

气 动 手 册

徐炳辉 主编

中国液压气动密封件工业协会气动专业分会

上 海 科 学 技 术 出 版 社

内 容 提 要

本书从气动技术应用出发,介绍了气动基础知识、实现气动自动化所需的气动执行元件、控制元件及气动辅件工作原理、为正确配置和选用气动元件所需的气动逻辑控制回路设计、动力系统设计和维护修理方面的知识。对应用实例和设计时常用的标准和图表也选择性地进行了介绍,手册还对气动用于高压和气力输送进行了介绍。

本书可供气动技术工厂的设计和使用人员、科研机构及气动元件生产企业的有关人员使用;其中的一些章节也可供工科院校相关学科、专业作教学参考。

前 言

气动技术是以压缩空气为动力,进行传动和控制,以实现生产的机械化和自动化的重要技术。其特点是气压传动速度快,元件结构简单,维护方便,使用安全,成本低廉,便于集中供气,特别是它工作时没有污染,使用时可带来很大的社会效益,已应用在工业生产的许多部门以及医疗器械等各行业。

随着气动技术的不断发展,气动和机械、液压、电气技术的结合,使该技术正向着精密化和小型化、高可靠性、节能、无油化和高智能控制方向发展,特别是计算技术的进步,优秀的控制用软件、巧妙驱动执行元件有关的传感器和电气变换器、新型原理和结构的执行元件的发明及使用,将使气动技术的应用越来越广泛。

本书内容以实用为主,同时注意一定的理论基础和元件选择介绍,供应用气动技术的工程技术人员在进行系统设计时,能根据具体情况设计出高效率、低能耗,便于操作使用,技术适用、经济性良好的机械设备,以适应经济建设发展和竞争的需要。

由于气动元件更新换代较快,同时各类元件的型号、规格及尺寸目前还没有统一的标准,故本手册中对这些元件的型号、规格未予编入。

从实用前景出发,本书在介绍传统的气压传动及控制之外,对未来有推广价值的高压气动技术及气力输送均进行了介绍。在第10章中对气动测量和气垫搬运也以实例说明其应用前景。从技术角度看,某些大型物体的搬迁和移位采用气垫技术较为合理,经济效益也更高。对此中央人民广播电台的“科学博览”节目中也给予了推荐介绍。由于手册篇幅所限,某些有关内容(如元件测试技术等)从略。

本书由虞兰(第1章)、徐炳辉(第2、3章,第8~12章)、陆鑫盛(第4、5、6章)、许红兵(第7章)共同编写,全书由徐炳辉主编。在编写过程中潘胜利和徐申为本手册提供了有关的外文及译文资料。

在本书中,中国液压气动密封件工业协会气动专业分会及全国液压气动标准化技术委员会气压传动和控制分技术委员会的领导和专家陈明、印永谊等负责组织征集了广告并审阅了书稿中有关标准内容。

作者对在本书编写过程中国内外各公司、研究单位提供的资料和协助表示衷心感谢。

由于我们编写水平有限,对书中的问题和不足欢迎读者批评指正。

编 者

目 录

前 言	1
1 气动技术的特点及其基础	1
1.1 气动技术的应用	1
1.2 气动技术的特点	1
1.2.1 优点	1
1.2.2 缺点	1
1.3 理论基础	2
1.3.1 大气的组成和压力	2
1.3.2 空气压力表示方法	3
1.3.3 空气的质量	3
1.3.4 空气的黏度	4
1.3.5 湿空气	4
1.3.6 空气的状态方程	5
1.3.7 空气的状态变化	6
1.3.8 连续性方程	8
1.3.9 伯努利方程	8
1.3.10 能量方程	9
1.3.11 临界压力	10
1.3.12 气体通过喷嘴时的流动	11
1.3.13 气容的充气 and 放气	12
1.3.14 管路的压力损失	16
1.3.15 气动元件流量特性的表示方法	18
1.3.16 气动元件流量的计算	20
1.3.17 气阻	20
1.3.18 气容	22
1.3.19 阻容环节	22
2 气动系统计算式及常用图表	24
2.1 由压缩空气求与其相应的自由空气体积	24
2.2 绝热变化时压力与温度的关系	24
2.3 绝热变化时压力与体积的关系	25
2.4 绝热变化时体积与温度的关系	26

2.5	管道的压力降与流量及管径的关系	27
2.6	管道直径与管内流量及流速的关系	29
2.7	气缸输出力与气缸内径($D = 0.01 \sim 0.1$ m 时)及工作压力的关系	29
2.8	气缸输出力与气缸内径($D = 0.1 \sim 0.5$ m 时)及工作压力的关系	30
2.9	气缸耗气量	30
2.10	空气流过小孔或阀时的空气流量	32
2.11	储气罐容积	33
2.12	气阀的有效截面积	34
2.13	求合成有效截面积	35
2.14	气动元件的漏气量	36
3	压缩机及气源处理	38
3.1	气源概述	38
3.1.1	空气压缩机	38
3.1.2	后冷却器	44
3.1.3	气罐	45
3.2	气源处理	47
3.2.1	压缩空气净化处理系统	47
3.2.2	压缩空气质量等级要求	47
3.2.3	由应用行业和所用气动元件选定气源质量等级	48
3.2.4	压缩空气净化处理系统的元件配置	48
3.2.5	干燥器	50
3.2.6	主管过滤器	54
4	气动执行元件	56
4.1	气缸	56
4.1.1	分类	56
4.1.2	普通气缸	57
4.1.3	标准气缸	72
4.1.4	其他各类气缸	73
4.1.5	膜片气缸	89
4.1.6	气缸的选择与使用	91
4.2	气动马达	94
4.2.1	摆动式气动马达	94
4.2.2	连续回转式气动马达	97
5	气动控制阀	100
5.1	概述	100
5.1.1	分类	100

5.1.2	和液压阀的比较	100
5.1.3	阀的结构特性	101
5.2	压力控制阀	106
5.2.1	减压阀	106
5.2.2	溢流阀(安全阀)	112
5.2.3	顺序阀	115
5.3	流量控制阀	116
5.3.1	流量控制原理	116
5.3.2	节流阀	116
5.3.3	选择与使用	121
5.4	方向控制阀	121
5.4.1	分类	121
5.4.2	电磁阀	125
5.4.3	气控阀	136
5.4.4	ISO 阀	139
5.4.5	人控阀	141
5.4.6	机控阀	143
5.4.7	单向型控制阀	145
5.4.8	换向阀的主要性能参数	146
5.4.9	方向控制阀的选用方法	150
5.5	阀岛	151
5.5.1	带多针接口的阀岛(第一代阀岛)	151
5.5.2	带现场总线的阀岛(第二代阀岛)	152
5.5.3	阀岛技术的进一步发展	152
5.6	气动比例阀	155
5.6.1	气动比例阀的分类	155
5.6.2	喷嘴—挡板式比例控制阀	155
5.6.3	电磁铁驱动的比例阀	158
5.6.4	PWM 调制高速控制阀	159
5.7	气动伺服阀	160
5.7.1	气动伺服阀的分类	160
5.7.2	气动伺服阀结构及性能	161
5.8	气动逻辑元件	162
5.8.1	分类	162
5.8.2	结构及性能	163
6	气动辅件	166
6.1	传感器	166
6.1.1	气动位置传感器	166

6.1.2	光电式传感器	172
6.1.3	光纤式传感器	173
6.1.4	电感式传感器	174
6.2	转换器	174
6.2.1	气—电转换器	174
6.2.2	压力开关	175
6.3	气—液元件	177
6.3.1	气—液转换器	177
6.3.2	气—液阻尼缸	178
6.3.3	气—液增压缸	180
6.3.4	缓冲器	181
6.4	真空元件	184
6.4.1	概述	184
6.4.2	真空发生器	185
6.4.3	真空吸盘	187
6.4.4	其他真空元件	188
6.5	过滤器	190
6.5.1	概述	190
6.5.2	分水过滤器	191
6.5.3	油雾过滤器	192
6.6	自动排水器	193
6.6.1	概述	193
6.6.2	浮子式自动排水器	193
6.6.3	弹簧式自动排水器	194
6.6.4	压差式自动排水器	194
6.6.5	电动式自动排水器	194
6.7	油雾器	195
6.7.1	油雾器的工作原理	196
6.7.2	油雾器的分类	196
6.7.3	油雾器的结构	197
6.7.4	油雾器的性能及选用	201
6.8	消声器	202
6.8.1	概述	202
6.8.2	分类	203
6.8.3	结构和特性	205
6.9	管件	207
6.9.1	概述	207
6.9.2	管道	207
6.9.3	使用注意事项	208

6.9.4 接头	209
6.9.5 软管	210
6.9.6 软管接头	211
6.10 密封	212
6.10.1 概述	212
6.10.2 材料	213
6.10.3 密封的设计和使用	215
7 高压气动技术和气力输送	220
7.1 高压气动技术	220
7.1.1 概述	220
7.1.2 高压压缩空气的主要来源	220
7.1.3 高压气动截止阀	221
7.1.4 高压气动系统中的减压阀	221
7.1.5 高压气动系统的连接管道、管件	222
7.1.6 高压空气过滤器	222
7.1.7 二位二通电磁阀	222
7.1.8 二位三通阀	226
7.1.9 气动管形阀	227
7.1.10 高压气动执行元件	227
7.1.11 高压伺服压力控制装置	228
7.1.12 使用高压气动时注意问题	229
7.1.13 高压气动技术的应用	229
7.2 气力输送	233
7.2.1 气力输送的特点	233
7.2.2 气力输送装置的型式	234
7.2.3 气力输送装置的主要设备	237
7.2.4 气力输送的应用	244
8 气动控制回路及回路设计	246
8.1 基本回路	246
8.1.1 压力控制回路	246
8.1.2 换向回路	247
8.1.3 速度控制回路	247
8.1.4 逻辑回路	248
8.2 应用回路	249
8.2.1 增压回路	249
8.2.2 单缸往复回路	250
8.2.3 顺序动作回路	251

8.2.4	冲击回路	252
8.2.5	缓冲回路	252
8.2.6	同步回路	253
8.2.7	张力控制回路	254
8.2.8	振荡回路	255
8.2.9	防止启动飞出的安全回路	255
8.3	气动顺序控制回路的设计	255
8.3.1	概述	255
8.3.2	信号-动作线图设计法(X-D线图法)	255
8.3.3	气动通用顺序控制装置	262
8.3.4	电-气控制回路	270
8.3.5	可编程控制器(PLC)电子-气动控制装置	274
9	气动系统的设计	280
9.1	明确设计依据和工作要求	281
9.1.1	装置规格型式的掌握	281
9.1.2	执行器机能的选定	283
9.1.3	回路压力的确定	285
9.1.4	循环时间的决定	286
9.1.5	系统的安全要求	286
9.2	设计气动回路	287
9.2.1	决定回路的控制方式	287
9.2.2	设计控制回路	287
9.3	气动元件及配管尺寸的确定	289
9.3.1	确定气动执行元件的使用工作条件	290
9.3.2	确定气压传动回路	290
9.3.3	执行元件的尺寸计算和型号选择	291
9.3.4	检查气缸的缓冲性能	292
9.3.5	计算控制元件的合成流通能力(有效截面积)	293
9.3.6	选择控制元件	293
9.3.7	检查气缸动作时间	296
9.3.8	选择气动三联件	296
9.3.9	选择压缩机	296
9.4	空气净化水平的确定	300
9.5	气源站的设计	300
9.5.1	计算工厂压缩空气消费量	300
9.5.2	计算缓冲储气罐的容积	300
9.5.3	决定压缩机的排气量	301
9.5.4	决定空气压缩机的台数	301

9.5.5 气源站配套设备的尺寸规格	301
9.6 系统的噪声控制	301
9.6.1 噪声源的种类	301
9.6.2 往复压缩机的噪声对策	301
9.6.3 回转式压缩机的噪声对策	301
9.6.4 用消声器降低排气噪声	301
9.6.5 冲击噪声	302
9.7 其他注意事项	302
9.7.1 气源处理元件和管道安装	302
9.7.2 控制箱	303
9.7.3 气动系统设计图纸绘制	303
9.7.4 特殊情况的处理	303
10 气动技术应用举例	305
10.1 气垫搬运	305
10.2 气桥法测量尺寸及分选	306
10.3 气动检测漏泄	307
10.3.1 桶罐漏泄湿法检测装置	307
10.3.2 工件的干法漏泄检查装置	308
10.4 凸轮操纵式气控压蜡机	309
10.5 带材跑偏控制	310
10.6 胶印轮转机张力控制系统	311
10.6.1 工作要求	311
10.6.2 基本工作原理	311
10.6.3 走纸张力气控系统	312
10.6.4 系统特点	312
10.7 注射成型机工件的自动送进、取出装置	313
10.8 气-液传动在硬质合金刀片磨床中的应用	314
10.8.1 气动马达供气回路	314
10.8.2 气缸控制回路	314
10.8.3 气-液增压缸及液压缸控制回路	315
10.8.4 磨头快进缸和工作进给缸控制回路	315
10.9 气动微振压实造型机	315
10.9.1 造型机气动控制回路图	315
10.9.2 动作说明	315
10.9.3 障碍信号及其排除	317
10.10 转塔式六角车床气动控制	317
10.10.1 工作顺序	317
10.10.2 气动控制回路	317

10.10.3	动作说明	317
10.10.4	障碍信号及其排除	317
10.11	气控复合材料牙膏软管成型机	318
10.11.1	工作顺序	318
10.11.2	气动控制回路	318
10.11.3	动作说明	318
10.11.4	障碍信号及其排除	320
11	维修管理和故障处理	321
11.1	维修管理	321
11.1.1	维修管理概述	321
11.1.2	冷凝液的产生原因及处理	323
11.1.3	流量不足	324
11.1.4	冻结处理方法	326
11.1.5	润滑管理和无给油系统	327
11.1.6	配管施工时的注意点	328
11.1.7	预防维修	330
11.2	故障处理	331
11.2.1	压缩机的故障处理对策	331
11.2.2	冷冻式干燥器的故障处理对策	332
11.2.3	过滤器的故障原因及处理对策	333
11.2.4	油雾器的故障原因及处理对策	333
11.2.5	减压阀的故障原因及处理对策	334
11.2.6	单向节流阀的故障原因及处理对策	334
11.2.7	电磁换向阀的故障原因及处理对策	335
11.2.8	气缸的故障原因及处理对策	335
11.2.9	摆动马达的故障原因及处理对策	336
11.2.10	气动马达的故障原因及处理对策	336
11.2.11	气-液元件的故障原因及处理对策	337
12	气动常用术语及图形符号	338
12.1	气动常用术语	338
12.2	气动液压图形符号及新旧符号对照	344
12.2.1	符号要素和功能要素	344
12.2.2	管路、管路接口和接头	348
12.2.3	控制机构和控制方法	349
12.2.4	旋转式能量转换元件——泵和马达	353
12.2.5	缸和特殊能量转换器	355
12.2.6	能量储存器	357

12.2.7 动力源.....	357
12.2.8 能量控制和调节元件.....	358
12.2.9 流体储存和调节元件.....	366
附录 气动技术标准.....	370
附录 1 气动行业现行有效标准目录	370
附录 2 气动系统通用技术条件(GB/T7932—2003)	373
附录 3 气动气缸技术条件(JB/T5923—1997)	401
附录 4 气动换向阀技术条件(JB/T6378—1992)	406
附录 5 气动空气过滤器技术条件(JB/T7374—1994)	416
附录 6 气动油雾器技术条件(JB/T7375—1994)	422
附录 7 气动空气减压阀技术条件(JB/T7376 1994)	428
参考文献.....	436

1 气动技术的特点及其基础

1.1 气动技术的应用

气动技术是以空气压缩机为动力源,以压缩空气为工作介质,进行能量和信号传递的工程技术,是实现生产过程自动化的有效技术之一。

远在两千多年前,人们就开始利用空气的能量完成各种工作。比如,希腊人利用压缩空气来增大石弩的射程。在近代,车辆的制动装置、采煤用的风钻等都应用了气动装置。到20世纪30年代,气动技术成功地应用于自动门的开闭以及各种机械的辅助动作上,但这些都还是将气动技术作为传动的一种手段。进入到20世纪60年代及70年代,随着工业机械化和自动化的发展,气动技术广泛应用于生产自动化的各个领域,形成了现代气动技术。

气动技术与电子电器技术和液压技术一样,都是实现生产自动控制的重要手段之一,广泛应用于采矿、冶金、各类机械制造、航空、交通运输、轻工和化工等各行业。

1.2 气动技术的特点

生产中传动和自动控制技术的主要方式有:机械方式、电气方式、电子方式、液压方式和气动方式。气动技术是其中一种传动与控制技术,与其他技术相比,其特点如下:

1.2.1 优点

(1) 机器结构简单、轻便,易于安装维护;压力等级低,使用安全。

(2) 工作介质是在地表随处可取的空气;若采用将润滑油事先密封的无给油系统,排气会变得相当清洁,且在大多数场合,排气可无须处理直接进入大气。

(3) 能容易地得到直线往复运动,并具有相当的功率,速度变化范围广,既可实现高速驱动,也可实现低速驱动。一般气缸的平均运动速度为 $50\sim 500\text{ mm/s}$,最低可到 $0.5\sim 1\text{ mm/s}$,用于高压气动中最高可达 100 m/s 。

(4) 利用空气的可压缩性,可存储能量,实现集中供气。可在短时间内释放能量,以得到间歇运动中的高速响应和大冲击力。可实现缓冲,对冲击负载和过负载有较强的适应能力,使气动装置在一定条件下有自保护能力。

(5) 全气动控制具有防火、防爆、耐潮的能力,与液压方式和电气方式相比,气动方式可在高温场合中应用。

(6) 由于空气流动损失小,压缩空气可集中供应,远距离输送。

1.2.2 缺点

(1) 由于空气的可压缩性,气缸的动作速度易受负载变化的影响。

(2) 气缸输出力比液压缸小。

气动技术由于上述特征,在生产控制及自动控制领域得到广泛应用。近来,在计算机集成制造(CIM)的大趋势引导之下,气动装置更多地应用在控制复杂动作的清洁机器,以及生

物工程等领域中。

1.3 理论基础

1.3.1 大气的组成和压力

不含有水蒸气的空气称为干空气。干空气在基准状态(温度 0℃, 压力 0.101 3 MPa) 的体积组成和质量组成如表 1-1 所示。

表 1-1 干空气的组成

气 体 分 子	N ₂	O ₂	Ar	CO ₂
体积组成(%)	78.09	20.95	0.93	0.03
质量组成(%)	75.53	23.14	1.28	0.05

事实上,空气中总含有一定的水蒸气,这样的空气称为湿空气。当空气中所含有的水蒸气达到了它最大的可能含量时,就成为了饱和湿空气。在温度 20℃, 压力 0.101 3 MPa, 相对湿度 65% 的条件下的空气状态称为标准状态。

空气的压力是干空气的分压力和其中的水蒸气分压力之和,即空气总压力

$$p = p_a + p_s \quad (\text{MPa}) \quad (1-1)$$

式中 p_a ——空气中所含干空气分压力(MPa);

p_s ——空气中所含水蒸气分压力(MPa)。

相对湿度为 φ 的湿空气,其分压

$$p_s = \varphi p_b \quad (\text{MPa}) \quad (1-2)$$

式中 p_b ——同温度下饱和水蒸气分压(MPa)。

表 1-2 为饱和湿空气表。其中 ρ_b 为饱和水蒸气密度,相对湿度为 φ 的湿空气水蒸气密度

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

表 1-2 饱和湿空气表

温度 ℃	饱和水蒸气分压 p_b (MPa)	饱和水蒸气密度 ρ_b (g/m ³)	温度 ℃	饱和水蒸气分压 p_b (MPa)	饱和水蒸气密度 ρ_b (g/m ³)
-20	0.000 1	1.07	40	0.007 4	51.0
-10	0.000 26	2.25	50	0.012 3	82.9
0	0.000 6	4.85	60	0.019 9	129.8
10	0.001 2	9.4	70	0.031 2	197.0
20	0.002 3	17.3	80	0.047 3	290.8
30	0.004 2	30.3	100	0.101 3	—

注意空气的标准状态与标准大气的区别。在海平面处,标准大气的参数为温度 $t_0 = 15^\circ\text{C}$, 压力 $p_0 = 0.101 3 \text{ MPa}$, $\rho_0 = 1.225 \text{ kg/m}^3$ 。不同海拔高度的标准大气的参数温度 t 、压力 p 、密度 ρ 与 t_0 、 p_0 、 ρ_0 之比见表 1-3。

表 1-3 标准大气

($t_0 = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, 压力 $p_0 = 0.101\,3\text{ MPa}$, $\rho_0 = 1.225\text{ kg/m}^3$)

高 度 (km)	温度比 t/t_0	压力比 p/p_0	密度比 ρ/ρ_0	高 度 (km)	温度比 t/t_0	压力比 p/p_0	密度比 ρ/ρ_0
0	1.000	1.000	1.000	12	0.752	0.191	0.254
2	0.955	0.784	0.822	14	0.752	0.139	0.185
4	0.910	0.608	0.669	16	0.752	0.101	0.135
6	0.865	0.466	0.538	18	0.752	0.074	0.098
8	0.819	0.351	0.429	20	0.752	0.054	0.072
10	0.774	0.261	0.337	25	0.752	0.025	0.033
11	0.752	0.223	0.297	30	0.752	0.011	0.015

1.3.2 空气压力表示方法

国际单位制中,压力的单位为 Pa($1\text{ Pa} = 1\text{ N/m}^2$),这也是我国的法定压力单位。较大的压力单位用 kPa($1\text{ kPa} = 1 \times 10^3\text{ Pa}$)或 MPa($1\text{ MPa} = 1 \times 10^6\text{ Pa}$)。Pa 与其他压力单位的换算见表 1-4。

表 1-4 各种压力单位的换算

	Pa	atm	bar	kgf/cm ²	lbf/in ²	mmHg	mmH ₂ O
Pa	1	9.87×10^{-6}	10^{-5}	1.02×10^{-5}	1.45×10^{-1}	7.5×10^{-3}	0.102
atm	101 325	1	1.013	1.033	14.7	760	10 330
bar	10^5	0.987	1	1.02	14.5	750	10 200
kgf/cm ²	98 100	0.968	0.981	1	14.22	735.6	10^4
lbf/in ²	68 600	0.068	0.068 6	0.07	1	51.71	703
mmHg	133.3	1.136×10^{-3}	1.33×10^{-3}	1.36×10^{-3}	19.34×10^{-3}	1	13.6
mmH ₂ O	9.81	9.681×10^{-5}	9.81×10^{-5}	10^{-4}	1.42×10^{-3}	7.36×10^{-2}	1

工程上,以大气压为基准表示的压力称为表压,以绝对零压力为基准表示的压力称为绝对压力。在大气中,用压力测量表具直接测得的是表压。低于大气压的压力称为负压或真空度,其测量仪表称为负压表或真空表。除了进行压力差值计算时可用表压,其他的计算应用绝对压力值进行。

1.3.3 空气的质量

单位体积的空气质量即空气密度。干空气密度

$$\rho_a = 3.484 \times 10^{-3} p / T \quad (\text{kg/m}^3) \quad (1-4)$$

式中 p ——空气的绝对压力(Pa);

T ——空气的温度(K)。

对于水蒸气

$$\rho_s = \varphi \rho_b = 2.165 \times 10^{-3} \varphi p_b / T \quad (\text{kg/m}^3) \quad (1-5)$$

式中 φ ——相对湿度(%);

T ——空气的温度(K);

p_b ——温度 t 下的饱和水蒸气分压力(Pa)。

对于湿空气

$$\rho = \rho_a + \rho_s = 3.484 \times 10^{-3} (p - 0.379 \varphi p_b) / T \quad (\text{kg/m}^3) \quad (1-6)$$

式中 p ——空气的绝对压力(Pa);

φ ——相对湿度(%);

T ——空气的温度(K);

p_b ——温度 t 下的饱和水蒸气分压力(Pa)。

1.3.4 空气的黏度

空气黏度的变化只与温度有关,其大小用黏度 μ (单位 $\text{Pa} \cdot \text{s}$),以及运动黏度 ν ($\nu = \mu/\rho$, 单位 m^2/s)表示。气体的黏度 μ 与温度 t 有如下关系

$$\mu = \mu_0 \frac{273 + C}{273 + t + C} \left(\frac{273 + t}{273} \right)^{1.5} \quad (\text{Pa} \cdot \text{s}) \quad (1-7)$$

式中 μ_0 ——0 °C 时气体的黏性系数,空气为 $17.09 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 水蒸气 $8.93 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$;

C ——常数,空气为 111,水蒸气 961;

T ——气体温度(°C)。

对于湿空气,可将其视为干空气与水蒸气的混合气体,其黏性系数可由下式确定

$$1/\mu = Y_a/\mu_a + Y_s/\mu_s \quad (1-8)$$

式中 μ_a 、 μ_s ——空气与水蒸气的黏性系数($\text{Pa} \cdot \text{s}$);

Y_a ——空气的质量百分比(%), $Y_a = \rho_a/\rho$, ρ_a 、 ρ 由式(1-4)、(1-6)确定;

Y_s ——水蒸气的质量百分比(%), $Y_s = \rho_s/\rho$, ρ_s 、 ρ 由式(1-5)、(1-6)确定。

1.3.5 湿空气

湿空气是干空气与水蒸气的混合气体,实际存在的大气一般为湿空气。在气动技术中,湿空气总压为干空气分压与水蒸气分压之和,见式(1-1)。湿空气中干空气质量、水蒸气质量以及湿空气质量的计算公式见式(1-4)、式(1-5)、式(1-6)。

1.3.5.1 湿度

湿空气中的水分(水蒸气)含量通常用湿度来表示。表示方法有绝对湿度和相对湿度,定义如下:

$$\text{绝对湿度 } x = \frac{\text{湿空气中的水蒸气含量(kg)}}{\text{湿空气中的干空气含量(kg)}} \times 100\% \quad (1-9)$$

$$\text{相对湿度 } \varphi = p_s/p_b = \rho_s/\rho_b \quad (\%) \quad (1-9a)$$

式中 p_s ——空气中水蒸气分压(MPa);

p_b ——同温度下饱和水蒸气分压(MPa);

ρ_s ——水蒸气密度(kg/m^3);

ρ_b ——饱和水蒸气密度(kg/m^3)。

1.3.5.2 露点

湿空气中的水蒸气含量会随着温度及压力的变化而改变。

露点就是指在一定的压力下,使不饱和和湿空气温度下降,直到其中的水蒸气达到饱和状态,水蒸气开始凝结成水滴而从空气中析出的温度。露点有大气露点和压力露点之分。大气露点是指在大气压力下水分凝结的温度,而压力露点则是在高于大气压力的压力下水分凝结的温度。压力露点与大气露点的关系见图 1-1。在图中可找出,大气露点为 -30°C 对应的 1 MPa 压力的压力露点为 0°C 。即, 1 MPa 压力下冷却到 0°C 出现水滴的空气,减压到大气压后要冷却到 -30°C 才出现水滴。一般,空气露点是由压力露点表示,有时也有用大气压下的露点表示除湿效果的。

1.3.5.3 气分管线中产生的冷凝水量的计算

自由状态的空气经过压缩机压缩后,由于压力的增加,压缩空气中的水蒸气含量有所降低,所以经压缩后的空气,产生的冷凝水量可由下式计算:

$$G = \rho_{b1} \frac{\varphi_1}{100} - \frac{p_1 - \varphi_1 p_{b1}}{T_1} \frac{T_2}{p_2 - p_{b2}} \quad (\text{kg}/\text{m}^3) \quad (1-10)$$

式中 G ——每立方米的吸入空气经过压缩后产生的排水量(kg/m^3);

ρ_{b1} ——吸入空气温度下的饱和水蒸气密度(kg/m^3);

φ_1 ——吸入空气的相对湿度(%);

p_1 ——吸入空气的压力(MPa);

T_1 ——吸入空气的温度(K);

p_{b1} ——吸入空气温度下的饱和水蒸气分压(MPa);

p_2 ——压缩后空气的压力(MPa);

T_2 ——压缩后空气的温度(K);

p_{b2} ——压缩后空气温度下的饱和水蒸气分压(MPa)。

1.3.6 空气的状态方程

1.3.6.1 理想气体状态方程

理想气体是实际不存在的假想气体,这种气体的分子是一些弹性的、不占体积的质点,分子之间没有相互作用力。实际气体的密度较小(即比容较大)时,符合上述条件,可视作理想气体。理想气体在平衡状态时,其状态参数 p 、 ρ 、 t 之间有如下关系

$$pv = RT \quad (1-11)$$

式中 p ——压力(Pa);

v ——比容或称比体积(m^3/kg);

R ——气体常数,空气为 $287\text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

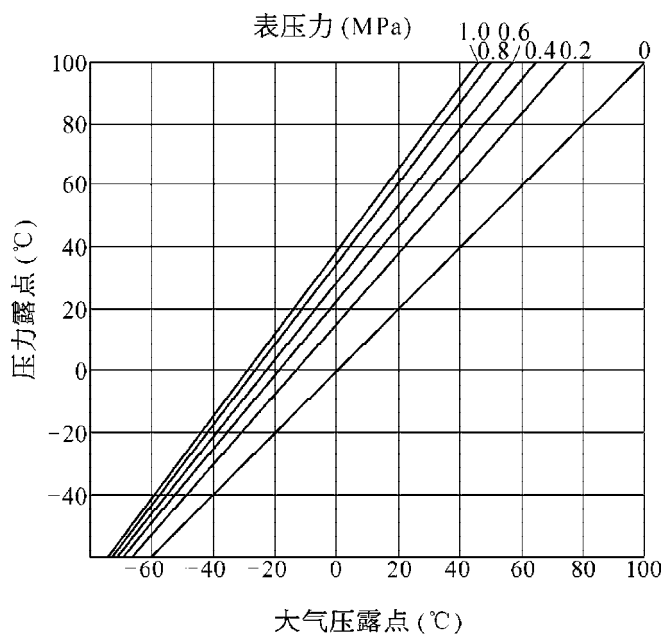


图 1-1 压力露点与大气露点关系

T ——温度(K)。

比容 v 与体积 V 有如下关系

$$v = V/m \quad (\text{m}^3/\text{kg}) \quad (1-12)$$

式中 V ——体积(m^3);

m ——质量(kg)。

因为比容 v 与密度 ρ 的关系为 $v = 1/\rho$, 因此式(1-11)也常写为

$$p = \rho RT \quad (\text{Pa}) \quad (1-13)$$

式中 ρ ——密度(kg/m^3)。

1.3.6.2 实际气体状态方程

实际上,任何实际存在的气体,其分子间有相互作用力,且分子占有体积。实际气体密度较大时,就不能将其视为理想气体。实际气体的范·德·瓦尔斯方程为

$$(p + a/v^2)(v - b) = RT \quad (1-14a)$$

式中 a 、 b 是由气体种类确定的常数。

工程中,常引入修正系数 Z (压缩率),这时实际气体的状态方程为

$$pv = ZRT \quad (1-14b)$$

表 1-5 为奥托(Otto)等人测定的空气压缩率 Z 值,由该表可见,在气动技术所使用的压力范围内 ($\leq 2 \text{ MPa}$) $Z \approx 1$ 的误差仅为 1%,故可将压缩空气视为理想气体。

表 1-5 空气压缩率值

温度 $t(^{\circ}\text{C})$	压力 $p(\text{MPa})$					
	0	1	2	3	5	10
0	1	0.994 5	0.989 5	0.985 1	0.977 9	0.969 9
50	1	0.999 0	0.998 4	0.998 1	0.998 6	1.005 7
100	1	1.001 2	1.002 7	1.004 5	1.008 7	1.023 5
200	1	1.003 1	1.006 4	1.009 7	1.016 8	1.036 4

1.3.7 空气的状态变化

气动技术中所使用的压缩空气可视为理想气体,在其状态变化过程中,它除了遵守式(1-11)所示的理想气体状态方程外,还遵守热力学第一定律。气体的状态参数除了压力 p 、比容 v 、温度 T 外,还有比熵 s 。比熵 s 的改变标志着有热量的传递。从热力学第一定律及理想气体状态方程可推导出

$$s = c_v \ln T + R \ln v + C_1 \quad [\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (1-15a)$$

$$s = c_p \ln T - R \ln p + C_2 \quad [\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (1-15b)$$

式中 s ——气体的比熵($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$);

c_v ——气体的质量定容热容,常数,空气的 c_v 为 $718[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$;

c_p ——气体的质量定压热容,常数,空气的 c_p 为 $1004[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$;

R ——气体常数,空气的 R 为 $287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

p ——气体压力(Pa);

v ——气体比容(m^3/kg);

T ——气体温度(K);

C_1 、 C_2 ——积分常数。

式(1-15a)和式(1-15b)中 c_v 、 c_p 的关系如下:

$$c_v/c_p = k \quad (1-16a)$$

$$c_p = c_v + R \quad (1-16b)$$

式中 k ——比热比,空气为 1.4。

空气的状态变化过程有等容过程、等压过程、等温过程、绝热过程和多变过程。

1.3.7.1 等容过程

等容过程即气体的容积保持不变的状态变化过程,比容 v 为常数。由式(1-11)、式(1-15a)和式(1-15b)可得出其状态参数之间的关系如下:

$$p_1/T_1 = p_2/T_2 \quad (1-17a)$$

$$T = e^{(s-K)/c_v} \quad (1-17b)$$

式中 K 为常数。

等容过程的 $p \sim v$ 、 $T \sim s$ 关系图见图 1-2。由图可看出,由于 v 为常数, $p \sim v$ 关系曲线下无投影面积,则气体不对外做功。

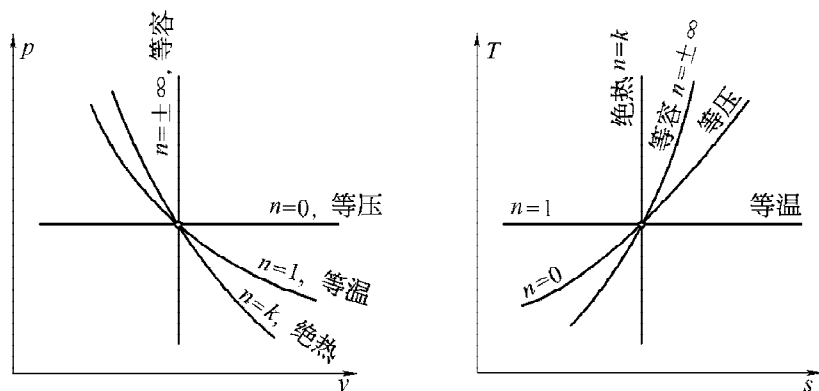


图 1-2 气体各基本状态变化过程的 $p \sim v$ 、 $T \sim s$ 关系曲线对比

1.3.7.2 等压过程

等压过程即气体的压力保持不变的状态变化过程,压力 p 为常数。由式(1-11)、式(1-15a)和式(1-15b)可得出其状态参数之间的关系如下:

$$v_1/T_1 = v_2/T_2 \quad (1-18a)$$

$$T = e^{(s-K)/c_p} \quad (1-18b)$$

式中 K 为常数。

等压过程的 $p \sim v$ 、 $T \sim s$ 关系图见图 1-2。由图可看出,等压过程中,气体与外界有功和热量的交换。

1.3.7.3 等温过程

等温过程即气体的温度保持不变的状态变化过程,温度 T 为常数。由式(1-11)、式(1-15a)和式(1-15b)可得出其状态参数之间的关系如下:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \quad (1-19a)$$

$$T = C \quad (1-19b)$$

等温过程的 $p \sim v$ 、 $T \sim s$ 关系图见图 1-2。由图可看出,等温过程中,气体与外界有功和热量的交换,热量值与做功值相等。

1.3.7.4 绝热过程

绝热过程即气体与外界无热交换的状态变化过程。当气体流动速度较快、尚来不及与外界交换热量,这样的气体流动过程可视为绝热过程。由式(1-11)、式(1-15a)和式(1-15b)可得出其状态参数之间的关系如下:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \quad (1-20a)$$

$$T_1 p_2^{(k-1)/k} = T_2 p_1^{(k-1)/k} \quad (1-20b)$$

$$p_1 \rho_2^k = p_2 \rho_1^k \quad (1-20c)$$

$$T_1 v_1^{(k-1)} = T_2 v_2^{(k-1)} \quad (1-20d)$$

绝热过程的 $p \sim v$ 、 $T \sim s$ 关系图见图 1-2。由图可看出,由于 s 为常数, $T \sim s$ 关系曲线下无投影面积,则气体与外界无热量交换。

1.3.7.5 多变过程

$p v^n = \text{常数}$ 的状态变化过程, n 为多变指数。将绝热过程的参数关系式,即式(1-20a)、式(1-20b)和式(1-20c)三式中的 k 换为 n ,即为多变过程的状态参数之间的关系。

上述四种过程是多变过程的特例:

当 $n = 0$ 时, $p = \text{常数}$, 即为等压过程;

当 $n = 1$ 时, $p v = \text{常数}$, 即为等温过程;

当 $n = k$ 时, $p v^k = \text{常数}$, 即为绝热过程;

当 $n = \infty$ 时, $v = \text{常数}$, 即为等容过程;

实际过程多为多变过程。

1.3.8 连续性方程

当空气在管内作稳定、连续流动时应遵守连续性方程,根据质量守恒定律,可推导出

$$q_m = A_1 u_1 \rho_1 = A_2 u_2 \rho_2 \quad (\text{kg/s}) \quad (1-21)$$

式中 q_m ——空气的质量流量(kg/s);

A_1 、 A_2 ——分别为流入处和流出处的管道截面积(m^2);

u_1 、 u_2 ——分别为流入处和流出处的空气流动速度(m/s);

ρ_1 、 ρ_2 ——分别为流入处和流出处的空气密度(kg/m^3)。

1.3.9 伯努利方程

对于气动技术中所使用的压缩空气,其流动可看作为一维、定常、绝热的流动。由于空

气的质量较小,可忽略其质量力。其流动过程的参数之间关系可用伯努利(Bernoulli)方程表示:

$$\frac{u^2}{2} + \frac{p}{\rho} \frac{k}{k-1} = C \quad (1-22a)$$

式中 p ——气体压力(Pa);
 ρ ——气体密度(kg/m³);
 u ——气体流动速度(m/s);
 k ——比热比,空气为 1.4;
 C ——常数。

气体伯努利方程还可表示为其他形式

$$\frac{u^2}{2} + \frac{k}{k-1} RT = C \quad (1-22b)$$

$$\frac{u^2}{2} + \frac{a^2}{k-1} = C \quad (1-22c)$$

式中 R ——气体常数,空气为 287 J/(kg·K);
 u ——空气流动速度(m/s);
 p ——压力(Pa);
 a ——音速(m/s)。

1.3.10 能量方程

空气在管内流动,每单位质量接受热量 q ,对外做功为 w ,此时空气的状态参数及内能发生怎样的变化呢?热力学第一定律就是能量转换与守恒定律在此类现象上的应用,它确定了热能与机械能相互转换时在数量上的关系。在这里也可称之为能量方程,表示如下:

$$q - w = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \left(\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} \right) + g(z_2 - z_1) + (E_2 - E_1) \quad (1-23)$$

式中 u_1 、 u_2 ——流入、流出截面上空气的速度(m/s);
 p_1 、 p_2 ——流入、流出截面上空气的压力(Pa);
 ρ_1 、 ρ_2 ——流入、流出截面上空气的密度(kg/m³);
 z_1 、 z_2 ——流入、流出截面上空气的高度(m);
 E_1 、 E_2 ——流入、流出截面上空气的内能(J)。

E_1 、 E_2 有如下关系,

$$E_1 - E_2 = c_v(T_2 - T_1) \quad (1-24a)$$

由式(1-16a)及式(1-16b)可推出

$$c_v = R/(k-1) \quad (1-24b)$$

若空气为定常流动,与外界无热量交换,也不对外做功,忽略其质量力,将式(1-24a)、式(1-24b)及式(1-12)代入式(1-23),得

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} \right) = 0 \quad (1-25a)$$

比较式(1-25a)与式(1-22a),两式是等价的。都是可压缩性气体的伯努利方程的一种表示方法。

气体在绝热流动下的能量方程,可通过将式(1-20c)代入式(1-25a)求得

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left\{ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right\} \quad (1-25b)$$

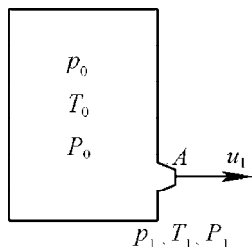


图 1-3 大储气罐
与收缩喷嘴

1.3.11 临界压力

如图 1-3 所示,大储气罐中的压缩空气经收缩喷嘴后,流入背压为 p_b 的环境中。储气罐内的空气流速 u_0 近似为零,设储气罐内的空气滞止参数为压力 p_0 、温度 T_0 、密度 ρ_0 保持不变。喷嘴出口处的截面积为 A ,空气流速为 u_1 ,参数为 p_1 、 T_1 、 ρ_1 。

若空气流动为绝热流动,可由能量方程式(1-25b)求得出口处空气流速 u_1

$$u_1 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left\{ 1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right\}} \quad (1-26)$$

体积流量

$$q_v = \alpha A u_1 = \alpha A \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left\{ 1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right\}} \quad (1-27)$$

式中 A ——喷嘴出口处的截面积(m^2);

α ——流量系数,是在相同的上游参数压力 p_0 、温度 T_0 和相同的压差 $(p_1 - p_0)$ 条件下的实际流量 q_v 与理论流量 $(q'_v = A u_1)$ 之比。

质量流量

$$q_m = \rho_1 q_v = \rho_1 \alpha A u_1 = \alpha A p_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_0} \left\{ \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{(k+1)/k} \right\}} \quad (1-28)$$

由式(1-28)可看出,当 p_1/p_0 一定时, q_m 与 p_0 成正比而与 $\sqrt{T_0}$ 成反比。另外当 $p_1/p_0 = 1$ 或 0 时, q_m 均为零,因此在 $p_1/p_0 = 1$ 和 0 之间 q_m 有一个最大值。令 $p_1/p_0 = r$, 将式(1-28)对 r 求导,可得若要 $dq_m/dr = 0$, 须

$$r = \{2/(k+1)\}^{k/(k-1)} \quad (1-29a)$$

空气 $k = 1.4$, 得 $r = 0.528$, 即当

$$p_1/p_0 = 0.528 \quad (1-29b)$$

时, q_m 达最大流量。这时的压力比 p_1/p_0 称为临界压力比, p_1 称为临界压力 p^* , 该压力对应的流速称为临界流速 u^* 。此时,增大或减小 p_1 , 都使流量 q_m 减小。

由式(1-20a)及式(1-29a)可推出

$$(k+1)/2 = (p_0 v_0)/(p^* v^*) \quad (1-29c)$$

将式(1-29a)及式(1-29c)代入式(1-26),可得

$$u^* = a^* \quad (1-30)$$

即临界速度为当地音速。其流动马赫数 $M = u^*/a^* = 1$ 。即空气流速为音速 $u = a (M = 1)$

点上的参数为临界参数。

也可由式(1-12)和式(1-22a)可推导出

$$\frac{p_1}{p_0} = \left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)^{k/(1-k)} \quad (1-31a)$$

式中 M ——马赫数(Mach), $M = u/a$, a 为音速。

将空气的比热比 $k = 1.4$ 及 $M = 1$ 代入式(1-31a), 可得

$$p^*/p_0 = 0.528 \quad (1-31b)$$

此结论与式(1-29b)相同。

用式(1-27)及式(1-28)求流量较繁琐, 可用如下近似公式来简化求解:

亚音速流 ($0.5283 < p_1/p_0 \leq 1$)

$$q_v = C_{s0}\alpha A \{p_1(p_0 - p_1)T_s/T_0\}^{0.5} \quad (\text{ANR}) \quad (1-32a)$$

音速流 ($0 < p_1/p_0 \leq 0.5283$)

$$q_v = 0.5C_{s0}\alpha A p_0 (T_s/T_0)^{0.5} \quad (\text{ANR}) \quad (1-32b)$$

上两式中, q_v ——标准状态下的体积流量(m^3/s); C_{s0} ——常数, 为 0.379×10^{-2} ; T_s ——标准状态温度(K), 为 293.15 K。

1.3.12 气体通过喷嘴时的流动

气体流经喷嘴时, 出口处的流动马赫数 $M = 1$ 时, 流动为音速流动, 此时 $p_1/p_0 = 0.528$; 当 $M < 1$ 时, 流动为亚音速流动, 此时 $p_1/p_0 > 0.528$; 当 $M > 1$ 时, 流动为超音速流动, 此时 $p_1/p_0 < 0.528$ 。在收缩喷管中, 气流的速度不可能超过音速。须流经缩放喷管(拉伐尔喷管), 气流的速度才可能超过音速。

在如图 1-3 所示的系统中, 当 $p_b/p_0 = 1$ 时, 因无压差, 故无流动。降低 p_b , 产生流动。当 $M < 1$ 时, 降低背压 p_b , 可提高空气流动速度 u , 加大空气流量 q , 且此时 $p_1 = p_b$ 。但当 $p_b/p_0 = 0.528$, $M = 1$ 达音速后, 无论再怎样降低 p_b , 都不能提高空气流动速度 u 并加大空气流量 q , 且 $p_1 \neq p_b$ 。此时的流动被称为壅塞流, 即流量已达最大, 不可能再增加了。空气的体积流量也可由式(1-12)和式(1-22c)可推导出

$$q_v = \alpha A u = \alpha A M a = \alpha A M a_0 \left(1 + \frac{k-1}{2}M^2\right)^{-0.5} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1-33a)$$

式中 α ——流量系数;

A ——喷嘴出口处的截面积(m^2);

a_0 ——储气罐内的空气温度 T_0 下的音速(m/s)。

当为音速流动时, 将 $M = 1$, $k = 1.4$, $a_0 = \sqrt{kRT_0}$, $R = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 代入式(1-33a), 得

$$q_v = 18.298\alpha A \sqrt{T_0} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1-33b)$$

将该流量换算为标准状态下的流量

$$q_v = 18.298\alpha A \sqrt{T_0} T_s p_0 / (p_s T_0) \quad (\text{ANR}) \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1-33c)$$

空气的质量流量

$$q_m = \rho \alpha A u = \alpha A M \rho_0 a_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{(1+k)/(2(1-k))} \quad (\text{kg/s}) \quad (1-34a)$$

因为流动介质是空气,将 $k = 1.4$ 代入式(1-34a),得

$$q_m = \rho \alpha A u = \alpha A M \rho_0 a_0 (1 + 0.2 M^2)^{-3} \quad (\text{kg/s}) \quad (1-34b)$$

当空气为音速流动时, $M = 1$, 将 $M = 1$, $a_0 = \sqrt{kRT_0}$, 代入式(1-34b),得

$$q_m = 1.728 \alpha A \rho_0 \sqrt{kRT_0} \quad (\text{kg/s}) \quad (1-34c)$$

1.3.13 气容的充气 and 放气

1.3.13.1 气容的充气

如图 1-4 所示,压缩空气通过一个截面积为 A 的孔板向一个体积为 V_0 的容器充气。

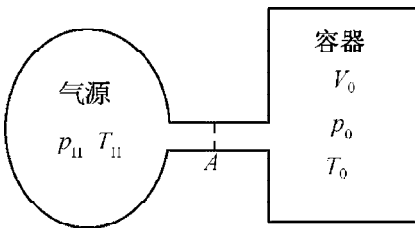


图 1-4 气容的充气

考虑空气流动为绝热过程和等温过程的两种情况下的充气过程,对所用的计算方法加以说明。

1.3.13.1.1 音速流动绝热过程

空气以音速向容器充气 ($0 < p/p_H \leq 0.5283$), 且充气过程很快,容器内空气来不及与外界交换热量,容器内空气为绝热变化的情况。

对式(1-20)微分,得

$$v^k dp + p d(v^k) = v^k dp + k v^{k-1} p dv = 0$$

整理,得 $v dp + k p dv = 0$ 。将该方程乘以质量 m , 并整理,得

$$-dV = (V_0/kp) dp \quad (1-35a)$$

式中 V_0 ——气体体积(m^3)。

式(1-35a)表示体积减小 ($-dV < 0$) 时,压力增加 ($dp > 0$)。开始时,体积为 V_0 的容器中的空气参数为 p_0 、 T_0 ,其质量为 m_0 ,向容器充入气源压力为 p_H 、温度为 T_H 的空气 dm ,占有体积 dV 。容器内初始空气体积 V_0 、流入空气体积 ($-dV$) 以及其他参数之间的关系推导如下:

因 $p_0 V_0 = p_0 v_0 m_0 = RT_0 m_0$, 则有 $p(-dV) = RT_H dm$, 令 $T_H = T_0$ 有

$$dm = \frac{m_0 p}{p_0 V_0} (-dV) \quad (1-35b)$$

代入式(1-35a),得 $dm = (m_0/kp_0) dp$ 。两端除以时间的微分 dt ,得

$$dm/dt = (m_0/kp_0) dp/dt \quad (1-35c)$$

dm/dt 即为质量流量。由式(1-12)有

$$m = \{p_s/(RT_s)\} V_s \quad (1-35d)$$

$$q_v(\text{ANR}) = dV_s/dt = (RT_s/p_s) dm/dt \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1-35e)$$

由式(1-35c)有

$$dm/dt = (V_0/kRT_0)dp/dt \quad (1-35f)$$

又由式(1-35f)、式(1-35e)可推导出

$$q_v(\text{ANR}) = (T_s V_0/kT_0 p_s)dp/dt \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1-35g)$$

因为是音速充气,将式(1-35g)代入式(1-33c),式(1-33c)中气源参数下标改为 H ,得

$$\frac{dp}{p_H} = \frac{dt}{\frac{V_0 \sqrt{T_H}}{18.298k\alpha AT_0}} \quad (1-36a)$$

$$\text{令} \quad T_n = \frac{V_0 \sqrt{T_H}}{18.298k\alpha AT_0} = \frac{V_0 T_H^{0.5}}{25.617\alpha AT_0} \quad (1-36b)$$

$$\text{则有} \quad dp/p_H = dt/T_n \quad (1-36c)$$

$$dt = (T_n/p_H)dp \quad (1-36d)$$

$$dp = (p_H/T_n)dt \quad (1-36e)$$

对式(1-36d)积分,可得充气时间。

将式(1-36e)两端积分,可得容器内压力随时间变化的公式

$$p = p_0 + \frac{p_H}{T_n}t \quad (\text{Pa}) \quad (1-37)$$

式(1-36b)中,容器的参数 V_0 、 T_0 和气源温度 T_H 均为已知的,所以 T_n 为常数,其单位为秒。由式(1-37)可见,压力随时间成比例升高。

1.3.13.1.2 音速流动等温过程

空气以音速向容器充气 ($0 < p/p_H \leq 0.5283$),且充气过程很慢,使容器内空气温度始终保持不变,容器内空气为等温变化的情况。

公式推导与前面音速流动绝热过程类似,只是将式(1-35a)、式(1-35b)和式(1-35c)中 k 换为 1。如式(1-35c)变为

$$dm/dt = (m_0/p_0)dp/dt \quad (1-38a)$$

将式(1-35g)

$$q_v(\text{ANR}) = (T_s V_0/T_0 p_s)dp/dt \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1-38b)$$

将式(1-38b)代入式(1-33c),可推导出

$$dp/p_H = dt/T_a \quad (1-39a)$$

$$T_a = \frac{V_0 T_H^{0.5}}{18.298\alpha AT_0} \quad (1-39b)$$

比较式(1-39b)与式(1-36b),可得

$$T_a = kT_n \quad (1-40)$$

由式(1-40)可见,音速流动等温过程的充气时间常数是音速流动绝热过程的充气时间常数的 k (空气为 1.4)倍。

1.3.13.1.3 亚音速流动绝热过程

空气以亚音速向容器充气 ($p/p_H > 0.5283$), 且容器内空气为绝热变化的情况。

将式(1-35g)代入式(1-32a), 式(1-32a)中气源参数下标改为 H , 得

$$(T_s V_0 / k p_s T_0) dp/dt = C_{s0} \alpha A [p_1 (p_0 - p_1) T_s / T_0]^{0.5} \quad (1-41)$$

求解式(1-41), 以临界点作为时间原点, 则压力 p 可由下式求出

$$p = (p_H/2) \{ \sin[(2t/T_n) + 0.0566] + 1 \} \quad (\text{Pa}) \quad (1-42)$$

即开始以音速流入的空气压力以直线升高, 从临界点以后以亚音速流入时空气压力变化呈正弦波, 直到充气完毕。

1.3.13.1.4 计算举例

令从真空开始充气到标准大气压的充气时间为 T_0 , 从标准大气压充气到临界压力的充气时间为 T_1 , 这两个过程均为音速流动绝热过程。因此, 将 $t = T_0$, $p_0 = 0$, $p = p_s$ 代入式(1-37), 得

$$T_0 = (p_s/p_H) T_n \quad (1-43a)$$

将 $t = T_1$, $p_0 = p_s$, $p = 0.528 p_H$ 代入式(1-37), 得

$$T_1 = (0.528 - p_s/p_H) T_n \quad (1-43b)$$

令从临界压力到气源压力为止的充气时间为 T_2 , 将 $t = T_2$, $p = p_H$ 代入式(1-42), 得

$$T_2 = 0.757 T_n \quad (1-43c)$$

$$\text{则} \quad T_0 + T_1 + T_2 = 1.285 T_n \quad (1-43d)$$

$$T_1 + T_2 = (T_0 + T_1 + T_2) - T_0 = 1.285 T_n - (p_s/p_H) T_n \quad (1-43e)$$

如令 $p_H = 600 \text{ kPa}$, 则

$$T_1 + T_2 = 1.285 T_n - (101.3/600) T_n = 1.12 T_n$$

1.3.13.2 气容的放气

如图 1-5 所示, 空气从体积为 V_0 、压力为 p_0 、温度为 T_0 的容器通过一个截面积为 A 的孔板向一个背压 p_b 的环境放气。孔板出口处的压力为 p_1 。考虑空气流动为等温过程和绝热过程的两种热力过程的放气过程。

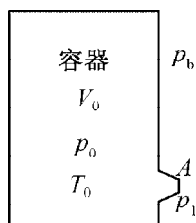


图 1-5 气容的放气

1.3.13.2.1 音速流动等温过程

空气从容器以音速向外放气 ($0 < p_b/p_0 \leq 0.5283$), 且容器内空气为等温变化的情况。因为是放气过程, 所以 dp/dt 应为负值。

将式(1-39a)的 p_H 变为 p , 则式(1-39a)变为

$$dp/p = -dt/T_a \quad (1-44a)$$

对上式积分, 得

$$p = p_0 e^{-t/T_a} \quad (1-44b)$$

故容器以音速放气等温变化时, 其压力随时间以指数函数降低。

1.3.13.2.2 亚音速流动等温过程

空气从容器以亚音速向外放气 ($p_b/p_0 > 0.5283$), 且容器内空气为等温变化的情况。将式(1-38b)代入式(1-32a), 得

$$-(T_s V_0 / p_s T_0) dp/dt = C_{s0} \alpha A \{(p - p_b) p_b T_s / T_0\}^{0.5} \quad (1-45a)$$

对上式积分并整理, 得

$$t = \{C - [(p/p_b) - 1]\}^{0.5} T_a \quad (1-45b)$$

式中 C ——积分常数, 为 0.945。

1.3.13.2.3 音速流动绝热过程

空气从容器以音速向外放气 ($0 < p_b/p_0 \leq 0.5283$), 且容器内空气为绝热变化的情况。其排气时间与压力变化的关系如下:

$$t = \frac{2k}{k-1} \left\{ \left(\frac{p_0}{p} \right)^{(k-1)/2k} - 1 \right\} T_n \quad (\text{s}) \quad (1-46)$$

1.3.13.2.4 亚音速流动绝热过程

计算容器气体从 $p = p_0$ 放气至 $p = p_1 = p_b$, 在整个亚音速范围内的放气时间, 可用如下简化公式计算。

$$t = 6.026 \times 10^{-2} (V_0 / \alpha A) (T_0)^{0.5} \quad (\text{s}) \quad (1-47)$$

1.3.13.2.5 计算举例

设容器初始压力 $p_0 = 600 \text{ kPa}$, 令开始以音速放气且绝热变化到临界点时的时间为 T_1 , 将 $T_1 = t$, $p = 101.3/0.528$, $k = 1.4$ 代入式(1-46), 得 $T_1 = 1.24 T_n$ 。

从亚音速开始放气且等温变化到放气終了的时间为 T_2 。将 $T_2 = t$, $p = p_s = p_b$, $k = 1.4$ 代入式(1-45b), 得 $T_2 = 1.852 T_a = 1.323 T_n$ 。则 $T_1 + T_2 = 2.563 T_n$ 。

由以上计算可见, 当气源压力 $p_H = 600 \text{ kPa}$ 时, 与充气时间 $T_1 + T_2 = 1.12 T_n$ 相比, 放气时间为 $2.563 T_n$, 放气时间约为充气时间的 2 倍。

1.3.13.3 充气 and 放气时的温度变化

1.3.13.3.1 充气时的情况

容器内空气为绝热压缩时, 对式(1-35c)积分并整理, 得

$$m/m_0 = 1 + (1/k) \{(p/p_0) - 1\} \quad (1-48a)$$

另外, 因为 $V = V_0$, 又由式(1-11)及式(1-12)有 $p_0 V_0 = m_0 R T_0$ 和 $p V_0 = m R T$, 可推导出

$$m/m_0 = p T_0 / p_0 T \quad (1-48b)$$

将式(1-48b)代入式(1-48a), 得

$$\frac{T}{T_0} = \frac{p}{p_0} \frac{1}{1 + (1/k) \{(p/p_0) - 1\}} \quad (1-49a)$$

令 $p/p_0 = r$, 则式(1-49a)可变为

$$\frac{T}{T_0} = \frac{1}{1/r + 1/k - 1/(kr)} \quad (1-49b)$$

由式(1-49b)可见, 当 $p/p_0 \rightarrow \infty$ 时, $T/T_0 \rightarrow k$ 。即充气时, 容器内温度最高可升高到容器初

始温度 T_0 的 1.4 倍 ($k = 1.4$)。实际上, p/p_0 不会是无限大的, 容器壁又有热量放出, 则容器内空气温度不可能升到那样高。

1.3.13.3.2 放气时的情况

空气自容器放出后, 容器内空气经历绝热过程时, 其温度按式(1-20b)计算; 当容器内空气经历多变过程时, 将式(1-20b)中的 k 换为 n , 计算其温度变化。

1.3.14 管路的压力损失

实际流体都具有黏性, 因此流体在管路内流动时会因为黏性的存在产生摩擦而造成能量损失, 这种损失用压力损失来表示。压力损失分为沿程压力损失和局部压力损失。当空气以慢速(流动马赫数 $M < 0.3$)流经管路时, 可使用不可压缩流体(流体密度 ρ 为常数)的计算关系式, 来计算管路的压力损失。

1.3.14.1 沿程压力损失

沿程压力损失是指气体沿直管流动时, 气体内部各流层之间以及气体之间因流体黏性的存在所产生的摩擦阻力所造成的能量损失。沿程压力损失用 Δp_L 表示, 可用下式计算。

$$\Delta p_L = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho u^2}{2} \quad (\text{Pa}) \quad (1-50)$$

式中 λ ——摩擦系数;

L ——管路长度(m);

d ——管路直径(m);

ρ ——流体密度(kg/m^3);

u ——管路内空气的平均流速(m/s)。

式(1-50)中, d 为圆管直径。若为非圆管的情况, 可用当量直径 d_h 代入式(1-50)计算。当量直径 d_h 可用下式计算,

$$d_h = 4A/\chi \quad (\text{m}) \quad (1-51)$$

式中 A ——有效断面, 流体充满的部分(m^2);

χ ——湿周, 气体充满的周界(m)。

此外, 式(1-50)中摩擦系数 λ 是影响 Δp_L 的重要因素, 而 λ 与雷诺(Reynolds)数有关。雷诺数用下式计算

$$Re = \rho u d / \mu = u d / \gamma \quad (1-52)$$

式中 μ ——流体黏度($\text{Pa} \cdot \text{s}$);

γ ——流体运动黏度(m^2/s)。

1.3.14.1.1 层流状态时的摩擦系数 λ

理论上, 当 $Re < 2\,320$ 时, 流动为层流; 否则为紊流。 $Re_c = 2\,320$ 称为临界雷诺数。工程上, 临界雷诺数 Re_c 为 2 000。层流时

$$\lambda = 64/Re \quad (1-53a)$$

1.3.14.1.2 紊流状态时的摩擦系数 λ

当 $Re < 10^5$ 时,

$$\lambda = 0.316\,4 Re^{-0.25} \quad (1-53b)$$

当 $10^5 < Re < 3 \times 10^6$ 时,

$$\lambda = 0.0032 + 0.221Re^{-0.237} \quad (1-53c)$$

在以上雷诺数范围内流动称为紊流光滑管情况, λ 与流动管路的内壁粗糙度 ϵ 无关; 当流速进一步增大时, 流动就变为紊流粗糙管情况, λ 与流动管路的内壁粗糙度 ϵ 有关。

当 $26.98(d/\epsilon)^{8/7} < Re < 4160(d/\epsilon)^{0.85}$ 时,

$$\frac{1}{\lambda^{0.5}} = -2 \lg \left(\frac{2.51}{Re \lambda^{0.5}} + \frac{\epsilon}{3.7d} \right) \quad (1-53d)$$

当 $Re > 4160(d/\epsilon)^{0.85}$ 时,

$$\lambda = \{2 \lg(d/\epsilon) + 1.74\}^{-2} \quad (1-53e)$$

式(1-53d)与式(1-53e)中, ϵ ——管路的内壁绝对粗糙度(mm), d ——管道内径(mm)。

管路的内壁绝对粗糙度 ϵ 与管道材料有关, 其参考数据为: 铸铁管 0.25 mm, 轧制钢管 0.05~0.10 mm, 冷拔钢管 0.04 mm, 黄铜管、塑料管、玻璃管 0.0015~0.01 mm, 铝管 0.0015~0.01 mm, 橡胶软管 0.03 mm。

摩擦系数 λ 也可由莫迪(Moody)图查出, 见图 1-6。

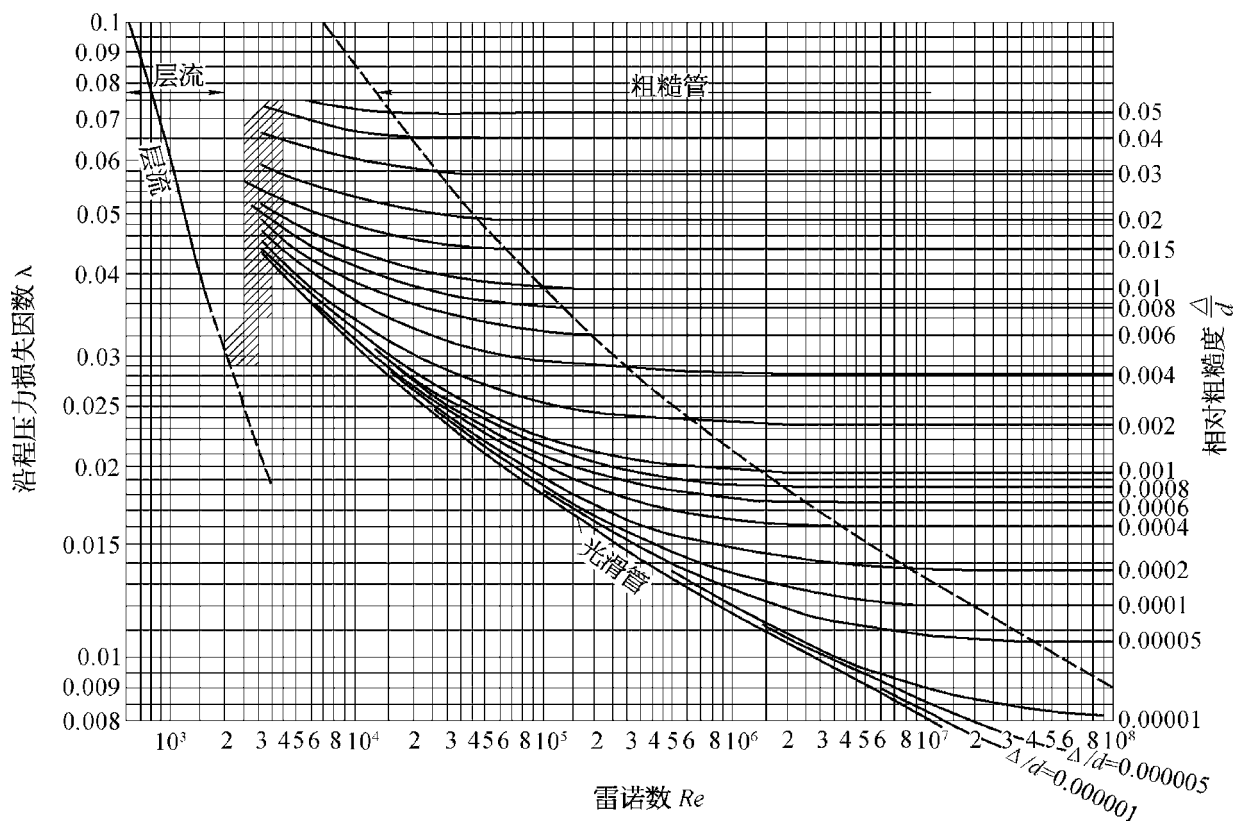


图 1-6 莫迪(Moody)图

1.3.14.2 局部压力损失

局部压力损失是指由于遇到局部阻碍(如管径突变、弯管、接头等)时, 因流体相互碰撞和旋涡的形成等原因造成的能量损失。局部压力损失 Δp_p 可用下式计算,

$$\Delta p_p = \zeta \frac{\rho u^2}{2} \quad (\text{Pa}) \quad (1-54)$$

式中 ζ ——局部阻力系数。

可由实验求得局部阻力系数 ζ 。图 1-7 为各种形状的管路和节流装置的局部阻力系数 ζ 。

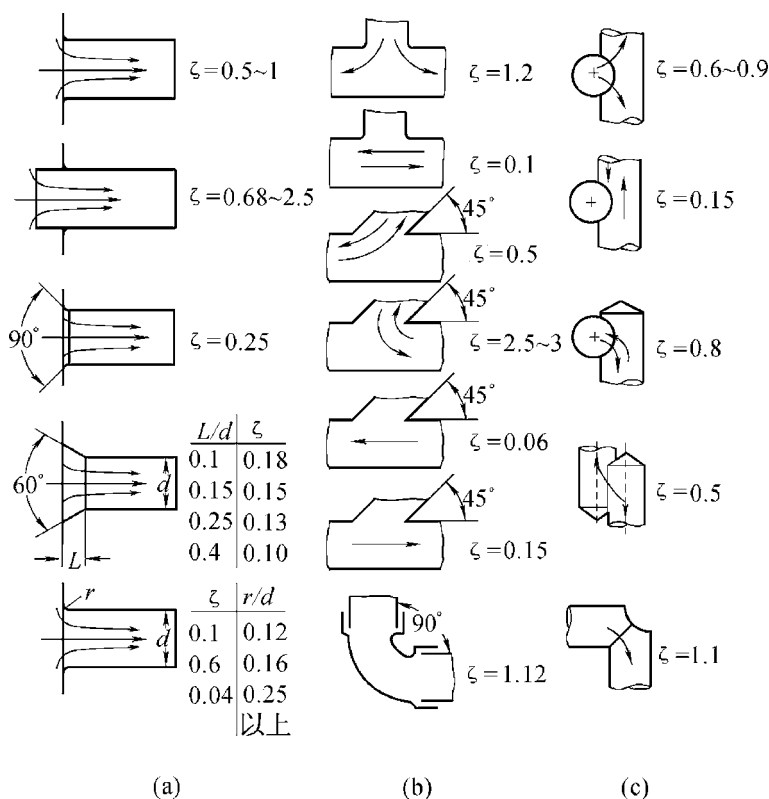


图 1-7 各种形状的管路和节流装置的局部阻力系数 ζ

(a) 入口损失; (b) 分叉管损失; (c) 管内通路结合部损失

1.3.14.3 管道系统总的压力损失

管道系统总的压力损失 $\sum \Delta p$ 等于总的直管沿程压力损失与总的局部压力损失之和。

$$\sum \Delta p = \sum \Delta p_L + \sum \Delta p_p \quad (\text{Pa}) \quad (1-55)$$

1.3.14.4 局部压力损失的等效管长

比较式(1-50)与式(1-54), 可将局部压力损失换算为沿程压力损失的同直径直管的等效管长 Le ,

$$Le = (\zeta/\lambda)d \quad (\text{m}) \quad (1-56)$$

当气源压力远高于气动元件所需的压力时, 可用等效管长法简化计算。可将总的局部压力损失的等效管长加上总的直管管长, 代入式(1-50)即可计算出管道系统总的压力损失。

1.3.15 气动元件流量特性的表示方法

气动元件流量特性是元件进出口两端的压力降与通过该元件的流量之间的关系。如图 1-7 为某过滤器的流量特性曲线。气动元件流量特性的表示方法有如下几种。

1.3.15.1 音速流导 c 值与气动元件的临界压力比 b 值

国际标准 ISO6358 规定, 用音速流导 c 值和气动元件的临界压力比 b 值作为一组表述气动元件流量特性的两个特性参数。适用于类似元件的比较或用于单个元件的压力和流量计算。

压缩空气流过气动元件时,由于元件内部流道结构复杂,流动压力损失较大,因此实际气动元件的临界压力比 p^*/p_0 是小于 0.528 的。有关气动元件的国际标准测试回路见第 5 章图 5-82。一般气动元件的临界压力比为 0.2~0.5,气动回路的临界压力比一般都小于 0.2。音速流导 c 值和气动元件的临界压力比 b 值的计算式如下,

$$c = \frac{q_m^*}{\rho_s p_1^*} \sqrt{\frac{T_1^*}{T_s}} \quad (\text{m}^4 \cdot \text{s}/\text{kg}) \quad (1-57a)$$

$$b = 1 - \frac{\Delta p/p_1}{1 - \sqrt{1 - (q_m/q_m^*)}} \quad (1-57b)$$

式中 p_1^* ——气动元件上游的临界压力(Pa);

T_1^* ——气动元件上游的临界温度(K);

T_s ——空气标准状态下的温度($T_s = 293.15 \text{ K}$);

ρ_s ——空气标准状态下的密度($\rho_s = 1.205 \text{ kg/m}^3$);

q_m^* ——临界状态下气动元件的质量流量(kg/s);

Δp ——被测气动元件上下游两端压差(Pa);

p_1 ——被测气动元件上游压力(Pa);

q_m ——通过气动元件的质量流量(kg/s);

R ——空气的气体常数 [$R = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]。

在测定音速流导 c 值和气动元件的临界压力比 b 值的试验中,测出临界状态下的 p_1^* 、 T_1^* 、 q_m^* 以及任一状态下的 p_1 、 Δp 、 q_m ,代入式(1-57a)和式(1-57b)可计算出 c 值、 b 值。

若已知音速流导 c 值和气动元件的临界压力比 b 值,就可用式(1-57a)和式(1-57b)求出任意压差 Δp 下通过气动元件的流量 q_m ,可得到一个较完整的压力—流量特性曲线。

1.3.15.2 流通能力 C 值和 C_v 值

流通能力 C 值的定义为:被测元件全开时,元件两端压差 $\Delta p_0 = 0.098 \text{ MPa}$, 流体密度 $\rho_0 = 1 \text{ g/cm}^3$, 通过元件的流量为 $q(\text{m}^3/\text{h})$,则流通能力 C 值为

$$C = q \{(\rho \Delta p_0)/(\rho_0 \Delta p)\}^{1/2} \quad (1-58a)$$

式中 q ——实测的流体流量(m^3/h);

ρ ——实测的流体密度(g/cm^3);

Δp ——被测气动元件上下游两端压差(MPa)。

流通能力 C_v 值的定义为:被测元件全开时,元件两端压差 $\Delta p_0 = 1 \text{ lbf/in}^2$ ($1 \text{ lbf/in}^2 = 6.89 \text{ kPa}$), 60°F ($1^\circ \text{F} = 5/9^\circ \text{C}$), 通过元件的流量为 $q \text{ U. S. gal/min}$ ($1 \text{ U. S. gal/min} = 3.785 \text{ l/min}$), 则流通能力 C_v 值为

$$C_v = q \{(\rho \Delta p_0)/(\rho_0 \Delta p)\}^{1/2} \quad (1-58b)$$

C_v 值的计算,使用的单位为英美制。

1.3.15.3 标准额定流量

标准额定流量是气动元件在其上游压力 $p_1 = 0.6 \text{ MPa}$, 下游压力 $p_2 = 0.5 \text{ MPa}$, 被测气动元件上下游两端压差 $\Delta p = 0.1 \text{ MPa}$ 条件下通过气动元件的额定流量,其测试回路见图 5-83。

1.3.15.4 有效截面积 S 值

有效截面积 $S = \alpha A$, α 为前面提到的流量系数, 为出口几何截面积。有效截面积 S 值的定义为: 无论阀(气动元件)的内部结构如何复杂, 通过它的实际流量设想等于一个与该阀(气动元件)在相同的压差下通过相同流量的理想节流孔的截面积的大小。有效截面积 S 值可按下式计算

$$S = 12.9V \frac{1}{t} \lg \frac{p_0}{p} \sqrt{\frac{273}{T}} \quad (1-59)$$

式中 V ——容器的容积(l);

t ——放气时间(s);

p_0 ——容器内压缩空气初始压力(Pa);

p ——放气时间后, 容器内剩余空气的压力(Pa);

T ——室温(K)。

我国在 JB/T 6378 中规定用 S 和 c 表示气动换向阀的流通能力。

1.3.15.5 各种流量特性参数之间的换算关系

$$C_v = 1.167C \quad (1-60a)$$

$$S = 5.0c \left(\frac{\text{dm}^3}{\text{s} \cdot 10^5 \text{ Pa}} \right) \quad (1-60b)$$

$$S \approx 20C \quad (1-60c)$$

1.3.16 气动元件流量的计算

用有效截面积 S 值来计算流量。不考虑气体的压缩性, 简便计算流量。当 $p/p_0 \leq 0.528$ 空气以音速流动时, 气动元件的体积流量(基准状态)

$$q_0 = 0.1891 \times 10^{-3} S p_0 \sqrt{273/T} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1-61a)$$

或
$$q_0 = 11.3 S p_0 \sqrt{273/T} \quad (\text{l}/\text{min}) \quad (1-61b)$$

当 $p/p_0 > 0.528$ 空气以亚音速流动时, 气动元件的体积流量(基准状态)

$$q_0 = 0.378 \times 10^{-3} S \sqrt{p(p_0 - p)} \sqrt{273/T} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1-61c)$$

或
$$q_0 = 22.7 S \sqrt{p(p_0 - p)} \sqrt{273/T} \quad (\text{l}/\text{min}) \quad (1-61d)$$

式(1-61a)~式(1-61d)中, p 、 p_0 ——压力(Pa), T ——温度(K), S ——有效截面积(m^2)。

1.3.17 气阻

1.3.17.1 气阻的定义

凡阻碍气体流动的元件称为气阻。工程上, 用气流通过元件时所产生的压力降与通过该元件的流量之比表征气阻的大小, 用符号 R_v 及 R_m 表示体积气阻与质量气阻。

$$R_v = \Delta p / q_v \quad (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^5) \quad (1-62a)$$

$$R_m = \Delta p / q_m \quad (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^5) \quad (1-62b)$$

式中 Δp ——气阻前后的压力降(Pa), $\Delta p = p_1 - p_2$;

q_v —— 流过气阻的体积流量(m^3/s)。

1.3.17.2 气阻的分类

气阻的种类很多,见图 1-8。按工作特征可分为:恒定气阻(如毛细管、薄壁孔)、可调气阻(针阀)和可变气阻(喷嘴—挡板、球阀)。按流量特性,即流过气阻产生的压力降 Δp 与流量 q 之间的关系

$$\Delta p = kq^m \quad (1-63)$$

式中 k —— 常数。

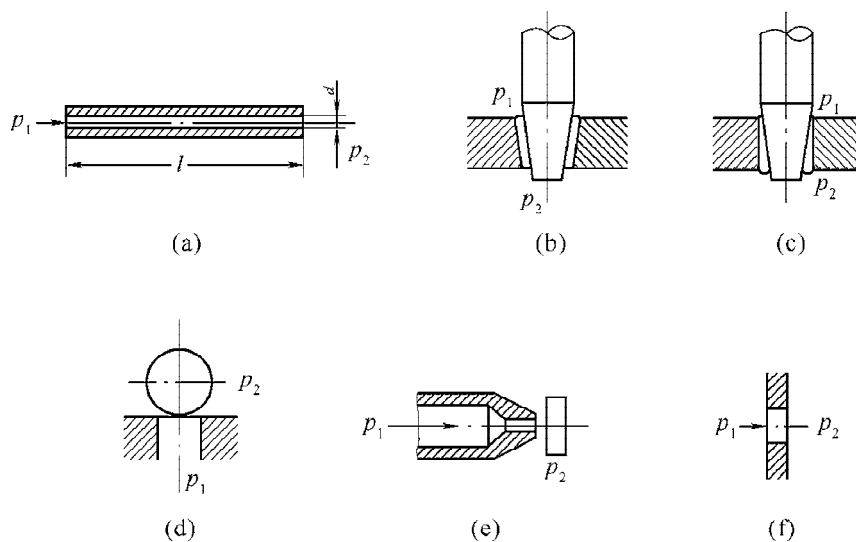


图 1-8 常见气阻形式

(a) 毛细管; (b) 圆锥-圆锥形针阀; (c) 圆锥-圆柱形针阀;

(d) 球阀; (e) 喷嘴-挡板; (f) 薄壁孔

当 $m = 1$ 时, $\Delta p \sim q$ 为线性关系,气阻为线性气阻;当 $m \neq 1$ 时, $\Delta p \sim q$ 为非线性关系,气阻为非线性气阻。

1.3.17.3 气阻的计算

1.3.17.3.1 毛细管恒节流孔线性气阻

压缩空气流过毛细管时为层流流动,其质量流量 q_m 和体积流量 q_v 分别为,

$$q_m = (\pi d^4 \rho / 128 \mu l \epsilon) \Delta p \quad (1-64a)$$

$$q_v = (\pi d^4 / 128 \mu l \epsilon) \Delta p \quad (1-64b)$$

式中 Δp —— 毛细管气阻前后压力降(Pa);

d —— 气阻直径(m);

l —— 气阻长度(m);

μ —— 流体黏度($\text{Pa} \cdot \text{s}$);

ϵ —— 修正系数,其值见表 1-6。

表 1-6 毛细管气阻修正系数 ϵ

l/d	∞	500	400	300	200	100	80	60	40	30	20	15	10
ϵ	1	1.03	1.05	1.06	1.09	1.16	1.25	1.31	1.47	1.59	1.86	2.13	2.73

则由式(1-62a)、式(1-62b)可得质量气阻 R_m 和体积气阻 R_v 分别为

$$R_m = 128\mu l \varepsilon / \pi d^4 \rho \quad (\text{Pa} \cdot \text{s} / \text{kg}) \quad (1-65a)$$

$$R_v = 128\mu l \varepsilon / \pi d^4 \quad (\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^5) \quad (1-65b)$$

1.3.17.3.2 薄壁孔恒节流孔非线性气阻

长径比 l/d 很小的恒节流孔称为薄壁孔,压缩空气流过薄壁孔时为紊流流动。其质量流量 q_m 和质量气阻 R_m 为

$$q_m = uA\sqrt{2\rho\Delta p} \quad (\text{kg} / \text{s}) \quad (1-66)$$

$$R_m = u / (2\alpha A) \quad (\text{Pa} \cdot \text{s} / \text{kg}) \quad (1-67)$$

式中 u ——薄壁孔中的平均流速(m / s);

A ——薄壁孔流通面积(m^2);

α ——流量系数。

1.3.17.4 线性气阻的串并联

线性气阻串联时,流过每一个气阻的流量是相同的。线性气阻并联时,加在每一个气阻两端的压差是相同的。这与电学中电阻的串并联情形相似。因此计算线性气阻的串联或并联后总的气阻公式与计算电阻的串并联情形相同。

1.3.18 气容

凡能储存或释放出气体的空间称为气容,用符号 C_m 和 C_v 表示质量气容和体积气容。

由于气体可压缩,在一定容积腔室中所容的气体量与压力密切相关。气容分为定积气容和可调气容。可调气容在调定后的工作过程中,其容积也是不变的。

一气室的气容 C 在数量上等于气室内产生单位压力变化所需的气量变化值。如

$$C_m = dM / dp \quad (\text{s}^2 \cdot \text{m}) \quad (1-68a)$$

定积气容的多变质量气容 C_m 和体积气容 C_v 为

$$C_m = V / nRT \quad (\text{s}^2 \cdot \text{m}) \quad (1-68b)$$

$$C_v = V / \rho nRT \quad (\text{m}^5 / \text{N}) \quad (1-68c)$$

式中 V ——气室的容积(m^3);

n ——多变指数;

R ——气体常数,空气为 $287 \text{ J} / (\text{kg} \cdot \text{K})$;

T ——气体温度(K)。

实际气容的多变指数 n 在 $1 \sim 1.4$ 之间。如变化缓慢的低频信号,可视为等温过程,取 $n = 1$; 如变化很快的高频信号,可视为绝热过程,取 $n = 1.4$ 。

1.3.19 阻容环节

气阻和气容的不同组合可构成节流通室和节流盲室两种阻容环节,以实现压力控制和延时控制,见图 1-9。

1.3.19.1 节流通室

图 1-9a 为节流通室简图,它是在作为气容的气室前后各连通一个节流气阻而成的。其

中一个为恒定气阻,一个为可调气阻。

设气阻 R_1 前供气压力为 p_0 ,通室中压力为 p ,排气气阻 R_2 后的压力为 p_a 。当气室容积即气容 C 很小时,气室中的压力 p 将迅速稳定下来。

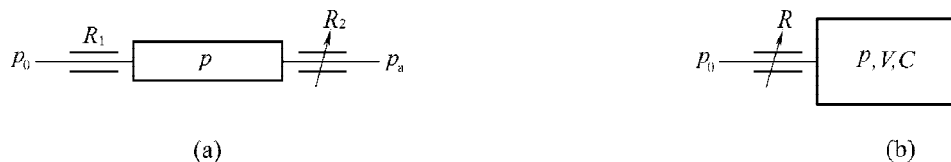


图 1-9 节流通室与节流盲室

(a) 节流通室; (b) 节流盲室

在稳定状态下,由流体连续性方程可得

$$p = \frac{R_2}{R_1 + R_2} p_0 + \frac{R_1}{R_1 + R_2} p_a = k_1 p_0 + k_2 p_a \quad (\text{Pa}) \quad (1-69a)$$

通室中压力 p 为两部分之和:一部分与 p_0 成正比,另一部分与 p_a 成正比。比例系数 k_1 、 k_2 由 R_2 在 0~1 范围内调整确定。式(1-69a)的压力均为绝对压力。

若令 $p_a = 0$, 则式(1-69a)变为

$$p = \frac{R_2}{R_1 + R_2} p_0 = k_1 p_0 \quad (\text{Pa}) \quad (1-69b)$$

这时,通室中压力 p 与 p_0 成正比。比例系数 $k_1 \leq 1$, 由 R_2 调整确定。式(1-69b)中的压力为以 p_a 为零压的相对压力。

当必须考虑通室的气容 C 的影响时,由流体连续性方程可导出

$$(TD + 1)p = k_1 p_0 + k_2 p_a \quad (1-70)$$

式中 T ——时间常数, $T = R_1 R_2 C / (R_1 + R_2)$;

D ——微分运算符, $D = d/dt$;

k_1 、 k_2 ——传递系数, $k_1 = R_2 / (R_1 + R_2)$, $k_2 = R_1 / (R_1 + R_2)$ 。

若令 $p_a = 0$, 以 p_0 为输入,通室中压力 p 为输出,对式(1-70)两端进行拉普拉斯变换可得传递函数

$$KW(s) = \frac{p(s)}{p_0(s)} = \frac{k_1}{T_s + 1} \quad (1-71)$$

1.3.19.2 节流盲室

若 $R_2 = \infty$, 节流通变为室节流盲室(图 1-9b)。这时 $k_1 = R_2 / (R_1 + R_2) = 1$, 传递函数式(1-71)变成

$$KW(s) = \frac{p(s)}{p_0(s)} = \frac{1}{T_s + 1} \quad (1-72)$$

式中 T_s ——时间常数, $T_s = RC$ 。

若输入一单位阶跃信号 p_0 , 则输出为一指数曲线,

$$p = p_0(1 - e^{-t/T}) \quad (1-73)$$

在气动技术中常利用这种特性制作成延时阀等各种时间控制元件。

2 气动系统计算式及常用图表

2.1 由压缩空气求与其相应的自由空气体积

将压缩空气换算为自由状态的空气体积可按图 2-1 查出,其计算公式为:

$$V = V_c \frac{p + 0.1013}{0.1013} (\text{m}^3)$$

式中 V_c ——压缩空气的体积(m^3);

p ——压缩状态时的压力(MPa)。

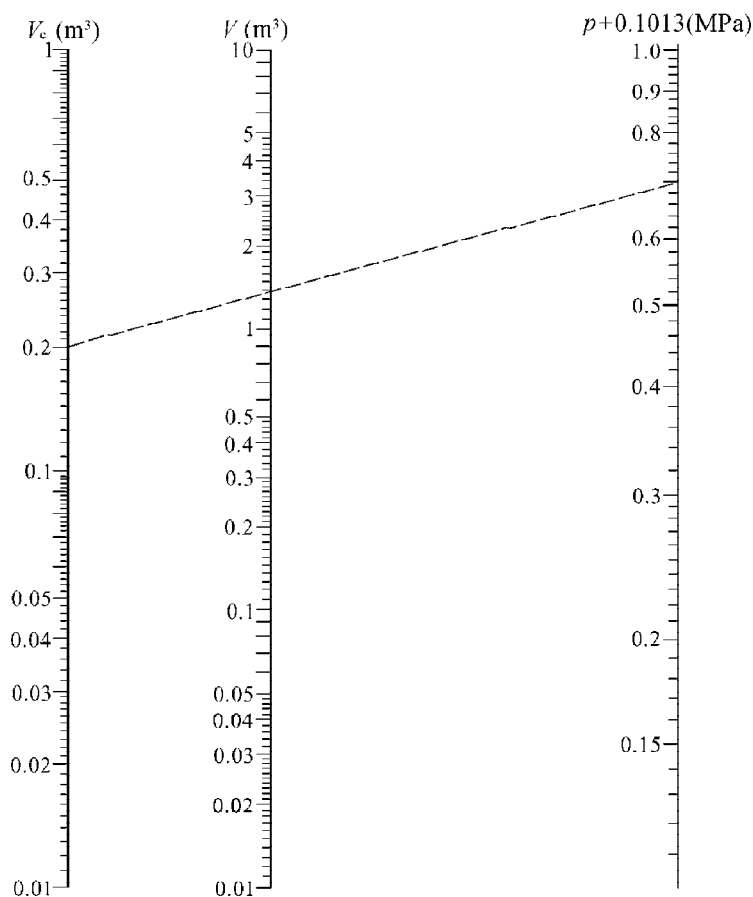


图 2-1 压缩空气与其相应的自由空气体积

例 体积为 0.2 m^3 , 压力为 0.6 MPa 的压缩空气, 求其相应的自由空气体积 V 。

解 0.6 MPa 表压力的绝对压力应为 $0.6 + 0.1013 = 0.7013 \text{ MPa}$, 连接 $V_c = 0.2$ 和 $p + 0.1013 = 0.7013$ 两点, 交于 V 数轴, 得 $V = 1.38 \text{ m}^3$ 。

2.2 绝热变化时压力与温度的关系

绝热变化时, 压力与温度的关系可按压力的变化由图 2-2 查出温度的变化, 或反求之,

其计算公式如下：

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{3.5}$$

式中 p_1 ——初始压力(MPa)；

p_2 ——变化后压力(MPa)；

T_1 ——初始热力学温度(K)；

T_2 ——变化后热力学温度(K)。

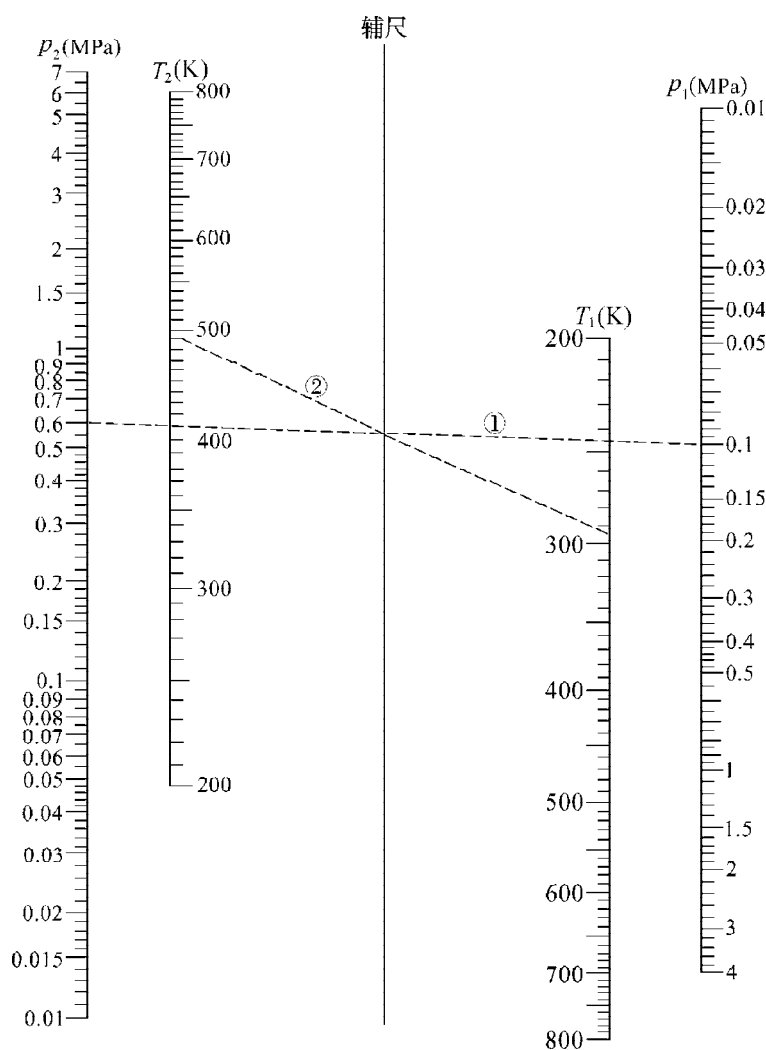


图 2-2 绝热变化时压力与温度的关系

例 已知 $p_1 = 0.1013$ MPa, $p_2 = 0.6$ MPa, $T_1 = 293$ K, 求 T_2 。

解 由数轴 $p_1 = 0.1013$ MPa 和 $p_2 = 0.6$ MPa 找出两点连线交于辅尺一点, 将此点与数轴 $T_1 = 293$ K 的点相连后延长至数轴 T_2 上, 由交点得 $T_2 = 493$ K。

2.3 绝热变化时压力与体积的关系

绝热变化时, 压力变化与体积变化的关系可根据体积的变化情况及初始压力, 由图 2-3 查出变化后的压力, 或由压力的变化查出体积的变化, 其计算公式如下:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{1.4}$$

式中 p_1 ——初始压力(MPa);
 p_2 ——变化后压力(MPa);
 V_1 ——初始容积(m^3);
 V_2 ——变化后容积(m^3)。

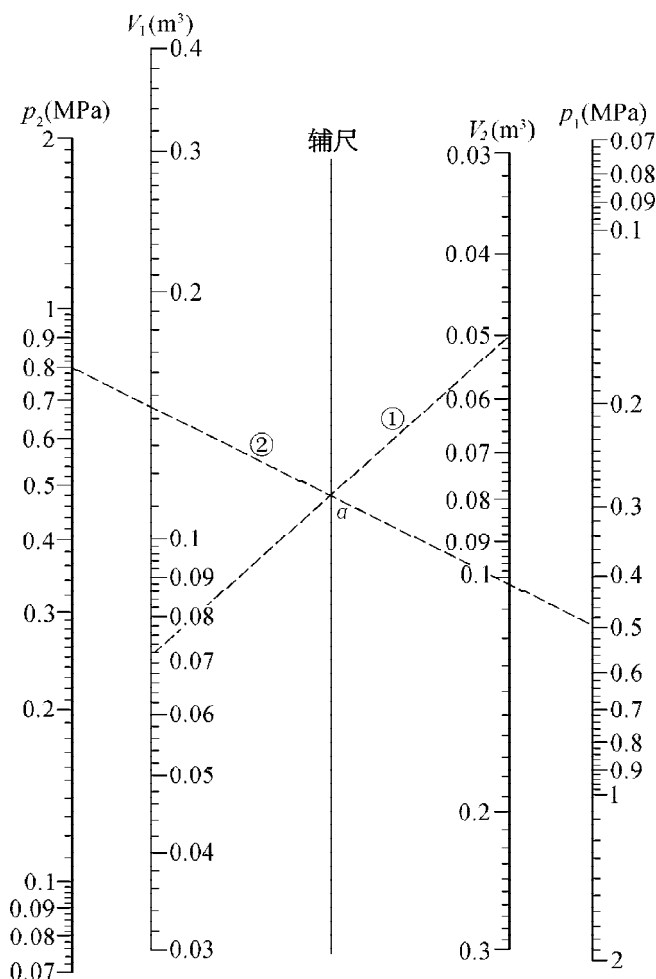


图 2-3 绝热变化时压力与体积的关系

例 在 0.07 m^3 的容器内装有 0.5 MPa 的空气,若绝热压缩到 0.05 m^3 时,求绝对压力 p_2 。

解 按 0.07 m^3 和 0.05 m^3 在数轴 V_1 和 V_2 上找出相应点并连线,与辅尺相交于 a 点,将 a 点与数轴 $p_1 = 0.5 \text{ MPa}$ 的点相连并延长与数轴 p_2 相交得 $p_2 = 0.8 \text{ MPa}$ 。

2.4 绝热变化时体积与温度的关系

一般在气动元件中在阀的切换等情况空气状态变化,可视为与外界没有热的交换,近似绝热变化,这时的体积变化与温度变化的关系,可由图 2-4 查出,即可根据体积的变化查出温度的变化,反之也可查出体积的变化,其计算公式如下:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{0.4}$$

式中 V_1 ——初始容积(m^3);

V_2 ——变化后容积(m^3);
 T_1 ——初始热力学温度(K);
 T_2 ——变化后热力学温度(K)。

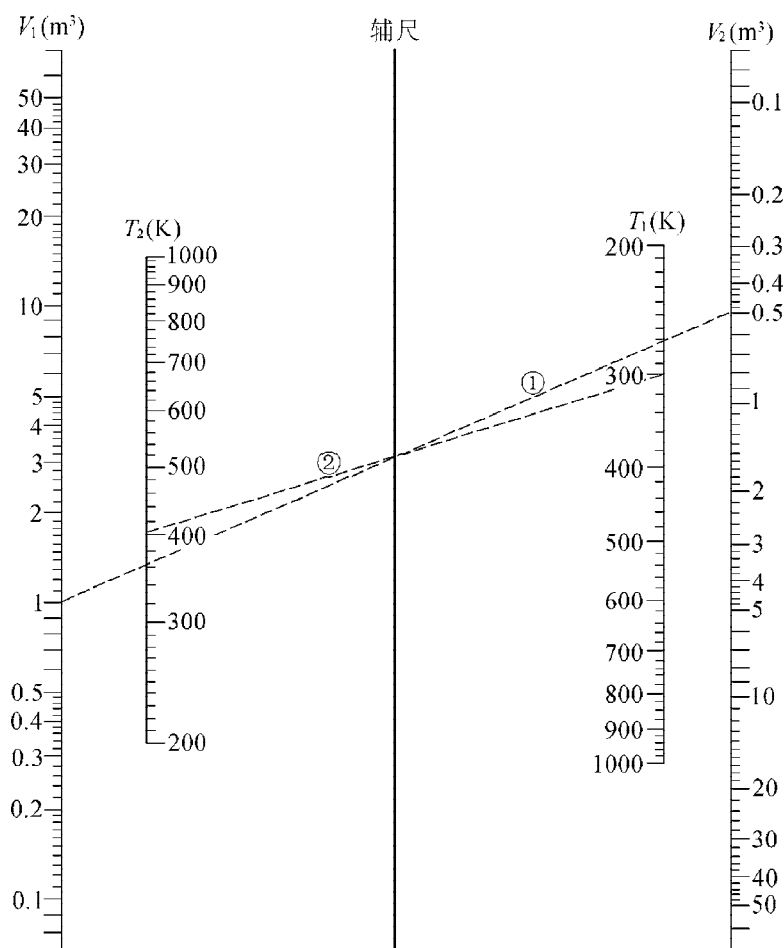


图 2-4 绝热变化时体积与温度的关系

例 体积 $V_1 = 1 \text{ m}^3$, 温度 $T_1 = 300 \text{ K}$ 的空气经绝热压缩后, 变化到 0.5 m^3 , 求压缩后的热力学温度 T_2 。

解 连接数轴 $V_1 = 1 \text{ m}^3$, $V_2 = 0.5 \text{ m}^3$ 两点, 其连线与辅尺相交, 此交点与数轴 $T_1 = 300$ 的点相连后延长到数轴 T_2 , 得 $T_2 = 396 \text{ K}$ 。

2.5 管道的压力降与流量及管径的关系

气动系统的管道压力降与流量及管径的关系可由图 2-5 查出。

图中 p ——工作压力(MPa);

Q ——流量(m^3/min);

D ——管径(mm 或 in);

Δp ——每 100 m 管长的压力降(MPa)。

例 有一通径为 64 mm 的管道, 当工作压力为 0.5 MPa(绝对压力为 0.601 3 MPa)、压力状态下的流量为 $5 \text{ m}^3/\text{min}$ 时, 求 100 m 管长的压力降为多少?

解 将数轴 $p = 0.601 3$ 与 $Q = 5$ 两点相连, 连线交于辅尺一点, 将此点与数轴 $D = 64$

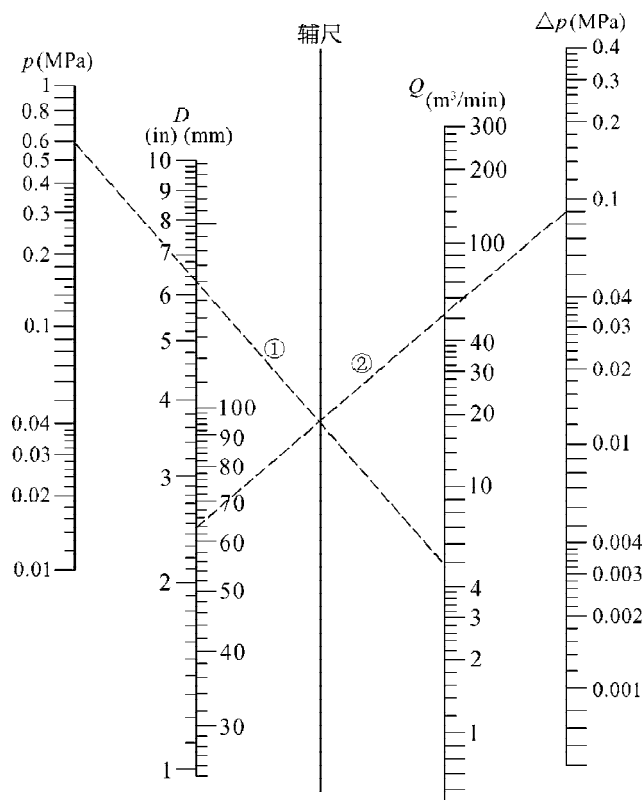


图 2-5 空气管道压力降与流量及管径的关系

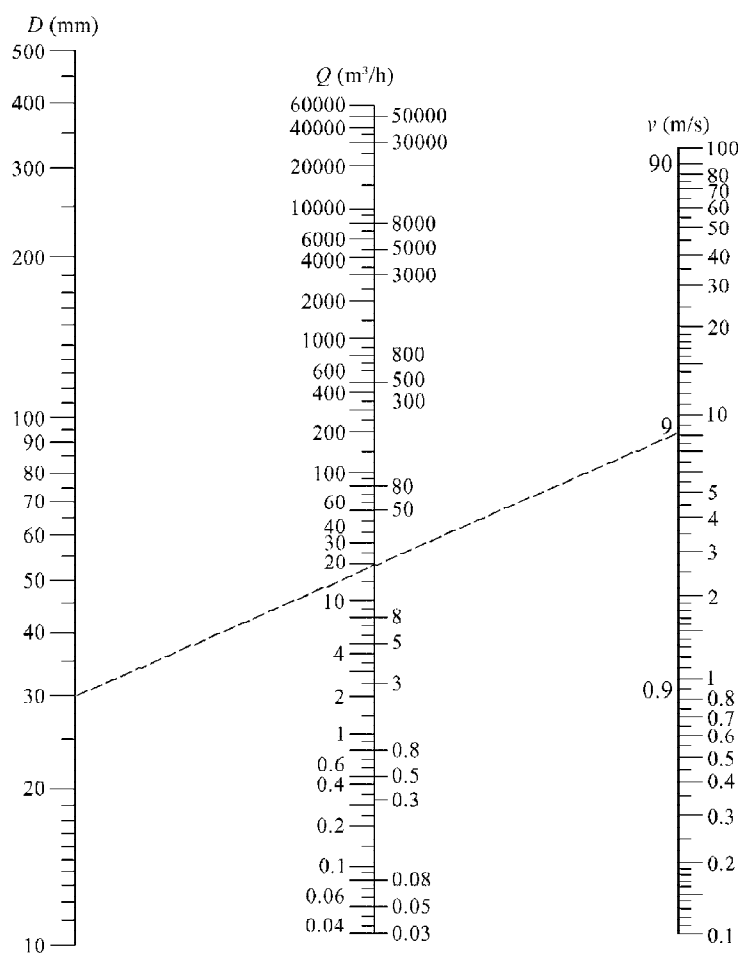


图 2-6 管道直径与管内流量及流速的关系

相连,其连线延至与数轴 Δp 相交,得 $\Delta p = 0.089 \text{ MPa}$ 。

2.6 管道直径与管内流量及流速的关系

气动系统管道直径与管内流量及流速的关系可由图 2-6 查出,其计算公式为:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{3600\pi v}} \times 10^3$$

式中 D ——压缩空气管道管径(mm);

Q ——压缩空气在管道内的流量(m^3/h);

v ——压缩空气在管道内的流速(m/s)。

例 已知管道内压缩空气的流量 $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$, 若要满足流速 $v = 8 \text{ m/s}$ 要求,应使用多大管径的空气管道?

解 将数轴 $Q = 20 \text{ m}^3$ 和 $v = 8 \text{ m/s}$ 两点相连,其连线延长后交于数轴 D ,得 $D = 30 \text{ mm}$ 。

2.7 气缸输出力与气缸内径($D = 0.01 \sim 0.1 \text{ m}$ 时)及工作压力的关系

气缸的理论输出力及效率为 0.85 时的有效输出力与气缸内径及工作压力的关系可由图 2-7 查出,其计算公式为:

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 p \times 10^4$$

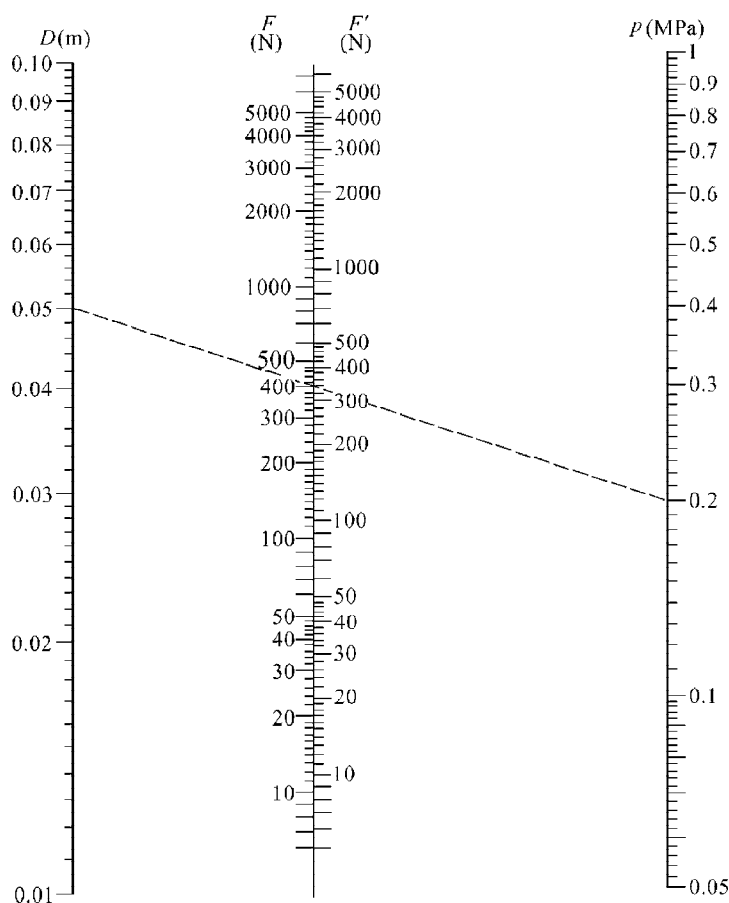


图 2-7 气缸输出力与气缸内径($D = 0.01 \sim 0.1 \text{ m}$ 时)及工作压力的关系

式中 F ——气缸的理论输出力(N);

F' ——效率为 0.85 时的输出力(N);

D ——气缸内径(m);

p ——工作压力(MPa)。

例 直径为 0.05 m 的气缸在工作压力为 0.2 MPa 时的输出力为多少?

解 连接数轴 $D = 0.05$ m、 $p = 0.2$ MPa 两点,交数轴 F ,得 $F = 393$ N。

2.8 气缸输出力与气缸内径($D = 0.1 \sim 0.5$ m 时)及工作压力的关系

当气缸直径较大时,其理论输出力及效率为 0.85 时的有效输出力与气缸内径及工作压力的关系可由图 2-8 查出,其计算公式同前。

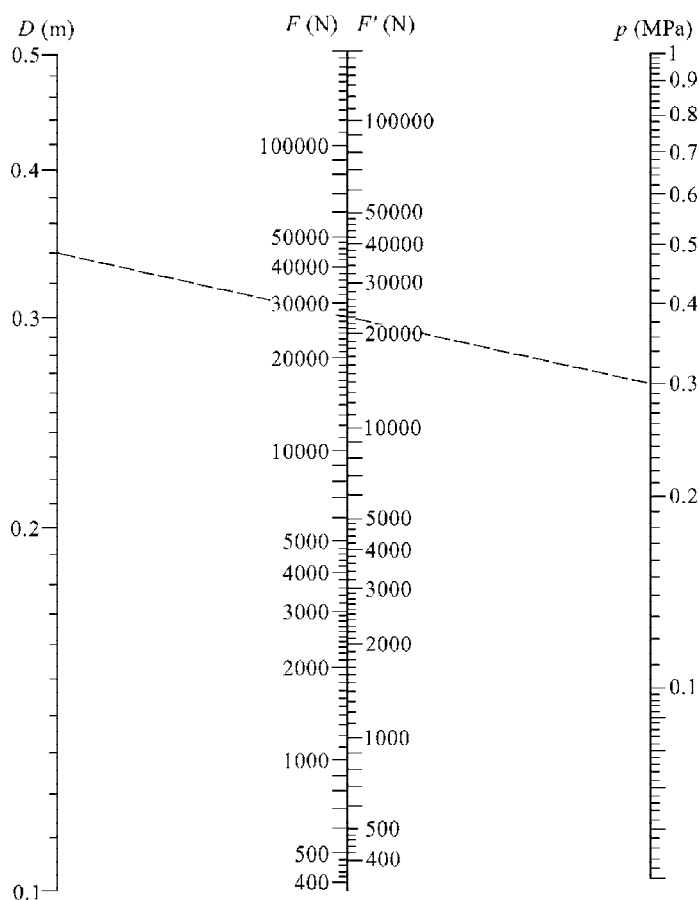


图 2-8 气缸输出力与气缸内径($D = 0.1 \sim 0.5$ m 时)及工作压力的关系

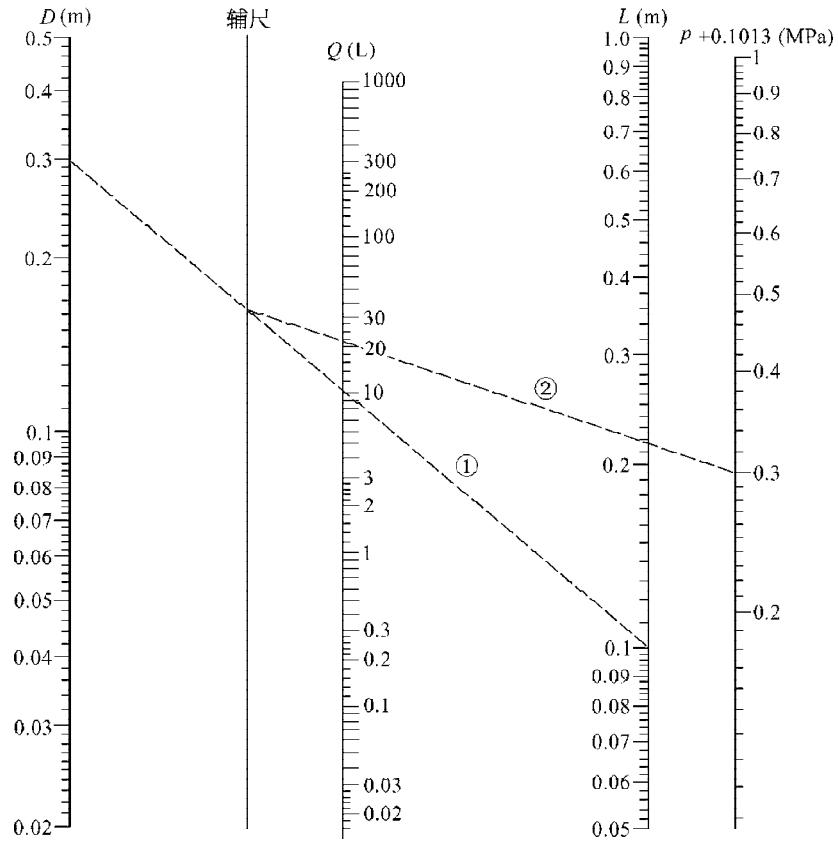
例 直径为 0.34 m 的气缸,工作压力为 0.3 MPa,当气缸效率为 0.85 时,其有效输出力为多少?

解 连接数轴 $D = 0.34$ m 及数轴 $p = 0.3$ MPa 两点交于数轴 F' ,求得 $F' = 23\,000$ N。

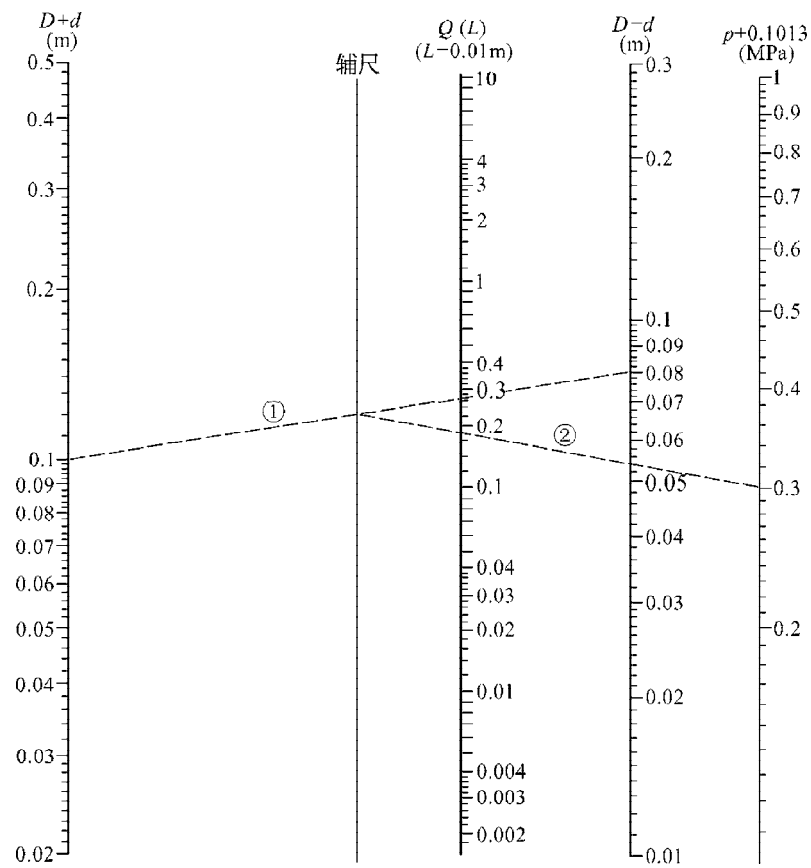
2.9 气缸耗气量

气缸(无杆腔)耗气量与缸径、行程及工作压力的关系可由图 2-9(a)查出,其计算公式为:

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 L \times 10^3 \frac{p + 0.1013}{0.1013}$$



(a)



(b)

图 2-9 气缸耗气量与缸径、行程及工作压力的关系

(a) 无杆腔; (b) 有杆腔

式中 Q ——自由空气耗气量(L);

D ——缸径(m);

L ——行程(m);

p ——工作压力(MPa)。

例 一气缸缸径为 0.3 m, 行程为 0.1 m, 求其工作压力为 0.2 MPa 时的自由空气耗气量为多少?

解 连接数轴 $D = 0.3$ m, 行程 $L = 0.1$ m 两点, 其连线交辅尺于一点, 将此点与数轴 $p + 0.1013$ 上的 0.3013 相连后交于数轴 Q , 求得 $Q = 21$ L。

气缸(有杆腔)耗气量与缸径、行程及工作压力的关系可由图 2-9(b)查出, 其计算公式为:

$$Q = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)L \times 10^3 \frac{p + 0.1013}{0.1013}$$

式中 Q ——自由空气耗气量(L);

D ——缸径(m);

d ——活塞杆直径(m);

L ——行程(m);

p ——工作压力(MPa)。

例 缸径为 0.09 m, 活塞杆直径为 0.01 m, 工作压力为 0.2 MPa, 求行程为 0.1 m 时的自由空气耗气量为多少?

解 将数轴 $D + d = 0.1$ m 与 $D - d = 0.08$ m 的两点连线与辅尺相交, 将此交点与数轴 $p + 0.1013 = 0.3013$ 点相连, 得 $Q = 0.186$ L, 则行程为 0.1 m 时的耗气量为 $0.186 \times 0.1/0.01 = 1.86$ L。

2.10 空气流过小孔或阀时的空气流量

空气流过小孔时的空气流量与工作压力及小孔直径的关系可由图 2-10 查出, 其计算公式为:

$$q_T = 0.113\alpha \frac{\pi}{4} D^2 p_1 \sqrt{\frac{273}{T}} = q_{20} \sqrt{\frac{293}{T}}$$

$$q_{20} = 0.113\alpha \frac{\pi}{4} D^2 p_1 \sqrt{\frac{273}{293}} = 0.113S p_1 \sqrt{\frac{273}{293}}$$

式中 q_{20} ——当 $p_2/p_1 \leq 0.528$ (音速) 气温为 20 °C 时通过小孔或阀的流量(m³/min);

q_T ——当 $p_2/p_1 \leq 0.528$ 气温为 T 时, 通过小孔或阀的流量(m³/min);

p_1 ——小孔上游的绝对压力(MPa);

α ——小孔流量系数;

D ——小孔直径(mm);

S ——阀的有效截面积(mm²)。

例 0.6 MPa(表压)的压缩空气, 通过直径 $D = 15$ mm 的小孔, 求当温度为 20 °C 且小孔的流量系数 $\alpha = 0.65$ 时, 流过小孔的空气流量为多少? 又当温度为 50 °C 时流量值为多少?

解 将图(a)的数轴上 $p_1 = 0.6$ MPa 和 $\alpha = 0.65$ 两点相连, 其连线与辅尺相交, 将交点

与数轴 $D = 15 \text{ mm}$ 点相连使与数轴 Q 相交,求得 $q_{20} = 8.6 \text{ m}^3/\text{min}$ 。由图(b)在 q_{20} 数轴上 $8.6 \text{ m}^3/\text{min}$ 与 $T = 323$ 点相连后,使与 q_T 相交,求得 $q_T = 8.2 \text{ m}^3/\text{min}$ 。

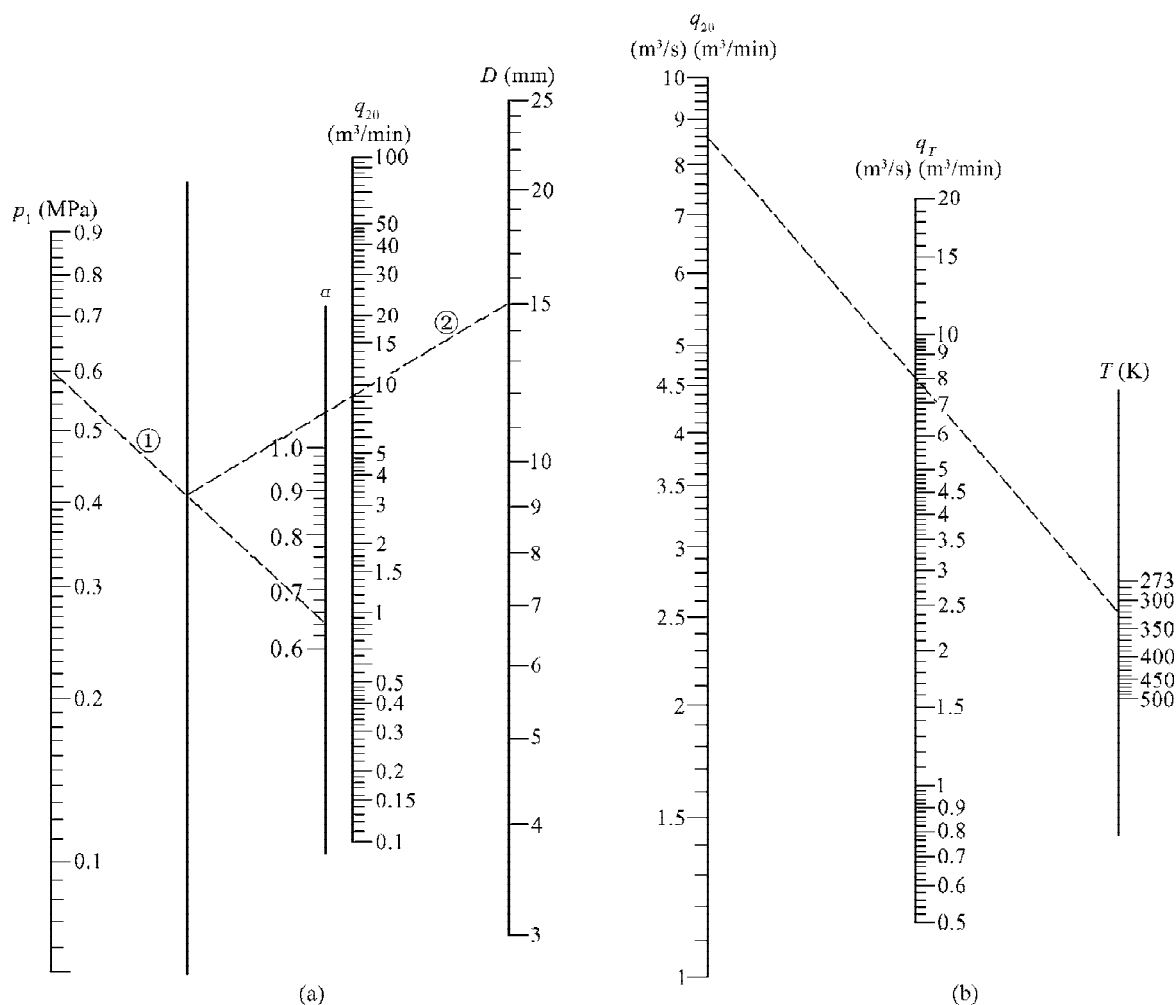


图 2-10 通过小孔(或阀)的空气流量与工作压力及小孔直径(或 S 值)的关系

(a) 标准状态下($t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ 时)的空气流量; (b) 其他温度时的空气流量

2.11 储气罐容积

流量变化较大时,储气罐的容积与空压机额定流量及工作压力关系可由图 2-11 查出,其计算公式如下:

$$V' = 3 \frac{0.1013Q}{p + 0.1013}$$

式中 V' ——流量变化较大时,为保持工作压力所必需的气罐容积(m^3);

p ——工作压力(MPa);

Q ——空压机额定流量(m^3/min)。

例 空压机额定流量为 $0.9 \text{ m}^3/\text{min}$,工作压力为 0.6 MPa ,求流量变化较大时的气罐容积。

解 将数轴 $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{min}$ 、 $p + 0.1013 = 0.7013 \text{ MPa}$ 两点相连,其连线交于数轴 V' ,得 $V' = 0.39 \text{ m}^3$ 。

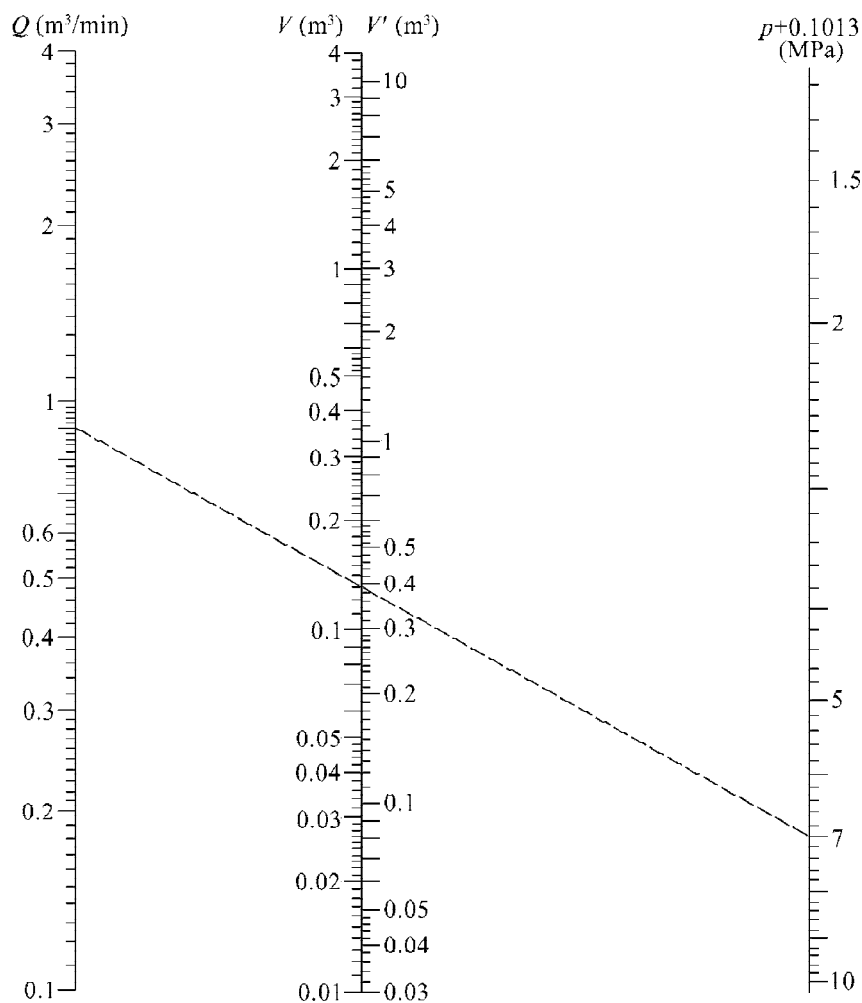


图 2-11 储气罐容积与空压机流量及工作压力的关系

2.12 气阀的有效截面积

采用容器放气法测取阀的有效截面积, 连接到容器的阀门开启经过数秒后, 由初始压力和残余压力求有效截面积的计算公式为:

$$S = 12.9 \frac{V}{t} \lg \frac{p_1 + 0.1013}{p_2 + 0.1013} \cdot \sqrt{\frac{273}{T}}$$

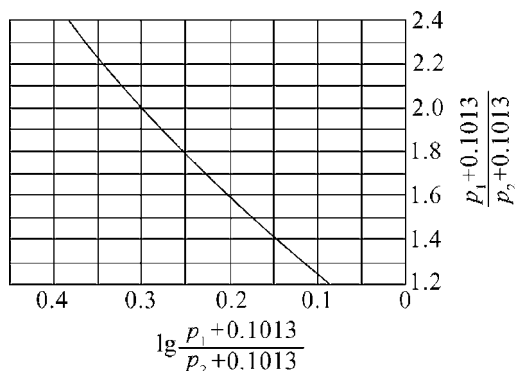


图 2-12 $\lg \frac{p_1 + 0.1013}{p_2 + 0.1013}$ 和 $\frac{p_1 + 0.1013}{p_2 + 0.1013}$ 的关系

式中 S ——阀的有效截面积(mm^2);

p_1 ——容器内初始压力(MPa);

p_2 ——放气后的残余压力(MPa);

t ——放气时间(s);

V ——容器的容积(L);

T ——室温(K)。

例 为确定阀的有效截面积, 用容器容积 27 L、初始压力 0.5 MPa、阀放气时间 4 s 后, 残余压力为 0.2 MPa, 当室温为 20 °C 时, 求阀的有效截面积。

解 由图 2-12 查出 $\frac{p_1 + 0.1013}{p_2 + 0.1013} = 1.995$ 时,

$\lg \frac{p_1 + 0.1013}{p_2 + 0.1013} = 0.30$, 可由公式算出 $S = 12.9 \times 27 \times \frac{1}{4} \times 0.30 \times \sqrt{\frac{273}{293}} = 25.2(\text{mm}^2)$ 。

2.13 求合成有效截面积

系统中由阀、管道等串联合成的有效截面积可由图 2-13 查出, 其计算公式为:

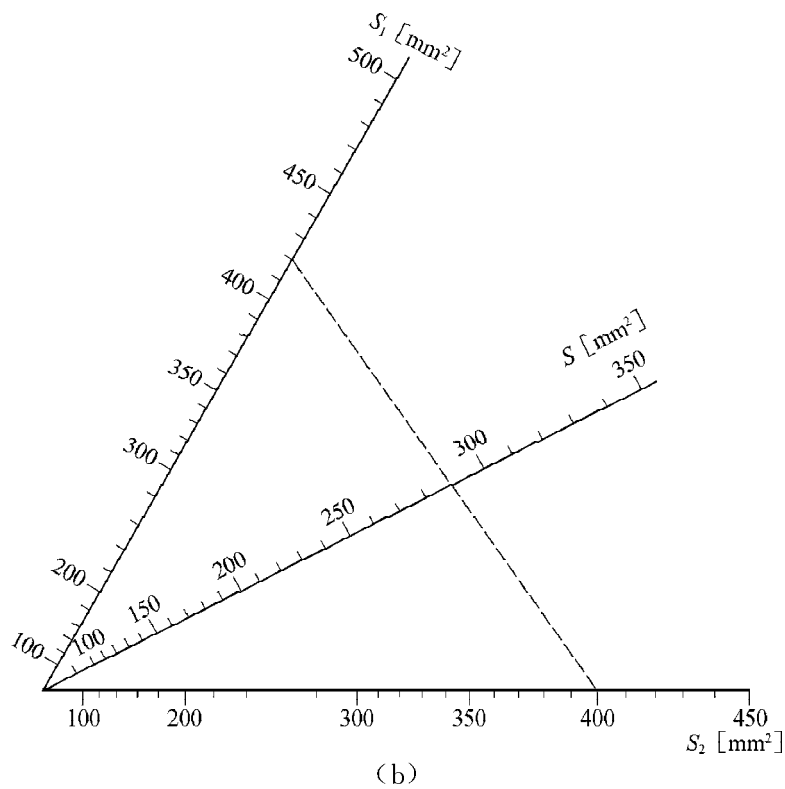
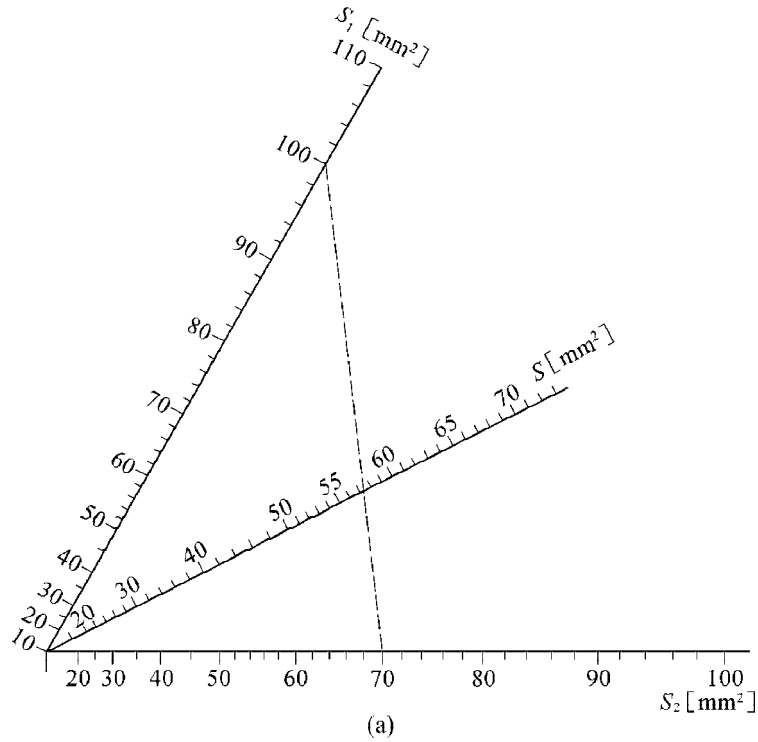


图 2-13 求合成有效截面积

(a) $S < 100 \text{ mm}^2$; (b) $S > 100 \text{ mm}^2$

$$\frac{1}{S_R^2} = \frac{1}{S_1^2} + \frac{1}{S_2^2} + \cdots + \frac{1}{S_n^2} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{S_i^2}$$

式中 S_R ——合成有效截面积(mm^2);

$S_1, S_2 \cdots S_n$ ——各元件的有效截面积。

例 有串联连接的两个元件,其有效截面积分别为: $S_1 = 100(\text{mm}^2)$, $S_2 = 70(\text{mm}^2)$, 求合成有效截面积。

解 将数轴 $S_1 = 100(\text{mm}^2)$ 一点和数轴 $S_2 = 70(\text{mm}^2)$ 点相连交于数轴 S_R 上,得 $S_R = 57.4(\text{mm}^2)$ 。

2.14 气动元件的漏气量

用测量筒测气动元件漏气量可按图 2-14 查得,其计算式为:

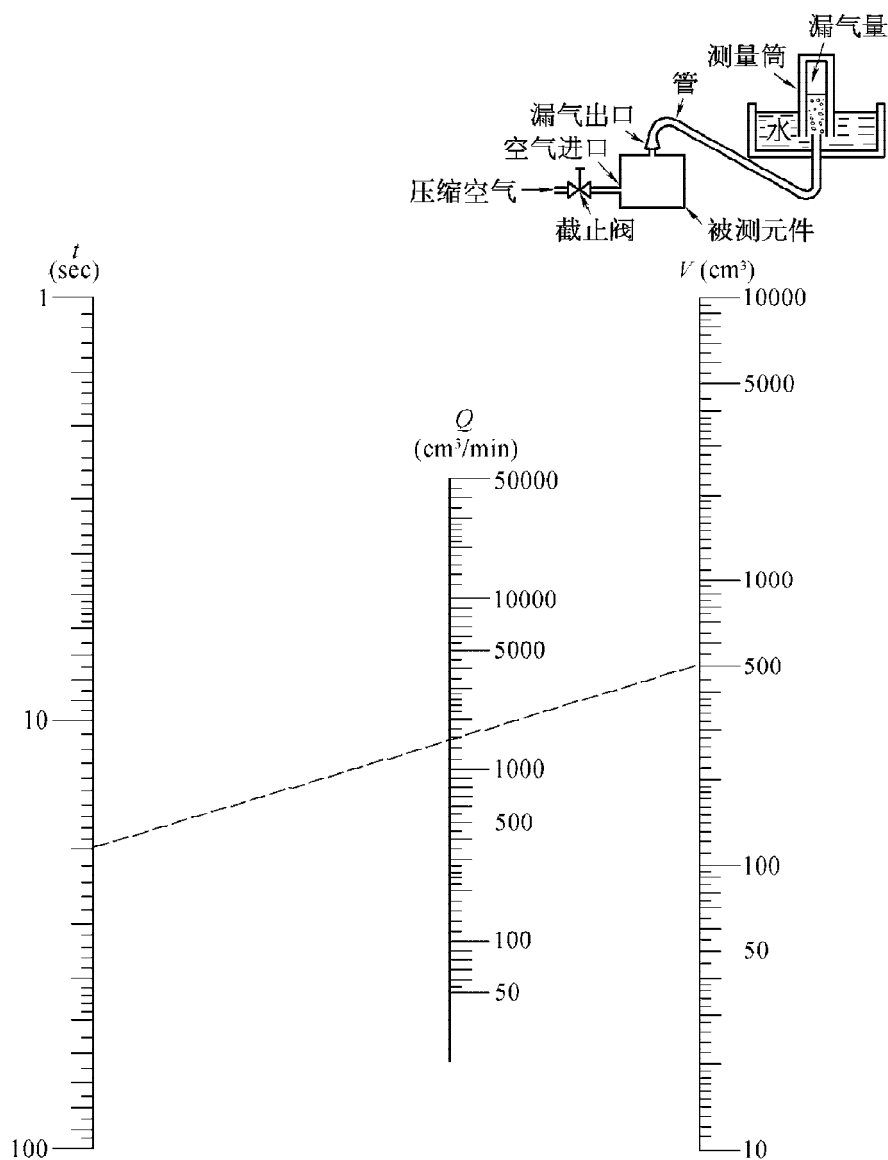


图 2-14 用测量筒测漏气量

$$Q = \frac{60V}{t}$$

式中 Q ——漏气量(cm^3/min);

V ——测量筒采集的空气体积(cm^3);

t ——测量筒内空气体积达到 V 的时间(s)。

例 测量筒的 $V = 500 \text{ cm}^3$, 充气时间 $t = 20 \text{ s}$, 求漏气量。

解 连接 $V = 500 \text{ cm}^3$ 与 $t = 20 \text{ s}$, 交于 Q 轴得 $Q = 1\,500 \text{ cm}^3/\text{min}$, 即为所求的漏气量。

3 压缩机及气源处理

3.1 气源概述

气源是保证气压传动和控制系统正常工作所不可缺少的动力源,它包括产生压缩空气的空气压缩机和后冷却器、气罐、主路过滤器、干燥器等气源处理装置,如图 3-1 所示。

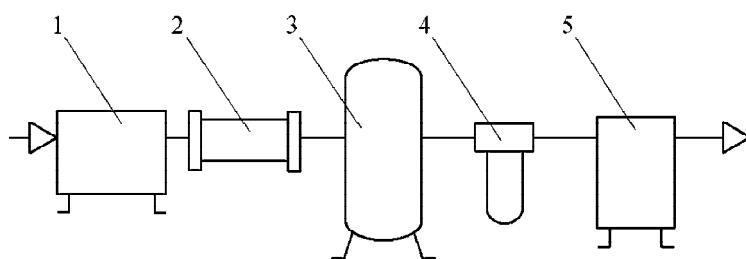


图 3-1 气源设备布置流程图

1—压缩机;2—后冷却器;3—气罐;4—主路过滤器;5—干燥器

3.1.1 空气压缩机

3.1.1.1 压缩机的分类

3.1.1.1.1 根据不同的结构型式,压缩机可分类为容积式压缩机和动力式压缩机两大类,如图 3-2 所示。

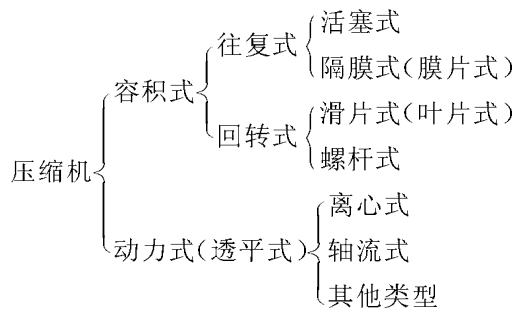


图 3-2 压缩机结构型式分类

3.1.1.1.2 根据压缩机的冷却方式,可分为风冷式、水冷式等多种冷却方式。

3.1.1.1.3 根据排气压力高低分类,可分为低压式(0.2~1.0 MPa)、中压式(1.0~10 MPa)、高压式(10~100 MPa)和超高压式(> 100 MPa)等。

3.1.1.1.4 根据固定方式,可分为固定式(安装在固定基础上)和移动式(安装在小车上)。

3.1.1.1.5 根据运动部件供油润滑情况,可分为润滑式和无油润滑式。

3.1.1.1.6 根据原动机类型,可分为电动机驱动的和柴油机驱动的压缩机。

此外,还有按压缩介质的种类以及功率大小来分类的,不再多述。

3.1.1.1.7 在各种不同结构型式的压缩机中,目前活塞式压缩机使用最广,现对其分

述如下:

1) 按活塞式压缩机的排气量 V 和消耗功率 P , 活塞式压缩机可分为:

微型: $V \leq 1 \text{ m}^3/\text{min}$ $P < 8 \text{ kW}$

小型: $V = 1 \sim 10 \text{ m}^3/\text{min}$ $P = 8 \sim 60 \text{ kW}$

中型: $V = 10 \sim 100 \text{ m}^3/\text{min}$ $P = 60 \sim 500 \text{ kW}$

大型: $V > 100 \text{ m}^3/\text{min}$ $P > 500 \text{ kW}$

2) 按活塞式压缩机的结构特点可分为:

根据气缸的排列形式和相互位置, 可分为立式、卧式和角度式。

根据气体在气缸内被压缩的次数分为单级、二级和多级。

根据曲柄连杆机构的差异, 可分为无十字头(多用于低压、小型压缩机)和有十字头(适用于大、中型高压压缩机)。

根据活塞的工作面在气缸内的作用情况, 分为单作用式(指活塞只在一侧进行压缩)和双作用式。

3.1.1.2 各类空气压缩机的工作原理

现将各类工业中常用的空气压缩机结构简图和工作原理简述如下。

3.1.1.2.1 往复式压缩机 在活塞式空气压缩机中, 空气的压缩是靠在气缸内做往复运动的活塞来进行的。图 3-3 所示为单级单作用活塞式空气压缩机的示意简图。

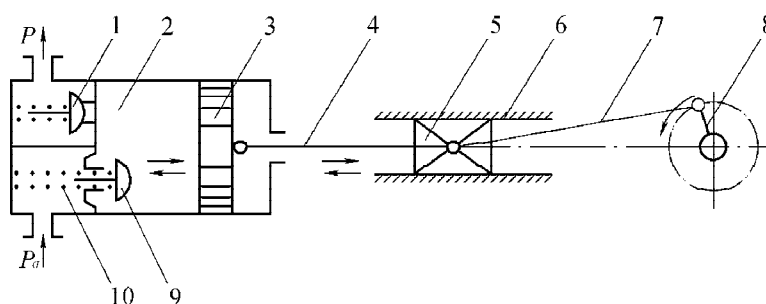


图 3-3 单级活塞式空气压缩机

1—排气阀; 2—气缸; 3—活塞; 4—活塞杆; 5—十字头; 6—滑道;
7—连杆; 8—曲柄; 9—吸气阀; 10—弹簧

当活塞 3 向右移动时, 气缸 2 内压力小于大气压力, 空气便从吸气阀进入缸内; 在冲程末端, 活塞返行时, 吸气阀被关闭, 空气被活塞压缩, 当气缸内压力增到高于排气管内的压力后, 排气阀即被打开, 输出压缩空气, 至此, 完成了一个工作循环。这种单级压缩机通常用于需要 $0.3 \sim 0.7 \text{ MPa}$ 压力范围的气源系统中。

在单级压缩机中, 若空气压力超过 0.6 MPa , 产生的过热将会大大地降低压缩机的效率。因此, 工业中常使用两级活塞式压缩机, 如图 3-4 所示。

它分两个阶段将吸入的大气压缩到最

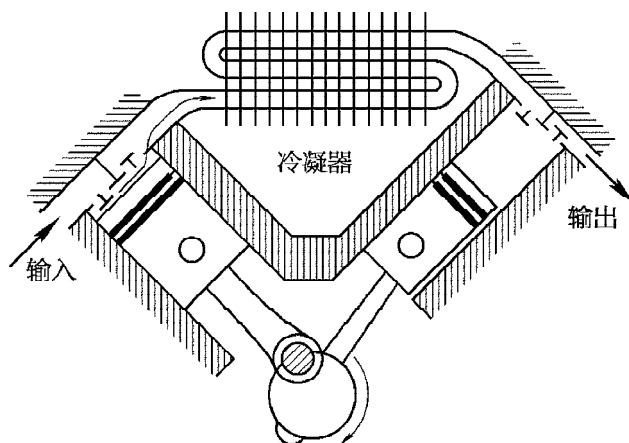


图 3-4 两级活塞式空气压缩机

终的压力。如最终压力为 0.7 MPa, 第一级通常将吸入空气压缩到 0.3 MPa, 然后被冷却, 再输送到第二级气缸中压缩到 0.7 MPa。

压缩空气通过中间冷却器后温度大大下降, 再进入第二级气缸后压缩的体积相应减少, 因此, 相对于单级压缩机提高了效率。因此当压缩空气用于高压气动技术时, 宜采用多级空气压缩机。

当压缩空气用于食品、医药工业时, 可采用隔膜式(膜片式)空气压缩机(见图 3-5)。它靠膜片上下移动使气室容积发生变化, 在下行程时吸进空气, 上行程时压缩空气。

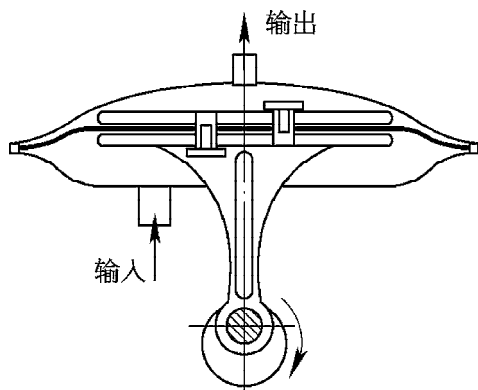


图 3-5 隔膜式空气压缩机

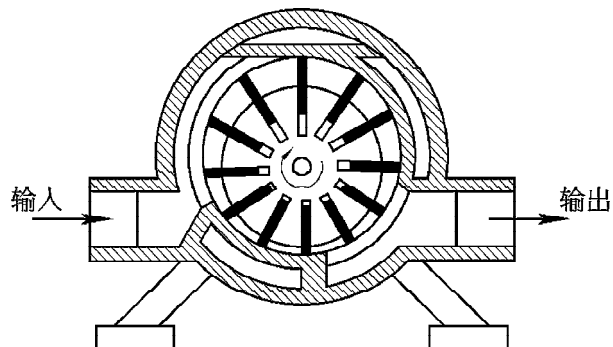


图 3-6 滑片式压缩机

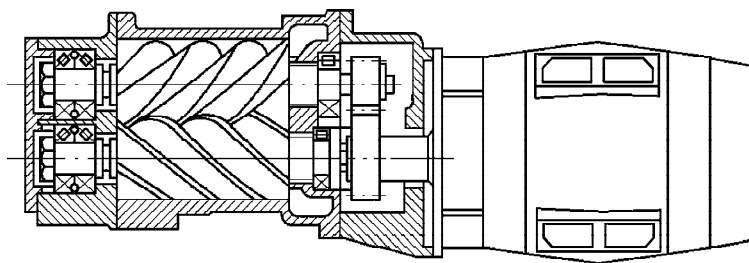
3.1.1.2.2 回转式压缩机

(1) 滑片式压缩机主要由壳体、转子和滑片(叶片)组成, 如图 3-6 所示, 转子偏心地安装在壳体内, 其上有一组可在径向槽内滑动的叶片。

当电动机带动转子旋转时, 离心力使叶片与定子相接触, 压缩由壳体、转子和叶片组成的空间内的空气、转子每旋转一周, 依次使多个单元容积实现吸气——压缩——排气过程。同时各单元依次与进气口和排气口相通, 因此吸气和排气压力脉动较小, 无需安装大的储气罐。

工作时在进气口附近需向气流喷油, 目的是起润滑和密封作用, 油同时也可带走一部分在压缩空气时产生的热量, 把输出的温度限制在 190 °C 以下。

(2) 螺杆式压缩机其结构原理如图 3-7 所示。由机体、两个啮合的阳转子和阴转子等组成。



单级

图 3-7 螺杆式压缩机

工作时在电动机带动下, 两个相互啮合的转子以相反方向转动, 压缩螺杆与壳体组成的空间内的空气, 实现进气——压缩——排气过程。

螺杆式压缩机的运转方式有干式和喷油两种。在干式压缩机中, 阳转子(主动转子)靠同步齿轮带动阴转子(从动转子), 转子啮合过程互不接触。其排气压力 < 1.0 MPa。喷油

压缩机中,阳转子直接带动阴转子,利用喷油来润滑和密封两旋转的螺杆,其后用油分离器将油与输出空气分开,其排气压力 $< 1.7 \text{ MPa}$ 。

这种压缩机能连续输出无脉动的压缩空气,值得推广。

3.1.1.2.3 动力式压缩机

(1) 离心式压缩机 其结构原理如图 3-8 所示,压缩机由转子、定子和轴承等组成。转子是由主轴和套在轴上的叶轮等组成。定子包括机壳、扩压器、弯道、回流器等部件。

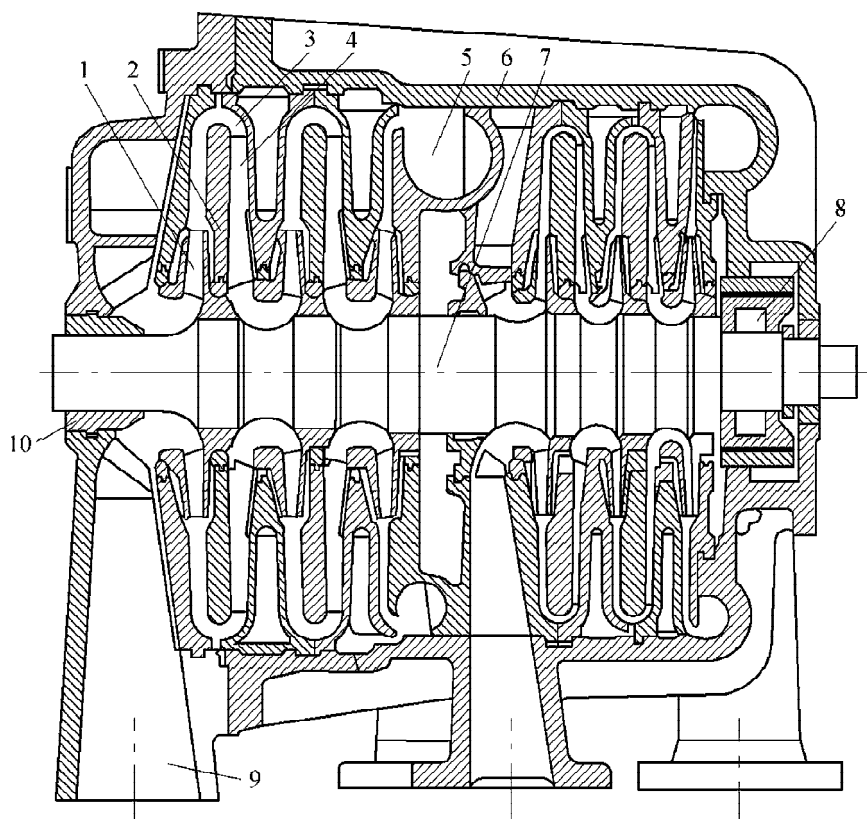


图 3-8 离心式压缩机

1—叶轮;2—扩压器;3—弯道;4—回流器;5—蜗室;
6—机壳;7—主轴;8—平衡盘;9—吸气管;10—轴承

压缩机工作时,气体由吸气管流入叶轮,叶轮高速旋转带动气体并对其做功,使气体压力、速度和温度提高。然后流入扩压器,使速度降低且压力进一步提高。由于弯道和回流器的导向作用,使气体流入下一级继续压缩。由于气体在压缩过程中温度升高,故须采用中间冷却,使前级出口的气体,通过蜗室被引到中间冷却器进行冷却后成为低温气体再经中部吸入进行后级压缩。最后由末级出来的高压气体经出气管输出。

(2) 轴流式压缩机 其结构原理见图 3-9 所示。由导向器、动叶片(由若干螺旋桨状叶片安装在轮毂上形成)、静叶片、壳体等组成。图示为多级式轴流压缩机,由多级动叶片和静叶片一级一

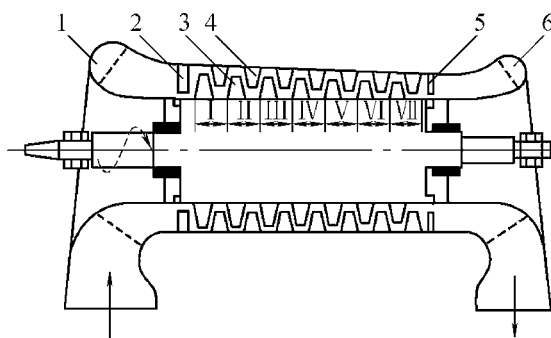


图 3-9 轴流式压缩机

1—进气口;2, 5—导向器;3—动叶片;
4—静叶片;6—排气口

级串联而成。

压缩机工作时,气体先进入吸气管流入进口导向器(具有收敛流道的静止叶栅)得到加速,随后进入动叶片,气体随着动叶片的高速旋转,压力和速度都得到提高,然后气体进入静叶片,把气流引导到下一级的进气方向,同时把气体的动能部分转换为压力能,进入下一级动叶片。这样,气体经多级压缩后(每级压力比在 1.1 左右),压力逐级地提高。在末级中,气体经一排静叶片整流导向,使气流方向变成轴向最后通过排气管排出。

3.1.1.3 容积式压缩机型号说明

3.1.1.3.1 按我国 JB2589—86《容积式压缩机型号编制方法》规定,容积式压缩机型号由大写汉语拼音字母和阿拉伯数字组成,表示方法如图 3-10 所示。

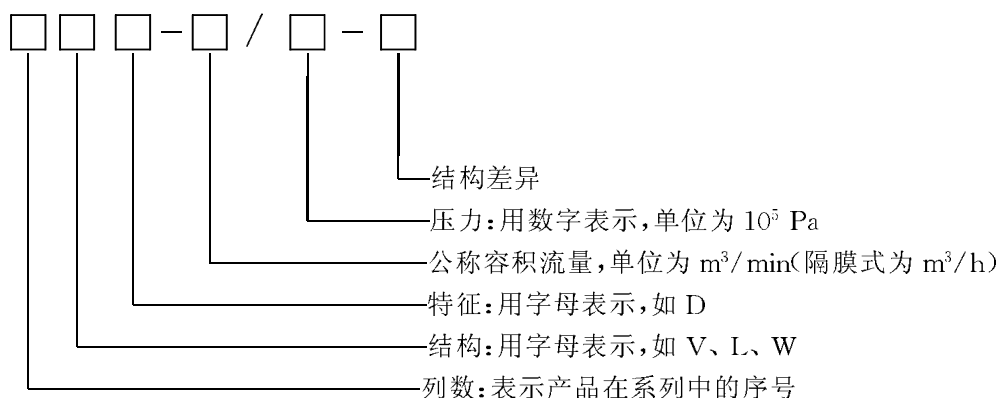


图 3-10 容积式压缩机型号表示方法

3.1.1.3.2 下面对图 3-10 中各方块中内容的含义分别说明：

(1) 结构 表示各种不同机型的结构型式

① 往复式活塞压缩机,用 V 代表两气缸呈 V 形配置,L 代表两气缸呈 L 形配置,W 代表三缸呈 W 形配置,Z 代表立式,N 代表卧式等。

② 隔膜压缩机,用字母 G 表示。

③ 回转压缩机,用“HP”代表滑片式,用“LG”代表螺杆式等。

④ 结构代号后面加注字母的含义为:加 F 表示固定式风冷容积式压缩机(微型机除外);加 Y 表示移动式容积压缩机机组,但对压缩机本身不加 Y。

⑤ 特征指容积式压缩机特殊使用性能。如:需表示多项特征时,应按以下顺序的代号来标注:W——无润滑;WJ——无基础;D——低噪声罩式,数字表示活塞力等。

(2) 公称容积流量 表示压缩机在排气位置排出的气体实际容积流量换算到吸气位置的标准状态(温度、压力、湿度)。公称容积流量俗称排气量。

(3) 压力 当吸气压力为常压时,型号中的压力值表示压缩机公称排气压力的表压力值。

(4) 结构差异 是为了区分压缩机品种(如改型),并认为有必要时才标注的。用数字、小写字母或两者并用来表示。

3.1.1.3.3 压缩机型号举例说明

(1) VY-9/7 型压缩机的结构和主要参数为:往复式活塞 V 形、移动式,排气量为 $9 \text{ m}^3/\text{min}$,公称排气表压力为 0.7 MPa 。

(2) L2-10/8-I 型为:往复式活塞 L 形,活塞力为 19.6 kN ,排气量为 $10 \text{ m}^3/\text{min}$,排气压

力为 0.8 MPa,第一次改型。

(3) WF-6.3/7 型为:往复活塞 W 形,风冷,排气量为 6 m³/min,排气压力为 0.7 MPa。

(4) HPFWJD-11.5/7 型为:滑片式回转空气压缩机,风冷、无基础、低噪声罩式。排气量为 11.5 m³/min,排气压力为 0.7 MPa。

(5) LG-10/10 型为:螺杆式压缩机,水冷,排气量为 10 m³/min,排气压力为 1.0 MPa。

目前,由于国内一些厂引进了国外技术或部件,生产的产品型号常沿用国外编号,而不按上述标准规定,订货时应予注意。

3.1.1.4 压缩机的技术性能

3.1.1.4.1 各类气动中常用压缩机性能及特点比较列于表 3-1 中。

表 3-1 气动常用压缩机技术性能及特点

压缩机类型	排气压力 (MPa)	排气量 (m ³ /min)	价格	振动	噪声	特 点
活塞式 单级 两级 多级	< 0.7 < 1.0 > 1.0	一般在 100 以下	中等	高	很高	适用的压力范围广,从低压到高压均可使用;排气量小于 100 m ³ /min 时,损失小,热效率高;回转式;排气量范围广泛且不受压力高低的影响,适应性较强;机器零部件多由普通金属材料制成,工艺要求不太高;外形尺寸、重量大,结构复杂,维修量大;排气有脉动;排气中含有润滑油(无润滑压缩机除外)
隔膜式 单级 两级	< 0.4 < 0.7	1 以下	低	高	高	气缸不需润滑;密封性能好;排气中不含油;排气不均匀,有脉动;适用于小排量、对压缩空气的纯度要求较高的场合;压缩机的输出压力和寿命决定于膜片的材料和结构
叶片式 单级 两级	< 0.5 < 1.0	一般在 6 以下	中等	转子平衡时振动低	低	运转平稳,排气连续、均匀、无脉动,可不装气罐稳压;工作机构易磨损(经技术处理后可提高耐磨性能),密封较困难;效率较低,适用于中低压范围
螺杆式 单级 两级	< 0.5 < 1.0	500 以下	高	转子平衡时振动低	较高(经技术处理后可很低)	轻便、可靠、高速、运转平稳,排气连续无脉动,可不装气罐稳压;制造复杂;效率较低;适用于中低压范围
离心式 单级 四级 多级	< 0.4 < 2.0 < 10	16~6 300	高	转子平衡时振动低	带消声过滤器时低	转速高,排气平稳无脉动;结构简单,维修方便;空气中不含油;热效率较低;运转状态欠稳定,工作性能随工作条件变化;适用于低压,大排量(排量小时不经济,排量小时能耗较低);机器体积较小,流量和压力变化由性能曲线决定
轴流式	< 10	> 400	高	转子平衡时振动低	带消声过滤器时低	

3.1.1.4.2 各类压缩机的使用范围及类型选择 目前,各类压缩机的使用范围可按排气压力和排气量示于图 3-11 中。在选择压缩机类型时,可由表 3-1 及图 3-11 确定。例如活塞式压缩机适用于各种压力和中小流量,螺杆式压缩机适合中大流量和压力较低范围内使用等。

选用压缩机确定型号时,主要考虑的参数有:压力、流量和结构特征,须经过计算和调研使选用的压缩机总效率良好。

(1) 压力 比预想的使用压力高 0.1~0.2 MPa,这是因为从压缩机到气动设备间有供气管道、阀门和气源处理设备,其压力损失和漏气是必须考虑的。

(2) 流量 压缩机的排气量要比气动设备所需的自由空气量有 20%左右的裕量储备。

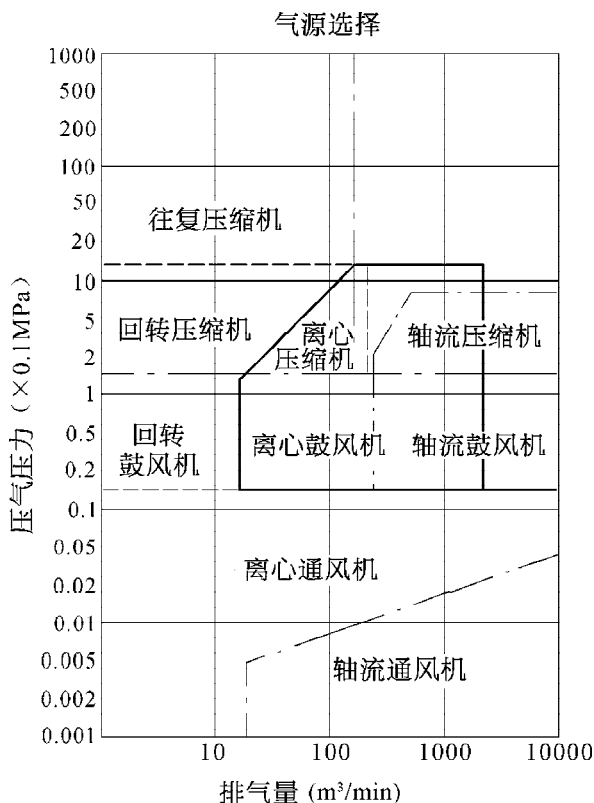


图 3-11 各类压缩机的使用范围

道,使压缩空气冷却。通常,风冷式后冷却器的出口温度在 40℃ 左右,随进气温度和室温而有所差异。

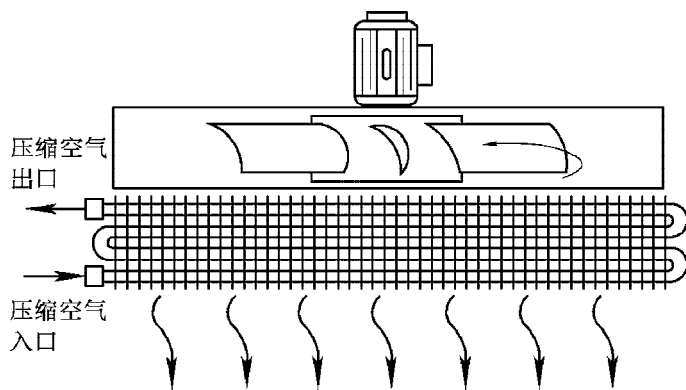


图 3-12 风冷式后冷却器

风冷式后冷却器因无需冷却水设备,故无需考虑断水问题,维修容易。它的结构紧凑,重量较轻,可装设出口温度计以监测使用情况。适用于入口空气温度低于 100℃,且处理空气量较少的场合。有时与冷冻式干燥器做在一起节省配管。

3.1.2.2 水冷式后冷却器

图 3-13 为列管式(水冷式)后冷却器的工作原理图,因冷却介质为水,它的冷却效率高,常用于中型和大型压缩机。在工作时,一般是水在管内流动,空气在管间流动。管内流动的冷却水多为单程或双程流动,管间空气可以自由流动,也可在管间配置隔板,使压缩空气曲折前进,或在水管上装换热片以增加换热量。压缩空气在冷却过程中生成的冷凝液可通过排水器排出。在后冷却器上应安装温度计以监测工作情况。

(3) 结构特征 应考虑压缩机的寿命、价格、安装运转费用、噪声大小、无油润滑的必要性等因素。

3.1.2 后冷却器

一般从空气压缩机输出的压缩空气温度很高,在此情况下压缩空气中所含的油、水均为气态,如直接送入储气罐及气动设备,将会带来不良后果。因此,需在压缩机出口之后,装设后冷却器及时吸收压缩空气的热量,使之降温至 40~50℃,使其中的水气、油雾大部分凝成水滴和油滴而分离出去。小型压缩机常与气罐装在一起,靠气罐表面冷却进行水和油的分离。而对中、大型压缩机其后常装有后冷却器,一般分为风冷式和水冷式两种。

3.1.2.1 风冷式后冷却器

其工作原理见图 3-12,从压缩机输出的压缩空气进入后冷却器后,经过较长的散热管道,由电动机带动的风扇将冷空气吹向管道,

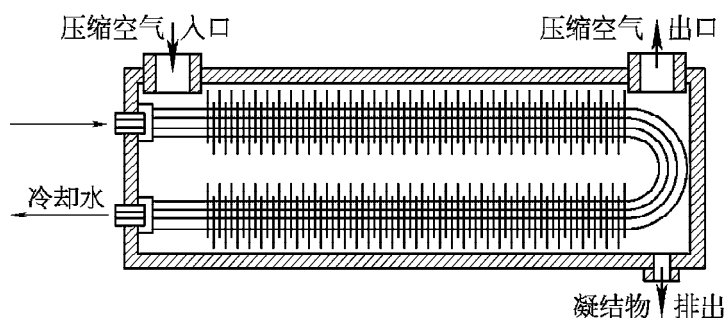


图 3-13 水冷式后冷却器

除列管式外，还有蛇管式、套管式后冷却器，适用于较高压力下使用。

3.1.2.3 后冷却器的选用

选用时要根据压缩空气的最大流量、最高使用压力、进后冷却器的入口空气温度和工作场合确定。

目前市售的水冷式后冷却器的主要性能如表 3-2 所示。

表 3-2 水冷式后冷却器的技术参数

螺杆式压缩机		活塞式压缩机		入口空气温度 (℃)	出口空气温度 (℃)	冷却水量 (L/min)	冷却水温度 (℃)
功率 (kW)	额定流量 (L/min)	功率 (kW)	额定流量 (L/min)				
2.2	300	2.2	300	5~100	< 40	5	< 30
7.5	1 000	7.5	1 000			5	
22	3 300	15	2 100			17	
37	5 700	22	4 300	5~200	< 40	25	< 30
55	8 600	37	5 600			36	
75	12 000	55	8 000			40	
110	18 000	75	11 000			45	

3.1.3 气罐

3.1.3.1 气罐的作用

1) 对活塞式压缩机来说，因其输出气流脉动、气压不稳定，设置气罐可以减少气流的脉动、稳定气压、减少管道的振动。从脉动角度考虑对回转式压缩机则因脉动可忽略而不设气罐。

2) 储存一定量的压缩空气，以解决压缩机排气量和用户耗气量之间的不平衡，调节供气 and 稳定工作压力。或储存一定数量的压缩空气，以备气源断电等情况下进行紧急处理。

3) 进一步分离压缩空气中的水分和油分。

3.1.3.2 气罐的结构型式

气罐一般采用焊接结构，可作成立式和卧式，由于立式占地面积小，便于排污操作，故一般采用立式，如图 3-14 所示。在设计时为了更好地分离油、水等杂质，常使其进气管在下，出气管在上，以利于进一步分离空气中的油水。此外每个气罐上都应考虑安装压力表或安全阀，并开有人孔或手孔，以便清理。底部应装有排放污水的阀门。

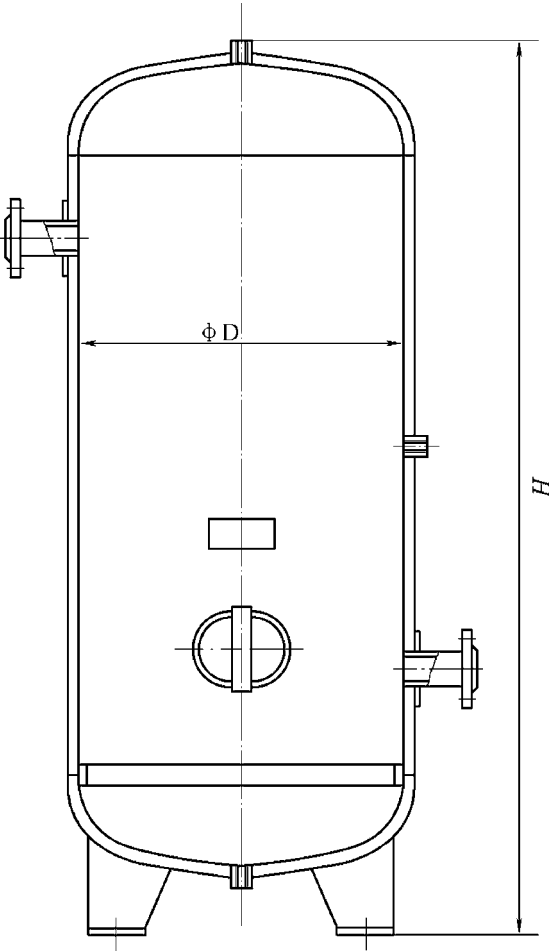


图 3-14 立式气罐

3.1.3.3 气罐容积的计算

(1) 对于减弱活塞式压缩机排气时周期脉动气流的气罐容积,可按以下公式概略计算,然后根据现有的气罐系列或考虑材料和加工等因素进行选取。

当已知压缩机的排气量时,求气罐的容积 V_c :

若 $Q < 6 \text{ m}^3/\text{min}$ $V_c = 0.2Q \text{ m}^3$

若 $Q = 6 \sim 30 \text{ m}^3/\text{min}$ $V_c = 0.15Q \text{ m}^3$

若 $Q > 30 \text{ m}^3/\text{min}$ $V_c = 0.1Q \text{ m}^3$

式中 Q ——压缩机的自由空气状态的排气量。

(2) 对于储存气体用的气罐,可根据用户在一定时间内所需要的空气量和工作压力降的要求来决定。这时的气罐容积 V_c 为:

$$V_c = 1.15 \frac{p_a q}{p - p_1} \text{m}^3$$

- 式中 p_a ——大气压力, $p_a = 0.1 \text{ MPa}$;
 q ——一定时间内(例如 5 min 内)的耗气容积量(m^3);
 p ——气罐内所充入的压缩空气压力(MPa);
 p_1 ——用户需要的最小工作压力(MPa);
1.15——系数。

由上式可知,气罐的容积 V_c 与空气耗气量 q 成正比而与允许降低的压力降 $p - p_1$ 成反比,允许的压力降越小,所需的气罐容积就越大,即应多储备一定量压缩空气供急需使用。当工厂内瞬时最大耗气量和平均耗气量之间差距较大时,缓冲气罐的计算可见第 9 章气源站设计计算内容。

根据 JB1038—67 的规定,气罐的基本参数列于表 3-3 中。

表 3-3 气罐基本参数

代 号	容积(m^3)	内径(mm)	适用的压缩机排量(m^3/min)
C-0.5	0.5	600	3
C-1	1	800	6
C-1.5	1.5	1 000	10
C-2.5	2.5	1 000	20
C-4.5	4.5	1 200	40
C-7	7.0	1 400	60
C-10	10.0	1 600	100

后冷却器和气罐都属于压力容器,为确保其安全,均需作水压试验,订货时,应由制造单位提供按标准进行试验的检定证书。

3.2 气源处理

气动系统的动力源是压缩空气,但实际上由压缩机产生的压缩空气必须经过适当的处理后才能送到气动装置中使用,否则会很快产生故障。

压缩空气中的杂质来源主要有:

- 1) 由压缩机吸入口处进入的湿气和灰尘等。
- 2) 大气被压缩后经冷却产生的冷凝水,在压缩过程中润滑油劣化变质成为油泥,管道和气动元件生锈及运动摩擦部分产生的金属粉末等。

3.2.1 压缩空气净化处理系统

上述杂质对气动元件的工作带来的严重影响:

- 1) 水分会使管道、气阀、气缸等元件锈蚀,生成锈片等固体杂质,缩短元件使用寿命直至不能工作。在温度降到冰点后可能因结冰体积膨胀而损坏气动设备或元件。
- 2) 油分形成的杂质不仅会影响橡胶件的性能和寿命,油泥附着在管道、元件中增加阻力甚至堵塞控制通道,造成控制压力失常、阀门失灵。
- 3) 灰尘进入元件中会造成运动摩擦部分产生金属粉末,使元件寿命减少甚至因卡住而产生故障。

为此,必须根据具体使用要求对气源进行净化处理。

3.2.2 压缩空气质量等级要求

国标 GB/T13277—91 规定了工业用压缩空气质量等级,用 3 个阿拉伯数字表示如图 3-15 所示。如对某一污染物等级没有要求,则用“—”代替。

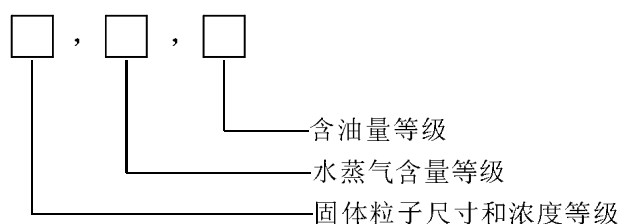


图 3-15 压缩空气质量等级表示法

根据国家标准规定,固体粒子的尺寸和浓度分级,列于表 3-4 中。

空气中水蒸气含量以压力露点表示,表 3-5 为压力露点等级表(即水蒸气含量等级表)。

压缩空气中的含油量等级分为 5 级,列于表 3-6 中,表中的含油量指总含油量,即油滴、悬浮粒子和油蒸气的总含油量。

表 3-4 固体粒子尺寸和浓度等级表

等 级	最大粒子尺寸(μm)	最大浓度 ^① mg/m^3	等 级	最大粒子尺寸(μm)	最大浓度 ^① mg/m^3
1	0.1	0.1	4	40	10
2	1	1	5	75	12.5
3	5	5			

① 粒子浓度系绝对压力 0.1 MPa、温度 20℃、相对蒸气压力为 0.6 条件下的浓度。

表 3-5 压力露点等级表

等 级	最高压力露点(℃)	等 级	最高压力露点(℃)
1	－70	4	3
2	－40	5	7
3	－20	6	10

表 3-6 压缩空气含油量等级表

等 级	最大含油量(mg/m³)	等 级	最大含油量(mg/m³)
1	0.01	4	5
2	0.1	5	25
3	1		

3.2.3 由应用行业和所用气动元件选定气源质量等级

对典型气动元件和典型应用行业推荐采用的气源等级如表 3-7 和表 3-8 所示。

表 3-7 对典型元件推荐的压缩空气质量等级

元件类型	压缩空气质量等级			元件类型	压缩空气质量等级		
	固体粒子	水蒸气	油		固体粒子	水蒸气	油
空气轴承	2	3	3	气动传感器	2	2~1	2
气 缸	3	3	5	逻辑可动元件	4	6	4
轻型气马达	3	3~1	3	间隙密封滑阀	1~2	2~3	2~3
重型气马达	4	6~1	5	软质密封滑阀	2~3	2~3	2~3
空气透平	2	2	3	截止式阀	3	3	5
工业手动工具	4	5~6	5~4	车间一般用气	4	6	5
射流元件	2	2~1	2				

表 3-8 对典型应用推荐的压缩空气质量等级

应用行业	压缩空气质量等级			应用行业	压缩空气质量等级		
	固体粒子	水蒸气	油		固体粒子	水蒸气	油
空气搅拌	3	5	3	采 矿	4	5	5
制鞋制靴机	4	6	5	包装、纺织机械	4	3	3~2
制砖、制玻璃机	4	6	5	胶片生产	1	1	1
零件清洗	4	6	4	土木建筑	4	5	5
颗粒产品输送	2	6	3	凿 岩 机	4	5~2	5
粉状产品输送	2	3	3	喷 砂	—	3	2
铸造机械	4	6	5	喷 漆	3	3~2	1
食品饮料加工	2	6	1	焊 机	4	6	5
机床工具	4	3	5				

按上述推荐表由应用行业和元件类型选择相应空气质量等级过程中当固体粒子、水、油等级不一致时，最终应按两者中最严格的等级选定。

3.2.4 压缩空气净化处理系统的元件配置

如上所述使用气动元件和应用行业不同时，对空气的质量要求也各异，因此，气源净化处理装置的配置也应随之不同。图 3-16 为日本 SMC 气动公司推荐在不同应用场合时，相

应配置的净化处理系统。图中各不同系统配置所获得的压缩空气质量,包括水气、固体杂质和油含量和推荐的应用场合列于表 3-9 中。设计使用单位在应用气动技术选用气源处理系统时,可根据不同的压缩空气质量要求参考选用相对应的元件。

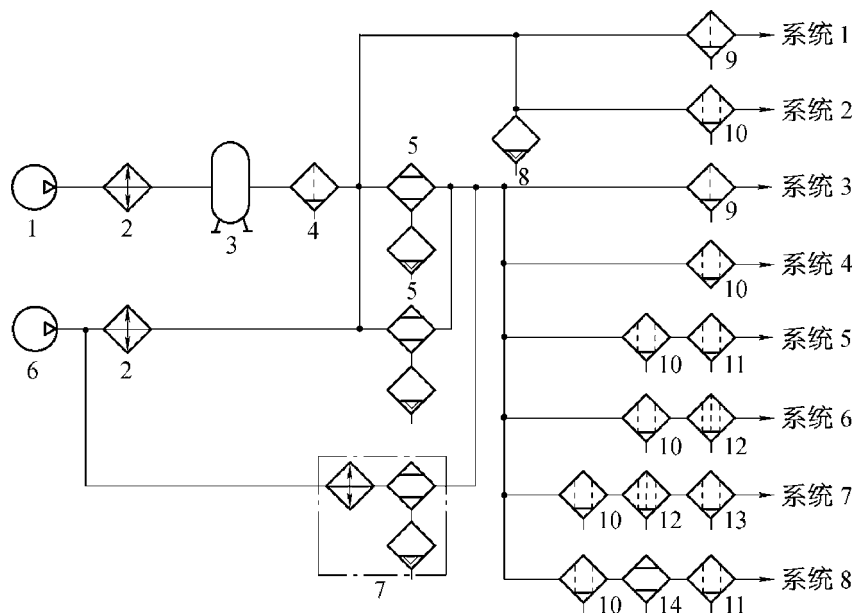


图 3-16 压缩空气净化处理系统配置图

1—往复式压缩机;2—后冷却器;3—气罐;4—主路过滤器;5—冷冻式空气干燥机;
6—螺杆式压缩机;7—带冷却器冷冻式空气干燥机;8—自动排水器;9—空气过滤器;
10—油雾分离器;11—微雾分离器;12—超小油雾分离器;13—除臭过滤器;
14—无热式空气干燥机

表 3-9 压缩空气的质量和推荐应用场合

系统 编号	压缩空气质量	压缩空气中的不纯物含量				应用 场 合
		水 气	微粒 (μm)	油 ^① (mg/m^3)	油 味	
1	有微量灰尘和水分,并有油存在	湿度 100%	5(2, 10, 20, 40, 70, 100)	5	有油味	一般工业机械设备、夹具及工具的一般清理
2	水分未彻底除净,但去除了水滴、灰尘和油	湿度 100%	0.3	1	有油味	工业机械
3	有灰尘和油,但不含水气	大气压露点在 $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下	5(2, 10, 20, 40, 70, 100)	5	有油味	适用于系统终端温度急骤下降的配管设备
4	不含灰尘、水气和油	大气压露点在 $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下	0.3	1	有油味	测试设备、高级喷涂设备、冷却设备、一般干燥设备
5	几乎所有灰尘、水气和油都被除去	大气压露点在 $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下	0.01	0.1	有油味	气动测试仪器、干燥和清理设备
6	几乎所有灰尘、水气和油都被除去	大气压露点在 $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下	0.01	0.01	有油味	静电喷涂、高级喷涂、空气轴承

3.2.5.1.2 冷冻式干燥器的结构原理

图 3-17 为采用制冷剂(氟里昂或其他对大气臭氧层无破坏作用型)的冷冻式干燥器的工作原理图。

为提高冷却效率,含有一定温度的潮湿压缩空气首先进入预冷却器,经蒸发器来的冷空气冷却后流入蒸发器,再次被降温,空气中所含的油、水蒸气被大量析出,通过自动排水器排出。经蒸发器冷却后的压缩空气干燥后流到预冷却器,通过热交换,一方面降低输入空气的温度,同时其本身的温度上升,湿度因而进一步降低,由干燥器出口输出,使输出管道中不致产生水滴和锈蚀。

在制冷剂回路中,制冷剂经压缩机压缩成高压气态状,经冷凝器冷却后成高压液态状,过滤后进入毛细管(当处理的空气量较大时采用温控式自动膨胀阀),输出时由于膨胀成为低压低温的液态状进入蒸发器,通过热交换大量吸收压缩空气的热量后变成气态,重新流入压缩机被压缩,开始下一周期循环。蒸发器室的冷冻温度可通过与毛细管并联的流量控制阀来调节,以防止蒸发器出现霜冻,也防止由于制冷剂不完全气化使部分液态制冷剂流入压缩机出现液击现象缩短压缩机寿命。

由于干燥器要全年四季使用,环境温度变化很大,为使冷冻干燥器正常运行,要使蒸发器内的空气温度维持在 $0\sim 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间,正确的调节流量调节阀或适当的调节温控式自动膨胀阀的温度给定值,十分重要。

3.2.5.2 吸附式干燥器

3.2.5.2.1 吸附干燥的原理

利用某些具有吸附水分性能的吸附剂(如活性氧化铝、分子筛、硅胶等)来吸附压缩空气中的水分,降低其露点温度。吸附剂在吸附了一定量水分后会达到饱和状态(亦称平衡状态)。

为了连续除去压缩空气中的水分,必须使吸附剂脱附(亦称再生)。对吸附剂而言,压力越高或温度越低,其平衡状态下的含水率越高。反之压力越低或温度越高,其平衡状态下的含水率越低。根据这一特性,工业中设计了变压吸附再生式(即无热再生)和加热再生式干燥器,这里主要介绍前一种。

无热再生式干燥器的工作原理是,吸附剂表面气体中水蒸气分压力具有与其周围空气中的水蒸气分压力取得平衡的特性,以吸附压缩空气中的水分。当湿空气被压缩后,空气中水蒸气的分压力也随之提高,在与表面水蒸气分压力很低的吸附剂接触时,空气中的水蒸气便向吸附剂转移,即被吸附。在此过程中,吸附剂表面水蒸气分压力逐渐提高,直到与湿空气中水蒸气分压力达到平衡。为使吸附剂脱附,可向吸附剂通入低压干燥的空气,这样,吸附剂所吸附的水分便向空气中转移,而其表面水蒸气分压力随着水分的转移而逐渐降低,同样也达到新的平衡,这一过程便是脱附过程。工业上一般采用两个填入吸附剂的干燥筒轮换工作,以实现压缩空气的连续干燥过程。

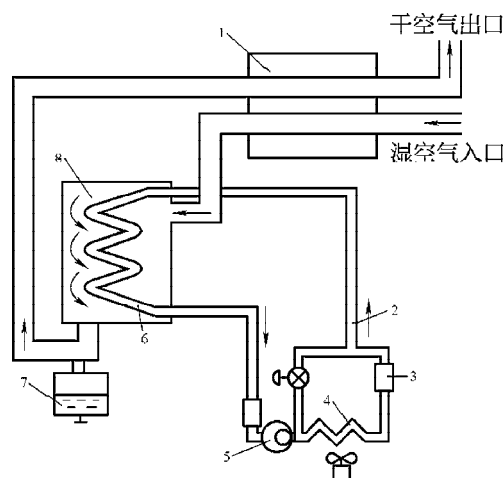


图 3-17 冷冻式干燥器工作原理图

- 1—预冷却器;2—液态制冷剂;
3—毛细管;4—冷凝器;5—压缩机;
6—气态制冷剂;7—自动排水器;
8—蒸发器

3.2.5.2.2 无热再生干燥器的结构原理

它的工作工艺流程见图 3-18 所示。图中 PV1~PV5 为管道上的通断式阀,每一周期

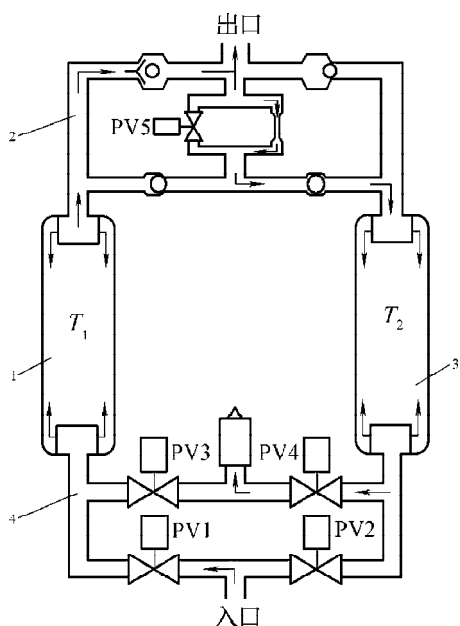


图 3-18 无热再生干燥器结构原理图

为 10 min 时,干燥筒 T_1 和 T_2 隔 5 min 分别切换一次。图示状态时湿空气由输入口经 PV1 进入干燥筒 T_1 ,由筒内吸附剂吸附了大量水分后成为干燥空气由输出口输出。从输出口处引出总量的 15% 干燥空气经节流减压通入干燥筒 T_2 中,对筒中已吸附大量水分接近饱和的吸附剂进行脱附后经 PV4 排入大气。

半周期后,阀被切换,输入的湿空气改经 PV2 进入干燥筒 T_2 ,干燥后从输出口输出。同样,输出空气的约 15% 被节流减压后引入 T_1 ,使 T_1 内的吸附剂脱附,空气经由阀 PV3 排到大气中。

PV5 的作用是在每次切换前对干燥筒充压,以保证干燥器的连续正常工作,充压时间约 30 s。

干燥器的时间控制可由同步电机带动凸轮定时使 PV1~PV5 换向,以满足工艺流程的时间分配要求。在有爆炸危险的场合,可采用全气控方式操纵阀门。

国产干燥机的型号规格如图 3-19 所示。

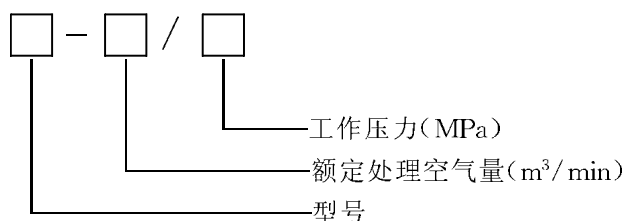


图 3-19 国产干燥机的型号规格

3.2.5.2.3 冷冻干燥器的选用

冷冻干燥器的选用原则为:

- 1) 满足压缩空气流量的要求。
- 2) 满足气动系统露点的要求。
- 3) 压缩空气通过干燥器时的压力降应为最低。

确定冷冻干燥器的规格尺寸,主要是根据它在额定条件下的空气流量来选择。当使用时的运行条件和生产厂的额定条件不同,这时应按各生产厂样本中给定的按运行条件选择干燥器流量的有关表格、公式进行修正。这些运行条件包括:干燥器的进气压力和进气温度、干燥器所处的环境温度、要求的露点和电源参数等。

对压缩机的实际流量进行修正时,可采用下式:

$$q_d = q_c C_1 C_2$$

式中 q_d ——干燥器在额定工况下的空气处理量, m^3/min ;

q_c ——干燥器入口处的实际流量(非额定工况时需修正), m^3/min ;

C_1 ——入口空气压力及入口空气温度的修正系数(见表 3-11);

C_2 ——环境温度与压力露点的修正系数(见表 3-12)。

表 3-11 入口空气压力及空气温度修正系数

进气温度(℃)	进气压力(MPa)						
	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
25	0.71	0.65	0.62	0.59	0.57	0.55	0.54
30	0.92	0.85	0.81	0.77	0.75	0.72	0.71
35	1.20	1.11	1.05	1.00	0.97	0.94	0.92
40	1.40	1.30	1.23	1.17	1.13	1.10	1.07
45	1.70	1.58	1.49	1.42	1.38	1.33	1.30
50	2.00	1.85	1.75	1.67	1.62	1.57	1.53

表 3-12 环境温度与压力露点修正系数

环境温度(℃)	压 力 露 点	
	2 ℃	10 ℃
20	0.72	0.51
25	0.83	0.59
30	0.92	0.65
35	1.10	0.78
40	1.42	1.01

例 当干燥器的入口温度为 40 ℃,入口空气压力为 0.6 MPa,入口实际流量为 1.5 m³/min,环境温度为 40 ℃,要求的压力露点为+2 ℃时,由表 3-11 和表 3-12 可查出 $C_1 = 1.23$, $C_2 = 1.42$ 故

$$q_d = q_c C_1 C_2 = 1.5 \times 1.23 \times 1.42 = 2.62(\text{m}^3/\text{min})$$

即计算到在额定条件下的空气流量为 2.62 m³/min,可按其选择生产厂的相应规格型号的冷冻式空气干燥器,一般选略大于该流量的档次即可。

3.2.5.3 中空膜式干燥器

中空膜式干燥器是国内外最新发展的一种干燥器,其结构原理如图 3-20 所示。

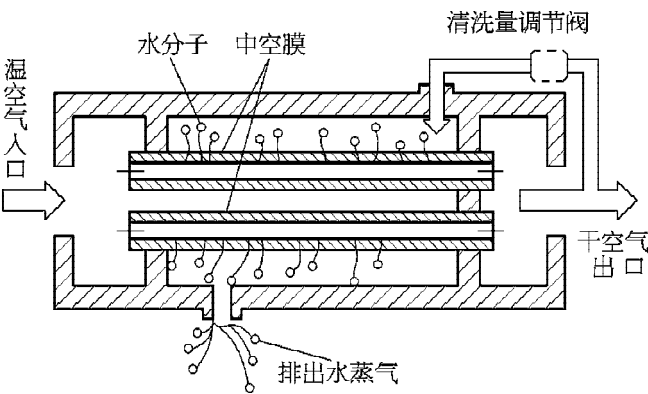


图 3-20 中空膜式干燥器原理图

它主要采用中空高分子膜,能使水蒸气很容易透过,而空气很难透过。当中空膜的内外水蒸气分压力不同时,水分子即可随分压力差通过膜移动。当湿空气从中空膜通过时,膜外与大气相通,故水蒸气被除去从而在干燥器的出口处获得干燥空气。

将此干燥空气的一部分经可调节流阀降压后,作为清洗空气使之流过中空膜外部以保持膜内外侧间的水蒸气分压力差,使膜内侧的水蒸气可不断向外侧透过,调节节流阀开度可调节输出干空气的湿度。

这种干燥器设有运动部件,在管道中安装方便,维修简单,无需电源,工作时不会产生冷凝水,输出口大气压露点约 -20°C 。

3.2.6 主管过滤器

气体经空气压缩机压缩后,先经过主管到各支管道,为除去压缩空气中的杂质,在主管道中设置主管过滤器,在支管中再按工作需要装设各种除尘、除油或除臭的过滤器。

主管过滤器其作用主要是除去压缩空气中的粉尘、水滴和油污,提高装在后面的干燥器效率、延长支管过滤器的使用时间。

图 3-21 为一种主管过滤器的结构原理图。

滤芯的材料常用棉纸制成,用不锈钢材在两边夹紧,其过滤面积比支管过滤器大 10 倍,空气流经滤芯后分离出来的水、油和灰尘,流到过滤器底部,工作时由视窗可看到外壳中积存的污水,当看到液面到位后可由手动排水阀排出。

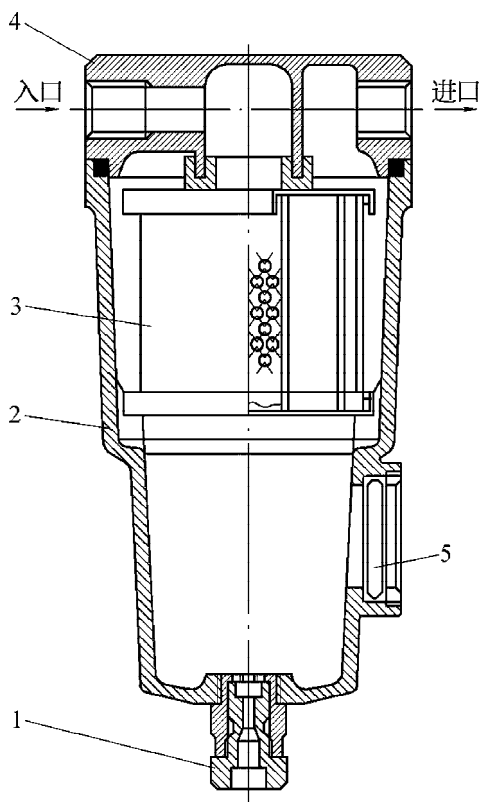


图 3-21 主管过滤器结构原理图

1—手动排水器;2—外罩;3—过滤件;
4—本体;5—视孔玻璃

目前市售的主管道过滤器的主要性能如下:

最高使用压力 1.0 MPa

环境和介质温度 $5\sim 60^{\circ}\text{C}$

过滤精度 $5\mu\text{m}$

滤芯寿命 当压力差达到 0.1 MPa 时换滤芯

接管口径(in) $\frac{1}{4}$ $\frac{3}{8}$ $\frac{1}{2}$ $\frac{3}{4}$ 1 $1\frac{1}{2}$ 2 3 4

对应额定流量(I/min) 300 750 1 500 2 200 3 500 6 000 12 000 22 000 42 000

滤芯材料 棉纸

在选用时应注意流经主管道过滤器的最大流量应低于其产品系列中的额定流量,还应考虑温度、压力等技术参数是否符合使用条件。

图 3-22 的主管道过滤器常用于接管口径和空气流量较大时,作为初级净化装置,可除去压缩机排出的压缩空气中水滴、油滴及固态杂质。

压缩机排出的压缩空气经后冷却器冷却后进入主管道过滤器上部,通过石英质空心圆筒结构的微孔滤管时,空气中的水滴、油滴及固态杂质大部分被分离,由上排污口排出。滤

管过滤后的压缩空气进入下部筒体,撞击反射板,通过旋风叶片后沿圆周切线方向流动。在离心力作用下,残余的水滴、油滴及固态微粒被进一步分离,并沿筒壁下流聚集,由下部排污口排出。洁净空气则由排气口流出。

这种主管道过滤器在使用一段时间后,可对滤芯使用洗涤法、反压排放法进行再生。反压排放时,将 0.4~0.5 MPa 的压缩空气通过输出口进入容器,实现反吹,把附在滤芯表面的污物和油、水等由排污口一齐排掉。在采用手动排污装置时一般每 8 h 将分离出来的水、油杂质排放一次。

选用主管道过滤器时,应使流经主管道过滤器的最大流量低于其产品系列中的额定流量,还应注意其环境温度应不高于-10℃以防止结冰。

这种主管道过滤器的主要性能如下:

最高使用压力 1.0 MPa

环境温度 -10~50℃

介质温度 0~50℃

过滤精度 50 μm

接管口径(mm)	25	32	40	50	65	80	100	150	200

对应额定流量(m³/h)	20	30	50	80	130	200	310	700	1 240

滤芯材料 石英

在选用时应注意使流经主管过滤器的最大流量低于其产品系列中的额定流量,并检查温度、压力等技术参数是否符合使用条件。

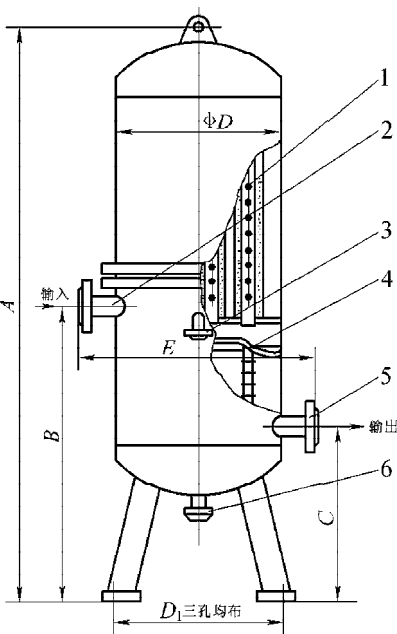


图 3-22 主管道石英过滤器

- 1—微孔滤管;2—进气口;
- 3—上排污口;4—导风罩(叶片);
- 5—排气口;6—下排污口

4 气动执行元件

气动执行元件是一种将压缩空气的能量转化为机械能,实现直线、摆动或回转运动的传动装置。气动执行元件有三大类:一类是产生直线往复运动的气缸,另一类是在一定角度范围内作摆动的摆动马达(也称摆动气缸)以及产生连续转动的气动马达。

4.1 气缸

4.1.1 分类

气缸按结构特征分类如图 4-1。

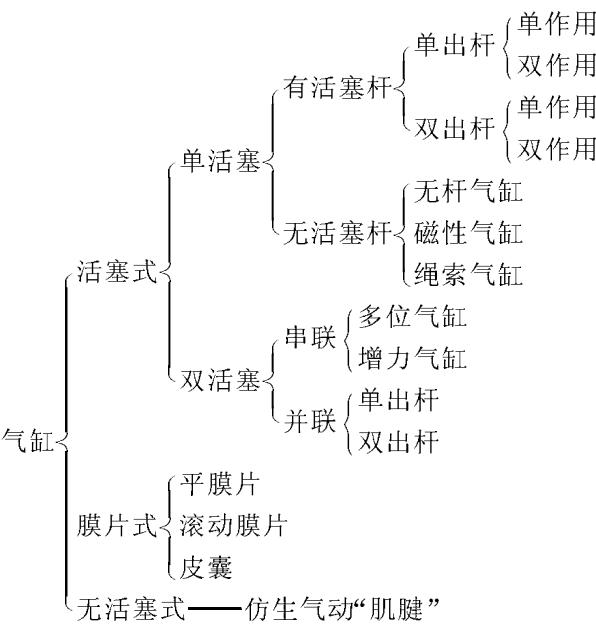


图 4-1 气缸结构分类

单活塞杆气缸是各类气缸中应用最广的一种气缸。由于它只在活塞的一端有活塞杆,活塞两侧承受气压作用的面积不等,因而活塞杆伸出时的推力大于退回时的拉力。双活塞杆气缸活塞两侧都有活塞杆,两侧受气压作用的面积相等,活塞杆伸出时的推力和退回时的拉力相等。

单作用气缸是由一侧气口供给气压驱动活塞运动,依靠弹簧力、外力或自重等作用返回;而双作用气缸是由两侧供气口交替供给气压使活塞作往复运动。

为防止活塞冲击缸盖,可在气缸的行程终端设置缓冲装置。这种气缸称为缓冲气缸。在缸径 $\phi 16\text{ mm}$ 以上气缸中,常设置利用空气可压缩性的气垫可调式缓冲装置。有单侧缓冲型和双侧缓冲型。而在小型、微型气缸中,常使用由聚氨酯橡胶等制成的固定式弹性缓冲装置。通常所说的缓冲气缸是指气垫缓冲。

气缸的安装形式有固定式、摆动式、回转式和嵌入式。固定式气缸采用脚架、法兰式双

螺栓把气缸安装在机架上。摆动式气缸能绕一固定轴作一定角度的摆动,有头部、中间及尾部轴销式。回转式气缸是一种缸体固定在机床主轴上,可随机床主轴作旋转运动的气缸。嵌入式气缸是一种缸筒直接制作在夹具内的气缸。

以气缸给油润滑方式来分,有给油气缸、无给油气缸和无油润滑气缸三种。给油气缸工作时需另提供油雾润滑,应用于给油润滑气动系统;无给油气缸已预先封入润滑脂等,工作时定期补充,不需要润滑装置,应用于无给油润滑气动系统;无油润滑气缸由含油润滑材料和含油密封圈等组成,不需要油雾润滑装置或预先封入润滑脂等,应用于无油润滑气动系统。

在各类气缸中使用最多的是活塞式单活塞杆型气缸,称为普通气缸。

4.1.2 普通气缸

气缸是气动系统中使用最多的一种执行元件,普通气缸的使用在气缸中占的比例最大。普通气缸是指在缸筒内只有一个活塞和一根活塞杆构成的气缸,有单作用和双作用之分。

4.1.2.1 结构原理

普通气缸由缸筒、前后缸盖、活塞、活塞杆、密封件和紧固件等零件组成。

图 4-2 所示为双作用气缸的结构原理图。气缸由活塞分成两个腔室,有杆腔(简称头腔或前腔)和无杆腔(简称尾腔或后腔)。有活塞杆的称为有杆腔,无活塞杆的称为无杆腔。当压缩空气进入无杆腔时,压缩空气作用在活塞右端面上的力将克服各种反向作用力,推动活塞前进,有杆腔内的空气排入大气,使活塞杆伸出;反之,当压缩空气进入气缸有杆腔时,活塞便向左运动,活塞杆退回。气缸无杆腔和有杆腔的交替进气和排气,使活塞杆伸出和退回,气缸实现往复直线运动。

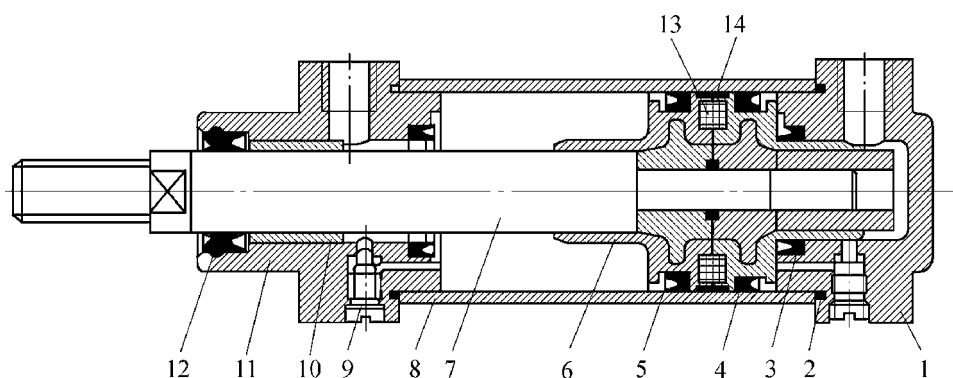


图 4-2 普通型单活塞杆双作用气缸

1—后缸盖;2—密封圈;3—缓冲密封圈;4—活塞密封圈;5—活塞;6—缓冲柱塞;7—活塞杆;
8—缸筒;9—缓冲节流阀;10—导向套;11—前缸盖;12—防尘密封圈;13—磁铁;14—导向环

为了减缓运动冲击,在活塞端部设置缓冲柱塞,在端盖上开有相应的缓冲柱塞孔,并装上缓冲节流阀和缓冲密封圈,组成气缸的缓冲装置,当活塞运动接近行程末端,缓冲柱塞进入缓冲柱塞孔,主排气通道被堵死,排气腔内的剩余气体只能通过缓冲节流阀排出。排气腔内气体压力升高,使活塞运动速度渐减,达到缓冲的目的。调节缓冲节流阀开度,可控制活塞的缓冲程度。这种设置缓冲装置的气缸称为缓冲气缸。未设置缓冲装置的气缸称为无缓冲气缸。

图 4-3 所示为单作用气缸结构原理图,在活塞的一侧装有使活塞杆复位的弹簧,在另一端缸盖上开有呼吸用的气口。除此之外,其他结构基本上和双作用气缸相同。使活塞杆复

位的力可以是弹簧、自重或外加气压力,如图 4-4 单作用气缸复位原理所示。

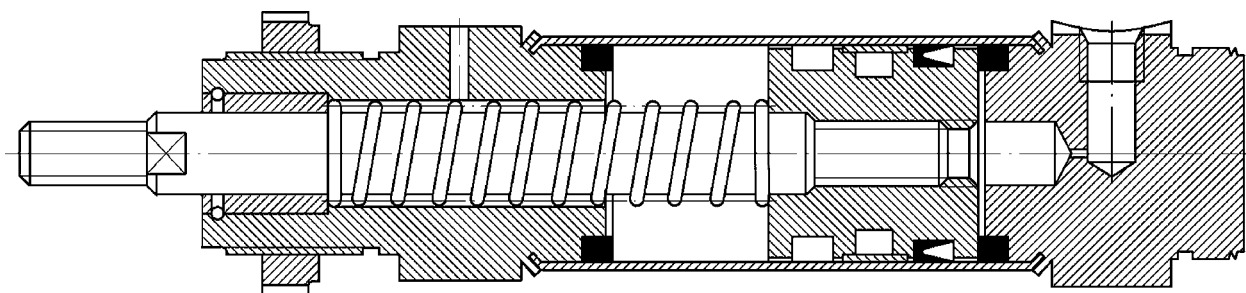


图 4-3 单活塞杆单作用气缸

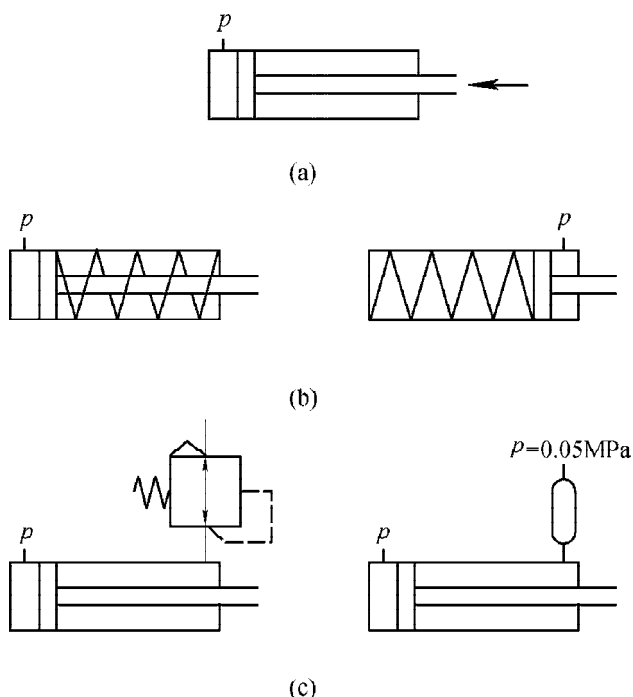


图 4-4 单作用气缸复位原理

(a) 外力复位; (b) 弹簧复位;
(c) 气压复位

单作用气缸有预缩型和预伸型两种。预缩型为压缩空气推动活塞,使活塞杆伸出,靠复位力使活塞杆退回。预伸型为压缩空气推动活塞,使活塞杆退回,靠复位力使活塞杆伸出。

4.1.2.1.1 缸筒

一般采用圆筒形结构,目前已广泛采用方形、矩形的异型管材及用于防转气缸的矩形或椭圆孔的异型管材。缸筒材料采用冷拔拉制的钢管、铝合金管、不锈钢管、铜管和工程塑料管。中小型气缸大多用铝合金管和不锈钢管,开关气缸的缸筒要求用非导磁材料。用于冶金、汽车等行业的气缸一般采用冷拔精拉钢管,也有用铸铁管的。

为抵抗活塞运动的磨损,材料表面应有一定的硬度。钢管的内表面需镀铬、珩磨,镀层厚度 0.02 mm。铝合金管需硬质阳极氧化处理,表面硬度 ≥ 38 kPa,硬氧膜层厚度

30~50 μm 。缸筒与活塞动配合精度 H9 级,圆柱度允差 $(0.02\sim0.03)/100$,表面粗糙度 $R_a 0.2\sim0.4 \mu\text{m}$,缸筒两端对内孔轴线的垂直度允差 0.05~0.1 mm。气缸筒应能承受 1.5 倍最高工作压力条件下的耐压试验。

缸筒壁厚可根据薄壁筒的计算公式计算:

$$b \geq \frac{pD}{2[\sigma]}$$

式中 b ——缸筒壁厚(cm);

D ——缸筒内径(cm);

p ——缸筒承受的最大气压力(MPa);

$[\sigma]$ ——缸筒材料的许用应力(MPa)。

缸筒壁厚的实际取值,对于一般用途气缸约取计算值的 7 倍,重型气缸约取计算值的 20 倍,再圆整到标准管材尺寸。

4.1.2.1.2 活塞

压缩空气作用在活塞面上产生推力做功,并在缸筒内滑动。活塞材料应具有足够的强度和良好的滑动性能,特别是耐磨性和不发生“咬缸”现象。活塞的宽度与密封圈的数量、导向环的形式等因素有关,从使用上来讲,活塞的滑动面小容易引起早期磨损。一般活塞宽度约为缸径的 20%~25%。

4.1.2.1.3 活塞杆

活塞杆是用来传递力的零件,要求能承受拉伸、压缩、振动等负载,表面耐磨,不发生锈蚀,一般选用碳钢、精轧不锈钢等材料。钢材表面需镀铬及调质热处理。

气缸使用时必须注意活塞杆的强度问题。

- (1) 由于活塞杆头部螺纹连接处受惯性负载的冲击而遭受破坏。
- (2) 承受推力负载时,应注意细长杆的压杆稳定性问题。
- (3) 气缸水平安装时,活塞杆伸出因自重引起的活塞杆头部下垂的问题。

4.1.2.1.4 导向套

导向套的作用是用作活塞杆往复运动时导向,应具有良好的滑动性能,能承受由于活塞杆受负载时引起的弯曲、振动及冲击。常用聚四氟乙烯复合材料和复合树脂材料,及铜颗粒烧结的含油轴承材料。导向套内径尺寸容许公差取 H8,表面粗糙度 $R_a 0.4 \mu\text{m}$ 。

4.1.2.1.5 密封

1) 缸盖和缸筒联接的密封 一般采用 O 形密封圈安装在缸盖和缸筒配合的沟槽内;有时也采用橡胶等平垫圈安放在联结止口上,构成平面密封。

2) 活塞的密封 活塞有两处地方需密封,一处是活塞与缸筒之间的动密封,除了用 O 形密封圈和唇形密封圈外,也有用 W 形密封。它是把活塞与橡胶硫化成一体的一种密封结构,W 形密封是双向密封,轴向尺寸小。另一处是活塞与活塞杆连接处的静密封,一般用 O 形密封圈。

3) 活塞杆的密封 在缸盖的沟槽里放置唇形密封圈和防尘密封圈,或防尘组合密封圈,保证活塞杆往复运动时的密封和防尘。以上见图 4-5。

4) 缓冲柱塞的密封 有两种方法:一种是在缓冲柱塞的沟槽里安放孔

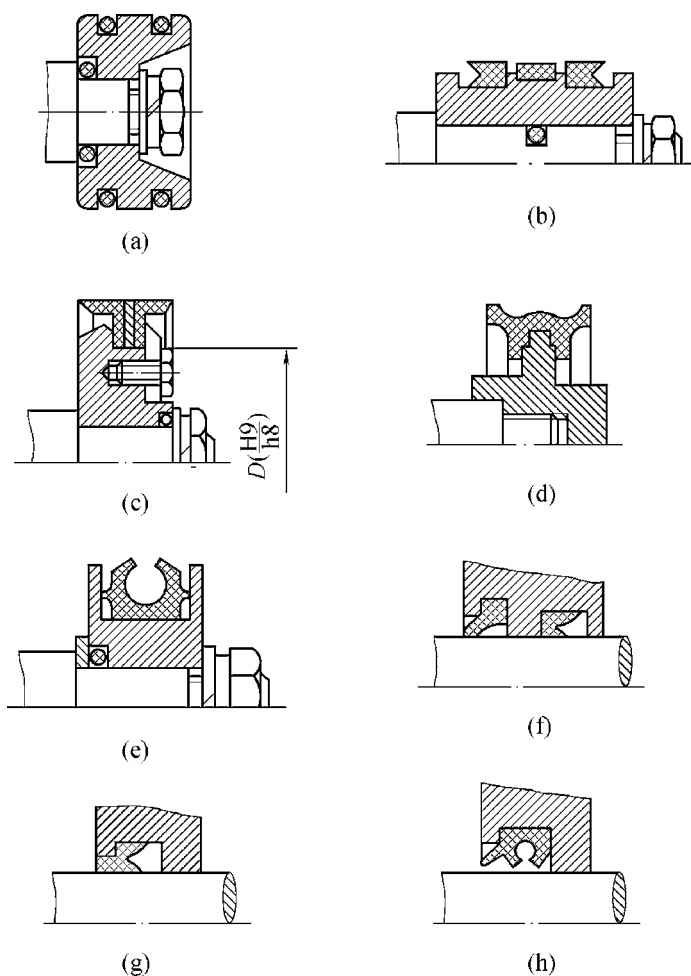


图 4-5 气缸常用密封结构

- (a)~(c) 活塞密封; (f)~(h) 活塞杆密封
 (a) O 形密封圈; (b) 带导向环的 Y 形密封圈; (c) L 形密封圈; (d) M 形密封圈; (e) C 形密封圈;
 (f) Y 形密封圈, 无骨架防尘圈; (g) 组合防尘圈;
 (h) 无给油组合防尘圈

用唇形密封圈,另一种是在缸盖上压入气缸缓冲专用密封圈。它是在圆形钢盖上硫化了一个唇形密封圈构成。这种缓冲专用密封圈的缓冲性能比前者好。近年出现的浮动缓冲密封结构,它是在缸盖上浮置了一个唇形密封圈。当缓冲柱塞进入缓冲后,浮置的唇形密封圈能随缓冲柱塞移动一小段距离。采用这种浮动密封结构,能降低对气缸零件加工和安装的同心度要求,保证缓冲的密封性能。

4.1.2.2 规格、参数

4.1.2.2.1 缸径

缸径的标准系列尺寸为:8、10、12、16、20、25、32、40、50、63、80、100、125、160、200、250、320、400 等。

4.1.2.2.2 行程

气缸活塞行程系列按照优先次序分成三个等级顺序选用。第一优先系列为 25、50、80、100、125、200、250、320、400、500、630、800、1 000、1 250、1 600、2 000、2 500、3 200、4 000。

行程允差见表 4-1。

表 4-1 公称行程允差 (mm)

缸 径	行 程	允 差	缸 径	行 程	允 差
32	≤ 500	+2.0 0	80、100	≤ 500	+4.0 0
40、50	≤ 500	+3.2 0	125、160	≤ 500	+4.0 0
63	≤ 500	+2.5 0	200、250、320	≤ 1 250	+5.0 0

注:缸径 8~25 mm 的气缸,行程 ≤ 100 mm 时,允差为 $+1.5_0^+$,行程 > 100 mm 时,由供需双方商定。

4.1.2.2.3 活塞杆外径

常用中小型气缸活塞杆外径尺寸系列见表 4-2。

4.1.2.2.4 活塞杆螺纹

常用中小型气缸活塞杆螺纹尺寸见表 4-2。

表 4-2 常用中小型气缸尺寸参数

缸 径	活塞杆外径	活塞杆螺纹	气口螺纹	标准行程
12	6	M6	M5	
16	6	M6	G1/8	
20	8	M8	G1/8	10、25、40
25	10	M10 × 1.25	G1/8	50、80、100
32	12	M10 × 1.25	G1/8	125、160、200
40	16	M12 × 1.25	G1/4	250、320
50	20	M16 × 1.5	G1/4	400、500
63	20	M16 × 1.5	G3/8	
80	25	M20 × 1.5	G3/8	
100	25	M20 × 1.5	G3/8	
125	32	M27 × 2	G1/2	

4.1.2.3 工作特性

4.1.2.3.1 压力—位移特性

气缸的压力—位移特性是指气缸活塞在运动过程中腔室里的气体压力和活塞位移随时间变化的关系,如图 4-6 所示。

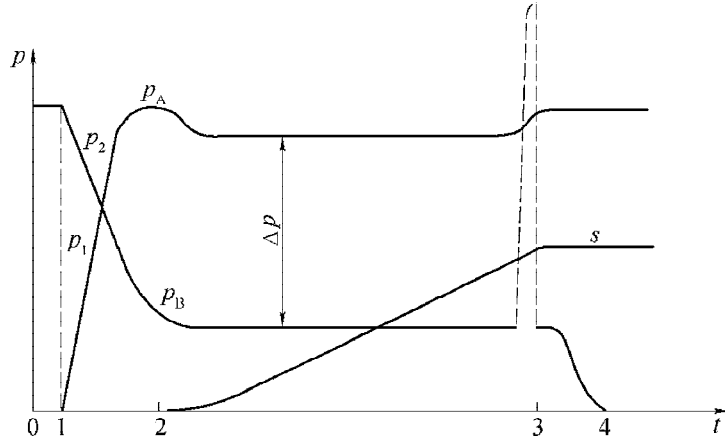


图 4-6 压力—位移特性

初始状态时,气缸处于退回位置(指活塞杆处在退回的终端位置),无杆腔内的气压 p_A 为大气压,有杆腔内的气压 p_B 为工作气压。当换向阀切换换向后(图 4-6,点 1),无杆腔和气源接通,气体以高速向无杆腔快速充气,并很快上升至气源压力;而有杆腔开始向大气排气。若无杆腔和有杆腔的压力差 $p_A - p_B = \Delta p$ 超过活塞起动的最小压差,活塞就开始移动(图 4-6,点 2)。由图可见,一旦活塞起动,无杆腔中的压力就有所下降,主要原因是活塞和气缸缸筒内壁之间的摩擦阻力由静摩擦力变为动摩擦力而有较大的减小,活塞运动在起始段开始加速,见图 4-6 位移 s 曲线。若活塞在运动过程中负载保持恒定,那末活塞两侧的压力差使活塞匀速向前运动,直至行程终端(图 4-6,点 3),无杆腔再次急剧上升到气源压力,与此同时,有杆腔压力快速下降至大气压力(图 4-6,点 4)。

对于缓冲气缸来说,活塞行程进入到缓冲行程时,有杆腔的排气通路受阻,缓冲装置起作用, p_B 瞬时增大,如图 4-6 虚线所示,随后降至大气压力。

图 4-6 所示为气缸典型的压力—位移曲线。实际上气缸两腔室的压力差大小、位移曲线的形状,与气缸的负载(外负载、摩擦阻力的总称)性质、大小及工作压力、缸径和行程等多种因素有关。气缸水平安装时,活塞速度的理论公式为:

$$m \frac{dv}{dt} = p_A A_1 - p_B A_2 - F_f - F \quad (4-1)$$

式中 m ——运动部件总质量(kg);

v ——活塞运动速度(m/s);

p_A ——气缸无杆腔内的气体压力(kPa);

p_B ——气缸有杆腔内的气体压力(kPa);

A_1 ——气缸无杆腔侧活塞的有效面积(m²);

A_2 ——气缸有杆腔侧活塞的有效面积(m²);

F_f ——可动部件的摩擦阻力(N);

F ——作用在活塞杆上的轴向负载力(N)。

建立了气缸运动的数学模型后,利用相应的初始条件和边界条件,通过数值积分就能求得气缸的速度关系曲线 $v(t)$ 和位移曲线 $s(t)$ 。

4.1.2.3.2 速度特性

1) 气缸速度的概念 气缸活塞在整个运动过程中,有杆腔和无杆腔不断进行充气 and 排气,且因空气介质有压缩性,要使气缸活塞在全行程中保持等速是困难的。通常所说的气缸速度是指气缸活塞运动的平均速度,如普通气缸的速度范围为 $50 \sim 500 \text{ mm/s}$,就是气缸活塞在全行程范围内的平均速度。

2) 气缸的爬行 在气动系统中,气缸的运动速度常需要调节,而调节气缸速度最简单

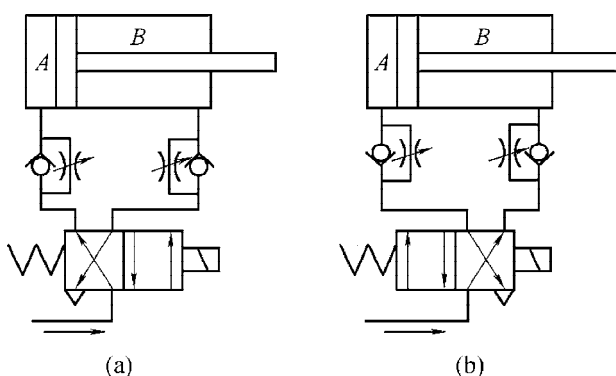


图 4-7 气缸的节流调速原理

(a) 进气节流; (b) 排气节流

的方法是在气缸的进气口和排气口安装单向节流阀(速度控制阀),控制进排气口的气体流量,就可以改变活塞运动的速度,这种方法又称为节流调速,如图 4-7 所示。其中,图 4-7(a)称为进气节流,图(b)称为排气节流。

值得注意的是,若采用图 4-7(a)所示的进气节流调速时,气缸容易产生“爬行”现象,其原因是由于采用进气节流而导致进气流量少,排气流量大。如以活塞杆伸出为例,则此时气缸有杆腔内的气体压力很快降低,而无杆腔内的气体压力上升较慢,当两腔的压力差刚好克服各种阻力负载时,活塞就向前运动,但由于此时无杆腔容积变化增加较大,而供气量不足,致使无杆腔中的空气压力又进一步下降,可能使活塞两侧的压力差产生的作用力小于负载,此时活塞就停止前进,直到无杆腔继续进气,活塞重新开始向前运动。这种使活塞产生“忽停忽走”或“忽快忽慢”的运动现象称为气缸的“爬行”。故通常在气缸的调速回路中一般不采用进气节流,而选用排气节流的调速方法。

3) 气缸的“自走” 在气缸的运动过程中,当外界负载变化较大时,即使采用排气节流调速也难以使气缸速度平稳。这是因为负载变化时,空气的压缩性使气缸两腔室内的压力差随之变化而引起平衡破坏,为了达到新的平衡,只能依靠两腔室内气体的膨胀或压缩来进行自动调节。例如当外界负载突然增大时,引起气缸活塞杆不但不前进,反而后退;若负载突然减小时,亦能引起气缸活塞前移。这种由于负载突然变化而引起气缸速度变化的现象称为“自走”。要消除气缸的“自走”现象,可借助于气液联动调速的方法解决。

4.1.2.4 气缸的计算

4.1.2.4.1 理论输出力

普通双作用气缸的理论推力为

$$F_o = \frac{\pi}{4} D^2 p, (\text{N}) \quad (4-2)$$

式中 D ——缸径(m);

p ——气缸的工作压力(Pa)。

其理论拉力 F_o 为

$$F_o = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)p \quad (4-3)$$

式中 d ——活塞杆直径,估算时可令 $d = 0.3D$ 。

普通单作用气缸(预缩型)的理论推力为

$$F_o = \frac{\pi}{4}D^2p - F_{t2} \quad (4-4)$$

其理论拉力为

$$F_o = F_{t1} \quad (4-5)$$

普通单作用气缸(预伸型)的理论推力为

$$F_o = F_{t1} \quad (4-6)$$

其理论拉力为

$$F_o = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)p - F_{t2} \quad (4-7)$$

式中 D ——缸径(m);

d ——活塞杆直径(m);

p ——工作压力(Pa);

F_{t1} ——单作用气缸复位弹簧的预紧力(N);

F_{t2} ——复位弹簧的预压缩量加行程所产生的弹簧力(N)。

4.1.2.4.2 实际输出力

气缸未加载时实际所能输出的轴向力,受到气缸活塞和活塞杆本身的摩擦力影响(如活塞和缸筒之间的摩擦、活塞杆和前缸盖之间的摩擦),用气缸效率 η 表示,如图 4-8 气缸效率曲线所示。气缸的效率 η 与气缸的缸径 D 和工作压力 p 有关。缸径增大,工作压力提高,则气缸效率 η 增加。在气缸缸径增大时,在同样的加工工艺条件、气缸结构条件下,活塞运动的摩擦力在气缸的理论输出力中所占的比例明显地减小了,即效率提高了。一般气缸的效率在 0.7~0.95 范围之内。

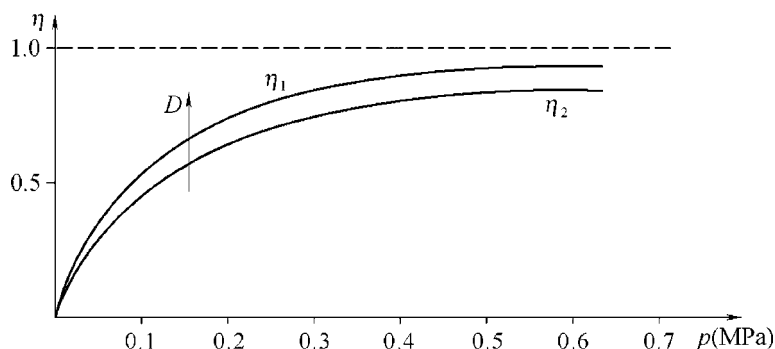


图 4-8 效率曲线

普通双作用气缸的实际输出推力为

$$F_e = \frac{\pi}{4}D^2p \cdot \eta \quad (4-8)$$

实际输出拉力为

$$F_e = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)p \cdot \eta \quad (4-9)$$

普通单作用气缸的实际推力为

$$F_e = \frac{\pi}{4}D^2 p \cdot \eta - F_t \quad (4-10)$$

4.1.2.4.3 负载率 α

从对气缸特性研究知道,要精确确定气缸的实际输出力是困难的,于是在研究气缸的性能和选择确定气缸缸径时,常用到负载率 α 的概念。气缸负载率 α 的定义是:

$$\text{负载率 } \alpha = \frac{\text{气缸的实际负载 } F}{\text{气缸的理论输出力 } F_o} \times 100\%$$

气缸的实际负载是由工况所决定的。若确定了气缸负载率 α ,则由定义就能确定气缸的理论输出力 F_o ,从而可以计算出气缸的缸径。气缸负载率 α 的选取与气缸的负载性能及气缸的运动速度有关,参见表 4-3。阻性负载是指不产生惯性力的静负载,如气缸用作气动夹具夹持的负载就是阻性负载。而惯性负载是指产生惯性力的动负载,如气缸用来推送工件,负载将产生惯性力。

表 4-3 气缸的运动状态和负载率

阻性负载(静负载)	惯性负载的运动速度 v		
	$< 100 \text{ mm/s}$	$100 \sim 500 \text{ mm/s}$	$> 500 \text{ mm/s}$
$\alpha \leq 0.8$	≤ 0.65	≤ 0.5	≤ 0.35

4.1.2.4.4 缸径 D 的计算

由已知气缸所带的负载、运动状态及工作压力,就可以进行气缸缸径 D 的计算和选用。缸径计算步骤如下:

1) 根据气缸所带的负载,计算气缸的轴向负载力 F 。常见负载实例见图 4-9。

2) 由气缸的平均速度来选定气缸的负载率 α ,见表 4-3 所列。气缸的运动速度越高,负载率应选得越低。

3) 若系统工作压力为 0.6 MPa 时,气缸的工作压力计算时一般选为 0.4 MPa。这是由于气缸工作时气缸腔室里的压力受到管路充放气以及气缸速度的影响,不可能达到系统工作压力。当然,系统工作压力低于 0.6 MPa,计算时工作压力也作相应的调整。

4) 由气缸的理论输出力计算公式(见表 4-4)、负载率 α 及工作压力 p 即能计算出缸径。由计算的缸径再圆整到标准缸径。

表 4-4 气缸理论输出力 F_o 的计算公式

形 式	双作用气缸	单 作 用 气 缸	
		预缩型	预伸型
推 力	$\frac{\pi}{4}D^2 p$	$\frac{\pi}{4}D^2 p - F_{t2}$	F_{t1}
拉 力	$\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)p$	F_{t1}	$\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)p - F_{t2}$

活塞杆直径取 $d = 0.3D$

通常缸径计算到此结束,但若气缸的缓冲性校核(查图 4-10)不符合要求,应重新选择缸径或采取外部缓冲措施,如液压缓冲器、缓冲回路等以保证气缸的缓冲性能。

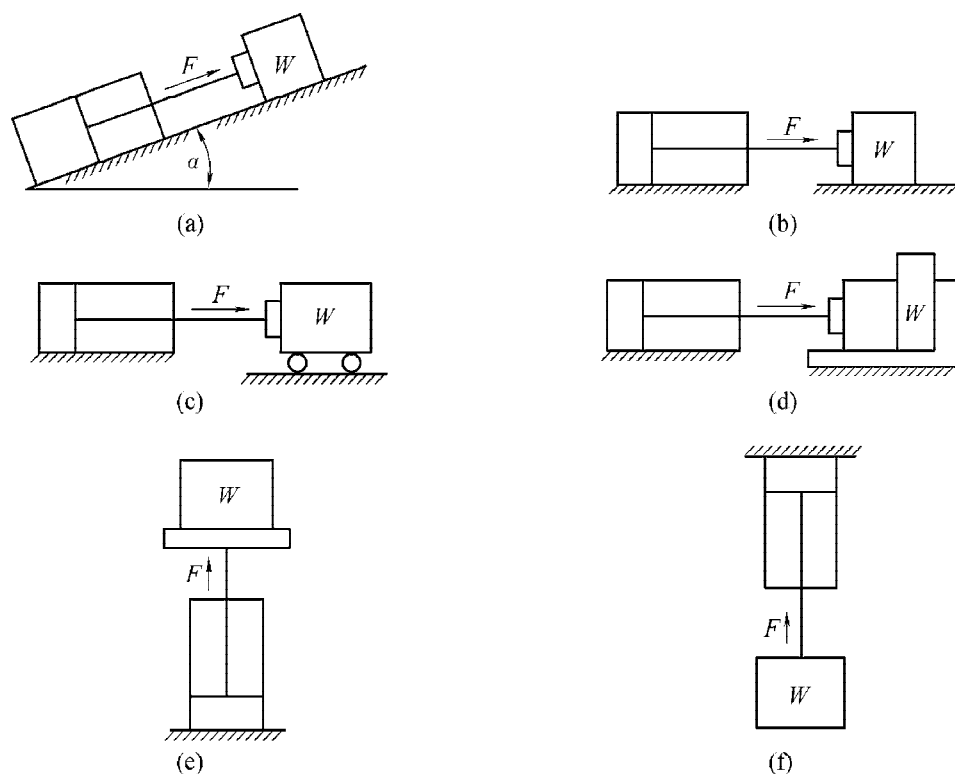


图 4-9 气缸轴向负载力

(a) 斜面; (b) 水平导轨; (c) 滚动; (d) 夹具夹紧; (e) 提升; (f) 气吊

例 4-1 如图 4-9b,用气缸推动工件在导轨上移动。已知工件等运动件总质量 $m = 240 \text{ kg}$, 工件与导轨间的摩擦系数 $\mu = 0.25$, 气缸行程 300 mm , 动作时间 1 s , 工作压力 $p = 0.4 \text{ MPa}$, 试选定缸径。

解 气缸的轴向负载力

$$F = \mu mg = 0.25 \times 240 \times 9.8 = 588 \text{ N}$$

气缸的平均速度

$$v = \frac{s}{t} = 300/1 = 300 \text{ mm/s}, \text{按表 4-3 选负载率 } \beta = 0.5.$$

气缸的理论输出力

$$F_o = \frac{F}{\beta} = 588/0.5 = 1176 \text{ N}$$

查表 4-4, 双作用气缸用作推力时缸径

$$D = \sqrt{\frac{4F_o}{\pi p}} = \sqrt{\frac{4 \times 1176}{\pi \times 0.4}} = 61.2(\text{mm})$$

故选取双作用气缸的缸径为 63 mm 。

4.1.2.4.5 活塞杆的长度限制和挠度

1) 长度限制 气缸的活塞行程越长,则活塞杆伸出的距离也越长。对于长行程气缸,

活塞杆的长度是受条件限制的。若在活塞杆上承受的轴向力负载达到极限力之后,活塞杆就会出现压杆不稳定现象,发生弯曲变形。因此,必须进行活塞杆的稳定性验算,其稳定条件为

$$F \leqslant \frac{F_k}{n_k} \quad (4-11)$$

式中 F ——活塞杆承受的最大轴向压力(N);

F_k ——纵向弯曲极限力(N);

n_k ——稳定性安全系数,一般取 1.5~4。

极限力 F_k 不仅与活塞杆材料、直径、安装长度有关,还与气缸的安装支承条件决定的末端因素 m (表 4-5)有关。

当细长比 $L/k \geqslant 85\sqrt{m}$ 时(欧拉公式)

$$F_k = \frac{m\pi^2 EJ}{L^2} \quad (4-12)$$

式中 m ——末端因数;

E ——材料弹性模量,钢材 $E = 2.1 \times 10^{11}$ (Pa);

J ——活塞杆横截面惯性矩(m^4);

$$\text{空心圆杆 } J = \frac{\pi(d^4 - d_0^4)}{64}$$

$$\text{实心圆杆 } J = \frac{\pi d^4}{64}$$

d ——活塞杆直径;

d_0 ——空心活塞杆内径;

L ——气缸的安装长度(m)。

当细长比 $L/k < 85\sqrt{m}$ 时(戈登-兰肯公式)

$$F_k = \frac{fA}{1 + \frac{\alpha}{m} \left(\frac{L}{k} \right)^2} \quad (4-13)$$

式中 f ——材料抗压强度,钢材 $f = 4.8 \times 10^8$ (Pa);

A ——活塞杆横截面积(m^2);

$$\text{空心圆杆 } A = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_0^2)$$

$$\text{实心圆杆 } A = \frac{\pi}{4}d^2$$

α ——实验常数,钢材 $\alpha = \frac{1}{5\,000}$;

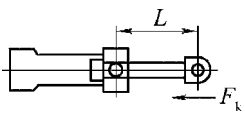
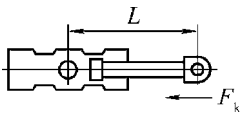
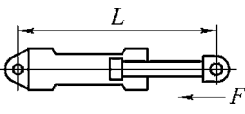
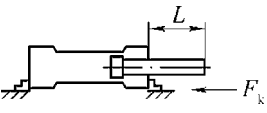
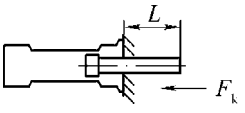
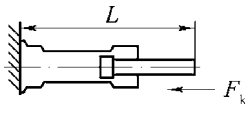
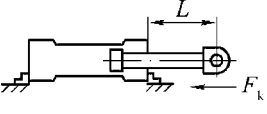
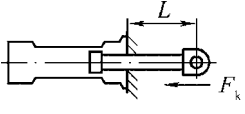
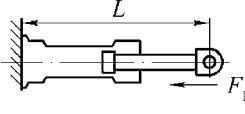
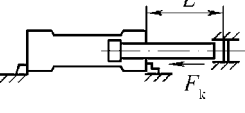
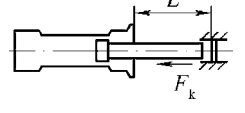
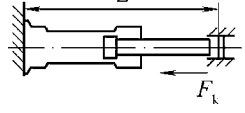
k ——活塞杆横截面回转半径(m);

$$\text{空心圆杆 } k = \frac{\sqrt{d^2 - d_0^2}}{4}$$

$$\text{实心圆杆 } k = \frac{d}{4}$$

对于制造厂来说,按照上式可计算出气缸系列(缸径、活塞杆直径已确定)在最差的安装条件下,在最大理论输出力时的最大安全行程(不是安装长度)。安全行程是指气缸活塞杆在满足活塞杆的弯曲稳定性条件的行程。安装长度是气缸安装时的支承点至活塞杆端伸出之间的距离。用户可按实际使用条件验算气缸活塞杆的稳定性。若计算出的极限力 F_k 不能满足稳定性条件要求,则需更改气缸参数重新选型,或者与制造厂协商解决。也就是说,选用长行程气缸时需考虑活塞杆的弯曲稳定性,活塞杆所带负载应小于弯曲失稳时的临界压缩力(取决于活塞杆直径和行程)。

表 4-5 安装长度 L 与末端因数 m

安装方式	简 图		
铰支—铰支 $m = 1$			
固定—自由 $m = 1/4$			
固定—铰支 $m = 2$			
固定—固定 $m = 4$			

2) 挠度 活塞杆水平伸出时为悬臂梁,其头部因自重下垂所产生的挠度由下式计算

$$\delta = \frac{qs^4}{8EJ} \quad (4-14)$$

式中 δ ——挠度(cm);

s ——活塞杆伸出长度(cm);

E ——材料横向弹性模量(Pa);

J ——活塞杆横截面惯性矩(cm^4);

$$\text{空心圆杆 } J = \frac{\pi}{64}(d^4 - d_0^4)$$

$$\text{实心圆杆 } J = \frac{\pi}{64}d^4$$

d ——活塞杆直径(cm^2);

d_0 ——空心活塞杆内径(cm^2);

q ——活塞杆 1 cm 长的当量质量(kg)。

4.1.2.4.6 缓冲性能计算

为防止气缸活塞运动到行程终端位置时撞击缸盖,气缸内部必须采用缓冲装置。通常缸径小于 16 mm 的气缸采用弹性缓冲垫,缸径大于 16 mm 的气缸采用气垫缓冲结构。这里讨论的是气垫缓冲。

气缸的缓冲装置由缓冲柱塞、节流阀和缓冲腔室等构成,如图 4-10 所示。气垫缓冲的

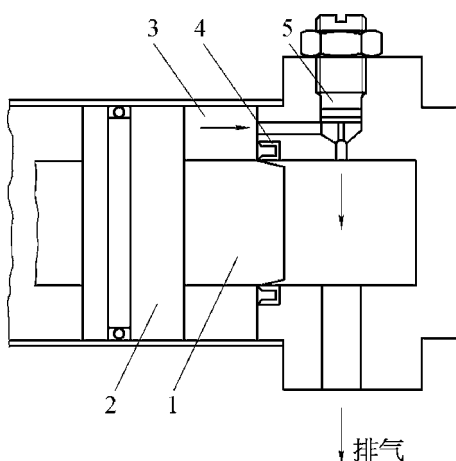


图 4-10 缓冲结构

1—缓冲柱塞;2—活塞;3—缓冲腔室;
4—缓冲密封圈;5—节流阀

工作原理是,在活塞高速向右运动时,活塞右腔内的空气经缸盖柱塞孔和进排气口排向大气。在气缸活塞杆行程进入终端前,缓冲柱塞依靠缓冲密封圈将缸盖柱塞孔堵住。于是,封闭在活塞和缸盖之间环形腔室内的空气只能通过节流阀排向大气。由于节流阀流通面积很小,环形腔室内的空气在运动活塞的压缩下背压升高形成气垫作用,迫使活塞迅速减速,最后停下来。改变节流阀的开度,就可以调节缓冲速度。

从缓冲柱塞封闭柱塞孔起,到活塞停下来为止,活塞所走的行程称为缓冲行程。缓冲装置就是利用形成的气垫(即产生背压阻力)和节流阻尼来吸收活塞运动产生的能量,达到缓冲的目的。

为了达到缓冲作用,缓冲腔室内的空气绝热压缩所能吸收的压缩能 E_p 必须大于活塞等运动部件所具有的动能 E_d ,即 $E_p \geq E_d$ 。

$$E_p = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4-15)$$

$$E_d = \frac{1}{2} m v^2 \quad (4-16)$$

式中 p_1 ——绝热压缩开始时缓冲腔室内的绝对压力(Pa);

p_2 ——绝热压缩结束时缓冲腔室内的绝对压力(Pa);

V_1 ——绝热压缩开始时缓冲室内的容积(m^3);

m ——活塞等运动部件的总质量(kg);

v ——缓冲开始前活塞的运动速度(m/s);

k ——空气绝热指数, $k = 1.4$ 。

若 $E_p \geq E_d$, 则认为气缸缓冲装置能起到缓冲作用。反之,则不能满足缓冲要求,此时应采取一定措施,如在气缸外部安装缓冲器来满足缓冲要求。

式(4-15)中,若忽略了腔室的死容积,则缓冲容积为

$$V_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_1^2) \cdot l \quad (4-17)$$

式中 D ——气缸缸径(m);

d_1 ——缓冲柱塞直径(m);

l ——缓冲柱塞长度(m)。

若将 $\frac{p_2}{p_1} = 5$ 、空气 $k = 1.4$ 及 V_1 代入式(4-15)得:

$$E_p = 3.19 p_1 (D^2 - d_1^2) l \quad (4-18)$$

式(4-18)是气缸缓冲装置所能吸收的缓冲能量的计算公式。表 4-6 所列是国产气缸常用柱塞直径和缓冲长度。图 4-11 所示为普通缓冲气缸所能吸收的动能。

表 4-6 气缸常用柱塞直径和缓冲长度 (mm)

缸 径	柱塞直径	缓冲长度	缸 径	柱塞直径	缓冲长度
32	16	10~15	80	30	20~25
			100	32	
40	20	15	125	38	25~30
50	24	20	160~200	55	25~30
63	25		250~300	63	30~35

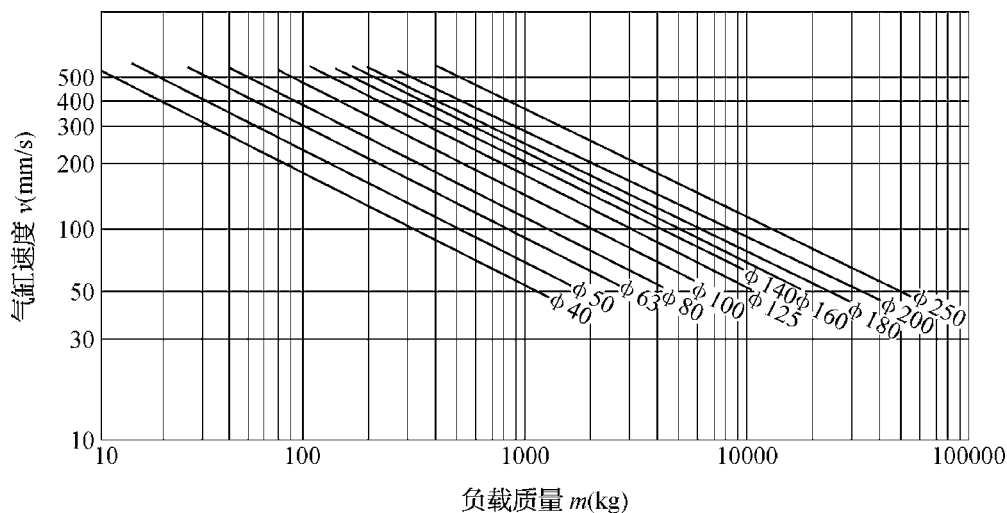


图 4-11 普通缓冲气缸所能吸收的动能

最后要说明,对于气缸之所以要讨论缓冲性能及其计算,是因为要防止气缸运动到行程末端时撞击缸盖。若活塞在末端处于静止状态时,无论加了多大的气压(能)都不必担心其会撞击缸盖(除强度问题外)。同样,气缸运动过程中所有出现的摩擦力(能)、重力(能)等的影响,都已反映在活塞运动的速度上,也就是说,气缸运动的速度决定于作用在活塞两侧的压力差 Δp 产生的作用力的大小。因此,气缸缓冲计算时,只要考虑气缸运动的动能,而无须计算活塞上作用的气压能、重力能及摩擦能。

4.1.2.4.7 耗气量

气缸的耗气量是指气缸往复运动时所消耗的压缩空气量。耗气量大小与气缸的性能无关,但它是选择空压机排气量的重要依据。

1) 最大耗气量 $q_{\max}$ 是指气缸活塞完成一次行程所需的耗气量,其计算公式如下:

$$q_{\max} = 0.047 D^2 s \frac{p + 0.1}{0.1} \cdot \frac{1}{t} \quad (4-19)$$

式中 $q_{\max}$ ——最大耗气量[l/min(ANR)];

D ——缸径(cm);
 s ——气缸行程(cm);
 t ——气缸一次往复行程所需的时间(s);
 p ——工作压力(MPa)。

2) 平均耗气量 是由气缸内部容积和气缸每分钟的往复次数算出的耗气量平均值,其计算公式如下:

$$q = 0.001\,57ND^2s\frac{p+0.1}{0.1} \quad (4-20)$$

式中 q ——平均耗气量[L/min(ANR)];

N ——气缸每分钟的往复次数。

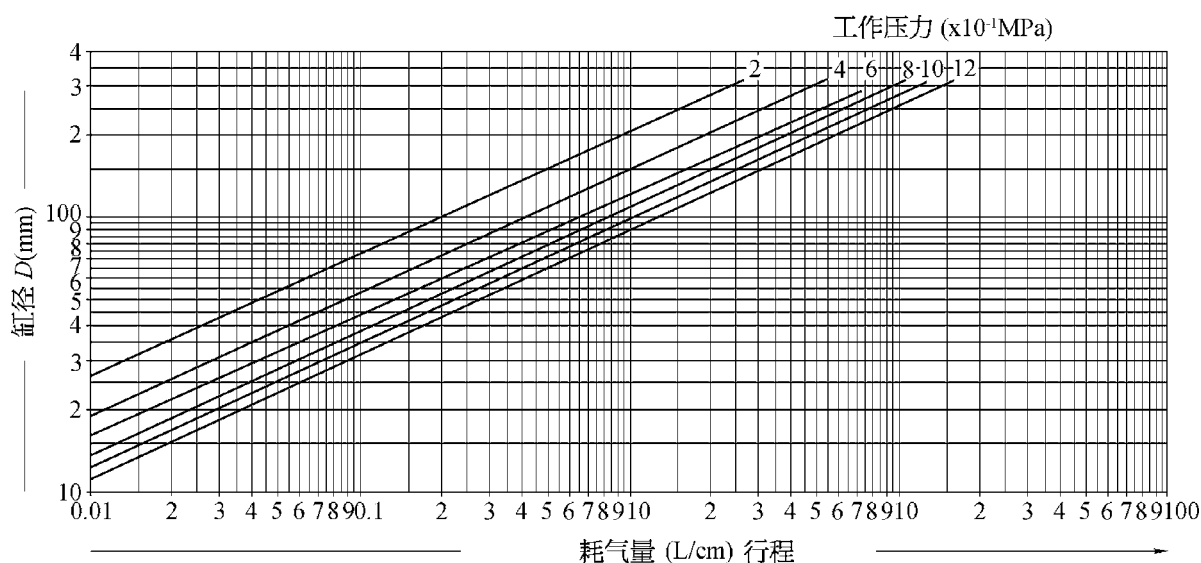


图 4-12 耗气量计算曲线图

图 4-12 所示为耗气量计算曲线图,表示了耗气量与工作压力和缸径之间的关系。耗气量用单位行程 cm 的当量耗气量表示。

例 4-2 有一缸径为 50 mm 的普通型双作用气缸,活塞杆直径 20 mm,行程 500 mm,工作压力 0.45 MPa。

求:耗气量

解 首先确定选定的缸径处的横线与工作压力处直线之间的交点,然后确定耗气量,但所读的值必须乘以气缸的行程(cm)。

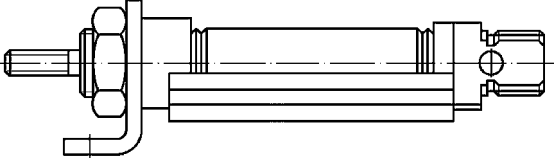
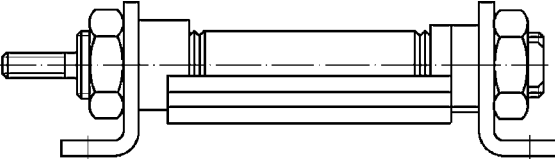
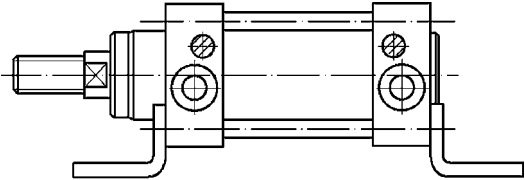
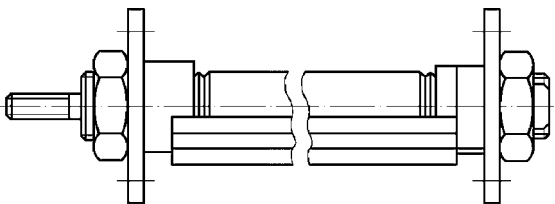
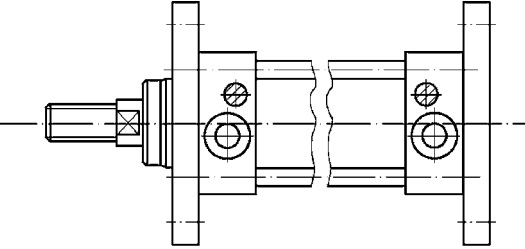
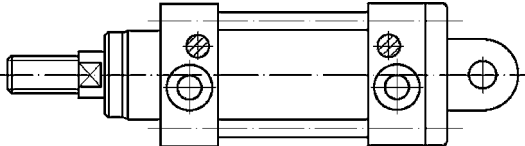
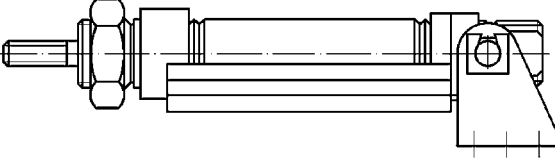
这里,对于无杆腔的耗气量近似为 $0.09\text{ L/cm} \times 50\text{ cm} = 4.5\text{ L}$ 。对于有杆腔,计算耗气量时,还应在行程体积中减去活塞杆的体积。若活塞杆直径为 20 mm,其对应的耗气量应近似为 $0.014\text{ L/cm} \times 50\text{ cm} = 0.7\text{ L}$ 。因此,有杆腔实际的耗气量为 3.8 L,则气缸一次往复行程总耗气量为 8.3 L。

利用上述公式计算的耗气量仅为近似值,因为有时气缸腔室内的气体并没有完全排放掉(特别是高速状态下),实际所需耗气量可能低于曲线图上所读的数据。

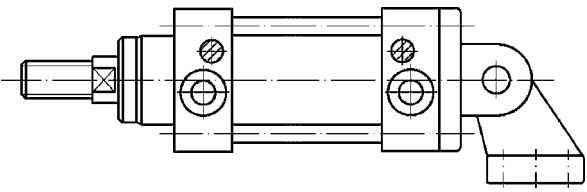
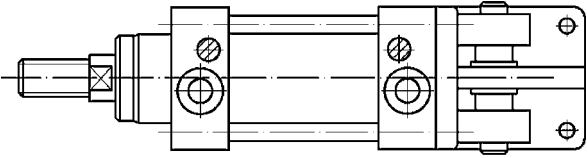
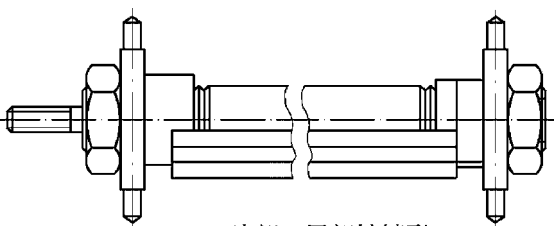
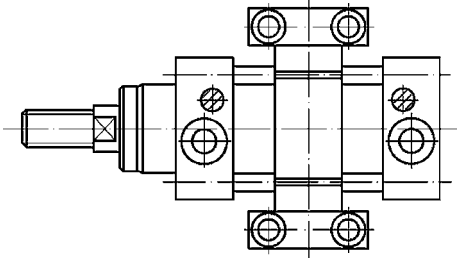
4.1.2.5 安装方式

气缸的安装方式,如表 4-7 及附图所示

表 4-7 气缸的安装方式

类 型	安 装 方 式	说 明
基本型		- 不带安装附件 - 安装时根据所选用的安装方式选配固定螺栓
脚架型	 (a) 脚架型  (b) 脚架型  (f) 脚架型	- 带脚架安装附件 - 用于负载作水平方向直线运动的场合
法兰型	 (c) 前后法兰型  (g) 前后法兰型	- 带法兰,可垂直安装 - 用于负载作垂直方向直线运动的场合
耳环型	 (h) 单耳环型(I型)  (e) 球铰耳环型	- 带有单耳环型(I型)或双耳环型安装附件 - 用于负载作摆动的场合

(续表)

类 型	安 装 方 式	说 明
耳 环 型	 (i) 球铰耳环型  (j) 双耳环型(U型)	
轴 销 型	 (d) 头部、尾部轴销型  (k) 中间轴销型	• 带有头部、尾部和中间轴销型安装附件 • 用于负载作摆动的场合

负载作直线运动时,选用脚架型和法兰型安装方式;作摆动运动时,选用耳环型和轴销型安装方式。

4.1.3 标准气缸

标准气缸是指符合 ISO6430、ISO6431 或 ISO6432 的普通气缸。如符合我国标准 GB8103(国际标准 ISO6431)的气缸就是标准气缸。这里要说明,不同厂商生产的符合国际标准的气缸,在使用中并不完全能互换,而只有同时符合 VDMA24562 标准(德国机械工业协会)才能互换。

图 4-13 给出了某标准气缸尺寸,该气缸既符合 ISO6431 标准,也符合 VDMA24562 标准。由于 ISO6431 标准给出的尺寸 ZB 、 D_5 、 B 是一个尺寸范围,而不是一个定值。于是不同生产厂商的气缸产品,安装使用时并不能完全互换。而符合 VDMA24562 标准的气缸是可以完全互换的,这给用户的维护带来了方便。

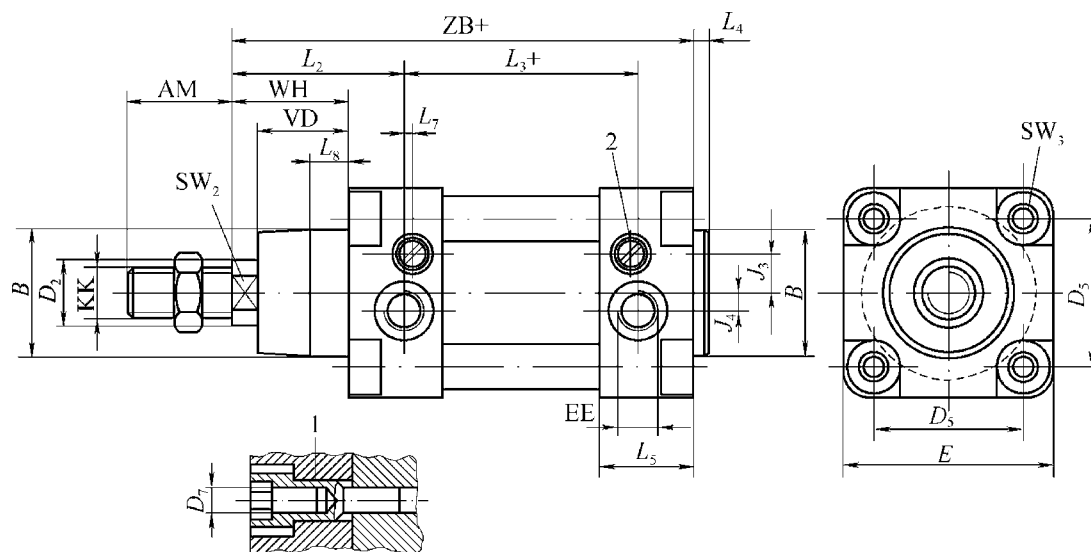


图 4-13 某标准气缸尺寸

1—带螺纹的内六角螺钉;2—终端缓冲调节螺钉;+—再加行程

4.1.4 其他各类气缸

4.1.4.1 无杆气缸

无杆气缸没有普通气缸的刚性活塞杆,它利用活塞直接或间接实现往复运动。这种气缸最大优点是节省了安装空间,特别适用于小缸径长行程的场合。

无活塞杆气缸主要有机械接触式气缸、磁性耦合气缸、绳索气缸和钢带气缸。前两种无杆气缸在气动自动化系统、气动机器人中获得了大量应用。通常把机械耦合的无杆气缸称为无杆气缸,磁性耦合的气缸称为磁性气缸。这样既不会混淆,称呼又方便。

4.1.4.1.1 结构、特点

图 4-14 所示为无杆气缸结构原理图。在气缸筒轴向开有一条槽,与普通气缸一样,在气缸两端设置了空气缓冲装置。活塞带动与负载相连的滑块一起在槽内移动,且借助缸体上的一个管状沟槽防止其产生旋转。为了防泄漏及防尘需要,在开口部采用聚氨酯密封带和防尘不锈钢带,并固定在两端盖上。

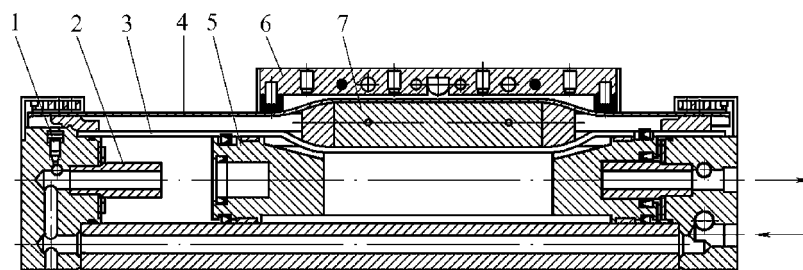


图 4-14 无杆气缸

1—节流阀;2—缓冲柱塞;3—密封带;4—防尘不锈钢带;5—活塞;6—滑块;7—管状体

这种气缸占据的空间小,不需要另外设置防转动机构,适用缸径 8~80 mm,最大行程在缸径 ≥ 40 mm 时可达 6 m。气缸运动速度可高达 2 m/s。由于负载与活塞是由在气缸槽内运动的滑块连接的,使用中应考虑滑块上所受的径向负载和轴向负载。带有导向机构的无杆气缸负载能力将大大提高,见表 4-8 为所列的某种无杆气缸的主要性能参数。

表 4-8 无杆气缸的主要性能

缸径(mm)		8	12	18	25	32	40	50	63	80
标准行程(mm)		10~1 000	10~1 500	10~1 800	10~3 000	10~3 000	10~3 000	10~3 000	10~3 000	10~3 000
理论出力(N)		30	68	153	295	483	754	1 178	1 870	3 016
无 导 向	$F_{gmax}(N)$	38	59	120	330	480	800	1 200	1 600	5 000
	$M_{lmax}(N \cdot m)$	2	4	11	20	40	40	120	120	150
	$M_{qmax}(N \cdot m)$	0.15	0.3	0.5	1	2	4	7	8	32
	$M_{vmax}(N \cdot m)$	0.3	0.5	1	3	5	8	15	24	140
有 导 向	$F_{gmax}, F_{lmax}(N)$	255	565	930	3 080	3 080	7 300	7 300	14 050	14 050
	$M_{lmax}, M_{vmax}(N \cdot m)$	3.5	9	23	85	127	330	460	910	1 545
	$M_{qmax}(N \cdot m)$	1	3	7	44.5	63	170	240	580	745

4.1.4.1.2 使用注意事项

1) 无杆气缸用脚架安装,两端脚架之间的跨度与负载有关。若实际负载超出缸的许用负载,必须增加中间支撑点,减小负载跨度,满足许用负载的要求。

2) 除了考虑许用负载因素外,还应注意作用在滑块上的轴向力矩 M_l 、径向力矩 M_q 及侧向力矩 M_v 的作用。

无杆气缸的导向装置的支承有滑动轴承和滚珠轴承两种。滑动轴承的最大速度达 1 m/s,超过此值推荐使用滚珠轴承导向装置。

3) 气缸活塞上装有永久磁环,可用来触发行程开关。行程开关能非接触检测无杆气缸的运动位置。在两侧端盖装有缓冲节流阀,调节缓冲节流阀开度以保证能稳定工作。若活塞超过规定范围,必须使用缓冲器、挡块等辅助方法将运动负载的运动速度减下来。

4) 若需用无杆气缸构成气动伺服定位系统,建议采用内置式位移传感器的无杆气缸。

4.1.4.2 磁性气缸

图 4-15 所示为一种磁性气缸。在活塞上安装了一组高磁性的稀土永久磁环,其输出力的传递靠磁性耦合,由内磁环 4 带动缸筒 11 外边的外磁环 2 与负载一起移动。特点是无外部泄漏,小型,轻量化,节省轴向空间,可承受一定的横向负载等。

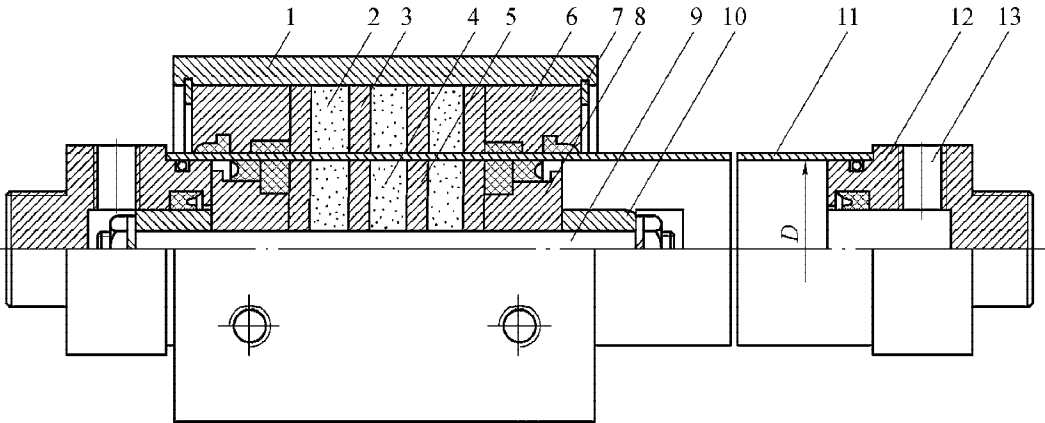


图 4-15 磁性气缸

4.1.4.3 开关气缸

开关气缸又称带磁性开关气缸,是指在气缸的活塞上置有永久磁环,利用直接安装在缸筒上的行程开关来检测气缸活塞位置的一种气缸。前述的普通气缸、标准气缸、无杆气缸及磁性气缸以及变型气缸及制动气缸、摆动气缸、滑台气缸、坐标气缸、手指气缸等各种气缸都能构成开关气缸。图 4-16 是一种开关气缸。

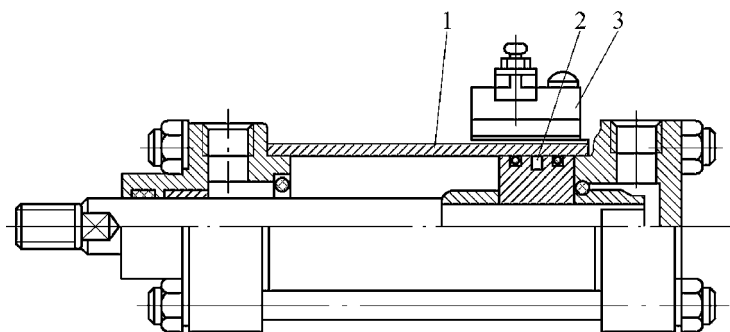


图 4-16 开关气缸

1—缸筒;2—永久磁铁;3—开关

以往,气缸行程位置的检测是在活塞杆端部设置挡块用行程机控阀来发信的。这种方法给装置设计、制造和安装带来诸多不便,而用开关气缸使位置检测方便,结构紧凑。

4.1.4.3.1 磁性开关

用于气缸发信的磁性开关有三种:电子舌簧式行程开关、气动舌簧式行程开关和非接触式行程开关。

1) 电子舌簧式行程开关(图 4-17) 行程开关内装有舌簧片、保护电路和指示灯,被合成树脂塑封在盒子内。当行程开关进入磁场(如气缸活塞上的永久磁环)时,触点闭合,行程

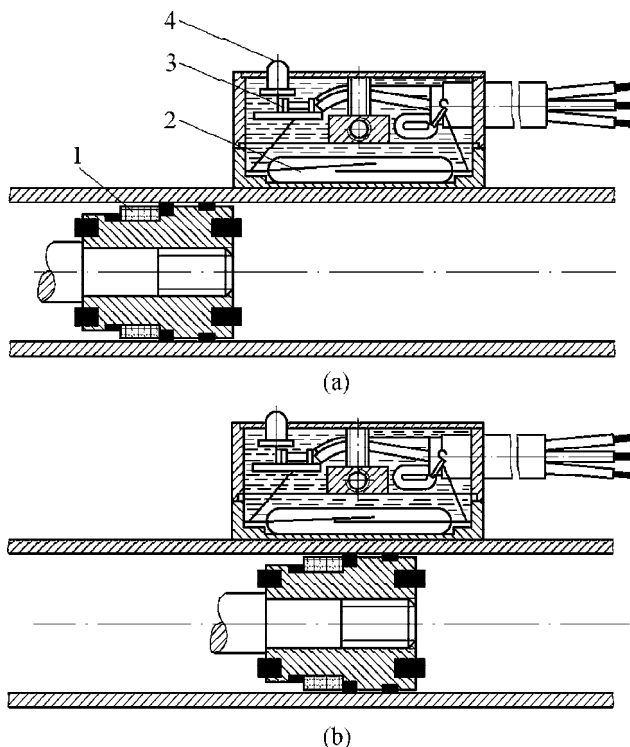


图 4-17 电子舌簧式行程开关

(a) 开关断开; (b) 开关接通

1—永久磁环;2—舌簧片;3—保护电路;4—指示灯

开关输出一个电控信号。

2) 电感式行程开关 图 4-18 所示为一种非接触式电感行程开关,它由带铁磁性屏蔽层谐振电路线圈组成。行程开关进入磁场时,屏蔽层内的磁场强度达到饱和,因此谐振电路的电流发生变化。此电流的变化经放大器转化为输出信号。

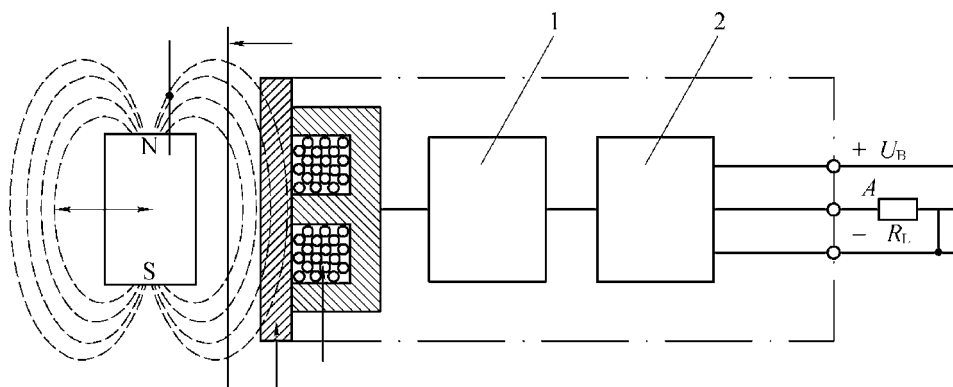


图 4-18 电感式行程开关

1—谐振电路;2—放大器

3) 气动舌簧式行程开关(图 4-19) 其原理相当于一个气动喷嘴挡板,开关里的舌簧片将输入信号 P 口的气流关断。当开关进入磁场时,舌簧片被吸合,打开气流通路, P 口流向 A 口输出。

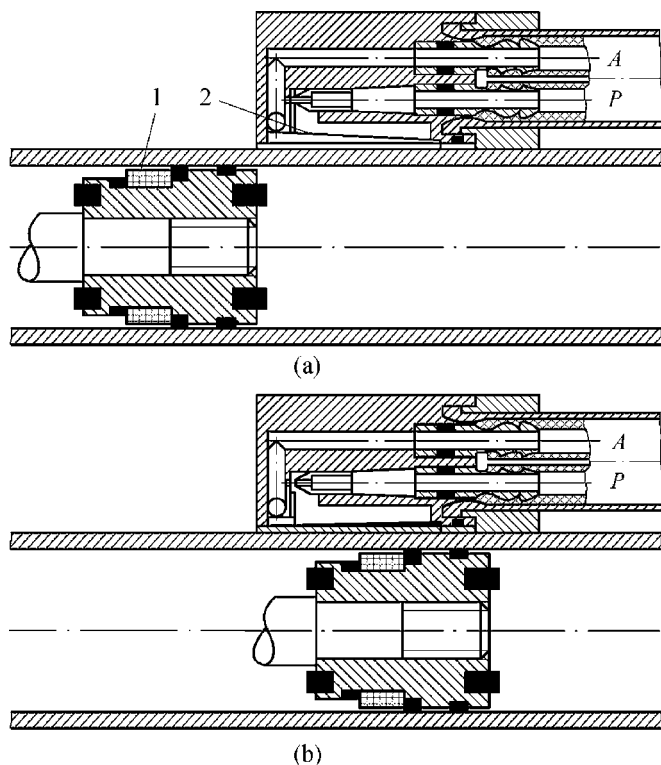


图 4-19 气动舌簧式行程开关

(a) 舌簧片将 P 口气流切断; (b) 舌簧片打开, 气流从 P 口流向 A 口
1—永久磁环; 2—舌簧片

4.1.4.3.2 开关性能

图 4-20 表示了行程开关的开关特性。开关从接通状态至断开状态活塞上磁环移动的距离称为开关动作距离 b 。若活塞朝一个方向移动使开关接通后,再朝反方向移动使开关

断开,这两个状态之间的距离称为迟滞 H 。

1) 两个开关之间的最小距离 若在一个开关气缸上同时安装两个行程开关,其间的最小距离是 $H_{\max} + 3$, 其中迟滞 H 由开关特性决定, 3 mm 为安全裕量。

2) 最大速度 开关气缸用于在行程中途检测开关信号时, 气缸所允许的最大速度为

$$v = \frac{s}{t} \quad (4-21)$$

式中 v ——活塞运动的最大速度(m/s);

s ——开关动作距离(mm);

t ——负载动作时间(ms)。

现举例说明。若在某气缸上安装了一种行程开关, 所带负载电磁阀的响应时间为 16 ms, 开关动作距离 $s_{\min} = 10$ mm (查产品样本), 为保证开关控制正常工作, 则气缸所允许的最大速度 $v = 10 \text{ mm} / 16 \text{ ms} = 0.625 \text{ m/s}$ 。

3) 保护电路 当行程开关所带的感性负载(如电磁阀、继电器)断开时, 在开关断开的瞬间会产生一个脉冲电压冲击, 它将会损害行程开关的舌簧片而影响工作的可靠性。因此, 行程开关必须带保护电路, 如图 4-21 所示。

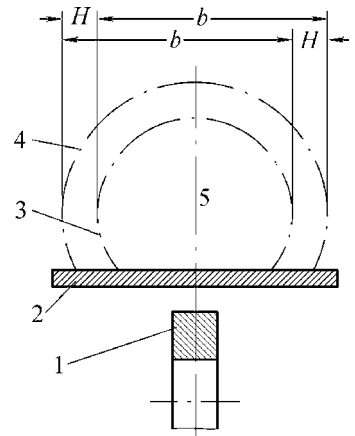


图 4-20 开关特性

1—永久磁环; 2—缸筒;
3—开关接通; 4—开关断开;
5—开关中心; H —迟滞;
 b —开关动作距离

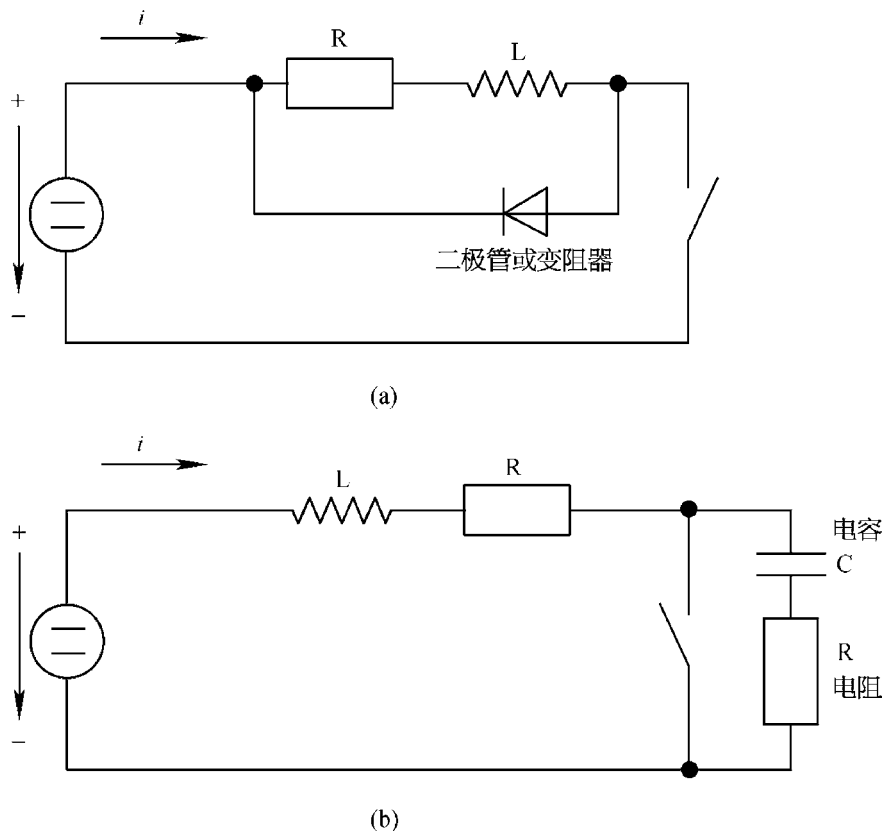


图 4-21 保护电路

保护电路可由 RC 电路组成, 也可由合适的二极管或变阻器组成, 其参数值由与之串联的负载元件决定。

4.1.4.3.3 使用注意事项

1) 在无屏蔽的情况下,行程开关和最近的气缸磁场之间的距离至少应为 60 mm。

2) 带磁场触发式行程开关的气缸不能置于有强磁场的地方(如电焊机),以避免电磁干扰。

3) 一般继电器等开关的开关功率是稳态功率的 8~10 倍,这样,选择行程开关时,应首先保证其开关功率的大小。

4) 由开关特性可知,开关存在迟滞距离。因此,在安装行程开关时,可借助行程开关上的指示灯,使气缸在空载状态下移动活塞杆位置,反复数次,直到确定开关位置为止。

5) 为适应不同的气缸结构和安装方式,应选择与之相应的行程开关。行程开关在气缸上的安装方式见图 4-22。

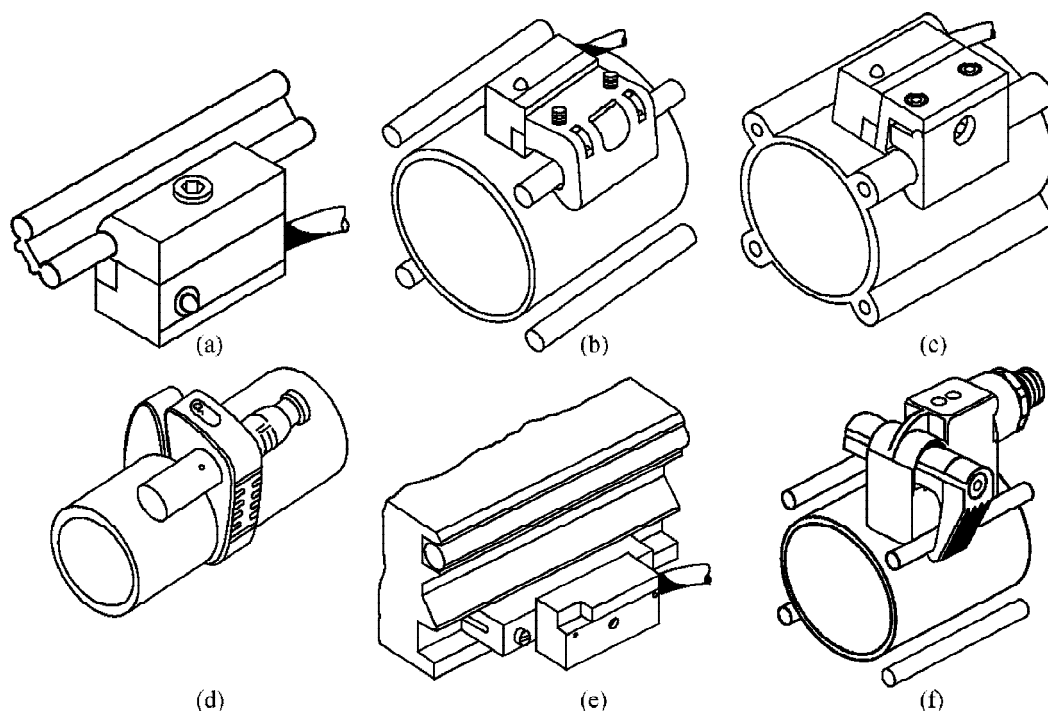


图 4-22 行程开关的安装方式

4.1.4.4 制动气缸

带有制动装置的气缸称为制动气缸,也称为锁紧气缸。制动装置一般安装在普通气缸的前端,其结构有偏心凸轮、卡套锥面等多种形式。按制动方式有弹簧制动、气压制动和弹簧气压制动三种方式。

4.1.4.4.1 结构原理

图 4-23 所示为制动气缸,由制动装置和普通气缸组成。图 4-23(a)所示为一种中型标准气缸组成的制动气缸(缸径 32~125 mm),图 4-23(b)所示为一种微型标准气缸组成的制动气缸(缸径 8~25 mm)。

图 4-24 所示为制动装置的动作原理图。制动装置有两个工作状态,即自由状态(松闸)和制动状态。

1) 自由状态 气缸运动时,在 c 口输入气压,使制动活塞受压下移,则制动钳处于放松状态,气缸活塞杆可以自由移动,如图 4-24(a)所示。

2) 制动状态 当气缸活塞杆由运动进入被制动状态时,c 口迅速排气,复位弹簧使制动

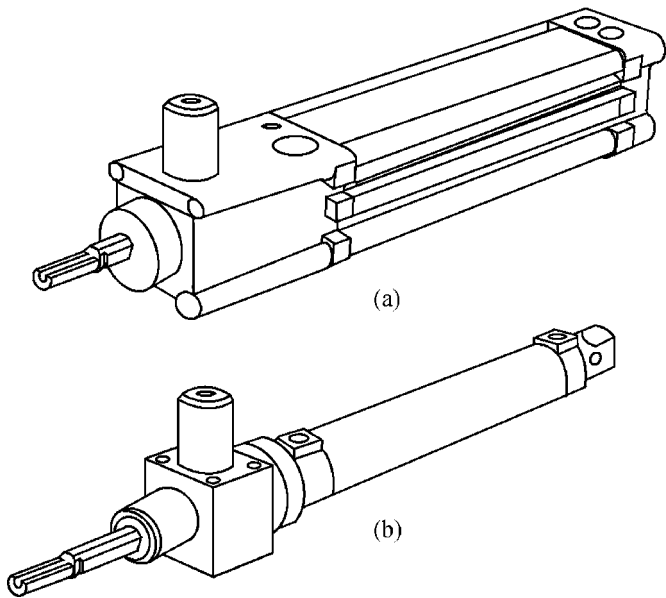


图 4-23 制动气缸

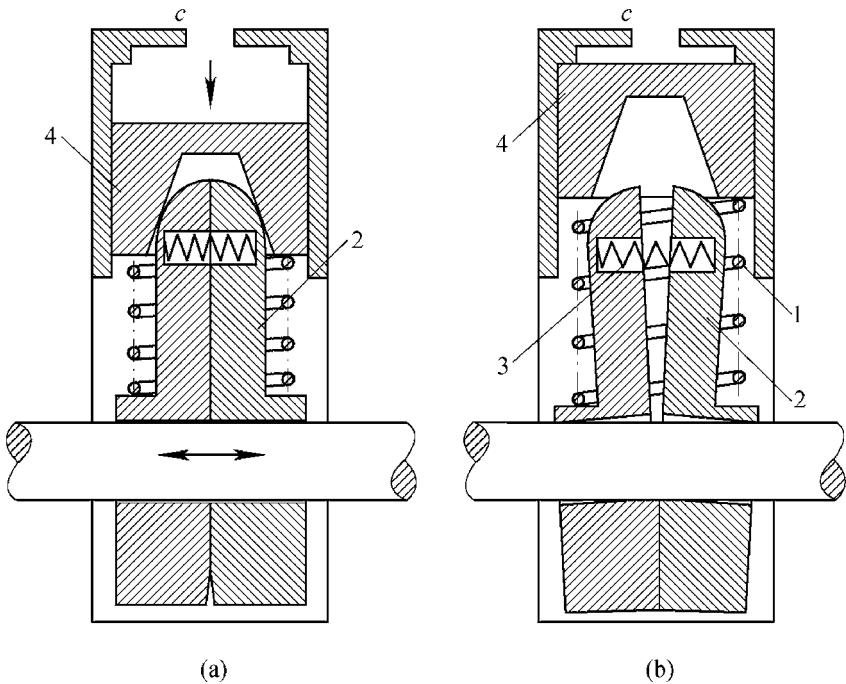


图 4-24 制动装置动作原理

(a) 自由状态；(b) 制动状态
1—复合弹簧；2—制动钳；3—制动弹簧；4—制动活塞

活塞快速上移退回，制动钳在制动弹簧的作用下张开，卡紧活塞杆使之停止运动。

由动作原理可知，制动装置是靠弹簧力停在任意位置的。因此在动力源出现故障的情况下，制动装置仍能自动而且可靠地保持制动力。同时，在交变载荷或存在工作压力脉动或系统出现泄漏的情况下，制动装置仍可使活塞杆长时间的精确制动和定位。制动装置的制动力大，动作可靠，如缸径 63 mm 的制动气缸，其制动力可达 2 000 N。

4.1.4.4.2 气动控制回路

图 4-25 所示为用顺序阀的制动控制回路。回路中，用两个单控二位三通阀代替一个中间加压的三位五通阀作为气缸的主控制换向阀。回路中各元件的工作状态见表 4-9。

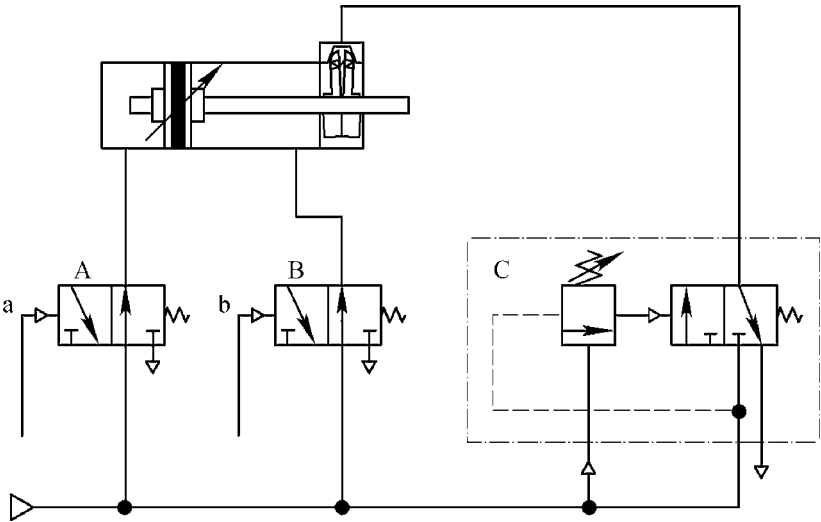


图 4-25 用顺序阀的制动控制回路

表 4-9 制动控制回路工作状态

阀 A/a	阀 B/b	顺序阀 C	制动气缸状态
0	0	0	制动
0	1	0	制动
0	0	1	自由
0	1	1	伸出
1	0	1	退回

动作说明：当回路的工作压力低于顺序阀调定压力，顺序阀关闭，没有气压输出，制动装置靠弹簧力制动。此时，无论换向阀 A、B 的输出状态如何，气缸总是处于被制动状态。只有在气源工作压力升高，使顺序阀打开有输出，制动装置处于自由状态时，制动气缸就能如普通气缸一样动作，如表 4-9 所示。如在换向阀 B 的控制口 b 输入信号，阀换向，气缸有杆腔排气，活塞杆伸出直至行程终端。若气缸在行程中途，去除换向阀 B 控制口的输入信号，则气缸停在中间位置。

这个回路可以用作安全保护回路，用顺序阀来监控回路的工作压力，保证气缸正常工作。回路中的主控换向阀可以用先导式电磁阀或直动式电磁阀。

图 4-26 所示为用三位阀的制动控制回路。回路中，用三位五通中间加压型换向阀作为制动气缸的主控换向阀。回路中各元件的输出状态见表 4-10。双压阀的输出状态是由三位阀决定的，换向阀 C 的控制口 d 的信号状态就表示了双压阀的输出。

表 4-10 制动控制回路的工作状态

阀 A		阀 B	阀 C		制动气缸状态
a	b	c	d	e	
0	0	0	1	0	自由
1	0	0	0	0	伸出
0	1	0	0	0	退回
0	0	0	1	0	自由
1	0	0	0	0	伸出
1	0	1	0	1	制动

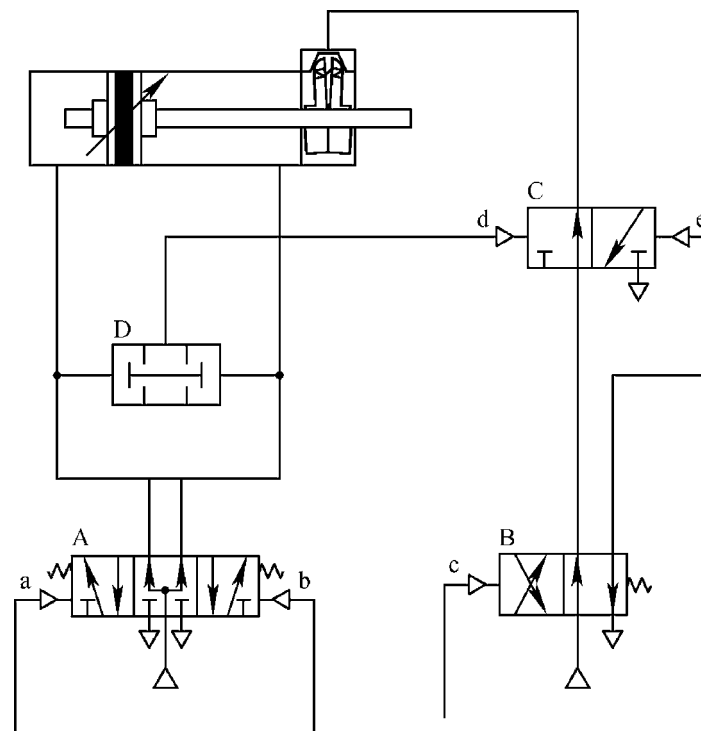


图 4-26 用三位阀的制动控制回路

动作说明：三位阀中位时，气缸有杆腔和无杆腔都受压，同时双压阀 *D* 有输出，换向阀 *C* 有输出气压（图示位置），使制动装置控制口有气压输入，处于自由状态，制动气缸能像普通气缸一样，在三位阀控制下活塞杆伸出或退回，见表 4-10 所示。气缸在伸出（或退回）过程中，气缸无杆腔（或有杆腔）加压，有杆腔（或无杆腔）排气卸压，双压阀 *D* 无输出，换向阀 *C* 保持原状态，制动装置仍为自由状态。若此时换向阀 *B* 的控制口 *c* 输入信号，阀 *B* 换向，则阀 *C* 亦换向，制动装置控制口的气压经阀 *C* 排气口排出，于是气缸被制动。

4.1.4.4.3 选用

1) 在气动自动化系统中普通气缸也能用三位阀控制气缸活塞杆停在行程的任意位置上。但在外负载较大且波动或气缸垂直安装使用，其中间位置的定位精度与重复精度要求较高时，宜选用制动气缸。

2) 制动气缸所标明的制动力（夹紧力）是指静态负载。如果超过这个值、活塞杆就会出现打滑现象，工作过程中动态负载大小应该小于静态制动力。建议气缸负载率取值小于 65%。表 4-11 所列如图 4-23 所示制动装置的静态制动力。

表 4-11 静态制动力

活塞杆直径(mm)	4	6	8	10	12	16	20	20	25	32
静态制动力(N)	80	180	350	350	600	1 000	1 400	2 000	5 000	7 000

4.1.4.5 摆动气缸

摆动气缸是一种既能实现直线往复动作，又能完成角度摆动的复合气缸。

4.1.4.5.1 结构原理

图 4-27 所示为一种摆动气缸，是由一个双作用叶片式摆动马达和一个普通型双作用气缸组成。气缸活塞的一侧是圆形活塞杆，另一侧是方形活塞杆。方形活塞杆能在摆动马达

的叶片里滑动,即叶片的摆动是通过方形活塞杆来传递的。采用这种双活塞杆结构的摆动气缸,结构简单,能同时或分别实现直线和摆动运动。

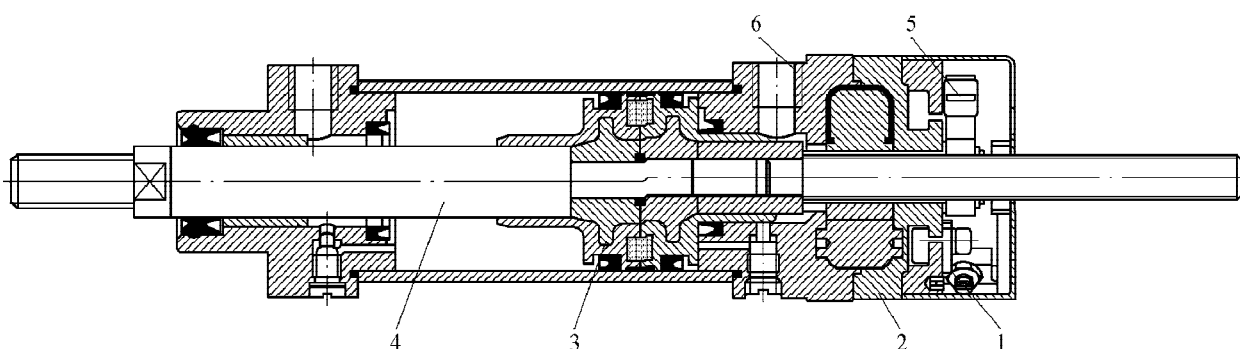


图 4-27 摆动气缸

1—固定挡块;2—定子;3—活塞;4—活塞杆;5—转子;6—可调挡块

气缸的活塞上装有一个永久磁环,用行程开关可对气缸直线行程位置进行检测。摆动角度由电感式传感器检测。摆动角度在 $0^{\circ}\sim 270^{\circ}$ 之间无级可调,气缸行程范围为 $1\sim 100\text{ mm}$ 。

因摆动气缸的可调挡块装置和叶片之间是分开的,所以作用在挡块上的冲击力可由固定挡块或自调式缓冲器吸收。另外,叶片在行程终端也有弹性缓冲垫缓冲。为了便于调节,角度标尺安装在气缸的背面。

摆动气缸的活塞杆有中空双活塞杆型的,可用于真空、喷射等场合。摆动气缸常用作气动机械手的手臂,常常与手指气缸相连接。

4.1.4.5.2 性能

表 4-12 所列作为一种摆动气缸的主要性能。表中,理论拉力、推力及扭矩是在 0.6 MPa 工作压力下的值。最大紧固扭矩是指活塞杆连接其他元件时端部内螺纹所承受的紧固扭矩。

表 4-12 摆动气缸的主要性能

缸径(mm)	16	20	25	32
行程(mm)	1~100			
理论推力(N)	102.5	159	246	422.5
理论拉力(N)	73.5	120.5	173.5	294
许用负载(kg)	0.3	0.5	1.3	2.0
最大摆动角($^{\circ}$)	272			
转角调节范围	$+1^{\circ}\sim -5^{\circ}$			
最大紧固扭矩(N·m)	1.2	5.5	5.5	5.5
许用摆动频率(Hz)	2	2	2	2
许用转动惯量($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	0.3×10^{-1}	0.7×10^{-1}	1.1×10^{-1}	1.7×10^{-1}
缓冲角度($^{\circ}$)	1.8~2.6	1.3~2.1	1.1~1.9	0.9~1.7

4.1.4.6 滑台气缸

滑台气缸是指具有精密导向、支承及驱动功能的气缸,又称导向驱动装置。一般,它是将标准气缸和导向装置构成一体,采用模块化结构设计,用标准连接板将不同类型、规格的

滑台气缸组合成 $x-y$ 轴平面坐标或 $x-y-z$ 轴三维坐标运动。滑台气缸采用滚珠轴承导向,在活塞上装有磁性环,用于行程开关发信。在行程终端设置液压缓冲器吸振。

滑台气缸具有导向精度高,能抗扭矩,负载能力强,工作平稳,组装简单、方便的特点,在气动自动化系统中广泛应用于检测、抓取、送料、定位、装配及机械加工中,可作为气动机械手的机身、手臂的驱动装置、机械滑台等。

由于使用场合的要求不同,包括负载支承力、扭矩、导向精度、行程及连接方式等,出现了各种结构和类型的滑台气缸。最后要说明的是,目前对于用作导向驱动装置的各类滑台气缸尚无统一的术语,这里是按功能、结构称呼的。

4.1.4.6.1 导向气缸

图 4-28 所示为一种最简单的滑台气缸,它由一个双作用标准气缸和一个导向装置组成。为了防止安装偏差,气缸活塞杆通过联轴节与导向装置的联轴法兰板相连。气缸活塞杆运动带动导向杆、法兰盘和联轴法兰一起运动。标准气缸缸径为 10~50 mm,行程范围为 10~500 mm。

4.1.4.6.2 精密导向气缸

精密导向气缸是一种用连接板连接的双活塞气缸,即是一个单活塞杆双活塞气缸,或双活塞杆双活塞气缸。如图 4-29 所示,缸体内有通道把双活塞各自的前腔和后腔相连,因此其输出力是同等大小标准气缸的两倍。在传送和定位工件时,双活塞气缸可抗扭矩。双活塞气缸缸径为 10~32 mm,行程范围 10~100 mm。在缸端可以安装限位螺钉,用于精确调节行程,也可以安装缓冲器。

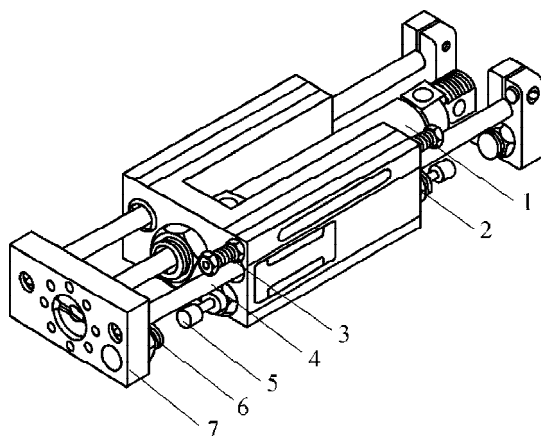


图 4-28 导向气缸

1—气缸;2、5—缓冲器;3—传感器组件;
4—导向杆;6—缓冲器挡块;7—联轴法兰板

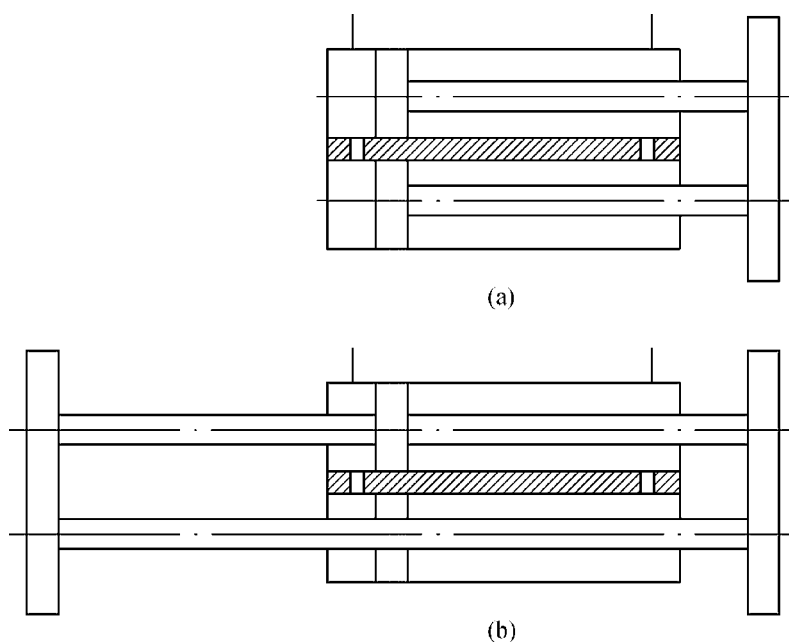


图 4-29 双活塞气缸

(a) 单活塞杆双活塞气缸; (b) 双活塞杆双活塞气缸

由于双活塞气缸的缸体为扁平结构,可直接用作滑台。其安装简便,通过标准连接板装配在多轴系统中。

4.1.4.6.3 长行程精密导向气缸

图 4-30 所示为长行程精密导向气缸。它是由磁性气缸和导向装置组成。磁性气缸带动滑块一起运动。导向装置具有导向精度高,可防止扭转及增加负载能力等特点。气缸缸径为 10~40 mm,行程范围 10~1 500 mm。

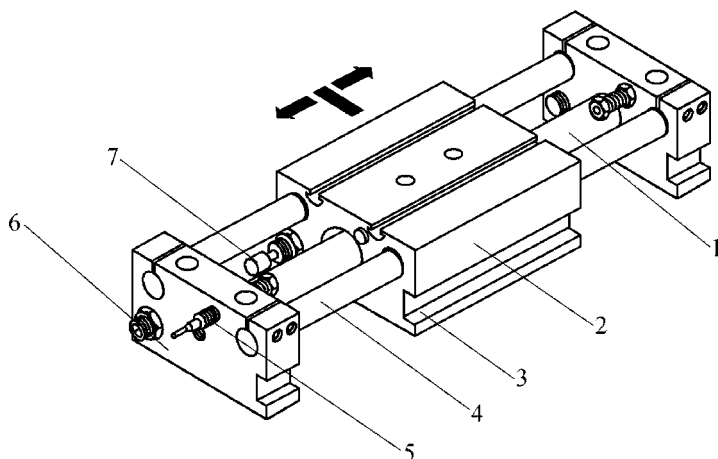


图 4-30 长行程精密导向气缸

1—磁性气缸;2—滑块;3—安装传感器导轨;4—导向杆;
5—止动套传感器组件;6—缓冲器挡块;7—缓冲器

图中,止动套传感器组件安装在法兰上,用于行程终端发信。若在滑块和法兰的沟槽里安装了导轨,则在导轨上可安装一个或多个行程开关,用于检测气缸的运动位置。

4.1.4.6.4 滑块气缸

滑块气缸是一种小型直线导向驱动装置,气缸是双作用结构,有单活杆单活塞和单活杆双活塞两种。缸径为 6~25 mm,行程有 5~30 mm、10~80 mm 及 10~100 mm 等几种规格。

图 4-31 所示为一种滑块气缸,采用精密的高负载性能的滚珠轴承,在工作面外侧的两个终端位置可安装可调挡块或自调式液压缓冲器,在侧面沟槽内能直接插入无接触检测的接近式传感器。负载可直接安装在滑块的正面或侧面上。

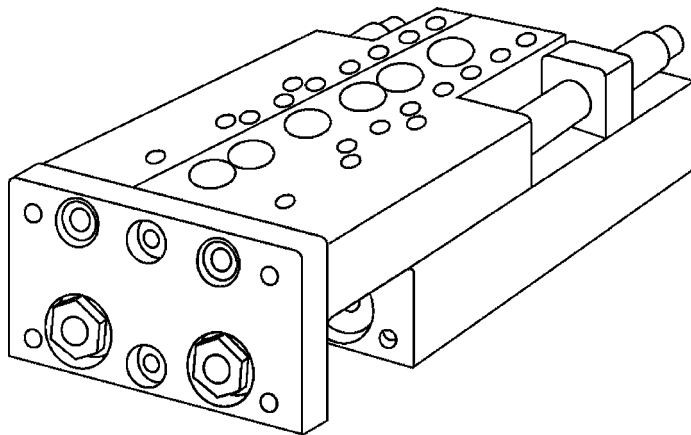


图 4-31 滑块气缸

4.1.4.7 坐标气缸

坐标气缸具有精密的导向功能,极强的抗扭矩性能和良好的负载性能,位置重复精度高达 0.01 mm ,常用来构成各种加工、定位的坐标系,故称为坐标气缸,又称为直线驱动装置。坐标气缸是构成模块化气动机械手水平移动和垂直移动的直线驱动模块。

4.1.4.7.1 结构、原理

图 4-32 所示为坐标气缸,气缸的导向筒相当于普通气缸的缸筒,相当于滑台可以伸出或退回移动,而对应的活塞杆是固定的。在工作气压作用下,导向筒带动挡块一起移动,当到达行程终端时即停止。由图可见,终端固定挡块可用以调整气缸的行程,其内置液压缓冲器和接近式传感器。其特点有:

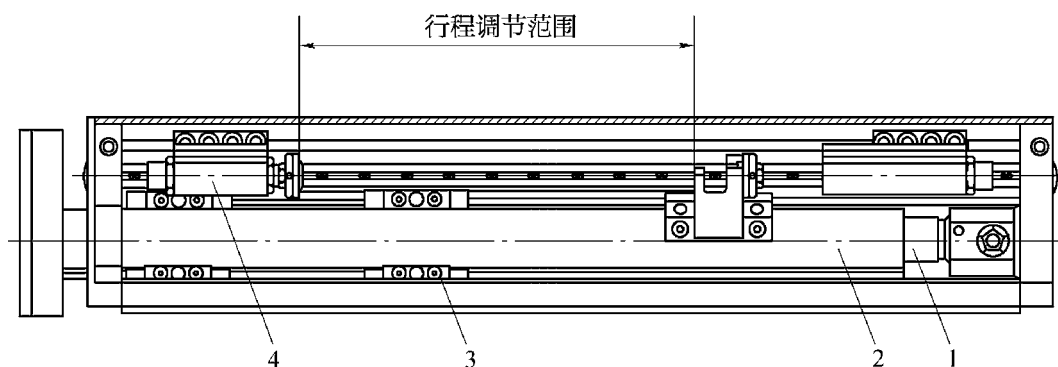


图 4-32 坐标气缸

1—活塞杆;2—导向缸筒;3—滚珠轴承;4—挡块

1) 气缸内置导向筒及防转动结构,精密导向有四个独立的、无间隙的滚珠轴承,保证了高的弯曲强度、低振动及超精密位置。

2) 气缸全行程可调。通过内置的调整装置调节气缸全行程,且行程位置的调整并不影响气缸行程终端的缓冲。

3) 气缸行程终端设有液压缓冲器,使速度减至最小。

4) 内置接近式传感器,以检测活塞行程位置。

4.1.4.7.2 主要性能

坐标气缸缸径为 $16\sim 32\text{ mm}$,行程最大为 400 mm 。表 4-13 为坐标气缸的主要性能,图 4-33 所示为坐标气缸挠度特性。

表 4-13 坐标气缸的主要性能

缸径(mm)	16	20	25	32
重复精度(mm)	< 0.01	< 0.01	< 0.01	< 0.01
理论推力(N)	121	188	295	483
理论拉力(N)	104	156	247	415
最大速度(m/s)	0.8	1.1	1.1	1.0
最大吸收能量(J)	3	10	10	30

4.1.4.8 异型气缸

异型气缸是对气缸外形而言的,有扁平气缸、矩形气缸、多面安装气缸及螺纹气缸等。

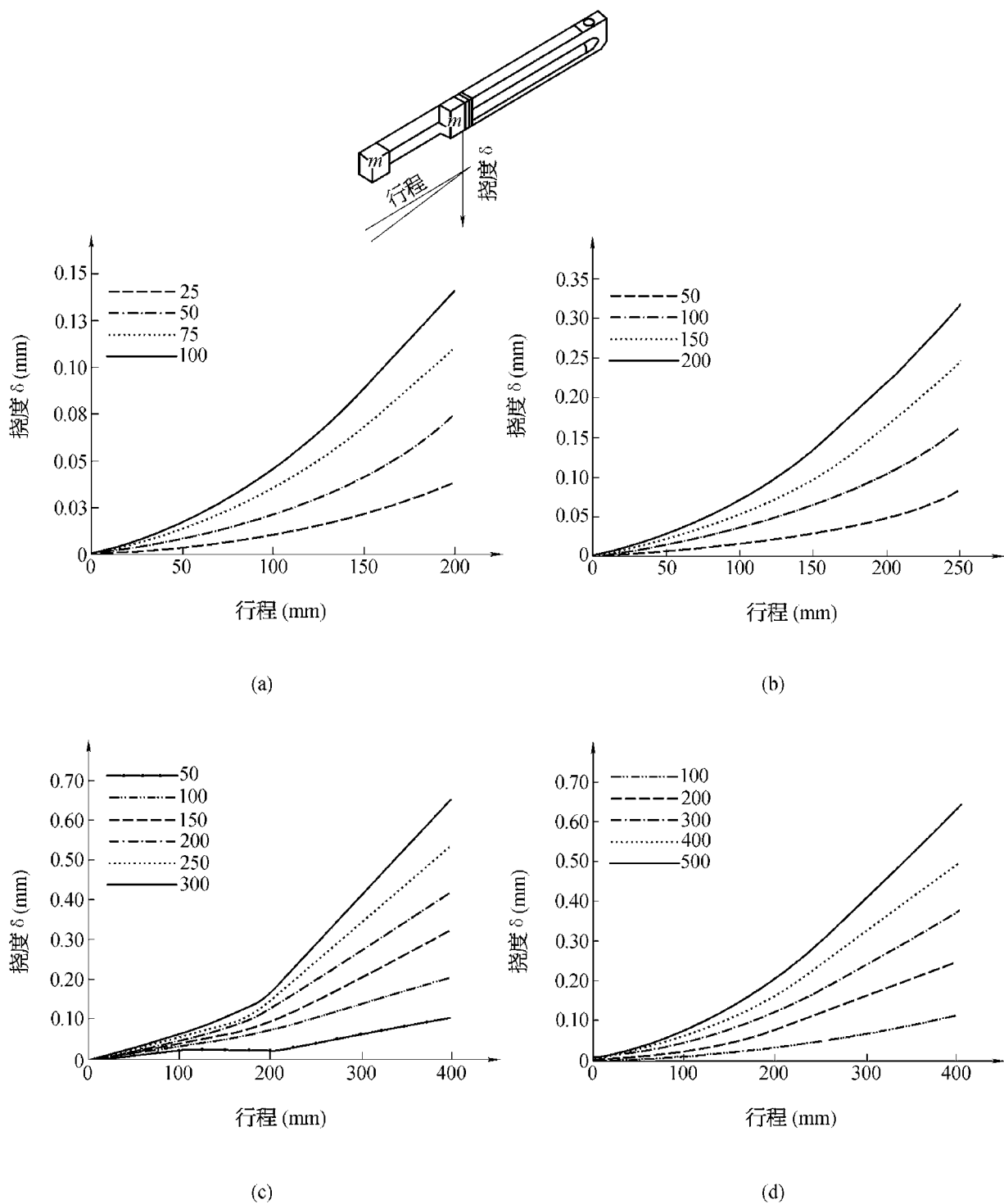


图 4-33 坐标气缸的挠度特性

(a) $\phi 16$; (b) $\phi 20$; (c) $\phi 25$; (d) $\phi 32$

4.1.4.8.1 扁平气缸

图 4-34(a)所示为扁平气缸,气缸的活塞和缸筒为扁平状,可抗扭矩,如缸径 63 mm 气缸的活塞杆允许最大扭矩达 $2 \text{ N} \cdot \text{m}$,许用扭转角 $\pm 0.3^\circ$ 。铝合金缸筒结构紧凑,带行程开关安装沟槽。所占安装空间小,如缸径 40 mm 的扁平气缸,横截面安装尺寸仅为 $77 \times 30 \text{ mm}$ 。

4.1.4.8.2 矩形气缸(图 4-34(b))

这是一种活塞为矩形截面的单作用微型气缸,最小活塞截面仅为 $1.5 \times 6.5 \text{ mm}$ (行程

10 mm, 推力 3 N)。与圆形结构气缸相比, 两个相邻气缸的中心距降低约 40%。带抗扭转活塞的扁平气缸可用于许多场合, 如车螺纹、打标记、冲压、折弯以及焊条的进给等处。

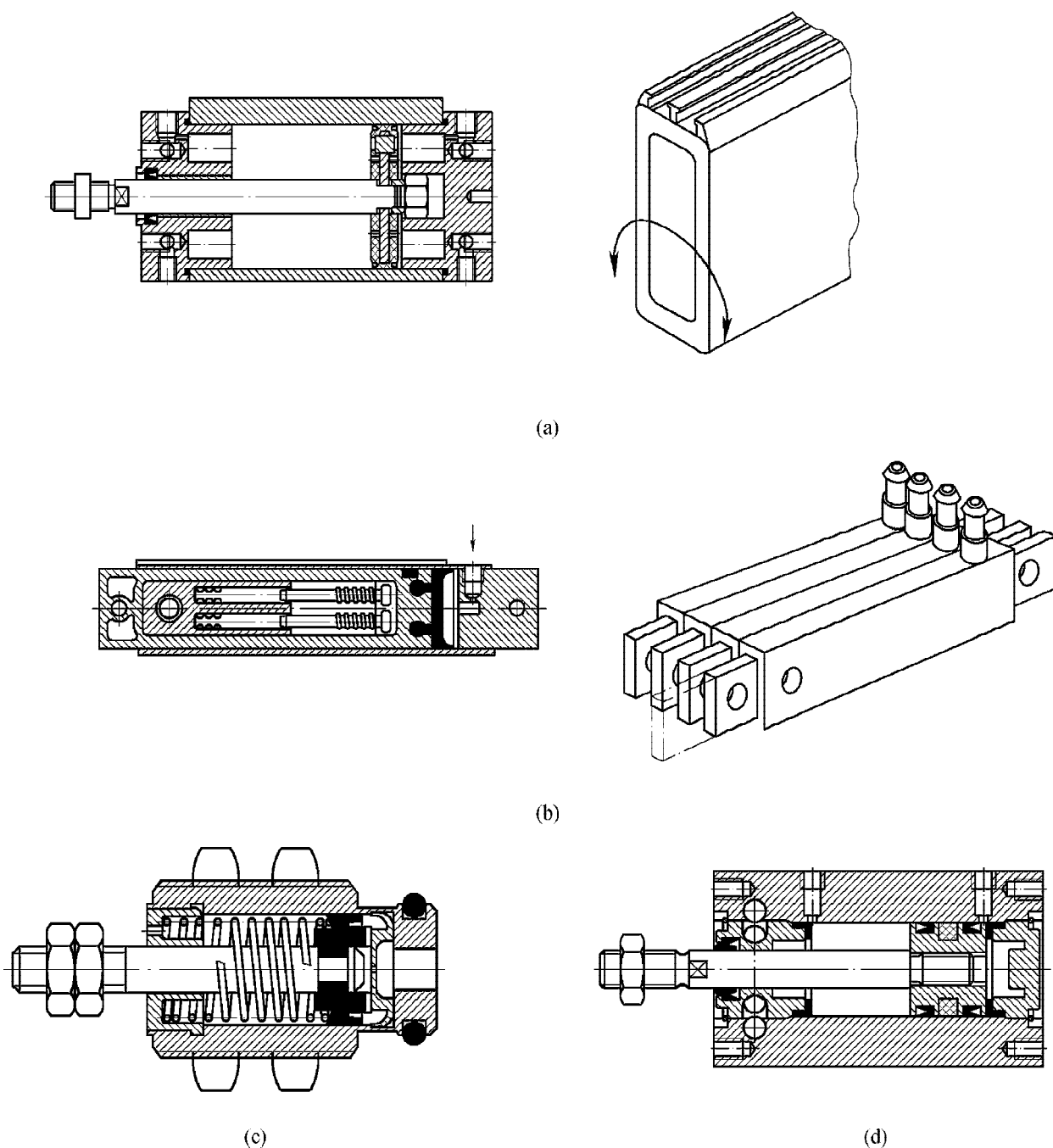


图 4-34 异形气缸

(a) 扁平气缸; (b) 矩形气缸; (c) 螺纹气缸; (d) 多面气缸

4.1.4.8.3 螺纹气缸(图 4-34(c))

螺纹气缸是一种单作用微型气缸, 缸径 6~16 mm, 行程为 5 mm、10 mm、15 mm。由于气缸的整个缸体外表面都带有螺纹, 因此可直接安装或带附件安装, 适用于各种不同的应用场合, 如装在夹具、喷具以及阻挡机械上。

4.1.4.8.4 多面安装气缸(图 4-34(d))

这种气缸的显著特点是结构精巧、重量轻、行程短, 可实现多面安装(侧面、底面、前端及

后端直接安装)。此外,有各种特殊设计,如带导向杆气缸、双活塞杆气缸、中空双活塞杆气缸及耐热密封(高温气缸)等,缸径 10~32 mm,最大行程 50 mm。

4.1.4.9 手指气缸

气动手指气缸能实现各种抓取功能,是现代气动机械手的关键部件。图 4-35 所示为几种手指气缸,其特点有:

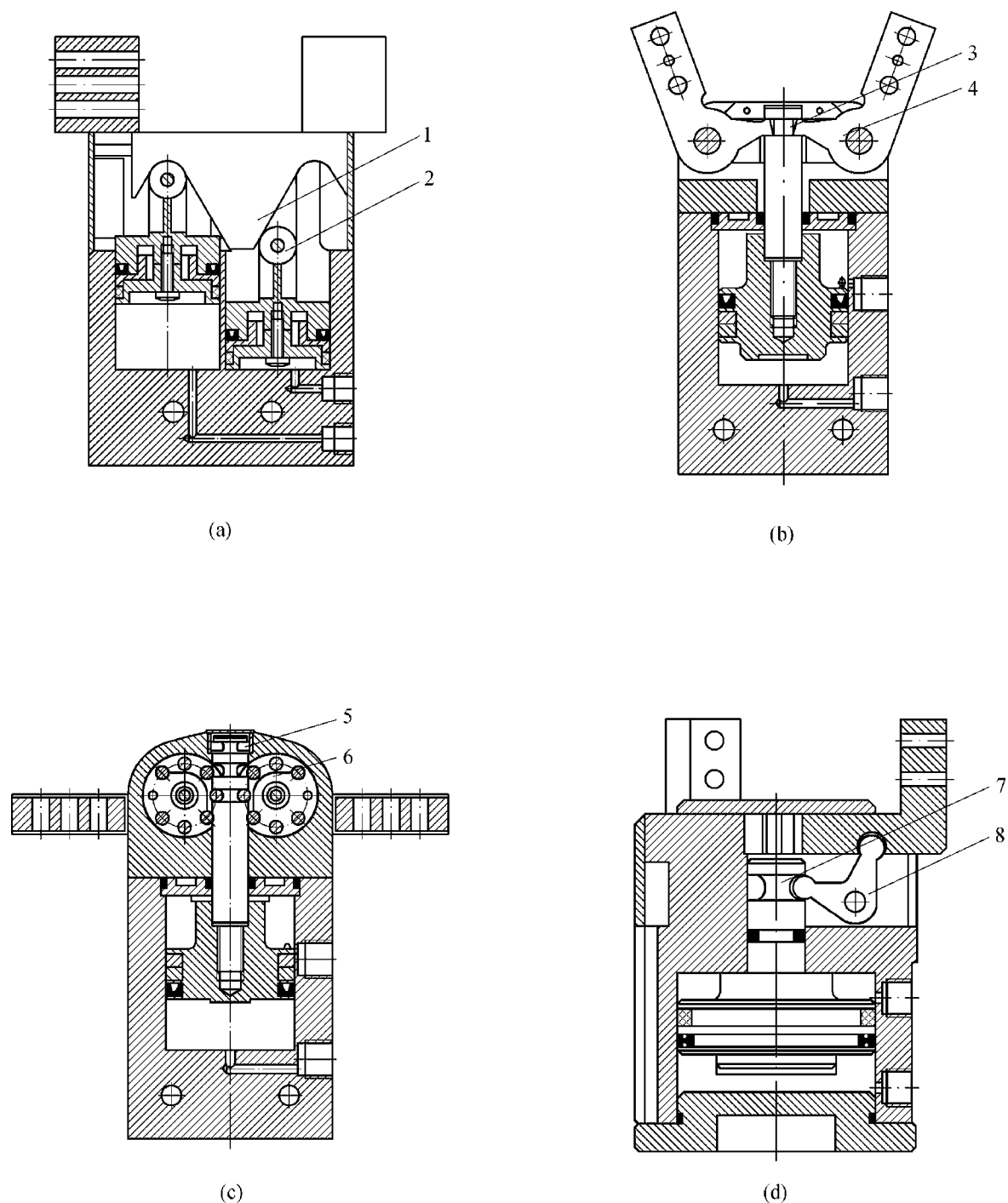


图 4-35 手指气缸

(a) 平行手指气缸; (b) 摆动手指气缸; (c) 旋转手指气缸; (d) 三点手指气缸
 1—双曲柄; 2—滚轮; 3—环形槽; 4—耳轴; 5—环形槽(三条); 6—驱动轮; 7—环形槽; 8—曲柄

- 1) 所有的结构都是双作用的,能实现双向抓取,可自动对中,重复精度高。
- 2) 抓取力矩恒定。

3) 在气缸两侧可安装无接触式行程开关检测。

4) 有多种安装连接方式,可直接安装或用连接组件连接。

4.1.4.9.1 平行手指气缸(图 4-35(a))

图示平行手指气缸的手指是通过两个活塞动作的。每个活塞由一个滚轮和一个双曲柄与气动手指相连,形成一个特殊的驱动单元。这样,气动手指总是轴向对心移动,每个手指是不能单独移动的。如果手指反向移动,则先前受压的活塞处于排气状态,而另一个活塞处于受压状态。

4.1.4.9.2 摆动手指气缸(图 4-35(b))

图示摆动手指气缸的活塞杆上有一个环槽,由于手指耳轴与环形槽相连,因而手指可同时移动且自动对中,并确保抓取力矩始终恒定。

4.1.4.9.3 旋转手指气缸(图 4-35(c))

图示旋转手指气缸的动作是按照齿轮齿条的啮合原理工作的。活塞与一根可上下移动的轴固定在一起。轴的末端有三个环形槽,这些槽与两个驱动轮的齿啮合。因而,气动手指可同时移动并自动对中,齿轮齿条原理确保了抓取力矩始终恒定。

4.1.4.9.4 三点手指气缸(图 4-35(d))

图示三点手指气缸的活塞上有一个环形槽,每个曲柄与一个气动手指相连,活塞运动能驱动三个曲柄动作,因而可控制三个手指同时打开和合拢。

4.1.5 膜片气缸

4.1.5.1 结构、原理

膜片气缸是用橡胶或聚氨脂材料制成的膜片作为受压元件的一种气缸,结构上分为有活塞杆和无活塞杆两类,如图 4-36 所示。

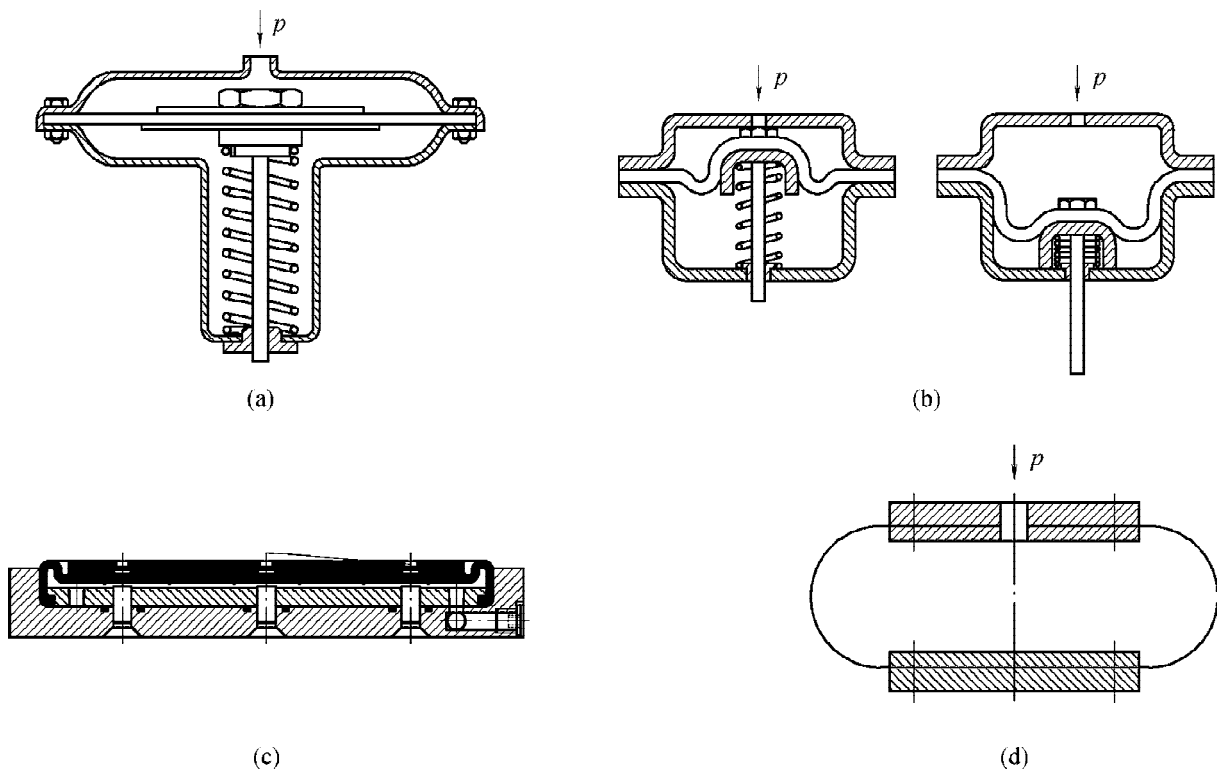


图 4-36 膜片气缸

(a) 膜片式单作用气缸; (b) 滚动膜片式单作用气缸; (c) 膜片式夹紧气缸; (d) 气囊式气缸

膜片一般采用橡胶制成,在压力较高的场合,用夹布(丝绸、尼龙等)来增强膜片的强度。此外,也有用金属或塑料薄膜材料来制成膜片的。

平膜片在气压力作用的最大位移量大约为有效直径的 1/10 左右。平膜片的有效直径可近似用下式表示:

$$D_m = \frac{D+d}{2}$$

式中 D_m ——有效直径;
 D ——膜片外径;
 d ——膜片硬芯直径。

膜片的外径和硬芯直径是膜片设计时极为重要的参数。在膜片厚度、外径一定时,硬芯直径越大,驱动力虽然增加,但位移量变小,并且弯曲性能也变坏。

深形的滚动膜片在制造上需要特殊的技术,多采用化纤织物热定型涂布橡胶工艺制成。

4.1.5.2 膜片式夹紧气缸(图 4-36(c))

膜片式夹紧气缸的膜片有圆形和长条形,主要性能参数见表 4-14。

表 4-14 膜片式夹紧气缸

项目	缸径 (mm)	行程 (mm)	夹紧力 N		项目	缸径 (mm)	行程 (mm)	夹紧力 N	
			1 mm 行程	最大行程				1 mm 行程	最大行程
圆 形 膜 片	12	3	55	56	长 条 形 膜 片	20	3	95	80
	16	4	102	155		28	4	195	165
	20	4	162	187		35	4	350	290
	25	4	266	271		44	5	660	600
	32	5	376	456		55	5	1 100	1 000
						68	5	1 690	1 480

* 夹紧力为工作压力 0.6 MPa 下的数值。

膜片式夹紧气缸采用扁平结构,夹紧力较大,靠膜片预张力复位,特别适合于夹紧细长工件。由于气缸不带终端缓冲,且动作非常迅速,因此只能紧贴工件工作,宜安装在各种类型的装拆装置上,快速夹紧表面粗糙的工件,如图 4-37 所示。

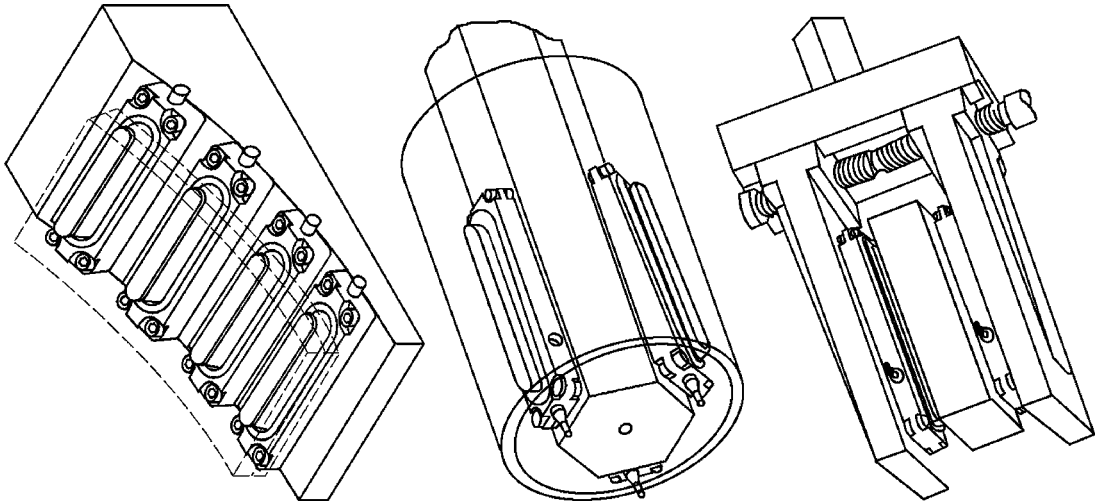


图 4-37 膜片夹紧气缸的应用举例

4.1.5.3 气囊式气缸(图 4-36(d))

气囊式气缸是在橡胶气囊的两端安装了金属硬芯构成的无复位弹簧的一种膜片气缸。气缸的独到之处在于其安装高度低,从而降低了整体的安装高度。

气囊式气缸安装使用时应注意:

1) 气缸伸出时必须紧贴工件,或者在行程终端安装行程限位挡块。否则,气囊外壁会发生急剧变形。

2) 为使气缸复位,必须提供一个复位力。在大多数情况下,这个力是由气缸所支撑物体的重量所提供的。

3) 在工作过程中气囊外壁不得与其他物体接触。对负载定位时,必须使用上下两个安装表面(硬芯),且保证横向不同心度在规定的范围内:单气囊不超过 10 mm,双气囊不超过 20 mm。

4) 气囊式气缸的行程可以是弧形,只要偏转角不超过规定值($20^{\circ}\sim 30^{\circ}$)便可。

4.1.6 气缸的选择与使用

4.1.6.1 气缸的选择

首先,根据对气缸的工作要求,选定气缸的规格:缸径和行程。按气缸的工作要求的行程加上适当余量,依此值选取相近的标准行程作为预选行程,以此作为轴向负载检验(压杆稳定性)、径向载荷及缓冲性能校核。

其次还应考虑:环境条件(温度、粉尘、腐蚀性等),安装方式,活塞杆的连接方式(内外螺纹、球铰等)及行程发信方法。

4.1.6.1.1 缸径

关于气缸缸径的计算选择已在 4.1.2 普通气缸章节内容中举例说明了,这里不再重复。

4.1.6.1.2 行程

气缸行程应选择生产厂商提供的标准行程。但有的用户不是这样选用的,而是根据实际设计计算值选择的,这样的选择是不合理的。若气缸用作推送重物或挤压工件,当气缸行程到达终点时,工作气压作用在活塞上的力完全有可能全部作用在缸盖上,而不是通过活塞杆作用在重物或工件上。也就是说,由于制造公差或安装误差,气缸行程到达终点时,重物或工件没有受到气缸输出力的作用。当然,选用标准行程(比实际行程来得长)就避免了这种现象的发生。这就不难理解为什么国际标准规定的气缸行程允差全是正公差而没有负公差的原因。同时,选用标准行程也有利于厂商组织生产,及时供货。

4.1.6.1.3 工作压力

这里讨论气缸的工作压力如何确定。在“压缩机和气源处理”的章节内容讨论时已知,空压机输出压力 p_0 是由气动装置的工作压力和所有的管路阻力损失所决定的,即

$$p = p_0 - \sum p_1 \quad (4-22)$$

1) 空压机的输出压力 p_0 若已建立了空压站,则空压机的输出压力为定值。此时,贮气罐上压力表显示的最低压力(空压机调定的压力下限、系统耗气量最大时)就是空压站(机)的输出压力 p_0 。

2) 压力损失 全部的压力损失应包括管路的阻力损失及元器件的压力降。一般在一定的工况下,管路阻力损失为定值,而元器件的压力降是变化的,特别是主管道过滤器、无热

再生干燥器等元器件的压力降是随着使用时间延长而增大的,且压力降较大,如主管道过滤器可达 0.07 MPa。

通常,在压缩空气进入气动装置前都设置气动三联件(过滤器、减压阀和油雾器),从气源管路通过分支管路的压力表上显示的壓力即为气动三联件的输入压力(一次压力) p_1 。为保证减压阀能正常工作,输入压力至少应高于输出压力 0.1 MPa。

若忽略了气动三联件至气缸之间的压力损失(管路、换向阀等),可以把减压阀输出压力 p_2 看作是气缸的工作压力 p (即系统工作压力),但必须使各元器件接管无明显泄漏。

4.1.6.1.4 活塞杆的连接

活塞杆与工件之间的连接宜采用柔性连接,用来补偿轴向或径向偏差以及与气缸在一个平面上实现摆动连接。如可采用 Y 形带销接头、关节轴承接头、自对中球铰接头,如图 4-38 所示。

图 4-38(a)中 Y 形带销接头安装在活塞杆头部,能与气缸在一个平面上实现摆动连接。图 4-38(b)所示 Y 形接头直接与关节轴承相连,可以补偿连接角度偏差,能与气缸双耳环、单耳环及关节轴承相连。图 4-38(c)所示关节轴承接头与气缸活塞杆相连,摆动角度 α 为 $13^\circ \sim 15^\circ$ 范围。图 4-38(d)所示为自对中球铰接头与活塞杆的连接,可补偿连接角度偏差和径向偏差。图 4-38(e)所示为连接法兰,可用于各种类型的气缸活塞杆与工件之间的连接,并可补偿径向偏差。活塞杆上的螺纹可精确调节行程终点位置。

4.1.6.1.5 气缸安装方式

采用脚架式、法兰式安装时,应尽量避免安装螺栓本身直接受推力或拉力负载;同时,要使安装底座有足够的刚性,以避免安装底座因刚性不足受推力作用而发生的变形。

采用尾部悬挂中间摆动式安装时,活塞杆顶端连接销位置与安装件轴的位置处于同一方向。采用中间轴销摆动式安装时,除注意活塞杆顶端连接销的位置外,还应注意气缸轴线与轴支架的垂直度。气缸的重心应尽量靠近轴销的支点,以减小弯矩,使气缸活塞杆的导向套不致承受过大的径向载荷。缸体的中心高度比较大时,可将安装螺栓加粗或将螺栓的间距加大。

4.1.6.2 安全规范

气缸使用的工作压力超过 1.0 MPa,或容积超过 450 l 时,应作为压力容器处理,遵守压力容器的有关规定。气缸使用前应检查各安装连接点有无松动。操纵上应考虑安全连锁。进行顺序控制时,应检查气缸的工作位置。当发生故障时,应有紧急停止装置。工作结束后,气缸内部的压缩空气应予排放。

4.1.6.3 工作环境

4.1.6.3.1 环境温度

通常规定气缸的工作环境温度 $5 \sim 60^\circ\text{C}$ 。气缸在 5°C 以下场合使用,有时会因压缩空气中所含的水分凝结给气缸动作带来不利影响。此时,要求空气的露点温度低于环境温度 5°C 以下以防止空气中的水蒸气凝结。同时要考虑在低温下使用的密封件润滑油。另外,在低温环境中的空气会在活塞杆上冻结。若气缸的工作频度较低时,可在活塞杆上涂润滑脂,这样活塞杆上就不会结冰。

在高温使用时可选用耐热气缸。同时注意,高温空气对行程开关、管件及换向阀的影响。

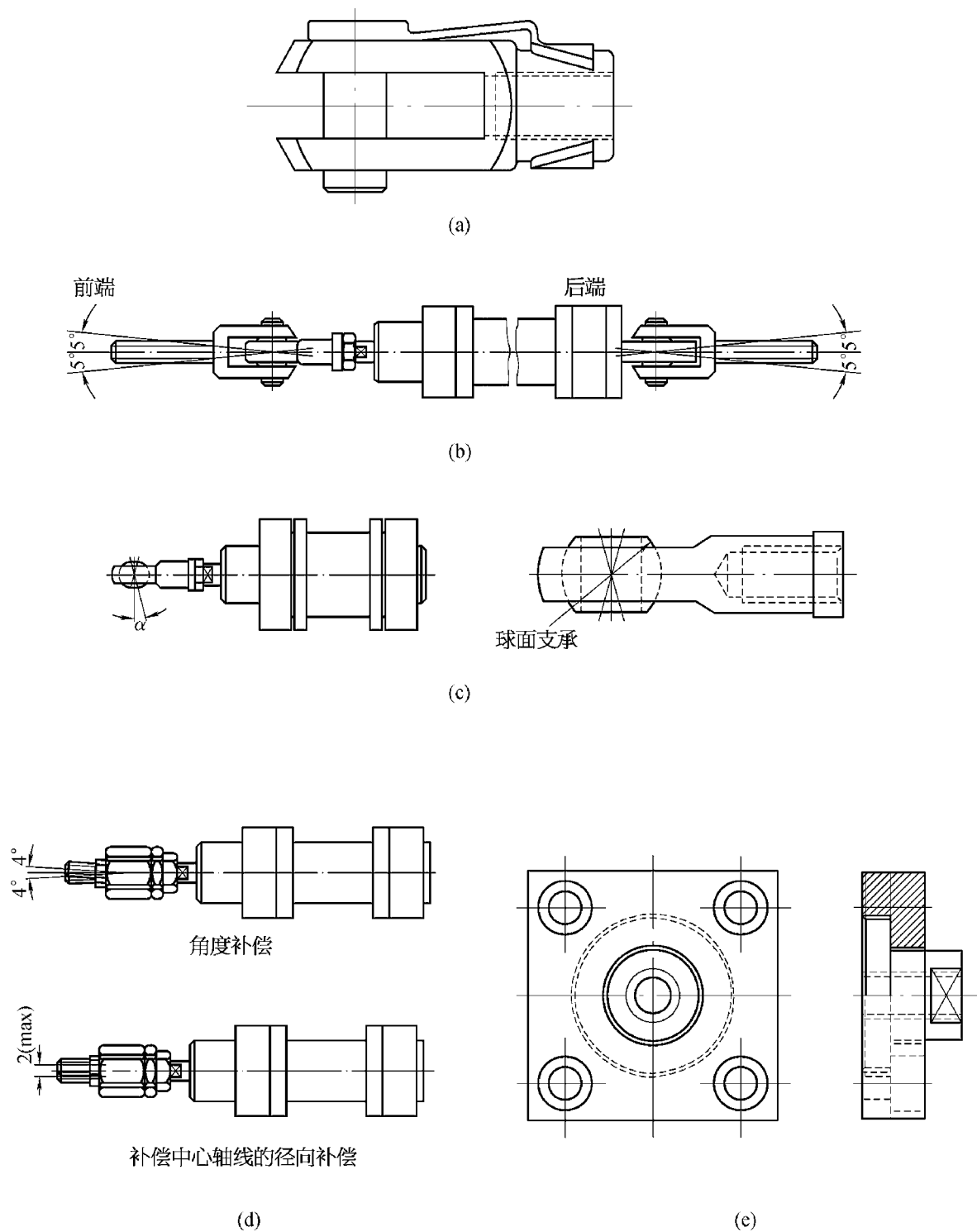


图 4-38 活塞杆连接接头

(a),(b) Y 形带销接头; (c) 关节轴承接头; (d) 自对中球铰接头; (e) 连接法兰

4.1.6.3.2 润滑

气缸通常用油雾润滑,应选用推荐的润滑油,使密封圈不产生膨胀、收缩的影响,且与空气中的水分混合不产生乳化。无油润滑气缸可用于不含油雾的空气下工作,若采用油雾润滑工作后,就再也不能作为无油润滑气缸使用。

4.1.6.3.3 接管

气缸接入管道前,必须清除管道内的脏物,防止杂物进入气缸。

4.1.6.4 安装操作注意事项

4.1.6.4.1 活塞杆径向载荷

气缸活塞杆工作时主要承受轴向力,气缸所承受的径向载荷应在允许范围内。安装时应防止工作过程中活塞杆承受附加的径向载荷。

4.1.6.4.2 活塞的运动速度

气缸运动速度一般为 $50 \sim 500 \text{ mm/s}$ 。对高速运动的气缸,应选择通径大的进气管道。对于负载变化的场合,可选用速度控制阀或气液阻尼缸。要求行程末端运动平稳无冲击时,应选用带缓冲装置的气缸。对于大惯性气缸,在气缸行程末端要另外安装液压缓冲器及设计减速缓冲回路,在要求高的场合,可采用 SPC10 气动伺服定位系统以减速缓冲。

4.1.6.4.3 速度调整

气缸安装完毕后进行空载往复几次,检查气缸动作是否正常。然后连接负载进行速度调节:首先将速度控制阀开启在中间位置,随后调节减压阀的输出压力,当气缸接近规定速度时,即可确定为工作压力,然后用速度控制阀进行微调。缓冲气缸在开始运行前,先把缓冲节流阀拧在节流量较小的位置上,然后逐渐调大,直到满意的缓冲效果为止。

4.1.6.5 维护保养

1) 使用中应定期检查气缸各部位有无异常现象,各连接部位有无松动等。轴销、耳环式安装的气缸活动部位应定期加润滑油。

2) 气缸检修及重新装配时,零件必须清洗干净,特别需防止密封圈的剪切及损坏,注意唇形密封圈的安装方向。

3) 气缸拆下长时间不使用时,所有加工表面应涂防锈油,进排气口加防尘堵盖。

4.2 气动马达

4.2.1 摆动式气动马达

摆动马达是一种在小于 360° 角度范围内作往复摆动的气动执行元件。它将压缩空气的压力能转换成机械能,输出力矩使机构实现往复摆动。常用的摆动马达的最大摆动角度分别为 90° 、 180° 、 270° 三种规格。

摆动马达输出轴承受扭矩,对冲击的耐力小,因此若受到驱动物体停止时的冲击作用将容易损坏,需采用缓冲或安装制动器予以保护。

摆动马达按结构特征可分为叶片式、齿轮齿条式等。其中,除叶片式外,都带有气缸和转换为回转运动的传动机构。

4.2.1.1 叶片式摆动马达

叶片式摆动马达具有结构紧凑、工作效率高等特点,常用于工件的翻转、分类、夹紧等作用,也用作气动机械手的腕关节部件,用途十分广泛。

4.2.1.1.1 结构

叶片式摆动马达有单叶片和双叶片两种。单叶片输出轴转角大,小于 360° ;双叶片输出轴转角小,小于 180° 。

图 4-39 所示为单叶片式摆动马达结构原理图。它是由叶片、转子(即输出轴)、定子、缸体(前后端盖)等部分组成。定子

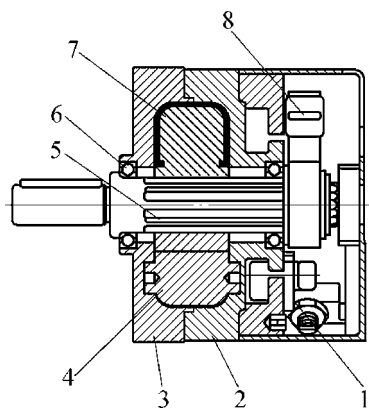


图 4-39 叶片式摆动马达

1—固定挡块;2—后端盖;
3—前端盖;4—定子;5—转子;
6—轴承;7—叶片;8—可调挡块

和缸体固定在一起,叶片和转子连在一起。叶片滑动部分采用低阻尼的特殊密封圈。前后端盖上装有滚动轴承。

在马达背面置有可调挡块和角度标尺,用于调整摆动角度。由于可调挡块装置和叶片之间是分开的,所以作用在挡块上的冲击力可由固定挡块或附加的自调式缓冲器吸收。

4.2.1.1.2 工作原理

叶片式摆动马达工作原理如图 4-40 所示。在马达的定子上有两条气路,在左路进气时,右路排气。压缩空气作用在叶片上带动转子逆时针转动。反之,作顺时针转动。用方向控制阀控制马达的进排气方向,实现马达的正反转。

叶片式摆动马达产生的理论转矩 M 由下式计算:

$$M = \frac{1}{8}(D^2 - d^2)b \cdot np \times 10^6 \quad (4-23)$$

式中 M ——输出转矩($\text{N} \cdot \text{m}$);

D ——缸体内径(m);

d ——输出轴直径(m);

b ——叶片输出轴长度(m);

n ——叶片数;

p ——工作压力(MPa)。

因密封件的阻力,摆动马达实际输出转矩要比理论值小,实际输出转矩称为有效转矩 M_e 。其与理论转矩的比值称为转矩效率 η ,一般 η 值小于 80%。即

$$M_e = \eta M \quad (4-24)$$

4.2.1.1.3 主要性能

1) 输出转矩 表示摆动马达的输出能力。

2) 摆动角 最大摆动角度因结构而异。除最大摆动角,常用的摆动角为 90° 、 180° 、 270° 。

3) 摆动时间 是指摆动马达动作一次所需要的时间。

4) 最大摆动频率 是指摆动马达在无负载状态下,单位时间内摆动的次数。

5) 许用径向载荷和许用轴向载荷 表示摆动马达输出轴的载荷能力参数,由输出轴的支承结构所决定。

6) 耗气量 摆动马达的耗气量可由下式计算:

$$q = 0.12VN \frac{p + p_0}{p_0} \quad (4-25)$$

式中 q ——耗气量 [l/min(ANR)];

V ——摆动马达容积(cm^3);

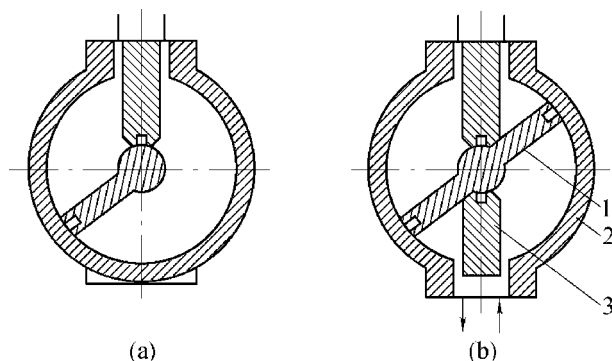


图 4-40 叶片式摆动马达工作原理

1—叶片;2—定子;3—挡块

N ——摆动频率(Hz);
 p ——工作压力(MPa);
 p_0 ——大气压力(MPa)。

4.2.1.1.4 使用

1) 基本型摆动马达终端带有弹性缓冲垫,两端装有摆动角度精确可调的挡块。根据使用要求,摆动气缸有一端带自调式缓冲器、一端带摆动角度精确可调的固定挡块,或两端都带自调式缓冲器。

2) 选用的摆动马达,若转动惯量超过许可值就应使用缓冲器或流量控制阀来降低角速度。

3) 摆动马达安装方式灵活,可以前端或后端安装,也有底部或侧面安装的。摆动马达可带磁性开关,用于摆动角位置发信。

4.2.1.2 齿轮齿条式摆动马达

4.2.1.2.1 结构

齿轮齿条式摆动马达有单齿条和双齿条两种,图 4-41 所示为单齿条式摆动马达结构原理。它由齿轮、齿条、活塞、缓冲装置、缸盖及缸体等组成。

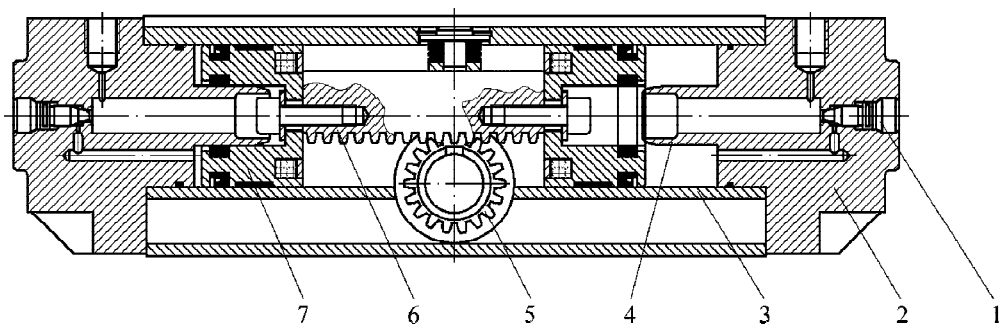


图 4-41 齿轮齿条式摆动马达

1—缓冲节流阀;2—端盖;3—缸体;4—缓冲柱塞;5—齿轮;6—齿条;7—活塞

摆动马达行程终端位置可调,且在终端有可调缓冲装置,缓冲大小与马达设定的摆动角度无关。在活塞上装有一个永久磁环,行程开关可安装在缸体上的安装沟槽中。

4.2.1.2.2 工作原理

齿轮齿条式摆动马达通过一个可补偿磨损的齿轮齿条将活塞的直线运动转化为轴出轴的回转运动。活塞仅作往复直线运动,摩擦损失小,齿轮的效率。若制造质量好,效率可达 95% 左右。这种摆动马达的回转角度不受限制,可超过 360°(实际使用一般不超过 360°),但不宜太大,否则齿条太长也不合适。

图 4-41 中,当马达左腔进气,右腔排气,活塞推动齿条向左运动,齿轮和轴作顺时针方向回转运动,输出转矩。反之,齿轮作逆时针方向回转。其回转角度 θ 取决于活塞的行程和齿轮的节圆半径。

这种摆动马达的理论输出转矩 M 由下式计算:

$$M = \frac{\pi}{8} D^2 p \cdot d_f \times 10^6 \quad (4-26)$$

式中 M ——理论输出转矩(N·m);

D ——缸径(m);

d_f ——齿轮节圆直径(m);

p ——工作压力(MPa)。

回转角度 θ 为

$$\theta = \frac{2s}{d_f} \quad (4-27)$$

式中 θ ——转角(rad);

s ——活塞行程(m);

d_f ——齿轮节圆直径(m)。

4.2.1.3 使用注意事项

4.2.1.3.1 载荷方式

作回转运动的物体停止时的动能对摆动马达输出轴的冲击影响,要比作直线运动的物体对普通气缸活塞杆的影响大得多。而且摆动马达输出轴承受转矩,对冲击的承受力小。当载荷量大、工作速度高时,应考虑设置吸收惯性冲击的外部液压缓冲器。

4.2.1.3.2 速度控制

摆动马达的容积较小,速度的控制较困难。低速工作时会产生爬行现象,回转不平稳。此时,可采用气液系统进行低速控制。

采用气液系统控制摆动马达速度时,由于摆动马达叶片造成的内部泄漏,会使气液系统供油的左右不平衡,产生往复速度不一致的现象。此时,应用平衡阀进行调节。

4.2.2 连续回转式气动马达

4.2.2.1 概述

连续回转式气动马达是将压缩空气的能量转换成连续回转运动的气动执行元件,简称气马达。按结构形式分为叶片式、活塞式和齿轮式三类。

气马达和电动机相比,有如下特点:

1) 工作安全 适用于恶劣的工作环境,在易燃、高温、振动、潮湿、粉尘等不利条件下都能正常工作。

2) 有过载保护作用 不会因过载而发生烧毁。过载时气马达只会降低速度或停车,当负载小时即能重新正常运转。

3) 能够实现正反转 气马达回转部分惯性矩小,且空气本身的惯性也小,所以能快速启动和停止。只要改变进排气方向,就能实现输出轴的正转和反转。

4) 满载连续运转 由于压缩空气的绝热膨胀的冷却作用,能降低滑动摩擦部分的发热,因此气马达可在高温环境中使用。在长时间满载连续运转时,其温升较小。

5) 功率范围和转速范围较宽 气马达功率小到几百瓦,大到几万瓦。转速可以从零到 25 000 r/min 或更高。

4.2.2.2 结构原理

图 4-42 所示为叶片式马达结构原理图。其主要由定子、转子、叶片及壳体构成。在定子上有进、排气用的配气槽孔。转子上铣有长槽,槽内装有叶片。定子两端有

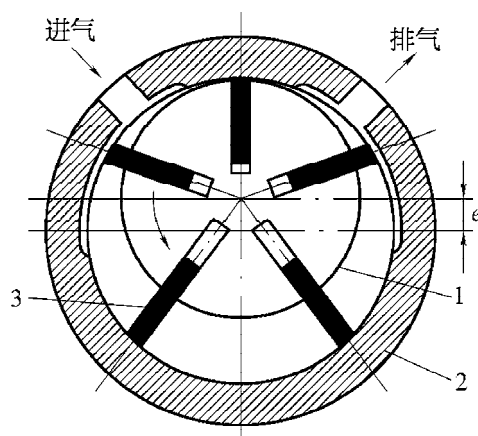


图 4-42 叶片式气马达

1—转子;2—定子;3—叶片; e —偏心距

密封盖。转子与定子偏心安装。这样,沿径向滑动的叶片与壳体内腔构成气马达的工作腔。

气马达的工作原理是,压缩空气从输入口进入,作用在工作腔两侧的叶片上。由于转子偏心安装,气压作用在两侧叶片上产生转矩,使转子按逆时针方向旋转。当偏心转子转动时,工作腔容积发生变化,在相邻工作腔间产生压力差,利用该压力差推动转子转动。作功后的气体从输出口排出,若改变压缩空气输入方向,即可改变转子的转向。

叶片式气马达体积小,重量轻,结构简单,其输出功率为 $0.1 \sim 20 \text{ kW}$,转速为 $500 \sim 25\,000 \text{ r/min}$,但耗气量较大,一般在中、小容量,高速回转的范围内使用。转速在 500 r/min 以下场合使用时,需要用减速机构。叶片式气马达主要用于矿山机械和气动工具中。

4.2.2.3 特性

4.2.2.3.1 基本特性

图 4-43 所示为叶片式气马达的特性曲线。该曲线是在一定的工作压力下,它的转速、转矩及功率都随外负载的变化而变化。

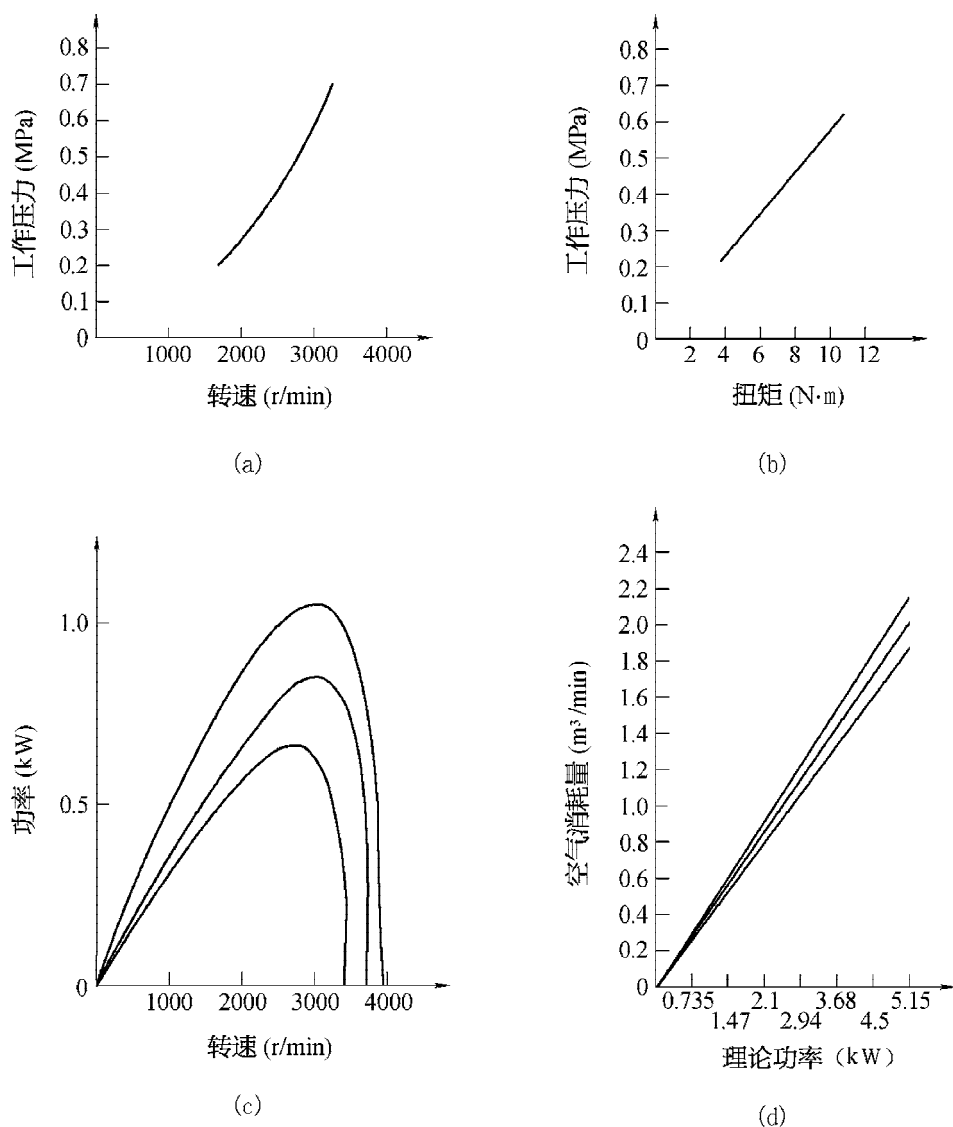


图 4-43 工作特性与工作压力关系

(a) 转速-工作压力曲线; (b) 转矩-工作压力曲线; (c) 功率-工作压力、转速曲线;

(d) 理论功率-工作压力、空气消耗量曲线

由特性曲线可知,叶片式气马达具有软特性的特点。当外负载为零(即空转)时,此时转速达最大值 $n_{\max}$,气马达的输出功率为零。当外负载转矩达到气马达最大转矩 $M_{\max}$ 时,气马达停转,转速为零。此时输出功率也为零。当外负载转矩约等于气马达最大转矩的一半 ($\frac{1}{2}M_{\max}$)时,其转速为最大转速一半 ($\frac{1}{2}n_{\max}$),此时气马达输出功率达最大值 $P_{\max}$ 。这就是所要求的气马达额定功率。在工作压力变化时,特性曲线的各值将随压力的改变而有较大的变化。

4.2.2.3.2 工作特性与工作压力的关系

1) 转速与工作压力的关系(图 4-43(a)) 气马达的转速与工作压力关系可用下式表示:

$$n = n_0 \sqrt{\frac{p}{p_0}} \quad (4-28)$$

式中 n ——实际工作压力下的转速(r/min);

n_0 ——设计工作压力下的转速(r/min);

p ——实际工作压力(MPa);

p_0 ——设计工作压力(MPa)。

2) 转矩与工作压力关系(图 4-43(b)) 气马达的转矩与工作压力关系可用下式表示:

$$M = M_0 \frac{p}{p_0} \quad (4-29)$$

式中 M ——实际工作压力下的转矩(N·m);

M_0 ——设计工作压力下的转矩(N·m);

p ——实际工作压力(MPa);

p_0 ——设计工作压力(MPa)。

3) 功率与工作压力的关系(图 4-43(c)、(d)) 气马达的功率可用下式表示:

$$N = \frac{M \cdot n}{9.54} \quad (4-30)$$

式中 N ——功率(W);

M ——转矩(N·m);

n ——转速(r/min)。

气马达的效率 η 为:

$$\eta = \frac{N}{N_0} \times 100\% \quad (4-31)$$

式中 N ——实际输出功率(W);

N_0 ——理论输出功率(W)。

5 气动控制阀

5.1 概述

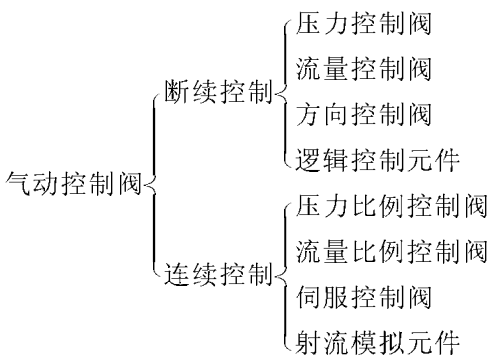
5.1.1 分类

气动控制阀是指在气动系统中控制气流的压力、流量和流动方向，保证气动执行元件或机构按规定程序正常工作的各类气动元件。控制和调节空气压力的称为压力控制阀。控制和调节空气流量的称流量控制阀。改变气流的流动方向和控制气流通断的称为方向控制阀。

除上述三类控制阀外，还有一种能实现一定逻辑功能的逻辑元件，包括元件内部无可动部件的射流元件和有可动部件的气动逻辑元件。在结构原理上，气动逻辑元件基本上是和方向控制阀相同，仅仅是体积、通径较小，一般用来实现信号的逻辑运算功能。近年来，随着气动元件小型化，以及 PLC 控制器在气动系统中的大量应用，气动逻辑元件的应用范围已减少。

从控制方式来分，气动控制可分为断续控制和连续控制两类。在断续控制系统中，通常要用压力控制阀、流量控制阀和方向控制阀来实现程序动作。在连续控制系统中，除了要用压力、流量控制阀外，还要采用伺服、比例阀控制阀等，以便对系统进行连续控制。

气动控制阀分类如下所示，这里不包括常规的气动仪表调节器。



5.1.2 和液压阀的比较

5.1.2.1 使用的能源

气动元件和装置可用空压站集中供气，根据使用要求，各控制点用减压阀调节各自的工作压力。

液压阀都有回油口，便于油箱收集使用过的液压油。气动控制阀可以通过排气口直接把压缩空气向大气排放。

5.1.2.2 对泄漏的要求

液压阀和气动控制阀两者对泄漏的要求根本不同。液压对向外的泄漏要求严格，而对元件内部的泄漏却是允许的，通常将泄漏的油回收收到油箱里。可是对气动控制阀来说，除间

隙密封的阀以外,原则上不允许泄漏。气动阀内部的泄漏有导致事故的危险。对气动管道来说,允许有少许泄漏,而液压管道的泄漏将造成压力明显下降。采用液压的场合可设预防压力泄漏的压力补偿回路;而采用气动的场合要避免泄漏造成的压力降,除防止泄漏外,没有别的办法。

5.1.2.3 润滑要求

液压的工作介质为液压油,液压阀不存在润滑的要求;而气动的工作介质为空气,空气中常含有水分,无润滑性。因此,气动阀本身需要油雾润滑,阀的零件应选择不易受水腐蚀的材料,或者采取必要的防锈处理。

5.1.2.4 压力范围

气动阀的工作压力范围比液压阀低。对气动阀来说,一般要求它具有承受比工作压力高的耐压强度,而对其冲击强度的要求比耐压强度更高。若气动阀在超过最高容许压力下使用,往往会发生严重事故。

5.1.2.5 使用特点

一般气动阀比液压阀结构紧凑,重量轻,易于集成安装,阀的工作频率高,使用寿命长。气动阀向低功率、小型化发展,已出现功率只有 1 W 甚至 0.5 W 的低功率电磁阀,与微机和 PLC 可编程控制器直接连接,特别是最新出现的阀岛,适用于气动工业机械手、复杂的生产装配线等场合。

5.1.3 阀的结构特性

各种控制阀的结构是多种多样的,有截止式、膜片式、平板式、小球式、旋塞式、滑柱式、滑块式等等。实际上,所有的阀类结构都能分解成包含阀孔的固定阀体(阀座)和阀芯两部分。阀体上的孔口被阀芯覆盖。当阀芯从孔口上移开时,空气就通过孔口产生流动。从阀芯相对于阀座开闭运动来分,阀的结构基本上可以分为两大类:截止式或滑柱式两类。

5.1.3.1 截止式

5.1.3.1.1 结构

截止式阀的阀芯沿着阀座轴向移动,对阀门通道起着开关作用,控制进气和出气。图 5-1 所示为截止式阀。图 5-1(a)中,在阀的 P 口输入工作气压后,阀芯在弹簧力和工作气压力作用下紧压在上阀座上,压缩空气不能从 A 口流出;图 5-1(b)为阀杆受到向下的作用力 F_1 后,阀芯向下移动,脱离上阀座,压缩空气就能从 P 口流向 A 口输出,这就是截止式阀的切换原理。

图 5-2 所示为三通截止式阀,有 P 、 A 、 O 三个孔口。图 5-2(a)为阀的初始状态,阀芯紧压在上阀座上, P 口和 A 口间被关断, A 口和 O 口相通。阀的输出口 A 没有输出。图 5-2(b)为工作状态,阀杆受力作用后,使阀芯离开上阀座而紧压在下阀座上,关闭排气口 O ,打开 P 口和 A 口之间的通道,压缩空气从 P 口流向 A 口输出。图 5-2(c)所示为阀在切换过程中阀芯处的瞬间位置。此

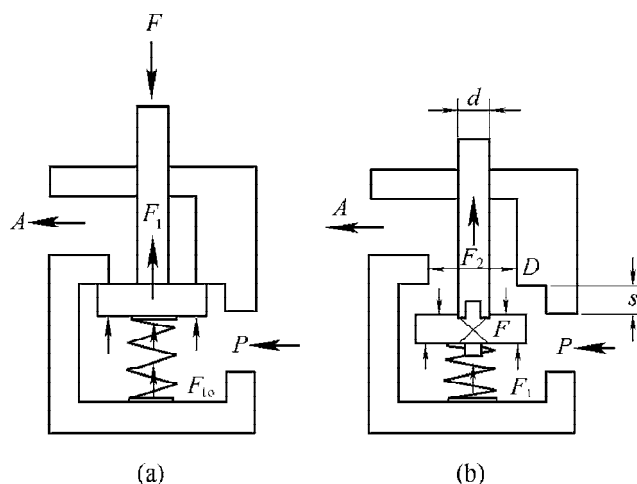


图 5-1 截止式阀

时, P 、 A 、 O 三个孔口同时相通, 而发生窜气现象。一般阀在快速切换过程中, 这种窜气现象对阀的动作不存在什么影响。但在缓慢切换阀的场合, 可能会引起阀的动作不良的结果, 对这种窜气现象应予注意。

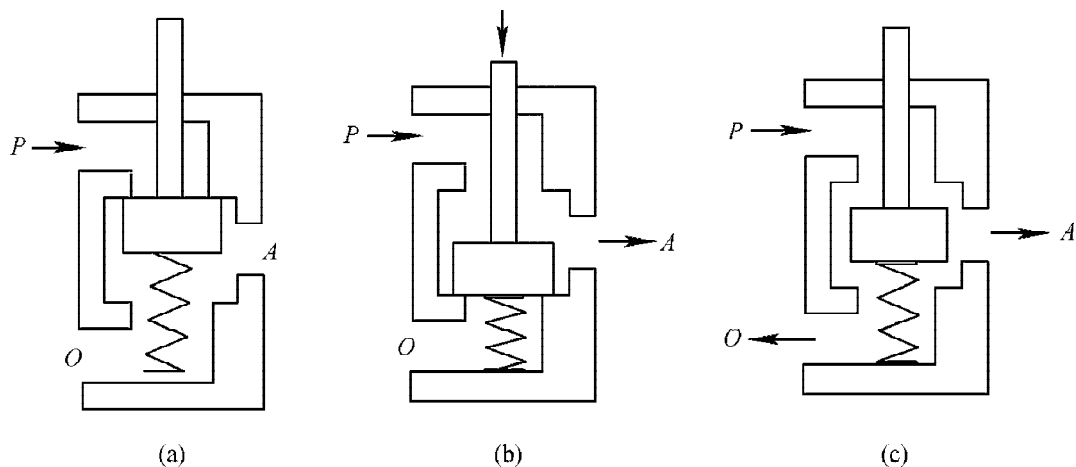


图 5-2 三通截止式阀

5.1.3.1.2 特点

1) 阀芯的升程小 截止式阀的阀芯升程是指阀开启时的阀芯移动量 s , 如图 5-3 所示, 由流通面积可求阀芯的升程, 对于图 5-3(a) 有

$$\frac{\pi}{4} D^2 = \pi D s \quad (5-1)$$

即

$$s = \frac{1}{4} D$$

对于图 5-3(b) 有

$$s = \frac{D^2 - d^2}{4D} \quad (5-2)$$

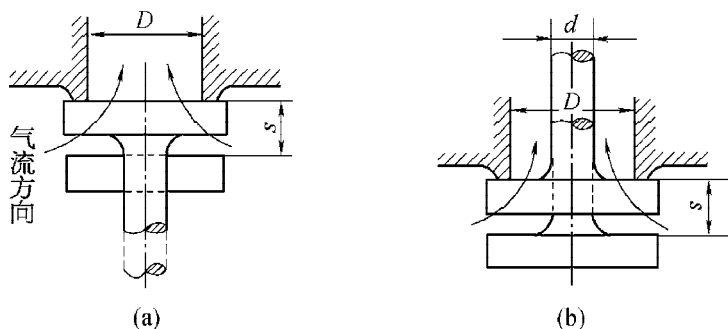


图 5-3 截止式阀的阀芯升程

(a) 阀杆在通道外; (b) 阀杆在通道内

即是说, 当阀芯的升程达到阀的通路 $1/4$ 时, 阀门便完全开启。因此, 截止式阀开启所需的时间较短, 可获得良好的流量特性。其他结构的截止式阀阀芯升程 s 可根据阀芯结构按几何学关系求得。

2) 受背压作用 以图 5-1 阀的受力进行说明。图 5-1(a) 为初始状态, 此时操纵力 $F = 0$, 若 P 口输入的工作气压为 p , 则阀芯受弹簧力 F_{00} 和工作气压作用力 $\pi D^2 p/4$ 作用,

阀芯紧压在上阀座上,阀门关闭。这时阀芯上受到的力 F_1 为

$$F_1 = \frac{\pi}{4} D^2 p + F_{t0} \quad (5-3)$$

图 5-1(b)所示为工作状态,在操纵力 F 的作用下阀门被打开,压缩空气从 P 口流向 A 口输出。这时阀芯上受到向上的弹簧力 F_t ($F_t > F_{t0}$) 和气压作用力 $\pi d^2 p/4$ 作用。作用在阀芯上的向上合力为:

$$F_2 = \frac{\pi}{4} d^2 p + F_t \quad (5-4)$$

式(5-3)、式(5-4)说明,截止式阀无论处于关闭或开启状态,在阀芯上始终有气压力作用。这个气压作用力称为背压。由于阀芯始终受背压作用,因此阀芯和阀座之间的密封性能好。由于背压的存在,增加了阀切换时的操作力,因而采用截止式结构的阀用于手动操作时,只用小口径规格的阀;用于大流量或高压时,往往采用先导式控制结构。

3) 密封性能 截止式阀的阀芯和阀座之间密封接触面处的空气泄漏量的大小受多种因素的影响,有密封面的加工质量,密封接触面的宽度,密封边界内外压力差,密封材料,有无润滑密封油脂,阀芯结构及在密封面上所产生的比压力大小等因素。由于影响密封性能的因素很多,一般是根据阀的用途来确定阀的密封结构。

为了计算阀切换时操纵力的大小,必须确定在阀芯和阀座密封接触面上单位面积所受的力,即比压 q 。保证密封性能所需的比压称为密封比压 q_M ,其大小取决于密封的宽度、材料及工作气压的大小。一般只能由试验的经验公式求得。在计算密封比压时,必须保证 $q_M < q < [q]$ 。 q 为密封接触面上实际作用的比压, $[q]$ 为密封材料所决定的许用比压。

4) 阀的操纵力 由阀的受力分析可知,要使阀从关闭状态变为开启状态, A 口有输出,必须在阀杆上作用一个操纵力 F ,且 $F > F_1$,如图 5-1 所示。若阀从开启状态返回到关闭状态,由于阀芯上已作用了向上的气压力,因此弹簧力 F_t 不必很大,就可把阀门关闭。但是,完全靠压差作用使阀门关闭,当工作压力太低时,将不能保证阀完全密封。反之,当工作压力太高时,虽然能保证阀完全密封,但阀门开启时的操纵力 F 又太大,使操纵困难。

既要使阀密封可靠,又要操纵方便,一般有两种方法。一种方法是增加一个控制活塞,使先导控制气压作用在活塞上产生较大的操纵力,以弥补上述缺点。另一种方法是采用压力平衡式结构,在初始状态时,气压作用在阀杆上的合力为零,使开启阀门的操纵力大大降低,见图 5-4。

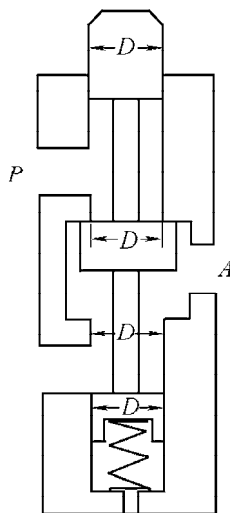


图 5-4 压力平衡式阀

5.1.3.2 滑柱式

5.1.3.2.1 结构

滑柱式阀是利用圆柱状的阀芯在圆筒形阀套内轴向移动来实现换向动作的。图 5-5 所示为滑柱式阀,这是一种弹簧复位的单控阀。图 5-5(a)所示为阀的初始状态,滑柱在弹簧力的作用下位于右端,压缩空气从输入 P 口流向输出 A 口, A 口有输出, B 口无输出。图 5-5(b)为阀的工作状态,滑柱在控制力作用下克服弹簧力位于左侧,关断 P 口和 A 口之间通路,接通 P 口和 B 口。于是, B 口有输出, A 口无输出。

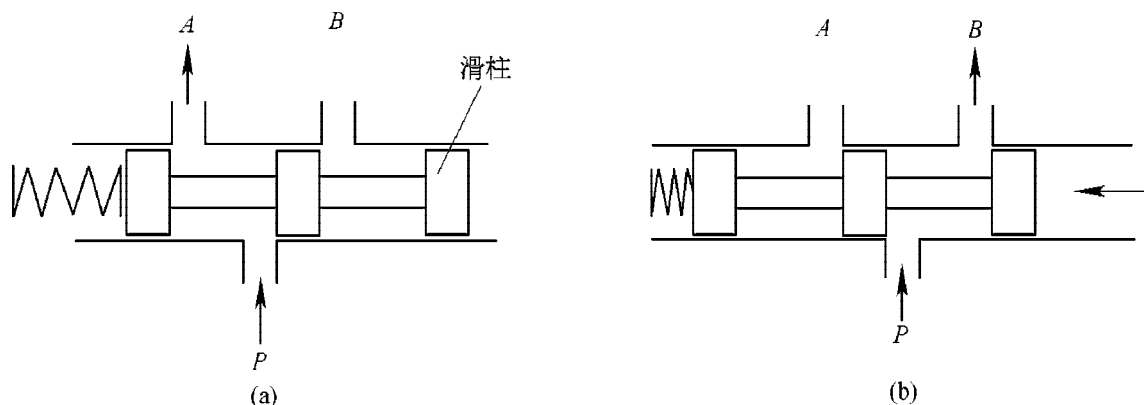


图 5-5 滑柱式阀

滑柱式阀在结构上只要稍微改变阀套或滑柱的尺寸、形状就能实现多种机能。这种结构容易设计成多位多通阀。如图 5-6 所示为五通阀结构,它是在图 5-5 所示结构上增加两个孔口构成。

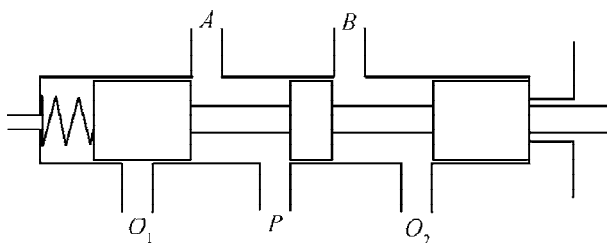


图 5-6 五通阀

滑阀的密封方式有两类:一类是采用金属对金属的间隙密封;另一类是采用弹性密封件来进行密封。图 5-6 为采用间隙密封的滑柱式结构,一般滑柱与阀套之间的间隙只有几个微米,阀工作时会有微量空气泄漏,使用时应予以注意。

图 5-7 所示为采用弹性密封的滑柱式结构,图 5-7(a)是密封圈安装在滑柱上的结构。这种结构应除去阀体沟槽上的毛刺,使滑柱上的密封圈过孔时不被损坏。图 5-7(b)所示为密封件安装在阀体上的结构,这是最简单的滑柱式结构。随着数控加工技术普及,这种结构的阀获得推广。采用弹性密封的阀,只要密封件不产生磨损或破坏就不会有空气泄漏。

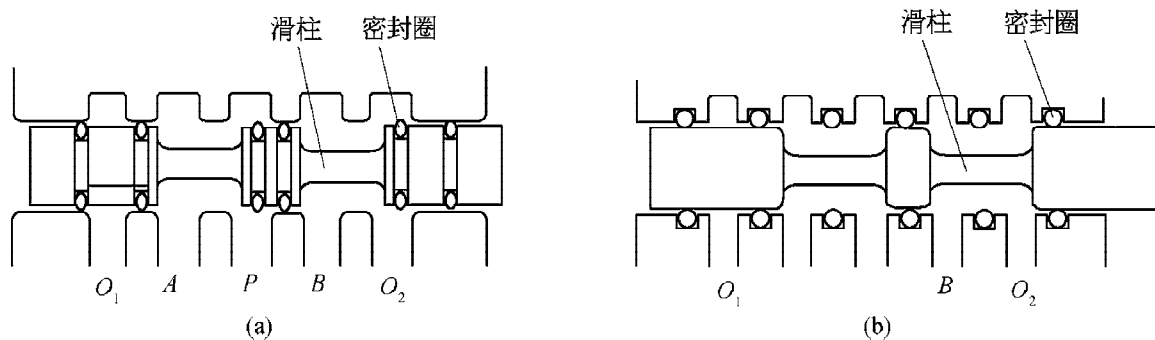


图 5-7 弹性密封的滑柱式结构

5.1.3.2.2 特点

1) 阀的换向行程 如图 5-8 所示,阀换向时滑柱从右侧(实线位置)切换到左侧(虚线位置)的行程,应满足以下条件:

$$s = \frac{c-a}{2} + b + \frac{c-a}{2} + a = b + c \quad (5-5)$$

式中,滑柱台阶宽度 a 同时起着导向和防止泄漏的密封作用, c 是两相邻通口之间的距离,它随着密封方式的不同而不同; b 是沟槽宽度。

另外,空气流过宽度为 b 的沟槽的流通面积 $A_1 = \pi D b$, 流过滑柱部分的流通面积 $A_2 = \pi(D^2 - d^2)/4$ 。若 $A_1 = A_2$, 则 $b = (D^2 - d^2)/4D$ 。同时考虑到 a 、 b 、 c 三者之间的关系,即 $c \geq a \geq b$ 。若以最小值 $c = b$ 代入式(5-5)得:

$$s = b + c = 2b = \frac{D^2 - d^2}{2D} \quad (5-6)$$

式中, D 为阀套(滑柱)直径, d 为阀杆直径。若式中 $d = 0$, 则 $s = 0.5D$, 为滑柱式阀的换向行程的最大极限值。总之,滑柱式阀的换向行程比截止式来得大,影响阀的轴向尺寸和阀的工作频率。可有两种方法予以改进,一种方法是从加工工艺上缩小轴向尺寸,如已有采用金属压铸的阀壁厚仅为 $0.5 \sim 0.8 \text{ mm}$, 甚至已出现无壁厚的阀。另一种方法是采用同轴截止式结构。

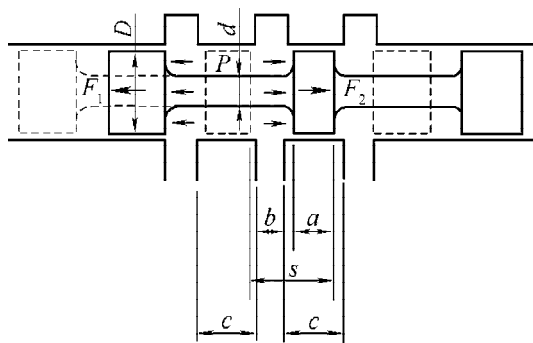


图 5-8 阀的换向行程

2) 受力平衡 如图 5-8 所示, 阀在初始状态

时 $P \rightarrow A$ 相通。从 P 口输入的工作气压作用在滑柱左右台阶的两侧面 A_1 和 A_2 上, 由于滑柱的两台阶直径相等, 所以气压作用在滑柱上的合力为零, 即滑柱受力是平衡的。

3) 密封性能 滑柱式阀的密封性能是指阀的通路间的密封。对于密封结构设计的一般原则是密封性要好, 摩擦阻力和始动摩擦力要小, 寿命要长, 结构工艺性要好。这些原则也适用于滑柱式阀通路间密封结构的设计。用于滑柱式阀的弹性密封结构, 为了降低摩擦力和始动摩擦力, 在保证密封性能的前提下出现了两种趋势: 一是密封件宽度或接触面宽度趋于减小, 二是压缩量由 0.2 mm 减小到 0.02 mm (相对于双向密封结构)。同时对摩擦密封副零件的表面粗糙度提出了更高的要求。

4) 操纵力 由于滑柱受力是平衡的, 不受输入的工作压力大小的影响, 使阀切换的操纵力由下式决定:

$$F = \sum F_f + G + F_o \quad (5-7)$$

式中 F ——阀换向时的操纵力;

$\sum F_f$ ——阀换向时滑柱上所受的总摩擦力;

G ——滑柱重力, 水平动作时 G 为零;

F_o ——阀的复位力, 弹簧复位时复位力为弹簧力, 气压复位时复位力为气压力, 双控阀的复位力 F_o 为零。

5.1.3.3 同轴截止式

5.1.3.3.1 结构

同轴截止式结构, 它结合了截止式和滑柱式两种结构的特点, 如图 5-9 所示, 阀流路之间的密封是截止式结构。这样, 阀的换向行程短, 易于提高阀的工作频率, 且又易实现多位多通路阀的功能。

5.1.3.3.2 特点

1) 阀的换向行程短 同轴截止式阀的阀芯换如同滑柱式一样, 左右移动, 但实际上各通路之间的通断是截止式结构。因此, 阀开启的时间短, 易于提高阀的工作频率。流量性能

好,轴向尺寸小。

2) 受力平衡 如同滑柱式阀,阀芯(滑柱)受力是平衡的。容易实现多位多通路阀的功能。

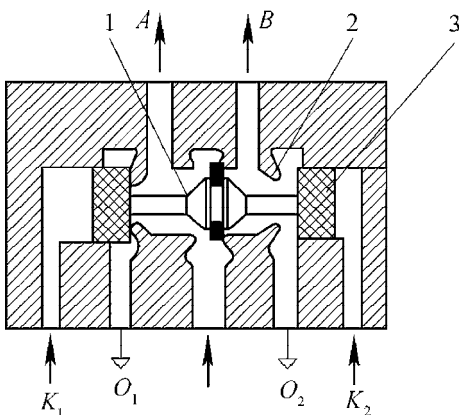


图 5-9 同轴截止式阀

1—阀杆;2—阀座;3—阀芯

3) 密封性能 采用截止式阀的密封原理,但结构上必须保证两组密封面同时密封,否则会引起泄漏。图 5-9 所示位置, P 和 A , B 和 O_2 相通,必须使 P 、 B 和 A 、 O_1 之间无泄漏。

4) 操纵力 由于没有背压的作用,阀换向的操纵力较小。

图 5-9 所示单气控二位五通阀是同轴截止式结构。从截止式结构可知,这种结构易实现二位三通的功能,若要实现二位五通(四通)功能,则需要两个截止式组合;而滑柱式结构轴向尺寸大,且软质密封的滑柱式阀的操纵力受密封圈始动摩擦力影响较大,特别是受阀的停放时间的影响,阀的停放时间越长,阀的操纵力就越大。采用同轴截止式结构,不但阀的轴向尺寸大大缩短,且操纵力基本不受密封的影响。

5.2 压力控制阀

气动与液压传动不同,一个空压站输出的压缩空气通常可供多台气动装置使用。空压站的空气压力都高于每台装置所需的压力,且压力波动较大。因此每台气动装置的供气压力都需要用减压阀减压,并保持稳定。对于低压控制系统(如气动测量),除用减压阀减压外,还需用精密减压阀以获得稳定的供气压力。

当管路中的压力超过允许压力时,为保证系统工作安全,往往用溢流阀实现自动排气,使系统压力下降,如在贮气罐顶部必须安装安全阀。

有时,气动装置受空间位置影响不便安装行程阀而要依据气压的大小来控制两个以上的气动执行机构的顺序动作,能实现这种功能的压力控制阀称为顺序阀。

这样,压力控制阀有减压阀、安全阀和顺序阀三类。

5.2.1 减压阀

减压阀的作用是将较高的输入压力调到规定的输出压力,并能保持输出压力稳定,不受空气流量变化及气源压力波动的影响。

减压阀的调压方式有直动式和先导式两种。直动式借助弹簧力直接操纵的调压方式;先导式是用预先调整好的气压来代替直动式调压弹簧进行调压的。一般先导式减压阀的流量特性比直动式好。

直动式减压阀直径小于 20~25 mm,输出压力在 0~1.0 MPa 范围内最为适当,超出这个范围应选用先导式。

5.2.1.1 基本工作原理

减压阀实质上是一种简易压力调节器,图 5-10 所示为一种常用的直动式减压阀结构。若顺时针旋转调节手柄,调压弹簧被压缩,推动膜片和阀杆下移,进气阀门打开,在输出口有气压输出。同时,输出气压经反馈导管作用在膜片上产生向上的推力。该推力与调压弹簧作用力相平衡时,阀便有稳定的压力输出。若输出压力超过调定值,则膜片离开平衡位置而

向上变形,使得溢流阀打开,多余的空气经溢流口排入大气。当输出压力降至调定值时,溢流阀关闭,膜片上的受力保持平衡状态。

若逆时针旋转手柄,调压弹簧放松,作用在膜片上的气压力大于弹簧力,溢流阀打开,输出压力降低直至为零。

反馈导管的作用是提高减压阀的稳压精度。另外,能改善减压阀的动态性能,当负载突然改变或变化不定时,反馈导管起着阻尼作用,避免振荡现象发生。

当减压阀的接管口径很大或输出压力较高时,相应的膜片结构也很大。若用调簧弹簧直接调压,则弹簧过硬,不仅调节费力,而且当输出流量较大时,输出压力波动也较大。因此,接管口径在 20~25 mm 以上且输出压力较高时,一般宜用先导式结构。在需要远距离控制时,可采用遥控的先导式减压阀。

先导式减压阀是使用预先调整好的压力空气来代替直动式调压弹簧进行调压的。其调节原理和主阀部分的结构与直动式减压阀相同。先导式减压阀的调压空气一般是由小型直动式减压阀供给的。若将这种直动式减压阀置于装置内部,则称为内部先导式减压阀。若将这种小型直动式减压阀装在装置外部,则称为外部先导或远距离(遥控)控制的减压阀。

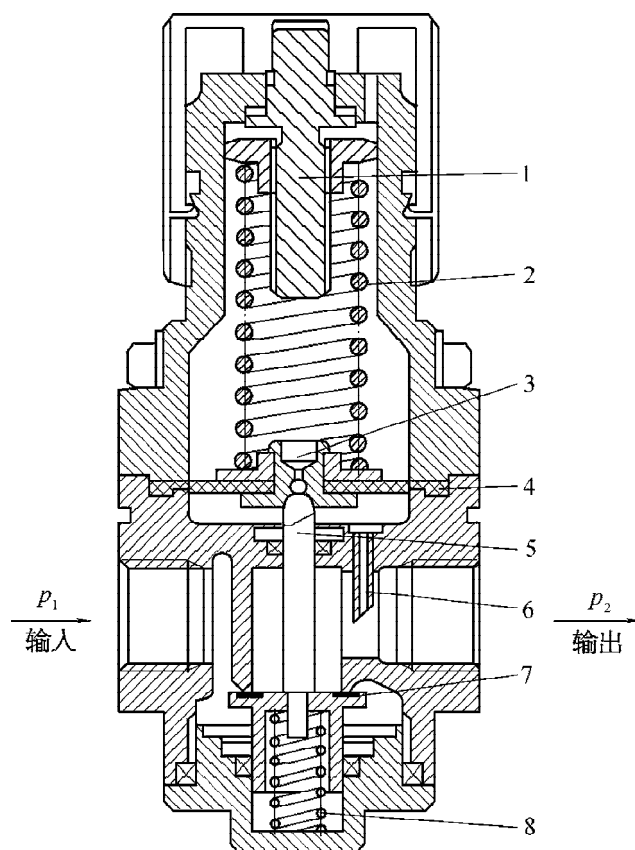


图 5-10 直动式减压阀

1—调节手柄;2—调压弹簧;3—溢流阀;4—膜片;
5—阀杆;6—反馈导管;7—进气阀门;8—复位弹簧

图 5-11 所示为精密减压阀原理,是内部先导式。它是在直动式减压阀中采用了喷嘴——

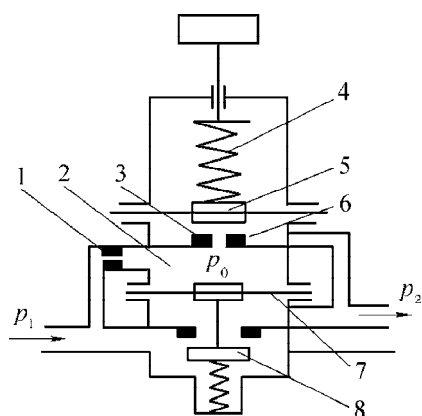


图 5-11 精密减压阀原理

1—恒气阻;2, 6—腔室;3—喷嘴;
4—弹簧;5, 7—膜片;8—阀芯

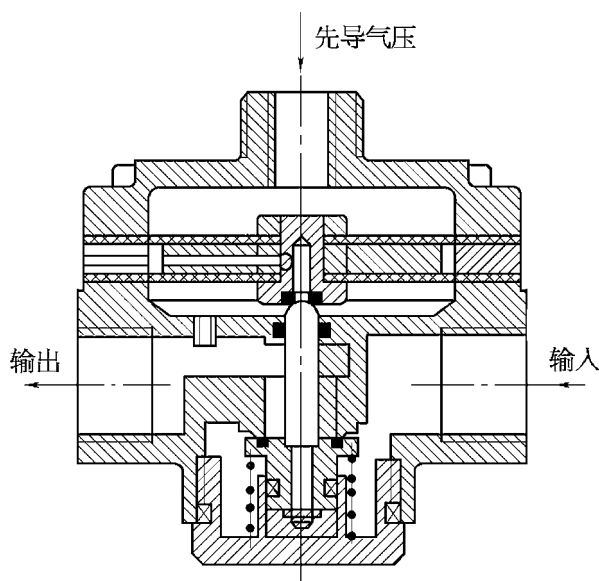


图 5-12 遥控减压阀

挡板放大器。放大器包括腔室、膜片 5、恒气阻和喷嘴。当减压阀的输出压力 p_2 变化时,例如压力下降,则膜片 5(挡板)在调压弹簧作用下靠近喷嘴,引起放大器腔室中背压升高。背压作用在膜片 7 上,使阀芯开启,流通面积增加,输出压力 p_2 上升,直至接近原来的调定值。

由于在减压阀的弹簧和阀芯之间增加了一个具有高放大倍数的喷嘴——挡板放大器,因而精密减压阀稳压精度高。

图 5-12 所示遥控减压阀为外部先导式,遥控减压阀的先导气压是由另外一个小型直动式减压阀供给的,即调压用的小型直动式减压阀和主阀分开设置。

5.2.1.2 结构

5.2.1.2.1 溢流结构

减压阀的溢流结构有溢流式、非溢流式和恒量排气式三种,如图 5-13 所示。

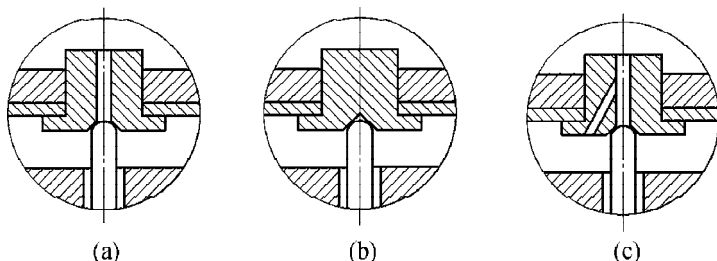


图 5-13 减压阀的溢流结构

(a) 溢流式; (b) 非溢流式; (c) 恒量排气式

溢流式结构有稳定输出压力的作用。当阀的输出压力因某种原因超过调定值时,多余的空气能从溢流口排出而维持输出压力不变。非溢流式减压阀常用于化工有害气体管路,使用时要装一个旁路阀。当需要降低输出压力时,应打开旁路阀,直到稳定在新的调定值上。恒量排气式减压阀工作时,始终有微量空气从溢流阀小孔中排出,它能提高减压阀在小流量时的稳压性能。

减压阀的溢流机构是用来保持输出压力稳定,一般溢流面积设计成很小的孔口,在负荷剧烈变化需要大流量溢流场合,应单独使用溢流阀或者使用由减压阀和溢流阀组合而成的溢流减压阀。

5.2.1.2.2 平衡结构

减压阀的力平衡结构有膜片式和活塞式两种。

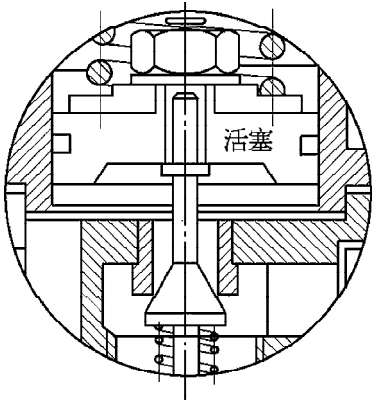


图 5-14 活塞式减压阀

减压阀中采用的膜片一般为有夹层的丁腈橡胶,有平膜片和深波纹膜片两种结构。采用深波纹膜片能克服平膜片在调压过程中所受的径向力作用的影响,能提高阀的稳压性能,改善阀的流量特性。无论是平膜片还是深波纹膜片,使用橡胶膜片式平衡结构的减压阀,其灵敏度高,制造容易。但工作温度受到限制,承受的压力不能太高(若承受的温度、压力较高时,需用金属膜片)。

活塞式减压阀是用活塞作为力平衡结构,如图 5-14 所示,其主要结构与膜片式相同,只是用活塞代替膜片。特点是阀的体积较小,活塞位移大,灵敏度较膜片式低,制造工艺要求严格,特别适宜于空气介质压力、温度较高的使用场合。

5.2.1.2.3 接管方式

减压阀一般都用管式,也有用板式连接的,特别是集装式连接的控制阀中需要另外供气的控制压力或工作压力时,板式连接更为适用。

5.2.1.3 受力分析

假设在空气不可压缩条件下,建立阀的受力静态平衡方程,讨论直动式减压阀的压力特性和流量特性。图 5-10 所示的直动式减压阀的主阀是一种受背压作用的截止式阀芯结构,通常称之为背压式减压阀。图 5-15 所示为背压式减压阀的受力分析原理图。由阀芯的受力平衡方程可推导得减压阀的压力特性方程式

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = - \frac{1}{\frac{A_1}{A_0} - 1} \quad (5-8)$$

式中 Δp_1 ——输入压力波动量(Pa);

Δp_2 ——输出压力波动量(Pa);

A_1 ——膜片有效面积(m^2);

A_0 ——阀芯有效面积(m^2)。

式(5-8)说明,减压阀的输出压力变动与输入压力变动相反,且 $A_1 \geq A_0$ 时,压力的变化量较小。

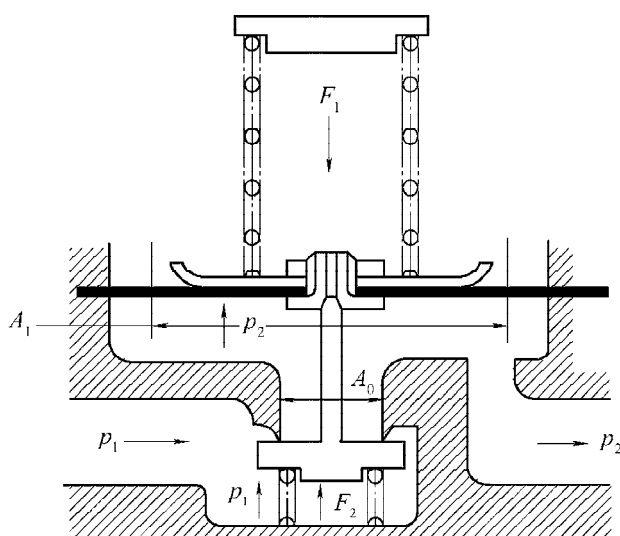


图 5-15 背压式减压阀受力分析原理图

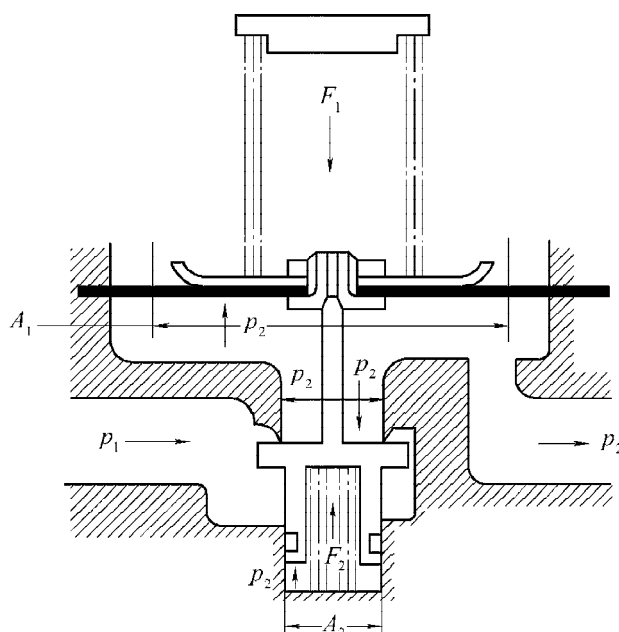


图 5-16 平衡式减压阀受力分析原理图

同样,可推得减压阀的流量特性方程式

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta q} = \frac{C_1 + C_2}{k(A_1 - A_0)} \quad (5-9)$$

式中 C_1 ——调压弹簧刚度(N/mm);

C_2 ——复位弹簧刚度(N/mm);

Δs ——阀门开度变动量(mm);

k ——阀门开度与流量的比例系数。

式(5-9)说明,减压阀的流量特性为输出流量波动 Δq 所引起的输出压力波动 Δp_2 ,与阀的结构参数有关。式中, k 为进气阀门结构所决定的流量比例系数(流量系数)。若降低弹簧刚度 C_1 、 C_2 ,增大平衡膜片的有效面积,则可以改善减压的流量特性,提高稳压精度。

图 5-16 所示为平衡式减压阀受力分析原理图,阀的进气阀门的阀芯上不受背压作用,气压作用力基本上是平衡的(实际阀的结构设计时,为了保证初始接触力,采用微小的面积差使阀芯上仍受极小的背压作用)。于是,消除了输入压力 p_1 波动的影响。同样,平衡式减压阀的流量特性比前者好。减压阀的压力特性和流量特性反映了阀的稳压精度,可以说平衡式减压阀比背压式减压阀的稳压精度高。但是,背压式减压阀反应灵敏,结构紧凑,体积小,故仍获得广泛应用。

5.2.1.4 特性

表示减压阀的主要性能有调压范围、压力特性、流量特性和溢流特性。

5.2.1.4.1 调压范围

减压阀的输出压力的调节范围,称为调压范围。减压阀的输出压力在调压范围内应能连续稳定地调整,无突跳现象。减压阀的输入及最大输出压力关系如表 5-1 所示。

表 5-1 减压阀的输入及输出关系 (MPa)

输入压力 p_1	0.16	0.4	0.63	1.0	(1.2)	1.6	2.5	4.0
输出压力 p_2	0.1	0.25	0.4	0.63	(0.8)	1.0	1.6	2.5

5.2.1.4.2 压力特性

是指减压阀输出流量一定时,输入压力的变化对输出压力波动的影响,用特性曲线表示,如图 5-17 所示。

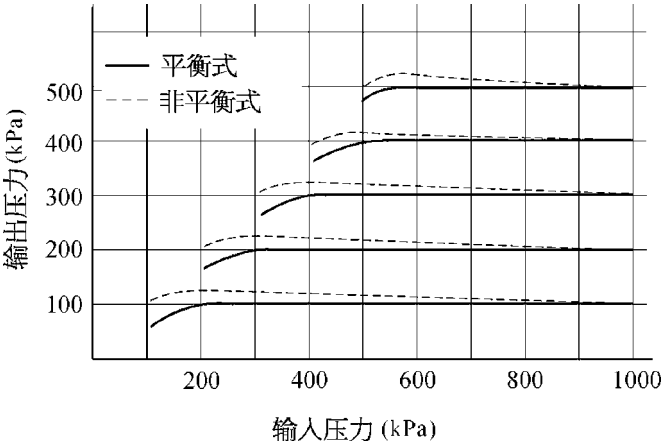


图 5-17 压力特性曲线

5.2.1.4.3 流量特性

是指减压阀输入压力一定时,输出流量的变化对输出压力波动的影响,用特性曲线表示,如图 5-18 所示。

减压阀的流量特性和压力特性表示了阀的稳压性能,是选用阀的重要依据。阀的输出压力只有低于输入压力一定值时,才能保证输出压力的稳定,输入压力至少要高于输出压力 0.1 MPa,阀的输出压力越低,受流量的影响越小,且在小流量时,输出压力波动较

大。在图 5-18 所示的流量特性曲线的 OO' 段之间压力变化较大,若阀的纵坐标移至虚线 O' ,显然改善了阀的流量特性。这就是恒量排气式溢流结构能改善减压阀流量特性的原因。

当使用流量超出额定的流量时,减压阀的输出压力将急剧下降,如图 5-18 所示。

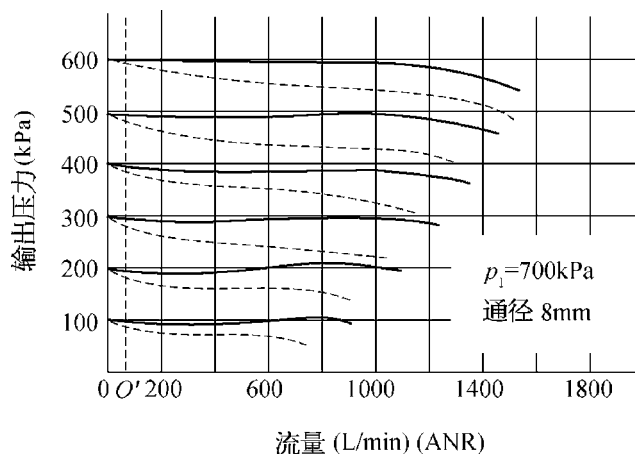


图 5-18 流量特性曲线

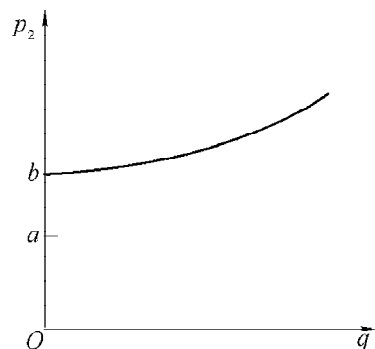


图 5-19 溢流特性

5.2.1.4.4 溢流特性

减压阀的溢流特性表示通过溢流口的溢流流量 q_l 与出口口的超压压力 $\Delta p (= p'_2 - p_2)$ 之间的关系,用图 5-19 所示的溢流特性曲线表示。特性曲线上的 a 点为减压阀的输出压力调定值 p_2 , b 点为溢流阀即将打开时的输出压力 p'_2 。

一般有溢流装置的减压阀在回路中不能用作溢流阀,一方面是溢流口口径很小,流量小;另一方面阀的开启压力(即 p'_2)很高,难以保证回路压力稳定。

5.2.1.5 选用

为保证气动自动化系统正常工作,选择使用减压阀应考虑以下问题:

1) 根据要求的工作压力、调压范围和使用流量的最大值及稳压精度来选择减压阀。

根据系统的使用工作压力不同,减压阀的输出压力可分级供给。减压阀的输出流量是主要性能参数,一般与阀的接管口径相对应。若没有足够大的大口径阀供选用,可用几个减压阀并联输出。但需注意相应的输入、输出管道截面积之和不得小于减压阀公称通径截面积之和。稳压精度要求较高时,应选用先导式减压阀。

2) 在易爆有危险的场合,应选用遥控减压阀(外部先导式)。通常,遥控减压阀和小型直动式减压阀配套,将小型减压阀和压力表安装在控制盘上,压缩空气经过滤器、减压阀和油雾器后,供给气动装置。

3) 储气罐设置 在气动自动化系统的中间气动装置有时为了使工作压力稳定,常需设置一个储气罐。通常这种储气罐容积不大,如储气罐尺寸为 $\phi 200 \times 800$ (26L),建议储气罐就近设置在减压阀上游回路中,如图 5-20 所示。

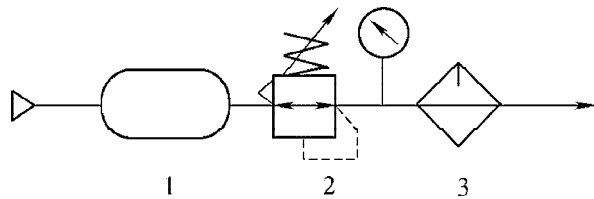


图 5-20 储气罐设置位置

1—储气罐;2—减压阀;3—油雾器

4) 安装维护 减压阀可在任意位置安装,但最好能垂直安装,以便于操作。阀体上的箭头方向为气体流动方向,安装时不能将方向搞错。需要时,可拧下气口堵头,安装压力表。

安装前,连接管道应用压缩空气将其内灰尘、铁屑等杂物吹净。

为了延长减压阀的使用寿命,减压阀不用时应旋松手柄回零,以免使膜片长期受压引起塑性变形。在空气中尘埃较多的地方使用减压阀,必须在阀前安装过滤器。

减压阀清洗装配时,金属零件应用矿物油洗净,橡胶件用肥皂液清洗后用水洗净并吹干。装配时,滑动部分的表面要涂润滑脂。膜片、密封圈极易划伤,装配时要注意。

5.2.2 溢流阀(安全阀)

溢流阀和安全阀在结构和功能方面往往是相似的,有时不加以区别。它们的作用是当系统中的工作压力超过调定值时,把多余的压缩空气排入大气,以保持进口压力的调定值。实际上,溢流阀是一种保持回路工作压力恒定的压力控制阀,而安全阀是一种防止系统过载、保证安全的压力控制阀。

5.2.2.1 工作原理

图 5-21 为溢流阀的工作原理示意图。阀的输入口与控制系统(或装置)连接。当系统中的气体压力为零时,作用在阀芯上的弹簧力(或重锤)使它紧压在阀座上。随着系统中的气压增加,即在阀芯下面产生一个气压作用力,若此力小于弹簧力(或重锤)时,两者作用力之差形成阀芯和阀座之间的密封力。当系统中压力上升到某一值时,阀的密封力变为零。若压力继续上升到阀的开启压力 p 时,阀芯开始打开,压缩空气从排气口急速喷出。阀开启后,若系统中的压力继续上升到阀的全开压力 p' 时,则阀芯全部开启,从排气口排出额定的流量。此后,系统中的压力逐渐降低,当低于系统工作压力的调定值(即阀的关闭压力 p'')时,阀门关闭,并保持密封。

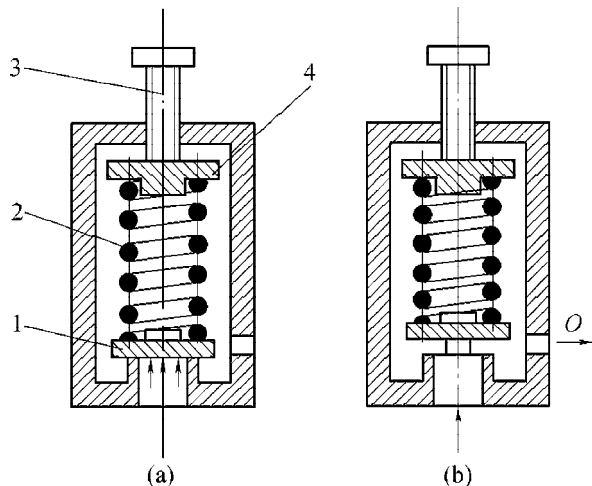


图 5-21 溢流阀工作原理图

1—活塞;2—调压弹簧;3—调节手柄;4—弹簧

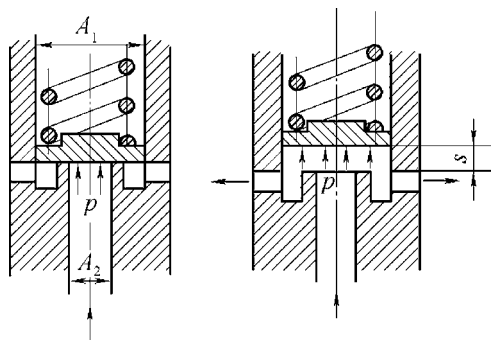


图 5-22 溢流阀的受力分析

1) 直动式溢流阀及其受力分析(见图 5-22) 由阀(图 5-21)的工作原理可知,阀门即将开启时力平衡方程式为:

$$pA_2 = s_0 C \quad (5-10)$$

式中 p ——阀门即将开启时的压力,称开启压力(Pa);

A_2 ——阀通口的有效面积(m^2);

s_0 ——弹簧预压缩量(mm);

C ——弹簧刚度(N/mm)。

当空气压力进一步升高,使阀门完全开启而进行溢流时,力的平衡式为:

$$p'A_1 = (s_0 + s)C \quad (5-11)$$

式中 p' ——阀门完全开启时的压力,称全开压力(Pa);

A_1 ——阀门开启后阀的有效面积(m^2);

s ——阀的升程(mm)。

因溢流使空气压力下降,阀门趋于关闭瞬时的力平衡式为:

$$p''A_1 = s_0 C \quad (5-12)$$

式中 p'' ——阀门即将关闭时的压力,称关闭压力。

溢流阀的特性是以 p 、 p' 、 p'' 来判断的,显然 $p' > p > p''$,而它们之间的差值越小,则溢流特性越好。

式(5-10)与式(5-11)联立得:

$$\frac{p'}{p} = \frac{(s_0 + s)A_2}{s_0 A_1} = \left(1 + \frac{s}{s_0}\right) \frac{A_2}{A_1}$$

为了提高溢流性能,希望 $p \approx p'$,即

$$\frac{A_1}{A_2} = 1 + \frac{s}{s_0} \quad (5-13)$$

由式(5-10)与式(5-12)联立得:

$$\frac{p}{p''} = \frac{A_1}{A_2} \quad (5-14)$$

若要求 $p \approx p''$,则 $\frac{A_1}{A_2} \rightarrow 1$,在式(5-13)中,则要求

$\frac{s}{s_0} \rightarrow 0$,这显然是不可能的。故对溢流阀而言,应首先提高阀的溢流特性,即 $p \approx p'$ 。这种溢流阀大多是小型阀,在阀门开启溢流时,可能发生过量空气流入回路中,而使空气压力急剧变化,此时应选用口径较大的溢流阀。

2) 先导式溢流阀(见图 5-23) 同样可建立阀门即将开启时的力平衡式为:

$$pA_2 = p_0 A_0 \quad (5-15)$$

式中 p ——阀门即将开启时的压力;

p_0 ——先导压力;

A_0 ——先导压力作用的有效受压面积;

A_2 ——阀门开启前作用的有效面积。

阀门开启后进行溢流时的力平衡方程式为:

$$p'A_1 = p_0 A_0 \quad (5-16)$$

阀门即将关闭时的力平衡式为:

$$p''A_1 = p_0 A_0 \quad (5-17)$$

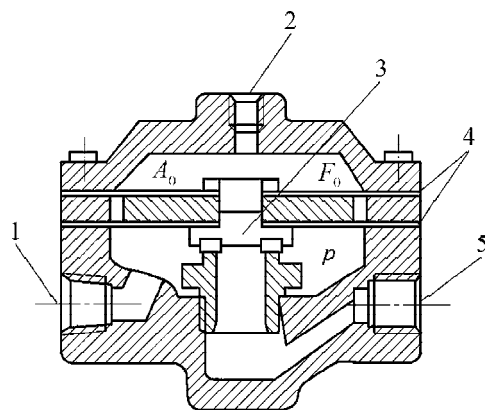


图 5-23 先导式溢流阀

1—输入口;2—先导口;3—阀芯;
4—膜片;5—排气口

由式(5-15)、式(5-16)与式(5-17)得:

$$\frac{p'}{p} = \frac{p''}{p} = \frac{A_2}{A_1} \quad (5-18)$$

式(5-18)说明,溢流阀的开启压力 p 和关闭压力 p'' 之比等于阀门开启前后有效面积之比。这种溢流阀的特点是,当回路中的压力达到阀的开启压力时,阀门立即完全开启。因此,排气量大,流量特性好。一般口径在 15 mm 以上的溢流阀大多采用这种结构。

5.2.2.2 结构

按阀的作用原理,溢流阀可分为两种类型:微启式(比例作用式)和全启式(又称突开式)。系统内工作压力变化时,阀的开启过程是不一样的。一般,微启式用于溢流阀,全启式用于安全阀。

图 5-24 所示为微启式溢流阀,该阀的工作特性属于比例作用式,即阀门的开度是随系统中压力的升高而逐渐开启的。因此,阀的排放量也是逐渐增大的,一旦系统中的压力低于调定值,阀门即关闭。这样,有利于保证系统中的工作压力稳定。

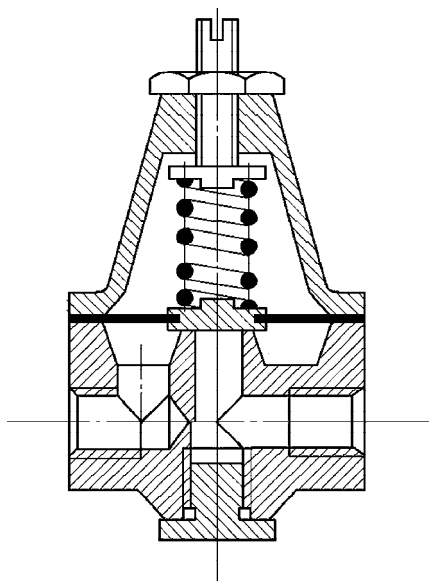


图 5-24 微启式溢流阀

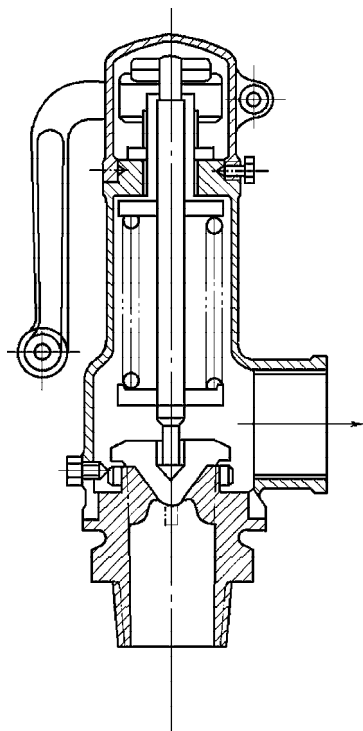


图 5-25 全启式安全阀

图 5-25 所示为全启式安全阀,其特点是阀门开启以额定的排放流量迅速排出气体,当系统中的压力稍低于调定压力时阀门即关闭。这样,能保证回路中的压力维持在工作压力而不致下降过多。

5.2.2.3 使用原则

- 1) 根据系统的最高使用压力和排放流量来选择溢流阀(安全阀)的型式、规格。
- 2) 为保持气动回路工作压力稳定,要求阀门动作灵敏,开闭压差小,宜选用微启式溢流阀。
- 3) 不要把有溢流装置的减压阀用作溢流阀,除了减压阀的溢流流量很小外,并且减压阀溢流装置的开启压力较大,不宜用作溢流阀。

4) 应注意安全操作规程,特别是用于空压机、储气罐上的安全阀,出厂时都有铅封印记,未经许可,严禁擅自调整弹簧位置。

5.2.3 顺序阀

顺序阀亦称压力连锁阀,是依靠回路中压力的变化来控制顺序动作的一种压力控制阀。若将单向阀和顺序阀组装成一体,则称为单向顺序阀。单向顺序阀常应用于使气缸自动进行一次往复运动,用于不便安装机控阀的场合。

5.2.3.1 工作原理

顺序阀的工作原理比较简单,图 5-26 所示是顺序阀的工作原理,图 5-27 所示是单向顺序阀的工作原理图。它们都是靠弹簧的预压缩量来控制阀的开启压力的大小。图 5-28 所示是可调式顺序阀,其结构特点是顺序阀和一个二位三通阀组成一体。

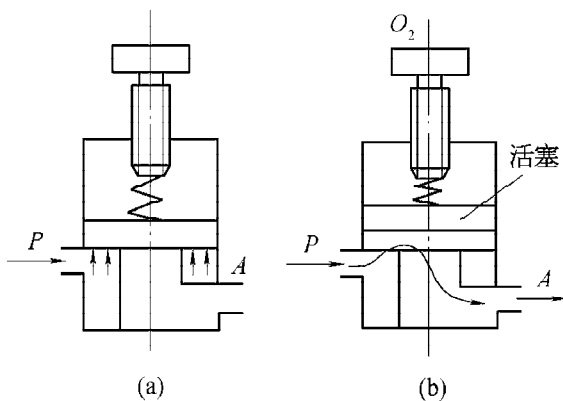


图 5-26 顺序阀的工作原理

(a) 关闭状态; (b) 开启状态

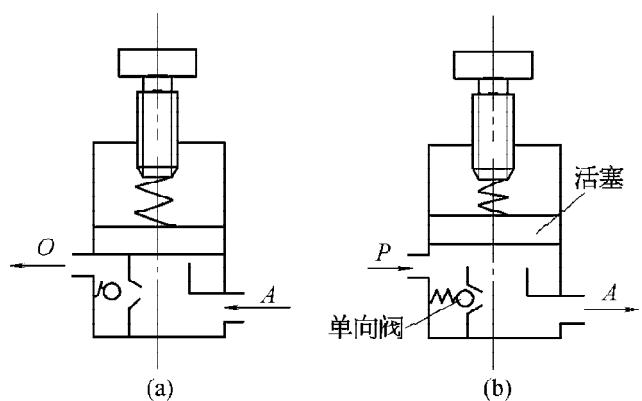


图 5-27 单向顺序阀的工作原理

(a) 关闭状态; (b) 开启状态

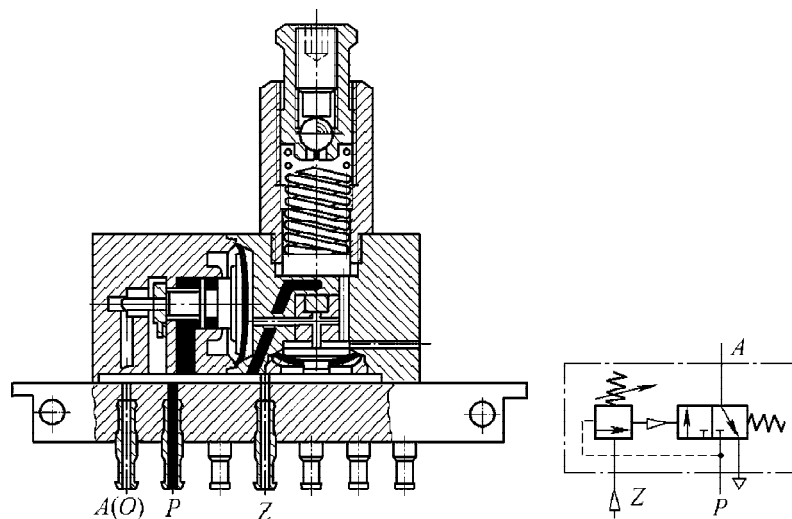


图 5-28 可调式顺序阀

图 5-29 所示为一种安全启动阀,图 5-29(a)为单气控,图 5-29(b)为单电控。该阀与气源净化装置相连作为顺序阀,用于在气动系统中安全地建立压力,起安全保护作用。

气源净化装置的输出与安全启动阀的输入 P 相连。若 Z 口有气信号时(图 5-29(a)),二位三通阀 2 打开。此时,通过节流阀 3 使阀输出 A 的流量很小,从而使系统的压力缓慢地建立起来。当输出压力达到工作压力一半时,即使阀 1 切换,阀全部打开。

手动按钮具有锁定功能,按下手动按钮,阀由 Z 口的气信号自动复位。

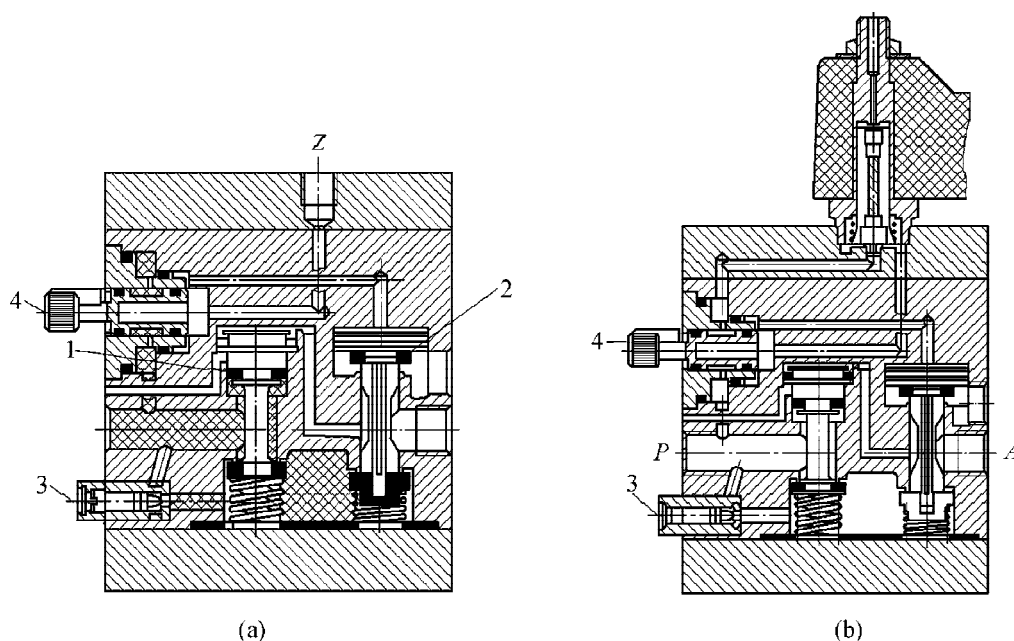


图 5-29 安全启动阀

(a) 单气控; (b) 单电控

1、2—二位三通阀; 3—节流阀; 4—手动按钮

P—气源; A—输出; Z—控制

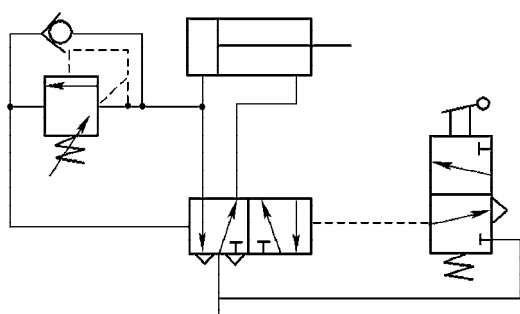


图 5-30 气缸一次往复回路

5.2.3.2 应用举例

图 5-30 所示的气缸往复回路, 只要手动阀启动后, 气缸就能完成一次往复运动。

5.3 流量控制阀

5.3.1 流量控制原理

在气动自动化系统中, 通常需要对压缩空气的流量进行控制, 如控制气缸的运动速度, 延时阀的延时时间等。对流过管道(或元件)的流量进行控制, 只需改变管道的截面积就可以了。以流体力学的角度看, 流量控制是在管路中制造一种局部阻力装置, 改变局部阻力的大小, 就能控制流量的大小。

实现流量控制的方法有两种: 一种是固定的局部阻力装置, 如毛细管、孔板等; 另一种是可调节的局部阻力装置, 如节流阀。

5.3.2 节流阀

节流阀是依靠改变阀的流通面积来调节流量的。要求节流阀流量的调节范围较宽, 能进行微小流量调节, 调节精确, 性能稳定, 阀芯开度与通过的流量成正比。

5.3.2.1 常用节流阀结构

为使节流阀适用于不同的使用场合, 节流阀的结构有多种, 图 5-31 为常用的典型节流结构, 表 5-2 给出了这几种结构的流通面积 A_x 和局部阻力系数 ξ 值。在阀输入口平均流速为 v 时, 空气流过阀的压力损失 Δp 为:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho v^2}{2}$$

式中 ρ ——空气的密度;
 v ——空气的平均流速。

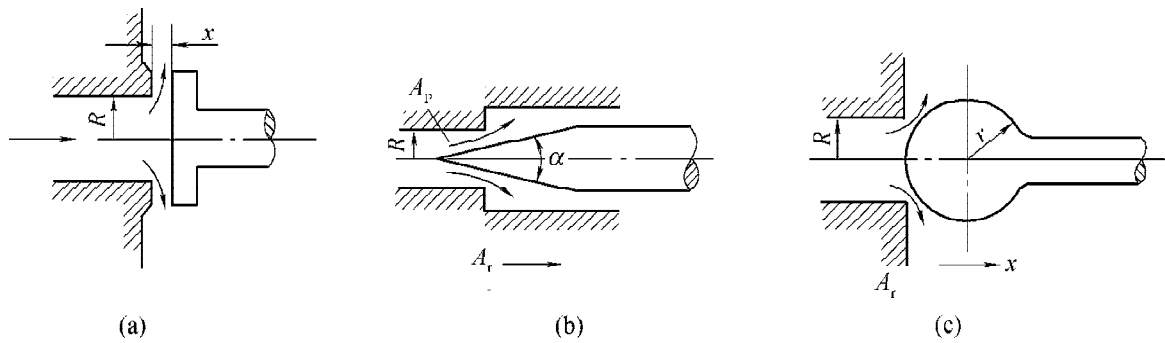


图 5-31 常用节流阀结构

(a) 平板阀; (b) 针阀; (c) 球阀

表 5-2 局部阻力系数 ξ 值计算公式

项 目	平 板 阀	球 阀	针 阀
流通面积 A_r	$2\pi Rx$	$1.5\pi Rx$	$\pi dx \sin \alpha$
局部阻力系数 ξ	$1.3 + 0.3 \left(\frac{A_p}{A_r} \right)^2$	$0.5 + 0.15 \left(\frac{A_p}{A_r} \right)^2$	$0.5 + 0.15 \left(\frac{A_p}{A_r} \right)^2$

注: 球阀流通面积为近似式, x —阀芯开度, A_p —管道通口面积, A_r —流通面积, R —管道通口半径

5.3.2.2 针阀的基本性能

在流量控制中, 针阀用得较普遍, 当希望控制微小的流量时, 用普通截止阀或其他结构实现精确调节是困难的, 而针阀能实现精确的小流量控制, 在比较宽的范围内阀芯开度与流量成线性关系。

图 5-32 所示为针阀的工作原理图。气流流过阀座和阀芯之间通道的最小流通面积 A_x , 可看作是 A 点到阀芯母线 OC 的垂直距离 AB 所构成的锥台 ABCD 的表面积。

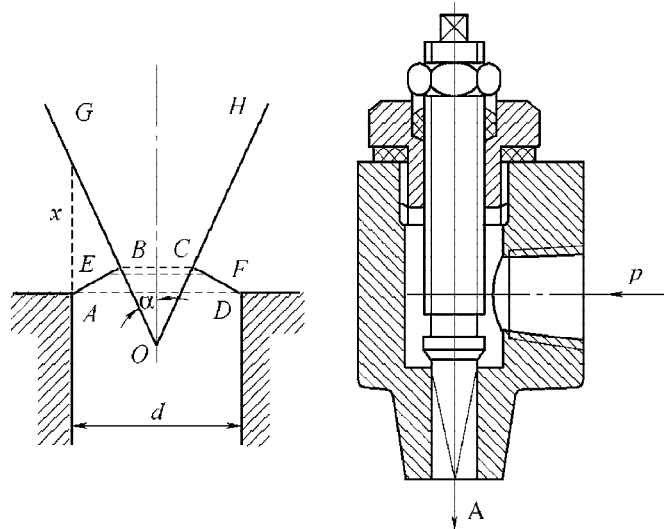


图 5-32 针阀的工作原理

阀的有效长度 $l = AB = x \sin \alpha$, 锥台 ABCD 的平均周长 L 为:

$$L = 2\pi \left[\frac{d}{2} - \frac{x \sin \alpha \cos \alpha}{2} \right] = \pi [d - x \sin \alpha \cos \alpha]$$

则流通面积 A_x 为

$$A_x = lL = \pi x \sin \alpha (d - x \sin \alpha \cos \alpha)$$

一般针阀的锥角较小,若忽略上式中 $\sin \alpha$ 的二次项,则

$$A_x = \pi x d \sin \alpha \quad (5-19)$$

对一个几何尺寸已定的针阀来说,流通面积 A_x 仅与阀芯位移 x 成正比。

工程上可以把针阀的节流孔看作一个薄壁小孔,则流过节流孔的气体流量 q 与两端的压差 Δp 有如下关系:

$$q = \alpha A_x \sqrt{\Delta p}$$

式中 α ——流量系数。

为保证针阀的流量特性,一般半锥角 α 为 $14^\circ \sim 18^\circ$, 阀杆上螺纹为细牙螺纹,便于精密调节。对于针阀来说,有时要求完全断流,在金属—金属的阀芯阀座结构中,其密封程度取决于它的加工精度,同时要求阀杆材料具有一定的硬度。

5.3.2.3 单向节流阀

图 5-33 所示为单向节流阀,是由单向阀和节流阀组合而成的流量控制阀,常用作气缸的速度控制,又称为速度控制阀。这种阀仅对一个方向的气流进行节流控制,旁路的单向阀关闭;在相反方向上气流可以通过开启的单向阀自由流过(满流)。

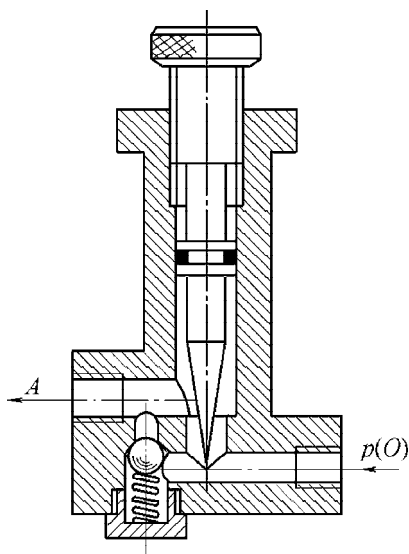


图 5-33 单向节流阀

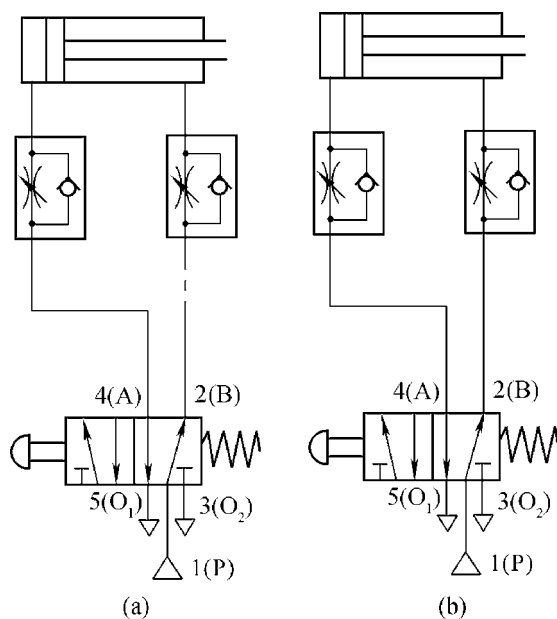


图 5-34 气缸速度控制回路

(a) 进气节流方式; (b) 排气节流方式

这种阀用于气动执行元件的速度调节时尽可能安装在气缸上。图 5-34 为用于气缸速度控制的回路,图 5-34(a)是进气节流方式。为了实现进气节流控制,安装单向节流阀来对进气进行节流,而排气则通过单向阀从手动阀排气口排放。

若采用进气节流控制,活塞上微小的负载波动,例如通过行程开关时,都将导致气缸速度明显的变化。在单作用气缸或小缸径气缸的情况下,可以采用进气节流方式控制气缸速度。

图 5-34(b)是排气节流方式,对气缸供气是满流的,而对空气的排放进行节流控制。此时,活塞在两个缓冲气垫作用下承受负载。一个缓冲气垫是由供气压力作用形成;另一个则是由单向节流阀节流的空气形成。这种设置方式对于从根本上改善气缸速度性能大有好处。排气节流方式适用于双作用气缸的速度控制。

图 5-35 所示是双单向节流阀;用两个单向节流阀串联组合而成,可用来分别控制单作用气缸和双作用气缸的伸出和退回速度。

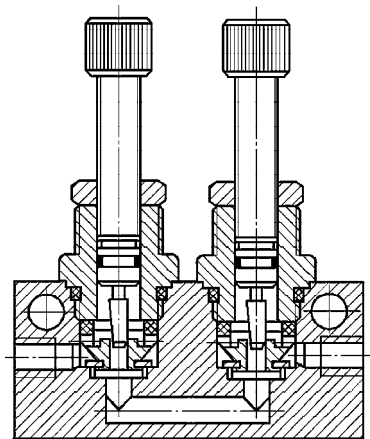


图 5-35 双单向节流阀

一般,单向节流阀的流量调节范围为管道流量的 20%~30%。对于要求能在较宽范围里进行速度控制的场合,可采用单向阀开度可调的速度控制阀。

5.3.2.4 先导式速度控制阀

图 5-36 所示为先导式速度控制阀。图 5-36(a)中,当阀的控制口 Z 无信号输入时,气流沿 $A \rightarrow B$ 节流;当 Z 口输入控制信号后,活塞在控制气压作用下,通过阀杆将单向阀打开,使气流沿 $A \rightarrow B$ 方向自由通过。但阀处于反向流动($B \rightarrow A$)状态时,不管 Z 口有无信号,气流总是以 $B \rightarrow A$ 自由通过。

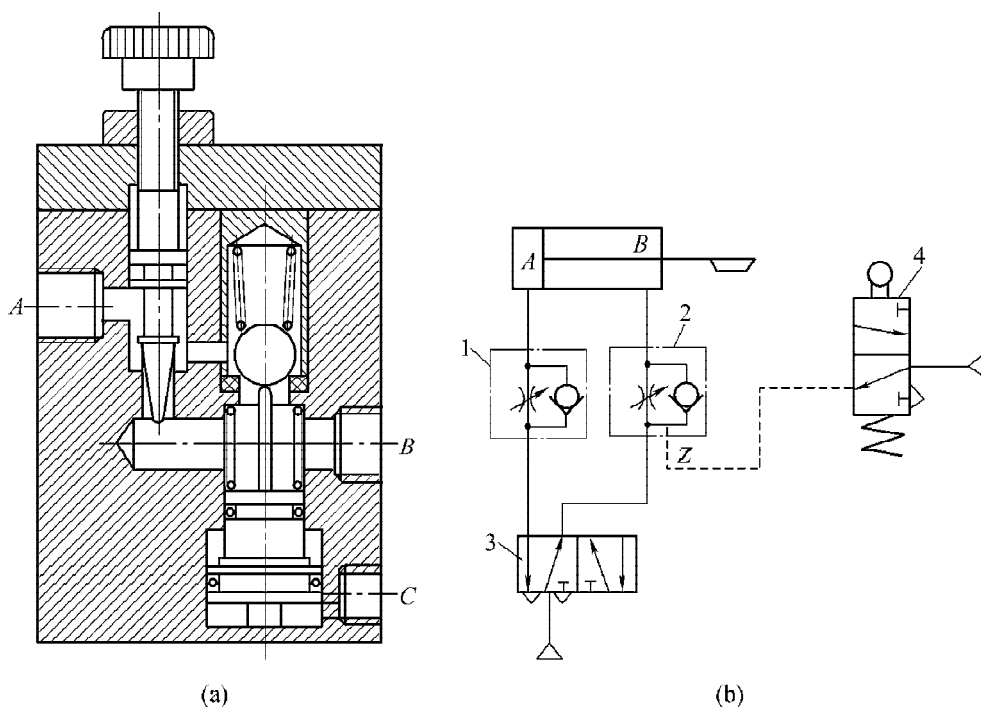


图 5-36 先导式速度控制阀

(a) 结构; (b) 气缸速度控制回路

1—速度控制阀; 2—先导式速度控制阀; 3—换向阀; 4—机控阀

先导式速度控制可用来实现气缸的两种速度运动,如图 5-36(b)所示。阀上的虚线表示控制口 Z。当气缸伸出运动时,阀 2 的 Z 口有控制气压,单向阀打开,气缸有杆腔中的空气经阀 2、阀 3 满流排气。当气缸活塞杆上的压块压下机控阀 4 的滚轮后,阀 4 切换,阀 2 的控制口 Z 信号消失,单向阀关闭,空气经阀 2 节流排气,活塞杆伸出速度减慢。调节阀 1、2 节流阀开度,可以改变气缸的速度。

5.3.2.5 行程节流阀

图 5-37 所示为行程节流阀,它依靠凸轮等机械方式来控制节流阀的开度,以实现流量调节。调整螺丝用来调节杠杆的复位位置,以决定凸轮等不起作用时的节流阀开度。在图 5-37(a)中,滚轮安装的位置不同对节流阀的开度起的作用也不一样。若滚轮位于右侧(实线),则随着滚轮被压下,节流阀逐渐关闭;而滚轮位于左侧(虚线)时,压下滚轮,节流阀打开。

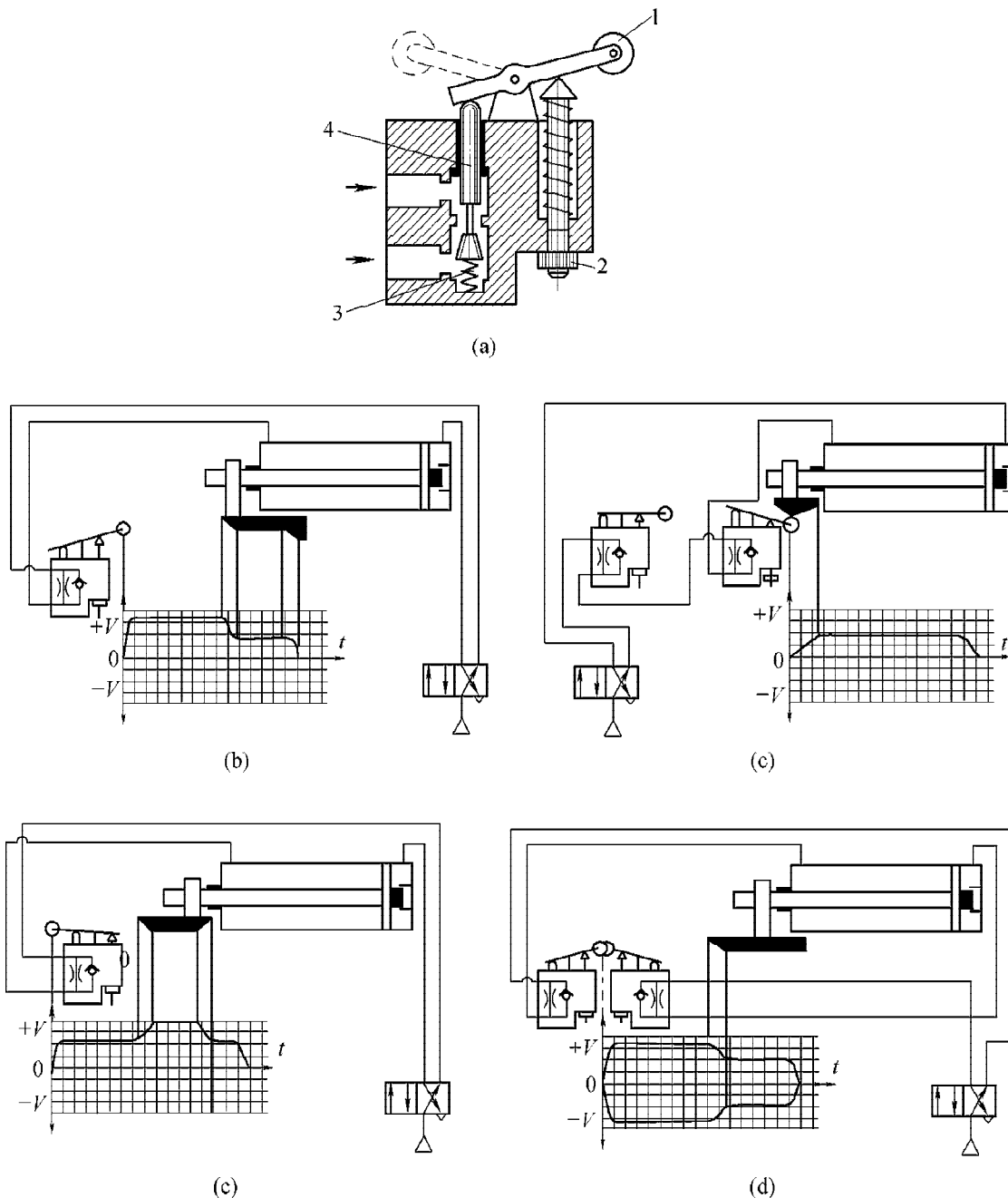


图 5-37 行程节流阀

1—滚轮、杠杆;2—调节螺钉;3—复位弹簧;4—阀芯、阀杆

行程节流阀用于气缸行程终端的速度控制。节流阀的开度是由气缸活塞杆端部所带的凸轮(压块)形状所决定的。改变压块的形状即可得不同的减速效果,如图 5-37(b)、(c)、(d)所示。

5.3.2.6 排气节流阀

节流阀通常是安装在气路系统中调节气流的流量,而排气节流阀只能安装在元件的排气口,调节排入大气的流量,以改变气动执行机构的速度。排气节流阀常带有消声器以减弱排气噪声,并能防止环境中的粉尘通过排气口污染元件,图 5-38 所示为一种排气节流阀。

5.3.3 选择与使用

流量控制阀选用时应考虑以下几点:

1) 根据气动装置或气动执行元件的进、排气口口径来选择。

2) 根据流量调节范围及使用条件来选用。

用流量控制的方法控制气缸的速度,由于受空气的压缩性及运动阻力的影响,一般气缸的运动速度不得低于 30 mm/s (除低速气缸)。在气缸速度控制中,若能注意以下各点,则在多数场合可以获得比较满意的效果。

1) 彻底防止管路中的气体泄漏,包括各元件接管处的泄漏,如接管螺纹的密封不严、软管的弯曲半径过小、元件的质量欠佳等因素都会引起泄漏。

2) 要注意减小气缸的摩擦力,以保持气缸运动的平稳。为此,应选用高质量的气缸,使用中要保持良好的润滑状态。要注意正确、合理地安装气缸,尽量减小活塞杆上承受的径向力,超长行程的气缸应安装导向支架。

3) 气缸速度控制有进气节流和排气节流两种,但多采用后者。用排气节流的方法比进气节流稳定、可靠。

4) 加在气缸活塞杆上的载荷必须稳定。若载荷在行程中途有变化或变化不定,其速度控制相当困难甚至不可能。在不能消除载荷变化的情况下,必须借助液压传动,如气—液阻尼缸、气—液转换器等,以达到运动平稳、无冲击。

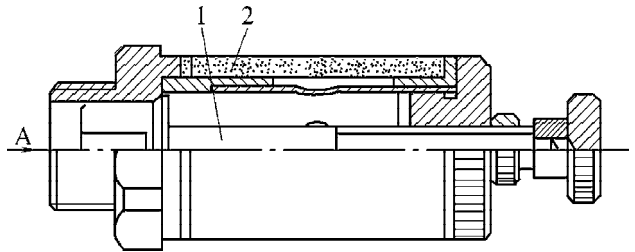


图 5-38 排气节流阀

1—节流阀;2—消声套

5.4 方向控制阀

5.4.1 分类

5.4.1.1 按阀内气流的作用方向分类

阀可以分为换向型方向控制阀和单向型方向控制阀两大类。可以改变气流流动方向的控制阀称为换向型控制阀,简称换向阀,如气控阀、电磁阀等。气流只能沿着一个方向流动的控制阀称为单向型控制阀,如单向阀、梭阀、双压阀和快速排气阀等。

5.4.1.2 按控制方式分类

常用的有气压控制、电磁控制、人力控制和机械控制四类。

5.4.1.2.1 气压控制

用气压力来操纵阀切换的控制方式,这种阀称为气压控制换向阀,简称气控阀。气控阀在易燃、易爆、潮湿、粉尘的工作环境中能安全可靠工作。气压控制可分为加压控制、卸压控制、差压控制和延时控制等。

加压控制是指输入的控制气压是逐渐上升的。这种控制方式是最常用的控制方式,有

单气控和双气控之分。

卸压控制是指输入的控制气压是逐渐降低的,当压力降至某一值时阀便被切换。

差压控制是利用阀芯两端受气压作用的有效面积不等,在气压的作用下产生的作用力之差值使阀切换。

延时控制是利用气流经过小孔或缝隙节流后向气室里充气,当气室里的压力升至一定值后使阀切换,从而达到信号延时输出的目的。

5.4.1.2.2 电磁控制

利用电磁线圈通电时,静铁芯对动铁芯产生电磁吸力使阀切换以改变气流方向的阀,称为电磁控制方向阀,简称电磁阀。这种阀易于实现电、气联合控制,能实现远距离操作,故得到广泛应用。

5.4.1.2.3 人力控制

依靠人力使阀切换的换向阀,称为人力控制换向阀,简称人控阀。它可分为手动阀和脚踏阀两大类。

5.4.1.2.4 机械控制

是指利用凸轮、撞块或其他机械外力使阀换向的阀称为机械控制换向阀,简称机控阀。这种阀常用作信号阀使用。

5.4.1.3 按阀的通口数目分类

这里所指的阀的通口数目是阀的切换通口数目,不包括控制口数目。阀的切换通口包括输入口、输出口和排气口。按切换通口数目分,常用的有二通阀、三通阀、四通阀和五通阀等。

二通阀有两个口,即一个输入口(用 P 表示)和一个输出口(用 A 表示)。

三通阀有三个口,除 P 口、 A 口外,增加一个排气口(用 O 表示)。也可以是两个输入口(用 P_1 、 P_2 表示)和一个输出口,作为选择阀(选择两个不同大小的压力值);或一个输入口,两个输出口,作为分配阀。

二通、三通阀有常通和常断之分。常通型是指阀的控制口未加控制(即零位)时, P 口和 A 口相通。反之,常断型阀在零位时, P 口和 A 口是断开的。

四通阀有四个口,除 P 、 A 、 O 外,还有一个输出口(用 B 表示)。气流通路为 $P \rightarrow A$ 、 $B \rightarrow O$ 或 $P \rightarrow B$ 、 $A \rightarrow O$ 。

五通阀有五个口,除 P 、 A 、 B 外,有两个排气口(用 O_1 、 O_2 表示)。通路为 $P \rightarrow A$ 、 $B \rightarrow O_2$ 或 $P \rightarrow B$ 、 $A \rightarrow O_1$ 。五通阀也可变成选择式阀,即两个输入口(P_1 和 P_2)、两个输出口(A 和 B)和一个排气口 O 。两个输入口供给压力不同的压缩空气。

此外,也有五个通口以上的阀。上述各种通路阀的符号见表 5-3。

表 5-3 换向阀通口数与图形符号

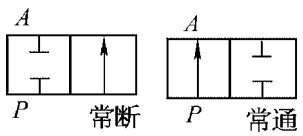
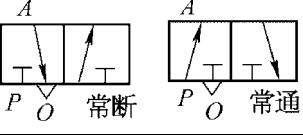
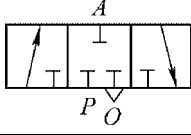
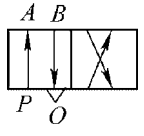
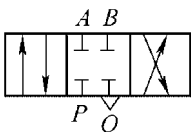
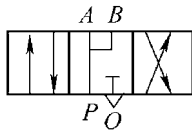
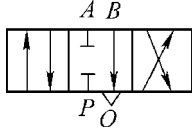
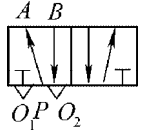
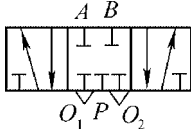
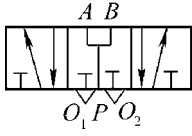
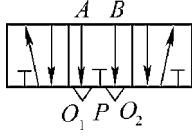
名称	二 通		三 通		四 通	五 通
	常断	常通	常断	常通		
符号						

5.4.1.4 按切换状态数分类

方向控制阀的切换状态称为“位置”，有几个切换状态就称为几位阀（如二位阀、三位阀）。阀的静止位置（即未加控制信号时的状态）称为零位。电磁阀的零位是指断电时的状态。

阀的切换状态是由阀芯的工作位置决定的。阀芯具有两个工作位置的称为二位阀，有两个通口的二位阀称为二位二通阀，它可实现气路的通或断。有三个通口的二位阀称为二位三通，在不同的工作位置，可实现 P 、 A 相通，或 A 、 O 相通。常用的还有二位四通阀和二位五通阀。

表 5-4 阀的通路数和切换位置综合表示法

通路数	二 位	三 位		
		中间封闭	中间加压	中间卸压
二 通				
三 通				
四 通				
五 通				

阀芯具有三个工作位置的阀称为三位阀。当阀芯处于中间位置时，各通口呈断关状态则称中间封闭式；若输出口全部与排气口接通则称中间卸压式；若输出口都与输入口接通则称中间加压式。

换向阀处于不同切换状态时，各通口之间的通断状态是不同的。阀处于各切换状态时，各通口之间的通断状态分别表示在一个长方块的各方块上，就构成了换向阀的符号。常见的二位阀和三位阀的图形符号表示见表 5-4。

这里需说明，阀的气口可用字母表示，也可用数字表示（符合 ISO5599 标准）。

- 1 输入口(进气口)
- 2、4 输出口(工作口)
- 3、5 排气口
- 12、14 控制口
- 10 输出信号清零的控制口
- 81、91 外部控制口
- 82、84 控制气路排气口

气口用字母表示：

A、B、C	输出口(工作口)
P	输入口(进气口)
R、S、T	排气口
L	泄漏口
X、Y、Z	控制口

5.4.1.5 按阀芯结构分类

有截止式、滑柱式和同轴截止式三类。

5.4.1.5.1 截止式换向阀的特点

1) 适用于大流量的场合。因阀的行程短,流通阻力小,同样规格规格的阀,截止式比滑柱式小。

2) 阀芯始终受背压的作用,这对密封是有利的。对气源净化处理的要求较低。

3) 在高压或大流量时,要求的换向力较大,换向冲击力较大。故截止式阀常采用平衡阀芯结构或使用大的控制活塞使阀换向。大通径的截止式阀宜采用先导式控制方式。

4) 截止式阀在换向瞬间,输入口、输出口和排气口可能发生同时相通而窜气现象。

5.4.1.5.2 滑柱式换向阀的特点

1) 阀处于静止状态时,作用在阀芯上的气压力保持轴向平衡。阀换向的切换力小,且容易实现记忆功能。

2) 通用性强。这种阀结构易设计成多位多通阀。

3) 对气源净化处理要求较高,应使用含有油雾润滑的压缩空气(除非是无油润滑的换向阀)。

5.4.1.5.3 同轴截止式的特点

同轴截止式阀芯结构具有截止式和滑柱式两者的优点,而避开其缺点的一种结构形式。

5.4.1.6 按连接方式分类

阀的连接方式有管式连接、板式连接、集装式连接和法兰连接等几种。

若用插入式快速接头或不太复杂的气路系统,采用管式连接较方便。

板式连接需配用专门的连接板,阀固定在连接板上,管接头与连接板相连。装拆维修时不必拆卸管路,这对复杂的气路系统很方便。

集装式连接是将多个板式连接的阀安装在集装块上,各阀的输入口或排气口可以共用,各阀的排气口可以单独排气。这种方式可以节省空间,减少接管,便于维修。

法兰连接主要用于大口径的管道阀上,作为控制阀是极少采用的。

5.4.1.7 按公称通径分类

阀的公称通径大小直接反映了阀的流通能力,是阀的一项基本参数,也是选用阀的重要依据之一。表 5-5 列出了阀的公称通径及相应的接管螺纹和流通能力。

表 5-5 阀的公称通径

公称通径(mm)		3	4	6	8	10	15	20	25
接管螺纹	公制	M5×0.8	M5×0.8	M10×1	M14×1.5	M18×1.5	M22×1.5	M27×2	M33×2
	英制	G1/8	G1/8	G1/8	G1/4	G3/8	G1/2	G3/4	G1
K _V 、C 值(m ³ /h)		0.15	0.3	0.5	1.0	2.0	3.0	5.6	9.6

(续表)

公称通径(mm)	3	4	6	8	10	15	20	25
标准额定流量 q_{Nl} (L/min)	170	340	570	1 150	2 300	3 400	6 300	10 900
额定流量 (m ³ /h)	0.7	1.4	2.5	5	7	10	20	30
在额定流量下压降(kPa)	≤ 20	≤ 20	≤ 20	≤ 15	≤ 15	≤ 15	≤ 12	≤ 12
有效截面积 S 值(mm ²)	3	4	5	10	20	40	60	110

5.4.2 电磁阀

5.4.2.1 基本结构

电磁阀是气动控制元件中最主要的元件,品种规格繁多,结构各异。按操纵方法,有直动式和先导式两类。按结构,有滑柱式、截止式和同轴截止式三类。按密封形式,有间隙密封和弹性密封两类。按所用电源,有直流和交流两类。按使用环境,有普通型和防爆型等。按润滑条件,有不给油润滑和油雾润滑等。

5.4.2.1.1 直动式

直动式电磁阀是利用电磁力直接推动阀杆(阀芯)换向。根据阀芯复位的控制方式,有单电控和双电控两种。图 5-39 所示为单电控直动式电磁阀工作原理图。图 5-39(a)所示为电磁线圈未通电时, P 、 A 断开,阀没有输出。图 5-39(b)所示为电磁线圈通电时,电磁铁推动阀芯向下移动,使 $P \rightarrow A$ 接通,阀有输出。

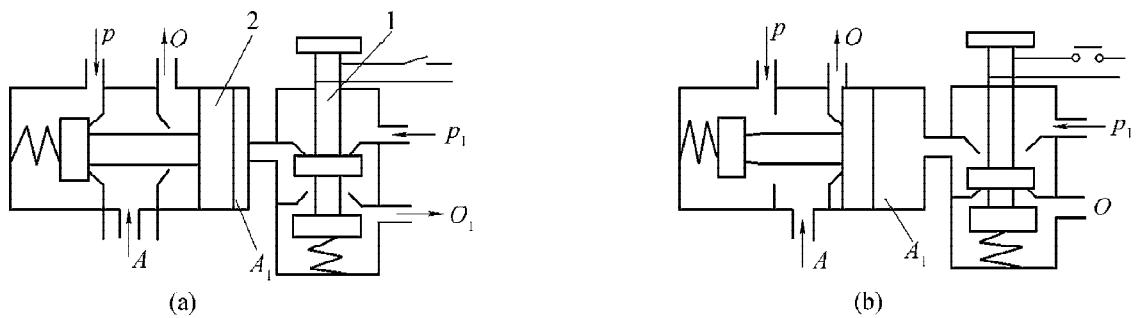


图 5-39 单电控直动式电磁阀工作原理

(a) 线圈断电时的状态; (b) 线圈通电时的状态
1—电磁铁; 2—阀芯

图 5-40 所示为双电控直动式电磁阀工作原理图,图 5-40(a)所示为电磁铁 1 通电,电磁铁 2 断电状态,阀芯 3 被推至右侧, A 口有输出, B 口排气。若电磁铁 1 断电,阀芯位置不

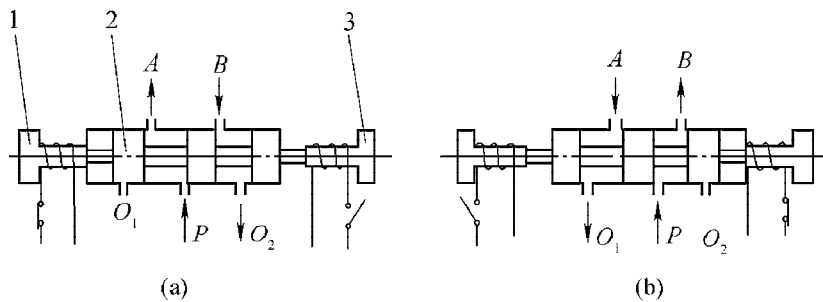


图 5-40 双电控直动式电磁阀工作原理

(a) 1 通电、2 断电状态; (b) 1 断电、2 通电状态
1、3—电磁铁; 2—阀芯

变,仍为A口有输出,B口排气,即阀具有记忆功能。图5-40(b)所示为电磁铁1断电、电磁铁2通电状态,阀芯被推至左侧,B口有输出,A口排气。同样,电磁铁2断电时,阀的输出状态保持不变。

直动式电磁阀特点是结构紧凑、换向频率高。但用于交流电磁铁时,如果阀杆卡死,就有烧毁线圈的可能。阀杆的换向行程受电磁铁吸合行程的限制,因此只适用于小型阀。通常称直动式电磁换向阀为电磁先导阀。

图5-41所示为二位二通直动式电磁阀,动铁芯为I型螺管式,在动铁芯端部带有密封橡胶垫,可直接封住阀座孔口。这种阀的换向行程短,公称通径在0.5~2.5 mm,功率低,是一种小流量阀。

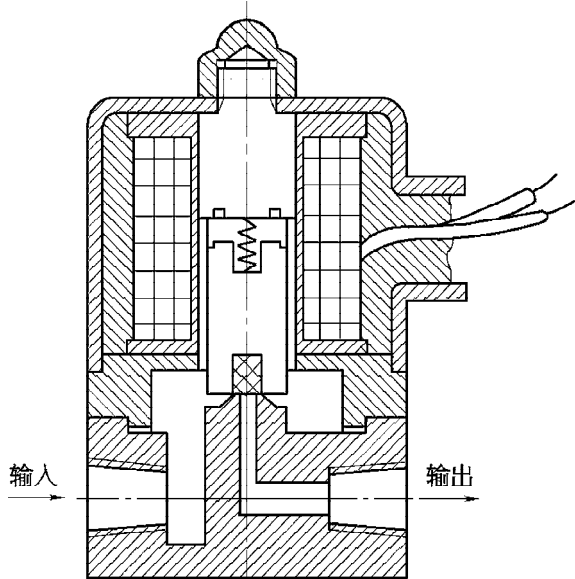


图 5-41 二位二通直动式电磁阀

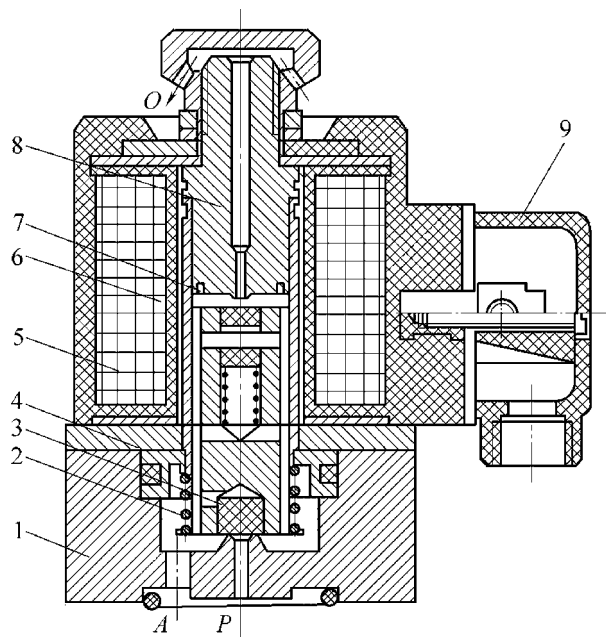


图 5-42 二位三通直动式电磁阀

1—阀体;2—复位弹簧;3—动铁芯;4—连接板;5—线圈;
6—隔磁套管;7—分磁环;8—静铁芯;9—接线盒

图5-42所示为二位三通直动式电磁阀,图示位置为阀处于断电关闭状态,动铁芯在弹簧力作用下,使铁芯上的密封垫与阀座保持良好的密封。此时,P、A不通,A、O相通,阀没有输出。当通电时,动铁芯受电磁力作用被吸向上,于是P、A相通,排气口封闭,阀有输出。

图5-43所示为二位五通直动式电磁阀。主阀结构采用金属间隙密封型式,动作灵敏,响应快。在阀杆上设有定位装置,以防止误动作。电磁铁采用T型结构。T型电磁铁一般采用矽钢片作为软磁材料。在用交流电供电时涡流损失小,所以在需要较大吸力时大多采用T型结构。但其可动部件的重量比螺管式重,因此动作时冲击力大,故一般只做成小型的,用于直动式电磁阀。

采用T型电磁铁的主阀结构是将电磁铁的铁芯部分直接连在阀杆(阀芯)上,因此阀的电磁部分不直接和工作气体接触,避免了工作介质对电磁部分的侵蚀和影响。但其结构复杂,硬配阀的制造精度要求高,且要求高质量的空气,一般主要用在环境温度较高,要求换向迅速的场合。

使用直动式的双电控电磁阀应特别注意的是,两侧的电磁铁不能同时通电,否则将烧坏

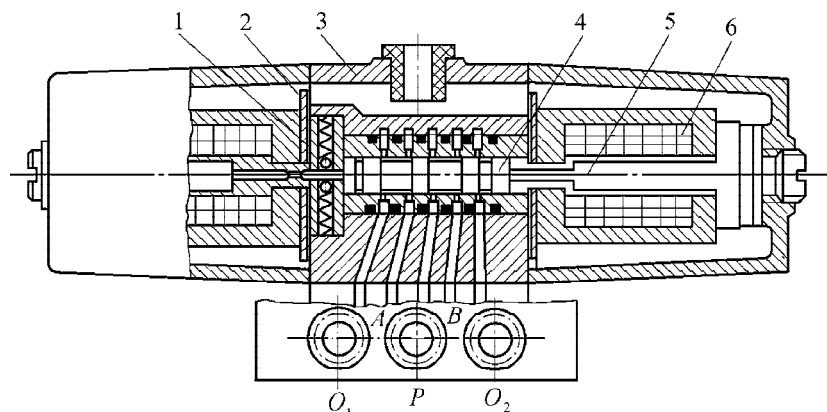


图 5-43 直动式电磁阀(双电控)

1—钢珠;2—弹簧;3—阀体;4—阀杆;5—铁芯;6—线圈

电磁线圈。为此,在电气回路上,通常设有防止同时通电的联锁回路。

5.4.2.1.2 先导式

先导式电磁阀是由小型直动式电磁阀和大型气控阀构成,又称作电控换向阀。图 5-44 所示为先导式单电控换向阀的工作原理,它是利用直动式电磁阀输出的先导气压来操纵大型气控换向阀(主阀)换向的。该阀的电控部分又称为电磁先导阀(先导头)。图 5-45 所示为先导式双电控换向阀的工作原理图。

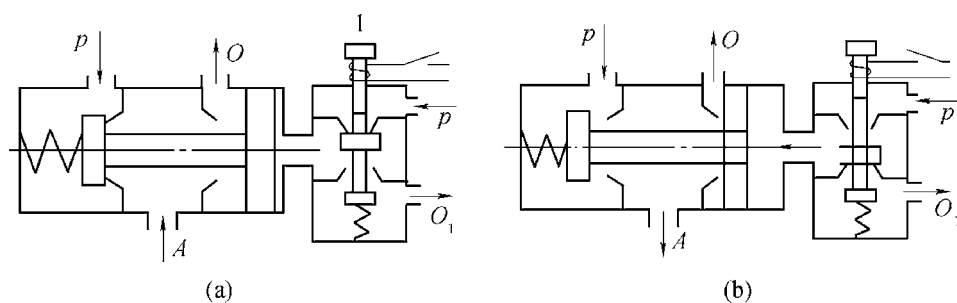


图 5-44 先导式单电控换向阀工作原理

(a) 断电状态; (b) 通电状态

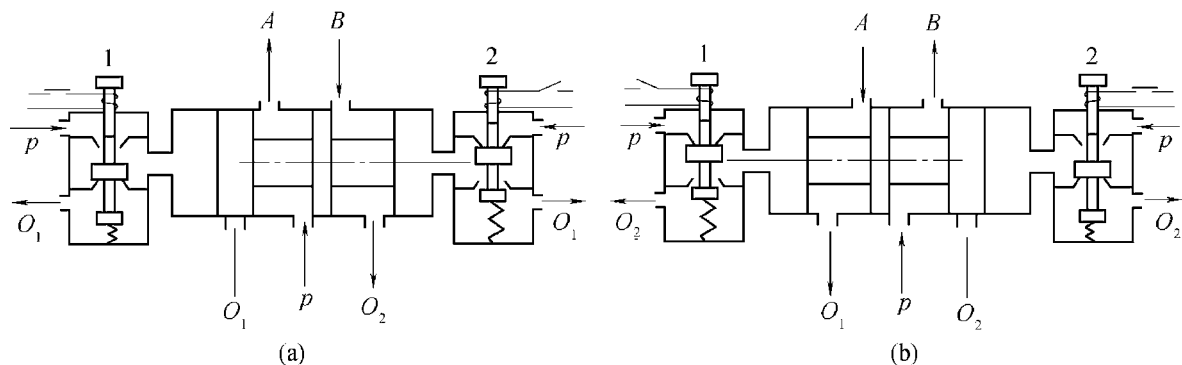


图 5-45 先导式双电控换向阀工作原理

(a) 电磁先导阀 1 通电; (b) 电磁先导阀 2 通电

按先导式电磁阀气控信号的来源可分为自控式(内部先导)和他控式(外部先导)两种。直接利用主阀的气源作为气控信号的阀称为自控式电磁阀。自控式电磁阀使用方便,但在换向的瞬间会出现压力降低的现象,特别是在输出流量过大时,有可能造成换向失灵。为了

保证阀的换向性能或降低阀的最低工作压力,由外部供给气压作为主阀控制信号的阀称为他控式电磁阀。

由先导式电磁阀的结构原理可知,有单电控、双电控,有二位阀、三位阀,有二通、三通、四通和五通,有截止式、滑柱式和同轴截止式结构等,因而电控换向阀的结构形式和规格极其繁多。

图 5-46 所示为二位二通膜片截止式先导电磁阀。阀的工作原理为先导卸压控制、差压式气动复位。动作原理是,当先导电磁阀断电时,压缩空气从 P 经小孔进入膜片上部腔室中,由于膜片上部受气压作用面积大于下部气压作用面积,使阀芯将阀口关闭。当先导电磁阀通电时,膜片上部腔室中的压缩空气迅速经电磁先导阀口排入 A 腔。由于膜片上部气压迅速下降,在膜片下部气压作用下,膜片向上移动使阀口打开, P 、 A 接通,阀有输出。

由动作原理可知,膜片上小孔(节流孔 1)、电磁先导阀口(节流孔 2)及膜片上部腔室(气室)构成节流通室。节流孔 1 必须小于节流孔 2,并成一定比例。节流孔 1 越小,气室中压力建立的时间越长,主阀关闭时间越长;节流孔 2 越小,主阀开启时间越长。应根据使用要求的开闭时间来确定节流孔的大小及合适的孔径比。

该类阀广泛应用于石油、化工、制冷等工业部门,用来输送空气、惰性气体、水及矿物油等。使用时应注意,阀 P 口接通输入时, A 口可能有瞬时脉冲输出。

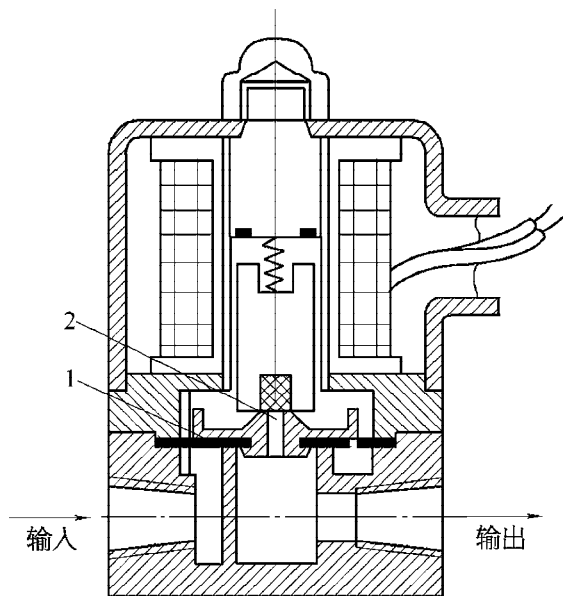


图 5-46 膜片截止式先导电磁阀

1—膜片;2—小孔

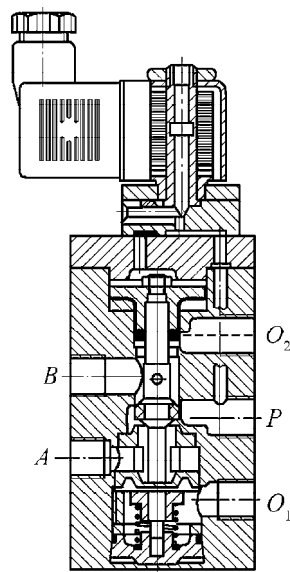


图 5-47 单电控二位五通先导电磁阀

图 5-47 所示为一种单电控二位五通先导电磁阀。电磁线圈通电时,阀换向, P 、 B 相通, B 有输出; A 、 O_1 接通, A 排气。断电时,阀杆在弹簧力作用下复位,输出状态如图所示。

这种单电控阀在电控信号消失后,复位方式有弹簧复位、气压复位及弹簧加气压的混合复位三种。采用气压复位比弹簧复位可靠,但在工作气压较低或波动时,则复位力小,阀芯动作不稳定。为弥补不足,可另加一个弹簧,形成复合复位,同时可以减小复位活塞直径。

图 5-47 所示阀采用同轴截止式柔性密封结构,具有截止式和滑柱式特点,换向行程小,结构简单,摩擦力低,密封可靠。控制端活塞用来减小阀的最低控制压力。手动按钮可用来检查阀的工作状态及回路调试时用。

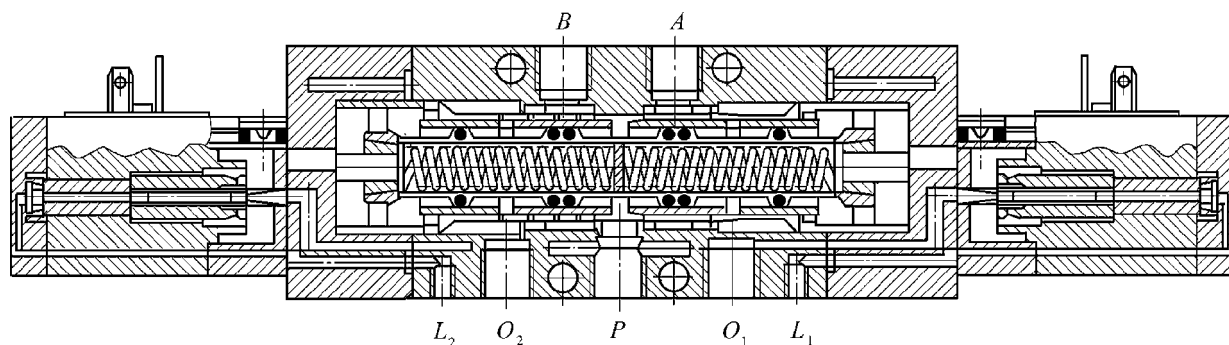


图 5-48 双电控三位五通先导电磁阀

图 5-48 所示为一种双电控三位五通先导电磁阀。当左边或右边电磁线圈都断电时，阀杆在弹簧力作用下处于中间平衡位置。此时，阀的 A 口、B 口都没有输出，即该阀为中封式。当左边或右边电磁线圈通电时，阀换向。电磁先导阀控制气路中的气体经 L_1 和 L_2 口排入大气，也可去掉端盖密封直接排入大气。

5.4.2.2 电气结构

电磁阀的电气结构包括电磁铁、接线座及保护电路。

5.4.2.2.1 电磁铁

电磁铁是电磁阀的主要部件，主要由线圈、静铁芯和动铁芯构成。它利用电磁原理将电能转变成机械能，使动铁芯作直线运动。根据其使用的电源不同，可分为交流电磁铁和直流电磁铁两种。

图 5-49 所示为电磁阀中常用的电磁铁两种结构型式：T 型和 I 型。

T 型电磁铁适用于交流电磁铁，用高导磁的矽钢片层叠制成，具有铁损低、发热小的特点，但所需吸引行程和体积较大，主要用于行程较大的直动式电磁阀。

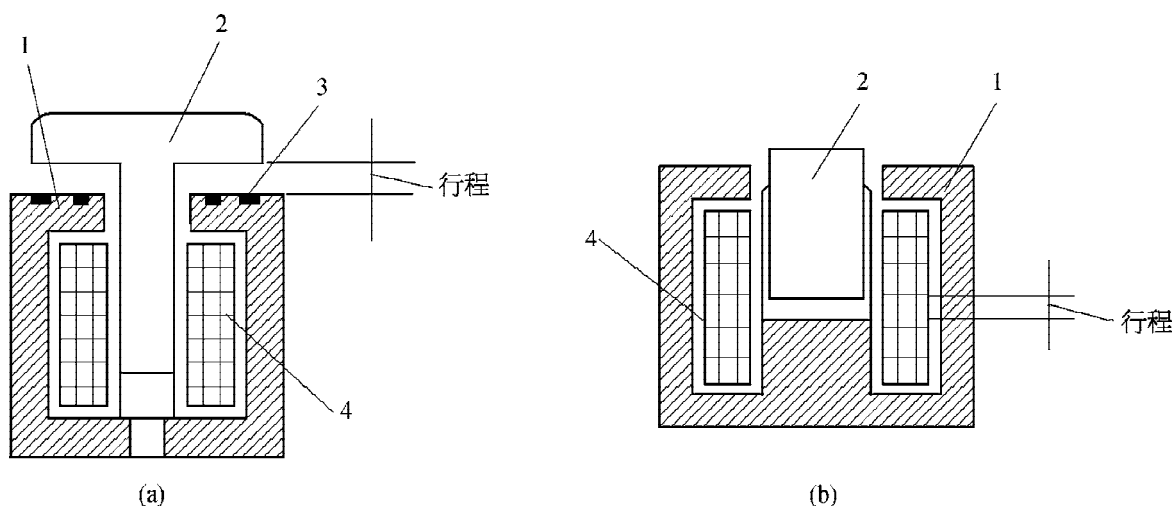


图 5-49 电磁铁结构

(a) T 型；(b) I 型

1—静铁芯；2—动铁芯；3—分磁环；4—线圈

I 型电磁铁用圆柱形磁性材料制成，铁芯的吸合面通常制成平面状或圆锥形。I 型电磁铁吸力较小，行程也较短，适用于直流电磁铁和小型交流电磁铁，常用作小型直动式和先导式电磁阀。

在静铁芯吸合面槽内压入了分磁环。分磁环一般采用电阻系数较小的材料(如黄铜、紫铜等)制成。分磁环的作用是用来消除电磁铁采用交流电工作时动铁芯的颤振。当电磁阀采用 50 Hz 单相交流电时,由于交变磁通所产生的吸力在每一周期内有两次经过零点,所以 50 Hz 的电流,每秒钟有 100 次经过零点。当吸力为零时,动铁芯因失去吸力将返回。但在极短的时间内吸力又逐渐增加,这便造成了动铁芯没有离开多远又重新闭合,因而动铁芯便产生颤振造成吸合不稳定。这种颤振要产生噪声。由于分磁环的存在,被分磁环包围部分磁极中的磁通与未被包围部分磁极中的磁通就有了相位差,相应产生的吸力也有相位差。所以在任何一个瞬间,动铁芯的总吸力都不会等于零,这就消除了动铁芯的颤振及蜂鸣噪声。

5.4.2.2.2 接线座

电磁阀的接线在阀的使用中是简单而重要的一环,接线应方便、可靠,不得有接触不良、绝缘不良和绝缘破损等,同时还应考虑电磁阀更换方便。

随着电磁阀品种规格增多,使用范围扩大,接线方式也多样化,图 5-50 所示为常用的接线方式。

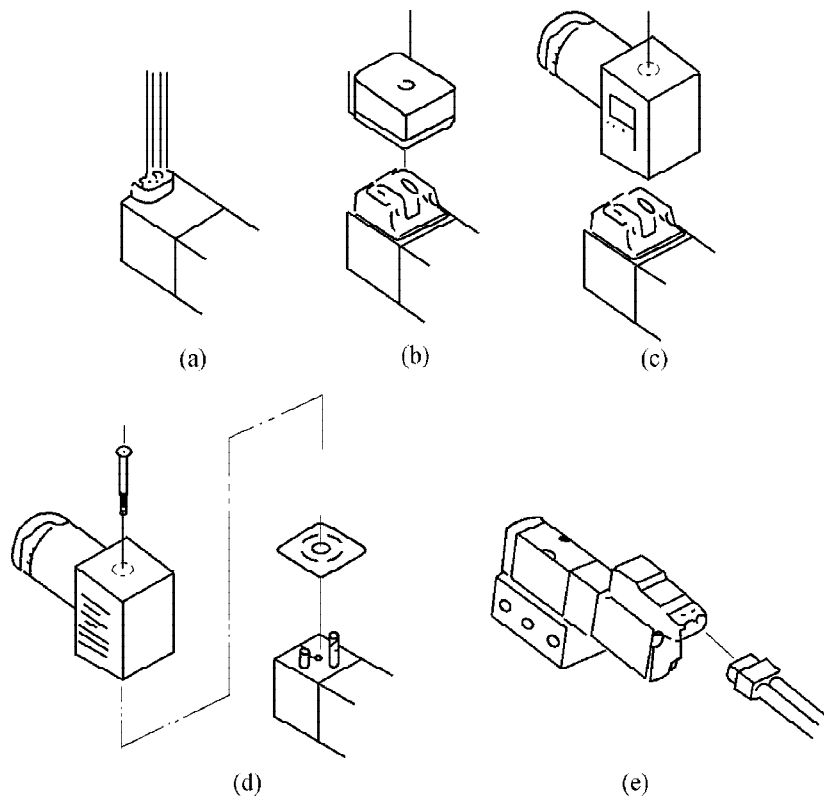


图 5-50 接线方式

(a) 直接出线式; (b), (c) 接线座式; (d) DIN 插座式; (e) 接插座式

1) 直接出线式 直接从电磁阀的电磁铁的塑封中引出导线,并用导线的颜色来表示 AC、DC 及使用电压等参数。使用时,直接与外部端子接线。

2) 接线座式 接线座与电磁阀或电磁铁制成一体,使用接线端子将接线固定的接线方式。

3) DIN 插座式 这是按照德国 DIN 标准设计的插座式接线端子的接线方式。对于直流电接线规定,1 号端子接正极,2 号端子接负极。

4) 接插座式 在电磁铁或电磁阀上装设的接插座接线方式,带有连接导线的插口

附件。

5.4.2.2.3 保护电路及其他

1) 保护电路 电磁阀的电磁线圈是感性负载。在电气控制回路接通或断开的瞬态过渡过程中,在电感两端贮存或释放的电磁能产生的峰值电压(电流)将击穿绝缘层,也可能产生电火花而烧坏触点(通常都涂敷保护材料)。若在电路中加入吸收电路,可使电磁能以缓慢的稳定速度释放,从而避免上述不利影响。图 5-51 所示为几种保护电路。

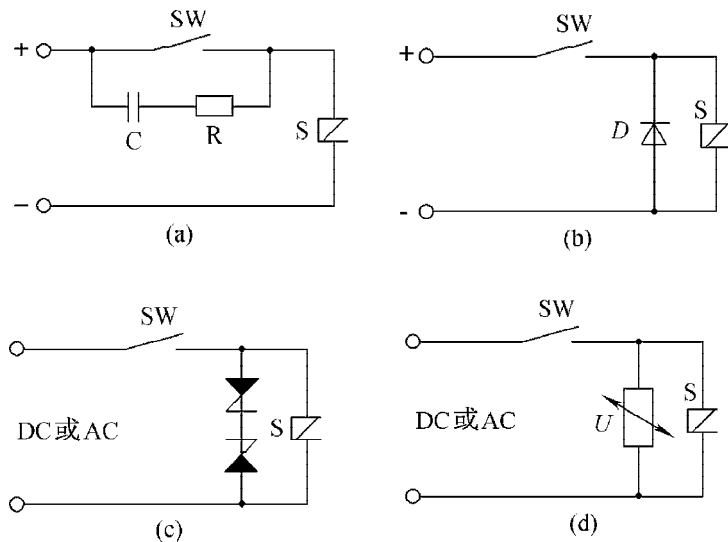


图 5-51 保护电路

(a) RC 电路; (b) 二极管电路; (c) 稳压二极管电路; (d) 变阻器电路

图 5-51(a)为最简单的 RC 吸收保护电路,就是在触点上串联一个电容,以吸收电磁能。为了防止回路开关接通时电流全部通过电容释放,可以串联一个限流电阻。

RC 吸收电路有各种形式,仅使用 R、C 元件时,电容应选用金属纸介质型或金属塑料介质型,介电常数大,峰值电压 1 000 V;电阻应选用线绕电阻或金属膜电阻,功率 0.5 W。

图 5-51(b)为直流电的吸收保护电路。在直流电路中,如果确定了直流电特性,只需在线圈上并联一个二极管即可。必须注意,这将延长电磁线圈的断电时间。

图 5-51(c)为采用稳压两极管的吸收保护电路,两个稳压两极管反向串联后并联在线圈上,这是一种适应性更强的吸收保护电路。它可适用于 DC 和 AC 电路,且避免了电磁线圈的断电时间延迟

图 5-51(d)为采用变阻器的吸收保护电路,变阻器是一种衰减电流电压的理想元件,只有当超过额定电压时,漏电流才增加。变阻器适用于 DC 和 AC 电路。

2) 指示灯、发光密封件 电磁铁上装了指示灯就能从外部判别电磁阀是否通电,一般交流电用氖灯,直流电用发光二极管(LED)来显示。现有一种发光密封件,通电后发黄光,安装在插头和电磁线圈之间,起到密封及通电指示作用,且带有保护电路,如图 5-52 所示。

3) 电脉冲插板和延时插板 电脉冲插板是一个电子计时器,将脉宽大于 1 s 的输入信号转化为脉宽为 1 s 的输出信号。如果输入信号的脉宽小于 1 s,则输出信号脉宽与输入相等。插板上的黄色 LED 显示脉宽为 1 s 的输出信号。插板安装在插头和电磁线圈之间。

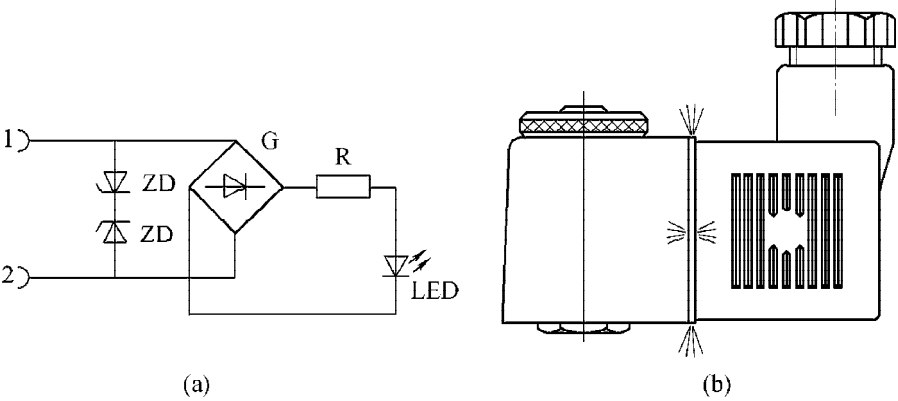


图 5-52 发光密封件

表 5-6 防护代码含义

等级	代码	说 明	注 释
接触和外界杂质渗入防护等级	0	无防护	对人接触到带电设备和壳体内部的运动部件没有特别的防护。 对固体杂质渗入电气设备没有防护。
	1	大颗粒杂质渗入的防护	防护偶然接触和大面积接触到带电设备和内部运动部件,例如手接触,但不防护有意地接触。 防护直径大于 50 mm 的固体杂质渗入设备。
	2	中等尺寸杂质渗入的防护	防护手指接触到带电设备和内部运动部件。 防护直径大于 12 mm 的固体杂质渗入设备。
	3	细颗粒杂质渗入的防护	防护厚度大于 2.5 mm 的工具、金属线及类似物接触到带电设备和内部运动部件。 防护直径大于 2.5 mm 的固体杂质渗入设备。
	4	微型颗粒杂质渗入的防护	防护厚度大于 1 mm 的工具、金属线及类似物接触到带电设备和内部运动部件。 防护直径大于 1 mm 的固体杂质渗入设备。
	5	尘埃淤积的防护	完全防护接触到带电设备和内部运动部件。 防护具有危害性的尘埃淤积。虽不能完全阻挡尘埃渗入,但尘埃渗入量应不足以干扰操作。
	6	尘埃渗入的防护	完全防护接触到带电设备和内部运动部件。 防护尘埃渗入。
水渗入防护等级	0	无防护	没有特别的防护。
	1	水竖直滴入的防护	竖直滴下的水滴对设备没有危害作用。
	2	水斜向滴入的防护	斜向(偏离竖直方向不大于 15°)滴下的水滴对设备没有任何危害作用。
	3	浇散性水渗入的防护	斜向(偏离竖直方向不大于 60°)滴下的水滴对设备没有任何危害作用。
	4	飞溅水的防护	从任何方向飞溅的水流对设备没有任何危害作用。
	5	水流喷射的防护	从任何方向喷射到设备上的水流没有任何危害作用。
	6	淹入水中的防护	短时间的淹入水中(例如波浪冲洗)对设备没有任何危害作用。
	7	浸入水中的防护	在特定的压力和时间条件下,设备浸入水中不会有水渗入而产生危害作用。
	8	潜入水中的防护	在特定的压力下,设备长时间潜入水下不会有水渗入而产生危害作用。

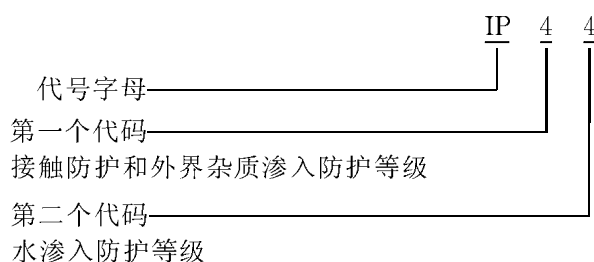
延时插板是一个电子定时器,其延时时间在 0~10 s 范围内可调节。输入信号后,经选定的延时时间,产生输出信号。插板安装在插头和电磁线圈之间。

5.4.2.3 电气性能

5.4.2.3.1 防护等级

在电磁线圈上常见印有 IP65, 这字样就表示了防护等级。防护等级用代号表示, 代号符合国际标准。代号由字母 IP(国际防护等级)和两个表示防护等级的代码数字表示。表 5-6 列出了防护代码的含义。

防护等级代号举例: IP44



5.4.2.3.2 温升与绝缘等级

电磁阀线圈通电后就会发热, 达到热稳定平衡时的平均温度与环境温度之差称为温升。线圈的最高允许温升是由线圈的绝缘种类决定的(见表 5-7)。电磁阀的环境温度由线圈的绝缘种类所决定的最高允许温度和电磁线圈的温升值来决定的, 一般电磁阀线圈为 B 种绝缘, 最高允许温度为 130 °C。

表 5-7 温升与绝缘种类

绝缘种类	A	E	B	F	H
允许温升(°C)	65	80	90	115	140
最高允许温升(°C)	105	120	130	155	180

5.4.2.3.3 电流特性

图 5-53 所示为电磁铁的行程与电流的特性曲线, 由图可见, 交流电磁铁启动时, 即动铁芯的行程最大时, 启动电流最大。随着动铁芯移动行程逐渐缩短, 电流也逐渐变小; 当动铁芯与静铁芯吸合后, 电流为一定的保持电流。对于大型交流电磁阀, 它的启动电流可达保持电流的 10 倍以上, 先导式电磁阀和小型电磁阀约为两倍左右。直流电磁铁的电流与行程无关, 在吸合过程中始终保持为一定值。

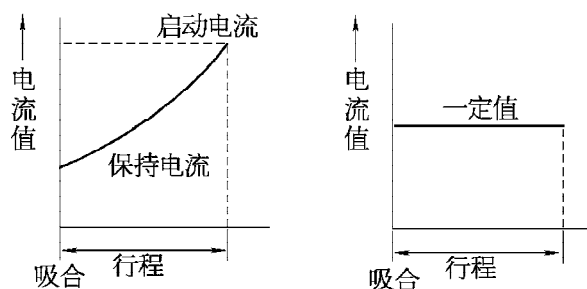


图 5-53 行程与电流特性曲线

(a) 交流电磁铁; (b) 直流电磁铁

通常, 电磁铁具有良好的绝缘性能, 能经受长时间连续工作而不会烧坏。但是, 当电磁阀工作发生故障时, 如主阀被杂质卡住、动铁芯与静铁芯没有完全吸合等情况, 特别是交流直动式电磁阀, 会引起过载电流并产生高温烧坏线圈。一般启动电流小的交流电磁阀和直流电磁阀是不易烧坏的, 但使用中误接高压时, 也会烧坏线圈的, 应特别注意。

5.4.2.3.4 吸力特性

图 5-54 所示为电磁铁的吸力特性。交流电磁铁与直流电磁铁的特性是相似的, 当电压

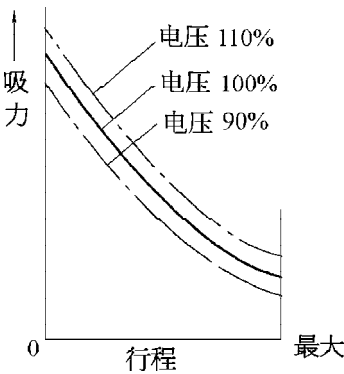


图 5-54 行程与吸力特性曲线

增加或行程减少时,两者的吸力都增加。但是,当动铁芯行程较大时,由于两者的电流特性不同,直流电磁铁的吸力将大幅度下降,而交流电磁铁吸力下降较缓慢。

5.4.2.3.5 功率

在设计电磁阀控制回路时,需计算回路中电流等参数。计算时应注意,交流电磁铁的功率用视在功率 $U \cdot I$ 计算,单位为 $V \cdot A$;直流电磁铁用消耗功率 P 计算,单位为 W 。例如,已知交流电磁阀的视在功率为 $16 V \cdot A$,使用电压为 $220 V$,则流过交流电磁铁的电流为 $73 mA$ 。若已知某直流电磁铁的消耗功率为 $2 W$,使用电压为 $24 V$,则流过直流电磁铁的电流为 $84 mA$ 。

5.4.2.4 非接触式电磁阀操作器

图 5-55 所示为构成非接触式电磁阀操作器的 VPT 功率发送器和 VPR 功率接收器。非接触式功率传输是根据变压器原理工作的。发射器将电能转换电磁能并发射,而接收器将接收的电磁能重新转换为电能。这样,不用附加电源就能使电磁阀动作。

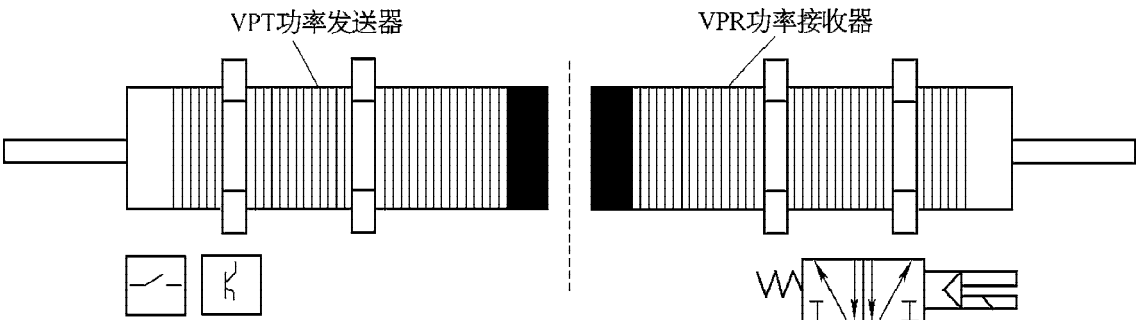


图 5-55 功率发送器和功率接收器

该系统完全无磨损,它只需要一个发送器和接收器。发送器有极性保护,接收器防短路。一个绿色发光二极管(LED)显示发送器的开关状态,而黄色 LED 显示接收器状态。表 5-8 所示为非接触式电磁阀操作器主要性能。

表 5-8 非接触式电磁阀操作器主要性能

项 目	发送器	接收器	项 目	发送器	接收器
工作电压(V)	$24 \pm 10\%$	—	输入电流(mA)	max 500	—
输出电压(V)	—	$24 \pm 10\%$	输出电流(mA)	—	160
传送功率(W)	max 3.8		许用径向偏移(mm)	± 3	
间距(mm)	2 ± 1		开关时间(ms)	< 50	

5.4.2.5 防爆电磁阀

防爆电磁阀是对电磁线圈而言的,阀体本身没有什么需要防爆的。电磁阀防爆的型式、等级等技术要求,是由电磁阀工作的环境决定的。也就是说,由于在气体、蒸汽、薄雾状的易燃物质与空气混合的爆炸性气体混合的环境中工作而不会引起周围易燃性混合气体爆炸,这就是对电磁阀电气部分所提出的性能要求。

选用防爆电磁阀前,必须了解工作周围环境对防爆的要求,如可燃性气体、蒸汽级别、温

度组别。在爆炸环境用的防爆电气设备是一种特殊要求的产品,应特别慎重。选用有防爆产品生产许可证厂家生产的及有技术监督部门质检证明的产品。

5.4.2.5.1 防爆类型

防爆型电气设备分为以下两类:

I类:煤矿井下用电气设备;

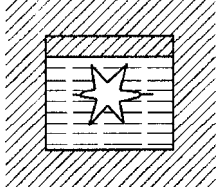
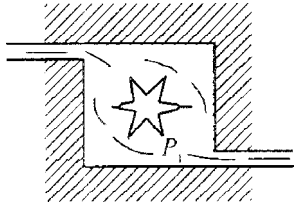
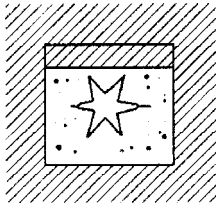
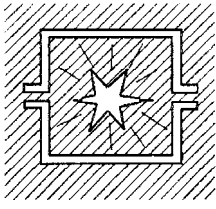
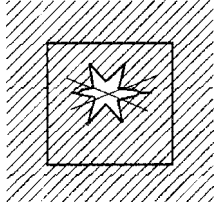
II类:工厂用电气设备。

电气设备须按 I 类和 II 类的相应规定制造与试验。铭牌上须标明相应的防爆标志。II 类电气设备,按其适用于爆炸性气体混合物最大试验间隙或最小点燃电流比分为 A、B、C 三级;并按其最高表面温度分为 $T_1 \sim T_6$ 六组。

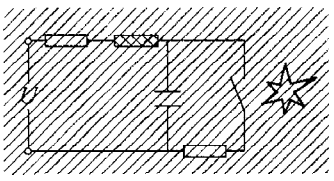
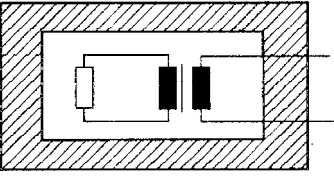
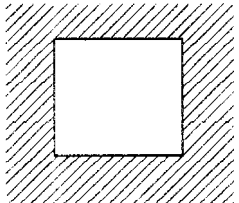
5.4.2.5.2 防爆原理

防爆原理说明见表 5-9。

表 5-9 防爆原理说明

防爆型式	简 图	原 理 说 明
充油型 <i>o</i>		火花源始终封闭在油中,应用于开关设备、变压器
表面通风型 <i>p</i>		保持内部保护气体的压力高于外部压力,使火星源封闭在腔内
充砂型 <i>q</i>		通过充填的砂粒材料把火花源包容起来,内部的火星、电弧不能点燃外部易爆气体
隔爆型 <i>d</i>		当内部有火星爆炸时,外壳足够的强度能阻止传递到外部
增安型 <i>e</i>		采取措施提高安全程度,以避免产生火花和电弧的可能,从而达到防爆

(续表)

防爆型式	简 图	原 理 说 明
本质安全型 <i>i</i>		电路中的能量被限制在一定值的范围,使它不能产生足以引起爆炸所需的高温或电火花
浇封型 <i>m</i>		火花源被隔离在金属浇铸的壳体内,使它不能引爆外部的爆炸性的气体
无火花型 <i>n</i>		内部无火花源产生,不会引起爆炸

5.4.2.5.3 电磁线圈

选用防爆电磁阀,说到底是要选择防爆设计的电磁线圈,阀体是通用的。

5.4.3 气控阀

5.4.3.1 基本结构

气控换向阀是靠外加的气压力使阀换向的。这外加的气压力称为控制压力。气控阀按控制方式有单气控和双气控两种。图 5-56 所示为双气控滑阀的动作原理图,双气控滑阀具有记忆性能,即控制信号消失后,阀的输出仍保持在信号消失前的状态。图 5-57 所示为单气控滑阀的动作原理,单气控阀的输出状态是由控制信号决定的,控制信号消失,靠弹簧力的作用,滑柱复位,即阀复位。

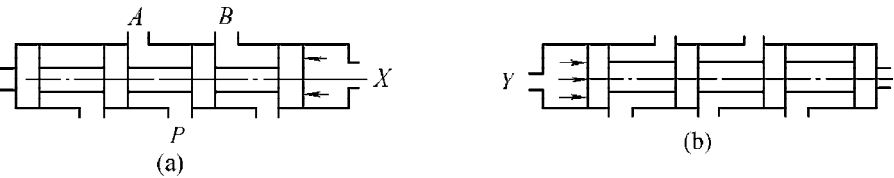


图 5-56 双气控滑阀的动作原理图

(a) X 口有控制信号; (b) Y 口有控制信号



图 5-57 单气控滑阀的动作原理图

(a) 无控制信号; (b) 有控制信号

图 5-58 是二位五通双气控滑阀。阀套与阀芯之间采用间隙密封。设有定位装置。使用这种间隙密封的阀应重视使用的空气净化质量,防止阀套与阀芯组件污染。

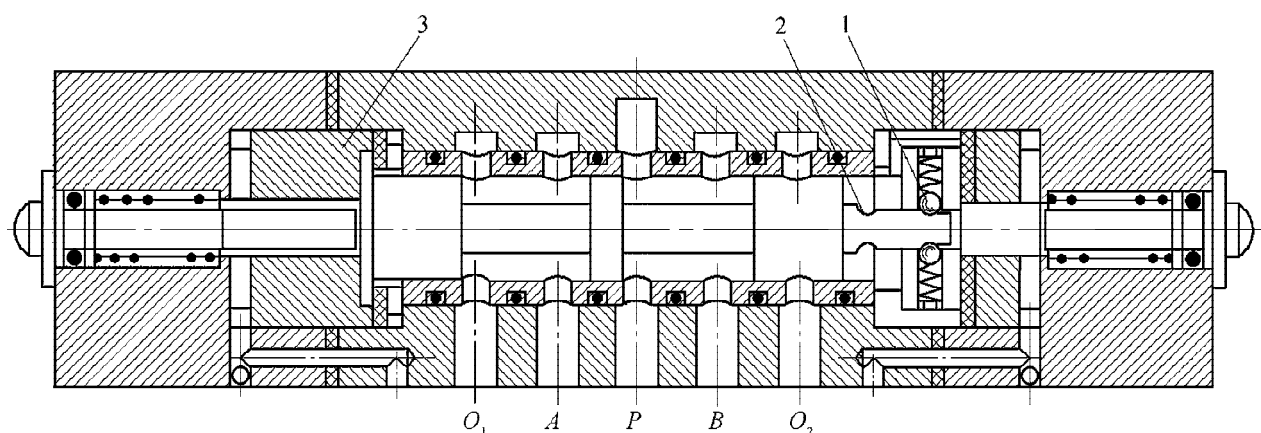


图 5-58 双气控滑阀(间隙密封)

1—钢球;2—定位环;3—限位环

通常系列化、标准化设计的电磁阀和气控阀的主阀部分能互换,只要将电磁阀的电磁先导部分卸掉,加上盖板就成气控阀。

图 5-59(a)是采用同轴截止式柔性密封结构的单气控二位五通阀结构,图 5-59(b)是阀的最低控制压力与工作压力之间的关系。曲线说明,在阀的排气口装了节流阀后,阀的最低控制压力有所提高,使用时应予以注意。通常对于阀的控制压力最终来自工作压力,是没有大的影响的。

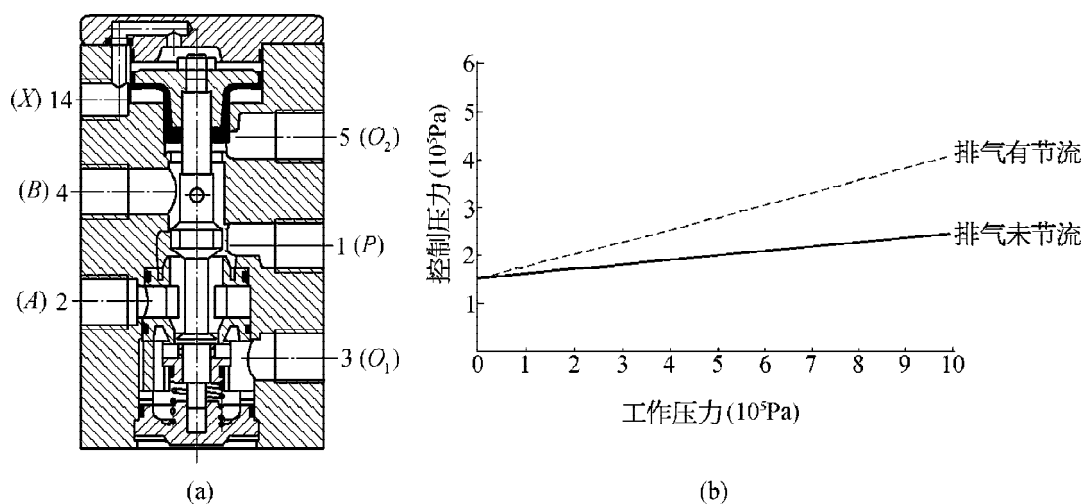


图 5-59 单气控二位五通阀(同轴截止式)

(a) 结构; (b) 最低控制压力与工作压力之间的关系曲线

图 5-60 是双气控中封型三位阀。在零位时,滑柱依靠两侧的弹簧和对中活塞保持在中间封闭位置。当控制口 X 或 Y 有控制信号时,阀换向。

5.4.3.2 差压控制

图 5-61 为二位五通差压控制阀的结构原理图。采用气源进气差动式结构,即 P 腔与复位腔相通。在 X 没有控制信号时,阀处于零位,即 A 输出, B 排气。当 X 有控制信号时,作用在控制活塞上的气压力将克服复位活塞上的背压及摩擦力,阀换向,即 A 排气, B 输

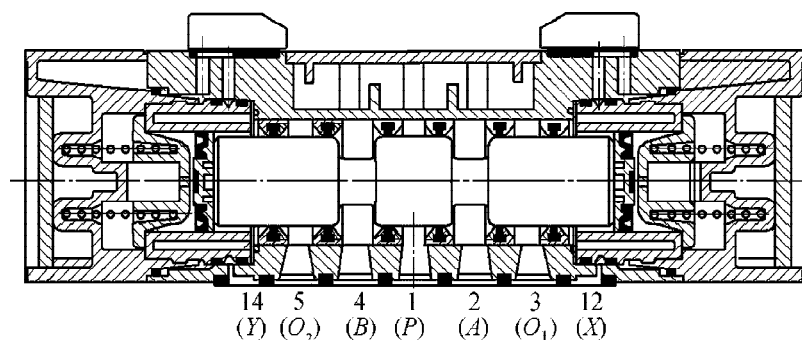


图 5-60 双气控三位阀

出。当控制信号消失,则阀芯借复位腔的气压作用复位。若阀的工作压力太低,则不能实现气压复位。图 5-61(b)为采用外部进气差动式结构,阀的复位不受工作压力影响。

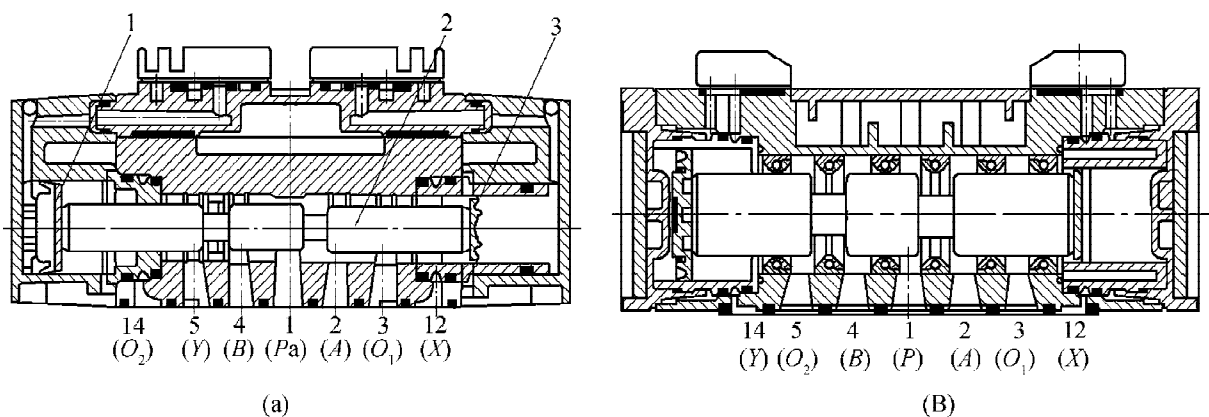


图 5-61 差压控制阀

1—控制活塞;2—滑柱(阀芯);3—复位活塞

差压控制换向阀的作用与单气控弹簧复位的换向阀相同。

5.4.3.3 延时控制

利用延时控制的气动元件称为延时阀。延时阀是一种时间控制元件。它是利用气阻(节流)和气容构成的节流盲室的充气特性来实现气压信号的延时,如图 5-62 所示。

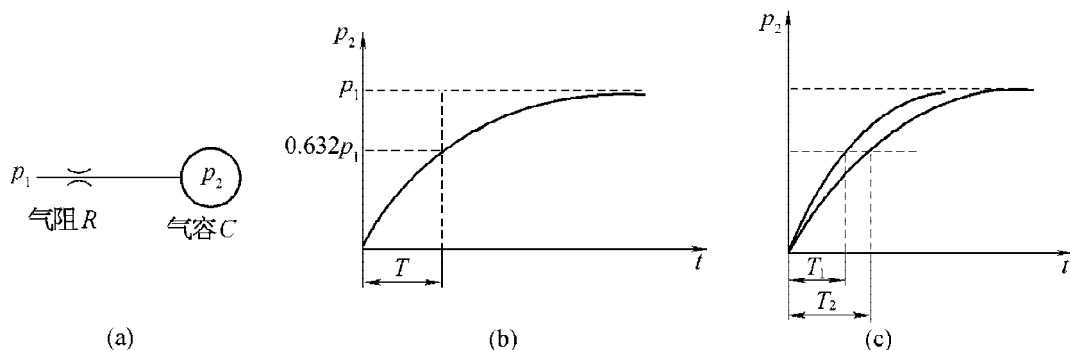


图 5-62 阻容延时原理

(a) 阻容环节示意图; (b) 特性曲线; (c) 充气压力曲线

若气室内的初始压力为零,在温度不变的条件下,当输入阶跃信号压力 p_1 后,则气室内压力 p_2 随时间变化的速率取决于阻容时间常数 T 。因 $T = RC$ (R —气阻、 C —气容)所以只要改变气阻 R 或气容 C ,就可调整充气压力 p_2 的变化速率,如图 5-62(c)所示。同时,图

5-62(b) 曲线说明, 阻容时间常数 T 等于在阶跃信号压力输入下, 气室内的充气压力 p_2 变化到 p_1 的 63.2% 所需的时间。通常, 气动延时阀的动作压力选择在 $0.6p_1$ 左右。即从信号输入开始到有输出的这段时间间隔就是延时阀的延时时间, 亦为时间常数。

图 5-63 所示为延时阀, 由二位三通阀、单向阀、节流阀和气室组成。气源由接口 P 向阀供气, 控制信号从 X 口输入, 经节流阀(气阻)节流流入气室。当气室中的充气压力达到阀的动作压力时, 阀切换, 输出口 A 就有输出。

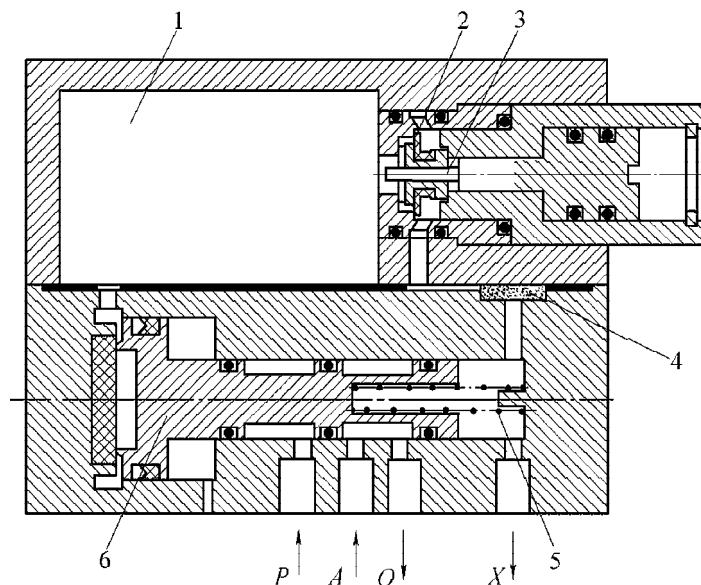


图 5-63 延时阀

1—气室; 2—单向阀; 3—节流阀; 4—过虑片; 5—复位弹簧; 6—控制活塞

如果要使延时阀回到它的初始位置, 那末控制管道一定要排空。空气通过与节流阀并联的单向阀从气室流出, 经排放通道排向大气。此时, 阀才能回到初始位置。

若要调整延时时间的长短, 只要调节节流阀的开度, 就可以了。延时时间范围一般在 $0 \sim 30$ s 内可调。若再附加气室, 延时时间还可延长。

图 5-64 所示为延时阀的四种输出状态。图 5-64(a) 为常断型, 图 5-64(b) 为常通型, 图 5-64(c)、图 5-64(d) 为脉冲输出。

5.4.4 ISO 阀

ISO 阀是指对于底座安装的气控或电控阀来说, 其安装底面尺寸符合 ISO5599。这种标准具有技术先进、安装及维修时互换方便等优点。世界上大部分制造厂商遵循这一标准, 这意味着元件的互换性正成为发展趋势。

ISO5599.1 规定了不带电气接头安装的必要条件, ISO5599.2 规定了带电气接头安装面的必要条件。相应的 GB/T 7940 在报审中。这里将 ISO5599.1: 1989 作一简单介绍。

5.4.4.1 ISO5599.1 标准规定

- 阀安装面的外形尺寸和公差;
- 气口标识代号;
- 控制口及其结果标识代号。

5.4.4.2 气口和控制口标识代号

- 气口 1、2、3、4、5 为主通气口代号;

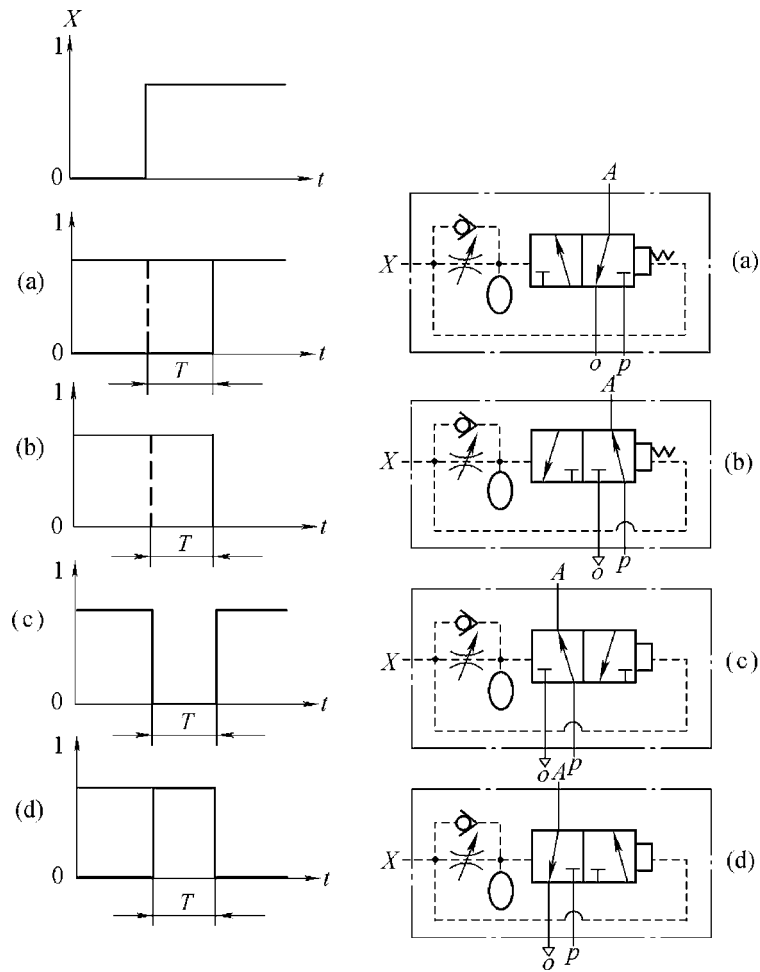


图 5-64 延时阀的四种状态

——12 和 14 为控制口代号。

对单控阀,其静态与控制端 12 的控制结果相一致。对双控阀,当正压力信号作用于控制口 12 时,气口 1 应与气口 2 相通(气口 4 与气口 5 相通);当正压力信号作用于控制口 14 时,气口 1 应与气口 4 相通(气口 2 与气口 3 相通)。

图 5-65 所示为 ISO5599.1 标准规定的基座,ISO 阀有 6 种规格,各种规格的安装面尺寸见表 5-10。

表 5-10 ISO 阀安装面尺寸(不带电气接头)

规格	A	B	C	D	G	L_1 (min)	L_2 (min)	L_T (min)	P	R (max)	T	W (min)	X	Y	气孔面积 (mm ²)
1	4.5	9	9	14	3	32.5	—	65	8.5	2.5	M5×0.8	38	16.5	43	79
2	7	12	10	19	3	40.5	—	81	10	3	M6×1	50	22	56	143
3	10	16	11.5	24	4	53	—	106	13	4	M8×1.25	64	29	71	269
4	13	20	14.5	29	4	64.5	77.5	142	15.5	4	M8×1.25	74	36.5	82	438
5	17	25	18	34	5	79.5	91.5	171	19	5	M10×1.5	88	42	97	652
6	20	30	22	44	5	95	105	200	22.5	5	M10×1.5	108	50.5	119	924

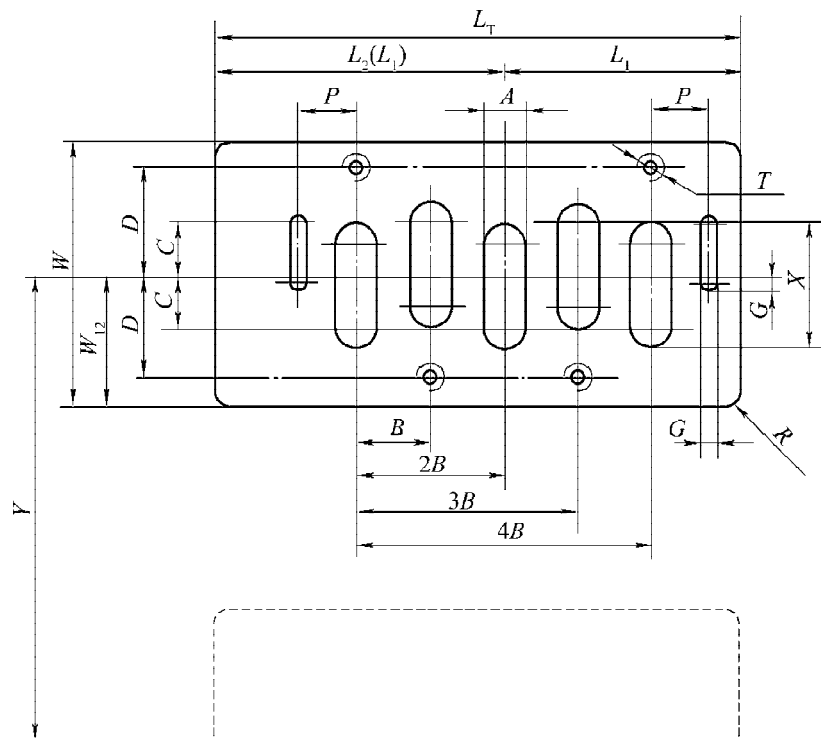


图 5-65 ISO 阀的基座

5.4.5 人控阀

人工控制阀在手动、半自动和自动控制系统中得到广泛应用。在手动系统中，一般用人控阀直接操纵气动执行机构；在半自动和自动系统中多用作信号阀。实际上，人控阀除了头部操纵结构和要求操纵灵活外，其阀芯结构基本上和机控阀相同。

人控阀应安装在便于操作的地方，以防止操作者长期操作或站立引起的疲劳。操作力不宜过大。为防止误操作，通常需要增加安全装置，脚踏阀应装有防护罩。

手动阀的操纵头部结构有按钮开关、蘑菇头开关、旋钮开关、拨动开关、锁定开关等，如图 5-66 所示。

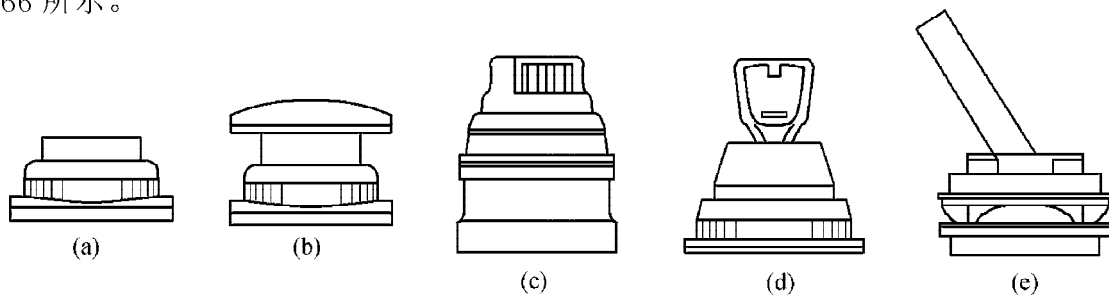


图 5-66 手动阀头部结构

(a) 按钮开关；(b) 蘑菇头开关；(c) 旋钮开关；(d) 锁定开关；(e) 拨动开关

锁式、拨动式等操作都具有定位性能，即操作力除去后能保持阀的工作状态不变。按钮式操作方式通常采用弹簧复位，无记忆功能。

手动阀的结构常采用标准化、系列化设计，如图 5-67 所示的基本阀，在其上部安装具有标准安装孔径的头部就构成各种手动阀。该阀的先导阀结构使操作力在 0.6 MPa 气压时仅为 0.8 N，动作灵敏，头部连接可靠，装拆方便。同时，阀换向时，作用在膜片上的气压力使膜片、阀杆下移，先关闭中空阀杆（输出口 2 与排气口 3 的通路），随后阀芯打开，使阀有输

出。即结构上保证阀的切换过程中,气源口、输出口和排气口三个孔不同时相通,防止了窜气现象发生。

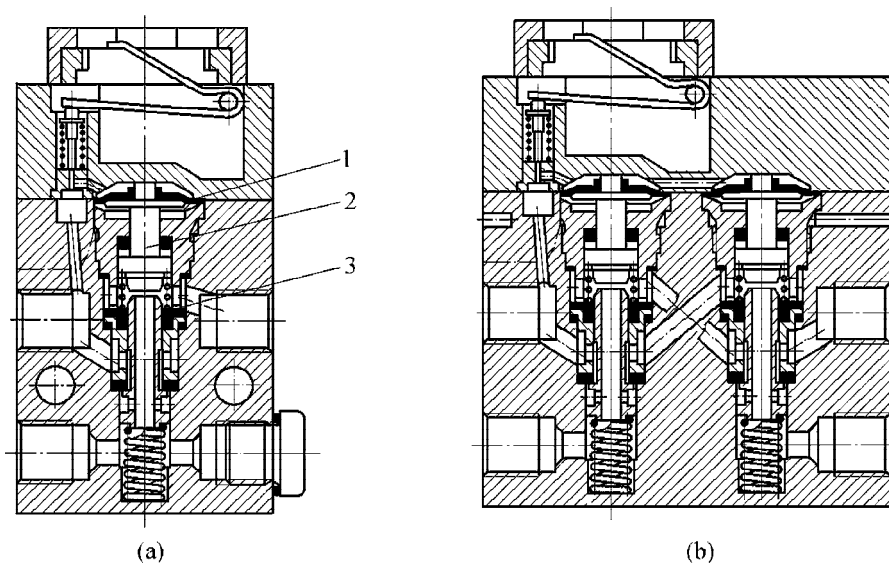


图 5-67 基本阀

(a) 三位三通阀; (b) 三位四通阀

1—膜片; 2—阀杆; 3—中空阀杆

图 5-67(b)所示的二位四通是由两个二位三通截止阀并联组合而成。由此说明,用截止式结构实现多位多通阀是较复杂的。

图 5-68 所示为双手柄阀,由阀体、手柄、二位三通或二位五通组成。该阀只有同时压下两个手柄时,阀才动作。松开一个或两个手柄,或两个手柄位置不一样都将使阀立即复位。

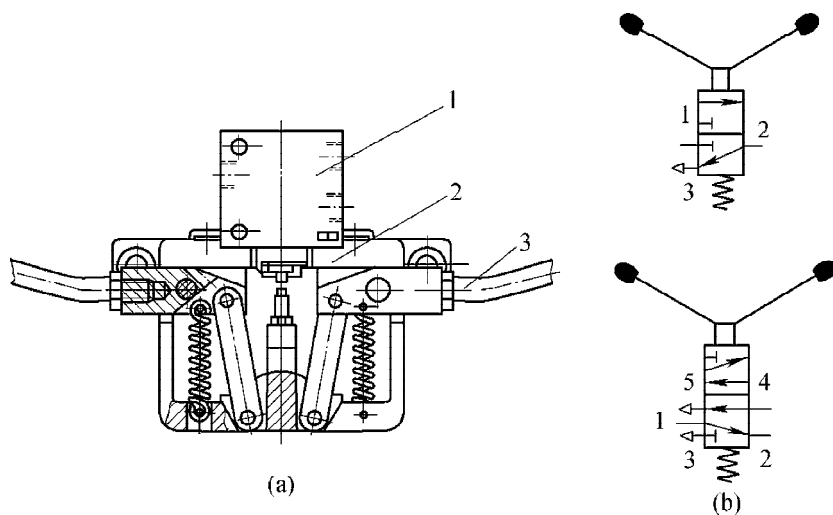


图 5-68 双手柄阀

1—换向阀; 2—阀体; 3—手柄

气动双手柄阀用在手动操作可能对操作者有危险的场合,如启动气缸、冲床或其他设备时,双手应绝对安全。该阀安装简单,比用两个按钮构成的双手安全操作回路更合理。

图 5-69 所示为手动转阀,采用滑板式结构,构成三位四通或三位五通阀。只要改变底座上气口的分配位置(如图示),就能有中间封闭、中间卸压和中间加压三种不同中间位置的三位阀。

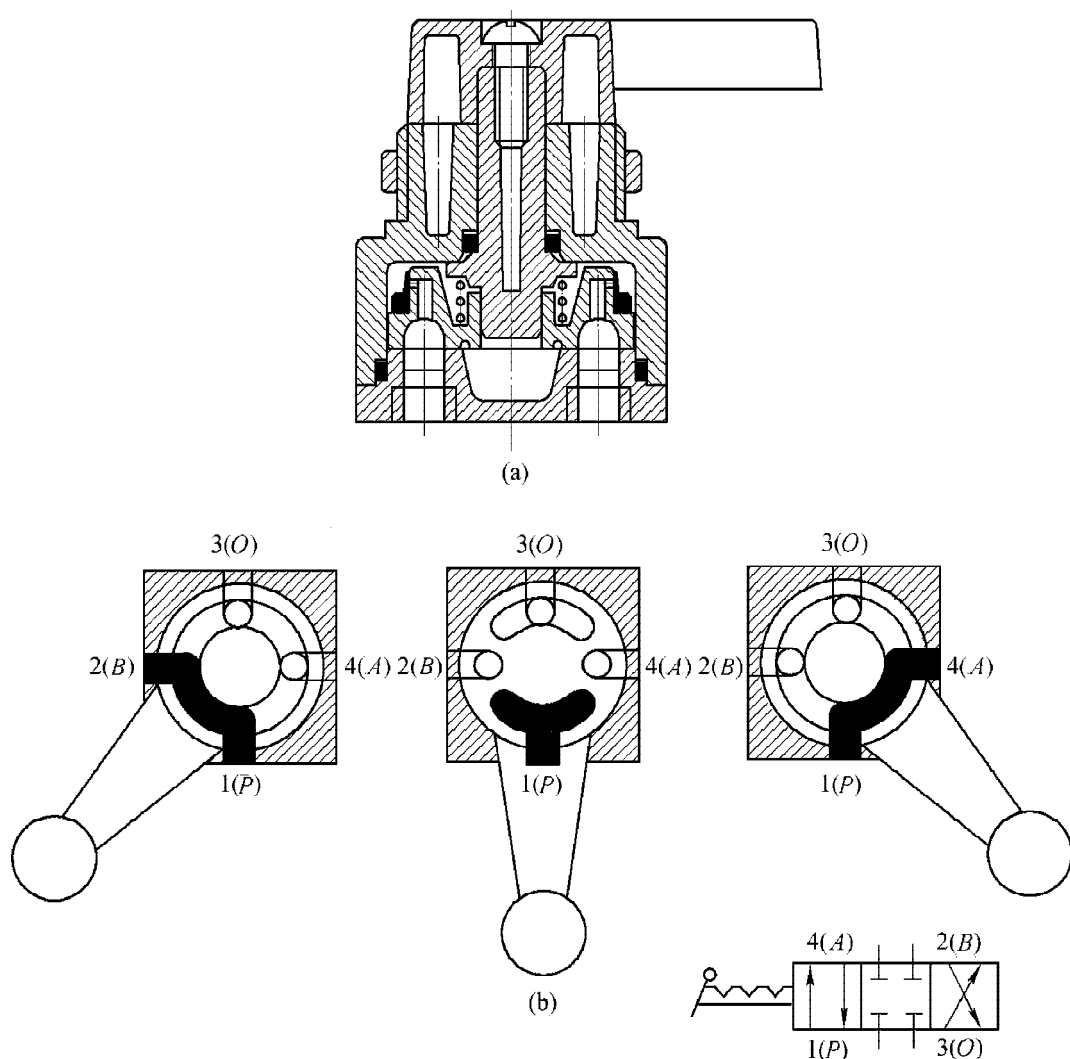


图 5-69 手动转阀

(a) 结构; (b) 阀位

图 5-70 所示为手动滑阀,常用于气动装置或设备的供气管路上作为气源开关。这种阀制造工艺简单,结构紧凑,并有两个限位装置来保持阀的正常通断。将阀套推移到一侧位置时,管路 1(P)与输出口 2(A)接通,而当阀套位于另一侧位置时,2(A)口与 3(O)口相通,通过 3(O)口使输出管路中空气排出。

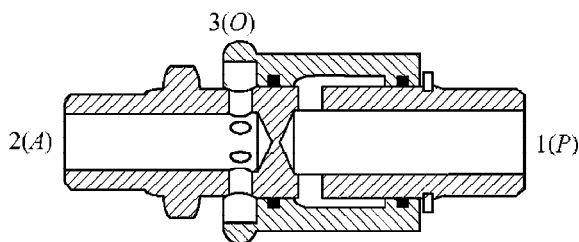


图 5-70 手动滑阀

图 5-71 所示为脚踏阀。图 5-71(a)为不带锁定装置,脚一踏下踏板,阀就切换;脚一离开踏板,阀便恢复到原位。图 5-71(b)为带锁定装置,当脚踏板被驱动,阀就切换,机械锁销将阀锁定;再次驱动脚踏板时,阀就回到原始位置。

5.4.6 机控阀

机械控制阀是利用执行机构或者其他机构的机械运动,借助凸轮、滚轮、杠杆或撞块等机构来操纵阀杆,使阀换向。图 5-72 所示为常见的机控阀头部结构。

直动圆头式是由机械力直接推动阀杆的头部使阀切换。滚轮式头部结构可以减小阀杆

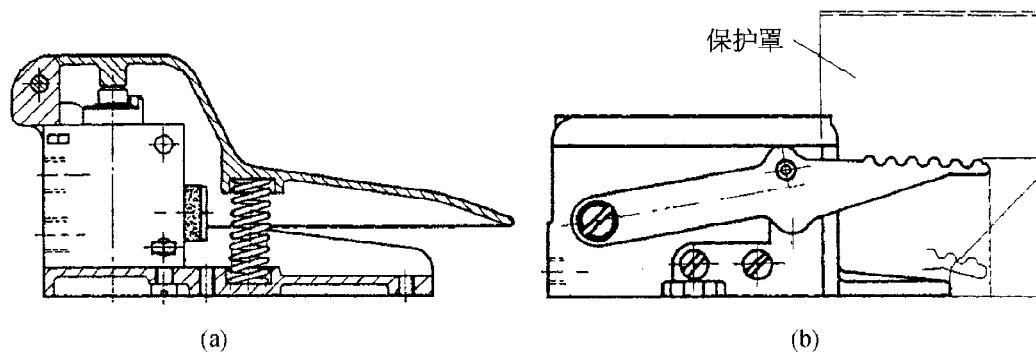


图 5-71 脚踏阀

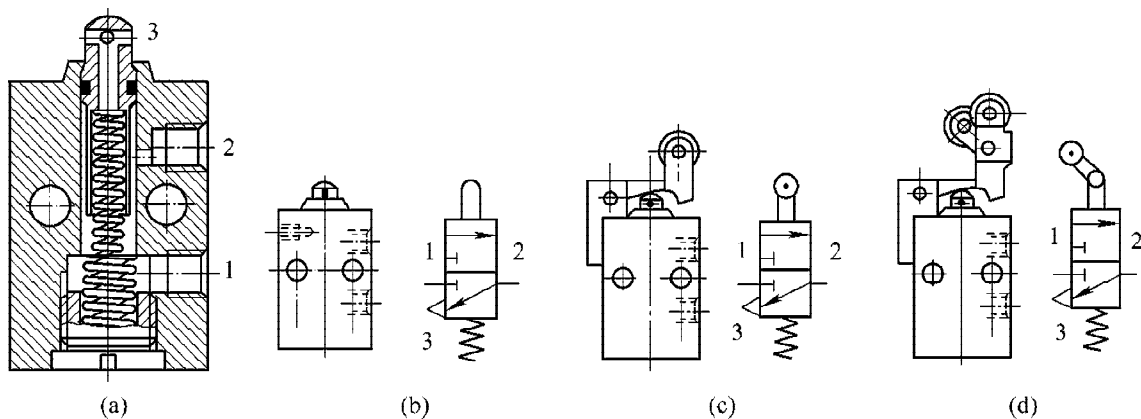


图 5-72 机控阀结构

(a) 结构; (b) 直动式; (c) 滚轮杠杆式; (d) 单向滚轮杠杆式

受的侧向力。滚轮杠杆式可减小阀杆受的机械力。单向滚轮杠杆式常用来排除回路中的障碍信号,其头部滚轮是可折回的,当机械撞块正向运动时,阀芯被压下,阀换向;当撞块返回时,由于头部滚轮在弹簧作用下可折回,阀芯不动,阀不换向,没有输出。

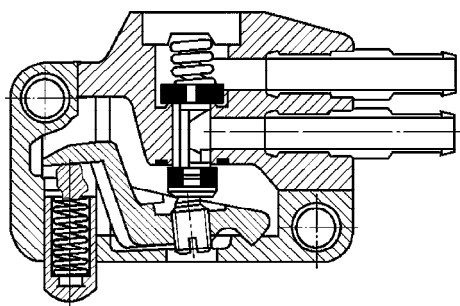


图 5-73 直动圆头式

图 5-73 所示为一种微型直动圆头式结构,按上头部可构成各种微型手动阀和机控阀,也可直接用作微型机控阀,阀的公称通径为 0.8 mm,流量 60 L/min (ANR)。

图 5-74 所示为两种限位阀,这类阀用作行程开关和挡块时,可产生一个与位置相关的气信号,特别适合于高精度的终端位置检测,限位精度达 ± 0.03 mm。阀用作固定挡块时,其承受的冲击力不能超过阀的许用冲击负载。

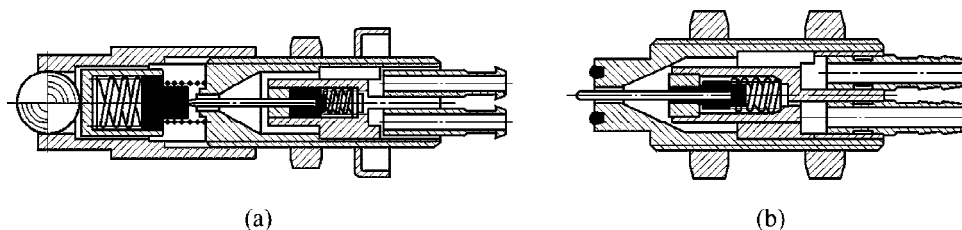


图 5-74 限位阀

(a) 球式; (b) 杆式

图 5-75 是一种弹簧触须式机控阀。这种阀采用先导控制方式,只需很小的驱动力就能使阀换向,特别适合于控制对象在不同位置或不在同一平面上的场合。该阀可以在任何与弹簧触须垂直的方向上驱动,常用于冲床计数发信、输送带物体的检测等。

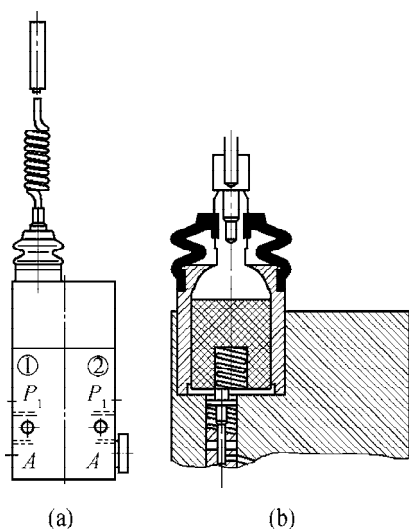


图 5-75 弹簧触须式机控阀

(a) 外形; (b) 切换机构

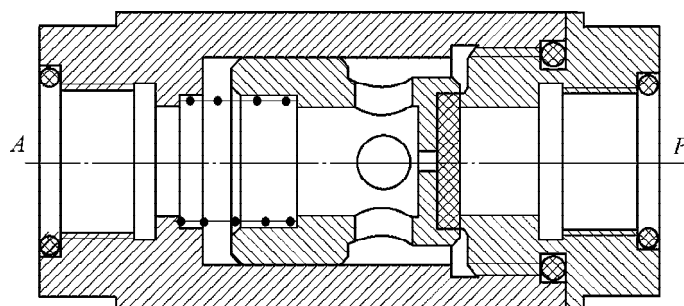


图 5-76 单向阀

5.4.7 单向型控制阀

5.4.7.1 单向阀、气控单向阀

单向阀只允许气流在一个方向上通过,而在相反方向上则完全关闭,如图 5-76 所示。

图示位置为阀芯在弹簧力作用下关闭。在 P 口加入气压后,作用在阀芯上的气压力克服弹簧力和摩擦力将阀芯打开, P 、 A 接通。气流从 P 流向 A 的流动称为正向流动。为了保证气流从 P 到 A 稳定流动,应在 P 口和 A 口之间保持一定的压力差,使阀保持在开启位置。若在 A 口加入气压, A 、 P 不通,即气流不能反向流动。弹簧的作用是增加密封性,防止低压泄漏。另外,在反向流动时,使阀门迅速关闭。

图 5-77 所示为气控(外控式)单向阀结构原理,在 X 控制口信号作用下,使气流在 A 、

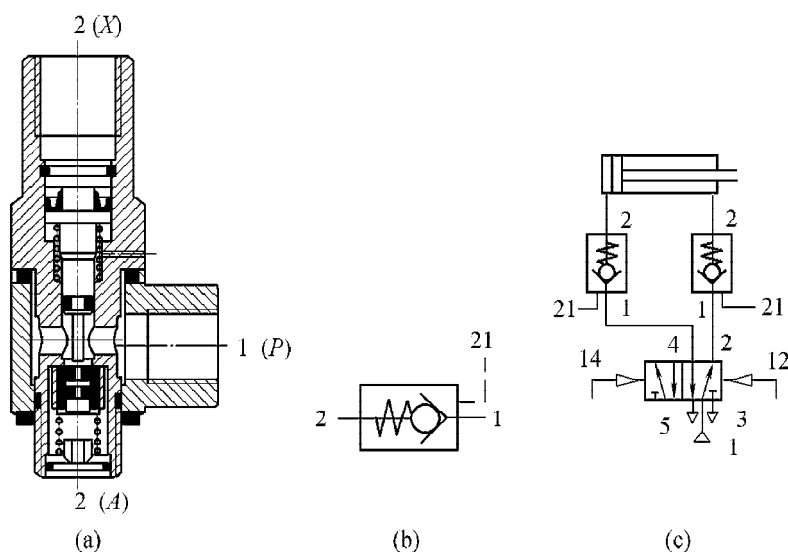


图 5-77 气控单向阀

(a) 结构; (b) 符号; (c) 应用示例

P 口方向仍处于导通状态。这种外控式单向阀可用来封住气缸的排气口,使气缸运动在任意位置停下来,如图 5-77(b)所示。

对于单向阀的基本要求是正向流动时,阀的流动阻力要小,即流通能力大。反向流动时,要求密封性能好,即泄漏小。

在气动自动化系统中,单向阀常用于需防止空气倒流的场合。如用于防止回路中某个支路的耗气量过多而影响其他元件的工作压力下降,在空压机出口管路中常安装单向阀。单向阀在大多数场合下,与节流阀组合构成速度控制阀,来控制气缸的运动速度。

当单向阀用作精密的压力控制时,必须可调整阀的开启压力和阀前后的压差。当单向阀用于要求严格密封不能泄漏的场合,应采用锥面密封,或其他的弹性密封,不宜采用球或金属阀芯的密封。

5.4.7.2 梭阀

梭阀的作用相当或门逻辑功能。图 5-78 所示为梭阀。这种阀相当于两个单向阀组合而成。无论是 X 口或 Y 口进气, A 口总是有输出的。为了保证梭阀工作可靠,在工作时不允许各通路之间有窜气现象。

5.4.7.3 双压阀

双压阀的作用相当于与门逻辑功能。图 5-79 所示为双压阀,有两个输入口 X 和 Y ,一个输出口 A 。只有 X 、 Y 口同时有输入时, A 才有输出。

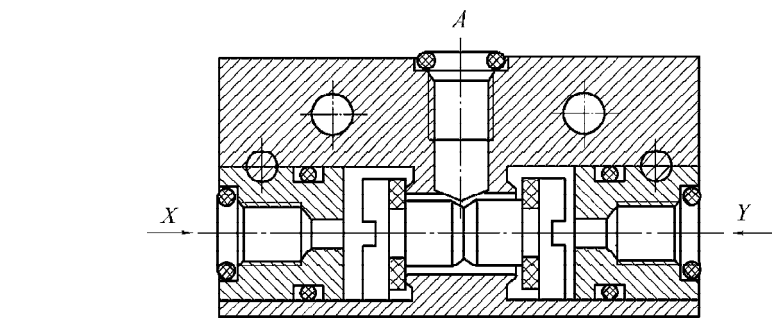


图 5-78 梭阀

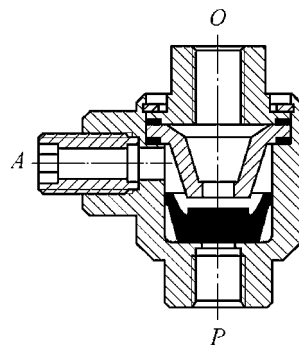


图 5-79 双压阀

图 5-80 快排阀

5.4.7.4 快排阀

图 5-80 所示为快速排气阀。当 P 口进气后,阀芯关闭排气口 O , P 、 A 通路导通, A 口有输出。当 P 口无气时,输出管路中的空气使阀芯将 P 口封住, A 、 O 接通,排向大气。

快排阀用于使气动元件和装置需快速排气的场合。例如,把它装在换向阀和气缸之间(应尽量靠近气缸排气口,或直接拧在气缸排气口上),使气缸排气时不用通过换向阀而直接排出。这对于大缸径气缸及缸阀之间管路长的回路,尤为需要。快排阀也可用于气缸的速度控制,如可用来实现气缸的慢进快退动作。

5.4.8 换向阀的主要性能参数

5.4.8.1 工作压力

换向阀的工作压力范围是指阀能正常工作的最高或最低输入(气源)压力范围。所谓正

常工作是指阀的灵敏度和泄漏量应在规定指标范围内。阀的灵敏度是指阀的最低控制压力、响应时间和工作频度在规定指标范围内。

最高工作压力主要取决于阀的强度和密封性能,常见的为 1.0 MPa、0.8 MPa,有的达 1.6 MPa。

最低工作压力与阀的控制方式、阀的结构形式及密封形式有关。他控式换向阀的最低工作压力主要取决于密封性能,工作压力太低,往往密封不好,造成较大的泄漏。自控式换向阀(如差压换向阀、单电控滑阀)的最低工作压力主要取决于阀换向时的复位性能,工作压力太低往往不能实现复位。靠气压密封的截止式阀最低工作压力主要取决于密封性能,工作压力太低,往往泄漏大。

5.4.8.2 控制压力

控制压力是在额定压力条件下,换向阀能完成正常换向动作时,在控制口所加的信号压力。控制压力范围就是阀的最低控制压力和最高控制压力之间的范围。

最低控制压力的大小与阀的结构形式、停放时间及工作压力关系较大,但阀芯对称的滑柱式阀,或带平衡阀芯的截止式阀的最低控制压力却与工作压力关系不大。通常采用软质密封的滑阀的控制压力与阀的停放时间关系较大。当工作压力一定时,阀的停放时间越长,则最低控制压力越大,但放置时间长到一定后,最低控制压力就稳定了。上述现象是由于橡胶密封圈在停放过程中与金属表面产生亲合作用,使静摩擦力增加。对差压控制的滑阀,控制压力随工作压力的提高而增加。这些现象在选用换向阀时应予注意。

5.4.8.3 介质温度和环境温度

流入换向阀的空气温度称为介质温度,阀工作场所的空气温度称为环境温度。它们是选用阀的一项基本参数,一般标准规定为 5~50℃。

若要求阀在室外工作,除了阀内的密封材料及合成树脂材料能耐室外的高、低温外,为防止阀及管道内出现结冰现象,压缩空气的露点温度应比环境温度低 10℃。

5.4.8.4 响应时间

国际标准(ISO5598 流体传动系统和元件术语集)中关于响应时间的含义是“从动作起始点至其完成点所经历的时间”。显然,这些点的定义不同,响应时间也不一样,见图 5-81。我国标准规定的换向时间就是指响应时间,从接受信号开始到换向阀换向动作完成的时间,可分为开启时间和关闭时间两部分。

换向时间的起点,因阀的控制方式而异。对于电磁阀,换向时间的起点是指电路刚一接通(或断开)的瞬间。换向时间的终点是指阀的输出口不接负载(或封闭)的条件下,输出压力上升到输入压力的 90%(或下降到原来压力的 10%)的瞬间。

电磁阀响应时间是在规定的工作压力、输出口不接负载的条件,从电路接通开始到

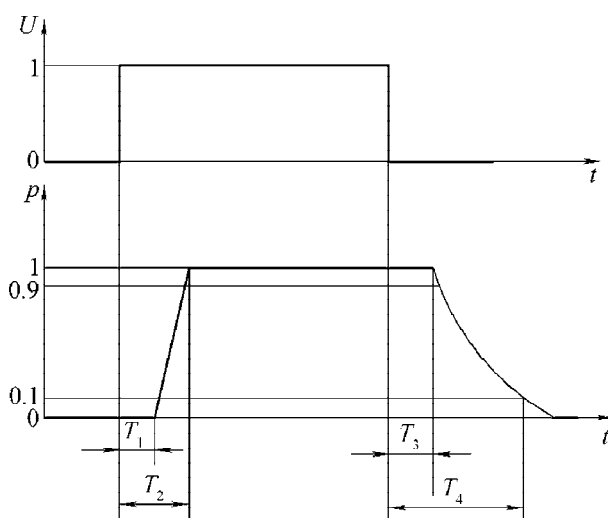


图 5-81 响应时间

T_1, T_3 —延迟时间; T_2 —开启时间;
 T_4 —关闭时间

阀的输出压力上升到输入压力的 90%，或下降到原来压力的 10% 的时间。

影响阀的响应时间因素有阀的可动部件在换向过程中受到的运动阻力(如摩擦力、弹簧力等)，可动部件在换向过程中的惯性力、换向行程的大小以及阀芯的覆盖特性和阀的内部通道的空间。通常直动式电磁阀比先导式电磁阀的换向时间短，双电控阀比单电控阀的换向时间短，交流电磁阀比直流电磁阀的换向时间短，二位阀比三位阀的换向时间短，小通径的阀比大通径的阀的换向时间短。

5.4.8.5 流量特性

表示气动控制阀流量特性的常用方式有：

1) 声速流导 c 和临界压力比 b

国际标准 ISO6358 气动元件流量特性中，用声速流导 c 和临界压力比 b 来表示方向控制阀的流量特性。参数 c 、 b 分别按式(1-57a)、(1-57b)计算。

图 5-82 所示为 ISO6358 标准测试元件流量性能的回路，其中图 5-82(a)适用于被测元件具有出入接口的试验回路，图 5-82(b)适用于元件出口直接通大气的试验回路。前者如电磁换向阀，后者如消声器。测试时，只要测定临界状态下气流达到的 p_1^* 、 T_1^* 和 q_m^* 以及任一状态下元件的上游压力 p_1 、通过元件的压力降 Δp 和流量 q_m ，分别代入式(1-57a)和式(1-57b)可得出 c 值和 b 值。若已知元件的 c 和 b 参数，可按式(5-20)和式(5-21)计算通过元件的流量。

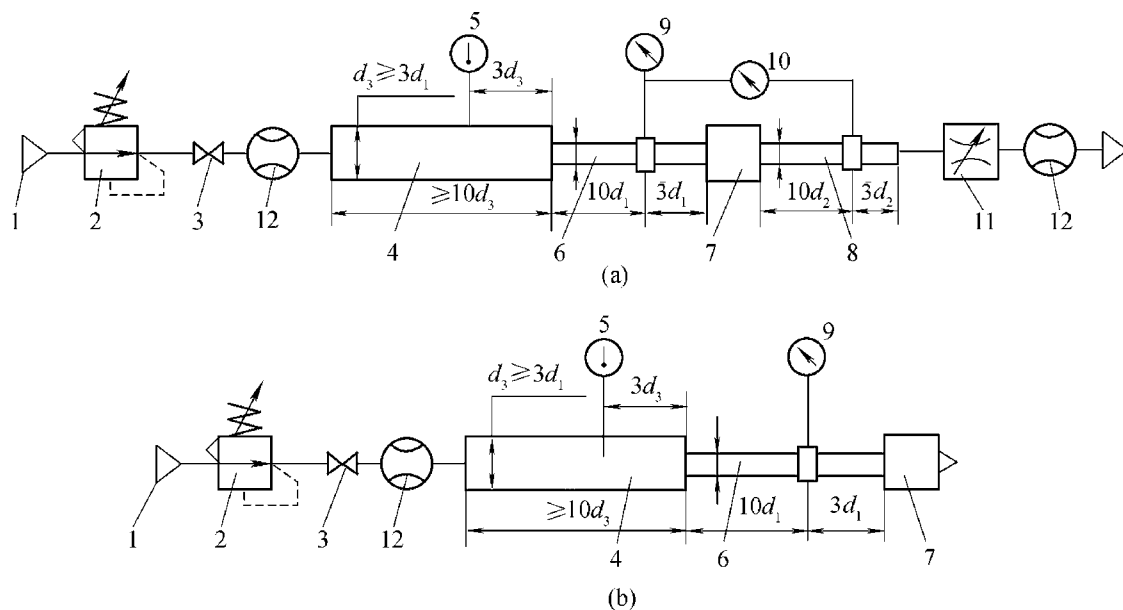


图 5-82 ISO6358 标准的试验装置回路

(a) 用于元件具有出入接口的试验回路；(b) 用于出口直接通大气的试验回路

1—气源；2—减压阀；3—气源开关；4—直管道；5—温度计；6—阀前直管道；7—被测元件；

8—阀后直管道；9—压力表；10—差压计；11—节流阀；12—流量计

当 $\frac{p_2}{p_1} \leq b$ 时，元件内气流处于临界流动：

$$q_m^* = c p_1^* \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T^*}} \quad (5-20)$$

当 $\frac{p_2}{p_1} > b$ 时，元件内气流处于亚音速流动：

$$q_m = q_m^* \sqrt{1 - \left(\frac{p_2/p_1 - b}{1 - b} \right)^2} \quad (5-21)$$

2) 标准额定流量 q_{Nl}

标准额定流量 q_{Nl} 是指在标准条件下的额定流量,其单位是 L/min。额定流量 q_n 是指在额定条件下测得的流量。图 5-83 所示为用于测量标准额定流量的回路。

通常对方向控制阀来说,测试时调定的输入压力 p_1 为 0.6 MPa,输出压力为 0.5 MPa,通过被测元件的流量(ANR)即为标准额定流量 q_{Nl} 。

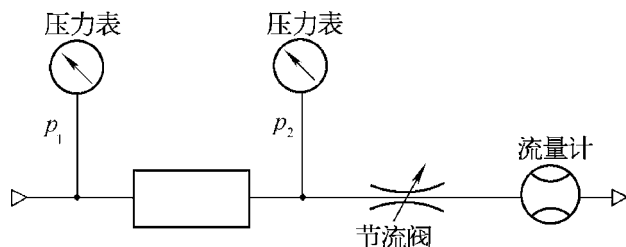


图 5-83 标准额定流量的测试回路

对于消声器这类输出端直接排空的元件,其输入压力 p_1 为 0.6 MPa,输出压力 p_2 为大气压。对于低压元件测试时,保持输入压力 p_1 为 0.01 MPa,输出压力 p_2 为大气压。

测试减压阀标准额定流量时,保持输入压力 p_1 为 1.0 MPa、输出流量为零时,将输出压力 p_2 调定在 0.6 MPa,随后缓慢增加流量,直到输出压力为 0.5 MPa,此时通过减压阀的流量为其标准额定流量(ANR)。

3) 流通能力 C 值、 K_v 值及流量系数 C_v

阀的流通能力是指在规定压差条件下,阀全开时,单位时间内通过阀的流体的体积数或重量数。 C 值(或 K_v 值)是公制单位表示的阀的流通能力, C_v 值是英制单位表示的阀的流通能力。

4) 有效截面积 S 值

阀的有效截面积 S 值是指某一假想的截面积 S 的薄壁节流孔,当该孔与阀在相同条件下通过的空气相等时,则把该节流孔的截面积 S 称作阀的有效截面积,单位为 mm^2 。有效截面积 S 值为日本 JIS 标准。

有效截面积 S 值与流量系数 C_v 的换算关系见第 1 章。

换向的标准额定流量 q_{Nl} 与流通能力的换算关系为:

$$q_{Nl} = 1\,100 K_v \quad (5-22)$$

$$q_{Nl} = 984 C_v \quad (5-23)$$

由于我国气动市场的多元化格局,气动元件的流量特性有多种表示方法,但从使用者选用阀的角度来看,需要能直接给出阀的流量值而不需经换算。

5.4.8.6 泄漏量

阀的泄漏量有两类,即主通道泄漏量和总体泄漏量。主通道泄漏量是指阀在规定的试验压力下相互断开的两通口之间的内泄漏量。它可衡量阀内各条通道的密封状况。总体泄漏量是指整个阀所有各处泄漏量的总和,除主通道泄漏外,还包括其他各处的泄漏量,如控制腔等。通常所说的泄漏量就是指阀的主通道泄漏量。

泄漏量是阀的气密性指标之一,是衡量阀的密封性能好坏的标志。泄漏量的大小与阀的通路、结构形式、密封形式、加工装配质量、工作压力等因素有关。泄漏量的大小直接影响阀的工作可靠性及气源能量的消耗。

5.4.8.7 耐久性

耐久性是指阀在规定的试验条件下,完成规定工作次数后各项性能仍能满足规定指标要求的一项综合性能,它是衡量阀的性能水平的一项综合性参数。

阀的耐久性与各零件的材料、密封材料、加工装配以及空气的净化处理质量等因素有关,提高阀的耐久性是保证整个气动装置工作的可靠性和经济性所必需的。

5.4.8.8 电气性能

电磁阀实际上是一种机电一体化产品,电磁部分实际上是一种低压电器,所以电气性能也是电磁阀的一项基本要求。它包括线圈温升、绝缘电阻、绝缘耐压等方面的要求。通电持续率表示阀是连续工作,还是断续工作。

线圈温升是指电磁阀通电后,达到稳定热平衡时的线圈平均温升。线圈温升过高,容易引起线圈烧坏而使电磁阀无法工作。因此,线圈温升是一项直接影响电磁阀耐久性的重要因素。绝缘电阻、绝缘耐压等参数是电磁阀的一项安全要求,必须予以重视。

电磁阀工作电源有交、直流两种,额定频率为 50 Hz。常用的交流电压有 220 V、127 V、36 V、24 V;直流电压有 220 V、110 V、48 V、24 V。一般允许电压波动为额定电压的 $-15\% \sim +10\%$ 。

5.4.8.9 环境适应性

环境适应性是指阀在各种环境条件下使用时保持本身性能的能力,包括高温性能、低温性能和抗振性能。

5.4.9 方向控制阀的选用方法

5.4.9.1 选用原则

合理地选择各种控制阀是保证气动自动化系统可靠地完成预定动作的重要条件。它可使管路简化,减少阀的品种和数量,便于维护,提高系统的可靠性,降低成本。

1) 根据流量选择阀的通路。阀的通路是根据气动执行机构在工作压力状态下的流量值来选取的。目前国内各生产厂对于阀的流量有的用标准流量(ANR),也有的用有压状态下的空气流量(一般是指在 0.5 MPa 工作压力下)表示。市售的阀流量参数有不同的表示方法,而且阀的接管螺纹并不能代表阀的通路,如 G1/4 的阀通路为 8 mm,也有的为 6 mm。这些在选择时需特别注意。

所选用的阀的流量应略大于系统所需的流量。信号阀(如手动按钮)是根据它距所控制阀的远近、数量和动作时间的要求来选择的。一般,对于集中控制或距离在 20 m 以内的场合,可选 3 mm 通路的;对于距离在 20 m 以上或控制数量较多的场合,可选 6 mm 通路的。

2) 根据气动自动化系统工作要求选用阀的功能及控制方式,包括元件的位置数、通路数、记忆功能、静置时的通断状态。

应尽量选择与所需机能相一致的阀,如选不到可用其他阀或几个阀组合使用。如用二位五通阀代替二位三通阀二位二通阀,只要将不用的孔口用堵头堵上即可。又如用两个二位三通阀代替一个二位五通阀,或用两个二位二通阀代替一个二位三通阀。这种方法一般不推荐,但在维修急用时可一试。

3) 根据现场使用条件选择阀的适用范围,包括使用现场的气源压力大小、电源条件(交直流、电压大小等)、介质温度、环境温度等条件,选择能在此条件下可靠工作的阀。

4) 根据气动自动化系统工作要求选用阀的性能,包括阀的最低工作压力、最低控制压力、响应时间、气密性、耐久性及其可靠性。

5) 应根据实际情况选择阀的安装方式。从安装维护方面考虑板式连接较好,包括集装式连接,ISO5599.1 标准也是板式连接。

6) 应选用标准化产品,避免采用专用阀,尽量减少阀的种类,便于供货、安装及维护。

5.4.9.2 使用注意事项

1) 安装前应查看铭牌,注意型号、规格与使用条件是否相符,包括电源、工作压力、通径、螺纹接口等。随后,应进行通电、通气试验,检查换向动作是否正常。用手动装置操作,阀是否换向。手动切换后,手动装置应复原。

2) 安装前应彻底清除管道内的粉尘、铁锈等污物。接管时应防密封带碎片进入阀内。

3) 应注意阀的安装方向,大多数电磁阀对安装位置和方向无特别要求,有指定要求的应予以注意。

4) 应严格管理所用空气的质量,注意空压机等设备的管理,除去冷凝水等有害杂质。

阀的密封元件通常用丁腈橡胶制成,应选择对橡胶无腐蚀作用的透平油作为润滑油(ISO VG32)。即使对无油润滑的阀,一旦用了含油雾润滑的空气后,就不能中断使用。因为润滑油已将原有的油脂洗去,中断后会造成润滑不良。

5) 对于双电控电磁阀应在电气回路中设联锁回路,为防止两端电磁铁同时通电而烧毁线圈。

6) 使用小功率电磁阀时,应注意继电器接点保护电路 RC 元件的漏电流造成的电磁阀误动作。因为此漏电流在电磁线圈两端产生漏电压,若漏电流过大时,就会使电磁铁一直通电而不能关断,此时可接入漏电阻解决。

7) 应注意采用节流的方式和场合。对于截止式阀或有单向密封的阀,不宜采用排气节流阀,否则将引起误动作。对于内部先导式电磁阀,其入口不得节流。所有阀的呼吸孔或排气孔不得阻塞。

5.5 阀岛

“阀岛”一词译自德语的“Ventilinsel”,英文译为“Valve Terminal”。阀岛技术是由著名的德国 FESTO 公司最先发明并引入应用。

由于近十几年来电子技术的飞速发展,机电一体化技术已越来越广泛地应用到工业设备中。在这类设备上往往大量采用电子器件实现测量、控制以及操作和显示,由气动或电动执行机构实现送料、夹紧、加工等动作。因此,与此相应的接口技术,即电信号、各种物理量或气动、液压、电及其他方式的驱动能量有机的结合、转换,就显得极为重要。

阀岛是新一代的电—气一体化控制元器件,大幅度简化了设备中各种接口,并且和现场总线技术相合,使两者的技术优势得到充分发挥,具有广泛的应用前景。

5.5.1 带多针接口的阀岛(第一代阀岛)

第一代阀岛——带多针接口阀岛为简化设备中的选型、订货、安装和测试工作等过程迈出了第一步。在阀岛上安装的电磁阀可以是单电控,也可以是双电控,同时其尺寸、功能覆盖面极广。可编程控制器的输出控制信号、输入电信号均通过一根带多针插头的多股电缆与阀岛连接,而由传感器输出的信号则通过电缆连接到阀岛的电信号输入口上。

5.5.1.1 带多针接口阀岛的特点

- 1) 各种阀根据用户提出的要求集中安装于阀岛上,其气源口、排气口已连接妥当。
- 2) 各阀的电控信号连接到一个统一的多针插座上。
- 3) 电控信号的输入和输出电路的保护、防水措施等功能都集成于阀岛。
- 4) 可以与目前市场上最常见的多接头输入/输出方式的可编程控制器结合使用,即对可编程控制器的接口形式无特殊要求(如现场总线形式)。
- 5) 阀岛的气动、电控组件的功能都已测试、检验完毕。

5.5.1.2 用户需要完成的工作

- 1) 只需将阀的输出口连接到对应的气动执行机构上。
- 2) 将带多针插头的多股电缆与可编程控制器的输入/输出口连接。

5.5.2 带现场总线的阀岛(第二代阀岛)

由上述可知,使用多针接口型阀岛使设备的接口大为简化,但还是需要一定的接线工作量,而且多股电缆随着控制回路的复杂化而加粗,随着阀岛与可编程控制的距离增大而加长。于是,出现了新一代的阀岛——带现场总线的阀岛。

现场总线的实质是通过串行信号传送方式,并以一定的数据格式实现控制系统中信号的双向传输。两个采用现场总线进行信息交换的对象之间只需由一根两股或四股的电线连接。目前工业上最为普遍的通讯硬件方式是 RS422 和 RS485 两种,其共同特点是以一对电线之间的电位差方式传输的,其抗干扰性强,数据传输的可靠性高。

常见的数据格式约定可分两大类,一类是所谓开放式数据格式的约定,它们往往是一些由许多生产、应用厂家组成的协会制定的。另一类是各可编程控制器厂家自行定义的数据格式约定。对不同数据格式约定的可编程控制器必须由相应的带现场总线的阀岛与之相连接,或者通过总线转换器进行连接。现 FESTO 公司提供的带现场总线的阀岛装备了目前市场上所有开放式数据格式约定及主要可编程厂家自定义的数据格式约定。

5.5.3 阀岛技术的进一步发展

以阀岛、现场总线形式实现的电一气一体化正适应了目前的自控技术的发展趋势,从而得到了广泛的应用。与此同时,该项技术正朝着以下几个重要方向迅速发展。

5.5.3.1 可编程阀岛

从控制系统的整体布局来看,阀岛不仅适用于单机的控制,还特别有利于整机的模块化。模块式生产自动线的基本策略是将整台设备分为几个基本的功能模块,每一基本模块与其前、后模块间按一定的规律有机地结合。模块化设备的优点是生产者可以根据加工对象的特点,选用相应的基本模块搭配成整机,这不仅缩短了设备制造周期,而且可以实现一种模块多种使用,节省了设备投资。

鉴于模块式生产成为目前令人关注的发展趋势,同时注意到单个模块以及许多简单的设备往往只有 10 个以下的执行机构,于是出现了一种集气动阀、可编程控制器及现场总线为一体的可编程阀岛,如图 5-84 所示,即将可编程控制器集成在阀岛上。软件工程师可以离线同时对多台模块分别进行可编程控制器用户程序的设计和调试。这不仅大大缩短了整机的调试时间,同时当这类设备出现故障时,可以通过简单调换出故障的模块,使停机维修时间最短。

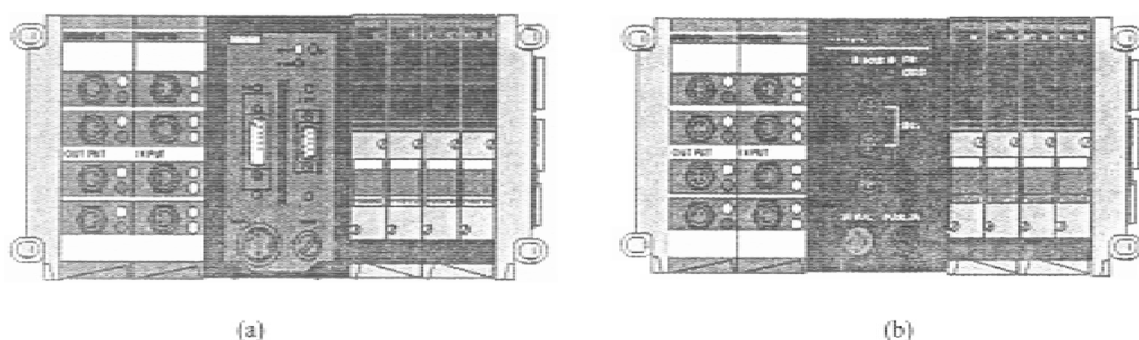


图 5-84 可编程阀岛

(a) 带有西门子公司 PLC 的 SF50 型可编程阀岛；(b) 带有 FESTO 公司 PLC 的 SF3 型可编程阀岛

5.5.3.2 模块式阀岛

模块化的设计思想也被引入阀岛的设计中,如图 5-84 所示为模块式阀岛。

模块式阀岛的基本结构是:

1) 控制模块位于阀岛中央。控制模块有三种基本方式:多针接口型、现场总线型和可编程型。

2) 各种尺寸、功能的电磁阀位于右侧,每两个或一个电磁阀装在带有统一气路、电路接口的阀座上。阀座的次序可以自由确定,其数量也可以自由增减。

3) 各种电信号的输入/输出模块位于左侧,提供了完整的电信号输入/输出模块产品系列,见表 5-11。

表 5-11 各种功能的电信号输入/输出模块

模块类型	功 能	模块类型	功 能
输入模块	开关式电信号输入	大电流输出模块	输出可直接驱动执行机构的电信号
输出模块	开关式电信号输出		
模拟信号输入输出模块	模拟式电信号的输入和输出	多针输入/输出模块	带 12 路输入、8 路输出的模块
AS-1 主级模块	带 AS-1 总线方式的主控级	CAN	连接 CAN 总线的总线转换

5.5.3.3 紧凑型阀岛(CP 阀岛)

与模块式自动生产线发展相呼应的技术是分散控制。分散控制在复杂、大型的自动化设备上得到了广泛应用。在这类设备上往往有完成一些特定任务的基本动作单元,如工件的抓取、转向、放置这一系列动作就需要由气动手指(或真空吸盘)、摆动缸以及普通气缸组成的动作单元。为了减少气缸控制管路的气流损失,控制电磁阀应尽可能安装在这些动作单元附近。

鉴于分散控制系统的要求,出现了由 CP 型紧凑阀组成的紧凑型阀岛(CP 阀岛)。紧凑型阀的外形很小,但输出流量大,即其体积/流量比特别大,这是紧凑阀与微型阀的区别之处,如 14 mm 厚度的 CP 阀可提供 800 L/min 大流量。其他厚度的 CP 阀的流量为 10 mm 厚度可达 400 L/min,18 mm 厚度可达 1 600 L/min。图 5-85 所示为紧凑型阀岛系统结构。

CP 阀岛有 CPV 和 CPA 两种。CPA 阀岛采用模块化结构可扩充,带 AS1 接口,内置式 SPS,用于阀岛自控。CPV 阀岛的类型有带独立插座、带多针插头、带 AS1 接口及带现场总线接口。

采用带现场总线阀岛,特别是紧凑型阀岛实现分散控制的模块化系统具有如下的特点:

1) 根据系统布局将基本模块分为几个动作单元,分别由在最近的阀岛控制使控制管路

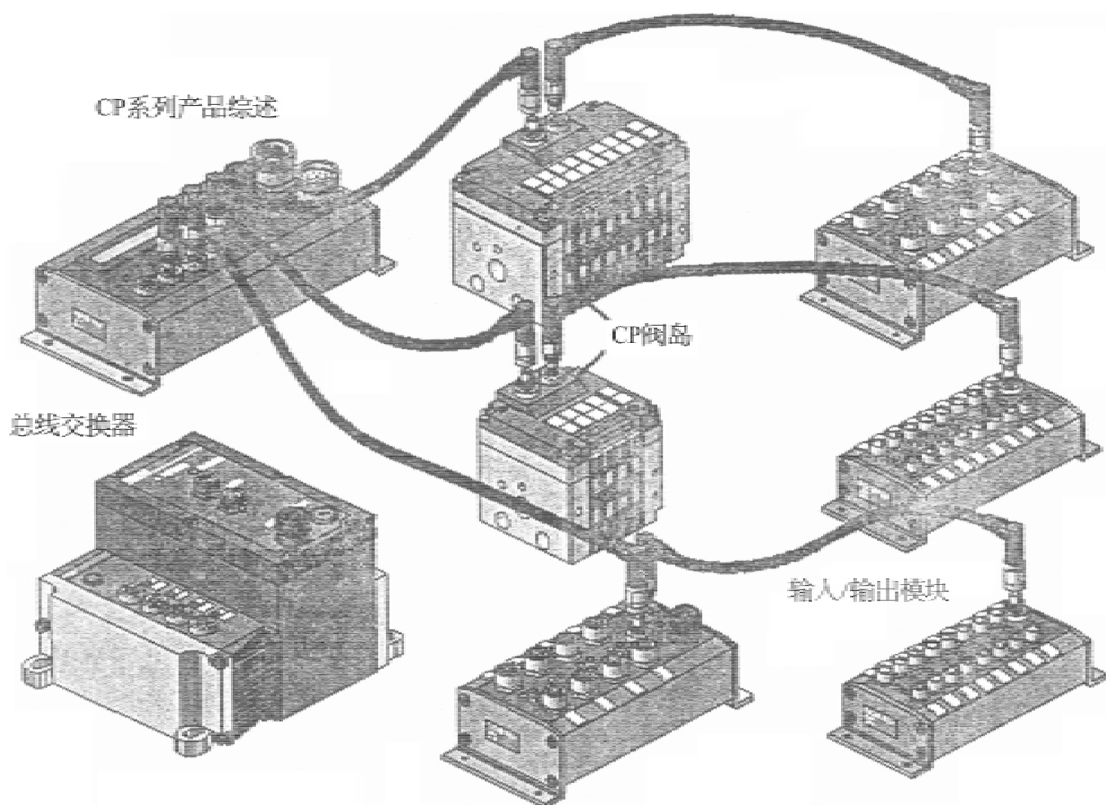


图 5-85 紧凑型阀岛(CP 阀岛)系统结构

和传感器信号线最短。当一个模块上使用超过一个阀岛时,各阀岛间用总线连接。

2) 以主级可编程控制器为整套系统的控制中心,它与各模块的主控阀岛通过现场总线联网,从而使设备的总体布线干净、清晰,模块拆拼方便。

需要强调的是,在 20 世纪 90 年代出现的新一代紧凑型 CP 阀岛对于分散与集中控制起了十分重要的作用。由于它的外形、体积特别小,重量轻,输出流量特别大,使得它安装在一些移动支架和导轨部件上具有突出的优势。与驱动机构(坐标气缸、手指气缸、真空吸盘)距离最近,大大减少了管道气流损失,切换也十分敏捷。由于重量轻,对提高气动机械、气动机器人上的一些移动支架和导轨的快速运动(动态特性)起了十分重要的支持功能。

5.5.3.4 AS1 接口与阀岛的结合

目前,一种称为 AS1 的现场总线得到了广泛的应用,这种总线的特点是驱动电源、控制信号的传输只需要用一根双股电缆。显然采用这种总线形式使布线更为简便。

采用 AS1 接口的控制系统包括 AS1 主级控制器和各种次级。主级控制器的功能是实现由它所控制的各种次级与可编程控制器或其他现场总线之间的信息交换。AS1 接口构成的阀岛包括 AS1 主级,电信号输入/输出的次级,电信号输入并带电磁阀控制口插头的次级,带两个或 4 个电磁阀的 CP 阀岛次级。

阀岛的技术性能视阀岛类型而有不同,如 MIDI/MAXIO3 型可编程阀岛(带 Festo 控制器)的技术性能:

- 1) 采用模块式结构。
- 2) 带现场总线接口。
- 3) 电气连接 24 V(DC),RS232 串行接口。

- 4) 通过现场总线和总线可扩展。
- 5) 防护等级 IP65。
- 6) 阀的功能 二位五通阀、二位三通阀。
- 7) 最多 26 个电磁线圈。
- 8) 最多 64 个电信号输出(包括电磁线圈)。
- 9) 模拟量输入/输出。
- 10) 可带 AS1 主控单元。
- 11) 阀岛组扩展 取决于被控制数量、线路接法。
- 12) 流量 500 L/min, 1 250 L/min。
- 13) 阀宽 18、25 mm。

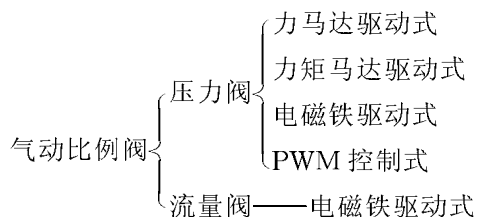
5.6 气动比例阀

气动比例阀在近 10 年中获得很大的发展和应用。这是由于气动比例阀不仅能用于闭环控制,还能用于开环控制系统中;气动比例阀的加工精度远低于伺服阀,不仅降低了生产成本,而且还具有较强的抗污染能力。在大多数工业控制系统中(例如点焊机的加压控制、卷绕装置的位置纠偏控制、半导体硅片研磨机的研磨量控制、液体定量装置的输出流量控制等),其控制精度和动态性能都已满足要求。

在使用气动比例阀的气动系统中,必须充分注意压缩空气的净化处理,除去空气中的水分、油分和固态杂质,否则将使阀的特性恶化,降低阀的可靠性。

5.6.1 气动比例阀的分类

气动比例阀的输入信号可以是气动、机械或电气信号,在大多数情况下,输入的是电气信号。因此,这里所介绍的气动比例阀主要是电—气比例控制阀。阀的输出压力、流量与输入的电压、电流信号成正比。气动比例阀通常由电气—机械转换器和气动放大器两部分组成。电气—机械转换器通常是电磁铁(输出位移)、力马达(输出位移)或力矩马达(输出转角)等,气动放大器可以是滑阀、截止式阀。气动放大器的输出可以是压力或流量。气动比例阀的分类如下:



5.6.2 喷嘴—挡板式比例控制阀

喷嘴—挡板式比例控制阀有力马达驱动和压电晶体驱动两种结构。喷嘴—挡板机构中所产生的先导气压,作用在主阀膜片上操纵主阀(气动放大器)的输出,并使主阀达到力平衡。最后,在控制阀的输出口得到与输入信号成一定比例关系的气压力。

图 5-86 所示为喷嘴—挡板机构原理。喷嘴—挡板机构可实现信号转换和一次压力放大作用。喷嘴—挡板机构由固

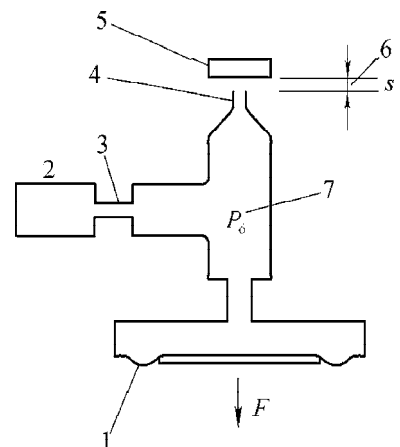


图 5-86 喷嘴—挡板机构原理图

- 1—膜片;2—气源;3—节流孔;
4—喷嘴;5—挡板;6—间隙;
7—喷嘴背压(先导气压)

定节流孔及喷嘴挡板机构构成的可变节流组成。它的工作原理是,稳定的气压源流经固定节流孔到喷嘴的背压腔室,再从喷嘴流入大气。在一定的结构参数和气源压力 p 的作用下,喷嘴的背压 p_0 (先导气压) 是随挡板和喷嘴之间的间隙变化的。操纵挡板的位移就可控制背压 p_0 的大小。在比例控制阀中,挡板的位移是由力马达或压电晶体驱动的。这样,喷嘴—挡板机构实现了电—气信号的转换和一次压力放大。为保证喷嘴—挡板机构有足够的精度,所使用的气源压力必须考虑用内部有先导控制的精密减压阀供给。

5.6.2.1 力马达驱动

图 5-87(a)所示为力马达驱动式的气动比例控制阀。图中所示可动电磁线圈作为电气—力的转换机构,其作用是在力马达中产生一个与输入电信号成比例的力。

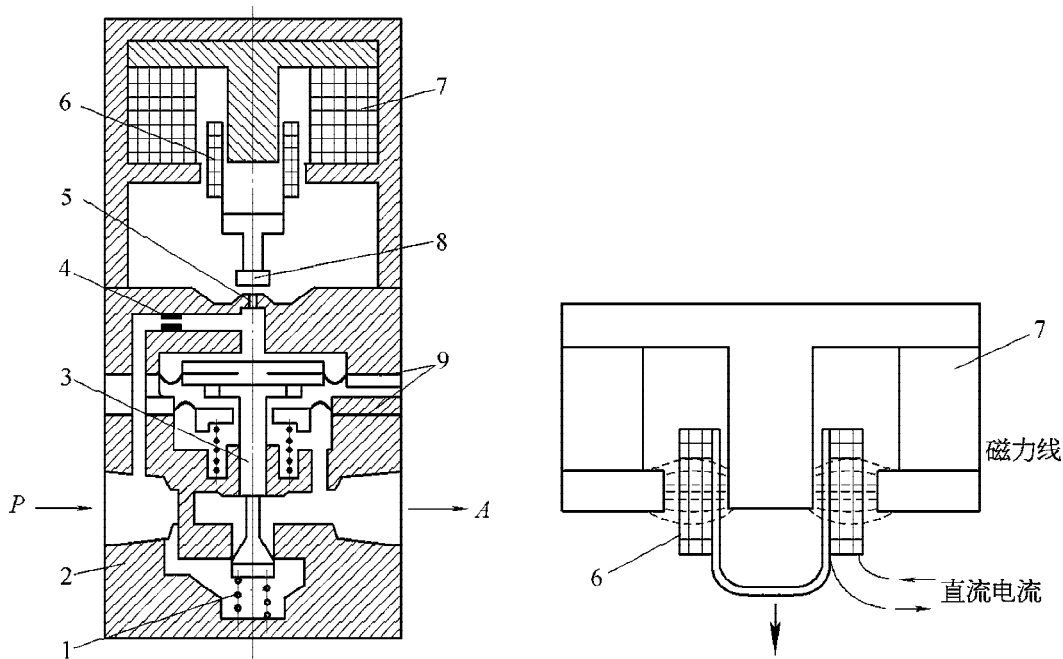


图 5-87 力马达驱动式比例控制阀

(a) 力马达驱动式比例控制阀; (b) 力马达结构原理

1—弹簧; 2—阀芯; 3—阀杆; 4—节流孔; 5—喷嘴; 6—线圈; 7—磁铁; 8—挡板; 9—膜片

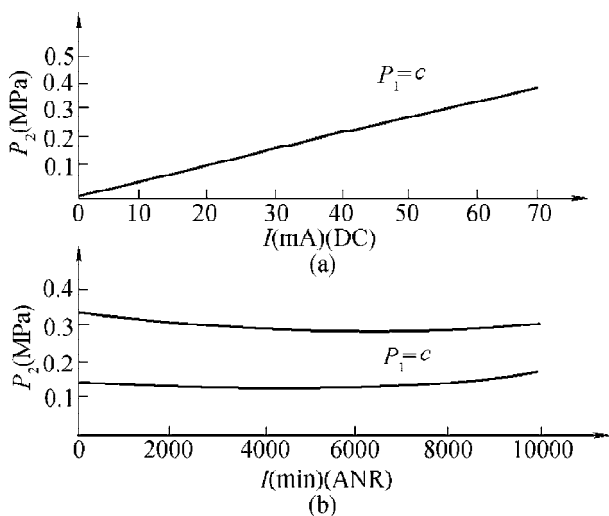


图 5-88 比例控制阀特性曲线

(a) 电流—压力特性; (b) 流量特性

图 5-87(b)所示为力马达结构原理,它的作用是当线圈中有直流电通过时,将在线圈上产生一个垂直于铁芯气隙间的磁力线。当电磁线圈的匝数一定时,作用在线圈上的力与线圈中流过的电流成比例。

在可动电磁线圈中输入一定的直流电流信号后,在力马达中就产生一个与输入电信号成比例的力。可带动可动电磁线圈和挡板产生相应的位移,使喷嘴的背压 p_0 增高,即作用在主阀膜片组件上的控制气压增加,推动阀杆下移,进气阀门打开,控制阀有气压输出。当控制阀达到平衡时,阀的输出气压与输入的直流电流成比例关系。图 5-88 所示为控制阀

的特性曲线。

这种由力马达驱动的喷嘴—挡板式压力比例控制阀的特点是,驱动输入电流较小(20 mA),不需要专用的控制器,控制阀的控制精度为1.5%(满量程),响应时间为0.6 s,适用于中等控制精度和一般动态响应的控制场合。

5.6.2.2 压电晶体驱动

图5-89所示为压电晶体驱动的气动比例阀。图中所示压电晶体作为电气—力的转换机构,其作用是在产生一个与输入电信号成比例的位移。

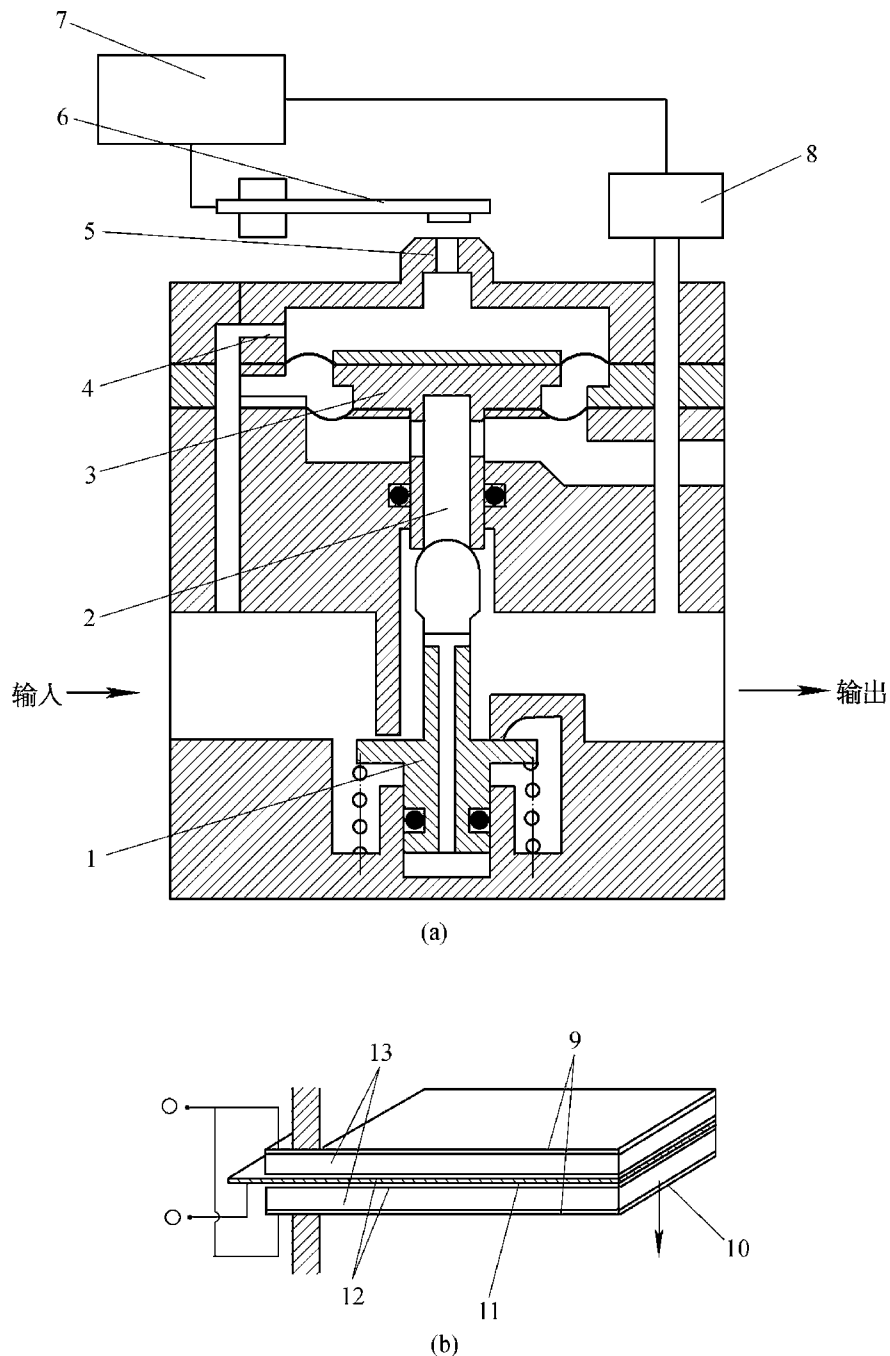


图 5-89 压电晶体驱动式比例控制阀

(a) 结构原理; (b) 压电晶体

1—阀芯; 2—阀杆; 3—膜片组件; 4—节流孔; 5—喷嘴; 6—挡板(压电晶体); 7—控制器; 8—压力传感器;
9—表面电极; 10—位移; 11—金属板(中间电极); 12—黏合剂; 13—压电晶体

这种利用压电晶体元件通过外加电压获得位移的方法,与一般利用电磁力产生振动的方法比较,其结构小巧,无电磁噪声及发热现象。

压电晶体驱动的压力比例控制阀本身构成了反馈控制系统。控制阀的输出压力由压力传感器检测变换为电信号,与给定的输入电信号相比较产生偏差信号。控制器根据偏差信号的大小发出电压信号,使压电晶体元件(挡板)产生相应的位移。阀的动作过程和力马达驱动的比例控制阀相同,喷嘴—挡板机构的背压力 p_0 的大小决定了阀的输出压力大小,直到阀的输出压力达到给定的输出压力,输入控制器的偏差信号为零,控制阀输出与输入信号成比例的稳定的压力。

这种压电晶体驱动的气动压力比例阀的特点是,由于阀本身采用了反馈控制,其控制精度高,为满量程的 0.5%,适用于要求迟滞小、精度高的压力控制系统。

5.6.3 电磁铁驱动的比例阀

图 5-90 所示为用电磁铁驱动的比例控制阀的结构原理。用于实现电磁比例的电气—力转换部分的结构,与直动式电磁阀用的金属间隙密封的滑柱式结构相同,其动作原理是,在直动式电磁阀的电磁线圈中通入与阀芯机械行程大小相应的电流信号,产生与电流信号大小成比例的吸力。这个吸力和阀的输出口的输出压力及弹簧力相平衡,达到调节阀的输出压力,或者阀的开度的目的。

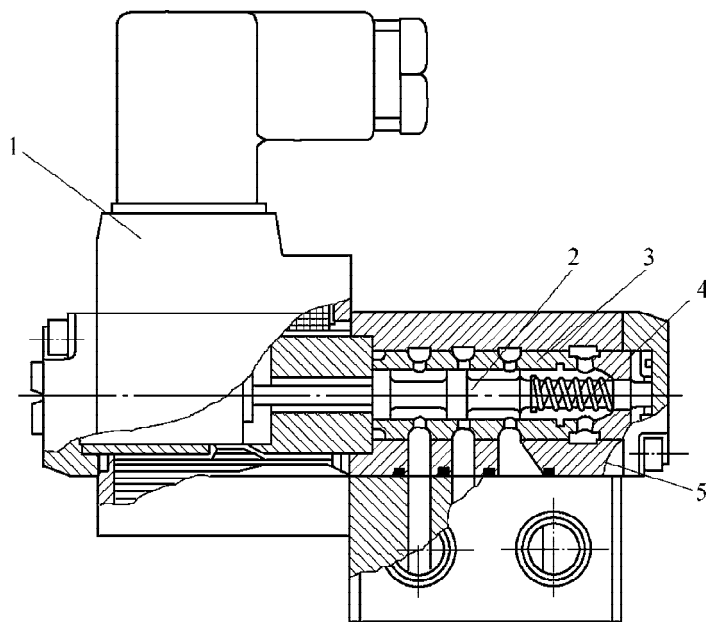


图 5-90 电磁铁驱动的比例阀

1—比例电磁铁；2—滑柱；3—阀套；4—弹簧；5—阀体

用电磁铁驱动的比例控制阀有压力比例阀和流量比例阀两种。

图 5-91 所示为压力比例阀结构原理,在阀的输出口 A 有一条反馈管路通至滑柱的左端,电磁铁的吸力与输出压力之间的关系决定了滑柱的行程位置。如图所示, F_e 为电磁吸力, F_p 为输出反馈压力作用在滑柱上的力与弹簧力之和。

图 5-92 所示为流量比例阀结构原理,在阀的滑柱一端设置了弹簧,该弹簧用来平衡与滑柱行程位置成比例的电磁吸力。这样,通过电磁线圈中的电流大小就决定了阀的输出口开度,即输出流量的大小。

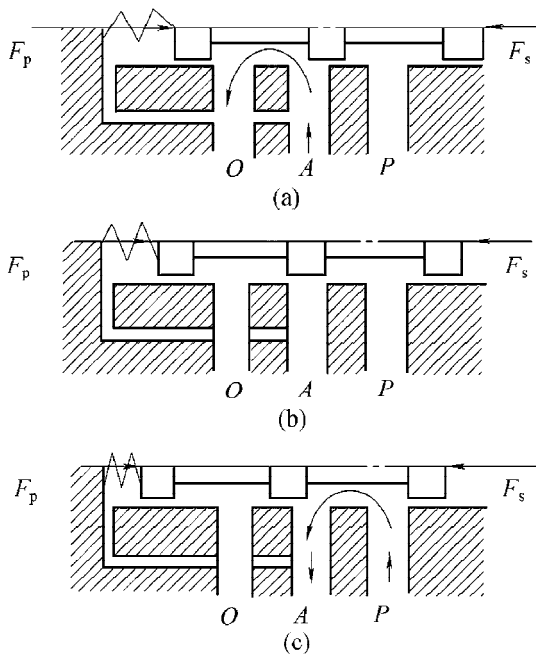


图 5-91 压力比例阀结构原理

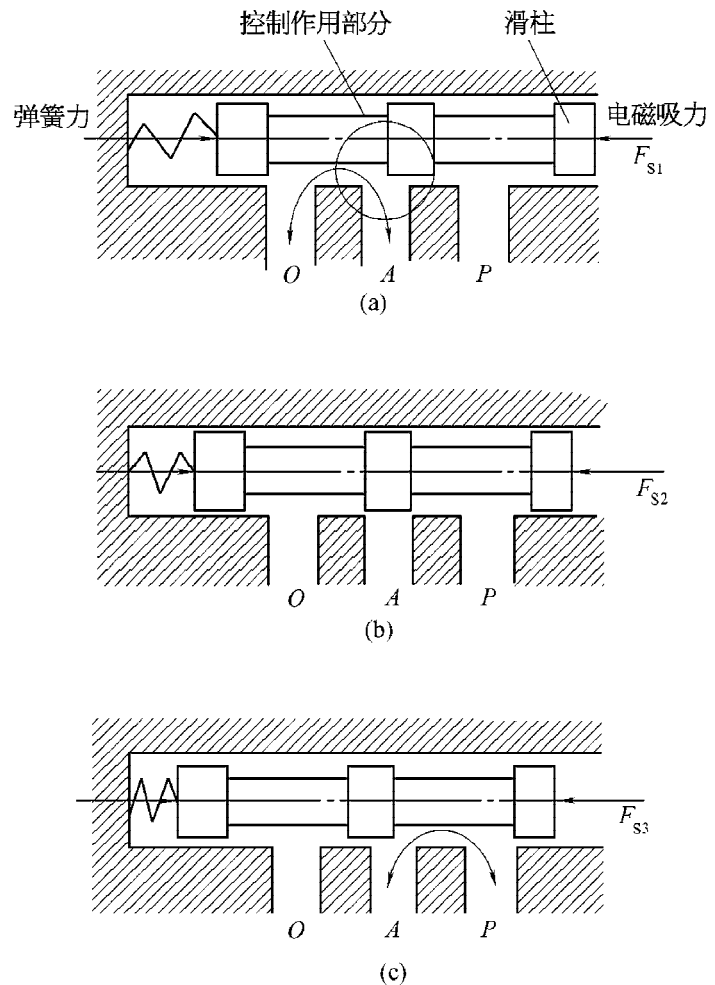
(a) $F_p > F_s$ 时; (b) $F_p = F_s$ 时; (c) $F_p < F_s$ 时

图 5-92 流量比例阀结构原理

 $(F_{s1} < F_{s2} < F_{s3})$

当作流量比例阀时,既可作二通阀,又可作三通阀。作二通阀时,排气口 O 堵死;作三通阀时,可控制排气口 O 的排气流量。

5.6.4 PWM 调制高速控制阀

5.6.4.1 PWM 脉冲宽度调制

PWM 调制高速控制阀采用脉宽调制技术,将输入的模拟信号经脉冲调制器调制成具有一定频率和一定幅值的脉冲信号。脉冲信号放大后控制气动控制阀(主阀),气动控制阀输出的是具有一定压力和流量的气动脉冲信号。气动脉冲信号经过低通滤波器解调为模拟信号输出去控制负载。在构成的实际气动系统中,低通滤波器可以是气动执行元件,或者是负载本身。经解调后的模拟信号(即输出)与输入模拟信号成比例关系,其控制机理是,对一个周期的脉冲波信号(见图 5-92(a)),设正脉冲和负脉冲的时间分别为 t_1 和 t_2 ,周期为 T ,脉冲幅值为 y_m ,则一个周期内的平均输出 y_a 为

$$y_a = y_m \frac{t_1 - t_2}{T} = y_m \cdot K_m \quad (5-24)$$

式中的 $K_m = \frac{t_1 - t_2}{T}$ 称为调制量(也称为调制系数)。

一个周期的脉冲信号及调制量与平均输出的关系如图 5-94(b)所示。由于调制量 K_m

与输入的模拟信号成正比,因此平均输出与输入的模拟信号之间存在比例关系。

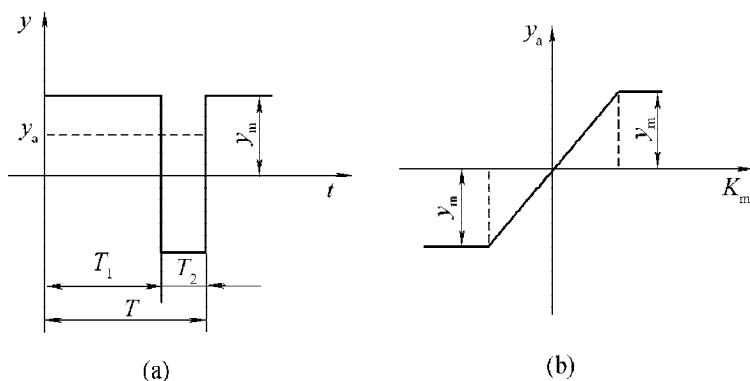


图 5-93 脉冲调制控制原理

(a) 一个周期的脉冲信号; (b) 调制量与输出关系

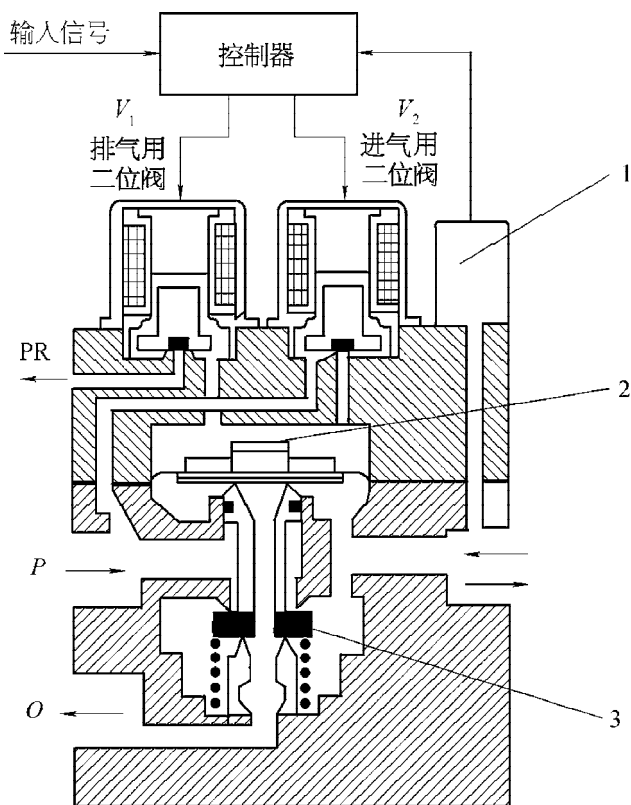


图 5-94 PWM 高速控制阀

1—压力传感器;2—膜片组件;3—阀芯组件

5.6.4.2 PWM 高速控制阀

图 5-94 所示为一种 PWM 控制的压力比例控制阀的结构原理图。它由供气二通电磁阀 V_1 、排气二通电磁阀 V_2 和先导式压力控制阀构成。电磁阀 V_1 、 V_2 为常断式二位三通阀,由调制控制器发出的电脉冲调制信号控制电磁阀 V_1 和 V_2 , V_1 接通时 V_2 断开, V_1 断开时 V_2 接通。电磁阀 V_1 输出的气脉冲信号加在先导式压力控制阀上进行压力、流量放大输出。

高速控制阀内设置了压力传感器,用来检测经电磁阀 V_1 和 V_2 调制放大后的输出压力。根据输出信号压力与输入信号压力的偏差进行 PWM 的脉冲宽度调制控制,操作电磁阀进气和排气以进行补偿,得到与输入信号压力成比例的输出压力。

5.7 气动伺服阀

图 5-95 所示为典型的电气—气动伺服系统组成方块图,图中的调节器包括电子放大器和补偿电路,电气—机械转换器通常是力马达、力矩马达和电磁铁等,气动放大器就是伺服阀,气动执行机构可以是气缸或气马达。

5.7.1 气动伺服阀的分类

同液压伺服阀类似,气动伺服阀分为滑阀、喷嘴—挡板阀和射流管阀三类。

气动滑阀的特点是:结构上容易保持阀芯的受力平衡,使其不受负载和气源变化的影响;能在很高的气源压力下工作,能输出较大的功率;当作零开口阀时,阀处于中间位置不消耗气体;阀所需的控制功率小,但阀的径向和轴向尺寸精度要求较高,制造困难,成本较高;气体无润滑性能,干摩擦较大,给系统控制增加了非线性因素。

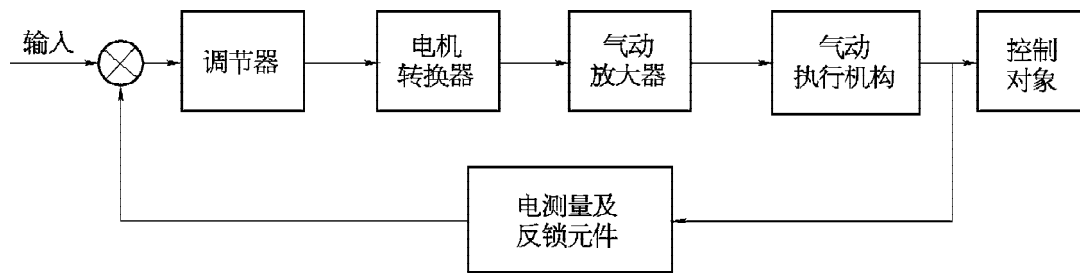


图 5-95 典型电气—气动伺服系统组成方块图

喷嘴—挡板阀的特点是：结构简单，灵敏度高，制造比较容易，故价格较低，对污染不如滑阀敏感。但其零位流量较大，效率较低。一般用于小功率系统或作两级阀的前置级。在气动测量、气动调节仪表及气动伺服系统中获得广泛应用。

射流管阀的特点是：结构简单，尺寸精度要求低，制造容易，成本低，对污染不敏感，但其零位功率损失较大，且在高压下工作较困难。

5.7.2 气动伺服阀结构及性能

图 5-96 所示为一种带电反馈的气动伺服阀，也称为方向伺服控制阀。主阀是一个二位五通滑阀，动铁式双向电磁铁与阀芯（滑柱）固定。阀芯的位移经集成在阀内的位移传感器转换为电信号 U_f 输入控制放大器。控制放大器的主要作用是：

- 1) 将位移传感器的输出信号转换为电信号。
- 2) 比较给定信号 U_e 和位移反馈信号 U_f ，得到两者的偏差信号 ΔU 。

3) 将 ΔU 放大，并转换为电流信号 I 输出。控制放大器还含有对反馈信号 U_f 和偏差信号 ΔU 的处理环节以及阀芯的速度等状态给出最佳的控制信号。

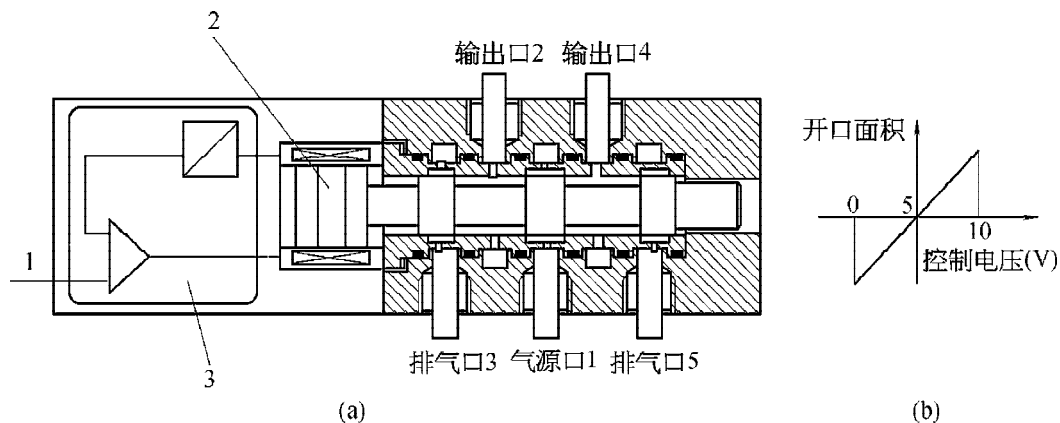


图 5-96 带电反馈的气动伺服阀

(a) 结构原理；(b) 控制电压—开口面积特性曲线
1—控制电压；2—动铁式电机机械转换器；3—电反馈控制回路

带电反馈的伺服阀的工作原理是：阀在初始状态时，控制放大器的给定信号 $U_e = 0$ ，阀处于零位，此时气源口 1 与两个输出口 2、4 同时被关断，2、4 两口与排气口 3、5 之间通路也关断，无输出；同时位移传感器的反馈电压 $U_f = 0$ 。若阀芯受到某种干扰而偏离零位时，位移传感器输出一定的电压 U_f ，经控制放大器放大后给比例电磁铁，电磁铁产生的推力使阀芯回到零位。若给定信号 $U_e > 0$ ，则偏差电压 ΔU 增大，使控制放大器的输出电流增大，比例电磁铁的推力亦增大，推动阀芯右移，而阀芯的右移又引起反馈电压 U_f 增大，直至反

馈电压 U_f 与给定电压 U_e 相等, 阀芯处于力平衡位置。此时,

$$U_e = U_f = K_f x \quad (5-25)$$

式中, K_f 为位移传感器增益。上式表明阀芯位移 x 与输入信号 U_e 成正比。若给定信号 $U_e < 0$, 经上述相类似的调节过程, 使阀芯左移某个位置而处于平衡状态。

阀芯左移时, 气源口 1 与输出口 4 相通, 输出口 2 与排气口 3 相通; 阀芯右移时, 气源口 1 与输出口 2 相通, 输出口 4 与排气口 5 相通。空气流过的输出节流口的开口量随阀芯的位移增大而增大。上述工作原理说明, 带电位移反馈的伺服阀节流口开口量及气流方向受输入电压 U_e 的线性控制。

这种阀采用双向电磁铁具有优越的动态特性, 阀的动态响应频率极高, 如 MPYE-5-M5 型气动伺服阀的频响为 155 Hz, 响应时间 3.0 ms, 滞环 0.3%。由于阀芯的复位靠双向电磁铁的磁路实现, 电磁铁不受弹簧力负载, 因此其功耗小, 使整套电控部分能集成于阀上, 使用时不再需要外加的放大器。同时由于阀芯与阀套之间的摩擦力和气流力均处在阀的控制单元的大闭环之内, 因此对阀的控制性能几乎不产生影响。

图 5-97 所示为气动伺服阀的流量特性曲线。

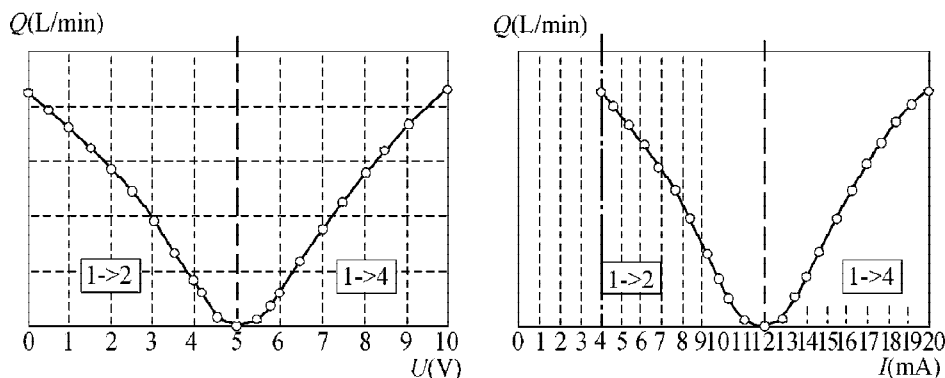


图 5-97 气动伺服阀的流量特性

(a) 电压型; (b) 电流型

5.8 气动逻辑元件

气动逻辑元件的工作是在输入气动信号的作用下, 使元件的可动部件——膜片、阀芯、滑柱等发生动作, 打开或封住气口, 改变输出口的输出状态(有压气体的有或无), 来实现一定的逻辑功能。不同逻辑功能的元件, 按不同的逻辑关系, 实现输入口、输出口之间的状态变换。气动逻辑元件组成的控制回路, 遵循布尔代数的运算法则, 在复杂的控制系统中, 应用逻辑元件可简化设计, 使回路变得简单可靠。

5.8.1 分类

气动逻辑元件种类很多, 一般可按工作压力或结构形式分类。

按工作压力分:

高压逻辑元件(工作压力为 0.2~0.8 MPa);

低压逻辑元件(工作压力为 0.1~0.2 MPa);

微压逻辑元件(工作压力 < 0.05 MPa)。

按结构形式分:

截止式；

膜片式；

滑阀式；

其他形式。

高压截止式气动逻辑元件是目前应用较广的一种气动逻辑元件，它具有如下特点：

- 1) 工作压力范围较宽。
- 2) 元件孔径较大，故输出流量较大。
- 3) 元件切换后关断能力强，无功耗气量小。
- 4) 抗污染能力强，对气源净化要求不高。
- 5) 对环境适应能力较强，耐潮湿、粉尘、易爆、强磁等恶劣环境。
- 6) 易制成标准化、通用化元件，安装调试方便等。

QLJ 型气动逻辑元件在国内不少气动控制系统中已得到应用。按其中各类元件在系统中所起的作用又可分为气动逻辑控制元件、放大元件、信号元件、转换元件和显示元件等类型。

5.8.2 结构及性能

图 5-98 为是门元件的结构原理图。

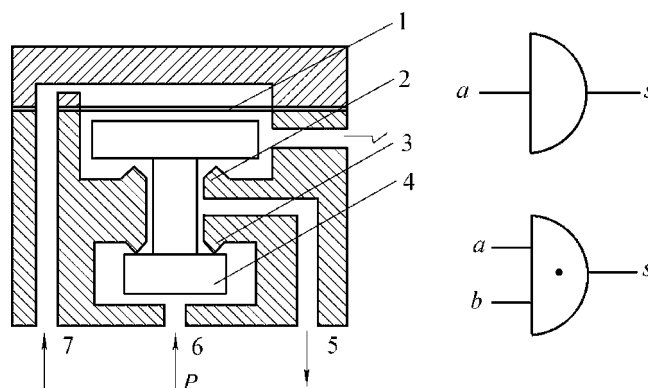


图 5-98 是门及与门元件结构原理图及符号

1—膜片；2—上阀座；3—下阀座；4—阀芯；5—输出口；6—气源口；7—输入口

当输入口无信号 a 时，阀芯 4 在气源压力 p 作用下，紧压在下阀座 3 上，输出口与排气口相通， s 无输出。当有输入信号 a 时，膜片 1 在控制信号作用下将阀芯 4 紧压在上阀座 2 上，关闭输出与排气口之间的通路， s 有输出信号。当输入信号 a 消失，阀芯 4 复位， s 又无输出。其逻辑函数表达式为 $s = a$ 。

是门元件一般在回路中用作波形整形、信号隔离和放大等。

若将气源 P 换接另一输入信号 b ，则只有 a 与 b 都输入信号时， s 才有输出，即成为与门元件。其逻辑函数的表达式为 $s = a \cdot b$ 。

图 5-99 为非门元件的结构原理图。

当输入口设有输入信号 a 时，阀芯 3 在气源压力作用下上移，封住上阀座 2，气流直接从输出口流出，即元件有输出。当输入口有输入信号 a 时，由于膜片 3 的面积远大于被阀芯所封住的阀座面积，阀芯在压差作用下下移，封住下阀座 4，输出口 s 设有信号输出。输出通道中的气体经上阀座 2 从排气口排出。其逻辑函数表达式为 $s = \bar{a}$ 。

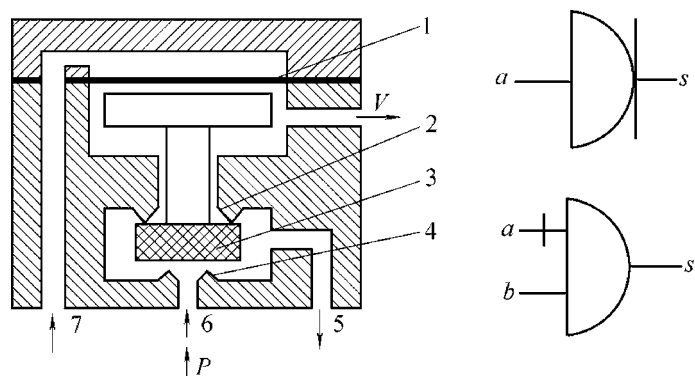


图 5-99 非门及禁门元件结构原理图及符号

1—膜片;2—上阀座;3—阀芯;4—下阀座;5—输出口;6—气源口;7—输入口

非门元件也能实现禁门逻辑功能,只要把上图所示的气源 P 改成输出信号 b 即可。其意义为,只要有信号 a 存在,就禁止 b 信号输出;只有信号 a 不存在时才有 b 信号输出。禁门的逻辑函数表达式为 $s = \bar{a} \cdot b$ 。

图 5-100 为或门元件的结构原理图。

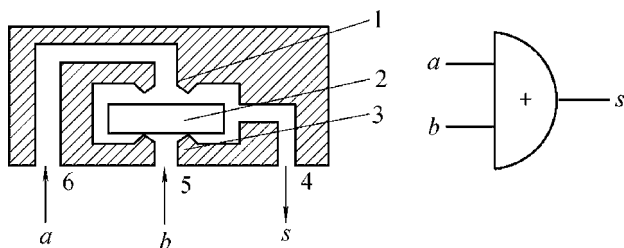


图 5-100 或门逻辑元件结构原理图及符号

1—上阀座;2—阀芯;3—下阀座;4—输出口;5, 6—输入口

当有输入信号 a 时,阀芯 2 在输入信号压力作用下紧压在下阀座 3 上,气流经上阀座 1 从输出口 4 输出。当有输入信号 b 时,阀芯 2 在其压力作用下紧压在上阀座 1 上,气流经下阀座 3 从输出口 4 输出。

因此在两输入口中,有一口或另一口有输入信号出现,元件就有输出信号,其逻辑函数的表达式为 $s = a + b$ 。

图 5-101 为双稳元件的结构原理图。图中 P 为气源, a 、 b 为输入信号, s_1 、 s_0 为两个输出端。当有输入信号 a 时,推动柱塞 2 右移,带动滑块 1 右移,使气源 P 与输出端 s_1 相通, s_1 端即有输出。该状态保留,直至输入 b 信号,推动柱塞 2 左移至另一端,滑块 1 的移动使气源 P 与输出端 s_0 相通, s_0 端即有输出。两输出端 s_1 和 s_0 互为反相。两端手动按钮 3 和 4 可直接推动柱塞 2 实现换向,依靠柱塞 2 上的软质密封环固定柱塞的位置,以获得双稳记忆功能。

双稳元件是一种时序元件,输出信号的状态除了取决于输入信号的有无外,也取决于输入信号输入前元件所处的状态。根据不同的要求可以派生出各种不同功能的双稳元件,有优先置位、保持置位等功能。因双稳元件能把输入信号的状态“记忆”下来,用于需“记忆”的逻辑回路中有着重要作用。

图 5-102 为单输出记忆元件的结构原理图。

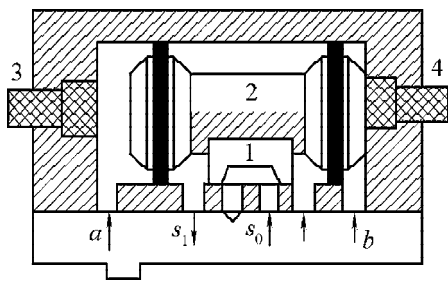


图 5-101 双稳逻辑元件结构原理图及符号

1—滑块;2—柱塞;3,4—按钮

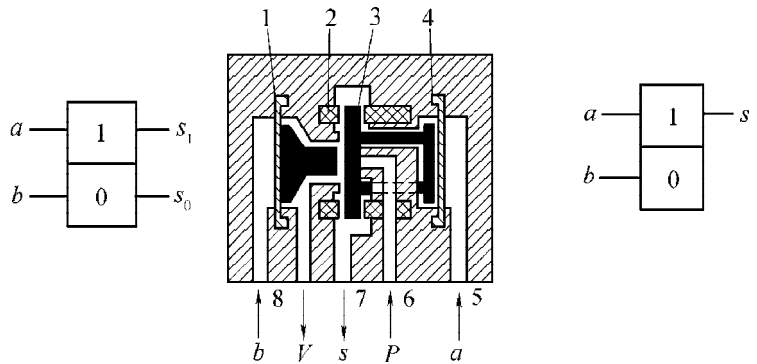


图 5-102 单输出记忆元件结构原理图及符号

1,4—膜片;2—永磁环;3—阀芯;5—置1输入口;
6—气源;7—输出口;8—置0输入口

该元件的结构中,在阀芯的左右两侧有一对永久磁环,靠它来实现信号的记忆。

当输入口5有输入信号 a (置1)时,阀杆、阀芯3左移,并被永磁环2吸住,气源 P 和输出口7相通,元件有输出。在信号 a 消失后,阀芯3仍被永磁环吸住,元件的输入仍保持在1状态。直至在输入口8有信号 b (置0)时,元件的输出为0状态。这种靠磁性吸力作用保持信号的记忆元件,在气源中断后重新供气时仍能保持元件的输出状态,即具有永久记忆的功能。

单输出双稳记忆元件的逻辑表达式用 $s = K \frac{b \cdot \bar{a}}{a \cdot \bar{b}}$ 表示。

常用的气动逻辑元件及性能见表 5-12。

表 5-12 各类气动逻辑元件的主要性能参数

类 型		工作压力 (MPa)	最低工 作压力 (MPa)	耐压性 (MPa)	泄漏量 (L/min)	环境 温度 (℃)	抗振 性能	耐久性 (次)	响应 时间 (ms)	延时 精度 (%)	空气 流量 (L/min)	流量 系数 K _V	切换压 力误差 (%)
是门元件		0.63~ 0.8	0.2	0.9~ 1.2	80	-5~ 60	20 Hz ±1 mm 30 min	$5 \times 10^6 \sim$ 3×10^7	6~10		通径为 ϕ2.5 时 100~ 120	通径为 ϕ2.5 时 1.3~ 1.5	±5
非门元件													
与门元件								$5 \times 10^7 \sim$ 1×10^8	2~4				
或门元件													
双稳元件								$5 \times 10^6 \sim$ 3×10^7	10~15	5			
禁门元件								5×10^6	2~4				
程序与元件								$5 \times 10^6 \sim$ 3×10^7	10~15	5~10			
延时元件								$5 \times 10^6 \sim$ 3×10^7	6~10	5			
放大 元件	流量 放大							$1 \times 10^6 \sim$ 3×10^6	80~100				
	压力 放大							5×10^6					
信号元件		$1 \times 10^6 \sim$ 3×10^6	20~40										
转换元件		$5 \times 10^5 \sim$ 1×10^6	20										

6 气动辅件

6.1 传感器

在气动自动化系统中,传感器是用于测量设备运行中被控制设备或工件的位置、速度、温度、力等各种物理参数,并将这些被测量参数转换为相应的信号,以一定的接口形式输入控制器。本节主要涉及用于程序控制的位置参数传感器,有气动位置传感器、电感传感器及光电传感器等内容。

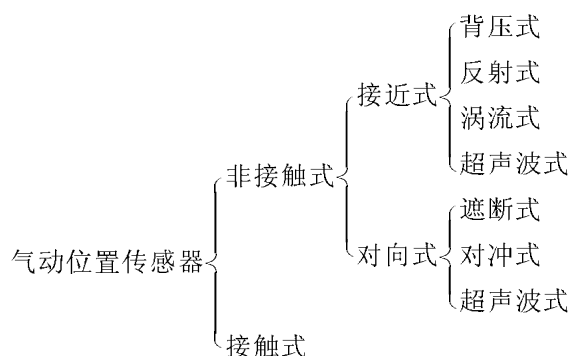
6.1.1 气动位置传感器

在气动控制中,用气动位置传感器检测参数可以避免或减少信号的中间转换,减少由此产生的信号失真和功率消耗。在很多场合下,这种检测方法是比较优越的,如印刷中的双张检测,腐蚀气体中的钢带和暗室中照相底片的位置检测。若用其他方法往往使测量结果复杂或难以实现,而用气动传感器却能较易实现。

气动位置传感器可分为接触式和非接触式两种。非接触式传感器对被测对象没有机械接触,使用的工作压力较低,即使很脆弱的对象也不致损坏。由于探头和对象之间保持一定的间隙距离,避免了检测探头本身的磨损,减少了因探头磨损引起的问题。另外,与其他传感器相比,气动位置传感器更能适应高温、振动、电磁干扰和化学腐蚀等特殊环境。

但是采用气动检测的信号传输的距离较短,且距离不等的测量点信号会产生不同的延迟。气动传感器的频率响应范围较窄,且频宽随负载的改变而不同,然而在一般工业应用中已能满足要求。上述问题在使用中必须引起足够的注意。

气动位置传感器的分类如下:



6.1.1.1 背压式传感器

背压式传感器是利用喷嘴—挡板机构的变节流原理构成的。喷嘴—挡板机构由喷嘴、挡板和恒节流气阻构成,如图 6-1(a)所示。稳定的工作气源经恒节流气阻到背压室,从喷嘴流入。在一定的结构参数和工作压力 p 下,背压室的气压 p_0 (通常称为背压) 是随挡板和喷嘴之间的距离 s 而变化。图 6-1(b)所示为喷嘴—挡板机构的位移—压力曲线,称为喷嘴—挡板的静态特性曲线。

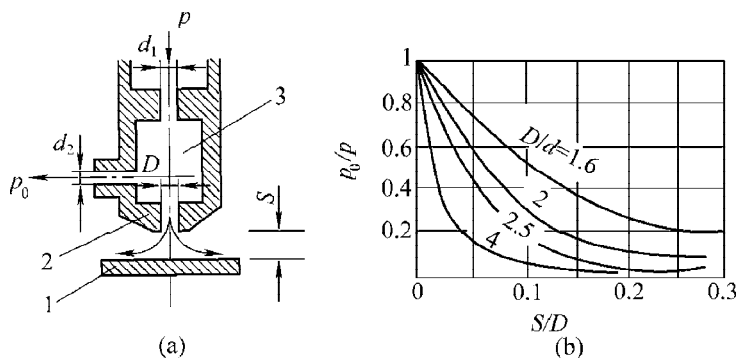


图 6-1 喷嘴—挡板机构

(a) 结构; (b) 特性

1—挡板; 2—喷嘴; 3—背压室

喷嘴—挡板的特性曲线可由下述方程描述:

$$\frac{p_0}{p} = \frac{1}{1 + 16 \left(\frac{D}{d_1} \right)^4 \frac{\alpha_2}{\alpha_1} s^2} \quad (6-1)$$

式中 α_1 ——恒节流气阻的流量系数;

α_2 ——喷嘴—挡板的流量系数;

s ——喷嘴—挡板的位移;

D ——喷嘴直径;

d_1 ——恒节流气阻直径;

p ——工作压力;

p_0 ——背压(输出信号压力)。

流量系数 α_1 和 α_2 取决于恒节流气阻和喷嘴—挡板的形状及气流的流动状态,其变化范围较大。在讨论传感器时,假定负载为零(即孔 d_2 闭塞,没有流量输出),且把气体当作不可压缩流体来处理。当工作压力 p 、恒节流气阻直径 d_1 、喷嘴直径 D 及流量系数 α_1 和 α_2 已知时,上式便确定了喷嘴—挡板的位移 s 和输出压力 p_0 之间的关系。由图 6-1(b)可见:

1) 当喷嘴与挡板之间的距离 $s = 0$ 时,输出压力 p_0 等于工作压力 p ,即输出压力最大。随着挡板离开喷嘴之间的距离 s 增大,输出压力 p_0 逐渐减小。当 s 达到某一值时,对 p_0 的影响不大,此时 $s = \frac{1}{4}D$ 。但当 $s \geq \frac{1}{4}D$ 时, p_0 值并不等于零,这是由于喷嘴对气流有一定的阻力而造成的残余压力影响。

2) 当 D/d 比值较大时,特性曲线较陡,传感器的灵敏度较高,而当 D/d 比值较小时,特性曲线较平坦,传感器的灵敏度降低。

3) 为讨论问题简单,若设 $\alpha_1 = \alpha_2$, 由式(6-1)可得, $s = 0.144 \left(\frac{d_1}{D} \right)^2$ 时,喷嘴—挡板机构具有最大灵敏度,此时 $p_0 = 0.75p$ 。

喷嘴—挡板机构用作背压式传感器对物体的位移(位置和尺寸)变化极为敏感,能分辨 $0.1 \mu\text{m}$ 的微小距离变化,有效检测距离为 $D/4$,一般为 0.2 mm 左右,检测精度可达 $1 \mu\text{m}$,常用作精密测量。背压式传感器可用来检测物体的位置、物体的有无。在程序控制中,可用

作气缸行程位置发信,也可用作温度、压力、液位等物理量的检测。在气动量仪中,用来检测零件的尺寸和孔径的同心度、椭圆度等几何参数。

图 6-2(a)所示为背压限位器,可用作限位开关或者是产生位移信号的固定止动器,特别适合于需要驱动较小的端点位置或中间位置作较精确的定位或检验。由于体积小,也适用于空间有限的场合。另外,也适用于在温度变化大及灰尘严重的环境中。

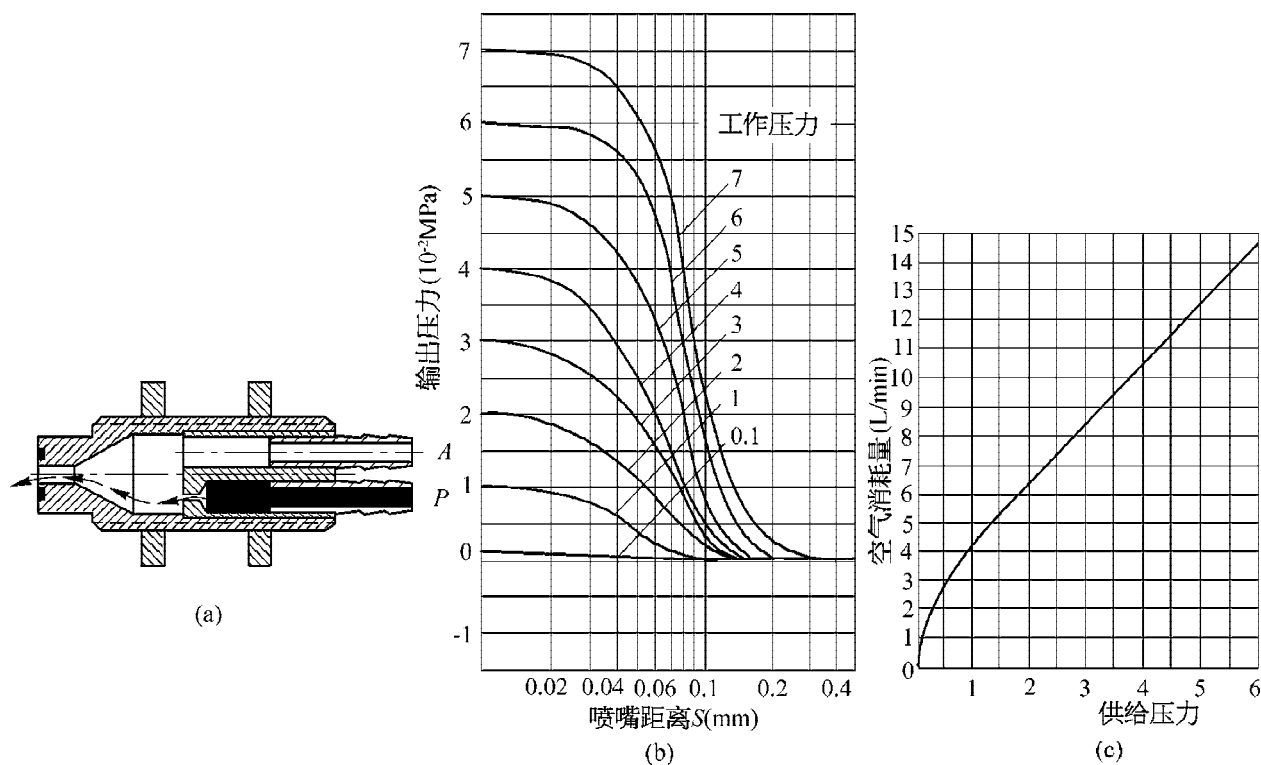


图 6-2 背压限位器

(a) 结构; (b) 压力—位移特性曲线; (c) 耗气量曲线

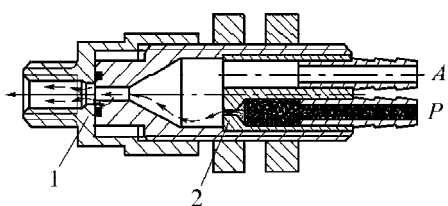


图 6-3 液位传感器

1—喷嘴; 2—恒节流气阻

图 6-3 所示为一种液位传感器,喷嘴直径 2.5 mm,恒节流气阻直径 0.5 mm,工作气压为 10~15 kPa。在工作气压为 10 kPa 时,耗气量为 1 L/min(ANR)。

图 6-4 所示为液位控制应用例。液位传感器在被检测液面高度到达预定值时,即会发生信号,如图 6-4(a)所示,在传感器 P 口接通压缩空气,在液面低于探测管时,空气经探测管逸散,而当液面上升至足以关闭探测管中的空气逸出时,在 A 口就会产生一信号输出。该输出信号经放大使压力开关动作切断泵的控制电路,于是流体停止注入容器。传感器的输出压力与液面浸没探测管的深度及液体的密度成正比关系,即 $p = \rho gh$ (ρ 为液体密度, g 为重力加速度, h 为深度),只要探测管的出口孔被液面遮盖,就一直有输出压力维持。图 6-4(b)所示为采用两个液位传感器控制高低液位的气动回路原理图,两根探测管分别置于所控制液面的高低液位,其工作原理同图 6-4(a) 所示的简易液位控制。

由于探测管长期与液面接触,应选择适当材料以避免液体或其蒸汽的影响,也应注意工作温度范围。如果被测液面不断波动,则应使用缓冲装置,在使用探测管时,可在底部加装

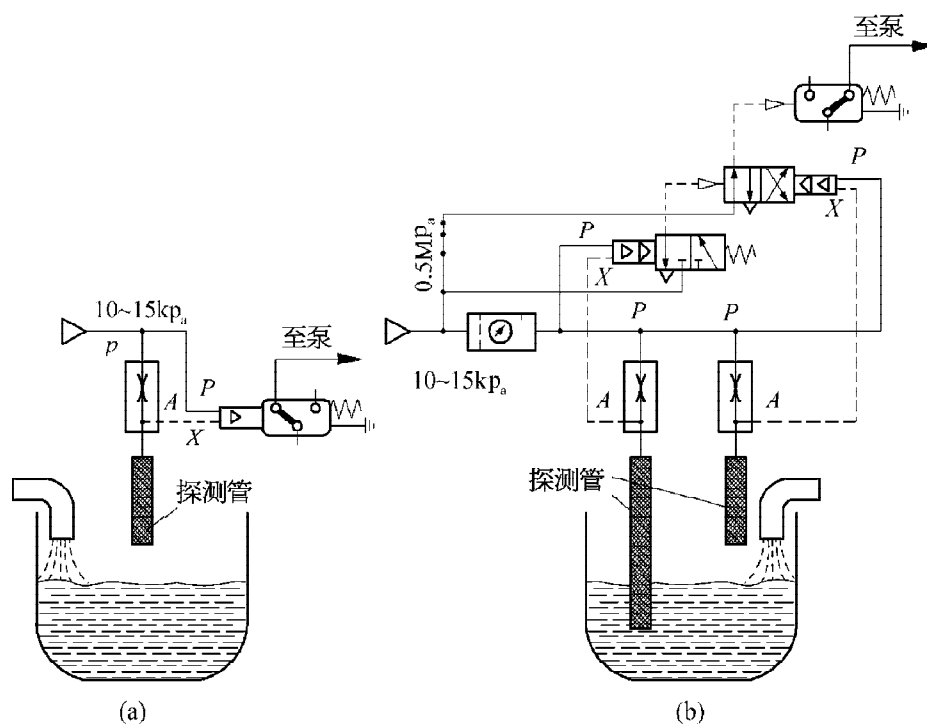


图 6-4 液压控制

(a) 简易液位控制；(b) 高低液位控制

一个密封套，套的底部有多个小孔，如此可敷平波动的液面以利检测。

6.1.1.2 反射式传感器

图 6-5 所示为反射式传感器的结构原理，它由同心的圆环状发射管和接收管构成，在 P 口的工作气源压力为 $10\sim 20\text{ kPa}$ ，气流从发射管的环形通道中流出，喷出的环形射流沿传

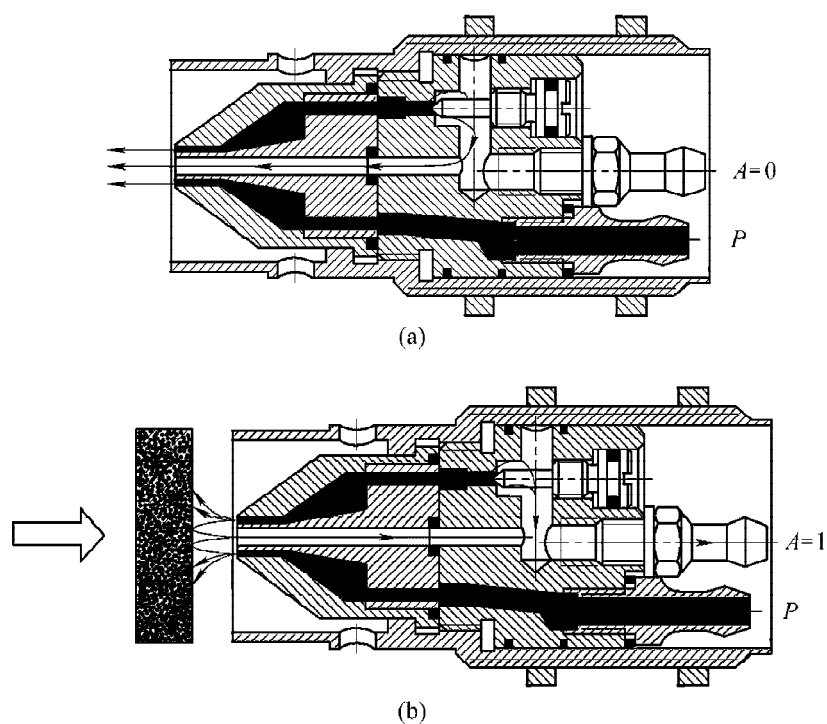


图 6-5 反射式传感器

(a) 无物体；(b) 有物体

传感器的轴线而形成一个封闭的漩涡泡,它对接收管中的气体产生引射作用,使输出信号压力呈负值。随着被检测物体的接近,从发射管流出的自由喷射气流受到阻碍,负压漩涡气泡破坏,一部分气流反射到中间的接收管从 A 口输出,图 6-6 所示为反射式传感器的特性曲线(工作压力为 10 kPa)。

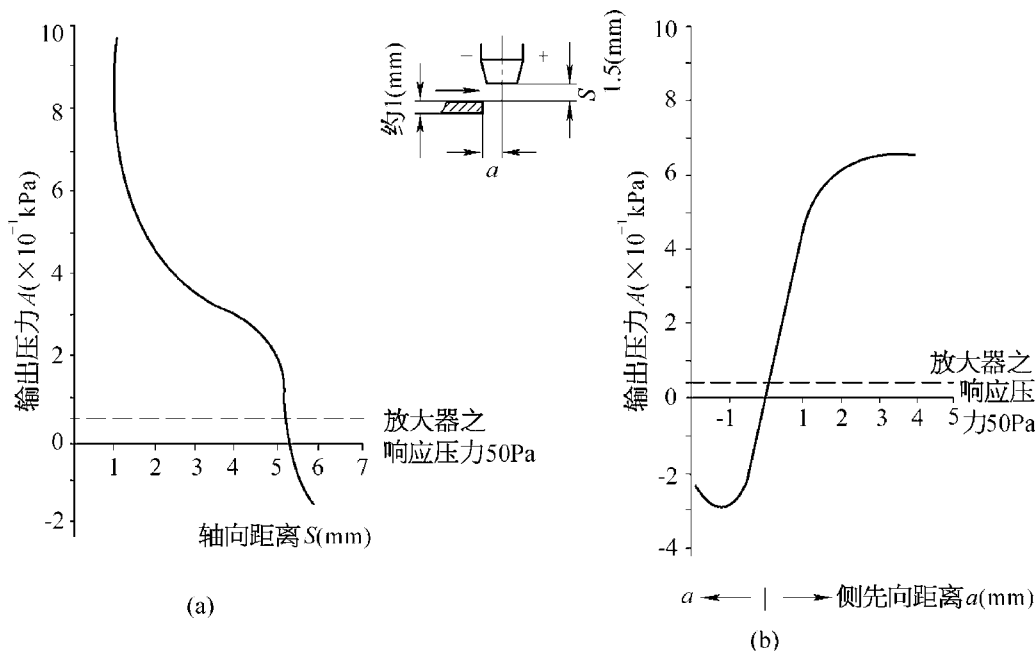


图 6-6 反射式传感器的特性曲线

反射式传感器常作非接触式信号发生器使用,它的最大检测距离在 5 mm 左右,最小可检测距离变化为 0.1 至 0.2 mm,能用于冲压装置的控制(包括材料厚度、位置、金属板材重叠等)、边缘位置控制、料斗检测、计数及测量。其应用场合不受灰尘、噪声、易燃、易爆、光线等影响,同时也适用于透明材料或磁性材料的检测。

6.1.1.3 遮断式传感器

遮断式传感器是由发射管和接收管构成,而被测物体在其间移动,如图 6-7 所示,能将物体的有无转换为输出压力变化。

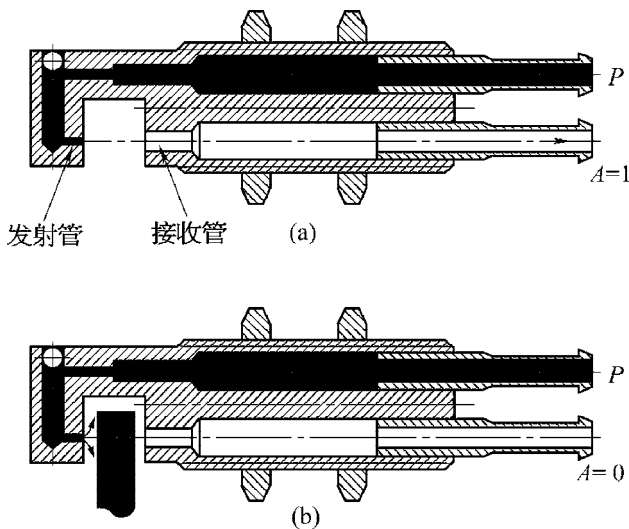


图 6-7 遮断式传感器

(a) 无物体; (b) 有物体

发射管是一光滑而细长的管道。当工作气源压力较低(10 kPa)且流量较小时,气体在管道中处于层流流动状态,从管道中射出的气体也以线状层流状态向前流动。当射流流动状态未受干扰时,在接收管中可得一定的输出压力 p_0 ,但是这种层流射流对外界的干扰是很敏感的,稍受干扰就变为紊流流动。当物体将射流全部遮断后,则接收管的输出压力为零;当物体离开后,流动又恢复为层流流动,接收管有输出。

接收和发射之间的间隙距离为 6 mm,推荐工作压力范围为 10 ~ 100 kPa。在 100 kPa 时,耗气量为 1.5 L/min(ANR)。

若工作压力大于 0.3 MPa 时,应在供气管路上加装一流量控制阀或恒节流孔。

用遮断式传感检测物体的位置有很高的灵敏度,输出呈现良好的开关特性。一般检测距离(这里指发射管和接收管之间的距离)在 20 mm 以内。为了增大检测距离,还可以采用紊流射流位置传感器,即从发射管喷嘴流出的射流是紊流的,气流的压力恢复较高。遮断式传感器不能在灰尘大的环境中使用,否则环境中的灰尘被吸入接收管会引起堵塞,极易发生故障。

6.1.1.4 对冲式传感器

图 6-8 所示的对冲式传感器可以避免遮断式传感器易受灰尘影响的缺点,因两股气流相对冲击,输出气流不受大气灰尘影响,具有防尘作用。

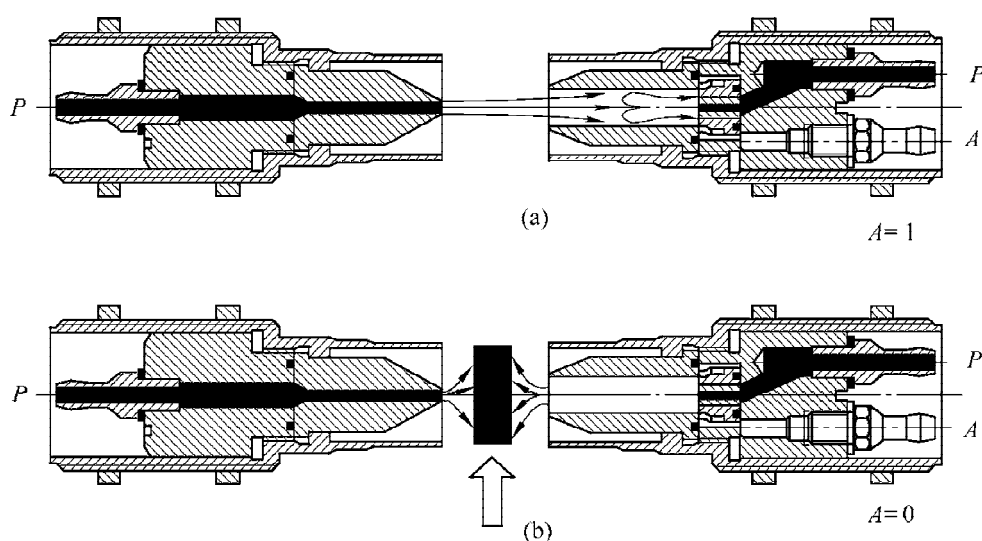


图 6-8 对冲式传感器

(a) 无物体; (b) 有物体

对冲式传感器由置于同轴线的发射管和接收管组成,在接收管内置有恒节流气阻,其作用相当于背压式传感器。图 6-8(a)所示,有两股气流分别从发射管和接收管流出,调节两股气流在靠近接收管出口处相互冲撞而形成冲击面(相当于挡板作用),使得从接收管流出的一股气流被堵,从而使接收管输出口 A 有输出。当在发射管和接收管之间有被测物体出现时,从发射管中流出的主射流受干扰后冲击面消失,使得从接收管中流出的气流能畅通流出,输出为零。

图 6-9 所示为一种称为气障的对冲式传感器的结构原理和特性曲线。在发射管和接收管经 P 口接通 10~20 kPa 的经过滤不含油雾的压缩空气,在接收管输出口 A 产生 ≥ 0.5 kPa 的输出信号压力,此压力可再经

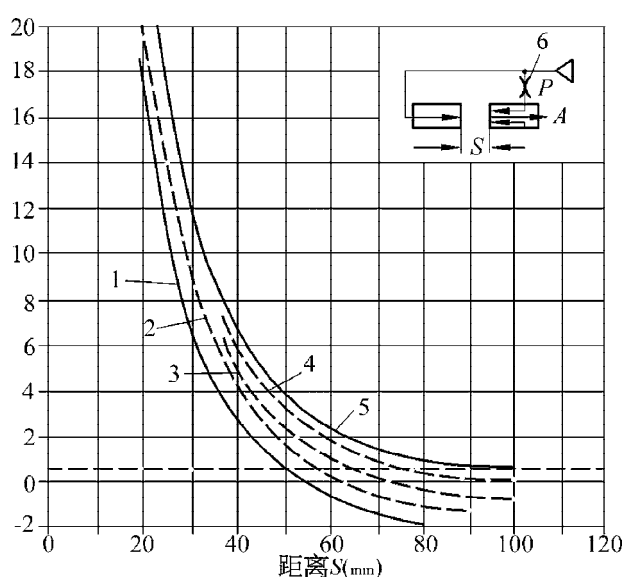


图 6-9 对冲式传感器(气障)特性曲线

1—无上游节流器;2—上游节流器,直径 0.5 mm;
3—上游节流器,直径 0.4 mm;4—上游节流器,直径
0.3 mm;5—上游节流器封死;6—上游节流器

放大至所需的范围。一旦有物体出现切断发射管和接收管之间的气流,则在 A 口上的连续信号即变为零。发射管和接收管之间的最佳距离(检测距离)为 20~40 mm,工作压力为 10 kPa 时,传感器的耗气量为 6.3 L/min(ANR)。

6.1.2 光电式传感器

光电式传感器是利用了光敏电阻或光敏半导体材料的光电效应来对物体进行非接触式检测的,是一种光电式接近开关。光电式传感器有漫射式、反射式和对射式三种结构。

6.1.2.1 漫射式光电传感器

图 6-10 所示的漫射式光电传感器集发射器和接收器于一体,内置保护电路和 LED。发射器发出一束可调制的不可见红外光(880 nm)。当被测物体经过光束时,光线被物体表面反射回接收器,传感器便有电信号输出。它的检测距离取决于被检物体的表面反射率,计算检测距离时应考虑修正系数,见表 6-1。

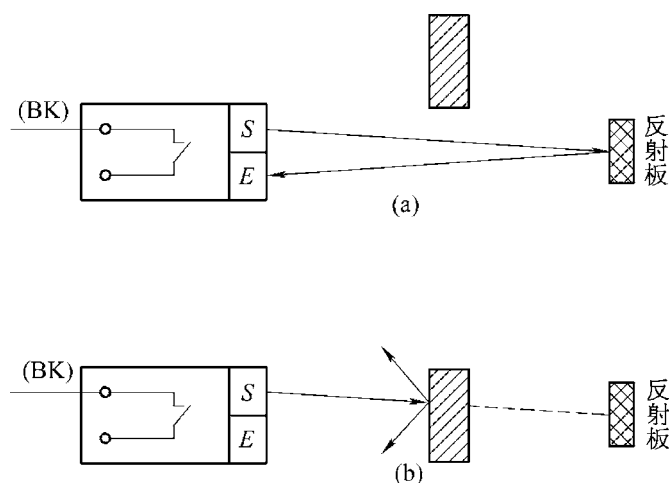


图 6-10 漫射式光电传感器

(a) 无物体; (b) 有物体

表 6-1 修正系数

材 料	修正系数	材 料	修正系数
柯达白纸 100×100 mm	1	拉伸铝材	4.0
黑色粗糙纸板	10.0	白色苯乙烯	0.9
浅色木片	1.2	抛光金属	0.5

6.1.2.2 反射式光电传感器

图 6-11 所示反射式光电传感器的发射器发出一束可见的偏振红外光(660 nm),光线被附加的反射板反射,并由接收器接收。当光线被检测物体遮断时,传感器便有电信号输出。传感器的检测距离同样受附加的反射板表面反射率的影响,最大检测距离为 2 000 mm。

6.1.2.3 对射式光电传感器

图 6-12 所示的对射式光电传感器的发射器发出一束可调制的不可见红外光(880 nm),由接收器接收。当物体被遮断时,传感器便有电信号。对于透明、透光性物体,在一定范围内,可通过调节接收器上的电位计衰减其接收光线的的能力。此外,在发射器上还带有一个测

试输入口, 可用来模拟遮断光线, 以便对对射式传感器进行功能测试。

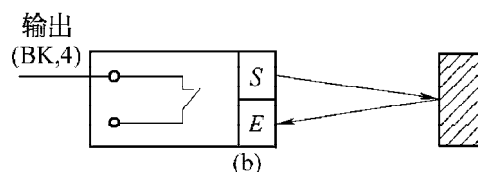
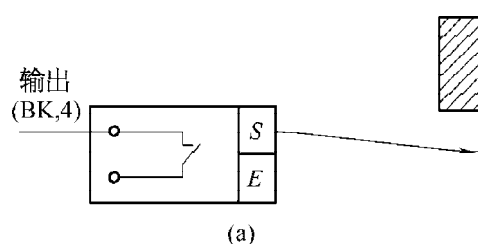


图 6-11 反射式光电传感器

(a) 无物体; (b) 有物体

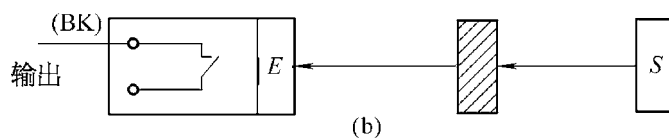
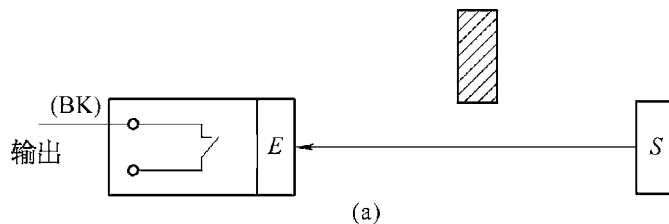


图 6-12 对射式光电传感器

(a) 无物体; (b) 有物体

6.1.3 光纤式传感器

光导纤维传感是 20 世纪 80 年代才迅速发展起来的新一代传感器, 具有许多优点: 灵敏度较高, 可以制成任意形状的光纤传感器, 可制造声、磁、温度等各种不同物理信息的器件, 可以应用于高压、电气噪声、高温、腐蚀或其他恶劣环境, 具有光纤遥测等功能。

6.1.3.1 光导纤维的结构和原理

光导纤维是由众多的几个 μm 粗细的石英玻璃丝制成, 每根光导纤维由一个圆柱形内芯线和外包层组成, 内芯线的折射率 n_1 略大于外包层的折射率 n_2 。

根据斯奈尔定律, 光线在两种不同介质中传播时会产生折射现象, 如图 6-13(a) 所示, 按折射定律

$$n_1 \sin \alpha = n_2 \sin \beta$$

当光线从光密物质(内芯线)射向光疏物质(包层), 且当入射角大于临界角时, 光线产生了反射, 即反射光不再离开光密物质。根据这个原理, 光导纤维由于其圆柱形内芯线的折射率 n_1 大于包层的折射率 n_2 , 因此在 2β 角之间的入射光, 如图 6-13(b) 所示, 除了在玻璃中吸收和散射耗损了一部分外, 其余大部在界面上产生多次反射, 以锯齿形的路线在纤芯中传播, 在光纤的尾端以与入射角相等的出射角射出光纤。

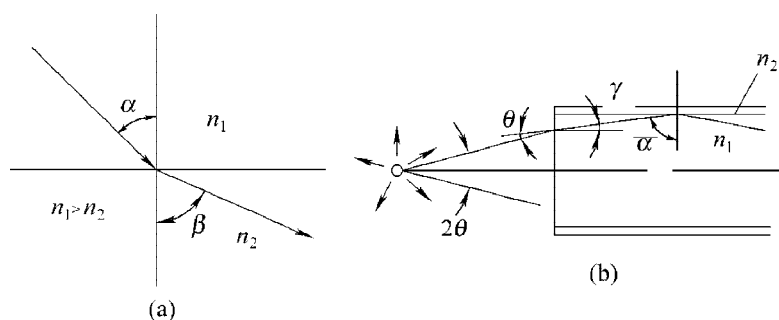


图 6-13 光导纤维原理

6.1.3.2 光纤电缆

光纤电缆是利用了光纤的传输功能, 将光敏元件测量的被测物理量进行传输。光纤电

缆有塑料光纤电缆和玻璃光纤电缆两种。

6.1.3.3 光纤式传感器

光纤式传感器集发射器和接收器于一体,内置保护电路(短路保护)和 LED。发射器发出一束可调制的不可见红外光(660 nm),光线由光纤电缆引导至检测位置。与光电式传感器相似,光纤式传感器可用作对射式或漫射式传感器。

6.1.4 电感式传感器

在气动自动化系统中常用作检测工件位置的接近开关是一种电感式传感器,属于变磁阻工作原理。在电感线圈中输入交流电流,当铁芯与衔铁之间的磁阻变化时(由被测物体的位移量引起的),线圈的自感系数 L 或互感系数 M 产生变化,引起后续电桥桥路的桥臂中阻抗 Z 变化,当电桥失去平衡时,输出电压与被测的机械位移量成正比。

电感式传感器用作发信装置,可非接触检测金属物体的运动,并将检测结果转化为电信号输出,广泛应用于机器人、生产线、机械加工及传送系统等场合。其有如下特点:

- 1) 传感器能检测所有穿过或停留在高频磁场中的金属物体。
- 2) 传感器是非接触式的,即传感头与被测物体不直接接触。
- 3) 传感器的传感头无需配专门的机械装置(如滚轮、机械手柄等)。
- 4) 传感器靠电子装置接收检测信号,便于信号处理。

6.2 转换器

转换器是一种信号界面装置,可以把不同能量形式的信号进行转换,本节主要介绍电—气(气—电)信号之间的转换。

6.2.1 气—电转换器

气—电转换器是一种将气信号转换成电信号的装置,它的基本工作原理是利用弹性元件在气压信号作用下产生的位移来接通或断开电源。

气—电转换器利用的弹性元件有橡胶膜片、金属膜片(膜盒)、弹簧管等,由所转换的气压力大小来选择。电气开关通常为微动开关,其决定于气—电转换器的工作电压、输出电流、功率等电性能参数。

6.2.1.1 干簧管式气—电转换器

图 6-14 所示为干簧管式气—电转换器。它的工作原理是,在进气口有输入信号时,磁性活塞动作,活塞的磁场变化激励舌簧片闭合,从而触发一个电信号输出。气—电转换器的工作状态由 LED 显示。它的工作压力范围 $0 \sim 0.8 \text{ MPa}$,最小动作压力 0.15 MPa ,工作电压 $12 \sim 27 \text{ V(DC 和 AC)}$,最大输出电流 200 mA ,触点容量 3 W 。

6.2.1.2 膜片式气—电转换器

图 6-15(a)所示是一种低压气—电转换器,其工作原理是,在没有控制信号输入时,在气源口 P 输入的压缩空气经恒节流气阻、喷嘴,从排气口流入大气。在控制口 X 有气压信号输入时,上膜片封住喷嘴,背压升高,压下下膜片,驱动微动开关动作,输出电信号。

转换器的工作气源压力范围为 $10 \sim 25 \text{ kPa}$,控制信号压力范围为 $0.05 \sim 25 \text{ kPa}$,无信号输出时耗气量为 0.7 L/min(ANR) ,工作电

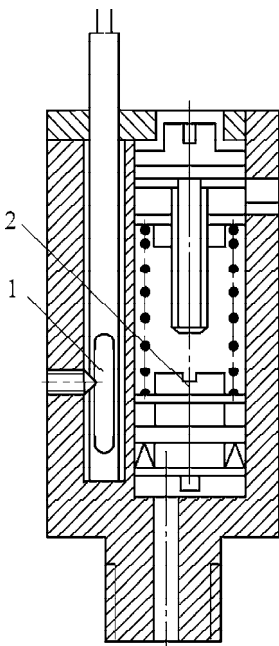


图 6-14 干簧管式
气—电转换器

1—干簧管;2—活塞

源可用交流和直流。

使用时,在较高切换频率和电感较大的场合,采用直流工作方式时,必须加 RC 吸收回路,即将串联的 R 和 C 元件并联到开关或负载上。吸收回路的元件要求电容大小与负载电流大小相当,耐压 630~1 000 V 以上,电阻值与负载电阻相对应,功率 0.5~1 W。

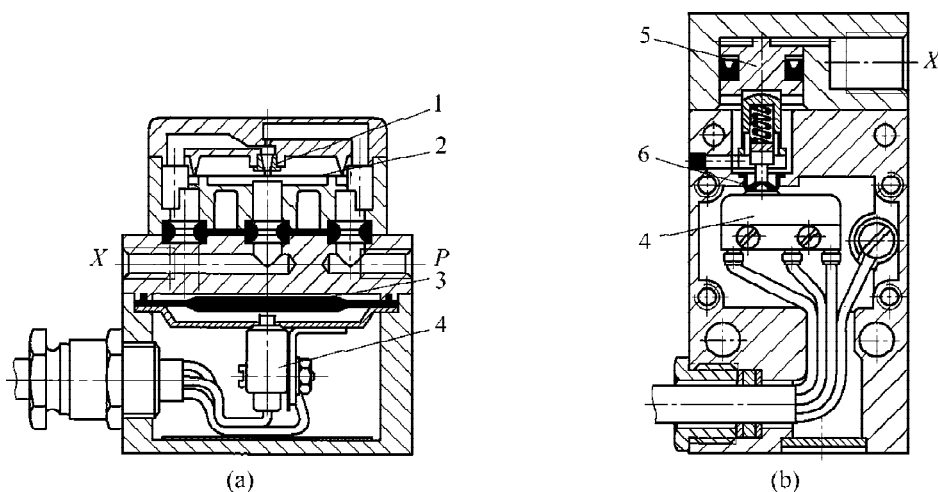


图 6-15 膜片式气—电转换器

(a) 低压气—电转换器; (b) 高压气—电转换器

1—喷嘴; 2—上膜片; 3—下膜片; 4—微动开关; 5—活塞; 6—膜片

图 6-15(b)所示是高压气—电转换器,工作气压范围 0.08~1.0 MPa,开启压力 > 80 kPa,关闭压力 < 35 kPa。

6.2.2 压力开关

压力开关是一种当输入压力达到设定值时,电气开关接通,发出电信号的装置,常用于需要压力控制和保护的场合。例如,空压机排气和吸气压力保护,有压力容器(如气罐)内的压力控制等。压力开关除用于压缩空气外,还用于蒸气、水、油等其他介质压力的控制。

压力开关由感受压力变化的压力敏感元件、调整设定压力大小的压力调整装置和电气开关三部分构成。

通常,压力敏感元件采用膜片、膜盒、波纹管 and 波登管等弹性元件,也有用活塞的。敏感元件的作用是感受压力大小,将压力转换为位移量。除此以外,敏感元件趋于采用压敏元件、压阻元件,其体积小,精度高,能直接将压力转换成电信号输出。

电气开关性能根据工作电压、功率及输出电路的通断状况来确定,要求电气开关体积小,动作灵敏可靠,使用寿命长。

6.2.2.1 高低压控制器

图 6-16 所示的高低压控制器是一种把两个压力开关组合在一起的压力开关,可用来分别控制高压和低压,如常用于制冷压缩机排气压力保护和吸气压力保护。其特点是高低压的设定压力值都有刻度指示,差动值也有刻度指示,且高压带有手动复位装置。

高压及低压的断开压力值可通过高压或低压的调节盘进行调节。若转动调节盘加大调节弹簧力,则高压及低压的断开压力值就相应增大;反之,则减小。

高压或低压的差动值(指接通或断开时的压力差)可以通过高压或低压压差调节盘进行调节,若转动压差调节盘使蝶形弹簧压力增大,则差动值相应增大。

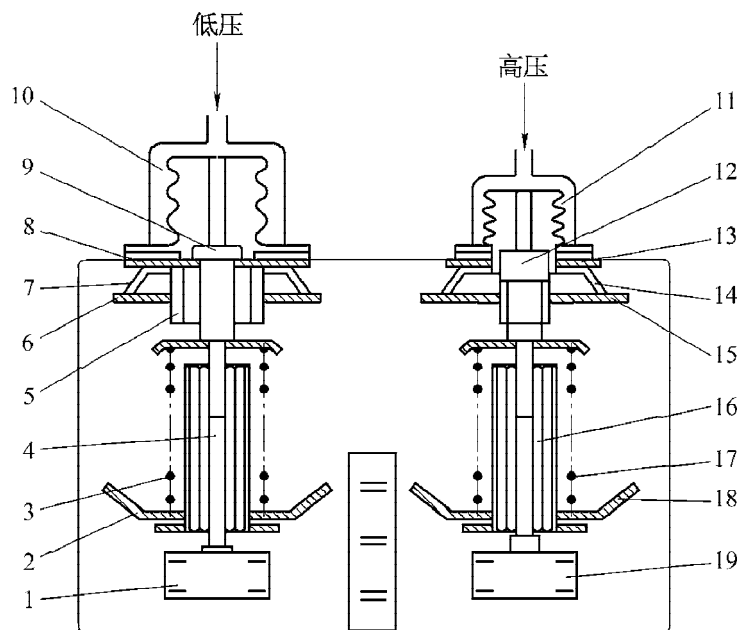


图 6-16 高低压控制器

1、19—微动开关；2—低压调节盘；3—低压调节弹簧；4、16—传动杆；5—调节螺钉；
6—低压压差调节盘；7、14—蝶形弹簧；8、13—垫片；9—传动棒；10—低压波纹管；11—高压波纹管；
12—传动螺丝；15—高压压差调节盘；17—高压调节弹簧；18—高压调节盘

6.2.2.2 可调压力开关

图 6-17(a)所示为一种可调压力开关，当输入 X 口的压力达到设定值时，膜片变形驱动微动开关动作，即有电信号输出。设定压力在 0.1~1.2 MPa 范围内无级可调。

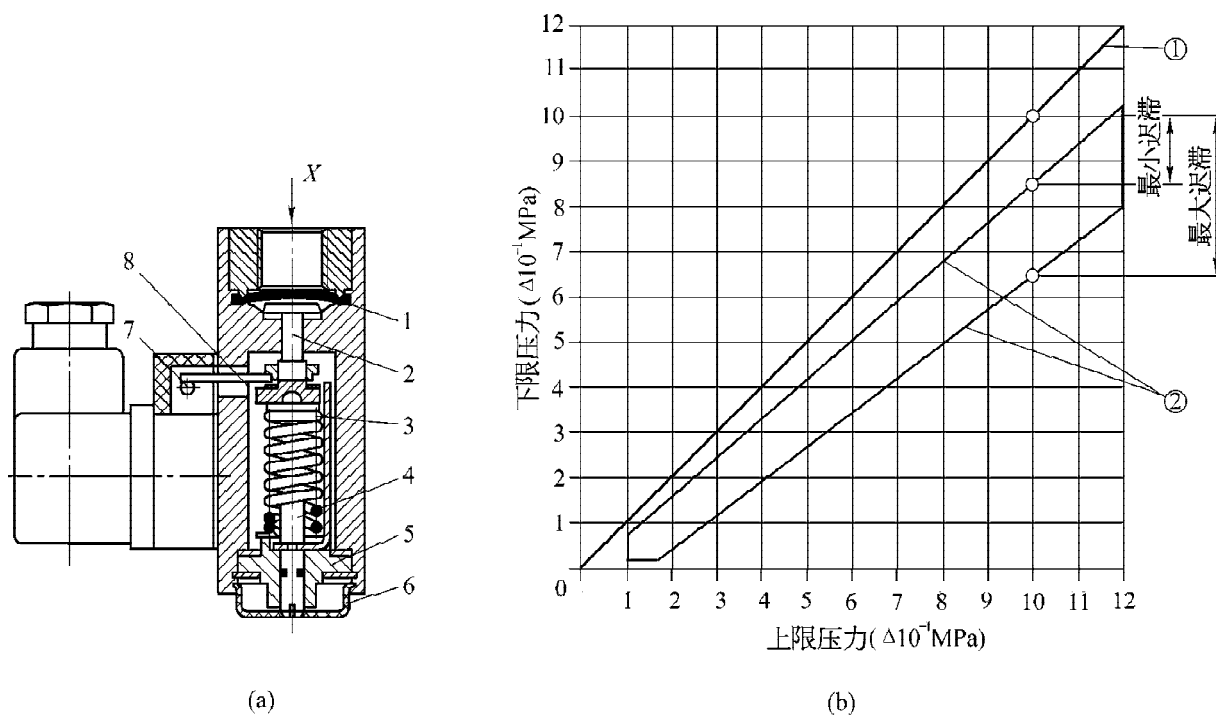


图 6-17 可调压力开关

(a) 结构；(b) 迟滞调节性能

1—膜片；2—推杆；3—弹簧；4—调节螺钉；5—六角螺母；6—保护帽；7—微动开关；8—连杆
①—上限压力；②—下限压力

根据微动开关的不同连接形式,微动开关可用作常开电触点、常闭电触点和常开/常闭电触点。出厂时,压力开关的上限压力设定为 $0.6 \text{ MPa} \pm 3\%$, 下限压力设定为 $0.48 \text{ MPa} \pm 3\%$, 顺时针旋转调节螺钉可增加设定的上限和下限值。旋转保护帽下的六角螺母,也可调节压力开关的迟滞值,但设定的下限压力值保持不变,见图 6-17(b)。

图 6-18 所示为一种可调真空开关,其结构基本与图 6-17 所示的可调压力开关相同,因输入为真空压力信号,膜片和输入口都设置在下方,当输入口 X 的压力达到真空设定值时,膜片向上位移经推杆驱动微动开关动作,从而有电信号输出。同样,旋转调节螺钉可改变真空设定值。旋转保护帽下的六角螺母,可调节真空开关的迟滞值,但真空设定值保持不变。

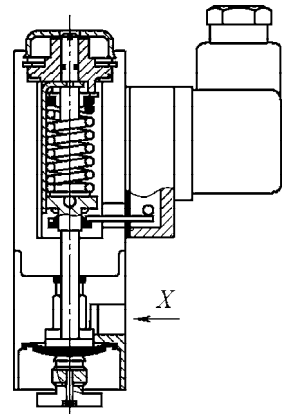


图 6-18 可调真空开关

6.2.2.3 多用途压力开关

图 6-19(a)所示为一种多用途压力开关,可用作压力开关、真空开关和差压开关。

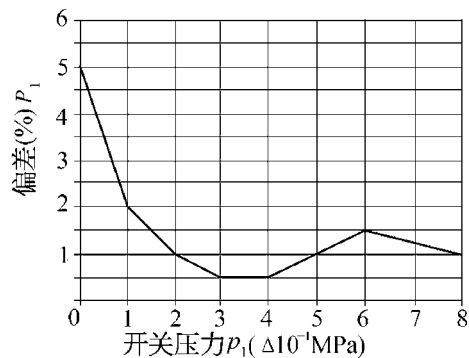
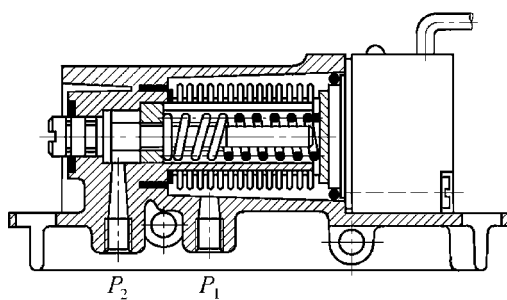


图 6-19 多用途压力开关

压力调节螺钉可调节弹簧的预紧力。由于电气开关采用电感式传感器,所以当金属波纹管因气压作用产生位移而引起磁场变化时,传感器输出电流并放大,于是获得一个非接触式的输出电信号。该信号可用以控制所有的数字电路和继电器,输入口 P_1 和 P_2 输入不同的压力范围就可实现不同的开关功能。

1) 压力开关

P_1 口输入压力范围为 $0.025 \sim 0.8 \text{ MPa}$, 期望的开关压力由调节螺钉设定。当 P_1 口压力大于设定值时,产生一个电信号输出。

2) 真空开关

真空在 P_2 口输入,真空开关点的设定范围为 $-20 \sim -80 \text{ kPa}$ 。

3) 差压开关

P_1 和 P_2 口的输入压力范围为 $-0.095 \sim 0.8 \text{ MPa}$, 期望差压值由螺钉设定。

6.3 气—液元件

6.3.1 气—液转换器

6.3.1.1 结构和原理

这是一种将气压直接转换成液压的装置,它的工作原理如图 6-20 所示,隔板(活塞)将

一个圆筒形缸筒分隔成两个腔室,右腔室充满油液,在左腔室输入有压气体后,由于隔板两侧受压面积相同,则右腔室输出与有压气体压力相同的油液。

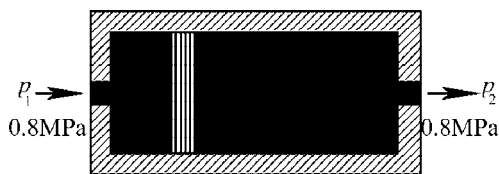


图 6-20 气—液转换器

气—液转换器有两种结构:隔离式和非隔离式。

图 6-20 所示为隔离式。在非隔离式结构中有压气体是直接作用在油液面上的。为了防止空气混入油液中造成传动的不稳定状况,通常在进气口和出油口处安装了缓冲板。

6.3.1.2 使用

气—液转换器能将空气压力转换成同样大小压力的液压,通常用于气—液控制回路中使气缸获得无脉动的低速平稳的运动,气缸的速度可小于 50 mm/s。

使用气—液转换器应注意,气缸的负载率应小于 50%,转换器内的液面上升的最大速度应低于 200 mm/s,储油量不应少于工作液压缸有效容积的 1.5 倍,给油量以不超过转换器容积的 80% 为原则。除隔离式结构外,储油筒应直立安置,下面为油液,上面为空气。

图 6-21 所示为采用气—液转换器的气—液控制回路。图 6-21(a)回路实现气缸的慢进速度控制;图 6-21(b)回路实现慢退速度控制;图 6-21(c)回路实现气缸的慢进慢退的速度控制。

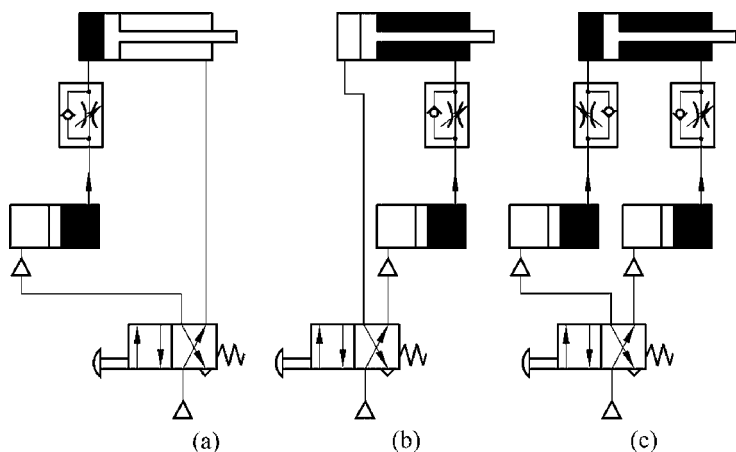


图 6-21 气—液控制回路

6.3.2 气—液阻尼缸

在机械加工中实现进给运动的气缸,不仅要有足够的驱动力,用以推动刀具进行切削加工,同时要求它的运动速度均匀、可调,在负载变化的情况下,运动仍是平稳的。普通气缸是满足不了这些要求的,因为当外界负载变化较大时,气缸就可能产生“爬行”或“自走”,影响切削加工的精度。为了克服普通气缸的这一缺点,通常采用气—液阻尼缸,作为切削加工的进给驱动装置。它用气缸产生驱动力,用液压缸进行阻尼,充分利用气动和液压的优点。

6.3.2.1 工作原理

气—液阻尼缸按其结构可分为串联式和并联式两种。

串联式气—液阻尼缸,如图 6-22(a)所示,实际上是用一根活塞杆将气缸和液压缸串联在一起。两缸之间用隔板隔开,防止气与液互窜。活塞的输出力是气缸的推力(或拉力)与

液压缸的阻力之差。而液压缸本身并不用液压泵供油,只是由气缸活塞带动,利用液压油的不可压缩性,起一种阻尼、调速作用。应该指出,在液压缸的进出口处所接的单向阀和节流阀都是液压元件,其结构和工作原理与气动元件中的单向阀、节流阀相似。

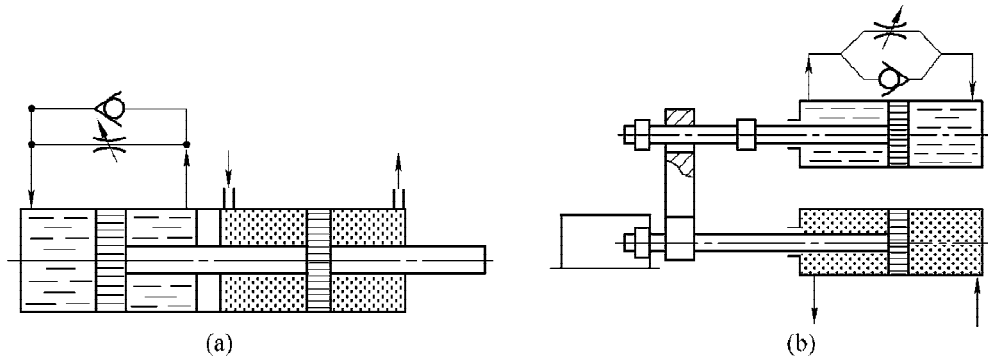


图 6-22 气—液阻尼缸结构原理图

(a) 串联式; (b) 并联式

串联式的缸体较长,加工与安装要求较高,并要求注意防止两缸间的窜气问题。

并联式气—液阻尼缸,如图 6-22(b)所示,缸体长度短,结构紧凑,调整方便,消除了两缸之间的窜气现象。但由于气缸和液压缸安装在不同轴线上,安装时应注意消除附加的力矩。

6.3.2.2 应用

从生产和使用的角度来说,采用并联式气—液阻尼缸有利,只要把标准气缸和液压缸的活塞杆用连接板连起来就可以了。图 6-23 所示为液压缸的调速回路,液压缸的调速都是采用单向阀和节流阀组成的调速阀。图 6-23(a)所示的液压缸能实现慢速前进、快速退回即慢进快退的功能;图 6-23(b)所示的液压缸能实现快进慢退的功能;图 6-23(c)中的两个调速阀串联(注意,两个单向阀是反向的),液压缸能实现慢进慢退的功能。

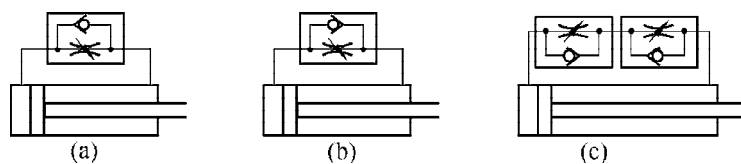


图 6-23 液压缸的调速回路

(a) 慢进快退; (b) 快进慢退; (c) 慢进慢退

图 6-23 所示的液压缸调速回路中,一旦节流阀开度调定后,液压缸在整个行程中的慢进或慢退的动作速度是一样的,不可调的。而图 6-24 所示调速回路就能实现快进—慢退—快退的变速功能。在调速阀两端并联了一个二位二通电磁阀(即旁路电磁阀),在气缸退回工作行程的相应位置上设置了位置传感器来控制旁路电磁阀的通路。在旁路电磁阀接通时,液压缸后腔的油液直接进入前腔,缸快速退回。

图 6-25 所示为气—液阻尼缸的几种速度控制回路。其中,图 6-25(a)为慢进—快退回路;图 6-25(b)为双出杆气缸的慢进—快退的速度控制回路;图 6-25(c)为实现两个气缸的同步动作的慢进—快退回路;图 6-25(d)为用两个液压缸分别与双出杆气缸并联,实现慢进—慢退的回路。

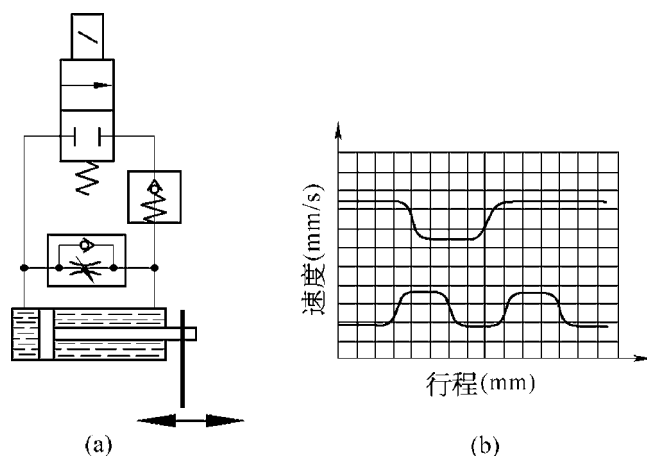


图 6-24 快进—慢退—快退调速回路

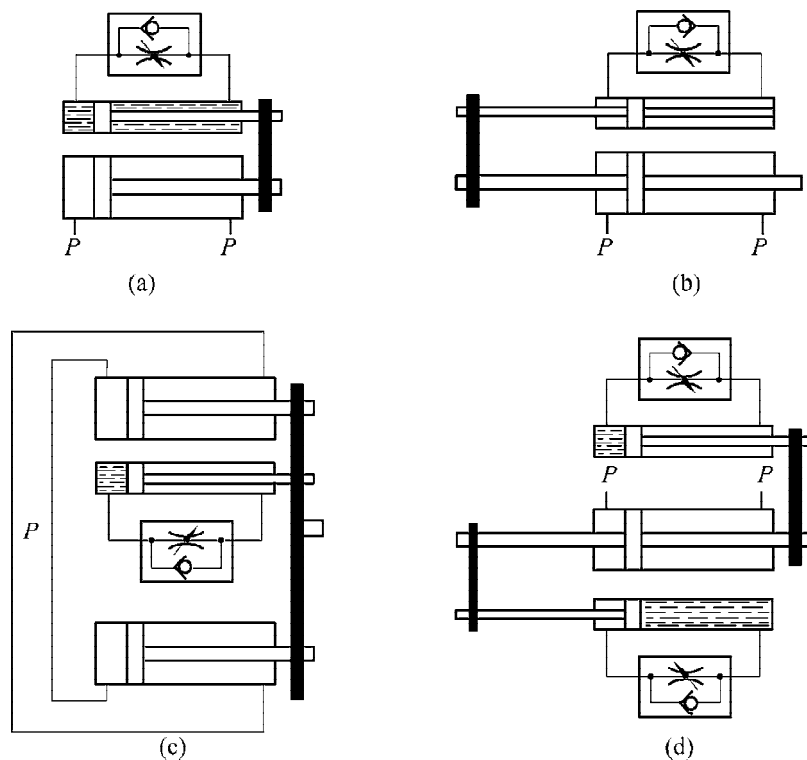


图 6-25 气—液阻尼缸的速度控制回路

6.3.3 气—液增压缸

6.3.3.1 结构和原理

根据帕斯卡定律可知,密封的液体能把外加的压强大小不变地向各个方向传递,即液体对压强(压力)有传递的本领。气—液增压缸就是利用液体这种性质,如图 6-26(a)所示的气—液增压缸原理图,大活塞面积为 A_1 ,小活塞面积为 A_2 ,输入的空气压力为 p_1 ,输出的液压力为 p_2 ,气压作用在大活塞上经活塞杆推动小活塞向右移动。这时活塞上的推力 F 为:

$$F = p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2$$

即

$$p_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot p_1 \quad (6-2)$$

式(6-2)说明了气—液增压缸输出的液压力增高了 $\frac{A_1}{A_2}$ 的倍数。若大小活塞面积比为

6:1, 输入气压 100 kPa, 则输出的液压力为 600 kPa。

6.3.3.2 用途

气—液增压缸在机床夹具上获得广泛的应用, 它具有以下优点:

1) 可将低压空气的能量很方便地转换成高压的液压能量, 从而使机床夹具外形小, 重量轻, 结构紧凑, 传递的总力可达 100 kN 以上。

2) 一般机床夹具的动作时间短(数秒钟), 夹紧工作时间长(数分钟以上), 而夹紧工作的时间在理论上是不消耗功率的, 这一点是液压传动所不能比的。

3) 油液只在工件装卸的极短时间内流动一次, 所以油温与室温接近, 漏油极少。

图 6-26 所示为气—液增压缸控制回路, 其中图 6-26(b) 中的工作缸无杆腔充油液, 另一侧有杆腔充空气, 气—液增压缸使工作缸获得高压输出, 工作缸的进退动作由手动换向阀控制; 图 6-26(c) 回路中增加了一个气—液转换器, 工作缸的两个腔室都进油, 是个液压缸。图 6-26(d) 回路采用了两个气—液增压缸, 使工作缸在进退两个方向上都能产生高压输出, 且进退动作速度可调。

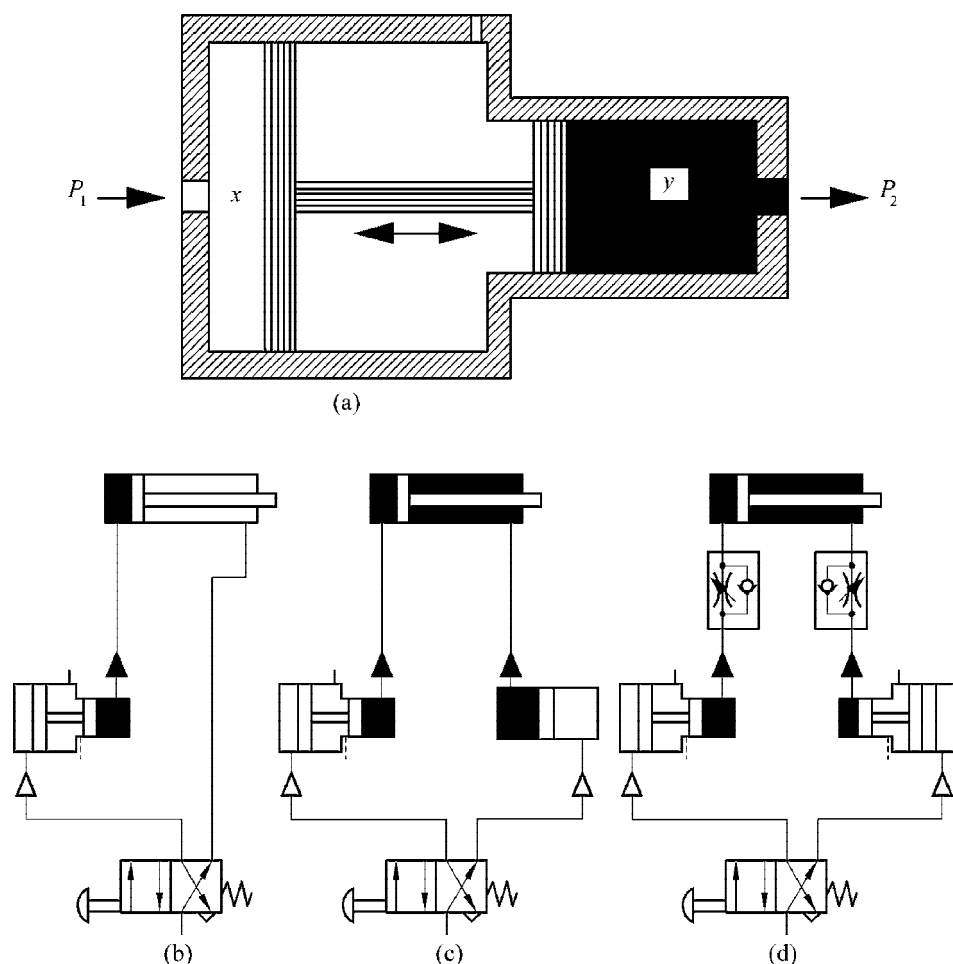


图 6-26 气—液增压缸控制回路

6.3.4 缓冲器

在气动自动化系统中, 振动和冲击现象是经常的。如高速运动的气缸在行程末端会产生很大的冲击力。若气缸本身的缓冲能力不足时, 为避免撞坏气缸盖及设备, 应在外部设置缓冲器, 吸收冲击能量。设置了液压缓冲器, 能增加输出, 延长使用寿命, 降低噪声。

6.3.4.1 液压缓冲器

图 6-27 所示是一种液压缓冲器,当外负载作用在活塞杆上,活塞右移使油液流经溢流阀和节流阀的组合装置排出时,作用在活塞杆上的大部分冲击能量转化为热量,使外负载得到缓冲。只要不超过缓冲器许用能量的限制,对各种冲击缓冲可自行调节。

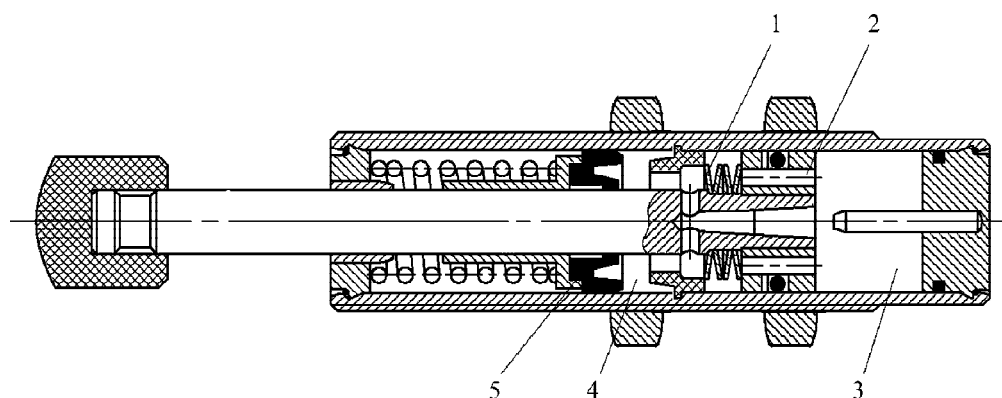


图 6-27 液压缓冲器

1—溢流阀;2—节流阀;3—高压腔;4—低压腔;5—活塞

图 6-28 所示为采用液压缓冲器的应用示例。

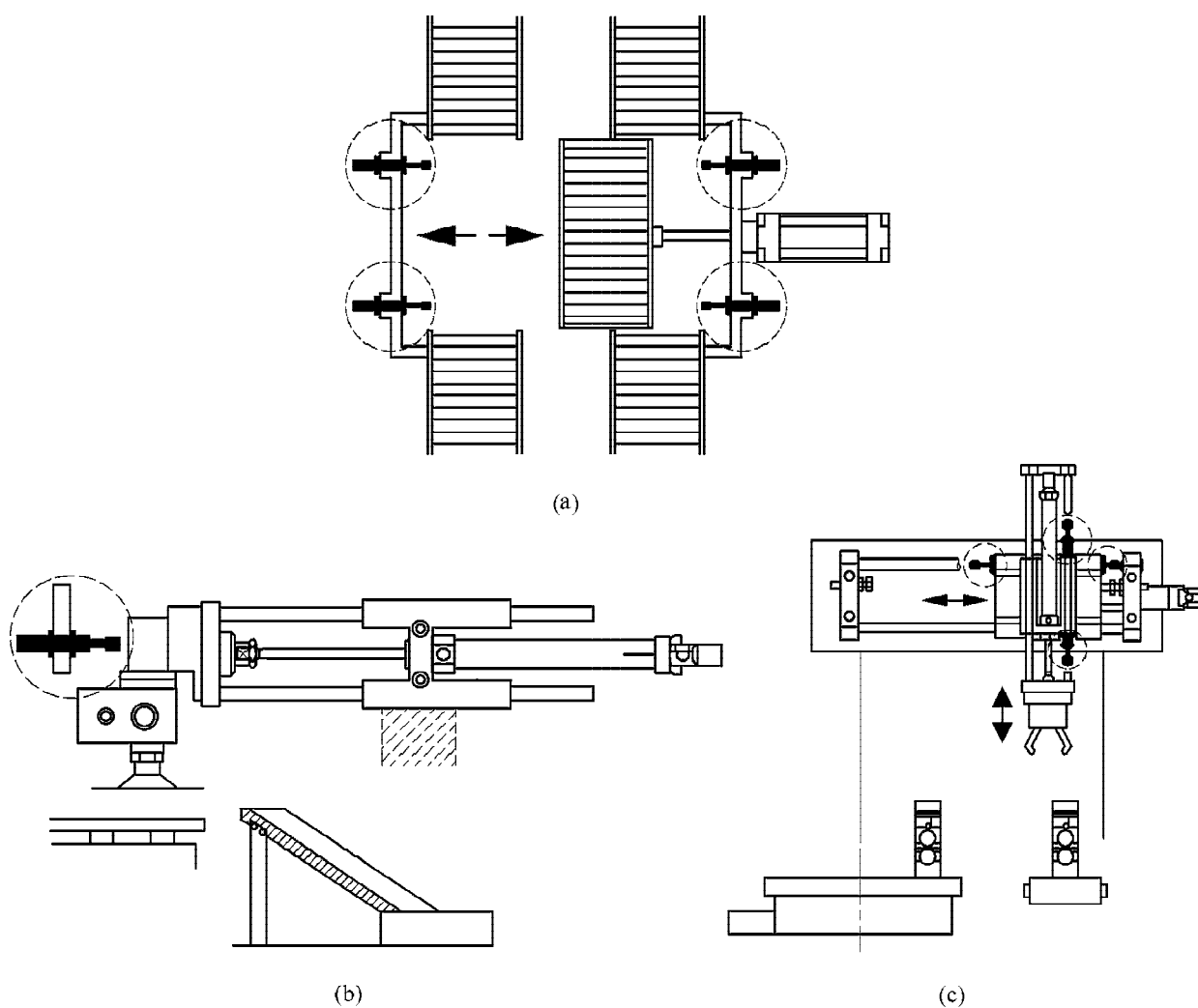


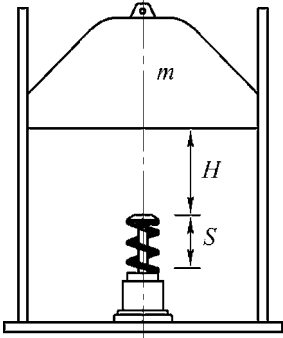
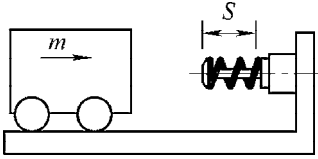
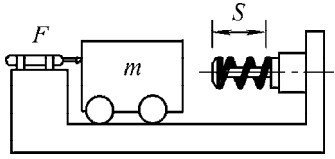
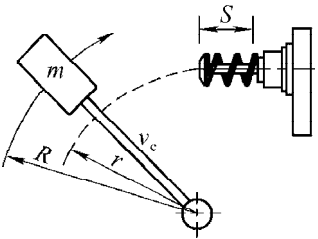
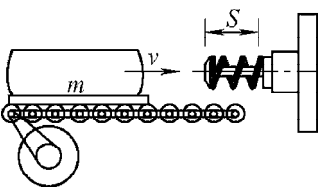
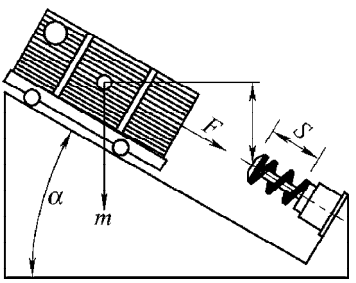
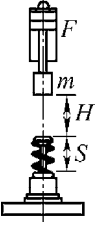
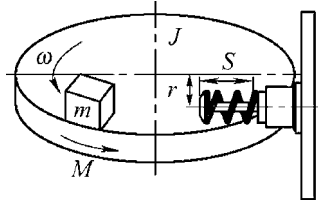
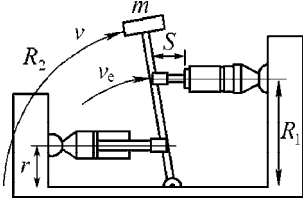
图 6-28 采用液压缓冲器的应用示例

6.3.4.2 计算与应用

6.3.4.2.1 缓冲器能量计算

根据负载的冲击方式,计算缓冲器的吸收能量,见表 6-2。能量计算需要 4 个基本参数,冲击质量 $m(\text{kg})$,质量的冲击速度 $v(\text{m/s})$,作用于质量上的附加力 $F(\text{N})$,缓冲器单位小时内承受的冲击数 X 。

表 6-2 缓冲器能量计算

撞击方式	自由落体	水平惯性运动	水平运动
简 图			
动能 W_1	mgH	$\frac{1}{2}mv^2$	$\frac{1}{2}mv^2$
驱动能 W_2	mgs		Fs
撞击方式	摆动冲击	水平传送	斜面运动
简 图			
动能 W_1	$\frac{1}{2}mv^2 = \frac{J\omega^2}{2}$	$\frac{1}{2}mv^2$	mgH
驱动能 W_2	$\frac{Ms}{r}$	$mg\mu \cdot s$	$mgHs \cdot \sin \alpha$
撞击方式	垂直运动	平面运动	摆杆运动
简 图			
动能 W_1	$\frac{1}{2}mv^2$	$\frac{1}{2}mv^2 = \frac{J\omega^2}{2}$	$\frac{1}{2}mv^2$
驱动能 W_2	$Fs \pm mgs$	$\frac{Ms}{r}$	$\frac{ms}{R_2} = \frac{F_r s}{R_1}$

表中, m 是冲击物体的质量, v 是冲击物体碰到液压缓冲器瞬时的速度(冲击速度), H 是落下高度, S 是缓冲器行程, J 是转运物体的转动惯量, ω 是旋转角速度, R 、 r 是摆动物体的回转半径, F 是气缸输出力, M 是力矩, μ 是摩擦因子, α 是倾斜角。

缓冲器吸收的总能量 W_{kg} 为:

$$W_{kg} = W_1 + W_2 (\text{N} \cdot \text{m}); \quad (6-3)$$

缓冲器单位小时吸收的总能量 $W_{k/h}$ 为:

$$W_{k/h} = W_{kg} \cdot X (\text{N} \cdot \text{m}/\text{h}) \quad (6-4)$$

式中, W_1 为冲击物体的动能, W_2 为驱动能, X 为缓冲器单位小时内承受的冲击数。

若冲击物体的全部能量碰撞液压缓冲器时转化为动能时所相应的质量称为冲击物体的有效质量 m_e :

$$m_e = \frac{2 \cdot W_{kg}}{v_e} (\text{kg}) \quad (6-5)$$

式中, v_e 为有效速度。冲击速度 v 有时不等于有效速度 v_e , 如表 6-2 所示。

根据计算的 W_{kg} 、 m_e , 查液压缓冲器性能参数选择合适的液压缓冲器。同时还应注意缓冲器的行程、工作频率、温度范围等参数, 若有不符合的应重新选择。

6.3.4.2.2 使用时的注意事项

因液压缓冲器承受冲击负载, 安装时应保证轴线平行, 对于摆动负载的轴线应与缓冲器轴线成垂直安装。缓冲器可以用自身的外螺纹安装, 锁紧螺母紧固。也可用法兰安装, 安装法兰内置可调挡块, 上面可安装位置传感器。对于可调式液压缓冲器, 利用调整环可随意调节缓冲速度, 而且在工作过程中也可以调节。

6.4 真空元件

6.4.1 概述

前述章节所讨论的气动元件, 包括气源发生装置、执行元件、控制元件及辅件, 都是在高于大气压力的气压下工作的, 这些元件组成的系统称为正压系统。另有一类元件可在低于大气压力下工作, 这类元件称为真空元件, 所组成的系统称为负压系统(或称真空系统)。

6.4.1.1 真空度

在真空技术中, 将低于当地大气压力的压力称为真空度。在工程计算中, 为简化常取“当地大气压” $p_a = 0.1 \text{ MPa}$ 。以此为基准来度量真空度。

6.4.1.2 真空系统的组成

真空系统一般由真空发生器(真空压力源)、吸盘(执行元件)、真空阀(控制元件, 有手动阀、机控阀、气控阀及电磁阀)及辅助元件(管件接头、过滤器和消声器等)组成。有些元件在正压系统和负压系统中是能通用的, 如管件接头、过滤器和消声器, 以及部分控制元件。

图 6-29 所示为典型的真空回路。实际上, 用真空发生器构成的真空回路, 往往是正压系统的一部分, 同时组成一个完整的气动系统。

以真空发生器为核心构成的真空系统适合于任何具有光滑表面的工件, 特别是对于非金属材料且不适合夹紧的工件, 如易碎的玻璃制品, 柔软而薄的纸张、塑料以及各种电子精密零件。已广泛用于轻工、食品、印刷、医疗、塑料制品, 以及自动搬运和机械手等各种机械,

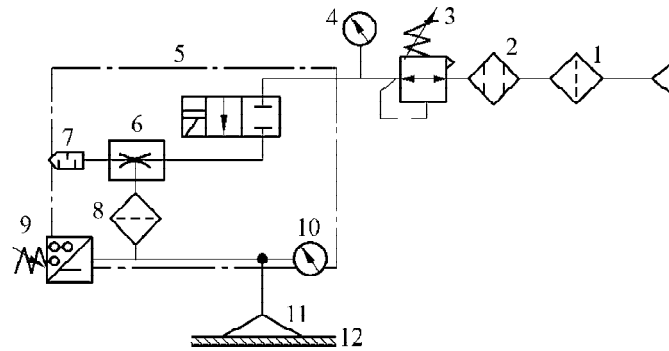


图 6-29 典型真空回路

1—过滤器;2—精密过滤器;3—减压阀;4—压力表;
5—电磁阀;6—真空发生器;7—消声器;8—真空过滤器;9—真空压力开关;
10—真空压力表;11—吸盘;12—工件

如玻璃的搬运、装箱,机械手抓取工件,印刷机械中的纸张检测、运输,真空包装机械中包装纸的吸附、送标、贴标、包装袋的开启,精密零件的输送,塑料制品的真空成型,电子产品的加工、运输、装配等各种工序作业。

6.4.2 真空发生器

用真空发生器产生负压的特点有:

- 1) 结构简单、体积小,使用寿命长。
- 2) 产生的真空度可达 88 kPa,抽吸流量不大,但可控、可调,稳定可靠。
- 3) 瞬时开关特性好,无残余负压。
- 4) 同一输出口可使用负压或交替使用正负压。

6.4.2.1 工作原理

图 6-30 所示为真空发生器的工作原理图,它由喷嘴、接收室、混合室和扩散室组成。压缩空气通过收缩的喷射后,从喷嘴内喷射出来的一束流体的流动称为射流。射流能卷吸周围的静止流体和它一起向前流动,这称为射流的卷吸作用。而自由射流在接收室内的流动,将限制了射流与外界的联系,但从喷嘴流出的主射流还是要卷吸一部分周围的流体向前运动,于是在射流的周围形成一个低压区,接收室内的流体便被吸进来,与主射流混合后,经接收室另一端流出。这种利用一束高速流体将另一束流体(静止或低速流)吸进来,相互混合后一起流出的现象称为引射现象。若在喷嘴两端的压差达到一定值时,气流达声速或亚声速流动,于是在喷嘴出口处,即接收室内可获得一定负压。

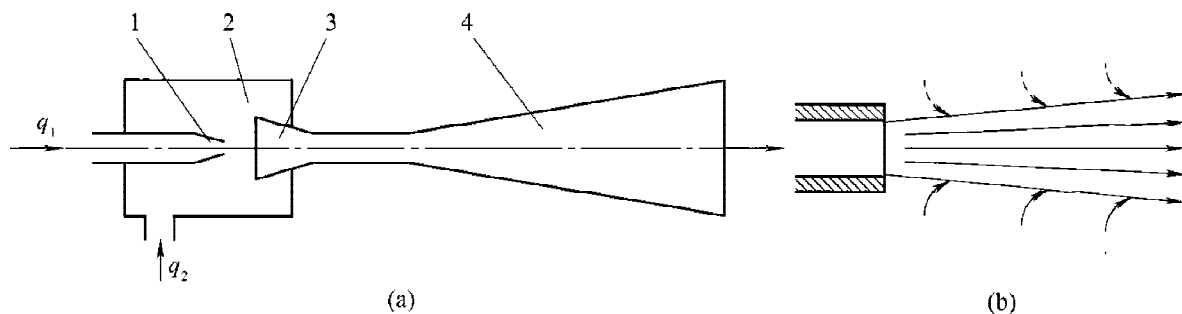


图 6-30 真空发生器的工作原理图

(a) 真空发生器; (b) 卷吸现象
1—喷嘴;2—接收室;3—混合室;4—扩散室

对于真空发生器,引射气流是有限的。若在引射通道端口连接真空吸盘,当吸盘与平板工件接触,只要将吸盘腔室内的气体抽吸完并达到一定的真空度,就可将平板吸持住。

真空发生器可用于产生负压,也可用作喷射器。

若真空发生器用作喷射器,则气流必须经扩散器后喷出。若真空发生器仅用作发生负压,就可以不用扩散室,在扩散室位置安装消声器以降低气流的噪声。

6.4.2.2 结构

6.4.2.2.1 普通真空发生器

图 6-31 所示为普通真空发生器, P 口接气源, R 口接消声器, U 口接真空吸盘。压缩空气从真空发生器的 P 经喷嘴流向 R 口时,在 U 口产生真空。当 P 口无压缩空气输入时,抽吸过程停止,真空消失。

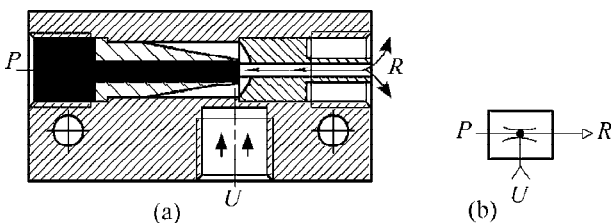


图 6-31 普通真空发生器

(a) 结构; (b) 符号

6.4.2.2.2 带喷射开关的真空发生器

一般真空吸盘吸持工件后,要放掉工件就必须使吸盘内的真空消除。若在真空发生器的引射通道流入一股正压气流,就能使吸盘内的压力从负压迅速变为正压,使工件脱开。

带有喷射开关的真空发生器就能完成这一功能。

图 6-32 所示为带喷射开关的真空发生器,内置气室和喷射开关。喷射开关由阀芯和阀座构成。其动作原理和快速排气阀相似。真空发生器在抽吸过程中,压缩空气经通道 B 充满气室,同时阀芯压在阀座上,将排气通道关断。而当 P 口无输入时,储存在气室内的压缩空气把阀芯推离阀座,从阀口经混合室从 U 口快速排出,从而使工件与吸盘快速脱开。

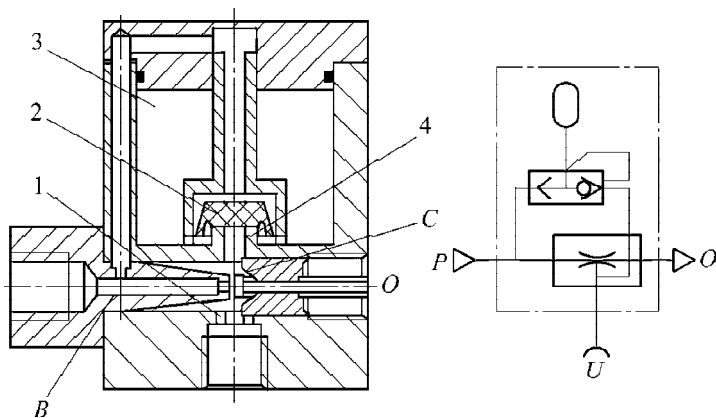


图 6-32 带喷射开关的真空发生器

1—喷嘴; 2—阀芯(喷射开关); 3—气室; 4—阀座;
B—通道; C—混合室

6.4.2.2.3 组合真空发生器

真空发生器常与电磁阀、压力开关和单向阀等真空元件构成组件,更便于安装使用。

图 6-33 所示的组合真空发生器由真空发生器、消声器、过滤器、压力开关和电磁阀等组成。进入真空发生器的压缩空气由内置电磁阀控制。电磁线圈通电,阀换向,从 1 口(进气口)流向 3 口(排气口)的压缩空气,产生真空。电磁线圈断电,真空消失。吸入的空气通过内置过滤器和压缩空气一起从排气口排出。内置消声器可减少噪声。真空压

力开关用来控制真空度。

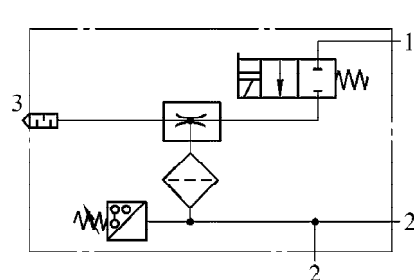


图 6-33 组合真空发生器原理

1—进气口;2—真空口(输出口);
3—排气口

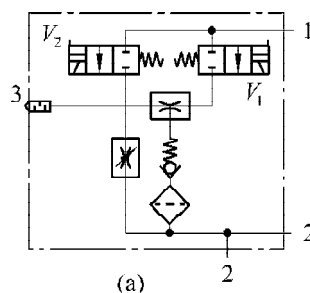


图 6-34 带喷射开关、内置单向阀的组合真空发生器

V_1 —供气电磁阀; V_2 —喷射开关电磁阀
1—进气口;2—真空口;3—排气口

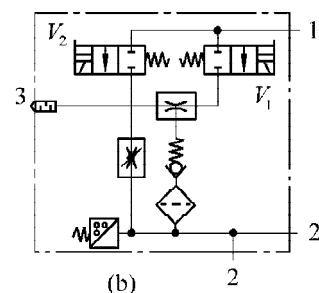


图 6-34(a)所示是一种带喷射开关、内置单向阀的组合真空发生器。喷射开关由电磁阀 V_2 和节流阀构成。吸盘与真空口 2 相连。与图 6-33 相同,真空发生器真空的产生和消失是由电磁阀 V_1 控制的。电磁阀 V_1 断电后,内置单向阀可保持真空。若电磁阀 V_2 通电,则压缩空气经阀 V_2 和节流阀可使真空快速释放。调节节流阀开度,能调整真空释放时间。

这种组合真空发生器最大特点在于内置单向阀可保持真空,节约了大量能源。若再由真空开关来控制真空度,则是一种理想的组合真空发生器,如图 6-34(b)所示。

6.4.2.3 主要性能

6.4.2.3.1 耗气量

真空发生器的耗气量是由工作喷嘴直径决定的。喷嘴直径一般在 0.5~3 mm 范围。显然,对同一喷嘴直径的真空发生器,其耗气量随工作压力的增加而增加。

6.4.2.3.2 真空度

图 6-35 所示为真空度特性曲线。由图可见,曲线有最大值,即使增加工作压力,真空度非但没有增加反而会下降。真空发生器产生的真空度最大可达 88 kPa。建议实际使用时,真空度可选定在 70 kPa,工作压力在 0.5 MPa 左右。

6.4.2.3.3 抽吸时间

抽吸时间表征了真空发生器的动态指标,表示在 0.6 MPa 时,抽吸 1 L 容积空气所需的时间。显然,抽吸时间与真空度有关。在一定的工作压力下,抽吸时间长短决定于流经抽吸通道的抽吸流量的大小。若已知抽吸流量,同样可以求得抽吸时间。

6.4.3 真空吸盘

真空吸盘是真空系统中的执行元件,用于将表面光滑且平整的工件吸起并保持住,柔软又有弹性的吸盘确保不会损坏工件。

6.4.3.1 结构

图 6-36 所示为常用真空吸盘的结构。通常吸盘是由橡胶材料与金属骨架压制而成。

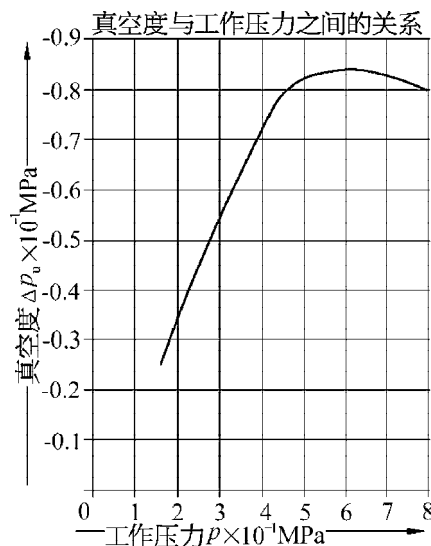


图 6-35 真空度特性曲线

橡胶材料有丁腈橡胶、聚氨酯和硅橡胶等,其中硅橡胶吸盘适用于食品工业。

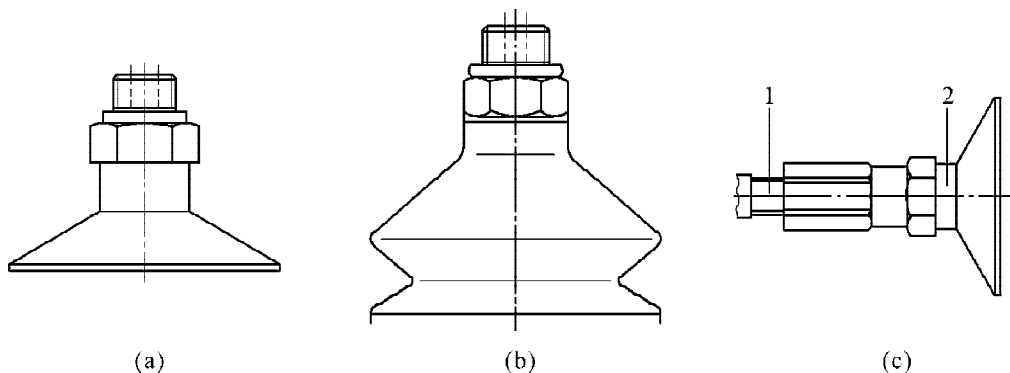


图 6-36 真空吸盘

(a) 圆形平吸盘; (b) 波纹形吸盘; (c) 吸盘的连接
1—活塞杆; 2—吸盘

图 6-36(b)为波纹形吸盘的适应性更强,允许工件表面有轻微的不平、弯曲和倾斜,同时波纹形吸盘吸持工件在移动过程中有较好的缓冲性能。无论是圆形平吸盘,还是波纹形吸盘,在大直径吸盘结构上增加了一个金属圆盘,用以增加强度及刚度。

真空吸盘的安装靠吸盘上的螺纹直接与真空发生器或者真空安全阀、空心活塞杆气缸相连,见图 6-36(c)。

6.4.3.2 性能与使用

真空吸盘的外径称为公称直径,其吸持工件被抽空的直径称为有效直径。一般真空吸盘的公称直径有 8、15、30、40、55、75、100 和 125 等规格。

真空吸盘的理论吸力 F 为:

$$F = \frac{\pi}{4} D_e^2 \cdot \Delta p_u (\text{N})$$

式中 Δp_u ——真空度(kPa);

D_e ——真空吸盘的有效直径(m)。

这样,若已知一个真空吸盘,只要设定真空度,就可以计算吸盘的理论吸力。

真空吸盘使用时应该注意吸盘的安装位置,如图 6-37 所示,水平安装位置和垂直安装位置两者吸持工件时的受力状态是不同的。图 6-37(a)中,吸盘水平安装时,除了要吸持住工件负载,还应该考虑吸盘移动时因工件的惯性力对吸力的影响。图 6-37(b)中,吸盘垂直安装时,吸盘的吸力必须大于工件与吸盘间的摩擦力。

6.4.4 其他真空元件

6.4.4.1 真空电磁阀

真空电磁阀与普通电磁阀在结构、工作原理方面没什么两样,区别仅在于密封。气动元件采用的密封圈有 O 形密封圈和唇形密封圈两类。若采用唇形密封结构的普通电磁阀,那肯定是不能用于真空系统的,除非将唇形密封圈拆下反装。一般采用 O 形密封结构的阀是可以用于真空系统的。

采用截止式阀芯结构的阀时,若阀芯和阀座开闭件之间有弹性密封垫(圈),则截止式同样可用作真空阀。

上述情况同样适用于手控阀、机控阀和气控阀。

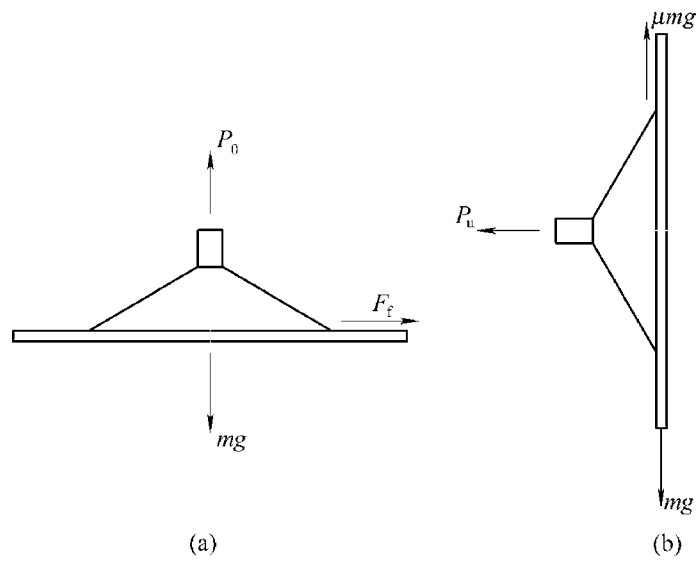


图 6-37 真空吸盘的安装位置

(a) 水平安装; (b) 垂直安装

6.4.4.2 真空安全阀

真空安全阀能确保在一个吸盘失效后,仍能维持系统的真空度不变。图 6-38 所示为同时使用多个真空吸盘的真空系统,系统中装有真空安全阀。如果系统中有一个或几个吸盘密封失效,将影响系统的真空度,导致其他的吸盘都不能吸持工件而无法工作。

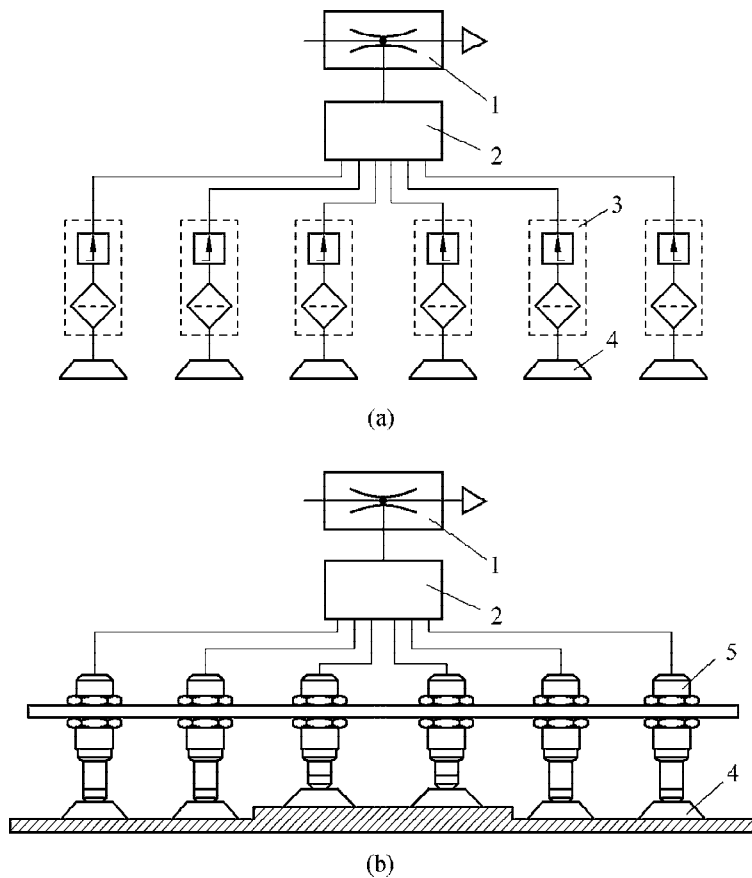


图 6-38 多个真空吸盘的真空系统

1—真空发生器;2—分配器;3—真空安全阀;4—吸盘;5—高度调整件

但是,如果使用真空安全阀,则可避免这种情况发生,即当一个吸盘失效或不能密封时,其他吸盘的真空度不受影响。图 6-39 所示为真空安全阀结构原理图。

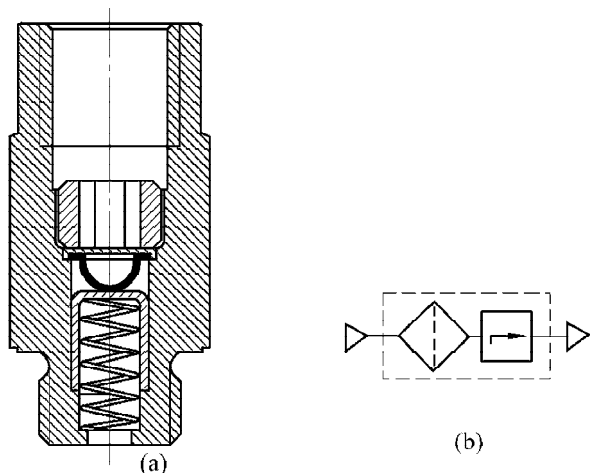


图 6-39 真空安全阀

(a) 结构; (b) 图形符号

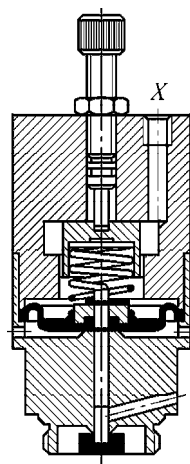


图 6-40 真空顺序阀

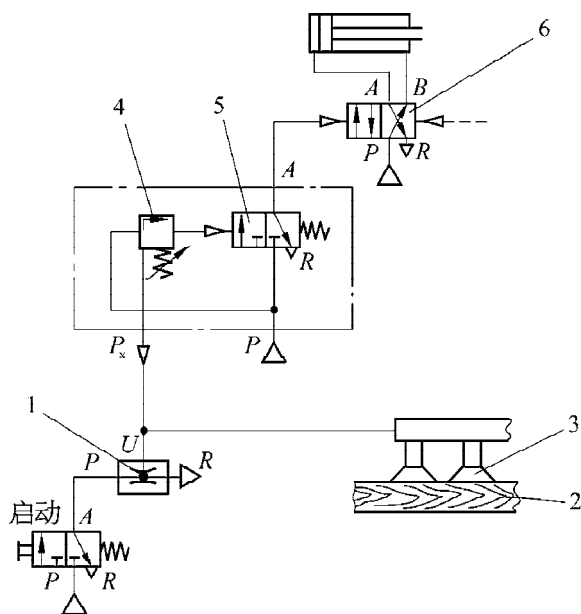


图 6-41 真空顺序阀的应用

1—真空发生器;2—工件;3—吸盘;
4—真空顺序阀;5—控制阀;6—换向阀

6.4.4.3 真空顺序阀

图 6-40 所示为真空顺序阀,其结构、动作原理与压力顺序阀相同。只是用于负压控制,压力控制口 X 在上方,调节弹簧压缩量可调整控制压力(真空度)。只要 X 口的真空度达到真空顺序阀的设定值,则与其相连的阀动作。

图 6-41 所示为真空顺序阀应用例。图中,真空顺序阀的 X 口与真空发生器 U 口相连。启动手动阀向真空发生器供给压缩空气即产生负压,对吸盘进行抽吸。在吸盘内的真空度达到设定值时,真空顺序阀打开,阀 5 动作有输出,使阀 6 换向,气缸活塞杆伸出。

6.4.4.4 气-电信号转换器

用于真空的气-电信号转换器结构、工作原理与普通电-气信号转换器是一样的,只是控制口的真空信号吸上膜片(而不是压下膜片),驱动微动开关动作,有电信号输出。其他电气性能要求与普通电-气信号转换器相同。

6.5 过滤器

6.5.1 概述

从空压机输出的压缩空气流经管网最终到达执行元件之前,要通过减压阀和控制阀内的各类间隙和节流孔等。若在压缩空气中混入尘埃和水分等杂质,在流过元件时就有产生误动作和动作不良等故障的危险。因此在压缩空气进入控制回路之前,装置空气过滤器以清除这些有害杂质。

压缩空气中含有的杂质,包括与空气一起吸入空压机的固体尘粒、从管道内壁脱落的铁

锈等固体杂质,这些杂质若卡在方向控制阀的滑动间隙或压力控制阀的阀座上,就会引起动作不良。另外,吸入空压机的空气被压缩、升压后,经后冷却器、储气罐送出。当空气温度下降时,就会析出过饱和的水分。这些水分的大部分由后冷却器来分离,但还是有一小部分进入控制回路和元件内,使零件产生锈蚀,冲走润滑油膜。同时,压缩空气中还含有变质的有害油雾,它悬浮在空气中容易黏附在滑动部件上与其他杂质混合形成油泥,往往堆积在狭窄的空气通道间隙内,导致装置不能正常动作。

总之,必须去除压缩空气中存在的杂质,提高气动控制回路的可靠性。一般在由普通的方向控制阀和执行元件组成的动力回路中,通常使用兼有离心分离作用和过滤作用的分水过滤器。但当必须完全去除油雾时,应使用油雾过滤器。为了防止污染,特别是大缸径长行程气缸因排气中润滑油油雾造成的环境污染,有必要使用排气油雾过滤器。在制药、食品等特殊需要场合,可使用除菌过滤器和除臭过滤器。

6.5.2 分水过滤器

6.5.2.1 结构原理

图 6-42 所示为分水过滤器结构原理,从输入口流入的压缩空气经导流叶片的导流后形成旋转气流,在离心力的作用下,空气中所含的液态水、油和杂质被甩到滤杯的内壁上,并沿着杯壁流到底部。已去除液态油、水和杂质后的压缩空气通过进一步清除其中微小的固态粒子,随后从输出口流出。挡水板是防止积存在滤杯底部的液态油水再次被卷入气流中。

6.5.2.1.1 滤芯

常用的滤芯材料有金属(青铜、不锈钢等)、树脂的烧结体或金属网及树脂、纤维构成的层合物,其中用得较多的是烧结金属。空气中悬浮的固态粉尘颗粒杂质,通过多孔结构的烧结滤芯或纤维卷层滤芯时,由于微粒运动引起的直接拦截、扩散沉积、惯性沉积和重力沉降及静电作用而被滤除。此外,金属网滤芯从其结构看也只具有表面过滤作用。

烧结金属和金属网滤芯经过清洗是能够重复使用的。

6.5.2.1.2 滤杯

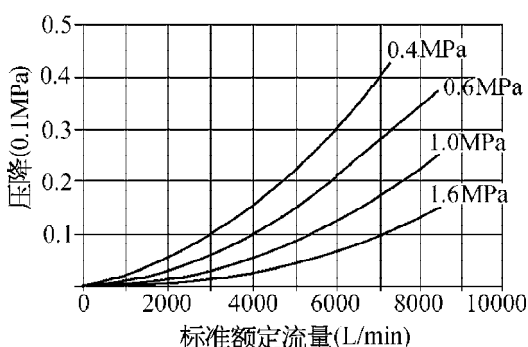


图 6-43 流量特性

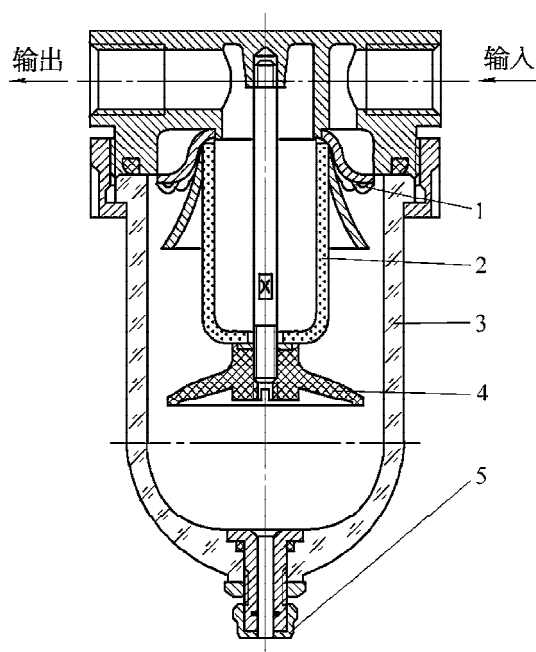


图 6-42 分水过滤器

1—导流叶片;2—滤芯;3—储水杯;
4—挡水板;5—手动放水阀

通常用透明的高强度树脂(聚碳酸酯)制成。它具有一定的机械强度,缺点是易受有机溶液和紫外线的侵蚀。为确保安全,必须在滤杯外面加用防爆罩杯。另外,在易受外力破坏的特殊环境中,应选用金属滤杯。

6.5.2.2 性能参数

6.5.2.2.1 流量特性

是指由过滤器阻力造成的压力降与经过滤器的空气流量之间的关系,如图 6-43 所示。通常,压降

随流量增大而增加。在实际应用中,应注意选用在所需最大流量时,压降值小于 0.05 MPa 的过滤器。

6.5.2.2.2 分水效率

过滤器的功能之一是分离水分。分水效率是指从过滤器输入口强迫供给一定量的水,然后测定被分离出来的水量,被分离的水量和所供给的水量的比值(或%)。通常,分水效率在 80% 以上。

6.5.2.2.3 过滤精度

指通过过滤器滤芯的颗粒最大直径。滤芯的过滤精度有 $5\ \mu\text{m}$ 、 $10\ \mu\text{m}$ 、 $25\ \mu\text{m}$ 、 $40\ \mu\text{m}$ 等几种规格。过滤精度的选择,原则上以不影响流量或无经常堵塞的前提下,尽可能选择过滤精度高的滤芯。

6.5.2.3 使用

安装过滤器应使排水机构垂直向下,并与地面保持一定的距离以便排水和更换滤芯。

过滤器用于过滤压缩空气中的固体杂质和水滴,它并不能滤去空气溶胶和水蒸气。因此,过滤器位置应设置在空气干燥器之后,尽量靠近所需供气的气动元件。

应定期排放滤杯中的冷凝水。若手动操作不便时,应考虑选用带自动放水机构的过滤器。

应定期点检滤芯堵塞情况,当压降值大于 0.05 MPa 时,应及时予以更换。对可清洗的滤芯,可清洗后继续使用。滤杯的清洗,应选用中性清洗剂进行清洗,严禁使用有机溶剂清洗。

6.5.3 油雾过滤器

分水过滤器不能分离悬浮油雾粒子,这是由于处于干燥状态的 $2\sim 3\ \mu\text{m}$ 的微小油粒很难附着于固体表面,要分离这种油雾,需要使用凝聚式滤芯的油雾过滤器(又称除油器)。

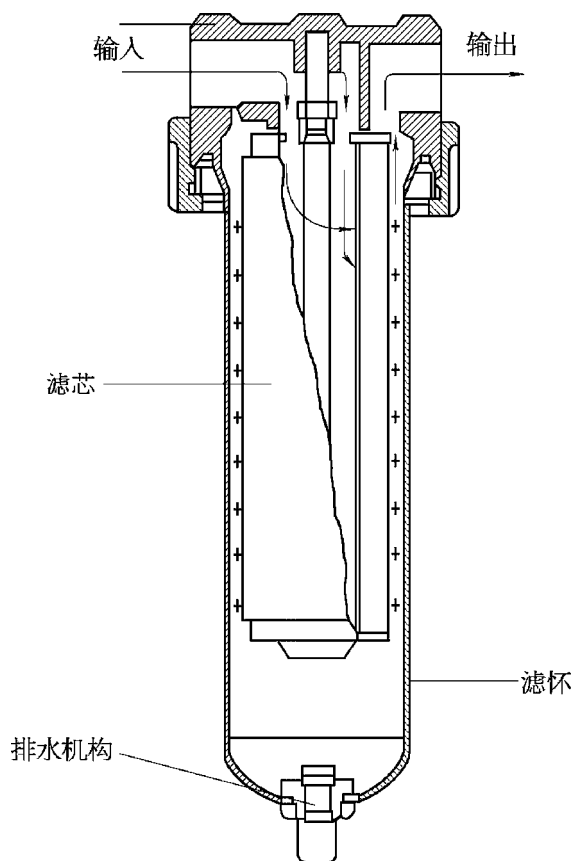


图 6-44 油雾过滤器

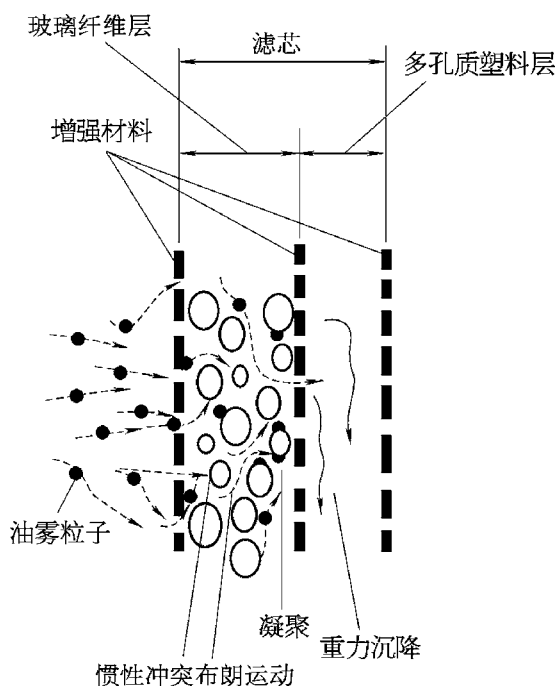


图 6-45 凝聚式滤芯

6.5.3.1 结构原理

图 6-44 所示为油雾过滤器结构原理,除滤芯为凝聚式滤芯(图 6-45)外,与普通的分水过滤器基本相同。当含有油雾的压缩空气由内向外通过凝聚式滤芯时,微小粒子因运动受阻发生相互碰撞或粒子与纤维碰撞,粒子便聚合成较大的油滴而流入泡沫塑料底部,在重力作用下沉降到滤杯底而被清除。

凝聚式滤芯材料,通常用与油脂有较佳亲和性的玻璃纤维、陶瓷等材料。过滤精度有 $1\ \mu\text{m}$ 、 $0.3\ \mu\text{m}$ 、 $0.01\ \mu\text{m}$ 等几种,除油效果可达 $0.1\sim 0.01\ \text{mg}/\text{m}^3$ 。

6.5.3.2 使用

由于凝聚式滤芯的过滤精度很小,容易堵塞,且不可能除去大量的水分,油雾过滤器的安装位置应紧接在分水过滤器之后。

选用油雾过滤器时应分级选用,还应注意实际使用的流量不要超过最大允许流量,以防止油滴再次雾化。

使用时需经常检查滤芯状况,当压降值超过 $0.07\ \text{MPa}$ 时,表明通过滤芯的气流速度增大,容易产生油滴再次被雾化的危险,必须及时更换。

6.6 自动排水器

6.6.1 概述

自动排水器用于自动排除空气管道、储气罐、过滤器等处的积水。在带自动排水机构的分水过滤器中的各种内置自动排水机构,都可以构成独立的自动排水器。自动排水器根据其结构原理不同,一般有如下几种形式:浮子式、弹簧式、压差式和电动式。

6.6.2 浮子式自动排水器

浮子式自动排水器工作原理是当冷凝水积聚至一定水位时,由浮子的浮力启动排水机构进行自动排水,图 6-46 所示为其结构原理。

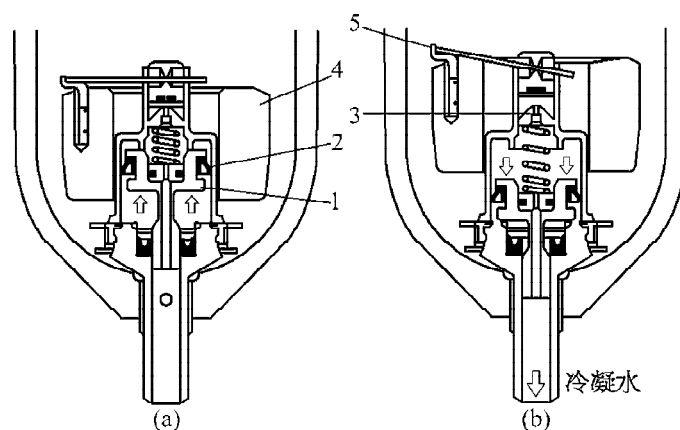


图 6-46 浮子式自动排水器

(a) 初始状态; (b) 工作状态

1—活塞; 2—Y形密封圈; 3—截止阀口; 4—浮子; 5—挡销

图 6-46(a)所示为排水器的初始状态,滤杯中的压缩空气把活塞顶起,活塞下端有 Y 形密封圈封住,关断排水通路。当积水上升到极限水位时,浮子上升推动挡销打开截止阀口,如图 6-46(b)所示。此时,压缩空气进入活塞上部,作用在活塞上的气压力与弹簧力的合力

使活塞向下移动,打开排水通路,积水排出。积水排出后,浮子恢复到原始位置,截止阀关闭,活塞上部的空气从中间小孔排入大气,活塞重新被压缩空气顶起,排水通道关闭。

这种结构的排水器的排水量较小,适合安装在管道低处、拐角处及过滤器的底部。

6.6.3 弹簧式自动排水器

弹簧式自动排水器工作原理是靠气压力和弹簧力的合力来启动排水机构进行自动排水,图 6-47 所示为弹簧式自动排水器结构原理图。

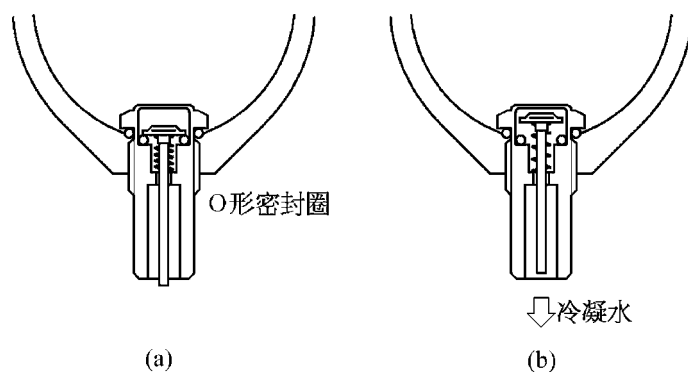


图 6-47 弹簧式自动排水器

(a) 有气压; (b) 无气压

图 6-47(a)所示为滤杯中有气压时,活塞在气压作用下压紧在 O 形密封圈上,把排水通道关闭。图 6-47(b)所示为气动回路排气时滤杯内的气压下降,弹簧把活塞顶起,打开排水通道,排出积水。

6.6.4 压差式自动排水器

压差式自动排水器工作原理是由于气流流动产生的压力差达到一定值时启动排水机构,进行自动排水。图 6-48 所示为压差式自动排水器结构原理图。

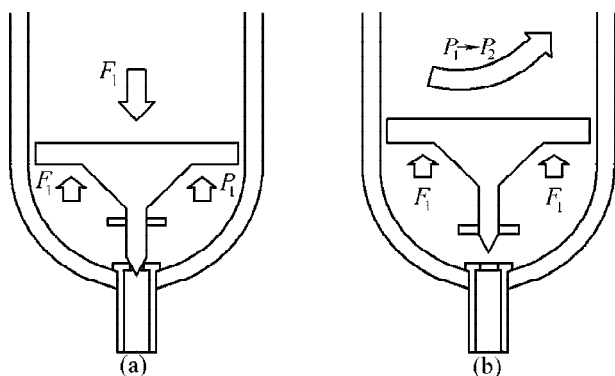


图 6-48 压差式自动排水器结构原理

(a) 空气静止; (b) 空气流动

在气动回路中的电磁阀等元件切断气路,使滤杯里没有空气流动时,由于活塞上下的面积差产生的气压作用力把活塞压紧在排水阀座上,排水通道被关断,如图 6-48(a) 所示。

在气动回路中的电磁阀等元件接通气路使滤杯里产生空气流动时,此时在活塞上部产生压力的瞬时下降而活塞下部的压力不变,活塞在压差作用下与阀座脱开,滤杯里的

积水排出,如图 6-48(b)所示。

这种结构的自动排水器是利用滤杯里的压力瞬时下降使积水排出的,如果没有压力降或者压力下降极小时,排水器就不能正常工作。

6.6.5 电动式自动排水器

图 6-49 是一种采用电机驱动自动排水器结构原理,其动作原理是同步电机带动凸轮回转,凸轮拨动杠杆操作截止阀口的接通和关断,定时排放冷凝水。更换凸轮可以改变阀的动作周期和接通时间长短。

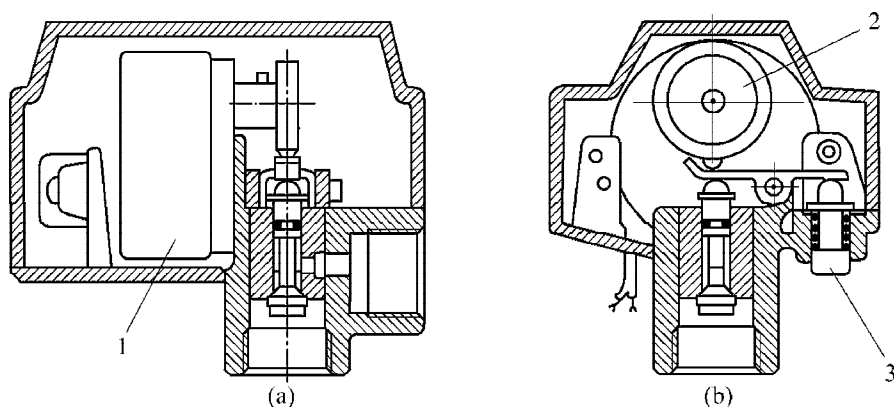


图 6-49 用电机驱动自动排水器

1—同步马达;2—凸轮;3—手动开关

这种结构的自动排水器的排水量大,能在任何方向上工作,排水口不易被堵塞,动作可靠。

图 6-50 是一种采用传感器发讯的自动排水器结构原理,其动作原理是由传感器来检测冷凝水水位,它发出的电信号控制置于排水器内部的电磁阀动作,排出积水。其动作过程是,冷凝水从输入口进入容器。在初始状态时,电磁阀关闭;同时空气压力通过控制管路作用在膜片上,使膜片阀关闭,排水通道关断,如图 6-50(a)所示。一旦容器内的冷凝水位达到传感器检测位置 A 时,控制系统接收传感器发出的信号使电磁阀打开,膜片上方的压力气体经电磁阀通路排向大气。此时,冷凝水在容器内的气压作用下从输出口排出,如图 6-50(b)所示。而一旦水位降到传感器 B 位置时,控制系统的电子线路保证电磁阀快速关闭,不使容器内的空气逸出。

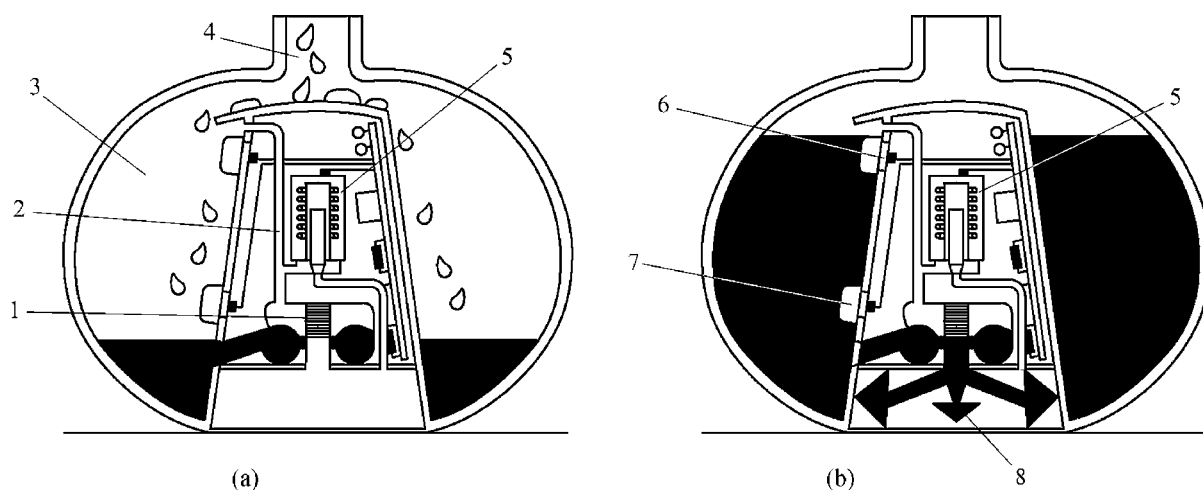


图 6-50 用传感器发讯的自动排水器结构原理

1—膜片;2—控制管路;3—容器;4—冷凝水;5—电磁阀;6—传感器 A;7—传感器 B;8—输出口

这种结构的自动排水器用传感器检测、控制,内部有电气控制系统,所有的功能自动完成,并有 LED 显示,能快速判别故障并予以排除,甚至能实现远距离显示和操作。工作可靠,排水量大。

6.7 油雾器

为保证气动元件工作可靠,延长使用寿命,常常对控制阀和气缸采取润滑措施。在封闭

的空气管道内不能随意向气动元件注入润滑油,需要将润滑油雾化后随压缩空气进入气动元件,使之附着在滑动面上,达到润滑的目的。

6.7.1 油雾器的工作原理

油雾器工作时,将润滑油从储油器中吸上并雾化后送入空气管路内,其工作原理如图 6-51 所示。

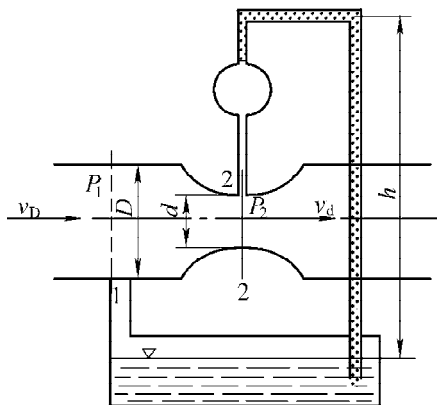


图 6-51 油雾器的工作原理

假定文丘里管最小截面处的空气压力为 P_2 , 当输入压力 P_1 与 P_2 之差 ΔP 大于把油从杯中吸到喷口所需的压力值时, 油被吸上, 在喷口形成油雾并随压缩空气输出。将油从油杯吸到喷口所需的压差值 ΔP_0 为

$$\Delta P_0 = \rho g h \quad (6-6)$$

式中 ρ ——油的密度;
 h ——油被吸上的高度。

若气流经文丘里管产生的压差为 ΔP , 由伯努里方程可表示为

$$\Delta P = \frac{\rho_0}{2} (v_d^2 - v_D^2) \quad (6-7)$$

由连续性方程可得

$$\rho_d v_d A_d = \rho_D v_D A_D \quad (6-8)$$

若认为

$$\rho_d = \rho_D$$

则

$$v_D = v_d \frac{A_d}{A_D} = v_d \left(\frac{d}{D} \right)^2$$

得

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} v_d^2 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] \quad (6-9)$$

当 $\Delta P \geq \Delta P_0$ 时, 才能将油吸上。实际上, 由于油的黏性阻力的影响, 实际需要的压差值比 ΔP_0 大。

压缩空气流过油雾器时, 将润滑油吸上, 黏度越大被吸上越困难; 相反, 黏度很低的油即使雾化也容易沉积在管道壁上, 很难到达被润滑地点。又由于润滑油的黏度受环境温度影响较大, 因而在气动装置中应正确选用润滑油的型号, 推荐使用油黏度为 ISO VG32 的透平油。

被雾化的油粒子在管道中的附壁和下沉问题与油粒子大小、粒子在管道内的流速有关。油粒子的直径越大, 流速越快, 附壁率越高。所以, 若要使油粒子输送得远, 必须形成细小的油粒子。图 6-51 所示为油粒子直径和速度的关系, 干雾区域指油粒子附壁困难, 湿雾区域指附壁容易。

6.7.2 油雾器的分类

油雾器按具体的使用要求不同, 有各种结构形式, 按油粒子的大小分有:

普通型油雾器(一次雾化)——雾化后的油雾全部随压缩空气输送出去。

微雾型油雾器(二次雾化)——雾化后的油粒子, 只有直径小于 $2 \mu\text{m}$ 的油粒子输送到

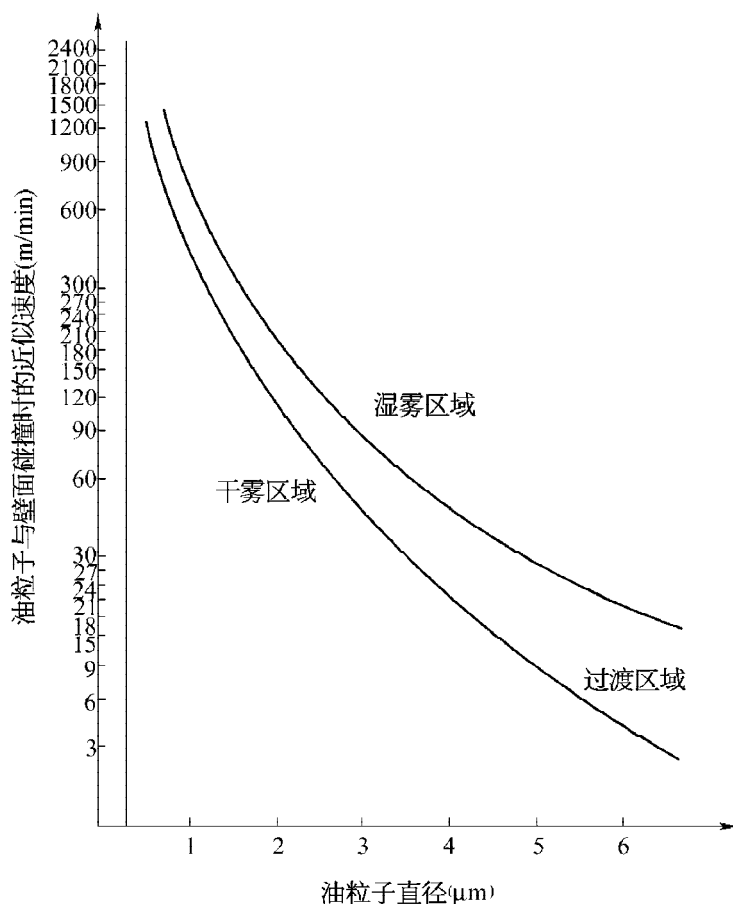


图 6-52 油粒子直径与速度的关系

气流中去。

按节流方式又分为固定节流式和自动可变节流式两种,前者输出的油雾浓度随空气流量的变化而变化,后者输出的油雾浓度基本保持恒定,不随空气流量的变化而变化。

6.7.3 油雾器的结构

6.7.3.1 普通型油雾器

普通型油雾器也称为全量式油雾器,把雾化后的油雾全部随压缩空气输出,油雾粒径约为 $20\ \mu\text{m}$ 。

6.7.3.1.1 固定节流式普通型油雾器

图 6-53 所示为一种固定节流式普通型油雾器。压缩空气从输入口进入油雾器后,绝大部分经主管道输出,一小部分气流进入立杆 1 上正对气流方向的小孔 a ,经截止阀 2 进入油杯上腔 c 中,使油面受压。而立杆上背对气流方向的孔 b ,由于其周围气流的高速流动,其压力低于气流压力。这样,油面气压与孔 b 压力间存在压差,润滑油在此压差作用下,经吸油管 4、单向阀 5 和油量调节针阀 6 滴落到透明的视油器,并顺着油路被主管道中的高速气流从孔 b 引射出来,雾化后随空气一同输出。

固定节流式普通型油雾器有以下特点:

当空气流量变化时,如果不重新调整油量调节针阀的开度,则输出的油雾浓度将被改变。只有调整油量调节针阀的开度以改变滴油量,才能保持一定的油雾浓度。滴油速度根据空气流量来选择,见图 6-54。

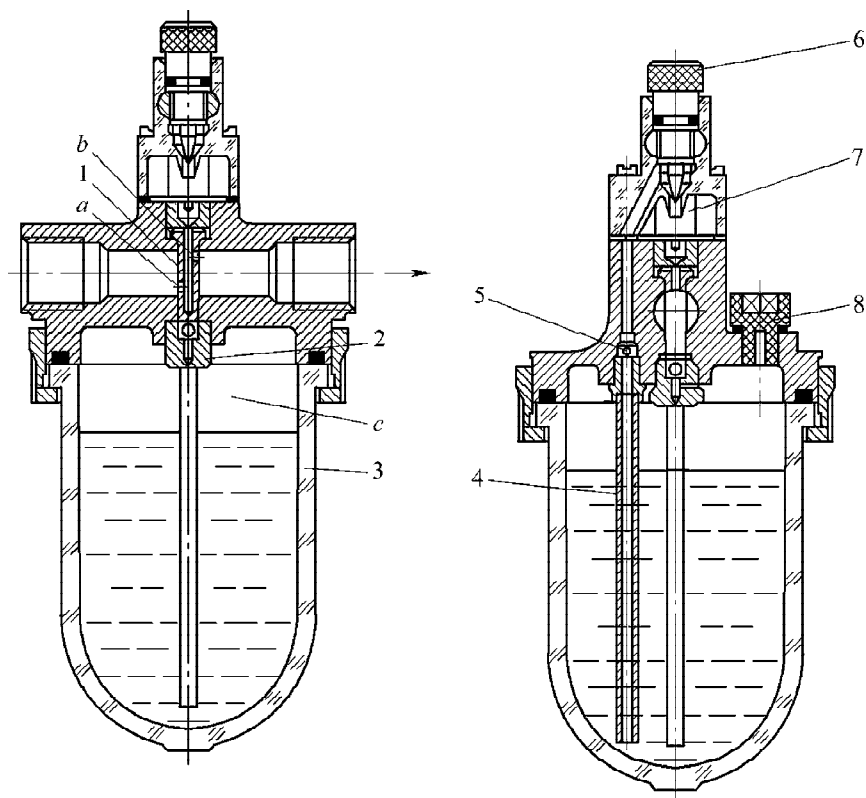


图 6-53 固定节流式普通型油雾器

1—立杆;2—截止阀;3—油杯;4—吸油管;5—单向阀;6—油量调节针阀;7—视油器;8—油塞

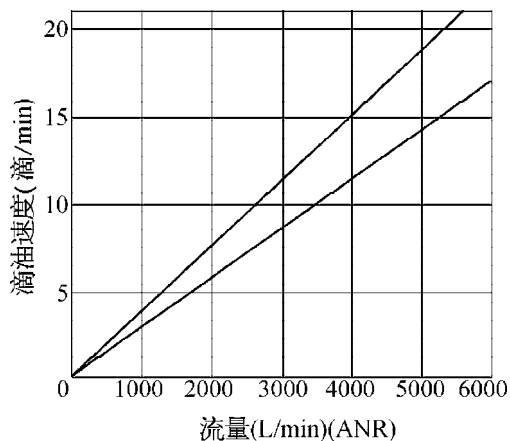


图 6-54 推荐滴油速度

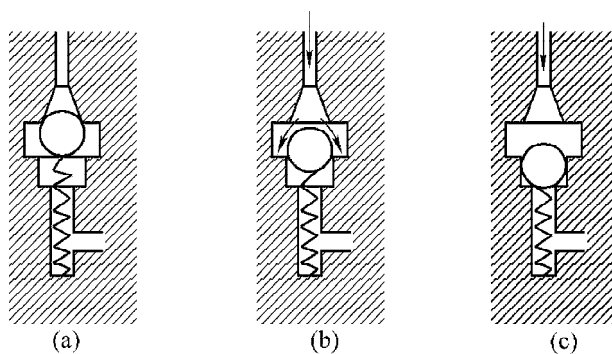


图 6-55 截止阀的三种工作状态

(a) 不工作状态; (b) 工作进气状态; (c) 加油状态

图 6-55 所示的油雾器能实现不停气加油,图中的截止阀 2 保证了不停气加油的实施。

当没有气流输入油雾器时,阀中的弹簧把钢球顶起,封住加压通道,阀处于截止状态,如图 6-55(a)所示。正常工作时,输入油雾器的压力气体经立杆上的孔 a (见图 6-53) 推开钢球进入油杯,且设计时保证当钢球处于图 6-55(b)所示的中间位置时,恰好处于平衡状态,截止阀处于打开状态。当进行不停气加油时,拧松油雾器加油孔的油塞 8 (图 6-53),使油杯中气压降至大气压,钢球由中间位置被压下,如图 6-55(c)所示,使截止阀处于反向截止状态,压力气体无法进入油杯,确保油杯内的气压为大气压,油不会飞溅出去,从而实现不停气加油。

6.7.3.2.2 自动可变节流式普通型油雾器

自动可变节流式普通型油雾器与固定节流式普通型油雾器的工作原理基本相同,区别在于空气流经油雾器的节流形式由固定节流变为自动可变节流。自动可变节流机构实际上是一个由弹性材料制成的空气流量传感器,见图 6-56 中的流量传感器 3。其主要作用是,空气流量较小时,传感器的变形量也小,即流通面积也小,使空气流经油雾器产生的压降较大;但随着空气流量变大,其变形量也增大,即流通面积增大,结果使压降增幅减小。两种油雾器的空气流量与压降之间的关系如图 6-57 所示。图中,自动可变节流式的压降 Δp 随空气流量 q 的变化率要小于固定节流式的变化率,且前者的 $\Delta p-q$ 曲线大致成直线。由此可见,当空气流量变化时,无需作任何调节,其油雾浓度基本保持恒定。这是采用自动可变节流机构的油雾器的显著优点之一。

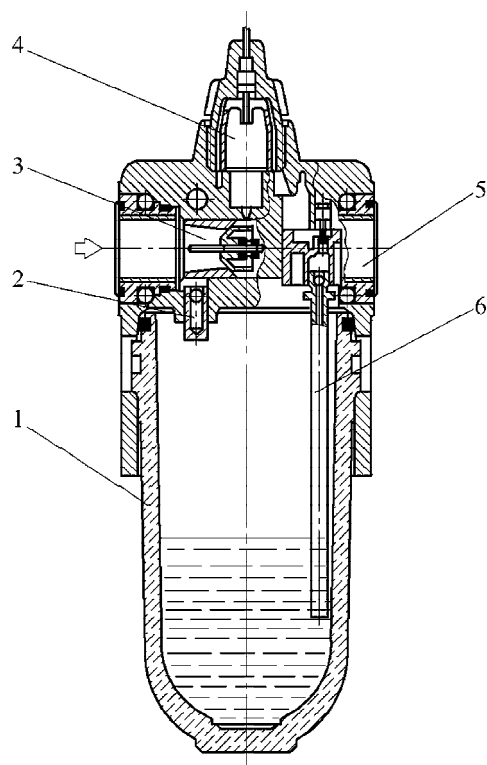


图 6-56 自动可变节流式普通型油雾器

1—油杯;2—截止阀;3—空气流量传感器;
4—视油器;5—单向阀;6—吸油管

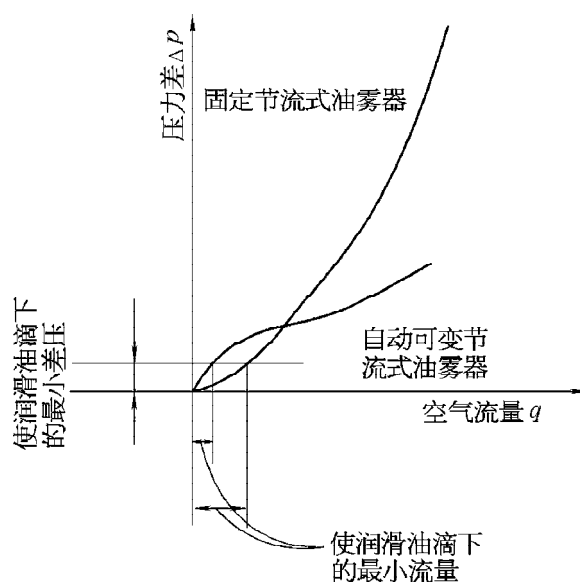


图 6-57 自动可变节流式油雾器与
固定节流式油雾器流量特性对比

此外,从图 6-57 还可看出,当空气流量较小时,自动可变节流式油雾器产生的压降较固定节流式油雾器产生的压降大,故前者的起雾流量较小。这是自动可变节流式油雾器的另一大优点。

6.7.3.2 微雾型油雾器

微雾型油雾器也称为选择式油雾器,雾化后的油雾中只有颗粒直径 $2\sim 3\ \mu\text{m}$ 的细微油雾随空气输出。微雾型油雾器也分为固定节流式(又称机械油雾器)和自动可变节流式(又称工具油雾器)。

6.7.3.2.1 固定节流式微雾型油雾器

图 6-58 所示为一种微雾型油雾器结构原理图。压缩空气从输入口进入油雾器后分为三路,一路进入喷雾套 6,经喷口 a (环形间隙)及接头 8 上的斜孔进入油杯 8 的上腔,使大小油杯的油面受压。第二路通过接头 8 中的细长孔和输气小管 10,将油杯中的油经导油管 9

不断地注入小油杯 12 中,以使小油杯中一直充满油。从吸油管 11 通过单向阀 13 和套管 14 的环形孔进入视油器 2 中,经油量调节针阀 1 调节滴入喷嘴 5 中的油量。借助节流口 *a* 处的高速气流将油带出进行一次雾化。经过一次雾化后的油雾流入油杯的上腔,其中颗粒较大的油粒子重新沉积到杯中的油液中去,而小微粒的雾化油悬浮在上腔。第三路空气通过喷雾套 6 的外围间隙,使压缩空气从阀体上的喷口 *b* 喷出,引射油杯上腔悬浮的一次雾化油,使其二次雾化,形成更细小的油雾。

该油雾器结构特点有:

1) 设置了油雾浓度调节螺钉 4,旋入浓度增大,旋出浓度减小。

2) 必须先停气后加油。

3) 通过视油器滴下的油量中只有 5%~10% 随气流输出。在用油量调节针阀来调整油量时,应调节到供油量的 10~20 倍。

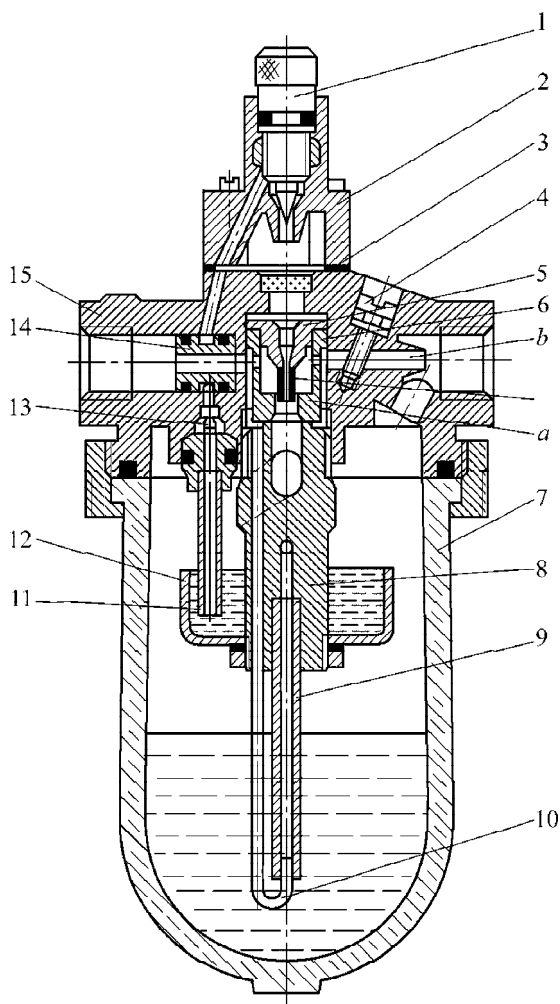


图 6-58 固定节流式微雾型油雾器

- 1—油量调节针阀;2—视油器;3—滤芯;4—调节螺钉;
5—喷嘴;6—喷雾套;7—油杯;8—接头;9—导油管;
10—输气小管;11—吸油管;12—小储油杯;
13—单向阀;14—套管;15—阀体

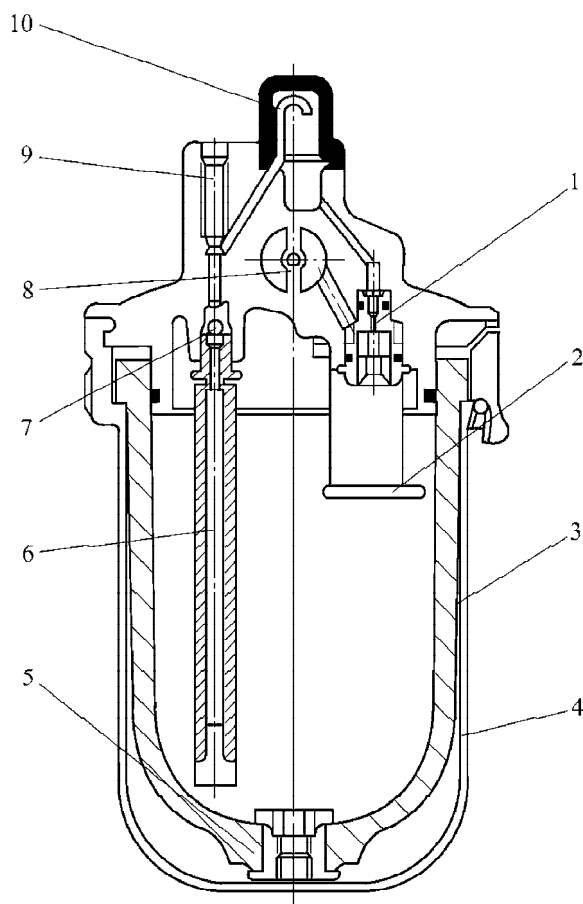


图 6-59 自动可变节流式微雾型油雾器

- 1—喷嘴;2—挡板;3—油杯;4—防护罩;
5—排油阀;6—吸油管;7—单向阀;8—流量传感器;
9—油量调节针阀;10—滴油管

6.7.3.2.2 自动可变节流式微雾油雾器

这种油雾器的基本结构与普通型自动可变节流式油雾器相近,其不同之处为润滑油被雾化部分的结构。图 6-59 所示为该微雾型油雾器的结构原理图。当空气流量较小时,主通

道内的自动可变节流机构(即流量传感器)的弹性变形量极小,进入油雾器的气流绝大部分经喷嘴和罩在喷嘴外边的喷嘴套之间的狭缝中流出,形成高速气流。同时,气流进入油杯后,使油面受压,从而形成了油面气压与喷嘴气压之间的差值。润滑油在此压差的作用下,经吸油管、单向阀、油量调节针阀,进入顶部视油器,并顺着油路被喷嘴四周的高速气流引射出来,雾化后喷溅在喷口下方的挡板上,其中大颗粒的油粒子黏附在挡板上并流入油杯内,而细微的油雾(直径 $2\sim 3\mu\text{m}$)则悬浮在油面上,随气流一同输出。

当空气流量较大时,流量传感器产生一定的弹性变形,主通道打开,空气进入油雾器后分成两路:一路从喷嘴10与喷雾套之间狭缝中流出,引射并雾化润滑油;另一路经流量传感器从主通道流过,引射油杯内带有润滑油雾的空气,两路气流混合后从输出口输出。

该油雾器结构特点:

- 1) 起雾流量低。
- 2) 输出的油雾浓度保持恒定,不随空气流量的变化而改变。
- 3) 调整喷嘴—挡板的间隙,可改变输出油雾的粒径。
- 4) 改变油量调节针阀的开度,可调整输出的油雾浓度。
- 5) 必须先停气后再加油。

6.7.3.3 遥控油雾器

图6-60所示为遥控油雾器的工作原理图。其雾化原理与前述油雾器相同,但本身不带油杯,而是由设在远处的油箱自动供油。只要压缩空气流动,通过膜片的动作,油雾器便能自动供油。

6.7.4 油雾器的性能及选用

油雾器的主要性能有:

6.7.4.1 流量特性

油雾器的流量特性用流量压降特性表示,即在输入压力一定的条件下,输出流量与进出口压力降之间的关系。普通型油雾器的压降不大于 0.015 MPa 。

6.7.4.2 最小起雾流量

通过油雾器的空气流量只有达到一定值之后,油滴才能被雾化。通常,油杯中的油液处于正常工作位置时,在规定的工作压力下,使油滴起雾的最小空气流量称为最小起雾流量。

6.7.4.3 油量调节性能

在规定的压力和流量下,调节油量节流阀,其输出滴油量应连续均匀可调。

6.7.4.4 油雾粒度

指油雾器产生的油雾颗粒直径的大小。普通型油雾器的油雾粒度为 $20\mu\text{m}$,微雾型油雾粒度小于 $2\mu\text{m}$ 。

6.7.4.5 最低不停气加油压力

系指在工作状态下,加油机构向油杯注入润滑油的最低压力。当输入压力低于最低不停气加油压力时,油雾器内的截止阀(见图6-60)不能克服弹簧力而关闭油杯的进气通道,

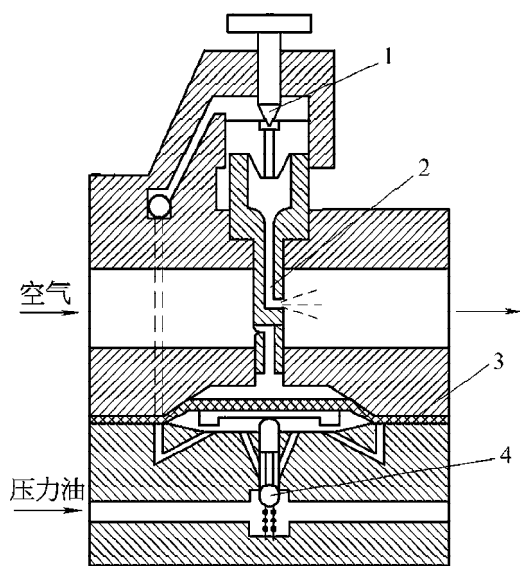


图 6-60 遥控油雾器

1—节流阀;2—立杆;3—膜片;4—球阀

不能实现不停气加油。普通型油雾器的最低不停气加油压力一般在 0.1 MPa 左右。

6.7.4.6 脉冲压力

指输入压力突变时(突然关闭或突然开启),油雾器随之变化(关闭时立即停止喷嘴供油,开启时立即开始喷嘴供油)的能力。油雾器脉冲性能主要取决于截止阀内的弹簧刚度。

选择油雾器的主要依据是气动装置所需的空气流量及油雾粒度的大小。

普通型油雾器主要用于一般气缸、气阀的润滑上,对于气动轴承等润滑要求较高的场合,需用微雾型油雾器。若已知所需流量,则可根据流量的大小来选择油雾器的公称通径。但是,润滑油能滴下的最低空气流量,是由油雾器本身所确定的。所以,需根据最大流量和最小流量两者来选择。

油雾器一般安装在过滤器、减压阀之后,且应尽量靠近润滑部位,距离一般不超过 5 m。微雾型油雾器的输送距离可达 8~10 m。

油杯中的油需保持在工作液位(最高和最低液位之间)。供油量随使用场合不同而不同,一般大约每 10 m^3 自由空气量供给 1 cm^3 的油量。

6.8 消声器

6.8.1 概述

噪声是众所周知的公害之一。它损害人的听觉,影响健康和工作,严重时还会造成各种意外事故。所以对噪声问题已日益引起重视,把它作为改善劳动条件和保护环境的重要内容之一。

6.8.1.1 声压和声压级

实用上是用声压来衡量声音的强弱的,在单位面积上所承受的声音压力称为声压,以符号 p 表示。基准声压(在空气中)为 $2 \times 10^{-5}\text{ Pa}$,以符号 p_0 表示。声压与基准声压之比的常用对数的 20 倍称为声压级,以符号 L_p 表示。声压级和声压的关系为

$$L_p = 20 \lg \frac{p}{p_0} \quad (\text{dB}) \quad (6-10)$$

式中 p ——声压(Pa);

p_0 ——基准声压($2 \times 10^{-5}\text{ Pa}$)。

正常人耳刚能听到的声音的声压(称听阈声压)是 $2 \times 10^{-5}\text{ Pa}$,普通谈话声压是 $2 \times 10^{-2} \sim 7 \times 10^{-7}\text{ Pa}$,大街上载重汽车、摩托车的声压为 $0.2 \sim 1\text{ Pa}$ 。

6.8.1.2 噪声的评价

人耳对声音的感觉不仅与声压有关,还与频率有关。声压级相同而频率不同的声音听起来是不一样的,根据这个特性,引出一个与声压和频率两者都有关的响度级概念,其单位为方(phon)。选取 1 000 Hz 的纯音作为基准声音,若某噪声听起来与该纯音一样响,则称该噪声的响度声级就等于这个纯音的声压级,即响度等级在数值上与声压级相同,也即方的数值等于分贝的数值。利用与基准声音比较的方法,便可得到整个可听范围的纯音的响度级,即图 6-61 所示等响度曲线。

在声学测量中,参考等响度曲线设置计权网络 A、B、C,使它接受的声音按不同的程度

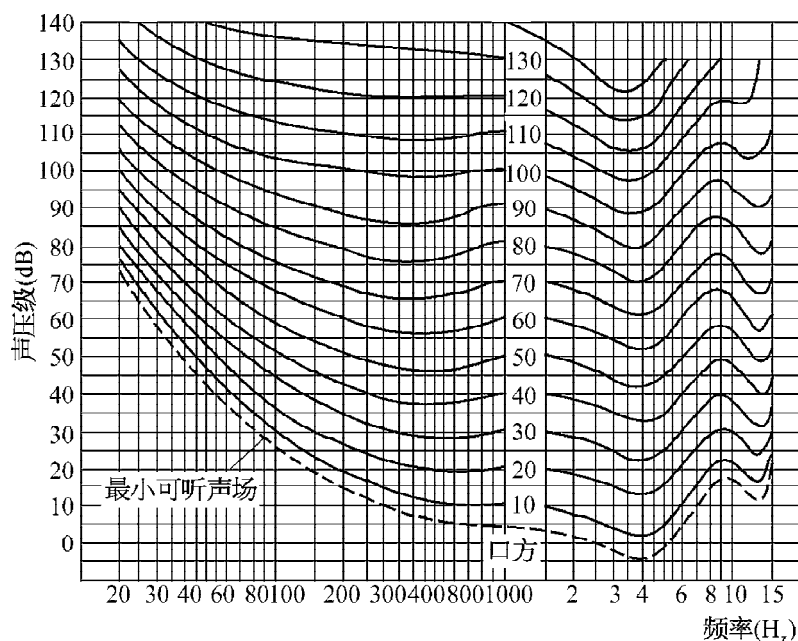


图 6-61 等响度曲线

滤波。C 网络是模拟人耳 100 方纯音的响应,让所有频率的声音近乎一样的程序通过,因此,它代表总声压级,称为 C 声级。B 网络是模拟人耳对 70 方纯音的响应,在接收声音通过时,使低频率段有一定的衰减。A 网络是模拟人耳对 40 方纯音的响应,它使接收的声音通过时,对 500 Hz 以下频率段有较大的衰减,所以测得的噪声较为接近人耳对声音的感觉。常用 A 网络测得的声级来代表噪声的大小,称 A 声级,记作分贝 A 或 dB(A)。

6.8.1.3 消除噪声的措施

6.8.1.3.1 吸声

吸声是利用吸声材料,如玻璃棉、矿渣棉等装饰在房间内壁,或敷设在管道内壁上,吸收一部分噪声从而达到降低噪声的目的。

吸声材料能够降低噪声的原因是由于它是一种多孔隙的材料,孔内充满空气,声波射到多孔材料的表面,一部分被表面反射,另一部分进入多孔材料内部引起细孔和狭缝中空气振动,声能转化为热能被吸收。

6.8.1.3.2 隔声

用厚实的材料和结构隔断噪声的传播途径,隔声材料一般为砖、钢板、混凝土等,如用三夹板隔声量为 18 dB(A),一砖厚的墙隔声量为 50 dB(A)。

6.8.1.3.3 隔振

振动是噪声的来源之一,该噪声不仅通过空气向外传播,还通过固体向外传播,一般以涂刷阻尼材料,装弹簧减振器、橡皮、软木等使振动减弱,降低噪声。图 6-62 所示为采用隔振措施的除噪声的实例。

6.8.1.3.4 消声

用装设消声器的方法,使噪声沿通道衰减,而气体仍能自行通过。

6.8.2 分类

目前使用的消声器种类繁多,但根据消声原理不同,有阻性消声器、抗性消声器和阻抗复合式消声器。

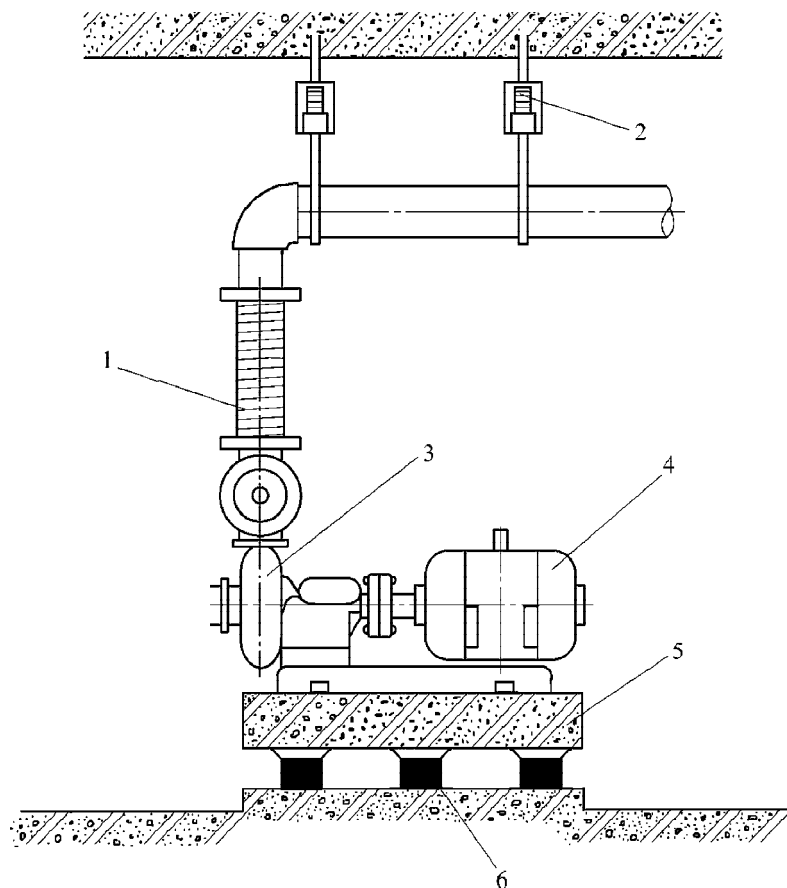


图 6-62 隔振措施

1—挠性接头;2—吊架防振胶;3—压缩机;4—电动机;5—混凝土台;
6—防振胶或防振弹簧

6.8.2.1 阻性消声器

是利用在气流通道内表面上的多孔吸声材料来吸收声能。其结构简单,能在较宽的高频范围内消声,特别是对刺耳的高频声波有突出的消声作用,但对低频的消声效果较差。图 6-62 所示为常用阻性消声器。

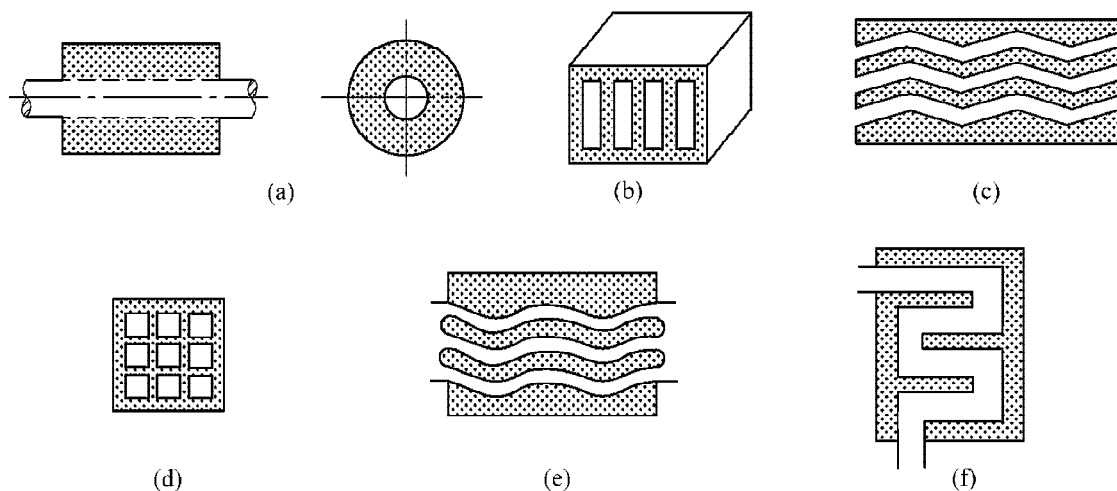


图 6-63 阻性消声器

(a) 直管式; (b) 片式; (c) 拆板式; (d) 蜂窝式; (e) 声流式; (f) 迷宫式

6.8.2.2 抗性消声器

是利用管道的声学特性,在管道的突变交界面或旁通共振腔,使声波不能沿管道传播通过,从而达到消声的目的。它与阻性消声器的区别在于它没有吸声材料,是靠管子和容积的适当组合,使某些特定频率的噪声反射成回声源或得到大幅度的吸收。抗性消声器有扩张式和共振式两种,如图 6-64 所示。

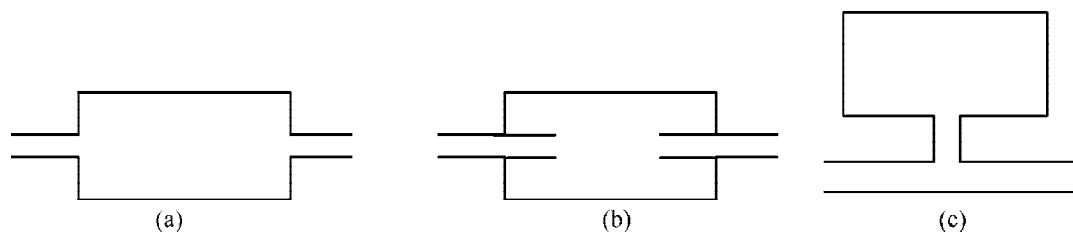


图 6-64 抗性消声器

(a) 单室扩张式; (b) 带插入管的扩张式; (c) 共振式

6.8.2.3 阻抗复合式消声器及微孔板消声器

阻抗复合式消声器可以在较宽的频率范围内得到良好的消声效果。图 6-65 所示给出了消声器各种结构。

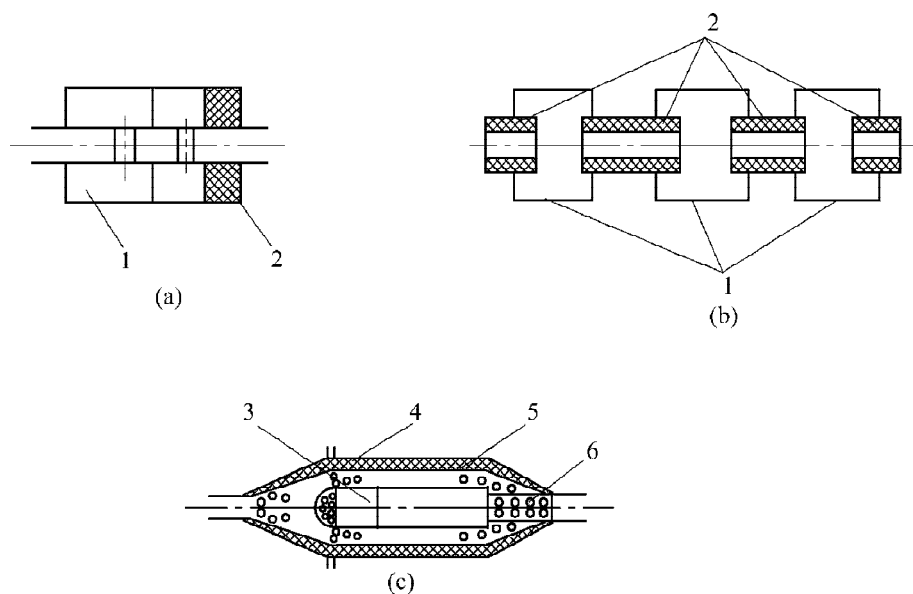


图 6-65 阻抗复合消声器

(a), (b) 扩散室-阻抗复合消声器; (c) 微孔板-穿孔屏-玻璃棉复合消声器
1—扩张室; 2—吸声材料; 3—微孔板; 4—外壳; 5—玻璃棉; 6—穿孔管道

以微孔板吸声材料制成的消声器本身就是一个阻抗复合消声器,能在宽阔的频率范围内具有良好的消声效果。金属微穿孔板消声器是用纯金属薄板制成的,板上的小孔孔径小于 1 mm,穿孔率在 1%~3%。同样,微穿孔板消声器可以与多孔吸声材料、扩张室等组成各种形式的微穿孔复合消声器。

6.8.3 结构和特性

6.8.3.1 压缩机吸入端

根据空压机不同的频率特性,可以分别选用阻性消声器、抗性-阻性复合消声器或共振阻抗复合消声器。

图 6-66(a)所示为某型号压缩机消声器示意图,是扩张室(抗性)-阻性-微孔板复合消声器。当在压缩机吸入端安装了这种消声器后,噪声明显地降低见图 6-66(b)。

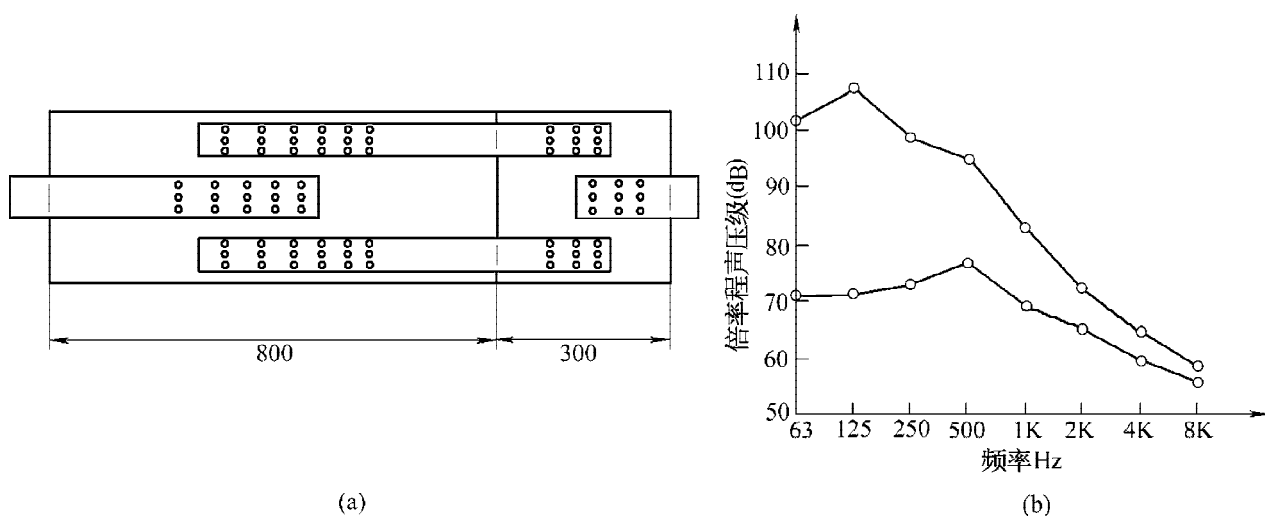


图 6-66 压缩机的消声

(a) 消声器示意图; (b) 消声效果

对于小型空压机可以装在能换气的防声箱内,有明显的降低噪声作用。一般防声箱用薄钢板制,内壁涂敷阻尼层,再贴上纤维、地毯之类的吸声材料。现在螺杆式空压机、滑片式空压机外形都制成箱形,不但设计美观,同时也有消声作用。

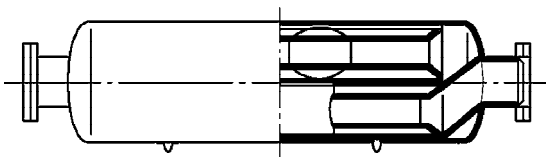


图 6-67 压缩机输出端消声器

6.8.3.2 压缩机输出端

压缩机输出端消声器安装位置应在气罐之前,即按照压缩机、后冷却器、冷凝水分离器、消声器和气罐的次序安装。对气罐的噪声采用隔音材料遮蔽起来的办法也是经济的。图 6-67 所示为一种压缩机输出端消声器。

6.8.3.3 阀用消声器

阀用消声器一般采用螺纹连接方式直接安装在阀的排气口上。对于采用集装式连接的控制阀,消声器安装在底板的排气口上。在自动线中也有用集中排气消声的方法,把每个气动装置的控制阀排气口用排气管道集中引入用作消声的长圆筒中排放。长圆筒用钢管制成,内部填装玻璃纤维吸声材料。这种长圆筒集中排气消声的效果很好,能保持周围环境的宁静。

图 6-68 所示为阀用消声器的结构和排气方式。通常在罩壳中设置消声件,并在罩壳上开有许多小孔或沟槽。罩壳材料一般为塑料或铝、黄铜等金属。消声件的材料通常为纤维、多孔塑料、金属烧结物或金属网状物等。

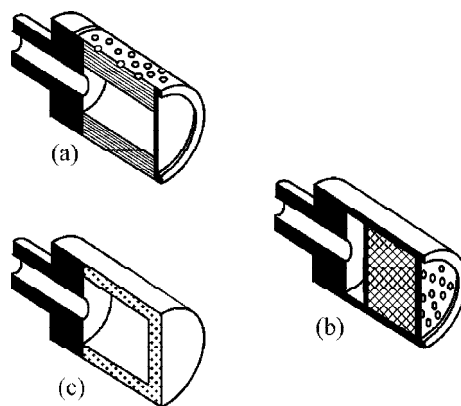


图 6-68 阀用消声器的结构和排气方式

(a) 侧面排气; (b) 端面排气;
(c) 全面排气

阀用消声器的消声效果按标准规定,公称通径 6~25 mm,为 ≥ 20 dB(A),公称通径 32~50 mm 为 ≥ 25 dB(A)。还要求消声器排气阻力小,不影响控制阀和执行元件的正常工作,即要求有足够的流通面积。

6.9 管件

6.9.1 概述

管件在气动系统中相当于动脉,起着连接各元件的重要作用,通过它向各气动元件、装置和控制点输送压缩空气。管件也是气动系统中往往容易忽视的重要内容之一,其设计、选用及施工质量的好坏往往影响整个系统的工作状况。如施工时不注意管件的密封,结果将造成管路、装置的泄漏,这不但浪费了能源,严重的使气源压力降低,影响阀、气缸等元件的正常动作。

管件材料有金属和非金属之分,金属管件多用于车间气源管道和大型气动设备;非金属管道多用于中小型气动系统元件之间的连接以及需要经常移动的元件之间连接(如气动工具)。

6.9.2 管道

6.9.2.1 种类

用于气动的管道有钢管、铜管、聚氯乙烯硬管等。钢管有低压流体输送用钢管、电焊钢管、无缝钢管和不锈钢管,都可用作空气管道。其中低压流体输送用钢管适用于水、煤气和空气管路。在测量装置、试验台等应用场合,对于管道质量要求严格,此时常采用不锈钢管,但价格昂贵。铜管在以往气动装置中用得较普遍,目前由于软管材料性能的提高多已取代铜管。铜管常用在特殊的场合下,如环境温度高、使用软管易受损伤的地方。聚氯乙烯硬管的管道之间的连接一般需要加热焊接,在气动中用得较少。聚氯乙烯硬管有时也用作塑料软管的保护管。

6.9.2.2 尺寸

表 6-3 所列为低压流体输送用钢管的尺寸规格。钢管管端有两种形式,带螺纹管端和不带螺纹管端。按表面情况有焊接钢管(不镀锌,又称黑铁管)和镀锌焊接钢管(又称白铁管)两种。按壁厚不同,有普通管、薄壁管和加厚管三种,普通管和薄壁管可经受 2.0 MPa 的水压试验,加厚管可经受 3.0 MPa 的水压试验。气动系统用的管道应尽量选用不易腐蚀的镀锌钢管。

表 6-3 低压流体输送用钢管(GB3091、3039-93)

公称口径		外径	普通管		加厚管	
(mm)	(in)	公称尺寸 (mm)	壁厚 (mm)	理论重量 (kg/m)	壁厚 (mm)	理论重量 (kg/m)
6	1/8	10.0	2.00	0.39	2.50	0.46
8	1/4	13.5	2.25	0.62	2.75	0.73
10	3/8	17.0	2.25	0.82	2.75	0.97
15	1/2	21.3	2.75	1.26	3.25	1.45
20	3/4	26.8	2.75	1.63	3.50	2.01
25	1	33.5	3.25	2.42	4.00	2.91
32	1 1/4	42.3	3.25	3.13	4.00	3.78

(续表)						
公称口径		外径	普通管		加厚管	
(mm)	(in)	公称尺寸 (mm)	壁厚 (mm)	理论重量 (kg/m)	壁厚 (mm)	理论重量 (kg/m)
40	1½	48.0	3.50	3.84	4.25	4.58
50	2	60.0	3.50	4.88	4.50	6.16
65	2½	75.5	3.75	6.04	4.50	7.88
80	3	88.5	4.00	8.34	4.75	9.81
100	4	114.0	4.00	10.85	5.00	13.44
125	5	114.0	4.50	15.04	5.50	18.24
150	6	165.0	4.50	17.81	5.50	21.63

表 6-4 所列为拉制黄铜管的外径和壁厚尺寸,管材牌号为 H96、H68、H62、HSn62-1、HSn70-1。

表 6-4 拉制黄铜管(GB1529-87)

外 径(mm)	壁 厚(mm)
3、4、5、6、7	0.5~1.0
8、9、10、11、12、13、14、15、16	0.5~3.5
17、18、19	0.5~0.45
20、21、22、23	1.0~6.0
24、25、26、27、28、29、30	1.0~4.0, 5.0~7.0
31、32、33、34、35、36、37、38、39、40	1.0~3.0, 4.0~7.0, 10.0
42、44、45、46、48、50	1.0~4.0, 5.0~7.0
52、54、55、56、58、60	1.0, 2.0~6.0
62、64	2.0, 3.0~40, 7.0
65	3.5, 10.0
66、68、70	2.0, 3.0~4.0, 7.0
72、74、76、78、80、82、84、86、88、90	2.0~3.0, 4.0, 7.0
92、94、96、98、100	2.0, 3.0~4.0, 8.0
壁厚系列(mm)	0.5、0.75、1.0、1.5、2.0、2.5、3.0、3.5 4.0、4.5、5.0、6.0、7.0、8.0、10.0

6.9.3 使用注意事项

6.9.3.1 应注意管材质量,选用没有裂纹、锈蚀、变形的管子,管壁厚薄均匀,镀锌管的镀层应均匀。需要进行弯曲的管子应使用低碳钢,并进行完全退火处理。用弯曲机进行弯曲时,不允许产生淬火弯曲。

6.9.3.2 管道连接 连接管道大多采用螺纹连接式、焊接式。

6.9.3.2.1 螺纹连接

管螺纹连接应采用螺纹密封的 55°圆锥管螺纹(GB7806-87)。用螺纹密封的管螺纹,包括圆锥外螺纹与圆柱内螺纹或圆锥外螺纹与圆锥内螺纹两种连接形式。管螺纹代号由 R_c(表示圆锥内螺纹)、R_p(表示与圆锥外螺纹配合的圆柱内螺纹)、R(表示圆锥外螺纹)和尺寸代号(单位为 in)组成,例如 R_c1½(圆锥内螺纹)、R_p1½(圆柱内螺纹)、R(圆锥外螺纹)。

螺纹必须按标准规格加工,这是防止泄漏的首要条件。否则,螺纹没加工好,即使用很大的拧紧力,螺纹部分还是松的,由于工作中的振动等原因会引起泄漏。并且若过分的拧紧,会使管子变形、裂开、螺纹齿部损伤。

6.9.3.2.2 焊接连接

管道焊接连接有嵌入式和对接式两种。嵌入式焊接是把钢制法兰焊接在钢管两端,用来跟其他带法兰的钢管或阀门、管件进行连接。对接式焊接用于管道之间的连接,以减少管道连接的接头。

焊接操作应遵守有关规程,应尽可能减小局部发热和发热的影响,不要造成淬火组织,要将被焊件烧透。应避免产生气孔和焊渣的夹入,焊缝的形状应均匀。对于薄壁管道或者为了避免焊渣的夹入,可采用过渡套管的方法焊接。

6.9.3.2.3 卡套式接头连接

使用卡套式接头连接的方法是将卡套嵌入管子,保证接头处密封的连接方式。管子可使用钢管、铜管、铝管和聚氯乙烯硬管。金属管可以直接用专用工具进行弯曲加工,但聚氯乙烯硬管应一面加热、一面弯曲成型。曲率半径取管子外径的 3~4 倍,弯曲部分管子的椭圆度应控制在管子外径的 10% 以内。

6.9.3.2.4 扩口式接头连接

扩口式接头用于铜管、铝管和聚氯乙烯硬管的连接。铜管需经过退火处理,聚氯乙烯硬管要经过加热,再用专用工具成型。

6.9.4 接头

6.9.4.1 管路接头

这里所说的管路接头是指可锻铸铁管路连接件,又称可锻铸铁螺纹管件(简称管件),是管道与管道及管道与阀门之间连接用的一类连接件,适用于公称压力 P_N 不超过 1.6 MPa,工作温度不超过 200 °C 的中性液体或气体的管路上。表面镀锌管件(白铁管件)多用于输送水、煤气和空气等管路上。表面不镀锌管件(黑铁管件)多用于输送蒸汽和油品等管路上。管路上的螺纹除锁紧螺母及通丝外接头必须要用 55° 圆柱外螺纹外,其余都采用圆锥管螺纹。

可锻铸铁管路连接件(GB32·87~3289-82)有外丝接头、异径外接头、活接头、内接头、内外螺丝、锁紧螺母、弯头、异径弯头、月弯及外丝月弯、45° 弯头、三通、异径三通、四通、异径四通、外方管堵及管帽管种类。表 6-5 所列为可锻铸铁管路连接件常用规格。

表 6-5 可锻铸铁管路连接件常用规格

公称通径 D_N (mm)	6	8	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
管螺纹尺寸代号 d (in)	1/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1¼	1½	2	2½	3	4	5	6

6.9.4.2 扩口式管接头

它有 A 型(三件式)和 B 型(两件式)两种型式。A 型由三部分组成:具有 74° 外锥面的管接头体,起压紧作用的螺母和带有 66° 内锥孔的管套。B 型由两部分组成:具有 74° 外锥面的管接头体和带有 66° 内锥孔的螺母。A 型的管套有自动定位的作用,使管子的扩口部分均匀压紧,并可以抑制由于管子振动而产生的螺母松动。接头螺纹采用公制细牙螺纹或锥螺纹。管接头用黄铜材料制成。

扩口式管接头有直通、直通终端、直角、直角终端、三通、四通、穿板及铰接等接头种类,可用于连接外径 4 mm 至 34 mm 无缝钢管或铜管。

6.9.4.3 卡套式管接头

它由接头体、铜质卡套(密封圈)和螺母组成。接头螺纹采用公制螺纹、圆柱管螺纹或圆

锥管螺纹。接头用黄铜制成。

卡套式管接头有直通终端、直角、直通、三通、四通穿板、压力表直通、变径等管接头种类,用于连接黄铜管或尼龙管。公称压力为 1.0 MPa,使用温度小于 150 ℃(尼龙管的使用温度为常温)。

6.9.5 软管

气动系统元件之间的连接主要用软管。软管的特点有可挠性、吸振性、消声性以及连接、调整方便等。用于气动的软管主要有橡胶管、尼龙管、聚氨酯管和聚乙烯管。

6.9.5.1 橡胶管

用于气动的空气胶管需承受一定的压力,通常胶管里用夹布、铠装夹布、纤维编织及纤维缠绕等织物加强层来保证胶管具有足够的耐压强度。表 6-6 所列为铠装夹布空气胶管规格(GB1186-92)。图 6-69 所示为空气胶管的外形图。其他输水胶管、钢丝增强液压胶管等胶管只要满足空气工作压力的要求,都可用作空气胶管。

表 6-6 铠装夹布空气胶管

型 号	1 型			2 型			3 型	
级 别	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>c</i>	<i>e</i>
工作压力(MPa)	0.6	0.8	1	1	1.6	2.5	1	2.5
公称内径(mm)	5, 6.3, 8, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50			12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80, 100				

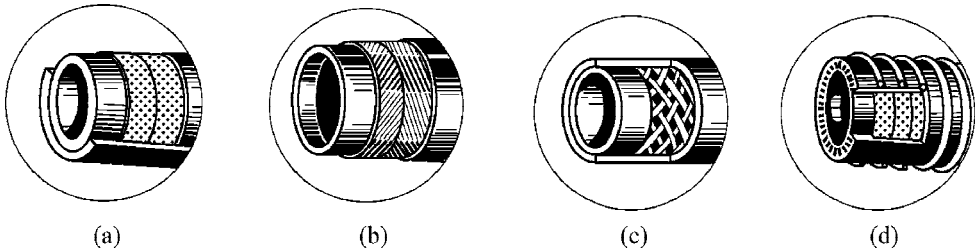


图 6-69 空气胶管

(a) 夹布胶管; (b) 纤维缠绕胶管; (c) 纤维编织胶管; (d) 铠装夹布胶管

6.9.5.2 尼龙管

它具有柔软性,可随意弯曲,具有良好的接管工艺性,但当弯曲半径小于最小容许半径时,则会发生折曲并堵塞气流;使用中具有良好的磨损性能,且变形较小,耐压性能良好,足以满足气动系统的要求。但在高温时的耐压能力将迅速下降,允许的环境温度一般为-20 ℃~+60 ℃。

尼龙管有尼龙 11 管和尼龙 12 管两种。常用的是尼龙 11 管,可在许多场合作用,包括食品、医药、润滑系统、航空及航海工程等。尼龙 12 管能耐高强度紫外线,特别适于室外使用。在低压液压系统、真空系统、空调及振动隔离器等场合,推荐使用尼龙 12 管。

6.9.5.3 聚氨酯管

它是一种高性能聚氨基甲酸酯制品,比尼龙管更柔软,弹性类似橡胶,弯曲半径非常小,具有很好的耐弯曲疲劳特性。这种软管在-20 ℃的温度下还能耐机床油,重量轻而坚韧,适用于各种应用场合。同尼龙管一样,在高温时的耐压能力也将迅速下降。允许的环境温度一般为-20 ℃~+60 ℃。

对于不同种类规格的塑料软管,需查阅制造商给出的相应的爆破压力及有关的温度影响参数,才能知道该软管的最高工作压力。

6.9.5.4 聚乙烯管

这是一种低密度、高强度净聚树脂,非常轻,特别耐冲击,具有高度的柔性,应用范围十分广泛。允许的环境温度一般为 $-10^{\circ}\text{C}\sim+35^{\circ}\text{C}$ 。为了增加耐压性能,常用人造纤维、钢丝网等的整体式模压来进行加固。

6.9.5.5 螺旋管

适用于管子长度需要伸缩的场合,管子材料可用尼龙、聚氨酯及聚乙烯。

6.9.6 软管接头

软管接头种类、规格很多,常用的结构有快换式管接头、快插式管接头、扩口式管接头、快拧式管接头和宝塔式管接头等。管接头形式有直通、终端、直角、三通、四通、多通、异径、内外螺纹及带单向阀等应用于不同场合的各种管接头。管接头材料一般用黄铜或工程塑料制成。有的在黄铜接头体上镀镍铬层再加以抛光,以增加防腐性能及美观。管接头螺纹有公制细牙、圆柱管螺纹和圆锥管螺纹,从密封角度推荐用圆锥管螺纹接头,且螺纹上涂有密封层。

6.9.6.1 种类

6.9.6.1.1 快插式管接头

常用于气动控制回路中尼龙管和聚氨酯管的连接,其结构如图 6-70 所示。使用时将管子插入后,由于管接头中的弹性卡环将其自行咬合固定,并由 O 形密封圈密封。卸管时只需将弹性卡环压下,即可方便拔出管子。快插式管接头种类繁多,尺寸系列也十分齐全,是软管接头中应用最广泛的一种。

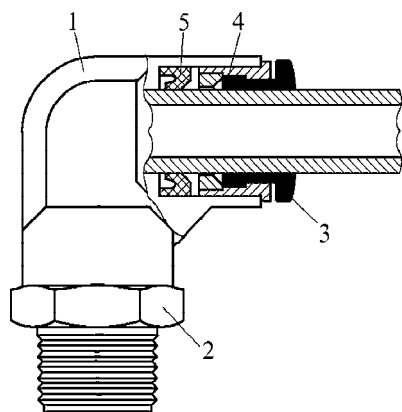


图 6-70 快插式管接头

- 1—外壳,PBT 材料;
2—带聚四氟乙烯密封材料的螺纹接头;
3—端头,聚甲醛树脂;4—卡环;5—唇形密封圈

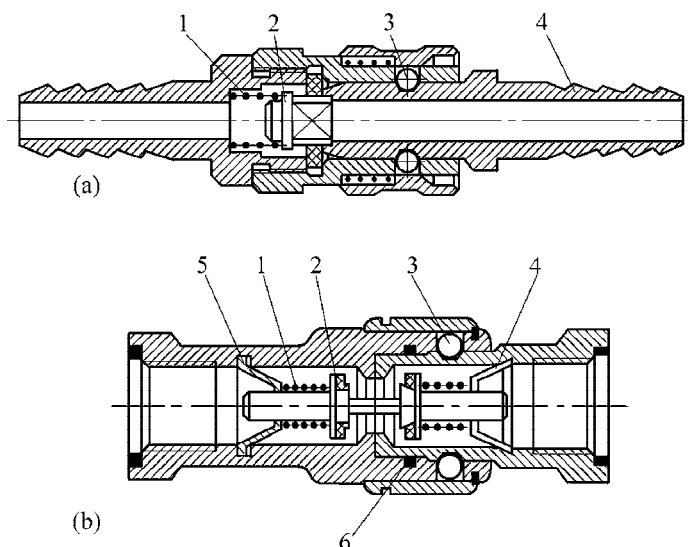


图 6-71 快换式管接头

- (a) 带一个单向元件; (b) 带二个单向元件
1—弹簧; 2—活塞; 3—钢球; 4—宝塔接头;
5—支架; 6—弹簧销

6.9.6.1.2 快换式管接头

是一种既不需要使用工具又能实现快速装拆的管接头,在急需经常装拆的管路中尤为适用。快换式管接头内部带有单向元件,接头相互连接时靠钢球定位,两侧气路接通;接头卸开,气路即断开,不再需要装气源开关。图 6-71 所示为带单向元件的快换接头。

快换式管接头有内螺纹、外螺纹、公制螺纹、圆柱管螺纹和圆锥管螺纹,一端为螺纹、一端为宝塔接头或者两者都是宝塔接头或者两端都是螺纹等各种形式。接头体材料用黄铜或钢材制成。黄铜接头的表面一般镀镍铬抛光。

6.9.6.1.3 扩口式管接头

结构与用于管路连接的扩口式管接头相同,它同样适用于塑料软管的连接。

6.9.6.1.4 快拧式管接头

其结构是在接头体的外锥面上有圆弧形凸台,接管时将软管套在接头体的外锥面上拧紧螺母即可起到密封作用。它适用于尼龙管、塑料管连接。

6.9.6.1.5 宝塔式管接头

其适用于橡胶管和塑料管连接,当工作压力大于 0.4 MPa 时,需用卡箍或金属丝将软管扎紧。

6.9.6.2 使用注意事项

使用软管和软管接头应注意以下各点:

- 1) 进行软管管路设计时应保证管路装拆和调试的空间位置,避免机械装置对管路的干扰。
- 2) 接管前应用压缩空气吹尽软管和接头中的杂质。
- 3) 布管应整齐美观,分组编号、捆扎,便于检查。应注意软管使用的工作环境温度,其直接影响到软管的耐压和工作的可靠性。
- 4) 软管不要过于超过所需长度,以减少管路中的空气压力损失。管路曲率半径在规定值以上,弯曲部分不要过于靠近接头以免引起泄漏,避免软管扭转。
- 5) 拧紧螺纹管接头时应注意适当的拧紧扭矩,表 6-7 所列为允许的拧紧扭矩。

表 6-7 允许的拧紧扭矩

螺纹接口尺寸(in)	允许的拧紧扭矩(N·m)	螺纹接口尺寸(in)	允许的拧紧扭矩(N·m)
Rc1/8	1.5~2	Rc1/2	28~30
Rc1/4	7~10	Rc3/4	47~50
Rc3/8	13~15	Rc1	65~70

6.10 密封

6.10.1 概述

6.10.1.1 种类

在气动元件中所采用的密封大致分为两种:动密封和静密封。类似缸筒和缸盖、阀体和阀盖等固定部分所需的密封称为静密封,而旋转及往复运动所需的密封称为动密封。密封分类见表 6-8。

所谓间隙密封(或称硬质密封)是指靠密封零件之间的配合间隙来保证相邻流体通道之间的密封。对零件的配合尺寸制造精度要求高,材质要求高,工作气源需经净化处理及油零润滑。但能耐较高的工作环境温度。

表 6-8 密封分类

静密封	非金属密封(包括橡胶、塑料密封圈)	
	半金属密封	
	金属密封	
动密封	接触型密封	成形密封(即软质密封,包括 O 形圈、Y 形圈、V 形圈及特种形式密封圈)
		机械密封
		其他
	非接触型密封	迷宫式密封
		间隙密封

所谓软质密封是用成形密封圈来保证相邻流体通道之间的密封。按密封的密封原理可分为压缩密封和唇形密封。

6.10.1.2 密封原理

6.10.1.2.1 压缩密封

压缩密封是将密封圈装在密封沟槽中并形成适当的预压缩量,借助于材料的反弹力压紧密封面而起密封作用的。图 6-72 所示 O 形密封圈是典型的压缩密封。

O 形密封圈与其他形式密封圈比较有如下特点:

- 1) 单个密封圈可对两个方向作用的气压进行密封,且密封性能可靠,用于静密封时可以做到不泄漏。
- 2) 既能用于静密封,也能用于动密封(往复运动和旋转运动)。

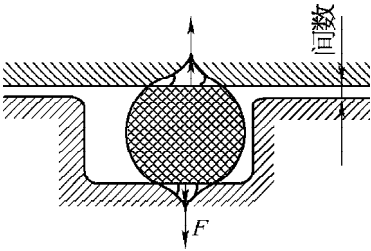


图 6-72 O 形密封圈

3) 摩擦阻力随 O 形圈的预压缩量的增加而急剧增加,且工作时的始动摩擦力 F_s 比动摩擦力 F_d 大得多,通常 $F_s = (2 \sim 4)F_d$ 。

4) 轴向尺寸小,重量轻,成本低。密封部位结构简单,装拆方便。于是,在保持 O 形密封圈特点 1)、2)、4)的基础上,努力降低始动摩擦力而又出现了三角形、方形、X 形等一些特殊形状的压缩密封圈。

6.10.1.2.2 唇形密封

它是利用带有唇边的内外径的环形密封圈,安装在密封沟槽后密封唇边直接和工作面接触,并贴紧工作面,密封唇边具有一定的过盈尺寸,在气压作用下密封唇边对工作面贴得更紧,保证在气压作用下的密封。图 6-73 所示 Y_x 形密封圈是一种唇形密封。

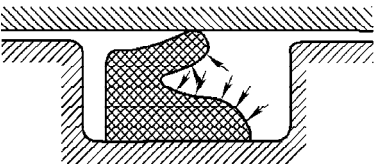


图 6-73 Y_x 形密封圈

唇形密封有如下特点:

- 1) 密封圈唇部只具有单向密封的作用,且在低气压下其泄漏量较大。
- 2) 始动摩擦力较小,对密封件的磨损有一定的自补偿作用,唇部有储存润滑油的作用。
- 3) 密封圈安装的轴向尺寸较大,沟槽的尺寸精度和粗糙度要求较低。

6.10.2 材料

6.10.2.1 要求

密封性能的好坏,除密封装置的结构形状外,密封材料对工作的适应性也是决定密封效

果的重要因素。对密封材料的要求有：

- 1) 抵抗工作介质侵蚀的能力强,长期工作时体积和硬度变化小。
- 2) 弹性要好,永久变形小,在压力很小的情况下能紧贴在滑动表面,有效地防止泄漏。
- 3) 摩擦系数小,耐磨性好。
- 4) 材料致密性好,不渗漏。
- 5) 具有一定的机械强度和硬度,在气压作用和工作运动的情况下,材料不被破坏。
- 6) 耐油性好,耐高低温性能好。在高温下不分解、软化,在低温下不硬化、脆裂。
- 7) 耐风化性好。在阳光下或空气中不易老化。
- 8) 具有能与密封面贴合的柔软性和弹性,不腐蚀,不粘合在金属表面上。
- 9) 容易加工成型。

事实上,没有一种材料是完全符合上述要求的,只能根据工作条件选取最适宜的材料。

6.10.2.2 橡胶

在气动装置中用作密封的橡胶密封圈是经硫化处理的合成橡胶,表 6-9 所列为常用的橡胶密封材料,以及它们的特性和应用范围。

表 6-9 常用的橡胶密封材料

名 称	特 性	适 用 范 围
丁腈橡胶 (NBR)	机械强度、弹性、耐磨性较好,特别是耐油性好	广泛用于一般的液压和气压密封,不适于在阳光和紫外光的照射下工作
氯丁橡胶 (CR)	耐磨性、耐风化性和耐油性很好,但在苯胺点低的矿物油中易泡胀	特别适用于阳光照射下的气动装置,弯折性好,最适合于作隔膜式密封材料
硅橡胶 (MPUQ MOQ)	耐热、耐寒性能特好。机械强度低,耐磨性、抗扯裂性差,在某些油中耐油性差	适用于制作高温、低温、高速旋转的密封圈,尤其适于高速旋转的油封及食品工业用密封材料
聚丙烯橡胶 (ACM)	耐热性好,但耐磨性差	适用于高温装置的密封材料,但机械强度较低,不宜用于运动条件严酷的场所
氟橡胶 (FPM)	耐热性、耐油性、耐药品性都很好,用途甚广	广泛用于高温液压和气动设备,适用于真空设备
聚氨酯橡胶 (AU)(EU)	机械强度高,耐磨性好,高耐油性。但耐水性、耐热性及耐高速性差	适用于制作往复运动的 V 形、Y 形等唇形圈

6.10.2.3 塑料

在气动装置中用于密封的塑料材料有尼龙、聚甲醛、聚四氟乙烯等,如表 6-10 所列。

表 6-10 常用的塑料密封材料

名 称	特 性	适 用 范 围
聚酰胺 (尼龙)	耐压性能佳(优于铜和一般钢材),耐酸、弱碱和普通水、醇等溶剂,冲击韧性较好,有一定的机械强度。抗强酸蚀能力差,溶于浓硫酸和苯酚,具有吸水性及冷流性	适用于制作高压、耐油密封圈、挡圈、支承环、压环、活塞环、机械密封件、防尘密封件等。用于制作医疗、纺织等器械用密封圈
聚甲醛	摩擦系数小,耐磨性好,动静摩擦系数一样,耐有机溶剂及化学腐蚀。具有良好的抗拉强度、冲击韧性、刚性疲劳强度和抗蠕变性	适用于制作 O 形、V 形、U 形密封圈、挡圈、防尘圈等
聚四氟乙烯	耐磨性极佳,耐酸性、耐寒性优良,几乎耐一切化学溶剂、油和几乎所有的液体;弹性极差,热膨胀系数大	适用于制作各种挡圈、支承环、压环,与橡胶 O 形圈组合成低摩擦用滑环组合式密封圈;涂敷在 O 形圈表面,降低摩擦

6.10.2.4 其他

除了橡胶、塑料密封材料外,还有皮革、石棉、麻、布、金属等材料。其中,皮革用作密封材料较早,它是一种纤维组织材料,且有柔性,很高的抗拉强度和耐磨性。皮革是多孔性材料,能吸油,有自润滑作用,故摩擦系数低,起动摩擦阻力小。

6.10.3 密封的设计和使用

6.10.3.1 密封材料选择

在选择使用于某种工作条件的密封材料时,必须注意所选材料的物理、化学性能是否充分满足使用条件,以及材料的成本。在气动元件中常用的密封材料有丁腈橡胶和聚氨酯橡胶等,随着无油润滑气动元件的使用,已采用了氟橡胶和填充聚四氟乙烯等材料。

丁腈橡胶具有较好的弹性、耐油性、耐水性和较高的抗拉强度,能在 $-40\sim+80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境下工作,但在日光照射下易发生老化。

聚氨酯橡胶具有高的机械强度,达 $20\sim60\text{ MPa}$,为一般丁腈橡胶的 $1\sim4$ 倍,耐磨性好,为天然橡胶的 $10\sim15$ 倍;高耐油性,为丁腈橡胶 5 倍以上;但耐水性、耐高速性、耐热性差,最高温度不超过 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

聚四氟乙烯具有稳定的化学性能、耐腐蚀性、耐高低温性,能在 $-100\sim+250\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境下工作,摩擦系数小($0.03\sim0.25$)。适用于作自润滑性材料,但机械强度、耐磨性及导热性差。

填充聚四氟乙烯随使用要求的不同,在聚四氟乙烯中加入不同的填料。常用的有石墨、二硫化钼、玻璃丝、青铜粉等。石墨能提高聚四氟乙烯的力学性能,增大润滑性,减小磨损。二硫化钼能增加聚四氟乙烯的耐磨性、刚性和硬度。青铜能增加聚四氟乙烯的散热性。在聚四氟乙烯中填充各种填料后,耐磨性可提高 $5\sim9$ 倍,抗压强度提高 $15\%\sim46\%$,抗负荷变形能力提高 30% ,导热性提高 5 倍,尺寸稳定性增大 1 倍。

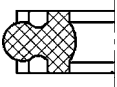
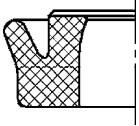
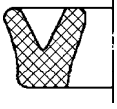
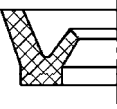
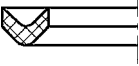
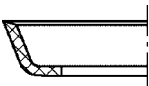
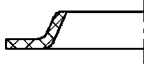
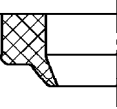
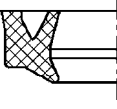
6.10.3.2 密封装置的选择

气动元件的密封,除了硬配阀采用间隙密封外,大多采用成形密封圈的软质密封。O形密封圈结构简单,成本低,使用广泛。在其基础上发展了X形等各种具有双向密封特点的低摩擦力的密封圈。以往气动中用的 Y_X 形密封圈,唇部是按液压工作设计的,使用效果不理想,始动摩擦力和动摩擦阻力较大,影响气缸工作的灵敏性。QY形密封圈是根据气动工作条件而专门设计的一种气缸用密封圈,适用于往复运动密封,工作压力 $\leq 1\text{ MPa}$,工作环境温度 $-40\sim+80\text{ }^{\circ}\text{C}$,其材料为聚氨酯橡胶,邵氏硬度 $HS75\pm 5$ 。表6-11所列为气动用密封的主要种类和特点。

表 6-11 气动用密封的主要种类和特点

	种 类	截面形状	材 料	主要用途	特 点
双 向 密 封	O形圈		橡胶	各种静密封、动密封	通用,结构紧凑、尺寸小,成本低
	X形圈		橡胶	各种静密封、动密封	结构紧凑、尺寸小(可与O形圈更换),摩擦力低,防扭转、滚动

(续表)

	种 类	截面形状	材 料	主要用途	特 点
双向密封	特殊形圈		橡胶	各种气动活塞、控制阀密封用	结构紧凑尺寸小, 防止扭转、滚动, 寿命长
	滑动密封		橡胶+聚四氟乙烯	各种气缸活塞密封	结构紧凑、尺寸小, 摩擦力低, 不会与密封零件黏着
单向密封	Y形圈 (RSY型)		橡胶	各种气缸活塞、控制阀的动密封	摩擦力低, 不受放置时间影响, 密封性好, 寿命长
	Y形圈 (GLY型)		橡胶	各种气缸活塞、活塞杆控制阀密封, 无给油润滑密封	同上
	Y形圈 (MY型)		橡胶	小型气缸、控制阀动密封	摩擦力、始动摩擦力低, 尺寸小, 沟槽尺寸与O形圈通用
	Y形圈 (QY型)		橡胶	各种气缸、控制阀的动密封	摩擦力低, 稳定性好
	V形圈		橡胶 皮革 聚四氟乙烯	各种气缸活塞、活塞杆的特殊密封	寿命长
	L形圈		橡胶 皮革	各种气缸活塞、特殊用途密封	
	J形圈		橡胶 皮革	各种气缸活塞杆特殊用途密封	
防尘圈	防尘圈		橡胶	各种气缸活塞杆的防尘	通用型
	组合防尘圈		橡胶	各种气缸活塞杆的防尘	防止润滑油逸出
缓冲密封圈			橡胶+金属环	各种气缸缓冲密封	通用型

6.10.3.3 设计

6.10.3.3.1 O形密封结构设计

在气动中使用的 O 形橡胶密封圈尺寸系列及公差一般按国家标准 GB3452-1 液压气动用橡胶密封圈尺寸系列及公差标准选用。O 形橡胶密封圈通常采用矩形沟槽密封，如图 6-74 所示。

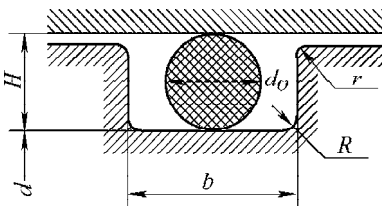


图 6-74 O形密封结构

1) O 形圈压缩量计算

$$\epsilon = \frac{\delta}{d} \times 100\% = \frac{d_0 - H}{d_0} \times 100\% \tag{6-11}$$

式中 ϵ ——O 形圈的相对压缩量；
 δ ——O 形圈断面的绝对压缩量；
 H ——沟槽深度；
 d_0 ——O 形圈断面直径。

相对压缩量的大小，直接影响着元件的使用性能和寿命。一般地说，不论是静密封或动密封，在保证密封的前提下，相对压缩量越小越好。表 6-12 为气动密封设计中推荐的 O 形圈相对压缩量值。

表 6-12 O 形圈相对压缩量

断面直径 mm	静密封(圆柱或平面)	动密封(往复或旋转)
1.2±0.06	10~30	6~15
1.8±0.08	10~25	6~12
2.65±0.09	10~22	5~10
3.55±0.10	10~20	4~8
5.30±0.13	10~18	4~7
7.00±0.15	10~15	4~6

2) O 形圈内径伸长率的计算(参见图 6-74)

$$\alpha = \frac{d - d_1}{d_1} \times 100\% \tag{6-12}$$

式中 α ——O 形圈的内径伸长率；
 d ——O 形圈安装沟槽底径；
 d_1 ——O 形圈的实际内径。

O 形圈使用时，内径一般处于拉伸状态，其伸长率为 5% 左右，其推荐值见表 6-13。

表 6-13 O 形圈装配时的伸长率

断面直径(mm)	内径伸长率(%)	断面直径(mm)	内径伸长率(%)
1.20±0.06	3~4	3.55±0.10	3.5~6.5
1.80±0.08	3~4.5	5.30±0.13	3.5~7.0
2.65±0.09	3.5~6.0	7.00±0.15	3.5~7.5

3) 确定沟槽宽度 b

沟槽宽度太窄,易引起严重磨损;沟槽太宽,O形圈易扭曲损坏。因此,通常选取槽宽 b 为 O 形圈断面直径的 1.2~1.3 倍。

4) 确定沟槽深度 H

槽深 H 是 O 形圈安装沟槽设计的关键性尺寸,它主要取决于 O 形圈的相对压缩量。沟槽深度 H 可按表 6-14 选取。

表 6-14 O 形圈安装沟槽深度 (mm)

O 形圈断面直径 d_0			1.20	1.80	2.65	3.55	5.30	7.00
沟槽宽度 b			1.5	2.2	3.4	4.6	6.9	9.30
沟槽深度 H	动密封	活塞密封	1.05	1.58	2.38	3.25	4.87	6.48
		活塞杆密封	1.08	1.64	2.44	3.34	5.01	6.65
	静密封		0.9	1.3	2.0	2.7	4.0	5.4

5) 槽棱和槽底圆角尺寸的确定

槽棱外圆角 r 是为防止 O 形圈装配时刮伤而设计的,一般取 $r = 0.1 \sim 0.2 \text{ mm}$ 。槽底圆角 R 主要是为了避免在该处产生应力集中导致 O 形圈的损坏,一般取 $R = 0.2 \sim 0.5 \text{ mm}$ 。

6.10.3.3.2 O 形橡胶密封圈摩擦力的计算

O 形橡胶密封圈的始动摩擦阻力一般为运动摩擦阻力的 2~4 倍。始动摩擦阻力是指 O 形圈从静止状态到运动状态这一转变过程中产生的摩擦阻力,运动摩擦阻力是指 O 形圈在正常运动过程中产生的摩擦阻力。

运动摩擦力按下式计算

$$F_d = LF_\epsilon + AF_p \quad (6-13)$$

式中 F_d ——运动摩擦力(N);

F_ϵ ——在 O 形圈摩擦表面单位长度上由相对径向预压缩量引起的摩擦力,按图 6-75(a) 选取(N/m);

F_p ——由气压力 p 作用的 O 形圈轴向投影的面积上产生的摩擦力,按图 6-75(b)选取(N/m²);

L ——摩擦表面的总长度(m);

A ——受气压力 p 作用的 O 形圈轴向投影的总面积(m²)。

始动摩擦力按下式计算

$$F_s = KF_d \quad (6-14)$$

式中 F_s ——始动摩擦力(N);

K ——始动摩擦系数,一般为 2~4,通常取 $K = 3$ 。

6.10.3.3.3 Y 形密封圈密封结构设计

国内气动元件中广泛使用的 Y_X、Q_Y 等几种 Y 形密封圈尺寸系列及沟槽尺寸请参考有关资料。

Y 形密封圈摩擦力小。低压时,始动摩擦力和运动摩擦力随工作压力增加而增大,达到一

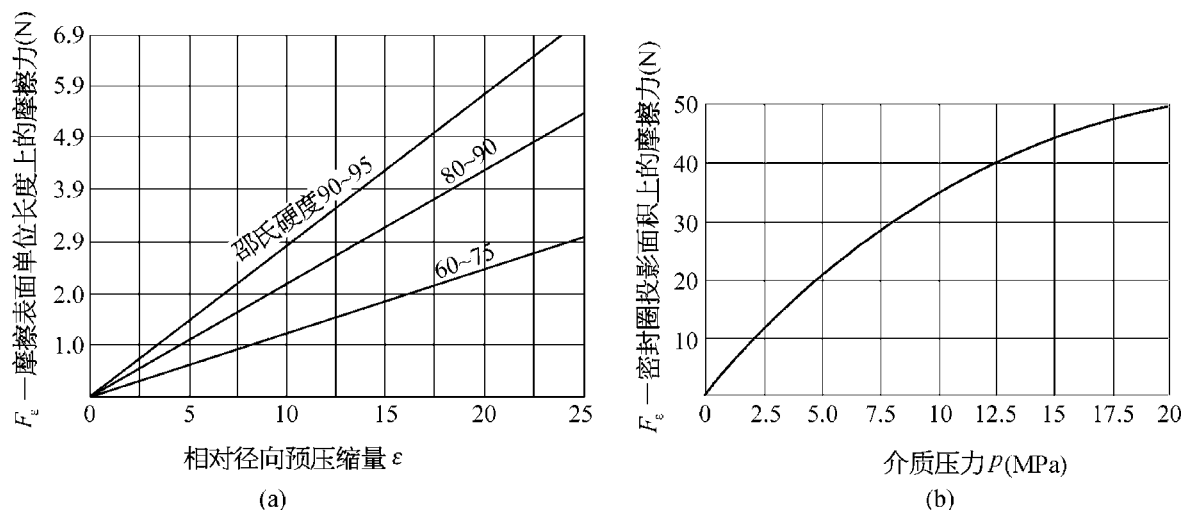


图 6-75 摩擦力计算图

(a) 相对径向预缩量 ϵ 与摩擦表面单位长度上摩擦力的关系; (b) 气压力 p 与密封圈投影面积上摩擦力的关系

定值后不再增加。始动摩擦力与放置时间关系不大。Y 形密封圈的运动摩擦力可按下式计算:

$$F_d = f\pi dh_1(p + p') \times 10^6 \quad (6-15)$$

式中 F_d ——运动摩擦力(N);

d ——被密封面直径(m);

h_1 ——Y 形密封圈有效高度(见图 6-76)(m);

p ——密封处空气工作压力(MPa);

p' ——初始接触压力,其大小与密封形式、预缩量大小、橡胶硬度及材质及摩擦表面粗糙度有关,一般可在 0.02~0.04 MPa 范围内选取。

f ——摩擦系数,对于中低硬度的橡胶,在一般润滑条件下,可在 0.08~0.23 范围内选取,一般可取 0.15。

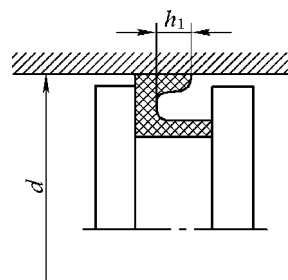


图 6-76 Y 形密封结构

6.10.3.4 安装和使用维护

密封圈在安装前要检查是否有缺陷,并要注意密封圈规格和对应的沟槽是否相符。装配时要在密封圈及其相对滑动表面涂敷充足的润滑油(脂)。禁止过分拉伸密封圈。装入密封圈的零件应有 $15^\circ \sim 30^\circ$ 的导入角。密封圈通过的横孔应倒角,避免划伤。密封圈过螺纹零件时,应采用套筒装配或在螺纹上包扎布带。总之,安装密封圈时千万不能损伤其工作表面,以免影响密封效果。

密封圈对密封面的粗糙度要求较高,目的在于减少磨损,延长密封圈寿命。对于静密封来说,一般在 $R_a 0.4 \sim 0.8 \mu\text{m}$ 范围内选取。若粗糙度过高油膜形成困难,效果反而不好。

密封圈应装入塑料袋保存在阴暗的地方,勿受阳光、油、水、臭氧等作用。隔年保存者,保管温度不要超过 37°C 。密封件应避免裸挂在钉上或用带子缚紧后放置。密封件应在制成后两年之内进行装配。装入密封件的装置应在六个月以内使用。

7 高压气动技术和气力输送

7.1 高压气动技术

7.1.1 概述

气动使用的压力一般在 1 MPa 以内,通常在 0.2~0.7 MPa 的压力范围以内进行气动控制和执行动作,用该压力作为压缩空气的连续工作的动力是最适宜的。随着压缩空气压力的增加,机械转换的效率趋于减少,但是随着科技的发展和实际生产工作的需要,在某些场合需使用更高压力的压缩空气来实现控制和执行机械动作。这样一方面满足了工作条件的要求,另一方面节省材料、缩小空间、降低成本。伴随着各种复杂因素的产生和危险性的增大,人们对高压气动的研究也渐渐地深入。

7.1.2 高压压缩空气的主要来源

7.1.2.1 多级空压机的使用

由于每台空压机的输出功率是有限的,而实际工作中所需的气源压力大小是不等的,因此我们可以根据实际所需的压力高低和流量大小来决定使用一台多级空压机或使用几台空压机同时工作来获得满足设定压力条件的压缩空气。

7.1.2.2 充满高压气体的压力容器(如气瓶、储气罐)

实际工作中,我们常使用各种氮气瓶、氧气瓶。在高压气体用气量不大时,气源的来源选择最适当的是气瓶,其工作压力一般在 12.5 MPa 以内,它可用在使用空压机不方便场合。必须注意的是,根据气体压力安全的规定,压力容器(如气瓶、储气罐)必须经过气压试验,检验是否达到所规定的压力标准,一般任何压力容器都需要经过专业检测,并提供可靠的压力等级证书和压力试验证书才能使用。

7.1.2.3 气体增力器

0.7 MPa 的气源或从气瓶中提供的气源,通过输入气体增力器,以获得更高压力的气源。气体增力器的基本原理见图 7-1,输出气源的压力 $p_{\text{出}}$ 是由输入气源压力 $p_{\text{入}}$ 和低压活

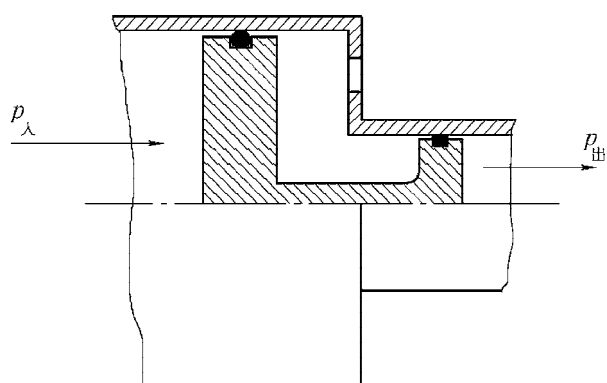


图 7-1 气体增力器的基本原理图

塞和高压活塞的受力面积比(Ψ)决定的, $p_{\text{出}} \approx p_{\text{入}} \times \Psi$,但事实上 Ψ 值是有限的,在实际使用中最适当的输出压力和输入压力比是 4:1 到 6:1,如果要获得更高的压力气源,可以选择二级增力器连续工作,应用这种方式时必须注意减少第二级增力器的压力波动。输入压力的波动直接造成输出压力的波动变化,如果更高压力的输入气压由气瓶提供,随着气瓶的工作,压力会逐渐下降,因而增力器输出的有效最高压力是基于气瓶最低的输出压力,

因此在选择气瓶时需考虑到这一点。根据这种原理,我们可以由最终要求的压力和增压器增压比的可能性来决定选择适当的增压器和输入气源。

一般工业用的所有较高压力和大流量压缩空气(和其他高压气体)都由多级空压机提供,仅仅是低压气体由单级空压机来供应。当所需的高压气体流量不大、压力低于 14 MPa 时,选择气瓶合适;当压力达到 14~140 MPa 时,采用气体增压器。随着科技的发展,甚至可以采用液态空气存储,或化学方法产生高压气体。然而上述三种方法都具有共同的局限,从经济上考虑,即可以利用的高压气体的容量是有限的,随着工作压力的提高,这种局限性变得越明显,这就给高压气动的应用带来限制,只能在非持续的工作运转中得以推广应用。

7.1.3 高压气动截止阀

一旦供应高压气源,在停止工作运动时,我们要求切断高压气体的供应,在需要实现工作运转,又能方便地提供高压气体动力,从经济效益和实际操作安全性、合理性等方面考虑,需在回路中采用高压气动截止阀来完成这个功能。高压气动截止阀的常用结构和原理见图 7-2,阀采用手柄旋转,带动阀杆上下运动,实现开启和关闭的功能。在阀杆与阀体相对运动部件之间加上耐高压的密封件,以防止阀一旦打开,出现高压气体从阀杆中泄漏,阀采用的材质一般为不锈钢或青铜。材料不得有气孔、砂眼、疏松、缩孔等缺陷,在设计时,结构尺寸的大小要能承受输入的最高压力。阀进出气口一般采用标准的螺纹连接。连接螺口和阀体中气流通口的大小由连接尺寸和流量要求确定。设计时要注意阀口在打开时要较缓慢,以防止出口瞬时建立起高压。

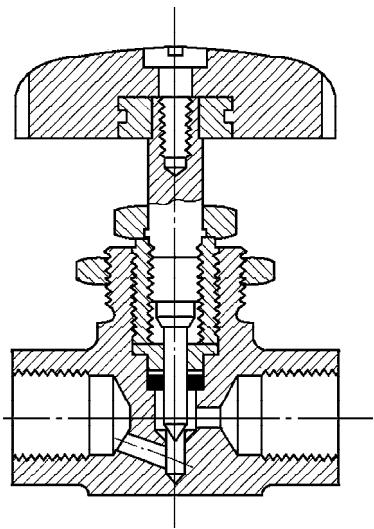


图 7-2 高压气动截止阀结构图

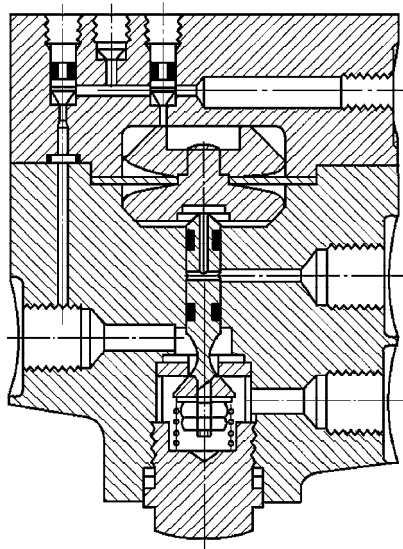


图 7-3 减压阀的结构原理图

7.1.4 高压气动系统中的减压阀

高压气源的压力一般并非是实际工作运转中设定的压力值(设定的实际工作压力值小于气源提供的最高压力),为了满足设定的压力,须采用减压阀,减压阀的结构、原理见图 7-3 所示。

减压阀常采用圆顶的结构形式,受压易变形的软膜片(常为橡胶件)固定在两只金属硬芯之间,膜片的变形位移量是有限的,主阀下腔有一弹簧,使阀芯受力向上运动、关闭主阀。压力调节是通过圆顶腔的压力变化来实现的,膜片的上方有控制信号,控制信号的压力近似等于输出压力。当出口压力设定值低于圆顶压力,膜片迫使阀继续打开,直到出口压力达到

预先设定的压力值。该阀同时具有安全性的特征,压力过大时,膜片上升,额外的压力从主阀的中心孔逸出,保持输出压力的恒定。减压阀使用的环境温度一般在 $-25\sim 80\text{ }^{\circ}\text{C}$,但必须在不冻结的条件下工作。

7.1.5 高压气动系统的连接管道、管件

一般情况之下,铜管是不宜用在高压气动回路中(尼龙管更不适合),当压力超出 35 MPa 时,最好选用液压钢管或不锈钢钢管,设计时要特别保证管道的畅通,管夹和弯曲的地方要防止压力的冲击和振动。

在高压气动回路中,油不能以任何形式存在,它容易在气体引入时“柴油化”,甚至造成爆炸。

7.1.6 高压空气过滤器

这里介绍适用于 3.6 MPa 以下的高压空气过滤器,它主要用来滤去压缩空气中的固态和液态杂质。这种空气过滤器的主要技术参数:工作介质主要为压缩空气,最高输入压力 3.6 MPa ,分水效率大于 80% ,过滤精度一般为 $25\sim 75\text{ }\mu\text{m}$ 。使用的温度范围在 $-25\sim +80\text{ }^{\circ}\text{C}$ (必须是在不冻结的前提条件下)。

现在生产的这种产品的公称通径为 $\phi 10\text{ mm}\sim \phi 50\text{ mm}$ 。滤芯材料为粉末烧结,这对去除杂质、控制阀和气缸的稳定工作起重要作用。元件间连接时标准的螺纹连接被广泛用于高压气动回路中,该过滤器的外型及安装尺寸见表7-1。

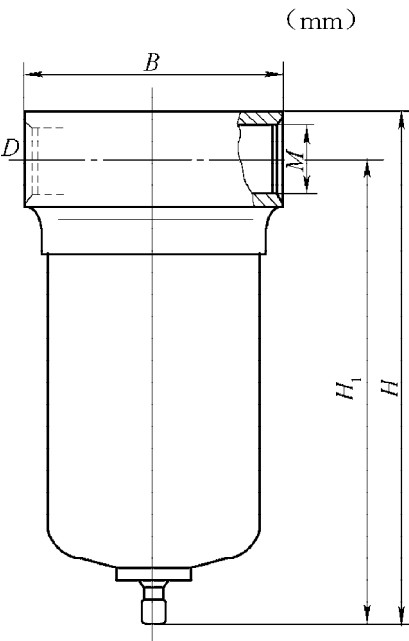
7.1.7 二位二通电磁阀

7.1.7.1 零压启动式

图7-4 结构形式的二位二通阀,其工作的压力范围 $0\sim 5.0\text{ MPa}$,当电磁线圈通电时,电磁线圈动铁芯上移,从而使主阀芯上移,电磁阀打开,这种阀在回路中可根据通路大小采用螺纹连接或者法兰连接, K_v 值可以达到 $5\sim 165\text{ m}^3/\text{h}$ ($S=99\sim 3\,267\text{ mm}^2$)。公称通径 $\phi 15\text{ mm}\sim \phi 200\text{ mm}$;工作时环境温度 $-10\sim 80\text{ }^{\circ}\text{C}$,介质温度在 $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 内,使用电压,AC: 24 V 、 42 V 、 110 V 、 230 V , $50/60\text{ Hz}$;DC: 24 V 、 110 V 、 250 V 。电磁线圈的功率随着 K_v 值的增大功率由 30 W 增至 200 W 。

表 7-1 过滤器的外型及安装尺寸 (mm)

代号 通径	B	H	H ₁	D	M
10	90	182	167	$\phi 20$	M16×1.5
15				$\phi 24$	M20×1.5
20	112	236	214	$\phi 32$	M27×2
25				$\phi 40$	M33×2
50	156	351	328	$\phi 70$	2"



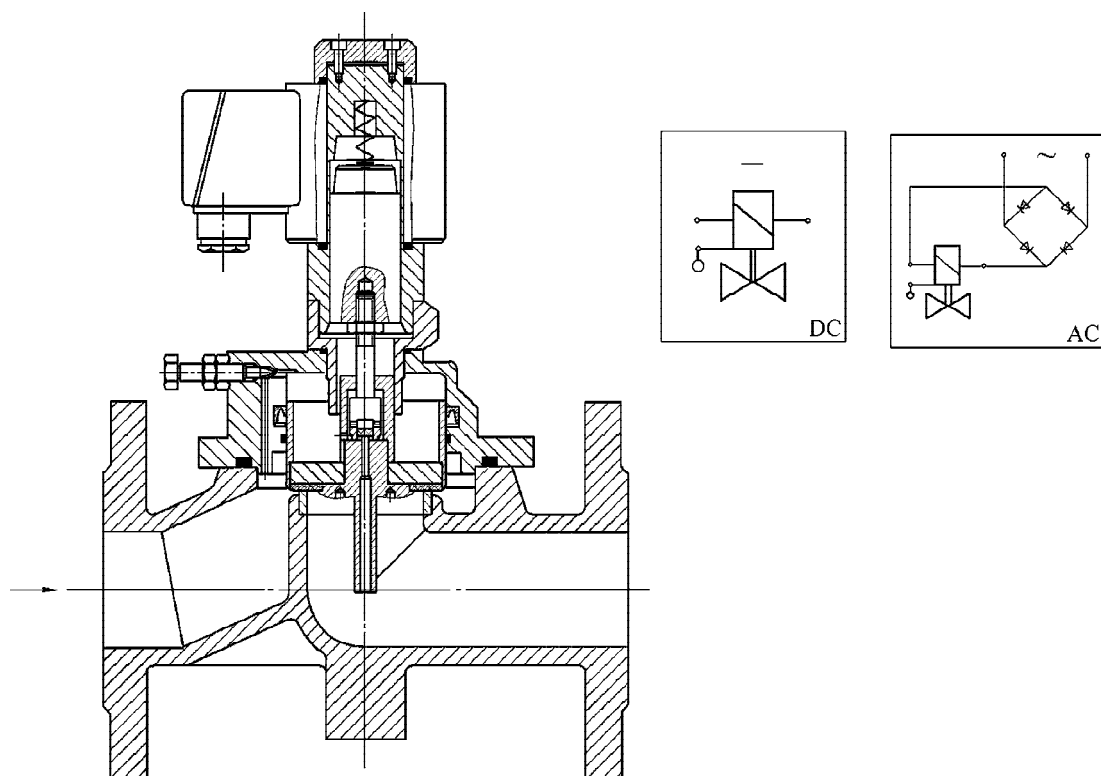
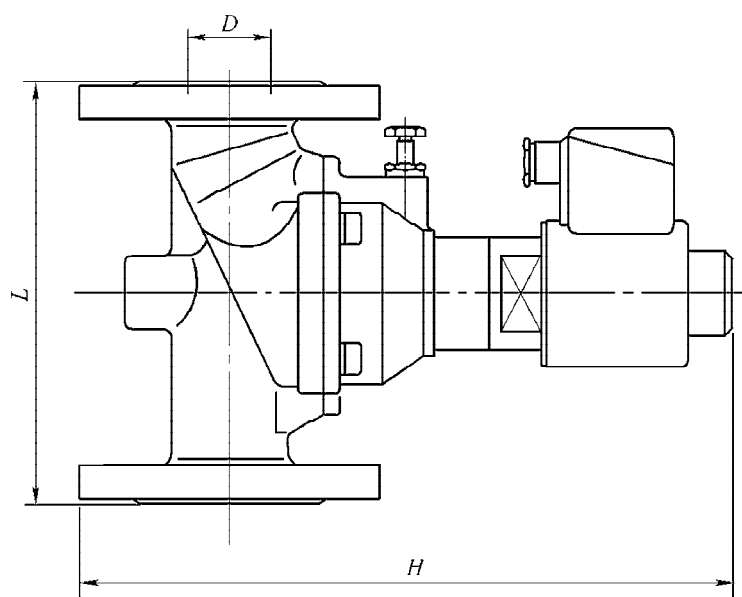


图 7-4 零压启动式高压阀

该阀的结构尺寸见表 7-2。

表 7-2 零压启动式高压阀结构尺寸

(mm)



D	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200
H	211.5	233.5	238.5	264	269	334.5	402.5	445	510	480	700	730
L	130	150	160	180	200	230	290	310	350	400	480	600

7.1.7.2 有压启动式

1) 图 7-5 结构形式的二位二通电磁阀,其工作压力范围 0.1(0.2)~4.0 MPa。公称通

径为 $\phi 15\text{ mm} \sim \phi 300\text{ mm}$, K_v 值为 $5.0 \sim 1\,400\text{ m}^3/\text{h}$ ($S = 99 \sim 27\,720\text{ mm}^2$)。线圈功率 $11 \sim 110\text{ W}$, 其余指标参数和连接方式与图 7-4 阀门相同。

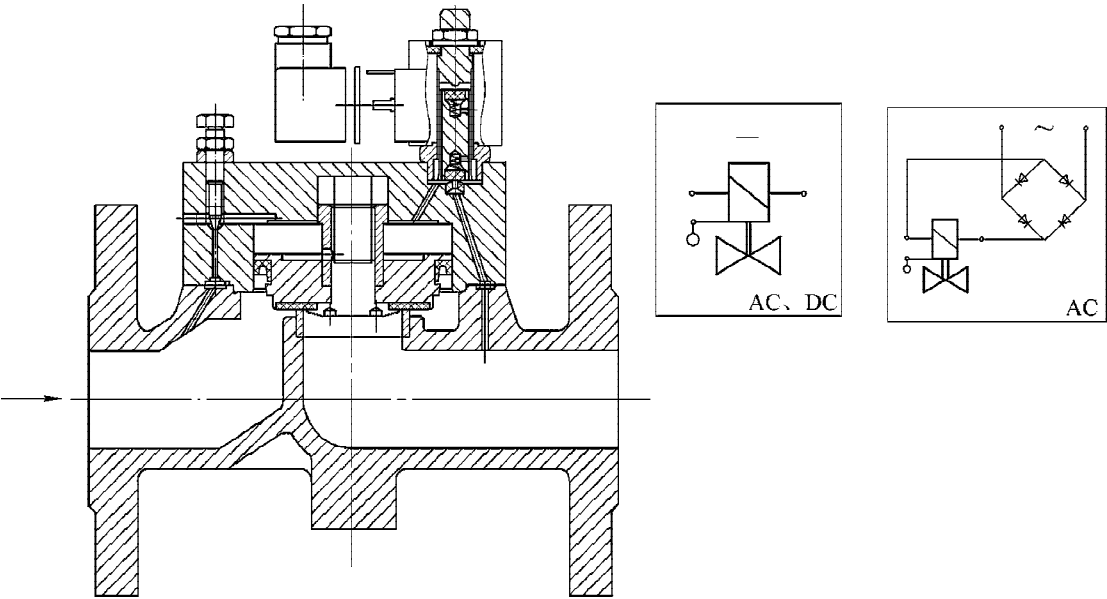


图 7-5 有压启动式高压阀

该阀的结构尺寸见表 7-3 所示。

表 7-3 有压启动式高压阀结构尺寸 (mm)

D	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
H	173	184	189	221	226	241	283	330	340	455	500	570	602.5	640
L	130	150	160	180	200	230	290	310	350	400	480	600	730	850

2) 图 7-6 结构形式的二位二通电磁阀其 K_v 值 $1.0 \sim 8.0\text{ m}^3/\text{h}$, 公称通径 $1/4'' \sim 1''$ ($8 \sim 25\text{ mm}$), 工作压力范围 $0.1 \sim 15.0\text{ MPa}$, 线圈功率 $25 \sim 46\text{ W}$, 其余性能参数指标与 7-4、7-5 结构的阀门相同, 连接方式一般采用螺纹连接。

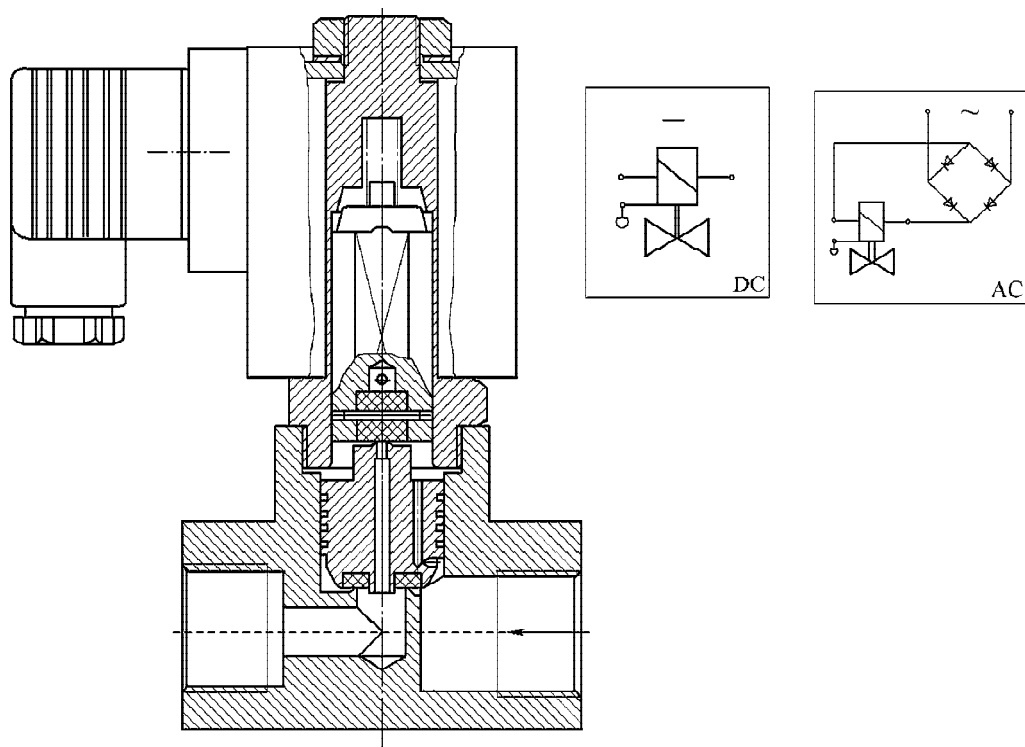
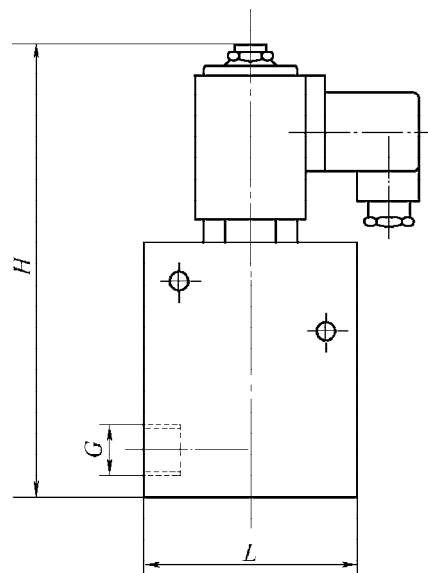


图 7-6 高压二位二通电磁阀

该阀的结构尺寸见表 7-4 所示。

表 7-4 高压二位二通电磁阀结构尺寸

(mm)



G	1/4	3/8	1/2	3/4	1
H	130	130	130	260	260
L	65	65	65	100	100

3) 当图 7-5、图 7-6 结构形式的阀线圈部分去掉,不采用电磁线圈控制,而采用别的方式(如气控等)控制,主阀的工作压力可以得到进一步的提高(主要影响参数是输入先导阀的气压、活塞的受力面积、弹簧、密封等因素)。

7.1.8 二位三通阀

二位三通高压电磁阀的结构形式见图 7-7, K_v 值 $1.0 \sim 36.0 \text{ m}^3/\text{h}$, 工作压力范围 $0.2 \sim 3.0 \text{ MPa}$; 电压范围 AC: 24, 42, 110, 230 V 50/60 Hz DC: 24, 110 V; 工作温度: $-10 \sim +80 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

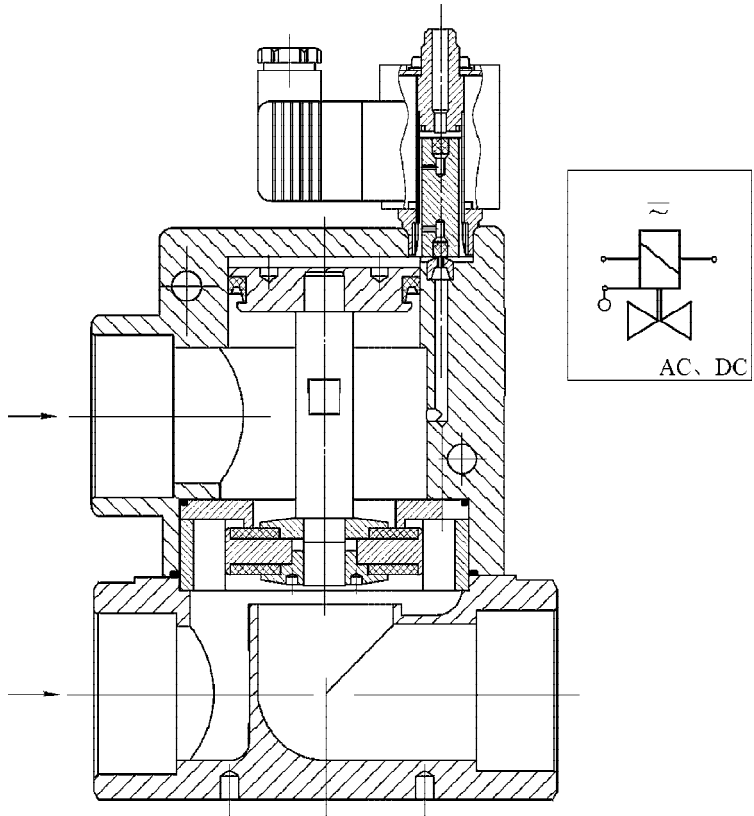
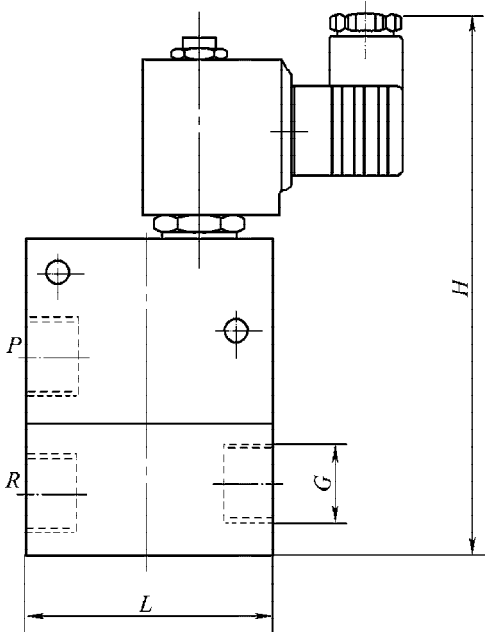


图 7-7 二位三阀原理图

该阀结构尺寸见表 7-5 所示。

表 7-5 二位三通阀结构尺寸 (mm)



(续表)

G	G1/4	G3/8	G1/2	G3/4	G1	G5/4	G3/2	G2
H	70	70	70	81	81	81	103	121
L	67	67	67	95	95	95	132	160

7.1.9 气动管形阀

气动管形阀的结构如图 7-8, 该阀由通径 6 mm 的二位五通电磁先导阀(供气压力 0.8 MPa 以下)和二通管形阀(主阀)组合而成, 技术参数为: 通径: 10~50 mm; 气源压力: 4~16 MPa; 流量系数 K_v 值: 3.1~42.3 m³/h; 环境温度: -10~120 ℃。

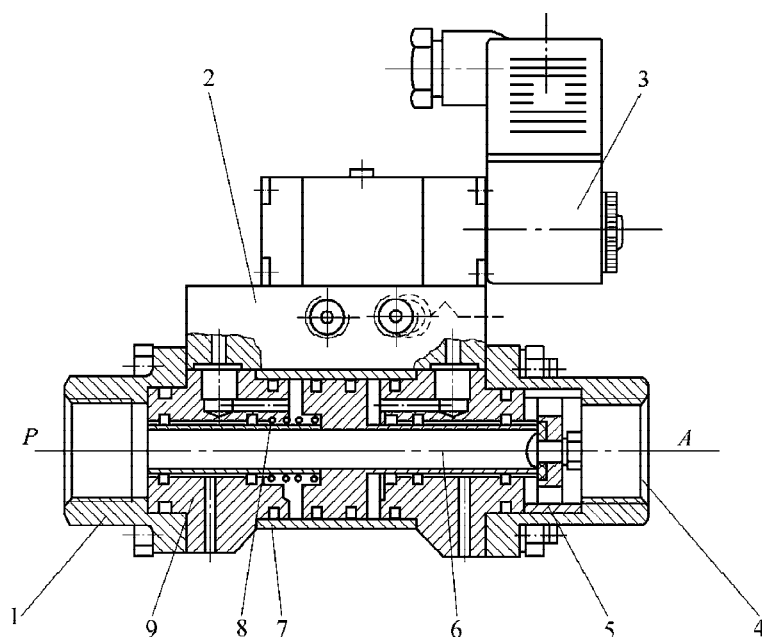


图 7-8 气动管形阀结构原理图

1—H 形阀座; 2—连接板; 3—二位五通电磁阀; 4—V 形阀座;
5—阀座组件; 6—活塞控制管; 7—套筒; 8—压力弹簧; 9—阀体

该阀的工作原理为: 高压气体由 P 端进入阀活塞控制管 6, 而 6 与 V 形阀座 4 之间处于密封状态, 原因是由于压力弹簧 8 和作用在活塞上的背压, 此时阀处于关闭状态。当电磁阀充电后, 活塞在气源压力作用下压缩弹簧 8 左移, 控制管端面离开 V 形阀座 4, 气流由 A 端输出。当电磁阀 3 断电后, 活塞受气源压力右移, 控制管端面与 V 形阀座受压密封, 阀回复关闭状态。

当主阀改为二位三通时, 即可制成二位三通管形阀。

气动管形阀的优点在于流阻小, 流通能力强, K_v 值大, 密封性能好, 阀芯动作时磨损小、寿命长、可靠性高, 加工方便。

7.1.10 高压气动执行元件

气动最常规的执行元件是气缸, 在保证高压气体气密性要求的前提条件下, 改变人们习惯上 0.7 MPa 气压力输入条件下气缸的一些技术参数和密封材料等, 高压气缸可以起到减小运动机械体积, 节省材料等目的。实际工作中高压气缸的设计输入压力一般在 3.6 MPa 以内, 气缸使用前, 一般作为压力容器的要求进行设计、加工、检测, 特别是大直径的气缸。

整个阀在封闭的铝壳体内(也可用不锈钢壳体),应用时可在离使用点较远的地方安装,实现远程控制。

当与其他控制阀相连使用时,伺服系统原理见图 7-9(b)和 7-9(c)。

分析图 7-9(b),空气伺服控制信号 O_1 向流量阀的伺服区施加压力,流量阀中的平衡活塞将流量阀中空气流量控制阀推到打开位置,空气流过流量阀,并在出口处形成压力,当通过反馈管路流入平衡室的反压力与控制压力相等时,控制器的流量阀关闭,当输出压力大于设定压力时,活塞上移,使空气通过平衡活塞中的气孔流入大气。

分析图 7-9(c):第一只内装压力传感器与进气阀和排气阀一起工作。向控制器流量阀的伺服部分提供电子控制压力。第二只内装压力传感器测输出力,并提供电子反馈信号以纠正流量阀机械偏差。这种双回路反馈系统比标准的单回路反馈系统具有许多的优点,即:精确度改善、死区小、重复性好,从实际流量阀输出进行反馈等。当其使用在遥控应用中时,第一个回路提供正确的压力,第二个回路反馈信号从应用点的遥控压力传感器处获得,用来纠正机械偏差,因而缩小响应时间,提供较快的准确动作。这种伺服压力控制装置也可以与其他控制液压介质、蒸气等阀相联使用。

现在生产的这种产品的主要技术参数:

1) 供气压力:100%~110%额定压力;许可压力:150%额定压力;爆炸压力:200%额定压力;内装过滤器过滤精度 $40\ \mu\text{m}$;操作温度:0~50℃;精度:0.25%满量程;信号压力:0~1.12 MPa;输出压力:0~1.12 MPa;迟滞性 1.7%; C_v 值:8~38;介质温度 18~79℃;最大流量 40 m³/min。

2) 供应电压:15~24 V DC;电流:80~325 mA。

3) 电压输入信号:电压 0~10 V DC;输入阻抗:10 K Ω ±1%。

4) 电流输入信号:4~20 mA;输入阻抗:250 Ω ±1%。

5) 供气口连接螺纹 1/8"-2";控制口 1/4";排气口 1/8"。

随着工业生产要求的提高,一些技术参数指标可以相应的增加,在这种装置中,排气口一般采用远端排气以达到降低噪声的目的。

7.1.12 使用高压气动时注意问题

与液体不同,被高度压缩的空气(或气体)与自由状态时相比,存在着很高的压缩比,见表 7-6,这种高的压缩比表明高压气体在很小的空间内存储了很高的能量,当高压空气瞬时释放,回复到自由空气状态,存在着潜在的爆炸危险,因而在实际工作运转中,二位三通阀的排气以及其他情况下的高压气体的排空问题一方面影响了阀的实际工作压力范围的提高,另一方面也给阀和系统的优化设计带来一定的困难,同时存在爆炸与安全问题,所以实际工作中高压气体的排气与习惯上的气动(0.7 MPa)排气并不能一样简单地采取消声器直接连在阀上,常采取集中、地沟排气的方式。另外,随着压力的提高,换向阀在换向过程中,高压口与排气口接通一般只有几个毫秒,高压气体瞬时变成大气压,温度降低,若换向频率高,会产生阀内结冰,阀泄漏或出现尖锐的啸声,密封件不能正常工作等问题,因而对密封问题提出了要求。此外,还存在着弹簧、阀体材料等一系列的问题,需要在使用时注意。

7.1.13 高压气动技术的应用

现在高压气动技术在化工、冶金、纺织、矿山、航天、食品等行业都得到了应用,表 7-7 是高压气动技术的几种典型运用。其中有时液态气体作为气源也得到应用,它是液化空气分馏而成。

表 7-6 高压气动的压缩比

气压 0.1 MPa	压缩比	气压 0.1 MPa	压缩比
7	7.9	210	207
14	14.8	280	277
21	21.7	350	346
28	28.6	700	692
35	35.6	1 000	988
70	70.1	1 500	1 481
140	139		

表 7-7 高压气动技术的典型应用

应 用	压力(MPa)	高压气源
航行器(二级或紧急运转控制)	3.5—21	气 瓶
空气爆破开关	>17.5	空压机系统(自动控制)
发动机启动	2.5—4.2	储气罐
轻装潜水	≥21	气 瓶
深海潜水	≥1	手动泵、高压容器等
金属成形	≥140	储气罐(由多级空压机组提供)
风洞(高马赫数)	3.5—21	储气罐(由多级空压机组提供)
制冷剂		液化气

应用 1 空气爆破

在煤矿开采时，常采用空气爆破技术，让高压气体突然释放，产生巨大的能量。其工作原理是：通常在炮弹孔内储存的 $> 17.5 \text{ MPa}$ 的高压空气，工作时突然释放。其中的内储能量导致在煤矿开采处产生爆裂，膨胀的空气进入裂缝而成。每次爆炸逐出大面积的煤，逐出的煤的数量与厚度和裂缝的大小有关，平均每次可逐煤 3~15 t，如图 7-10 的结构。炮弹头在后级装置，面对开炮腔，高压气体经加强的软管进入爆炸阀，当阀打开，炮弹内空气压力上

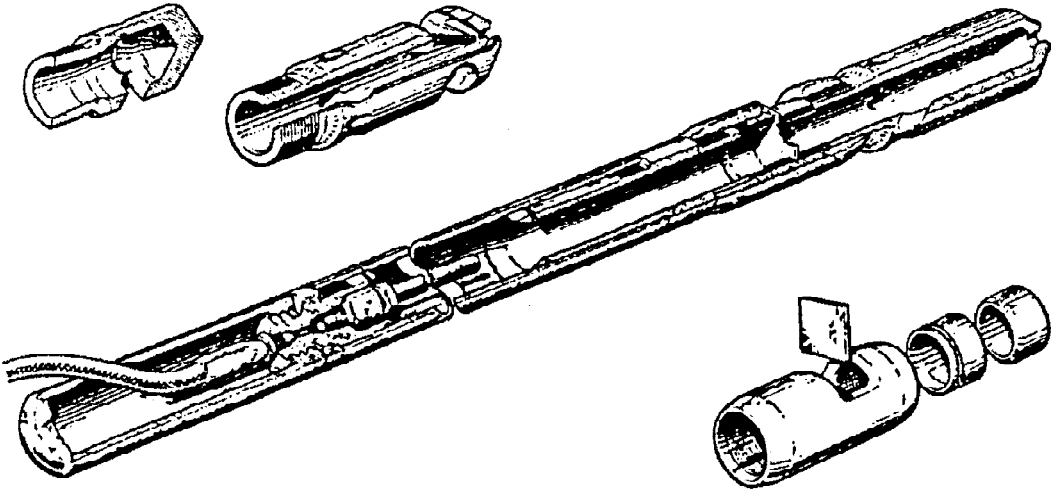


图 7-10 空气爆破器

升,直到预装的金属片破裂,然后空气膨胀,进入枪膛孔产生喷射力,造成煤的破裂,同时腔向后,增强了爆炸的效率。

在采矿业上,这种空气爆破的高压气源来自于多级高压机组。软管可以达到数米,在爆破混凝土和其他材料时,有相似类型的断路器,爆破的功效由材料、爆破的长度和特性所决定。

应用 2 钢板卷曲

在钢铁生产领域,高压气动得以广泛的使用,如热轧气动卷取机助卷辊气控系统,见图 7-11。这是一个高压和常规压力结合使用的机构,在高压气动中,采用了高压的截止阀、过滤器、二位三通控制阀、伺服控制阀、减压阀和气缸,以达到完成钢板卷曲的工作。

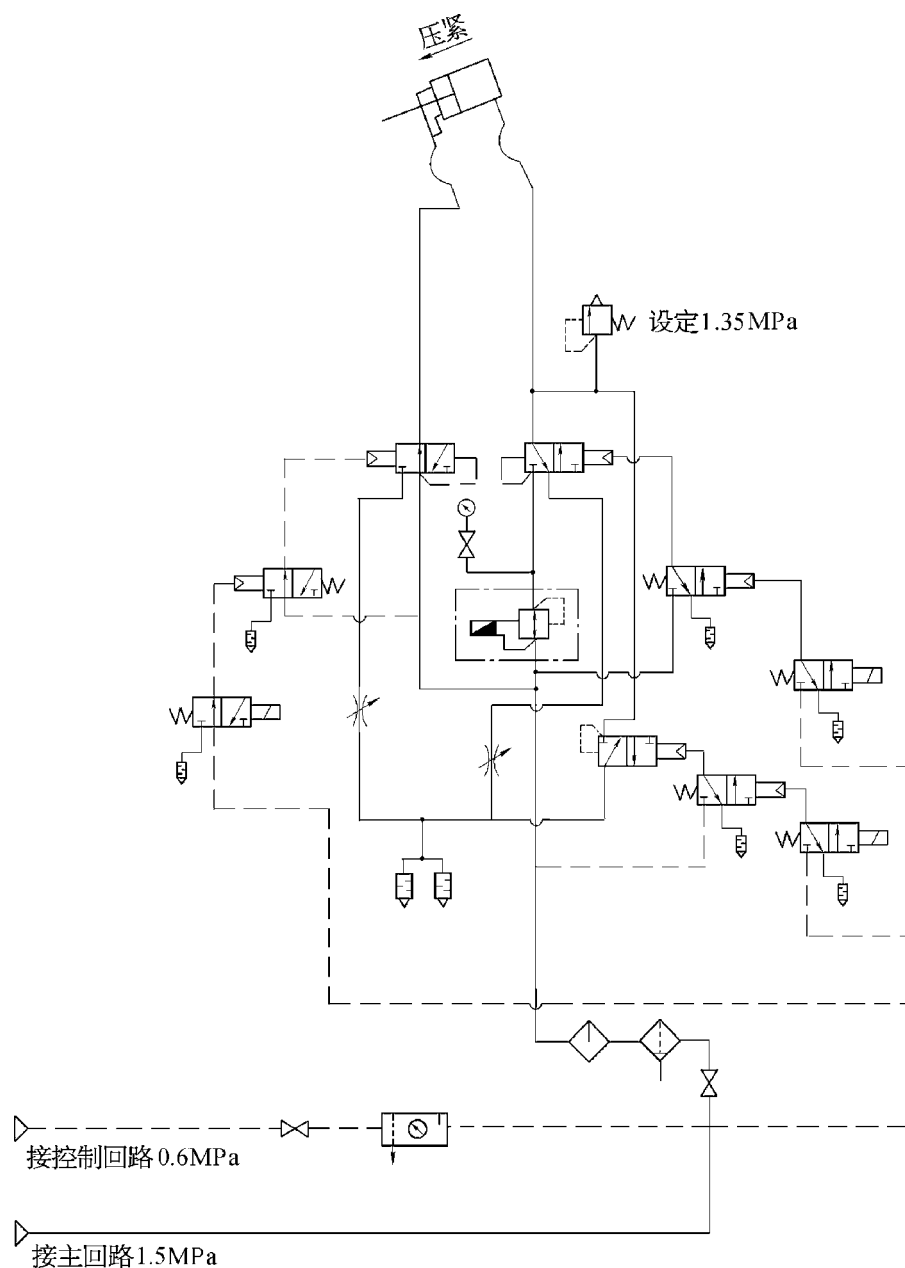


图 7-11 热轧气动卷取机助卷辊气控系统

应用 3 气动高速冲击拉力试验机

在进行高速运动物体(如高速公路处的汽车)受到撞击时,为模拟试验这时的材料性能,

采用高压气动方法比常规的机械电机驱动方法有一系列优点,其试验外观及驱动控制部分可见图 7-12 所示。

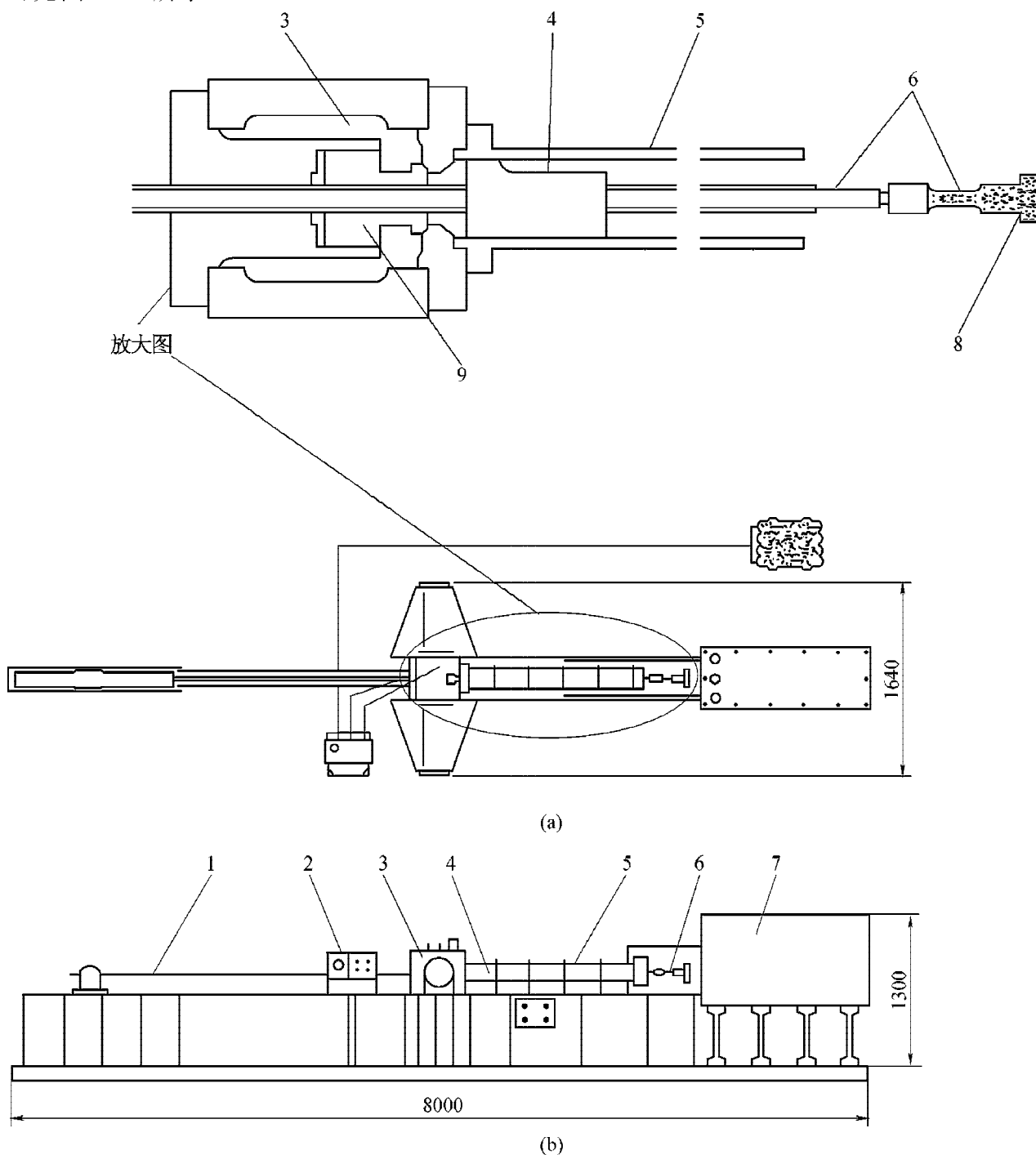


图 7-12 气动高速冲击拉力试验机外观及驱动控制

1—拉力测量杆;2—控制板;3—蓄能腔;4—弹丸活塞;5—缸筒;
6—试样;7—弹丸回收箱;8—冲击法兰;9—截止阀芯

试样一端装有受冲击的凸缘(法兰),另一端装在载荷测量杆的端部,当试样被高速运动的弹丸冲击拉断后,受力情况即经过测量杆端部传到检测仪上显示出来。

弹丸为马蹄形截面,设计成能跨在载荷测量杆上飞行。在 7-12(b)中,蓄压室内的高压通过活塞式阀芯被左向拉动而释放的一瞬间,弹丸在弹道中被加速向右高速飞行(速度可达到 100 m/s)打击冲击法兰,试样塑性变形后断裂飞出,断裂飞出部分进入充水的回收箱内。

弹丸的运动速度由蓄压室的压力控制,速度测量通过设在弹道内的二处光电测头的时间差测出。

随着高压气动技术系统的深入研究,在某些领域,高压气动结合液压技术,可进行精密控制、提供精确输出力,使之使用于伺服系统中,推广了其应用领域。

7.2 气力输送

7.2.1 气力输送的特点(见表 7-8)

气力输送是利用负压或正压气体为动力,在管道中输送物料的一种技术,物体通常为粉、粒状固态物质。

使用气力输送技术传输物料时,输送管路占用空间小、线路布置灵活,同时也保持了环境的清洁和避免被送物料的污染。从安全性角度考虑,气力输送比其他机械输送更安全可靠。

表 7-8 气力输送与其他输送方式的比较

输送装置			输 送 特 性						输送能力						线路自由度						污 染 程 度		维 护		运 动 特 性	
			长 度 (m)			输 送 量 (t/h)			方 向			弯 曲			环 境 污 染	粉 料 污 染	检 查 点 数 量	零 部 件 损 耗	输 送 速 度	动 力 消 耗						
			3 30	30 300	300 3 000	0.3 3	3 30	30 300	水 平	斜 向 上	垂 直 向 上	水 平 面	垂 直 平 面	弯 曲 数												
机 械 输 送	循 环	带 式 输 送	2	1	2	3	2	1	1	3	4	4	4	4	3	2	4	2	2	1						
		斗 式 提 升	1	3	4	3	2	1	4	4	1	4	4	4	2	4	4	3	3	2						
		埋 刮 板 输 送	1	2	3	3	2	1	1	3	4	4	3	3	3	4	4	3	3	3						
	槽 式	螺 旋 输 送	2	4	4	3	2	3	1	2	3	4	4	4	2	2	2	3	3	3						
		振 动 输 送	2	3	4	1	2	3	1	3	3	4	4	4	3	1	1	1	4	3						
流 体 输 送		气 力 输 送	2	1	2	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	1	3						
		水 力 输 送	3	2	1	3	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2						

注:性能比较等级:1-好;2-可;3-差;4-不能。

气力输送根据工作原理大致可分为吸送式和压送式两种类型。

吸送式气力输送有如下特点:

- 1) 在负压的作用下,物料容易吸入。供料机构较简单并易实现连续供料输送。
- 2) 可实现从多处向一处输送物料。
- 3) 系统密封性能、空气净化程度要求高等。

压送式气力输送有如下特点:

- 1) 可实现长距离输送物料的工作。
- 2) 适合从一处向多处输送物料。
- 3) 供料机构较复杂,有时不能连续传输。

气力输送的缺点:

- 1) 动力消耗大;物料在管道内传输,与管壁产生碰撞,增大了管道的磨损,特别是在弯管部分磨损更加严重。
- 2) 对输送的物料粒度、黏度、湿度有一定的要求,易碎物料不宜采用气力输送。

7.2.2 气力输送装置的型式

7.2.2.1 真空吸送式

一般用最高真空度 60 kPa 的气流以 20~40 m/s 的速度在管道内传输物料。物料主要为干燥的粉末,碎粒状物质。输送距离可达到 550 m,见图 7-13。选用罗茨式吸风机或真空泵作为气源机械,取料装置常用吸嘴、诱导式接料器。采用旋风除尘器或脉冲袋滤器,可使空气净化以保证气源设备的工作可靠性和使用寿命。

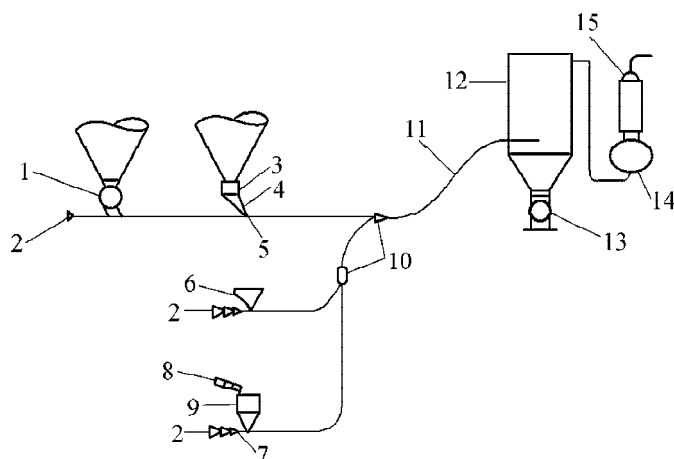


图 7-13 真空吸送装置

- 1—旋转供料器;2—进气口;3—旋转式料仓阀;4—物流量调节阀;
5—进料口;6—袋物接收斗;7—进气调节阀;8—限量装置;9—磨粉机;10—管道换向器;
11—输料管;12—分离器;13—卸料器;14—风机;15—消声器

7.2.2.2 低压压送式

一般用表压在 0.1 MPa 以下中速气流来传送物料,物料主要为干燥的粉末,碎颗粒状和纤维状物质,见图 7-14。采用这种装置输送易扬尘的物料时,对抑制粉尘和降低空气污染的要求很高。选用气源机械为罗茨风机或离心风机,供料装置多为旋转供料器。

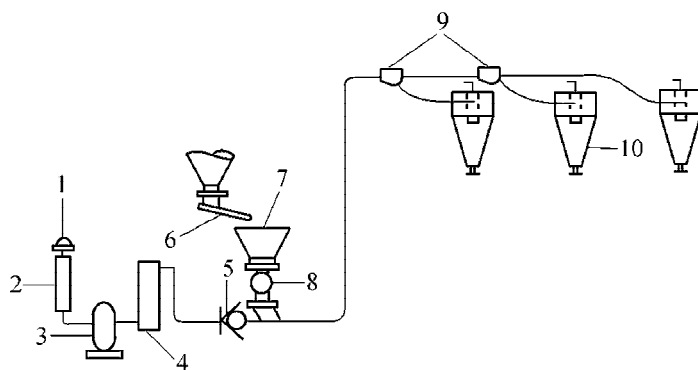


图 7-14 低压压送装置

- 1—滤网;2—进口消声器;3—鼓风机;4—风机出口消声器;5—止回阀;6—限量装置;
7—缓冲料斗;8—旋转供料器;9—管道转向器;10—受料容器

7.2.2.3 中压压送式

一般以表压 0.1~0.31 MPa 以低速气流传输物料,物料主要为干燥、流动性好、易流态化的颗粒状物质。最长输送距离可达 1 200 m,见图 7-15,一般供料器可选用螺旋泵、发送罐或流态化罐供料。

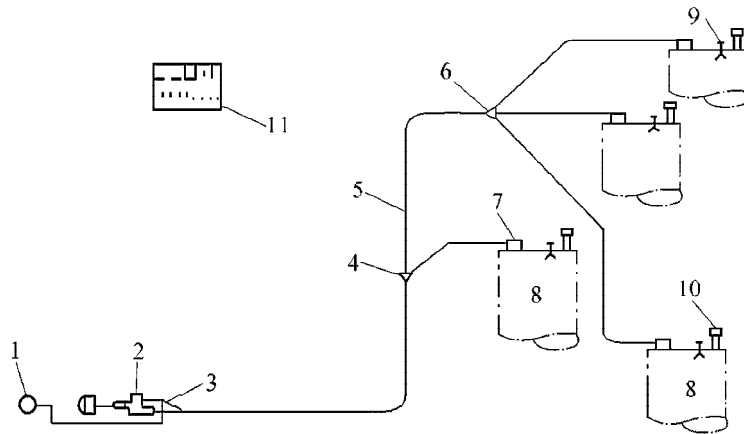


图 7-15 用螺旋泵供料的中压压送装置

1—回转压气机；2—进风口；3—螺旋泵；4—二位换向阀；5—输料管；6—三位换向阀；
7—卸载器；8—料仓；9—料位器；10—排气管或通往除尘装置；11—自控操纵台

7.2.2.4 高压压送式

一般以表压 0.31~0.86 MPa 的低速气流传输物料，物料主要为粉末状。输送距离可达 3 000 m。这种装置的供料器仅限发送罐，气源机械采用空气压缩机。一个工作循环周期分为装料、充气、排料、排气四个过程，因而送料是间歇式的。要实现连续送料，可以采用两个发送罐交替使用。

7.2.2.5 脉冲栓流式

一般以表压 0.2 MPa 以下的低速气流传输物料，脉冲气流进入输料管的密集物料中，将其隔成不连续的一段段料栓，依靠每段料栓的前后压差来实现传输物料。当然，此压差要大于料栓管道内壁之间的摩擦力。常见的有脉冲气刀式、脉冲成栓器式等结构形式。气源机械为空压机，供料装置为发送罐。图 7-16 为脉冲气刀式装置，主要适用于黏性物料，粉、粒状物料，脉冲成栓器式见图 7-17，发送器关闭后，有一定压力的空气将物料从出料口连续地压入成栓器，然后脉冲气流推动成栓器上的转换板，将发送器出料口关闭，物料停止进入成栓器，同时，脉冲气流又将成栓器中原有物料推入输料管，这时脉冲发生器的气阀关闭，成栓器中压力低于发送器内背压，物料冲开转换板重新进入成栓器，以此循环。

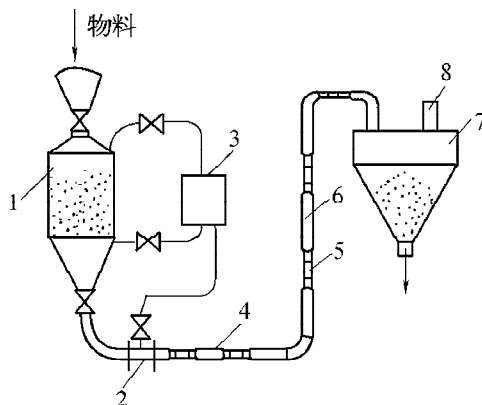


图 7-16 脉冲气刀式气力输送装置

1—压力容器；2—气刀；3—控制器；4—输料管；
5—料栓；6—气栓；7—储料器；8—除尘器

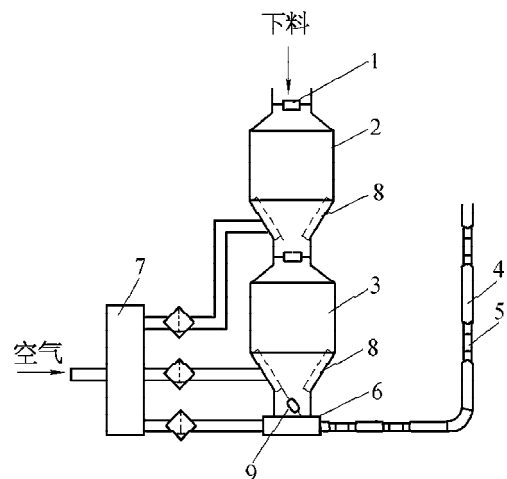


图 7-17 脉冲成栓器式

1—加料斗；2—上料罐；3—发送器；4—气栓；5—料栓；
6—成栓器；7—脉冲发生器；8—流态化装置；9—转换板

7.2.2.6 吸送—压送组合式

这是一种将前面介绍的吸送式和压送式组合在一起的传输方式,它适用于将物料从几个供料点输送到多个卸料点。常见的形式如图 7-18,一般根据物料的性质和输送距离来选择压送的型式。

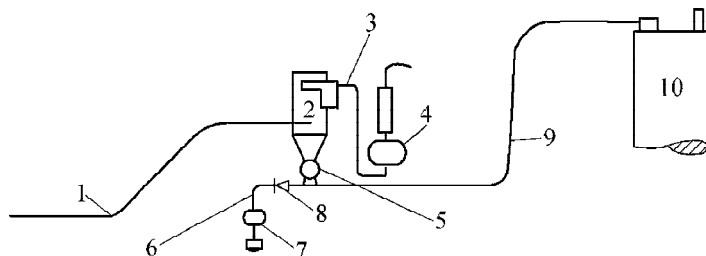


图 7-18 吸送—压送具有各自风机的组合式装置

1—吸送分支;2—袋式分离器;3—管内真空度(40 kPa);4—吸送风机;5—旋转供料器;
6—管内表压(70 kPa);7—压送风机;8—止回机;9—压送分支;10—料仓

7.2.2.7 集装筒式

与前面几种输送类型相比,它传输主体并非是粉末状物料,而是集装件主体相对比较大,见图 7-19,它是利用管道内气体的压差进行传输。根据收发站(或装卸站)的线路连接情况,可分为单管、双管和多管吸送式、压送式、混合式。管道可以为直管也可为弯管,可实现单向输送和往复的双向传输,如图 7-20。

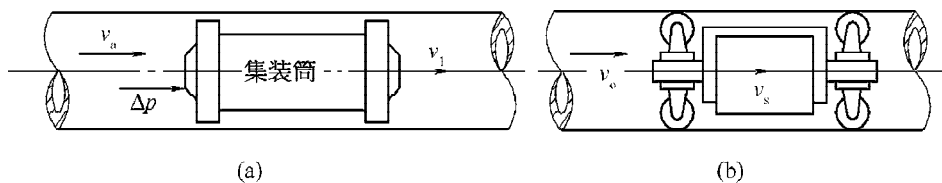


图 7-19 集装筒气力输送示意图

(a) 无轮集装筒滑动输送; (b) 有轮集装筒滚动输送

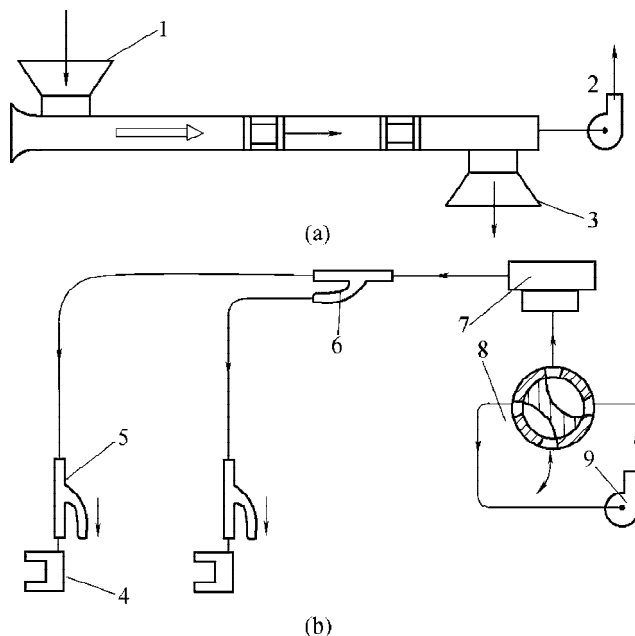


图 7-20 两种简单输送线路示意图

(a) 单管单向吸送式; (b) 单管双向(往复)交换式

1—装站;2—风机;3—卸站;4—发送器;5—接收器;6—待线器;7—交换站;8—交换阀;9—风机

表 7-9 主要气力输送装置型的比较

主要方式	使用方便性	选用注意点	适用场合
吸送式	1. 由吸嘴集料、可避免取料点的粉尘飞扬 2. 适用于由深处或狭窄处以及由数处向一处集中输送 3. 润滑油或水分等不会混入洁污被输送的物料 4. 物料不会从系统中逸出 5. 容易输送水分含量高的物料 6. 生产率较高可达数百吨/时	1. 输送量和输送距离不能同时取大值 2. 输送范围受到一定的限制 2. 应在气源之前部设置性能好的分离除尘设备 3. 气源设备容量较大价格较昂贵 4. 整个系统的气密性,要求较高	它主要用于料气比较低的车、船、库场上的卸料作业以及将分散的物料集中起来的厂内工艺输送。 1. 从船舱中卸料,例如谷物、铝矾土等 2. 食品工业、化学工业例如啤酒、制粉工厂内的输送 3. 灰状粉料的输送处理 4. 有毒物料的输送
低压压送式	1. 适用于从一处向多处进行分散输送 2. 因为系统为正压,所以外界空气或水分不会侵入 3. 物料易从卸料口排出	1. 在供料口处供料较吸送式困难、应根据被输送物料的物性和输送压力选用和设计供料装置 2. 物料是干粉状、颗粒状或纤维状,它的输送距离不长,输送量和料气比较低	它主要用在工厂内部加工工序间的物料输送或者槽车卸载 1. 普通工业生产 2. 石油化工业中特别是用氮气、二氧化碳气体输送 3. 制造业中如输送木片、粒料等工序
高压压送式	1. 在直径较小的输料管中可实现较高的料气比输送、输送效率较高 2. 由于输送风量较小,故可用较小型的分离和除尘设备	1. 属密闭压力容器仓式发送 2. 可连续发送 3. 粉料可直接由发送罐发送,对于粗物料应在发送罐下加螺旋式供料器 4. 容易出现物料在输送管中堵塞和管道磨损的问题	它适宜于长距离大容量输送或用来输送较重、较黏的物料 1. 输送水泥、铝矾土 2. 输送煤粉等
脉冲栓料式	1. 可输送易破碎的物料 2. 输送管磨损小 3. 能耗低	对物料的物性要考虑,例如粒度超过 2 mm 时就难以显示其输送的优点	1. 粉料作高浓度输送 2. 2 mm 以内的易碎物料输送

7.2.3 气力输送装置的主要设备

气力输送装置在工作运行中的可靠性和经济性主要取决于装置系统中各设备的合理选择和配套使用。气力输送系统主要由:供料器、管道和管件、分离器、闭风器、除尘器、消声器、气源机械等设备组成。

7.2.3.1 供料器

供料器是把要输送的物料送入输送管,并使物料运动速度加快的设备。它必须尽可能定量、均匀、分散地供料。同时要满足设备在结构上体积尽可能小、供料通顺、消耗功率小的要求。

在选择使用何种型式的供料器时,要充分考虑到物料的性质随温度、湿度、物料的压力等因素的变化情况,以及物料的黏附性、磨削性和腐蚀性等等。

7.2.3.1.1 压送式气力输送装置的供料器

压送式气力输送装置中供料要求密封性能好,防止压缩空气从供料器中泄漏,增加能量损失。其分类主要有:重力式、叶轮式、螺旋式、喷射式、充气罐式等供料器。

1) 重力式供料器 它的工作原理是:物料依靠自重产生下落运动,达到从一个装置向另一装置的输送。可分为单筒供料管和双层供料管,见图 7-21 为双层供料管,上下板交替开闭,使物料下落。需注意的是,动作要具有周期性,要保持密封。

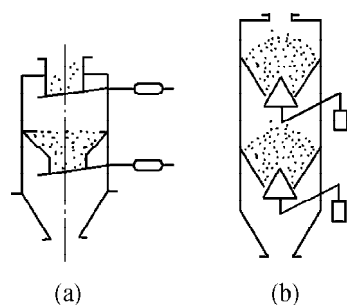


图 7-21 双层供料管

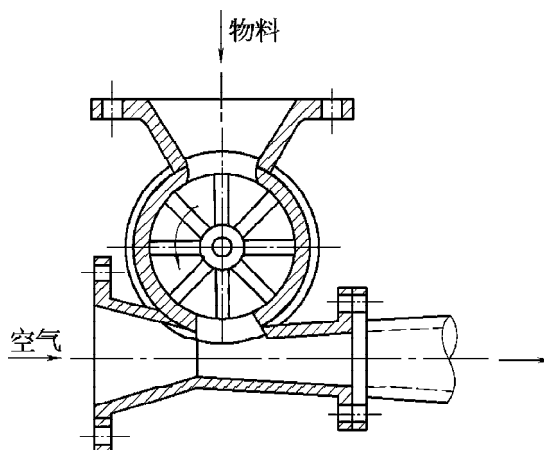


图 7-22 叶轮式供料器

2) 叶轮供料器 见图 7-22, 主要由叶轮和机壳组成。

其工作原理是带有若干叶片的轮子在机壳内旋转, 使物料从上部料斗或容器下落到叶轮之间, 当叶片旋转到下端时, 将物料排出, 可实现定量供料, 这种供料器仅用于非磨削性或稍有磨削性的物料。叶轮和机壳材料的选择根据物料的情况而定, 壳体和端盖的材质一般为耐磨铸铁, 对于化工、食品物料采用不锈钢。转子既可由钢材焊接制造, 也可以整体铸造。转子的形状尺寸决定了整个供料器的性能和稳定性, 供料器上下的压力差与叶片数的关系大致为:

压力差(MPa)	<0.02	<0.05	<0.10
叶片数(片)	6	8	10

这种供料器在吸送式和压送式气力输送装置中都可采用。

3) 螺旋式供料器 螺旋式供料器在压送式气力输送装置中可作为供料器, 在吸送式装置中可作为卸料器。见图 7-23, 螺旋在壳体内快速旋转时料斗中的物料经螺旋压入混合室。在混合室下部装有压缩空气喷嘴, 一旦物料进入混合室, 压缩空气将其吹散并使物料加速。形成物料与压缩空气的混合物均匀地进入输料管。螺旋的螺距从左至右逐渐减少, 进入螺旋的物料被越压越紧, 达到防止压缩空气通过螺旋泄漏的作用, 同时在排料口上装有带杠杆和重砣的可调阀门, 对于不同的物料, 通过移动杠杆和重砣可调节螺旋中物料的压紧程度。物料的性质、输送量以及作用在旋转供料器上的操作压力对选用供料器的尺寸、转速、结构设计起决定性的作用。供料器的尺寸、转速由输送量和物料的堆积密度而定, 供料

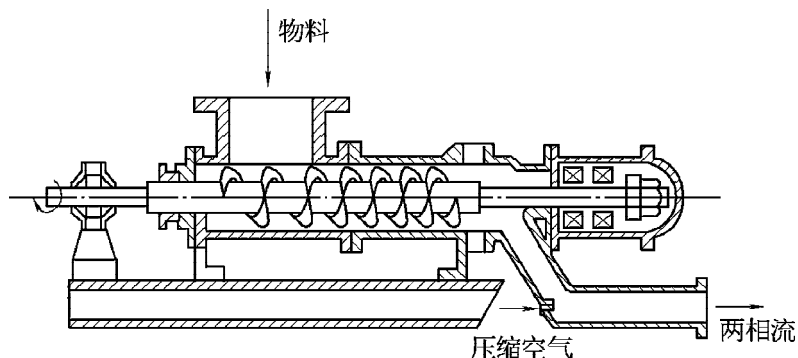


图 7-23 螺旋式供料器

器工作时承受的压差大小决定转轴、叶轮的设计。对于黏性物料,可在叶轮表面喷涂聚四氟乙烯液体再高温处理,以减小对壳体的摩擦,叶片也可用耐磨材料制成,以适应磨削性大的物料。

4) 喷射式供料器 图 7-24 中压缩空气从喷嘴中高速喷出,在喷嘴出口的外部区域形成负压,从而将大气压力作用下的物料吸入管内,同时管内空气不会向供料口喷吹,且有少量空气随同物料一起进入供料器,供料口后端是一段渐扩管,在其中气流速度逐渐减少,静压逐渐增大,使物料沿管道正常输送。

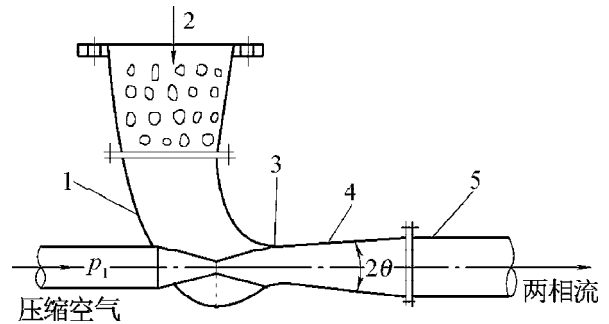


图 7-24 喷射式供料器构造工作原理

1—进料;2—供料;3—喉部;4—扩散管;5—输送管

5) 充气罐式供料器 其适用于粉末状的物料传输,先将粉料送到罐内,然后向密封罐内送入压缩空气,使空气和粉料一起喷出,进入输送管中。工作过程是周期性的,每个周期由装料、充气、排料、放气四个过程组成,若要实现连续送料,必须采用双罐交替工作的方式。

7.2.3.1.2 吸送式气力输送装置的供料器

吸送式气力输送装置中供料器相对而言结构要简单些,分类主要有:吸嘴、三通式、诱导式、放气式、扬升式等供料器型式。

1) 吸嘴 其适用于输送流动性好的粒状物料,一般分为单筒型和双筒型吸嘴两种,见图 7-25。

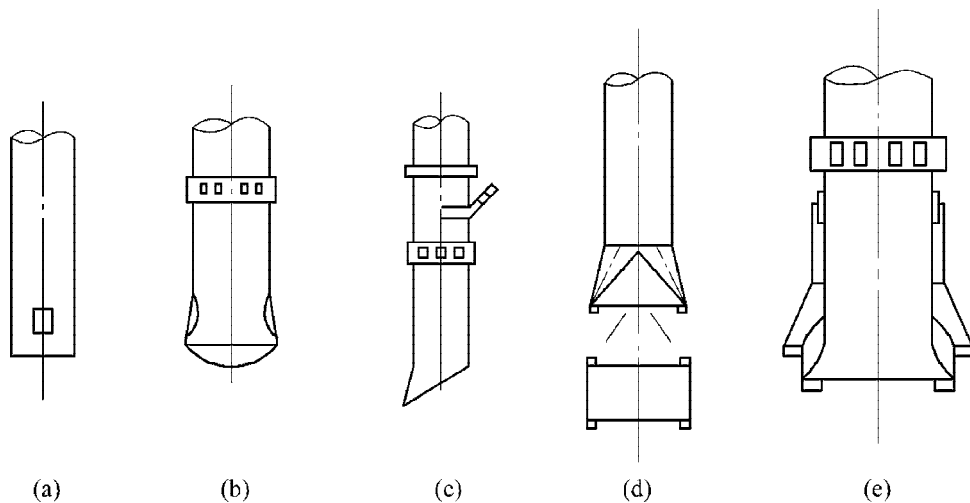


图 7-25 吸嘴

(a) 直口吸嘴; (b) 喇叭口吸嘴; (c) 斜口吸嘴; (d) 扁口吸嘴; (e) 双筒型吸嘴

双筒型吸嘴内筒的入口处呈喇叭状,外筒可以上下活动,喇叭状可以减少一次空气和物料流入时的阻力,二次空气从吸嘴上端进入,使物料加速,提高输送能力。工作时可以根据物料性质、输送条件改变内外筒下端的相对高度,以便提高输送的效率。

2) 三通式接料器 其两种形式见图 7-26

卧式接料器中物料由弯管 2 处引入短管 1,与 1 管右端进入的压缩空气相混合进入输料管。隔板 3 是为了防止物料过多,引起堵塞而放置的。

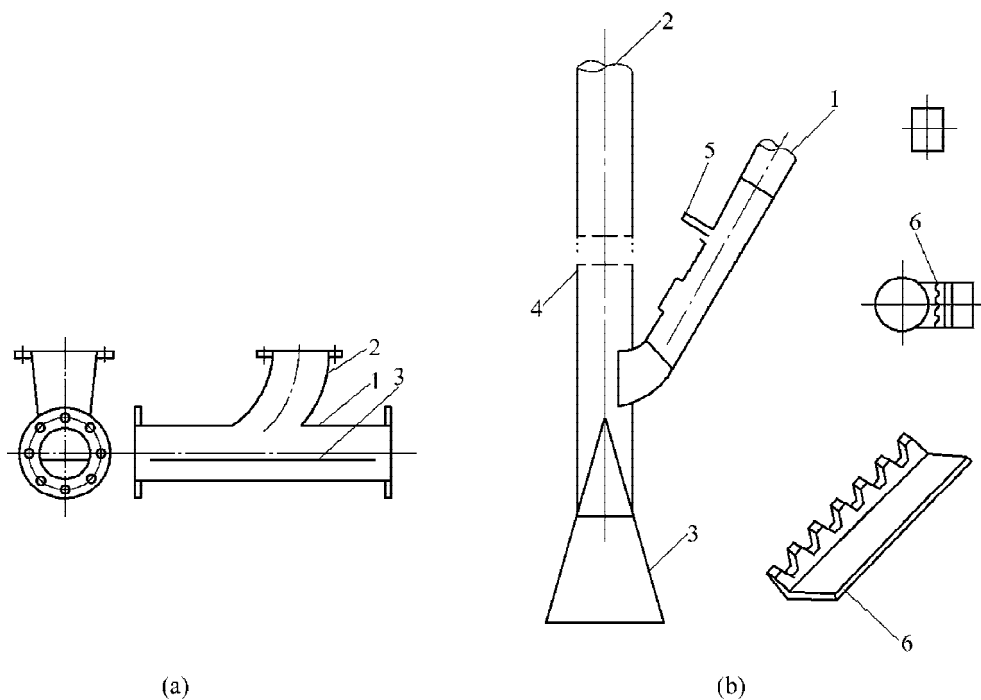


图 7-26 三通接料器

(a) 卧式三通接料器

(b) 立式三通接料器

1—短管;2—弯管;3—隔板

1—自流管;2—输料管;3—喇叭口;4—连接器;5—插板;6—齿板

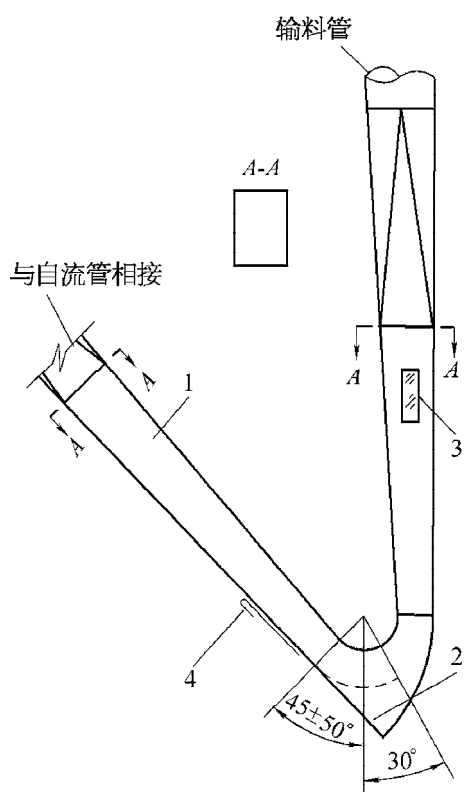


图 7-27 诱导式接料器

1—自流管;2—进风口;
3—观察窗;4—插板活门

立式接料器工作时,物料由 1 处落入 3 处的气流中。靠气流推入输料管 2,插板 5 控制物料的输送量,齿板 6 是为使物料能顺气流方向落入时与齿板撞击而冲散,并折向上方,更好地与上升气流混合。

3) 诱导式接料器 如图 7-27,物料由 1 下落,经过弧形淌板对物料进行诱导,在气流推动下向上输送。如此料、气混合得好,克服了逆向喂料的情况,而且阻力小。

7.2.3.2 输料管道、管件

大多数物料的气力输送都采用国际管道标准(IPS)的钢管作为输料管,管径为 50~175 mm 时采用该标准 40 系列号钢管,管径 200~300 mm 时,采用 30 系列号钢管,管径 350 mm 以上的,采用卷焊的钢管,其壁厚一般为 5~8 mm。当输送塑料、食品和其他严格要求不受污染的物料时,可选用 5 系列号或 10 系列号的铝管或不锈钢管。

在输料管路中,应采取由进口向下游断面逐渐扩大的结构,需避免出现任何断面的收缩。在需要改变输料方向时,采用弯管,为了缓和物料与弯头内壁的撞击,对弯管曲率半径的大小提出了要求,一般情况下,对于管径 ≤ 200 mm 的弯管,曲率半径取管道半径的(6—12)

倍,管径在 200~350 mm 之间时,曲率半径取 2.4 m,超过 350 mm 以上的管道,其弯管曲率半径可取更大。

一般情况下,根据物料的莫氏硬度等级来选择弯管的材料,1、2、3 等级选择普通弯管,4、5 等级选择加强弯管,6、7 等级选择加抗磨箱的弯管。一些特殊物料如铝粉传输时易黏附在钢制弯管上,因而要采用橡胶制的软弯管等。弯管与直长管采用法兰连接,两法兰间要加薄橡胶或密封衬垫,尽可能在接头处保证气密性要求,同时要消除裂缝、缺口、毛刺。输料管联接安装时,可采用套接法和对接法两种方式。套接时,要求每节输料管大小头内径相差大于 2 mm,为防止气体泄漏,套接处缝隙可焊封,但要防止焊疤伸入管道内壁;对接时,要求每节管径相同。当连接时要尽量保持同心,如出现错边,即会引起阻力增大,严重时会发生物料的淤积。

汇集管常用于吸气式气力输送系统中,如图 7-28;汇集管的材料一般选择采用 1.0 mm 的薄钢板,若强度不足可在沿管的适当长度上增加些加强铁箍以防止管道变形。

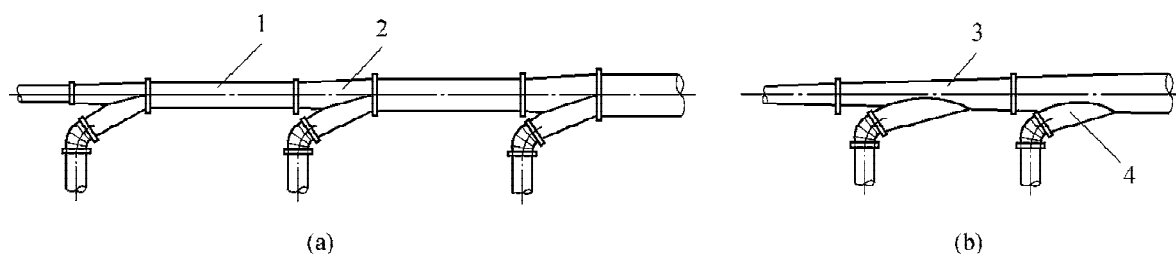


图 7-28 汇集管

(a) 直长汇集风管; (b) 圆锥形汇集风管
1—直管; 2—三通; 3—圆锥形管; 4—连接短管

在需将 1 根输料管分岔为多根支管或将多根支管汇合时,需采用管道换向器。如图 7-29 为蜗壳转向器。由卸料器排出的空气,以垂直方向进入蜗壳转向器,然后以水平方向将空气引入汇集管。根据旋转方向不同,可分为左旋和右旋。转向器进口短管直径与卸料器的排气管直径相同,两者用法兰连接。

7.2.3.3 分离器(卸料器)

物料的性质直接影响着分离的效果,因而分离器根据物料的特性情况可分为:旋风分离器、袋式分离器、静电分离器等。分离器必须具备以下要求:①分离效率高;②经久耐用;③性能稳定;④结构简单;⑤维修方便。

7.2.3.3.1 旋风分离器

见图 7-30,旋风分离器工作原理是气流由进风口 1 处切向进入分离器后,绕中心形成高速旋转产生离心力,物料在此离心力作用下,被甩向外圆筒的内壁,产生撞击而失去速度,然后在自重作用下沿圆锥体壁面螺旋下滑排出,细尘粒和气体则沿上升螺旋线,经内圆筒 2 的溢流口流出。它适用于吸送和低中压压送装置的卸料端,从输送气流中分离粒状物料、粉尘等。它在分离 5~10 μm 以上的物料时,效果比较明显,有时也作除尘器用。

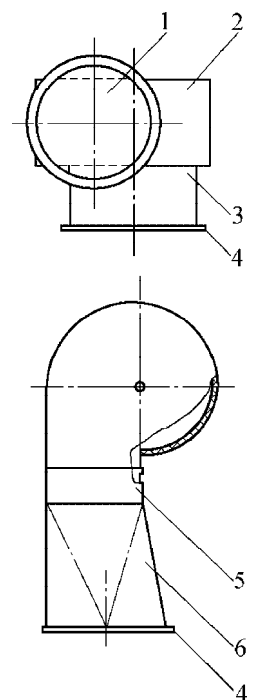


图 7-29 蜗壳转向器

1—进口短管; 2—蜗壳;
3—出口短管; 4—法兰盘;
5—空气连接管; 6—变形管

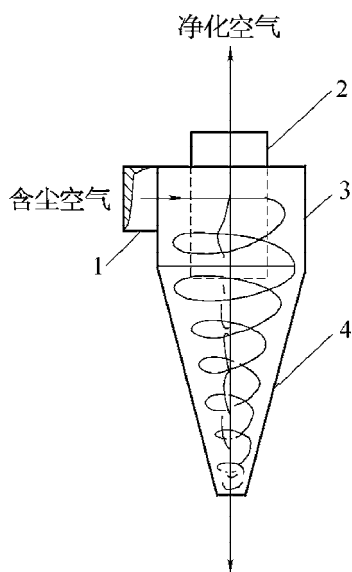


图 7-30 旋风分离器

7.2.3.3.2 袋式分离器

它是利用纤维过滤布从输送气体中分离出粉状物料。它可以分离 5 mm 以下的物料,在分离物料时,由于布袋表面物料的增多,因而每隔一段时间就要清理布袋,按清理原理分为机械振动式和气体反吹式。机械振动式包括一些小型的电动机、液压或气动元件,并通过开关联锁和定时控制器等构成独立的自动操作机构,使布袋产生振动,而使物料与布袋分离。气体反吹式是利用气体从物料运动的反方向经布袋吸风式吹风使其脱离布袋。反吹方式有脉冲喷吹、气环反吹、反吹风等形式。见图 7-31。

吸气式布袋分离器由分离和清理两过程组成,物料由分配箱 8 进入灰斗 4,由于活门 9 使部分物料先下落,经螺旋输送机 10 排出,另一部分随气流进入布袋 2,空气由风管 11 处排出,关闭风门 12,空气在相邻布袋组的吸力作用下反吹,使物料脱落,离开布袋进入灰斗 4,由螺旋输送机 10 处排出。如此循环往复,完成分离物料工作。而脉冲喷吹是利用高压气流在风门 12 关闭时对准布袋中心喷气,一瞬间滤袋急剧膨胀,产生的

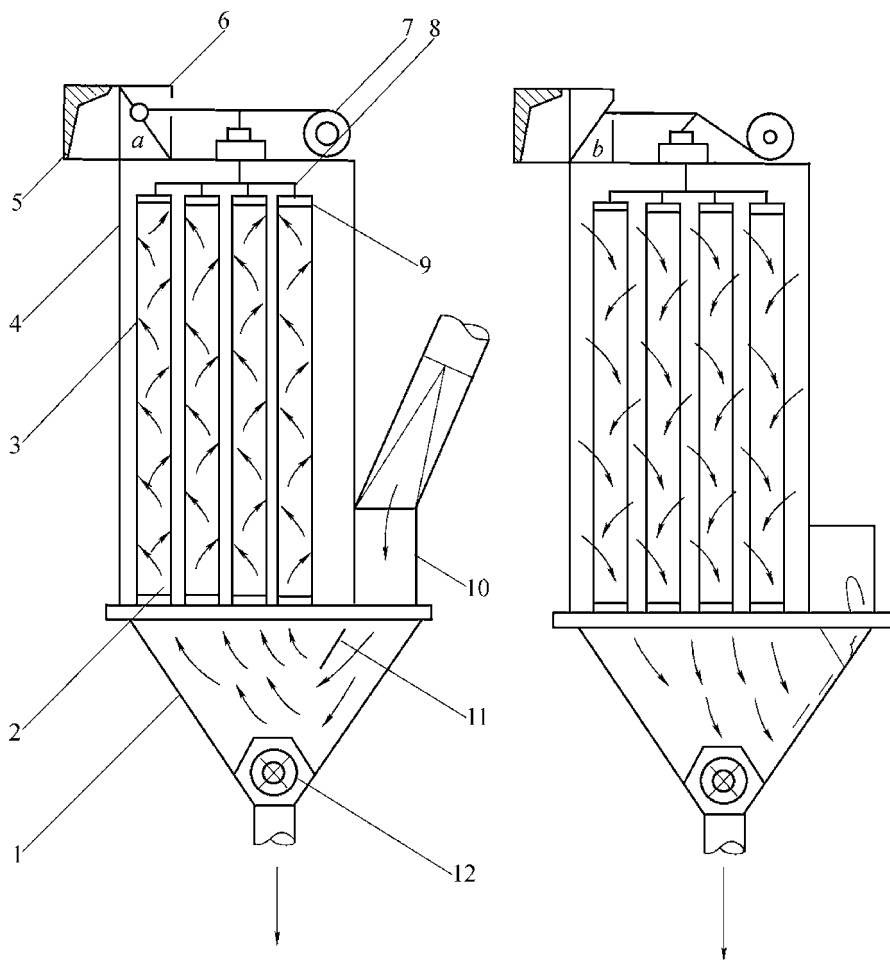


图 7-31 吸气式布袋除尘器构造原理图

1—箱柜;2—布袋;3—圆孔;4—灰斗;5—圆木盖;6—支架;7—抖动机构;
8—分配箱;9—活门;10—螺旋输送机;11—风管;12—风门

逆向气流,使物料脱落。

7.2.3.4 闭风器

低压吸气式气力输送装置在负压的作用下卸料器排出物料的同时,排料口可能吸入空气。为此需在排料口安装闭风器,常用闭风器主要有叶轮式闭风器(其原理与叶轮式供料器工作原理相同)和螺旋式闭风器(其构造与螺旋式供料器类似),不再赘述。

7.2.3.5 除尘器

除尘器是气力输送装置的重要部件。通常使用的有:重力沉降室、惯性除尘器、旋风除尘器、布袋除尘器、静电除尘器、超声波除尘器,其中旋风除尘器、布袋除尘器的结构、原理与前面介绍的分离器相同。

7.2.3.5.1 重力沉降室

其工作机理是使气流截面突然扩大,风速下降到物料颗粒悬浮速度的5%~10%左右,然后利用粉尘由于重力自然下沉的原理将空气中的粉尘分离出来,重力沉降室一般用来作为第一级除尘器使用,它的净化颗粒为大于20~40 μm 的粉尘。

7.2.3.5.2 惯性除尘器

它的工作原理是:压缩空气和粉尘的混合物一起运动,在急转弯处或遇到障碍物时,由于两者惯性力不同,粉尘将偏离气体的流线,而达到分离除尘的目的,一般也作为一级除尘器,用于净化20 μm 以上的非纤维状粉尘。

7.2.3.5.3 静电除尘器

它的工作原理是用高压电场作用于粉尘、空气的混合物,使粉尘带电,然后在电场内静电的吸引下使粉尘与气体分离,达到除尘的目的。

7.2.3.5.4 超声波除尘器

它的工作原理见图7-32,是利用超声波作用于含粉尘的气流,使悬浮于气流中的粉尘共振引起粉尘的相互碰撞,使粉尘凝聚从而从气流中分离出来,达到除尘的目的。

7.2.3.6 气源机械

气源机械是气力输送的气源产生机构,常用的有离心通风机、鼓风机、空气压缩机。离心通风机的排气压力为: $\leq 15 \text{ kPa}$,鼓风机排气压力为:15~20 kPa,使用空气压缩机的排气压力为: $\geq 0.1 \text{ MPa}$,我们可以根据实际情况选择合适的气源机械。

7.2.3.7 消声器

气力输送装置中,通风机和供料、输料、卸料过程的设备都会有噪声。因而工作时须引入消声器,以最大限度地降低噪声。消声器分为阻性消声器、抗性消声器、阻抗复合消声器和微穿孔板消声器等。所谓阻性消声器是把吸声材料固定在气流管道内壁或按一定的方式在管道中排列,构成消声效果,适宜于较宽的中、高频噪声的消声。抗性消声器是利用声波滤波原理进行工作的,对于低频噪声具有良好的消声性能。阻抗复合式是综合阻性和抗性的特点组合而成。一般罗茨风机和叶氏风机采用ZHZ-55系列阻性消声器,高压离心风机采用GPL系列阻性和F系列阻抗复合式消声器,空压机宜采用抗性消声器。

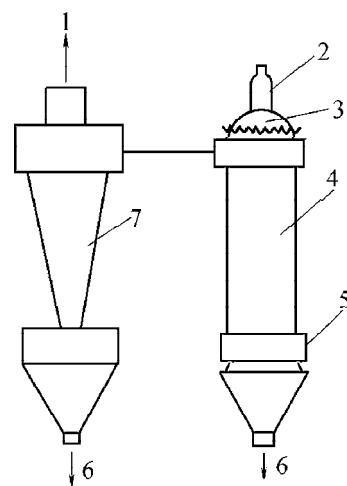


图 7-32 超声波除尘器

1—净化气体出口;2—声波发生器;3—压缩空气;4—凝集塔;
5—含尘气体;6—排灰;
7—旋风除尘器

7.2.4 气力输送的应用(见表 7-10)

表 7-10 气力输送应用举例

行业类别	物 料 种 类	输送方式	效 果
水泥工业	细粒的水泥生料运输、散装水泥的卸料	脉冲气力输送 空气槽发送罐	避免输送过程中灰尘多减少维修量， 操作安全
	水泥原料的配料	吸-压组合式	
烘烤工业	面粉、食糖等从火车、汽车上卸料或将储存在圆筒仓内的物料送到多个加工料斗中	吸-压组合式	面粉、食糖等烘烤工业原料卫生要求， 减少火灾、爆炸的危险
酿造酒精工业	麦芽运输卸料	吸-压组合式 二个独立风机	提高生产率
塑料工业	塑料、酚醛树脂等输送	吸送式 低压压送式	防止污染,防止不同颜色的塑料混杂
	多品种塑料粒卸车	吸-压组合式	
造纸工业	纸浆木片的运输	低压压送式	
饲料工业	饲料运输	吸送式 低压压送式	
钢铁工业	钢样输送	集装筒式	高温状态下,迅速实现长距离运输

应用举例 1 水泥生产工业

水泥的生产运输中许多环节都适宜采用气力输送。制造水泥时,先将石灰石和其他含石灰的原料加上各种化学成分的其他原料,按一定的比例混合后,经破碎研磨形成水泥生料。在初级、二级破碎粗磨过程中原料块大,不宜用气力输送的方式,宜用机械输送,粗磨后卸料,可采用空气槽式气力输送从一台(或多台)粗磨机的卸料口沿水平方向把物料送到斗式提升机,提升到分离器内将细料、粗料分离,再把细料送到配料槽,可采用吸送式和吸-压送式将生料按规定的比例配料后送到回转窑中煅烧成水泥熟料。熟料经冷却器冷却,再由破碎机破碎送到水泥研磨机,这个过程宜机械输送,熟料的包装和散装发送可采用空气槽或螺旋泵进行气力输送,现在国内已制成 400 t/h 的大型气力输送设备。

图 7-33 为回转窑快速煅烧和添加燃料煤系统,给加工工艺提供了方便,同时提高了工作效率。

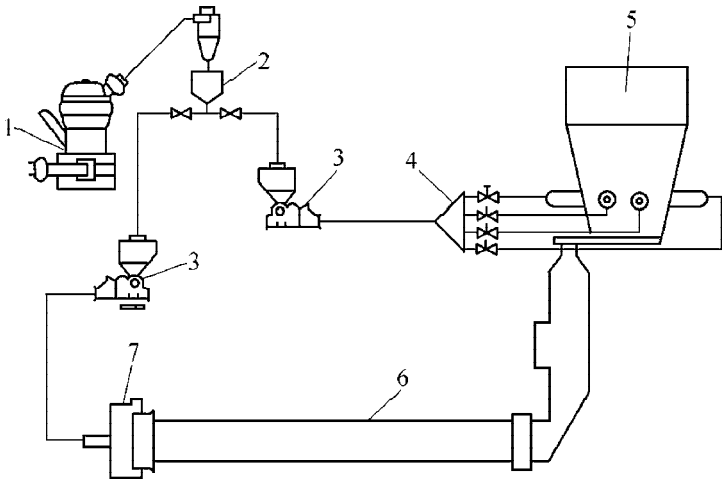


图 7-33 回转窑的煤粉燃料供给系统

1—磨煤机;2—煤粉缓冲仓;3—螺旋泵;4—分流器;5—快速煅烧炉;6—回转窑;7—喷头

如果整个水泥生产过程都采用机械输送的方式,则水泥厂内投资成本会大幅增大,厂内布置会很乱,同时避免不了水泥灰尘的飞扬,严重污染生产环境,大大地增加了维修工作量和维修费用。

应用举例 2 钢样输送

在钢铁生产行业,有时需将现场高温炉的钢样送到分析室进行成分分析化验,从现场到分析室距离很长,且钢样温度很高,温度下降大时,无法准确进行分析,这就使其他方式的输送带来一定的困难,而采用气力输送,可以很方便地完成这一工作,如图 7-34。

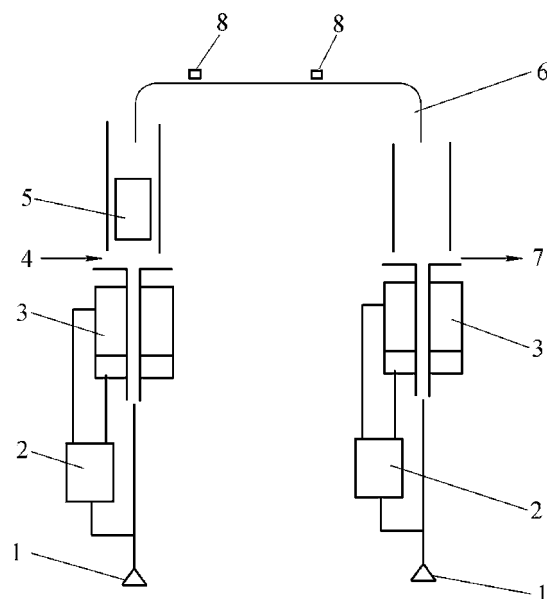


图 7-34 钢样分析输送系统

1—气源;2—控制器;3—气缸;4、7—加样装置(卸样装置);5—样盒;
6—输送管道;8—感应元件

样盒尺寸: $\phi 73 \times 216$;送样速度:30 m/s;空样返回速度:20 m/s;气源压力:0.5 MPa;电源电压:AC 380 V 50 Hz,三线制。现场采用机械手取炉中一小段钢样装入输送集装箱内,用集装筒式气力输送可实现单向或双向输送。

8 气动控制回路及回路设计

要设计一个气动系统,首先应明确设计要求,然后依其设计气控回路,其后进行执行元件、控制元件和气动辅件的选择,进而确定压缩机容量和管道直径等。其中气动回路的设计在气动系统中占有重要地位,本章将在介绍气动基本回路和一些应用回路后介绍气动顺序控制回路的设计。

8.1 基本回路

生产中采用的各种气动机械和设备的气动控制回路一般均由一些基本回路组成。这些具有特定功能的基本回路主要有:压力控制回路、速度控制回路、换向回路、逻辑回路等。

8.1.1 压力控制回路

为使气控回路和执行元件正确动作,每一台气动装置都需要一个除去水分和灰尘并供给稳定压力的气源。图 8-1(a)是最常用的压力控制回路。从压缩空气站来的压缩空气经过滤器 1、减压阀 2、油雾器 3 送给气动装置。调节减压阀的输出压力就能得到所需要的具有一定压力的气源。通常把过滤器、减压阀和油雾器称为气动三大件或三联件,其简化图形符号如图 8-1(b)所示。

图 8-1 中的油雾器主要用于气阀、气缸或气动马达的润滑,若控制系统中有些气动元件不需要润滑(如无给油式气阀和带有橡胶膜片的气缸),可在减压阀后将气源另行引出,直接供给无给油式气阀和气缸,实行分别供气。对于全部由无给油式气动控制元件和执行元件组成的气动系统,可在供气回路中省掉油雾器。

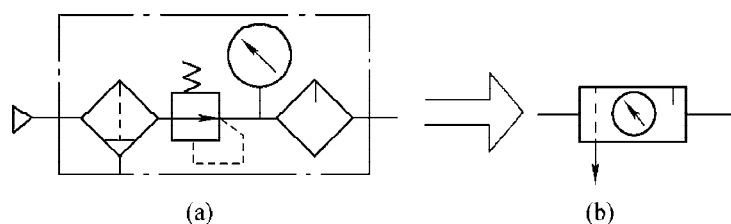


图 8-1 供气压力控制回路

对于供气压力变化大或气动系统瞬时耗气量很大的情况,为减少输出压力的变化,可在过滤器和减压器的前面或后面设置气罐,如图 8-2 和图 8-3 所示。

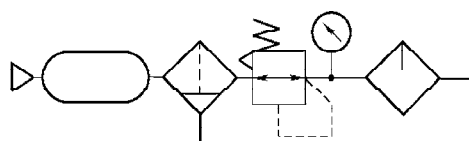


图 8-2

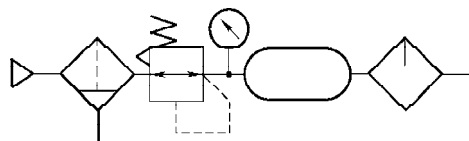


图 8-3

8.1.2 换向回路

8.1.2.1 单作用气缸的换向回路

图 8-4 所示为常用的二位三通阀控制回路。当有气控信号时，阀换向，气缸活塞杆伸出。气控信号消失，阀自动复位，活塞杆靠弹簧力退回。

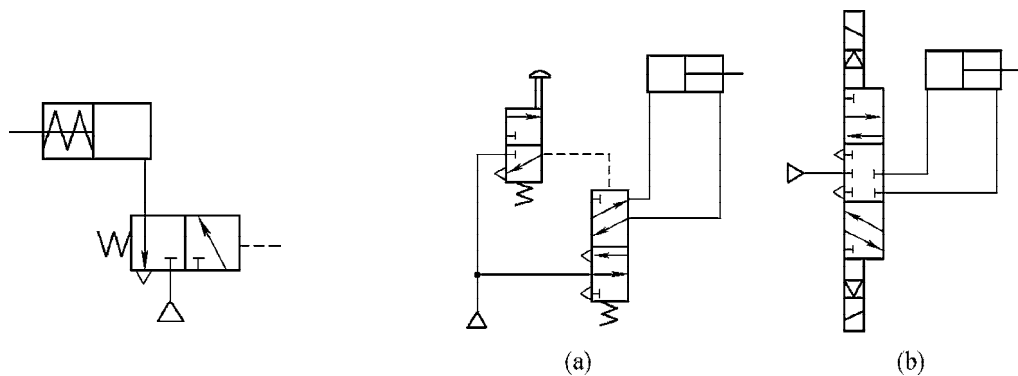


图 8-4 单作用气缸的换向回路

图 8-5 双作用气缸的换向回路

8.1.2.2 双作用气缸的换向回路

图 8-5(a)采用二位五通阀作为主控阀，用小通路的手动阀控制的换向回路。图 8-5(b)是电气先导式三位阀控制气缸换向并有中间停止功能的回路。它要求元件密封性好，可用于定位要求不严的场合。

8.1.3 速度控制回路

气动设备主要通过控制进入和排出执行元件的流量来进行速度控制。

8.1.3.1 单作用气缸的调速回路

如图 8-6 所示，该回路由左右两个单向节流阀来分别控制活塞杆的升降速度。

8.1.3.2 双作用气缸的调速回路

双作用气缸的调速回路主要有进气节流和排气节流方法，一般多采用排气节流，如图 8-7(a)所示。图 8-7(b)也是排气节流回路，在换向阀的排气口安装排气节流阀，实现速度控制。这种方法比较简单，也较常用。但是要注意所选用的二位五通换向阀是否允许后接排气节流阀，以免引起动作失常。

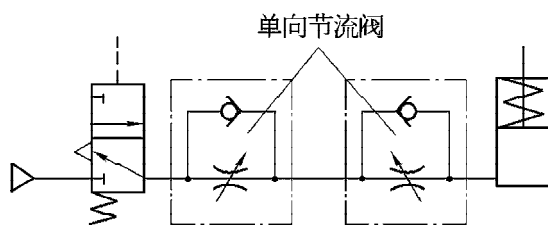


图 8-6 单作用气缸的调速回路

图 8-7(c)是进气节流回路。由于进气流量小而排气流量大，进气腔压力上升缓慢，当进气和排气两腔压差达到刚好克服各种反力时，活塞就突然前进，使进气腔容积突然增大，进气腔压力下降，活塞就停止前进。气缸活塞这种“忽走忽停”的现象称为气缸的爬行，故较少采用这种调速方法。

图 8-7(c)是进气节流回路。由于进气流量小而排气流量大，进气腔压力上升缓慢，当进气和排气两腔压差达到刚好克服各种反力时，活塞就突然前进，使进气腔容积突然增大，进气腔压力下降，活塞就停止前进。气缸活塞这种“忽走忽停”的现象称为气缸的爬行，故较少采用这种调速方法。

8.1.3.3 气液联动的速度控制回路

气液联动速度控制回路如图 8-8 所示。该回路通过改变两个节流阀的开度实现活塞两个方向的无级调速。它要求气液转换器的油量大于液压缸的容积，同时需注意气液间的密封，避免气体混入油中。

应用气液阻尼缸的速度控制回路如图 8-9 所示。该回路也是通过调节节流阀 1、2 的开度获得两个方向的无级调速，油杯 3 为补充漏油而设。

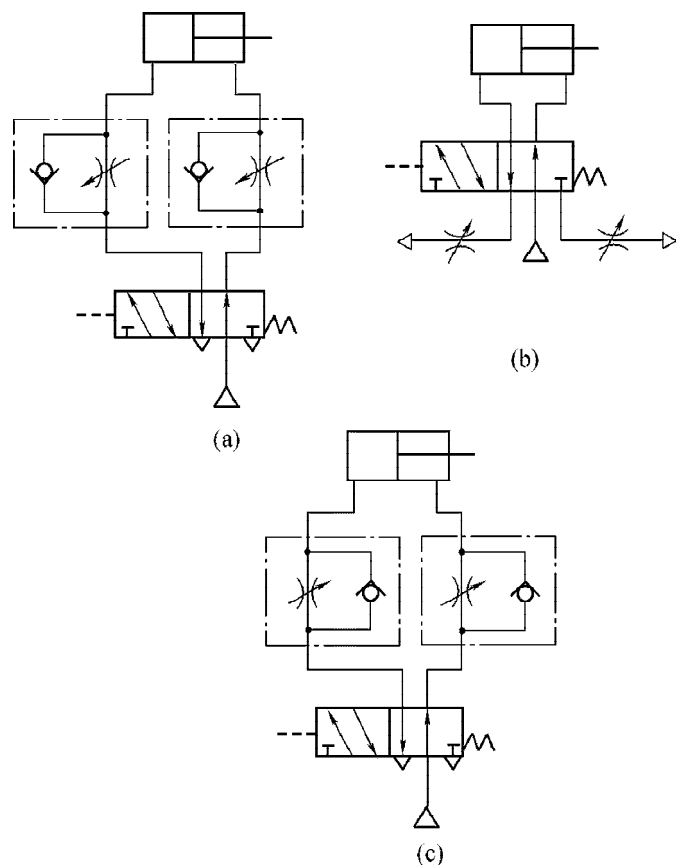


图 8-7 双作用气缸的调速回路

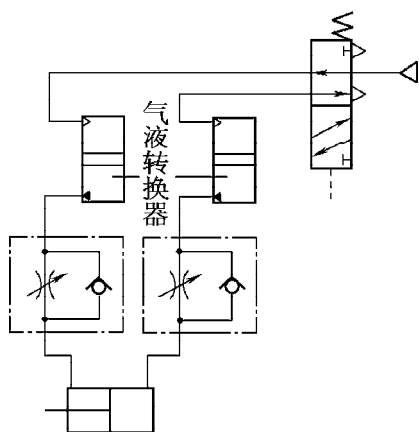


图 8-8 气液转换回路

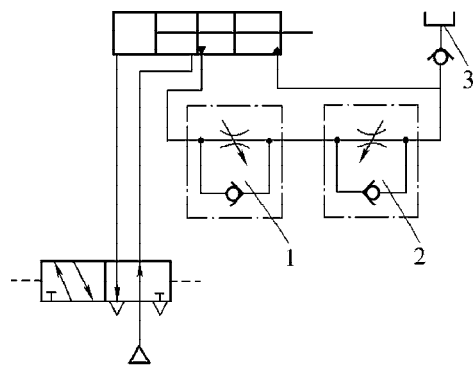


图 8-9 气液阻尼缸回路

1、2—节流阀；3—油杯

8.1.4 逻辑回路

逻辑功能可由逻辑元件实现,也可由方向阀组成。下面仅介绍几种基本的逻辑回路实现方法。

8.1.4.1 与门回路和联锁功能

把两个常断型的二位三通阀按图 8-10(a)所示串联起来,就成了一个与门回路。图 8-10(b) 是将常断型二位三通阀的气源口作为信号输入口,也成为是一个与门回路。在锻压和成形机床中,为避免事故发生,采用如图 8-10(c)所示的气动控制回路,必须双手按下操作按钮时机床才能工作,因而可避免伤手事故。

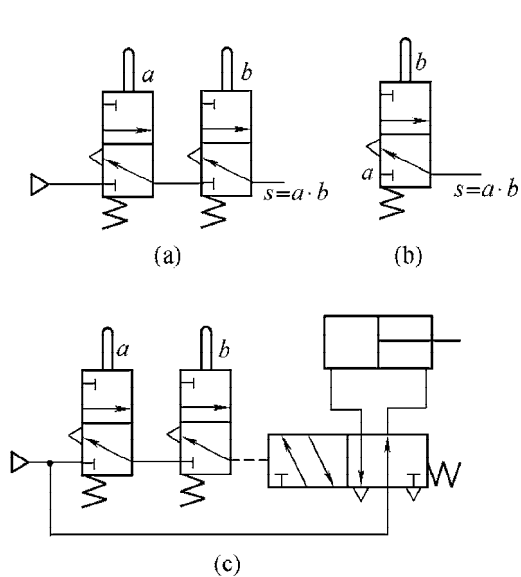


图 8-10 安全联锁与门功能

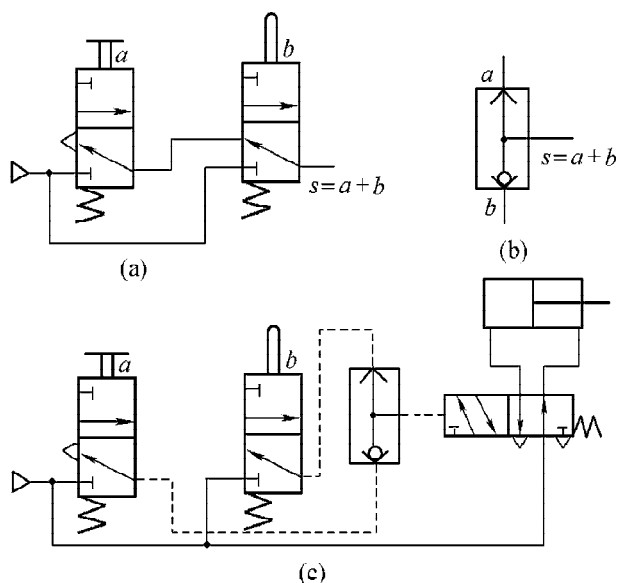


图 8-11 自动-手动控制回路

8.1.4.2 或门回路和两地控制

把两个常断型二位三通阀按图 8-11(a)所示并联起来,就组成了一个或门回路。由图可见,两个阀中只要有一个换向,或门回路就有输出。一个梭阀也是一个或门回路(图 8-11(b))。该回路可用在自动-手动并用控制回路,如图 8-11(c)所示。

8.1.4.3 非门回路

一个常通式二位三通阀就是一个非门回路,如图 8-12 所示。当没有气控信号 a 时,阀有气输出;有气控信号 a 时,阀反而没有输出。将非门和或门、与门组合可实现各种需要的逻辑回路。

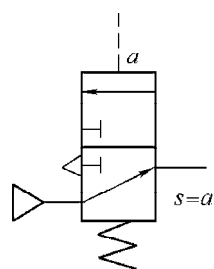


图 8-12 非门回路

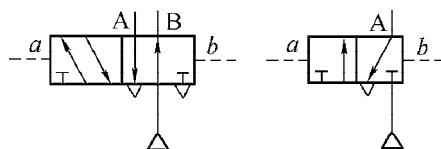


图 8-13 记忆回路

8.1.4.4 记忆回路

一个双气控二位五通阀就是一个双输出的记忆回路,如图 8-13 所示。当有 a 信号时, A 端有输出, B 端无气。 a 信号消失, 阀仍保持在 A 端有输出状态。当 b 信号消失, 仍能保持记忆状态。图右部双气控二位三通阀也具有单输出记忆功能。

8.2 应用回路

气动应用回路根据装置的使用目的不同,大多由基本回路组合而成,或经部分改变后的回路组成,也可附加上特殊回路组合而成。这里举几个一般使用的应用回路例。

8.2.1 增压回路

在一般的气动回路中,要求得到特别大的输出力时常使用增压器,其高压侧采用液压油

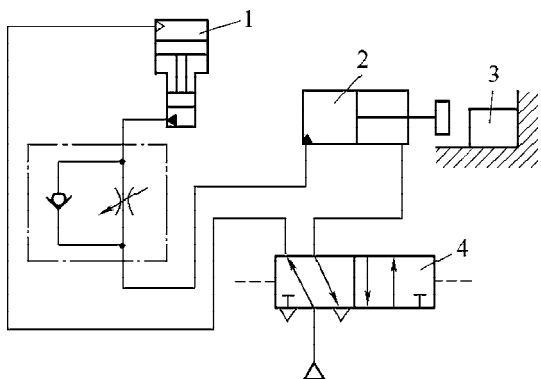


图 8-14 夹紧回路

1—增压缸；2—气液缸；3—工件；4—气控阀

作为介质,可获得比气压高得多的压力,因而缸径不用很大。图 8-14 为采用增压器的夹紧回路,当气控阀在图示位置时,增压器的缸下侧产生高压油,气液缸前进夹紧工件,气控阀处于右位时,则松开工件。在使用增压回路时,要注意增压器的输出油量应大于缸的容积加上液压管路膨胀的损失,并注意气液活塞的密封,防止压缩空气进入液压腔。

8.2.2 单缸往复回路

8.2.2.1 一次往复回路

图 8-15 是行程控制式一次往复回路。按下按钮阀 1 后,主控阀 3 换向,气缸活塞杆伸出,至行程终端撞块压下行程阀 2 的阀芯,其输出信号使主控阀 3 换向,活塞杆缩回,至行程终端停止。

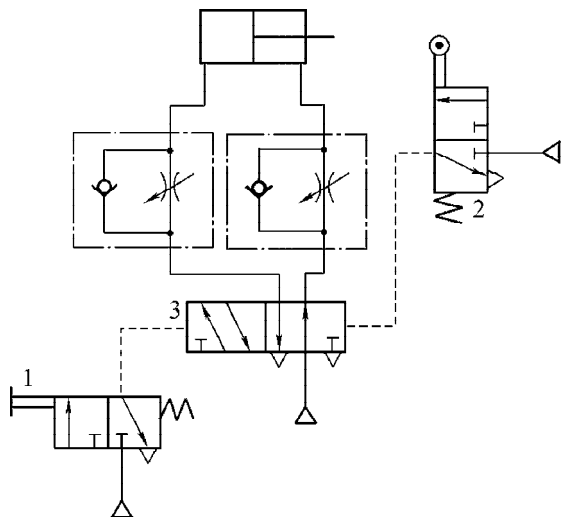


图 8-15 气缸一次往复回路

1—按钮阀；2—行程阀；3—主控阀

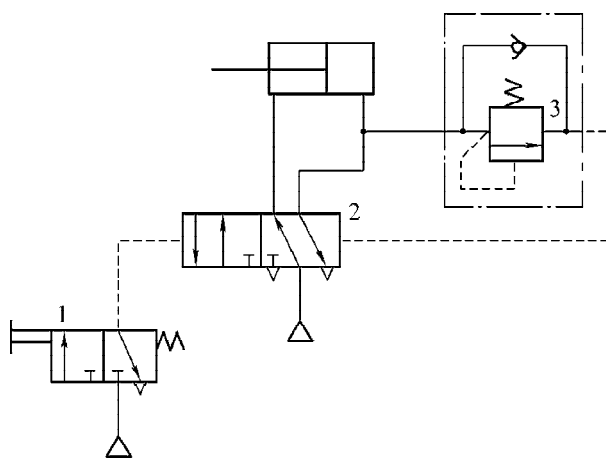


图 8-16 顺序阀控制回路

1—按钮阀；2—主控阀；3—顺序阀

图 8-16 是采用单向顺序阀的一次往复回路。按下按钮阀 1,主控阀 2 换向,活塞杆伸出,至行程终端停止运动时,气缸左腔的压力会继续增高,到打开顺序阀 3 后主控阀被换向,活塞杆缩回,完成了一次往复运动。这种回路适用于气缸的行程较短,安装行程阀有困难场合。

图 8-17 是延时退回回路。按下按钮阀 1,主控阀 2 换向,活塞杆伸出,至行程终端撞块压下行程阀 3 的阀芯,其输出经可调节流阀 4 向气容 5 充气,经过一定时间的延迟后,主控阀换向,活塞杆缩回。延迟时间取决于节流阀开度和气容容室的大小。这种延时退回回路可应用在机床镗削加工等处。

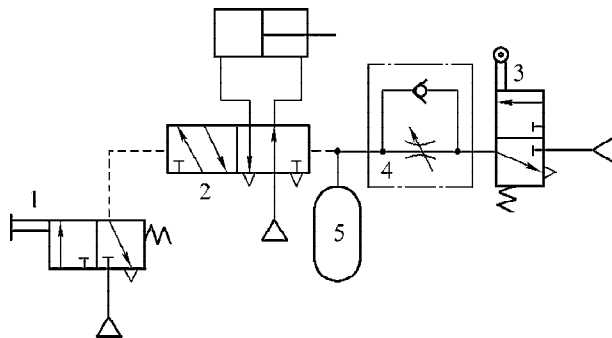


图 8-17 延时退回回路

1—按钮阀；2—主控阀；3—行程阀；4—可调节流阀；5—气容

8.2.2.2 连续往复回路

图 8-18 是行程阀式的连续往复回路。操纵手动阀 ST, 由于行程阀 a_0 的阀芯已受压, 有气输出使主控阀换向, 活塞杆伸出, 此时行程阀 a_0 复位, 但因二位五通阀有记忆功能而继续前进, 至行程阀终端时, 行程阀 a_1 的阀芯受压, 输出气信号使主控阀换向, 活塞杆缩回。至行程阀终端时, 行程阀 a_0 的阀芯又受压, 于是活塞杆一直连续往复行动, 直至关闭手动阀 ST 的输出, 气缸活塞杆缩回至行程终端时停止。

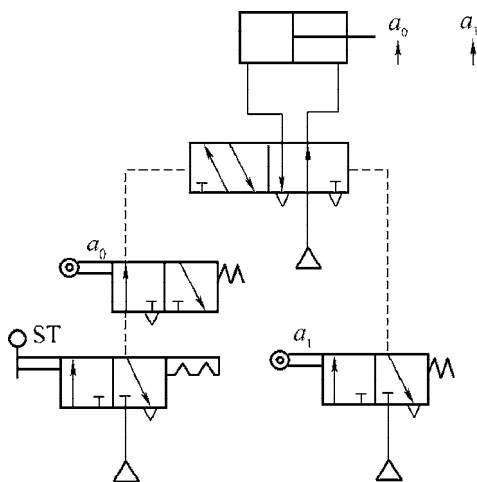


图 8-18 连续往复回路

8.2.3 顺序动作回路

生产机械设备在一个工作循环中, 常常要求有几个气缸按一定的次序动作, 这可以用顺序动作来实现。像单缸往复回路一样, 其控制方式也有行程控制、压力控制和时间控制等。这里仅以常用的行程控制方式为例, 介绍双缸动作的两种回路。(设 A_1 和 A_0 分别表示 A 缸活塞杆的伸出和缩回两个动作, a_1 和 a_0 分别表示检测气缸 A 的伸出和缩回的行程阀输出信号; B_1 和 B_0 分别表示 B 缸活塞杆的伸出和缩回两个动作, b_1 和 b_0 表示 B 缸的伸出和缩回的输出信号。)

8.2.3.1 $A_1B_1A_0B_0$ 的气控多循环动作回路

图 8-19 是 $A_1B_1A_0B_0$ 的顺序动作回路。按启动阀 ST, 气源经过已被 B 缸活塞杆压下的行程阀 b_0 至主控阀 FA 并使之换向, A 缸活塞杆伸出(A_1)。至行程终端, 撞行程阀 a_1 发信, 主控阀 FB 换向, B 缸活塞杆伸出(B_1)。至行程终端, 撞行程阀 b_1 发信, 主控阀 FA 换向, A 缸活塞杆缩回(A_0)。至行程终端, 撞行程阀 a_0 发信, 主控阀 FB 换向, B 缸活塞杆缩回(B_0)。至行程终端又撞行程阀 b_0 , A 缸又伸出, 进行第二次循环。以后回路一直按 $A_1B_1A_0B_0$ 的动作进行下去, 直至操纵手动阀使气缸复原为止。此回路可用于输送线上将工件举起后送到下一输送带上等。

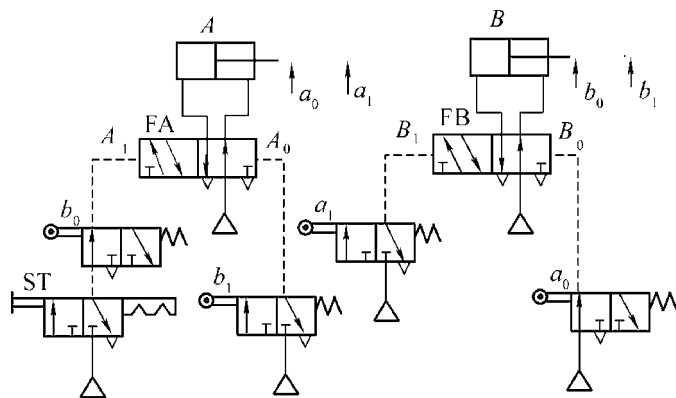
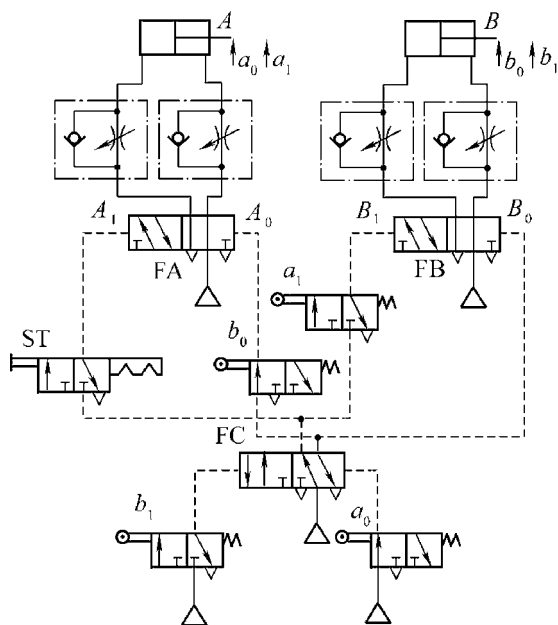
图 8-19 程序为 $A_1B_1A_0B_0$ 的回路8.2.3.2 $A_1B_1B_0A_0$ 的顺序动作回路

图 8-20 是 $A_1B_1B_0A_0$ 顺序动作回路。图中采用了双稳逻辑控制阀 FC 和起与门作用的 b_1 、 a_1 后, 可使回路无障碍地运行。

图 8-20 $A_1B_1B_0A_0$ 的顺序回路

设原始工作状态时 A、B 气缸活塞杆均处于缩回状态,此时行程阀 a_0 受压,故有气信号输出,记忆双稳元件 FC 左端有气输出,送至行程阀 a_1 和启动按钮 ST,作好开机准备。

在按动 ST 启动按钮后,主控阀 FA 换向,A 缸伸出(A_1)。当 A 缸活塞杆压住行程阀 a_1 时,其输出使主控阀 FB 换向,B 缸伸出(B_1)。当 B 缸活塞杆压住行程阀 b_1 时,其输出使阀 FC 换向,B 缸缩回(B_0),同时供给行程阀 b_0 的气源。在 B_0 动作完成后行程阀 b_0 发信,使主控阀 FA 换向,进行 A_0 动作,完成了一个循环。

该回路可用于 A 缸夹紧工作后 B 缸钻孔等应用中,待 B 缸钻孔完毕缩回后,夹紧缸 A 才能松夹,以免发生事故。

8.2.4 冲击回路

在机械加工中需对工件施以大的冲击力进行打击时,可采用冲击气缸,也可用普通气缸通过冲击回路得到大冲击力。在气缸进气通道中使大流量压缩空气作用在无杆腔活塞上,使其高速运动,并同时使有杆腔快速排气以减少活塞运动时的反向作用力。

如图 8-21 所示,气缸在初始状态时,有杆腔处于通大气状态。当二位五通阀启动后,大流量换向阀(气控二位三通阀)切换的同时,在气容中储存的空气急速流至气缸无杆腔中,使气缸高速运动。这时气缸无杆腔的空气由快速排气阀向大气快速排出。为使气缸高速动作,气容、大流量换向阀和快速排气阀离气缸越近越好。

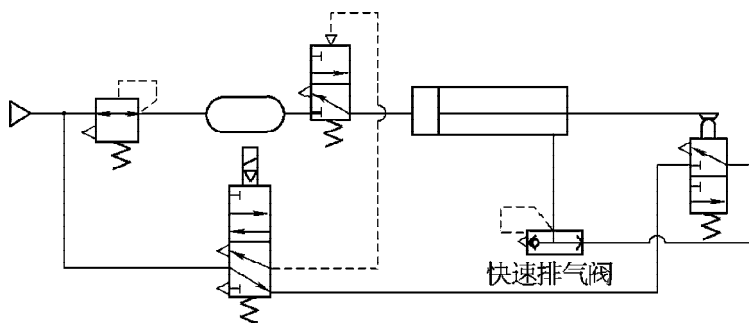


图 8-21 冲击回路

8.2.5 缓冲回路

当气缸带大负载以高速运动到达终端时的冲击能量较大,会撞击缸盖影响气缸使用性能,因此须考虑缓冲问题。在气缸内设置气垫式缓冲机构是一种解决方法,但当负载惯性较大,或对无缓冲气缸进行控制时,可采用以下方法。

8.2.5.1 外加缓冲装置(图 8-22)

当气缸高速移动达到停止位置前时,撞到能量吸收气缸,于是在缸的右侧腔内压力上升,腔内空气经单向节流阀和二位五通阀流到大气中,吸收了运动能量使气缸运动减速。调节单向节流阀的开度,可改变气缸行程终端速度。为使负载气缸和能量吸收缸返回原位,使

二位五通阀切换至原位即可。

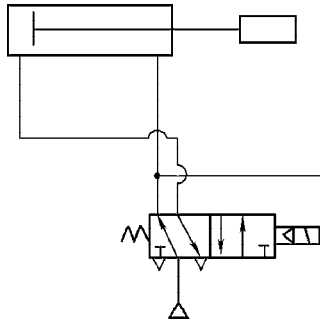


图 8-22 缓冲回路

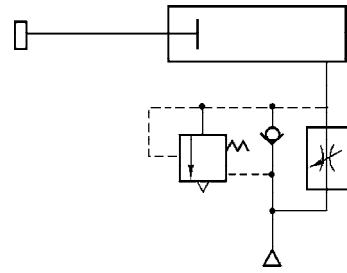


图 8-23 使用溢流阀的回路

8.2.5.2 使用溢流阀的回路(图 8-23)

当能量吸收缸的内部压力只靠节流阀吸收时，其内部压力迅速上升，这时可使用溢流阀与之并联。当溢流阀压力达到给定压力后，其余气体即被放到大气中，因此可保持其内压力一定。负载气缸返回时，能量吸收缸也随单向阀打开其活塞返回初始状态。

8.2.6 同步回路

使两个气缸以同一速度移动或同时停止，有以下几种方法较为适用。

8.2.6.1 利用机械机构与气缸同时工作(图 8-24)

把两个气缸的活塞杆通过机械结构连在一起，例如用齿轮齿条连接起来可使其同步。虽理论上说能实现最可靠的同步动作，实际使用时，其机械加工和安装误差会影响同步精度且两气缸的设置距离不能太大。

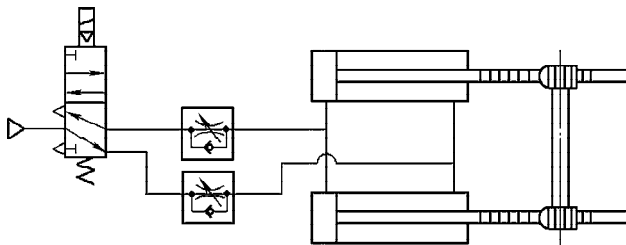


图 8-24 用齿轮齿条机构的同步控制

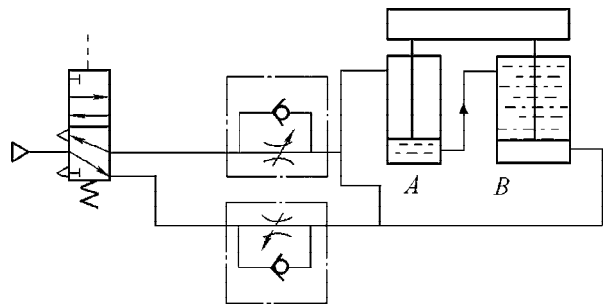


图 8-25 使用单向节流阀的简易同步回路

8.2.6.2 将液压油封入气液缸内的同步回路

图 8-25 是通过把油封入回路实现两缸同步的回路。

由于两缸为单活塞杆，故要求 B 缸内径大于 A 缸内径，以使气液缸 B 上腔的有效面积与 A 缸下腔截面积完全相等，如两缸为双活塞杆缸，则要求两缸内径与活塞杆直径均相等。

8.2.6.3 采用气液缸的同步回路(图 8-26)

图 8-26 所示为能承受不对称负载 F_1 、 F_2 的气液阻尼缸的同步回路。它可用于工作台水平升降装置中，当三位阀处于中间位置时，蓄能补油器可自动通过补给回路对油缸补充漏油，而若三位阀处于左位或右位时，蓄能器的补给回路被切断。回路中安装了气塞头，用以将混入油中的空气置换成补充油液。设计气液缸时，要在中盖处有放出泄漏空气的结构，防止气缸内空气漏至液压缸内。

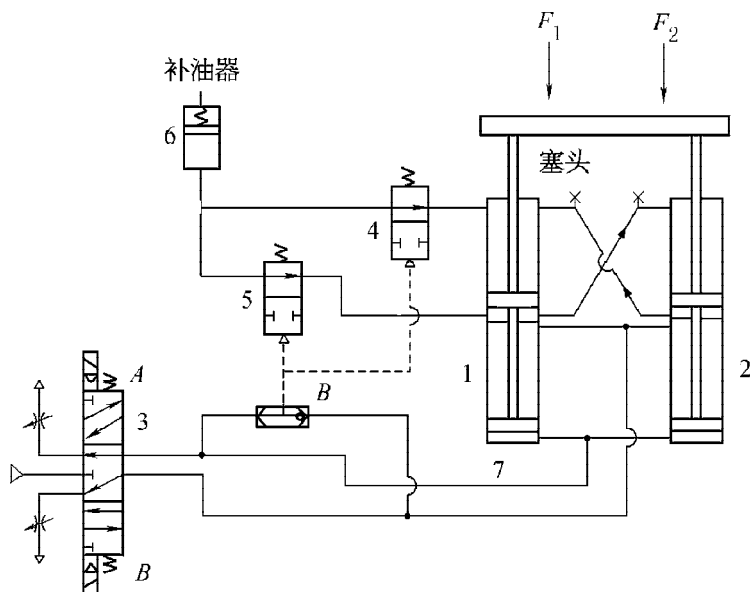


图 8-26 使用串联气液缸的同步回路

8.2.7 张力控制回路(图 8-27)

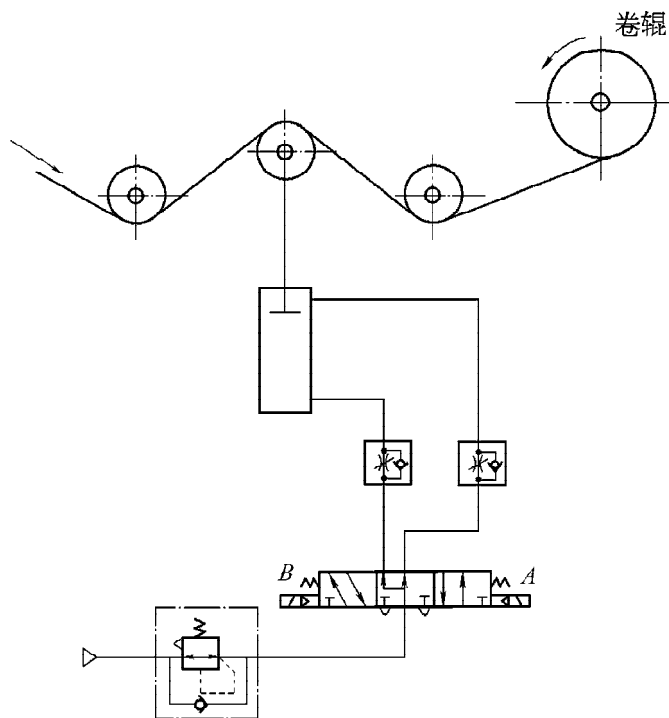


图 8-27 张力控制回路

在纸或布等带状产品生产中,为使卷筒张力一定,可在带材运动过程中加一定的压紧力,这时可用减压阀和气缸组合进行张力控制。其控制精度决定于气缸的摩擦阻力大小和减压阀精度的高低。为提高精度应选择摩擦阻力小的气缸或滚动膜片式气缸,减压阀宜选用先导式。

装置启动时为减轻电机的负载并防止带材的破损,可采用图示的中位加压式电磁换向阀。待电机进入正常运转后,电磁阀B侧通电,带材即在受到给定的张力下运行。当负载力增大时压活塞杆下降,气缸下腔压力高于减压阀的给定压力,多余的气体即从减压阀的溢

流孔排至大气以维持控制系统的正常工作。

8.2.8 振荡回路

图 8-28 为振荡回路,一旦启动就会不断地输出气动脉冲输出,使气缸反复前进后退。调节节流阀的阻力或气容大小可改变脉冲频率。

这种回路可根据用途调节频率,可高速振动黏性粉料使不致阻塞输送管道,也可用于液体搅拌的低速振动等处。

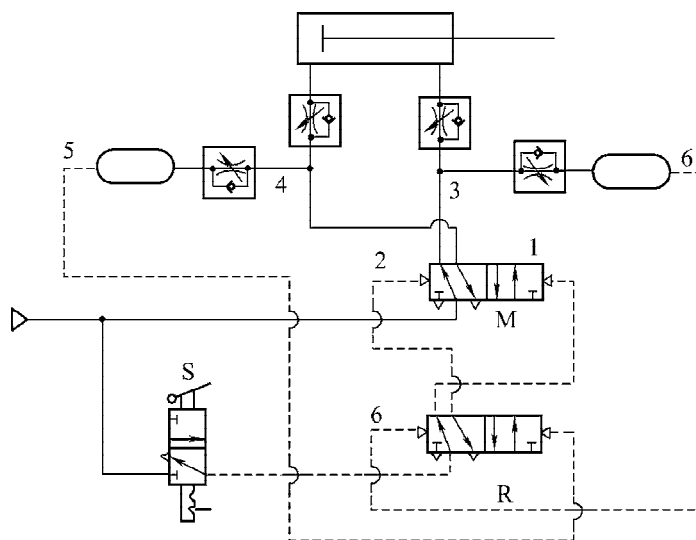


图 8-28 振荡回路

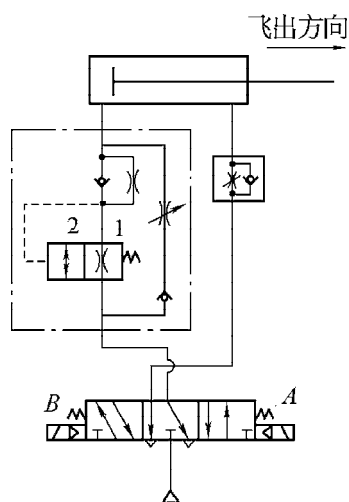


图 8-29 防止飞出回路

8.2.9 防止启动飞出的安全回路

在系统设计时,需十分注意操作安全。这里介绍防止气缸启动时过快飞出的回路。当气缸停止工作时腔内空气将与大气相通,再启动时因背压很小活塞杆易飞出,会造成设备损坏甚至工伤事故。

图 8-29 所示,气缸有杆腔为大气压力时,无杆腔突然进气时,二位阀处在位置 1,因其阻力较大使气缸处在进气节流控制状态,故气缸开始以低速前进,可防止其飞出。当其后有杆腔背压建立后,气缸负载增大使无杆腔压力上升,使二位阀处在位置 2,成为正常的排气节流速度控制。

8.3 气动顺序控制回路的设计

8.3.1 概述

气动顺序控制回路的设计主要包括回路的逻辑设计(即合理的解决行程信号与主控阀控制端之间的连接问题),自动与手动、起动与复位、连锁保护回路的设计及原理图绘制等。

对于双缸以上的多缸顺序控制,由于实际要求的动作顺序是各式各样的,设计方法很多,有分组供气法,信号-动作状态线图设计法(简称 X-D 图法)、扩展卡诺图法和通用顺序控制回路法等,这里重点介绍信号-动作状态线图设计法和通用顺序控制回路法。

8.3.2 信号-动作线图设计法(X-D 线图法)

X-D 线图法是根据已知工作程序,将各行程信号及各执行元件在整个动作过程中的工作状态全部用图线的方法表示出来,从图上可直接找出妨碍回路按给定工作程序动作的障碍信号,展示出排除障碍信号的各种可能,从而可以确定执行信号,直接画出气动控制回路。

此法不仅能较快地找出设计方案,解决控制回路的逻辑设计问题,同时也便于检查回路的正确性及合理性。这不仅适用于气动顺序回路的设计,也可用于液压、电器顺序控制回路的逻辑设计。

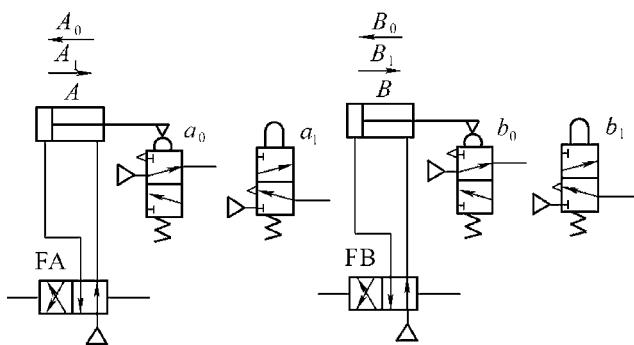


图 8-30 气缸、主控阀及行程阀的连接方式及符号

逻辑设计。

在行程顺序控制回路设计中,对气缸、主控阀、行程阀及其工作状态采用的字母、符号规定如下(图 8-30):

1) 用大写字母 A 、 B 等表示气缸,箭头表示活塞运动方向,加下角标“1”、“0”分别表示气缸的两个不同动作状态,操纵气缸 A 、 B 等的主控阀用大写字母 FA 、 FB 等来表示。

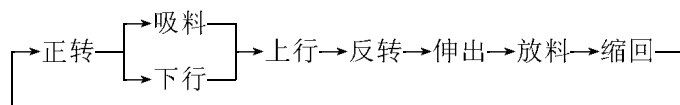
2) 用小写字母 a_1 、 a_0 、 b_1 、 b_0 等分别表示与 A 、 B 动作状态对应的不同位置的行程阀及其输出信号。

控制回路的设计方法及步骤如下。

8.3.2.1 确定工作顺序图

了解控制设备执行元件数目、动作顺序、动作速度、连锁保护及自动-手动控制等工作要求,确定其工作顺序。

例如:某专用气动控制机械手的工作顺序为:



将上述行程顺序加以编号(节拍序号),并用字母及符号表示,如图 8-31 所示。

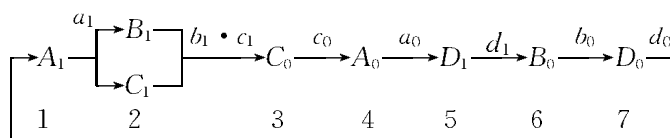


图 8-31 工作顺序图

各动作状态之间用带箭头的连线连接,箭头方向表示工作顺序;箭头上小写字母表示该动作结束时所发出的行程信号(如 A_1 完成后发出信号 a_1 等); $\left[\begin{array}{c} \rightarrow \\ \rightarrow \end{array} \right]$ 表示一个信号同时控制两个动作(如 a_1 同时控制 B_1 、 C_1); $\left[\begin{array}{c} \rightarrow \\ \rightarrow \end{array} \right] \rightarrow$ 表示两信号有连锁要求(如 b_1 与 c_1 都有信号时,才控制 C_0 使之动作)。

8.3.2.2 绘制 X-D 线图

8.3.2.2.1 画方格图

根据已知工作顺序,在方格图上方自左至右进行分格,并依次写上序号,在它下面填入相应动作状态,最右边留一栏作为“执行信号表示式”栏。在方格图最左边纵栏里,自上至下进行分格,也填上节拍序号,为了与横向区别起见,可称为组号。在每一组里,根据该节拍执行机构动作的数目 m 分成 $2m$ 个小格,即若只有一个执行元件动作,则分成两小格,其中上一小格表示行程信号(称信号格),括号内的符号表示它所要控制的动作,下面一小格表示动

作状态(称为动作格)。如果在一个节拍中,一个信号同时控制两个动作,则应分成四小格。对有连锁要求的信号一般可以在备用空格中先求得逻辑输出信号而后引入信号格。为了简化图线,在一组内的分格线可以省去。另外,在方格图下面再留几行空格,以备设计中供其他步骤用。根据图 8-31 工作顺序画出方格图,如图 8-32 所示。

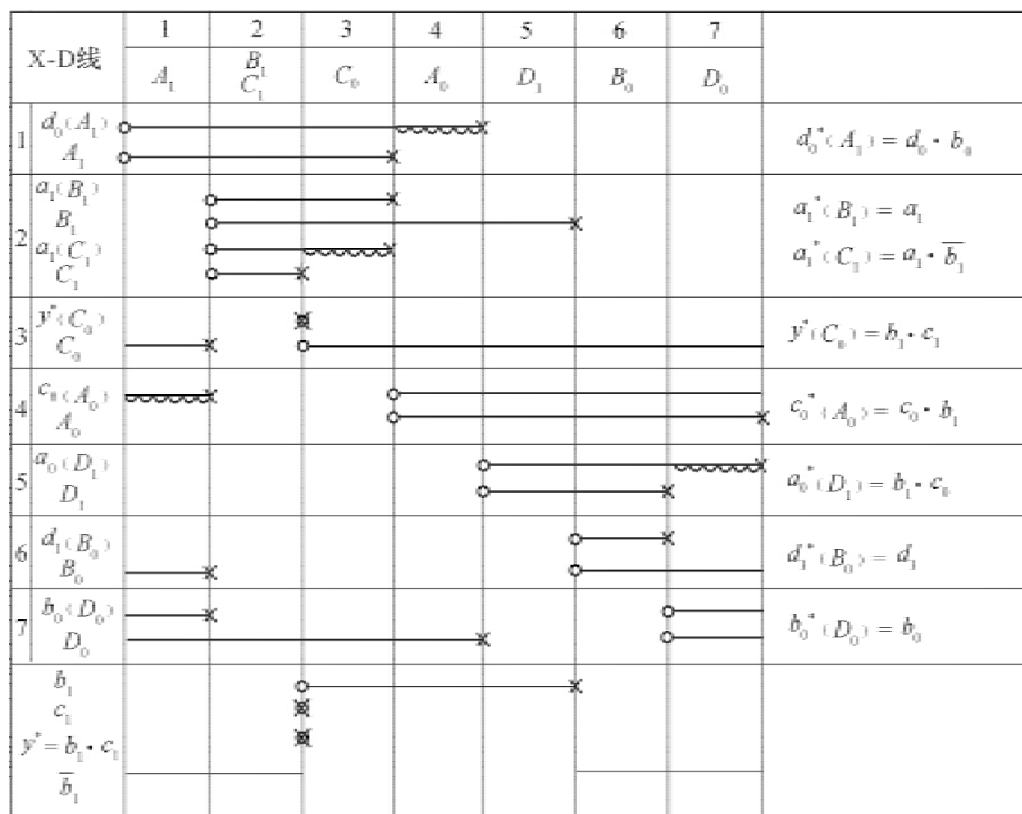


图 8-32 多缸工作的 X-D 图

8.3.2.2.2 画动作线(D线)

方格图画出后,首先用粗实线在动作格画出各执行元件的动作状态线。作图方法是:以纵横动作状态字母相同,下角标“1”或“0”也相同的方格左端为起点(用小圆圈“o”表示;以纵横动作状态字母相同,但下角标“1”或“0”相异的方格左端为终点(用叉“×”表示);由起点至终点用粗实线连接起来。按此方法可画出所有动作的状态线(如图 8-39 中 A_1 从第一节拍开始,到第四节拍前结束)。

8.3.2.2.3 画信号线(X线)

用细实线于信号格画信号线。作图方法是:信号线起点与组内动作状态线起点相同,也用小圆圈“o”表示。其终点决定于前一组产生该信号的动作状态线的终点,即从前一组动作状态的终点(执行元件完成动作)向下面画一直线与下一组信号线的交点就是该信号线的终点,也用“×”(叉)表示(如第二组中信号线 a_1 的起点与同组动作线 B_1 相同,其终点决定于前一组产生该信号的动作线 A_1 的终点)。图 8-31 的工作顺序的信号线示于图 8-32 中。

8.3.2.2.4 画 X-D 线图的几点说明

- 1) 方格图中右面最后一个节拍与左面第一个节拍应看成是闭合的。
- 2) 方格图中纵向顺序分界线实际上是各执行元件的切换线,信号线的起点(段)即为信号的执行点(段)。严格地说,控制执行元件动作的信号线起点应当超前于相应动作线,而行

程信号的终止应当在相应的主控阀切换并使对应气缸动作后才终止,这种情况反映在 X-D 线图上就要求信号线的起点及终点都应伸出分界线,伸出的长短表示主控阀切换及气缸起动等所需的时间,由于这个时间很短,通常画图时可以简化,但在分析动态切换过程中,碰到某些脉冲信号或速度很快的情况时,应予以注意。

3) 若信号起点与终点在同一条纵向分界线上时,表示该信号为脉冲信号,用圆圈加叉“ $\otimes$ ”表示,在气动回路中,该脉冲的宽度相当于行程阀发信、主控阀换向、气缸起动及信号在相应元件、管道中传输等所需时间的总和。

4) 若前一组有几条动作线,则这一组的信号线的终点决定于产生该信号线的动作线(如图 8-32 中信号线 c_1 的终点决定于前一组的动作线 C_1 而不是 B_1),所以,当有几个执行元件同时动作时,画方框图时应将产生信号的动作线排在这一组的下面为宜。

5) 若控制信号为连锁信号,则信号线的终点决定于运算结果。对其他形式的发信装置(如温度、时间等),其信号线终点视具体情况而定。

对于多缸多往复系统,其动作状态线及信号线画法举例说明如下。

例如,已知执行元件的动作顺序如图 8-33 所示。其相应的 X-D 线图如图 8-34 所示。图中实线表示按“多缸单往复”情况下动作状态线及相应的信号线;而虚线则表示“多缸多往复”情况所增多的动作状态及相应的控制信号线。

增多线的补齐应使动作与信号的相互关系如实反映,以便采取措施以保证协调动作。所以,首先应分析清楚“多缸多往复”的动作与信号哪些是重复的,在什么组、什么顺序范围内重复,如在动作状态线图中 B_1 在第 2 拍与第 4 拍重复, B_0 在第 3 和第 5 程序重复;而相应的信号 b_1 在第 3 组和第 5 组时、 b_0 在第 4 组和第 6 组时重复作用。

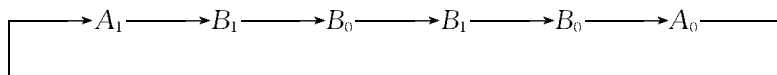


图 8-33 多缸多往复工作顺序图

8.3.2.3 找出障碍信号

用 X-D 线图确定有障碍信号的方法是:检查在同一组中凡存在信号线而无对应动作线的信号段即为障碍段,存在障碍段的信号为有障碍信号。障碍段在图上可用波浪线“ $\sim$ ”画出,如图 8-32 中的 $d_0(A_1)$ 、 $a_1(C_1)$ 、 $c_0(A_0)$ 及 $a_0(D_1)$ 分别为有障碍信号。

多缸单往复系统是在一个工作循环中,每一个执行元件只作单次动作,每一个行程开关只产生一次信号,它控制的对象是固定的,这种系统所产生的障碍称为 I 型障碍。

多缸多往复系统是在一个工作循环中,某一个或几个执行元件要作多次往复动作,其特点是:1)同一信号在不同节拍,可能控制不同执行元件或同一执行元件的不同状态;2)同一动作往复多次,可能受不同信号的控制。这种系统由于多次信号所产生的障碍称为 II 型障碍。

画这种系统的 X-D 线图必须将多次信号及动作线在图上用虚线补齐,如图 8-34 所示,其中 b_1 、 b_0 均为多次信号。

8.3.2.4 排除有障碍信号段

找出有障碍信号后,回路设计的重要任务是排除障碍,即把有障碍的信号,通过逻辑变换后变成无障碍信号。无障碍原始信号及排除障碍以后的派生信号可以直接按程序与相应

主控阀控制端相连,这种可以直接连接的信号统称为“执行信号”,可以在相应原始信号的右上角加“*”表示。执行信号可用一定的逻辑式(执行信号表示式)列出,可填在X-D线图的“执行信号表示式”栏内。

由于障碍信号段就是控制信号线长于其所控制动作状态线的部分,实际上也就是控制信号的存在时间长于其所控制动作状态存在时间,所以,常用的障碍信号排除方法实质上就在于缩短控制信号存在时间,使之短于或等于该信号所控制的动作状态时间。反映在回路设计过程的X-D线图上就是缩短控制信号的长度,使短于或等于此信号所控制的动作状态线的长度。

8.3.2.4.1 I型障碍排除法

1) 逻辑回路法 即引入“与”门逻辑,排除障碍段。将有障碍的 m 信号与另一制约信号 x 通过“与”运算后得到无障碍的派生执行信号 m^* ,如图8-35(a),其排障表示式为: $m^* = mx$,图8-35(b)为利用制约信号 x 对有障碍信号的行程阀 m 进行单独供气的信号串联方式排除障碍。

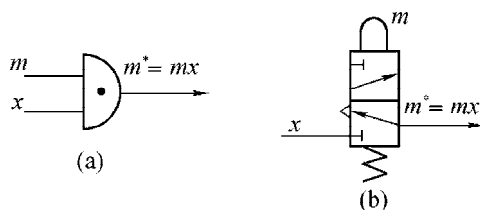


图 8-35 “与”门法排除障碍

(a) “与”逻辑元件; (b) 用行程阀实现“与”逻辑

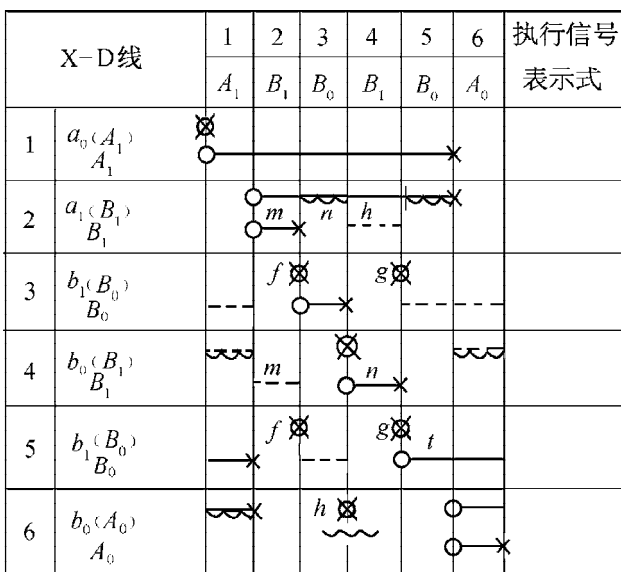


图 8-34 多缸多往复系统 X-D 线图

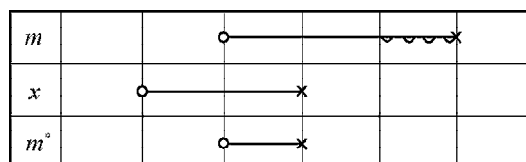


图 8-36 选择制约信号举例

“与”门法排除障碍的主要问题是找出制约信号,选择制约信号的原则是:制约信号 x 在有障碍信号 m 的执行段应存在,在 m 的障碍段不允许存在,如图8-36所示。

制约信号可利用X-D线图在其他原始信号或主控阀输出信号中选取。例如,为了排除图8-32中 d_0 信号的障碍,可选 b_0 作为制约信号,即 $d_0^* = d_0 \cdot b_0$,因为 b_0 于 d_0 的执行段(第1节拍)存在,而于 d_0 的障碍段(第4节拍)不存在。同样,要排除 a_0 、 c_0 及 a_1 的障碍可分别选 b_1 及 $\bar{b}_1$ 作制约信号。

若在X-D线图上不能直接找到满足“与”门要求的制约信号时,可引入中间记忆元件,以其输出作为制约信号,其逻辑框图及符号如图8-37所示,中间记忆元件的输出信号用 $K_{x_0}^{x_1}$ 表示, x_1 及 x_0 分别为它的接通及关闭信号。用 $K_{x_0}^{x_1}$ 作为制约信号,而后通过与门来排除障碍,其执行信号表示式 $m^* = m \cdot K_{x_0}^{x_1}$ 。

选择中间记忆元件接通信号 x_1 及关闭信号 x_0 的原则是:K阀“接通”信号 x_1 的起点应选在 m 的无障碍段起点之前或与 m 同时开始,终点应选在 m 的无障碍段;K阀“切断”信号 x_0 的起点应选在 m 的起点之后到产生障碍之前,其终端应选在 x_1 起点之前且使 x_0 的

终端长于 x_1 的终端。

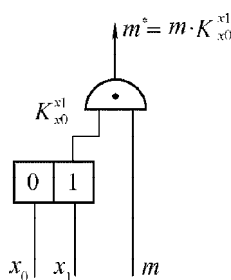


图 8-37 引入中间记忆
元件逻辑框图及符号

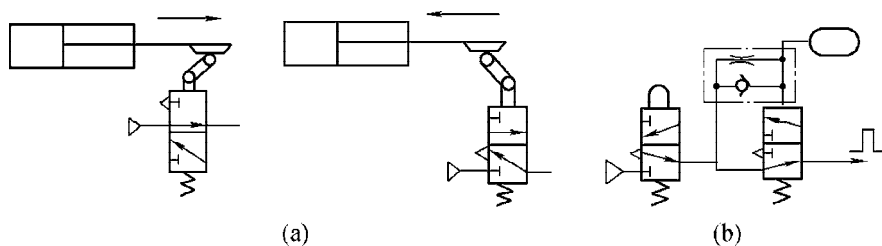


图 8-38 脉冲信号法

(a) 通过式行程阀；(b) 脉冲阀

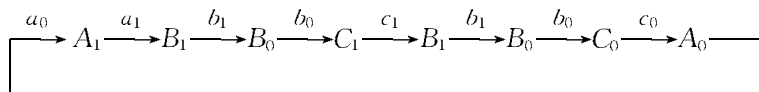
2) 脉冲信号法 直接将障碍信号变成短的脉冲信号,用这种方法能排除所有 I 型障碍。如图 8-38 所示。

采用通过式行程阀,使活塞杆挡块只能在某一个方向通过时发出短信号,以消除长信号中的障碍段。这种方法简单、方便,但要求运动速度不能太快,而且定位精度较低。

利用脉冲阀或脉冲形成回路如图 8-38 所示,也可以把长信号变成短信号。这种方法适用于定位精度要求较高或不便于安装机械式脉冲形成开关的场合。使用时须检查回路在气源接通时是否有假脉冲信号,以免产生误动作。否则需加启动保护,即在输出阀控制端加延时回路,使假脉冲在启动时不产生假信号以保安全工作。

8.3.2.4.2 II 型障碍排除法

例如已知工作顺序:



其中 B 往复两次,回路设计中要解决 b_0 信号先后两次分别控制 C_1 及 C_0 的分配问题。采用中间记忆元件及双与门可解决信号的两路分配问题,它可采用图 8-39(a)或 8-39(b)的方法解决。

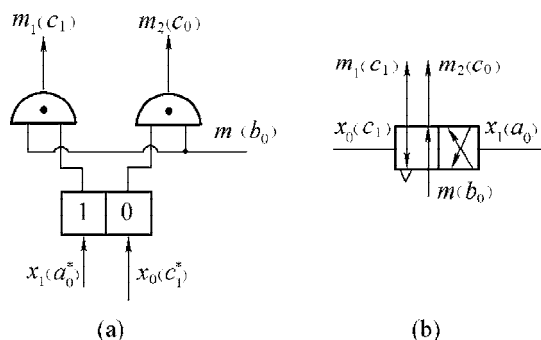
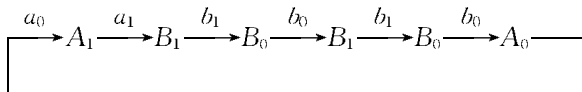


图 8-39 信号二路分配回路

(a) 逻辑框图；(b) 用二位四通阀分配

又如已知如图 8-33 工作顺序:



其中 B 连续两次,要解决 b_1 对 B_1 及 A_0 的分配问题,可采用图 8-40 的方法解决。

对更多路数的脉冲分配,可利用计数回路解决。

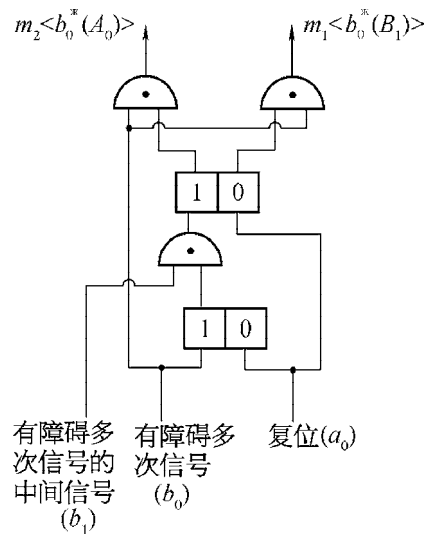


图 8-40 连续往复障碍信号的排除

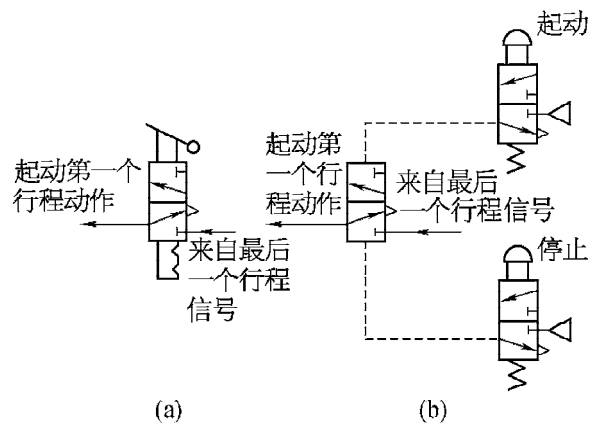


图 8-41 回路“工作”及“停止”的控制

(a) 用手柄式控制阀操作；(b) 用按钮式控制阀操作

8.3.2.5 对回路其他要求的设计

8.3.2.5.1 复位、起动及急停

1) 对由气动逻辑元件组成的气动记忆回路，一般都应专门设置复位按钮。对由滑阀式气动元件组成的简单控制回路，由于初始输出可以由原先固定的阀芯位置所决定，所以一般可不加复位按钮。

2) 在闭环顺序控制系统中，一般可以用切断与接通最后一个程序信号的方法来实现回路的“工作”及“停止”控制。图 8-41(a)为采用手柄式控制阀操作方式，图 8-41(b)为采用按钮阀操作方式，可视工作情况进行选择。

3) 若要在程序动作中间任意位置紧急停止工作，一般可以用切断气源的方法来解决。切断方式通常有两种，一种是只切断行程阀及逻辑回路部分的气源，此时执行元件保持停止位置；另一种是切断主控阀或回路总气源，此时执行元件处于自由状态。

8.3.2.5.2 回路的自动、手动操作及其切换

1) 回路除自动操作外，往往还要考虑手动操作。根据对手动操作的不同要求，手动按钮的连接方式可以通过梭阀(或门)并联于自动行程发信器，或并联于主控阀的输入端。

2) 手动操作与自动工作的切换，一般可以用切换定位式手动—自动转换二位四通阀，使气源接通手动按钮或接通行程发信器的方法解决。

8.3.2.5.3 连锁保护回路

为保证顺序动作正常进行，对信号应实现必要的互锁，以保障人身和设备的安全等。

例如，在冲床加工中，为避免人身和冲模设备的事故，要求在下模前应保证被冲件进入预定位置，而人手(或机械手)必须离开冲位；在多工位组合机床中，只有各工位都加工结束后才能拔销转位；在系统停电、压力过低需进行保护等情况均要采取连锁保护措施如图 8-42 所示。

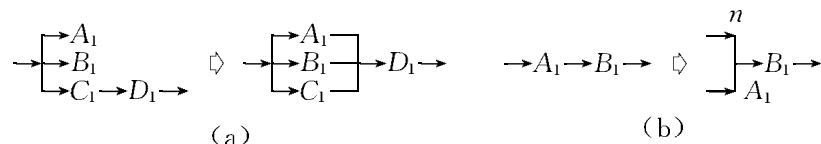


图 8-42 连锁保护回路

图 8-42(a)中, A_1 、 B_1 、 C_1 表示在多工位机床中各工位, 采用“与”门连接回路后, 只有各工位全部加工结束后, 才能进行下一动作。图 8-42(b)中, n 为外加信号(如压力正常信号或人手离开信号), 如压力过低或手未离开冲位则机器不能工作。

8.3.2.5.4 气动回路的简化

1) 对于信号线与动作线等长的工作状态, 可利用弹簧复位单作用阀代替双作用阀, 这样可以节省管路, 甚至省去复位信号或行程阀, 在要求不高的场合, 可直接控制单作用缸解决。

2) 在同时需要倒相信号时, 可利用二位四通阀代替二位三通阀以节省元件。

3) 利用差压阀或特种功能元件简化回路。

4) 设置必要的机械及辅助装置简化回路等。

8.3.2.6 气动控制逻辑框图及气动控制回路图的绘制

8.3.2.6.1 画出气动控制逻辑框图

根据 X-D 线图“执行信号”栏内一组执行信号表示式及对回路连锁要求, 自动、手动、启动及复位等的考虑, 先画出气动控制逻辑框图, 逻辑框图用逻辑符号及某些简化图形符号(如按钮、行程开关等)画出。

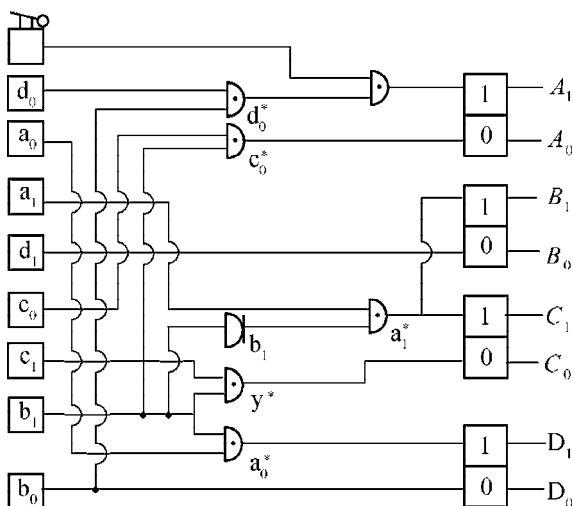


图 8-43 气动控制逻辑原理图

如根据图 8-32X-D 线图画出的气动机械手的气控逻辑原理图如图 8-43 所示。

8.3.2.6.2 绘制气动控制回路图

根据气动控制逻辑原理框图及所选用的元件, 画出气动控制回路图。简单的控制回路也可不画框图而直接绘制气动控制回路图。根据图 8-43 绘出的气动控制回路图如图 8-44 所示。

1) 绘制气动控制回路图要统一采用图形符号国家标准。

2) 气动控制回路图一般不画具体控制对象, 但对某些特殊控制回路, 也可将控制对象形象化的画出。

3) 在回路图上, 一般应表示整个控制系统(回路)处于静止时(即起动之前)的状态。

4) 一般应在回路图上绘出工作顺序图, 或对操作要求作必要的文字说明。

5) 绘制原理图的同时, 一般应列出元件表, 并注明元件名称、型号、规格及数量等。对其中有特殊要求的非通用元件, 应另外提出详细要求及图纸资料。

8.3.3 气动通用顺序控制装置

为满足生产实际的需要, 用气动逻辑元件或专用元件组成通用的控制回路, 并以装置的形式作为产品进行生产和销售, 以满足一般技术人员应用气动技术的需要。

气动通用顺序控制回路及装置的主要优点有:

- 1) 能灵活改变工作顺序以适应生产不同产品的需要, 能做到一机多用。
- 2) 无需熟练的气动回路设计技术。
- 3) 便于组织控制装置的生产和推广。

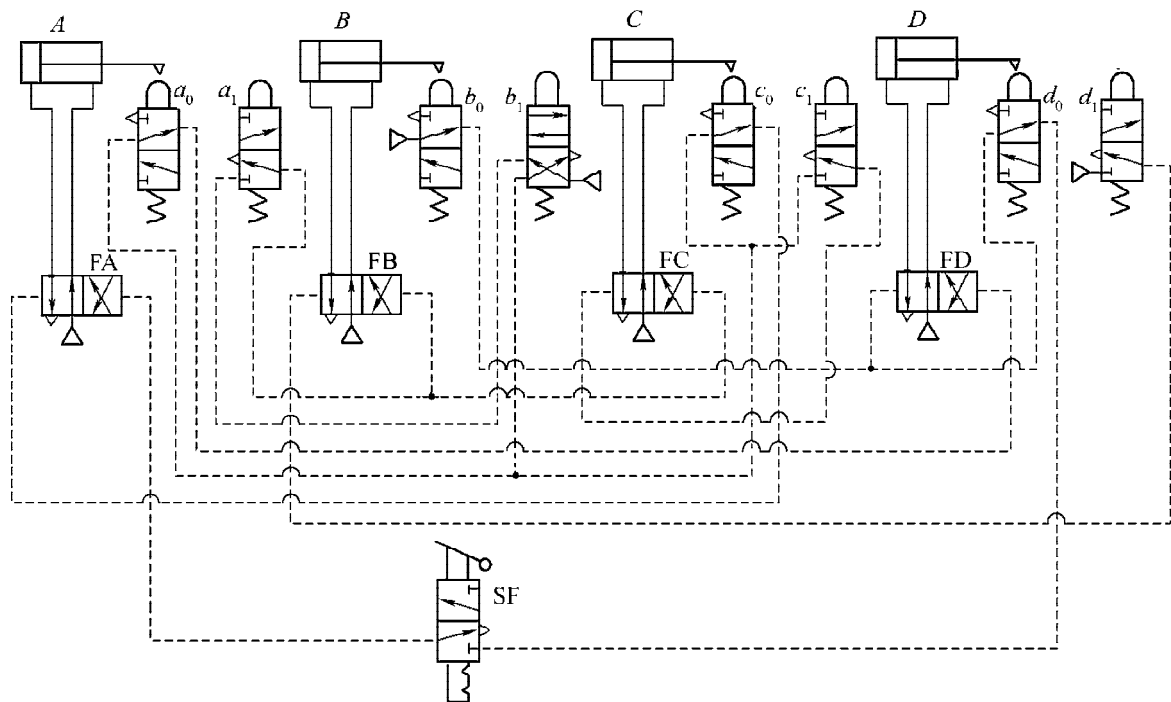


图 8-44 气动控制回路图

4) 以信号分配器(回路或装置)为核心,配以相应的元件,能适应各种控制方式(如位置、时间、位置和时间混合等)的要求。

通用顺序控制回路及其装置也有一定的缺点,为了实现它的通用性,对于某个固定工作程序来说,所用元件数量和装置的复杂程度相对就要增加。

在实际应用中到底采用专用回路还是通用顺序控制回路,应根据对象的控制要求、回路的复杂程度、对回路设计的熟练程度、生产量的多少、气动设备的种类和数量多少、维修技术力量、产品变换情况、价格等多种因素选择确定。

通用顺序控制装置的核心是“信号分配器”,通过它可将所有的主令信号(如行程位置信号、时间信号等)——不管有无障碍——进行处理,变成无障碍的输出信号,然后将其作为执行信号与相应执行元件的主控阀控制端相连接。信号分配器的输入用 $x_1 \sim x_n$ 表示,输出用 $z_1 \sim z_n$ 表示,其连接方式如图 8-45 所示。

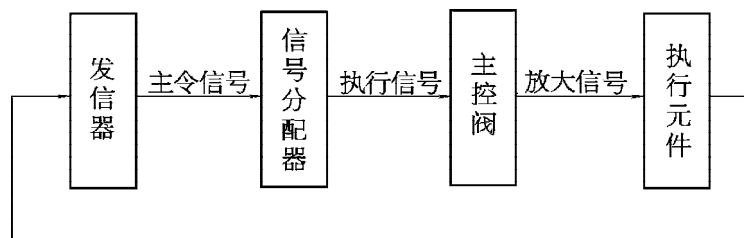


图 8-45 通用顺序控制器方框图

信号分配器的输入及输出可以分别引到专门的管路板(程序板)上,根据各种动作的顺序,可用快速接头分别与相应的主令信号和执行元件的各主控阀的控制端相连接,从而实现各种顺序的预选。

按结构不同,通用顺序控制器可分为气动逻辑元件式和机械式,这里将着重介绍常用的气动逻辑元件组成的顺序控制器。对某些生产中使用的机械式时间顺控器也作简单介绍,

供选择使用。

8.3.3.1 时间顺序控制器

这里介绍较为常用的几种型式如下。

8.3.3.1.1 凸轮式(图 8-46)

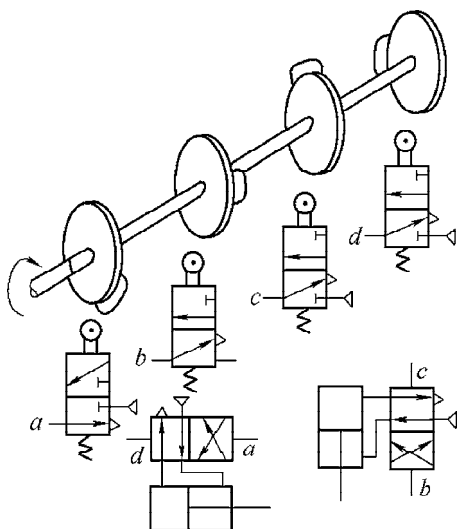


图 8-46 凸轮式顺序控制器

又称为机械步进式控制器,它是把多枚具有凹凸状的圆板用带键的轴机械的固定在一起,用电机和减速齿轮连接后进行回转驱动,使圆板上凹凸部分按照预先规定的顺序压下或放开微动开关或行程阀,以发出控制信号,进行简单的顺序控制。凸轮可做成可调式以便于改变顺序。

这种顺序控制器,结构简单,动作顺序可变、价格低廉,现在仍在简单的控制中使用。但它们都是开环控制,指令信号发出后,如发生意外故障,下一步顺序动作仍照常进行,因此往往在输出信号处再加上相应的连锁回路,以提高系统的可靠性。

8.3.3.1.2 由气动逻辑元件组成的定时回路

由气动元件组成的环形计数器和双输出的脉冲振荡器一起,可连成依次发出脉冲的控制装置,这种回路可用于脉冲袋式除尘器等控制系统中,如图 8-47 所示。

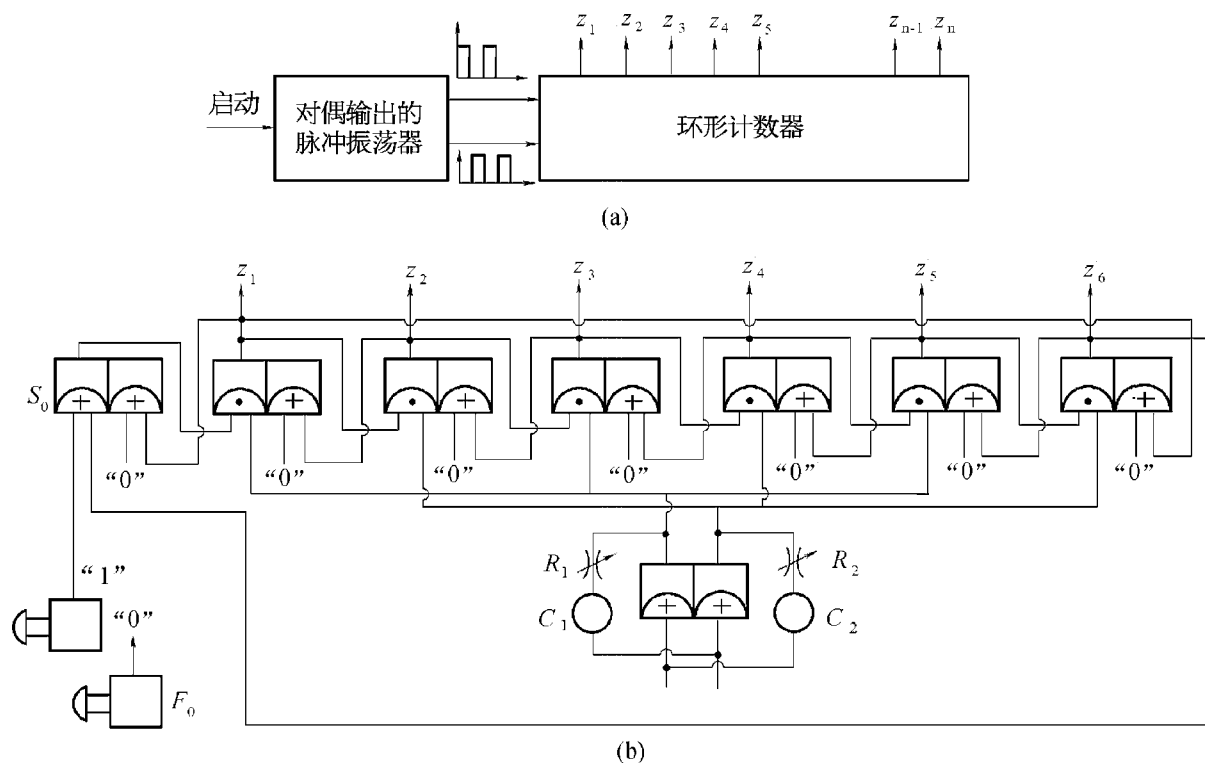


图 8-47 气动脉冲发生装置

图 8-47(a)表示了脉冲振荡器的对偶输出随时间而交替发出脉冲的原理图。由图 8-47(b)回路图可见,改变 R_1 、 R_2 大小,可调节脉冲宽度和时间间隔,其输出可控制六个组合式与一或双稳元件组成的环形计数器,并依次发出 $z_1 \sim z_6$ 输出信号(例如控制脉冲阀动作以

除掉过滤布袋中积存的灰尘)。图中上边手控阀是用于启动,下边发出“o”信号的手控阀和接受该信号的双稳元件 s_0 是停止操纵用的。

当时间程序要求比较复杂,如在移动床水处理装置中工艺要求各阀门动作时间如图 8-48 所示时,其控制回路可用两组进位式环形计数器定时发出脉冲的方法来实现。

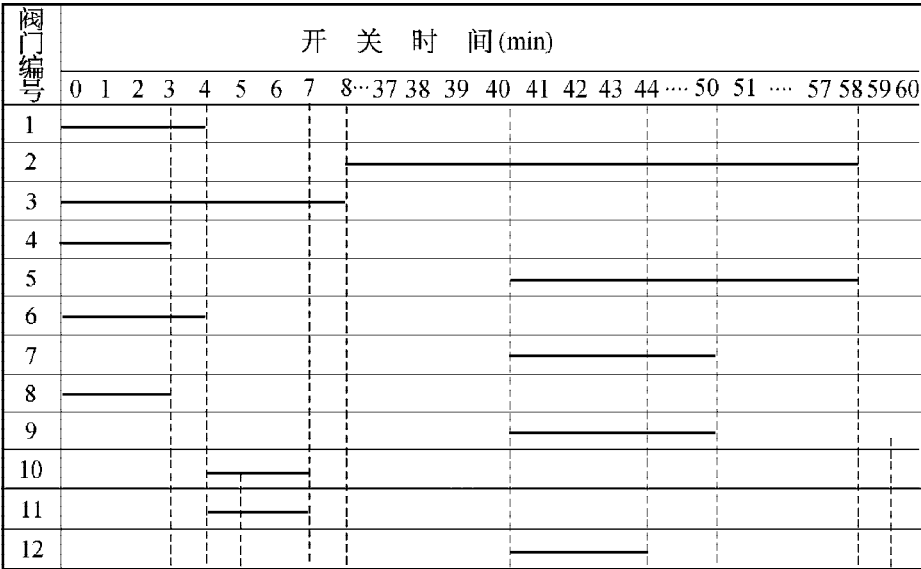


图 8-48 移动床水处理装置的工艺时间要求

8.3.3.1.3 以延时器为主组成的控制回路和装置

图 8-48 所示的水处理装置时间程序要求,也可用延时器控制的回路如图 8-49 所示方法实现,其元件连接对照图 8-49 即可明了。其特点是:凡相同时间程序的阀可以放在一起,阀门之间如果在时间上恰好衔接,则前一时间刚结束,下一时间程序即开始,故可使前一个双稳延时输出分两路,一路使本身程序结束,另一路同时使后一个时间程序开始,如 1[#]、6[#] 和 10[#]、11[#] 的关系就是如此。当一个长时间程序(如 2[#])未完,5[#]、12[#] 要在其中途开始,这时要附加一个过渡双稳和延时器,如图 8-49 中的 32 min 延时。最后的 2 min 延时完毕要送信号至或门使下一次周期重新开始。

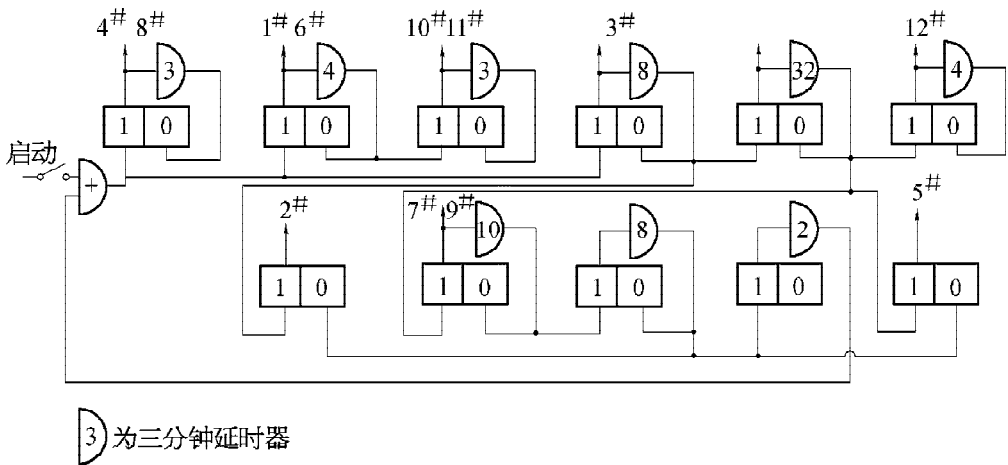


图 8-49 以延时器为主组成的时间控制回路

本控制装置当程序时间需要调整时,可调节延时器的延时时间,故比较灵活,且元件种类只有双稳和延时器两种,比较实用。

8.3.3.2 位置顺序控制器

8.3.3.2.1 通用位置顺序控制装置的组成

气动通用顺控装置由多输入脉冲信号分配器、操纵部分、信号记忆、放大和显示等部分组成。一种以双稳、与门、或门为主要元件组成的通用顺序控制回路见图 8-50(以 6 位为例说明)。

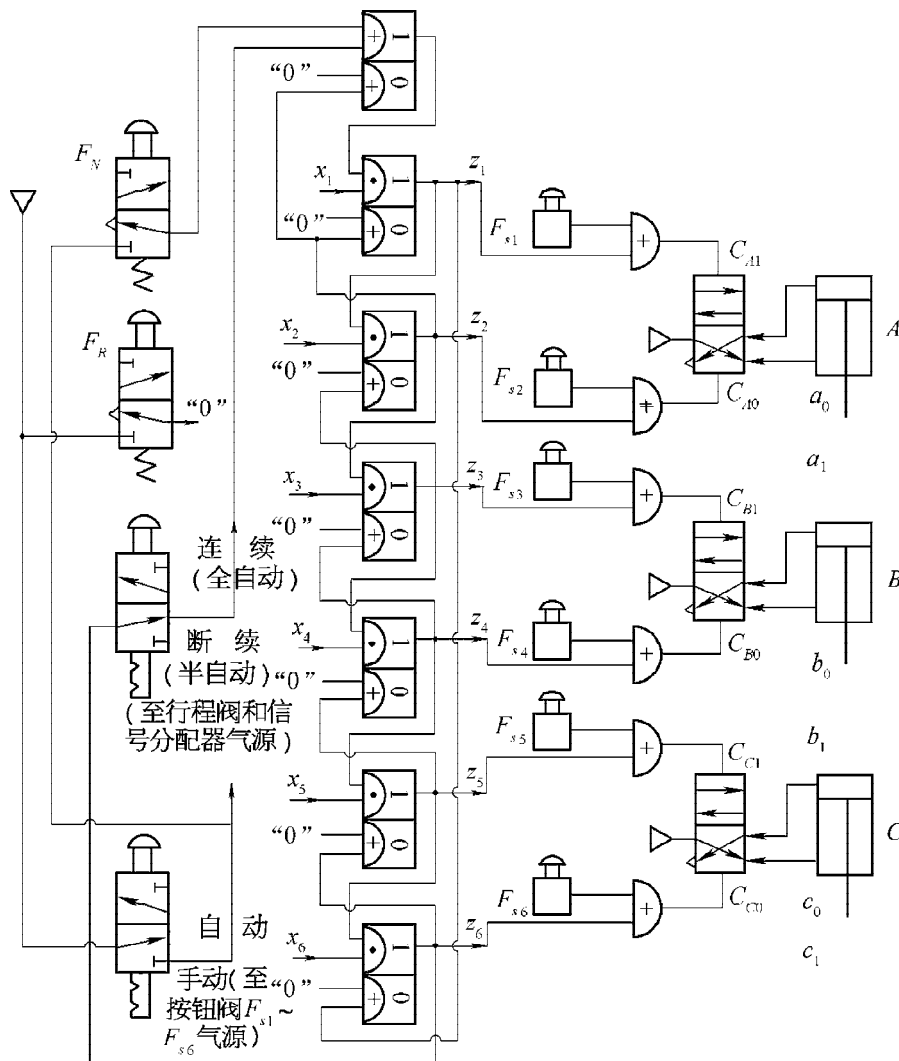


图 8-50 气动通用顺序控制装置回路图

当整个控制回路及其所控制的执行元件处于起始位置时, x_1 有信号(反映起动前 z_6 的位置), 设起动前使“连续-断续”转换阀处于“连续”位置且“手动-自动”转换阀处于“自动”位置, 则按下起动按钮 F_N 后, 通过双稳元件 s_0 记忆住, 并且依次输出 $z_1 \sim z_6$, 不停地进行循环动作。如将“连续-断续”转换阀置于“断续”位置, 则按下起动按钮 F_N 后输出信号 $z_1 \sim z_6$ 只动作一个循环即停止。

在连续工作过程中, 如发现产品性能不合要求, 可将“手动-自动”转换阀切换到手动位置, 则整个控制系统立即停止工作。此时如需对设备中各执行元件单独调整, 可按动 $F_{s1} \sim F_{s6}$ 各手控阀。这时各行程阀和分配器气源已被切断, 不能自动工作。

复位按钮 F_R 用以对回路扫零, 使双稳元件复位。

根据上述装置回路可见, 各种行程位置顺序控制回路都可用同一种通用回路(信号分配回路)实现, 无需考虑回路设计中的障碍。故在使用时, 可根据规定的工作顺序, 将各动作的

在单往复顺控系统中,排障的主要方法就是将持续时间过长的信号变短,所以上述整形特点可以排除单往复系统的障碍。

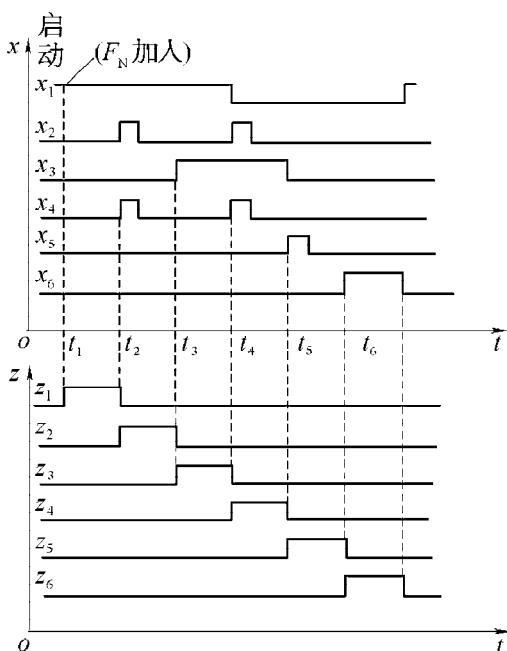


图 8-52 分配回路的输入、输出波形图

2) 信号分配的特点 信号分配回路在任何时刻只有一个输入端有信号输出,因此,任何时刻也只能有一个与门处于准备开门状态,这种情况使得回路于同一时刻即使有几个主令信号加入,也只能有一个信号起作用,而且是按顺序应该动作的那个信号起作用。如图 8-52 中的 x_2 及 x_4 ,实际上是同一信号,它在整个周期里产生两次,由于在 t_1 至 t_2 期间,只有 z_1 处于“1”状态,其他都处于“0”状态,所以在 $t=t_2$ 时 x_2 (即 x_4)信号只能打开 y_2 ,使 S_2 置“1”, z_2 有信号输出。此时,由于 z_3 处于“0”状态,所以 x_4 (即 x_2)信号打不开 y_4 。同样,在 $t=t_4$ 时,由于只有 z_3 输出,所以 x_4 信号能通过 y_4 使双稳 s_4 置“1”, z_4 有信号输出,而 x_2 (即 x_4)信号对输出 z_2 没有影响。

在多往复顺序控制系统中,排障的主要方法就是要合理的对多次信号进行分配,可见利用上述信号分配的特点能够用来排除多往复障碍。

总之,利用信号分配回路的上述两个特点,可以把来自发信器(如位置、时间或其他物理量)的所有主令信号,通过信号分配回路后,全部变成无障碍的执行信号,于是就可以把这些执行信号很方便地根据已知工作顺序依次与相应主控阀的输入端相连接。

既然通过信号分配回路能将所有主令信号变成无障碍执行信号,这些执行信号便可以很容易地根据已知工作顺序依次与相应主控阀的输入端相连接。因此在设计通用顺控器回路时,可以采用动作-节拍图,如图 8-53 所示。

在图 8-53 中最左边纵栏里,可按照执行元件动作顺序,填以执行元件的名称。在每个执行元件右方的分格中用 a_1 、 a_0 等表示其动作信号。其后每分格中执行元件的动作情况为:向右上方画线表示前进,向右下方画线表示后退,水平线表示动作停止(停止在伸出或缩回位置上)。

控制信号以细实线表示,一般信号从执行元件动作结束作用于相应的发信元件或传感器开始引出,然后直接连到所控制执行元件动作线上,用箭头表示之。

8.3.3.2.3 气动位置顺序控制装置及应用回路连接

气动位置顺序控制装置主要有两种类型:固定位数的通用顺序控制器和模块式元件组装型通用顺序控制装置。

固定位数的通用顺控器是根据调研结果而制成顺序动作位数已定(例如 20 位)的装置,

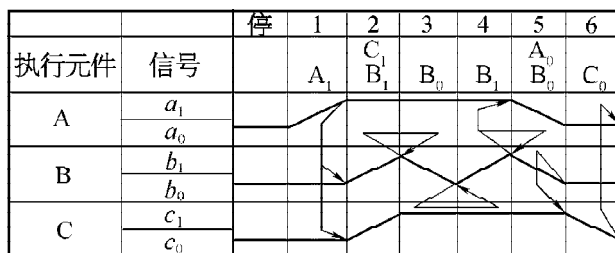


图 8-53 动作-节拍图

使用时只要将装置的外部连接适当改变,就可按工作要求进行控制。当实际需要的节拍数少于顺序器位数时(称为少程序),就要将顺序控制器的多余位数“短接”,这就使某些不用的元件被闲置起来。另外,在具有若干分支工作程序的控制系统中,使用成套的顺控器也有一定的困难。

目前,较多应用的是模块式元件组装的叠加式气动通用顺序控制装置,其每一步动作只需要一块模块,每块由一个记忆元件、一个与门和一个或门组合而成。如图 8-54(a)所示结构的模块、阀芯靠磁性记忆,具有失压记忆功能,复压后能从停止动作的那一步开始继续运行。回路设计时不论简单的少程序或复杂的多程序都可根据工作顺序要求的节拍步数确定模块数,在所有模块的两端装以盖板,用螺栓或框架连在一起,各块间通过密封件构成信号分配回路(图 8-54(c)),使用时再配以操纵按钮和其他有关元件,即可与被控制对象共同组成气动控制系统以实现自动化。下面举例说明叠加式模块的使用连接方法。

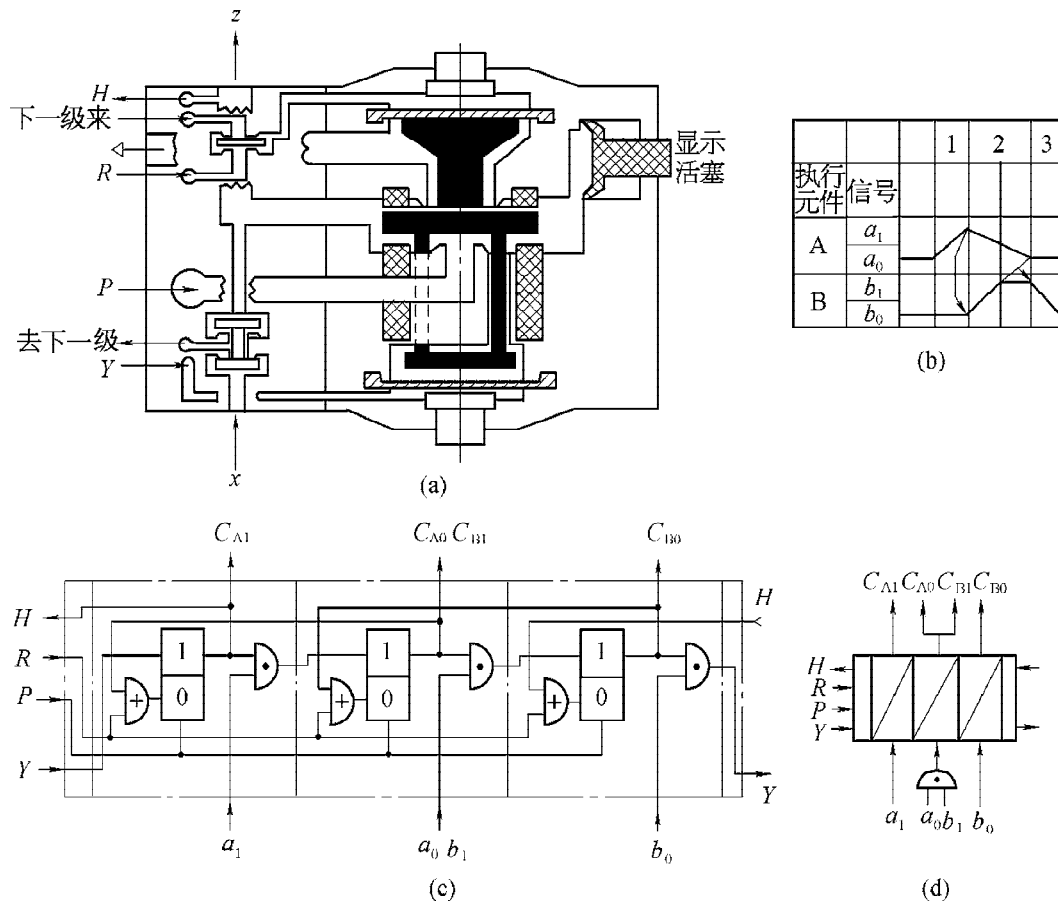
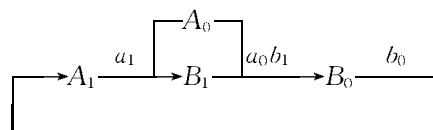


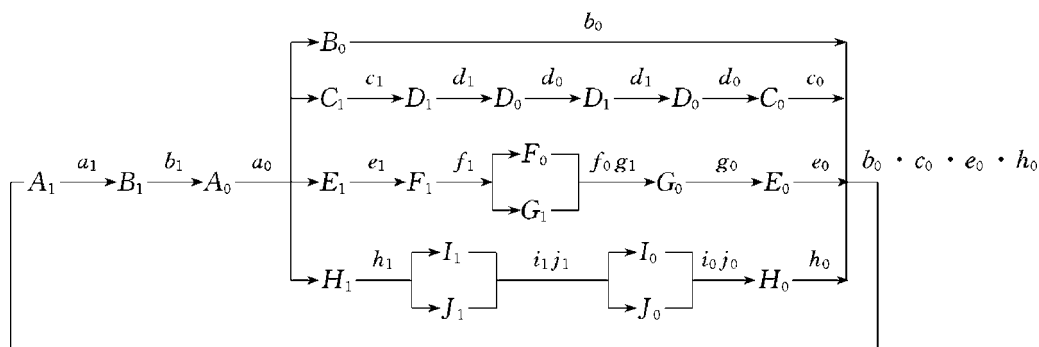
图 8-54 叠加式模块及连接方法

在少程序且执行元件并列动作时间不相等的情况下,例如某动作顺序为:



其回路设计和连接如图 8-54(b)、(c)、(d)所示。

除上述控制回路外,用叠加式模块配以相关元件也能进行多往复控制、连锁控制、延时控制以及三位阀的控制等各种类型的控制。例如具有多支路控制要求的工作顺序为:



它的连接如图 8-55 所示。

在介绍顺序控制装置的回路设计和连接之后,下面简单介绍其故障检查方法。如控制过程中发生故障而在某一步停下来,可按如下次序检查故障并加以排除:

- 1) 找出刚刚动作的那一位(这可从显示器看出)。

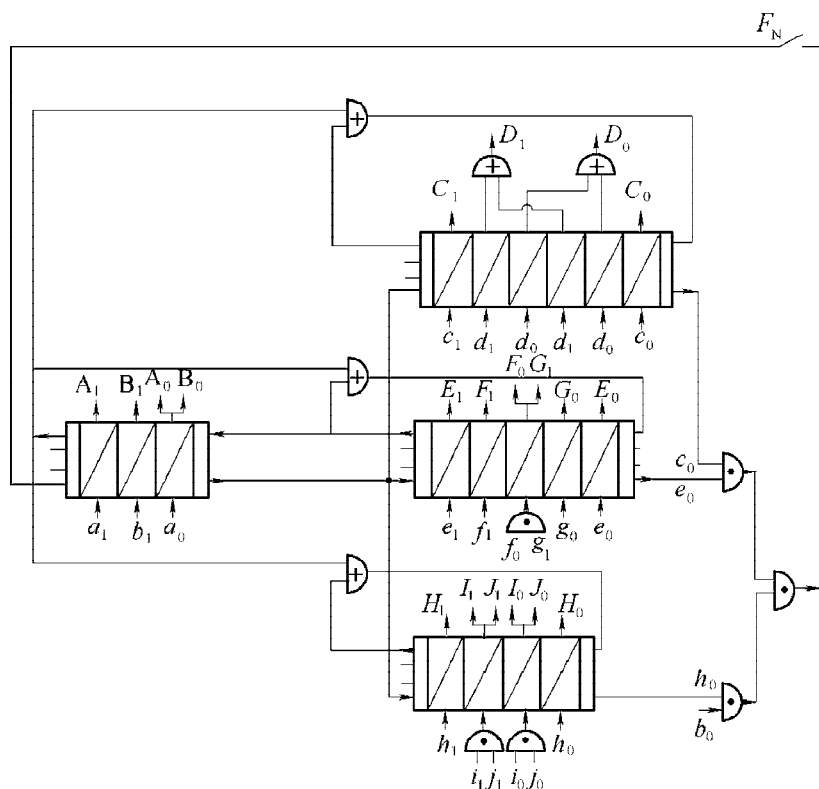


图 8-55 用叠加式模块控制多支路的连接

- 2) 检查这一位所控制的元件,如换向阀和它所操纵的气缸,并检查检测气缸动作的行程阀。

- 3) 检查没有动作那一位的与门、或门或记忆元件。

8.3.4 电-气控制回路

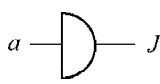
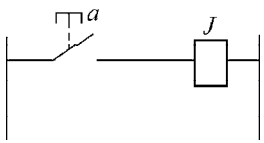
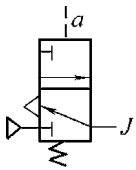
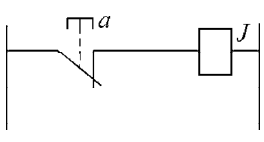
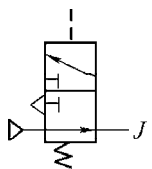
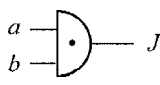
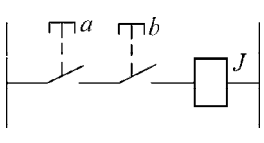
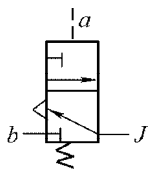
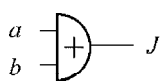
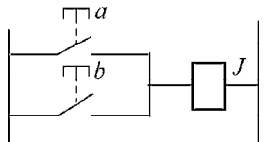
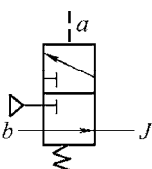
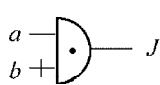
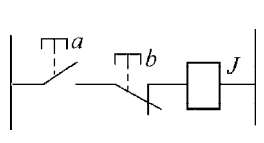
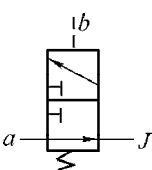
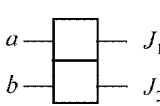
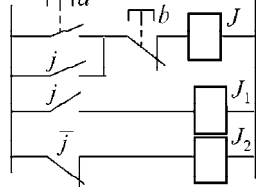
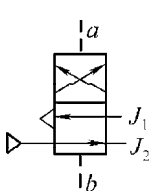
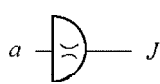
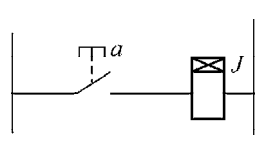
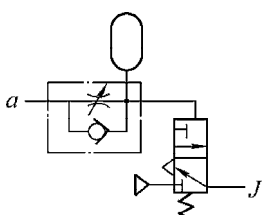
气动顺序控制系统可分为全气动控制方式和电-气控制方式。由于电-气控制方式的信号传输速度快、元件品种规格齐,在气动顺序控制中采用电-气控制越来越多。一般电-气控制更适用于复杂的、要求远距离和集中控制的气动装置中。

对于气和电的联合控制,设计者要解决两种回路即气压动力回路和电气逻辑控制回路。前者主要涉及上述的压力、速度和换向三大类气动基本回路,后者主要解决各执行元件之间

的动作顺序以及其他控制要求的问题。在电-气控制和气压动力回路之间的联系依靠电磁阀作为转换元件,设计时应考虑采用直流还是交流,直动式还是先导式,二位式还是三位式、单电控还是双电控元件后进行选择确定。

为满足各执行元件之间的动作顺序要求进行电-气逻辑控制回路设计时,应掌握并熟悉基本的电-气逻辑回路,如表 8-1 所示内容。在此基础上可进行设计复杂的控制回路。

表 8-1 常用电-气及气动逻辑回路

逻辑门	逻辑函数	气动逻辑符号	电-气回路	气动回路
是	$J=a$			
非	$J=\bar{a}$			
与	$J=ab$			
或	$J=a+b$			
禁	$J=a \cdot \bar{b}$			
记忆	$J_1=K_b^a$ $J_2=K_a^b$			
延时	$J=a(T)$			

下面介绍一些常用的电气控制回路。

8.3.4.1 手动操作回路

图 8-56 所示为只有当按钮 a 按下时 A 缸伸出的手动操作回路。这时,换向阀是单电控式,按钮 a 一松开 A 缸即返回(A_0 状态)。

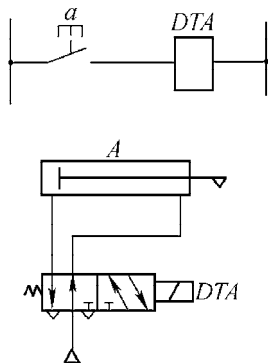


图 8-56 手动单电控操作回路

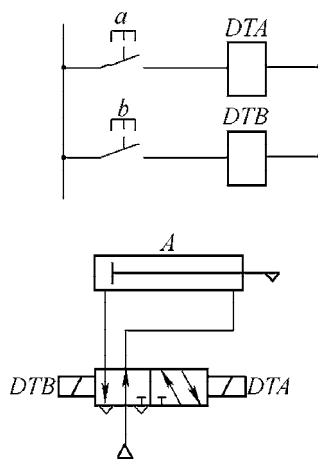


图 8-57 手动双电控操作回路

图 8-57 所示为采用能保持记忆的双电控换向阀,按钮 a 按下后换向阀换向,即使按钮 a 松开,气缸仍保持在伸出位置 A_1 上。若要缸 A 退回原位需按下按钮 b 后才行,同样, b 松开后缸仍保持在记忆位置 A_0 处。

8.3.4.2 自保回路(图 8-58)

本回路与图 8-56 不同之处在于电气逻辑控制回路中加入自保回路,使能和图 8-57 一样的方法操作以控制气缸 A 的动作。由图可见当按钮 a 按下时,线圈 J 通电,即使 a 松开,因 J 触点闭合后有自保能力仍能使缸 A 伸出。只有在按钮 b 按下后才返回原位。

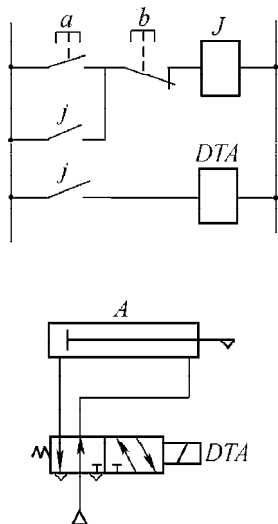


图 8-58 自保回路

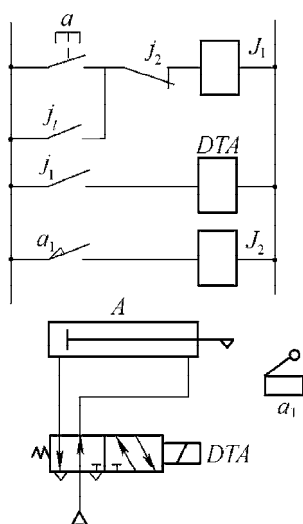


图 8-59 一次往复操作回路

8.3.4.3 单往复自动操作回路(图 8-59)

当按钮 a 按下后加入脉冲输入信号,因继电器 J_1 自保,故电磁阀线圈 DTA 通电,使气缸 A 伸出。当缸 A 撞块压下行程开关 a_1 后,继电器 J_2 断开,自保回路断电,电磁阀线圈 A 也断电使缸 A 返回原位。

8.3.4.4 连续自动往复回路

如图 8-60 所示,当按钮 a 按下后,缸 A 即不断伸出和缩回不停工作,直到 b 按下才停止工作。

当 a 按下后, J_1 自保。在此状态下,因行程开关 a_0 被压下, J_2 处于自保使线圈 DTA 通电, A 缸前进伸出。当撞块压下 a_1 即解除了 J_2 自保,使 A 缸缩回。如此往复不停直到停止按钮 b 按下取消 J_1 自保方停止工作。

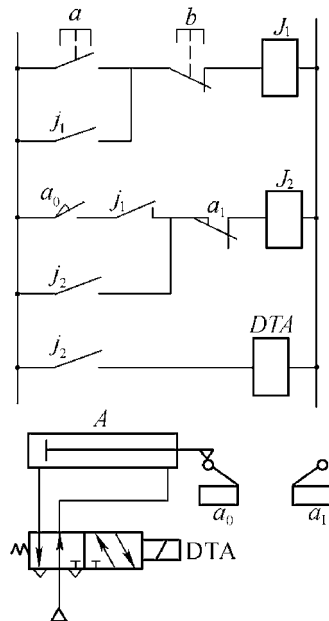


图 8-60 连续自动往复回路

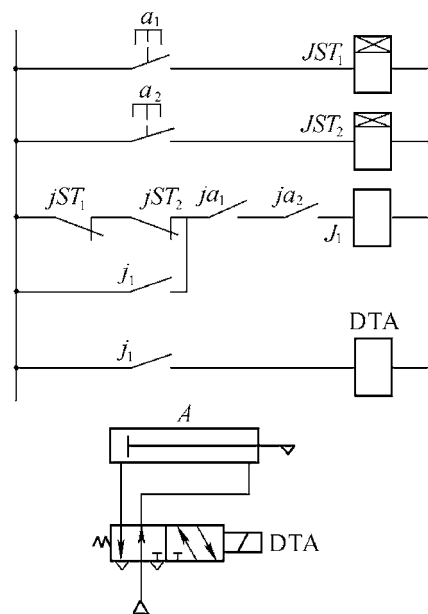


图 8-61 安全操作回路

8.3.4.5 安全操作回路

在压力机等机械操作中,为使操作工人双手的安全需采用两手同时操作回路。图 8-61 所示为,当按钮 a_1 或按钮 a_2 从按下开始一定时间前另一按钮没有按下时,执行元件不动作,以保安全。

按下按钮 a_1 开始,经过一定时间 T_1 后, T_1 的常断(常闭)接点 jST_1 即断开。只有在经过该时间 T_1 前按下按钮 a_2 、继电器 J_1 自保、电磁阀的线圈 A 才通电使缸 A 伸出。同样,如按钮 a_2 先按下,在经过延时时间 T_2 之前按钮 a_1 按下(这时两手都在机器之外),也可使机器动作。另外,在气缸前进当中,如左手或右手按钮 a_1 、 a_2 有一个离开,也能使继电器 J_1 自保回路断开,气缸 A 即返回原位,避免了可能的伤害。

8.3.4.6 电-气控制回路的设计

在电-气顺序控制回路中,主控阀有时采用双电控换向阀,而更常见的是全部采用单电控换向阀作为主控阀,这是因为用继电器能方便地实现中间记忆。

为了使控制电路具有失电保护措施,单电控电磁阀的零位输出状态(电磁阀的零位就是断电时阀的输出状态)应是系统的初始状态。若要求在突然停电情况下保持当时的工作位置,则应采用双控电磁阀。

X-D 线图法同样适用于电控气动顺序控制回路的设计。根据 X-D 线图的执行信号表达式或逻辑原理图画电路图。电路图表示系统启动前(即 X-D 线图中顺序最后节拍末了时刻)的状态。由于电气线路图形符号只能表示元器件一个位置(即弹簧复位元件的零位),它不

同于气动图形符号,所以特别要注意中间继电器通断信号的选择及继电器电路的画法。

以顺序动作 $A_1A_0B_1B_0$ 的电气控制回路的设计为例,图 8-62 所示为 $A_1A_0B_1B_0$ 的 X—D 线图。由图中的执行信号就可画出电气控制回路。本例中,主控阀选单控换向阀,DTA 是弹簧复位的,DTB 是气压复位的,两者功能是一样的。相应的单控执行信号 $A_1^* = qb_0K_{a_1}^{b_1}$, $B_1^* = a_0K_{b_1}^{a_1}$ 。

	1	2	3	4	双控执行 信号表达式	单控执行 信号表达式
	A_1	A_0	B_1	B_0		
$b_0(A_1)$ A_1					$A_1^* = qb_0K_{a_1}^{b_1}$	$qb_0K_{a_1}^{b_1}$
$a_1(A_0)$ A_0					$A_0^* = a_1$	
$a_0(B_1)$ B_1					$B_1^* = a_0K_{b_1}^{a_1}$	$a_0K_{b_1}^{a_1}$
$b_1(B_0)$ B_0					$B_0^* = b_1$	

图 8-62 $A_1A_0B_1B_0$ 的 X-D 线图

图 8-63 为顺序动作 $A_1A_0B_1B_0$ 的电-气控制回路。图中启动和总停(复位)通过操作 q 和 T 来实现。应注意记忆信号 K 的中间继电器电路的画法。图中 J_2 画的是 $K_{b_1}^{a_1}$ 而不是 $K_{a_1}^{b_1}$, 因为 $K_{b_1}^{a_1}$ 在线路启动前不论电源接通与否,它的触点 j_2 总是断开的,而 $\bar{j}_2$ 总是闭合的。在 DTA 电路中 b_0 和 $\bar{j}_2$ 是闭合的(接通电源这种状态不变)。只要操作启动开关 q ,便立即产生 A_1 动作,继而顺序动作连续运行下去。反之,如果画成 $K_{a_1}^{b_1}$,则 $j_2 = K_{a_1}^{b_1}$,在启动 q 之前它是断开的,即使按下 q ,顺序动作也不能运行。关键在于 $j_2 = K_{b_1}^{a_1}$ 中,沿节拍顺序, a_1 在先, b_1 在后。

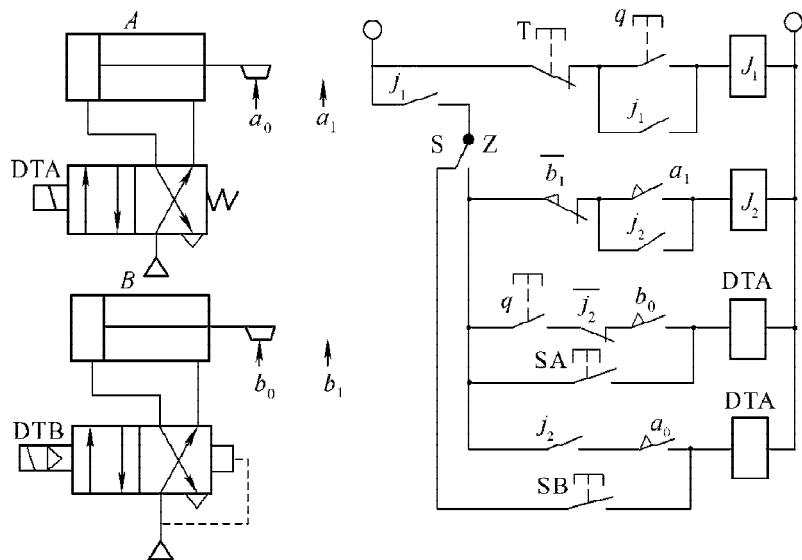


图 8-63 $A_1A_0B_1B_0$ 的电-气控制回路

在图 8-63 中, SZ 是手动-自动转换开关, S 是手动位置, Z 是自动位置, SA 、 SB 是手动开关。

8.3.5 可编程控制器(PLC)电子-气动控制装置

电子可编程序控制器(Programmable Logical Controller)也和气动通用顺序控制器类

似,是以软件方式将工作顺序编于其内部记忆的装置中,工作时只是将功率控制的气控换向阀换成电磁换向阀,气动行程开关换成电行程开关,气动步进模块换成 PLC 程序模块即可像气动通用顺序控制器那样进行工作。

可编程顺序控制器的编程方法有多种形式,常用的是梯形图和指令语句表。

梯形图和继电器逻辑控制图十分相似,它由一些触点、编程元件线圈、垂直的左右母线(或只有左母线)和其他一些连接线组成。常开、常闭触点由相应的编程元件控制。它形象、直观,且因符合工程技术人员和操作者的读图习惯而深受欢迎。语句表语言是将梯形图用助记符形式的指令语句表达出来,用它可将用户程序通过简易编程器输入 PLC,是现场调试的理想手段。

由于生产厂家众多,PLC 的型号多种多样。虽然各厂家生产的 PLC 在软件编程及硬件上有一定的区别,但就总体上来说相类似。在本章中举例介绍了一种用到的梯形图和指令,如表 8-2 所示。在工程实践中,当采用某一特定型号的 PLC 时,只需作一些相应的变动即可^[18]。

表 8-2 为 PLC 梯形图、指令表。

表 8-2 梯形图、指令语句表

梯 形 图	指 令	功 能 注 释	操 作 数
	ld X		X-I, Q, F, C, T
	out X		X-Q, F
	ld X1 out X2		X1-I, Q, F, C, T X2-Q, F
	ld not X		X-I, Q, F, C, T
	out not X		X-Q, F
	ld X1 and X2 out X3		X1, X2-I, Q, F, C, T X3-Q, F
	ld X1 or X2 out X3		X1, X2-I, Q, F, C, T X3-Q, F
	ld X1 or X3 ld X2 or X4 and ld out X5		X1, X2, X3, X4-I, Q, F, C, T X5-Q, F

(续表)

梯 形 图	指 令	功 能 注 释	操 作 数
	ld X1 and X2 ld X3 and X4 or ld out X5		X1, X2, X3, X4- I, Q, F, C, T X5-Q, F
	ld X1 ld X2 keep X3		X1, X2-I, Q, F, C, T X3-Q, F
	ld X1 Time T1 # X2		X1-I, Q, F, C, T X2-正整数
	ld X1 ld X2 Count C1 # X3		X1, X2-I, Q, F, C, T X3-正整数

注: I₁, I₂…输入接口寄存器;Q₁, Q₂…输出接口寄存器;F₁, F₂…辅助寄存器;

RR 结果专用寄存器;

T₁, T₂…延时器;C₁, C₂…计数器。

8.3.5.1 可编程顺序器的组成

可编程顺序器(PLC)是微机技术和继电器常规控制概念相结合的产物,是一种以微处理器为核心的用作数字控制的特殊计算机。其硬件配置与一般微机类似,主要由中央处理单元(CPU)、存储器、输入接口/输出接口电路、电源、编程器等组成,如图 8-64 所示。

根据预定的工作顺序,由编程器将程序输入存储器中。工作时,中央处理单元根据输入信号的变化和存储器中输入的程序比较后进行运算,送到输出接口处理后,使外部连接的元件工作。输入接口将外部接入的各种按钮、行程开关和一次仪表的接点接收并变换为 CPU 可接受的电压;输出接口则将 CPU 输出信号进行放大以驱动负载。连接时应注意导线绝缘问题以防止外部噪声信号的侵入。编程器面板上有常开接点、常闭接点等各种功能键及显示屏幕,以显示其工作情况。PLC 与外部元件的连接的控制如图 8-65。

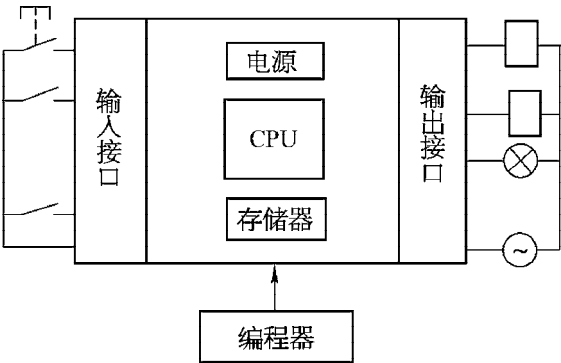


图 8-64 可编程顺序器的组成

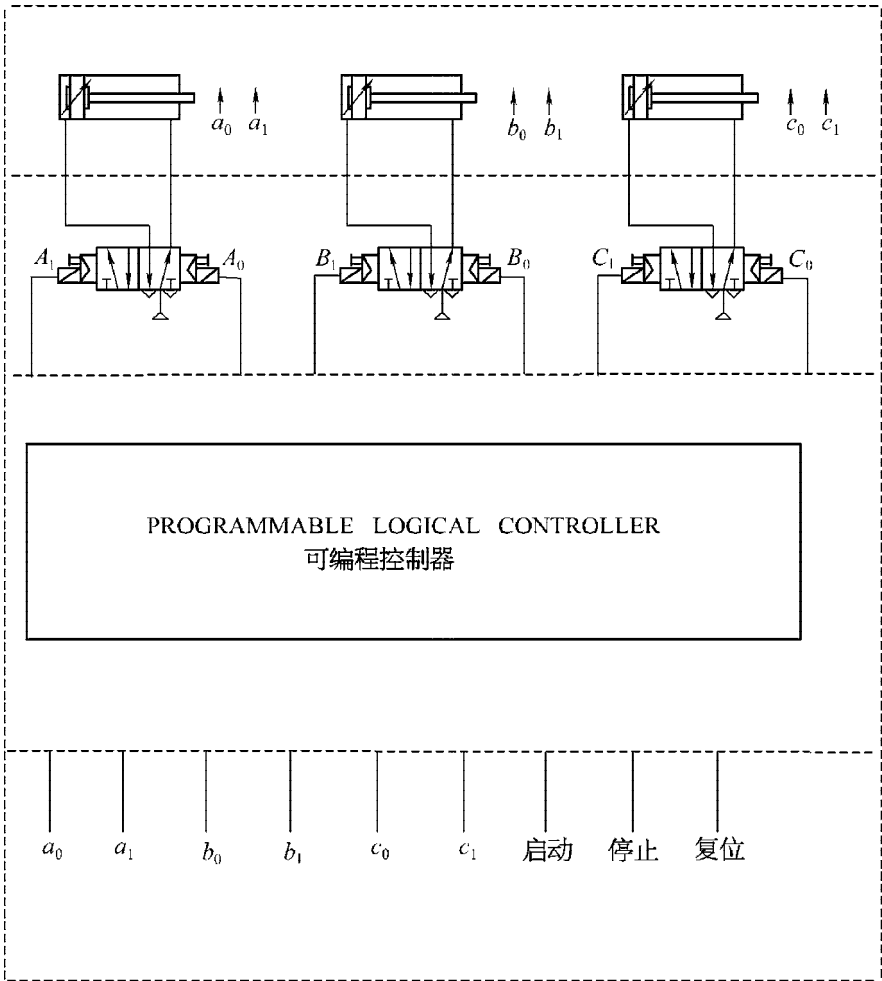


图 8-65 PLC 电气控制系统

8.3.5.2 控制回路设计步骤

设计控制回路可按以下步骤进行。

8.3.5.2.1 系统分析

对控制系统的工艺要求和机械动作进行分析,对控制对象有多少开关量输入、多少开关量输出、功率变换要求、有无特殊功能要求等要了解清楚。

8.3.5.2.2 选择机型

在选定用可编程控制器后,可根据用户要求选择最适合的产品和生产厂家。

8.3.5.2.3 输入和输出接口的地址分配

对输入输出设备进行编号,也就是给每个来自按钮、开关、传感器等输入设备和每个输出到继电器、接触器、电磁阀等被控设备一个确定的、PLC 能识别的内部地址编号,这对后面的程序调试和修改都是重要依据,也是现场接线的依据。

8.3.5.2.4 编写程序

根据工艺要求和机械动作,求取逻辑控制函数,或根据经验确定各控制动作的逻辑关系、联锁关系等绘制梯形图。然后通过编程器将梯形图用指令编入 PLC 的中央处理单元中。

8.3.5.2.5 程序调试

检查所编写的程序是否全部输入,是否正确,对错误之处进行修改。然后将 PLC 从编辑状态拨到监控状态,监视程序的运行情况。如程序不能满足原定的工艺要求,则应进一步修改程序,直到满足工艺要求为止。

在程序调试完成后,还应把程序储存起来,以防丢失或破坏。

有关 PLC 可编程顺序控制器及与其相应气动通用顺序控制器的回路设计,可由如下深孔钻应用例进行对照比较。

在机械加工自动化中,对工件用自动钻床进行深度钻孔然后攻螺纹时可用一台钻床先行钻孔,再用另一台完成攻螺纹。

加工工件时,由夹紧缸将工件夹紧,然后由自动进给气缸通过齿轮齿条机构实现钻头前进、后退。在攻螺纹前进时,电机正转,攻螺纹后退时,电机反转。

当加工孔较深时,通过自动进给气缸多段进退将铁屑排出。动作由 A、B 两个气缸完成,A 缸实现夹紧,B 缸实现钻头进给。

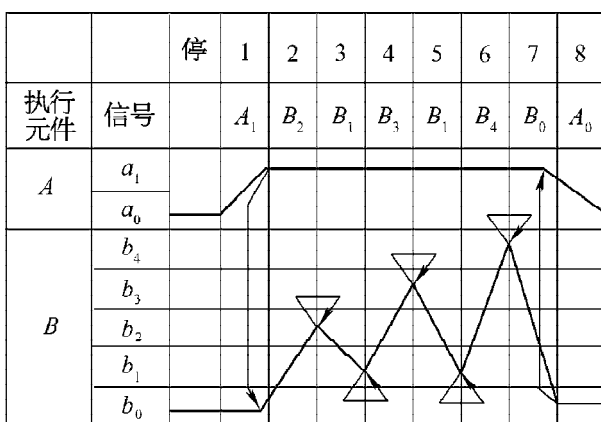


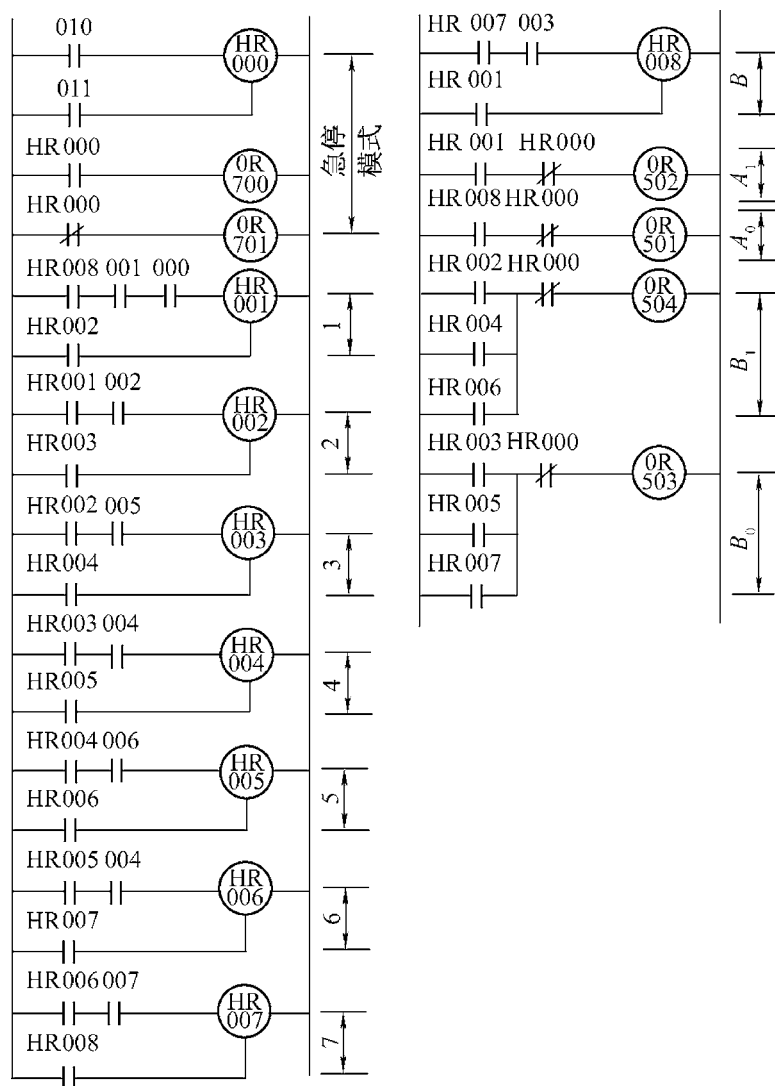
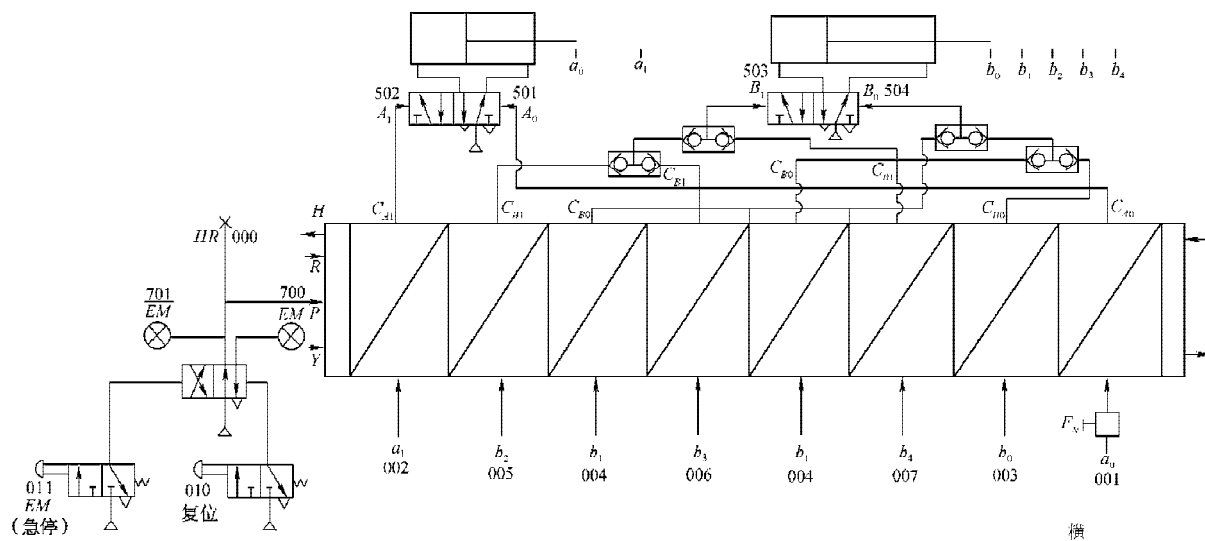
图 8-66 自动钻床动作一节拍图

工作顺序为:按下启动按钮 F_N 缸 A 前进,将工件夹紧,然后缸 B 带动钻头进给,当钻头到行程开关 b_2 时,缸 B 退回至 b_1 ,排除铁屑,然后继续进给至 b_3 ,再退回至 b_1 ,排除铁屑,最后进给至 b_4 ,退回至 b_0 原位,松开工件,其动作一节拍图如图 8-66 所示。

当控制采用全气动通用控制装置时,回路连接如图 8-67 所示。图中注明了与电子 PLC 控制相对应的输入、输出地址。

当控制采用 PLC 控制,采用 OMRON C_{20} 控制时,将 2 位 5 通气控换向阀换成 2 位 5

通电控换向阀,输出地址: A_0 —501, A_1 —502, B_0 —503, B_1 —504。行程开关换成电接近开关,输入地址: a_0 —001, a_1 —002, b_0 —003, b_1 —004, b_2 —005, b_3 —006, b_4 —007。其 PLC 控制梯形图如图 8-68。



9 气动系统的设计

概述

气动系统的采用与否在很大程度上决定于气动执行元件的采用情况,按气动执行元件的输出可分类如下:

- 1) 用气动执行器做机械功(如用气缸带动车刀、钻头加工零件,用气动马达使阀门开闭等)。
- 2) 由真空吸盘产生吸力。
- 3) 由喷嘴的射流做功(如用喷射气流清洁铸件表面)。
- 4) 用气流使物体移动(如气力输送)。

在机械设备中是否采用气动,应根据上述输出的利用价值决定,为此首先要对以下各项进行研讨,在功能、性能上以气动是否适用为准来决定气动的使用范围。

- 1) 与电气、液压等其他传动和控制方式比较后衡量气动方案的有效性。
- 2) 由气动元件组成系统后在性能上有何限制。
- 3) 与其他传动系统联合使用时的性能。
- 4) 气源的引入方法。

这些对于有经验的设计者来说虽然是了解的,但为了使其最大限度地适应选用系统,应掌握元件最新进展等资料。表 9-1 介绍了第 1 项内容作为采用气动方案与否的判据。正确选用传动和控制方案,不仅在技术上合理适用,经济上也会取得巨大效益。

表 9-1 各种传动和控制方式特性比较

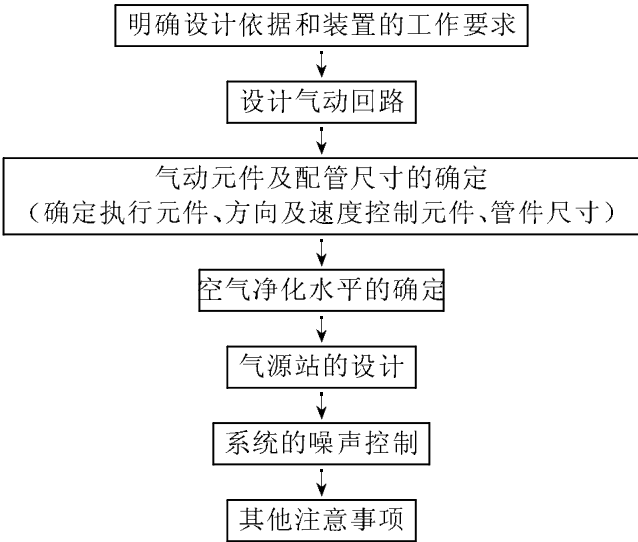
	气 动	液 压	电—气
传动系统 输出部分	中等输出力,可高速动作 输出力密度中等 直线、回转、振动	输出力大 输出力密度大 直线、回转、摆动	输出力范围广 输出力密度小 主要产生回转运动
动力源	空气压缩源	液压源	电源设备
效 率	压缩机和气缸效率低	油泵和执行元件效率中等	效率高
控制性能	因压缩性使位置控制受到负载 变动的影响 力控制容易	因液压有较高的刚性故控制性 能好 位置、速度控制容易	在中小输出力时可精密控制, 大输出力时响应慢 位置、速度控制容易
运算部分	采用逻辑元件、阀回路可进行 小规模运算	回路运算机能差	可进行大规模各种运算
传送部分	可用配管进行动力和低速信号 传送 不要回气管 传送距离在百米以内	用配管进行动力传送 不可远距离传送	可用配线进行动力和信号传送 且无滞后 可远距离传送
防火、防爆性	除气罐须注意超压爆炸外,无 其他危险	一般液压油会产生可燃性气 体,注意防火	因火花会造成事故要注意防火 防爆

(续表)

	气 动	液 压	电-气
维修管理	空气泄漏不会引起污染 压缩机要管理	油泄漏易引起污染 故对油要进行管理	漏电危险性大 要有专人管理
温 度	使用温度范围广	油温需要一个合适范围	一般电动机不可高温使用
电磁场影响	不影响性能	不影响性能	可能引起误动作
噪 声	压缩机及排气噪声大	油泵噪声较大	噪声小

在决定采用气动方案后,可按照表 9-2 所示的一般气动系统设计程序,由第一项(即明确设计依据和工作要求项)开始,依次往后进行,其中有些项因彼此有关,可经前后互相对照考虑再行集中整理并得出结果。

表 9-2 气动系列设计程序



9.1 明确设计依据和工作要求

9.1.1 装置规格型式的掌握

为了将气动的优点充分地应用于机械中,有必要确定对设计有关的内容,以及相应的设计数据。

- 1) 装置的规格型式
- (1) 装置的用途或工作目的(见表 9-3)。

表 9-3 气动装置的工作用途或目的

用途或动作目的	实施装置例	用途或动作目的	实施装置例
一般机械的移动或转动	气缸、气动马达	气力输送	气力输送机、供料机
恒力输出	气压平衡器	空气薄膜	空气轴承、空气导轨、空气悬浮装置
产生冲击力	冲击气缸、凿岩机、振动器	传感及检测	接近开关、空气测微计
支撑	空气弹簧、缓冲器	混合	气泡泵、搅拌
吸力	真空发生器及真空吸盘	冷却、加热	涡流管
射流做功	喷粉器、除尘器、喷丸、喷涂、给油		

(2) 机能(见表 9-4)。

表 9-4 机能及对应的物理量

机 能	物 理 量	机 能	物 理 量
负载的种类	推力、惯性	摩 擦 力	静摩擦、动摩擦、黏性摩擦
动作特性	时间、速度、加速度、振动数、动量	精 度	压力、速度、输出力、扭矩、停止位置
运动距离、轨迹	直线、回转、摆动、振动、复合动作		

(3) 构造。

包括被驱动部分结构、与气动部分结合的条件、安装上的要求等。

(4) 驱动方式:驱动源的种类、耗气量、供气裕量。

(5) 控制方式(见表 9-5)。

表 9-5 控制方式

控制方式	分 类	控制方式	分 类
操作方式	手动、自动	信号处理方式	全气动回路、继电器、PLC、专用芯片
自动控制方式	顺序控制、反馈控制	动作检测方式	气测传感器、电测传感器

(6) 循环时间:各执行元件的动作顺序、动作时间及其相互关系。

2) 使用条件

(1) 动作时间和频率。

(2) 设置场所、交货场所。

(3) 设置环境(见表 9-6)。

表 9-6 设置环境

环 境	对应内容	环 境	对应内容
室内外差别	耐水、耐光	周围有爆炸性气体	防爆结构
周围温度、湿度	高温、寒冷、高湿度	振动、地震对策	防振结构及振动、噪声限制
粉尘、腐蚀性气体	有机溶剂、盐水有无(材质、表面处理)	净化室	防污染结构

(4) 维修条件:包括维修程度及期限、维修技能水平、培训的必要性、为维修需要设备的工作场地、消耗品。

3) 适用标准、法规见表 9-7。

表 9-7 适用法规、标准

环 境	对 应 内 容
国内有关法规	高压气体限制法、噪声振动限制法、消防法、劳动安全卫生法
国际标准	ISO、IEC
国家、行业标准	GB、JB
国外标准	JIS、DIN、CETOP、ASME、BS
企业标准	

- 4) 安全性 应符合安全标准及有关的安全规定。
- 5) 经济性
 - (1) 初期成本 包括装置、运输、安装、检查、培训费等。
 - (2) 运行费用 包括电气元件、消耗品、维修人员费用、电费等。
 - (3) 耐用年数。
- 6) 保证 包括保证条件、保证期限,与保证有关的特别要求。
- 7) 出厂文件 包括样本、图纸、各种检查合格证书、使用说明书等。

9.1.2 执行器机能的选定

在掌握装置的规格和使用条件后,可先按照其机能和性能要求选定直接做功的执行元件。

9.1.2.1 种类的选定

前面已介绍了主要执行元件的种类、结构及性能,为使设计者正确选用所需的执行元件,可参照以下几点:

- 1) 运动方式(见表 9-8)。

表 9-8 运动方式

运动方式	对应的执行元件	运动方式	对应的执行元件
直线运动	气缸	射 流	喷嘴
回转运动	气动马达	吸 引	真空吸盘
摆 动	摆动马达、气缸与齿轮齿条复合机构	卷挂运动	气缸或马达与缆索复合机构
振 动	气动振动器		

- 2) 输出机能(见表 9-9)。

表 9-9 输出要求

输出要求	对应的执行元件
中间停止	气缸(二级串联气缸、锁紧气缸、气液变换) 摆动马达(液气转换)、气动马达(带锁紧)
保持位置精度	气缸(带锁紧、气液转换) 摆动马达(带棘轮机构、液气转换)
高精度输出	气缸(膜片式、波纹管式、低摩擦式、电-气定位式)

- 3) 复合机构(见表 9-10)。

表 9-10 复合机构

复合机构	对应的执行元件	复合机构	对应的执行元件
精密导向	气缸(带导向柱气缸)	增 力	气缸(夹紧气缸、液气增压缸)
限制回转	气缸(带防转结构气缸、非圆形活塞气缸)		

- 4) 速度要求(见表 9-11)。

表 9-11 速度要求

速度要求	对应的执行元件
低速、恒速动作	气缸(膜片缸、低摩擦缸、气液阻尼缸、气液转换器)、摆动马达(波纹管式、气液转换器)
高速回转	气动马达
高速动作	气缸(高速缸、齿轮增速机构等)

5) 设置空间(见表 9-12)。

表 9-12 设置空间

设置空间	对应的执行元件
长度限制	气缸(无杆式、伸缩式、薄形)
宽度限制	气缸(扁平式)、摆动马达(螺杆式)
体积限制	气缸、气动马达(与气-气或气-液转换机构组合、与增加行程机构组合)

6) 设置环境(见表 9-13)。

表 9-13 设置环境

设置环境	对应的执行元件	设置环境	对应的执行元件
高、低温	耐热、耐寒气缸	有腐蚀性	耐蚀气缸
净化室	防尘式气缸		

9.1.2.2 安装方法的选定

执行元件有各种安装形式,可按如下内容选择安装方法:

- 1) 活塞杆与机构连接处的同心安装精度及工作性能。
- 2) 安装和缓冲调整用的空间。
- 3) 负载和执行元件连接机构的总体合理性。

9.1.2.3 给油方法的选定

对气动执行元件的润滑方法可按表 9-14 选择。对给油式而言,从油雾器到执行元件之间的配管长度有一定限制,一般在 1 m 之内,否则应采用微雾选择式。无给油和无润滑式的执行元件中无需加油雾器,也应在设计时注意。

表 9-14 润滑方法

润滑方式	对应的执行元件
给油式	(1) 需很长工作寿命的地方 (2) 大型、高负载工况 (3) 因高温、多水分和灰尘使油膜被早期污染的环境
无给油式	(1) 在给油维护困难的地方 (2) 排气中不允许有油雾的环境 (3) 因配管过长不适合喷油雾的地方
无油润滑	(1) 排气中不允许有油雾的地方 (2) 需低摩擦动作的地方

9.1.2.4 使用上的限制条件

对于选定的执行元件要注意下列限制条件:

- 1) 最低动作压力。
- 2) 气缸活塞杆的压杆稳定性。
- 3) 摆动式执行元件的允许转矩。
- 4) 气动马达允许的无负载转数。
- 5) 输出轴的允许承受的弯曲力矩。
- 6) 行程末端的允许冲击能量。

9.1.3 回路压力的确定

回路压力大小和执行元件、阀和配管的尺寸有关,需在元件尺寸计算前就决定下来。回路压力受以下因素影响:

- 1) 工厂主干管道已有的指定供气压力。
- 2) 选定压缩机的输出压力范围。
- 3) 执行元件工作所必须的压力。

实际上,决定压力时可将上述各因素加在一起综合考虑,同时还应注意以下关系:

1) 回路压力和气动元件尺寸的关系 执行元件的静出力为压力和受压面积的乘积,对于必需的输出力而言,采用的回路压力越高,则元件尺寸越小,另外,接管和阀的有效截面积也呈反比例的减少,致使总的占有空间和初期投资价格减少。但是,在较高压力下工作时,也须考虑元件的耐压强度和耐冲击。

2) 运行价格和回路压力的关系 压缩机的供气量是随着压力的增加而减少的,完成同一功率动作对于回路压力为 0.5 MPa 和 1.0 MPa 相比较,1.0 MPa 的电力费用约增大 10%。因此从经济上着眼,回路压力的确定要考虑在几年的运行期间内总的消耗费用。

在实际运行时,使压缩机在高效状态下工作十分重要,加之采用合理的气动回路以节省能耗也可取得直接的经济效益,所以有必要仔细分析回路压力和经济费用的问题。

3) 压缩机的压力级数 目前供售的压缩机的压力段级数如表 9-15 所示,可作为决定回路压力时选定的参考。

表 9-15 压缩机的压力级数

压力等级	压力(MPa)	压力等级	压力(MPa)
一般通用压缩机的额定压力	0.7~0.8	往复式二级压缩机上限	2.0~3.0
往复式一级压缩机上限	1.0	高压气体压力	3.0 以上
通用压缩机上限	1.4~1.5		

4) 气源和回路压力间的关系 气源压力和回路压力之间的压力差,可根据表 9-16 进行估计并设定。

表 9-16 气源压力与回路压力的关系

变动原因	回路压力的决定
压缩机输出压力	因运转方式不同,常将输出压力变化的下限作为输出压力
配管压力降	由配管阻力造成,其数值可查有关图表
使用端的变化	由于工厂配管使用端的压力时常变化,故把它的最小值作为末端供气压力
减压阀的特性	由其流量特性决定,特别在一次压力和二次压力差过小和在压力设定范围的下限附近工作时,流量特性较差

5) 气源和回路压力例 在一般工厂中,可根据表 9-17 由压缩机的输出压力和回路压力之间的关系,在设计时选择气源压力。

表 9-17 气源压力与回路压力例 (MPa)

公称输出压力	回路压力	公称输出压力	回路压力
0.5	0.3~0.4	1.0	0.55~0.75
0.7	0.4~0.55	1.4	0.75~1.0

9.1.4 循环时间的决定

对于循环动作的机械装置,在顺序与时间坐标图中将执行元件的动作时间分段表示。在气动系统对执行元件的分配时间有多余的情况仅确定其动作顺序即可,而在分配时间少以及执行元件用于接近能力极限的场合,有必要仔细研讨影响每个执行元件动作时间的因素,如表 9-18 所示。其中,电气元件的动作时间较短,一般无问题。但在负载小、动作速度快的使用场合也应考虑受到的影响。这样,整个动作时间等于执行元件的运动时间与各元件延迟时间之和。延迟时间视执行元件的大小可粗略估计为 0.5~0.2 s。

表 9-18 时间延迟因素

动作延迟的元件	延迟的原因
执行元件	由负载惯性引起的滞后 在停止时因减速引起的滞后 因装置软结构处等待振动衰减所花的时间
气动元件	在控制管道内当空气流入、排出产生的滞后 阀的响应引起的滞后(电磁阀为 10~200 ms)
电气控制元件	由于开关/继电器引起的滞后(无触点为数 ms,有触点数十 ms) 由 PLC 的输入、输出、运算引起的滞后(根据节点数可达数十 ms)

在对表中各项研究和汇总后,即使进行组合也不能满足分配时间的情况下,要对全部分配时间进行重新调整。

整个装置的循环时间图,根据装置的工作要求时间设定后,一般不再轻易变更。

9.1.5 系统的安全要求

对气动系统的安全要求如表 9-19 所示。

表 9-19 气动系统的安全要求

安全项目	事例
遵守有关安全法规	可参阅国家对压力容器及气动系统的有关法规、标准
位置检测	在进行顺序控制时,宜按位置检测为原则
联锁	在控制上应考虑必要的联锁机构、回路
因压力造成事故	应考虑压力过高、过低及残压的排除
防止操作出错	防止超调、混淆操作等
事故停止	出故障时可紧急停止,防止再启动时的事故
安全隔离	驱动装置与操作部分的隔离

以上安全要求在设计气动回路时应一起考虑。

9.2 设计气动回路

气动回路由各种气动元件和管路以及相应的控制线路组成。按其目的分类有:执行元件控制及安全等附加机能的回路、气源及净化回路等。

9.2.1 决定回路的控制方式

在气动系统里,执行元件的控制部分由两类控制组成,一类是由气动控制元件组成的动力控制回路,另一类是由气动逻辑元件、电气或电子组成的传递信号的信号控制回路。这里主要介绍第二类控制的选择方法。

9.2.1.1 全气动控制

对无执行元件数量不多、规模小的控制系统,可采用气阀组合的线路控制,也可采用与、或、非、记忆等气动逻辑运算元件和延时元件等组成全气动逻辑控制回路,其特点是:

- 1) 构成简单,无需电-气转换。
- 2) 无爆炸、燃烧危险。
- 3) 耐潮湿,可在恶劣环境中使用。
- 4) 可用于电磁干扰的场合等。

在设计气动控制回路时,可按工作要求和循环动作过程,画出各执行元件随时间动作的工作顺序图,按此顺序参考各种气动基本回路,按顺序控制回路设计方法,设计出全气动控制回路。

9.2.1.2 气动通用顺序控制

对于一般工程技术人员因工作要求完成气动顺序控制工程任务,在没有学习过气动回路设计内容时,可采用通用气动控制装置,它能适应各种控制方式(如位置、时间、位置和时间混合等)的工作要求,并能灵活地改变控制顺序以适应不同产品的需要,便于调整,一机多用。

9.2.1.3 电气顺序控制

以继电器电气回路为主的顺序控制是较常用的气动系统控制方式,可通过电磁阀将电信号输出变为气压输出。它易为工厂电气技术人员掌握和使用维修,由于继电器性能和寿命的提高,常在工厂中得到可靠应用。

9.2.1.4 PLC 程序控制

因通用性好,变更程序方便,是线路复杂时程序控制的典型代表。它不仅可使控制部分小型化,容易实现联锁信号处理,同时各种逻辑及附加运算均可在 PLC 内部进行,使整个传动控制回路中的气动回路部分非常简单。其缺点是维修人员应具备一定的微机知识,能及时对工作异常时的事故处理及复位启动等问题。

9.2.1.5 连续控制

在位置和压力等参数需要连续控制时,可采用全气动模拟控制或电气模拟控制,后者需采用电-气转换器和电气比例阀等进行模拟和数字控制。在运行时可由操作人员对自动调节器进行参数给定来控制。也可用 PC 等进行信号转换实现微机反馈控制,达到高精度的要求。

9.2.2 设计控制回路

气动控制装置中的控制回路常用的有时间程序控制和行程程序控制(局部也可采用延

时和压力控制)两种。

当生产工艺设备要求各执行元件必须在规定的不同时刻开始动作,这时可采用时间程序控制。时间发信装置每隔一定时间发出一个脉冲信号,不同的脉冲数量表示不同的时间间隔。脉冲分配线路将不同的脉冲数量分配给各个执行元件,使之能在不同时刻开始动作,如图 9-1 所示,这是一种开环控制系统。

按时间发信的不同方式,时间程序控制装置可分为:

1) 由时钟机构组成的机械式程控装置,它由同步马达带动码盘或凸轮,按工作程序要求发出时间信号来控制。

2) 由气动元件组成的定时回路,用气动振荡器发出一定的时间脉冲信号,通过气动元件组成的信号分配回路进行控制。

3) 以气动延时器为主,与气动双稳和其他元件组成定时回路也可发出规定的时间程序信号。

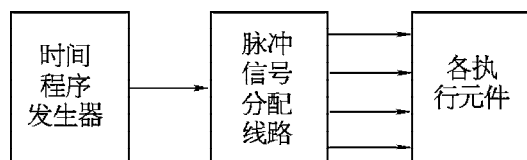


图 9-1 时间程序控制方框图

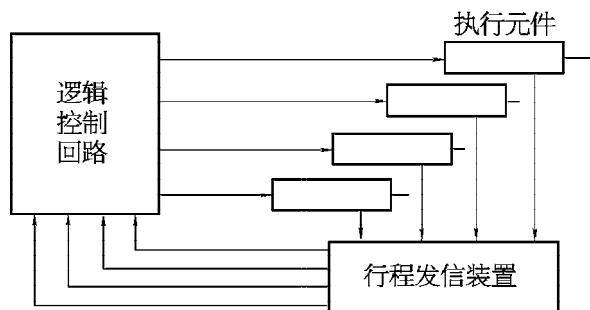


图 9-2 行程程序控制方框图

行程程序控制的原理图如图 9-2 所示。

当外部输入人力启动信号后,逻辑控制线路将发出执行信号,它命令执行元件进行第一步动作,执行元件在其行程终端触发气动行程阀或电动行程开关,发出气的或电的行程信号,将它输入逻辑线路,经运算后发出第二个执行信号,接着产生第二步动作……整个系统将按方框原理图循环下去。因此,它是一个闭环控制系统。工作中,只有前一步动作完成后,才能进行后一步动作,这种控制方法具有连锁作用,能使各执行元件按顺序依次动作,因而工作时安全可靠。

行程程序控制线路的逻辑线路设计,主要是简捷合理地解决行程信号与执行动作之间的协调连接,防止并消除线路连接中的障碍动作问题。其设计方法有信号—动作状态线图法(简称 X-D 线图法)、分组供气法、卡诺图法等。其中 X-D 线图法的特点是直观简便,较为常用。

气动行程程序控制回路的设计方法,主要是根据某一固定工作程序进行的,所设计的专用线路具有简单、元件数量少、工作较为可靠等优点。它适用于对固定工作程序的大批量生产的专用设备的稳定生产流程控制,若要更换产品,改变工作程序,就必须重新设计制作、调整回路。这种控制回路存在如下缺点:

1) 需要掌握气动技术的专门人员进行回路设计、元件采购、装置的安装、调整和使用。

2) 难以满足在一台气动机械上进行多种产品的加工要求。

3) 在大量推广专用线路的场合,由于控制回路和元件的品种增加,故备品也要增加,提高了维修费用。

4) 由于专用线路缺乏通用性,难以使控制装置成为产品成批生产。

因此,为满足生产实际的需要,设计通用的控制线路,并以装置的形式作为产品生产和销售,以适应一般工程技术设计和操作人员采用气动技术,它的主要优点是:

1) 能灵活改变程序以适应各种动作程序的需要,能做到一机多用。

2) 便于作为通用程序控制器组织生产。

3) 以信号分配线路为核心,配以相应的元件,能适应各种控制方式(如行程、时间、行程和时间混合)的要求。

4) 易为设计和操作人员掌握使用。通用程序控制装置也有一定缺点,为了实现通用性,对于某个固定工作程序来说,所用的元件数量和装置的复杂程度相对地就要增加。

在实际应用中到底选用通用控制装置还是专用控制回路,应该根据机械设备的控制要求、回路的复杂程度、设计回路的熟练程度、生产量的多少、维修技术力量、元件和装置的供应情况、价格等多种因素进行选择。

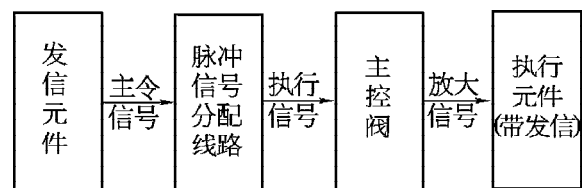


图 9-3 通用程序控制器方框图

通用程序控制器的方框图如图 9-3 所示。

它的核心是“信号分配器(回路)”,通过它可将各种发信器送来的行程信号、时间信号等主令信号——不管有无障碍——进行处理,然后将其无障碍的输出作为执行信号与相应执行元件的主控阀控制端相连接。工作时信号分配器可用快速插接件分别与相应主令信号及主控阀控制端相连接,从而实现各种程序的编排和预选。

下面对执行元件的控制回路补充几点说明,以保证气动系统达到设计要求。

(1) 要求执行元件动作平稳的回路 由于负载和压缩空气的可压缩性影响,对气动执行元件动作平稳造成很大的障碍。为提高其平稳性,应尽量采用排气节流调速控制回路。

(2) 力控制回路 要获得高精度的力控制,首先应稳定供气压力,一般采用精密调压阀或大容量储气罐来稳定压力,其次应选用低摩擦执行元件以减少摩擦阻力对输出力的影响,必要时可用滚动膜片式气缸以减少摩擦。

(3) 气缸的低速回路 气缸速度小于 50 mm/s 时为低速回路,为防止爬行现象,可采用气液阻尼缸或气液转换器。因低速动作时,空气流量很小,所以调速困难,要选择合适的单向节流阀。

(4) 气缸的高速回路 气缸速度大于 0.5 m/s 时,应注意气缸的负载率 $\alpha < 0.5$ 。尽量减少排气通路的阻力,如在排气口安装快排阀,排气配管应短而粗。供气源容量要大,最好在进气口设中间储气罐,并加大气缸进气口径。此外还应考虑防护以策安全。

9.3 气动元件及配管尺寸的确定

在明确设计依据,确定气动元件种类、回路压力和循环时间后,元件及配管尺寸的大小,涉及能否使机器按使用要求正确工作,既能按工作要求输出所需的力,又能节约能量消耗,减少占地和空间,便于操作和经济地运行。为此可通过图表进行设计计算,确定回路中气缸、控制阀和管道等各元件的最佳尺寸和正确选型,达到优化设计的目的,是十分必要的。

随着计算机应用的推广,各气动制造厂和系统应用公司正不断采用气动系统计算机辅

助设计。它利用人机对话方式输入气动系统的原始工作数据,然后通过计算机软件可以简单而迅速地确定回路中气缸、控制阀和管道等元件的最佳尺寸和正确地选型,达到优化设计的目的。

气动系统各组成元件和装置的定量设计可按以下步骤进行:

- 1) 明确设计依据,确定气动执行元件的使用工作条件。
- 2) 设计气压传动的控制回路。
- 3) 执行元件的尺寸计算和选型。
- 4) 检查气缸的缓冲性能。
- 5) 计算所需控制元件的合成有效截面积(总流通能力)。
- 6) 选择控制元件。
- 7) 检查气缸动作时间。
- 8) 计算和选择气动三联件。
- 9) 计算耗气量并选择压缩机。
- 10) 选择后冷却器、干燥器和主管道过滤器。

下面依次进行介绍。

9.3.1 确定气动执行元件的使用工作条件

- 1) 气缸工作压力。
- 2) 气缸往复运动时间:
伸出时间(s);
缩回时间(s)。
- 3) 气缸行程(mm)。
- 4) 工件质量(kg)和负载力(N)。
- 5) 气缸活塞运动方向:
垂直/水平/倾斜角度 θ 。
- 6) 工件运动时摩擦因数 μ (滚动/滑动)。
- 7) 活塞每分钟往复次数 $N(\text{min}^{-1})$ 。
- 8) 管道长度(m)。
- 9) 接头数量。
- 10) 其他。

9.3.2 确定气压传动回路

对于常用的双作用气缸,其基本控制回路如图 9-4 所示。

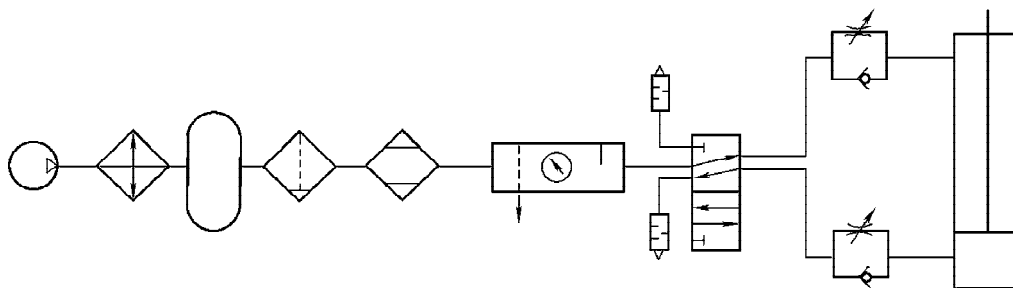


图 9-4 气缸基本控制回路

9.3.3 执行元件的尺寸计算和型号选择

以广泛用于气动中的执行元件——气缸为例,依次由气缸的负载力和负载质量求出气缸的全负载力 F 。全负载力主要由气缸所承受的外部轴向负载力、重力、摩擦力和惯性力组成,其中惯性力在缸速不高时可忽略。 F 值可按下式计算(见图 9-5)。

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4$$

$$= W \sin \theta + \mu W \cos \theta + WL/2gt^2 + F_4 \quad (\text{N}) \quad (9-1)$$

式中 F_1 ——重力在气缸轴向分力(N);

F_2 ——摩擦阻力(N);

F_3 ——惯性力(N);

F_4 ——外部轴向载荷力(N);

W ——工件重力(N);

θ ——工件安装角度($^\circ$);

μ ——摩擦因数,滚动摩擦 $\mu = 0.1 \sim 0.4$, 滑动摩擦 $\mu = 0.2 \sim 0.8$;

g ——重力加速度, $g = 9.8(\text{m/s}^2)$;

L ——气缸行程(m);

t ——气缸单行程动作时间(s)。

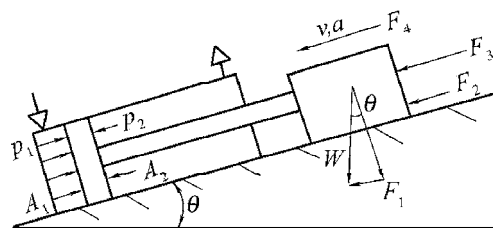


图 9-5 气缸带运动负载输出工作图

按气缸工作方式计算缸径应分为静载输出和动载输出两类。

9.3.3.1 静载输出时缸径的计算

静载输出的含义为:气缸在运动过程中没有负载力,直到压住工件后才输出最大推力。较为典型的例子是气动夹具和气动压力机。

气缸活塞的截面积由下式决定:

$$pA\eta \geq F \quad (9-2)$$

式中 p ——工作压力(Pa);

F ——负载力(N);

A ——活塞截面积(m^2)。

当活塞以推力工作时,活塞直径可按下式计算:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p \eta_1}} \quad (\text{m}) \quad (9-3)$$

当气缸以拉力工作时,活塞直径可按下式计算:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p \eta_2} + d^2} \quad (\text{m}) \quad (9-4)$$

式中 d ——活塞杆直径(m);

η_1 、 η_2 ——气缸推或拉的效率,可查图 9-6。

当 η 不明确时,可用下式估算:

$$\eta = \frac{p - p_{\min}}{p} \quad (9-5)$$

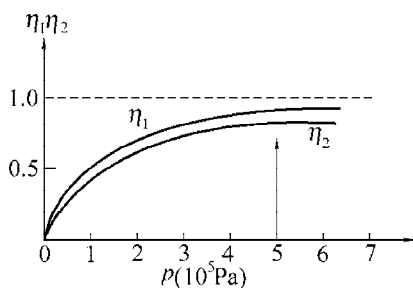


图 9-6 气缸作静载输出时的效率

式中 $p_{\min}$ ——气缸的最低工作压力(Pa)。

9.3.3.2 动载输出时缸径的计算

这时气缸承受的力为全负载力,为保证气缸的运动速度,气缸的负载率视工作情况取 $\alpha = 0.3 \sim 0.7$,一般情况下取 $\alpha = 0.5$,当气体工作压力较低或要求工件运动速度快时取 $\alpha = 0.3 \sim 0.4$ 。

气缸活塞面积可按下式计算:

$$pA\alpha \geq F$$

当气缸以推力方式工作时,活塞直径:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p\alpha}} \quad (\text{m}) \quad (9-6)$$

当气缸以拉力方式工作时,活塞直径:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p\alpha} + d^2} \quad (\text{m}) \quad (9-7)$$

式中各符号同前。

9.3.4 检查气缸的缓冲性能

为检查气缸是否能够吸收物体运动时的动能,应根据活塞的最大运动速度计算所带负载时的动能大小。

气缸的平均速度 v 为:

$$v = L/t \quad (\text{m/s}) \quad (9-8)$$

式中 L ——气缸行程(m);

t ——给定的气缸运动时间(s)。

活塞的最大运动速度 $v_{\max}$ 为:

$$v_{\max} = \frac{L}{0.8t} \quad (9-9)$$

式中系数 0.8 是由气缸工作时的实验数据得到的平均值,它随气缸的具体工作情况而异,一般在 0.7~0.9 之间。

气缸带负载运动时的运动能量 E 为:

$$E = \frac{1}{2} \frac{W}{g} v_{\max}^2 \quad (\text{J} = \text{N} \cdot \text{m}) \quad (9-10)$$

式中 W ——气缸所带负载重力(N);

g ——重力加速度(m^2/s);

$v_{\max}$ ——气缸活塞进入缓冲腔时的最大速度(m/s)。

气缸缓冲装置允许吸收的能量 E_2 可按缓冲腔压缩过程为绝热变化求出:

$$[E] = \frac{k}{k-1} V p_2 \left[\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{J}) \quad (9-11)$$

式中 k ——空气绝热指数, $k = 1.4$;

- V ——环形缓冲气室容积(m^3);
- p_2 ——气缸排气压力(Pa);
- p_3 ——绝热压缩后缓冲室达到的最终压力。考虑到气缸强度,取 $p_3 \leq 2 \times 10^6 \text{ Pa}$ 。

由于各厂制造的气缸结构不同,故其缓冲腔内压力也不同,同时压缩过程也并非完全是绝热过程,所以上式误差较大,[E]值最好用实验确定,标注在其气缸的样本上。日本JPAS 005 标准中的不同缸径负载和允许最大速度的关系图(图 9-7)可作为参考。由图可见,当气缸的最大速度和负载质量的交点处在其直径标注线左边时,其动能低于允许吸收能量,可以使用。否则应选用更大缸径或外加缓冲器以满足缓冲要求。表 9-20 列出了日本CKD 公司气缸允许吸收的能量,供设计者参考。

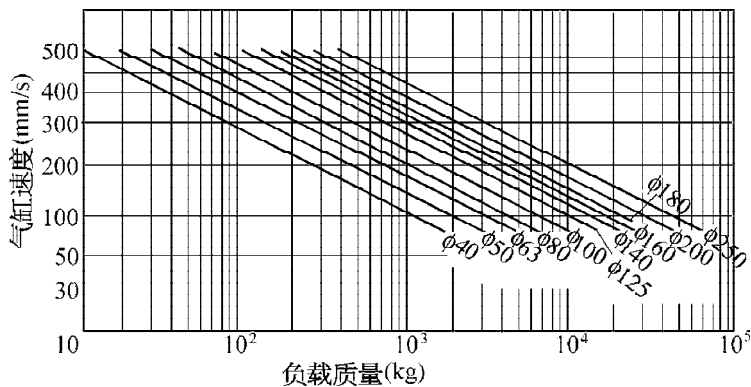


图 9-7 气缸负载质量和最大速度关系

表 9-20 气缸允许吸收能量

气缸内径 $D(\text{mm})$	有效缓冲长度 $l(\text{mm})$	允许吸收能量 $[E](\text{J} = \text{N} \cdot \text{m})$	气缸内径 $D(\text{mm})$	有效缓冲长度 $l(\text{mm})$	允许吸收能量 $[E](\text{J} = \text{N} \cdot \text{m})$
$\phi 40$	14.6	4.37	$\phi 100$	23.6	50.77
$\phi 50$	16.6	8.54	$\phi 125$	21.6	64.73
$\phi 63$	16.6	16.16	$\phi 140$	21.6	93.35
$\phi 80$	20.6	28.49	$\phi 160$	21.6	118.54

从以上计算或查图表检验,均可按生产厂给出的数据衡量并校核气缸的缓冲能力。

9.3.5 计算控制元件的合成流通能力(有效截面积)

为保证所选气缸能在给定的时间内完成动作,要求出各元件的合成流通能力 S 值。

基于气缸活塞动作时间和气缸容积,可按下式求出运动时控制活塞运动速度各元件的合成有效截面积:

$$S = 5.21 k \frac{V_0}{t} = 5.21(1 + 2\alpha) \frac{V_0}{t} \quad (\text{mm}^2) \tag{9-12}$$

- 式中 V_0 ——气缸排气侧容积(L);
- t ——活塞单行程运动时间(s);
- k ——随气缸负载率 α 变化的系数, $k = 1 + 2\alpha$ 。
- 根据以上计算结果,可由工厂的产品样本中选定型号。

9.3.6 选择控制元件

为满足气缸活塞运动而求出的合成有效截面积,是由方向控制阀、单向节流阀(速度控

制阀)、消声器和连接管道的各个有效截面积组合而成,为此要求各控制元件有效截面积的数值比合成有效截面积大两倍以上。

按照国内标准,各控制元件的有效截面积可查表得出(见表 9-21~表 9-23),订货时型号可由各厂的产品样本中查出。

9.3.6.1 方向控制阀的有效截面积(见表 9-21)

表 9-21 方向控制阀的有效截面积 (mm²)

公称通径(mm)		6	8	10	15	20	25	32	40	50
螺纹尺寸(in)		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2
有效截面积	A 系列	5	10	20	40	60	110	190	300	400
	B 系列	10	20	40	60	110	190	300	400	650

9.3.6.2 单向节流阀的有效截面积(见表 9-22)

表 9-22 单向节流阀的有效截面积 (mm²)

公称通径(mm)			3	6	8	10	15	20	25	32	40	50
螺纹尺寸(in)				$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2
有效截 面积	A 系列	控制流道	4	8	16	32	48	88	150	240	320	520
		自由流道	5	10	20	40	60	110	190	300	400	650
	B 系列	控制流道	2	5	10	20	30	50	90	140	190	300
		自由流道	3	6	12	24	36	60	110	180	240	400

9.3.6.3 消声器的有效截面积(见表 9-23)

表 9-23 消声器的有效截面积 (mm²)

公称通径(mm)		6	8	10	15	20	25	32	40	50
螺纹尺寸(in)		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2
有效截面积	A 系列	≥10	≥20	≥40	≥60	≥110	≥190	≥300	≥400	≥650
	B 系列	≥20	≥40	≥60	≥110	≥190	≥300	≥400	≥650	≥1 000

控制元件的有效截面积选定后,可根据其工作压力计算阀的额定流量,也可求出在其他压力下的流量值。

在选择方向控制阀规格型号时,还应考虑以下特性:

- 1) 工作压力范围。
- 2) 阀的工作位置数。
- 3) 换向时间。
- 4) 使用温度范围。
- 5) 最低工作压力和最低控制压力。

- 6) 空气泄漏量或元件耗气量。
- 7) 尺寸。
- 8) 连接形式。
- 9) 接管口径。
- 10) 寿命等。

当选用电磁阀时,还应考虑电气特性,如接电方式(直接出线式、插座式)、电压种类及大小、消耗功率、温升、绝缘性能等因素。

在选择单向节流阀时,除要求有规定的有效截面积外,还应有较好的节流特性,即调节节流杆时,气体通过的流量成比例地变化,线性好,无突变,以保证气缸在调整范围内稳定地工作。

9.3.6.4 配管的有效截面积

配管的有效截面积可按下式求出:

$$S_P = \frac{A}{\sqrt{\lambda C_P + 1}} (\text{mm}^2) \quad (9-13)$$

式中 S_P ——配管的有效截面积(mm^2);

A ——配管的截面积, $A = \frac{\pi}{4} d^2$ (mm^2);

λ ——配管摩擦因数,对尼龙或塑料管 $\lambda = 10$, 对钢管 $\lambda = 15$;

C_P ——配管长度 $l(\text{m})$ 与管径 $d(\text{mm})$ 之比, $C_P = l/d$ 。

在管道设计计算中,应先根据执行元件的耗气量算出各段管道的计算流量(指压缩空气流量),按此流量及经验流速计算出各段的管径,再以算出的管径校核各区段的压力降,以使最远点的压力降在允许值范围内。若压力降超过允许值,应重新选择较低的流速,算出新的管径及其压力降,直到使压力降低于允许值为止。

为防止管道内压力损失过大,可用下式验算配管内径是否足够:

$$d \geq \sqrt{\frac{4Q}{3600 \pi v}} (\text{m}) \quad (9-14)$$

式中 d ——配管内径(m);

Q ——配管内的有压流量(m^3/h);

v ——配管内流速(m/s)。

配管流速的选择见表 9-24。

表 9-24 决定配管直径的基准

配管类型	大致基准
主配管	工厂主配管用把空压站的压缩空气均匀地送到各车间,所以应尽量减少压力损失,一般每 10 m 管道允许压力降为 0.002~0.004 MPa。这相当于在 0.5 MPa 压力下的管道内流速应限制在:25A 为 12 m/s,50A 为 17 m/s,100A 为 24 m/s
车间配管	辅助配管用于车间到设备的动力管道中,从价格和减少所占空间考虑,不要太粗。一般限制在:15A 以下小通径配管为 20 m/s 以下,15A 以上为 30 m/s 以下
控制配管	控制配管用于气动系统中的能量传递,主要要求是响应快。在无特别要求时,可取为相连接阀的两倍有效截面积

各公司和生产厂常根据供应管道的材料和实验数据,提供不同管径和长度的诺模图,供查用。

9.3.7 检查气缸动作时间

在选择各控制元件的规格型号及相应的有效截面积后,为检查这些控制元件实际使用时能否达到规定的气缸动作时间,可从这些元件合成后是否有足够的有效截面积来验证,求合成有效截面积可用公式:

$$\frac{1}{S^2} = \frac{1}{S_a^2} + \frac{1}{S_b^2} + \frac{1}{S_c^2} + \frac{1}{S_d^2} \quad (9-15)$$

式中 S_a ——方向控制阀的有效截面积(mm^2);

S_b ——单向节流阀的有效截面积(mm^2);

S_c ——消声器的有效截面积(mm^2);

S_d ——排气侧连接管道总长(包括接头的等效管长在内)的合成有效截面积(mm^2)。

在算出所选元件的合成有效截面积后,可用下式检查气缸用管道连接后的实际动作时间 t_s :

$$t_s = 5.2 \frac{V_0 + \Delta V}{S} (\text{s}) \quad (9-16)$$

式中 ΔV ——包括在排气侧管道中的容积(L)。

如气缸实际动作时间 t_s 与气缸给定运动时间相比,能满足 $t_s < t$,即可在实际使用时用调整单向节流阀的开度来达到给定运动时间的要求。

9.3.8 选择气动三联件

为满足气缸活塞运动时的输出力并在给定的运动时间内完成动作,三联件须满足气缸运动时的最大流量,为此应求出气缸在最大运动速度时的流量 Q_1 和管道中的流量 Q_2 :

$$Q_1 = \frac{\pi D^2 v_{\max} (p_1 + 1.013) \times 60}{4 \times 1.013 \times 10^6} (\text{L/min}) \quad (9-17)$$

$$Q_2 = \frac{\pi d_0^2 l (p_1 + 1.013) \times 60}{4 \times 1.013 \times 10^6} (\text{L/min}) \quad (9-18)$$

式中 D ——气缸内径(mm);

$v_{\max}$ ——气缸最大运动速度(mm/s);

l ——管道长度(mm);

p ——工作压力(10^5 Pa);

d_0 ——管道内径(mm)。

由 $Q_1 + Q_2 = Q$, 即得出三联件应满足的空气流量,三联件的型号可从各制造厂的产品样本中查出。

9.3.9 选择压缩机

压缩机的容量大小,应根据气动系统的平均耗气量选择,已知气缸每分钟动作次数后,可分别求出气缸和管路中消耗的空气量 q_1 和 q_2 :

$$q_1 = \frac{\pi D^2 l (p + 1.013) \times 2 N}{4 \times 1.013 \times 10^6} (\text{L/min}) \quad (9-19)$$

$$q_2 = \frac{\pi d_0^2 l (p + 1.013) \times 2 N}{4 \times 1.013 \times 10^6} (\text{L/min}) \quad (9-20)$$

$$q = k(q_1 + q_2) (\text{L/min}) \quad (9-21)$$

式中 L ——气缸行程(mm);

l ——气缸和阀间的管道总长(mm);

p ——工作压力(10^5 Pa);

N ——气缸每分钟的往复动作次数;

k ——泄漏及裕量系数,一般取 1.2~1.5。

压缩机的排气量以工厂中各气动装置平均耗气量 q 选择,圆整为压缩机的标准排量。

在工程上进行气动系统设计各项内容中,元件和配管尺寸的确定和选择十分重要,它的设计结果,关系到以下几点:在减少元件尺寸的同时能保证正常工作;减少耗气量;减少安装后的试验调试工作量;因正确选定缓冲装置而保证长期可靠地安全工作等。

下面举例说明一个典型举起工件的由气缸和控制阀等气动元件组成的控制系统的尺寸确定计算方法及其步骤。

9.3.9.1 调查研究、明确设计依据

1) 工作压力	$p=0.5(\text{MPa})$
2) 气缸往复运动时间	推出 $t_s=1.2(\text{s})$ 缩回 $t_l=0.8(\text{s})$
3) 气缸行程	$L=200(\text{mm})$
4) 负载工作力	$W=1\,250(\text{N})$
5) 气缸活塞运动方向	垂直上下
6) 工件运动时的摩擦因数	取 $\mu=1.0$
7) 活塞往复次数	12次(1 min 内)
8) 管道长度	$l=1(\text{m})$
9) 其他	

9.3.9.2 设计气动回路

举起工件的控制回路中,由二位四通电磁阀、单向节流阀、消声器及连接管道对气缸进行控制,同图 9-4 所示。

9.3.9.3 执行元件尺寸的计算和选择

1) 气缸负载的确定

由 $F = \mu \cdot W$ 式计算

$$F = 1 \times 1\,250 = 1\,250(\text{N})$$

2) 缸径的确定 当气缸工作在向上推送工件时,取负载率 $\alpha = 50\%$ 则

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p \alpha}} = \sqrt{\frac{4 \times 1\,250}{3.14 \times 0.5 \times 10^6 \times 0.5}} = 0.079\,8(\text{m}) = 7.98(\text{cm})$$

故选择气缸内径为 $\phi 80$ 并带缓冲结构的类型。

9.3.9.4 检查气缸的缓冲性能

1) 求气缸的平均速度和最大速度

$$v = L/t = 200/1.2 = 167(\text{mm/s})$$

$$v_{\max} = L/0.8t = 200/0.8 \times 1.2 = 208(\text{mm/s})$$

2) 气缸带负载时的运动能量 E_1 为

$$E_1 = \frac{1}{2} \frac{W}{g} v_{\max}^2 = \frac{1}{2} \frac{1250}{9.8} \times \left(\frac{208}{1000} \right)^2 = 2.76(\text{N} \cdot \text{m})$$

此计算动能值即可与使用厂家标准给出的各气缸直径的相应能量吸收值比较,如低于给出值即可保证该缸使用安全。

9.3.9.5 选择控制元件

按气缸容积 V_0 和运动时间求各控制元件的合成有效截面积

$$\begin{aligned} S &= 5.2(1+2\alpha) \frac{V_0}{t} = 5.2 \times (1+2 \times 0.5) \frac{3.14 \times 8.0^2 \times 200 \times 10^{-3}}{4 \times 1.2} \\ &= 5.2(1+2\alpha) \frac{\frac{\pi}{4} D^2 \times L}{t} \\ &= 5.2 \times 2 \times \frac{1.0}{1.2} = 8.6(\text{mm}^2) \end{aligned}$$

9.3.9.6 确定各控制元件的有效截面积和尺寸

选择各元件的有效截面积时,要在表中选接近于计算得出的合成有效截面积的两倍左右,并选定接口尺寸和型号。这可由生产厂的产品样本查得。

换向控制阀选 L8B 型,其有效截面积 $S_a = 20(\text{mm}^2)$ 。

速度控制阀选 L8A 型,其有效截面积 $S_b = 20(\text{mm}^2)$ 。

消声器选 L8A 型,其有效截面积 $S_c = 20(\text{mm}^2)$ 。

塑料管道选 $\phi 8 \times \phi 6(1\text{m})$,经计算 $S_d = 17.3(\text{mm}^2)$ 。

验算由这些元件实际使用时的合成有效截面积:

由式

$$\frac{1}{S^2} = \frac{1}{S_a^2} + \frac{1}{S_b^2} + \frac{1}{S_c^2} + \frac{1}{S_d^2} = \frac{1}{20^2} + \frac{1}{20^2} + \frac{1}{20^2} + \frac{1}{17.3^2}$$

故可得出 $S = 9.6(\text{mm}^2)$ 。

可见其合成值略大于要求的 $8.6(\text{mm}^2)$,可以使用。

9.3.9.7 验算加入配管容积后对气缸动作时间的影响

由于配管加入后气缸的动作时间为

$$t = 5.2k \frac{V_0 + \Delta V}{S} = 5.2 \times 2 \times \frac{1.0 + 3.14 \times 0.6^2 \times 100 \times 10^{-3}/4}{9.6} = 1.11(\text{s})$$

故满足原要求的运动时间 1.2s 的指标。

9.3.9.8 选择气动三联件

为满足气缸运动时给定的动作时间和输出力,三联件需满足气缸运动时的最大流量,因此应分别求出动作时流入气缸的瞬时流量 Q_1 和管道瞬时流量 Q_2 :

$$Q_1 = \frac{\pi D^2 v_{\max} (p_1 + 1.013) \times 60}{4 \times 1.013 \times 10^6} \quad (\text{L/min})$$

$$Q_2 = \frac{\pi d_0^2 l (p_1 + 1.013) \times 60}{4 \times 1.013 \times 10^6} \quad (\text{L/min})$$

式中 D ——气缸内径(mm);

$v_{\max}$ ——气缸最大运动速度(mm/s);

l ——管道长度(mm);

p_1 ——工作压力(10^5 Pa);

d_0 ——管道内径(mm)。

故

$$Q_1 = \frac{3.14 \times 80^2 \times 208 \times 6.013 \times 60}{4 \times 1.013 \times 10^6} = 372 (\text{L/min})$$

$$Q_2 = \frac{3.14 \times 6^2 \times 1\,000 \times 6.013 \times 60}{4 \times 1.013 \times 10^6} = 10 (\text{L/min})$$

由 $Q_1 + Q_2$ 即可从按标准生产的产品样本中选择内径为 8 mm 的三联件,其出口压力在 0.4 MPa 时流量为 410 L/min,满足要求。

9.3.9.9 选择压缩机

应根据气动系统的平均耗气量选择压缩机的容量,已知气缸每分钟动作次数后,可分别求出气缸和管路中消耗的气量:

$$q_1 = \frac{\pi D^2 L (p + 1.013) \times 2 N}{4 \times 1.013 \times 10^6} (\text{L/min})$$

$$q_2 = \frac{\pi d_0^2 l (p + 1.013) \times 2 N}{4 \times 1.013 \times 10^6} (\text{L/min})$$

$$q = k(q_1 + q_2) (\text{L/min})$$

式中 q ——总耗气量(L/min);

L ——气缸行程(mm);

l ——气缸和换向阀间的管道总长(mm);

N ——气缸每分钟动作的往复次数;

k ——漏气系数,一般取 1.2~1.5。

故

$$q_1 = \frac{3.14 \times 80^2 \times 200 \times 6.013 \times 2 \times 12}{4 \times 1.013 \times 10^6} = 143 (\text{L/min})$$

$$q_2 = \frac{3.14 \times 6^2 \times 1\,000 \times 6.013 \times 2 \times 12}{4 \times 1.013 \times 10^6} = 4 (\text{L/min})$$

故可由 $q = 1.4 \times (143 + 4) = 206$ L/min 从压缩机系列产品中选择相应型号的压缩机。

9.4 空气净化水平的确定

在气动控制系统中,作为传动和控制用的压缩空气,要求达到以下条件:

- 1) 介质温度应适合于元件的使用温度(一般在 5~50 ℃)。
- 2) 在各气动元件内不致产生水分。
- 3) 压缩空气中不含影响元件动作的杂质。
- 4) 排气和泄漏不污染周围环境。
- 5) 在给油式气动回路中,其给油量和油雾粒度应适当。

6) 在食品、医药等行业中,压缩空气与食品、药物直接接触时,须满足该行业规定的净化水平要求。在这种情况下,不仅要除去压缩空气的油雾,还应考虑安装除臭器问题。

在气源净化水平确定后,可进一步选择气源处理装置的型号(参阅第 3 章气源处理内容)。

如润滑油中含有难分离的油分,应考虑选用无油压缩机供气。

9.5 气源站的设计

在设计气源站时应事先对已有的气源站使用效率进行调查。如今后还要增添气动机械,应在设计压缩机厂房时考虑增添压缩机的位置并增加主管道直径。气源站的设计计算可按如下步骤:

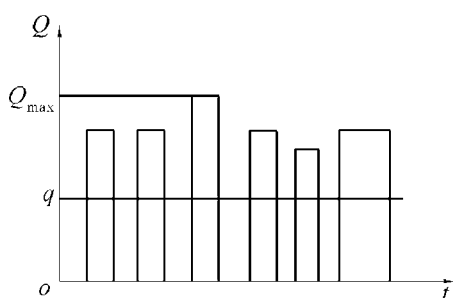


图 9-8 压缩空气耗气量图

9.5.1 计算工厂压缩空气消费量

根据气动回路顺序图、回路压力、执行元件和配管的尺寸画出工厂压缩空气消费量图,从中求出最大耗气量和平均耗气量。(见图 9-8)

有关气缸和管道的最大耗气量和平均耗气量计算,可见本章 9.3 中介绍。

各执行元件的总耗气量为同一时间内最大耗气量 $Q_{i\max}$ 或平均耗气量 q_i 之和:

$$Q_{\max} = \sum_{i=1}^n Q_{i\max} (\text{L/min}) \quad (9-22)$$

$$q = \sum_{i=1}^n q_i (\text{L/min}) \quad (9-23)$$

利用以上各式就能画出压缩空气消费量图,它是计算压缩机排气量的依据。

9.5.2 计算缓冲储气罐的容积

从以上计算可见,工厂的瞬间最大耗气量和平均耗气量之间存在较大差距,如空压机按最大耗气量选用是很不经济的,一般以平均耗气量为基准选用。为了瞬间能向车间气动装置提供最大用量的压缩空气,就需设置缓冲储气罐,其容积可采用下列计算式:

$$V = \frac{(Q_{\max} - Q)t}{10\Delta p} (\text{L}) \quad (9-24)$$

式中 V ——储气罐容积(L);

- $Q_{\max}$ ——工厂最大耗气量(L/min);
- Q ——压缩机排量(L/min);
- t ——最大耗气量使用时间(min);
- Δp ——气罐允许的压力降(MPa)。

9.5.3 决定压缩机的排气量

它以工厂平均耗气量为基准,再考虑管道漏泄及备用裕量,故排气量为:

$$Q = (1.2 \sim 1.6)q(\text{L/min}) \tag{9-25}$$

式中 q ——工厂平均耗气量(L/min)。

求出 Q 值后可从压缩机的产品样本中选用并圆整为标准排量。

9.5.4 决定空气压缩机的台数

在设计大型气源站时,为做到可靠供气和不停机维修,可选用数台并联使用,适当地增添备用压缩机。

9.5.5 气源站配套设备的尺寸规格

它主要包括后冷却器、油水分离器、干燥器、主管道过滤器等气源净化处理元件。其尺寸大小应根据压缩空气流量及要求达到的气源净化要求决定。

9.6 系统的噪声控制

9.6.1 噪声源的种类

气动系统的噪声种类如表 9-25 所示。

表 9-25 噪声源的种类

噪 声 源	噪声 A 声级(dB)	噪 声 源	噪声 A 声级(dB)
电磁气阀等的排气噪声	85~130	装置及电磁阀等的冲击噪声	70~100
往复压缩机的噪声	70~95	全封闭螺杆压缩机的噪声	65~75
使用消声器时的噪声	60~100		

9.6.2 往复压缩机的噪声对策

往复式压缩机产生的几百赫兹以下的低频噪声来源于吸气,高频噪声来源于机械噪声,可采用如下方法:

- 1) 小型压缩机可加防振隔音罩,噪声可降低 10~15 dB。
- 2) 大型压缩机应采用隔振地基,在满足压力要求的条件下尽量采用回转式压缩机。
- 3) 在压缩机的吸气口装大容积的膨胀式消声器,以降低低频噪声。

9.6.3 回转式压缩机的噪声对策

采用全封闭回转式压缩机是降低噪声的最好途径,应注意对风冷式散热器必须考虑充分换气。

9.6.4 用消声器降低排气噪声

一般用阻尼式消声器可降低噪声 10~25 dB。消声效果是因阻尼而产生的整流和吸音材料对音响能量的吸收而得到的,阻尼小的消声器在小流量下使用时在高频域的消声效果

较差。这时可采用集中排气方法,在排气口装上吸音层厚的排气过滤器,并将排气端引至对噪声影响少的地方。

9.6.5 冲击噪声

电磁阀的换向噪声在寂静的室内相当刺耳,为此在医院等场合成为特别要解决的问题,一般可将电磁阀装在内贴吸音材料的密封控制箱中。

机械装置的冲击噪声以可动部件的停止噪声为主,解决的方法是采用以下措施(有成品可供选用)。

9.6.5.1 降低冲击能量

一是在装置中尽可能降低运动速度,如不可能则可选用运动部件停止前采用减速回路,气缸带缓冲装置即是其中的一种,但有时减速能力不足。

9.6.5.2 附加外部缓冲器

可在执行元件末端装冲击吸收器或防振橡胶。液压缓冲器是比较理想的,能使冲击减到最小但价格较高,不是各处都用,在停止精度要求不高处可选用防振橡胶。

9.7 其他注意事项

9.7.1 气源处理元件和管道安装

压缩空气中的油、水和灰尘等杂质,可导致气动元件的锈蚀、磨损和通路的阻塞,引起系统效率的降低,甚至产生误动作而造成事故。故在压缩机后安装相应的气源处理装置如后冷却器、油水分离器、气罐、主过滤器、干燥器等,在使用的气动装置前还应装设过滤器、减压阀和油雾器以保证其高效正常的运转。在气源要求更高时,还应另加特制的干燥器和除臭器。过滤器、减压阀和油雾器应尽量安装在易于观察和操纵部位,以便于排水、观察表压和维修。

必要时应装设压力继电器等和主机的电器部件互锁。

对减压阀应注意其调压范围和稳压精度,一般直动式减压阀的压力波动小于 50 kPa,先导式调压阀稳压精度可达 $\pm 1\%$,甚至更高。

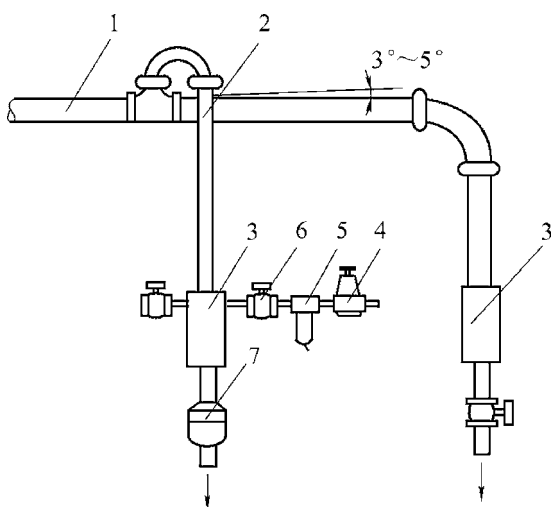


图 9-9 压缩空气管道安装配置图

1—主管;2—支管;3—集气罐;4—减压阀;
5—过滤器;6—开关;7—自动排水器

对油雾器可分为普通型和选择型,普通型的油雾颗粒度要求在 $20 \sim 35 \mu\text{m}$,最小起雾流量为额定流量的 40%。选择型油雾颗粒度要求 $< 2 \mu\text{m}$,用于远距离输油和小流量供气的场合,最小起雾流量可小于额定流量的 20%。

一般油雾器应加润滑油流量为每 10 m^3 空气中加油 1 ml。

进行管道安装设计时,必须注意管道内残余水分的排除,如图 9-9 所示。应注意:

- 1) 应使水平管具有 $3^\circ \sim 5^\circ$ 的倾斜度。
- 2) 主管道的分支应在主气管上方引出,分支管上宜装设集水罐和排水阀。

3) 连接管道的材料应考虑强度和使用环境(如温度变化和腐蚀的影响),推荐选金属和塑料

复合管。

- 4) 各种金属管道内壁在安装前都应进行除锈和除尘工作。
- 5) 各式管接头应严格密封,并在安装后做泄漏检查。

9.7.2 控制箱

为满足规定的工作要求,常将各种控制元件、显示元件和操作按钮集中安装在控制箱中。控制箱设计时应考虑:

- 1) 保证气动回路连接工作可靠,管道阻力损失小,布置合理。
- 2) 电气线路应注意接点容量、浪涌电流的影响,电气显示清晰,操作安全可靠。
- 3) 面板及内部元件配置要考虑操作方便,维修容易。便于检查。
- 4) 经济美观。

9.7.3 气动系统设计图纸绘制

设计图纸在气动系统设计及完成后要根据制造和使用要求提供。这方面的内容包括气动回路图、电气控制线路图(或与 PLC 的连接图)、气动系统装配图等。这些内容的具体要求,可参阅我国 GB/T 7932《气动系统 通用技术条件》。

气动系统装配图表示了元件和机器的连接细部,与普通的机械装配图有明显的区别。图中只需画元件的轮廓线和安装位置,不需标注尺寸。但是必须清楚地在图上标注部件、元件和零件的编号,并列表写明内容,这样就可使制造厂或用户直接按此图纸进行安装和维修,不会把众多的元件搞错。该图实际上起到了沟通气动系统与机械部分的桥梁作用。图 9-10 为气动系统中各类元件 1~10 之间的安装位置和连接装配图例,供参考^[2]。

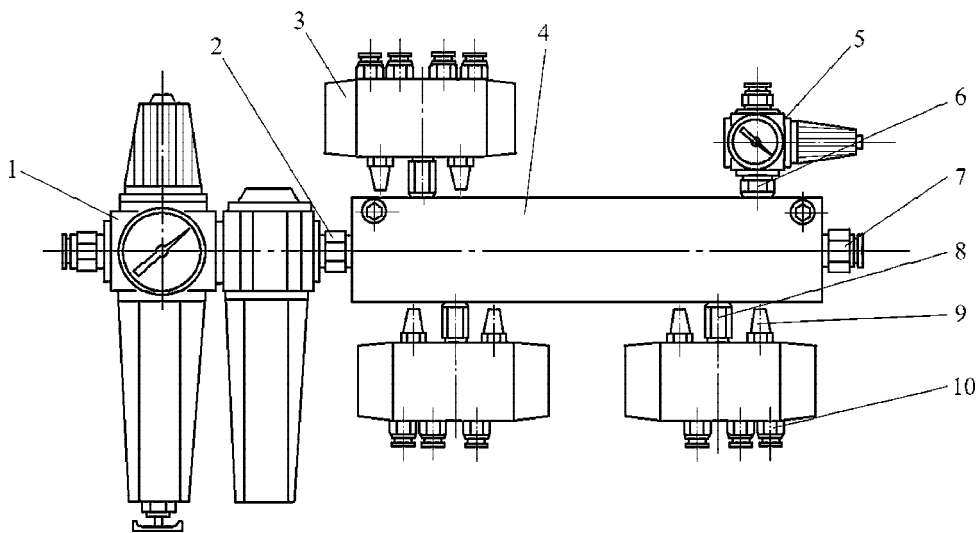


图 9-10 气动系统装配图例

9.7.4 特殊情况的处理

设计气动系统时,应考虑系统在停电、需要紧急停车以及重新开车而必需的联锁保护。

对于全气压传动及控制系统,在停电的情况下,由于空气具有压缩性,气罐仍能供应一段时间(如几分钟)的压缩空气,以进行事故处理。

为保证气动装置的工作安全,在回路中应装有安全保护装置(如压力继电器),以防止气压降低到最低工作压力后发生事故。

在采用电磁气阀控制时,停电将使电磁气阀线圈立即失电,当用单电控气阀时,由于弹簧作用力等原因,阀将返回原位,因此必须注意执行元件的动作是否会使石油、化工生产过程产生爆炸等事故,或对机械设备造成损坏。

当采用行程程序控制时,在异常情况下需要紧急停车时,可操纵“急停”开关,使机器停在该位置上或全部恢复到安全工作位置以进行处理。

在某些工艺生产过程,要求各控制阀必须按严格的先后次序动作,为此可在主控阀手控拉杆上采用机械联锁。如图 9-12 所示,机械联锁使滑阀 QFA 不能先于 QFB 动作。

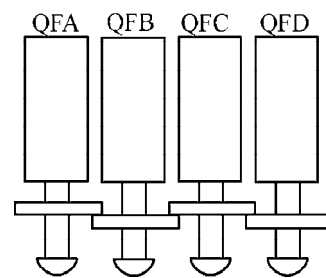


图 9-11 主控阀
的机械联锁安装

10 气动技术应用举例

气动技术可应用于从生产到生活的许多方面,这里作摘要介绍。

10.1 气垫搬运

使用气垫原理将两个物体浮起在轨道上,使之进行相撞以进行物理实验中的动量相互作用实验装置,已有产品出售。应用气垫原理可使摩擦减到最小以搬运重物,从抬起机械加工零件到浮起成千吨重物并使之在光滑的地面上移动。

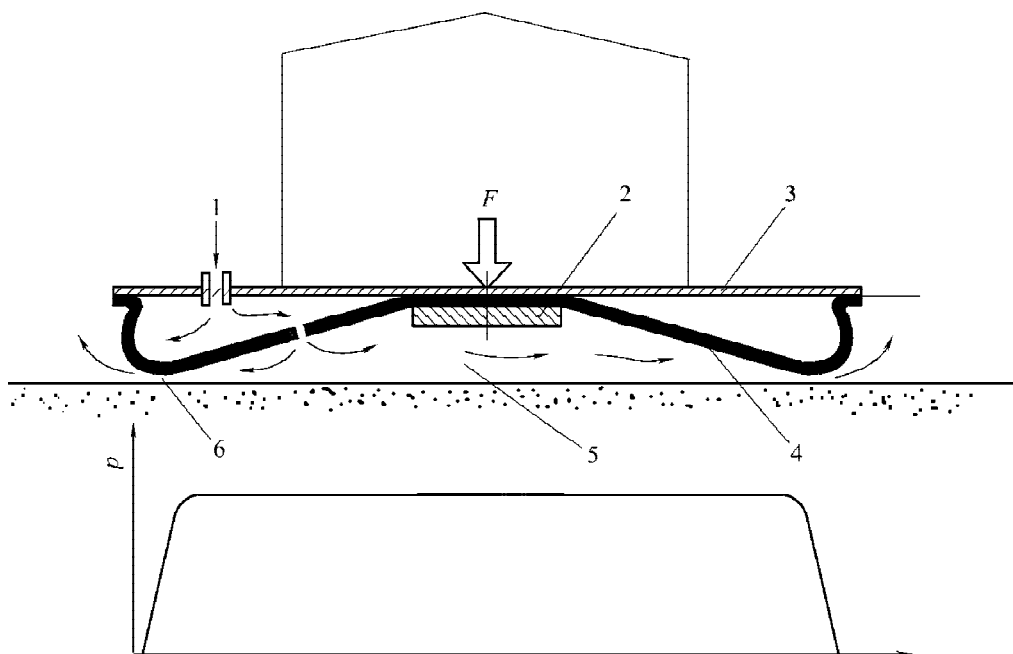


图 10-1 气垫悬浮工作原理图

1—气源;2—硬芯;3—护板;4—膜片;5—气腔压力区;6—气膜

空气悬浮的工作原理如图 10-1 所示,由图可见靠近地面处的压力分布情况。由此可算出支撑垫承载的重物质量 G 大小,其计算式为:

$$G = kpA$$

式中 A ——支撑重物的膜片受力有效面积;

p ——气腔的供气压力 ($p \approx 0.1 \text{ MPa}$);

k ——系数,主要决定于节流孔和气腔结构尺寸,一般可取 $k = 0.25$,但在适当调整节流孔-气腔尺寸和控制气膜厚度时,该数值可以提高。

当适当的设计和配置气体支承垫尺寸时,可构成一个成套的低摩擦输送系统,使重物轻松移动。当气膜支撑重物时,柔软的充气膜片贴近地面的形状并举升重物,直到空气泄漏到大气形成薄薄的气膜为止,这时,气流通过膜片内部的孔道,充满膜下的气腔,使其面积乘气

压等于重物的负载力。由于膜片四周的气隙不变,拖动负载的力仅受到气膜空气本身分子间的摩擦力影响,故用极小的力即可移动重物。只用 10 N 的力(约相当 1 kg 的拉力)就可移动 1 t 以上的载荷。例如,在火箭发动机装配工厂中,一个工作人员可拖动 240 t 的移动平台。要移动飞机,只要将成套的气垫垫在飞机起落架的三个着地支撑点上即可拖动。

同样,气垫拖动可用在使万吨轮船下水,搬迁建筑物,移动看台座位将一个足球场变成棒球场,在日常生活中搬运重物,也可使用小巧的气垫拖动装置实现。

10.2 气桥法测量尺寸及分选

与电工测量中的电桥相似,气桥是由图 10-2 所示连接四个气阻而成,是气动测量中的重要手段。气流从 A 点分两路进入,一路经气阻 R_1 、 R_2 到 B 点;另一路经气阻 R_3 、 R_4 到 B 点,并在 B 点汇合,用差压计来检测 C 点与 D 点的压差。经适当选择 R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 气阻值,即可使 C 点和 D 点压力相等即 $p_C = p_D$,压差 $\Delta p = 0$,这时桥路平衡。如当其中任一气阻值变化,压差 $\Delta p \neq 0$,根据 Δp 的符号及大小,就可测出该气阻变化的大小,如该气阻对应着一定的温度或其他参数,则 Δp 就标志这些参数对原来气桥平衡时的数值变化量。气桥是一种重要的测试手段,有相当大的推广潜力。图 10-3 中以 R_4 表示被测气阻,在该图中以点划线框出表示。

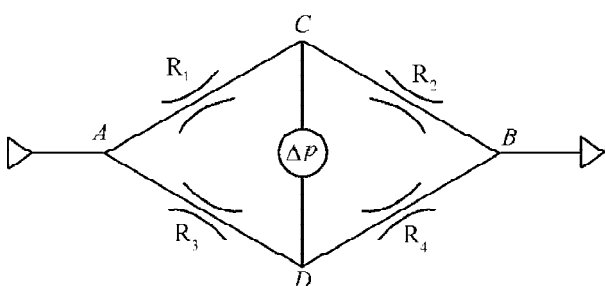


图 10-2 气桥原理图

为连续测量生产中纱线、铜丝等的直径,可用图 10-3 的测量方法。

测量时,先将标准的线径送入探头,调节 R_1 或 R_2 ,使 $p_C = p_D$,气桥达到平衡。当测量的其他线径变化时,线和孔之间的间隙也随之变化,于是 p_D 也相应地变化,根据 p_D 大小,就可以知道所测线径的大小,压差值 Δp 被送入后续系统处理后,可根据 Δp 大小进行自动控制。

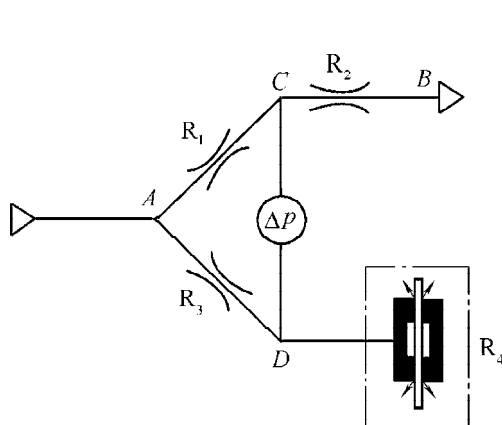


图 10-3 线径的气桥测量

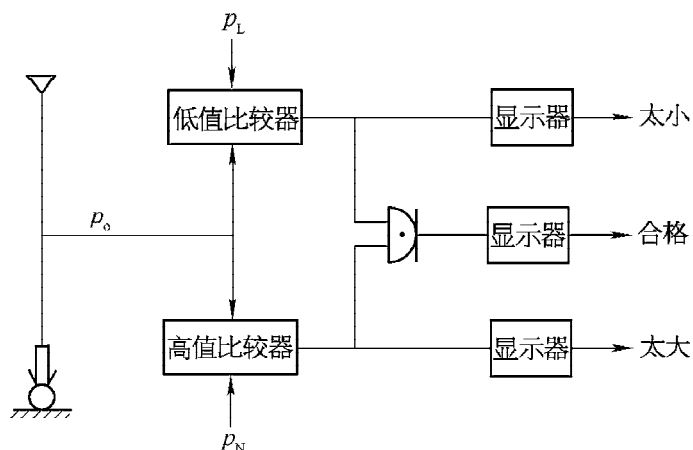


图 10-4 工件尺寸分选装置

在机械加工大量零件时,需要对轴承、滚珠、活塞或缸体的直径等工件尺寸进行测量,并根据这些零件的尺寸进行分类。

图 10-4 为对工件进行气动测量后,根据工件尺寸而得出的输出压力大小判断工件是否合格的一种方法。输出压力 p_o 同时被送到两个比较器中,其中低值比较器把 p_o 与给定的

最低比较压力 p_L (相当于最小尺寸) 进行比较, 当 p_o 小于 p_L 时, 低值比较器有输出。高值比较器是把 p_o 与给定的最高比较压力 p_H (相当于最大尺寸) 进行比较, 当 p_o 大于 p_H 时高值比较器有输出。

当 p_o 在 p_H 和 p_L 之间 (工件尺寸在最大和最小之间) 时, 两个比较器输出均为零, 将这两个信号同时接到“与非”逻辑门中, 显示器即输出“合格”信号。

如把表示三种结果的信号送到相应的执行气缸以推动工件, 就能对工件进行自动分选。比较器可比较 p 或 Δp 值。

当用气桥法测量工件时, 气源波动对测量精度的影响可大大减少。用气桥法测量工件有一系列优点, 如: 不论被测工件是何种材料均能检测; 不会对被测物体造成损伤; 可用低压气源进行稳定的测量; 对工件有一定清洁作用; 耐环境性能优异等。

10.3 气动检测漏泄

各种产品漏泄情况的气动检测可根据测试手段分两大类: 湿测法和干测法。

湿测法是将产品或工件腔内充以一定压力的气体, 使之浸入水中或涂肥皂泡, 根据目测水中的气泡或肥皂泡来判断是否有漏及漏泄的程度。这种测法的优点是比较直观, 能发现极小的漏泄, 用排水集气法收集气泡后计算漏泄量准确, 缺点是受主观因素影响较大, 测试后要考虑对工件进行干燥和防锈处理问题。

干测法是通过压力或压差传感器的输出信号来断定漏泄情况, 即向工件腔内充以一定压力的气体, 通过传感器的信号输出量来判断工件是否漏泄以及漏泄量多少。这种方法测试效率高, 不受主观因素影响, 测后无需对工件进行干燥处理。但仪器制造及操作要求较高, 价格较贵。

下面介绍两类测量方法及其检查装置。

10.3.1 桶罐漏泄湿法检测装置

桶罐容积为 200 L 的质量约为 23 kg。其漏泄检查在数量多时相当费时费力。为在搬运线中检查是否漏泄, 可采用以下的桶罐连续检查装置如图 10-5 所示。

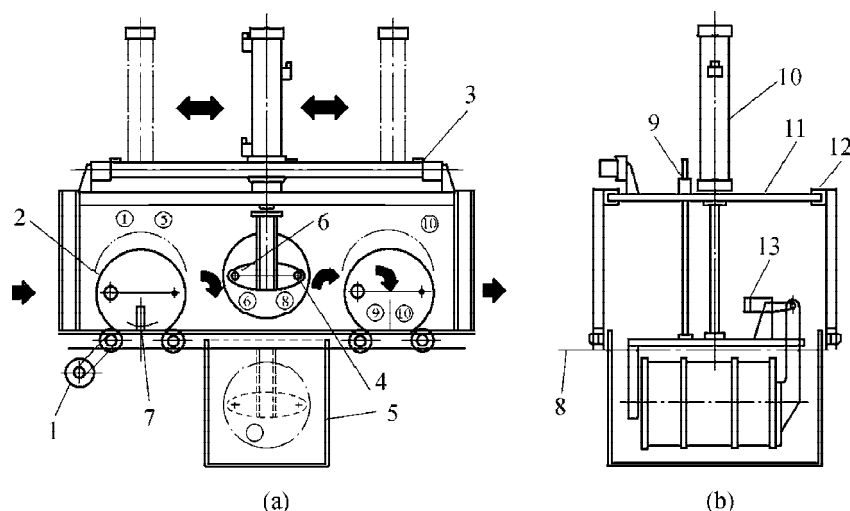


图 10-5 桶罐连续检查装置

(a) 检查装置构造及桶罐移动情况 (b) 升降部分的构造

1—气动马达; 2—A 位置; 3—气缸 C (无杆式); 4—通气口; 5—水槽; 6—连接器;
7—挡块; 8—水面; 9—挡销; 10—气缸 A; 11—搬运器; 12—滚柱导轨; 13—气缸 B

在图 10-5(a)和图 10-5(b)中,桶罐口先行定位,然后充以 50 kPa 的空气后浸入水槽中,用目视法观察是否漏泄,然后提起送出,其运送工作程序如下:

- 1) 洗净的桶罐由左端送入,停在位置 A 处。
 - 2) 用气动马达使桶罐回转,使之停在连接器的充气口处。
 - 3) A 缸短矩下降后,B 缸前进使活塞杆伸出夹住桶罐,同时接通充气口。
 - 4) 通过连接器的充气口送入压缩空气。
 - 5) A 缸短矩上升,将夹持的桶罐抬起。
 - 6) 用气缸 C 将桶罐移动到中间位置。
 - 7) 用 A 缸将桶罐推下到水中。
 - 8) 经一定时间的目视检查后,用 A 缸将桶罐提出水面。
 - 9) 用 C 缸将桶罐移到右端位置上。
 - 10) A 缸短矩下降放下桶罐,B 缸后退使活塞杆缩回松开夹头。
 - 11) A 缸短矩上升,由无杆缸 C 将 A 缸及连接器移回左端待机。
- 至此检查工作完成一个循环。

检查装置的气动回路如图 10-6 所示。图中各气缸的每拍动作情况,均由装在各气缸上的行程开关检测并进行动作确认。要求的动作各程序均由电控装置进行控制。由于本装置要将桶罐浸没在水中,故要求执行动作的各种气动元件和电控装置均能耐潮湿环境。

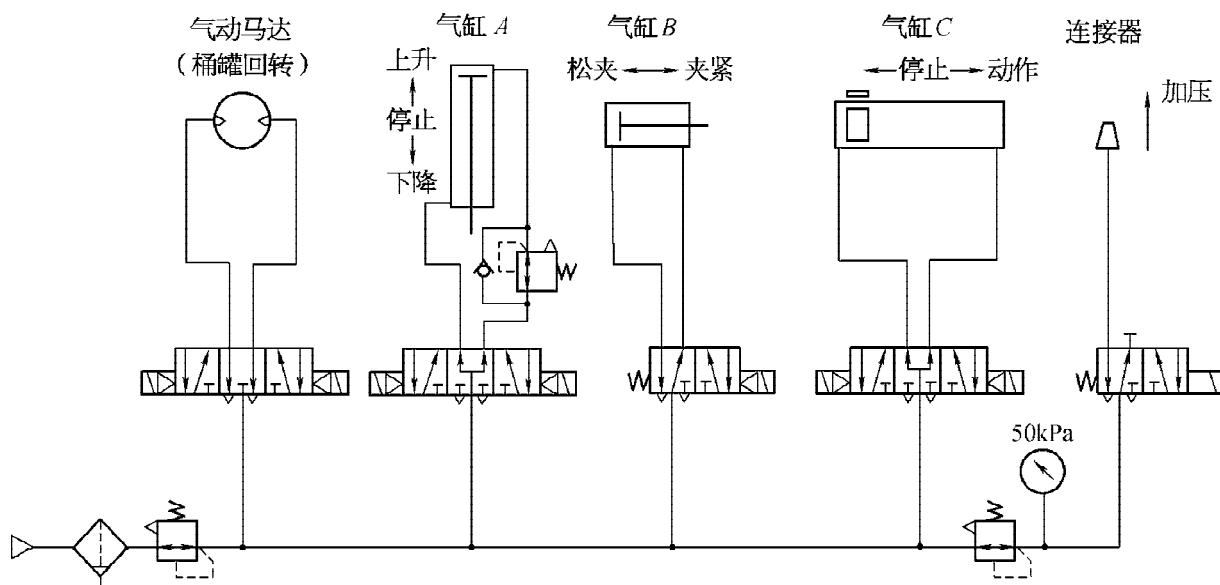


图 10-6 气动控制回路图

过去水槽中检查桶罐时,因桶罐浮在水上,用手使桶罐一边旋转一边检查漏泄情况费工费时。采用气动连续检查方法将桶罐浸在水中目视检查,能迅速发现漏泄,实用性强。

本检查装置的性能指标如下:

气源压力:0.4 MPa,耗气量:800 L/min(ANR),气缸 3 个,气动马达 1 个,电磁阀 5 个,检查循环时间:30 s(其中目视检查时间 15 s),桶罐质量约 23 kg。

10.3.2 工件的干法漏泄检查装置

当对工件的密封指标要求不高时,可用图 10-7 所示的压力传感器直接检测方法。

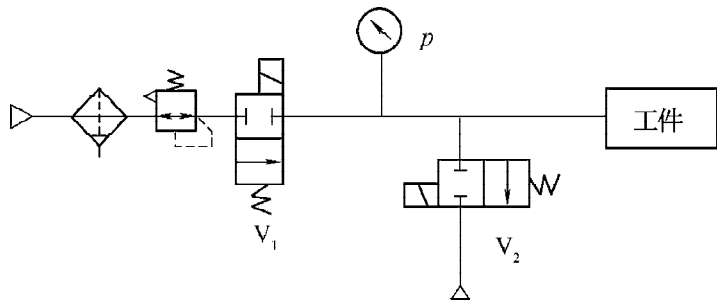


图 10-7 压力传感器直接测漏

测试时，打开气源和 V_1 阀，向工件充气，当压力传感器压力输出值达到规定值时即关闭 V_1 阀，待被测工件密封腔室内压力稳定平衡后，读取传感器输出值 p_1 ，经一段时间 ΔT 后，再读取传感器 p_2 ，于是可计算出工件在该条件下的漏泄率 $\Delta = (p_2 - p_1) / \Delta T$ 。随后打开放气阀 V_2 ，将密封腔室内气体排空，为下一工件测试做好准备。

这种测漏方法气路连接简单，采样点也较少，但易受气源稳压精度等因素影响，测试精度较差，特别是当测试压力较高，即 $p_2 - p_1 \ll p_1$ 时，传感器反映微小漏泄量相当困难，需要采取各种专门措施进行漏泄测量。

为了减少气源压力波动等因素对测量精度的影响，采用桥式测量回路，用差压计检测漏泄，可针对各种工件在短时间内进行高精度的漏泄检测，如图 10-8 所示。

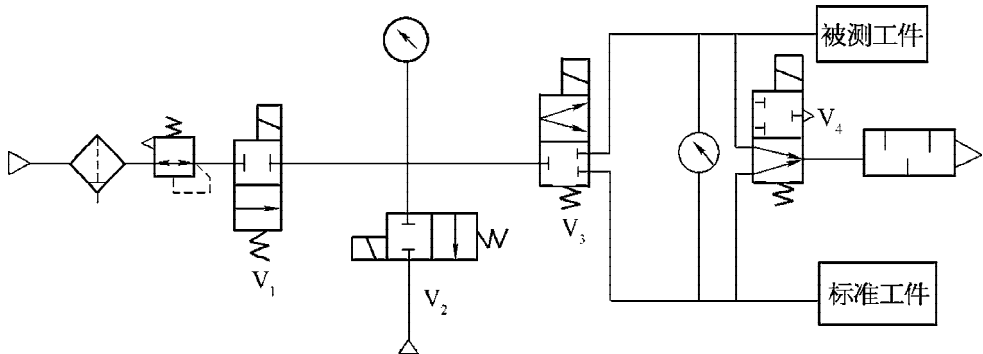


图 10-8 差压传感器测漏

测试时，回路中 V_3 和 V_4 采用了同时向标准工件和被测工件充气 and 排气的装置，可以消除上下两个气路不同时充排气的不同步变化对差压传感器测试的误差。当工件漏泄量较大时，其压力-时间的变化斜率较大，漏泄率 $(\Delta p_2 - \Delta p_1) / \Delta T$ 也较大，反之变化斜率很小，压力变化曲线与时间轴呈平行的直线。

用桥式回路差压检测漏泄方法，其装置结构较为复杂、成本较高，而且需要一个与被测工件完全一样的不漏工件作为标准件，但因从原理上解决了测试工件内部变形、周围温度变化、加压空气绝热变化、气源压力波动影响等因素，大大提高了测试精度并减少了测试时间而广受欢迎。

10.4 凸轮操纵式气控压蜡机

在气动控制装置中，除了行程控制外，还可使用如图 8-46 所示的机械式时间顺序控制器。它具有结构简单、价格低廉、便于调整使用等特点。图 10-9 所示用于精密铸造中的自动压蜡机的气动控制回路，就是采用这种控制方式的。在这个系统内不采用先导阀，而是用

机控换向阀直接控制气缸动作,由电动机1、蜗轮减速器2、凸轮3、凸轮轴4和离合器5等组成的机械式时间发信器,通过凸轮直接操纵机控换向阀,使压型缸A、抽芯缸B、C和D、蜡枪缸E和推杆缸F等六个气缸按顺序动作。

这台压蜡机中各气缸的动作顺序为:压型缸A闭合→抽芯缸B插入→抽芯缸C、D同时插入→蜡枪缸E下降注蜡→蜡枪缸E上升→抽芯缸B抽出→抽芯缸C、D同时抽出→压型缸A开启→推杆缸F顶杆推出→顶杆退回(完成一个循环)。

这种控制方式也可用于脉冲袋式除尘器、石油化工生产过程的时间控制等场合。由于控制装置采用开环原理控制(没有行程开关等反馈信号),在某一执行机构发生故障时,后面的执行机构仍继续按规定的时间动作。所以在机械部件误动作时有可能发生爆炸等事故的场合,应考虑安全联锁问题。在某些车间严格限制用电源情况下,电动机驱动可采用气动步进马达代替。

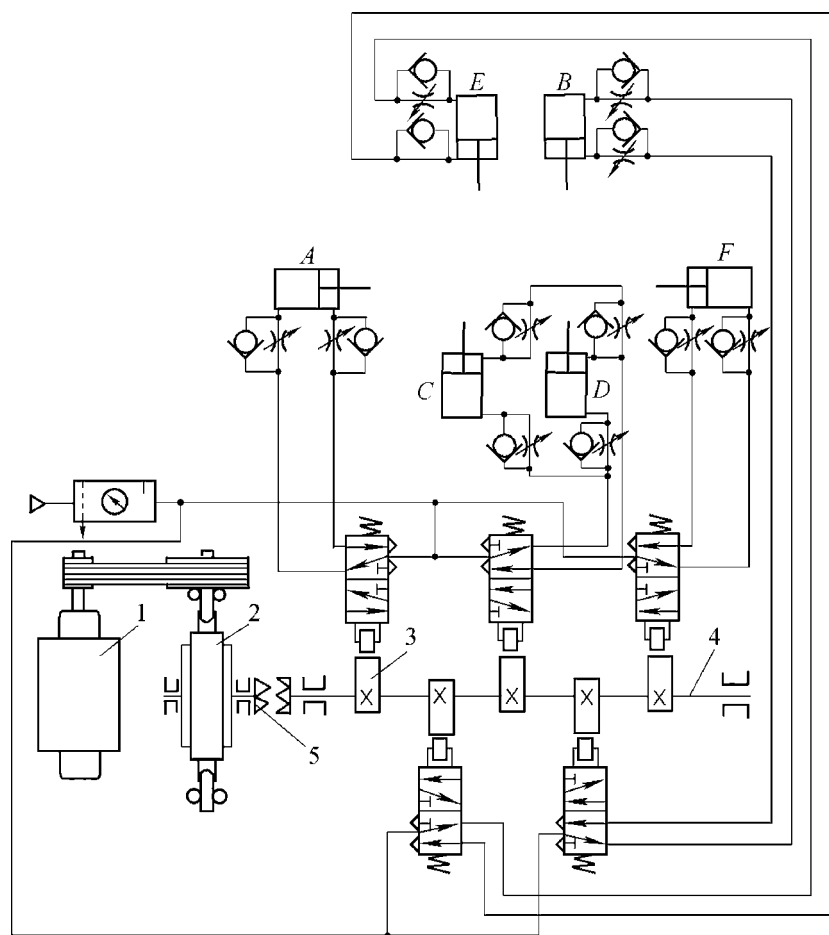


图 10-9 自动压蜡机气动控制回路图

1—电动机;2—蜗轮减速器;3—凸轮;4—凸轮轴;5—离合器

10.5 带材跑偏控制

当带材连续运动时,如图 10-10 所示,在偏离给定位置产生偏差信号 e ,常用的控制系统用不接触式气动传感器检测,根据运动情况采用不同种类调节器控制执行元件动作,以带动滑动浮台或辊筒上下,从而自动纠正带材的跑偏,使它又回到原来的位置上。

当带材重量较轻,如在纸张卷筒或木材薄板制造中,可用图 10-11 的全气动纠偏装置进

行有效的控制。这种控制方法对于偏离给定位置偏差大但变动速度较慢时很适用。

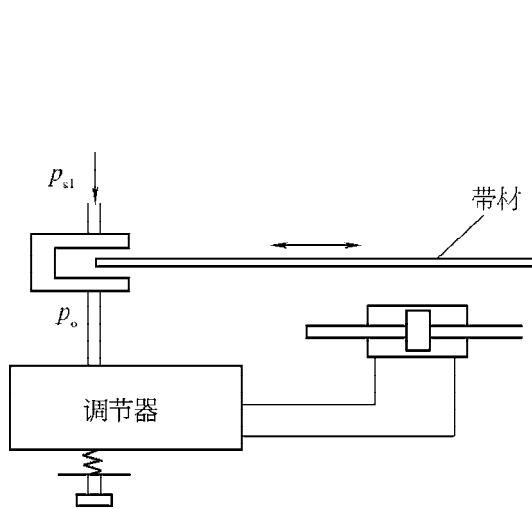


图 10-10 典型的跑偏控制

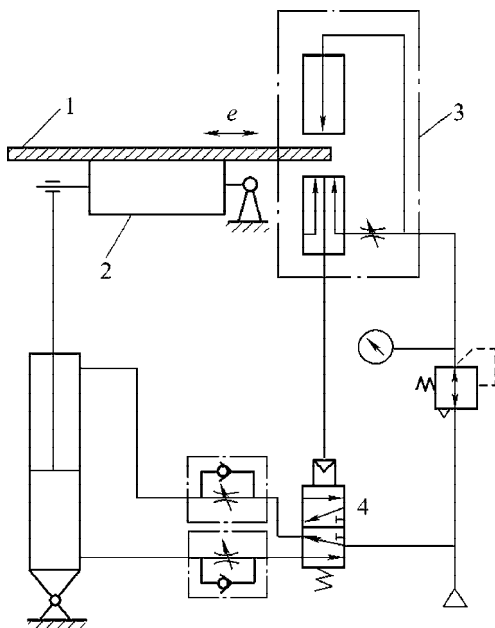


图 10-11 纸张或木材薄板的跑偏控制

1—带材;2—辊子;3—传感器;4—放大器

10.6 胶印轮转机张力控制系统

10.6.1 工作要求

胶印轮转机为大型高速印刷机械,走纸速度达 $2 \sim 10 \text{ m/s}$ 。要求在印刷过程中纸张的张力必须基本恒定,且在遇到紧急情况时,能迅速制动,重新运转时又能平稳起动。

气动张力控制系统不仅能使机器在高速运行时,卷筒纸不断变化张力情况下进行稳定的控制;且能在紧急情况下做到及时刹车,但又不使纸张拉断;重新运行时,又能使纸张张力达到原设定值,平稳起动。

10.6.2 基本工作原理

胶印轮转机(见图 10-12)运行之前,张力由调压器 1 设定。运行时张力调压器的输出气压信号控制负载气缸 2,负载气缸输出力通过十字架 4 及浮动辊 7 和纸张张力相平衡。平衡时,和十字架相连的传感器 6 输出一定的气压信号,经放大器 13 放大后控制张力气缸 12,使铜带 9 和卷筒纸 8 之间产生一定的摩擦力,从而控制印刷走纸时具有一定张力。印刷过程中,随着卷筒直径的不断变小,走纸张力也将不断减小,辊向左摆动,使相连的十字架顺时针转动,传感器受压增加,输出的气压信号增大,经比例放大后,控制张力的气缸伸出,使卷筒纸上的摩擦力增加,直至恢复到原张力设定值。反之,若运行中走纸张力增大,通过控制系统的自动调节,也能很快恢复到原设定值。

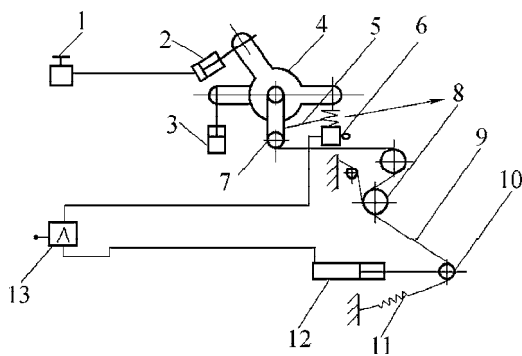


图 10-12 走纸张力控制系统示意图

1—张力调节器;2—负载气缸;3—阻尼液压缸;
4—十字架;5—印刷走纸;6—张力传感器;7—浮动辊;8—卷筒纸;9—压紧铜带;10—滑轮;11—弹簧;12—张力调整气缸;13—比例放大器

此外,系统设计可使胶印机需要紧急停车时,停车信号使负载气缸和张力气缸内压力迅速增加到一个预定值,随之铜带和卷筒纸之间的摩擦力也急剧增加到预定力,使高速运转的纸卷筒在极短的时间内停止走纸,但又不使纸拉断;重新启动时,又能使负载缸和张力气缸回到原设定值,平稳运行。

10.6.3 走纸张力气控系统

图 10-13 所示为胶印轮转机气动张力控制系统原理图。正常运行时,走纸张力由减压阀 5 调定,其输出通过开印控制电磁阀 4 和气控阀 1 控制负载缸 6,负载缸输出力与走纸张力通过十字架比较后相平衡。当走纸张力或负载缸内气压发生变化时,浮动辊 10 将产生摆动,传感器 9 将产生相应的气压变化,其输出经放大器 17 进行压力放大,再通过气控阀 2 到放大器 15 进行流量放大,然后控制气缸 14 进行张力调整,改变压紧铜带对卷纸 12 的压紧力,因而改变走纸张力,使浮动辊复位。例如,走纸张力瞬时增加,浮动辊右摆,十字架逆时针转动,输出气压相应减弱,小信号经放大后控制张力气缸,使输出推力减小,铜带上拉力(走纸压紧力)相应减小,使走纸张力减小,浮动辊向左摆动,直至走纸张力基本上回到调定值为止。

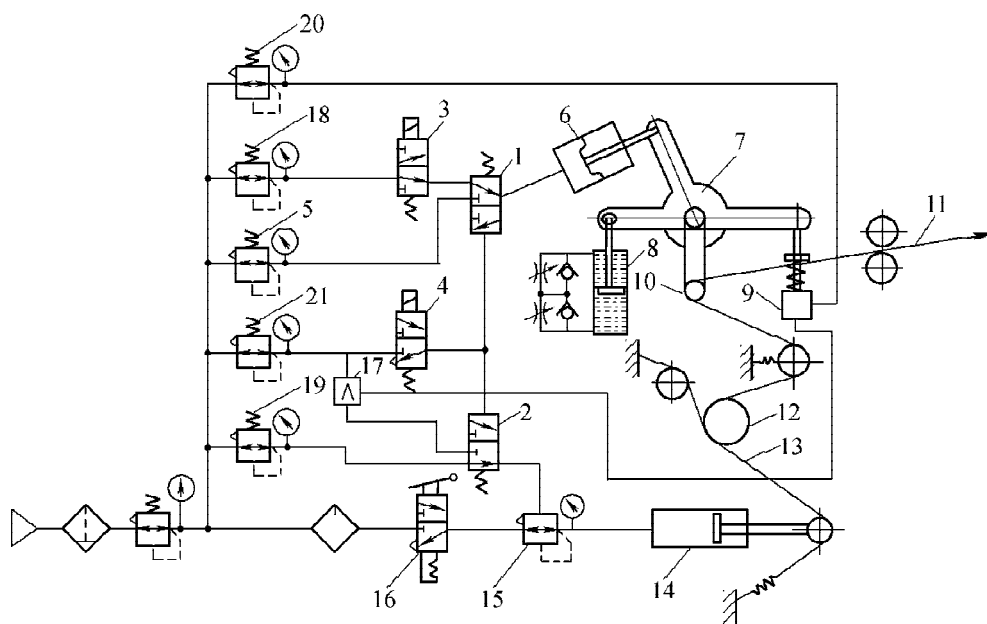


图 10-13 走纸张力控制系统原理图

1、2—气控阀;3—停机控制电磁阀;4—开印控制电磁阀;5—张力调整减压阀;6—负载气缸;7—十字架;
8—阻尼油缸;9—张力传感器;10—浮动辊;11—印刷走纸;12—卷筒纸;13—压紧铜带;14—张力控制气缸;
15—流量放大器;16—手拉阀;17—压力放大器;18—停机时负载缸控制压力调整减压阀;19—停机时张力气缸控制压力调整减压阀;20—张力传感器气源压力调整减压阀;21—放大器及气控阀工作压力调整减压阀

机器需要停止时,开印控制电磁阀 4、停机控制电磁阀 3 同时打开,气控阀 1、2 同时换向,负载气缸和张力气缸内的压力通过减压阀 18 和 19 的调定值急剧上升到设定值,铜带拉力剧增,使高速转动的纸卷筒在几秒钟内得到制动。

10.6.4 系统特点

- 1) 除输入电信号外,其他测量、运算及调节控制全部为气动信号,使系统结构简化。
- 2) 通过液压阻尼缸可调节系统的响应特性和稳定性。
- 3) 通过将走纸张力变为位移信号,再经气动张力传感器(由先导式调压阀改装而成)的气压输出信号来传递张力变化颇有特色。

10.7 注射成型机工件的自动送进、取出装置

注射成型机注射工件成品的取出和送进动作,周期短且操作单调,长时间工作时操作人员易疲劳,有时会产生工伤事故,为提高工作效率,保障安全,可采用气动完成自动取出和送进工作。

本装置能将立式成型机金属模具中被顶出的成品用真空吸盘吸住后,用气动执行元件经上下移动和摇摆送出,至下一工序,如图 10-14 所示。

由图可见,装置的动作如下:

1) 用升降缸 C 使吸取工件的吸盘下降,气动夹钳将送进的工件夹紧,同时成品取出吸盘 F 下降,吸住模具上的成品。

2) 用升降缸 C 使吸盘 E、F 上升。

3) 使摆动马达 D 回转,使 E 到达位置 A, F 转到下一工序的传送带上。

4) 用升降缸 C 使吸盘 E、F 下降,在下降端点处松夹,将工件放入模具中。同时吸盘 F 解吸,成品落在传送货架上。

5) 用升降缸 C 使吸盘 E、F 上升,货架上的成品被运走。

6) 摆动马达 D 反转,吸盘返回原位。一个循环完成。

本装置各工序均由气动执行元件完成。如成品不能按要求取出,下一次送料动作将会损坏模具,故要求取出动作确实完成之后才能开始下一次送料。为此,工件的放入、成品的吸紧取出动作的完成需用真空开关进行检测。另外,气缸、摆动马达的动作完成确认,也要由相应的气缸位置磁性开关或传感器检测发出信号。下面用表格说明图 10-14 中各字母代表的工件位置,并列出了装置的动作顺序及检测装置。

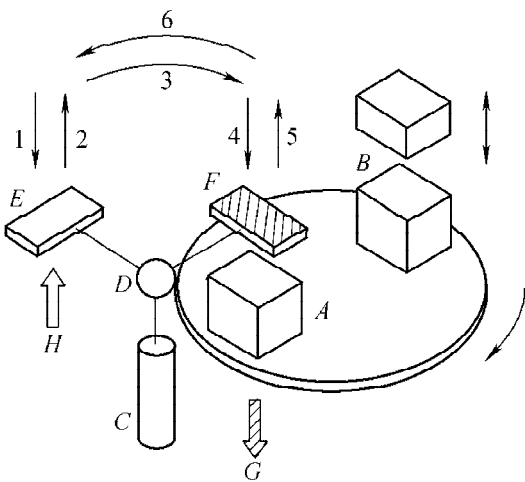


图 10-14 自动取出、送进装置的动作和机器配置

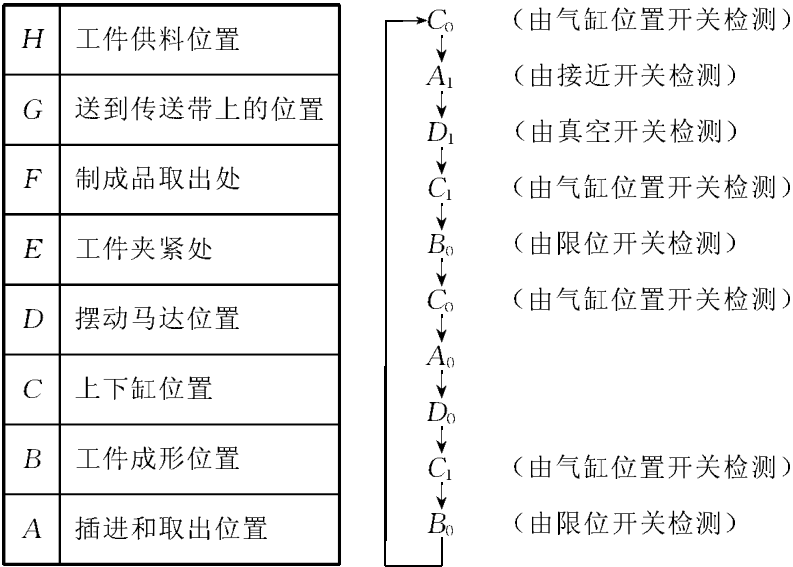


图 10-15 为本装置的气动回路图。

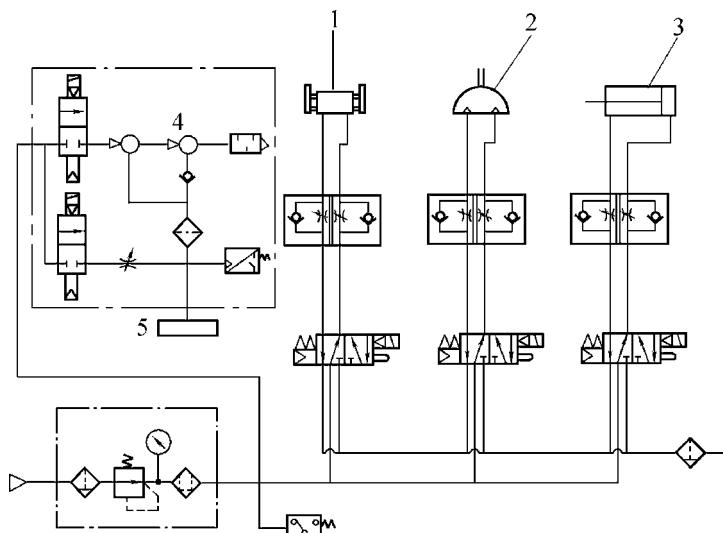


图 10-15 自动取出、送进装置的气动回路图

1—夹紧缸;2—摆动马达;3—上下缸;4—喷射器;5—成品吸头

本装置所用气动执行元件、电磁阀、限位开关、接近开关等主要由市售产品组成,吸盘大小和臂长可由工件形状和材料等具体情况而确定。因此,可以减少设计时间和制造费用。

本装置的使用不仅可提高生产率,而且能减少工伤事故,颇有推广前景。

本装置性能如下:

气源压力:0.5 MPa,耗气量:50 L/min (ANR),执行元件 3 个,电磁阀 5 个,动作循环时间:15 s,工件尺寸为 $\phi 20 \times 10$ mm。

10.8 气-液传动在硬质合金刀片磨床中的应用

该磨床系由电子、电-气、气动及液压综合控制。电子线路用于磨头的微进补偿控制、继电器逻辑电路和气-液回路用于行程顺序控制和逻辑控制。这里介绍其气-液回路,如图 10-16 所示。

10.8.1 气动马达供气回路

气动马达用于完成工件的回转和仿形动作。回路由电磁阀 QF1 和节流阀 QL1 组成,实现马达的起动、停止和调速。

10.8.2 气缸控制回路

上料缸、仿形缸、分度锁紧缸及零位缸都是单作用气缸。上料缸由电磁阀 QF2 控制。仿形压力缸采用供气压力选择回路控制,以适应仿形机构对仿形压力的不同要求。零位缸和分度锁紧缸配合仿形机构实

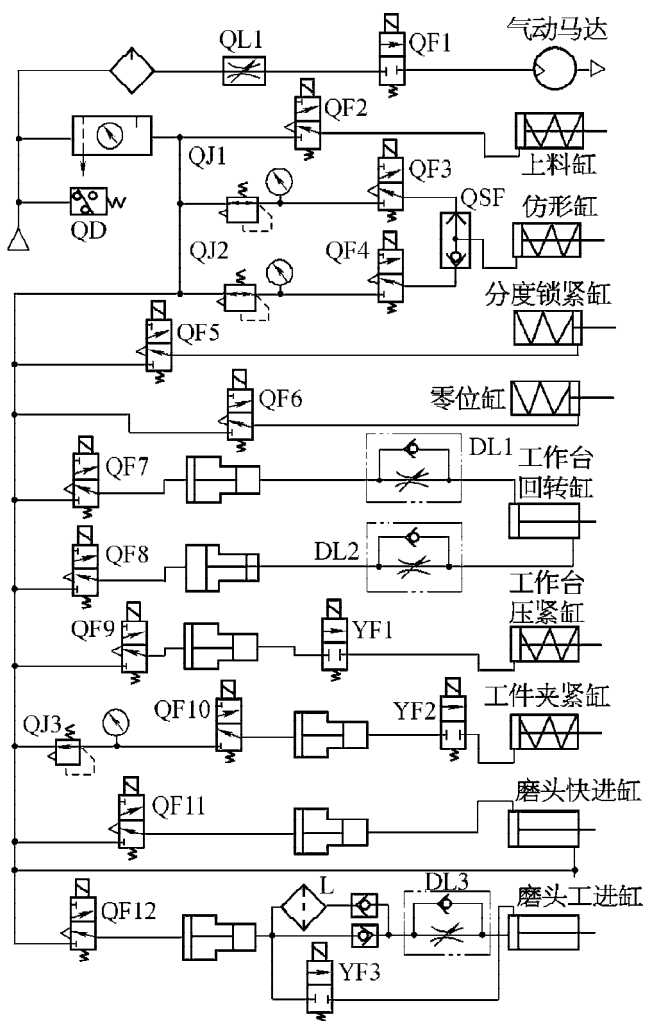


图 10-16 硬质合金刀片磨床气-液回路

现仿形动作。零位缸用于控制仿形机构的始点和终点位置。当加工刀片的直边时,由分度锁紧缸将仿形机构锁紧。

10.8.3 气-液增压缸及液压缸控制回路

气-液系统借助于六只气-液增压缸,可以把 0.5 MPa 的气压转换为 2.5 MPa 以上的油压。其特点是:低功耗、低噪声和结构紧凑。

10.8.3.1 工作台控制回路

当磨削带后角的刀片时,须将工作台相对于刀片回转轴转过一个角度,然后锁紧。工作台回转缸由电磁阀 QF7、QF8 控制换向,由单向节流阀 DL1 和 DL2 控制速度。电磁阀 QF9 将气路接通,当工作台转至规定角度时,接通电液阀 YF1,工作台被压紧缸迅速锁紧。

10.8.3.2 工件夹紧缸控制回路

夹紧动作在上料动作后进行,控制方式与工作台压紧缸相同。减压阀 QJ3 用于调节夹紧力。

10.8.4 磨头快进缸和工作进给缸控制回路

两只缸都是油压推出和气压返回的双作用差动缸。磨头的进给速度共分三档:快进(由快进缸实现)、工作进给 1 和工作进给 2(由工进缸实现)。砂轮磨损到一定程度,由快进缸和工进缸将磨头退至原始位置,电子装置通过步进电机和机械传动系统对砂轮进行数字式补偿。电-液阀 YF3 用于实现由工进 1 到工进 2 的转换。精密滤油器 L 和单向节流阀 DL3 等组成单向调速回路,用以实现工进 2 时的精密调节。

10.9 气动微振压实造型机

该机为半自动铸造生产线中的一台设备,在工作时利用气压信号与生产线中的分箱机、合箱机等设备联动,对改善生产环境和提高生产率均有明显效果。

造型机各气缸的工作程序如图 10-17。

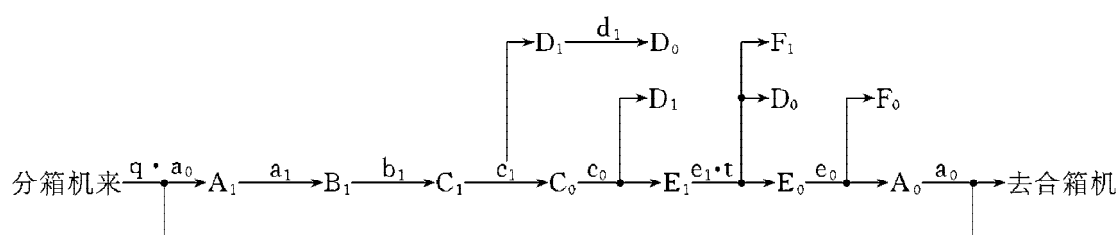


图 10-17 微振压实造型机工作顺序

A—砂箱定位缸;B—接箱缸;C—加砂缸;D—振击缸;E—压实缸;F—工作台夹紧缸

10.9.1 造型机气动控制回路图

该回路由气控换向阀、行程阀、梭阀、“与”阀、延时阀等气动元件组成,如图 10-18。

10.9.2 动作说明

10.9.2.1 自动循环及手动操作

QFO 为“自动-手动”选择阀,图示为“自动”阀位。造型机启动信号 q 来自分箱机,利用“与”阀把 q (原始信号)处理成 $q \cdot a_0$ (执行信号),以保证控制回路正常工作。工作循环的终点信号 a_0 作为合箱机的启动信号。将 QFO 搬至“手动”阀位,此时中间换向阀 QF5、QF3

和行程阀 a_0 、 e_1 、 c_1 的气源均被切断,气源经 QF0 向一组按钮阀供气,利用按钮阀和接在各主控阀(QF6、QF7、…、QF13)和中间换向阀 QF18 控制口上的梭阀,可以实现各个执行元件的单动。

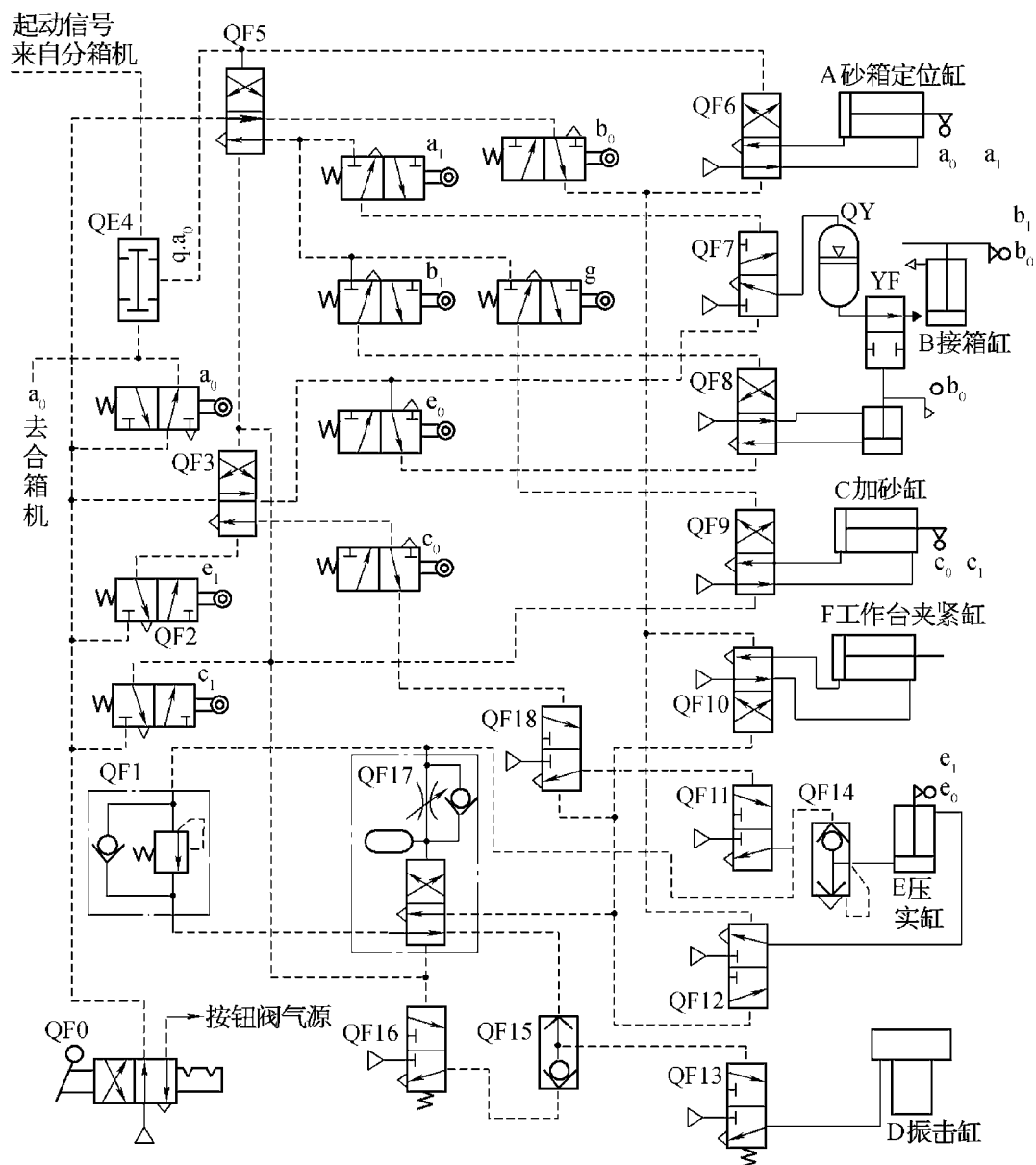


图 10-18 微振压实造型机气动控制回路

10.9.2.2 振击缸的控制回路

造型机每循环中有两次振击：加砂振击和压实振击。加砂振击时间由加砂缸行程终点信号 c_1 存在的时间决定，压实振击的时间由单向压力顺序阀 QF1 和延时换向阀 QF17 调节。QF1 和 QF17 分别控制压实振击的起点和终点。

10.9.2.3 接箱缸控制回路

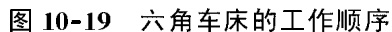
接箱缸是单作用缸，靠气压实现工作台及压实缸的上升与下降，完成接箱和脱模动作。接箱时，气-液换向阀 YF 接通油路，气-液转换器 QY 产生油压，接箱缸 B 上升接箱。压实时，QF8 换向并切断 YF 油路。脱模时，YF 再次将油路接通，但 QY 已从主控阀 QF7 泄压，B 即自行下降脱模。

加砂和压实动作须当接箱缸升至接箱位置,并将油路切断后进行。因此,在回路中以 YF 的阀位信号 g 作为加砂动作的指令信号。加砂缸返回时,带动压板返回并将砂箱封闭,发出压实指令 c_0 ,切换中间换向阀 QF18 并使主控阀 QF11 切换,实现压实动作 E1。压实缸返回时,快速排气阀 QF14 开启排气。

行程阀信号 a_1 、 b_0 、 b_1 、 g 、 e_0 和 c_0 均为 I 型障碍信号,利用中间换向阀 QF5 和 QF3 分别与上述各信号阀组成“双稳-与门”回路将障碍段排除。

纺织机的锭盘由五台气动控制机床分别完成各部位的机械加工,机床的控制部分采用了高压截止式气动逻辑元件。本例介绍该生产线上的一台六角车床的气动控制回路。

锭盘在料架上靠重力一一落下,由上料机械手将其送入夹具。全部工作顺序由“送料”、“顶料”、“夹紧”等 10 个节拍组成,如图 10-19 所示。



A—送料缸;B—顶料缸;C—夹紧缸;D—六角刀架缸

见图 10-20。

10.10.3.1 自动循环及手动操作

将选择阀 QF0、QF6 搬至接通位置,可实现自动循环。使 QF0 和 QF6 处于切断位置时,可利用按钮式发信器 S_1 、 S_2 、 $\cdots$ 、 S_6 分别实现各节拍的手动操作。

利用“与门”Y和“禁门”J实现两种联锁保护:即当送料机械手未返回时,六角刀架不得有进给动作;当夹紧缸未实现松开动作时,不得有送料动作。

信号 b_1 分为两路:一路直接控制实现“夹紧”,另一路经延时元件 Sh 延时 1 s 后再控制机械手返回。其目的是在夹紧的一瞬间使工件紧靠在夹头上,确保定位准确。

控制回路中的信号 a_0 和 d_0 分别为Ⅰ型和Ⅱ型障碍信号。对于 a_0 , 采用可通过式行程阀排除障碍; 对于 d_0 , 因为每一工作循环中六角刀架只需要转过三个刀位, 所以可利用第一、二、四、五刀位的撞块发 d_0 信号, 利用第三、六刀位的撞块和另一只行程阀发出新的信号 d'_0 , 将障碍排除。

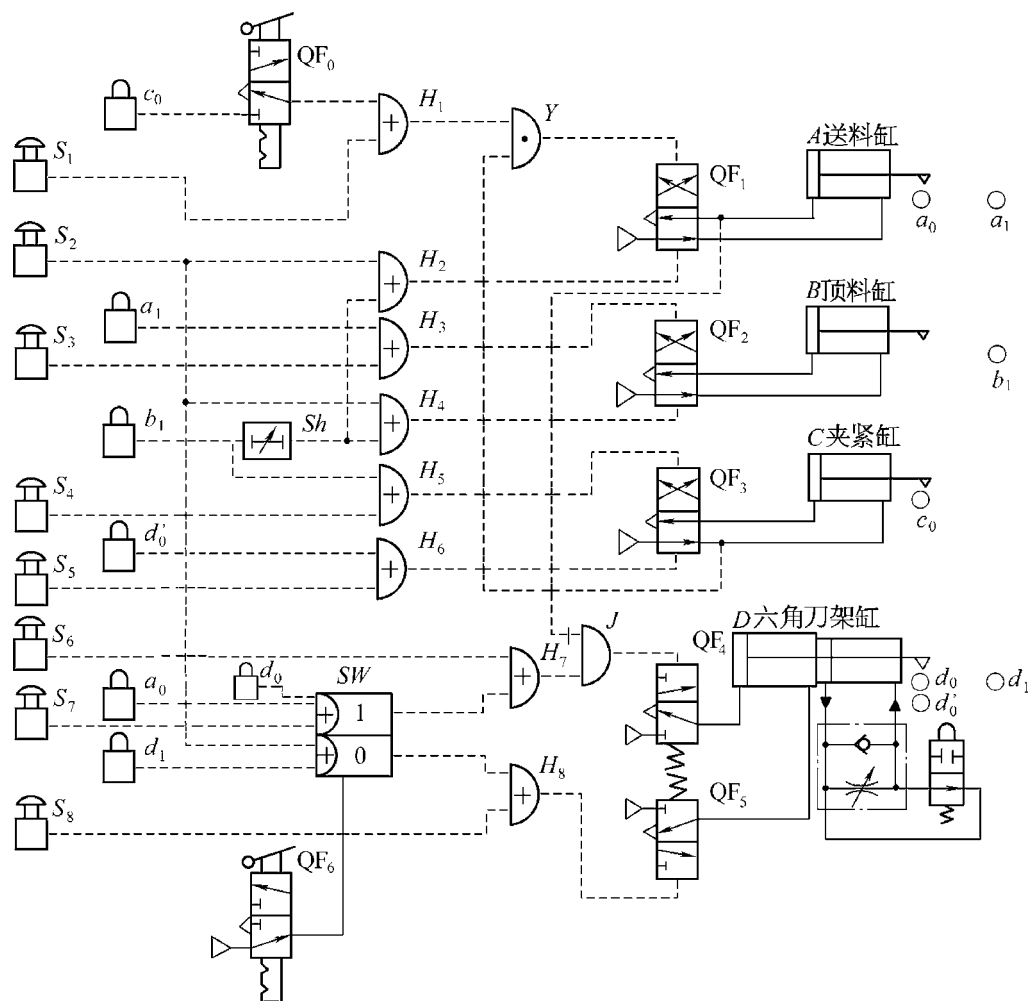


图 10-20 六角车床气动控制回路

10.11 气控复合材料牙膏软管成型机

该成型机大量生产装牙膏用的复合材料软管。控制回路采用截止式气动逻辑元件、气动传感器、气控换向阀等气动元件,使生产过程实现了自动化。机器的主体是气动回转工作台,在各工作位置布置着移动式注塑器、取管机械手以及合模、喂管、插管等机构。各机构的执行动作均由气缸完成。主要的执行气缸有:工作台转位缸、工作台定位缸、注塑器就位缸、挤出缸、取管机械手的手臂缸及手爪缸、喂管缸、插管缸、合模缸、模具丝口缸等。

10.11.1 工作顺序

见图 10-21。

10.11.2 气动控制回路

见图 10-22。

10.11.3 动作说明

1. 自动循环

接通气源,按“启动”按钮 Q 即开始自动循环,按“停止”按钮 T 可使工作循环停止。

2. 转位保护

工作台转位时,要求气缸 F (手臂缸)、 I (插管缸)、 M (合模缸)退回原位。由“与门” Y_0 、 Y_1 、 Y_2 和 Y_3 完成保护作用。

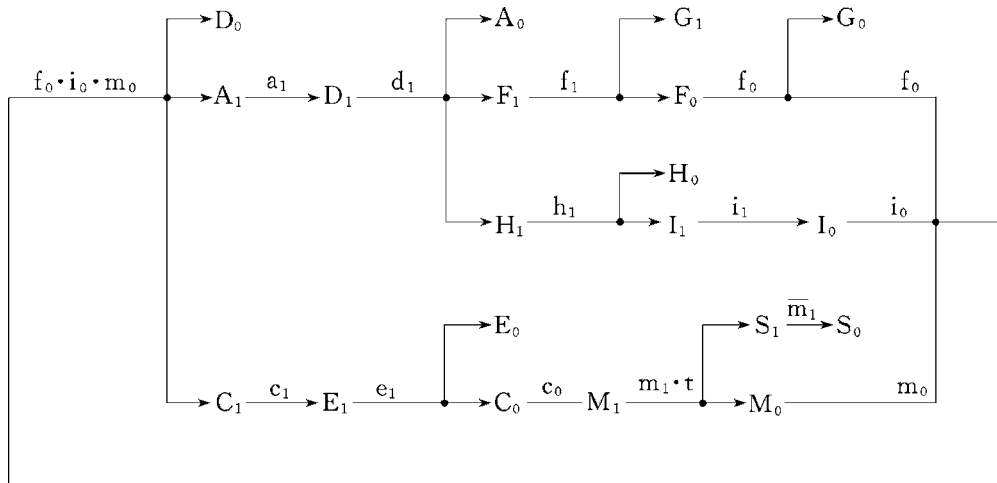


图 10-21 牙膏软管成型机工作顺序图

A—工作台转位缸;D—工作台定位缸;C—注塑器就位缸;E—挤出缸;
F—手臂缸;G—手爪缸;H—喂管缸;I—插管缸;M—合模缸;S—模具丝口缸

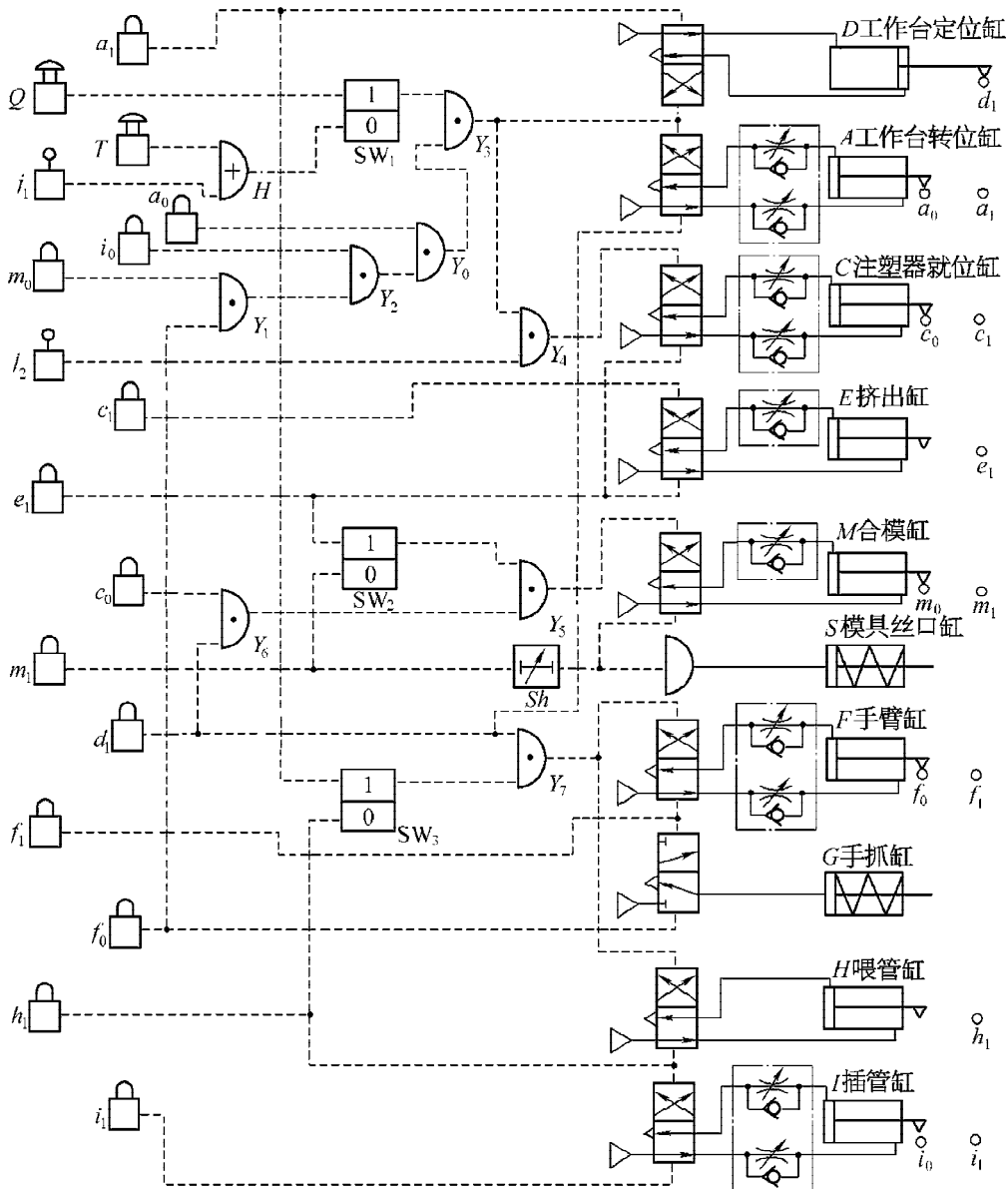


图 10-22 复合材料牙膏软管成型机气动控制回路

3. 注塑及合模保护

在连续生产时,如果插管动作失误,致使凸模上无软管坯时,气动传感器 j_2 无信号,则不进行注塑、合模等动作。

4. 取管保护

若取管失误,软管成品遗留在凸模上,气动传感器 j_1 发出信号使双稳元件 SW1 置“0”,工作循环停止,由人工排除故障。

10.11.4 障碍信号及其排除

控制回路中的 $f_0 \cdot i_0 \cdot m_0$ 、 c_0 和 d_1 均为 I 型障碍信号。排除障碍后的信号分别是:

$$(f_0 \cdot i_0 \cdot m_0)^* = f_0 \cdot i_0 \cdot m_0 \cdot a_0$$

$$c_0^* = c_0 \cdot d_1 \cdot K_{m_1}^{e_1} (d_1 \text{ 用于合模保护})$$

$$d_1^* = d_1 \cdot K_{h_1}^{a_1}$$

11 维修管理和故障处理

11.1 维修管理

11.1.1 维修管理概述

机械装置因是由各种零件、部件组合而成,经过使用后自然会受到磨损和消耗而引起劣化,所以为保持效率良好的生产状态,机械装置的维修管理是十分重要的。

11.1.1.1 维修管理的考虑内容

维修管理时首先要了解各种元器件的性能和结构。

在购入元件时应先根据制造厂家的样本、说明书等查明其性能和结构。一般,样本上介绍的性能是在试验条件下得出的,但制造厂家的试验条件和用户的使用条件多不一致,所以不应忘记在实用条件下的性能有一部分是未知的。

在采用元件时,考虑下列各项是必要的:

1) 为确定元件的规格,在已知理论和试验条件后,尽可能根据确实的资料数据了解元件的性能。

2) 要调查研究元件使用时,各种实用条件下变化因素对性能的影响。

3) 由上述 1)、2),了解在最恶劣使用条件下有多少性能上的裕量。

为对气动装置进行有效的管理,在选定元件时应考虑的一般事项如表 11-1 所示。

表 11-1 选定元件时的一般事项

选定元件	检 查 项 目	摘 要
气动控制 装置总体	使用温度范围 流量 L/min(ANR) 压力 MPa	标准 5~50 ℃ 一般 0.4~0.5 MPa
过 滤 器	最大流量 L/min(ANR) 供气压力 MPa 过滤元件的过滤精度 排水方式 罩壳种类	一般最大 1.0 MPa 一般为 50~70 μm,视阀的结构而定 手动或自动 一般耐压罩壳、耐有机溶剂罩壳、金属罩壳
减 压 阀	压力调节范围 流量 L/min(ANR)	一般 0.1~0.8 MPa(压力变化约 0.05 MPa 程度)
油 雾 器	流量范围 到给油点的距离	普通油雾器(约 5 m 以内) 微雾器(约 10 m 以内) 通常按每 10 m ³ 空气供油 1 cm ³ 计算
阀(电磁阀或 气控阀)	油的补给间隔(油槽大小) 罩壳种类 控制方法 空气流量(有效截面积、C、C _v 值)L/min (ANR) 动作方式 电源、电压 给油式、无给油式	一般耐压、耐有机溶剂、金属壳 单电控、双电控 2 通、3 通、4 通 2 位置、3 位置式 直动、先导 交流、直流、电压、频率

(续表)

选定元件	检 查 项 目	摘 要
气 缸	安装方式 输出力 有无缓冲 速度 防尘套的必要性 使用温度 给油式、无给油式	脚座式、法兰式、摆动式等 与使用压力、气缸内径有关 速度 100 mm/s 以上、行程 100 mm 以上时应有缓冲 一般速度在 50~500 mm/s 视粉尘有无而定 一般 5~60 ℃, 耐热用 60~120 ℃

11.1.1.2 维修检查和记录表

机器的维修检查、视机器处于静止状态和工作状态下在正常状态下是怎样的,在异常的状态下要明确知道会显示何种现象是很重要的。为此,不仅要从实用角度了解数据资料,有关的说明及知识,而更重要的是对这些知识要有实际工作体验。

要使机器和装置维持在最佳的状态,尽力防止故障的产生。在发生故障时,根据制定的规则进行迅速而适当的处置是十分重要的。

- 1) 了解元件的原理、构造、性能和特征。
- 2) 研讨元件的使用条件是否适当。
- 3) 掌握元件的安装方法及注意事项。
- 4) 掌握元件的寿命及有关的使用条件。
- 5) 知道易于引起故障的地方、发现方法和预防方法。
- 6) 准备好管理底账等表格,定期检查预防故障发生。
- 7) 常备适量的维修零件,能以最少费用进行迅速适当的修复。

各元件的定期检查如下所示:

- 1) 日常检查。在日常检查中,在工作开始和下班时都必须养成排掉冷凝水的习惯。
- 2) 每周一次的检查。日常检查和每周进行一次检查可由检查责任人承担。周检的测点是油雾器的补油和进行空气泄漏的检查。

因为空气的泄漏是零件的磨损和劣化造成元件工作不良的初期阶段,这时应规划元件的修理准备工作,准备好备用元件,以防止机器发生问题之用。

3) 3个月~1年的定期检查。表 11-2 介绍了定期检查时各元件的检查内容。根据装置的重要程度和使用频率故相应地检查期限和项目也不相同。针对每项的情况决定定期检查的时间。

表 11-2 3个月~1年的元件检查内容

检查元件	检 查 内 容	检查元件	检 查 内 容
过 滤 器	壳体内部是否积存灰尘 过滤元件是否阻塞 自动排水阀动作是否正常	电 磁 阀	线圈部分是否有蜂鸣声 排气口是否有空气泄漏 手动操作时切换是否工作正常
减 压 阀	调节机能动作是否正常、压力表是否抖动	气 缸	活塞杆的密封处有无泄漏 活塞杆的镀层是否有剥落 能否缓慢动作
油 雾 器	壳体内部是否积存有灰尘或水分 滴油是否正常		

4) 拆修(见表 11-3)。一般每隔 1 年到 2 年进行一次。为洗净零件要用质量好的煤油,洗净后用润滑油(黄油或透平油)涂好后组装起来。对于会导致元件的橡胶密封件或塑料外

壳变质的汽油、三氯乙烯、信纳水等的有机溶剂禁止使用。

表 11-3 拆修时的检查内容

检查元件	检查零件及检查内容	检查元件	检查零件及检查内容
过 滤 器	罩壳是否有裂纹、破损 过滤元件是否有堵塞 自动排水阀是否有阻塞、能否正常动作	机 控 阀	滑柱有无损伤、有无磨耗 膜片有无破损 固定 O 形密封圈有无磨耗、变形、伤损 运动 O 形密封圈有无变形、伤损 滚轮、杠杆有无磨耗、变形 凸轮有无磨损、变形 针形阀有无损伤 阀座密封件有无损伤、动作是否灵活
减 压 阀	压力计是否有抖动 阀座密封圈有无伤损,动作是否圆滑 膜片有无破损 弹簧是否生锈,弹性不足或折断 喷嘴有无阻塞	单向节流阀	唇式密封件阀座部分有无损伤、变形
油 雾 器	罩壳有无裂纹、破损 视孔玻璃有无裂纹、破损 文丘里管有无阻塞 喷油孔有无阻塞	快 排 阀	O 形密封圈有无磨耗、变形
电 磁 阀	线圈绝缘是否良好	梭 阀	阀门运动部分有无伤损
气 控 阀	短路环是否正常或生锈、铆钉是否脱落	单 向 阀	缸筒内面有无伤损、镀层有无剥落 运动 O 形圈(或唇形密封圈)有无磨耗、变形、损坏
机 控 阀	弹簧是否生锈、弹性不足或折断 活塞固定螺母是否松动,活塞密封环有无磨损、动作是否圆滑 阀座密封圈有无伤损、动作是否圆滑	气 缸	活塞杆表面有无伤损、镀层有无剥落
		溢 流 阀	阀座有无损伤
		安 全 阀	膜片有无破裂 弹簧有无折断、生锈

11.1.2 冷凝液的产生原因及处理

冷凝液是指在气动元件及管道内流动或沉淀状态的水,或油水混合的白浊液。
这种冷凝液对于气动元件或系统会造成的不良影响如下:

- 1) 停留在气动元件内部,使元件生锈或腐蚀是产生故障的原因。
- 2) 因生锈使气体流路狭窄,造成空气流量减少或压力降低,特别对细的流路影响更大。
- 3) 在使用环境温度特别低的场合,气动元件内部积存的水分会冻结,造成动作不灵。
- 4) 对精密计测仪器导致精度降低或不能测量。
- 5) 由换向阀的排气口喷散冷凝液到大气中污染环境。
- 6) 冲洗掉封入元件内部油脂、润滑剂等,造成动作不灵或使寿命大为降低。

11.1.2.1 冷凝液产生的原因

在压缩空气中含有大量的水分。这些水分来自压缩机吸入大气中的水蒸气,将这种条件下的大气用压缩机压缩到几分之一的体积。例如,将大气压缩到 0.7 MPa 的每 1 m³ 的压缩空气就需要 8 m³ 的空气,所以 0.7 MPa 的 1 m³ 压缩空气中所含的水分等于 8 倍大气中所含的水分。

一般大气中所含的水分并不一定,其所含的最大值(等于饱和水蒸气量)随温度而变化。故温度上升或下降时大气中的水蒸气量也变化,特别在温度下降显著的场合下水蒸气开始凝结,即产生冷凝液。

11.1.2.2 冷凝液处理

- 1) 压缩机的设置地点 尽可能设置在通风良好的低温场所,以便吸入冷空气。
 - 2) 配管
 - (1) 供气主管和支管多采用钢管(镀锌白铁管)。
- 压缩空气的温度和配管周围有温差时,通过配管的表面积进行放热或吸热,使压缩空气

自然冷却产生冷凝液。通常配管多用钢管,但其内表面容易生锈,故应采用镀锌白铁管。另外,为完全防止生锈,希望用不锈钢配管或金属和塑料的复合管。

(2) 安装主管时应设置 1/100 的斜度。

应在主送气管的空气流动方向保持一定斜度。因在管的末端一定积存有冷凝液,故应安装集存冷凝液的集水罐、自动排水器或放水阀。

(3) 由送气主管到分支管应在主管上部引出。

图 11-1 所示为 U 形管式引出方法以及冷凝液集水储罐、排水阀的安装情况。

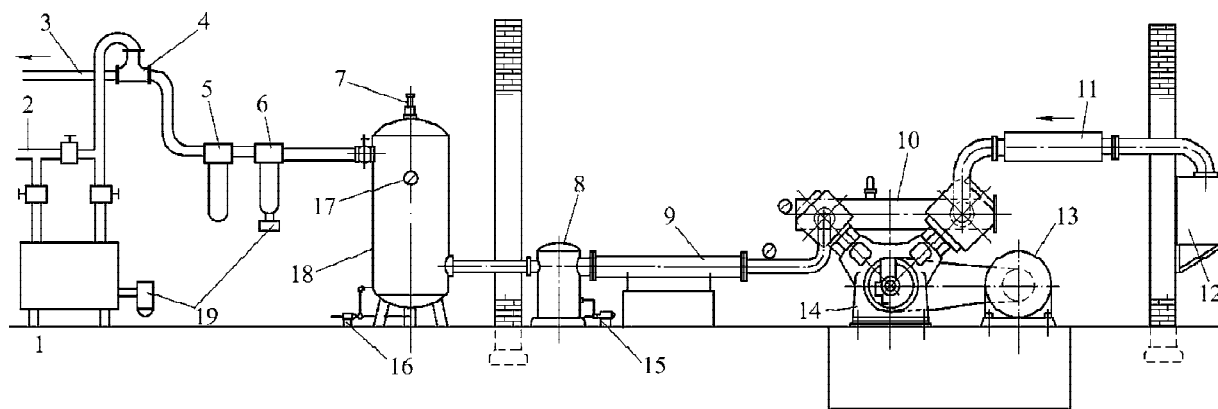


图 11-1 处理冷凝水的配管方法

1—干燥器;2—控制配管;3—主供气管;4—三通;5—主除油器;6—主过滤器;7—安全阀;8—冷凝液分离器;9—后冷却器;10—中间冷却器;11—吸气消声器;12—入口过滤器;13—电动机;14—压缩机;15, 16, 19—自动排水器;17—压力表;18—气罐

(4) 在控制元件的入口处装单向阀,使在不工作时冷凝液不能反向流动。

3) 气源

(1) 尽量提高压缩机的出口压力以减少水分 例如,将 6 m^3 的自由空气(温度 40°C 、湿度 100%)压到 0.5 MPa 的压缩空气时,在温度一定时,空气中含有 42 g 的水分,其余的含水 212 g 变为水滴分离出去。

(2) 冷却装置(后冷却器)的设置 用压缩机将空气压缩后的空气温度,对往复式一般可到近 200°C ,为减少水分,使之冷却是必要的。

4) 在连接气动元件时,避免剧烈地流量变化

在连接马达、喷嘴、速度控制阀等元件配管时,因有剧烈地流量变化产生绝热变化,使得冷凝液极易产生。

5) 除湿机(干燥器)的设置

使压缩空气经过某种方法强制冷却后除去冷凝液(除湿率 97% 以上),剩下的是制成的干空气。

在空气干燥器中,主要有用氟利昂作冷却剂的冷冻式和用硅胶等作固体吸附剂的吸着式。对冷冻式空气干燥剂的场合,因通常冷到大气压露点 -20°C 左右,虽因周围温度有所降低或绝热膨胀等原因,只要不冷到 -20°C 左右,就不会产生冷凝水。

11.1.3 流量不足

流量不足会造成压力降低,致使气缸推力不足和速度减低及方向控制阀的先导阀误操作。特别在空气量的计算、选定元件尺寸和配管尺寸时元件和配管密封部分的空气泄漏要

加以十分注意。

11.1.3.1 因流量不足产生的问题

1) 空气处理单元 在减压阀入口侧压力变动大(因空气量供给不足)的场合,会造成出口处压力变化大,从而得不到稳定压力。

2) 方向控制阀 对先导式阀因得不到必要的先导操纵压力,造成阀门不能确实换向或阀的振动。

3) 气缸 造成推力不足、速度低下和动作不稳定。

11.1.3.2 流量不足的原因和处理

因流量和压力之间相互有关,流量不足常由压力不足引起的。

1) 压力源和供气主管

(1) 空气量的计算 除了要考虑换向阀和气缸之间配管部分的空气量以外,还要考虑到因增设装置另加的“章鱼脚式”配管和元件构造上的空气泄漏量,以及因装置用久后增加的泄漏量。因此希望总耗气量为计算值的 1.5~2 倍以得到用气裕量。

(2) 送气主管的直径 从未来用气考虑使主管有一定裕量而选粗些的好。这样可使压降减少,不仅可得到所需的流量,起到储气罐的作用,就是当支管因负荷变化造成的压力剧烈变化也可防止。

(3) 使配管压力降小并能供给足够的空气量 应选配管内流速为 30 m/s 以下的管径以得到足够地流量。

图 11-2 所示为主供气管为环状配管以确保流量。

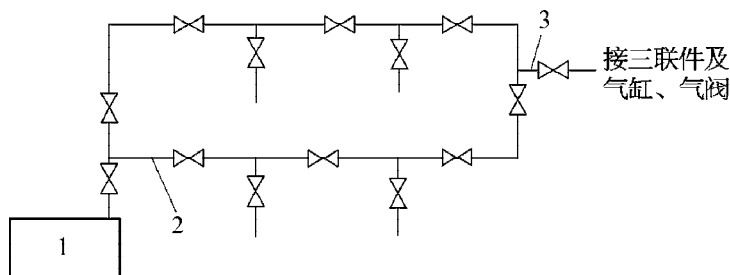


图 11-2 环形供气网

1—压缩机站;2—主供气管;3—支管

(4) 由主管到支管的分支方法 尽量采用支管分支而不用多路接头(章鱼脚式)配管。另外,同一支管内有消耗大量空气的元件时(如有气动马达时)在其工作时会发生周期性气压不足的情况发生。所以要分别采用支管以减少互相间的影响。

2) 选定适当的配管和元件尺寸 应参考生产厂家的流量特性图表,选定具有必要流量的配管口径。压力降应在流过必要空气量时比设定压力低 10% 以内,希望其绝对值在 0.03~0.07 MPa 之间。

3) 注意接头和配管连接部分及各元件密封部分的空气泄漏。

(1) 使用密封带和密封剂以进行可靠的连接。

(2) 在橡胶密封件损伤或磨损时,迅速更换。

4) 预防因元件的长期使用而产生的压力不足,如:

(1) 过滤元件阻塞。

(2) 过滤器罩壳碎裂。

(3) 消声器阻塞。

5) 配管和接头

配管应尽量短、弯曲少,弯度大则压力损失大,应避免。另外,内径密封方式因其管接头的内径较小而形成的阻力易导致流量不足,故管接头希采用外径密封方式。

6) 元件内阻塞的处理

(1) 应注意寒冷地带的冷凝液冻结。

(2) 元件内的杂质(灰尘、压缩机油)混入和堆积导致流量不足。

(3) 为防止或减少因配管和元件结构的原因产生绝热膨胀,可在冷凝液易冻结处加装护套。

11.1.4 冻结处理方法

在冬季或寒冷地带,会产生配管和元件内的冻结现象,因之会产生下列问题:

1) 破损 如过滤器或气罐储存的冷凝液冻结;

2) 动作不良 如因绝热膨胀温度降低造成冻结,易在阀的运动部分产生误动作;

3) 流量不足 因绝热膨胀使阀的阻力部分受冷凝液冻结影响,流路受阻。

不论上述哪种现象产生,都会使系统运转不灵。

11.1.4.1 冻结对策

目前对于冷凝水冻结的防止对策采用如下的方法:

1) 用热空气加热和电加热方法

(1) 用热空气加热压缩空气。

(2) 将电热丝加入螺旋状织带后绕到气动元件和配管上加热。

(3) 用白炽灯照射加热。

2) 用绝热材料保温法

将绝热材料缠绕在元件或配管上。

3) 使用不冻液的方法

(1) 将不冻液喷入压缩空气中,使冷凝液的冻结温度下降。

(2) 使用甲醇或乙二醇混合液时,要避开凝固点。

(3) 利用耐有机溶液的油雾器将不冻液喷成雾状。

使用不冻液时的注意点如下:

(1) 某些水溶性不冻液对密封材料和树脂类有不良影响,故事先应进行调查清楚(可向气动元件厂家询问)。

(2) 在室外使用水溶性不冻液是十分有效的方法。但在室内使用,特别是在密闭室内使用时,因有法律规定浓度的限制,使用不冻液时可采用集中排气法将配管引至室外以保安全。

4) 采用空气干燥器法

对气动元件来说,引起绝热膨胀的场合很多,只采用过滤器就想完全防止水分凝聚是困难的。要想完全防止,须采用空气干燥器。

11.1.4.2 低温下使用气动元件的对策

低温时要同时考虑冻结对策和低温对策。

1) 方向控制阀的主阀构造

一般方向控制阀的主阀从结构上可分为截止式和滑柱式。

从构造和动作方式比较,希望阀芯的摩擦尽可能小,当摩擦阻力增加的场合要想得到确实地动作,低温时截止式比滑柱式好,直动式比先导式好。

2) 密封材料 在低温情况使用时用作弹性体的材料受到极大的影响。对气动元件最多使用的密封材料是丁腈橡胶(NBR),低温时用的是低温 NBR。标准用 NBR 和低温 NBR 的大致使用标准如表 11-4 所示。

表 11-4 标准 NBR 和低温 NBR 的比较

	标准 NBR	低温 NBR	收缩率(%)
O 形密封圈(摩擦用)	到-17℃可用	到-38℃可用	TR90
O 形密封圈(固定用)	到-36℃可用	到-48℃可用	TR10
膜片	到-10℃可用	到-20℃可用	TR100

注:TR 试验是使之伸长 150%状态下冷冻后,再使温度上升恢复到原来温度,测定其收缩率(0%~100%)。

对密封来说,温度降低后,因产生硬化、弹性降低、会显著地损害密封效果,所以要配合主阀构造进行选定。

11.1.5 润滑管理和无给油系统

11.1.5.1 润滑管理

1) 润滑的必要性 最近,因气动执行元件和电磁换向阀的冷凝液和油雾造成的环境污染和减低补油作业工作量等原因使用无给油的元件越来越多。但在使用条件严格或为保持长期地稳定工作性能,对气动元件摩擦部分还是采用给油方式工作居多。

作为气动元件的润滑装置,采用的是油雾器。

2) 油雾器的使用方法 油雾器的使用原则:应使其安装位置尽量靠近使用端,选定适当尺寸的产品。另外,因其种类繁多,应按使用目的进行选定。

(1) 补油方法 油雾器补油时,可将给油塞拧下,将透平油倒入外壳内达到容积的 80%即可。应定期的检查和补充使在不缺油状态下运行。(因油用到导油管下端后无法向系统供油,故常在导油管下端露出之前补油)。

(2) 油量及其调节 因气动回路和控制装置的给油量与其使用场所和使用条件不同虽不能一概而论,一般情况下每 10 m³ 自由空气量使用 1 cm³ 为基准供油,图 11-3 中给出了基准给油量。

(3) 最小滴油量 通过油雾器的空气流量太少时,因差压过小,油不会滴下来。故常以油雾器油开始滴下时的空气流量称为最小滴下流量来决定其性能。表 11-5 中介绍了日本规定的最小滴下流量。

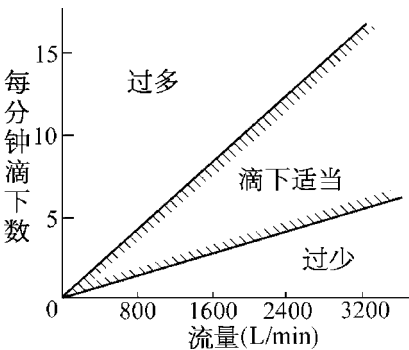


图 11-3 油雾器的基准给油量

表 11-5 最小滴下流量

公称途径	换算到标准状态下的空气流量(L/min)		公称途径	换算到标准状态下的空气流量(L/min)	
	固 定 式	可 变 式		固 定 式	可 变 式
8	175	25	20	1 250	160
10	400	55	25	2 000	250
15	650	80			

(4) 安装位置 原则上油雾器应安装在过滤器、减压阀之后,靠近阀前。和阀的距离(一般在5 m之内)尽可能地短,高度在所用气动元件水平位置以上效果较好。另外,在配管的粗细和长度、弯管数量多少以及配管直接向上时,油的粒子在管道内壁上易于附着从而会明显缩短到达距离,应加以考虑。

(5) 润滑油 气动元件推荐的润滑油为透平油中的一种(ISO VG32)。特别在对气动元件润滑时,考虑到它的特殊性,要求能防锈、不会引起密封材料的(对气动元件多采用NBR材料)溶胀、收缩、劣化。另外,还要考虑使用油雾器供油时的滴油性能,过高的黏性润滑油是不适宜的。表11-6介绍了对气动元件而言各种润滑油的适应性好坏。

表 11-6 各种润滑油对气动元件的适应评价

种 类	特 点	用 途	评价
机 油	应用最广且价廉。因油中含有石蜡易凝固。如精制不足会引起胶着、磨损现象	一般机械用的润滑油	不宜使用
齿轮油	其品质适用于各种齿轮润滑。对于合成橡胶内含脂肪或活性硫黄为添加剂的密封材料会有损害	适用于汽车及一般机械的齿轮	不宜
锭子油	为轻质润滑油,一般其苯胺液临界温度点低,使合成橡胶等密封材料体积膨胀	适用于低载荷、高速轴承用的精密机械	不宜
透平油	为除去石蜡的高级精制油,耐氧化及耐乳化性优异	各种透平及高速轴承	适宜
一般液压油	为液压元件使用而研制的油,含有各种添加剂以适应工作的必要性能。相当于透平油	一般液压元件用	适宜
多用途油	同上述两种油性能,为工业用多种目的使用而研制的油		适宜

11.1.5.2 无给油系统

无给油元件的意义是指元件内封入某种润滑剂等物,即使长期不再补充润滑剂也能耐受长期运转的气动元件。故无给油系统即指用上述无给油元件组成的系统。

本来气动元件中滑动摩擦部分用某种给油方法是较好用的,但因考虑到表中润滑管理中所述的内容,对润滑状态进行管理有相当难度,因此考虑开发无需给油的系统,研究出无给油元件并加以普及使用。

1) 使用无给油元件的优点

- (1) 不会产生油雾污染大气。
- (2) 不需要多余的元件,经济性好。
- (3) 不受安装位置的限制。

2) 无给油的有效应用场合

- (1) 无需维修的场合。
- (2) 受作业环境、制品污染所困扰的场合。
- (3) 供油困难的场合。

11.1.6 配管施工时的注意点

配管施工时要考虑的是,使规定的空气流量流过时,压力损失小且安装费低廉,另外还有选用容易维修的配管方法。以下几点应该注意。

11.1.6.1 吹洗

对配管和管接头,在安装前要用空气将其内部吹洗干净。如内部有灰尘和铁锈等物,用这种方法可除去后使用。如不在配管中除掉杂质,会进入元件中造成故障。

11.1.6.2 配管接头的连接

各元件接口装管道或接头时,不要超过规定的拧紧力。超过时会破损,造成空气泄漏。

11.1.6.3 密封带

安装配管时常使用密封带,但如密封带卷法不对会造成空气泄漏,或使密封件碎屑进入元件造成不能正常工作的问题。如图 11-4 所示卷绕密封带时要留有扣处卷带,才能确保无虞。

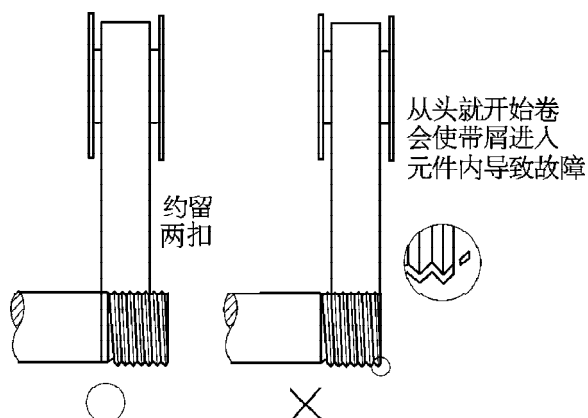


图 11-4 密封带卷法

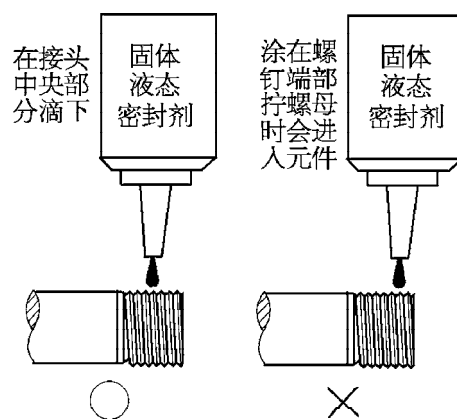


图 11-5 密封剂的涂法

配管安装后如需拆开重装时,要将密封带全部去除干净,重新卷新的带子进行配管安装。

11.1.6.4 密封剂

配管时常使用密封剂,要注意密封剂的性能,不要使之进入元件内凝固,造成元件动作失效问题。如图 11-5 所示,可适量滴下在相应接头螺纹中央部分进行装配。

11.1.6.5 接口的确认

对控制阀的场合,配管的接口有 P (供气口)、 A 、 B (出口)、 $O(R)$ (排气口)等的文字表示,(有的厂家也可能用其他文字标注),应仔细确认后安装配管。另外在配管安装后,用记号在回路上注明,进行配管正确与否的再检查是必要的。如不经检查就开动机器,会造成元件的误动作导致机器的损坏。

11.1.6.6 元件的安装顺序和维修考虑

1) 气源处理单元的配管在连接口处有箭头但无文字表示时,为正确发挥各元件的机能,要进行正确的安装。对气源处理单元,应按照过滤器、减压阀、油雾器的顺序安装。

2) 气源处理三大件,应尽可能装在高处,以使阀和缸运行时在低位得到油润滑。在极为勉强的场合,可只将油雾器装在高位上。

3) 主送气管或支气管装有过滤器和减压器的场合,为使元件的替换和维修方便,要安装可拆卸的法兰式连接或由任(可拆接头),并要考虑确保拆卸的空间。

11.1.6.7 防止凝液流入

在主供气管安装时保持 $1/100$ 以上的斜度,使管内的凝液不致滞留。在设置凝液收集

罐时,要在其底部装设排水器。另外,在安装支气管时,要按图 9-9 那样,在主管道上方引出配管,以免凝液进入支气管道中。

11.1.6.8 配管材料的选择

1) 用钢管时,应选用镀锌白铁管以防止凝结水生锈。

2) 用橡胶管时,因无自然冷却作用,胶管内壁因高温和氧化的压缩机油等各种杂质常会损害气动元件。

3) 尼龙管因具有较好的柔软性,可在配管安装时进行弯曲,但在过度弯曲时会折起来,堵塞了通路,故须要注意最小曲率半径。

4) 以聚氨脂橡胶为原料的管材,较尼龙管柔软性好,常用于难安装的配管处,但其耐化学品性、耐压性、耐热性比尼龙较差。

11.1.6.9 压力损失

1) 不要用比必要长度更多的接管。配管过长会使元件的响应性能降低,还会增加空气用量。

2) 内径密封接头比管道内径小,在其中流动的空气阻力将增加,应考虑其影响。

3) 在各种管接头中,肘管、三通管比起直通管其有效截面积约为其 1/2,故采用数量多时,会造成流量不足,要事先考虑。

11.1.7 预防维修

预防维修的意义是,为防止使用中的装置发生故障,使其维持最佳运行状态而有计划地进行维修,其中包括:

1) 为发现装置的故障征兆,缺点而进行的试验检查。

2) 供油、清扫、调整。

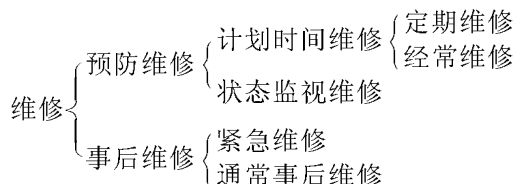
3) 损坏零件的更换修理。

4) 定期更换等。

故为了搞好维修,不仅要在发生事故时能迅速进行修复,更重要的是能在事故发生之前就能防止,即做到预防维修。

目前,维修管理可按表 11-7 分类。

表 11-7 维修管理的分类



机械设备的故障是随着使用时间而发生的,从其发生倾向看有以下几种类型(见图 11-6)。

11.1.7.1 故障率减少型

由一批可靠性差的零配件混合而成的场合以及不适应使用环境的场合多属此种类型。将开始使用后产生故障的因素除掉后,剩余的就是无故障和可靠性高的零配件。这时将机械设备调整到稳定运转,即可工作。

11.1.7.2 故障率一定型

构成机械的机构,各有各的特性。由于这些机构的故障发生原因各不相同,致使故障率

一定。在这种场合下,故障发生的时间和地点较难预测,多进行事后维修。

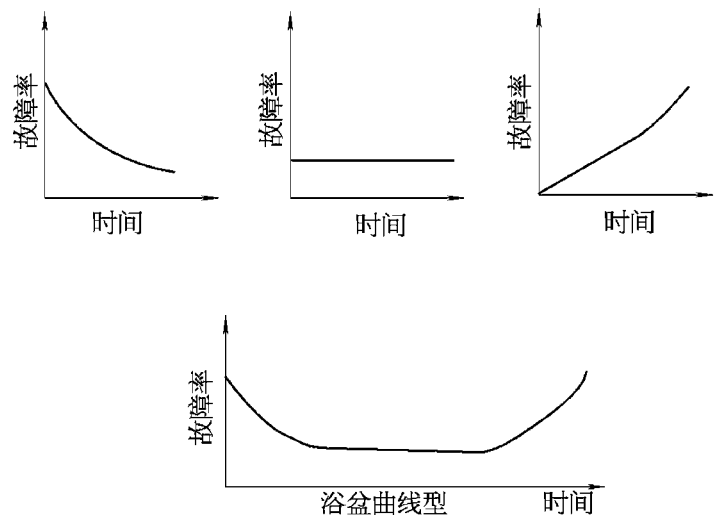


图 11-6 故障基本型式

11.1.7.3 故障率增加型

机械装置随着使用时间的增加而磨损和老化,到使用寿命临近时,故障率急剧增加。这种场合,可通过预防维修减少故障的发生率。

11.1.7.4 浴盆曲线型

机械装置由各类零部件组成,其性能曲线即由以上几种互相组合而成为浴盆曲线型。

装置缺陷的早期发现无疑是维修作业最为重要的问题。所以最近不少单位正在研究用多个传感器监测机械机能缺陷出现之前即能检出的方法。但目前的传感器技术对机械设备的状态监测还不完善,对机器劣化现象的全面监测还有待不断研究。

根据图 11-6 所示的故障基本型式,可在其工作的各阶段进行换修的零部件准备,避免故障发生或减少维修时间。

机械设备的寿命是由使用条件和管理状态决定的,所以平时零配件的齐备和装置管理良好,防止老化和考虑产生事故的对策是十分重要的。

11.2 故障处理

11.2.1 压缩机的故障处理对策

1) 往复式压缩机的故障原因及对策见表 11-8。

表 11-8 往复式压缩机的故障处理对策

故 障	原 因	处 理 对 策
启动不良	电压低 排气单向阀泄漏 卸流阀动作失灵 压力开关失灵 电磁继电器产生故障 排气阀损坏 电动机单相运转 低温启动 熔丝熔断	与电力公司联系解决 拆卸、检查并清洗阀门 拆修 更换 修理或更换 拆卸更换 修理、测量电源电压 保温、使用低温用润滑油 电阻测量、更换

(续表)

故 障	原 因	处 理 对 策
运转声音异常	阀损坏 炭粒堆积 轴承磨损 皮带打滑	拆卸、清洗、更换 拆卸、清洗,装在高温地点时 移到低温地点 拆卸、检查、更换 调整张力
压缩不足	阀动作失灵 活塞环咬紧缸筒 气缸磨损 夹紧部分泄漏 压力计抖动 吸气过滤器阻塞	拆卸检查 拆卸检查清洗 拆卸更换 夹紧密封 调整或更换 清扫或更换
电流过大	阀门破损 排气口付着碳粒	拆卸更换 拆卸清洗
润滑油消耗过量	曲柄室漏油 气缸磨损 压缩机倾斜 润滑油管理不善 吸入粉尘	更换密封件、夹紧密封 拆卸更换 位置修正 定期补油、换油 检查吸气过滤器
凝液排出	气罐内凝液忘记排出	定期排放凝液
安全阀动作	压力开关、卸流阀的故障 2级压缩机的第2级阀失灵 由外部进入逆流空气	动作检查、拆卸、调整、更换 拆卸、清洗、更换 检查超压原因
压缩机过热	冷却水不足、断水 设置在密闭室内	设置温度开关、断水警报器 进行换气
润滑油白浊	曲柄室内结露	移至低湿度场所

2) 螺杆式压缩机 一般用的箱罩式螺杆压缩机都附带有监控器,以检出下列几种异常情况:

- (1) 吸气过滤器阻塞。
- (2) 油分离过滤器阻塞。
- (3) 油过滤器阻塞。
- (4) 过电流。
- (5) 油温、排气温度、水温过高。
- (6) 电机温升。

对于过滤器的阻塞等问题虽然用户可以处理,但对于机构方面的异常则要与生产厂的服务部门联系解决。

另外,对于电动机、冷却水等一般事项的维护可以和往复式压缩机一样,但对螺杆式压缩机的润滑油管理很重要,要严格遵守换油时间。与此有关的是,忘记排除冷凝水,会进入润滑油使其混浊失效,必需频繁检查和注意。

11.2.2 冷冻式干燥器的故障处理对策

故 障	原 因	对 策
露点温度高 出口处有水滴生成	进气温度过高 处理的空气量过多 冷却能力不足 周围温度过高	装设后冷却器使进气温度降低 选用适应流量的型号 检查制冷剂泄漏情况,如制冷剂量不足应充填并防止泄漏 使冷凝器通风良好 清扫冷凝器翅片 使周围温度降低(到 40℃ 以下)
入口温度正常 但出口处仍有水滴生成	自动排水器阻塞 自动排水器冻结	拆卸自动排水器并清洗 提高周围温度(约 5℃)使不致冻结
电源显示灯亮 但冷冻机不能启动	电源电压低 电磁继电器动作不良 过负荷继电器动作 过负荷继电器动作不良 压力开关动作 压力开关动作不良	使达到额定电压 更换 消除过负荷原因使恢复正常 更换 消除动作原因使恢复正常 更换
制冷剂压力开关动作	冷凝器不通风 冷凝器翅片积尘太多 周围温度过高 进气温度过高	移至通风良好环境 清扫 使周围温度降低(到 40℃ 以下) 加装后冷却器使进气温度降低
冷冻机频繁的开、关动作	电磁继电器不良 周围温度异常 进气口温度过高 电压异常	更换 使周围温度在 5~40℃ 范围内 装设后冷却器等使进气温度降低 使电压达到规定范围

11.2.3 过滤器的故障原因及处理对策

故 障	原 因	对 策
压力降增大	过滤元件阻塞 流量增大超过适当范围	洗净元件或更换 使流量降到适当范围内或用大容量的过滤器代换
冷凝液从出口侧排出	罩壳内的冷凝液流出量过大 (1)忘记排掉冷凝液 (2)自动排水器故障 流量增大超过适当范围	除去冷凝液 (1)定期排出冷凝液 (2)拆卸、清洗或修理 使流量降到适当范围或用大容量的过滤器代换
出口侧出现灰尘异物	过滤元件破损 过滤元件密封不良	更换过滤元件 重新正确安装过滤元件
向外部漏气	垫圈密封不良 合成树脂罩壳龟裂 排水阀故障	更换垫圈 更换罩壳 拆卸、清洗或修理
合成树脂罩壳破损	使用于有机溶剂气体环境 压缩机润滑油中特种添加剂的影响 压缩机吸入空气中含有对树脂有害的物质 用有机溶剂清洗罩壳	换用金属罩壳 换用其他种类的压缩机润滑油 换用金属罩壳 更换罩壳(清洗改用中性洗涤剂)

11.2.4 油雾器的故障原因及处理对策

故 障	原 因	对 策
没有滴油 (滴下量无法调节)	使用油种不当 油的通路被灰尘等异物阻塞 油面没有加压 因油质劣化流动性差 因周围温度过低,油的黏度增高 油量调节螺钉不良 油雾器气流方向装反	拆卸、清洗并采用正常的透平油 拆卸并清洗油的通路 拆卸并清洗空气导入罩壳部分 拆卸、清洗后换用新油 使周围温度提高到适用温度 拆卸并清洗油量调节螺钉 变换安装方向
罩壳内的油有冷凝液混入	过滤器罩壳内冷凝液积存过多流入油雾器	排出冷凝液同时将过滤器内积水定期排出
向外部漏气	垫圈密封不良 合成树脂罩壳龟裂 滴油视窗破裂	更换垫圈 更换罩壳 更换视窗
合成树脂罩壳和滴油视窗 破损	使用于有机溶剂气体环境 压缩机润滑油中特殊添加剂的影响 压缩机吸入空气中含有对树脂有害的物质 罩壳和滴油视窗用有机溶剂清洗	使用金属罩壳及玻璃视窗 换用其他种类的压缩机润滑油 换用金属罩壳 换掉罩壳(清洗改用中性洗涤剂)

11.2.5 减压阀的故障原因及处理对策

故 障	原 因	对 策
出口压力上升	阀的弹簧损坏折断 阀体中阀座部分损伤 阀座部分被异物划伤 阀体的滑动部分有异物附着	更换弹簧 更换阀体 清洗、检查进口处过滤件 清洗、检查进口处过滤件
外部漏气	膜片破损 溢流阀座损伤 由出口处进入背压空气 密封垫片损伤 手轮止动螺母松动	更换膜片 更换溢流阀座 出口处的装置及回路检查 更换密封件 拧紧
压降太大	阀的口径过小 阀内有异物堆积	换用大口径的阀 清扫、检查过滤器
拧动手轮但不能减压	溢流阀溢流孔堵塞 使用了非溢流式	清扫、检查过滤器 更换使用溢流式或在出口处装设排压阀
阀门异常振动	弹簧位置安装不正	使安装位置正常
无法调节压力	调节弹簧折断	调换调节弹簧

11.2.6 单向节流阀的故障原因及处理对策

故 障	原 因	对 策
虽气缸能动作但不圆滑	单向节流阀的安装方向不对(成为进气节流式) 气缸运行途中负载有变动 气缸用于超过低速极限	使安装方向按原来规定的方向安装 减少气缸的负载率 气缸低速极限为 50 mm/s, 超过此界限 宜用气液缸或气液转换器
气缸速度慢	和元件、配管比, 单向节流阀的有效截面积 过小	单向节流阀的控制流方向的有效截面积 和同口径的其他元件相比过小, 在确认原 因及数据后应更换
微调困难	节流阀内有尘埃进入 选择比规定过大的单向节流阀	拆卸通路并清洗 确认数据后选择略大的元件
产生振动	单向节流阀中的单向阀的开启压力接近气源 压力, 导致单向阀振动	改变使用压力

11.2.7 电磁换向阀的故障原因及处理对策

故 障	原 因	对 策
电磁阀不切换	切换信号未加入 信号未达到额定值 线圈烧坏 阀芯滑动部分进入灰尘 有油的劣化物质进入阀芯 阀芯橡胶被油泡胀,因为: (1)使用润滑油不当 (2)混入油的劣化物 弹簧折断、生锈 使用压力过低 压力降过大 阀体冻结	检查控制回路,对控制元件的故障、配线错误或断线予以改正 检查使用电压是否过低、电压是否不对,更正为额定使用范围内 更换线圈并消除烧坏原因 更换阀芯或清洗干净 更换阀芯或清洗干净,装设油雾分离器 检查润滑油,使用透平油 检查油的劣化物混入情况,装设油雾分离器 更换弹簧,除掉冷凝液 使压力升到最低使用压力以上 换用有效截面积大的电磁阀 除掉冷凝液,设置干燥器
动作不灵	信号未达到额定值 因排气节流背压过高 振动 控制回路漏电比返回动作电流还大	检查使用电压是否过低,电压是否不对,更正为额定使用范围内 电磁阀结构允许用在排气节流式控制处 使振动在允许范围内 使振动方向与阀芯切换方向垂直 采取措施防止漏电(加大漏电阻抗)
线圈烧毁	周围温度过高 过电流	改正用于正常温度范围 加入电压过高 检查线圈、阀芯使正常工作 对双电控式,检查是否两侧线圈同时通电,如有则更正
有蜂鸣声	短路线圈损坏、脱落 线圈的吸合面上有灰尘 吸力不足,可能因电压过低或线圈短路	更换线圈 除掉灰尘 使控制电压达到规定范围内 更换线圈
空气泄漏	阀内混入灰尘、切屑,密封件的碎屑 密封部分破损、划伤,有碎屑 因高温使密封件变形 密封部分安装不好 因电压、气压压力不足、阀芯未换向到位	拆卸、清扫 拆卸、清扫、更换密封件 改用于允许范围内,或改变密封件材料(氟橡胶) 按正规要求安装 使电压、气压达到规定使用范围

11.2.8 气缸的故障原因及处理对策

故 障	原 因	对 策
输出力不足	压力不足 活塞密封件磨损	检查压力是否正常 更换密封件
缓冲不良	缓冲密封件破损 缓冲调节阀松动 缓冲通路堵塞 负载过大 速度过快	更换缓冲密封件 再调节后锁定 除掉异物(固化油、密封带等) 外部加设缓冲机构 加设外部缓冲机构或减速回路
速度过慢	排气通路受阻 负载与气缸实际输出力相比过大 活塞杆弯曲	检查单向节流阀、换向阀、配管的尺寸 提高使用压力 增大气缸内径 更换活塞杆并消除弯曲的主要原因

(续表)

故 障	原 因	对 策
动作不稳定	活塞杆被咬住 缸筒生锈、划伤 混入冷凝液、异物 产生爬行现象	检查安装情况,去掉横向载荷 修理,伤痕过大则更换 拆卸、清扫、加设过滤器 速度低于 50 mm/s 时,使用气-液缸或气-液转换器
活塞杆和衬套之间漏泄	活塞杆密封件磨损 活塞杆偏心 活塞杆被划伤 混入异物	更换密封件 调整气缸安装,去掉加入的横向载荷 伤痕小可修补,伤痕大则应更换 除去异物、安装防尘罩
活塞杆弯曲	与负载相连接的活塞杆不能伸出 行程终端有冲击,缓冲效果差	对安装进行再调整。在固定式安装活塞杆端部与负载应采用浮动式接头。耳环式和轴销式安装时,气缸的运动平面要和负载的运动平面一致 缸的缓冲容量不够时在外部分另装设缓冲装置,或在气动回路中设置缓冲机构
活塞两端串气	活塞密封圈损坏 润滑不良 活塞被卡住 密封面混入杂质	更换密封圈 检查油雾器是否失灵 重新安装调整使活塞杆不受偏心和横向载荷 清洗除去杂质,加装过滤器
锁紧气缸停止时超越量大	配管距离过长 带动的负载过重 运动速度过快	为加快响应,缸与阀间距离应尽量短,制动排气孔可装设快排阀 确认规格,减少负载至允许值 确认规格,使速度低于允许速度,以提高定位精度

11.2.9 摆动马达的故障原因及处理对策

故 障	原 因	对 策
摆动速度慢	速度控制阀关闭 阀、配管的气体流量不足 负载过大	调整单向节流阀 换成大尺寸元件 换输出力大的元件
动作不圆滑	摆动速度过慢 密封件泄漏 负载大小在摆动途中有变化(如受重力影响等)	使用气-液转换器或气-液摆动缸,用液阻调速 更换密封件 使用气-液转换器或气-液摆动缸
输出轴部分有空气泄漏	输出轴密封件磨损(叶片式) 活塞密封件磨损(齿轮齿条式)	更换密封件 更换密封件

11.2.10 气动马达的故障原因及处理对策

故 障	原 因	对 策
回转速度慢	速度控制阀关闭 阀、配管的气体流量不足 负载过大 排气配管冻结	调整单向节流阀 换成大尺寸元件 换输出力大的元件 用加热装置保温、加热
回转不圆滑	设定转数过低 内部磨损大	采用减速器 装设油雾器,使用规定润滑油 更换摩擦部件
中间停止位置离限位开关远	回转速度过快 马达与阀的距离过长 阀的响应慢 气动信号传递速度慢	使用减速回路 使马达靠近阀 换响应快的阀 改为电控、或使回路响应快
停止位置后仍移动	仍然存在推力 阀、配管有泄漏	使用锁紧装置、或用平衡压力法 防止泄漏、更换阀门

11.2.11 气-液元件的故障原因及处理对策

故 障	原 因	对 策
由气-液转换器的气孔中冒油	液压油量过多 液面上升速度超过 200 mm/s 回路中产生气泡,液压油的视在体积增大,产生溢流 执行元件有内漏,液压油渗漏到空气腔室中	当执行元件运动到顶端时油面越过上限 增大气-液转换的内径以降低液面上升速度 增大配管直径使管内流速低于 3 m/s,管内无负压 回路中加装断流阀,使停止运动时封闭液压回路
虽然用了液压单向阻尼阀但速度仍不均匀	与缸的推力相比,工件的阻力过大	提高工作压力,增大缸径使负载变化的比例减小
虽使用了增压器但液压缸的输出力仍不足	使用的液压配管是橡胶软管,未考虑软管膨胀的影响 液压配管中含有气泡,油压升不起来 增压器、执行元件有内漏	将部分配管或全部配管改为金属管,减少膨胀损失 把配管、执行元件内的空气全部排掉,使液压管内无气 检查并更换密封件
使用增压器工作时,执行元件的退回和增压器的退回不同步	因配管的阻力大,增压器的退回速度比执行元件的退回速度大(配管内产生真空)	配管过长时减短 液压油黏度高时换低的 增压器的空气一侧加装单向节流阀以减少退回速度

12 气动常用术语及图形符号

12.1 气动常用术语

流体传动 使用受压流体作为介质,来进行能量转换、传递、控制和分配的方式、方法。简称液压与气动。

气动技术 涉及压缩气体流动规律的科学技术。简称气动。

额定工况;标准工况 根据规定试验的结果所推荐的系统或元件的稳定工况。“额定工况”一般在产品样本中给出并表示成: q_v , p_n 等。

极限工况 允许装置在极限情况下运行并以其某参数的最小值或最大值来表示的工况。其他的有效参数和负载周期要加以明确规定。极限工况表示成: $q_{\min}$, $q_{\max}$ 等。

稳态工况 稳定一段时间后,参数没有明显变化的工况。

瞬态工况 某一特定时刻的工况。

效率 输出功率与相应的输入功率的比值。

介质温度 在规定点测得的介质的温度。

环境温度 装置工作时周围环境的温度。

工作压力 装置运行时的压力。

工作压力范围 装置正常工作所允许的压力范围。

进口压力 按规定条件,在元件进口处测得的压力。

出口压力 按规定条件,在元件出口处测得的压力。

压降;压差 在规定条件下,测得的系统或元件内两点(如进、出口处)压力之差。

控制压力范围 最高允许控制压力与最低允许控制压力之间的范围。

背压 装置中因下游阻力或元件进、出口阻抗比值变化而产生的压力。

开启压力 压力阀开始通过流体时的压力。

爆破压力 引起元件壳体破坏和流体外溢的压力。

临界压力比 在气动装置中流速达到声速时,上游和下游绝对压力的比值。

耗气量 为了执行给定的任务或在工作指定的时间内设备或装置工作所消耗的空气体积。空气体积应按标准大气工况表示,量的数值后加符号 ANR。

泄漏 流体流经密封装置不作有用功的现象。

层流 质点呈平行或层次分明的流动状态。

紊流 质点呈随机运动的流动状态。

流量 单位时间内通过流道横截面的流体数量(可规定为体积或质量)。空气体积流量用标准大气状态表示。

额定流量 在额定工况下的流量。

溢流流量 在规定工况下测得的,当控制压力超过原始设定值一个规定的增量时,空气

流过卸荷装置的流量。

流量系数 表征气动元件、液压元件、管路或接头的流导的系数。

气动元件的流动参数 表征可压缩流体元件中压力和流量之间特性的参数,有:气导;临界压力比;亚声速状态下的流量系数;声速状态下的流量系数。

有效截面积 指元件处于音速状态下的有效面积。

滞环 当先上行后下行或相反调整控制量时,在同一控制设定值下的被控参数的差值。

上升时间 装置中的参数从规定低值上升到规定高值所需的时间。

下降时间 装置中的参数从规定高值下降到规定低值所需的时间。

响应时间 工作的起始点至完成点之间的时间。这些点针对每种元件定义。

图形符号 按标准或规范表示元件或元件组功能的正规抽象符号。

逻辑功能图形符号 在流体逻辑回路中表示逻辑功能和有关功能的图形符号。

组合符号 由图形符号、剖视符号和外形符号组合的符号。

回路图 用图形符号表示流体传动回路或部分回路功能的图。

循环 一组完整的重复出现的事件和状态。

自动循环 一经起动如不被停止就一直重复工作的循环。

半自动循环 起动后,完成一个循环并停止在初始位置的循环。

期望寿命 元件或系统在规定工况下能保持规定性能水平的预期工作期限。有时用统计学概率表示。

功率消耗 在规定工况下,装置或系统消耗的总功率。

重复性 在同一实验中,同一操作人员以同一仪器在同一工作条件下对同一试验对象依次试验所得结果的随机误差的定量表示。

复现性 在不同的实验室中各操作人员用同一方法对同一对象试验,各试验所得结果的随机误差的定量表示。

漂移 在稳态运行工况下,工况随时间而变化。

线性度 实测线性特性与理想线性特性间的最大偏差。

气缸 把气体能量转变为机械力和直线运动的装置。

有杆端 活塞杆伸出缸的一端。

无杆端 缸封闭的一端。

外伸行程 活塞杆向外移动的行程。

内缩行程 活塞杆向内移动的行程。

缓冲 活塞接近行程终点时,使其减速的方法。可以是固定缓冲,也可以是可调缓冲。

行程 活塞从一端移到另一端的位移距离。

输出功率 由活塞杆传递的机械功率。

总效率(缸) 输出机械功率与输入功率的比值。

输出力效率 有效输出力与理论输出力之间的比值。

外伸行程时间 在空载或规定负载下,外伸行程从开始到终止所需的时间。

内缩行程时间 在空载或规定负载下,内缩行程从开始到终止所需的时间。

缸响应时间 在规定工况下,压力开始升高为起点,活塞开始移动为终点。

活塞杆连接 由活塞杆传递力的方式。如螺纹、销轴、耳轴、耳环等连接方式。

增压器 把某初级流体系统工作压力转换为次级流体系统较高工作压力的装置。两种系统可以用同样的或不同的流体。

增压比 次级压力与初级压力或初级流量与次级流量的比值。

气动-液压缸;气-液缸 将功率从一种介质(气体)未经增压传递给另一种介质(液体)的装置。

阻尼缸 用作气缸调速的液压阻尼装置。

阀 用来调节流体传动回路中流体方向、压力、流量的装置。

先导阀 操纵或控制其他阀的阀。

阀响应时间 先导压力升(降)至某给定点的时刻为起始点,输出压力或流量达到某给定值的时刻为完成点。

切换压力 引起出口处状态变化的最低先导压力。

切换时间 控制压力或先导压力达到切换压力值为起始点,输出压力达到某给定值时为完成点。

切换特性 输出量与控制量的函数曲线。

放大 输出讯号变量与控制讯号变量之间的比值(仅适用于模拟元件)。

功率放大 输出功率变化与相应的输入(控制)功率变化之间的比值(仅用于模拟元件)。

方向控制阀 连通或控制流体流动方向的阀。

滑阀 借助于可移动的滑动件接通或切断流道的阀。移动可以是轴向、旋转或两者兼有。

平板式滑阀 借助平面滑块的移动来实现换向的阀。

圆柱滑阀 借助圆柱形阀芯的移动来实现换向的阀。

座阀 由阀芯提升或降下来开启或关闭流道的阀。

阀芯 借助它的移动来实现方向控制、压力控制或流量控制的基本功能的阀零件。

阀芯位置 阀芯所处的位置。

单向阀 只允许流体一个方向流动的阀。

梭阀 具有两个进口和一个公共出口,在进口压力的作用下,出口自动地与其中一个进口接通的阀。

快速排气阀 进口气压降低时,出口自动开启并排气的阀。

压力控制阀 基本功能为调节压力的阀。

溢流阀 当所要求的压力达到时,通过排出流体来维持该压力的阀。

顺序阀 当进口压力超过调定值时阀开启,允许流体流经出口的阀(实际调整值不受出口压力的影响)。

减压阀 出口压力始终低于进口压力,并当进口压力变化或出口流量变化时,出口压力能基本保持不变的压力控制阀。

流量控制阀 主要功能为控制流量的阀。

单向节流阀 允许沿一个方向畅通流动而另一个方向节流的阀。节流通道可以是固定的或可变的。

射流技术 以流体为能源,用不带可动件的元件来进行信号检测、数据处理和能量控制

的流体传动技术。

可动逻辑元件 用带有可动件的流体逻辑元件。

流阻 压降和稳态质量流量的比值。

流导 稳态质量流量和压降的比值(流阻的倒数)。

流感 压降与质量流量变化率之比。

流容 质量流量与压降变化率之比。

噪声 信号的随机波动可能引起回路中出现不希望的寄生信号。

输入阻抗 在输入口处测得的阻抗。

输出阻抗 在输出口处测得的阻抗。

有源元件 需要供给与输出信号值无关的动力源的元件。

无源元件 不带动力源的元件,输出功率只来自输入信号。

射流放大器 用于射流系统的放大器。

数字放大器 随着控制信号的作用,输出为断续阶跃变化的放大器。

模拟放大器 随着控制信号的作用,输出为连续变化的放大器。

射流 从孔口射出的流体。

自由射流 不受周围环境影响的射流。

约束射流 受周围环境影响的射流。

主射流 从射流元件的喷嘴或供给通道发射出的层流或紊流射流。

柯安达效应(附壁效应) 紊流射流对相邻壁(可能是曲面)的附着现象。

附壁型放大器 以主射流附壁为工作原理的放大器。附壁射流可用一个或多个输入信号控制。

紊流放大器 用一个或多个控制信号将自由层流射流转变为紊流的放大器。

动量放大器 基于主射流和控制射流的动量相互作用为工作原理的放大器。

涡流放大器 通过涡流压降调制主射流作为工作原理的放大器。

对冲放大器 以控制两对置主射流对冲面位置来控制输出功率的放大器。

互作用区 主射流受一个或多个控制射流作用的腔室。

分流劈 流体放大器中分割不同输出的部分。

深宽比 喷嘴深度与宽度的比值。

流体二极管 在流体流动通道的一个方向阻力极大,而相反方向阻力很小的元件。

转换元件(接口元件) 不同类型或等级的能量间转换信息的元件。

传感器 在外界工况改变时,能对系统变化进行检测和传递的元件。

负载曲线 输出压力表示为输出流量的函数曲线。该曲线斜率就是输出阻抗。

截流压力(盲端压力) 设有流量时的输出压力。

压力恢复率 输出压力与输入压力的比值。

流量恢复率 出口处空载流量与输入流量的比值。

压力增益 在设定点,输出压力变化与控制压力变化的比值。

流量增益 在设定点,输出流量变化与控制流量变化的比值。

功率增益 在设定点,输出功率变化与控制功率变化的比值。

输出能力 由一个元件输出能控制相同元件的数量。

输入能力 一个元件的有效控制输入数量。

声频噪声 由外界声响干扰产生的寄生信号。

信噪比 信号值与噪声值的比。

伺服阀 接受模拟量控制信号并输出相应模拟量流体的阀。

输出级 伺服阀中起放大作用的最后一级。

喷嘴挡板 喷嘴和挡板形成可变间隙以控制通过喷嘴的流量。

线圈电阻 在规定温度下的线圈直流电阻。

颤振 高频小振幅的周期电信号。有时叠加在伺服阀输入端以改善系统分辨率。颤振用颤振频率和以毫安为单位的峰值颤振电流振幅来表示。

流量曲线 表示控制流量与输入信号关系的图形。

遮盖 在滑阀中,阀芯处于零位时,固定节流棱边和可动节流棱边之间的相对轴向位置关系。

负遮盖 阀芯处于零位,固定节流棱边和可动节流棱边不重合,两个或多个节流棱边之间已存在流体通道的遮盖状态。

正遮盖 阀芯处于零位,固定节流棱边和可动节流棱边不重合,节流棱边之间必须产生相对位移后才形成流体通道的遮盖状态。

阀芯位移 阀芯沿任一方向相对于几何零位的位移。

开口 固定节流棱边和可动节流棱边之间的距离。

频率响应 当信号电流在一定频率范围内按正弦规律变化时,控制流量对输入信号的复数比。频率响应通常在输入信号幅值恒定和负载压差为零的条件下测定,并用幅值比和相位移表示。阀的频率响应可随输入信号幅值、温度、能源压力和其他工作条件而变化。

幅值比 在特定频率下,控制流量幅值与正弦输入信号幅值比。通常使用在同一输入信号下某一规定低频作为基准进行归一化。

相位移 在某一规定频率下,正弦输出跟随正弦输入信号的瞬态时间的度量。通常用输入和输出间的矢量角,以度表示。

传递函数 用卡尔森微分方程或拉普拉斯算式表示,描述在零负载时控制流量与输入信号的相互关系。

供气源 产生和供给压缩空气的能源。

硬管 用以联结固定装置的金属或塑料管。

软管 塑料或橡胶制的柔性管。

气罐 储存压缩空气或气体的容器。

空气过滤器 基本功能是阻挡空气中污染物进入系统或元件及除去水分的装置。

分离器 利用物理性质来分离污染物的装置。

除油器 从压缩空气中除去油液的分离器。

空气干燥器 用以降低工作介质中湿蒸气含量的装置。

制冷式干燥器 利用制冷压缩机和热交换器来降低空气温度,使湿气分离的干燥器。

吸附式干燥器 利用专用的吸湿剂的吸收性能来分离湿气的干燥器。

再生式干燥器 不需更换干燥剂能恢复分离湿气能力的干燥器。

加热再生 应用加热法除去饱和的干燥剂所吸收的湿气。

无热再生;非加热再生 用干燥压缩空气经含湿干燥剂膨胀至大气压以除去其中湿气。

油雾器 将一定数量(可控或不可控)润滑剂以雾状注入工作介质的装置。

热交换器 通过与其他流体热交换以降低、保持或升高工作介质温度的装置。

冷却器 从工作介质吸取热量的装置。

气动消声器 降低进气或排气噪声级的装置。

过滤器 主要功能是从工作介质中截留污染物的装置。

滤芯 实现截留污染物的零件或部件。

堵塞 由于截留液体或固体颗粒使过滤材料逐渐或突然变成淤塞的现象。

过滤精度 用以表示过滤精度等级的名义微米值。

过滤器最大允许压降 流体沿正常流动方向流经过滤器,不产生滤芯结构或滤芯材料损坏,或污染物明显转移的最大压降。

密封件 密封装置中可更换的起密封作用的零件。

动密封件 用在相对运动零件间的密封装置中的密封件。

静密封件 用在相对静止零件间的密封装置中的密封件。

复合密封件 由不同材料组成的密封装置中的组合密封装置。

丁腈橡胶密封件 由丁二烯和丙烯腈的共聚物组成的密封件(耐油能力随共聚物中丙烯腈含量而变化)。

聚氨酯密封件 主要由氨基甲酸酯基团材料制成的密封件,具有良好的耐油性和耐磨性。但在中等温度下遇水容易衰变。

聚四氟乙烯(PTFE)密封件 由热塑性聚合物制成的密封件,这类材料几乎耐一切化学侵蚀,而且使用温度范围很广,摩擦因数很低,但弹性差,仅有中等程度复原能力。

尼龙密封件 为聚酰胺塑性材料,特点是机械强度高和耐磨性好。

机械控制 用机械零件,如轴、凸轮、杠杆等操纵的控制方法。

压力控制 靠压力控制管路中的流体压力变化来操作的控制方法。

气动控制 使用在压力控制管路中空气的压力控制。

电气控制 利用电气状态变化操作的控制方法。

辅助控制 安装在阀门上,能提供另一种可供选择的控制(通常为手动)方法。

压力表 通常为机械指针指示刻度以表示流体压力的仪表。

(电气)压力传感器 将流体压力转换成电气信号的器件。

流量计 指示流量的装置。

液位计 指示液位高低的装置。

压力开关;压力继电器 由流体压力控制带电气开关的器件。当达到预先规定的流体压力时,电气开关的触点动作。

气动延时器;气动时间继电器 如将连续的气动信号加到输入端(或从输入端去除),经过预先规定的时间后,输出端将产生一个信号的装置。延迟时间可以是固定的,也可以是可调的。

脉冲发生器 如将连续气动信号加到输入端,输出端将产生重复脉冲的装置。

压力表阻尼器 利用压力表管路中所插入的固定式或可变节流装置,以防止由于流体压力急剧变动而损坏仪表的装置。

压力表保护器 压力表管路中所插入的装置,当流体压力超过预先规定的极限值时,使压力表与流体压力切断。通常该装置可调以适应压力表的量程。

调节器 检测流体状态的变化并自动进行调整使流体状态(如温度、压力等)保持在预定限度内的装置。

组件 用以实现所需功能的元件组合。

压缩机站 由电动机、压缩机、气罐、调压阀等组成的组件。

气动卸载装置 当预定压力达到时使压缩机在空载情况下运行的装置。

气动循环程序控制器 由一个程序控制器及其所控制的一定数目的阀所组成的装置,以完成规定的重复动作,该程序可以是固定的,也可以是可变的。

空气处理装置 由过滤器、带压力表的减压阀和油雾器所组成的处理单元,使输出的气体保持在适合的状态。

制冷冷却 利用制冷技术的冷却系统。

空气干燥器 除去空气中的水分,以得到干燥空气的机器。

调试 按规定的技术要求,对系统或装置进行首次调整、试验和运行的操作顺序。功能试验包括所需技术要求的极限工况。

性能说明书 详细说明一台设备、成套系统或装置的功能要求,以及使用时的环境条件,包括其使用场合的特殊或专门条件的文件。应给出足够的细节使制造厂选择适当的材料和元件以满足要求,也可使用户断定该产品是否能够提供他所满意的性能指标。

系统说明书 详细说明单台设备、成套系统或装置的材料、工作性能和标准以满足产品性能说明书的文件。

安装手册 详细记载新设备或装置调试和运行时所必需的材料和维修、安装设施、部件相互配置及联接装置的手段的文件。

操作手册 详细说明在完成符合要求的安装和调试之后,为确保设备的正确使用和运行所应采取的操作、调节和检查步骤的技术文件。

维修手册 详细记载为使一台设备、一套机械或系统保持良好工作状态所应遵循的规程和方法的技术文件。它详细说明了周期性检查、更换零件、润滑剂种类、保护措施及每次检查的周期。

污染 液体和气体介质中混入或出现污染物或不希望发生的变化。

污染物 存在于液体和气体中的有害固体、液体或气体物质。

颗粒 存在于流体中的固体(或液体)微小物质。如灰尘、纤维、金属、油雾粒子等。

阻塞 由于截留液体或固体颗粒使过滤材料逐渐或突然变成淤塞的现象。

质量污染度 包含在单位流体体积中的颗粒质量数。

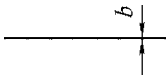
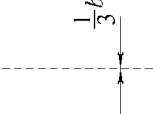
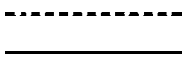
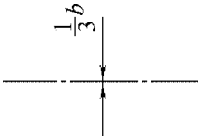
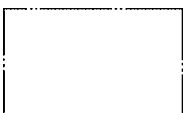
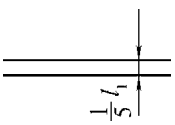
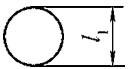
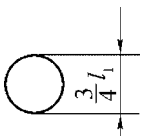
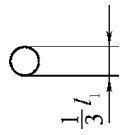
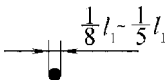
12.2 气动液压图形符号及新旧符号对照

12.2.1 符号要素和功能要素

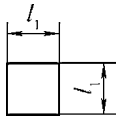
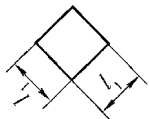
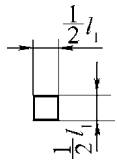
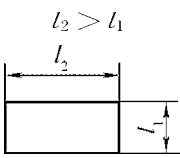
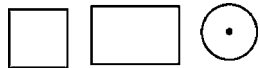
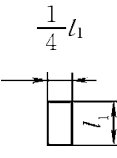
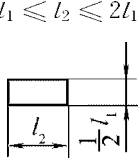
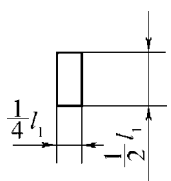
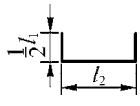
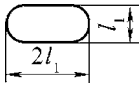
气动和液压元件的图形符号是由符号要素和功能要素构成的。为突出其作用,在新标准 GB786.1—93《液压气动图形符号》中单独列出条款,与原 GB786—76 中的基本符号一节相比,定义清楚,它们在符号构成中的作用明确,使绘制图形符号易于统一。本节摘录了 GB786.1—93 中与气动有关的部分符号,详细请查阅[16]。

(1) 符号要素 用符号来表示元(辅)件、装置、管路等所采用的基本图线或图形。

表 12-1 符号要素对照表

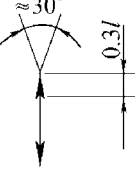
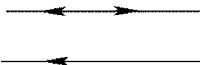
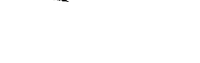
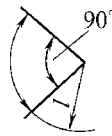
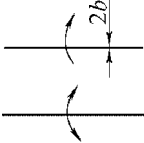
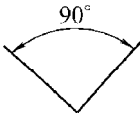
新标准(GB786, 1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
实线 表示工作管路、控制 供给管路、回油管路、电 气线路	 宽度 b 按 GB4457.4 规定	粗实线 工作管路	 b 按 GB126—74 中表 3 规定
虚线 表示控制管路、泄油 或放气管路、过滤器、过 渡位置		虚线 控制管路 细实线 泄漏管路	
点划线 表示组合元件框线		双点划线 组件范围线	 按 GB126—74 中表 3 规定
双线 表示机械连接的轴、 操纵杆、活塞杆等	 l_1 为基本尺寸,如表示泵、马达 等的大圆的直径		
大圆 表示一般能量转换元 件(如泵、马达、压缩机 等)		圆形符号 用于绘制泵、马达、压 力源、仪表等元件的符 号	
中圆 表示测量仪表			
小圆 表示单向元件、旋转 接头、机械铰链、滚轮			
圆点 表示管路连接点,滚 轮轴		管路连接点	 $d=(3\sim 5)b$
半圆 表示限定旋转角度的 马达或泵			

(续表)

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
正方形 1. 表示控制元件、除电动机外的原动机			
		过滤、冷却等元件基本符号	
			
长方形 1. 表示缸、阀		阀的轮廓符号	
			
			
			
半矩形 表示油箱		油箱、补油器等符号	
囊形 表示压力油箱、气罐、蓄能器、辅助气瓶			

(2) 功能要素 用符号来表示元件、装置的功能或动作所采用的基本图线或图形。

表 12-2 功能要素对照表

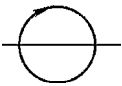
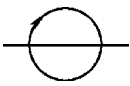
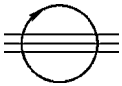
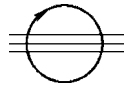
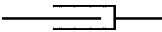
新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
正三角形 表示传压方向, 流体种类	实心表示液压  空心表示气动, 也可表示排气 	传压方向	实心表示液体  空心表示气体 
直箭头或斜箭头 表示直线运动、流体流过阀的通路和方向、热流方向	    l 为基本尺寸	流动方向	 
长斜箭头 可调性符号(表示可调节的泵、弹簧、电磁铁等)		可调性符号	
弧线箭头 表示旋转运动方向	 	轴转动方向	
电气符号			
封闭油、气路符号			
电磁操纵器			
温度指示或温度控制			
原动机			
弹簧		弹簧	
节流孔			
单向阀阀座的简化符号			
固定符号	 	固定符号	 

12.2.2 管路、管路连接口和接头

表 12-3 管路、管路连接口和接头符号对照表

新标准(GB786, 1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
连接管路		连接管路	
交叉管路		交叉管路	
柔性管路		软管连接	
连续放气装置		放气装置	
间断放气装置			
单向放气装置			
		堵头	
		压力接点	
不带连接措施的排气口		排气口	
带连接措施的排气口		引出排气口	
不带单向阀快换接头		一般快速接头	
		一般快速接头组	
带单向阀快换接头		带单向元件快速接头	
		带一个单向元件的快速接头组	
		带两个单向元件的快速接头组	

(续表)

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
单通路旋转接头		有一条通路的回转接头	
三通路旋转接头		有三条通路的回转接头	
		伸缩接头	

12.2.3 控制机构和控制方法

新标准对控制机构和控制方法的绘制方法作了如下规定：

12.2.3.1 单一控制机构符号

- 1) 阀的控制机构符号可以绘在阀的长方形符号端部的任意位置上(见图 12-1)。
- 2) 表示可调节元件的箭头可以延长或转折,与控制机构符号相连(见图 12-2)。



图 12-1

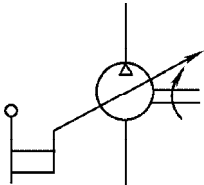


图 12-2

3) 双向控制的控制机构符号,原则上只需绘制一个(见图 12-3(a))。但当双作用电磁铁的控制符号必须表示电信号和阀的位置关系时,不采用图 12-3(b)所示双作用电磁铁符号,而采用两个单作用电磁铁符号(图 12-3(c))。

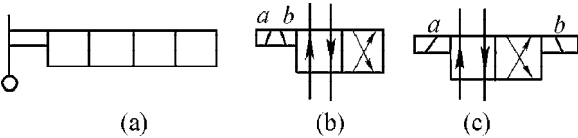


图 12-3

12.2.3.2 复合控制机构符号

1) 三位或三位以上阀的中位控制符号,绘在该中位符号的长方形边框线向上或向下的延长线上(见图 12-4)。在不被误解时,三位阀的中位控制符号也可绘在该阀符号的端线上(见图 12-5)。

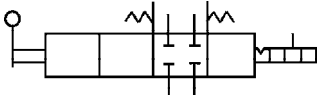


图 12-4

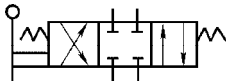


图 12-5

压力对中时,可将功能要素的正三角形符号绘在该阀符号的端线上(见图 12-6)。

2) 先导控制(间接压力控制)元件中的内部控制管路和内部泄油管路,在简化符号中可省略(见图 12-7)。

先导控制元件中的单一外部控制管路和外部泄油管路,仅绘在简化符号的一端。元件

符号必须绘出所有外部连接口(见图 12-8)。

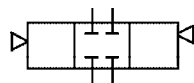


图 12-6

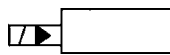


图 12-7

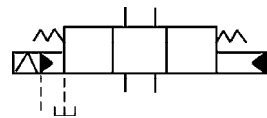


图 12-8

3) 选择控制的控制符号并列绘制。必要时也可绘在相应长方形边框线的延长线上(见图 12-9)。

4) 顺序控制的控制符号按顺序依次排列(见图 12-7,图 12-10)。

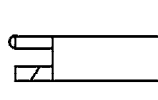


图 12-9

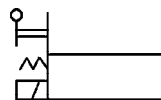


图 12-10

表 12-4 控制机构和控制方法符号对照表

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
直线运动的杆	 箭头可省		
旋转运动的轴	 箭头可省		
定位装置		定位机构	 缺口数按 定位数定
锁定装置	 ※ 为开锁的控制方法符号	锁紧机构	
弹跳机构		弹跳机构	
人力控制的一般符号			
按钮式		按钮式	
拉钮式			
按-拉式			
手柄式		手柄式	

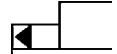
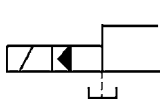
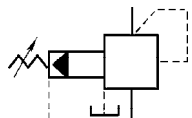
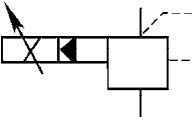
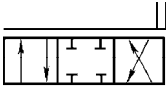
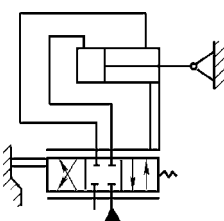
(续表)

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
单向踏板式		脚踏式	
双向踏板式			
		转动式	
顶杆式		顶杆式	
可变行程控制式			
弹簧式		弹簧式	
滚轮式		滚轮式	
单向滚轮式		可通过滚轮式	
		离心式	
直线运动电气控制装置(电磁铁或力矩马达等) 1. 单作用电磁铁 2. 单作用可调电磁操纵器(比例电磁铁,力矩马达等) 3. 双作用电磁铁 4. 双作用可调电磁操纵器(力矩马达)	 电气引线可省略,斜线也可朝向右下方	电磁控制 单线圈式	
		单线圈可调式	
		双线圈式	
		差动线圈式	
		双线圈可调式	
		差动线圈可调式	

(续表)

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
旋转运动电气控制装置		电动机控制	
		1. 交流单向旋转式	
		2. 直流双向旋转式	
		伺服控制	
直接压力控制		液(气)压控制	直控式
1. 加压或卸压控制			
2. 差动控制			
3. 内部压力控制			
4. 外部压力控制			
先导控制(间接压力控制)		先导控制	加压控制
加压控制:			
1. 气压先导控制(内部压力控制)			
2. 液压先导控制(外部压力控制)			
3. 二级液压先导控制(内部压力控制, 内部泄油)			
4. 气-液先导控制(气压外部压力控制, 液压内部压力控制, 外部泄油)			
5. 电-液先导控制(单作用电磁铁一次控制, 液压外部压力控制, 内部泄油)			
6. 电-气先导控制(单作用电磁铁一次控制, 气压外部压力控制)			

(续表)

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
卸压控制: 1. 液压先导控制(内部压力控制)			
	内部泄油		
			
	带遥控泄油油口		
			
2. 电-液先导控制 (单作用电磁铁一次控制,外部压力控制,外部泄油)		卸压控制	
3. 先导型压力控制 阀(带压力调节弹簧,外部泄油,带遥控泄油口)			
4. 先导型比例电磁 式压力控制阀(单作用 比例电磁操纵,内部泄 油)			
反馈控制 1. 一般符号		机械反馈机构	
2. 电反馈(电位器, 差动变压器等位置检 测)			
3. 内反馈(机械反 馈-随动阀仿形控制回 路)			

12.2.4 旋转式能量转换元件——泵和马达

新标准对旋转式能量转换元件的旋转方向和控制位置的标注规则作了如下规定:

12.2.4.1 旋转方向

旋转方向用从功率输入端指向功率输出端的围绕主符号的同心箭头表示。
双向旋转的元件,只需标注其中一个旋转方向。通轴式元件应选定轴的一端。
泵(或泵-马达)的旋转方向,用从传动轴指向输出管路的箭头表示。
马达的旋转方向用从输入管路指向传动轴的箭头表示。

12.2.4.2 控制位置

控制位置用位置指示线及其上的标注表示。
控制位置指示线为垂直于可调节箭头的一根直线。其交点即为元件的静止位置。
控制位置用 M, ϕ , N 表示, ϕ 表示零排量位置,M 和 N 表示最大排量的极限控制位置。

12.2.4.3 旋转方向和控制位置的关系

当必须表示旋转方向和控制位置的关系时,要将控制位置的标注,写在表示旋转方向的同心箭头的顶端附近。

两个旋转方向的控制特性不同时,应在旋转方向的箭头顶端附近分别标注不同特性。

12.2.4.4 符号举例

泵和马达的旋转方向、流动方向和控制位置的标注规则符号举例见表 12-5(1);泵和马达对照见表 12-5(2):

表 12-5(1) 符号举例

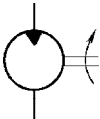
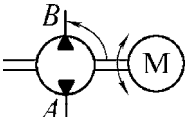
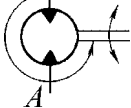
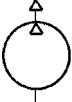
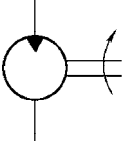
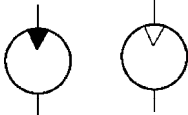
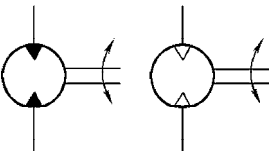
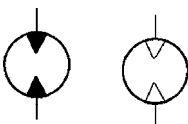
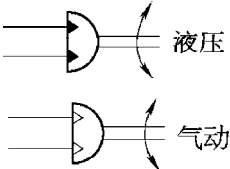
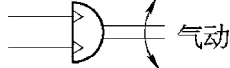
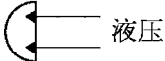
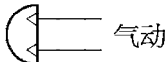
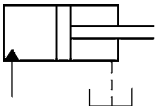
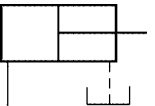
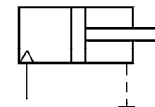
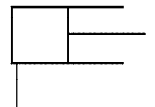
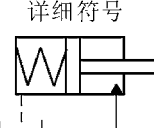
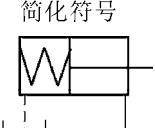
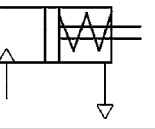
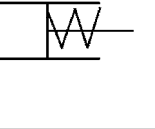
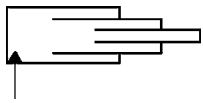
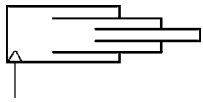
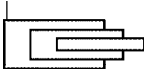
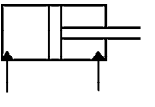
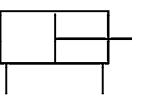
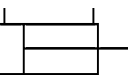
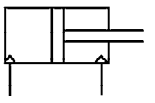
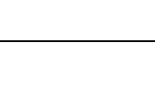
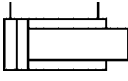
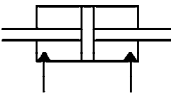
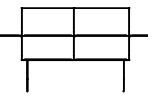
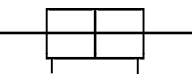
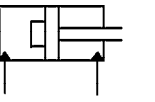
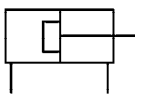
序 号	名 称	符 号	备 注
1	定量液压马达		单方向旋转,不指示和流动方向有关的旋转方向箭头
2	定量液压泵或马达 (1)可逆式旋转泵		双向旋转,双出轴,输入轴左向旋转时,B口为输出口
	(2)可逆式旋转马达		B口为输入口时,输出轴左向旋转

表 12-5(2) 泵和马达对照表

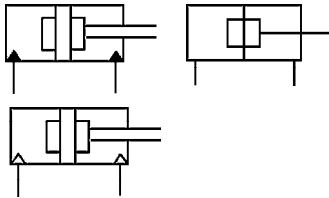
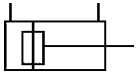
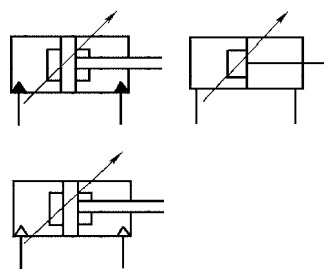
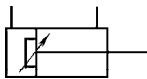
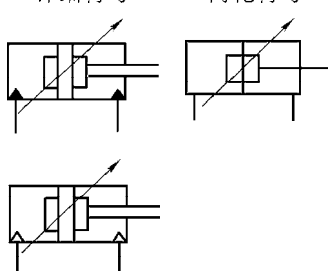
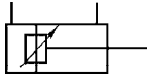
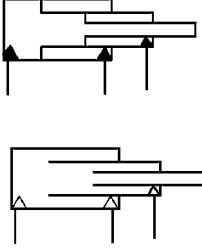
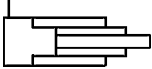
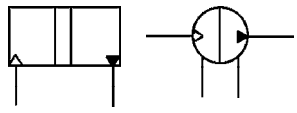
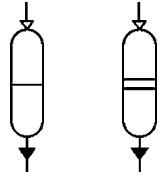
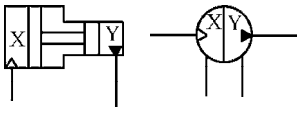
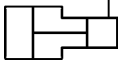
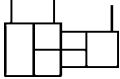
新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
		空气压缩机	
		真空泵	
定量马达 1. 单向定量马达		定量马达 1. 单向定量马达	
2. 双向定量马达		2. 双向定量马达	
摆动马达	 液压  气动	摆动马达	 液压  气动

12.2.5 缸和特殊能量转换器

表 12-6 缸和特殊能量转换器符号对照表

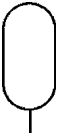
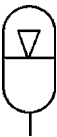
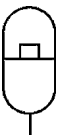
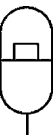
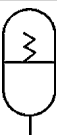
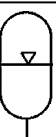
新标准(GB786, 1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
单作用缸 1. 单活塞杆缸	详细符号  简化符号 	单作用缸 1. 柱塞式缸	
	详细符号  简化符号 	2. 活塞式缸	
	详细符号  简化符号 	3. 弹簧复位缸	
	详细符号  简化符号 	4. 薄膜式缸	
	 液压  气动	5. 伸缩式套筒缸	
双作用缸 1. 单活塞杆缸	 	双作用缸 1. 单活塞杆缸	
	 	2. 差动式缸	
	 	3. 双活塞杆缸	
	 	4. 不可调单向缓冲式缸	

(续表)

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
4. 不可调双向缓冲缸	详细符号 简化符号 	5. 不可调双向缓冲式缸	
5. 可调单向缓冲缸	详细符号 简化符号 	6. 可调单向缓冲式缸	
6. 可调双向缓冲缸	详细符号 简化符号 	7. 可调双向缓冲式缸	
7. 伸缩缸(双作用)		8. 伸缩式套筒缸(双作用)	
气液转换器	单程作用 连续作用 	气液传送器	 非隔离式 隔离式
增压器	单程作用 连续作用 	增压缸	相同介质增压缸  不同介质增压缸 

12.2.6 能量储存器

表 12-7 能量储存器(蓄能器、辅助气瓶、气罐)符号对照表

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
蓄能器		蓄能器	
1. 一般符号		1. 一般符号	
2. 气体隔离式		2. 隔离式气体蓄能器	
3. 重锤式		3. 重锤式蓄能器	
4. 弹簧式		4. 弹簧式蓄能器	
		5. 非隔离式气体蓄能器	
辅助气瓶			
气罐		气罐	

12.2.7 动力源

表 12-8 动力源符号对照表

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名 称	符 号	名 称	符 号
液压源(一般符号) 气压源(一般符号)	 	压力源	 液压源  气压源
电动机		电动机	 交流电动机  直流变速电动机
原动机		其他原动机	 * 表示原动机的种类名称

12.2.8 能量控制和调节元件

新标准规定的能量控制和调节元件的绘制规则如下：

1) 能量控制和调节元件的符号由一个长方形(包括正方形,下同)或相互邻接的几个长方形构成(见图 12-11)。

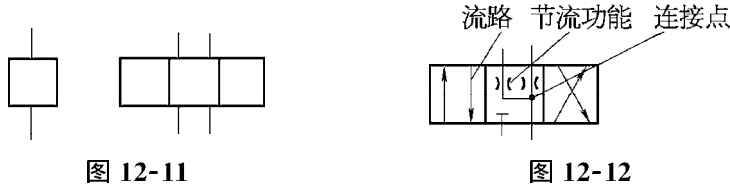


图 12-11

图 12-12

2) 流道、连接点、单向及节流等的功能符号,除另有规定者外,均绘在相应的主符号中(见图 12-12)。

3) 外部连接口的绘制要求见图 12-13。

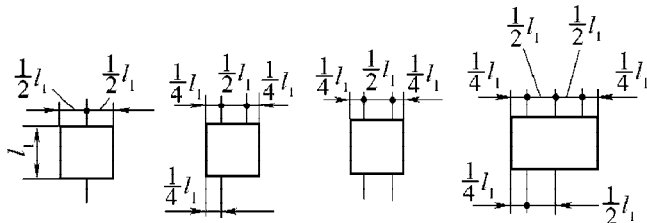


图 12-13

4) 泄油管路符号绘在长方形的顶角处;旋转式能量转换元件的泄油管路符号绘在与主管路符号成 45°角的方向和主符号相交(见图 12-14)。

5) 过渡位置的绘制如图 12-15,把相邻动作位置的长方形拉开,其间的上下边框用虚线绘制。

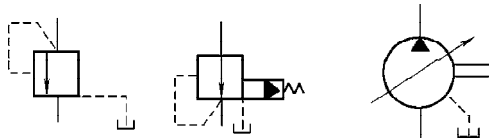


图 12-14



图 12-15

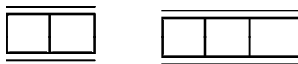


图 12-16

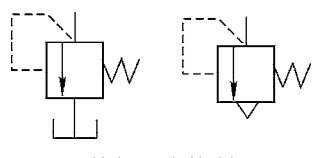
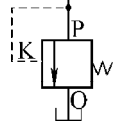
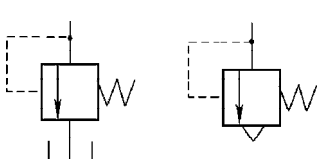
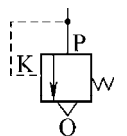
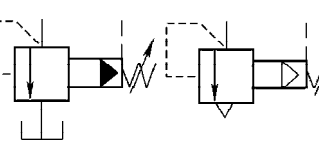
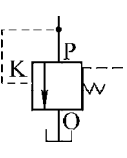
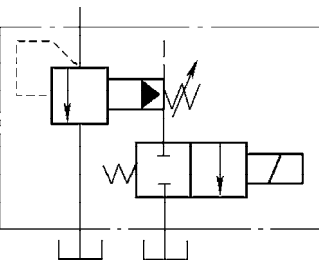
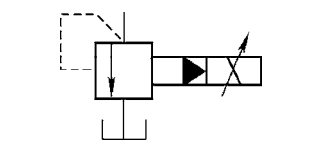
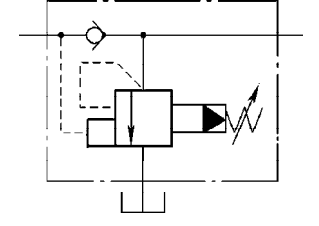
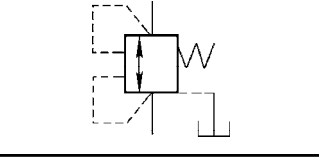
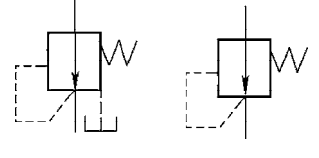
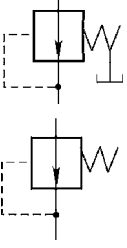
6) 具有数个不同动作位置及节流程度连续变化的中间位置的阀的符号,在长方形上下外侧画平行线来表示(见图 12-16)。

具有两个不同动作位置的阀,可用表 12-9 所列的一般符号表示。表示流动方向的箭头应绘在符号中。

表 12-9 阀的动作位置符号对照表

名 称	详细符号	一般符号	备 注
三通阀			常 闭 可变节流
三通阀			常 开 可变节流
三通阀			常 开 可变节流

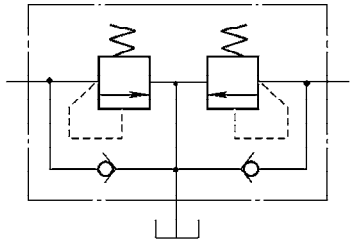
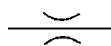
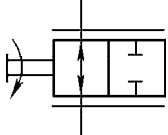
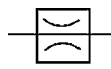
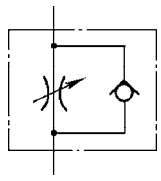
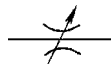
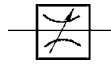
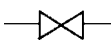
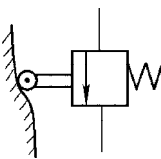
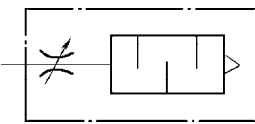
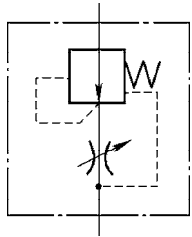
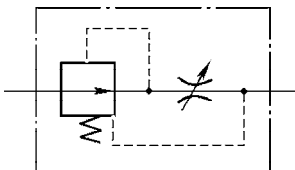
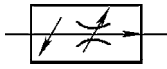
表 12-10 常用控制阀符号对照表

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
溢流阀 1. 一般符号或直动型溢流阀	内部压力控制 	溢流阀 1. 一般符号 在符号上须标注通道性质时,可标在通路旁边。 压力腔— P 、 $P_1 \dots$ 回油腔— O 、 $O_1 \dots$ 控制腔— K 、 $K_1 \dots$	
	外部压力控制 		
2. 先导型溢流阀			
3. 先导型电磁溢流阀			
4. 先导型比例电磁溢流阀			
5. 卸荷溢流阀			
6. 双向溢流阀			
减压阀 1. 一般符号或直动型减压阀		减压阀 1. 定压减压阀	

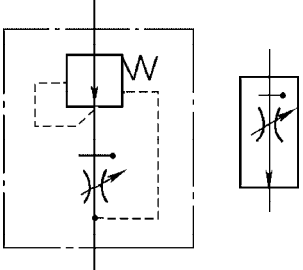
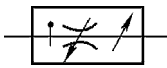
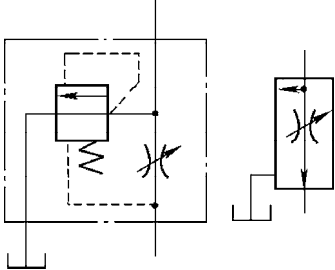
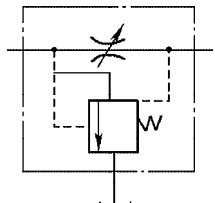
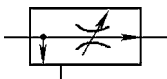
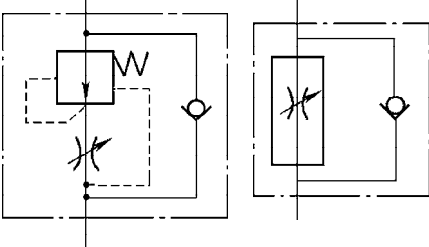
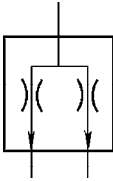
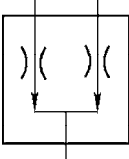
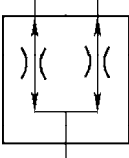
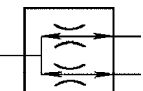
(续表)

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
2. 先导型减压阀			
3. 溢流减压阀		2. 带溢流阀的定压减压阀	
4. 先导型比例电磁式溢流减压阀			
5. 定比减压阀		3. 定比减压阀	
6. 定差减压阀		4. 定差减压阀	
顺序阀 1. 一般符号或直动型顺序阀		顺序阀 一般符号	
2. 先导型顺序阀			
3. 平衡阀(单向顺序阀)			
卸荷阀 一般符号或直动型卸荷阀		卸荷阀	

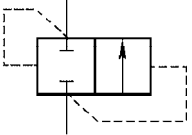
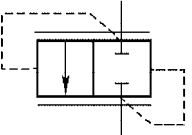
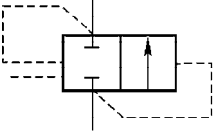
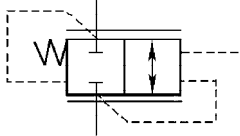
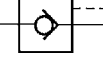
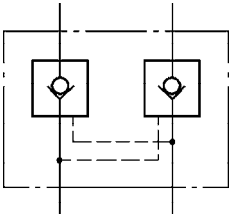
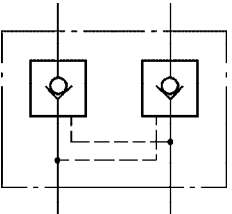
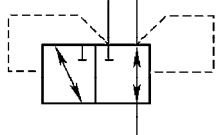
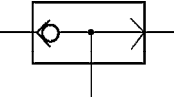
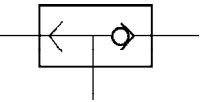
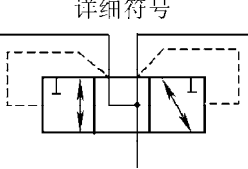
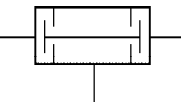
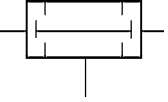
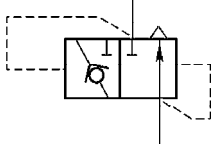
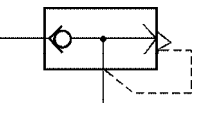
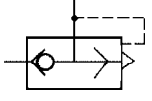
(续表)

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
制动阀			
节流阀 1. 不可调节流阀		节流阀 1. 固定节流器	
2. 可调节流阀	详细符号  简化符号 	2. 固定式节流阀	
3. 可调单向节流阀		3. 可调节流器	
		4. 可调式节流阀	
截止阀		开关	
滚轮控制可调节流阀			
带消声器的节流阀			
调速阀 1. 一般符号	详细符号  简化符号 	调速阀	详细符号  简化符号 

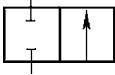
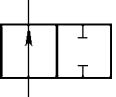
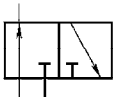
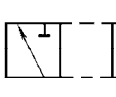
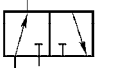
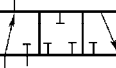
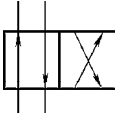
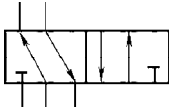
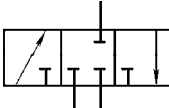
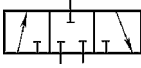
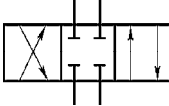
(续表)

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
2. 带温度补偿的调速阀	详细符号 简化符号 	温度补偿调速阀	
	详细符号 简化符号 	溢流节流阀	详细符号  简化符号 
	详细符号 简化符号 		
分流阀		分流阀	
集流阀		集流阀	
分流集流阀		分流-集流阀	

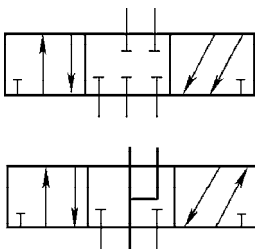
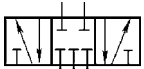
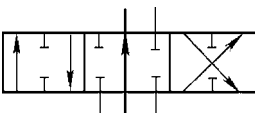
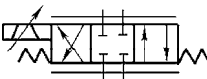
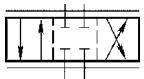
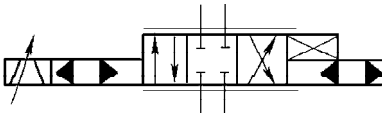
(续表)

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
单向阀	详细符号  简化符号 	单向元件	 与其他件组合使用
	 弹簧可省略	单向阀	
液控单向阀	  弹簧可省略	液(气)控单向阀	
液压锁		液压锁	
或门型梭阀	详细符号  简化符号 	梭阀	
与门型梭阀	详细符号  简化符号 	双压阀	
快速排气阀	详细符号  简化符号 	快速排气阀	

(续表)

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
换向阀 1. 二位三通换向阀	常闭  常开 	换向阀 1. 二位三通阀	常闭  常通 
2. 二位三通换向阀	  带中间过渡位置	2. 二位三通阀	  带中间过渡位置
3. 二位四通换向阀		3. 二位四通阀	
4. 二位五通换向阀		4. 二位五通阀	
5. 三位三通换向阀		5. 三位三通阀	
6. 三位四通换向阀		6. 三位四通阀	
三位四通换向阀 中位滑阀机能		三位四通滑阀机能 1)AB 连接(U 型)	A B  P O
		2)中间封闭(O 型)	
		3)PABO 连接(H 型)	
		4)PAO 连接(K 型)	
		5)PO 连接(M 型)	
		6)PABO 半开启连接(X 型)	
		7)ABO 半开启连接(Y-X 型)	
		8)PAB 连接(P 型)	

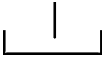
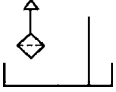
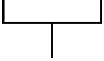
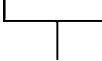
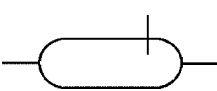
(续表)

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
三位四通换向阀 中位滑阀机能		9)BO 连接(J 型)	
		10)PA 连接(C 型)	
		11)AO 连接(N 型)	
		12)ABO 连接(Y 型)	
			
			
7. 三位五通换向阀		7. 三位五通阀	
8. 三位六通换向阀			
伺服阀 四通伺服阀		伺服阀 1. 三通伺服阀	
		2. 三通伺服阀	
		3. 四通伺服阀	
	 (三级电液伺服阀,带电反馈)		

12.2.9 流体储存和调节元件

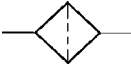
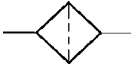
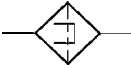
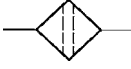
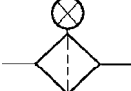
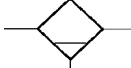
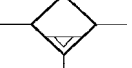
12.2.9.1 流体储存元件(油箱)

表 12-11 油箱符号对照表

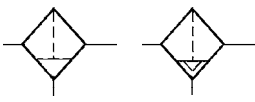
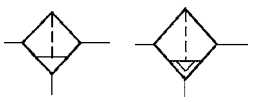
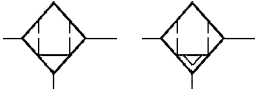
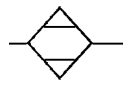
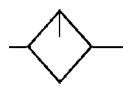
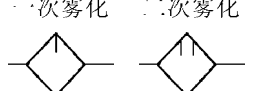
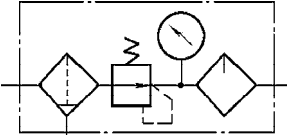
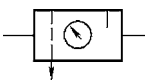
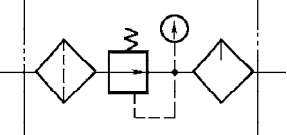
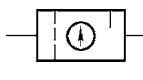
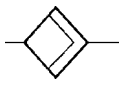
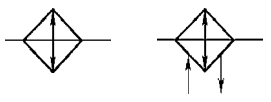
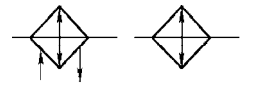
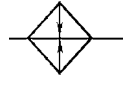
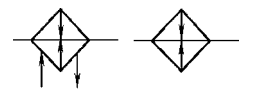
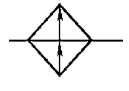
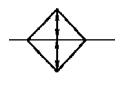
新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
通大气式油箱	管端在液面以上 	油箱	油管端部在油面之上 
	管端在液面以下,带空气滤清器 		油管端部在油面之下 
	管端连接于油箱底部 		油管接油箱底部 
	局部泄油或回油 		
密闭式油箱	 (三条油路)	充压油箱	

12.2.9.2 流体调节元件

表 12-12 流体调节元件符号对照表

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
过滤器 一般符号		过滤器 粗过滤器	
带磁性滤芯		精过滤器	
带污染指示器			
分水排水器	人工排出 自动排出  	水分离器	人工放水 自动放水  

(续表)

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
空气过滤器	人工排出 自动排出 	分水过滤器	人工放水 自动放水 
除油器	人工排出 自动排出 		
空气干燥器			
油雾器		油雾器	一次雾化 二次雾化 
气源调节装置	详细符号  简化符号 	过滤器—减压阀—油雾器	详细符号  简化符号 
		润滑注油器	
热交换器 1. 冷却器	一般符号 带冷却剂管路 	冷却器	 左图为带冷却介质通道的符号
		管路加热器	 左图为带加热介质通道的符号
		油温调节器	

12.2.9.3 检测器或指示器

表 12-13 检测器或指示器符号对照

新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
压力检测器			
1. 压力指示器			
2. 压力计		压力表	
		1. 指针式压力表	
		2. 带远程发送器的指针压力表	
		3. 带电接触点的指针压力表	
3. 压差计		4. 单指针差压表	
		5. 真空表	
脉冲计数器	 输出电信号 输出气信号		
液面计			
温度计		直读温度计	
		带电接点温度计	
流量检测器			
1. 检流计(液流指示器)			
2. 流量计		流量计	
3. 累计流量计			
转速仪		转速表	
转矩仪		转矩仪	

12.2.9.4 其他元器件

表 12-14 其他元器件符号对照表

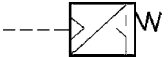
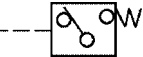
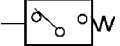
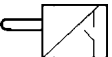
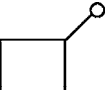
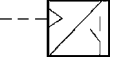
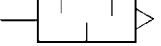
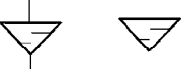
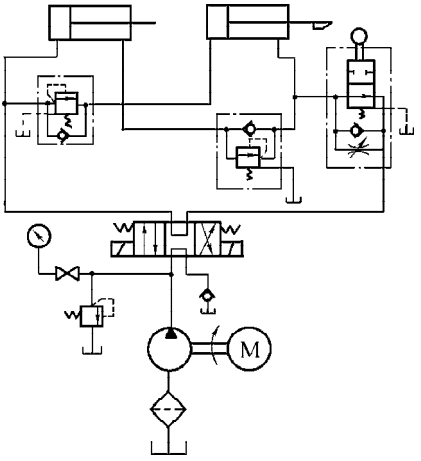
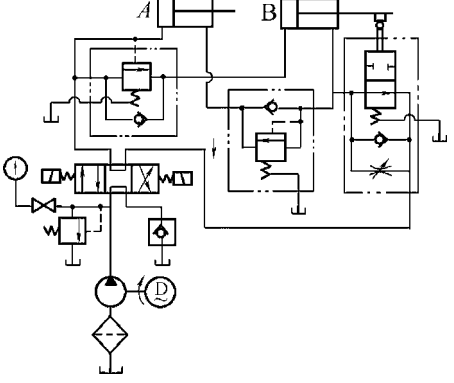
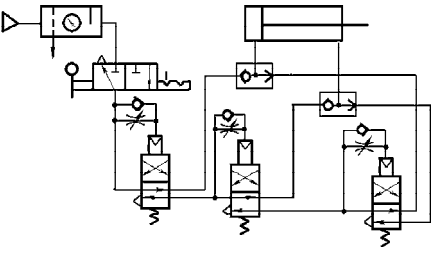
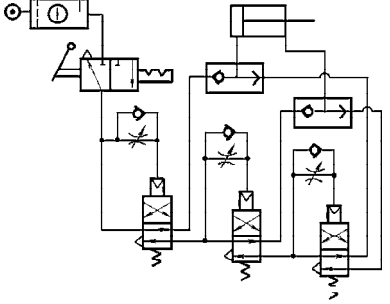
新标准(GB786.1)		旧标准(GB786)	
名称及说明	符 号	名称及说明	符 号
压力继电器	详细符号  一般符号 	压力继电器	
行程开关	详细符号  一般符号 		
模拟传感器	 (气动)		
消声器	 (气动)	消声器	 左图用于液压 右图用于气动
报警器	 (气动)		

表 12-15 液压和气动系统图例对比

名 称	新标准(GB786.1)	旧标准(GB786)
液压缸顺序控制系统图		
气缸两次往复动作回路		

附录

气动技术标准

附录 1 气动行业现行有效标准目录

1. GB/T786.1—1993(2001*) eqvISO1219-1:1991	液压气动图形符号
2. GB/T2346—2003 MODISO/P2944:2000	液压气动系统及元件 公称压力系列
3. GB/T2348—1993(2001*) neqISO3320:1987	液压气动系统及元件 缸内径及活塞杆外径
4. GB/T2349—1980(1997) eqvISO4393:1978	液压气动系统及元件 缸活塞行程系列
5. GB/T2350—1980(1997) eqvISO4395:1978	液压气动系统及元件 活塞杆螺纹型式和尺寸系列
6. GB/T2351—1993 neqISO4397:1978	液压气动系统用硬管外径和软管内径
7. GB/T3452.1—1992 neqISO3601-1:1988	液压气动用 O 形橡胶密封圈 尺寸系列及公差
8. GB/T3452.2—1987	O 形橡胶密封圈外观质量检验标准
9. GB/T3452.3—1988 neqISO/DIS3601-2	液压气动用 O 形橡胶密封圈 沟槽尺寸和设计计算准则
10. GB/T7932—2003 IDTISO4414:1998	气动系统 通用技术条件
11. GB/T7937—2002 neqISO4399:1995	液压气动管接头及其相关元件 公称压力系列
12. GB/T7938—1987 neqISO3322:1975	液压缸及气缸公称压力系列
13. GB/T7940.1—2001 idtISO5599-1:1989	气动 五气口方向控制阀 第 1 部分:不带电气接头的安装面
14. GB/T7940.2—2001 idtISO5599-2:1990	气动 五气口方向控制阀 第 2 部分:带电气接头的安装面
15. GB/T7940.3—2001	气动 五气口方向控制阀 第 3 部分:功能识别编码

idtISO5599-3:1990	体系
16. GB/T8102—1987 neqISO6432:1985	缸内径 8~25 mm 的单杆气缸 安装尺寸
17. GB/T8713—1988 neqISO4394-1:1980	液压和气动缸筒用精密内径无缝钢管
18. GB/T9094—1988(1997) eqvISO6099:1985	液压缸气缸 安装尺寸和安装型式代号
19. GB/T9880—1988 eqvISO3939:1977	液压气动用多层唇形密封组件测量叠层高度的方法
20. GB/T14038—1993(2001) neqISO7180:1986	气缸气口螺纹
21. GB/T14513—1993(2001)	气动元件 流量特性的测定
22. GB/T14514.1—1993(2001) neqJIS8381-85	气动管接头试验方法
23. GB/T14514.2—1993(2001) neqISO6150:1988	气动快换接头试验方法
24. GB/T17446—1998 idtISO5598:1985	流体传动系统及元件 术语
25. JB/T5923—1997 neqJIS B8377:1991	气动气缸技术条件
26. JB/T5967—1991(2001)	气动元件及系统用空气介质质量等级
27. JB/T6375—1992(2001)	气动阀用橡胶密封圈 尺寸系列和公差
28. JB/T6376—1992(2001)	气动阀用橡胶密封圈 沟槽尺寸和公差
29. JB/T6377—1992(2001)	气动气口连接螺纹型式和尺寸
30. JB/T6378—1992(2001)	气动换向阀 技术条件
31. JB/T6379—1992(2001) neqISO6431:1981	缸内径 32~320 mm 的可拆式单杆气缸 安装尺寸
32. JB/T6656—1993(2001)	气缸用密封圈安装沟槽型式、尺寸和公差
33. JB/T6657—1993(2001)	气缸用密封圈尺寸系列和公差
34. JB/T6658—1993(2001)	气动用 O 形橡胶密封圈 沟槽尺寸和公差
35. JB/T6659—1993(2001)	气动用 O 形橡胶密封圈 尺寸系列和公差
36. JB/T6660—1993(2001)	气动用橡胶密封件通用技术条件
37. JB/T7056—1993(2001)	气动管接头 通用技术条件
38. JB/T7057—1993(2001)	调速式气动管接头 技术条件
39. JB/T7058—1993(2001)	快换式气动管接头 技术条件
40. JB/T7373—1994	齿轮齿条摆动气缸
41. JB/T7374—1994	气动空气过滤器 技术条件
42. JB/T7375—1994	气动油雾器 技术条件
43. JB/T7376—1994	气动空气减压阀 技术条件

-
44. JB/T7373—1994(2001) eqvISO6430:1992	缸内径 32~250 mm 整体式单杆气缸安装尺寸
45. JB/T8884—1999** (JB/Z347—89)	气动元件产品型号编制方法
46. JB/T9157—1999	液压气动用球涨式堵头安装尺寸

注:1. 括号内为该项标准复审确认年代号。

2. **:此类标准仅重新更改了标准代号,内容仍按原文本未变。

3. idt—等同采用;

 mod(eqv)—修改采用;

 neq—非等效。

4. 以上标准截止到 2003 年 12 月为止。

附录2 气动系统通用技术条件

(GB/T7932—2003)

引言

在气动系统中,动力是通过闭合回路中压缩空气或其他(中性)气体来传递和控制的。

气动系统的应用,要求供需双方之间有透彻的理解和准确的沟通。制定本标准的目的是为了有助于这种理解和沟通。同时,也为气动系统的应用提供了许多有益的实践经验和资料。

本标准有助于:

- a) 对气动系统和气动元件的要求的确认,并予以规定;
- b) 对各自的责任范围的认定;
- c) 使系统及其元件的设计符合规定的要求;
- d) 对气动系统安全性要求的理解。

本标准所给出的通用技术条件,除已被纳入供需双方契约中的那些条款外,并不具有法律效力。同样,当供需双方起草合同协议条款时,也允许含有与本标准不一致的那些气动条款。必须注意供需双方在起草文件时,应符合国家或当地政府的法规和法律。

带有动词“应”的通用技术条件是来自于很好的工程实践的建议,普遍适用并很少例外。在文中用到“宜”的条款,并不是表示供选择,而是可能会由于某种过程、环境条件或设备的规格的特殊性而需适当地修正。

文中带有“*”标记的标题或内容部分,表示需要供需双方协商来确定要求和(或)责任的分条款,这些分条款也在附录A中列出。

1 范围

本标准规定了在工业生产过程中使用的气动系统的通用技术条件。以此作为对供需双方的一种指导,来保证:

- a) 安全性;
- b) 系统的连续运行;
- c) 维护容易和经济;
- d) 系统的使用寿命长。

本标准不适用于工厂中的空气压缩机及与配气系统连接的典型装置。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而构成本标准的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本标准,然而,鼓励根据本标准达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本标准。

GB/T 786.1 液压气动图形符号(neq ISO 1219-1)

GB 4208 外壳防护等级(IP 代码)(eqv IEC 529)

GB 5226.1 机械安全 机械电气设备 第1部分:通用技术条件(idt IEC 204-1)

GB/T 17446 流体传动系统及元件 术语(idt ISO 5598)

ISO 65:1981 符合 ISO 7-1 适用于车螺纹的碳钢管

ISO 1219-2 流体传动系统和元件 图形符号和回路图 第2部分:回路图

ISO 5782-1 气压传动 压缩空气过滤器 第1部分:商务文件 and 具体要求中应包含的主要特性

ISO 6301-1 气压传动 压缩空气油雾器 第1部分:供应商文件 and 产品标志要求中应包含的主要特性

ISO 6953-1 气压传动 压缩空气调压阀 and 带过滤器的调压阀 第1部分:商务文件中包含的主要特性及产品标识要求

ISO 8778 气压传动 标准参考大气

3 术语和定义

GB/T 17446 确立的以及下列术语和定义适用于本标准。

3.1 执行元件 actuator

把流体能量转换成机械能的元件(例如马达、气缸)。

3.2 试运行 commissioning

需方正式验收系统的程序。

3.3 元件 component

气压传动系统的一个功能部分,由一个或多个零件组成的独立单元(例如:气缸、马达、阀或过滤器等,但不包括管路系统)。

3.4 控制机构 control mechanism

给元件提供输入信号的装置(例如:操纵杆、电磁铁)。

3.5 应急控制 emergency control

把系统带入安全状态的控制功能。

3.6 功能标牌 function plate

包含描述手动操作装置的功能(如:开/关、上/下)或系统执行的功能状态(例如:夹紧、提升、前进)的信息的标识牌。

3.7 中性气体 neutral gas

这种气体与空气的特性类似,所不同的是它在压力和温度的作用下不起反应。

3.8 操作装置 operating device

给控制机构提供输入信号的装置(例如凸轮、电开关)。

3.9 管路 piping

管接头、卡箍和连接件与硬管或软管的任何组合,这种组合可使流体在元件之间流动。

3.10 气动技术 pneumatics

用空气或中性气体作为流体传动介质的科学和技术。

3.11 需方 purchaser

规定对机器、装置、系统或元件的要求,并评定产品是否满足这些要求的一方。

3.12 供方 supplier

承包提供满足需方要求的产品的一方。

3.13 系统 system

由相互连接的元件组成的传递和控制流体能量的装置。

4 要求

4.1 概述

在4.1.1至4.5中给出的要求,适用于本标准范围内的所有系统。

4.1.1 说明书

气动系统应按系统供方提供的说明书和建议进行安装和使用。

4.1.2 语言*

供需双方应商定用于机器标志和适用文件的语言。供方应负责保证译文与原文具有同样的含义。

4.2 危险*

供需双方商定时,应对附录B中所列危险进行评价。这种评价可以包括气动系统对机器的其他部分、系统或环境的影响。附录B中列出的标准可用于这类评价。

只要可行,就应通过设计消除所确认的那些危险。若做不到这一点,则设计应包含针对这些危险的防范措施。

4.3 安全性要求

4.3.1 设计方面的考虑

在设计气动系统时,应考虑到系统的全部动作要求和用途。

气动系统的设计以及元件的选择、使用、安装和调整应保证系统能不间断地工作、延长寿命和操作安全。

一旦出现故障,首要考虑人员的安全,并尽量减少对设备和环境的损害。另外,还应考虑到在预期的操作和使用中可能出现的故障模式。

4.3.2 元件的选择

系统中的所有元件都应进行选择或指定,以确保其使用的安全性。当系统投入预期的使用时,元件应在其额定的极限范围内工作。应选择或指定元件以保证系统在预定运行中能可靠地工作。尤其应注意某些元件的故障模式,它们如果失灵或出现故障可能会使整个系统产生危险。

4.3.3 意外压力

系统的所有部件应在设计上或以其他保护措施,防止压力超过系统或系统任何部分的最高工作压力及各具体元件的额定压力。

系统的设计、制造和调整,应使冲击压力和增压压力减至最低。冲击压力和增压压力不应引起危险。

应考虑由于阻塞、压降或泄漏等原因影响元件安全工作的后果。

4.3.4 机械运动

无论是预期的还是意外的机械运动(包括加速、减速或物体的提升/夹持),都不应造成

对人员有危险的状态。

4.3.5 噪声

当排气造成的声压等级超过了适用的法规和标准的许可时,排气口应使用消声器。在排气口使用的消声器本身不应产生危险。消声器不宜产生有害的背压。

4.3.6 泄漏

泄漏(内泄漏或外泄漏)不应引起危险。

4.3.7 空气中的有害物质

系统的设计、制造和(或)配备,应使排气中的有害物质在空气中传播所引起的危害降低到最小。

4.4 系统要求*

供需双方应确定系统运行和功能的技术规范,其中包括:

- a) 工作压力范围;
- b) 工作温度范围;
- c) 所用流体的类型;
- d) 循环速率;
- e) 负载循环特性;
- f) 元件的使用寿命;
- g) 动作顺序;
- h) 润滑;
- i) 起吊要求;
- j) 应急和安全性的要求;
- k) 油漆和防护性涂料的详细要求。

4.5 现场条件*

4.5.1 技术要求*

供需双方应确定现场条件,系统设计时应考虑这些条件。

所需的资料例如:

- a) 设备的环境温度范围;
- b) 设备的环境湿度范围;
- c) 可用的公共设施,例如:电、水及废物的处理;
- d) 电网的详细资料,例如:电压及其波动范围、频率、可用的功率(如果受限制)等等;
- e) 对电气线路的保护;
- f) 安装位置超过海拔 1 000 米以上的高度;
- g) 压缩空气的压力、流动能力,湿度和清洁度(如果气动系统中没有包括来自气源的上
述条件的规定);
- h) 振动源;
- i) 应急措施,例如发生起火、爆炸或其他意外事件的可能性,以及相应可行的应急措施;
- j) 异常的环境条件;
- k) 防护要求;

- l) 法律因素,包括对环境的规定;
- m) 其他安全性和特殊性要求。

4.5.2 图样*

供方应提供由供需双方共同商定的系统图样,它们包括:

- a) 平面布置图,其中包括位置和安装尺寸;
- b) 基础要求,其中包括地基的承载能力;
- c) 供水要求;
- d) 供电要求;
- e) 管路布置(经商定,也可以使用照片表示)。

5 系统设计

5.1 回路图

供方应提供符合 ISO 1219-2 的回路图。该回路图反映系统设计,标识元件并满足条款 4 的要求。

下列资料应包含在回路图中或附加文件中:

- a) 所有装置的名称、目录编号、系列号或设计编号,以及制造商或供方名称的标识;
- b) 硬管的口径、壁厚和技术条件及软管总成的通径和技术条件;
- c) 各气缸的内径、活塞杆直径,行程长度、估算的预期工作所需的最大力和速度;
- d) 各气马达预期工作所需的排气量、最大输出转矩、转速和旋转方向;
- e) 压力控制阀的压力设定值;
- f) 滤网、过滤器和替换滤芯的型号;

g) 当规定时,给出时间顺序图表,例如循环的时间范围和数据或文字,或两者兼有。该图表表示出执行的操作,包括相关的电控、机械控制和执行器的功能;

h) 气路块内各气路的清晰指示,为此,可以采用边界线或边框线,边界线内仅包括安装在气路块上或气路块内的元件的符号;

- i) 各个执行元件沿各个方向的功能的清晰指示;
- j) 所有元件或气路块的气口标识(与在元件或气路块上标明的一致);
- k) 所有电信号转换器的标识,与在电路图上标明的一致。

5.2 标识

5.2.1 元件

供方应提供下列详细资料,如可能,应在所有元件上以永久和明显的形式表示出来:

- a) 制造商或供方的名称和简要地址;
- b) 制造商或供方的产品标识;
- c) 额定压力;
- d) 表 1 为各种元件提供所需的附加信息;
- e) 符合 GB/T 786.1 的图形符号,包括全部气口的正确标记。

在可用空间不足,可能导致文字太小而看不清楚の場合,可将资料提供在补充材料上,如:说明/维修手册、目录活页或辅助标签上。

可以在元件上或补充材料中给出的供选择的信息见表 1。

表 1 可以在元件上或补充材料中给出的附加信息

元 件	必须的信息	可选择的信息	备 注
气马达	旋转方向	耗气量	
摆动马达	回转角度 排气量		
气缸	缸内径 行程长度		
电磁阀	电压 AC 频率或 DC 功率或 VA	防护等级 (IP 额定值)	符合 GB 4208
方向控制阀	工作压力范围 气口尺寸		可用额定压力替代
压力开关	工作压力范围 压差范围 开关承受电压电流的能力	防护等级 (IP 额定值)	可用额定压力替代 符合 GB 4208
过滤器	流动方向 过滤精度(μm) 气口尺寸		见 ISO 5782-1
减压阀	流动方向 气口尺寸	压力调节范围	见 ISO 6953-1
油雾器	流动方向 气口尺寸	最小工作流量 喷油阀调节方向	见 ISO 6301-1
软管	生产日期(年/季)	名义直径 (内径)	

注:所有元件的额定温度可以任选。

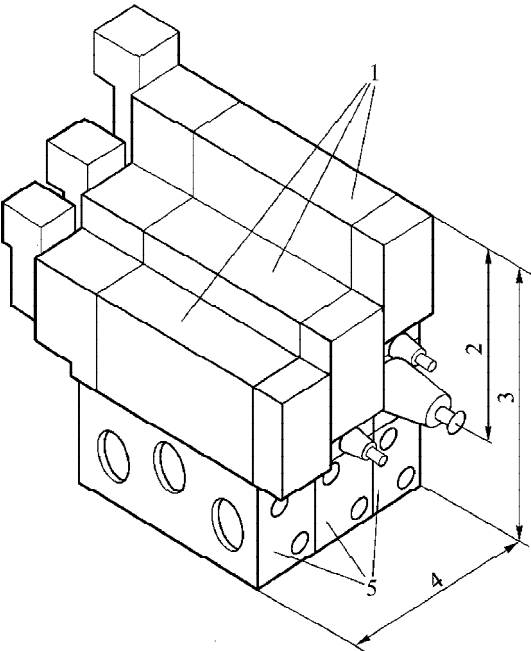


图 1 集成组件

1—单个阀;2—叠加组件;3—组;4—集成组件;
5—单个的集成底板。
注:该图表示一个三组的完整集成组件,其中二组是在集成底板上装有叠加组件,另一组是在集成底板上装有单个阀。

5.2.2 系统内的元件

应给气动系统中的每个元件一个唯一的元件号和(或)字母,此元件号应用在所有原理图、清单和图样中标识该元件,并应清晰和永久地标注在元件的安装位置附近,而不是标注在该元件上。

集成安装元件(见图 1),其顺序应清晰地标明在该集成件安装位置的附近,而不是标在集装元件上。

5.2.3 气口

所有气口都应有清晰明显的标识,该标识应与回路图上的资料一致。

当元件带有由供方提供的标准气口标识时,这些标识应以与回路图一致的标识进行增补(见 5.2.1和 5.2.2)。

5.2.4 阀的控制机构

5.2.4.1 非电的控制机构

非电的阀控制机构及其功能应采用与回路图相同标识清晰和永久地标明。

5.2.4.2 电的控制机构

电的控制机构(电磁铁及其附带的插头或电缆)应采用相同的标识标明在电路图和气路图中。

5.2.5 内部装置

设置于集成气路板、安装板、底座或管接头内的阀和其他功能装置(如堵头和通道、梭阀、单向阀等)应在装入口处标上标识。如果装入口位于一个或几个元件之下时,则应在这个(些)元件附近设置标识,并标明“内装”字样。

5.2.6 功能标牌

每个控制台(站)都应在便于观察的位置上安装一个功能标牌。功能标牌上的信息应恰当易懂,并提供所控制的各个系统功能的明确标识。

5.3 安装、使用和维修

应按照供方提供的说明书和建议选择、使用和安装元件及管路。

宜选择按照认可的国家标准或国际标准制造的元件。

供方应为需方提供详细的安装和使用方法,包括对完成这些工作的人员进行必要的专门培训。

5.3.1 元件更换

元件在安装时应考虑到如何在不拆卸其他机件的情况下方便地进行更换。

5.3.2 维修要求

系统中的元件,包括配管,应易于接近,并且其设置的位置应不妨碍系统的调整和维修。应考虑定期维修,并且维修工作不应要求拆卸其相邻的部件。供方应为需方提供进行定期维修和规定的检修或更换元件应遵守的详细程序,包括对完成这些工作的人员进行必要的专门培训。

5.3.3 起吊设施

质量超过 15 kg 的所有元件或部件应有起吊设施。

5.4 标准件的使用

为便于维修和更换,系统供方提供的元件宜使用市场上通用的零件(键、轴承、填料、密封件、垫圈、插头、紧固件等)和零件连接尺寸(轴和花键的规格、气口的尺寸、底板、安装面或插装孔等),它们应符合相应的国家标准规定,并带有统一编号。

5.5 密封件和密封装置

- a) 不应受空气、水汽、温度和所使用的流体或润滑油脂的不利影响;
- b) 应能与邻近接触的材料相容;
- c) 应是当发生磨损后仍能保证无泄漏密封的型式;
- d) 在确定使用之前,宜进行尽可能接近实际使用条件的试验;
- e) 应按照供方的建议储存;
- f) 应在其自身寿命限期内使用。

5.6 维修和操作资料

系统供方应为需方提供所有气动设备的维修和操作资料。它们应包括:

- a) 说明起动和停机的步骤;
- b) 给出要求减压的规程,并且标出系统中靠通常排气装置不能减压的那些部分;

c) 说明调整的步骤;

d) 指出外部的润滑点,要求的润滑剂类型和遵守的润滑周期;

e) 标明需要定期维护的排水口、过滤器、测试点等位置;

f) 说明特殊组件的维修程序;

g) 进一步给出市场能买到的或按国家标准统一编号制造的气动元件内零件的标识;该标识应是元件制造商的零件号或是由采用的国家标准所规定的编号;

h) 列出推荐的备件。

5.7 操作和维修手册

系统供方应提供系统操作与维修的手册,其中包括在 5.6 中描述的要求以及关于元件和管路的说明和(或)维修资料。

6 能量转换元件

6.1 气马达和摆动马达

6.1.1 保护措施

气马达和摆动马达应安装在对可预见损害有防护的地方,或安装适当的防护装置。

应对旋转轴和联轴器采取适当保护,以防止人员遭受危险。

6.1.2 安装

气马达和摆动马达安装在驱动组件上,应具有足够的刚性,以确保其始终同轴和适应负载转矩。应考虑防止来自末端和侧向的力所造成的意外损害。

6.1.2.1 侧向负载

气马达、摆动马达和驱动装置的侧向负载应限制在供方推荐的极限范围之内。

6.1.2.2 驱动联轴器

驱动联轴器采用的类型,应是经供方同意的,适合安装和符合同轴度公差要求的类型。

联轴器的选择和安装应符合气马达或摆动马达的供方规定的安装方式和同轴度公差要求。

6.1.3 负载和速度

起动和停止的转矩,负载变化的影响,以及动负载的动能,是气马达和摆动马达应用中应当考虑的。

6.2 气缸

注:许多气缸是为特定的工业应用类型设计的,其中包括旋转的、回转的、无杆的、绳索的、焊接的、铸铁的、气囊式等等。

6.2.1 适用性

气缸应按下列特性设计和(或)选择。

6.2.1.1 抗纵弯性

应注意气缸的行程长度、负载及气缸的安装,以避免气缸的活塞杆在任一位置产生弯曲或纵弯曲。

6.2.1.2 负载和超载

在遇到超载或持续负载的应用场合,应有足够的结构强度和(或)压力支承强度。

6.2.1.3 安装额定值

应按要求的负载选择安装附件。

附件的尺寸、安装和强度的设计应能承受全行程范围内的任何一个限定位置上的最大负载。

注：气缸的额定压力仅能反映缸体的耐压能力，未考虑安装附件的力传递能力。供方或制造商宜核算安装附件的额定值。

6.2.1.4 结构负载

当气缸用作限位装置时，气缸的尺寸及其安装应按机械部件被限制时产生的最大负载来选择，因为这种负载与通常的工作负载相比会超出很多。

6.2.1.5 抗冲击和振动

安装或连接在气缸上的任何元件都应采取防松措施，以防由冲击和振动而引起的松动。

6.2.2 安装和找正

安装时，气缸应找正使负载力作用在其中心轴线上。不应使任何侧向或径向负载作用于气缸，除非采取相应的措施补偿这类负载。

非刚性安装的气缸应按照供方提供的技术规范使用。

6.2.2.1 安装布置

安装面不应造成气缸扭曲，并应留有热膨胀余量。气缸的安装应易于接近，便于维修、调整缓冲装置和气缸的整体更换。

6.2.2.2 安装紧固件

安装气缸及其附件用的紧固件的设计和安装，应能承受所有可预见的力。宜尽量避免紧固件承受剪切力。脚架式安装的气缸应具有承受剪切载荷的措施，胜于仅仅依靠紧固件。安装的紧固件应有足够的抗倾覆力矩的能力。

6.2.2.3 找正

安装面的设计应防止在安装时气缸出现变形。气缸的安装应可避免在工作期间受到意外的横向负载。

6.2.3 缓冲装置和减速装置

气缸运行终点在端盖处时，应装缓冲装置或提供一个外部能量吸收装置，将有害的机械冲击力降低到最小。

6.2.4 行程终端限位器

当行程长度由外部的行程终端限位器确定时，应提供一个装置来锁定该可调终端限位器。在使用终端限位器的场合，所用的缓冲器都应始终有效。

6.2.5 活塞行程

活塞的行程应始终大于或等于其标称行程。

6.2.6 活塞杆

活塞杆宜受到保护，以防可能出现的凹痕、刮痕、腐蚀等损伤。

为了便于装配，带外螺纹或内螺纹的活塞杆端部应有适合标准扳手的扁平面。当活塞杆太细无法设置扁平面的情况下，可以省去。

6.2.7 维修

活塞杆上的密封件、密封组件及其他易损件应易于更换。

6.2.8 单作用气缸

单作用气缸宜有可防止任何液体或外部物体侵入的排气口。单作用气缸的排气口的设计和/或定位应避免流体排放时对人员造成伤害。

6.3 储气罐和其他辅助设备

系统(工厂动力系统除外)配备储气罐或其他辅助设备时,应考虑如下要求:

- a) 有足够的容量以保持所需压力的稳定;
- b) 按照可适用规则进行设计、制造和贴标签;
- c) 必要时,提供合适的压力测量装置;
- d) 设计有排水口,并保证在回收冷却水的地方不造成冰冻;
- e) 在气源关闭时,能排气或与气动系统隔离。隔离的储气罐上应配有手动排气阀,并应安装适当的、永久性的维修警告标牌。

7 阀

7.1 阀的选择

阀的类型选择应考虑其正确的功能、密封性及抗御可预见的机械和环境影响的能力。

7.2 阀的安装

阀体不宜依靠管路来支撑。装拆时,宜尽量不扰动管路。阀在安装时宜考虑以下几点:

- a) 容易靠近、便于装拆、维修和调整;
- b) 重力、冲击和振动对阀的影响,尽量减小可能由此引起的偏离;
- c) 留有足够的空间,以便安放螺栓和(或)使用扳手以及连接电气线路;
- d) 确保阀不致错误地安装在基座上的措施,例如:安装螺栓的图示、气口标识和其他的标识;
- e) 流量控制阀宜安装在气缸的气口上或者附近;
- f) 带有机操作控制机构(阀的控制器)的阀安装时,其操作装置的部位不能被损坏。

7.3 集成气路板

当三个或更多的阀紧靠在一起,使用同一进气口时,宜采用集成气路板。

7.3.1 表面平面度和表面粗糙度

集成气路板表面的平面度和粗糙度应符合阀供方的推荐值。

7.3.2 变形

集成气路板在正常的工作压力和工作温度条件下,不应产生引起元件故障的变形。

7.3.3 安装

集成气路板的安装应牢固、可靠。

7.3.4 内部通道

内部通道,包括型芯孔和钻削孔,应无有害的杂质,如氧化皮、毛刺、切屑等。这些杂质会使管路限流或被气流冲出引起任何元件,包括密封件和密封装置的故障和(或)损坏。

7.4 电控阀

7.4.1 电气连接

阀与电源的连接应符合相应的标准,例如:GB 5226.1。对于有危险性的工作场合,应采用适当的防护等级(例如:防爆、防水)。

7.4.2 接线盒

在阀需要配备接线盒时,接线盒的制作应符合下列要求:

- a) 按 GB 4208 选定相应的防护等级;
- b) 为固定的接线端子和端子的连线(包括连线的附加长度)留有足够的空间;
- c) 为电气罩盖配有防松紧固件,例如在螺栓上加装弹簧垫圈;
- d) 为电气罩盖加装合适的保险装置,例如金属链;
- e) 连接的电缆线不应该绷得太紧。

7.4.3 电磁铁

应选择电磁铁(如:工作频率、额定温度),保证在标称电压变化 $\pm 10\%$ 的范围内能正常工作,还包括按照 GB 4208 的规定选定防护等级。

7.4.4 手动越权控制

当不能使用电气控制时,如果为了安全和其他的原因需要操作电控阀,那么宜备有手动越权控制装置。该装置的设计或选择应能保证其不发生意外的误操作,并当手动控制解除时应自动复位,除非另有规定。

7.5 阀功能的一致性

在阀体上标明图形符号时,该符号的方向应与阀总成的实际功能方向一致。

7.6 安全阀

气路内的压力随时有可能超出元件或管路的额定压力,因此在其附近应安装安全阀。

7.7 快排阀

快排阀的安装应保证排出的气体不会造成对人员的伤害。

8 气源处理元件

注:气源处理元件的选择与使用取决于使用场所的流量和压力要求,以及可供系统用的流量和压力,还取决于气源处理元件所处的环境条件(见 4.4)。

8.1 过滤

8.1.1 过滤器和分离器

为了去除系统中压缩空气的有害物质,应提供过滤装置。

8.1.2 过滤精度

过滤精度应与元件要求和环境条件一致。

8.1.3 过滤器压力

8.1.3.1 压降

如果过滤器的性能变差会导致危险时,应明确指出这种恶化作用。在供方的技术规范中应限定通过过滤元件的最大压降。

8.1.3.2 波动

过滤器不宜安装在压力波动可能会影响其过滤效率的回路中。

8.1.4 维护保养措施

过滤器和分离器应能在不影响管路的情况下进行清洗和排水。因此,应采用可拆装或可更换滤芯的空气过滤器。如果过滤器滤芯的额定值有一种以上,应标明其额定值。

8.1.5 安装位置

过滤器和分离器尽可能安装在离被保护设备最近的地方。既要靠近,又应留有足够的

空间,以便更换过滤器滤芯。

8.1.6 排水装置

宜采用排水装置排除过滤器和分离器析出的水分,最好采用自动排水型。必要时,应有防冻措施,以免冻坏。

8.2 压力调节

系统的压力应控制在其安全压力范围内,例如:使用调压阀来控制时,宜为自动调节型。

防止系统超压的最好方法是安装一个或多个压力溢流阀来控制系统各部分的压力,压力损失或临界压降应不会使人员受到伤害。

减压阀并不能用作安全的降压装置,即使它具有足够的降压能力,也决不应该是防止超压的唯一装置。

应依据调压范围和空气流量来选用调压阀(见 ISO 6953-1)。

8.3 润滑

8.3.1 润滑液

8.3.1.1 相容性

必要时,宜为系统推荐合适的润滑液。这种润滑液应与系统中所有的元件、合成橡胶、塑料管和软管相容。

润滑液不应注入任何不需润滑的元件之中,除非供方有特殊规定。

8.3.1.2 处理的预防措施

供方宜提供特定润滑液的危害性的详细资料(4.2 中规定)。这类信息宜包括:

- a) 保健方面的要求;
- b) 毒性;
- c) 一旦起火,出现窒息的危险性;
- d) 生物降解能力;
- e) 处理的方法。

8.3.2 油雾器

8.3.2.1 油雾器的使用

需要时,应使用油雾器向系统提供润滑。

8.3.2.2 油雾器的安装位置

气路上的油雾器(除再循环型和喷射型外)应安装在需要润滑部件的上游。在那些需要润滑而又无法安装普通油雾器的情况下,宜使用再循环型或喷射型油雾器。油雾器宜安装在既靠近需要润滑的部件,又便于维修的地方。

8.3.3 油雾器的注油

油雾器应设计成能在工作地面上加注润滑油,并不需挪动管路。高度难以接近的油雾器应使用一根加长的注油管,以便能站在地面上注油。

8.4 防护罩

8.4.1 气源处理装置上的非金属杯

为防止过滤器、分离器、过滤减压阀和油雾器上的非金属杯损坏对人员造成伤害,当它的额定压力(以 MPa 或 bar 为单位)与空杯容积(单位为 L)的乘积大于 $0.1 \text{ MPa} \cdot \text{L}$ ($1 \text{ bar} \cdot \text{L}$) 时,杯子外部宜加装防护罩。

8.4.2 气源处理装置上的金属杯

为防止在某些环境里使用塑料杯可能损坏,或无法加装防护罩的场合,宜使用金属杯。

8.5 空气干燥器

在需要减少水汽含量的场合,应使用干燥器。使用干燥器的类型取决于环境和系统的要求,它们可以在下述四种主要类型中选择:

- a) 冷冻型;
- b) 干燥剂型;
- c) 薄膜型;
- d) 吸湿型。

干燥器类型的选择应按空气的流量和干燥度要求来确定。

干燥器宜在工作地面上能进行维修。

9 管路

9.1 一般要求

用于系统的管路应符合相应的国家标准。

管材的设计和选择应考虑现场条件。

为减少空气损耗和提供最佳的响应时间,宜将执行元件与方向控制阀之间的容积减到最小。

9.1.1 流量

通过管路的额定流量:

- a) 不应产生过分的温度变化或压力降;
- b) 不宜超过表2所推荐的最大流量。

宜避免管内径的突然变化而引起的流量的变化。

表2 用于气动系统管路中的最大推荐流量

工作压力		管路内径/mm								
		6	9	13	16	22	28	36	43	50
MPa	(bar)	最大推荐流量/(L/s) (ANR ^a)								
0.020	(0.2)	0.18	0.41	0.91	1.7	2.5	4.8	9.8	15	28
0.040	(0.4)	0.28	0.62	1.4	2.6	3.9	7.3	15	22	43
0.063	(0.63)	0.38	0.85	1.9	3.5	5.2	9.9	20	30	59
0.080	(0.8)	0.44	1.0	2.2	4.1	6.2	12	24	36	70
0.100	(1.0)	0.52	1.2	2.6	4.9	7.3	14	28	42	82
0.125	(1.25)	0.62	1.4	3.1	5.8	8.6	16	33	50	97
0.160	(1.6)	0.75	1.7	3.8	7.0	10	20	40	61	120
0.200	(2.0)	0.91	2.0	4.5	8.4	13	24	48	74	140
0.250	(2.5)	1.1	2.5	5.5	10	15	29	58	89	170
0.315	(3.15)	1.3	3.0	6.7	12	19	35	71	110	210
0.400	(4.0)	1.6	3.7	8.3	15	23	43	88	130	260

(续表)

工作压力		管路内径/mm								
		6	9	13	16	22	28	36	43	50
MPa	(bar)	最大推荐流量/(L/s) (ANR ^a)								
0.500	(5.0)	2.0	4.6	10	19	28	53	110	160	320
0.630	(6.3)	2.5	5.6	13	23	35	66	130	200	390
0.800	(8.0)	3.1	7.0	16	29	44	82	170	250	490
1.000	(10.0)	3.9	8.7	19	36	54	100	210	310	610
1.250	(12.5)	4.8	10	24	45	67	130	260	390	750
1.600	(16.0)	6.1	13	31	57	85	160	330	490	950
注:这些流量是根据在 20℃,通过长 30 m 的 ISO 65 规定的精制钢管时,在下列压降下确定的: 当内径是 6、9、13 和 16(mm)时,压降为 10%; 当内径为 22、28、36、43 和 50(mm)时,压降为 5%。										
a 符合 ISO 8778 规定。										

9.1.2 管接头和连接器的使用

在系统中宜尽量减少管接头和连接器的使用数量。

9.1.3 布局设计

管路布局宜避免它被当作踏板或梯子使用。外部负载不宜加在管路上。

管路不应用来支承元件,造成过度的负载施加在管路上。这种负载可能由元件的质量、冲击、振动和冲击压力引起。

管路上的每个连接件都应易于拧紧而不影响其邻近的管路和装置,尤其是在有柔性管和(或)软管汇集处的管接头。

9.1.4 管路的安装

管路标识或安装宜采用这样的方式,即不致产生接错而引起故障或危险。

为了防止可预见的损坏,无论是刚性还是柔性管路,安装时应尽可能消除安装应力,并易于靠近,便于元件的调整、维修、更换或生产作业。

9.1.5 跨越通道的管路

跨越通道的管路应不影响通道的正常使用。可根据现场实情,埋在地下或安装在离地面 2.2 m 的高度以上。这类管路应易于靠近,有牢固的支承。必要时,还应有防止外部损坏的措施。

9.2 管路和管子的要求*

材料、弯曲半径、弯曲性能等应符合国家相关标准。

选用的塑料管应不受系统中任何流体的有害影响。若不适合或不容许用塑料管时,需方应详细说明。

9.3 管路的支承

9.3.1 支承间隔

任何材质的管路应在其两端或沿其长度方向相隔一定的距离,用合适的支承件牢固地支承。表 3 给出了管路支承件之间最大距离的推荐值。

表3 管路支承件之间的最大距离

管道类型	标称管外径/mm	支承件之间的最大距离/m	管道类型	标称管外径/mm	支承件之间的最大距离/m
1/8~1/4	≤10	1	1~2	>25 和 ≤50	2
3/8~3/4	>10 和 ≤25	1.5	>2	>50	3

9.3.2 安装

支承件应不损害管件或降低流量。

9.3.3 组件间的管路

当设备是由若干互不相联的组件构成时,宜使用刚性安装的隔壁式终端接头或终端多歧接头支承和连接组件之间的管路。

9.4 杂质

管路,包括型芯孔和钻削孔,应排除如氧化皮、毛刺和切屑等杂质,因为它们会使管路限流或被气流冲出引起包括密封件和密封填料的任何元件发生故障和(或)损坏。

9.5 软管总成

9.5.1 要求

软管总成应:

- 用未经装配使用过的软管,并符合相关国家标准中规定的各项性能要求;
- 标明软管的生产日期(年份和季度);
- 提供由软管制造商推荐的最长储存期限;
- 提供由系统供方推荐的使用寿命;
- 在软管制造商推荐的额定压力范围内使用;
- 不承受超出制造商推荐的冲击或冲击压力。

9.5.2 软管的安装

软管的弯曲半径不宜小于制造商推荐的最小值。

软管总成的安装应:

- 具有必要的最小长度,以避免在元件工作期间软管产生急剧地折曲和拉紧;
- 在安装和使用期间,尽量减小其扭曲度。例如,旋转管接头被卡住的情况;
- 被布置或保护,使软管外皮的摩擦损伤减至最少;
- 加以支承,如果软管总成的重量可能引起过度变形时采用。

9.5.3 失效的保护措施

如果软管总成或塑料管的失效会构成击打的危险,应将其固定或遮挡。

如果软管总成或塑料管的失效会造成流体喷射危险,应将其遮护。

9.6 快换接头

选用的快换接头,在其连接和拆卸时应满足:

- 快换接头不应以危险方式施力将其分开;
- 压缩空气的排放不会产生危险;
- 在可能存在危险的地方,应设置一个可控制的压力释放系统。

9.7 管路的拆卸

管路的拆卸宜不影响非管路上安装的元件和不使用特殊工具。

10 控制系统

10.1 无指令动作

控制系统的设计应能在整个工作循环周期内,包括启动、关闭、空转、设定及气源故障时,防止出现无指令动作和气动执行元件不正确的动作顺序,尤其是在进行垂直方向和倾斜方向动作时。

10.2 系统保护

10.2.1 气源截止阀

10.2.1.1 所有的气动系统的主气路应备有卸压功能的截止阀。该阀平时应锁定在“关”的位置上,并且能安全地卸去所有系统压力,非控制的测量回路中 0.16 MPa(1.6 bar)或更低的压力除外。

10.2.1.2 如果截止阀的快速打开会使执行机构运动失控,应增加一只软启动(慢启动)阀。

10.2.2 控制或动力源的失效

无论使用何种类型的控制或动力源(如电的、气动的等)开关来控制能源的“开”或“关”,能源下降、能源的切断或恢复(意外的或故意的),应不致产生危险。

10.2.3 外部负载

当较强的外部负载作用于执行元件上时,应采取措施防止产生其无法接受的压力。

10.3 元件

10.3.1 可调整的控制机构

压力和流量的控制元件在其额定值范围内应是可调的。这种调整可以超出其额定值,其额定值不是最大可调节极限。可调节控制机构应保持在规定范围内的设定点,直到重新设定。

10.3.2 稳定性

应选择适当的压力和流量控制阀,以保证在工作压力、工作温度和负载变化时不会引起故障和危险。

为了控制系统的稳定性,宜同样考虑与系统特性相关的一些条件。

10.3.3 抗干扰性

在压力或流量未经许可的变动可能引起故障和危险的场合,压力和流量控制机构或其外壳应具有特定的抗干扰装置。

10.3.4 手动操纵杆

手动操纵杆的运动方向不能混淆。例如:操纵杆向上时,被控设备就不应向下运动。

10.3.5 系统设定控制

对于系统设定,提供的任何手动控制都不应引起危险或损坏。

10.3.6 双手控制

双手控制装置不应作为保护操作者的惟一措施。

如果需要用双手控制装置时,它们应:

a) 在整个设备运行周期内使每个控制保持动作状态,或者保持到运行周期中危险终止为止;

b) 在整个操作过程中务必同时使用双手,这样可以保护双手,以免被夹住;

c) 设计时应做到,在每一控制点上,不用双手控制,设备就不会运转。只有在两个操作周期之间才能松手。

10.3.7 带有偏置弹簧或定位器的阀

有些执行元件要求能保持一定的状态或在选定的位置,为了安全起见,万一控制系统失效,应靠一个带有偏置弹簧或定位器的阀控制,使它到达安全位置。

10.4 带有伺服阀或比例阀的控制系统

在用伺服阀或比例阀控制执行元件的地方,控制系统的故障会使执行元件引起危险,这时应提供能保持或恢复控制这些执行元件的措施或方法。

由伺服阀或比例阀进行速度控制的执行元件,如其发生意外运动而造成危险时,应提供一种能保持或促使该执行元件运动到安全位置的方法或措施。

10.5 其他设计考虑

10.5.1 系统参数的监控

在系统中,运行参数的变化可能产生危险时,应对系统运行参数,例如:温度、压力,提供明确的指示。

10.5.2 测试点

在系统中宜提供易于接近的测试口。

当有几路压力需要测试时,应考虑设立一个共用的测试台。

10.5.3 背压

在用组合阀、集成阀或其他共用排气管路的地方,系统设计时宜特别考虑如何避免背压的干扰,因为它会影响系统功能和安全性。

10.5.4 关联装置的控制

当一个系统中具有一个以上的内部相互联系的自动和(或)手动控制装置,并且这些装置中的任何一个发生故障都可能造成危险时,就应提供联锁或其他保护性措施。如有可能,这种联锁宜能中断所有的操作,并且应确保这类中断本身不会引起危险和损害。

10.5.5 顺序控制

10.5.5.1 位置顺序控制

在用压力顺序控制或时间顺序控制出现故障,而其本身又可能产生危险或损坏的场合,应使用位置传感器作顺序控制。只要有可能,通常都应使用位置顺序控制。

10.5.5.2 位置传感器的安装位置

如果位置传感器的位置在完成一次动作顺序或一个循环时间后发生了变化,就应将它恢复到原来的位置上。否则,就应对动作顺序或循环时间作重新调整。

10.6 控制装置的布置

10.6.1 保护

所有控制装置的位置和固定都应有适当的防护措施,以防止:

- a) 故障和可预见的损坏;
- b) 高温;
- c) 腐蚀性气体。

10.6.2 易接近

为了方便调整和维修,控制装置应便于接近。

自动控制装置的定位和安装应易于接近,以便于维修。并且它离工作地面的高度最低不得低于 0.6 米,最高不高于 1.8 米,除非其尺寸、功能或管路安装方式要求它们改变位置。

10.6.3 手动控制装置

手动控制装置的定位和安装应:

- a) 将控制装置安置在操作人员通常工作位置能到达的范围内;
- b) 不得要求操作者越过正在转动或运动的设备后才能操纵控制装置;
- c) 不得妨碍操作者进行所需的正常作业;
- d) 使其设计、选择和安装都不致让操作人员面临人身危险。

10.6.4 外壳和箱体

10.6.4.1 材料

自动控制装置的外壳、罩盖和门的材料,应使用金属板材或获得批准的代用材料。

10.6.4.2 门和罩盖的型式

外壳和箱体的门或罩盖应:

- a) 在打开后,保持束缚状态,以防丢失;
- b) 在打开时,不得露出带电的电气端子和接点;
- c) 为了密封起见,建议使用有定位的紧固件或紧固机构;
- d) 当需方有特殊要求时,配有锁紧装置;*
- e) 便于开关。

10.6.4.3 维修空间

控制装置的箱体、外壳、门、罩盖的尺寸及内部安排,应考虑留有足够的维修空间。

10.7 紧急控制装置

每个系统都应有一个紧急停止或紧急控制装置,以保证系统的最大安全。

10.7.1 紧急控制装置的要求

当气动系统使用紧急停止或紧急复位控制装置时,它们应:

- a) 易被识别;
- b) 安置在每个操作人员的工作位置旁,并且在任何工作条件下都能很快地接近和操作它。为实现这一要求,可能需要附加的控制;
- c) 直接操作;
- d) 独立并且不受其他控制或节流调整的影响;
- e) 所有的紧急控制功能不需要一个以上手动控制的操作;
- f) 不产生额外的危险;
- g) 任何控制机构不需另配能源。

10.7.2 系统的重新启动

在紧急停止或复位后,需重新启动系统不应引起危险或损坏。

11 诊断和监控

11.1 压力测量

压力测量装置应按系统的最大工作压力值选择。

测量装置的测量范围应是:若压力稳定,最大工作压力不得超过最大刻度值的 75%;压

力周期变化不得超过最大刻度值的 65%。

压力测量装置作为系统的永久性装置时,它们应得到保护,不受压力快速升降的影响。

11.2 电气指示器

电气设备宜装有指示器,它能显示出各个元件上的电信号。

12 清洗和涂漆

在设备作外部清洗和涂漆时,敏感材料应予以保护,避免接触不相容的液体。

在涂漆时,所有铭牌、数据标记和不宜涂漆的地方(如:活塞杆、指示灯等)应遮盖住,待涂漆后再将其移去。

13 运输的准备工作

13.1 管路的标识

当系统结构需要分段运输时,卸下的管路和其相应端口和(或)连接件应作上标识。

13.2 包装

所有设备都应包装完好,保证在运输途中不被损坏、变形、沾染污垢、腐蚀,并应保护好设备上的标识。

13.3 外露部分的保护

在运输途中,暴露在外的孔口、外螺纹应得到保护。这些保护只有在安装之前才能卸去。

14 试运行

14.1 检验试验 *

应进行充分的性能试验,以确定其是否符合合同的规定。这些试验可包括模拟操作或子系统和元件的分别试验。供需双方应商定进行这类试验的地点。

14.2 噪声

安装完毕的气动系统和元件在工作时产生的噪声等级应按国家标准或其他相应的标准测量,并控制在规定的范围内。

14.3 流体的泄漏 *

除正常的空气消耗外,不应有任何可听得到的泄漏声。进一步的要求,应由供需双方协商同意。

气动系统中的泄漏应在安装过程中妥善解决。泄漏常由易被忽视的螺纹配合引起。同时也应重视诸如插入式接头一类的连接技术,因为气动系统常使用能随着组件一起运动的软管。

14.4 应提供的最终资料

需方应获得一套完整的关于系统交付验收的资料。该资料应包括下列信息:

- a) 气动系统的技术规格表(见附录 D);
- b) 符合 ISO 1219-2 的最终回路图(见 5.1);
- c) 零部件明细表(见附录 C);
- d) 顺序说明;
- e) 功能图表;

- f) 安装图(见 4.5.2);
 - g) 维修和操作资料及手册(见 5.6 和 5.7);
 - h) 性能试验报告;
 - i) 流体条件要求;
- 以上各项都应系统与最后验收相一致。

14.5 更改 *

每当供方做出给需方带来影响的更改时,都应记录这些更改并通知需方。

经供、需双方约定,对现存数据资料进行修改或取消时,需方应提出一份修改后的气动系统技术规格表或类似的文件,文件上详细说明气动系统的修改内容和生效日期。供方在收到和接受该修改过的文件后应予以确认。

15 标注说明(引用本标准)

当遵守本标准时,在供、需双方的合同中和验收资料中,以及适当时在产品目录、销售文件和报价单中,可使用下列说明:

“本气动系统符合 GB/T 7932—2003《气动系统通用技术条件》,包括供、需双方间的附加协议。”

附 录 A
(资料性附录)

需要供方与需方商定的项目

以下所列是需要供、需双方商定要求和(或)责任的条款和分条款,在正文中用星号(*)标出。

条款或分条款编号	标题
4.1.2	语言
4.2	危险
4.4	系统要求
4.5	现场条件
4.5.1	技术要求
4.5.2	图样
9.2	管路和管子的要求
10.6.4.2 d)	门和罩盖的型式(锁定方法)
14.1	试运行—检验试验
14.3	试运行—流体的泄漏
14.5	试运行—更改

附 录 B
(资料性附录)

危险情况一览表

表 B.1 列出了使用气动系统时可能产生的危险。

表 B.1 危险情况一览表

危险类型	有 关 条 款			本标准的相关条款 或其他相关标准
	ISO/TR 12100-1:1992	ISO/TR 12100-2:1992	ISO/TR 12100-2:1992 附录 A	
机械类危险 —形状; —相对位置; —质量和稳定性(元件的势能); —质量和速度(元件的动能); —机械强度不足; —势能由下列方式聚积: —弹性元件(弹簧); —液压、气压; —真空; —泄漏	4.2		1.3, 1.4, 1.3.7	4.3.2, 4.3.3, 4.3.4, 4.3.6, 4.5.1, 5.2.1, 5.3.1, 5.3.2, 5.6, 6.1.1, 6.2, 7, 8.2, 8.4.1, 9.1.3, 9.1.4, 9.1.5, 9.1.6, 9.2, 9.5.1, 9.5.2, 9.6, 9.3, 9.4, 13
电气类危险				4.3.5, 4.5.1, 7.4.1, GB/T 5226.1
由于人员可能的接触,火焰、爆炸以及热辐射引起烧伤和烫伤的危险				4.5.1, 14.2
噪声产生的危险				4.3.5, 14.2
电磁场引起的危险,尤其是无指令的动作		3.7.11	1.5.10, 1.5.11	EN 50081-1, EN 50082-1
由机械加工使用和耗损的材料和物体所产生的危险			1.5.13	
接触或吸入有害的液体、气体、烟雾和灰尘而造成的危险				4.3.7, 6.2.8, 14.4
燃烧或爆炸的危险				4.5.1
由能源不足,机械零件损坏和其他功能失控造成的危险	5.2.2	3	1.2	
能源不足(能量和/或控制回路的) —能源变化; —意外起动; —因指令下达过早而停车的故障; —机器的运动部件或由机械夹持的零件坠落或甩出; —阻碍自动或手动停止; —防护装置不可靠	3.1.6	3.7	1.2.6	4.5.1, 7.4.3, 7.4.4, 10.2.2
机器零部件或流体意外的弹出或喷射	4.2.1	3.8, 4	1.3.2, 1.3.3	4.5.1, 9.5.3
控制系统故障或失灵(意外起动或超负荷)	3.15, 3.16, 3.17	3.7	1.2.7, 1.6.3	8.2, 10.1, 10.2.2, 10.2.3, 10.3.1, 10.3.2, 10.3.3, 10.3.7, 10.4, 10.5.4, 10.5.5.1, EN 954-1
装配错误			1.5.4	4.5.1, 5.2, 7.1, 7.2, 9.1.3, 9.1.4, 9.1.5, 9.2, 9.5.2, 9.6, 9.3, 13

(续表)

危险类型	有 关 条 款			本标准的相关条款 或其他相关标准
	ISO/ TR 12100-1:1992	ISO/ TR 12100-2:1992	ISO/ TR 12100-2:1992 附录 A	
由安全措施和/或暂时失灵或错误定位引起的危险,如: —启动和停止装置; —安全标志和记号; —各种类型的警报装置和信息; —电源通断装置; —应急装置; —为了安全调节和维护保养所用的必要设备及附件	3.3, 3.11	4 3.7 3.6.7, 5.2, 5.3, 5.4 5.4 6.2.2 6.1 3.12, 6.2.1, 6.2.3, 6.2.6	 1.2.3, 1.2.4 1.7.0, 1.7.1 1.6.3 1.6.3 1.1.2 f), 1.1.5	 10.2.2 5.6 5.2, 8.1.3.1, 10.5.1 5.6 EN 418 5.3.2, 6.1.1, 6.2.4, 8.4.1, 9.5.3, 10.3.1, 10.3.3

附录 C

(资料性附录)

零部件明细表示例

[illegible]

a ISO 1219-2 指出了引用的方法。

气动系统资料格式示例

修正编号: 修正日期:

需方查询 编号：_____	需方订货单 编号：_____	发货日期： _____
设备概述	_____ _____	
交 付	地 址：_____ 日 期：_____	
使 用	公 司：_____ 部 门：_____	
行政管理和/ 或技术部门的通讯处	姓 名：_____ _____ 电话号码：_____ 地 址：_____ _____ 邮政编码：_____	
1	气动设备 ☐ GB/T 7932《气动系统通用技术条件》 ☐ 附上的补充协议 ☐ _____公司气动标准 ☐ 工厂或部门补充要求 _____ ☐ 其他标准或法规 _____	
2	流体特性 空气 最大供给压力 _____ MPa，最小 _____ MPa 工作压力 _____ MPa，如果不是 0.4 MPa 时 最大流量 _____ L/s 在 0.4 MPa 时 ☐ 用已有气源 ☐ 提供气源 压缩机润滑的方式 _____ 质量等级(ISO 8573-1)：供给的 _____ 要求的 _____ 最高露点温度：要求 _____ °C	

(续表)

3	环境 海拔_____m 气候 ☐ 潮湿 ☐ 适中 ☐ 干燥 ☐ 湿度范围_____ 环境温度_____℃到_____℃ 安置地点 噪声等级_____dB 地面 ☐ 木板 ☐ 钢筋混凝土 ☐ _____																																																											
4	可利用资源 蒸汽 ☐ _____kPa 温度_____℃ 水 ☐ _____kPa _____L/min ☐ 纯净的 ☐ 未处理的 ☐ 有限供给的 电源_____V _____相_____Hz ☐ A. C. ☐ D. C. 控制_____V _____相_____Hz ☐ A. C. ☐ D. C. 其他_____ ☐ A. C. ☐ D. C. 废物处理_____																																																											
5	其他的场地条件 振动_____ 解决事故的方法_____ 法定要求_____ 保护要求: ☐ 围绕机器的警戒网(栅栏) ☐ 箱柜的锁定 ☐ 控制元件的锁定 ☐ 其他_____																																																											
6	图样资料 应提供下列资料: <table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th colspan="2">准备工作认可采用的</th><th>说 明</th><th colspan="2">设备最终交付日</th></tr> <tr> <th>原 稿</th><th>复制件</th><th></th><th>原 稿</th><th>复制件</th></tr> <tr> <td>☐_____</td><td>☐_____</td><td>气动系统 图示说明</td><td>☐_____</td><td>☐_____</td></tr> <tr> <td>☐_____</td><td>☐_____</td><td>电气简图</td><td>☐_____</td><td>☐_____</td></tr> <tr> <td>☐_____</td><td>☐_____</td><td>气动备件表</td><td>☐_____</td><td>☐_____</td></tr> <tr> <td>☐_____</td><td>☐_____</td><td>操作顺序</td><td>☐_____</td><td>☐_____</td></tr> <tr> <td>☐_____</td><td>☐_____</td><td>顺序/时间表</td><td>☐_____</td><td>☐_____</td></tr> <tr> <td>☐_____</td><td>☐_____</td><td>管路布置</td><td>☐_____</td><td>☐_____</td></tr> <tr> <td>☐_____</td><td>☐_____</td><td>水源</td><td>☐_____</td><td>☐_____</td></tr> <tr> <td>☐_____</td><td>☐_____</td><td>平面布置</td><td>☐_____</td><td>☐_____</td></tr> <tr> <td>☐_____</td><td>☐_____</td><td>基础图</td><td>☐_____</td><td>☐_____</td></tr> </table>					准备工作认可采用的		说 明	设备最终交付日		原 稿	复制件		原 稿	复制件	☐ _____	☐ _____	气动系统 图示说明	☐ _____	☐ _____	☐ _____	☐ _____	电气简图	☐ _____	☐ _____	☐ _____	☐ _____	气动备件表	☐ _____	☐ _____	☐ _____	☐ _____	操作顺序	☐ _____	☐ _____	☐ _____	☐ _____	顺序/时间表	☐ _____	☐ _____	☐ _____	☐ _____	管路布置	☐ _____	☐ _____	☐ _____	☐ _____	水源	☐ _____	☐ _____	☐ _____	☐ _____	平面布置	☐ _____	☐ _____	☐ _____	☐ _____	基础图	☐ _____	☐ _____
准备工作认可采用的		说 明	设备最终交付日																																																									
原 稿	复制件		原 稿	复制件																																																								
☐ _____	☐ _____	气动系统 图示说明	☐ _____	☐ _____																																																								
☐ _____	☐ _____	电气简图	☐ _____	☐ _____																																																								
☐ _____	☐ _____	气动备件表	☐ _____	☐ _____																																																								
☐ _____	☐ _____	操作顺序	☐ _____	☐ _____																																																								
☐ _____	☐ _____	顺序/时间表	☐ _____	☐ _____																																																								
☐ _____	☐ _____	管路布置	☐ _____	☐ _____																																																								
☐ _____	☐ _____	水源	☐ _____	☐ _____																																																								
☐ _____	☐ _____	平面布置	☐ _____	☐ _____																																																								
☐ _____	☐ _____	基础图	☐ _____	☐ _____																																																								
6A	原始图样应在订货单完成生效时提交给: _____ ☐ 图样包括改动的地方 图样是: ☐ 卷状 ☐ 文件夹 ☐ CAD 磁盘																																																											

(续表)

7	需方指定的图样号: _____					
7A	与需方有关的设备的图样号: _____					
8 需要时,附上系统图表	一般要求(循环速率、负载循环特性、预期寿命) _____ _____ _____					
9 如需要另附图表	特殊要求(包括非常的环境,如腐蚀、爆炸、清洁度等) _____ _____					
9A	气动设备 制造商的名称和(或)产品型号 _____ 注:需方最好填满下列空格,这样有利于按清单来选用、采购元件和(或)设备的维修。					
9B	备用空气压缩机应是下列之一: _____ _____					
9C	过滤器应是下列之一: ☐ 手动排污 ☐ 自动/半自动排污					
	(悬浮)微粒		凝 聚		水汽分离	
	☐		☐		☐	
	☐		☐		☐	
	☐		☐		☐	
9D	油雾器应是下列之一:					
	☐		☐		☐	
	☐		☐		☐	
9E	调压阀 ☐ 带压力表 ☐ 不带压力表应是下列之一:					
	溢流型		非溢流型			
	☐		☐		☐	
	☐		☐		☐	
	☐		☐		☐	
9F	过滤调压阀 ☐ 组合式 ☐ 分列式					

(续表)

10	方向控制阀应是下列之一：					
	电 控				气 控	
	机 控		手 控		单 向 阀	
	梭 阀		其 他		其 他	
10A	快速排气阀应是下列之一：					
10B	其他阀应是下列之一：					
	流量控制阀					
	截止阀					
	双联制动					
	联锁阀					
	溢流阀					
	顺序阀					
	延时阀					
	慢启动/ 软启动					
10C	转动结构装置应是下列之一：					
	气动工具		气马达		其 他	
10D	摆动马达应是下列之一：					

(续表)

10E	气缸应是下列之 一：					
	双作用		单作用		其 他	
10F	辅助设备应是下列之 一：					
	储气罐 (按压力容器 有关法规)					
	消声器					
	压力开关					
	测试仪器					
	快换接头					
	旋转接头					
10G	塑料管路 ☐ 不允许 ☐ 允许 _____ MPa(_____ bar)以下					
	塑料管					
	塑料管接头					
	塑料管支承					
10H	固定管路 工作压力:0~7 MPa(70 bar)					
	钢管					
	管接头					
	管支承					
	软管和管接头					
	旋转接头					
	阀安装集成块					
	回路集成块					
	铜管					

(续表)

10I	柔性管路					
	软管					
	软管配件					
10J	注：需方对平常在气动系统中较少使用而又重要的元件(如流量分配器等)，可填入下列空格					

附录3 气动气缸技术条件

(JB/T5923—1997)

1 范围

本标准规定了气缸技术要求、检验方法、检验规则及标志、包装、运输、贮存等。

本标准适用于以压缩空气为工作介质,在气压传动系统中使用的双作用、缸径6~400 mm的活塞式普通气缸(简称气缸)。

2 定义

本标准采用下列定义。

2.1 启动压力

使气缸活塞开始起动并继续全行程运行的压力。

2.2 最低工作压力

能保证气缸正常工作所需要的最低压力。

2.3 空载状态

气缸不带任何外加负载时的工作状态。

2.4 活塞部内泄漏

气缸缸筒内圆面与活塞外圆面之间的泄漏。

2.5 活塞杆部外泄漏

活塞杆与气缸端盖导套之间的泄漏。

2.6 稳态条件

允许记录试验参数测量数值的变化范围。

3 技术要求

3.1 工作条件

3.1.1 公称压力0.63,(0.8),1.0 MPa。

3.1.2 最低工作压力见表1。

表1 最低工作压力

缸径(mm)	6~100	125~400
最低工作压力(MPa)	0.15	0.1

3.1.3 工作介质:经过除水过滤的压缩空气(供油型可含有油雾)。

3.1.4 环境温度和介质温度5~60℃。

低于5℃时,介质中的水分需作特殊处理。

3.1.5 活塞运动速度 $v \leq 500$ mm/s。

3.2 技术性能

3.2.1 启动压力

气缸空载状态下,其启动压力应不高于表 2 规定。

表 2 启动压力

缸 径(mm)	6~16	20~25	32~100	125~400
启动压力(MPa)	0.1	0.08	0.06	0.05

3.2.2 负载性能

在气缸活塞杆轴向加入相应的阻力负载,其值相当于表 3 规定的气缸最大理论输出力的百分值,活塞运行速度约为 150 mm/s 时,活塞运行应平稳,各部件应无异常情况。

表 3 最大理论输出力的百分值

缸径(mm)	最大理论输出力的百分值(%)	缸径(mm)	最大理论输出力的百分值(%)
6~25	70	32~400	80

气缸最大理论出力计算式:

$$F_1 = \frac{p\pi}{4}D^2$$

$$F_2 = \frac{p\pi}{4}(D^2 - d^2)$$

式中 F_1 ——无活塞杆端的最大理论出力(N);

F_2 ——有活塞杆端的最大理论出力(N);

p ——公称压力(MPa);

D ——气缸内径(mm)(下同);

d ——活塞杆直径(mm)(下同)。

3.2.3 耐压性能

气缸通入 1.5 倍公称压力,保压 1 min,各部件不得有松动、永久变形及其他异常现象。

3.2.4 密封性能

气缸分别通入公称压力和最低工作压力时,其活塞部的内泄漏量不得大于 $(3 + 0.15D)\text{cm}^3/\text{min}$,活塞杆部的外泄漏量不得大于 $(3 + 0.15d)\text{cm}^3/\text{min}$,其他部位不允许有泄漏现象。

3.2.5 耐久性

气缸的耐久性应符合表 4 规定。

表 4 耐久性

行程(mm)	≤ 60	> 60
耐久性	≥ 250 万次	≥ 300 km

3.2.6 外观

气缸外观应光滑、平整,色泽均匀,表面应无剥落、划痕、碰伤等缺陷。

气缸的裸露表面应进行防腐蚀处理(耐腐蚀材料除外)。

4 试验

4.1 试验条件

4.1.1 介质

经过过滤,除水含有油雾的压缩空气,过滤精度为 $25\sim 50\ \mu\text{m}$,分水效率不低于 80%。

4.1.2 环境条件

环境温度 $5\sim 35\ ^\circ\text{C}$;

环境相对湿度 $\leq 85\%$ 。

4.1.3 测量仪器和稳态条件

4.1.3.1 测量仪器

型式检验应不低于 B 级测量准确度等级,出厂检验应不低于 C 级测量准确度等级。参照表 5。

表 5 测量准确度等级

测量仪器参数	测量准确度等级	
	B	C
力(%)	± 5	
压力(%)	± 2	± 8
温度($^\circ\text{C}$)	± 2	± 3

4.1.3.2 稳态条件

被控参数平均指示值在表 6 规定的范围内变化时,允许记录试验参数测量值。

表 6 温度、压力平均指示值范围

测量准确度等级	B	C
温度指示值变动范围($^\circ\text{C}$)	± 2	± 3
压力指示值变动范围(%)	± 2	± 4

4.2 试验方法

4.2.1 启动压力

试验回路可参照图 1。节流阀全开,气缸水平放置,经往复运动数次后,在空载状态,从零气压开始慢慢加压,直到活塞开始运动,并能运行至全行程。这样往复试验三次,则此压力即为启动压力,其值应满足 3.2.1 的规定。

4.2.2 负载性能

试验回路可参照图 2。在活塞杆轴向施加表 3 规定的负载。在气缸两端气口交替通入公称压力,调节排气量,令活塞平均速度约 $150\ \text{mm/s}$,沿全行程往复运动三次以上,检查气缸的动作情况应符合 3.2.2 的规定。

4.2.3 耐压性能

试验在空载条件下进行。

在气缸两端气口交替通入 1.5 倍公称压力的气压,分别保压 1 min,检查气缸各部位情况,应符合 3.2.3 的规定。

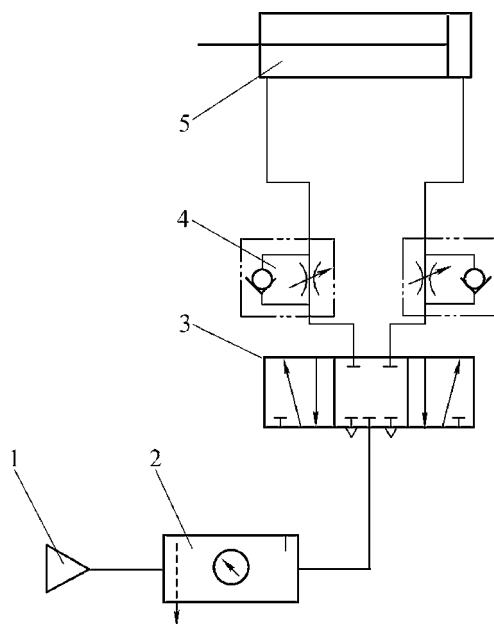


图1 试验装置系统原理图

1—气源;2—三联件;3—换向阀;
4—单向节流阀;5—被试气缸

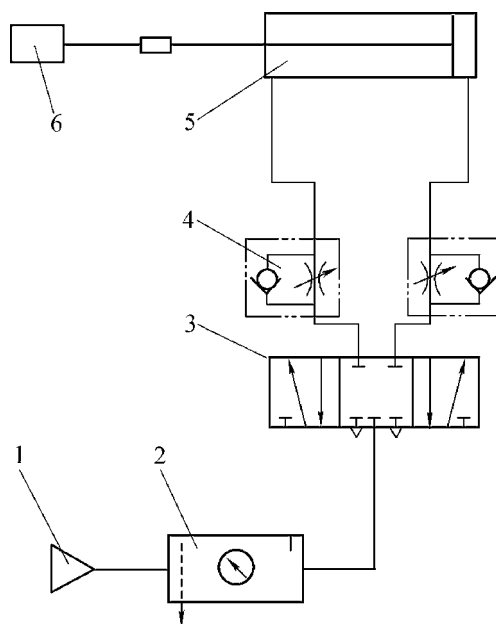


图2 试验装置系统原理图

1—气源;2—三联件;3—换向阀;
4—单向节流阀;5—被试气缸;6—加载装置

4.2.4 密封性能

在耐压试验后空载状态下进行。试验时保持气缸的静止状态,向气缸两端气口交替通入最低工作压力和公称压力,分别检查活塞部位的内泄漏和活塞杆部位和其他部位的外泄漏,泄漏情况应符合 3.2.4 的规定。

4.2.5 耐久性

试验回路可参照图 2。

在活塞杆的轴向方向施加相当于气缸最大理论输出力的 50% 的负载。在被试气缸两端气口交替通入公称压力,调节排气口流量,使活塞平均速度达到 200 mm/s,活塞沿全行程作往复运动,试验可连续或断续进行,其累计行程达到 3.2.5 的规定后,重复 4.2.1~4.2.4 试验并仍应符合要求。

4.2.6 外观

气缸外观的检查方法,采用目测法和手感法进行,应符合 3.2.6 的规定。

5 检验规则

5.1 出厂检验

5.1.1 每台产品须经制造厂质量检验部门检验合格后才能出厂。

5.1.2 出厂检验分为必检项目和抽检项目。

出厂必检项目:3.2.1, 3.2.4, 3.2.6

出厂抽检项目:3.2.3

5.1.3 气缸产品抽检数量为每个生产班次生产量的 2%,但不得少于三台。

5.1.4 判定规则

在抽检的产品中如有不合格项目,则该项目应加倍抽检,如仍有不合格,则对该批产品的该项目逐台(件)进行检验。

5.2 型式试验

5.2.1 气缸产品须经型式检验合格后,才能批量投产。

5.2.2 凡属下列情况之一者,都应进行型式检验:

- a) 试制的新产品(包括老产品转厂);
- b) 由于改进设计、工艺或变更材料,其性能可能受到影响时;
- c) 停产1年后,恢复生产时。

5.2.3 抽样、判定

气缸型式检验抽检数量为三台(件),其中一台(件)进行全项目检验,其余两台只做除耐久性项目外的其他性能检验。在检验中,如有不合格,则应加倍抽检,如全部合格,则型式检验仍判为合格,若仍有不合格则判定该产品型式检验不合格。

6 产品标志、包装及贮存

6.1 产品标志

在产品表面的适当位置上固定铭牌,铭牌应清晰、美观、端正、大方。铭牌上应标出:

- a) 产品名称及型号;
- b) 公称压力;
- c) 制造厂名称;
- d) 制造日期。

6.2 包装

气缸产品的包装方式和方法,可由制造厂按运输部门的规定或与订货单位协商确定,但应确保产品在正常运输中不致损坏。

在包装的外表面应标明:

- a) 制造厂名称;
- b) 产品名称及型号;
- c) 数量;
- d) 毛重及外型尺寸;
- e) 收货单位及地址;
- f) 注明“小心轻放”、“防潮”和“防压”等标志;
- g) 装箱日期。

6.3 随机文件

- a) 产品使用说明书;
- b) 出厂合格证明。

6.4 贮存

气缸产品应存放在通风、干燥、无腐蚀的室内。

附录 4 气动换向阀技术条件

(JB/T 6378—1992)

1 主题内容与适用范围

本标准规定了气压传动和控制系统中使用的换向阀的技术要求、试验方法和检验规则。

本标准适用于以压缩空气为工作介质的一般工业用气控、电控、人力与机械控制换向阀。特殊要求的气动换向阀不在本标准规定之内。

2 引用标准

GB 156 额定电压

GB/T 786.1 液压气动图形符号

GB 998 低压电器基本试验方法

GB 1497 低压电器基本标准

GB 4026 电器接线端子的识别和用字母数字符号标志接线端子的通则

3 术语、符号、代号

3.1 术语

3.1.1 气动换向阀

具有两个以上连接口,并能得到两种以上流动状态的气动方向控制阀。

3.1.2 换向

气动换向阀在规定条件下,其出口压力上升至进口压力的 90%或下降至进口压力的 10%时,则认为气动换向阀实现了换向。

3.1.3 换向时间

从发出控制信号开始到换向阀实现换向所花费的时间。

3.1.4 最低工作压力

气动换向阀正常换向的最低进口压力。

3.1.5 最低控制压力

能使气动气控换向阀正常换向的阀的控制口处的最低压力。

3.1.6 最小控制力

能使气动、人力、机械控换向阀正常换向的最小力。

3.1.7 弹性密封

利用密封件的弹性而实现密封要求的密封形式。

3.1.8 间隙密封

利用相对滑动件间的配合间隙而实现密封要求的密封形式。

3.1.9 泄漏

从有密封要求的部位流出空气的现象叫泄漏。

3.1.10 内泄漏

发生于气动换向阀内腔各流道间的泄漏称为内泄漏。

从气动换向阀的与进口呈断开状态的那个出口所测得的流量即为本标准所指的内泄漏量。

3.1.11 外泄漏

从气动换向阀的内部至大气的泄漏称为外泄漏。

3.1.12 工作频度

换向阀在工作状态下,二次换向动作之间的间隔时间的倒数,用 1 次/时间(数量)表示。

3.1.13 壅塞流态下的有效截面积(S 值)

元件内处于壅塞流态时,通过元件的质量流量乘以上游总温的开方,再除以 0.040 4 倍的上游总压。

3.1.14 临界压力比 *b*

根据在亚音速流态下元件的流量特性曲线是四分之一椭圆的假设,由实测数据推算出的值,用它代表流动变成壅塞流时,元件下游静压与上游总压之比。

3.2 符号和代号

3.2.1 气动换向阀的图形符号应按 GB 786 的规定。

3.2.2 气动换向阀图形符号中所使用的代号,*P* 为进口,*A*、*B*、*C*…为出口,*O* 为排气口,*K* 为控制口,位号则加脚标,如 *O*₁, *O*₂, …, *K*₁, *K*₂, …。

4 技术要求

4.1 工作条件

4.1.1 工作介质

气动换向阀的工作介质应经过滤、干燥等处理并达到表 1 的要求。

表 1

换向阀 结构	工作压力(MPa)		温度(℃)	压力露点 (℃)	固体粒子含量	
	公称值	允许波动(%)			最大粒径(μm)	最大浓度(mg/m ³)
间隙密封	0.63 (0.80)	±10	-5~50	一般应比 使用环境 温度低 10	<5	<5
弹性密封	1.00 1.60				<50	<12.5

注:①除非另有规定,介质中一般应含有润滑油雾。
②可使用附录 A(参考件)推荐的工作介质处理程序。

4.1.2 工作环境

气动换向阀的工作环境应符合表 2 要求。

表 2

环境要求	温度(℃)	周围空气相对湿度(%)	电气污染等级 按 GB 1497
控制方式			
气控、人、机控	-5~50	—	—
电 控	-5~40	<90	3

4.1.3 安装要求

气动换向阀应按说明书中规定的安装方向安装。

4.1.4 工作频度

气动换向阀的工作频度应为 1 次/s~1 次/30 天。

4.1.5 电源要求

4.1.5.1 气动电磁换向阀使用的电源电压应符合换向阀的额定电压。

气动电磁换向阀使用的交流电源频率为 50(60)Hz。

4.1.5.2 气动电磁换向阀允许的电源电压波动范围为额定电压的 85%~110%，允许的电源频率波动范围为-5%~5%。

4.2 技术性能

4.2.1 公称压力

气动换向阀的公称压力应符合表 3 的规定。

4.2.2 控制性能

气动换向阀的控制性能见表 3。

4.2.2.1 工作电压

气动电磁换向阀在表 3 规定的工作电压范围内均应可靠换向。

4.2.2.2 电磁铁释放电压

气动电磁换向阀电磁铁的释放电压应在表 3 规定的范围内。

4.2.2.3 最低工作压力

气动电磁换向阀(先导式)的最低工作压力应符合表 3 的规定。

4.2.2.4 最低控制压力

气动气控换向阀的最低控制压力应符合表 3 的规定。

4.2.2.5 最小控制力

气动人力、机械控换向阀的最小控制力应符合表 3 的规定。

表 3

控制方式		电 控				气控	人力、机械控					
换向条件 公称压力(MPa)	工作电压(V)		电磁铁释放电压(V)		最低工作压 力 (先导式) (MPa)	最低控 制压力 (MPa)	最小控制力(N)					
	额定值 U_s	允许 范围 $U_s\%$	交流 $U_s\%$	直流 $U_s\%$			通径(mm)					
							1.6~2	3~4	6	8	10	15
0.63	按 GB 186 的规定	85~ 110	75~ 20	75~ 10	<0.2	<0.4	<30	<50	<80	<100	<120	<160
(0.8)					<0.25	<0.5						
1.0					<0.35	<0.6						
1.6					<0.5	<1.0						

4.2.3 换向动作

气动换向阀换向时,动作应迅速灵活,无异常声响。

4.2.4 换向时间

气动换向阀(人力、机械控制除外)的换向时间应符合表 4 的规定。

表 4

指标项目 通径(mm)	流 量 特 性			耐久性 (万次)	换向时间(s)	内泄漏量(mL/min)	
	<i>b</i>	<i>S</i> _{min} (mm ²)				弹性密封	间隙密封
		轻型	普通				
1	0.2~0.5	0.3		>200	<0.03	<50	<500
1.2		0.5					
1.6		1					
2		1.6					
3		3					
4		4					
6		5	10	>150	<0.04	<100	<1 000
8		10	20				
10		20	40				
15		40	60				
20		60	110				
25		110	190				
32		190	300	>50	<0.10	<200	<1 500
40		300	400				
50		400	650				

4.2.5 流量特性

气动换向阀的流通能力用壅塞流态下的有效截面积 *S* 值和临界压力比 *b* 值表示。

气动换向阀各通道的 *S* 值、*b* 值均应符合表 4 的规定。

4.2.6 密封性

气动换向阀的密封性能用换向阀的内、外泄漏来表示。

4.2.6.1 气动换向阀在试验压力下的内泄漏量应符合表 4 的规定。

4.2.6.2 气动换向阀在试验压力下应无外泄漏。

4.2.7 耐压性

气动换向阀在试验压力下，应不出现开裂、永久变形及其他损坏。

4.2.8 耐久性

气动换向阀的耐久性应符合表 4 的规定。

4.2.9 外观质量

4.2.9.1 气动换向阀外观应光滑、平整、色泽均匀，表面无剥落、划痕、碰伤等缺陷。

4.2.9.2 气动换向阀的裸露表面应进行防锈等处理，并应符合相应技术标准。

4.2.10 电气性能

气动电磁换向阀应进行规定条件下的电气性能试验。

4.2.10.1 工频耐压

气动电磁换向阀应按第 5.2.9.1 条的方法进行工频耐压试验，试验电压按表 5 规定。

表 5

额定电压 U_s (V)	工频耐压试验电压交流有效值(V)	绝缘电阻(M Ω)
≤ 60	1 000	≥ 1
$> 60 \sim 300$	2 000	≥ 1.5
$> 300 \sim 660$	2 500	

4.2.10.2 温升

气动电磁换向阀的线圈和电磁铁按第 5.2.9.2 条的条件测得的温升值应符合表 6 的规定。

表 6

绝缘材料等级	温升(℃)	绝缘材料等级	温升(℃)
A	≤ 85	F	≤ 135
E	≤ 100	H	≤ 160
B	≤ 110		

4.2.10.3 耐湿热性

气动电磁换向阀应在第 5.2.9.3 条的条件下经受交变湿热环境试验(Db)。

4.2.10.4 绝缘电阻

气动电磁换向阀的绝缘电阻,在第 5.2.9.3 条的湿热条件下应能符合表 5 的要求。

4.2.10.5 接线端子

气动电磁换向阀接线端子的识别和标志应符合 GB 1497 中第 7.1.6 条的规定。

5 试验方法

5.1 试验条件

5.1.1 介质要求

5.1.1.1 气动换向阀的试验压力应符合表 7 的规定。

表 7

试验压力 试验项目		公称值(MPa)				允许波动(%)
		0.63	(0.80)	1.00	1.60	
控制性能		0.40	0.50	0.60	1.00	±4
换向动作						
换向时间						
耐久性						
密封性	内泄漏量	0.63	0.80	1.00	1.60	
	外泄漏					
耐压性		1.00	1.20	1.50	2.40	
有效截面积		0.50				

5.1.1.2 气动换向阀试验介质的其他要求与工作介质同。

5.1.2 环境要求

5.1.2.1 温度

- a. 型式检验:25℃±10℃;
- b. 出厂检验:按室温。

5.1.2.2 相对湿度不大于 85%。

5.1.3 电源要求

- 5.1.3.1 试验用电源电压的误差、交流电源频率的误差范围为额定值的-5%~5%。
- 5.1.3.2 试验用直流电源的纹波系数应不大于 5%。
- 5.1.3.3 试验仪器、仪表等使用的电源应按各仪器、仪表的说明书中的规定。

5.1.4 试验装置

5.1.4.1 试验装置中的测压点位置应按图 1 规定。

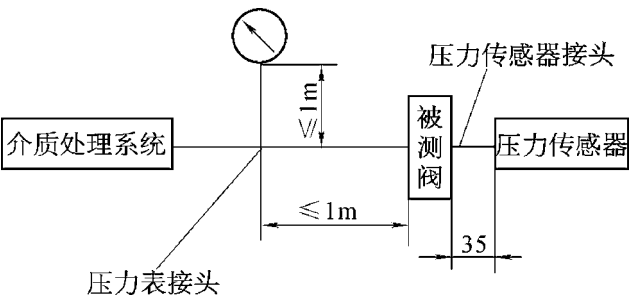


图 1 测压点位置

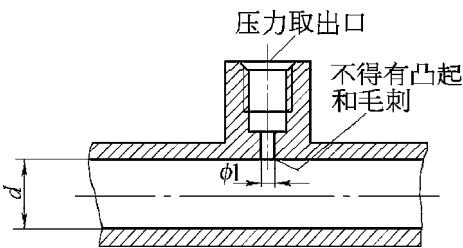


图 2 压力表联结管示意图

5.1.4.2 压力表管接头示意(见图 2)。

5.1.4.3 除非另有规定,计量值的允许差应按表 8 的规定。

表 8

计 量 名 称	计 量 单 位	允许差(测量值的%)	
		型 式 检 验	出 厂 检 验
压 力	MPa	±2%	±3%
流 量	L/min	±4%	±6%
温 度	℃	±2℃	±3℃
时 间	s	±5%	
电 压	V		
电 阻	Ω		
电 流	mA	(0~5)%	
耐久性	万次	±0.01%	

5.2 试验项目及其方法

5.2.1 控制性能

5.2.1.1 工作电压

在被测电磁换向阀进口通入符合第 5.1.1 条规定的介质,将电源电压分别调至表 3 规定的最小和最大工作电压,接通电路,若此时被测阀均能实现换向,则该阀符合要求。

5.2.1.2 电磁铁释放电压

将处于吸合状态下的电磁换向阀的电压连续递减,直至被测阀因电磁铁释放而换向,该

换向瞬时的电压即为电磁铁释放电压。

电磁铁释放电压测定次数及取值应按表 9 的规定。

表 9

电 流 种 类	测 定 次 数		取 值 方 法	备 注
	出 厂	型 式	取算术平均值	对直流,出厂检验应每次改变极性,型式检验应每 2 次改变极性
交 流	>2 次			
直 流	>2 次	>6 次		

5.2.1.3 最低工作压力

将被测电磁阀(先导式)通电,使之处于工作状态。

使被测阀的进口压力缓慢上升,直至阀实现换向,该阀换向瞬时的进口压力即为最低工作压力。应连续测试 3 次,取平均值。

5.2.1.4 最低控制压力

在被测气控换向阀进口通入符合第 5.1.1 条规定的介质,使阀控制口的压力缓慢上升,直至阀实现换向,该阀换向瞬时的控制口压力即为最低控制压力,应连续测试 3 次,取平均值。

5.2.1.5 最小控制力

在被测人力、机械控制换向阀的进口通入符合第 5.1.1 条规定的介质,然后在阀的控制端加一与阀芯运动方向相同的力,逐渐加大该力,直至被测阀实现换向,该阀换向瞬态下所受之力即为最小控制力。

5.2.2 换向动作

在被测阀进口通入符合第 5.1.1 条的介质,据其控制方式给予表 3 规定的额定换向条件,使被测阀换向。

使被测阀连续换向 5 次(来回),观察判别其换向动作是否正常。若其动作符合第 4.2.3 条的要求,则可认为换向动作正常。

5.2.3 换向时间

在被测阀进口通入符合第 5.1.1 条规定的介质,据其控制方式给予表 3 规定的额定换向条件,使被测阀换向,测出实际换向时间。

以 1 次/s 的频度连续换向 10 次(来回),取算术平均值,并应满足下式:

$$|T_M - T| / T \leq 30\%$$

式中 T_M ——实际最大或最小值;

T ——平均值。

5.2.4 流量特性

5.2.4.1 流量特性的测试应在被测阀的 P 、 A 、 B 口之间和 A 、 B 、 O 口之间进行。

5.2.4.2 流量特性的试验应按有关标准气动元件流量特性的试验方法进行。

5.2.5 密封性

5.2.5.1 内泄漏量

在被测阀进口通入符合第 5.1.1 条规定的介质,然后在阀芯的各个位置上分别测出应

与进口隔断的各出口的流量,这些流量即分别为各流道的内泄漏量。

5.2.5.2 外泄漏

将被测阀的出口堵死,从被测阀进口通入符合第 5.1.1 条规定的介质,保压 0.5 min,用涂肥皂水或其他方法检查,应无外泄漏。

5.2.6 耐压性

将被测阀的出口堵死,并使阀芯处于工作位置。

从被测阀进口通入符合第 5.1.1 条规定的介质,保压 1 min,检查各部分应能满足本标准第 4.2.7 条的要求。

5.2.7 耐久性

5.2.7.1 在被测阀进口通入符合第 5.1.1 条规定的介质,以 1 次/s 的频度给予表 3 规定的换向条件,使被测阀反复换向,当换向次数达到规定的耐久性指标后,重复检验第 5.2.1, 5.2.2, 5.2.3, 5.2.5 条时仍应满足相应的规定和要求。

5.2.7.2 在耐久性试验过程中不得作任何调整,但在每完成 30 万次后允许加注润滑剂;在完成规定次数后重测有关性能前允许对被测阀进行清洗或加注润滑剂,但不得更换零件及其装配位置。

5.2.8 外观质量

5.2.8.1 外观检查一般采用目测,检查结果应达到第 4.2.9 条的要求。

5.2.8.2 按标准进行处理的表面,应符合相应标准的试验方法。

5.2.8.3 检查接线端子是否牢固易识别,是否符合第 4.2.10.5 条的要求。

5.2.9 电气性能

5.2.9.1 工频耐压

5.2.9.1.1 气动电磁换向阀工频耐压的试验电压波形为正弦波,频率为 45~62 Hz,当高压输出端短路时,电流应不小于 0.5 A。

5.2.9.1.2 气动电磁换向阀的工频耐压试验应在被测阀电磁线圈和外壳之间进行,并按第 4.2.10.1 条表 5 选取试验电压值。

5.2.9.1.3 施压时间:型式检验为 1 min,出厂检验可缩短至 1 s。

5.2.9.1.4 施加电压时应从小于 1/2 试验电压开始,逐步升至规定值,然后持续至规定时间。施压结束应避免突然失压。

5.2.9.1.5 合格判定:应无绝缘击穿和闪络。

5.2.9.1.6 其余可按 GB 1497 中第 8.2.2.3.2 条的规定。

5.2.9.2 温升

5.2.9.2.1 气动电磁换向阀线圈和电磁铁温升试验应在额定频率、额定电压下进行。周围空气温度为 10~40 °C,试验时周围空气温度变化应不超过 10 °C。

5.2.9.2.2 温升值必须在发热稳定状态下测得(相隔 1 h 所测得的温升差不超过 1 °C 时,则认为发热稳定)。

5.2.9.2.3 其余温升试验方法应按 GB 998 中第 5.3 条的规定。

5.2.9.3 耐湿热性

气动电磁换向阀的耐湿热性试验应在下列条件下按 GB 1497 中第 7.2.13.2 条规定的方法进行。

- a. 严酷等级: 高温温度为 55 ℃, 试验周期为 2 昼夜;
- b. 在低温高湿阶段最后 1~2 h 中于 3 min 内先测出阀的电磁线圈与外壳之间的绝缘电阻, 然后进行 1 min 工频耐压试验;
- c. 测出的绝缘电阻应不小于表 5 的规定。绝缘电阻的测量仪表应按表 10 选取。工频耐压的试验电压为表 5 规定值的 80%。

表 10 (V)

额定电压	兆欧表的电压等级	额定电压	兆欧表的电压等级
≤60	250	>60~380	500

6 检验规则

6.1 出厂检验

- 6.1.1 气动换向阀须经质量检验部门检验合格后方可出厂。
- 6.1.2 气动换向阀出厂检验的项目按表 11 的规定, 分为必检、抽检两类。

表 11

出厂检验项目				检验类别	备 注
条 号		名 称			
5.2.1	5.2.1.1	控 制 性 能	工作电压	必 检	电磁换向阀
	5.2.1.2		释放电压	抽 检	
	5.2.1.3		最低工作压力	必 检	电磁换向阀(先导式)
	5.2.1.4		最低控制压力		气控换向阀
	5.2.1.5		最小控制力	抽 检	人力、机械控换向阀
5.2.2		换向动作		必 检	
5.2.5		密封性			
5.2.8		外观质量			
5.2.9.1		工频耐压			
5.2.6		耐压性		抽 检	

- 6.1.3 抽检项目应在必检项目全部合格的产品中, 按 2% 的比例抽取, 并不得少于 3 件。
- 6.1.4 判定规则
 - a. 任一必检项目不符合要求, 产品即为不合格;
 - b. 必检与抽检项目全部符合要求, 产品即为合格;
 - c. 抽检项目中有不合格者, 则应在同一检验批中对不合格项目加倍抽样检查, 如复检产品全部符合要求, 则该批产品中除去首次检验不合格者外, 其余认为合格;
 - d. 如复检中仍有不合格者, 则应对该批产品的该项目逐件进行检验。

6.2 型式检验

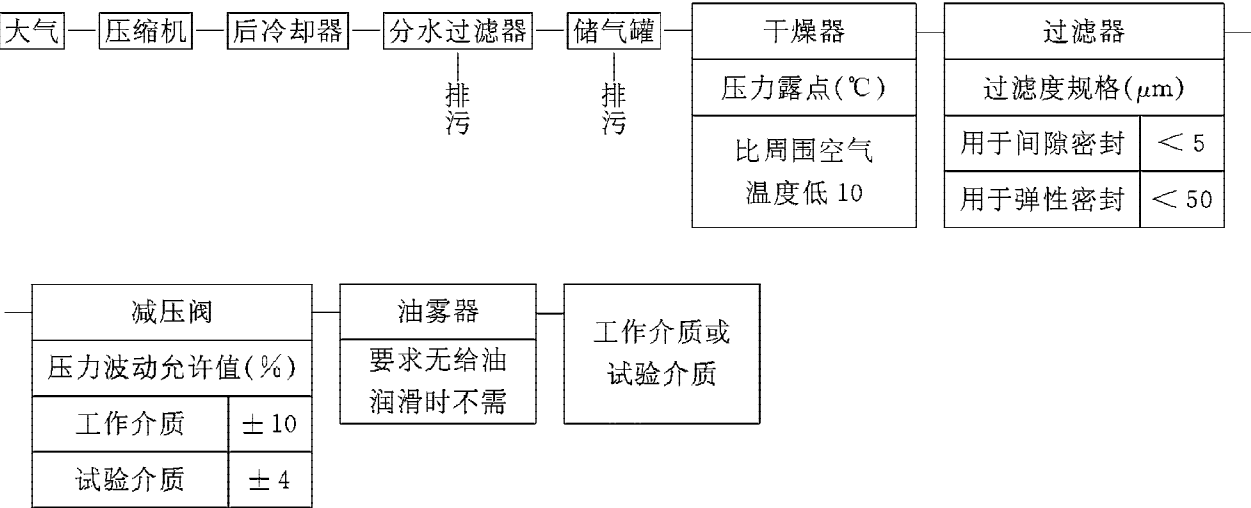
- 6.2.1 有下列情况之一时, 应进行型式检验:
 - a. 产品试制定型鉴定;
 - b. 由于改进设计, 改变工艺或材料, 可能影响产品性能时;

- c. 大批量产品,每三年不少于 1 次,可按系列产品抽取二种或二种以上规格;
 - d. 停产一年以上后又恢复生产的产品;
 - e. 出厂检验结果与上次型式检验有较大差异时;
 - f. 质量监督机构提出型式检验要求时。
- 6.2.2 用于型式检验的样件不得少于 3 件。其中 1 件应作全部项目检验,其余 2 件作除耐久性外的所有项目检验。
- 6.2.3 判定规则
- a. 样件检验全部符合要求,则该产品型式检验合格;
 - b. 样件中有一项性能不合格,则应对该项目加倍抽样复检,如复检样件全部符合要求,则该产品除去首次检验不合格者仍可判合格;
 - c. 若复检仍有不合格者,则判该产品型式检验不合格。
- 6.2.4 将检验结果整理、判别后填入相应的检验报告。

附 录 A

气动换向阀工作介质和试验介质处理程序图

(参 考 件)



附录 5 气动空气过滤器技术条件

(JB/T 7374—1994)

1 主题内容与适用范围

本标准规定了空气过滤器技术要求,试验方法,检验规则及标志、包装、贮存。
本标准适用于用物理方法去除主要污染物的空气过滤器。

2 引用标准

GB 2346 液压、气动系统及元件 公称压力系列
JB/T 6378 气动换向阀技术条件

3 术语

3.1 空气过滤器

空气过滤器是阻留压缩空气中含有主要的固体与液体污染物的气动元件。

3.2 过滤度

过滤度是指固体污物透过滤芯的最大直径。

3.3 水分离效率

水分离效率是指在规定压力降(或流量)下,空气过滤器的分离水量和给水量之比的百分数。

4 规格

规格按通径分,并应符合表 1 规定。

表 1

公称通径 d (mm)		6	8	10	15	20	25
连接 螺纹	公制(mm)	M10×1	M14×1.5	M18×1.5	M22×1.5	M27×2	M33×2
	英制(in)	G1/8"	G1/4"	G3/8"	G1/2"	G3/4"	G1"

5 技术要求

5.1 工作条件

5.1.1 工作介质

经初级处理的压缩空气。

5.1.2 介质温度、环境温度

介质温度、环境温度均为 5~60 ℃。

5.1.3 公称压力

空气过滤器公称压力按 0.63, 1.00, 1.60 MPa 选用。

5.2 性能要求

5.2.1 密封性

在公称压力下空气过滤器应无外泄漏。

5.2.2 耐压性

在 1.5 倍公称压力下,空气过滤器任何零(部)件应无损坏和永久变形。

5.2.3 过滤度

空气过滤器的过滤度按 1, 5, 10, 25, 40, 75 μm 选用。

5.2.4 水分离效率

空气过滤器的水分离效率不小于 80%。

5.2.5 压力降-空气流量

空气过滤器在各种进口压力下的空气流量用表 2 表示,其数值应在出口压力降达到进口压力的 5%时测得,其参数值分成 A、B 两档,产品按指定的档次进行检测,并不得小于表 2 的规定值。

表 2

进口压力 (MPa)	公称通径 $d(\text{mm})$											
	6		8		10		15		20		25	
	压力降-空气流量(标准状态下)(m^3/h)											
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
0.25	12.0	8.4	27.0	18.6	45.6	31.8	70.2	49.2	102.0	71.4	126.0	88.2
0.40	17.4	12.0	43.2	30.0	70.2	49.2	87.6	61.2	168.0	117.6	205.2	143.4
0.63	27.0	18.6	66.0	46.2	97.2	67.8	140.4	97.8	240.0	168.0	312.0	218.4
1.00	40.8	28.2	102.0	71.4	140.4	97.8	205.2	143.4	324.0	226.8	408.0	285.6

注:①进口压力大于 1.00 MPa 的流量值由生产厂给出。
②以上流量为青铜烧结滤芯过滤精度 75 μm 时的流量,配有其他滤材和精度滤芯的过滤器的流量由生产厂给出。

5.2.6 排水器性能

空气过滤器应设置手动或自动排水器。

5.2.6.1 手动排水器应开关灵活,启开时能排放,关闭时不泄漏。

5.2.6.2 自动排水器关闭时不泄漏,在规定的压力下当液位到达预定的高度时能自动排放,排水后应自动关闭,并装有手动排放装置。

5.2.7 外观质量

空气过滤器外表涂层应色泽均匀,无起泡及剥落等缺陷。塑料存水杯不应有影响透明度的纹影,无气泡等杂物。标牌应清晰、无剥落和翘角现象。

6 试验方法

6.1 试验条件

6.1.1 试验介质

经过滤度比被测滤芯精度高一档,水分离效率不小于 80%的空气过滤器处理的压缩空气。

6.1.2 环境温度

环境温度 5~40 ℃。

6.1.3 相对湿度

周围空气相对湿度≤90%。

6.1.4 试验压力

试验压力按表 3 规定。

表 3

公称压力(MPa)			0.63		1.00		1.60	
试验项目	耐压性	试验压力 (MPa)	1.5 倍公称压力					
	密封性		公称压力					
	水分离效率		0.63					
	压力降-空气流量		0.40	0.63	0.63	1.00	1.00	1.60
	排水器性能		0.63					
标准压力允许波动值			±4%					

6.1.5 试验仪表精度

试验用的压力表精度规定型式试验不低于 0.4 级,出厂试验不低于 2.5 级,测量范围的上限值不得大于试验压力的 2 倍;流量计不低于 2.5 级;温度计(表)为普通级。

6.2 性能试验

6.2.1 密封性试验

空气过滤器的试验压力按表 3 规定,输出口堵塞,浸没水中 15~30 cm,检测 10 s。

6.2.2 耐压性试验

空气过滤器的试验压力按表 3 规定,输出口堵塞,保压 1 min 后进行检验。

6.2.3 过滤度试验

a. 过滤度试验回路的原理按图 1。

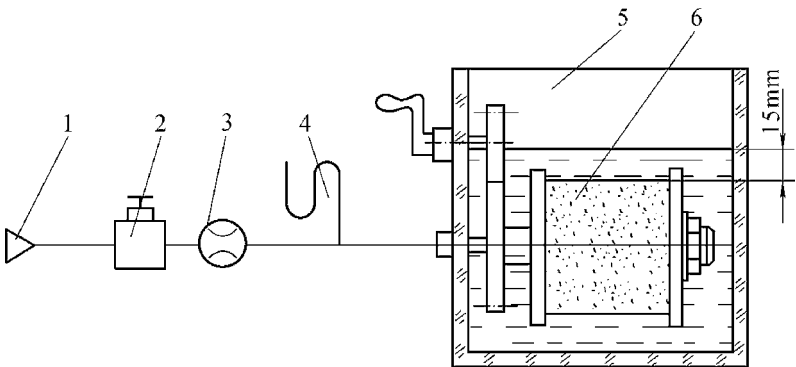


图 1 过滤度试验回路原理图

1—气源;2—定值器;3—流量计;4—U 形压力计;5—容器及测试装置;6—被测滤芯

b. 将被测滤芯放入盛有乙醇的容器中,液面浸过滤芯,加盖密封,将滤芯中的残存空气抽出,装置如图 2。

c. 将滤芯取出装在测试装置上,加入乙醇,其液面距离滤芯上端约 15 mm。

d. 在滤芯回转的同时,调节定值器的压力,从 0 开始,每回转一周,调一次压力,当滤芯

最初发生气泡时开始测量其压力和流量,一直测到空气流量的变化率相对稳定为止,将其测量值画成曲线,并作出 CD 延长线和 p 轴交点 h ,如图 3 所示。

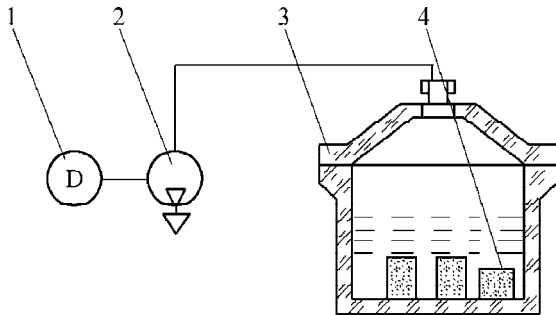


图2 滤芯抽空装置

1—电机;2—真空泵;3—密封容器;4—被测滤芯

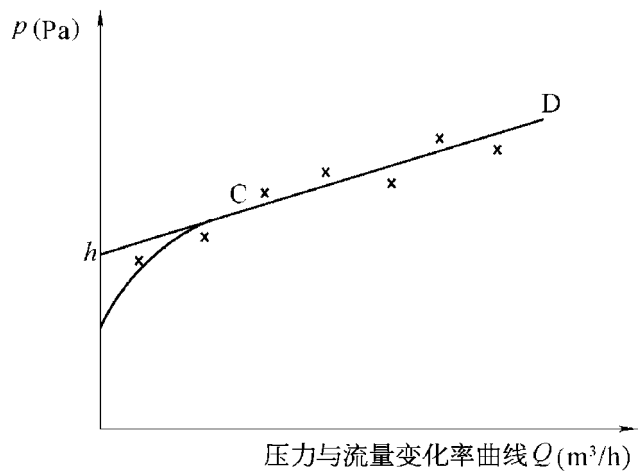


图3 压力与流量关系曲线

e. 利用下式计算过滤度 d :

$$d = k \times 0.408 \times 10^7 \times r/h \text{ (}\mu\text{m)}$$

式中 r ——乙醇的表面张力 $0.023\ 0(\text{N/m})$;

h ——曲线的斜率和纵座标轴交点的压力(Pa);

k ——经验系数,取 $0.48 \sim 0.52$ 。

6.2.4 水分离效率试验

6.2.4.1 水分离效率试验回路原理按图 4,取压孔结构按图 5。

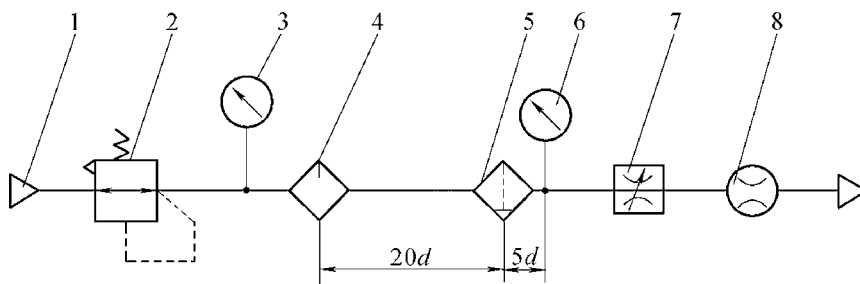


图4 水分离效率试验回路原理图

1—气源;2—空气减压阀;3、6—压力表;4—供水装置(可用油雾器代);

5—被测空气过滤器;7—节流阀;8—流量计

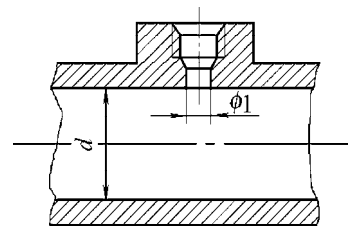


图5 取压孔结构

6.2.4.2 供给被测空气过滤器的进口空气压力为 $0.63\ \text{MPa}$,出口压力为 $0.62\ \text{MPa}$,并按 $1\ \text{m}^3$ 的空气含游离状态的水为 $30\ \text{mL}$ 的比例均匀给水。

6.2.4.3 操作程序

a. 首先给水,通气 $2 \sim 3\ \text{min}$ 后,把被测过滤器中存水排放干净。

b. 测量给水,给水量为存水杯有效容积的 $1/4$ 以上。通气 $1 \sim 2\ \text{min}$,分别测得给水量和分离水量。

c. 分水效率计算公式:

$$\eta = \frac{Q_x}{Q_m} \times 100\%$$

式中 η ——水分离效率;

Q_x ——分离水量(cm^3);

Q_m ——给水量(cm^3)。

d. 以上程序重复 3 次,取平均值。

6.2.5 压力降-空气流量试验

6.2.5.1 压力降-空气流量试验回路原理按图 6。

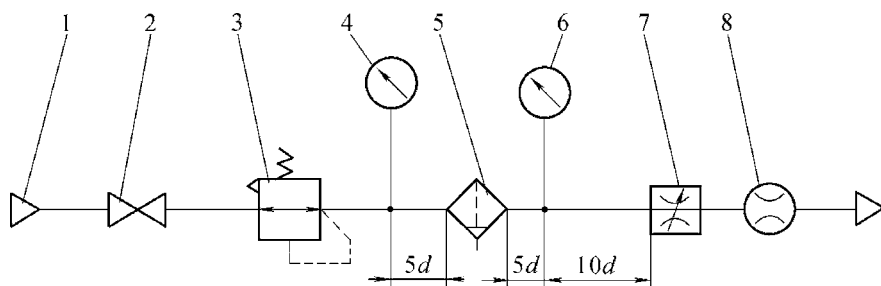


图 6 压力降-空气流量试验回路原理图

1—气源;2—截止阀;3—空气减压阀;4、6—压力表;5—被测空气过滤器;7—节流阀;8—流量计

6.2.5.2 过滤器试验压力按表 3 规定,调节节流阀开度,使流量逐渐增大,直至出口压力降达到进口压力的 5%,测量空气流量。在试验过程中进口压力始终保持不变。

6.2.6 排水器性能试验

6.2.6.1 手动排水器试验

将空气过滤器的存水杯中加入清水(出厂检验不加水),出口关闭,试验压力按表 3 规定,手动排水器打开关闭进行检验。

6.2.6.2 自动排水器试验

a. 试验回路原理按图 7 规定。

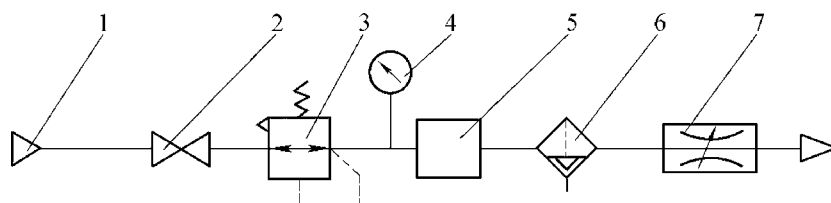


图 7 自动排水器试验回路原理图

1—气源;2—截止阀;3—空气减压阀;4—压力表;5—加水装置(可用油雾器代);6—被测件;7—节流阀

b. 空气过滤器的试验压力按表 3 规定,通过加水装置加入清水,调节节流阀开度,使被测件存水杯存水逐渐增加,进行检验。

6.3 外观质量检验

外观质量检验用目测法进行。

7 检验规则

7.1 出厂检验

7.1.1 每台空气过滤器须经厂检验部门检验合格后方可出厂,并附有合格证。

7.1.2 出厂必检项目 5.2.1, 5.2.6, 5.2.7 条。

7.1.3 出厂抽检项目 5.2.2 条。

7.1.4 抽检数量为每批(自然批)产量的 2%,但不得少于 3 台。

7.1.5 判定规则

按 JB/T 6378 中第 6.1.4 条规定。

7.2 型式检验

7.2.1 有下列情况之一时,产品应进行型式检验:

- a. 新产品试制或老产品转厂生产时;
- b. 正式生产后,如结构、材料、工艺有较大改变,可能影响产品性能时;
- c. 正常生产时,应定期进行检验,每三年不少于一次;
- d. 产品停产一年后,恢复生产时;
- e. 出厂检验结果与上次型式检验有较大差异时;
- f. 国家质量监督机构提出进行型式检验的要求时。

7.2.2 型式检验的气动元件数量规定为 3 台(件),其中一台(件)做全项目试验,其余只作性能试验。

试验中有不合格,被试件应加倍检验。如仍有不合格者,则该气动元件型式检验为不合格。

8 标志、包装、贮存

8.1 标志

8.1.1 空气过滤器外表面应标明:

- a. 产品名称、型号、规格;
- b. 公称压力;
- c. 流动方向;
- d. 过滤度;
- e. 接管螺纹标记;
- f. 制造厂名称;
- g. 制造日期。

8.2 包装

8.2.1 内包装

a. 材料

应选用纸盒纸板、包装用聚乙烯吹塑薄膜、聚乙烯气垫薄膜、聚苯乙烯泡沫塑料等材料。

b. 用塑料袋装:每 1 件(套)元件装成一袋,并折叠袋口。

c. 用纸盒装:每 1 或 2 或 5 袋装成一盒。

8.2.2 外包装

元件的外包装,应采用瓦楞纸箱,钙塑瓦楞纸箱或钉板箱,特殊要求的外包装由供需双方商定。

8.3 贮存

每台空气过滤器应贮存在空气温度为 5~40℃,相对湿度不大于 80%的仓库内,库内空气应不含有腐蚀性的有害杂质。

附录 6 气动油雾器技术条件

(JB/T 7375—1994)

1 主题内容与适用范围

本标准规定了油雾器技术要求,试验方法,检验规则及标志、包装、贮存。
本标准适用于将润滑油雾化并混入压缩空气的油雾器。

2 引用标准

GB 2346 液压、气动系统及元件 公称压力系列
JB/T 6378 气动换向阀技术条件

3 术语

油雾器:将润滑油可控雾化并混入压缩空气流中的气动元件。

4 规格

规格按通径分,并应符合表 1 规定。

表 1

公称通径 d (mm)		6	8	10	15	20	25
连接 螺纹	公制(mm)	M10×1	M14×1.5	M18×1.5	M22×1.5	M27×2	M33×2
	英制(in)	G1/8"	G1/4"	G3/8"	G1/2"	G3/4"	G1"

5 技术要求

5.1 工作条件

5.1.1 工作介质

经过滤洁净的压缩空气。

5.1.2 介质温度和环境温度

介质温度和环境温度均为 5~60℃。

5.1.3 公称压力

油雾器公称压力按 0.63 MPa, 1.00 MPa, 1.60 MPa 选用。

5.2 性能要求

5.2.1 密封性

在公称压力下油雾器应无外泄漏。

5.2.2 耐压性

在 1.5 倍公称压力下,油雾器任何零(部)件应无损伤和永久变形。

5.2.3 压力降-空气流量

油雾器在各种进口压力下的空气流量用表 2 表示,其数值应在压力降为进口压力的 5% 时测得。其参数值分 A、B 两档,产品按指定的档次进行检测,并不得小于表 2 的规定值。

表 2

进口压力 (MPa)	公称通径 $d(\text{mm})$											
	6		8		10		15		20		25	
	压力降-空气流量(标准状态下)(m^3/h)											
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
0.25	9.0	6.0	13.8	9.6	19.8	13.8	27.0	18.9	70.8	49.2	124.8	87.0
0.40	15.0	10.5	23.4	16.2	35.4	24.6	54.0	37.8	135.0	94.2	195.0	136.2
0.63	21.6	15.0	32.4	22.2	54.0	37.8	87.0	60.6	201.0	140.4	297.0	207.6
1.00	42.0	29.4	60.0	42.0	99.0	69.0	126.0	88.2	303.0	211.8	378.0	264.6

注:进口压力大于 1.00 MPa 的流量参数由生产厂给出。

5.2.4 起雾流量

油雾器在各种进口压力下,每 1 分钟滴 5 滴油的空气流量,其参数值分 A、B 两档,产品按指定的档次检测,并不得大于表 3 的规定。

表 3

公称通径 $d(\text{mm})$	6		8		10		15		20		25	
进口压力 (MPa)	起雾流量(在标准状态下)(m^3/h)											
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
0.25	2.7	4.8	3.9	5.4	5.4	7.2	7.8	8.4	9.0	21.0	15.0	36.0
0.40	4.2	5.4	5.7	8.4	6.0	11.4	9.0	21.0	10.2	45.0	18.0	72.0
0.63	5.4	7.2	6.9	13.2	7.8	18.0	10.2	28.8	11.7	66.0	21.6	96.0
1.00	8.4	13.2	9.6	18.0	12.0	28.2	13.2	39.0	14.1	90.0	30.6	126.0

注:①润滑油运动黏度应为 17~23(cst)。
②进口压力大于 1.00 MPa 的起雾流量参数由生产厂给出。

5.2.5 润滑油滴油量的调节

油雾器进口压力为 0.63 MPa,出口接恒节流孔,润滑油滴油量应能均匀可调且能关闭,并有滴油量目测指示器。

5.2.6 注油

油雾器注油方式根据其结构可分为不停气注油和停气注油两种。
带不停气注油结构油雾器,注油时应无油滴从注油口溅出。

5.2.7 耐久性

油雾器耐久性满足表 4 规定后,指标仍应符合 5.2.1, 5.2.5 条规定。

表 4

公称通径 $d(\text{mm})$	6	8	10	15	20	25
耐久性(万次)	≥ 100				≥ 80	

5.2.8 外观质量

油雾器外表涂层应色泽均匀,无起泡及剥落等缺陷。

塑料存水杯不应有影响透明度的纹影,无气泡等杂物,标牌应清晰,无剥落和翘角现象。

6 试验方法

6.1 试验条件

6.1.1 试验介质

经过滤度不低于 75 μm,水分离效率不小于 80%的过滤器处理的压缩空气。

6.1.2 环境温度

环境温度 5~40 ℃。

6.1.3 相对湿度

周围空气的相对湿度≤90%。

6.1.4 试验压力

试验压力按表 5 规定。

表 5

公称压力(MPa)		0.63	1.00	1.60
耐压性	试验 压力 (MPa)	1.5 倍公称压力		
密封性		公 称 压 力		
压力降-空气流量		0.40, 0.63	0.63, 1.00	0.63, 1.00, 1.60
起雾流量		0.25, 0.40	0.63	0.63, 1.00
润滑油滴油量调节		0.63		
注 油		0.40		
耐久性		0.40		
标准压力允许波动值		±4%		

6.1.5 试验仪表精度

试验用的压力表精度规定型式试验不低于 0.4 级,出厂试验不低于 2.5 级,测量范围的上限值不得大于试验压力的 2 倍;流量计不低于 2.5 级;温度计(表)为普通级。

6.2 性能试验

6.2.1 密封性能试验

将油雾器出口堵塞,试验压力按表 5 规定,放入水中,检测时间 10 s。

6.2.2 耐压性能试验

将油雾器出口堵塞,试验压力按表 5 规定,耐压 1 min 后检查。

6.2.3 压力降-空气流量

- a. 试验回路按图 1,取压口按图 2 规定;
- b. 试验压力按表 5 规定,并在试验过程中保持定值,调节节流阀使流量逐渐增大,当出口压力降达到进口压力的 5%时,测量空气流量;
- c. 重复三次取平均值。

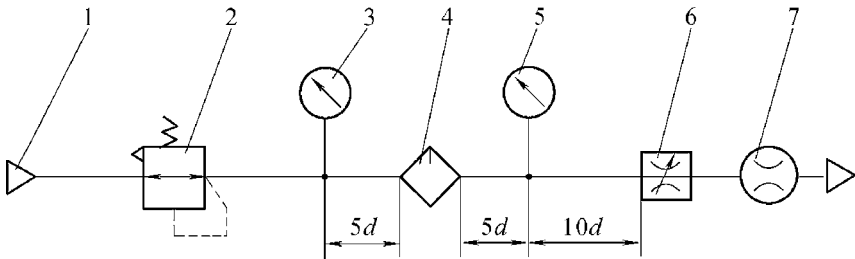


图 1 压力降-空气流量试验回路原理图

1—气源;2—空气减压阀;3、5—压力表;4—被测油雾器;6—节流阀;7—流量计

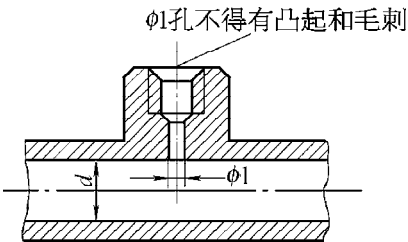


图 2 取压口结构

6.2.4 起雾流量试验

- a. 试验回路按图 1;
- b. 润滑油的运动粘度在 17~23 cst 的范围内选用,注油量为最低油面以上有效容积的 10%左右;
- c. 调节油针调至最佳位置;
- d. 试验压力按表 5 规定,然后逐渐调节节流阀开度,当每分钟均匀滴 5 滴油时,测量其空气流量;
- e. 重复三次取平均值。

6.2.5 润滑油滴油量的调节试验

- a. 试验回路按图 3,恒节流孔按表 6、图 4 规定;

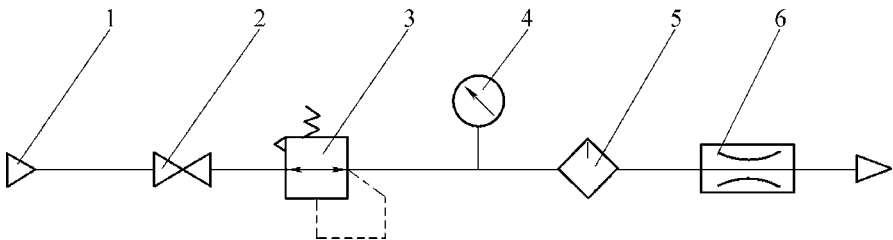


图 3 润滑油滴油量试验回路原理图

1—气源;2—截止阀;3—减压阀;4—压力表;5—被测油雾器;6—恒节流孔

表 6 (mm)

公称通径 d	6	8	10	15	20	25	40
恒节流孔径 ϕ	4		8		12		20

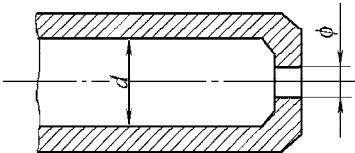


图 4 恒节流孔结构

- b. 润滑油油位处于正常工作油位;
- c. 试验压力按表 5 规定;
- d. 调节油雾器调节油针进行检测。

6.2.6 注油试验

- a. 将油雾器出口堵塞;
- b. 试验压力按表 5 规定;

c. 打开不停气加油螺塞加油,进行检查。

6.2.7 耐久性

a. 试验回路按图 5 规定;

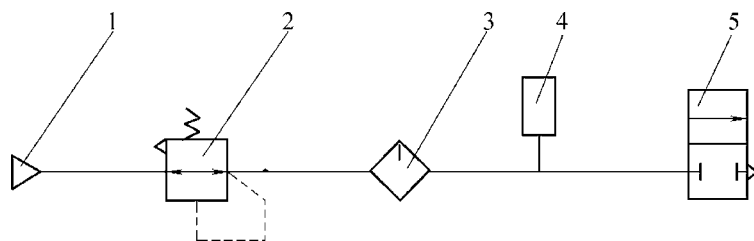


图 5 耐久性试验回路原理图

1—气源;2—空气减压阀;3—被测油雾器;4—数字计数器;5—开闭阀

b. 试验压力按表 5 规定,调节油针关闭油路,使开闭阀以 1 Hz 的频率换向;

c. 油雾器耐久性满足表 4 规定后,指标仍应符合 6.2.1, 6.2.5 条要求。

6.3 外观质量检验

外观质量检验采用目测法。

7 检验规则

7.1 出厂检验

7.1.1 每台油雾器须经厂检验部门检验合格后方可出厂,并附有合格证。

7.1.2 出厂必检项目 5.2.1, 5.2.5, 5.2.8 条。

7.1.3 出厂抽检项目 5.2.2 条。

7.1.4 抽检数应为每批(自然批)产量的 2%,但不得少于 3 台。

7.1.5 判定规则

按 JB/T 6378 中 6.1.4 条规定。

7.2 型式检验

7.2.1 有下列情况之一时,产品应进行型式检验:

- a. 新产品试制或老产品转厂生产时;
- b. 正式生产后,如结构、材料、工艺有较大改变,可能影响产品性能时;
- c. 正常生产时,应定期进行检验,每三年不少于一次;
- d. 产品停产一年后,恢复生产时;
- e. 出厂检验结果与上次型式检验有较大差异时;
- f. 国家质量监督机构提出进行型式检验的要求时。

7.2.2 型式检验的气动元件数量规定为 3 台(件),其中一台(件)做全项目试验,其余只做性能试验。

试验中有不合格,被试件应加倍检验。如仍有不合格者,则该气动元件型式检验为不合格。

8 标志、包装、贮存

8.1 标志

8.1.1 油雾器外表面应标明:

- a. 产品名称、型号、规格;

- b. 公称压力;
- c. 流动方向;
- d. 接管螺纹标记;
- e. 制造厂名称;
- f. 制造日期。

8.2 包装

8.2.1 内包装

a. 材料

应选用纸盒纸板、包装用聚乙烯吹塑薄膜、聚乙烯气垫薄膜、聚苯乙烯泡沫塑料等材料。

b. 用塑料袋装:每 1 件(套)元件装成一袋,并折叠袋口。

c. 用纸盒装:每 1 或 2 或 5 袋装成一盒。

8.2.2 外包装

元件的外包装,应采用瓦楞纸箱、钙塑瓦楞纸箱或钉板箱,特殊要求的外包装由供需双方商定。

8.3 贮存

每台油雾器应贮存在空气温度为 $5\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度不大于 80%的仓库内,库内空气应不含有腐蚀性的有害杂质。

附录 7 气动空气减压阀技术条件

(JB/T 7376—1994)

1 主题内容与适用范围

本标准规定了空气减压阀技术要求,试验方法,检验规则和标志、包装、贮存。
本标准适用于封闭回路中使压缩空气压力基本保持恒定的空气减压阀。

2 引用标准

GB 2346 液压、气动系统及元件 公称压力系列
JB/T 6378 气动换向阀技术条件

3 术语

3.1 空气减压阀

空气减压阀是用于当工作压力和流量发生变化时,使封闭回路中压缩空气压力基本保持恒定的气动元件。

3.2 溢流

溢流是当带有溢流机构的空气减压阀的出口压力超过给定值时产生卸压。

4 规格

规格按通径分,并符合表 1 规定。

表 1

公称通径 $d(\text{mm})$		6	8	10	15	20	25
连接 螺纹	公制(mm)	M10×1	M14×1.5	M18×1.5	M22×1.5	M27×2	M33×2
	英制(in)	G1/8"	G1/4"	G3/8"	G1/2"	G3/4"	G1"

5 技术要求

5.1 工作条件

5.1.1 工作介质

经除水过滤干净的压缩空气。

5.1.2 介质温度和环境温度

介质温度和环境温度均为 5~60℃。

5.1.3 公称压力

空气减压阀公称压力按 0.63, 1.00, 1.60 MPa 选用。

5.2 性能要求

5.2.1 密封性

5.2.1.1 内泄漏

空气减压阀在公称压力下,阀处于关闭状态时,出口处应无泄漏。

5.2.1.2 外泄漏

空气减压阀输入公称压力,在锁紧盖处、膜片连接处、压力表连接处、螺塞应无泄漏。

阀芯杆顶端为硬质密封时,在压力稳定时溢流口处溢流量不大于 $1 \text{ dm}^3/\text{min}$ 。

阀芯杆顶端为软质密封时,溢流口处应无泄漏。

5.2.2 耐压性

空气减压阀输入 1.5 倍公称压力,任何零(部)件应无损伤和永久变形。

5.2.3 压力特性

空气减压阀的出口接恒节流孔,其调定后的出口压力随进口压力变化的关系曲线用图 1 表示。当进口压力调至公称压力时,其出口压力变化值不大于 0.05 MPa 。

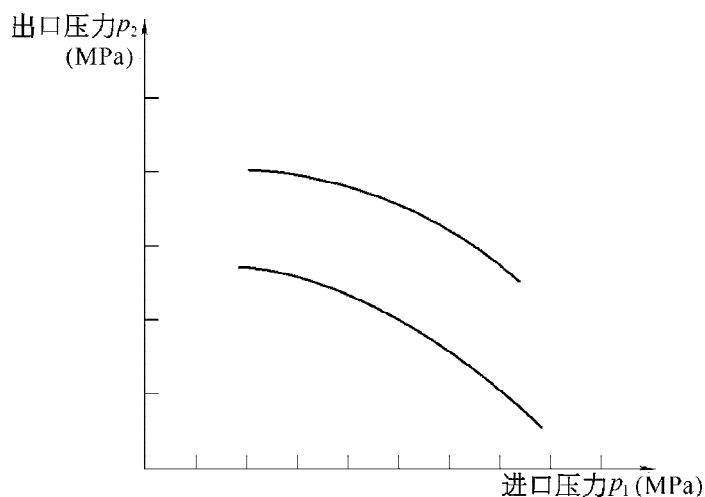


图 1 压力特性曲线

5.2.4 流量特性

空气减压阀进口压力为公称压力,其出口空气流量(在标准状态下)和出口压力之间的关系曲线用图 2 表示。

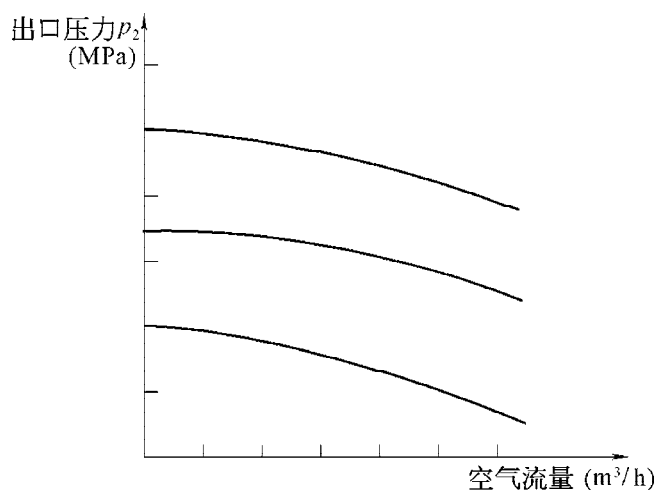


图 2 流量特性曲线

当出口压力降达到 0.05 MPa 时,相应流量档次的产品的最大流量不小于表 2 规定值。

表 2

进口压力 (MPa)	出口压力 (MPa)	公称通径 d (mm)											
		6		8		10		15		20		25	
		空气流量(标准状态下)(m³/h)											
		A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
0.63	0.25	7.2	5.1	38.4	26.4	44.4	30.6	54.0	37.8	84.0	58.8	109.8	76.8
	0.40	7.8	5.4	42.0	29.4	48.6	33.6	58.8	40.8	96.0	67.2	119.4	83.4
1.00	0.63	9.6	6.6	51.6	36.0	60.0	42.0	72.0	50.4	118.8	82.8	147.0	102.6

注：进口压力大于 1.00 MPa 的流量参数由生产厂给出。

5.2.5 出口压力(调压范围)

空气减压阀的出口压力的调节应符合表 3 中的一种出口压力。

表 3

(MPa)

公称压力	0.63	1.00	1.60
出口压力	0.05~0.25	0.05~0.40	0.05~0.40
			0.05~0.63
	0.05~0.40	0.05~0.63	0.05~1.00

5.2.6 压力调节

空气减压阀的进口压力为公称压力，其出口压力在允许的范围内均匀可调，无阶跃现象。

5.2.7 溢流特性

带溢流结构的空气减压阀，在给定压力的条件下，当下游压力超过规定值的 35%时应能造成溢流，并绘出出口压力与溢流流量的特性曲线，如图 3。

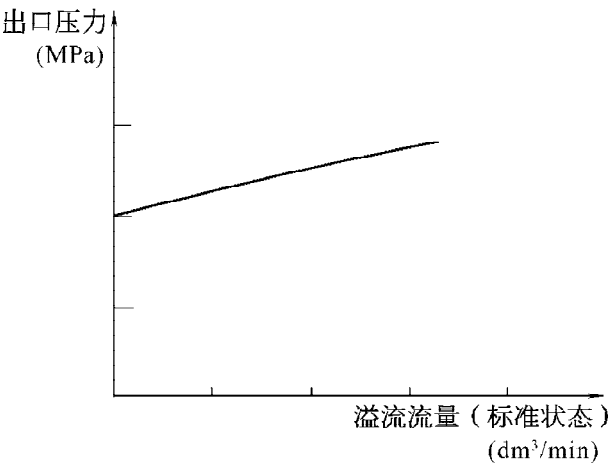


图 3 溢流特性曲线

5.2.8 外观质量

空气减压阀外表面涂层色泽应均匀、光滑，无伤痕及划伤和污垢等缺陷。标牌应端正、无剥落翘角现象，紧固件不得有松动。

5.2.9 耐久性

空气减压阀耐久性，在满足表 4 规定值后仍应符合 5.2.1、5.2.5 和 5.2.6 条规定。

表 4

公称通径 d (mm)	6	8	10	15	20	25
耐久性(万次)	≥ 80				≥ 50	

6 试验方法

6.1 试验条件

6.1.1 试验介质

经过滤度不低于 $75\ \mu\text{m}$, 水分离效率不小于 80% 的空气过滤器处理后的压缩空气。

6.1.2 环境温度

环境温度 $5\sim 60\ ^\circ\text{C}$ 。

6.1.3 相对湿度

相对湿度不大于 90%。

6.1.4 试验压力

试验压力按表 5 规定。

表 5

(MPa)

公称压力(输入)			0.63		1.00		1.60		
试 验 项 目	耐压性	试 验 压 力 (输 出)	1.5 倍公称压力						
	密封性		(1)内泄漏为 0; (2)外泄漏为最大输出压力。						
	压力特性		0.25	0.40	0.25	0.40	0.63	0.63	1.00
	流量特性		0.25	0.40	0.25	0.40	0.63	0.63	1.00
	出口压力		按表 3 规定						
	压力调节		按表 3 规定的 一种出口压力						
	溢流特性		0.25						
	耐久性		0.40		0.63			0.63	
标准压力允许波动值			±4%						

6.1.5 仪器、仪表精度

测量用压力表精度规定型式试验不低于 0.4 级, 出厂试验不低于 2.5 级, 计量范围上限值不得大于试验值的 2 倍; 流量计不低于 2.5 级; 温度计(表)为普通级。

6.2 性能试验

6.2.1 密封性试验

6.2.1.1 内泄漏试验

空气减压阀试验压力按表 5 规定, 阀关闭, 在出口处涂肥皂水, 观察 10 s。

6.2.1.2 外泄漏试验

空气减压阀试验压力按表 5 规定, 出口压力调至最大, 出口管路关闭, 在锁紧盖处、膜片连接处、压力表连接处、溢流口处涂肥皂水检查 10 s。

阀芯杆顶端为硬质密封时, 在溢流口接流量计(或用流量收集法)测量。

6.2.2 耐压性能试验

空气减压阀试验压力按表 5 规定,输出压力调至最大,输出口关闭,保压 1 min 后检查。

6.2.3 压力特性试验

6.2.3.1 试验回路按图 4,取压孔按图 5,恒节流孔结构按图 6、表 6 规定。

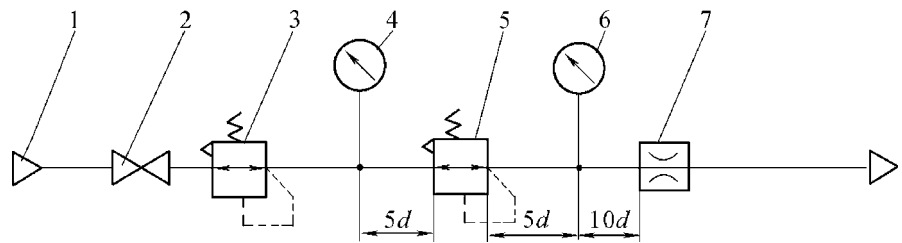


图 4 压力特性试验回路原理图

1—气源;2—截止阀;3—空气减压阀;4、6—压力表;5—被测阀;7—恒节流孔

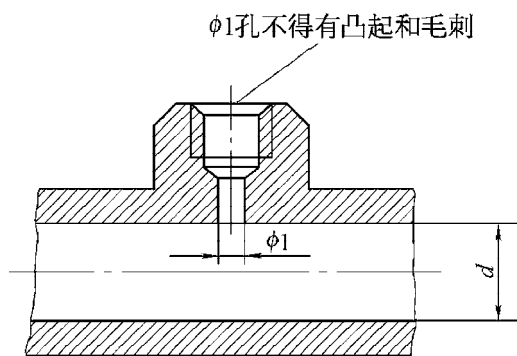


图 5 取压孔结构图

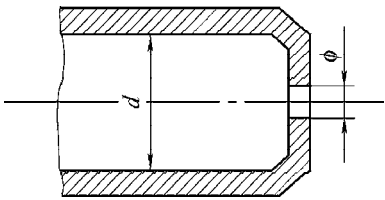


图 6 恒节流孔结构

表 6 (mm)

公称通径 d	6	8	10	15	20	25
恒节流孔径 ϕ	1				1.5	

6.2.3.2 空气减压阀输入压力比表 5 规定的出口压力高 0.05 MPa, 调定出口压力按表 5 规定。

6.2.3.3 调节被测阀的进口压力, 每增加 0.05 MPa, 测一次出口压力, 直至进口压力调至公称压力时止, 把测得的出口压力值, 绘成曲线, 并算出压力变化值。

6.2.4 流量特性

6.2.4.1 试验回路按图 7。

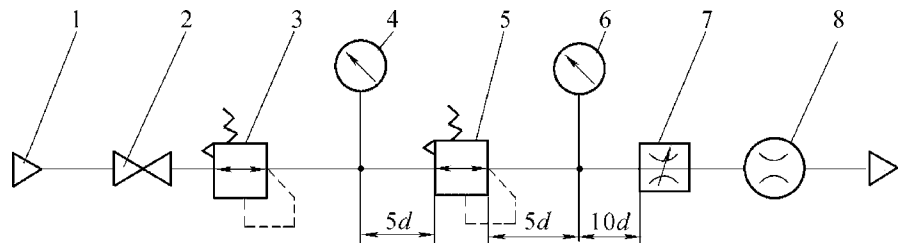


图 7 流量特性试验回路原理图

1—气源;2—截止阀;3—空气减压阀;4、6—压力表;5—被测空气减压阀;7—节流阀;8—流量计

6.2.4.2 空气减压阀的试验压力按表 5 规定, 在试验中进口压力始终保持不变。

6.2.4.3 缓慢调节节流阀开度, 每调一次, 测一次压力和流量, 直到出口压力降达到

0.05 MPa 为止。

6.2.4.4 按测量值画出流量与压力曲线,并测出压力降达到 0.05 MPa 时的流量值。

6.2.5 出口压力试验

6.2.5.1 试验回路按图 7。

6.2.5.2 被测阀关闭后,试验压力按表 5 规定,调节其出口压力的变化范围。

6.2.6 压力调节试验

空气减压阀试验压力按表 5 规定,在出口压力范围内连续调节进行试验。

6.2.7 溢流特性试验

6.2.7.1 试验回路按图 8 连接。

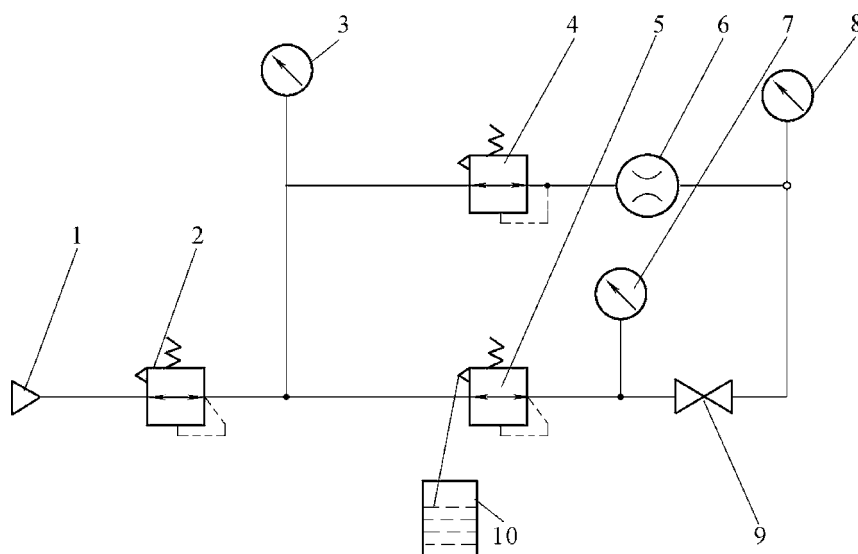


图 8 溢流特性试验回路原理图

1—气源;2、4—空气减压阀;3、7、8—压力表;5—被测空气减压阀;6—流量计;9—截止阀;10—量杯

6.2.7.2 被测阀 5 的试验压力按表 5 规定。

6.2.7.3 由小至大调节空气减压阀 4 的出口压力,当调至被测阀 5 开始溢流时记录出口压力和溢流流量(若被测阀阀芯杆顶端为硬质密封时,在平衡状态下的溢流量作为基准,从增加的流量计算),然后每增加 0.05 MPa 出口压力,测量一次溢流流量,测量次数 5~10 次,根据测量结果作出特性曲线。

6.2.8 耐久性试验

6.2.8.1 试验回路按图 9。

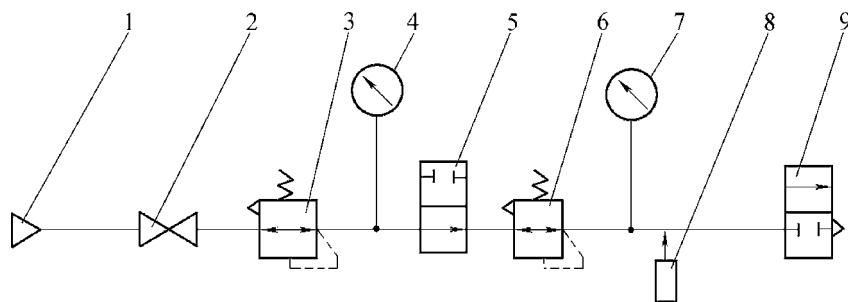


图 9 耐久性试验回路原理图

1—气源;2—截止阀;3—空气减压阀;4、7—压力表;5、9—二位三通阀(可用机、电、气控);6—被测空气减压阀;8—计数器

6.2.8.2 被测阀的试验压力按表 5 规定。

6.2.8.3 使二通阀 5、9 以 1 Hz 的频率换向,两阀同步反向开关,连续或间断进行,当完成动作次数后进行检验。

6.3 外观质量检验

外观质量用目测法进行检验。

7 检验规则

7.1 出厂检验

7.1.1 每台空气减压阀须经厂检验部门检验合格后方能出厂,并附有合格证。

7.1.2 出厂必检项目 5.2.1, 5.2.5, 5.2.6, 5.2.8 条。

7.1.3 出厂抽检项目 5.2.2 条。

7.1.4 抽检数量为每批(自然批)的 2%,但不得少于 3 台。

7.1.5 判定规则

按 JB/T 6378 中 6.1.4 条规定。

7.2 型式检验

7.2.1 有下列情况之一时,产品应进行型式检验:

- a. 新产品试制或老产品转厂生产时;
- b. 正式生产后,如结构、材料、工艺有较大改变,可能影响产品性能时;
- c. 正常生产时,应定期进行检验,每三年不少于一次;
- d. 产品停产一年后,恢复生产时;
- e. 出厂检验结果与上次型式检验有较大差异时;
- f. 国家质量监督机构提出进行型式检验的要求时。

7.2.2 型式检验的气动元件数量规定为 3 台(件),其中一台(件)做全项目试验,其余只做性能试验。

试验中有不合格,被试件应加倍检验。如仍有不合格者,则该气动元件型式检验为不合格。

8 标志、包装、贮存

8.1 标志

8.1.1 空气减压阀外表面应标明:

- a. 产品名称、型号、规格;
- b. 公称压力;
- c. 出口压力(调压范围);
- d. 流动方向;
- e. 接管螺纹标记;
- f. 制造厂名称;
- g. 制造日期。

8.2 包装

8.2.1 内包装

- a. 材料

应选用纸盒纸板、包装用聚乙烯吹塑薄膜、聚乙烯气垫薄膜、聚苯乙烯泡沫塑料等材料。

b. 用塑料袋装:每1件(套)元件装成一袋,并折叠袋口。

c. 用纸盒装:每1或2或5袋装成一盒。

8.2.2 外包装

元件的外包装,应采用瓦楞纸箱,钙塑瓦楞纸箱或钉板箱,特殊要求的外包装由供需双方商定。

8.3 贮存

每台空气减压阀应贮存在空气温度为 $5\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度不大于80%的仓库内,库内空气应不含有腐蚀性的有害杂质。

参 考 文 献

- [1] 吴筠,徐炳辉. 机械工程手册“气压传动篇”. 北京:机械工业出版社. 1982
- [2] 吴筠,陈启复. 气动工程手册. 北京:国防工业出版社. 1995
- [3] 清华大学流体传动及控制教研室,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:上海科学技术出版社. 1986
- [4] 清华大学力学系气动组,上海机械学院射流教研组. 气动技术. 北京:1976
- [5] 上海工业大学流控研究室. 气动技术基础. 北京:机械工业出版社. 1982
- [6] 东北工学院机械零件设计手册编写组. 液压传动和气压传动(《机械零件设计手册》续编). 北京:冶金工业出版社. 1979
- [7] 现代机械设备设计手册编辑委员会,张建寿. 现代机械设备设计手册第 12 篇气压传动与控制. 1996
- [8] SMC(中国)有限公司. 现代实用气动技术. 北京:机械工业出版社. 1998
- [9] 机械基础产品选用手册编写组. 机械基础产品选用手册. 北京:机械工业出版社. 1997
- [10] 日本油空压学会. 油空压便览. オーム社. 1989
- [11] [苏]E·B,盖尔茨. 气动元件和系统. 李建藩,徐炳辉,盛永才译. 北京:机械工业出版社. 1990
- [12] B Anbony-Pneumatic Handbook, 7th ed. London: Trade & Technical Press Ltd. 1989
- [13] 日本油空压工业会. 实用空气压ポケットブック. 1990
- [14] ISO 6358—1989 Pneumatic Fluid Power—Components using Compressible Fluid—Determination of Flow-rate characteristics
- [15] 陆鑫盛、周洪编. 气动自动化系统的优化设计. 上海:上海科学技术文献出版社. 2000
- [16] 陈国华,孙流芳,盛君豪,王达. 电工、液压气动符号新旧标准对照. 1993
- [17] 小金井有限公司等. 空气压讲习会. 1993
- [18] 路甬祥. 液压气动技术手册. 北京:机械工业出版社. 2002