

高等学校建筑环境与设备工程专业规划教材

暖通空调设计基础分析

葛凤华 王春青 编著
马最良 主审



中国建筑工业出版社

高等学校建筑环境与设备工程专业规划教材

暖通空调设计基础分析

葛凤华 王春青 编著
马最良 主审

中国建筑工业出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

暖通空调设计基础分析/葛凤华等编著. —北京:
中国建筑工业出版社, 2009
(高等学校建筑环境与设备工程专业规划教材)
ISBN 978-7-112-11165-7

I. 暖… II. 葛… III. ①采暖设备-建筑设计-
分析-高等学校-教材②通风设备-建筑设计-分析-高等
学校-教材③空气调节设备-建筑设计-分析-高等学校-
教材 IV. TU83

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2009) 第 125846 号

作者结合教学、工程设计实践经验和体会,系统地阐述了暖通空调设计基础理论及应用,深入浅出地介绍了室内环境与室内设计参数;空气的热湿处理过程;水压图的应用;泵与风机的应用;空调系统冷热源,热媒温度与冷媒温度;建筑防排烟设计;暖通空调系统设计过程、分析方法。

本书针对建筑环境与设备工程专业的重点内容进行分析,实际应用与理论分析相结合,可供建筑环境与设备工程专业及相关专业学生使用,也可供相关专业技术人员参考。

* * *

责任编辑:张文胜 姚荣华

责任设计:赵明霞

责任校对:刘 钰 陈晶晶

高等学校建筑环境与设备工程专业规划教材

暖通空调设计基础分析

葛凤华 王春青 编著

马最良 主审

*

中国建筑工业出版社出版、发行(北京西郊百万庄)

各地新华书店、建筑书店经销

霸州市顺浩图文科技发展有限公司制版

北京建筑工业印刷厂印刷

*

开本: 787×1092 毫米 1/16 印张: 14 $\frac{1}{4}$ 字数: 360 千字

2009 年 9 月第一版 2009 年 9 月第一次印刷

定价: 25.00 元

ISBN 978-7-112-11165-7

(18420)

版权所有 翻印必究

如有印装质量问题,可寄本社退换

(邮政编码 100037)

尊敬的读者:

感谢您选购我社图书! 建工版图书按图书销售分类在卖场上架, 共设22个一级分类及43个二级分类, 根据图书销售分类选购建筑类图书会节省您的大量时间。现将建工版图书销售分类及与我社联系方式介绍给您, 欢迎随时与我们联系。

★建工版图书销售分类表(见下表)。

★欢迎登陆中国建筑工业出版社网站www.cabp.com.cn, 本网站为您提供建工版图书信息查询, 网上留言、购书服务, 并邀请您加入网上读者俱乐部。

★中国建筑工业出版社总编室 电 话: 010—58934845 传 真: 010—68321361

★中国建筑工业出版社发行部 电 话: 010—58933865 传 真: 010—68325420
E-mail: hbw@cabp.com.cn

建工版图书销售分类表

一级分类名称(代码)	二级分类名称(代码)	一级分类名称(代码)	二级分类名称(代码)
建筑学 (A)	建筑历史与理论(A10)	园林景观 (G)	园林史与园林景观理论(G10)
	建筑设计(A20)		园林景观规划与设计(G20)
	建筑技术(A30)		环境艺术设计(G30)
	建筑表现·建筑制图(A40)		园林景观施工(G40)
	建筑艺术(A50)		园林植物与应用(G50)
建筑设备·建筑材料 (F)	暖通空调(F10)	城乡建设·市政工程· 环境工程 (B)	城镇与乡(村)建设(B10)
	建筑给水排水(F20)		道路桥梁工程(B20)
	建筑电气与建筑智能化技术(F30)		市政给水排水工程(B30)
	建筑节能·建筑防火(F40)		市政供热、供燃气工程(B40)
	建筑材料(F50)		环境工程(B50)
城市规划·城市设计 (P)	城市史与城市规划理论(P10)	建筑结构与岩土工程 (S)	建筑结构(S10)
	城市规划与城市设计(P20)		岩土工程(S20)
室内设计·装饰装修 (D)	室内设计与表现(D10)	建筑施工·设备安装技 术(C)	施工技术(C10)
	家具与装饰(D20)		设备安装技术(C20)
	装修材料与施工(D30)		工程质量与安全(C30)
建筑工程经济与管理 (M)	施工管理(M10)	房地产开发管理(E)	房地产开发与经营(E10)
	工程管理(M20)		物业管理(E20)
	工程监理(M30)	辞典·连续出版物 (Z)	辞典(Z10)
	工程经济与造价(M40)		连续出版物(Z20)
艺术·设计 (K)	艺术(K10)	旅游·其他 (Q)	旅游(Q10)
	工业设计(K20)		其他(Q20)
	平面设计(K30)	土木建筑计算机应用系列(J)	
执业资格考试用书(R)		法律法规与标准规范单行本(T)	
高校教材(V)		法律法规与标准规范汇编/大全(U)	
高职高专教材(X)		培训教材(Y)	
中职中专教材(W)		电子出版物(H)	

注: 建工版图书销售分类已标注于图书封底。

前 言

暖通空调系统设计是实现所需的室内环境的重要过程，这一过程需要设计人员熟练掌握专业理论知识并具备一定的实践经验，需要将基本理论与实际应用相结合。设计过程不仅要考虑技术的合理性，还要考虑经济性与节能性。本书编写的主要目的是使建筑环境与设备工程专业学生在完成专业课程学习后，进一步理解和巩固专业知识，并能灵活应用于工程设计及工程实践活动中，从而进一步提高专业水平和应用能力。

本书针对建筑环境与设备工程专业的部分重要知识点进行了系统的理论归纳，以工程设计为主线，突出专业重点、难点，结合工程应用中的典型实例进行分析，具有很强的实用性。本书共分8章，第1章介绍了影响人体热舒适与室内空气品质的因素及室内设计参数的取值；第2章针对空气的热湿处理过程进行分析，并对机器露点送风的空气处理过程进行了能耗分析；第3章通过工程实例分析了水压图的应用，解决水力工况分析在实际工程中出现的疑难问题；第4章介绍了泵与风机的调节及其与管路系统匹配，结合能耗分析了暖通空调动力设备的典型应用；第5章介绍了暖通空调的冷热源，从技术、经济、节能和环保方面对冷热源特性进行了分析；第6章从经济与节能角度分析了冷、热媒温度对采暖、空调系统的影响；第7章分析了建筑防排烟理论，并通过实例重点分析了相关规范的具体应用问题；第8章介绍了暖通空调设计过程、分析方法和关键问题。

本书第1、2、3、6、7、8章由葛凤华编写，第4、5章由王春青编写，全书由葛凤华统稿。哈尔滨工业大学马最良教授担任本书主审，并为本书的编写提出了许多宝贵的意见和建议，在此表示衷心的感谢。本书的出版得到了中国建筑工业出版社张文胜编辑的大力帮助和热情支持，在此表示衷心的感谢。硕士研究生刘春菊、于秋生为本书作了部分文字、图片的录入工作，在此表示感谢。本书各章后列出了相关参考文献，对这些文献的作者表示诚挚的谢意。

由于作者水平有限，书中肯定还存在许多偏颇和不足之处，望读者能不吝赐教，以便在以后的教学和实践不断改进。

编者

吉林建筑工程学院

2009年7月

目 录

第 1 章 室内环境品质与室内设计参数	1
1.1 热舒适方程与热舒适指标	1
1.1.1 人体热平衡方程	1
1.1.2 热舒适方程与 $PMV-PPD$ 指标	4
1.1.3 根据 $PMV-PPD$ 指标确定室内设计参数	5
1.1.4 平均辐射温度与辐射采暖、辐射供冷	6
1.1.5 新有效温度 ET^* (Effective Temperature) 与 ASHRAE 舒适区	9
1.1.6 湿度与热舒适性的关系	10
1.2 室内空气品质与控制	11
1.2.1 空气污染物的种类与来源	11
1.2.2 室内空气品质标准	13
1.2.3 通风量的确定	15
1.2.4 通风量计算的典型实例	19
参考文献	28
第 2 章 空气的热湿处理	30
2.1 湿空气的性质与焓湿图	30
2.1.1 湿空气的组成及基本状态参数	30
2.1.2 湿空气的焓湿图	34
2.1.3 露点温度	35
2.2 湿球温度	36
2.3 空调室内外空气状态点	38
2.3.1 室内空气状态点	38
2.3.2 空调室外空气状态点	38
2.4 空气的热湿处理过程	38
2.4.1 喷水室处理空气	39
2.4.2 水喷雾与喷蒸汽加湿过程	40
2.4.3 表面式换热器处理空气	41
2.4.4 表面式换热器处理空气的送风状态点与室内状态点	43
2.4.5 表冷器选择计算举例	46
2.4.6 露点送风的空气处理能耗计算	47
参考文献	49

第3章 水压图的应用	50
3.1 水压图原理	50
3.1.1 能量方程	50
3.1.2 水压图画法与定压点位置	51
3.2 水压图的技术要求与系统定压	51
3.2.1 热水网路压力状况的基本技术要求	51
3.2.2 管网系统的定压	52
3.3 水系统的压力工况与水压图	52
3.3.1 定压点位置与水压图	52
3.3.2 水系统分区与水压图	54
3.4 外网与用户的连接	54
3.4.1 常规直接连接方式分析	54
3.4.2 高层建筑暖通空调水系统与外网连接方式	55
3.5 定压点不恒压的几个问题	58
3.5.1 膨胀水箱定压的定压点变化	58
3.5.2 补给水泵定压的定压点变化	59
3.5.3 多个定压点情况	60
3.6 外网水压图应用举例	61
3.6.1 双定压值定压系统	62
3.6.2 旁通管定压	63
3.7 系统变动水力工况分析	63
3.7.1 水力失调的概念	63
3.7.2 变动水力工况分析方法	64
3.7.3 典型变动水力工况分析举例	65
参考文献	68
第4章 泵与风机的选择应用	69
4.1 泵与风机的基本性能参数	69
4.1.1 泵的基本性能参数	69
4.1.2 风机的基本性能参数	72
4.2 泵与风机调节原理	73
4.2.1 泵与风机的性能曲线	73
4.2.2 管路的性能曲线	74
4.2.3 泵与风机的工况点	75
4.2.4 影响泵与风机运行工况点变化的一些因素	75
4.2.5 泵与风机的相似律	77
4.3 泵与风机工况调节	78
4.3.1 非变速调节	78
4.3.2 变速调节	80
4.4 泵与风机的联合运行工况	84

4.4.1 泵或风机的并联运行	84
4.4.2 泵或风机的串联运行	88
4.5 离心泵的吸水能力	90
4.5.1 离心泵的气蚀现象	90
4.5.2 吸入式泵的安装高度	91
4.5.3 灌注式泵的安装高度	93
4.6 泵与风机的选用	94
4.7 泵与风机典型应用分析	97
4.7.1 水泵的应用	97
4.7.2 风机的应用	102
参考文献	104
第5章 暖通空调冷热源	105
5.1 空调系统冷源	105
5.1.1 蒸汽压缩式冷水机	106
5.1.2 溴化锂吸收式制冷	107
5.1.3 热泵	109
5.1.4 蓄冷制冷(蓄冷系统冷源)	114
5.1.5 冷源设备的优缺点比较	117
5.2 暖通空调系统热源	120
5.2.1 暖通空调热源设备的分类	120
5.2.2 暖通空调热源设备原理及性能	120
5.2.3 热源主要特点	122
5.3 冷热源的性能	124
5.3.1 锅炉的额定热效率	124
5.3.2 电驱动压缩机的蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组制冷性能系数	124
5.3.3 蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组综合部分负荷性能系数	124
5.3.4 单元式机组能效比(EER)	125
5.3.5 溴化锂吸收式冷水机组性能参数	125
5.4 冷热源能源效率分析	125
5.4.1 能源利用比较基准的确定	126
5.4.2 冷热源的一次能源利用率	126
5.4.3 冷热源系统一次能源利用率的影响因素	128
5.5 暖通空调冷热源能耗分析	128
5.5.1 空调冷源能耗分析	128
5.5.2 暖通空调热源能耗分析	130
5.6 (焓)(Exergy)分析	131
5.6.1 焓与焓的概念	131
5.6.2 焓方程	133
5.6.3 锅炉焓损	134

5.6.4 制冷系统的焓分析	135
5.7 冷热源技术经济分析	136
5.7.1 技术经济分析方法	137
5.7.2 初投资年折旧费和年运行费用计算	138
5.7.3 年运行费用的计算	139
5.7.4 年经营费用计算	139
5.7.5 冷热源技术经济分析算例	140
5.8 制冷剂替代及环保	142
5.8.1 常用制冷剂及替代	142
5.8.2 制冷剂评价	146
5.8.3 蒙特利尔议定书	148
参考文献	149
第6章 冷、热媒温度与水系统应用	150
6.1 热媒温度与供热系统	150
6.1.1 大流量小温差运行方式分析	150
6.1.2 热媒温度与采暖系统投资	151
6.1.3 采暖系统最佳回水温度	153
6.1.4 焓分析	155
6.2 冷媒温度与空调系统	158
6.2.1 冷媒温度与制冷机的性能	158
6.2.2 小流量大温差水系统能耗及对末端设备的影响	159
6.2.3 独立新风系统与低温送风系统	161
参考文献	164
第7章 建筑防烟、排烟设计	165
7.1 建筑火灾烟气的特征及其危害	165
7.1.1 火灾烟气的组成	165
7.1.2 烟气的危害	165
7.2 烟气的流动特性	166
7.2.1 热压作用与烟气的扩散	166
7.2.2 烟气在房间的扩散	167
7.2.3 烟囱效应引起的烟气垂流流动	168
7.3 烟气的控制要求	169
7.3.1 防火分区与防烟分区	169
7.3.2 需要防烟、排烟的场合	170
7.4 自然排烟	171
7.5 机械排烟	171
7.5.1 需设置机械排烟的场合	171
7.5.2 机械排烟系统的设计要求	172
7.5.3 机械排烟系统应用举例	172

7.6 中庭排烟	177
7.6.1 自然排烟	177
7.6.2 机械排烟	177
7.6.3 中庭的防火分区面积及排烟体积的确定	178
7.7 机械加压送风与防烟	178
7.7.1 机械加压送风系统的设计要求	178
7.7.2 机械加压送风量	178
7.8 防排烟系统设计的几个问题分析	186
7.8.1 地上、地下共用楼梯间的防烟设计	186
7.8.2 关于防火阀的设置	187
7.8.3 地下建筑排烟系统设置原则	187
7.8.4 排烟量计算问题	188
参考文献	188
第8章 暖通空调系统设计	189
8.1 暖通空调系统设计方法与步骤	189
8.2 室内外设计参数	189
8.2.1 室内设计参数	189
8.2.2 室外空气计算参数	191
8.2.3 负荷计算	191
8.3 暖通空调方案与设备	194
8.3.1 冷热源方案	194
8.3.2 管网形式及分区	198
8.3.3 采暖水系统的末端装置	202
8.3.4 空调水系统的末端装置	204
8.4 其他设备的选择应用	212
8.4.1 软化水设备	213
8.4.2 电子水处理仪	213
8.4.3 除氧设备	213
8.5 气流组织设计	213
8.5.1 气流组织评价与要求	213
8.5.2 气流组织形式	216
8.5.3 气流组织计算	216
8.6 空调、通风系统的消声	222
8.6.1 噪声的计量	222
8.6.2 空调、通风系统的噪声源	223
8.6.3 噪声的叠加、衰减特性	224
8.6.4 消声设备	225
8.6.5 通风、空调系统消声设计	226
参考文献	226

第 1 章 室内环境品质与室内设计参数

室内环境品质 (Indoor Environment Quality, IEQ) 是指声环境、光环境、热湿环境及室内空气品质等因素, 它对人的身心健康、舒适感、工作效率及生产工艺过程都会产生直接的影响。在上述诸多影响因素中, 热湿环境及室内空气品质 (Indoor Air Quality, IAQ) 对人与工艺过程的影响尤为明显。空气的温度、相对湿度、流速以及环境的平均辐射温度构成了影响人体的热湿环境, 室内空气污染物浓度指标及对空气质量的主观感受构成了空气品质的定义, 比较有代表性的参数是新风量的指标。这些参数构成了室内设计参数。

室内设计参数取值在影响室内环境品质的同时, 对建筑能耗影响巨大。供热、供燃气、通风及空调工程学科的主要任务就是以最低的能耗, 创造一个健康、舒适的热湿环境及良好的室内空气品质, 满足人们生产、生活的需求。

1.1 热舒适方程与热舒适指标

1.1.1 人体热平衡方程

人体靠摄取食物获得能量, 食物通过人体新陈代谢被分解氧化, 同时释放出能量以维持生命, 最终都转化成热能散发到体外, 并与周围环境发生热量交换, 在热量交换过程中维持体温基本不变。从热力学的角度, 人体与周围环境的热交换应服从能量转换与守恒的热力学第一定律, 由此可以列出人体热平衡方程式为:

$$S=M-W-R-C-E \quad (1-1)$$

式中 S ——人体蓄热率, W/m^2 ;

M ——人体新陈代谢率, W/m^2 ;

W ——人体所做的机械功, W/m^2 ;

R ——着装人体与环境的辐射热交换, W/m^2 ;

C ——着装人体与环境的对流热交换, W/m^2 ;

E ——人体与环境之间由水分蒸发而产生的热交换, W/m^2 。

在稳定的环境条件下, 式 (1-1) 中的人体蓄热率 $S=0$ 时, 人体能够保持能量平衡, 人的热感觉为不冷、不热。对于式 (1-1) 中的各项都有详细的研究成果, 现分别叙述如下:

(1) 人体新陈代谢率

人体的新陈代谢率 (Metabolic Rate) 是指人体在新陈代谢活动中将化学能转变成热能和机械能的速率。人体新陈代谢率受多种因素影响, 如肌肉活动强度、环境温度、性别、年龄、神经紧张程度、进食后时间的长短等。肌肉活动对新陈代谢率影响最为显著。可以根据人体活动强度来确定人体代谢率, 表 1-1 给出了成年男子在不同活动强度下的新陈代谢率, 其中 $1\text{met}=58.2W/m^2$, 其定义为人静坐时的代谢率。

不同活动强度下的新陈代谢率^[1]

表 1-1

活 动 类 型	新陈代谢率 (met)	新陈代谢率 (W/m ²)	活 动 类 型	新陈代谢率 (met)	新陈代谢率 (W/m ²)
休息			职业活动		
睡眠	0.7	42	烹饪	1.6~2.0	96~120
躺着	0.8	48	打扫房间	2.0~3.4	120~204
静坐	1.0	60	轻体力机械工作	2.0~2.4	120~144
放松站着	1.2	72	重体力机械工作	4.0	240
步行			拎 50kg 重袋子	4.0	240
0.9m/s	2.0	120	驾车或乘飞机		
1.2m/s	2.6	156	驾机动车	1.0~2.0	60~120
1.8m/s	3.8	228	乘日常飞行的飞机	1.2	72
办公活动			驾重型机车	3.2	192
坐着阅读	1.0	60	休闲、娱乐		
打字	1.1	66	跳交谊舞	2.4~4.4	144~264
坐着整理文档	1.2	72	体操、训练	3.0~4.0	180~240
站着整理文档	1.4	84	单人打网球	3.6~4.0	216~240
站着,偶尔走动	1.7	102	篮球	5.0~7.6	300~456
搬运物品	2.1	126	摔跤	7.0~8.7	420~522

(2) 人体的机械功

人体对外所做的功也取决于活动强度，是代谢率的函数。人体对外做功的机械效率定义为：

$$\eta = W/M \quad (1-2)$$

人体在不同活动强度下机械效率值比较低，一般为 5%~10%，很少能超过 20%。对于大多数的活动来说，人体的机械效率几乎为 0。在计算空调负荷时，忽略人体对外所做的功，人体新陈代谢率全部形成室内得热量，这对空调系统设计来说是安全的。

(3) 人体与环境的辐射换热量

穿衣人体的外表面与周围环境的壁面会发生辐射热交换，这部分辐射热交换遵循斯蒂芬-波尔茨曼定律，经推导后可由下式计算：

$$R = 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273.15)^4 - (\bar{t}_r + 273.15)^4] \quad (1-3)$$

式中 t_{cl} ——服装外表面的平均温度，℃；

f_{cl} ——服装面积系数，即穿着服装的外表面面积与人体裸表面积之比，%；

$\bar{t}_r$ ——环境平均辐射温度，℃。

环境的平均辐射温度的意义是一个假想的等围合面的表面温度，如果有一个封闭空间，其内表面为温度一致的黑体表面，由此所造成的与人体之间的辐射换热量和所研究的人体所处真实环境中的辐射换热量相等，那么，黑体表面的温度就是真实环境的平均辐射温度。在实际应用中可以近似用室内各表面温度的面积加权平均值来表示，即：

$$\bar{t}_r = \frac{\sum t_i A_i}{\sum A_i} \quad (1-4)$$

式中 t_i ——室内第 i 表面的温度, $^{\circ}\text{C}$;

A_i ——室内第 i 表面的面积, m^2 。

(4) 人体与环境的对流热交换

穿衣人体的表面与周围空气存在温差就有对流换热, 可以用牛顿对流换热公式计算。对于对流换热系数, 一般认为它是掠过人体的风速 v 的函数, 对流换热量可以表示为:

$$C = f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad (1-5)$$

$$h_c = 1.16(M - 50)^{0.39} [2] \quad (1-6)$$

$$t_{cl} = t_{sk} - I_{cl}(R + C) \quad (1-7)$$

$$t_{sk} = 35.7 - 0.0275(M - W) [3] \quad (1-8)$$

式中 h_c ——对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;

t_{sk} ——人体在接近舒适条件下的平均皮肤温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_a ——人体周围的空气温度, $^{\circ}\text{C}$;

I_{cl} ——服装热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 。

这里服装热阻 I_{cl} 指的是显热热阻, 常用单位为 $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 和 clo, 两者的关系是: $1\text{clo} = 0.155\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 。表 1-2 为部分服装的热阻与面积系数。

部分服装的热阻 I_{cl} 与面积系数 f_{cl} 表 1-2

服装种类及组合形式	$I_{cl}(\text{clo})$	f_{cl}
裸体	0	1.0
短裤	0.1	1.0
一般热带服装: 短裤, 短袖衬衫, 薄短袜及凉鞋	0.3~0.4	1.05
轻型夏装: 开领短袖衬衫, 薄长西裤	0.5	1.1
轻型工作服: 短裤, 袜, 工作衣裤(上衣下摆不束入裤内)	0.6	1.1
普通职员套装	1.0	1.15
普通职员套装再加外套大衣	1.5	1.15
轻型户外活动服: T 恤, 短裤, 衬衫, 长裤, 单夹克, 袜, 鞋	0.9	1.15
厚型传统西服套装: 长内衣裤, 衬衫, 毛袜, 皮鞋, 带马夹的西装	1.5	1.15~1.2
极地羽绒服	3~4	1.3~1.5

(5) 人体的蒸发散热量

人体的蒸发散热量包括皮肤蒸发散热量和人体呼吸散热量。皮肤蒸发散热包括汗液蒸发散热与皮肤湿扩散散热, 呼吸散热又分为蒸发潜热与蒸发显热两部分。根据 Rohlesh Nevins 等人的实验, 它们可表示如下:

$$E = E_{sw} + E_{dif} + E_{res} + C_{res} \quad (1-9)$$

$$E_{sw} = 0.42(M - W - 58.2) \quad (1-10)$$

$$E_{dif} = 3.05(0.254t_{sk} - 3.335 - P_a) \quad (1-11)$$

$$E_{\text{res}}=0.0173M(5.867-P_a) \quad (1-12)$$

$$C_{\text{res}}=0.0014M(34-t_a) \quad (1-13)$$

式中 E_{sw} ——汗液蒸发散热量, W/m^2 ;
 E_{dif} ——皮肤湿扩散散热量, W/m^2 ;
 E_{res} ——呼吸潜热蒸发散热量, W/m^2 ;
 C_{res} ——呼吸显热蒸发散热量, W/m^2 ;
 P_a ——人体周围水蒸气分压力, kPa 。

1.1.2 热舒适方程与 PMV-PPD 指标^[3,4]

P. O. Fanger 于 1982 年提出了描述人体在稳态条件下能量平衡的热舒适方程, 在人体热平衡方程式 (1-1) 中, 当人体蓄热率 $S=0$ 时, 处于不冷、不热状态, 将上述人体代谢率与散热量值代入式 (1-1), 就可得人体热舒适方程式:

$$\begin{aligned} (M-W) &= f_{\text{cl}} h_c (t_{\text{cl}} - t_a) + 3.96 \times 10^{-8} f_{\text{cl}} [(t_{\text{cl}} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] \\ &\quad + 0.42(M-W-58.2) + 3.05[5.733 - 0.007(M-W) - P_a] \\ &\quad + 0.0173M(5.867 - P_a) + 0.0014M(34 - t_a) \end{aligned} \quad (1-14)$$

式 (1-14) 中有 8 个变量: M 、 W 、 t_a 、 P_a 、 $\bar{t}_r$ 、 f_{cl} 、 t_{cl} 、 h_c 。实际上, f_{cl} 与 t_{cl} 可由 I_{cl} 决定, h_c 是风速 v 的函数, W 按 0 考虑, 空气水蒸气分压力 P_a 又是空气温度 t_a 与相对湿度 φ 的函数。因此, 影响人体热舒适的有 6 个变量: M 、 I_{cl} 、 t_a 、 $\bar{t}_r$ 、 φ 、 v , 其中有两个主观变量: M 、 I_{cl} ; 有 4 个环境变量: t_a 、 $\bar{t}_r$ 、 φ 、 v 。

P. O. Fanger 收集了 1396 名美国和丹麦受试者的冷热感觉资料, 得出人的热感觉与人体热负荷之间的回归公式:

$$PMV = [0.303 \exp(-0.036M) + 0.0275] TL^{[3]} \quad (1-15)$$

式中 PMV ——预测平均评价 (Predicted Mean Vote), 稳态热环境下的热感觉评价指标;

TL ——人体热负荷, 为人体产热量与人体向外界散出的热量差值。

上式中有一个假定条件, 即人体的平均皮肤温度 t_{sk} 和出汗造成的潜热散热 E_{sw} 是人体保持舒适条件下的数值。在此, 人体热负荷为式 (1-1) 中的人体蓄热率 S , 即把蓄热率看作是造成人体不舒适的热负荷, S 值相当于式 (1-14) 中两端的差值, 将其代入式 (1-15), 可得:

$$\begin{aligned} PMV &= [0.303 \exp(-0.036M) + 0.0275] \times \{M - W - f_{\text{cl}} h_c (t_{\text{cl}} - t_a) - 0.0014M(34 - t_a) \\ &\quad - 3.96 \times 10^{-8} f_{\text{cl}} [(t_{\text{cl}} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] - 0.42(M - W - 58.2) \\ &\quad - 3.05[5.733 - 0.007(M - W) - P_a] - 0.0173M(5.867 - P_a)\} \end{aligned} \quad (1-16)$$

PMV 指标采用了 7 级分度, 见表 1-3。

PMV 热感觉标尺

表 1-3

热感觉	热	暖	微暖	适中	微凉	凉	冷
PMV 值	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3

PMV 指标代表了同一环境下绝大多数人的感觉, 但是人与人之间存在生理差别, 因此 PMV 指标并不一定能够代表所有人的感觉。为此, Fanger 又提出了预测不满意百分比

PPD (Predicted Percent Dissatisfied)^[3]指标来表示人群对热环境不满意的百分数，并利用概率分析方法，给出了 PMV 与 PPD 之间的定量关系：

$$PPD=100-95\exp[-(0.03353PMV^4+0.2179PMV^2)] \quad (1-17)$$

1984 年，国际标准化组织提出了室内热环境评价与测量的新标准化方法 ISO 7730。在 ISO 7730 标准中就采用 PMV-PPD 指标来描述和评价热环境。当 PMV=0 时，PPD 为 5%，即意味着在室内热环境处于最佳的热舒适状态时，仍然有 5% 的人感到不满意。因此，ISO 7730 对 PMV-PPD 指标的推荐值在 -0.5~+0.5 之间，相当于人群中允许有 10% 的人感觉不满意。

在我国《采暖通风与空气调节设计规范》(GB 50019—2003)^[5]中，规定了采暖与空气调节热舒适性指标，其值宜为：-1≤PMV≤+1；PPD≤27%。该标准比 ISO 7730 标准低。根据 PMV-PPD 指标推荐值，可以确定室内设计参数。

1.1.3 根据 PMV-PPD 指标确定室内设计参数

如果针对普通的办公建筑，人员工作状态为打字，人体代谢率 M 取值为 65W/m²；机械效率取值为 0；室内平均辐射温度 $\bar{t}_r$ 可以近似取空气温度 t_a ；夏季服装热阻 $I_{cl}=0.5\text{clo}=0.08\text{m}^2\cdot\text{K/W}$ ；冬季服装热阻 $I_{cl}=1.3\text{clo}=0.2015\text{m}^2\cdot\text{K/W}$ 。分别取不同的室内空气温度 t_a 、相对湿度 φ 值及上述参数代入式 (1-5)~式 (1-8) 及式 (1-16)，计算 PMV 数值。

式 (1-16) 中的水蒸气分压力 P_a 可由下式计算^[6]：

$$\ln(P_a/\varphi)=\frac{k_1}{t+273.15}+k_2+k_3(t+273.15)+k_4(t+273.15)^2+k_5(t+273.15)^3+k_6\ln(t+273.15) \quad (1-18)$$

式中 $k_1=-5800.2206$ ； $k_2=1.3914993$ ； $k_3=-0.04860239$ ； $k_4=0.41764768\times10^{-4}$ ； $k_5=-0.14452093\times10^{-7}$ ， $k_6=6.5459673$ 。

表 1-4 和表 1-5 为给定参数的室内冬、夏季 PMV 计算结果，将其绘于图 1-1 和图 1-2 中。从图中可以看出，夏季空调条件下，当室内温度大于 27℃ 时， $PMV>+0.5$ ，超出 ISO 7730 标准规定值。当室内温度为 26℃ 时，相对湿度宜小于 55%。若按我国规范规定的 -1≤PMV≤+1，当空气温度取 27℃ 时，相对湿度在 30%~70% 范围内均满足要求。在冬季采暖条件下，室内设计温度 18℃ 能满足 ISO 7730 标准规定值，而 15℃ 仍可满足我国规范规定的 -1≤PMV≤+1。

夏季不同温度、相对湿度情况下的 PMV 值 表 1-4

相对湿度(%) 温度(℃)	30	35	40	45	50	55	60	65	70
22	-0.7772	-0.7456	-0.7139	-0.6823	-0.6506	-0.619	-0.5874	-0.5557	-0.5241
23	-0.4962	-0.4626	-0.4289	-0.3953	-0.3617	-0.328	-0.2944	-0.2608	-0.2272
24	-0.2245	-0.1888	-0.153	-0.1173	-0.0816	-0.0459	-0.0102	0.0255	0.0613
25	0.0533	0.0912	0.1292	0.1671	0.205	0.2429	0.2908	0.3188	0.3567
26	0.333	0.3732	0.4134	0.4537	0.4939	0.5342	0.5744	0.6147	0.6549
27	0.6145	0.6572	0.6999	0.7426	0.7853	0.828	0.8706	0.9133	0.956
28	0.8977	0.943	0.9882	1.0335	1.0788	1.124	1.1693	1.2146	1.2598

冬季不同温度、相对湿度情况下的 PMV 值

表 1-5

相对湿度(%) 温度(℃)	30	35	40	45	50	55	60	65	70
17	-0.6195	-0.5963	-0.5731	-0.5499	-0.5267	-0.5036	-0.4804	-0.4572	-0.434
18	-0.438	-0.4133	-0.3886	-0.3639	-0.3392	-0.3146	-0.2899	-0.2652	-0.2405
19	-0.2555	-0.2292	-0.2029	-0.1766	-0.1503	-0.124	-0.0977	-0.0714	-0.0451
20	-0.0719	-0.0439	-0.0159	0.0121	0.0401	0.0681	0.096	0.124	0.152
21	0.113	0.1428	0.1726	0.2023	0.2321	0.2619	0.2916	0.3214	0.3512
22	0.299	0.3306	0.3622	0.3939	0.4255	0.4572	0.4888	0.5204	0.5521
23	0.4862	0.5198	0.5534	0.5871	0.6207	0.6543	0.6879	0.7216	0.7552

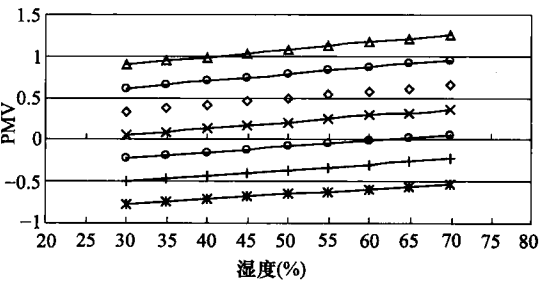


图 1-1 夏季 PMV 随室内温、湿度变化情况

—*— 22℃；—+— 23℃；—●— 24℃；—×— 25℃
—◆— 26℃；—□— 27℃；—△— 28℃

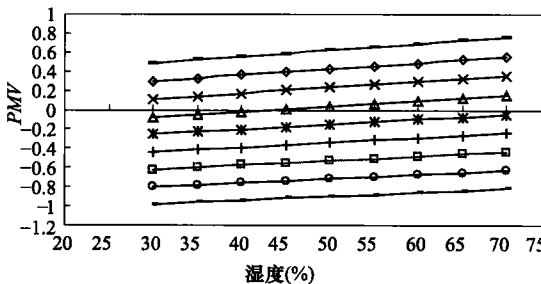


图 1-2 冬季 PMV 随室内温、湿度变化情况

—●— 15℃；—◆— 16℃；—□— 17℃；—+— 18℃；—×— 19℃
—△— 20℃；—*— 21℃；—●— 22℃；—+— 23℃

从图中还可看出，室内温度、湿度对热感觉影响的程度不同，室内温度对热感觉的影响要比湿度影响程度大。在一定的温度范围内，相对湿度可以在较大的范围内变化。

1.1.4 平均辐射温度与辐射采暖、辐射供冷

辐射采暖（供冷）是通过采暖（冷）部件或围护结构表面间的辐射换热向房间内供暖（冷）。辐射采暖时，围护结构内表面的平均温度 $\bar{t}_r$ 高于室内空气温度 t_a ；辐射供冷时，围护结构内表面的平均温度 $\bar{t}_r$ 低于室内空气温度 t_a 。一般认为，辐射采暖及供冷系统的辐射能量传递占到 50% 以上，其余为对流传热。近年来地板辐射采暖及顶棚辐射供冷技术得到迅速发展，原因是其在人体舒适性和节能上有一定的优势。

1.1.4.1 人体舒适性

根据热舒适方程式 (1-16)，人体热舒适可用 PMV 热感觉标尺来计算：

$$PMV = f(M, I_{cl}, t_a, \bar{t}_r, P_a, v) \quad (1-19)$$

影响人体热舒适的指标有 6 个：室内空气温度、室内平均辐射温度、空气流速、空气中水蒸气分压力、衣着和人体代谢率。当冬、夏季衣着确定且劳动强度相同时，假设气流速度和水蒸气分压力相同，根据热舒适方程，平均辐射温度和空气温度是影响人体热舒适的主要因素。一般认为，舒适条件下人体产生的热量，大致按以下比例散发：对流热占 30%，辐射热占 45%，蒸发占 25%。在冬季，辐射采暖系统提高了室内平均辐射温度，使人体辐射散热量减少；在夏季，辐射供冷系统降低了室内平均辐射温度，加强人体辐射

散热的份额，这两种情况均提高了人体舒适性。从前述人体热舒适性指标 PMV 可以看出，改变室内平均辐射温度，可以改变人体的热感觉，使人体直接迅速地实现热平衡，即满足热舒适方程，当 $PMV=0$ 时，实现中性的热感觉。

在热感觉指标 PMV 值不变的条件下，改变室内空气温度和平均辐射温度，室内的水蒸气分压力不变，但相对湿度发生了变化。如果夏季以室内参数 $t_a=25^{\circ}\text{C}$ ， $\varphi=50\%$ 为准；冬季以室内参数 $t_a=20^{\circ}\text{C}$ ， $\varphi=50\%$ 为准，温度变化时，室内相对湿度的变化见表 1-6。

相对湿度随空气温度的变化（大气压力为 101325Pa）表 1-6

	室内气温($^{\circ}\text{C}$)	水蒸气分压力(Pa)	空气相对湿度(%)
夏季	25	1570	50
	26	1570	46.5
	27	1570	44.5
	28	1570	42
冬季	20	1150	50
	19	1150	53.5
	18	1150	57
	17	1150	60

从表 1-6 可以看出，若空气中水蒸气分压力不变，夏季室内设计温度提高时，相对湿度降低；而冬季室内设计温度降低时，相对湿度升高。对于我国北方大部分地区，夏季空气需要除湿，冬季需加湿，夏季提高室内空气温度、冬季降低室内空气温度，其变化可以自然趋于满足人体对室内相对湿度的要求。

1.1.4.2 室内平均辐射温度与空气温度变化关系

若设定 M 、 P_a 、 I_{cl} 、 v 不变，则 t_{cl} 由 I_{cl} 决定也不变， h_c 由 v 决定而不变。当 t_a 、 $\bar{t}_r$ 变为 t'_a 、 $\bar{t}'_r$ 时，若保证人体热感觉相同，即 $PMV=PMV'$ ，可推导出：

$$\frac{(\bar{t}'_r+273)^4-(\bar{t}_r+273)^4}{t_a-t'_a}=\frac{0.0014M+f_{cl}h_c}{3.96\times10^{-8}f_{cl}} \tag{1-20}$$

取人体活动为静坐时新陈代谢率 $M=58.2\text{W}/\text{m}^2$ ，夏季服装热阻取 $I_{cl}=0.6\text{clo}$ ($1\text{clo}=0.155\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$)，冬季服装热阻 $I_{cl}=1.0\text{clo}$ 。人体表面的对流换热系数 $h_c=4\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ [2]；服装面积系数 $f_{cl}=1.0+0.3I_{cl}$ [4]，则夏季 $f_{cl}=1.0+0.3\times0.6\times0.155=1.028$ ，冬季 $f_{cl}=1.0+0.3\times1.0\times0.155=1.05$ ，分别将上述值代入式 (1-20)，得出冬、夏季相同的计算公式：

$$(\bar{t}'_r+273)^4-(\bar{t}_r+273)^4=1.03\times10^8(t_a-t'_a) \tag{1-21}$$

可表示为：
$$T'^4-T^4=1.03\times10^8(T_a-T'_a) \tag{1-22}$$

上式说明，若其他条件不变，热感觉相同时，随着室内空气温度增加，则平均辐射温度减少，反之亦然。

若取夏季室内空调设计温度为 25°C ；冬季取 20°C ，分别取不同的室内平均辐射温度 $\bar{t}_r$ 值，当室内设计温度增加 1°C 或降低 1°C 时，根据式 (1-22) 可得表 1-7 和表 1-8。