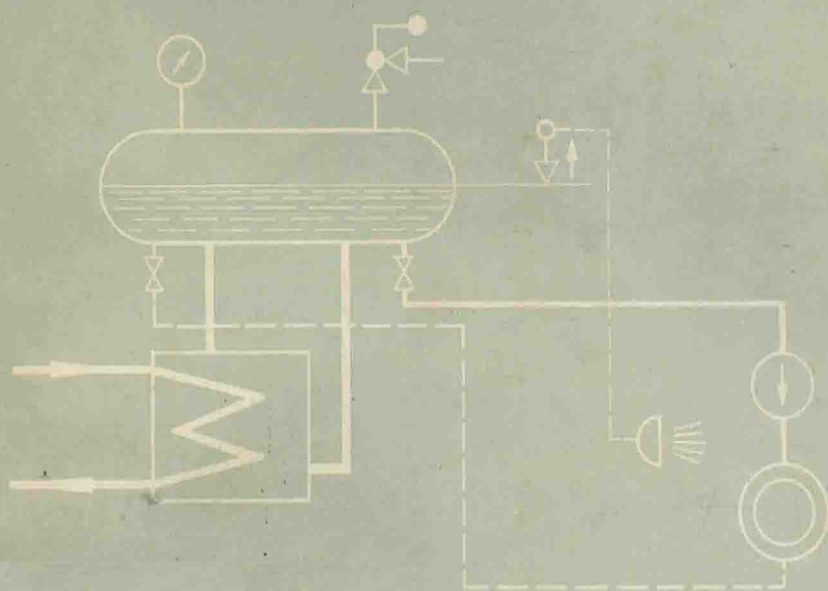


GAOWENSHUICAINUAN

高温水采暖



辽宁工业建筑设计院

毛主席语录

古为今用，洋为中用。

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

自力更生为主，争取外援为辅，破除迷信，独立自主地干工业、干农业，干技术革命和文化革命，打倒奴隶思想，埋葬教条主义，认真学习外国的好经验，也一定研究外国的坏经验——引以为戒，这就是我们的路线。

目 录

前 言

第一章 概 述

- 第一节 高温水采暖的发展概况..... (2)
- 第二节 高温水和高温热媒..... (5)
- 第三节 高温水采暖主要优缺点..... (8)

第二章 高温水采暖系统的设计

- 第一节 送、回水温度和压力..... (9)
- 第二节 送、回水温差..... (12)
- 第三节 高温水管网的压力损失..... (12)
- 第四节 加压方法..... (13)
- 第五节 高温水管网和局部系统的连接方法..... (20)
- 第六节 循环泵系统..... (21)
- 第七节 管网形式及有关问题的处理..... (22)
- 第八节 高温水管网的计算..... (28)

第三章 高温水锅炉及其附属设备

- 第一节 高温水锅炉..... (31)
- 第二节 高温水锅炉方面的几个问题..... (39)
- 第三节 高温水锅炉附属设备..... (44)

第四章 高温水采暖系统散热器的热交换

- 第一节 铸铁片式散热器的热交换..... (59)
- 第二节 辐射板的散热特性..... (65)
- 第三节 踢脚板式对流器..... (71)

第五章 高温水采暖系统的压力状况

第一节 高温水采暖系统的压力变化特性..... (74)

第二节 高温水管网的压力分布..... (86)

第六章 高温水采暖系统的安全装置

第一节 供水温度 110℃ 以下的采暖系统安全装置..... (100)

第二节 供水温度 110℃ 以上的采暖系统安全装置..... (106)

附录 I. 高温水采暖使用实例介绍..... (116)

附录 II. 高温水采暖系统水力计算图表 (送水温度为 150℃)

附录 III. 100℃ 温水流量计算表..... (123)

附录 IV. 130℃ 温水流量计算表..... (126)

附录 V. 150℃ 温水流量计算表..... (129)

前 言

由于高温水采暖，总热效率高，比蒸汽采暖要节省燃料30%左右。同时运行管理也比较简单可靠，所以逐渐被人们所重视，并在使用中推广。由于高温水系统送、回水温差大，以少量的循环水即可输送较大的热量，所以对远距离供热具有更大的经济意义，因而对大型采暖系统来说，使用高温水是大有可为的。

近年来，高温水采暖不论国内和国外都有很大发展。

我国近几年来，除有些城市热网和工厂厂区热网使用高温水做热媒以外，对单体建筑物使用高温水采暖也很重视。尤其是东北、华北及西北地区，在锅炉改造和汽暖改水暖过程中，有些单位使用了高温水做采暖热媒，热媒参数多为 $130/70^{\circ}\text{C}$ 。最近，京津等地区大力推广辐射板、串片式暖气片等承压能力较高的散热器，这就给提高热媒参数提供了新的条件，今后 150°C 或高于 150°C 的高温水采暖系统将会被推广使用。

但是，高温水技术的历史较短，特别是我们国内尚未普遍使用，因而在设计、运行和管理上还缺乏理论数据和实践经验。本文仅从设计工作需要出发，根据日本66~68年“空调和冷冻”，“空气调节和卫生工学”等技术杂志中的十几篇文献，就高温水技术的特点，高温水锅炉及附属设备，高温水采暖系统，高温水散热器、安全装置以及热网的压力分配等方面进行了编译，供暖通专业技术人员参考。本书印刷前，于1974年6月始，曾先后在华北及东北地区暖通专业技术经验交流会上做过介绍，在听取各方面意见的基础上做了修改和补充。但由于水平很低，不当和错误之处在所难免，诚恳的希望批评指正。

第一章 概 述

第一节 高温水采暖的发展概况

高温水技术，首先是在欧州发展起来的。最早使用高温水采暖出现于十九世纪。当时所设计的采暖系统是以小口径钢管制成的散热器（盘管）和以小口径钢管作为连接管道的重力式系统。热媒温度可高达 200°C 。这种系统先后在英国、德国、奥地利等欧州国家实施多例。

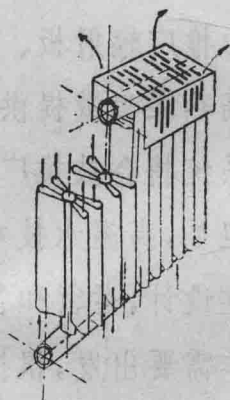
近代机械循环式高温水采暖系统是在二十世纪二十年代以后发展起来的。在德国首先是应用于单体建筑物中，1930年以后高温水系统才应用于各地区域采暖中。1945年第二次世界大战以后，为满足节省热能和综合利用方面的要求，又大力发展了采暖发电并用装置。为提高发电汽轮机的效率，降低了高温水使用温度，因高温水是在热交换器内发生的，所以不存在锅炉的低温腐蚀问题，因而也就可以把回水温度取得低些，仍可保持较大的送、回水温差，一般在 $160/90^{\circ}\text{C} \sim 110/60^{\circ}\text{C}$ 范围内。高温水系统的加压方法以及热网和用户的连接方法也都采用了较为先进的技术。

英国的高温水技术，也是作为区域供热和单体建筑物采暖而发展起来的。1930年开始使用了辐射板和如图 1—1 所示的那种专用散热器，这种散热器使用 150°C 左右的热媒是合适的，所以逐渐的发展了高温水采暖。1950年以后，从节约热能和防止公害角度出发也大力发展了采暖发电并用装置。

苏联高温水技术的发展状况，从他们发表的各种技术文献和资料中可以知道，各城市的区域采暖也在迅速的发展，由于大部分是采暖发电并用装置，所以热媒也采用了高温水。高温水温度一般取于 $150/70^{\circ}\text{C} \sim 120/55^{\circ}\text{C}$ 范围之内。在高温水系统中还采用了喷射器代替循环泵的方法。从表 1—1 中可以看出，苏联国内区域采暖的总规模，在欧州来说是比较大的。

日本高温水技术的发展是比较晚的，1940年才开始在技术人员之间进行研究和探讨，而真正使用是在第二次世界大战以后。近年来，在民用建筑中使用高温水的实例逐渐增多，甚至在吸收式制冷机中，作为热源也有采用高温水的实例。日本在65年以前建成的高温水采暖系统如表 1—2 所示，其中规模较大者如关东村住宅区的区域采暖系统，该区占地面积 $147\cdot000\text{米}^2$ ，大小建筑物300栋，建筑面积 $850\cdot000\text{米}^2$ 。此外还有一些高温水作为生产工艺用热的系统。

除上述外，在瑞士、奥地利、瑞典、波兰、法国等国家也有相当数量的发电与供热



图一 1·1 高温水用散热器

表 1-2

名 称	建 成 时 间	锅 炉 容 量 1000千卡/时	高温水压力 公斤/厘米 ²	高温水温度 ℃	加 压 方 法	备 注
横 滨 × × 医 院	1947年	1260×4台		150/120	蒸 汽	
横 田 × × 住 宅	1949 "	4200×3台		120/90	压 缩 空 气	用热交换器加热, 锅炉容量包括热水供应
× × × × 住 宅	1952 "	2100×4台		/130	"	
武 藏 大 学	1959 "	1080×1台		130/110	"	
学 习 院 大 学	1960 "	720×3台	6	150/115	"	
东 洋 工 业 大 厦	1962 "	1900×2台	7	150/120	"	使用于吸收式冷冻机
三菱重工高砂工厂	1962 "	4200×1台	30	235/150	阶段式加热器	使用阶段式温水加热器
关 东 村 住 宅 区	1962 "	6750×3台	16	178/130	蒸 汽	1964年改为氮气加压
早 大 理 工 学 院	1963 "	1900×4台	7	130/110	氮 气	
代 代 木 体 育 馆	1964 "	1900×3台	4	120/90	"	
山 口 银 行 本 店	1965 "	1900×2台	7	150/120	"	用于吸收式冷冻机
大 板 千 田 新 区		55,000		180/120		
札 幌 市		277,000		215/120		

苏联区域采暖发展情况

表 1-1

年 度	1950	1955	1958	1960
设备的装机容量 (10^6 瓩)	5.0	11.0	13.5	17.0
年 供 热 量 (10^{12} 千卡/年)	70	155	225	290
区域采暖配管总长 (公里)	645	1230	1300	1450

并用的热电厂或专用的供热厂在使用。还有利用焚烧垃圾的废热锅炉作热源设备的实例和利用原子能发电站向区域采暖系统供热的实例。欧州, 日本等国家一些城市的高温水采暖工程概况列于表 1-3 中。

表 1-3

国 名	城 市 名 称	W 热水温度 ($^{\circ}\text{C}$)	供 热 量 10^6 (千卡/时)	热 网 总 长 (公里)	备 注
		S 蒸汽压力 (公斤/厘米 2)			
波 兰	华 沙	W 150/70	1820	285	80% 工业用
	罗 兹	W 150/70	1100		
	克 拉 克 夫	W 130/70	60		
	新 胡 塔	W 150/70	200		
苏 联	莫 斯 科	W 150/70	4000	400	
	列 宁 格 勒	W 150/70	1300	320	
	哈 尔 科 夫	W 130/70	600	150	
	基 辅	W 130、140、150/70	500		
法 国	巴 黎	S 20	615		
	默 兹	W 180/80	80	25	
何 兰	乌 得 勒 支	W 110	160		
	鹿 特 丹	W 105~140/50~70	142	27	
匈 牙 利	布 达 佩 斯	W 130、150	200		
		S 6~12			
奥 地 利	克 拉 根 福	W 190/70	35	15	
	莎 尔 茨 堡	S 6	17	8.5	
	维 也 纳	W 120~140/50~70	200		
比 利 时		S	165	25	
瑞 士	苏 黎 世	W 180/110/70	61	15	
	巴 塞 尔	W、S	50	15	
	伯 尔 尼	W 90~140	21		
丹 麦	哥 本 哈 根	W 70~115/50~70	858	43	

联邦德国	奥尔霍斯	S 8、12、25		129	住宅 80-120/ 40~50
		W 120/70	123	44	
	罗斯基勒	S 8	15	4	
		W 110/60	12	14	
	慕尼黑	W 140~160/40~50	514	39	
		S		85	
	汉堡	W 130/70	1075	242	
		S 4.5			
	布来梅	130/50	53	55	
	特里尔	W 110/70	10	6	
瑞典	斯德哥尔摩	W 75-120/50-70	207		
美国	肯尼迪航空港 (纽约)	W 193/115	40		

由此可见,在外国,首先考虑使用高温水热媒,逐步提高供水温度,以及发展高温水在其它方面的应用,是供热技术上的一个发展趋势。

第二节 高温水和高温热媒

一、高温水定义

高温水在许多国家都没有明确的定义。一般都是把一个大气压力下水的沸点(100℃),作为界线来区分普通温水和高温水的。在使用100℃以上的热水时,为保持水的物理性质和温度,当然就必须保持一定的压力,从这个意义上来讲,也有称高温水为高压高温水的。高温水,根据其温度还应作下述之分:

中压高温水—100~170℃(1~8公斤/厘米²)

高压高温水—170~230℃(8~30公斤/厘米²)

在采用高压高温水时,由于其压力和温度均相当高,所以对系统和设备的选择上应特别注意。而对于中压高温水中120℃以下的系统,其系统方式和设备选择,则完全可以按普通温水系统考虑。所以考虑系统的安全装置时,往往是以120℃为分界点的。

除上述一般规定外,有些国家这方面的规定也略有不同。如美国的分法如下:

低温热水	249°F (120.6℃)以下
中温热水	250~349°F (121.1~176.2℃)
高温热水	350°F (176.7℃)以上

表 1—4 各有机液体热媒的物理性质

温 度	沸 点 ℃ 1 个 大气压	比 重 (公斤/米 ³)			粘性系数 $\mu 10^{-6}$ (公斤秒/米 ²)			比 热 (千卡/公斤、度)			导 热 率 (千卡/米、时、度)		
		常 温*	100℃	200℃	常 温	100℃	200℃	常 温	100℃	200℃	常 温	100℃	200℃
水	100	998	958	865	102	29	14	1.00	1.01	1.80	0.51	0.58	0.57
气 缸 油 №11	215*		912			1013		0.41	0.50			0.115	
甘 油	290	1260	1207	1090		1322	22	0.56	0.67	0.80	0.224	0.300	0.338
四氯化苯基	340	1140	1370	1270	11427	428	101	0.28	0.41	0.44	0.0912	0.1190	
导 热 姆 A*	285	1060	995	912	444	103	4.5	0.38	0.45	0.56	0.118	0.108	0.095

注: # 常温一般指20℃或30℃;

* 指闪点温度;

× 导热姆A系二苯基26.5%和二苯基乙醚73.5%的混合物。

而西德在其技术标准中明确规定，110℃以下为普通温水，110℃以上为高温水。所以以110℃来划分，是因为技术标准中还规定低压蒸汽锅炉的安全极限压力为0.5表压，其饱和温度刚好为110℃，这样即可把有关安全装置方面的规定统一起来了。

二、各种高温热媒

蒸汽，CO₂，空气等虽然也可以做高温热媒来使用，但因为是汽（或气）体，和高温水相比有许多不同点。这里所说的高温热媒是指液体热媒而言。目前锅炉及其它工业生产工艺用的有机化物流体热媒有水，气缸油№11，甘油，四氯化苯基以及导热姆A等。它们的物理性质如表1—4所示。从表中所示数据可知，除水以外，其它液体热媒的比热，导热率都比水低，而粘性系数都比水高。从这一角度来看，水是最优越的热媒，但另一方面，其它热媒都有比水的沸点高的优点，热媒温度取其沸点以下时可不必向系统加压，因而系统承受压力比水低。特殊场合下，或者对未来200℃以上的高温水采暖系统来说，这种热媒是可取的。

三、高温水的使用温度

这个问题在许多国家里也是不统一的，通常是结合本国的具体情况而定的。美国是从系统的经济性来考虑，取450°F（232℃）为采暖系统的经济极限值，并根据系统的规模来推荐高温水温度，如：

供 热 能 力（10 ⁶ 千卡/时）	输 送 半 径（米）	送 水 温 度（℃）
1.25 以下	600 以下	150~165
1.25~5.0	600~1600	165~182
5.0 以上	1600 以上	182~217

西德则常常按采暖系统性质来取高温水使用温度。在采暖专用的情况下，由于系统中使用的普通阀门及零件承受压力在16公斤/厘米²以下，因而送水的最高温度取170~180℃，实际常用温度为160/80℃（送水160℃，回水80℃）。在发电采暖并用的情况下，为提高发电汽轮机的效率，水温取得较低，一般在130℃以下，常常采用130/70℃，或110°/60℃。

苏联绝大多数高温水系统是由热电厂供热的，供水温度通常在150℃以下，但由于最近几年供热规模日益扩大，热电厂远离城市，管道建设费用在整个系统中所占比例大增，因此，苏联目前已提出把供水温度提高到180~250℃，并采用间接式连接方法。

高温水供、回水温差越大、则管径越小。而提高高温水供水温度则热交换器、散热器等均可减小，但系统的承压强度必须提高。因此高温水供水温度及供、回水温差，应当根据系统规模、热交换器、锅炉以及循环泵的种类和管路的布置方法等具体情况，作为一

组数值来恰当选择。

第三节 高温水采暖主要优缺点

高温水和蒸汽相比有如下主要优点：

1. 高温水系统各部分热损失小，就整个系统而言，热效率比蒸汽提高30%左右。因以蒸汽作热媒时，疏水器后的二次汽化及凝结水冷却的热损失很大，在凝结水全部回收时也会有近20%的热损失，若凝结水不作回收，则热损失达30%。此外，因不能像高温水那样可以相应于户外气温来调节热媒温度，所以蒸汽管道本身的热损失也很大。而高温水系统则没有这些问题；
2. 高温水用于采暖时，可灵活地按户外气温进行调节，既节约热量，又能较好地满足卫生要求。高温水用于生产工艺，加热温度稳定，调节也比蒸汽容易，经济效果较好；
3. 高温水系统中水的蓄热量比蒸汽约大九倍，在高峰负荷时无须急剧改变供水温度，系统运转平稳；
4. 当采用较大的供、回水温差时，则所需管材的口径要比蒸汽管小。表1—5是以输送1百万千卡/小时热量时的管径对比：

表 1—5

高 温 水	蒸 汽 (G = 2000公斤/时)	蒸 汽 凝 结 水 管
$\Delta t = 30^{\circ}\text{C}$, D = 3"	U = 20米/秒, D = 4"	D = 2"
(U = 1.8 米/秒)	(R = 0.1公斤/厘米 ² ·100米)	R = 0.15 (公斤/厘米 ² ·100米)
$\Delta t = 50^{\circ}\text{C}$, D = 2½"	U = 27米/秒, D = 3½"	
(U = 1.5 米/秒)	(R = 0.2公斤/厘米 ² ·100)	
$\Delta t = 80^{\circ}\text{C}$, D = 2"	U = 35米/秒, D = 3"	
(U = 1 米/秒)	(R = 0.42公斤/厘米 ² ·100米)	

注：高温水为150℃，蒸汽压力为5公斤/厘米²。

5. 高温水系统的管道腐蚀不严重，如在高温水中投入少量防腐剂，可完全防止腐蚀。热水管道的使用年限一般可达30年以上。而蒸汽系统中凝结水管极易腐蚀；
6. 没有减压阀、疏水器等漏汽及易损设备，因此高温水系统维护管理方便，费用低；

但与蒸汽相比，高温水系统也有如下缺点：

1. 对于小型采暖系统，它若和水处理设备不太完备的蒸汽系统相比，由于高温水系统增加了膨胀罐等恒压装置以及循环水泵等，它的设备费要比蒸汽系统高；

2. 当系统的回水温度低时, 而锅炉燃料采用含硫份高的煤或燃料油时, 容易使锅炉尾部或省煤器中的受热面产生低温腐蚀;

3. 循环水泵等电能消耗大;

4. 在生产工艺需要蒸汽, 特别需要高压蒸汽的场合下, 高温水则不如蒸汽优越。但在国外最近也有用高温水代替蒸汽来满足生产工艺要求的趋向, 或者用高温水再生产蒸汽以供生产使用

正是由于高温水具备上述优点, 所以在二次世界大战以后, 随着城市工业发展、能源紧张的情况下, 高温水区域供热在国外得到了迅速的发展, 所有大城市的新建区域供热系统大多数为高温水系统。

第二章 高温水采暖系统的设计

高温水采暖系统, 可以认为由三个部分组成, 即管网、锅炉 (包括附属设备) 及内部系统。决定一个高温水采暖系统的锅炉及其附属设备所必须的条件是: 1) 送、回水温度和压力; 2) 送、回水温差; 3) 管网的压力损失; 4) 系统的加压方法; 5) 室外热网与内部系统的连接方法; 6) 循环泵系统等。本章着重这几方面的问题分别作以介绍。

第一节 送、回水温度和压力

水在一个大气压力下的沸点为 100°C , 所以在 100°C 以上的高温水采暖系统中, 必须保持的压力, 应高于相应送水温度的饱和压力。否则水将会在管路系统中某一部分发生汽化, 产生蒸气, 不仅阻碍水的流动, 而且也是产生水击作用的原因。因此, 必须对系统加压。而加于系统中的压力与送水温度, 管路的各种损失以及加压罐 (或其它加压设备) 的压力变化有关, 若以相应于送水温度的饱和压力来表示时, 则有:

$$P_s = P_f - (\Delta P_p + \Delta P_t) \dots\dots\dots (2-1)$$

式中: P_s ——送水主管末端的饱和压力, (公斤/厘米²);

P_f ——送水主管末端的运行压力, (公斤/厘米²);

ΔP_p ——送水主管末端的静水头, (公斤/厘米²);

ΔP_t ——加压罐在常用态状下的压力下降值, (公斤/厘米²)。

式中 ΔP_p 可根据地形和配管 (或散热器) 的最高位置来确定; ΔP_t 和加压罐的加压方法有关, 可以把 ΔP_t 值设计在一定范围内, 对变压式气体加压方法来说, 由于 ΔP_t 值在相当大的范围内变化 (2~5 公斤/厘米²), 在开始运行时, 即 ΔP_t 值大的时候 (也就是加压罐压力低的时候), 送水温度也低, 然后逐渐达到正常温度, 如这样操作运行的话, ΔP_t 不必采用全变压范围值, 而取以加压用调节阀的压力变化范围值为宜。

P_f 值, 则与主管的设计压力和循环流量调节方法有关。在用变速泵调节流量时, 泵的实际扬程几乎与系统的阻力是一致的, 而用流量调节阀 (即在送水或在回水主管上

设置阀门)来调节流量时,其泵的实际扬程为调节阀的阻力与系统阻力之和。在集中式采暖中,因一个采暖期的平均负荷率为30%左右,所以锅炉以及循环泵都并列两台以上来使用,通过调节运转台数,也可使系统循环水量相应于负荷变化来进行调节,这样,泵的动力消耗即可大为减少。所以相应于上述不同的循环流量调节方法,送水主管末端压力也是不同的。在采用变速泵流量调节法以及在送水管上设调节阀的流量调节法时,送水主管末端的运行压力以 P_f 表示,而采用回水管上设调节阀的流量调节法时,则以 $P_f\Delta$ 表示。此外(2-1)式中的 P_f (或 $P_f\Delta$)值,应取常用范围内的最小值,如果取循环量的常用最小值为30%的话,则 P_f 及 $P_f\Delta$ 各自为:

$$(P_f)_{\text{最小}} = (P_f)_{30\%} = P_o + 0.3^2 (\Delta P_L) 100\% \\ \approx P_o = (P_d - \Delta P_L) 100\% \dots\dots\dots (2-2)$$

$$(P_f\Delta)_{\text{最小}} = (P_f\Delta) 100\% \approx (P_d - \frac{1}{2}\Delta P_L) 100\% \dots\dots\dots (2-3)$$

上式中的:

- P_d ——循环泵的出口压力,公斤/厘米²;
- P_o ——循环泵的入口压力,公斤/厘米²;
- ΔP_L ——系统的阻力损失,公斤/厘米²。

把 P_f 或 $P_f\Delta$ 代入(2-1)式,则得:

$$P_s = (P_d) 100\% - \{ (\Delta P_L) 100\% + \Delta P_p + \Delta P_t \} \dots\dots\dots (2-4)$$

$$P_s = (P_d) 100\% - \{ \frac{1}{2}(\Delta P_L) 100\% + \Delta P_p + \Delta P_t \} \dots\dots\dots (2-5)$$

以上所有各项的值均可以确定下来,在这个基础上再加上加压罐安全阀压力和加压罐常用压力之差即为常用送水压力,因之常用送水温度即可确定了。

经济的主管送水压力(或送水温度)及回水温度,与热网和局部系统之间的连接方法有关。间接式连接方法,与局部系统的设计压力无关,可以很容易确定下来,但回水温度高于局部系统回水的水温。直接式连接方法,则受到局部系统设计压力的限制,但回水温度等于室内系统的回水温度(如图-2·1所示)。

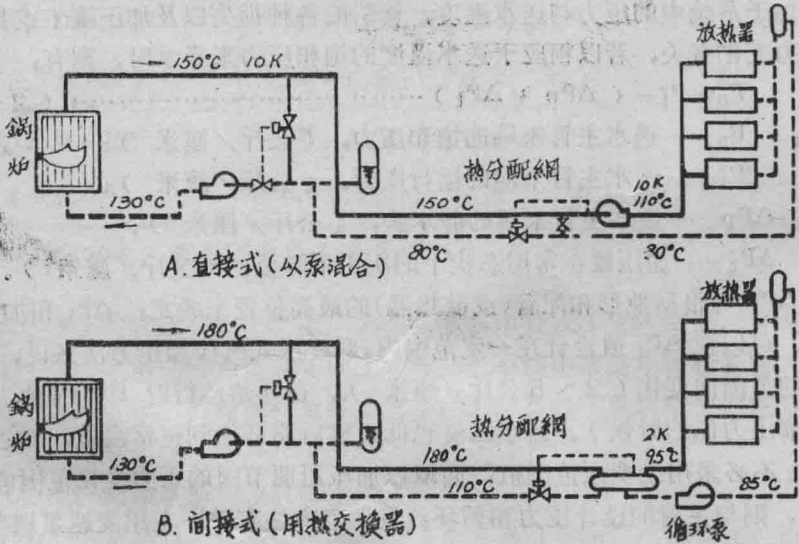
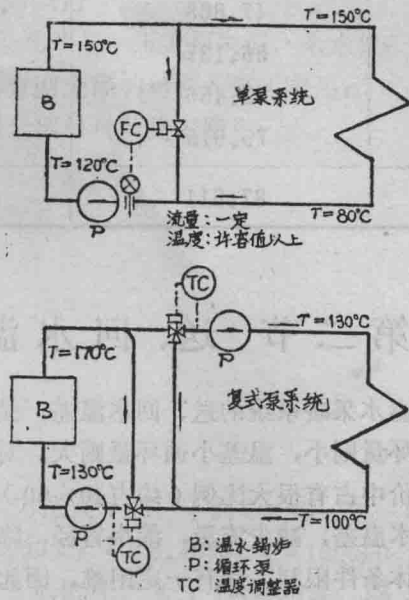


图-2·1 热网和局部系统的连接方法

另外，若为了使锅炉受热面的表面温度，保持在烟气露点温度以上，或者为了锅炉循环水量的调节，则系统的水温需要另行考虑。其方法是使锅炉的回水形成另外一个系统，如图—2·2所示。

饱和压力与水温的对应关系如下表所示：



温 度 ℃	饱 和 压 力		密 度 公斤/米 ³	比 热 千卡/公斤,度
	绝对压力 公斤/厘米 ²	相对压力 公斤/厘米 ²		
100	1.033	0.000	958	1.0075
110	1.046	0.013	951	1.0125
120	2.025	0.992	943	1.0145
130	2.754	1.721	935	1.0190
140	3.685	2.652	926	1.0235
150	4.854	3.821	917	1.0355
160	6.302	5.261	907	1.0400
170	8.076	7.043	897	1.0465
180	10.224	9.191	887	1.0555
190	12.799	11.766	876	1.0655
200	15.856	14.823	865	1.079
210	19.456	18.423	853	1.090
220	23.660	22.627	840	1.105
230	28.534	27.501	827	1.118
240	34.144	33.111	814	1.144

250	40.564	39.531	799	1.16
260	47.868	46.835	784	1.19
270	56.137	55.104	768	
280	65.456	64.423	751	
290	75.915	74.882	732	
300	87.611	86.578	712	

第二节 送、回水温差

高温水采暖系统的送、回水温差，是决定采暖系统中高温水循环量的基本数据。温差大循环量则小，温差小循环量则大。对于区域性供热系统来说，管道敷设费用，在工程总造价中占有很大比例（约占40~60）%，因之从经济意义上讲应尽可能选用较大的送、回水温差，减少流量，缩小管径，降低管道敷设费用。但加大温差又受工程本身的许多具体条件限制，尚有一定困难，因此应视具体情况而定。

美国的高温水设备调查及研究机构，根据研究提出最小送、回水温差为55℃，一般推荐65~83℃。

第三节 高温水管网的压力损失

管网的压力损失，不但是决定供水温度的条件，而且也是决定循环水泵扬程的因素。其最佳值应是：

1. 管网及锅炉的折旧费（年）；
2. 锅炉经常维护管理费（年）；
3. 管网的热损失（年）。

上述三者之和为最小值时的压力损失。其计算方法有：

1. 选择数种压力损失，作为基准，一个一个地来试算，看上述三个值之和那一种组合是最小值；

2. 以某一个压力损失为基础，求出供水温度、循环量、管网费，再由理论分析来求得最小值。

下面介绍一较为准确的计算式：

$$H_0 = \sqrt[1.2]{\frac{(K_1 - K_0) \cdot H_1^{0.2} \cdot Z}{5 \cdot V \cdot u}} \dots\dots\dots (2-6)$$

式中：

$$u = \frac{B \cdot K}{3,67 \cdot 10^5 \cdot \eta \cdot \gamma} \cdot fm \dots\dots\dots (2-7)$$

其中:

H_0 —— 管网压力损失最佳值, 米水柱;

H_1 —— 作为管网压力损失计算基准的某一压力损失值, 米水柱;

K_1 —— 相应于压力损失 H_1 时的管网全部的材料及施工费用;

K_0 —— 压力损失为 H_0 时的管网全部材料及施工费用;

Z —— 折旧率、%;

V —— 额定流量、公斤/小时;

u —— 常数;

fm —— 平均负荷率、%;

η —— 水泵效率、%;

γ —— 高温水比重、吨/米³;

B —— 全年运行时间, 小时;

K —— 电力单价, 元/瓩小时;

式中, K_1-K_0 之值随其管网材料及施工方法而不同。下面举一以 (2-6) 式计算之实例: $H_1=44$ 米水柱; $K_1-K_0=13.900.000$ 元; $Z=8.45\%$; $V=150000$ 公斤/时; $B=4800$ 时; $K=4$ 元/瓩小时; $\eta=70\%$; $\gamma=0.93$ 吨/米³; $fm=50\%$; 锅炉热出力 $=10$ 百万千卡/小时; 代入 (2-6) 式后, 则得:

$H_0=40$ 米水柱。

但一般情况下, 不作压力损失最佳值的计算, 可按下述推荐值来确定管网压力损失: 主管内的比压降 $R=5\sim10$ 毫米水柱/米; 分支管内的比压降 $R=20\sim30$ 毫米水柱/米。

第四节 加压方法

高温水系统与普通温水系统的最大不同点, 即是对系统按上述求得的系统必须保持的压力而进行加压。加压方法有多种, 致于采用那种加压方法, 应依具体条件, 如系统规模, 建筑物高度, 地形, 运转方式 (即连续或间歇), 室外管网与室内系统连接方法等综合考虑选择为宜。但不论采用那种加压方法都必须满足下述要求:

1. 采暖系统运行时, 在其被加压状态下不致于产生开裂;
2. 高温水中不准经常有气体呈分离的状态;
3. 加压装置的压力调整方法必须是简单可靠的;
4. 若使用惰性气体加压时, 为了调整压力等, 气体应该很少消耗;
5. 采暖装置的压力变动以及改变加热器出水温度时都能确保其所需压力;
6. 采暖装置能按比例, 来控制燃烧室燃烧状态;
7. 加压装置的维护和管理要容易且简单;
8. 加压装置的设备费及运行费应尽可能的便宜。一般所采用的加压方法如下表所示;