

高职高专“十五”规划教材

GAOZHI
GAOZHUAN
SHIWU
GUIHUA JIAOCAI

建筑设备运行与调试

刘政满 主编 富荣萍 靳志平 副主编



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

高职高专“十五”规划教材

GAOZHI
GAOZHUAN
SHIWU
GUIHUA JIAOCAI

建筑设备运行与调试

主 编 刘政满
副主编 富荣萍 靳志平
主 审 赵三元

内 容 提 要

本书为建筑职业技术院校及高等专科院校供热通风与空气调节专业“建筑设备运行管理与调试”课程的教材。

本书详细阐述了供热通风与空气调节专业中有关供热工程、锅炉房设备工程、空气调节工程及制冷工程的运行、管理、调节、故障分析与处理等方面的知识。

本书可作为高职高专及相近专业“建筑设备运行管理与调试”课程的选用教材，也可供从事供暖和集中供热工作的工程技术人员参考使用。

图书在版编目 (CIP) 数据

建筑设备运行与调试/刘政满主编. —北京: 中国
电力出版社, 2004

高职高专“十五”规划教材

ISBN 7-5083-2100-6

I. 建... II. 刘... III. 房屋建筑设备-运行-
高等学校: 技术学校-教材②房屋建筑设备-调试-高
等学校: 技术学校-教材. IV. TU8

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2004) 第 007722 号

中国电力出版社出版、发行

(北京三里河路 6 号 100044 <http://www.cepp.com.cn>)

三河汇鑫印务有限公司印刷

各地新华书店经售

*

2004 年 3 月第一版 2004 年 3 月北京第一次印刷

787 毫米 × 1092 毫米 16 开本 17.5 印张 408 千字

印数 0001—3000 册 定价 25.00 元

版 权 专 有 翻 印 必 究

(本书如有印装质量问题, 我社发行部负责退换)

序

随着新世纪的到来,我国进入全面建设小康社会、加快推进社会主义现代化的新的发展阶段。新世纪新阶段的新任务,对我国高等职业教育提出了新要求。我国加入世界贸易组织和经济全球化迅速发展新形势,也要求高等职业教育必须开创新局面。

高职高专教材建设是高等职业教育的重要组成部分,是一项极具重要意义的基础性工作,对高等职业教育培养目标的实现起着举足轻重的作用。为贯彻落实《国务院关于大力推进职业教育改革与发展的决定》精神,进一步推动高等职业教育的发展,加强高职高专教材建设,根据教育部关于通过多层次的教材建设,逐步建立起多学科、多类型、多层次、多品种系列配套的教材体系的精神,中国电力教育协会会同中国高等职业技术教育研究会和中国电力出版社,组织有关专家对高职高专“十五”教材规划工作进行研究,在广泛征求各方面意见的基础上,制订了体现高等职业教育特色的高职高专“十五”教材规划。

高职高专“十五”规划教材紧紧围绕培养高等技术应用性专门人才开展编写工作。基础课程教材注重体现以应用为目的,以必需、够用为度,以讲清概念、强化应用为教学重点;专业课程教材着重加强针对性和实用性。同时,“十五”规划教材不仅注重内容和体系的改革,还注重方法和手段的改革,以满足科技发展和生产实际的需求。此外,高职高专“十五”规划教材还着力推动高等职业教育人才培养模式改革,促进高等职业教育协调发展。相信通过我们的不断努力,一批内容新、体系新、方法新、手段新,在内容质量上和出版质量上有突破的高水平高职高专教材,很快就能陆续推出,力争尽快形成一纲多本、优化配套,适用于不同地区、不同学校、特色鲜明的高职高专教育教材体系。

在高职高专“十五”教材规划的组织实施过程中,得到了教育部、国家电力公司、中国电力企业联合会、中国高等职业技术教育研究会、中国电力出版社、有关院校和广大教师的大力支持,在此一并表示衷心的感谢。

教材建设是一项长期而艰巨的任务,不可能一蹴而就,需要不断完善。因此,在教材的使用过程中,请大家随时提出宝贵的意见和建议,以便今后修订或增补。(联系方式:100761 北京市宣武区白广路二条1号综合楼9层 中国电力教育协会教材建设办公室 010-63416222)

中国电力教育协会

二〇〇二年十二月

2001/05

前 言

本书为职业技术院校及高等院校专科供热通风与空调工程专业“建筑设备运行管理与调试”课程的教材。主要介绍锅炉房设备、室内外供暖系统、空气调节系统及制冷系统的运行管理与调节,并对上述系统运行管理中容易出现的问题进行了分析,提出了解决的办法。教材的编写注重实践与实用,通俗易懂,可供高等专科学校作为教材使用,也可作为从事建筑设备管理专业人员的参考用书。

鉴于《建筑设备运行管理与调试》是本专业首次编写出版的一本教材,未能广泛征求意见。书稿虽经反复修改,终因时间仓促,加之编者水平有限,一定存在不少缺点和错误,恳请使用本教材的老师、同行及其他读者提出宝贵意见,以便及时修正。

本书由河北建筑工程学院刘政满担任主编,长春工程学院富荣萍、太原电力高等专科学校靳智平担任副主编。

参加编写人员分工:河北建工学院刘政满编写绪论,第三章,第四章第一、二、三节;长春工程学院富荣萍编写第五章,第六章第一节、第二节、第四节,第八章,第九章;太原电力高等专科学校靳智平编写第一、二章,第四章第四、五节;黑龙江建筑职业技术学院王福珍编写第六章第三节,第七章第一节;长春工程学院韩风毅编写第七章第二节、第十章。全书由刘政满统稿。

本书由建筑环境与设备指导委员会委员、河北建筑工程学院赵三元教授主审。

本书在编写过程中得到了赵三元教授的指点及有关院校老师和同事们热情帮助,在此表示衷心的感谢。

编 者

2003.10

目 录

序	
前言	
绪论	1
第一章 供热系统的运行与调节	3
第一节 供热系统热力工况调节	3
第二节 供热系统流量调节	24
第三节 集中供热系统运行调节	43
第四节 供热系统协调运行	45
第五节 供热系统的启动	62
第六节 供热系统的维护管理	66
第二章 锅炉运行与管理	70
第一节 锅炉的启动	70
第二节 锅炉燃烧调节与经济运行	71
第三节 锅炉的维护与保养	85
第三章 锅炉供热系统热工测试	90
第一节 供暖系统常用测试仪表	90
第二节 供暖系统参数的测量与控制	100
第三节 供热微机监测系统	104
第四章 锅炉及供热系统常见故障分析与技术处理	114
第一节 供热系统常见问题分析与处理	114
第二节 锅炉及辅机运行常见问题分析与处理	123
第三节 锅炉各种事故的分析与处理	127
第四节 供暖系统运行中应注意的几个问题	135
第五节 锅炉房设备运行中应注意的几个问题	139
第五章 空调系统的运行调节	145
第一节 室内负荷变化时温湿度的调节方法	145

第二节	室外空气状态变化时的运行调节	150
第三节	变风量集中式空调系统的运行调节	154
第四节	半集中式空调系统的运行调节	155
第六章	空调系统的运行管理	158
第一节	空调系统运行管理的目的和任务	158
第二节	空调系统的启动及操作方法	160
第三节	空调系统常见的故障分析及排除	162
第四节	空调设备的维护管理	172
第七章	空调系统的测试	175
第一节	空调系统测量参数及常用仪表	175
第二节	空调系统的自动控制	186
第三节	空调系统运行测试	190
第八章	压缩式制冷系统的运行管理	194
第一节	蒸汽压缩式制冷系统的试运行及操作方法	194
第二节	蒸汽压缩式制冷系统的故障分析及排除	209
第三节	制冷设备的维护管理	223
第九章	溴化锂吸收式制冷系统的运行管理	233
第一节	溴化锂吸收式制冷系统的运行准备及操作方法	233
第二节	溴化锂吸收式制冷机的运行调节	236
第三节	溴化锂吸收式制冷系统的故障分析及排除	238
第四节	溴化锂吸收式制冷系统的维护管理	241
第十章	制冷系统测试	247
第一节	制冷系统常用的仪器	247
第二节	制冷系统的自动控制	249
附录 1	室外气象参数	256
附录 2	热水网路水力计算表	262
附录 3	IS 型单级单吸清水离心泵性能表	264
附录 4	ISR 型热水循环泵性能表	268
附录 5	Sh 水泵性能表	271
参考文献		274

绪 论

室外空气参数一年四季都会随季节的变化而变化,即使是在一天之内,室外空气参数也会有很大变化。夏季的酷热、冬季的严寒,给人类的生活带来了极大的不便,甚至危及到人的健康与生命安全。为此,千百年来人们一直在为追求适合自己生活的空间而不懈努力。这种追求随着社会的发展、人类的进步,标准也越来越高,投入也越来越大。以锅炉为例,据统计,2000年末,全国在用锅炉总数为52.63万台,其中生活用锅炉就有27.11万台,占总数的51.5%;生产用锅炉24.99万台,占总数的47.5%;发电用锅炉0.53万台,占总数的1.01%。在生活用锅炉中,用于采暖的热水锅炉为16.67万台,占总数的31.7%,且主要分布在需要采暖的三北地区。要保证这些设备的运行又要消耗大量的能源,据统计,美国生活用能耗约占总能耗总量的25%以上,日本约占总能耗总量的35%以上。可见用以保证建筑物卫生和舒适条件的能耗在国民经济中占有相当的比例。可以说,居住条件的舒适度和满足居住条件舒适度的投入以及管理程度是人类历史发展与进步的象征。

如此高比例的投入,如果设备不能高效运行,势必要造成能源的极大浪费。因此,设备运行的经济与否,又是人们关心的另一项指标。国际上通常采用国内生产总值的能耗强度作为衡量能源效率的宏观指标,能耗强度高表示能源利用率低,能耗强度低表示能源利用率高。1995年中国的能耗强度为1.64t标准煤,世界平均水平为0.39t标准煤,发达国家平均水平为0.25t标准煤。中国是世界平均水平的4.2倍,是发达国家的6.6倍,而用于供暖的锅炉平均效率约为60%左右,也就是说我们的设备运行效率是很低的,亟待提高。

造成设备及能源浪费有以下几个方面:

1. 设备选择匹配方面

由于设计的保守,供需之间产生了极大的不平衡。如锅炉的设计负荷是实际需要的一倍甚至两倍以上,空调的设计负荷是实际需要的两倍甚至三倍以上,散热器的设计负荷是实际需要的两倍、三倍,最高达五六倍以上,使得设备即使是在设计状态下也不能连续满负荷运行,这样势必要造成投入的增加和设备的浪费。

2. 设备运行调节方面

由于设备匹配选择不合理,使得设备的调节具有一定的难度。以我国的锅炉业为例,大型电厂的锅炉一般可使用三十年以上,而一般中小型热水供暖锅炉使用十年八年乃至三五年就要报废。究其原因,主要是大型锅炉除特殊原因被迫停炉外,一般在同一热力状态下运行较长时间,而小型热水锅炉供暖系统由于设计负荷远远大于实际需要负荷,使得锅炉每天不

得不被迫停炉数次，炉膛温度也在几百度到上千度之间交替变化。也就是说，小型锅炉一天中的热应力变化，可能要相当于大型锅炉一年的热应力变化，这样小型锅炉短期报废也就在情理之中了。

同时，由于锅炉不在稳定的热力状态下运行，效率将急剧下降。经实测，锅炉启动 1.5 ~ 2h 以后，效率才能达到比较稳定的值。如果运行周期缩短，锅炉将始终处于低效状态下工作。

3. 设备维护管理方面

如何延长设备的使用寿命，不仅取决于设备本身的制造与安装，更重要的是操作、保养、检修水平。从设备的使用寿命来看，一般进口主机（制冷机或锅炉）的使用寿命可达 20 ~ 25 年，国产优质主机的使用寿命可达 15 ~ 20 年，在室外露天安装并且全年运行的热泵机组的平均寿命约为 15 年左右，管道系统、控制系统以及末端装置等的使用寿命相对来说就更短些。要想延长设备的寿命，必须通过合理的使用、规范的操作、科学的保养、精心的维护、及时的检修等措施，使其在保证高效低耗运行的同时，还要减少故障的发生，尽量延长整个系统的使用寿命。

综上所述，要想提高建筑设备的运行效率和使用寿命，必须在选择匹配、运行调节、维护管理等多方面进行努力。为了达到该目的，我们将从供热、锅炉、空调、制冷系统的运行与管理方面进行详细阐述，并介绍各系统的事故分析、处理及测试等方面的内容，以期为读者提供参考，为提高能源和设备的利用率做出贡献。

第一章

供热系统的运行与调节

第一节 供热系统热力工况调节

一、供热系统水力工况的分析

供热系统在设计水压图下运行的流量、压力分布情况称为设计水力工况。

供热系统实际运行的流量、压力分布情况称为实际水力工况。

供热系统中温度、供热量、散热量的运行分布状况称为供热系统的热力工况。供热系统的热力工况与系统的水力工况有着密不可分的联系，水力工况分析是热力工况分析的前提。供热系统普遍存在的冷热不均现象，主要原因就是系统水力工况失调所致。

1. 供热系统正常运行时水压的要求

热网正常运行对水压的基本要求为：保证热用户有足够的资用压头，保证散热设备不被压坏，保证供热系统充满水不倒空，保证系统不汽化。若达不到上述要求，供热系统就不能正常运行。

如果外网提供的资用压头不足，难以克服用户室内供暖系统的阻力，系统就不能正常运行。研究表明，供热系统的薄弱环节主要是散热器等散热设备，并且在建筑物最底层处的散热设备所承受的水压最大。因此，系统中的散热设备是否被压坏，不必检查所有散热设备，只需检查最底层的散热设备即可。为防止管道出现倒空现象，要求管网各点的压力能水头不能出现负压，当管道中出现负压（即出现真空）时，管道中流体溶有的气体就会逸出，形成空气隔层，造成水、气分离。对于运行中的管网，当管网中存有空气时，会发生断流，破坏系统的正常循环；对于停止运行的管网，水不能完全充满管道，顶部存有空气，由于系统的顶部水压最小，所以只要满足系统顶部的水压要求，就能保证整个供热系统不会倒空。要求管网不汽化，就要保证管网各处的水压均要大于相应水温的饱和压力。供热系统中随着供水温度的不同，不汽化所要求的水压条件也不同。

2. 水力失调度

由于设计、施工、运行和检修等原因，使供热系统在实际运行时，很难按设计水力工况运行。供热系统的这种设计水力工况与实际水力工况的不一致性称为供热系统的水力失调。

在供热系统中，确定的流量对应确定的压力，故一般以流量的变化情况分析水力工况的变化情况。在水力工况分析时，用水力失调度表示供热系统水力失调的程度。

供热系统的水力失调度等于供热系统的实际流量与设计流量的比值，即

$$\alpha = \frac{G_s}{G_g} \quad (1-1)$$

式中 x ——供热系统的水力失调度；

G_g ——供热系统的设计流量， m^3/h ；

G_s ——供热系统的实际流量， m^3/h 。

当 $x = 1$ 时，即设计流量 G_g 等于实际流量 G_s 时，供热系统处于稳定水力工况。当 $x \gg 1$ 或 $x \ll 1$ 时，供热系统水力工况严重失调。

供热系统的水力失调一般分为两种：一致失调和不一致失调。当供热系统各热用户的水力失调度为 x_1, x_2, \dots, x_n 时，若全部大于 1，或者全部小于 1，则称为一致失调。当一致失调时，系统中各热用户流量或全部增大或全部减小。若供热系统各热用户的水力失调度有的大于 1，有的小于 1，则称为不一致失调。当不一致失调时，系统中热用户的流量有的增大，有的减小。一致失调又可分为等比失调和不等比失调。当供热系统各热用户水力失调度 $x_1 = x_2 = \dots = x_n = \text{常数}$ 时，则称为等比失调。等比失调时，系统中各热用户流量将成比例地增加或减小。供热系统各热用户的水力失调度值不相等的称为不等比失调。等比失调一定是一致失调，而一致失调不一定是等比失调。

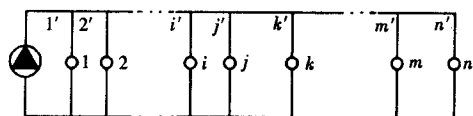


图 1-1 n 个热用户的供热系统

3. 变动水力工况分析

如图 1-1 所示为 n 个热用户的供热系统，系统总流量用 G 表示，任意一个热用户的流量用 G_i 表示，则任意一个热用户的流量与系统总流量之比 φ_i 表示为

$$\varphi_i = \frac{G_i}{G} = \sqrt{\frac{S_{i,n} S_{i-1,n} \cdots S_{2,n} S_{1,n}}{S_i S_{i',n} S_{i-1,n} \cdots S_{2,n}}} \quad (1-2)$$

同样，任意两个热用户流量 G_m, G_j 之比 $\psi_{j,m}$ 可表示为

$$\psi_{j,m} = \frac{G_m}{G_j} = \sqrt{\frac{S_j S_{m,n} S_{m-1,n} \cdots S_{h,n}}{S_m S_{m',n} S_{m-1,n} \cdots S_{h',n}}} \quad (1-3)$$

式中 S_i ——任一用户系统 i 的阻力特性系数；

$S_{i,n}$ ——用户 i 至末端用户 n 之间管阀的总阻力特性系数；

$S_{i',n}$ ——干管 i' （包括供回水干管）至末端用户 n 之间管网的总阻力特性系数。

现有三个热用户，从热源处开始编号，设 $i < j < k$ ，若只调节 i 用户，而不调节 j, k 用户。如果调节前用户流量分别为 G_{jg}, G_{kg} ，调节后流量分别为 G_{js}, G_{ks} ，由式 (1-3) 可得

$$\frac{G_{ks}}{G_{js}} = \frac{G_{kg}}{G_{jg}} = \varphi_{j,k} \quad (1-4)$$

$$\frac{G_{js}}{G_{jg}} = \frac{G_{ks}}{G_{kg}} = \text{const} \quad (1-5)$$

由以上各式可得出如下结论：

(1) 供热系统各用户流量之比，只是管网阻力特性系数的函数，仅取决于管网阻力特性

系数的大小，而与管网流量无关。管网阻力特性系数一定，各用户流量之比也一定；

(2) 供热系统任意两个用户流量之比，只与这两个用户之后（以热源为前）的管网阻力特性系数有关。

(3) 供热系统的任一区段阻力特性发生变化，则位于该区段之后（以热源为前）的各区段（不含该区段）流量成一致等比失调。

下面以几种典型的水力工况变化为例，定性地进行水力工况分析。

(1) 恒压点压力变动。此时系统流量没有变化，无水力失调现象，水压图形状不变，只是水压图随恒压点压力变化沿纵坐标上下平移，系统压力发生变化。当变动水压图下移时，可能造成水压不能满足系统运行的基本要求，故应力求防止。

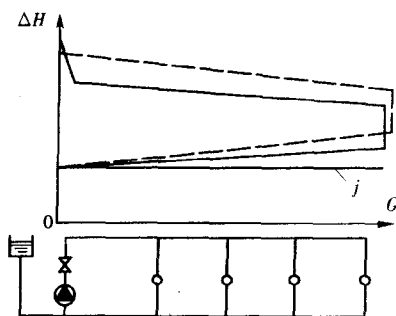


图 1-2 循环水泵出口阀门关小

(2) 循环水泵出口阀门关小。当循环水泵出口阀门关小时，管网系统的总阻力值增大，系统总流量减小。变动水压图如图 1-2 所示，图中虚线表示原水压图，实线表示变动水压图。由于各管段流量减小，管网压力损失也减小，故变动水压线率比原水压线变得较平缓。水压线陡降部分，表示因出口阀门节流引起的压力损失。由于除循环水泵出口阀门关小外，系统用户阀门均未调节，所以，各用户流量分配比例不变，各用户流量将按同一比例减少，系统产生一致的等比失调。

(3) 某一热用户阀门开大。当供热系统中某一用户阀门开大（用户 3 阀门开大）时，系统总阻力 S 减小，系统总流量 G 增加。水力工况变动前后的水压图见图 1-3，虚线代表变动前的水压图，实线代表变动后的水压图。从热源到 3 用户之间管段的动水压线变得陡一些，并且 III 干管动水压线斜率最陡；在 III 干管以后的管网中，因阻力系数未变，3 用户之后的干管动水压线变得平缓。根据式 (1-3) 的结论，在供热系统中，当 3 用户阀门开大时，只有 3 用户流量增加，而其他用户流量都减小。对于 3 用户以后的各用户流量成一致的等比失调；对于 3 用户以前的各用户流量成一致的不等比失调，并且离 3 用户距离越近的用户，水力失调度越大。当 3 用户阀门关小时，水力工况变动情况类似。

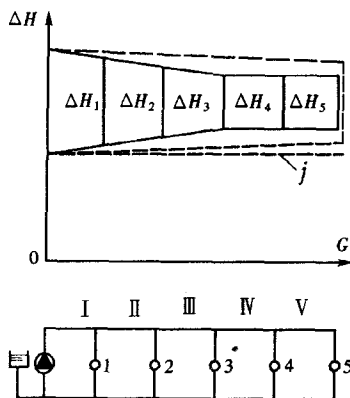


图 1-3 用户阀门变动

(4) 干管堵塞。当干管堵塞时，供热系统总阻力特性系数 S 增大，循环水泵扬程提高，总循环流量减小。在干管堵塞点的上游管段，流体继续循环；在堵塞点的下游管段，水停止流动。图 1-4 给出三种堵塞情况，其中虚线为堵塞前水压图，实线为堵塞后水压图。图 (a) 为回水干管堵塞，堵塞点为 B ，恒压点为循环水泵入口处的情形。图 (b) 为当恒压点在回水干管上，供水干管 A 点处堵塞的情形。图 (c) 为堵塞点与恒压点皆在回水干管上，

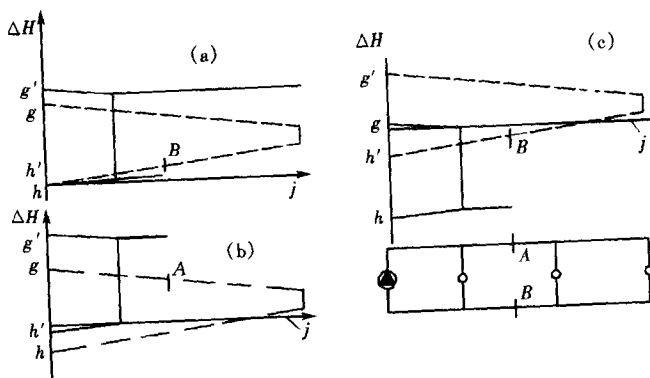


图 1-4 干管堵塞

且恒压点远离热源时的情形。

(5) 干管泄漏。干管泄漏时，相当于供热系统增加了并联环路，系统总阻力特性系数减少，水泵扬程略有下降，系统总流量增加，各用户流量均减少。当干管泄漏时，无论供水干管还是回水干管，压力均有明显降低；在泄漏点的上游段水力坡线变陡，在泄漏点的下游段水力坡线变平缓。

二、供热系统热力工况的分析

研究供热系统的热力工况能了解其供热效果及其失调原因。一般民用建筑的供暖设计温度 $t'_n = 18^\circ\text{C}$ ，而且要求各房间温度均匀、供热稳定。但实际运行时，考虑到资金、燃料的不足，室温能达到 16°C 以上即认为满足设计要求和实际生活需要。供热的主要目的是创造一个适合人们正常生活、工作和生产的室内温度环境，为此，室温的高低是衡量供热效果和进行热力工况分析最重要的参数。

由于热媒（热水、蒸汽）往返于热源（或换热器）和散热设备之间传递所携带的热量，故水力工况对热力工况有着直接的影响。

1. 水力工况对热力工况水平失调的影响

同一层楼各房间的散热器放热量不按相同比例变化，而造成同层楼各房间内温度不同（假设计工况下各房间温度相同）的现象称为系统热力工况的水平失调。热力工况水平失调主要是由于各立管环路之间水力失调引起的。

通过推导，室内温度的计算公式为

$$t_n = \frac{(\epsilon_n G t_g / q_v) + t_w}{(\epsilon_n G / q_v) + 1} \quad (1-6)$$

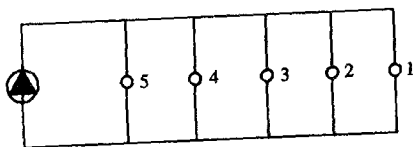


图 1-5 热力工况系统图

式中 ϵ_n ——散热器的有效系数。

式 (1-6) 反映了在供水温度 t_g 、室外温度 t_w 一定的情况下，建筑物室温 t_n 与供热系统水流量 G 之间的关系。

图 1-5 为某一供热系统热力工况系统图, 表 1-1、图 1-6 分别是该系统的流量与室温的关系图表。该图、表虽然是针对北京地区某住宅建筑的情况, 但其规律具有普遍性。

表 1-1 供热系统水平失调时热力工况计算表

用户名称	设计供水温度 t'_g (°C)	运行流量 G [kg/(m ² ·h)]	设计流量 G' [kg/(m ² ·h)]	失调度 $\alpha = G/G'$	单位供暖面积 散热器散热量 q_v [W/(m ² ·°C)]	有效系数 ϵ_n	回水温度 t_h (°C)	平均室温 t_n (°C)
1~5	75	2.25	2.25	1.0	0.95	0.350	55	18
1	75	0.35	2.25	0.16	0.78	0.880	12.9	4.4
2	75	0.70	2.25	0.31	0.88	0.750	27.2	11.3
3	75	1.60	2.25	0.71	0.94	0.480	47.5	17.5
4	75	3.20	2.25	1.42	0.96	0.273	59.9	19.9
5	75	5.40	2.25	2.40	0.98	0.165	66.0	20.2
系统总计	75	11.25	11.25	1.0			57.5	

分析计算的基本条件是: 室外设计温度 $t_w = -9^\circ\text{C}$, 选用铸铁 813 型四柱散热器, 平均每 1m^2 供暖建筑面积安装 0.5 片散热器, 此时单位供暖建筑面积的概算热指标为 $52.3\text{W}/\text{m}^2$ [$45\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$], 亦即单位供暖建筑面积室内外温差为 1°C 时的热耗损失量 q_v 为 $1.94\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ [$1.67\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$]. 在供水温度 $t_g = 75^\circ\text{C}$ 时, 对于单位供暖建筑面积而言, 不同水流量其热用户的平均室温不同。

对于图 1-5 所示的供热系统, 共有 5 个热用户, 以热源而言, 由远至近, 热用户的编号顺序为 1、2、3、4、5。现在考察室外温度为设计外温 (即 $t_w = t'_w = -9^\circ\text{C}$) 时的情况: 当各热用户的单位供暖建筑面积水流量等于设计水流量时, 即 $G = G' = 2.25\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 时, 各用户的平均室温均为设计室温, 即 $t_n = t'_n = 18^\circ\text{C}$ 。此时系统供水温度 $t_g = 75^\circ\text{C}$, 回水温度 $t_h = 55^\circ\text{C}$, 供、回水温差 $\Delta t = 20^\circ\text{C}$ 。在同样的供水温度下, 比较各热用户出现水力失调时的情形: 热用户 4、5 的水流量分别为 $3.2\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 、 $5.4\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 时, 其平均室温分别为 19.9°C 和 20.2°C 。当热用户 1、2、3 的水流量分别为 $0.35\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 、 $0.7\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 和 $1.6\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 时, 其平均室温分别为 4.4°C 、 11.3°C 和 17.5°C 。

不难看出, 水流量等于设计流量时, 平均室温即为设计室温; 水流量大于设计水流量时, 室温也将高于设计室温, 流量愈大室温愈高。但随着流量的增加, 室温的增加比较缓

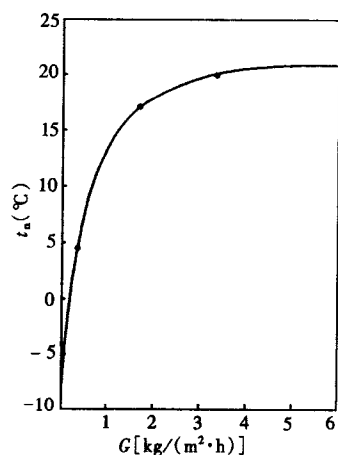


图 1-6 流量与室温关系曲线
($t_w = t'_w = -9^\circ\text{C}$)

慢。水流量小于设计水流量时,平均室温低于设计室温,而且流量愈少,平均室温下降的幅度愈大。也就是说,当水力失调度 $x \gg 1$ 时,平均室温增长缓慢;当水力失调度 $x \ll 1$ 时,平均室温的减少幅度明显增加。

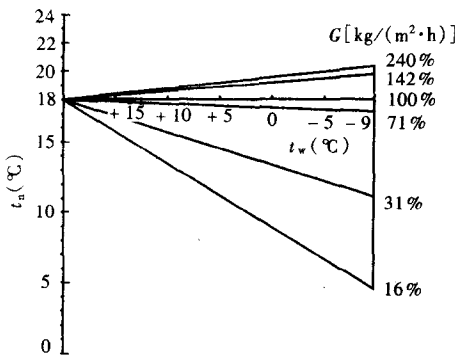


图 1-7 失调时流量与室温关系曲线

当室外温度 $t_w = t'_w$ 时,热力工况的失调消除,对室温不再有影响。我国规定 $t_w = +5^\circ\text{C}$ 为供热的起、停室外温度,由图 1-7 看出,此时水力工况的失调对热力工况的影响不可忽视。

由于种种原因,在通常的供热系统中水力工况的水平失调难以避免。经过多年的现场测试、数据整理分析,我国供热系统水力工况水平失调的情况大致为:近端热用户水流量是设计流量的 2~3 倍,即水力失调度 $x = 2 \sim 3$;远端热用户水流量是设计流量的 0.2~0.5 倍,即水力失调度 $x = 0.2 \sim 0.5$;中端热用户水流量大体接近设计流量。在这种情况下,近端热用户平均室温在 20°C 左右,甚至更高;远端热用户平均室温常常在 10°C 左右,甚至更低。显而易见:供热系统各热用户室温的不均匀性即热力工况的水平失调主要是由于系统的热用户流量分配不均衡即水力工况的水平失调引起的。当近端热用户室温达 20°C 以上,甚至热得开窗户时,其热用户流量一般要超过设计流量的 2~3 倍以上;当末端热用户室温连 10°C 都达不到时,其水流量一般不会超过设计流量的 0.5 倍。

2. 水力工况对热力工况垂直失调的影响

在同一建筑物内,不同楼层房间的散热器放热量不按相同比例变化,而造成不同楼层各房间内温度不同的现象称为系统热力工况的垂直失调。热力工况的垂直失调除由于水力失调引起的原因为,还取决于采暖系统的形式。单管和双管系统形式不同,产生垂直失调的内在原因也不相同。

不同楼层各房间室温 t_n 仍可由式 (1-6) 进行计算。

对于单管上分式供暖系统(目前采用最为广泛),同一立管的水流量相等,供水温度则随楼层的不同而不同。一般上一层散热器的回水温度即为下一层散热器的供水温度。现以某地区一供热系统为例,说明系统流量对热力工况垂直失调的影响。该地区室外供暖设计温度 $t'_w = -18^\circ\text{C}$,用户单位供热建筑面积的设计流量为 $4.2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 。表 1-2 给出了五层建筑物在不同水力失调度情况下室温的变化。

当室外温度 $t_w > t'_w$ 时,水力失调对热力工况的影响也有类似情形。当 $t_w = t'_w = 18^\circ\text{C}$ 时, $\bar{Q} = 0$,即散热器的散热量 $q = 0$,亦即 $\epsilon_n = 0$,可得 $t_n = 18^\circ\text{C}$ 。这说明在 $t_w = 18^\circ\text{C}$ 时,水流量的大小不影响室温的变化,由此可绘制出图 1-7 表示的在不同室外温度下,流量与室温的关系曲线。图 1-7 表明,供热系统在相同的水力失调工况下(表 1-1 所示),室外温度愈低,热力工况失调愈大,即对室温的影响愈严重;当室外温度 $t_w = t'_w$ 时,影响达到最大;随着室外温度的逐渐提高,热力工况的失调也逐渐减小,即对室温的影响逐渐减弱。

表 1-2 供热系统垂直失调时热力工况计算表

室外气温 t_w (°C)	热网单位面积平均流量 [kg/(m ² ·h)]	水力失调度 x	供水温度 t_g (°C)	回水温度 t_h (°C)	用户区段	用户水力失调 x	平均室温 t_m (°C)				
							五层	四层	三层	二层	一层
-18	4.2	1.0	60	45	近端	1.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0
					中端	1.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0
					远端	1.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0
-4.1	3.7	0.89	47.0	36.6	近端	0.89	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0
					中端	0.89	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0
					远端	0.89	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0
-4.1	4.7	1.12	46.5	38.3	近端	2.3	17.6	18.1	18.8	19.4	20.1
					中端	0.8	17.4	17.3	17.2	17.0	16.9
					远端	0.26	15.91	14.0	12.3	10.7	9.1

由表可知：在设计外温 -18°C ，设计供、回水温度 $60/45^\circ\text{C}$ ，水力工况不存在失调时，热力工况也不存在垂直失调，建筑物各层室温均达设计室温 18°C 。当室外气温 $t_w = -4.1^\circ\text{C}$ （当地供暖期平均气温），各用户单位供热面积流量均为 $3.7\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ，即水力失调度 $x = 0.89$ ，供、回水温度为 $47.0/36.6^\circ\text{C}$ 时，各楼层室温也均达 18°C ，无热力工况垂直失调。在同一室外气温 ($t_w = -4.1^\circ\text{C}$) 下，当各用户流量存在水力失调时，各楼层的室温将各不相同，出现明显的热力工况垂直失调。失调的规律是：在系统的近端用户，流量愈大，上层室温愈低，下层室温愈高；系统末端用户，流量愈小，上层室温愈高，下层室温愈低。当近端用户水力失调度 $x = 2.3$ 时，五层至一层室温分别为 17.6°C 、 18.1°C 、 18.8°C 、 19.4°C 和 20.1°C ，最高层与最低层的室温偏差为 2.5°C 。远端用户水力失调度 $x = 0.26$ 时，五层至一层室温分别为 15.9°C 、 14.0°C 、 12.3°C 、 10.7°C 和 9.1°C ，最高层与最低层的室温偏差为 6.8°C 。这说明：流量愈大，上下层室温偏差愈小；流量愈小，上下层室温偏差愈大。应当注意，当室外气温 $t_w = -4.1^\circ\text{C}$ 时，保证热力工况不发生垂直失调的条件并不是水力失调度 $x = 1.0$ ，而是 $x = 0.89$ 。当室外温度变化时，保证热力工况不出现垂直失调的水力失调度也随之变化：室外温度愈高，水力失调度愈小。总之，对应于某一室外温度，存在着唯一最佳水力失调度值，以保证系统热力工况在垂直方向上的稳定。当然相应地还要调整供水温度，上述热力工况稳定条件才能实现。

实际上，室内单管系统热力工况垂直失调的上述现象，也是由散热器的热力特性决定的。流量越大，散热器表面平均温度差别愈小，所以室温偏差也愈小；流量愈小，散热器表面平均温度偏差愈大，因此室温偏差也愈大。故为保证不发生严重的热力工况垂直失调，通常不希望流量过小。

对于室内双管供暖系统，也存在类似的热力工况垂直失调问题。

三、供热系统运行调节的基本原理及公式

供热系统中水力工况对热力工况的稳定有重要影响。因此，实现热力工况稳定的前提必

须进行流量的均匀调节——初调节。初调节可使系统各热用户流量按热负荷的大小实现理想调配，从而使各用户室温基本一致。但应该注意：初调节不能保证各用户室温在整个供暖期随室外温度变化而维持室内设计温度为 18℃ 的要求。用户室温的高低不但与流量 G 有关，而且与室外温度 t_w 、建筑物热负荷 q_v 、系统供水温度 t_g 有关，还与日照、风速等因素有关。用户室温随流量 G 的增加、室外气温的升高、建筑物热负荷 q_v 的减少、系统供水温度 t_g 的升高而提高。实际上，用户室温的高低，决定于在设计室温的条件下，对用户的供热量与用户的需热量是否相一致。因此，为使用户室温达到设计室温的要求，在系统运行前进行初调节后，还必须在整个供暖期随室外气温的变化，适时地对供水温度、流量等进行调节，以期实现按需供热，这种调节称为供热系统的运行调节。

供热系统的运行调节应注意热源与外部管网的连接方式以及外部管网与热用户的连接方式，是直接连接还是间接连接方式。若属于基本负荷热源同尖峰负荷热源联合供热的情况，则需要更复杂的综合调节手段。

供热系统在稳定状态下运行时，如果忽略管网沿途热损失，则系统的供热量、散热设备的散热量与建筑物的耗热量应相等。由此可以推出运行调节的基本公式

$$t_g = t_n + \frac{1}{2}(t'_g + t'_h - 2t'_n) \left(\frac{t_n - t_w}{t'_n - t'_w} \right)^{\frac{1}{1+\beta}} + \frac{1}{2\bar{G}}(t'_g - t'_h) \left(\frac{t_n - t_w}{t'_n - t'_w} \right) \left(\frac{0.5 + u}{1 + u} \right) \quad (1-7)$$

$$t_h = t_n + \frac{1}{2}(t'_g + t'_h - 2t'_n) \left(\frac{t_n - t_w}{t'_n - t'_w} \right)^{\frac{1}{1+\beta}} - \frac{1}{2\bar{G}}(t'_g - t'_h) \left(\frac{t_n - t_w}{t'_n - t'_w} \right) \left(\frac{0.5 + u}{1 + u} \right) \quad (1-8)$$

式中 t_g ——供水温度，℃；

t_h ——回水温度，℃；

t_n ——室内温度，℃；

t_w ——室外温度，℃

\bar{G} ——相对流量， G/G' ；

β ——散热器的散热指数，一般为 0.14~0.37（柱型散热器可取 0.30）。

公式中带有上角标“'”的参数为设计工况下的，不带角标的为任意温度 t_w 下的参数。

公式 (1-7)、式 (1-8) 表明：在按需供热的条件下，用户室温要达到 t_n 值，供热系统供、回水温度 t_g 、 t_h ，流量 G 及混合比 u 随室外气温 t_w 的变化关系。

将式 (1-7) 和式 (1-8) 相加，可得

$$t_p = \frac{t_g + t_h}{2} = t_n + \frac{1}{2}(t'_g + t'_h - 2t'_n) \left(\frac{t_n - t_w}{t'_n - t'_w} \right)^{\frac{1}{1+\beta}} \quad (1-9)$$

由上式可知，在一定的室外气温 t_w 下，用户室温 t_n 只是系统供、回水平均温度 t_p 的函数，而与系统流量 G 值大小无关。这说明，供热系统在不同的运行流量下，均可达到预期用户室温，其前提条件是供、回水平均温度应为某一固定数值。由于供、回水平均温度一定时，其供热量也一定，系统流量愈大，供水温度愈低，回水温度愈高，供回水温差愈小；相反，系统流量愈小，供水温度愈高，回水温度愈低，供回水温差愈大。