

Idraulica

专用技术信息期刊

52

六月 2017

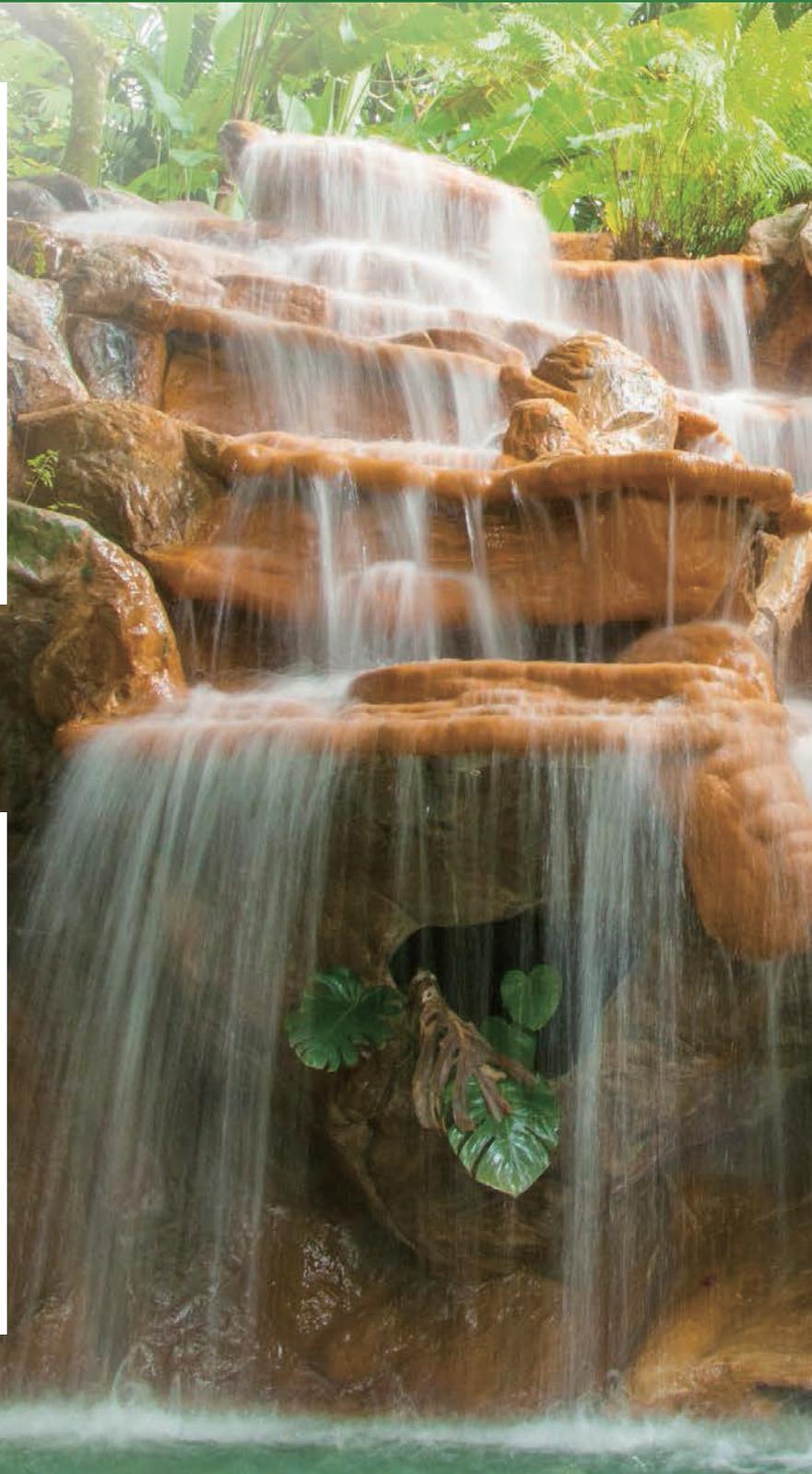


系统升级改造



热力杀菌

SPEDIZIONE IN ABBONAMENTO POSTALE PUBBLICITÀ 70% - FILIALE DI NOVARA





系统升级改造



热杀菌

主编:

Mario Doninelli

责任编辑:

Fabrizio Guidetti

本期参与编辑者:

- Claudio Ardizzoia
- Elia Cremona
- Alessandro Crimella
- Mario Doninelli
- Marco Doninelli
- Domenico Mazzetti
- Renzo Planca
- Alessia Soldarini
- Mattia Tomasoni

Idraulica

于1991年9月28日注册于Novara 法院
注册号: 26/91

出版社:

Centrostamp S.r.l. Novara

印刷:

Centrostamp S.r.l. Novara

Idraulica Caleffi 版权。

未经许可不得复制或转载。

所有文章均为自由翻译。

此刊物为公司内部技术交流资料; 卡莱菲公司保留对此资料进行解释或更改的权利。

CALEFFI S.P.A.

S.R. 229, N. 25

28010 Fontaneto d'Agogna (NO)

TEL. 0322-8491 FAX 0322-863305

info@caleffi.it www.caleffi.it

卡莱菲北京办事处

地址: 北京朝阳区广渠东路1号

邮编: 100124

Tel: 010-8771 0178

Fax: 010-8771 0180

目 录

- 3 利用恒温阀升级改造系统现状分析
- 4 DYNAMICAL®动态平衡型恒温阀
- 8 手动阀和恒温阀的大中型系统的性能
 - 示例A1 手动阀系统的设计选型
 - 示例A2 非可预调节恒温阀的升级改造系统的特点
 - 示例A3 非可预调节恒温阀和压差限制调节器的升级改造系统的运行特征
 - 示例A4 DYNAMICAL®动态平衡型恒温阀升级改造系统的运行特征
 - 各种示例对比图表和相关看法
- 26 现状
 - 异常状况原因探究
- 28 恒温阀系统的效率升级改造
 - 身体健康和环境可持续性的保护
 - 改造成本
 - 注解与看法
- 30 卫浴系统中的军团菌
 - 军团菌的国家记录
 - 易感人群
 - 可能的接触
 - 滋生方式和场所
 - 受影响的设备和技术工艺
- 32 新指导方针2015
- 34 卫生冷水管网的保护
 - 隔温绝缘厚度的影响
- 36 卫浴热水管网的保护
 - 热冲击
 - 杀菌
 - 材料对热冲击的兼容性
 - 材料对军团菌的影响
- 38 电子恒温混合阀
 - 建筑的智能“管理”系统
- 40 热力站中的循环回灌管网
 - 单一冷水线路连接
 - 单一锅炉连接
 - 平衡阀位置
- 46 DYNAMICAL®动态恒温阀
- 48 LEGIOMIX® 2.0电子恒温混合阀
- 50 排除空气的重要性
- 51 微泡排气阀DISCAL®

用恒温阀升级改造过的系统现状分析

Ingg. Marco & Mario Doninelli

节能问题对于保护我们的身体健康和我们这个星球的可持续性，意义至关重要，这一点已经广为人知。正是在这样一个大环境下，通过降低现存建筑的热损耗和提高其热效率来实现节能意义重大。要知道，在欧洲，民用住宅供暖所消耗的能量在总的能量需求中占据了很高的比例。正是基于这个原因，欧洲的各级领导层过去和现在一直都在努力降低这方面的消耗，提出的目标要求越来越高：比如我们这个领域的领导人要求对带恒温阀（以下简称为 VTS）的旧立管式集中供热系统进行升级改造。对于这一责任要求，我们觉得有必要侧重谈一谈其主要的技术面以及当前的现实情况，下面我们会清楚地认识到，现状既不符合上述目标，也无法与系统的舒适和经济运营相匹配。

本期水力杂志主要分四个部分讲述：

首先，我们会重温 and 更加确切地介绍一下新型 DYNAMICAL® 动态恒温阀的主要技术特点和性能：正如我们在上一期水力杂志中所说的，这种阀可以让系统高效工作，防止利用传统的恒温阀升级改造的系统中经常遇到的运行不畅的问题。

第二部分中，我们将借助几组比较容易推广开来的示例，明确恒温阀系统惯用的不同方案的性能表现。

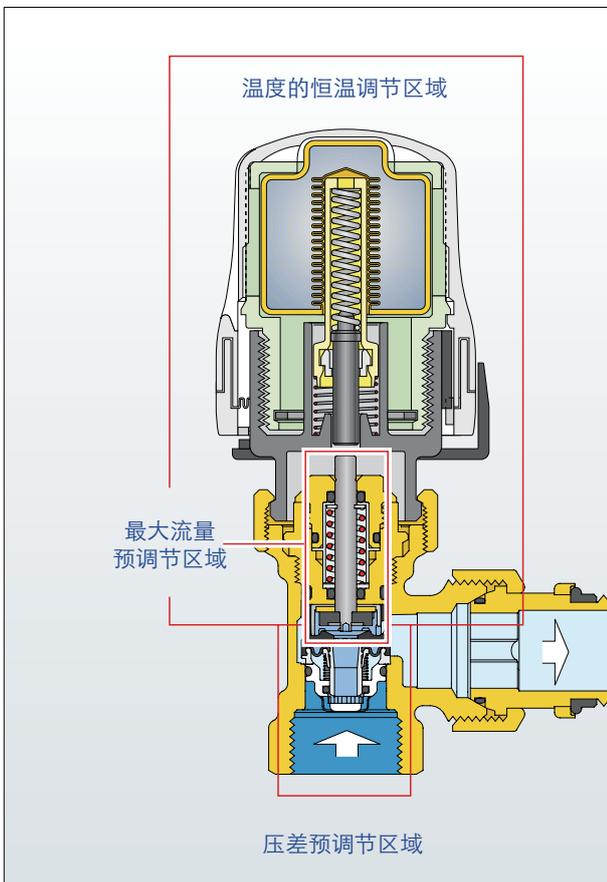
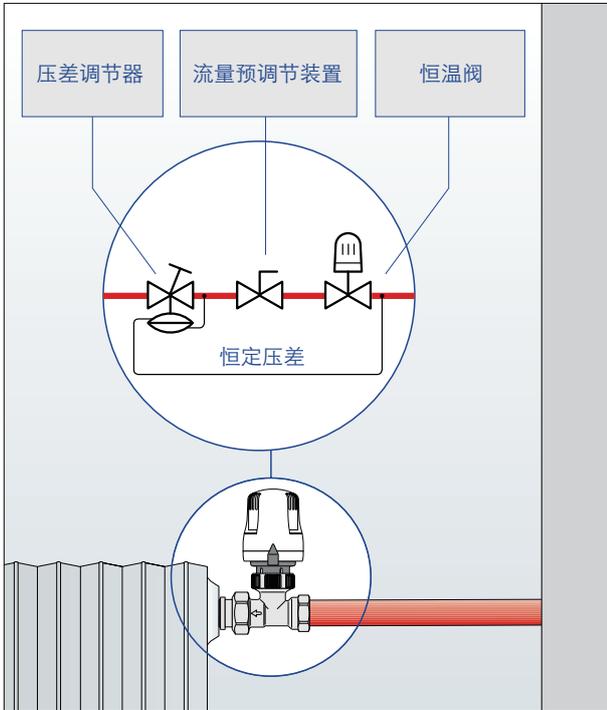
第三部分通过比较这些性能，给出一个对比图表，帮助我们做出正确的选择。

最后，第四部分介绍如何才能提高最落后方案的性能：遗憾的是，迄今为止，这些方案仍然长期大量地在使用着。



DYNAMICAL®动态平衡型恒温阀

正如在上一期水力杂志中所说的，这种新型温控阀本身，也就是说不需要其它部件的辅助，就可以保证恒温阀系统的正确运行。



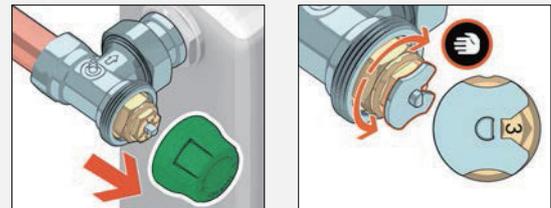
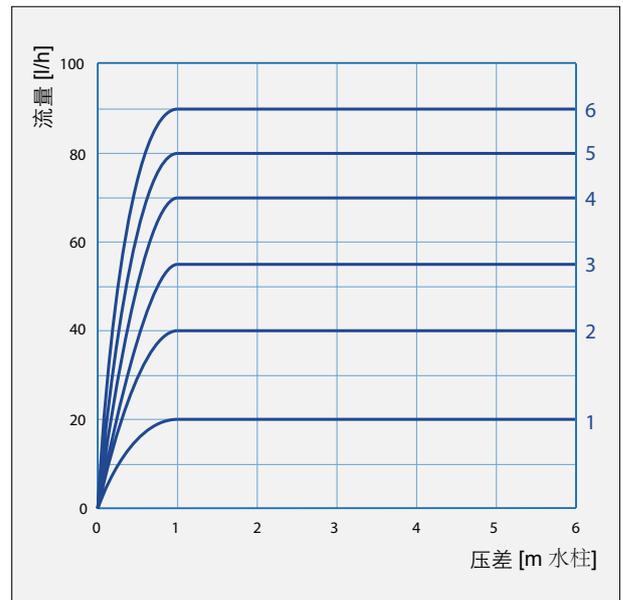
在阀体中有以下三个组件：

- **压差调节器**（或限制器），有大约1 m 水柱的固定预调校范围。它的任务是保持流量预调节阀和室温的恒温调节装置的工作压力差恒定；

- **流量预调节阀**（以上述固定的压差工作），（在阀门打开时）可以限制散热器的最大流量，不受环路末端压差影响；

- **恒温阀**（以上述固定的压差工作），可以稳定、安静和舒适地调节室温。

可以通过下述图表确定（方法非常简单而且与上游压力无关）DYNAMICAL® 阀的调节刻度：



刻度	1	2	3	4	5	6
l/h	20	40	55	70	80	90

所以，在升级改造时，新型恒温阀可以做到：

-大大地方便设计者的工作，不管是数据的测定还是数据处理；

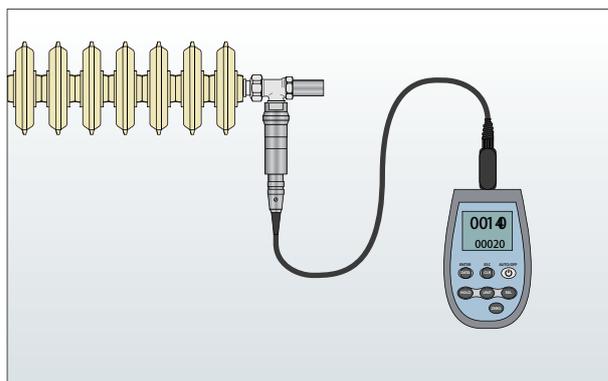
-使得安装人员的安装和阀门调节工作变得非常简单、方便；

-通过正确使用恒温阀，可以使用户享受到热舒适度和降低运营成本的好处。

另外，DYNAMICAL[®]动态平衡型恒温阀可以优化泵的耗能，因为它配套有可以测定工作压差的定制套件。这样，就可以检查处于最不利位置的阀门（一般来说是最远的那个）的工作压差，而且可以通过对泵的调节使它的值等于最低要求值。

也就是说，工作压差较高的其它所有阀门都可以正常工作，而压损又尽可能地低，这样泵的运营成本也降至最低。

还要指出的是，直到不久前，这些系统想要正确地升级改造，还必须依靠恒温阀和压差调节器结合使用才行。还必须留够安装调节器的适当空间，还



要了解系统的几何参数（参见第51期水力杂志）：如今，有了DYNAMICAL[®]动态平衡型恒温阀，这些局限便不复存在了。

总之，这种新型恒温阀能够带来明显的热舒适度和显著节能（通过正确使用恒温阀），还可以惠及之前无法进行此类改造的其它所有系统，参见以下示意图：

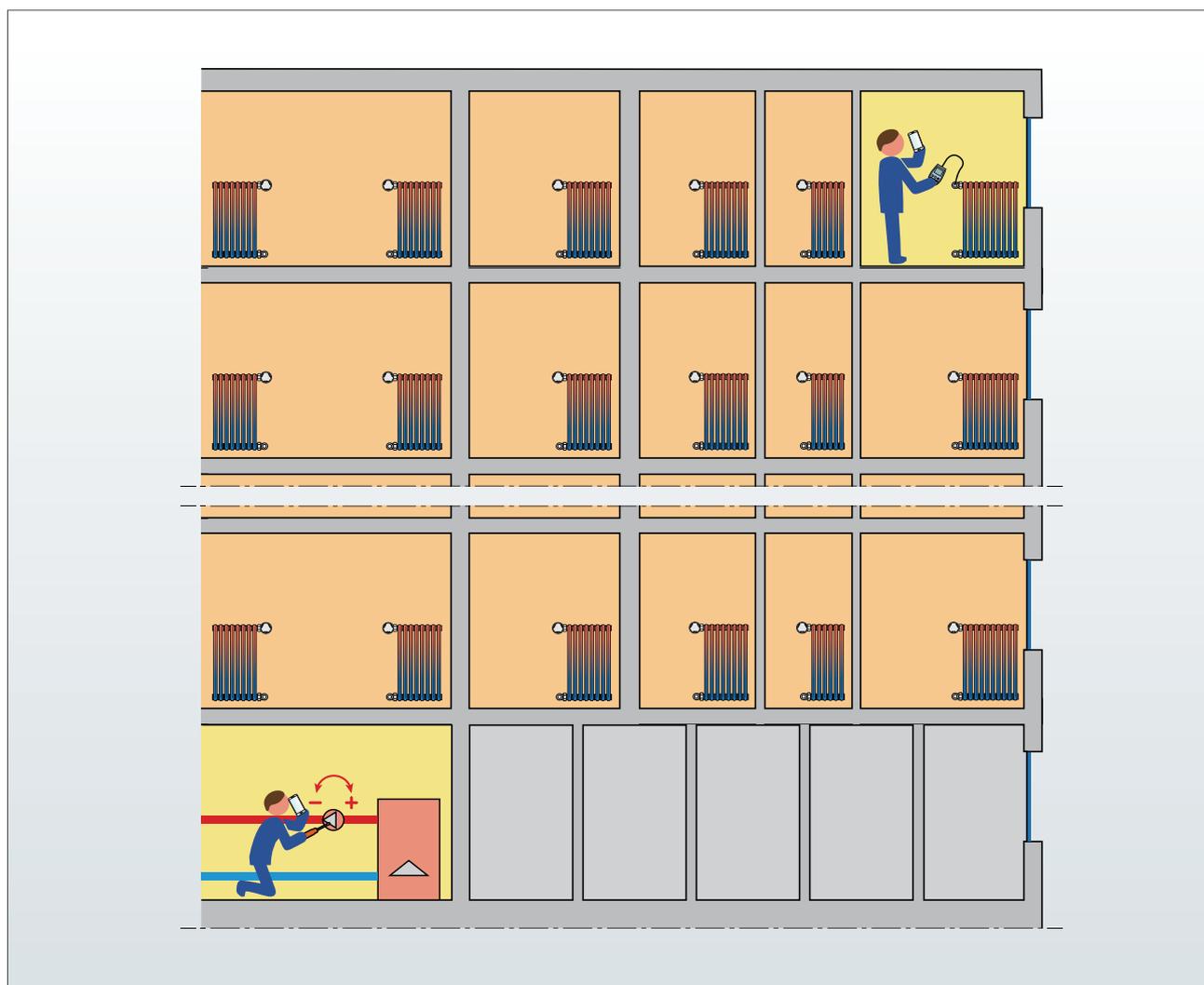


图1

最早的区域式供暖系统的供暖类型。

区域箱体尺寸一般很有限，只有两个手动截止闸阀。

图2

大部分区域系统的供暖类型。

区域箱体一般包括一个区域阀、一个热计量表和一套带截止阀的集分水器。

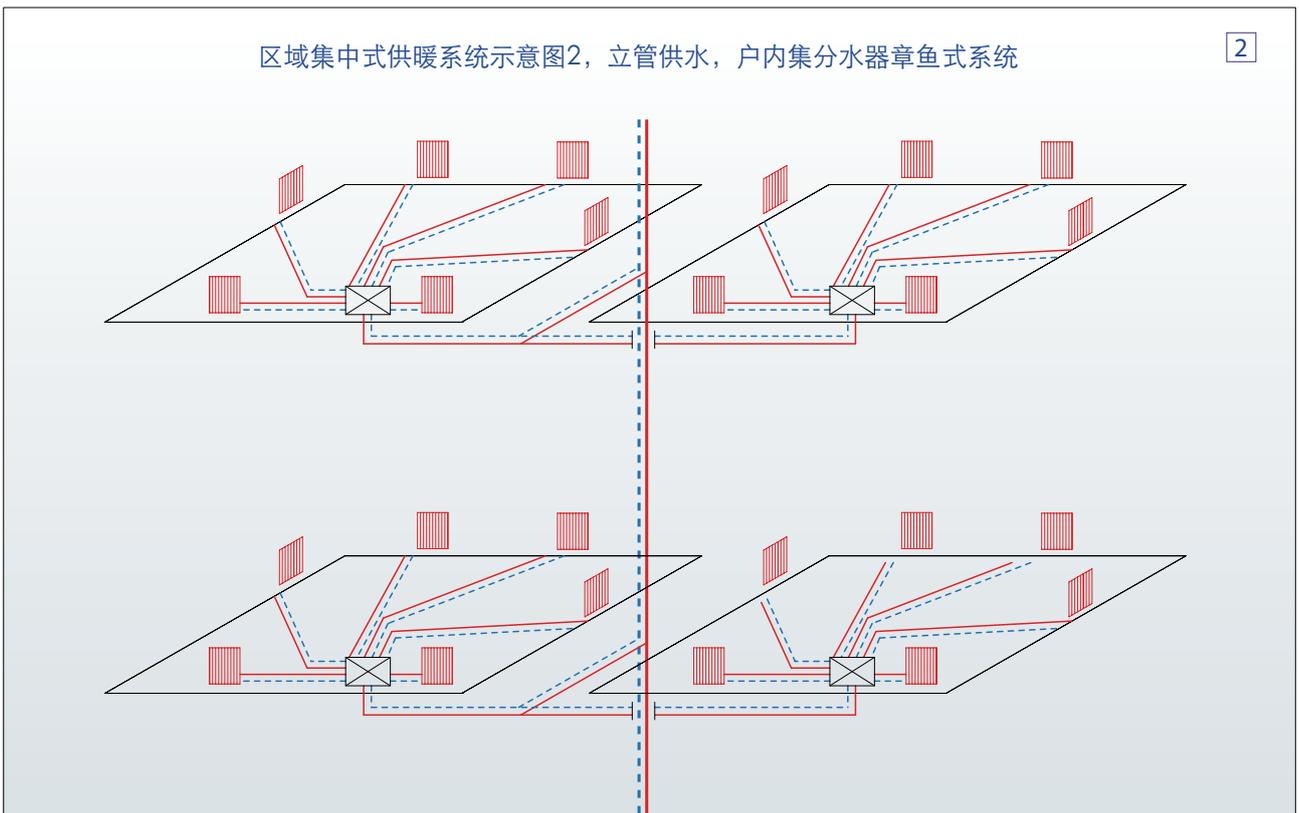
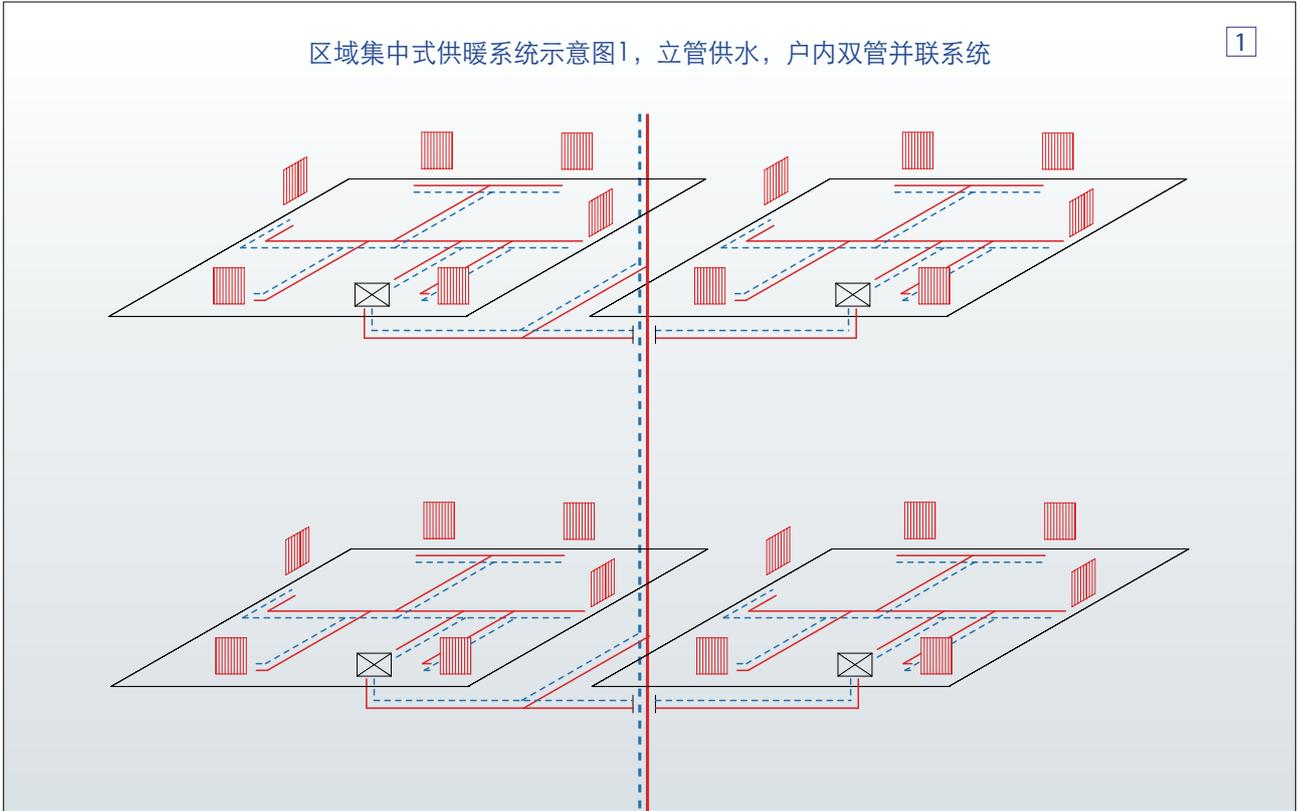


图3

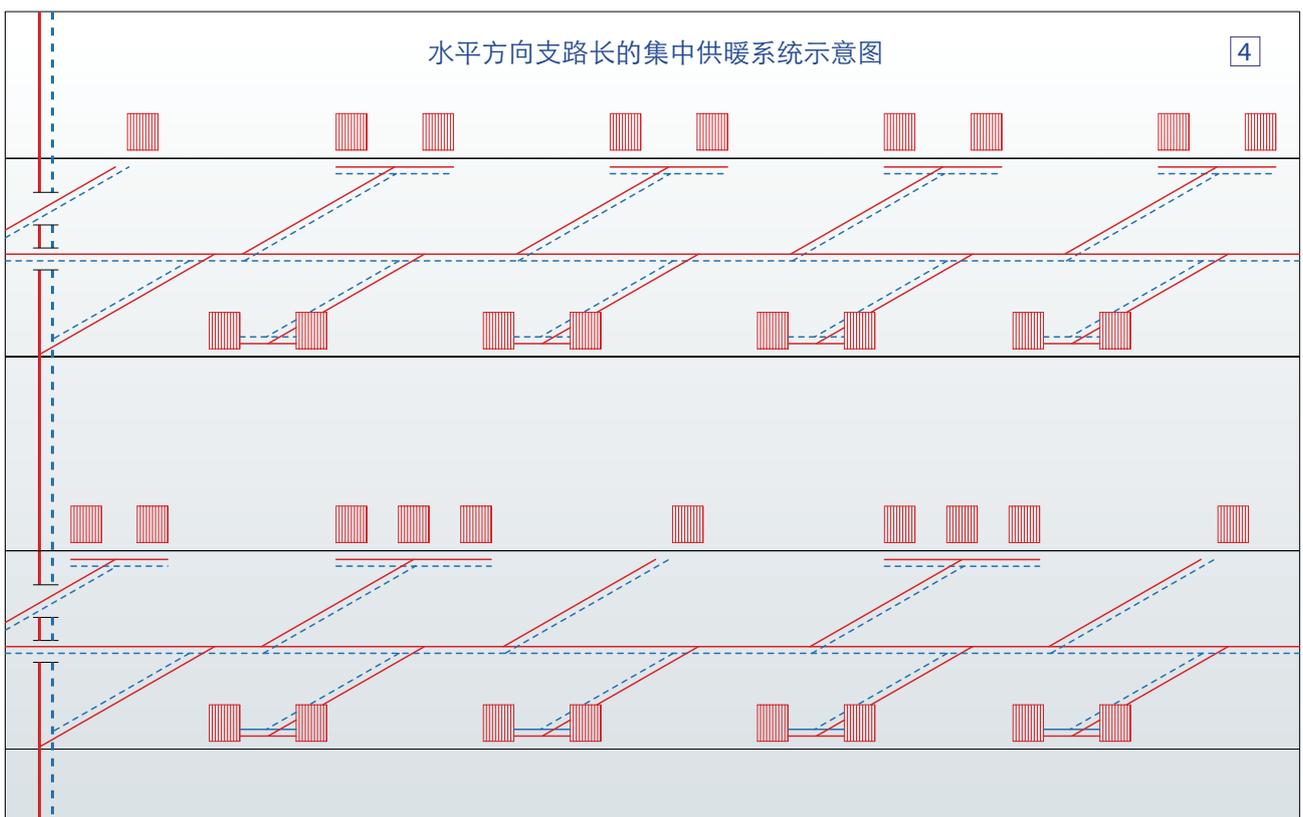
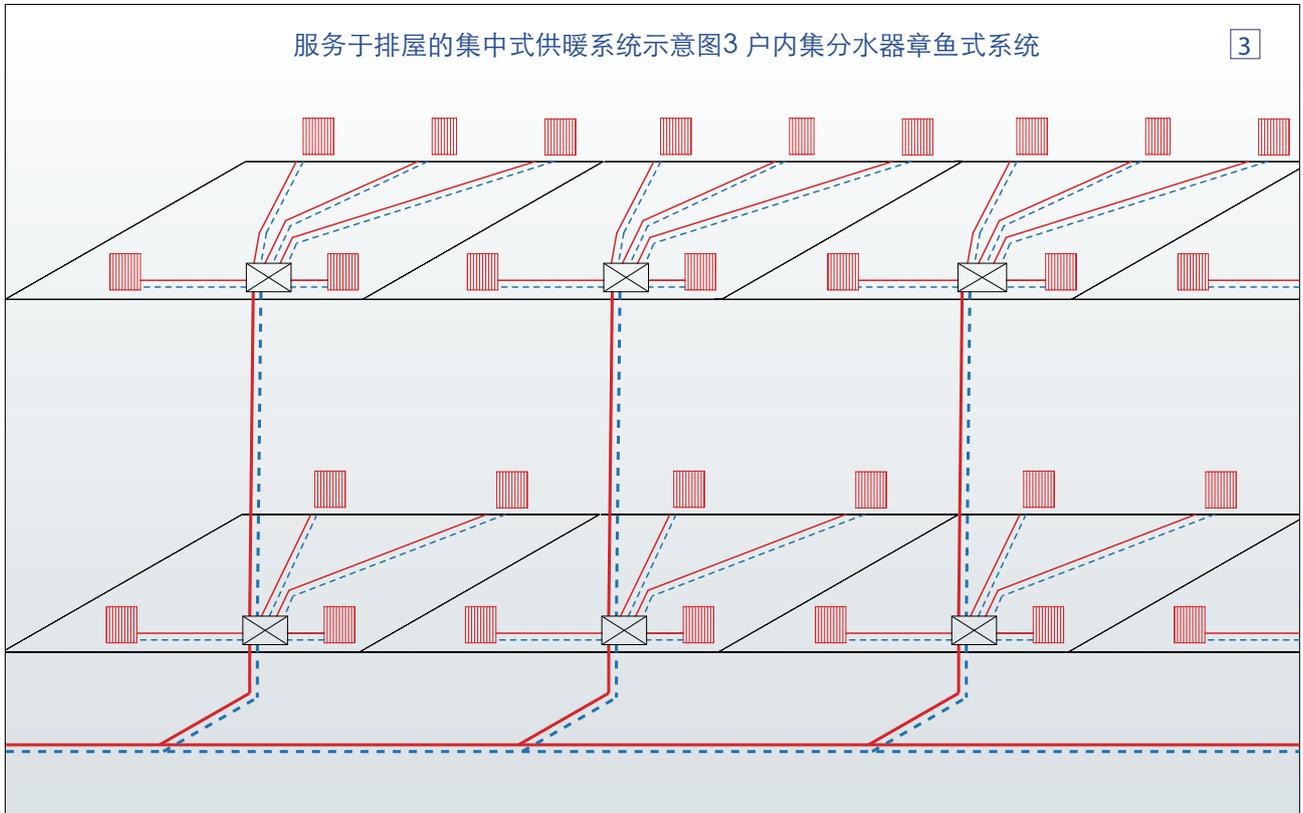
为排屋集中采暖系统。

这种供暖方式的特点是压差大，所供的第一和最后一个住户之间的散热器的的工作压差相差悬殊。

图4

水平方向支路长的供暖系统（如学校、办公楼、宾馆、医院、疗养院等使用的）。

这种供暖方式的特点是所服务的散热器工作压差相差悬殊。



带手动阀和恒温阀的大中型系统的性能

为了更好地阐明这些系统的技术特点和性能，下面我们将对手动阀的立管系统进行设计选型。然后，再探讨这一系统配上不同类型的恒温阀后能达到的不同性能。为此，举以下几个示例：

示例A1 手动阀系统的设计选型

示例A2 非预调节恒温阀的升级改造系统的特点

示例A3 预调节恒温阀和压差调节器的升级改造系统的运行特征

示例A4 DYNAMICAL[®]动态平衡型恒温阀升级改造系统的运行特征

关于没有压差调节器、有可预调节恒温阀的系统的运行的说明

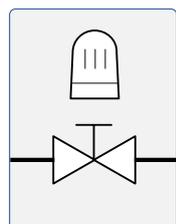
对于这种情况，我们不展开举例，因为所能得到的性能基本上和带非预调节恒温阀的系统状态相似。其实，没有压差调节器的辅助，单凭经验对散热器的流量进行预调节很危险。可能会加大管网的压差和增加恒温阀的噪音。

就展开计算的说明

为了阐明所探讨系统的主要技术特点和性能，没有必要进行详细计算。参照示例最后给出的总结表格和图纸足矣。

示例A1

手动阀系统的设计选型



为了阐明所探讨系统的主要技术特点和性能，没有必要进行详细计算。参照示例最后给出的总结表格和图纸足矣。

- T_{max} = 75°C 最高供水温度
- T_{min} = -5°C 最低室外温度
- ΔT = 10°C 设计温差
- L = 4 m 散热器回路管长 (供水和回水)
- L = 6 m 层与层之间立管管长 (供水和回水)
- L = 4 m 底部立管和上层散热器回路之间立管管长 (供水和回水)
- 底部分水器管长: 见平面图
- ξ = 15 局部压损系数
散热器环路: 接头、阀门、散热器和平衡阀
- ξ = 4 散热器环路/立管与立管/底部分水器之间汇合和支路局部压损系数
- 散热器的热需求量
- 立管 I Q 单个散热器 = 1,600 kcal/h
- 立管 II a “ “ “ = 1,200 “
- 立管 II b “ “ “ = 920 “
- 立管 III “ “ “ = 600 “
- 立管 IV a “ “ “ = 800 “
- 立管 IV b “ “ “ = 760 “
- 立管 V “ “ “ = 1,000 “
- 立管 VI a “ “ “ = 720 “
- 立管 VI b “ “ “ = 680 “
- 立管 VI “ “ “ = 1,400 “
- 立管 VIII “ “ “ = 1,800 “

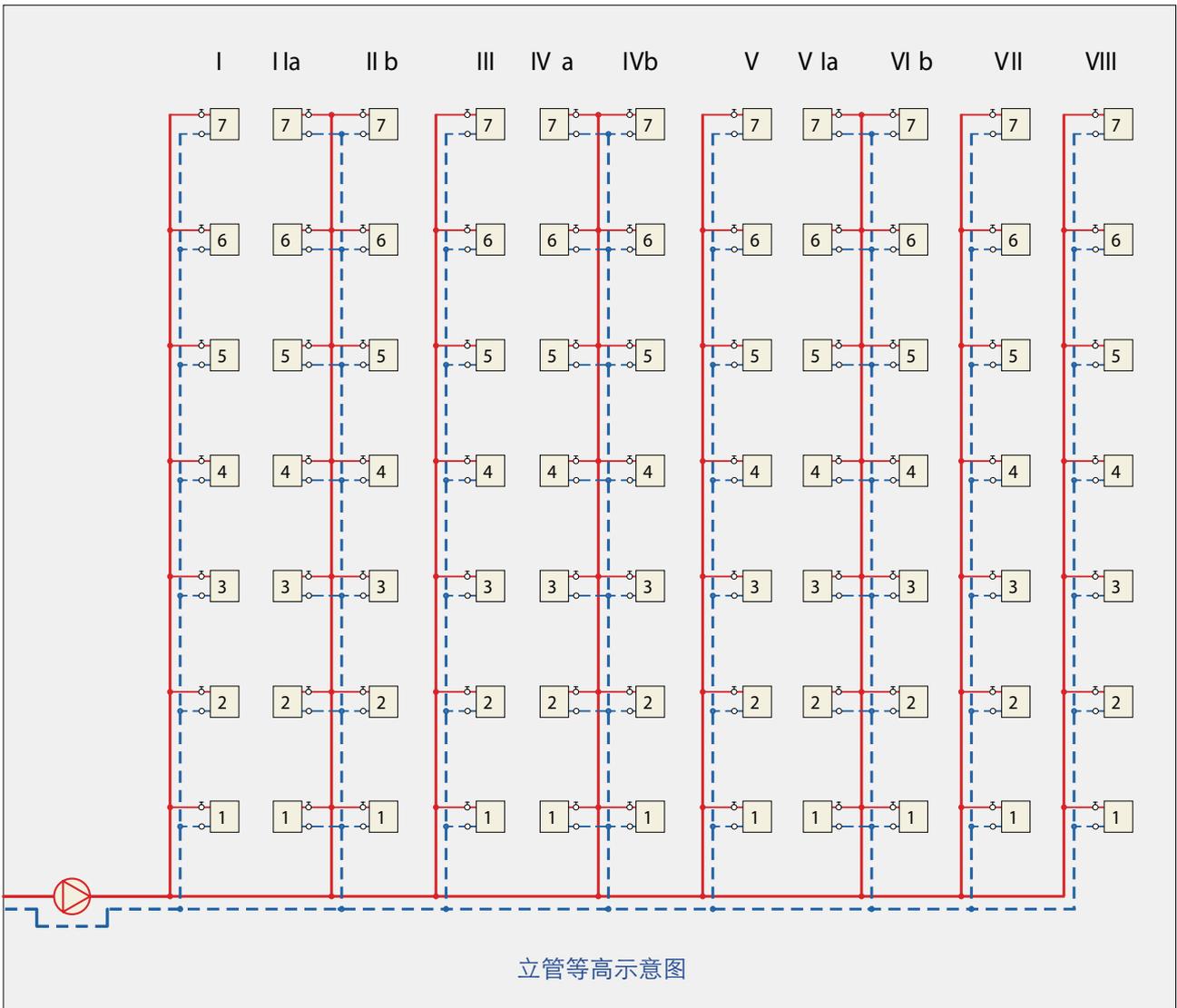
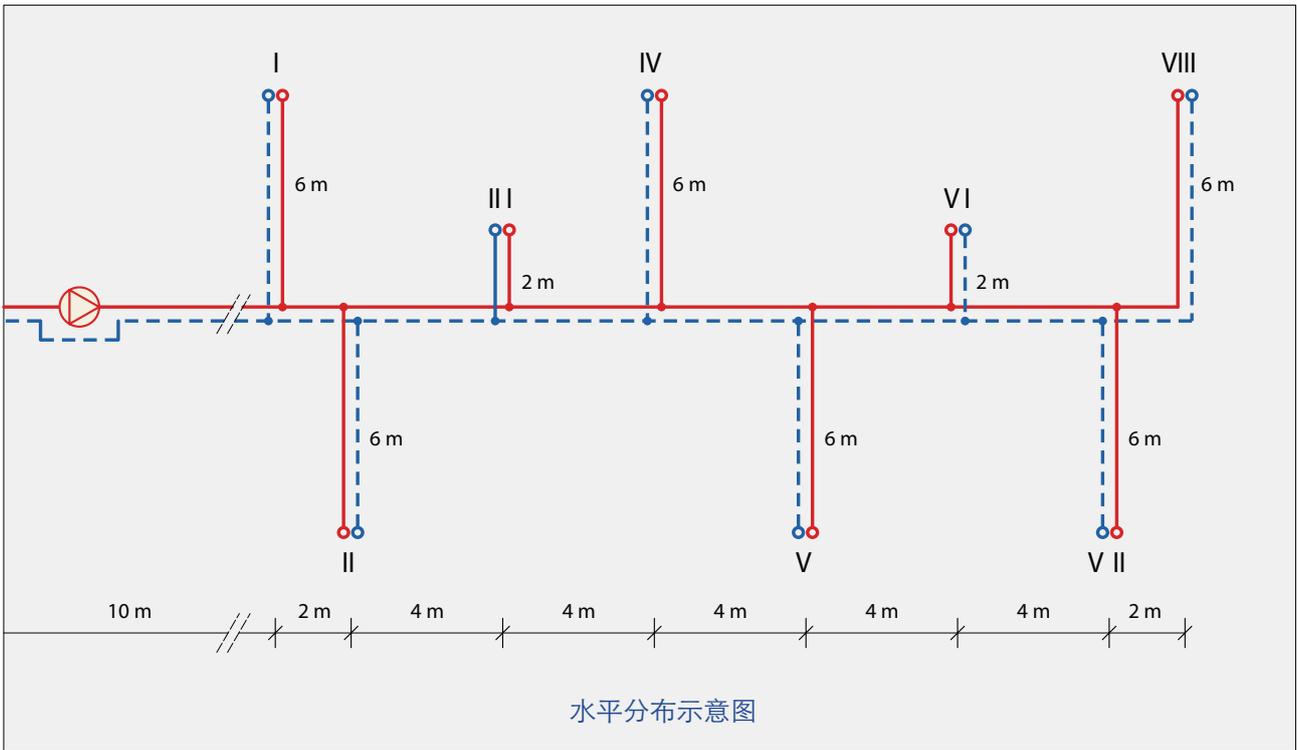
方案

用延程压力损失常数 (r) 的方法为系统设计选型，采用的指导值为： $r = 10$ mm 水柱/m，也就是说，采用此类系统设计选型常用的值 (r) 和计算方法，因为这样：

- 可以在供水管网的实现成本和泵的工作消耗之间获得良好的折中；
- 避免供水管网沿线压差过高。

连续和局部压损的计算，采用的是表格和公式是：水的压损表和曲线(水力手册增补本)。

连接节点 (散热器环路/立管与立管/底部分水器) 的平衡，根据相应的压差，用卡莱菲水力手册1第67页上的公式。



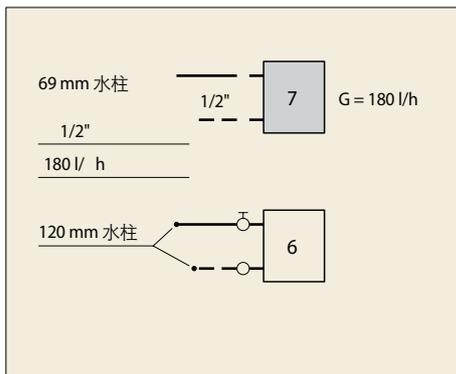
最后一根立管的设计选型（立管VIII）

散热器7环路

- 设计流量: $G_P = Q / \Delta T = 1,800 / 10 = 180 \text{ l/h}$
- 直径选择: $\varnothing = 1/2"$, 相应地:
- $r = 6.6 \text{ mm 水柱/m}$ (延程压力损失比摩阻)
- $v = 0.24 \text{ m/s}$ (水流速度)
- 连续压损: $H_R = r \cdot L = 6.6 \cdot 4 = 26.4 \text{ mm 水柱}$
- 局部压损: $H_Z = 42.9 \text{ mm 水柱}$ ($\xi = 15, v = 0.24 \text{ m/s}$)
- 总压损: $H_T = H_R + H_Z = 69.3 \text{ mm 水柱}$

散热器7-6立管段

- 流量: $G = 180 \text{ l/h}$
- 直径选择: $\varnothing = 1/2"$, 相应地:
- $r = 6.6 \text{ mm 水柱/m}$ (延程压力损失比摩阻)
- $v = 0.24 \text{ m/s}$ (水流速度)
- 连续压损: $H_R = r \cdot L = 6.6 \cdot 6 = 39.6 \text{ mm 水柱}$
- 局部压损: $H_Z = 11.6 \text{ mm 水柱}$ ($\xi = 4, v = 0.24 \text{ m/s}$)
- 总压损: $H_T = H_R + H_Z = 51.2 \text{ mm 水柱}$
- $\Delta P_6 = \Delta P_7 + 51.2 = 69.3 + 51.2 = 120.5 \text{ mm 水柱}$

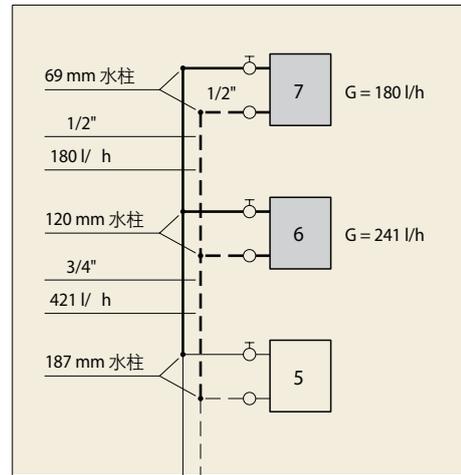


散热器6环路

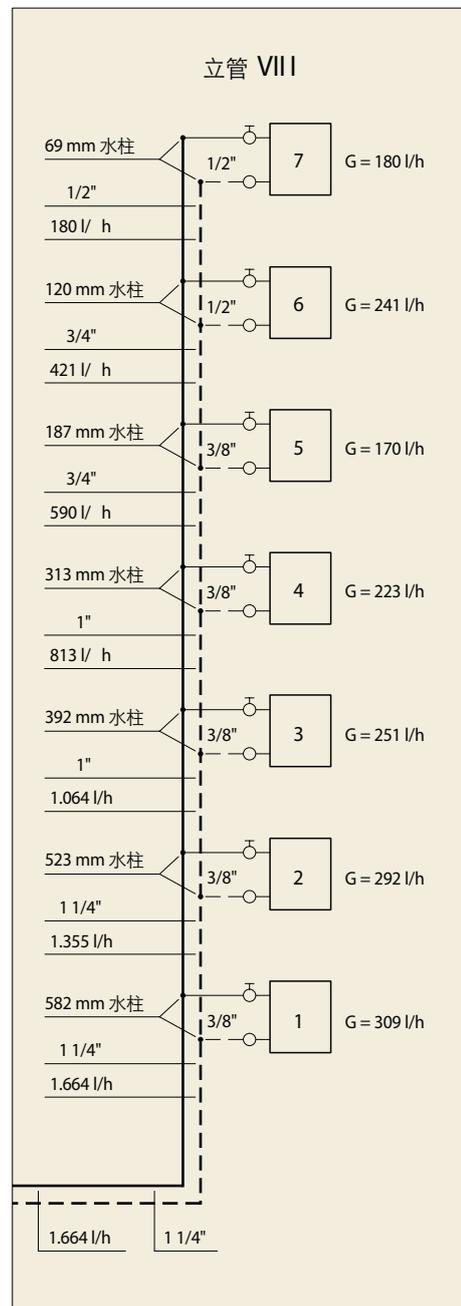
- 设计流量: $G_P = Q / \Delta T = 1,800 / 10 = 180 \text{ l/h}$
- 直径选择: $\varnothing = 1/2"$, 相应地:
- $r = 6.6 \text{ mm 水柱/m}$ (延程压力损失比摩阻)
- $v = 0.24 \text{ m/s}$ (水流速度)
- 连续压损: $H_R = r \cdot L = 6.6 \cdot 4 = 26.4 \text{ mm 水柱}$
- 局部压损: $H_Z = 42.9 \text{ mm 水柱}$ ($\xi = 15, v = 0.24 \text{ m/s}$)
- 总压损: $H_T = H_R + H_Z = 69.3 \text{ mm 水柱}$
- 根据节点6的压差计算的流量
- $G = 180 \cdot (120.5 / 69.3) = 0.525 = 241 \text{ l/h}$

散热器6-5立管段

- 流量: $G = 241 \text{ l/h}$
- 直径选择: $\varnothing = 3/4"$, 相应地:
- $r = 7.7 \text{ mm 水柱/m}$ (延程压力损失比摩阻)
- $v = 0.32 \text{ m/s}$ (水流速度)
- 连续压损: $H_R = r \cdot L = 7.7 \cdot 6 = 46.2 \text{ mm 水柱}$
- 局部压损: $H_Z = 20.0 \text{ mm 水柱}$ ($\xi = 4, v = 0.32 \text{ m/s}$)
- 总压损: $H_T = H_R + H_Z = 66.2 \text{ mm 水柱}$
- $\Delta P_5 = \Delta P_6 + 66.2 = 120.5 + 66.2 = 186.7 \text{ mm 水柱}$



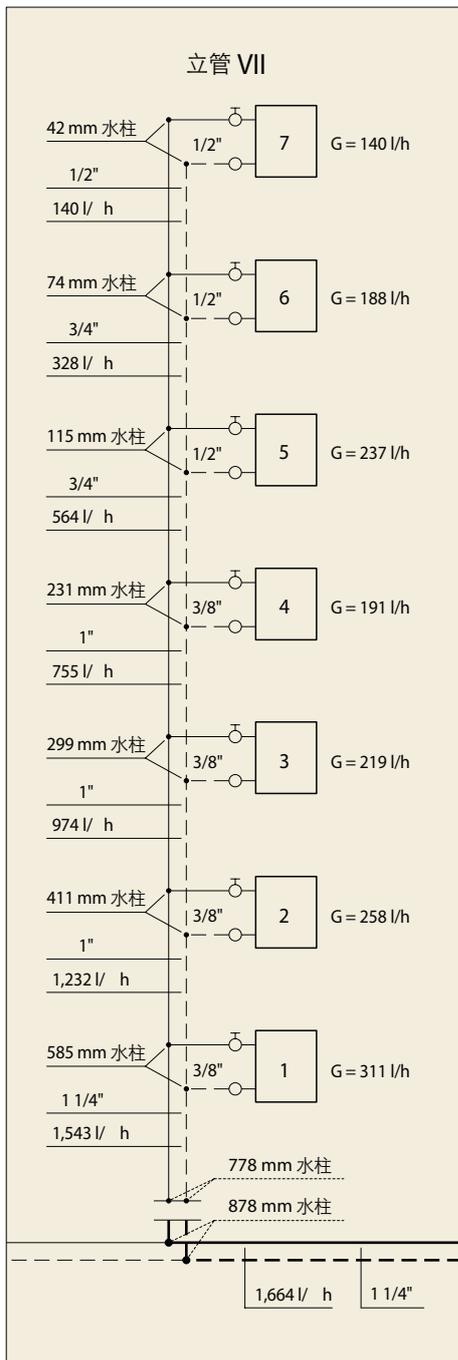
同样地，可以得到一下数据：



倒数第二根立管的设计选型（立管VII）

按照立管VIII所用的同样方法为立管设计选型。

可以得到以下数据：



然后，根据它接入底部分水器的点之间存在的压差值平衡立管（参见卡莱菲水力手册1第67-69页）。

流量修正系数

$$F_G = (\Delta P_B / \Delta P_C) \cdot 0.525$$

其中：

ΔP_B = 分水器上的平衡压差

ΔP_C = 立管的计算压差 (旧的扬程)

于是得到: $F_G = (878 / 778) \cdot 0.525 = 1.065$

立管的新流量计算

$$-G_{VII} = 1,543 \cdot 1.065 = 1,643 \text{ l/h}$$

散热器的新流量计算

$$-G_7 = 140 \cdot 1.065 = 149 \text{ l/h}$$

$$-G_6 = 188 \cdot 1.065 = 200 \text{ l/h}$$

$$-G_5 = 237 \cdot 1.065 = 252 \text{ l/h}$$

$$-G_4 = 191 \cdot 1.065 = 203 \text{ l/h}$$

$$-G_3 = 219 \cdot 1.065 = 233 \text{ l/h}$$

$$-G_2 = 258 \cdot 1.065 = 275 \text{ l/h}$$

$$-G_1 = 311 \cdot 1.065 = 337 \text{ l/h}$$

压差修正系数

$$F_{\Delta P} = \Delta P_B / \Delta P_C$$

其中：

ΔP_B = 分水器上的平衡压差

ΔP_C = 立管的计算压差 (旧的扬程)

于是得到: $F_{\Delta P} = 878 / 778 = 1.128$

散热器环路的新压差计算

$$-\Delta P_7 = 42 \cdot 1.128 = 48 \text{ mm 水柱}$$

$$-\Delta P_6 = 74 \cdot 1.128 = 84 \text{ mm 水柱}$$

$$-\Delta P_5 = 115 \cdot 1.128 = 130 \text{ mm 水柱}$$

$$-\Delta P_4 = 237 \cdot 1.128 = 267 \text{ mm 水柱}$$

$$-\Delta P_3 = 299 \cdot 1.128 = 338 \text{ mm 水柱}$$

$$-\Delta P_2 = 411 \cdot 1.128 = 463 \text{ mm 水柱}$$

$$-\Delta P_1 = 585 \cdot 1.128 = 660 \text{ mm 水柱}$$

其它立管和分水器的设计选型

步骤与上面情况相同。相关数据在第12页的总结图表中给出。

泵的技术特点

流量

将所服务的散热器流量相加之和即得（参见第12页相关数值）：

$$G = \sum G_{RAD} = 19,475 \text{ l/h}$$

扬程

对于热力站来说，根据上述流量，假设压损 = 2,000 mm 转正。

于是，根据得到的数据（参见第12页数值）可得：

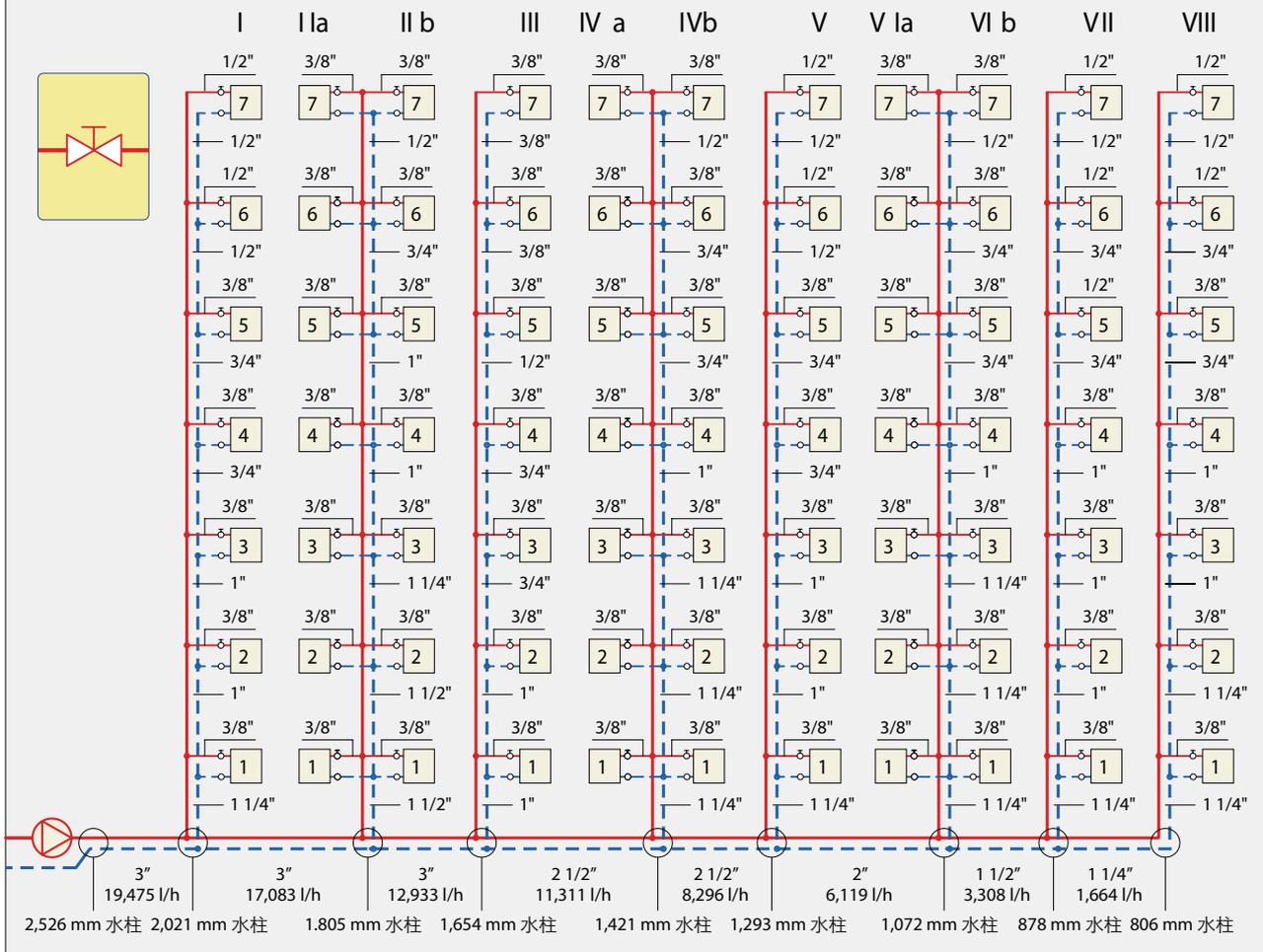
- 最后一个立管的压损 = 806 mm 水柱

- 底部分水器压损 = 1,720 mm 水柱

- 热力站压损 = 2,000 mm 水柱

$$H = 806 + 1,720 + 2,000 = 4,526 \text{ mm 水柱}$$

手动阀系统的示例设计数据总结图表



服务于散热器的环路接口处压差

Rad.	I	II	III	IV	V	VI	VI I	VIII
7	77	111	36	44	29	38	48	69
6	134	215	68	86	52	75	84	120
5	420	358	229	143	163	125	130	187
4	598	501	280	314	254	274	261	313
3	957	819	403	465	468	406	338	392
2	1,185	1,001	652	557	625	486	463	523
1	1,573	1,163	1,124	723	920	631	660	582

散热器流量 [l/h]

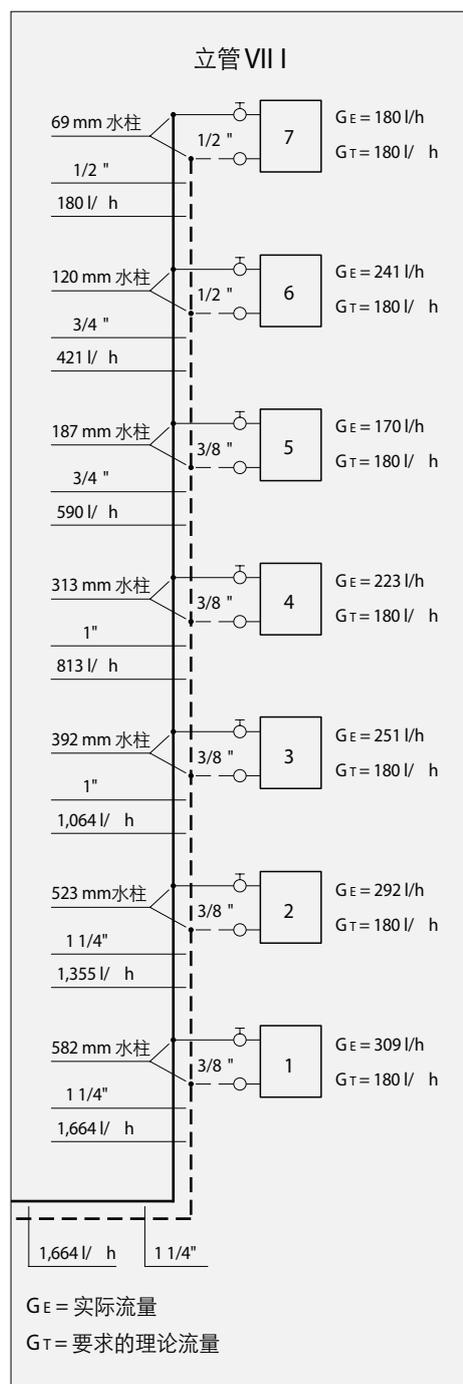
Rad.	I	IIa	IIb	III	IV a	IV b	V	VI a	VI b	VI I	VIII
	1.600 [kcal/h]	1.200 [kcal/h]	920 [kcal/h]	600 [kcal/h]	800 [kcal/h]	760 [kcal/h]	1.000 [kcal/h]	720 [kcal/h]	680 [kcal/h]	1.400 [kcal/h]	1.800 [kcal/h]
7	191	130	130	73	81	81	116	75	75	149	180
6	255	184	184	102	115	115	155	107	107	200	241
5	261	241	241	193	150	150	224	140	140	252	170
4	314	287	287	215	227	227	283	211	211	203	223
3	401	372	372	260	278	278	390	260	260	233	251
2	449	413	413	334	306	306	454	285	285	275	292
1	521	447	447	445	351	351	556	327	327	331	309

几点看法

例子中的数据突出表明系统（如所有带手动阀的大中型立管系统一样）运行时实际流量和设计的理论流量之间存在着巨大差异。

究其原因就在于管网中的压差会沿着立管和底部分水器（从最后一个到第一个立管）而不断增加。

下面的图纸突出表明最后一根立管的压差是如何增加的，以及实际流量是如何相对于设计的理论流量变化的。

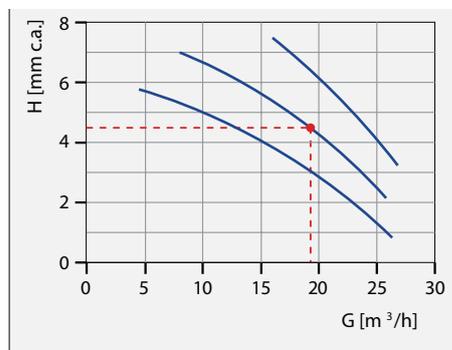


流量失调不仅会造成泵的经营成本增加，而且会导致所供热的房间之间明显的热失调。

泵的经营成本增加

正如第11页的所确定的，系统所要求的扬程和流量得出：

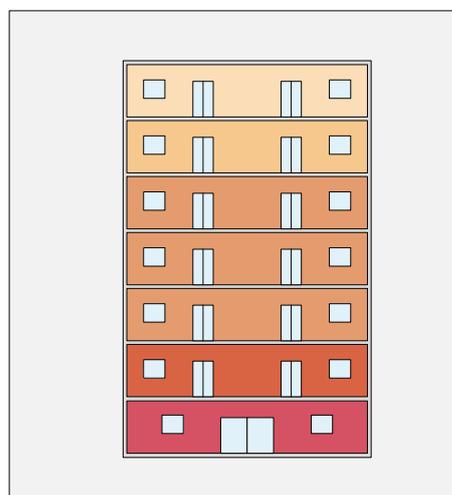
$$G_{\text{泵}} = 19,475 \text{ l/h}; \quad H_{\text{泵}} = 4,526 \text{ mm 水柱}$$



数值明显高于维持循环所需的合理设计流量 ($G_T = \Sigma Q_{\text{RAD}} / \Delta T = 8,036 \text{ l/h}$)，而且导致泵的经营成本增加。

热力失衡

原因在于前几层的散热器的供水流量比最后几层的流量要高：这导致这些楼层之间的室温差距明显。



其它的不利方面

原因在于手动阀不能调节室温。所以就会出现：

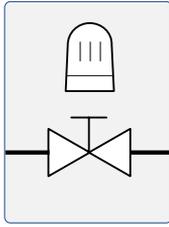
1. 无法避免低层温度过高，无法防止热消耗大和不舒适的状态；

2. 无法合理利用第二热源带来的好处，如阳光照射、人员的存在和电器设备的工作。

这些不足只有通过使用恒温阀方能解决。

示例A2

非预调节恒温阀的升级改造系统的特点



按照立管VIII所用的同样方法为立管设计选型。

可以得到以下数据:

- $K_v = 0.7 \text{ m}^3/\text{h}$ K_v 温控阀 ($\varnothing = 3/8"$ 和 $1/2"$)

- $K_D = 4.0 \text{ m}^3/\text{h}$ K_v 回水阀 ($\varnothing = 3/8"$ 和 $1/2"$)

方案

要确定所要求的数据, 可以用示例A1中同样的方法和公式。为了简便起见 (而且考虑到它们的值非常有限), 就不考虑散热器的压损及其环路的局部压损了。

立管VIII的新流量和新压差 ΔP

散热器7环路

- 设计流量: $G_P = Q / \Delta T = 1,800 / 10 = 180 \text{ l/h}$

- 根据现有直径 ($1/2"$) 可知:

$r = 6.6 \text{ mm 水柱/m}$ (延程压力损失比摩阻)

- 连续压损: $H_R = r \cdot L = 6.6 \cdot 4 = 26.4 \text{ mm 水柱}$

- 局部压损 (温控阀和回水阀): $H_Z = 681.6 \text{ mm 水柱}$

- 总压损: $H_T = H_R + H_Z = 708 \text{ mm 水柱}$

散热器7-6立管段

- 流量: $G = 180 \text{ l/h}$

- 根据现有直径 ($1/2"$) 可知:

$r = 6.6 \text{ mm 水柱/m}$ (延程压力损失比摩阻)

$v = 0.24 \text{ m/s}$ (水流速度)

- 连续压损: $H_R = r \cdot L = 6.6 \cdot 6 = 39.6 \text{ mm 水柱}$

- 局部压损: $H_Z = 11.6 \text{ mm 水柱}$ ($\xi = 4, v = 0.24 \text{ m/s}$)

- 总压损: $H_T = H_R + H_Z = 51.2 \text{ mm 水柱}$

- $\Delta P_6 = \Delta P_7 + 51.2 = 708 + 51.2 = 759.2 \text{ mm 水柱}$

散热器6环路

- 设计流量: $G_P = Q / \Delta T = 1,800 / 10 = 180 \text{ l/h}$

- 根据现有直径 ($1/2"$) 可知:

$r = 6.6 \text{ mm 水柱/m}$ (延程压力损失比摩阻)

- 连续压损: $H_R = r \cdot L = 6.6 \cdot 4 = 26.4 \text{ mm 水柱}$

- 局部压损 (温控阀和回水阀): $H_Z = 681.6 \text{ mm 水柱}$

- 总压损: $H_T = H_R + H_Z = 708 \text{ mm 水柱}$

- 根据节点6的压差计算的流量

$G = 180 \cdot (759.2 / 708) 0.525 = 187 \text{ l/h}$

散热器6-5立管段

- 流量: $G = 367 \text{ l/h}$

- 根据现有直径 ($3/4"$) 可知:

$r = 6.0 \text{ mm 水柱/m}$ (延程压力损失比摩阻)

$v = 0.28 \text{ m/s}$ (水流速度)

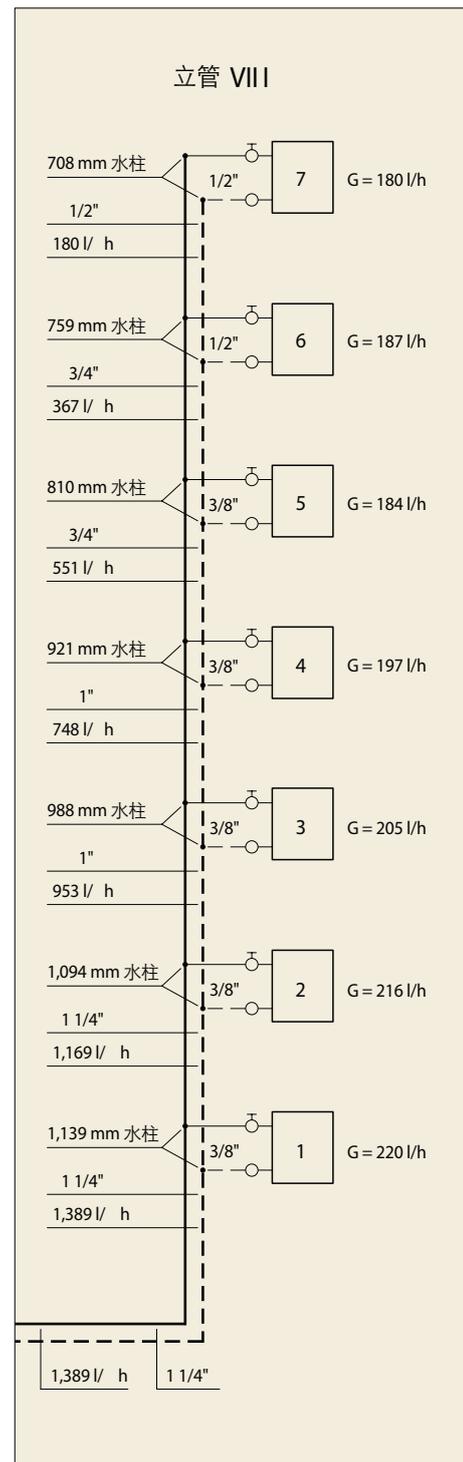
- 连续压损: $H_R = r \cdot L = 6.0 \cdot 6 = 36.0 \text{ mm 水柱}$

- 局部压损: $H_Z = 14.9 \text{ mm 水柱}$ ($\xi = 4, v = 0.28 \text{ m/s}$)

- 总压损: $H_T = H_R + H_Z = 50.9 \text{ mm 水柱}$

- $\Delta P_5 = \Delta P_6 + 50.9 = 759.2 + 50.9 = 810.1 \text{ mm 水柱}$

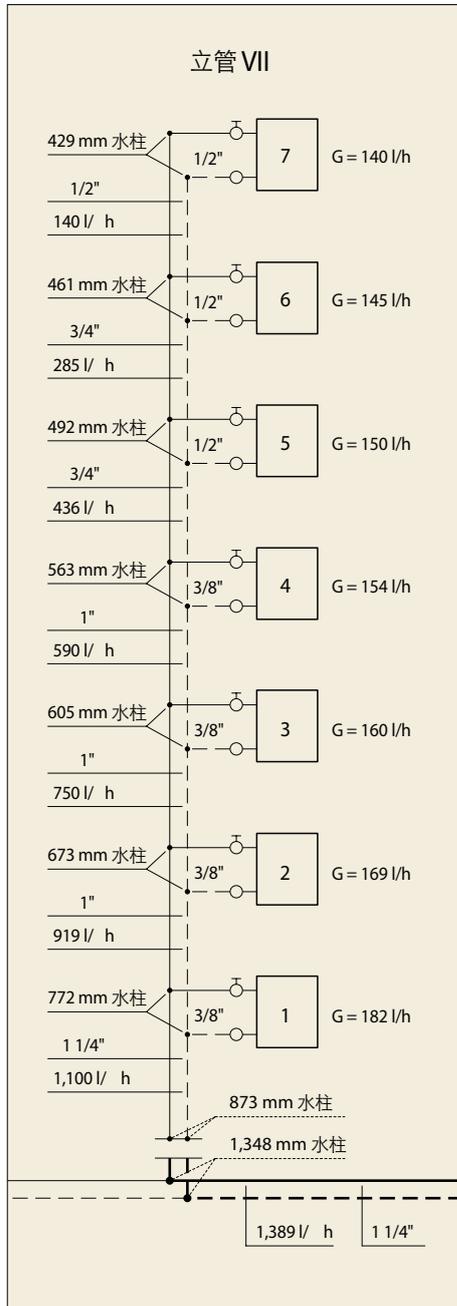
同样地, 可以得到一下数据:



立管VII的新流量和新压差

按照立管VIII所用的同样方法为立管设计选型。

可以得到以下数据：



然后，根据它接入底部分水器的点之间存在的压差值平衡立管（参见卡莱菲水力手册1第67-69页）。

流量修正系数

$$F_G = (\Delta P_B / \Delta P_C) \cdot 0.525$$

其中：

ΔP_B = 分水器上的平衡压差

ΔP_C = 立管的计算压差 (旧的扬程)

于是得到: $F_G = (1,348 / 873) \cdot 0.525 = 1.256$

立管的新流量计算

$$- G_{VII} = 1,100 \cdot 1.256 = 1,382 \text{ l/h}$$

散热器的新流量计算

$$- G_7 = 140 \cdot 1.256 = 176 \text{ l/h}$$

$$- G_6 = 145 \cdot 1.256 = 182 \text{ l/h}$$

$$- G_5 = 150 \cdot 1.256 = 189 \text{ l/h}$$

$$- G_4 = 154 \cdot 1.256 = 193 \text{ l/h}$$

$$- G_3 = 160 \cdot 1.256 = 201 \text{ l/h}$$

$$- G_2 = 169 \cdot 1.256 = 212 \text{ l/h}$$

$$- G_1 = 182 \cdot 1.256 = 128 \text{ l/h}$$

压差修正系数

$$F_{\Delta P} = \Delta P_B / \Delta P_C$$

其中：

ΔP_B = 分水器上的平衡压差 ΔP

ΔP_C = 立管的计算压差 ΔP (旧的扬程)

于是得到: $F_{\Delta P} = 1,348 / 873 = 1.542$

散热器环路的新压差计算

$$- \Delta P_7 = 429 \cdot 1.542 = 661 \text{ mm 水柱}$$

$$- \Delta P_6 = 467 \cdot 1.542 = 710 \text{ mm 水柱}$$

$$- \Delta P_5 = 492 \cdot 1.542 = 759 \text{ mm 水柱}$$

$$- \Delta P_4 = 563 \cdot 1.542 = 868 \text{ mm 水柱}$$

$$- \Delta P_3 = 605 \cdot 1.542 = 934 \text{ mm 水柱}$$

$$- \Delta P_2 = 673 \cdot 1.542 = 1,037 \text{ mm 水柱}$$

$$- \Delta P_1 = 772 \cdot 1.542 = 1,190 \text{ mm 水柱}$$

其它立管和分水器的设计选型

按照上述案例进行。相关数据在第16页的总结图表中给出。

泵的技术特点

流量

将所服务的散热器流量相加之和即得（参见第16页相关数值）：

$$G = \sum G_{RAD} = 15,819 \text{ l/h}$$

扬程

将下列数据相加可以得到：

- 最后一个立管的压损 = 1,297 mm 水柱

- 底部分水器压损 = 1,214 mm 水柱

- 热力站压损 = 1,347 mm 水柱

$$H = 1,297 + 1,214 + 1,357 = 3,858 \text{ mm 水柱}$$

备注：热力站的压损已经得到（参见水力手册第67页公式），

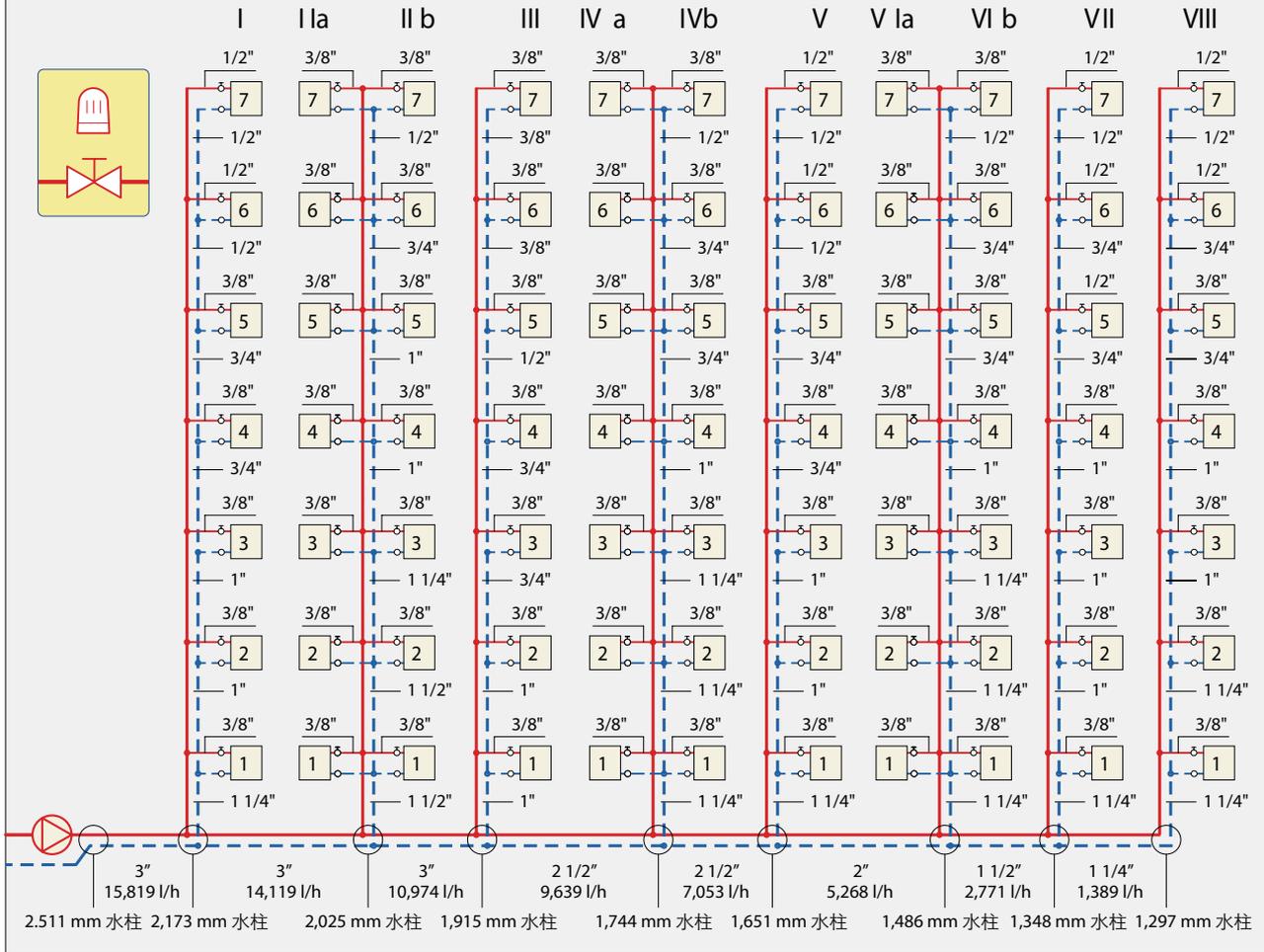
依据：

- 示例A1中的总流量和热力压损，

- 所探讨示例的总流量。

$$\text{压损 } p_{dc CT} = (15,819 / 19,475)^{1.9} \cdot 2,000 = 1,347 \text{ mm 水柱}$$

非调节恒温阀系统示例设计数据总结图表



服务于散热器的环路接口处压差

Rad.	I	II	III	IV	V	VI	VI I	VIII
7	856	645	318	368	496	339	661	708
6	918	809	395	465	534	430	710	759
5	1,160	988	715	570	678	528	759	810
4	1,303	1,133	785	825	789	765	868	921
3	1,568	1,410	924	1,000	1,021	929	934	988
2	1,715	1,543	1,164	1,087	1,164	1,010	1,037	1,094
1	1,939	1,647	1,550	1,225	1,395	1,138	1,190	1,139

散热器流量 [l/h]

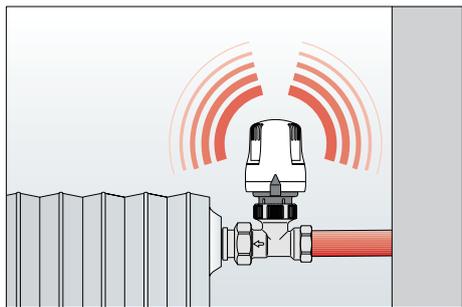
Rad.	I	IIa	IIb	III	IV a	IV b	V	VI a	VI b	VI I	VIII
	1,600 [kcal/h]	1,200 [kcal/h]	920 [kcal/h]	600 [kcal/h]	800 [kcal/h]	760 [kcal/h]	1,000 [kcal/h]	720 [kcal/h]	680 [kcal/h]	1,400 [kcal/h]	1,800 [kcal/h]
7	200	166	166	118	126	126	154	121	121	176	180
6	208	188	188	133	143	143	157	137	137	183	187
5	224	208	208	181	159	159	241	153	153	189	184
4	238	224	224	190	193	193	261	186	186	193	197
3	262	251	251	207	213	213	299	206	206	201	205
2	275	263	263	234	223	223	320	215	215	212	216
1	293	272	272	272	237	237	352	229	229	228	220

几点看法

这些系统存在着两个问题，明显限制了其性能的发

挥：
第一个问题是恒温阀完全打开状态，管网压差变化巨大而且实际流量和设计的理论流量之间相差悬殊（参见相关的举例数据）；

而第二个问题则是，恒温阀的关闭造成管网中压差的进一步增加，从而使阀门产生较大的工作噪音。

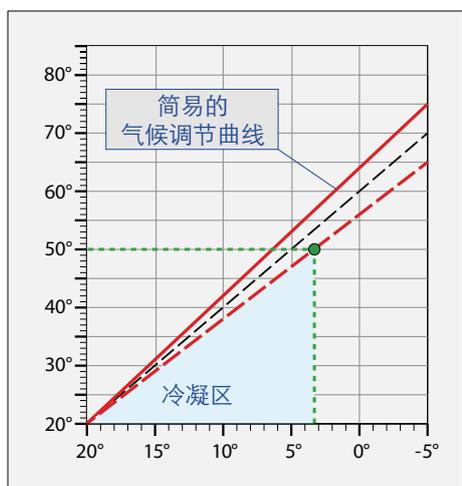


通过简单的气候曲线对这些系统进行初步的调节可以为了避免出现这后一种不利情况：恒温阀的工作曲线在平衡状态下是恒定的，而且只有当第二热源出现时才会进一步关闭。

不过，类似的调节（相对于正常运行的恒温阀系统的调节而言）会带来经营成本的增加和以下异常情况：

冷凝式锅炉热效率降低

根据示例中的设计数据（最低外温 = -5°C ，最高供水温度 = 75°C ， $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$ ）和用简单的气候曲线进行初级调节，得出系统的工作图表（没有外部热源的情况下）：



从曲线中，我们可以看出，比起经过正确升级改造的恒温阀系统（参见示例A3和A4），锅炉的回水

温度要高出许多。

所以，锅炉利于烟气冷凝的现象更弱，从而使工作效率降低。

泵的经营成本高

正如第15页所计算的恒温阀完全打开状态下，泵的水力特点所体现的：

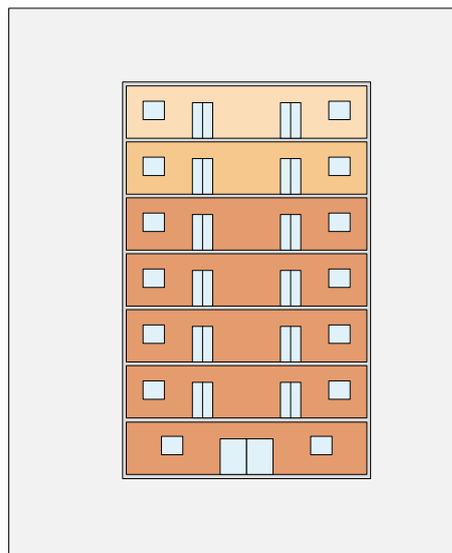
$$G_{\text{泵}} = 15,819 \text{ l/h}; H_{\text{泵}} = 3, 858 \text{ mm 水柱}$$



正如我们后面将要看到的，数值远远高于经过正确升级改造的恒温阀系统，故而导致运行成本高。

热失调

要知道，系统长期以简易气候调节状态运行（比如夜间），有可能造成最后几层不够热（由于恒温阀打开时流量失衡）

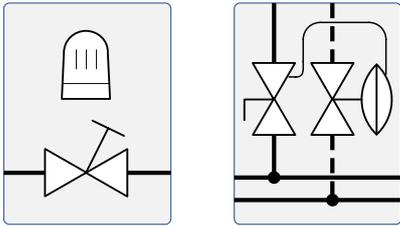


其它不利方面

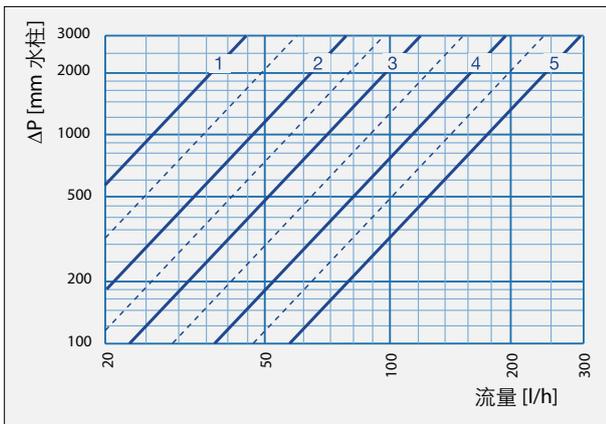
主要是管网中的压差值高会使温控阀无法完全关闭，出现流量渗透，也就无法正确调节室温。

示例A3

可预调节恒温阀和压差调节器的 升级改造系统的运行特征



用可预调节恒温阀代替例A1中的手动阀，得到新的流量和压力值：



方案

-为了简便起见，而且鉴于它们的值非常有限，就不考虑散热器环路的压损了。

-这种情况下，既然管网中的压差可以控制，不妨温差采用20℃（相关的好处参见第51期水力杂志第23页）。

-1000 mm 水柱 预调节恒温阀所用的最小值。

最后一根立管的新流量和新压差

散热器7环路

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 1,800 / 10 = 180 \text{ l/h}$
- $\Delta P_7 = \text{散热器7设计压差} \Delta P = 1,000 \text{ mm 水柱}$
- 阀门调节刻度 =4

散热器7-6立管段

- 流量: $G = 90 \text{ l/h}$
- 管网段压损 = 14 mm 水柱

散热器6环路

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 1,800 / 20 = 90 \text{ l/h}$
- $\Delta P_6 = \Delta P_7 + 14 = 1,000 + 14 = 1,014 \text{ mm 水柱}$
- 阀门调节刻度 =4

散热器6-5立管段

- 流量: $G = 90 + 90 = 180 \text{ l/h}$
- 管网段压损 = 13 mm 水柱

散热器5环路

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 1,800 / 20 = 90 \text{ l/h}$
- $\Delta P_5 = \Delta P_6 + 13 = 1,014 + 13 = 1,027 \text{ mm 水柱}$
- 阀门调节刻度 =4

散热器5-4立管段

- 流量: $G = 180 + 90 = 270 \text{ l/h}$
- 管网段压损 = 28 mm 水柱

散热器4环路

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 1,800 / 20 = 90 \text{ l/h}$
- $\Delta P_4 = \Delta P_5 + 28 = 1,027 + 28 = 1,055 \text{ mm 水柱}$
- 阀门调节刻度 =4

散热器4-3立管段

- 流量: $G = 270 + 90 = 360 \text{ l/h}$
- 管网段压损 = 17 mm 水柱

散热器3环路

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 1,800 / 20 = 90 \text{ l/h}$
- $\Delta P_3 = \Delta P_4 + 17 = 1,055 + 17 = 1,072 \text{ mm 水柱}$
- 阀门调节刻度 =4

散热器3-2立管段

- 流量: $G = 360 + 90 = 450 \text{ l/h}$
- 管网段压损 = 25 mm 水柱

散热器2环路

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 1,800 / 20 = 90 \text{ l/h}$
- $\Delta P_2 = \Delta P_3 + 25 = 1,072 + 25 = 1,097 \text{ mm 水柱}$
- 阀门调节刻度 =4

散热器2-1立管段

- 流量: $G = 450 + 90 = 540 \text{ l/h}$
- 管网段压损 = 10 mm 水柱

散热器1环路

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 1,800 / 20 = 90 \text{ l/h}$
- $\Delta P_1 = \Delta P_2 + 10 = 1,097 + 10 = 1,107 \text{ mm 水柱}$
- 阀门调节刻度 =4

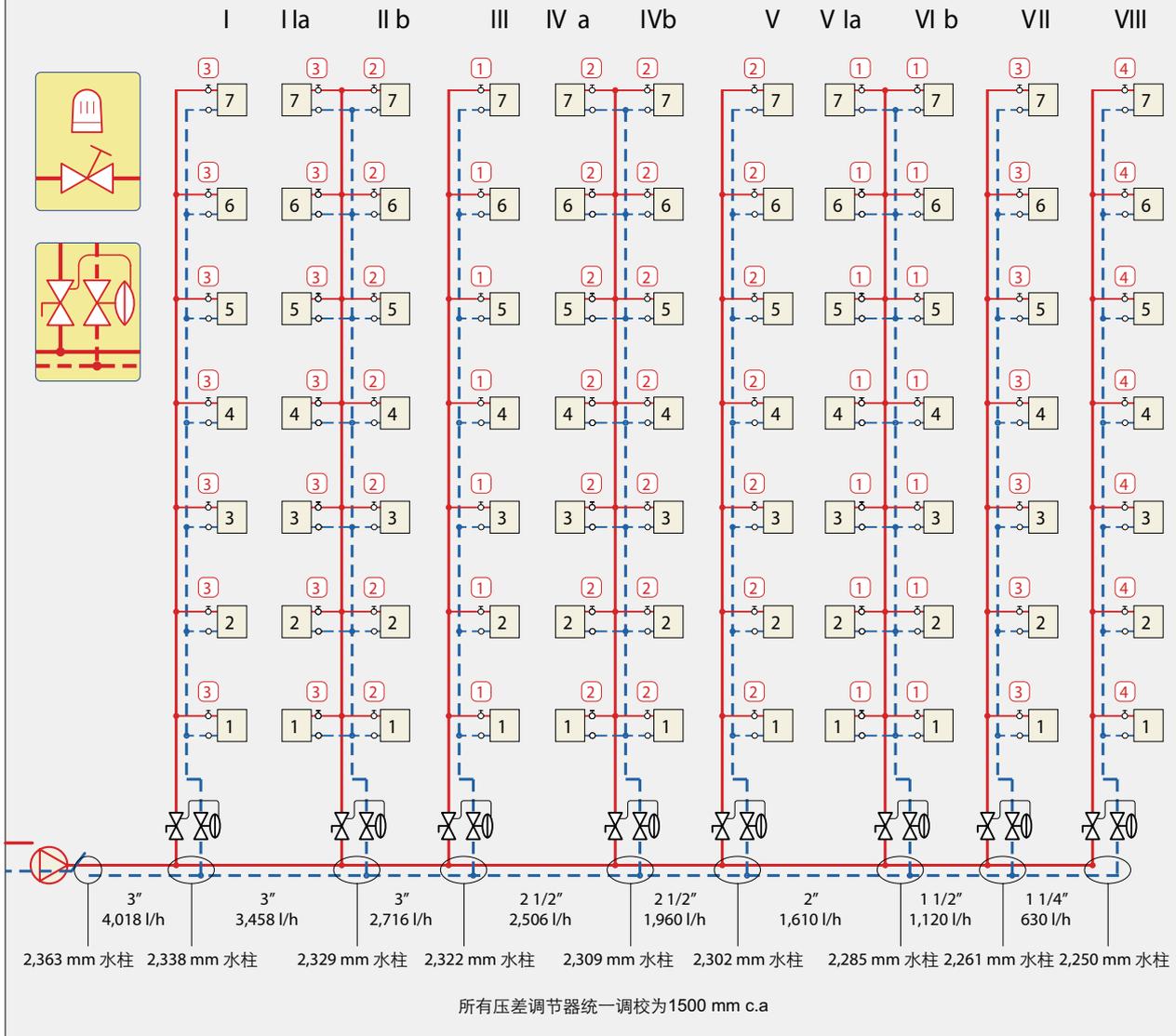
散热器1-立管底部段

- 流量: $G = 540 + 90 = 630 \text{ l/h}$
 - 管网段压损 = 35 mm 水柱
 - $\Delta P_{\text{底}} = \Delta P_1 + 35 = 1,107 + 35 = 1,142 \text{ mm 水柱}$
- 假定压差调节器调节刻度 $\Delta P = 1,500 \text{ mm 水柱}$

其它立管的新流量和新压差 ΔP

按照最后一根立管的案例进行。相关数据在侧页的总结图表中给出。

带可预调节恒温阀和压差调节器的示例设计数据总结图



服务于散热器的环路接口处压差

Rad.	I	II	III	IV	V	VI	VI I	VIII
7	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
6	1,011	1,019	1,006	1,010	1,005	1,009	1,009	1,014
5	1,052	1,037	1,027	1,020	1,021	1,017	1,017	1,027
4	1,075	1,050	1,030	1,042	1,031	1,034	1,034	1,055
3	1,114	1,072	1,037	1,055	1,047	1,044	1,044	1,072
2	1,134	1,082	1,046	1,060	1,055	1,049	1,060	1,097
1	1,163	1,089	1,059	1,068	1,066	1,055	1,082	1,107

泵的技术特点

其数值的计算见第15页:

$$G = \sum G_{RAD} = 4,018 \text{ l/h}$$

$$H = 2,250 + 113 + 100 = 2,463 \text{ mm 水柱}$$

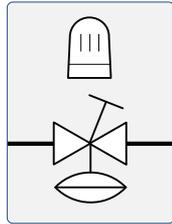
把最后一根立管、底部分水器和热力站的压损相加之和可得出扬程。

几点看法

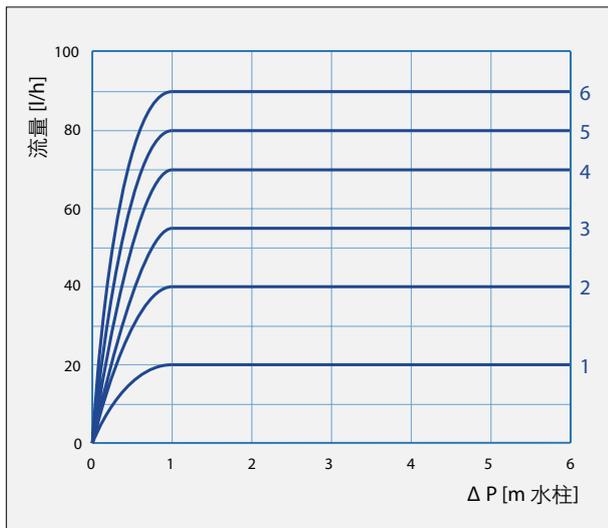
我们知道，这些系统的升级改造所面临的最大困难是设计数据的缺失。然而，假设压差调节器和散热器阀能够正确平衡，那么它们的性能基本上可以做到与有DYNAMICAL® 的系统相仿(参见第23页)。

示例A4

DYNAMICAL®动态平衡型恒温阀 升级改造系统的运行特征



用DYNAMICAL®型恒温阀代替例A1中的手动阀，
得到新的流量和压力值：



方案

- 为了简便起见，而且鉴于它们的值非常有限，就不考虑散热器环路的压损了。
- 这种情况下，既然管网中的压差可以控制，不妨温差采用20℃（相关的好处参见第51期水力杂志第23页）。
- 1000 mm 水柱 预调节恒温阀所用的最小值

立管VIII散热器的调节刻度和新流量

散热器7、6、5、4、3、2、1

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 1,800 / 10 = 180 \text{ l/h}$
- 阀门调节刻度 = 6
- 实际流量 = 90 l/h

立管VII散热器的调节刻度和新流量

散热器7、6、5、4、3、2、1

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 1,400 / 20 = 70 \text{ l/h}$
- 阀门调节刻度 = 4
- 实际流量 = 70 l/h

VIa立管散热器的调节刻度和新流量

散热器7、6、5、4、3、2、1

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 720 / 20 = 36 \text{ l/h}$
- 阀门调节刻度 = 2
- 实际流量 = 40 l/h

VIb立管散热器的调节刻度和新流量

散热器7、6、5、4、3、2、1

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 680 / 20 = 34 \text{ l/h}$
- 阀门调节刻度 = 2
- 实际流量 = 40 l/h

立管V散热器的调节刻度和新流量

散热器7、6、5、4、3、2、1

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 1000 / 20 = 50 \text{ l/h}$
- 阀门调节刻度 = 3
- 实际流量 = 55 l/h

IVa立管散热器的调节刻度和新流量

散热器7、6、5、4、3、2、1

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 800 / 20 = 40 \text{ l/h}$
- 阀门调节刻度 = 2
- 实际流量 = 40 l/h

IVb立管散热器的调节刻度和新流量

散热器7、6、5、4、3、2、1

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 760 / 20 = 38 \text{ l/h}$
- 阀门调节刻度 = 2
- 实际流量 = 40 l/h

立管III散热器的调节刻度和新流量

散热器7、6、5、4、3、2、1

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 600 / 20 = 30 \text{ l/h}$
- 阀门调节刻度 = 2
- 实际流量 = 40 l/h

立管IIa散热器的调节刻度和新流量

散热器7、6、5、4、3、2、1

- 设计流量： $G_P = Q / \Delta T = 1200 / 20 = 60 \text{ l/h}$
- 阀门调节刻度 = 3
- 实际流量 = 55 l/h

立管IIa散热器的调节刻度和新流量

散热器7、6、5、4、3、2、1

- 设计流量: $G_P = Q / \Delta T = 1200 / 20 = 60 \text{ l/h}$
- 阀门调节刻度 = 3
- 实际流量 = 55 l/h

立管IIb散热器的调节刻度和新流量

散热器7、6、5、4、3、2、1

- 设计流量: $G_P = Q / \Delta T = 920 / 20 = 46 \text{ l/h}$
- 阀门调节刻度 = 2
- 实际流量 = 40 l/h

立管I散热器的调节刻度和新流量

散热器7、6、5、4、3、2、1

- 设计流量: $G_P = Q / \Delta T = 1600 / 20 = 80 \text{ l/h}$
- 阀门调节刻度 = 5
- 实际流量 = 80 l/h

泵的技术特点

流量

将所服务的散热器设计流量相加之和即得（参见第22页相关数值）：

$$G = \sum G_{\text{NOM RAD}} = 4,018 \text{ l/h}$$

扬程

从下列数据之和（参见第12页数值）可得：

- 最后一个立管的压损 = 1,154 mm 水柱
- 底部分水器压损 = 113 mm 水柱
- 热力站压损 = 100 mm 水柱

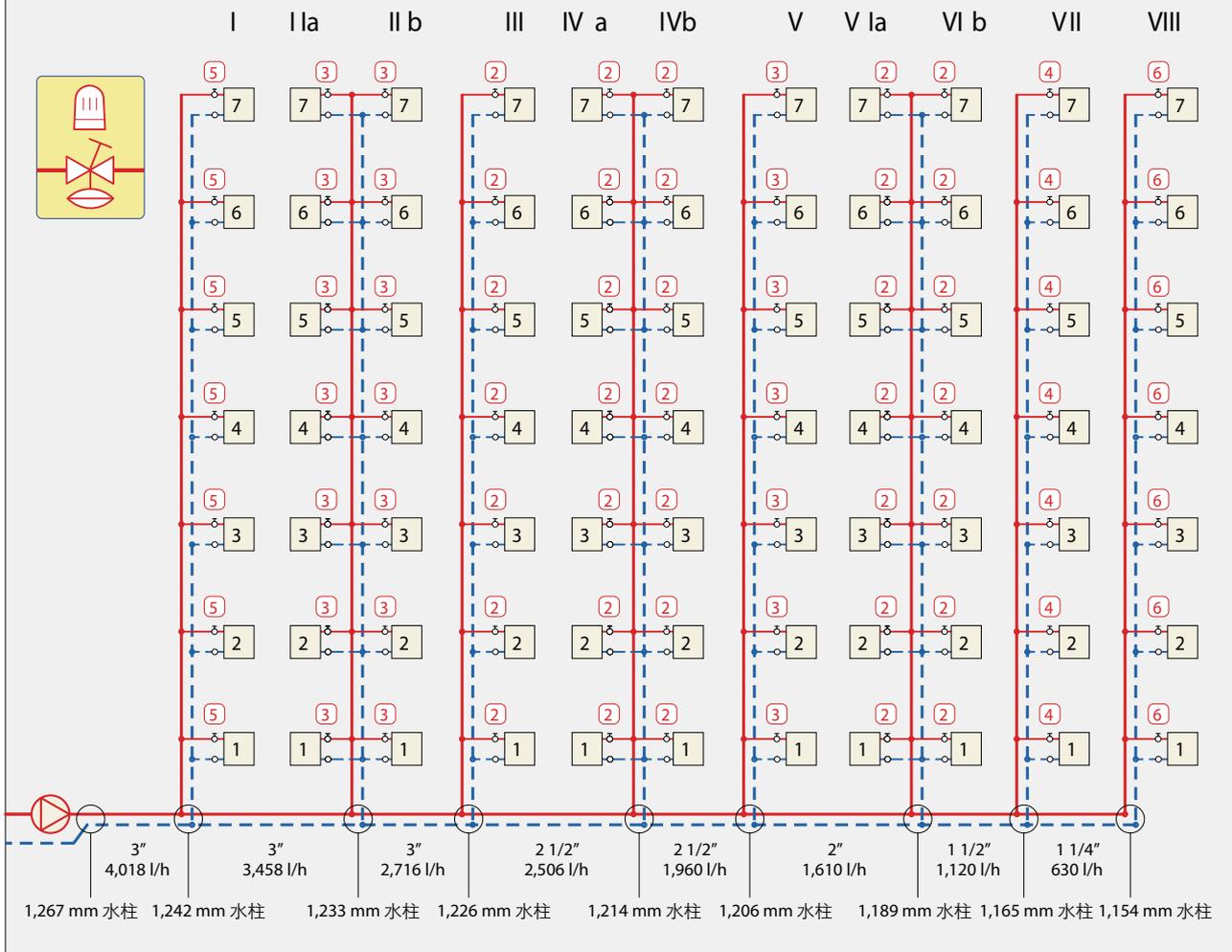
$$H = 1,154 + 113 + 100 = 1,367 \text{ mm 水柱}$$

备注：热力站的压损已经得到（参见水力手册第67页公式），依据：

- 示例A1中的总流量和热力压损，
- 所探讨示例的总流量。

$$\text{压损}_{\text{pdc CT}} = (4,018 / 19,475)^{1,9} \cdot 2,000 = 100 \text{ mm 水柱}$$

动态平衡型恒温阀系统的示例设计数据总结图表



服务于散热器的环路接口处压差

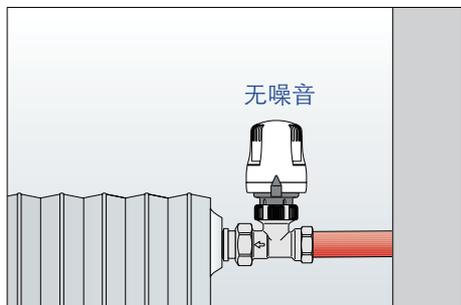
Rad.	I	II	III	IV	V	VI	VI I	VIII
7	1,052	1,121	1,157	1,120	1,128	1,086	1,061	1,012
6	1,063	1,140	1,162	1,130	1,133	1,094	1,070	1,026
5	1,104	1,158	1,184	1,140	1,149	1,102	1,078	1,039
4	1,127	1,171	1,187	1,162	1,159	1,120	1,096	1,068
3	1,166	1,193	1,193	1,174	1,175	1,130	1,106	1,084
2	1,186	1,203	1,202	1,180	1,183	1,146	1,121	1,109
1	1,215	1,210	1,216	1,187	1,195	1,168	1,144	1,119

散热器额定流量 [l/h]

Rad.	I 1,600 [kcal/h]	Ia 1,200 [kcal/h]	Ib 920 [kcal/h]	III 600 [kcal/h]	IVa 800 [kcal/h]	IV b 760 [kcal/h]	V 1,000 [kcal/h]	VI a 720 [kcal/h]	VI b 680 [kcal/h]	VI I 1,400 [kcal/h]	VIII 1,800 [kcal/h]
7	80	60	46	30	40	38	50	36	34	70	90
6	80	60	46	30	40	38	50	36	34	70	90
5	80	60	46	30	40	38	50	36	34	70	90
4	80	60	46	30	40	38	50	36	34	70	90
3	80	60	46	30	40	38	50	36	34	70	90
2	80	60	46	30	40	38	50	36	34	70	90
1	80	60	46	30	40	38	50	36	34	70	90

几点看法

正如我们所看到的，DYNAMICAL[®]型恒温阀配有有约1 m水柱的固定预调节压差限制器和最大流量调节器：这样可以避免噪音问题，也可以保证每个散热器（阀门打开或部分关闭）的正确流量。



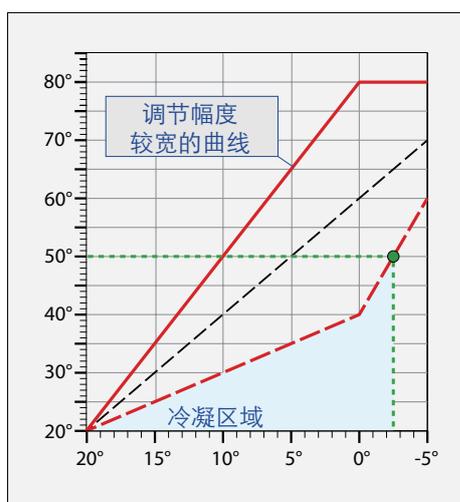
所以，这种阀门可以允许系统使用幅度较广的调节曲线（参见第51期水力杂志第23页）进行初级调节。可以得到以下性能：

冷凝式锅炉效率得到优化

根据示例中的设计数据：

- 最低外温 = -5°C，
- 平均供水温度 = 75°C，
- 新的温差 $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ ，
- 新的最高供水温度 $70 + (20/2) = 80^\circ\text{C}$

而且通过以下类型的宽幅调节曲线的初步调节，得出系统的工作图表（没有外部热源的情况下）：



从图表中可以看出，锅炉的回水温度明显低于没有压差调节器的恒温阀系统的回水温度（参见示例A2的有关说明）。

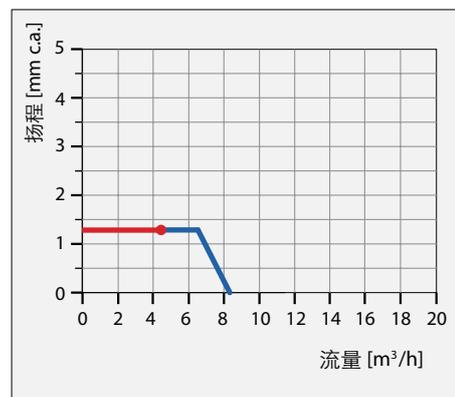
所以说，系统锅炉更好地利用了烟气冷凝现象，热

效率比没有压差调节器的恒温阀系统的热效率明显要高。

泵的经营成本降低

正如第21页计算的，在恒温阀完全打开时，得到泵的水力参数：

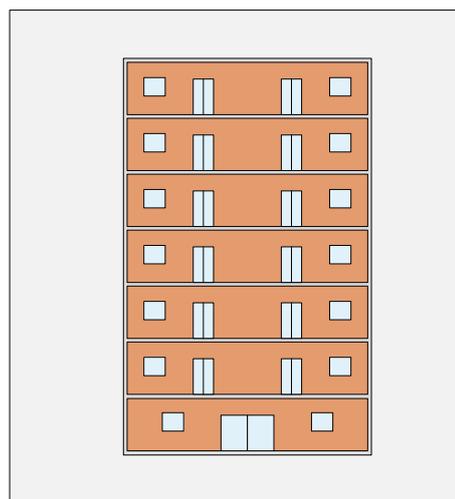
$$G_{\text{泵}} = 4,018 \text{ l/h}; H_{\text{泵}} = 1,367 \text{ mm 水柱}$$



数值明显低于没有压差调节器的恒温阀系统扬程。

没有热力失调问题

因为这种系统的阀门工作时几乎始终出于部分关闭状态。唯一例外是当外部温度极低或者在开足马力运转时：总之，热平衡是由散热器流量的正确预调节所保证的。



没有其它不利方面

其实，因为DYNAMICAL[®]动态平衡型恒温阀能控制工作压差和散热器流量，所以能够避免工作噪音过大，以及系统长时间开足马力运转导致的阀门流量渗透，也就是说没有压差调节器的恒温阀系统所出现的问题都得以避免。

根据所举的例子，我们可以把升级改造的带恒温阀的立管集中供暖系统分为两个不同类型：

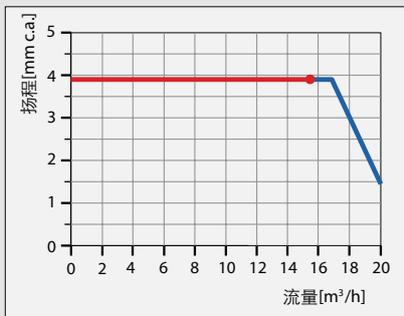
第一类可以定义为低热效率类型，包括既没有立管底部压差调节器也没有散热器阀体内部限制器的恒温阀系统；

第二类，可以定义为高热效率型，包括立管底部带

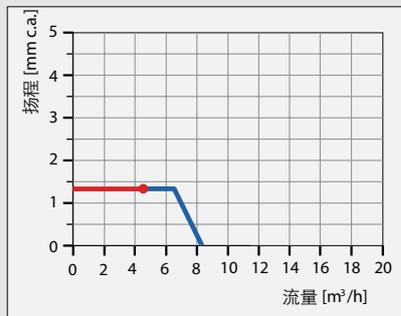
压差调节器的恒温阀系统或者带DYNAMICAL®动态平衡型恒温阀的系统。

下面，我们就将这两类系统的不同性能加以比较。为此，低热效率型的，我们以示例A2做参照（非预调节恒温阀的升级改造系统），而高热效率型的，我们以示例A4（DYNAMICAL®动态平衡型恒温阀升级改造系统）为参照。

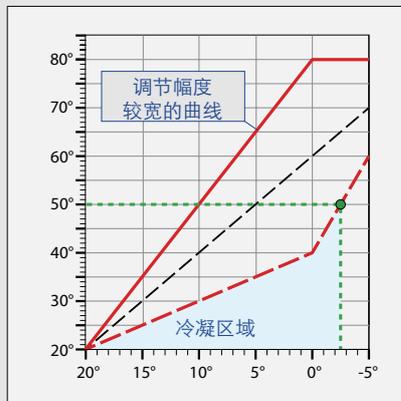
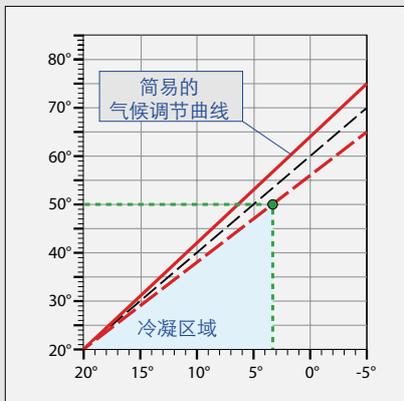
低热效率型升级改造系统



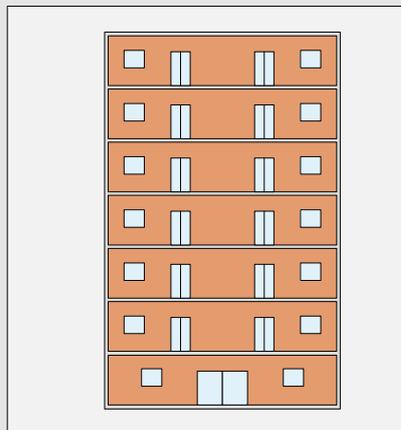
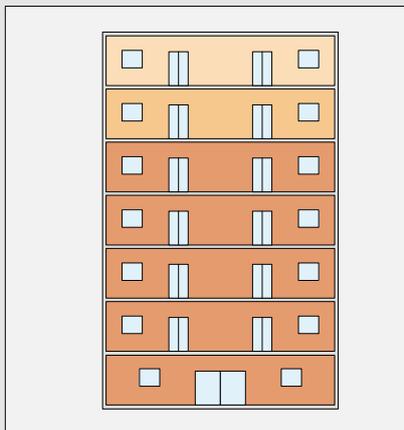
高热效率型升级改造系统



高热效率系统的好处
泵的经营成本更低
因为高热效率系统工作流量和扬程都远低于低热效率系统。



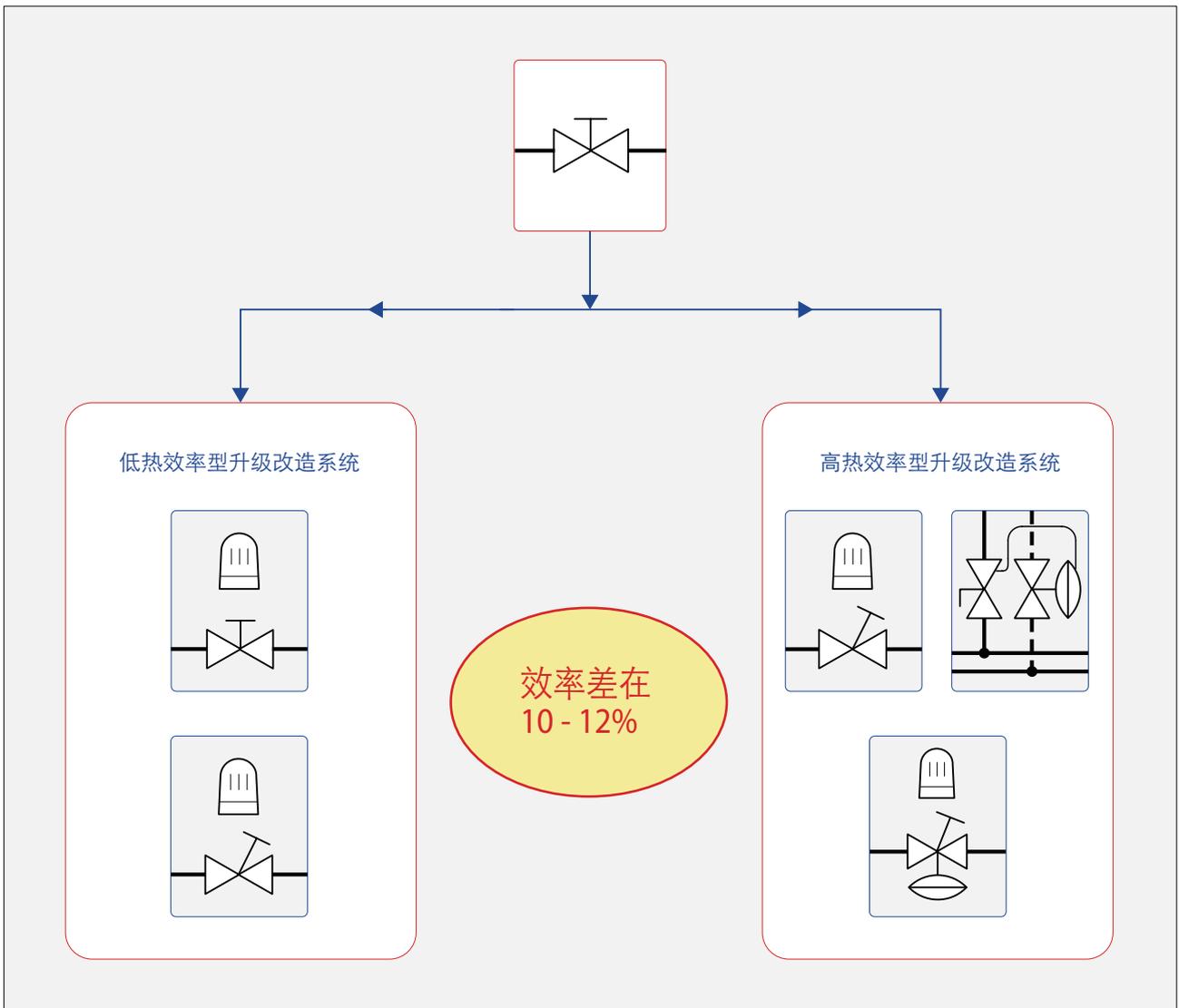
冷凝式锅炉效率较高
因为在高热效率系统中烟气冷凝区域范围比低热效率系统的冷凝范围要宽广得多。另外，对于能耗高的建筑，冷凝范围广意味着更加节能。



没有热失调问题
由于在高热效率系统（不同于低热效率系统）中，热平衡的保障是基于这样的事实：散热器流量的正确调节既体现在恒温调节阶段即阀门部分关闭时，也体现在全力供暖阶段，即阀门完全打开阶段：参见第24页。

低热效率型升级改造系统	高热效率型升级改造系统
阀门可能有噪音问题	阀门没有噪音问题
阀门可能的流量渗透	阀门没有流量渗透问题
运行迟缓	运行快速

通过性能比较，可以看出，高效率方案比低热效率方案平均节能在10-12%以上。



现状

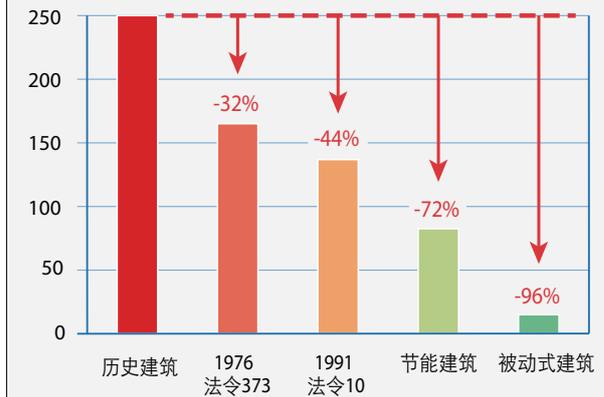
据悉，目前用恒温阀升级改造的立管系统中属于低热效率的占比不下90-95%：即采用的是非预调节恒温阀或者是可预调节恒温阀但没有压差调节器。如我们所见，这类系统比高热效率系统的热效率要低10-12%。

由此可知，这些升级改造不佳的立管系统，其10-12%的能量无法得到利用或者说节约。

另外，由于这部分未能节约下来的能源不是仅仅局限在小范围，而是涉及到环境污染以及国家能源开销的大环境，所以情况只会更糟。

实际上，要指出的是，在意大利，立管式集中供暖系统（大约延续到1980年）在为大约7,500,000户服务，而且这些建筑的能源需求量比后来建造的建筑要高45-50%。

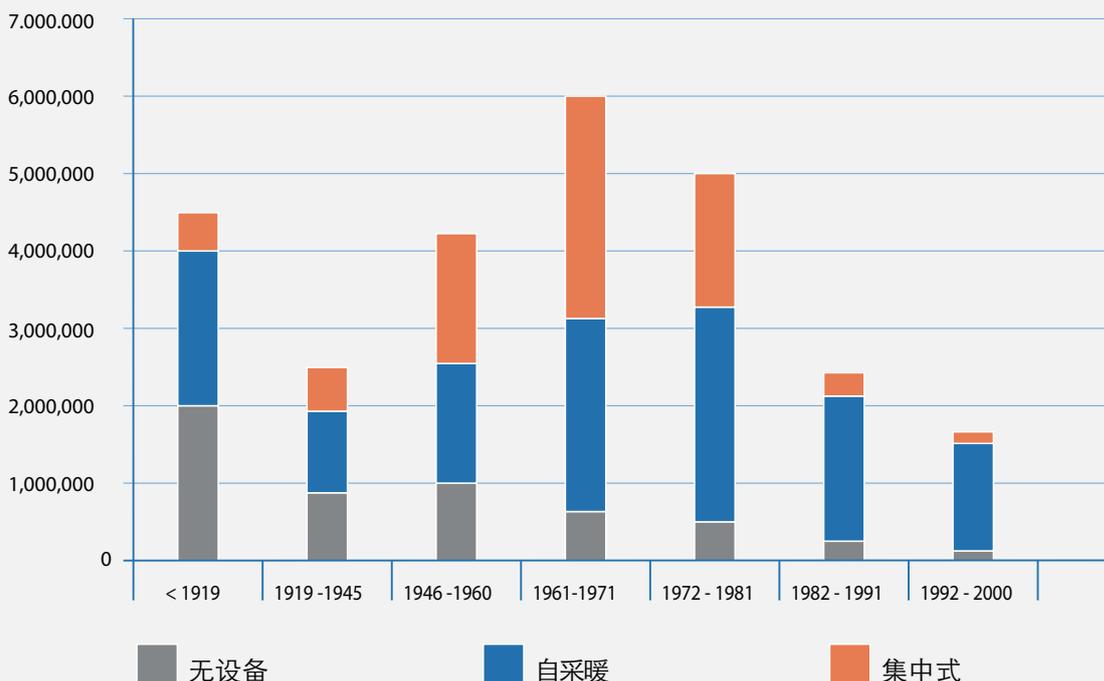
特定的能源需求 (kWh/m^2a)



关于国家能源开销，则考虑到这样一个事实：在意大利，用于居民供暖的能源约占总消耗的35%。所以，上述浪费的能源对于进口成本影响很大。

总之，鉴于其能源占比之高，这些用恒温阀升级改造的立管式集中供暖系统在意大利所面临的现状是它们会带来浪费、开销增加以及下列可能的运行异常情况：

系统的数量和类型与建造年代的关系 (来源: Crasme-Assotermica)



因消耗更多的化石燃料而导致空气污染更严重



基于同样的原因，造成环境的可持续性差。

泵的能耗增加和锅炉效率低导致运行成本上升。



由于阀门的噪音和热失调使热-声舒适度降低。



能源开支增加，加重国家预算。



最后，要指出的是，恒温阀升级改造的低热效率系统可能带来争议。因为法律规定，节能元件的使用要保证其正确利用而防止利用不充分。



系统能源效率低下，导致住宅贬值。

异常状况原因探究

造成如今这样的情况，原因主要有两个。

第一个是，直到不久前，立管式集中供暖系统通过恒温阀进行高热效率的升级改造，只能借助立管底部安装压差调节器才能实现，而这一方案经常因为没有足够的空间安装调节器而无法进行。

第二个原因在于，用户一般情况下不能及时掌握信息，无法做出正确的决定。这种不知情（让用户理解如此复杂的技术问题显然困难挺大）导致所作出的选择侧重于图便宜，而不是正确而合适的方案。



恒温阀系统的效率升级改造

正如我们已经看到的，已升级改造过的低热效率恒温阀系统可以很轻松地改造为高热效率系统。其实，为了实现这一目的，只要用DYNAMICAL®恒温阀替代原有温控阀即可。

这样可以避免之前升级改造过的系统部件出现各种浪费和运行异常。

一个小小的改造，就可以避免浪费，想一想我们国家的情况就可以对这种浪费现象一目了然：

1. 立管式集中供暖系统所服务的居所约为7,500,000，参见第26页；
2. 这些系统大部分利用低热效率方案进行过升级改造；
3. 如前面所说，带恒温阀的高热效率和低热效率系统之间的效率差别在10 - 12%。

从这些数据，我们可以得出，热效率的升级改造，足以节约足够的能源为 750,000 - 800,000 住所特

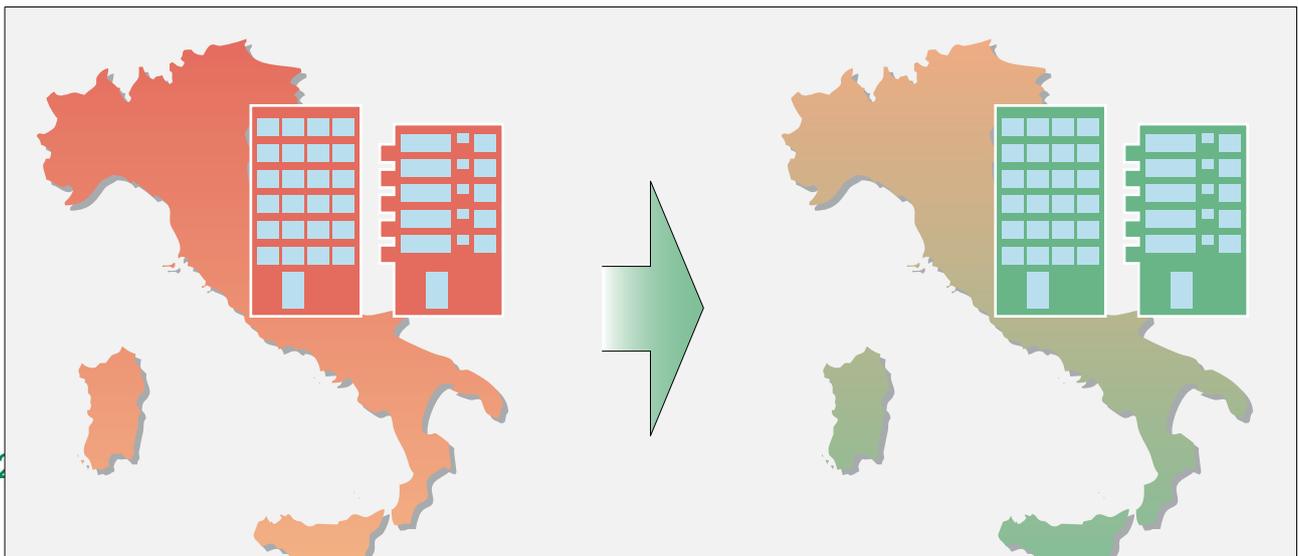
定的高能耗需求。因此，可以在保护身体健康、环境的可持续性以及用户的开销方面获益良多。

身体健康和环境可持续性的保护

说到身体健康的保护，不节能会更大气带来更大的污染源（有毒气体、粉尘等等）：使雾霾明显增加。这一现象早已有据可查，它会引起心血管疾病、肿瘤和其它严重疾病。比如，欧洲环境署发布题为《2016年欧洲空气质量报告》指出，“雾霾是威胁着所有人的最大危险，会因疾病而降低生命质量，估计每年有46.7万人因此早逝”。

燃料的大量消耗还会向大气中大量排放二氧化碳：使温室效应日益严重，给环境带来损害，比如：气候的变化、冰川融化、海岸被淹、河口地区洪涝灾害以及有气候相关的其它灾害的增加（洪水、台风、干旱、土壤沙化）。

最后，关于环境的可持续性，损害主要归因于不可再生原材料的大量消耗（石油和天然气），其储备将日渐枯竭。



并不是很高，因为只需用DYNAMICAL®动态平衡型恒温阀替换旧的恒温阀体，对热力站进行适当调节即可。

不过，要指出的是，用户可能不愿支持这笔新花销，而且只有当用户清晰而准确地了解情况后才会改变，要让用户能够认识到热效率的升级改造是必要而适当的：

因为这一改造不只是从形式上遵守法律规定，而且是在遵守现行法律的实质：那些颁布的法律是保护我们这个星球的可持续性和对人类生命的尊重；

因为可以降低10-12%的成本和供暖费；

因为可以保证更好的热舒适度和声舒适度；

因为可以提高系统的热效率和住宅的价值。

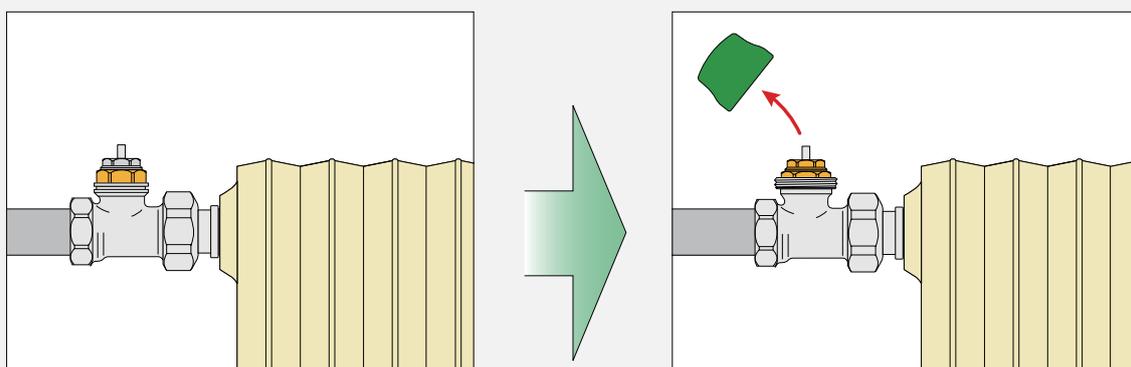
另外，要说明的是，相关费用享受税收减免，可以采用银行贷款来支付，而且可以在短短几年内从这项改造所节约的费用得到偿还。

总之，要想圆满解决以前不良升级改造过的系统再次进行升级改造问题，还是有相当的难度。因为无论如何最终的决定权在业委会，但他们很难批准这种没有法律法规明文规定的升级改造措施。当然，仅凭设计师和安装人员的努力不足以解决问题。

缺乏行之有效的专业信息支持（包括传统的和管理层的），因为至少据我们所知，人们对于目前的升级改造的现状和进行探讨的需要熟视无睹。另外，尤其缺乏的是明确、详尽和尽量简便的规范指导：只说系统运行必须使用恒温阀是不够的，还要旗帜鲜明地指出它们应该在什么样的工作条件下运行。

所以，没有协调而负责任的行动，所面临的风险是将来几乎所有的国家建筑遗产都会是半吊子的升级改造，与欧盟的节能、保护身体健康和环境的要求背道而驰。

立管式集中供暖系统由低热效率升级为高热效率所能带来的几大好处



保护环境和可持续性

大气污染小，降低对人体健康的伤害
减少二氧化碳排放，减少温室效应
减少原材料的使用，保护环境的可持续发展
切实遵守规定强制使用恒温阀的法律的实质精神，不走形式主义

经济上的获益

冷凝式锅炉效率提高可以节能
低流量循环可以降低泵的经营成本
将扬程调节至最佳状态可以降低泵的经营成本
能效改善使住宅升值

热 - 声舒适度

最不利的（最后几层）住所房间不再热失调
系统全力运行阶段不会出现热失调
阀门没有泄漏，室内温度更容易控制
消除恒温阀工作噪音带来的问题

卫浴系统中的军团菌

Ingg. Mattia Tomasoni & Alessia Soldarini

最近米兰、帕尔玛、罗马和博洛尼亚等地发生的事件说明，军团菌感染已成为一个越来越严重的问题。下面，我们回顾以下这一话题，这个话题尽管熟悉，但有时候也只是轻描淡写，而且经常是不以为然。

以前的水力杂志中曾经广泛讨论过这一话题。

水力杂志第 16 期中就有关空调系统和热水系统介绍过这一话题。

水力杂志第 23 期《军团菌档案》完整介绍了这个问题。在简要介绍了它的历史之后，还讲了它的传播方式以及可能引发的疾病，分析了易受影响的系统和根据 2000 指导方针进行灭菌处理。

第 24 期侧重自采暖系统。

第 30 期介绍了 2005 年指导方针，包括给旅游娱乐场所和温泉疗养地经营者有关军团菌的一些提示。

本期中，我们重提这一话题，从 2015 年新指导方针的启示中来深入研究保护卫浴冷热水管网不受

军团菌污染，最后分析一下热力站中循环管网的连接。

具体地讲，分为五个部分：

第一部分中，介绍军团菌的国家记录数据，提醒注意细菌形成的主要风险因素；

第二部分探讨根据 2015 年新指导方针保护卫浴系统；

第三部分深入研究卫生用冷水管道中军团菌的预防问题，特别是必要的保温绝缘处理让水维持在 20°C 以下；

第四部分介绍卫浴热水管网的保护，防军团菌热处理，特别是注意不同材料的兼容性及其对细菌滋生的影响；

最后，第五部分中，我们将详述热力站中循环管路的连接。



意大利军团菌记录

军团菌的国家记录

从1983年起，卫生部把军团菌列入了须报告的感染和传播性疾病之列。

为了进行更准确的信息搜集，1993年通知重申一旦诊断出军团菌案例，必须填写报告卡发送至高等卫生研究所。报告卡内容包括病人的户籍数据、病情和可能的感染源。

记录的目的在于：

1. 监控在意大利确诊的军团菌发病频率，重点关注致病因素；
2. 确定疾病可能的趋势变化；
3. 确定流行病可能的特别环境条件；
4. 启动适当的检查措施。

1997年至今，病例一直在不断增加，并不是因为细菌传播的逐渐增加，而是因为人们对军团菌更加了解和及时报备。



尽管意大利和欧洲的报备数量不断增加，但是高等卫生研究所认为，它依然受到严重低估，主要原因有二：

- 诊断率低，因为很少给病人进行专门的实验检测，往往会误诊为肺炎；
- 给卫生部门的报告的并不全面。

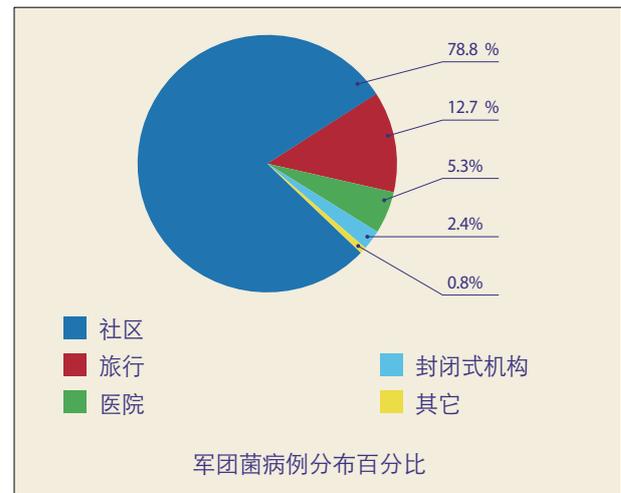
易感人群

老年男性、吸烟者、饮酒者、慢性病患者（慢性阻塞性肺病、心血管疾病和肾病、糖尿病等等）以及因治疗干预（器官移植、类固醇和抗肿瘤治疗等）导致的获得性免疫缺乏者或HIV感染者更易感染。

可能的接触

军团菌病例按百分比划分为：

- 社区（即出入包括游泳馆或牙科诊所在内的公共场所）；
- 旅行：患者表示至少在经常居住地以外过夜（宾馆、野营、轮船）；
- 医院：住院期间接触细菌；封闭式机构如老年公寓、卫生援助站或收容机构（监狱、封闭社区）。



国际监控计划

和意大利的监控制度并行的，1986年起有一个欧洲军团菌感染工作组（EWGLINET）。

系统搜集军团菌病例和旅行有关的信息，收录36个参与国公民出现的军团菌信息。意大利的监控制度向该国际组织报告意大利公民在意大利和国外旅行期间的获得性军团菌病例，以及外国人在意大利逗留期间发生的病例。

军团杆菌（有50多种）存在与自然水环境中，如泉水（包括温泉）、河流、湖泊、沼泽等。

它也蔓延到人工环境中，如城市管道和建筑水系统如水库、管道、喷泉和泳池。

受影响的设备和技术工艺

易受影响的设备包括所有接触到适宜水温（25到42° C）及其雾化（即直径在1到5 微米微小水滴）的所有设备和技术工艺。其实，感染主要通过呼吸途径，吸入含有微生物的微小水滴。

易受影响的设备和技术工艺主要包括：

- 卫浴设备；
- 空气加湿调节系统；
- 蒸发塔或蒸汽冷凝器式冷却设备；
- 温泉供应和输送设备；
- 泳池和水疗按摩池。

水力杂志第23期完整介绍有关易涉及到的设备和技术工艺。



空气调节设备



蒸发塔系统



喷泉

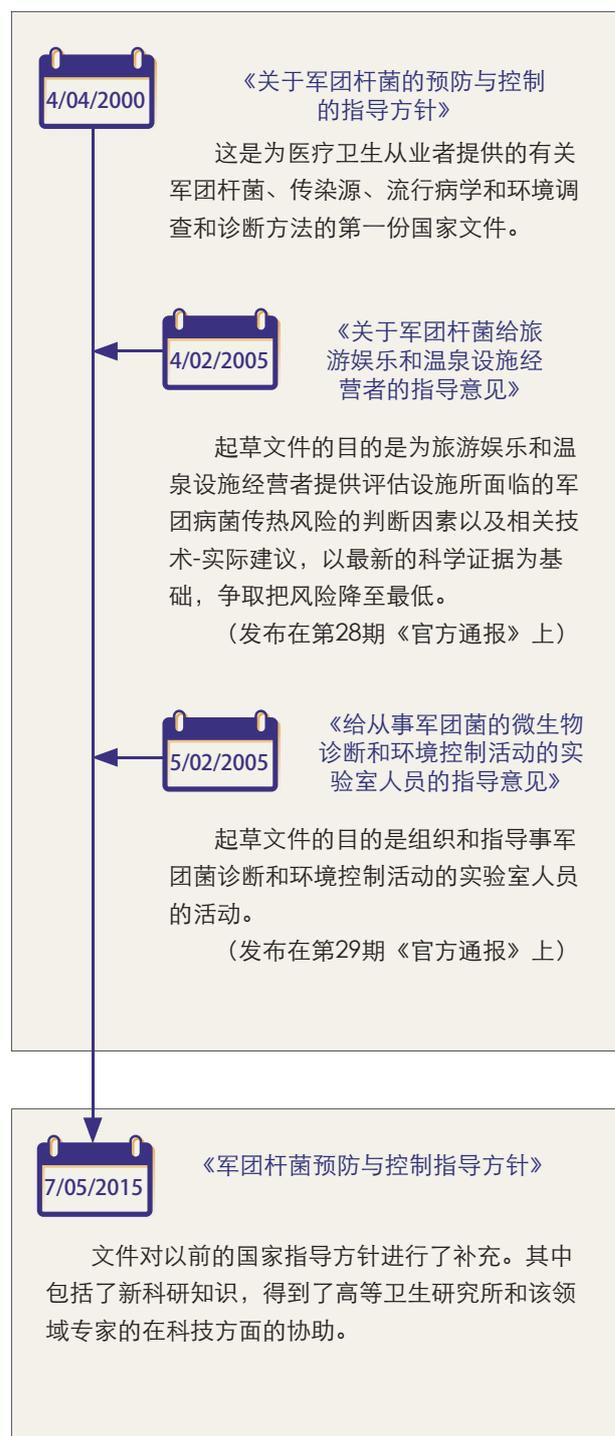


温泉设备

2015新指导方针

2015年5月7日，新版《军团杆菌预防与控制指导方针》公布，目的是将国家以前的指导方针和规范进行汇编、更新和补充，并全面更替。

除了2000版指导方针外，还收录了2005年针对旅游娱乐和温泉设施经营者的一些指导意见以及分析实验。

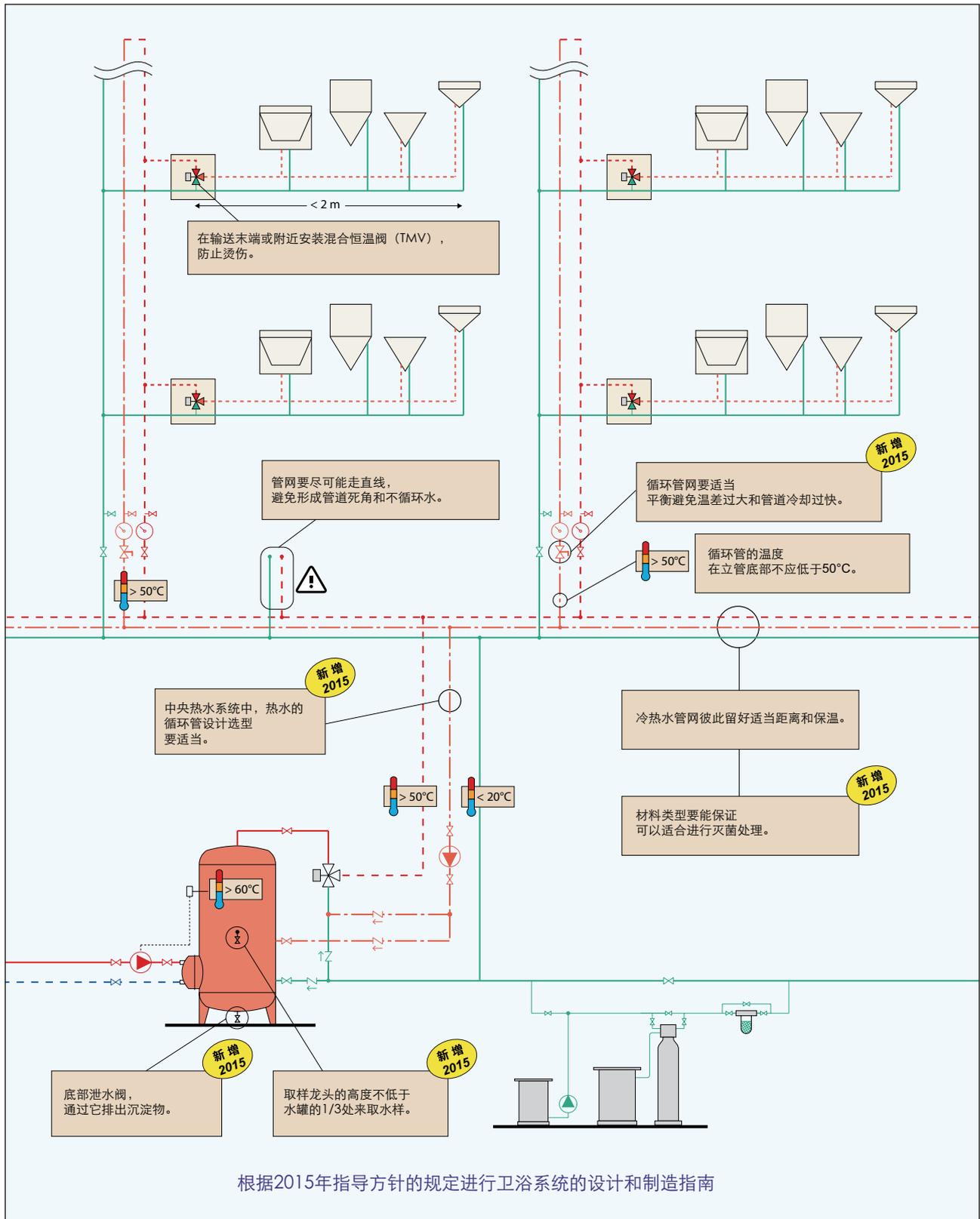


新指导方针就不同方面展开和深化。

我们仅以第五章关于“设备的设计、制造和运营管理”为例。这一部分还以大篇幅介绍了通风设备和

和蒸汽塔冷却设备。

设计指导一节概括为下面的示意图，与2000版相比突出了一些新内容。



保护卫生冷水管网

根据指导方针，在卫生用冷水管网中，水温应低于20℃，以防止军团病菌的繁殖。

所以，卫浴冷热水管网要适当分离，也要与其它热源隔开，正如指导方针所强调的进行隔热。

隔热绝缘厚度的影响

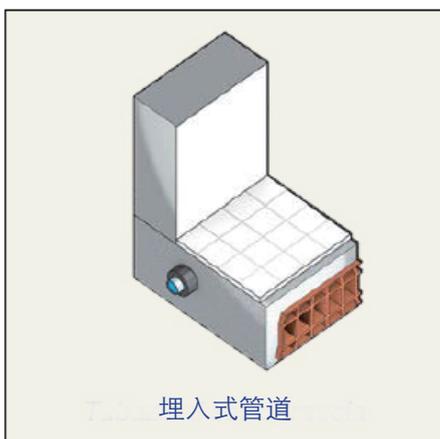
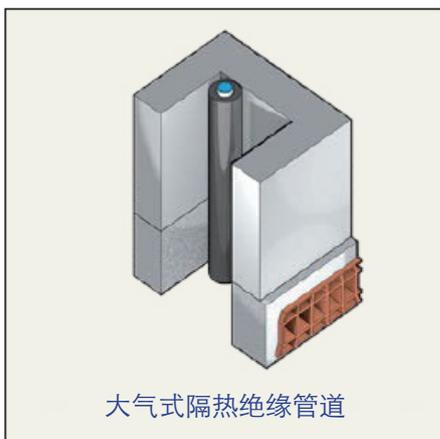
管道隔热功能能是限制热量向外界散失（供热水时）和防止水流温度升高（供冷水时）。

为此，我们做过计算，验证出最适合的隔热厚度来保证对经过的热量进行良好的热绝缘。

我们具体谈谈卫生冷水供水管道和保持水温低于20℃的隔热绝缘厚度。

我们探讨以下铺设情况：

- 外装式管道，与大气接能的管井和设备通道中；
- 埋入式管道，即在建筑结构内部，嵌入深度在10 cm左右。



计算时考虑到流体与外界的能量交换。这取决于管道的尺寸大小、管道本身的热阻力、管道所处的环境材料（空气或墙壁的材料）和绝缘性。为了避免篇幅过于拖沓，我们省去计算的分析展开，只看经过实验室试验支持的结果。

所以，对于表一中对于空中外装式管道和表二中的埋入式管道，我们仅提供管道中静止水加热到20℃所需的大致时间。

外装式管道通过与四周的空气对流和传导（特别是夏天）温度会升高。如果卫浴热水管道也被包在里面的话，那么就会使里面的空气温度进一步升高（包括冬天的时候）。

埋入式管道从所埋的结构中传导进热量。

计算时假设以下情况：

- ✓ 管道直径：1/2"到2"
采用供应卫生用水最为常用的管道直径尺寸。
- ✓ 隔热绝缘材料的厚度：6到40 mm
是普遍采用的为卫生用水保温最适宜的管道厚度。
- ✓ 隔热绝缘的平均热传导率：
 $\lambda = 0.040 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
这一数值可以视为隔温绝缘质量良好，对于新安装的有效。
- ✓ 水的初始温度：12℃
一般来说，这是较热的时节时来自水管输送来的水的温度。
- ✓ 空气温度：30℃ / 35℃
在空中外包隔热绝缘管道的情况中，空气的温度在夏季可以轻易达到35℃。而在埋入式管道中，空气的温度一般认为等于近处的室温，等于30℃。
- ✓ 埋入式管道的嵌入深度：10 cm
这是平均铺设深度。
- ✓ 静止水
如果保持流动，那么它的温度不会有明显升高。因此考虑静止水，也就是用户没有用水时的情况。

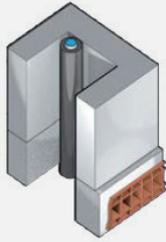


表1: 管道井外装式管道

$T_{\text{初始水温}} = 12^{\circ}\text{C}$

$T_{\text{空气}} = 35^{\circ}\text{C}$

保温材料的热传导率 $\lambda = 0.040 \text{ [Wm}^2 \text{ /K]}$

管道规格	保温厚度 [mm]						
	6	9	13	19	25	32	40
1/2"	0 h 25 min	0 h 27 min	0 h 30 min	0 h 33 min	0 h 36 min	0 h 40 min	0 h 43 min
3/4"	0 h 39 min	0 h 42 min	0 h 46 min	0 h 52 min	0 h 57 min	1 h 03 min	1 h 09 min
1"	0 h 52 min	0 h 57 min	1 h 03 min	1 h 12 min	1 h 20 min	1 h 29 min	1 h 37 min
1 1/4"	1 h 15 min	1 h 23 min	1 h 34 min	1 h 48 min	1 h 01 min	2 h 15 min	2 h 29 min
1 1/2"	1 h 31 min	1 h 42 min	1 h 55 min	2 h 14 min	2 h 31 min	2 h 48 min	3 h 07 min
2"	2 h 01 min	2 h 16 min	2 h 36 min	3 h 03 min	3 h 27 min	3 h 53 min	4 h 21 min

水温到达 $T \geq 20^{\circ}\text{C}$ 的时间间隔

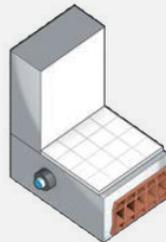


表2: 埋入式管道

$T_{\text{初始水温}} = 12^{\circ}\text{C}$

$T_{\text{空气}} = 35^{\circ}\text{C}$

保温材料的热传导率 $\lambda = 0.040 \text{ [Wm}^2 \text{ /K]}$

墙壁热传导率 $\lambda_2 = 0.7 \text{ [Wm}^2 \text{ /K]}$

嵌入深度 = 10 cm

假设水静止不动

管道规格	保温厚度 [mm]						
	6	9	13	19	25	32	40
1/2"	0 h 19 min	0 h 25 min	0 h 31 min	0 h 38 min	0 h 44 min	0 h 50 min	0 h 55 min
3/4"	0 h 30 min	0 h 38 min	0 h 48 min	0 h 59 min	1 h 09 min	1 h 19 min	1 h 28 min
1"	0 h 41 min	0 h 52 min	1 h 05 min	1 h 22 min	1 h 36 min	1 h 50 min	2 h 04 min
1 1/4"	1 h 00 min	1 h 17 min	1 h 37 min	2 h 02 min	2 h 24 min	2 h 47 min	3 h 09 min
1 1/2"	1 h 14 min	1 h 35 min	1 h 59 min	2 h 31 min	2 h 59 min	3 h 28 min	3 h 56 min
2"	1 h 41 min	2 h 08 min	2 h 42 min	3 h 27 min	4 h 06 min	4 h 47 min	5 h 28 min

水温到达 $T \geq 20^{\circ}\text{C}$ 的时间间隔

表1和表2中的数据充分说明，在普通保温情况下，只需几十分钟时间，静止水的温度就达到 20°C 的极限温度。

在保温厚度大的情况下，温度保持可以达到几个小时。

然而，尽管管道进行适当的保温绝缘，但是也不

可能一整夜保持冷水温度低于 20°C （静止水状态下很容易验证）。

所以，在易受军团病菌污染的建筑中，设计中有必要采取一些技巧，保持水流动：适当使用防止卫生用冷水静止不动的系统有好处。

卫浴热水管网的保护

保护卫浴热水管网免受军团病菌污染可以根据指导方针的说明采用化学或物理处理方法。

化学灭菌处理会改变水的化学性质，可能会对材料有侵蚀性，不符合人体用水的现行规定所要求的质量。

物理或者热处理方法则只会改变水的温度，可以有两种：

- (1) 热冲击方法作为临时灭菌措施；
- (2) 热力杀菌作为预防和制度化措施。

卫浴热水的生产和供给系统中，物理（热）处理比化学处理更受青睐。

热冲击

将水温提高至70-80° C保持连续三天时间，并

保证从所有输送点每天至少流出30分钟。

有时候，如此高的温度，有些设备可能达不到，和损伤一些系统部件。

热力杀菌

热力杀菌方法如下：

1.连续处理。

让50°C以上的热水不断循环（包括在循环水管中）；

2. 每天定时处理。

在系统使用较少的时段进行以下操作：

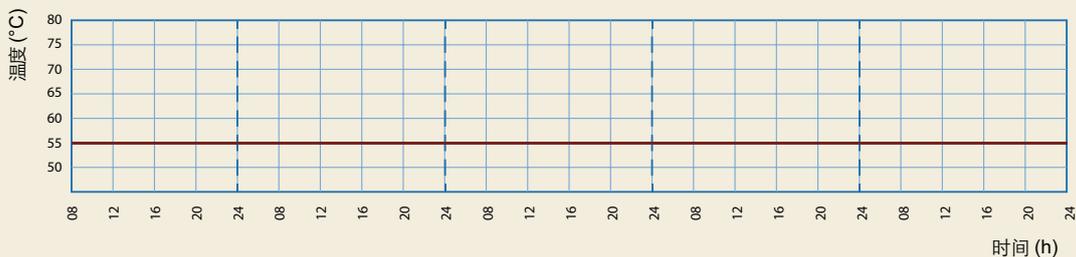
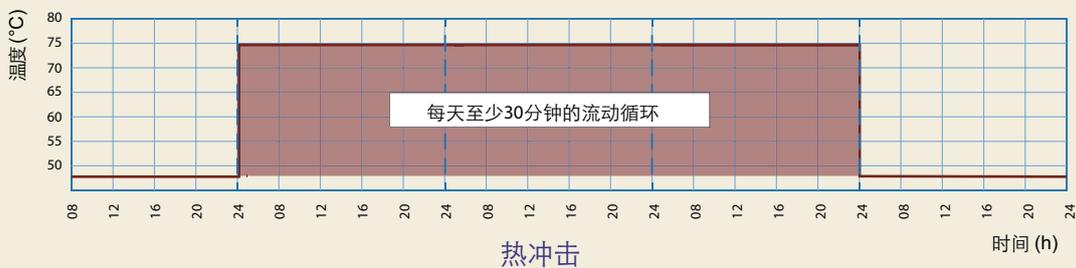
-把热源的溫度提高至65°C；

-禁止混入冷水（必要时）

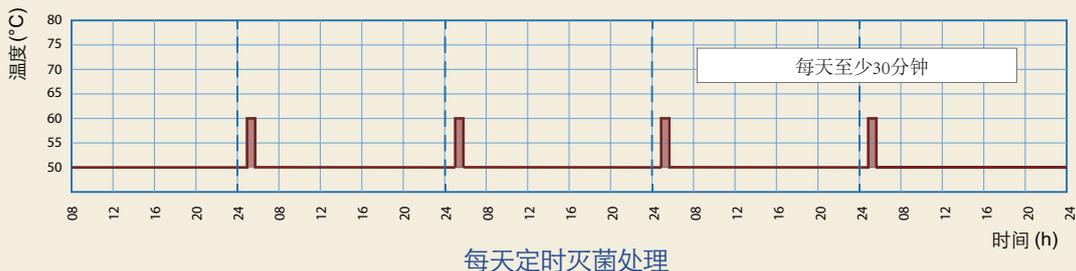
-整个系统每天让55-60°C的水再循环至少30分钟。

热力杀菌适用于通过热源后面混合阀进行供水温度控制的系统。

防军团病菌的热力处理类型



连续热杀菌处理



材料对热冲击的兼容性

热冲击，具体地说就是定时的热力灭菌所要求的高温，可能会损伤系统部件特别是塑料管道的机械性能。

所以，对管道材料类型做预先评估是适宜的：

- 不锈钢和铜管，可用于高温，可以很好地耐受热冲击。
- 相反，镀锌钢管不能用于60°C以上的高温。超过这一温度，就会有脱锌现象，导致保护管道的镀锌层遭到破坏。
- 聚丙烯管可以耐温80°C，不过温度过高会导致耐压力退化。性能要根据生产商的说明加以评估。
- PEX和铝塑管可耐90°C高温；因此，利用热冲击没问题。

需要根据生产商提供的说明评估管道材料的兼容性。

材料对军团菌的影响

荷兰一家著名研究与认证机构通过模拟受污染设备的情况，对于管道材料在军团菌繁殖中的影响进行过研究。实验在不同材料的管道内培养军团菌，观察军团菌的生存情况。结果如下：

- 25°C（维持约100天）时，军团菌可以在PEX、PVC和不锈钢设备的水中存活，但在铜管中没有检测到；
- 55°C时，军团菌不繁殖，且“受损不大”，只有铜管中完全消失。
- 60°C时，所有材料实现完全灭菌。

根据这些对照，结论如下：

从繁殖角度看，如果冷水温度低于25°C或者热水温度高于60°C，材料的选择无关紧要。

饮用水选择铜管不失为预防军团菌的一项措施（可惜现在铜成本太高，有时会被其它性能相同成本较低的其它材料取代）。

材料对热冲击的兼容性和对于军团菌繁衍的影响

	最高使用温度	热冲击兼容性 (>60°C)	材料对于军团菌繁衍的影响		
			25°C	55°C	60°C
镀锌钢	60°C				
不锈钢	120°C				
铜	110°C				
PP (聚丙烯)	80°C				
PEX (矫正的聚乙烯)	90°C				
铝塑管	90°C				

双用混合阀

防军团病菌的热处理可以适用于有混合阀的系统。

这种装置不仅可以保持混合水在所要求的温度，而且还可以进行环路热杀菌。

多年来市场一直有机械式恒温混合阀（1）和电子式恒温混合阀（2）。

恒温混合阀一直因其安装简便卫生用水供水温度调节稳定而广受称道。另一方面，却不能用来辅助做热力灭菌，而且一旦调校完成不能自动改变运行状态。

电子式恒温混合阀除了控制热水温度外，还可以管理热力杀菌循环和记录数据。

不过，断电时就无法保持正确温度。

新型双用式恒温混合阀结合机械恒温阀的典型功能和电子混合阀的管理效率于一体。

恒温混合阀利用内部恒温控制元件的机械动作，

该元件应对温度、压力和入口流量的任何变化，随时准备快速恢复出口混合水的温度值。

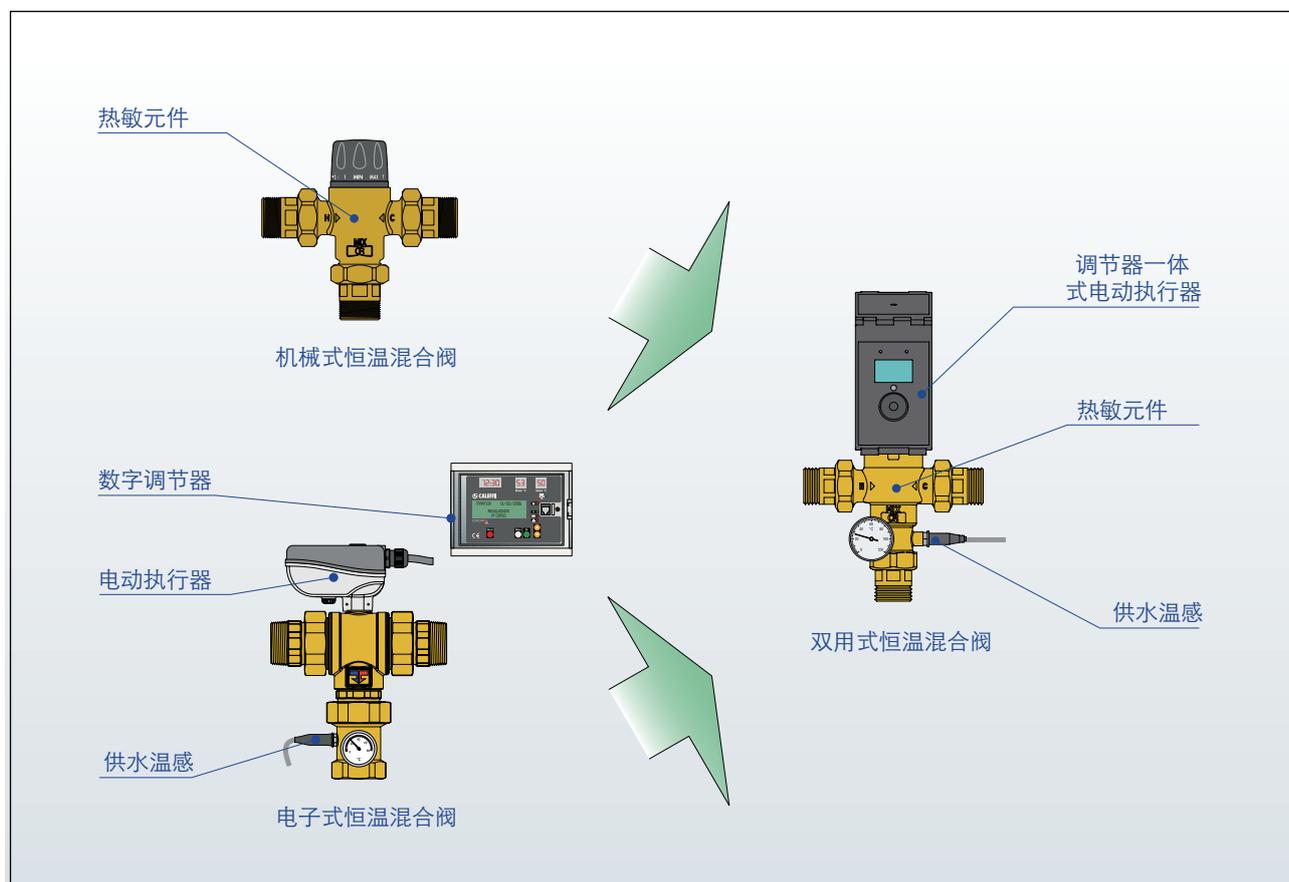
电子调节器，直接装于执行器上，可以根据不同的功能程序管理混合水的温度，既可以用于正常的控制，也可以用于预防军团菌的热力菌阶段处理。

另外，调节器通过专门的MODBUS型传输协议可以进行远程管理，这样就可以将这中装置集成于建筑管理系统。

所以，双用式恒温混合阀能够（1）保证机械混合阀典型的可靠和准确性能，以及（2）像电子混合阀一样改变和控制温度。

电子恒温混合阀可用于中央热水系统，服务于医院、疗养院、运动和商业中心、宾馆、野营地和寄宿学校，也可以用于大型住宅建筑。

在这些共用建筑中，更有必要进行有计划地控制和预防军团病菌，更好地管理好灭菌时段。



建筑自动化

建筑智能“管理”系统

建筑自动化是控制和管理建筑的集成设备的系统。

商业、公共建筑或宾馆的基本要求之一是在众多的平台和要控制的系统的使用中不浪费时间和能源：

- 照明；
- 采暖与空调；
- 防盗；
- 考勤控制；
- 防火。

集成化、系统化管理这些设备的好处是，将建筑中传统的技术与最新的技术集成在一起，以获得新的职能，最大程度地节能，提高舒适度和人员的安全性。

所以，控制系统要信息化和“智能化”，由

彼此之间可以交互的电子装置联系起来。

为了让建筑变得“智能”，必须为设备配套能够处理信息、存储和传输信息给管理系统的装置。

在最常用的数据传输技术中（BUS总线、无线电波或无线传输），MODBUS协议是世界上最普及的协议之一。

MODBUS是一种串行传输协议，已经成为工业通信中的标准。

MODBUS协议允许联网的不同装置实现通信，在管理系统的“主机（MASTER）”和应答主机提问的一个或多个“从机（SLAVE）”之间确定通信格式和方式。

这些装置（其中也包括电子恒温混合阀）可以通过MODBUS协议传输远程指令，特别是和有着同样协议的家庭智能化系统（BMS）互动。



热力站的热水循环管路

热水循管路保持热水循环基于三个主要原因：

- 保证所有用水龙头的输送温度基本稳定，避免其中任何一个的热水等待时间过长；
- 防止各个支管水流因静止而变凉（因热量散失）和温度处于军团繁衍温度范围内(20-50°C)；
- 保证混合阀正常工作所需的最低流量。

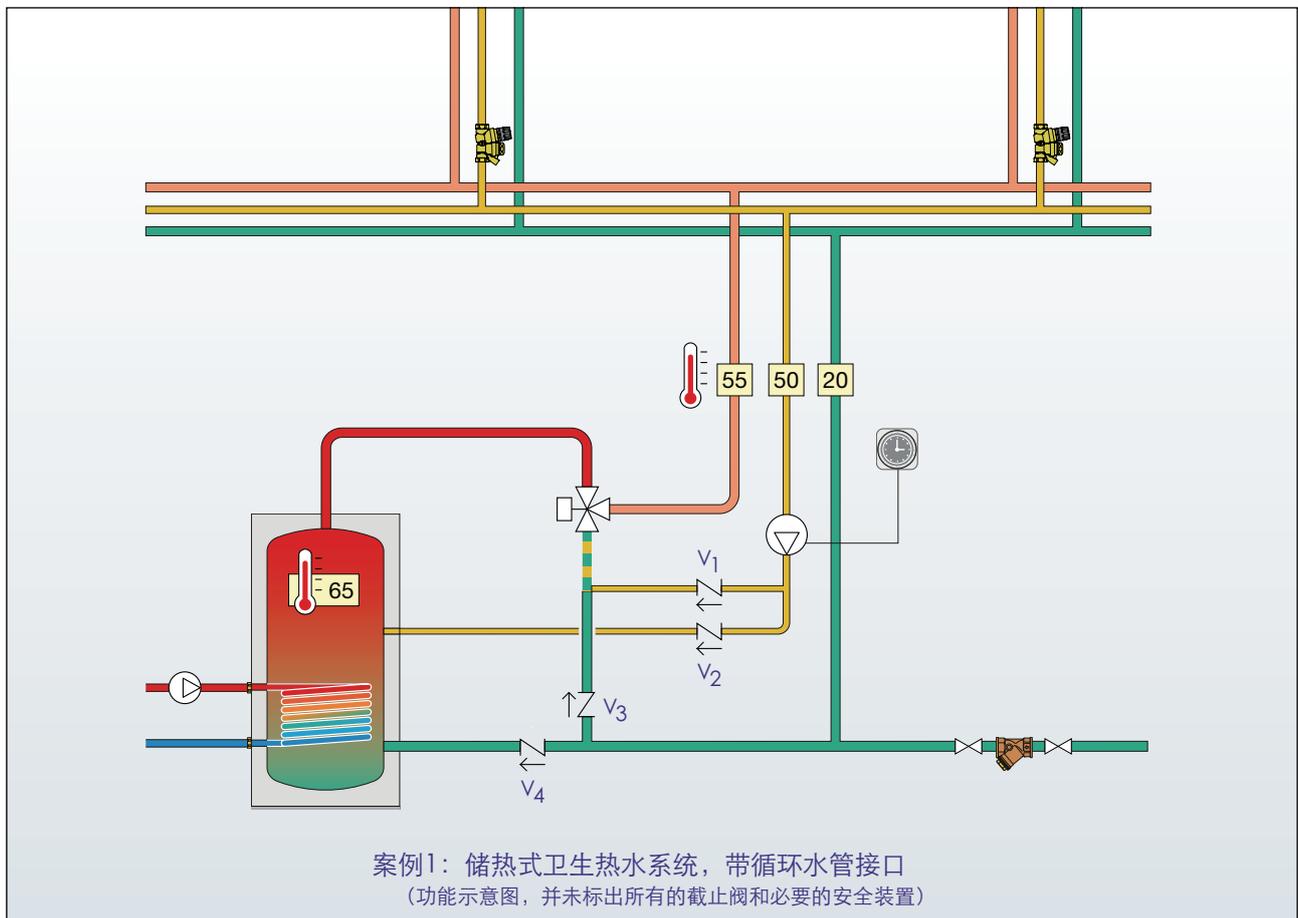
热力站配置不一，热水产生可以是储热式（水箱可能自带或没有循环热水接口）或是即热式（如热电联产项目）。

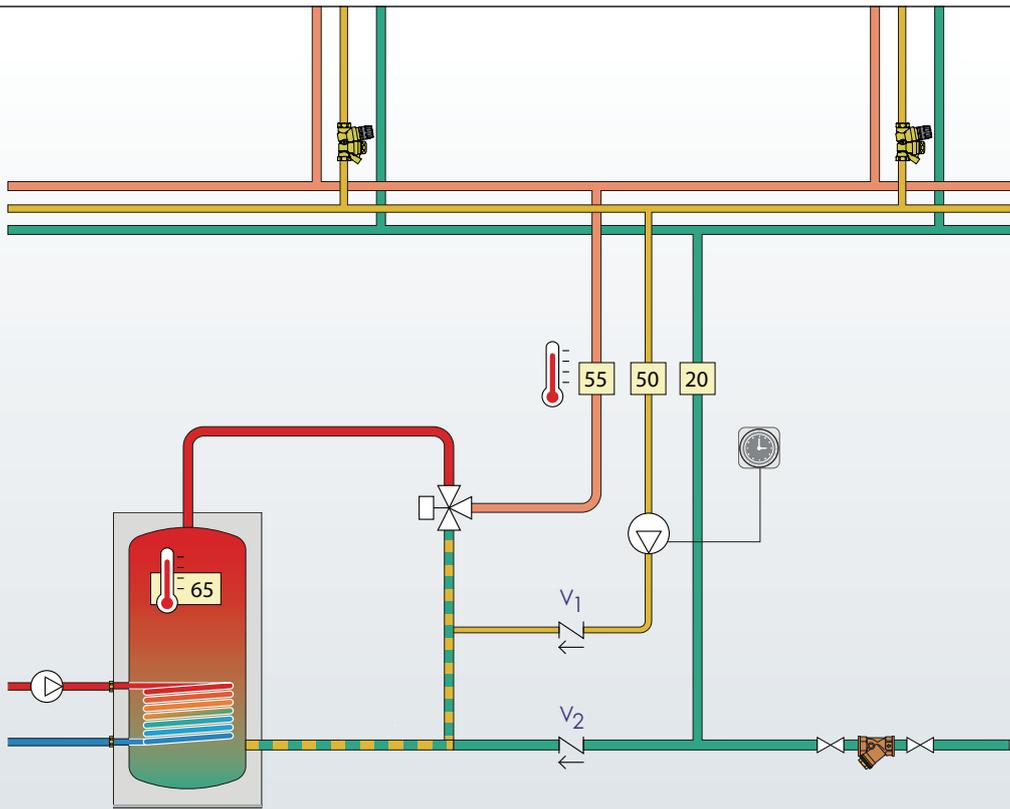
下面我们着重探讨卫浴热水产生中不同配置，特别是热力站的热水循环回管路和止回阀的正确定位。

通过这些技巧就可以保证混合阀、循环回路的正确运行，以及保持温度稳定。

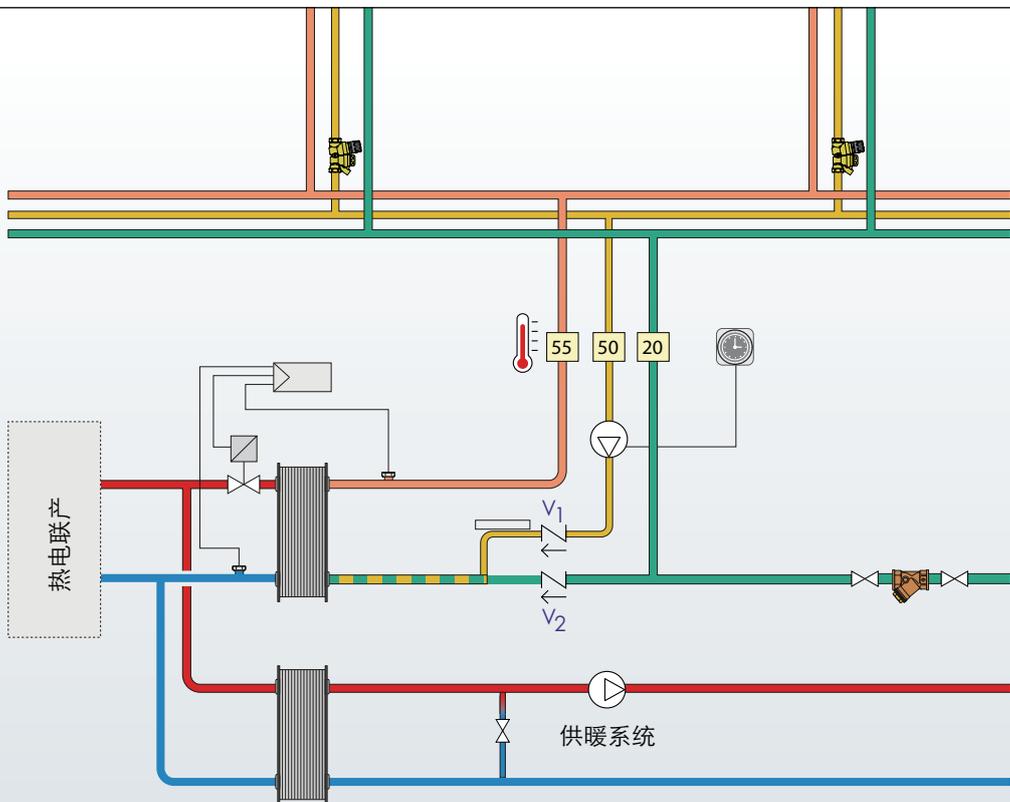
热力站最常见的安装方式如下：

- ✓ 通过循环回路连接的储热系统（案例1）
循环热水管要连接到锅炉上（有专门的循环水接口）和混合阀的冷水管。
需要四个止回阀，位置见页底示意图。
- ✓ 没有循环水的储热系统（案例2）
循环水管道要连接在混合阀的冷水管上。
需要两个止回阀，位置如下页示意图。
- ✓ 即热式卫浴热水系统（案例3）
循环水管要接在板换的冷水管上。
需要两个止回阀，位置见下页示意图。





案例2：储热式卫生热水系统，没有循环水管接口
 (功能示意图，并未标出所有的截止阀和必要的安全装置)



案例3：即热式卫生热水系统，热电联产式
 功能示意图，并未标出所有的截止阀和必要的安全装置

有时候可能遇到这种情况：循环回路只像下图一样连接，即没有与虚线部分连接。

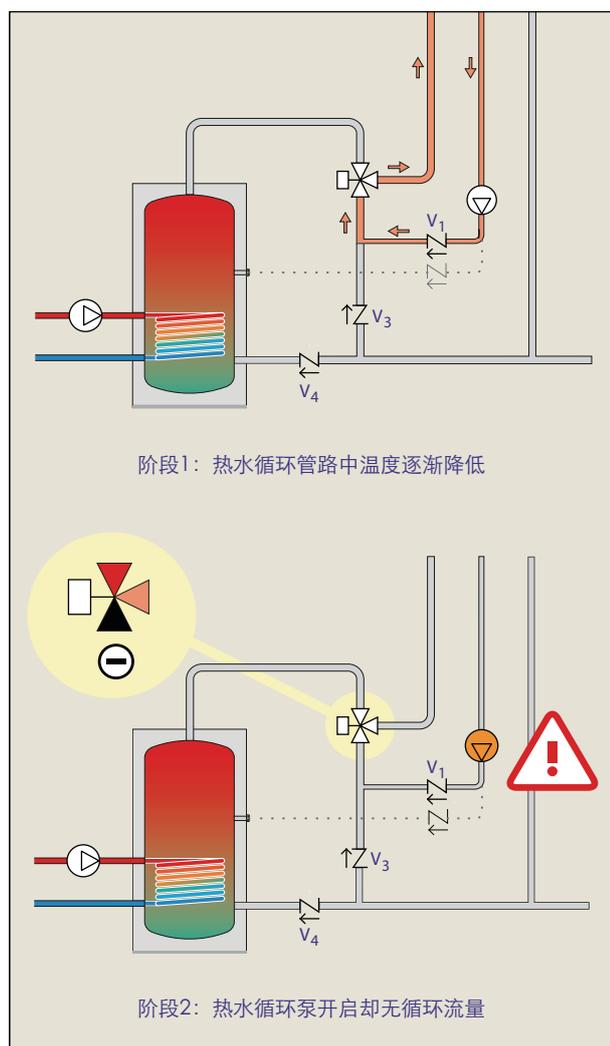
乍一看有点像案例2中的连接，但是止回阀V3和V4的位置却又和案例1一样（参见上一页）。

我们来看一看是什么原因导致不能保持热水循环回路的正确工作。

循环热水流量只在循环回路和混合水管道之间流动，无法利用到来自水箱的热水，温度会渐渐降低。

因此，混合阀会逐渐关闭冷水入口而打开热水入口，但是，热水水箱的流量无法进入循环系统（阶段1）。

混合水温度持续下降直至冷水入口完全关闭，循环回路完全停止，直到用户要用热水时（阶段2）。



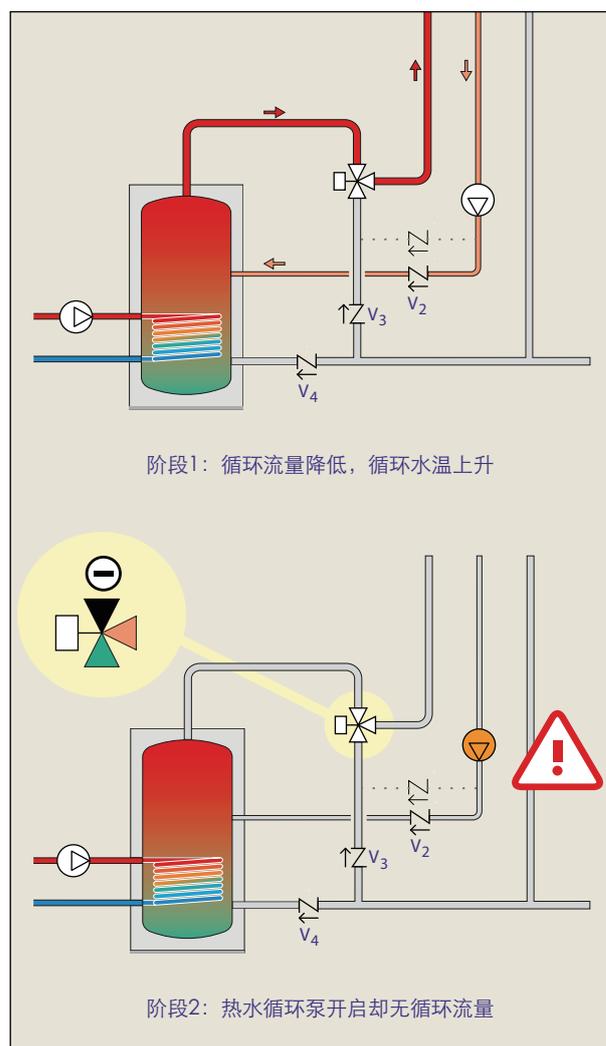
当循环回路只连接到热水水箱时，在无用水状态时，混合阀冷水端关闭。

混合阀的正确工作要求冷热水入口均有部分流量以保持混合水的温度稳定（见第50期水力杂志）。

用户不用水时，冷水端无法进水，混合阀的热水入口开始渐渐关闭，混合水温度上升（阶段1）。

热水循环流量逐渐减少直至停止，混合阀的热水入口完全关闭（阶段2）。这种条件下，循环回灌泵在“关闭的”线路上运行，有烧泵的危险。

热水循环回路停运后，有导致军团病菌污染的风险，这会一直持续到出现用水或者管道中的水温因热散失而降低以后。



止回阀位置

前面已经提到，止回阀的位置和正常运行非常重要。此处将具体分析第40页案例1（带循环回水管接口的储热式已生热水系统）的止回阀，见旁边的示意图。

止回阀V1

防止在泵停运或者用户大量供水时，用户可能从混合管路和循环回路中获得供水。

止回阀V2

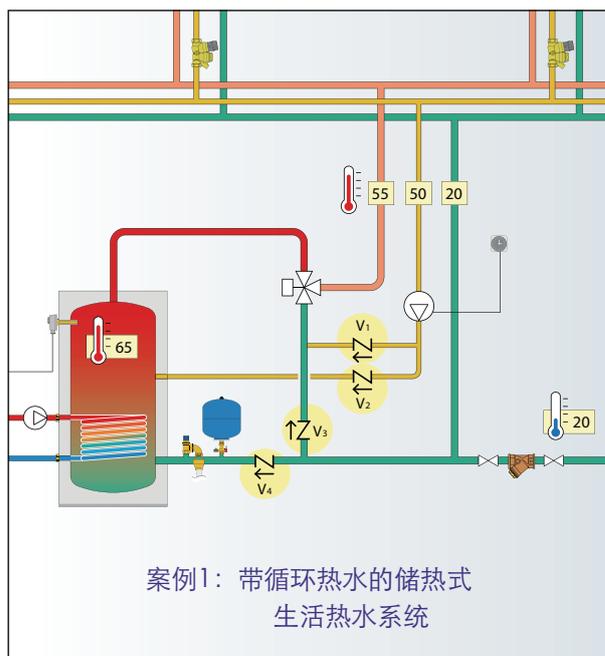
防止热水通过循环回路向用户回流。

止回阀V3

用来保护冷水管网有可能的热水回流。

止回阀V4

在没有用水（只有循环回路开启）时混合阀冷水端有水箱热水回流。

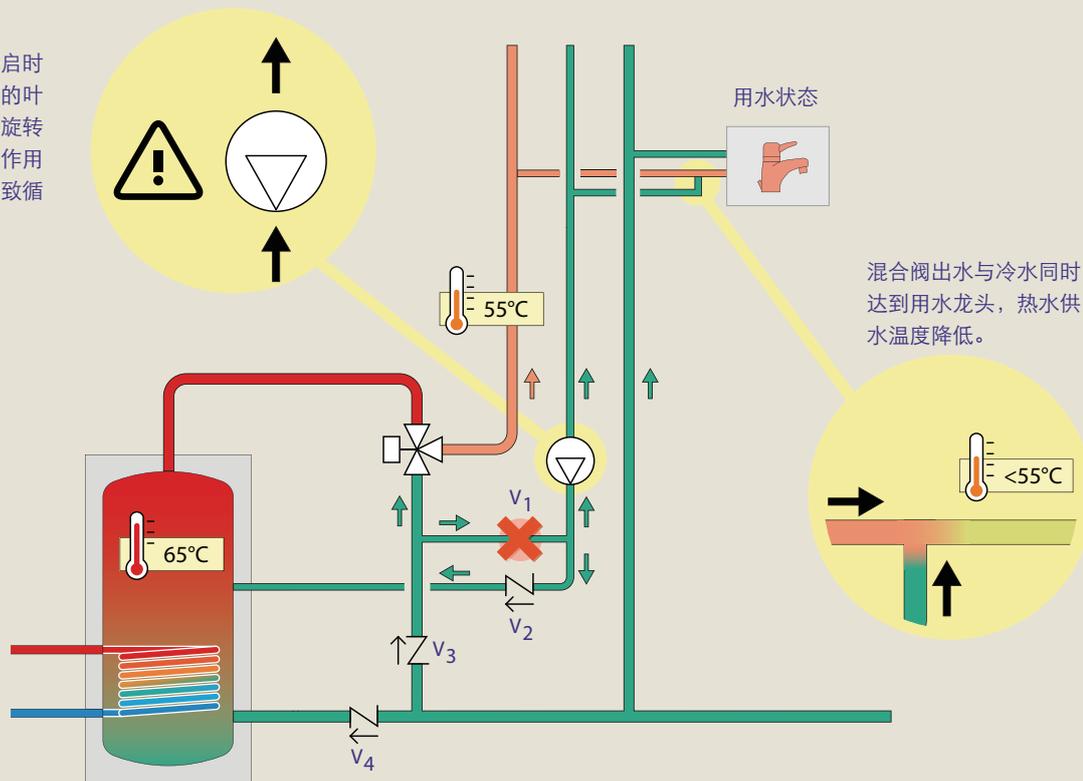


类似的考虑也体现在第41页案例2（没有循环回路管网接口的储热式卫浴热水系统）和案例3中（热电联产的即热式已生热水系统）。

止回阀V₁缺失或有故障

用水状态时，混合阀热水出水与循环热水同时取水，如果没有止回阀，冷水回流到用水龙头。

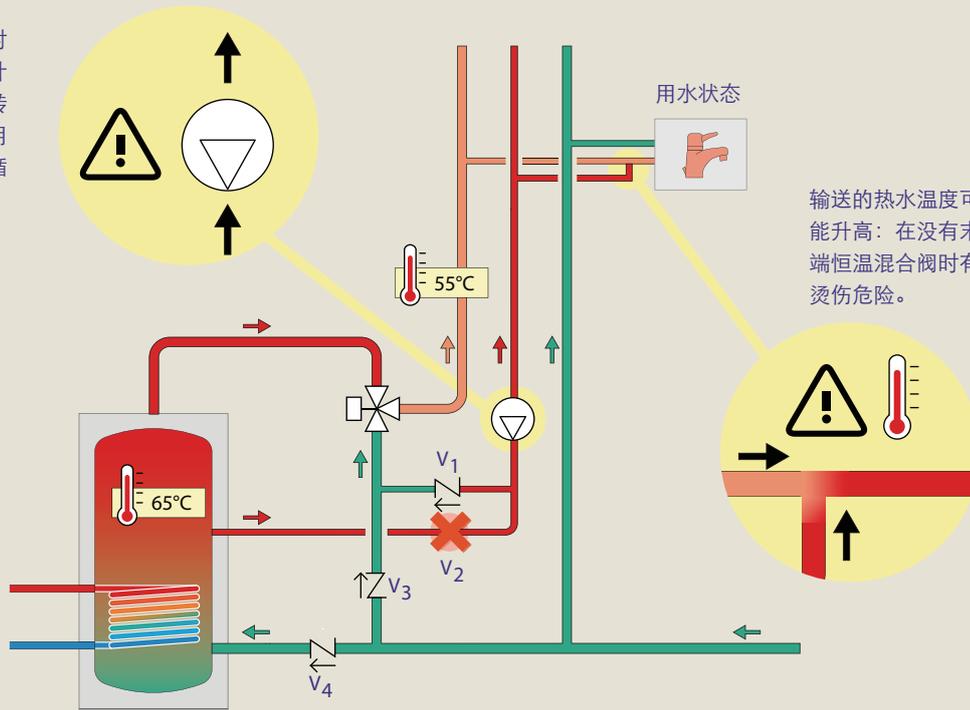
当循环泵开启时，对它上面的叶轮产生与其旋转方向相反的作用力，可能导致循环泵故障。



止回阀V₂缺失或有故障

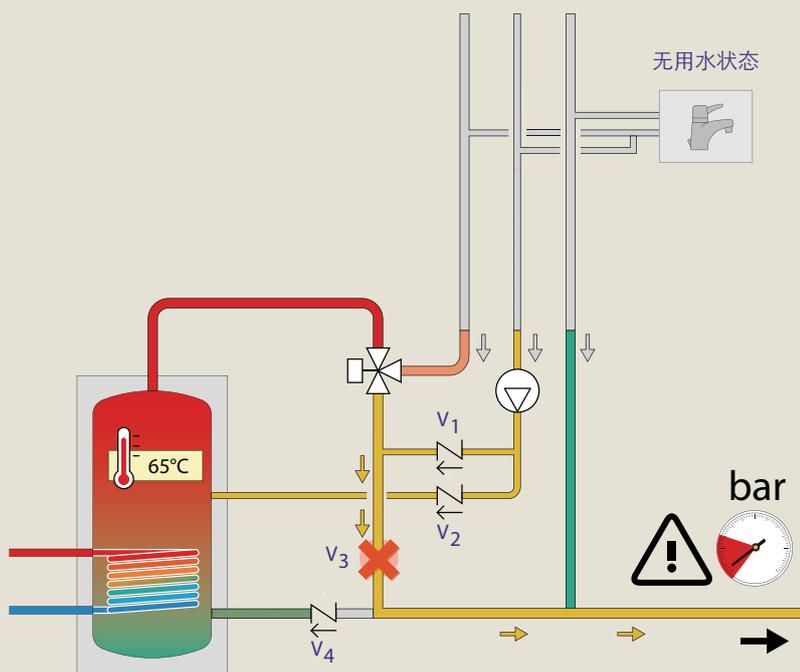
在用户打开龙头用水时，储水罐的热水会反向流进循环管路，逆向流动，起因是用户打开龙头引起的低压。

当循环泵开启时，对它上面的叶轮产生与其旋转方向相反的作用力，可能导致循环泵故障。



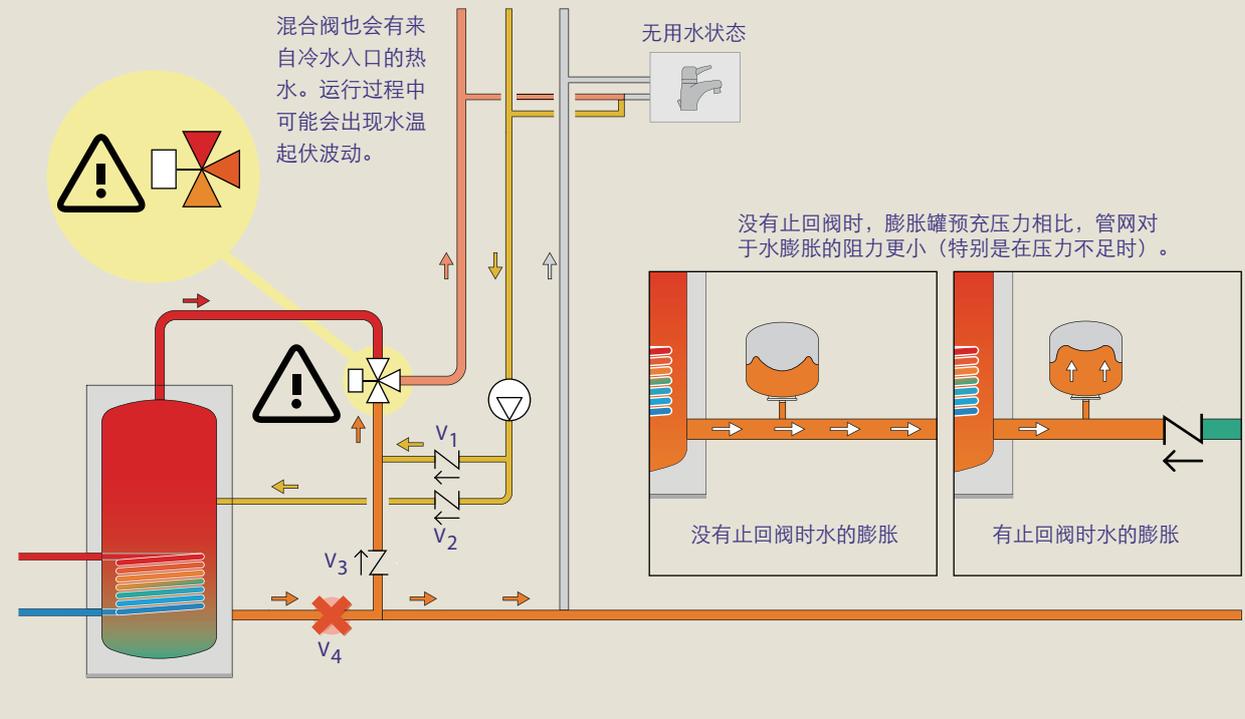
止回阀V₃运行不畅或没有

在供水管网出现低压时，储热水箱的热水可能回流到自来水供水系统。



止回阀V₄缺失或有故障

除了会出现与止回阀V₃同样的问题外，没有止回阀V₄，在储水罐加热时，水的热膨胀会使热水进入恒温混合阀冷水端。



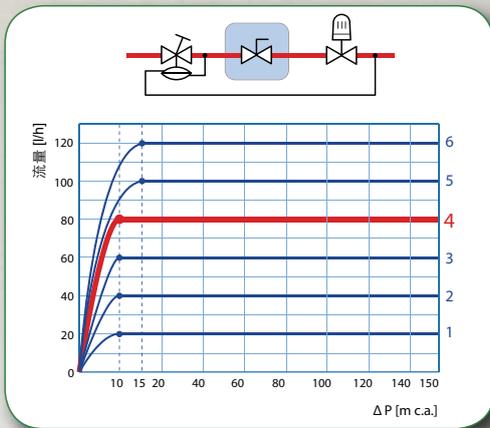
230 型



231 型



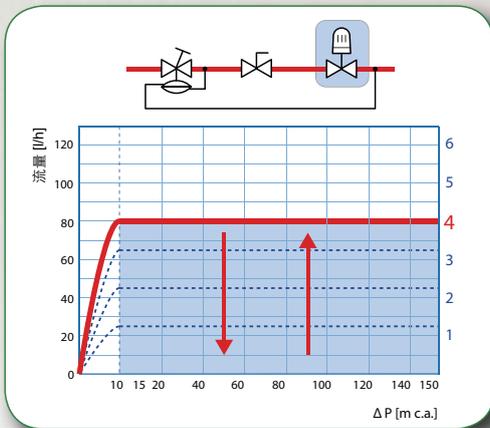
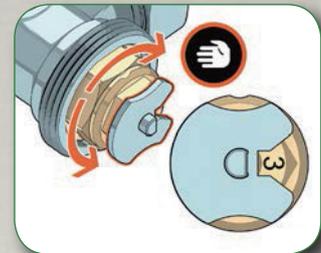
232 型



最大流量预调节

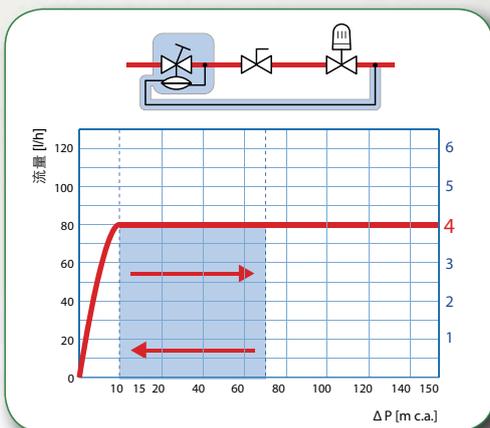
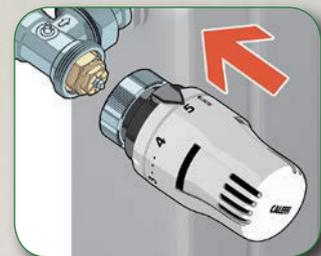
通过专用扳手调节温控阀流量旋钮，设定散热器最大流量值。

一体式压差调节器保证了流量不受压差变化的影响。



根据室温自动调节流量

在安装恒温控制器的情况下，室温变化时，恒温器自动调节流量，此流量同样动态平衡。



压差调节器

消除变流量系统中由于压差波动产生的噪音现象。

自动维持调节阀和恒温阀的前后压差，这样方能避免噪音。

233 型



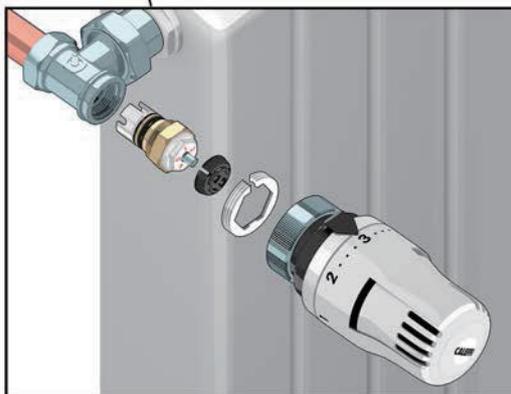
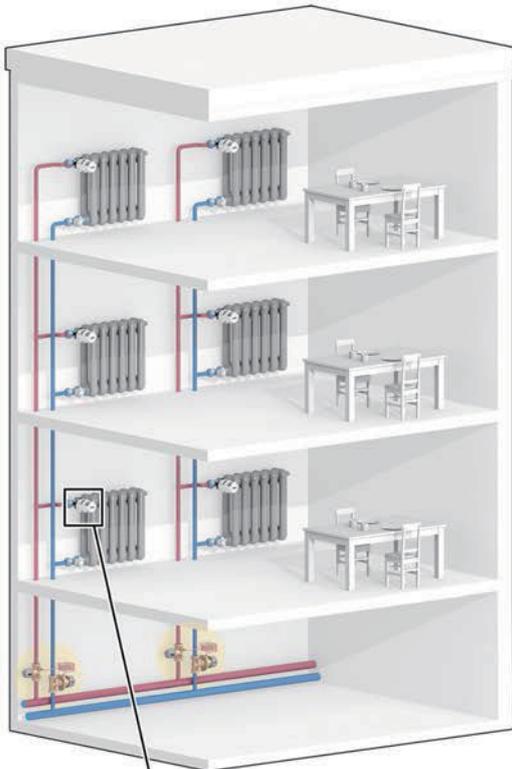
234 型



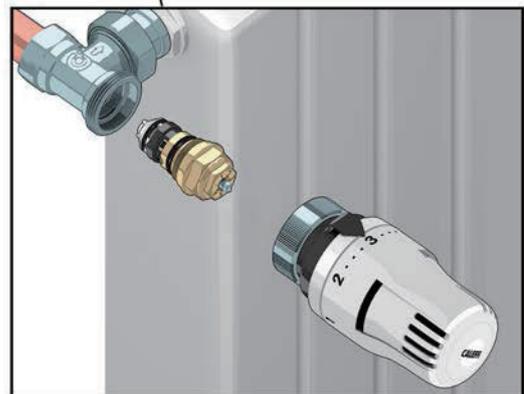
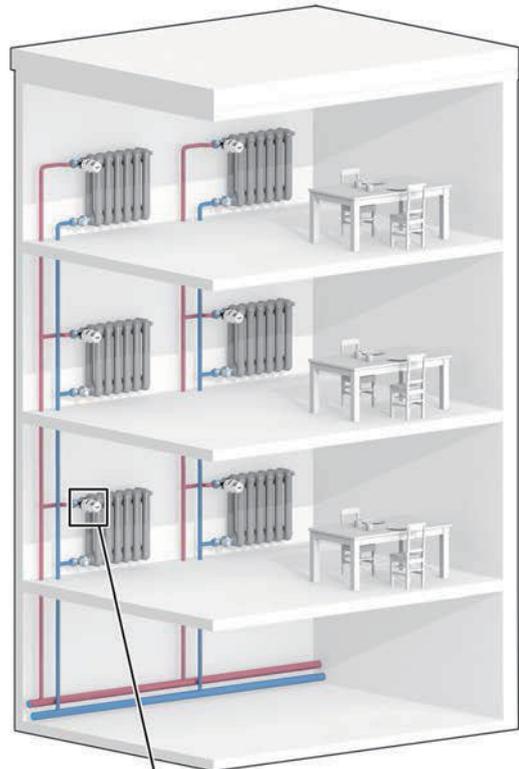
237 型



带预调节恒温阀系统



带动态平衡型恒温阀的系统



6000 型



- ✓ 将机械恒温阀的典型功能和电子混合阀的管理效率结合于一个装置中。
- ✓ 恒温混合阀能够应对入口温度、压力和流量的任何变化，快速稳定出口混合水的温度设定值。
- ✓ 电子调节器根据不同的功能程序管理预设混合水的温度，既包括正常用水温度，也包括预防军团病菌时的热力杀菌温度。
- ✓ 电子调节器和执行器集成在一个功能盒内，接线简便。
- ✓ 因为有机混合阀，所以在断电情况下也可以照样运行。
- ✓ 温度调节的准确性和速度得到保证，这都是卫生热水供水环路必不可少的。
- ✓ 有数字计时器，可以编制程序计划好进行军团病菌的灭菌处理的时间，以及管理和关闭热水循环泵。
- ✓ 预设了开放式 MODBUS 协议传输、远程设置、问询，特别是与有同样协议的家庭智能化系统进行交互。

电子恒温混合阀

技术特点

防脱锌合金阀体

电源: 230 V - 50/60 Hz

耐压: 10 bar

入口最高温度: 90°C

灭菌温度: 35-65°C

保护程度: IP 54

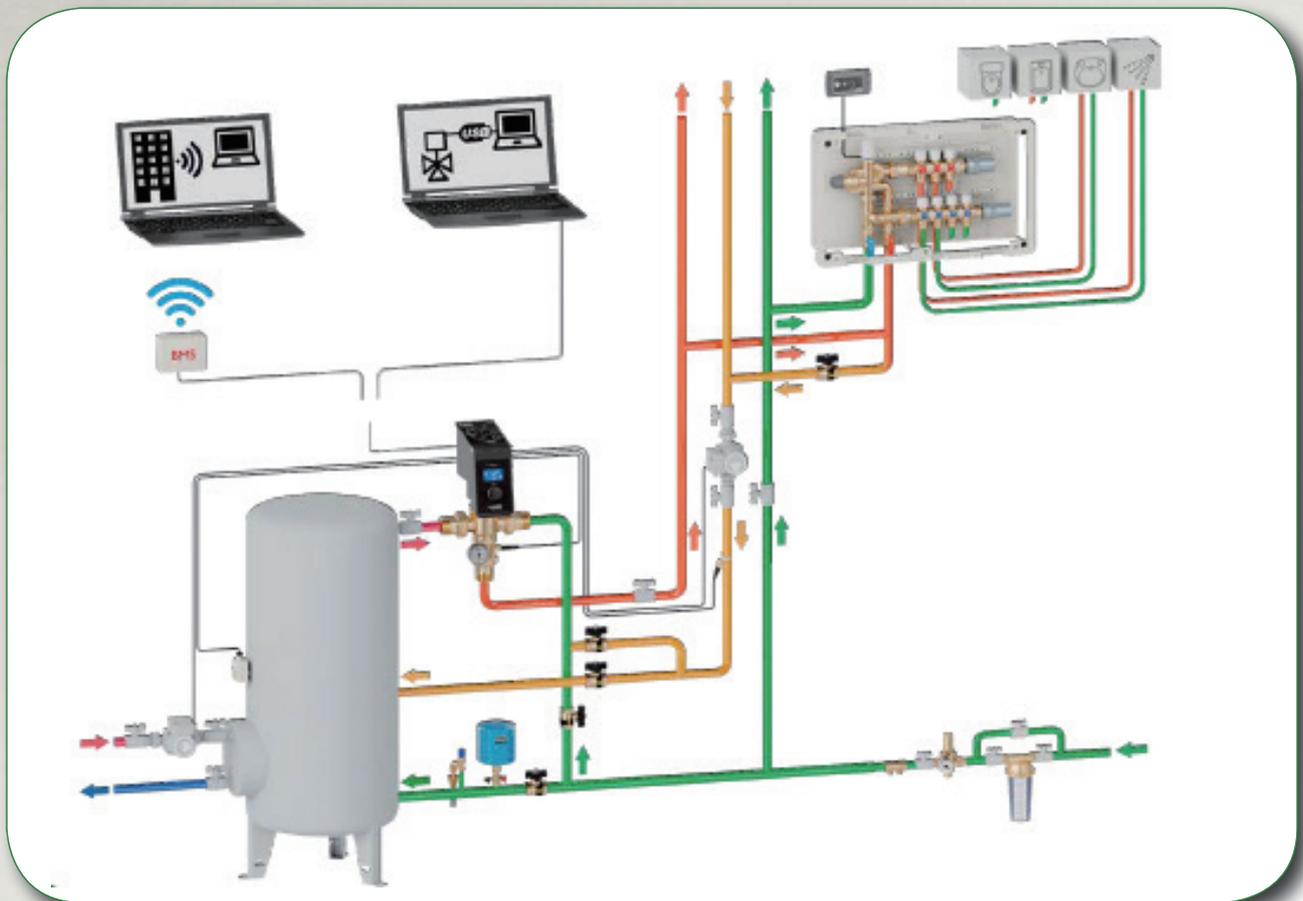
接口: 1/2" - 2"

数字调节器

恒温阀的数字控制调节器有用户友好界面，启动简便，能提供混合阀正确操作的所有必要信息。借助唯一的控制钮，可以进入菜单的所有功能，选择和检查运行参数如温度、阀门状态、调节和热力杀菌的时间设置。

循环回路温度传感器

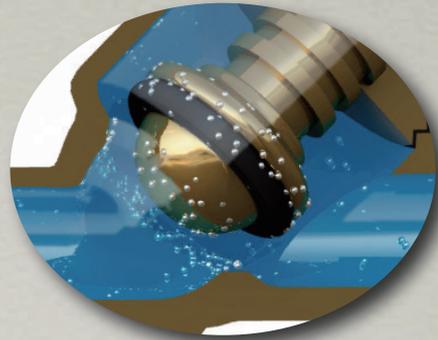
为了更好地检查热力杀菌的效果，杜绝军团菌滋生。有必要测量热水回水的温度，测量是通过循环回水传感器。测量的目的是为了检查和验证管网全部或部分所达到的温度，因为传感器可以定位于设备远处的重要节点。



水力循环系统中含的空气引起的问题可能会很严重，而且会给用户和业内人员带来很大麻烦。如果这些问题不能深入地加以分析，长此以往常常会令一些方案无用武之地。首先，至关重要的是要明白系统中的空气可能造成哪些问题。

管道和末端的噪音

系统内空气形成的气泡会在管道和调节装置中产生噪音，这在系统开启阶段水开始流入管道时尤其明显。



环境与末端之间的热交换不足

当散热器或交换组内有空气时，它们向环境传递热量会明显减少。散热器效率低下可能造成严重的热失调和热舒适度不足以及管理成本上升。



氧和金属材料的接触导致系统锈蚀

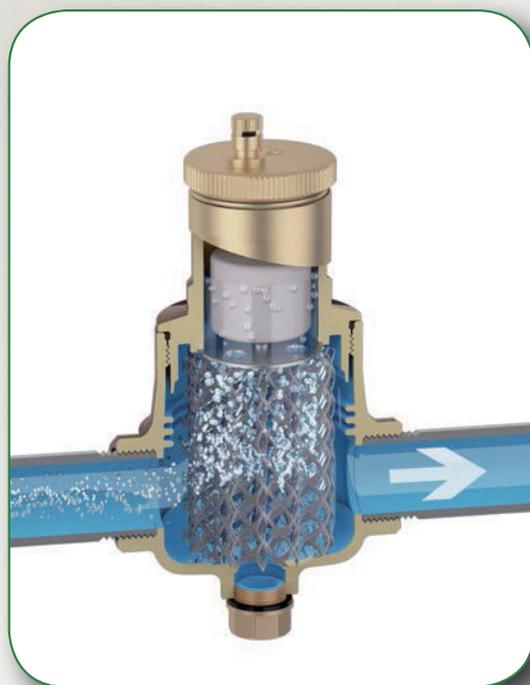
有水的时候，金属表面有一层脏物会形成两个区域（水 / 脏物和脏物 / 金属），氧的含量不同。产生局部电流会导致金属表面腐蚀。



551 型



- ✓ 完全消除系统中的空气，避免了与之相关的问题。
- ✓ 只需经过 25 次循环后，几乎所有溶解的空气都可以消除了；然后残余的空气在正常运行过程中清除。
- ✓ 提高设备的热效率，防止损害设备部件的正常寿命周期和控制保养和经营成本。
- ✓ 这种设计方式对热源热水的流动方向无要求。
- ✓ 方向可调便于安装于垂直或水平管道上，两个流动方向皆可。
- ✓ 安装在热力站中或锅炉下、泵的吸入一侧都可以，因为这些地方较易形成微泡。





DYNAMICAL® . 温控阀的进化

动态平衡型恒温阀

230-231-232-233-234-237 型

- 将流经散热器的流量维持在一个稳定的值，不受其它设备的工作状态影响。
- 使既有的带恒温阀的双管供水散热器系统的升级改造变得容易。
- 与恒温控制器或热电执行器相结合还可以根据室温控制流量。
- 通过恒温调节，使以前无法升级的系统也可以获得显著的热舒适度和节能。



供暖

www.caleffi.cn

CALEFFI
Hydronic Solutions