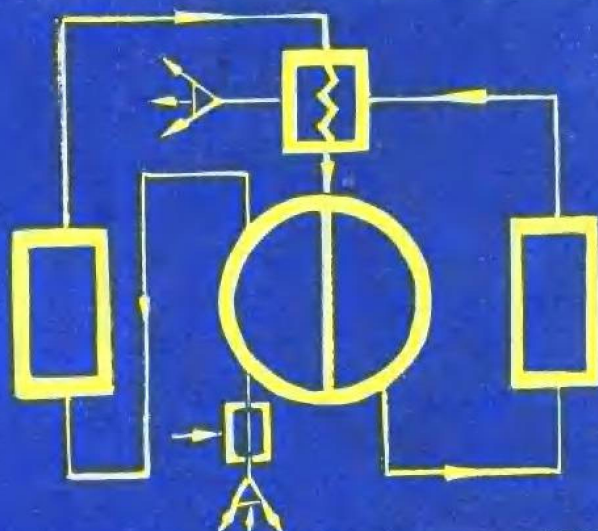


混合工质 制冷技术

王浚 李敏 程尔玺 编著



hunhegongzhi
zhilengjishu

中国铁道出版社

内 容 简 介

混合工质制冷是一种新的制冷技术。本书系统地介绍了这种制冷技术的基本原理、系统流程、主要设备构造及其参数计算、制冷机的设计和在若干领域的应用。

本书可供从事空调、制冷、低温试验、环境模拟工程、气体压缩、真空技术等方面的科技人员和高等学校有关专业师生阅读和参考。

本书由王浚主编，杨磊同志做了全面审校。

李敏编写第四章及第六章的第三节；程尔玺编写第五章及第六章的第四节；其余各章节由王浚编写。

在本书编写过程中，得到李茂玲及北京航空学院一些同志的支持和帮助。

混 合 工 质 制 冷 技 术

王 浚 李 敏 程尔玺 编著

杨 磊 审校

中国铁道出版社出版

责任编辑 林连照 钟加栋 封面设计 翟 达

新华书店北京发行所发行

各 地 新 华 书 店 经 售

中国铁道出版社印刷厂印

开本：787×1092毫米 1/16 印张：16.5 字数：406 千

1987年6月 第1版 第1次印刷

印数：0001—2,300册 定价：3.50元

目 录

主要符号表	1
绪 言	3
第一章 混合工质制冷机的热力学原理	6
第一节 气体混合物和湿空气热力学	6
第二节 变质量系统热力学	17
第三节 新热力循环	34
第二章 混合工质制冷机流程原理和热力计算	41
第一节 混合工质制冷机流程原理	41
第二节 混合工质制冷机流程的热力计算	48
第三节 流程热力计算举例	61
第四节 流程参数的选择和对制冷性能的影响	65
第三章 变容式压缩-膨胀器	71
第一节 工作原理和基本组成	71
第二节 结构型式	72
第三节 几何参数计算	74
第四节 功率和效率计算	89
第五节 主要零组件	107
第六节 机器的润滑和密封	132
第四章 热交换器	139
第一节 概述	139
第二节 热交换器的主要性能计算	146
第三节 混合工质制冷机用热交换器	169
第五章 相变成分的雾化和再循环	193
第一节 概述	193
第二节 雾化装置计算	200
第三节 相变成分再循环	205
第四节 喷嘴位置	205
第六章 混合工质制冷机设计	207
第一节 流程设计	207
第二节 压缩-膨胀器设计	210
第三节 热交换器设计	218
第四节 雾化装置设计	220
第七章 混合工质制冷机的应用	222
第一节 机动车空调	222

第二节	飞机空调和设备舱冷却	228
第三节	房间空调	229
第四节	变容式蒸气压缩制冷机	230
第五节	变容式气体压缩机	237
附 录		241
附表 1	常用气体的热力性质	241
附表 2	理想气体状态下的定压摩尔热容和温度的关系(kJ/kmol·K)	241
附表 3	理想气体状态下的定压摩尔热容和温度的关系(kcal/kmol·K)	241
附表 4	空气的热力性质表	242
附表 5	饱和蒸气及饱和水的热力性质	244
附表 6	空气的热物理性质表	250
附表 7	干饱和水蒸气的热物理性质表	250
附表 8	功、热量和能量单位换算表	251
附表 9	功率单位换算表	252
附图 1	例题型面用 $\alpha \sim G_f$ 曲线	253
附图 2	例题型面用表面效率与 α 关系	253
附图 3	例题型面用 $\alpha_{cond} \sim G_f$ 曲线	254
附图 4	例题型面用冷边喷水时, $\alpha \sim G_f$ 曲线	255

主要符号表

本书所用的符号，除本表所列的以外，都在书中相应部分加以注明。为了阅读方便，有一部分符号则在本表和书中的相应部分都作了标注。

P	气体压力， 气体作用力， 当量动负荷	$\gamma_{\text{冰}}$	冰的融化热
p	气体压力	k	绝热指数
v	气体比容、流速	η_c	制冷系数
T	热力学温度	$\eta_{\text{理}}$	理论制冷系数
V_m	气体摩尔容积	$\eta_{\text{实}}$	实际制冷系数
t	摄氏温度	η	效率
R	气体常数，偏心圆压缩-膨胀器定子圆半径	N_c	轴功率
R_m	通用气体常数，叶片体重心或叶片轴承转轴中心的平均旋转半径	$N_{\text{摩}}$	摩擦功率
U	内能	a	椭圆半长轴
u	比内能	b	椭圆半短轴
H	焓，叶片宽度	r	转子半径
h	比焓	β	叶片间夹角
s	比熵	e	转子中心偏心距（偏心圆截面）
Q	热量	L	转子和定子轴向长度
q	热流量	B	叶片厚度
d	含湿量	F	作用力，面积
W	功	F_c	叶片离心力
N	功，功率	$F_{\text{径}}$	叶片径向惯性力
m	质量	$\lambda = \frac{L}{b}$ 或 $\lambda = \frac{L}{R}$	
n	多变指数，转速	f	叶片底面和叶片轴承转轴中心之间的距离
C	常数，热容量，面积利用系数，轴承额定动负荷	z	叶片数
c	比热容	$\sigma = \frac{B}{b}$ 或 $\sigma = \frac{B}{R}$	
γ	气化潜热	F_c	叶片所受哥氏力
$c_{m, \text{水}}$	水蒸气比热	μ	气体的粘度，气体的摩尔数，摩擦系数，流量系数
q_c	单位制冷量	(A)	干空气
$S_{i, \text{干}}$	i 点干空气和温度有关的熵值	ω	转子旋转角速度
$(S_{i, \text{干}})'$	①' 点干空气和温度有关的熵值	F_{PR}	按旋转方向作用于叶片前面的气体作用力
$(S_{s, \text{干}})'$	③' 点干空气和温度有关的熵值	F_{PL}	按旋转方向作用于叶片背面的气体作用力
$h_{i, \text{水}}$	喷水的比焓	F_R	叶片槽对叶片前面（按旋转方向）的作用力
ρ	向径，密度	F_L	叶片槽对叶片背面（按旋转方向）的作用力
V	基元容积，容积流量，容积		
$e = \frac{a}{b}$			
$e_c = \frac{e}{R}$	转子偏心率		
π	压缩比，圆周率		

下 脚 标

<i>mol</i>	摩尔	<i>c</i>	压缩, 冷
<i>w</i>	水	<i>e</i>	膨胀, 出口
<i>wv</i>	水蒸气, 饱和水蒸气	<i>d</i>	出口
<i>wi</i>	冰	<i>i</i>	进口
<i>a</i>	空气, 循环	<i>s</i>	吸入, 饱和
<i>l</i>	液体, 低温	<i>ad</i>	绝热
<i>h</i>	热, 高温	<i>th</i>	等熵
<i>g</i>	气体	<i>j</i>	指示
<i>v</i>	容积, 蒸气	<i>n</i>	法向
ΔP	压差	<i>m</i>	混合
<i>ci</i>	内压缩	<i>cd</i>	外压缩

绪 言

1834年, 美国人波尔金斯首次研制成了用人力转动、以乙醚为工质的制冷机。1844年, 约翰·高里试制成了闭式循环空气制冷机。1852年, 凯尔文作出了用逆卡诺循环制冷的理论证明。1873年, 波义耳发明了氨压缩机。1875年, 卡尔·林德创造了氨蒸气压缩制冷机。自那以后的一百多年中, 随着科学技术的不断发展, 人工制冷已广泛地应用于工农业生产、科学研究、军事工程、医疗卫生和人民生活等各个方面。目前, 已很难找出国民经济的哪个部门不需要采用人工制冷这一技术的了。随着国民经济和科学技术的飞速发展, 人工制冷技术的应用范围还将日益广泛, 规模也会愈来愈大, 同时对制冷的要求也必将逐步提高。和世界上许多技术发达的国家相比, 我国目前应用人工制冷的范围和规模还比较小, 但随着国民经济的不断发展, 对人工制冷的需求必将愈来愈迫切, 因此必须以更快的速度来提高制冷技术。

根据制冷后的温度, 可把人工制冷技术分为一般制冷技术、低温技术及超低温技术。按照人们通常的概念, 把从环境温度到120K划归为一般制冷技术领域, 把120K到0.3K划归为低温技术领域, 0.3K以下为超低温技术领域。也有一种分类法是把人工制冷分为普冷技术和深冷技术两个领域: 高于 -120°C (有的定为 -140°C) 为普冷领域; 低于该温度为深冷领域。通常讲“制冷”、“制冷机”这些词时, 都是指普冷领域的制冷问题和所用的制冷机。本书所讨论的是应用于一般制冷或普冷领域的混合工质制冷机。

制冷方法主要有三种: (1) 利用物质相变 (如融化、气化、升华) 的吸热效应实现制冷, 如各种类型的蒸气制冷机; (2) 利用气体膨胀降温实现制冷, 如气体制冷机; (3) 利用半导体的温差电效应实现制冷。到目前为止, 广泛采用的是利用液体气化实现制冷的蒸气制冷机, 以及气体制冷机。

根据把制冷工质低压蒸气变为高压蒸气所采用的方法不同, 蒸气制冷机又可分为: 压缩式制冷机、吸收式制冷机和喷射式制冷机。它们对能源要求、采用的工质、应用领域和设备结构等都有很大差别。蒸气压缩式制冷机是发展较早、目前应用最广泛的制冷机, 它采用逆向朗肯 (Rankine) 循环, 可采用多种类型的压缩机和多种制冷工质, 有单级到四级的多种流程。由于蒸气压缩式制冷机是利用气化吸热效应制冷, 所以其最主要的优点是在普冷领域的较高温度下制冷系数大, 空调工况时, 理论制冷系数可达4.26, 实际制冷系数为2.3左右。该制冷机在不同压缩级和制冷工质时所能达到的最低温度如下表所示:

压缩级数	制冷工质	冷凝温度 ($^{\circ}\text{C}$)		
		30	35	40
单 级	NH_3	-30.5	-27.3	-24.4
	F-22	-37.2	-34.2	-31.5
	F-12	-36.8	-33.8	-31.1

续上表

压缩级数	制冷工质	冷凝温度 (°C)		
		30	35	40
双级 (单工质)	NH ₃	-65		
	F-22	-75		
	F-12	-68		
单级复叠	F ₂₂ + F ₁₃	-85 ~ -90		
单-双级复叠	F ₂₂ + F ₁₃	-110		
三级复叠	F ₂₂ + F ₁₃ + F ₁₄	-110 ~ -140		
单-双-单级复叠	F ₂₂ + F ₁₃ + F ₁₄	-110 ~ -140		

注：表中给出的为蒸发温度，至于使用温度约比蒸发温度要高5~10°C。

采用复叠式蒸气制冷机虽然可以得到低至-140°C的蒸发温度，但在使用温度低于-70°C时，理论制冷系数低于空气制冷机，能耗明显增大，而且系统的总级数要有3~4级，总压缩比很大，从而使制冷机变得十分复杂，可靠性随之降低，维护和使用复杂，成本也大大提高。因此，当使用温度低于-70°C时，使用蒸气制冷机耗能很大。在考虑到装机容量、工质费用、能源消耗及维护费用等因素后，便发现当使用温度低于-60°C时，蒸气制冷机的运行经济性就不及空气制冷机了。

虽然各种氟里昂目前已被广泛用作蒸气压缩式制冷机的制冷工质，但是在生产氟里昂及制冷机在使用中都不可避免的会有泄漏。泄漏的氟里昂经过复杂的光化作用后会分解出剧毒的光气，这是一种致癌物质（皮癌），如果扩散到高层大气后还会破坏大气臭氧层，减弱阳光屏蔽，影响地球上的气候变化。在合成制造氟里昂过程中所采用的四氯化碳也是一种严重的致癌物质。因此大量使用氟里昂制冷机会带来严重的大气和环境污染。有人曾提出禁用的要求。

除上述以外，蒸气压缩式制冷机还存在如下缺点：

在较低使用温度下，装机功率很大；

要使用专门的制冷剂；

随着使用时间的增长，机器不可避免的泄漏还会引起制冷性能下降；

对于同一台制冷机，使用温度的范围较窄；

制冷量调节困难，维护和使用要求较高。

空气制冷机除在较低温度下制冷系数高，运行经济性较好外，还可以克服上述缺点。因此使用温度低于-60°C时，使用空气制冷机具有一系列的优点。空气制冷机采用逆向Brayton循环，它的主要问题是：

在较高的使用温度下制冷系数远低于蒸气制冷机，因而能耗大。比如：在空调工况下，采用闭式循环时制冷系数仅为0.6左右；

目前使用的涡轮式空气制冷机中，涡轮冷却器和压气机效率较低，因而使制冷机的实际制冷系数也降低；

涡轮冷却器转速很高（通常为 $3 \times 10^4 \sim 10^5 \text{ r/min}$ ），功率输入很困难，因而必须配设第一级压缩机。目前的气体压缩机体积都很大，远远超过涡轮本身的体积，因而使整个机器所占的空间变得较大。

1967年,美国普渡大学曾提出了变容式空气制冷机的设想。1970年6月,汤姆·爱德华兹(T.C.Edwards)在普渡大学发表了题为“一种旋转叶片式逆向Brayton循环空调和制冷机”的博士论文。由于这种空气制冷机中完成压缩和膨胀过程的压缩-膨胀器效率高,功率输入容易(转速低于3000r/min),使实际制冷系数提高和总体积减小。1975年,汤姆·爱德华兹发现了以空气和水的混合物为工质的新热力循环,这在热力学和制冷领域确实是一项重大的技术突破,一种新的制冷技术——混合工质制冷技术由此诞生了。新热力循环可以视为逆向朗肯循环和逆向Brayton循环的组合,兼有二者的优点。它采用变容式压缩-膨胀器来完成压缩和膨胀过程,因此效率高,功率输入容易,使实际制冷系数提高和机器总体积减小。近年来,混合工质制冷技术在房间空调、机动车辆空调、飞机空调、海军冷却服、食品冷冻及冷藏等方面的应用都取得了良好效果。这种新型制冷机的主要优点是:

制冷系数高。这是由于它既利用了制冷工质中相变成分发生相变时的吸、放热效应,又利用了气相成分膨胀时功率可回收的特点。和蒸气压缩式制冷机相比,在较高的使用温度下,它的理论制冷系数高,实际制冷系数与蒸气制冷机接近;在较低温度下,它的制冷系数则远远高于蒸气制冷机。因而,这是一种节能好的机器;

压缩-膨胀器效率高,功率输入容易,机器总体积较小;

不需要使用专门的制冷工质,工质的泄漏也不会污染大气和环境,并对制冷机性能影响甚微;

具有空气制冷机的全部优点。

虽然混合工质制冷机出现较晚,但是其在热力学理论、实验研究、机器的工程设计和制造等多种领域的应用研究已有了较大的进展,取得了积极的效果,目前已处于商品化的开始阶段。混合工质制冷机作为一项新的制冷设备,从它的固有优点来看,发展潜力是很大的,必将在普冷的较宽温度范围内都得到应用。尤其是它具有能耗小、无污染、体积小的突出优点,因而必将会在各个方面同目前广为应用的蒸气压缩式制冷机和空气制冷机相竞争。

当前,我国各族人民正在为实现四个现代化的宏伟目标而奋斗。作为国民经济各个部门都在广泛应用的制冷科学,担负的任务是很艰巨的。虽然有关混合工质制冷技术已有大量的资料发表,近几年我国也开展了这方面的研究工作,但是迄今还没有一本系统地介绍混合工质制冷技术的书。本书将在总结国内外研究成果的基础上,从热力学理论、工程设计和计算等各个领域,系统地介绍混合工质制冷技术。期望能促进这种制冷技术在我国推广应用,使之在和国外差距还不很大的时候,就能迅速赶上去,为“四化”做出贡献。

第一章 混合工质制冷机的热力学原理

混合工质制冷机的制冷工质是由不发生相变的气体成分和相变物质所组成的。该机通过这种混合工质完成一定的热力循环,以达到制冷或制热的目的。最常用且价廉的混合工质是空气和水的组合,因此混合工质制冷机的基本原理将涉及到混合气体和湿空气的热力学问题。

从整个热力循环来讲,混合工质制冷循环——新热力循环是定质量的,但循环的有些过程又是变质量过程。因此研究混合工质制冷机不仅要用到通常的定质量系统的热力学理论,也要应用到变质量系统热力学的某些原理。

混合工质制冷机中使用多种热交换器。在这些热交换器中混合工质的相变成分要发生冷凝、蒸发、结冰和融化一类的相变。它们的热量传递本质上是属于含有不凝气的相变物质的热交换,其中既有传热过程,又有传质过程。

根据热力学和传热学的特点,本章将首先介绍气体混合物和湿空气热力学的基本知识,以及变质量系统热力学的某些理论,然后介绍新热力循环的原理。含有不凝气的相变物质的热交换问题将在热交换器一章中论述。

第一节 气体混合物和湿空气热力学

由不发生化学反应的两种或两种以上的纯气体物质组成的混合物,称为气体混合物。描述气体混合物状态的基本参数,例如压力、比热容、内能、比焓和比熵等与气体混合物本身组成成分的百分比有关,因此和纯气体相比,气体混合物的基本参数增加了各组分的组成百分比。在使用气体混合物的基本参数时,根据纯气体性质所建立的理想气体参数间的关系式也适用于理想气体的混合物。

由水蒸气和气体组成的气体混合物是一种特殊的理想气体混合物,其特点是被称为“蒸汽”的组分在所讨论的温度范围内可能凝结和凝固。工程上经常遇到这类特殊气体混合物,混合工质制冷机的工质也就是这种蒸汽和气体组成的混合物。湿空气是干空气和水蒸气的混合物,虽然在通常情况下水蒸气的含量并不多,但由于水蒸气的相变对热力过程有显著的影响,因而有必要专门介绍有关湿空气的基本知识。

一、理想气体

满足如下方程式的气体称为理想气体

$$\text{即:} \quad pv = RT \quad (1-1)$$

理想气体是一种假想的物质,而实际气体只有当 $p \rightarrow 0$ 时才满足上述方程式。由于在压强不大的情况下,实际气体和理想气体的状态偏差是很小的,因此在计算实际气体的过程中可以利用理想气体的参数关系式。理想气体关系式应用范围可由工程计算中所要求的精度来确定。

(一) 通用气体常数

(1-1) 式中的气体常数 R 随气体种类而异, 原因是由于在同温、同压下, 单位质量 (1kg) 的不同气体的容积是不相同的。例如空气和氧在同样的标准大气压下和 0°C 时, 由于空气的比容为 $0.775\text{m}^3/\text{kg}$, 氧的比容为 $0.7\text{m}^3/\text{kg}$, 则根据 (1-1) 式算出的空气 R 值大于氧的 R 值。

阿伏加德罗定律指出: 在同温、同压下, 1 摩尔 (mol) 的任何气体所占的容积都相同。根据测定, 1mol 任何气体在 1 个标准大气压 ($1.01325 \times 10^5 \text{Pa}$) 和 0°C 时的摩尔容积为:

$$V_{m0} = 22.4 \times 10^{-3} \quad \text{m}^3/\text{mol}$$

若采用摩尔质量为度量气体质量的单位, 则所有气体的气体常数也就相等了。将 (1-1) 式的两边同乘以摩尔质量 $\mu (\text{kg/mol})$, 则得

$$p\mu v = \mu RT$$

式中 $\mu v = V_m$, $\mu R = R_m$, 因为对于不同气体的 V_m 都相等, 所以 R_m 也相等, 这和气体种类无关, R_m 可称为通用气体常数。根据 $pV_m = R_m T$ 式, 可以计算得到 R_m , 具体数值见表 1-1。

采用不同单位的通用气体常数 R_m 值

表 1-1

R_m	8.3143	0.848	1.986	1.986	15453
单位	J/(mol·K)	kgf·m/(mol·K)	cal/(mol·K)	Btu/(lb _m ·mol·°R)	ft·lbf/(lb _m ·mol·°R)

R 和 R_m 有下述关系:

$$R = \frac{R_m}{\mu} \quad (1-2)$$

常用气体的摩尔质量 μ 和气体常数 R 值均列入附录附表 1 之中。

(二) 比热容和比焓

1. 比热容

若在 dt 时间内, 某一物质的单位质量的热量变化为 dq , 则 dq 与 dt 的比值 $\frac{dq}{dt}$, 定义为该物质的比热容, 即

$$c = \frac{dq}{dt} \quad (1-3)$$

气体的比热容与气体本身的性质 (种类)、热工过程 (加热和放热方式) 和所处的状态有关。气体热力工程中最常见的为定压和定容过程, 因此比热容相应地分为定压比热容 c_p 和定容比热容 c_v 。 c_p 、 c_v 和 R , 以及 $C_p = \mu c_p$ 、 $C_v = \mu c_v$ 和 R_m 之间存在如下关系:

$$c_p - c_v = R \quad (1-4)$$

$$C_p - C_v = R_m \quad (1-5)$$

气体的比热容是温度和压力的函数, 即

$$c = f(t, p)$$

但是对于理想气体, 由于分子间没有相互作用力, 分子仅具有内动能而无内位能, 因此理想气体比热容和压力无关而仅为温度的函数, 即 $c = f(t)$ 。 c 和 t 的关系极为复杂, 工程上一般用下式近似地计算气体的摩尔比热容:

$$C_{p0} = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 \quad (1-6)$$

$$C_{v0} = (a_0 - R_m) + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 \quad (1-7)$$

$C_{p,0}$ 和 $C_{v,0}$ 为由273.15K (0°C) 到终温 T 之间的平均比热。常用气体的 a_0 、 a_1 、 a_2 和 a_3 值列入附录的附表2和附表3中。工程热力学书上给出的,通常都是由初温 $t_0=0^\circ\text{C}$ 到终温 t 的平均比热容。而初温为 t_1 ($t_1 \neq 0$) 到终温为 t_2 的平均比热容和由 0°C 算起的平均比热容之间则存在如下关系:

$$\overline{C}_{t_1}^{t_2} = \frac{\overline{C}_{0,2}^{t_2} - \overline{C}_{0,1}^{t_1}}{t_2 - t_1} \quad (1-8)$$

因为对于理想气体来说,在低温范围内的计算精度要求不太高,所以可认为其比热容和温度无关——定值比热容。在普冷范围内的理想气体计算一般都可以采用定值比热容。常用气体的定值比热容列入附录的附表1之中。

2. 比焓

对于一些惰性(单原子)气体,如氦(He)、氖(Ne)、氩(Ar)、氪(Kr)、氙(Xe)等,其理论上的比热容 c_p 和 c_v 均与温度无关,且为常数:

$$c_p = \frac{5}{2}R, \quad c_v = \frac{3}{2}R \quad (1-9)$$

因此,比焓 h 可用下式计算:

$$h = h_0 + c_p(T - T_0) = h_0 + \frac{5}{2}R(T - T_0)$$

初温为 T_1 到终温为 T_2 之间的焓差为

$$\Delta h = \frac{5}{2}R(T_2 - T_1) \quad (1-10)$$

在温度为300K以下时,双原子气体氢(H_2)、氮(N_2)和氧(O_2)的比热容几乎不变,即

$$c_p \approx \frac{7}{2}R, \quad c_v \approx \frac{5}{2}R$$

因而其焓差为

$$\Delta h \approx \frac{7}{2}R(T_2 - T_1) \quad (1-11)$$

对于其他气体的焓差为

$$\Delta h = \int_{T_0}^{T_2} c_p(T) dT - \int_{T_0}^{T_1} c_p(T) dT = \overline{c}_p^{T_2} T_2 - \overline{c}_p^{T_1} T_1 \quad (1-12)$$

$$\text{或} \quad \Delta h = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT = \overline{c}_{p,1}^{T_2} (T_2 - T_1) \quad (1-13)$$

(三) 比熵

比熵是压力和温度的函数,可用下式计算:

$$s(T, p) = s_0 + \int_{T_0}^T c_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{p}{p_0} \quad (1-14)$$

式中前两项为温度的函数,根据(1-14)式可得出气体两状态间的熵差计算公式如下:

$$\begin{aligned} \Delta s_{2-1} &= \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \\ &= \overline{c}_{p,1}^{T_2} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \end{aligned} \quad (1-15)$$

$$\Delta s_{2-1} = \bar{c}_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (1-16)$$

二、气体混合物

(一) 道尔顿分压定律

混合气体中各组成气体单独占有与混合气体相同的容积 V ，并处于和混合气体相同的温度 T 时所呈现的压力，称为该组成气体的分压力。

理想气体混合物的总压力等于各组成气体的分压力的总和，这个关系称为道尔顿分压定律，其数学表达式为：

$$p = \sum_{i=1}^n p_i \quad (1-17)$$

n ——组成气体的种类数。

(二) 分容积定律

混合物处于温度 T 和总压力 p 时占有的容积 V 称为混合物的总容积。其中某一组成气体处于和混合物相同的温度 T 和总压力 p 时所单独占有的容积 V_i ，称为该组成气体的分容积。

理想气体混合物的总容积等于各组成气体的分容积之和，这个关系称为分容积定律，其数学表达式为

$$V = \sum_{i=1}^n V_i \quad (1-18)$$

(三) 混合气体的成分表示法

为了能用组成气体的参数来计算混合气体的内能、焓和熵等参数，则首先必须掌握混合气体的组成成分。按照度量单位的不同，表示成分的方法有下述三种：

1. 质量成分

混合气体中，某一组成气体的质量 m_i 和混合气体的总质量 m 之比称为该组成气体的质量成分或质量百分数，用 X_i 表示，即

$$X_i = \frac{m_i}{m}$$

2. 容积成分

混合气体中，某一组成气体的分容积 V_i 和混合气体的总容积 V 之比称为该组成气体的容积成分或容积百分数，用 Y_i 表示，即

$$Y_i = \frac{V_i}{V}$$

3. 摩尔成分

混合气体中，某一组成气体的摩尔数 n_i 和混合气体的总摩尔数 n 之比称为该组成气体的摩尔成分或摩尔百分数，用 Z_i 表示，即

$$Z_i = \frac{n_i}{n}$$

(四) 混合气体的比热容、比内能和比焓的计算

1. 比热容

混合气体的定压比热容计算公式：

$$c_p = \sum_{i=1}^n X_i c_{p,i} \quad (1-19)$$

混合气体的定容比热容计算公式:

$$c_v = \sum_{i=1}^n X_i c_{v,i} \quad (1-20)$$

混合气体的摩尔热容计算公式:

$$C_p = \sum_{i=1}^n Z_i C_{p,i} = \sum_{i=1}^n X_i c_{p,i} \quad (1-21)$$

2. 比内能

混合气体的比内能计算公式:

$$u = \sum_{i=1}^n X_i u_i \quad (1-22)$$

3. 比焓

混合气体的比焓计算公式:

$$h = \sum_{i=1}^n X_i h_i \quad (1-23)$$

(五) 混合气体的比熵

混合气体的比熵计算公式:

$$s(T, p) = \sum_{i=1}^n X_i s_i(T, p_i) \quad (1-24)$$

因为组成气体的熵增量可用下式计算:

$$ds_i = \bar{c}_{p,i} \frac{dT}{T} - R_i \frac{dp_i}{p_i}$$

故混合气体的熵增量计算公式为:

$$ds = \sum_{i=1}^n X_i \bar{c}_{p,i} \frac{dT}{T} - \sum_{i=1}^n X_i R_i \frac{dp_i}{p_i} \quad (1-25)$$

三、蒸气气体混合物和湿空气

蒸气气体混合物是气体和蒸气的混合物,其特点就是蒸气有可能发生凝结。当蒸气不发生凝结时,混合物可视为理想气体的混合物,只要蒸气气体混合物中蒸气的分压力小于其饱和压力,则蒸气气体混合物总是保持理想气体的状态。当蒸气的分压力等于混合物中蒸气的饱和压力时,饱和蒸气气体混合物由两相——气相和凝结物组成。气相为饱和蒸气和不凝结的气体组成的混合物,而凝结物是纯液体或纯固体物质。液体可能处于雾状或以悬浮聚合体(沉积物)的形式存在。在气相和凝结物处于热力学平衡时,二者有相同的温度和压力,而气相的总压力等于蒸气的饱和压力和气体的分压力之和。

湿空气是由于空气和水蒸气所组成的,是最常见的蒸气气体混合物。湿空气中的水蒸气在一定的条件下既会发生凝结和凝固,又会发生融化和蒸发。混合工质制冷机最常用的工质是空气和水分组成的混合物。下面将介绍湿空气的几个基本概念和湿空气基本参数的计算,它对于其他种类的蒸气气体混合物也都是适用的。

(一) 饱和蒸汽压和露点

未饱和空气中的水蒸气处于过热状态,如图1-1中的1点,而饱和空气中的水蒸气处于饱和蒸汽状态,即处于图中水-汽临界线上。未饱和空气,要达到饱和空气可以采用不同的方法。

在温度不变的情况下,向湿空气加入水分或对湿空气进行等温压缩,即按图1-1中的1-s等温线变化,都将增大湿空气中水蒸气的分压力。而当达到饱和点s时,若继续增大蒸汽分压力,则湿空气将进入两相区,其中部分水蒸气要凝结为液体水。达到s点时的湿空气称为在对应温度 T 时的饱和湿空气。饱和湿空气中水蒸气的分压力和含量均为在对应温度 T 时的最大值。饱和水蒸气的分压力和含量是温度 T 的单值函数,它和湿空气的压力无关。表1-2列出了不同温度下的饱和水蒸气压力值。

在保证湿空气中水蒸气的分压力不变的情况下,降低湿空气的温度,即按图1-1中所示的1-d等压线变化,当达到饱和点d时,若再降低温度,则湿空气将进入两相区,部分水蒸气也将凝结为液体水。d点称为湿空气的露点,对应的温度 T_d 称为湿空气的露点温度。湿空气的露点温度和水蒸气的分压力之间存在着单值函数关系。

图1-2为水的 p - t 图。由图可见,温度较低时,水蒸气的饱和压力很小,可以按理想气体的性质进行计算。

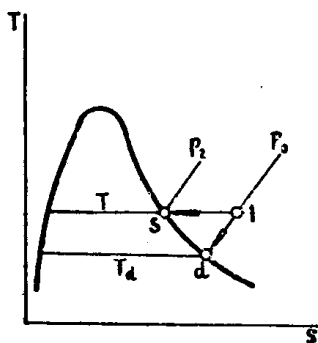


图1-1 湿空气中水蒸气的 T - s 图

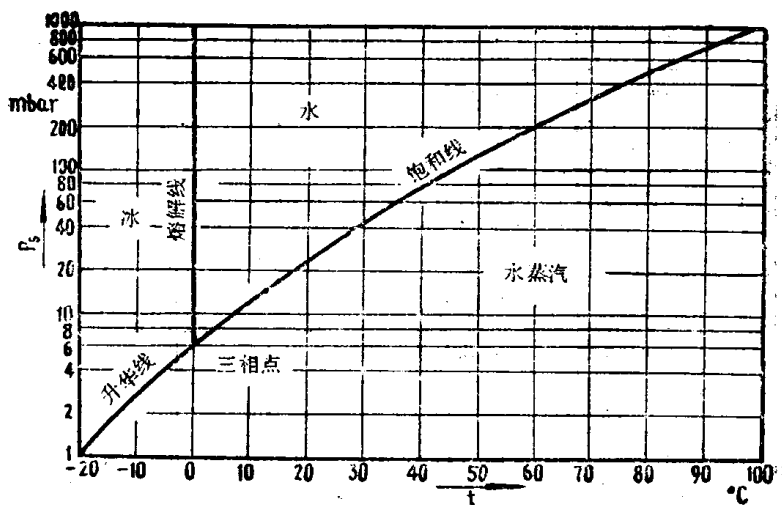


图1-2 水的 p - t 图

水的三相点温度为 0.01°C ,水蒸气在低于这个温度下凝结后,将形成冰或霜。在这种情况下水蒸气和冰(或霜)之间的相变沿升华线进行。由此,可将湿空气分为三个状态区:

未饱和湿空气——水蒸气分压力小于其饱和分压力;

含液体水的饱和湿空气($t > 0.01^{\circ}\text{C}$)——包含饱和水蒸气和液态水;

含固态凝结物的饱和湿空气——包含饱和水蒸气和霜或以冰雾形式出现的冰。

(二) 绝对湿度、相对湿度和含湿量

1. 绝对湿度

1m^3 湿空气中所含水蒸气的质量称为湿空气的绝对湿度,用 ρ_w 表示。绝对湿度的数值等于按水蒸气分压力和湿空气温度所确定的水蒸气的密度。因为水蒸气饱和分压力只和温度有关,因而饱和湿空气的绝对湿度也只是温度的函数,并和压力无关。表1-2列出了不同温度下的饱和绝对湿度值($\rho_{w,s}$)。

2. 相对湿度

不同温度下的水蒸气分压力和绝对湿度

表 1—2

温 度		饱 和 水 蒸 气 分 压 力 (10^4Pa)	饱 和 绝 对 湿 度 (g/m^3)	温 度		饱 和 水 蒸 气 分 压 力 (10^4Pa)	饱 和 绝 对 湿 度 (g/m^3)
$^{\circ}\text{C}$	K			$^{\circ}\text{C}$	K		
100	373.15	10.1302	597.0	27	300.15	0.3560	25.8
95	368.15	8.4533	593.0	26	299.15	0.3364	24.4
90	363.15	7.0118	422.9	25	298.15	0.3177	23.0
85	358.15	5.7859	353.1	24	297.15	0.2991	21.8
80	353.15	4.7366	292.9	23	296.15	0.2815	20.6
75	348.15	3.8540	241.6	22	295.15	0.2648	19.4
70	343.15	3.1185	197.9	21	294.15	0.2491	18.3
65	338.15	2.5007	161.1	20	293.15	0.2334	17.3
60	333.15	1.9907	130.1	19	292.15	0.2197	16.3
55	328.15	1.5789	104.3	18	291.15	0.2069	15.4
50	323.15	1.2356	83.2	17	290.15	0.1932	14.5
49	322.15	1.1768	79.4	16	289.15	0.1824	13.7
48	321.15	1.1376	75.8	15	288.15	0.1706	12.8
47	320.15	1.0591	71.9	14	287.15	0.1598	12.1
46	319.15	1.0101	68.5	13	286.15	0.1500	11.4
45	318.15	0.9591	65.5	12	285.15	0.1402	10.7
44	317.15	0.9120	62.5	11	284.15	0.1314	10.0
43	316.15	0.8649	59.5	10	283.15	0.1226	9.4
42	315.15	0.8198	56.5	8	281.15	0.1069	8.3
41	314.15	0.7796	53.8	6	279.15	0.0932	7.3
40	313.15	0.7375	51.2	4	277.15	0.0814	6.4
39	312.15	0.7012	48.8	2	275.15	0.0706	5.6
38	311.15	0.6629	46.3	0	273.15	0.0608	4.8
37	310.15	0.6286	44.0	-2	271.15	0.0530	4.2
36	309.15	0.5943	41.8	-4	269.15	0.0451	3.5
35	308.15	0.5598	39.6	-6	267.15	0.0382	3.0
34	307.15	0.5325	37.6	-8	265.15	0.0333	2.6
33	306.15	0.5031	35.7	-10	263.15	0.0284	2.2
32	305.15	0.4766	33.8	-12	261.15	0.0245	1.8
31	304.15	0.4472	32.0	-14	259.15	0.0206	1.5
30	303.15	0.4236	30.4	-16	257.15	0.0178	1.3
29	302.15	0.4001	28.7	-18	255.15	0.0122	1.1
28	301.15	0.3776	27.2	-20	253.15	0.0101	0.9

续上表

温 度		饱 和 水 蒸 气 分 压 力 (10 ⁴ Pa)	饱和绝对湿度 (g/m ³)	温 度		饱 和 水 蒸 气 分 压 力 (10 ⁴ Pa)	饱和绝对湿度 (g/m ³)
℃	K			℃	K		
-22	251.15	0.0082	0.8	-40	233.15	0.0013	0.12
-24	249.15	0.0069	0.6	-45	228.15	0.0007	0.067
-26	247.15	0.0056	0.5	-50	225.15	0.0004	0.035
-28	245.15	0.0045	0.4	-55	223.15	0.0002	0.021
-30	243.15	0.0037	0.34	-60	221.15	0.000108	0.011
-35	238.15	0.0022	0.2				

湿空气的绝对湿度 ρ_w 和同温度下饱和绝对湿度 ρ_{ws} 的比值 φ 称为湿空气的相对湿度, 即

$$\varphi = \frac{\rho_w}{\rho_{ws}} \quad (1-26)$$

相对湿度的数值也等于湿空气的水蒸气分压力 p_w 和同温度下的饱和水蒸气分压力 p_{ws} 的比值, 即

$$\varphi = \frac{p_w}{p_{ws}} \quad (1-27)$$

相对湿度既表示湿空气的饱和程度, 也说明湿空气吸收水蒸气的能力。相对湿度愈小, 则吸收水蒸气的能力愈大。饱和湿空气的吸湿能力为零。

3. 含湿量

湿空气中与1kg干空气里相应的水蒸气的质量称为湿空气的含湿量, 用 d 表示。其单位为g/[kg(A)], 即

$$d = 1000 \frac{m_w}{m_a} = 1000 \frac{\rho_w}{\rho_a} \quad (1-28)$$

式中 m_w , m_a 分别为湿空气中水蒸气和干空气的质量, 单位为kg; ρ_a 为1m³湿空气中干空气的质量, 单位为kg/m³。

含湿量用下式进行计算:

$$d = 622 \frac{\varphi p_{ws}}{p - \varphi p_{ws}} \quad \text{g/[kg(A)]} \quad (1-29)$$

式中 p 为湿空气的压力。由(1-29)式可见, 含湿量是湿空气温度和压力的函数。

4. 密度和气体常数

湿空气的密度 ρ 等于其所含的干空气和水蒸气分别在各自的分压力下的密度之和, 即

$$\rho = \rho_a + \rho_w$$

按照理想气体状态方程式, $R_a = 287.1 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$, $R_w = 461.5 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$, 可导出

$$\rho = \frac{p}{287.1T} + 0.001319 \frac{\varphi p_{ws}}{T} \quad \text{kg/m}^3 \quad (1-30)$$

由上式可见: 湿空气的密度小于干空气的密度, 而且相对湿度增加时, 湿空气的密度减小。

湿空气的密度和含湿量之间存在下述关系:

$$\rho = \frac{1000 + d}{d} \rho_w \quad (1-31)$$