

中等专业学校试用教材

供暖与 热水供应

[英] E.W. 肖 著

苏福临 王宪恭 张元文 译

王天富 校



中国建筑工业出版社

中等专业学校试用教材

供暖与热水供应

[英] E.W.肖 著
苏福临 王宪恭 张元文 译
王天富 校

中国建筑工业出版社

本书是英国的一本专门论述供暖和热水供应方面的教科书。篇幅不大,但重点突出。本书特点是基本理论和基本概念的阐述比较精练,而用大量例题来扩大思路和培养解决实际问题的能力。这种教学方法值得我们借鉴和探讨。

本书是根据原著的修订第四版译出,与前几版相比,增加了一些新内容。

本书除可作为中专试用教材外,还可供有关工程技术人员参考。

E.W.Shaw
Heating and Hot-Water Services
Granada Publishing, London
Fourth Edition 1980

* * *

中等专业学校试用教材
供暖与热水供应

[英] E.W.肖 著

苏福临 王宪恭 张元文 译

王天富 校

*

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

*

开本: 787×1092毫米 1/16 印张: 11¼ 字数: 271千字

1987年12月第一版 1987年12月第一次印刷

印数: 1~7.380册 定价: 1.70元

ISBN 7-112-00024-6/G·6

统一书号: 15040·5335

译 者 的 话

《供暖与热水供应》(Heating and Hot-Water Services)是英国《建筑设备工程》专业的一本教科书。该书中等篇幅,但重点突出。对基本理论和基本概念 的 阐述简练,书中编有大量的例题和习题,做到理论联系实际,在注重实际应用方面突出,在编写手法方面也颇有独特之处。

该书在英国修订过四版,印刷多次,延用近20年,是一本受欢迎的专业教科书。我们是根据原著修订第四版译出的。

我们把该书介绍给我国从事“建筑设备工程”专业的广大师生,希望在教材改革中能起一点借鉴与参考作用。同时,该书也可供工程技术人员作参考。

本书第四章、第六章、第八章、第九章由苏福临翻译;第三章、第五章、第七章、第十章由王宪恭翻译;第一章、第二章由张元文翻译。全书的译文由王天富负责校对。由于我们水平有限,译文中难免有错误或不妥之处,希望读者批评指正。

译者

1986.9

第一版序言

在一本中等篇幅的书中，不可能把有关供暖和热水供应课程教学大纲所列的全部内容充分地包罗进去。在本书中，我回避了单纯的叙述性课题，并将这本教科书限制在需要分析解决的课题方面。因此，本书涉及到基本原理及其应用。并打算供实习工程师作为基本参考书，供学生作教科书用。

虽然还没有特别的考试大纲可以遵循，但是本书对于准备参加英国供暖通风工程师学会 (The Institution of Heating and Ventilating Engineers)、英国国立供暖通风制冷和风机工程学院 (The National College for Heating, Ventilating Refrigeration and Fan Engineering)、伦敦城市同业公会 (The City and Guilds of London Institute)、房屋建筑学院 (Schools of Architecture and Building)，以及大学建筑设备工程学位考试的学生们来说，是会有用处的。

学生必须对有关的基本原理获得完整知识的同时，也必须懂得这些知识在实际应用中出现的局限性。如果在设计一开始就作出假定，那么就应当接着检验这些假定，以证明其正确性。只有对有关的原理事先加以理解和运用时，才能这样去做。因此，每一章都专门研究一个特别的课题，并以导言作开头，在导言中提出相关的基本原理和合理的设计步骤。然后通过若干个充分计算过的例题来说明，每章末尾有供读者选做的习题。所用的符号尽可能地与英国标准BS1991，第一篇，1954及其修订本相一致。全部计算是借助于计算尺来进行的，并竭力避免差错。要是还有未发现的错误，希望读者给以注意。我非常感谢读者对改进这本教科书的一切建议。

本书通篇所用的水在液相和汽相中的特性，皆取自Y.R.梅林和G.F.C.罗杰斯所著《流体的热力学性质和其他资料》一书 (Blackwell oxford) 的删节蒸汽表。标有记号 (IHVE) 和 (NC) 的习题，经许可分别取自英国供暖通风工程师学会和英国国立供暖通风制冷和风机工程学院的最近试卷。必须懂得上述学术团体仅仅对这些习题负责，而无需对答案负责。为仿效列举的例题来求解习题，学生只需要具有代数的二次方程式的知识即可，并应具有求导数 x'' 和求 $x''dx$ 的积分的能力。

感谢英国供暖通风工程师学会允许我引用并采用《IHVE现代设计实践指南》1959年版的版权材料；感谢英国标准学会允许我转载《集中式生活用热水供应设计规范》342，1950中的有关资料。

多年来从事技术教学中获得的经验，毫无疑问对本书的写作产生影响。我要特别感谢我的同事们和前任导师，因为采纳了他们的一些宝贵意见。

最后，我必须对我妻子始终如一的鼓励，和准备手稿期间给予的物质帮助表示感谢。

E.W.肖

Addington 1963 (SHAW)

第 四 版 序 言

在这本修订第四版中，已经删去了第二版中首次出现过的初等传热学的绪言一章，并代之以现在收入书中的有关传热学原理作为第二章散热设备的导言。这就为应许多读者请求增写有关区域供热这个新章节让出篇幅。我只是讨论了区域供热的基本概念，回避了与远期节能政策有关的单纯政策性和经济性方面的论证。讨论了基本的经济学，但是并不想就远期的燃料价格和利率的变化对现行估价的影响问题作出分析。该章包括热源部分，特别涉及到热电合产装置、热媒和分配系统。

所有各章凡有必要都进行修订和更新，并对已经知道的所有数学错误都一一加以改正。已经增补了建筑物供暖负荷一章，其中包括热舒适、环境温度、季节热负荷和度-日等一些注解。第九章热水供应现在包括了贮热和加热器功率之间的附加内容。

最后，我必须向许多学科领导和学生们致以衷心的感谢，感谢他们为修订好本书所提的宝贵建议。希望这个新版本对满足读者需要会有点用处。

E.W.肖

Adwington 1979 (SHAW)

符 号 表

基本符号

A 面积	φ 肋片效率
c 比热	Φ 热流量
C 速度系数; 常数	Ω 立体角
d 直径	角标
E 膨胀体积; 辐射力	a 空气夹层; 周围空气; 吸收的
f 系数; 函数	i 内表面
g 重力加速度	m 平均
h 表面放热系数; 热传递系数; 高度; 比焓	o 外表面
I 辐射强度	p 压力
k 动压系数	r 反射的; 辐射热传递
L, l 长度; 厚度	s 表面; 蒸汽
$\dot{m}$ 质量流量	c 对流热传递
m 质量	1 情形 I
n 压缩或膨胀指数; 转速	2 情形 II
p 压力	f 饱和液体
Q 热量	g 饱和蒸汽
r 半径; 热阻率	fg 恒定压力相的改变
R 热阻; 气体常数	A 形状系数
t 普通温度	E 辐射系数
T 绝对温度	e 当量长度
u 速度	
U 总传热系数	
v 比容	
V 体积	
x 旁通管流量; 水平面运动; 干度	
Z 蒸汽压力系数	
Δp 压差	
Δt 温差	
ϵ 辐射率	
η 效率	
θ 角度; 时间	
λ 导热系数	
ν 频率	
ρ 密度	
σ 斯蒂芬-玻尔兹曼常数	

目 录

第一章 建筑物供暖热负荷	1
第一节 导言	1
第二节 室外温度	2
第三节 室内温度	2
第四节 季节热负荷	6
第五节 传热系数	8
第六节 通风换气	13
第七节 供暖方式	13
第八节 间歇供暖	14
第九节 得热量	15
第十节 例题	15
习题	27
第二章 散热设备	30
第一节 导言	30
第二节 导热	30
第三节 对流	30
第四节 辐射	31
第五节 管道	32
第六节 散热器	34
第七节 对流器	35
第八节 暖风机	35
第九节 嵌管式供暖板	37
第十节 辐射板	38
第十一节 例题	38
习题	55
第三章 热水供暖系统	57
第一节 导言	57
第二节 循环作用压力	58
第三节 通过系统环路的温降	59
第四节 水流量	59
第五节 基准环路	60
第六节 干管散热量的比例分配法	60
第七节 例题	61
习题	65
第四章 热水管道管径的确定	67
第一节 导言	67

第二节 例题.....	72
习题.....	84
第五章 高压热水系统	86
第一节 导言.....	86
第二节 蒸汽定压.....	89
第三节 空气或氮气定压.....	92
第四节 用泵定压.....	95
第五节 例题.....	95
习题.....	105
第六章 水泵	108
第一节 导言.....	108
第二节 例题.....	112
习题.....	122
第七章 蒸汽系统.....	126
第一节 导言.....	126
第二节 例题.....	131
习题.....	139
第八章 蒸汽管道管径的确定	140
第一节 导言.....	140
第二节 例题.....	143
习题.....	147
第九章 热水供应	149
第一节 导言.....	149
第二节 耗水量、蓄水量和热水器功率.....	150
第三节 同时需要量.....	152
第四节 例题.....	153
习题.....	157
第十章 区域供热	159
第一节 导言.....	159
第二节 法规.....	160
第三节 热源.....	160
第四节 热电合产.....	161
第五节 管道系统.....	163
第六节 计量.....	164
第七节 例题.....	165
习题.....	170

第一章 建筑物供暖热负荷^①

第一节 导 言

温带地区的大部分建筑物冬季期间需要供暖，以便为居住者提供舒适而暖和的环境，并防止围护结构内表面结露。供暖季节的长短以及季节热负荷^②的大小是不太容易确定的，因为它们取决于许多可变的因素。例如：气候、建筑物的热特性、居住人数和居住时间的长短、供暖方式以及供暖设备是连续运行还是间歇运行等等。不言而喻，如果假定空气温度与平均辐射温度相等，那么很明显，室外温度 (t_o) 一旦下降到低于所需要的室内温度 (t_i) 时，就需要给建筑物供暖。给建筑物供暖的速率，必须能足以平衡由于室内外温度差 ($t_i - t_o$) 而引起的围护结构热损失与通风热损失的总和。可是在采暖季节，这一总热损失不仅会由于室内环境，而且还会由于室外环境，例如空气温度、暴露等级及日射的改变而变化。建筑物从居住者、照明设备、机器以及太阳光的直射所得到的随机性得热量，再加上建筑物不居住期间通风热负荷的减少，会使得小时热负荷与季节热负荷两者均减少。由于这些随机性得热量是可变的，它们不可能有准确的值，因此，必须将供暖系统设计成能满足预期的最大热损失，而同时又具有一定的适应性，以便在热负荷减小时可方便地调节其供热量。只有当建筑物保温良好，且热惰性较小，即结构的热容量小时，供暖系统才能迅速而有效地适应条件的改变。另一方面，由于热容量较大的建筑物不能很快地适应条件的变化，因此，采用连续供暖较为合适。一般说来，对热容量较小的建筑物供暖，采用连续供暖比采用间歇供暖消耗的燃料多。确定建筑物热损失与供暖设计热负荷应考虑的主要因素有：

- (1) 室外温度；
- (2) 室内温度；
- (3) 耗热面的传热系数；
- (4) 通风换气量；
- (5) 供暖方式；
- (6) 建筑物和系统的热容量，以及间歇供暖的修正值；
- (7) 随机性得热量；
- (8) 考虑系统以后发展的余量。

下面将详细讨论这些因素。

① 原文为“the heat requirements of heated buildings”（加热建筑物的需热量），按我国习惯译为“建筑物供暖热负荷”。——译者注

② 原文为“the seasonal heat requirements”（季节需热量），按我国习惯译为“季节热负荷”。——译者注

第二节 室 外 温 度

室外温度通常是根据战后建筑物研究№33“空间供暖基本设计温度的选择”(HMSO, 1955)和英国供暖通风工程师协会《指南》1970年版(IHVEGuide, 1970)所给出的气象资料来选取。

如果室外温度下降到比基本设计值还低,则室内温度也会有相应的降低。除非为避免发生这一现象,供暖设备具有超负荷运行的能力。由于建筑物与系统本身贮存热量的惰性作用,在一定时间内,室外温度的变化还不会影响到室内。这一热的时间滞后,会受到任何结构保温材料的数量与保温部位以及通过结构向室外传递热流量的影响。因此,建筑物与系统的热惰性以及系统超负荷运行的能力,是影响室外计算温度选择的重要因素。对于具有中等密实的楼板与隔墙的多层建筑物,假定系统超负荷运行的能力为20%,则基本设计室外空气温度为 -1°C 。若系统没有超负荷运行的能力,则建议采用 -4°C 。对于单层建筑物,上述数值分别采用 -3°C 和 -5°C 。热水供暖系统超负荷运行的能力,可通过提高供暖设备的平均温度来获得;对于高温热水供暖系统,还需要增加系统的压力,以便确保水在高温下不发生汽化。对于蒸汽供暖系统,也需要增加压力。对于直接燃烧煤气的供暖系统及电供暖系统,则必须提供附加供暖面积。

第三节 室 内 温 度

由于人体在新陈代谢过程中产生的热量与人体通过对流、辐射和蒸发散失的热量之间保持平衡,因此,即使环境条件有较大的变化,健康人体的体内温度也能基本上保持不变。由于产热量随着做功速率的增加而增加,热损失也必然增加;人体内部贮存热能的数量也许还有所改变。人体新陈代谢产生热量总是正的,并且由于皮肤温度通常高于围护结构内表面的露点温度,因而人体蒸发量也总是正的。人体内部贮存热量的变化会导致体温的变化,但这些变化通常是很小的。而且居住空间的环境应该是使得人体贮存热量的变化率为零。由于皮肤温度通常高于空气及围护结构的表面温度,人体的辐射与对流散热量也是正的。理想状况是新陈代谢产热量与通过辐射和对流散热量,加上一小部分蒸发散热量相平衡。在一定范围内,人体可通过改变到达皮肤的血液流量,在极端情况下,可通过出汗或颤抖动作来调节自身散失的热量。当环境条件适宜时,这样做还是有可能获得舒适感的。影响人体散热量的因素有空气温度、表面温度、空气湿度、空气的运动情况和衣着型式。而在所有这些因素中,只有空气温度和表面温度有可能通过简单的供热设备加以控制。对于舒适的主观评价还应考虑到一些其他因素。一些是与人有关的,例如年龄、性别、适应环境的能力及其独特的变异性;而另一些是与整个环境的采光、声响有关的。但所有这些都超出了本课程的研究范围。密斯纳得(Missenard)在1935年提出的干综合温度(dry resultant temperature)(t_{res}),现在仍被认为是评价由简单供暖设备供暖的房间温暖程度的合适的热指标。当空气流速较低时,假定干综合温度(t_{res})等于室内空气温度(t_i)与平均辐射温度(t_{mrt})的算术平均值,即:
$$t_{res} = \frac{1}{2} (t_i + t_{mrt})$$
。应该

指出,在目前,通风良好且用辐射板供暖的房间,其 t_{mrt} 较 t_i 大,而采用对流散热器供暖的房间,其 t_{mrt} 较 t_i 小。这就提醒我们,空气温度本身并不是热损失计算的良好指标,不论是采用辐射供暖还是采用对流供暖,都不应该使用空气温度来进行热损失计算。1970年版IHVE Guide(英国供暖通风工程师学会《指南》)一书建议:应该用环境温度来代替空气温度。如果应用室内温度(t_i)与室外温度(t_o),那么,稳定条件下,通过建筑物外围护结构构件单位面积热流量为:

$$\frac{\phi}{A} = U(t_i - t_o) \quad (1-1)$$

式中 U ——围护结构构件的传热系数。

此式可用于室内空气温度和平均辐射温度相等的所有情况。但如果两者之间的温差较大,利用环境温度的概念进行估算较为合适;若两者之间的温差较小,则利用干综合温度的概念计算。1970年版IHVE Guide一书建议,室内环境温度(t_{et})近似地采用下式来计算:

$$t_{et} = \frac{2}{3}t_{mrt} + \frac{1}{3}t_i$$

可是,在一开始进行设计时,平均辐射温度通常是不知道的,因此许多工程师进行初步热损失计算时,常单独地采用空气温度。应当了解,单一的空气温度并不是一个衡量温暖程度的很好指标,特别是当空气流动速度、辐射热及蒸发量很大时,更是如此。在这些情况下,必须考虑上述提到的所有因素。对于坐着从事轻度工作的人,冬季基本的设计室内空气温度定为 $16\sim 22^{\circ}\text{C}$ 较为适合,最佳值约是 18°C 。表1-1为室内环境温度的推荐值。

倘使能维持恰当的综合温度,大多数人都会感到舒适。平均辐射温度与空气温度之间的差值没有临界值。但是,在大多数情况下,该值不能比空气温度高 8°C ,但也不能低于 5°C 。然而,室内空气环境应该是使人感到流通清新而不是闷气,为达到这一理想状况,空气温度就应该比平均辐射温度低几度。按环境温度计算时,进入墙内表面的热流量为:

室内环境温度与普通冬季供暖的经验空气渗透率

表 1-1

建 筑 物	空气渗透率(h^{-1})	t_{et} ($^{\circ}\text{C}$)	建 筑 物	空气渗透率(h^{-1})	t_{et} ($^{\circ}\text{C}$)
艺术陈列馆	1	20	旅 馆:		
银 行	$1\sim 1\frac{1}{2}$	20	公用房间	1	21
教 堂	$\frac{1}{2}\sim \frac{1}{3}$	18	走 廊	$1\sim \frac{1}{2}$	18
餐 厅	$\frac{1}{2}$	21	图 书 馆	$\frac{1}{2}\sim \frac{1}{3}$	20
公 寓:			办 公 室	1	20
起居室	1	21	商 店	$\frac{1}{2}\sim 1$	18
卧 室	$\frac{1}{2}$	18			

$$\frac{\phi}{A} = (h_{r,i} + h_{o,i}) (t_{o,i} - t_{i,i}) \quad (1-2)$$

式中 ϕ ——热流量, W,

A ——表面面积, m^2 ,

$h_{r,i}$ ——辐射系数, $W/m^2 \cdot ^\circ C$,

$h_{o,i}$ ——对流系数, $W/m^2 \cdot ^\circ C$,

$t_{i,i}$ ——内表面温度, $^\circ C$,

$t_{o,i}$ ——室内环境温度, $^\circ C$,

$$t_{o,i} = \frac{2}{3} t_{mri} + \frac{1}{3} t_i$$

而 t_{mri} ——所有围护结构内表面的平均辐射温度, $^\circ C$,

t_i ——室内空气温度, $^\circ C$ 。

这是在英国IHVE Guide, 1970年版Book A中应用的一个概念。上式严格地说适用于立方形房间, 但对于大多数其他形式的房间, 也不会引起多大误差。

$t_{o,i}$ 与 t_i 间的差值及 t_{mri} 与 $t_{o,i}$ 间的差值, 取决于供暖方式是以对流为主还是以辐射为主。假定 $t_{o,i}$ 与 t_i 间的热导为 h_o , 则

$$h_o = (h_{o,i}^{-1} - R_{o,i})^{-1} \quad W/m^2 \cdot ^\circ C \quad (1-3)$$

式中, 有代表性的数值为

$$h_{o,i} = 3.0 \quad W/m^2 \cdot ^\circ C$$

$$R_{o,i} = 0.123 \quad m^2 \cdot ^\circ C/W$$

即

$$h_o = 4.8 \quad W/m^2 \cdot ^\circ C$$

则上述差值可计算如下:

令

ϕ_i = 建筑物总热损失, W,

ΣA = 围护结构的内表面总面积, m^2 ,

$t_{o,i}$ = 内表面平均温度, $^\circ C$,

t_i = 室内空气平均温度, $^\circ C$,

$R_{o,i}$ = 内表面热阻, $m^2 \cdot ^\circ C/W$,

$h_{o,i}$ = 内表面对流放热系数, $W/m^2 \cdot ^\circ C$ 。

那么

$$\begin{aligned} \phi_i &= R_{o,i}^{-1} (t_{o,i} - t_{i,i}) \Sigma A \\ &= h_{o,i} (t_i - t_{o,i}) \Sigma A \end{aligned} \quad (1-4)$$

由此得:

$$t_{o,i} = \frac{\phi_i R_{o,i}}{\Sigma A} + t_{i,i}$$

及

$$t_i = \frac{\phi_i h_{o,i}^{-1}}{\Sigma A} + t_{o,i}$$

因此, 对于对流供暖, $t_i > t_{o,i}$,

所以,

$$t_i - t_{ei} = \frac{\phi_f}{\Sigma A} (h_{oi}^{-1} - R_{si})$$

把前面给出的 h_{oi} 及 R_{si} 值代入得:

$$t_i - t_{ei} = \frac{0.21 \phi_f}{\Sigma A} \quad (1-5)$$

或

$$t_i - t_{ei} = \frac{\phi_f}{4.8 \Sigma A} \quad (1-6)$$

(此式即为英国IHVE Guide, 1970年版Book A中的式A5.7)。

又由于

$$t_{ei} = \frac{2}{3} t_{mrt} + \frac{1}{3} t_i$$

或

$$t_i = 3t_{ei} - 2t_{mrt}$$

所以,

$$3t_{ei} - 2t_{mrt} - t_{ei} = \frac{\phi_f}{4.8 \Sigma A}$$

即

$$t_{ei} - t_{mrt} = \frac{\phi_f}{9.6 \Sigma A} \quad (1-7)$$

(此式即为英国IHVE Guide, 1970年版Book A中的式A5.8)。

就辐射供暖而言, 通常是 t_{mrt} 比 t_i 大, 则上式可表示为

$$t_{ei} - t_i = \frac{\phi_v}{4.8 \Sigma A} \quad (1-8)$$

式中, ϕ_v 为由于通风而产生的热损失, W;

以及

$$t_{mrt} - t_{ei} = \frac{\phi_v}{9.6 \Sigma A} \quad (1-9)$$

未被加热的表面, 其平均温度 $(t_{mrt})_u$ 可由式

$$t_{ei} - (t_{mrt})_u = \frac{\phi_f}{9.6 \Sigma A_u} \quad (1-10)$$

求得。式中, ΣA_u 为围护结构未被加热的表面的总面积, m^2 。

现将上述公式归纳摘录如下:

对流供暖:

$$t_i - t_{ei} = \frac{\phi_f}{4.8 \Sigma A} \quad (1-11)$$

$$t_{ei} - t_{mrt} = \frac{\phi_f}{9.6 \Sigma A} \quad (1-12)$$

辐射供暖

$$t_{ei} - t_i = \frac{\phi_v}{4.8 \Sigma A} \quad (1-13)$$

$$t_{mrt} - t_{ei} = \frac{\phi_v}{9.6 \Sigma A} \quad (1-14)$$

通风换气引起的热损失 (ϕ_v) 通常由式

$$\phi_v = V\rho c (t_i - t_o) \quad (1-15)$$

来求得。

式中 V ——通风换气量, m^3/s ;

ρ ——空气密度, kg/m^3 ;

c ——比热, $\text{J}/\text{kg}^\circ\text{C}$ 。

或者, 对于 ρ 及 c 应用其标准值, 且引入换气次数的概念时,

$$\phi_v = 0.33Nv (t_i - t_o) \quad (1-16)$$

式中 N ——换气次数, h^{-1} ;

v ——房间体积, m^3 。

式中的 $0.33N$ 这一项称为通风热损失系数 (Ventilation allowance)。

根据环境温度, 并应用上面引入的 $t_{e,i}$ 及 t_i 间的热导来计算, 得

$$\phi_v = C_v (t_{e,i} - t_o) \quad (1-17)$$

对于对流供暖系统, 式中

$$C_v = 0.33Nv [1 + (\Sigma UA / 4.8 \Sigma A)] \quad (1-18)$$

对于辐射供暖系统

$$C_v^{-1} = (0.33Nv)^{-1} + (4.8 \Sigma A)^{-1} \quad (1-19)$$

式中 ΣUA ——各面积的 ($U \times A$) 的总和, $\text{W}/^\circ\text{C}$;

ΣA ——所有面积的总和, m^2 。

利用英国IHVE Guide, 1970年版第A 5 节所列的数据, 可将上述方程式的求解简化。本章末尾的[例题1-11]举例说明了环境温度的应用。

第四节 季节热负荷

季节热负荷以及由此而产生的燃料消耗量, 并非严格地与上面讨论的室内与室外设计温度的差值成比例。对各种各样建筑物的燃料消耗量记录分析表明: 季节燃料需求量与低于“基本”温度 (t_b) 的室外温度的变化成比例。在冬季, 此基本温度 (t_b) 较室内温度 (t_i) 低。由于温差 ($t_i - t_b$) (称为基本温差 (D)) 而产生的热负荷, 由随机得热量来补充。经验表明, 由于居住者、照明、太阳辐射以及其他内部得热量引起的室内温度升高值为 $2 \sim 6^\circ\text{C}$ 不等, 这主要取决于居住在建筑物内人数的稠密程度, 以及建筑物外装玻璃面积的大小。对于传统的建筑物, 该值为 $3 \sim 4^\circ\text{C}$ 。

让我们来考察一下图1-1所示的情况。该图表示温带地区 (例如联合王国), 一年内室外温度的变化, 图中点“d”为室外设计温度, 显然, 室外温度低于基本温度时, 供暖系统就应开始运行。供暖季节的长短为“bf”, 而面积“bdf”则表征了燃料给建筑物的有效热量输入。用术语“度日” (degree-day) 来代表某一日基本温度与室外日平均温度的差值, 因而该图上的任何面积都具有度日 (dd) 的单位。由于度日是标量, 可以把度日加在一起, 而得到一个供暖季节的总的累加值。标准度日是在低于基本温度 15.5°C 下测得的。对联合王国内的14个不同地区, 都有可供采用的标准度日值 (参见IHVE Guide, 1975年版)。在从9月1号到5月30号的这段时间内, 标准度日值在英格兰西部的1800到苏格兰以西的2500之间变化; 应该考虑到前面推荐的基本温差 (D) 而对这些值加以修正。

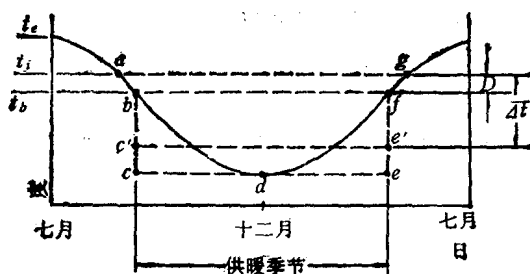


图 1-1 一年内室内外温度的变化

在图1-1中, 令面积“bdf”可用矩形bc'e'f来等效代替, 则供暖季节的平均温度差为 $(t_i - t_o', e')$, 用 $\bar{\Delta t}$ 表示。由于建筑物的热损失, 即围护结构热损失 ϕ 加上通风热损失为 $K \Delta t$

式中 $\Delta t = t_i - t_o$

$K = \text{常数}$

因此, 对于矩形bc'e'f的面积

$$\phi = K (\bar{\Delta t} - D)$$

对于连续运行的系统, 季节热负荷 (以 Q 表示) 为

$$Q = K (\bar{\Delta t} - D) N \times 24 \times 3600$$

其中 N 为供暖季节的天数。

即 $Q \propto N (\bar{\Delta t} - D)$

上式表明, 供暖季节需热量, 以及由此而产生的燃料费用与供暖季节期间的度日的真实数值成比例, 即

$$Q \propto (dd)_{\text{真实}}$$

或

$$Q = C (dd)_{\text{真实}}$$

式中 C 为常数。

因此, 由锅炉输出的平均有效热 ϕ' 为:

$$\phi' = \frac{C(dd)_{\text{真实}}}{T}$$

式中 T —— 供暖季节的总时间, s。

面积“bcef”代表供暖期间度日的最大可能值 $(dd)_{\text{max}}$, 若用它去除真实的度日, 我们就可得到系统的负荷系数 (P)。另外, 负荷系数也可由式 $Q_{\text{真实}}/Q_{\text{最大}}$ 来求得。供暖期间需供给的总热量, 根据平均热负荷计算, 为

$$\phi \times T = \phi' \times N \times 24 \times 3600$$

根据最大热负荷计算, 为

$$\phi \times E_s \times 3600$$

式中 E_s 为在供暖季节中, 系统按满负荷运行的当量小时数。

因此,

$$\phi' \times N \times 24 \times 3600 = \phi \times E_s \times 3600$$

由此得

$$E_s = \phi' / \phi \times N \times 24$$

或

$$E_s = 24Np$$

式中 p 为负荷系数。

年燃料消耗量是根据燃料的发热值及设备的平均效率求得的。

第五节 传 热 系 数

通过实心平壁传递的热量,可用其导热系数与表面温度来计算。可是,在计算通过所供暖建筑物的围护结构的热流量时,表面温度常常并不知道。因此,有必要寻求一种能包括内、外表面放热系数,且可与总的温度差联合起来使用的总的热传递系数。这一总的热传递系数,或简称为传热系数(U)是材料的导热系数与厚度、两表面放热系数的函数。由于外表面的放热系数要受到气候条件的影响,因而传热系数没有准确的数值。各种普通建筑材料、传统结构的建筑物,其传热系数已由实验方法测定,很容易查到。而对于新材料、复合结构的传热系数 U ,则可用导热系数与表面放热系数的标准值计算出来。

图1-2形象地表示了热量是如何从供暖房间通过外墙传向室外的。墙的内表面依靠对流从温度较高的室内空气、依靠热辐射从温度较高的室内表面(例如内隔墙)及加热的表面(例如辐射板)得到热量,这一热量又以导热的方式传递到外表面。在外表面,该热量的一部分以对流方式传给室外冷空气,而另一部分则以辐射方式传递给外墙能“看得见”的冷表面。因此,某给定墙壁的 U 值还与该墙能“看得见”的室内及室外的壁面的数目有关。

假定传热为稳定状态,进入墙内表面的热量为:

$$-\frac{\phi}{A} = h_{r,i}(t_{m,i} - t_{s,i}) + h_{c,i}(t_i - t_{s,i}) \quad (1-20)$$

式中 ϕ ——热流量, W ;

A ——表面面积, m^2 ;

$t_{s,i}$ ——内表面温度, $^{\circ}C$;

$t_{m,i}$ ——温度为 $t_{s,i}$ 的内表面可“看得见”的所有表面的平均辐射温度, $^{\circ}C$;

t_i ——室内空气温度, $^{\circ}C$;

$h_{r,i}$ ——内表面辐射换热系数, $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$;

$h_{c,i}$ ——内表面对流换热系数, $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$ (参见后面)。

或表示为:

$$-\frac{\phi}{A} = h_{s,i}(t_i - t_{s,i}) \quad (1-21)$$

式中, $h_{s,i}$ 为内表面的综合换热系数, $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$ 。

由式(1-20)及式(1-21)

$$h_{s,i} = h_{c,i} + \frac{h_{r,i}(t_{m,i} - t_{s,i})}{t_i - t_{s,i}} \quad (1-22)$$

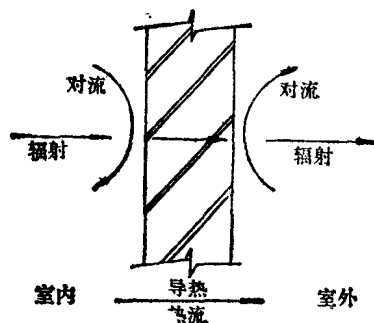


图 1-2 通过外墙的热量