

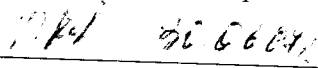
ИННОВАЦИОННЫЙ ЕВРАЗИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
МАГИСТРАТУРА

Кафедра «Теплоэнергетика и металлургия»

Магистерская диссертация

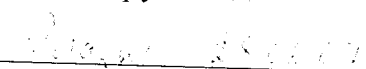
Состояние и развитие системы теплоснабжения
Усольского микрорайона

6N0717 «Теплоэнергетика»

Исполнитель  Кокубаева Г.Е.

(подпись, дата)

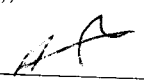
Научный руководитель

Профессор, д.т.н.  Глазырин А.И.

(подпись, дата)

Допущена к защите:

Зав. кафедрой «ТиМ»

Профессор, к.т.н.  Никифоров А.С.

Павлодар, 2007

Диссертация магистра теплоэнергетики, 80 с., 18 рис., 13 табл., 25 источников.

СОСТОЯНИЕ И РАЗВИТИЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ УСОЛЬСКОГО МИКРОРАЙОНА

Объектом исследования являются *системы центрального теплоснабжения Усольского микрорайона*

Цель работы заключается в *описание состояния центральной системы теплоснабжения Усольского микрорайона, проведение анализа перспектив развития.*

Рассмотрены действующая схема теплоснабжения Усольского микрорайона; вариант планируемого увеличения нагрузки; гидравлический расчет действующей магистрали и квартальных тепловых сетей с описанием трубопроводов с предизоляцией; выполнен расчет теплообменников кожухотрубчатого и пластинчатого типа с подбором оборудования Центрального теплового пункта; предложены методы защиты тепловых сетей от наружной и внутренней коррозии; приведены методы диагностики трубопроводов для повышения надежности работы теплосетей.

Содержание	стр.
Введение	4
1 Описание действующей схемы теплоснабжения Усольского микрорайона	6
2 Описание планируемого расширения тепловых сетей Усольского микрорайона	7
3 Расчет дополнительной тепловой нагрузки	8
4 Гидравлический расчет действующей магистрали теплосетей с учетом присоединения дополнительной нагрузки	13
5 Гидравлический расчет трубопроводов квартальный тепловых сетей	15
5.1 Определения диаметра трубопровода	15
5.2 Защита тепловых сетей от тепловых потерь трубопроводами с предизоляцией	16
6 Основное и вспомогательное оборудование Центрального теплового пункта	26
6.1 Тепловой и гидравлический расчет водоводяных подогревателей по двухступенчатой схеме присоединения	26
6.2 Тепловой и гидравлический расчет водоводяных подогревателей кожухотрубчатого типа для горячего водоснабжения по двухступенчатой схеме присоединения	27
6.3 Тепловой и гидравлический расчет водоводяных подогревателей кожухотрубчатого типа двухступенчатой схем присоединения для отопления	30
6.4 Тепловой и гидравлический расчет пластинчатого водоводяного подогревателя горячего водоснабжения	34
6.5 Тепловой и гидравлический расчет пластинчатого водоводяного подогревателя отопления	38
7 Защита тепловых сетей от наружной и внутренней коррозии	43
8 Методы ультразвуковой диагностики трубопроводов как метод повышения надежности работы тепловых сетей	55
9 Применение теплового насоса как альтернативного источника теплоснабжения	63
Заключение	78
Список использованных источников	79
Приложение А	
Приложение Б	
Приложение В	
Приложение Г	
Приложение Д	

Введение

Актуальность работы. Решающую роль в ускорении технического прогресса играет создание и внедрение эффективных и технологических процессов, материалов, приборов на основе новых технологий.

Теплоснабжение – одна из наиболее энергоемких отраслей хозяйства Казахстана, которая обеспечивает промышленное производство и коммунально-бытовые нужды населения в тепловой энергии среднего и низкого потенциала в виде пара и горячей воды.

В связи с развитием современной экономики повышаются требования к качеству изготавливаемых материалов с применением новых методов для защиты трубопроводов тепловых сетей от тепловых потерь и коррозионных процессов.

Наряду с разработкой новых технологий по улучшению качества традиционных источников тепла, рассматриваются и находят свое применение альтернативные источники теплоты, например тепловые насосы.

В настоящее время в Павлодарском регионе существуют предпосылки для развития в будущем систем теплоснабжения, таковыми являются развитие промышленности улучшение благосостояния населения. В связи с этим возникает потребность в строительстве нового жилья. Усольский микрорайон является одним из благополучных мест для реализации идеи обеспечения жильем населения г. Павлодара.

Теплоснабжения Усольского микрорайона обеспечивают два Центральных тепловых пункта, одно из которых реконструируются с установкой новых водоводяных подогревателей для улучшения качества их работы и обслуживания; это дает возможность присоединить к центральному теплоснабжению новых объектов социального назначения.

Идея работы заключается в предложении новых методов улучшения качества работы тепловых сетей, в частности, применение трубопроводов с предизоляцией, диагностикой тепловых сетей для предупреждения ситуаций, ухудшающих их работу.

Предложена методика схемы теплоснабжения с использованием теплового насоса. Преимуществом применения теплового насоса является независимость объекта от центрального теплоснабжения в отопительном сезоне при нарушении нормальной работы тепловых сетей, в период ремонтных работ – обеспечение горячей водой, кондиционирование воздуха.

Цель работы – рассмотрение состояния и развития системы теплоснабжения Усольского микрорайона, с предложением вариантов по улучшению качества их работы.

Основные научные положения и результаты исследований, выносимые на защиту:

- методика защиты трубопроводов тепловых сетей от коррозионных процессов;

- диагностика трубопроводов на предупреждения аварийных ситуаций;
- экономическое обоснование использования теплового насоса как альтернативный источник тепла, горячей воды и кондиционирования воздуха;
- методика расчета и выбора оборудования Центрального теплового пункта.

Научная новизна работы заключается:

- в предложении обеспечения Усольского микрорайона теплоснабжения с использованием теплового насоса;
- в использовании трубопровода с предизоляцией с методом их диагностики.

Апробация работы. Основные материалы и результаты магистерской работы докладывались и обсуждались на Международной научно-практической конференции «Повышение качества образования и научных исследований» (г. Екибастуз, 2007г.).

Публикации. По результатам выполненных исследований опубликованы статьи: «Социально-экономические основы и направления развития теплофикации», «Задачи и методы расчета температурных графиков».

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, девяти разделов, выводов, изложенных на 80 страницах компьютерного текста, содержит 13 таблиц, 18 рисунков, списка использованных источников из 25 наименований и приложений.

1 Описание действующей схемы теплоснабжения Усольского микрорайона

Наибольшее развитие теплофикация г. Павлодара получила с началом массовой жилой застройки Усольского микрорайона, когда стали прокладываться тепловые магистрали диаметром 500-700 мм от существующей ТЭЦ, что потребовало разработки новых конструктивных решений. В этот же период в районах жилой застройки стали сооружаться отдельно стоящие центральные тепловые пункты (ЦТП) на группу зданий взамен строившихся ранее индивидуальных тепловых пунктов в подвалах домов, а теплопроводы прокладываться в городских коллекторах совместно с другими инженерными коммуникациями (силовые кабели, кабели связи, водопровод и др.). [5].

Протяженность тепловых сетей в двухтрубном исчислении, находящихся на балансе на 2006 г., составила 2285,8 км, диаметр магистральных трубопроводов 1000-500мм. При этом протяженность трубопроводов диаметром 400 мм и более составляет 1550км.

Основной тип прокладок - подземная, составляющая более 95% от общей протяженности тепловых сетей. Тепловые сети покрывают 82% потребности в тепле жилищно-коммунального сектора города и обеспечивают теплоснабжение около 10 крупных промышленных предприятий.

Теплоснабжение Усольского микрорайона осуществляется от ТЭЦ-1, на долю которой приходится 65% всей подключенной тепловой нагрузки города.

Способы прокладки тепловых сетей:

- прокладка в полупроходных и проходных каналах - 91 %;
- наземная прокладка - 6%.

Ведется большая работа по экономичной работе тепловых сетей. Каждый потребитель должен потреблять расчетное количество тепла с обеспечением требуемой циркуляции сетевой воды в системах теплоснабжения потребителей, для чего производится наладка с последующей регулировкой всех тепловых сетей города. Контроль за экономичной работой тепловых сетей выполняют обходчики тепловых сетей, данные от которых поступают в группу наладки, где тщательным образом анализируются и выдаются рекомендации по корректировке диаметров сопел элеваторов, дроссельных устройств, перенастройке регуляторов отпуска тепла при независимых схемах подключения систем отопления или изменении гидравлического режима работы потребителей.

Усольский микрорайон- это маленький городок со своими школами, детскими садами, инфраструктурой, который необходимо обеспечить качественным теплоснабжением и горячей водой. Действующая схема теплоснабжения Усольского микрорайона изображена на рисунке 1.1 приложения А.

2 Описание планируемого расширения тепловых сетей Усольского микрорайона

Вместе с развивающейся экономикой страны развиваются и города, возрастает потребность населения в качественном жилье, расположенном в экологически чистом районе города, каким и является Усольский микрорайон. На месте вчерашнего пустыря будут строиться новые дома, школы, детские сады объекты социального назначения.

Месторасположение Усольского микрорайона наиболее благоприятны для строительства новых объектов. В данной работе рассмотрен проект дополнительного расширения Усольского микрорайона с увеличением нагрузки по отоплению и горячему теплоснабжению. В таблице 2.1 приведены объекты, планируемой застройки микрорайона.

На рисунке 2.1 приложения Б показаны дополнительные нагрузки и расходы сетевой воды планируемой застройки Усольского микрорайона.

Таблица 2.1- Данные по планируемой застройки Усольского микрорайона

№ п/п	Наименование объекта	Наружный объем здания, м ³	Температура воздуха в помещении, °С
1	Школа на 818 мест	17207,52	+18
2	Детский сад на 130 мест	3243,24	+20
3	Спортивно-оздоровительный комплекс на 350 мест	38163,52	+18
4	Торговый дом	116640	+15
5	Жилые дома:	596970,4	+18
	А	37356	
	Б	74712	
	В	38438	
	Г	30624	
	Д	38438	
	Е	30264	
	Ж	30624	
	З	89654,4	
	И	74712	
	К	74712	
	Л	38438	
	М	38438	
6	Детский сад на 350 мест	8929,8	+20
7	Поликлиника	10840,5	+20
8	Школа на 700 мест	12196,8	+18
	ИТОГО	804191,78	

3 Расчет дополнительной тепловой нагрузки Усольского микрорайона

Определение расхода тепла на отопление по укрупненным показателям, Гкал/ч,

$$Q_0^{\text{макс}} = q_0 (t_{\text{вн}} - t_{\text{но}}) V, \quad (3.1)$$

где $t_{\text{вн}}$ - температура воздуха в помещении для проектирования отопления, °С;

$t_{\text{но}}$ - температура воздуха для проектирования отопления, °С, $t_{\text{но}} = -37$ °С для

г. Павлодара;

V - наружный объем здания, м³.

Определение расхода тепла на приточную вентиляцию, Гкал/ч,

$$Q_0^{\text{макс}} = q_v (t_{\text{вн}} - t_{\text{нв}}) V, \quad (3.2)$$

где $t_{\text{нв}}$ - температура воздуха для проектирования вентиляции, °С, $t_{\text{нв}} = -21$ °С для

г. Павлодара. [8].

Определение расхода тепла на горячее водоснабжение, Гкал/ч,

- для школы на 818 мест

$$Q_{\text{гв}}^{\text{макс}} = \frac{60mak}{T} = \frac{60 \cdot 409 \cdot 1 \cdot 3}{6} = 0,012270; \quad (3.3)$$

где m - количество в смене человек;

a - норма расхода горячей воды, л/чел;

k - коэффициент неравномерности, $k = 3$;

T - количество часов, для школы- количество часов в смену;

- детский сад на 130 мест

$$Q_{\text{гв}}^{\text{макс}} = 2,5mak = 2,5 \cdot 4 \cdot 130 \cdot 8 = 0,1040; \quad (3.4)$$

- спортивно-оздоровительный комплекс

$$Q_{\text{гв}}^{\text{макс}} = \frac{60mak}{T} = \frac{60 \cdot 350 \cdot 2,5 \cdot 3}{12} = 0,013125; \quad (3.5)$$

- торговый дом

$$Q_{\text{гв}}^{\text{макс}} = 60ma = 60 \cdot 160 \cdot 2 = 0,0192, \quad (3.6)$$

где m - количество кранов-умывальников;

- жилые дома

$$Q_{\text{гв}}^{\text{макс}} = 2,5kma = 2,5 \cdot 2 \cdot 6030 \cdot 2 = 7,39983; \quad (3.7)$$

- детский сад на 350 мест

$$Q_{\text{гв}}^{\text{макс}} = 2,5mak = 2,5 \cdot 4 \cdot 350 \cdot 8 = 0,028; \quad (3.8)$$

- поликлиника

$$Q_{\text{от}}^{\text{макс}} = 2,5ta = 2,5 \cdot 500 \cdot 1,2 = 0,036; \quad (3.9)$$

- школа на 700 мест

$$Q_{\text{от}}^{\text{макс}} = \frac{60mak}{T} = \frac{60 \cdot 350 \cdot 1 \cdot 3}{6} = 0,0105. \quad (3.10)$$

Расчетные данные по максимальной тепловой нагрузке отопления, вентиляции и горячего водоснабжения сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Расчетные данные

№ п/п	Наименование объекта	Норма расхода горячей воды, л/чел	Количество человек	Максимальный		
				Расход тепла на отопление, Гкал/ч	Расход тепла на приточную вентиляцию, Гкал/ч	Расход тепла на горячее водоснабжение, Гкал/ч
1	Школа на 818 мест	1	409	0,41039595	0,0536821	0,012270
2	Детский сад на 130 мест	8	130	0,0713513	0,132973	0,0104
3	Спортивно- оздоровительный комплекс	2,5	350	1,0113195	0,2976755	0,013125
4	Торговый дом	2	160	2,0412	0,419904	0,0192
5	Жилые дома:	2,15	6030	12,655772	-	7,39983
6	Детский сад на 350 мест	8	350	0,1964456	0,0366122	0,028
7	Поликлиника	1,2	500	0,238491	0,2222303	0,036
8	Школа на 700 мест	1	350	0,2908937	0,0380502	0,0105
	ИТОГО	-	-	16,915883	1,2011273	7,61933

Минимальный расход теплоты при температуре конца отопительного периода $t_{\text{ко}} = +8$ °С. Минимальные расходы теплоты на отопление и вентиляцию, Гкал/ч, при температуре $t_{\text{ко}} = +8$ °С определяется перерасчетом

$$Q_0^{\text{мин}} = Q_0^{\text{макс}} \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{ко}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{но}}}, \quad (3.11)$$

$$Q_{\text{г}}^{\text{мин}} = Q_{\text{г}}^{\text{макс}} \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{ко}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{нг}}}. \quad (3.12)$$

Расходы теплоты на горячее водоснабжение в летний период, Гкал/ч, определяется по отношению к расходу за отопительный период

$$Q_{\text{гв}}^{\text{л}} = Q_{\text{гв}}^{\text{макс}} \frac{t_{\text{гв}} - t_{\text{хл}}}{t_{\text{гв}} - t_{\text{хз}}}, \quad (3.13)$$

где $t_{\text{гв}}$ - температура горячей воды, °С, принимается $t_{\text{гв}} = 60$ °С;

$t_{\text{хл}}$ - температура холодной водопроводной воды для летнего периода, °С, принимается $t_{\text{хл}} = 15$ °С;

$t_{\text{хз}}$ - температура холодной водопроводной воды для зимнего периода, °С, принимается $t_{\text{хз}} = 5$ °С.

Расчетные данные по минимальной тепловой нагрузке отопления, вентиляции и летнего режима горячего водоснабжения сведены в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Расчетные данные

№ п/п	Наименование объекта	Норма расхода горячей воды, л/чел	Количество человек	Минимальный		Расход тепла на горячее водоснабжение в летний период, Гкал/ч
				Расход тепла на отопление, Гкал/ч	Расход тепла на приточную вентиляцию, Гкал/ч	
1	Школа на 818 мест	1	409	0,194005	0,035788	0,01003909
2	Детский сад на 130 мест	8	130	0,03505	0,090811	0,00850909
3	Спортивно-оздоровительный комплекс	2,5	350	0,478078	0,19845	0,01073864
4	Торговый дом	2	160	0,902838	0,268272	0,01570909
5	Жилые дома:	2,15	6030	6,21687	0,025003	6,05440636
6	Детский сад на 350 мест	8	350	0,0965	0,151767	0,02290909
7	Поликлиника	1,2	500	0,117153	0,025367	0,02945455
8	Школа на 700 мест	1	350	0,137513	0,795459	0,00859091
	ИТОГО	-	-	8,178009	0,035788	6,16035682

Используя расчетные (максимальные) и минимальные значения тепловой нагрузки строится суммарный годовой график расхода тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в зависимости от температуры наружного воздуха (левая часть графика на рисунке 3.1 приложения В).

Определение расходов сетевой воды, кг/с,

$$G_0 = \frac{Q_0^{\text{МКС}}}{c(t_1 - t_2)}, \quad (3.14)$$

где c - теплоемкость воды, $c=1$ ккал/кг·град;

t_1, t_2 - температуры воды в подающей и обратной линиях водяной тепловой сети при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления $t_{\text{нв}} = -37^\circ\text{C}$ для г. Павлодара.

Определение расхода сетевой воды на вентиляцию, кг/с,

$$G_v = \frac{Q_v^{\text{МКС}}}{c(t_1^v - t_2^v)}, \quad (3.15)$$

где t_1^v, t_2^v - температуры воды в подающей и обратной линиях при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования вентиляции $t_{\text{нв}} = -21^\circ\text{C}$ для г. Павлодара, $^\circ\text{C}$.

Определение расхода сетевой воды на горячее водоснабжение в закрытых системах теплоснабжения при параллельной схеме присоединения водоподогревателей, кг/с,

$$G_{\text{гв}} = \frac{Q_{\text{гв}}^{\text{МКС}}}{c(t_1 - t_3)} = \frac{7.61933}{1(80 - 30)} = 42, \quad (3.16)$$

где t_1 - температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети в точке излома графика температур воды, $^\circ\text{C}$;

t_3 - температура воды после параллельно включенного водонагревателя горячего водоснабжения в точке излома графика температур воды, $^\circ\text{C}$.

Таблица 3.3 – Расчетные данные

№ п/п	Наименование объекта	Расход сетевой воды на отопление, кг/с	Расход сетевой воды на отопление, т/ч	Расход сетевой воды на вентиляцию, кг/с	Расход сетевой воды на горячее водоснабжение, кг/с
1	2	3	4	5	6
1	Школа на 818 мест	0,309	1,11	0,497	
2	Детский сад на 130 мест	0,66	2,38	1,23	
3	Спортивно-оздоровительный комплекс	9,36	33,71	2,756	
4	Торговый дом	18,9	68,04	3,888	

1	2	3	4	5	6
5	Жилые дома:	117,7	397,72	-	
	А	7,33	26,4		
	Б	14,67	52,8		
	В	7,55	21,16		
	Г	6,01	21,64		
	Д	7,55	21,16		
	Е	6,01	21,64		
	Ж	6,01	21,64		
	З	17,6	63,36		
	И	14,67	52,8		
	К	14,67	52,8		
	Л	7,55	21,16		
	М	7,55	21,16		
6	Детский сад на 350 мест	1,82	6,55	0,34	
7	Поликлиника	2,21	7,95	2,058	
8	Школа на 700 мест	2,69	9,69	0,32	
	ИТОГО	157	563	11,12	42

Суммарный расход сетевой воды в тепловой сети является суммой расходов воды на отдельные виды тепловой нагрузки, кг/с. Причем, поскольку вода из тепловой сети не разбирается, расходы в подающей и обратной линиях сети одинаковы

$$G_p = G_0 + G_a + G_{\text{сн}} = 157 + 11,12 + 42 = 210,12. \quad (3.17)$$

4 Гидравлический расчет действующей магистрали тепловых сетей с учетом присоединения дополнительной нагрузки

Задачей гидравлического расчета водяной тепловой сети с является определение необходимого диаметра магистрального трубопровода учетом присоединения дополнительной нагрузки Усольского микрорайона.

Расчетный расход сетевой воды на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжения Усольского микрорайона с учетом присоединения дополнительной, кг/с,

$$G_{1-2} = G_{\text{мкр}} + G_p = 343,88 + 210,12 = 554, \quad (4.1)$$

где $G_{\text{мкр}}$ - суммарный расход сетевой воды на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжения Усольского микрорайона, кг/с;

G_p - дополнительный суммарный расход сетевой воды планируемой застройки Усольского микрорайона, кг/с.

По формуле Б.Л. Шифринсона определяется предварительное значение средней доли местных потерь давления на участке 1-2

$$\alpha_{1-2} = z\sqrt{G_{1-2}} = 0,04 \cdot \sqrt{554} = 0,941, \quad (4.2)$$

где z - постоянный коэффициент, зависящий от вида теплоносителя. Для воды рекомендуется принимать $z = 0,03-0,05$.

Предварительное значение удельного линейного падения давления на участке 1-2, Па/м, т.е. падение давления на единицу длины трубопровода определяется по формуле

$$R_{1-2} = \frac{\Delta P}{l_{1-2}(1 + \alpha_{1-2})} = \frac{3 \cdot 10^5}{1312(1 + 0,941)} = 117,81, \quad (4.3)$$

где ΔP - потеря давления по длине трассы 1-2, Па;

l_{1-2} - длина магистрального трубопровода Усольского микрорайона диаметром 0,7м.

Диаметр магистрального трубопровода Усольского микрорайона с учетом дополнительной нагрузки, м,

$$d_{1-2} = A_d \frac{(G_{1-2})^{0,38}}{(R_{1-2})^{0,19}} = 0,117 \frac{(554)^{0,38}}{(117,81)^{0,19}} = 0,53, \quad (4.4)$$

где A_d - постоянный расчетный коэффициент для определения диаметра трубопровода, для водяной тепловой сети $A_d = 0,117$.

В результате выше приведенного расчета мы видим, что существующий магистральный трубопровод диаметром 0,7 м, обеспечивающий Усольский микрорайон сетевой водой на отопление и горячее водоснабжение вполне может обеспечить потребности

сетевой водой и планируемую застройку. Следовательно, нет необходимости в перекладке магистрального трубопровода.

На водяных тепловых сетях секционирующие задвижки устанавливаются не реже, чем через каждые 1000 м с перемычкой между подающим и обратным трубопроводом. задвижки устанавливаются также на всех ответвлениях и на вводах к потребителям тепла. Число компенсаторов определяется в зависимости от расстояния между неподвижными опорами. Участок трубопровода от точки присоединения до планируемого Центрального теплового пункта (ЦТП) составляет $l_{2-3}=1450$ м. В данном случае применяем сальниковые компенсаторы количестве $n=7$ и неподвижные опоры $n=8$ через каждые 160 м.

5 Гидравлический расчет трубопроводов квартальных тепловых сетей

5.1 Определение диаметра магистрального трубопровода

Для определения диаметра трубопровода от магистральной теплосети до Центрального теплового пункта, планируемой застройки, длиной 1450 м. диаметров квартальных трубопроводов необходимо использовать формулы [13], указанные в разделе 4. т.е. предварительное значение средней доли местных потерь давления на участке 2-3

$$\alpha_{2-3} = z\sqrt{G_p} = 0,04 \cdot \sqrt{210,12} = 0,58, \quad (5.1)$$

где z - постоянный коэффициент, зависящий от вида теплоносителя. Для воды рекомендуется принимать $z = 0,03-0,05$.

Предварительное значение удельного линейного падения давления на участке 2-3. Па/м, т.е. падение давления на единицу длины трубопровода определяется по формуле

$$R_{2-3} = \frac{\Delta P}{l_{2-3}(1 + \alpha_{2-3})} = \frac{2,3 \cdot 10^5}{1450(1 + 0,58)} = 58,93, \quad (5.2)$$

где ΔP - потеря давления по длине трассы 2-3, Па;

l_{2-3} - длина квартального трубопровода планируемой застройки Усольского микрорайона, м.

Диаметр квартального трубопровода от магистральной теплосети до Центрального теплового пункта планируемой застройки Усольского микрорайона, м.

$$d_{2-3} = A_d \frac{(G_p)^{0,38}}{(R_{2-3})^{0,19}} = 0,117 \frac{(210,12)^{0,38}}{(58,93)^{0,19}} = 0,412. \quad (5.3)$$

принимаем $d_{2-3} = 0,426$ м.

На рисунке 5.1 приложения Г отображены диаметры и длины участков трубопроводов планируемой застройки Усольского микрорайона.

Таблица 5.1- Расчетные данные

№ п/п	Участок трубопровода	Длина участка, м	Ср.доля местных потерь	Падение давления на единицу трубопровода, Па/м	Предварительный диаметр трубопровода, м	Стандартный диаметр трубопровода, м
1	2	3	4	5	6	7
1	3-4-5	120	0.112	149.82	0.099	0.108
2	3-6	35	0.31	167.56	0.318	0.325
3	6-8	115.3	0.143	180.36	0.115	0.125

1	2	3	4	5	6	7
4	6-11	354	0,277	370,3	0,189	0,219
5	11-13	183	0,164	118,69	0,129	0,133
6	3-14	126	0,214	156,3	0,323	0,325
7	14-16	169	0,301	357,2	0,210	0,219
8	15-10	175	0,296	298,3	0,130	0,133
9	10-21	245	0,325	269,56	0,098	0,108
10	15-16	75	0,175	278,6	0,131	0,133
11	Школа на 818 мест	48	0,103	379,45	0,130	0,133
12	Детский сад на 130 мест	65	0,156	269,87	0,79	0,89
13	Спортивно-оздоровительный комплекс	145	0,189	126,39	0,133	0,133
14	Торговый дом	54	0,126	196,36	0,098	0,100
15	Жилые дома:					
	А	56	0,236	296,23	0,078	0,089
	Б	58	0,354	193,56	0,096	0,108
	В	34	0,189	245,3	0,076	0,076
	Г	79	0,301	203,75	0,082	0,089
	Д	68	0,256	285,09	0,085	0,089
	Е	62	0,098	293,773	0,079	0,089
	Ж	92	0,125	236,885	0,070	0,076
	З	45	0,236	321,4	0,129	0,133
	И	240	0,485	289,95	0,130	0,133
	К	78	0,265	189,65	0,085	0,089
	Л	46	0,248	156,39	0,083	0,089
	М	39	0,451	378,23	0,075	0,076
16	Детский сад на 350 мест	58	0,389	402,36	0,074	0,076
17	Поликлиника	52	0,186	156,39	0,082	0,089
18	Школа на 700 мест	56	0,047	75,417	0,047	0,057

5.2 Защита тепловых сетей от тепловых потерь трубопроводами с предизоляцией

Преобладающим способом прокладки тепловых сетей в нашей стране является подземная прокладка в непроходных каналах с минеральной изоляцией. Теплозащитные свойства такого типа изоляции в процессе эксплуатации резко снижаются, что приводит к значительным потерям тепла. Как следствие, в 2–3 раза больше, чем в странах Западной Европы, нашим государством расходуется тепла на отопление равной жилой площади, а

долговечность тепловых сетей Казахстана в 2–3 раза ниже, чем за рубежом, и не превышает 10–15 лет. [15].

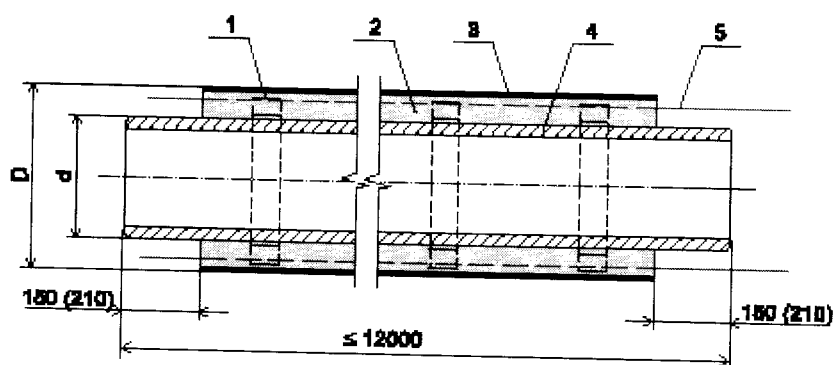


Рисунок 5.1 – Конструкция теплоизолированной трубы

1- центрирующая опора, 2 – теплоизолирующий материал, 3 – труба-оболочка из полиэтилена, 4- тальная труба, 5- проводники индикаторы системы оперативного дистанционного контроля за увлажнением теплоизоляции

В Казахстане эксплуатируется более 250 тысяч км тепловых сетей в двухтрубном исполнении, в том числе около 30 тысяч км магистральных диаметром от 400 до 1400 мм.

Средний уровень износа сетей достигает 60 %.[16].

Основными причинами тяжелого состояния тепловых сетей являются:

- массовое применение подземной канальной прокладки трубопроводов и использование недолговечных (главным образом, минеральных волокнистых) теплоизоляционных материалов. Фактический срок службы таких трубопроводов для магистральных сетей составляет 12-15 лет, распределительных и квартальных сетей 7-8 лет, т. е. значительно ниже нормативного, равного 25 годам;
- недостаточный контроль органов сертификации и гостехнадзора (энергонадзора) за качеством строительства и ремонта;
- слабое информационное обеспечение о достоинствах и возможностях новых материалов и конструкций;
- отсутствие должного финансирования.

Был проведён предварительный анализ накопленного опыта по применению различных теплоизоляционных материалов для теплопроводов, выбраны следующие критерии оценки целесообразности их применения для строительства и реконструкции новых теплопроводов:

- высокая термостойкость и низкая теплопроводность;
- стойкость к воздействию внешней среды и общий срок службы;
- степень защищённости металла трубы от внешней коррозии и отсутствие

необходимости нанесения предварительного антикоррозионного покрытия;

- технологичность при производстве строительных и монтажных работ;
- степень водопоглощения изоляционного материала;
- сохранение материалом теплоизоляции своих теплоизолирующих и механических свойств в течение всего срока эксплуатации;
- возможность применения в условиях канальной, бесканальной и надземной прокладки;
- защищенность от вандализма;
- технический и технологический уровень в сравнении с имеющимся мировым опытом;
- наличие в приграничных областях Российской Федерации и в южном регионе Казахстана производителей предизолированных труб и элементов трубопроводов. [17].

Как повысить эффективность и снизить издержки в коммунальной сфере? Именно в коммунальной, по той простой причине, что крупнейшим потребителем топлива и тепловой энергии являются системы отопления зданий и сооружений различного назначения. Так, на отопление жилых и общественных зданий расходуется до 55% тепловой энергии, в то время как в промышленности, примерно, 15-18%.

По мнению специалистов, для решения поставленных выше проблем наиболее эффективным является широкое внедрение в практику строительства тепловых сетей бесканальной прокладки трубопроводов с пенополиуретановой теплоизоляцией в оболочке из полиэтилена низкого давления для подземной прокладки или спирально-навивной трубы-оболочки из тонколистовой оцинкованной стали для надземной прокладки, по технологии типа «труба в трубе». Применение бесканальной прокладки индустриально изолированных трубопроводов теплоснабжения является в настоящее время наиболее прогрессивным способом экономии энергоресурсов. [18].

Благодаря герметичной гидроизоляции трубопроводов с индустриальной пенополиуретановой изоляцией сохраняются стабильные свойства теплоизоляции при повышенной влажности грунта, притом, что в трубопроводах, изолированных минеральной ватой, потери тепла в таких условиях могут повыситься в 3 раза.

Трубы с пенополиуретановой изоляцией при соблюдении технологии их прокладки способны служить более 30 лет, не требуя особой профилактики. Если учесть, что отопительный сезон в Северной части Казахстана продолжается 6–7 месяцев и более, а потери тепла как уже говорилось ранее в существующих теплотрассах с учетом аварий составляют до 30%, то, применяя новые конструкции труб, можно свести эту цифру до 1-3%.

Пенополиуретановая изоляция превосходит аналоги по основным характеристикам: теплопроводности, длительности, безотказной эксплуатации, что приведено в дальнейшем сравнении. [19].

Таблица 5.2- Сравнительные характеристики различных видов теплоизоляторов

Теплоизолятор	Плотность, кг/м ³	Коэффициент теплопроводности, Вт/м·°C	Срок реальной эксплуатации	Рабочая температура, °C
ППУ жесткий	35-80	0,019-0,035	30-50 лет	-100...+150
Пенополистерол	15-35	0,043-0,064	15 лет	-180...+80
Минеральная вата	15-150	0,052-0,058	5-7 лет	-269...+700
Пенобетон	250-400	0,145-0,160	10 лет	-30...+1200
Вспененный полиэтилен	27-42	0,038-0,042	до 30 лет	-80...+95
Вспененный каучук	62-86	0,033-0,042	20-30 лет	-40...+150
Пенополимерминерал	270	0,044	25-30 лет	-100...+150

Производители предварительно изолированных пенополиуретаном труб в комплект поставки включают систему операционного дистанционного контроля (СОДК), наличие которой позволяет устанавливать возникшие дефекты (увлажнение ППУ изоляции) и как следствие предотвращать аварии, типичные для тепловых сетей других конструкций. В результате высокого технического совершенства предизолированных трубопроводов, упрощения их строительства, эксплуатации и ремонта, технико-экономическая эффективность использования трубопроводов предварительно изолированных пенополиуретаном наиболее высокая.

Опыт эксплуатации трубопроводов из предварительно изолированных труб показывает, что они позволяют:

- увеличить срок службы трубопроводов до 30-40 лет;
- снизить затраты:
 - капитальные на 15-20% (не требуется строительство каналов из железобетонных элементов, камер для установки запорной арматуры);
 - эксплуатационные в 9 раз;
 - ремонтные в 3 раза;
 - снизить тепловые потери при транспортировке в 2 раза;
 - уменьшить время прокладки теплотрассы в 3-4 раза;
 - практически исключить аварийные работы, благодаря обязательной установке системы оперативного дистанционного контроля за увлажнением изоляции (СОДК).

В процессе длительного хранения труб в ППУ-изоляции обеспечить стабильную адгезию теплоизоляционного слоя к поверхности трубы и исключить протекание

коррозионных процессов на концевых участках труб, не имеющих пенополиуретановой изоляции.

В процессе эксплуатации трубопроводов в ППУ-изоляции предотвратить развитие коррозионных процессов в случае проникновения агрессивной среды к поверхности металла трубопровода при возникновении механических повреждений защитной полиэтиленовой оболочки и образовании сквозных повреждений трубы (непровар сварного шва, дефекты в металле и т.п.).

Окраска поверхности труб модифицированной мастикой, содержащей специальные добавки, позволяет:

- 1) увеличить прочность сцепления пенополиуретановой тепловой изоляции с поверхностью трубы в два раза по сравнению с неокрашенной металлической поверхностью;
- 2) увеличить прочность сцепления пенополиуретановой тепловой изоляции с поверхностью трубы на 50 %.
- 3) сохранять стабильные показатели адгезионных характеристик пенополиуретановой тепловой изоляции к поверхности трубы в процессе ее эксплуатации.

Анализ влияния покрытий Вектор 1025 и Вектор 1025М на защитные и адгезионные свойства конструкции трубопроводов в ППУ-изоляции показывает, что данные покрытия можно применять для увеличения надежности конструкции трубопроводов в ППУ-изоляции.

Однослойные покрытия толщиной 50-60 микрон рекомендуется применять:

- для антикоррозионной обработки (окраски) поверхности стальных труб перед их заливкой пенополиуретаном с получением монолитной теплоизоляционной конструкции;
- для антикоррозионной защиты стыков трубопроводов в ППУ-изоляции в полевых условиях перед установкой на них герметизирующих муфт;
- для защиты трубопроводов перед изготовлением на них сборных теплоизоляционных конструкций из пенополиуретановых скорлуп.

В ходе предварительного анализа, для задач строительства и реконструкции теплотрасс подтверждена необходимость отказаться от применения теплоизоляционных материалов монтируемых на теплопровод в процессе монтажа в виде матов и скорлуп на основе минеральных и базальтовых ват, покрытых оцинкованными лентами и листами, или с защитным покрытием из асбестоцементных составов. При применении указанных материалов для изоляции трубопровода не обеспечивается необходимый уровень теплоизоляции и защита от увлажнения материала изоляции, вследствие воздействия внешней среды при длительной эксплуатации. При этом теплоизолирующий слой подвержен механическим воздействиям, вызванным большим весом самого трубопровода. Кроме того, следует отметить необходимость нанесения антикоррозионного покрытия на трубу под теплоизоляционное покрытие; невозможность применения для подземной

бесканальной прокладки; низкий технический уровень решения задачи, приводящий к большому количеству технологических операций и увеличивающий сроки выполнения работ.

Возможность получения предизолированных труб, т.е. труб с нанесением теплоизоляции в заводских условиях, позволяет обеспечить надёжную и долговременную работу теплопровода и добиться существенного снижения издержек при строительно-монтажных работах, несмотря на более высокую цену самих изделий.

Было проведено рассмотрение различных типов теплоизоляционных конструкций, нашедших достаточно широкое применение за рубежом: армопенобетон, фенольный поропласт, пенополиуретановая изоляция (ППУ), пенополимерминеральная изоляция (ППМ).

Пенополиуретановая изоляция

ППУ-изоляция изготавливается путём нанесения на стальную трубу теплоизолирующего слоя пенополиуретана, представляющего собой полиприсоединение изоцианатов и полиолов. В связи с тем, что такой материал представляет собой полимерную ячеистую конструкцию с высоким сорбционным увлажнением, требуется надёжная гидрозащитная оболочка, которая представляет собой сплошную полиэтиленовую трубу (рисунок 5.2). Таким образом, предварительно изолированные пенополиуретаном трубы представляют собой конструкцию типа «труба в трубе», состоящую из стальной рабочей трубы, слоя теплоизоляции и внешней оболочки из полиэтилена высокой плотности.

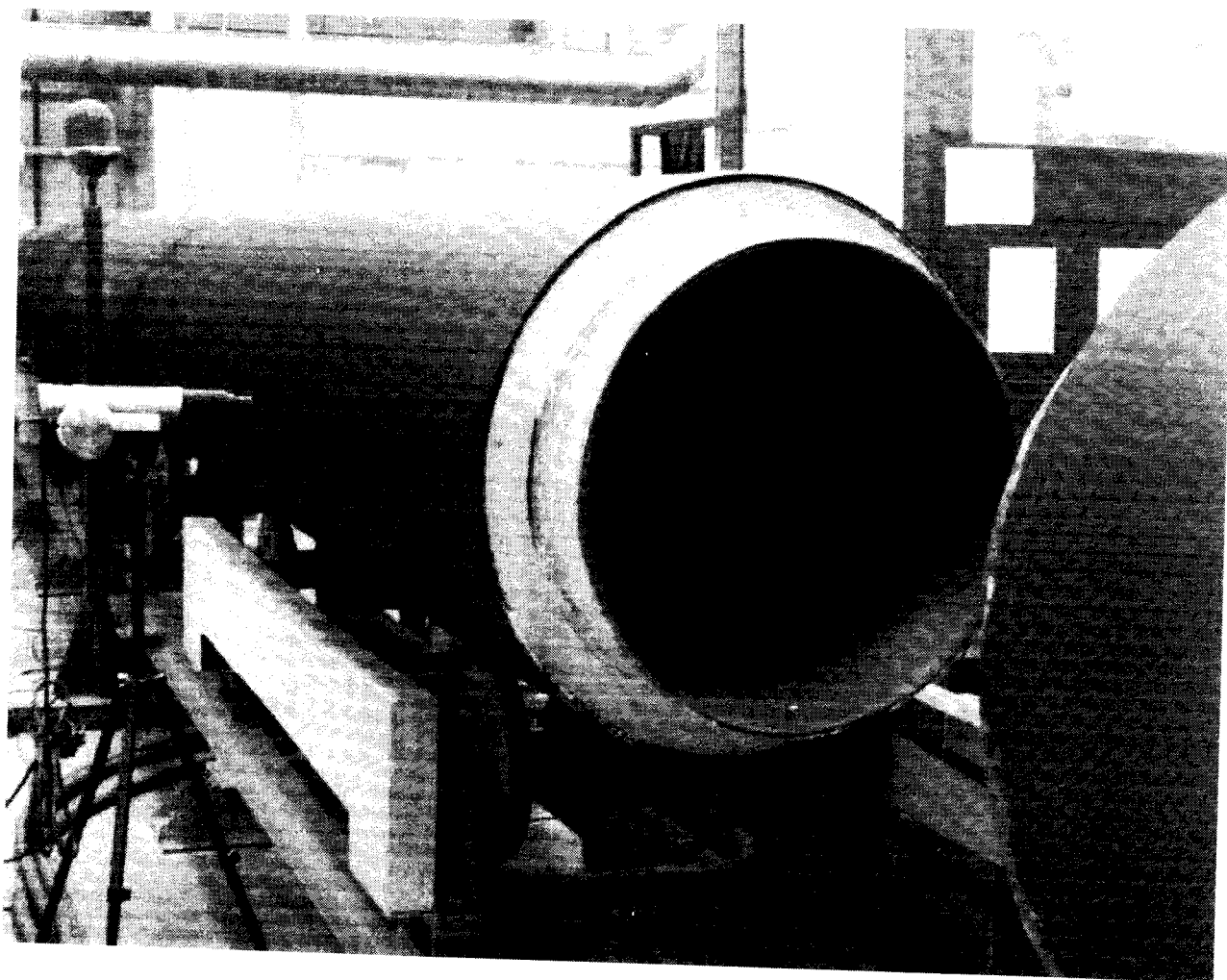


Рисунок 5.2 - Изолированная пенополиуретаном труба

Для постоянного контроля за возможным увлажнением слоя теплоизоляции в ней размещают провода системы оперативно-дистанционного контроля (СОДК). При изменении электрического сопротивления между ними и стальной трубой можно контролировать степень увлажнённости материала теплоизоляции и, соответственно, отслеживать места возможных повреждений несущей стальной трубы теплопровода.

Пенополимерминеральная изоляция

ППМ изоляция изготавливается из органоминеральных композиций, включающих различные вариации химических веществ и минеральных наполнителей с учётом местных сырьевых возможностей. В настоящее время в качестве наполнителя наиболее широко применяется обычный кварцевый песок.

Основными особенностями ППМ изоляции является её паропроницаемость (при случайном намокании теплоизоляции, влага под воздействием нагрева при эксплуатации теплопровода превращается в пар, и последний вытесняется из изоляционного слоя) и отсутствие внешней гидрозащитной полиэтиленовой оболочки. ППМ изоляция на стальной трубе представляет монолитную тепло- и гидроизоляционную конструкцию с переменной по

сечению плотностью. При этом за один цикл формования ППМ изоляции в заводских условиях на трубе образуются одновременно три слоя:

- внутренний - антикоррозионный слой толщиной 3-8 мм, с высокой адгезией плотно прилегающий к трубе с объёмной массой 400-600 кг/м³;
- средний - теплоизоляционный слой, толщина которого определяется в соответствии с тепловыми расчётами, с объёмной массой 80-100 кг/м³;
- наружный - гидрозащитный слой толщиной 5-10 мм с объёмной массой 400-600 кг/м³.

Недостатки ППУ изоляции:

- 1) термостойкость изоляции не превышает 140°C (допустима только кратковременная работа при 150°C), что может привести к её повреждению при больших тепловых нагрузках.
- 2) достаточно высокие стоимостные показатели самих изделий и работ при монтаже теплопровода;
- 3) низкая прочность, слабая стойкость изоляции к механическим воздействиям;
- 4) низкая адгезия к стальной трубе, особенно, по сравнению с другими теплоизоляционными материалами;
- 5) ППУ изоляция относится к материалам с высоким уровнем сорбционного увлажнения. При намокании изоляция может оказывать агрессивное коррозионное воздействие на металл трубы, вследствие выделения при этом ионов галогенов (в первую очередь хлорид-ионов). Для защиты теплоизоляционного слоя от намокания обязательно применение дополнительной гидрозащиты в виде наружной полиэтиленовой трубы, что приводит к дополнительным затратам при производстве;
- 6) высокие требования к технологической дисциплине при производстве работ и необходимость высококвалифицированных работников при монтаже трубопровода, особенно, при монтажных работах по заделке стыков изоляции трубопровода;
- 7) необходимость постоянного оперативно-дистанционного контроля из-за резкого снижения изоляционных свойств материала при попадании влаги;
- 8) полная паронепроницаемость конструкции и невозможность удаления влаги в случае повреждения гидрозащитной оболочки.

В любом случае, этот вопрос требует более тщательного изучения и проведения комплекса экспериментальных работ по измерению теплопроводности ППУ изоляции при длительной эксплуатации. [20].

Преимущества ППМ изоляции

Конструкция теплопровода в пенополимерминеральной теплоизоляции, обеспечивая стабильные теплофизические показатели и высокую теплостойкость, надёжна при любых условиях эксплуатации, независимо от типа грунтов и режима работы теплопровода. ППМ

изоляция имеет термостойкость до 150 °С и обеспечивает достаточную механическую прочность теплопроводов как при надземной, так и при бесканальной прокладке. Кроме того, ППМ изоляцию характеризует низкий уровень сорбционного увлажнения.

Имеющиеся данные по обследованию теплопроводов с ППМ изоляцией приведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3- Результаты вскрытия тепловых сетей в ППМ-теплоизоляции

Место шурфовки	Длительность эксплуатации	Наличие коррозии	Влажность по массе, %		
			грунт	изоляция	у трубы
г. Дмитров	9 лет	нет	9,1	1,5	0,4
г. С.-Петербург	25 лет	нет	31,0	4,0	1,5
п. Пирочи, Моск. обл.	5 лет	нет	27,0	1,22	-
г. Коломна, Московской. обл	5 лет	нет	36,0	2,33	-

ППМ изоляцию характеризуют:

- 1) высокая механическая прочность наружного коркового слоя изоляции, что придаёт необходимую долговечность и надёжность в эксплуатации и не требует дополнительной защиты теплопровода от механических повреждений. (Опыт эксплуатации показывает, что даже в случае наезда грузового автомобиля на трубу при проведении монтажных работ изоляция не повреждается);
- 2) сохраняются первоначальные свойства ППМ изоляции при длительной эксплуатации в различных гидрогеологических условиях. Независимо от грунтовых условий и режимов работы теплопроводов не происходит разрушения конструкции или образования трещин вследствие контакта с грунтом;
- 3) внутренний корковый слой, обладая повышенными адгезионными свойствами, полностью герметизирует металл трубы. Не требуется нанесения антикоррозионной защиты на трубу;
- 4) за счёт высокой плотности наружного коркового слоя не требуется дополнительного гидроизоляционного покрытия изоляции. Намеренное разрушение наружного коркового слоя ППМ изоляции не приводит к значительному росту увлажнения: не изменяется и паропроницаемость конструкции;
- 5) существенным преимуществом ППМ изоляции по сравнению с ППУ изоляцией является то, что при производстве строительно-монтажных работ залитый в полевых условиях стык теплоизоляции не уступает по свойствам и качеству теплоизоляции нанесённой в заводских условиях и на теле трубопровода образуется монолитная конструкция;
- 6) за счёт более низкой стоимости работ по заделке стыков, изолированных опор,

отводов и гибов для предизолированных труб с ППМ изоляцией, суммарная стоимость теплопровода для труб небольшого диаметра вдвое, а для больших диаметров в полтора раза ниже, чем для трубопроводов с ППУ изоляцией.

7) ППМ изоляция позволяет проводить ремонтные работы по восстановлению изоляционного слоя в месте повреждения без замены трубы. Причём возможно получение в полевых условиях сплошного изоляционного слоя в месте ремонта повреждения с качеством аналогичным заводскому;

8) имеющиеся данные об опыте эксплуатации труб с ППМ изоляцией показывают отсутствие повреждений от внешней коррозии на теплопроводах с ППМ изоляцией;

9) отсутствует необходимость в системе ОДК для постоянного контроля за увлажнением ППМ изоляции, что существенно снижает затраты на эксплуатацию.

Российскими исследователями был проведённый анализ и выбор на его основе лучших теплоизоляционных конструкций, который позволяет рекомендовать при строительстве, реконструкции и капитальном ремонте тепловых сетей для использования в качестве теплоизоляционных конструкций трубы и элементы трубопроводов в ППУ- и ППМ изоляции.

Таблица 5.4- Сравнительные характеристики теплопроводов в ППУ и ППМ изоляции

№ п/п	Характеристика	Конструкция теплопровода	
		ППМ изоляция	ППУ изоляция
1	Стоимость 100п.м теплопровода в комплекте, руб/м Д _в =219 мм Д _в =530 мм	114324 402581	256059 860121
2	Ремонтопригодность: - при локальных повреждениях - при повреждении изоляции	Замена фрагмента по длине повреждения 500 мм Замена поврежденного участка	Замена фрагмента длиной не менее 10 м Замена фрагмента длиной не менее 10 м
3	Сорбционное увлажнение за 30 суток	7%	30%
4	Обработка труб под изоляцию	Не требуется	Требуется
5	Защита изоляции от механических повреждений	Не требуется	Требуется
6	Предел прочности на сжатие, МПа	1,2	0,3

6 Основное и вспомогательное оборудование Центрального теплового пункта (ЦТП)

Для выбора оптимального основного и вспомогательного оборудования ЦТП выполним тепловой и гидравлический расчет двух видов теплообменников: горизонтального секционного кожухотрубчатого и пластинчатого водоводяных подогревателей отопления и горячего водоснабжения. [22].

6.1 Тепловой и гидравлический расчет водоводяных подогревателей по двухступенчатой схеме присоединения

Исходные данные:

- регулирование отпуска теплоты в системе централизованного теплоснабжения принято центральное, качественное по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения;
- 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 принята:
- при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления $t_0 = -37\text{ }^{\circ}\text{C}$:
 - в подающем трубопроводе $\tau_1 = 115\text{ }^{\circ}\text{C}$;
 - в обратном трубопроводе $\tau_2 = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- в точке излома графика температуры $t'_{11} = -23\text{ }^{\circ}\text{C}$:
 - в подающем трубопроводе $\tau'_1 = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$;
 - в обратном трубопроводе $\tau_2 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура холодной водопроводной (нагреваемой) воды в отопительный период, поступающей в водоподогреватель I ступени, $t_c = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (по данным эксплуатации);
- температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения на выходе из II ступени водоподогревателя $t_h = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- максимальный тепловой поток на отопление потребителей, присоединенных к ЦТП, $Q_0^{\text{макс}} = 16,916\text{ Гкал/ч} = 19,688 \cdot 10^6\text{ Вт}$;
- расчетная тепловая производительность водоподогревателей $Q_h^{\text{макс}} = Q_h^{\text{СП}} = Q_{\text{ог}}^{\text{макс}} = 7,61933\text{ Гкал/ч} = 8,868 \cdot 10^6\text{ Вт}$;
- максимальный расчетный секундный расход воды на горячее водоснабжение $g_h = G_{\text{ог}} = 42\text{ кг/с} = 151 \cdot 10^3\text{ кг/ч}$;
- максимальный расход сетевой воды на отопление $G_0 = 157\text{ кг/с} = 563 \cdot 10^3\text{ кг/ч}$.

6.2 Тепловой и гидравлический расчет водоводяных подогревателей кожухотрубчатого типа для горячего водоснабжения по двухступенчатой схеме присоединения

Максимальный расход греющей воды на горячее водоснабжение, кг/ч.

$$G_{0h}^{макс} = \frac{3,6 \cdot 0,55 Q_h^{макс}}{c(\tau_1' - \tau_2')} = \frac{3,6 \cdot 0,55 \cdot 8,868 \cdot 10^6}{4,22(90 - 40)} = 104 \cdot 10^3. \quad (6.1)$$

Максимальный расход нагреваемой воды через I и II ступени водоподогревателя, кг/ч.

$$G_h^{макс} = \frac{3,6 Q_h^{макс}}{c(t_h - t_c)} = \frac{3,6 \cdot 8,868 \cdot 10^6}{4,22(60 - 5)} = 138 \cdot 10^3. \quad (6.2)$$

Температура нагреваемой воды за водоподогревателем I ступени, °C.

$$t_h = \tau_1 - 5 = 40 - 5 = 35. \quad (6.3)$$

Расчетная производительность водоподогревателя I ступени, Вт.

$$Q_h^{SPI} = G_h^{макс} (t_h - t_c) \frac{c}{3,6} = 138 \cdot 10^3 (35 - 5) \frac{4,22}{3,6} = 4,83 \cdot 10^6. \quad (6.4)$$

Расчетная производительность водоподогревателя II ступени, Вт.

$$Q_h^{SPII} = Q_h^{SP} - Q_h^{SPI} = (8,868 - 4,83) \cdot 10^6 = 4,038 \cdot 10^6. \quad (6.5)$$

Температура греющей воды на выходе из водоподогревателя II ступени τ_2'' и на входе в водоподогреватель I ступени τ_1' , °C.

$$\tau_2'' = \tau_1' = \tau_1 - \frac{3,6 Q_h^{SPII}}{c G_0} = 80 - \frac{3,6 \cdot 4,83 \cdot 10^6}{4,22 \cdot 563 \cdot 10^3} = 53. \quad (6.6)$$

Температура греющей воды на выходе из водоподогревателя I ступени, °C.

$$\tau_2' = \tau_1' - \frac{3,6 Q_h^{SP}}{c G_0} = 80 - \frac{3,6 \cdot 8,868 \cdot 10^6}{4,22 \cdot 563 \cdot 10^3} = 18. \quad (6.7)$$

Среднелогарифмическая разность температур между греющей и нагреваемой водой для I ступени водоподогревателя, °C.

$$\Delta t_{cp}^I = \frac{\Delta t_o - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_o}{\Delta t_m}} = \frac{(53 - 35) - (18 - 5)}{2,3 \lg \frac{(53 - 35)}{(18 - 5)}} = \frac{18 - 13}{0,32} = 15,2. \quad (6.8)$$

Среднелогарифмическая разность температур между греющей и нагреваемой водой для II ступени водоподогревателя, °C.

$$\Delta t_{cp}^{II} = \frac{\Delta t_o - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_o}{\Delta t_m}} = \frac{(80 - 60) - (53 - 35)}{2,3 \lg \frac{(80 - 60)}{(53 - 35)}} = \frac{20 - 18}{0,105} = 19,05. \quad (6.9)$$

Определяем необходимое сечение трубок водоподогревателя при скорости воды в трубках $W_{тр} = 1 \text{ м/с}$ и двухпоточной схеме включения, м^2 ,

$$f_{\text{вкл}}^{\text{мп}} = \frac{G_h^{\text{макс}}}{2 \cdot 3600 W_{\text{мп}} \rho} = \frac{138 \cdot 10^3}{2 \cdot 3600 \cdot 1 \cdot 10^3} = 0,0192. \quad (6.10)$$

По приложению 7 [8] и полученной величине $f_{\text{вкл}}^{\text{мп}}$ подбираем тип водоподогревателя со следующими характеристиками:

$$f_{\text{мп}} = 0,0235 \text{ м}^2;$$

$$D_{\text{н}} = 325 \text{ мм};$$

$$f_{\text{амп}} = 0,04464 \text{ м}^2;$$

$$n_{\text{мп}} = 151 \text{ шт};$$

$$d_{\text{экв}} = 0,0208 \text{ м};$$

$$f_{\text{сек}} = 28,49 \text{ м}^2 \text{ (при длине секции 4 м)};$$

$$\frac{d_{\text{пар}}^{\text{мп}}}{d_{\text{от}}^{\text{мп}}} = \frac{16 \text{ мм}}{14 \text{ мм}}.$$

Скорость воды в трубках при двухпоточной компоновке, м/с,

$$W_{\text{мп}} = \frac{G_h^{\text{макс}}}{2 \cdot 3600 f_{\text{мп}} \rho} = \frac{138 \cdot 10^3}{2 \cdot 3600 \cdot 0,02325 \cdot 10^3} = 0,82. \quad (6.11)$$

Скорость воды в межтрубном пространстве при двухпоточной компоновке, м/с,

$$W_{\text{амп}} = \frac{G_0}{2 \cdot 3600 f_{\text{амп}} \rho} = \frac{563 \cdot 10^3}{2 \cdot 3600 \cdot 0,04464 \cdot 10^3} = 1,75. \quad (6.12)$$

Расчет водоподогревателя I ступени:

а) средняя температура греющей воды, °С,

$$t_{\text{ср}}^{\text{гп}} = \frac{t_{\text{вх}}^{\text{гп}} - t_{\text{вых}}^{\text{гп}}}{2} = \frac{53 + 18}{2} = 35,5; \quad (6.13)$$

б) средняя температура нагреваемой воды, °С,

$$t_{\text{ср}}^{\text{н}} = \frac{t_{\text{вх}}^{\text{н}} - t_{\text{вых}}^{\text{н}}}{2} = \frac{5 + 35}{2} = 20; \quad (6.14)$$

в) коэффициент теплопередачи от греющей воды к стенке трубки, Вт/(м²·°С),

$$\begin{aligned} a_1 &= 1,16 \left[1210 + 18 t_{\text{ср}}^{\text{гп}} - 0,038 (t_{\text{ср}}^{\text{гп}})^2 \right] \frac{W_{\text{амп}}^{0,8}}{d_{\text{экв}}^{0,2}} = \\ &= 1,16 \left[1210 + 18 \cdot 35,5 - 0,038 \cdot (35,5)^2 \right] \frac{(1,75)^{0,8}}{(0,0208)^{0,2}} = 7080. \end{aligned} \quad (6.15)$$

г) коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к нагреваемой воде, Вт/(м²·°C),

$$a_2 = 1,16 \left[1210 + 18 t_{cp}'' - 0,038 (t_{cp}'')^2 \right] \frac{W_{mp}^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}} =$$

$$= 1,16 \left[1210 + 18 \cdot 20 - 0,038 \cdot (20)^2 \right] \frac{(0,82)^{0,8}}{(0,014)^{0,2}} = 3611,37. \quad (6.16)$$

д) коэффициент теплопередачи при $\beta = 0,9$, Вт/(м²·°C),

$$K^I = \frac{\psi \beta}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} + \frac{\lambda_{стм}}{\lambda_{стм}}} = \frac{1,2 \cdot 0,9}{\frac{1}{7080} + \frac{1}{3611,37} + \frac{0,001}{105}} = 2526. \quad (6.17)$$

коэффициент ψ принят равным 1,2 для гладких трубок;

е) требуемая поверхность нагрева водоподогревателя I ступени, м²,

$$F_{mp}^I = \frac{Q_h^{сп}}{K^I \Delta t_{cp}^I} = \frac{4,83 \cdot 10^6}{2526 \cdot 15,2} = 122,58. \quad (6.18)$$

ж) число секций водоподогревателя I ступени при длине секции 4 м

$$N^I = \frac{F_{mp}^I}{2 f_{сек}} = \frac{122,58}{2 \cdot 28,49} = 2,15. \quad (6.19)$$

Принимаем 3 секций в одном потоке.

з) действительная поверхность нагрева, м²,

$$F^I = 2 f_{сек} N^I = 2 \cdot 28,49 \cdot 3 = 171. \quad (6.20)$$

Расчет водоподогревателя II ступени:

а) средняя температура греющей воды, °C,

$$t_{cp}^{гп} = \frac{t_{вх}^{гп} - t_{вых}^{гп}}{2} = \frac{80 + 53}{2} = 66,5; \quad (6.21)$$

б) средняя температура нагреваемой воды, °C,

$$t_{cp}'' = \frac{t_{вх}'' - t_{вых}''}{2} = \frac{35 + 60}{2} = 47,5; \quad (6.22)$$

в) коэффициент теплопередачи от греющей воды к стенке трубки, Вт/(м²·°C),

$$a_1 = 1,16 \left[1210 + 18 t_{cp}^{гп} - 0,038 (t_{cp}^{гп})^2 \right] \frac{W_{мп}^{0,8}}{d_{жкв}^{0,2}} =$$

$$= 1,16 \left[1210 + 18 \cdot 66,5 - 0,038 \cdot (66,5)^2 \right] \frac{(1,75)^{0,8}}{(0,0208)^{0,2}} = 8789. \quad (6.23)$$

г) коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к нагреваемой воде, Вт/(м²·°C),

$$a_2 = 1,16 \left[1210 + 18 t_{cp}'' - 0,038 (t_{cp}'')^2 \right] \frac{W_{mp}^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}} =$$

$$= 1,16 \left[1210 + 18 \cdot 47,5 - 0,038 \cdot (47,5)^2 \right] \frac{(0,82)^{0,8}}{(0,014)^{0,2}} = 4597,27. \quad (6.24)$$

д) коэффициент теплопередачи при $\beta = 0,9$, Вт/(м²·°C),

$$K'' = \frac{\psi \beta}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} + \frac{\lambda_{сст}}{\lambda_{ст}}} = \frac{1,2 \cdot 0,9}{\frac{1}{8789} + \frac{1}{4597,27} + \frac{0,001}{105}} = 3260; \quad (6.25)$$

е) требуемая поверхность нагрева водоподогревателя II ступени, м²,

$$F_{mp}'' = \frac{Q_h^{SPH}}{K'' \Delta t_{cp}''} = \frac{4,038 \cdot 10^6}{3260 \cdot 19,05} = 65,02; \quad (6.26)$$

ж) число секций водоподогревателя II ступени

$$N'' = \frac{F_{mp}''}{2 f_{сек}} = \frac{65,02}{2 \cdot 28,49} = 1,14. \quad (6.27)$$

Принимаем 2 секции в одном потоке.

з) действительная поверхность нагрева, м²,

$$F'' = 2 f_{сек} N'' = 2 \cdot 28,49 \cdot 2 = 114. \quad (6.28)$$

В результате расчета получилось по 2 секции в каждом водоподогревателе II ступени и 3- в каждом водоподогревателе I ступени суммарной поверхностью нагрева 285 м².

Потери давления в водоподогревателях, кПа,

- для воды, проходящей в трубках (с учетом $\phi = 2$)

$$\Delta P_u = 7,5 \phi \left(\frac{g_h}{2 f_{mp} \rho} \right)^2 N = 7,5 \cdot 2 \left(\frac{42}{2 \cdot 0,02325 \cdot 10^3} \right)^2 5 = 61; \quad (6.29)$$

- для воды, проходящей в межтрубном пространстве

$$\Delta P_{cp} = B W_{мп}^2 N = 20 \cdot (0,82)^2 \cdot 5 = 64,24. \quad (6.30)$$

6.3 Тепловой и гидравлический расчет водоводяных подогревателей кожухотрубчатого типа двухступенчатой схемы присоединения для отопления

Исходные данные принимаются по расчету п.6.1.

Максимальный расход греющей воды на отопление, кг/ч,

$$G_{0h}^{max} = \frac{3,6(Q_0^{max} + Q_e^{max})}{c(\tau_1 - \tau_{02})} = \frac{3,6(19,688 + 1,4) \cdot 10^6}{4,22(115 - 70)} = 380 \cdot 10^3. \quad (6.31)$$

Максимальный расход нагреваемой воды через I и II ступени водоподогревателя, кг/ч.

$$G_h^{макс} = \frac{3,6(Q_0^{макс} + Q_6^{макс})}{c(\tau_{01} - \tau_2)} = \frac{3,6(19,688 + 1,4) \cdot 10^6}{4,22(90 - 60)} = 601 \cdot 10^3. \quad (6.32)$$

Температура нагреваемой воды за водоподогревателем I ступени, °C,

$$t_h' = \tau_1' - 40 = 90 - 40 = 50. \quad (6.33)$$

Расчетная производительность водоподогревателя I ступени, Вт.

$$Q_h^{SPI} = G_h^{макс} (t_h' - t_c) \frac{c}{3,6} = 601 \cdot 10^3 (75 - 60) \frac{4,22}{3,6} = 10,5 \cdot 10^6. \quad (6.34)$$

Расчетная производительность водоподогревателя II ступени, Вт.

$$Q_h^{SPII} = Q_h^{SP} - Q_h^{SPI} = (Q_0^{макс} + Q_6^{макс}) - Q_h^{макс} = (19,688 + 1,4 - 10,5) \cdot 10^6 = 10,59 \cdot 10^6. \quad (6.35)$$

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

$$\tau_2^{II} = \tau_1' = \tau_1' - \frac{3,6 Q_h^{SPII}}{c G_0} = 80 - \frac{3,6 \cdot 10,59 \cdot 10^6}{4,22 \cdot 601 \cdot 10^3} = 74. \quad (6.35)$$

Температура греющей воды на выходе из водоподогревателя I ступени, °C.

$$\tau_2^I = \tau_1' - \frac{3,6 Q_h^{SP}}{c G_0} = 80 - \frac{3,6 \cdot 21,1 \cdot 10^6}{4,22 \cdot 601 \cdot 10^3} = 60. \quad (6.36)$$

Среднелогарифмическая разность температур между греющей и нагреваемой водой для I ступени водоподогревателя, °C,

$$\Delta t_{cp}^I = \frac{\Delta t_{\bar{a}} - \Delta t_{\bar{m}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\bar{a}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} = \frac{(74 - 50) - (60 - 40)}{2,3 \lg \frac{(74 - 50)}{(60 - 40)}} = \frac{4}{0,18} = 22. \quad (6.37)$$

Среднелогарифмическая разность температур между греющей и нагреваемой водой для II ступени водоподогревателя, °C,

$$\Delta t_{cp}^{II} = \frac{\Delta t_{\bar{a}} - \Delta t_{\bar{m}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\bar{a}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} = \frac{(90 - 60) - (74 - 50)}{2,3 \lg \frac{(90 - 60)}{(74 - 50)}} = \frac{6}{0,23} = 27. \quad (6.38)$$

Определяем необходимое сечение трубок водоподогревателя при скорости воды в трубках $W_{np} = 1 \text{ м/с}$ и двухпоточной схеме включения, м^2 ,

$$f_{вкл}^{np} = \frac{G_h^{макс}}{4 \cdot 3600 W_{np} \rho} = \frac{601 \cdot 10^3}{4 \cdot 3600 \cdot 1,8 \cdot 10^3} = 0,02318. \quad (6.39)$$

По приложению 7 [8] и полученной величине $f_{\text{вст}}^{mp}$ подбираем тип водоподогревателя со следующими характеристиками:

$$f_{mp} = 0,0235 \text{ м}^2;$$

$$D_{\text{н}} = 325 \text{ мм};$$

$$f_{\text{мтр}} = 0,04464 \text{ м}^2;$$

$$n_{mp} = 151 \text{ шт};$$

$$d_{\text{экв}} = 0,0208 \text{ м};$$

$$f_{\text{сек}} = 28,49 \text{ м}^2 \text{ (при длине секции 4 м)};$$

$$\frac{d_{\text{нар}}^{mp}}{d_{\text{вн}}^{mp}} = \frac{16 \text{ мм}}{14 \text{ мм}}.$$

Скорость воды в трубках при двухпоточной компоновке, м/с,

$$W_{mp} = \frac{G_h^{\text{макс}}}{4 \cdot 3600 \cdot f_{mp} \cdot \rho} = \frac{601 \cdot 10^3}{4 \cdot 3600 \cdot 0,02325 \cdot 10^3} = 1,8. \quad (6.40)$$

Скорость воды в межтрубном пространстве при двухпоточной компоновке, м/с,

$$W_{\text{мтр}} = \frac{G_{\text{об}}^{\text{макс}}}{4 \cdot 3600 \cdot f_{\text{мтр}} \cdot \rho} = \frac{380 \cdot 10^3}{4 \cdot 3600 \cdot 0,04464 \cdot 10^3} = 0,59. \quad (6.41)$$

Расчет водоподогревателя I ступени:

а) средняя температура греющей воды, °С,

$$t_{cp}^{\text{гр}} = \frac{t_{\text{вх}}^{\text{гр}} - t_{\text{вых}}^{\text{гр}}}{2} = \frac{74 + 60}{2} = 67; \quad (6.42)$$

б) средняя температура нагреваемой воды

$$t_{cp}^{\text{н}} = \frac{t_{\text{вх}}^{\text{н}} - t_{\text{вых}}^{\text{н}}}{2} = \frac{40 + 50}{2} = 45; \quad (6.43)$$

в) коэффициент теплопередачи от греющей воды к стенке трубки, Вт/(м²·°С)

$$\begin{aligned} a_1 &= 1,16 \left[1210 + 18 t_{cp}^{\text{гр}} - 0,038 (t_{cp}^{\text{гр}})^2 \right] \frac{W_{\text{мтр}}^{0,8}}{d_{\text{экв}}^{0,2}} = \\ &= 1,16 \left[1210 + 18 \cdot 67 - 0,038 \cdot (67)^2 \right] \frac{(0,59)^{0,8}}{(0,0208)^{0,2}} = 3705 \end{aligned} \quad (6.44)$$

г) коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к нагреваемой воде, Вт/(м²·°C).

$$a_2 = 1,16 \left[1210 + 18t_{cp}'' - 0,038(t_{cp}'')^2 \right] \frac{W_{mp}^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}} =$$

$$= 1,16 \left[1210 + 18 \cdot 45 - 0,038 \cdot (45)^2 \right] \frac{(1,8)^{0,8}}{(0,014)^{0,2}} = 8467,62$$
(6.45)

д) коэффициент теплопередачи при $\beta = 0,9$, Вт/(м²·°C),

$$k^I = \frac{\psi\beta}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} + \frac{\lambda_{cсм}}{\lambda_{cm}}} = \frac{1,2 \cdot 0,9}{\frac{1}{3705} + \frac{1}{8467,62} + \frac{0,001}{105}} = 2717,$$
(6.46)

коэффициент ψ принят равным 1.2 для гладких трубок;

е) требуемая поверхность нагрева водоподогревателя I ступени, м²,

$$F_{mp}^I = \frac{Q_h^{SPI}}{k^I \Delta t_{cp}^I} = \frac{10,5 \cdot 10^6}{2717 \cdot 22} = 176;$$
(6.47)

ж) число секций водоподогревателя I ступени при длине секции 4 м

$$N^I = \frac{F_{mp}^I}{2f_{сек}} = \frac{176}{2 \cdot 28,49} = 3,1.$$
(6.48)

Принимаем 4 секций в одном потоке.

з) действительная поверхность нагрева, м²,

$$F^I = 2f_{сек} N^I = 2 \cdot 28,49 \cdot 4 = 227,92.$$
(6.49)

Расчет водоподогревателя II ступени:

а) средняя температура греющей воды, °C,

$$t_{cp}^{cp} = \frac{t_{вх}^{cp} - t_{вых}^{cp}}{2} = \frac{80 + 74}{2} = 77;$$
(6.50)

б) средняя температура нагреваемой воды, °C,

$$t_{cp}'' = \frac{t_{вх}'' - t_{вых}''}{2} = \frac{50 + 90}{2} = 70;$$
(6.51)

в) коэффициент теплопередачи от греющей воды к стенке трубки, Вт/(м²·°C),

$$a_1 = 1,16 \left[1210 + 18t_{cp}^{cp} - 0,038(t_{cp}^{cp})^2 \right] \frac{W_{мп}^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}} =$$

$$= 1,16 \left[1210 + 18 \cdot 77 - 0,038 \cdot (77)^2 \right] \frac{(0,59)^{0,8}}{(0,0208)^{0,2}} = 3913$$
(6.52)

г) коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к нагреваемой воде, Вт/(м²·°C),

$$a_2 = 1,16 \left[1210 + 18 t_{cp}'' - 0,038 (t_{cp}'')^2 \right] \frac{W_{mp}^{0,8}}{d_{cm}^{0,2}} =$$

$$= 1,16 \left[1210 + 18 \cdot 70 - 0,038 \cdot (70)^2 \right] \frac{(1,8)^{0,8}}{(0,014)^{0,2}} = 9953$$

(6.53)

д) коэффициент теплопередачи при $\beta = 0,9$, Вт/(м²·°C),

$$k'' = \frac{\psi \beta}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} + \frac{\lambda_{cm}}{\lambda_{cm}}} = \frac{1,2 \cdot 0,9}{\frac{1}{3913} + \frac{1}{9953} + \frac{0,001}{105}} = 2955;$$

(6.54)

е) требуемая поверхность нагрева водоподогревателя II ступени

$$F_{mp}'' = \frac{Q_h^{SPH}}{k'' \Delta t_{cp}''} = \frac{10,59 \cdot 10^6}{2955 \cdot 27} = 133;$$

(6.55)

ж) число секций водоподогревателя II ступени

$$N'' = \frac{F_{mp}''}{2 f_{сек}} = \frac{133}{2 \cdot 28,49} = 2,35.$$

(6.56)

Принимаем 3 секции в одном потоке.

з) действительная поверхность нагрева, м²,

$$F'' = 2 f_{сек} N'' = 2 \cdot 28,49 \cdot 3 = 171.$$

(6.57)

В результате расчета получилось по 3 секции в каждом водоподогревателе II ступени и 4 в каждом водоподогревателе I ступени суммарной поверхностью нагрева 399 м².

Потери давления в водоподогревателях, кПа,

- для воды, проходящей в трубках (с учетом $\varphi = 2$)

$$\Delta P_{tr} = 7,5 \varphi \left(\frac{g_h}{2 f_{mp} \rho} \right)^2 N = 7,5 \cdot 2 \left(\frac{161,5}{2 \cdot 0,02325 \cdot 10^3} \right)^2 5 = 67;$$

(6.58)

- для воды, проходящей в межтрубном пространстве

$$\Delta P_{cp} = BW_{мтр}^2 N = 20 \cdot (0,59)^2 \cdot 7 = 48.$$

(6.59)

6.4 Тепловой и гидравлический расчет пластинчатой водоводяного подогревателя горячего водоснабжения

Методика расчета пластинчатых водоподогревателей основана на использовании в них всего располагаемого напора теплоносителей с целью получения максимальной скорости каждого теплоносителя и соответственно максимального значения коэффициента

теплопередачи или при неизвестных располагаемых напорах по оптимальной скорости нагреваемой воды, как и при подборе кожухотрубных водоподогревателей.

В первом случае оптимальное соотношение числа ходов для греющей X_1 и нагреваемой X_2 воды находится по формуле

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{G_{0h}^{max}}{G_0^{max}} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_{cp}}{\Delta P_n} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{cp}''}{1000 - t_{cp}'} =$$

$$; \quad (6.60)$$

$$= \left(\frac{104 \cdot 10^3}{563 \cdot 10^3} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{40}{100} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 20}{1000 - 35,5} = 0,24 \leq 2$$

следовательно, компоновка водоподогревателя симметричная.

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

Поэтому, выбрав тип пластины рассчитываемого водоподогревателя горячего водоснабжения, по оптимальной скорости находим требуемое количество каналов по нагреваемой воде

$$m_n = \frac{G_{0h}^{max}}{3600 \cdot W_{opt} \cdot f_k \cdot \rho} = \frac{104 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,4 \cdot 0,00285 \cdot 10^3} = 25, \quad (6.61)$$

где f_k - живое сечение одного межпластинчатого канала.

Компоновка водоподогревателя симметричная, т.е. $m_{cp} = m_n$. Общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды, м².

$$f_{cp} = f_n = m_n \cdot f_k = 25 \cdot 0,00285 = 0,072. \quad (6.62)$$

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

$$W_{cp}' = \frac{G_0^{max}}{3600 \cdot f_{cp} \cdot \rho} = \frac{563 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,072 \cdot 10^3} = 2,17; \quad (6.63)$$

$$W_n' = \frac{G_{0h}^{max}}{3600 \cdot f_n \cdot \rho} = \frac{104 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,072 \cdot 10^3} = 0,40. \quad (6.64)$$

Расчет водоподогревателя I ступени:

а) коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке пластины, Вт/(м²·°C),

$$\begin{aligned} a_1 &= 1,16A \cdot [23000 + 283t_{cp}^{cp} - 0,63(t_{cp}^{cp})^2] \cdot W_{cp}^{0,73} = \\ &= 1,16 \cdot 0,492 \cdot [23000 + 283 \cdot 35,5 - 0,63(35,5)^2] \cdot (2,17)^{0,73} = 32997. \end{aligned} \quad (6.65)$$

б) коэффициент тепловосприятия от стенки пластины к нагреваемой воде, Вт/(м²·°C),

$$\begin{aligned} a_2 &= 1,16A \cdot [23000 + 283t_{cp}^{n} - 0,63(t_{cp}^{n})^2] \cdot W_n^{0,73} = \\ &= 1,16 \cdot 0,492 \cdot [23000 + 283 \cdot 20 - 0,63(20)^2] \cdot (0,40)^{0,73} = 8301,1. \end{aligned} \quad (6.66)$$

в) коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C),

$$k' = \frac{\beta}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} + \frac{\lambda_{csm}}{\lambda_{cm}}} = \frac{0,8}{\frac{1}{32997} + \frac{1}{8301} + \frac{0,001}{105}} = 3771, \quad (6.67)$$

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.

г) при заданной величине расчетной производительности Q^{sp} и по полученным значениям коэффициента теплопередачи k и температурному напору Δt_{cp} определяется необходимая поверхность нагрева F_{np} , м².

$$F_{np}^I = \frac{Q_h^{sp}}{k^I \Delta t_{cp}^I} = \frac{4,48 \cdot 10^6}{3771 \cdot 15,2} = 78. \quad (6.68)$$

д) количество ходов в теплообменнике

$$x = \frac{F_{np} + f_{n1}}{2mf_{n1}} = \frac{78 + 0,5}{2 \cdot 25 \cdot 0,5} = 3,1, \quad (6.69)$$

где f_{n1} - поверхность нагрева одной пластины, м².

Число ходов округляется до целой величины, принимаем $x=3$. 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.

е) действительная поверхность нагрева всего водоподогревателя, m^2 ,

$$F^I = (2mx - 1) \cdot f_{n.I} = (2 \cdot 25 \cdot 3 - 1) \cdot 0,5 = 74,5 ; \quad (6.70)$$

ж) потери давления ΔP , кПа, для нагреваемой воды в водоподогревателях следует определять по формуле

$$\Delta P_u = \varphi \cdot B \cdot x \cdot (33 - 0,08 t_{cp}^u) W_{u.c.}^{1,75} = 1,5 \cdot 3 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 20) \cdot (0,40)^{1,75} = 85,35 . \quad (6.71)$$

где φ - коэффициент, учитывающий накипеобразование, который для греющей сетевой воды равен единице, а для нагреваемой воды должен приниматься по опытным данным, при отсутствии таких данных можно принимать $\varphi = 1,5-2,0$;

Б- коэффициент, зависящий от типа пластины.

Расчет водоподогревателя II ступени:

а) коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке пластины, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$,

$$\begin{aligned} a_1 &= 1,16A \cdot [23000 + 283 t_{cp}^{cp} - 0,63(t_{cp}^{cp})^2] \cdot W_{cp}^{0,73} = \\ &= 1,16 \cdot 0,492 \cdot [23000 + 283 \cdot 66,5 - 0,63(66,5)^2] \cdot (2,17)^{0,73} = 39227. \end{aligned} \quad (6.72)$$

б) коэффициент тепловосприятия от стенки пластины к нагреваемой воде, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$,

$$\begin{aligned} a_2 &= 1,16A \cdot [23000 + 283 t_{cp}^u - 0,63(t_{cp}^u)^2] \cdot W_u^{0,73} = \\ &= 1,16 \cdot 0,492 \cdot [23000 + 283 \cdot 47,5 - 0,63(47,5)^2] \cdot (0,40)^{0,73} = 10238,48. \end{aligned} \quad (6.73)$$

в) коэффициент теплопередачи, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$,

$$\kappa^I = \frac{\beta}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} + \frac{\lambda_{cm}}{\lambda_{cm}}} = \frac{0,8}{\frac{1}{39227} + \frac{1}{10238,48} + \frac{0,001}{105}} = 4309 . \quad (6.74)$$

г) необходимая поверхность нагрева $F_{гр}$, m^2 ,

$$F_{гр}^I = \frac{Q_h^{SPH}}{k^{II} \Delta t_{cp}^{II}} = \frac{4,038 \cdot 10^6}{4309 \cdot 19,05} = 49,2 . \quad (6.75)$$

д) количество ходов в теплообменнике

$$x = \frac{F_{гр} + f_{n.I}}{2mf_{n.I}} = \frac{49,2 + 0,5}{2 \cdot 25 \cdot 0,5} = 1,99 , \quad (6.76)$$

где $f_{n.I}$ - поверхность нагрева одной пластины, m^2 .

Принимаем число ходов $x=2$.

е) действительная поверхность нагрева всего водоподогревателя, m^2 ,

$$F^I = (2mx - 1) \cdot f_{ni} = (2 \cdot 25 \cdot 2 - 1) \cdot 0,5 = 49,5. \quad (6.77)$$

ж) потери давления ΔP , кПа, для греющей воды в водоподогревателях следует определять по формуле

$$\Delta P_{cp} = \varphi \cdot B \cdot x \cdot (33 - 0,08 t_{cp}^{cp}) W_{н.с.}^{1,75} = 1,5 \cdot 3 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 66,5) \cdot (0,40)^{1,75} = 50,12. \quad (6.78)$$

6.5. Тепловой и гидравлический расчет пластинчатого водоводяного подогревателя отопления

Соотношение числа ходов для греющей X_1 и нагреваемой X_2 воды находится по формуле

$$\begin{aligned} \frac{X_1}{X_2} &= \left(\frac{G_{0h}^{макс}}{G_0^{макс}} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_{cp}}{\Delta P_{н.с.}} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{cp}^{н.с.}}{1000 - t_{cp}^{cp}} = \\ &= \left(\frac{380 \cdot 10^3}{601 \cdot 10^3} \right)^{0,636} \cdot \left(\frac{40}{100} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 45}{1000 - 67} = 0,547 < 2, \end{aligned} \quad (6.79)$$

следовательно, компоновка водоподогревателя симметричная.

Требуемое количество каналов по нагреваемой воде

$$m_{н.с.} = \frac{G_{0h}^{макс}}{3600 \cdot W_{ном} \cdot f_k \cdot \rho} = \frac{380 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,4 \cdot 0,00285 \cdot 10^3} = 93. \quad (6.80)$$

Компоновка водоподогревателя симметричная, т.е. $m_{cp} = m_{н.с.}$. Общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды, m^2 ,

$$f_{cp} = f_{н.с.} = m_{н.с.} \cdot f_k = 93 \cdot 0,00285 = 0,27. \quad (6.81)$$

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

$$W^{cp} = \frac{G_0^{макс}}{3600 \cdot f_{cp} \cdot \rho} = \frac{601 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,27 \cdot 10^3} = 0,62; \quad (6.82)$$

$$W^{н.с.} = \frac{G_{0h}^{макс}}{3600 \cdot f_{н.с.} \cdot \rho} = \frac{380 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,27 \cdot 10^3} = 0,39. \quad (6.83)$$

Расчет водоподогревателя I ступени:

а) коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке пластины, $Вт/(m^2 \cdot ^\circ C)$,

$$\begin{aligned} a_1 &= 1,16 A \cdot [23000 + 283 t_{cp}^{cp} - 0,63 (t_{cp}^{cp})^2] \cdot W_{cp}^{0,73} = \\ &= 1,16 \cdot 0,492 \cdot [23000 + 283 \cdot 67 - 0,63(67)^2] \cdot (0,62)^{0,73} = 15753. \end{aligned} \quad (6.84)$$

б) коэффициент тепловосприятости от стенки пластины к нагреваемой воде, Вт/(м²·°C),

$$a_2 = 1,16A \cdot [23000 + 283t_{cp}'' - 0,63(t_{cp}'')^2] \cdot W_n^{0,73} =$$

$$= 1,16 \cdot 0,492 \cdot [23000 + 283 \cdot 45 - 0,63(45)^2] \cdot (0,38)^{0,73} = 9897, \quad (6.85)$$

в) коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C),

$$k^I = \frac{\beta}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} + \frac{\lambda_{csm}}{\lambda_{cm}}} = \frac{0,8}{\frac{1}{15753} + \frac{1}{9897} + \frac{0,001}{105}} = 3304, \quad (6.86)$$

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.

г) при заданной величине расчетной производительности Q^{SP} и по полученным значениям коэффициента теплопередачи k и температурному напору Δt_{cp} определяется необходимая поверхность нагрева $F_{тр}$, м²,

$$F_{mp}^I = \frac{Q_h^{SP}}{k^I \Delta t_{cp}^I} = \frac{10,5 \cdot 10^6}{3304 \cdot 22} = 144,5. \quad (6.87)$$

д) количество ходов в теплообменнике

$$x = \frac{F_{mp} + f_{n1}}{2mf_{n1}} = \frac{144,5 + 0,5}{2 \cdot 93 \cdot 0,5} = 1,6, \quad (6.88)$$

где f_{n1} - поверхность нагрева одной пластины, м².

Число ходов округляется до целой величины, принимаем $x=2$. 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.

е) действительная поверхность нагрева всего водоподогревателя, м²,

$$F^I = (2mx - 1) \cdot f_{n1} = (2 \cdot 93 \cdot 2 - 1) \cdot 0,5 = 186; \quad (6.89)$$

ж) потери давления ΔP , кПа, для нагреваемой воды в водоподогревателях следует определять по формуле

$$\Delta P_{II} = \varphi \cdot B \cdot x \cdot (33 - 0,08 t_{cp}^{II}) W_{II,c}^{1,75} = 1,5 \cdot 3 \cdot 2 \cdot (33 - 0,08 \cdot 45) \cdot (0,39)^{1,75} = 50,93, \quad (6.90)$$

где φ - коэффициент, учитывающий накипеобразование, который для греющей сетевой воды равен единице, а для нагреваемой воды должен приниматься по опытным данным, при отсутствии таких данных можно принимать $\varphi = 1,5-2,0$;

Б- коэффициент, зависящий от типа пластины.

Расчет водоподогревателя II ступени:

а) коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке пластины, Вт/(м²·°C),

$$\begin{aligned} a_1 &= 1,16 A \cdot [23000 + 283 t_{cp}^{II} - 0,63 (t_{cp}^{II})^2] \cdot W_{cp}^{0,73} = \\ &= 1,16 \cdot 0,492 \cdot [23000 + 283 \cdot 77 - 0,63 (77)^2] \cdot (0,62)^{0,73} = 16527,2; \end{aligned} \quad (6.91)$$

б) коэффициент тепловосприятия от стенки пластины к нагреваемой воде, Вт/(м²·°C),

$$\begin{aligned} a_2 &= 1,16 A \cdot [23000 + 283 t_{cp}^{II} - 0,63 (t_{cp}^{II})^2] \cdot W_{II}^{0,73} = \\ &= 1,16 \cdot 0,492 \cdot [23000 + 283 \cdot 70 - 0,63 (70)^2] \cdot (0,39)^{0,73} = 11409; \end{aligned} \quad (6.92)$$

в) коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C),

$$\kappa^{II} = \frac{\beta}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} + \frac{\lambda_{cm}}{\lambda_{cm}}} = \frac{0,8}{\frac{1}{16527,2} + \frac{1}{11409} + \frac{0,001}{105}} = 3798, \quad (6.93)$$

г) необходимая поверхность нагрева $F_{гр}$, м²,

$$F_{гр}^{II} = \frac{Q_h^{SPH}}{\kappa^{II} \Delta t_{cp}^{II}} = \frac{10,59 \cdot 10^6}{3798 \cdot 27} = 103,3. \quad (6.94)$$

д) количество ходов в теплообменнике

$$x = \frac{F_{гр} + f_{nI}}{2 m f_{nI}} = \frac{103,3 + 0,5}{2 \cdot 93 \cdot 0,5} = 1,12, \quad (6.95)$$

где f_{nI} - поверхность нагрева одной пластины, м².

Принимаем число ходов $x=2$.

е) действительная поверхность нагрева всего водоподогревателя, м²,

$$F^{II} = (2mx - 1) \cdot f_{nI} = (2 \cdot 93 \cdot 2 - 1) \cdot 0,5 = 186. \quad (6.96)$$

ж) потери давления ΔP , кПа, для греющей воды в водоподогревателях следует определять по формуле

$$\Delta P_{cp} = \varphi \cdot B \cdot x \cdot (33 - 0,08 t_{cp}^{II}) W_{II,c}^{1,75} = 1,5 \cdot 3 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 77) \cdot (0,62)^{1,75} = 104. \quad (6.97)$$

Для сравнения технических характеристик рассчитанные данные водоподогревателей занесем в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 –Расчетные данные

№ п/п	Кол-во уст-к	Тип ВВП	Поверхность нагрева, м ²	Потери нагрева, кПа, по греющей/нагреваемой воде	Число ходов (секций)	Коэффициент теплопередачи
Кожухотрубчатый ВВП горячего водоснабжения		ТМЛО 273х4-1,0-4-УЗ		67,24/61		
I ст.	2		123		3	2526
II ст.	1		65		5	3260
Пластинчатый ВВП горячего водоснабжения		PC05Пр-1-60		50,12/66		
I ст.	2		78		3	3771
II ст.	1		44,2		2	4309
Кожухотрубчатый ВВП отопления		ТМПГ 210х4-1,0-4+4-УЗ		48/67		
I ст.	3		223		3	2717
II ст.	2		171		3	2955
Пластинчатый ВВП отопления		PC05Пр-1-60		104/47		
I ст.	4		186		2	3304
II ст.	2		103		2	3798

Из сравнительных характеристик видим, что наиболее оптимальным оборудованием для ЦТП является выбор пластинчатых водоводяных подогревателей на отопление и горячего водоснабжения.

Выбор насосов зависит от типа подогревательной установки. Количество насосов должно приниматься не менее двух, из которых один является резервным. При установке четырех и более насосов резервный насос не устанавливают. В качестве насосов, установленных на планируемой ЦТП, применяем насосы, указанные в таблице 6.2.

Компоновка ЦТП изображена на рисунке 6.1 приложения Д.

Таблица 6.2 – Характеристики насосов

Наименование установки	Насос			Электродвигатель			Кол-во раб/рез
	тип	подача м ³ /ч	напор м	тип	мощность кВт	частота вращения об/мин	
Циркуляционно-повысительные насосы горячего водоснабжения	ЦН-160-112Б	160	80	5AM250S	90	1450	2/1
Циркуляционные насосы отопления	К-400-150-400	400	50	5AM250S	90	1450	2/1

Проведен анализ отечественных и зарубежных производителей разборных пластинчатых теплообменников (РПТО) [9].

Для проведения сравнительной оценки эффективности РПТО и выбора наиболее надежных производителей и поставщиков были выбраны следующие основные критерии, которым должны удовлетворять теплообменники и предприятия-производители:

- качество и надежность;
- стоимость;
- наличие и выполнение гарантийных обязательств изготовителем;
- наличие инженерной поддержки (квалификация специалистов, программы расчета теплообменников, дистрибьюторская версия программы);
- срок изготовления и поставки;
- ремонтпригодность;
- обеспечение запасными частями и расходными материалами;
- расположение производств и склада запасных частей в непосредственной близости к потенциальному заказчику.

7 Защита тепловых сетей от наружной и внутренней коррозии

Защита подземных стальных трубопроводов от коррозии – одна из актуальных научных и экономических проблем в промышленно развитых странах: прямые потери от коррозии подземных коммуникаций достигают 20% от мирового объема ежегодного производства стальных труб.

Опыт эксплуатации тепловых сетей различных конструкций показывает, что срок их службы в первую очередь определяется коррозионной стойкостью стальных теплопроводов. Главной причиной перекладки тепловых сетей является наружная коррозия стальных труб. Доля повреждений теплопроводов от внутренней коррозии не превышает 25% и связана с некачественной подготовкой теплоносителя. По статистике наружной коррозии больше подвержены подающие трубы теплосетей, работающие до 70% рабочего времени в опасном температурном режиме (70–80°C). Наибольшая удельная повреждаемость приходится на тепловые сети малого диаметра 50–150 мм, прокладываемые, как правило, в непроходных каналах (рисунок 7.1).

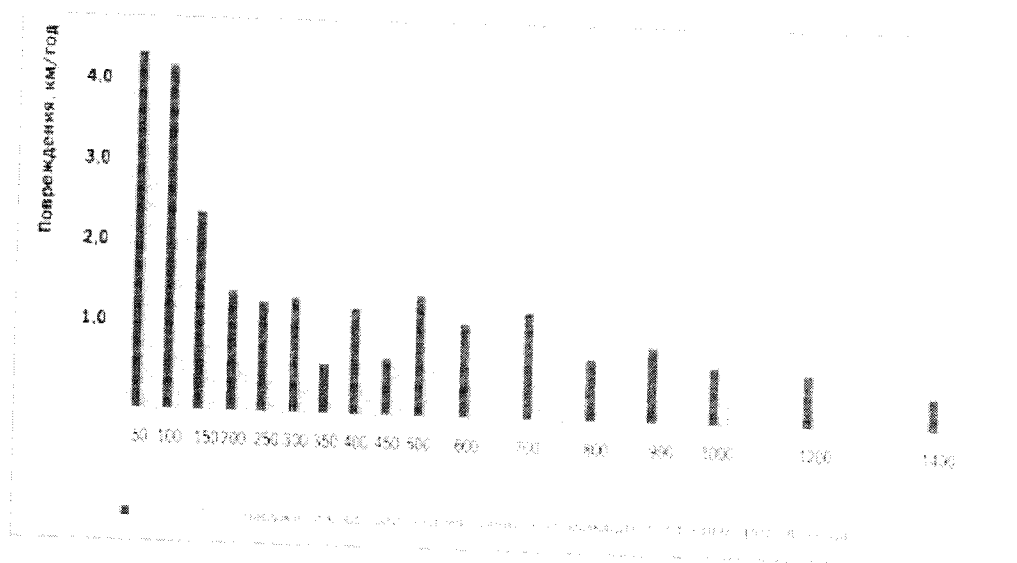


Рисунок 7.1- Удельная повреждаемость от наружной коррозии в зависимости от диаметра трубопроводов по данным тепловых сетей г. Павлодара за 1999 г.

Одним из доступных решений проблемы повышения коррозионной стойкости подземных тепловых сетей может стать применение полносборных строительно-изоляционных конструкций теплопроводов полной заводской готовности, сертифицированных заводом-изготовителем на расчетный срок службы подземных коммуникаций. В тепловых сетях мегаполисов освоено применение таких полносборных промышленных конструкций типа «труба в трубе» с теплоизоляцией на основе теплостойкого пенополиуретана в оболочке из полиэтиленовых труб.

В этих конструкциях применена система оперативного дистанционного контроля состояния подземных коммуникаций (СОДК), позволяющая принимать неотложные меры до наступления аварийной ситуации.

Но остается нерешенной проблема защиты от коррозии десятков тысяч километров старых конструкций теплопроводов, находящихся в эксплуатации и нуждающихся в защите.

Критерии опасности наружной коррозии теплопроводов зависят от способа их прокладки, конструктивных особенностей и условий эксплуатации.

Главной причиной коррозионных повреждений теплопроводов, с нашей точки зрения, является недооценка роли противокоррозионной защиты тепловых сетей при их проектировании, строительстве и эксплуатации.

Способы защиты трубопроводов тепловых сетей подразделяются на две основные группы: первая объединяет мероприятия, направленные на создание условий, при которых прекращается или существенно снижается интенсивность воздействия на металл трубопровода внешних факторов (агрессивность среды, увлажнение изоляции, интенсивность поля блуждающих токов и пр.), вторая группа мероприятий предусматривает создание условий для протекания таких электрохимических процессов, при реализации которых подавляется или существенно снижается скорость коррозионных процессов на защищаемой поверхности металлического трубопровода.

Электрохимическая защита (ЭХЗ) трубопроводов относится ко второй группе мероприятий, направленных на защиту от коррозии подземных металлических сооружений методом катодной поляризации.

Коррозия наружной поверхности подземных трубопроводов имеет электрохимическую природу, протекает на границе двух фаз – металла и водной фазы и сопровождается протеканием через эту границу электрического тока.

Электрохимический механизм растворения (коррозии) металла является результатом одновременного протекания двух сопряженных реакций – анодной и катодной.

Участки анодных и катодных реакций на поверхности металла пространственно разделены, но для протекания коррозионного процесса необходим переток электронов в металле от анода к катоду. Материальный эффект коррозионного разрушения металла проявляется на аноде.

Электрохимическая коррозия напоминает работу гальванического элемента, на электродах которого происходят окислительно-восстановительные процессы.

На скорость коррозии оказывают влияние множество различных факторов: pH-среды, химический состав металла и водной среды, температура металла и среды и т. д. Среди причин проявления системы «анод–катод» могут быть микро- и макроэлементы (микро- и

макропары), металлы одного типа, но различные по химическому составу или структуре. один и тот же металл, но разные среды.

Катодная защита

Итак, электрохимическая защита методом катодной поляризации (катодная защита) основана на закономерном снижении скорости растворения металлов по мере смещения их потенциалов в сторону отрицательных значений относительно опасного потенциала коррозии. Этот метод предусматривает смещение потенциала ионов металла трубопровода с помощью внешнего источника постоянного тока или путем соединения трубопровода с металлом – гальваническим анодом (протектором), имеющим больший отрицательный потенциал, до значений, соответствующих защитному потенциалу.

Исследования показали, что в этих зонах, как правило, протяженность защищенных теплопроводов оказывается минимальной, особенно при канальной прокладке тепловых сетей [10]. Это объясняется значительно меньшим переходным электрическим сопротивлением в сравнении с другими металлическими трубопроводами и связано с отсутствием на теплопроводах электрической изоляции от опорных конструкций (неподвижных и скользящих опор), низким качеством противокоррозионных покрытий или полным их отсутствием и малой «долей» тока защиты тепловых сетей от его общего значения. Поэтому при проектировании ЭХЗ для тепловых сетей канальной прокладки наиболее целесообразным является применение не совместной, а индивидуальной электрохимической защиты, обеспечивающей необходимые защитные параметры теплопроводов в границах известных или предполагаемых опасных зон.

Анодное заземление

Одним из основных элементов установок катодной ЭХЗ является конструкция анодного заземления (АЗ), с которого стекает в землю ток защиты, и способ его размещения относительно защищаемого теплопровода. Применявшиеся ранее сосредоточенные анодные заземления (АЗ) в виде забиваемых в землю стальных отрезков труб имели небольшие размеры, значительно меньшие в сравнении с протяженностью защищаемого теплопровода, и низкую эффективность защиты. Максимальный защитный потенциал имел участки теплопроводов, наиболее приближенные к АЗ (в городских условиях это зоны 20–30 м). На периферийных участках теплопроводов защитный потенциал снижался по экспоненциальному закону (рисунок 7.2). При этом, чем ниже переходное электрическое сопротивление R сооружения, обусловленное конструкцией канала и изоляции, тем больше падение защитного потенциала.

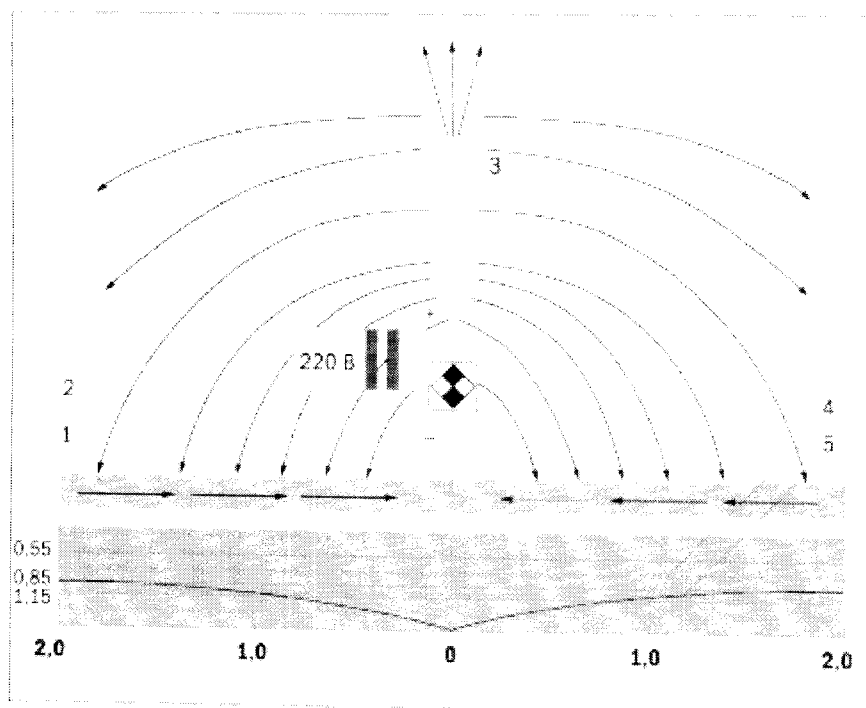


Рисунок 7.2- Схема распределения потенциалов вдоль трубопровода при катодной защите с использованием сосредоточенных АЗ:

1 – трубопровод; 2 – катодная станция; 3 – АЗ; 4 – стационарный потенциал трубопровода; 5 – поляризационный потенциал трубопровода

Как показали натурные исследования, зона защиты тепловодов одной установкой ЭХЗ в таких условиях составляла всего несколько десятков метров при значительных расходах электроэнергии, в то время как защитные зоны подземных газопроводов измеряются сотнями метров.

Анализ работы действующих установок ЭХЗ тепловых сетей канальной прокладки показал, что применение традиционных сосредоточенных анодных заземлителей в городских условиях во многих случаях не обеспечивает их эффективную работу. Неоправданно увеличиваются затраты электроэнергии, неравномерно распределяется ток защиты. При выборе конструкции и расположения АЗ следует учитывать участки возможного подтопления каналов грунтовой водой или заиливания каналов до уровня контактов с поверхностью теплопровода.

В этих условиях более предпочтительным оказывается применение распределенных (протяженных) анодных заземлителей, позволяющих обеспечить более равномерное распределение тока защиты вдоль опасного участка тепловых сетей, экономию электроэнергии и возможность применения катодных установок малой мощности, локализацию дополнительных полей блуждающих токов и экономию площади земельных участков. Эффективность работы протяженных АЗ значительно возрастает при использовании устройств автоматического включения ЭХЗ.

Преимущества протяженных АЗ вполне удовлетворяют требованиям защиты подземных теплопроводов на локальных участках. При этом могут применяться протяженные аноды кабельного или стержневого типа из материала на основе каучука с углеродсодержащими наполнителями (токопроводящие эластомеры), стержневые аноды из низколегированных сплавов, пластинчатые титановые аноды с активным покрытием оксиданами железа.

Защита трубопроводов от коррозии в тепловых камерах

Акцентируя внимание на существующей проблеме защиты трубопроводов от коррозии, именно в тепловых камерах, отметим то, что по данным [11] повреждаемость трубопроводов в тепловых камерах в десять раз выше, чем на линейной части трубопроводов.



Фото 2. Конденсат на перекрытиях камеры.

Для того чтобы установить причины интенсивной коррозии трубопроводов в тепловых камерах и определить эффективные способы их защиты, необходимо конкретизировать, что понимается под «тепловой камерой». («Тепловая камера – заглубленное сооружение, предназначенное для размещения и обслуживания узлов теплопроводов, представляющих места с ответвлениями, секционными задвижками, дренажными устройствами, компенсаторами, неподвижными опорами и спусками труб. Выполняется наиболее часто из монолитного бетона или железобетона и железобетонных конструкций»).

Из определения следует, что надежность эксплуатации тепловых сетей в целом, во многом определяется возможностью безаварийного функционирования участков трубопроводов, находящихся в тепловых камерах. Из того же определения следует, что в тепловой камере более вероятно возникновение таких условий эксплуатации трубопровода, которые приводят к возрастанию скорости коррозионных процессов металла труб, опор, компенсаторов и арматуры.

Так, из-за значительных габаритов узлов теплопроводов, размещаемых в тепловых камерах, камеры имеют большие размеры. Ввиду наличия градиента между температурами поверхностей узлов трубопровода и температурами стенок и перекрытий камеры, возникает интенсивная конвекция воздуха, который в тепловых камерах всегда имеет повышенную влажность. Повышенная влажность воздуха объясняется наличием многих, характерных для тепловых камер, неблагоприятных эксплуатационных факторов, к основным из которых следует отнести: протечки поверхностных вод через негерметично закрывающиеся крышки люков, утечки теплоносителя через сальниковые уплотнения задвижек и компенсаторов, разрушенные перекрытия каналов. При конвекции воздуха на перекрытиях тепловых камер, прилегающих частях канала, а также на плоскостях щитовых опор, имеющих температуру ниже точки росы, происходит конденсация влаги [11] с последующим образованием капли (фото 2), в результате чего происходит сосредоточенное в отдельных местах увлажнение теплоизоляционных конструкций (фото 3), вызывающее коррозию металла труб.

Также необходимо отметить, что повышенная влажность воздуха представляет опасность не только для трубопроводов, но и для других конструкций тепловых камер. Из данного ранее определения очевидно, что обслуживание узлов теплопроводов требует периодического присутствия в тепловых камерах рабочего персонала, для чего в тепловых камерах устанавливаются лестницы и трапы.



Фото 3. Разрушение теплоизоляционной конструкции под воздействием капли.

Постоянная конденсация влаги на стальных лестницах, предназначенных для спуска в камеры, приводит к протеканию процесса «мокрой» коррозии металла лестниц и разрушению в первую очередь их крепежных конструкций (арматуры, заделанной в бетон) на границе раздела «бетон-воздух». Постоянное увлажнение теплоизоляционных конструкций приводит в конечном итоге к их разрушению, возрастанию температуры воздуха в тепловых камерах и дальнейшему увеличению количества конденсата (капли с перекрытий). Полуразрушенные лестницы и неблагоприятный температурный режим

затрудняют доступ в тепловые камеры, возникает опасность получения рабочим персоналом производственных травм. Так появляются «брошенные» камеры, в которых узлы трубопроводов практически не обслуживаются, контроль за коррозионными процессами не осуществляется, и камера через некоторое время из разряда «брошенных» переходит в разряд «аварийных».

Имеющиеся в 20% обследованных камер изоляционные конструкции состояли из трех функциональных слоев: тепловой изоляции, антикоррозионного или гидроизоляционного покрытия и асбоцементной штукатурки. Антикоррозионные или гидроизоляционные покрытия, предназначенные для защиты наружной поверхности труб и теплоизоляционных конструкций от коррозии и увлажнения, выполненные в подавляющем большинстве камер с применением традиционных материалов (битумные лаки, мастики и рулонные материалы), через 2-3 года эксплуатации характеризовались: антикоррозионные – малой толщиной, высокой дефектностью и низкой прочностью сцепления с металлом труб; гидроизоляционные – отсутствием эластичности (произошло охрупчивание покрытий с образованием трещин) или низкой термостойкостью (фото 7).

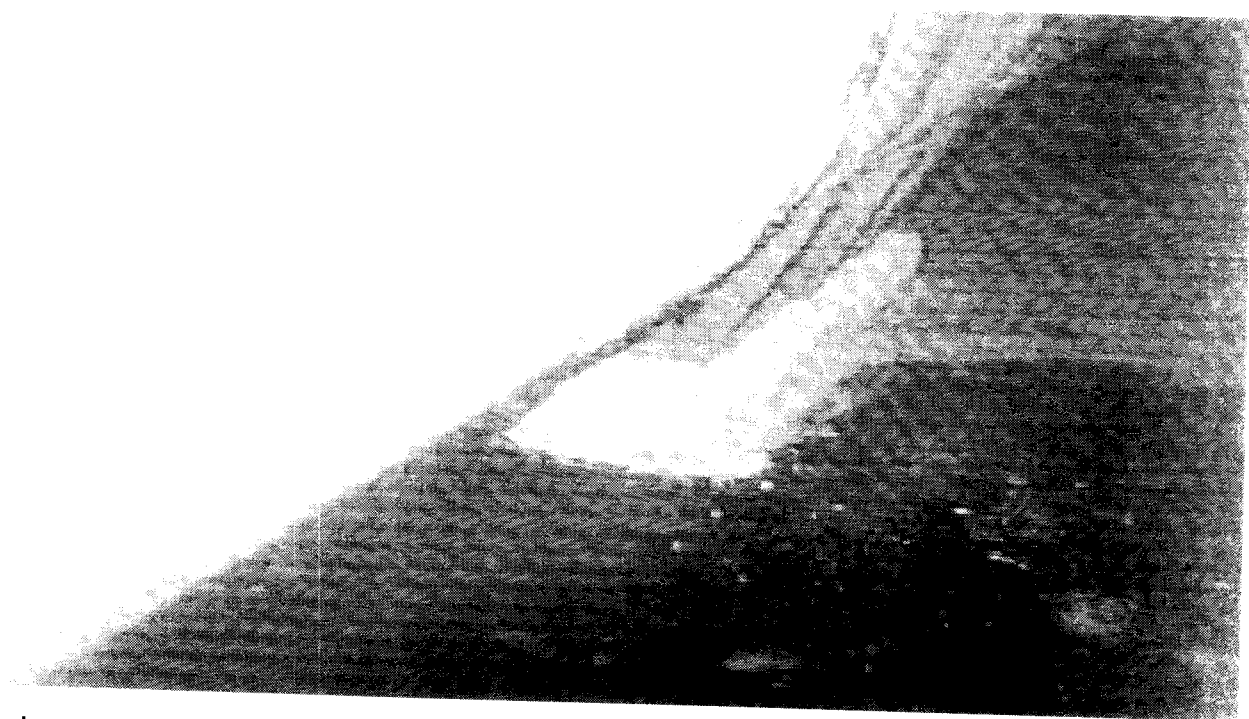


Фото 7. Утечка расплавившегося гидроизоляционного покрытия через трещину в асбоцементной штукатурке.

По результатам обследования можно заключить, что покрытия на битумной основе быстро утрачивают свои защитные функции и не обеспечивают необходимой степени защиты металлических и теплоизоляционных конструкций теплопровода, находящихся в тепловых камерах.

Рекомендуемые на данный момент для защиты теплопроводов эмали и шпатлевки в тепловых камерах применяются достаточно редко. Это объясняется тем, что данные материалы обеспечивают долговременную защиту лишь при соответствующей подготовке защищаемых поверхностей, что возможно лишь на специально оборудованных участках. При производстве антикоррозионных покрытий в тепловых камерах выполнение пескоструйных и дробеструйных работ по ряду причин невозможно, из-за чего достижение долговременного защитного эффекта от применения вышеуказанных материалов представляется маловероятным.

Низкая эффективность защиты трубопроводов упомянутыми выше антикоррозионными и гидроизоляционными материалами подтверждается и тем, что несмотря на периодическое восстановление в тепловых камерах изоляционных конструкций при текущих ремонтах (с выполнением антикоррозионной защиты или гидроизоляции), добиться значительного продления срока эксплуатации трубопроводов в отремонтированных «аварийных» тепловых камерах без капитального ремонта (с заменой труб, узлов трубопровода и перекрытий) не удастся.

В связи с этим, одним из основных направлений по обеспечению эффективной защиты теплопроводов в камерах (и снижению их удельной повреждаемости в целом), является разработка антикоррозионных и гидроизоляционных материалов, технологические характеристики которых обеспечивают возможность производства долговечных покрытий в трассовых условиях.

Отметим, что материалы, применяемые для антикоррозионной защиты металлических конструкций, должны иметь высокую прочность сцепления с прокорродировавшими или ранее окрашенными поверхностями, пескоструйная обработка которых перед нанесением покрытия невозможна или нецелесообразна по экономическим соображениям. Получаемое при этом покрытие должно продолжительное время сохранять свои защитные свойства и обеспечивать безаварийную эксплуатацию теплопровода. При разработке гидроизоляционных составов следует учитывать то, что получаемые покрытия должны обладать повышенной механической прочностью, быть термостойкими и эластичными. Для повышения эффективности применения разрабатываемых антикоррозионных и гидроизоляционных составов следует предусмотреть возможность их нанесения на действующие трубопроводы в тепловых камерах при различных неблагоприятных факторах (повышенная влажность, температура, стесненные условия).

В журнале [12] была опубликована статья «Защита трубопроводов полимерными покрытиями», содержащая общую информацию о разработанном комплексе антикоррозионных материалов на полиуретановой основе, опытно-промышленное внедрение, которого было проведено на действующих участках трубопроводов, находящихся

в тепловых камерах. Положительные результаты применения данных материалов позволяют более подробно ознакомиться с технологией производства работ, направленных на восстановление первоначальных эксплуатационных качеств теплопроводов. В зависимости от характера дефектов изоляционной конструкции имеется возможность осуществления нескольких вариантов защиты, приведенных ниже.

Вариант 1. В тепловых камерах с полностью разрушенной изоляционной конструкцией целесообразно выполнять полный комплекс работ, включающий: нанесение антикоррозионного покрытия на поверхность трубопровода, теплоизоляцию трубопровода с последующим формированием на поверхности тепловой изоляции водонепроницаемого покрытия (гидроизоляция).

Антикоррозионная защита и гидроизоляция трубопроводов и их узлов выполняется в следующей последовательности. На первом этапе щетками и скребками удаляется слой продуктов коррозии, имеющий низкую прочность сцепления с поверхностью металла. На прокорродированную поверхность металла, очищенную от пластовой ржавчины, наносится многофункциональный грунтовочный состав, позволяющий одновременно пассивировать поверхность и сформировать прочно сцепленный с ней адгезионный подслоя для последующего нанесения защитного покрытия (фото 8). Далее на загрунтованную поверхность наносится защитное покрытие, совместимое по физико-механическим характеристикам с грунтом, что исключает возможность его отслаивания при температурных колебаниях трубопровода (термоциклирование) и обеспечивает длительную работоспособность защитной системы «грунт-покрытие» (фото 9).

Вторым этапом работ является создание на трубопроводе теплогидроизоляционной конструкции, технологичность и экономичность формирования которой достигается за счет применения в качестве тепловой изоляции широко распространенных минераловатных

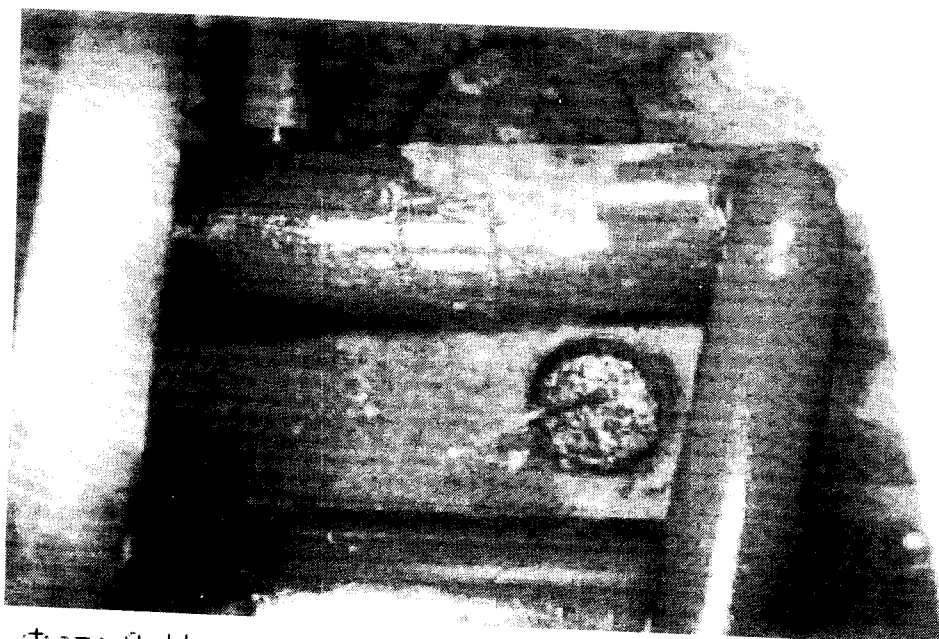


Фото 8. Нанесение грунтовочного слоя.

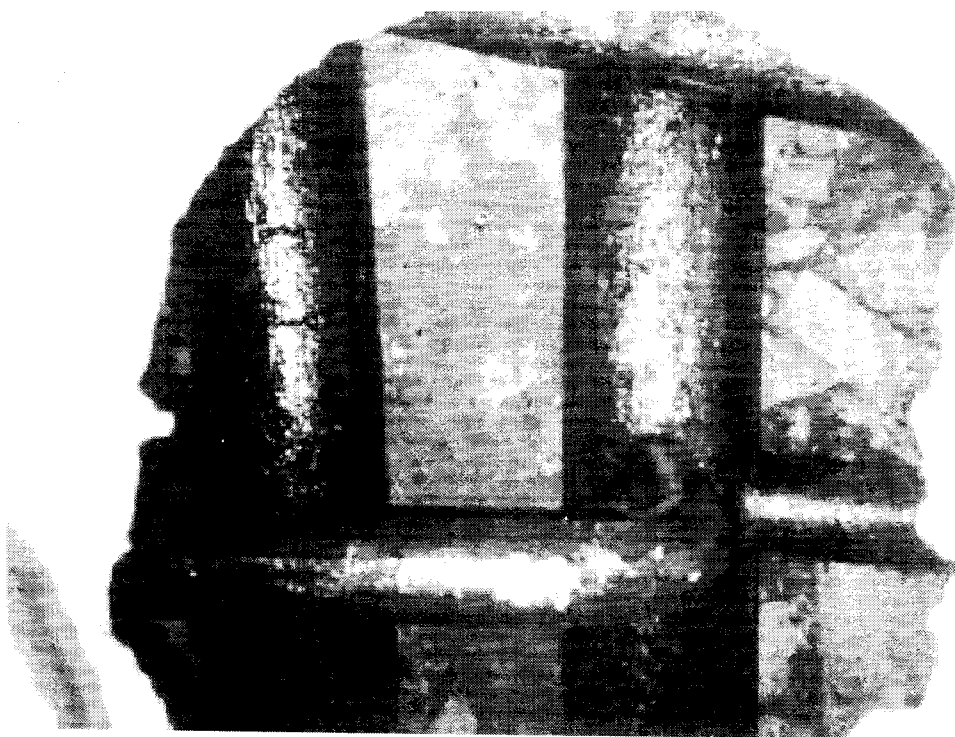


Фото 9. Теплопровод с выполненным антикоррозионным покрытием.

матов, обтягиваемых стеклотканью с последующей пропиткой стеклоткани гидроизоляционной мастикой, являющейся модификацией состава, применяемого для

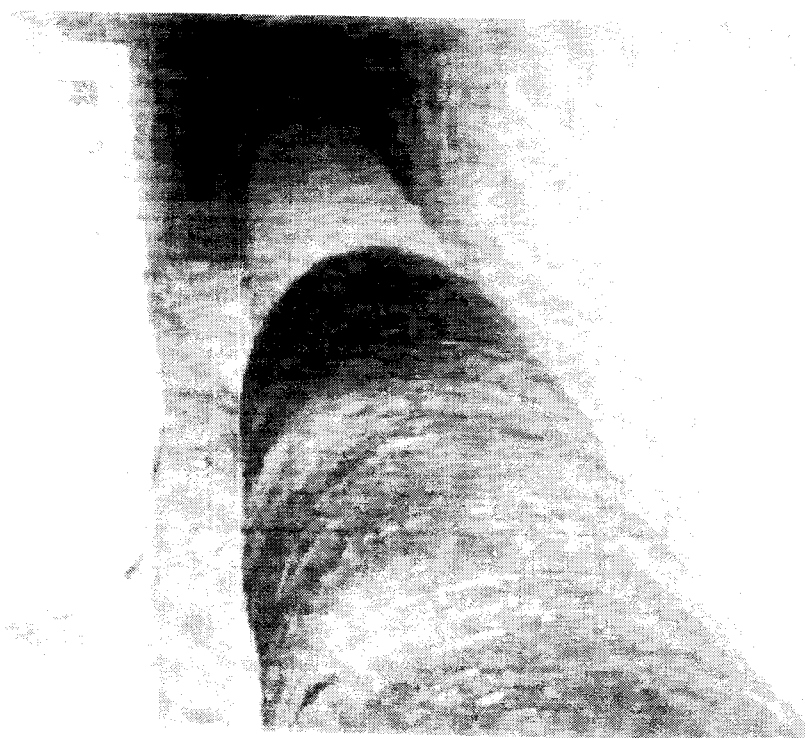


Фото 10. Армированное гидроизоляционное покрытие по теплоизоляции.

производства защитного покрытия. Формируемый при этом армированный слой одновременно выполняет функции защитного кожуха и водонепроницаемого для капли покрытия (фото 10).

Вариант 2. В тепловых камерах с частично разрушенной теплоизоляционной конструкцией рекомендуется удалить участки поврежденной изоляции по радиусу и оценить состояние металла под ними. При наличии коррозионных повреждений металла следует выполнять локальный ремонт в соответствии с вариантом 1. В случае отсутствия коррозионных повреждений выполняются только работы второго этапа варианта 1.

Вариант 3. В «предаварийных» тепловых камерах, с только что начавшимся процессом разрушения изоляционной конструкции (появление трещин в штукатурке либо ее интенсивное увлажнение в местах протечек с вымыванием асбестоцементной смеси и коррозией металлической сетки), рекомендуется также осуществлять пропитку штукатурки вышеупомянутой гидроизоляционной мастикой с целью гидрофобизации ее поверхности и заполнения образовавшихся трещин. Лестницы, трапы и прочие вспомогательные конструкции, находящиеся в тепловой камере, защищают по аналогии с трубопроводом, т. е. путем нанесения грунтовочного и покровного составов.

Грунтовочный, покровный и гидроизоляционный составы готовятся на месте применения, в стесненных условиях тепловых камер могут наноситься вручную кистью, причем отверждение материалов происходит независимо от температурно-влажностного режима тепловых камер.

Для подведения итогов работы по внедрению новой технологии защиты трубопроводов в тепловых камерах, были собраны отзывы от организаций, осуществляющих эксплуатацию, ремонт и монтаж тепловых сетей. Информация, содержащаяся в отзывах, позволяет сделать некоторые выводы, которые могут быть учтены при проектировании, строительстве и ремонте тепловых камер:

1) разработка комплекта антикоррозионных и гидроизоляционных материалов для защиты теплопроводов осуществлялась на основе экспертных оценок, выполненных с учетом динамики патентования материалов для защиты от коррозии и статистической обработки результатов комплексного обследования условий эксплуатации и состояния изоляционных конструкций в тепловых камерах;

2) первоначальное выполнение антикоррозионных и гидроизоляционных работ в тепловых камерах осуществлялось сотрудниками организации-разработчика с обязательным периодическим освидетельствованием состояния изоляционных конструкций совместно с представителями организаций-владельцев тепловых камер;

3) на основании положительных отзывов, полученных от организаций-владельцев (в процессе четырехлетнего испытательного цикла покрытий в условиях тепловых камер

действующих тепловых сетей) и результатов, параллельно проводимых стендовых испытаний, были определены оптимальные варианты защиты и разработаны подробные технологические инструкции, регламентирующие порядок выполнения работ по антикоррозионной и гидроизоляционной защите в тепловых камерах;

4) разработанные инструкции и рекомендации позволили осуществить передачу технологий защиты трубопроводов в тепловых камерах персоналу эксплуатирующих, ремонтных и монтажных организаций. Проведенное обследование показало, что в настоящий момент все изоляционные конструкции, самостоятельно выполненные персоналом организаций с применением разработанных материалов, обеспечивают надежную защиту трубопроводов и их конструктивных элементов;

5) для освоения технологий применения разработанного комплекта материалов в тепловых камерах не требуется организация производственных участков, оснащенных специальным оборудованием, что означает возможность снижения удельной повреждаемости теплопроводов без капитальных вложений.

Таким образом, антикоррозионная защита и гидроизоляция трубопроводов в тепловых камерах с применением разработанного комплекта материалов на полиуретановой основе позволяют: обеспечить высокую надежность функционирования трубопроводов, увеличить их межремонтный срок службы и, при минимальных затратах, снизить удельную повреждаемость теплопроводов в целом.

Коррозия стальной трубы зависит, прежде всего, от того, насколько система герметично закрыта от проникновения воды извне, поскольку внутренняя коррозия рабочей стальной трубы едва ли может наблюдаться в системах, эксплуатируемых на подготовленной воде. Следовательно, непременным условием является соблюдение герметичности стыков трубы-оболочки.

Полимерные материалы, используемые в предварительно изолированных трубах, диктуют введение ограничений на температурный режим подаваемой воды и таким образом влияют на срок службы труб. Технические воздействия на систему на протяжении всего срока ее службы предъявляют повышенные требования к изоляционному материалу (пенополиуретану), его прочности на сжатие и адгезии (сцеплению) между стальной трубой и гидроизолирующей оболочкой.

Напряжения и деформации зависят от условий эксплуатации, температурных режимов и давления, а также от технологии укладки труб и состояния окружающего грунта. В связи с тем, что именно свойства материала (пенополиуретановая изоляция и полиэтиленовая оболочка) оказывают решающее влияние на срок службы предварительно изолированных труб в системах ЦТ, рассматривались характеристики двух свойств пенополиуретана, а именно: температурное сопротивление и прочность на сжатие.

8 Методы диагностики трубопроводов как метод повышения надежности работы тепловых сетей

Надежность и экономичность теплоснабжения городов и промышленных объектов во многом зависит от фактического состояния технического трубопроводов, и, в частности, коррозионного состояния труб.

В регламентирующих документах определены условия допустимости дальнейшей эксплуатации трубопровода или проведения его капитального ремонта. Так в [18] указано, что: «при уменьшении стенки трубы более 20% от исходной, эксплуатация трубопровода должна быть приостановлена и осуществлен расчет на прочность по фактическим значениям толщины». Следует подчеркнуть, что этим самым указывается, что возникновение течей обуславливается действием повышенных напряжений в местах утонения стенки трубы за счет протекания коррозионных процессов.

В большинстве случаев на трубопроводах теплоснабжения истинная толщина стенки трубы определяется путем замеров при проведении шурфовок. Вскрытие теплотрассы осуществляется в местах, где ранее произошли аварии (течи), или действия наибольших напряжений согласно проекту. Однако в этом случае анализируются только отдельные, локальные места на трубопроводе, что не дает достоверной информации об уровне коррозионных повреждений и степени их опасности по всей длине участка.

Получить более полную информацию о толщине стенки трубы на всей длине участка можно с использованием внутритрубных снарядов оснащенных ультразвуковыми или магнитоэлектрическими толщиномерами. [20]. Проведение этих работ требует вывода участка из эксплуатации со сливом теплоносителя и процесс получения конечной информации является длительным и дорогостоящим. Возможности широкомасштабного использования этого метода ограничены.

С другой стороны, даже при наличии достоверной информации об изменениях толщины стенки трубы по всей длине участка, последующий расчет на прочность осуществляется по проектным параметрам технического состояния конструктивных элементов трубопровода, таких как скользящие и мертвые опоры, сальниковые компенсаторы и т.п. В процессе эксплуатации они так же подвержены коррозии и расчетные параметры, например коэффициент трения, отличаются от принятых в расчете. Это приводит к неточностям в определении фактической степени опасности интервалов коррозионных повреждений на трубах.

Вашему вниманию предлагается, получивший широкое распространение, метод диагностики, позволяющий определить местоположение коррозионных дефектов на участке трубопровода теплоснабжения и оценить уровень их опасности с позиции образования течи.

Сотрудниками Научно-производственного комплекса «Вектор», в рамках Соглашения между Министерством науки России и правительством г. Москвы – «Долгосрочная программа энергосбережение в г. Москве», разработана и внедрена «Система комплексной диагностики трубопроводов тепловых сетей».[15]. Разработка носит законченный характер и имеет приборное, программное и методическое обеспечение.

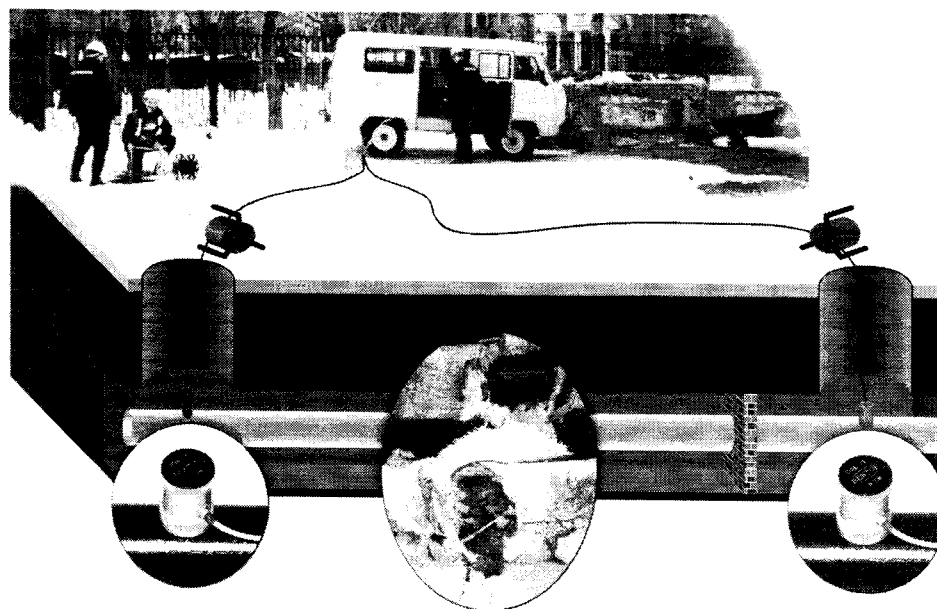


Рисунок 8.1- Схематичное изображение комплексной диагностики трубопроводов

Система предназначена для диагностики коррозионного состояния трубопроводов тепловых сетей подземной канальной и безканальной прокладки диаметром от 80 мм и более, находящихся в эксплуатационном режиме при давлении теплоносителя более 0.3 МПа и обязательном наличии тока воды. Длина единичного диагностируемого участка от 40 до 200 м, то есть в большинстве случаев работы осуществляются без вскрытия теплотрасс. Точность определения местоположения дефекта $\pm 2.5\%$ от базы постановки датчиков.

Диагностика трубопроводов осуществляется с целью получения данных о:

- местах, уровне и степени опасности, с позиций образования течи, коррозионных повреждений металла труб - дефектов типа утонение стенки трубы от внутренней и/или наружной коррозии более чем на 30% от номинала;
- обнаружения места истечения теплоносителя (течи);
- факторах, обуславливающих интенсификацию коррозионных процессов на участке (блуждающие токи, заиливание и подтопление каналов и др.).

Система диагностики включает комплекс методов инструментального и визуального контроля, основным из которых является авторский способ НПК «Вектор» обнаружения дефектов акустическим методом.

Работа заключается в размещении в точках доступа (тепловая камера, смотровой колодец, подвал дома и т.п.) на трубе, по концам диагностируемого участка, виброакустических датчиков, сигналы от которых записываются на магнитный носитель. На основании обработки записей акустических сигналов, распространяющихся по теплоносителю, определяется местоположение коррозионных дефектов и производится оценка степени опасности коррозионного повреждения. Визуальный контроль и инструментальные замеры толщины и электропотенциала в точках доступа (места постановки датчиков) предназначены для дополнения и уточнения информации, полученной акустическим методом, а также для выявления причин интенсификации коррозии.

Физический процесс, на котором основывается акустический метод диагностики, заключается в следующем. Коррозионный дефект, в виде утонения стенки трубы, рассматривается как мембрана, которая, в соответствии с фундаментальным решением теории акустики, имеет собственную частоту колебаний f_0 . По оценке диапазон частот для дефектов линейным размером более 20 мм составляет от 500 до 5000 Гц (акустический диапазон).

Силовым фактором, инициирующим вынужденные колебания рассматриваемого элемента, является пульсация давления в воде за счет работы насосов, тока воды и т.п. Эти пульсации представлены набором импульсов, имеющих различную частоту (f_k). Когда частота импульса близка или совпадает с собственной частотой дефекта ($f_k \sim f_0$), возникают резонансные колебания дефекта с излучением различных волн (эмиссия), которые распространяются по металлу трубы и воде.

По типу возбуждения данный метод относится к пассивным, то есть не используются никакие дополнительные устройства для возбуждения колебаний коррозионными дефектами.

Основной задачей разработанного метода являлось, после регистрации в необходимом режиме «шума тока воды по трубе», выделение полезных сигналов эмиссии от коррозионных дефектов на фоне значительных паразитных шумов, что и было осуществлено.

Для определения местоположения элемента эмиссии (коррозионного дефекта) используются методы корреляционного анализа, аналогичные для определения местоположения течи в течеискателях. Координаты дефекта определяются путем расчета функции взаимной корреляции сигналов (G_i) для каждой точки по длине диагностируемого

участка. Численное значение G_i является характеристикой энергии излучателя, расположенного в i -той точке, что позволяет осуществить оценку уровня повреждения.

Основным преимуществом разработанного метода и соответствующей аппаратуры является возможность получить информацию не только о местоположении коррозионных дефектов на трубах, но и степени их опасности по суперпозиции факторов - утонение стенки трубы и действующих в этом месте напряжений.

Акустические записи, произведенные на диагностируемом участке, обрабатываются на персональном компьютере с использованием специально разработанного пакета прикладных программ. На заключительном этапе обработки, информация о дефектах трубопровода представляется на двух графиках, коррелограммах, пример которых дан на рисунке 8.2.

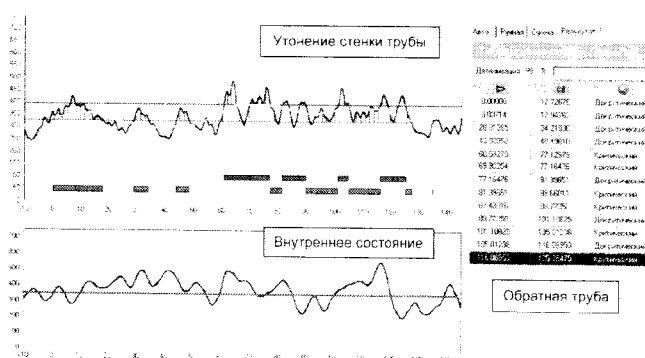


Рисунок 8.2- Графики акустических записей диагностируемого участка

О наличии дефекта оператор судит по местоположению пиков, превышающих пороговые уровни – зеленая и красная линии. На основании вышеизложенного, амплитуда указанных пиков позволяет оценить степень повреждения.

На верхней графике представляются результаты обнаружения дефектов по рассмотренной модели утонения стенки трубы. Наиболее «гнилые» интервалы отмечены красным цветом.

На нижнем графике отображены результаты обнаружения внутренних отложений на стенках трубы, которые в частности связаны с внутренней язвенной коррозией. Из представленных на рисунке 8.2 данных видно, что на рассматриваемом участке обратная труба подвержена внутренней коррозии с наибольшим проявлением на интервалах 35-40; 60-70 и 115-120 м.

Для интерпретации уровня повреждения используется следующая градация:

- критический дефект;
- докритический дефект;
- удовлетворительное состояние трубы.

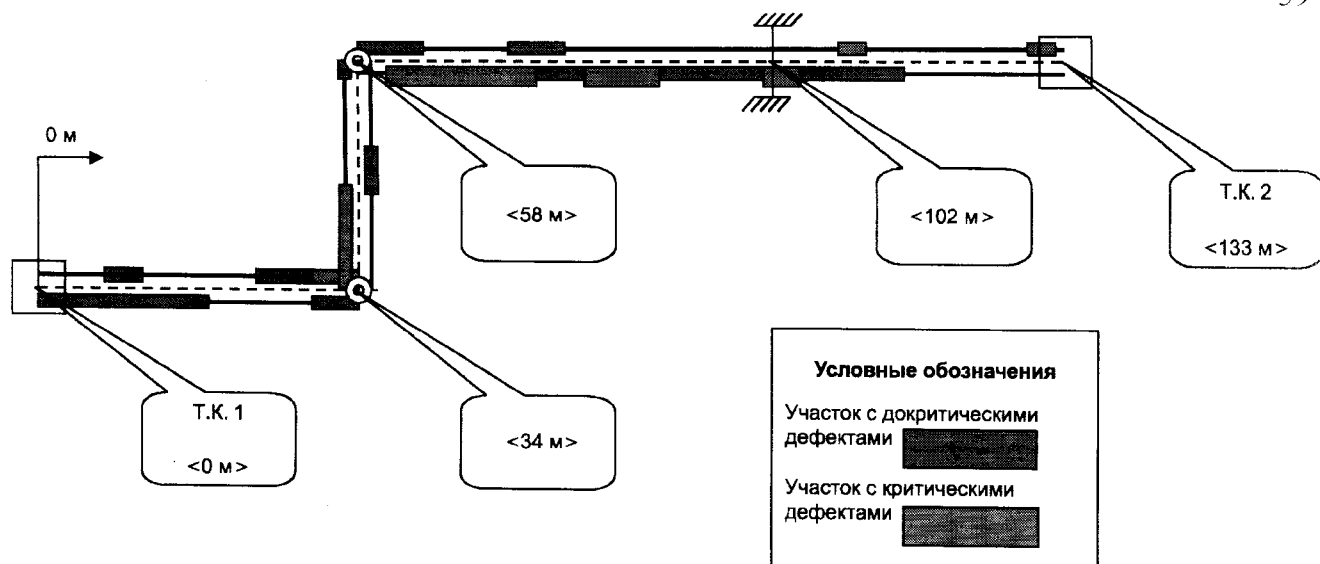


Рисунок 8.3- Результаты определения местоположения дефектов и степени их опасности

Как было указано ранее, уровень сигнала эмиссии от коррозионного дефекта зависит от толщины стенки трубы и действующих в этом месте напряжений. Поэтому для классификации уровня повреждения использованы результаты анализа местоположения течей на ранее продиагностированных участках.

В таблице 8.1 представлены данные по местам образования течей на участках трубопроводов тепловых сетей [25] и расчет значений удельной повреждаемости для сумм интервалов, отмеченных как критические, докритические и удовлетворительные.

Таблица 8.1- Результаты проведенных исследований

Наименование	2005 г.	2006 г.
I	2	3
Количество продиагностированных участков	470	1037 (567)
Протяженность, п.м	115.24	244.51 (129.27)
Суммарная протяженность мест с критическими дефектами, п.км	3.82	15.92 (12.1)
Суммарная протяженность мест с докритическими дефектами, п.км	17.51	40.49 (22.98)
Количество аварий в местах критических дефектов	20	64 (61)
Количество аварий в местах докритических дефектов	18	36 (29)
Количество аварий в бездефектных местах	12	28 (21)

1	2	3
Количество аварий в тепловых камерах	11	17
В местах критических дефектов	5.24	4.02 (5.04)
В местах докритических дефектов	1.03	0.89 (1.26)
В бездефектных местах	0.13	0.22
Поток отказов, отнесенный ко всей длине трубопроводов	0.53	0.59

На основании суммарной протяженности дефектных интервалов на участке трубопровода и указанных значений удельной повреждаемости осуществляется расчет вероятностного количества аварий для него на ближайший год. Пример расчета для участка, представленного на рисунке 8.3 приведен в таблице 8.2.

Таблица 8.2- Результаты диагностики трубопроводов

Наименование	Суммарная длина, L, п.км	Удельная повреждаемость, P, течь/п.км*год	К-во течей в год $N = L * P * M$	Вероятность образования течи, %
прямая и обратная трубы	0.262		$M = 3.8$	
критических интервалов	0.047	5	0.89	23.5
докритических интервалов	0.077	1.2	0.35	9.2
труб в удовлетворительном состоянии	0.138	0.15	0.08	2.1
Итого:			1.32	34.8

Для данного участка показатель уровня повреждений составляет 1.32 течь/год, то есть в перспективе на данном участке образуется две - три течи за два года с вероятностью 34.8%.

Удельная повреждаемость для данного участка также равна 1.32 течь/п.км в год.

Отмечается хорошее совпадение прогнозных и фактических данных по повреждениям.[26]

Трубопроводы тепловых сетей являются важным элементом теплоснабжения городов и промышленных объектов. Для обеспечения безаварийной эксплуатации Организации тепловых сетей должны иметь достоверную и удобную для понимания и использования информацию о фактическом техническом состоянии труб, на основании которой следует своевременно осуществлять замену «ветхих» участков.

Параметрами оценки «ветхого» состояния труб являются:

- статистика аварий за минувшие 2-3 года;
- время эксплуатации трубопровода;

- обследование трубопровода в местах контрольных шурфовок.

Статистика аварий и прогноз образования течей являются основными факторами для принятия решения о замене труб (перекладка) или возможности дальнейшей эксплуатации. Когда время эксплуатации трубопровода приближается к проектному сроку, возникает вопрос о допустимости дальнейшей, сверхнормативной его эксплуатации.

Для определения фактического технического состояния трубопровода, нормативными документами предусмотрено проведение обследования труб в местах контрольных шурфовок. Для этого используются различные методы диагностики, перед рассмотрением которых следует указать на локальный характер этого подхода – уровень повреждения трубы в месте шурфа считается аналогичным для всей длины трубопровода на участке.

Статистика показала, что рассматриваемым методом акустической диагностики обнаруживается более 60% локальных дефектов. Дефектные интервалы длиной более 1 м выявляются с достоверностью около 90%, при этом местоположение «критических» дефектов и мест наибольшего утонения может не совпадать.

Таким образом, разработанная на базе акустического метода технология инженерной диагностики трубопроводов тепловых сетей позволяют:

- 1) определить техническое состояние трубопроводов и оценить возможность их дальнейшей эксплуатации или необходимость перекладки;
 - 2) для серии участков определить очередность перекладки с позиции соотношений их на трубопроводах, имеющих значительный запас рабочего ресурса, обнаружить места с повышенными напряжениями для проведения профилактических ремонтных работ;
 - 3) определить характер распределения напряжений после монтажа трубопровода.
- Разработанное оборудование позволяет обнаруживать течи малой интенсивности и оценивать коррозионное состояние трубы в ее окрестности.

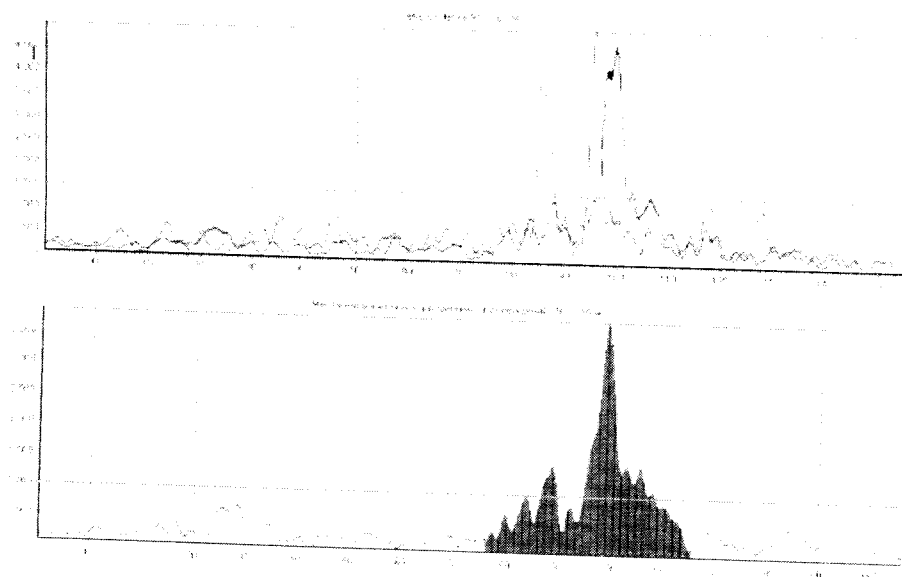


Рис. 10. Определение местоположения течи
и интенсивных коррозионных повреждений в ее окрестности.



Фото 7. Место образования течи на трубе,
отметка 100 м (см. рис. 5).

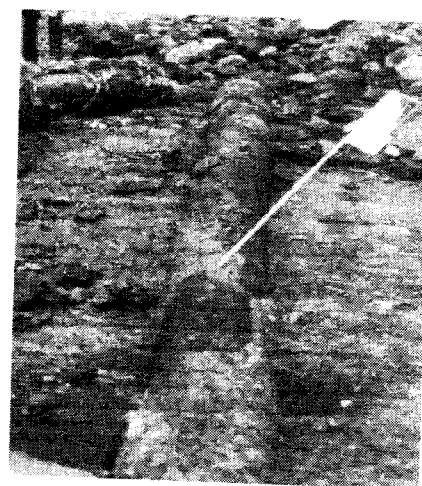


Фото 8. Интенсивные коррозионные
повреждения металла трубы в
окрестности течи (течь отмечена
флажком), интервал от 96 до 104 м (см.
рис. 5).

9 Применение теплового насоса как альтернативного источника теплоснабжения

Понятие "низкая температура" связано с температурой поверхности нагревательных приборов, применяемых в панельных системах отопления, которая заметно ниже температуры поверхности трубчатых и секционных нагревательных приборов, значения которой ограничено предельной температурой воды при атмосферном давлении. Низкотемпературные отопительные сети при соответствующем расчете могут эксплуатироваться со всеми известными типами радиаторов и воздушными отопительными приборами.

В принципе низкопотенциальным источником тепла для теплового насоса может быть скалистая порода, земля, вода в водоеме или скважине, воздух. Охлажденный теплоноситель, проходя по трубопроводу в земле или воде, нагревается на несколько градусов. Теплоноситель, проходя через теплообменник, отдает аккумулированное тепло во внутренний контур теплового насоса, заполненный хладагентом. Хладагент (с низкой температурой кипения) в расширителе при низком давлении и температуре -5°C переходит из жидкого состояния в газообразное. Компрессор сжимает хладагент до высокой температуры, уже горячий газ поступает во второй теплообменник, где происходит передача тепла в систему отопления. Охладившись при этом, хладагент становится вновь жидкостью, а нагретый теплоноситель внутреннего контура подает тепло потребителю. Так в тепловом насосе происходит отбор тепла от низкопотенциального источника и его утилизация.

Использование в качестве источника тепла воды ближайшего водоема или реки является идеальным вариантом. В этом случае контур укладывается на дно водоема. Преимущества такого метода – короткий внешний контур, «высокая» температура окружающей среды (температура воды в водоеме зимой всегда положительная), высокий коэффициент преобразования энергии тепловым насосом. Ориентировочное значение тепловой мощности, приходящейся на 1 метр трубопровода 30 Вт. Таким образом, для установки теплового насоса производительностью 10 кВт необходимо уложить в озеро контур длиной 300 метров. Для того чтобы трубопровод не всплывал, на 1 погонный метр трубопровода устанавливается около 5 кг груза.

Принцип работы: Охлажденный теплоноситель, проходя по трубопроводу, уложенному в землю (озеро) нагревается на несколько градусов. Внутри теплового насоса теплоноситель, проходя через теплообменник, называемый испарителем, отдает собранное из окружающей среды тепло во внутренний контур теплового насоса. Внутренний контур теплового насоса заполнен хладагентом. Хладагент, имея очень низкую температуру кипения, проходя через испаритель, превращается из

жидкого состояния в газообразное. Это происходит при низком давлении и температуре -5°C . Из испарителя газообразный хладагент попадает в компрессор, где он сжимается до высокого давления и высокой температуры. Далее горячий газ поступает во второй теплообменник, конденсатор. В конденсаторе происходит теплообмен между горячим газом и теплоносителем из обратного трубопровода системы отопления дома. Хладагент отдает свое тепло в систему отопления, охлаждается и снова переходит в жидкое состояние, а нагретый теплоноситель системы отопления поступает к отопительным приборам. После прохождения через конденсатор жидкий хладагент может быть еще более охлажден, а температура прямой воды системы отопления увеличена посредством дополнительно установленного сабкулера. Давление хладагента, тем не менее, все еще остается высоким. При прохождении хладагента через редукционный клапан давление понижается, хладагент попадает в испаритель, и цикл повторяется снова. Применение тепловых насосов различной тепловой мощности является принципиально новым решением проблемы теплоснабжения и позволяет в зависимости от сезонности и условий работы достигать максимальной эффективности в их работе. Тепловые насосы имеют большой срок службы до капитального ремонта (до 10 - 15 отопительных сезонов) и работают полностью в автоматическом режиме. Обслуживание установок заключается в сезонном техническом осмотре и периодическом контроле режима работы.

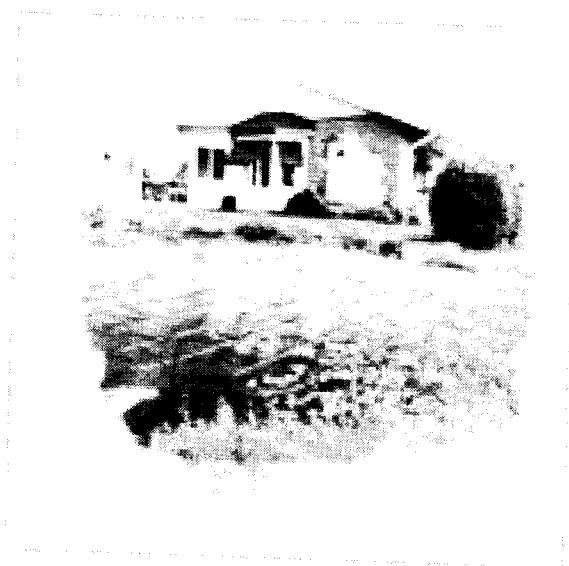


Рисунок 9.1- Схема использования теплоты водоемов в качестве низкопотенциального источника теплоты для работы теплового насоса

Законодателям, определяющим энергетическую стратегию региона, необходимо полностью отказаться от услуг так называемого «физического метода» распределения экономии топлива и перейти на применение «эксергетического метода» анализа. Методические указания по составлению отчета электростанции о тепловой экономичности

оборудования должны быть пересмотрены и должны отвечать технологической сути комбинированного производства энергии.

Чем ниже температура сетевой воды, используемой тепловым потребителем, тем меньше требуется топлива на ТЭЦ для его дополнительного производства как тепловой, так и электрической энергии.

Низкотемпературное тепло на уровне 45 °С как раз и является той экономической нишей, где применение тепловых насосов технически и экономически выгодно. Не надо строить дополнительных теплообменников для забора тепла из систем охлаждения конденсаторов! Достаточно забирать это тепло непосредственно в центре тепловых потребителей из обратной сетевой воды, “захламляя” обратную сетевую воду от 45–70°С до температуры +10°С. Цена на это тепло должна зависеть от числа часов использования сбросного тепла. Если же это тепло не будет забираться в часы максимума тепловых нагрузок, то цена должна быть в 10–20 раз ниже цены пикового тепла.

Теплонасосные установки, осуществляя обратный термодинамический цикл на низкокипящем рабочем веществе, черпают возобновляемую низкопотенциальную тепловую энергию из окружающей среды, повышают ее потенциал до уровня, необходимого для теплоснабжения, затрачивая в 1,2-2,3 раза меньше первичной энергии, чем при прямом сжигании топлива. Применение теплонасосных установок - это и сбережение невозобновляемых энергоресурсов, и защита окружающей среды, в том числе и путем сокращения выбросов CO₂ (парникового газа) в атмосферу. Тепловые насосы вышли из недр холодильной техники и, как правило, создаются и выпускаются заводами холодильного машиностроения. Это одно из важнейших пересечений техники низких температур с энергетикой.

Теплонасосные установки целесообразно использовать при переходе к децентрализованным системам теплоснабжения (без протяженных дорогостоящих тепловых сетей), когда тепловая энергия генерируется вблизи ее потребителя, а топливо сжигается вне населенного пункта (города). Внедрение таких экономичных и экологически чистых технологий теплоснабжения необходимо в первую очередь во вновь строящихся районах городов и в населенных пунктах при полном исключении применения электродотельных, потребление энергии которыми в 3-4 раза превышает потребление ее теплонасосными установками.

Важнейшая особенность теплонасосных установок - универсальность по отношению к виду используемой энергии (электрической, тепловой). Это позволяет оптимизировать топливный баланс энергоисточника путем замещения более дефицитных энергоресурсов менее дефицитными. Еще одно преимущество теплонасосных установок - широкий диапазон мощности (от долей до десятков тысяч киловатт), перекрывающий мощности любых существующих теплоисточников, в том числе малых и средних ТЭЦ.

Коэффициент преобразования теплового насоса (μ - отношение отдаваемой теплоты к затраченной энергии) зависит от разности требуемой температуры потребителя $T_{\text{ИВТ}}$ (температура источника высокопотенциальной теплоты (ИВТ)) и температуры источника низкопотенциальной теплоты (ИНТ) $T_{\text{ИНТ}}$, термодинамических свойств рабочего вещества и особенностей термодинамического цикла и технического совершенства конструкции теплового насоса. В первом приближении можно считать, что коэффициент μ зависит только от разности температур ($T_{\text{ИВТ}} - T_{\text{ИНТ}}$). Чем меньше эта разность, тем выше коэффициент μ .

Удачное сочетание параметров ИНТ и требуемых параметров теплоты у потребителя - важнейшее условие эффективного применения тепловых насосов. Сближение температур ИНТ и ИВТ достигается совершенствованием систем использования теплоты. Так, для современной системы напольного отопления достаточна температура 25-35 °С, тогда как для традиционной системы отопления ИВТ должен иметь температуру 70-100 °С.

Применение децентрализованных систем теплоснабжения на базе теплонасосных установок в районах, где тепловые сети отсутствуют, либо в новых жилых районах позволяет избежать многих технологических, экономических и экологических недостатков систем централизованного теплоснабжения. Конкурентными им по экономическим параметрам могут быть только районные котельные, работающие на газе (если пренебречь экологическими требованиями). В настоящее время действует значительное число таких установок. А в перспективе потребность в них будет быстро возрастать. Одновременная выработка электрической и тепловой энергии на ТЭЦ имеет бесспорные преимущества с точки зрения, использования топлива. Многолетнее развитие этого направления позволило достичь достаточно высокой эффективности, приобрести большой опыт в эксплуатации систем централизованного теплоснабжения. И хотя эти системы имеют ряд технологических и экологических недостатков, они реально существуют и подлежат совершенствованию. При совершенствовании систем централизованного теплоснабжения необходимо учитывать следующие факторы:

- огромные выбросы низкопотенциальной теплоты, прежде всего системой охлаждения технической воды на ТЭЦ, увеличивающиеся в период снижения тепловой нагрузки в неотапительный период;
- резко возрастающий пережог топлива при выработке электроэнергии в условиях снижения тепловой нагрузки;
- большие затраты теплоты на нагрев сетевой воды, восполняющей ее потери в теплосетях;
- дефицит сетевой воды во многих районах города из-за ограниченной теплопропускной способности существующих сетей.

В наше время системы отопления рассматриваются не только с точки зрения экономичности, но и их экологической безопасности. То, что эти два фактора можно успешно объединить, доказывает разработка технологии тепловых насосов. Тепловые насосы используют энергию, постоянно присутствующую в воздухе, воде и верхних слоях земли, они преобразуют ее в тепло для отопления. Положительным моментом в данном способе получения полезного тепла является то, что мы используем окружающую среду, не нанося ей вреда.

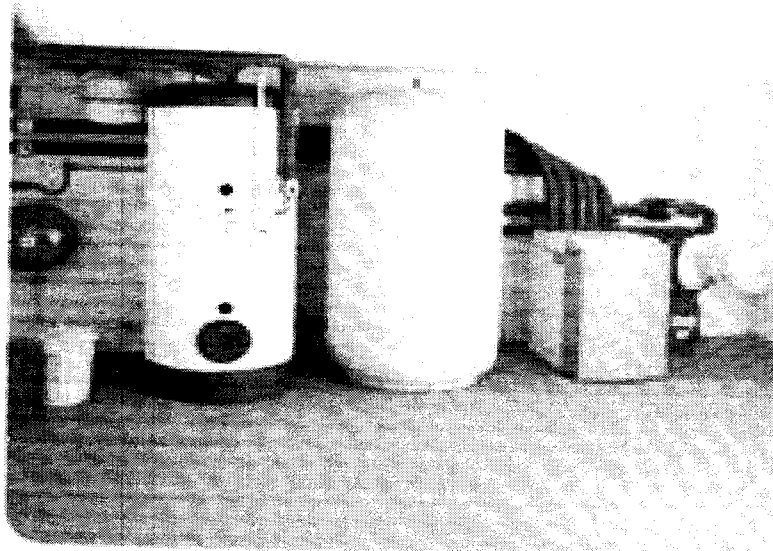


Рисунок 9.2- Установка теплового насоса

Иногда тепловые насосы применяют для отопления. Использование тепловых насосов для отопления, горячего водоснабжения и т.п. представляет собой способ, альтернативный другим способам, таким как сжигание органического топлива, центральное паровое или водяное отопление, электрообогрев и др. Характерной особенностью теплового насоса является то, что при подводе к тепловому насосу, например, 1 кВт электроэнергии, в зависимости от режима работы насоса и условий эксплуатации возможно получение до 3-4 кВт тепловой энергии. Номенклатура выпускаемого заводом холодильного оборудования служит основой, на которой построено производство тепловых насосов.

Тепловые насосы могут применяться для отопления зданий при круглогодичном кондиционировании воздуха, горячего водоснабжения и технологических нужд различных предприятий. Однако использование тепловых насосов должно быть экономически обосновано.

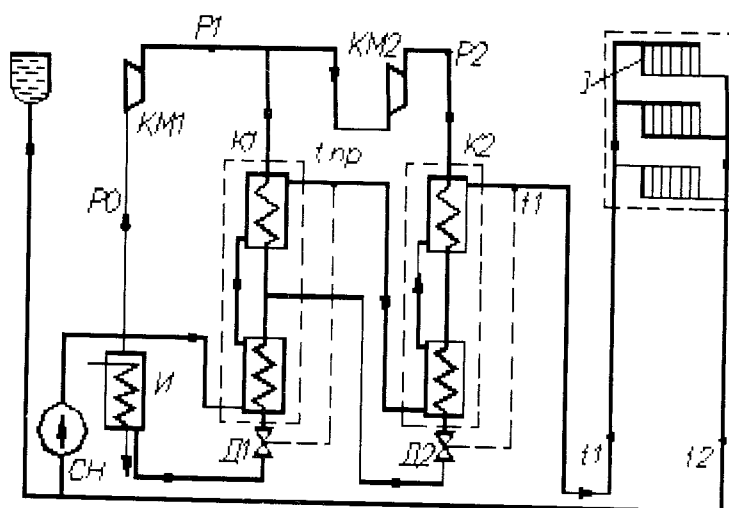


Рисунок 9.3 - Схема теплоснабжения с помощью тепловых насосов.

Схема теплоснабжения с помощью тепловых насосов показана на рисунке 9.3. Вода из отопительной установки направляется в сетевой насос СН и нагнетается им для подогрева в конденсаторы К1 и К2, работающие по двухступенчатой схеме и включенный последовательно по сетевой воде. В конденсаторе нижней ступени К1 вода нагревается от температуры t_2 до некоторой промежуточной температуры t_{np} . После этого вода направляется в конденсатор второй ступени К2, где нагревается до температуры t_1 . Далее вода входит в отопительную систему, отдает тепло обогреваемым помещениям и при температуре t_2 вновь поступает в теплонасосную установку.

Тепло от источника низкой температуры (воды или воздуха) передается в испарителе к кипящему рабочему телу, пар которого при давлении P_0 направляется из испарителя И в компрессор нижней ступени КМ1, где сжимается до давления P_{k1} . После компрессора КМ1, рабочее тело распределяется двумя потоками. Один из них поступает в конденсатор К1. Другой поток поступает в компрессор КМ2 и сжимается до давления P_{k2} . Из компрессора КМ2 пар рабочего тела поступает в конденсатор К2, где нагревает теплоноситель от промежуточной температуры t_{np} до температуры t_1 . Из конденсатора К2 жидкое рабочее тело отводится в конденсатор К1 через дроссельный вентиль Д2. Весь поток конденсата поступает из конденсатора К1 через дроссельный вентиль Д1 в испаритель. [11].

Режим работы теплонасосной машины определяется режимом работы отопительной системы. При повышении наружных температур отопительного сезона работает только компрессор нижней ступени КМ1. При этом весь поток рабочего тела после компрессора КМ1 поступает в конденсатор К1, где нагревает теплоноситель до температуры t_1 . Теплонасосная машина регулируется с помощью регулятора температуры, воздействующего

на дроссельный клапан Д1. При более низких температурах наружного воздуха включается в работу компрессор КМ2 и конденсатор К2 второй ступени. Регулирование работы установки в диапазоне температур от $t_{пр}$ до температуры t_1 осуществляется с помощью регулятора температуры, воздействующего на дроссельный клапан Д2. Иногда верхняя ступень теплового насоса заменяется электрическим нагревателем, что снижает начальные затраты, но приводит к увеличению расхода электроэнергии.

Для круглогодичного кондиционирования в южных районах (отопление зимой, кондиционирование воздуха летом) распространение получают мелкие теплонасосные автоматизированные агрегаты (кондиционеры с тепловым насосом) для обслуживания небольших многоквартирных домов и отдельных комнат. Эти установки очень компактны и используют наружный воздух в качестве источника низкой температуры. Реверсирование установки, то есть переход с холодильного режима на теплонасосный осуществляется изменением направления потока рабочего тела. В мелких установках, где в качестве дросселирующего органа служит капиллярная трубка, изменение потока жидкого рабочего тела не вносит каких-либо затруднений в эксплуатацию.

Основная задача компрессорного оборудования в общественных зданиях это охлаждение, необходимое либо по климатическим условиям, либо для отвода тепла внутренних источников освещения, оборудования, персонала. Значительной холодильной нагрузки требуют вычислительные центры в служебных зданиях. При этом, как правило, не учитывается, что применяемая холодильная установка по природе своей является тепловым насосом. Несмотря на то, что тепло, отводимое от конденсатора холодильной установки, имеет относительно низкую температуру, его полезное использование дает существенную экономию энергии. Соотношение между теплотой, отводимой от конденсатора, и потребляемой мощностью и для холодильника и для теплового насоса сильно зависит от разности температур испарения и конденсации. Эта зависимость определяет экономичную температуру воды после конденсатора холодильной машины в тех случаях, когда ее тепло полезно используется. Экономически оправданным является уровень температуры 41-42°C. В этом случае мощность, потребляемая компрессором, повышается незначительно по сравнению с чисто холодильным режимом и в то же время появляется возможность не сбрасывать, а полезно использовать теплоту конденсации. Наиболее известная реализация этой концепции - тепло от холодильной машины, охлаждающей воздух в центральной части здания, не выбрасывается, а используется для обогрева комнат по периметру здания, в которых из-за остекления окон и дверей потери тепла повышены. Тепло из центральной части здания поступает с помощью водяной системы охлаждения к испарителю, а далее с помощью хладагента и компрессора эта энергия передаётся конденсатору. Полезное тепло с помощью сети нагретой воды передаётся в воздушную градирню через специальный

конденсатор, часть тепла используется для нагрева воды или технологических целей. В зимний период, когда одновременно требуется и охлаждение и нагрев, часть конденсатора работает на отопление, избыток тепла сбрасывается в градирне.

Вредные выбросы при использовании теплового насоса - это выбросы в месте производства электроэнергии (за источник электроэнергии принята ТЭС): непосредственно же на месте установки тепловых насосов вредных выбросов нет.

Теплонасосные системы теплоснабжения проектируются для каждого конкретного объекта в зависимости от энергетических нагрузок, почвенно-климатических условий района строительства и стоимости энергоносителей. Как указывалось выше, использование теплоты окружающего воздуха и солнечной энергии в качестве единственных источников низкопотенциальной теплоты малоэффективно, но в сочетании с другими, более стабильными, источниками (например, теплотой грунта) вполне возможно. Однако при проектировании конкретных объектов необходимо проанализировать более подробные геологические данные по участку застройки и, при необходимости (как правило, для крупных объектов), произвести разведочное бурение.

Решение об использовании энергосберегающих теплонасосных систем целесообразно принимать на стадии разработки и утверждения задания на проектирование. Предпосылками для применения таких систем могут служить следующие обстоятельства: удалённость от систем централизованного теплоснабжения; ограничение в использовании электроэнергии для прямого нагрева при теплоснабжении; наличие вторичных энергетических ресурсов (вентиляционных выбросов, сбросной теплоты технологических процессов, серых канализационных стоков и т. п.); наличие холодильной нагрузки; относительно низкий температурный потенциал тепловых нагрузок (напольное отопление, вентиляция, подогрев воды в бассейнах и т.п.) большой объём требований технических условий на подключение к внешним источникам теплоснабжения. На стадии проектирования наряду с архитектурой должны быть достаточно глубоко проработаны инженерные разделы, согласованы различные инженерные системы между собой и с теплонасосной системой теплоснабжения в части использования вторичных энергетических ресурсов и покрытия различных тепловых нагрузок с учётом графиков их изменения во времени.

Теплонасосные системы, как правило, состоят из системы сбора низкопотенциального тепла, собственно тепловых насосов и традиционных источников тепловой энергии для покрытия пиковых нагрузок. В некоторых случаях применяются аккумуляторы тепловой энергии. Такие схемы, как правило, применяются для систем горячего водоснабжения с целью выравнивания суточной неравномерности потребления горячей воды.

Системы сбора низкопотенциального тепла представляют собой различные теплообменные аппараты, включённые в единый с испарителями тепловых насосов контур, по которому циркулирует теплоноситель. Если по режимным параметрам температура в этом контуре может быть ниже 0 °С, то в качестве теплоносителя используются антифризы, например, на основе водных растворов этиленгликоля. Система должна постоянно обеспечивать испарители тепловых насосов низкопотенциальной тепловой энергией. В связи с этим в системе целесообразно комбинировать различные виды низкопотенциальных источников теплоты.

Тепловые насосы, как наиболее дорогое оборудование, подбираются по мощности на величину базовых нагрузок по графику их изменения. Это обеспечивает максимальное использование тепловых насосов и более стабильный режим их работы. Для обеспечения надёжности работы системы в схеме предусматривается несколько агрегатов, за исключением случаев, когда надёжность агрегатов обеспечивается их внутренним устройством.

В качестве дополнительных традиционных источников тепловой энергии, предназначенных для покрытия пиковых нагрузок, целесообразно применять нагреватели, легко поддающиеся автоматизации работы, например, электрические или газовые. Нагреватели могут устанавливаться по отношению к тепловым насосам как параллельно (со смешиванием потоков теплоносителя), так и последовательно (догревание теплоносителя).

Принципиальные схемы теплонасосной установки выбираются на основе тепловых и технико-экономических расчётов.

Использование низкопотенциальных источников энергии для целей теплоснабжения является направлением энергетики. Перспективными энергетическими установками, использующими низкопотенциальные энергии, являются теплонасосы, в том числе и компании с другими преобразователями низкотемпературной энергии - солнечными батареями, ветроэнами и т.д. Внедрение тепловых насосов позволяет снизить расходы топлива на единицу выработанной теплоты по сравнению с котельными от 20 до 50% либо обеспечить 3-4-кратную экономию электроэнергии по сравнению с прямым электроснабжением.

Использование теплового насоса для обеспечения отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования воздуха.

Теплоснабжение объектов Усольского в настоящее время осуществляется от Центрального теплового пункта. Одним из вариантов решения вопроса бесперебойного обеспечения горячего водоснабжения, теплоснабжения и кондиционирования воздуха (в летнее время года) строящегося объекта (детский сад) является установка теплонаносной

установки с использованием физического тепла воды реки Иртыш, которая имеет в зимнее время температуру $+7^{\circ}\text{C}$.

Низкопотенциальным теплоносителем является речная вода реки Иртыш, высокопотенциальный теплоноситель - сетевая теплофикационная вода отопительной системы объекта.

Тепловые насосы типа GSHP-310P, поставляемые и монтируемые ЗАО «Энергия» (г. Новосибирск) предполагается разместить в помещении детского сада, обеспечивающего все санитарные нормы и требования.

Для подачи речной воды в теплонасосную установку предполагается использовать три насоса типа 20Д-6.

Циркуляция сетевой воды по контуру будет осуществляться существующими циркуляционными насосами. Связь «тепловой насос - циркулярные насосы» монтируется вновь трубами 2/100мм.

Подача речной воды в теплонаносную установку будет осуществляться по водоводам Ø273.

Сброс речной воды от теплонаносной будет осуществляется в р. Иртыш по самотечному трубопроводу Ø175мм.

Восполнение циркулирующей сетевой воды в контуре будет осуществляться подпиткой из тепловой сети либо добавлением в контур водопроводной воды. Электропитание теплового насоса будет осуществляться от нового распределительного устройства, которое необходимо разместить вблизи помещения с установкой.

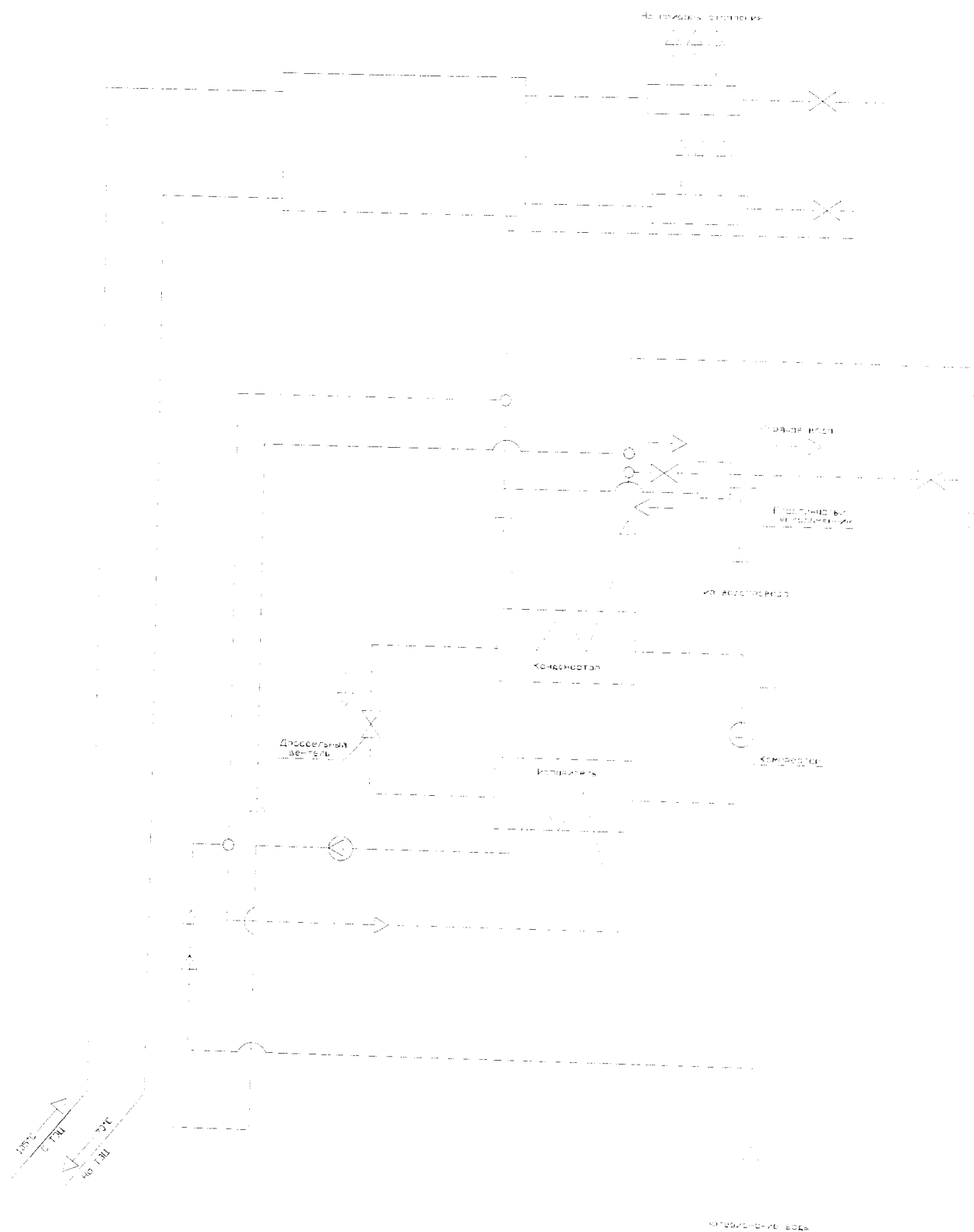


Рисунок 9.4- Схема теплоснабжения, кондиционирования и горячего водоснабжения с помощью теплового насоса

В данном расчете используем тепловой насос марки GSHP-310P, стоимостью 6.11 тыс. тенге. Характеристики агрегатов данной марки тепловых насосов приведены в таблице 9.1.

Расчет объема реализации товарной продукции

Продукция теплонасосной установки (тепловая энергия в горячей воде) реализуется Детским садом на 350 мест, объемом здания 8929.8 м³.

Объем реализуемой тепловой энергии составляет 0.224456 Гкал/ч (1263.71 Гкал/год, в том числе:

- на отопление 0.196456 Гкал/ч (1018.43 Гкал/год);
- на ГВС 0.028 Гкал/ч (245.28 Гкал/год).

Таблица 9.2- Капитальные затраты (по укрупненным показателям)

№ п/п	Статьи затрат	Сумма тенге	Примечание
1	Тепловые насосы	6110000	
2	Здание теплонасосной станции	-	Стоимость насоса входит в общую стоимость установки
3	Распределительное устройство 6 кВт на 20 ячеек	409375	
4	Кабельная трасса	655000	
5	Береговая насосная станция	20000	
6	Внешние трубопроводы НПТ (речная вода) (Ø273мм)	670950	
7	Внешние трубопроводы ВПТ (сетевая вода) (Ø100мм)	104075	
8	Покупаемая сетевая вода на подпитку (15% от расхода сетевой воды на отопление)	170000	
	Итого:	8139400	

Таблица 9.3- Эксплуатационные затраты

№ п/п	Статьи затрат	Сумма тенге/год	Примечание
1	2	3	4
1	Электроэнергия на привод тепловых насосов	1555200	
2	Электроэнергия на привод насосов береговой насосной станции	3855.6	

1	2	3	4
3	Расход материалов (хладагент + масло)	146151	
4	Амортизационные отчисления (0,15% от стоимости установки теплового насоса)	916500	
	Итого:	2621705.6	
1	Покупаемая тепловая энергия от центрального теплоснабжения	1680760.9	
2	Итого эксплуатационных затрат с учетом снижения	940944.7	

Расчет себестоимости тепловой энергии, вырабатываемой тепловым насосом

Себестоимость вырабатываемой теплоэнергии, тенге/Гкал,

$$C_{m.э} = \frac{\mathcal{E}_{\text{гон}}}{Q_{\text{гон}}} = \frac{940944.7}{1263.71} = 746.012, \quad (9.1)$$

Для сравнения:

-фактическая себестоимость теплоэнергии от ТЭЦ-1 г. Павлодара составляет 1330 тенге/Гкал.

Примечание: расчет себестоимости выполнен без учета стоимости ремонтных работ по восстановлению насосной станции и здания под ТНУ.

Срок окупаемости капитальных затрат

Срок окупаемости капитальных затрат определяется по формуле:

$$\tau = \frac{C_{\text{к.з.}}}{(C_{\text{м.э}}^{\text{ф}} - C_{\text{м.э}}) * Q_{\text{гон}}} = \frac{8139400}{(1330 - 746.012) * 1263.71} = 11 \text{ лет}, \quad (9.2)$$

где $C_{\text{к.з.}}$ – сумма капитальных затрат на внедрение комплекса теплонасосной станции;

$C_{\text{т.э.}}^{\text{ф}}$ – расчетная себестоимость теплоэнергии, вырабатываемой ТНУ (746.012 тенге/Гкал);

Экологическая оценка

Намечаемая к внедрению теплонасосная станция никаких выбросов в окружающую среду не имеет.

Выводы и вопросы, требующие дополнительной проработки: внедрение комплекса теплонасосной установки по сравнению существующей схемой теплоснабжения от котельной позволяет:

- снизить себестоимость вырабатываемого тепла с 1330 тенге/Гкал до 746.012 тенге/Гкал;

- повысить надежность работы системы теплоснабжения детского сада. с обеспечением в летнее время бесперебойным горячим водоснабжением и кондиционированием воздуха в помещении в летнее время для соблюдения комфортных условий.

Заключение

В качестве подведения итогов данной работы, можно сказать, что, на данный момент существует перспектива развития системы теплоснабжения Усольского микрорайона, зависящая от качества подходов к решению вопросов по проектированию и монтажу тепловых сетей с использованием новых технологий, таких как трубопроводы с предизоляцией, мониторингу тепловых сетей и прогнозированию аварийных ситуаций, бесперебойному теплоснабжению и обеспечению горячего водоснабжения.

Научной новизной данной работы является вопрос о расширении тепловых сетей путем присоединения к существующим сетям, рассмотрение возможности строительства объектов социального значения с применением альтернативных источников теплоснабжения, а также применение новых видов трубопроводов с предизоляцией.

Преимуществом применения тепловых насосов в качестве источника тепла является и то, что данную установку также можно использовать в летнее время путем кондиционирования воздуха; при проведении ремонтных работ на тепловых сетях в летнее время появляется возможность обеспечения потребителей горячим водоснабжением. Однако на сегодняшний день только малое количество потребителей решаются на внедрение новых способов теплоснабжения, в связи с отсутствием опыта их применения и обслуживания, сравнительной дороговизны проектов и оборудования.

Список использованных источников

1. А.С. Тимошкин. Приборы для определения состояния и мест повреждений трубопроводов тепловых сетей. «Новости теплоснабжения». 2001, №2, стр.158.
2. Н.С.Кузнецов, П.С.Панасюк. Использование теории гидродинамического шума для поиска утечек жидкости в подземных трубопроводах. «Диагностика». 2000, №6, стр.87.
3. Е. Скучик. Основы акустики. «Новости теплоснабжения». 2001, № 9, стр.23.
4. СНиП 2.04.14 88*. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. - М.: Госстрой России, 1998.
5. "Материалы для теплоизоляционных и гидроизоляционных работ. Попов В.В.- М.: "Высшая школа", 1988.
6. "Кровельные материалы. Бурмистров Г.Н." - М.: "Стройиздат", 1984.
7. СНиП 3.04.03 - 85. Защита строительных конструкций и сооружений от коррозии М.: Минстрой России, 1996.
8. "Типовая инструкция по защите тепловых сетей от наружной коррозии: РД 34.20.518-95." - М.: СПО ОРГРЭС, 1997.
9. «Правил и норм по защите трубопроводов тепловых сетей от электрохимической коррозии: РД 34.20.520-96." - М.: СПО ОРГРЭС, 1998.
10. «Защита подземных теплопроводов от коррозии» И.В.Стрижевский. М.А.Сурис. -- М.:Энергоатомиздат,1983
11. <http://www.rosteplo.ru>
12. Витальев В. П. Бесканальные прокладки тепловых сетей.
13. Инструкция по капитальному ремонту тепловых сетей. М.: Стройиздат. 1988.
14. Авдолимов Е. М. Реконструкция водяных тепловых сетей. М.: Стройиздат. 1990, стр.256.
15. Заверткин Н.А., Казаков Б.В., Островский Э.Я., Антыпко А.И. Развитие методов диагностики конструкций тепловых сетей // Энергетик. 1988, № 10, стр. 12.
16. Заверткин Н.А., Казаков Б.В., Островский Э.Я., Антыпко А.И. и др. Диагностика подземных теплопроводов аэрофотосъемкой в инфракрасном излучении // Энергетик. 1991, №10, стр. 11.
17. Иванов В. В., Василенко В. В., Черныш С. В. К оценке тепловых потерь подземных теплотрасс // Изв. вузов. Строительство, 2000, № 1, стр. 66.
18. Бабенков В. И., Дунин И.Л., Иванов В. В., Куженков Е.Е. Использование тепловидения в строительстве // Изв. вузов. Строительство, 1992, № 1, стр. 80.
19. Глюза А.Т., Яковлев Б.В., Лысенко Ю.Д., Мельцер М.Я., Шиенок О.Ф. Прогнозирование повреждаемости подземных тепловых сетей//Теплоэнергетика.

1989. № 6, стр. 18.
20. Ионин А.А. Надежность систем тепловых сетей. М.: Стройиздат. 1989, стр.149.
 21. Сазонов Э.В., Кононова М. С. Реализация метода прогнозирования состояния трубопроводов тепловых сетей на ЭВМ//Изв. вузов. Строительство. 2001. № 7, стр. 68.
 22. Сазонов Э.В., Кононова М.С. Оценка эффективности прогнозирования состояния тепловых сетей // Изв. вузов. Строительство, 1999, № 12, стр. 64.
 23. Самойлов Е.В. Диагностика как элемент коррозионного мониторинга трубопроводов тепловых сетей // Новости теплоснабжения, 2002. № 4, стр. 29.
 23. Болтунов В., Гиршгорн В. Природные и техногенные факторы возникновения аварийных ситуаций тепломагистралей // Мир и безопасность, 2000. № 5, стр. 35.
 24. Кокубаева Г.Е., Кучер Е.О. «Социально-экономические основы и направления развития теплофикации». Международная научно-практическая конференция «Повышение качества образования и научных исследований», г. Екибастуз. 2007. стр.515.
 25. Кокубаева Г.Е. «Задачи и методы расчета температурных графиков» Международная научно-практическая конференция «Повышение качества образования и научных исследований», г. Екибастуз. 2007. стр.520.

Рецензия

Магистерская работа «Состояние и перспективы развитие системы теплоснабжения Усольского микрорайона» рассматривает актуальные вопросы увеличения нагрузки по отоплению и горячему водоснабжению жилого и социального фонда Усольского микрорайона г. Павлодара.

Актуальность диссертационной работы определяется следующими причинами:

- интенсивное строительство объектов жилого и социального фондов;
- увеличение расхода сетевой воды на горячее водоснабжение.

Рассмотрены примеры расчета с разными способами подачи теплоносителя потребителям.

На примере предложенных расчетов проведен анализ режимов, показывающий оптимальные решения вышеперечисленных проблем теплоснабжения.

Предложенная магистрантом схема теплоснабжения обеспечивает решение поставленных задач.

К недостаткам работы следует отнести следующее:

- сжатое описание схемы автономного теплоснабжения Усольского микрорайона.

Считаю, что магистерская диссертация заслуживает оценки отлично, а магистрант – присвоения квалификации «магистр теплоэнергетики»

Рецензент

К.Т.Н., доцент

Дюсенов К.М.

Подпись Дюсенова К.М.

Заверяю

