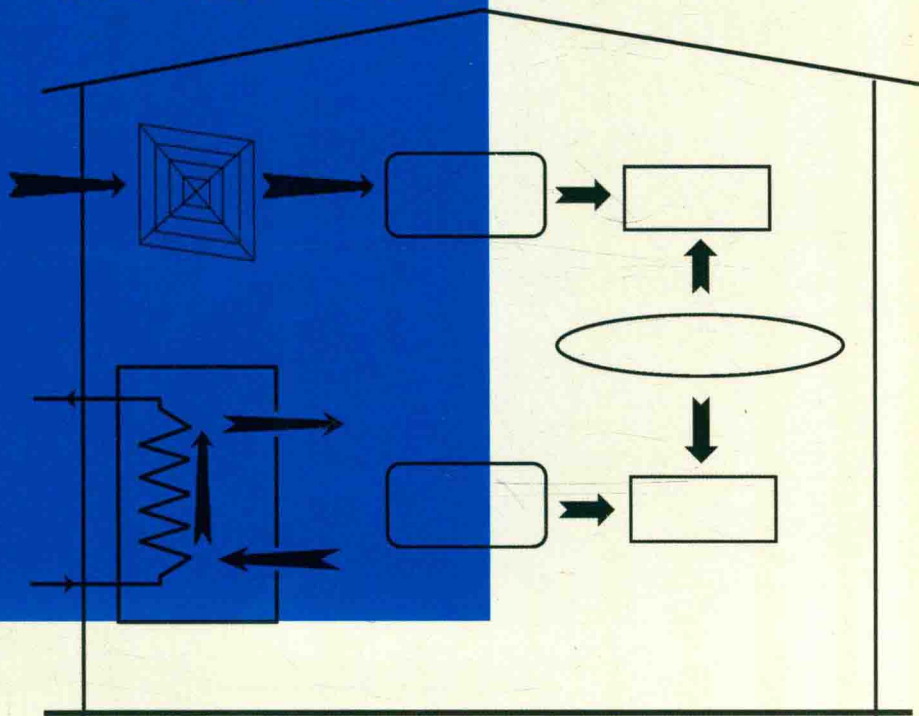


暖通空调系统设计指南系列

# 温湿度独立控制 (THIC) 空调系统设计 指南

Design Guide for Temperature and Humidity  
Independent Control (THIC) of Air-conditioning  
System

潘云钢 刘晓华 徐稳龙 著



中国建筑工业出版社

暖通空调系统设计指南系列

# 温湿度独立控制 (THIC) 空调系统设计指南

Design Guide for Temperature and Humidity Independent  
Control (THIC) of Air-conditioning System

潘云钢 刘晓华 徐稳龙 著



中国建筑工业出版社

图书在版编目(CIP)数据

温湿度独立控制(THIC)空调系统设计指南/潘云钢,刘晓华,徐稳龙著. —北京:中国建筑工业出版社, 2016.8

(暖通空调系统设计指南系列)

ISBN 978-7-112-19420-9

I. ①温… II. ①潘… ②刘… ③徐 III. ①空调设计-指南 IV. ①TB657.2-62

中国版本图书馆CIP数据核字(2016)第096854号

本书从设计师的角度对温湿度独立控制空调系统设计方法进行了详细的讲解,书中内容包括温湿度独立控制空调系统方案的制定,热湿负荷的计算方法,温度、湿度控制系统设计,冷热源及水系统设计,运行控制策略等设计过程的各个方面,书中的最后还附有经过实践检验的成功工程案例。本书可以全面指导一线设计师进行温湿度独立控制空调系统的设计工作,是设计师常备的工具书。

责任编辑:张文胜 姚荣华

责任设计:李志立

责任校对:王宇枢 张颖

暖通空调系统设计指南系列  
温湿度独立控制(THIC)空调系统设计指南

潘云钢 刘晓华 徐稳龙 著

\*

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

北京佳捷真科技发展有限公司制版

北京市安泰印刷厂印刷

\*

开本:787×1092毫米 1/16 印张:9 $\frac{3}{4}$  字数:242千字

2016年8月第一版 2016年8月第一次印刷

定价:30.00元

ISBN 978-7-112-19420-9

(28677)

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)

# 序

这是一部历经十年、三易其稿、反复修订才完成的设计手册。

21 世纪初，根据对空调系统的认识和一些工程实践经验，我们提出“温湿度独立控制”（Temperature and Humidity Independent Control, THIC）空调系统的设计方法和系统结构形式，并研发出其中的关键设备、完成了一批实际工程案例，获得了较好的运行效果。我们觉得这应该是空调系统未来发展的方向，是空调产业开发新型设备的方向，也应该是实现空调系统节能的方向。既然如此，就要在这个方向上持续走下去，给出系统的设计方法、研究出系列的产品；就要下功夫宣传推广，使她在业内全面普及。出于这一目的，在 2007 年由学术界、设备企业界、设计界以及房地产开发商共同成立了“温湿度独立控制空调系统联盟”（简称联盟），协调相关的研发，共同宣传推广。科技部也适时将其列入国家“十一五”科技发展支撑计划，由潘云钢总工领衔，产学研合作搭班子，继续进行 THIC 的研发和推广。也就是在那个时候，联盟和项目组都决定，由潘总牵头，编写 THIC 的设计指南，满足设计院工程师学习、设计、运行 THIC 系统的需要。这就是最初组织这本书的缘由。

THIC 不单单是一种新的空调技术，而是对室内温湿度环境营造方法的新认识，是一种新的设计分析方法，同时也会推动大批新的系统形式、新的空调设备尤其是新的末端装置的出现。这样一来，这本设计指南写起来就不那么简单了。它既要阐述清楚 THIC 的理念和分析方法，又要说明设计中的具体操作；既要讲新的系统形式，又要介绍相应的各种新设备、新装置。过分着墨于理念与分析方法，会更像专著而不实用；离开理念与分析方法的介绍，又很难使使用者真正理解 THIC 的精髓。由于在这两个方向上的拿捏和调整，作者几易其稿，最终把曾经二百多页的书稿删节到目前这样的篇幅，以期达到设计院的同行们易读、易懂、易用的效果，使这本书真正成为设计指南，在宣传推广 THIC 中起到它应有的作用。

拖了这么多年才成书的另一个原因就是 THIC 的飞速发展。十年来，这一理念已经被业内广泛接受：分析方法、设计方法得到了长足的发展；设备制造企业相继推出了不少按照这一理念开发的新产品，设计院和开发商也实施了大量采用 THIC 理念的项目。我国目前获得绿色三星标识的建筑项目中，很多采用了 THIC 系统形式。在国外这一理念也在慢慢地渗入到空调领域。欧洲、美国、日本都陆续出现相关的研究和工程实例。欧洲倡导“高温供冷低温供热”，日本推出符合 THIC 理念的 VRF 系统，美国橡树岭国家实验室（ORNL）则把 THIC 列为未来空调系统节能的主要途径之一（他们称其为 separate sensible and latent cooling system）。如何在保证基本概念与方法的同时，在本书中尽可能反映出这些新的发展，也使作者花费了很多时间，使这本书拖延至今。

本书在千呼万唤下终于呈现在读者面前，这是一件值得庆幸的事。感谢潘总和写作组各位通过这本书对空调事业做出的重大贡献。希望这本书成为我国 THIC 技术进一步全面

发展、再上一个新台阶的又一个起点。我国的经济发展依靠科技创新，空调事业的发展也依靠科技创新。我国要从空调大国成为空调强国，真正引导全球空调行业的发展，要走四步棋：一要有理念上概念的突破和创新；二要有按照这一理念开发出的新设备、新产品的配套；三要先在国内建起一批符合这一理念并显示出优异性能的项目；四要走出国门推向世界。THIC 正可以适合这四步棋的要求，并且已经一步步走过来了。希望 THIC 成为我国空调行业由大变强的突破口，希望这本指南成为这一发展的加速剂。恳请联盟的各位同仁，业界的各位同行共同努力，以 THIC 为途径，实现空调人的梦想，使中国真正成为空调强国。这一天应该不太远了。



于清华节能楼  
2016 年 6 月

# 前 言

我国建筑能耗约占全社会总能耗的 1/4。随着我国城镇化的进程，每年的建筑面积不断增加，将使得建筑年能耗的绝对值进一步加大，这将会给我国建筑行业 and 全社会的可持续发展带来严重的能源瓶颈。同时，近几年国内许多城市不断出现的、严重影响人们身体健康的雾霾，也和建筑能耗有着直接的关系。在全社会“节能减排”的大背景下，建筑节能尤其是建筑内的暖通空调系统的运行节能，就成为摆在我们这个行业面前的首要任务和目标。

在满足建筑室内人员正常需求的前提下，建筑节能应该以“被动优先、主动优化”作为技术工作的主要原则。就建筑空调系统本身而言，属于主动节能的技术领域。其重点在：创新设计理念，挖掘系统潜力，提高运行效率。这就要求我们不但要关注暖通空调设备和产品的效率提升，更要关注、研究和实践更高效、更符合使用需求的系统理念和系统形式。

随着我国建筑业的不断发展，我国的暖通空调行业也得到了飞速的发展。在产品制造方面，我国已经成为全球最大、产值最高的暖通空调产品制造国，但我们的很多暖通空调产品还处于跟随欧美等世界强国的状态，还没有真正成为暖通空调产品的强国；相当一部分国内建筑工程的暖通空调系统，也基本上处于跟随世界潮流的状态。在工程设计应用方面，我国暖通空调行业的人员，在最近 20 年的实践经历中，已经具备了非常丰富的、其他任何国家都无法比拟的实践经验，但我们在暖通空调系统的理论研究、工程设计等方面，依然还没有完全摆脱发达国家的影响和制约。因此，我们需要将这些宝贵的实践经验进行历练，从理论和实践上去提升和突破，并依托我国制造业的强大实力，迈上一个新的台阶。只有这样，我们才有可能实现“弯道超车”，使整个行业赶上和超过国际先进水平。

正是在这样一种背景下，由以清华大学江亿教授为代表的我国暖通空调行业学者，在全球首先提出了“温湿度独立控制空调系统”这样一种新的理念，并由此构建了新的暖通空调系统应用形式。这一理念，是我国对国际暖通空调行业的突出贡献，也成为建筑暖通空调领域中“中国创造”的典型标志之一。经过多年潜心研究，2006 年刘晓华、江亿出版了《温湿度独立控制空调系统》专著，2013 年又出版了该著作的第二版。该著作从空调系统的基础理论、形式与特点、室内环境控制策略、空气处理方式、空调冷源与末端装置以及系统设计和运行控制等方面，进行了深入的论述，为推广温湿度独立控制空调系统的应用奠定了基础、起到了显著的作用。

温湿度独立控制系统的核心是：应对不同的需求，采用不同的措施和处理方式。在建筑空调系统中，采用冷却除湿方式时，必须把空气温度降至其露点温度以下，因此需要低于被处理空气露点温度的冷源。而针对空气或房间的降温处理时，只需要冷源的温度低于空气温度，原则上就可以做到。由于室内空气温度远远高于其露点温度，因此降温所需要的冷源温度也就远远高于除湿所需要的冷源温度（或者说，降温所需要的冷源品质远远低于对空气的除湿所需）。这一客观规律的发现，使得我们采用不同冷源品质应对不同的任

务需求成为可能，这不但有利于大幅降低制取空调冷源的能耗，而且为充分利用天然冷源为空调区域降温提供了更好的思路。温湿度独立控制空调系统，正是依据这一客观规律，从满足不同需求出发，把对空气的除湿和降温区分开来，用不同的措施和不同的能源品质来应对。因此，温湿度独立控制空调系统的理念，是“高质高用、低质低用”的能源应用原则，在建筑暖通空调系统中的最好体现。

2007年在科技部、建设部的支持下，启动了“十一五”国家科技支撑计划项目课题“降低大型公共建筑空调系统能耗的关键技术与示范”（2006BAJ01A08），该课题的研究对象就是温湿度独立控制空调系统在公共建筑空调系统中的应用。由国内10家设计、科研、高校和企业组成的具有“产学研用”特点的团队，于2011年完成了系统设计理论和方法、产品研发、产品标准等相关工作，并完成了一批该系统的示范工程。在课题研究期间，还成立了“温湿度独立控制空调技术推广产业联盟”，为系统的推广应用开展了大量的工作。

为了使得我国更多的暖通空调设计师能够掌握系统设计方法，“十一五”课题组在课题研究的过程中，制定了《温湿度独立控制空调系统设计指南》（以下简称《指南》）的写作计划，2011年本书的课题稿随“十一五”课题的结题而完成。“十一五”课题结题后，“十二五”国家科技支撑计划项目课题“新型温湿度独立控制空调系统关键技术与设备研发”（2014BAJ02B01）又对本《指南》的修改和正式出版给予了大力的支持。为了使本书能够更好地符合我国设计师的使用方式，更有效地为设计师提供技术支持这一系统的设计，本《指南》修改期间还不断征集国内设计师对温湿度独立控制空调系统的设计经验和意见，并在“联盟”的大力支持下，召开了多次大规模的书稿专题研讨会，对本书的课题稿不断进行讨论和修改，数易其稿。罗继杰设计大师、寿炜炜、伍小亭、戎向阳、张杰、金丽娜、马伟骏、周敏、李继路、刘鸣等国内各大设计院的总工，以及曹阳、张旭、石文星等许多科研院所和高校的学者、教授，提出了非常宝贵的修改意见和建议。在大家的共同努力下，才能最终形成了今天的正式出版书稿。因此，本书是在“十一五”、“十二五”课题组和“联盟”的鼎力支持下，在行业众多专家、教授、学者和设计师的指导和协助下，由潘云钢、刘晓华、徐稳龙“代笔”（刘拴强同志参与了示范工程的编写和承担了附录D中的企业产品资料的规整工作、刘筱屏同志参与了示范工程的编写）完成的。

在此，对“十一五”、“十二五”课题组和“联盟”，以及全国的行业专家、教授、学者和设计师，表示衷心的感谢！

江亿教授既是温湿度独立控制空调系统理念的提出者，又是“十一五”、“十二五”课题的指导者，为温湿度独立控制空调系统的普及和推广应用做出了开创性的卓越贡献。在本书写作过程中，江亿教授从方向和章节构架，直至具体文字内容，都给予了极其严谨、深入、细致的指导，并对本书进行了最后的技术审查和作序。衷心感谢江亿教授！

还要感谢的是中国建筑工业出版社的姚荣华女士和张文胜先生，在本书写作和出版的过程中，他们在不同阶段都给予了高度的关注和有力的支持，并投入了大量辛苦细致的工作，才使得本书能够和读者见面。

温湿度独立控制系统作为一种新的理念，在具体实施过程中，可以有多种表现形式和多种对应的技术措施，本书也不可能把这些具体形式和措施一一描述。同时，由于作者自身水平所限，本书也可能还存在许多不尽人意之处，敬请读者提出宝贵意见。

# 目 录

第 1 章 温湿度独立控制空调系统方案 .....	1
1.1 常规空调系统简析 .....	1
1.1.1 热湿耦合与冷热抵消 .....	1
1.1.2 冷源能效分析 .....	3
1.2 温湿度独立控制空调系统的理念 .....	4
1.2.1 THIC 系统原理与特点 .....	5
1.2.2 THIC 系统的工程设计流程 .....	8
1.3 THIC 系统方案设计 .....	12
1.3.1 一般原则 .....	12
1.3.2 房间的热湿负荷特点及 THIC 系统的适应性 .....	14
1.3.3 不同空调区温湿度控制系统设计方案简述 .....	16
1.3.4 THIC 系统的能源方案 .....	19
第 2 章 空调区热湿负荷计算 .....	28
2.1 室内、外设计计算参数 .....	28
2.1.1 室内设计参数 .....	28
2.1.2 室外设计计算参数 .....	29
2.2 最小新风量 .....	30
2.3 空调热湿负荷计算 .....	31
2.3.1 热湿负荷的构成 .....	31
2.3.2 THIC 系统空调热湿负荷计算与统计方法 .....	32
第 3 章 湿度控制系统设计 .....	38
3.1 设置就地除湿设备的湿度控制系统 .....	38
3.1.1 新风系统参数计算 .....	38
3.1.2 就地除湿系统空气处理参数 .....	38
3.2 新风负担全部湿负荷的湿度控制系统 .....	39
3.2.1 新风送风参数 .....	41
3.2.2 新风处理方式及流程 .....	43
3.3 全空气系统 .....	54
3.4 冬季加湿 .....	57
3.5 工程设计注意事项 .....	57
3.5.1 机房设计 .....	57
3.5.2 机组送风量与楼层风量平衡分析 .....	58
3.5.3 室内末端风口 .....	61



第4章 温度控制系统设计 .....	63
4.1 设计概述 .....	63
4.2 末端设备的配置原则与步骤 .....	63
4.3 空调区气流组织设计 .....	65
4.4 末端设备的设计与选型 .....	66
4.4.1 干式风机盘管 .....	66
4.4.2 主动式冷梁 .....	69
4.4.3 辐射末端 .....	70
4.4.4 自然对流末端设备 .....	78
4.5 室内管道保温 .....	79
4.5.1 风管保温 .....	79
4.5.2 冷热水管道保温 .....	80
第5章 冷热源与集中空调水系统设计 .....	81
5.1 夏季空调供冷高温冷源（自然冷源） .....	81
5.1.1 蒸发冷却制取高温冷水 .....	82
5.1.2 地下水循环换热 .....	83
5.1.3 土壤换热 .....	83
5.2 夏季空调供冷高温冷源（人工冷源） .....	85
5.2.1 高温冷水机组 .....	85
5.2.2 干式多联机 .....	86
5.3 冬季空调供暖热源 .....	87
5.3.1 设计热媒温度 .....	88
5.3.2 地下水源与土壤源热泵机组 .....	90
5.3.3 空气源热泵冷热水机组 .....	90
5.4 集中空调水系统设计 .....	91
5.4.1 采用机械制冷时的冷却水系统设计 .....	91
5.4.2 空调冷冻水系统分类 .....	93
5.4.3 冷冻水输配系统形式 .....	94
第6章 THIC 系统的运行控制策略 .....	99
6.1 空调区湿度控制系统的运行控制 .....	99
6.1.1 新风负担室内湿负荷 .....	99
6.1.2 全空气系统负担湿负荷 .....	100
6.1.3 除湿方式与运行控制 .....	100
6.2 空调区温度控制系统的运行策略 .....	101
6.2.1 干式风机盘管 .....	101
6.2.2 辐射末端 .....	101
6.3 高温冷源的控制策略 .....	102
6.3.1 集中冷水系统控制设计 .....	102
6.3.2 高温多联机系统的运行调节 .....	103

6.4	空调区的防结露控制 .....	103
6.4.1	制冷系统的启动过程 .....	104
6.4.2	运行过程的控制 .....	104
6.4.3	冷却塔低温供水的防止措施 .....	104
6.4.4	安全与报警措施 .....	105
<b>附录 A</b>	<b>工程设计案例 .....</b>	<b>106</b>
A.1	非干燥地区设计案例 .....	106
A.1.1	工程概况及设计参数 .....	106
A.1.2	空调系统整体方案 .....	107
A.1.3	湿度控制系统设计 .....	109
A.1.4	温度控制系统设计 .....	111
A.1.5	系统控制调节策略 .....	112
A.2	干燥地区设计案例 .....	113
A.2.1	工程概况 .....	113
A.2.2	设计参数 .....	113
A.2.3	空调设计 .....	114
<b>附录 B</b>	<b>室外计算参数 .....</b>	<b>125</b>
<b>附录 C</b>	<b>渗透风量与大门“冲入”风量 .....</b>	<b>127</b>
<b>附录 D</b>	<b>设备主要性能 .....</b>	<b>128</b>
D.1	珠海格力电器股份有限公司 .....	128
D.2	际高贝卡科技有限公司 .....	132
D.3	昆山碧巢氏节能技术有限公司 .....	133
D.4	浙江盾安人工环境股份有限公司 .....	135
D.5	北京格瑞力德空调科技有限公司 .....	137
D.6	北京金万众空调制冷设备有限责任公司 .....	139
D.7	北京华创瑞风空调科技有限公司 .....	141
D.8	北京华能共发低温科技有限公司 .....	142
D.9	新疆绿色使者空气环境技术有限公司 .....	143
D.10	威海中天嘉能空调科技有限公司 .....	144
	参考文献 .....	146

# 第 1 章 温湿度独立控制空调系统方案

建筑室内环境控制的主要目标<sup>[1]</sup>，是为了给室内创造或提供一个舒适、健康的室内环境，将室内温度、湿度、空气流动速度、洁净度和空气品质都控制在一定范围内。因此，作为室内环境控制系统中的建筑暖通空调系统，其任务也可以理解为：排除室内余热、余湿、CO<sub>2</sub>、室内异味与其他有害气体，并使其参数在规定的范围内<sup>[2,3]</sup>。在这些任务中，室内的温度、湿度环境是本专业最为被关注的。

随着我国建筑空调系统的普及，其能源消耗也越来越大。从目前的统计资料来看，在公共建筑中，暖通空调系统消耗的能源达到了建筑总能耗的 50% 左右。为了保证暖通空调行业的可持续发展，在为建筑创造良好室内环境的过程中，尽可能减少资源特别是能源的消耗，也就成为业内不得不面临的重要任务和努力目标。

温湿度独立控制的理念，正是在考虑上述主要任务和目标的基础上，经过我国暖通空调行业的学者和工程技术人员多年的研究和探索而产生和发展起来的。

## 1.1 常规空调系统简析

目前常见的空调系统（本书以下均简称为“常规空调系统”），在夏季普遍采用热湿耦合的方法对空气进行热湿处理。“耦合”的意思是指：对空气冷却降温 and 除湿两个处理措施，是在一个处理过程中完成的，并采用同一空气处理设备（通常为冷却盘管）来同时应对建筑的显热负荷和潜热负荷。无论从理论分析还是从实际工程的运行结果来看，这种热湿同时处理的空调系统，如果不带再热，在夏季空调时段并不能实时有效地实现对建筑室内环境温度、湿度两个参数的同时调控，且在系统性能及能源利用效率等方面存在一些局限；而当为这种热湿同时处理的空调系统增加再热系统（在冷却盘管后设置再热装置）时，虽可实现室内温度、湿度参数的实时有效调控，却带来明显的冷、热抵消问题，存在显著的能量浪费。

### 1.1.1 热湿耦合与冷热抵消

常规空调系统采用热湿统一处理的方式，利用低温冷源（目前大部分设置集中空调的建筑中，通常为 7℃ 左右的空调冷水）同时承担为建筑或房间排热、排湿的双重任务。以全空气空调系统为例：空调机组的盘管在设计状态下对混合空气（回风+新风）进行降温、除湿处理后，按照设计的送风状态点（通常为“机器露点”）送入房间。在设计状态下，机器露点的相对湿度一般可取 90%~95% 左右，在此基础上可确定出空调机组的设计送风点。

空调房间的热湿比  $\epsilon$  如式 (1-1) 定义<sup>[1]</sup>：

$$\epsilon = (Q_s + Q_q) / W \tag{1-1}$$

式中  $Q_s$ ——房间显热负荷, kW;  
 $Q_q$ ——房间潜热负荷, kW;  
 $W$ ——房间湿负荷, kg/s。

我们知道,在整个夏季空调的过程中,室内热湿比并不是固定不变的。以办公建筑为例:房间的湿负荷主要为人员的散湿量(伴随产生了潜热负荷);当室内人员不变化时, $W$ 和 $Q_q$ 也就稳定不变。而房间的显热负荷会因室外气候、室内发热设备使用等因素发生较大变化,从而导致房间的热湿比 $\epsilon$ 在整个夏季空调过程中在较大范围变化。如果在整个空调时段要实时满足房间的热湿平衡,就要求空调系统的送风状态点也必须同时改变,来满足房间不断变化的热湿比需求,如图1-1所示。

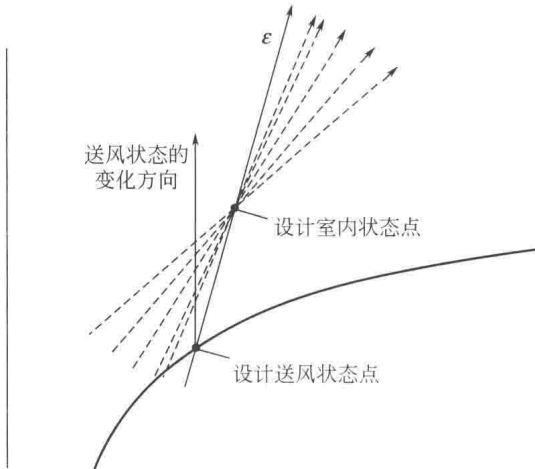


图 1-1 房间过程线的全年变化情况

对于以冷却除湿为基本原理的空气处理设备而言,当需要除湿时,必须将空气冷却降温到其露点温度之下(除湿是伴随着空气的冷却降温至空气露点以下而发生的,即

“热湿耦合”现象)。依据某一个工况来设计和制造的冷却盘管产品,处理空气后的送风点,在全年处理过程中是无法实时做到按照图1-1要求的不同送风点需求的(这是冷却除湿盘管的基本原理所决定的,即使采用附加的自动控制手段,目前也很难做到)。如果这时需要保证室内湿度处于较为舒适的水平(保证对房间的排湿能力),在不采取其他措施的情况下,就只有降低房间的实际温度,由此也就会带来室内温度失控的情况发生。

而目前大部分舒适性空调系统中,都是以房间温度为控制参数的(室温控制实际上是对设备显热能力的控制)。更多的情况是:舍弃对湿度的要求来保证对室内温度控制的有效性。显然,当室外温度不高但室内散湿量相对较大时,会导致室内相对湿度偏高,整个室内参数远离“舒适区”。夏热冬冷地区的空调建筑,在梅雨季节经常出现的“阴冷”现象,就是此问题的明显反映之一。

由此可知,传统采用冷却除湿方式的空调系统中,经过冷却除湿处理后的空气,直接送风时的温度较低。在这种情况下,为了同时达到室内温度和湿度的要求,有时不得不对所处理的空气采用冷却后再热提高送风温度的方式(图1-2)。显然,这一再热过程的增加,使得整个空气处理系

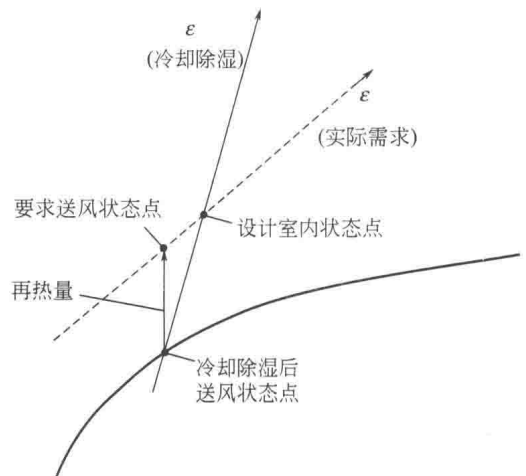


图 1-2 采取再热措施的空气处理过程

统存在较大的“冷、热抵消”的情况，导致空调系统为了补偿再热而使其供冷需求加大，系统的能耗也就相应增加。

### 1.1.2 冷源能效分析

当空调室内设计温度为  $26^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度为  $55\%$  时，对应的室内空气露点温度约为  $16^{\circ}\text{C}$ 。空调系统排除余热、余湿的过程，可以看成是从室温  $26^{\circ}\text{C}$  的环境中向外界（标准工况下，风冷制冷设备对应室外干球温度约  $35^{\circ}\text{C}$ ，水冷制冷设备对应室外湿球温度约  $28^{\circ}\text{C}$ ）排除热量和在室内  $16^{\circ}\text{C}$  的露点温度环境下向外界排除水分的两个过程。

以图 1-3 (a) 所示的风冷冷水机组为例来说明。从排除室内余热的角度来看，当室外温度在  $35^{\circ}\text{C}$  时，排除余热的目标就是：抵消室内外的温差引起的传热，因而要求系统的工作温差为  $9^{\circ}\text{C}$  [见图 1-3 (b)，从  $35^{\circ}\text{C}$  降温至  $26^{\circ}\text{C}$ ]，排除室内人员、灯光、设备等的室内余热 [根据目前常见的办公建筑室内余热的计算，也需要  $5\sim 6^{\circ}\text{C}$  的系统工作温差（室温与送风的温差）即可实现]。因此可计算出：维持办公房间正常工作温度所需要的空调冷风系统工作温差为  $14\sim 15^{\circ}\text{C}$ 。即：送风温度在  $19\sim 20^{\circ}\text{C}$  [ $35 - (14\sim 15)$ ] 左右，就可以满足排除余热要求。

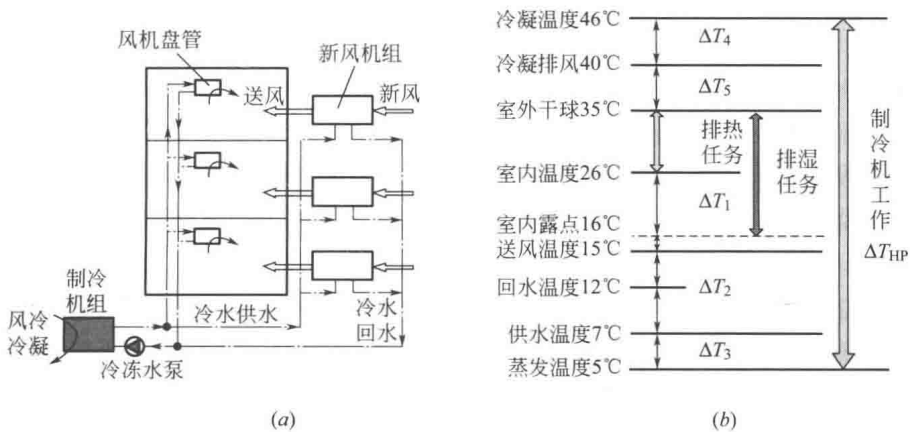


图 1-3 常规空调系统的能效分析（风冷系统）

(a) 风冷冷凝系统原理；(b) 各环节温度水平

如果用冷却方法排除余湿，则送风温度必须降到室内露点温度之下。考虑“机器露点”的因素，通常系统的送风温度设计值在  $15^{\circ}\text{C}$  左右，甚至更低。因此，空调冷风系统的工作温差由此需要增加至  $20^{\circ}\text{C}$  ( $35 - 15$ ) 以上。由此可见，在空气换热器第一热交换效率相同的情况下，为了使得送风温度达到要求，排除余湿所需的冷媒温度要明显低于排除余热所需的冷媒温度。

同样可以分析图 1-4 所示的采用水冷冷水机组的空调系统中各个环节的温度及工作温差情况。由于采用冷却塔产生的冷却水对冷水机组冷凝器进行冷却，因而室外热汇温度从图 1-3 所示风冷机组的室外干球温度 ( $35^{\circ}\text{C}$ ) 变为室外空气的湿球温度（上海、广州约为  $28^{\circ}\text{C}$ ）。图 1-4 的分析也可以得到同样的结论：排除余热所需的冷媒（冷水）温度要明显高于排除余湿所需的冷媒温度。

从目前的产品标准和通常的设计做法中可知：为了满足除湿需求，表冷器的冷水供水

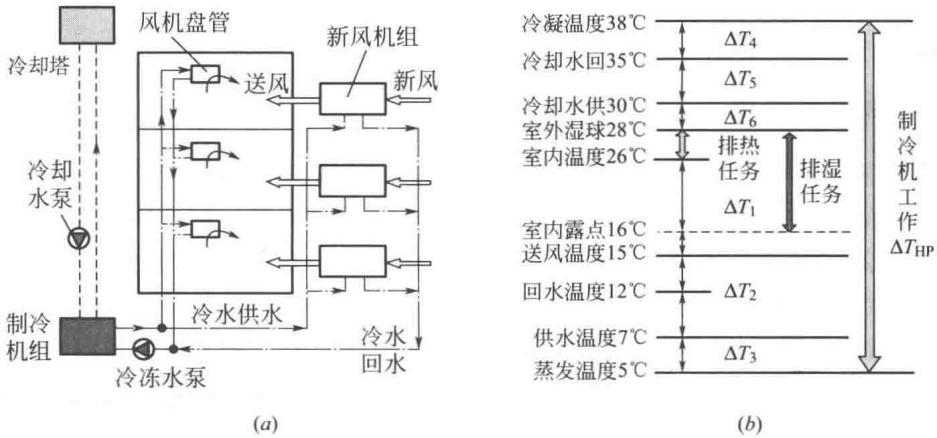


图 1-4 常规空调系统的能效分析（水冷系统）

(a) 水冷冷凝系统原理；(b) 各环节温度水平

温度通常采用 7℃。而若仅考虑排除余热的要求，按照《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012<sup>[4]</sup>中“冷水进口温度应比空气出口的干球温度至少低 3.5℃”的规定，同时考虑换热器选择过程中的经济性问题，那么冷水供水温度可以提高至 15~16℃左右。

当采用冷水盘管为空调机组提供冷源时，根据目前的冷水机组性能，蒸发器的趋近温差（冷冻水出水温度与蒸发温度之差）为 1~2℃。因而，当冷水供水温度为 15~16℃时，冷水机组的蒸发温度为 13~15℃；而对于常用的冷水供水温度为 7℃的情况，冷水机组的蒸发温度则需降至 5~6℃。

综上所述，得出以下结论：

(1) 对于显热排除而言，冷水机组的蒸发温度要求大约为 14℃。以冷凝温度 38℃计算，由此要求为排除余热的冷水机组的工作范围（冷凝温度—蒸发温度）约为 24℃。

(2) 对于排除余湿而言，如果采用冷却除湿的方式，则冷水机组的蒸发温度要求大约为 5℃。以冷凝温度 38℃计算，由此要求为排除余湿的冷水机组的工作范围（冷凝温度—蒸发温度）约为 33℃。显然，冷却除湿方式所要求的冷水机组的工作温度范围比仅仅排除余热要求的工作范围大出了近 40%。冷水机组的工作范围越大，显然其提供同样冷量时的制冷效率越低，能效越差。

由此可以看出，常规冷却除湿空调系统的两个主要弊端是：1) 可能存在的“冷热抵消”情况（或者牺牲房间的温、湿度环境）；2) 制冷系统工作范围过大，影响了空调系统整体能效的进一步提升。

## 1.2 温湿度独立控制空调系统的理念

通过对常规系统上述能效的分析，可以得出：常规系统采用热湿耦合处理时，整个系统的冷水机组工作温差范围将要求在 33℃左右；而如果将显热与余湿处理分开，处理显热部分的冷水机组的工作温度范围则缩小至 24℃左右。根据制冷原理，冷水机组的工作温度

范围越大,意味着制冷工作压差越大,能效也就越低。这就为我们提供了一种思考问题的新思路:针对不同的工作任务,采用不同的冷源设备,可以节省制冷设备的运行能耗。仍以图 1-3 或图 1-4 来分析:假定空调系统的显热负荷与潜热负荷占系统总冷负荷的比例分别为 75% 和 25%,如果采用不同种类的冷水机组分别应对显热与潜热负荷,则两种制冷设备的平均工作温度范围为:  $24 \times 75\% + 33 \times 25\% = 26^\circ\text{C}$ 。与常规系统相比,工作温度范围缩小了 20%,这也就意味着冷水机组的制冷能耗至少可减少 20%。

正是在此理论分析的基础上,我国学者首次在空调界提出了温湿度独立控制空调系统(Temperature and Humidity Independent Control of Air-conditioning System,以下简称 THIC)的新理念<sup>[2,3]</sup>。该理念的核心思想是:将为室内服务的空调系统分为温度控制系统和湿度控制系统两部分,分别采用不同的方式、设备等措施来应对。在《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012<sup>[4]</sup>中,对该系统的术语解释为:“由相互独立的两套系统分别控制空调区的温度和湿度的空调系统,空调区的全部显热负荷由于工况室内末端设备承担,空调区的全部散湿量由经湿处理的干空气承担”。理论分析和实践证明:与常规空调系统相比,该理念能够更好地实现对建筑热湿环境的调控,并且具有较大的节能潜力。

## 1.2.1 THIC 系统原理与特点

### 1. 空调系统的任务分析

空调系统承担着排除室内余热、余湿、CO<sub>2</sub>与异味的任务。

(1) 室内余热的排除过程本质上是一个热量传递的过程,利用温差的存在通过对流或辐射换热方式可实现热量的排除。从产生源头来看,围护结构传热、人员和设备散热等是建筑余热的主要来源。理论上只要用温度低于这些发热源的冷介质与之进行换热,就可以实现余热的排除。

(2) 室内余湿的排除,本质上是一个水分子扩散传递的过程,这一过程可能伴随有水分的蒸发、冷凝等相变的发生。在建筑内,会由于人员散湿、开敞水面蒸发等带来一定的余湿需要排除,进行余湿排除的载体只能是空气。利用干燥的空气送入室内,并带走湿空气,可以实现余湿排除的任务。

(3) CO<sub>2</sub>、室内气味等的排除(满足空气品质的需求)则需要通过新鲜空气的不断供给来实现。

排除室内余热的任务可以通过热交换方式(对流、辐射换热)来实现。排除室内余湿(湿度控制系统)的方式则主要有两种:

(1) 循环除湿。采用除湿机组得到干空气,送入室内并使得潮湿的回风循环进入除湿机组,除湿后的水分通过除湿机组的排水管排除。只要除湿机组的能力足够,就可以实时的保证室内的除湿。

(2) 直流排湿。理论分析表明:在以人体散湿为主的情况下,排除室内余湿所需的新风量,与排除室内 CO<sub>2</sub>、异味所需要的新风量,在变化趋势上是一致的<sup>[3]</sup>。因此可以将干燥的新风送入室内,并将室内的余湿、CO<sub>2</sub>与异味等排除室外。

### 2. THIC 空调系统原理与特点

根据上述的任务分析,由此构成了 THIC 系统的原理与特点:将控制室内温度和控制

室内湿度分开，采用两套不同的系统分别实现对室内的温度控制和湿度控制。

THIC 系统主要原理<sup>[2]</sup>如图 1-5 所示，它主要包括温度控制系统和湿度控制系统两部分。空气经过“空气处理机组”处理后的送风点达到了相应需求后，由形式多样并尽可能设置在距离人员等产湿源较近位置的送风口（如：个性化送风口等）送入室内，直接实现对室内或人员活动区的湿度控制。同时，设置于室内的干式末端设备通过高温冷媒与房间进行热交换，消除室内显热，实现室内温度的控制。

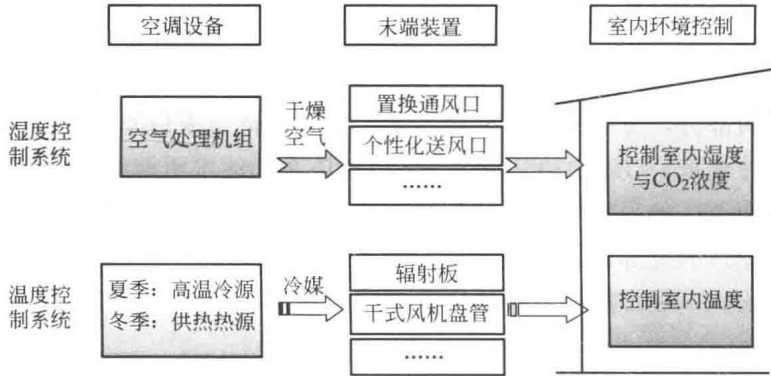


图 1-5 THIC 空调系统原理

### 3. 湿度控制系统与空气处理

#### (1) 空气湿度处理设备

从图 1-5 看出，湿度控制系统主要包括：制取干燥空气的空气处理机组、室内送风及排风系统以及送、排风口等。在保持房间送、排风量平衡的条件下，通过送入干燥空气排除房间余湿以实现对房间湿度的控制。

当采用直流排湿方式时，一般是指对新风进行处理的设备。采用不同的空气除湿处理方式可以得到不同形式的新风处理机组，目前应用到新风处理机组中的除湿方式主要包括溶液除湿、冷却除湿、转轮除湿等方式。

当然，也可以采用循环排湿方式，将空气处理机组变更为一个如循环除湿机方式的设备；从卫生要求来看，这时应按照相关规范的要求另行设计新风系统，也可以是一个与新风处理联合工作的“组合型”设备。

#### (2) 房间空调的焓湿图表示

为了叙述方便，以下主要以直流排湿方式为例来分析。

根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012<sup>[4]</sup>中对温湿度独立控制空调系统的术语解释。THIC 系统可以理解为：湿度控制系统的送风温度（对于直流系统来说即新风送风温度）等于室内空气温度，它只承担空调区的全部湿负荷而不承担显热负荷；空调区的全部显热负荷由干工况室内末端设备承担。这一理解是一个“理想”的概念，意指与 THIC 系统的基本理念或术语解释文字上完全对应的情况，如图 1-6 (a) 所示。

在实际工程中，完全做到“理想”，对于某些建筑类型、设备性能等有时是比较困难的，对于实际需求来说也不一定是必须的。由于舒适性空调建筑中，室内参数全年并不是稳定在一个点上，而是允许在某个范围内变动，因此可根据室内热湿负荷的具体情况，在



保证室内全年参数能够控制在所要求范围的前提下,也可在系统设计时让湿度控制系统适当承担一部分的空调区显热负荷(结合实际设备来看,有时候这样做是更为经济合理的),即:新风设计送风温度也可适当低于设计室内状态点温度,如图 1-6 (b) 所示。

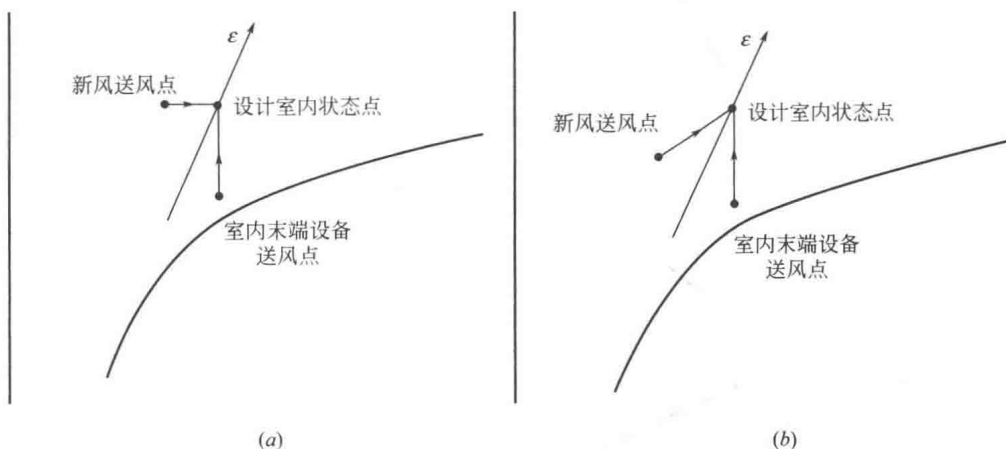


图 1-6 THIC 系统空气处理过程原理图  
(a) 送风温度=室内温度; (b) 送风温度≠室内温度

#### 4. 温度控制系统特点与高温冷源能效简析

温度控制系统中,有两个重要的设备:高温冷源设备和室内显热末端设备。

##### (1) 室内显热末端设备

目前常用的室内显热处理设备主要包括:对流换热末端(干式风机盘管或者高温多联机系统的高蒸发温度室内机组)、辐射末端(辐射板、毛细管等)、冷梁、自然对流末端等设备。从图 1-6 可知,单就对室内显热的处理而言,对室内显热末端的性能要求是:在不发生结露的条件下,使得显热交换的能力满足所负担的显热负荷的需求。

##### (2) 高温冷源及其装置

图 1-5 中的高温冷源,可以通过人工机械制冷方式(如高温冷水机组、直接膨胀式机组)产生的高温冷水或制冷工质;也可以是自然冷源,如:地下水、江河湖水、蒸发冷却(直接或间接)方式获得的冷水等自然冷源。

##### (3) 人工高温冷源能效简析

在温度控制系统中,当需要采用人工机械制冷方式来获取高温冷源时,通常采用高温冷水机组和直接膨胀式系统或机组两种主要方式。以下以高温冷水机组的特点来说明。

根据前面的分析,THIC 系统高温空调冷水的水温可提高至  $16^{\circ}\text{C}$  左右。假定冷水温差与常规空调系统一样采用  $5^{\circ}\text{C}$ ,则高温冷水机组的冷水进/出水温度为  $21^{\circ}\text{C}/16^{\circ}\text{C}$ 。在常规空调系统中,冷水机组的冷水进/出水温度一般为  $12^{\circ}\text{C}/7^{\circ}\text{C}$ 。

以水冷冷水机组为例,机组的冷却水进/出水温度均采用  $30^{\circ}\text{C}/35^{\circ}\text{C}$ ,且蒸发器侧和冷凝器侧端差均按照  $2^{\circ}\text{C}$  计算。在此条件下,常规空调系统中冷水机组的蒸发温度和冷凝温度分别为  $5^{\circ}\text{C}$  和  $37^{\circ}\text{C}$ ,由此可计算出该冷水机组理论上的最高性能系数(逆卡诺循环)  $COP$  为 8.7。而采用冷水温度为  $16^{\circ}\text{C}/21^{\circ}\text{C}$  的高温冷水机组时,同样的计算条件下,冷水机组理论上可达到的最高  $COP$  为 12.5!显然,高温冷水机组的效率远高于常规空调系统中的冷水机组。