

建筑设计基本知识丛书

建筑采暖设计

(第二版)

郭骏 邹平华 编

中国建筑工业出版社

建筑设计基本知识丛书

建筑采暖设计

(第二版)

郭骏 邹平华 编

中国建筑工业出版社

本书是建筑设计基本知识丛书之一。书中简述了热水采暖和蒸汽采暖的各种方案和特点，深入浅出地介绍了热水采暖和蒸汽采暖计算的基本原理及必要的热工和水力学知识。书中以一个小型建筑物为例，介绍了采暖设计的具体步骤，并在附表中提供了设计必需的各种数据。

此次再版时对全书进行了修订，将工程单位制改为法定单位制，在散热设备和蒸汽采暖方面增添了部分内容。为了全套丛书统一起见，这次将书名改为《建筑采暖设计》。

本书可供基建部门、设计单位及工厂企业中初学采暖设计的人员自学之用，也可作为中专、大专以及大学学生学习采暖课程时的补充参考书。

建筑设计基本知识丛书

建筑采暖设计

（第二版）

郭骏 邹平华 编

*

中国建筑工业出版社出版（北京西郊百万庄）
新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售
北京市平谷县大华山印刷厂印刷

*

开本：787×1092毫米 1/32 印张：9 字数：199千字

1987年9月第二版 1987年9月第二次印刷

印数：37,161—65,340册 定价：1.55元

统一书号：15040·5285

再 版 说 明

《采暖设计》于1980年出版以来，曾得到许多同志的鼓励，纷纷来信希望再版一次。其中有些同志如中国建筑东北设计院赵先智高级工程师提出了不少具体的修改建议，对这些同志的厚爱和帮助，我深表谢意。

本来，出版社早就约我动笔，无奈行政工作繁重和会议太多，几次拖延未能实现。此次承邹平华同志慨然应允代为完成，由她对全书进行了修改，才算了却这件事。

这次修订，主要有以下几项变动。首先是根据大家的意见，加强了蒸汽采暖的设备、计算和例题，并且增添和置换了一些近年来发表的数据如散热器的传热系数等；其次是根据国家规定，全部改为法定单位制，这就牵涉到所有的计算，表格和例题。但是，虽经多方努力，仍有部分计算表，例如高压蒸汽水力计算，无法找到理想的法定单位制表，只好对以前的计算表加以换算和改造后使用；最后是对第一版中的一些错误，特别是图中的缺笔漏印等进行了全面改正。由于篇幅关系，删去了烟气采暖部分。

为了与这套丛书的其他书名一致，根据出版社意见，再版时将书名改为《建筑采暖设计》。

郭 骏

1986年4月

目 录

概 述.....	1
第一章 集中采暖的热媒.....	2
第一节 热媒输送热量的原理.....	2
第二节 水的沸点、汽化潜热与压强的关系.....	3
第三节 热水采暖的供回水温度.....	5
第四节 蒸汽采暖的蒸汽压力.....	7
第五节 热水和蒸汽作为热媒的比较.....	8
第二章 集中采暖的散热设备.....	11
第一节 热能的传播方式.....	11
第二节 散热设备的散热过程.....	13
第三节 散热器.....	15
第四节 暖风机.....	20
第五节 辐射板.....	22
第三章 热水采暖.....	24
第一节 重力循环的作用压头.....	24
第二节 各种系统中散热器的温度和散热量比较.....	36
第三节 重力循环的管道布置和设备.....	39
第四节 机械循环的管道布置.....	46
第五节 设计机械循环系统的几个注意事项.....	55
第六节 高温水采暖系统.....	59
第四章 蒸汽采暖.....	64
第一节 蒸汽采暖系统的特点.....	64
第二节 低压蒸汽采暖系统.....	70
第三节 高压蒸汽采暖系统.....	73

第四节	蒸汽采暖系统的设备	78
第五章	采暖设计热负荷的确定	87
第一节	热负荷的意义	87
第二节	热负荷与供热方式的关系	90
第三节	热负荷的考虑方法	92
第四节	热负荷的计算公式	95
第五节	热负荷计算示例	106
第六章	散热设备的计算	121
第一节	散热器的散热性能	121
第二节	散热器的计算方法	124
第三节	散热器计算的具体步骤	133
第七章	热水采暖管道计算	142
第一节	流体的能量和阻力损失的基本概念	142
第二节	单根热水管道阻力计算	146
第三节	串联和并联管道的流量和阻力损失	157
第四节	“等温降”算法	161
第五节	“等温降”法计算示例	164
第六节	“变温降”算法	186
第七节	“变温降”法计算示例	188
第八章	蒸汽采暖管道计算	205
第一节	蒸汽采暖管道计算的特点	205
第二节	室内低压蒸汽采暖系统管道的计算	207
第三节	室内高压蒸汽采暖系统管道的计算	218
附录		227
附表 1	围护结构内外表面换热系数	227
附表 2	常用围护结构的传热系数	228
附表 3	拐角房间直接铺设在土壤上非保温地板的平均 传热系数	229
附表 4	具有一面外墙房间直接铺设在土壤上非保温地	

	板的平均传热系数	229
附表 5	我国一些主要城市的采暖室外计算温度、冬季 室外平均风速	230
附表 6	采暖建筑物的室温(工作地点)要求	231
附表 7	围护结构的温差修正系数	231
附表 8	围护结构耗热量的朝向修正率	232
附表 9	外门开启附加率	232
附表 10	围护结构耗热量的高度附加率	233
附表 11	围护结构耗热量的楼层修正率	233
附表 12	民用建筑每米门、窗缝隙渗入的空气量	234
附表 13	各地区冷风渗入量的朝向修正系数	234
附表 14	每米长不保温采暖管道的散热量	234
附表 15	工业厂房冷风渗透耗热量占外围护结构总耗热量 的百分数	235
附表 16	几种国产散热器特性表	235
附表 17	散热器机械循环热水采暖系统管路水冷却 修正系数	237
附表 18	散热器安装形式修正系数	238
附表 19	散热器接管方式及流量修正系数	239
附表 20	散热器片数或长度修正系数	240
附表 21	散热器室内温度修正系数	240
附表 22	柱型散热器片数及组合长度对照表	241
附表 23	60型散热器组合方式、组合长度及标准散热量	242
附表 24	上供下回垂直单管顺流式95~70℃热水采暖系统 散热器散热量	243
附表 25	上供下回垂直单管顺流式95℃热水采暖系统中散 热器的立管温降修正系数	244
附表 26	水平单管顺流式95~70℃热水采暖散热器散热量	246

附表27	楼梯间各层散热器分配参考比例	248
附表28	几种小型暖风机的散热量	248
附表29	水煤气钢管规格	249
附表30	热水采暖系统管道水力计算表 ($t_g = 95^\circ\text{C}$, $t_h = 70^\circ\text{C}$, $K = 0.2\text{mm}$)	249
附表31	热水及蒸汽采暖局部阻力系数	254
附表32	95~70°C热水采暖动压头	255
附表33	热水采暖系统局部阻力的当量长度	257
附表34	垂直单管顺流式热水采暖立管上组合部件 当量长度	259
附表35	垂直单管顺流式热水采暖系统整根立管折算长度	260
附表36	采暖系统中沿程阻力损失占总阻力损失的百分比 (估算值)	262
附表37	热水采暖系统并联环路阻力损失允许差值	262
附表38	热水采暖管道的最大允许流速	262
附表39	低压蒸汽管道水力计算表 ($P = 5000 \sim 20000\text{Pa}$, $K = 0.2\text{mm}$)	263
附表40	低压蒸汽采暖系统的动压头	264
附表41	蒸汽采暖系统干式和湿式凝结水管径选择表	265
附表42	蒸汽采暖管道的最大允许流速	265
附表43	高压蒸汽管径计算表 ($2 \times 10^5\text{Pa}$ [表压], $K = 0.2\text{mm}$)	266
附表44	高压蒸汽管径计算表 ($3 \times 10^5\text{Pa}$ [表压], $K = 0.2\text{mm}$)	267
附表45	高压蒸汽管径计算表 ($4 \times 10^5\text{Pa}$ [表压], $K = 0.2\text{mm}$)	268
附表46	高压蒸汽采暖局部阻力当量长度	269
附表47	开式高压凝结水管管径计算表 ($2 \times 10^5\text{Pa}$)	

	〔表压〕)	270
附表48	开式高压凝结水管管径计算表 ($3 \times 10^5 \text{Pa}$	
	〔表压〕)	271
附表49	开式高压凝结水管管径计算表 ($4 \times 10^5 \text{Pa}$	
	〔表压〕)	272
附表50	闭式高压凝结水管管径计算表 ($2 \times 10^5 \text{Pa}$	
	〔表压〕)	273
附表51	闭式高压凝结水管管径计算表 ($3 \times 10^5 \text{Pa}$	
	〔表压〕)	274
附表52	闭式高压凝结水管管径计算表 ($4 \times 10^5 \text{Pa}$	
	〔表压〕)	275

概 述

冬季，室外温度不断降低，为了创造有利于生产和生活的环境就必须向室内供给热量。我们把冬季向室内供热保持室内所需温度的建筑设备叫做采暖系统。

任何一个采暖系统都由三个基本部分组成：热源、供热管道及散热设备。输送热量的物质或带热体叫做热媒。用得最多的热媒是水和蒸汽。热媒在热源获得热量；供热管道把热媒输配到各个用户或散热设备；散热设备则把热量散发到室内。

由一个热源向一个大的地区或一个大的工业企业供热叫做集中供热系统。它的热源可以是区域锅炉房或热电厂。它的用户可以是采暖、通风、生产、生活等用户。而集中采暖用热则经常是集中供热系统的主要热用户。目前还有很多采暖系统的热源是专供采暖的独立锅炉房。

集中采暖系统根据常用热媒可分为热水采暖系统和蒸汽采暖系统。

第一章 集中采暖的热媒

第一节 热媒输送热量的原理

水吸收了热量,温度就会升高。水的质量比热是 $4.187 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ 。就是说,质量为 1 kg 的水,温度升高 1°C ,需要吸收 4.187 kJ 热量。反之,当温度降低 1°C 时,便放出 4.187 kJ 的热量。当水流过锅炉时,吸收热量,温度升高到供水温度 t_g ,通过散热设备时放出热量而降低到回水温度 t_h 。这样,在热水管道中,每流过 1 kg 水就能输送 $(t_g - t_h) \times 4.187 \text{ kJ}$ 热量。因此,如果采暖地点需要的热量是 Q_W ,由于 $1 \text{ W} = 1 \text{ J/s} = \frac{3600}{1000} \text{ kJ/h} = 3.6 \text{ kJ/h}$,则供给这个采暖地点的管道里的水流量 G 就应该是:

$$\begin{aligned} G &= \frac{3.6 Q}{(t_g - t_h) \times 4.187} \\ &= \frac{0.86 Q}{t_g - t_h} \text{ kg/h} \end{aligned} \quad (1-1)$$

热水在吸收和放出热量的过程中,温度是不断变化的。因为这种热量的变化过程可以明显的用温度计测量出来,所以把这种明显的热量叫做“显热”。热水采暖是利用水的显热交换来输送热量的。

在一定压强下,当水达到一定温度时,就会沸腾而变成同样温度的蒸汽。但在这一变化过程中却要吸收很多热量。在一个大气压(1.01325 bar 或 101325 Pa)下, $1 \text{ kg} 100^\circ\text{C}$

的热水要吸收2257kJ的热量才能变成1 kg100°C的水蒸汽。反之，1kg100°C的水蒸汽凝结成1 kg100°C的热水时，也要放出2257kJ热量。相比之下，1 kg100°C的热水即使降低到0°C，也只不过放出418.7kJ热量。

由于水在沸腾时所吸收或凝结时所放出的热量只改变了水的状态，不改变它的温度，用温度计也测不出它的变化，因此，把这部分潜在的热量叫做“汽化潜热”，简称“潜热”。蒸汽采暖主要是利用水蒸汽放出汽化潜热来实现热量交换的。

设温度为 t 的热水在锅炉内吸收了潜热而变为温度仍然为 t 的蒸汽，通过散热设备放出潜热而变为同温度的水；这样每kg蒸汽（或凝结水）所能输送的热量就等于它的潜热，一般把潜热叫做 r kJ/kg。则供应采暖地点热量 Q_W 的管道里所需的蒸汽（或凝结水）流量 G 就是：

$$G = \frac{3.6Q}{r} \text{ kg/h} \quad (1-2)$$

第二节 水的沸点、汽化潜热与压强的关系

在工程单位制中，一个大气压下，水的密度是1000kg/m³。那么，面积为1 m²，高为1 mm的水柱所产生的压力（压强）正好是1 kgf/m²，又称为1 mmH₂O。面积为1 m²，高为1 m的水柱所产生的压力是1000kgf/m² = 1000 mmH₂O，又称为1 mH₂O。地球上的大气，全部作用在地球表面上，它产生的压强，随时随地有变化，但大约是1kgf/cm²左右。因此就把1kgf/cm²叫做1个“大气压”。因为1m² = 10000cm²，显然1大气压相当于10000mmH₂O

或 $10\text{mmH}_2\text{O}$ 。

在法定单位制中，力的单位是牛顿，把每平方米面积受到1牛顿力叫做 1Pa （帕斯卡），也就是 $1\text{Pa} = 1\text{N}/\text{m}^2$ 。

由于 $1\text{N} = \frac{1}{9.81}\text{kgf}$ ，所以 $1\text{Pa} = \frac{1}{9.81}\text{kgf}/\text{m}^2$ 或 $\frac{1}{9.81}\text{mm}$

H_2O 。由于帕斯卡这个单位太小（例如，人对地面的压强就有一、二万帕），因此在计量压力时还用到单位“bar（巴）”。

$1\text{bar} = 10^5\text{Pa} = 1.02\text{kgf}/\text{m}^2 = 10200\text{mmH}_2\text{O}$ 。显然 $1\text{mmH}_2\text{O} = 9.8\text{Pa}$ 。

在许多情况下，我们所需要的，往往是某个物体内的压强比大气压强高或低多少。普通的压力表所指示的往往是这个数值。我们把从1个大气压作为基准算起的压强叫做“表”压强或相对压强。而把从绝对压力为零作为基准算起的压强叫做绝对压强。如果不特殊说明，一般都指的是相对压强。绝对压强低于1个大气压叫做“真空”压强。因此绝对压强 $3.2\text{kg}/\text{cm}^2$ （约 $3.2 \times 10^5\text{Pa}$ ）也就是相对压强 $2.2\text{kg}/\text{cm}^2$ （约 $2.2 \times 10^5\text{Pa}$ ）；绝对压强 $0.7\text{kg}/\text{cm}^2$ （约 $0.7 \times 10^5\text{Pa}$ ），也就是真空压强 $1 - 0.7 = 0.3\text{kg}/\text{cm}^2$ （约 $0.3 \times 10^5\text{Pa}$ ）。

水的沸点和汽化潜热与它所受的压强是有很大关系的。压强越高，沸点越高，而汽化潜热越小。例如，相对压强从0升高到1 bar，水的沸点就从 99.6°C 升高到 120.2°C ，而汽化潜热却从 $2257\text{kJ}/\text{kg}$ 降为 $2202\text{kJ}/\text{kg}$ 。因此，如果把上面所说的同样是1 kg的 100°C 热水，在1 bar压力下加热，则当同样加给水 2257kJ 热量时，因为水还没有达到沸点，所以并不吸收潜热而汽化，而是继续升高温度，直到全部热水的温度都升高为 120.2°C 左右为止。不同压强下水的沸点和汽化潜热见表1-1。

水的沸点和汽化潜热

表 1-1

压 力 (10^5Pa) (绝对压力)	沸 点 ($^{\circ}\text{C}$)	汽 化 潜 热 (kJ/kg)
1.0	99.64	2257
2.0	120.23	2202
3.0	133.54	2164
4.0	143.62	2133
5.0	151.84	2109
8.0	170.42	2048
10.0	179.88	2015

相应于某一压强下水的沸点温度叫做这一压强下的饱和温度。反之，相当于某一饱和温度的压强叫做饱和压力，而在饱和温度下的蒸汽叫做饱和蒸汽。在某一压强下，达到饱和温度以后，如果继续加热，水就会开始一部分一部分地汽化。当水全部变成饱和蒸汽以后，如果再继续加热，蒸汽的温度才会继续升高而成为过热蒸汽。

过热蒸汽的比热随压力和温度而变化。在采暖工程的范围内，每 kg 过热蒸汽升高 1°C 所吸收的热量大约是 2.5kJ (即比热为 $2.5\text{kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$)左右。这份热量和潜热相比也是十分微小的，因此，一般不考虑利用蒸汽的过热量。

附带说明一下，习惯上，在工程应用技术中把压强叫做压力。以后我们也用“压力”这个词来表示。但是，必须注意，它所指的，实质上是单位面积上的压力，也就是压强。

第三节 热水采暖的供回水温度

根据式(1-1)可以知道，在热水采暖中对于一定的热负荷，其输送热量的热水流量，决定于供回水温度之差

$t_g - t_h$ 。同样的热量，供回水温差越大，需要流量越小。例如，一个热负荷为 $Q = 60000\text{W}$ 的建筑物，当供回水温差为 25°C 时，所需的热水量 G （指通过锅炉的总流量）是 2.06t/h ，而当供回水温差为 50°C 时，却只需要 1.03t/h 了。

流量少是有很好处处的。一方面，管道可以细一些，另一方面，采用机械循环时，水泵可以小一些，耗电量也少一些。

那么，能不能尽量提高供水温度，降低回水温度呢？

不能，因为供回水温度的选择，除了流量以外，还会受到其他因素的限制。

先看回水温度。在同样的供水温度下，虽然回水温度越低，流量越小，但是，散热设备的温度（它等于供回水温度的平均值）也要随之降低，结果，散出同样热量所需要的散热设备就增多。实际采用的回水温度，要根据具体情况进行经济比较来确定。一般情况下，可采用 70°C 的回水温度。

再来看供水温度。显然在同样的回水温度下，供水温度越高，不但管道细，水泵小，电力省，而且散热设备也少。

因此，在大型的集中采暖，特别是区域供热里，供水温度有越来越高的趋势。国外有用到 200°C 以上的，我国已经建成了一些 150°C 的热水采暖系统，正在向 180°C 以至更高的目标前进。通常我们把供水温度低于 100°C 的称为低温热水采暖，而把高于 100°C 的称为高温热水采暖。

上面说过，水的沸点是和压力有关的，在正常大气压下，水的沸点是 100°C 左右。所以要采用 100°C 以上的供水温度，就必须对系统采取密闭、加压等措施以保证热水不汽化。因为，不论在锅炉里，还是在管道里，只要一产生蒸汽，就会把连续流动的水隔断而产生堵塞现象。更为严重的

是，由于蒸汽和水的速度不同，以及蒸汽时而产生，时而消失等原因，在锅炉和管道里将会产生巨大的撞击声，叫做汽水冲击，严重时甚至会把管道和设备振坏。

总起来说，供水温度越高，对减少管道、水泵和散热设备的投资以及节约电力消耗都越有利。但是，超过 100°C 就要采取密闭和加压措施。因此，通常用低温热水采暖时，供水温度采用 95°C （考虑到水在锅炉内部受热不均匀的缘故不取 100°C ）。

但是，在不发生汽化的条件下，应当尽可能提高锅炉出水温度。目前有一些单位，在最冷的季节里，锅炉出水也只达到 $70\sim 80^{\circ}\text{C}$ ，而由于房间里的温度不够，又去增加散热器和加大管道。在做设计时，也有少数同志迁就了这种不合理的现象，采用 80°C 的供水温度进行计算，这是非常不经济和不合理的。

另外在高温水采暖系统中，供水温度还受到散热设备承压能力的限制。例如，60型铸铁散热器用于热水采暖的工作压力是 $4 \times 10^5 \text{Pa}$ （ 4 kgf/cm^2 ）（表压力）。因此，用于高温水采暖时如果实际压力超过这一数值，就要采用承压能力更高的散热设备。

第四节 蒸汽采暖的蒸汽压力

由式（1-2）可知，蒸汽采暖的流量，是和汽化潜热有关的，但从表1-1来看，在采暖所采用的压力范围内，汽化潜热的变化不大，所以，流量的变化也是不大的。当然，这里指的是质量流量（ kg/h ）。

但是，蒸汽压力越高，饱和温度就越高。上面说过，在

蒸汽采暖中，蒸汽和凝结水的温度都等于饱和温度，因此，压力越高，散热设备的温度就越高，所需要的散热设备也就越少。

此外，压力越高，蒸汽的密度越大，体积流量(m^3/h)也就越小，因此，管道也越细。

但是，散热设备温度太高，不但容易烫伤人，而且使人感到烤得很不舒服，又由于民用建筑里采用的铸铁锅炉工作压力是 $0.7 \times 10^5 \text{Pa}$ (0.7表压)，因此，习惯上把蒸汽锅炉内压力低于 $0.7 \times 10^5 \text{Pa}$ (0.7表压)的，叫做低压蒸汽采暖，而把高于它的叫做高压蒸汽采暖。

在工厂中，可以采用高压蒸汽，但是还要受散热设备承压能力的限制以及考虑蒸汽泄漏时的危害。例如，对60型散热器蒸汽压力一般不允许超过 $2 \times 10^5 \text{Pa}$ (2表压)。

低压蒸汽系统，可以把锅炉房置于地下，使凝结水自己流回锅炉，但在压力较高或锅炉房置于地下不适宜时，就只能先流回凝结水箱，再用泵打回锅炉。

如果蒸汽压力低于大气压，也就是在系统中保持一定的真空，饱和温度就会低于 100°C ，这叫真空蒸汽采暖。但是，由于真空蒸汽采暖系统要求严密，对施工质量、管理等要求较高，要有抽气，保持真空的专用设备，所以一般很少采用。

第五节 热水和蒸汽作为热媒的比较

比较式(1-1)和(1-2)，就可以知道，由于蒸汽的潜热 $r \text{ kJ/kg}$ 大大超过热水降温所放出的热量 $(t_g - t_h) \times 4.187 \text{ kJ/kg}$ 。因此，同样的采暖热负荷，蒸汽采暖的流