037	137,293	0,0014	127,486	0,0013
РС-0,2-6,4-1x(16)	375	98	328	0,046	0,04	137,293	0,0014	127,486	0,0013
РС-0,2-6,8-1x(17)	405	104	332	0,049	0,042	137,293	0,0014	127,486	0,0013
РС-0,2-7,2-1x(18)	405	110	336	0,052	0,045	147,1	0,0015	127,486	0,0013
РС-0,2-7,6-1x(19)	405	116	340	0,058	0,05	147,1	0,0015	137,293	0,0014
РС-0,2-8,0-1x(20)	435	122	345	0,060	0,052	147,1	0,0015	137,293	0,0014
РС-0,2-8,4-1x(21)	435	128	350	0,063	0,054	147,1	0,0015	137,293	0,0014

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PC-0,2-8,8-1x(22)	435	134	354	0,066	0,057	147,1	0,0015	137,293	0,0014
PC-0,2-9,2-1x(23)	465	140	361	0,070	0,06	147,1	0,0015	137,293	0,0014
PC-0,2-9,6-1x(24)	465	146	365	0,072	0,062	147,1	0,0015	137,293	0,0014
PC-0,2-10,0-1x(25)	465	153	369	0,075	0,065	147,1	0,0015	137,293	0,0014
PC-0,2-10,4-1x(26)	495	159	375	0,079	0,068	147,1	0,0015	137,293	0,0014
PC-0,2-10,8-1x(27)	495	165	379	0,081	0,07	147,1	0,0015	137,293	0,0014
PC-0,2-11,2-1x(28)	495	171	383	0,085	0,073	147,1	0,0015	137,293	0,0014
PC-0,2-11,6-1x(29)	525	177	390	0,088	0,076	147,1	0,0015	137,293	0,0014
PC-0,2-12,0-1x(30)	525	183	394	0,093	0,08	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-12,4-1x(31)	525	189	398	0,095	0,082	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-12,8-1x(32)	555	195	404	0,099	0,085	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-13,2-1x(33)	555	201	408	0,102	0,088	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-13,6-1x(34)	555	207	412	0,104	0,09	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-14,0-1x(35)	585	214	418	0,108	0,093	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-14,4-1x(36)	585	220	422	0,111	0,096	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-14,8-1x(37)	585	226	426	0,115	0,099	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-15,2-1x(38)	615	232	432	0,118	0,102	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-15,6-1x(39)	615	238	436	0,122	0,105	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-16,0-1x(40)	615	244	440	0,125	0,108	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-16,4-1x(41)	645	250	446	0,128	0,11	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-16,8-1x(42)	645	256	450	0,131	0,113	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-17,2-1x(43)	645	262	454	0,135	0,116	156,906	0,0016	137,293	0,0014

Продолжение прил. 8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PC-0,2-17,6-1x(44)	675	268	460	0,138	0,119	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-18,0-1x(45)	675	275	464	0,140	0,121	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-18,4-1x(46)	675	281	468	0,144	0,124	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-18,8-1x(47)	755	287	474	0,147	0,127	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-19,2-1x(48)	755	293	478	0,150	0,129	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-19,6-1x(49)	755	299	482	0,153	0,132	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-20,0-1x(50)	785	305	489	0,153	0,132	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-20,4-1x(51)	785	311	493	0,160	0,138	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-20,8-1x(52)	785	317	497	0,164	0,141	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-21,2-1x(53)	815	323	503	0,167	0,144	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-21,6-1x(54)	815	329	507	0,171	0,147	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-22,0-1x(55)	815	336	511	0,173	0,149	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-22,4-1x(56)	845	342	517	0,176	0,152	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-22,8-1x(57)	845	348	521	0,180	0,155	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-23,2-1x(58)	845	354	525	0,183	0,158	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-23,6-1x(59)	875	360	531	0,187	0,161	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-24,0-1x(60)	875	366	535	0,190	0,164	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-24,4-1x(61)	875	372	539	0,193	0,166	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-24,8-1x(62)	905	378	546	0,196	0,169	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-25,2-1x(63)	905	384	550	0,200	0,172	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-25,6-1x(64)	905	390	554	0,203	0,175	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-26,0-1x(65)	935	397	560	0,206	0,178	156,906	0,0016	137,293	0,0014

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PC-0,2-26,4-1x(66)	935	403	564	0,210	0,181	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-26,8-1x(67)	935	409	568	0,213	0,184	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-27,2-1x(68)	965	415	574	0,216	0,186	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-27,6-1x(69)	965	420	578	0,219	0,189	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-28,0-1x(70)	965	427	582	0,222	0,191	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-28,4-1x(71)	995	433	588	0,225	0,194	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-28,8-1x(72)	995	439	592	0,229	0,197	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-29,2-1x(73)	995	445	596	0,232	0,2	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-29,6-1x(74)	1025	451	599	0,237	0,204	156,906	0,0016	137,293	0,0014
PC-0,2-30,0-1x(75)	1025	458	603	0,239	0,206	156,906	0,0016	137,293	0,0014

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

Характеристики двухходовых теплообменников PC–0,2

Обозначение	Длина теплообменника L_1 , мм	Длина пакета секций L , мм	Масса теплообменника, кг	Тепловая нагрузка $Q_{гв}$		Потери давления по греющей среде		Потери давления по нагреваемой среде	
				МВт	Гкал/ч	Па	атм	Па	атм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PC-0,2-2,0-2x(3x2)	285	31	275	0,021	0,018	2059,4	0,021	1667,13	0,017
PC-0,2-2,8-2x(4x3)	285	43	283	0,041	0,035	3138,13	0,032	2549,73	0,026
PC-0,2-3,6-2x(5x4)	315	55	294	0,070	0,06	3432,33	0,035	2843,93	0,029

Продолжение прил. 9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PC-0,2-4,4-2x(6x5)	345	67	304	0,081	0,07	4216,86	0,043	3432,33	0,035
PC-0,2-5,2-2x(7x6)	345	79	312	0,104	0,09	4511,06	0,046	3628,46	0,037
PC-0,2-6,0-2x(8x7)	375	92	330	0,128	0,11	4707,19	0,048	3824,59	0,039
PC-0,2-6,8-2x(9x8)	405	104	332	0,139	0,12	4903,33	0,05	3922,66	0,04
PC-0,2-7,6-2x(10x9)	405	116	340	0,162	0,14	5099,46	0,052	4020,73	0,041
PC-0,2-8,4-2x(11x10)	435	128	350	0,186	0,16	5197,52	0,053	4118,79	0,042
PC-0,2-9,2-2x(12x11)	465	140	361	0,209	0,18	5295,59	0,054	4216,86	0,043
PC-02-10,0-2x(13x12)	465	153	369	0,220	0,19	5393,66	0,055	4314,93	0,044
PC-0,2-10,8-2x(14x13)	495	165	379	0,244	0,21	5393,66	0,055	4314,93	0,044
PC-0,2-11 6-2x(15x14)	525	177	390	0,267	0,23	5491,72	0,056	4314,93	0,044
PC-0 2-12,4-2x(16x15)	525	189	398	0,290	0,25	5589,79	0,057	4412,99	0,045
PC-0,2-13,2-2x(17x16)	555	201	408	0,313	0,27	5589,79	0,057	4511,06	0,046
PC-0,2-14,0-2x(18x17)	585	214	418	0,336	0,29	5589,79	0,057	4511,06	0,046
PC-0,2-14,8-2x(19x18)	585	226	426	0,348	0,3	5687,86	0,058	4511,06	0,046
PC-0,2-15,6-2x(20x19)	615	238	436	0,371	0,32	5687,86	0,058	4511,06	0,046
PC-0,2-16,4-2x(21x20)	645	250	446	0,394	0,34	5687,86	0,058	4609,13	0,047
PC-0,2-17,2-2x(22x21)	645	262	454	0,418	0,36	5785,92	0,059	4609,13	0,047
PC-0,2-18,0-2x(23x22)	675	275	464	0,429	0,37	5785,92	0,059	4609,13	0,047
PC-0,2^18,8-2x(24x23)	755	287	474	0,452	0,39	5785,92	0,059	4609,13	0,047
PC-0,2-19,6-2x(25x24)	755	299	482	0,476	0,41	5785,92	0,059	4609,13	0,047
PC-0,2-20,4-2x(26x25)	785	311	493	0,499	0,43	5785,92	0,059	4609,13	0,047
PC-0,2-21,2-2x(27x26)	815	323	503	0,522	0,45	5883,99	0,06	4609,13	0,047
PC-0,2-22,0-2x(28x27)	815	336	511	0,534	0,46	5883,99	0,06	4609,13	0,047

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PC-0,2-22,8-2x(29x28)	845	348	521	0,557	0,48	5883,99	0,06	4707,19	0,048
PC-0,2-23,6-2x(30x29)	875	360	531	0,580	0,5	5883,99	0,06	4707,19	0,048
PC-0,2-24,4-2x(31x30)	875	372	539	0,603	0,52	5883,99	0,06	4707,19	0,048
PC-0,2-25,2-2x(32x31)	905	384	550	0,615	0,53	5883,99	0,06	4707,19	0,048
PC-0,2-26,0-2x(33x32)	935	397	560	0,638	0,55	5883,99	0,06	4707,19	0,048
PC-0,2-26,8-2x(34x33)	935	409	568	0,661	0,57	5883,99	0,06	4707,19	0,048
PC-0,2-27,6-2x(35x34)	965	421	578	0,684	0,59	5883,99	0,06	4707,19	0,048
PC-0,2-28,4-2x(36x35)	995	433	588	0,708	0,61	5883,99	0,06	4805,26	0,049
PC-0,2-29,2-2x(37x36)	995	445	596	0,719	0,62	5883,99	0,06	4805,26	0,049
PC-0,2-30,0-2x(38x37)	1025	458	603	0,742	0,64	5982,06	0,061	4805,26	0,049

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

Характеристики трехходовых теплообменников РС–0,2

Обозначение	Длина теплообменника L_1 , мм	Длина пакета секций L , мм	Масса теплообменника, кг	Тепловая нагрузка $Q_{тв}$		Потери давления по греющей среде		Потери давления по нагреваемой среде	
				МВт	Гкал/ч	Па	атм	Па	атм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PC-0,2-2,8-3x(3x2x2)	285	43	283	0,045	0,039	11081,5	0,113	16181	0,165
PC-0,2-4,0-3x(4x3x3)	315	55	298	0,092	0,079	17848,1	0,182	19515,2	0,199
PC-0,2-5,2-3x(5x4x4)	345	79	312	0,138	0,119	21770,8	0,222	21476,6	0,219

Характеристики трехходовых теплообменников РС-0,2 для блока горячего водоснабжения при двухступенчатой смешанной схеме присоединения

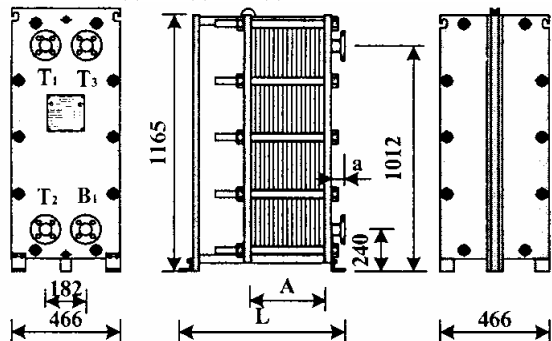
Обозначение	Длина теплообменника L_1 , мм	Длина пакета секций L , мм	Масса теплообменника, кг	Тепловая нагрузка $Q_{гв}$		Потери давления по греющей среде		Потери давления по нагреваемой среде	
				МВт	$\Gamma_{кал/ч}$	Па	атм	Па	атм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
РС-0,2-3,6-3хБГВ(3х2х4)	315	55	294	0,050	0,043	7747,25	0,079	7354,99	0,075
РС-0,2-5,2-3хБГВ(4х3х6)	345	79	312	0,092	0,079	10787,3	0,11	9708,58	0,099
РС-0,2-6,4-3хБГВ(5х4х8)	375	98	328	0,122	0,105	12258,3	0,125	11081,5	0,113
РС-0,2-8,0-3хБГВ(6х5х9)	435	122	346	0,164	0,141	13533,2	0,138	11964,1	0,122
РС-0,2-9,6-3хБГВ(7х6х11)	465	146	365	0,205	0,177	14317,7	0,146	12650,6	0,129
РС-0,2-10,8-3хБГВ(8х7х12)	495	165	379	0,235	0,203	14808	0,151	13042,8	0,133
РС-0,2-12,4-3хБГВ(9х8х14)	525	189	398	0,277	0,239	15298,4	0,156	13435,1	0,137
РС-0,2-14,0-3хБГВ(10х9х16)	585	214	418	0,320	0,276	15690,6	0,16	13729,3	0,14
РС-0,2-15,6-3хБГВ(11х10х18)	615	238	436	0,362	0,312	16082,9	0,164	14023,5	0,143
РС-0,2-16,8-3хБГВ(12х11х19)	645	256	450	0,392	0,338	16181	0,165	14121,6	0,144
РС-0,2-18,4-3хБГВ(13х12х21)	675	275	464	0,435	0,375	16475,2	0,168	14317,7	0,146
РС-0,2-20,0-3хБГВ(14х13х23)	785	305	489	0,476	0,41	16573,2	0,169	14415,8	0,147
РС-0,2-21,2-3хБГВ(15х14х24)	815	323	503	0,506	0,436	16671,3	0,17	14415,8	0,147
РС-0,2-22,8-3хБГВ(16х15х26)	845	348	521	0,549	0,473	16769,4	0,171	14611,9	0,149
РС-0,2-24,4-3хБГВ(17х16х28)	875	372	539	0,590	0,509	16965,5	0,173	14710	0,15
РС-0,2-25,6-3хБГВ(18х17х29)	905	390	554	0,622	0,536	17063,6	0,174	14808	0,151
РС-0,2-27,2-3хБГВ(19х18х31)	965	415	574	0,664	0,572	17161,6	0,175	14808	0,151
РС-0,2-28,8-3хБГВ(20х19х33)	996	439	592	0,706	0,609	17259,7	0,176	14906,1	0,152
РС-0,2-30,4-3хБГВ(21х20х35)	1023	464	607	0,746	0,643	17259,7	0,176	15004,2	0,153

Технические характеристики
пластинчатого разборного
теплообменника Р-0,25

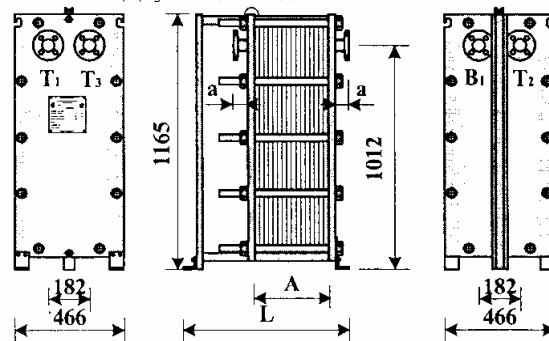
Наименование		Ед. изм.	Р-0,25-1х	Р-0,25-2х	Р-0,25-3х	Р-0,25-2хБГВ	Р-0,25-3хБГВ
Условный проход		мм	100				
Поверхность теплообмена		м ²	до 100				
Рабочее давление		МПа	1,6				
Температура рабочей среды		°С	150				
Габаритные размеры	<i>L</i>	мм	до 1220				
	<i>L</i> ₁	мм	до 2400				
Материал	пластины		сталь 12х18Н10 сталь 08х18Н10				
	прокладки		резина ПС-04				
Масса		кг	До 1400				

Общий вид, габаритные и присоединительные размеры теплообменников ТАРС-0,2 и ТАРС-0,4

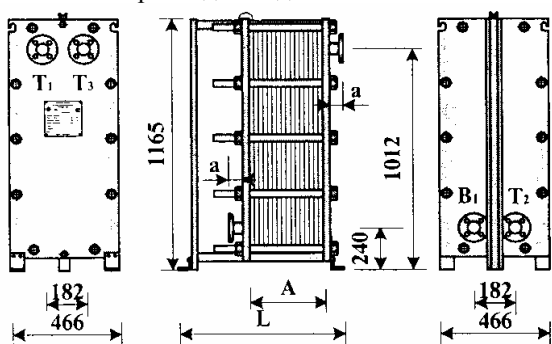
Одноходовой для СО или СГВ



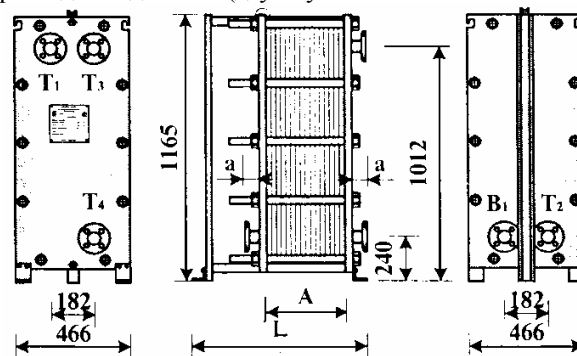
Двухходовой для СО и СГВ



Трехходовой для СО и СГВ



Трехходовой для СГВ (двухступенчатая смешанная схема)



Габаритные размеры, масса теплообменников ТАРС-0,2

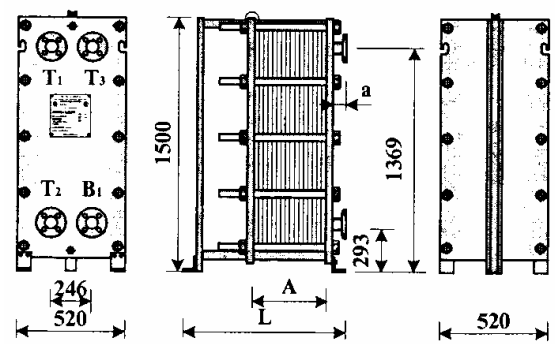
Площадь, м ²	L, мм	A, мм	Масса, кг	Площадь, м ²	L, мм	A, мм	Масса, кг
от 1,2 до 2	490	см. при- меча- ние	300	св. 36 до 38	1496	см. приме- чание	805
св. 2 до 4,4	542		335	св. 38 до 40	1548		835
св. 4,4 до 6	594		355	св. 40 до 42	1705		870
св. 6,4 до 8	646		385	св. 42 до 44	1757		895
св. 8 до 10,4	698		415	св. 44 до 46	1809		925
св. 10,4 до 12	750		435	св. 46 до 48	1861		950
св. 12 до 14	804		465	св. 48 до 50	1913		980
св. 14 до 16	854		490	св. 50 до 52	1965		1015
св. 16 до 18	906		515	св. 52 до 54	2017		1035
св. 18 до 20	1028		555	св. 54 до 56	2069		1060
св. 20 до 22	1080		585	св. 56 до 58	2121		1090
св. 22 до 24	1132		610	св. 58 до 60	2173		1115
св. 24 до 26	1184		640	св. 60 до 62	2225		1145
св. 26 до 28	1236		665	св. 62 до 64	2277		1170
св. 28 до 30	1288		695	св. 64 до 66	2329		1200
св. 30 до 32	1340		725	св. 66 до 68	2381		1225
св. 32 до 34	1392		750	св. 68 до 69	2410		1245
св. 34 до 36	1444		780	св. 68 до 70	2433		1260

Примечание: А-длина пакета секций, мм $A=6,1 \times N$, где N-количество секций, шт. $N = S/0,4$, где S-поверхность теплообмена, м²

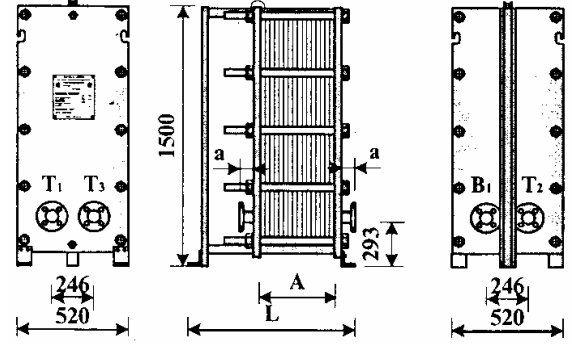
Обозначение патрубка	Площадь, м ²					
	1,2-18,4		18,8-40,4		40,8-70,0	
	D_v , мм	a , мм	D_v , мм	a , мм	D_v , мм	a , мм
T1	50	80	80	130	80	130
T2	50	80	80	130	80	130
B1	50	80	80	80	80	80
T3	50	80	80	80	80	80
T4	50	80	50	80	80	80
T22	50	80	50	80	80	80

Общий вид, габаритные и присоединительные размеры теплообменников ТАР-0,4

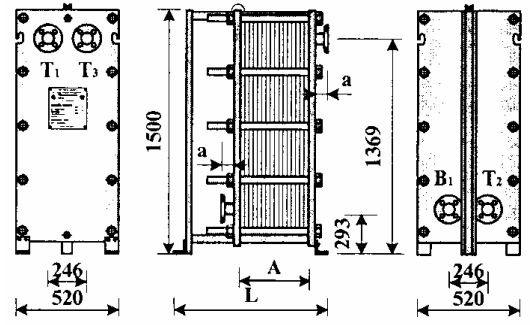
Одноходовой для СО или СГВ



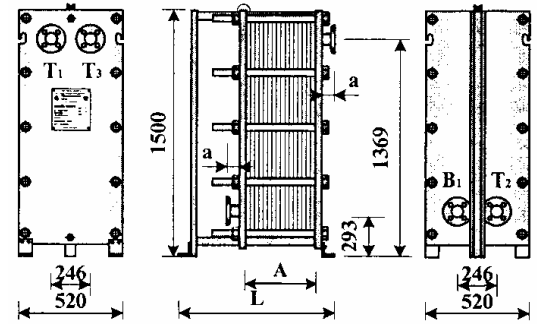
Двухходовой для СО и СГВ



Трехходовой для СО или СГВ

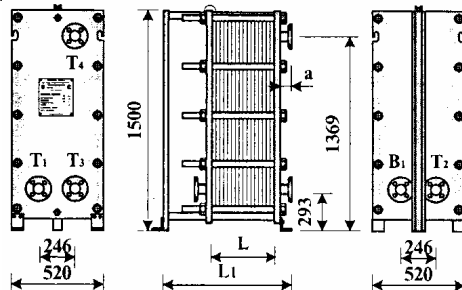


Трехходовой для СГВ (2-ступенчатая смешанная схема)

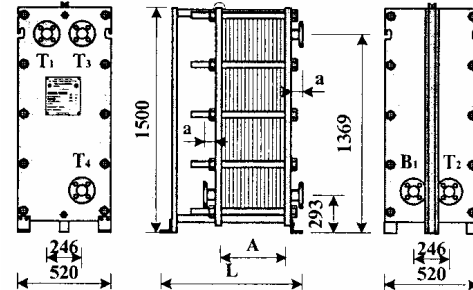


Общий вид, габаритные и присоединительные размеры теплообменников ТАР-0,4

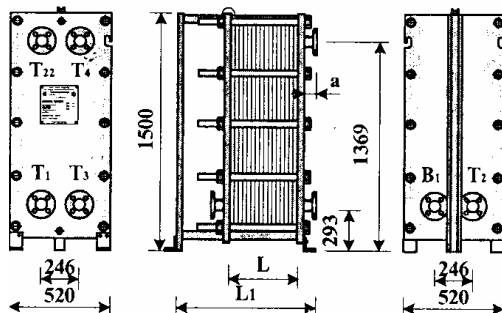
Двухходовой для СГВ
(параллельная схема с циркуляционной линией)



Трехходовой для СГВ
(параллельная схема с циркуляционной линией)



Двухходовой для СГВ
(двухступенчатая смешанная схема)



- T1 – вход греющей среды;
- T2 – выход греющей среды;
- B1 – вход нагреваемой среды;
- T3 – выход нагреваемой среды;
- T22 – вход обратной воды из отопления;
- T4 – вход циркуляционной воды из ГВС

Габаритные и присоединительные размеры, масса теплообменников ТАР-0,2

Площадь, м ²	L, мм	A, мм	Масса, кг	Площадь, м ²	L, мм	A, мм	Масса, кг
св. 30 до 34	1080	см. при- меча- ние	760	св. 96 до 98	2120	см. при- меча- ние	1205
св. 34 до 38	1145		790	св. 98 до 100	2185		1220
св. 38 до 42	1210		815	св. 100 до 102	2185		1230
св. 42 до 46	1275		845	св. 102 до 104	2250		1245
св. 46 до 50	1340		870	св. 104 до 106	2250		1260
св. 50 до 54	1405		900	св. 106 до 108	2315		1275
св. 54 до 58	1470		925	св. 108 до 110	2315		1290
св. 58 до 62	1535		955	св. 110 до 112	2380		1305
св. 62 до 66	1600		980	св. 112 до 114	2380		1315
св. 66 до 70	1665		1010	св. 114 до 116	2445		1330
св. 70 до 74	1730		1035	св. 116 до 118	2445		1345
св. 74 до 78	1795		1065	св. 118 до 120	2510		1360
св. 78 до 82	1860		1090	св. 120 до 122	2510		1370
св. 82 до 86	1925		1120	св. 122 до 124	2575		1385
св. 86 до 90	1990		1145	св. 124 до 126	2575		1400
св. 90 до 92	2055		1160	св. 126 до 128	2640		1410
св. 92 до 94	2055		1175	св. 128 до 130	2640		140
св. 94 до 96	2120						

Примечание: A-длина пакета пластин, мм $A=3,45 \times N$, где N - количество пластин, шт, $N = S / 0,4$, где S - поверхность теплообмена, м²

Обозначение патрубка	Поверхность теплообмена, м ²	
	До 130,0	
	D _{v2} , мм	a, мм
T1	100	130
T2		
B1		
T3	100	130
T4		
T22		

Схемы присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения и отопления в ЦТП и ИТП

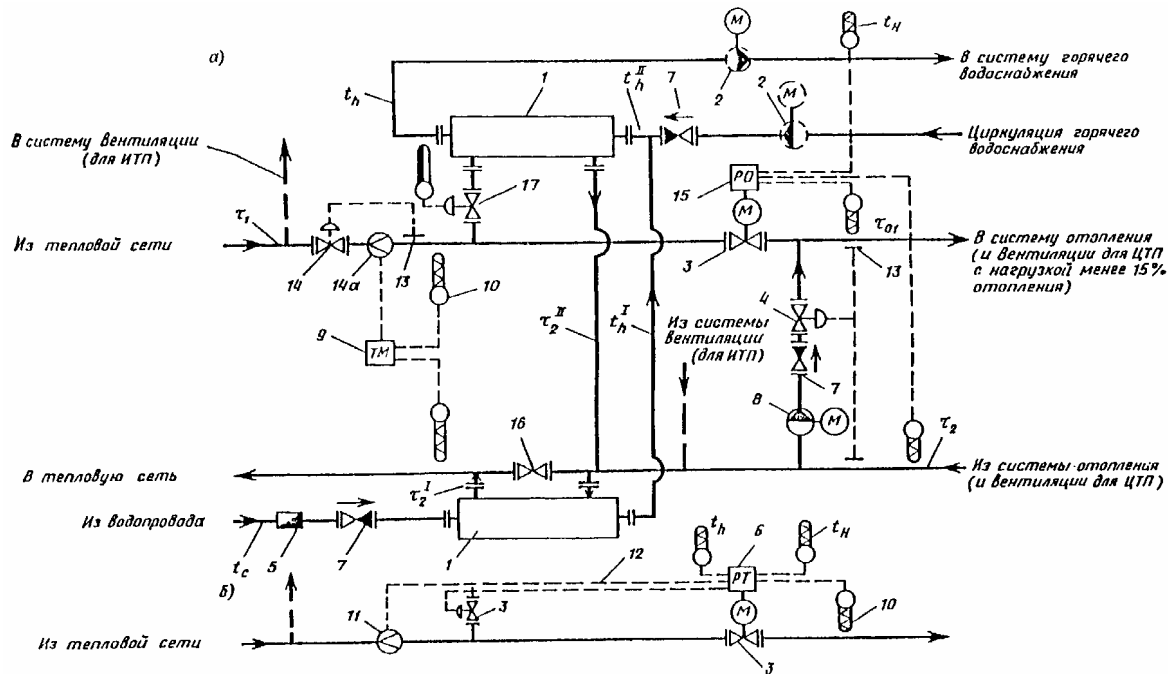


Рис. П 14.1. Двухступенчатая схема присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения для жилых и общественных зданий и жилых микрорайонов с зависимым присоединением систем отопления в ЦТП и ИТП

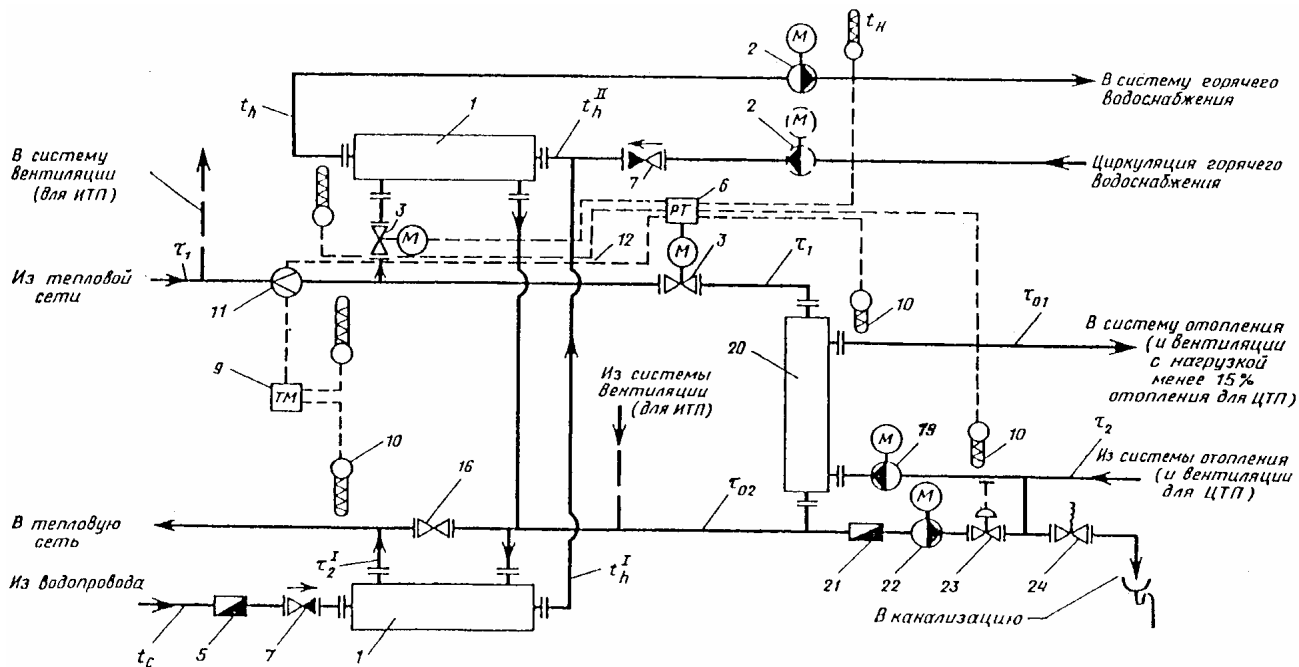


Рис. П 14.2. Двухступенчатая схема присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения для жилых и общественных зданий и жилых микрорайонов с независимым присоединением систем отопления в ЦТП т ИТП

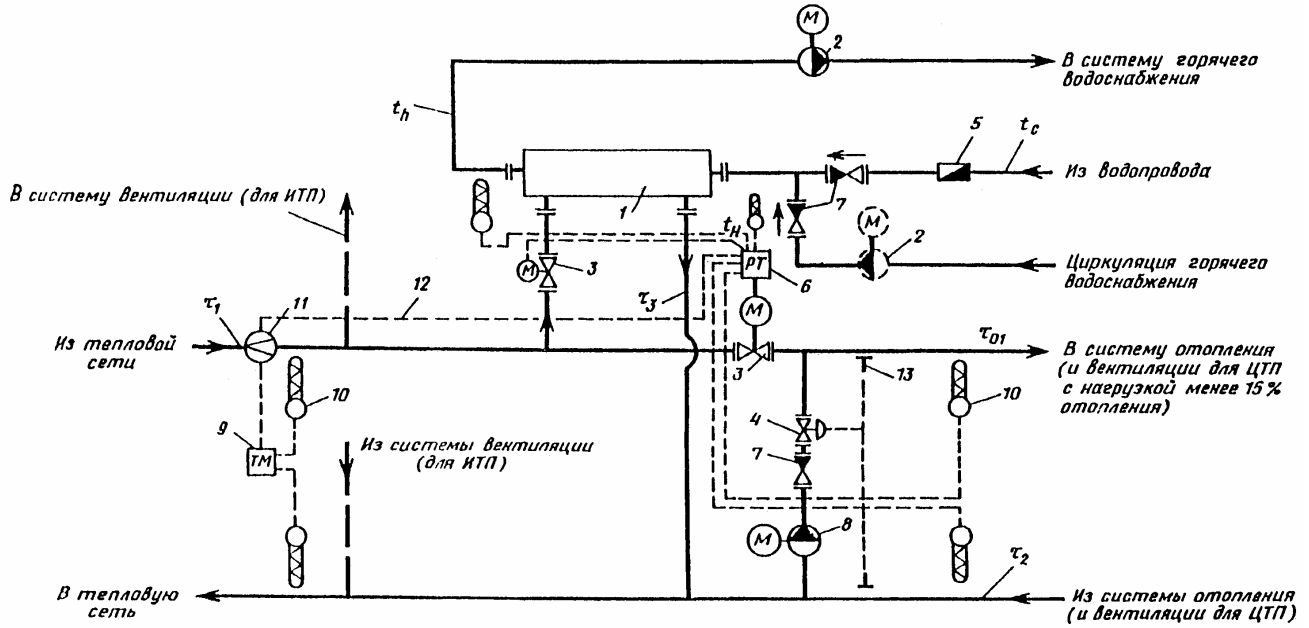


Рис. П 14.3. Одноступенчатая схема присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения с автоматическим регулированием расхода теплоты на отопление и зависимым присоединением систем отопления в ЦТП и ИТП

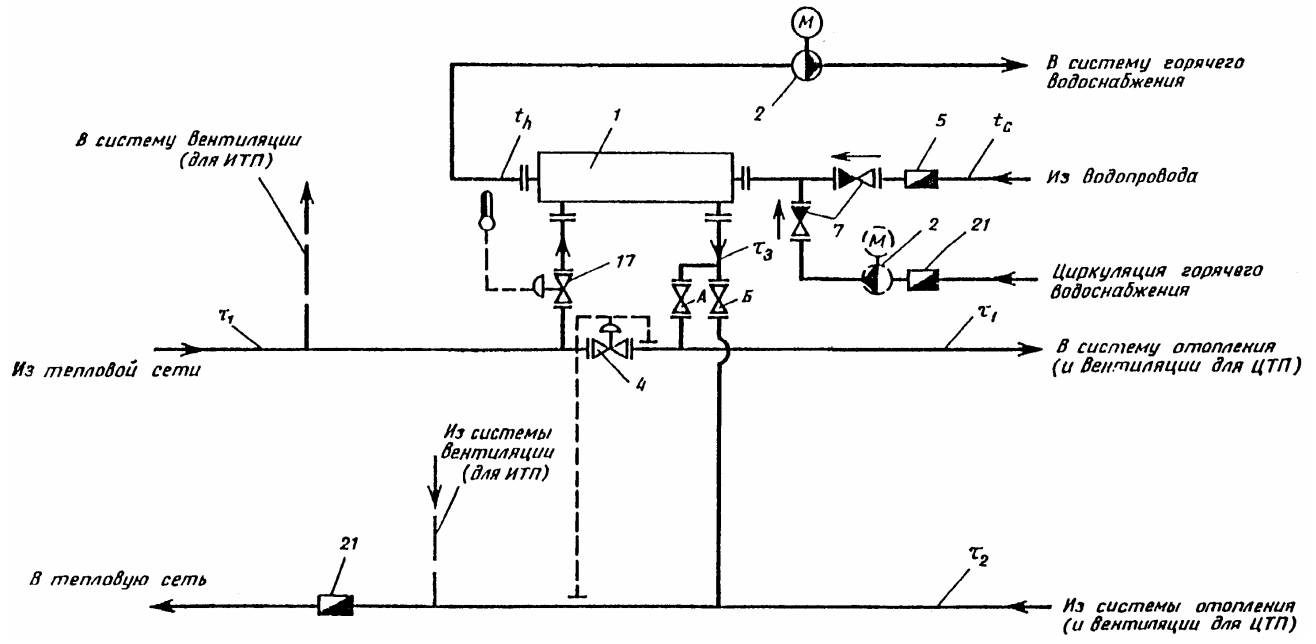


Рис. П 14.4. Одноступенчатая схема присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения с зависимым присоединением систем отопления при отсутствии регулятора расхода теплоты на отопление в ЦТП и ИТП

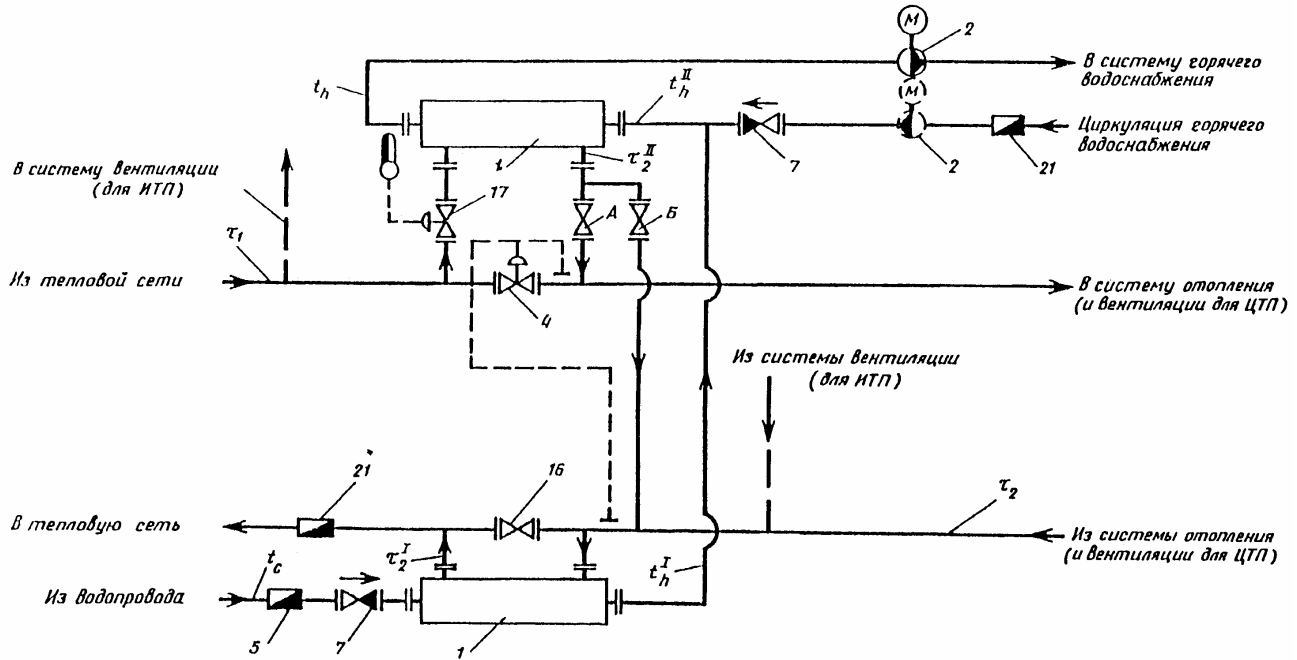


Рис. П 14.5. Двухступенчатая схема присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения с зависимым присоединением систем отопления при отсутствии регуляторов расхода теплоты на отопление в ЦТП и ИТП

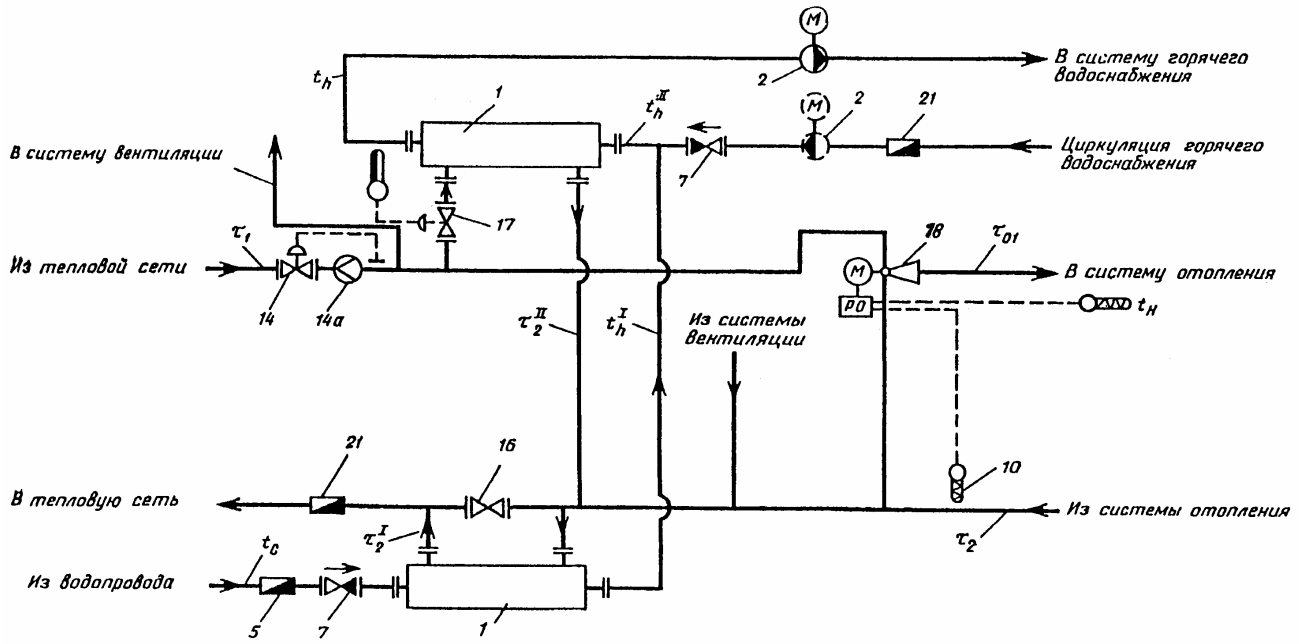


Рис. П 14.6. Двухступенчатая схема присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения в ИТП с водоструйным элеватором и автоматическим регулированием расхода теплоты на отопление (пример учета теплоты по водомерам)

На рис. П 14.1...П 14.6:

а – схема с самостоятельным регулятором ограничения расхода сетевой воды на ввод; б - фрагмент схемы с совмещением функций регулирования расхода теплоты на отопление, горячее водоснабжение и ограничения расхода сетевой воды на одном регуляторе;

1 – водоподогреватель горячего водоснабжения; 2 – повысительно-циркуляционный насос горячего водоснабжения (пунктиром – циркуляционный насос); 3 – регулирующий клапан с электроприводом; 4 – регулятор перепада давлений (прямого действия); 5 – водомер для холодной воды; 6 – регулятор подачи теплоты на отопление, горячее водоснабжение и ограничения максимального расхода сетевой воды на ввод; 7 – обратный клапан; 8 – корректирующий подмешивающий насос; 9 – теплосчетчик; 10 – датчик температуры; 11 – датчик расхода воды; 12 – сигнал ограничения максимального расхода воды из тепловой сети на ввод; 13 – датчик давления воды в трубопроводе; 14 – регулятор ограничения максимального расхода воды на ввод (прямого действия); 14а – датчик расхода воды в виде сужающего устройства (камерная диафрагма); 15 – регулятор подачи теплоты на отопление; 16 – задвижка, нормально закрытая; 17 – регулятор подачи теплоты на горячее водоснабжение (прямого действия); 18 – водоструйный элеватор; 19 – циркуляционный насос отопления; 20 – водоподогреватель отопления; 21 – водомер горячеводный; 22 – подпиточный насос отопления; 23 – регулятор подпитки; 24 – предохранительный клапан.

Температурные графики системы теплоснабжения

Тепловые нагрузки жилых, общественных и промышленных зданий не постоянны и имеют свои закономерности изменения во времени. Так, сезонные тепловые нагрузки – отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха – в основном зависят от перемены температуры наружного воздуха и характеризуются значительными колебаниями в течение суток. Круглогодичные тепловые нагрузки – горячее водоснабжение и технологическая нагрузка промышленных предприятий – наоборот, почти постоянны во времени года, но испытывают значительные колебания в течение суток. Таким образом, каждый вид тепловой нагрузки требует определенного режима отпуска теплоты во времени в строгом соответствии с потребностью в данный момент.

Искусственное изменение отпуска теплоты системами теплоснабжения в соответствии с потребностью присоединенных к этим системам абонентов называется *регулированием отпуска теплоты*.

Основная задача регулирования отпуска теплоты в системах теплоснабжения – это поддержание комфортной температуры и влажности воздуха в отапливаемых помещениях при изменяющихся на протяжении отопительного периода внешних климатических условиях и постоянной температуры воды, поступающей в систему горячего водоснабжения при переменном в течение суток расходе.

Первые тепловые сети в городах были предназначены только для систем отопления, которые присоединялись к тепловой сети по зависимой схеме через водоструйные элеваторы. При этом центральное регулирование заключалось в поддержании на источнике теплоснабжения температурного графика (температуры сетевой воды в подающей магистрали), обеспечивающего в отопительный период необходимую температуру внутреннего воздуха отапливаемых помещений при неизменном расходе сетевой воды. Такое регулирование тепловой нагрузки называется *качественным*, а температурный график – *отопительным*.

С появлением нагрузки горячего водоснабжения минимальная температура сетевой воды в подающей магистрали теплосети (на источнике) должна была обеспечивать нагрев водопроводной воды в системах горячего водоснабжения до температуры 55 ... 60 °С, в

соответствии с требованиями СНиП [13]. По отопительному же температурному графику в переходный период требуется вода значительно более низкой температуры (см. рис.12). Пришлось на отопительном температурном графике сделать специальный излом (*отопительно-бытовой* температурный график).

Построим отопительный график центрального качественного регулирования (ЦКР) отпуска теплоты для г.Минска.

Отдача теплоты в любом месте системы теплоснабжения с горячей водой в качестве теплоносителя выражается формулой

$$Q = G \cdot \Delta t \cdot c = G \cdot \Delta i,$$

где Q – отданное или полученное количество теплоты, кДж, за единицу времени (час, год); G – расход теплоносителя, протекающего через нагревательные приборы, подогреватели, трубопроводы или котлы, кг, за ту же единицу времени; Δt – разность температур теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах системы теплоснабжения, °С; c – удельная теплоемкость, кДж/(кг·°С); Δi – разность энтальпий теплоносителя, кДж/кг.

При обычно применяемых в тепловых сетях температуре и давлении воды значение ее удельной теплоемкости близко к 4,19 кДж/(кг·°С). Поэтому в практике выполняемых расчетов небольшие колебания значения c не влияют на их результат. В этих условиях в системе водяных тепловых сетей при постоянном расходе теплоносителя G количество отданной теплоты Q будет пропорционально разности температур воды в подающем и обратном трубопроводах Δt или разности соответствующих значений энтальпий Δi . Конструируя график температур в подающем и обратном трубопроводах в зависимости от температур наружного воздуха для конкретного теплоносителя и конкретных климатических условий, можно установить качественный, легко регулируемый режим работы системы теплоснабжения. Изображенный на рис.12 график температур тепловых сетей с расчетной температурой наружного воздуха для проектирования отопления $t_o = - 24^\circ\text{C}$ соответствует климатическим условиям Минска [15]. Принятые параметры теплоносителя водяных тепловых сетей 150 – 70°С являются наиболее распространенными для систем централизованного теплоснабжения.

Для построения графика ЦКР:

1) на ось абсцисс системы координат наносим температуры наружного воздуха. Начальной точкой является температура, равная расчетной температуре воздуха отапливаемого помещения: $t = t_b = 18^\circ\text{C}$. Конечной точкой является расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления t_o , которая соответствует средней температуре наружного воздуха наиболее холодных пятидневок данной местности (из восьми зим за 50-летний период);

2) на ось ординат наносим температуру теплоносителя – горячей воды. Начальной точкой является 0°C ;

3) на оси ординат находим точку, соответствующую температуре наружного воздуха, расчетной температуре воздуха отапливаемого помещения и одновременно равную теоретической температуре теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах. Расчетная температура воздуха жилых зданий (основного вида отапливаемой застройки) согласно действующим санитарным нормам равняется 18°C . Таким образом, при наружной температуре воздуха $+18^\circ\text{C}$ теплотери жилого здания Q будут равняться нулю, и разница температур теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах $\Delta\tau$ также должна равняться нулю, то есть $\tau_1 = \tau_2 = 18^\circ\text{C}$. Это точка A (см. рис. 12);

4) проводим расчеты для построения линии AB , представляющей собой график температур для подающего, и AC – для обратного трубопроводов водяных тепловых сетей при условии, что система теплоснабжения обеспечивает теплом только отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха без рециркуляции воздуха помещений и что всех потребителей теплоты удовлетворяет одинаковая (равная $+18^\circ\text{C}$) температура внутри помещений.

Линии температур теплоносителя в подающем AB и обратном AC трубопроводах строим по упрощенным формулам [21]:

$$\tau_{1,0} = t_b + \Delta t \left(\frac{t_g - t_H}{t_g - t_0} \right)^{0,8} + (\Delta\tau - 0,5\Theta) \frac{t_b - t_H}{t_b - t_0}, \quad (\text{П } 15.1)$$

$$\tau_{2,0} = t_g + \Delta t \left(\frac{t_g - t_H}{t_g - t_0} \right)^{0,8} - 0,5\Theta \frac{t_b - t_H}{t_b - t_0}, \quad (\text{П } 15.2)$$

где t_b – расчетная температура внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях, °С; Δt – температурный напор нагревательного прибора при расчетном режиме, $\Delta t = \frac{\tau_3 + \tau_{02}}{2} - t_b = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5$ °С

($\tau_3 = 95$ °С – температура воды в подающем трубопроводе системы отопления после элеватора при t_0); Δt – расчетный перепад температур в тепловой сети, $\Delta t = \tau_1 - \tau_2 = 150 - 70 = 80$ °С; Θ – расчетный перепад температур в местной системе отопления, $\Theta = \tau_3 - \tau_{02} = 95 - 70 = 25$ °С.

Точки отопительных температурных графиков удобно рассчитывать в форме таблицы. Для расчета выбираем ряд значений $+18$ °С < t_n < -24 °С (см. графу 1 табл. П 15.1). Далее для них определяем величины Q_o (графа 2), а затем все прочие составляющие формул (П 15.1) и (П 15.2).

5) по полученным в графах 7, 8 и 9 значениям τ_1 , τ_2 и τ_{02} строим в координатах $\tau - t_n$ кривые – отопительные температурные графики;

6) как указывалось выше, в теплый период года необходимо ввести в график температур соответствующие поправки, которые удовлетворяли бы требованиям горячего водоснабжения. Поэтому из точки, соответствующей 70 °С на оси ординат, проводим прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с температурной кривой подающей магистрали. Полученная при пересечении точка D называется точкой излома графика ($t_{ни}; t'_n$). Перпендикуляр, опущенный из этой точки на ось абсцисс, делит график на две части, соответствующие различным режимам работы системы теплоснабжения. Правая часть графика (от точки излома до расчетного значения температуры наружного воздуха) представляет собой центральное качественное регулирование отпуска теплоты, левая часть графика – местное регулирование.

При регулировании «пропусками» кривая температур в обратном трубопроводе в диапазоне $+18$ °С... $t_{ни}$ может быть приближенно принята за прямую, параллельную линии температур воды в подающем трубопроводе. Поскольку произвольное изменение расхода воды в наших системах отопления приводит к их поэтажной разрегулировке, местное количественное регулирование (расходом теплоносителя) теплотребления при зависимом присоединении систем отопления через элеваторы может производиться только пропусками, то

есть полным прекращением циркуляции воды в системе отопления в течение определенного периода времени на протяжении суток. Расход воды через систему отопления в этом диапазоне наружных температур остается постоянным в период ее работы, а расход воды в сети снижается по мере повышения наружной температуры.

Покрытие нагрузки горячего водоснабжения вызывает не только ограничение нижнего предела температуры прямой сетевой воды, но и нарушение других условий, принятых при расчете типового отопительного температурного графика. Так, если в системе теплоснабжения отсутствуют регуляторы расхода сетевой воды на отопление, переменный расход воды на горячее водоснабжение приводит к изменению расхода сетевой воды и сопротивления сети, предполагаемых напоров на источнике и у потребителей и в конечном счете – расходов воды в системах отопления.

В двухступенчатой последовательной схеме включения системы отопления и подогревателей горячего водоснабжения изменение нагрузки второй ступени приводит к изменению температуры воды, поступающей в систему отопления. В этих условиях типовой отопительный температурный график 150/70 °С не обеспечивает требуемого соответствия расхода теплоты на отопление от температуры наружного воздуха. Поэтому были разработаны методы расчета температурных графиков центрального регулирования по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения, основанные на использовании уравнений характеристики теплообменных аппаратов.

В результате были рекомендованы так называемые «повышенные» графики для закрытых систем теплоснабжения, когда температура прямой сетевой воды в зависимости от нагрузки горячего водоснабжения принимается на 3...5 °С выше, чем при типовом графике, а расход воды в системе теплоснабжения определяется только по отопительной нагрузке.

Повышенный температурный график строим на основании формул [22]:

$$\tau_{1,0}^n = \tau_{1,0} + \frac{Q_{hm}^{\delta}}{Q_{o\max}} \left(\tau_1 - \tau_2 \left(1 - \frac{\tau_{2,0} - t_c}{\tau_2' - t_c} \cdot \frac{\tau_2' - \Delta t_H^I - t_c}{t_h - t_c} \right) \right),$$

$$\tau_{2,0}^n = \tau_{2,0} - \frac{Q_{hm}^{\bar{}}}{Q_{o\max}} (\tau_1 - \tau_2) \frac{\tau_{2,0} - t_c}{\tau_2' - t_c} \cdot \frac{\tau_2' - \Delta t_H^I - t_c}{t_h - t_c},$$

где $Q_{hm}^{\bar{}}$ – балансовая нагрузка горячего водоснабжения, $Q_{hm}^{\bar{}} = \chi Q_{hm}$, где χ – балансовый коэффициент, учитывающий неравномерность расхода теплоты на горячее водоснабжение в течение суток, $\chi = 1,2$; Δt_H^I – величина недогрева в подогревателе первой (нижней) ступени горячего водоснабжения, равная разности между температурой обратной воды после системы отопления и температурой водопроводной воды после нижней ступени подогревателя при наружной температуре воздуха в точке излома t_H' . Обычно принимается равной 5...10 °С.

Для условий Минска мы должны определить температуры теплоносителя при повышенном графике для двух характерных точек: это расчетная температура наружного воздуха $t_o = -24^\circ\text{C}$ и точка излома $t_{\text{ни}} = 3,13^\circ\text{C}$ (см.табл. П 15.1).

Т а б л и ц а П 15.2

Расчет повышенного температурного графика

$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$\tau_1^{\text{п}}, ^\circ\text{C}$	$\tau_2^{\text{п}}, ^\circ\text{C}$
3,13	80,38	30,30
- 24	151,55	49,5

На рис.12 по результатам вычислений строим линии 1 и 2.

Наличие установок горячего водоснабжения в отапливаемых зданиях приводит к дополнительному энергетическому эффекту при теплоснабжении от ТЭЦ. Если при закрытой схеме теплоснабжения применяется одно- или двухступенчатый водоводяной подогреватель для нужд горячего водоснабжения, то температура

теплоносителя в обратном трубопроводе будет отличаться от температуры, устанавливающейся в системе отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Температура теплоносителя в обратном трубопроводе в данном случае зависит не только от температуры нагреваемой воды, но и от конструкции и нагрузки подогревателя и способа его подключения (параллельная схема, смешанная, двухступенчатая последовательная).

Практически теплоноситель в подогревателе можно охладить до температуры, на 5...15 °С превышающей температуру нагреваемой воды.

Принятие оптимального температурного графика для конкретных систем теплоснабжения обуславливается рядом технических, режимных, эксплуатационных и экономических факторов и требует проведения предварительного анализа.

Расчет отопительного температурного графика

$t_n, ^\circ\text{C}$	$\frac{t_B - t_H}{t_B - t_0}$	$\left(\frac{t_B - t_H}{t_B - t_0}\right)^{0,8}$	$\left(\Delta t \frac{t_B - t_H}{t_B - t_0}\right)^{0,8}$	$(\Delta\tau - 0,50)\delta$	$0,50\delta$	τ_1	τ_2	τ_{01}
1	2	3	4	5	6	7	8	9
18	0	0	0	0	0	18	18	18
15	0,071428	0,121087	7,810112	4,821428	0,892857	30,63154	24,91725	26,70296
10	0,190476	0,265382	17,11718	12,85714	2,380952	47,97432	32,73622	37,49813
5	0,309523	0,391340	25,24148	20,89285	3,869047	64,13434	39,37244	47,11053
0	0,428571	0,507713	32,74751	28,92857	5,357142	79,67608	45,39036	56,10465
-5	0,547619	0,617707	39,84213	36,96428	6,845238	94,80641	50,99689	64,68736
-10	0,666666	0,722981	46,63228	45	8,333333	109,6322	56,29895	72,96561,
-15	0,7855714	0,824539	53,18282	53,03571	9,821428	124,2185	61,36140	81,00425
20	0,904761	0,923054	59,53702	61,07142	11,30952	138,6084	66,22750	88,84655
-24	1	1	64,5	67,5	12,5	150	70	95
3,13	0,354047	0,435761	28,10664	23,89821	4,425595	70,00486	41,68105	50, 53224

Методика определения расчетной тепловой производительности водоподогревателей отопления и горячего водоснабжения

Расчетная тепловая производительность водоподогревателей для систем отопления Q_o^{sp} , Вт, принимается по расчетным тепловым потокам на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, приведенным в проектной документации зданий и сооружений или определенным в соответствии с [11] по укрупненным показателям.

Расчетная тепловая производительность водоподогревателей для систем отопления Q_o^{sp} определяется при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления $t_o, ^\circ\text{C}$, и принимается по максимальным тепловым потокам $Q_{o\max}$.

При независимом присоединении систем отопления и вентиляции через общий водоподогреватель расчетная тепловая производительность водоподогревателя, Вт, определяется по сумме максимальных тепловых потоков на отопление и вентиляцию:

$$Q_o^{sp} = Q_{o\max} + Q_{v\max} .$$

Расчетную тепловую производительность водоподогревателей, Вт, для систем горячего водоснабжения с учетом потерь теплоты подающими и циркуляционными трубопроводами Q_h^{sp} , Вт, определяем при температурах воды в точке излома графика температур воды (рис.12) П 15. При отсутствии проектной документации – по тепловым потокам, определяемым по максимальным тепловым потокам на горячее водоснабжение [13, п.3.13]; [11]:

$$Q_h^{sp} = Q_{hr}^h \quad \text{или} \quad Q_h^{sp} = Q_{h\max} .$$

При отсутствии данных о величине потерь теплоты трубопроводами систем горячего водоснабжения допускается тепловые потоки на горячее водоснабжение, Вт, определять по формуле

$$Q_{h\max} = \frac{c}{3,6} (G_{h\max} + G_{hm}K_{mn})(55 - t_c),$$

где K_{mn} – коэффициент, учитывающий потери теплоты трубопроводами систем горячего водоснабжения, принимаемый по табл. П 16.1.

Т а б л и ц а П 16.1

Типы систем горячего водоснабжения	К-т, учитывающий потери теплоты трубопроводами, $K_{тп}$	
	При наличии тепловых сетей ГВ после ЦТП	Без тепловых сетей горячего водоснабжения
С изолированными стояками без полотенцесушителей	0,15	0,1
То же с полотенцесушителями	0,25	0,2
С неизолированными стояками и полотенцесушителями	0,35	0,3

Эти формулы используются при отсутствии баков-аккумуляторов.

При отсутствии данных о количестве и характеристике водоразборных приборов часовой расход горячей воды $G_{h\max}$ для жилых районов допускается определять по формуле

$$G_{h\max} = k_{\text{ч}} \sum G_{hm} ,$$

где $k_{\text{ч}}$ – коэффициент часовой неравномерности водопотребления, принимаемый по табл. П 16.2.

Т а б л и ц а П 16.2

Численность жителей	150	250	350	500	700	1000	1500	2000
К-т часовой неравномерности водопотребления	5,15	4,5	4,1	3,75	3,5	3,27	3,09	2,97
Численность жителей	2500	3000	4000	5000	6000	7500	10000	20000
К-т часовой неравномерности водопотребления	2,9	2,85	2,78	2,74	2,7	2,65	2,6	2,4

Для систем горячего водоснабжения, обслуживающих одновременно жилые и общественные здания, коэффициент часовой неравномерности принимается по сумме численности жителей в жилых зданиях и условной численности жителей $U_{\text{усл}}$ в общественных зданиях, определяемой по формуле

$$U_{\text{усл}} = 0,25G_{\text{hm}}^{\text{общ}},$$

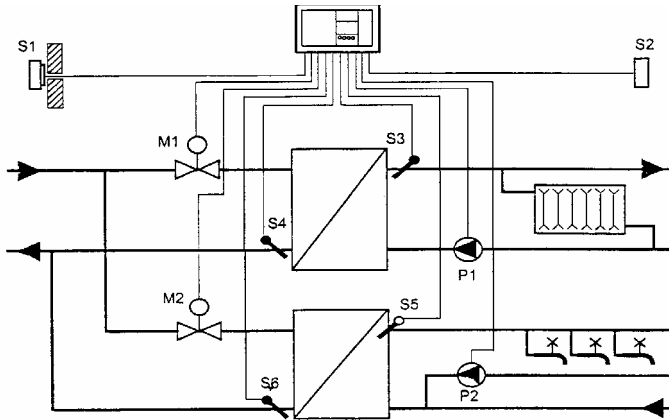
где $G_{\text{hm}}^{\text{общ}}$ - средний расход воды на горячее водоснабжение за отопительный период, кг/ч, для общественных зданий, определяемый по [13].

При отсутствии данных о назначении общественных зданий при определении коэффициента часовой неравномерности по табл. П 16.2 допускается численность жителей условно принимать с коэффициентом 1,2.

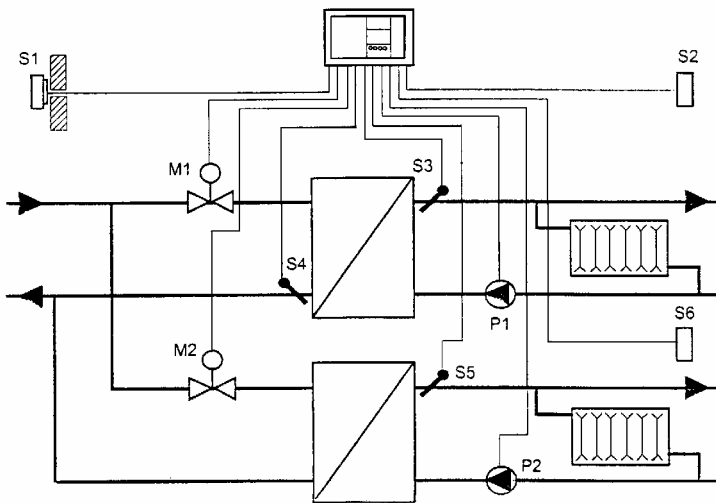
ПРИЛОЖЕНИЕ 17

Схемы установки регуляторов отпуска теплоты «Рацион-Комфорт»

а) 2. О+ГВ для одной системы отопления с независимым присоединением к тепловой сети и одной системы горячего водоснабжения

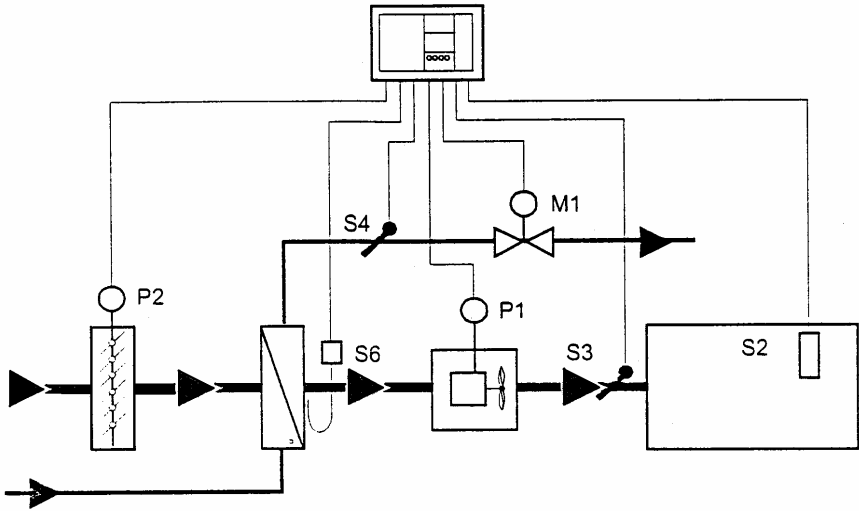


б) 2. О+О для двух систем отопления с независимым присоединением к тепловой сети

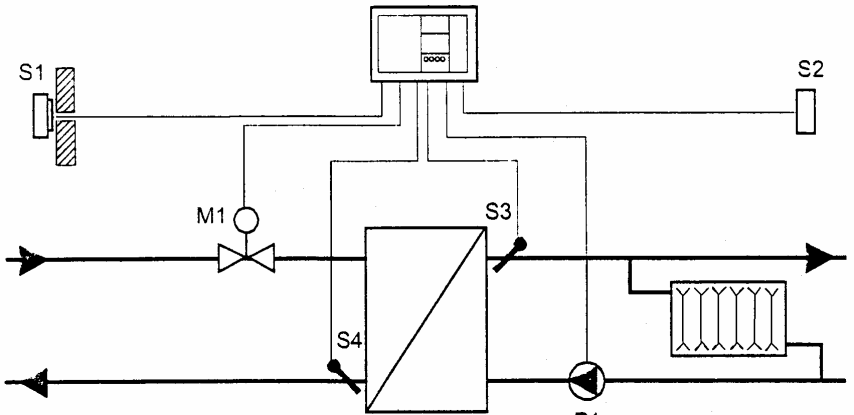


Продолжение прил. 17

в) 1. В для одной системы вентиляции

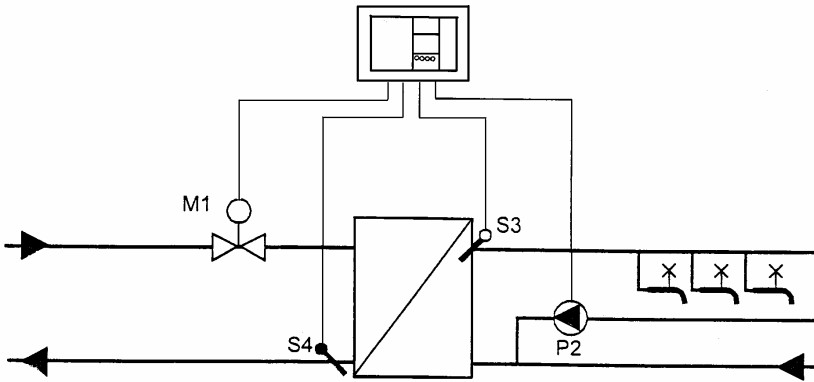


г) 1. 0 для одной системы отопления с независимым присоединением к тепловой сети



Продолжение прил. 17

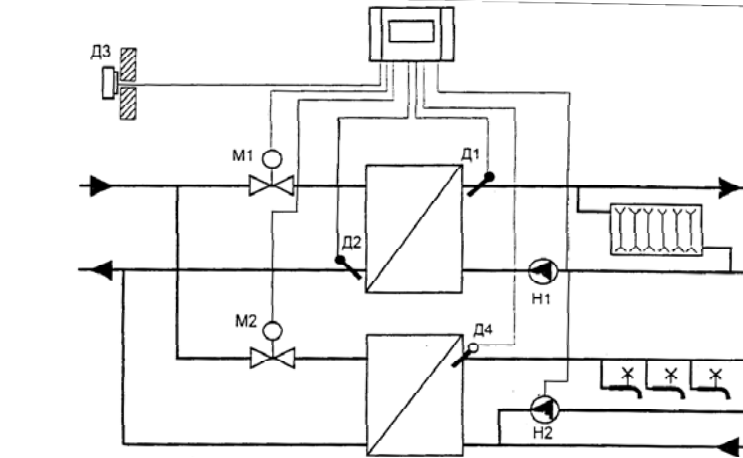
д) 1. ГВ для одной системы горячего водоснабжения



ПРИЛОЖЕНИЕ 18

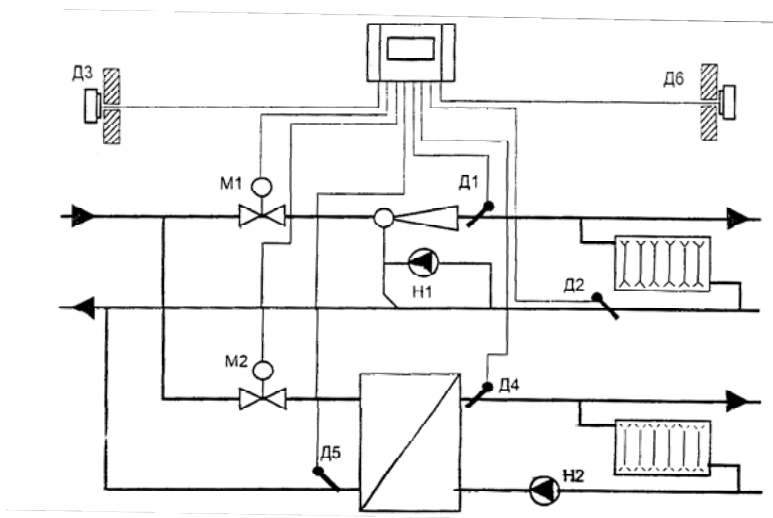
**Схемы установки регуляторов отпуска теплоты
«Рацион-Комби»**

а) 2. О+ГВ для одной системы отопления с независимым присоединением к тепловой сети и одной системы горячего водоснабжения

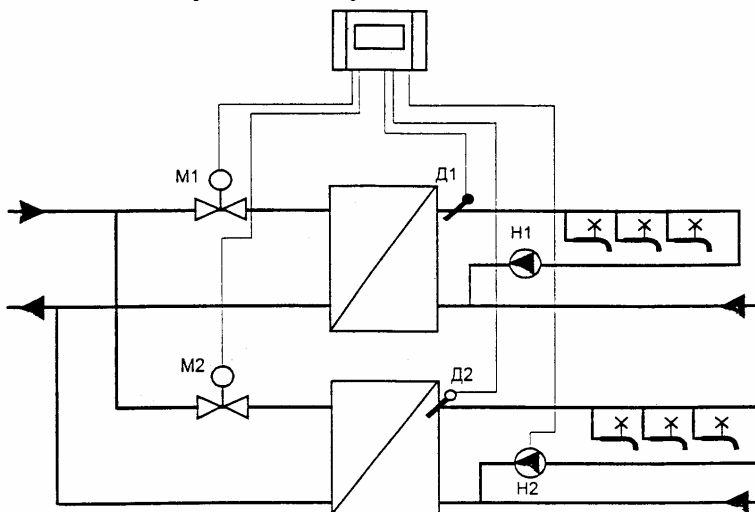


Продолжение прил. 18

б) 2. О+О для одной системы отопления с независимым присоединением к тепловой сети и одной системы отопления с независимым присоединением к тепловой сети

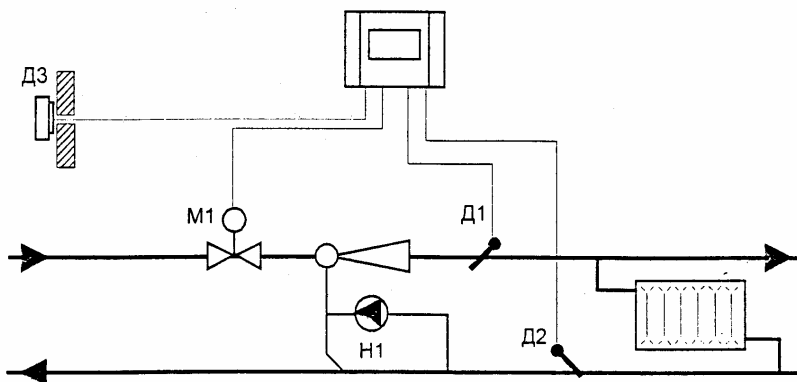


в) 2. ГВ+ГВ для двух систем горячего водоснабжения

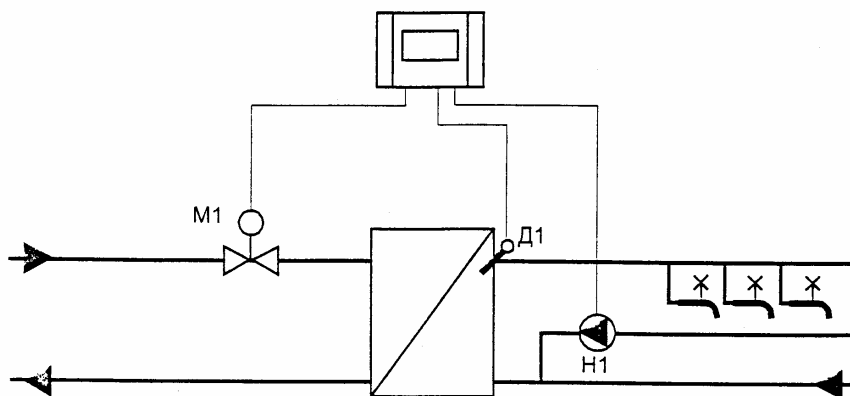


Продолжение прил. 18

г) 1. О для одной системы отопления с зависимым присоединением к тепловой сети



д) ГВ для одной системы горячего водоснабжения



Принципиальная схема БТП при присоединении системы отопления по зависимой схеме и системы горячего водоснабжения по одноступенчатой схеме

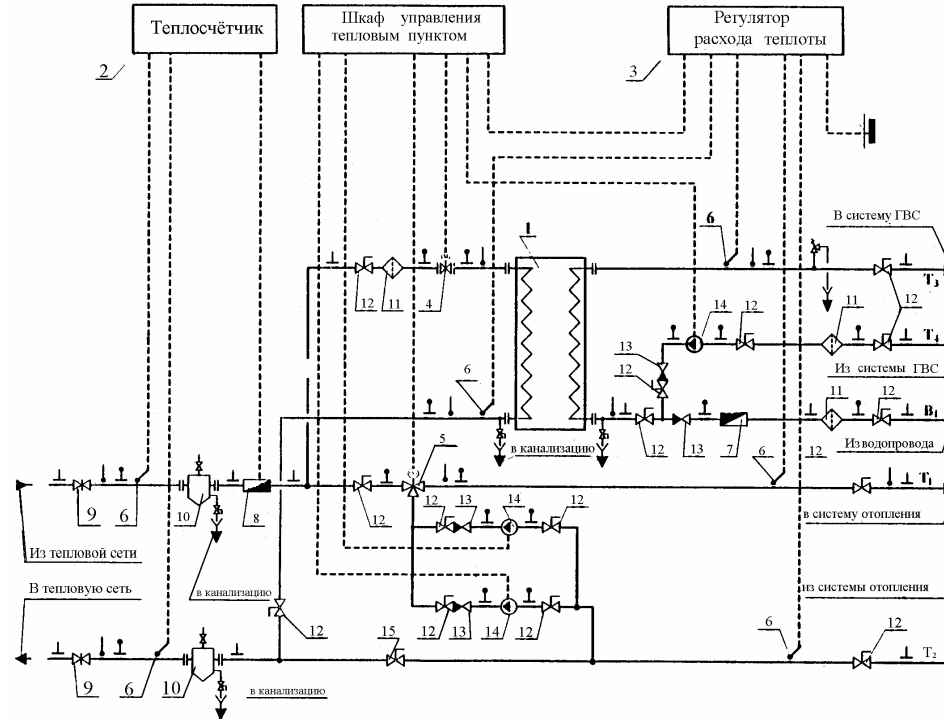


Рис. П 19.1

Экспликация оборудования

№ позиции	Наименование
1	Теплообменник пластинчатый системы горячего водоснабжения
2	Теплосчетчик
3	Микропроцессорный блок регулятора расхода теплоты
4	Клапан регулирующий системы горячего водоснабжения
5	Клапан регулирующий трехходовой системы отопления
6	Датчик температуры
7	Водосчетчик
8	Первичный преобразователь расхода теплосчетчика
9	Задвижка стальная
10	Грязевик
11	Фильтр сетчатый
12	Кран шаровой
13	Клапан обратный
14	Насос циркуляционный

Основные теплофизические свойства воды [1, 16, 23]

Температура, °С	Теплоемкость c , кДж/(кг·°С)	Плотность ρ , кг/м ³	Теплопроводность λ , мВт/(м·°С)	Абсолютная вязкость η , кг·с/м ²	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Температуропроводность $a \cdot 10^7$, м ² /с	Критерий Прандтля $Pr = \nu/a$
0	4,217	999,87	561,0	182,9	1,795	1,314	13,47
10	4,193	999,73	580,0	133,5	1,310	1,372	9,46
20	4,182	998,23	598,5	102,8	1,010	1,429	7,01
30	4,179	995,67	615,5	81,6	0,804	1,478	5,42
40	4,179	992,24	630,6	66,6	0,659	1,522	4,33
50	4,181	988,07	643,6	56,0	0,556	1,558	3,55
60	4,185	983,24	654,4	47,9	0,478	1,592	2,99
70	4,190	977,81	663,0	41,5	0,416	1,615	2,56
80	4,197	971,83	669,8	36,4	0,367	1,639	2,22
90	4,205	965,34	675,1	32,3	0,328	1,668	1,96
100	4,216	958,38	678,8	28,9	0,296	1,682	1,75
110	4,229		681,3				1,58
120	4,245	943,40	683,0	23,7	0,246	1,705	1,44
130	4,263		683,4				1,33
140	4,285	926,40	682,9	20,0	0,212	1,722	1,23
150	4,310		681,7				1,15
160	4,339	907,50	679,7	17,7	0,192	1,734	1,08
170	4,371		676,8				1,03
180	4,408	887	673,2	15,7	0,174	1,720	0,978
190	4,449		668,7				0,938
200	4,497	865	663,3	14,3	0,162	1,700	0,906

Содержание

Введение.	3
1. Общие сведения.	4
2. Пластинчатые теплообменники.	6
2.1. Конструкции пластинчатых теплообменников РС-0,2 и Р-0,25.	13
2.2. Обозначение пластинчатых теплообменников РС-0,2 и Р-0,25.	14
2.3. Размеры, масса и расчетные тепловые нагрузки пластинчатых теплообменников РС-0,2 и Р-0,25. . .	15
2.4. Особенности трехходовых теплообменников для горячего водоснабжения	21
2.5. Обвязка пластинчатых теплообменников.	22
3. Тепловой и гидравлический расчет пластинчатых теплообменников.	23
3.1. Методика теплового и гидравлического расчета пластинчатых подогревателей по ГОСТ 15518 . . .	24
3.2. Пример расчета пластинчатых теплообменников по ГОСТ 15518.	29
3.3. Методика теплотехнического расчета пластинчатых теплообменников РС-0,2 и Р-0,25. . .	38
3.3.1. Тепловой расчет.	39
3.3.2. Гидравлический расчет пластинчатых теплообменников.	39
3.3.3. Конструктивный расчет.	39
3.3.4. Пример расчета пластинчатых теплообменников РС-0,2.	44
3.3.5. Тепловой и гидравлический расчет пластинчатых теплообменников на ЭВМ.	57
4. Тепловые пункты.	88
4.1. Блочные тепловые пункты.	89
4.2. Выбор схемы присоединения систем потребления теплоты к тепловым сетям.	99
4.3. Средства автоматизации и контроля для тепловых пунктов.	104

Условные обозначения.	108
Литература.	112
ПРИЛОЖЕНИЯ.	115
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Техническая характеристика пластин 0,3р; 0,6р; 0,5Пр.	116
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Техническая характеристика и основные параметры пластинчатых теплообменных аппаратов 0,3р; 0,6р; 0,5Пр.	117
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Характеристики прокладок для пластин.	118
ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Технические характеристики тепло- обменников	119
ПРИЛОЖЕНИЕ 5. Технические характеристики паяных пластинчатых теплообменников «Цетепак» производства «Цететерм».	150
ПРИЛОЖЕНИЕ 6. Технические характеристики пластинчатых теплообменников фирмы «АРV» для теплоснабжения.	152
ПРИЛОЖЕНИЕ 7. Технические характеристики пластинчатых теплообменников фирмы «СВЕП» для теплоснабжения.	153
ПРИЛОЖЕНИЕ 8. Характеристики одноходовых теплообменников РС-0,2.	155
ПРИЛОЖЕНИЕ 9. Характеристики двухходовых теплообменников РС-0,2.	158
ПРИЛОЖЕНИЕ 10. Характеристики трехходовых теплообменников РС-0,2.	160
ПРИЛОЖЕНИЕ 11. Характеристики трехходовых теплообменников РС-0,2 для блока горячего водоснабжения при двухступенчатой смешанной схеме присоединения.	162

ПРИЛОЖЕНИЕ 12	Технические характеристики пластинчатого разборного теплообменника Р-0,25.	163
ПРИЛОЖЕНИЕ 13	Общий вид, габаритные и присоединительные размеры теплообменников ТАРС-0,2 и ТАР-0,4.	164
ПРИЛОЖЕНИЕ 14	Схемы присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения и отопления в ЦТП и ИТП.	170
ПРИЛОЖЕНИЕ 15	Температурные графики системы теплоснабжения.	175
ПРИЛОЖЕНИЕ 16	Методика определения расчетной тепловой производительности водоподогревателей отопления и горячего водоснабжения.	185
ПРИЛОЖЕНИЕ 17	Схемы установки регуляторов отпуска тепла «Рацион-Комфорт».	188
ПРИЛОЖЕНИЕ 18	Схемы установки регуляторов отпуска тепла «Рацион-Комби».	190
ПРИЛОЖЕНИЕ 19	Принципиальная схема БТП при зависимом присоединении системы отопления по зависимой схеме и системы горячего водоснабжения по ступенчатой схеме.	193
ПРИЛОЖЕНИЕ 20	Основные теплофизические свойства воды.	195

Учебное издание

КОПКО Виктор Михайлович
ПШОНИК Марина Григорьевна

ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ
В СИСТЕМАХ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

КУРСОВОЕ И ДИПЛОМНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Учебное пособие

Редактор Т.Н. Микулик
Компьютерная верстка А.А. Бусько

Подписано в печать 24.02..2005.

Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л.11,6. Уч.-изд. л.9,0. Тираж 300. Заказ 634.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0056957 от 01.04.2004.

220013, Минск, проспект Ф.Скорины, 65.