

供热系统运行调节与控制

石兆玉 编著

清华大学出版社

(京)新登字 158 号

内 容 简 介

本书内容包括: 供热工程基础, 供热系统水力工况、热力工况、流量调节、协调运行和计算机自动监控等六章。书中详尽分析了供热系统水力工况、热力工况之间的关系以及工况失调的原因。对大流量运行的利弊、同程系统的稳定性、定压过程恒压点位置确定、多热源的优化运行以及能效分析进行了深入探讨, 观点新颖。书中介绍的流量调节方法, 既有多种调节方法的比较, 又有重点调节方法的详细说明, 体现了理论性和实用性的结合。

本书是供热工程管理运行人员的良师益友, 也可作为供热空调专业本科生、研究生以及工程设计人员的参考书。

供热系统运行调节与控制

石兆玉 编著

清华大学出版社出版

北京 清华园

通县人民文学印刷厂印刷

新华书店总店科技发行所发行

开本: 850×1168 1/32 印张: 12 字数: 311 千字

1994 年 1 月第 1 版 1998 年 11 月第 2 次印刷

印数: 5001 ~ 10000

ISBN 7-302-01340-3/TB · 15

定价: 13.00 元

前 言

我国改革开放以来,随着人民生活水平的提高,节能技术的进步,近年城镇供热事业得到了迅速发展。目前我国具有供热设施的建筑面积已达 10.7 亿平方米,其中集中供热已超过 2 亿平方米。虽然近 80% 属于分散锅炉房供热,但大型供热系统的兴建也愈来愈多:几个供热面积接近 1 千万平方米的供热系统已经或即将投运;多种热负荷、多个热源共网的系统也不断涌现。在这种形势下,一个突出的问题摆在管理运行人员和科技工作者面前:如何尽快提高供热系统的运行水平,充分发挥集中供热的内在优势。

当前迫切需要解决的课题是:如何消除普遍存在的冷热不均的失调现象,进一步提高供热质量;如何协调多种负荷、多个热源,使供热系统实现优化运行;如何应用节能技术,使目前供热系统只有 30% 左右的热能利用率得到大幅度提高。所有这些问题都应该通过理论与实践的结合求得解决。但目前苦于很少有这方面的书籍可供参考,本书的出版就是渴望在供热系统的运行调节与控制方面,作一些探讨。

编著者近十几年来参加了这方面的科研工作,并对约几百万平方米供热面积的供热系统进行了实际调试工作,有关内容在校内外本科生和从事本专业的科技人员中讲授过 20 多次,这本书就是在此基础上编写成的。书中着重对热水供热系统的水力工况、热力工况、流量调节、多热源共网的协调运动进行了论述,对蒸汽供热系统的调节也作了必要的介绍。对学术界、运行人员关注的初调节方法、大流量运行的利弊、同程系统的稳定性、定压过程的恒压点位置确定以及能效分析等作了较详尽的论述,力求从理论上加以概括。为了使专业技术人员对供热的计算机自动监控有一个基本了解,还编写了供热系统的计算机自动监控一章。书中内容的叙

述,力求通俗易懂,言简意赅,便于一般管理运行人员阅读。该书也可供研究生、本科生以及工程设计人员参考。

清华大学热能系副教授束际万、原清华人工环境工程公司副总工程师汪仕文参加了第六章的编写工作。作者在编写该书的过程中,曾得到清华大学热能系教授王兆霖、蔡启林、江亿,原清华人环公司王良海、梁强威、王亚南、廖再毅、刘刚、陈彦霞等同志多方热情帮助,在此谨表深切谢意!

由于编著者水平有限,难免疏漏之处,敬请读者批评指正,不胜感谢!

编著者

1992. 10

目 录

第一章 供热工程基础.....	1
第一节 供热设计热负荷.....	1
第二节 散热器选择计算	11
第三节 供热系统	15
第四节 水力计算	27
第二章 供热系统水力工况	34
第一节 水压图	34
第二节 水压图在设计、运行中的应用.....	42
第三节 系统水力工况计算	50
第四节 系统变动水力工况分析	64
第五节 供热系统定压	79
一、膨胀水箱定压	80
二、补水泵定压	87
三、气体定压	92
四、蒸汽定压	96
五、补水泵变频调速定压	101
六、两个静压区的建立	103
第三章 供热系统热力工况.....	106
第一节 换热器的热特性.....	106
第二节 热力工况的分析计算.....	116
第三节 大流量运行的利弊.....	123
第四节 集中运行调节.....	135
第五节 局部运行调节.....	153
第六节 蒸汽系统的调节.....	160
第七节 热力工况的动态调节.....	172

第四章 供热系统流量调节.....	177
第一节 初调节.....	177
一、阻力系数法	178
二、预定计划法	179
三、比例法	182
四、补偿法	185
五、计算机法	189
六、模拟分析法	190
七、模拟阻力法(CCR 法)	202
八、温度调节法	207
九、自力式调节法	209
十、简易快速法	211
第二节 流量调节的影响因素.....	213
一、最大调节流量的确定	213
二、水力稳定性对供热系统的影响	215
三、系统故障的排除	228
第三节 调节阀及其选择计算.....	232
一、调节阀简介	232
二、调节阀特性	238
三、调节阀选择计算	243
第四节 调速水泵在变流量系统中的应用.....	247
一、水泵调速的主要方法	248
二、水泵调速的节能效益	253
三、变频调速循环水泵的经济性分析	256
第五章 供热系统协调运行.....	261
第一节 供热系统运行标准探讨.....	262
第二节 运行中的技术管理.....	268
第三节 多种类型热负荷的调节.....	275

一、供暖负荷调节法	276
二、综合负荷调节法	284
第四节 多热源的联合运行.....	294
一、多热源共网的必要性	294
二、供热量的平衡	297
三、循环流量的平衡	301
四、理想运行方案确定	303
第六章 供热系统的计算机自动监控.....	307
第一节 供热微机监控系统概述.....	307
第二节 计算机原理及结构.....	316
第三节 热工参数的测量与控制.....	334
第四节 通信网络.....	354
第五节 计算机监控系统软件.....	361
第六节 计算机监控系统的工程应用.....	366
参考文献.....	375

第一章 供热工程基础

本章介绍供热工程最基本的内容:热负荷计算,散热器的选择计算,供热系统及其水力计算。

热负荷是供热工程设计中最基本的数据,它的数值直接影响着供热方案的选择,各种设备、仪表的确定。因此,热负荷计算是供热系统设计、运行中最基础的工作。供热系统型式的选择,是确定供热方案的重要内容,必须进行技术、经济的综合分析。散热设备的选择计算和供热系统水力计算,是供热工程设计的最基本内容,也是进行供热系统水力工况和热力工况分析的前提和依据。因此,在学习供热系统运行调节与控制时,必须对上述内容有比较深入的了解。由于篇幅所限,本章只能对这些内容进行概括地叙述,读者如有需要,可参阅有关的参考文献。

第一节 供热设计热负荷

一、室内供热系统热负荷

室内供热系统热负荷一般需进行精确计算。室内供暖热负荷通常包括三部分:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (1.1)$$

式中 Q ——室内供暖总热负荷, W ;

Q_1 ——房间围护结构耗热量, W ;

Q_2 ——房间通过门、窗缝的冷风渗透耗热量, W ;

Q_3 ——外门开启冷风侵入耗热量, W 。

其中 Q_1 最主要,称为基本耗热量,由下式计算:

$$Q_1 = \sum_{i=1}^4 K_i F_i (t_n + t_w) (1 + \alpha_1 + \alpha_2)(1 + \alpha_3) \quad (1.2)$$

式中 t_w ——设计外温, 不同地区其值不同, 北京地区为 -9 ; 哈尔滨地区为 -26 。各地区的 t_w 值可由暖通设计手册查得。

t_n ——设计室温, 一般为 $+18$ 。

i ——房间围护结构的种类数, $i=1$, 表示外墙; $i=2$, 表示外门窗; $i=3$, 表示外屋顶; $i=4$, 为一层地面。 F_i 分别表示房间各围护结构的面积(m^2)。 K_i 分别表示房间各围护结构的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$, 根据需求和围护结构实际情况查有关手册获得。

α_1 ——朝向附加, 该附加值主要考虑太阳辐射(日照)对房间的影响, 由于南向房间获取日照热量最多, 所以耗热量应该扣除最多。北向房间基本上无日照影响, 因此不予附加。南向附加一般为 $-15 \sim -25\%$; 东南向与西南向附加 $-10 \sim -15\%$; 东西向附加 -5% ; 北、东北、西北向不附加。

α_2 ——风向附加, 一般风力愈大, 房间耗热量愈大; 但在一般多层建筑中, 不考虑风力附加, 这是因为在多层建筑的高度范围风力变化不大。

α_3 ——房屋层高附加。房屋层高愈大, 自然对流影响愈大, 耗热量愈大。房屋层高 $4m$ 以下影响小, $\alpha_3=0$; 层高大于 $4m$, 每增高 $1m$, α_3 增加 2% 。

Q_2 ——房间门、窗缝冷风渗透耗热量, 这部分耗热量是指把每小时由门、窗缝进入室内的冷空气加热到室温需要的热量。按下式计算:

$$Q_2 = 0.278 L l_w c (t_n - t_w) \quad (1.3)$$

式中 w ——室外空气密度, kg/m^3 ;

c ——冷空气比热, $c=1kJ/(kg \cdot ^\circ C)$;

L ——门、窗缝的总长度, m ;

l ——门、窗缝单位长度每小时渗入的冷空气量, $m^3/(h \cdot m)$ 。

m)。该值由实际测定获取,由暖通设计手册查得。

Q_3 ——外门冷风侵入耗热量。由于外门冷风侵入量不易确定,通常按外门的基本耗热量的百分比计算:

无门斗的双层外门	100n%
有门斗的双层外门	80n%
无门斗的单层外门	65n%

其中 n 为楼层数。

双层外门附加值比单层外门附加值大,是因为双层外门的基本热耗小。

对于频繁开启的公共建筑外门,外门冷风侵入量取外门基本热耗量的 5 倍。

将 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 相加即得房间的总热耗量。高层建筑热负荷计算参阅有关资料。

二、集中供热系统热负荷

对于区域集中供热系统,由于常常缺少单体建筑有关资料,难以用上述方法详细计算各建筑物热负荷。在这种情况下,一般采用概算方法进行计算。

1. 供暖建筑面积概算热指标

供暖热负荷是随室外温度变化而变化的季节性热负荷,概算热指标按下式计算:

$$Q_n = q_n A \quad (1.4)$$

式中 Q_n ——供暖设计总热负荷, W;

A ——供暖建筑物的建筑面积, m^2 ;

q_n ——建筑面积概算热指标, W/m^2 ; 指每一平方米供暖建筑面积的热负荷。

上式与房间基本耗热量的计算公式

$$Q_n = KF(t_n - t_w) \quad (1.5)$$

相比较,可有下列关系:

$$q_n = \frac{KF(t_n - t_w)}{A} \quad (1.6)$$

式中 K, F ——房屋围护结构传热系数和传热面积。

式(1.6)表明:(1) 室内设计室温 t_n 要求愈高,概算热指标 q_n 愈大;(2) 建筑物围护结构愈好,外墙愈厚,门窗比例愈小,传热系数 K 值愈小, q_n 值愈小;反之, q_n 愈大;(3) 平房、层高愈高的建筑,单位建筑面积中的围护结构面积 F/A 愈大, q_n 愈大;(4) 地区愈冷,设计外温 t_w 愈低, q_n 愈大。但应指出:往往地区愈冷,外墙愈厚,传热系数反而减少, q_n 是增大还是减小,要具体分析。对于同厚外墙, t_w 愈低, q_n 愈大。当地区差别比较大时,因设计外温 t_w 是主要影响因素,而外墙薄厚的传热系数影响相对减小(24 砖墙, $K_{24} = 2.08\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{°C})$, 37 砖墙, $K_{37} = 1.56\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{°C})$, 49 砖墙, $K_{49} = 1.27\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{°C})$)。北京地区与齐齐哈尔比较,北京 37 墙,后者外墙 49 墙, $t_w = -25$;即齐齐哈尔室内外温差比北京增加 1.59 倍,而传热系数只减少了 1.23 倍。综合考虑齐齐哈尔的 q_n 值比北京地区要大,增加约 36% 左右。沈阳与北京地区相比,同为 37 墙,但沈阳设计外温 $t_w = -19$,则沈阳的 q_n 应比北京的大 37%。按理齐齐哈尔比沈阳冷,但因齐齐哈尔建筑物墙厚,所以两地区 q_n 增加比例差不多。按上述比例,若北京地区 $q_n = 52.3\text{W}/\text{m}^2$ ($45\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$), 沈阳 $q_n = 71.7\text{W}/\text{m}^2$ ($61.7\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$), 齐齐哈尔 $q_n = 71.2\text{W}/\text{m}^2$ ($61.2\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$)。表 1.1 给出了国内建筑供暖面积概算热指标值。该表是在实地测定的基础上由中国建筑科学研究院建筑设计研究所、建筑标准设计研究所编制。以往概算热指标取值偏大,应以此值为准。根据上述影响因素分析,寒冷地区取偏大值,围护结构好的建筑取偏小值。

表 1.1 民用建筑物供暖面积概算热指标值

建筑物类型	供暖建筑面积热指标 q_n	
	W/m^2	$kcal/(m^2 \cdot h)$
住宅	47—70	40—60
办公楼、学校	58—81	50—70
医院、幼儿园	64—81	55—70
旅馆	58—70	50—60
图书馆	47—76	40—65
商店	64—87	55—75
单层住宅(平房)	81—105	70—90
食堂、餐厅	116—140	100—120
影剧院	93—116	80—100
大礼堂、体育馆	116—163	100—140

2. 供暖体积概算热指标

供暖热负荷也可按建筑体积大小进行概算。计算公式如下：

$$Q_n = q_v V_w (t_n - t_w) \quad (1.7)$$

式中 Q_n ——建筑物设计供暖热负荷, W ;

V_w ——建筑物的外围体积, m^3 ;

q_v ——建筑物供暖体积概算热指标, $W/(m^3 \cdot h)$; 它表示各类建筑物, 在室内外温差 $1^\circ C$ 时, 每 $1m^3$ 建筑物外围体积的供暖热负荷。为比较 q_v 的影响因素, 可根据下式进行

$$q_v = \frac{KF}{V_w} \quad (1.8)$$

在式(1.8)中, K 、 F 意义同前, 表示围护结构的传热系数和传热面积。根据公式:(1) 围护结构愈好, 门窗比例愈小, 墙愈厚, K 值愈小, q_v 愈小;(2) 和建筑物外形有关, 由几何学知, 同面积同体积中, 正方形和正方体的周长和外表面积最小的原理, 建筑物平面为正方形、立面为正方体时其 F/V_w 最小, 即单位体积中的围护结构

面积最小,此时 q_v 最小;(3) 因 q_v 表示室内外单位温差的热负荷,理论上讲 q_v 与地区冷热无关。但寒冷地区,一般墙厚,当给出 q_v 值的上下限时,应取偏小值。

由式(1.4)、(1.7)计算的热负荷,再乘以外网热损失,即得锅炉房的总设计热负荷。

3. 供暖季总供暖耗热量概算——度日法

以上介绍的是设计供暖热负荷,亦即每小时在供暖期间的最大热负荷。为了进行能效分析,常常还需要知道整个供暖期的总热耗量。由于在供暖期间,随着室外气温的不同,严格说,每小时的实际供暖热负荷都是不同的,因此,可以想象,总供暖热耗量的计算工作量是相当复杂的。

南京大学大气科学系为此提出了度日法,以此进行供暖季总热耗量的概算就变得十分方便。

这种方法的基本思路是把整个供暖季计算热耗量的室内外温差总数统计出来,然后乘以室内外单位温差热负荷。计算公式为:

$$Q = \frac{24 \times q_n D_{18}}{t_n - t_w} \quad (1.9)$$

式中 Q ——供暖季每 $1m^2$ 供暖建筑面积总热耗量, $kJ(kcal)$;

D_{18} ——各地区室内温度以 $18^\circ C$ 为基准的度日数 $\cdot d$; 度日的定义是每日的室外平均温度与规定的室内基准温度(如 $18^\circ C$) 每日相差 $1^\circ C$ 的数值。可按下式计算

$$D_{18} = Z(t_n - t_{wp}) \quad ; \quad \text{或} \quad (1.10)$$

式中 t_{wp} ——供暖季室外平均温度, $^\circ C$;

Z ——供暖季供暖天数, d ;

对于北京地区, $t_{wp} = -1.6^\circ C$, $Z = 126$ 天(d), 按照公式(1.10)计算出 $D_{18} = 2470 \cdot d$ 。

在式(1.9)中, $q_n / (t_n - t_w)$ 表示室内外单位温差的热负荷。因度日数以日作为计量单位, 而 $q_n / (t_n - t_w)$ 是以小时为计量单位,

因此该公式需乘以 24 小时。对于北京地区,按(1.9)式计算出的每 1m^2 建筑供暖面积的供暖季总热耗量为 $413142\text{kJ}(98800\text{kcal})$ 。

4. 通风设计热负荷

为了保证室内空气具有一定清洁度及湿度等要求,就要对生产厂房、公用建筑及居住房间进行通风或空调,在供暖季节中,加热从室外进入的新鲜空气所耗的热量,称为通风热负荷。通风热负荷也是季节性热负荷,但由于通风系统的使用情况和工作班次不同,一般公用建筑和工业厂房的通风热负荷,在一昼夜间波动也较大。

根据建筑物的性质和外围体积,通风设计热负荷的概算多采用体积热指标法,可按下式计算

$$Q_T = q_T V_w (t_n - t_{wT}) \quad (1.11)$$

式中 Q_T —— 建筑物的通风设计热负荷, W ;

q_T —— 建筑物的通风热指标, $\text{W}/(\text{m}^3 \cdot \text{h})$, 它是指各类建筑物,在室内外温差 1°C 时,每 1m^3 建筑物外围体积的通风热负荷;

V_w —— 建筑物的外围体积, m^3 ;

t_n —— 供暖室内计算温度, $^\circ\text{C}$;

t_{wT} —— 通风室外计算温度, $^\circ\text{C}$ 。

工业厂房的供暖体积热指标 q_v 和通风体积热指标 q_T 值,可参考有关设计手册选用。对于一般民用建筑、室外空气无组织地从门窗等缝隙进入,预热这些空气到达室温所需的通风耗热量,已在供暖热负荷中计入,不再另行计算。

5. 生活用热的设计热负荷

(1) 热水供应用热。热水供应热负荷为日常生活中用于洗脸、洗澡、洗衣服以及洗刷器皿等的用热。无论是居住建筑、服务性行业或工厂企业,热水供应热负荷的大小都和人们生活水平、生活习惯及生产发展情况(设备情况)有关。

热水供应系统的工作特点是用水量具有昼夜的周期性。因此，通常首先根据使用热水的人数(或设备数目等指标)和相应的热水用水量标准，确定全天的热水用量；然后根据用户在昼夜中小时用水量的变化规律。利用所谓小时变化系数 K_r 值的概念，确定热水设计用水量(L/h)。其计算公式如下：

$$q_d = mq_r \quad (1.12)$$

$$q_h = K_r \frac{mq_r}{24} \quad (1.13)$$

式中 m ——使用热水的人数；

q_r ——热水供应的用水量标准, L/天·人, 可查有关资料；

q_d ——全天热水用水量, L/天；

q_h ——热水供应设计用水量, L/h。

K_r ——小时变化系数。

小时变化系数表示最大小时用水量与平均小时用水量之比值。对全日使用热水的用户, 如住宅、医院、旅馆等, K_r 值可按有关资料选用。如用户设置足够大的储水箱时, K_r 值可等于 1, 亦即可按平均小时用水量作为设计小时用水量。对短时间使用热水的用户, 如工业企业、体育馆和学校的淋浴设备等, K_r 值取大些可按 $K_r = 5—12$ 计算。

确定热水供应设计用水量后, 可按下式确定热水供应的设计热负荷

$$Q_r = cq_h(t_r - t_l) \times 10^{-3} \quad (1.14)$$

式中 Q_r ——热水供应系统的设计热负荷, kJ/h；

c ——水的质量比热, kJ/(kg·°C)；

q_h ——热水供应设计用水量, L/h；

t_r, t_l ——热水和冷水温度, °C；

ρ ——水的密度, kg/m³。

(2) 其它生活用热。在工厂、医院、学校中, 除热水供应以外尚

有开水供应、蒸饭等项用热。这些用热负荷的概算,可参照式(1.13)计算。例如计算开水供应用热时, t_r 可取 105°C , q_r 可取 $2\text{—}3\text{L}/\text{天}\cdot\text{人}$;蒸饭锅的蒸汽消耗量,当蒸量为 100kg 时,约需耗汽 $100\text{—}250\text{kg}$ 蒸汽(蒸汽量越大,单位耗汽量越小)。一般开水和蒸锅要求的加热蒸汽压力为 $1.5\times 10^5\text{—}2.5\times 10^5\text{Pa}$ 。

6. 生产工艺热负荷

生产工艺热负荷是为了满足生产过程中用于加热、烘干、蒸煮、清洗、溶化等项的用热,或作为动力用于拖动机械设备(汽锤、汽泵等)。

生产工艺热负荷和生活用热热负荷一样,属于全年性热负荷。生产工艺设计热负荷的大小以及需要的热媒种类和参数,主要取决于生产工艺过程的性质、用热设备的型式、以及企业生产的工作制度,由于用热设备多种多样、工艺过程对热媒要求的参数不一致、工作制度各有不同,因而生产工艺热负荷很难用固定的公式表述,一般只能根据用热设备制造厂提供的说明、已有的运行经验数据,通过调查试验,或由生产工艺方面提供。

生产工艺热负荷的用热参数,按照工艺要求热媒温度的不同,大致可分为三种:供热温度在 $130\text{—}150^\circ\text{C}$ 以下称为低温供热,一般靠供给 $4\times 10^5\text{—}6\times 10^5\text{Pa}$ (绝对压力)蒸汽供热;供热温度在 $130\text{—}150^\circ\text{C}$ 以上到 250°C 以下时称为中温供热,这种供热的热源往往是中小型锅炉或热电厂热化汽轮机 $8\times 10^5\text{—}13\times 10^5\text{Pa}$ (绝对压力)级的抽汽供热;当供热温度高于 $250\text{—}300^\circ\text{C}$ 时,称为高温供热。这种供热的热源通常直接从大型锅炉房或热电厂取用新汽经过减压减温后供热。

在有较多生产工艺用热设备或热用户的场合下,它们的最大负荷往往不会同时出现。在考虑集中供热系统生产工艺总的设计热负荷或管线承担的热负荷时,应考虑各设备或各用户的同时使用系数。同时使用系数是用热设备运行的实际最大热负荷与全部

用热设备的最大热负荷之和的比值。利用同时使用系数使总热负荷适当降低,有利于供热的经济效果。

对于热电厂供热系统,还应对生产工艺热负荷在全年中的变化情况有更多的调查统计数据。如除最大热负荷外,还有最小热负荷,冬、夏平均负荷,用汽参数,典型的周期蒸汽热负荷曲线和年延续曲线等资料。这些数据对选择供热汽轮机组型式,分析热电厂的经济性和运行管理都是很必要的。

7. 热负荷延续图

进行城市集中供热规划,特别是对热电厂供热方案进行技术经济分析时,往往需要绘制热负荷延续图。在供暖热负荷延续图中(如图 1.1 所示),能表示出各个不同大小的供暖热负荷与其延续时间的乘积,能够很清楚地显示出不同大小的供暖热负荷在整个采暖季中的累计耗热量,以及它在整个采暖季总耗热量中所占的比重。

图 1.1 中横坐标的左方 t_w 、 $t_{w,1}$ 、 $t_{w,2}$... 表示温度等差为 2—5 的一系列室外温度。横坐标的右方 Z_0 、 Z_1 、 Z_2 ... 表示各室外温度间隔的小时数(根据当地多年气象资料平均得出)。如 Z_0 表示采暖季中室外温度 $t_w > t_w$ (供暖室外计算温度)的总小时数(或天数), Z_1 表示当 $t_w < t_w - t_{w,1}$ 时的总小时数等等。纵坐标表示供暖热负荷(GJ/h 或 GW)。图左方直线 $Q_N - Q_k$ 表示供暖热负荷随室外温度变化曲线。 Q_N 为供暖设计热负荷, Q_k 为室外温度+5 开始采暖的热负荷。

热负荷延续图的绘制方法如下:从横坐标右方 b_0 点(b_0 点的横坐标值为 Z_0)引垂直线与纵坐标 Q_N 引的水平线相交于 a_0 点;又从横坐标右方 b_1 点处(b_1 点的横坐标值为 $Z_0 + Z_1$, 它表示室外气温 $t_w - t_{w,1}$ 的延续小时数),引垂直线与纵坐标 Q_1 (相应 $t_{w,1}$ 时的供暖热负荷)引水平线相交于 a_1 点。依此类推,连接 Q_N 、 a_0 、 a_1 、 a_2 ... 等点形成的曲线,得出热负荷延续图。显而易见,曲线 $Q_N - a_1 - a_2$

... a_k 与坐标轴所包围的面积就是采暖季中的总耗热量, 而曲线 $a_0 a_1 b_1 b_0$ 所包围的面积就是在 $t_w < t_w = t_{w,1}$ 范围内的累计耗热量。

图 1.1 供暖热负荷延续图的绘制方法

(a) 供暖热负荷随室外温度的变化曲线; (b) 供暖热负荷延续图

供热系统的总供热负荷应为供暖、通风、空调、生活热水供应及生产工艺负荷之和(考虑同时使用系数之后)再乘以 1.1 的热网热损失系数。

第二节 散热器选择计算

一、散热器种类

散热器按其制造材质分为铸铁、钢制散热器。按其结构形状分为柱型、翼型、平板型和管型等。按其传热方式分为辐射型(辐射换热占 60% 以上), 对流型(对流换热占 60% 以上)。

1. 铸铁散热器

(1) 圆翼型散热器, 是一根管子外面带有许多圆形肋片的铸

件。它的规格用内径 D 表示, 有 $D50$ (内径 50mm, 肋片 27 片) 和 $D75$ (内径 75mm, 肋片 47 片) 两种。每根管长 1m, 两端法兰连接成组。

(2) 长翼型散热器, 外表面具有许多竖向肋片, 外壳内部为一扁盒状空间, 每个散热器所带肋片的数目分别为 10 片和 14 片两种。此种散热器高度为 60cm, 故肋片为 14 片的称为大 60。肋片为 10 片的称小 60。可单独悬挂或搭配组装。

(3) 四柱散热器, 外表光滑, 无肋片, 每片有 4 个中空立柱互相连通。高度 813mm, 规格为四柱 813 型。有带脚不带脚两种片型, 用于落地或悬挂安装。

(4) 二柱散热器, 每片两侧各有一个中空立柱互相连通, 中间有波浪形纵向肋片与两个立柱连通。片宽 132mm, 又称为 M-132 型散热器, 一般组对成组悬挂安装。

铸铁散热器具有结构比较简单、防腐性能好、使用寿命长以及热稳定性好等优点。缺点是金属耗量大, 制造安装和运输劳动繁重和承压能力较低($4.0 \times 10^5 \text{Pa}$) 等。与钢制散热器比较, 虽有不尽人意之处, 但防腐性能好, 因而长期广泛应用于多层建筑中。稀土合金铸铁散热器可用于高层建筑(可承压 $6.0—8.0 \times 10^5 \text{Pa}$)。

2. 钢制散热器

(1) 钢串片对流散热器, 该散热器是在钢管外侧串以用 0.5mm 的薄钢片制成的串片而成。可组合成组。一般外面加罩, 侧面形成上下两个有栅格的进出风口, 多以对流方式换热。

(2) 板式散热器, 主要有面板、背板、对流片和进出口接头等组成。面板、背板材料由 1.2mm 厚的冷轧钢板冲压成型。主要水道呈圆弧形或梯形, 直接压制在面板上, 水平联箱压制在背板上。在背板后面电焊对流片, 对流片由 0.5mm 厚的冷轧钢板冲压成型。

板式散热器高度有 480、600mm 等几种规格, 长度由 400mm

开始,每 200mm 进位至 1800mm,共八种规格。

(3) 扁管式散热器,它是采用 $52 \times 11 \times 1.5$ (宽 \times 高 \times 厚)mm 的水通路扁管作为散热器的基本模数单元,然后将数根扁管叠加焊接在一起,在两端加上断面 35×40 mm 的联箱而成。

扁管散热器外形尺寸是以 52mm 为基数,根据需要可叠加成 416mm (8 根管)、520mm (10 根管)和 624mm (12 根管)三种高度。长度起点为 600mm,以 200mm 进位至 2000mm,共八种不同长度。

(4) 钢制柱式散热器,结构、外形与铸铁柱式散热器相似,也有几个中空立柱。高度为 640mm。

这种散热器采用 1.5—2.0mm 厚普通冷轧钢板经过冲压延伸形成片状半柱型,将两片片状半柱型经压力滚焊复合成单片,单片之间经气体弧焊联接成散热器段。

与铸铁散热器相比,钢制散热器的优点是金属耗量少;耐压强度高($(5—12) \times 10^5$ Pa)。主要缺点是容易腐蚀,特别是氧腐蚀(即点腐蚀),使用寿命短,板式、扁管式和柱式尤为突出。该类型散热器水容量小,热稳定性较差。此外,由于我国工艺水平不高,焊接质量差,板式、扁管式散热器常常漏水,达不到应有承压能力。根据上述分析,目前我国已较少采用板式、扁管式和柱式钢制散热器。在高层建筑中,宜采用钢串片式散热器。

二、散热器计算

散热器计算主要是确定供暖房间所需散热器的散热面积和片数。它是在供暖热负荷、系统形式及散热器选型确定之后进行的。

散热器散热面积 F (m^2) 由下式计算

$$F = \frac{Q}{K(t_p - t_n)} \quad (1.15)$$

式中 Q ——散热器散热量即供暖房间热负荷, W;

K —— 散热器的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

t_p —— 散热器内热水平均温度, $^\circ C$;

t_n —— 室内设计温度, $^\circ C$;

α_1 —— 散热器的片数修正系数:

6片以下 $\alpha_1 = 0.95$;

6—10片 $\alpha_1 = 1.00$;

11—20片 $\alpha_1 = 1.05$;

20—25片 $\alpha_1 = 1.10$

α_2 —— 管道热水冷却修正系数, 当室内管道明装时 $\alpha_2 = 1.0$; 暗装时 $\alpha_2 > 1.0$, 详见暖通设计手册;

α_3 —— 散热器装置方式修正系数, 当无外罩时 $\alpha_3 = 1.0$; 有外罩时 $\alpha_3 > 1.0$, 详见暖通设计手册;

散热器散热量 Q 由上节介绍方法计算。传热系数 K 可查阅有关散热器的技术经济指标。散热器平均温度 t_p 采用散热器的供、回水温度的算术平均值, 即 $t_p = (t_g + t_h) / 2$ 。设计室温一般取 $18^\circ C$ 。

在计算传热面积 F 时, 散热器片数尚未求出, α_1 难以确定。通常做法是先取 $\alpha_1 = 1.0$, 计算出 F 值(按(1.15)式), 然后按下式计算散热器片数 n

$$n = F / f \quad (1.16)$$

式中 f —— 每片或每米长散热器的散热面积(可由产品说明书查得)。

然后根据每组散热器片数 n 确定 α_1 值, 再校核计算散热器的散热面积 F 和散热器片数 n 。

在散热器片数(或长度) n 的计算中, 只能取整数。如果 n 不为整数, 应根据下述原则进行取舍:

对柱型、长翼型、板式、扁管式等散热器, 散热面积的减少不宜超过 $0.1m^2$; 对于串片式、圆翼型散热器, 散热面积的减少不宜超

过计算面积的 10%。

在通常情况下,也可用粗估方法大体了解散热器的选取片数。对于铸铁四柱 813 型,每 1m^2 供暖面积的需散热器片数为 0.5 片。

散热器一般布置在供暖房间外窗台下。房间进深较小时,也可布置在内墙一侧,但当房间进深超过 4m 时,最好布置在外窗台下,否则冷空气流经人们的工作区,影响舒适感。

楼梯间的散热器应尽量布置在底层,当建筑物为五层时,可将 50% 的散热器布置在一层,30% 的散热器布置在二层,20% 的散热器布置在三层,四、五层楼梯不放散热器。楼梯上层由空气自然对流来补偿热损失。为防止冻裂,双层外门的外室以及门斗内不宜布置散热器。

第三节 供热系统

以热水作为热媒的供热系统,称为热水供热系统。以蒸汽作为热媒的供热系统称为蒸汽供热系统。

供热系统由热源、热力网和热用户三部分组成。热源负责制备热水、蒸汽,热力网负责热水、蒸汽的输送,热用户指用热场所,可以是民用住宅、公共建筑,也可以是工业厂房。热源可以是集中锅炉房、热电厂、低温核能供热堆、地热、余热锅炉、垃圾焚烧炉等。

热水供热系统可按下述方法进行分类:

1. 按热源型式分,有集中锅炉房供热系统;热电厂供热系统;核能供热系统;地热供热系统;余热供热系统等。
2. 按热媒参数分,有低温热水供热系统(供水温度低于 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$);高温热水供热系统(供水温度高于 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$)。
3. 按系统循环动力分,有自然循环系统(无循环水泵,靠水的密度差形成的自然循环压头循环);机械循环系统(靠水泵强制循环)。

4. 按系统的密闭性分,有闭式供热系统(热用户只取热,不取水);开式供热系统(热用户不仅取热,而且取水,如用来作为洗澡等生活热水供应)。

5. 按热网输送管道的根数分,有单管系统(只有一根供水管,无回水管。属于开式系统);双管系统(一根供水管,一根回水管。可以是闭式系统,也可以是开式系统);多管系统(有三根以上输送管道。当为三管系统,一根供水管负责供暖热负荷,一根供水管负责生活热水供应负荷,一根为总回水管。当为四管系统,则有两根供水管,两根回水管,其中两根负责供暖负荷,两根负责生活热水供应负荷)。

6. 对于室内供暖系统,按每组立管的根数分,有单管系统和双管系统。

7. 对于室内供暖系统,按管道敷设方式分,有垂直式系统和水平式系统。

8. 按系统各环路的长度分,有同程式系统(各环路长度相等)和异程式系统(各环路的长度不等)。

和热水供热系统一样,蒸汽供热系统也可以分为单管系统,双管系统和多管系统。在单管系统中,只有供汽管而无凝水回收管,蒸汽凝结水在热用户就地利用。双管系统,一根供汽管,一根凝结水回收管,在实践中应用最为普遍。三管系统,有两根供汽管,分别输送高、低压蒸汽,共用一根凝结水总管。

一、热水、蒸汽供热系统的评价

热水供热系统与蒸汽供热系统相比较,有如下优点:

1. 热能利用率高。对于区域锅炉房供热,在通常情况下,水侧温度比汽侧温度低,因此热水锅炉比蒸汽锅炉热效率高。对于热电厂供热,由于将电厂冷却水(冷凝器中)废热用来供热,热能利用率可从原来的 30%—40% (发电),提高到 70%—80% 以上。此外,蒸

汽系统凝结水回收技术比较复杂,疏水器维护工作量大,凝结水回收率低(通常不高于30%),再加跑、冒、滴、漏较严重,热损失大。热水供热系统,在正常情况下,水损率在循环水量2%以内,管道保温后的散热损失也比蒸汽管道的少。实践证明:上述几种因素综合效果,热水供热系统约比蒸汽供热系统节约热能20%—40%左右。

2. 可进行多种参数的调节、控制。热水供热系统既可以调节水温,也可以调节流量,比较容易满足用户热负荷变化的要求。蒸汽供热系统一般采用饱和蒸汽。在饱和蒸汽范围内,压力、温度调节余量小。阀门节流调节,实质上是蒸汽流量的调节,调节参数单一,不易实现热负荷多种变化的要求。

3. 蓄热能力高,舒适感好。由于水的密度约比蒸汽密度大1000倍(蒸汽密度约 $1\text{kg}/\text{m}^3$),因此在同一供热系统里,热水的蓄热能力大约是蒸汽蓄热能力的10倍。这样,对于热水供热系统,当热源停止供热,水温和循环流量发生变化时,依靠系统热水蓄热的散热,供暖房间室温变化比较缓慢。由于室温比较均匀,人的舒适感比较好。对于蒸汽系统,系统蓄热能力差,随着系统供汽、停汽过程,供暖房间出现骤冷骤热,使人感觉不舒适。人们普遍感觉:热水供暖室温比较柔和,蒸汽供暖忽冷忽热,而且比较干燥。

4. 输送距离长。热水供热系统采用水泵强制循环,因此,只要水泵扬程选择适当,输送距离可达几千米甚至几十千米长。基于这一特点,热水供热系统的供热规模远比蒸汽系统大,因而有利于集中管理和环境保护。蒸汽系统是依靠蒸汽本身的压力克服管道阻力进行热能输配的,由于蒸汽压力的限制,输送距离不可能很长。

与热水系统相比,蒸汽系统也有一些固有的优点:蒸汽作为热媒,比较容易满足工业用热的要求(如汽锤),对不同类型的热负荷适应性强;系统耗电少;因蒸汽温度和汽-水、汽-空热交换器传热系数高,散热器和换热器传热面积可减少,相应降低了设备投资

费;因蒸汽密度小,对于地形起伏很大的地区或高层建筑,不会产生象水那样大的静水压力,因而与用户的连接方式较简单,运行也较方便。

基于上述分析比较,对于以供暖为主的民用建筑,应优先选用热水供热系统。对于以生产为主,供暖为辅的工厂区,可采用蒸汽供热系统,有时也可用蒸汽加热热水供热系统,用后者负责厂区住宅和办公用房的供暖负荷。

二、室内供暖系统

室内热水供暖系统有自然循环、垂直式和水平式三类系统。

1. 自然循环供暖系统。自然循环压头由冷、热水密度差和加热中心至冷却中心的垂直距离所决定(图 1.2):

$$p = gh(\rho_h - \rho_g) \quad (1.17)$$

图 1.2 自然循环系统

1—散热器, 2—锅炉

式中 p ——自然循环系统的作用压力, Pa;

g ——重力加速度, m/s^2 , 取 9.81;

h ——加热中心到冷却中心的垂直距离, m;

ρ_h ——水在冷却中心(如散热器)冷却后的密度, kg/m^3 ;

ρ_g ——水在加热中心(如热源)加热后的密度, kg/m^3 。

如果取供水温度 $t_g = 95^\circ\text{C}$, 回水温度 $t_h = 70^\circ\text{C}$, 则冷、热中心垂直距离每差 1m 可产生的作用压力为 $p = 9.81 \times 1 \times (977.81 - 961.92) = 156\text{Pa}$ 。当冷、热中心垂直距离 $h = 64\text{m}$ 时, 自然循环作用压力 $p = 10\text{kPa}$ 。在供热系统运行期间, 由于供、回水温差的不同, 自然循环作用压力也随着不同; 温差愈大, 自然循环作用压力也愈大。

由于自然循环作用压力较小, 因此, 自然循环供暖系统规模不可能很大。目前, 单独的自然循环供暖系统已很少采用, 但在机械循环供暖系统中, 由于冷、热中心的存在, 自然循环作用压力普遍存在, 它对散热器中流量分配将发生影响。因此, 在进行供热系统的水力工况、热力工况讨论时, 常常需要分析自然循环作用压力的影响。

2. 垂直式系统。在垂直式系统中可以是双管系统, 也可以是单管系统。

(1) 上供下回系统。这种系统, 供水干管敷设在系统的最上面, 回水干管敷设在系统的最下部, 如图 1.3 所示。图中立管 为双管系统, 立管 为单管顺流式系统, 立管 为单管跨越管式系统。双管系统有自然循环作用压力影响, 且不同楼层因冷、热中心的垂直距离不同, 自然循环作用压力大小不同, 高层作用压力大, 低层作用压力小。单管系统也有自然循环作用压力, 但对各个散热器的影响是一样的, 所以不会引起工况的失调。

单管系统比双管系统节省钢管, 减少投资; 单管顺流式系统最简单, 单管跨越式装有阀门, 便于调节。

上供下回系统易于排除系统中空气, 4 为放气阀, 装在系统末端最高点, 供回水干管坡向热源, 坡度 i 取 0.003 。当在建筑物上便于安装供、回水干管时, 多采用此种系统。

(2) 下供下回式系统。这种系统, 供水干管、回水干管都敷设

图 1.3 上供下回供暖系统

1—锅炉, 2—循环水泵, 3—膨胀水箱, 4—放气阀

在建筑物底层散热器之下。当建筑物为平屋顶且顶层的顶棚下又难以布置回水干管时,多采用。对于有地下室的建筑物也常采用这种系统。

下供下回式系统由于结构特点,只有双管系统,无单管系统,如图 1.4 所示。这种系统受自然循环作用压力的影响比上供下回双管系统小。这是因为虽然上层自然循环作用压力比底层的大,但上层环路的管道也长即压力降也大,所以对工况失调的影响小一些。此外,这种系统可从底层开始安装,安装好一层即可投入运行,便于冬季施工。

该系统的缺点是排气比较困难。对于立管 ,一般通过高层散热器上的跑风门排气。对于立管 、 ,需专门安装空气管(图 1.4 上的点划线)排气。为防止空气管被水充满,一般排气点(立管的 a 点,立管的放气阀)要比空气管标高低 300mm。当立管中水位超过排气点时,空气管充满空气,水位不会再上升。当水位低于排气点(a 点)时,空气聚集到一定压力,会自动将空气排至膨胀水箱

图 1.4 上供下回系统

或通过放气阀排出。

(3) 上供上回系统。这种系统当底层散热器下方无法安装回水干管时采用。一般回水干管敷设在底层建筑的顶棚下。为减少立管根数,多采用单管系统。目前采用这种系统的相当普遍。图1.5为该系统的示意图。

图 1.5 上供上回系统

(4) 中供式系统。这种供暖系统其供水干管设在建筑楼层的中部。在供水干管以上为下供下回系统;在供水干管以下为上供上回系统,如图 1.6 所示。这种系统在建筑顶层大梁底标高过低无法安装供水干管时采用。当建筑物层数较多,为防止工况失调(双管系统)和散热器布置过多(单管系统)也常采用。

图 1.6 中供式系统

图 1.7 同程系统

(5) 同程、异程系统。当回水干管中的水流方向同供水干管中的水流方向相同时为同程系统;当供、回水干管水流方向相反时为异程系统。图 1.7 为同程系统,图 1.3、图 1.4、图 1.5 皆为异程系统。在一般情况下,由于同程系统各环路的管道长度相等,便于在设计时实现各环路压力平衡,可减少水力工况的水平失调。当立管根数较多时,常采用同程系统。但必须注意,不是在任何情况下,同程系统一定比异程系统有利于环路压力平衡。当各立管阻力较小时,如层数较少特别是平房建筑时,采用同程系统,往往在系统中部立管出现倒流现象,而且难以靠阀门调节消除这种水平失调,因此,设计时要特别小心,要进行严格的环路压力平衡计算。

3. 水平式系统。水平式系统无立管,由供水干管或支管将散热器水平串连起来。供水干管与散热器的连接方式可分为顺流式(如图 1.8)和跨越式(图 1.9)两种。顺流式最省钢材,但每个散热

器不能进行局部调节,因此同一供水干管上串连散热器不能太多。通常在室温要求不高的建筑或同一大房间内采用。

图 1.8 水平顺流系统

图 1.9 水平跨越系统

跨越式系统能对散热器进行局部调节,因此虽然投资比顺流式多一些,但广泛采用。

水平式系统比垂直式上供下回系统较难排气,一般或在最高层散热器上装跑风排气或在最高层散热器上装空气管集中排气。

水平式系统与垂直式系统比较,有如下优点:

(1) 总造价低,但对于大系统,由于末端散热器处于低水温区,散热器面积需适当加多,费用少的优点会不明显,要作具体分析、计算;

(2) 管路简单,穿楼板少,便于施工、安装;

(3) 沿墙无立管,对室内美观影响较小;

(4) 膨胀水箱可布置在建筑物最高层的辅助空间(如楼梯间、厕所等),不仅降低了造价,而且不影响建筑外形美观。

室内蒸汽供暖系统,可有上供式、中供式和下供式三种。一般以双管系统为多。蒸汽压力高于 $0.7 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时,称为高压蒸汽供暖;低于 $0.7 \times 10^5 \text{ Pa}$,为低压蒸汽供暖。

三、集中供热系统

在集中供热系统中,一般有四种类型的热负荷:供暖负荷,通风与空调负荷,生活热水供应负荷以及生产工艺负荷。目前生产工艺负荷多用蒸汽供热系统。供暖、空调、通风和生活热水供应负荷多用热水供热系统,其中供暖负荷约占70%以上,通风、空调、生活热水供应负荷只占较小比例。

在我国开式热水供热系统很少采用。广泛采用的是双管热水闭式系统。当有生活热水供应负荷时,也有采用四管热水闭式系统的,其中两管负责供暖、通风负荷,另两管负责生活热水供应负荷。

因双管闭式热水系统使用最为广泛,下面着重介绍这种系统与热用户的各种连接方式,如图1.10所示。

图 1.10 双管闭式热水供热系统与热用户连接方式

1—热用户散热器, 2—喷射泵, 3—混水泵, 4—加压泵, 5—加热器, 6—供暖循环泵, 7—上部储水箱, 8—下部储水箱, 9—热水供应循环水泵, 10—空气加热器, 11—膨胀水箱, 12—热水循环管

图中(A)为简单直接连接,当热网供、回水温度和压力与热用户的要求一致时采用,这种连接方式最为简单、经济。

(B) 为喷射泵直接连接, 喷射泵是一种混水设备, 当热网水经过喷射泵中的喷嘴时, 由于流通口径缩小, 水流速度大大增加, 喷嘴出口水的压力显著降低, 甚至低于回水压力, 将部分回水吸入喷射泵, 与热网水混合降温后再送入热用户。当热网供水温度高于热用户要求供水温度时, 常常采用这种连接方式。采用这种连接方式时, 由于喷射泵压力损失较大, 热网提供的供、回水资用压头(即富余压头)必须大于 80—120kPa。

(C) 为混水泵直接连接。这种连接方式类似喷射泵连接, 只是由混水泵代替喷射泵的作用。混水泵连接方式对热网提供的资用压头无特别要求, 当其值小于 80kPa 时也可采用。混水泵比喷射泵投资大, 又需耗电; 喷射泵造价低, 只靠热网提供的能量工作, 不另外耗电, 但当热网压力波动较大时喷射泵不易正常工作, 不如混水泵工作稳定。当热网供、回水温度为 180/70 , 用户供回水温度要求 95/70 时, 常用混水方式降温。采用混水泵连接方式时, 混水泵扬程的选择至关重要, 扬程选择过大或过小, 不但影响混水效果, 还会造成能量的不必要浪费。

(D) 为加压泵连接方式。当热网压力与用户压力不相适应时采用。热网供水压力低于用户要求的供水压力时, 加压泵装在用户热入口供水管道上; 热网回水压力高于用户回水压力时, 加压泵应装在回水管上。

(E) 为间接连接方式。这种连接方式的特点是热网水与用户系统完全隔离, 经过加热器, 只有热量交换没有水力联系。当热网的水温、水压与用户的水温、水压不相一致, 而且必须采用水力隔离时才能解决水压不一致的矛盾时使用这种连接方式(详见第二章)。这种连接方式投资较高, 但便于热网的调节、控制, 适用于规模较大的供热系统。

(F)、(G)、(H) 为与生活热水供应用户的连接方式, (F) 中的加热器为容积式加热器, 既起加热作用, 又起储存热水作用。(G)

为快速水-水加热器与高位储水箱联用系统,快速水-水加热器(板式换热器、螺旋板换热器、管壳式加热器等)将自来水加热后(一般为 65℃),储存于高位储水箱备用(如洗澡等)。(H)为快速加热器与低位储水箱联用系统。在生活热水供应负荷较小时,加热器加热后的热水送入低位储水箱储存,待高峰负荷时,由加热器和低位储水箱同时供应热水。设置循环管的目的是,将管道中的热水随时加热至 65℃,防止自来水的浪费。这种系统一般用于较大型的生活热水供应中。

(I)为通风、空调热用户与热网连接方式。一般为直接连接,采用水-空加热器,这种加热器承压能力较高,通常不会发生热网与用户水压、水温不一致的矛盾。

蒸汽集中供热系统多采用双管系统。图 1.11 给出了该系统热力网与各种热用户的连接方式。

图中(a)为热力网与生产工艺热用户连接方式示意图。热力网输入的高压蒸汽通过减压阀 2 减压后进入用热设备,凝结水通过疏水器 3(隔汽疏水设备)进入凝结水箱 4,再由凝水泵 5 将凝结水送回蒸汽锅炉房中的总凝结水箱 10 中。

(b)为热力网与蒸汽供暖热用户的连接方式,其基本方式同(a)。如热用户需要采用热水供暖系统,则可在热用户引入入口处安装汽-水热交换器或汽-水喷射泵,制备所需热水。

(c)为热力网与通风、空调系统的连接方式。一般采用简单的直接连接。通常在热入口处均装有减压阀。

(d)、(e)、(f)均为热力网与生活热水供应系统的连接方式。其中(d)为蒸汽直接加热上部储水箱 7。这种方式多用于工矿企业小型浴室中。蒸汽通过带孔的花管或蒸汽喷射器将水加热。这种型式虽然简单,但加热时噪声较大,且凝水不能回收。(e)采用容积式加热器。(f)为无储水箱的间接连接方式,如需要,可设上部、下部储水箱。设置原理同图 1.10 所示,不再赘述。

图 1.11 蒸汽供热系统示意图

1—蒸汽锅炉, 2—减压阀, 3—疏水器, 4—用户凝结水箱, 5—用户凝结水泵, 6—水温调节器, 7—上部储水箱, 8—容积式加热器, 9—蒸汽-水加热器, 10—凝结水箱, 11—锅炉给水泵

第四节 水力计算

设计供热系统时,为使系统各管段热媒流量符合设计要求,保证散热器散热量的需要,必须对各管段的直径进行细致选择,这就是供热系统水力计算的目的与内容。

一、基本公式

当流体沿管道流动时,由于流体分子间及其与管壁间的摩擦,就要损失能量;而当流体流过管道的一些附件(如阀门、弯头、三通、散热器等)时,由于流动方向或速度的改变产生局部漩涡和撞击,也要损失能量。前者称为沿程损失,后者称为局部损失。热水供暖系统中计算管段的阻力损失可用下式表示:

$$p = p_y + p_j = Rl + p_j \quad (1.18)$$

式中 p ——计算管段的阻力损失, Pa;

p_y ——计算管段的沿程损失, Pa;

R ——每米管长的沿程损失,即比摩阻, Pa/m;

l ——管段长度, m;

p_j ——管段的局部损失, Pa。

在管路的水力计算中,通常把管路热媒流量和管径都没有改变的一段管子称为一个计算管段。任何一个供热系统的管路都是由许多串联或并联的计算管段所组成的。

每米管长的沿程损失(比摩阻)可用流体力学的达西·维斯巴赫公式来计算:

$$R = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2} \quad (1.19)$$

式中 λ ——管段的摩擦系数;

d ——管子内径, m;

v ——热媒在管道内的流速, m/s;

ρ ——热媒的密度, kg/m³。

热媒在管内流动的摩擦系数 λ 值取决于管内热媒的流动状态和管壁的粗糙程度,即:

$$\lambda = f(\text{Re}, \epsilon/d) \quad (1.20)$$

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu}, \quad \nu = \frac{K}{d}$$

式中 Re —— 雷诺数, 判别流体流动状态的准则数(当 $Re < 2320$ 时流动为层流流动, 当 $Re > 2320$ 时, 流动为紊流流动);

v —— 热媒在管内的流速, m/s ;

d —— 管子内径, m ;

—— 热媒的运动粘滞系数, m^2/s ;

K —— 管壁的当量绝对粗糙度, m ;

—— 管壁的相对粗糙度。

管壁的绝对粗糙 K 值与管子的使用状况如腐蚀结垢程度和使用时间等因素有关。根据运行实践积累的资料, 目前对室内热水供暖系统采用 $K = 0.2mm$, 室外热水供热系统 $K = 0.5mm$, 对于蒸汽供热系统, 不论室内、室外, 皆采用 $K = 0.2mm$ 。

摩擦系数 值是用实验方法确定的。经分析计算, 不论蒸汽或热水的室内系统, 其流动状态皆属于过渡区(紊流流动的一种状态)。蒸汽、热水的室外系统都处于阻力平方区(亦称紊流流动的粗糙区)。

若热媒流量 G 以 kg/h 表示, 热媒流速 $v(m/s)$ 与流量的关系为:

$$v = \frac{G}{3600 \frac{d^2}{4}} = \frac{G}{900 d^2} \quad (1.21)$$

式中 G —— 管段的水流量, kg/h ;

—— 水的密度, kg/m^3 ;

其余符号同式(1.19)。

将式(1.21)的 v 值代入式(1.19), 可得到更便于计算的公式

$$R = 6.25 \times 10^{-8} - \frac{G^2}{d^5} \quad (1.22)$$

对于室内系统, 过渡区的摩擦系数 值可用洛巴耶夫公式计算

$$= \frac{1.42}{\lg \operatorname{Re} \cdot \frac{d}{K}} \quad (1.23)$$

将式(1.23)代入式(1.22)中,可得室内系统 R、d、G 之间的关系式。目前室内系统的水力计算表格就是根据该关系式编制的。

对于室外供热系统,阻力平方区的摩擦系数 值可由希弗林松推荐的关系式计算

$$= 0.11 \frac{K}{d}^{0.25} \quad (1.24)$$

将式(1.24)代入式(1.22)中,并将热媒流量的单位改用 t/h 表示,便可得到室外供热系统水力计算的基本公式

$$R = 6.88 \times 10^{-3} K^{0.25} \frac{G^2}{d^{5.25}} \quad (1.25)$$

有时为了方便,将比摩阻 R 改用 $\text{mH}_2\text{O}/\text{m}$ 表示,此时可得

$$R = 6.88 \times 10^{-9} K^{0.25} \frac{(V)^2}{g d^{5.25}} = 7.02 \times 10^{-10} \frac{K^{0.25} V^2}{d^{5.25}} \quad (1.26)$$

式中 V——热媒体积流量, m^3/h 。

室外供热系统都是根据基本公式(1.25)编制成的水力计算表格进行计算的。计算表格给定了热媒密度,在 G、R、d 三个参数中,只要已知其中的任意两个,即可求出第三个。通常 G 是已知的,即设计值。R 由允许比摩阻决定,则管段直径 d 即可求出。

公式(1.25)也可写成另外形式

$$d = 0.387 \frac{K^{0.0476} G^{0.381}}{(R)^{0.19}} \text{ m} \quad (1.27)$$

$$G = 12.06 \frac{(R)^{0.5} d^{2.625}}{K^{0.125}} \text{ t/h} \quad (1.28)$$

以便于分别对 d、G 进行计算。

管径 d 选择后,根据式(1.25)可决定计算管段的实际比摩阻

R, 再由式(1.18) 决定

$$p_y = Rl \quad \text{Pa}$$

计算管段的局部阻力损失 p_j 可按下式求出:

$$p_j = \frac{v^2}{2} \quad \text{Pa} \quad (1.29)$$

式中 $\Sigma \xi$ ——管段总的局部阻力系数;

其余符号同前。

热媒通过三通、弯头、阀门等附件的局部阻力系数 ξ 值是由实验方法确定的, 可查阅有关设计手册求得。

为设计计算方便, 常常采用“当量阻力法”或“当量长度法”。前者是把直管段的沿程阻力折合成当量的局部阻力; 后者是把局部阻力折合成相当长度的直管段。当量局部阻力系数 ξ_d 由下式计算:

$$\xi_d = \frac{l_d}{d} \quad (1.30)$$

当量长度 l_d 可表示为:

$$l_d = \xi_d \cdot d \quad (1.31)$$

沿程阻力和局部阻力决定后, 即可求出计算管段的总阻力损失:

$$p = p_y + p_j = R(1 + \xi_d) = \frac{1}{900^2 \cdot d^4 \cdot 2} + \xi_d G^2 \quad (1.32)$$

二、计算步骤

1. 确定计算流量

对于热水供热系统, 用户的计算流量由下式确定:

$$G = \frac{Q}{c(t_g - t_h)} \times 3600 = \frac{0.86Q}{(t_g - t_h)} \quad (1.33)$$

式中 G ——计算水流量, kg/h;
 Q ——热用户的设计热负荷, W;
 c ——水的比热, $c=4187\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$;
 t_g, t_h ——供热系统的设计供、回水温度, $^\circ\text{C}$ 。

对于蒸汽供热系统, 蒸汽的设计流量按下式计算:

$$G = \frac{3.6Q}{r} \quad (1.34)$$

式中 G ——蒸汽设计流量, kg/h;
 Q ——散热设备设计热负荷, W;
 r ——蒸汽的汽化潜热, kJ/kg。

2. 确定主干线和允许比摩阻

平均比摩阻最小的环路, 称为主干线, 一般供热系统最长管线为主干线。

平均比摩阻愈大(或流速愈高)需要管径愈小, 投资愈小; 反之投资愈大。通常应进行经济比较, 求出经济的比摩阻。一般对于热水供热系统, 采用 $R=30\text{—}80\text{Pa}/\text{m}$ 。

对于蒸汽供热系统, 平均比摩阻按下式计算:

$$R = \frac{(p_g - p_o)(1 - \xi)}{l} \quad (1.35)$$

式中 p_g ——热源出口蒸汽压力, Pa;
 p_o ——用热设备处蒸汽压力, Pa, 对于生产工艺, 由工艺要求决定。对于散热器, 采用 2000Pa 。

ξ ——局部阻力损失占总阻力损失的百分数;

l ——主干线总长度, m。

3. 环路压降平衡

根据计算出的 G, R , 确定主干线和各环路计算管段的管径 d , 并确定相应的总压降 Δp , 使各环路的压降平衡在 $15\% \text{—} 25\%$ 以内。

4. 密度的换算

蒸汽供热系统水力计算方法与热水供热系统基本相同, 主要区别在于密度的修正。对于热水供热系统, 水的密度变化不大, 可以不进行修正。但对于蒸汽和凝结水系统, 当蒸汽压力不同时, 密度也不同; 当凝结水中蒸汽含量不同时, 汽水混合物的混合密度的差别就更大, 此时必须进行密度修正, 否则, 误差很大。密度的修正用下式计算:

$$R_s = \frac{\rho_b}{\rho_s} R_b \quad (1.36)$$

式中 R_s —— 计算管段的实际比摩阻, Pa/m;

R_b —— 计算表格上的比摩阻, Pa/m;

ρ_s —— 热媒(蒸汽、汽水混合物)的实际密度, kg/m³;

ρ_b —— 编制计算表格时采用的蒸汽密度, 通常 $\rho_b = 1$ kg/m³。

第二章 供热系统水力工况

供热系统中流量、压力的分布状况称为系统的水力工况。供热系统供热质量的好、坏,与系统的水力工况有着密切联系。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。

本章着重分析引起系统水力工况失调的原因。为便于上述论述,还将介绍热网水压图——描述热网水压分布的基本工具,系统水力工况计算方法,变动水力工况的基本规律以及系统定压的主要方式。

第一节 水 压 图

一、管段的水压分布

流体在管道中流动,将引起能量损耗即表现为流体的压力损失。这样,在管段的不同断面,流体的压力值不同。流体力学中的伯努利能量方程式对管段的水压分布规律进行了科学描述。

若流体介质流过某一管段(图 2.1),根据伯努利方程式,可列出管段断面 1 和 2 之间的能量方程为:

$$p_1 + Z_1 g + \frac{v_1^2}{2} = p_2 + Z_2 g + \frac{v_2^2}{2} + p_{1-2} \quad \text{Pa} \quad (2.1)$$

伯努利方程式也可用水头高度的形式表示,即:

$$\frac{p_1}{g} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{g} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + H_{1-2} \quad \text{mH}_2\text{O} \quad (2.2)$$

式中 p_1, p_2 ——断面 1、2 的压力, Pa;

Z_1, Z_2 ——断面 1、2 的管中心线离某一基准面 O—O 的位置高度, m;

v_1, v_2 ——断面 1、2 的流体平均流速, m/s;

——流体的密度, kg/m^3 ;

g ——自由落体的重力加速度, 9.81m/s^2 ;

p_{1-2} ——流体流经管段 1—2 的压力损失, Pa;

H_{1-2} ——流体流经管段 1—2 的压头损失, mH_2O 。

图 2.1 中 AB 线称为总水头线, 其上各点表示管段上相应各断面处流体的总水头值(或称总压力值)。如管段断面 1 处的总水头值为 H_A , 由公式(2.2)知该值:

$$H_A = \frac{p_1}{g} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} \quad \text{mH}_2\text{O}$$

其中 Z_1 称为位置水头, 表示流体在该断面所处的位置高度(相对于任意确定的基准面 O—O 而言); p_1/g 称为压力能水头, 表示流体在断面 1 的位置高度 Z_1 时对管壁的静压力(以 mH_2O 为单

图 2.1 总水头线与测压管水头线

位)。此值的具体数值等于在断面 1 处垂直向上开孔后,流体的上喷高度; $v_1^2/2g$ 称为动能水头,表示流体在 v_1 流速下由流动引起的动能(以 mH_2O 为单位)。管段断面 2 处的总水头值 H_B 为:

$$H_B = Z_2 + \frac{p_2}{g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{mH}_2\text{O}$$

其各项物理意义同断面 1。

由公式(2.2)可知,管段断面 1-2 之间的压力损失 H_{1-2} 可由下式表示:

$$H_{1-2} = H_A - H_B \quad \text{mH}_2\text{O} \quad (2.3)$$

即管段任意两个断面之间的压力损失等于这两个断面处流体总水头值之差。这说明流体之所以能从 1 断面流向 2 断面,就是因为 1 断面的流体总水头 H_A 大于 2 断面流体总水头 H_B ,进而克服管段阻力 H_{1-2} 所致。人们通常的经验是“水往低处流”,然而在一闭式管段中,并不尽然。断面 1 位居低处,断面 2 位居高处,即 $Z_2 > Z_1$,然而水往高处流,这是为什么呢?原来“水往低处流”的科学含义应该是“水往低能量处流”。衡量某断面流体能量大小,应该看总水头值。断面 1 虽地处低势,即位置水头 Z_1 小,但其总水头值 $H_A > H_B$,因此水从断面 1 流向断面 2,而不是相反。人们在实际工作中,常常把管道中的流体流向判断错,主要原因就是只注意了流体的分项水头(位置水头、压力能水头或动能水头),而忽视了流体总水头的比较。

对于室内热水供暖系统,水流速一般小于 1m/s ;对于室外热水供热系统,水流速一般在 1m/s 左右,通常不超过 3m/s 。若水流速 $v = 1\text{m/s}$,则水的动能水头 $v^2/2g = 0.051\text{mH}_2\text{O}$;若水流速 $v = 3\text{m/s}$,水的动能水头 $v^2/2g = 0.46\text{mH}_2\text{O}$ 。在热水供热系统中,由于水流速不高,在计算热水的总水头值时,常常忽略动能水头,只考虑位置水头和压力能水头,即 $H = Z + p/g$ 。此时,在图 2.1 中,由 CD 曲线代替 AB 曲线表示总水头线。

CD 曲线表示各断面流体的位置水头 Z 与压力能水头 p/g 之和。若用测压管测量管段各断面的压力, 则测压管上显示的液面高度即为 $Z + p/g$ 。因此习惯上把 CD 曲线又称为测压管水头线。

利用管道的测压管水头线, 可以很方便地将管道中流体的压力分布作出明晰的分析:

1. 根据测压管水头线(如 CD 曲线)确定管段上各断面流体的总水头值(忽略动能水头) H ;

2. 根据测压管水头线和各断面位置高度(Z), 可计算各断面流体的压力能水头值 p/g (mH_2O), 即 $p/g = H - Z$ (mH_2O)。此值即表示该断面上压力表的读数。但应注意, 弹簧压力表标记的读数单位为 MPa, 与米水柱(mH_2O)单位要作适当换算, 其换算关系为 $0.1\text{MPa} = 10\text{mH}_2\text{O} = 1.0\text{kg}/\text{cm}^2$ 。

3. 根据测压管水头线可计算管段断面之间的压力损失, 即

$$H = H_C - H_D = Z_1 + \frac{p_1}{g} - Z_2 + \frac{p_2}{g} \quad \text{mH}_2\text{O} \quad (2.4)$$

二、水压图的绘制与使用

水压图是用来研究热水供热系统水压分布的重要工具。图 2.2 为室内热水供暖系统的水压图, 图 2.3 为室外热水供热系统的水压图。

一般水压图包括如下内容: 横坐标表示供热系统的管道单程长度(以 m 为单位)。纵坐标的下半部分, 表示供热系统的纵向标高(以 m 为单位), 包括管网、散热器、循环水泵、地形及建筑物的标高。对于室外热水供热系统, 当纵坐标无法将供热系统组成表示清楚时, 可在水压图的下部标出供热系统示意图, 如图 2.3 所示。纵坐标的上半部分表示供热系统的总水头线或测压管水头线(忽略动能水头)。总水头线(以后论述皆含测压管水头线)又包括动水

压线和静水压线两部分。动水压线表示供热系统在运行状态下的总水头线;静水压线表示供热系统在停止运行时的总水头线。其单位皆以 mH_2O 表示。描述供水管的总水头线称为供水压线,描述回水管的总水头线称为回水压线。供热系统停止运行状态即水不流动状态,根据前文所述,此时供热系统管道各断面流体的总水头值必然皆相等,即供水压线和回水压线合并为一条水平直线。这就是静水压线始终为一条水平直线的根本原因。

利用水压图,可以很方便地了解供热系统各点的压力分布。在管网的实际运行中,人们所关心的压力分布实际是指压力能水头 p_i/g ,即从压力表上读出的压力数值。因此,下文所述的压力值均指压力能水头(mH_2O)。

1. 管道上任一点压力确定:因管道上任一点压力能水头为 $p_i/g = H_i - Z_i(\text{mH}_2\text{O})$,当水压图已经绘制好时,即该 i 断面的位置高度 Z_i 和总水头值 H_i 皆为已知,则该断面的压力能水头 p_i/g 便很容易求出。

如图 2.2 所示,循环水泵入口处的压力 p_0/g ,应为 $H_{00} - Z_0$,但 $Z_0 = 0$,则有 $p_0/g = H_{00}(\text{mH}_2\text{O})$ 。系统 B 点的压力,即热用户供水入口压力 $p_B/g = H_{AB} - Z_B(\text{mH}_2\text{O})$,此处 H_{AB} 为管道 B 点的总水头值(供水压线), Z_B 为管道 B 点的位置高度。

当系统停止运行时,锅炉出口压力 $p_D/g = H_{00} - Z_D$,因 $Z_D > Z_0$,则 $p_D/g < p_0/g$,这说明在系统静止时,虽然系统各点的总水头值相等,但系统各点的压力能水头则不等,即压力表读数不等;位置愈高,压力能水头愈小,位置愈低,承压愈大。

2. 散热设备处压力确定:在系统运行状态下,散热设备处的压力能水头值介于该处供水压线和回水压线之间。究竟用供水压线还是用回水压线作为计算依据?按理二者皆可,但通常以回水压线作为计算依据。这是因为一般在供水管线的入口处装有节流降压设备,这时供水管入口压力较高,而回水管线压力比较接近散热

设备处压力。因此,常用回水压线数值代替散热设备处的总水头线,其误差不超过 $0.5\text{mH}_2\text{O}$ 。

仍以图 2.2 为例,一层散热器的压力能水头值为 $P_1/g = H_{AA} - Z_1(\text{mH}_2\text{O})$ 。对于图 2.3 室外供热系统,其热用户 1 的底层和顶层散热器的压力能分别为 $p_1(\text{底})/g = H_1(\text{回}) - Z_1 = 37 - 1 = 36(\text{mH}_2\text{O})$ 和 $p_1(\text{顶})/g = H_1(\text{回}) - Z_1 = 37 - 16 = 21(\text{mH}_2\text{O})$ 。在计算某一支线热用户散热设备压力时,其回水压线应该以支线回水压线为依据,而不是热网干线回水压线。通过实际计算,可以明确:顶层散热器受压最小,而底层散热器受压最大。

图 2.2 室内热水供暖系统的水压图

1—膨胀水箱, 2—循环水泵, 3—锅炉

3. 热用户资用压头的确定:对于室外热水供热系统,热用户资用压头是指热网提供给该用户室内系统可能消耗的最大压力。对于室内供暖系统,是指各立管最大允许压降。其值等于相应用户的供水总水头与回水总水头的差值。在图 2.3 中,用户 1 的资用压

头 $H_1 = 49 - 37 = 12(\text{mH}_2\text{O})$ 。在图 2.2 中, 立管 AB 的资用压头 $H_{AB} = H_{AB} - H_{AA}$ 。

图 2.3 热水网络的水压图

4. 管段比摩阻的确定: 管段比摩阻 R 的定义为流体通过 1m 直管段的压力降(Pa/m)。在水压图上, 一般水力坡线(供水压线或回水压线)的斜率即表示管段比摩阻 R 。若考虑局部阻力因素, 需在管段总阻力中减去局部阻力值, 其计算公式为:

$$R = \frac{(1 - \quad)}{L} H \times 10^4 \text{ Pa/m} \quad (2.5)$$

式中 H —— 计算管段的总压降, mH_2O ;

L —— 计算管段的长度, m ;

—— 局部阻力在总阻力中的百分比, 一般在小区供热系统的范围内为 $0.3\text{—}0.5$ 之间。

在图 2.2 中, 供水管 CB 段的比摩阻为:

$$R_{CB} = \frac{(1 - \quad)}{L_{CB}} H_{CB} \times 10^4 \text{ Pa/m}$$

在图 2.3 中, 2 支线回水管的比摩阻为:

$$\begin{aligned} R_2 &= \frac{(1 - \quad)}{L_2} H_2 \times 10^4 \\ &= \frac{(1 - 0.5) \times (38 - 36)}{100} \times 10^4 = 10 \text{ Pa/m} \end{aligned}$$

5. 循环水泵扬程确定: 在水压图上, 循环水泵扬程应为水泵出口总水头与水泵入口总水头之差值。对于图 2.2, 循环水泵的扬程应为 $H_{OE} = H_E - H_O$ (mH_2O)。其中 H_E 、 H_O 分别为水泵出口、入口的总水头。有些初学者, 常常把水泵出口总水头或压力能水头误认为水泵扬程, 这是需要注意的。

例题 2.1 根据图 2.3 水压图, 用单位 mH_2O 写出下列各项数值(压力均指压力能水头):

- | | |
|--------------------|-----------------|
| (1) 2 用户入口供水压力 | (48- 7= 41) |
| (2) 2 用户入口回水压力 | (38- 7= 31) |
| (3) 2 用户底层散热设备压力 | (38- 7= 31) |
| (4) 2 用户顶层散热设备压力 | (38- 40= - 2) |
| (5) 3 用户底层散热设备压力 | (38- (- 5)= 43) |
| (6) 循环水泵入口压力 | (34- 0= 34) |
| (7) 循环水泵出口压力 | (52- 0= 52) |
| (8) 循环水泵扬程 | (52- 34= 18) |
| (9) 1 用户与干线分支处供水压力 | (51- 2= 49) |

- (10) 1 用户与干线分支处回水压力 (35- 2= 33)
- (11) 4 用户底层散热设备压力 (38- 1= 37)
- (12) 4 用户的资用压头 (48- 38= 10)
- (13) 系统停止运行时, 3 用户底层设备压力
(34- (- 5)= 39)
- (14) 系统停止运行时, 3 用户顶层设备压力
(34- 8= 26)

解 题解见括号内的数值。通过解题可以看到, 当建筑物过高时(如 2 用户), 顶层散热设备压力可能出现负值(- 2mH₂O)。此外还需注意: 计算用户有关压力时, 要以支线的水力坡线为依据; 计算热网干线压力时, 要以干线的水力坡线为依据。

第二节 水压图在设计、运行中的应用

一、供热系统正常运行对水压的基本要求

热网正常运行对水压的基本要求: 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, 否则供热系统不能正常运行。为此, 需要通过系统的水压分析, 制定合理的设计水压图。

1. 保证热用户有足够资用压头

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。由于外网与用户系统的连接方式不同, 即系统阻力不同, 要求的资用压头也不同。当外网与用户采用简单直接连接时, 要求的资用压头 $H(\text{资}) = 2-5\text{mH}_2\text{O}$; 当为喷射泵连接时, 由于喷射泵的动力要求, 资用压头取值较高, 一般 $H(\text{资}) = 8-12\text{mH}_2\text{O}$; 对于采用热交换器的间接连接系统, 资用压头为 $H(\text{资}) = 3-5\text{mH}_2\text{O}$ 。

2. 保证设备不压坏

锅炉和管道、阀门的承压能力一般都在 1.6MPa 以上,通常压坏的可能性较小。供热系统的薄弱环节主要是散热器等散热设备。对于普通铸铁散热器(四柱、M-132、翼型等),承压能力为 0.4MPa (即 40mH₂O),含有稀土元素的铸铁散热器,承压能力可达 0.6MPa,钢串片散热器承压能力在 1.0—1.2MPa 左右,板式钢制散热器承压能力在 0.4—0.5MPa 之间。

由上节可知,散热设备在建筑物的最底层处所承受的水压最大。因此,系统中的散热设备是否被压坏,不必考查所有散热设备,只要检查最底层的散热设备即够了。在通常情况下,由于供热范围较大,各建筑物选用散热设备的型号不尽相同,为安全起见,一般规定底层散热设备的承压能力不超过 40mH₂O(即 0.4MPa)即检查条件为:

$$\frac{p_{\text{底}}}{g} \leq 40 \text{ mH}_2\text{O} \quad (2.6)$$

在例 2.1 中,3 用户的底层散热设备的水压为 43mH₂O,超过了允许值。其处理办法是修改水压图,或改用钢串片散热器。

3. 保证不倒空

要求管网各点的压力能水头不能出现负压,即 $p/g \geq 0$ (表压),当管道中出现负压(即出现真空)时,管道中流体溶有的各种气体逸出,形成空气隔层,造成水、气分离。对于运行中的管网,会发生流体断流,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。在上述情况下,供热系统难以排除空气,必然影响供热效果。此外,由于空气从水中逸出,造成电化学反应,还会加快管道的腐蚀。

为防止管道出现倒空现象,在管网设计时,必须检查其水压图的合理性。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,即可保证整个供热系统不会倒空。检查系统不倒空的水压条件为:

$$\frac{p_{\text{顶}}}{g} \quad 2-5 \quad \text{mH}_2\text{O} \quad (2.7)$$

其中 2—5mH₂O, 是考虑管网水压波动而给定的富余量。

例 2.1 中, 2 用户顶层散热设备处的水压为- 2mH₂O, 小于规定的水压条件, 必然出现倒空现象。此系统不能保证正常运行。

4. 保证不汽化

要求管网不汽化, 即要保证管网各处的水压均要大于相应水温的饱和压力。管网出现汽化, 形成水、蒸汽混流, 容易造成水击现象, 应该尽量避免。供热系统中随着供水温度的不同, 为保证不汽化所要求的水压条件也不同。表 2.1 给出了不同水温下的汽化压力:

表 2.1 水温在 100—150 时的汽化压力

水 温()	100	110	120	130	140	150
汽化压力(kPa)	0	46	103	176	269	386

最容易发生汽化的位置, 和最容易倒空的位置一样, 均在系统的顶部。其检查的水压条件为:

$$\frac{p_{\text{顶}}}{g} \quad \frac{p_b}{g} + 2-5 \quad \text{mH}_2\text{O} \quad (2.8)$$

式中 p_b 为相应水温的汽化压力, 单位为 Pa。

当系统的供、回水温度为 95/ 70 时, 只要满足不倒空的水压条件也就同时满足了不汽化的水压条件。保证系统不汽化, 对于高温水系统(供水温度大于 100) 尤为重要。

二、外网与用户系统的连接方式

为了热网的正常运行, 必须同时保证上述四方面的水压要求, 当热用户众多, 管网复杂时, 要同时满足所有要求, 并非容易。为此, 往往需要从多种渠道加以解决。合理选择外网与用户系统的连

接方式,是其中的一个重要渠道。

1. 直接连接

当外网提供给用户的资用压头在 $2\text{—}12\text{mH}_2\text{O}$ 之内时,可根据具体情况,分别选择简单直接连接、喷射泵连接等方式;当用户资用压头不足 $2\text{—}5\text{mH}_2\text{O}$ 时,可采用混水泵连接方式(当水温要求合适时)。

2. 间接连接

当热用户为高层建筑时,通常建筑高度都在 40m 以上,若采用简单直连方式,为保证不倒空、不汽化,水压图的静水压线和回水压线必须高于 $42\text{mH}_2\text{O}$ 以上,此时底层散热设备将会压坏;若保证底层散热设备不被压坏,水压图的静水压线和回水压线将不能高于 $40\text{mH}_2\text{O}$,此时因系统的顶部高于静水压线和回水压线,系统将发生倒空或汽化现象(见图 2.3 的 2 用户)。碰到这种情况,一般有几解决办法:一种是把水压图的静水压线和回水压线提高,保证系统不倒空、不汽化。然后采用承压能力较高的散热器如钢串片散热器,保证在水压较高时不被压坏。这种连接方式只有在共网的多层建筑中也采用高强散热器时才适用,因而有一定的局限性。另一种解决方法是高层建筑采用分层间接连接方式(见图 2.4),即建筑高度在 40m 以下的各层采用简单直接连接, 40m 以上的各层与外网采用间接连接,即通过热交换器进行连接。因为 40m 以上的高层区段自成系统,只通过热交换器从外网提取热量,而与外网无水力联系,这样对外网来说,就不存在压坏、倒空和汽化等问题了。

有时人们把分层连接理解为高层(40m 以上楼层)、低层(40m 以下楼层)分别与外网采用简单直接连接,这是错误的。因为此时高层建筑的供暖系统只是形式上与低层建筑的供暖系统分开了,但从水力联系上考虑并未断开,高、低层仍然形成同一连通管系统,高层倒空、低层压坏的可能并未解决。因此,高层采用间接连

图 2.4 分层连接方式

- 1—低层用户, 2—高层用户, 3—热交换器
4—循环水泵, 5—膨胀水箱

接, 是避免水力联系的最有效的措施。

还有一种解决办法, 是采用双水箱分层连接方式: 将高层建筑供暖系统连接在高、低位两个开式水箱之间, 将外网供水通过供水加压泵送入高位水箱(位置高于系统最高点), 热水通过水箱之间的位能差在高层建筑供暖系统中循环, 再流入低位水箱(一般置底层), 必要时由回水加压泵送回外网回水干线。在供热系统运行时, 借助供水加压泵提高高层系统的供水动压线, 防止顶层倒空; 供热系统停止运行时, 供、回水加压泵也停止运行, 高层系统与外网断开, 由高位水箱的水位高度维持其静水压线, 保证顶层不倒空, 底层不压坏。这种连接方式安全可靠, 但系统工况调整不易, 又因水箱为开式, 容易锈蚀。

3. 加压泵连接

有时供热系统水压图的静水压线适中, 只是个别热用户处回水动压线过高, 用户底层散热器有可能破裂, 如图 2.3 中热用户 3 所示: 此时静水压线 $34\text{mH}_2\text{O}$, 底层散热器在静止时的承压为

图 2.5 双水箱分层连接方式

1—低层用户, 2—高层用户, 3—高位水箱,
4—低位水箱, 5—供水加压泵, 6—回水加压泵

39mH₂O, 在允许范围之内;但在运行时,底层散热器承受压力提高到 43mH₂O, 超过承压能力。这时需要对局部热用户采取特殊技术措施, 比较简单有效的方式是在用户热入口装设回水加压泵。其作用是局部降低该用户处回水压线, 使其满足散热器的承压能力。但这种回水加压泵的装设是有条件的, 它只能解决在运行状态下的超压问题, 当静水压线也过高时, 则将无能为力。同时其型号、扬程必须严格选择计算。在一个供热系统中, 这种加压泵的数量只应是少量, 如果盲目滥装, 还会恶化整个供热系统的水力工况。

三、依据水压图进行设计、运行

水压图是分析供热系统水力工况的重要工具, 在供热系统特别是供热规模较大的供热系统的设计、运行中, 必须依据对水压图的分析, 才能较全面地实现预期目标。

利用水压图进行供热系统的设计, 一般应按如下步骤进行:

1. 确定静水压线

静水压线表示供热系统在静止状态下, 系统内热媒的总水头

值,亦即系统充水后保证系统各点都能灌满水的最低水头值。这是系统正常运行的前提条件,设计时必须优先确定。但静水压线的确定也不能太高,否则最底层散热设备可能压坏。因此,供热系统静水压线的确定原则:应使绝大多数用户能同时满足水压的三个保证,即不倒空、不压坏、不汽化。在有些情况下,个别不能保证的热用户,采用特殊连接方式处理。当地形高差大,相当数量热用户不能满足要求时,可采用两个静压区的方式解决。

2. 根据水力坡线允许斜率进行水力计算

静水压线确定后,应着手动水压线的绘制。动水压线的确定主要决定于供回水干线的比摩阻 R 值大小,即动水压线斜率值。供回水动压线的斜率大小,除受限于管道投资的经济因素外,还取决于水压的四个保证(包括足够的资用压头)。在地形复杂的地区,有时满足水压的技术要求上升为最重要的条件,此时权衡技术、经济因素时,应优先把满足技术条件放在首位。

在满足水压要求的技术条件下,选择适当的水力坡线斜率(考虑到经济性,提高比摩阻 R 值)。根据确定的水力坡线斜率(比摩阻),进行供热系统水力计算。当水力计算结果与预期的水力坡线出入较大时,还应根据水压技术要求进行水力校核计算。

3. 确定恒压点、选择定压方式

在供热系统运行或停止状态下,压力始终恒定不变的点称为恒压点。同一个供热系统中,在无泄漏补水并忽略热媒体积膨胀的前提下,恒压点的压力值唯一且等于静水压线值。

恒压点的位置可以在系统的循环水泵入口处,也可以是系统上的任何一点,视供热系统的实际情况而定。恒压点确定后,即可根据恒压点位置、恒压值以及水力计算的计算结果,绘制水压图。当恒压点定在循环水泵入口处时,系统供回水动压线皆高于静水压线;若恒压点定为循环水泵出口处,则供回水动压线皆低于静水压线。因此,恒压点位置的确定,也应满足水压的基本要求。

在供热系统中,若无水力工况的其它变化,只是恒压点压力值发生变化,此时系统水压图形状不变,只是上下平移。水压图的这种上下的大起大落,最容易破坏系统的正常运行。因此,保证恒压点压力恒定,如同一点定乾坤,是至关重要的。保证恒压点压力恒定的技术措施,称为供热系统定压。确定定压方式,是供热系统设计的重要内容。系统定压有多种方式,选择方法见后。

4. 选择系统的连接方式

主要指供、回水干线加压泵站的确定,以及外网与热用户连接方式的选择。若供热系统主干线过长或地形高差过大,往往需要在回水干线上或供水干线上设置加压泵,否则会出现回水动压线或供水动压线过低,系统无法正常运行。供、回水加压泵站数量和位置的确定,要进行技术经济比较。离热源愈远,加压泵的流量愈小,投资愈小;相反,离热源愈近,加压泵的流量愈大,投资愈大。因此,从经济上考虑,加压泵应尽量设在离热源较远的位置。

外网与热用户的连接方式,按前述的原则进行。

5. 循环水泵、补水泵、加压泵的选择

水泵的选择,主要由其扬程和流量决定。供热系统循环水泵的扬程,可由水压图上直接读出,即循环水泵的出、入口压力差。可是往往有人误认为循环水泵扬程还需再加系统的注水高度,即静水压线值,这是错误的。其原因是把循环水泵、补水泵的功能混淆了。一个充满水的闭式供热系统,扬程大小只影响水流循环的快慢,不存在能否循环的问题。闭式供热系统的充水功能则应由补水泵承担。循环水泵的扬程应该用来克服锅炉、换热器、外网以及热用户系统的阻力之和。循环水泵的流量应取供热系统的设计流量。由于系统的计算阻力往往大于其实际阻力,循环水泵在运行时,其工作点向右漂移将导致实际运行流量超过设计流量。因此,在考虑循环水泵流量时,可以不考虑系统 1.05 的漏损系数。至于循环水泵的选择台数,应根据系统的运行调节方案统一确定。

补水泵的作用是在供热系统运行前,承担向系统充水的功能;系统运行中补偿系统的漏水量,进而实现静水压线的恒定。补水泵的扬程按下式计算;

$$H_{pb} = H_j + H_b - Z_b \quad \text{m} \quad (2.9)$$

式中 H_{pb} ——补水泵扬程, m;

H_j ——系统静水压线值, mH₂O;

H_b ——补水系统管路的压力损失, mH₂O;

Z_b ——补水箱水位与补水泵之间高度差, m。

补水泵流量 G_b 一般按系统允许漏损量的 4 倍取值。补水泵宜设二台,可不设备用泵。当供热系统需要多个补水点时,对于不承担维持恒压点压力的补水点,其 H_j 的取值不再是静水压线值,而是该补水点在水压图上相应的压力值。各补水点补水量分配应由实际情况确定。

供热系统供、回水加压泵(中继泵)的流量、扬程的确定,应严格按照水压图及设计要求进行。若取值不当,很可能达不到升压目的,或者破坏供热系统的水力工况。

供热系统在运行中所追求的目标就是实现设计水压图。当实际水压图不符合设计水压图时,应经过初调节等措施,使其达到设计水压图。

第三节 系统水力工况计算

一、管网的阻力特性

1. 基本公式

本章第一节曾叙述流体在管道中流动时必须克服管道阻力,流体产生一定的压力损失。流体在管道中的压力损失与管道粗细、管网布置形式和流体的流动速度(或流量)有关。其基本计算公式如下:

或
$$p = SG^2 \text{ Pa} \quad (2.10)$$

$$H = SG^2 \text{ mH}_2\text{O} \quad (2.11)$$

式中 p 、 H ——分别为以 Pa 或 mH₂O 为单位的管段压降；

G ——管段的体积流量, m³/h；

S ——管段的阻力特性系数, 单位为 Pa/(m³·h⁻¹)² 时, 由(2.12)式计算; 单位为 mH₂O/(m³·h⁻¹)² 时, 由(2.13)式计算:

$$S = 6.88 \times 10^{-9} \frac{K^{0.25}}{d^{5.25}} (1 + l_d) \text{ Pa}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2 \quad (2.12)$$

$$S = 7.02 \times 10^{-10} \frac{K^{0.25}}{d^{5.25}} (1 + l_d) \text{ mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2 \quad (2.13)$$

式中 d ——管段内径, m；

l ——管道长度, m；

l_d ——阀门、弯头等部件的局部阻力的当量长度, m；

K ——管道的绝对粗糙度, 对于热水供热系统, 一般 $K = 0.0005\text{m} = 0.5\text{mm}$ ；

S 的物理意义是通过单位流量管道(或管网)阻力的变化。当视水的密度 (kg/m³) 为常数时, 则 S 值只是管道直径、长度、绝对粗糙度的函数即管道阻力特性系数 S 的大小只取决于管道(或管网)的结构。也就是说, 对于一定的管网(管径、长度、布置形式及阀门开度), 其阻力特性系数也固定不变。由公式(2.12)、(2.13)可知, 管道直径愈小其阻力愈大; 相反管道直径愈大, 阻力愈小。

2. 管网 S 值计算

(1) 串联管段: 如图 2.6 所示, 串接管段的总阻力特性系数 S 等于各管段阻力特性系数之和。

$$S = S_1 + S_2 + S_3 + \dots = \sum_{i=1}^n S_i \quad (2.14)$$

式中 i ——管段编号；

n ——串联的管段数。

图 2.6 串联管段

在串联管段中, 串联管段愈多, 总阻力特性系数 S 值愈大。各串联管段流量相等, 总压降为各管段压降之和。

(2) 并联管段: 如图 2.7 所示, 在并联管段中, 管网总阻力特性系数 S 的平方根倒数为各并联管段阻力特性系数的平方根倒数之和。

$$\frac{1}{S} = \frac{1}{S_1} + \frac{1}{S_2} + \frac{1}{S_3} + \dots = \sum_{i=1}^n \frac{1}{S_i} \quad (2.15)$$

图 2.7 并联管段

由公式(2.15)可知, 当并联管段的阻力特性系数增大时, 总阻力特性系数 S 值也增大; 反之亦然。在并联管段中, 各并联管段的压降 p_i 与总压降相等即 $p = p_i$ 。

(3) 有源管段: 上述串并联管段皆指未安装水泵的管段。当管段安装有水泵时, 称为有源管段。对于较复杂的供热系统, 除在锅炉房安装有循环水泵外, 常常在外网或热用户入口处装有加压泵、混水泵, 这给管网阻力特性系数的计算带来一定复杂性。为此, 必须首先弄清水泵的阻力特性系数 S_p 的计算方法。

由管段阻力特性系数的物理意义可知:对于无源管段(无水泵管段),流体通过该管段时,流体对外做功,流体本身压力降低,此时阻力特性系数为正值。对于水泵,流体通过水泵时,流体压力不但未下降而且增高,说明流体吸收了水泵提供的能量,水泵有助于流体的流动,亦即表明水泵的阻力特性系数 $S_p < 0$, 为负值。设水泵扬程为 p_p (Pa) 或 H_p (mH₂O), 通过水泵的流体流量为 G (m³/h), 则水泵阻力特性系数 S_p 为:

$$S_p = - \frac{p_p}{G^2} \text{ Pa}/(\text{m}^3/\text{h})^2 \quad (2.16)$$

或

$$S_p = - \frac{H_p}{G^2} \text{ mH}_2\text{O}/(\text{m}^3/\text{h})^2 \quad (2.17)$$

若管段 AB(不含水泵)的阻力特性系数为 S_{AB} (见图 2.8) 则管段 AB 与水泵串联后的总阻力特性系数 S 为:

$$S = S_{AB} + S_p = S_{AB} - \frac{p_p}{G^2} \text{ Pa}/(\text{m}^3/\text{h})^2 \quad (2.18)$$

图 2.8 有源管段

图 2.9 混水泵连接各段

当管段 AB(不含水泵)的压力降 $p_{AB} = S_{AB} G^2 > p_p$ 时,总阻力系数 $S > 0$; 当 $p_{AB} < p_p$ 时, $S < 0$, 此时 $p_B > p_A$, 流体通过串有水泵的有源管段 AB 后, 流体压力将增高。这说明有源管段的阻力特性系数一定小于同一管段在无源情况下的阻力特性系数, 即管段串联水泵后, 其阻力特性系数减小, 有时甚至成为负值, 主要取决于

水泵扬程的大小。水泵扬程愈大，有源管段的阻力系数变为负值的可能性愈大。

(4) 混水泵连接管段：在供热系统中，常采用这种连接方式。图 2.9 为这种连接方式的示意图。当混水泵停开，关闭混水旁通管 APB 上的阀门时，外网与热用户管路 ARB 为简单串联，此时由于 $S_{APB} = 0$ ，则 APB 与 ARB 并联环路的阻力特性系数 $S_{AB} = S_{ARB}$ ，即管段 APB 在阀门关断的情况下，对热用户 ARB 未起并联作用。

混水泵开启时，其作用是将热用户部分回水抽回，与外网供水混合，将降温后的热水送入热用户。混水泵的水流向与热用户的水流向相反。此时仍把 APB 旁通管段与热用户 ARB 管段视为并联管路，这时总阻力特性系数 S_{AB} 的计算公式推导如下：

由于

$$G_{AB} + G_{APB} = G_{ARB}$$

亦即

$$G_{AB} + \frac{H_{BA}}{S_{APB}} = \frac{H_{AB}}{S_{ARB}}$$

$$G_{AB} = \frac{H_{AB}}{S_{ARB}} - \frac{S_{APB} H_{BA}}{S_{ARB}}$$

$$G_{AB} = \frac{1}{S_{ARB}} - \frac{1}{S_{APB}} \frac{H_{BA}}{H_{AB}}$$

则

$$S_{AB} = \frac{1}{\frac{1}{S_{ARB}} - \frac{1}{S_{APB}}} \quad (2.19)$$

或

$$\frac{1}{S_{AB}} = \frac{1}{S_{ARB}} - \frac{1}{S_{APB}} \quad (2.20)$$

式中 S_{APB} 为混水旁通(包括混水泵及 AB 直管段)的总阻力系数。当混水泵起混水作用时,即 APB 混水旁通的流向与用户 ARB 流向相反时, $S_{APB} < 0$, 此时系统总阻力 S_{AB} 由式(2.19)或式(2.20)计算。由于式(2.20)中的第二项被减,则必有 $S_{AB} > S_{ARB}$ 。由此可得出如下结论:并联环路中,当出现并联管段(一般为有源管段)与并联环路总流向相反时,在计算并联环路总阻力系数 S 时,反向流动的并联管段一项取减号;在管网中混水泵的作用永远是增大管网的总阻力系数,亦即减少管网的总流量。

在图 2.9 中,若 H_{AB} 和 S_{APB} 已知,还可求出通过混水泵的混

$$\text{水量 } G_{APB} = \frac{H_{AB}}{\sqrt{S_{APB}}} \sqrt{Q}$$

通过上述分析,可以看出在供热系统中,如有多个水泵连接在不同管路上,则给系统阻力特性系数的计算带来一定的复杂性。首先必须搞清水泵在管路中的作用:若起增压作用,则管路的阻力特性系数减少;若起混水作用,则管路的阻力特性系数增加。然后逐次分析系统管网的串、并联结构。根据串、并联的阻力特性计算公式,即可计算一个特定管网的总阻力特性系数。

3. 管网阻力特性曲线

若以流量 G 为横坐标(m^3/h),压降 p (Pa) 或 H (mH_2O) 为纵坐标,可将管段(或管网)的阻力特性用一条抛物曲线描绘出来,该曲线称为管网阻力特性曲线。阻力特性系数 S 值不同,其阻力特性曲线也不同。根据 $p = SG^2$ 的关系,若不同管段的阻力系数为 $S_1 > S_2 > S_3$, 则 S_1 阻力特性曲线愈接近纵坐标轴, S_3 阻力特性曲线愈远离纵坐标轴(见图 2.10), 这样就可利用阻力特性曲线很直观地描绘出管段(或管网)的阻力特性大小。

利用阻力特性曲线,采用作图法,也可求出串、并联管段(或管网)的阻力特性。图 2.11 为串联管段阻力特性曲线的作图法。阻力系数分别为 S_1 、 S_2 的两个管段串联,作若干条与纵坐标轴平行

图 2.10 管网阻力特性曲线

图 2.11 串联管阻力特性曲线

的垂线,并将各条垂线与 S_1 、 S_2 特性曲线的交点标出。在同一条垂线上,找出纵坐标值等于 S_1 、 S_2 纵坐标值之和的点,将这些点相连,所得曲线即为管段 S_1 、 S_2 串联后的总阻力特性曲线 S 。

图 2.12 为并联管段阻力特性曲线的作图法。根据同一并联管段,其压降相等的原理,在纵坐标轴上作若干与横坐标平行的水平线。在同一水平线上,找出横坐标值等于各并联管段(S_1 、 S_2)流量之和的点,将这些点相连,即为并联管段阻力特性曲线 S 。

图 2.12 并联管阻力特性曲线

图 2.13 为有源管段的阻力特性曲线作图法。管段在无源时的

图 2.13 有源管段阻力特性曲线

阻力特性曲线为 S_1 。 S_P 为与管段 S_1 串联的水泵阻力特性曲线。根据水泵阻力特性系数的定义, S_P 曲线应是水泵工作特性曲线 P 对

横坐标轴的对称曲线(P 曲线用虚线标出)。曲线 S_1 与曲线 S_P 按串联管段作图法作图, 则 S 曲线即为阻力系数分别为 S_1 和 S_P 的有源管段的总阻力特性曲线。

任何一个复杂的管网, 只要将各管段(包括有源管段)阻力特性曲线画出, 按照串、并联作图法作图, 总可以作出该管网的阻力特性曲线图来。

二、水力工况确定

1. 水泵在系统中的工作点

(1) 水泵特性

水泵流量 $G(\text{m}^3/\text{h})$ 、扬程 $H(\text{m}$ 或 $10\text{kPa})$ 、功率 $N(\text{kW})$ 和叶轮转速 $n(\text{r}/\text{min})$ 之间有如下关系:

$$\frac{G}{G} = \frac{n}{n}; \quad \frac{H}{H} = \frac{n^2}{n^2}; \quad \frac{N}{N} = \frac{n^3}{n^3} \quad (2.21)$$

式中带“ ”者为水泵不同工况下的运行参数。

水泵功率由下式确定:

$$N = \frac{G \rho g H}{367 \eta} \quad \text{kW} \quad (2.22)$$

式中 η —— 水泵效率。

水泵上述几种运行参数之间的关系, 常由厂家通过性能实验, 以水泵性能曲线形式给出。

图 2.14 为水泵性能曲线, 一般表明了扬程、效率、功率与流量之间的关系。

对于离心式水泵, 工作特性曲线(也称扬程曲线, $H-G$ 曲线)有三种: 一种为平坦型曲线, 最佳扬程(效率最高)与最高扬程($G=0$)相差 12% 左右; 另一种为陡降型曲线, 最佳扬程与最高扬程相差 40% 左右; 第三种为驼峰型曲线, 当流量减小时, 扬程上升达最大值, 流量继续下降, 扬程开始下降, 当流量为 0 时, 扬程达较小

图 2.14 单级泵的性能曲线

值。

通常情况,水泵流量愈大其功率愈大。流量在某一区段内效率最高。一般推荐效率最高的区段作为水泵的工作区段。

(2) 水泵工作点

水泵最佳工作区段,并不就是水泵实际工作点。水泵实际工作点,除与水泵本身的性能曲线有关外,还与水泵连接的管网阻力特性有关。

水泵工作点的确定有二种方法:

计算法:由实验作出的水泵特性曲线 $H-G$,常常可以用一个多项式加以描绘:

$$H = A + BG + CG^2 + DG^3 \quad \text{mH}_2\text{O} \quad (2.23)$$

公式(2.11)描绘了管网的阻力特性 $H = SG^2$ 。满足水泵工作点的条件是 $H = H$, 即

$$\begin{aligned} H &= A + BG + CG^2 + DG^3 \\ H &= SG^2 \\ H &= H \end{aligned} \quad (2.24)$$

求解(2-24)联立方程,其解即为水泵工作点(G^* , H^*)。上述联立方程也可化简为:

$$H = SG^2 \quad \text{mH}_2\text{O} \quad (2.25)$$

当管网比较复杂时,上述联立方程的解析解比较难求,通常由计算机求解其数值解。对于复杂管网采用后者计算水泵工作点的方法更为常用(有兴趣读者可参阅有关书籍)。

作图法:这是实际工作中最常采用的一种方法。基本方法是在图上绘制水泵工作特性曲线 $H-G$ 和管网阻力特性曲线 $H-G$,其交点即为水泵的实际工作点。由图 2.15 看出:同一水泵,当管网阻力特性不同时,水泵运行工作点也不同。当管网阻力特性系数较小时,水泵工作点为 A,此时供热系统循环流量增加,水泵扬程减小;当管网阻力特性系数较大时(如关小阀门等),水泵工作点变为 B,系统循环流量减小,水泵扬程增大。

图 2.15 是在最简单的闭式供热系统中水泵工作点的确定法。

图 2.15 水泵工作点

对于膨胀水箱定压的供热系统,必须考虑循环水泵入口的固有压力(恒压点压力),然后再绘制水泵和管网的特性曲线,这样求出的循环水泵工作点才是正确的,否则容易出错。图 2.16 中 Z_p 表示膨

胀水箱高度, A 为循环水泵工作点。

图 2.16 入口与膨胀水箱连接时水泵工作点

图 2.17 是供热系统补水泵工作点的确定法。 Z_p 为补水箱的水面高度, p_0 为补水泵与系统的连接点的压力。补水箱水位高度, 代替了补水泵的部分扬程。

图 2.17 补水泵工作点

在供热系统中,循环水泵可以多泵并联运行。也可多泵串联运行。水泵工作点的求法,是先作出水泵串、并联的综合特性曲线,再与管网阻力特性曲线相交。无论并联运行还是串联运行,水泵的流量、扬程均将增加。但并联运行主要是增加流量,串联运行主要是提高水泵扬程,对于平坦型特性曲线,水泵并联时,流量增加有限;而陡降型特性曲线,水泵并联时流量增加明显。用于并联运行的水泵,一般选用最佳扬程与最高扬程相差 25% 左右的陡降型水泵。驼峰型水泵在变流量系统中运行不稳定,但因其效率高,常用在定流量的系统中。

2. 管网阻力特性对水泵运行的影响

热水供热系统,有时需要根据热负荷变化进行变流量运行(即流量调节)。实现变流量,可以采用变速泵、改变水泵运行台数和变阀门开度(即节流)等措施。一般情况下,采用变速最省能,如图 2.18,当流量降为 91% 时,功率降为 72.9%;当流量降为设计值 50% 时,功率只有设计功率的 12.5%,这是因为功率与转速呈三

图 2.18 水泵变流量运行

次方关系所致。

采用阀门节流,也可改变水泵流量。当关小阀门时,管网阻力特性曲线由 S_1 变为 S_2 ,水泵工作点由 A_1 改变为 A_2 ,流量减小。但需指出:当用系统供水母管阀门节流时, A_2 至 A_2 的压力损失全部消耗在母管阀门上,不但无谓消耗能量,而且容易造成供水压力不足,影响供热效果,应尽量避免。为防止上述缺点,可采用调节热入口阀门(特别是热源近端处),能达到同样目的。此时,水泵送出的压头(A_2 压头),能全部作为系统供水压力输出,避免了能量的输出损失,而且有利于管网运行的稳定。

改变水泵并联台数也可调节水泵流量。由于变速泵昂贵,目前我国还未广泛使用之前,多采用这种方法。但在减少水泵运行台数时(为减小系统流量),要特别小心,以防水泵电机过载。图 2.19 给出三台水泵(同型号)并联运行的情形:此时三台水泵总流量为

图 2.19 并联水泵变流量运行

G_A , 每台水泵的流量为 G_{A1} 。如为减小总流量,现改为二台泵并联运行,即停开一台水泵。此时水泵综合特性曲线由 3 变为 2,工作点由 A 变为 B。总流量由 G_A 下降到 G_B 。再考察每台水泵的运行

情况,此时工作点由 A_1 变为 B_1 (单台泵的特性曲线为 1),流量由 G_{A1} 增加到 G_{B1} 。从图 2.14 可知,水泵的功率是随流量的增加而增加,即在管网阻力特性不变的情况下减少水泵并联台数时,单台水泵的功率将增加。因此必须做到心中有数,提防因超载烧坏电机。避免发生事故的方法是先增加管网的阻力系数为 s 值(关小水泵出口阀门或关小供热系统供水阀门),然后再停开水泵,这样就减小了单台泵的流量,降低了水泵功率。

第四节 系统变动水力工况分析

一、水力失调的概念

按照设计情况绘制的供热系统水压图称为设计水压图。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水压图称为实际水压图,实际运行的流量、压力分布情况称为实际水力工况。

由于设计、施工和运行等多种原因,供热系统在实际运行时往往很难完全按照设计水力工况运行,有时甚至差别很大。供热系统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。水力失调是影响系统供热效果的重要原因,必须给予足够重视。

1. 水力失调度

设供热系统的设计流量为 G_g (m^3/h),实际流量为 G_s (m^3/h),其比值 x 称为供热系统的水力失调度:

$$x = \frac{G_s}{G_g} \quad (2.26)$$

在供热系统中,确定的流量对应于确定的压力,因此常常以流量的变化情况分析水力工况的变动情况。这样水力失调度 x 即可表示供热系统水力失调的程度。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 $x_m > 1$ 或 $x_n > 1$ 时, 供热系统水力工况失调愈严重。

2. 水力失调分类

(1) 一致失调: 供热系统各热用户的水力失调度分别为 $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, 若全部大于 1, 或全部小于 1, 称为一致失调。凡属于一致失调, 其各热用户流量或者全部增大或者全部减小。

(2) 不一致失调: 供热系统各热用户的水力失调度有的大于 1, 有的小于 1 称为不一致失调。对于不一致失调, 系统热用户流量有的增大有的减小。

(3) 等比失调

供热系统各热用户水力失调度 $x_1 = x_2 = \dots = x_n =$ 常数时称为等比失调。凡属等比失调, 各热用户流量将成比例地增加或减小。凡等比失调, 一定是一致失调, 而一致失调不一定是等比失调。

二、变动水力工况分析

1. 水力工况变动的基本规律

若有 n 个热用户的供热系统(如图 2.20 所示), 则任意一个热用户的流量 G_i 与系统总流量 G 之比值可由式(2.27)表示:

$$\frac{G_i}{G} = \frac{1S_{i,n}S_{i-1,n}\dots S_{2,n}S_{1,n}}{S_iS_{i,n}S_{i-1,n}\dots S_{2,n}1} = \quad i \quad (2.27)$$

图 2.20 n 个热用户的供热系统

同样, 任意两个热用户流量 G_m, G_j 之比, 可由式(2.28)表示:

$$\frac{G_m}{G_j} = \frac{S_j S_{m,n} S_{m-1,n} \dots S_{k,n}}{S_m S_{m,n} S_{m-1,n} \dots S_{k,n}} = \dots_{j,m} \quad (2.28)$$

式中 S_i ——任一用户系统 i 的阻力特性系数值;

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

$S_{i,n}$ ——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值;

i —— i 用户流量与系统总流量比值;

j, m —— j, m 两用户流量比值。

由式(2.27)、(2.28)看出, 用户流量之比, 或用户失调度 x , 只是管网阻力特性系数的函数。由式(2.28)还可发现: 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。今若有三个热用户, 从热源处开始编号, 设 $i < j < k$, 现只调节 i 用户, 不调节 j, k 用户。若调节前用户流量分别为 G_{jg} 、 G_{kg} , 调节后流量变为 G_{js} 、 G_{ks} , 由式(2.28)可知:

$$\frac{G_{ks}}{G_{js}} = \frac{G_{kg}}{G_{jg}} = \dots_{j,k} \quad (2.29)$$

则有

$$\frac{G_{js}}{G_{jg}} = \frac{G_{ks}}{G_{kg}} = \text{const} \quad (2.30)$$

基于上述分析, 可得出如下重要规律:

(1) 供热系统各用户流量之比, 仅仅决定于管网阻力特性系数的大小。管网阻力特性系数一定, 各用户流量之比也一定;

(2) 供热系统的任一区段(如图 2.20 用户 i) 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。

2. 典型变动水力工况分析

变动水力工况分析, 一般有三种方法: 解方程的计算法; 作图

法;定性分析法。在供热系统复杂的情况下,计算法、作图法都有一定难度,这里只介绍定性分析法。计算法见有关参考书。

(1) 恒压点压力变动:水泵型号、管网阻力系数均未发生任何变化。根据基本规律之一可知系统流量未有变化,即无水力失调现象,因此水压图形状不变,只是随恒压点压力变化而沿纵坐标轴上下平移(图 2.21 虚线表示原水压图,实线表示变动水压图)。此时流量无变化,但系统压力却变化很大,可能造成水压不能满足系统运行的基本要求,应力求防止。

图 2.21 恒压点压力变动

(2) 循环水泵出口阀门关小:当水泵出口阀门关小时,系统 S 值必然增大,根据水泵工作点的变动,水泵扬程将略有增加,与此同时,必有系统流量 G 减小趋势。其变动水压图由图 2.22 实线表示:水压线陡降部分,表示因出口阀门节流引起的压力损失。动水压线斜率较原水压图平缓,表示由于水流量减小,管网压力损失也减小。又因除水泵出口阀门关小外,系统用户阀门均未调节,根据基本规律之二可知各用户流量将成比例地减小。

(3) 膨胀水箱连接在回水干管上的水力变动:在图 2.23 中膨胀水箱连接在回水干管上的 O 点处。原水压图表示水泵出口阀门有一定节流(虚线)。现将水泵出口阀门全部打开,则变动水压图由实线表示。当阀门全开时,系统总阻力系数 S 减小,由于水泵工作

图 2.22 水泵出口阀门关小

图 2.23 膨胀水箱连接在回水干管上的水力变动

点的变动,水泵扬程略有下降,系统总流量 G 增大,即动水压线斜率变陡。但 O 为恒压点,回水压线将以 O 为中心旋转。以此定性分析,不难画出变动水压图。值得注意的是循环水泵的入口压力由原

来的 H_R 下降为 $H_{R'}$ 。当系统流量变化太大, 水泵入口压力不但不能代表膨胀水箱的水位高度, 而且会因压力下降太多, 使水泵气蚀, 不能正常工作。

(4) 供热系统某一用户阀门开大: 图 2. 24 虚线、实线分别代表水力工况变动前后的水压图。设 3 用户阀门开大, 则系统总 S 减小, 根据水泵工作点变动, 水泵扬程略有下降(也可近似看作不变), 系统总流量 G 增加。因 管段动水压线变陡, 1 用户资用压头 H_1 减小, 在 $H_1 = S_1 G_1^2$ 中, 因 S_1 未变, 必有 G_1 减小。在 干管中, 流量 $G = G - G_1$, 则 G 增大, 即 干管动水压线也变陡, 导致 2 用户资用压头减小, 又因 $H_2 = S_2 G_2^2$, S_2 未变, 必有 G_2 减小。在 干管中, $G = G - G_1 - G_2$, 则 G 增大最多, 即 干管动水压线斜率最陡。在 干管以后的管网中, 因阻力系数未变, 又因 H_3 减小, G_4 、 G_5 将成比例地减少, 干管动水压线变平缓。对于 3 用户流量, 因 $G_3 = G - G_1 - G_2 - G_4 - G_5$, 必然 G_3 增大。通过上述定性

图 2. 24 用户阀门变动

分析, 3 用户阀门开大, 只有 3 用户流量 G_3 增加, 系统其它用户流量都将减少, 而 3 用户以后的各用户流量成一致等比失调; 3 用户以前各用户流量成一致不等比失调, 离 3 用户距离越近的用户, 水力失调度越大。

3 用户阀门关小, 水力工况变动有类似情况, 不同的只是 3 用户流量减小, 其它用户流量增加, 具体变动水压图画法, 读者可自行分析。其它用户阀门的开关, 其变动水力工况也可通过类似的定性分析作出。

(5) 干管泄漏: 这是供热系统经常发生的故障之一。干管发生泄漏时, 相当于系统增加了并联环路, 即系统总阻力系数减少, 扬程略有下降, 系统总流量增加, 各用户流量均减少。同时, 泄漏点的上游段水力坡线变陡, 其下游段水力坡线变平缓。

图 2.25 干管泄漏

图 2.25 给出了供热系统回水干管泄漏的情形。虚线表示泄漏前水压图, 实线为泄漏后水压图。当泄漏点为回水干管上的 A 点时, A 点上游干管中流量增加, 其下游干管流量减小。不论供水干管, 还是回水干管, 压力均有明显降低。

(6) 干管堵塞: 这也是供热系统经常遇到的故障之一。当干管堵塞时, 供热系统总阻力特性系数增大, 循环水泵扬程提高, 总循环流量减小。在干管堵塞点的上游区段, 流体继续循环; 在其下游区段, 水停止流动。图 2.26 给出三种堵塞情况: (a) 为回水干管堵塞, 堵塞点为 B, 恒压点为循环水泵入口处。其中虚线为堵塞前水压图, 实线为堵塞后水压图。因堵塞后循环水泵扬程增加, 故 $H_{g,h} < H_{g,h}$ 。从图中看出, 堵塞点后的区段水流静止不动, 而且压力远

图 2.26 干管堵塞

(a) 回水干管堵塞, (b) 供水干管堵塞, (c) 回水干管堵塞

远超过静压线值,在这种情况下,可能造成系统末端用户散热器大量破裂的事故,必须严防发生。(b)为当恒压点在回水干管上时,出现供水干管在 A 点堵塞的情形,由于水流停止区段的压力值等于静水压线,所以不会发生散热器破裂事故。(c)为堵塞点与恒压点皆在回水干管上,且恒压点远离热源时的情形。此时水流停止区段压力仍等于静水压线,散热器不存在压坏可能。但循环水泵吸入口的压力过低,当堵塞严重时,可能出现汽蚀,也应严格避免。

三、大流量运行的水力工况分析

1. 大流量运行方式的形成

由于上面分析的原因,在供热系统中其实际运行流量很难达到设计循环流量,即出现实际运行水压图与设计水压图不符。在热

用户水流量分配不均的前提下,必然发生冷热不均现象。为克服水力工况的水平失调,目前在实际运行中,主要采取以下几种技术措施:

- (1) 改用加大的热网循环水泵;
- (2) 开大热用户进水与(或)回水阀门;
- (3) 加粗末端热用户管道直径;
- (4) 采用热网回水供暖(见图 2.27);

图 2.27 回水供暖

1—通常热用户, 2—回水供暖热用户

- (5) 在热用户供、回水管道上装设增压泵(见图 2.28)。

图 2.28 供、回水增压泵

1—供水增压泵, 2—回水增压泵, 3—热用户

上述五种技术措施,都将增加热网的循环流量。换大水泵,循环水泵的工作特性曲线提高,由于水泵工作点的改变(假定热网阻力特性曲线未变),系统扬程、流量均要增大,此时各热用户流量成一致等比增加。开大用户阀门,加粗末端用户管道直径,其作用相

同,都是减小了热网阻力特性系数,即其阻力特性曲线将向右偏移,因而改变了循环水泵运行工作点,同样增大了系统实际运行流量。

采用回水供暖和装设增压泵措施,都属于有源管段情况。回水供暖属于有源管段的并联,增压泵属于有源管段的串联。根据上述,由于管网中串、并联了阻力系数为负值的管段,因此总效果仍然是减小了供热系统的总阻力系数,其结果系统运行流量必然增大。

2. 大流量运行对水力工况的影响

在末端用户不热,又无法开大阀门、增大管径的情况下,往往习惯于装设增压泵。由于这种技术措施对热网水力工况的影响特别值得注意,有必要着重加以讨论。

图 2.29 是在热网末端用户的进水管道上装设增压泵的情况。abcdef (虚线)表示热网在该增压泵尚未启动时的水压图。a b b c d e f (实线)表示该增压泵工作时的水压图。为分析方便起见,通常假定循环水泵的扬程 H 为常数。增压泵运行时,相当于在热用户处(如 BCDE 管段上)串联了一个压降为负值的管段。因此热网的阻力特性系数 S 必然减小。根据关系式,若循环水泵扬程不变,则热网总流量 G 必然增大。此时 AB 和 EF 管段的阻力特性系数并未改变,因而这两段的压降将要增大并使 BE 管段的资用压头由原来的 b_e 减为 b_e ,即 $H_{b_e} < H_{b_e}$ 。又因 BE 管段的阻力特性系数 S_{BE} 未变,则该管段的流量必然减小,即 $G_{BE} < G_{BE}$ 。水压图中 b_b 线段代表增压泵的扬程 H_{b_b} ,热用户流量 $G_{CD} = G - G_{BE}$ 。所以增压泵开动后,热用户的流量 G_{CD} 将增大,即 $G_{CD} > G_{CD}$ 。该用户系统里各管段的流量成一致等比的增大。同时,各管段的压降也将相应增加。

图 2.30 表示增压泵装在热用户回水总管上的情况。a b c d e e f (实线)代表增压泵开启后的水压图。仍按上述方法分析,不难

得出, 其对热网水力工况的影响类似于在用户进水总管上装设增压泵的情况。所不同的只是使该用户的水力坡线降低, 这是图 2. 29 与图 2. 30 的区别所在。

图 2. 29 末端用户供水增压泵

图 2. 30 末端用户回水增压泵

综上所述, 在热用户供、回水管道上装设增压泵, 对整个热网水力工况的主要影响是: (1) 装设增压泵的热用户, 循环水量增加, 供暖效果得到改善。目前采用装设增压泵改善效果的做法颇为风行, 其原因就在本用户受益显著。(2) 在任一用户处装设增压泵, 都会增加热网的总循环水量和干线的压力降。随之, 其他用户的资用压头和循环水量将因此减小(见图 2. 29)。由此可见, 在热用户装设增压泵, 虽然对该用户有利, 但对热网的其他用户并不有利, 反而有害。

还应指出, 在供热系统中, 采用 4、5 种措施的热用户越多, 热网循环总流量就越大, 这将导致系统近端(以热源为序)干线压力陡降, 系统末端干线的供、回水压差过小的情形, 如图 2. 31 所示。

在极端情况下,将出现图 2.32 的情形。这时系统末端必须再设增压泵。

图 2.31 中端设增压泵

图 2.32 末端资用压头为零

图 2.33 表示在热用户供水管上装设增压泵的情况。图 2.34 表示在热用户回水管上装设增压泵的情况。从图 2.33、图 2.34 可

图 2.33 处于负压区供水增压泵

图 2.34 处于负压区回水增压泵

见, 装设增压泵的热用户 CD, 其资用压头从接近于零增加到 H_{cd} 。它的循环水量也相应有所增加。于是该用户的供暖效果得到改善。但热网的水力工况却因此发生了变化: 在 OB 和 OE 段出现回水管压头高于供水管压头的情形。这种负压区的发生, 说明水力工况更加恶化了。

从图 2.33、图 2.34 还可看出, 当增压泵造成了负压区(OB 和 OE 区段)后, 该区段的热用户内将发生倒流现象, 即热网水将由回水干管流向供水干管。装设增压泵的用户越多, 或增压泵扬程选择愈大, 造成的负压区也越大, 而且负压区越来越向热源端波及, 即干线上供回水压头相等的断面 OO 向热源端移动。处于负压区的热用户, 实际上变成了回水供暖, 供暖质量显然变坏了。为了改善供暖效果, 这些用户也不得不竞相加设增压泵。其结果导致负压区进一步向热源方向延伸, 工况恶化的范围更加扩大。甚至发展到用户不加装增压泵就无法维持供热。这种情况, 在集中供热系统中多有发生。

例题 2.2 供热系统如图 2.35 所示, 当增压泵 P_1 和混水泵 P_2 皆运行时, 测得如下运行参数: $H_A = 20\text{mH}_2\text{O}$, $H_B = 15\text{mH}_2\text{O}$, $H_C = 40\text{mH}_2\text{O}$, $H_D = 25\text{mH}_2\text{O}$, $G_{AC} = G_{BD} = 100\text{t/h}$, $G_K = 90\text{t/h}$, $G_H = 70\text{t/h}$, $G_{CD} = 60\text{t/h}$ 。若增压泵 P_1 和混水泵 P_2 的扬程视为定值, 有 $H_{P_1} = 25\text{mH}_2\text{O}$, $H_{P_2} = 15\text{mH}_2\text{O}$, 且 H_A 、 H_B 数值始终不变, 试计算: (1) 混水泵 P_2 停运, 求 G_{AC} 、 G_K 、 G_H 和 H_C 、 H_D 值?

(2) 增压泵 P_1 、混水泵 P_2 全部停运, P_1 开启旁通, 计算 G_{AC} 、 G_K 、 G_H 和 H_C 、 H_D 值?

(3) 绘制三种工况下的水压图, 分析增压泵 P_1 、混水泵 P_2 在供热系统中的作用?

解 首先在 P_1 、 P_2 皆运行的工况下, 根据已知条件计算有关管段的阻力系数 S 值。

包括增压泵 P_1 在内的 AP_1C 管段的阻力系数 S_{AP_1C} 可计算

图 2.35 增压泵、混水泵共网

如下:

$$\begin{aligned} S_{AP_1C} &= \frac{H_A - H_C}{G_{AC}^2} = \frac{20 - 40}{100^2} \\ &= - 2.0 \times 10^{-3} \text{ mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2 \end{aligned}$$

又增压泵 P_1 本身的阻力系数 S_{P_1} 为

$$\begin{aligned} S_{P_1} &= - \frac{H_{P_1}}{G_{AC}^2} = - \frac{25}{100^2} \\ &= - 2.5 \times 10^{-3} \text{ mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2 \end{aligned}$$

因 $S_{AP_1C} = S_{P_1} + S_{AC}$, 其中 S_{AC} 为不含增压泵 P_1 的无源管段 AC 的阻力系数, 则可得:

$$\begin{aligned} S_{AC} &= S_{AP_1C} - S_{P_1} \\ &= [- 2.0 - (- 2.5)] \times 10^{-3} \\ &= 0.5 \times 10^{-3} \text{ mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2 \end{aligned}$$

(1) P_2 停运。先计算该工况下的总流量 G

$$(S_{AC} + S_{CHD} + S_{BD})G^2 = H_A - H_B + H_{P_1}$$

其中 $S_{BD} = (H_D - H_B)/G_{BD}^2 = (25 - 15)/100^2$

$$= 1.0 \times 10^{-3} \text{ mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2$$

$S_{CHD} = (H_C - H_D)/(G_K + G_H)^2 = (40 - 15)/160^2$

$$= 0.586 \times 10^{-3} \text{ mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2$$

则有: $(0.0005 + 0.00058 + 0.001)G^2 = 20 - 15 + 25$

$$G = G_{AC} = \frac{30}{0.00209} = 119.9 \text{ t/h}$$

用户 K 和 H 为一致等比失调, 即

$$G_K = \frac{90}{160} \times 119.9 = 67.4 \text{ t/h}$$

$$G_H = \frac{70}{160} \times 119.9 = 52.5 \text{ t/h}$$

CD、BD 管路之间的压力降 H_{CD} 、 H_{BD} 分别为

$$H_{CD} = S_{CHD}G^2 = 0.000586 \times 119.9^2 = 8.43 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$H_{BD} = S_{BD}G^2 = 0.001 \times 119.9^2 = 14.38 \text{ mH}_2\text{O}$$

则有 $H_D = H_B + H_{BD} = 15 + 14.38 = 29.38 \text{ mH}_2\text{O}$

$$H_C = H_D + H_{CD} = 29.38 + 8.43 = 37.81 \text{ mH}_2\text{O}$$

(2) P_1 、 P_2 皆停运。计算该工况下总流量 G 即 G_{AC} 、 G_{BD} 值

$$(S_{AC} + S_{CHD} + S_{BD})G^2 = H_A - H_B$$

$$(0.0005 + 0.000586 + 0.001)G^2 = 20 - 15$$

$$G = G_{AC} = G_{BD} = \frac{5}{0.00209} = 49.0 \text{ t/h}$$

$$G_K = \frac{90}{160} \times 49 = 27.6 \text{ t/h}$$

$$G_H = \frac{70}{160} \times 49 = 21.4 \text{ t/h}$$

$$H_{BD} = S_{BD}G^2 = 0.001 \times 49^2 = 2.4 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$H_{CD} = S_{CHD}G^2 = 0.000586 \times 49^2 = 1.4 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$H_D = H_B + H_{BD} = 15 + 2.4 = 17.4 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$H_C = H_D + H_{CD} = 17.4 + 1.4 = 18.8 \text{ mH}_2\text{O}$$

根据计算结果, 可得出如下结论: P_2 停运, 系统总流量由 100 t/h 增加至 119.9 t/h, C、D 两点之间压差减小, 说明混水泵增加系统阻力, 减少系统流量。 P_1 停运, 系统总流量减少, 由

119. 9t/h降为 49t/h, 说明增压泵的作用是减少系统阻力, 增加系统流量。

图 2.36 三种工况水压图

1— P_1, P_2 全开, 2— P_1 开, P_2 停, 3— P_1, P_2 全停

第五节 供热系统定压

如上所述, 维持恒压点压力恒定不变是供热系统正常运行的基本前提。但是在实际工作中, 不少供热系统的定压设备存在着安装不当或运行操作不当的问题。结果定压运行实际上变成了变压运行。因此, 详细叙述供热系统的定压方式就十分必要了。

供热系统定压方式主要有膨胀水箱定压即静水柱定压, 补水泵定压, 补水泵变频调速定压, 气体(空气、氮气)定压罐定压以及蒸汽定压等多种。

一、膨胀水箱定压

利用膨胀水箱来维持恒压点定压的方式称为膨胀水箱定压。由于热水的密度变化较小,一定高度的膨胀水箱表示一定数值的静水压,当忽略系统的漏水因素,不论供热系统在运行状态还是静止状态,由于水柱高度(膨胀水箱高度)不变,则供热系统与膨胀水箱的连接点处的水压维持不变,于是连接点即成为恒压点。膨胀水箱定压,利用的是静水柱的水压原理,因此,膨胀水箱定压也称静水柱定压。

图 2.37 为膨胀水箱的基本结构。膨胀水箱除起定压作用外,还起着容纳系统水的膨胀量和为系统补水作用。由于供热系统水的热胀冷缩作用,当热水升温时,系统中的水容积增加,当无处容纳水的这部分膨胀量时,供热系统内的水压增高,将影响正常运行。由膨胀水箱容纳系统的水膨胀量,可减小系统因水的膨胀而造成的水压波动,提高了系统运行的安全、可靠性。当系统漏水(正常运行漏水率不超过总循环流量的 1—2%)和系统降温(锅炉停火)时,膨胀水箱

图 2.37 膨胀水箱
1—膨胀管, 2—溢流管,
3—信号管, 4—循环管

超过总循环流量的 1—2%)和系统降温(锅炉停火)时,膨胀水箱

水位下降,为系统补水。

膨胀水箱一般用钢板制成,通常是圆形或矩形。为同时满足上述三种功能,膨胀水箱上一般装有膨胀管 1,溢流管 2,信号管 3 和循环管 4。膨胀管 1 即为静水柱管,用来起定压作用,系统与膨胀管连接点即为恒压点。溢流管 2 的作用是将膨胀水箱内过多的膨胀水量及时排出,以保证膨胀水箱维持固定的最高水位(保持定压)。基于上述功能,膨胀管 1 和溢流管 2 都不允许在其上装任何阀门。因为膨胀管 1 上的阀门一旦关闭,系统水压会骤然升高,甚至造成事故,因此不装阀门,防止误操作。溢流管上阀门误关闭,可能引起膨胀水箱水位冒顶,天棚水淹,必须防范。信号管 3 表示膨胀水箱的最低水位,当信号管无水流出,说明膨胀水箱的水位已低于允许最低水位,这是不允许的,必须及时补水。目前常在膨胀水箱内装设浮球阀,用来代替信号管。浮球阀与上水阀连动,当水位下降时,浮球下降,连杆带动阀门开启,自动补水;当水位达最高水位,浮球连杆带动阀门关闭,停止补水。当浮球上装以电讯设备时,运行人员可在锅炉房直接观察膨胀水箱的水位状态,并进行远动控制。循环管 4 是用来保证膨胀水箱内的水能不断循环以防结冻。为此,膨胀管、循环管与系统的连接点之间的间距一般为 1.5—2.0m。同样原因,膨胀水箱也应很好保温。

对于小区供热系统,膨胀水箱各种管子尺寸如下:膨胀管 $D_N 32\text{mm}$,溢流管 $D_N 50\text{mm}$,信号管 $D_N 20\text{mm}$,循环管 $D_N 25\text{mm}$ 。当膨胀水箱未装浮球阀时,信号管应接回锅炉房洗手盆上,以便运行人员及时检查水位。各种管子在膨胀水箱上的安装位置见图 2.37。

供热系统大小不同,膨胀水箱的容积也不同,其计算公式为:

$$V_p = tV_s = 0.0006 \times 75 \times V_s = 0.045V_s \quad L \quad (2.31)$$

式中 V_p ——膨胀水箱的有效容积(即信号管至溢流管之间高度的容积, L ;

t ——系统中水的最大温升(一般由 20 升温至 95), $t = 75$;

——水的体积膨胀系数, $= 0.0006L/(m^3 \cdot)$;

V_s ——系统的水容量, L。

系统水容量 V_s 包括锅炉、管网和散热设备等总水容量。系统中每 1000W 的总放热量所需的各主要设备、构件的水容积可按表 2.2 估算, 这样供热系统的膨胀水箱容积按(2.31)式即可算出。膨胀水箱有国家标准图号 T905, 其型号有方形 1—12 号, 圆形 1—16 号, 有效容积为 0.35—5.35m³, 可供选用。

膨胀水箱的高度亦即恒压点所要求的静水柱高度, 它等于静水压线值。在通常情况下, 膨胀水箱高度 H_p 应满足如下条件:

$$Z_j + \frac{p_b}{g} + (2 - 5) < H_p < 40 \quad m \quad (2.32)$$

式中 Z_j ——系统中最高建筑物的高度, m。

在供水温度 $t_g < 100$ 时, 取 p_b/g (水的汽化压力) 为 0。此时, 膨胀水箱的高度, 主要取决于最高建筑物的高度 Z_j 。为施工方便, 常常把膨胀水箱安装在最高建筑物的楼顶。

膨胀水箱的膨胀管与供热系统的连接位置的确定即系统恒压点的确定, 是供热系统设计的一个重要技术关键, 必须给予重视。通常选择循环水泵的入口为恒压点, 即膨胀水箱膨胀管接至循环水泵的入口处。这种技术处理的最大好处是循环水泵的入口压力直接代表膨胀水箱中的水位高度, 由于数值关系简单, 不要复杂换算, 特别有利于管理运行人员的现场监视。在实际工程中, 有时最高建筑物远离锅炉房, 为了施工、安装方便, 经常把膨胀水箱的膨胀管就近接到管网的回水管上。采用这种技术措施, 其实质是把系统的恒压点选在外网的回水管线上。现比较这两种方法的利弊。若膨胀水箱的高度和水泵扬程不变, 其水压图如图 2.38 所示。

表 2.2 每供给 1kW 热量系统设备的水容积(单位 L)

设备名称	水容积(L/kW)
柱型散热器	8.6
M-132 型散热器	11.2
(60)大长翼型散热器	16.1
(60)小长翼型散热器	9.46
圆翼型散热器(51)	4.0
圆翼型散热器(71)	5.16
空气加热器或暖风机	0.43
陶瓷散热器(三联)	12.0
单板钢制扁管散热器 416× 1000 型	6.45
单板带对流片钢制扁管散热器 416× 1000 型	4.7
单板钢制扁管散热器 520× 1000 型	7.4
单板带对流片钢制扁管散热器 520× 1000 型	5.26
单板钢制扁管散热器 624× 1000 型	8.0
单板带对流片钢制扁管散热器 624× 1000 型	5.6
RSL250-7/95-A 型热水锅炉	0.8
SH, DZ, SZ 型热水锅炉	2.6
RSD, RSG, RSZ 型立式水管锅炉	1.0
热交换器	5.16
考克兰锅炉(LH 型)	9.46
机械循环 室外采暖管网	5.16
室内采暖管网	6.9
自然循环室内管网	13.8

图 2.38 不同恒压点比较

O 点表示循环水泵入口, y 表示外网回水管线与膨胀管的连接点。实线表示 O 为恒压点的水压图, 虚线表示 y 为恒压点的水压图。由于膨胀水箱高度 Z_p 不变, 则两个水压图的静水压线 j 相同。由于外网回水管线的压力损失的影响, 在两种不同的连接方式下, 循环水泵入口处的压力不同。当水泵入口为恒压点时, 其压力 $p_0/g = H_p$; 当外网回水管 y 处为恒压点时, 水泵入口处的压力 $p_0/g < H_p$, 而且其压力值 p_0/g 随系统循环流量的变化而变化, 恒压点 y 离锅炉房愈远, 水泵入口压力 p_0/g 愈小, 甚至变为真空, 水泵出现汽蚀, 系统断流不能正常工作。这时, 由于水泵入口

压力 p_0/g 不能直观代表膨胀水箱水位高度, 给管理运行带来诸多不便, 特别当膨胀水箱无电信号报警, 管理运行人员技术不熟练时, 往往因膨胀水箱亏水造成系统大量进气, 系统不能正常循环, 影响供热效果。为避免上述情形发生, 比较合理的措施是将膨胀管接回锅炉房, 选定水泵入口做恒压点。虽然施工安装麻烦一些, 但管理简单、运行可靠, 需要加以提倡。

在实际的供热系统中, 还发现虽然膨胀水箱的膨胀管已接回循环水泵入口处, 但循环管依然就近接到了回水干管上的情况。这种情况的实际效果, 相当于膨胀管未接回热源。如图 2.39 所示, hy 管段为循环管, 与膨胀水箱连接于 h 点, 与供热系统回水干管连接

图 2.39 循环管未接回热源

于 y 点。膨胀管 OP 与循环水泵入口处 O 点相连。膨胀水箱水位高度为 Z_p , h 点至膨胀水箱液面高度为 Z_h 。由于 y 点在 O 点的上游, 则 y、O 点的压力存在 $H_y > H_o$, 即在循环管、膨胀管中形成流向为 yhPO 的小循环。此时系统的真正恒压点为 h, 它的恒定不变的压力能数值为 Z_h (全压为 Z_p)。在供热系统中实际的恒压点应在回水干管 Oy 之间的与 Z_p 全压相等的某一点。这样循环水泵入口处压力 $H_o < Z_p$, 因而不是恒压点。正确作法, 应将膨胀管、循环管同时接回热源, 才能保证循环水泵入口处为恒压点。

对于机械循环(水泵强制循环)的供热系统, 一般不选用循环

水泵出口作恒压点,即膨胀水箱不连接在水泵出口处。这是因为此时系统的供水压线和回水压线均低于静水压线不容易满足系统正常运行的水压要求。

在锅炉房从小到大的合并、集中过程中,有时在一个供热系统上形成二个甚至二个以上的膨胀水箱。这对供热系统的正常运行有害而无利。图 2.40 表示供热系统在两个膨胀水箱下的水压图。

图 2.40 具有两个膨胀水箱系统

系统在静止状态,不管两个膨胀水箱的高度是否相等,其水位必然在同一个水平线上(与静水压线相等)。在运行状态,由于水泵的强制循环,处于系统回水管上游的膨胀水箱水位上升,处于回水管下游的膨胀水箱水位下降。真正的恒压点不在任何一个膨胀水箱处,而是两个膨胀水箱中间的回水管上的某一点。这时处于上游端的膨胀水箱如果高度不够,会造成漫水现象。为防止这种情形发生,在锅炉房合并过程中,必须拆除多余的膨胀水箱。

膨胀水箱定压的优点是压力稳定,不怕停电;缺点是水箱高度

受限,当最高建筑物层数较高且远离热源,或为高温水供热时,膨胀水箱的架设高度难以满足设计要求。因此,膨胀水箱定压比较适合于建筑层数较低的小区低温热水供热系统。

二、补水泵定压

用供热系统的补水泵保持恒压点压力固定不变的方法称为补水泵定压。当系统恒压点压力要求较高,锅炉房无法高架膨胀水箱或最高建筑物远离锅炉房,不便采用膨胀水箱定压时,常采用补水泵定压。

图 2.41 给出了最简单的补水泵定压系统示意图。一般情况

图 2.41 补水泵定压

1—循环水泵, 2—锅炉, 3—补水泵, 4—补水箱
5—补水调节阀, 6—泄水阀, 7—用户

下,仍选择系统循环水泵入口为恒压点。当恒压点压力低于系统静水压线要求的压力时,补水调节阀会自动开启,通过运行着的补水泵 3 将补水从补水箱 4 中补入供热系统,随着系统中水量增加,循

环水泵入口的压力即可逐渐回升到要求压力。当循环水泵入口压力高于设定值时, 补水调节阀自动关小, 必要时可自动开启泄水调节阀 6, 将系统多余水量泄入补入箱, 使循环水泵入口压力快速回复。采用这种补水泵定压, 最大的特点是补水泵始终连续不断运行, 即使供热系统停止运行时也如此。采用补水泵定压, 补水泵的选择是关键, 特别是扬程选择不宜过大, 一定要经过仔细计算确定。详细计算方法可参阅本章第二节。

补水泵定压也可采取补水泵间歇运行的方式进行, 如图 2. 42

图 2. 42 补给水泵间歇补水定压

1—热水锅炉, 2—网路水泵, 3—补给水泵, 4—补给水箱
5—压力控制开关, 6—用户, 7—安全阀

所示。间歇补水泵定压,是利用电触点弹簧压力表上的触点开关控制补水泵的启停。当压力超过上限值时,触点开关切断电路,补水泵停止运行,补水中断;当压力低于下限值时,触点开关接通电路,补水泵重新启动,系统继续补水。由于补水是间歇进行的,恒压点压力将围绕静水压线的给定值在一定的允许范围内上下波动。间歇补水泵定压的优点是补水泵间歇运行,减少电耗。缺点是压力有一定波动。此外由于压力波动,电触点压力表指针摆动大,将造成补水泵的频繁启动,直接影响补水泵的使用寿命。为克服上述不足,可在补水泵控制柜的电路中加装合适的时间继电器,能取得满意效果。

在补水泵定压系统中,常常发现循环水泵入口处并不是真正的恒压点。往往在系统停止运行时,循环水泵入口处压力等于静水压线值,可是系统运行后,此处压力明显下降。若继续补水,使循环水泵入口处压力升高至静水压线值,这时再停止系统运行,将会发现,静水压线明显上升,不再是原有数值。这一现象说明:在采用补水泵定压时,循环水泵入口处并不永远是天然的恒压点。当设计运行人员误把它当作恒压点控制时,就会出现上述现象。那么循环水泵入口处在什么情况下才是真正的恒压点呢?此处如不是恒压点,又如何去确定真正的恒压点呢?

原来补水泵定压方式与膨胀水箱定压方式有明显的区别,后者属于开式系统,前者则是闭式系统。对于开式系统,即膨胀水箱定压,供热系统与膨胀管的连接点即是恒压点。而对于闭式系统即补水泵定压系统,由于不存在开式静水柱的作用,当循环水泵运行后,供热系统的压力将进行重新分布。但不管压力分布如何变化,任何一个供热系统永远存在一个唯一的恒压点,无论在运行状态还是静止状态,其压力值始终等于静水压线值。这就是说,静水压线值表示系统充满水的程度,亦即表示由补水泵加给供热系统内流体的能量大小。这一能量的大小,不会因为循环水泵是否运行而

改变。根据这一原理, 不难确定真正的恒压点。现分析图 2.43, 在 3 个热用户中 2 用户建筑物最高, 若已知静水压线为 j , 即表示补

图 2.43 补水泵定压中的恒压点

水泵补水至 j 的水头高度则停止补水。由于系统中存有 j 水头高度的能量, 不管循环水泵是否运行, 最高建筑物 2 用户的顶部始终不可能倒空(假定系统无泄漏), 即压力不会下降, 但也不会额外增加压力, 因此可以断言: 在补水泵定压系统中, 最高热用户的顶部就是恒压点。在图 2.43 中, 真正的恒压点为 A 点, 而不是循环水泵入口点 O 点。因为若 O 点为恒压点, 2 用户顶部压力将由 H_A 额外地上升为 H_B , 这是不可能的。由于恒压点在最高建筑物处, 在系统运行期间, 循环水泵入口处压力下降就合情合理了, 而且最高建筑离热源愈远, 其压力下降愈多。对于补水泵定压系统, 只有热源处于最高位置时, 循环水泵入口才是恒压点。

当恒压点在供热系统干线上时,恒压控制就不能简单在循环水泵入口处进行。因此时该点压力是变动的,若强行控制,会造成静水压线的超压,发生事故。正确的作法是,应采用旁通定压方式,如图 2.44 所示。该方法是在循环水泵旁通管 4 上找到与恒压点压

图 2.44 补水泵旁通定压

1—补给水泵, 2—补水调节阀, 3—泄水调节阀, 4—旁通管,
5—网路水泵, 6—补给水箱, 7—用户, 8—网路

力相等的点(可通过旁通管上的调节阀进行),并控制其压力恒定。由于控制旁通管上的压力就等于控制供热系统干线上恒压点压力,因此易于操作。这种旁通定压,当静水压线较高时,还可适当降低回水动水线,适应性更广。进行旁通定压,补水泵可以连续运行,也可间歇运行。

补水泵定压的优点是设备简单,投资少,便于操作。缺点是怕停电,对于大型供热系统应设双路电源。对于小区供热系统,在停

电时可将热源与外网解列,防止炉水汽化窜入外网。

三、气体定压

气体定压分氮气定压和空气定压两种,其特点都是利用低位定压罐保持供热系统恒压。氮气定压是在定压罐中灌充氮气。空气定压则是灌充空气,为防止空气溶于水腐蚀管道,常在空气定压罐中装设皮囊,把空气与水隔离。

图 2.45 所示为氮定定压(变压式)的热水供热系统的示意图。

图 2.45 氮气定压的热水供热系统示意

1—除污器, 2—网路循环水泵, 3—热水锅炉, 4—氮气罐, 5—氮气瓶,
6—水位信号器, 7—排水阀, 8—排气阀, 9—补给水泵, 10—补给水箱,
11—网路阻力加药器, 12—取样冷却器, 13—热用户, 14—集气罐,
15—安全阀, - - - 罐内最低水位, - - - 罐内最高水位

网路回水经除污器 1 除去水中杂质后, 通过循环水泵 2 加压进入热水锅炉 3, 被加热后重又送出。系统的压力状况靠连接在循环水泵进口侧的氮气罐 4 内的氮气压力来控制。氮气从氮气瓶 5 流出, 经减压后进入氮气罐; 并在氮气罐最低水位 - 时, 保持一定的压力 p_1 。当热水供热系统的水容积因膨胀、收缩而发生变化时, 氮气罐内气体空间的容积及压力也相应发生变化。

当系统水受热引起的膨胀水量大于系统的漏泄水量时, 氮气罐内水位上升, 罐内气体空间减小而压力增高。当到达最高水位 - 时, 罐内的压力到达最大压力 p_2 。如水仍继续受热膨胀引起罐内水位上升, 则通过水位信号器 6 自动控制使排水阀 7 开启, 让水位下降以降低罐内压力。当排水阀开启后仍不足使罐内水位下降, 以致罐内压力继续上升时, 排气阀 8 自动排气泄压。

当系统中水冷缩或漏水时, 氮气罐内水位下降, 罐内压力降低。如水位降低到最低水位后仍继续下降, 则自动开动补给水泵 9, 向系统内补水, 以维持系统要求的最低压力工况。

图 2. 46 是氮气定压方式的水压图。其中虚线代表热水网路的最低的动水压曲线(在氮气罐最低水位时的工况)。实线代表热水网路的最高的动水压曲线(相应于氮气罐最高水位时的工况)。j-j 线是热水网路的最低的静水压曲线的位置。由此可见, 氮气罐内氮气的压力是在 p_1 — p_2 之间变动而向系统进行定压的。罐内压力是随着运行工况的变化(水的温升、温降和漏水率等因素)而变化的。

系统的补给水首先进入补给水箱 10, 然后通过补给水泵加压, 向系统补水。为了使补给水除氧, 图 2. 45 采用蒸汽间接加热方式。这种方法比采用大气式热力除氧器除氧的方法简单, 但除氧效果不如后者。因此, 图 2. 45 例中还设有网路阻力加药器 11, 通过它向系统内定期投入化学药剂, 以保护系统免遭腐蚀。通过取样冷却器 12, 可以定期对进入热水锅炉的水质进行分析检验, 以保证水质要求。

图 2.46 氮气定压的高温水供热系统水压图

合理地设计氮气罐的容积是保证系统安全可靠运行的重要环节。氮气罐罐体的总容积是由系统水的净膨胀量 V_1 、罐内最小的气体空间 V_2 以及低水位所需要s的最小水容积 V_3 组成的(见图 2.47)。

如前所述,当系统中水受热膨胀或冷缩和漏水时,氮气罐中水位会上升或下降,氮气罐内气体空间的容积及其压力也相应发生变化。如按等温过程考虑(实践表明:氮气罐内气体温度的变化是缓慢的,约 $1-2$ /h 左右),则气体的容积及其相应压力的关系应符合下式:

$$PV = C \quad (2.33)$$

式中 V ——氮气罐内气体空间的容积, m^3 ;

P ——相应该容积下的绝对压力;

C ——常数。

图 2.47 变压式氮气罐总容积示意

如在最低水位时罐内的氮气压力为 P_1 , 其相应的气体容积为 $(V_1 + V_2)$; 则在最高水位时罐内的氮气压力为 P_2 , 此时的气体容积为 V_2 。根据式(2.33), 可得:

$$P_1(V_1 + V_2) = P_2V_2$$

则

$$V_2 = \frac{P_1V_1}{P_2 - P_1} = \frac{1}{\frac{P_2}{P_1} - 1}V_1 \quad \text{m}^3 \quad (2.34)$$

氮气罐内的最低压力 P_1 值和最高最低压力差 $(P_2 - P_1)$ 值, 可通过对热水供热系统水压图的分析 and 网路水压曲线所容许的上下波动范围来确定。由式中可见, P_2/P_1 值越大, 则其所需的容积越小。

系统水的净膨胀量容积 V_1 是与运行工况密切相关的。它与供热运行方式(间歇或连续供热)、热水的设计温度差、热水的温升速度和系统水的漏水率有关。国外一些资料建议: 在连续供热情况下, V_1 采用为系统总水容量的 4%。但实际运行中, 由于系统不可避免地会不断地漏水, 因而实际的净增水量大为减小。理论分析认为: 即使在漏水率较低(漏水率为 0.5%—1% 的系统总水容量)

时, V_1 采用 2%—3% 的系统总水容量就足够了。当系统漏水率较高(漏水率大于 2% 的系统总水容量)时, 净增水量就微不足道, 甚至成为负值, 氮气罐不再起着容纳膨胀水量的功能, 而起着一个补给水箱的作用, 起着补充系统漏水和系统水冷缩量的作用了。

最低水位时水容积 V_3 主要是供沉积泥渣、连接管道及防止氮气进入管道系统而设置的。一般 V_3 可按下式求得:

$$V_3 = (0.1—0.3)(V_1 + V_2) \quad \text{m}^3 \quad (2.35)$$

最后, 根据 $V = V_1 + V_2 + V_3$, 就可确定变压式氮气罐的总容积。

氮气定压热水供热系统运行安全可靠, 能较好地防止系统出现汽化及水击现象; 但它需要消耗氮气, 设备也较复杂, 氮气罐的体积也较大。对于变压式定压罐, 其罐的总容积粗略估算约为每 1 万 m^2 供热面积需 1m^3 体积, 投资昂贵。多用于高温水系统。

空气定压与氮气定压相类似, 一般用在小型供热系统中。

四、蒸汽定压

蒸汽定压的热水供热系统, 在国外比采用氮气定压还要早一些。蒸汽定压比较简单, 目前在工程实践上, 有下面几种型式:

- (1) 蒸汽锅筒定压方式;
- (2) 外置膨胀罐的蒸汽定压方式;
- (3) 采用淋水式加热器的蒸汽定压方式(图示略)。

图 2.48 所示为采用蒸汽锅筒定压的高温水供热系统原理图。该系统的热热水锅炉可利用蒸汽锅炉改装而成。

网路回水经除污器 1 流入网路循环水泵 2 加压后, 通过锅炉尾部的省煤器 3 送入蒸汽锅炉的上锅筒 4。在锅炉内水被加热到饱和温度后, 从上锅筒引出。为了防止饱和水因压降而汽化, 应将它立即向下引入混水器 5 中。在混水器中饱和水与部分网路回水混合, 使其水温下降, 从而保证在设计供水温度的条件下, 供水

图 2.48 蒸汽锅筒定压的高温水供热系统原理

1—除污器, 2—网路循环水泵, 3—锅炉省煤器, 4—上锅筒, 5—混水器,
6—混水阀, 7—混水旁通管, 8—除氧器, 9—补给水泵, 10—网路补水阀,
11—蒸汽补给水泵, 12—供水管总阀门, 13—回水管总阀门,
14—锅炉出水阀, 15—省煤器旁通管, 16—锅炉补水阀。

不会在网路或用户系统处产生汽化。调节混水阀 6 的开启度, 改变混入的网路回水量, 就可改变网路的供水温度, 为了防止偶然地完全关闭混水阀将引起饱和水汽化事故, 在混水阀上还加装了一根不带阀门的混水旁通管 7。混水器的构造可见图 2.49。网路回水通过混水器内管的小孔分散地与锅炉出来的饱和水相混合, 使后者降低到网路供水温度送出。

系统的漏水会使锅炉水位降低, 所以可用维持锅炉水位的方法来补充系统的漏水。补给水自除氧器 8 的储水箱中取出, 通过补给水泵 9 加压后送入系统。调节锅炉补水阀 16 的开启度, 可进行补给水量的调节。网路的启动充水和事故补水可通过网路补水阀

图 2. 49 混水器

10 进行。

图 2. 48 是蒸气锅筒定压的高温水供热系统; 它的定压就是靠锅炉上锅筒蒸汽空间的压力 p 来保证的。图 2. 50 是该蒸气锅筒定

图 2. 50 蒸气锅筒定压的高温水供热系统的水压图

压的高温水供热系统的水压图。从水压图可见, 为了防止最远或最高用户顶部的高温水汽化, 热源处锅筒空间的压力 p 必须大于下列三项之和, 即(1) 从锅筒到最远或最高用户顶部的供水管路压降 h_g ; (2) 该热用户与热源的高差 Z ; (3) 计算供水温度下的饱和压力 h_b 。

蒸汽锅筒定压的高温水供热系统具有以下的主要优点:

(1) 系统定压采用高温水锅炉加热过程伴生蒸汽来定压, 简单而较经济, 不象氮气定压系统那样, 需要氮气和复杂的设备。

(2) 由于采用自然循环式高温水热水锅炉作为热源, 因此, 它的运行方式与蒸汽锅炉完全相同。锅炉内部容许出现汽化也不致出现炉内汽水冲击。

(3) 蒸汽锅筒定压的热水锅炉, 可以一炉两用, 在供热水同时可供少量蒸汽; 在必要时还可按照蒸汽锅炉方式运行, 完全供应蒸汽。因而使得工业锅炉房的热源对热用户的需要有很大的适应性。

但是, 蒸汽锅筒定压的热水供热系统, 却有以下的主要缺点, 因而使它的应用范围受到一定的限制。

(1) 用来定压的蒸汽压力高低, 取决于锅炉的燃烧状况。如锅炉燃烧状况不稳定或燃烧状况不好, 就会影响到系统的压力状况。

(2) 如运行管理不善, 操作不当, 锅炉出现低水位时, 蒸汽易窜入网路, 引起严重的汽水冲击。又网路启动时, 锅炉的压力和水位波动较大。

(3) 多台锅炉并联运行时, 若各锅炉的燃烧不均匀, 可能会引起各台锅炉内的水位变动较大。因此, 在采用两台自然循环热水锅炉时, 应把它们的上锅筒蒸汽空间之间及水空间之间用蒸汽平衡管和热水平衡管相互连通, 以避免大的水位波动。

如两台或两台以上的锅炉采用蒸汽定压方式时, 可考虑采用外置膨胀罐的蒸汽定压系统。图 2. 51 所示为外置膨胀罐的蒸汽定压的高温水供热系统示意图。系统中的水循环方式采用了双泵系统。

从强制循环热水锅炉 1 加热后的高温水, 分别通过锅炉引出管 2 送入置于高处的膨胀罐 3 内。膨胀罐中的高温水形成的蒸汽积聚在罐的上部, 形成对系统加压的蒸汽垫层。网路的循环水从膨胀罐的水空间抽出, 通过混水器后, 利用网路循环水泵 5 加压后输

图 2.51 外置膨胀罐的蒸汽定压系统示意

1—强制循环热水锅炉, 2—锅炉引出管, 3—膨胀罐, 4—混水器, 5—网路循环水泵,
6—热用户, 7—除污器, 8—混水器, 9—锅炉循环水泵, 10—旁通管

送到各热用户 6 去。

网路回水通过热源的除污器 7 后, 一部分水量进入混水器 4, 与从膨胀罐引出的高温水混合。另一部分水量进入混水器 8, 与从膨胀罐引出的高温的锅炉循环水相混合, 再通过锅炉循环水泵 9 加压后, 送进锅炉加热。当系统的循环水量大于锅炉所必需的循环水量时, 多余的网路回水也可通过旁通管 10 送入膨胀罐的底部。

外置膨胀罐的总容积 V 同样应是蒸汽空间所需的容积 V_1 、水净膨胀量所需的容积 V_2 和沉渣及储备所需的容积 V_3 (即最低水位下的容积) 之和。

水净膨胀量所需的容积 V_2 是由最低运行温度到最高运行温度中整个系统水容积的变化所决定的。沉渣及储备所需容积 V_3 , 在工程实践上可取为 $0.4V_2$, 但最低水位到罐底的距离不宜少于 0.7m 。

膨胀罐内的蒸汽压力是不随着它的蒸汽空间大小而改变的, 它只取决于罐内高温水的水温状况。实践经验认为: 蒸汽空间所需

的容积为 $0.2(V_2 + V_3) \text{ m}^3$ 是合适的;但最高水位(亦即最小的蒸汽空间)距罐顶部不应小于 $0.3\text{—}0.4\text{m}$ 。

由于膨胀罐内的蒸汽压力主要取决于罐内高温水层的水温,因此膨胀罐的水容量越大,则罐的蓄热能力越好,对蒸汽压力的稳定越有利。反之,则蒸汽压力容易波动。因此,如图 2.49 所示的系统,目前只宜用于大型而又连续供热的系统上。

五、补水泵变频调速定压

鉴于膨胀水箱定压使用范围的局限,连续运行补水泵定压的费电,间歇运行补水泵定压压力的波动,以及蒸汽、气体定压的复杂、昂贵,目前国内外正在兴起补水泵变频调速定压,很有发展前途。

补水泵变频调速定压的基本原理是根据供热系统的压力变化,改变电源频率,平滑无级地调整补水泵转速,进而及时调节补水量,实现系统恒压点压力的恒定。

该定压方式的关键设备是变频器,其工作原理是把通常 50Hz 的交流电先变为直流电,再经过逆变器把直流电变换为另一种频率的交流电。由于电源频率的改变,从而达到补水泵调速的目的。频率与转速的关系可由下式表示:

$$n = 60f(1 - S_N) / P \quad (2.36)$$

式中 n ——异步电机即水泵转速, r/min ;

f ——电源频率, Hz ;

S_N ——电机额定转差,即电机定子旋转磁场与转子转速之差值比,一般为 5% 左右;

P ——电机的极对数。

由上式可知,当 P 、 S_N 一定时,电机即水泵转速与输入电源的频率成正比关系,频率愈高,转速愈快;频率愈小,转速愈慢,由式 (2.21) 可知

$$\frac{G}{G} = \frac{n}{n}; \quad \frac{H}{H} = \frac{n^2}{n^2}; \quad \frac{N}{N} = \frac{n^3}{n^3}$$

水泵流量与频率也成正比关系,调节频率即调节转速,则可直接调节补水泵的补水量。一般变频器的频率调节范围为 0.5—400Hz 之间,因此转速的变化为 14—11200r/min 之间。

图 2.52 给出了补水泵变频调速定压的调节框图。一般采用旁通定压为宜,此时压力给定值固定不变。由压力传感器测出循环水泵旁通管上被调压力值,将其压力信号反馈,与压力给定值(静水压线值)比较,若不等,由调节器计算出变频器的输入电流(4—20mA)。变频器根据输入电流值,自动将频率调至其相应值(一般为 0.5—50Hz 之间)。变频器将频率输出信号传给补水泵,进而改变补水泵转速,调节补水量,使恒压点压力维持在给定值。

图 2.52 变频调速定压调节框图

补水泵变频调速定压的节能效果是明显的,与补水泵连续运行定压相比较,节省了补水泵系统上调节阀的节流损耗。如图 2.53 所示,补水泵在连续运行定压时,工作在 B_1 点;采用变频调速定压,在满足相同补水量 G_B 的前提下,由于补水泵转速从 n_1 下降为 n_2 ,则工作点改变为 B_2 ,补水泵节约的电耗可由面积 AB_1B_2C 表示。

对于间歇运行的补水泵定压,因补水泵启动频繁,不但影响补水泵寿命,而且多耗费了电能。水泵在启动时,由于电机的定子、转子的转差大,通常电机的启动电流约为额定电流的 6—7 倍,进而

其启动功率约比额定功率大 30% 左右。由于变频器可以使补水泵在额定电流下启动,且启动频率不频繁,因此变频调速定压,比起间歇运行定压来,省电效果也是明显的。

目前变频器价格较贵,约 1000 元/kW。由于补水泵功率一般在 10kW 以内,亦即投资将在 1—2 万元左右,使用者是可以承受的。若与气体定压罐比较,特别是供热规模较大,定压罐容积较大时,补水泵变频调速定压方式

图 2.53 变频调速示意图

即使在经济上也是占优势的。我国北京令怡环境技术公司、辽阳市给排水成套设备厂已有成套产品生产。

六、两个静压区的建立

对于地形变化复杂的供热区域,只采用一个静水压线不能满足多数热用户的水压要求,这时常常需要建立两个静水压区。

图 2.54 表示热源位于高处的地形高差悬殊的例子。在供热系统运行期间,回水加压泵 6 使系统维持在实线表示的水压图下(虚线表示回水加压泵未启动的水压图)。在供热系统停止运行时(循环水泵、回水加压泵皆停),若不采取必要技术措施,则水压图将趋于一条静水压线,这时供水动压线压力下降,回水加压泵的上游回水动压线压力将上升。由于在供水干管上装有阀前调节阀 7,当阀前压力下降,该阀自动关闭;同样在回水加压泵 6 的旁通上装有阀后调节阀 8,当回水压力升高时,该阀也自动关闭,再加回水加压泵出口的逆止阀作用,使供热系统在回水加压泵断面处形成二个水力完全隔离的系统,进而建立 j_1 、 j_2 两个静水压区。

图 2.54 热源在高处的双静压区

1—网路循环水泵, 2—热水锅炉或加热器, 3—补给水泵,
4—补给水箱, 5—补水调节阀, 6—回水加压泵, 7—阀前调节阀,
8—阀后调节阀, 9—止回阀, 10—热用户

图 2.55 表示热源位于低处地形高差悬殊的例子。供水加压泵的作用是提高地势高处的供回水压力。回水加压泵(与回水干线反向流动)的作用是降低地势较低处的回水压力。实线表示加压泵运行时的水压图。在系统停止运行时,地势高处的回水压力要下降,此时阀前压力调节阀关闭,加压泵 6、8 处的逆止阀也将禁止倒流,同样将供热系统完全断开,形成两个静水压区。加压泵 8 和补水调节阀 9 还有另一个功能,即向高位区系统补水,维持高静水压线 j_2 。低静水压线 j_1 由热源补给水泵 3 负责补水。

图 2.55 热源在低处的双静压区

1—网路循环水泵, 2—热水锅炉或加热器, 3—补给水泵, 4—补给水箱,
5—补水调节阀, 6—供水加压泵, 7—“阀前”压力调节器,
8—泵站补给水泵, 9—泵站补水调节阀, 10—热用户

第三章 供热系统热力工况

供热系统中温度、供热量、散热量的分布状况称为供热系统的热力工况。研究供热系统的热力工况更能直观地表明其供热效果。但供热系统的热力工况与其水力工况有着密不可分的联系，甚至可以说水力工况研究是热力工况研究的前提，因此，在讨论供热系统热力工况的过程中，必然要涉及水力工况的分析。

本章着重讨论换热设备、建筑物的热特性、水力失调对热力工况的影响，供热系统运行调节的基本方法并扼要介绍供热系统的动态热力工况分析。

第一节 换热器的热特性

研究热力工况，首先要涉及换热器的传热性能。因此，在介绍供热系统热力工况分析计算时，必须先讨论换热器的热特性。

供热系统中，热量的转换通常是由热交换设备完成的，如汽-水加热器，水-水加热器，汽-空加热器和散热器等，一般通称为换热器。

换热器的传热量由下式计算：

$$Q = KF \Delta t = KF \frac{t_d - t_x}{\ln \frac{t_d}{t_x}} \quad (3.1)$$

式中 Q ——换热器的换热量 (kJ/h)；

K ——换热器的传热系数 ($\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C})$)；

F ——换热器的传热面积 (m^2)；

t ——换热器流体之间的平均温差 ();

t_d, t_x ——换热器进、出口处带热流体之间的最大、最小温差 ()。

在(3.1)式计算中,在非设计工况下,一次带热流体(加热侧)和二次带热流体(被加热侧)的出口温度一般是未知的。因此, t_d, t_x, t 不易计算,这就给热力工况分析计算带来不便。索柯洛夫在《热化与热力网》(修订第五版)一书中提出采用有效系数,并将 t 用线性关系近似描述,则换热器的换热量可由下式确定

$$Q = \alpha_x W_x t_{zd} = \alpha_d W_d t_{zd} \quad (3.2)$$

式中 α_x, α_d ——分别为换热器小流量侧和大流量侧的有效系数,无量纲;

W_x, W_d ——分别为换热器小流量侧和大流量侧的流量热当量 ($\text{kJ}/(\text{h} \cdot \text{K})$);

t_{zd} ——换热器中加热流体与被加热流体之间的最大温差 ()。

若图 3.1 表示换热器逆向流动温差,则上述参数可分别用下式表示:

$$t_{zd} = t_{1g} - t_{2h} \quad (3.3)$$

$$W_x = C_x G_x \quad (3.4)$$

$$W_d = C_d G_d \quad (3.5)$$

$$\alpha_x = (t_{2g} - t_{2h}) / (t_{1g} - t_{2h}) \quad (3.6)$$

$$\alpha_d = (t_{1g} - t_{1h}) / (t_{1g} - t_{2h}) \quad (3.7)$$

式中 t_{1g}, t_{1h} ——换热器加热侧(一次系统)的进、出口温度 ();

t_{2g}, t_{2h} ——换热器被加热侧(二次系统)的进、出口温度 ();

G_x ——换热器中加热侧与被加热侧热媒流量较小者,对于

图 3.1 换热器逆向流动温差

图 3.1(a), $G_x = G_2$; 对于(b), $G_x = G_1$ (t/h);

G_d ——换热器中加热侧与被加热侧热媒流量较大者, 对于图 3.1(a), $G_d = G_1$; 对于(b), $G_d = G_2$ (t/h);

C_x, C_d ——分别为换热器中小流量侧和大流量侧的热媒比热 ($\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)。

根据(3.2)式, 换热器有效系数 ϵ 的物理意义可定义为单位流量热当量下, 换热流体之间最大温差为 1 时换热器的换热量; 再根据公式(3.6)、(3.7), ϵ 还表示加热流体的温降或被加热流体温升与最大温差之比。因此, ϵ 值实际上表明了换热器的换热能力, 亦即换热特性。不难看出, ϵ 是个 1.0 的数。当换热器传热面积 F 无穷大时, 即 $F \rightarrow \infty$ 时, $\epsilon = 1.0$ 。

在图 3.1 中, t_d 、 t_x 分别表示加热流体或被加热流体的温降

与温升。进而有

$$t_d = t_{zd} - t_x \quad (3.8)$$

$$t_x = t_{zd} - t_d \quad (3.9)$$

根据热平衡

$$Q = W_d \cdot t_x = W_x \cdot t_d \quad (3.10)$$

则有

$$t_x = Q/W_d \quad (3.11)$$

$$t_d = Q/W_x \quad (3.12)$$

进而

$$t_d = t_{zd} - Q/W_d \quad (3.13)$$

$$t_x = t_{zd} - Q/W_x \quad (3.14)$$

将(3.13)、(3.14)式代入(3.1)式得:

$$\ln \frac{t_{zd} - Q/W_d}{t_{zd} - Q/W_x} = \frac{KF}{W_x} \frac{W_x}{W_d} - 1$$

令

$$= KF/W_x \quad (3.15)$$

称为工况系数,是无量纲数。上式化简为

$$\exp \frac{W_x}{W_d} - 1 = \frac{t_{zd} - Q/W_x}{t_{zd} - Q/W_d}$$

移项:

$$t_{zd} = t_{zd} \cdot \exp \frac{W_x}{W_d} - 1 + \frac{1}{W_x} - \frac{1}{W_d} \exp \frac{W_x}{W_d} - 1 \cdot Q$$

整理:

$$Q = \frac{1 - \exp \frac{W_x}{W_d} - 1}{1 - \frac{W_x}{W_d} \exp \frac{W_x}{W_d} - 1} W_x \cdot t_{zd}$$

将此式与(3.2)式比较,可得

$$\epsilon_x = \frac{1 - \exp\left(-\frac{W_x}{W_d}\right)}{1 - \frac{W_x}{W_d} \exp\left(-\frac{W_x}{W_d}\right)} \quad (3.16)$$

(3.16) 式为换热器逆向流动时,有效系数 ϵ_x 的精确计算值。当换热器带热流体交错流动时, ϵ_x 的精确计算式更为复杂。在《热化与热力网》中将换热器带热流体的对数温差 t 用如下线性关系式表示:

$$t = t_{zd} - a t_x - b t_d \quad (3.17)$$

a 和 b 为与换热器带热流体流动方式有关的常系数。通常情况下,无论哪种流动方式,系数 b 可视为常数, $b = 0.65$; 系数 a 取值如下:

逆向流动	$a = 0.35$
交错流动	$a = 0.425 - 0.55$
顺向流动	$a = 0.65$

如果把式(3.17)中的 t 理解为算术平均温差(象通常供暖散热器传热计算), 则 $a = 0.5, b = 0.5$ 。

将(3.17)式代入(3.1)式,可得到 ϵ_x 用线性关系描述时的计算值(如无特殊说明,以下 ϵ_x 均指 ϵ_x):

$$\epsilon_x = \frac{1}{a \frac{W_x}{W_d} + b + 1} \quad (3.18)$$

式中 ϵ_x^* 为用(3.16)式计算的精确值,当换热器的传热面积 $F = F^*$ 时, $\epsilon_x^* = 1$, 此时若 $\epsilon_x > \epsilon_x^*$, 说明被加热流体温度大于加热流体温度,这是不可能的,是由于线性近似引起的,此时 ϵ_x 的计算值应舍去,按 $\epsilon_x = \epsilon_x^* = 1$ 计算。

经验算,用(3.17)式计算的线性近似值 ϵ_x 与用对数平均温差为基础计算的精确值 ϵ_x^* 比较,相当吻合。对于只有一种热媒(带热流体)发生相态变化的换热器,最大偏差约为 6%。对于热媒不发

生相态变化的换热器,尤其是逆向流动的水-水换热器,最大偏差值不超过(3—4)%。

当换热器中有一种热媒发生相变(如汽-水加热器、汽-空加热器、水-空加热器等),则该侧热媒在换热过程中温度视为恒定不变,亦即该侧 $W_d =$,此时 值采用下式:

$$= \frac{1}{b + 1/} \quad (3.19)$$

对于供暖系统中的散热器, t 都按平均算术温差计算,此时 $b = 0.5$ 。若散热器前连接有混水装置,则散热器的有效系数 n 按下式计算:

$$n = \frac{1}{\frac{0.5 + u}{1 + u} + \frac{1}{n}} \quad (3.20)$$

式中 n ——散热器工况系数;

u ——混水装置的混合系数。若混水装置前外网供水流量为 G_{lg} ,混合的系统回水流量为 G_h ,则 $u = G_h / G_{lg}$ 。当热网与室内供暖系统为简单直接连接时, $u = 0$,则有

$$n = \frac{1}{0.5 + \frac{1}{n}} \quad (3.21)$$

为了研究变动的热力工况,通常将参数已知的工况作为基本工况(如设计工况),用角码“ ”表示。则换热器的任意工况(不带角码)的参数可由基本工况或已知工况计算。对于任意工况下的工况系数 可由下式计算:

$$= \frac{W_1^m W_2^m}{W_x} \quad (3.22)$$

式中 , ——分别为任意工况和基本工况下的工况系数;

W_1, W_2, W_x ——分别为任意工况和基本工况下一次热媒、二次热媒和二者较小值的流量热当量比值,即 $W_1 = W_1 / W_1$; $W_2 = W_2 / W_2$; $W_x = W_x / W_x$ 。

m_1, m_2 为指数, 与热媒种类、换热器结构及热媒流动方式有关。在逆流分段式水-水加热器中, $m_1 = 0.33 - 0.5$; $m_2 = 0.33 - 0.5$ 。实验结果表明, 计算分段式水-水加热器时实际上可以取 $m_1 = m_2 = 0.5$, 于是(3.22)式可进一步简化为

$$= \frac{1}{W_d / W_x} \quad (3.23)$$

式中 $\frac{1}{W_d / W_x}$ ——分段式水-水加热器参数, 对于此种加热器这一数值实际为常数

$$= K F / \frac{1}{W_1 W_2} \quad (3.24)$$

研究结果表明, 分段式水-水加热器的参数值与加热器长度成正比:

$$= y L \quad (3.25)$$

式中 y ——与加热器单位长度相对应的比参数;

L ——加热器长度(m)。

比参数 y 主要取决于管内和管间截面的面积比, 而实际上不取决于加热器单位长度的比加热面积, 就是说不取决于加热器的型号或壳体直径。在 W_1 和 W_2 很宽的变化范围内, 加热器参数实际上保持固定不变。

如果将(3.24)式代入(3.18)式中, 对于热媒逆向流动的水-水加热器, 其有效系数 η 可按下式计算:

$$\eta = \frac{1}{0.35 \frac{W_x}{W_d} + 0.65 + \frac{1}{\frac{W_x}{W_d}}} \quad (3.26)$$

图 3.2 给出了逆流式水-水加热器有效系数 η 与两侧热媒流量热当量 W_x, W_d 及加热器参数 $\frac{1}{W_1 W_2}$ 的关系曲线。

由式(3.26)和图 3.2 可看出, 如果已知流量热当量 W_x, W_d 和加热器参数 $\frac{1}{W_1 W_2}$, 即可求出有效系数 η , 然后由公式(3.2)可确定任意工况下水-水加热器逆向流动时的换热量 Q 。在图 3.2 中, 当 $\frac{1}{W_1 W_2} =$

2.03, $W_x/W_d = 0.75$ 时, 可查得 $\eta = 0.716$ 。

对于出现蒸汽凝结的汽-水加热器和汽-空加热器, 当被加热流体的流动为紊流时, 在 (3.22) 式中 $m_1 = 0, m_2 = 0.33 - 0.5$ 。

对于用热水加热的空气加热器, 当热媒的流动为紊流时, 可取 $m_1 = 0.12 - 0.20; m_2 = 0.33 - 0.5$ 。

图 3.2 逆流式水-水加热器 $\eta = f(W_x, W_d, \dots)$ 关系曲线图

对于柱型散热器供暖装置:

$$\eta_n = \frac{Q_n^{B/(1+B)}}{W_s} \quad (3.27)$$

式中 $Q_n = Q_n/Q_n$ ——任意工况下供暖耗热量与基本工况下供暖耗热量的比值;

$W_s = W_s/W_s$ ——系统水侧流量热当量在任意工况下与基本工况下的比值;

B ——散热器传热指数, 一般 $B = 0.17 - 0.37$ 。

一般取供暖计算外温时的工况为供暖的基本工况, 在这种情况下,

$$\begin{aligned} \eta_n = K F / W_s &= \frac{Q_n}{\frac{t_g + t_h}{2} - t_n} \bigg/ \frac{Q_n}{t_g - t_h} \\ &= \frac{t_g - t_h}{\frac{t_g + t_h}{2} - t_n} = \frac{t_g - t_h}{t_p - t_n} \end{aligned} \quad (3.28)$$

式中 t_g, t_h ——散热器水侧设计供、回水温度();

t_p ——散热器设计供、回水平均温度();

t_n ——供暖房间室内设计温度();

有时为了计算方便,常将供暖参数整理为单位供暖建筑面积的数值,如令 g 表示单位供暖建筑面积中供暖系统通过的水流量 ($\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$), q 表示单位供暖建筑面积中散热器的散热量(温差为 1 时),即 $q = KF/A$ (A 为供暖建筑面积, m^2), 则有:

$$n = \frac{KF}{A} \bigg/ \frac{W_s}{A} = \frac{q}{cg} \quad \text{或} \quad n = \frac{q}{cg} \quad (3.29)$$

即

$$n = \frac{1}{0.5 + \frac{cg}{q}} \quad (3.30)$$

求出任意工况下的工况系数 n 和有效系数 n 后,则供暖系统散热器任意工况下的散热量计算有同(3.2)式类似的形式:

$$Q_n = n W_s (t_g - t_n)$$

若将散热器置于大气中,研究散热器流量与散热量的对应关系,当视大气温度恒定,在同一供水温度下,存在 $t_{zd} = \text{const}$, 即有

$$Q_n = \frac{n}{n} W_s = n G \quad (3.31)$$

美国 ASHRAE 手册系统篇给出了这种关系的曲线形式。图 3.3 表示 $G = 1.0$ 的情形。图 3.4 表示 $G > 1.0$ 的情形。图 3.3、图 3.4 的绘制条件为:横坐标 G 为以设计流量为准的相对流量,纵坐标 Q 为以设计散热量(在设计供、回水温差下)为准的相对散热量。供水温度 $t_g = 90$, 曲线 1, 2, 3, 4 分别表

图 3.3 $0 < G < 100\%$ 时 Q, G 关系曲线图

示设计供、回水温差为 10, 20, 30, 40 。

分析图 3.3, 对于曲线 1, 即供、回水设计温差 $t = 10$, 当流量下降为设计流量的 70% 时, 散热量与设计散热量相比只减少了 5% ; 当流量减小 50% 时, 散热量只减少 10% ; 流量减少到 20% 时, 散热量减少 30% ; 流量减小到 10% 时, 散热量减少 50% 。说明流量有大幅度减少时, 散热量才有明显下降。比较曲线 1, 2, 3, 4 会发现: 流量减小相同的数值, 供、回水设计温差不同, 对散热量的影响也不同。当流量减小 50% 时, 曲线 1, 2, 3, 4 的散热量分别下降 10% , 18% , 25% , 33% ; 当流量减小到 20% 时, 散热量分别下降为 69% , 50% , 40% 和 32% , 亦即散热量分别减小了 31% , 50% , 60% 和 68% 。说明供、回水设计温差愈小, 亦即设计流量愈大时, 流量的变化对散热量的影响愈小; 反之亦然。

分析图 3.4, 与设计流量相比, 在超流量的情况下, 散热器的散热量也相应增加, 但供、回水设计温差不同, 相应散热量增加的幅度也不同。其影响规律与流量不足时的现象十分类似: 设计流量愈大, 其散热量随流量增大而增加的幅度愈小; 设计流量愈小, 其散热量随流量增大而增加的幅度愈大。如流量增加至设计流量的 160% 时, 曲线 1(温差为

图 3.4 $0 < G < 160\%$ 时 Q, G
关系曲线图

10) 的散热量仅增加到设计值的 105% ; 曲线 2(温差为 20) 增加到 110% ; 曲线 4(温差 40) 则增加为 125% 。同一文献还给出曲线 1(温差 10) 在流量增加到设计值的 300% 时, 散热量也只

增加 110%。

通过上述分析,可以进一步了解散热器的散热特性:当系统供水温度一定,散热器的散热量将随流量的增加而增加。这是因为散热器回水温度的提高进而提高了散热器平均温度 t_p 的结果。但是散热器平均温度 t_p 的提高是有限度的,即不能超过供水温度 t_g , $t_p = t_g$ 。当流量 G 无穷大时,可视散热器的回水温度 $t_h = t_g$,此时 $t_p = t_g$ 。因此随着流量的增加,散热量亦趋于由 t_g 决定的某一最大极限值。从公式(3.30)也可看出, q 的增加不如 g 的增加快,因此随着流量的增加,有效系数 η 将减少,这就意味着在散热器中单位流量热当量所能传递的热量在减少。亦即在大流量下,散热器的散热能力接近饱和,散热能力变差。综观图 3.3 和图 3.4,在设计供、回水温度差小于 30°C 的情况下,当流量变化在设计流量的 $\pm 20\%$ (即从 80% 至 120%) 时,散热量的变化在设计值的 $\pm 10\%$ 范围内。

了解散热器的上述热特性,对进一步研究供热系统的热力工况与水力工况之间的关系至关重要,而且也是掌握供热系统初调节与运行调节的基础。

第二节 热力工况的分析计算

我国目前的设计规范规定:一般民用住宅的供暖设计室温 $t_n = 18^\circ\text{C}$ 。在实际运行时,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。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,因此,室温的高低是衡量供热效果和进行热力工况分析计算的最重要参数。

一、水力工况对热力工况水平失调的影响

在散热器的散热量与建筑物对室外的耗热量达到热平衡的状态下,可有如下计算公式:

$$Q = q_v(t_n - t_w) \quad (3.32)$$

式中 Q ——建筑物的耗热量(W);

t_w ——室外温度();

q_v ——建筑物在室内外温差为 1 时的热耗失量(W/)。

将(3.31)式与(3.32)式联立可得到计算室内温度的公式:

$$t_n = \frac{(\sum_n W_s t_g / q_v) + t_w}{(\sum_n W_s / q_v) + 1} \quad (3.33)$$

式(3.33)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 与系统水流量 $G(W_s)$ 的关系。

表 3.1、图 3.5、图 3.6 反映了上述关系。该图、表虽然是针对北京地区住宅建筑的情况, 但其规律具有普遍性。分析计算的基本条件是: 室外设计温度 $t_w = -9$, 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 $52.3\text{W}/\text{m}^2$ ($45\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}$), 亦即单位供暖建筑面积室内外温差为 1 时的热耗失量 q_v 为 $1.94\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ($1.67\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}$)。在供水温度 $t_g = 75$ 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。

图 3.5 热力工况系统图

对于图 3.5 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 $t_w = t_w = -9$)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,

各用户的平均室温皆为设计室温,即 $t_n = t_n = 18$ 。此时系统供水温度 $t_g = 75$,回水温度 $t_h = 55$,供、回水温差 $t = 20$ 。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 和 20.2 。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 , 11.3 和 17.5 。

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,

图 3.6 流量与室温关系曲线

($t_w = t_w = -9$)

但随着流量的增加,室温的增加比较缓慢;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 $x_m > 1$ 时,平均室温的增长缓慢;当水力失调度 $x_n < 1$ 时,平均室温的减少幅度明显增加。

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。根据公式(3.30)可知,当 $t_w = t_n = 18$ 时, $Q_n = 0$, 即散热器的散热量 $q = 0$, 亦即 $n = 0$, 由(3.33)式可得 $t_n = 18$ 。这说明在 $t_w = 18$ 时,水流量的大小不影响室温的变化,由此可绘制出图 3.7 表示的在不同室外温度下,流量与室温的关系曲线。图 3.7 说明,供热系统在相同的水力失调工况下(表 3.1 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。当室外温度 $t_w = t_n$ 时, 热力工况的失调消除, 对室温不再有影响。我国规定 $t_w = +5$ 为供热的起、停外温, 由图 3.7 看出, 此时水力工况的失调对热力工况的影响不可忽视。

图 3.7 失调时流量与室温关系曲线

在通常的供热系统中, 由于种种原因, 水力工况的水平失调难以避免。经过多年的现场测试, 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, 即失调度 $x = 2-3$; 远端热用户水流量是设计流量的 0.2—0.5 倍, 即失调度 $x = 0.2-0.5$ 。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 左右甚至更高。远端热用户平均室温常常在 10 左右甚至更低。从这里可以明显地了解到: 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 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 都不到时,其水流量一般不会超过设计流量的 0.5 倍。

二、水力工况对热力工况垂直失调的影响

在同一建筑物内,不同楼层房间室温的不均匀性称为系统热力工况的垂直失调。不同楼层各房间室温 t_n 仍由式(3.33)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。今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 $t_w = -18$, 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 3.2 给出了五层建筑物在不同水力失调度下室温的变化影响。

从表中看出:在设计外温 -18 , 设计供、回水温度 $60/45$, 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 。当室外气温 $t_w = -4.1$ (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 $47.0/36.6$ 时,各楼层室温也均达 18 ,无热力工况垂直失调。在同一室外气温($t_w = -4.1$)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 , 18.1 , 18.8 , 19.4 和 20.1 ,最高层最低层的室温偏差为 2.5 。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 , 14.0 , 12.3 , 10.7 和 9.1 ,最高层与最低层的室温偏差为 6.8 。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。

还应注意,当室外气温 $t_w = -4.1$ 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。当然相应的还要调整供水温度,上述热力工况稳定条件才能实现。

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。这样,为保证不发生严重的垂直热力失调,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。有关热力工况的垂直失调论述,详见本章第5节。

第三节 大流量运行的利弊

供热系统因水力失调即流量分配的不均匀性会引起用户水平方向和垂直方向的室温偏差,我们称之为供热系统的热力失调。热用户实际室温与其实际平均室温的偏差,反映了供热系统热力工况的失调程度。若用实际室温与实际平均室温的比值定义热力工况的失调度 x_{ri} ,则有:

$$x_{ri} = t_{ni}/t_{np} \quad (3.34)$$

当 $x_{ri} = 1$,表示供热系统热力工况稳定,热用户的实际室温即为实际平均室温,各用户室温均匀一致。当 $x_{ri} > 1$,表示热用户实际室温超过实际平均室温。当 $x_{ri} < 1$,表示热用户实际室温低于实际平均室温,供热系统存在冷热不均现象。

追求热力工况稳定,既不发生水平失调(各热用户间或立管

间)也不出现垂直失调(同一立管间),使各供暖房间室温均匀一致,这是供热系统重要的控制目标之一。但是由于设计、施工安装和运行等多种原因,目前我国供热系统普遍存在冷热不均现象。如何消除供热系统的热力工况水平失调和垂直失调,一直成为人们十分关注的课题。

为了提高供热效果,克服热力工况失调现象,目前国内常采用“大流量、小温差”的运行方式;即靠换大水泵、增加水泵并联台数或增设加压泵等方式提高系统循环流量,有时系统实际运行流量甚至比设计流量高达好几倍。这种“大流量”的运行方式,是我国供热系统运行人员从多年的实际经验中总结出来的。它在一定程度上能够缓解热力工况的失调,因此得到了广泛应用。但它有很大的局限性。下面将对其利弊作进一步分析。

表 3.3、图 3.8 说明了在大流量的运行方式下,系统热力工况的变化情况。表 3.3 和图 3.8 是以表 3.1 和图 3.6 为基本工况进行的变动工况。在基本工况下,热用户 1—5 的总循环流量为 11.25kg/h , 此时各用户单位供暖面积的平均水流量为 $2.25\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$, 即系统总循环流量恰好等于设计总流量。若供水温度不变,即 $t_g = 75$, 观察流量增加的倍数不同时热用户室温的变化:当总流量增加到 $G = 15.75\text{kg/h}$ 时,即水力失调度 $x = 1.4$, 用户单位面积平均流量为 $3.15\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 时,1、2 用户的平均室温由 4.4 和 11.3 分别提高到 8.5 和 13.6 , 即分别增加了 4.1 和 2.3 。而 4、5 用户只由原来的 19.9 , 20.2 提高到 20.0 和 20.7 , 仅增加了 0.1 和 0.5 。比较 1、5 用户,室温的最大偏差由原来的 15.8 下降为 12.2 。若用热力工况失调度 x_{ri} 衡量,对于 1 用户, x_{r1} 由 0.3 改进到 0.53 , 而对于 5 用户, x_{r5} 只由 1.37 改进到 1.28 。当系统流量提高到基本工况的 6.25 倍(系统总流量 70.3kg/h), 即单位面积平均流量为 $14.1\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 时,1、5 用户室温之间的最大偏差下降为 6.0 。这就是说,系统流

量愈大,末端用户室温提高的愈多,近、末端用户室温偏差愈小,水力失调对热力失调的影响愈小,因而愈有利于热力工况水平失调的消除。这是因为:系统流量增加,末端用户流量愈接近设计流量,散热器散热愈充分;而近端热用户流量超过设计流量愈多,散热器散热能力愈接近饱和。供热系统大流量运行方式,是靠提高末端用户散热器的散热能力,抑制近端用户散热器散热能力的办法来达到消除系统热力工况水平失调的目的。

图 3.8 大流量运行下的热力工况

1—用户平均流量 $g = 3.15 \text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ($t_g = 75^\circ\text{C}$), 2—用户平均流量 $g = 14.1 \text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ($t_g = 75^\circ\text{C}$), 3—用户平均流量 $g = 14.1 \text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ($t_g = 66.6^\circ\text{C}$), 4—用户平均流量 $g = 6.0 \text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ($t_g = 92^\circ\text{C}$)

但是,大流量运行方式,并没有从根本上消除系统的水力失调,即各热用户流量分配不均的问题并未解决。在这种情况下,系统运行存在以下一些缺点:

1. 大流量必然需要大水泵。供热系统运行流量愈大,热用户平均室温愈趋于均匀,热力工况的水平失调愈能得到消除。参看表 3.3,在基本工况下,如果系统不存在水力工况失调现象,则各热用户平均室温皆为 18°C ,此时系统总供热量为 262W (225kcal/h)。

若热源锅炉的装机容量不变,全靠增大系统循环流量来改善热力工况,则循环流量愈大,末端用户平均室温提高愈多;与此同时,系统供水温度下降愈多,回水温度提高愈多。当总循环流量为 70.3kg/h (单位供暖建筑面积平均流量为 $14.1\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$)时,1—5用户的平均室温分别为 15.7 , 17.2 , 18.5 , 18.9 和 19.0 ,即系统各用户的总平均室温达 17.9 。此时系统供水温度 $t_g = 66.6$,回水温度 $t_h = 63.4$,系统总供热量为 $Q = 261\text{W}$ (224kcal/h)。热力工况已相当接近设计工况。若系统循环流量继续增大,达到某一数值,则各用户平均室温都将能达到设计室温 18 。此时系统总供热量应为设计值 262W 。因此,无限制地增加循环流量,从理论上讲完全可以消除系统的热力工况失调。但是,循环流量的增加,必然要相应地配置大功率循环水泵(或增加水泵并联台数)。由于流量与水泵轴功率成三次方关系,流量的增加,将带来电能的更大消耗。一般 3.0 万平方米左右建筑面积的供热系统,其循环水泵的电功率在 $15—30\text{kW}$ 之间,若系统循环水流量提高 1.4 倍,水泵电功率提高 2.74 倍,达 $41—82\text{kW}$ 。此时若再提高循环水量,无论设备初投资还是运行耗电费用都嫌太高,难以承受。如果单靠增加系统循环流量,将末端用户室温提高到设计室温,那么系统循环流量将会增加的更多,循环水泵将要求选择的更大,甚至形成很不合理的状况。

系统循环流量的增加,不但受限于管道直径和水泵的轴功率,而且决定于水泵输送能效。通常水泵输送能效由水输送系数衡量。水输送系数的定义为:循环水泵单位电耗($1\text{kW} \cdot \text{h}$)所能输送出的热媒供热量。我国建设部 1986 年批准颁布的《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)》中规定的控制指标为:设计选用的水泵水输送系数 WTF 应大于、等于设计计算条件下(供、回水设计温度为 $95/70$)的理论水输送系数(WTF)_{th}的 0.6 倍,即

$$WTF \geq 0.6(WTF)_{th} \quad (3.35)$$

式中设计水输送系数 WTF 按下式计算:

$$WTF = Q/N_q \quad (3.36)$$

式中 Q —— 全日设计供热量($\text{kW} \cdot \text{h}/\text{d}$), 按下式计算:

$$Q = 24q_n A \quad (3.37)$$

式中 q_n —— 采暖热指标(kW/m^2);

A —— 采暖建筑面积(m^2)

N_q —— 全日水泵输送热媒的设计耗电量($\text{kW} \cdot \text{h}/\text{d}$), N_q 按下式计算:

$$N_q = 24N \quad (3.38)$$

式中 N —— 水泵铭牌轴功率(kW)

设计条件下的理论水输送系数 $(WTF)_{th}$ 按下式计算:

$$(WTF)_{th} = \frac{7450}{14 + a L} \quad (3.39)$$

式中 L —— 供热系统主干线供回水管总长度(m);

a —— 局部阻力当量长度百分数与沿程比压降 R ($\text{mmH}_2\text{O}/\text{m}$) 的乘积, 其取值如下:

$L \leq 500\text{m}$	$a = 0.0115$
$500\text{m} < L < 1000\text{m}$	$a = 0.0092$
$L \geq 1000\text{m}$	$a = 0.0069$

$0.6(WTF)_{th}$ 可按表 3.4 查取:

表 3.4 $0.6(WTF)_{th}$ 计算

L (m)	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600
$0.6(WTF)_{th}$	274	240	229	209	200	195	189	179
L (m)	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	
$0.6(WTF)_{th}$	169	161	153	146	140	134	129	

按上述标准考虑,一个约 9.0 万平方米的供热系统,其循环水泵轴功率不得超过 32.1kW,配用电动机功率为 40kW,相应扬程为 36m,流量为 270t/h。考察国内目前供热系统的实际情况,大多数超过了这一标准。因此,从提高供热系统运行水平出发,依靠增加循环流量,改善供热效果的方法是不可取的。

2. 大流量必然造成大热源。在循环流量增加受限的情况下,往往不足以消除用户冷热不均的现象。这时,提高系统供水温度,也可达到提高末端用户平均室温进而改善供热效果的目的。但应该指出,提高系统供水温度与提高系统循环水量的作用有明显的不同。在锅炉燃烧正常情况下,适当提高系统循环水量,系统总供热量不会有明显变化(考虑到水力失调、流速增加、炉膛温度降低等因素,严格讲,会有一些变化),亦即系统各用户总平均室温一定,主要作用是缩小了各用户的室温偏差,在各用户间起到了均匀、调剂室温的功能。提高系统供水温度,主要作用是普遍提高各用户的室温,亦即提高系统的总平均室温。因而相应提高了系统总供热量。应该指出:由于散热器的散热特性,供水温度的提高,非但不能均匀各用户室温,而且还会使各用户室温温差进一步拉大,系统供热量进一步增加。图 3.9 说明了这一情况,其中(a)表示既提高循环流量又提高供水温度的情况,(b)表示只提高循环流量的情况。参照表 3.3,(a)、(b)分别表示单位面积流量 $g = 14.1 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 时系统的两种不同工况。如前所述,工况(b),在外温为设计外温,即 $t_w = -9$ 时,1、5用户的平均室温分别为 15.7 和 19.0,温差 3.3,系统各用户平均室温 $t_{np} = 17.9$,已相当接近设计值。其特点是末端用户室温升高,近端用户室温下降,共同趋于设计室温。(a)工况是在(b)工况的基础上将系统供水温度由 66.6 提高到 75。其结果是各用户室温普遍提高,当末端用户 1 的室温达设计室温 18 时,近端用户 5 的室温为 24,系统各用户平均室温上升为 $t_{np} = 21.5$,即超过了设计室温。此时系统总

图 3.9 提高循环流量、供水温度的不同作用($g = 14.1 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$)

(a) 提高循环流量、供水温度的室温曲线

(b) 提高循环流量的室温曲线

供热量 $Q = 294.4 \text{ W}$ (253.1 kcal/h), 比设计供热量 $Q = 262 \text{ W}$ 增加了 12.5%。这说明单靠提高供水温度来改善供热效果, 其前提必须增大热源的锅炉容量。

表 3.3 还指出, 为了将末端用户室温提高到设计室温, 系统循环流量增加的愈多, 供水温度提高的幅度愈小, 与此相应的是系统供热量增加愈小即锅炉容量增加愈小; 相反, 如果系统循环流量增加愈小, 则供水温度提高的幅度愈大, 系统供热量和锅炉容量也增加愈多。当系统循环流量为 30 kg/h (单位面积流量 $6.0 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$), 水力失调度 $x = 2.67$) 时, 要想把末端用户 (1 用户) 室温提高到 18°C , 供水温度必须提高到 92°C 。此时系统供热量为 $Q = 338.4 \text{ W}$ (291 kcal/h), 比设计值增大了 29.3%, 亦即锅炉容量需增大近三分之一。

从我国目前的实际情况来看, 采取的技术措施多数是既提高循环流量又提高供水温度, 因此大流量的运行方式, 必然是装备大

水泵、大锅炉的供热系统。

3. 大流量必然带来大能耗。大流量运行方式,将引起能耗的增加,可从下列几方面加以说明:

(1) 抑制锅炉的热容量。考察表 3.1 和表 3.2,在供热系统运行流量和供水温度皆相同的情况下,水力工况存在失调时其系统回水温度将高于水力工况稳定(各用户水力失调度 x 均为 1)时的系统回水温度。对于北京地区,当外温 $t_w = t_w = -9$,供水温度 $t_g = t_g = 75$,在水力工况稳定时,系统回水温度 $t_h = t_h = 55$ 。而在出现水力工况失调时,系统回水温度上升,为 $t_h = 57.5$,即提高了 2.5 。系统的总供热量由设计供热量 262W (225kcal/h) 下降为 230W (197.8kcal/h),即系统总散热量减少了 12.5% 。这一现象是由散热器的散热特性和系统水流量分配不均引起的。在末端用户由于流量不足,影响了散热器散热能力的发挥。从热源处观察,产生的信息是系统回水温度升高,锅炉热容量不足,进而误认为锅炉产品质量问题。在相当多数的情况下,实际上锅炉热容量是足够的,主要是热源提供的供热量系统(通过用户散热器)散不出去,致使回水温度提高。在系统存在冷热不均现象时,首先应进行初调节即流量均匀调节(见下一章),然后再考察锅炉热容量的大小。但在实际运行中,往往动辄加大锅炉容量,降低了供热系统能效。

上述分析是在设计外温下进行的,此时对锅炉热容量的抑制量最大。随着室外温度的提高或系统循环流量的增大(改善了热力工况),散热器对锅炉热容量的抑制逐渐减小。但是在不进行流量均匀调节和系统循环流量不能随意加大的情况下,系统水力失调是不可避免的。在这种情况下,热源实际供热量将比设计供热量减少 $5—10\%$,显然供热系统的能效降低了。

(2) 提高了耗电费用。按照《民用建筑节能设计标准》规定,供热系统中循环水泵的电功率一般控制在单位供热建筑面积为 $0.35—0.45\text{W/m}^2$ 范围内。而在大流量的运行方式下,我国目前系

统循环水泵的实际电功率在 $0.5—0.6\text{W}/\text{m}^2$ 之间, 有的甚至高达 $0.6—0.9\text{W}/\text{m}^2$ 。若以 $0.45\text{W}/\text{m}^2$ 为标准, 在较好的情况下, 系统循环水泵的耗电量增加(11—33)%, 有的甚至增加 100%。若考虑锅炉热容量的额外增加, 由鼓、引风机、除渣机和炉排电机等辅助设备所消耗的电能, 则供热系统的实际耗电费用还会进一步增加。

(3) 增加了供热量的浪费。在供热系统热力工况失调的情况下, 近端用户室温超过设计室温, 是一项热量浪费; 末端用户室温未达到设计室温, 由辅助热源供热(如烧火炉), 也是一项热量的浪费。当采用提高系统供水温度的措施时, 系统各用户总平均室温高出设计室温的那部分供热量也属浪费之列。

在供暖季, 由系统热力工况失调引起的供热量的浪费值可用度日法进行计算:

$$q = \frac{0.024 \sum_{i=1}^j (Q_i - Q_{18})}{j Q_{18}} \quad (3.40)$$

式中 q ——在供暖季中, 供热量浪费值占设计供热量的百分比(100%);

Q_i ——热用户 i 在供暖季中单位建筑面积的总耗热量($\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$);

Q_{18} ——对应于设计室温 18°C 下供暖季用户总散热量($\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$);

j ——供热系统的热用户数。

Q_i, Q_{18} 的计算可参见第一章的有关公式。表 3.2 给出了各种工况下供热量的浪费值。在设计循环流量下(系统总流量 $11.25\text{kg}/\text{h}$), 当热力工况存在失调时, 总供热量的浪费值为 31.9%; 当末端用户不采取辅助热源时(降低供热标准), 总供热量浪费值为 6.3%。在系统循环流量为 $30.0\text{kg}/\text{h}$ (单位建筑面积流量 $6\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$), 供水温度为 92°C 时(末端用户室温达 18°C), 系统

总供热量的浪费值达 61%。总之,系统循环流量愈大,供热量浪费愈小(电耗浪费愈大);系统供水温度愈高,供热量浪费愈大。

(4) 阻碍了连续供热运行方式的推广。根据北京市房管局实测结果:连续供热比间歇供热锅炉效率提高 10%,煤耗节约 23.2%,很显然,连续供热有明显优越性。但至今许多地方难以推广,不少运行人员仍延用间歇运行方式,习惯于烧尖子火。锅炉房一天的运行方式大体为:多台锅炉同时挑火,使系统供水温度迅速升温达到要求值,然后锅炉压火。平均锅炉燃烧 8—16 小时,循环水泵运转 10—18 小时。

这种落后的运行方式何以有如此强的生命力?先进的连续供热方式又为何难以推广?究其原因,除习惯势力外,大流量运行方式是其基本因素。由于大流量运行造成锅炉装机容量过大,此时如采用连续运行,势必造成供水温度过高,系统供热量大于用户需热量(特别在外温高于设计外温时),引起不必要的浪费。在这种情况下,锅炉间歇运行、烧尖子火就成了目前不合理状态下“合理”的运行方式了。

综合上述几种原因,供热系统的供热量在通常情况下,约浪费 35% 左右。这样,单位锅炉热容量目前只能供 0.5—0.7 万平方米供热面积就容易理解了(理论上讲,单位锅炉热容量应供 1.0—1.5 万 m^2)。若考虑到保温脱落、管沟泡水、系统非正常补水等因素,供热系统能效进一步降低,单位锅炉热容量有时只能供 0.3—0.5 万平方米。

4. 大流量必然增大设备投资。大流量运行造成大水泵、大锅炉;有时还要加粗系统管线,配置增压泵,所有这些技术措施,无疑会增加设备投资,因而并不经济。

5. 大流量必然降低系统的可调性。有关分析见第四章第二节。

通过以上分析,可以得出结论:大流量运行是一种落后的运行

方式,应该逐渐摒弃。供热系统热力失调的根本原因是水力失调即流量分配不均所致。因此,消除系统热力失调最有效最经济的方法应进行系统的流量均匀调节即初调节。有关流量均匀调节即初调节详见第四章。

第四节 集中运行调节

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即初调节,亦即使供热系统各用户流量实现理想调配。但需要指出:系统各用户流量按热负荷大小实现均匀调配后,其作用是使系统各用户平均室温达到一致,但还不能保证用户室温在整个供暖期都满足设计室温(18℃)的要求。从公式(3.33)可知:用户室温的高低不但与流量(W_s)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。在相同的流量下,室外温度、供水温度愈高、日照量愈大,用户室温愈高;反之亦然。这就是说,用户室温的高低,决定于在设计室温的条件下,对用户的供热量是否与用户的需热量(用户热负荷)相一致。若供热量大于需热量,用户室温超过设计室温;供热量小于需热量,用户室温达不到设计室温。因此,为使用户室温达到设计室温的要求,还必须在整个供暖期,随室外气温的变化,随时进行供水温度、流量的调节,以期实现按需供热,这后一种调节称为供热系统的运行调节。

一、运行调节的基本公式

在供热系统稳定工况下,系统供热量、散热器散热量与建筑物耗热量(热负荷)必须相等,即有公式(3.41)、(3.31)与(3.32)的联立

$$Q_n = W_s(t_g - t_h) \quad (3.41)$$

$$Q_n = n W_s (t_g - t_n) \quad (3.31)$$

$$Q_n = q_v (t_n - t_w) \quad (3.32)$$

若再与式(3.20)、(3.27)和(3.28)联立

$$n = \frac{1}{\frac{0.5 + u}{1 + u} + \frac{1}{W_n}} \quad (3.20)$$

$$W_n = W_n Q_n^{B/(1+B)} / W_s \quad (3.27)$$

$$W_n = \frac{t_g - t_h}{t_p - t_n} \quad (3.28)$$

可导出运行调节的基本公式:

$$Q_n = \frac{t_g - t_w}{t_n - t_w + \frac{0.5(t_g + t_h - 2t_n)}{Q_n^{B/(1+B)}} + \frac{0.5 + u}{1 + u} \frac{t_g - t_h}{W_s}} \quad (3.42)$$

将

$$Q_n = \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}$$

代入式(3.42), 并化简, 即得:

$$t_g = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} + \frac{(0.5 + u)(t_g - t_h)}{(1 + u)G} \times \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.43)$$

将(3.43)式代入下式

$$t_h = t_g - Q_n / W_s = t_g - Q_n / W_s$$

即得:

$$t_h = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} - \frac{(0.5 + u)(t_g - t_h)}{(1 + u)G} \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.44)$$

公式(3.43)、(3.44)即为供热系统运行调节的基本公式。基本公式表示: 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 的变化必须遵循的关系。

运行调节追求的目标应使用户室温达到设计室温，因此，公式(3.43)、(3.44)中的 t_n 常用 t_n 代替。此时计算出的供、回水温度、流量值即为使用户室温达到设计室温的运行参数。

将公式(3.43)、(3.44)相加，可得：

$$t_p = \frac{t_g + t_h}{2} = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} \quad (3.45)$$

式(3.45)表明在一定的室外气温 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。换句话说，系统在不同的运行流量下，皆可达到预期用户室温，但其前提条件必须是供、回水平均温度同为某一固定数值。由于供、回水平均温度一定时，其供热量也一定，因而系统流量愈大，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。了解供热系统的这一特点，对于正确进行运行调节有特别重要的意义。

对于有混水装置(如喷射泵、混水泵)的供热系统，运行调节的基本公式只给出了混水装置之后的运行参数。混水装置之前供热系统的供水温度 t_{1g} 可通过混合比 u 求出。

图 3.10 混水装置系统

1—混水装置，2—散热器

图 3.10 为混水装置示意图，当 G_{1g} 为混水装置之前热

网供水流量， G_h 为进入混水装置的回水流量，根据定义有 $u = G_h / G_{1g}$ 。由热平衡可知，在混水装置中，热网供水流量 G_{1g} 放出的热量，应等于进入混水装置中回水流量 G_h 吸收的热量，即

$$cG_{lg}(t_{1g} - t_{2g}) = cG_h(t_{2g} - t_{2h})$$

则有:

$$u = G_h / G_{lg} = \frac{t_{1g} - t_{2g}}{t_{2g} - t_{2h}}$$

或

$$t_{1g} = t_{2g} + u(t_{2g} - t_{2h}) \quad (3.46)$$

式中 t_{1g} —— 热网供水温度();

t_{2g}, t_{2h} —— 混水装置后供、回水温度();

c —— 热水比热。

式(3.46)中的 t_{2g}, t_{2h} 即为式(3.43), (3.44)中的供、回水温度 t_g, t_h 。在系统运行过程中, 混合比 u 值不变, 可由混水装置前后设计供、回水温度求出

$$u = \frac{t_{1g} - t_{2g}}{t_{2g} - t_{2h}} \quad (3.47)$$

已知 t_{2g}, t_{2h} 及 u , 即可由式(3.46)求出混水装置之前热网的供水温度 t_{1g} 。

在供热系统无混水装置时, 即 $u = 0$ 的情况下, 运行调节的基本公式简化为:

$$t_g = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} + \frac{t_g - t_h}{2G} \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.48)$$

$$t_h = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} - \frac{t_g - t_h}{2G} \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.49)$$

若采用暖风机并利用再循环空气供暖, 则由实验得知, 当循环风量始终维持设计风量, 可近似认为暖风机的传热系数为常数, 即 $K = K$, 此时式(3.48)、(3.49)中的传热指数可视为 $B = 0$, 进而得到暖风机再循环空气供暖的运行调节基本公式:

$$t_g = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} + \frac{t_g - t_h}{2G} \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.50)$$

$$t_h = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} - \frac{t_g - t_h}{2G} \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.51)$$

二、集中调节

为实现按需供热,随室外气温的变化,在热源处进行供热系统供、回水温度、循环流量的调节称为集中运行调节。

1. 质调节

在运行期间,供热系统循环流量始终保持设计值不变,即 $G = G$, 或 $G = 1$, 只调节系统供、回水温度 t_g, t_h , 称为质调节。调节公式由式(3.52), 式(3.53)确定:

$$t_g = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} + \frac{t_g - t_h}{2} \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.52)$$

$$t_h = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} - \frac{t_g - t_h}{2} \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.53)$$

例题 3.1 哈尔滨市供暖室外计算温度 $t_w = -26$ 。设某建筑物要求室内温度 $t_n = 18$, 采用四柱型散热器, $B = 0.35$ 。试绘制在下列给定条件下的质调节水温曲线。

(1) 设计供、回水温度 $t_g = 95$, $t_h = 70$;

(2) 采用混水装置, 混水装置前热网设计供水温度 $t_{1g} = 130$, 设计回水温度 $t_{1h} = t_{2h} = 70$, 混水装置后热用户设计供水温度 $t_{2g} = 95$ 。

解 (1) 将已知数值代入式(3.52), (3.53), 得下式

$$t_g = 18 + 64.5 \frac{18 - t_w}{44}^{0.74} + 12.5 \frac{18 - t_w}{44}$$

$$t_h = 18 + 64.5 \frac{18 - t_w}{44}^{0.74} - 12.5 \frac{18 - t_w}{44}$$

给定不同的室外温度 t_w , 即可计算出对应的供、回水温度 t_g, t_h 。

(2) 根据已知条件, 可知混合比

$$u = (130 - 95)/(95 - 70) = 1.4$$

由式(3.46)则有

$$t_{1g} = t_g + 1.4 \times (t_g - t_h)$$

式中 t_g 、 t_h 为(1)中求出的结果。

将各个不同的室外温度(+ 5 t_w - 26)值代入以上各式,便可求得在不同室外温度下的供热系统供、回水温度,见表 3.5,图 3.11 为相应的供、回水温度调节曲线。

表 3.5 质调节时热水网路的供、回水温度

室外温度 t_w ()		- 26	- 23	- 20	- 15	- 10	- 5	0	+ 5
95/ 70 四柱型散热器	t_g	95	90.9	86.7	79.5	72.1	64.4	56.4	47.9
	t_h	70	67.6	65.1	60.8	56.2	51.4	46.2	40.5
130/95/70 四柱型散热器	t_{lg}	130	123.5	116.9	105.8	94.4	82.7	70.7	58.2
	t_g	95	90.9	86.7	79.5	72.1	64.4	56.4	47.9
	t_h	70	67.6	65.1	60.8	56.2	51.4	46.2	40.5
130/ 70 暖风机	t_g	130	122.4	114.7	102.0	89.3	76.6	63.8	51.1
	t_h	70	66.5	62.9	57.0	51.1	45.2	39.3	33.4

如将 $G=1$ 的条件代入式(3.50)和(3.51),即可得到暖风机热水供热系统的质调节的供、回水温度计算公式。

$$t_g = t_n + (t_g - t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.54)$$

$$t_h = t_n + (t_h - t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.55)$$

例题 3.2 哈尔滨市某工厂采用暖风机热水供热系统,其设计供、回水温度为 130/ 70 ,试绘制质调节水温曲线,并与 130/ 70 采用散热器的高温水供热系统的质调节水温曲线作对比。

解 对采用暖风机的热水供热系统,根据已知条件,其供、回水温度计算公式为

$$t_g = 18 + (130 - 18) \frac{18 - t_w}{18 + 26} = 18 + 2.545(18 - t_w)$$

图 3.11 热水供暖系统质调节水温曲线图

1—130/95/70 的系统, 网路供水温度曲线; 2—95/70 的系统, 网路供水温度曲线; 130/95/70 的系统, 混水后进入用户的供水温度曲线; 3—130/95/70 和 95/70 的系统, 网路回水温度曲线

$$t_h = 18 + (70 - 18) \frac{18 - t_w}{18 + 26} = 18 + 1.182(18 - t_w)$$

同理, 采用四柱型铸铁散热器, 对于 130/70 的高温水供热系统, 其供、回水温度计算公式为

$$t_g = 18 + 64.5 \frac{18 - t_w}{44}^{0.74} + 30 \frac{18 - t_w}{44}$$

$$t_h = 18 + 64.5 \frac{18 - t_w}{44}^{0.74} - 30 \frac{18 - t_w}{44}$$

将不同的室外温度(+5 t_w - 26)代入上式, 即可求出相应的供、回水温度, 见表 3.5 和表 3.6。水温调节曲线见图 3.12。

图 3.12 质调节水温曲线

——130/70 散热器热水供暖系统的质调节水温曲线; ---130/70 暖风机热水供暖系统的质调节水温曲线; - - - -130/70 散热器热水供暖系统分阶段改变流量的质调节水温曲线

根据上述计算分析, 供热系统集中质调节有如下规律:

(1) 随着室外温度 t_w 的升高, 热网和热用户的供、回水温度随之降低, 其温差也相应减小; 而且对应的供、回水温差之比等于在该室外温度下的相对应的供热量之比, 亦即:

$$Q = \frac{Q}{Q} = \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} = \frac{t_{lg} - t_h}{t_{lg} - t_h} = \frac{t_g - t_h}{t_g - t_h} \quad (3.56)$$

(2) 由图 3.12 可见, 采用散热器的热水供热系统, 供、回水温度调节曲线是一条向上凸起的曲线; 而暖风机供热系统的供、回水

温度调节曲线则是一条直线。因此,在同一室外温度 t_w 下,采用散热器的热水供热系统其供、回水温度都高于采用暖风机供热系统的相应值,也就是说,前者的供、回水平均温度总是高于后者。这是因为暖风机的传热系数 K 值近似常数,不受水温变化的影响;而散热器则随计算温差或供、回水平均温度的降低而减少。为了补偿因水温下降 K 值减少的影响,需要适当提高散热器的平均温度,亦即提高供热系统的供、回水温度。

由此可见,当供热系统按散热器供热进行集中质调节时,采用暖风机供热的工厂,在非设计外温下,将略有过热现象。

集中质调节只需在热源处调节供热系统供水温度,运行管理简便。由于供热系统在运行期间循环水量保持不变,因而水力工况稳定。对于热电厂热水供热系统,由于供水温度随室外温度提高而降低,可以充分利用汽轮机的低压抽汽,从而有利于提高热电厂的经济性,节约燃料,因此成为目前最广泛采用的一种调节方式。但这种调节方式也存在明显不足:因循环流量始终保持最大值(设计值),消耗电能较多。当供热系统存在多种类型热负荷时,在室外温度较高时,供水温度难以满足其它种类热负荷的要求。例如供热系统连接有生活热水供应的热用户时,因生活热水水温不能低于 60°C ,系统供水温度就不能低于 70°C ,此时集中质调节就难以适应了。当供热系统连接有暖风机供热热用户时,系统供水温度也不能太低,否则暖风机的送风温度偏低,使人产生吹冷风的不舒适感。在上述情况下,集中质调节应结合其它调节方式进行。

2. 量调节

供热系统在运行时供水温度始终保持设计值即 $t_g = t_{g0}$,而只改变循环流量,这种调节方式称为集中量调节。集中量调节中相对循环流量 G 和回水温度 t_h 按下式计算:

$$G = \frac{0.5(t_g - t_h) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}}{t_g - t_n - 0.5(t_g + t_h - 2t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}}^{1/(1+B)} \quad (3.57)$$

$$t_h = 2t_n - t_g + (t_g + t_h - 2t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} \quad (3.58)$$

采用集中量调节,当室外温度升高时,供热系统循环流量将迅速减少,回水温度也将迅速下降。如仍以例题 3.1 为例,设计供、回水温度为 95/70 ,采用四柱型铸铁散热器,进行集中量调节,当室外温度为 $t_w = +5$ 时,其系统循环流量只有设计流量的 7.27%,即 $G = 0.0727$,相应的回水温度为 $t_h = 24.7$ 。若为北京地区,在完全相同的条件下,其循环流量 $G = 0.153$,相应回水温度 $t_h = 16.1$ 。若室外温度 $t_w = +18$,由式(3.58)可知回水温度 $t_h < 0$,这是不合理的。这是由于供水温度 $t_g = t_g = 95$ 过高引起的。因 $t_w = +18$,即 $t_w = t_n$,此时供热量为零,亦即系统供、回水平均温度 $t_p = 18$,在供水温度为 95 的情况下,为满足平均水温的这一条件,回水温度必然为负值。为使供热系统正常运行,在室外温度偏高时,可适当降低供水温度,亦即增大循环流量,进而避免回水温度过低的现象。

进行集中量调节,要求供热系统循环流量实现无级调节,通常应采用变速水泵。循环水泵的变速,可通过变频器、可控硅直流电机和液压耦合等方式实现。

集中量调节最大的优点是节省电耗。存在的主要问题是循环流量过小时,系统将发生严重的热力工况垂直失调;其次是变速水泵的生产在我国还处于试制阶段,有待于积极研制和逐步推广。鉴于上述特点,对于间接连接的供热系统,一次热力网宜采用集中量调节方式,这样就可以扬长避短,充分发挥集中量调节的优势。

3. 分阶段变流量的质调节

这种调节的基本方法是:在供热系统的整个运行期间,随室外

温度的提高,可分几个阶段减少循环流量,在同一调节阶段内,循环流量维持不变,实行集中质调节。这种调节方法是质调节和量调节的结合,分别吸收了两种调节方法的优点,又克服了两者的不足。适用于暂时还未推广变速水泵的中小型供热系统。

在供热规模较大的供热系统,一般可分三个阶段改变循环流量: $G=100%$, $G=80%$ 和 $G=60%$, 此时相应的循环水泵扬程分别为 $H_p=100%$, $64%$ 和 $36%$; 而相应的循环水泵电耗减小到 $N=100%$, $51.2%$ 和 $21.6%$ 。分阶段变流量靠多台水泵的并联组合来实现。

在供热规模较小的供热系统,一般分两个阶段改变循环流量: $G=100%$ 和 $G=75%$; 相应的循环水泵扬程 H_p 和运行电耗 N 为 $56%$ 和 $42%$ 。变流量可用两台同型号水泵并联运行实现; 也可按循环流量值, 选用两台不同规格的水泵单独运行; 还可选用改变电机绕组的两级变速水泵。

例题 3.3 哈尔滨市某工厂采用高温水供热系统, 设计供、回水温度为 $t_g=130$, $t_h=70$, 安装四柱型散热器。现采用分阶段变流量的质调节。循环流量分为 $100%$, $75%$ 两个阶段。试绘制其水温调节曲线图, 并与质调节的水温调节曲线相比较。

解 当采用质调节时, 供热系统的供、回水温度值列于表 3.6 内, 水温调节曲线见图 3.12。在采用分阶段变流量质调节时, 将供热期分为两个调节阶段: 室外温度从 -15 到 -26 的阶段, 循环流量采用设计流量 $G=100%$; 室外温度从 $+5$ 到 -15 为另一阶段, 循环流量为设计流量的 $75%$, 即 $G=75%$ 。

在 -15 到 -26 的调节阶段, 因 $G=100%$, 所以这阶段的水温调节曲线全同质调节的水温调节曲线。在 $+5$ 到 -15 的调节阶段, 将 $G=75%$ 的数值代入基本调节公式, 即得:

$$t_g = 18 + 82 \frac{18 - t_w}{44}^{0.74} + \frac{0.5 \times 60}{0.75} \frac{18 - t_w}{44} \quad ()$$

$$t_h = 18 + 82 \frac{18 - t_w}{44}^{0.74} - \frac{0.5 \times 60}{0.75} \frac{18 - t_w}{44} \quad ()$$

表 3.6 不同调节方法的水温、流量调节参数

调节方法	室外温度 t_w ()	- 26	- 23	- 20	- 15	- 10	- 5	0	+ 5
质调节 $G=1$	网路供水温度 t_g ()	130	123.8	117.5	106.8	95.8	84.4	72.6	60.1
	网路回水温度 t_h ()	70	67.9	65.7	61.8	57.6	53.1	48.0	42.4
分阶段改 变流量的 质调节	网路供水温度 t_g ()	130	123.8	117.5	114.3	102.1	89.6	76.7	63.1
	网路回水温度 t_h ()	70	67.9	65.7	54.3	51.2	47.8	44.0	39.4
	相对流量比 G	1.0			0.75				

将室外温度 t_w 代入上式,其计算结果列于表 3.6,水温调节曲线可见图 3.12。

从图 3.12 可见,在 + 5 t_w - 15 的调节阶段内,供水温度高于质调节时的供水温度;回水温度低于质调节时的回水温度。这是因为在同一室外温度下,不同循环流量时的供热量相等,亦即供、回水平均温度相等。因此,循环流量愈小,供、回水温差愈大,且供水温度升高的数值等于回水温度降低的数值。

4. 间歇调节

在供热系统运行期间,只改变每天的供热时数,不改变其它运行参数,称为间歇调节。供热系统每天的供热小时数,随室外温度的升高而减少,可用下式计算:

$$n = 24 \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (\text{h/d}) \quad (3.59)$$

式中 n ——每天的供热小时数 (h/d);

t_w ——间歇供热时采用的供水温度相对应的室外温度(在

质调节水温调节曲线上与采用的供水温度对应的室外温度) ()。

必须指出: 间歇调节与目前国内广泛实行的间歇供暖制度有根本的不同。间歇供暖指的是在设计室外温度下, 每天也只供热若干小时, 因而必须使锅炉热容量及其它设备相应增加, 进而提高了供热能耗。间歇调节指的是在设计室外温度下, 实行每天 24 小时连续供热, 仅在室外温度升高时才减少供热小时数。间歇调节不额外增加供热设备。

5. 水温调节曲线的修正

我国低温热水供热系统, 设计供、回水温度通常采用 95/70 , 集中运行调节中的水温调节曲线也以此设计条件为依据进行绘制。但多年运行实践证明: 若按上述水温调节曲线指导供热系统运行, 则用户室温普遍过热; 一般在设计室外温度下, 供水温度达到 70—80 时, 用户室温即能达到设计室温 18 的要求。这是由于建筑物的设计热耗指标和散热器安装面积均大于实际需要而引起的。经过近几年来实际测试研究, 国内普遍一致的看法认为: 单位建筑供热面积概算热指标(即热耗失量)以 47—70W/m² (40 - 60kcal/(m² · h)) 为宜(主要指民用住宅), 相应散热器的安装数量应以 0.35—0.4 片/m² 合适(指四柱型铸铁 813)。而目前的实际情况, 单位建筑供热面积概算热指标经常取到 70—93 W/m² (60- 80kcal/(m² · h)), 散热器安装面积多达 0.5—0.7 片/m²。由于上述原因, 水温调节曲线常常失去了对供热系统运行的指导意义。

考虑概算热指标偏大、散热器多装的实际情况, 可对运行调节的基本公式作必要的修正。

用 m, L 表示概算热指标和散热器多装的比值:

$$m = q_g / q_s \quad (3.60)$$

$$L = f_g / f_s \quad (3.61)$$

式中 m ——建筑概算热指标增大的比值;
 q_g ——单位建筑供热面积的设计概算热指标(W/m^2);
 q_s ——单位建筑供热面积实际需要的概算热指标(W/m^2);
 L ——散热器多装的比值;
 f_g ——单位建筑供热面积中散热器的安装面积(m^2);
 f_s ——单位建筑供热面积中散热器实际需要的面积(m^2)。

在设计过程中,遵循的基本原则是设计供热量 Q_{3J} 、设计散热量 Q_{2J} 和设计耗热量 Q_{1J} 必须相等:

$$Q_{1J} = Q_{2J} = Q_{3J}$$

而

$$Q_{1J} = q_v(t_n - t_w)$$

$$Q_{2J} = \frac{1}{2}K F(t_g + t_h - 2t_n)$$

$$Q_{3J} = cG(t_g - t_h)$$

但设计值并不表示真实值。若以 Q_1 表示建筑物实际的耗热量,则有

$$Q_{1J} = mQ_1$$

在散热器多装的情况下,以 Q_2 表示实际散热量,则有

$$Q_{2J} = Q_2/L$$

设计供热量直接由设计耗热量决定,并令 Q_3 代替 Q_{3J} , 即有

$$Q_3 = Q_{3J} = Q_{1J} = mQ_1$$

进而

$$mQ_1 = Q_2/L = Q_3$$

或

$$mLQ_1 = Q_2 = LQ_3 \quad (3.62)$$

这就是说,在概算热指标和散热器面积增大的情况下,建筑物实际需要的耗热量 Q_1 、散热器实际的散热量 Q_2 和设计供热量 Q_3 之间并不相等。在设计供水温度下,由于多装了散热器,供热系统实际供热量 LQ_3 和建筑物实际耗热量 mLQ_1 都将由散热器实际散热量

Q_2 所决定, 其值比原来的设计值 Q_{1j} 更大了。

写成相对量的形式为

$$Q = \frac{Q_1}{mLQ_1} = \frac{Q_2}{Q_2} = \frac{Q_3}{LQ_3} \quad (3.63)$$

这是增大概算热指标和散热器安装面积后, 供热系统运行调节必须满足的条件。而在正确设计的条件下, 即运行调节基本公式所满足的关系应为 $Q_1 = Q_2 = Q_3$, 或

$$Q_1/Q_1 = Q_2/Q_2 = Q_3/Q_3$$

因此, 在设计偏大的情况下, 应进行修正。将式(3.63)展开、整理、化简, 即得运行调节基本方程的修正公式

$$t_g = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) n \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} + \frac{Ln(t_g - t_h)}{2} \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.64)$$

$$t_h = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) n \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} - \frac{Ln(t_g - t_h)}{2} \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.65)$$

式中

$$n = \frac{1}{Lm} \quad (3.66)$$

若以北京地区为例, 供热系统设计供、回水温度为 $95/70$, 实际概算热指标和散热器安装片数(四柱 813 型)分别为 $q_s = 55W/m^2$, $f_s = 0.4$ 片/ m^2 , 而设计时取值分别为 $q_g = 70W/m^2$, $f_g = 0.5$ 片/ m^2 。即 $m = q_g/q_s = 70/55 = 1.3$, $L = f_g/f_s = 0.5/0.4 = 1.2$ 。现将该条件下的集中质调节的水温调节曲线的理论值和修正值列入表 3.7 中。由该表可知, 当室外温度为 $t_w = -9$ 时, 其系统供、回水温度的修正值不是 $95/70$, 而是 $75/55$, 这与实际情况比较吻合。由此可见, 在设计、施工中盲目加大概算热指标和散热器面积是没有必要的。

表 3.7 质调节时水温调节值的对比

室外温度 $t_w()$		- 9	- 7	- 5	- 3	- 1	1	3	5	18
理论值	供水温度 $t_g()$	95	90.2	85.4	80.5	75.5	70.4	65.3	60.0	18
	回水温度 $t_h()$	70	67.2	64.1	61.0	57.9	64.7	51.4	47.9	18
修正值	供水温度 $t_g()$	75	71.0	67.3	63.9	60.5	56.9	53.3	49.6	18
	回水温度 $t_h()$	55	53.0	51.1	49.1	47.1	44.9	42.7	40.4	18

6. 间接连接方式的集中调节

以上介绍的调节方式适用于直接连接的供热系统,包括装有喷射泵,混水泵的混水装置的直接连接方式。对于通过热交换器进行换热的间接连接供热系统,上述的调节方法只适合于二次系统,即与房间散热器直接连接的子系统。与换热器连接的一次系统(即与热源连接的加热侧系统)将按如下方式进行调节。

间接连接供热系统

如图 3.13 所示,若一次系统的供、回水温度为 t_{1g} 、 t_{1h} ,相应流量热当量为 W_1 。二次系统的供、回水温度为 t_{2g} 、 t_{2h} ,相应流量热当量为 W_2 。在进行集中调节时,必然满足如下方程:

$$Q = W_1 \frac{t_{1g} - t_{1h}}{t_{1g} - t_{1h}}$$

图 3.13 间接连接示意图

1—换热器, 2—二次系统循环水泵,
3—热用户

$$Q = W_1 \frac{t_{1g} - t_{2h}}{t_{1g} - t_{2h}}$$

$$Q = W_2 \frac{t_{2g} - t_{2h}}{t_{2g} - t_{2h}}$$

式中 α —— 换热器的有效系数,按式(3.18)计算

$$\alpha = \frac{1}{a \frac{W_x}{W_d} + b + \frac{1}{c}}$$

在通常情况下,一次系统的供水温度 t_{1g} 高于二次系统供水温度 t_{2g} , 以及一次系统的供、回水温差 $t_{1g} - t_{1h}$ 大于二次系统的供、回水温差 $t_{2g} - t_{2h}$ 。这样必然有 $W_1 < W_2$, 因此在式(3.18)中, 一般 $W_x = W_1, W_d = W_2$ 。

将上述三个方程联立、化简, 可求得间接连接系统中一次网供、回水温度的调节公式:

$$t_{1g} = t_{2g} + \frac{t_{2g} - t_{2h}}{W_2} \left(\frac{W_2}{W_1} - 1 \right) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.67)$$

$$t_{1h} = t_{2h} + \frac{t_{1g} - t_{1h}}{W_1} \left(\frac{W_1}{W_1} - 1 \right) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.68)$$

在式(3.67)和(3.68)中, 二次网的供、回水温度 t_{2g}, t_{2h} 可根据不同的调节方式利用直接连接时的相应调节公式计算。 $t_{1g}, t_{1h}, t_{2g}, t_{2h}$ 为一、二次网相应供、回水温度的设计值。因此当一、二次网的相对流量热当量 W_1, W_2 (即一、二次网的相对流量 G_1, G_2) 已知时, 即可求出在不同室外温度 t_w 下的一次网的供、回水温度调节值。

当一、二次网均采用集中质调节时, $W_1 = W_2 = 1$, 则式(3.67)和(3.68)可简化为

$$t_{1g} = t_{2g} + (t_{2g} - t_{2h}) \left(\frac{W_2}{W_1} - 1 \right) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.69)$$

$$t_{1h} = t_{2h} + (t_{1g} - t_{1h}) \left(\frac{W_1}{W_1} - 1 \right) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.70)$$

对于较大型供热系统,由于热力站数目较多,各热力站的二次网循环流量即使采用质调节也很难保证在设计值下运行。这样不同热力站由于二次网的循环流量不同,导致二次网的水温调节曲线也不同。这时,按(3.67)、(3.68)式计算,供热系统的一次网也会得出许多个水温调节曲线。但对于同一个供热系统,其一次网只能按照某一个水温调节曲线运行,这就给调节工作带来困难。

上述矛盾可通过改变调节方法来解决:即一次网供、回水温度不按照二次网的供水温度或回水温度来调节,而是根据二次网的供、回水平均温度来调节。由式(3.45)可知,在同一外温下,不管各热力站二次网运行流量数值如何,只要要求用户室温相同,则各热力站二次网供、回水平均温度必然相等。

将(3.67)和(3.68)式相加,并将

$$t_{1g} = t_{1h} + Q/W_1, \quad t_{1h} = t_{1g} - Q/W_1$$

代入、化简得:

$$t_{1g} = t_{2p} + \frac{t_{1g} - t_{1h}}{W_1} - \frac{t_{2g} - t_{2h}}{2W_2} \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.71)$$

$$t_{1h} = t_{2p} + \frac{1}{1} - 1 \frac{t_{1g} - t_{1h}}{W_1} - \frac{t_{2g} - t_{2h}}{2W_2} \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.72)$$

当二次网采用质调节时,式(3.71)、(3.72)可改写为

$$t_{1g} = t_{2p} + \frac{t_{1g} - t_{1h}}{W_1} - \frac{t_{2g} - t_{2h}}{2} \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.73)$$

$$t_{1h} = t_{2p} + \frac{1}{1} - 1 \frac{t_{1g} - t_{1h}}{W_1} - \frac{t_{2g} - t_{2h}}{2} \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} \quad (3.74)$$

式中 t_{2p} ——二次网供、回水平均温度,即

$$t_{2p} = \frac{t_{2g} + t_{2h}}{2}$$

可由式(3.45)计算。

在式(3.71)、(3.72)、(3.73)和(3.74)中,关键是计算换热器的有效系数,只要求出,任何外温 t_w 下的一次网供、回水温度

t_{lg}, t_{lh} 皆可求出。当然在计算时首先应确定一次网采用质调还是量调的方案。

第五节 局部运行调节

经过集中运行调节, 供热系统可实现全网的按需供热, 即系统的各用户平均室温可达到 18 的设计要求。但这时还不能保证热用户各房间的室内温度都满足设计要求。这后一项任务一般由局部运行调节来实现。所谓局部运行调节, 就是在热力站或用户热入口进行的运行调节。

一、双管热水供暖系统的最佳调节

对于双管热水供暖系统, 通过局部运行调节, 保证各房间室温在整个供暖期维持设计要求, 同样必须满足如下三个热平衡方程

$$Q_1 = Q_2 = Q_3$$

$$q_1 = q_2 = q_3$$

$$Q_1 = q_1$$

式中 q_1, q_2, q_3 ——分别表示房间相对热耗量、散热量和供热量;

图 3.14 双管供暖系统

Q_1, Q_2, Q_3 ——分别表示系统相对热耗量、散热量和供热量。

针对双管供暖系统的特点(见图 3.14), 必有

$$t_g = t_{g1} = t_{g2}, \quad t_h = t_{h1} = t_{h2} \quad (3.75)$$

以及

$$t_g = t_{g1} = t_{g2} \quad (3.76)$$

式中 t_{g1}, t_{h1} ——分别为一层散热器进、出口设计水温()；
 t_{g2}, t_{h2} ——分别为二层散热器进、出口设计水温()；
 t_{g1}, t_{g2} ——分别为一、二层散热器进口水温()。

又因

$$Q_2 = \frac{t_{g1} + t_{h1} - 2t_n}{t_{g1} + t_{h1} - 2t_n}^{1+B} = \frac{t_{g2} + t_{h2} - 2t_n}{t_{g2} + t_{h2} - 2t_n}^{1+B}$$

则有

$$t_h = t_{h1} = t_{h2} \quad (3.77)$$

又知

$$Q_3 = \frac{G_1(t_{g1} - t_{h1})}{G_1(t_{g1} - t_{h1})} = \frac{G_2(t_{g2} - t_{h2})}{G_2(t_{g2} - t_{h2})} = \frac{G(t_g - t_h)}{G(t_g - t_h)}$$

则有

$$G = G_1 = G_2 = Q / \frac{t_g - t_h}{t_g - t_h} \quad (3.78)$$

式中 G_1, G_2 ——分别为一、二层环路的流量(kg/h)。

若考虑一、二层环路的压降平衡, 存在

$$G = \frac{G_1}{G_1} = \frac{G_2}{G_2} = \frac{p_1}{p_1} = \frac{p_2}{p_2} = \frac{p}{p} \quad (3.79)$$

式中 p_1, p_2 ——分别为一、二层环路设计作用压头(Pa)；

p_1, p_2 ——分别为一、二层环路实际作用压头(Pa)；

p, p ——分别为一、二层并联环路的实际作用压头和设计作用压头(Pa)。

对于双管系统, 环路作用压头由两部分组成: 一部分是循环水泵的强制作用压头 p_q , 另一部分是自然循环的作用压头 p_z , 即

$$p_1 = p_{q1} + p_{z1}, \quad p_1 = p_{q1} + p_{z1}$$

$$p_2 = p_{q2} + p_{z2}, \quad p_2 = p_{q2} + p_{z2}$$

其中

$$p_{z1} = \rho_g (h - h_g) h_1, \quad p_{z2} = \rho_g (h - h_g) h_2$$

$$p_{z1} = \rho_g (h - h_g) h_1, \quad p_{z2} = \rho_g (h - h_g) h_2$$

则

$$\frac{p_{z1}}{\rho_{z1}} = \frac{p_{z2}}{\rho_{z2}} = \frac{h - h_g}{\rho_g} \quad (3.80)$$

式中 h_1, h_2 ——分别为一、二层散热器至热源的高度(m);

ρ_g, ρ_h ——分别为系统供、回水温度下的热水密度(kg/m^3);

$\rho_{g, h}$ ——分别为系统设计供、回水温度下的热水密度(kg/m^3)。

在热水供暖系统的温度范围内

$$\frac{h - h_g}{\rho_g} = \frac{t_g - t_h}{\rho_{g, h}} \quad (3.81)$$

即

$$\frac{p_{z1}}{\rho_{z1}} = \frac{p_{z2}}{\rho_{z2}} = \frac{t_g - t_h}{\rho_{g, h}}$$

对于纯粹自然循环双管供暖系统

$$p_{q1} = p_{q1} = p_{q2} = p_{q2} = 0$$

则有

$$G = \frac{G_1}{G_1} = \frac{G_2}{G_2} = \frac{t_g - t_h}{t_g - t_h} \quad (3.82)$$

将式(3.82)代入式(3.78), 得

$$G^3 = Q$$

或

$$G = Q^{1/3} = \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/3} \quad (3.83)$$

通过上述分析可知, 对于单纯自然循环作用的双管供暖系统, 当系统相对流量 G (或 G_1, G_2) 满足式(3.82)或(3.83)时, 即可保证各层房间室温都为设计室温 t_n 。亦即满足式(3.82)、(3.83)的流

量分配时,各层室温不再存在热力工况的垂直失调。从公式推导过程看出,对于单纯自然循环,上述关系式自然满足,不需要进行任何调节。但是供热系统在循环水泵作用下运行,起主要作用的是水泵的强制作用压头,此时

$$G = \frac{\overline{p}}{p} = \frac{\overline{p_q + p_z}}{p_q + p_z} = \frac{\overline{p_z}}{p_z} = \frac{\overline{t_g - t_h}}{t_g - t_h}$$

即难以满足式(3.74)、(3.75)的要求,出现热力工况垂直失调就很难避免。为防止热力工况垂直失调,使相对流量 G (含 G_1, G_2) 满足式(3.82)、(3.83),必须通过调节,强制

$$\frac{\overline{p_q}}{p_q} = \frac{\overline{p_z}}{p_z} = \frac{\overline{p_q + p_z}}{p_q + p_z} = \frac{\overline{t_g - t_h}}{t_g - t_h} = G \quad (3.84)$$

将式(3.84)与运行调节基本公式(3.48)、(3.49)联立、化简,即得式(3.85)、(3.86)。这两式与式(3.83)共同组成双管热水供暖系统最佳调节的计算公式

$$G = \frac{\overline{t_g - t_h}}{t_g - t_h}^{1/2} = \frac{\overline{t_n - t_w}}{t_n - t_w}^{1/3} \quad (3.83)$$

$$t_g = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) \frac{\overline{t_n - t_w}}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} + \frac{1}{2}(t_g - t_h) \frac{\overline{t_n - t_w}}{t_n - t_w}^{2/3} \quad (3.85)$$

$$t_h = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) \frac{\overline{t_n - t_w}}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} - \frac{1}{2}(t_g - t_h) \frac{\overline{t_n - t_w}}{t_n - t_w}^{2/3} \quad (3.86)$$

上述计算公式,虽然是在两层双管系统中得出的,但适用于任何层数的双管热水供暖系统。

根据上述分析可得下列结论:

1. 双管热水供暖系统的最佳调节方式为质、量并调。随着室外温度的升高,不但要降低供水温度,而且要逐步减少系统循环流量。按照式(3.83)、(3.85)和(3.86)进行的质、量并调,之所以称谓

最佳调节方式,就是因为在这一供水温度和循环流量下运行,供热系统能够实现最佳工况:热力工况稳定,不存在垂直、水平热力失调;循环流量减少,可以节省电耗。而且需要指出,供热系统在设计条件一定的情况下,防止热力工况垂直失调的循环流量和供水温度值是唯一的。如以例题 3.3 为例,当设计供、回水温度为 130/70 的直接连接系统,在室外温度为 $t_w = +5$ 时,最佳供、回水温度为 64.8/38.0 ,最佳相对循环流量 $G = 0.67$ (质调节时,供、回水温度为 60.1/42.4 , $G = 1$)。在同一室外温度下,设计室外温度愈低,最佳循环流量愈小。

2. 双管热水供暖系统的垂直(或竖向)热力失调主要是由自然循环(重力循环)作用压头引起的。因此,供、回水温差愈大,系统的自然循环作用压头也愈大。在设计条件下,由于供、回水温差最大,因此高层散热器环路的自然循环作用压头也最大。在质调节方式下,随着室外温度的提高,供、回水温差愈小,高层散热器环路的自然循环作用压头减少的愈多,出现高层室温偏低现象。相反,对于底层散热器,随着供、回水温差的逐渐减小,与高层散热器相比,自然循环作用压头的差别也愈来愈小,形成底层室温偏高现象。在室外温度升高的情况下,为了维持高、低层散热器自然循环作用压头在设计条件下的固定比例,以防产生热力工况垂直失调,必须适当增加供、回水温差,进而适当减少系统循环水量,这就是质、量并调能消除垂直热力失调的基本原理。根据同样原理,当系统存在水力工况水平失调,即系统循环流量小于最佳循环流量时,由于供、回水温差加大,高层散热器自然循环作用压头超过设计比例,导致上热下冷的垂直热力失调。

此外还应指出:由于散热器的传热特性,当循环流量大于最佳值或小于最佳值的百分比相同时,将有小流量引起的垂直热力失调远比大流量时来的严重。基于这一原因,质调节虽然不能消除垂直热力失调,然而能将其抑制在一定的范围内。

二、单管热水供暖系统的最佳调节

图 3.15 为单管热水供暖系统示意图。根据运行调节的基本原理,将有

$$Q = Q_2 = q_2 = \frac{t_g + t_1 - 2t_n}{t_g + t_1 - 2t_n}^{1+B} = \frac{t_1 + t_h - 2t_n}{t_1 + t_h - 2t_n}^{1+B}$$

或

$$\begin{aligned} Q^{1/(1+B)} &= \frac{t_g + t_1 - 2t_n}{t_g + t_1 - 2t_n} = \frac{t_1 + t_h - 2t_n}{t_1 + t_h - 2t_n} \\ &= \frac{t_g + t_1 - 2t_n - t_1 - t_h + 2t_n}{t_g + t_1 - 2t_n - t_1 - t_h + 2t_n} \end{aligned}$$

即

$$Q^{1/(1+B)} = \frac{t_g - t_h}{t_g - t_h} \quad (3.87)$$

式中 t_1 ——一层散热器进口水温

()。

又因

$$Q = Q_3 = G \frac{t_g - t_h}{t_g - t_h}$$

即

$$\frac{Q}{G} = \frac{t_g - t_h}{t_g - t_h}$$

将其代入式(3.87)得

图 3.15 单管供暖系统

$$G = Q^{B/(1+B)}$$

或

$$G = \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{B/(1+B)} \quad (3.88)$$

又因

$$\frac{1}{2G}(t_g - t_h)Q = \frac{t_g - t_h}{2Q^{B/(1+B)}}Q$$

或

$$\frac{1}{2G}(t_g - t_h)Q = \frac{1}{2}(t_g - t_h)Q^{1/(1+B)} \quad (3.89)$$

将式(3.89)代入(3.48)、(3.49)也得

$$G = \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{B/(1+B)}$$

$$t_g = t_n + (t_g - t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} \quad (3.90)$$

$$t_h = t_n + (t_h - t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/(1+B)} \quad (3.91)$$

上述方程是在两层单管系统中推导的,但其适用于任何层数的单管热水供暖系统。公式(3.88), (3.90)和(3.91)即为单管热水供暖系统最佳调节的计算公式。

从上述分析可得如下结论:

1. 单管热水供暖系统的最佳调节方式也为质、量并调。随着室外温度的升高,同样要降低供水温度和减少循环流量。在最佳供水温度和最佳循环流量下,供热系统保持热力工况的稳定。在表3.2的示例中,当室外温度 $t_w = -4.1$ 时,最佳相对循环流量 $G = 0.89$ 。如仍以例题3.3的130/70直接连接的供暖系统为例,当室外温度升高至 $t_w = 5$,系统最佳供、回水温度为63.4/39.1,最佳相对循环流量 $G = 0.73$ 。还可看出,在相同的条件下,双管热水供暖系统的最佳相对循环流量略低于单管热水供暖系统。

2. 引起单管热水供暖系统垂直热力失调的原因,不是自然循环作用压头的影响,而是由于散热器表面平均温度不同,进而使散热器传热系数 K 值发生变化而造成的。在设计状态下,高层散热器的平均温度最高,比系统的供、回水平均温度高出的最多,而底

层散热器的平均温度则比系统供、回水平均温度低的最多。随着室外温度的升高,系统供水温度的降低,高层散热器的平均温度比系统供、回水平均温度高出的数值愈来愈小,造成高层室温偏冷。相反,底层散热器的平均温度则愈来愈接近系统的供、回水平均温度,因而底层室温逐渐偏热。为了补偿散热器不以同一比例减小的影响,应适当提高系统供水温度,降低系统回水温度,进而减小相对循环流量。

同样由于散热器的传热特性,与最佳相对循环流量相比,小流量比大流量能引起更严重的垂直热力失调。因此,质调节可使热力垂直失调控制在较小的范围内。

第六节 蒸汽系统的调节

蒸汽供热系统对各种热负荷种类有较强的适应能力。通常除用于供暖、通风、空调制冷和热水供应外,主要用于工业中的生产工艺热负荷:蒸发过程——使溶液中水分蒸发;干燥过程——使固体中水分蒸发;升温工艺——通过受热面加热(间接加热)或蒸汽与工艺介质直接接触(直接加热)的方法,使产品温度升高;保温工艺——补偿工艺过程的介质热损失,保证工艺过程实现恒温要求;蒸馏工艺——用来分馏或精馏产品,去除油脂的加工工艺;蒸汽动力——作功或发电以及热电联合生产。

蒸汽供热系统与热水供热系统比较,其中一个突出的特点是易于调节控制,针对蒸汽介质的特点,选择合理的调节控制方法,蒸汽供热系统不但能消除工况失调,达到预期供热效果,而且能有效实现热量的梯级利用,获得最大的经济效益。

一、供热负荷对蒸汽质量的要求

蒸汽供热系统对蒸汽介质(热媒)不仅有数量上的要求,而且

有质量上的要求。所谓蒸汽质量,是指蒸汽的温度、压力、过热度等参数以及含水量、含盐量、含气量为标志的清洁度。对于不同种类的供热负荷,应有不同梯级的蒸汽质量要求。根据确定的蒸汽质量要求,选择合适的调节控制方法。

1. 动力装置用汽

在供热系统中,蒸汽用于动力装置,主要是作为热电厂中汽轮机组的新蒸汽,也可用于拖动汽锤或汽泵。

在蒸汽动力装置中,为了提高热能利用率和运行可靠性,一般需要压力、温度较高的过热蒸汽,并且希望有较高的清洁度,即较低的含水量、含盐量和含气量。

在发电过程中,蒸汽的热力循环遵循朗肯循环,一般热效率很低,不超过 20%。为了提高热效率,通常将饱和蒸汽进行过热、再热,以及用汽轮机的抽汽对锅炉给水进行回热。这时动力装置的热效率 η 按下式计算

$$\eta = 1 - \frac{Q_c}{Q_j} = 1 - \frac{h_{nq} - h_{ns}}{1 + \sum_i a_i (h_{gr} - h_{gs}) + 1 + \sum_i a_i (h_{rh} - h_{rq})} \quad (3.92)$$

式中 Q_j ——工作循环内加入锅炉的热量;

Q_c ——从汽轮机冷凝器中排出的热量;

h_{gr} ——过热蒸汽比焓;

h_{nq} ——由汽轮机进入冷凝器的蒸汽比焓;

h_{ns} ——在冷凝器中凝结水的比焓;

h_{gs} ——锅炉给水比焓;

h_{rq} ——再热前过热蒸汽比焓;

h_{rh} ——再热后过热蒸汽比焓;

\sum_i

a ——因回热、再热循环增加(通过抽汽)的总蒸汽量;

\sum_i

a —— 因再热循环增加(抽汽)的蒸汽量。

从上式中看出,欲使热力循环中的热效率 η_r 提高,必须减小式中的分子值和增大分母值。为此,首先要求有较大的 h_{gr} ,即提高新汽的压力和过热度。当冷凝器内真空度一定(一般冷凝压力为 5kPa),新汽温度的提高还能减少排汽湿度,增大进入冷凝器的蒸汽比焓和冷凝水比焓,即减小 $(h_{nq} - h_{ns})$ 值。即新汽的压力、温度愈高,发电的热效率愈高。

其次,为使此式的分母第一项尽可能大,表面上看似乎给水温度愈低愈好,实际上给水比焓 h_{gs} 与汽轮机抽汽量 a 密切相关,前者愈高,后者愈大,因此 $1 + a(h_{gr} - h_{gs})$ 乘积的最大值为最佳给水温度。

表 3.8 给出了国产发电机组的基本参数,从中可以看出,发电功率愈大,新汽参数愈高。对于凝汽机组,当发电功率较小为 6—12MW 时,采用中参数:新汽压力 3.5MPa(绝对),温度 435 $^{\circ}\text{C}$,过热度 192.5 $^{\circ}\text{C}$;发电功率 50—100MW,采用高参数:新汽压力 9.0MPa,温度 535 $^{\circ}\text{C}$,过热度 231.7 $^{\circ}\text{C}$;发电功率为 200MW,采用超高参数:新汽压力 13.0MPa,温度 535 $^{\circ}\text{C}$;发电功率 300MW,则采用亚临界参数:新汽压力 16.5MPa,温度 550 $^{\circ}\text{C}$,过热度 200.2 $^{\circ}\text{C}$ 。随发电功率增大,锅炉给水温度也增加。对于背压机组、抽汽机组其新汽基本参数类似。

作为汽轮机新汽,还要求有较高清洁度。首先,不应有含水量,否则会降低过热器后的蒸汽过热度,甚至发生新汽带水,引起蒸汽管道温度的剧烈变化,使管道破裂。其次要严格控制蒸汽含盐量,防止盐分在过热器中析出,进而堵塞过热器、主汽阀和汽轮机叶片,造成事故。

2. 换热过程用汽

除动力装置用汽外,大量的供暖、通风、空调制冷和生活热水供应以及生产工艺负荷,基本上都是换热过程用汽;前者靠蒸汽绝热膨胀做功(热能变为电能或机械能),需要高参数,后者主要利用蒸汽提供的热量,蒸汽参数的确定,应根据不同热负荷及不同工艺过程进行。

以换热为主的供热负荷,一般不需要较高的蒸汽参数。按照工艺过程要求,供热蒸汽可分为三种:供热温度在 150 以下时称为低温供热,一般要求的蒸汽参数为 0.4—0.6MPa(绝对);供热温度在 150—250 以内时称为中温供热,要求蒸汽参数 0.8—1.3MPa(绝对),可由热电厂汽轮机抽汽或工业蒸汽锅炉提供;供热温度在 250 以上时称为高温供热,一般由大型锅炉房或电站锅炉通过新汽的减压减温提供。

蒸汽压力在 0.4—1.5MPa(绝对)范围内,汽化潜热在 2132.9—1945.2kJ/(kg·K)之间变化,且压力愈低,汽化潜热愈大。相应水和过热蒸汽的比热(定压)分别为 4.187kJ/(kg·K), 2.1kJ/(kg·K)。因此,采用饱和蒸汽进行换热,其热利用率最大;相反,过热蒸汽进行换热,其热利用率最差。通常在满足供热温度的情况下,蒸汽压力愈低愈好,能用饱和蒸汽就不用过热蒸汽。

蒸汽带水,将严重影响蒸汽的换热效果。即使蒸汽带水(按体积比例)只有 1%,按质量计算就可达 30%—40%,当只进行冷凝换热无过冷却换热时,即意味着换热量减少 30%—40%,因此,减少蒸汽含水量至关重要。当蒸汽输送管道较长时,由于管道散热损失,沿途凝水增加,降低了蒸汽清洁度,为提高蒸汽干度,常常输送过热蒸汽,由过热度的降低补偿管道散热损失,使到达用热设备处的蒸汽成为饱和蒸汽。根据同样原因,应尽量减少蒸汽中的空气含量,以提高换热效果。

二、量调节

由蒸汽表得知,压力为 0.4MPa(绝对)的饱和蒸汽焓值为(饱和温度 143.6) 2737.6kJ/kg,压力为 1.5MPa(饱和温度 198.3)的饱和蒸汽焓值为 2789.9kJ/kg,压力提高了 1.1MPa,蒸汽焓值只增加了 1.9%。压力为 0.4MPa,温度为 200 的过热蒸汽焓值为 2860.4kJ/kg,即过热度为 56.4 时焓值只增加 4.5%;压力为 1.5MPa,温度为 300 的过热蒸汽焓值为 3038.9kJ/kg,即过热度为 101.7 时焓值增加 8.9%。由此看出,在供热温度的范围内(130—300),蒸汽压力、温度的变化,对其焓值的影响不超过 10%,亦即单靠质调节(只改变蒸汽压力、温度不改变蒸汽流量),对换热量的调节幅度很小,难以满足热负荷的变化要求。因此,对于蒸汽供热系统来说,适应热负荷变化的基本运行调节方式为量调节。

1. 集中量调节

(1) 区域锅炉房

蒸汽供热系统中,蒸汽流量按下式计算

$$G = \frac{3.6Q}{r} \quad \text{kg/h} \quad (3.93)$$

式中 G ——所需蒸汽流量(kg/h);

Q ——供热系统热负荷(W);

r ——蒸汽的汽化潜热(kJ/kg)。

当供热系统热负荷 Q 发生变化时,一般在用热设备处通过阀门调节改变蒸汽流量,以适应热负荷的变化。由于系统热负荷的变化,区域锅炉房中的锅炉蒸汽压力也将随着发生变化。当热负荷减小时,锅炉蒸汽压力要升高;热负荷增大时,锅炉蒸汽压力降低。此时由于锅炉本体金属蓄热以及锅筒中水侧、汽侧的蓄热将影响着汽压变化的速度。对于不同容量的锅炉,其热负荷变化引起压力的

最大变化速度分别为

低压锅炉: $(dp/d)_{zd} = 3-4 \text{ kPa/s}$;

中压锅炉: $(dp/d)_{zd} = 10-30 \text{ kPa/s}$;

高压锅炉: $(dp/d)_{zd} = 40-50 \text{ kPa/s}$ 。

也可按下式进行近似计算

$$(dp/d)_{zd} = (0.002 - 0.005)p \quad (\text{kPa/s}) \quad (3.94)$$

式中 $(dp/d)_{zd}$ ——单位时间汽压的最大变化速度(kPa/s);

p ——蒸汽的工作压力(kPa)。

锅炉的集中量调节,就是通过锅炉的给水量 $D_s(\text{kg/h})$ 的调节和锅炉燃料量 $B(\text{kg/h})$ 的调节,使锅炉蒸汽压力维持工作压力 p 不变的条件下,改变锅炉的产汽量 D_q (一般为饱和蒸汽),以满足热负荷的变化。

图 3.16 给出了蒸汽压力与蒸汽比容的关系曲线。

可以看出,当蒸汽压力 p

0.5MPa 时,蒸汽比容的变化倍率极大。如果锅炉蒸汽压力在这个范围内运行,当供热负荷变化时,锅炉锅筒内蒸汽压力将会急剧波动,水位也将大幅度浮动,进而增加蒸汽含水量,降低蒸汽品质。因此,蒸汽锅炉一般都在额定压力下运行,即使在负荷波动大的情况下,也

图 3.16 蒸汽比容随压力变化的关系

不希望蒸汽压力降至 0.8MPa 以下运行,如有需要宁可通过减压装置降压。

(2) 热电厂

对于热电厂,当供热负荷发生变化时,主要是调节汽轮机的抽汽量或主蒸汽量。调节过程是通过汽轮机抽汽口上的调节装置进行的(见图 3.17)。

图 3.17 带有一级抽汽的热化汽轮机调节图

1—调速器, 2—压力调节器, 3—油泵, 4—汽轮机的高压部分, 5—汽轮机的低压部分, 6—伺服马达, 7—主进汽门 8—后进汽门, 9—伺服马达的滑阀, p_h ——汽轮机前的蒸汽压力, p_0 ——抽汽压力, p_k ——凝汽器中蒸汽的压力。

汽轮机工作时,应使汽轮机的转速和抽汽压力保持恒定,为此装有调速器 1 和调压器 2。当发电负荷减少或要求主蒸汽量减少时,将导致汽轮机转速增加,由于离心力变化引起调速器重球的上升,进而带动杠杆 abc 的 b 点也上升(当 a 点固定时),这样就使执行机构 6 的滑阀 9 也向上移动。于是油压系统的油将从上部进入两个油缸,并放出下部的油。执行机构的活塞因此下降,结果减少了进入汽轮机和通过汽轮机低压部分的蒸汽量。由于活塞下降,导致滑阀跟着下降,到某一适合位置使油路系统通道隔断,油不再进入也不再流出。这时进入汽轮机的新汽量正好与电负荷相适应,亦

即汽轮机的转速也和变化后的电负荷相适应。当电负荷增加时, 活塞上移, 汽量增加, 达到同样的调节目的。

如果发电负荷不变, 供热负荷即抽汽负荷变化时, 也可自动实现同样的调节功能。当抽汽负荷减少时, 将引起抽汽压力的增高, 由于调压器薄膜的作用, 当杠杆 abc 的 b 点不变时(因电负荷固定), a 点将升高, c 点将下降, 进而使左侧的执行机构中, 油从油缸的上部进入而从下部流出; 使右侧的执行机构中, 油从油缸的下部进入而从上部流出。这样就使进入汽轮机的新汽量减少, 而通过低压部分的蒸汽量增加, 进而达到在蒸汽压力、温度不变的条件下减少蒸汽抽汽量的目的。由于活塞移动, 带动滑阀移动, 进而切断油路通道, 因此汽轮机又能很快转入稳定工况运行。当抽汽负荷增加时, 将引起抽汽压力的下降, 左侧活塞的上移, 右侧活塞的下移, 导致汽轮机新汽增加, 低压蒸汽减少, 进而达到抽汽量增加的调节目的。

2. 局部量调节

从热源生产的蒸汽经热网输送至热用户先要进入引入口装置(见图 3.18)。蒸汽先送至高压分汽缸 1, 对于生产工艺、通风空调和热水供应负荷可直接从高压分汽缸引出。对于供暖用汽, 则需从高压分汽缸引出后, 先通过减压阀 3 减压, 再进入低压分汽缸 2, 然后送至室内供暖系统中去。各系统凝水集中至入口装置中的凝水箱 8, 再用凝水泵 9 将凝水送至凝水干管, 流回热源总凝水箱。

各种热负荷的变化, 通过减压阀或调节阀 10 进行局部量调节, 以蒸汽流量的变化, 适应热负荷的需求。

减压阀或调节阀, 是通过改变阀体流通截面积的大小来进行节流降压实现蒸汽流量调节的。

在节流前后, 散热损失很小, 可忽略不计, 因此, 节流作用实际上是属于等焓过程。在供热用的蒸汽压力范围内, 高压的饱和蒸汽经节流后一般成为低压的过热蒸汽; 高压的湿饱和蒸汽节流后成

图 3.18 用户蒸汽引入口装置示意

1—高压分汽缸, 2—低压分汽缸, 3—减压阀, 4—压力表, 5—温度表, 6—流量计, 7—疏水器, 8—凝水箱; 9—凝水泵, 10—调节阀, 11—安全阀

为低压的干饱和蒸汽。

例如, 压力为 0.5MPa (绝对)的干饱和蒸汽焓值为 2747.4kJ/kg , 若将其节流为 0.2MPa (绝对)的过热蒸汽, 则很容易计算出过热度的大小。因 0.2MPa 的饱和蒸汽焓值为 2706.3kJ/kg , 两者焓值相差 41.1kJ/kg , 这部分热量将全部用来使蒸汽过热。又过热蒸汽的定压比热为 $2.1\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 因此过热度 $t = 41.1/2.1 = 19.57$ 。即 0.5MPa 的干饱和蒸汽通过节流降压为 0.2MPa 的过热蒸汽, 其温度将由原来的 151.84 改变为 140.23 (0.2MPa 的饱和温度为 120.23)。

再如, 压力为 1.1MPa (绝对)、干度为 0.98 的饱和蒸汽, 经节流压力降为 0.42MPa (绝对)时, 正好成为干度为 1.0 的干饱和蒸汽。若节流后压力小于 0.42MPa , 则蒸汽变为过热蒸汽; 节流后压力大于 0.42MPa , 蒸汽仍为湿饱和蒸汽(干度大于 0.98)。

经过上述分析可以看出, 通过节流, 蒸汽的压力、温度虽然发生了变化, 但从换热的角度观察, 其焓值未变, 即所能提供的热量

维持固定。这就是说, 蒸汽经过节流, 虽然蒸汽参数(温度、压力)有了改变但供热量未变, 未体现质调节的功能, 而真正引起供热量的变化, 是由节流改变蒸汽流量而实现的, 因此, 节流是一种局部量调节的方法。

根据供热学的基本理论, 可以很方便地计算蒸汽管道节流前后蒸汽流量的变化。和热水管道一样, 蒸汽管道压力降仍用式(2.11)进行计算

$$H = SG^2 \quad \text{Pa}$$

$$S = 6.88 \times 10^{-9} \frac{K^{0.25}(1+l_d)}{d^{5.25}} \quad \text{Pa}/(\text{m}^3/\text{h})^2$$

式中 H ——管道蒸汽压降 (Pa);

G ——蒸汽体积流量(m^3/h);

S ——管道阻力特性系数($\text{Pa}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2$);

K ——管道绝对粗糙度(m), 蒸汽管道一般取值 0.0002m;

l ——管道长度(m);

l_d ——管道局部阻力当量长度(m), 由有关设计手册查取;

d ——管道直径(m);

——蒸汽密度(kg/m^3), 饱和蒸汽压力在 0.18- 1.5MPa 范围内, 密度在 1.0—7.6 kg/m^3 之间。

对于某一减压阀或调节阀, 若预先测出阀的开度与其阻力系数 S 的关系曲线, 则可根据阀的开度即阻力系数 S 和节流前后压差, 按式(2.11)算出调节后的蒸汽体积流量, 再根据节流后的蒸汽参数(压力、温度), 确定其比容 v 、密度 ρ , 即可确定其质量流量。

三、质调节

在动力装置中, 通常希望用过热蒸汽拖动汽轮机, 以提高朗肯循环效率。但在换热负荷中, 由于过热蒸汽传热性能差以及温度过高, 超过换热设备和附件耐温的限制, 又常常避免直接使用过热蒸

汽。降低蒸汽温度和过热度,一般采用减温减压装置。在热电厂,供热系统的尖峰加热器常常就是新汽通过减温减压装置后加热的。热用户的引入口装置,当供汽温度超过用热设备要求温度时,也要先经过减温器减温。蒸汽减温措施,主要目的是控制供热蒸汽的质量参数,因此属于蒸汽系统的质调节方法。

减温器的基本原理是在管段中设置一个或多个喷水喷嘴,利用这些喷嘴把水喷入蒸汽中,使水吸收蒸汽中的热量而汽化,进而降低蒸汽的过热度。当蒸汽温度过高时,往往在减温的同时要减压,形成减温减压装置。图 3.19 为减温器的布置图。一般蒸汽在进入减温器 2 时,先要经过减压控制阀 1。减温器出口的蒸汽温度通常利用冷却水的喷水量控制。来自温度回路 4 的温度传感器把减温器出口的蒸汽温度信号反馈到冷却水量调节阀 7 的膜片上,根据给定蒸汽温度(调节定位器 8),自动调节冷却水量调节阀。通过喷水量的变化,保证减温器出口的蒸汽温度维持在给定值。

图 3.19 小型减温器布置图

1—减压控制阀, 2—小型减温器, 3—已减温的蒸汽, 4—来自温度回路,
5—进水, 6—过滤器, 7—控制阀, 8—定位器

减温计算,主要是在已知蒸汽初始参数和终了参数的情况下,确定冷却水的喷水量。

例题 3.4 在压力为 0.3MPa(绝对)和温度为 400 的过热蒸汽中,把压力为 0.3MPa(绝对)的饱和水喷入,使经过减温器后的蒸汽变成相同压力下过热度为 10 的蒸汽,试计算喷入的冷却

水量?

解 减温前过热蒸汽焓值为 $h_q = 3275.2 \text{ kJ/kg}$, 减温后过热蒸汽的焓值为 $h_h = 2724.7 + 2.1 \times 10 = 2745.7 \text{ kJ/kg}$, 减温冷却水焓值 $h_s = 561.5 \text{ kJ/kg}$ 。

设每 kg 过热蒸汽中喷入冷却水量为 $m_s \text{ kg}$, 且喷水前后没有热损失, 则有如下的热量平衡:

$$h_q + h_s m_s = h_h (1 + m_s) \quad (3.95)$$

即

$$3275.2 + 561.5 m_s = 2745.7 (1 + m_s)$$

因而

$$m_s = 0.242 \text{ kg/kg}$$

即在每 kg 的过热蒸汽中喷入 0.242 kg 的冷却水, 就可使蒸汽达到要求参数。

第七节 热力工况的动态调节

前面讨论的都是供热系统在稳定状态下的热力工况, 即系统供热量与散热器散热量和建筑物耗热量完全相等时的热力工况, 这是一种理想工况。在实际运行中, 由于建筑物的热惰性、室外气温的周期变化以及日照影响等因素, 完全稳定的热力工况是很难实现的。因此, 用稳定的热力工况计算公式就难以准确描述供热系统热力工况的实际情况。为了更好地实现按需供热, 必须用动态方法分析热力工况, 并用预测参数的方法对供热系统进行动态调节。

由于供热系统设备和建筑物有很大的热惰性, 室外气温、日照和供水温度、流量等参数的变化对用户室温的影响并不是立刻发生, 而是滞后一段时间。因此, 为保证用户室温的设计要求, 热源当天的供热量, 不但与当天的室外气温、供回水温度、流量、日照、风速有关, 而且和几天前的上述参数都有关。比如以某天为例, 若前

几天一直阴天,热源供热情况又不好,与几天前阳光明媚,热源供热良好相比较,为满足同一用户室温要求,则当天热源供热量将是不同的,相应的系统供水温度、循环流量也应不同。

为了对这种动态工况进行动态调节,必须首先对供热系统的热特性加以识别,了解供热系统热惰性的尺寸,延滞的快慢,进而搞清以往参数影响当天供热的天数。对一个具体的供热系统进行上述特性的识别,是经过大量实际参数的测试和数据的统计得到的。然后根据已知条件,对供热系统的识别模型进行计算,得到要求的预测参数,进而实现系统的自动调节或系统运行指导。由于大量数据的实测,手工操作是难以完成的。因此,供热系统的动态识别和动态调节,必须配置计算机的自动监控系统。

反映供热系统上述参数之间的动态过程,可由下列方程表示:

$$t_n = \sum_{i=0}^j d_i \frac{t_g + t_h}{2} - i + \sum_{i=0}^j i(t_{ws}) - i \quad (3.96)$$

$$Q = \sum_{i=0}^j i \frac{t_g + t_h}{2} - i + \sum_{i=0}^j i(t_{ws}) - i \quad (3.97)$$

$$Q = 1.163cG(t_g - t_h) \times 10^3 \quad (3.98)$$

$$G = \frac{t_n - t_{ws}}{t_n - t_w}^{B/(1+B)} \quad (3.99)$$

式中 t_g, t_h ——分别表示供热系统供、回水温度, ;

Q ——供热系统每天的供热量, W/d;

G ——供热系统循环流量, t/h;

t_n ——热用户每天平均室温, ;

t_{ws} ——当地每天平均综合外温, ;

c ——供热系统热媒比热, kJ/(kg ·);

, , , ——分别为与供热系统热特性有关的常数系数;

下标“ ”、“ - 1 ”……“ - i ”分别表示当天、昨天……前 i 天的有关供热参数。

综合外温 t_{ws} , 考虑室外温度与太阳日照的综合影响。太阳辐射将提高用户室温, 相当于室外温度的提高。因此, 综合外温应为室外温度再加太阳辐射热量折算成的外温增量, 即

$$t_{ws} = t_w + Q_s/S_k \quad (3.100)$$

式中 Q_s ——太阳辐射强度 $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$;

S_k ——日照折算系数, $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d} \cdot \quad)$ 。

, , , 常数系数的数值, 是通过实测大量的 t_n, t_g, t_h, t_{ws}, Q 后经过最小二乘法对式(3.96)、(3.97)的拟合得出的。其中 j 的取值愈大, 说明以往供热参数对当天供热的影响愈大, 亦即供热系统的热惰性愈大。经统计计算, 一般 j 取值以 4- 5 天为宜。系数拟合的前提, 必须以实测数据为依据。实测的天数愈长, 求得的系数愈接近供热系统的实际情况。实测时间以 30 天为宜。当取 $j=5$ 天时, 先连续测取 5 天的数据, 并存贮于计算机内。令第 5 天为 $i=0$, 即 $(-i)$ 为 , 表明这天的 t_n, t_g, t_h, t_{ws}, Q 为当天数据; 令第 4 天为 $i=1$, 则 $(-i) = (-1)$, 表明第 4 天为第 5 天的前一天; 依次类推, 则第 1 天时, $i=4$, $(-i) = (-4)$, 表示这天是第 5 天的前 4 天。按照上述方法, 将 $i=0, 1, \dots, 4$, 即 , $(-1), (-2), \dots, (-4)$ 的 5 天数据分别由式(3.96)和(3.97)列出第 1 组方程

$$t_{n5} = \quad_0 \frac{t_g + t_h}{2} \quad_5 + \quad_1 \frac{t_g + t_h}{2} \quad_4 + \dots + \quad_4 \frac{t_g + t_h}{2} \quad_1$$

$$+ \quad_0 t_{ws5} + \quad_1 t_{ws4} + \dots + \quad_4 t_{ws1}$$

$$Q_5 = \quad_0 \frac{t_g + t_h}{2} \quad_5 + \quad_1 \frac{t_g + t_h}{2} \quad_4 + \dots + \quad_4 \frac{t_g + t_h}{2} \quad_1$$

$$+ \quad_0 t_{ws5} + \quad_1 t_{ws4} + \dots + \quad_4 t_{ws1}$$

当测出第 6 天的数据后, 此时 j 仍取 5 天, 令第 6 天为 $i=0$, 第 5 天 $i=1, \dots$ 第 2 天 $i=4$, 第 1 天的数据退出, 根据式(3.96)和式(3.97)又可列出第 2 组方程

$$t_{n6} = 0 \frac{t_g + t_h}{2} + 1 \frac{t_g + t_h}{2} + \dots + 4 \frac{t_g + t_h}{2} + 0 t_{ws6} + 1 t_{ws5} + \dots + 4 t_{ws2}$$

$$Q_6 = 0 \frac{t_g + t_h}{2} + 1 \frac{t_g + t_h}{2} + \dots + 4 \frac{t_g + t_h}{2} + 0 t_{ws6} + 1 t_{ws5} + \dots + 4 t_{ws2}$$

直到测出第 30 天数据, 令第 30 天为 $i = 0$, 第 29 天 $i = 1$, 第 26 天 $i = 4$, 则由式(3.96)和式(3.97)可列出第 26 组方程

$$t_{n30} = 0 \frac{t_g + t_h}{2} + 1 \frac{t_g + t_h}{2} + \dots + 4 \frac{t_g + t_h}{2} + 0 t_{ws30} + 1 t_{ws29} + \dots + 4 t_{ws26}$$

$$Q_{30} = 0 \frac{t_g + t_h}{2} + 1 \frac{t_g + t_h}{2} + \dots + 4 \frac{t_g + t_h}{2} + 0 t_{ws30} + 1 t_{ws29} + \dots + 4 t_{ws26}$$

这 26 组方程, 未知数为 t_g , t_h , t_{ws26} 和 t_{ws29} , 利用最小二乘法进行拟合, 即可将其求出。对北京地区某一供热系统(供热面积近 5 万平方米)进行了实测, 经过数据统计, t_g , t_h 和 t_{ws} 系数值列于表 3.9 中。

表 3.9 室温、供热量拟合系数

0	0.1831	0	0.2652	0	1.462	0	-0.736
1	0.0842	1	0.1552	1	-0.221	1	-0.260
2	0.0688	2	0.1286	2	-0.130	2	-0.182
3	0.0178	3	0.0575	3	0.017	3	-0.07
4	0.0093	4	0.0354	4	-0.002	4	-0.011

注: 供热量 Q 的单位 $10^{10}J/d$, 室温 t_n 单位 $^{\circ}C$, t_{ws} 值 $\times 10^{10}$

在上述数据的测量中, 综合外温由特制的温度测量装置测量,

直接给出 t_{ws} 值, 已经考虑了太阳辐射对实际外温的增值。在该测量装置中日照折算系数 S_k (与建筑物不同朝向的围护结构面积之比有关) 在 $160—210\text{kJ}/(\text{d} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{h})$ 之间取值, 其波动值对室温影响在 0.3 以内。室温 t_n 值是根据对供热系统热用户典型房间室温的实际测量, 再进行加权平均后得出的。供热系统供热量 Q 根据系统供回水温差和循环流量乘积的全天累加求出。

上述数据的测试和拟合系数 (a , b , 和 c) 的求值过程, 实质上就是对一个具体供热系统的动态热特性进行识别的过程。当拟合系数 a , b , 和 c 常系数已知后, 公式 (3.96)、(3.97)、(3.98) 和 (3.99) 方程组就构成了供热系统动态热特性的识别模型。对于不同的供热系统, 其拟合常系数 a , b , 和 c 的具体数值也不同。但对于同一地区, 供热系统形式和规模相当时, 其拟合系数也比较接近。

在由公式 (3.96) — (3.99) 组成的供热系统识别模型中, 拟合系数 a , b , c , 和综合外温 t_{ws} 以及当天室温 t_n (即设计室温 $t_n = 18$) 为已知条件。4 个未知参数为当天的系统供回水温度 t_g, t_h , 循环流量 G 以及供热量 Q 。因为识别模型也由 4 个方程组成, 则解此方程组即可得到唯一解。解出的 t_g, t_h, G 和 Q 即为供热系统当天运行参数的预测值。以此为给定值, 即可对热源甚至锅炉的燃烧进行计算机自动控制。当条件不具备时, 可由计算机将预测值打印显示出, 以指导当天供热系统的运行。

在预测当天的供热参数时, 识别模型中的当天综合外温是未知值, 可由下式先行预测

$$t_{ws} = \sum_{i=1}^j a_i (t_{ws})^{i-1} + \sum_{i=1}^j b_i e^{-i} \quad (3.101)$$

式中 e ——修正参数, 即拟合外温值与标准年综合外温的误差, $e = t_{ws} - t_{ws, \text{标准}}$;

a_i, b_i ——反映综合外温变化趋势的拟合系数。

i, i 拟合系数可由前述方法求出。当天的综合外温 t_w 可由前 j 天的综合外温的变化趋势预测。

供热系统采用热力工况的动态调节, 由于考虑了太阳辐射、散热器类型和安装数量的不同以及建筑物结构不同等多种因素, 因而更能比较准确地实现按需供热, 对于改善供热效果和节约热能很有实际意义。

第四章 供热系统流量调节

本章主要讨论在热水供热系统中依靠流量调节消除系统运行工况失调问题。系统流量调节分为初调节和运行调节两种：初调节一般在供热系统运行前进行，也可在供热系统运行期间进行。初调节的目的，是将各热用户的运行流量调配至理想流量（即满足热用户实际热负荷需求的流量；当供热系统为设计状况时，理想流量即为设计流量），主要解决系统水量分配不均问题，亦即消除各热用户冷热不均问题。因此，初调节亦可称为流量的均匀调节。如从供热系统水压图考虑，则初调节的目的，是将供热系统实际运行水压图调整为理想运行水压图（当供热系统为设计状况时，理想运行水压图即为设计水压图）。供热系统流量的运行调节，是指当热负荷随室外温度的变化而变化时，为实现按需供热，而对系统流量进行的调节。系统流量的运行调节，主要目的是消除系统热力工况的垂直失调。

本章重点介绍初调节的各种方法，调速水泵在变流量供热系统中的应用，稳定性对供热系统调节性能的影响。由于调节设备对流量的调节至关重要，因此，对几种主要的流量调节阀及其选择计算方法进行了介绍。供热系统的流量调节，必须是在系统无故障的前提下进行，为此，还涉及了系统堵塞、泄漏诊断，作为流量调节的重要准备工作。

第一节 初 调 节

以往，用手工进行初调节已有多种方法，如阻力系数法、预定

计划法等,但或因计算工作量大或实地调节工作量大,除只有几个热用户的供热系统外,一般难以实际采用。由于供热系统冷热不均现象普遍存在,近几年来,国内外有关专家和工程技术人员,为解决工况失调问题,陆续提出了多种初调节方法,如比例法、补偿法、计算机法、模拟分析法、模拟阻力法、回水温度法及简易法等,在实际供热系统中都有操作实施价值,在不同程度上具有简单、方便、准确、可靠等特点。为说明其发展趋势,对上述各种初调节法分别给予介绍。

一、阻力系数法

阻力系数法的基本原理基于一定阻力系数的供热系统必然对应一定的流量分配。应用这种方法进行初调节,要求将各热用户的启动流量和热用户局部系统的压力损失调整到一定比例,以便使它的阻力系数 S (或通导系数 a ,二者互为倒数)达到正常工作时的计算值(或称理想值)。该数值可根据公式(2.11)进行计算:

$$S = \frac{H}{G^2} \quad \text{mH}_2\text{O}/(\text{m}^3/\text{h})^2$$

式中 G ——热用户的理想流量, m^3/h ;

H ——热用户局部系统的压力降, mH_2O 。

热用户局部系统的流量 G 和压力降 H ,可根据供热系统原始资料和水力计算资料求得,因此,热用户局部系统的阻力系数 S 是很容易计算的。粗略看来,很可能认为这种调节方法简单易行。其实不然,实际操作的主要难点是:系统阻力系数 S 值不能直接测量,要由流量 G 、压力降 H 的直接测量后间接计算出来。因此,要想把某个热用户局部系统的阻力系数 S 调到理想值,必须反复测量其流量和压力降,反复调节有关阀门才能实现。这种调节方法属于试凑法,现场操作繁琐、费时,实用性不大。

二、预定计划法

这一方法是在调节前,将供热系统所有热用户入口阀门关死,让供热系统处于停运状态。然后按一定顺序(或从离热源最远端开始,或从离热源最近端开始),逐个开启热用户入口阀门。阀门开启的条件是:使其通过的流量等于预先计算出的流量。显然,该流量值既不应是理想流量,也不应是设计流量,而称之为启动流量。

该调节方法的关键是各热用户启动流量的计算。若启动流量已求出,则在现场一面检测流量,一面调节热用户阀门,使其逐一各自满足其启动流量。各热用户在规定顺序下按启动流量全部启动后,供热系统就能在理想流量(或设计流量)下运行,从而完成初调节任务。

下面根据图 4.1 所示的供热系统,说明热用户启动流量的计算方法及预定计划的编制过程。

图 4.1 预定计划法简图

该供热系统共有 4 个热用户,热源循环水泵扬程为 50m,用户 1, 2, 3, 4 的设计流量皆为 $100\text{m}^3/\text{h}$, 压力降分别为 40, 30, 20, $10\text{mH}_2\text{O}$ 。供热系统阻力系数值详见表 4.1。 , , , 表示供热

系统包括供、回水干管的编号。

表 4.1 阻力系数计算表

管段及热用户 编 号		流 量 G (m ³ /h)	压力降 H (mH ₂ O)	阻力系数 S = H / G ² 10 ⁻³ (mH ₂ O / (m ³ · h ⁻¹) ²)
管 段 号		400	10	0.063
		300	10	0.111
		200	10	0.25
		100	10	1.00
热 用 户 号	1	100	40	4.00
	2	100	30	3.00
	3	100	20	2.00
	4	100	10	1.00

表 4.2 说明了该供热系统按照热用户 4, 3, 2, 1 的调节顺序进行调节时, 各热用户启动流量的计算值。

表 4.2 热用户启动流量计算表

顺序	数值名称	计 算
. 开启热用户 4		
1	热网及用户 4 的总阻力系数 10 ⁻³ (mH ₂ O / (m ³ · h ⁻¹) ²)	$S_0 = S + S + S + S + S_4 = 0.063 + 0.111 + 0.25 + 1.00 + 1.00 = 2.424$
2	用户 4 的启动流量 (m ³ /h)	$G_4 = \frac{H_0}{S_0} = \frac{50}{2.424} \times 10^{-3} = 144$
3	用户 4 的启动系数	$\alpha_4 = G_4 / G_4 = 144 / 100 = 1.44$

(续表)

顺序	数值名称	计 算
. 开启热用户 3		
1	用户 3 后的热网总 阻力系数 10^{-3} ($\text{mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2$)	$S_{2,4} = H_3/G^2 = 20/200^2 = 0.5$
2	热网及用户 3、4 的 总阻力系数 10^{-3} ($\text{mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2$)	$S_0 = S + S + S + S_{3,4}$ $= 0.063 + 0.111 + 0.25 + 0.5 = 0.924$
3	热网的总流量(m^3/h)	$G_0 = \frac{H_0}{S_0} = \frac{50}{0.924} \times 10^{-3} = 232$
4	用户 3 的启动系数	$\alpha_3 = G_0/(G_3 + G_4) = 232/(100 + 100) = 1.16$
5	用户 3 的启动流量 (m^3/h)	$G_3 = G_4 = \alpha_3 G_0 = 1.16 \times 100 = 116$
. 开启热用户 2		
1	用户 2 后的热网总 阻力系数 10^{-3} ($\text{mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2$)	$S_{2,4} = H_2/G^2 = 30/300^2 = 0.333$
2	热网及用户 2、3、4 的总阻力系数 10^{-3} ($\text{mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2$)	$S_0 = S + S + S_{2,4}$ $= 0.063 + 0.111 + 0.333 = 0.507$
3	热网的总流量(m^3/h)	$G_0 = \frac{H_0}{S_0} = \frac{50}{0.507} \times 10^{-3} = 314$
4	用户 2 的启动系数	$\alpha_2 = G_0/(G_2 + G_3 + G_4)$ $= 314/(100 + 100 + 100) = 1.04$
5	用户 2 的启动流量 (m^3/h)	$G_2 = \alpha_2 G_0 = G_3 = G_4 = 1.04 \times 100 = 104$

(续表)

顺序	数值名称	计 算
. 开启热用户 1		
1	用户 1 后的热网总 阻力系数 10^{-3} (mH ₂ O/(m ³ ·h ⁻¹) ²)	$S_{1,4} = H_1/G^2 = 40/400^2 = 0.25$
2	热网及用户 1, 2, 3, 4 的总阻力系数 10^{-3} (mH ₂ O/(m ³ ·h ⁻¹) ²)	$S_0 = S + S_{1,4} = 0.063 + 0.25 = 0.313$
3.	热网总流量(m ³ /h)	$G_0 = \sqrt{H_0/S_0} = \sqrt{50/0.313} \times 10^{-3} = 400$
4	用户 1 的启动系数	$\alpha_1 = G_0/(G_1 + G_2 + G_3 + G_4)$ $= 400/400 = 1.00$
5	用户 1 的启动流量 (m ³ /h)	$G_1 = \alpha_1 G_0 = G_2 = G_3 = G_4 = 1 \times 100 = 100$

从启动流量的计算过程很容易发现: 预定计划法的计算工作量是很大的。当供热系统较大时, 即热用户数量较多时, 采用手工方法计算启动流量几乎是不可能的, 这是该调节方法在实际工程中使用价值不大的主要原因。这种调节方法的另一不足之处, 是调节前必须关闭所有热用户阀门, 这就限制该调节方法只能在供热系统投入运行前进行, 不能在运行过程中进行, 这种局限性是由于热用户启动流量难以计算的缘故。

三、比例法

由于上述方法的缺陷, 从七十年代以来, 各国十分重视这方面的研究。为适应初调节的需要, 瑞典 TA 公司研制了平衡阀和智能仪表(微信息处理机), 二者配套使用, 不但可以直接测量平衡阀前

后压差,而且可以直接读出平衡阀中通过的流量。与此同时,相应提出了比例法和补偿法等初调节方法。

比例法的基本原理是当各热用户系统阻力系数一定时,系统上游端的调节,将引起各热用户流量成比例地变化。也就是说,当各热用户阀门未调节时,系统上游端的调节,将使各热用户流量的变化遵循一致等比失调的规律。

若待调节的供热系统如图 4.2 所示,共有 4 条支线 A, B, C, D; 每条支线有 4 个热用户。在各支线和热用户回水管道上均安装有平衡阀。

图 4.2 比例调节法系统示意图

该方法的调节步骤如下:

1. 调节支线的选择

(1) 全开系统中所有平衡阀(供水管道上的所有其它阀门也全开),使系统在超流量的工况下运行;

(2) 利用平衡阀和智能仪表(详见本章第三节),测量各支线

回水管道上平衡阀前后压差,并由智能仪表直接读出通过各平衡阀的流量,亦即各支线流量(也可根据平衡阀前后压差,利用平衡阀计算图表直接查出流量)。

(3) 计算各支线流量的比值 x_i ,

$$x_i = \frac{G_i}{G_i} \quad i = 1, 2, 3, 4, \dots, n$$

式中 i ——各支线序号;

n ——支线数;

G_i ——支线理想流量, m^3/h ;

G_i ——测量出的支线实际流量, m^3/h 。

(4) 选择流量比值最大值 x_{zd} 的支线为调节支线。按支线流量比值的大小顺序排列,即为支线依次调节的前后顺序。在一般情况下,热源近端支线流量比值偏大,因此,往往先从近端支线开始调节。

2. 支线的调节

(1) 计算调节支线各热用户的流量比值,挑选流量比值最小 x_{zx} 的热用户为参考用户。若支线 A 为调节支线,则 $x_{zd} = G_A / G_A$ 。在 A 支线中,若 3 用户的流量比值最小,即 $x_{zx} = G_{A3} / G_{A3}$,则 3 用户为参考用户。

(2) 从调节支线 A 的最末端用户 1 开始调节。利用与平衡阀配套的智能仪表,调节平衡阀 F-A1,将用户 1 的流量比值 x_{A1} 调节到参考用户 3 的流量比值的 95% 左右,即 $x_{A1} = 0.95x_{zx} = 0.95(G_{A3} / G_{A3})$ 。

(3) 调节平衡阀 F-A2,使热用户 2 的流量比值 x_{A2} 调节到与用户 1 的流量比值相等的数值 $x_{A2} = x_{A1}$ 。应该注意,由于用户 2 的调节,用户 1 的原有流量比值将会略有增加。

(4) 继续以用户 1 的流量比值为参考值,依步骤 3 的同样方法,依序调节用户 3,4。每调节一个热用户,用户 1 的流量都将略

有增加,这是正常的。

(5) 按照支线流量比值大小顺序,采用上述同样方法,依次调节其它各支线。其参考流量比值为各支线内的最小值。

3. 支线间的调节

(1) 测量各支线的流量比值 X_A, X_B, X_C, X_D , 以其中最小值为参考比值。

(2) 从最末端支线开始调节,即调节平衡阀 F-D,使支线 D 的流量比值调节为支线参考比值的 95%,若参考支线为 C 支线,则应 $X_D = 0.95X_C = 0.95X_{zx}$ 。

(3) 以同样方法,依次调节 F-C, F-B, F-A 平衡阀,使各支线流量比值等于最末端支线 D 的流量比值。在调节过程中,末端支线 D 的流量比值也将略有增加。

(4) 如各支线属于同一供热系统中不同的区段,则应先调节同一区段内的各支线,再进行各区段间的调节,其调节方法同上。

4. 全网调节

调节供热系统总平衡阀 F(既可安装在供水管道上,也可安装在回水管道上),使最末端支线 D 的流量比值等于 1.0。根据一致等比失调原理,经过上述调节,供热系统各支线、各热用户的流量则一定将运行在理想流量(或设计流量)的数值上,全网调节结束。

比例调节法原理简明,效果良好。但调节方法还显繁琐:首先必须使用二套智能仪表,配备二组测试人员,通过报话机进行信息联系;其次是平衡阀重复测量次数过多,调节过程费时费力。但总体讲,由于有平衡阀、智能仪表做依托,这种方法使初调节在实际工程中的应用有了可能性。

四、补偿法

这是瑞典 TA 公司推荐的另一种初调节方法。由于这种方法是依靠供热系统上游端平衡阀的调节,来补偿下游端因调节引起

的系统阻力的变化,因而称为补偿法。

该调节方法的主要步骤如下:

1. 支线调节

(1) 任意选择待调支线(见图 4.2),在该支线中确定热用户局部系统阻力最大的用户(未含平衡阀阻力,确定方法见后)。为保证智能仪表的量测精度,一般规定安装在局部系统阻力最大的热用户处的平衡阀的最小压降(在阀全开时)不得小于 3kPa 。如果小于此数,智能仪表测出的流量值可能失真(TA 公司制造的智能仪表 DTM-C,流量量测的最小值是平衡阀的压降不低于 0.5kPa)。

现选择图 4.2 中的 A 支线为待调支线,其中用户 2 的局部系统(含室内系统、支线管道及其附件)阻力最大。

(2) 从待调支线的最末端用户开始调节。首先计算该用户(即 1 用户)的平衡阀 F-A1 在理想流量(或设计流量)下的压降值 H_{F-A1} 。若用户 2、用户 1 的局部系统压降(在设计流量下)为已知,分别为 H_{A2} , H_{A1} (未含平衡阀的压降),则 H_{F-A1} 值可由下式计算:

$$H_{F-A1} = H_{A2} + 0.3 - H_{a_2-a_1} - H_{a_1-a_2} - H_{A1} \text{ mH}_2\text{O}$$

式中 $H_{a_2-a_1}$, $H_{a_1-a_2}$ ——分别为用户 2 至用户 1 之间供、回水管线的压降, mH_2O ; $0.3\text{mH}_2\text{O}$ 为用户 2 的平衡阀 F-A2 在设计流量下的最小压降值。

根据 H_{F-A1} 和设计流量 G ,由下式可计算出用户 1 的平衡阀 F-A1 的特性系数 K_v :

$$K_v = \frac{3.2 \times G (\text{m}^3/\text{h})}{H_{F-A1} (\text{mH}_2\text{O})} = \frac{10 \times G (\text{m}^3/\text{h})}{H_{F-A1} (\text{kPa})} \quad (4.1)$$

不难看出,特性系数 K_v 与阻力系数 S 在本质上是相同的,皆代表平衡阀的特性。当平衡阀的开度不同,其 K_v 、 S 值也随之不同。 K_v 与 S 的关系可由下式表示:

$$S = \frac{3.2}{K_v}^2 \quad \text{mH}_2\text{O}/(\text{m}^3/\text{h}^{-1})^2 \quad (4.2)$$

或

$$S = \frac{10}{K_v}^2 \quad \text{kPa}/(\text{m}^3/\text{h}^{-1})^2 \quad (4.3)$$

根据平衡阀特性资料(由厂家提供),由计算出的平衡阀特性系数 K_v (或 S),确定平衡阀的开度 K_s 。按照求出的平衡阀开度 K_{s-A1} ,在现场调节用户 1 的平衡阀 F-A1,达到给定开度,并将平衡阀的手轮锁定。

(3) 将第一台智能仪表接至用户 1 的平衡阀 F-A1 上,调节支线 A 的总平衡阀 F-A,使 F-A1 平衡阀上的压降达到计算值 H_{F-A1} 。此时通过 F-A1 平衡阀上的流量必然为设计流量(或理想流量)。

如果发生 F-A 总平衡阀已全开,平衡阀 F-A1 仍未调至要求数值,此时,可将上游端的 1 个或多个用户的平衡阀关小,直到用户 1 平衡阀 F-A1 达到理想的要求。

(4) 将第二台智能仪表接到用户 2 的平衡阀上,调节平衡阀 F-A2,使其通过的流量达到设计流量。与此同时,监视第一台智能仪表上的流量读数,调节总平衡阀 F-A,使用户 1 通过的流量始终保持在设计值。

(5) 利用第二台智能仪表,依次调节用户 3 和用户 4。调节方法全同用户 2 的调节。

2. 支线间的调节

(1) 按照上述方法,逐个调节各支线。当调节支线不能满足足够的压降时,可将已调好的支线总平衡阀关闭。

(2) 调节支线 D(最末端)的总平衡阀 F-D,使支线 D 的流量达到设计值。

(3) 依次调节支线 C, B, A 的总平衡阀 F-C, F-B, F-A, 使各

支线达到设计流量。同时监视支线 D 的流量, 调节供热系统总平衡阀 F, 使其流量始终保持在设计值。

(4) 当供热系统各支线分属不同区段时, 以同样方法由远至近逐个调节各区段。

各支线、各区段调节后, 供热系统各用户就将按照设计流量运行, 至此, 初调节完毕。

在支线调节过程中, 热用户局部系统最大阻力的确定, 是该调节方法的主要关键之一。具体确定方法, 应区别下列三种不同情况而定:

1. 各热用户局部系统阻力皆相等。此时, 最末端热用户为阻力最大的用户, 这是因为其供、回水干管最长进而阻力最大所致。这时, 该用户平衡阀最小压降取值 $0.3\text{mH}_2\text{O}$, 以此计算其平衡阀的特性系数 K_v 和开度 K_s 。

2. 各热用户局部系统阻力不等但皆为已知。这时, 最大阻力的热用户一目了然。最末端热用户平衡阀的压降值按支线调节中的第(2)步骤有关公式计算, 其中供、回水干管的压降可粗略地按平均比摩阻估算。

3. 各热用户局部系统阻力不等且未知。这时, 阻力最大的用户按如下步骤确定:

(1) 全开支线总平衡阀和该支线各热用户的平衡阀;

(2) 逐个关闭热用户的平衡阀, 测量用户总压降(含平衡阀) H_i^{zd} ; 然后调节平衡阀, 使该用户流量达到设计流量, 测量此时的用户总压降 H_i^{zx} ;

(3) 通常用户室内系统及其附件的压降为 $H_i = H_i^{zd} - H_i^{zx}$, 则 H_i 的最大值即为阻力最大的热用户。

已知阻力最大的用户后, 最末端用户平衡阀压降的计算全同第二种情况。

补偿法具有两个明显的优点:

1. 每个热用户的平衡阀只测量调节一次, 因而比较节省人力;

2. 平衡阀是在允许的最小压降下调节的, 因而降低了供热系统循环水泵的扬程, 从而节省了运行费用。

补偿法也有不尽人意之处, 主要是同时需要二台智能仪表, 操作人员需分为三组(最末端参考用户、待调用户和总平衡阀), 通过报话机进行信息联系。当仪表、人力有限时, 使用时有一定困难。但该方法准确、可靠, 在欧洲一些国家使用相当普遍。

五、计算机法

该方法是由中国建筑科学研究院空气调节研究所提出的。这种方法也是在与平衡阀、智能仪表配套使用中实现的。

该方法的基本原理是借助平衡阀和智能仪表测量出供热系统各热用户的局部系统阻力, 根据各热用户局部系统的设计阻力(含平衡阀的阻力), 求出各热用户平衡阀的要求阻力和开度, 在现场进行实际调节。

如图 4.3 所示, 欲先调节 2 用户。根据有关资料, 由已知的设

图 4.3 计算机法供热系统示意图

计流量 G_2 和 2 用户支线 bb 间的设计压降 H_{bb} , 很容易计算出 bb 支线的总阻力系数 S_{bb} (含室内系统和平衡阀 F_2)。平衡阀 F_2 的待调阻力系数 S_{F_2} 可由下式决定:

$$S_{F_2} = S_{bb} - S_2 \quad \text{mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2 \quad (4.4)$$

式中 S_2 ——表示包括支线 bb 在内的用户局部系统阻力系数(未含平衡阀 F_2), $\text{mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2$ 。但 S_2 为未知, S_2 是通过任意改变平衡阀 F_2 的二次开度间接计算的。设平衡阀第一次开度和第二次开度下的阻力系数分别为 S_{F_2-1} 和 S_{F_2-2} , 用智能仪表测得平衡阀二次开度下的流量分别为 G_{2-1} , G_{2-2} , 平衡阀前后压降为 H_{F_2-1} 和 H_{F_2-2} , 若支线 bb 的总压降分别为 H_{bb-1} 和 H_{bb-2} , 则有:

$$H_{bb-1} = S_{F_2-1}G_{2-1}^2 + S_2G_{2-1}^2 = H_{F_2-1} + S_2G_{2-1}^2 \quad (4.5)$$

$$H_{bb-2} = S_{F_2-2}G_{2-2}^2 + S_2G_{2-2}^2 = H_{F_2-2} + S_2G_{2-2}^2 \quad (4.6)$$

如近似认为 $H_{bb-1} = H_{bb-2}$, 即得

$$H_{F_2-1} + S_2G_{2-1}^2 = H_{F_2-2} + S_2G_{2-2}^2 \quad (4.7)$$

因 H_{F_2-1} , H_{F_2-2} , G_{2-1} 和 G_{2-2} 皆为实际测量值, 所以由(4.7)式可以计算出 S_2 , 进而由(4.4)式求出平衡阀 F_2 的待调阻力系数 S_{F_2} , 再由平衡阀特性关系给出平衡阀 F_2 的开度 K_s 值。

上述计算过程已编为程序, 固化在智能仪表中, 因此计算比较方便。

采用同样方法调节其它热用户, 即可完成供热系统初调节的任务。

该方法计算工作量较小, 现场调节无顺序要求, 操作方法也较简便。不足之处是把平衡阀二次不同开度下支线总压降视为相等, 这与实际工况不符。当安装平衡阀的用户热入口与系统干、支线分支点相距较远时, 这种近似将引起较大误差。

六、模拟分析法

该方法由清华大学热能系于 1985 年开发。为叙述方便, 将分别介绍其基本原理和操作方法。

1. 供热系统水力工况数学模型

供热系统各用户间有较强的耦合关系, 其中某个用户的调节,

不但引起该用户流量的变化,而且还要影响其它用户流量的变化。因此为准确分析计算初调节过程中供热系统流量、压力等参数的变化规律,建立其水力工况数学模型是完全必要的。

(1) 基尔霍夫定律

基尔霍夫电流定律和电压定律是电学中主要定律之一,这一基本规律也完全适用于供热系统。

图 4.4 为有三个热用户的供热系统,共由 7 个管段和 5 个管段分支节点组成(管段和分支节点的划分可根据具体情况灵活编制),其编号如图所示: 1, 2, 3, ..., 5 为分支节点编号; b_1, b_2, \dots, b_7 为管段编号。相应的,各管段流量表示为 $G_{b1}, G_{b2}, G_{b3}, \dots, G_{b7}$, 流向由图中箭头所示;各管段压降分别为 $H_{b1}, H_{b2}, H_{b3}, \dots, H_{b7}$;各分支节点压力表示为 $H_1, H_2, H_3, \dots, H_5$;系统循环水泵扬程为 DH_p 。

图 4.4 供热系统编码示意图

基尔霍夫流量定律

对于任何一个集中供热系统,所有流入或流出任一节点的流量,其代数和为零。当把流入节点的流向定义为负,流出节点的流向定义为正时,对于节点 1,基尔霍夫流量定律可用公式表示为

$$G_{b1} + G_{b5} - G_{b4} = 0 \quad (4.8)$$

对于其它节点,也可写出类似公式。

基尔霍夫压降定律

对于任何一个集中供热系统,任意一个回路,其中各管段的压降代数和为零。若将用户管段流量定义为回路流量,则与回路流量同向的为正,反向的为负。对于回路 l_2 (由管段 b_2, b_4, b_5, b_6, b_7 组成),基尔霍夫压降定律可由下式描述

$$H_{b_2} + H_{b_6} + H_{b_7} + H_{b_4} + H_{b_5} - DH_p = 0 \quad (4.9)$$

对于循环水泵,因起增压作用,相当于在 b_4 管段中串联了一段压降为负值的管段。

以同样形式可写出其它回路的描述公式。

(2) 水力工况数学模型建立

根据上述的基尔霍夫流量、压降定律以及流体力学中的伯努利方程,对图 4.4 的供热系统可写出如下的独立的联立方程

$$\begin{aligned} G_{b_1} + G_{b_5} - G_{b_4} &= 0 \\ G_{b_2} + G_{b_3} - G_{b_5} &= 0 \\ G_{b_6} - G_{b_2} - G_{b_3} &= 0 \\ G_{b_7} - G_{b_1} - G_{b_6} &= 0 \\ H_{b_1} + H_{b_7} + H_{b_4} - DH_p &= 0 \\ H_{b_2} + H_{b_6} + H_{b_7} + H_{b_4} + H_{b_5} - DH_p &= 0 \\ H_{b_3} + H_{b_6} + H_{b_7} + H_{b_4} + H_{b_5} - DH_p &= 0 \\ H_{b_1} &= S_{b_1} G_{b_1}^2 + (Z_4 - Z_1) \\ H_{b_2} &= S_{b_2} G_{b_2}^2 + (Z_3 - Z_2) \\ H_{b_3} &= S_{b_3} G_{b_3}^2 + (Z_3 - Z_2) \\ H_{b_4} &= S_{b_4} G_{b_4}^2 + (Z_1 - Z_5) - DH_p \\ H_{b_5} &= S_{b_5} G_{b_5}^2 + (Z_2 - Z_1) \\ H_{b_6} &= S_{b_6} G_{b_6}^2 + (Z_4 - Z_3) \\ H_{b_7} &= S_{b_7} G_{b_7}^2 + (Z_5 - Z_4) \end{aligned} \quad (4.10)$$

联立方程组(4.10)共有 14 个独立方程,其中 5 个支线节点可组成

4 个独立的基尔霍夫流量方程(5 节点称为参考节点, 一般由循环水泵入口即恒压点来表示), 由 3 个热用户的回路管段组成了 3 个基尔霍夫压降方程, 再加 7 个管段组成的 7 个伯努利方程。该方程组中若假定管段的阻力系数皆为已知, 则待求的未知变量也为 14 个, 其中管段流量 $G_{b1} \dots G_{b7}$ 为 7 个, 管段压降 $H_{b1} \dots H_{b7}$ 也为 7 个。循环水泵扬程可表示为管段流量的函数, 所以不是独立的未知变量。联立方程组(4. 10)有 14 个独立未知变量, 也有 14 个独立方程, 因此必定有唯一解。通过上述分析可以了解: 任何一个供热系统, 其流量分配即水力工况唯一决定于系统管段的阻力状况, 系统阻力状况一定, 其流量分配状况也一定。因此任何流量分配状况的改变, 必须首先改变系统的阻力状况, 阀门的调节就是为实现这一目的。

概括地说, 供热系统水力工况数学模型中, 独立的方程数和独立的未知变量数正好等于系统管段数的 2 倍。因此供热系统越大, 管段越多, 建立的数学模型方程数也愈多。对于中小规模的供热系统, 其数学模型的方程数约为近百个左右, 手工计算难以完成, 通常都编为固定程序, 由计算机求解。

严格地说, 在方程组(4. 10)中 7 个管段流量只有 3 个热用户流量 G_{b1}, G_{b2}, G_{b3} 是独立变量, 其它 4 个管段流量皆可由用户流量表示, 即

$$G_{b4} = G_{b7} = G_{b1} + G_{b2} + G_{b3}$$

$$G_{b5} = G_{b6} = G_{b2} + G_{b3}$$

将此方程代入方程组(4. 10), 可进一步简化为

$$S_{b1} G_{b1}^2 + (S_{b4} + S_{b7})(G_{b1} + G_{b2} + G_{b3})^2 - DH_p = 0$$

$$S_{b2} G_{b2}^2 + (S_{b4} + S_{b7})(G_{b1} + G_{b2} + G_{b3})^2$$

$$+ (S_{b5} + S_{b6})(G_{b2} + G_{b3})^2 - DH_p = 0$$

$$S_{b3} G_{b3}^2 + (S_{b4} + S_{b7})(G_{b1} + G_{b2} + G_{b3})^2$$

$$+ (S_{b5} + S_{b6})(G_{b2} + G_{b3})^2 - DH_p = 0$$

(4. 11)

简化后的方程组(4.11)由原来的14个方程、14个变量减为只有3个方程、3个变量(用户流量 G_{b1} , G_{b2} , G_{b3}), 求解更为方便。一般对于树枝状的供热系统, 简化后的数学方程组的个数正好等于热用户的个数。通常都是对简化后的方程组(4.11)进行计算机求解, 在流体网络理论中称为基本回路分析法。

2. 调节方法

有了上述水力工况数学模型, 就能快速而准确地预测供热系统在调节过程中全网流量、压力的变化情况。模拟分析法就是事先通过预测, 计算出调节过程中的过渡流量(或压力), 然后在现场实施的一种调节方法。

一般说, 模拟分析法分以下四个步骤进行:

(1) 确定实际工况

在现场通过实际测定, 得到各热用户的实际运行流量 G_{sj} , 和各分支管段的压力降 H_{sj} (j 为管段编号), 利用公式 $S = H / G^2$ 计算各管段的实际阻力系数 S_{sj} 。记录供热系统在测试期间循环水泵的运行台数及其型号。

压力测量用普通的弹簧压力表, 当系统末端压差过小时, 宜采用高压比压计测量。流量测量宜采用便携式超声波流量计, 如日制FLB型便携式超声波流量计, 将测头直接绑在钢管外壁(局部拆去保温层), 即可在主机上读出管道流量。测量精度 $\pm 1.0\%$ 。

在测量过程中, 应将系统内空气排尽(包括室内系统), 消除大的泄漏, 保证系统在稳压下运行, 以提高测量精度。

(2) 计算理想工况

理想工况计算的任务是在给定各热用户理想流量(或设计流量)下, 根据供热系统的实际工况(即经实测得到的各管段实际阻力系数 S_{sj})计算待调管段的理想阻力系数 S_{lj} 。

热用户的理想流量值可参照表4.3选取, 其中供暖面积热指标综合了《城市热力网设计规范》、《供暖通风设计手册》、《民用建

筑采暖通风设计技术措施》的有关数据。考虑到我国目前的设计、运行状况,对于低温供热系统,按设计供回水温差为 20—25 选取理想流量。

表 4.3 建筑物供暖面积概算热指标和理想流量值

建筑物类型	供暖面积概算热指标 q_n		理想流量值 G_i kg/(m ² ·h)
	W/m ²	k cal/(m ² ·h)	
住宅	40—70	40—60	2.0—3.0
办公楼、学校	58—81	50—70	2.5—3.5
医院、幼儿园	64—81	55—70	3.0—3.5
旅馆	58—70	50—60	2.5—3.0
图书馆	47—76	40—65	2.0—3.5
商店	64—87	55—75	3.0—4.0
单层住宅	81—105	70—90	3.5—4.5
食堂、餐厅	116—140	100—120	5.0—6.0
影剧院	93—116	80—100	4.0—5.0
礼堂、体育馆	116—163	100—140	5.0—7.0

通常情况下,供热系统的供、回水干管可不进行调节,只调节热用户入口处的调节阀门,这样,供、回水干管的阻力系数已知,即为实测值,只要求出热用户局部系统的理想阻力系数 S_{ij} ,则理想工况的计算任务即告结束。

参照图 4.4,在联立方程组(4.11)中,管段 b_4, b_5, b_6, b_7 为供、回水干管,阻力系数 $S_{b_4}, S_{b_5}, S_{b_6}$ 和 S_{b_7} 是实测值。若考虑热用户的建筑类型和实际供暖面积,由表 4.3 选取其理想流量,则可根据干管流量与用户流量的关系,求出各干管 b_4, b_5, b_6 和 b_7 的理想流量 $G_{ib_4}, G_{ib_5}, G_{ib_6}$ 和 G_{ib_7} 。这样,就可根据方程组(4.11)计算出热用户的理想阻力系数 $S_{ib_1}, S_{ib_2}, S_{ib_3}$ 。

$$\begin{aligned}
 S_{1b1} &= \frac{DH_p - (S_{sb4} + S_{sb7})(G_{1b1} + G_{1b2} + G_{1b3})^2}{G_{1b1}^2} \\
 S_{1b2} &= \frac{DH_p - (S_{sb4} + S_{sb7})(G_{1b1} + G_{1b2} + G_{1b3})^2 - (S_{sb5} + S_{sb6})(G_{1b2} + G_{1b3})^2}{G_{1b2}^2} \\
 S_{1b3} &= \frac{DH_p - (S_{sb4} + S_{sb7})(G_{1b1} + G_{1b2} + G_{1b3})^2 - (S_{sb5} + S_{sb6})(G_{1b2} + G_{1b3})^2}{G_{1b3}^2}
 \end{aligned}
 \tag{4.12}$$

根据同样方法,可计算各种规模供热系统的理想工况。由于计算工作量较大,一般编为程序,由计算机计算。

(3) 制定调节方案

调节方案的制定,实质上就是在计算机上对供热系统进行模拟调节。调节过程如下:以实测的实际工况为起始工况,按照一定顺序(一般从正失调最严重用户开始,多数情况为近端用户)逐个把每一热用户的阻力系数从实测值调至理想值。在计算机上实施这种调节,实际上就是按上述顺序,逐个以热用户的理想阻力系数 S_{ij} 代替各自的实际阻力系数 S_{sj} 。每调节一个用户后(即每进行一次替代后),即对联立方程组(4.11)进行一次求解(即对计算机程序进行一次运算),得到一个调节后的流量分配新工况,我们称为调节过程的过渡流量。可以想象,在调节过程中,已调用户的阻力系数皆达到理想值,但其过渡流量还不是理想流量。只有按照已定顺序,所有热用户阻力系数都调整为理想值时,各热用户的运行流量才达到理想流量。

在现场的实际调节与计算机上的模拟调节不同。后者的调节就是用阻力系数理想值代替实际值。而现场调节的最大困难就是用户的阻力系数难以直接测量,必须通过其它参数进行间接判断。而模拟调节过程计算出的过渡流量,或过渡压力,唯一对应于调节过程的阻力系数。我们把模拟调节过程中,调节用户及其对应的过渡流量按顺序逐一记录下来,把对应的过渡流量视为现场用户调节是否达到理想阻力系数的判断依据。因此,调节用户与对应过渡

流量的记录实际上就是所要制定的调节方案。

理论上讲,过渡流量、过渡压力,或任一用户的过渡参数皆可作为调节用户是否达到理想阻力系数的判断依据,但把待调用户自身的过渡流量作为判断依据,将是最简单、方便的。

(4) 现场实施调节方案

把计算机模拟调节中制定的调节方案拿到现场,按调节方案中给出的调节顺序,逐一调节用户的调节阀,在调节的同时,用便携式超声波流量计监测该用户的流量变化,当流量等于方案中给定的对应的过渡流量时,则认为通过调节阀的调节,待调用户的阻力系数正好达到了理想值。所有用户按上述方法调节完毕后,则整个供热系统必然会在理想流量工况下运行,原有的水力失调消除,实现了初调节的目的。

下面举例来具体说明模拟分析法的使用方法。

例 供热系统如图 4.5 所示,共有 4 个热用户,一台循环水泵扬程 $DH_p = 50\text{mH}_2\text{O}$ 。系统编号如图,其中管段数为 1, 2, ..., 12; 节点数为 , , ... ; 独立回路数为 4 个(与热用户数相同),理想工况下各热用户的流量皆等于 $100\text{m}^3/\text{h}$, 实际运行中 $G_{s1} = 140\text{m}^3/\text{h}$, $G_{s2} = 120\text{m}^3/\text{h}$, $G_{s3} = 80\text{m}^3/\text{h}$, $G_{s4} = 60\text{m}^3/\text{h}$ 。试用模拟分析法进行初调节。

图 4.5 供热系统举例

设循环水泵入口点即节点编号 为参考节点,按初调节的 4 个步骤进行。

(1) 确定实际工况,将实测结果列入表 4.4。

表 4.4 实际工况

管段编号	流量 G_s (m^3/h)	压降 H_s (mH_2O)	阻力系数 S_s ($\text{mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2$)
1	140	40.000	0.2041×10^{-2}
2	120	32.489	0.2256×10^{-2}
3	80	27.589	0.4311×10^{-2}
4	60	23.989	0.6664×10^{-2}
5	400	5.000	0.3125×10^{-4}
6	260	3.756	0.5556×10^{-4}
7	140	2.450	0.1250×10^{-3}
8	60	1.800	0.5000×10^{-3}
9	60	1.800	0.5000×10^{-3}
10	140	2.450	0.1250×10^{-3}
11	260	3.756	0.5556×10^{-4}
12	400	5.000	0.3125×10^{-4}

(2) 计算理想工况,将用户理想流量输入计算机,运行(4.12)方程组的求解程序,将理想工况的计算结果列入表 4.5。

(3) 制定调节方案,按用户 1, 2, 3, 4(从热源由近而远)的调节顺序,逐一的由 $S_{11} = 0.4000 \times 10^{-2}$, $S_{12} = 0.3000 \times 10^{-2}$, $S_{13} = 0.2000 \times 10^{-2}$ 和 $S_{14} = 0.1000 \times 10^{-2}$ 代替 $S_{s1} = 0.2041 \times 10^{-2}$, $S_{s2} = 0.2256 \times 10^{-2}$, $S_{s3} = 0.4311 \times 10^{-2}$ 和 $S_{s4} = 0.6664 \times 10^{-2}$, 分别运行(4.11)方程组的求解程序,根据模拟调节的计算结果,将制定的调节方案列入表 4.6 中。

表 4.5 理想工况

管段编号	流量 G_i (m^3/h)	压降 H_i (mH_2O)	阻力系数 S_i ($\text{mH}_2\text{O}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2$)
1	100	40	0.4000×10^{-2}
2	100	30	0.3000×10^{-2}
3	100	20	0.2000×10^{-2}
4	100	10	0.1000×10^{-2}
5	400	5	0.3125×10^{-4}
6	300	5	0.5556×10^{-4}
7	200	5	0.1250×10^{-3}
8	100	5	0.5000×10^{-3}
9	100	5	0.5000×10^{-3}
10	200	5	0.1250×10^{-3}
11	300	5	0.5556×10^{-4}
12	400	5	0.3125×10^{-4}

(4) 现场实施调节方案,按表 4.6 的调节方案,依用户 1, 2, 3, 4 的顺序逐个调节。在调节用户 1 的调节阀门时,由于 $S_1 = 0.4000 \times 10^{-2}$ 大于 $S_{s1} = 0.2041 \times 10^{-2}$, 调节阀应逐渐关小,同时要监测用户 1 的流量,当过渡流量 $G_1 = 101.956 \text{m}^3/\text{h}$ 时,即可判断用户 1 的阻力系数已由实际值达到了理想值。以此类推,调节用户 2(关小调节阀)、用户 3(开大调节阀),当过渡流量分别达到 $G_2 = 107.960 \text{m}^3/\text{h}$, $G_3 = 104.472 \text{m}^3/\text{h}$ 时,用户 2, 3 即调到了理想阻力系数值。当用户 4 按要求调好后(开大调节阀),所有热用户运行流量皆为 $100 \text{m}^3/\text{h}$, 达到了理想流量。至此,初调节任务全部完成。

由模拟分析法的操作步骤可以看出,它具有如下优点:

(1) 准确: 由于所建立的数学模型从供热系统的整体出发考虑了调节过程各热用户的相互影响,因此能真实反映实际的运行情况,比其它调节方法更准确。

(2) 快速: 大量的计算工作由计算机完成, 大大节约了时间。实际水力工况的测取和调节方案的实现由于是一次性操作, 所以比前述的调节方法快得多。

(3) 节省人力: 一般说, 采用这种方法进行初调节, 不论供热系统大小, 只需要一组共 2—3 人操作即可, 不需要组与组之间的远距离报话通讯, 因此比补偿法、比例法节省人力。

(4) 用途广泛: 首先对量测仪表有较强的适应性, 既可以与平衡阀(或调配阀)、智能仪表配套使用; 也可以利用超声波流量计配合普通的调节阀(本身不能测流量)。其次是不论热态、冷态, 在任何运行工况下都能实施调节; 特别是在多热源共网的供热系统中, 更能有效地制定理想运行方案, 实现尖峰热源、中间泵站切换。

七、模拟阻力法(CCR 法)

模拟分析法经过几年调节实践, 除证明上述优点外, 也还存在一些不足: 首先每个用户调节阀流量需测量二次(实际工况测试和现场调节测试), 有一定的工作量; 其次是计算机程序软件非专业人员不易掌握。

在总结初调节经验的基础上, 清华大学热能系于 1989 年又提出了模拟阻力法或称 CCR 法的初调节方法。

该方法的基本原理是在现场测试管网的实际阻力系数, 由计算机直接计算出待调用户的理想阻力系数和相应调配阀的理想开度, 然后在现场直接把调配阀调到理想开度。由于该方法是通过计算机直接计算管网阻力, 并直接调节阀门阻力(开度)来实现初调节的, 因此称为模拟阻力法。由于这种方法的调节步骤是: 首先采集管网实际运行参数(collection), 再通过计算机计算管网的实际阻力与理想阻力(calculation), 然后实施现场调整(regulation), 故又称“CCR”法。为配合这一方法, 已研制出专用调节阀——调配阀和智能仪表以及专用计算机软件。

这种调节方法的特点是：使用调配阀和智能仪表在现场进行管网实际测量；将现场测量的流量、压降数据贮存在智能仪表中，通过与 IBM 计算机联机，可直接处理、计算现场测量数据，给出调节方案；计算软件可实现人机对话，调节运行人员可按照计算机屏幕提示，绘制待调供热系统图和运行计算，一般专业技术人员即可掌握；根据调配阀上显示的开度，直接调节到理想开度，无调节顺序的要求。基于上述特点，该调节方法具有简单、方便、准确、省力和便于推广等优点。

1. 调节步骤

调节过程基本上分三个步骤：首先测出被调供热系统各热用户的流量和压降，算出系统的阻力系数；再根据各用户要求的理想流量，计算各待调用户处调配阀的理想开度；最后根据计算结果，一次将待调的调配阀调节到理想开度，使供热系统达到理想流量分配。

(1) 实际工况的测量计算

为实施该调节方法，一般在用户入口处的回水管上（有时装在供水管上）装一个调配阀，在该调配阀的阀芯前、后和供水管上（或回水管上）装有三个压力测孔，用橡皮管分别与智能仪表连接，即可测出相应压力（或压差）和流量。图 4.6 为待测管网示意图，该供热系统共有 3 个热用户，调配阀装在用户热入口回水管上。某用户热入口测出的供水压力为 p_{11} ，调配阀芯前、后测压孔测出的压力 p_{12} 、 p_{13} ，分别为用户回水压力和调配阀后压力。某个热用户与供热系统供、回水干管分支节点的压力分别表示为 p_i 和 p_i 。

在现场测量时，一般只测量 p_{11} 、 p_{12} 和 p_{13} 三个数据。当用户热入口与干管分支点距离较短时，可近似认为 $p_i = p_{11}$ 、 $p_i = p_{13}$ ；当距离较长时，这种近似就会造成较大误差。为了准确计算供热系统实际工况的阻力系数，可以通过 p_{11} 、 p_{12} 和 p_{13} 的测量间接计算出 p_i 和 p_i 。具体测量方法是在每个热用户入口处，在调配阀二个不同开

图 4.6 供热系统测量示意图

度下测出相应的 p_{i1} , p_{i2} , p_{i3} 值以及流量值, 设第一次开度下的测量值记为 $p_{i1,1}$, $p_{i2,1}$ 和 $p_{i3,1}$, 第二次开度下的测量值记为 $p_{i1,2}$, $p_{i2,2}$ 和 $p_{i3,2}$ 。根据(4.11)联立方程的原理, 可以建立 5 个独立的方程:

$$\begin{aligned} S_{01}(G_{1,1} + G_{2,1} + G_{3,1})^2 + (S_{10} + S_{1,1})(G_{1,1})^2 - DH_{p,1} &= 0 \\ (S_{20} + S_{2,1})(G_{2,1})^2 + S_{12}(G_{2,1} + G_{3,1})^2 - (S_{10} + S_{1,1})(G_{1,1})^2 &= 0 \\ (S_{30} + S_{3,1})(G_{3,1})^2 - (S_{20} + S_{2,1})(G_{2,1})^2 &= 0 \\ S_{01}(G_{1,2} + G_{2,2} + G_{3,2})^2 + (S_{10} + S_{2,2})(G_{1,2})^2 - DH_{p,2} &= 0 \\ (S_{20} + S_{2,2})(G_{2,2})^2 + S_{12}(G_{2,2} + G_{3,2})^2 - (S_{10} + S_{1,2})(G_{1,2})^2 &= 0 \end{aligned} \quad (4.13)$$

式中 S_{01}, S_{12} ——分别为热源至 1 用户, 1 用户至 2 用户之间供、回水干管阻力系数之和;

S_i ——各热用户进、出口间系统(包括调配阀)阻力系数;

S_{i0} ——各热用户入口至系统干线的支线阻力系数;

G_i ——各热用户流量。

根据 $p_{i1,1}$, $p_{i2,1}$, $p_{i3,1}$ 和 $p_{i1,2}$, $p_{i2,2}$, $p_{i3,2}$ 的测量值, 可计算出 $S_{i,1}$, $S_{i,2}$; $G_{i,1}$, $G_{i,2}$ 和 $DH_{p,1}$, $DH_{p,2}$ 也可测量。这样 5 个方程即可解出 5 个未知变量 $S_{01}, S_{10}, S_{20}, S_{30}$ 和 S_{12} 。若视供、回水干线、支线的管径、长度对应相等, 则解出上述方程组后, 即可求出该供热系统的各管段的阻力系数。

这种供热系统的阻力特性确定方法,可以适用于热用户为任何数量的树枝状供热系统。若设供热系统管段数为 M , 节点数为 N , 则可建立的独立方程组的数目 $k=2(M-N+1)-1$ (可严格进行数学证明)。即只要取得各调配阀在二个开度下的压力、流量测量值,就可计算求得供热系统的实际工况。

这种方法的最大优点是只需测量各节点的表压值(即压力表测量值),不必测量各测量节点的位置高度。这是因为方程组是根据基尔霍夫回路压降定律建立的,在此方程中,各节点静压(由位置高度决定)相互抵消,因此可不必考虑位置高度的影响。这就大大减轻了现场测量工作量,即节省人力,又可提高调节精度,优点是明显的。

(2) 调节方案的确定

在管网各管段实际阻力系数确定后,根据各用户实际热负荷的大小,将各热用户的理想流量(确定方法同模拟分析法)输入计算机。由根据线性规划理论编制的计算机软件可直接算出调节方案。该调节方案的内容包括:当管网可调时,给出各用户调配阀的理想调节开度(或圈数);当管网不可调时,给出需要更换管径(加大管径)的管段编号数、要求管径以及相应调配阀的理想开度(圈数)。此即为初调节的调节方案。

(3) 现场调整

根据计算机确定的调节方案,在现场对各调配阀进行调节,将其实际开度(圈数)调至理想开度(圈数)。调节完毕后,管网各用户流量即达理想流量。如调配阀装有锁紧装置,则完成调节后应将锁紧装置锁好,以防开度变动,改变管网的流量分配。当需要检修、开关调配阀时,待检修完毕,按调配阀上的开度显示重新恢复到理想开度,再次锁紧。由于在计算调节方案时,已把调配阀的理想阻力系数换算为开度或圈数(事先已把调配阀特性输入计算机),因此,在调节过程中,无需通过流量(或压力)来间接判断调配阀阻力系

数的大小。这样做,既避免了对调节顺序的要求,也大大简化了调节工序。

2. 专用仪表、设备

为配合该调节方法,研制了专用阀门——调配阀(详见本章第三节)和用于数据采集的智能仪表。

智能仪表是由 8031 芯片及其它外围芯片构成的单片计算机。配有一台 0—0.6MPa 量程、精度 $\pm 0.5\%$ 的压力传感器和相应的变送器以及液晶显示、按键、电池等。

该智能仪表在测量现场与待测调配阀的两个测压孔用橡皮管直接连接,通过按键输入调配阀的编号、口径和开度(圈数),仪表即自动测出压力值,并按预先贮存在仪表中的调配阀特性曲线和计算公式,自动算出通过调配阀的流量、阻力系数,量测数据在显示器上显示的同时,贮存在仪表中。

该仪表可以采集、贮存 120 个管段的参数,由于使用大容量 1[#] 电池,这些数据可以在仪表中保存二周以上时间而不丢失。仪表还装有标准的 RS232 串行接口,可以与 IBM-PC 机或其兼容机连接,将数据从智能仪表中传输至 PC 机进行贮存、分析和计算。

由于压力传感器的输出信号(模拟量)经变送器转换为数字量信号由单片机接收,因此无转换误差。压力测量精度为 $\pm 0.5\%$,调配阀开度读数误差为 $\pm 0.5\%$,这样随着开度的不同,所测流量及阻力系数误差保持在 $\pm 3\%—10\%$ 范围内,可以满足工程要求。

3. 分析、计算软件

开发的分析、计算软件由 PROLOG 与 FORTRAN 两种计算语言混合编写,可在 DOS 操作系统支持下在 PC 计算机上运行。为了使一般的热网运行维护人员能够使用,这个软件设计了比较方便的用户接口,从而通过人机对话的方式即可完成全部数据的输入、绘图和计算工作。

启动该计算软件后,计算机屏幕出现如下菜单:

1. 管网系统结构输入;
2. 读取智能仪表现场测量数据;
3. 调节方案计算;
4. 退出。

选择 1 后,即进入管网系统结构输入状态。工作人员根据屏幕上的提示,按照待调供热系统的实际情况将其管网结构图绘出。之后,计算机对管网结构图进行分析,自动对结构图进行节点和管段编号,同时逐项向工作人员提问,索取各管段长度、管径、各用户建筑面积、热负荷以及节点标高等。

输入的管网结构将生成数据文件,贮存在计算机中,可以在任何时候取出,进行删改和扩充。

选择 2,读取智能仪表现场数据。此时计算机提示出怎样将智能仪表与 PC 机连接,如何操作智能仪表。按指示进行相应操作后,全部采集来的数据即被读入计算机,并以数据文件的形式贮存。

上述步骤完成后,选择 3 即开始方案计算。计算完毕,以表格形式输出调节方案:表明各用户调配阀应有的理想开度。根据给出的调节方案,即可在现场按任意顺序把调配阀调到要求开度(监视调配阀上的开度显示)。

八、温度调节法

由第三章第四节已知供热系统供、回水平均温度可由式 (3.45) 表示为:

$$t_p = \frac{t_g + t_h}{2} = t_n + \frac{1}{2}(t_g + t_h - 2t_n) \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/(1+B)}$$

对于同一供热系统,当室内散热器选择完全按设计条件进行时,上式等号右端的第二项在同一室外温度 t_w 下,可视为 t_n 的函数,即

$$t_p = \frac{t_g + t_h}{2} = t_n + f(t_n)$$

从该式可以看出: 供热房间的室内温度 t_n 与供热系统的供、回水平均温度 t_p 存在简单的对应关系: 当室内温度相等时, 其供、回水平均温度必相等。当供热系统采用直接连接, 并忽略供热管道沿途温降的差别, 即各热用户入口供水温度 t_g 相同的情况下, 回水温度 t_h 与 t_n 有 t_p 与 t_n 的相同关系。这样衡量初调节的效果如何, 即考察各热用户室内温度是否均匀的问题, 完全可以通过对平均温度、回水温度的判断来实现。因为在供热系统中, t_p 或 t_h 的测量远比 t_n 的测量容易的多。温度调节法就是通过对各热用户流量的调节, 使各热用户的供、回水平均温度或回水温度达到一致, 从而实现各热用户室内温度彼此均匀的目的。

一般情况下, 当供热系统为直接连接时, 宜采用回水温度调节法, 可以减少温度测量的数量。在间接连接的供热系统中, 一次管网也可采用回水温度调节法; 对于二次管网, 由于供水温度难以完全一致, 宜采用供、回水平均温度调节法。

在采用温度调节法时, 如何选取基准的平均温度或回水温度, 是十分重要的。当热源总供热量等于、大于热用户总需热量时, 热源应按温度调节曲线(稳态或动态)运行, 此时, 在温度调节曲线中与室外温度相对应的供、回水平均温度或回水温度, 即为调节的基准温度。调节的目的, 就是把各热用户的平均温度或回水温度调节到该基准温度。当热源总供热量小于用户总需热量时, 各用户的供、回水平均温度或回水温度其平均值不可能达到上述基准温度, 这时可粗略地把热源的总供、回水平均温度或总回水温度作为基准温度。应当指出: 在供热系统失调时, 热源总供、回水平均温度或总回水温度比热网流量调匀时高, 因此, 在流量调节过程中, 热源总供、回水平均温度或总回水温度将有下降趋势。这样, 要达到满意的调节效果, 就需要进行多次反复调节。

温度调节法的最大优点是调节过程测量参数单一, 只有温度一种类型参数, 不必进行流量、压力的测量。这是因为室内温度只

与供、回水平均温度有关,而与流量大小无关所致。因此只需较少的测试仪表,调节费用相对也比较少。

但温度调节法也有明显的缺陷:由于供热系统有较大的热惯性,温度变化明显滞后。当系统流量调节后,系统温度变化缓慢,有时一小时甚至几小时后,温度才能稳定在一个新的工况下。因此,温度的测量常常是过渡数值,不能真实反映调节的实际效果。供热系统越大,这种缺陷越明显。为克服上述缺点,常常需要系统稳定后再测试,这就拖长了调节时间,使这种调节方法又增添了新的不足。

综上所述,温度调节法适于在下列三种情况下采用:

(1) 供热系统规模较小,温度滞后不太明显。

(2) 在供热系统中,装配有用户回水温度的计算机自动检测时,可在模拟分析法、模拟阻力法调节的基础上进行微调。

(3) 在规模较大的供热系统中,对流量进行计算机自动调节控制。其中被调参数为水温,调节参数为流量。调节过程为:连续检测供、回水平均温度或回水温度,并与基准温度相比较,由计算机对供热系统进行整体工况的分析、计算,把与基准温度比较得出的温度偏差,转换为电动调节阀的调节开度,由计算机发出指令,使电动调节阀调到要求开度。水温可以间隔几分钟连续检测,流量则可控制在一小时调节一次(通过电动调节阀),这种采样控制正好适应供热系统的大滞后性。我国内蒙赤峰市城镇集中供热系统就是采用这种方法进行了流量的计算机自动调节控制,23个热力站回水温度偏差可控制在 ± 1.0 以内,即热用户平均室温不超过 ± 0.5 ,供热效果相当理想。

九、自力式调节法

这种方法的主要特点是依靠自力式调节阀,自动进行流量的调节控制。有两种自力式流量调节阀分别称为散热器恒温调节阀

和限流阀。

1. 散热器恒温调节阀,其阀体上部囊箱中装有受热蒸发的液体。该调节阀一般装在房间散热器的入口一侧,当室温 t_n 超过设计要求时,囊箱中的液体受热蒸发,囊箱压力增高,顶压阀杆带动阀芯关小,流量自动减小,达到室内降温目的。反之亦然。

这种散热器恒温调节阀小巧、美观,不靠任何外来能耗,即能自动调节流量,而且室内要求温度可以人为设定,比较简便、省力。但存在如下缺点:

(1) 初投资较贵。国内仿制的产品单价约 40 元/个,相当于室内供暖系统每建筑平米造价提高 4 元左右。

(2) 原有室内供暖系统要做较大技术改造。我国现有室内供暖系统有相当比例为单管顺流式系统,为适应散热器恒温调节阀的安装、使用,均应改造为双管系统、单管跨越式系统或水平跨越式系统,因此有相当难度。

(3) 当热源供热量不足时,会出现互相抢水现象,甚至使每个散热器恒温调节阀都开到最大,形成新的冷热不均的失调现象。基于这一原因,国外通常将散热器恒温调节阀与供热系统的其它自动控制装置相结合,配套使用。

2. 限流阀实质上是一种压差调节阀。它的功能是限制通过其上的流量不能超过给定的最大值。当流量超过给定最大值时,其阀前、阀后的压差增大,超过膜盒给定的压差值,促使阀芯关小,达到限流作用。

根据供热系统的热用户的设计流量(或理想流量),在用户热入口处选择安装适当口径的限流阀,即可自动将热用户流量限制在要求的范围内。这种限流阀对于控制热源近端用户流量有明显效果。我国北京地区已引进国外这种限流阀,对于消除供热系统冷热不均现象有立竿见影作用。采用限流阀调节流量,主要工作量是逐个锁定限流阀的流量限定值,无需对限流阀进行手工调节,因此

简单易行。

采用限流阀调节流量,存在的主要问题是:

(1) 成本较贵。国外进口限流阀每台在万元以上,国内的仿制产品,每台也在几千元以上。就我国目前的财力情况,较难承受。现在,国内有的厂家正在研制结构简单的限流阀,如单台价格能控制在千元以下,其推广使用的前景是可观的。

(2) 不适宜在变流量供热系统中使用。当供热系统总流量减少时,各用户要求的限定流量也相应减少。但限流阀的给定流量是通过手工操作进行的,因而不能跟着总流量的变动频繁变动。在这种情况下,限流阀为维持原有的限定流量,阀芯将有开大的趋势,结果失去调节作用,重新发生冷热不均现象。对于供热规模较大的系统,为了节省运行能耗,宜积极推广“质、量并调”的运行调节方法。在这种情况下,采用限流阀就不如采用平衡阀或调配阀更为有利。

十、简易快速法

通过上述各种初调节方法的介绍,我们可以有信心地说,由于近些年来,国内外同行、专家共同努力,各种行之有效的初调节方法的提出、实践,供热系统冷热不均的现象正在得到改善。但由于我国幅员广大,各供热单位的条件千差万别,目前还难以提出一种最优调节方法,能最理想地覆盖各种供热系统。一些简单、方便的调节方法,往往又初投资较高;一些准确、可靠的调节方法常常又要计算机配合。这会使得财力有限、技术力量薄弱的单位望而却步。

为了适应量大面广的小区供热系统初调节的需要,本书作者在模拟分析法、模拟阻力法长期实践的基础上提出简单易行的简易快速调节法。

从大量的调节实践中注意到:对于供热面积在 10 万平方米

左右的供热系统中, 调节过程中的过渡流量(参看表 4. 6) 一般在其理想流量值的 $\pm 20\%$ 的范围内变动。当开大某一用户的调节阀时, 其它用户流量减小; 当关小某一用户的调节阀时, 其它用户流量呈增大趋势。因此, 当用户调节阀在调节过程中皆采取开大阀门的操作手段, 则为了使各用户最终调为理想流量, 那么, 先调用户其过渡流量必须大于理想流量; 愈先调节的用户, 其偏差值愈大。当用户调节阀为关小趋势时, 已调用户流量应小于理想值。

在通常情况下, 未进行过初调节的供热系统, 其用户阀门都处于全开位置, 因此初调节应在关小阀门的过程中进行。

简易快速调节法的基本步骤如下:

1. 测量供热系统总流量, 改变循环水泵运行台数或调节系统供、回水总阀门, 使系统总过渡流量控制在总理想流量的 120% 左右。

2. 以热源为准, 由近及远, 逐个调节各支线、各用户。最近的支线、用户, 将其过渡流量调到理想流量的 80% —85% 左右; 较近的支线、用户, 过渡流量应为理想流量的 85% —90% 左右; 较远的支线、用户, 过渡流量是理想流量的 90% —95% 左右; 最远支线、用户, 过渡流量按理想流量的 95% —100% 调节。

3. 当供热系统支线较多时, 应在支线母管上安装调节阀。此时, 仍按由近及远的原则, 先调支线再调各支线的用户。过渡流量的确定方法同上。

4. 在调节过程中, 如遇某支线或某用户在调节阀全开时仍未达到要求的过渡流量, 此时跳过该支线或该用户, 按既定顺序继续调节。等最后用户调节完毕后再复查该支线或该用户的运行流量。若与理想流量偏差超过 20% 时, 应检查、排除有关故障。

使用该方法时, 可安装各种类型的调节阀(包括平衡阀、调配阀)。流量测量应根据实际条件, 选用超声波流量计或智能仪表。

采用该调节方法, 供热量的最大误差不超过 10%; 平均室温

最低可达 16.0 以上。

第二节 流量调节的影响因素

采用上述各种初调节方法,有时还不能使各热用户流量调节到理想工况,这是因为还有多种影响流量调节的因素尚待考虑。诸如供热系统循环水泵的最大输送能力、水力稳定性以及系统故障等都将影响流量调节。本节重点讨论这些影响因素,并在流量调节中进行综合考虑。

一、最大调节流量的确定

供热系统的循环流量是由运行的循环水泵特性曲线和供热系统阻力特性曲线的交点决定的。由于设计余量的考虑,通常多为循环水泵偏大,系统阻力偏小,导致实际运行流量大于设计循环流量。针对这种情况,在系统初调节时,如何选择最大循环流量将成为十分关键的问题。

按理选择实际循环流量为最大调节循环流量最为简便,即充分利用了现场循环水泵的设置条件,又可以缓解因流量调节不匀引起的热力工况失调(即大流量运行)。但实际上调节循环流量不能选择过大,这是因为:除了造成供水温度过低,影响散热设备散热外,更主要的是影响初调节的质量,达不到预期调节目的。

系统调节循环流量选择过大,将使系统调节性能变坏,热用户难以调到要求的理想流量,这是因为系统的要求输送能力超过了循环水泵所能提供的最大扬程。图 4.7 说明了这一情况。图中虚线表示的水压图为 1—8 热用户都处于设计流量下的水力工况;图中实线表示的水压图是总循环流量为设计总流量的 n 倍时的水力工况。图中显示 5—8 用户的回水压力皆高于其供水压力,说明在现有循环水泵的扬程下,无法将 5—8 热用户的流量从设计值提高

n 倍。为强行实现上述水压图, 必须要在 5—8 热用户设置增压泵, 这在初调节中是一种不经济的技术措施, 非在不得已的情况下, 应尽量避免采用。

图 4.7 调节流量选择示意图

一个尚需进行初调节的供热系统, 其各热用户的流量分配一定是不均匀的, 而且通常是近端用户流量过多, 末端用户流量不足。初调节的任务就是把近端用户多余流量调至末端流量不足的用户。此时如果为迁就供热系统运行现状, 把调节循环流量选择过大, 就有可能超过循环水泵扬程所能提供的输送能力; 也就是说, 在各热用户理想流量超过设计流量的情况下, 供热系统最不利环路的要求压降将大于循环水泵提供的最大扬程。在这种情况下, 关小近端阀门, 只会减小系统的总流量, 而末端热用户流量却增加甚微, 达不到近端流量远调末端的期望。只有总循环流量减小到一定程度, 循环水泵扬程有足够能力远调流量时, 关小近端阀门, 远端用户流量才有明显增加。

供热系统的最大输送能力, 往往制约着系统的调节能力, 这一点经常被运行人员所忽视。人们以为只要关小近端阀门, 远端用户流量必然增加, 因而不注意系统总循环流量的选择, 结果常常导致初调节的失败。

在进行供热系统的初调节时,系统的总理想运行流量应根据最大调节流量确定。系统的最大调节流量的定义为:在该流量的运行下,系统最不利环路的压降应等于循环水泵的扬程。为提高系统的调节性能,在实际选择系统总理想流量时,应适当比最大调节流量减小一些。当待调供热系统实际运行流量超过总理想流量时,应根据实际情况,或大泵换小泵,或减小并联水泵台数,或调节循环水泵旁通管流量,或调节支线阀门,使总流量控制在理想流量的范围内。最好不调节系统最不利环路上的阀门,以免造成压力的无谓损耗。

二、水力稳定性对供热系统的影响

供热系统的调节性能与其水力稳定性好坏有密切关系,有时流量调节达不到预期目的,常常因为系统水力稳定性不好所致。

1. 水力稳定性概念

所谓水力稳定性就是指网路中各个热用户在其它热用户流量调节时保持该用户流量不变的能力。

通常用热用户的规定流量 G_g 和工况变动后该用户可能达到的最大流量 G_{zd} 的比值 y 即水力稳定性系数来衡量供热系统的水力稳定性。即

$$y = \frac{G_g}{G_{zd}} = \frac{1}{x_{zd}} \quad (4.14)$$

由式(4.14)可知,供热系统的水力稳定系数 y 即为系统最大失调度 x_{zd} 的倒数。由定义可知,当 $y = 1$, 亦即 $G_{zd} = G_g$ 或 $x_{zd} = 1$ 时系统水力稳定性最好,因为对于这种系统,不管其它热用户的流量如何调节,未调热用户流量始终不变,保证其规定流量值。

热用户的规定流量按下式计算

$$G_g = \frac{H_y}{S_y} \quad (4.15)$$

式中 H_y ——热用户在正常工况下的作用压降;

S_y ——热用户系统及热入口阻力系数。

一个热用户可能出现的最大流量将发生在其它用户全部关断时。这时，供热系统干管中的流量很小，阻力损失接近于零；因而热源出口的作用压降可认为全部作用在该用户上，由此可得：

$$G_{zd} = \frac{H_r}{S_y} \quad (4.16)$$

式中 H_r ——热源出口的作用压降，

H_r 可以近似地认为等于供热系统正常工况下干管阻力损失 H_w 和该用户正常工况下阻力损失 H_y 之和，亦即

$$H_r = H_w + H_y$$

因此，该用户可能的最大流量计算式可以改写为：

$$G_{zd} = \frac{H_w + H_y}{S_y} \quad (4.17)$$

于是，热用户的水力稳定性即为

$$y = \frac{G_g}{G_{zd}} = \frac{H_y}{H_w + H_y} = \frac{1}{1 + \frac{H_w}{H_y}} \quad (4.18)$$

$$\text{或} \quad x_{zd} = 1 + \frac{H_w}{H_y} \quad (4.19)$$

由式(4.18)可见，水力稳定性系数 y 的极限值为 1 和 0。在 $H_w = 0$ 时，(理论上，供热系统干管直径为无限大)，或 $H_y =$ 时， $y = 1$ ，此时系统水力稳定性最好，这就意味着：系统中任何热用户的流量调节，都不会引起其它未调用户流量的变化。

当 $H_y = 0$ 或 $H_w =$ (理论上，用户系统管径无限大或系统干管管径无限小)时， $y = 0$ 。此时 $x_{zd} =$ ，系统水力稳定性最差。系统任一用户流量的调节都会引起其它未调用户流量的极大变化。

实际上供热系统的管径既不可能无限大，也不可能无限小，因

此 y 总在 0, 1 之间变动, 但无疑, 系统干管管径愈大, 用户系统管径愈小或阻力愈大, 则系统水力稳定性愈好。

2. 水力稳定性对异程系统的影响

若有供热系统, 热用户由近及远分别编号为 1, 2, 3, 4, 5。表 4.7 给出系统结构不同的条件下, 当 H_w / H_y 比值不同时, 热用户最大失调度 X_{zd} (其它用户全关死时) 以及 3 用户关闭时, 其它用户的失调情况。

表 4.7 异程系统失调计算

系统名称		1				2			
系统参数		H_w / H_y	G_g (t/h)	x	X_{zd}	H_w / H_y	G_g (t/h)	x	X_{zd}
用户名称	1	0.2	100	1.02	1.09	1.0	100	1.08	1.41
	2	0.5	100	1.06	1.21	1.5	100	1.12	
	3	1.0	100	0.00	1.37	2.3	100	0.00	
	4	2.0	100	1.15	1.56	4.0	100	1.20	
	5	5.0	100	1.15	1.56	9.0	100	1.20	
系统名称		3				4			
系统参数		H_w / H_y	G_g (t/h)	x	X_{zd}	H_w / H_y	G_g (t/h)	x	X_{zd}
用户名称	1	19.0	100	1.13	4.45	14.0	100	1.18	2.83
	2	24.0	100	1.17		19.0	100	1.26	
	3	32.0	100	0.00		29.0	100	0.00	
	4	49.0	100	1.27		59.0	100	1.50	
	5	99.0	100	1.27					

由表 4.7 可知:

(1) 无论就不同的供热系统而言(表中给出四种不同结构),

还是同一系统中不同热用户而言, H_w/H_y 的比值愈大, 其水力失调度 x, x_{zd} 愈大, 即水力稳定性愈差;

(2) 对于 H_w/H_y 值相近的供热系统, 其热用户数愈少, 水力稳定性愈差。如系统 3 与系统 4 比较, 前者 H_w/H_y 值大于后者, 但因前者为 5 个热用户, 后者为 4 个热用户, 因而前者的失调度反而小于后者, 亦即前者的水力稳定性比后者好。这是因为并联热用户愈多, 其每个热用户对整个系统的影响愈小。

(3) 由于异程系统的特殊结构, 在系统末端的热用户, 可能因供、回水入口资用压头过小出现滞流现象, 但永远不会产生倒流情况。

(4) 系统的水力稳定性愈差, 系统的流量调节(如初调节)愈不易进行; 为提高初调节的精度, 热用户失调度 x 应不超过 $\pm 20\%$, 即其 $H_w/H_y < 4$ 。

3. 水力稳定性对同程系统的影响

人们常常认为同程系统比异程系统容易实现环路的水力平衡, 因此为消除或减轻水力失调现象, 建议在较大的建筑物内采用同程系统。然而在大量的工程实践中反映出: 同程系统也经常出现冷热不均的水平失调现象; 而且多数发生在系统的中部; 一旦发生, 又很难用调节的手段加以消除。

事实上, 同程系统的水力稳定性远不如异程系统。

(1) 同程系统水力失调的特点

为形象说明同程系统水力失调的特点, 现举一实例进行具体分析。该系统为一平房室内同程供暖系统: 总建筑面积 462m^2 , 共 8 家住户, 每家有南、北、中三个卧室, 厨房、厕所各一间, 每户建筑面积基本相同。为上分式单管顺流系统, 每一房间一根立管, 回水立管翻向顶棚, 供、回水干管皆敷设在顶棚下。共计 41 根立管(其中一根立管敷设在最边一侧房间的走廊里)。立、支管管径都为 20mm , 供、回水干管管径为 $40\text{—}20\text{mm}$ 之间。散热器为铸铁四柱

型。房间热负荷和水力计算按常规设计方法进行(水力计算为等温降法, 只作各环路压降平衡计算, 未对各立管进、出口压力进行校核)。

表 4.8 给出了各单元房间与立管对应编号, 图 4.8 表示该同程供暖系统示意图。根据热负荷和水力计算结果(未完整列出), 对该系统水力工况进行了计算机的模拟计算, 41 根立管的实际运行流量、压降与设计值对比见表 4.9。

表 4.8 供暖房间与立管编号

单元号	立管编号					备注
	北卧室	中卧室	厕所	厨房	南卧室	
1	101	102	103	104	141	13号立管位于第8单元的过道上。
2	105	106	107	108	140	
3	109	110	111	112	139	
4	113	114	115	116	138	
5	117	118	119	120	137	
6	121	122	123	124	136	
7	125	126	127	128	135	
8	129	130	131	132	134	

图 4.8 同程系统示意图

表 4.9 设计水力工况与实际水力工况对照

立管编号	101	102	103	104	105	106	107
设计流量	95.2	64.0	13.6	40.5	65.2	29.2	13.6
实际流量	188	89	45	30	1	7	2
失调度	1.97	1.39	3.3	0.74	0.01	0.24	0.15
设计压降	7.13	6.36	0.38	1.52	3.6	2.29	0.38
实际压降	280	120	40	10	0.1	2.5	0.2
立管编号	108	109	110	111	112	113	114
设计流量	40.5	65.2	29.2	13.6	40.5	65.2	29.2
实际流量	16	- 9	18	22	80	54	70
失调度	0.40	- 0.14	0.62	1.62	1.98	0.83	2.40
设计压降	1.52	3.60	2.29	0.38	1.52	3.60	2.29
实际压降	5	- 3	10	10	60	20	130
立管编号	115	116	117	118	119	120	121
设计流量	13.6	40.5	65.2	29.2	13.6	40.5	65.2
实际流量	- 23	3	27	41	23	7	- 51
失调度	- 1.69	0.07	0.41	1.40	1.69	0.17	- 0.78
设计压降	0.38	1.52	3.60	2.29	0.38	1.52	3.60
实际压降	- 10	1	10	50	10	3	- 20
立管编号	122	123	124	125	126	127	128
设计流量	29.2	13.6	40.5	65.2	29.2	13.6	40.5
实际流量	55	50	83	121	47	36	32
失调度	1.88	3.68	2.05	1.86	1.61	2.65	0.79
设计压降	2.29	0.38	1.54	3.60	2.29	0.38	1.54
实际压降	80	50	60	120	60	30	10

(续表)

立管编号	129	130	131	132	133	134	135
设计流量	65.2	29.2	14.5	62.6	40.3	124	90.2
实际流量	26	7	- 4	53	70	156	66
失调度	0.40	0.24	- 0.28	0.85	1.74	1.26	0.73
设计压降	3.60	2.29	0.38	3.60	1.54	14.1	6.91
实际压降	10	2.5	- 0.1	30	50	220	40
立管编号	136	137	138	139	140	141	
设计流量	90.2	90.2	90.2	90.2	90.2	127.4	
实际流量	39	48	205	100	116	211	
失调度	0.43	0.53	2.27	1.11	1.29	1.66	
设计压降	6.91	6.91	6.91	6.91	6.91	14.1	
实际压降	10	20	360	90	110	390	

注:流量单位: kg/h; 压降单位: Pa; 失调度: 实际流量/ 设计流量

该供暖系统连接在外网的末端, 锅炉房设计供、回水温度为 95/70 。该幢平房设计总流量为 2.11t/h, 在计算机模拟计算时, 热入口供、回水资用压头采用 10.79kPa, 此时系统实际运行总流量为 2.16t/h, 与设计值非常接近。

从表 4.9 看出: 该供暖系统失调度小于 0.5 的有 14 根立管, 约占总立管数的 35%; 失调度大于 1.0 的有 20 根立管, 约占 50%。这就是说有 35% 的房间, 进入散热器水流量过小, 室温达不到设计要求。进一步深入分析, 还会发现同程系统出现水平失调时, 与异程系统有明显的不同。

系统中间部位, 相当数量的立管出现滞流、倒流现象; 有时甚至在相邻立管中, 正流、倒流现象交替发生。该系统有 7 根立管

(见表 4.9, 编号为 105, 106, 107, 108, 116, 120, 130) 处于滞流(流量接近于零), 4 根立管出现倒流(见图 4.8, 编号为 109, 115, 121, 131), 而且间隔排列。

立管的滞流、倒流现象, 单靠增加热入口资用压头或提高系统总流量的措施无法消除。表 4.10 是将资用压头从 10.79kPa 提高到 20kPa 时的计算结果, 原来立管的滞流、倒流现象依然如故, 立管流量按等比失调的规律变化, 因此立管倒流现象更严重了。

表 4.10 资用压头对水力失调的影响

管段编号	流 量 G kg/h		流量比值 $G_{2.0}/G_{1.079}$
	资用压头 10.79kPa	资用压头 20kPa	
109	- 9.0	- 12.0	1.34
115	- 23.0	- 31.0	1.35
121	- 51.0	- 70.0	1.37
131	- 4.0	- 6.0	1.50

(2) 水力失调与水力稳定性关系

在图 4.8 中, 201—241, 301—341 分别表示系统供、回水干管的编号; 401—441、501—541 分别表示立管进、出口节点编号。表 4.11 给出倒流立管 115、131 相邻管段压降值。

设 H 为节点压力, H 为管段压降, 带角码“ ”为设计流量工况, 不带角码“ ”为实际流量工况(计算机算出的真实工况), 则有

$$\begin{aligned}
 H_{115} &= H_{415} - H_{515} = H_{114} + H_{314} - H_{215} \\
 &= 2.29 + 26.3 - 39.43 = -10.84 \text{ mmH}_2\text{O} < 0 \\
 H_{131} &= H_{114} + H_{314} - H_{215} = 13 + 27 - 41 \\
 &= -1 \text{ mm H}_2\text{O} < 0
 \end{aligned}$$

$$H_{131} = H_{431} - H_{531} = H_{130+} - H_{330-} - H_{231}$$

$$= 2.29 + 14.75 - 9.25 = 7.79 \text{ mmH}_2\text{O} > 0$$

$$H_{131} = H_{130} + H_{330} - H_{231}$$

$$= 0.14 + 12 - 12.15 = -0.01 \text{ mmH}_2\text{O} < 0$$

表 4.11 管段压降值

管段 编号	管径 (mm)	管长 (m)	设计流量工况		实际流量工况		失调度 x
			流量 (kg/h)	压降 (mmH ₂ O)	流量 (kg/h)	压降 (mmH ₂ O)	
114	20	12.0	29.2	2.29	70.0	13	2.40
115	20	4.5	13.6	0.38	- 23.0	- 1	- 1.69
215	40	3.7	1504	39.43	1544	41	1.03
314	25	3.7	604.7	26.3	614.0	27	1.01
130	20	12.0	29.2	2.29	7.0	0.14	0.24
131	20	4.5	14.5	0.38	- 4.0	- 0.01	- 0.28
231	32	1.7	910.0	9.25	1060.0	12.15	1.16
330	32	1.7	1199.0	14.75	1098.0	12	0.92
116	20	4.5	40.5	1.52	3.0	0.01	0.07
216	40	1.5	1490.4	10.6	1567.0	12	1.05
315	25	1.5	618.3	14.0	591.0	13	0.96
132	20	4.5	62.6	3.6	53.0	3	0.85
232	32	1.5	895.5	11.1	1064.0	15	1.19
331	32	1.5	1213.2	22.45	1094.0	18	0.90

对于 115 立管, 无论是设计流量工况下, 还是实际流量工况下, 都处倒流状态。这说明在进行水力计算时, 只计算了各环路的

压降平衡。如果同时对各立管的进、出口节点压力进行校核计算,就会发现这种不合理的倒流现象。立管倒流是同程系统自身结构特点引起的一种水力失调现象。参看图 4. 8, 由于系统起始节点压力 H_{401} 大于终了节点压力 H_{541} , 因此最近端立管 101、最远端立管 141, 以及所有供、回水干管都不会发生倒流;但随着供、回水干管压力的降低, 如果设计考虑不周全, 那么系统中部立管的进、出口节点压力就可能接近甚或倒置, 常常形成中部立管的滞流或倒流。而对于异程系统, 最坏的可能是末端立管滞流, 但决不会出现倒流现象(设置加压泵情况除外)。

对于 131 立管, 在设计计算时未出现倒流, 而在实际运行中却产生了倒流。分析表 4. 11 立管 130、131 及供、回水干管 231、330 的流量变化就会发现: 131 立管的上游相邻立管 130 原设计流量为 29. 2kg/h, 实际流量只有 7. 0kg/h, 失调度为 0. 24, 相应的压力降也由 2. 29mmH₂O 降为 0. 14mmH₂O; 供水干管 231 流量由 910kg/h 增加到 1060kg/h, 压降由 9. 25mmH₂O 增加到 12. 15 mmH₂O; 回水干管 330 的流量由 1199kg/h 减为 1098kg/h, 压降由 14. 75mmH₂O 下降为 12mmH₂O。因此可以说, 上游相邻立管、干管的流量变化乃至压力变化是引起立管滞流、倒流的直接原因。

人们可能想象: 倒流立管的下游立管应该永远是倒流的, 事实不尽如此。倒流立管 115、131 的下游相邻立管 116、132 就是正向流动。观察表 4. 11, 就会发现立管之所以产生倒流、正流的交替进行, 主要是由下述两个有趣的特点引起的: 上游立管(如 115, 131)的压降远小于相邻供、回水干管(如 216, 315, 232, 331)的压降; 相邻供水干管(216, 232)的压降(在增加流量时)小于相邻回水干管(315, 331)的压降(在减少流量时)。如供水干管 216(管径为 40mm), 在流量由 1490kg/h 增加为 1567kg/h 时, 压降为 12mmH₂O; 回水干管 315(管径 25mm), 流量由 618. 3kg/h 减少到 591kg/h 时压降为 13mmH₂O, 仍大于供水干管压降, 所以导致

116 立管正向流动。供回水干管压降分布的这种特点,是由于流量、压降呈非线性关系决定的。

由上述分析可以看出:当立管压降过小时,其流量的数值大小、方向的变化主要取决于相邻供回水干管的压降变化。而立管阻力相对于干管阻力愈小,系统的稳定性愈差,这是同程系统水力失调的主要原因。

(3) 同程系统的使用范围

为避免同程系统的立管出现滞流、倒流现象,应增加立管阻力(或减小管径)、减小干管阻力(增大管径),提高系统的水力稳定性,以满足以下两个水力稳定条件之一:

稳定条件 1:

$$X_{zd} \geq 1 + \frac{H_w}{H_1} \quad \frac{1}{1 + \frac{H_w}{H_1}} = \frac{1}{2} = 0.5 \quad (4.20)$$

或

$$y = \frac{1}{X_{zd}} \geq \frac{1}{1.4} = 0.7 \quad (4.21)$$

式中 H_w ——系统干管总压降;

H_1 ——系统立管压降。

稳定条件 1 表示各立管压降应等于、大于供水干管总压降,此时各立管的出口节点压力等于或小于干管末端节点压力。这样保证各立管不出现滞流、倒流现象是显而易见的。但当建筑物层数较少时,选取立管直径可能小于 15mm,此时可采用第 2 个稳定条件

稳定条件 2:

$$X_{zd} \geq 1 + \frac{H_g}{H_1} \quad \frac{1}{1 + \frac{H_g}{H_1}} = \frac{1}{1 + n} \quad (4.22)$$

式中 n ——供暖系统的立管数;

H_g ——立管下游相邻供水干管压降;

H_1 ——立管压降。

稳定条件 2 表示立管压降大小等于其下游相邻供水干管压降时 (因下游相邻回水干管压降始终大于 0), 立管保证不会出现滞流、倒流现象。稳定条件 2 是假设各供水干管压降皆相等的条件下求出的。不同立管数的稳定条件列入表 4. 12。

表 4. 12 不同立管的稳定条件

n	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
x_{zd}	2. 50	3. 32	4. 0	4. 58	5. 10	5. 57	6. 00	6. 40	6. 78	7. 14
y	0. 41	0. 30	0. 25	0. 22	0. 20	0. 18	0. 17	0. 16	0. 15	0. 14

根据上述稳定条件, 对不同楼层数、不同立管数的单管串连同程供暖系统的使用范围列入表 4. 13。该表编制的前提是: 楼层数 $L = 1—4$ 时, 立、支管管径为 $d_g 15 \times 15\text{mm}$; $L = 5$ 时, 立、支管为 $d_g 20 \times 20$ 。当为平房时, 立管只装一个阀门; 层数为 2—5 时, 立管上、下各装一个阀门。每组散热器热负荷为 1200W。各立管环路压降差控制在 10% 以内。

根据表 4. 13, 用稳定条件 1 衡量, 只有三层楼以上, 5 根立管以下才符合稳定条件。用稳定条件 2 衡量, 对于安装闸阀系统, 平房不能采用同程系统, 二层楼房 20 根立管以上系统不符合稳定条件。对于安装截止阀系统, 除平房 10 根立管以上系统外, 皆可采用同程式系统。总之, 同程供暖系统宜于在三层以上的楼房中采用。

(4) 同程系统水力失调的消除

同程系统一旦出现水力失调甚或立管发生滞流、倒流现象时, 单靠加大系统热入口供、回水干管压差 (即资用压头增加) 或加大系统总循环流量, 其消除水力失调的效果并不明显。这是因为同程系统的水力失调, 实际上是一种供、回水干管的短路现象, 相当数量的散热器通过流量很小, 反映出的现象是系统总回水温度偏高, 造成系统流量过多的假象。因此水力失调的消除应主要着眼于系

统内部的调整。

但是单纯依靠各立管阀门的调节,收效也甚微,特别是建筑物楼层数愈小,调节难度愈大,再加用户的干扰,调节工作很难顺利进行。鉴于这些原因,消除同程系统水力失调宜采用室内供暖系统技术改造的办法。具体方法有 各立管或散热器进口阀门处加装阻流圈; 将立管垂直串联,改为分楼层水平串联,以增加立管阻力; 将同程系统改为异程系统,同时适当调整供、回水干管直径。实际采用何种方法,要根据现场具体情况,以变更最少为原则。

三、系统故障的排除

按照初调节方法进行供热系统流量调节时,系统必须处于正常运行状态。事先需要对系统各设备、仪表包括热源、外网、室内系统进行全面检修。流量调节前,应按照有关操作规程,进行系统充水、排气,待系统运行正常后,方能实施初调节。

在初调节前,如发现系统发生故障,应全力进行故障诊断,待故障排除后,系统恢复正常运行,再进行初调节。

供热系统常见的故障主要是系统泄漏、系统堵塞、锅炉及热源其它设备(水泵、鼓、引风机,上煤、除渣、除尘等)、仪表故障。锅炉及热源设备、仪表故障,当能在冷运状态进行初调节时,可在初调节完成后再安排检修,否则必须检修后再初调节。遇有严重的系统泄漏、系统堵塞时,必须排除故障后才能进行初调节。

1. 系统泄漏的诊断

在系统正常运行状态下,系统允许泄漏量即系统允许补水量不应超过系统总循环水量的 1%—2%,否则视为系统泄漏故障。

系统是否存在泄漏故障以及故障地点的判断,应根据下列现象进行综合分析:

(1) 统计补水量,若平均每小时的补水量超过系统每小时的总循环水量的 1%—2%,则可判断系统存在泄漏故障。

(2) 当系统泄漏故障严重时, 循环水泵扬程明显下降, 表明系统循环流量明显增加, 循环水泵电功率相应增加, 若观察循环水泵电机的电流表, 电流也明显增加。

(3) 由于系统补水量增加, 热源处系统总供水温度明显下降, 反映出热源升温比较困难。

(4) 系统恒压点压力下降, 难以维护在给定值。

(5) 泄漏严重时, 来不及补水, 系统出现倒空现象。在散热器中能听到潺潺流水声。在系统高处, 打开排气阀, 空气被吸入系统。

(6) 泄漏处压力明显下降, 其上游管段压降增加, 下游管段压降减少。若根据压力测量值绘制水压图, 则泄漏地点的上游水力坡线变陡; 下游水力坡线变缓。因此, 可以判断泄漏地点将发生在供、回水压差增大的下游端, 或供、回水压差减少的上游端。

(7) 若回水温度明显下降, 则泄漏发生在该区段的供水管上; 若回水温度明显提高, 则泄漏发生在该区段的回水管上。

(8) 利用流量计, 当系统未安装流量计时, 可采用便携式流量计(如超声波流量计或其它智能仪表)测量系统支线供、回水流量值; 若供水流量明显大于回水流量的支线即为泄漏支线。

(9) 条件允许时, 在直埋敷设管道中预埋泄漏报警装置。根据报警信号, 直接给出泄漏地点。

(10) 通常情况, 可在仪表测试同时, 配合人工沿线巡查, 即能及时发现泄漏地点。

系统泄漏主要是管道、阀门、散热器及其它设备破裂所致。对于管道、阀门及其它耐压设备的破裂, 一般由于年久失修、腐蚀等原因引起; 有时外部机械力的撞击、重压也是重要原因。一旦发现, 应及时修补、更换。散热器的破裂除因使用时间长, 产品质量等原因外, 系统压力的突发性增高, 也会引起散热器破裂。后者多半是系统回水加压泵突然停电或回水阀门误关闭等因素造成。应针对不同原因, 有针对性地进行事故排除。有时系统出现多个膨胀水箱

共网运行,此时处于管网上游又高度低的膨胀水箱常常发生跑水现象,应拆除多余的膨胀水箱。

2. 系统堵塞的诊断

系统的堵塞更加复杂。常因施工、运行不当,存留在管道中的砖、瓦、砂、石、灰、木、棉等堵塞系统。系统堵塞部位也千奇百怪。通常多数发生在弯头、三通、四通、补心、变径、接头以及阀门等处。室内系统的堵塞,影响局部房间的供暖效果;室外管网的堵塞,会大范围降低供暖质量。及时而有效地诊断、排除系统堵塞尤显重要。诊断应根据下列因素进行综合分析:

(1) 观察并测量系统循环水泵,若循环水泵进、出口压差过大即扬程明显提高(与正常运行工况比较)时,则表明系统循环流量明显减少,系统多半存在堵塞情况。

(2) 与正常工况比较,循环水泵扬程明显提高,且改变循环水泵并联台数时,总扬程和总循环流量变化甚微,说明系统阻力过大,如图 4.9 所示,工作点已由 M 向左偏移至 N 点。表明系统存在严重堵塞,而且多为干管堵塞。

图 4.9 堵塞时水泵工作点变动

(3) 系统循环水泵扬程明显增加的同时,系统末端供水管压力剧降,顶层排气阀吸入空气,出现倒空。此时一般为供水干管堵塞。

(4) 系统循环水泵扬程增加的同时,系统末端回水管压力剧增,一般为回水干管堵塞。

(5) 膨胀水箱的膨胀管、循环管与系统供水干管连接时(未接回锅炉房)。若循环水泵扬程、系统末端供水压力及循环水泵吸入口压力同时明显提高,则堵塞地点在膨胀水箱上游的供水干管处;若循环水泵扬程增加的同时,系统末端供水压力和循环水泵吸入口压力都剧降,则堵塞地点在膨胀水箱下游的供水干管上;若循环水泵扬程增加的同时,系统末端供、回水压力增高,循环水泵入口压力下降,则堵塞发生在系统回水干管上。

(6) 膨胀水箱的膨胀管、循环管与系统回水干管相连接(未接回锅炉房)。若循环水泵扬程增加的同时,系统末端供水压力下降,循环水泵入口压力增加,则堵塞发生在系统供水干管上;若循环水泵扬程增加的同时,系统末端供水压力和循环水泵入口压力都增加,则堵塞位于膨胀水箱的上游回水干管处;若循环水泵扬程增加的同时,系统末端供、回水压力和循环水泵入口压力皆下降,则堵塞发生在膨胀水箱下游处的回水干管上。

(7) 循环水泵入口处的除污器,经常发生堵塞现象。其堵塞症状与系统回水干管堵塞症状一致。但因安装位置固定,比较容易进行单独诊断:当除污器进、出口压力差接近或大于 0.1MPa 时,表示阻力过大,应予清洗;当除污器进、出口压力表安装不全时,应细致观察系统循环水泵入口压力是否过低?当补水泵未启动,在补水阀门开启状态下,补水箱的软化水能自动吸入循环水泵入口,则表明循环水泵入口压力过低,除污器必堵无疑。

(8) 测量用户热入口供、回水压差,若其值远大于 $1\text{—}2\text{mH}_2\text{O}$,且全关相邻用户阀门,该用户流量增加甚微,则可判断该用户有堵塞现象。

(9) 对于确认有堵塞的室内供暖系统,当调节干、立管阀门时,各部位的散热器都能轮流调热,此时堵塞多半发生在用户热入

口供、回水干管上。

(10) 对于同程供暖系统,若立管出现倒流现象,则有可能该立管上游供水干管发生堵塞(也可能因水力稳定性差引起);未出现倒流现象,则回水干管堵塞的可能性大。

(11) 调节相邻立管阀门,不热立管无明显好转,则该立管有堵塞可能。

第三节 调节阀及其选择计算

在供热系统的初调节和运行调节中,流量调节是十分重要的一环。实现流量调节的重要设备是各种形式的调节阀。调节阀不同于以往惯用的闸阀、截止阀。后者调节性能很差,实际上只是关断阀门。而用于调节流量的各种调节阀,则要求具有较好的调节性能。在供热系统的设计、安装、运行中,要正确选择合理的调节阀型号和口径,流量调节才能达到预期的效果。

一、调节阀简介

阀门的理想流量特性(见本节后叙)为线性特性和等百分比特性时才称为调节阀。

1. 调节阀

型号为 T40H-16 和 T10H-16 系辽宁省大连庄河县阀门厂生产的调节阀。该阀为手动、直杆升降式结构。型号 T10H-16 为丝扣连接,口径 $D_N 15—D_N 50\text{mm}$,工作压力 1.6MPa。型号 T40H-16 为法兰连接,口径 $D_N 25—D_N 300\text{mm}$,工作压力 1.6MPa。阀杆、阀芯为不锈钢。阀上装有开度指针,表明阀的开度。该阀性能较好,质量稳定。

2. 蝶阀

型号为 D71X-16,由天津塘沽阀门厂,北京天竺阀门厂、沈阳

良工阀门厂和华松阀门厂等厂生产。为旋转式结构,在 90° 的旋转范围内阀门由全关至全开。阀杆为不锈钢、阀体、蝶板为灰铸铁、不锈钢, O 型圈为硅橡胶。该阀为对夹式连接,口径为 $D_N 40—D_N 600\text{mm}$ 。具有体积小、价格便宜、性能较好等优点。北京天竺阀门厂生产的 D71H 型蝶阀,除有上述性能外,主要特点是采用金属弹性硬密封,具有长久密封可靠性。

3. 平衡阀

由沈阳市华松阀门厂生产的平衡阀型号为 P18F-16 和 P48F-16,系斜杆内升降结构。阀杆、阀芯为不锈钢、青铜,阀体为铸铁、青铜,密封圈为 F-4。型号 P18F-16 的口径 $D_N 15—D_N 40\text{mm}$,螺纹连接,工作压力 1.6MPa;型号 P48F-16 的口径为 $D_N 50—D_N 200\text{mm}$,法兰连接,工作压力 1.6MPa。阀芯两侧装有两个测压孔,用来测量压力、压差和流量。该阀体积小、结构紧凑,性能良好。有锁紧装置。沈阳异型蝶阀厂、河北献县阀门厂也有类似产品。

中国建筑科学研究院空气调节研究所研制生产的平衡阀,口径分为三种型式, $D_N 15—D_N 50\text{mm}$ 为螺纹连接; $D_N 65—D_N 150\text{mm}$ 采用截止阀阀体的法兰连接; $D_N 200—D_N 600\text{mm}$ 以上采用对夹式蝶阀为主体,前后设测压段及阻力单元组成。其功能同斜杆式平衡阀。

4. 调配阀

由清华大学人工环境工程公司研制生产的调配阀,型号为 RHV,口径为 $D_N 25—D_N 200\text{mm}$ 。其基本结构如图 4.10 所示。该阀为斜杆、直通、单座。阀体为灰口铸铁,其它材料皆为黄铜。口径小于等于 $D_N 40\text{mm}$ 为螺纹连接,大于等于 $D_N 50\text{mm}$ 的为法兰连接。公称压力 1.6MPa。用于测量和调节流量。有锁紧装置。阀门的一致性较好,一般在 10% 以内。其理想流量特性见图 4.11 所示,在小开度下接近等百分比特性;大开度时为线性流量特性(详见后叙)。

图 4.10 调配阀结构图

1—阀杆, 2—阀芯, 3—定位杆, 4—手轮, 5—搬手, 6—阀体, 7—针阀, 8—针阀杆

图 4.11 调配阀理想流量曲线

5. 流量(压差)调节阀

流量调节阀的结构示意图见图 4.12 所示。流量调节阀主要由壳体 1、阀芯 2(通过拉杆 3 与压力薄膜 4 连接)、弹簧 5(带有拉紧器 6)、节流圈(或阀芯) 7 和压力信号管 8 组成。为了限定阀芯 2 的升程,在压力薄膜的底部装有套管 9,当阀芯 2 开启到最大值时,它被隔板 10 阻挡。

图 4.12 流量调节阀

流量调节阀的作用是自动将通过阀芯 7(或节流圈)的流量限定在给定值。基本原理如下:阀芯 2 之前的流体压力为 p_1 ,之后压力为 p_2 ,节流圈 7 之后流体压力为 p_3 。流体压力 p_2 直接作用在阀芯 2 的下部,使其关闭。但阀芯同时有两个反作用力使其开启:一个是弹簧 5 的拉力,一个是流体压力 p_3 通过压力薄膜 4 作用于阀

芯的向下推力。换句话说, 阀芯 2 同时存在 $(p_2 - p_3)$ 压差引起的促使其关闭的向上推力, 和弹簧 5 引起的使其开启的向下的拉力。当这两个作用力平衡时, 阀芯 2 的开度将保持不变。

当被调管段流量增加时, 压差 $(p_2 - p_3)$ (节流圈 7 孔径不变) 将超过给定值, 亦即大于弹簧 5 的拉力, 阀芯 2 将关小, 导致通过流量减少, 直至压差 $(p_2 - p_3)$ 减小到与弹簧拉力重新平衡时, 阀芯 2 将不再移动。假定阀芯 2 在上下移动过程中, 弹簧拉力恒定, 则阀芯达到新的平衡位置时, 必将使 $(p_2 - p_3)$ 恢复至原来数值, 亦即通过流量调节阀的流量始终保持在给定值。

当通过被调管段的流量减小时, 因 $(p_2 - p_3)$ 压差减少, 在弹簧拉力作用下, 阀芯 2 开大, 直至 $(p_2 - p_3)$ 增加到与弹簧拉力重新平衡时, 阀芯 2 不再开启, 此时 $(p_2 - p_3)$ 压差和通过流量将恢复到给定值。

通过上述分析可以看到: 流量调节阀实质上是依靠阀芯 2 的调节, 来维持节流圈 7 (或阀芯) 前后压差 $(p_2 - p_3)$ 始终不变, 进而实现流量的恒定。因此, 流量调节阀实际上也可称为压差调节阀。

在上述分析中是假定当阀芯 2 上下移动时弹簧拉力不变。实际上弹簧拉力是随着长度的变化而变化的。这样, 流量和压差 $(p_2 - p_3)$ 的调节将产生一定的偏差, 即出现一定的不均匀度。减少这种不均匀度的方法是选择适当的薄膜有效直径 d_p 和阀芯工作直径 d_f 。研究表明 d_p / d_f 为 0.95—0.98 时, 不均匀度趋于最小值。当比值小于上述值时, 调节后的流量将大于给定值; 否则, 调节后流量将小于给定值。选择适当比值 d_p / d_f , 目的是使薄膜有效面积小于阀芯工作面积, 进而使流体压力 p_1 对阀芯产生一个向下开启的推力, 当该推力恰好能和弹簧变形增加的拉力抵消时, 即可消除不均匀度。

图 4.13 给出了流量调节阀的工作特性曲线。当流体压差 $(p_1 - p_3)$ 超过某一数值时, 流量可控制在某一给定的数值内。流量调

图 4.13 DN50mm 流量调节阀工作曲线图

调节阀属于一种自力式调节阀。目前国内已有前苏联、德国的引进产品。国内河北文安暖通节能设备厂等已有自制产品。

6. 温控阀

典型结构如图 4.14 所示。温控阀一般装在供暖房间散热器的入口处。当室内温度超过给定值(如 $t_n = 18$)时,装在感温元件内的液体蒸发,使囊箱内的压力增高,促使阀芯关小,减少进入散热器的流量,进而达到降低室内温度的目的。当室内温度低于给定值时,囊箱中的部分气体又冷凝为液体,降低了囊箱压力,阀杆带动阀芯开大,增加进入散热器流量,达到提高室温的目的。

图 4.14 温控阀

1—感温元件,2—阀体,3—囊箱,4—弹簧

上述室温调节,是在预先确定给定值的前提下自动实现的。温控阀上有锁定卡环,当将其插入感温元件头的不同位置时,囊箱下

面的弹簧的伸缩长度被限制,即等于改变了室温的给定值。此时使弹簧上的作用力与囊箱压力达到一种新的平衡,进而使室内温度达到不同的数值。室内温度可调范围一般为5—26 之间。

温控阀主要厂家为北欧。丹麦的 DANFOSS 公司生产的温控阀型号为 RAVL。我国近年来已引进,并有类似的仿制产品。

二、调节阀特性

调节阀特性指调节阀的流量特性和阻力特性。前者反映调节阀的调节性能,后者则表示调节阀的流通能力。

1. 理想流量特性

一般说来,改变调节阀的阀芯与阀座之间的节流面积,便可调节流量。但实际上由于各种因素的影响,在节流面积变化的同时,还会发生阀前阀后压差的变化,而压差的变化也会引起流量的变化。为了分析上的方便,先研究阀前阀后压差固定不变的理想情况,然后再研究阀前阀后压差变化的工作情况。因此,流量特性有理想流量特性和工作流量特性两个概念。

在第二章中研究了管道、设备中流量、压降与阻力系数之间水力特性关系。按此原理,调节阀的水力特性也将遵循

$$H = SG^2$$

式中 H —— 阀前后压降;

G —— 通过调节阀的流量;

S —— 调节阀的阻力特性系数。

按照理想流量特性的定义,就是在上式中保持 H 固定不变,只研究阀的阻力特性系数 S (或阀的开度 L) 与流量之间的单一关系。因阻力系数 S 完全决定于阀的结构本身,而与调节阀在系统中的水力影响无关。因此,理想流量特性是调节阀自身的固有特性,它直接反映了调节阀的调节特性。

按理想流量特性的不同,大体上可将阀门分为三类:线性流量

特性、等百分比流量特性和快开流量特性。

若以阀门全开时的开度为 L 、流量为 G ，则图 4.15 给出了三种类型阀门的理想流量特性曲线。横坐标为阀门相对开度 \bar{L} ，即任意开度 L 与全开开度 L 比值；纵坐标为相对流量 \bar{G} ，即任意开度下的流量 G 与全开流量 G 的比值。图中曲线 为线性流量特性曲线， 为等百分比流量特性曲线， 为快开流量特性曲线。

图 4.15 理想流量特性

曲线 实际上是一条直线，表明调节阀的相对流量 \bar{G} 与相对开度 \bar{L} 成线性(直线)关系。即当调节阀从小逐渐开大时，流量增加的百分比(与全开时相比较)和调节阀开度增加的百分比相同。也就是说，当调节阀开度从 50% 开大到 60% 时，流量也从 50% 增加到 60%。这种调节阀的特点，是在小开度下流量的变化量大；在大开度下，流量的变化量小。若以 dG 表示流量的变化量，则不同开度下的调节值不同：

$$dG_{50-60} = \frac{60 - 50}{50} \times 100\% = 20\%$$

$$dG_{80-90} = \frac{90 - 80}{80} \times 100\% = 12.5\%$$

$$dG_{10-20} = \frac{20 - 10}{10} \times 100\% = 100\%$$

调节阀开度从 50% 开大到 60% 时，流量的增加量为 20%；开度从 80% 开大到 90% 时，相对流量 \bar{G} 也从 80% 增大到 90%，但实际流量只比调节前流量增加了 12.5%；当开度从 10% 加大到 20% 时，

虽然相对流量也只增加了 10%，但实际流量却比调节前流量增加了一倍。从实际供热效果考虑，在小热负荷下，也就是小流量下，希望流量的调节量要小（根据散热器的热特性，小流量下对散热量影响大）；而在大负荷下，亦即大流量下，希望流量的调节量要大。由于线性流量特性的调节阀不具备上述要求，因此，在小负荷时流量调节过于灵敏，有时甚至可能关死阀门。在大负荷时，由于流量调节量不大，调节不灵敏。

等百分比流量特性曲线 是向下弯的一条曲线。这种调节性能的调节阀，其特点是流量的变化量和相对开度的变化量成直线关系。调节阀开度从 10% 开到 20% 时，相对流量从 4.67% 增加到 6.58%；开度从 50% 增大到 60% 时，相对流量从 18.3% 加大到 25.6%；开度从 80% 变为 90%，相对流量从 50.8% 变为 71.2%。相对应的流量变化量计算如下：

$$dG_{10-20} = \frac{6.58 - 4.67}{4.67} \times 100\% = 40\%$$

$$dG_{50-60} = \frac{25.6 - 18.3}{18.3} \times 100\% = 40\%$$

$$dG_{80-90} = \frac{71.2 - 50.8}{50.8} \times 100\% = 40\%$$

不管调节阀在什么开度下，流量的调节变化量皆相等。开度每开 10% 时，流量的增加量都是调节前的 40%。这种调节阀的调节性能优于线性流量特性的调节阀，小开度下流量的调节量小；大开度下，流量的调节量大。

曲线 为快开流量特性，该曲线为向上凸起的一条曲线。当阀门只开启几圈时（相对开度 \bar{L} 很小时），流量已达到最大值。这种阀门由于调节性能差，一般只作关断用，不能用来调节流量。目前通用的闸阀、截止阀属于快开流量特性。只有线性、等百分比流量特性阀门，才有良好的流量调节性能，才能称为调节阀。因此，在供热系统中，为改善其调节性能，采用调节阀代替闸阀、截止阀是势

在必行。为避免水击, 在大的供热系统中应防止用快开特性阀门当调节阀使用。

前述的庄河调节阀(T40H-16)流量特性接近于线性特性, 即图 4.15 中的曲线。沈阳华松阀门厂生产的平衡阀, 类似清华人工环境公司生产的调配阀, 其流量特性在阀门小开度下为等百分比, 即曲线; 在大开度下, 接近线性特性, 即曲线。这几种调节阀的调节性能目前国内属于比较好的。

2. 工作流量特性

上面所讲的是调节阀的理想流量特性, 它是在调节阀前后压差固定不变的情况下得到的。但在实际使用时, 调节阀是装在具有阻力的管道上的。由于在调节过程中, 无法保证阀前阀后压差不变。因此, 在实际系统中, 虽在同一开度下, 通过调节阀的流量将与理想特性时所对应的流量不同。所以还必须研究工作条件下的流量特性。所谓调节阀的工作流量特性是指调节阀装在供热系统上, 阀前后压差随工况而变化的条件下, 相对流量 \bar{G} 与相对开度 \bar{L} 之间的关系。

图 4.16 表示调节阀在供热系统中处于工作状态的情形。 H_f 为调节阀的压降, H_x 为系统阻力压降, H 为系统与调节阀的总

图 4.16 调节阀工作状态

压降。若令

$$S_f = \frac{H_f}{H} = \frac{H_f}{H_f + H_x} \quad (4.23)$$

式中 H_f —— 为调节阀全开时的压降;

S_f —— 为调节阀的调节能力系数。

S_f 在数值上等于调节阀在全开状态下, 调节阀压降占系统总压降的百分数。

若供热系统(管道、设备)无阻力损失时, $H_x = 0$, 即 $S_f = 1$, 这时系统总压降即为调节阀压降, 调节阀的工作流量特性即为理想流量特性。

在工作状态下, 最小可调流量 G/G 与调节阀能力系数 S_f 之间的关系可用下式表示:

$$\frac{G}{G} = \frac{1}{S_f / (A/A)^2 - (1 - S_f)} \quad (4.24)$$

式中 A —— 调节阀全开时的流通截面;

A —— 调节阀在任意开度下的流通截面;

G —— 设计条件下调节阀全开时的流量;

G —— 调节阀在任意开度下的流量。

设 G_x 为设计条件下调节阀在最小开度下的流量, 此时调节阀处于要关死而未关死的位置, 因此 G_x 不是调节阀全关时的泄漏量。调节阀全关闭时的泄漏应该只有设计流量的 0.1%—0.01%。一般称 G/G 的比值为调节阀的可调比。该值是调节阀调节幅度(调节阀最大流通截面与最小流通截面之比)的倒数。通常情况下对于线性流量特性的调节阀, 其调节幅度为 30 : 1; 等百分比流量特性调节阀的调节幅度为 50 : 1。亦即线性流量特性调节阀的可调比为 0.033, 等百分比流量特性调节阀的可调比为 0.02。因此, 调节阀的可调比一般在 2%—4% 之间。

从(4.24)式可知, 当 $S_f = 1.0$ 时, 实际工作状态的最小调节流量即为与可调比相对应的设计状态下的最小流量 G_x ; 而当 $S_f < 1$ 时(考虑系统管道有阻力的实际工作状态), 将出现 $G > G_x$ 的情形, 这说明调节阀的调节性能变坏了。通常线性流量特性的调节

阀,在工作状态下,其调节特性向快开流量特性偏移;而等百分比流量特性将向线性流量特性偏移。这是因为在工作状态下,决定供热系统流量、压降的主要因素是系统总阻力特性,而不单纯是调节阀本身的阻力特性。调节阀本身的阻力特性系数(或压降)在整个系统的阻力特性系数(或压降)中所占比重越大,调节阀的工作流量特性愈接近于理想流量特性。

3. 阻力特性

调节阀的水力特性方程 $H = SG^2$, 还可写为下式

$$G = C \sqrt{H} \quad (4.25)$$

式中, C ——调节阀流量系数,其值与阻力特性系数 S 有如下关系:

$$S = 1/C^2 \quad (4.26)$$

通常将流量系数 C 与相对开度 $\bar{L} = L/L$ 的关系在实验台上进行测定,并绘制成曲线,称为调节阀的阻力特性曲线。图 4.17 所示为 RHV-40 型阻力特性曲线($D_N 40\text{mm}$)。

测试调节阀的阻力特性,一般有两种用途,一种用途是测量流量,并计算初调节的调节方案。模拟阻力法(即 CCR 法)正是将此曲线输入智能仪表,借以完成流量测量和理想开度计算的。另一用途是表明调节阀的一种结构特性,借以表明流通能力,以便在设计时进行调节阀的选择、计算。

三、调节阀选择计算

调节阀在设计时的选择计算包括两部分内容,首先是流量特性的选择,其次是调节阀口径的选择计算。

1. 流量特性的选择

在供热系统中,调节阀一般装在干线的分支点、用户的热入口处,以及热源的分、集水器和热力站中,用以解决初调节和运行调节中的流量控制(包括调节阀和电动调节阀)。当热负荷变化时,常

图 4.17 RHV 型调配阀阻力特性

(a) RHV40(D_N40mm)特性曲线; (b) RHV 全开度特性曲线

常需要依靠调节阀的调节改变流量,配合供水温度的变化,使散热器的散热量适应热负荷的要求。换热器最理想的换热特性(包括热

交换器、散热器)应为相对换热量与调节阀相对开度成线性关系。亦即保证在调节过程中,调节阀和换热器的综合放大系数维持不变。但从第三章的讨论中已知,换热器(特别是散热器)的热特性在小流量时换热量变化大;在大流量时换热量变化小。也就是在小流量时放大系数大;大流量时放大系数小。为保持总放大系数不变,调节阀的流量特性应该是小流量时放大系数小;大流量时放大系数大。

图 4.18 给出线性流量特性、等百分比流量特性的调节阀分别

图 4.18 换热器相对散热量与调节阀相对开度关系

与换热器配套形成的散热特性曲线。横坐标为调节阀相对开度 $L/L = \bar{L}$, 纵坐标为换热器相对换热量 $Q/Q = \bar{Q}$ 。曲线 1 为理想的线性换热特性曲线, 曲线 2 为等百分比流量特性的调节阀与换热器匹配时的换热特性曲线, 曲线 3 为线性流量特性的调节阀与换热器匹配时的换热特性曲线。由图看出曲线 3 远偏离于曲线 1, 曲线 2 比较接近理想的线性换热特性曲线。上述特性曲线是在供热系统的供水温度低于 100 时, 通过实地测定给出的。说明在供热

系统中,用于流量调节的最理想的调节阀应采用等百分比流量特性。线性流量特性的调节阀在供热系统中使用并不理想。因此,在已有的调节阀、平衡阀、调配阀中,因平衡阀、调配阀接近等百分比流量特性,应予以优先采用。

考虑到调节阀在实际工作状态下流量特性变坏的因素,调节阀本身的阻力不能太小。经计算统计:当调节阀阻力是系统总阻力的5%时,线性流量特性调节阀的最小可调流量 $G_x = 15\%$,而等百分比流量特性调节阀的最小可调流量 G_x 为 8.8%;当调节阀阻力与系统总阻力之比为 $S_f = 10\%$ 时,线性调节阀的 $G_x = 10.5\%$,而等百分比调节阀的 $G_x = 6.3\%$;当 $S_f = 25\%$ 时,对应的 G_x 值分别为 6.7% 和 4%,已经很接近 $S_f = 100\%$ 时的理想最小可调流量 2%—4%。因此,在供热系统中调节阀的选择还应考虑阻力的要求:

(1) 调节阀的阻力应为系统总阻力的 10% 至 30% 之间;调节阀选择应参照设计水压图进行;

(2) 在设计流量下,对于同口径的调节阀,应该优先选用阻力较大的;

(3) 在选择调节阀时,为了增加调节阀阻力占系统总阻力中的百分比,可适当选择比管道直径较小口径的调节阀;但一定不应采用放大调节阀口径的方法。

2. 调节阀口径的选择计算

调节阀流量系数 C 的计算公式

$$C = \frac{G}{0.316 \sqrt{H}} \quad (4.27)$$

中,流量 G 的单位为 m^3/h ,压差 H 的单位为 kPa 。在一般的供热系统中,调节阀前后压降在 3kPa (末端热用户)到 300kPa (近端热用户)之间。由图 4.17 查出不同口径下调节阀的流量系数 C ,用 3kPa 的最不利压降 H 代入公式(4.27),即可算出该口径调节阀

的最小可通流量(在全开时),若其值等于、大于设计流量,则该口径调节阀选择合适。

以 $D_N 40$ 口径的调配阀为例,由图 4.17 查出该阀全开时的 $C = 26.9$,将 $H = 3\text{kPa}$ (即 $0.3\text{mH}_2\text{O}$)代入(4.27)式,求出该阀最小可通流量 $G = 4.7\text{m}^3/\text{h}$ 。从热水供热系统水力计算表查出,在该直径下,管道比摩阻 R 为 $84.2\text{Pa}/\text{m}$ 时,流量为 $1.8\text{m}^3/\text{h}$,即说明在同直径下,调节阀可通流量大于管道可通流量,完全可以满足设计流量的要求。对于管径 $D_N 50\text{mm}$ 的管道,在比摩阻 R 为 $31.9—91.4\text{Pa}/\text{m}$ 时,可通流量为 $2.0—3.4\text{m}^3/\text{h}$ 。因此,在热入口将 $D_N 40\text{mm}$ 的调节阀安装在 $D_N 50\text{mm}$ 的管道上,也完全满足设计流量的要求。由此可说明:在用户热入口选择调节阀口径比管道直径小的设计方法,从流通能力方面考虑也是可行的。具体的调节阀口径比管道直径应该缩小几号,需根据供热系统的设计条件或设计水压图而定。

第四节 调速水泵在变流量系统中的应用

在通常情况下供热系统多采用集中质调节的方法,特别在间接连接的系统中,二次网采用集中质调节,将使系统的运行调节变得最为简单、方便。但是集中质调节不能完全满足各种运行工况的要求,例如间接连接系统中若二次网采用集中质调节,则一次网必须进行变流量的调节;在多种热负荷、多个热源的共网中,为进行系统流量平衡,也必须实行变流量运行(详见第五章)。此外,质调节耗电多,不利于节能,特别是大的供热系统,尤为突出。

在以往的供热系统中,一般采用多泵并联的方式来实现运行调节中的变流量的要求,但这种方法调节范围小,耗电大,并不很理想。调速水泵的出现,使供热系统实现无级的变流量运行成为可能,而且节电效果显著,国外已普遍应用。为促进调速水泵在我国

供热系统中的推广应用,特编写了本节内容。

一、水泵调速的主要方法

水泵对于电机来说,属于轻型负载,一般采用异步电动机。异步电动机有笼型和绕线型两种。异步电动机结构简单、运行可靠、价格便宜、维修方便,但与直流电动机比较,调速比较困难。目前异步电动机(交流电源)的调速方法主要有两大类,即有转差损耗的调速系统和无转差损耗(高效调速)的调速系统。

1. 有转差损耗的调速系统

属于该类调速系统的包括绕线型电机转子串电阻调速、笼型电机定子调压调速、电磁偶合调速以及液力偶合调速。

电动机定子形成的旋转磁场转速 n_0 (r/min) 称为同步转速。转子的旋转速度为 n 。一般 $n < n_0$ 约 5% 左右,这是引起切割磁力线,转子带动电机输出轴转动的基本条件。一般称 s 为转差率,定义为:

$$s = \frac{n_0 - n}{n_0} \times 100\% \quad (4.28)$$

(1) 绕线型电机转子串电阻调速

绕线型异步电机的转子绕组结构同定子一样,也接为星形三相绕组,再接到转子轴上的三个集电环上。外电路附加电阻是通过电刷与转子绕组串接的。而转差 s 与串接电阻 r_2 成正比,当串接电阻 r_2 改变时,转子电流 I_2 也随着改变,从而获得不同转差 s ,达到了调速目的。其机械特性如图 4.19 所示:横坐标为电机轴转矩 M ,纵坐标为转差 s , M_{zd} 为最大转矩, M_q 为起动转矩。1—5 曲线表示串接电阻不同时的调速范围。

这种调速方法调速范围不大。附加转差功率以热能形式损耗在串接电阻上,因而效率不高。

(2) 笼型电机定子调压调速

图 4.19 转子串电阻调速

转差 n 与定子电压 U_1 平方成反比变化, 因此降低定子电压, 可达到水泵减速的目的。但转差损耗却随电压的下降成平方关系上升。因此效率不高。

(3) 电磁耦合调速

这种调速系统, 主要由笼型异步电机、涡流式电磁转差耦合器和直流励磁电源三部分组成。直流励磁电源功率较小, 由单项半波或全波晶闸管组成, 通过改变晶闸管的控制角, 改变直流励磁电压的大小。电磁耦合器由电枢和磁极两部分组成。这两部分没有机械联系, 都可自由旋转。电枢与笼型异步电机同轴相联, 构成主动部分; 磁极用联轴器与负载(如水泵)相联, 构成从动部分。磁极由铁心和绕组组成。绕组与直流电源连接, 使铁心励磁, 控制磁场强弱。

电磁耦合器的电枢转速同笼型电机转速, 磁极转速决定于磁场强度。通过改变励磁电流的大小(改变直流电源的励磁电压), 改变磁场强度, 进而改变转差率, 实现水泵调速。励磁电流愈大, 磁极与电枢之间转差率愈小, 水泵转速愈快; 反之亦然。

电磁耦合调速, 结构简单、控制装置容量小、成本低, 适合于中小容量电机调速。但电磁耦合器有较大转差, 最高输出转速仅为同

步转速的 80%—90%，转差功率以热能形式损耗，效率较低。

(4) 液力偶合调速

液力偶合器(如 GWT 型)是安装在电动机和工作机械(如水泵、风机)之间的一种可调速的液力传动装置。在电机转速基本不变的情况下,可使工作机械实现较宽范围(电机转速的 $1—1/5$ 之间)的无级变速。

液力偶合器一般用油作为工质,靠机构能与油的动能、压力能的变换来传递功率。其工作原理与结构见图 4.20。液力偶合器与电机连接的泵轮以及与负载(水泵)连接的涡轮都有许多径向叶片,电机带动泵轮

图 4.20 GWT 型液力偶合调速

- 1—输入轴, 2~3—泵轮和外壳,
- 4—涡轮, 5—导管, 6—输出轴,
- 7—油冷却器, 8—油箱, 9—油泵

转动后,泵轮工作通道中的油就由内缘流向外缘,油流通过两轮之间的间隙进入涡轮,当油流从涡轮的叶片外缘流向中心时,就将油流的动能转变为机械能,推动涡轮旋转,然后油又通过冷却器、油箱、油泵再返回泵轮重复循环。

液力偶合器有一个径向移动的导管,在控制器的作用下,导管可作径向移动。导管口的径向位置决定了导管室里油环的厚度,即决定了工作腔里的油量,而功率传递的多少,就是由油量决定的。当导管向里伸时,旋转着的油环就从导管将油排出,直到导管口与油面齐平为止,这样就减少了油环厚度,使输出的转轴转速下降;反之,当导管外提时,减少排油量,可增加油环厚度,工作腔保持较多油量,输出转轴的转速增加。这样,就可以通过对导管位置的控

制,达到水泵调速的目的。

液力偶合调速功率适应范围大,可满足几十千瓦至上万千瓦的需要。运行可靠,维修方便,安装费用低。缺点是存在转差功率损耗,高速时效率高,随着转速的下降效率成线性下降。然而即使这样,对水泵、风机等轻负载而言,在低转速下的耗电量仍大大小于阀门节流时的耗电量。当采用热回收措施,将油的冷却热量再利用后,效率将明显提高。

2. 无转差损耗(高效)的调速系统

属于这类调速系统的有变极(极对数)调速、变频调速和可控硅(或晶闸管)串级调速等系统。变极、变频调速的特点是无转差功率损耗。可控硅(或晶闸管)串级调速的特点是能把转差功率回馈回电网。因此这类调速系统效率高。

(1) 变极调速

异步电动机的定子旋转磁场的转速(或称同步转速) n_0 由下式确定

$$n_0 = 60f_1/P \quad \text{r/min} \quad (4.29)$$

由式(4.28)有

$$n = 60f_1(1-s)/P \quad \text{r/min} \quad (4.30)$$

式中 n ——转子转速, r/min;

f_1 ——电源频率, Hz;

P ——电动机绕组的极对数;

s ——定子、转子之间的转差率。

通常电动机转差率 s 很小,当电源频率 f_1 一定时,转子的转速由绕组的极对数 P 所决定。定子中敷设的绕组愈多,形成的磁场极对数也愈多,此时转子转速愈慢。这种调速方法为有级调速。一般应用于笼型异步电机,因为笼型异步电机转子的极对数自动地跟随定子极对数的改变而改变,使定子、转子始终在相同的磁场极对数下产生平均电磁转矩。

以前在定子中敷设分离的二套或三套绕组,借以实现二种或三种不同的转速。但定子铁芯大,价格昂贵。目前的作法是仅有一套定子绕组,借助于改变绕组端部的接线方式来变更磁场的极对数,称为单绕组多速的电动机。

(2) 可控硅串级调速

可控硅串级调速系统由硅整流器、滤波电抗器、可控硅逆变器、逆变变压器和控制电路组成。

在绕线型电机的转子中不串入附加电阻,而串入一个与转子电势同频率的附加电势,也可达到调速的目的。增加附加电势,即可降低电机转速。附加电势是由串入转子绕组中的外电源提供的。转子回路附加外电源要求既要电压可变,又要频率可调,因此需要把转子绕组的感应交流电势通过硅整流器变换为直流电势,再进行附加电势的调节。

这种调速方法,还利用可控硅逆变器将直流变为交流,并通过逆变变压器将转差功率回馈回电网,从而提高了调速效率。可控硅串级调速的缺点是功率因数较低,产生高次谐波,“污染”电网。

(3) 变频调速

由式(4.29)、(4.30)可知在极对数一定的条件下,通过改变供电频率 f_1 ,也可实现对交流电机的调速。但是电网的频率是不能随意变动的,因此必须通过一个变频装置即变频器来进行供电频率的调节。通常有两种变频方式,一种是把交流电源经整流器整流成直流,再通过逆变器逆变成频率可调的交流电源,简称“交一直—交”变频;另一种是把交流电源直接变成频率可调的交流电源,简称“交—交”变频。在“交一直—交”变频中,频率的改变是在逆变时通过控制晶闸管轮流导通、关断(换流过程)的快慢实现的。换流速度加快,输出交流电的频率就提高,反之频率下降。这种变频器晶闸管数量少,电路较简单,水泵、风机等轻负载多用这种方法。“交—交”变频器用的晶闸管多、电路复杂,功率因数较低,多用于

低速大容量的拖动系统。

变频调速的最大优点是调速过程转差率小,转差损耗小,能使笼型异步电机实现高效调速,其它调速方法都不能获得这样的运行性能。在变频的同时,电源电压也可以根据负载大小作相应调节。此外,还可以在额定电流下起动电机,因而能降低配用变压器的容量。变频器体积小,运行平稳,可靠性高,变频调速已逐渐广泛使用。相对而言,美中不足是价格较贵。随着电子技术发展,价格也会相应降低。

二、水泵调速的节能效益

1. 转差损耗分析

设在额定转速 n_N 下,转差率为 s_N ,电机的输出功率为 P_{20} ;在任意转速 n_2 下,电机的输出功率为 P_2 。由于功率 P 与转速 n 的关系为 $P \propto n^3$,因此相对输出功率 \bar{P}_2 可表示为

$$\bar{P}_2 = \frac{P_2}{P_{20}} = \frac{n_2}{n_N}^3 = \frac{(1-s)n_0}{(1-s_N)n_0}^3 \quad (4.31)$$

为便于分析,近似认为 $s_N \approx 0$,则式(4.31)可简化为

$$\bar{P}_2 = (1-s)^3 \quad (4.32)$$

忽略定子的铁耗(铁芯)、铜耗(绕组),以及在额定转速下转子的铜耗,当电机转速为 n_2 时,电机的实际输入功率 P_1 (从电网中得到的)应为

$$P_1 = P_2 / (1-s) = (1-s)^2 P_{20} \quad (4.33)$$

由定子输给转子的转差损耗 P_s 即为转子的铜耗(绕组的损耗),由下式计算

$$P_s = sP_1 = s(1-s)^2 P_{20} \quad (4.34)$$

则调速的相对转差损耗 \bar{P}_s 为

$$\bar{P}_s = \frac{P_s}{P_{20}} = s(1-s)^2 \quad (4.35)$$

有转差损耗调速的效率 η_s 为

$$\eta_s = P_2/P_1 = (1 - s)^3/(1 - s)^2 = 1 - s \quad (4.36)$$

即转速愈慢,效率愈低。

2. 有转差损耗调速的节能效益

在调速的情况下,电机输入功率为 P_1 ,电机的转差损耗为 sP_1 (即转子铜耗),则有

$$P_2 = (1 - s)P_1$$

由于在额定转速下,可近似认为输入功率 P_{10} 接近输出功率 P_{20} 。这样,在调速情况下,输入的相对功率 \bar{P}_1 可由输出的相对功率 \bar{P}_2 表示

$$\bar{P}_1 = \bar{P}_2/(1 - s)$$

因此,调速后节约的相对功率为

$$\begin{aligned} \bar{P} &= \bar{P}_{10} - \bar{P}_1 \\ &= 1 - \bar{P}_2/(1 - s) = 1 - (1 - s)^2 = 1 - \frac{n}{n_0}^2 \quad (4.37) \end{aligned}$$

3. 高效调速的节能效益

对于变频调速和变极调速,可近似认为无转差损耗,即 $sP_1 = 0$ 和 $P_2 = P_1$,则调速后可节约的相对功率 \bar{P} 为

$$\bar{P} = 1 - \frac{n}{n_0}^3 \quad (4.38)$$

对于可控硅串级调速,调速后可节约的相对功率 \bar{P} 为

$$\bar{P} = 1 - \frac{n}{n_0}^3 / \epsilon \quad (4.39)$$

式中 ϵ ——可控硅串级调速时逆变过程的效率,一般 $\epsilon > 90\%$ 。

4. 调速方案的选择原则

选择调速方案时,应综合各种因素加以比较。应优先选择可靠性高、节能率大、功率因数高、投资少回收期短、产生的高次谐波少和维护方便的方案。

表 4.14 给出了几种主要调速方法的技术经济对比。总体而言,在低转速下,上述 7 种调速方法节能效果都比较明显,因而都是可行的。但高效调速法(无转差损耗调速)效率高于有转差调速法,应优先采用变频调速、变极调速、可控硅串级调速。液力偶合调速虽然有转差损耗,但其功率适应范围大,价格适中,维护方便,在功率大的大型供热系统中(如功率在上千千瓦)经常使用,并配有冷却回收装置。可控硅串级调速效率比较高,但功率因数低、产生高次谐波,“污染”电网,使用时应采用适当技术措施进行改进。变极调速,虽然不能进行平滑无级调速,但简单方便,对于供热规模不大的系统,可采用双速、三速水泵作循环水泵,实现分阶段变流

表 4.14 几种主要调速方案技术经济对比

调速方案	转子串电阻	定子调压	电磁偶合调速	液力偶合调速	变极对数	可控硅串级调速	变频调速
调速方式	改变转子附加电阻	改变定子输入电压	改变励磁电流	改变供液量	改变极对数 P	改变逆变角	改变电源频率
调速范围(%)	100—50	100—80	97—10	97—30	100, 50	100—40	100—0
节能效益	节能一般 1- s cos 优	节能一般 1- s cos 良	节能一般 1- s cos 良	节能一般 1- s cos 良	节能优 优 cos 优	节能良 良 cos 差	节能优 优 cos 优
初投资	较低	低	低	较低	最低	高	最高
维护	易	易	易	易	最易	较易	较易
市场供应	自行匹配	无系列产品	有	有	有	有	有系列产品
对电网干扰	无	大	无	无	无	较大	略有

量的质调节。从调速性能上比较,最理想的是变频调速。不但节能效益高,而且效率都在 80% 以上。在 50% 的相对转速下,其它调速方法的功率因数 $\cos\phi$ 一般不超过 65%,而变频调速功率因数则可达 85% 左右。变频调速主要不足是初投资较高,约比其它调速方案贵一倍。但变频器的价格会逐渐下跌,目前变频器价格平均 1kW 功率约 900—1000 元左右,对于功率不太大的供热系统还是能够承受的。

三、变频调速循环水泵的经济性分析

循环水泵采用无级变速进行流量调节,则可对供热系统实现质、量并调的运行调节。现就变频调速方案,分析循环水泵变流量运行的经济性。

1. 全年变流量运行的电耗计算

在第一、五章中都对年延续负荷图作了介绍。现在将年延续负荷图的坐标改用无因次参数表示:用 Y 表示无因次室外温度, X 为无因次延续时间, \bar{Q} 为无因次热负荷,即

$$Y = (t_w - t_w) / (t_{wq} - t_w) \quad (4.40)$$

$$X = (h - h_0) / (h_s - h_0) \quad (4.41)$$

$$\bar{Q} = Q / Q$$

式中各符号表示的参数同前: t_w 为任意外温, t_w 为设计外温, t_{wq} 为供热起始外温, h 为 t_w 下的延续小时数, h_0 为 t_w 下的延续小时数, h_s 为全年供热延续小时数。 Q 、 Q 分别为任意外温和设计外温下的热负荷。

在无因次年延续负荷图(图 4.21)中,存在 $X = f(Y)$ 关系,对我国不同地区气象资料统计,可将上述函数拟合为如下关系

$$X = \sum_{i=1}^6 B(i) Y^{i-1} \quad (4.42)$$

$$Y = \prod_{i=1}^6 A(i) X^{i-1} \quad (4.43)$$

式中 $A(i)$, $B(i)$ 为拟合系数, 对于确定的地区, 为常数, 可由有关资料中查找。

图 4.21 无因次年延续负荷图

供热系统在 $t_w = t_w$ 时 $\bar{Q} = 1.0$, 此时循环流量 G 按设计流量 G 运行, 即 $\bar{G} = 1.0$; $t_w > t_w$ 和 $t_w = t_{wq}$ 期间, 循环流量按变流量运行, 即 $G < G$, 或 $\bar{G} < 1.0$, 亦即 $\bar{Q} < 1.0$ 。全年循环水泵的电耗量 E 即为这两部分电耗量之和。

$$\begin{aligned} E &= E_1 + E_2 \\ &= \sum_{i=1}^n \frac{G_i H_i h_i}{367} + \frac{G H h_0}{367} \\ &= \frac{G H}{367} \sum_{i=1}^n \bar{G}_i^3 h_i + h_0 \\ &= \frac{G H}{367} \int_{h_0}^{h_s} \bar{G}^3 dh + h_0 \quad \text{kW} \cdot \text{h} \quad (4.44) \end{aligned}$$

式中 E_1 —— $t_w > t_w$ 期间的电耗量, $\text{kW} \cdot \text{h}$;

E_2 —— $t_w = t_w$ 时的电耗量, $\text{kW} \cdot \text{h}$;

G_i ——某一外温区间 i 的循环流量, t/h ;

H_i ——某一外温区间 i 的水泵扬程, m ;

h_i ——某一外温区间 i 的延续小时数, h ;

η_i ——某一外温区间 i 的水泵效率;

H 、 η 分别为循环水泵的设计扬程和额定效率。对于变频调速, 可视 $\eta = \eta_0$ 。

如供热系统实行集中质调节, 则全年循环水泵总电耗 E 为

$$E = \frac{GH}{367} h_s \quad (4.45)$$

则全年变流量运行下的相对电耗 \bar{E} 为

$$\bar{E} = \frac{\int_{h_0}^{h_s} G dh}{h_0} + h_0 / h_s \quad (4.46)$$

式中 \bar{G} 为 t_w 或 \bar{Q} 的函数, 若采用适用室内双管供暖系统的质、量并调方案(适用室内单管供暖系统的调节方案亦可, 其流量变化差别不大), 则有式(3.83):

$$\bar{G} = \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w}^{1/3}$$

又因

$$X = (h - h_0) / (h_s - h_0)$$

则

$$dh = (h_s - h_0) dX \quad (4.47)$$

将式(3.83)、(4.47)代入式(4.46), 得

$$\bar{E} = \int_0^1 \frac{t_n - t_w}{t_n - t_w} (h_s - h_0) dX + h_0 / h_s \quad (4.48)$$

根据式(4.40), 式(4.42), 有

$$dX = \frac{1}{i-2} (i-1) B(i) Y^{i-2} dY \quad (4.49)$$

$$dY = \frac{dt_w}{t_{wq} - t_w} \quad (4.50)$$

将式(4.49)、(4.50)代入式(4.48)

$$\bar{E} = \frac{h_s - h_0}{t_n - t_w} \int_{t_w}^{t_{wq}} \frac{t_n - t_w}{t_{wq} - t_w} \sum_{i=2}^6 (i-1) B(i) Y^{i-2} dt_w$$

$$\bar{E} = \frac{h_s - h_0}{t_n - t_w} \int_{t_w}^{t_{wq}} \frac{t_n - t_w}{t_{wq} - t_w} \sum_{i=2}^6 (i-1) B(i) \frac{t_w - t_w}{t_{wq} - t_w}^{i-2} dt_w \quad (4.51)$$

式(4.51)中对于确定的地区, \bar{E} 为 t_w 的单值函数, 通过积分或分段求和即可将全年供热系统循环水泵的相对电耗量 \bar{E} 求出。若按室外温度 t_w , 将全年分为 100 个区段, 可求出不同地区的 \bar{E} 值来。表 4.15 列出了我国 20 个城市的 \bar{E} 值。

表 4.15 循环水泵变频调速的经济性分析

城市名称	相对电耗 \bar{E}	回收期 (年)	城市名称	相对电耗 \bar{E}	回收期 (年)
佳木斯	0.637	2.4	丹东	0.667	3.1
哈尔滨	0.636	2.4	太原	0.688	3.5
长春	0.637	2.5	大连	0.686	3.8
牡丹江	0.652	2.5	兰州	0.719	4.1
呼和浩特	0.651	2.6	北京	0.727	4.4
通辽	0.659	2.7	天津	0.714	4.5
乌鲁木齐	0.659	2.9	石家庄	0.720	4.8
沈阳	0.646	2.9	济南	0.716	5.2
银川	0.655	3.0	郑州	0.741	5.9
西宁	0.686	3.0	西安	0.754	6.3

2. 投资回收期计算

在已知全年相对电耗量 \bar{E} 之后, 即可按下式计算全年节电的

运行费用,亦即年净收益 J

$$J = 24 \times (1 - \bar{E}) N_p h_s C_d \quad \text{元} \quad (4.52)$$

式中 N_p —— 循环水泵的电机功率, kW;

h_s —— 全年供热延续小时数, h;

C_d —— 电价, 元/kWh;

投资回收期分为静态回收期 and 动态回收期。静态回收期不考虑投资的时间价值。若初投资为 C, 静态回收期 T_J 可按下式计算

$$T_J = C/J \quad \text{年} \quad (4.53)$$

供热系统的循环水泵电功率, 若按每平方米供暖面积配用 0.5—0.6W 功率(目前为中等情况, 若符合水输送系数标准, 约为 0.4—0.5W 左右)考虑, 变频器比价为 700—1200 元/kW, 电价取 0.2 元/kWh, 则可计算出不同地区循环水泵采用变频调速的静态回收期, 也列入表 4.15 中。从该计算结果看出: 气候愈寒冷的地区, 供热系统循环水泵采用变频调速愈经济。东北地区回收期一般不超过三年。北京不超过五年。

若对间接连接的供热系统一次网循环水泵进行变频调速, 则经济效益会更好。因此时一次网不受室内系统垂直失调的限制, 循环流量可进一步降低(二次网采用集中质调节)。若一次网参数(流量、供回水温度)按式(3.73)、(3.74)调节方式计算, 对于沈阳地区年相对电耗为 $\bar{E} = 0.23$, 静态回收期为 1.6 年。

表 4.15 所列各地区回收年限, 是指供热系统所有循环水泵全部进行变频调速时的数据。若运行中的循环水泵, 有一半仍按额定功率运行(即额定转速、额定流量), 另一半按变频调速变流量运行, 则初投资可减少一半, 相应的回收年限可缩短至 1—3 年左右(不同地区), 这样节能效益更加明显。因此, 在供热系统中积极推广调速水泵是很有意义的。

第五章 供热系统协调运行

近几年来,我国集中供热事业得到了迅速发展。到 1989 年,东北、西北和华北地区的 165 个设市城市中,已有 81 个城市发展了集中供热。目前“三北”地区 30.7 亿平方米城镇建筑面积中,有供暖设备的 10.7 亿平方米,其中采用城市集中供热的近 2.0 亿平方米,其余绝大多数为分散锅炉房供热。随着经济建设的发展,人民生活水平的提高,集中供热的发展势头方兴未艾,不但开始向一般县城普及,而且正在“跨黄河”、“过长江”,向南方推进。

在大力发展集中供热的同时,如何把众多的供热系统管好、用好?这个问题已经摆在了广大科技人员和管理运行人员面前。所谓管好、用好,就是在满足用户供热要求的同时,提高能效,改善环境,延长使用寿命。要做到这一切,除了有先进的设计、良好的设备性能外,还必须对供热系统进行精细的协调运行。

协调运行,就是从系统工程出发,使供热系统的热源、热力网和热用户都在规定指标下运行,实现最佳的社会效益、节能效益、经济效益和环境效益。

对于大型供热系统,特别是多种热负荷、多个热源和多个泵站共网的供热系统,由于运行工况复杂,在运行中对其各个环节进行不断的协调就更为必要。

本章将讨论供热系统的运行标准,技术管理,多种类型热负荷的调节,多热源、多泵站的联合运行等内容。

第一节 供热系统运行标准探讨

一个供热系统运行管理的好坏,应该有一个客观的标准——供热系统运行标准。它既是运行管理的依据,也是评价的标准。该标准应能全面反映供热系统在社会效益、经济效益、节能效益和环境效益等方面的要求。目前国外技术发达的国家都制定了类似的标准。我国也正在向这方面努力。目前在供热方面,可以遵循的有关标准有《城市热力网设计规范》(CJJ34-90,国家建设部 1990 年 10 月 1 日批准执行),《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)》(JGJ26-86,国家建设部 1986 年 8 月 1 日批准试行)。受国家建设部委托,有关单位正在制定我国第一部供热系统运行标准——《城镇供热系统安全运行技术规程》。可望在不久的将来,在有关标准的指导下,我国供热系统的管理运行水平能得到较大的提高。

本节介绍的有关运行标准的内容,就是根据上述资料整理的。

1. 用户室温合格率。供热系统运行期间,用户室温合格率为 97%。这是衡量供热系统供热效果、社会效益的重要指标。目前国家二级企业以此指标为考核标准。

室内设计温度是热用户设计的重要参数标准。美国 ASHRAE 的标准为 22 ,英国 CIBS 标准为 20 ,日本“空调卫生工学学会和空调设备标准委员会省能委员会”的标准也为 20 。我国民用住宅的设计室温标准为 18 ,目前室温达到 16 以上为合格。

供热系统运行期间,选择有代表性的用户进行检测。根据供热规模的不同,检测的用户供热面积应不低于总供热面积的 1%—3%。每个供热期,每月至少检测一次,累计计算。用户室温合格率按下式计算:

$$\text{用户室温合格率} = \frac{\text{检测合格户数}}{\text{检测总户数}} \times 100\% \quad (5.1)$$

2. 供热能效指标。指 1t 蒸汽供热量(0.7MW)在设计条件下所担负的民用住宅供热建筑面积,指标为 8000—10000m²。供热能效指标是衡量供热系统热能利用率的重要指标。我国目前推荐的民用住宅供热概算热指标为 47—70w/m²(40—60kcal/(m²·h)),若以上限值即 70w/m²(60kcal/(m²·h))计算,则供热能效指标应为 10,000m²;若以 47w/m²(40kcal/(m²·h))计算,供热能效指标理论上可达 15000m²。

目前我国实际供热能效指标约为 5000m²,这已经包括了城镇集中供热系统在内,若只考察近 8.7 亿平方米分散锅炉房供热系统,则平均供热能效指标只有 4000m²。若以 10000m² 为标准,锅炉热效率以 60% 计,则目前我国供热系统实际的热能利用率只有 30%,是相当落后的。如果近期供热能效指标向 8000m² 努力,锅炉热效率争取达到 70%,则供热的热能利用率可达 56%,节能潜力是相当可观的。

3. 水输送系数。定义为单位水泵功率所输送的供热量。它是衡量供热系统循环水泵电能利用率的重要指标,详见本书第三章第三节。

4. 循环流量控制指标。对于单纯供暖负荷的低温(95 以下)热水供热系统,其循环流量宜控制在每平方米供暖面积为 2—3kg/(m²·h)的范围内。按该控制指标运行,表示供热系统的设计供回水温差为 25—20 之间,供热概算热指标为 58—70W/m²(50—60kcal/(m²·h))范围。即循环流量取下限时,供回水温差取上限;反之亦然。该指标满足热负荷的设计要求。

给出低温热水供热系统循环流量控制指标,在我国有很大的实际意义:首先可提高循环水泵的电能利用率。目前我国供热系统实际运行的循环流量绝大多数超过上述指标,将循环流量控制在

给定范围,有利于水输送系数的达标,也是克服大流量运行的重要手段。除此之外,还可提高供热系统的可调性,有利于防止室内系统的垂直失调。

5. 供热煤耗指标。指单位供热量的煤耗量,表明热源或供热系统的热效率,是衡量节能效果的重要指标。由于热源型式不同,其煤耗指标也不同。

(1) 热电厂煤耗指标。一般将发电量与供热量的煤耗分开计算。

发电部分煤耗,其计算公式如下

$$b_d = \frac{q_d}{g_e g_r Q_{dw}} = \frac{1}{g_e j_d g_r Q_{dw}} \quad \text{g/kJ} \quad (5.2)$$

式中 b_d ——每发 1kJ 电量的耗煤量, g/kJ;

g_e ——热电厂锅炉效率,一般 $g_e = 0.9—0.94$;

j_d ——汽轮机、发电机的机电效率, $j_d = 0.98—0.985$;

g_r ——热电厂内部管道热损失, $g_r = 0.95—0.99$;

Q_{dw} ——标准煤的低位发热量, $Q_{dw} = 29.31\text{kJ/g}$ (7000kcal/kg);

q_d ——每发 1kJ 电量的热耗量,其值按下式计算

$$q_d = d(i_c - i_z) = \frac{i_c - i_z}{(i_c - i_z)_{j_d}} = \frac{1}{j_d} \quad (5.3)$$

式中 d ——汽轮机每发 1kJ 电量所消耗的主蒸汽量, kg/kJ;

i_c ——汽轮机进汽口主蒸汽焓, kJ/kg;

i_z ——汽轮机实际的排汽焓, kJ/kg。

若取 $g_e = 0.90$, $j_d = 0.98$, $g_r = 0.99$, 标准煤的消耗量为:

$$b_d = \frac{0.0342}{0.90 \times 0.98 \times 0.99} = 0.0392\text{g/kJ} (141\text{g/kWh})$$

供热部分煤耗,按下式计算

$$b_r = \frac{1}{g_l j_{\alpha} g_r Q_{dw}} \quad \text{g/kJ} \quad (5.4)$$

式中 b_r ——对外供 1kJ 热量的煤耗量, g/kJ;

w_r ——热力网热效率。

若取 $g_l = 0.9$, $w_r = 0.92$, 则供热部分的标准煤耗量 $b_r = \frac{0.0342}{0.9 \times 0.92} = 0.0413 \text{g/kJ} (41.3 \text{kg/GJ})$ 。

(2) 区域锅炉房煤耗指标。计算公式同(5.4)式。由于区域锅炉房锅炉热效率低于电站锅炉热效率, 热力网热损失也高于热电厂供热, 因此区域锅炉房煤耗要高于热电厂煤耗。

若计锅炉效率 $g_l = 0.71$, 热网热损失为 10%, 即

$$b_r = \frac{0.0342}{0.71 \times 0.9} = 0.0537 \text{g/kJ} \quad (53.7 \text{kg/GJ})$$

煤耗指标 0.0537g/kJ 即为 135kg/t(汽), 这一指标通常是可以达到的。

(3) 小区供热煤耗指标。对于小区供热, 常常以一个供暖期内, 单位供暖建筑面积的标准煤耗量作为控制指标。其计算公式如下:

$$b_{ra} = \frac{24Zq_{na}}{g_l w_r Q_{dw}} \quad \text{kJ/m}^2 \quad (5.5)$$

式中 b_{ra} ——一个供暖期, 单位供暖建筑面积的标准煤耗量, kg/m^2 ;

Z ——供暖期供暖天数, d;

q_{na} ——供暖期内建筑物耗热指标, W/m^2 , 其值根据度日法(见第一章第一节), 由下式表示:

$$q_{na} = \frac{q_n D_{18}}{Z(t_n - t_w)} \quad (5.6)$$

式中 q_n ——供暖概算热指标, W/m^2 ;

D_{18} ——各地区室内温度以 18 为基准的度日数, $\cdot \text{d}$;

t_w ——供暖期室外设计温度, \cdot 。

表 5.1 给出了我国八个地区城市的 q_{na} 计算值。此值是在

1980—1981年砖混结构多层住宅通用设计的基础上,进行了围护结构改进,将原来的耗热指标降低20%(根据《民用建筑节能设计标准》)后制定的。表中 $g_e = 0.55$, $w_r = 0.85$ 。

表 5.1 八个地区城市 q_{na} 计算值

城市 项目	哈尔滨	长春	乌鲁木齐	呼和浩特	沈阳	兰州	北京	西安
原耗热量指标 (W/m^2)	33.75	33.38	33.25	32.88	32.63	31.88	31.63	32.00
现耗热量指标 (W/m^2)	27.0	26.7	26.6	26.3	26.1	25.5	25.3	24.8
供暖期天数 (d)	177	171	162	166	152	133	126	102

全国房地产科技情报网供暖专业网就供暖煤耗量初步制定了于2000年前节能分步实现目标。该目标分1993年、1995年和2000年三步进行,主要通过提高锅炉热效率 g_e 和提高热力网输送热效率 w_r 达标。

第一阶段(1993年) $g_e = 0.55$, $w_r = 0.85$

第二阶段(1995年) $g_e = 0.60$, $w_r = 0.90$

第三阶段(2000年) $g_e = 0.70$, $w_r = 0.90$

表 5.2 分别给出了八个地区城市在不同阶段的控制目标。

6. 供热系统可靠性指标。这是衡量供热系统运行可靠性的重要参数,一般以可靠度表示,其定义如下:

$$R_{xt} = \frac{Q_g}{Q} \times 100\% \quad (5.7)$$

式中 R_{xt} ——供热系统可靠度或称供热系统可靠性指标;

Q ——运行期间,供热系统在完好状态下的总供热量;

Q_g ——在故障情况下,供热系统实际的总供热量。

表 5.2 2000 年前煤耗分步实现目标

项目 城市	供暖期煤耗量指标(kg/ m ²)			每日煤耗量指标(kg/(m ² · d))		
	1993 年	1995 年	2000 年	1993 年	1995 年	2000 年
哈尔滨	37.7	32.6	28.0	0.21	0.18	0.16
长春	36.0	31.2	26.7	0.21	0.18	0.16
呼和浩特	34.4	29.8	25.5	0.21	0.18	0.16
乌鲁木齐	34.0	29.4	25.2	0.21	0.18	0.16
沈阳	31.3	27.0	23.2	0.21	0.18	0.15
兰州	26.7	23.2	19.8	0.21	0.17	0.15
北京	25.1	21.8	18.3	0.20	0.17	0.15
西安	19.9	17.3	14.8	0.20	0.17	0.15

在进行 Q_g 的计算时,首先要涉及故障的概念。供热系统元部件(如管道、阀门、各种设备仪表等)发生故障,但在系统不停运的情况下即能修复或对供热的影响在允许范围内时,称为一般故障;当元部件发生故障,迫使系统停运中断供热时称为突然故障。在进行供热系统可靠性计算时,只考虑突然性故障。供热系统中发生的故障,其特点属于随机的小概率事件。因此, Q_g 的计算需通过概率统计方法进行。由于计算比较复杂,一般只对大型供热系统才进行可靠性分析。

允许可靠度或允许可靠性指标的确定,涉及到系统可靠性和经济性的综合。允许可靠度愈高,则系统愈复杂(如设计为环形),安装阀门愈多,因而投资愈大,需要综合优选。目前我国尚处于研究阶段,具体数值还在讨论之中。当前沿用前苏联的有关数据(见约宁编写的《供热学》):对于区域锅炉房供热系统,允许可靠度 $R_{xt}^y = 85\%$; 热电厂供热系统, $R_{xt}^y = 90\%$ 。

对于一般供热系统,为便于计量,常采用运行事故率 R_y 作为

安全可靠性的控制指标。运行事故率 R_y 的控制指标为:

$$R_y = \frac{n_r \cdot \alpha A_r}{n \cdot \alpha A} \times 1000\% \quad 2\% \quad (5.8)$$

式中 A ——供热系统的总供热面积, m^2 ;

n ——总供热小时数, h ;

A_r ——因事故造成系统停运的供热总面积, m^2 ;

n_r ——事故发生的延续小时数, h 。

在式(5.8)中,运行事故的定义为:在供热系统运行中,当故障发生造成系统停运,八小时以内不能恢复的称为运行事故。由于事故造成的危害远大于故障危害,因此,运行事故率 R_y 的控制指标应比允许可靠度 R_{xt}^y 小得多(允许运行故障率 $1 - R_{xt}^y = 10\% - 15\%$)。

有关环境保护方面的控制指标,按国家有关标准进行。

第二节 运行中的技术管理

集中供热系统是城市公用事业和工业区动力设施的重要环节。在我国为了安全、经济地组织好供热系统的运行,一般设立有专门的运行管理机构,对于热电厂供热多为热力公司;对于锅炉房供热,则多归口于房地产管理部门。为了保证热源、热力网和热用户间的协调运行,建立有调度部门。对于中小型供热系统只设置中心调度室;对于大型供热系统,常设立两级调度组织,即中心调度室和分区调度室。

供热系统运行管理部门的基本任务是安全、经济地向热用户提供符合参数要求的热量。其基本的工作内容,实质上就是通过技术管理,实现供热系统有关规程规定的运行标准。技术管理的内容包括范围很广,但根据我国供热系统的运行实践,目前起关键作用的是要在以下几个方面切实加强新技术的推广应用,借以提高供热系统的运行水平。

一、变分散供热为集中供热

全国房地产科技情报网供暖专业网曾对我国 3.7 亿平方米的供暖建筑面积的供暖状况进行了实地调查。其中 10 个城市(哈尔滨、长春、吉林、沈阳、大连、包头、北京、天津、太原、乌鲁木齐)的概况分析表列于表 5.3。该调查结果具有普遍性。从中看出,容量 4t/h 以下锅炉占总锅炉台数的 90%, 平均单台锅炉容量为 2.8t/h, 供暖面积在 1 万平方米以下的锅炉房占总锅炉房数的 64%。这说明,就全国而言,我国目前仍然是以分散锅炉房供暖为主的国家,而且有的地区还在大量使用落后的手烧锅炉。由于锅炉房规模过小,锅炉房单位供热面积装机容量过大(供热能效指标只有 4008m^2), 锅炉长期在低负荷下运行,这样就使本来就很低的热效率变得更低了。现在,分散锅炉房的锅炉热效率普遍只有 55% 左右,煤耗大不言而喻。根据全国 29 个大中城市的调查,煤耗真正达标的是极少数。

表 5.3 10 个城市锅炉房供热概况分析(1989 年)

锅炉供暖建筑面积 (10^4m^2)	锅炉房数 (个)	锅炉台数 (台)	锅炉总容量 (t/h)	平均单台容量 (t/h)	1t/h 容量供暖面积 (m^2)	4t/h 锅炉百分比 (%)	供暖面积小于 10000m^2 的锅炉房百分比 (%)	供暖方式	
								连续 (%)	间歇 (%)
7421	4180	6537	18512	2.8	4008	90	64	28	72

这种落后状况亟待改变,必须有计划地变分散供热为集中供热。对于原有的分散锅炉房,应结合小区改造,逐步实现连片供热;对于新区建设,供热规划中必须考虑远、近期结合,作好集中供热与分散供热之间的衔接工作。实现集中供热有明显的优越性:

1. 采用容量大的锅炉,有利于提高锅炉的热效率。这是实现区域供热中锅炉热效率从现有的 55% 提高到 70% 目标的重要技

术措施。

2. 锅炉房的合并,可以减少锅炉的装机容量,提高供热能效指标(1t/h 锅炉容量的供热面积),有利于连续供热方式的推广。

3. 锅炉房和锅炉装机容量的减少,可以大量节约初投资。如果在供热规划的远、近期配合中采用移动式锅炉房,则节约投资就更为可观。

4. 锅炉房的集中,大容量锅炉的采用,可安装高效除尘设备,提高烟囱高度,降低烟气中的含尘量和大气中有害气体浓度,有利于环境保护。

二、变低效输送为高效输送

供热系统将供热量从热源输送至热用户,在沿途热力网中将有热量损失。该热量损失称为管网热损失 Q_r ,其数值大小与系统供回水温度、室外温度,管网敷设方式、管道保温状况、管径以及管道周围环境状况等因素有关。从供热的输送效率考虑,当然希望 Q_r 越小越好。

一般热力网的热输送效率 w_r 用下式表示

$$w_r = \frac{Q_y}{Q} \times 100\% = \frac{Q - Q_r}{Q} \times 100\% \quad (5.9)$$

式中 Q ——热源输至热力网的总供热量, GJ/h;

Q_y ——输至热用户的净供热量, GJ/h;

Q_r ——热力网的沿途热损失, GJ/h。

在通常情况下,如果管道不保温,热力网的热输送效率一般只有 50%—70%,即沿途热损失率可达 30%—50%。其中架空敷设热力网沿途热损失又大于地沟敷设和直埋敷设。

为了经济运行,热力网必须进行管道保温,保温厚度的确定,应进行技术经济比较。一般保温后的热力管道,其热输送效率 w_r 应为 92%—95%,即热损失率不超过 5%—8%。

我国目前供热系统,热力网的热输送效率通常只能达到85%—90%左右,即热损失率为10%—15%。一些运行管理落后的部门,往往保温脱落,地沟泡水,热输送效率就更低了。还应指出,由于水的导热系数为 $60\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ (水温约 20°C),比钢管的导热系数还大($45\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$),因此,保温管道在泡水的情况下,其散热损失甚至会超过裸露钢管。再加上热水、蒸汽的跑冒滴漏,这种散热损失就更加严重。

为了减少管道散热损失,提高热力网的热输送效率,必须重视管道保温及其敷设方式。应该大力推广聚胺脂、尿树脂、硅酸铝、岩棉等新型保温材料,它们都有良好的保温性能,导热系数一般小于等于 $0.026\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,大多数吸水率较低(2.5%—3.0%左右)。目前以聚胺脂为主的预制保温管即管中管(外壳为高密度聚乙烯或玻璃钢等)的直埋敷设技术正在我国积极推广,这是非常可喜的。根据近年来的工程实践,直埋敷设一般比地沟敷设在投资上节约近 $1/3$ 。再加上不怕泡水,有一定强度,耐腐蚀性好等优点,可以明显提高热力网的热输送效率。直埋敷设方式,对于地下水位高的地区,其优越性就更加突出。

三、变变压运行为定压运行

第二章第五节对供热系统的定压方式曾进行了比较详细的叙述,指出了供热系统维持恒压点定压运行的重要性,并对在实际运行中容易处理不妥的一些问题作了分析。

但是必须看到,我国供热系统的运行人员,大多数文化素质不高,有的是季节性的临时工,他们对供热系统变动水力工况缺乏全面了解,很难根据变动工况判断恒压点的实际压力数值,特别在系统循环水泵入口处不是恒压点时,更是如此。通常在运行中存在两种误操作:在工况变动时,不能按变动后的压力给定值操作,而沿用变工况前的压力给定值运行;自行其是,补水无定时,压力(恒压

点)无定值。由于系统恒压点压力不能在给定的静压线值下运行,系统水压图必将围绕静压线上下波动,使系统实际上形成了变压运行。在这种情况下,常常造成以下的事故或故障。

1. 当水压图上移时,容易造成系统超压,使底层散热器破裂;
2. 当水压图下移时,系统亏水,用户顶层散热器出现倒空,影响供热效果;

3. 无论超压还是亏水,都将引起系统的大量泄漏。超压破裂引起的泄漏,不言自明;亏水时的泄漏,则是由大量放气造成的。因故障补水,不但增加了水处理费用,而且降低了热源的热能利用率。由于补水温度低(即自来水温度),加热同样数量的热媒,补水所消耗的热量将是系统循环水的2—3倍。

为了使供热系统实现真正的定压运行,必须对运行人员进行技术培养,严格执行有关的运行规程。其次要尽可能实现自动控制,尽量减少大量频繁重复性的手工操作。

实现供热系统定压运行,还有一个重要的前提条件,即防止系统的事故泄漏。事故泄漏超过水处理设备提供的补水能力时,系统恒压点压力则无法保持。

系统事故泄漏,除上述操作不当或堵塞引起的超压所致外,还有另外的重要原因,即管道内外腐蚀,降低了管道强度。避免后一种泄漏的有效方法,是定期进行系统水压试验,及时更换腐蚀管道。试验压力用下式计算

$$p_s = p_g + 2s_f j^{\alpha} q / d_n \quad (5.10)$$

式中 p_s ——试验压力, Pa;

p_g ——供热系统工作压力, Pa;

d_n ——管道内径, m;

q ——管道极限强度, Pa/m²

s_f ——管道壁厚腐蚀余量, m。

水压试验每年进行一次, $s_f = 0.001m$; 2—3年进行一次, $s_f =$

0.002—0.003m。凡在试验压力下破裂的管段,必须更换。当采用管壁厚度测试仪测试壁厚时,凡 $s_f < 0.001\text{m}$ 的管段,当年必须更换。

四、变大流量运行为理想流量运行

根据第三章的讨论,已明确大流量是一种落后的运行方式,不彻底改变这种运行方式,供热系统的热能利用率就难以提高,其它各项运行标准也将无法实现。因此,变大流量运行为理想流量运行应该是供热系统运行中技术管理的重要内容。

实现理想流量运行,应根据第四章介绍的流量调节的方法进行供热系统初调节即流量均匀调节,使循环流量控制在规定指标以内。由于建设事业的发展,几乎每个供热系统的热用户、热负荷甚至系统结构年年都在发生变化,因此运行调度的首要任务是在系统运行前,编制当年的水力工况、热力工况以及相应的运行计划。流量均匀调节,应在运行计划的总体安排下进行。流量调节方法,要根据供热系统的实际情况选择合适的方法进行。当供热系统配置有计算机监控系统,又装有电动调节阀或调配阀时,可选择温度自动调节法或模拟阻力法(CCR法)。当供热系统只装有各种类型调节阀时,可采用模拟分析法、补偿法、比例法以及快速简易法等方法进行。

五、变经验供热为按需供热

供热系统在流量均匀调节的基础上,再根据水温、水量调节曲线进行运行调节,则可使供热系统实现按需供热,保证各热用户均匀满足设计室温,同时供热量既不亏欠也不多余。这是理想状态。在实际运行中,由于热用户安装散热器过多,导致水温调节曲线不符合实际情况,结果形成了目前广泛采用的凭经验调节水温的方法。再加水温、水量调节计算公式未考虑日照、风速及以往供热状

况等动态因素,因此属于静态的近似计算方法,很难实现真正的按需供热。

为了尽可能地实现按需供热,提高热能的有效利用率,在供热系统的实际运行中,首先应根据当地热用户散热器安装情况以及热负荷概算指标的选用数值,编制修正的水温、水量运行调节曲线,并按其进行实际运行。当条件具备时,可实现计算机的自动监控,按照动态方法指导运行调节。必要时,还可对锅炉进行燃烧控制,使按需供热更符合实际。

六、变间歇供热为连续供热

根据第三章第三节的介绍,连续供热比间歇供热能使锅炉效率提高10%,节约煤耗23.2%,显然连续运行方式优越。但表5.3指出:目前我国10城市的供热方式中间歇运行占72%,连续运行只占28%,说明区域锅炉房供热系统的运行水平还相当落后。

间歇供热的落后方式是多种因素造成的,因此,要改变这种运行方式也必须综合治理。首先要降低单位供热面积的锅炉装机容量,提高供热能效指标,这就牵涉到合并锅炉房,连片供热;其次要克服大流量的运行方式,加强流量均匀调节,消除冷热不均现象;第三要合理制定运行调节方案,严格区分间歇供热与间歇运行调节的不同。前者要在设计外温下也间歇运行,势必增大锅炉装机容量;后者在设计外温下连续运行,外温升高时间歇运行。总之,运行调节方案的制定,要尽量让单台锅炉在接近满负荷下运行,以提高锅炉效率。实际上供热系统运行中的技术管理内容是相互联系,互相渗透的,某一方面作好了,就为另一方面的工作创造了条件。

七、变手工操作为计算机自动监控

目前由于我国供热系统运行管理水平比较落后,技术改进和节能的潜力都比较大。在这种情况下,借助技术改进,手工操作也

能取得明显的供热与节能效果。因此,这方面工作还应继续抓好。

但必须看到,供热系统是一个相当复杂的系统工程。特别是大型供热系统,水力工况、热力工况变化复杂,采用手工的调节、控制很难达到预期目的。计算机监控系统则有明显的优势:自动检测系统参数,自动识别系统特性,根据需要可以实现各种调节、控制。在自动报警、检漏、消除水击等方面,也有独特功能。在手工调节的基础上,实现计算机监控,在节能方面,还可挖潜 10% 左右。因此,在供热系统中推广计算机监控技术有着广阔的前景。但是推广工作应有规划地进行,防止一哄而起,一哄而落。同时要针对不同供热系统,选择不同级别、档次的计算机监控系统,避免贪大求洋(详见第六章)。

第三节 多种类型热负荷的调节

在前几章中,主要讨论单一类型热负荷特别是只有供暖热负荷的供热系统。因为到目前为止,我国绝大多数供热系统仍属于这一类型。但是随着经济的发展,人民生活水平的提高,对于通风、空调和生活热水供应热负荷的需求,已经提到了日程。我国最早的多种类型热负荷的供热系统(供暖热负荷为 90%,生活热水供应热负荷占 10%)出现在北京,热水供应负荷主要满足国家重要单位以及大使馆区等处。当前大量的旅游饭店、经济开发区等建设的供热系统已经考虑了热水供应、通风空调等负荷。根据北欧的经验(目前生活热水供应负荷占总热负荷的 60%),非供暖负荷在供热系统中所占的比例,在我国有逐年提高的趋势。

为适应这种发展,多种类型热负荷的调节也必须加以研究。根据前苏联的经验,随着系统型式不同,主要有两种不同的调节方法即供暖负荷调节法和综合负荷调节法。

一、供暖负荷调节法

供暖负荷调节法,是以供暖负荷为依据进行集中调节,其它负荷采用局部调节的方法。通常在各种负荷用热设备为并联连接时采用。(见图 1.10 的连接方式)

1. 供暖的水温、水量调节曲线。当有混水装置时按公式(3.43)和(3.44)计算;当无混水装置时按公式(3.48)和(3.49)计算;当为间接连接时,采用公式(3.67)和(3.68)计算。图 5.1 给出了供暖热负荷和水温、水量调节曲线图。

由于供暖负荷为季节性负荷,其热负荷 Q_n 与外温 t_w 存在线性关系,热负荷图表示为一条直线。室外温度为 $t_{wj} > t_w > t_{wq}$ 时,采用集中质调节,流量保持设计值 G_n (或流量热当量 W_n),供回水温度由上述计算公式确定。

t_{wj} 是供水温度为 70 时的对应外温。我国《城市热力网设计规范》规定,对有生活热水热负荷的闭式热水供热系统,其供水温度任何时后不得低于 70 (保证生活热水温度不低于 60)。为满足这一要求,室外温度在 t_{wq} t_w t_{wj} 时,热力网供水温度始终

保持 $t_g^j = 70$ (t_{wq} 为起始供热外温,一般为 $+5$)。在这期间,由于供暖热负荷随室外温度升高而减少,回水温度 t_{hn} 和流量 G_n 都将减少。表明此阶段供暖负荷应进行局部量调节(根据式(3.57)和(3.58)计算)。

图 5.1 供暖负荷、水温、水量调节曲线图

2. 通风的温度、水量调节曲线。图 5.2 给出了示意图。 t_{wt} 为通风负荷的设计外温。通风负荷也为季节性热负荷。在 $t_{wq} > t_w > t_{wt}$ 期间, 热负荷 Q_t 随室外温度的下降而线性上升。在 $t_{wt} \sim t_w$ 期间, 热负荷达最大恒定值即设计值 Q_t 。表示这时可适当减少新风量, 增加回风量。

在供热系统运行期间, 通风(包括空调)热负荷的调节可分为三个区间进行

(1) $t_{wq} > t_w > t_{wj}$ 区间。

在该区间内, 热力网供水温度保持不变, $t_g = 70$ 。由于通风热负荷随室外温度的提高而下降, 气-水加热器中水侧的回水温度 t_{ht} 和水量 G_t 随之下降。通风热负荷需进行局部量调节。

(2) $t_{wj} > t_w > t_{wt}$ 区间。该区间, 随着室外温度的下降, 通风热负荷增加, 热力网供水温度也随之提高。根据通风负荷调节公式(3.50)和(3.51), 可进行典型的质调节, 即保持通风设计流量不变, 回水温度 t_{ht} 随热力网供水温度 t_g 的升高而升高。

(3) $t_w > t_w > t_{wt}$ 区间。该区间通风热负荷保持不变。由于热力网供水温度 t_g 随室外温度的下降继续增高, 根据公式(3.50)、(3.51), 此时气-水加热器水侧的供回水平均温度 $t_{pt} = (t_g + t_{ht}) / 2$ 为常数, 即回水温度 t_{ht} 必然下降, 相应水侧流量也随之减少。

在三个调节区间内, 由于热力网供水温度 t_g 是按照供暖负荷

图 5.2 通风负荷、水温、水量调节曲线图

的要求实施调节的,对于通风负荷而言,则属于变工况,此时气-水加热器水侧、气侧的有关参数不能简单用式(3.50)和(3.51)计算。此时联立式(3.2)、(3.18)、(3.22)

$$Q_t = t W_s t_{zd}$$

$$t = \frac{1}{0.5 \frac{W_x}{W_d} + 0.5 + \frac{1}{t}}$$

$$t = t W_s^{m_1} W_k^{m_2} / W_s$$

可得

$$\frac{W_s}{W_k} = \frac{0.5}{\frac{t_{sg} - t_{kh}}{t_{kg} - t_{kh}} - \frac{1}{t} \frac{W_k}{W_x}^{0.5} \frac{W_k}{W_x}^{0.5} - 0.5} \quad (5.11)$$

式中下标“t”指通风负荷有关参数,下标“s”、“k”分别为气-水加热器水侧、空气侧的参数。在气-水加热器中忽略水流速对传热系数的影响,可取 $m_1 = 0$, $m_2 = 0.5$ 。一般在气-水加热器中常用算术平均温差计算传热量,此时式(3.18)中 $a = b = 0.5$ 。

式中 W_s 、 W_k 和 t 为设计条件($t = t$)下的相应参数。其中 t 由下式计算

$$t = \frac{Q_t}{t W_x}$$

式中 t ——在 t 下气-水加热器加热侧与被加热侧算术平均温差, ;

W_x ——设计条件下,水侧气侧中流量热当量的较小值, $GJ/(h \cdot)$ 。

在式(5.11)中, t_{kh} 为加热器空气侧的进口温度,一般取室外新风温度,即 $t_{kh} = t_w$ 。当室外温度 t_w 已知时, t_{kh} 也为已知。此时 W_s (水侧流量热当量)、 W_k (气侧流量热当量)和 t_{kg} (空气出口温度)三个参数中,已知其中任意两个,即可求出另一个参数。

3. 生活热水负荷的水温、水量调节曲线。图 5.3 所示是供暖

装置和生活热水供应装置为并联连接方式时情形。该系统中假定设有储水箱,调节生活热水负荷在一周内和一天内的不均匀性,即生活热水以周平均热负荷为讨论依据,亦即在供热期间,生活热水负荷始终保持固定不变。

在生活热水负荷的水-水加热器中,可建立如下热平衡方程

$$r W_{rx} (t_g - t_l) = W_{2r} (t_r - t_l) \quad (5.12)$$

式中 t_g ——热力网供水温度, ;

t_l ——加热器被加热侧进口水温,即自来水温度, ;

t_r ——加热器被加热侧出口水温,即生活热水的供水温度, ;一般闭式供热系统,要求为 60 ;

W_{2r} ——加热器被加热侧水流量热当量,即生活热水的流量热当量, $\text{kJ}/(\text{h} \cdot \text{m}^3)$ ($\text{J}/(\text{s} \cdot \text{m}^3)$);

W_{rx} ——加热器加热侧和被加热侧流量热当量的较小值, $\text{kJ}/(\text{h} \cdot \text{m}^3)$ ($\text{J}/(\text{s} \cdot \text{m}^3)$);

r ——生活热水加热器的有效系数。根据式(3.18),可将式(5.12)写成如下形式:当 $W_{2r} = W_{rx}$ 时

$$\frac{t_g - t_l}{a \frac{W_{2r}}{W_{1r}} + b + \frac{1}{W_{1r}}} = (t_r - t_l) \quad (5.13)$$

式中 W_{1r} ——加热器加热侧即热力网流量热当量, $\text{kJ}/(\text{h} \cdot \text{m}^3)$ ($\text{J}/(\text{s} \cdot \text{m}^3)$)

——水-水加热器参数,见式(3.24),当 W_{2r} 为加热器两侧流量热当量较大值,即 $W_{2r} = W_{rd}$ 时

$$\frac{t_g - t_l}{a + b \frac{W_{2r}}{W_{1r}} + \frac{1}{W_{1r}}} = (t_r - t_l) \quad (5.14)$$

加热器加热侧出口水温即热力网生活热水回水温度 t_{hr} 由下式计算

$$t_{hr} = t_g - \frac{W_{2r}}{W_{1r}}(t_r - t_l) \quad (5.15)$$

按照调节特征,生活热水负荷可分为两个调节区间

(1) $t_{wq} > t_w > t_{wj}$ 区间。

热力网供水温度 $t_g = 70$, 恒定不变。由于生活热水负荷为常数,根据式(5.13)、(5.14)和式(5.15),因 a 、 b 、 c 皆为常数,在同一外温下,自来水温度 t_l 也视常数,则必有 W_{1r} 和 t_{hr} 也为固定值。在图 5.3 中,生活热水的热力网流量和回水温度皆为水平线。

(2) $t_{wj} > t_w > t_{wq}$ 区间。该

区间,生活热水负荷仍固定,但热力网供水温度 t_g 却随室外温度 t_w 的下降而提高。由公式(5.13)和(5.14)看

出,其等式右端为常数,若 t_g 增加,等式左端分子亦增大,在 W_{2r} 不变的情况下,必然 W_{1r} 减小。又从公式(5.15)分析,随着 t_g 的增加,生活热水中的热力网回水温度 t_{hr} 也成下降趋势。

在生活热水供应系统中,若无储水箱设备,则生活热水负荷 Q_r 在一周内和一天内都有很大变化,通常小时最大热负荷 Q_{rd} 出现在周末的晚上。在供热系统运行期间,当 Q_r 变化时,其调节规律为: W_{2r}/W_{1r} 比值只是 t_g 的函数(仍见式(5.13)、(5.14)和(5.15))而与 Q_r 大小无关。当热力网供水温度 t_g 一定(同一室外温度)时,生活热水加热器两侧的流量之比值 W_{2r}/W_{1r} 也一定;当 t_g 升高(t_w

图 5.3 闭式并联系统生活热水
负荷、水温、水量调节曲线图

下降)时, W_{2r}/W_{1r} 的比值也增大, 即随着室外温度 t_w 的下降, 生活热水中热力网流量 W_{1r} 相对于自来水流量要逐渐减少。在 t_g 一定时, 因 W_{2r}/W_{1r} 一定, 必有 t_{hr} 也一定。这就表明: 在同一室外温度下, 当生活热水负荷 Q_r 增大时, 热力网进入生活热水加热器的流量 W_{1r} 将随自来水流量 W_{2r} 的增加而增加(同一比值)。在调节过程中, W_{2r} 是随着用户用热量 Q_r 的增加自动增加的。 W_{1r} 的增加, 是通过调节系统的执行机构操作实现的。由于此时生活热水热力网回水温度 t_{hr} 为常数, 可以 t_{hr} 作为调节参数, 判断 W_{1r} 是否达到要求数值。当 t_{hr} 低于给定值, 表示 W_{1r} 过小; t_{hr} 高于给定值, W_{1r} 调节过量。

在 t_g 提高的情况下, 随着 Q_r 的增加, t_{hr} 的数值也将随着增加, 而不再保持恒定值。由式(5.14)和式(5.15)联立, 可写出如下关系式

$$t_{hr} = (t_r - t_l) \frac{1}{a \frac{W_{2r}}{W_{1r}} + b + \frac{1}{\frac{W_{2r}}{W_{1r}}}} - \frac{1}{2} \frac{W_{2r}}{W_{1r}} \quad (5.16)$$

或

$$t_{hr} = (t_r - t_l) \frac{1}{a + b \frac{W_{2r}}{W_{1r}} + \frac{1}{\frac{W_{2r}}{W_{1r}}}} - \frac{1}{2} \frac{W_{2r}}{W_{1r}} \quad (5.17)$$

在式(5.16)中 $W_{2r} = W_{rx}$, 在式(5.17)中 $W_{2r} = W_{rd}$ 。由式中看出, 随室外温度 t_w 的下降, t_g 的上升, 因 W_{2r}/W_{1r} 的增加, t_{hr} 在任何情况下都减少。图 5.4 所示为 Q_r 变动情况下, 生活热水流量、水温的调节规律。

根据上述分析, 在供热系统运行期间, 生活热水热力网侧的流量是不断变化的。最大值 W_{1r} 出现在室外温度 $t_w = t_{wj}$ 的时候(见图 5.3)。 W_{1r} 的计算值由下式确定:

$$W_{1r} = Q_r / (t_g^j - t_{hr}^j) \quad (5.18)$$

式中 W_{1r} ——生活热水热力网侧设计流量热当量, $\text{kJ}/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$;

Q_r ——生活热水供应的设计热负荷, $\text{kJ}/\text{h}(\text{kW})$ 。当有储水箱时采用周平均小时热负荷, 当无储水箱时, 采用最大小时热负荷;

t_g^j ——热力网在室外温度 $t_w = t_{wj}$ 时供水温度, $^{\circ}\text{C}$ 。一般 $t_g^j = 70$

t_{hr}^j ——供水温度在 t_g^j 下, 生活热水加热器热力网的回水温度, $^{\circ}\text{C}$ 。在选择计算生活热水加热器时, 取同一 t_g^j 下, 供暖装置后(可能直连也可能间接连接)的热力网回水温度 t_{hn}^j , 即 $t_{hr}^j = t_{hn}^j$ 。

根据式(5.18)中确定的 Q_r , t_g^j , t_{hr}^j 和 W_{1r} 值, 即可选择计算生活热水加热器的传热面积。

图 5.4 一天中生活热水负荷、

水温、水量调节曲线图

有时要确定变工况下生活热水加热器的有关参数, 特别是确定生活热水热力网的流量和回水温度。这时, 已知条件多半是热负荷 Q_r , 供水温度 t_g , 加热器参数以及自来水侧的有关参数。求解的难点在于事先无法确定 W_{1r} 和 W_{2r} 哪一侧的值大? 因此不能直接利用公式(5.13)、(5.14)和(5.15)进行计算。这类变工况的计算, 可用如下方法:

先假设 $W_{1r} = W_{2r}$, 在此条件下计算加热器的换热量 Q_r° , 若实际热负荷 $Q_r = Q_r^{\circ}$, 则 $W_{1r} = W_{2r}$; 若 $Q_r < Q_r^{\circ}$, 则 $W_{1r} < W_{2r}$; 若 $Q_r > Q_r^{\circ}$, 则 $W_{1r} > W_{2r}$ 。 Q_r° 的计算由下式确定

$$Q_r^0 = W_{2r} \frac{1}{1 + \dots} (t_g - t_l) \quad (5.19)$$

在 $W_{1r} > W_{2r}$ 时, 由下式计算 W_{1r}

$$\frac{W_{1r}}{W_{2r}} = \frac{4a^2}{1 + \frac{1 + 4a^2 \frac{t_g - t_l}{Q_r} W_{2r} - b}{2}} \quad (5.20)$$

当 $W_{1r} < W_{2r}$ 时, 由下式计算 W_{1r}

$$\frac{W_{1r}}{W_{2r}} = \frac{4b^2}{1 + \frac{1 + 4b^2 \frac{t_g - t_l}{Q_r} W_{2r} - a}{2}} \quad (5.21)$$

求出 W_{1r} , 生活热水加热器热力网回水温度 t_{hr} 即可根据该侧的热量平衡关系得出。

4. 热力网的总流量

在闭式供热系统中, 当供暖、通风和热水供应负荷以并联方式连接于同一系统时, 供热系统的总流量就是各类热负荷所有流量的总和。用流量热当量表示, 则为

$$W = W_n + W_t + W_r \quad (5.22)$$

式中 W , W_n , W_t 和 W_r 分别为供热系统总流量热当量和供暖、通风、生活热水供应的流量热当量。

图 5.5 所示为供热系统总流量调节曲线图。曲线 5 为总

图 5.5 闭式供热系统热网总流量曲线图

- 1——供暖, 2——通风, 3——生活热水,
4——供暖、生活热水, 5——各类负荷

流量调节曲线, 曲线 4 为供暖、生活热水供应负荷总流量调节曲线。最大流量出现在 $t_w = t_{wj}$ 的时刻。

对于供暖负荷, 一般采用质调节, 即外温 t_w 在 t_{wj} 与 t_w 之间流量均为最大值即设计值, 因此供暖装置或换热器(间接连接)传热面积的计算应以设计外温 t_w 下的对应参数进行。同理, 通风负荷则在通风设计外温 t_w 值下进行设计。而生活热水供应负荷, 其加热器换热面积的计算, 则应在外温为 t_{wj} 下进行, 因这一时刻通过加热器的热负荷和流量均达最大值。

二、综合负荷调节法

综合负荷调节法的基本思路是在多种类型热负荷共网的情况下, 尽量使供热系统的总运行流量接近或稍大于供暖负荷的运行流量; 其它种类热负荷(如生活热水)是靠加大系统总供回水温差来实现。

如果是生活热水供应负荷与供暖负荷共网, 为适应综合负荷调节法, 供热系统常采用两级串联方式, 如图 5.6 所示。其中供暖热用户可以直接连接, 也可间接连接。生活热水装置采用上下两级水-水加热器, 下级加热器串联在供暖装置的回水网上。上级加热器并联在供暖装置上游的供水网上。自来水先经过下级加热器, 经回水加热后, 再在上级加热器由系统供水加热至要求水温(60)。

在整个供热系统运行期间, 室外温度愈低, 系统回水温度愈高, 下级加热器承担的换热量愈多; 反之, 室外温度愈高, 系统供回水温度愈低, 上级加热器承担的换热量愈多。当生活热水负荷增加时, 由于自来水流量增加, 上级加热器自来水侧出口温度下降, 此时由于温度调节器 3 的作用, 使进入上级加热器的热力网供水流量增加, 从而自来水出口温度重新回复到要求温度。在上级加热器流量增加时, 由于流量调节器 4 的作用, 减少了进入流量调节器的流量, 使通过供暖装置的循环流量保持不变。当生活热水负荷处于

图 5.6 生活热水两级串联连接图

1—上级加热器, 2—下级加热器, 3—温度调节器
4—流量调节器, 5—供暖用户, 6—生活热水

峰荷时, 由于上级加热器换热量大, 进入供暖装置的供水温度明显下降, 从而影响了供暖用户的采暖。但当生活热水负荷处于低峰时, 供暖用户得到的多余供热量又可在建筑物内加以储存, 补偿以往的不足。配合这种连接方式采用的综合负荷调节法, 主要优点是: 首先可不用安装专门的储水箱, 而依靠建筑物的蓄热能力, 就能调整综合负荷昼夜用热的不均衡性。其次是供热系统的计算流量最小, 其值接近或稍大于供暖负荷流量。第三是系统回水温度较低, 无论热电厂供热还是区域锅炉房供热, 都可提高其运行的经济性。

1. 水温、水量调节曲线的绘制

综合负荷调节的基本计算任务是确定各种室外温度下供热系统供回水温度的变化。

计算所用的原始数据为: 热水供应典型昼夜负荷图, 周平均负荷以及根据质调节给出的供暖负荷温度调节曲线图(直连、并联皆可)

由于生活热水供应负荷昼夜波动很大。下级加热器基本担负周平均负荷 Q_r^p ，而在出现峰荷负荷时，热负荷 Q_r 与 Q_r^p 的差值，基本上要靠上级加热器补偿。这样会导致供暖供热量有较大波动。为了增加下级加热器的供热能力，减少供暖室温的波动，常常在设计计算时将 Q_r^p 适当加大，称为均匀热负荷 Q_r^g ，其值为

$$Q_r^g = x_r Q_r^p \quad (5.23)$$

式中 x_r ——均匀修正系数，无储水箱时，一般 $x_r = 1.1—1.2$ 。有储水箱时， $x_r = 1.0$ 。

水温调节曲线的计算，主要是确定在 Q_r^g 下，随着室外温度 t_w 的变化，上级加热器热网水温降 t_g 和下级加热器热网水温降 t_h 。由于质调下的供暖负荷温度调节曲线 t_{gn} ， t_{hn} 已知，则热力网供回水温度 t_g ， t_h 即可求出：

$$t_g = t_{gn} + t_g \quad t_h = t_{hn} - t_h \quad (5.24)$$

先计算在 $t_w = t_{wj}$ 时下级加热器热网回水温降 t_h^j 。若这时供暖装置后热网回水温度为 t_{hn}^j ，则下级加热器自来水出口温度 t_z^j 为

$$t_z^j = t_{hn}^j - t_z^j \quad (5.25)$$

式中 t_z^j 为加热侧入口温度与被加热侧出口温度之差，应通过技术经济计算确定，在一般换热器中 $t_z^j = 5—10$ 。

在给定的 Q_r^g 下，室外温度为 t_{wj} 时，下级加热器中热网回水温降 t_h^j 按下式计算

$$t_h^j = t_g^g \frac{t_z^j - t_l}{t_r - t_l} (t_{gn} - t_{hn}) \quad (5.26)$$

式中 t_g^g ——生活热水供应相对均匀热负荷，定义为

$$t_g^g = Q_r^g / Q_n \quad (5.27)$$

式中 Q_n ——供暖设计热负荷。

根据式(3.2)， t_h^j 与 t_n 有如下关系：

$$\frac{t_h^j W_{2r}}{t_n W_{2r}} = \frac{t_r W_{2r} (t_{hn} - t_l)}{t_r W_{2r} (t_{hn}^j - t_l)}$$

式中 r, j 对于下级加热器有

$$r = j = \frac{1}{a \frac{W_{2r}}{W_{1r}} + b + \frac{1}{\frac{W_{2r}}{W_{1r}}}}$$

因此得:

$$h = \frac{j}{h} \frac{(t_{hn} - t_l)}{(t_{hn}^j - t_l)} \quad (5.28)$$

热水供应负荷为 Q_r^g 时, 在任何室外温度 t_w 下, 上下级加热器热网回水总温降均固定不变, 存在 $= g + h$, 且等于

$$= \frac{g}{r} (t_{gn} - t_{hn}) \quad (5.29)$$

这样, 任意外温下, 上级加热器热网回水温降即可求出

$$g = - h \quad (5.30)$$

同样由式(5.24)不难求出供热系统供回水温度 t_g, t_h 随室外温度 t_w 变化的调节曲线。由图 5.7 看出, 在供暖设计外温 t_w 下, 下级加热器热网回水温降 h 最大, 几乎承担了生活热水供应负荷的全部换热量; 而上级加热器热网回水温降 g 最小, 换热量也最小。表明 t_w 愈低, 生活热水供应负荷的波动对供暖用户的影响相对愈小。室外温度愈高, 上级加热器热网回水温降 g 愈大, 亦即系统供水温度 t_g 愈高。这就可能使系统供水温度 $t_g = 70$ 的“折点”向外温更高的时刻延伸, 从而可降低系统的供水温度。但应注意, 此时下级加热器热网回水温降却更小, 为满足要求的换热量, 必须增加更多的加热器传热面积(见图 5.7 中的虚线)。

在供热系统运行期间, 热力网总流量 G 、供暖装置和下级加热器热网流量 G_n, G_{r2} 皆相等, 都接近于供暖负荷的设计流量 G_n 。上级加热器热网流量 G_{r1} 随着室外温度的降低而减少, 最大值在室外温度为 t_{wj} 时。

例 5.1 已知 $x_r = 1.2, \frac{g}{r} = 0.3, t_{gn}^j = 70, t_{hn}^j = 41, t_l = 5, t_r = 60, t_{gn} = 150, t_{hn} = 70$ 。

图 5.7 综合负荷调节曲线图

试计算外温为 t_{wj} 和 t_w 时的热力网供回水温度 t_g, t_h 。

解:假定 $t_z^j = 6$, 利用式(5.25)求得 $t_z^j = 41 - 6 = 35$ 。然后按式(5.26)确定 t_h^j 和利用式(5.28)计算 t_h

$$t_h^j = 0.3 \times \frac{35 - 5}{60 - 5} \times (150 - 70) = 13.0$$

$$t_h = 13.0 \times \frac{70 - 5}{41 - 5} = 23.4$$

于是 $t_h^j = 41 - 13 = 28$, $t_h = 70 - 23.4 = 46.6$ 由式(5.29)求出 $t_g = 24$ 。然后求得

$$t_g^j = 24 - 13 = 11 , t_g = 24 - 23.4 = 0.6$$

最后求出 $t_g^j = 70 + 11 = 81$, $t_g = 150 + 0.6 = 150.6$

表 5.4 和表 5.5 中分别给出了供暖装置为直接连接和间接连接时 $t_g, t_h = f(Q_n, \frac{g}{r})$ 的关系曲线数值。在计算表中有关数据选取如下 $t_{gn} = 150$, $t_{gh} = 70$, $t_z^j = 8$, $x_r = 1.2$, $t_r = 60$, $t_l = 5$ 。

表 5.4 采暖和热水供应综合负荷集中质调节及采暖装置与热网采用直接连接方式下的网路水温度

Q	$\frac{g}{r} = 0$		$\frac{g}{r} = 0.15$		$\frac{g}{r} = 0.3$		$\frac{g}{r} = 0.45$	
	$t_g = t_{gn}$	$t_h = t_{hn}$	t_g	t_h	t_g	t_h	t_g	t_h
1.0	150	70	151.2	56.8	151.8	43.0	153.2	30
0.8	126	62	128.8	50.4	131.2	38.4	134.2	27.0
0.6	101.5	53.5	106	43.6	110.3	33.5	114.9	23.7
0.4	76	44	82.4	36.0	88.6	27.8	95.3	20.1
0.354	70	41.7	76.9	34.2	83.6	25.5	90.7	19.2

表 5.5 采暖和热水供应综合负荷集中质调节及采暖装置与热网采用间接连接方式下的网路水温度

Q	$\frac{g}{r} = 0$		$\frac{g}{r} = 0.15$		$\frac{g}{r} = 0.3$		$\frac{g}{r} = 0.45$	
	$t_g = t_{g1}$	$t_h = t_{h1}$	t_g	t_h	t_g	t_h	t_g	t_h
1.0	150	75	150.0	61.5	150	48	150	34
0.8	126.7	66.7	128.3	54.7	129.5	42.5	130.9	30.4
0.6	102.1	57.1	105.4	46.9	108.7	36.7	112	26.5
0.4	76.4	46.4	81.8	38.3	87.2	30.2	92.6	22.1
0.35	70	43.8	75.9	36.2	81.8	28.6	87.3	21.0
1.0	180	75	180.3	56.4	180.6	37.8	180.9	19.2
0.8	148.3	64.3	151.5	48.6	154.7	32.9	157.9	17.2
0.6	118.3	55.3	124.9	42.0	129.5	28.7	135.1	15.4
0.4	87.2	45.2	95.5	34.6	103.8	24	112.1	13.4
0.295	70	39	79.9	30	89.8	21	99.7	12

2. 变工况下供热量计算

当热水供应采用两级串联、供暖采用直接连接方式、热水供应负荷为任意值时，供暖负荷的相对供热量可用下式计算

$$Q_n = \frac{t_g - t_w - \frac{Q_r}{W_n} - r \frac{W_{rx}}{W_n} (t_e - t_w)}{t_n - t_w + \frac{0.5 + u}{1 + u} \frac{t_n}{W_n} + \frac{t_n}{Q_n^{B_o}} \left[1 - r \frac{W_{rx}}{W_n} + \frac{r W_{rx}}{W_n} \frac{t_n}{W_n} \right]} \quad (5.31)$$

式中 Q_n ——供暖相对供热量, $Q_n = Q_n / Q_n$

W_n ——供暖装置热网侧相对流量热当量, $W_n = W_n / W_n$;

Q_r ——生活热水供应热负荷;

r ——生活热水供应下级加热器有效系数;

t_g ——热力网供水温度;

t_w ——室外温度;

t_l ——自来水温度;

W_{rx} ——生活热水供应下级加热器两侧流量热当量的较小值;

t_n ——室内温度;

t_w ——设计室外温度;

u ——混水装置时的混合比;

t_n ——供暖装置设计供回水温差, $t_n = t_{gn} - t_{hn}$;

t_n ——供暖装置设计平均温差, $t_n = \frac{1}{2} (t_{gn} + t_{hn} - 2t_n)$;

B_o ——散热器指数常数, $B_o = B / (1 + B)$ 。

当热水供应采用两级串联、供暖为间接连接、生活热水供应负荷为任意值时，供暖相对供热量用下式确定

$$Q_n = \frac{t_g - t_w - \frac{Q_r}{W_{1n}}}{t_n - t_w + \frac{t_n}{Q_n^{B_o}} - \frac{0.5}{1 + u} t_n \left[1 - r \frac{W_{rx}}{W_{1n}} \right]}$$

$$- \frac{r \frac{W_{rx}}{W_{1n}} (t_l - t_w)}{+ \frac{W_{2n} t_n}{n W_{nx}} 1 - \frac{r \frac{W_{rx}}{W_{1n}} 1 - n \frac{W_{nx}}{W_{1n}}}$$
(5.32)

式中 W_{1n} ——供暖负荷换热器一次网(热力网)流量热当量;

W_{2n} ——供暖负荷换热器二次网(供暖装置侧)流量热当量;

W_{nx} ——供暖负荷换热器两侧流量热当量的较小值;

n ——供暖负荷换热器有效系数;

t_n, t_n 皆指供暖装置一侧(二次网)数据,其它符号同式(5.31)。

在式(5.32)的推导过程中,假定二次网采用质调节,即二次网流量热当量 W_{2n} 恒定不变。当热水供应负荷 $Q_r = 0$ 时,因 $W_{rx} = 0$ 则式(5.31)和(5.32)变为简单形式,其中式(5.31)变为式(3.42)。

根据式(5.31)和(5.32)计算出 Q_n 后,由有关热平衡方程即可求出供热系统中任意参数。

利用上述公式计算 Q_n 值,还可对水温调节曲线进行校核,验算在热水供应负荷波动时,供暖的昼夜总供热量是否平衡,否则应对水温调节曲线做适当修正。任意外温和热水供应负荷下,供暖昼夜供热量 Q_n 按下式计算

$$Q_n = \sum_{i=1}^{24} h_i Q_{ni}$$
(5.33)

式中 i ——一昼夜时刻;

Q_{ni} ——在 i 时刻实际供暖负荷的供热量;

h_i ——在 i 时刻热水供应负荷相同的延续小时数。

例 5.2 在 $t_w = -20$ 下,典型建筑供暖设计热负荷 $Q_n = 1\text{MJ/s}$ 。热水供应周平均负荷 $Q_r^p = 0.25\text{MJ/s}$, $x_r = 1.2$ 。热力网和供暖装置的设计参数 $t_{1g} = 150$, $t_{1h} = 70$, $t_{2g} = 95$, $t_n = 18$, $t_n = 64.5$, $u = 2.2$, $t_n = 80$, $W_{2n} = 10^6 / (150 - 70) = 12500 \text{ J/(s} \cdot \text{K)}$ 。

供暖装置与热力网采用直接连接,热水供应与热网采用两级串联方式。

热水供应下级加热器主要数据: $t_r = 60$, $t_l = 5$, $t_g^j = 42$, $t_z^j = 36$, $W_{2r} = 250000 \times 1.2 / (60 - 5) = 5454 \text{ J} / (\text{s} \cdot \text{K})$, $Q_r^j = 5454 \times (36 - 5) = 169 \text{ kJ} / \text{s}$ 。

当 $Q_r = 0.5 \text{ MJ} / \text{s}$, $t_g = 85$, $t_w = -5$ 时,试确定下列参数: 供暖装置热负荷; 热水供应下上级加热器热负荷; 系统中各特征点水温。

解 由下式确定下级加热器的 KF 和

$$\begin{aligned} KF &= \frac{\ln \frac{t_{zd} - (Q/W_d)}{t_{zd} - (Q/W_x)}}{(1/W_x) - (1/W_d)} = \frac{\ln \frac{37 - (169000/12500)}{37 - (169000/5454)}}{(1/5454) - (1/12500)} \\ &= 13400 \text{ J} / (\text{s} \cdot \text{K}) \\ &= \frac{13400}{12500 \times 5454} = 1.7 \end{aligned}$$

计算 $Q_r = 0.5 \text{ MJ} / \text{s}$ 下的下级加热器 r

$$W_{2r} = W_{rx} = \frac{500000}{60 - 5} = 9100 \text{ J} / (\text{s} \cdot \text{K})$$

$$W_{1r} = W_{rd} = 12500 \text{ J} / (\text{s} \cdot \text{K})$$

$$W_{rx} / W_{rd} = 9100 / 12500 = 0.73$$

$$r = \frac{1}{0.35 \times 0.73 + 0.65 + \frac{1}{1.7} \times 0.73} = 0.72$$

利用式(5.31)计算 Q_n (先假定 $Q_n = 0.3$, $Q_n^B = 0.78$)

$$Q_n = \frac{85 + 5 - \frac{500000}{12500} - 0.72 \frac{9100}{12500} \times (5 + 5)}{18 + 20 + \frac{2.7}{3.2} \times 80 + \frac{64.5}{0.78} \left[1 - 0.72 \times \frac{9100}{12500} + 0.72 \times \frac{9100}{12500} \times 80 \right]} = 0.34$$

与假设条件相符,则 $Q_n = 340 \text{ kJ} / \text{s}$ 。

相应可计算出如下参数: 供暖装置(二次网)的供水温度 $t_{2g} = 59$, 上级加热器热负荷 $Q_{r1} = 325 \text{ kJ} / \text{s}$, 供暖装置后(二次网)回水

温度 $t_{2h} = 31.8$, 下级加热器热负荷 $Q_{r2} = 175 \text{ kJ/s}$, 下级加热器热网出口温度 $t_h = 17.8$, 下级加热器自来水出口温度 $t_z = 24$

3. 设计流量的确定

确定供暖负荷和生活热水供应负荷的设计流量, 主要目的为了选定加热器传热面积和混水装置。

热水供应装置按两级串联方式连接时, 供热系统的总设计流量热当量 W 按下式计算

$$W = cG = \frac{Q_n^j + Q_r^g \frac{t_r - t_z}{t_r - t_l}}{t_g^j - t_h^j} \quad (5.34)$$

式(5.34)中有关参数取室外温度 $t_w = t_{wj}$ 时数值, 此时供暖装置前(直接连接)的供水温度为 $t_{gn}^j = 70$ 。当供暖负荷为质调节时, $Q_n^j / (t_g^j - t_h^j) = Q_n / (t_{gr} - t_{hn}) = G_n$ 。 $G > G_n$, 只增加了生活热水供应负荷中上级加热器的热网循环流量, 即式(5.34)右端的第二项。下级加热器不增加供热系统的总流量。

供暖负荷换热器的选择计算按供暖设计流量 G_n 进行。

下级加热器热网侧计算流量按 W 选取。其计算热负荷按下式确定

$$Q_r^x = Q_r^g \frac{t_z - t_x}{t_r - t_x} \quad (5.35)$$

下级加热器热网回水温度 t_h^j 为

$$t_h^j = t_{hn}^j - (Q_r^x / W) \quad (5.36)$$

生活热水加热器自来水侧流量热当量 W_{2r} 为

$$W_{2r} = Q_r^g / (t_r - t_x) \quad (5.37)$$

根据 t_r, t_x, t_{hn}^j 和 t_h^j 可计算出下级加热器的对数温差 t_r^x , 进而选择计算下级加热器的传热面积。

由于生活热水供应负荷的波动几乎全由上级加热器承担, 因此上级加热器热负荷的确定, 应考虑最大热负荷的影响。若最大热

负荷为 Q_r^d , 则上级加热器热负荷 Q_r^s 由下式确定

$$Q_r^s = Q_r^d - Q_r^x \quad (5.38)$$

在式(5.38)中, 考虑热水供应负荷达峰荷值时(最大时 $x_r = 2.0$), 下级加热器换热量 Q_r^x 变化不大, 这是因为在热水供应负荷最大时, 通过上级加热器的热网流量达 $G > G_n$ (此时流量调节器全关闭, 热网流量全部通过上级加热器), 这时进入下级加热器热网水温也相应下降。

在最大流量 G 下, 上级加热器热网水出口温度 t_{gn}^j 为

$$t_{gn}^j = t_g^j - (Q_r^s / W) \quad (5.39)$$

同样, 根据 t_r, t_z, t_g^j 和 t_{gn}^j 4 个水温可计算上级加热器对数温差 t_r , 进而进行相应的传热面积选择计算。

第四节 多热源的联合运行

大型热水集中供热系统, 往往采用多热源共网, 并配有多种形式的增压泵、混水泵, 热力网既有直接连接, 又有间接连接。再加多种类型热负荷的存在, 这就使得供热系统变得相当复杂。在多热源、多种类型热负荷共网的情况下, 为供热系统的合理运行提出了许多新课题: 各热源是同时启动, 还是递序启动? 是共网运行还是摘网运行? 同样, 各泵站中水泵何时启动, 何时关停? 是起增压作用还是混水作用? 热源、水泵在不同状态下, 供热系统运行工况如何变动? 选择什么样的调节方法和运行方案才能满足热用户的不同需求? 所有这些问题, 是多热源联合运行必须回答的问题。

一、多热源共网的必要性

对于大型供热系统, 多热源共网有以下一些优点:

1. 有利于提高供热的经济性。图 5.8 给出了供热系统全年供热负荷延续图。其中全年基本热负荷为 Q_j , 全年尖峰热负荷为

Q_f , 虽然在尖峰负荷下小时最大热负荷(设计热负荷)数值 Q 远大于全年基本负荷下的小时最大热负荷 Q_j , 但尖峰负荷的延续时间较短, 因此全年总尖峰热负荷却较小, 通常 Q_f 只有 Q_j 的

图 5.8 热电厂负荷分布图

15%—18%。如果抽汽式汽轮机组容量按小时最大热负荷 Q 选择计算, 则汽轮机在最大抽汽热功率下运行的时间甚短, 这就是说, 汽轮机大部分时间是在非满抽汽负荷下运行。由于抽汽式汽轮机按凝汽方式发电时, 其发电效率反而低于同参数、同容量的纯凝汽式汽轮机(主要因抽汽调节机构降低了内效率)。其结果是热电厂发电耗煤量可能超过纯凝汽式火电厂耗煤量, 反而丧失了运行费用经济的优势。此外, 从初投资方面考虑, 热电厂的单位造价比大功率凝汽式火电厂要高, 提高热电厂容量势必要增加初投资。从上述分析看出, 在一定的供热规模下, 热电厂的容量取值存在最优值, 过大或过小都不经济。经济的方案应该是热电厂抽汽供热担负基本热负荷 Q_j , 由锅炉房作为峰荷热源承担尖峰热负荷 Q_f 。通常用热化系数 描述热电厂供热的份额。其定义为

$$= Q_j / Q \quad (5.40)$$

由式(5.40)可知, 热化系数 是指热电厂设备小时最大供热量占

设计热负荷的比值,而不是总热负荷之比。热化系数 与供热规模、供热系统的供回水温度等参数密切相关,通常在 0.5—0.8 之间,供回水温度在 110/70 时取上限,供回水温度在 150/70 时取下限。

由于热电厂供热,最佳热化系数通常 < 1 ,则必然存在峰荷锅炉。如峰荷锅炉设在热电厂内,可通过峰荷加热器与基本加热器(汽轮机抽汽加热)串联运行,提高供热系统供水温度。此时可认为仍是一个热源。但由于各种条件制约,峰荷锅炉常常不设置在热电厂,多数情况甚至不止一个峰荷热源,因此多热源共网就成为顺理成章的事情了。

2. 有利于提高系统的可靠性。根据本章第一节介绍,对于大型供热系统,都要求进行系统的可靠性分析。供热系统故障率最高的关键设备部件主要是热力网和热源。提高供热系统的可靠性,主要是设法降低系统的故障率。对于热力网,可采取增加干线阀门、联网和环形网以及增设泵站等措施。对于热源,基本的方法是多热源共网。当主热源(一般为热电厂或大型锅炉房)或个别峰荷热源出现故障,可启动其它峰荷热源,以补偿供热量的不足。为达到这一目的,各热源与热力网的连接,必须具有供热量能够相互补充的灵活性。

3. 有利于供热系统远近期发展的结合。五、六十年代我国集中供热事业的发展曾经走过一段弯路。主要是热负荷估算过多,导致热电厂容量选择过大,结果由于实际热负荷长期达不到设计值,严重影响了热电厂汽轮机组的正常生产和经济效益。总结以往的经验教训,现在形成了切实可行的作法:近期热负荷小的时候,建设区域锅炉房;供热发展到一定规模时,再兴建主热源——热电厂,并与已建的区域锅炉房供热系统联网,区域锅炉房成为联网后大型供热系统的峰荷热源。这种顺应热负荷的发展过程,自然形成多热源共网的供热系统,能够使各热源在最佳效益下工作,充分发

挥了集中供热的优势。

二、供热量的平衡

在同一个供热系统中,各热源之间如何协调运行?是同时启动还是递序运行?合理调度的依据,是全网供热量的平衡。

图 5.9 给出了供热系统热量平衡示意图。在图的左方绘制了随外温变化的热负荷图(由曲线 Q 表示)和水温调节曲线图(t_g, t_h 分别表示供回水温度曲线, t_c 表示由热电厂汽轮机低压抽汽加热的供水温度曲线)。图的右方绘制了年延续热负荷图。横坐标 h_d 表示冬季供热系统运行小时数, h_r 为包括夏季负荷在内的全年供热系统运行小时数。面积 $abcdef ghija$ 表示全年总热负荷量。

图 5.9 热电厂为主热源的多热源供热量平衡图

以热电厂为主热源的多热源供热系统,由于热化系数 < 1 ,热电厂汽轮机组供热量不能满足供热系统设计热负荷的需求。随着室外温度的下降,供热系统实际热负荷 Q 不断增加,汽轮机低

压抽汽口(抽汽压力 0.12—0.25MPa)在 0.12MPa 的汽压下逐渐增加蒸汽量;当热负荷继续增加,低压抽汽口的抽汽量达最大值时,开始提高该抽汽口的抽汽压力的同时,高压抽汽口(抽汽压力 0.8—1.3MPa)开始抽汽。当热负荷继续增加,达到汽轮机组最大小时供热量 Q_{rc} 时(高、低压抽汽同时供热),启动热电厂峰荷锅炉。当室外温度继续下降,热负荷进一步增加,则递序投入区域峰荷锅炉房。图 5.9 Q_{rj} 表示由 $efghijke$ 面积代表的供热量,这是热电厂汽轮机在低压抽汽下所担负的供热量,其最大小时供热量为 Q_{rj} , 所对应的室外温度为 $t_{wc,1}$ 。汽轮机高压抽汽担负的供热量为 Q_{rc} , 由面积 $dekjld$ 表示,高压抽汽在室外温度为 $t_{wc,1}$ 时启动运行,当室外温度为 $t_{wc,2}$ 时其小时供热量 Q_{rc} 达最大值。热电厂峰荷锅炉担负的供热量为 Q_{rg} , 由面积 $cdlmc$ 表示,当室外温度低于 $t_{wc,2}$ 时投运。室外温度继续下降,将陆续投运峰荷锅炉房 1 和 2。区域峰荷锅炉房 1 担负的供热量为 $Q_{qg,1}$, 由面积 $bcmnb$ 表示。区域峰荷锅炉房 2 承担的供热量为 $Q_{qg,2}$, 由面积 $abna$ 表示。区域峰荷锅炉房投运时刻,由年、小时负荷图的对应关系找出相应的室外温度(图上未画出)确定。图上只画出了两个区域峰荷锅炉房,实际数量,应由供热系统的具体情况决定。

对于热电厂低压抽汽供热,当室外温度低于 $t_{wc,3}$ 时,其小时供热量将小于 Q_{rj} 。当室外温度由 $t_{wc,3}$ 下降至设计外温 t_w 时,其小时供热量将由 k 点沿曲线下降至 j 点,这是由热电厂汽-水加热器热特性决定的。在低压抽汽下,当蒸汽压力为 0.12MPa 时,饱和温度为 104°C , 考虑到换热器的换热能力,可加热的最高水温为 94°C ; 蒸汽压力为 0.25MPa 时,饱和温度为 127°C , 根据同样原因,加热最高水温可达 117°C 。在室外温度 $t_{wq} > t_w > t_{wc,1}$ 时,全部由 0.12 MPa 的蒸汽加热供热系统循环水。当室外温度低于 $t_{wc,1}$ 时,由图 5.9 左方的水温调节曲线看出,热力网供水温度将高于 94°C , 此时必须提高抽汽压力,进而提高蒸汽饱和温度(过热部分的蒸汽焓可

忽略), 才能适应热力网供水温度上升的要求。在室外温度为 $t_{wc,1} > t_w > t_{wc,3}$ 时, 抽汽压力由 0.12MPa 提高到 0.25MPa。这期间, 低压抽汽加热器向热力网提供几乎恒定不变的供热量。与此同时, 低压抽汽加热器热力网侧的出水温度 t_c 将与热力网回水温度 t_h 平行上升, 亦即热力网供回水温差保持不变(等于 $t_{wc,1}$ 下的供回水温差)。这是由于如下原因造成的: 在 0.12MPa—0.25MPa 范围内, 蒸汽的汽化潜热变化范围为 2252—2182kJ/kg, 压力引起的汽化潜热的波动不超过 3%。通常热力网采用质调节, 汽侧蒸汽升压时, 汽量保持不变。因此, 在汽化潜热、汽量和水量都变化不大的条件下, 汽-水加热器的换热量可近似认为固定不变。在图 5.9 上, ek 线段表示等值供热量, pr 线段表示低压抽汽加热器出口水温曲线。

在室外温度为 $t_{wc,3} > t_w > t_w$ 时, 低压抽汽压力达最大值 0.25MPa, 不再增加。对于低压抽汽加热器, 汽侧流量热当量可视为无穷大, 加热器有效系数 可由式(3.19)计算

$$= \frac{1}{b + (1/)}$$

对于汽侧 $m_1 = 0$, 则式(3.22)简化为

$$= W_s^{m_2} / W_s \quad (5.41)$$

式中 W_s ——加热器水侧相对流量热当量。

因 m_2 为常数, 在低压抽汽加热器中, 当 W_s 为常数(采用质调节)时, 工况系数 和有效系数 则皆为常数, 这时加热器的换热量 Q_{rd} 为

$$Q_{rd} = W_s(t_q - t_h) \quad (5.42)$$

式中 t_q ——低压抽汽加热器蒸汽饱和温度, $t_q = 127$ 。

随室外温度 t_w 的下降, t_h 上升, 即加热器最大温差不断下降, 因而低压抽汽加热器换热量 Q_{rd} 随之下降。在图 5.9 上低压抽汽加热器换热量 Q_{rd} 的下降由 jk 线段表示。由于低压抽汽压力最高限制为

0.25MPa, 在加热器水侧、汽侧流量不变的条件下, 加热器水侧出口温度也将限制在 117℃, 不再提高, 由图 5.9 中线段 r_s 表示。

汽轮机高压抽汽口的抽汽压力为 0.8—1.3MPa, 相应饱和温度为 170.4—191.5℃。只从温度考虑, 高压抽汽加热器可把热力网供水温度从低压抽汽加热器中的 117℃ 加热到 150℃。但在实际运行中能否实现, 还要取决于高压抽汽量和加热器的换热能力。在图 5.9 中, 当室外温度低于 $t_{wc,1}$ 时, 高压抽汽口开始抽汽, 高压抽汽加热器投入运行, 至室外温度 $t_w = t_{wc,2}$ 时, 该加热器换热量达到最大值。在此期间, 高压抽汽加热器将热力网供水温度由 p 点加热至 u 点。热电厂峰荷锅炉再将热力网供水温度由 u 点提高到 q 点即设计供水温度 t_g 值。

无论区域峰荷锅炉房采用何种运行方式(见后叙述), 总是将供热系统回水温度 t_h 直接加热至要求的供水温度 t_g 。区域峰荷锅炉房位于供热系统某个区段, 在提高系统水温的功能上, 与主热源(包括主热源内部的峰荷热源)是同步的, 所不同的只是担负的供热量大小不同, 启动运行的时间和方式不同。

通过供热量平衡, 明确共网的各热源各自承担的供热量和启动运行时间, 从而实现按需供热的目的。按需供热包括两方面的涵义: 各热源小时平均供热量之和应等于全网同一时刻的小时供热量; 各热源总供热量之和应等于全网总供热量, 即

$$Q = \sum_{i=1}^N Q_i \quad (5.43)$$

$$Q_z = \sum_{i=1}^N Q_{zi} \quad (5.44)$$

式中 Q ——供热系统小时总供热量;
 Q_i ——第 i 个热源的小时供热量;
 Q_z ——全年供热系统总供热量;
 Q_{zi} ——第 i 个热源全年总供热量。

三、循环流量的平衡

供热系统在进行供热量平衡的基础上,还必须进行水流量的平衡,否则还不能确定各热源和各泵站的运行方式,也难以达到理想的供热效果。

本章第三节在图 5.5 中对供热系统总循环流量调节曲线进行了描述:在多种热负荷共网的情况下,室外温度 $t_w = t_{wj}$ 时(此时供热系统供水温度 $t_g = 70$ 恒定不变),系统总循环流量达最大值,其中供暖、通风和生活热水供应负荷的水流量也均达最大值。此时因 t_{wj} 值较高(不同地区,具体数值不同),一般只主热源运行,即可满足全系统的供热需求。在这一期间,主热源运行中的主要矛盾常常是供热量能满足热用户需求,而供水量达不到热用户的要求(特别是直接连接系统,循环流量过少,将引起用户系统的垂直失调)。采取的主要技术措施是如何提高热用户系统的循环流量。在室外温度 t_w 接近设计外温 t_w 时,热用户要求的供热量达最大值,此时供水量的需求却有所下降。这期间,运行中的主要目标是增加供热量,适当减少系统的循环流量。

在 t_w 接近 t_{wj} 的运行期间,提高热用户循环流量主要可以采取以下几种技术措施:

1. 在热力站或热用户入口采用混水装置。在第二章中已经介绍,混水装置的作用是增大系统的阻力系数。采用混水装置,虽然适当减少了供热系统主干线的循环流量,但却增大了混水装置后进入热用户系统的流量,从而解决了热用户系统循环流量不足的矛盾。当然在混水装置设计、运行中,都要根据水温、水压等参数的要求,合理控制适当的混合比。采用混水装置,为保证热用户系统要求的供水温度,一般应适当提高供热系统主热源的出口水温。

2. 在系统中装设增压泵。增压泵的作用是减少系统的阻力系数,提高系统的总循环流量,进而解决了热用户系统循环流量不足

的问题。增压泵可设在系统的干线上,也可设在热用户的入口处,视供热系统的实际情况而定。

3. 采用间接连接。一次网在小流量下由主热源提供足够的供热量,热用户需求的循环流量由二次网解决。

在室外温度 t_w 接近设计外温 t_{w0} 时,关键是要增加供热量。这时除主热源外,要根据供热量平衡陆续投运峰荷热源,与此同时进行供水量平衡,保证热用户系统有足够循环流量。在严寒期,供热系统总循环流量有所下降,主要是通风、生活热水供应负荷要求的循环流量在减少(因此时热力网的供水温度在提高),而主要热负荷——供暖负荷需要的循环流量达最大值。在峰荷热源陆续投运的过程中,主要进行供暖负荷的流量平衡,其它热负荷的流量需求通过局部量调节进行。采用的具体技术措施主要有以下几种

1. 摘网供热。供热系统中的部分区段,从大网中摘出,单独由本区段的区域峰荷锅炉房供热。部分区段从大网摘出后,成为一个独立的供热系统,区域峰荷锅炉房应在满足供热量平衡、循环水量平衡下运行。部分区段从大网摘出后,大网的水力工况、热力工况均发生了变化。部分区段摘网,相当于减少了大网的热负荷,有利于大网的供热量平衡。部分区段摘网,对于大网而言,相当于局部系统关闭,此时大网阻力系数增加,总循环流量减少,而与大网相连接的各热用户系统循环流量则有不同程度的增加。当摘网的部分区段在大网的末端时,大网热用户流量成不一致地增加;当摘网的部分区段在大网的前端时,大网热用户流量成一致等比增加。从水力工况分析,从大网的前端摘网将优于在末端摘网。不论何种摘网,大网热用户流量较摘网前均有增加,有利于消除热力工况失调。

2. 回水供热。将供热系统回水干线的部分回水抽入区域峰荷锅炉房,经二次加热,将要求的供水温度送出,对部分区段供热。回水供热不采取摘网方式。其特点是重复利用供热系统的部分回水,

使供热系统在减少总流量的情况下(减少了并联环路),保持各热用户流量不变。这种供热方式,对供热系统的工况影响较小。

3. 并网供热。将部分回水在区域峰荷锅炉房加热后并入供热系统供水干线,实现对下游区段供热。这种供热方式的特点也是减少系统总流量,增加热用户系统流量。只是工况调整比较复杂。

在不同的室外温度下,供热系统要求的循环水量随之不同。特别在多种热负荷、多个热源和多个泵站的共网中,要随时实现循环流量的平衡,并非易事。但是对于一个供热规模一定的供热系统,其热用户的系统阻力系数一般不会有太大的变化,因此热用户的循环流量大小常常可以通过热用户系统进出口压差的大小来衡量。在实际运行中为保证热用户系统有足够的运行流量,一般控制最不利环路不能低于给定的最小压差,否则将启动相应的水泵,提高该环路的资用压头和循环流量。

四、理想运行方案的确定

图 5.10 所示为多种热负荷多热源多泵站共网的直接连接供热系统。该系统有 3 个区域峰荷锅炉房,4 个泵站。其中 4、5 区域峰荷锅炉房当 13、14、15、16 阀门或 18、19、20、21 阀门开启时,为并网供热(10、11 泵站开启)。当 13、16、17 阀门或 18、21、22 阀门开启时,4、5 区域峰荷锅炉房为回水供热(10、11 泵站开启)。当 14、16、17 阀门或 19、21、22 阀门关闭,13、15 阀门或 18、20 阀门开启时,4、5 区域峰荷锅炉房为摘网供热(10、11 循环泵开启)。对于 6 区域峰荷锅炉房,当 12 水泵、23、24 阀门开启时为并联供热;当 23、24 阀门关闭时,则为摘网供热。当 4、5、6 区域峰荷锅炉房未运行,则 10、11、12 泵站可按混水泵运行。

对于多热源供热系统,在整个运行期间,为满足供热量平衡、供水量平衡,各热源和各泵站可能有多种运行方案可供选择,因此需要通过技术经济比较,确定最佳运行方案。进行最佳运行方案的

图 5.10 多热源共网供热系统图

1—汽轮机, 2—抽汽加热器, 3—热电厂峰荷锅炉房, 4~6—区域峰荷锅炉房
7—循环水泵, 8—补水泵, 9~12—泵站, 13~24—阀门, 25—热用户

选择, 主要应依据以下一些基本原则:

1. 热源应尽量在满负荷下连续运行。

这是最大限度发挥热源经济效益的正确途径。为此, 主热源应在供热系统整个运行期间做到满负荷连续运行。各峰荷锅炉房, 由于热电厂峰荷锅炉房便于全网调节和连续运行, 应优先投运。各区域峰荷锅炉房, 应根据其在供热系统中所在的位置, 及其所能担负的供热量, 计算满负荷运行的小时数。按计算数值的大小, 安排区域峰荷锅炉房投运顺序。满负荷连续运行时间愈长愈优先投运。应尽量避免运行负荷低、运行时间短的区域峰荷锅炉房投运, 防止造成不必要的经济上的浪费。

在供热系统运行期间, 由于热负荷的变化, 常常出现在同一热源中各汽轮机组(热电厂)或锅炉(区域锅炉房)并不要求同时全部投运。如何实现供热设备的最佳组合, 也具有重要的技术经济

意义。

对于热电厂,汽轮机组的最佳组合,应实现最高的经济效益,亦即发出给定数量和质量(参数)的电能和热能时所消耗的标准燃料量应最小。换句话说,就是供热所消耗的热能其做功能力(发电)系数最小,即

$$N = \min(1 - t_{in}/t_{cq}) \quad (5.45)$$

式中 N ——热能做功能力系数;

t_{in} ——冷凝器的平均冷凝温度;

t_{cq} ——汽轮机抽汽口的蒸汽温度。

从式(5.45)看出,比值 t_{in}/t_{cq} 越大,蒸汽的做功能力(发电)越小,亦即其品位越低,用其供热越经济。在一般的情况下,当冷凝温度 t_{in} 一定时,应优先投运抽汽压力低、温度低(当为过热蒸汽时)的抽汽口供热。当抽汽压力一定时,应优先运行冷凝温度 t_{in} 高的汽轮机组。

对于区域锅炉房,应优先投运能满负荷运行的锅炉(当锅炉容量不同时)。对于同容量多台并联运行的锅炉,在运行前应进行流量的均匀调节,即保证各台锅炉的循环流量相等。否则会产生热偏差,循环流量小的锅炉,因出口水温超限,达不到额定容量,影响锅炉效率。为防止产生热偏差,同一锅炉房,应选择同型号锅炉。否则,因不同型号锅炉的阻力不同,常常造成流量分配的不均,以致影响了锅炉房运行的经济性和可靠性。

2. 力争最大的水输送系数。

在满足循环流量平衡的前提下,各泵站可能有多种运行方式。应在各种泵站可能的运行方式中,对供热系统进行相应的水力工况分析计算(一般由计算机程序计算)。由于一个固定的供热系统,在已知的管网结构(管径、长度一定)和循环水泵下,受到最大输送能力(循环流量的输配)的限制,不是所有的泵站运行方案都能满足循环流量平衡的要求。挑出可行的运行方案,进行全网的水输送

系数计算,其中数值最大值为最佳运行方案。

$$WTF = Q / \sum_{i=1}^n N_i \quad (5.46)$$

式中 WTF——供热系统的水输送系数;

Q——供热系统小时总供热量;

N_i ——第 i 个泵站的水泵电功率。

在供热系统运行期间,系统循环流量不断变化。因此,泵站的最佳运行方案将有多,随室外温度的不同而不同。与此相应,供热系统将有多,个水力工况即多个运行水压图。绘制出这些运行水压图,以此作为循环流量在运行中是否平衡的检查依据。

3. 实现简单有效的调节。

由于多热源、多泵站的共网,使多种热负荷的调节变得更为复杂。在热源、泵站运行方案的确定过程中,应以供暖负荷为主的调节方法或以供暖、生活热水供应负荷为主的综合调节方法为依据,辅以局部量调。从供热系统的实际情况出发,对于摘网供热、回水供热、并网供热还是选择加压泵、混水泵方案都要有利于上述两种集中调节方法的采用。

在多热源、多泵站的变工况运行中,各热用户将不断出现新的水力工况水平失调现象。因此,严格地讲,各热用户应随时进行流量的均匀调节。在这种情况下,于热用户热入口装设自力式流量调节器是比较理想的。有条件时采用全网的计算机自动检测、控制,将是最为有效的调节。

总之,多热源的联合运行,必须要在供热量、循环流量平衡的基础上,制定最佳运行方案。由于这是一个多目标的比较复杂的寻优过程,得到最佳值比较困难。为了便于实际工程应用,常常选择理想运行方案代替最佳运行方案。理想运行方案通常应包括供热量平衡计算、循环流量平衡计算、水温调节曲线、各种工况的运行水压图以及各热源、各泵站的运行方式等。

第六章 供热系统的计算机自动监控

为了进一步改善供热效果,提高供热能效,实现计算机自动监控无疑是必然的发展趋势。本章的主要目的是使对计算机不太熟悉的技术人员对计算机监控能有一个基本了解。

第一节 供热微机监控系统概述

在生产和科学技术的发展过程中,自动控制起着重要作用。自动控制的含义是十分广泛的:任何正在运行中的设备和正在进行中的过程,没有人的直接干预而能自动地达到人们所预期效果的一切技术手段都称为自动控制。

在热工过程中,自动控制主要包含以下几个主要内容:

(1) 自动检测:自动检查和测量反映热工过程运行工况的各种参数,如温度、流量、压力等,以监视热工过程的进行情况和趋势。

(2) 顺序控制:根据预先拟定的程序和条件,自动地对设备进行一系列操作。

(3) 自动保护:在发生故障时,能自动报警,并自动采取保护措施,以防事故进一步扩大或保护设备使之不受严重破坏。

(4) 自动调节:有计划地调整热工参数,使热工过程在给定的工况下运行。

任何热工过程,为满足生产的需要,为保证生产的安全、经济,就要求热工过程在预期的工况下进行。但由于各种因素的干扰、影响,必须通过自动调节,克服运行工况的偏离。因此,自动调节是最

经常起作用的一种自动控制职能,所以有的文献把自动调节称为自动控制。

一、供热系统自动监控的必要性

由于我国供热系统管理运行跟不上供热规模的发展,绝大多数系统仍处于手工操作阶段,从而影响了集中供热优越性的充分发挥。主要反映在:缺少全面的参数测量手段,无法对运行工况进行系统的分析判断;系统工况失调难以消除,造成用户冷热不均;供热参数未能在最佳工况下运行,供热量与需热量不匹配;故障发生时,不能及时诊断报警,影响可靠运行;数据不全,难以量化管理。

计算机自动监控,恰好弥补了上述不足。概括起来,可以实现如下五个方面的功能:

1. 及时检测参数,了解系统工况。通常的供热系统,由于不装或仅装少量遥测仪表,调度很难随时掌握系统的水压图和温度分布状况,结果对运行工况“情况不明,心中无数”,致使调节处于盲目状态。实现计算机自动检测,可通过遥测系统全面及时测量供热系统的温度、压力、流量等参数。由于供热系统安装了“眼睛”,运行人员即可“居调度室而知全局”。全面了解供热运行工况,是一切调节控制的基础。

2. 均匀调节流量,消除冷热不均。对于一个比较复杂的供热系统,特别是多热源、多泵站的供热系统,投运的热源、泵站数量或投运的方式不同,对系统水力工况的影响也不同。因此,消除水力工况失调的工作,不是单靠系统投运前的一次性初调节就能一蹴而就的。这样,系统在运行过程中,经常的流量均匀调节是必不可少的。除自力式调节阀外,其它手动调节阀将无能为力。计算机监控系统,则可随时测量热力站或热用户入口处的回水温度或供回水平均温度,通过电动调节阀实现温度调节(见第四章第一节),达

到流量的均匀分配,进而消除冷热不均现象。

3. 合理匹配工况,保证按需供热。供热系统出现热力工况失调,除因水力工况失调外,还有一个重要因素,即系统的总供热量与当时系统的总热负荷不一致,从而造成全网的平均室温或者偏高或者偏低。当“供大于需”时,供热量浪费;当“需大于供”时,影响供热效果。在手工操作中,保证按需供热是相当困难的。

计算机监控系统可以通过软件开发,配置供热系统热特性识别和工况优化分析程序。该软件可以根据前几天供热系统的实测供回水温度、循环流量和室外温度,预测当天的最佳工况(供回水温度、流量)匹配,进而对热源和热力网实行直接自动控制或运行指导。

4. 及时诊断故障,确保安全运行。目前我国在供热系统上尚无完备的故障诊断系统,系统故障常常发展到相当严重程度才被发现,既影响了正常供热,也增加了检修难度。

计算机监控系统可以配置故障诊断专家系统,通过对供热系统运行参数的分析,即可对热源、热力网和热用户中发生的泄漏、堵塞等故障进行及时诊断,并指出故障位置,以便及时检修,保证系统安全运行。当然对于计算机监控系统本身也可进行故障诊断,发现问题,及时处理。

5. 健全运行档案,实现量化管理。由于计算机监控系统可以建立各种信息数据库,能够对运行过程的各种信息数据进行分析,根据需要打印运行日志、水压图、煤耗、水耗、电耗、供热量等运行控制指标。还可存贮、调用供回水温度、室外温度、室内平均温度,压力、流量、故障记录等历史数据,以便查巡、研究。由于计量能力大大提高,因而健全了运行档案,为量化管理的实现提供了物质基础。

供热系统的计算机自动监控,由于具备上述功能,不但可以改善供热效果,而且能大大提高系统的热能利用率。一般在手动调节

的基础上, 供热系统还能再节能 10%—20% 左右。

供热系统自动检测与控制, 有常规仪表监控系统和计算机监控系统两种。后者与前者比较有明显的优越性, 因而得到迅速发展。主要优点是:

(1) 计算机系统, 由软件程序代替常规模拟调节器, 往往一个软件程序能代替几个甚至几十个常规调节器, 不但系统简单而且能实现多种复杂的调节规律。

(2) 参数的调节范围较宽, 各参数可分别单独给定; 给定、显示和报警集中在控制台上, 操作方便。

(3) 性能价格比占优。据统计(见表 6. 1, 表 6. 2), 一个热网热力站, 同样进行温度, 压力和流量的自动测量与记录, 其价格费用相差无几, 但微机系统可以进行数据信息和控制指令的远距离通讯, 可见其性能价格比优于常规仪表系统。

表 6. 1 热力站常规仪表检测系统价格表

序号	名 称	规格	数量	单价(元)	总价(元)
1	压力变送器	DBY -120	3	700. 00	2, 100. 00
2	差压流量变送器	DBL -440	2	1, 150. 00	2, 300. 00
3	记录仪(BA ₂)	XQD-100	2	1, 200. 00	2, 400. 00
4	记录仪(0—10mA)	XWD-102	5	1, 300. 00	6, 500. 00
5	比例积算仪	DXS -102	2	700. 00	1, 400. 00
6	铂 电 阻	BA ₂	2	86. 00	172. 00
7	针 型 阀		2	115. 00	230. 00
8	表 盘	KGD-221	1	2, 000. 00	2, 000. 00
9	节流装置		2	802. 00	1, 604. 00
10	安装调试费			35%	6, 547. 1
11	总 计				25, 253. 10

表 6.2 热力站微机监控系统价格表

序号	名称	规格	数量	单价(元)	总价(元)
1	电动蝶阀	D971X	1	4,000	4,000
2	热力站控制机	RH-DCU-UP4210	1	9,500	9,500
3	压力变送器	DBY-120	3	700	2,100
4	温度变送器	RH-CWS	2	300	600
5	通讯接口		1	1,300	1,300
6	通讯电话线				2,500
7	总设备费				20,100
8	安装调试费			35%	7,035
9	总费用				27,135

注:表 6.1,表 6.2 系 1988 年价格。

二、计算机监控系统的分类

目前通用的有如下几种计算机监控系统。

1. 直接数字控制系统(简称为 DDC)

计算机直接数字控制系统如图 6.1 所示。计算机在对调节对象进行直接数字控制时,可根据被调参数的给定值和测量值的偏差等信号,通过规定的数学模型的运算,按一定的控制规律(如 PID 即比例积分微分调节),再算出调节量的大小或状态,以断续形式直接控制执行机构(如电动调节阀等)动作,实现计算机直接对调节对象(如供热系统)进行闭环控制。由于计算机要对几个甚至几十个回路进行控制,因而对一个控制回路来说,送到执行机构上的控制信号是断续的。当控制信号中断时,则必须保持原来执行调节机构的位置不变。所以,DDC 控制系统实质上是一种断续控

制系统。只要将采样周期取得足够短, 断续形式也就接近于连续的模拟调节了。

图 6.1 DDC 系统简单框图

调节对象的各被调参数(温度、压力、流量等), 通过传感器(接受热工参数信号)、变送器(将热工参数信号转换为电信号), 变成统一的直流电信号, 作为 DDC 的输入信号。采样器根据时间控制器给定的时间间隔按顺序以一定速度把各信号传送给放大器(常常将放大器置于变送器内)。被放大后的信号再通过模/数(A/D)转换器转换成一定规律的二进制数码, 经输入通道送到计算机中, 计算机按照预先存放在内存贮器中的程序, 对被测量数据进行一系列的运算处理(如按 PID, 自学习等运算), 从而得到阀门位置或其它执行机构位置的控制量, 再由计算机以二进制数码输出, 经数/模(D/A)转换器后, 将数字量变为模拟量(电压或电流

信号), 通过多路开关送至执行机构, 带动阀门或其它调节机构动作, 达到控制被调参数的目的。手/自为手动、自动切换开关。单机控制系统一般都采取 DDC 系统。有的把 DDC 监控系统称为基本调节器。

2. 监督控制系统(简称 SCC)

该控制系统是用来指挥 DDC 控制系统的计算机系统。其原理如图 6.2 所示。SCC 计算机系统的作用是根据测得生产过程中某些信息, 及其它相关信息如天气变化因素、节能要求、材料来源及价格等等, 按照预定数学模型进行计算, 确定出最合理值, 去自动调整 DDC 直控机的设定值, 从而使生产过程处于最优状态下运行。

图 6.2 SCC 控制系统

由于 SCC 系统中计算机不是直接对生产过程进行控制, 只是进行监督控制和决定直控系统的最优设定值, 因此叫监督控制系统, 以作为 DDC 系统的上一级控制系统。

由于 SCC 计算机需要进行复杂的数字计算, 因此要求计算机运算速度快, 内存容量大, 具有显示, 报表输出功能以及人机对话功能。一般采用通用型 286, 386 等型计算机。

3. 分级控制系统

将各种不同功能或类型计算机分级连接的控制系统称为分级控制系统, 如图 6.3 所示。从图中看出, 在分级控制系统中除了直

接数字控制和监督控制以外,还有集中管理的功能。这些集中管理级计算机简称为 MIS 级,其主要功能是进行生产的计划、调度并指挥 SCC 级进行工作。这一级可视企业的规模大小又分设有公司管理级、工厂管理级等。

图 6.3 分级控制系统

分级控制系统是工程大系统,所要解决的问题不是局部最优化的问题,而是一个工厂,一个公司的总目标或任务的最优化问题。最优化的目标可以是质量最好,产量最高,原料和能耗最小,可靠性最高等指标,它反映了技术、经济等多方面的要求。

MIS 级计算机,要求有较强的计算功能,较大的内存容量及外存贮容量,运算速度较高,可以选用 386,486 通用型计算机。

4. 分布式计算机监控系统

分布式监控系统又可叫集散控制系统,由于计算机技术的发展,特别是单片机、单板机技术迅速发展和普及,可以将不同要求的工艺系统配以一个 DDC 计算机子系统,子系统的任务就可以简

化专一,子系统之间地理位置相距可远、可近,用以实现分散控制为主,再由通讯网络,将分散各地的各子系统的信息传送到集中管理计算机,进行集中监视与操作,集中优化管理为辅的功能。其原理如图 6.4 所示。

图 6.4 分布式计算机监控系统

分布式系统中各子系统之间可以进行信息交换,此时各子系统处于同等地位。各子系统之间也可不进行信息交换,它们与集中管理计算机之间为主从关系。

分布式系统的控制任务分散,而且各子系统任务专一,可以选用功能专一,结构简单的专控机。它们可由单片机、单板机构成,由于电子元件少,提高了子系统的可靠性。分布式微机监控系统在国内外已广泛应用,有各种不同型号的产品,但其结构都大同小异,皆是由微处理机(单片机、单板机)为核心的基本调节器、高速数据通讯通道、CRT 显示操作站和监督计算机等组成。

第二节 计算机原理及结构

一、数在计算机中的表示方法

1. 十进制数

在日常生活中,人们最熟悉的是十进制数。它有十个不同的数字:0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9。在表示数时,这些处于不同位置(或位数)的数字代表的意义也不相同。例如 1001,表示一千零一。我们称它是一个四位(十进制)数。

一般地讲,任何十进制数(以 D 表示)

$$D_3 D_2 D_1 D_0$$

都可以写成基数十的各次幂的和式,即

$$D_3 D_2 D_1 D_0 = D_3 \times 10^3 + D_2 \times 10^2 + D_1 \times 10^1 + D_0 \times 10^0$$

可见同样一个数字,放在最高位与最低位的含义是不同的, D_3 可表示 10^3 的权, D_0 可表示 10^0 的权,上式我们又称为按权展开式。

2. 二进制数

在电子计算机中通常并不采用十进制数,而是采用二进制数。因为电子计算机中使用高电平和低电平来表示两个不同的数码,有同上原理,一个二进制数(以 B 表示)的按权展开式为

$$B_3 B_2 B_1 B_0 = B_3 \times 2^3 + B_2 \times 2^2 + B_1 \times 2^1 + B_0 \times 2^0$$

在这种数制中,1001 不是表示一千零一,而是表示九,即

$$1 \times 2^3 + 0 \times 2^2 + 0 \times 2^1 + 1 \times 2^0 = 9$$

3. 十六进制数(以 H 表示)

这种数制中有十六个不同的数字:0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, A (相应于十进制数中的 10), B(11), C(12), D(13), E(14), F(15)。

它的按权展开式为

$$H_3 H_2 H_1 H_0 = H_3 \times 16^3 + H_2 \times 16^2 + H_1 \times 16^1 + H_0 \times 16^0$$

在微型计算机中经常使用这种十六进制数制,其理由如下:

(1) 它与二进制数之间的转换比较方便。例如二进制数
 $1001\ 1100\text{B}$ (B 表示二进制数)
 $= (1 \times 2^3 + 1 \times 2^0) \times 16^1 + (1 \times 2^3 + 1 \times 2^2) \times 16^0$
 $= 9\text{CH}$ (H 表示十六进制数)

即每四个二进制数对应于一个十六进制数。微型机中的二进制数通常是 8 位或 8 位的整数倍 (8, 16, 24, 32 位), 则相应的十六进制数为 2, 4, 6, 8 位。

(2) 使用二进制, 书写太长, 不易记忆, 且念起来不易懂, 而使用十六进制可以弥补上述缺点。

4. 不同数制间的换算

(1) 二翻十。即把二进制数换算成十进制数。这种方法比较简单, 利用二进制数的按权展开式, 将二进制数按权相加, 就得到等值的十进制数。

例: $1101\text{B} = 1 \times 2^3 + 1 \times 2^2 + 0 + 1 \times 2^0 = 13\text{D}$

* B (Binary) 表示二进制数。同样 D (Decimal) 和 H (Hexadecimal) 分别表示十进制数和十六进制数。

(2) 十翻二。即把十进制换算成二进制数。现举例说明其方法:

例: 求 13D 的二进制数

$$13 \div 2 = 6 \quad \text{余数 } 1 \text{ (最低位)}$$

$$6 \div 2 = 3 \quad \text{余数 } 0$$

$$3 \div 2 = 1 \quad \text{余数 } 1$$

$$1 \div 2 = 0 \quad \text{余数 } 1 \text{ (最高位)}$$

结果: 1101B

在微型计算机中常有一些实用的子程序用来进行这类运算。

5. 二进制数减法与补码运算

如前所述, 四位二进制数可以表示一个十进制数 0- 15, 现在

大多数计算机用二进制补码进行运算, 它的最高有效位为符号位, 用 0 表示正数: 用 1 表示负数。其余位表示数的数值: 若是正整数, 它就表示数的本身; 若是负数, 它就表示该数的二进制补码。这样, 若计算机的字为 n 位, 则用 $n-1$ 位表示 0 到 2^{n-1} 之间的任一整数的数值。

例如, 计算机的字长为 8 位, 则

正数: 0111 1111 表示 + 127(十进制数)

负数: 1111 1110 表示 - 2(十进制数)

1000 0000 表示 - 128(十进制数)

因此, 字长为 8 位的计算机可以直接表示从 - 128 到 + 127 之间的数。要表示更大的数, 则可以采用 16 位、32 位二进制数, 或采用浮点数。

(2) 浮点数

在浮点记数法中, 数字分为两个部分, 即尾数(数码部分)和阶(对某一基数),

例如, 在十进制中, 数 24 可以写成下列形式:

尾数	阶
24.	$\times 10^0$
240.	$\times 10^{-1}$
2400.	$\times 10^{-2}$

计算机的浮点表示法采用和上例类似的方法。但是, 由于计算机使用二进制信息进行运算, 所以尾数和阶均采用二进制数表示。首先来看十进制数中的小数如何在二进制数中表示:

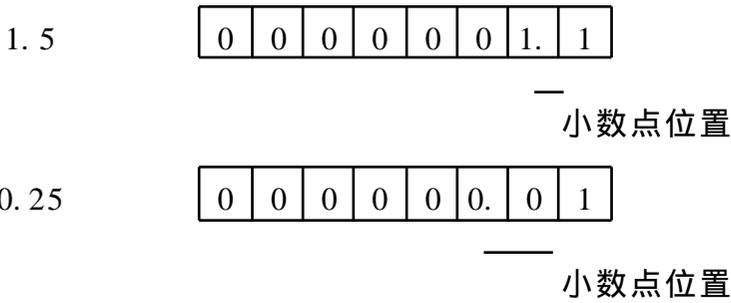
十进制数

2

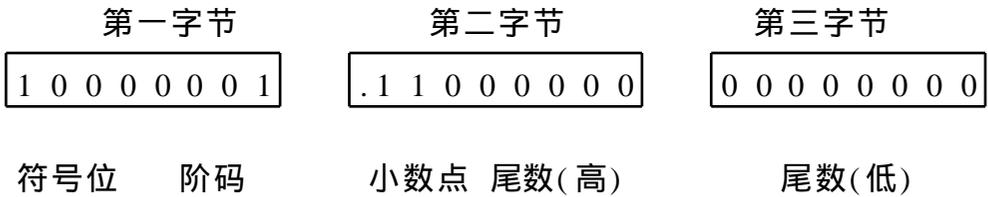
8 位二进制数

0	0	0	0	0	0	1	0.
---	---	---	---	---	---	---	----

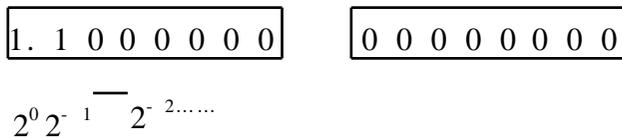
小数点位置



从中可以看出,当小数点位置左右移动时,表达的数值不一样。浮点数就是依靠小数点位置的不同,来表示不同的数。浮点数由尾数和阶码两部分组成。尾数固定表示一个小于1的数,因此小数点放在最高位的左边。阶码决定尾数中小数点的真正位置。一般以二进制数的8位称为一个字节,浮点数采用连续的3个字节或4个字节来表示一个数。现以3字节浮点数为例,表示十进制的-1.5,说明其结构形式:

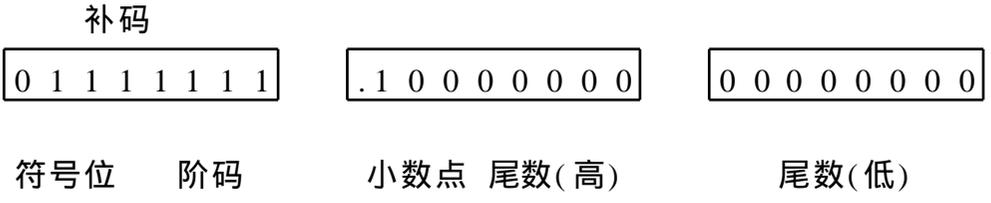


阶码中最高一位为1,表示该数为负数。阶码的大小用其余7位二进制数表示。阶码愈大,数的值愈大。现阶码为1,表示将尾数中的小数点向右移动一位(阶码为几,尾数小数点即向右移几位),尾数变为:

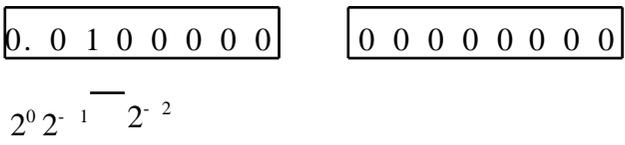


其数值 $x = -(1 \times 2^0 + 1 \times 2^{-1} + 0 \times 2^{-2} + 0 \times 2^{-3} + \dots) = -1.5$

再举一例,用三字节二进制浮点数形式表示0.25十进制数。该数是个小于0.5(二进制数用.10000000表示)的数,阶码为负一次方,可用补码表示,即



因符号位为 0, 表示该数为正, 补码为 -1, 则表示尾数的小数点向左移动 1 位, 即为



则有 $x = 0 \times 2^0 + 0 \times 2^{-1} + 1 \times 2^{-2} + 0 \times 2^{-3} + \dots = 0.25$

二、微型计算机原理

1. 计算机的发展

理想的微型计算机, 就象一个通用的数字系统, 以二进制信息形式输入, 在计算机中加工处理, 使它符合预期的要求, 并以二进制信息形式输出。

在计算机中, 数据的输入输出是由数据总线完成的(双向运行)。数据总线有 N 条(如图 6.5 所示), 表示并行送入计算机的数字位数为 N 位, 亦即表示计算机一次可以处理的二进制数字位数为 N 位。一般把计算机一次能处理的二进制数字位数称为“字长”, 它是反映一个计算机性能的重要指标, 直接关系到处理数据的能力和速度。通常

图 6.5 数据的输入输出

称 8 位计算机、16 位计算机, 其涵义就是指字长或数据总线的条数为 8 或 16。

计算机的发展已经经历了几代的变化, 换代的主要标志就是

字长的增加。如 1971 年美国 INTEL 公司的第一代产品 4040 为 4 位机,到 1982 年推出的第四代产品为 32 位微处理器,其计算速度由过去的 5000 次/秒到几十亿次/秒,提高了几百万倍。现在还在继续发展。目前市场上出售的 80286 为 16 位的 286 微型计算机,80386、80486 为 32 位的 386 和 486 微型计算机。由于数据总线的增加,计算机的工作频率可以提高到 20MHz 和 50MHz。在数据总线增加的同时,地址总线(负责数据存储,详见后)也相应增加,计算机内存可扩展为 4M 存数单元,甚至更多。总之,计算机的发展方向是运算速度愈来愈快,内存的扩大处理事务能力愈来愈大。

2. 微型计算机结构特点

微型计算机由三个基本部分组成:微处理器、存储器和输入输出接口。三者之间由数据总线、地址总线、控制总线相联接,如图 6.6 所示。

图 6.6 微型计算机外部结构

(1) 微处理器,即计算机 CPU,主要包括运算器和控制器两部分。运算器可以完成算术运算和逻辑运算,它从存储器中获得数据进行运算之后再把运算结果送回存储器。控制器是整个计算机的神经中枢,由它发出信号指挥各部分协调工作,它不断地从存储器中把指令一条一条地取出来,经控制器中的指令译码器译码,形

成一系列的控制脉冲, 这些脉冲控制 CPU 内部和外部各个部件, 使其在适当时机选择适当数据, 进行必要的运算, 将运算结果再送至需要的地方。

(2) 存储器, 存储器分内存和外存。在微型计算机中, 最常用的内存是半导体存储器, 而最常用的外存设备是磁带和磁盘。计算机的信息(程序、数据)可以保存于各种计算机存储器中, 所存储的全部信息为二进制逻辑代码, 即逻辑 1 和 0。对于内存, CPU 可直接通过三总线实现读写; 对于外存, CPU 需要经过 I/O 接口才能进行访问。

半导体存储器(内存)可分为两大类, 即只读存储器储和随机存储器。只读存储器, 只能将存储器中的内容读出来, 不能更改内容。一般是将成熟的程序固定在只读存储器中, 构成专用的控制机, 如电脑洗衣机, 就是将洗衣程序固化在只读存储器中, 实现洗衣的自动操作。

程序和数据是在芯片制造时, 由厂家直接“存入”存储器中的叫掩模 ROM。程序和数据由用户编制并写入存储器芯片, 而且可以通过紫外线擦抹更改内容的, 称为 EPROM。

随机存储器(RAM), 又称读写存储器, 工作时既可写入又可读出。用来存放中间计算结果及程序, 一经断电数据即丢失。

(3) 输入输出设备, 计算机输入输出设备是通过 I/O 接口电路与微处理器(CPU)相联接的外部设备, 主要有三类:

人一机对话设备, 输入设备有键盘、光笔鼠标器。输出设备有显示器 CRT、打印机、绘图仪等。目前开始发展智能化终端声音识别输入系统等, 更便于非专业人员应用。

检测设备, 各种物理量的测量信息(温度、压力、流量)需经 A/D(模/数)转换器转换才能送入计算机。计算机控制指令需经 D/A(数/模)转换器转换才能输出。

外存储器, 有磁盘、磁带。磁盘中又分软磁盘和硬磁盘, 其

存储容量可有几百千字节到上百兆字节。

(4) 三总线,是指数据总线、控制总线和地址总线。数据总线如前所述,是负责计算机数据的输入输出的,它的条数表示计算机一次可以处理二进制数字的位数。控制总线的功能是传递 CPU 控制器发出的指令,实现各部分协调工作。地址总线的作用是负责在存储器中安排信息存取的位置。地址总线的条数,直接表示其寻址能力,如地址总线为 16 条,表示存储器中的存储量为 $2^{16} = 64\text{K(B)}$;若地址总线为 20 条,则直接寻址能力为 $2^{20} = 1\text{M}$ 字节,即表示可从这 1M 字节中取存所需要的指令或操作数。在 CPU 芯片中一般都标出了三总线的接线端子。

3. 计算机软件

计算机软件也就是程序,用来操作计算机。软件的质量在很大程度上左右着整个计算机的功能,如果软件设计不合理,使用不当,则计算机的作用可能只发挥 20%—30%。软件的主要作用可以是翻译、管理、调度和检查等。

软件的种类很多,按描述方式和功能分类分别为:

(1) 按软件描述方式分类。从描述方式可分为初级语言和高级语言。初级语言的基本组成是计算机指令。它是面向机器的语言,必须使用机器代码指令,而且不同型号的计算机指令系统不同,初级语言也不同,没有通用性。初级语言有三种形式,即机器语言、符号语言和汇编语言。机器语言的语句是用二进制代码编写的指令,可以直接被计算机识别。但编写工作繁杂,不易辨认,难以找错。符号语言是一种改进形式的机器语言。指令采用英文字头,内容与文字描述一致,便于检查、记忆。符号语言与机器语言一一对应,符号语言必须翻译成机器语言,才能被计算机识别。符号语言就是初级汇编语言。汇编语言可以有宏语言(包含多条机器语言),是高级符号语言。汇编语言在编写程序时采用符号地址,易于修改程序。

高级语言不同于初级语言,是脱离计算机针对实际问题编写程序,称为面向问题的语言。高级语言符合习惯写法,便于科技人员自己编写程序,而不必通过程序员代编。科技人员编写的高级语言称为源程序,由计算机直接把源程序翻译为计算机能接受的程序即目标程序,这样计算机就可以执行了。目前高级语言有 BASIC 语言、FORTRAN 语言、PROLOG 语言等。

(2) 按软件功能分类。按功能可分为系统软件和应用软件。系统软件也叫基础软件,主要是指操作系统、语言处理程序、数据库、诊断检查程序等。

操作系统。是计算机系统的一个管理和指挥机构,或控制中心。它可以使系统自动地、协调地、高效率地工作。从资源管理角度上看,操作系统可有如下功能:

存储管理——当有多道作业时,可合理分配使用存储器;

外部设备管理——合理使用外部设备;

CPU 管理——合理地将 CPU 分配给各个作业;

信息管理——自动管理文件。

在操作系统的支持下,用户只要发出简单的命令,计算机就会自动协调工作。因此操作系统可理解为用户与裸机之间的接口。

目前应用较广的 DOS 操作系统,具有很高的通用性。

语言处理程序,是指各种语言的编译程序和解释程序。应用语言处理程序,就可将用户编写的高级语言程序由源程序翻译为目标程序和执行程序。

数据库。是实现有组织地、动态地存储大量关联数据,方便多用户访问的计算机软、硬件资源组成的系统,它与文件系统的重要区别是数据的充分共享与应用(程序)的高度独立性。数据库系统包括数据库和数据库管理系统两部分。数据库管理系统提供了对数据的定义、建立、检索、修改等操作以及对数据的安全性、完整性、保密性的统一控制。如 DBASE 即为一种数据库系统。

诊断检查程序,用来对硬件设备进行综合考察,查寻故障,并指明故障发生部位。

应用软件是指系统软件以外的其它软件。应用软件的特点是具有明显的针对性。它包括信息处理(如解题程序)、过程控制、计算机辅助设计、自动测量等。随着计算机应用的普及,应用软件日趋丰富多采。

三、单片微型计算机

单片微型计算机作为微机家族中的一员,自 1976 年问世以来,以其极高的性能价格比,越来越受到人们的重视和关注。单片微型机(简称单片机)的出现,使计算机获得了更加广泛的应用。目前国内单片机已成功地运用于智能仪表、机电设备、过程控制、数据处理、自动检测和家用电器等各个方面。

单片机就是在 一块硅片上集成了 CPU、RAM、ROM (EPROM), 定时器/计数器和多种 I/O 接口(如并行、串行及 A/D 转换器等)的一个完整的数字处理系统。也可以把单片机看作是没有外部设备的微型计算机,如图 6.7 所示。

图 6.7 单片机

80 年代以来,单片机发展非常迅速,国际上一些著名的半导

体器件厂家已投放市场的产品就有 50 多个系列, 其中在我国应用最为广泛的是 INTEL 公司的 MCS-51、MCS-96 系列单片机, 日本 NEC 公司生产的 78AD 系列单片机。表 6.4 给出了上述单片机的主要性能。由表中性能可知, 选用上述芯片, 再配置相应的外围接口芯片, 就可以组成不同规模不同功能的单片机。

表 6.4 单片机性能表

系列	MCS51		MCS96	78AD	
CPU	8031	8751	8098	μ PD78C11A	μ PD78C12A
ROM	外接	4K \times 8 位 EPROM	外接	4K \times 8 位	8K \times 8 位
RAM	12K \times 8 位	12K \times 8 位	23K \times 8 位	25K \times 8 位	25K \times 8 位
计数器	2 \times 16 位	2 \times 16 位	4 \times 16 位	3 \times 16 位	3 \times 16 位
I/O 接口	32 位	32 位	40	8(入), 8 \times 5(出)	(同左)
串行口	1	1	1	1	1
A/D 转换	/	/	10 位	/	/
数据线	8 位	8 位	16 位	8 位	8 位

例如选用 MCS51 系列 CPU 为 8751 芯片一片, 外加不同数量的 I/O 接口, A/D 和 D/A 转换器, 组装在一块电路板上, 形成一个单片单板机, 再配以电源电路、机壳即成为一台控制机或称为基本调节器。由于品种众多, 不能一一介绍, 现以清华大学人工环境工程公司生产的 RH-DCU 系列为例说明其基本组成和基本功能。

RH-DCU 系列控制机以 MCS-51 单片机为核心, 外加各种输入/输出接口芯片, 继电器陈列, 数码管显示块, 状态显示灯及键盘组成一块单板机。再根据不同规模的机板, 配以不同规格的电器设备, 如交流接触器、直流整流电源板、接线端子排、热保护启动开关等控制元器件组装在一个控制柜中, 即形成了一台完整的工业控制机。用户可以根据控制对象的不同, 选用不同的机型, 如

DCU6242, DCU4221, DCU-CW5000, DCU-CW4200 等等。该系列产品的基本功能见表 6.5。其中控制机带有继电器驱动的交流接触器;巡检仪无交流接触器,只有检测参数功能无控制功能。在型号中写明的 4 位数字,依次表示 DI、AI、DO 和 AO 的路数。DI 表示数字量输入,适用于频率信号及状态信息(通、断)的检测。DO 表示数字量的输出,用于设备(如水泵、风机)的启、停控制。AI 表示模拟量输入,用于电压、电流信号的输入。AO 表示模拟量的输出,用于调节阀的阀位控制。数字的 4 倍表示路数,如型号 RH-DCU-UP6242,表示下位柜式控制机,有数字量输入 24 路(能测量 24 个压力、温度)、模拟量输入 8 路、数字量和模拟量输出分别为 16 路和 8 路。

表 6.5 RH-DCU 系列基本功能

序号	型 号	DI	AI	DO	AO	RAM	ROM	主要应用
1	-UP-6242	24	8	16	8	8K(* *)	32K	热力站、冷冻站
2	-UP-6260	24	8	24	0	8K(* *)	32K	同上
3	-UP-4221	16	8	8	4	8K(* *)	32K	同上
4	-UP-4210	16	8	4	0	8K(* *)	32K	同上
5	-UW-4040	16	0	16	0	8K(* *)	32K	组合式空调系统冷冻站柜式空调机
6	-UW-2020	8	0	8	0	8K(* *)	32K	同上
7	-CF-1020	8	0	8	0	8K(* *)	16K	同上
8	-CF-1020	2	0	6	0	128(*)	32K	柜式空调机小型冷冻站空调系统末端装置
9	-CW-2210Q	8	8	4	0	8K(* *)	32K	蒸汽计量、热量计量
10	-CW-4200	16	8	0	0	8K(* *)	32K	多路参数巡检
11	-CW-5000	20	0	0	0	8K(* *)	32K	同上

注: -UP-柜式控制机, -UW-壁挂控制机, -CW-壁挂巡检仪, -CF-盘装仪表

(*)无外 RAM 扩展, (* *)具有断电保护电路

四、STD 总线工业控制机

STD 总线是由美国于 1978 年推出,应用于模块化系列的工业控制机上。其特点是通过共用总线把各种功能模块组装在一起,形成一台控制计算机。这种控制机已广泛应用于集散式控制系统中的下位机。由于芯片集成度增高,STD 总线制的机型已出现 STD-PC,STD-XT 等更高型式的工业控制机。

STD 总线工业控制机由功能模板、机笼机箱和电源三大部分组成。

功能模板由印刷电路板以及其上的芯片、元器件、总线插头组成。总线插头上共有 56 条线,每条线皆为镀金线,因此亦称为“金手指”。其中每一条线都按照总线规则给予定义,分别为数据线、地址线、控制线和电源线。为了使整机小型化,模板尺寸也比较小。为 $114 \times 165\text{mm}^2$ 。每一块模板的功能也比较单一,如 A/D 板其功能就是测量模拟量。常见的功能模板有主机板(CPU 芯片加少量的 ROM 和 RAM)、内存扩展板、D/A 和 A/D 转换板、隔离放大板、I/O 接口板、通信板等。不同的厂家生产不同系列的产品,但由于遵循标准总线的规定,因而具有通用性。用户可以根据工艺要求选择相应的功能模板加以组装。功能模板原理见图 6.8 所示。

图 6.8 功能模板原理图

机笼是一个框架,用于固定和联接功能模板,其结构见图6.9。在机笼后方是一块母板,上面固有多条总线插槽,每个插槽上也有56条线与定义相同的56条总线相联接。当不同的功能模板1插在总线插槽内时就联成一台整机。

提供各种模板使用的电源一般为+5V、±12V以及其它辅助电源。

图 6.9 机笼图

1—模板, 2—机笼, 3—母板, 插槽

STD总线工业控制机由于便于组态,小巧灵活,维修方便,越来越得到比较广泛的应用。

五、A/D、D/A 转换

通常遇到的测量参数如温度、压力、流量、阀位等都是模拟量,它们是连续变化的。从时间上,它随时间的变化连续变化;从数值上,其大小也是连续变化的。计算机所识别的数字量不具备这些特点,其数字量是离散值,或者增加一个单位,或者减少一个单位;其变化也是不连续的。为了使计算机能对模拟量进行检测、运算处理和控制,必须在其送入计算机之前,先进行变换,使模拟量转换为等效的数字量称为A/D转换。数字量在计算机内运算处理后仍然是数字量,为了控制驱动外部设备,必须再将数字量转换为模拟量,这称为D/A转换。

1. D/A 转换原理

把一个数字量转换为模拟量,其核心是把n个数字表示的电压值变成一个等效的模拟电压值。将数字的每一位按权的数值转换成相应的模拟量,然后将各位的模拟量相加,所得的总模拟量就是与数字量成正比的模拟值,这就完成了D/A转换。

D/A 转换可分成并行和串行两种方式, 并行方式是数字量的各位代码同时送到 D/A 转换器的输入端。这种方式转换速度快, 一般 D/A 转换集成电路芯片都做成并行方式。并行方式 D/A 转换器主要部分是电阻网络, 一种叫权电阻网络, 另一种叫二进制梯形网络, 也称 T 型解码网络。图 6.10 所示为二进制梯形网络。

图 6.10 二进制梯形网络

该电阻网络只用 R 和 2R 两种阻值电阻。网络各支路是否同基准电压连接, 取决于输入的二进制数字量。如果是“1”则与基准电压相连, 如果是“0”则与地相连。输出接运算放大器, 实现各支路电压的累加。根据电路图 6.11 可推导出输入与输出的关系式。

当二进制数字量输入为 1000 时, 电路形式如图 6.11(b), 即与 D 连接的 2R 电阻与基准电压 V_r 连接, 其它接地。根据并联电路的原则, 该电路可简化为(c)形式, 于是得到 O 点电压 V_o 为

$$V_o = V_D = \frac{2R}{2R + 2R} i^D V_r = \frac{1}{2} V_r \quad (6.1)$$

当二进制数字量输入为 0100 时, 电路中与 c 连接的 2R 电阻与基准电压 V_r 连接, 其它接地。采用如上的方法简化电路(略), 则此时 O 点电压 V_o 变为 $V_o = \frac{1}{4} V_r$ 。按照同样方法, 对于数字量输入为

图 6.11 电路图

0010 时, $V_o = \frac{1}{8}V_r$; 输入量为 0001 时, $V_o = \frac{1}{16}V_r$ 。

上述电压输出值经运算放大器累加, 最后获得的模拟量输出电压为

$$V = - \frac{1}{2}B_3 + \frac{1}{4}B_2 + \frac{1}{8}B_1 + \frac{1}{16}B_0 V_r \quad (6.2)$$

式中 $B_3、B_2、B_1、B_0$ ——为二进制数字量各位取值。

若对应 n 位二进制数字量输入, 则有 2^n 个模拟量输出值, 当输入值各位都为 1 时, 对应的模拟量输出电压为满度电压:

$$V = - \frac{1}{2} + \frac{1}{4} + \frac{1}{8} + \dots + \frac{1}{2^n} V_r \quad (6.3)$$

完成 D/A 转换功能的芯片称为 DAC 芯片。选择 DAC 芯片的重要指标是转换精度和分辨率。精度反映实际输出电压与理论输出电压的接近程度。分辨率是 DAC 所能分辨的最小电压增量, 取决于输入数字量的位数。对于 8 位芯片, 当满量程为 10V 时, 其分辨率为 $\frac{1}{2^8} \times 10V = 39mV$ 。

2. A/D 转换原理

A/D 转换器将模拟量转换为数字量,简称 ADC,一般有三种形式:积分式、逐次逼近式和计数器型。积分式 ADC 芯片转换时间较长但抗干扰能力强,在转换速度允许的条件下,为保证精度常采用积分式 ADC。

积分式 A/D 转换器采用间接测量的方法,先把输入电压变换成与自身平均值成比例的时间间隔,然后再用计数器对这时间间隔计数,测出这段时间,计数值的大小就对应了输出电压的大小,其原理见图 6.12。

图 6.12 双积分 A/D 转换

它的工作过程主要分为定时采样和定量计时两个阶段。

(1) 定时采样。由控制电路发出信号把开关 K_1 合上,输入被测模拟电压 V_{in} ,该电压接到积分器的输入端,进行固定时间积分。于是积分器输出电压 V_{out}

$$V_{out} = - \frac{1}{RC} \int_0^{T_1} V_{in} dt = V_A \quad (6.4)$$

如果设 V_1 为固定时间间隔 T_1 内 V_{in} 的平均值,即

$$V_1 = \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} V_{in} dt \quad (6.5)$$

则有

$$V_A = - \frac{1}{RC} T_1 V_1 \quad (6.6)$$

式中, R 、 C ——分别为电路积分器的电阻和电容。

(2) 定量计时。在 T_1 时间结束之后, 由控制器发出信号使 K_1 断开, 同时将 K_2 或 K_3 合上, 把与 V_{in} 极性相反的基准电压 V_r 接到积分器的输入端。是接通 K_2 还是 K_3 取决于 V_{in} 的极性。这时积分器由于引入相反极性电压, 因而输出电压开始复原, 当复原到原始状态(零电平)时, 检零比较器发出信号, 定量计时阶段结束。这段时间用 T_2 表示, 积分器输出为

$$V_{out} = V_A - \frac{1}{RC} \int_0^{T_2} V_r dt = 0$$

即

$$V_A = \frac{1}{RC} V_r T_2 \quad (6.7)$$

由式(6.7)与式(6.6)比较, 则有

$$T_2 = - \frac{T_1}{V_r} \int V_1 = K V_1 \quad (6.8)$$

由式(6.8)看出, 定量计时输出的时间间隔 T_2 与输入被测电压的平均值 V_1 成正比。用 T_2 对门控计数器做定时控制, 则计数器计数多少与 T_2 也成正比。于是输入到积分器的模拟量将与计数器上输入的数字量一一对应, 从而实现了模数(A/D)转换。

这种转换方式, 由于在一次转换过程中完成了两次积分运算, 因此称为双积分转换器。由于被测电压是 T_1 时间间隔内的平均值, 因而对常态干扰有较强的抑制能力。因二次积分, 故转换速度较慢。

第三节 热工参数的测量与控制

供热系统测量控制的主要参数为温度、压力、流量和热量等。

测量参数的仪表称为传感器、变送器。传感器感应供热系统中的各种参数,变送器则将其变换为电信号,送至计算机。因此,传感器、变送器被视为计算机监控系统的“眼睛”。在计算机监控系统中,测量温度、压力、流量的仪表,分别称为温度、压力和流量传感器,变送器。参数的调节控制一般是通过执行器及其驱动电路来实现的。最常用的执行器如电动调节阀等。在计算机监控系统中,执行器的动作代替了人的操作,因此,执行器是工艺自动化的“手脚”。

传感器(包括变送器)、执行器的投资约占整个计算机监控系统总投资的40%—70%。传感器、执行器的故障率约占计算机监控系统总故障率的60%以上。因此,可以看出:传感器、执行器不但是计算机监控系统的重要组成部分,而且也是比较薄弱的环节。

传感器容易出现的故障主要是无测量信号或测量数据不准。执行器的故障主要是驱动器失灵,发生误操作。传感器又称为一次仪表,往往和执行器一起安装在供热系统中工作条件最差的部位,这样发生故障的几率就更高了。因此,从某种意义上说,计算机监控系统工作的可靠性和调节品质的好坏,很大程度上取决于传感器和执行器。

传感器不能有效实现测量功能,一个重要原因是选型不当。其次是变送器和执行器的驱动电路维护不当。因此,为了正确设计及及时维修,必须对传感器、变送器以及执行器、驱动电路的性能、特点有基本了解。

一、传感器与变送器的性能描述

传感器、变送器的性能主要由以下几个参数描绘。

1. 测量范围。一般传感器的样本都给出该传感器正常工作的测量范围,以及相应变送器信号输出范围。选用传感器时,其实际测量值应在传感器满量程的60%左右为宜,过大过小都将影响测

量精度。为保证这一点,传感器口径常常小于管道直径,安装时需要缩口(特别是涡街流量传感器),这是正常的。

2. 准确度。准确度是指传感器、变送器测出的数值与被测量参数实际数值的差值,因此是绝对精度。许多产品精度按百分比表示,如一级表,即指精度为 $\pm 1\%$ 。但百分比表示法,常常不能看出产品的实际准确度,例如测量范围为0—100 的温度变送器, $\pm 1\%$ 的准确度误差为 ± 1 ,而测量范围为0—10 的温度变送器, ± 1 的准确度其误差仅为0.1。后者的绝对精度远高于前者。因此,在供热系统中,除流量、热量可用百分比衡量精度外,温度、压力等参数测量一般应该以具体的测量误差来衡量精度。

3. 不一致性。表示同一型号的传感器、变送器测量数值的差别。此参数反映传感器、变送器之间的互换性。由于计算机系统往往连接众多传感器,很难逐台进行调整修正,因此希望选择一致性较好的传感器、变送器。

4. 测量误差。由传感器、变送器测出的参数数值,与参数真值存在着误差。这些测量误差包括系统误差(因仪表或环境温度引起的漂移等)和随机误差(重复测量的不一致)。测量误差并不是准确度,测量误差经过一定的数据处理后,才能得到其准确度。

二、变送器的输出特性

变送器要与计算机连接,使其输出的信号能被计算机接收,因此要了解变送器的输出特性。变送器一般有两种输出型式:模拟量输出和数字量输出。

1. 模拟量输出

变送器的输出信号为电流或电压信号。当输出为电流信号时,信号范围一般为0—10mA或4—20mA;当输出为电压信号时,信号范围为0—2V、0—5V或0—10V。模拟量输出的信号要接到计算机的AI接口(模拟量输入口)上,经过A/D变换,变为数字量

后,才能最终被计算机所接收。当计算机要求的输入电压为 0—2V 时,计算机与模拟量输出的变送器的连接方式分别由图 6.13—图 6.17 所示。

变送器以模拟量输出时,一般以二芯屏蔽电缆接出。在选用变送器时,还应注意变送器的带负载能力。对于 0—10mA 输出信号的变送器,在采用图 6.13 连接方式时,负载能力应大于 200 Ω 。对于 4—20mA 输出信号的变送器,在采用图 6.14 的连接方式时,负载能力应大于 100 Ω 。对于电压输出型变送器,当采用图 6.15—图 6.17 的连接方式时,变送器的负载能力应要求输出电流大于 1mA。

图 6.13 计算机与 0—10mA 输出的 DDZ- 型变送器连接

图 6.14 计算机与 4—20mA 输出的 DDZ- 型变送器连接

图 6.15 0—2V 输出的变送器
与计算机连接

图 6.16 0—5V 输出的变送
器与计算机连接

图 6.17 0—10V 输出的变送器与计算机连接

2. 数字量输出

变送器的输出信号是调制后(见第四节)的通断信号。图 6.18 给出了几种调制信号的型式:

图 6.18 几种数字量输出的信号形式

输出上述数字量形式的变送器,不需要先经过 A/D 变换,可直接接到计算机的 DI 接口上(数字输入口)进行分析处理。图 6.19 为此类变送器通过光电隔离器直接与计算机连接的一种方式。

图 6.19 数字型变送器与计算机连接

光电隔离器的功能是通过光的耦合把电信号传送给次级,再被计算机接收。由于中间没有电路直接联系,可避免各种外界干扰信号进入计算机,从而提高了计算机的抗干扰能力和可靠性。选用这种变送器时,应注意其带负载的能力。按图 6.19 方式连接时,变送器输出端低灌电流能力应大于 4mA(电阻 750 Ω),否则光电隔离不能正常工作。

变送器以数字量形式输出时,一般以三芯屏蔽电缆接出。

三、温度传感器

目前热工参数测量中,常用的温度传感器有铂、镍、铜电阻式温度计,集成化 PN 结测温元件,热敏电阻温度计以及石英晶振温度计等,对于不同的测量要求,可选用不同的温度传感器。

1. 铂、镍、铜电阻温度计

有关电阻-温度数值对照见表 6.6。铂电阻温度传感器由于性

能比较稳定,线性度好,互换性好,一般用在精度比较高的测量中,可作为 0.1、0.5 级精度的标准温度计,目前应用比较广泛。铜电阻温度传感器只能作为 1、5 级精度的温度计使用。

表 6.6 电阻、温度值对照

温度 t ()	电阻 R ()		
	铂	镍	铜
0	100	100	100
100	139	160	144

从表中所列特性看出,对于铂电阻,温度每变化 10 其对应的电阻值变化约 4 左右。当工作电流为 1mA 时,传感器两端的输出电压值 4mV。这种微小的电信号难以直接远传遥测,必须配有高精度的放大器线路,组成较复杂的变送器,才能输出模拟量为 0—5V 电压值或 4—20mA 的电流信号。由于信号过弱,目前还没有就地变换为数字量形式的变送器。由于上述原因,铂电阻温度传感器价格较贵,不宜远距离输送,使用范围受到限制。

2. 集成化 PN 结测温元件

这种温度传感器主要是根据半导体 PN 结的感温特性制作的。PN 结测温元件输出的直流电压为 100mV/ ,便于处理。缺点是精度不高,一致性较差,适用于精度要求不高的场合。

AD590 集成芯片测温元件,也是一种半导体温度传感器。在给定工作电压下,电流随元件的温度变化成正比变化。在 - 55—+ 155 的测量范围内测量误差小于 0.5 。

半导体温度传感器将由温度变化引起的电流变化转换为电压变化,再经放大器放大,输出 0—5V 电压信号,这就组成了半导体温度变送器。

3. 热敏电阻温度传感器

这种温度传感器的特点是随着温度的升高其阻值降低。不同

型号的热敏电阻,其阻值特性不同,主要是其 B 值(材料常数)和标称值(温度为 25℃ 时的阻值)不同,比如 TX 型的比 TZ 型在同温度下的阻值低,阻值特性曲线如图 6.20,图 6.21。其中 TX 型主要用于测量室内及室外温度,测温范围-30—60℃。TZ 型主要用于测量热水管道水温,测温范围为 0—100℃。

图 6.20 TX 型热敏电阻、电阻与温度的关系

图 6.21 TZ 型热敏电阻、电阻与温度的关系

一般的热敏电阻外形如图 6.22 中的 a 用万用表可粗测其电阻值。使用万用表测量时只要直接测量其两极引线间的阻值即可。

图 6.22 热敏电阻温度传感器

有时为了提高热敏电阻的一致性(即:使每个热敏电阻阻值与温度间的关系都相同),制造出“配对式”热敏电阻,即将两个热敏电阻配合在一起使用。一般有串联型(如图 6.22(b))和并联型(图 6.22(c))两种。此时只有在两个电阻装在一起使用时才有效,当一个电阻损坏时,此热敏电阻对即损坏。绝不允许随意拆开热敏电阻对或给热敏电阻做其它的配对。串联或并联热敏电阻对,只能测量两侧引脚间的电阻值才有意义。热敏电阻体积小,引线细,玻璃珠机械强度不太好。因此在安装和测量时一定要防止损坏。

由于热敏电阻阻值较大,有时达 10—20k 或更高,因此在用万用表测其阻值时一定不能用手同时握住它的两个引脚,这是因为人体的电阻值一般在 100k 左右,用手握住热敏电阻的两个引脚,相当于给它并联上一个电阻,致使测出的电阻值偏低。正确的方法应该是用手握住一个引脚及万用表笔,用另一只表笔与另一个电阻引脚接触进行测量。

热敏电阻体积很小,因此很小的功率就会使其发热,从而使热敏电阻的温升影响了测量的准确性。因此,在测量热敏电阻时,一般要求它通过的电流小于 100 μA ,或平均功率小于 0.01mW。

为了对温度进行计算机测量,还需要将热敏电阻的信号变为电信号,这就需要“变送器”。一般的变送器将热敏电阻的电阻信号转换为电压或电流信号,再送至二次仪表进行测量。当使用计算机进行检测时,为了减少信号传输和二次测量转换所引起的误差,则采用了直接数字量输出的变送器。其测量原理如图 6.23。

图 6.23 数字式温度变送器
(a) 电路原理, (b) 占空比输出信号

三端稳压器将工作电源稳定在 5V, 给时基电路 555 供电。电源通过标准电阻 R 对电容 C 充电, 这时 D_1 导通, D_2 截止, 热敏电阻内无电流通过。当电容 C 上的电压充高至一定程度时, 555 电路翻转, 脚 7 上电平变为 0, 于是二极管 D_1 截止, 电容 C 通过二极管 D_2 和热敏电阻 R_t 而向 555 的管脚 7 放电, 直至 C 上的电压降低后, 555 电路重新翻转为止。这样, 充电周期的时间与放电周期的时间之比, 等于标准电阻 R 与热敏电阻 R_t 间的阻值之比, 于是, 只要测出电路 555 的充电周期 T_2 和放电周期 T_1 时间来, 即可计算出热敏电阻 R_t 与标准电阻 R 的阻值之比, $R_t/R = T_2/T_1$, 进而可求出热敏电阻值 R_t 和温度 t 。

4. 石英晶振温度传感器

这种温度传感器是利用石英谐振器的频率与温度的特定关系制作的。该温度传感器在温度为 0 时, 其频率值约为 $f_0 = 9980\text{kHz}$; 温度为 100 时, 频率为 $f_{100} = 100070\text{kHz}$, 即温度每升高 1 频率增加 900Hz, 因此其测温精度可达 $\pm 0.05 - \pm 0.001$ 。国家计量院生产的石英晶振温度传感器性能列于表 6.7 中。

表 6.7 石英晶振温度传感器性能

型 号	量程()	误差(Hz)	分辨率()	滞后(s)
SQT-BZ	- 80—0	± 15	0.0001	5
SQT-QZ	0—100	± 10	0.0001	5

这种温度传感器具有精度高、性能稳定和线性度好等特点, 又能以频率信号输出, 故便于数字化和远距离测量。适合于温度变化较慢而测量精度要求高的场合, 如供热系统中用于热量核算的计量站的温度测量中。

四、压力传感器

压力传感器的压敏元件为压阻型敏感元件, 在同一弹性基体上均布 4 个应变电阻, 组成一个桥路, 见图 6.24。当压敏元件处于常态, 没有外在压力时, 设计时使 $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$, 这时桥路输出电压 e 为零。当弹性基体(敏感元件)受压变形时, 4 个应变电阻的阻值发生相应变化, 这时在应变电阻的设计中, 使 R_1 、 R_4 为负向变化, 则当弹性基体受压变形时, 桥路输出一个正向电压信号 e 。若应变电阻值的变化与外界压力变化成线性关系, 则电桥的输出信号和压力的变化也为近似线性关系。

压阻型敏感元件的制作方法为: 在一电绝缘弹性基体上, 利用光刻或腐蚀方法制成四个应变电阻。一般弹性基体为硅片, 适合于集成化生产。桥路电阻的阻值一般在几百欧到数千欧之间, 桥路供电电压为 5—10V。供电电压不宜过高, 否则桥路电流过大, 会产生热误差。但过小, 则会导致敏感元件灵敏度下降。

在额定压力下, 弹性元件的形变很小, 因此桥路不平衡输出电压很小, 只有 10—100mV, 需要通过放大电路将电压信号放大。由于敏感元件存在不一致性, 并有温度漂移, 需要通过调整电路进行调整, 以满足零点及满度的调节, 并给予温漂补偿。信号变换电路则将调整电路后的电信号变为输出信号。输出信号当为电压型时

为 1—5V, 最小负载电阻 500 Ω ; 输出信号为电流型时为 0—10mA 或 4—20mA, 负载电阻不小于 250 Ω ; 输出信号为频率型时为 1—5kHz 高波, 幅度 0—5V, 负载电流为 10—15mA。压力变送器的电路组成见图 6.25。

压力传感器有各种型号, 但原理基本相同。压力传感头一般采用国产 D-4 型, 高档可用美国 316 型。压力测量范围 0.05—

图 6.24 压敏元件桥式电路

图 6.25 压力变送器电路组成

20MPa, 精度 1 级至 0.2 级。输出信号为电压、频率时, 电源电压要求为 5—9V 直流; 输出信号为电流时, 电源电压为 12.5—36V 直流。过载能力一般为最大量程的 1.5 倍。被测流体温度范围 -45—+120 $^{\circ}\text{C}$ 。环境温度 -45—+80 $^{\circ}\text{C}$ 。对于高性能的传感器, 年稳定度在 0.2% 以内。温度漂移在 0.01%—0.04% (每 1 $^{\circ}\text{C}$) 之间。

五、流量计

流量是供热系统中重要参数之一, 正确测量流量对供热系统的监控有重要意义。测量流量的仪表为流量计, 种类有多种多样。

孔板流量计精度较高,但阻力大,需要经常校验;涡轮流量计精度也比较高,但因供热系统中被测流体含有杂质,涡轮磨损后测量精度锐减。以上两种流量计,过去在供热系统中使用较多,由于上述缺陷,近年来逐渐减少。电磁流量计、涡街(或旋涡)流量计、弯管流量计及超声波流量计是近年来发展的新型流量计,由于独特的优点,已逐渐在供热系统的测量中广泛使用。

1. 电磁流量计

(1) 工作原理

作为电导体的流体在磁场中流动,切割磁力线,在流体中将产生感应电动势。根据感应电动势与流体流速成正比关系,测量流体流量。根据这一原理制作的流量计称为电磁流量计。图 6.26 表示电磁流量计的原理结构图。主要由变送器、转换器和显示器组成。变送器主要由磁路部分、测量导管、电极、内衬及外壳五部分组成(见图 6.27)。绕组产生均匀磁场,流体在导管内流过,垂直切割磁力线,一对电极水平布置在导管内两侧,将流体产生的感应电势引出。变送器材料为满足非磁性、不导电及强度要求,一般选用复合管,即导管外层是非磁性的金属管道(多为不锈钢),内壁镶嵌不导电的绝缘层,如聚四氟乙烯、环氧树脂玻璃、氯丁橡胶或陶瓷等。电极固定在导管壁上,多数直接与流体接触。电极材料必须是非磁性导体,一般由不锈钢、耐酸钢、铂铱合金制成。

根据电磁感应的右手定则,可用下式表明流体流量 G 与感应电动势 E 的线性关系:

$$G = \frac{D}{4} \frac{E}{B_M \sin t} \times 10^8 \quad \text{cm}^3/\text{s} \quad (6.9)$$

式中 G ——流体体积流量, cm^3/s ;

E ——感应电动势, V ;

B_M ——交流磁场磁感应强度的最大值, Gs ;

——角速度;

图 6.26 电磁流量计的组成

- 1—电磁流量变送器,
- 2—电磁流量转换器,
- 3—流量显示记录仪

图 6.27 电磁流量计变送器

- 1—上壳, 2—磁轭, 3—励磁绕组,
- 4—下壳, 5—内衬, 6—导管,
- 7—电极

t ——时间;

D ——导管内衬直径(即导体在磁场中的长度), cm。

当导管直径 D 、磁感应强度 B_M 恒定时, 即可通过感应电势 E 的测量反映出被测流体的体积流量 G 。

变送器的输出值为交流毫伏信号。转换器的作用是将变送器的微弱输出信号放大并转换为标准直流电流信号输出(0—10mA 或 4—20mA)。为避免电磁干扰, 变送器与转换器之间用屏蔽电缆连接, 二者距离不许超过 30m。屏蔽电缆需单独敷设, 不能与电源线同管敷设。

(2) 性能评价

电磁流量计具有独特的优点:

阻力小。变送器导管内径与热网管道内径完全相同, 内部无阻力元件及活动部件, 因此避免了涡轮、靶式、差压等型式阻力大易磨损影响精度和寿命的缺点。

测量范围比较宽。热网中流体速度从 0—0.3m/s 到 0—10m/s 范围均可测量。被测管道直径从 2.5mm 到 2.4m 均可适

用。

测量精度高。输出的标准电流为 0—10mA 或 4—20mA，不受流体温度、压力、密度、粘度等参数的影响，不需进行参数补偿。保证输出电流与体积流量呈线性关系。测量精度为 $\pm 0.5\% - \pm 2.5\%$ ，一般测量误差与上限流速有关，满刻度流速越高，测量误差越小，当满刻度流速 1m/s 以上时，测量误差为 $\pm 1\%$ 。

耐磨损，可测腐蚀性流体。与被测流体直接接触的导管内衬和电极，可由耐酸、耐磨材料组成，可测各种酸、碱、盐和矿浆、水泥浆以及纤维溶液。

目前电磁流量计的主要缺点是结构复杂(防止电磁干扰和电源波动带来的测量误差)，成本较高。其次是内衬材料受耐温限制，被测流体温度不能超过 120℃。开封仪表厂生产。

2. 涡街流量计

涡街流量计是基于流体振荡原理于七十年代发展起来的新型流量计。非流线型物体后面的尾流振荡现象称为卡门涡街(因纪念卡门首次提出涡街理论而得名)。按卡门涡街理论制造的流量计称为涡街流量计或称旋涡流量计。

(1) 工作原理与构成

涡街流量计由旋涡发生体、感测器及信号处理系统(转换器)三部分组成，旋涡发生体是核心。在流体中垂直于流向插入一根非流线型柱状物体，即可成为旋涡发生体。当流速大于一定值时，在柱状物两侧将产生两排旋转方向相反、交替出现的旋涡，这两排平行的涡列称为卡门涡街，如图 6.28 所示。当涡街稳定时(例如，对于圆柱体后的卡门涡街，涡列间隔 h 与旋涡间隔 l 之比 h/l 为 0.281 时才是稳定的)，所产生的旋涡频率 f (单侧)和流体速度间有如下关系：

$$f = St \frac{V_l}{d} \quad \text{Hz} \quad (6.10)$$

图 6.28 卡门涡街形成原理示意

式中 v_1 ——旋涡发生体两侧的流速, m/s;

d ——旋涡发生体迎流面的最大宽度, m;

St ——斯特劳哈尔(Strouhal)数, 无量纲。在以 d 为特征尺寸的雷诺数 $Re = 4 \times 10^3 - 5 \times 10^5$ 范围内, St 为常数, 一般为 0.15—0.22 之间;

f ——涡旋频率, Hz。

若设流体管道直径为 D (mm), 流体在管道中流速为 v (m/s), F 和 F_1 分别为管道截面积和旋涡发生体两侧流通截面积(m^2), 且 $m = F_1/F$, 上式可表示为

$$f = St \frac{v}{dm} \quad \text{Hz} \quad (6.11)$$

进而可将流体容积流量 G 表示为旋涡频率 f 的线性关系

$$G = \frac{1}{4} D^2 \frac{dm}{St} f = Kf \quad m^3/s \quad (6.12)$$

式中 K ——仪表常数, 表示单位频率通过的流量值, $m^3(S \cdot Hz)$ 。流量计出厂时标定给出, 同一口径的流量计 K 值变化很小; 口径不同的流量计, K 值不同。

已知 K 值, 测得旋涡频率即可计算出流体的容积流量。

旋涡发生体一般由不锈钢制作。其截面形状多为圆形、矩形、三角形或组合形。圆柱体形, $St = 0.21$, 易加工, 阻力小, 但旋涡强度较弱; 矩形柱体, $St = 0.18$, 阻力大, 旋涡强烈且稳定, 可在发生体内或发生体后方检测信号; 三角形柱体, 底边朝流向, $St = 0.16$,

阻力小,旋涡强烈而稳定,在发生体的前后方及发生体内均可检测信号。

涡街感测器一般由压电晶体元件或超声波进行旋涡信号检测。当用压电晶体元件作为感测器时,是将压电晶体元件封装于发生体内部。当旋涡发生体两侧交替发生旋涡时,流体就对旋涡发生体两侧产生一个交变的升力,从而使旋涡发生体内产生交变压力。压电晶体元件即可检测这个交变应力。由于压电晶体的正压电效应。压电元件就会输出与旋涡同频率的交变电荷信号。感测器获得的交变电荷信号经转换器的放大、滤波整形等处理,得到代表涡街频率的数字脉冲,以便于显示或与计算机联用。根据需要,转换器也可输出模拟信号。转换器输出频率信号,用三线连接(信号线、电源线、地线);输出模拟信号,用二线连接。供电电源,有的是 24V DC \pm 10%,有的是 12V DC \pm 5%。

(2) 性能评价

涡街流量计有许多优点,主要是:

旋涡的频率只与流体流速有关,在一定的雷诺数范围内,几乎不受流体性质(压力、温度、粘度和密度)变化的影响。因此,涡街流量计不需单独标定即可用于特殊流体和大流量的测量。被测流体可以是液体,气体和蒸汽。

阻力小,量程比宽于其它流量计。

仪表感测件结构简单,无转动件,便于安装维护。

测量精度较高,误差约 \pm 1%,重复性约 \pm 0.5%,不存在零点漂移问题。

北京市公用事业科学研究所,上海无线电九厂、开封仪表厂、北京博思达仪器仪表有限公司等均有产品。

3. 超声波流量计

超声波流量计是近十几年来随着集成电路技术迅速发展才开始应用的一种新型流量计。

超声波流量计由超声波换能器、电子线路及流量显示累计系统组成。超声波换能器一般将压电晶体做成圆形薄片(材料为锆钛酸铅),以40°角嵌入声楔中构成换能整体,称为测头。超声波发射换能器使电能通过压电晶体的逆压电效应转换为超声波能量,然后经声楔(由有机玻璃制成,超声波通过时能量损失很小,透射系数接近为1)、管壁,发射到被测流体中,超声波在流体中传播,被接收换能器接收,然后再转换为代表流体流量的电信号,实现流量的检测与显示。一般至少要两个测头,一个为超声波发射换能器,另一个为超声波接收换能器。电子线路及流量显示、累计系统组装成整体,成为主机,便于携带。测得瞬时流量和累计流量可用数字量或模拟量输出、显示。

根据对信号检测的原理,超声波流量计大致可分为传播速度差法、波束偏移法、多普勒法、相关法等类型。目前使用最普遍的是传播速度差法中的频差法,现将基本原理简述如下:图6.29为测量示意图。1为被测管道,2为测头(声楔),两个测头相对装在管道的外表面,测头间距为 h 。两个测头同时都是超声波发射换能器,又是超声波接收换能器。当测头为发射器时,测头为接收器,此时超声波经声楔、管壁、流体传播,传播路径为 $2L_1 + 2L_2 + L_3$,对流体流动方向而言为顺流传播;当测头为发射器,测头为接收器时,传播路径相同,但传播方向则为逆向传播。因在流体中的声速 c 一定,则顺流传播所需时间 t_+ 短,逆流传播所需时间 t_- 长,亦即顺、逆流传播频率不同,频差 $f = f_+ - f_- = (1/t_+) - (1/t_-)$ 。管道中流体的平均流速 v_D 与频差 f 存在如下线性关系:

$$v_D = \frac{v}{K} = \frac{D}{K \sin 2\alpha} \left[1 + \frac{ct_0 \cos \alpha}{D} \right]^2 f \quad (6.13)$$

式中 v ——超声波路径上的流体平均速度,与 v_D 不等,取决于雷诺数 Re , m/s;

K —— v/v_D 比值,称为流量修正系数,其值

图 6.29 超声波流量计测量原理

1—管道, 2—声楔, 3—晶片, 4—耦合剂

$$K = \frac{v}{v_D} = 1 + 0.01 \sqrt{6.25 + 431Re^{0.237}} \quad (6.14)$$

c ——声速, m/s;

D ——管道直径, mm;

α ——超声波在流体中的路径与管道径向夹角;

t_0 ——超声波经过声楔、管壁所需时间, 当测头结构固定, 管径一定时, 很容易算出。

测出超声波频差 f , 即可算出流速 v_D , 进而给出积流量 G 。

超声波流量计的主机, 将从测头(传感器)接收到的频差信号 f 放大变换, 成为 4—20mA 的直流信号或 0—100Hz 的脉冲信号。对于 4—20mA 直流信号, 先经过 100 标准电阻使信号成为 0.4—2V 电压信号, 再根据量程大小即可计算出流量值。对于 0—

100Hz 的信号输出,经光电隔离进行电平变换后即可接到计算机的输入口。由于 0—100Hz 的频率较低,直接测量误差较大,因而采用测量周期的方法,测量连续几个波的周期,再取平均值,取倒数得到精确频率值 f_x ,再根据仪表常数 K ,即得流量值 $G = Kf_x$ 。

超声波流量计为非接触式仪表,测头不与被测流体直接接触,从管道外表即可测出流量,使用很方便。被测管道直径为 25mm—3m。可测清水,也可测雨水、污水。由于测头受温度限制,流体温度超过 100℃ 时,无测量信号。测量精度 $\pm 1.0\%$,由于声速与流体温度有关,当流体温度变化时,有一定误差。

国内大连索尼卡电子技术开发有限公司、本溪无线电一厂、开封仪表厂均有生产。

六、执行器及驱动电路

执行器大体分为通断式和调节阀两大类。通断式执行器主要指水泵、风机。调节阀分为水阀、风阀。在供热系统中,驱动方式主要为电动调节阀。

1. 水泵(风机)的控制

水泵(风机)在运行中只有两种状态,即停止和运行。对电器而言,即为水泵电源的接通和断开,通常是由交流接触器来实现的。当按下常开按钮时,交流接触器通电吸合,主触点与辅助常开触点闭合。主触点将电机与三相电源接通,水泵启动运行。辅助触点使接触器线圈保持通电吸合状态。当按下常闭按钮时,线圈断电,主触点和辅助常开触点断开,水泵停止运行。

对于计算机控制,则是将通断信号由 DO 输出,经光电隔离,控制中间继电器的通断电,中间继电器再控制交流接触器的通断电,从而实现对水泵(风机)的自动启、停控制。如果需要,还可对水泵(风机)进行变频调速控制。

2. 电动调节阀的控制

电动调节阀由阀体和驱动装置组成。驱动电路主要由单相可逆电动机、限位开关、开度反馈等组成。当开关控制触点“开”闭合时,电动机正转;当“关”闭合时,电动机反转。在电动机轴上配以适当的减速、转换装置,可将电机轴的转动变换为直行程(水阀)、角行程(风阀),通过电机的正反转,实现调节阀的开关。当阀芯达到开、关的极限位置时,通过限位开关,自动切断电机电源。

在计算机监控系统中,电动调节阀的控制比较容易实现:可利用两个输出口控制两个互锁的中间断电器,使电机正转或反转。同时采集阀位反馈信号,通过软件判断,将阀门调节到给定开度。在将阀位信号输入计算机时,不论阀门反馈信号是电位器还是电流信号,均应将其转换为计算机要求的输入电压,这样计算机才能通过 A/D 变换将其采集进去。

第四节 通信网络

信息传递的过程称为通信。通信系统一般由发送部分、接受部分和通讯线路组成。通信的质量除了和传送信号的特性,发送、接受部分有关外,通信线路起着重要作用。

按通信线路可分为有线通信和无线通信。有线通信包括使用双扭线对、多股导线电缆、扁平电缆、同轴电缆和光纤电缆等。无线通信则包括利用地球表面、地下、水下和大气层等。

按传送信号可分为模拟信号和数字信号。话音、图象等属于模拟信号,文字和数据则属于数字信号。采用模拟信号、数字信号的通信分别称为模拟通信和数字通信。以下讨论的皆属于数字通信。

在长距离的通信网络中,采用串行通信,常用的接口标准有 RS-232C, RS-422 等。

按信号传送方向可分为单工、半双工和全双工。单工指信号只能向一个方向传送,采用较少。半双工指信号可在两个方向上传

送,但同一时刻只限于一个方向传送。全双工指能同时进行两个方向的通信。

在数字通信中,数据是一位一位地串行传送的,每秒钟传送的位数称为波特率 bit/s(位/秒)。通信的波特率与通信距离有关,对同一类型的通讯线路来说,降低波特率可以提高通信距离。在满足用户要求的前提下,适当降低通信速度可以降低成本。

根据不同的用途,可选用不同的通信网络。在工业控制系统中,可选用 RS-422 或电流环型式,特点是可使用双扭线或电话线,通信距离不太长,通信速度不太快,成本比较低。在较长距离的通信中,可采用带调制解调器的通信系统或无线通信。通信速度一般在 300—9600 bit/s 之间。对于办公管理或其它特殊用户,距离在 1km 以内,通信速度较高(1—10Mbit/s)时宜采用局部区域网络。

一、无线通信系统

无线通信系统是利用电磁波传送信息的。典型的计算机无线电通信网络如图 6.30 所示。

中央管理计算机(或下位机)输出的信息经过抗干扰编码器,送至中波发射机发送。中波接收机接收到信号后经抗干扰译码器后送至下位机(或中央管理机)。无线电通讯的距离可达几十到几百公里。它的优点是不需要架线,传输距离远。缺点是建点申请手续复杂,易受干扰,一般在有线通信线路难以敷设时采用。

二、利用电话线的调制解调系统

利用电话线的调制解调系统在大的供热系统中采用较多。按传输信号来分,有频带调制解调器和基带调制解调器。基带调制解调器是将计算机送出的数据代码变换成特定代码(二电平码,差分码等),直接送往二线或四线专用线路的通信设备。一般使用专线,

图 6.30 无线通信网络

其传输距离为十几公里。由于生产厂家极少,这里不予介绍。应用得较多的是频带调制解调器。因为电话线的传输频谱分布范围为300Hz—3400Hz,因此适合于传输音频信号。频带调制解调器的信号调制一般采用频移键控法,它是将数字信号转换成适宜于电话线上传输的音频信号,例如1070Hz代表逻辑“0”,1270Hz代表逻辑“1”。图6.31为采用频移键控法的调制器完成信号合成的框图。

图 6.31 频带调制框图

两个振荡器是调制器的主要部分。假设上面的振荡器在低于

- 5V 的电压下接通, 下面的振荡器在高于+ 5V 的电压下接通。如果 RS-232C 要发送的信号与振荡器的输入相连, 则该信号将接通或断开振荡器。当 RS-232C 的信号为- 12V 时, 1270Hz 的振荡器被接通。如果 RS-232C 的发送数据线送出+ 12V 电平, 上面的振荡器断开, 下面的振荡器接通, 产生 1070Hz 频率。然后再用运算放大器的选通功能将这两个振荡器产生的不同频率波合成后发送通信电路。图 6.32 为解调器的工作原理图。

图 6.32 解调器原理

两个不同频率分量组成的输入信号加到两个滤波网络的输入端。滤波网络的功能是把输入信号分离成单独频率的分量。上面的带阻滤波器对 1070Hz 中心频率呈很高阻抗, 而对 1270Hz 为中心的窄带频率范围内信号呈低阻抗。信号进入带通滤波器, 对 1070Hz 中心频率呈低阻抗, 而对不接近中心频率的信号呈高阻抗。下面的滤波网络的功能与上述功能相同, 只是中心频率为 1270Hz。两个滤波网络的输出经检波器, 输出 0, 1 信号, 两检波器的输出连到一个运算放大器输入端, 它将信号进行电平变换成 RS-232C 适合的信号, 送入计算机。

三、1—N 电流环型通信网络

1. 硬件原理

在通信速度不高, 传输距离不远, 容量不大的情况下, 使用电流环信号实现计算机之间的通信具有它独特的优点。电流环型网络结构简单, 价格便宜, 易于维护, 在空调供热系统中应用得比较多, 图 6.33 为其工作原理图。

图 6.33 1—N 电流环型通信网络

中央计算机通过 RS-232C 标准串行接口与上位通信机相连, 将信号变换后由光电隔离送到环型网中, 同时由光电隔离器 D_2 接收电流环中信号。同样, 对于每一台下位计算机, 其串行口信号经下位接口机由光电隔离 D_4 将信号送到电流环中, 由光电隔离 D_3 接收电流环中的信号。正常情况下, 继电器 J 的常闭触点吸合。在等待状态时, 整个电流环流过 20mA 电流。在上位机或下位机中的某一个发送“0”时, 电流环路断开, 断开信号被本机以及环路上所有的计算机接收到。因此, 电流环网络可以实现环型网络上所有计算机相互之间的通信, 同时也决定着这种环型网络只能实现半双工通信。图中, 环路电流由电位器进行调整。断路器 J 由下位接口机来控制, 当某下位机断电时, 该下位机的 J 释放, 将 D_5 接入环路中, 以保证网络畅通无阻。由上述介绍可知, 电流环路中传

输的是通断信号,因此抗干扰性较强,适合于距离小于 10km 的计算机之间的通信,通信速度一般取 300bit/s—1200bit/s。

2. 软件原理

由上面可看出,电流环网络可以实现网络中各计算机相互之间的通信。但在一般的工程使用中主要采用主从式通信方式。即通信是在中央计算机的控制下完成。下面简要介绍这种方式。

在电流环网络中的每一台下位机均有自己的通信站号。当中央机要与某台下位机通信时,中央机首先发出该下位机的通信站号,然后发出收发命令,说明是向该下位机索取数据还是发出控制命令。若是发控制命令,则继续将该命令发完。否则,中央机停止发数,准备接收该下位机发来的信息。

中央机发的通信站号被每一台下位机接收到,每台下位机均对此通信站号进行判断。如发现不是与自己联络,则继续原来的工作。否则接收中央机发出的全部信息并按照命令进行相应的操作或者发出中央机所要索取的数据。

为了提高数据传输的可靠性,无论是中央机还是下位机,每发出一段数据后,都要发出该段数据的检验和,收方接到数据后所作的检验和与所接收到的检验和不符,则该段数据作废。采用这种方法,通信可靠性大大提高。

四、局域网络

局域网是在一个小区域范围内对各种数据通信设备提供互联的通信网。简便而言,即微机的区域网就是将一系列独立的 PC 计算机组成一个多用户系统,使得系统各站之间可以通过网络实现资源共享。

局域网中的 PC 机和其它设备通常称为站。站有可能被描述为用户或服务器,这是两种基本功能。服务器用于管理网络资源,例如共享磁盘,允许用户站访问这些资源;用户站有时也称工作

站,是网络上的真正用户。

PC 局域网的特征是:磁盘共享;文件共享;打印机共享;调制解调器共享;PC 机之间文件传输等。

局域网的产品有很多种,如 3Com 公司的 3⁺ 网, Datapoint 公司的 ARCNET 网, IBM 公司的 Token-Ring 网和 Novell 公司的 Netware 网等。大型网络用以太网比较多,因为以太网的兼容性好,其它不同类型的网络可以挂在以太网上。对于较小规模的网络,目前使用较多的是 3⁺ 网和 Novell 网。

1. 3⁺ 网络

3⁺ 网络是在 DOS3.1 的基础上发展起来的网络软件,它的硬件配置如图 6.34 所示。

图 6.34 3⁺ 网络

通过同轴电缆将各个 PC 工作站相连,对于远程工作站,可借助电话线通过调制解调器由服务器连至局域网上。

同轴电缆的长度有一定限制,如果距离很远可通过中继器连接,这时距离可达 2.5km。

可以看出 3⁺ 网的结构型式是总线型的。

2. Novell 的 Netware 网

Netware 网有不同的网卡可供选择,可以组成星形、环形、总线形等。

一个完整的网络包括:网络服务器(多个),联接在网络服务器上的外部设备,若干个工作站以及联接电缆。网络服务器是核心,它的任务是管理共享文件,管理系统安全,协调工作站间的通信以及控制打印机、磁盘子系统的使用。

局域网能使网络上的用户共享硬盘、外设资源,避免软硬重复投资。局域网还可以将分散在各处计算机中的数据适时集中、综合处理。

第五节 计算机监控系统软件

计算机监控系统与常规仪表监控系统相比,具有组态灵活,智能性强,管理功能完备等优点。要真正体现这些优点,完全靠相应的软件。没有软件支持,任何功能不能实现。因此,软件是计算机控制系统的核心。

对于不同的计算机监控系统,相应有不同的支持软件。大体而言,根据功能需要,对于分布式计算机监控系统,主要应有如下一些软件:各台下位机(现场控制机)的运行软件,中央管理机的管理软件,各台下位机与中央管理机之间的通信软件。

一、下位机软件

一般下位机软件均采用统一的模块化程序结构,总的结构框图为图 6.35 所示。

1. 用户系统数据库

该数据库描述了控制对象(如一个具体的供热系统)对下位机的测控任务的基本内容,包括测量参数的名称,测量数目,被调参数,调节参数,控制算法,输入、输出通道的设备定义等。

上述基本测控内容是由一系列数据表格表述的。表格是按照 16 进制数码,根据严格的数据格式要求填写。对于工程技术人员

图 6.35 软件结构图

(供热系统用户)来说,掌握这些填表要求有一定困难。为方便用户,通常配有开发环境(见后叙),工程技术人员只需对监控对象提出具体测控要求,开发环境即可自动生成用户系统数据库。

2. 解释模块

解释模块的任务就是对用户系统数据库的数码进行处理,将它们转换为主机认可的一系列基本运算命令或主机可以接受的关系表和函数式。因此,解释模块是用户与执行软件的连接点,是下位机软件的重要环节。

3. 库程序

包括一系列适用于检测与控制的基础子程序:浮点数运算程序;多种插值程序;显示与打印程序;数制转换程序;常用控制算法;多种参数测量与换算程序;多种信号检测程序;多种热工参数曲线;串行通信程序等。

4. 用户调度程序

用户调度程序的任务是按时间实现对软件的运行管理,实时地激发相应的控制逻辑和输出控制命令。当某一控制逻辑被激发,调度程序调用解释模块,对该逻辑进行分析,产生一系列基本操作命令,并在库程序的支持下逐一执行。这些命令包括:输入信号检测;各种运算;控制规则;输出缓冲区计算;参数表修改等。可见调度程序是下位机软件的指挥中心。

解释模块、库程序和调度程序是计算机内部软件,由汇编语言编写。对于不同的机型和不同的应用对象,它们都是相同的,用户可不必掌握。

二、中央管理机软件

中央管理机软件包括用户接口服务程序、测量分析控制程序和数据库管理程序。

1. 用户接口服务程序

用户接口服务程序也称为前台程序,基本功能是负责在屏幕上显示各种图形和数据,同时与用户(操作人员)之间进行各种信息交换(通过键盘或鼠标器),实时执行用户发出的各种操作指令。

用户接口服务程序,一般由若干个接口描述文件和图形文件构成,每一种画面状态对应一个接口描述文件。当中央管理机进入用户接口服务程序时,首先读入对应于当前画面状况的接口文件,然后根据用户需要通过键盘或鼠标器的操作,使屏幕进入新的画面。

用户接口服务程序的显示,打印功能,根据用户需要编制。可以显示供热系统热源、热力站、局部区域网的系统图、水压图、各种参数曲线以及当前的和历史的参数,也可以显示水泵、风机和各种调节阀的运行状态。通过打印机可以打印运行日志、各种表报以及上述各种显示内容。根据需要也可以在大屏幕上显示有关内容。在用户需要的时候,可通过键盘或鼠标器修改有关调节参数的设定值,对水泵、风机或调节阀进行运动控制。

2. 测量分析控制程序

(1) 程序调度。测量分析控制程序也可称为后台程序。主要功能是定时采集下位机的测量数据并向下位机发出控制指令;计算处理测量数据,分析运行工况,预测系统特性和调节参数;进行故障诊断,发出事故报警。

后台调度程序是在定时文件控制下运行的。无论数据采集, 数据处理, 控制计算还是故障诊断, 都必须按照预先规定的时间间隔进行。根据用户需要, 当中央管理机转入用户接口服务程序时(前台程序), 后台调度程序自动暂停运行。当这种前后台转换正好发生在后台执行通信程序时, 此时通信并不中断, 而是以更高一级的中断方式与前台程序同时运行。在规定时间内, 用户未通过键盘、鼠标器发出操作指令, 系统自动退出前台程序, 继续执行后台程序。

(2) 控制算法。根据第三章的叙述, 在供热系统中主要的被调参数是供、回水温度(或供回水平均温度)和循环流量。主要的调节参数是循环流量和调节阀开度。当供热系统在外界的干扰下, 被调参数的实际运行值与给定值不一致时, 就需要通过对调节参数的调节, 消除被调参数的偏离。对于计算机监控系统来说, 中央管理机实际上就是起着调节器的作用(参见图 6.36)。

图 6.36 自动控制系统框图

对于供热系统的流量均匀调节, 在直接连接的情况下, 使用计算机监控系统, 宜采用回水温度调节法。被调参数为回水温度, 调节参数为循环水量或电动调节阀的阀位。对于间接连接的供热系统, 宜采用平均温度调节法, 被调参数为二次网的供回水平均温度, 调节参数为一次网的循环流量或电动调节阀的阀位。

由于供热系统热惰性大, 属于大滞后系统, 从调节规律的选择而言, 适合于采样调节。即电动调节阀不能连续调节, 否则将产生

振荡,被调参数出现上下反复波动的现象,调节效果反而不好。采样调节就是对电动调节阀进行间歇性的调节,一般 1、2 个小时调节一次,视供热系统的规模大小而定。系统愈大,间歇时间应愈长,这样可以充分反映延时的影响。每次调节,电动调节阀的开度变化也不能过大,调节幅度 L 应由当前的阀门开度 L 和温度偏差 t 决定:

$$L = aL^b \propto t \quad \% \quad (6.15)$$

式中 a 、 b ——大于 0 小于 1 的指数系数,决定于电动调节阀的调节特性。确定 a 、 b 的原则应是当前调节阀的开度 L 愈小,每次调节的幅度 L 应更小。

每次调节的间歇时间较长时,对于回水温度调节法,温度偏差按下式计算

$$t = t_{hz} - t_{hi} \quad (6.16)$$

式中 t_{hz} ——当前系统的总回水温度, ;
 t_{hi} ——各被调阀门处的回水温度, 。

对于间接连接系统,温度偏差按下式计算:

$$t = t_p - t_{pi} \quad (6.17)$$

式中 t_p ——二次网供回水平均温度给定值, ,可由公式(3.45)计算确定;

t_{pi} ——二次网实际供回水平均温度, 。

对于运行调节,被调参数——供水温度和循环流量按第三章第七节的方法进行预测。

前后台程序一般都用 FORTRAN、PROLOG 等高级语言编写。

3. 数据库管理程序

数据库用来对测量参数和分析统计后的数据进行存贮和管理。一般以下位机为基本单元来归类。在数据库中分当前数据文件和历史数据文件。使用字符串表明下位机的编号,参数的名称,

数值大小以及测量的年、月、日等时间。

在数据库中还编辑有中文字库。使屏幕显示、打印报表、程序运行提示皆用汉字表述,实现人机中文对话,便于一般运行人员能进行计算机的使用、管理。

三、开发环境

开发环境实际上就是针对工程的实际需要,计算机自动编制监控系统运行软件的一种功能。对于不同的供热系统,必然配置不同的计算机监控系统,这就需要编制相应的不同的运行软件。由于工艺专业人员不熟悉编程业务,软件专业人员也不熟悉工艺要求的细节。这就给软件的编制带来许多困难,不但工作量浩繁,而且极易出错。开发环境的推出,使软件的编制变得十分方便。

在开发环境的支持下,通过人机对话,工程技术人员按照计算机的提示,将供热系统有关计算机监控的具体要求输入计算机,计算机即可自动完成整个系统的软件编制。当工程发生变化时,还可随时修改编好的软件。

第六节 计算机监控系统的工程应用

一个供热系统并不是一经配置计算机监控系统,自然而然地就能节能,就能改善供热效果,计算机监控系统能不能充分发挥效益,其基本前提是供热系统要有良好的设计、良好的管理运行。因此,供热系统计算机监控设计一般应包括两部分内容:首先应进行供热系统的校核设计,然后再着手计算机监控设计。

一、供热系统的校核设计

对于一个供热工程新的设计,最好工艺设计与计算机监控设计应配合进行,前者要考虑后者的设计要求,后者要对前者的设计

进行校核。对于一个已经实际运行的供热系统,在计算机监控设计之前,更必须对供热系统本身进行认真的校核设计,必要时还应做适当的技术改建。只有这样,计算机监控的设计方案才能比较合理,投入运行后才能发挥更大的作用。

1. 热负荷、循环流量校核

对于准备进行计算机监控的供热系统,由于施工安装的变更,特别是建筑物的改建扩建,一个实际运行的供热系统往往与设计条件有很大差别。因此,首先要进行热负荷和系统循环流量的校核。热负荷必须按实际情况对各用户(供热建筑)做统计。概算热指标与循环流量参见第一章、第五章有关标准确定。

2. 锅炉容量校核

目前锅炉容量普遍偏大,根据第五章第一、二节的有关分析,每 1t/h 锅炉的蒸汽容量应供热 0.8—1.0 万平方米为宜(折合为民用住宅)。锅炉容量过大,不利于提高锅炉热效率,不利于连续运行制度的推广,不利于改善环境保护。过多的耗煤耗电,不但影响经济效益,而且不能充分发挥计算机的监控功能。在进行锅炉容量校核的同时,应结合供热的远近期规划,做出锅炉房合并和锅炉台数调整的方案。提高热源的热能利用率,对于热电厂等其它型式的热源也完全适用。

3. 热网管径校核

由于建筑物的改建扩建,供热负荷的变动,锅炉房(或其它热源)的增减,必然引起供热系统的更改。因此,原设计的热外网管道的输送能力是否满足变动后的实际流量的要求,必须进行热网管径的校核计算,否则系统流量不可能在计算机监控系统中实现理想的调节。

热网管径的校核计算,可以手算,也可以利用编好的程序由计算机计算。经计算,凡管径偏小的管线,必须更换为要求的管径。

4. 循环水泵的校核

在目前循环水泵的选择计算中,常常层层加码,留有的富裕量过大,除增加耗电外,还降低了管网的可调性。循环水泵的校核,目的是使其流量和扬程比较接近实际要求。当循环水泵的流量超过设计流量的 2—3 倍时应更换水泵。当选用 2 台循环水泵时,建议流量分别为设计流量的 100% 和 75%,扬程分别为 100% 和 56%。当选用 3 台时,建议流量分别为 100%、85% 和 75%,扬程分别为 100%、72% 和 56%。循环水泵应选择效率高、功率小、噪音低的水泵,上海人民电机厂生产的 G 型屏蔽泵具有这些特点,当满足设计要求时应优先采用。

二、计算机监控系统的设计方案

1. 以压差控制为主的监控方案

北欧各国基本上采用这种监控方案,其基本方法是控制供热系统最不利环路的供回水压差不小于给定值。当供回水压差小于给定值时,启动供热系统中有关的增压泵,以维持要求的压差值。

对于供热系统中的某一区段,当阻力特性系数不变时,该区段的供回水压差愈大,区段的循环流量愈大。因此,控制压差的方法,本质上就是控制流量的方法。所谓最不利环路,主要指系统最末端环路、比摩阻最大的环路和地形高差变化最大的区段。只要这三个支线的供回水压差能控制在给定值的范围内,则供热系统全网的循环流量就能在设计要求内进行调节。北欧各国的供热系统多采用多泵系统,即除主热源处的主循环水泵外,在系统的干线上还设有多个增压泵。在基本热负荷下,只有主循环水泵运行,此时系统循环水量最小。当热负荷增加时,在系统供水温度增加的同时,各热用户循环流量也相应增加(依靠局部量调),此时最不利环路的供回水压差将降低,不能满足最低值的要求,这时中央管理机通过控制程序的计算,优选适合的增压泵启动,实现供热系统的自动控制。

对最不利环路的压差控制,实际上只为流量的调节提供了可能,本身并不等于进行了流量调节。各用户流量的调节,进而实现供热量的调节(满足设计室温的要求),则是通过热源的集中调节和用户热入口(多为间接连接、也有直连或混水连接)的局部调节以及散热器处恒温调节器(即温控阀)的个体调节进行的。图 6.37 表明了这种控制的基本系统型式。

图 6.37 压差控制的计算机监控方案

1—中央管理机, 2—现场控制机, 3—调制解器, 4—气温补偿器,
5—外温传感器, 6—温控阀, 7—流量调节阀, 8—压差传感器 9—水温传感器

从图 6.37 看出,就计算机监控而言,属于分布式系统,一般分二级,有时也分三级。当分三级时,除中央管理机外,还设有分区管理机,负责承担某个区域内的部分管理功能。最不利环路的供回水压差信号通过现场控制机(或称下位机)传递回中央管理机。中央管理机经过控制计算,将增压泵的启停指令下达现场控制机,现场控制机具体指挥增压泵的开停(通过驱动电路、执行器)。

在用户热入口处(以间接连接为主),通过一次网的循环流量的调节,控制二次网的供水温度。二次网供水温度的给定值,是由随外温变化的水温调节曲线给定。用户热入口的自动调节一般通过现场控制机或常规仪表控制来实现。用户热入口常规仪表的自

动控制,在北欧各国都有成套产品供应。如丹麦的 DANFOSS 公司,就生产有 AMV 型流量调节阀、AVD 型压差调节阀和 ECT601 型气温补偿器,以及相应的外温、水温传感器。气温补偿器给出随外温变化的水温调节曲线,并直接控制流量调节阀,实现热入口的自动控制。采用现场控制机对用户热入口的控制,也有类似的功能。一次网流量的调节直接用现场控制机负责,不再由中央管理机指挥。热入口现场控制机对中央管理机承担的职责是:实时传递一次网供回水压差,定期(如 24 小时)上报该热入口有关参数(如水温、供热量等)。

除在用户热入口进行流量调节外,在室内散热器供水管上还装有恒温调节器(或称温控阀),丹麦 DANFOSS 公司生产的型号为 RAV。这是一种自力式的调节阀,可以保证消除室内系统的工况失调。

热源现场控制机,通过对锅炉的燃烧控制,实现供热系统供水温度的调节,从而满足按需供热的要求。根据需要,热源现场控制机还可以设计自动上煤的功能。如把煤厂分为若干区,根据每区煤层厚度,以序自动上煤。

通过上述介绍,可以清楚地看出,热网压差控制,实际上是四个环节的控制,即室内的恒温控制,热入口的流量控制,热源的燃烧控制,在此基础上实现热力网的供回水压差控制,这样供热系统的全网控制才是有效的。

2. 以温度控制为主的监控方案

这种控制方案是基于采用温度调节法来实现流量的均匀调节,进而消除供热系统冷热不均现象,对于直接连接系统,通过流量的调节,使各用户回水温度达到同一个给定值(在某一外温下)。对于间接连接系统,则是通过一次网流量的调节,使二次网供回水平均温度在同一外温下达到同一给定值。这样就保证了各用户平均室温的均匀一致。在此基础上,在热源处控制总供水温度和总循

环流量,从而实现供热系统按需供热,使用户室温达到设计要求。

这种控制方案也适宜采用分布式计算机监控系统,如图 6.38 所示。也可分为二级或三级。对于直接连接供热系统,在热用户热入口(供热系统较小时)或热力站(供热系统较大时),安装回水温度传感器和调节阀。测量数据被现场控制机和现场巡检仪采集后,传递给中央管理机。中央管理机经控制计算后,将控制指令下达现场控制机,由现场控制机指挥电动调节阀开关阀位,进行流量调节。当供热系统较小时,可只安装现场巡检仪,不装现场控制机,只对回水温度进行检测。流量调节是通过回水温度的不一致性由手动调节调配阀(或平衡阀)来实现(此时不装电动调节阀)。对于间接连接供热系统,则是在每个热力站配置一台现场控制机,将二次网的供回水温度测量数据采集后,传送至中央管理机。再接收中央管理机下达的控制指令,然后指挥安装在一次网上的电动调节阀调节流量。当需要时,热力站现场控制机可不通过中央管理机直接对电动调节阀实施局部调节。

当条件具备时,在热源处设置热源现场控制机,承担供热系统总供水温度和总循环流量的调节,以及锅炉的燃烧控制。当条件不具备时,中央管理机可给出供热系统总供水温度、总循环流量的预测值(见第三章第七节),指导热源运行。

当计算机监控系统只担负检测功能时,可不设中央管理机,由现场控制机或现场巡检仪代替其功能。外网的现场巡检仪台数的多少,取决于现场巡检仪的输入通道数及热网管线的走向布局。

三、计算机监控系统选择原则

由于我国幅员辽阔,供热系统千差万别,实现计算机监控要防止一哄而起。在实施过程中,一定要根据我国国情,既不能技术守旧,裹足不前;也不能贪全求洋,全盘照搬。应该在学习国外先进技术的过程中,体现我国的特色。

图 6.38 温度控制的计算机监控方案

—循环水泵, —二次网循环水泵, —换热器, —热用户,
1—中央管理机, 2—现场控制机, 3—现场巡检仪, 4—通信网,
5—水温传感器, 6—电动调节阀, 7—调配阀

具体的选择原则应该是按照供热系统的不同层次, 选择不同档次的计算机监控系统。北欧的计算机监控系统, 由于实现了四个环节的自动控制, 再加高质量的硬件配置和成套软件的支持, 控制效果自然比较理想。但是造价昂贵, 在我国要全盘引进, 在相当一个时期内是不可能的。目前可以对某些重要的供热系统, 在财力、物力、人力允许的条件下, 有计划地作为示范工程引进。对于我国的绝大多数供热系统, 宜采用以温度控制为主的计算机监控系统。这种方法, 与北欧的方法相比较, 使用硬件(设备、仪表)较少, 不少硬件功能由软件功能代替, 因此相对来说价格较低, 大体 1m^2 供热面积只需 1 元人民币的投资, 多数用户还是能够承受的。

在选择以温度调节为主的计算机监控系统时, 也可以按需要

选择不同的控制级别。对于大型供热系统,热源、热网又能统一管理时,可实现锅炉燃烧、热源、热力站的全面自动控制。当热源、热网分别管理时,可实行热网、热力站的自动控制,热源的指导运行。对于供热面积较小(20万平方米以下)的供热系统,甚至可以采用计算机检测、手工调节相结合的系统。

无论采用哪种型式的计算机监控系统,运行人员的技术培养是至关重要的。如果没有经常的维护、检修,再好的控制系统也不能一劳永逸地长期正常运行。

四、工程实例

1. 赤峰城镇热网计算机监控系统

内蒙古赤峰市城镇供热系统于80年代初陆续建成投运。为直接连接系统,热源为赤峰热电厂,基本热负荷采用低温水循环供热,尖峰负荷由背压机组加热峰荷加热器。设计供回水温度为60/45。至1988年实现计算机监控系统时,供热面积约100万平方米。该计算机监控系统采用分布式系统,中央管理机由二台286计算机组成。现场控制机共23台,其中热力站现场控制机21台,2台为热网计量站现场控制机。控制方案采用回水温度调节法,即依靠热力站的电动调节阀的阀位控制调节流量,实现各热力站回水温度达到一致。经运行,各热力站回水温度偏差能控制在 ± 1 以内。经过1988—1989年供暖期的运行,效果比较理想。系统总运行流量由过去的4600—4800t/h下降为3700—4200t/h,用户室温合格率由83.8%提高到了92.7%,一个冬季节约运行费101.6万元,计算机监控系统总投资111.0万元,即接近一年就能回收。该系统至今已正常运行四年之久。这是我国真正实现自动控制的第一个热网计算机监控系统。1989年2月通过技术鉴定。现已列为国家重点推广项目。1992年获国家科技三等奖。

2. 沈海供热计算机监控系统

该系统也由清华人工环境工程公司设计。沈海供热系统位于沈阳市,总供热面积为 899.31 万平方米。主热源为沈海热电厂汽轮机组中间抽汽供热,尖峰热源由 11 个区域锅炉房组成。总供热量 2069.51GJ/h,热化系数为 0.7519。为双管闭式间接连接系统。共计 85 个热力站,一次网设计供回水温度为 115/65 ,二次网设计供回水温度为 80/60 。

计算机监控系统采用 RH 系列分布式计算机监控系统。中央管理工作站由一台联想 LX-386 组成。又设 8 个分区管理站,每个站由一台联想 LX-286 组成。85 个热力站,其中一台现场控制机采用 DCU-UP-6260 型,其余为 DCU-UP-4220 型。前者有 24 个数字量输入,8 个模拟量输入,24 个数字量控制输出。后者有 16 个数字量输入,8 个模拟量输入和 8 个数字量控制输出。其中每个分区管理站负责十多个热力站的管理工作。通信系统采用 1 个主环,8 个子环的电流环系统。控制方案采用二次网供回水平均温度调节法,流量调节依靠热力站一次网上的电动调节阀实现。现场控制机还控制二次网循环水泵的自动开停。目前还在设计阶段,1992 年冬部分系统开始投运。

参 考 文 献

- [1] 哈尔滨建工学院等编《供热工程》，中国建筑工业出版社，1985. 12 第二版
- [2] E · · 索柯洛夫著、安英华等译《热化与热力网》，机械工业出版社，1988. 9 北京第一版
- [3] A · A · 约宁编、单文昌等译《供热学》，中国建筑工业出版社，1986. 9 第一版
- [4] 西安冶金学院等编《供热学》，中国工业出版社。1961. 8 北京第一版
- [5] C · · 柯比约夫著、温强为等译《供热学》，水利电力出版社，1959. 4 北京第一版
- [6] 陆耀庆、陈涛主编《供暖通风设计手册》，中国建筑工业出版社，1987. 12 第一版
- [7] 北京市煤气热力工程设计院主编《城市热力网设计规范》(中华人民共和国行业标准)，中国建筑工业出版社，1990. 2
- [8] 中国建筑科学研究院主编《民用建筑节能设计标准》(采暖居住建筑部分)，1986. 8
- [9] 张昌煜编《工业蒸汽的有效利用》，上海科学技术出版社，1986. 6
- [10] 中国科学技术情报研究所等编《电机与传动节能技术》，科学技术文献出版社，1986
- [11] 林启华主编《泵与风机的调速节能》，水利电力出版社，1987. 8
- [12] 刘欣荣编著《流量计》，水利电力出版社，1984. 5
- [13] 西安冶金建筑学院等编《热工测量与自动调节》，中国建筑工业出版社，1983. 7 第一版
- [14] 廖传善等编著《空调设备与系统节能控制》，中国建筑工业出版社，1984. 12 第一版
- [15] 周明德主编《微型计算机 IBM-PC(0520)系统原理及应用》，清华大学出版社，1985. 9
- [16] 徐萌编《微型计算机应用基础》，山东科学技术出版社，1986. 1
- [17] The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning

Engineers, Inc. ASHRAE systems Handbook, chapt, 14, 1980

[18] Erwin G · HanSen, Hydronic System Design and operation, New York:
McGrawHill, 1985

[19] Robert Petitjean, Total Balancing , Sweden , TA, 1988