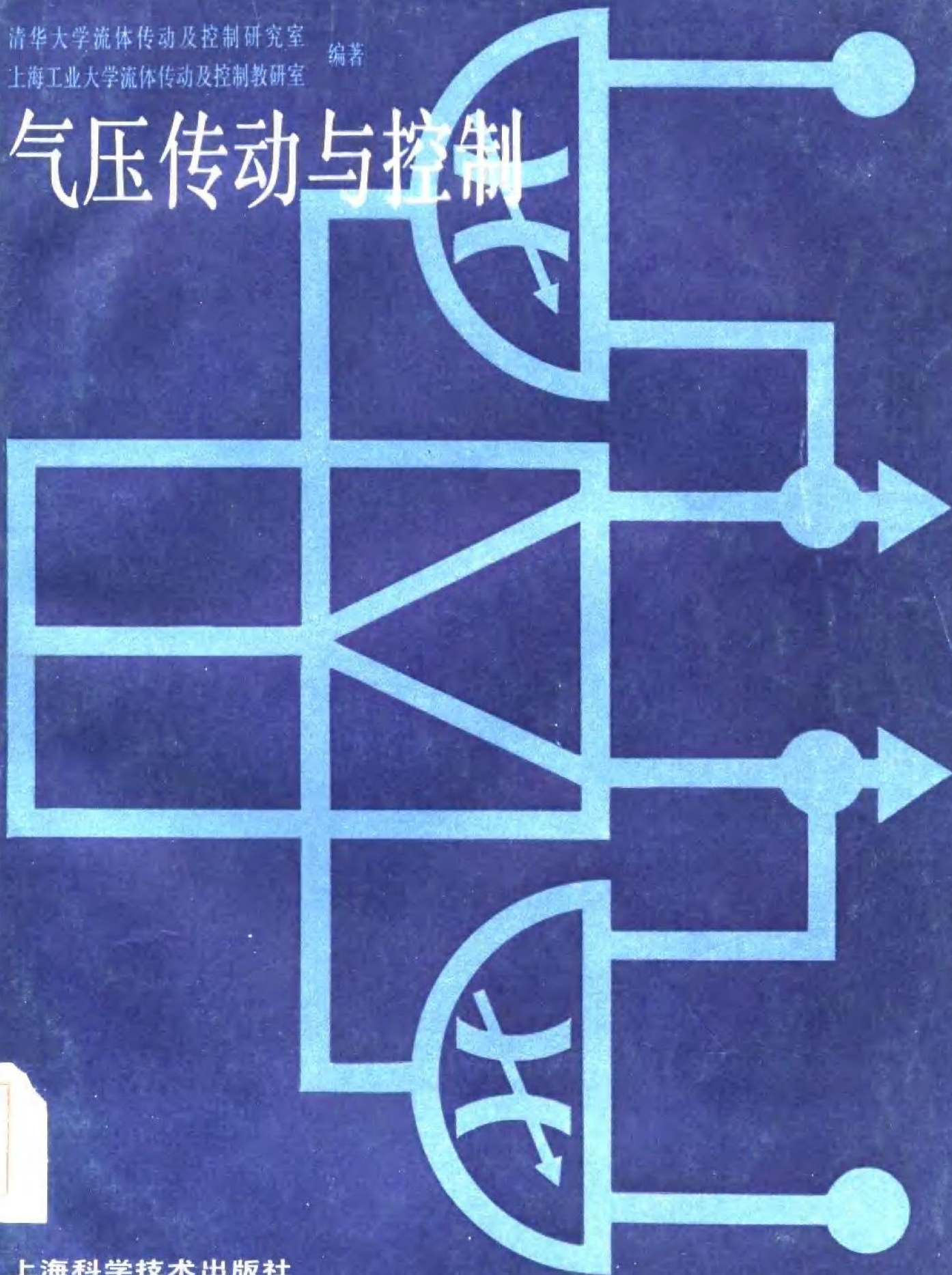


清华大学流体传动及控制研究室 编著
上海工业大学流体传动及控制教研室

气压传动与控制



上海科学技术出版社

内 容 提 要

本书是我国高等学校流体传动及控制专业的教学参考书。书中第一章介绍气动的工作原理和有关流体力学的一些基本知识，第二章至第七章主要介绍了国内生产和使用的气动元件，第八章至第十二章介绍了气动回路和动力系统的设计方法及气动应用实例。

本书可供大专院校的有关师生使用，也可供有关工程技术人员工作中参考。

前 言

为了适应四个现代化建设的需要,加速培养气动技术专门人才,我们在1976年合编《气动技术》讲义的基础上,经过多年来教学和科研实践,又收集了国内外有关资料,编写了本书。

本书在取材方面力求理论与实际结合、学以致用,编写中注意从当前设计制造的实际水平出发,对结构和原理进行了阐述,概括气动系统共性问题,着眼于使读者具有选用气动元件和分析、设计气动系统的能力。

本书由上海工业大学王孝华(第一、十一章)、陆鑫盛(第四、七章)、徐炳辉(第六、十章、十二章一部分)、清华大学李英敏(第二、五章)、苗日新(第八、九章、第十二章一部分)、徐文灿(已调北方工业大学)(第三章)共同编写,全书由徐炳辉、苗日新主编、机械工业部吴筠审阅,上海工业大学王庆鹤审阅了回路设计的电气部分。

作者对本书编写中各方面提供的资料和协助表示感谢,并对本书不足之处提出意见表示欢迎。

编 者

一九八五年七月

目 录

第一章 气动的基础知识	1	三、标准化气缸的结构形式	49
第一节 概述	1	四、气缸的设计步骤	54
一、气动及其系统组成	1	第四节 气缸的应用	55
二、气动特点	2	一、气缸驱动机构的应用	55
第二节 湿空气	2	二、气缸的选择与使用要求	57
一、湿空气及其对气动系统的影响	2	第五节 冲击气缸及其应用	58
二、绝对湿度、相对湿度、湿含量	4	一、普通型冲击气缸	58
三、湿空气的密度	6	二、快排型冲击气缸	59
第三节 压缩空气	6	三、冲击气缸的性能参数	61
一、压缩空气流量与自由空气流量换算	6	四、冲击气缸使用中应注意的问题	62
二、压缩空气的湿含量	7	五、压紧活塞式冲击气缸	62
三、压缩空气的相对湿度和含水量	7	六、冲击气缸的应用实例及控制回路	65
第四节 压缩空气通过管路系统时的能量损失	10	第六节 气动马达	66
一、能量损失的实质及分类	10	一、叶片式气动马达的工作原理和特性	66
二、沿程损失的计算	11	二、气动马达的特点及应用	67
三、局部损失的计算	13	第七节 气动夹具及气液传动装置	67
第五节 阀的流量性能表示法	17	一、气动夹具	67
一、有效截面积 S 值及其计算	18	二、气液传动装置	68
二、 C 值	20	参考文献	72
第六节 气阻、气容及气容充放气所需时间	20	第三章 气动控制阀	73
一、气阻及其分类	20	第一节 压力控制阀	73
二、气容及气容充放气所需时间	22	一、减压阀	73
参考文献	25	二、溢流阀(安全阀)	77
第二章 气动执行元件	27	三、顺序阀	77
第一节 气缸的分类和特性分析	27	第二节 流量控制阀	79
一、气缸的分类	27	一、节流阀	79
二、普通气缸的特性分析	31	二、单向节流阀	81
第二节 几种常用气缸的工作原理和计算	33	三、排气节流阀	81
一、普通单向作用气缸	33	四、行程节流阀	82
二、双向作用普通气缸	35	第三节 方向控制阀	83
三、缓冲气缸	39	一、方向控制阀的分类	83
四、可调速气缸	39	二、气压控制换向阀	87
五、油阻尼气缸	41	三、人力控制换向阀	96
六、回转气缸	44	四、机械控制换向阀	98
七、薄膜气缸	45	五、电磁控制换向阀	101
八、摆动式气缸	46	六、单向型控制阀	108
九、步进气缸	47	七、方向控制阀的工作条件和性能指标	110
第三节 标准气缸的系列及结构形式	48	八、方向控制阀的选用	116
一、标准化气缸的标记及系列	48	参考文献	117
二、标准化气缸的基本参数	48	第四章 气动逻辑元件	118

第一节 概述	118	五、涡流式探头	166
一、气动逻辑元件	118	六、超声波探头	166
二、基本逻辑单元介绍	120	七、液位测量	168
第二节 截止式逻辑元件	121	第三节 压力信号的转换和放大	170
一、元件的工作原理和结构	122	一、背压式放大器	170
二、高压截止式逻辑元件	128	二、膜片-滑阀式放大器	171
第三节 膜片式逻辑元件	129	三、膜片式比例放大器	171
一、微压膜片式逻辑元件	129	四、对冲式放大器	172
二、低压膜片式逻辑元件	133	第四节 气动变送器	173
三、高压膜片式逻辑元件	136	一、差压变送器	173
第四节 滑阀式逻辑元件	137	二、压力变送器	176
一、动作原理和特点	138	第五节 应用	176
二、软质密封	138	一、模拟测量系统	177
三、间隙密封	140	二、数字测量系统	178
第五节 元件的性能及使用	141	参考文献	179
一、元件的性能参数	141	第七章 连续控制元件	180
二、元件的使用	143	第一节 基本调节规律	180
参考文献	145	一、气动调节系统的组成	180
第五章 气动辅助元件	146	二、调节器的调节规律	181
第一节 过滤器	146	第二节 膜片式比例积分(<i>PI</i>)调节器	186
一、QSL 型普通分水滤气器	146	一、基本结构	186
二、自动放水型分水滤气器	148	二、工作原理	188
三、其他过滤器	148	三、比例积分调节器的特性	191
第二节 油雾器	149	第三节 膜片式微分(<i>PD</i>)器	193
一、油雾器的种类和结构	149	一、基本结构和工作原理	193
二、雾化原理	151	二、微分器特性	195
三、QIU 型油雾器的性能	152	第四节 波纹管式比例积分微分(<i>PID</i>)调节器	195
四、油雾器的使用	152	一、结构和工作原理	196
第三节 消声器	153	二、 <i>PID</i> 调节器特性	197
一、概述	153	参考文献	201
二、消声器的种类和结构	153	第八章 逻辑代数和逻辑线路的设计	202
三、消声器的使用	154	第一节 概述	202
第四节 转换器	154	第二节 基本逻辑运算	203
一、气/电转换器	154	一、基本逻辑运算和气动逻辑门	203
二、电/气转换器	156	二、电气开关元件的逻辑功能	205
第五节 放大器	156	第三节 布尔定理	206
第六节 管道与管接头	158	一、基本定律	206
第七节 显示器	159	二、导出公式	207
参考文献	160	三、运算规则和对偶定理	208
第六章 气动传感器	161	第四节 逻辑代数法设计组合线路	209
第一节 概述	161	一、真值表	209
第二节 传感器	161	二、逻辑函数的标准形(与-或式)	210
一、喷嘴挡板机构和背压式探头	162	三、化简函数和绘制线路图	211
二、反射式探头	163	四、由真值表求函数的最简或-与式	212
三、动量交换式探头	164	第五节 卡诺图法设计组合线路	212
四、遮断式探头	165	一、卡诺图和卡诺图	213

二、用卡诺图将函数化简为与-或式	214	二、分组供气回路	281
三、用卡诺图将函数化简为或-与式	216	三、分组供气法和 $X-D$ 图法的比较	282
四、有无关最小项的逻辑函数的化简	217	第八节 新 $X-D$ 图法	284
第六节 最简或非-或非式和与非-与非式	218	一、消除障碍的公式	284
一、最简或非-或非式	218	二、和新 $X-D$ 图法对应的逻辑代数法	285
二、与非-与非式	220	三、新 $X-D$ 图法	286
第七节 时序线路的设计	221	第九节 基本回路	288
一、记忆元件	221	一、放大回路	288
二、脉冲输入时序线路	225	二、同步动作回路	289
三、位置程序控制线路(逻辑代数-扩大卡诺图法)	229	三、单往复动作回路	289
第八节 阀的逻辑函数	238	四、气缸在中途停止运动的回路	291
一、双控两位阀	239	五、多次往复动作回路	291
二、单控两位阀	240	参考文献	292
三、三位阀	242	第十章 通用程序控制回路和装置	293
第九节 计算机辅助逻辑设计	243	第一节 概述	293
一、输入输出表	243	第二节 信号分配回路的工作原理	294
二、MII 计算机程序的框图	245	第三节 时间程序器	296
三、计算机输出的打印结果	246	一、由同步电机带动分配机构	297
参考文献	247	二、由气动元件组成的定时回路	298
第九章 位置程序控制线路的设计	248	三、以气动延时器为主的控制回路	298
第一节 概述	248	第四节 气动通用位置程序控制装置的组成及使用	301
第二节 信号-动作的状态图	251	一、组成	301
一、 $X-D$ 图的绘制	251	二、使用方法	302
二、 $X-D$ 图判别障碍	253	第五节 机械式程序控制器及其使用	306
三、区间直观法判别障碍	254	一、机械式通用程序器的工作原理	306
四、 $X-D$ 图的其他用途	255	二、机械式程序器的使用方法	308
第三节 单往复程序的线路设计	255	第六节 用中间继电器组成通用程序控制回路	310
一、逻辑与运算消除障碍	256	参考文献	312
二、绘制逻辑原理图和控制线路图	258	第十一章 气源系统	313
三、单控主控阀的控制线路的设计	261	第一节 概述	313
四、消除障碍的其他方法	264	一、气源系统的组成	313
五、等效回路的置换	266	二、气动系统对压缩空气质量的要求	313
第四节 多往复程序的线路设计	267	第二节 压缩空气站设备	314
一、多往复程序的特点	268	一、空气压缩机及其选用原则	314
二、多往复程序 $X-D$ 图的画法	268	二、压缩空气的净化设备	315
三、判别障碍和消除障碍	269	三、压缩空气的干燥	319
四、绘制控制线路图	269	第三节 气源系统的管道设计	323
第五节 选择程序的线路设计	272	一、气源系统管道的设计内容	323
一、自动选择程序的线路设计	272	二、气源系统管道的设计原则	324
二、人工预选程序的线路设计	273	三、气源系统管道的安装	326
第六节 各种特殊程序的线路设计	276	第四节 设计举例	326
一、变换主控阀工作压力的气动回路	276	一、设计要求	326
二、带有延时控制的位置程序控制回路	276	二、设计步骤	327
三、压力控制和位置控制的混合程序	279	参考文献	329
第七节 分组供气法消除障碍	280		
一、分组规则	281		

第十二章 气动系统的设计	330	第二节 气动连续控制系统的设计	344
第一节 气动断续控制系统的设计	330	一、连续控制系统的设计步骤	344
一、气动断续控制系统的设计步骤	330	二、设计举例	345
二、气动系统设计中的几个问题	333	三、连续控制系统应用举例	346
三、设计举例	334	参考文献	349
四、断续控制系统应用举例	336		

第一章 气动的基础知识

第一节 概 述

一、气动及其系统组成

气动是气压传动及控制的简称,也可称为气动技术。它是以压缩空气为动力源来驱动和控制各种机械设备以实现生产过程机械化和自动化的一种技术。它主要包含两个方面的内容:即气压传动和气动控制。它与液压传动和控制是同一学科,两者总称为流体传动与控制。气动以压缩空气作为传递动力和信号的介质,通过气缸和气马达得到工作机所需要的直线运动和回转运动。作为一种控制技术,气动控制系统可利用各种气动控制元件组成控制回路或装置以达到生产过程自动控制的目的。

气动技术可以实现断续控制和模拟控制,在某个气动系统中往往总是包含着传动与控制两部分,如图 1-1 所示为常用于实现断续生产过程的典型气动系统,它包括:

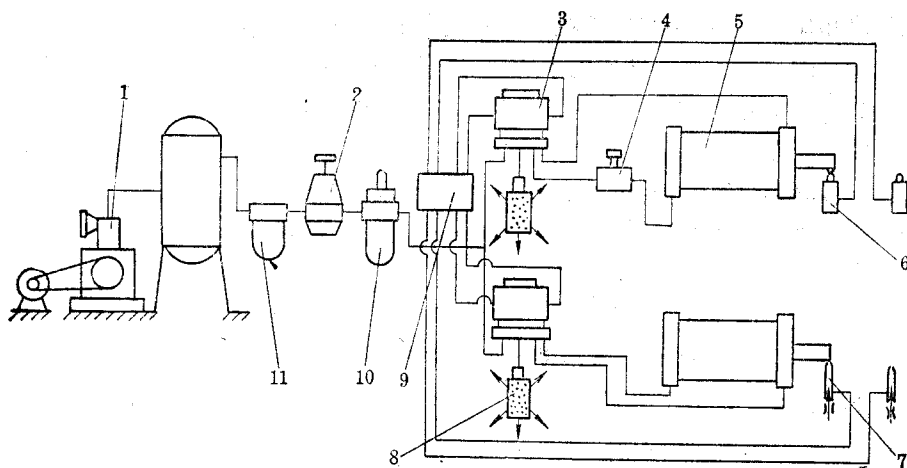


图 1-1 气动系统图

1—气压发生装置; 2—压力控制阀; 3—方向控制阀; 4—流量控制阀; 5—气动执行元件;
6、7—气动传感元件; 8—消声器; 9—逻辑控制装置; 10—油雾器; 11—过滤器

1. 气压发生装置 即获得压缩空气的装置和设备,如空气压缩机。
2. 气动执行元件 以压缩空气为工作介质产生机械运动的装置,如作直线运动的气缸或作回转运动的气马达。
3. 气动控制元件 通过它能改变工作介质的压力、流量或流动方向来实现执行元件所规定的运动,如各种压力、流量、方向控制阀和各种气动逻辑元件。
4. 气动传感元件 感受各种被测参数(如位置、尺寸、压力等)并转换成气压信号的装置,如位置传感器等。

5. 气动辅件 为压缩空气的净化、元件的润滑、元件间的连接、消音等所需要的一些辅助装置。

二、气动特点

由于气动具有一些独特的优点,故能在许多部门中得到广泛的应用。其主要特点有:

1. 使用、维修方便 任何气动系统均可采用多种方式实现自动控制,既可结合电气进行混合控制,又可实现全气动控制。实现全气动控制时,可利用气动逻辑元件或气控阀组成控制回路,传动和控制均采用压缩空气为动力源,不必进行介质转换,具有结构简单、制造容易的特点。且空气介质粘度小,在管道中流动时能量损失小,压缩空气便于集中供应(压缩空气站)和远距离输送,供多台气动装置使用;因没有介质变质、更换、补充的问题,气动元件和装置排气处理简单,不会对环境产生严重污染,使用和维修方便。

2. 安全、可靠 组成气动系统的各种元件和装置,可以根据不同工作场合,选用合适的材料制成,能在高温、振动、辐射、灰尘、潮湿等恶劣环境下安全、可靠地工作。空气介质比较清洁、又无须防爆,因而在化工、轻工、食品、医药卫生、铸锻、矿山机械及国防工业上使用更具有优越性。

3. 成本低、寿命长 气动用空气为介质,由于使用的空气工作压力较低,一般为 $3\sim 5$ bar($1\text{bar}=10^5\text{Pa}$),其元件可用塑料、有色金属材料。成本低,且气动元件和装置本身结构简单、工作寿命长。

与其他技术相比,气动也存在以下在设计时应考虑的一些问题:

(1) 气动元件的信号传递速度比电子的慢,仅限于声速范围内。若与电子信号传递(相当于光速)相比较,其信号要产生较大的延迟和失真。所以气动控制不宜用于信号传递速度要求十分高的复杂线路中,同时,实现生产过程的遥控也比较困难,但对于一般的机床等的工作速度来说,气动信号的传递速度也足够了。

(2) 由于空气具有可压缩性,因而单纯用气缸传动难于得到固定不变运动速度,这时常采用气-液联动阻尼缸可得到较好的效果。

(3) 气动技术采用的工作压力较低,常小于 7bar ,又因结构尺寸不宜过大,因而气动装置的总推力一般不可能很大。气压传动的传动效率较低,因而一般工厂均建立压缩空气站,进行统一分配和供应压缩空气以提高其利用率。装置消声器可使气动排气噪声减小到允许范围以内,以致不影响周围环境。

综上所述,气动在工业、农业及国防各个领域中有广阔的应用,特别适用于实现快速和驱动负荷的力要求不大的各种机械运动。它可以与液压、机械、电气和电子技术一起作为实现机械化和自动化的一种有力手段。

第二节 湿空气

一、湿空气及其对气动系统的影响

气动用的介质是空气,理论上将完全不含有水蒸气的空气称为干空气,而大气中的空气或多或少总含有水蒸气,这种由干空气和水蒸气组成的混合物就称为湿空气。一般情况下,由于湿空气中水蒸气的含量较小,水蒸气的分压力较低而其相应的饱和温度低于当时的空

气温度。因此湿空气中的水蒸气大都处于过热状态。此时湿空气可作理想混合气体处理。

根据道尔顿定律, 湿空气的压力 p 应为干空气的分压力 p_a 与水蒸气的分压力 p_s 之和, 即

$$p = p_a + p_s \quad (1-1)$$

若是在大气中, 则湿空气的压力 p 就是大气压力 B 。在标准状态下, 大气的压力 $B = 1.013 \text{ bar}$, 由干空气和过热水蒸气所组成的混合气体称为未饱和湿空气。这时湿空气中水蒸气的状态可用 $p-v$ 图(图 1-2)来进一步分析。若湿空气的温度为 t , 所含水蒸气的分压力为 p_s , 如图 1-2 中的点 a 。 p_s 低于湿空气温度 t 时水蒸气的饱和分压力 p_b , 故此时水蒸气处于过热状态。这种由于干空气和过热水蒸气组成的湿空气称为未饱和湿空气。若使湿空气的温度 t 保持不变而增加水蒸气的含量, 即向空气加入与其温度相同的水蒸气, 由于水蒸气含量增加, 水蒸气的分压力也随之增大。水蒸气的状态将沿等温线 $a-b$ 变化, 直至 b 点, 这时湿空气中水蒸气的含量达到最大值, 即达到饱和。水蒸气的分压力, 也达到温度 t 时的最大值(饱和分压力 p_b)。这种由于干空气和饱和水蒸气所组成的混合气体称为饱和湿空气。若继续向饱和湿空气充入水蒸气, 则将有水滴析出。

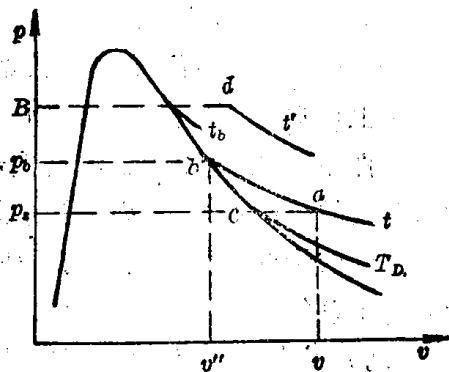


图 1-2 湿空气的 $p-v$ 图

表 1-1 为在压力 1.013 bar 下饱和湿空气表。

表 1-1 压力为 1.013 bar 下饱和湿空气表

温度 (°C)	饱和水蒸气分压力 p_b (bar)	饱和气 密度 ρ_b (g/m³)	温度 (°C)	饱和水蒸气分压力 p_b (bar)	饱和气 密度 ρ_b (g/m³)	温度 (°C)	饱和水蒸气分压力 p_b (bar)	饱和气 密度 ρ_b (g/m³)
100	1.013	597.0	29	0.040	28.7	13	0.015	11.4
80	0.473	292.9	28	0.038	27.2	12	0.014	10.7
70	0.312	197.9	27	0.036	25.8	11	0.013	10.0
60	0.201	120.1	26	0.034	24.4	10	0.012	9.4
50	0.123	83.2	25	0.032	23.0	8	0.011	8.3
40	0.074	51.2	24	0.030	21.8	6	0.0093	7.3
39	0.070	48.8	23	0.028	20.6	4	0.0081	6.4
38	0.066	46.3	22	0.026	19.4	2	0.0071	5.6
37	0.063	44.0	21	0.025	18.3	0	0.0061	4.8
36	0.059	41.8	20	0.023	17.3	-2	0.0053	4.2
35	0.056	39.6	19	0.022	16.3	-4	0.0045	3.5
34	0.053	37.6	18	0.021	15.4	-6	0.0037	3.0
33	0.050	35.7	17	0.019	14.5	-8	0.0033	2.6
32	0.047	33.8	16	0.018	13.7	-10	0.0028	2.2
31	0.044	32.0	15	0.017	12.8	-16	0.0018	1.3
30	0.042	30.4	14	0.016	12.1	-20	0.0010	0.9

若在未饱和湿空气中, 保持水蒸气含量不变, 而使未饱和的湿空气的温度逐渐下降, 其状态将沿等压线 $a-c$ 向左变化, 到点 c 时, 也成为饱和湿空气。如再继续冷却, 也将有水滴析出。这时点 c 的温度是对应于水蒸气分压力 p_s 下的饱和温度, 就称为露点温度或简称露

点,用符号 T_d 表示。

应当指出,当湿空气的温度 t' , 高于湿空气总压力 p 下的水蒸气饱和温度 t_b 时,饱和空气中水蒸气的分压力 p_b 等于湿空气的总压力 p ,如图 1-2 中点 d 所示。

举例说明上述情况:若湿空气总压力为 $p=1013\text{ mbar}$,相应压力下饱和水蒸气的温度为 $t_b=100^\circ\text{C}$ 。当湿空气温度低于这个温度,例如 $t=25^\circ\text{C}<t_b$ 时,空气中饱和水蒸气的分压力,为 $t=25^\circ\text{C}$ 时水蒸气的饱和分压力 $p_b=32\text{ mbar}$ 。当 t 从 25°C 逐渐升高,接近 t_b ,其水蒸气的分压力 p_b 也逐渐接近 p 值。当 $t'>100^\circ\text{C}$,即 $t'>t_b$ 时,饱和湿空气中水蒸气的分压力 $p_s=p_b=p=1013\text{ mbar}$,而不再随温度继续升高。

由上可知,湿空气能容纳的水蒸气的数量、或水蒸气的分压力是有一定限度的。在一定温度条件下,湿空气中所含水蒸气分压力的极限是饱和分压力。同时也可看出,湿空气中所含水蒸气的分压力大小,亦可衡量湿空气干燥与潮湿的程度。

空气的干湿程度直接影响气动系统的工作稳定性和寿命,若空气的湿度较大,即空气中含有的水蒸气量较多,则此湿空气在一定的温度和压力条件下,就会在气动系统的局部管道、气动元件中凝结成水滴,使气动元件零件和管道腐蚀和生锈,缩短使用寿命,甚至导致气动系统工作失灵。因此需要在空气压缩机输出口的后面装置冷却、过滤、干燥等设备,以除去压缩空气中的水分等杂质,提高压缩空气质量。

二、绝对湿度、相对湿度、湿含量

绝对湿度、相对湿度、湿含量能分别从不同的角度上表示湿空气中含有的水蒸气量的多少,故在不同的场合中应用。

(一)绝对湿度

1 m^3 湿空气中所含有的水蒸气质量称为湿空气的绝对湿度,用符号 x 表示,即

$$x = \frac{m_s}{V} \quad (\text{kg}/\text{m}^3) \quad (1-2)$$

式中 m_s ——水蒸气质量(kg);

V ——湿空气体积(m^3)。

由定义知,绝对湿度在数值上等于在水蒸气分压力 p_s 下湿空气温度所确定的密度 ρ_s 。若湿空气中水蒸气的分压力很低,作理想混合气体处理时,则根据气体状态方程式,有

$$x = \rho_s = \frac{p_s}{R_s T} \quad (\text{kg}/\text{m}^3) \quad (1-3)$$

式中 p_s ——湿空气中水蒸气分压力(N/m^2);

R_s ——水蒸气气体常数 $R_s=461(\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

由式(1-3)可见:

(1) 若 $x = \rho_s < \rho_b$ (ρ_b 是与湿空气同温度下饱和湿空气的密度)这时湿空气是未饱和的。

(2) 若 $x = \rho_s = \rho_b$ 这时湿空气是饱和的,此时 x 称为饱和绝对湿度,即湿空气在某温度 t_b 下可能达到的最大湿度。绝对湿度只能说明湿空气中实际所含水蒸气的多少,而不能说明湿空气所具有吸收水蒸气的能力大小。因此,需要引入相对湿度的概念。

(二)相对湿度

1 m^3 湿空气中所含水蒸气质量与同一温度下饱和空气中所含水蒸气质量之比称为相

对湿度,用符号 φ 表示,即

$$\varphi = \frac{m_s}{m_b} = \frac{\rho_s}{\rho_b} \quad (1-4)$$

式中 m_s ——每立方米湿空气中水蒸气的质量(kg);

m_b ——同一温度下每立方米饱和湿空气中所含水蒸气的质量(kg)。

根据气体状态方程式,有

$$\rho_s = \frac{p_s}{R_s T}; \quad \rho_b = \frac{p_b}{R_b T}; \quad R_s = R$$

代入式(1-4),得

$$\varphi = \frac{\rho_s}{\rho_b} = \frac{\frac{p_s}{R_s T}}{\frac{p_b}{R_b T}} = \frac{p_s}{p_b} \quad (1-5)$$

式中 p_s ——湿空气中水蒸气分压力(N/m²);

p_b ——饱和湿空气中水蒸气分压力(N/m²)。

相对湿度既然表示了湿空气中水蒸气含量接近饱和的程度,故也称饱和度。它同时也说明了湿空气吸收水蒸气能力的大小。 φ 值越小,湿空气吸收水蒸气的能力越强; φ 值越大,湿空气吸收水分能力越弱。相对湿度一般用百分比表示:

当 $\varphi=0\%$ 时,即 $p_s=0$,空气绝对干燥;

当 $\varphi=100\%$ 时,即 $p_s=p_b$,空气中水蒸气达到饱和,其吸收水蒸气能力为零。

因此,若已知湿空气的相对湿度 φ 和湿空气同温度下的饱和水蒸气密度 ρ_b ,则此时每立方米湿空气中实际含有的水量可表示为

$$\rho_s = \varphi \rho_b \quad (\text{kg/m}^3); \quad (1-6)$$

式中 ρ_b ——饱和水蒸气密度(kg/m³)。

(三) 湿含量

在含有 1 kg 干空气的湿空气中,所含有的水蒸气质量称为湿含量(又称比较湿度),用符号 d 表示,即

$$d = 1000 \frac{m_s}{m_g} \quad (\text{g/kg 干空气}) \quad (1-7)$$

式中 m_s ——水蒸气质量(g);

m_g ——干空气质量(kg)。

根据气体状态方程式,有

$$m_s = \frac{p_s V}{R_s T}; \quad m_g = \frac{p_g V}{R_g T}; \quad R_s = 461 (\text{J/kg} \cdot \text{K}); \quad R_g = 287 (\text{J/kg} \cdot \text{K})$$

代入式(1-7),得

$$d = 622 \frac{p_s}{p_g} \quad (\text{g/kg 干空气}) \quad (1-8)$$

将式(1-1)和式(1-5)代入式(1-8),得

$$d = 622 \frac{\varphi p_b}{p - \varphi p_b} \quad (\text{g/kg 干空气}) \quad (1-9)$$

式中 p ——空气压力(N/m²);

p_s ——空气中水蒸气分压力(N/m²);

p_b ——空气中饱和水蒸气分压力(N/m²);

φ ——空气的相对湿度。

由式可见, 当空气压力 p 一定时, 空气中水蒸气的含量只取决于水蒸气的分压力 p_b 的大小, 并随 p_b 的增加而增加, 式中若 $\varphi=1$ 时, 湿含量 d 便达指定温度下的最大值(即饱和湿空气)。这时式(1-9)改写为

$$d_b = 622 \frac{p_b}{p - p_b} \quad (\text{g/kg 干空气}) \quad (1-10)$$

三、湿空气的密度

单位容积湿空气所具有的质量称为湿空气的密度, 它等于 1 m³ 湿空气中所含有的干气质量和水蒸气的质量之和, 用符号 ρ_{gs} 表示, 即

$$\rho_{gs} = \frac{m_g + m_s}{V} = \rho_g + \rho_s \quad (\text{kg/m}^3); \quad (1-11)$$

式中 m_g ——干空气质量(kg);

m_s ——水蒸气质量(kg);

ρ_g ——干空气密度(kg/m³);

ρ_s ——湿空气密度(kg/m³)。

根据气体状态方程式, 并将式(1-1)和式(1-5)代入式(1-11), 得

$$\rho_{gs} = \frac{p_g}{R_g T} + \frac{p_s}{R_s T} = \frac{p_g + p_s}{R_g T} - \left(\frac{1}{R_g} - \frac{1}{R_s} \right) \frac{p_s}{T} = \frac{p}{R_g T} - \left(\frac{1}{R_g} - \frac{1}{R_s} \right) \frac{p_s}{T} \quad (1-12)$$

将 R_g, R_s 代入式(1-12), 得

$$\rho_{gs} = \frac{p}{287 T} - 0.00131 \frac{\varphi p_b}{T} \quad (\text{kg/m}^3); \quad (1-13)$$

式中 p ——湿空气压力(N/m²);

p_b ——空气中饱和水蒸气分压力(N/m²);

φ ——空气相对湿度。

由式(1-13)可见, 在相同的大气压力和大气温度 t 下, 湿空气的密度小于干空气的密度, 即湿空气比干空气为轻, 并且湿空气的密度随相对湿度增加而减小。

第三节 压缩空气

一、压缩空气流量与自由空气流量换算

气动系统的耗气流量通常是指有压状态下的空气流量(即压缩空气流量), 而空气压缩机铭牌上的流量是指压缩机吸入的自由空气流量, 它们之间的换算关系为

$$Q_{\text{自}} = Q_{\text{压}} \frac{p + 1.013}{1.013} \frac{T_{\text{自}}}{T_{\text{压}}} \quad (\text{m}^3/\text{min}) \quad (1-14)$$

式中 p ——压缩空气表压力(bar);

$Q_{\text{压}}$ ——压缩空气体积流量(m³/min);

$Q_{\text{自}}$ ——自由空气体积流量(m³/min);

$T_{\text{压}}$ ——压缩空气温度(K);

$T_{\text{自}}$ ——自由空气温度(K)。

二、压缩空气的湿含量

自由状态的空气经压缩后,其体积必然减小,在单位体积空气中所含有的饱和水蒸气量也相应有所降低,也就是空气中饱和水蒸气分压力 p_b 有所减小,由式(1-10)可见,当 p 增大时,即压缩后的湿含量 $d_H = d_b$ 也有所减小。

图 1-3 所示为不同温度和压力 $p \leq 7.84 \text{ bar}$ 时压缩空气饱和湿含量。

三、压缩空气的相对湿度和含水量

压缩空气的相对湿度 φ_H 可用下面公式求得

$$\varphi_H = \varphi \frac{p_{bH} \cdot p_H}{p_{Hb} \cdot p_B} \quad (1-15)$$

式中 p_H ——压缩后空气的绝对压力(bar);

p_B ——压缩前空气的绝对压力(bar);

p_{bH} ——压缩前与自由空气温度相应的饱和压力(bar);

p_{Hb} ——压缩后与空气的温度相应的饱和压力(bar);

φ ——压缩前空气的相对湿度。

应该注意,在压缩空气的压力或温度有变化的情况下,上式仍然适用。若式中 $\varphi_H = 1$,说明此时压缩空气处于饱和状态,其饱和压力 p_{Hb} 为

$$p_{Hb}' = p_{bH} \cdot \varphi \cdot \frac{p_H}{p_B} \quad (\text{bar}) \quad (1-16)$$

从表(1-1)可查到相当于 p_{Hb}' 的温度 t 即为此时压缩空气开始析出水滴的温度。

压缩空气每立方米体积中的实际含水量类似于式(1-6)可写成

$$\rho_H = \varphi_H \rho_{Hb} \quad (\text{g/m}^3); \quad (1-17)$$

式中 φ_H ——压缩后的空气相对湿度;

ρ_{Hb} ——压缩后的空气温度相应的饱和气密度(g/m^3)。

例题 1-1 大气压力为 $p = 1013 \text{ mbar}$, 温度为 20°C , 相对湿度 $\varphi = 50\%$, 求湿空气: (1) 绝对湿度 x ? (2) 湿含量 d ? (3) 气温降低到多少温度时开始凝结露水? (4) 温度为 20°C 时空气的密度 ρ_{gs} ?

解 根据大气温度 $t = 20^\circ\text{C}$ 时,查表 1-1 得

$$p_b = 23 \quad (\text{mbar})$$

$$\rho_b = 0.0173 \quad (\text{kg/m}^3)$$

(1) 绝对湿度 x

根据式(1-3)和式(1-4)

$$x = \rho_s = \varphi \rho_b = 0.5 \times 0.0173 = 8.65 (\text{g/m}^3)$$

(2) 湿含量 d

根据式(1-9)

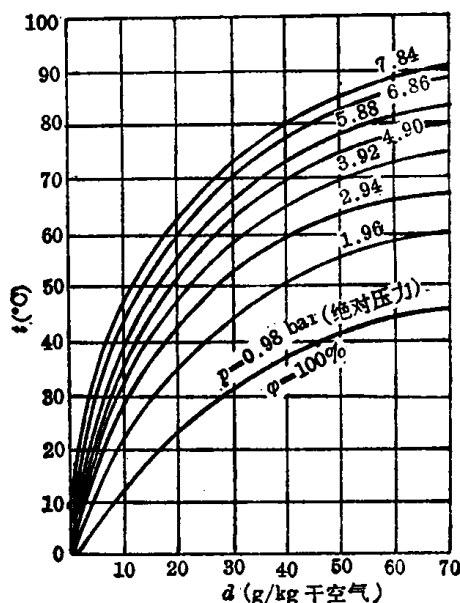


图 1-3 $p \leq 7.8 \text{ bar}$ (8 kgf/cm^2)
时压缩空气中的饱和湿含量

$$d = 622 \frac{\varphi p_b}{p - \varphi p_b} = 622 \frac{23 \times 0.5}{1013 - 23 \times 0.5} = 7.14 \quad (\text{g/kg 干空气})$$

(3) 露点温度 T_D

根据式(1-5)

$$p_s = \varphi p_b = 0.5 \times 23 = 11.5 (\text{mbar})$$

查表 1-1, 对应压力 $p_s = p_b = 11.5 \text{ mbar}$ 的饱和温度约为 9°C , 即露点温度 $T_D = 9^\circ\text{C}$ 。

(4) 温度 $t = 20^\circ\text{C}$ 时空气的密度 ρ_{gs}

根据式(1-13)

$$\rho_{gs} = \frac{p}{287T} - 0.00131 \frac{\varphi p_b}{T} = \frac{101325}{287(273+20)} - 0.00131 \frac{0.5 \times 2300}{(273+20)} = 1.20 \quad (\text{kg/m}^3)$$

例题 1-2 某厂恒温车间(温度为 20°C)有气动装置 3 台, 工作气源压力 $p_w = 4 \text{ bar}$ (表压力), 每台气动装置理论耗气量 $Q_v = 0.225 \text{ m}^3/\text{min}$, 由压缩空气站气源供气系统减压供气, 压缩空气站内大气温度 $t_0 = 24^\circ\text{C}$, 空气相对湿度 $\varphi_0 = 70\%$, 后冷却器处气源压力为 $p_1 = 7 \text{ bar}$ (表压力), 温度为 $t_1 = 60^\circ\text{C}$, 如图 1-4 所示, 求压缩空气站气罐每分钟析出的饱和水分(即气罐每分钟的排水量)。

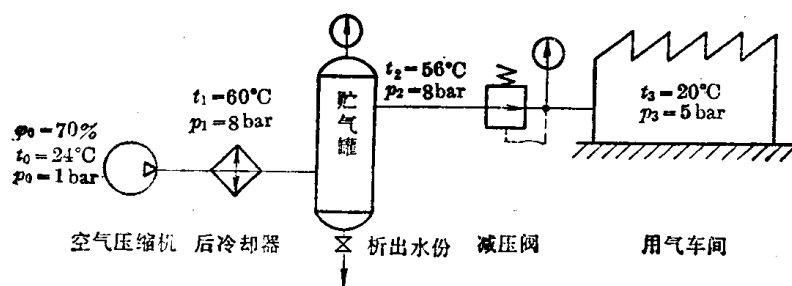


图 1-4 例题 1-2 图

解 已知: 压缩机吸入空气温度 $t_0 = 24^\circ\text{C}$;

压缩机吸入空气压力(绝对压力) $p_0 = 1 \text{ bar}$;

大气相对湿度 $\varphi_0 = 70\%$;

恒温车间温度 $t_3 = 20^\circ\text{C}$;

气动装置工作气源压力(绝对压力) $p_w = 4 + 1 = 5 (\text{bar})$;

压缩空气经后冷却器冷却后的温度 $t_1 = 60^\circ\text{C}$;

压缩空气经后冷却器冷却后的压力 $p_1 = 7 + 1 = 8 \text{ bar}$ (绝对压力); 自由空气流量 Q_v^0 , 根据式(1-14), 有

$$Q_v^0 = Q_v \frac{p_H}{p_B} \frac{T_B}{T_H} = 3 \times 0.225 \frac{4 + 1.013}{1.013} \frac{273 + 24}{273 + 20} = 3.42 (\text{m}^3/\text{min})$$

压缩空气的相对湿度 φ_H , 根据式(1-15)

$$\varphi_H = \varphi \frac{p_{bH}}{p_{b0}} \cdot \frac{p}{p_0}$$

式中 $\varphi = \varphi_0 = 70\%$, 查表 1-1, 得 $t_0 = 24^\circ\text{C}$ 时

$$\begin{cases} p_{bH} = 30 \text{ mbar} \\ p = p_0 = 1 \text{ bar} \end{cases}$$

• φ_1 查表 1-1 得 $t_1 = 60^\circ\text{C}$ 时

$$\begin{cases} p_{Hb} = 201 \text{ mbar} \\ p_H = p_1 = 7 + 1 = 8 \text{ bar} \end{cases}$$

则可求得后冷却器出口空气温度 $t_1 = 60^\circ\text{C}$, 压力 $p_1 = 8 \text{ bar}$ 时, 空气的相对湿度 φ_1 为

$$\varphi_1 = \varphi_H = 0.7 \times \frac{3000}{20100} \times \frac{8}{1} = 83.6\%$$

同理, 压缩空气由后冷却器出口至贮气罐由于温度变化达到饱和, 其时饱和水蒸气分压力根据式(1-15)

$$\varphi_H = \varphi \frac{p_{bH}}{p_{Hb}} \cdot \frac{p_H}{p}$$

式中 $\varphi_H = \varphi_1 = 83.6\%$;

$\varphi = \varphi_2 = 1$ (设气罐中空气达到饱和);

$p_H = p_1 = 8 (\text{bar})$;

$p = p_2 = 8 (\text{bar})$ 。

则可求得贮气罐中空气达到饱和时的饱和水蒸气分压力 p_{Hb} 为

$$p_{bH} = p_{Hb} \cdot \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = 201 \times 0.836 = 168 (\text{mbar})$$

查表 1-1, 对应于饱和压力 p_{bH} 的饱和温度 $t_2 = 56^\circ\text{C}$, 即气罐中达到露点时的温度 $t_D = t_2 = 56^\circ\text{C}$ 。

每分钟内由贮气罐中析出的饱和水量 ΔG 水应为: 压缩机吸入 1 m^3 自由空气中的实际含水量, 根据式(1-6), 有

$$\rho_0 = \varphi_0 \rho_b^0$$

式中 根据 $t_0 = 24^\circ\text{C}$, 查表 1-1 得:

$$\begin{cases} p_b^0 = 30 \text{ mbar} = 0.03 \text{ bar}; \\ \rho_b^0 = 21.80 \text{ g/m}^3; \quad \varphi_0 = 70\%; \end{cases}$$

代入上式得

$$\rho_0 = 0.7 \times 21.80 = 15.26 (\text{g/m}^3)$$

压缩机吸入时湿空气中干空气分压力 p_{g0} , 根据式(1-1)

$$p_{g0} = p_0 - \varphi_0 p_b^0 = 1 - 0.7 \times 0.03 = 1 - 0.021 = 0.98 (\text{bar})$$

压缩空气在贮气罐中冷却后的温度 $t_2 = 56^\circ\text{C}$, $p_b^2 = p_{bH} = 0.168 \text{ bar}$, $\rho_b^2 = 108.7 \text{ g/m}^3$, 此时湿空气中干空气的分压力 p_{g2} , 根据式(1-1)

$$p_{g2} = p_2 - \varphi_2 p_b^2 = 8 - 0.168 = 7.84 (\text{bar})$$

体积为 $V_0 = 1 \text{ m}^3$ 的自由空气, 经压缩在贮气罐中冷却后的体积 V_2 , 根据状态方程式

$$\frac{p_0 V_0}{T_0} = \frac{p_2 V_2}{T_2}$$

式中 $p_0 = p_{g0} = 0.98 (\text{bar})$;

$V_0 = 1 (\text{m}^3)$;

$T_0 = 273 + 24 = 297 (\text{K})$

$p_2 = p_{g2} = 7.84 (\text{bar})$;

$T_2 = 273 + 56 = 329 (\text{K})$

则求得

$$V_2 = \frac{p_0 V_0 T_2}{p_2 T_0} = \frac{0.98 \times 1 \times 329}{7.84 \times 297} = 0.138 (\text{m}^3)$$

同理可得温度 $t_0 = 24^\circ\text{C}$, 自由状态体积 $V'_0 = 3.42 \text{ m}^3$ 的空气被压缩到压力 $p_2 = 8 \text{ bar}$, 温度

$t_2=56^\circ\text{C}$ 时压缩空气的体积 $V'_2=0.48\text{ m}^3$, 则此时在体积为 $V_2=0.138\text{ m}^3$ 压缩空气中实际含有的水量 G_2 应为

$$G_2=\rho_v^2\cdot V_2=108.7\times 0.138=14.99(\text{g})$$

吸入温度为 $t_0=24^\circ\text{C}$, 自由状态体积 $V_0=1\text{ m}^3$ 空气中实际含有的水量 G_0 应为

$$G_0=\rho_0\cdot V_0=15.26\times 1=15.26(\text{g})$$

可见, 在每分钟内所吸入的温度为 $t_0=24^\circ\text{C}$, 相对湿度 $\varphi_0=70\%$, $V'_0=3.42\text{ m}^3$ 的自由空气, 被压缩到压力 $p_2=8\text{ bar}$, 温度 $t_2=56^\circ\text{C}$, $V'_2=0.48\text{ m}^3$ 时析出的总水量 ΔG_* 应为

$$\begin{aligned}\Delta G_* &= V'_0\cdot G_0 - V'_2 G_2 = 3.42\times 15.26 - 0.48\times 14.99 \\ &= 52.19 - 7.2 = 44.99(\text{g})\end{aligned}$$

则贮气罐中每小时析出的饱和水量 G 应为

$$G=\Delta G_*\cdot 60=44.99\times 60=2699.4(\text{g})$$

第四节 压缩空气通过管路系统时的能量损失

一、能量损失的实质及分类

如前所述, 气动系统是由气动元件和管路系统(由各种管道、弯头、阀门等)所组成, 当压缩空气通过这些气动元件和管路系统时, 由于流体具有粘性, 故在气体内部各部分间或各流层之间就形成一定的相对速度, 因而气体内部和气体与这些气动元件、管路系统内壁之间就必然会产生摩擦阻力, 气体运动时为克服这种摩擦阻力而损失的能量称为能量损失。

由于压缩空气介质在气动系统中流动时流速较低(通常在 30 m/s 以内), 压力和温度变动较小, 因而气体的密度变化可近似看作常数。

对于某个管路系统, 若压缩空气通过某管道两不同截面 I 和 II 时, 考虑到气体的粘性影响, 其能量损失若用压力损失表示, 按能量方程式(或称伯努利方程式)可以写成

$$\frac{\rho}{2} v_1^2 + p_1 = \frac{\rho}{2} v_2^2 + p_2 + \Sigma \Delta p(\text{bar}) \quad (1-18)$$

式中 v_1, v_2 ——管道两不同截面 I 和 II 上空气平均流速(m/s);

p_1, p_2 ——管道两不同截面 I 和 II 上空气静压力(bar);

ρ ——空气密度(kg/m^3);

$\frac{\rho}{2} v_1^2, \frac{\rho}{2} v_2^2$ ——管道两不同截面 I 和 II 上空气动压力(bar);

$\Sigma \Delta p$ ——压力损失(bar)。

上述方程式(1-18)也可用图解法表示成如图 1-5 所示。

根据产生能量损失的外在原因, 通常可将能量损失分成两种类型:

(1) 沿程损失是指气流沿直管道流动时, 气体内部各流层之间或气体与管道内壁之间所呈现的内摩擦阻力消耗的气体能量称为沿程损失, 常以符号 $\Delta p_{\text{沿}}$ 表示。

(2) 局部损失是指气流在流动过程中遇到局部障碍如突然扩大或突然缩小的管段、弯头等, 这将引起流体运动的显著变形、产生漩涡、流体速度重新改组等如图 1-6 所示。这种由于流体之间的摩擦和碰撞而消耗的气体能量称为局部损失, 常以符号 $\Delta p_{\text{局}}$ 表示。

显然式(1-18)中的压力损失 $\Sigma \Delta p$ 应包括: