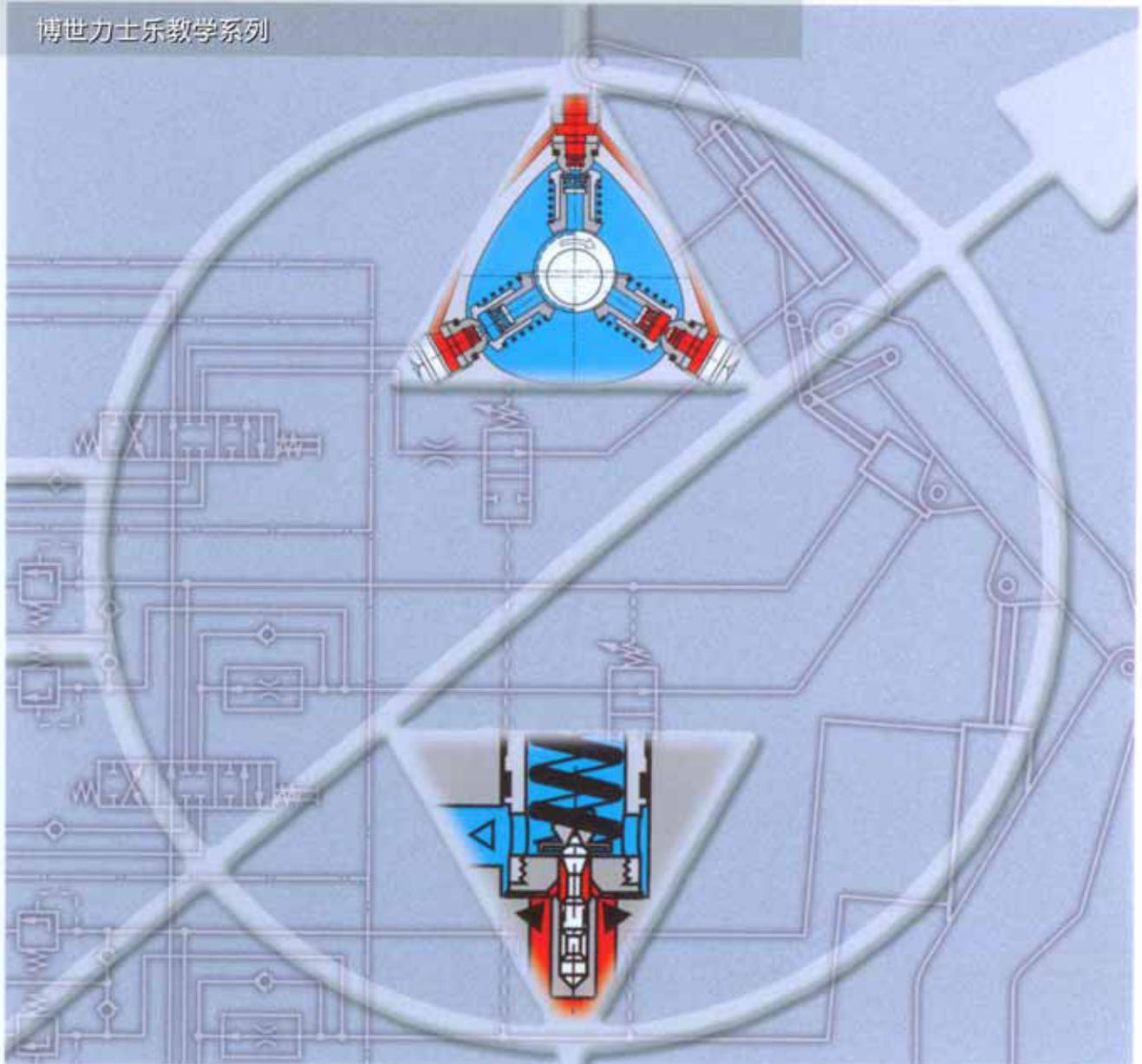


液压传动与液压元件

液压培训教材，第一册

博世力士乐教学系列



液压传动与液压元件

第三版

出版：博世力士乐

教学培训中心

作者：

H. Exner, R. Freitag, Dr.-Ing. H. Geis, R. Lang, J. Oppolzer, P. Schwab, W. Sumpf, U. Ostendorff, M. Reik

编辑、审校：

H. Kempf

封面设计：

GrafikDesign, Filderstadt

排版：

Ksis Repro, Stuttgart

书籍订购号：

RE 00 301/1978 (第一版, 1978)

RE 00 290/10.91 (第二版, 1991)

RE 00 290/2003 (第三版, 译自 RD 00290/2003)

RE 00 290/2004

ISBN3-933698-32-4

唯有征得我们的书面同意，才可对本书进行部分或全部复印、翻译。对于任何有悖于当地法律法规之处，我们概不负责。博世力士乐保留对本书的内容进行更改的权利。

Retroth

本书——“液压传动与液压元件”的前身，是广大读者早已熟悉的“液压培训教材”第一册。所以本书的成功故事应起源于1978年。从那时起，源于教学和培训的诸多成功经验，使本书成为广大读者的自学范本，甚至在整个液压工业界都倍受推崇。

奠定这一成功的根本，是本书作者们所具有的理念——这一理念就是：通过剖面图对液压元件的基本原理和功能进行阐释和表达。这样做的目的，是为了让理论知识的表达，具有一种更为直观而真实可信的参考要素。

此次第三次改版的主要特点，集中于以下几方面：

- 经过测试和检验的概念和原理，在本书内容中得以展现；
- 局部内容的更新和删节；
- 将鲜亮的色彩运用于液压回路图和剖面图，多种色彩的运用使抽象的机能得到了清晰的表达；
- 对于流体传动技术所涉及的重要标准、规范，均作了目录标引，便于读者快速检索；
- 书后采用了新课题索引，使读者更为方便地查找这些新的技术术语；
- 本书的图表均收录在CDROM光盘中，题为“HY1图集”。

借此机会，由衷感谢赫尔穆特-坎佩夫先生的校对、编辑，还有尤多奥斯登多夫先生对“轴向柱塞泵”一章的重新编写，以及热忱支持本项目的博世力士乐公司其他同仁们。

备注：因教学培训之需，一些符号和回路可能与现行标准或规范存在差异。

博世力士乐
教学培训中心

目录

前言.....	4
---------	---

目录.....	5
---------	---

第一章

基本概念

1.	概述.....	17
1.1	流体传动.....	17
1.2	液压流体力学.....	17
1.2.1	流体静力学.....	17
1.2.2	流体动力学.....	18
1.3	功率传递的类型（选型）.....	18
1.4	物理量，符号和单位.....	19
2.	物理量.....	20
2.1	质量，力，压力.....	20
2.1.1	质量 m	20
2.1.2	力 F	20
2.1.3	压力 p	20
2.2	功，能量和功率.....	21
2.2.1	功.....	21
2.2.2	能量.....	21
2.2.2.1	势能.....	21
2.2.2.2	动能.....	21
2.2.3	功率.....	22
2.3	速度和加速度.....	22
2.3.1	速度.....	22
2.3.2	加速度.....	22
2.4	液压流体力学.....	22
2.4.1	液压静压学.....	22
2.4.2	液压力.....	22
2.4.2.1	外力产生的液压力.....	23
2.4.2.2	力的传递.....	23
2.4.2.3	压力的传递.....	24
2.4.3	液压动力学.....	24
2.4.3.1	流量定律.....	24
2.4.3.2	能量守恒定律.....	25
2.4.3.3	摩擦力与压力损失.....	25
2.4.3.4	流动的类型.....	26
2.4.3.4.1	雷诺数.....	26
3.	液压系统.....	27
3.1	流体传动系统的重要特性.....	27
3.2	液压系统的设计.....	27
3.2.1	能量的转化.....	27
3.2.2	能量的控制.....	27
3.2.3	能量的传输.....	27
3.2.4	其它.....	27
3.3	简单液压系统的设计.....	28

第二章

按 DIN ISO 1219 标准的符号表示

基本符号.....	33
功能符号.....	34
操纵方式.....	35
功率源，转化与存储.....	36
液压泵与液压马达.....	36
液压蓄能器.....	36
开环与闭环控制.....	37
方向控制阀/伺服阀.....	37
单向阀/止回阀.....	37
压力控制阀.....	38
流量控制阀.....	38
二通插装阀（逻辑单元）.....	38
流体的存储与处理.....	39
测量设备与显示仪表.....	39

第三章

液压流体

1.	概述.....	41
2.	对流体的要求.....	42
2.1	润滑与抗磨损特性.....	42
2.2	粘度.....	43
2.3	粘度指数.....	43
2.4	与压力相关的粘度特性.....	43
2.5	与不同材料的相容性.....	43
2.6	抗剪切稳定性.....	43
2.7	热负荷稳定性.....	43
2.8	抗氧化稳定性.....	43
2.9	可压缩性低.....	44
2.10	高温膨胀性低.....	44
2.11	低发泡性.....	44
2.12	空气吸入量低，空气排除性好.....	44
2.13	沸点高，蒸气压力低.....	44
2.14	密度大.....	44
2.15	好的热传导性.....	45
2.16	好的绝缘性（不导电）.....	45
2.17	无吸湿性.....	45
2.18	防火-不可燃性.....	45
2.19	挥发和分解后无毒性.....	45
2.20	耐腐蚀性好.....	45
2.21	无粘稠物产生.....	45
2.22	好的过滤性.....	45
2.23	与其它液压流体的兼容性和互换性（更换液压流体）.....	46
2.24	淤塞形成的难易.....	46
2.25	维护方面与用户的亲和性.....	46
2.26	生态环保性.....	46
2.27	成本与可获取性.....	46
3.	常用液压流体综述.....	47
4.	液压元件正确选取的实例.....	48
4.1	所需液压元件的液压流体温度-粘度范围.....	49
4.2	评估.....	49

第四章 液压泵

1.	概述.....	51
2.	基本构造.....	52
2.1	外啮合齿轮泵.....	52
2.2	内啮合齿轮泵.....	52
2.3	摆线齿轮泵.....	52
2.4	螺杆泵.....	52
2.5	单作用叶片泵.....	53
2.6	双作用叶片泵.....	53
2.7	带偏心柱塞缸组件的径向柱塞泵.....	53
2.8	带偏心轴的径向柱塞泵.....	53
2.9	斜轴式轴向柱塞泵.....	54
2.10	斜盘式轴向柱塞泵.....	54
3.	选用准则.....	55
4.	功能描述.....	55
4.1	螺杆泵.....	55
4.2	外啮合齿轮泵.....	56
4.2.1	功能原理.....	56
4.3	内啮合齿轮泵.....	57
4.3.1	功能原理.....	57
4.4	摆线齿轮泵.....	58
4.5	叶片泵.....	60
4.5.1	双作用叶片泵.....	60
4.5.2	单作用叶片泵.....	62
4.5.2.1	变量叶片泵.....	62
4.5.3	压力调节器的功能.....	65
4.5.4	压力调节器的构造.....	65
4.5.5	流量调节器.....	67

第五章 液压马达

1.	概述.....	69
2.	基本构造.....	69
3.	功能原理.....	71
3.1	齿轮马达.....	71
3.2	LSHT 齿轮马达（低速马达）.....	72
3.2.1	中心轴式行星齿轮马达.....	72
3.2.2	万向铰式行星齿轮马达.....	74
3.2.3	多行程柱塞马达的基本原理.....	75
3.2.3.1	壳体旋转的多行程轴向柱塞马达.....	76
3.2.3.2	轴旋转的多行程轴向柱塞马达.....	78
3.2.4	多行程径向柱塞马达.....	79
3.2.4.1	内部偏心（单行程）径向柱塞马达.....	81
3.2.4.2	变量式径向柱塞马达.....	84

轴向柱塞型泵和马达

1.	概述.....	87
1.1	开式回路.....	87
1.2	闭式回路.....	88
2.	功能原理.....	89
2.1	斜轴.....	89
2.1.1	斜轴式原理.....	89
2.1.2	功能描述.....	90
2.1.3	基本计算.....	91
2.1.4	旋转副的作用力分析.....	92
2.1.5	40°技术相关的斜轴式锥柱塞旋转副.....	93
2.1.6	类型/举例.....	94
2.2	斜盘.....	95
2.2.1	斜盘原理.....	95
2.2.2	功能描述.....	96
2.2.3	基本计算.....	97
2.2.4	旋转副的作用力分析.....	98
2.2.5	斜盘式旋转副的简化表示.....	99
2.2.6	类型/举例.....	101
3.	轴向柱塞单元的类型.....	101
3.1	斜轴式定量马达与定量泵.....	101
3.1.1	定量马达.....	101
3.1.2	定量泵.....	101
3.1.3	货车/卡车用定量泵.....	101
3.2	斜轴式变量马达.....	102
3.2.1	与高压相关的自动调节装置.....	102
3.3	开式回路的斜轴式变量泵.....	103
3.3.1	高压范围的应用.....	103
3.3.2	功率控制器.....	104
3.3.3	平行斜二轴式旋转副的双变量泵.....	105
3.4	斜盘式变量泵的工业普遍应用.....	106
3.4.1	变量泵单元.....	106
3.5	行走机械用斜盘式变量泵.....	107
3.6	斜盘式高压变量汽车齿轮泵.....	108
3.7	斜盘式定量马达.....	109
3.8	斜盘式变量马达.....	109
3.9	调节器与控制器.....	110

第七章 液压缸

1.	液压回路中的液压缸.....	115
2.	与功能相关的液压缸类型.....	115
2.1	单作用液压缸.....	115
2.1.1	杆柱式液压缸.....	115
2.1.2	弹簧复位式液压缸.....	116
2.2	双作用液压缸.....	116
2.2.1	差动液压缸（单出杆液压缸）.....	116
2.2.2	双出杆液压缸.....	117
2.3	特殊类型的单出杆与双出杆液压缸.....	117
2.3.1	串联式液压缸.....	117
2.3.2	快速复位液压缸.....	117
2.3.2.1	单作用快速复位液压缸.....	118
2.3.2.2	双作用快速复位液压缸.....	118
2.3.3	伸缩式液压缸.....	118
2.3.3.1	单作用伸缩式液压缸.....	118
2.3.3.2	双作用伸缩式液压缸.....	119
3.	基本原理.....	119
3.1	杆柱式液压缸.....	119
3.2	轧钢式液压缸.....	122
4.	固定类型与安装注意事项.....	125
5.	曲屈变形.....	127
5.1	无弯曲变形.....	127
5.2	弯曲变形.....	128
6.	末端缓冲.....	129
6.1	液压缸基座的末端缓冲.....	129
6.2	制动力.....	129
6.2.1	制动力的计算.....	129
6.2.2	平均缓冲压力的计算.....	129
7.	伺服液压缸系统.....	131
7.1	伺服液压缸.....	131
7.1.1	静压轴承.....	132
7.1.2	油膜轴承（中空轴承）.....	134
7.2	伺服阀块.....	136

第八章 摆动马达

1.	概述.....	137
2.	类型.....	137
2.1	叶片式摆动马达.....	137
2.2	径向柱塞式摆动马达.....	138
2.3	轴向柱塞式摆动马达.....	138
2.4	曲柄连杆内柱塞式摆动马达.....	139
2.5	齿轮齿条内柱塞式摆动马达.....	139

液压蓄能器及其应用

1.	概述.....	141
2.	功能.....	142
2.1	能量存储.....	142
2.1.1	应用举例.....	143
2.1.1.1	对油液要求不同的多个执行机构.....	143
2.1.1.2	较短的工作周期（如机床）.....	144
2.1.1.3	较短的行程时间.....	145
2.2	备用油源.....	146
2.3	紧急运行.....	146
2.4	力的补偿.....	148
2.5	泄漏油液的补充.....	149
2.6	对冲击和振动的减震作用.....	149
2.7	流体的隔离.....	152
2.7.1	液体和气体的隔离.....	152
2.7.2	两种液体介质的隔离.....	153
2.7.3	两种气体的隔离.....	153
3.	隔离元件不同的各类蓄能器.....	154
3.1	皮囊式蓄能器.....	155
3.2	隔膜式蓄能器.....	155
3.3	活塞式蓄能器.....	156
3.4	管道气瓶式蓄能器.....	156
4.	液-气式蓄能器的辅助元件.....	157
4.1	安全与截止控制模块.....	157
4.1.1	构造.....	158
4.2	充气与测试设备.....	158
4.3	充氮设备.....	159
4.4	固定元件.....	159
5.	带液气隔离元件的蓄能器.....	160
5.1	运行参数的定义.....	160
5.2	气体的状态变化.....	161
5.2.1	等容过程.....	161
5.2.2	等温过程.....	161
5.2.3	绝热过程.....	161
5.2.4	多变过程.....	161
5.3	蓄能器尺寸的确定.....	162
5.4	与理想气体特性的偏差.....	162
5.5	设计步骤.....	162
5.6	标准应用中蓄能器的选用方法.....	164
5.6.1	隔膜式蓄能器.....	164
5.6.2	皮囊式蓄能器.....	164
5.6.3	柱塞式蓄能器.....	164
6.	安全规范.....	165

第十章

单向阀

1.	概述.....	167
2.	简易单向阀.....	167
3.	液控单向阀.....	169
3.1	无泄油口型.....	169
3.2	有泄油口型.....	170
3.3	双向液控单向阀（译注：又称液压锁）.....	171
3.4	液控单向阀应用举例.....	172
3.4.1	无泄油口型液控单向阀.....	172
3.4.2	有泄油口型液控单向阀.....	172
3.4.3	双向液控单向阀.....	172
4.	预防气穴阀（充液阀）.....	173

第十一章

方向控制阀

1.	概述.....	175
1.1	工作机能.....	175
1.2	特性介绍.....	175
1.3	方向控制阀的性能.....	178
1.3.1	动态性能界限.....	178
1.3.2	静态性能界限.....	178
1.3.3	压差（压力损失）.....	179
1.3.4	开启时间.....	179
1.4	方向控制阀的类型.....	179
2.	换向滑阀.....	180
2.1	直动式换向滑阀.....	181
2.1.1	电控式.....	181
2.1.2	机械，手动式.....	183
2.1.3	流体控制式（液控或气控）.....	183
2.2	先导式换向滑阀.....	184
2.2.1	弹簧对中型.....	185
2.2.2	压力对中型.....	186
2.2.3	先导供油.....	187
2.2.3.1	内部先导供油.....	187
2.2.3.2	外部先导供油.....	188
2.2.3.3	内部泄油式.....	188
2.2.3.4	外部泄油式.....	188
2.2.4	附件.....	188
2.2.4.1	开启时间调整.....	188
2.2.4.2	行程调节.....	189
2.2.4.3	末端位置控制.....	189
2.3	无泄漏换向滑阀.....	189
3.	换向转阀.....	190
4.	换向座阀.....	191
4.1	直动式换向座阀.....	191
4.2	先导式换向座阀.....	193
4.2.1	二位三通先导式换向座阀.....	193
4.2.2	三位四通先导式换向座阀.....	194
4.3	符号.....	196
5.	换向滑阀与换向座阀的比较.....	197
6.	系统设计中阀的大小如何选择.....	198
6.1	动态性能限.....	198
6.2	方向控制阀的压差.....	199

1.	简介.....	201
2.	溢流阀.....	202
2.1	作用.....	202
2.2	机能.....	202
2.3	直动式溢流阀.....	203
2.4	先导式溢流阀.....	204
2.4.1	盖板式先导溢流阀.....	205
2.4.2	带卸荷的先导式溢流阀.....	206
2.5	特性值.....	208
2.5.1	流量对压力的影响.....	208
2.5.1.1	直动式溢流阀.....	209
2.5.1.2	先导式溢流阀.....	210
2.5.2	性能界限.....	211
2.5.2.1	性能上限.....	211
2.5.2.2	性能下限.....	211
2.5.3	动态特性.....	212
2.5.3.1	主阀芯运动到另一位置，如开启时.....	213
2.5.3.2	液压系统压力波动引起主阀芯在受控范围内的运动.....	213
2.5.3.3	阀的设计造成的影响.....	213
3.	顺序阀.....	214
3.1	顺序阀原理.....	214
3.1.1	直动式顺序阀.....	214
3.1.2	先导式顺序阀.....	215
3.1.3	内泄式顺序阀.....	216
3.1.4	外泄式顺序阀.....	216
3.1.4.1	用作旁路阀.....	217
3.2	压力关断阀.....	218
3.2.1	先导式压力关断阀.....	218
3.2.1.1	改变泵的液流，由P→A变为P→T.....	218
3.2.1.2	改变泵的液流，由P→T变为P→A.....	218
3.2.2	带卸荷的先导式压力关断阀.....	219
4.	减压阀.....	220
4.1	作用.....	220
4.2	机能.....	220
4.3	直动式减压阀.....	220
4.4	先导式二通减压阀.....	222
4.5	先导式三通减压阀.....	224
4.5.1	减压功能.....	224
4.5.2	保压功能.....	224
4.5.3	限压功能.....	225
4.6	特性值.....	225
4.6.1	静态运行曲线.....	226
4.6.1.1	控制误差.....	226
4.6.1.2	先导液流.....	226
4.6.1.3	最低设定压力和最大流量.....	227
4.6.2	动态特性.....	227
4.6.3	应用说明.....	227

第十三章

流量控制阀

1.	简介.....	229
2.	节流阀.....	232
2.1	与粘度相关的节流阀.....	232
2.1.1	管路式节流阀.....	232
2.1.2	盖板式和法兰连接式节流阀.....	233
2.1.3	节流型和单向节流型插装阀.....	234
2.1.4	叠加式单向节流阀.....	235
2.1.5	制动阀.....	236
2.2	与粘度无关的节流阀.....	237
3.	流量阀.....	238
3.1	概述.....	238
3.2	二通流量阀.....	239
3.2.1	上游压力补偿器.....	239
3.2.2	下游压力补偿器.....	240
3.2.3	二通流量阀的应用.....	241
3.2.3.1	进口流量控制.....	241
3.2.3.2	出口流量控制.....	241
3.2.3.3	旁路流量控制.....	241
3.2.3.4	起动时防止冲击.....	242
3.3	三通流量阀.....	243

Retrothn

1.	基本原理.....	245
2.	设计与维修保养.....	248
2.1	污染的来源.....	249
2.1.1	元件制造过程中的污染（元件污染）.....	249
2.1.2	系统安装中的污染（安装污染）.....	249
2.1.3	系统运行中的污染（生产污染）.....	249
2.1.4	污染对液压元件的重要影响.....	250
2.1.5	液压元件对污染敏感的部位.....	251
3.	固体污染物的分析.....	252
3.1	液压流体污染等级的分类系统.....	253
3.1.1	按 NAS 1638 标准的污染等级.....	253
3.1.2	按 ISO 4406 标准的污染等级.....	253
4.	过滤的方法.....	254
4.1	重力过滤法.....	254
4.2	压力过滤法.....	254
4.3	离心过滤法.....	254
4.4	挤压过滤法.....	254
5.	过滤材料.....	255
5.1	表面过滤.....	255
5.2	深层过滤.....	255
6.	滤芯的构造.....	256
7.	过滤精度的选取.....	257
7.1	过滤等级与 β 值.....	258
8.	过滤器的测试.....	259
8.1	过滤器产品的质量检验.....	259
8.2	坍塌和破裂压力测试.....	259
8.3	与液压流体的相容性试验.....	259
8.4	滤芯的过流疲劳特性.....	259
8.5	确定与流量相关的压力损失.....	259
8.6	过滤性能试验（多次通过试验）.....	260
9.	滤油器的类型.....	261
9.1	吸油滤油器.....	261
9.1.1	吸油口滤网.....	261
9.1.2	带壳体的吸油滤油器.....	261
9.2	压力滤油器（管路滤油器）.....	262
9.3	安装于油箱中的回油滤油器.....	264
9.4	滤油器和空气滤清器.....	266
9.5	污染指示器.....	267
9.5.1	功能.....	268
10.	滤油器在液压回路中的功能及布置.....	269
10.1	主油路滤油器.....	269
10.2	旁路滤油器.....	269
10.3	空气滤清器.....	270
10.4	工作滤油器.....	270
10.5	保护滤油器.....	270
11.	滤芯的选用.....	271
11.1	过滤方案的设计.....	271
11.2	滤油器的设计准则.....	271
11.3	滤芯的选用.....	271

1.	简介.....	275
1.1	固相噪音的降低.....	275
1.2	液相噪音的降低.....	275
1.3	气相噪音的降低.....	275
2.	液压泵支架.....	276
2.1	液压泵刚性支架.....	276
2.2	带降噪功能的液压泵支架.....	277
2.3	带降噪功能和内置气液冷却器的液压泵支架.....	278
3.	流体温控元件.....	279
3.1	油箱表面.....	279
3.1.1	计算示例.....	279
3.2	冷却器.....	279
3.2.1	设计要点.....	279
3.2.1.1	设计.....	279
3.2.1.2	液压系统的功耗计算.....	279
3.2.2	油-气冷却器.....	280
3.2.3	油-水冷却器.....	281
4.	管道的降噪安装与软管安装夹具.....	282
5.	球阀.....	283
6.	监测与显示元件.....	284
6.1	概述.....	284
6.2	压力表.....	285
6.2.1	波顿管式压力检测仪表.....	285
6.2.2	膜片式压力检测仪表.....	285
6.3	压差表.....	286
6.4	特殊类型的压力检测仪表.....	287
6.5	压力检测选择开关.....	287
6.6	机械式压力开关.....	289
6.7	压力变送器.....	291
6.8	电子式压力开关.....	292
6.9	油温检测仪.....	293
6.10	流量检测元件.....	293
6.10.1	直接测量法.....	293
6.10.2	间接测量法.....	293
6.11	油箱液位显示元件.....	294
6.11.1	浮标开关.....	294
6.11.2	液位指示器.....	294
6.12	非永久性安装的显示元件.....	295

第十六章

连接件

1.	简介.....	297
2.	管道中的阀件.....	297
3.	螺纹插装阀.....	297
4.	叠加阀.....	298
4.1	标准端口.....	298
4.2	单一式盖板.....	299
4.3	标准阀块体.....	299
4.4	控制阀板与控制阀块.....	300
4.5	调节阀板.....	300
5.	盖板式安装.....	300
5.1	垂直叠加式装配体.....	300
5.2	水平叠加式装配体.....	301
5.3	系统叠加式装配体.....	301
6.	汽车控制阀.....	301
6.1	单一阀块体结构.....	301
6.2	叠加式结构.....	302

第十七章

液压泵组

1.	简介.....	303
2.	液压泵组的组成.....	304
3.	小型泵组.....	306

符号一览表.....	309
------------	-----

重要标准与规范表.....	313
---------------	-----

索引.....	317
---------	-----

第一章

基本概念

1. 概述

由于本章叙述一些基本概念，因而必然涉及一些物理术语。尽管过去人们认为，物理学和化学是两门互不相关的学科，但现在大家确实普遍认识到，这两者的边界已经越来越模糊，因为即便是化学，也能研究日常生活常见的物理现象和过程。物理与化学之间的联系，就如同电力学与电子学一样难分彼此。

需要读者知晓的一点是：我们这里讨论液压技术的方法，在某种程度上与近期液压工程的实践稍有不同，页脚的注释会指出这些不同之处。之所以要这样做，是为了能对不同技术领域的物理过程作出一致性的描述。

1.1 流体传动

“流体传动”这一学科名称，直到最近几年才被诠释为“液压与气动”。不仅 DIN 作了这样的改称，而且液压工业界也已普遍认同了“流体传动”的这一内涵。

很多年以前，当“油压技术”这一名词刚出现时，石油生产者们自然兴趣盎然，因为石油管道系统中的诸多工程问题总算有人关心了——该领域正是以流体力学作为理论依据的。

实际上，“流体传动”这门学科研究的是能量传递，即流体在静止状态下压力能的传递规律。至于流量连续性定律，则不仅运用于产生液压能的液压泵，而且还运用于产生机械运动的液压缸和液压马达。

由于这样，在流体传动中保留了“液压”一词，以区别于“机械式”或“气压式”传动。但奉劝读者无论如何不要讲“把液压引入系统中”这样的外行话，因为液压是传动方式而非零部件。

正因为高压流体（即传递压力的能力）可用于动力系统的功率传递，对其机械特性我们须倍加关注。液压技术是这样，对于气动技术也同样如此。

流体包括液体，蒸汽或气体（也即混合空气）。正因为流体传动研究的是流体的机械特性，我们对液压使用“液压流体力学”，而对气体则称“气动力学”。

1.2 液压流体力学

流体的“液压”部分，适用的是液压流体力学的传动规律。压力或能源，或简单的信号，都通过流体压力的形式来传递，因此对于液压静力学（静止流体的力学）和液压力学（流动流体的力学）的基本定律，我们分别加以讨论。

1.2.1 流体静力学

“静压力”一词在物理学中较为普遍。盛有液体的开口容器底部的压力，决定于容器内液体的高度。由液压基本原理可知，容器的形状与压力无关，唯有液位才决定着压力的大小。

因此，容器底部所承受的压力比容器顶部的高。对于这一道理，想象一下海洋深处的水压状况就明白了。（译者注：我们生活的大气层，就如同“空气的海洋”，离海平面越高气压就越低，我们人类相当于处在这“空气的海洋”的底部）。

在静力学研究中，始终应关注处于平衡状态的各种力，对于液压静力学也一样。容器底部，海洋底部，总之在任何深度，在原有条件不变的情况下，压力不会发生任何改变。

容器中的流体，比如液压传动的液压缸中的流体，由于受到重力作用会产生更高的液压力。对此可通过适当的技术手段，如更高的油压来加以平衡。

1)这一学科通常还是被称作“液压力学”。英文原意仅指“液压运动学”。近期以来，尤其是欧美国家都开始称其为“液压力学”。但这里还是建议按照 DIN 13317 的标准称作“液压力学”，因为这一称谓包括了“液压静力学”和“液压运动学”。动力学包括一般性质的力，而不仅是因动能而产生的力。

液压泵出口的油压力（译者注：原文“压力是液压泵产生”一说有误，因为压力是负载决定的，与液压泵无关。故次处译为“液压泵出口的油压力”较妥，出口压力可由压力阀调定），使流体进入密闭容腔中，且该压力对容腔在各方向的作用力均相同。基于此，可将容腔底部想象成处于运动状态。因此，只要油泵持续供油，整个容腔内的油液就会因容腔底部的移动而运动起来。

如果液压缸（也有压力油）处于静止状态——如液压夹具或锁紧装置，则力达到了平衡。这种现象属于液压静力学的范畴。而如果一定流量的压力油使液压缸活塞产生运动，则不仅压力能可产生压力，而且动能也可产生推进压力。后一种压力在流体传动系统中必须加以考量。在此过程或系统的各种因素中，液压静力学关系占主导，但不能完全归结为液压静力学范畴。

这类以液压静力学为主的系统，压力变化往往不重要，通常是运行压力较高而流动速度较低，无形之中液压力学的影响就较小了。

1.2.2 流体动力学

尽管没有物理学的充分依据，但通常还是不能把利用流体动能传递功率的系统，归属于流体传动的范畴。前述的这些所谓的“液压力传动”，实际应称为“液力传动”才更合适——因为这类传动除了涉及液压力学以外，还要用到液压静力学定律，只是液压力学占据着主导罢了。

如今，所谓“液压力传动”（译者注：即“液力传动”，比如水力发电厂）用于流速高而压力相对较低的场合。

1.3 功率传递的类型（选型）

- 1) 见 1.2 脚注。
- 2) 流体传动的一部分，尽管液压技术远不止于此。
- 3) 流体传动的一部分，尽管气动技术远不止于此。

	液压传动 ²⁾	气动 ³⁾	电力传动	机械传动
能量来源 (驱动)	电机 内燃机 液压蓄能器	电机 内燃机 空气压缩机	电力 电池	电机 内燃机 重力, 弹性力(弹簧)
功率 传递元件	金属管道和软管	金属管道和软管	电缆, 电磁场	机械零部件, 杠杆, 传动轴等
功率 传递介质	液体	气体	电气元件	刚性和弹性体
力密度 (功率密度)	大, 高压, 出力大, 尺寸小	较小, 压力较低	小。电机的功率重量比 只有液压马达的1/10	大。选型和布置成所需尺寸的 容易性通常不如液压
可无级 控制性(加速, 减速制动)	非常好 (通过压力和流量)	好 (通过压力和流量)	好至非常好。 电器, 开环和闭环控制	好
输出运动 类型	可通过液压缸 和液压马达 方便地实现直线 和旋转运动	可通过气缸 和气马达 方便地实现直线 和旋转运动	主要是旋转运动。 直线运动: 电磁铁 ---> 出力小 ---> 行程短 直线电动机可	直线和旋转运动

表 1.1 功率传递的类型及其特点

1.4 物理量，符号和单位

(见 DIN 1301 第一部分，第二部分，以及 DIN 1304 第一部分)。

物理量	符号	SI 单位	度量	转换成 其它常见的单位	关系
长度 距离	l s	米	m	1m=100cm=1000mm	
面积	A	平方米	m ²	1m ² =10000cm ² =1000000mm ² =10 ⁶ mm ²	A=l*1
体积	V	立方米	m ³	1m ³ =1000dm ³ 1dm ³ =1L(升)	V=A*h
时间	t	秒	s	1s = $\frac{1}{60}$ min(minute)	
速度	v	米每秒	$\frac{m}{s}$	$1\frac{m}{s} = \frac{60m}{min}$	$v = \frac{s}{t}$
加速度	a	米每秒平方	$\frac{m}{s^2}$	重力产生的加速度(取小数点后 两位) $g = 9.81\frac{m}{s^2}$	$a = \frac{s}{t^2}$
流量	q, Q	米立方每秒	$\frac{m^3}{s}$	升每分钟 $\frac{L}{min}$ $1\frac{m^3}{s} = 60000\frac{L}{min}$	$Q = \frac{V}{t}$ $Q = v * A$
速度	n	转每秒	$\frac{1}{s}$	$\frac{1}{s} = \frac{60}{min}$	$n = \frac{1}{t}$
转速	fr	转每分钟	$\frac{1}{min}$	$\frac{1}{min} = \frac{1}{60s}$	
质量	m	千克	kg	1kg=1000g	m=V*ρ
密度	ρ	千克每立方米	$\frac{kg}{m^3}$	公斤每立方分米 $\frac{kg}{dm^3}$ $1\frac{kg}{dm^3} = 1\frac{g}{cm^3} = 1\frac{t}{m^3} = 1\frac{g}{mL} = 1\frac{kg}{L}$	$\rho = \frac{m}{V}$
力	F	牛顿	N	$1N = 1\frac{kg * m}{s^2}$	F=m*a F _G =m*g
压力	p	牛顿每平方米 帕斯卡	$\frac{N}{m^2}$ Pa	$1\frac{N}{mm^2} = 1Pa = 0.00001bar$ $1bar = 10\frac{N}{cm^2} = 10^5\frac{N}{m^2} = 0.1\frac{N}{mm^2}$ $10^{-5}bar = 1Pa$	$p = \frac{F}{A}$
功	W	焦耳	J	1J=1Ws=1Nm 1kWh=3.6MJ=3.6*10 ⁶ WS	
功率	P	瓦特	W	$1W = 1\frac{J}{s} = 1\frac{Nm}{s}$	P=Q*p
温度 摄氏温度	T,Θ t,v	开尔文	K	摄氏温度 °C	0°C = 273 K 0 K = -273°C

表 1.2 物理量，符号和单位

以下对直线运动（液压缸）和旋转运动（液压马达）作相关的比较：

液压缸			液压马达		
物理量	符号	SI 单位	物理量	符号	SI 单位
距离	s	m	角度		rad
			旋转频率 (速度)	f_r	$\frac{1}{s}$
速度	v	$\frac{m}{s}$	角速度	ω	$\omega = \frac{\alpha \text{ rad}}{t \text{ s}}$
加速度	a	$\frac{m}{s^2}$	角加速度	φ	$\varphi = \frac{\omega \text{ rad}}{t \text{ s}^2}$
力	F	N	转矩	M	$M = \frac{V_g * \Delta p * \eta_{mh}}{20 * \pi} \text{ Nm}$
功率	P	W	功率	P	$P = T * \omega \frac{\text{Nm}}{s}$
质量	m	kg	转动惯量	J	kgm^2

表 1.3 液压缸和液压马达的比较

2. 物理量

2.1 质量，力，压力

2.1.1 质量 m

重量是地球对一定质量物体的作用力，现实中则表现为一定质量的物体对地面产生的力。

2.1.2 力 F

根据牛顿定律

$$\text{力} = \text{质量} * \text{加速度}, F = m * a \quad (1)$$

如以重力加速度 g ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$) 来代替普通的加速度以，则得到：

$$\text{重力} = \text{质量} * \text{重力加速度}, F_g = m * g \quad (2)$$

对于 1kg 的质量，重力为

$$F_g = 1 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 9.81 \text{ kg m/s}^2$$

力的 SI 单位是牛顿。

$$1 \text{ N} = 1 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}$$

质量为 1 kg 的物体对地面产生 9.81 N 的作用力。

实际使用中，1 kg 的重力不必用 9.81 N，而是用 10 N 或 1daN 就可以了。

2.1.3 压力 p

压力是描述流体最重要的物理量之一。

如果某一作用力垂直作用于某物体的表面，且作用力分布在整个表面上，则力 F 与作用面积 A 的比即为压力 p

$$p = \frac{F}{A} \quad (3)$$

SI 国际制导出单位为帕斯卡。

$$1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 1 \text{ 帕斯卡 (1Pa)}$$

实际常以 bar (巴) 作为压力的单位。

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$$

(译者注：1bar= 0.1Mpa)

流体传动中的压力以 p 表示。如未标正、负号，则表示高出大气压的数值（译者注：也称为表压力）（图 1.1）。

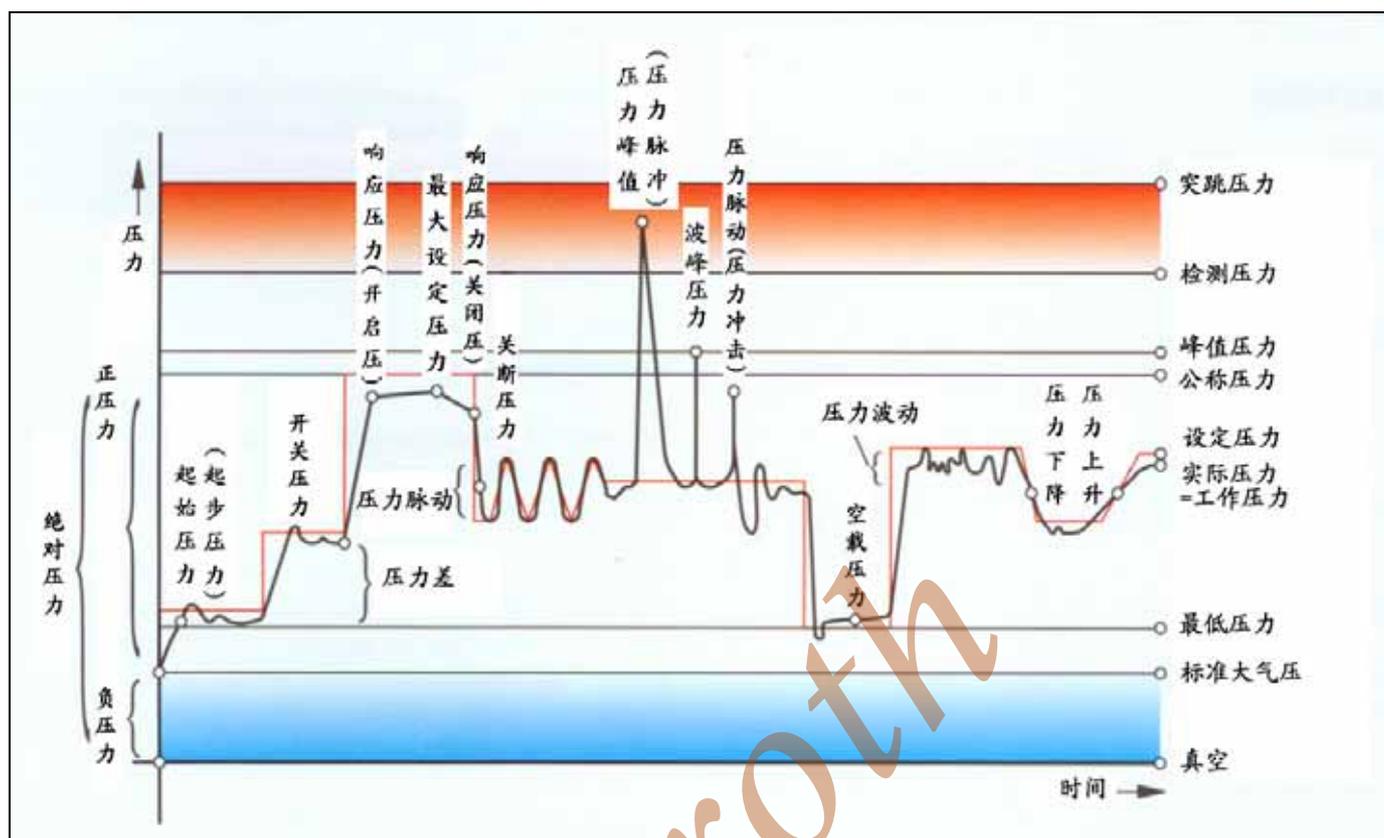


图 1.1 DIN 24312 标准中的压力定义

2.2 功，能量和功率

2.2.1 功

如果某一物体在力 F 的作用下移动了某段距离 s ，则称该力 F 做了功 W 。

功是位移 s 与产生该位移的作用力 F 之乘积。

$$W = F \cdot s \quad (4)$$

在 SI 国际单位制中，功的单位是焦耳。

$$1 \text{ J (焦耳)} = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ Ws}$$

2.2.2 能量

如果某一物体具备做功的能力，则它具有“被存储着的功”，这类“被存储着的功”称为能量。

由此可见，功和能量具有相同的单位。

依据不同类型，“被存储着的功”可分为：

- 势能（与位置有关， E_p ），以及
- 动能（与运动有关， E_k ）

2.2.2.1 势能

某一较高初始位置的物体，可通过落到某一特定高度而做功。

能量的储存值，取决于物体的重量和高度。

$$E_p = (m \cdot g) \cdot h \quad (5)$$

2.2.2.2 动能

运动物体如果碰到静止物体，则前者会对后者做功（例如，使后者产生变形）。

在这种情况下，能量储存于运动物体中。

能量的存储值，取决于物体的质量及物体运动的速度。

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (6)$$

2.2.3 功率

功率为功与时间的比值。

$$P = \frac{W}{t} \quad (7)$$

在 SI 国际单位制中，功率的单位是瓦特。

$$1W = 1 \frac{J}{s}$$

2.3 速度和加速度

2.3.1 速度

速度是位移与该位移所用时间的比值。

$$v = \frac{s}{t} \quad (8)$$

在 SI 国际单位制中，速度的单位是米/每秒。

2.3.2 加速度

如果某一物体不以恒速运动，则它具有加速度 a 。速度的变化值可以是正的（速度增加/加速），也可以是负的（速度降低/制动）。

直线加速度 a 由速度 v 与时间 t 的比值来确定。

$$a = \frac{v}{t} \quad (9)$$

在 SI 国际单位制中，加速度的单位是米/每秒平方。

2.4 液压流体力学

液压流体力学，是研究流体在静止状态（液压静压学）和运动状态（液动力学¹⁾）下的物理特性。

液体与固体的区别在于，液体易于流动。因而，液体没有特定的形状，而是呈现盛放液体容器的内部形状。

液体的可压缩性不如气体那么大。

2.4.1 液压静压学

液压静压学定律，严格意义上仅适用于理想液体，也即无质量和内摩擦，且不可压缩。

具备了这些条件，就能在无能量损耗的理想情况下，对理想液体进行运动特性的分析。然而，对流体传动系统的每个元件而言，要么不满足这一条件，要么不满足那个条件。而对于按节流原理运行的液压元件而言，不满足这些条件要求，恰恰是实现其功能所必需的条件。

2.4.2 压力

不同外形的容器，如表面积相同 ($A_1=A_2=A_3$)，且所盛液体的高度 (h) 相等，则作用在此表面积上的压力相等 ($p_1=p_2=p_3$)。由于压力和面积均相等，因而作用力亦相等 ($F_1=F_2=F_3$)。

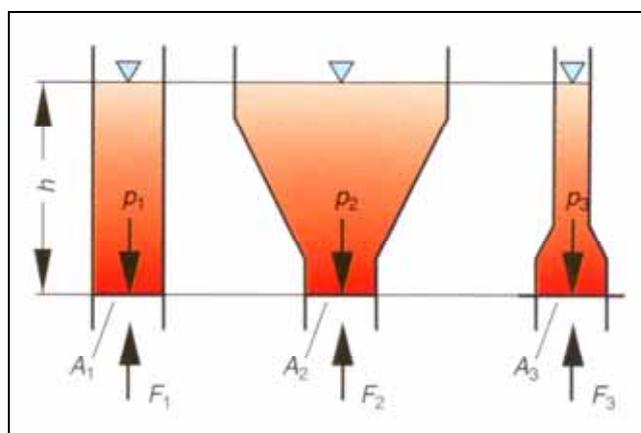


图 1.2 液压静力学辨误

¹⁾ 见 1.2 节脚注

2.4.2.1 外力产生的液压力

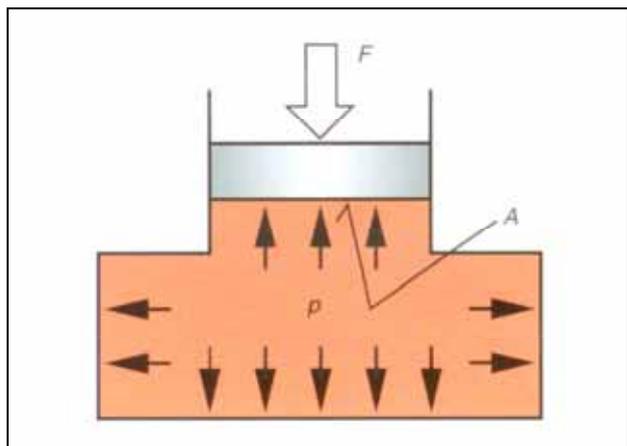


图 1.3 帕斯卡定律

液压静力学的基本原理是帕斯卡定律：

“作用于静止流体中的作用力，在流体中会沿各个方向传递。流体产生的压力，数值上等于单位面积上的重力大小。压力总是作用在容器的约束面上，并沿其法线方向。”

而且，压力在各个方向的作用相等。如忽略重力因素，则压力在各点上均相等（图 1.3）。

液压系统中的压力，常忽略因重力因素。

例如：10 米水柱引起的压力 \approx 1bar。相对系统压力，重力因素可以忽略。

2.4.2.2 力的传递

由于压力沿着各个方向的作用相等，因此和容器的形状无关。

下面的例子（图 1.4）表明静压力是如何被利用的。

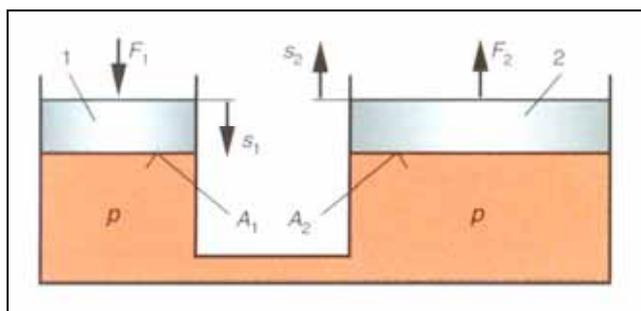


图 1.4 力传递的例子

当力 F_1 作用于面积 A_1 时，产生压力

$$p = \frac{F_1}{A_1} \quad (10)$$

压力 p 作用于系统的每一点上，也包括面积 A_2 。可得到的作用力 F_2 （等于需要抬升的负载）为

$$F_2 = p * A_2 \quad (11)$$

因此

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (12)$$

或

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (13)$$

作用力之比与面积比相等。

在这样的系统中，压力 p 取决于作用力 F 和有效面积 A 。这就意味着压力会持续升高，直到克服运动阻力为止。

当作用力 F_1 在有效面积 A_1 上产生的压力，克服负载 F_2 所需压力（通过面积 A_2 ）时，就可将负载 F_2 抬升（忽略摩擦损失）。

两个活塞产生的位移与面积成反比

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (14)$$

活塞（1）所做功 W_1 等于活塞（2）所做功 W_2

$$W_1 = F_1 * s_1 \quad (15.1)$$

$$W_2 = F_2 * s_2 \quad (15.2)$$

2.4.2.3 压力的传递

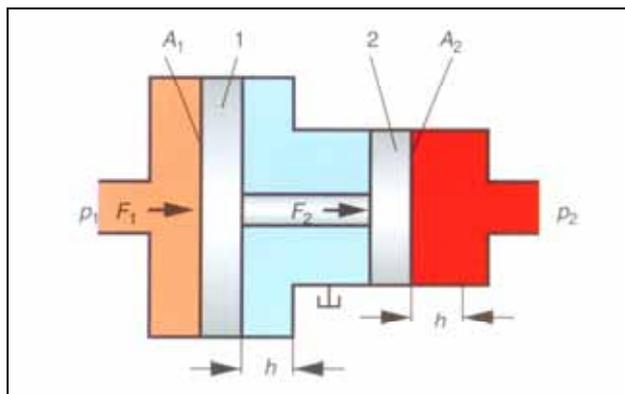


图 1.5 压力的传递

两个不同面积的活塞(图 1.5:1 和 2)通过一连杆相连。如果面积 A_1 上的压力为 p_1 ，则在活塞(1)上产生作用力 F_1 。力 F_1 通过连杆作用于活塞(1)，并产生压力 p_2 。

忽略摩擦，则有：

$$F_1 = F_2, \quad p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2$$

因此， $p_1 \cdot A_1 = F_1$ ，且 $p_2 \cdot A_2 = F_2$

或

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (16)$$

由压力传递的这一实例可知，压力与作用面积成反比。

2.4.3 液压动力学

液压动力学¹⁾是研究流体的流动规律和有效作用力的一门学科。液压动力学还可对液压静力学中的各类能量损失作出部分解释。

如忽略流体和固体表面的摩擦力，且流体的内摩擦也忽略不计，则称流动为自由流动或理想流动。

运用液压流体力学中的理想流动假设，足以对流体流动的自然规律进行描述，且与一些重要现象和特性符合的相当好。下一节将予以讨论。

2.4.3.1 流量连续性定律

相同体积的液体，流经不同管径的管道所经历的时间相等。这就意味着，在狭窄处的液流速度必然会升高。

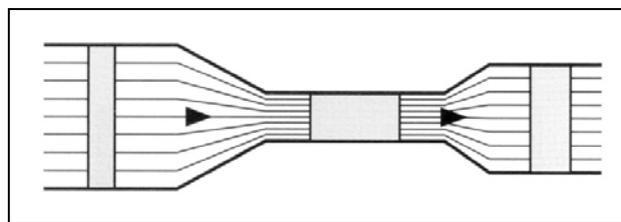


图 1.6 流量

流量 Q 等于流体体积与时间 t 之比。

$$Q = V/t \quad (17)$$

流体体积 V 等于截面积 A 乘上长度 s

$$V = A \cdot s$$

如以 $A \cdot s$ 代替 V ，则有

$$Q = \frac{A \cdot s}{t}$$

长度 s 除以时间 t 即为速度 v

$$v = s/t$$

因此，流量 Q 等于管道截面积 A 乘上流体的流速 v

$$Q = A \cdot v$$

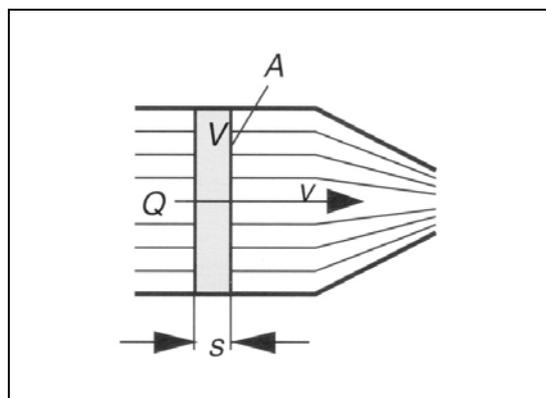


图 1.7 体积流量

流量 Q (L/min) 在管道的任何一点均相同。如管道有 A_1 和 A_2 两个截面，则在相应截面有相应的速度 (图 1.8)。

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_2, \\ Q_1 &= A_1 \cdot v_1, \\ Q_2 &= A_2 \cdot v_2, \end{aligned}$$

由此得到流量连续性方程

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 \quad (19)$$

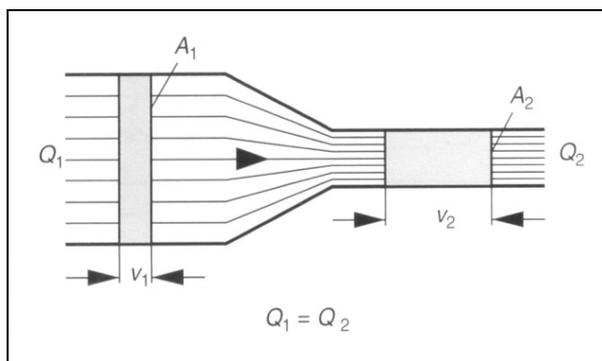


图 1.8 流速

2.4.3.2 能量守恒定律

关于运动液体的能量守恒定律指出，只要没有能量从外界补充，也没有能量传送到外界，则运动液体的总能量保持不变。

这一总能量包括：

- 势能
 - 位能
 - 决定于流体的高度和静压力
- 动能
 - 运动能
 - 决定于流体流动的速度和背压力

因此，得到伯努利方程

$$g \cdot h + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{constant} \quad (20)$$

对于压力能，有

$$p_{ges} = p_{st} + \rho \cdot g \cdot h + \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (21)$$

这里

$$p_{ges} = \text{静压力}$$

$$\rho \cdot g \cdot h = \text{因液柱高度产生的压力}$$

$$\frac{\rho}{2} \cdot v^2 = \text{背压}$$

现将流量连续性方程和伯努利方程一并考虑，就可得出以下的推论：

如小截面处的流速增加，则动能就增加。因总能量保持不变，故小截面处的位能和/或压力能就减小。

实际上并没有可以监测到的位能变化。然而，静压力的变化决定于背压，也即决定于流速。(图 1.9：液柱的高度代表了每一点上的压力)。

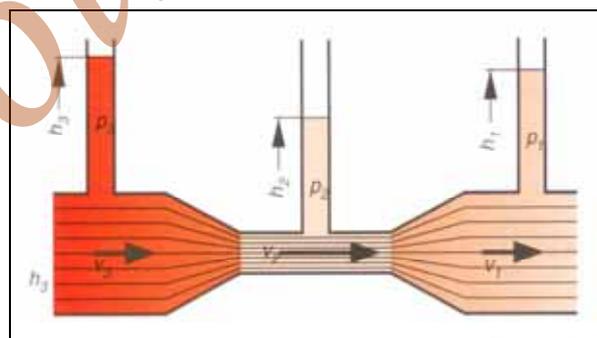


图 1.9 狭窄处的压力

在“静压力系统”中，静压力的重要性是主要的，因为通常流体的高度和流动速度都太小。

2.4.3.3 摩擦力与压力损失

至今为止，在考察流体运动所遵循的自然法则时，都是假设流体运动时内部没有摩擦，且与外界也没有摩擦作用。

然而，液压能的传递不可能毫无损耗。管道内壁和流体内部均有摩擦力存在，并由此产生热能。因此，液压能会部分地转化为热能。液压能的这种损耗实际上也就意味着：液压系统中存在压力损失。

压力损失 — 压力差以 Δp 来表示(图 1.10)。流体内部流动层之间的摩擦力(内摩擦)越大,反映出的流体粘度就越大。

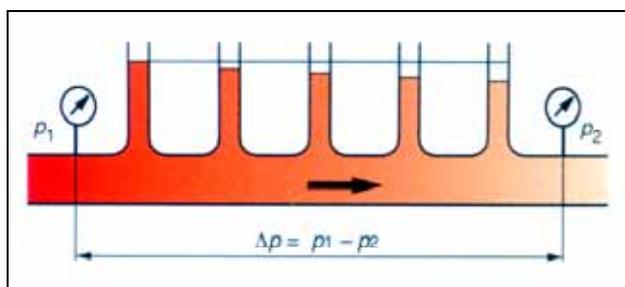


图 1.10 压力损失

压力损失(摩擦损失)的大小,主要决定于:

- 管道的长度,
- 管道的横截面积,
- 管壁的粗糙度,
- 管道的弯折数目,
- 流动的速度,
- 流体的粘度

2.4.3.4 流动的类型

流动的类型也是考察液压系统能量损失的重要因素。

有两种类型的流动:

- 层流, 和
- 紊流

在达到某一速度之前,流体在管道内分层流动(层流)。最内层的流体流速最大,最外层管壁处流速为零(图 1.11)。如流速增大,则在某一临界速度下,流动形态会发生改变而达到紊流状态(图 1.12)。

紊流会引起流动阻力的增大,因而液压损失也增加。因此,通常情况下都不希望出现紊流。

临界速度并非固定值,而决定于流体的粘度和流道的截面积。临界速度可计算得到。液压系统的当前流速不得超过该临界值。

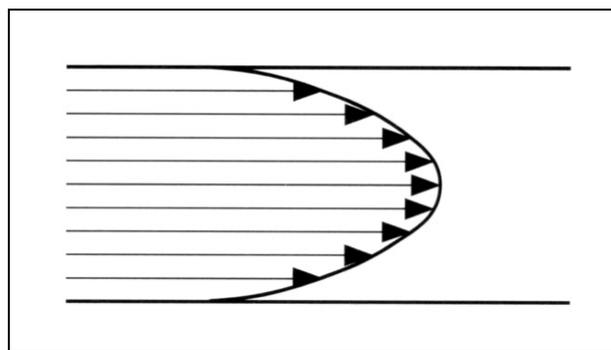


图 1.11 层流

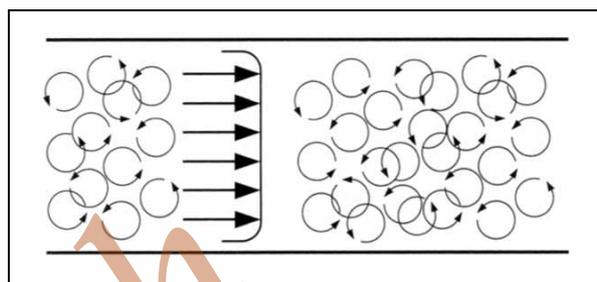


图 1.12 紊流

2.4.3.4.1 雷诺数

流动的类型可用雷诺数加以确定

$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu}$$

这里

v = 流动的速度 (m/s)

d_h = 水力直径,圆形截面管道等于内径,其余用 $d_h = 4 \cdot A / U$

A = 截面面积

U = 截面周长

ν = 动力学粘度 (m^2/s)

$$Re_{crit} \approx 2300$$

该值仅适用于光滑而笔直的圆管。

以 Re_{crit} 为界,流动分为层流和紊流。

层流 $Re < Re_{crit}$, 而

紊流 $Re > Re_{crit}$

3. 液压系统

3.1 流体传动系统的重要特性

- 设备体积相对较小，而传递的力和扭矩较大
- 可以满载起动
- 容易实现以下物理量的无级调控(开环或闭环控制)
 - 速度
 - 扭矩，或
 - 力
- 易实现过载保护
- 既适合于快速运动的控制，又适合于极低速运动的控制
- 以气体储能
- 易实现中央驱动控制系统
- 可将液压能分散式地转化为机械能

3.2 液压系统的设计

液压系统中，机械能转化成液压能，经开环或闭环控制的处理和传递，最后再转化回机械能。

3.2.1 能量的转化

液压泵主要用于能量的转化，其它的能量转化设备还有液压缸和液压马达。

3.2.2 能量的控制

在液压系统中，液压能的形式为压力和流量。这种能量方式，其作用的大小和方向要受到变量泵，以及开环和闭环控制阀等的调节和控制。

3.2.3 能量的传输

由金属管，软管和控制阀块孔道输送的液压流体，进行能量或仅压力的传输。

3.2.4 其它

为了储存和维护液压流体，需要一系列辅助设备，如油箱，滤油器，冷却器，加热器，以及测量与检测设备。

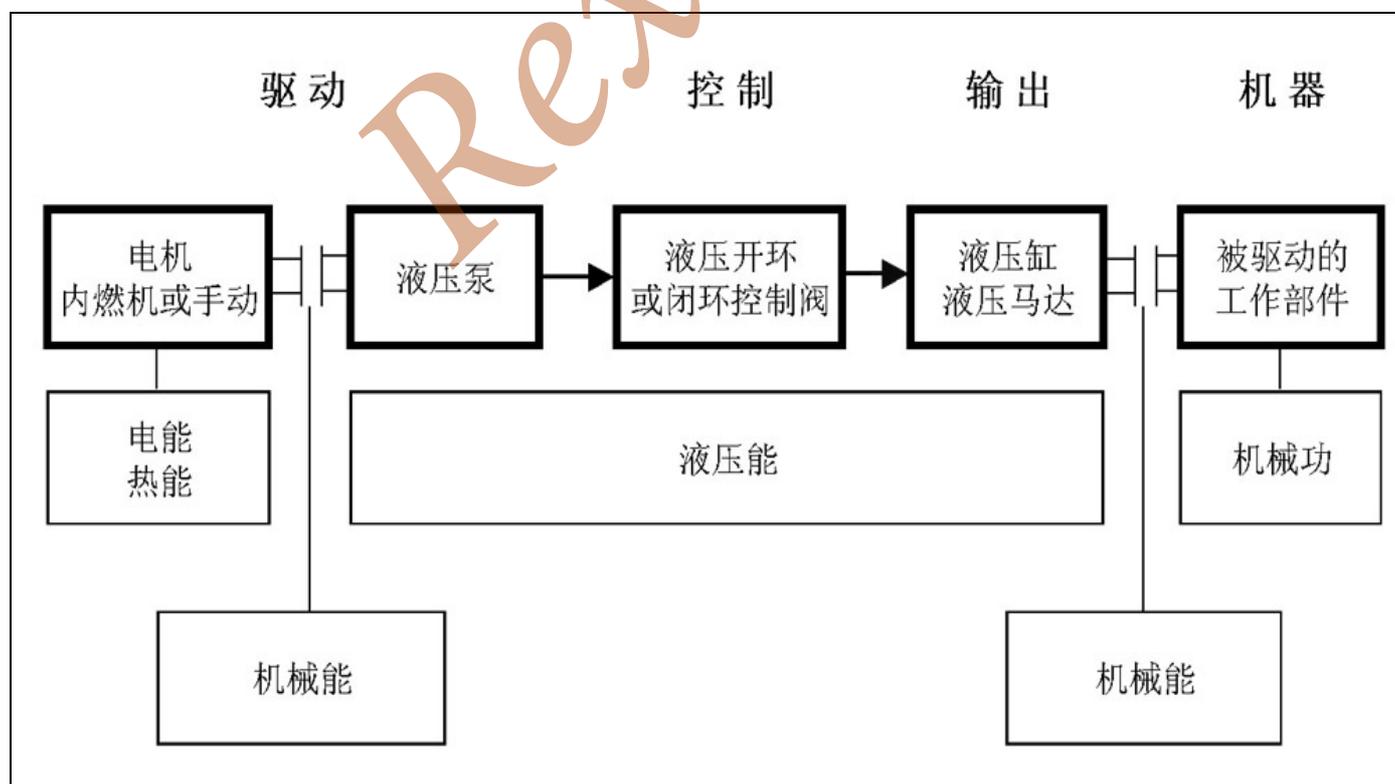


图 1.13 液压系统中的能量转化

3.3 简单液压系统的设计

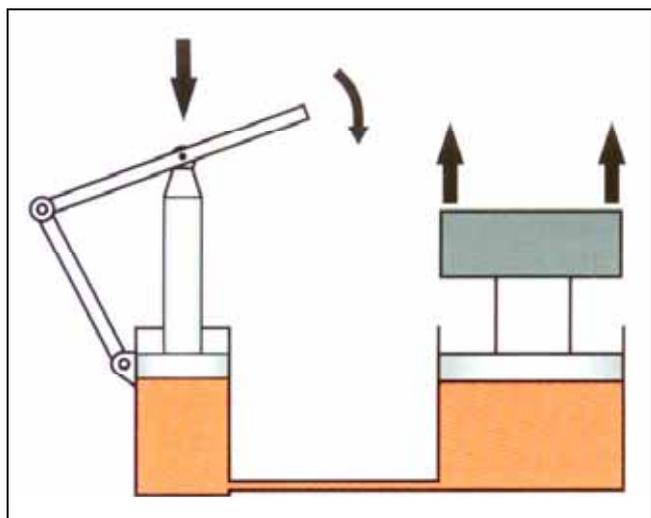


图 1.14 液压系统的原理

手动泵的活塞上有作用力(图 1.14)。该力除以活塞面积即可得到压力($p = F/A$)。

活塞上的压力越大，压力也越大。然而该压力只能上升到油缸面积上的压力能够克服负载力为止($F = p \cdot A$)。

如果负载保持不变，则压力不再增大。其结论是，**压力是由与流向相反的阻力所决定的。**

因此，如果建立了必需的压力，则负载就可产生运动。负载的运动速度取决于供给液压缸的流量大小。参照图 1.14。这也就意味着：越是快速地压下手动泵手柄，单位时间内就有越多流体供给液压缸，负载提升的速度也就越快。

第二个简单液压系统的例子如下：

让我们按部就班地将更多元件添加到液压系统中，用这些元件就可以实现：

- 控制液压缸的运动方向(方向控制阀)
- 控制液压缸的运动速度(流量控制阀)
- 限制液压缸的负荷(溢流阀)
- 防止系统在静止时通过液压泵完全卸荷(单向阀)
- 防止液压泵停止时，带载液压缸的回缩(单向阀)

液压缸(5)带有负载力 F ，并能伸出和回缩。与图 1.14 相反，液压泵(1)由马达(电机或内燃机)驱动。

如图 1.14 所示的基本设计，在图 1.15 中进行了原理性说明。

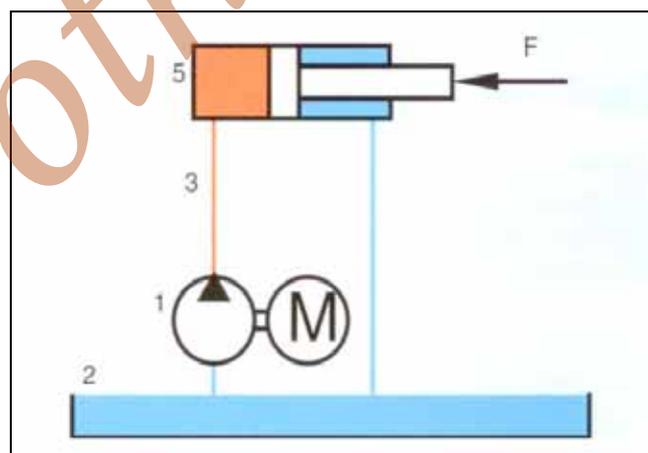


图 1.15

电机 M 转动时，液压泵(1)开始了驱动运行。它从油箱(2)吸油，将其推入液压回路的管道并到达液压缸(5)。只要没有流动阻力，流体就会被进一步推进。

管路末端的液压缸活塞(5)上作用有负载力 F ，代表了流动液体的一种阻力。压力上升到可以克服阻力时，液压缸活塞(5)就开始移动。

而当液压泵关闭时，负载力 F 推动液压缸(5)回到末端位置(活塞回缩)。此时，液压泵(1)起到液压马达的作用。

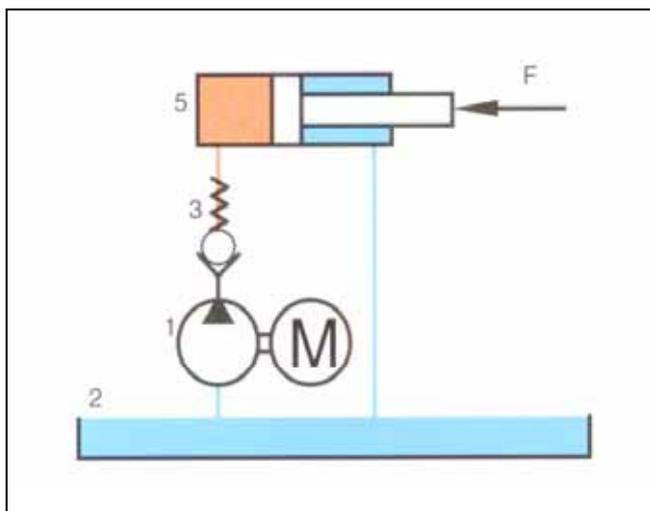


图 1.16

通过在液压泵（1）的出口安装单向阀（3），就可防止该回路泄油，而在本例中则可防止液压缸（5）的回缩（见图 1.16）。

用这种方法对该液压系统进行功能扩展，就能在电机电源切断时，使液压缸（5）停在任一位置。

但如需要使液压缸活塞完全伸出，也即达到其末端位置，则液压力就会急剧上升，最终导致液压系统损坏。

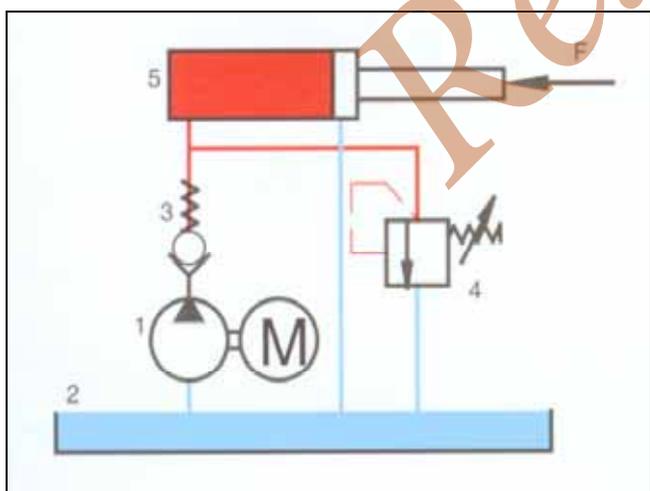


图 1.17

因此，需在液压系统中增加一个压力阀（4），如图 1.17 所示。

为避免压力过高而导致系统过载，可通过溢流阀设定最高压力，使压力基本得到限制。

弹簧产生机械力，使锥阀芯被压在座上。管路的压力作用在阀座上。根据等式 $F=p \cdot A$ ，当压力与面积的乘积大于弹簧力时，锥阀芯就从阀座上被抬起。

于是压力不再升高。液流仍然由液压泵（1）排出，并通过溢流阀（4）直接回到油箱（2）。

现在，液压缸可以安全地向外伸出。通过安装方向控制阀，就能够再次使其缩回。

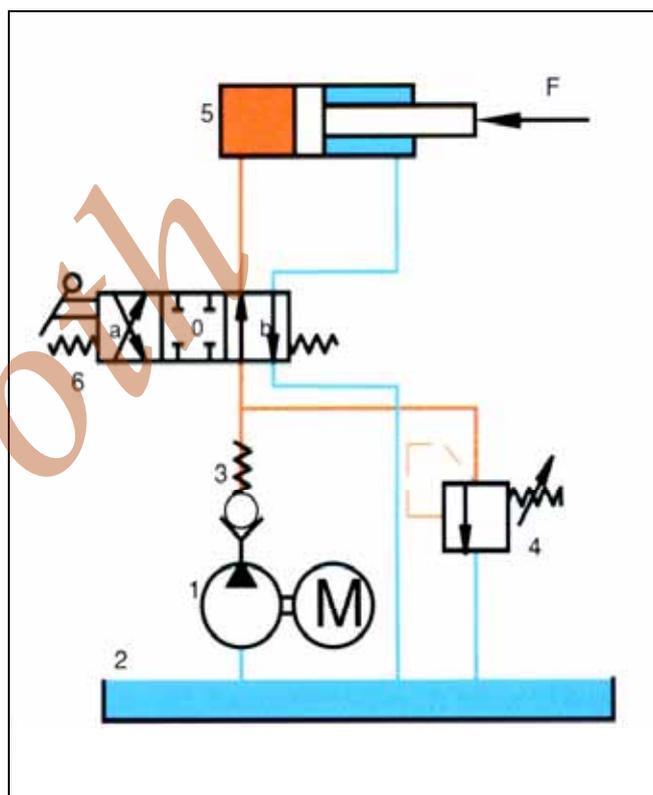


图 1.18

图 1.18 中绘出了方向阀（6），并处于 b 位。这一换向位与图 1.1 的机能相比没有变化。现在，让我们想象一下方向阀（6）所处的三个换向位：

- a 位：液压缸缩回
- 0 位：液压缸保持不动
- b 位：液压缸伸出

为了调节液压缸(5)的运动速度,需控制液压缸的流量大小,这可通过流量阀(7)来实现。

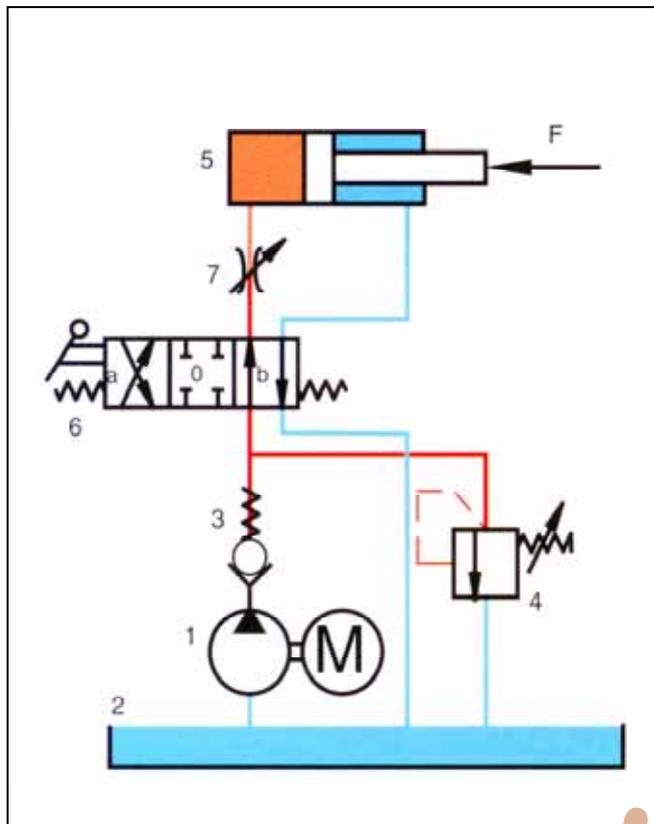


图 1.19

流量阀(7)可改变油液的通流截面。如截面积减小,则液压缸(5)的流量减小,其运动速度也随之降低。液压泵(1)输出的多余液流由溢流阀(4)流回油箱(2)。

在液压缸(5)外伸过程中,各阶段的压力按如下方式确定:

- 溢流阀调定液压泵(1)与流量阀(7)间的压力; 以及
- 液压缸(5)与流量阀(7)间的压力与负载 F 有关

在液压系统回路图中,习惯把方向阀画在初始位置。

最终完成的液压系统图如图 1.20 所示,它表明在负载力 F 作用下液压缸的外伸和复位过程。图 1.21 则以液压元件剖面图表示该液压系统。

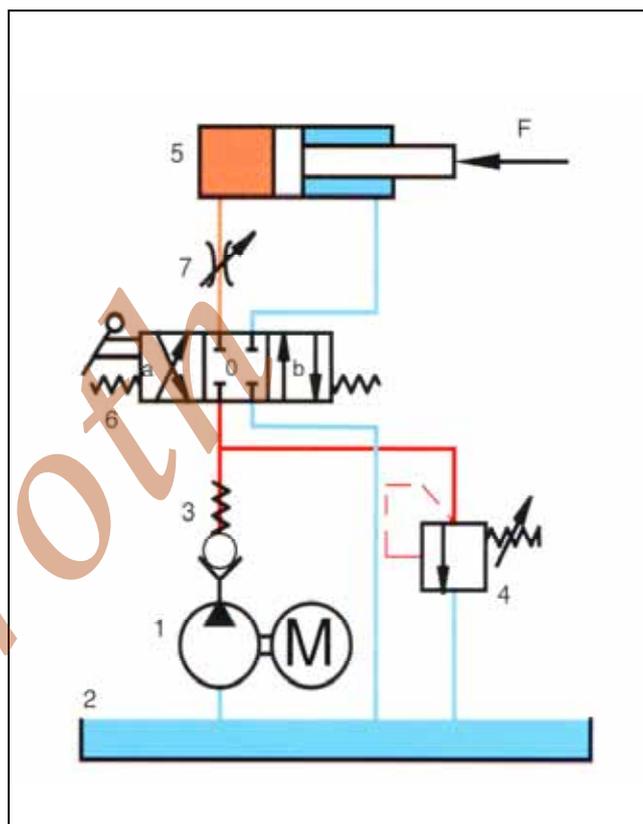


图 1.20 按 DIN ISO 1219 标准表示的液压系统符号图

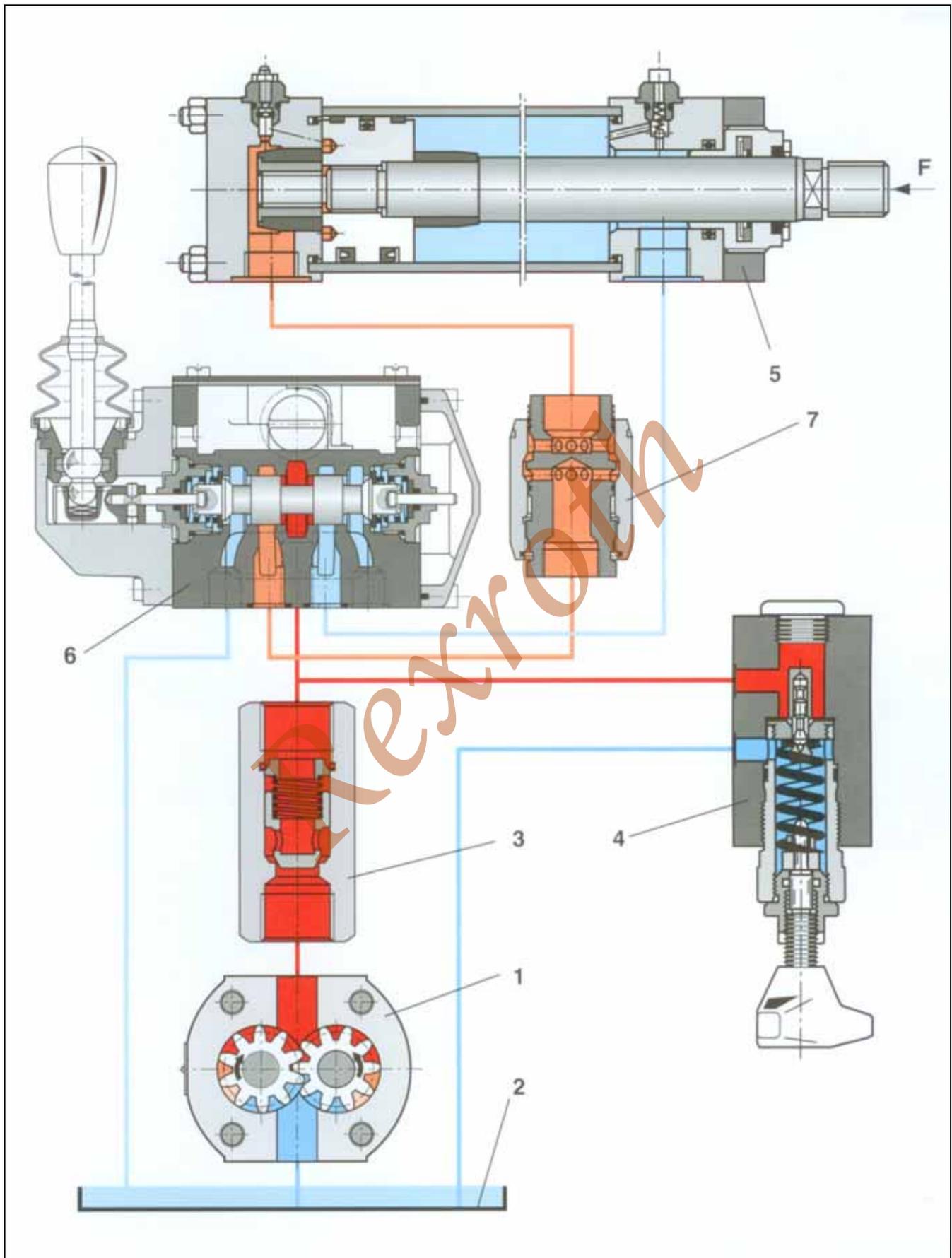


图 1.21 以液压元件剖面图表示的液压系统

备注

Retroth

第二章

按 DIN ISO 1219 标准的符号表示

液压元件的图形符号，是为了对机能进行说明，包含一个或多个基本与机能符号。这些符号既不需要标注尺寸，也不需要对其作出具体规定。

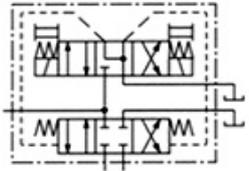
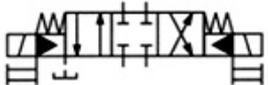
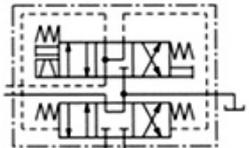
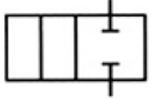
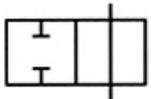
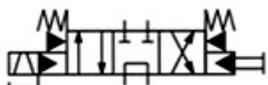
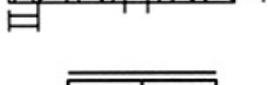
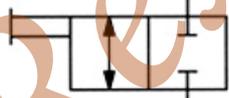
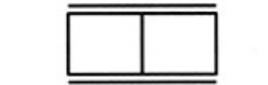
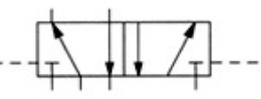
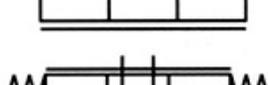
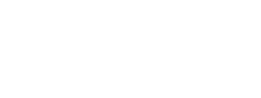
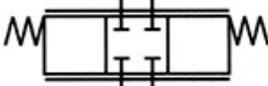
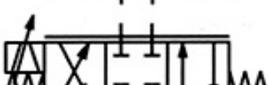
命名/ 描述/举例	符号
基本符号	
直线 主油路，反向管路， 电气线路	
虚线 控制管路， 泄油路， 控制阀换位	
中心线 两个或更多元件组成一个组件	
双直线 机械刚性连接 (轴，连杆，油缸轴)	
圆 能量转化单元 (泵，马达)	
测量设备	
单向阀， 旋转连接， 机械联轴器， 滚筒 (常有中心点)	

命名/ 描述/举例	符号
半圆 有限角度的摆动旋转 (摆动执行机构)	
正方形 连接线与边垂直。 控制环节 驱动单元 (除电机外)	
连接线在角上 处理设备 (滤油器，油水分离器， 润滑设备，热交换器)	
执行器缓冲装置， 蓄能器内重物	
矩形 液压缸， 控制阀	
液压缸柱塞	
调节环节	
管路排布的间距	

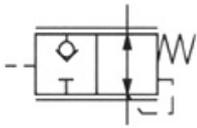
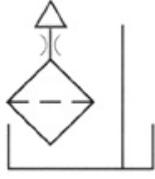
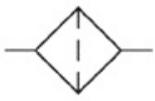
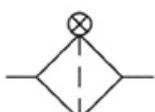
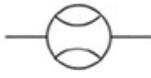
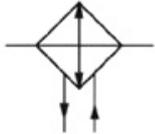
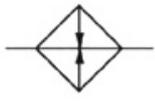
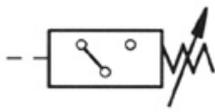
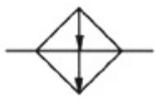
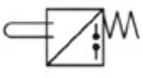
命名/ 描述/举例	符号	命名/ 描述/举例	符号
开口矩形 油箱		温度显示或 温度控制	
椭圆形 压力油箱, 蓄能器, 充气瓶		驱动单元	M
功能符号 三角形 表示流向和工作介质		弹簧	
实心, 液压		节流阀	
空心, 气动		单向阀阀座	
箭头 垂直或倾斜 直线运动, 阀内流道与液流方向, 热气流的方向		管道与 管接头 连接处	
弧形箭头 旋转运动, 自转轴观察的转向		交叉	
斜向箭头 泵, 马达, 弹簧, 电磁 铁调节的可变量性		软管	
不同的机能环节 电力		接头 透气接头 直线	
闭合回路或端口		有时间限制的开启/关闭	
直线驱动电器, 相反方向作用		快速接头 不带机械式单向阀	
		带机械式单向阀	
		单向旋转接头	
		机械部件 杆件, 直线运动	
		轴系, 旋转运动	
		定位器, 保持特定位置	

命名/ 描述/举例	符号	命名/ 描述/举例	符号
操控型式		加压或释压作动式 直动方式	
通用符号		面积差异, 双向作用式	
推杆按钮		内部通道控制式	
拉杆手柄		外部控制式	
推拉手柄		气动/液压控制式	
操纵杆		二级液压操控式	
踏板, 单向操作		二级电液控制式, 外部 先导供油	
踏板, 双向操作		二级气动/液压控制式, 外部先导回油	
活塞杆式		二级电液控制式, 中位 弹簧复位, 外部先导供 油与回油	
行程限位的活塞杆式		二级电液控制式, 中位 液压力复位, 外部先导 供油与回油	
弹簧式		操控实际位置外反馈式	
旋转推杆式		操控实际位置内反馈式	
旋转操纵杆			
电动式, 单向线圈			
电动式, 双向线圈			
电动式, 双向线圈, 无级可调			
并联操纵按钮			

命名/ 描述/举例	符号	命名/ 描述/举例	符号
功率源 液压泵		液压小型驱动器	
空气压缩机		带压力补偿器的变量泵 单向流量, 单向旋转, 带油箱泄油口	
电机		带压力补偿器的 变量泵/马达 双向流量, 双向旋转, 带油箱泄油口	
驱动单元, 除电机外		液压缸 单作用液压缸, 回程靠液压力, 活塞腔 通油箱	
功率转化与储存 液压泵与液压马达		双作用单出杆液压缸, 两末端带可调式缓冲	
液压泵, 通用符号		伸缩缸, 单作用	
定量泵, 单向流量, 单向旋转		伸缩缸, 双作用	
变量泵, 双向流量, 单向旋转, 带油箱泄油口		液压蓄能器, (只用于直立位) 蓄能器, (压缩空气未画出)	
定量泵, 双向流量, 双向旋转		蓄能器, 带压缩空气	
定量泵/马达 单向流量, 单向旋转			
变量泵/马达 手动变量 双向流量, 双向旋转, 带油箱泄油口			
液压摆动式执行机构			

命名/ 描述/举例	符号	命名/ 描述/举例	符号
储气瓶		3位4通方向阀，带先导级（详图），电液控制，四个油口，阀芯三位，弹簧对中，紧急手动操控，外部先导回油	
开环与闭环控制		简化图	
方向阀		3位4通方向阀，带先导级（详图），电液控制，四个油口，阀芯三位，压力对中，紧急手动操控，外部先导回油	
带两个开关位和一个转换位的方向阀		简化图	
带两个开关位，两个油口，初始（常态）关闭，双向流动		简化图	
带两个开关位，两个油口，初始（常态）开启，双向流动		简化图	
带两个开关位，三个油口，初始（常态）开启，双向流动		伺服阀	
2位2通方向阀，二油口，阀芯2位		2位，控制位无级可调	
2位3通方向阀，三油口，阀芯2位，一个转换位，电磁铁控制，初始位取决于弹簧		3位，控制位无级可调	
2位2通方向阀，二油口，阀芯2位		伺服阀 负重叠	
2位3通方向阀，三油口，阀芯2位，一个转换位，电磁铁控制，初始位取决于弹簧		伺服阀 正重叠	
2位5通方向阀，五油口，阀芯2位，两个方向的压力决定阀芯位置		3位4通方向阀（典型例子）	
单向阀/截止阀		单向阀，不带负载	
单向阀，不带负载		单向阀，弹性负载	
液控单向阀，不带弹性负载，靠控制压力保持关闭		液控单向阀，不带弹性负载，靠控制压力保持关闭	

命名/ 描述/举例	符号	命名/ 描述/举例	符号
液控单向阀，带弹性负载，控制压力开启		流量阀：可调式节流阀	
梭阀		关断阀	
溢流阀，直动式，内部导引供油		机械调节式节流阀	
溢流阀，直动式，内部导引供油，带外部泄油口		单向节流阀	
溢流阀，先导式，内部导引供油，带内部导引回油		二通流量阀，带压力补偿	
溢流阀，先导式，电控溢流，内部导引供油，外部回油		二通流量阀，带压力与温度补偿	
2通减压阀，直动式，内部导引供油		三通流量阀，带压力与温度补偿	
2通减压阀，先导式，内部导引供油，外部回油		分流阀	
3通减压阀，直动式，内部导引供油		二通插装阀（逻辑单元） 方向阀，无泄漏，有效面积不同	
		流量控制阀	

命名/ 描述/举例	符号	命名/ 描述/举例	符号
方向阀, 单方向无泄漏, 有效面积相同		测试仪表和指示器	
油箱与处理单元		普通压力表	
通风油箱		压力表	
封闭加压油箱		压差表	
滤油器		液位计	
滤油器 带污染指示器的滤油器		温度计	
油水分离器		流量指示计	
带油水分离器的滤油器		流量计	
处理单元 滤油器 油水分离器 减压阀 压力表和润滑器		流速计	
冷却器 带冷凝水流		扭矩仪	
加热器		压力开关	
温控器		限位开关	
		模拟变送器 (如接近开关)	

备注

Retroth

第三章

液压流体

1. 概述

在液压系统中，液压流体的主要作用是传递力和运动。

除此之外，不同的应用和液压驱动装置，还要求液压流体具有其它的作用和特性。

由于没有一种液压流体完全适用于所有领域的应用要求，因此选用一种液压流体时，必须考虑应用系统的特殊特性。只有这样，应用系统才有可能达到无干扰和经济性运行的目的。

应用行业	适用流体*)	最大工作压力	环境温度	场所
汽车工业	1, 2, 3	250 bar	-40℃至+60℃	室内及室外
行走机械	1, 2, 3	315 bar	-40℃至+60℃	室内及室外
特种车辆	1, 2, 3, 4	250 bar	-40℃至+60℃	室内及室外
农林机械	1, 2, 3	250 bar	-40℃至+50℃	室内及室外
造船业	1, 2, 3	315 bar	-60℃至+60℃	室内及室外
航空业	1, 2, 5	210(280)bar	-65℃至+60℃	室内及室外
运输业	1, 2, 3, 4	315 bar	-40℃至+60℃	室内及室外
机床工业	1, 2	200 bar	18℃至40℃	室内
压机	1, 2, 3	630bar	18℃至40℃	主要为室内
钢铁厂, 铸造厂	1, 2, 4	315 bar	10℃至150℃	室内
炼钢厂, 水液压	1, 2, 3	220 bar	-40℃至+60℃	室内及室外
发电厂	1, 2, 3, 4	250 bar	-10℃至+60℃	主要为室内
剧院	1, 2, 3, 4	160 bar	18℃至30℃	主要为室内
仿真和测试设备	1, 2, 3, 4	1000 bar	18℃至150℃	室内及地下
采矿业	1, 2, 3, 4	1000 bar	至+60℃	主要为室内
特种应用	2, 3, 4, 5	250(630)bar	-65℃至+150℃	室内及室外

*)1=矿物油; 2=合成液压油; 3=生态许用流体;
4=水, HFA, HFB; 5=特种液体

表 3.1 液压驱动的应用场合及其适用流体

2. 对流体的要求

2.1 润滑与抗磨损特性

流体必须能够覆盖全部运动件表面,并形成一层粘性的润滑油膜。润滑油膜可能会因高压、供油不足、粘度低,以及快速或慢速的滑动而破损。这就会使零件腐蚀而造成磨损(洁净度标准,比如方向阀为 8-10 μm)。

除了产生腐蚀现象,还有因疲劳和磨擦等造成的表面磨损。

— 当流体受到污染(固体颗粒,如金属粉尘,渣粒,沙子等),以及使用未过滤或过滤不良的流体时,相互滑动

的零件之间就会因摩擦而造成磨损。流体所夹杂的异物颗粒,在高流速下也会造成设备内部磨损;

— 气穴现象可改变零件表面的金相结构,导致疲劳磨损。液压泵轴承处的流体受到水的污染后,也会导致磨损的加剧;

— 液压系统长期不运行和使用不当流体,也会引起腐蚀磨损。滑动面的湿气效应所造成的表面腐蚀,也可加大磨损的发生。

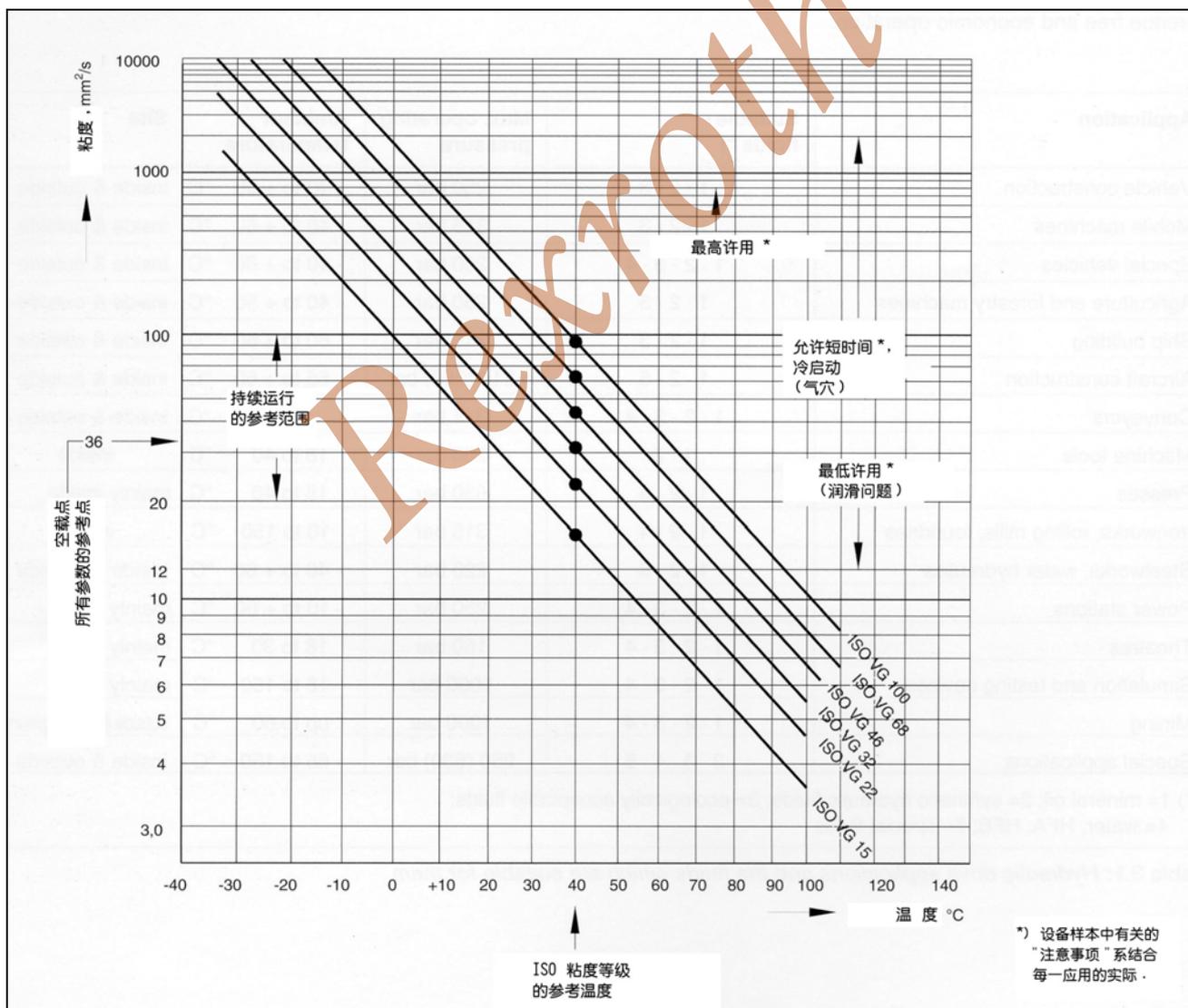


图 3.1 流体的粘度-温度曲线，以及液压系统的应用界限

2.2 粘度

选取液压流体时，粘度是最重要的指标。

粘度指数提供的是：在给定温度下液压流体粘稠或稀薄的程度，同时也含有流体内摩擦的大小方面的信息。

粘度的大小以国际单位制(SI)系统来衡量，单位是 mm^2/s 。粘度随温度而变化。在双对数曲线图中，粘度和温度关系曲线为一条直线(译注：也称粘-温曲线)。

要确定液压系统的应用边界，很重要的一点，就是对元件制造商资料中的最低和最高许用粘度，予以仔细的关注。

2.3 粘度指数

温度变化时，即便在一个较宽的温度范围内，都要求液压流体不能过分粘稠或稀薄，否则节流口的流量就要发生改变(执行机构的速度跟着改变)。必须根据 DIN 2909 确定粘度指数。最佳的粘度指数，是粘度和温度关系曲线(粘温曲线)中最为平坦的那一种流体。

2.4 与压力相关的粘度特性

压力增加时，流体的粘度也会发生变化。在压力超过 200 bar 液压系统的设计阶段，就必须考虑这一因素。在压力大约 400 bar 时，粘度会变成平时的 2 倍。

2.5 与不同材料的相容性

液压流体必须与液压系统的其它材料完全相容，如轴承材料，密封材料，油漆等等。特别是当液压系统有流体泄漏并与别的部分相接触时，比如电线，机械零件等等，这一点尤其重要。

2.6 抗剪切稳定性

当流体流经阀口，或座阀开启与关闭时，其实流体正承受着机械负载，相当于被一次又一次“剪切”。这一过程必然会影响流体的使用寿命。

如果流体含有粘度强化剂，那么对剪切的敏感性会提高。对于来自阀门和液压泵的正常剪切负荷，粘度会临时下降，但随即回升到正常值。如果过度增大剪切负荷，由于粘度强化剂所呈现的抗剪切稳定性，这些流体会因强化剂部分受损而达不到原始粘度。这样就会导致流体粘度的永久性降低。

2.7 热负荷稳定性

系统运行时，流体的温度会上升(如有条件，则不应超过 80°C)。系统停止运行时，温度又下降。这种重复性过程对油液的寿命有影响。因此在许多系统中，要用热交换器(加热和冷却系统)使流体的运行温度保持恒定。

这样做的好处是得到了稳定的粘度曲线，从而延长油液使用寿命。缺点是设备购置与运行(加热和水/气冷却用电)成本较高。

2.8 抗氧化稳定性

矿物油的老化过程受氧化、温度、光线和催化剂的影响。老化特性较好的矿物油含有抗氧化成分，能抑制氧的快速吸收。对氧吸收的增加，还会使零件的腐蚀更为严重。

铜、铅、锡和钢具有特别大的催化效果，可对油液寿命产生影响。

这些材料及其合成材料(合金) 在液压系统中比比皆是。

2.9 可压缩性低

流体所混入的气体量,决定了流体的压缩性大小。这一特性会对液压驱动的准确性产生影响。开环和闭环控制中,流体的压缩性会影响系统的响应时间。如果大量的压力油快速释压,系统就会产生压力冲击。流体的压缩性,定义为一个与流体有关的系数(压缩系数),该系数会随温度上升而增大,随着压力的上升而降低。

对于矿物油,压缩系数的理论参考值为每 100 bar 0.7-0.8%。水的压缩系数为每 100 bar 0.45%。

流体中如果含有未溶解空气(气泡)以后,压缩性就会显著提高。如果油箱的尺寸或结构不适当,或没有足够的配管,气泡不再分离出来,则压缩系数就会显著降低。而且,还会导致系统的噪音、振动和较大的温升(另见柴油机效应)。

柴油机效应是油气混合物的自燃现象。矿物油中含有许多小气泡。如果矿物油急剧受压,则这些气泡就变得很热,乃至发生自燃。自燃造成局部的温度和压力上升较大,并使液压元件的密封受损。此外,流体的寿命也会缩短。

2.10 高温膨胀性低

如果气压因素导致流体温度上升,则矿物油体积会增加。如果系统使用的流体量较大,就必须考虑工作温度的因素。

例如:

温度每增加 10°C,矿物油体积增加 0.7%。

2.11 低发泡性

上升的气泡可在油箱表面形成泡沫。通过油箱回油管道的正确布置,以及采用合理的油箱结构,如安装隔板等,

可使发泡性降到最低。矿物油中含有降发泡性的化学添加剂。随着油液的老化、污染和水分含量的加剧,发泡的倾向也会增加。

如果液压泵吸入了含气泡的油液,就可能导导致系统严重损坏,在短时间内液压泵就会产生故障。

2.12 空气吸入量低,空气排除性好

流体应尽可能少地混入空气,同时又能尽可能快地排出空气。化学添加剂有助于改善流体的这种特性。

空气排除性应根据 DIN 51 381 来确定:分离矿物油中的气泡,测量分离到总体积 0.2%的气泡所需要的时间(分钟)。空气排除性,也会随着油液温度的上升而劣化。

2.13 沸点高,蒸气压力低

所用流体的沸点越高,系统运行所适用的最高温度就越高。

2.14 密度大

流体的密度是质量与其体积的比值。密度值应越大越好,这样的话同样体积的流体就能传递更大的功率。这一特性对于静压驱动而言,没有动压驱动那么重要(译注:液力传动,如水力发电)。矿物油的密度为 0.86 至 0.9 g/cm³。

密度可将运动粘度(运动学粘度)-密度比转化为动力粘度(动力学粘度),或者相反(动力粘度转化为运动粘度)。

实际使用的流体密度,以 15°C 为参考温度。

2.15 好的热传导性

液压泵、阀门、液压马达、油缸和管道所产生的热能，必须经流体传送到油箱。油箱的热能，部分由箱壁传送到外界。如果辐射散发的面积不够大，就需在系统中另设热交换器(冷却器)，以保证系统和流体温度不至于过高。

2.16 好的绝缘性(不导电)

如果可能的话，流体不能具有导电性，否则会产生回路短路，电缆破损等事故。为排热和吸收衔铁的振动冲击，常把电磁铁浸于流体中。

2.17 无吸湿性

使用矿物油的系统，必须保证矿物油中不含水分，否则会造成系统故障。水分可经液压缸和轴的密封处，以及密闭不严的水冷器进入系统，也可来自于油箱顶壁的冷凝水蒸气。除此之外，充入系统油箱的新流体中，也含有水分(凝聚态水)。如果水分含量超过总体积的0.2%，就应该更换流体。水分可通过分离器和离心机在系统运行过程中予以分离(主要针对大系统)。

室外运行的系统(湿度高，雨淋)，可在空气滤清器之后安装减湿器，以干燥空气(取决于循环体积)。

由于水的比重更大，水分通常会在停机期间积聚于油箱的底部(在化学上矿物油和水不相溶解，因此可进行再分离)。

如果油箱安装了液位计，就很容易分辨水分。慢慢地打开油箱的泄油阀，就会先有水分流出。大系统中，通常在油箱最底部安装水分报警器，一旦水位到达某一刻度就会发出电子报警信号。但实际应用中，还不可能确定水分在特定时间间隔内，究竟要分离到何种程度。

2.18 防火-不可燃性

液压系统可能安装在温暖炎热环境中，如气温很高的制造车间，甚至还会有明火。为降低管道或软管破损的危险，这些应用系统中的流体，必须是高闪点，防火性，

或是不可燃的流体。

2.19 挥发和分解后无毒性

为了避免流体对人体健康和环境造成危害，应注意流体制造商的使用指南中是否有此类条款。

2.20 耐腐蚀性好

液压泵、阀门、液压马达和油缸的制造厂商，常用矿物油来测试这些设备，这样可防止腐蚀。矿物油防腐能力是靠添加剂来实现的，添加剂能使矿物油表面形成防水薄膜，还能中和老化矿物油里的腐蚀分解物。

一旦液压元件经过了测试，残留在这些元件中的矿物油就排回油箱。元件上的矿物油膜，在安装试车以前能起到防腐保护作用。如需要储存更长时间，必须采取措施预防腐蚀(如使用防腐剂)。

2.21 无粘稠物产生

液压系统无论是处于长期停机或是运行中，还是处于热启动和冷却过程，还是由于油液老化等原因，在液压元件运动部分的流体中，都不得出现粘稠物。

2.22 好的过滤性

液压系统运行期间的供油路、回油路或两个回路上，液压滤油器都在持续不断地进行过滤，以滤去流体中的磨损颗粒。流体的种类及其粘度，会影响到选用何种滤芯材料，以及滤芯孔径的大小。

随着粘度的增大,背压(Δp)也上升。因此需要使用更大一些的滤油器。如使用的流体有侵蚀性,则滤芯必需采用特种材料制成。

滤油器的滤芯不得含有活性物质。如果系统使用 5 μm 以下孔径的微过滤器,则需对流体进行检测,以确定这种情况下是否还适用。

2.23 与其它液压流体的兼容性和互换性 (更换液压流体)

生产线的改造或布局改变,环境条件或法律法规的改变,都可能要求更换液压流体。在这种情况下,必须就流体与液压系统元件,流体与新条件之间的兼容性等方面,向流体和液压元件制造商进行咨询。

除此之外,全部的液压设备、密封圈、软管等必须拆卸下来,原有的油液完全排出。如果这时不按照完整的步骤进行操作,就会导致整个液压系统的故障。

2.24 淤塞形成的难易

流体及其添加剂不应发生分解,否则在使用期间会形成淤塞(沉积效应)。

2.25 维护方面与用户的亲和性

举例来说,经长期停机后,系统中的流体须经循环和混合才可重新使用,维护费时费力。含添加剂的流体,如遇添加剂很快失效或蒸发的情况,则必须定期进行理化检测。

检测流体可以采取简单的方法。紧急情况下,流体和滤油器的制造商可进行分析取样,以决定继续使用还是更换新油。

2.26 生态环保性

液压系统的使用过程中,对环境最好的保护方法,就是综合考虑系统的规划、设计、安装、运行和维修保养等方面。

仅仅简单地使用生态环保型流体,当然远远不够。

生态环保型流体,需必备以下特点:

- 好的生物可降解性;
- 易于处置;
- 对鱼类无毒;
- 对细菌无毒;
- 对水源无危害;
- 对食品无危害;
- 对饲料无危害;
- 在任一状态下(固,液,气)流体对皮肤或粘膜均无刺激作用
- 无味,否则至少是使人感觉愉悦的气味

至今为止,在定义“环境相容性”(更确切的为“生态环保性”)的特性方面,既无法定的指南,也无标准可作为依据。

2.27 成本与可获取性

所用流体应该价格合理,且被广泛使用。对于在工业化程度不高的地区使用液压系统,这一点尤其重要。

要对流体作一个完整的估价绝非易事。只有对运行和维护成本作充分的调查之后,才能对流体的选用作出经济性的分析。因此,重要的是得到流体的理化特性,这样才能避免新设计和部件维修中的错误。

3. 常用液压流体综述

矿物油基液压油	WEC	防火性液体	WEC	与环境相容性好的液体	WEC	特种液体	WEC
DIN 51524, 第一部分 液压油 HL 矿物油基液压油, 添加剂提高了抗腐蚀性和抗老化稳定性	2	清水 HFA 类 (95/5) HFA-E (乳化液) HFA-M (微乳化液)	0 3 3	基础油液 植物油 (HTG) (甘油三酸酯) 聚乙二醇 (HPG) 合成类酯 (HE)		合成油 (比如, α 聚乙烯石蜡 和乙二醇) 航空液压油 轧辊油相容的液体 等等	
DIN 51524, 第二部分 液压油 HLP 与液压油HL同, 但添加剂使混合摩擦区域的咬合得以减少	2	HFA-S (溶液) HFA-V (增稠液) 80% H_2O +20%浓缩液	0-1 ~1				
DIN 51524, 第二部分 液压油 HLP-D 与液压油HLP同, 但添加剂使分散力和去污力进一步加强。 与 HLP-D相反, 不必对空气和水的分离度提出要求。	3	HFB (油基水乳化液) 40% H_2O +60%矿物油 HFC (乙二醇水溶液) 40% H_2O +60%乙二醇 HFD-R (磷酸酯) HFD-U (其它混合物) (常为聚酯类)	3 0-1 1-(2)				
DIN 51524, 第一部分 液压油 HLP 与液压油HLP同, 但添加剂提高了粘度-温度特性。	2		~1				

表 3.2 液压流体及其水体危害类别 (WEC)

WEN 对水质危害序号	0-1.9	2-3.9	4-5.9	>6
WEC 对水质危害类别	0	1	2	3
备注	对水质一般无危害	对水质有轻微危害	对水质有危害	对水质危害很大

表 3.3 对水体危害指数和类别

4. 液压元件正确选取的实例

起重机系统采用的是静压驱动,包括一台液压绞盘。举例来说,为了给汽车装载货物,起重机需在户外运行,且工作时间不连续。

对于这一类应用,必须把下列温度因素考虑在内:

- * 环境温度: -10°C 到 +40°C
- * 液压流体温度: 0°C 到 +60°C

从现有的库存流体中,选用代号为 ISO VG 32 的流体。

从图 3.2 可确定在最高温度下 VG 32 流体的粘度:

- * VG 32: 0°C = 300 mm²/s
- * VG 32: +60°C = 15 mm²/s

当选取适合的液压元件时,有必要把所需温度/粘度的最低/最高值,与元件样本中的数据作一番比较,这样才能确定其是否适用。

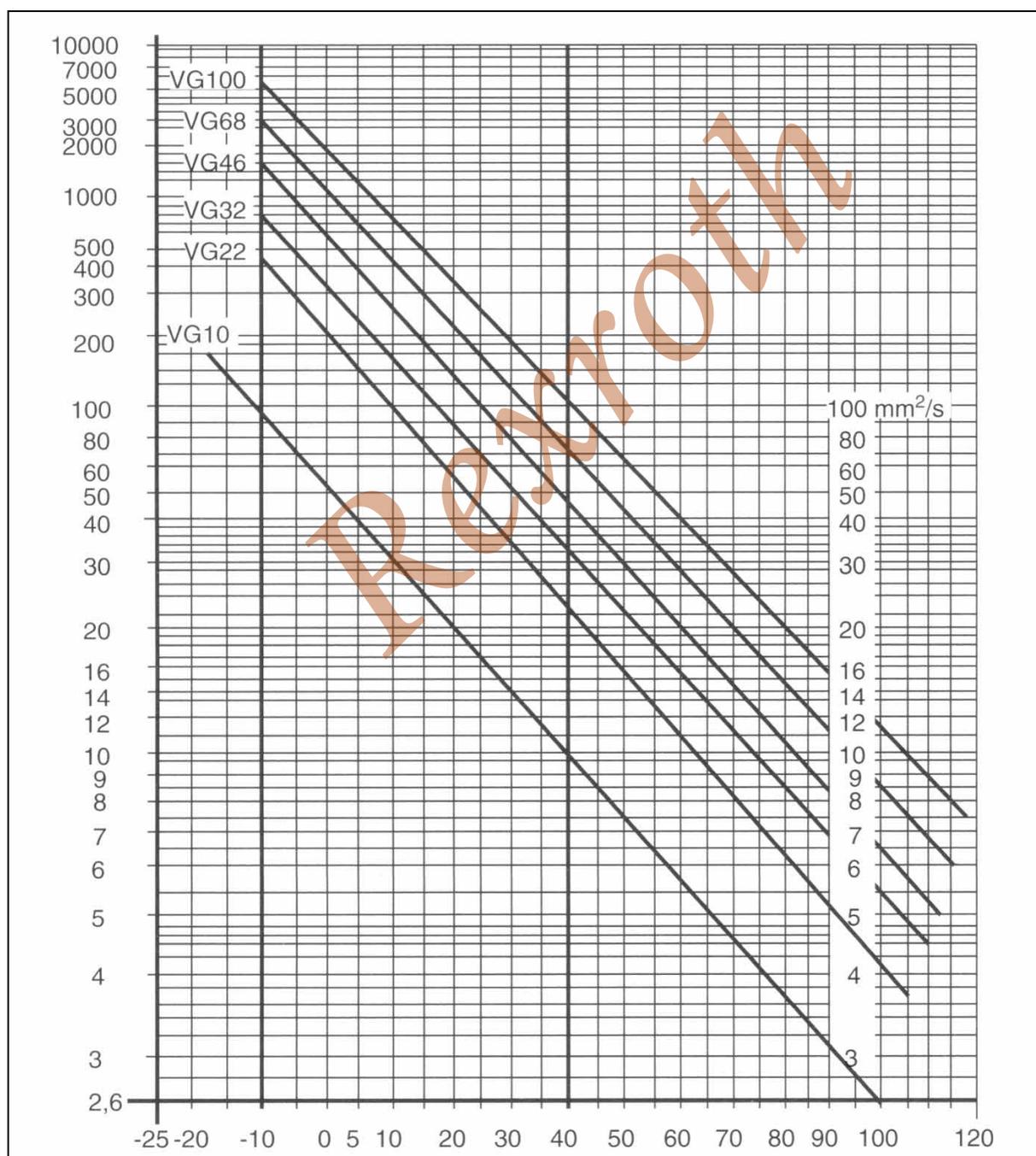


图 3.2 粘度-温度曲线

4.1 所需液压元件的液压流体温度-粘度范围

表 3.4 为几种液压元件许用液压流体的温度和粘度许可范围, 摘自产品样本目录。

这些数值比照了应用要求, 并在温度和粘度许可范围的基础上, 对液压流体的可能性应用作了评估。

4.2 评估

由表 3.4 的评估可知, 只要满足液压流体的温度和粘度许可条件, 除了叶片泵外的其它元件都可以使用。

在规划和更换元件时, 必须根据本例所述进行检查, 以确定是否适用。一个重要问题需考虑: 产品样本手册中包含的其它有关运行参数(如压力, 驱动单元的数目), 都可能造成液压流体适用范围的改变(扩大或缩小)。

应用场合	适用流体*)	最大工作压力	环境温度	场所
齿轮泵	-15°C至+80°C	10至300		应用界限与要求相当
叶片泵 (变量)	-10°C至+70°C	16至60		温度范围足够; 粘度范围不足, 因而叶片泵不可用
轴向柱塞泵 (变量)	-25°C至+90°C	10至1000		应用界限超出要求
止回阀/单向阀	-30°C至+80°C	2.8至500		应用界限超出要求
方向控制阀	-30°C至+80°C	2.8至500		应用界限超出要求
压力控制阀	-30°C至+80°C	10至800		应用界限超出要求

表 3.4 所选元件的液压流体温度和粘度许可范围

备注

Rexroth

第四章

液压泵

1. 概述

液压泵的功能，概括成一句话就是：

液压泵将机械能(转矩和转速)转化为液压能(流量，压力)。

然而，实际应用的要求多种多样。

当选择液压泵时，需考虑以下因素：

- 工作介质；
- 压力范围；
- 期望的速度范围；
- 最低和最高温度；
- 最大和最小粘度；
- 安装(管路等)；
- 驱动类型(耦合联结等)；
- 期望寿命；
- 最大噪音级；
- 维修的便利性；
- 可接受的最高成本

上述所列并非全部。然而，不同的要求的确表明了一点，即任何一个液压泵，不可能在满足设计要求方面全面达到最优的程度。因此，不同的设计准则下，会有不同类型的液压泵供选用，其共同的一点在于，液压泵都是按照容积式泵的原理来运行的。容积式泵的原理指出：液压泵内具有机械密封的容腔，在这些容腔中，流体从泵的入口(吸入口)被运送到排出口(压力口)。由于泵内这两个口互不连通，因此这类液压泵非常适宜运行于高压系统。因而，容积式泵是液压传动的理想选择。

Rexroth

2. 基本构造

下面对这类按容积式原理运行的主流型液压泵，作一个总结：

2.1 外啮合齿轮泵

由齿环齿廓和泵壳侧壁组成密闭容积。

$$V = m * z * b * h * \pi \quad (1)$$

m = 模数

z = 齿数

b = 齿宽

h = 齿高

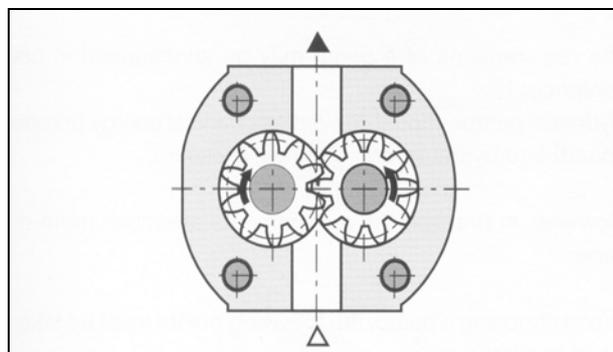


图 4.1 外啮合齿轮泵

2.2 内啮合齿轮泵

由齿环齿廓，泵壳侧壁和过渡区组成密闭容积。

$$V = m * z * b * h * \pi \quad (2)$$

m = 模数

z = 内齿轮的齿数

b = 齿宽

h = 齿高

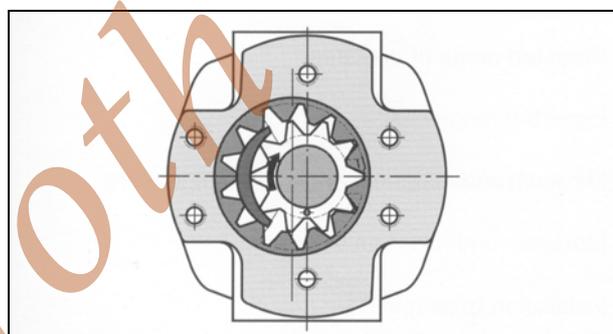


图 4.2 内啮合齿轮泵

2.3 摆线齿轮泵

转子比定子少一齿。转子作行星式运动。

$$V = z * (A_{\max} - A_{\min}) * b \quad (3)$$

z = 转子的齿数

b = 齿宽

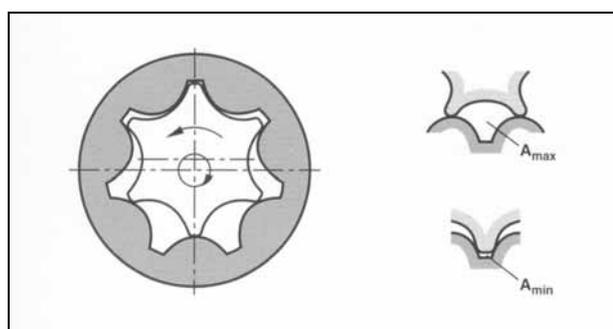


图 4.3 摆线齿轮泵

2.4 螺杆泵

排油腔由螺纹面和壳体组成。

$$V = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) * s * c \quad (4)$$

c < 1

修正系数特别考虑到了两根互相啮合轴的连锁性。

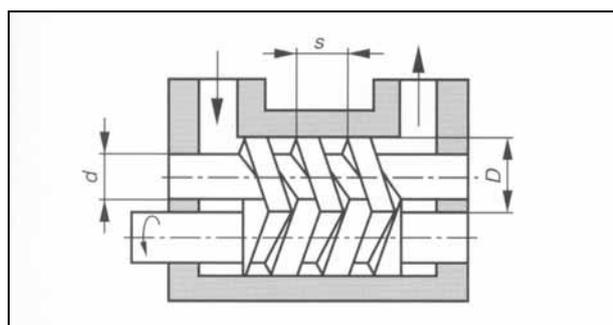


图 4.4 螺杆泵

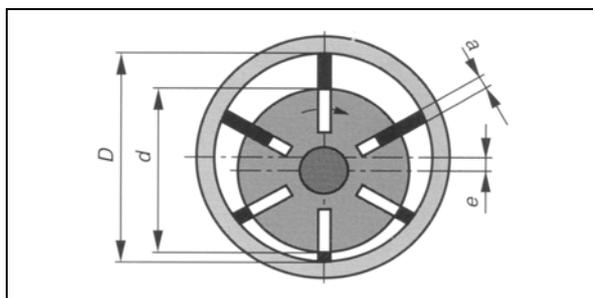


图 4.5 单作用叶片泵

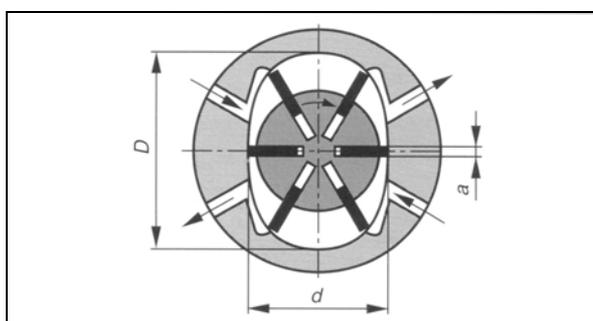


图 4.6 双作用叶片泵

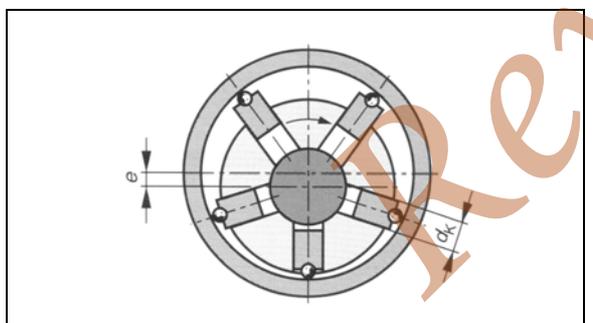


图 4.7 径向柱塞泵

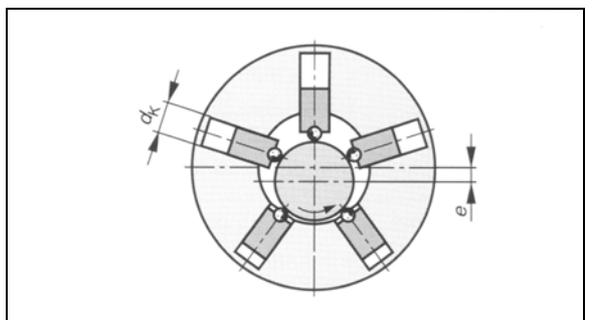


图 4.8 径向柱塞泵

2.5 单作用叶片泵

内部加压密封式

密闭容积由定子、转子和叶片组成。

$$V=2 * \pi * b * e * D \quad (5)$$

b= 叶片宽度

2.6 双作用叶片泵

由于定子上有两段相同的斜坡曲线，因而每转排量发生两次。

$$V = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) * k * b = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) * b \quad (6)$$

b= 叶片宽度

k= 每转叶片行程（二次）

2.7 带偏心柱塞缸组件的径向柱塞泵

柱塞在固定的外定子内旋转。

偏心距 e 确定了柱塞的行程。

$$V = \frac{d_k^2 * \pi * 2e * z}{4} \quad (7)$$

z= 柱塞数

2.8 带偏心轴的径向柱塞泵

偏心轴的旋转引起柱塞的径向往复运动。

$$V = \frac{d_k^2 * \pi * 2e * z}{4} \quad (8)$$

z = 柱塞数

2.9 斜轴式轴向柱塞泵

根据斜轴的摆角不同，柱塞随着轴的旋转在缸体孔内产生往复运动。

$$V = \frac{d_k^2 * \pi}{4} * (2r_h * \sin\alpha) * z \quad (9)$$

z = 柱塞数

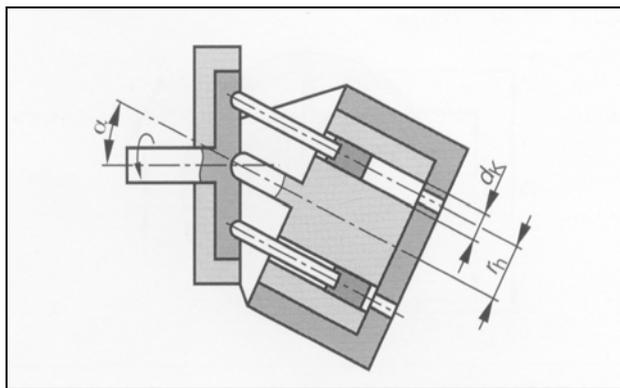


图 4.9 轴向柱塞泵

2.10 斜盘式轴向柱塞泵

柱塞在旋转时贴紧斜盘。斜盘的倾斜角决定了柱塞的行程。

$$V = \frac{d_k^2 * \pi}{4} * (2r_h * \tan\alpha) * z \quad (10)$$

z = 柱塞数

叶片泵和柱塞泵可分为定量和变量两种。

而齿轮泵只能用作定量泵。

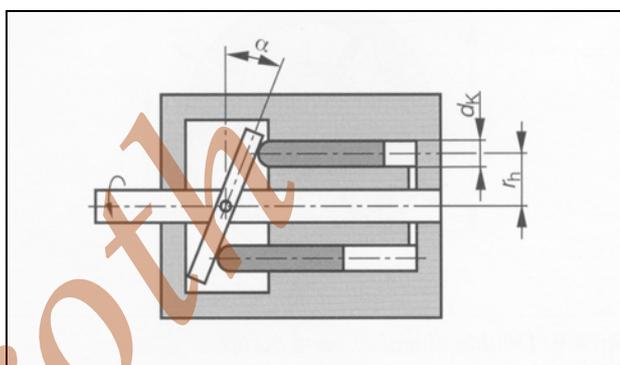


图 4.10 轴向柱塞泵

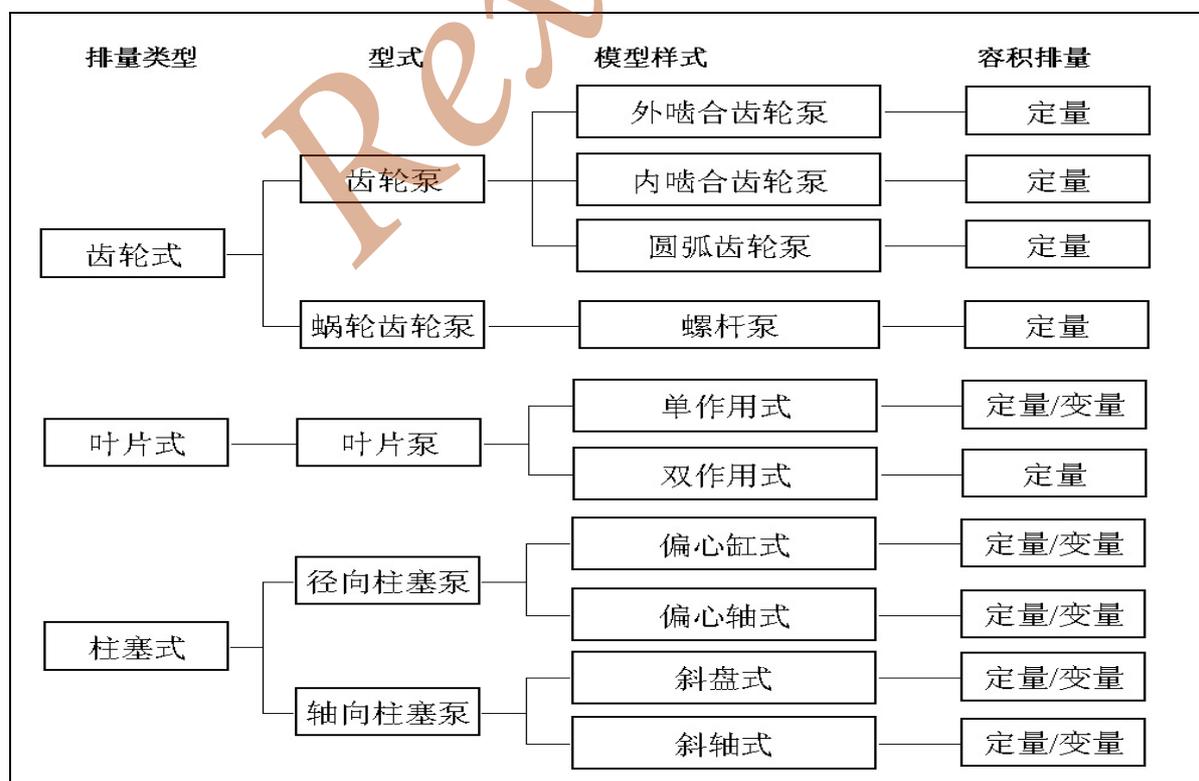


图 4.11 液压泵的种类

3. 选用准则

“概述”一节已叙述了选用液压泵的各种准则。表 4.1 是对不同类型液压泵特性的总结。

根据系统的不同，给出的权重设定值为：

- 1 = 非常好/非常大；
- 2 = 好/大；
- 3 = 满意；
- 4 = 差，有欠缺

准则	类型										
	AZP	IZP	ZRP	SSP	FZPE	FZPD	RKPI	RKPA	AKPSS	AKPSA	
可用速度范围	1	2	2	2	3	3	2	2	2	2	
可用压力范围	2	2	3	3	3	3	1	1	1	1	
粘度范围	1	2	3	1	3	3	1	1	1	1	
最高噪音等级	4	1	2	1	2	2	3	3	3	3	
寿命	3	2	2	1	1	1	2	2	2	2	
价格	1	2	2	3	2	2	3	3	3	3	
外啮合齿轮泵	= AZP										
内啮合齿轮泵	= IZP										
圆弧齿轮泵	= ZRP										
螺杆泵	= SSP										
单作用叶片泵	= FZPE										
双作用叶片泵	= FZPD										
偏心轴式径向柱塞泵	= RKPI										
偏心缸式径向柱塞泵	= RKPA										
斜轴式轴向柱塞泵	= AKPSS										
斜盘式轴向柱塞泵	= AKPSA										

表 4.1 液压泵的评价

对于各种类别泵的权重值，应看作是相互关联的。正因为选用准则的权重与系统的应用密切相关，所以在把寿命或噪音纳入考量比较的特征时，该表仅作参考。

4. 功能描述

4.1 螺杆泵

与内啮合齿轮泵相似，螺杆泵的运行噪音较低，因而可用于诸如剧场和歌剧院的液压系统。

螺杆泵壳体内，具有 2 个或 3 个螺杆齿条。

与驱动轴相连接的螺杆为顺时针螺线，可把旋转运动传递给逆时针螺线的螺杆。

在相互啮合的螺杆齿廓间，形成了封闭的容腔。这些容腔从吸油口向排油口移动，且保持容积大小不变。

这样就产生了恒定、持续和平稳的流量，也因此保持了较低的运行噪音。

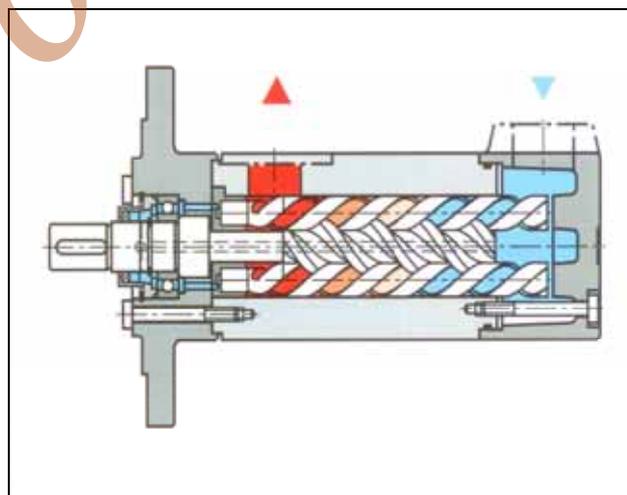


图 4.12 螺杆泵

重要参数

排量：15-3,500cm³

工作压力：≤ 200bar

调速范围：1000-3500rpm

4.2 外啮合齿轮泵

特别需要一提的是，外啮合齿轮泵大量使用于行走机械液压系统中。原因在于这种泵所具有的结构特点：

- 重量轻而压力相对较高；
- 成本低；
- 调速范围大；
- 温度/粘度范围大



图 4.14 外啮合齿轮泵

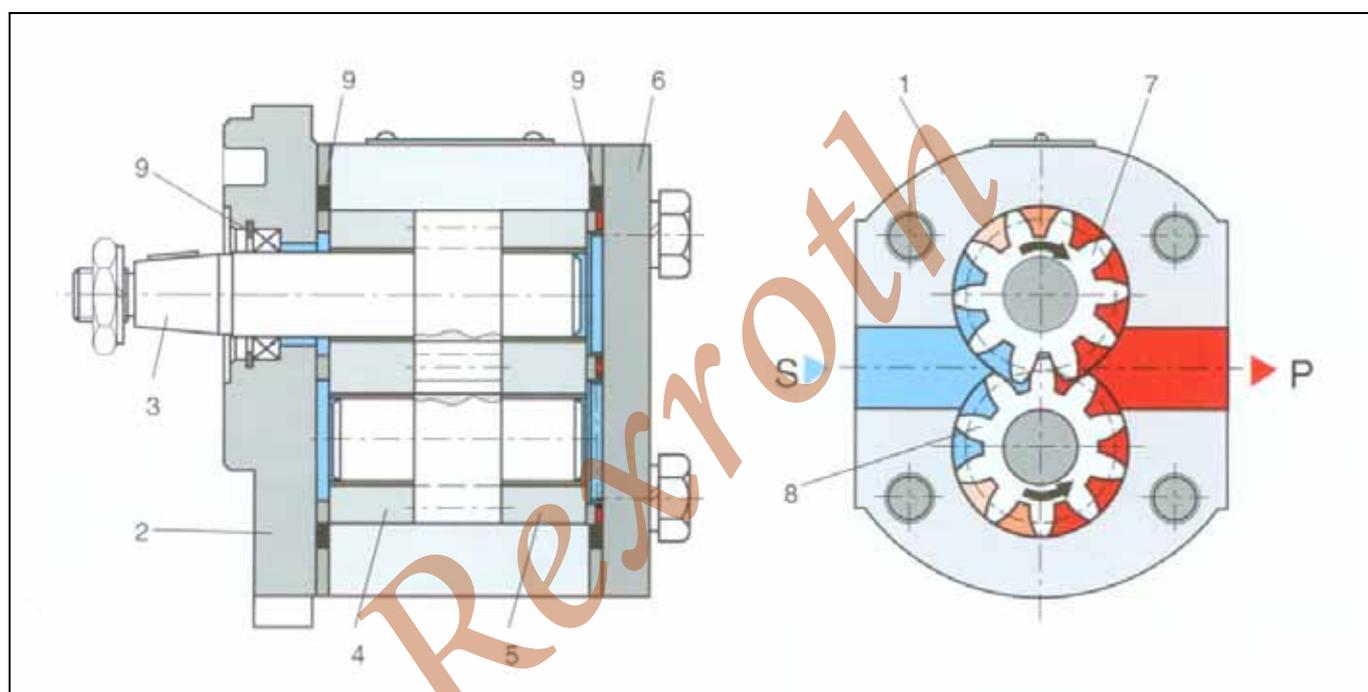


图 4.13 外啮合齿轮泵

齿轮(7)通过联轴器与驱动设备(电机,柴油内燃机等)相连。在轴承(5)支承下,齿轮(7)和(8)以最小间隙相啮合。

由齿轮轮廓、壳体内壁及轴承(4)(5)的外表面形成了排油腔。

系统安装时,空气从吸油端S的吸油管经这些密闭油腔排至排油端P,因而在吸油路会产生负压(低于大气压)。当这种负压的绝对值增大时,液体就经吸油管而吸入泵内。

流体进入齿轮泵以后,通过压力端(排油口)进入液压

系统。因此,齿轮泵要正常工作的先决条件是:齿间油腔应与外界封闭。只有这样才能以尽可能低的功耗输送流体。

外啮合齿轮泵采用间隙密封。由于这样,从排油端到吸油端就存在与工作压力相关的损耗。随着压力的增高,只有很少一部分流体由高压端经缝隙流到低压端(吸油口),因此,后部的轴承组件(5)通过轴向压力场,对齿轮侧面产生挤压力。

重要参数

排量: $0.2-200\text{cm}^3$

最大压力: 300bar (决定于尺寸)

调速范围: $500-6,000\text{rpm}$

4.3 内啮合齿轮泵



图 4.15 内啮合齿轮泵

内啮合齿轮泵最重要的特性是噪音低。因此这类泵主要用于非行走类机械(压机, 注塑机, 机床等), 以及封闭空间运行的车辆(如电动叉车等)。

4.3.1 功能原理

齿轮转子联结着驱动轴。当转子和内齿轮旋转时, 齿廓空间增大, 泵就“吸油”。

容积的增大发生在圆周方向 120° 。所以容腔内油液的充填并非突然发生, 而是相对缓慢地逐个进行。

这样就使运行异常的安静, 形成了非常好的吸油特性。

在过渡区, 流体得以输送而无体积的变化。

在过渡区之后, 与排油口连通。齿廓间体积减小, 排出流体。

当齿轮啮合时, 其特殊的形状会直接影响到运行状况。内啮合齿轮泵的转子和定子内齿之间不存在死区(这和外啮合齿轮泵相反)。

死区容腔内的油液, 因受压而产生压力脉动, 从而产生噪音。

这里所描述的内啮合齿轮泵, 实际并无压力脉动, 因此运行才能异常的安静。

重要参数

排量: $3-250\text{cm}^3$

工作压力: $\leq 300\text{bar}$ (决定于名义尺寸)

调速范围: $500-3,000\text{rpm}$ (决定于名义尺寸)

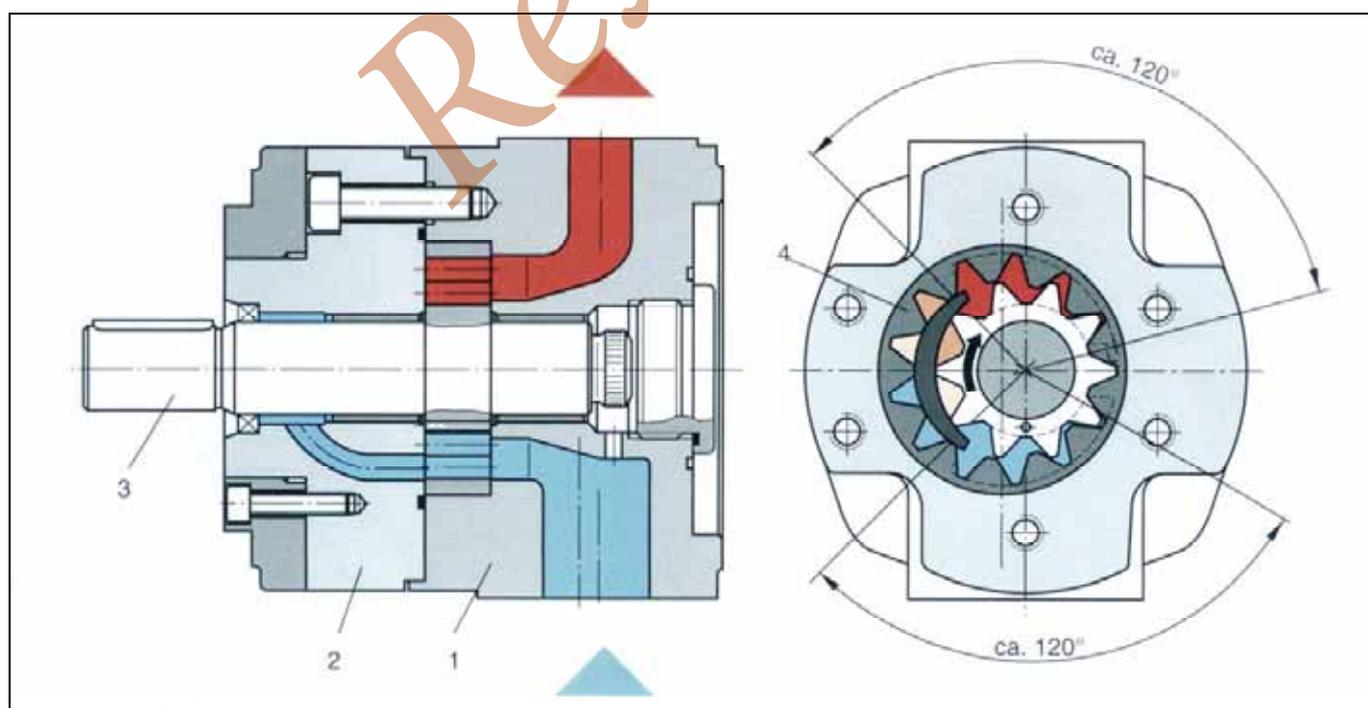


图 4.16 内啮合齿轮泵

4.4 摆线齿轮泵

摆线齿轮泵用于高压系统(工作压力超过 400 bar)。在压机系统, 注塑机系统, 机床夹紧液压系统和其它许多应用中, 需要工作压力达到 700 bar。只有径向柱塞泵才能胜任如此高的工作压力, 即便连续运行亦可。

偏心轴式阀控径向柱塞泵的工作原理如下:

驱动轴 (1) 与泵的中轴 (2) 有偏移。液压泵的柱塞旋转副包括柱塞 (3), 缸套 (4), 中心轴 (5), 压力弹簧 (6), 吸油阀 (7) 和压力控制阀 (8)。

中心轴以螺纹固定在泵壳 (9) 中。柱塞通过所谓的“滑履”置于偏心轴上。当偏心轴旋转时, 压缩弹簧使“滑履”总是压在偏心轴上, 而缸套由中心轴的支承。



图 4.18 径向柱塞泵

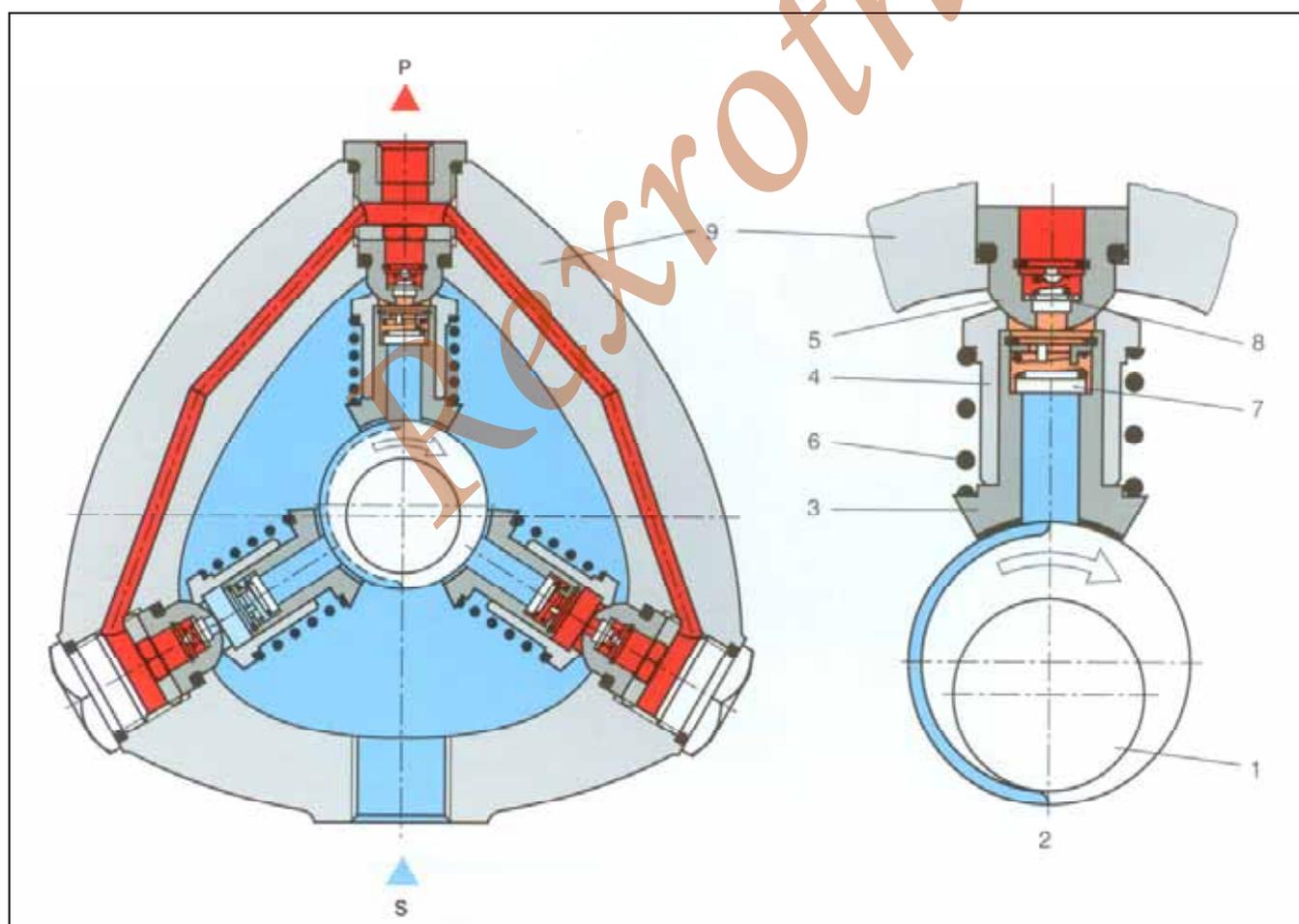


图 4.17 偏心轴式径向柱塞泵

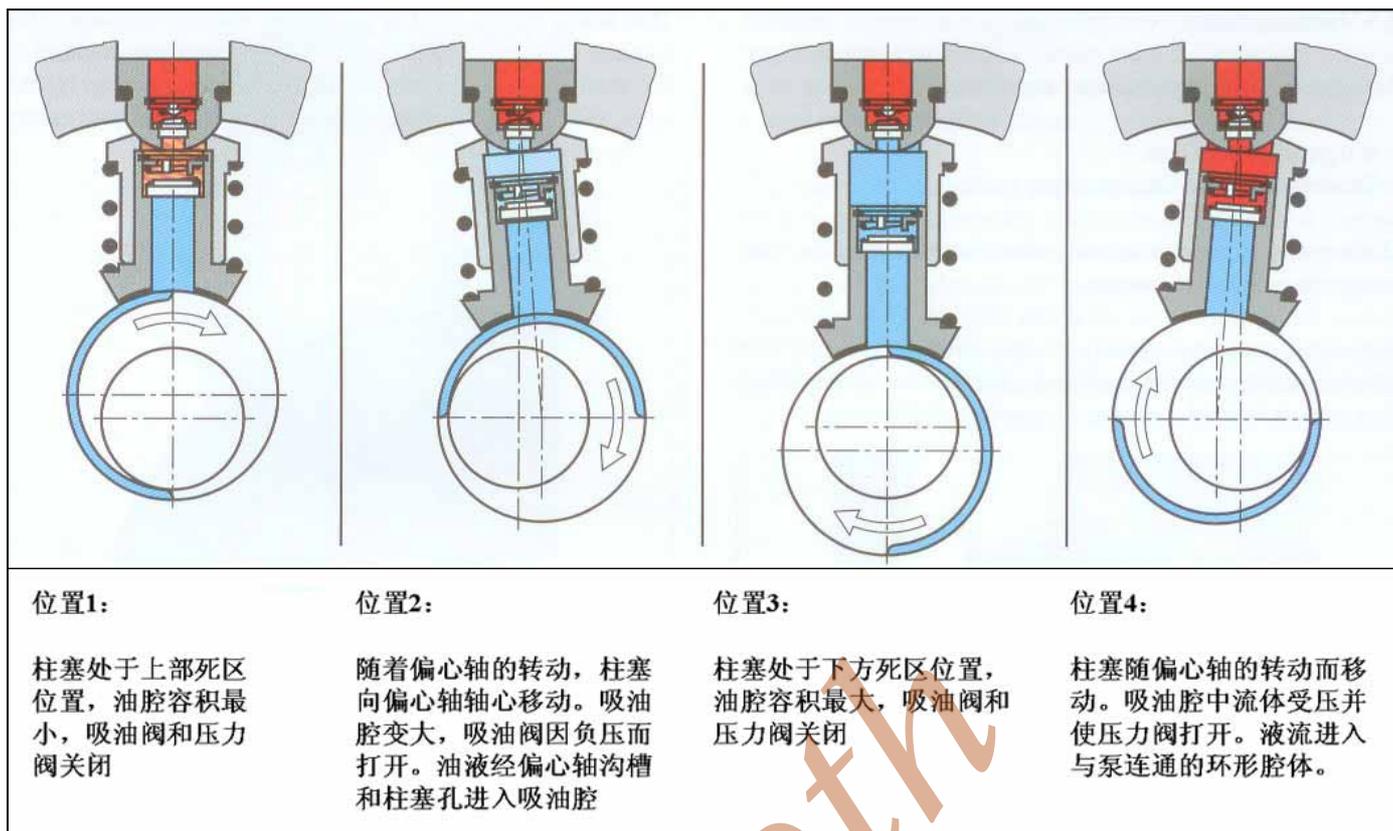


图 4.19

一般情况下，柱塞泵的柱塞数目为奇数，原因是：当每一柱塞产生的流量合成为总流量时，偶数柱塞数产生的流量脉动较大。

重要参数

排量：0.5-100cm³

最大压力：可达 700bar（决定于公称尺寸）

调速范围：1,000-3,000rpm（决定于公称尺寸）

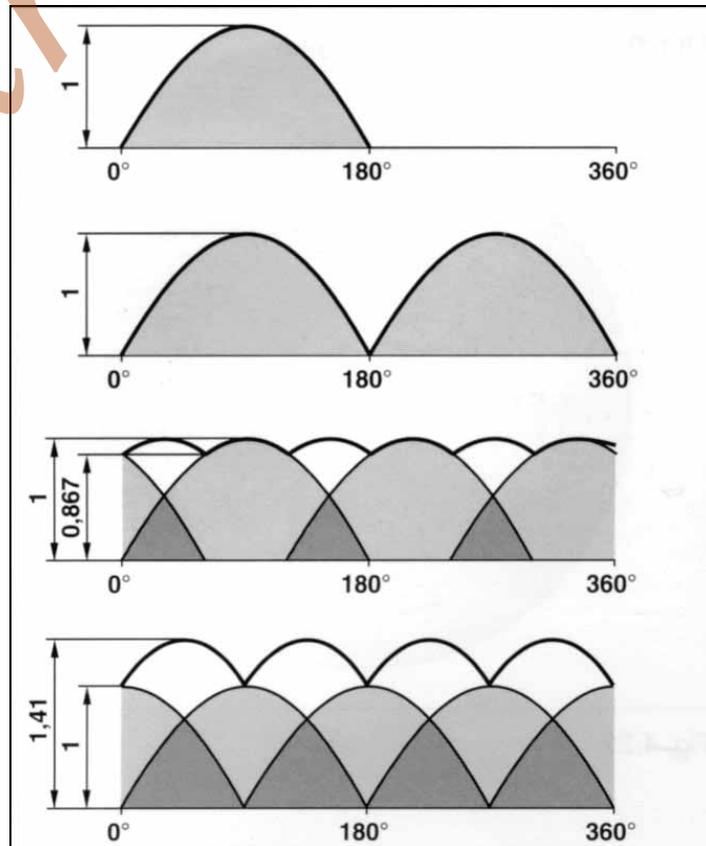


图 4.20 径向柱塞泵的流量脉动，当 1，2，3，4 个柱塞时

4.5 叶片泵

有叶片泵两种：

- 单作用叶片泵, 以及
- 双作用叶片泵

这两种的主要构成相同，即都由转子和叶片组成。

叶片可在转子槽内沿径向移动。两类叶片泵的区别，在于限制叶片运动的定子环形状不同。

4.5.1 双作用叶片泵

定子有两组相连的偏心内表面，因而轴每转一圈，叶片的行程变化两次。密闭容腔由转子、两个叶片、定子内表面和一侧的配流盘组成。

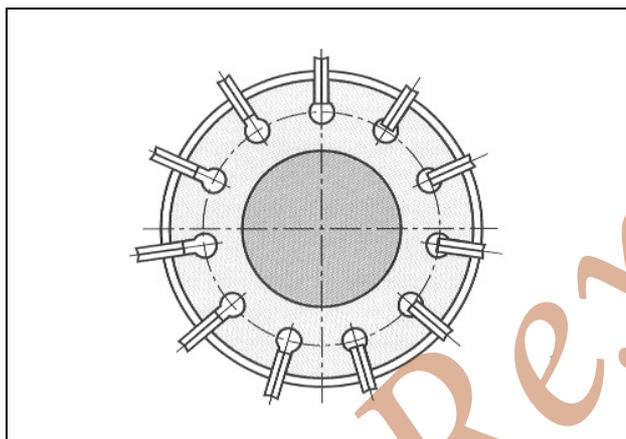


图 4.21 带转子和叶片的叶片泵组件

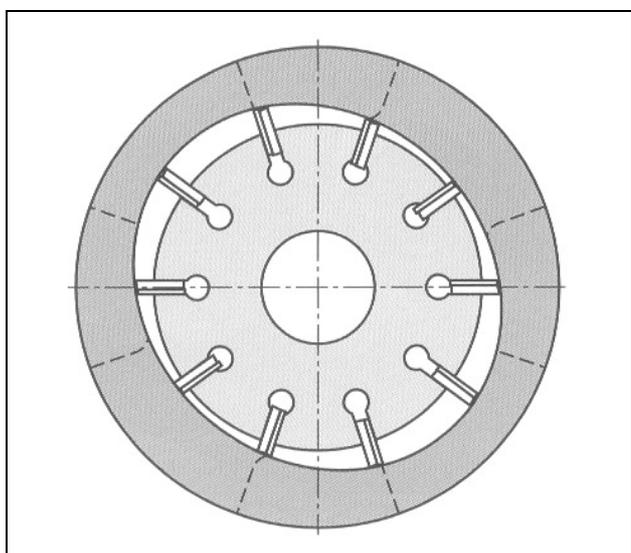


图 4.22

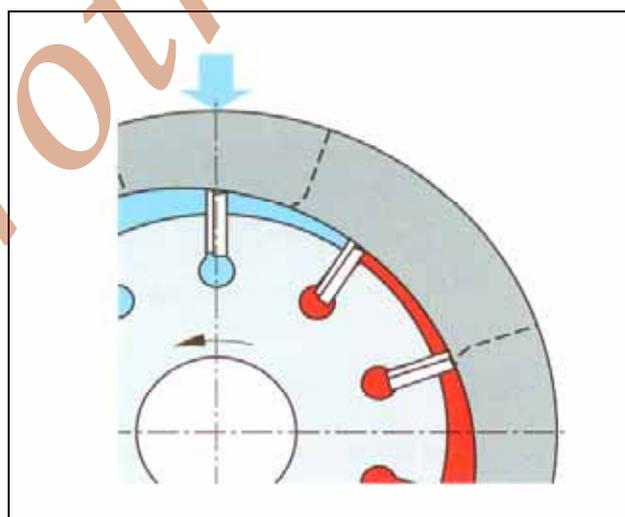


图 4.23

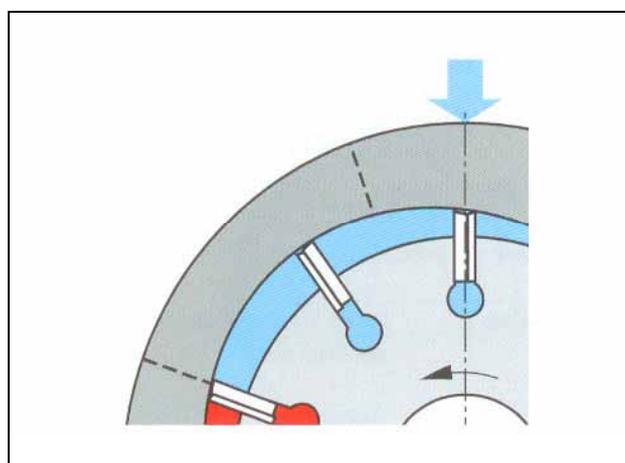


图 4.24

在转子和定子最小间距的区段内(图 4.23)，密闭腔的容积也为最小。随着转子的转动，密闭腔的容积开始增大，由于叶片紧贴定子内表面，而每一容腔严格密闭，因而就产生负压。由于靠一侧的配流盘使这些容腔与吸油口相通，所以在负压的作用下流体，就进入这些容腔，实现吸油。

当达到最大容积时(图 4.24)，与吸油口的连通就中断。

随着转子继续旋转，容腔容积减小(图 4.25)，一侧的配流盘使这些容腔与液压泵的排油口相连通。

这一过程，在轴每转一周的过程中发生两次。

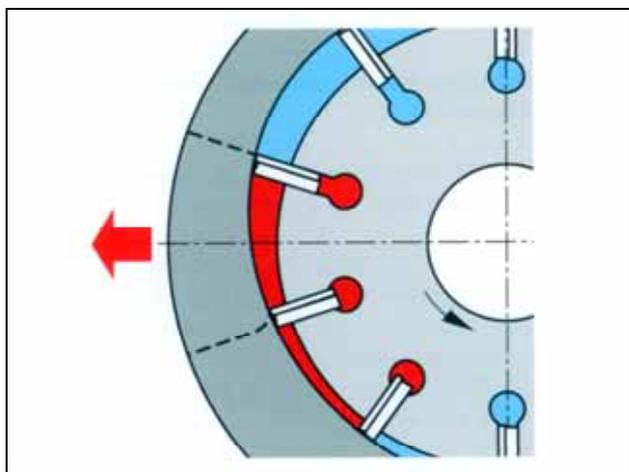


图 4.25

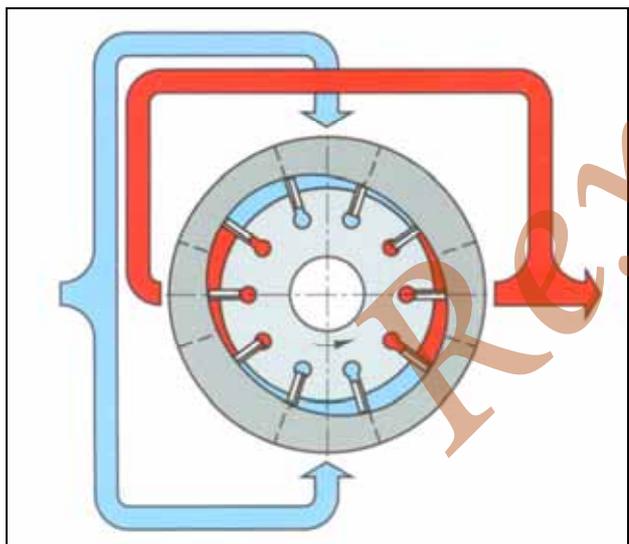


图 4.26 双作用叶片泵

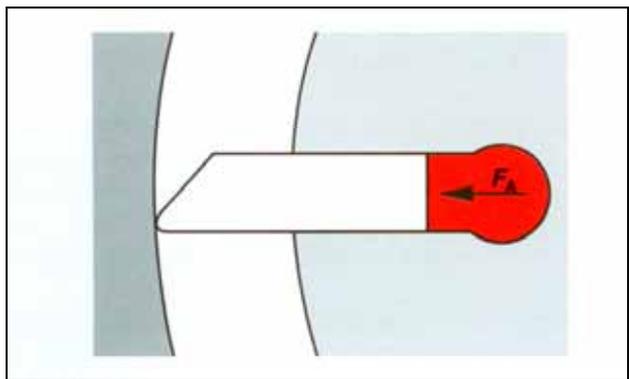


图 4.27

为保证叶片与定子内表面始终贴紧，叶片底部必须通高压油。这就意味着，在压力区段，整个系统压力均作用于叶片的底部。

因此，在液压力作用下，叶片顶部紧靠定子的内表面。当超出某一压力时，且决定于流体的润滑特性，定子与叶片之间的润滑油膜就可能被撕裂，从而导致磨损。为减小压紧力，运行于 150bar 以上的叶片泵，一般采用双叶片结构。

高压流体通过流道或细槽到达两个叶片尖的中间区域。由于有效作用面积较小，因此 F_{A1} 小于 F_A 。

这样，就在很大程度上减小了压紧力。

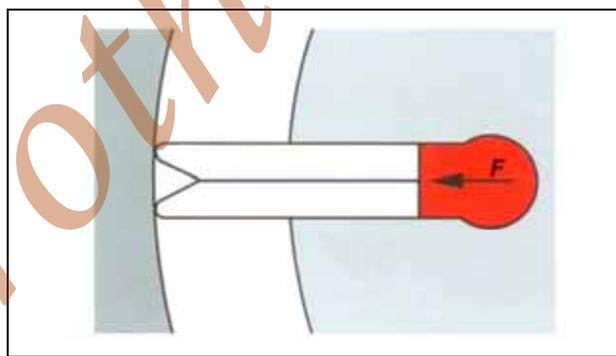


图 4.28

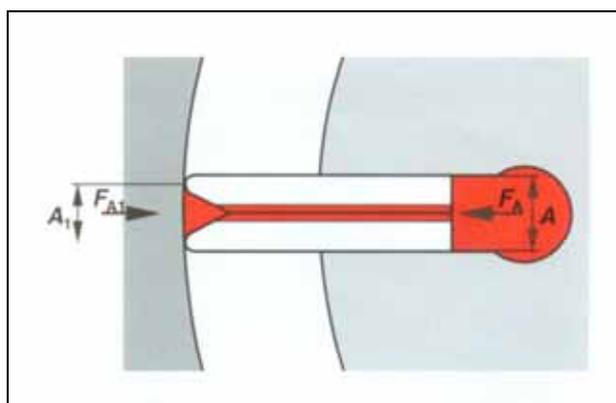


图 4.29

4.5.2 单作用叶片泵

叶片的行程运动被限制在圆环形轨道空腔中。由于圆环形轨道的中心与转子轴存在偏心，使密闭容腔的容积产生变化，充填过程（吸油）和排空过程与双作用叶片泵的原理相同。



图 4.30 叶片泵

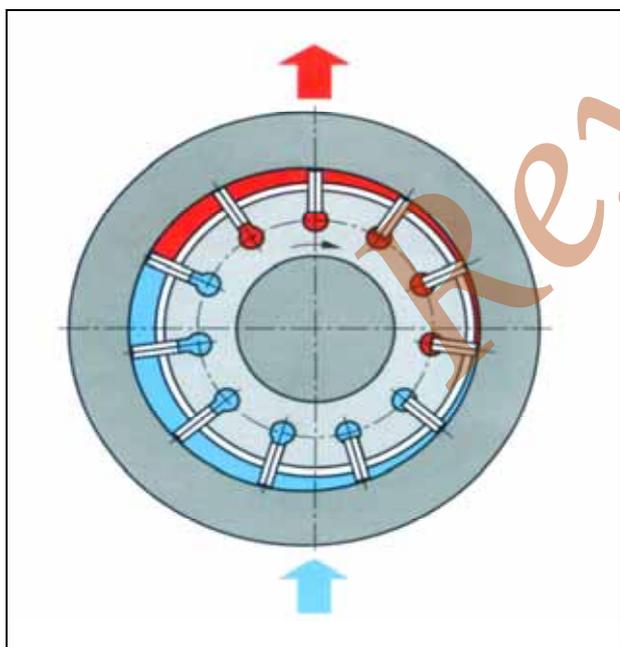


图 4.31 单作用叶片泵

4.5.2.1 变量叶片泵

行程可变的直动式变量叶片泵（图 4.32）

这类泵有三种定位装置来调节行程圆环的定位：

— 行程调节螺栓；

行程圆环和转子转轴的距离直接确定了泵的排量。

— 高度调节螺栓；

此时行程圆环的垂直位置可变（直接影响泵的噪音和动态相应）。

— 最大压力设定螺栓；

弹簧的预紧力决定了最大压力值。

泵的工作原理已在 4.5.2 节叙述过。

决定于液压系统负载阻力的压力就建立起来了。在液压泵中，该压力以红色标注，并作用于定子圆环的内表面。

该区域的液压力以力矢量 F_p 表示。如将其分解，则由水平和垂直两个分量，较大的力 (F_v) 通过高度调节螺钉加以平衡，较小的力 (F_h) 则作用于压缩弹簧上。

只要压缩弹簧力 (F_p) 大于力 F_h ，那么定子圆环保持在图示位置。

如系统压力升高，则力 (F_p) 增大，因而 F_v 与 F_h 也增大。如果 F_h 大于弹簧力 (F_p)，则定子圆环会从偏心位置向中心方向移动，造成容腔的排量减小，直到液压泵的有效输出流量归零为止。此时，泵只从油箱吸取少量油液以补偿内部的缝隙泄漏。系统的压力靠液压泵保持恒定，而压力值直接决定于弹簧的预紧力。

变量和零行程功能 ($Q=0$) 的叶片泵，常带有一个泄油口。由该口排出的油液，在泵内由压力区（红色）经过泵内缝隙流向壳体（蓝色）。

由于油液的泄漏而驱除了摩擦力，因而在零行程运行时，这部分油液保证了内部零件的润滑。

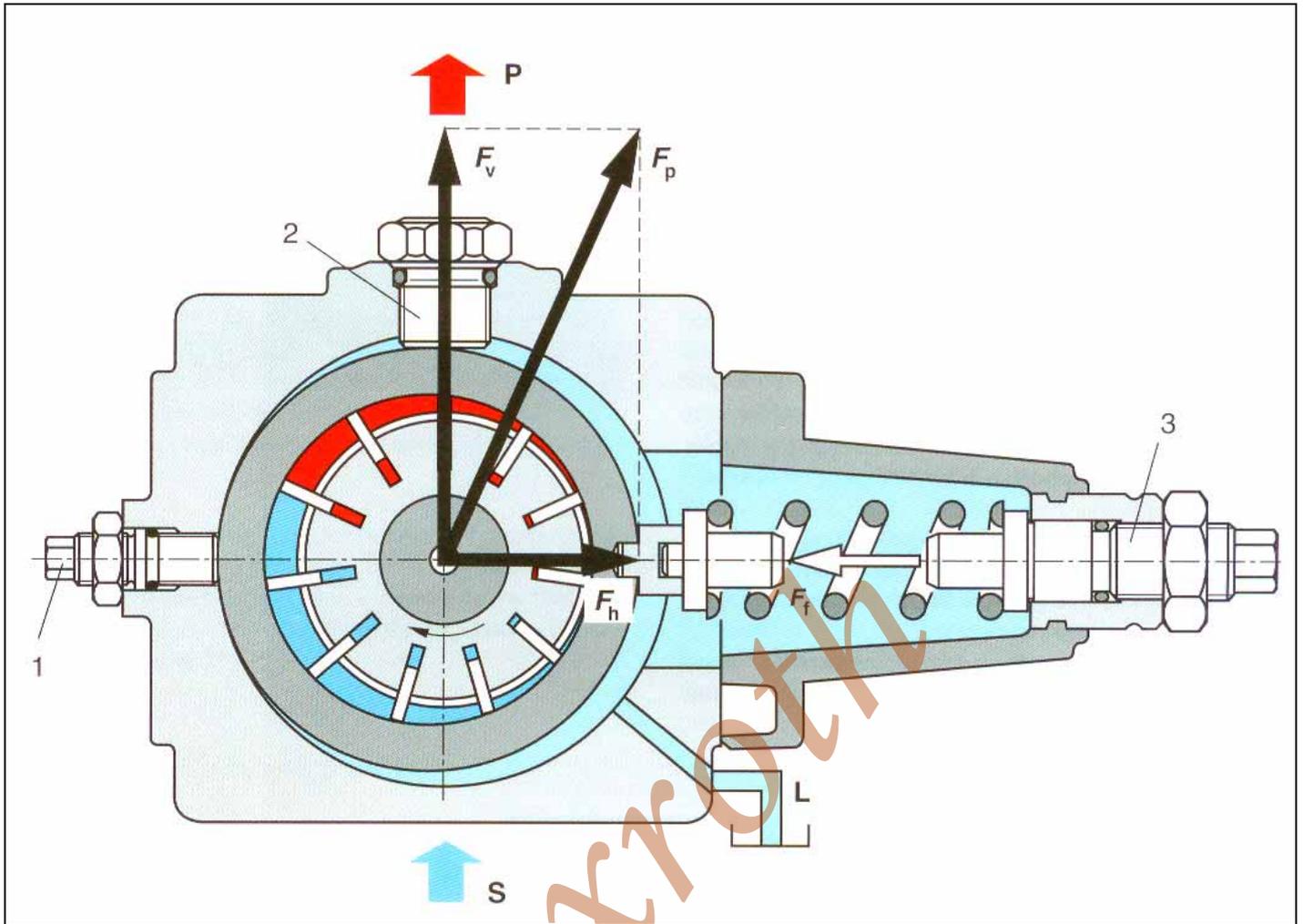


图 4.32 直动式叶片泵

容积可调的先导式变量叶片泵

该种泵的基本原理与直动式变量叶片泵很相似，差别仅在行程圆环的调节装置上。

行程圆环是由压力柱塞推动的，而不是由一个或多个弹簧推动的。

两个控制柱塞具有不同的直径（面积比为 2 : 1）。

较大直径的控制柱塞后部有受压弹簧，以保证泵启动时，行程圆环处于中间位置。

液压系统建立的油压力，通过内部油路到达小柱塞，并通过调节器 R 到达较大柱塞处。

如果两个控制柱塞处的油压相同，则定子圆环会因两端柱塞的受压面积的不同而保持在图示位置。



图 4.34 叶片泵

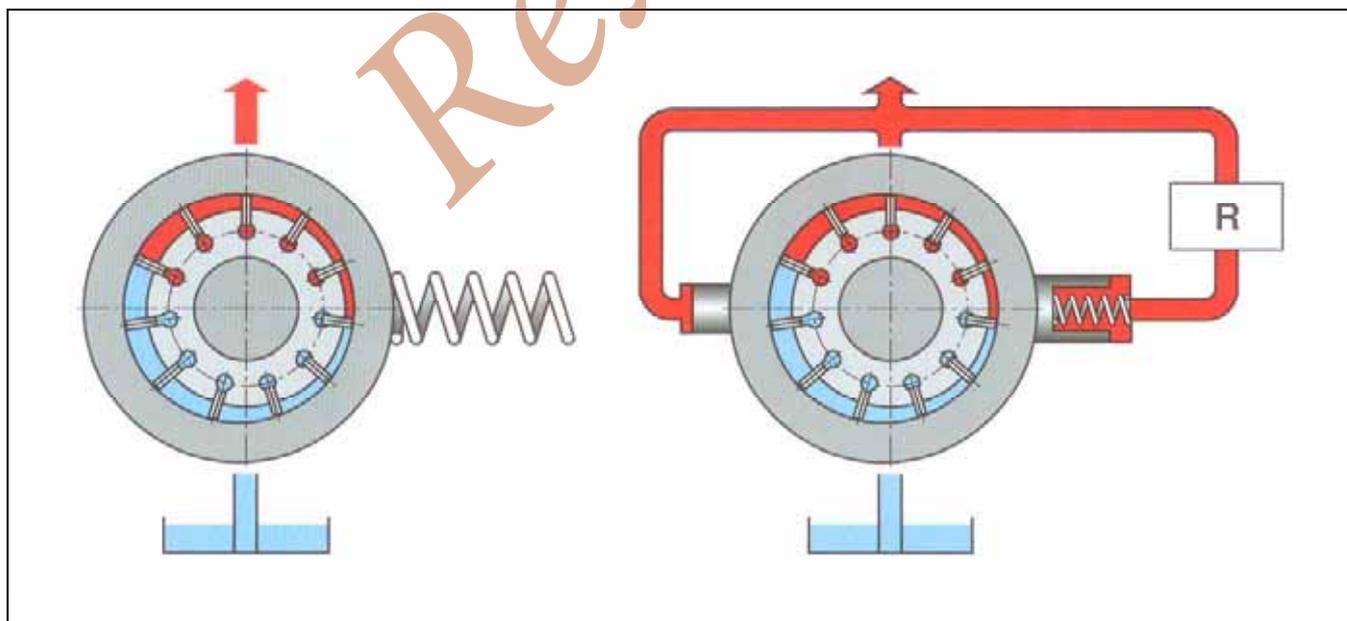


图 4.33 左图：直动式变量叶片泵，右图：先导式变量叶片泵

4.5.3 压力调节器的功能

压力调节器确定了系统的最高压力。

对于压力调节器，有如下要求：

— 动态响应快；

也即压力调节过程必须尽可能短（50-500ms）。动态响应取决于泵的类型、调节器以及液压系统。

— 稳定性；

所有压力受控的液压系统，某种程度上都有产生振荡的可能。因此，对压力调节器必须在动态响应和稳定性两者之间进行很好的权衡。

— 效率；

在某一控制装置中，液压泵输出的一定流量，要通过压力调节器流回油箱。这一损失必须尽可能小，但又必须使调节器保持良好的动态响应性能和稳定性。

4.5.4 压力调节器的构造

压力调节器包括一个控制活塞（1），壳体（2），弹簧（3）和调节机构（4）。

在输出位置，弹簧推动控制阀芯到达图示位置。

油液通过液压泵内的油路，到达控制阀芯。控制阀芯具有一个径向槽和两个直通孔。在图示位置，压力油通过径向槽和直通孔到达大端活塞。

通往油箱的通路被控制阀芯的轴肩所关闭。

液压系统实际的压力作用于控制阀芯的顶部表面。只要压力产生的作用 F_p 小于弹簧反力 F_s ，油泵就保持在图示位置。两端的活塞上作用着相同的油压力。

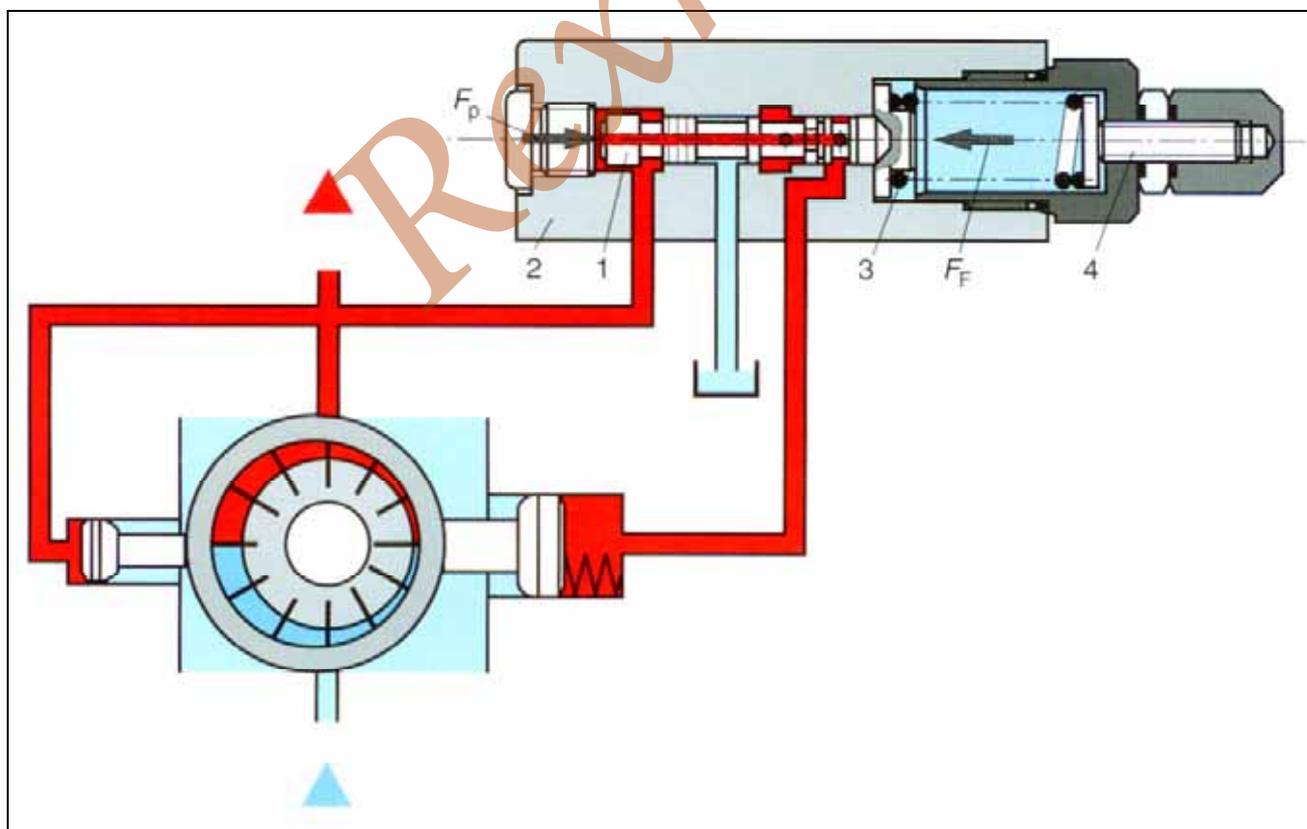


图 4.35 液压泵输出压力调节器。工作压力小于压力调节器设定的最高调定压力。

当力 F_c 随系统压力的增加而增加时，控制阀芯挤压弹簧，使通向油箱的油路打开，油液由此流出，造成大活塞端的压力下降。由于小活塞端（固定）仍作用着系统压力，因而将阀芯推向大活塞端（作用着较低压力），直到接近中心为止。

此时，各种力达到了平衡：小活塞端面积*高压=大活塞端面积*低压

流量回归于零，系统压力保持恒定。

由于这种特性，因而在达到最高压力时，系统的功率损失较低。油液不会过热，系统功耗也最低。

如果液压系统的压力下降，压力调节器的弹簧推动控制阀芯移动，因而通向油箱的油路被关闭，大活塞端之后再度建立起系统的压力。

此时，控制活塞受力不平衡，大活塞推动调节阀芯到达某一偏心位置。

这时液压泵再次向系统输出流量。

以这种方式运行的变量泵，可设计成其它系列的控制设备，如

- 流量调节器
- 压力/流量调节器，或
- 功率调节器

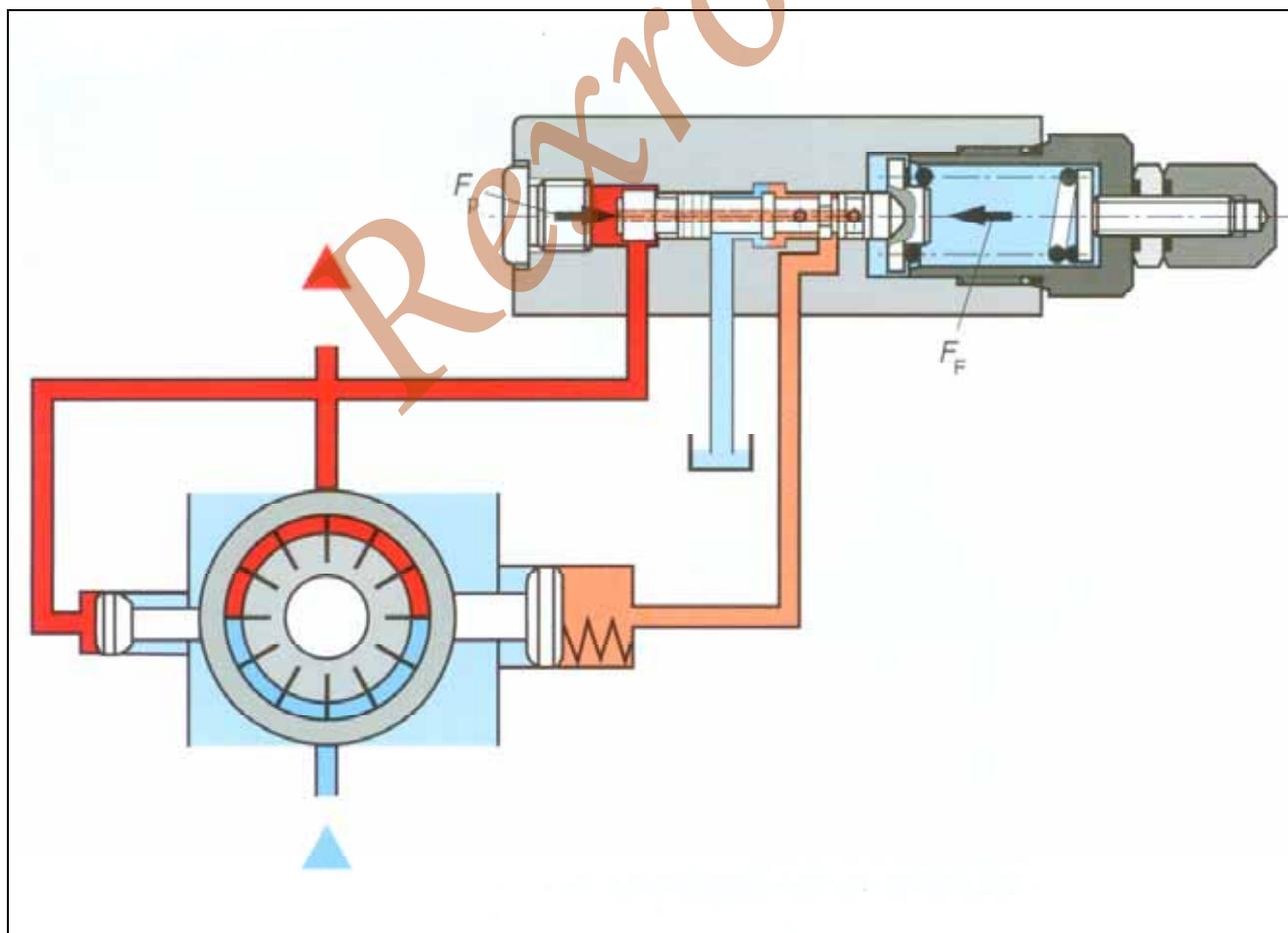


图 4.36 压力调节器，泵在零位，工作压力等于压力调节器的设定值

4.5.5 流量调节器

液压泵的排量与流量调节器的设定值相对应。为了达到这一要求，液流必须通过某一可调节流口（滑阀，比例方向阀，等等）。可调节流口两端的压差为控制参数。

可调节流口的压力传到控制阀芯的上端，该压力也同时作用于较小的控制活塞端。

可调节流口的下游压力（小于上游）通过油路到达调节器的弹簧腔。

此时，在控制滑阀处的各种作用力达到了平衡，活塞上的作用力也处于平衡状态。

在图示位置，可调节流口的压差产生的作用力，与调节器的弹簧力相等。

先导液流通过调节器的可调开口 X 流回油箱，这样在大活塞端后就形成了某一设定的压力值。

至此，液压泵的行程环就在某一位置达到稳定。

举例而言，如果可调节流口的截面积增大，则压差就降低。

这样，弹簧就推动滑阀运动，使可调节流口的开度减小，从而造成大活塞端后部的压力上升。

液压泵的行程圆环就向着更大偏心值的方向移动，因而液压泵的排量得以提高。

由于泵的排量升高，可调节流口的压差 Δp 增大，直到重新达到稳定状态为止（可调节流口的压差 Δp 产生的液压力 = 调节器弹簧的作用力）。

对于压力调节器和流量调节器，都可通过各种不同方法进行操纵（机械式，液压式和电动式）。

流量和压力的组合调节，使设计更为经济高效液压驱动系统的理想，变成了现实(如负载敏感型)。

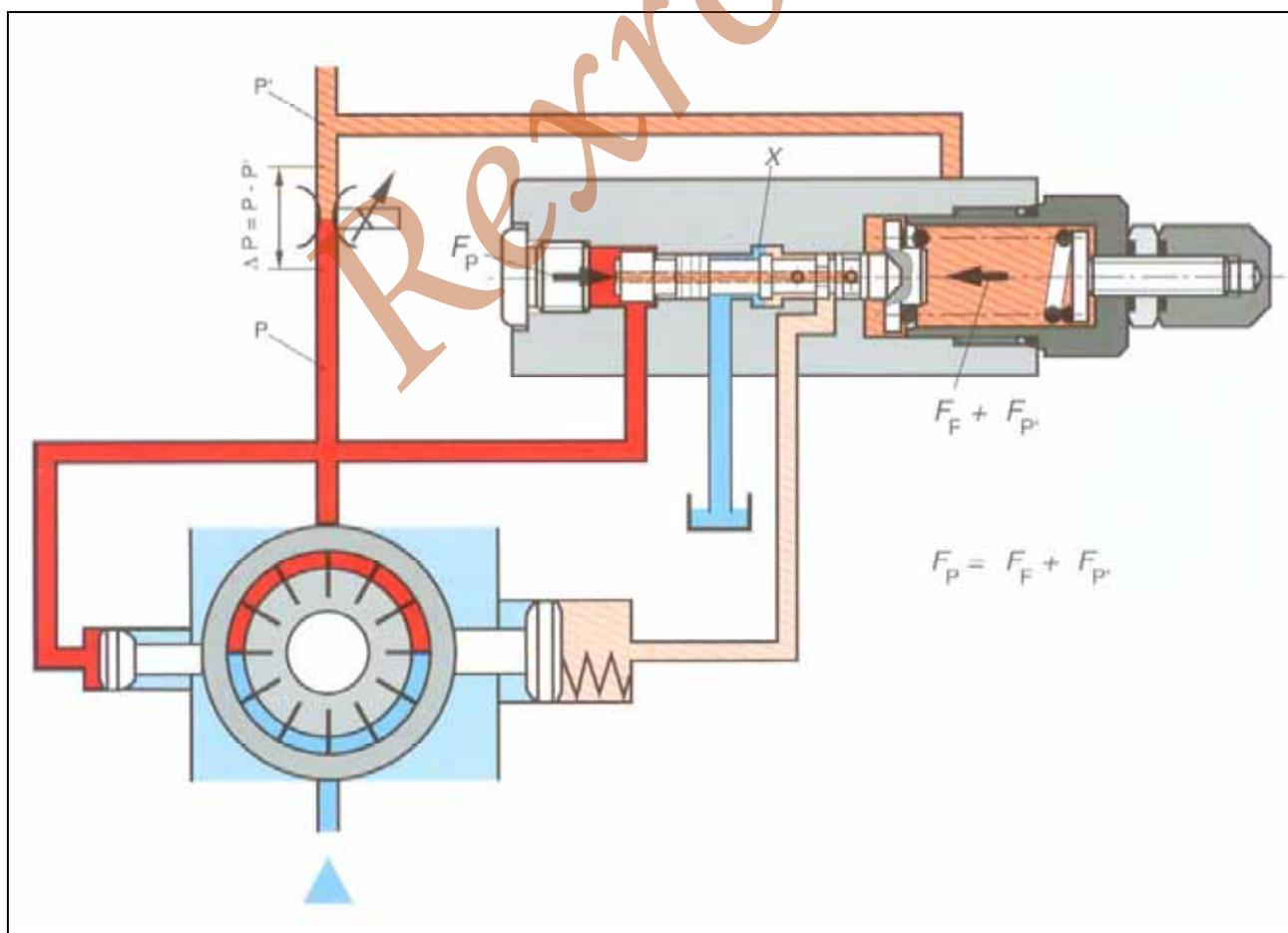


图 4.37 流量调节器

备注

Rexroth

第五章

液压马达

1. 概述

液压马达是将液压能转化为机械能的装置。

正如液压泵那样，液压马达的类型也是多种多样。正因为没有一种类型的液压马达可以在满足全部需求方面达到最佳化，所以对于某一特定的应用而言，选用何种类型应仔细考量。

转速

仅有几种液压马达既能达到很低的转速，又能达到1000rpm以上的高速。

因而，液压马达可分为高速马达（ $n=500$ 至 $10,000\text{rpm}$ ）及低速马达（ $n=0.5$ 至 $1,000\text{rpm}$ ）。

转矩

液压马达输出的转矩，取决于马达的排量和压差。目前已有低速大扭矩马达（LSHT）在低速时产生较大的输出转矩。这类马达将在专门的章节中介绍。

功率输出

液压马达的功率输出，取决于马达的流量和压差。因为功率直接地正比于转速，因此在需要高功率输出的场合，适宜选用高速马达。

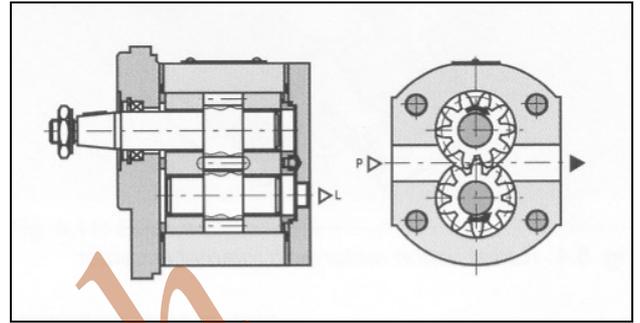


图 5.1 齿轮泵

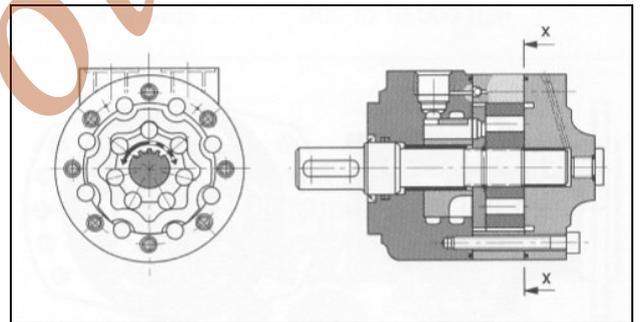


图 5.2 摆线齿轮泵

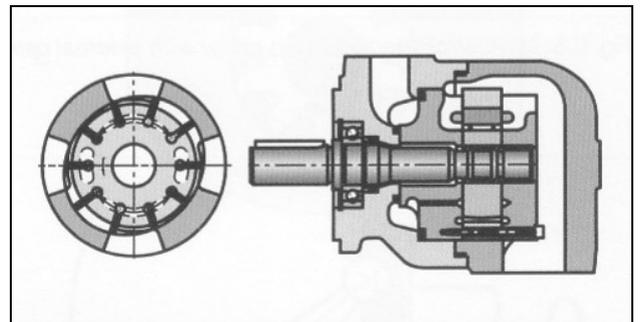


图 5.3 叶片泵

2. 基本构造

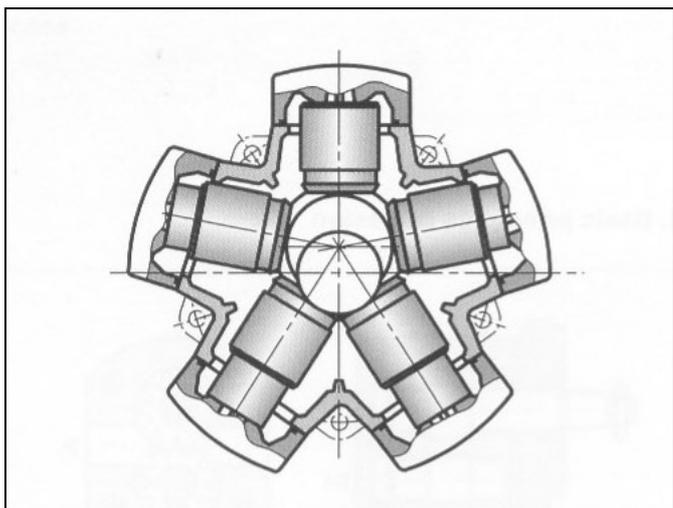


图 5.4 内部偏心式径向柱塞马达

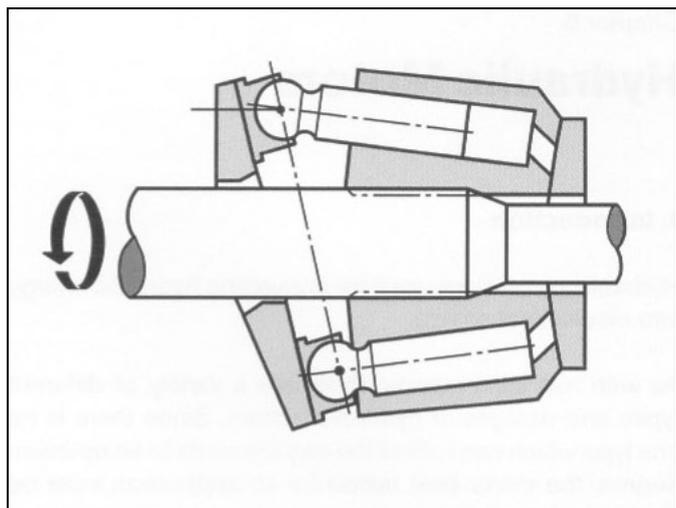


图 5.7 斜盘式轴向柱塞马达

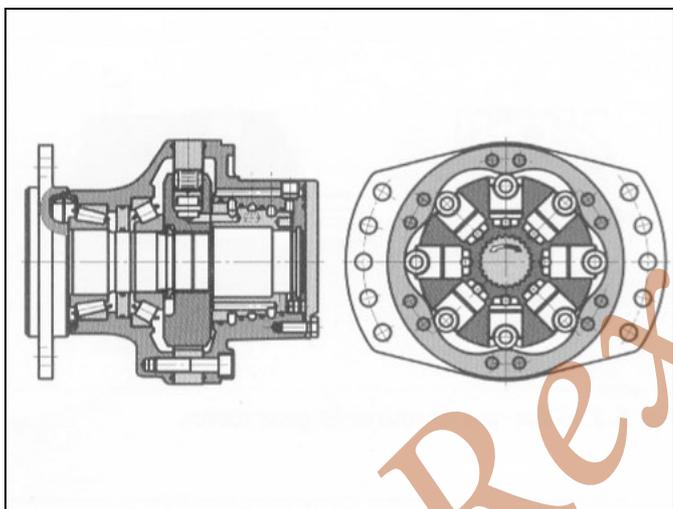


图 5.5 外部凸轮式多行程径向柱塞马达

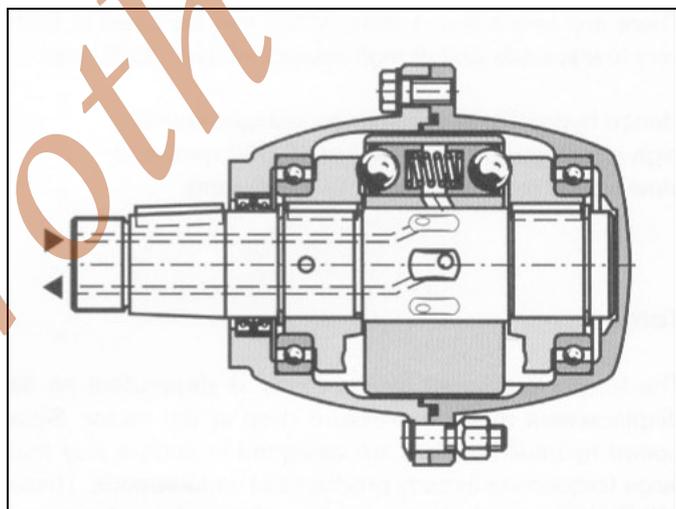


图 5.8 转壳式多行程轴向柱塞马达

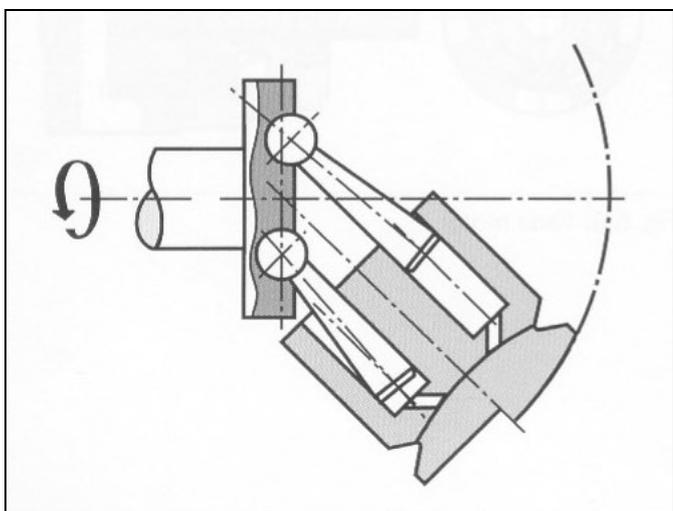


图 5.6 斜轴式轴向柱塞马达

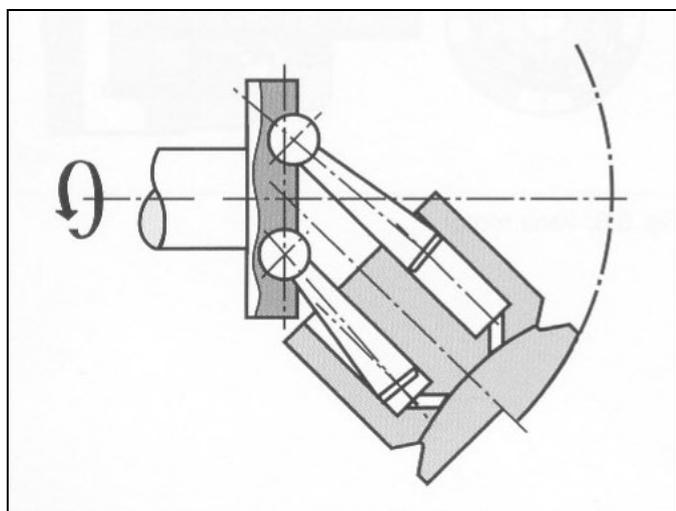


图 5.9 转轴式多行程柱塞马达

3. 功能原理

3.1 齿轮马达

齿轮马达的构造与齿轮泵非常相似(见“液压泵”一章)。区别在于轴向压力场不同,此外,齿轮马达有泄油口,用于改变旋转方向。

流入液压马达的高压流体作用于马达的齿轮。扭矩通过马达的轴输出。

齿轮马达常用于行走机械液压系统,农机输送带的驱动,撒播机,通风机,螺旋输送机和风机等。

齿轮马达和轴向柱塞马达(见“轴向柱塞设备”一章)都为高速马达,也即转速超过 500 rpm。对于需要低速的应用系统,可采用高速马达加减速箱的方式,也可使用低速液压马达。低速液压马达或 LSHT (低速大扭矩)在低于 500 rpm 时,可表现出极为出色的特性和效率。



图 5.11 齿轮马达

重要参数

排量:	约 1-200 cm ³
最大压力:	可达 300 bar
速度范围:	约 500-10,000 rpm

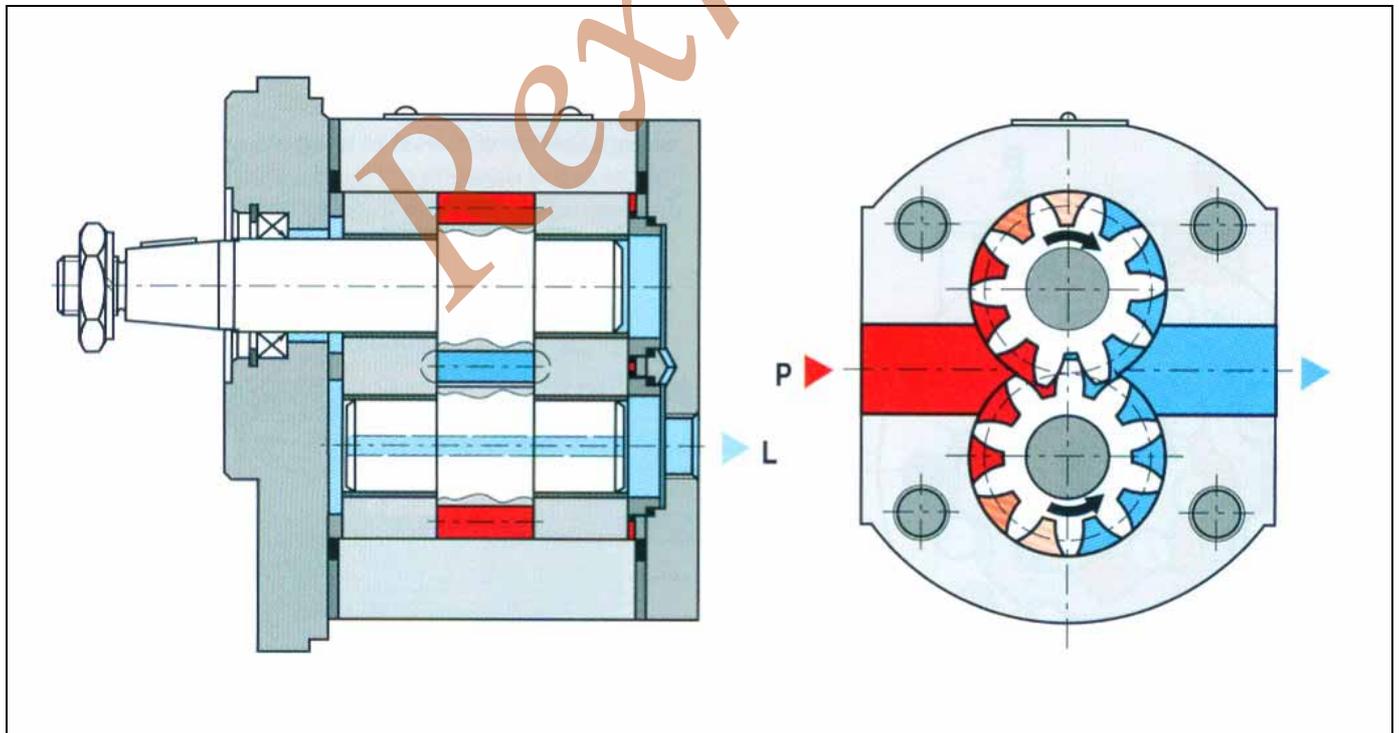


图 5.10 齿轮马达

3.2 LSHT 齿轮马达（低速马达）

3.2.1 中心轴式行星齿轮马达

行星齿轮马达的特点是小体积大排量。

能够形成这一特点，是因为输出轴每转一周，发生了很多次的排油过程。

工作流体供给液压马达和回到油箱，都是通过连接端口进行的。

在压入壳体(1)的转接器(2)中，流体经两个环形通道(13)和 16 个横向孔进出配流盘(10)。配流盘与轴(4) 通过键槽联接。转子(6)和配流盘(10) 以同样的速度旋转。

转接器(2)和排油腔通过控制配流盘上的径向控制槽(11) 相连通。内齿面(7)、转子(6)外侧面和内转子(8)构成了排油腔。

在转接器中，16 个横向孔中的半数与高压侧连通，另一半则通低压侧。

所有处于容积增大过程中的容腔通过配流盘连通高压侧，而所有正处于容积减小过程的容腔通过配流盘与低压端相连。

这些容腔中的压力，可产生作用在转子上的力，从而形成扭矩。在此过程中，内齿轮(7)支承在外轮上。

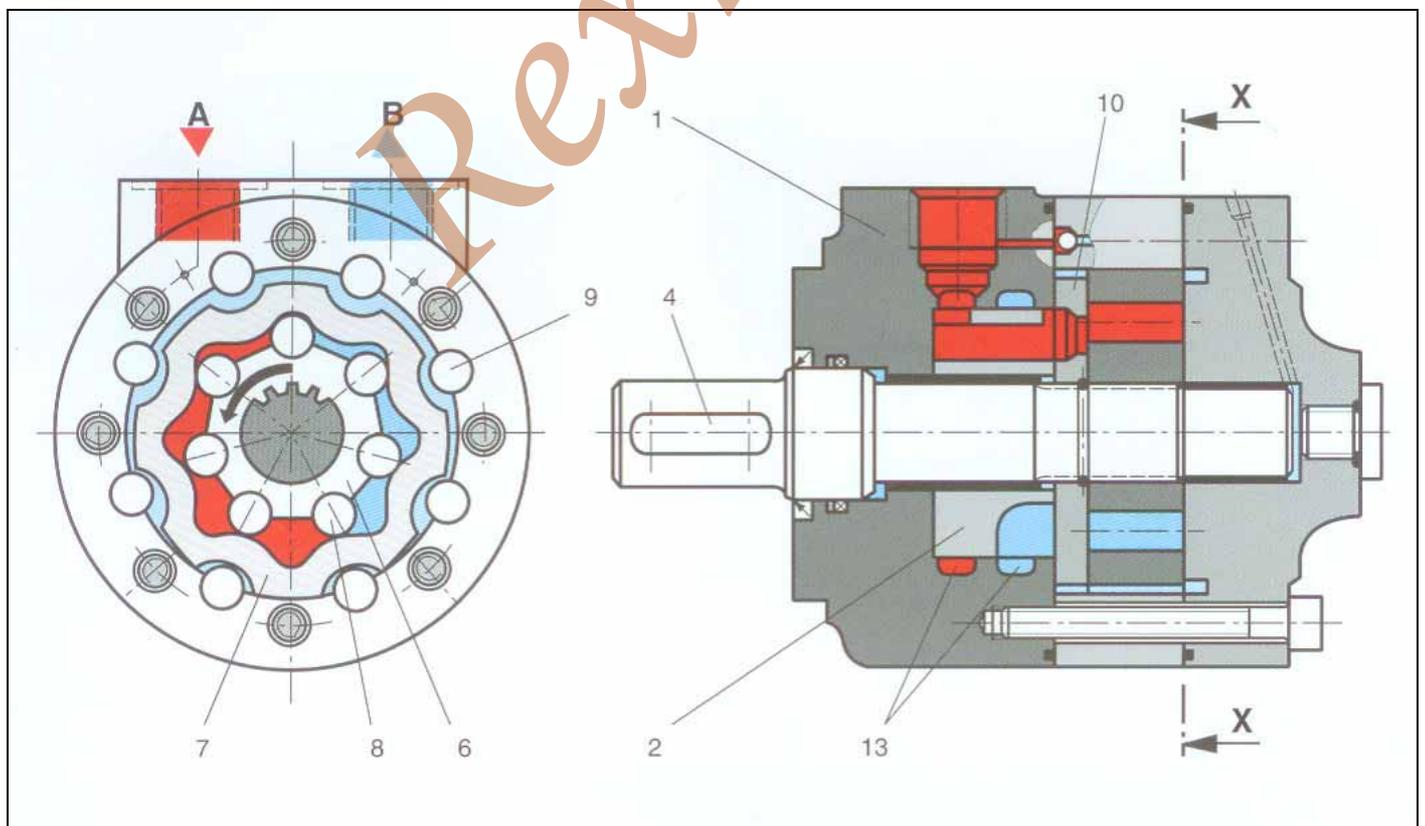


图 5.12 行星齿轮马达

每次形成最大或最小的容腔, 就会反向旋转。轴每转一圈, 各容腔的容积就变化 8 次, 因而每转就发生 $56(=7 \text{ 个容腔} \times 8)$ 次排油过程。这就是能够具有大排量的原因。

内部单向阀可将内部泄漏油送到低压侧。如果该区域的压力超过允许值, 则需将泄油口连接到油箱中。

中心输出轴上可安装刹车器, 也可使用第二根轴来驱动旋转编码器。

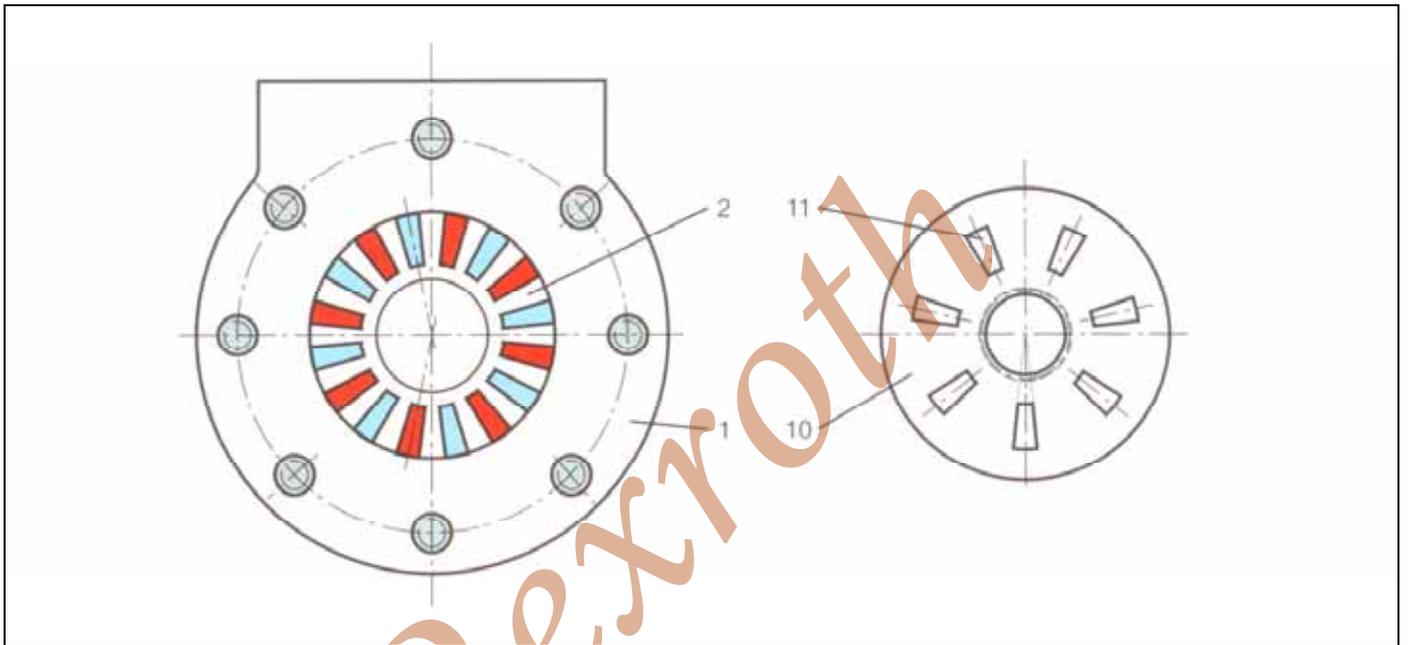


图 5.13

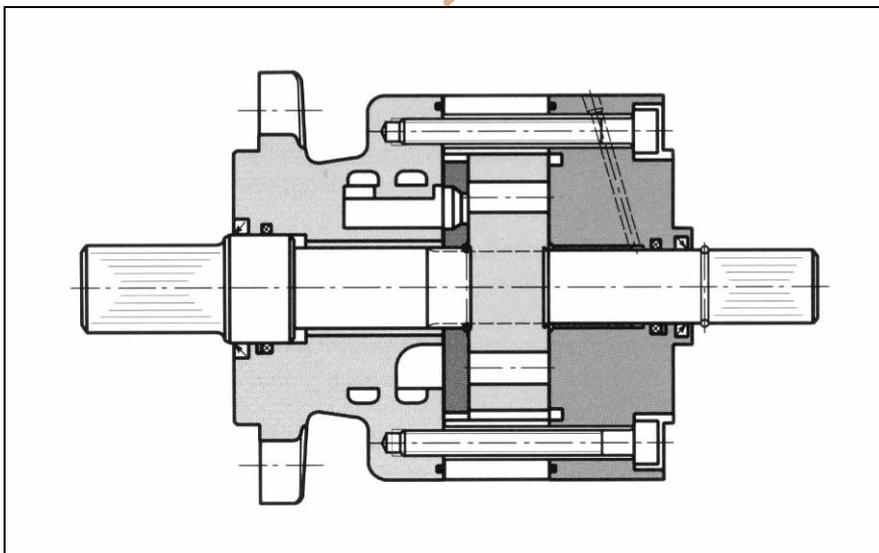


图 5.14 两端轴向输出的摆线齿轮马达

3.2.2 万向铰式行星齿轮马达

这类马达的扭矩, 是通过内部的万向铰轴(1)(而不是内齿轮)从转子(2)传递给输出轴(3)的

流入液压马达的工作流体, 由孔道(4)分配给输出轴, 并经孔道供给排油容腔。回油的则采取了同样的方法。

重要参数

排量： 约 10-1,000 cm³

最大压力： 可达 250 bar

速度范围： 约 5-1,000 rpm

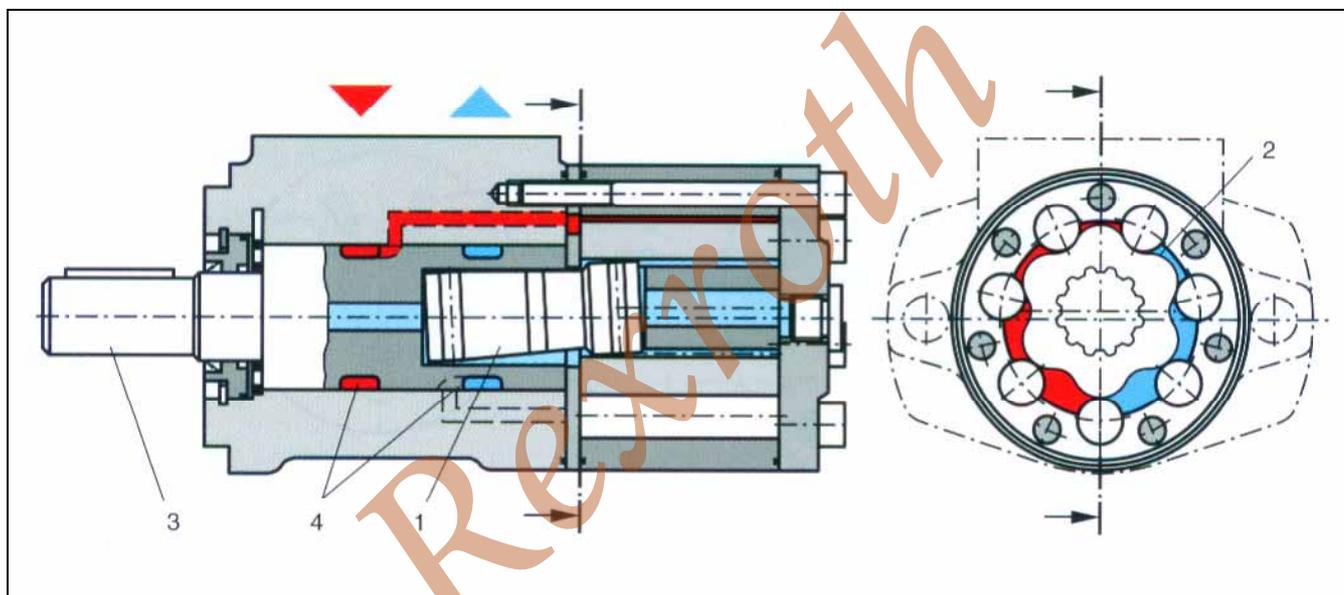


图 5.15

3.2.3 多行程柱塞马达的基本原理

这类马达的每一柱塞，在轴转动一周内经历了多个工作行程，因此排量很大，可产生很大的输出扭矩。

控制窗(3) 经管道(1)和控制器(2)与马达的供油/回油端相连。在当前位置，缸体容腔处于排空或者充满的状态。

柱塞通过钢球或转子(7) 支承在行程曲线(8)上。

转化为扭矩的力 F_T 决定于力 F_A (柱塞横截面积*工作压力)和行程倾角 α 。

多行程柱塞马达有两种类型：

* 轴静止，控制器和管道集成式，马达的壳体旋转(见 3.2.3.1 节)。

* 壳体轴静止，控制器和管道集成式，轴旋转(见 3.2.3.2 和 3.2.4 节)。

α = 倾斜角，行程倾角

F_A = 轴向力，柱塞力

F_T = 切向力

F_N = 法向力，作用于行程曲线上

多行程柱塞马达具有很好的低速特性，得到了广泛的应用。

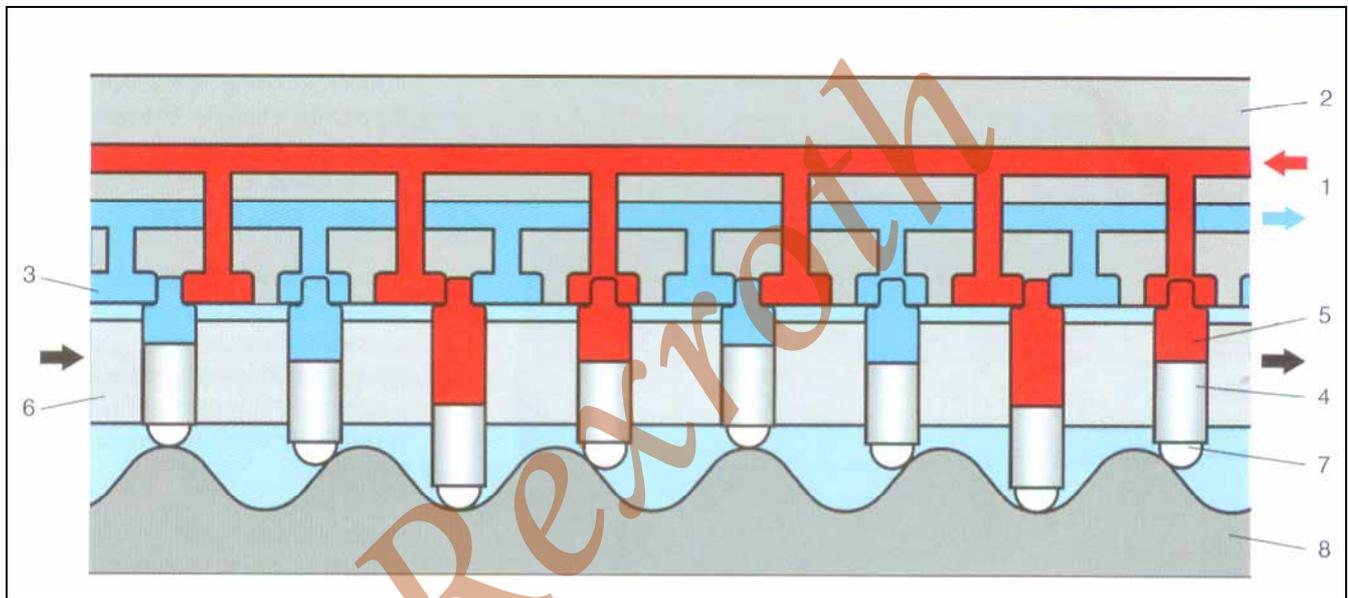


图 5.16

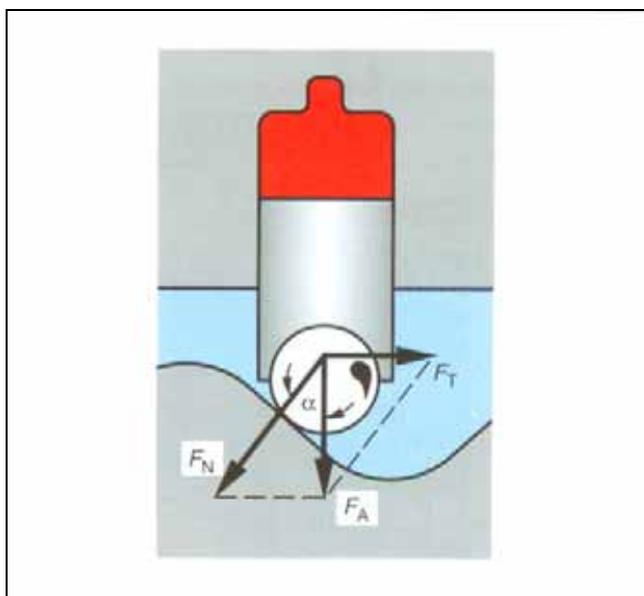


图 5.17

行程凸轮支承, 并将扭矩传递给壳体。

3.2.3.1 壳体旋转的多行程轴向柱塞马达

这类马达需要相对小的安装空间。

控制器和连接油路都集成在马达轴上。

两个行程凸轮(4)固定在轴(1)上。转子/柱塞副在轴相由

弹簧(3)可在任何状况下保证柱塞与凸轮的接触。如果去掉这些弹簧, 代之以壳体容腔的低压(1 bar), 就可能发生马达的“飞车”事故。

这一类马达由于安装空间较小, 因此很适用于轮式驱动和绞盘驱动的应用场合。

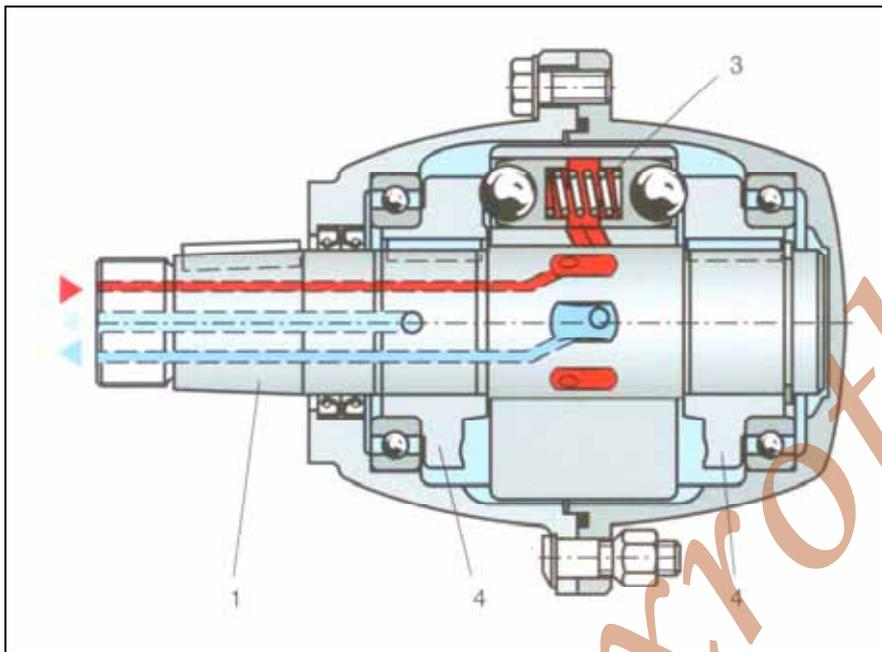


图 5.18 转壳式(轴固定)轴向柱塞马达

重要参数

排量：	200-1,000 cm ³
最大压力：	可达 250 bar
速度范围：	5-300 rpm
最大扭矩：	可达 3,800 Nm

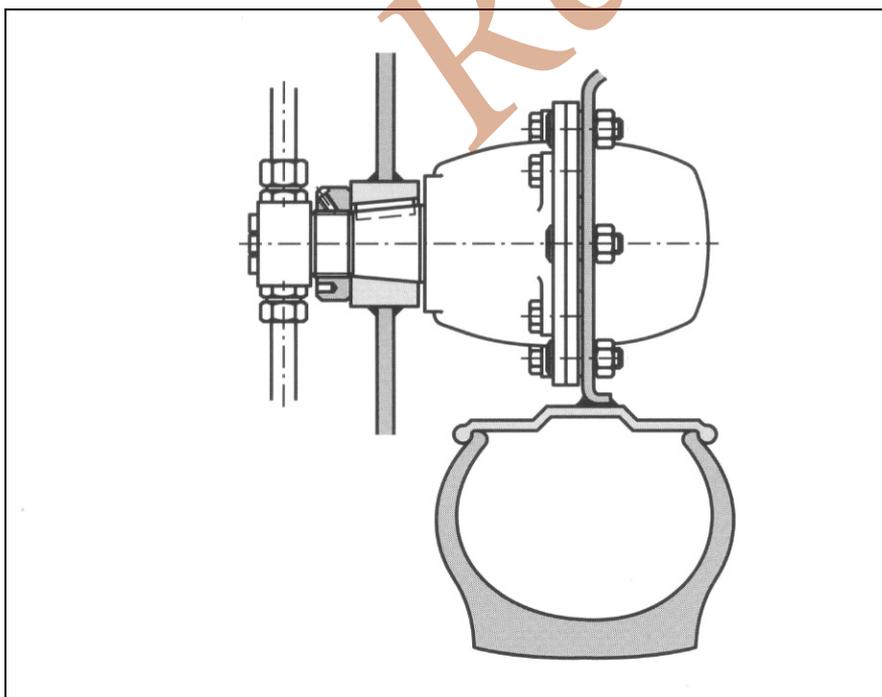


图 5.19 轮式驱动的转壳式轴向柱塞马达

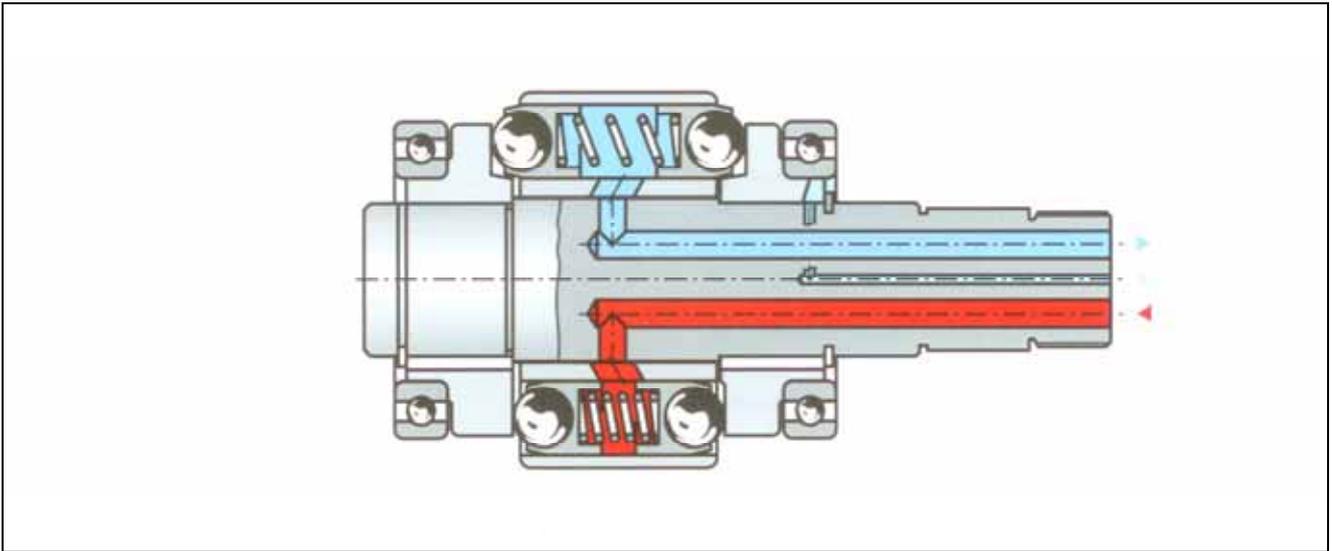


图 5.20 不带壳体 and 固定轴的马达组件

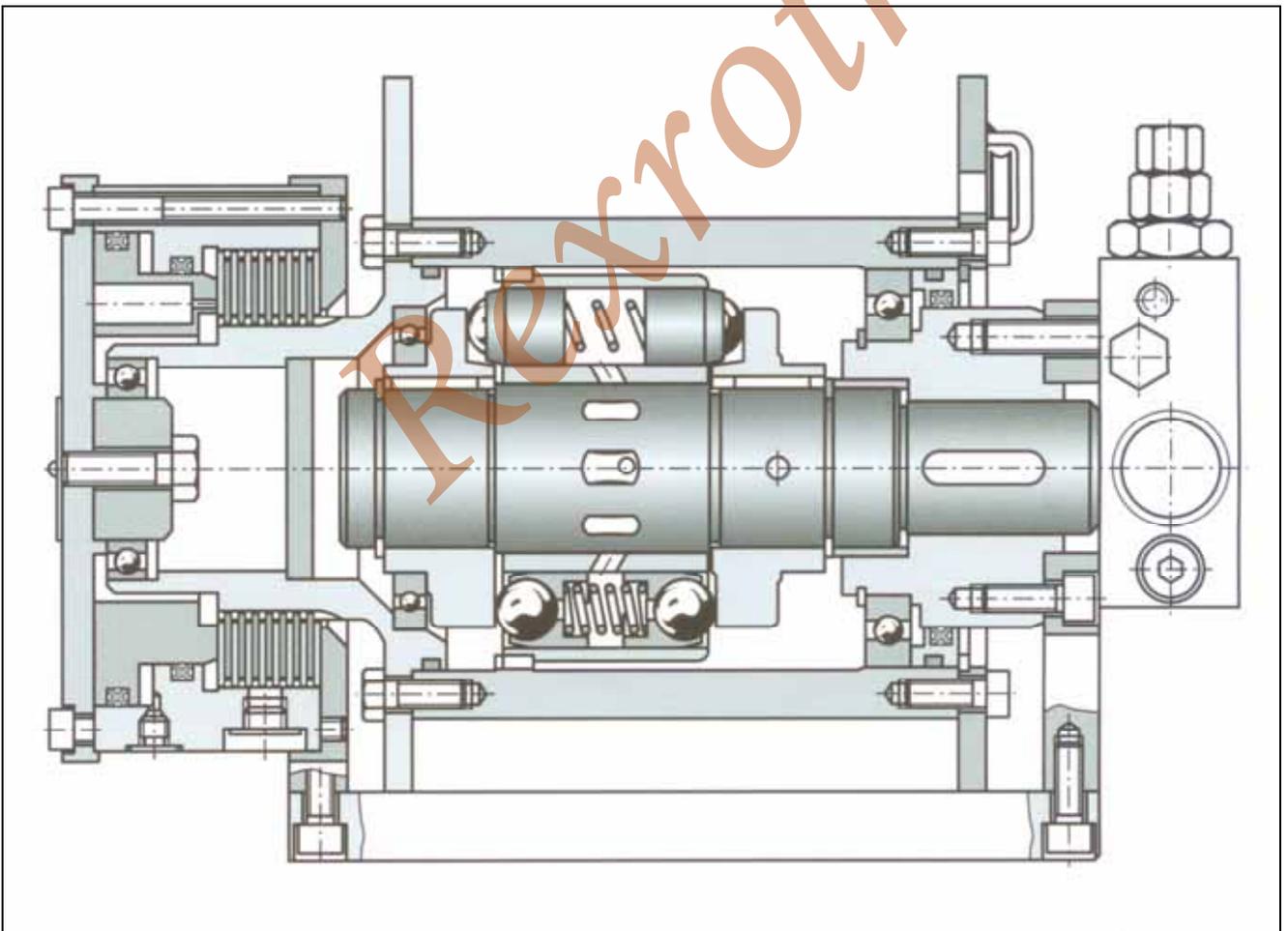


图 5.21 绞盘总成 — 缆线鼓轮代替马达主轴外的壳体

3.2.3.2 轴旋转的多行程轴向柱塞马达

这种液压马达的控制器和连通油路位于壳体(5) 内部。

此外, 行程凸轮(4)永久安装在壳体(2)中。而转子/柱塞副(3)则通过键槽(7)与输出轴(1)相联结。

轴每转一周, 每一柱塞发生多次行程变化。

这类马达可配备第二根输出轴和刹车器。

重要参数

排量：	200-1,500 cm ³
最大压力：	250 bar
速度范围：	5-500 rpm
最大扭矩：	可达 5,000 Nm

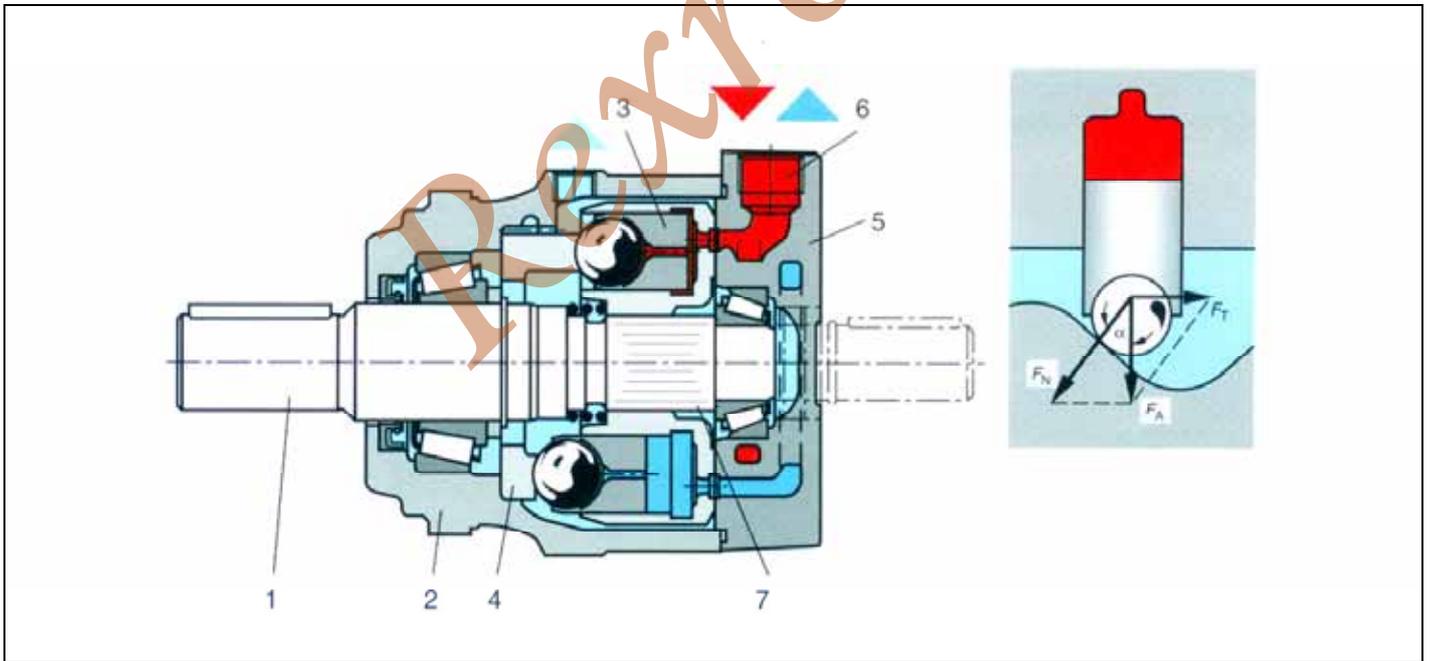


图 5.22

3.2.4 多行程径向柱塞马达

在这类马达中，柱塞(3)沿径向安装，并通过转子(8)与凸轮(4)相接触。缸体内腔通过控制器(5)轴向孔来供油。每个柱塞的供油与排油次数，与转轴每转一周的凸轮行程次数相同。在凸轮圆环曲线上产生的转矩，由转子柱塞副(3)通过联结的键槽(6)传递到输出轴(7)。

马达壳体(1)内圆轴承可承受较高的轴向和径向力的作用。多层式刹车器(9)可经直通传动轴装入控制器壳体(2)。

如果该刹车器环形腔的释压低于设定值，则平板弹簧就挤压多层式刹车器，实现刹车。

如果该刹车器环形腔的释压高于设定值，刹车柱塞(13)就推开平板弹簧，多层式刹车器就分开，从而解除刹车。

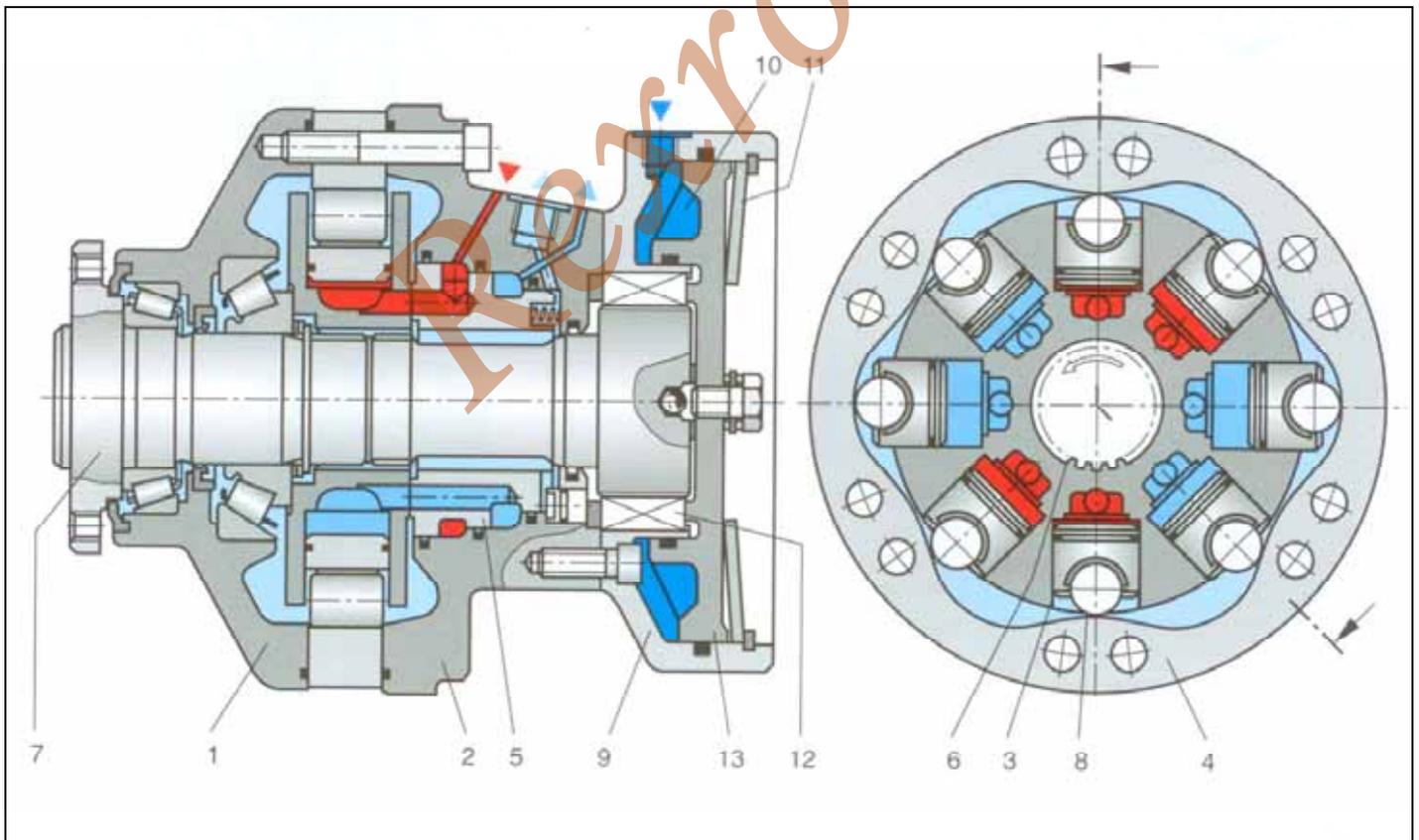


图 5.23

切换到一半排量

某些径向柱塞马达可在工作行程中向一半的柱塞供油，从而将排量切换成一半。供油的切换则靠控制阀，而其余的柱塞与油箱相通。当控制阀开启时，马达的转速加倍，而转矩则减半。

断开连通

如果端口 A 和 B 均连通较低的压力，同时壳体经端口“L”供以 2 bar 的压力油，则柱塞被推向转子/柱塞副，转子不与行程凸轮曲线接触，转轴就处于自由旋转状态。

重要参数

排量：	200-8,000 cm ³
最大压力：	可达 450 bar
速度范围：	1-300 rpm
最大扭矩：	可达 45,000 Nm

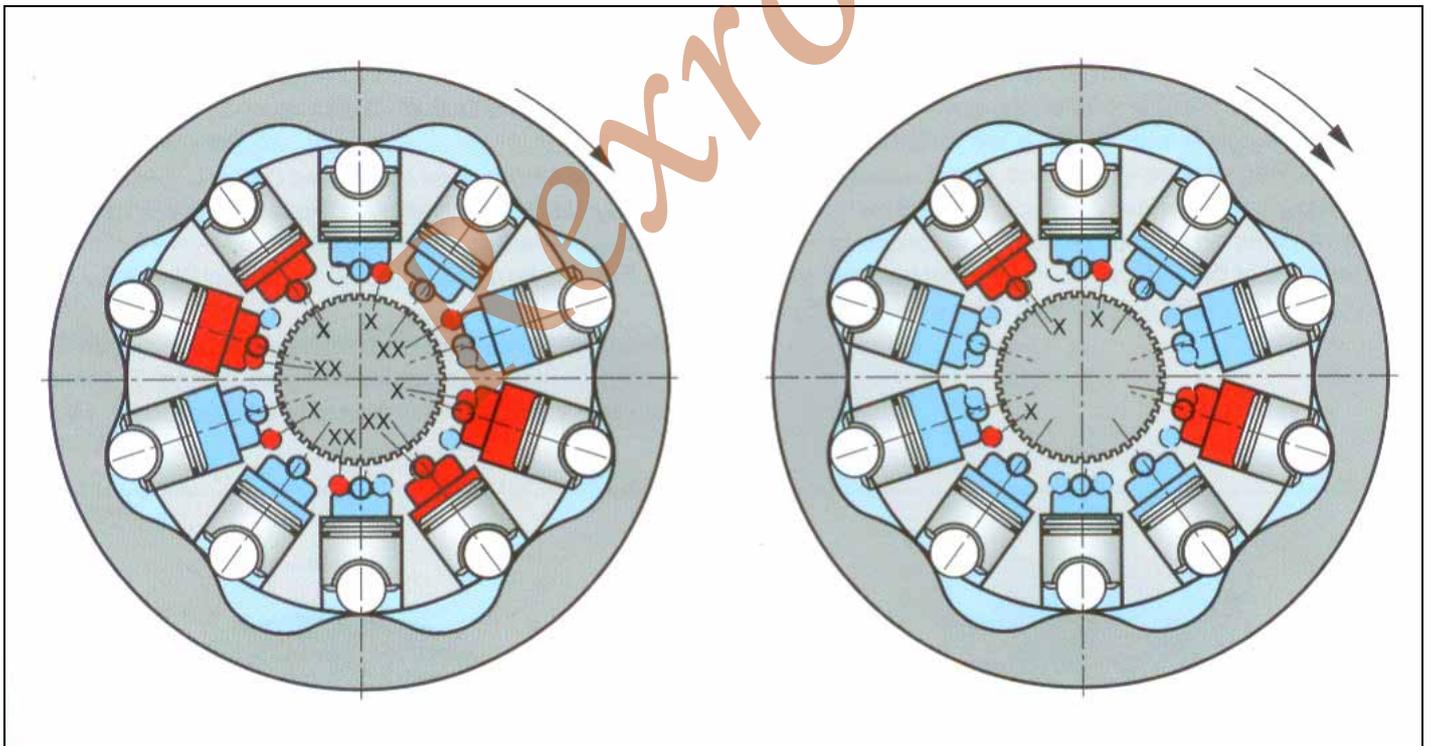


图 5.24 左图为控制阀关闭：100%速度，100%扭矩输出；右图为控制阀开启：200%速度，50%扭矩输出

3.2.4.1 内部偏心（单行程）径向柱塞马达

这种马达的缸体和柱塞围绕中央的偏心轴以星形排列。与偏心轴的位置有关, 5(10) 个柱塞中的 2 或 3 (6) 个与供油口相连(压力端), 其余柱塞与回油口(油箱) 相连。

压力油通过控制器(1)供给缸体腔。

控制器由配流盘(2)和配流阀(3)组成。

同时, 配流盘通过销轴固定在壳体上, 配流阀与偏心轴以同样的速度转动。

配流盘通过配流阀孔与柱塞腔相连通。

在轴旋转的过程中, 柱塞和圆环之间存在相对运动。柱塞与圆环接触面之间采用了静压支承, 以减少磨擦力。



图 5.25 径向柱塞马达

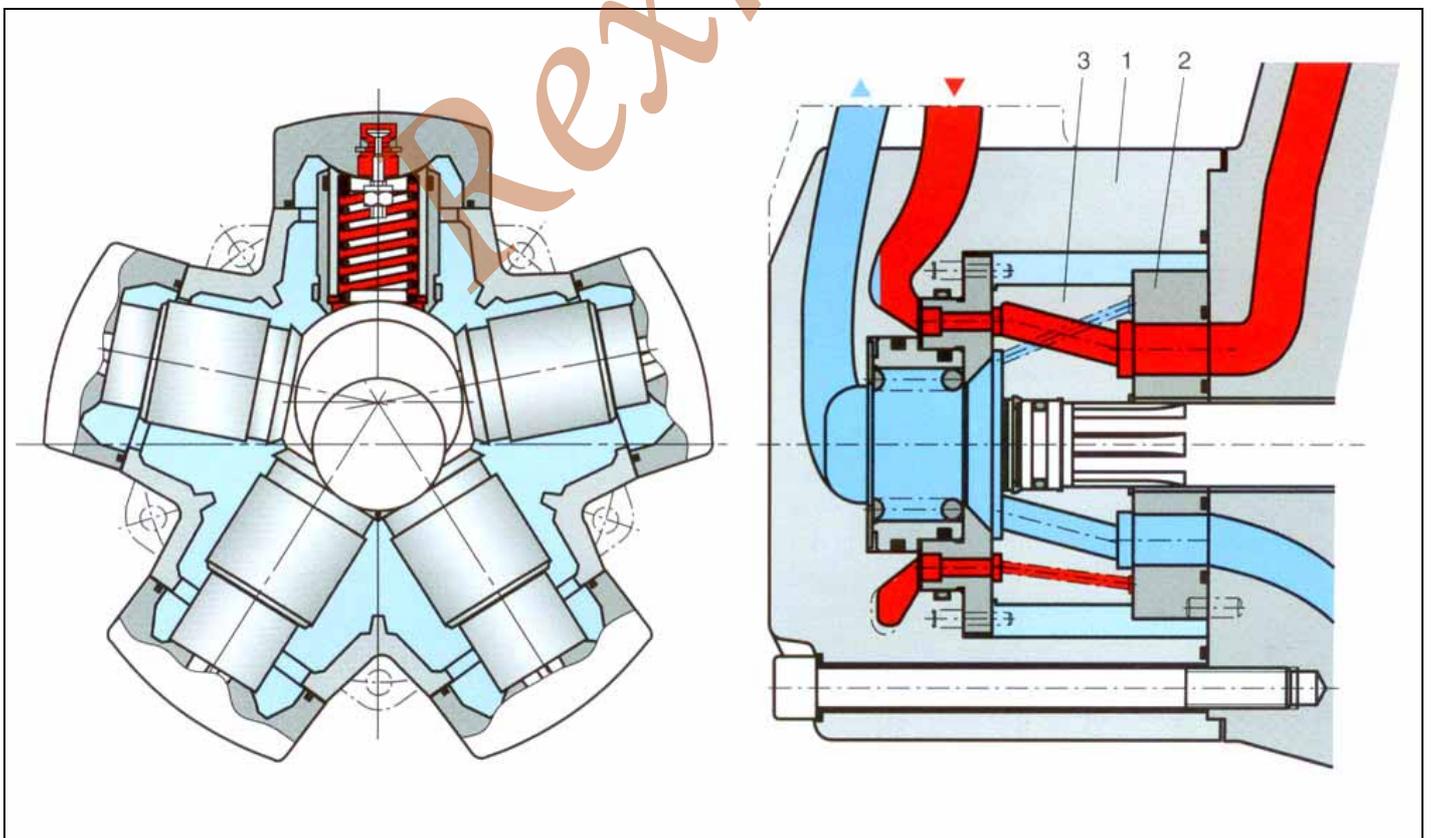


图 5.26 径向柱塞马达

由柱塞向偏心轴传递力的方法有多种：

在图 5.26 所示的结构中，壳体內的柱塞由偏心轴上特殊形状的圆环支承。

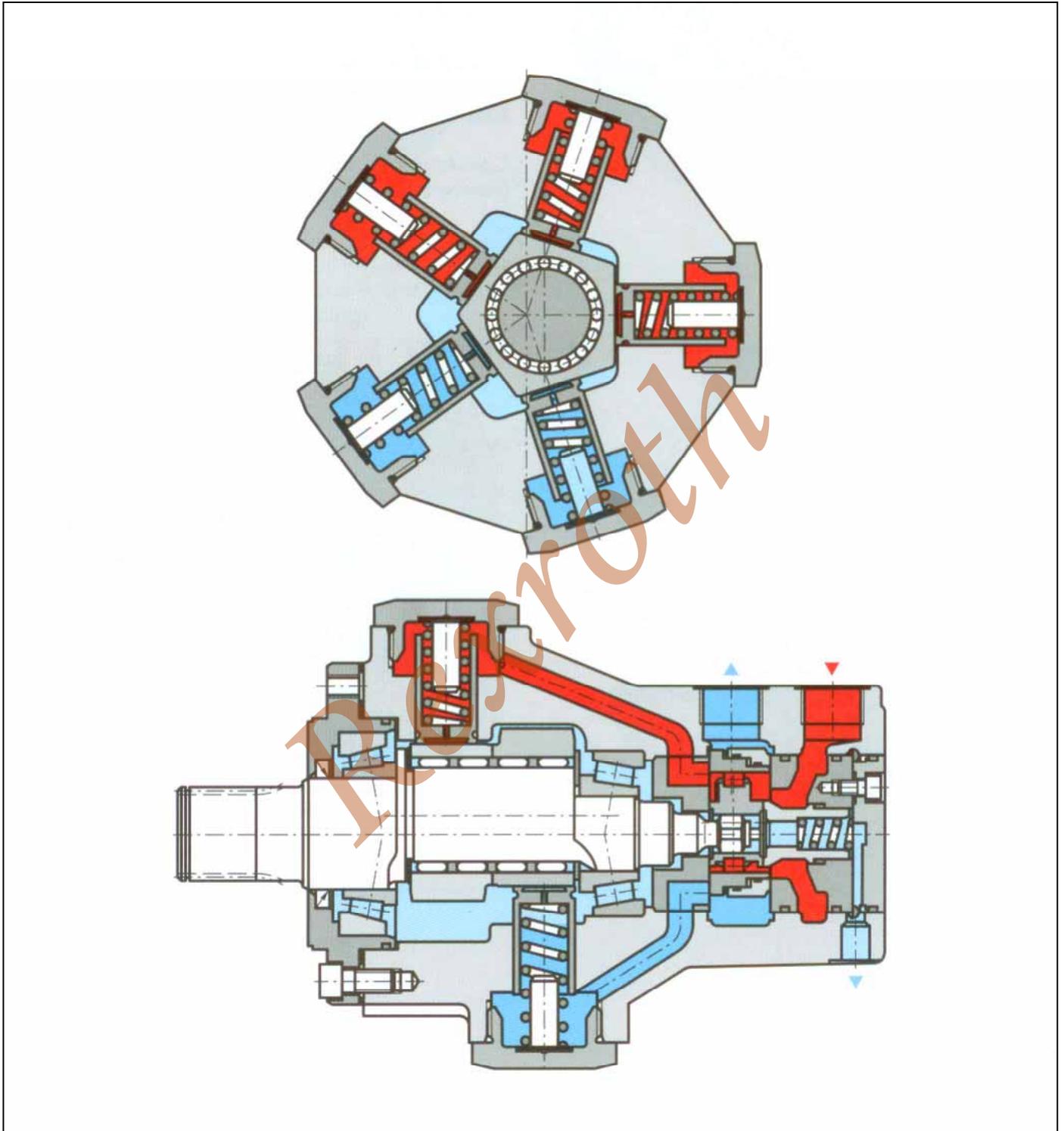


图 5.27

在另一种型式的马达中, 当前工作压力作用于偏心轴上。柱塞和缸体支承在球面上, 因而跟随无横向力的偏心轴旋转。

偏心轴与壳体的接触面几乎全部靠静压支承, 因此摩擦力达到了最小。这种结构保证了高效率 and 较好的低速特性。

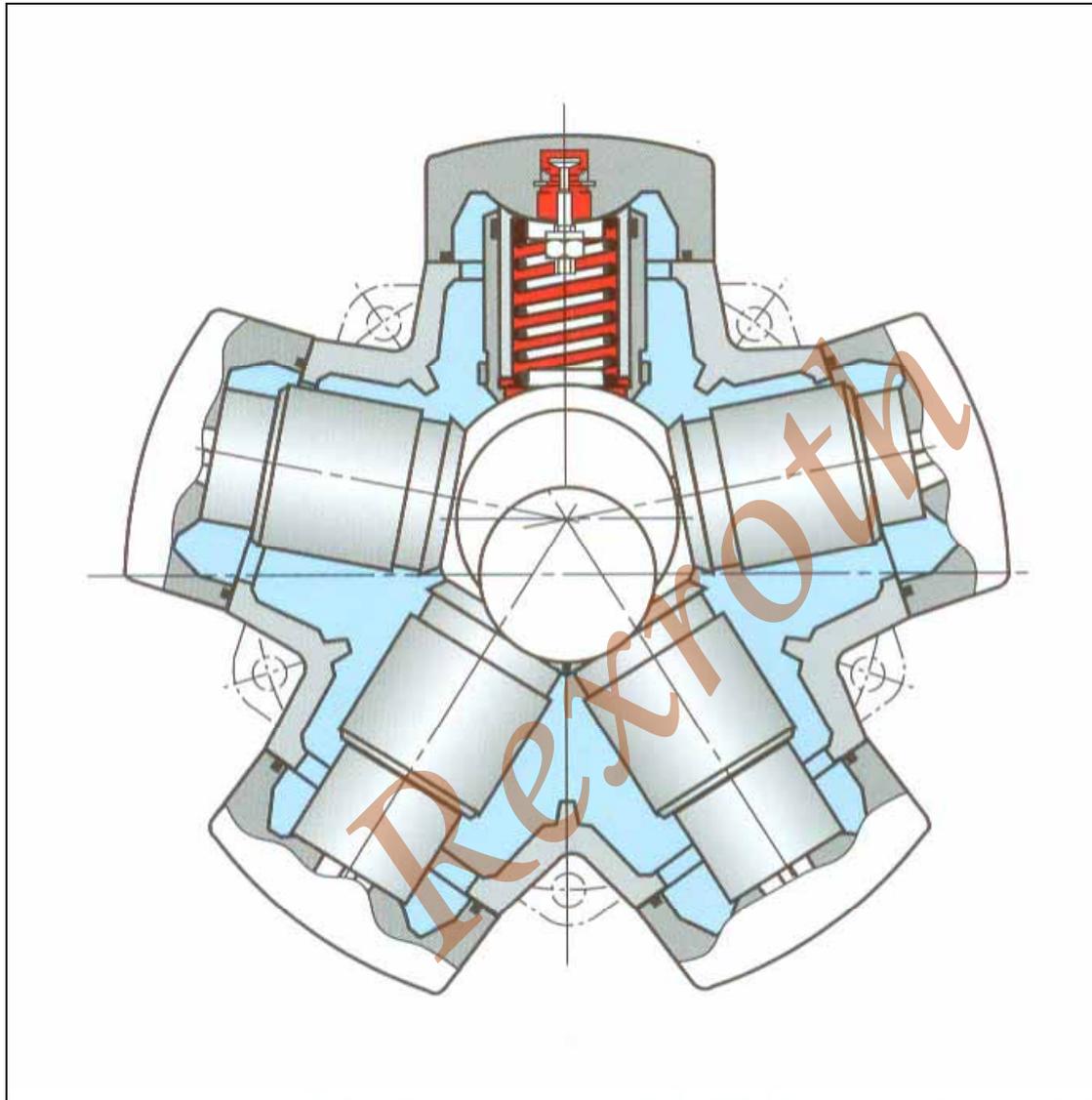


图 5.28

重要参数

排量：	10-8,500 cm ³
最大压力：	可达 300 bar
速度范围：	0.5-2,000 rpm (决定于尺寸)
最大扭矩：	可达 32,000 Nm

3.2.4.2 变量式径向柱塞马达

这些液压马达的基本结构与 3.2.4.1 节所述的相同。

与定量马达的不同之处在于偏心轴上。

偏心轴包括铰链(1 和 2)和可运动的偏心块(3)。

偏心块(5 和 6)内的柱塞腔经控制端口(6)通以压力油。

如柱塞腔(6)中的压力更高,则偏心块就向偏心率低的方向移动;如柱塞腔(5)中的压力更高,则偏心块就朝偏心率更大的方向移动。

因此,液压马达的排量可通过机械行程的设定,在最小值与最大值之间转换。

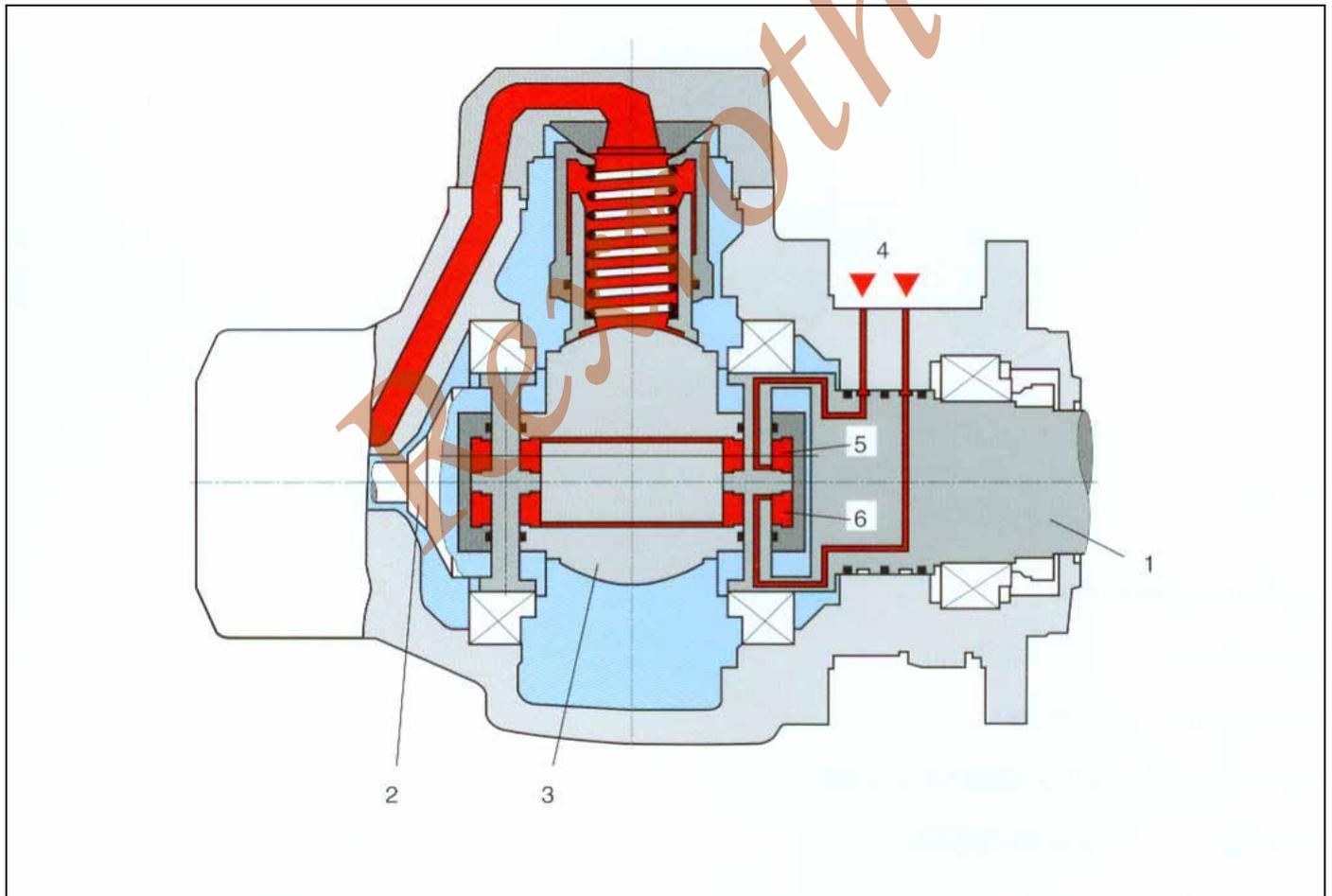


图 5.29

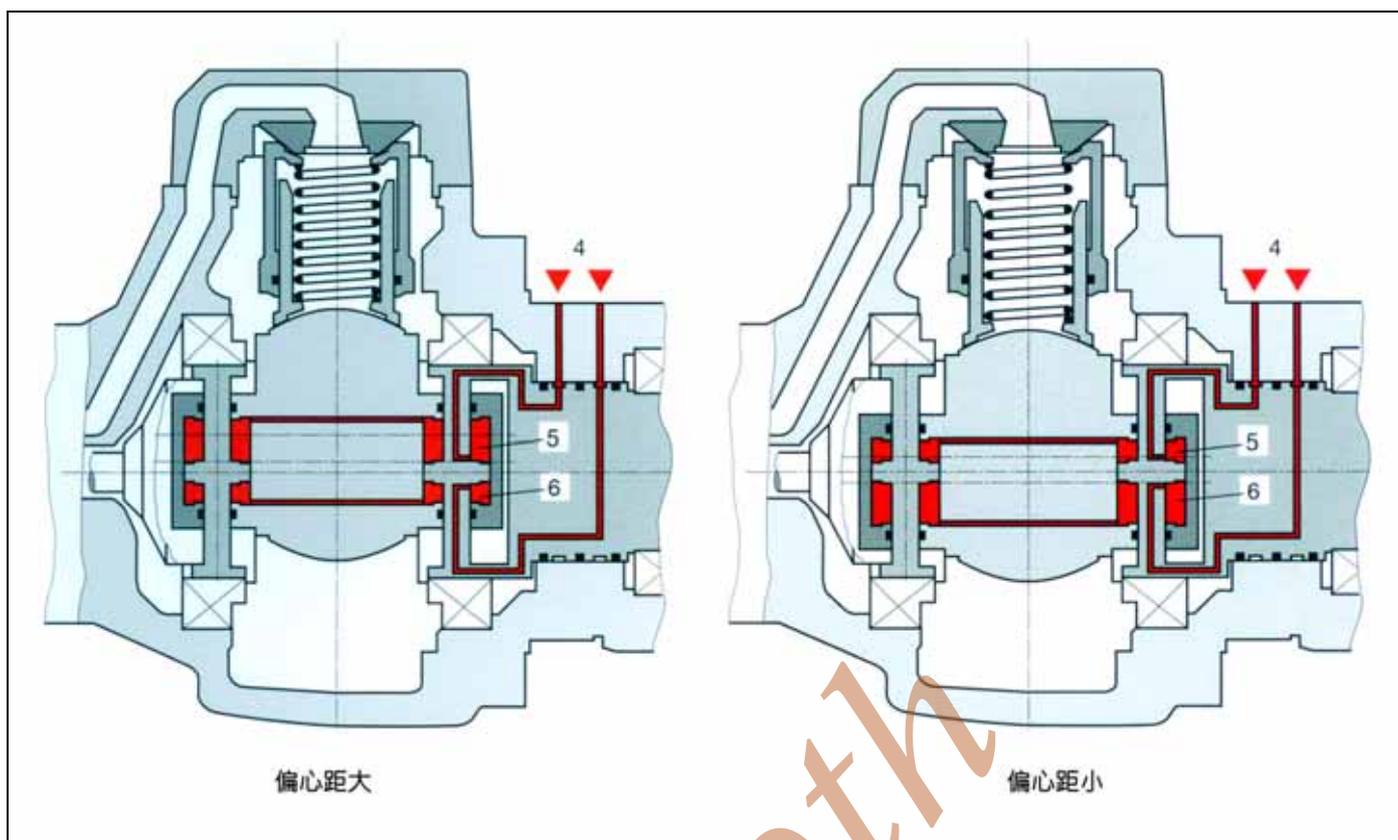


图 5.30

为了能对排量进行无级调节，需控制偏心轮的位置。柱塞摆锤的移动量，用于对偏心率的大小进行比较。

位置传感器(3)产生一个信号(实际值)，并与指令(设定值)相比较。

如果实际值与设定值不相同，柱塞腔(5)或(6) (决定于偏差的正值或负值)经控制阀和端口(4)通入压力油。因此，偏心轮就沿所需方向来改变位置。

可变排量的径向柱塞马达还具有速度传感器，可用于闭环控制回路。

重要参数

排量：	200-5,500 cm ³
最大压力：	可达 300 bar
速度范围：	1-1,000 rpm
最大扭矩：	可达 22,000 Nm

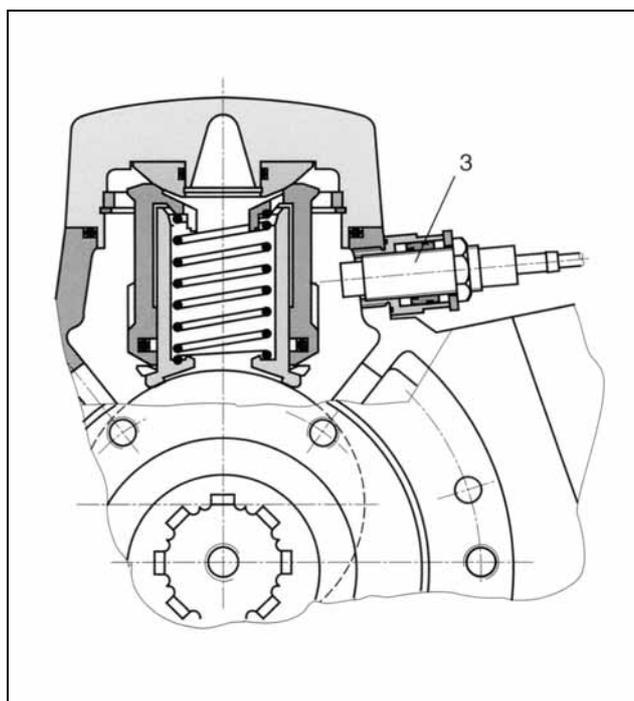


图 5.31

备注

Rexroth

第六章

轴向柱塞型泵和马达

1. 概述

作为泵或马达的轴向柱塞设备，其结构不但与重要的功能原理有关(比如斜轴式或斜盘式)，而且还与开式或闭式回路的使用密不可分。

1.1 开式回路

一般情况下，开式回路的言下之意是：泵的吸油管路处在油箱的液面以下，而液面直接与大气接触。油箱内气压与环境气压相等，使液压泵具有较好的自吸性能。吸油管路的液阻，不得造成吸油口压力低于自吸高度/自吸限度。

轴向柱塞设备具有自吸性。然而在个别情况下，吸油口的压力很低。在开式回路，液流通过方向控制阀供给执行机构，也同样经方向控制阀而回油箱。

开式回路的典型特性有：

- 吸油口：管路通径大而长度短
- 方向控制阀：公称通径决定于流量
- 滤油器/冷却器：截面积/尺寸决定于流量
- 油箱尺寸：泵最大流量的若干倍（升）
- 泵的布置：油箱的上方，旁边或下方
- 驱动速度：受吸油高度的限制
- 回油路通过阀门承担负载

开式回路是许多工业应用和行走机械系统的标准回路。应用实例有机床,压机驱动,绞车和移动传输系统等。



图 6.1 轴向柱塞单元 — 斜轴式 — 定量式

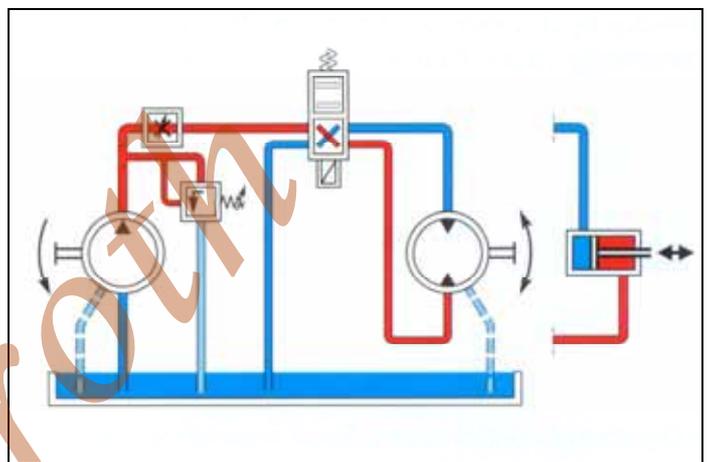


图 6.2 开式回路

1.2 闭式回路

当执行机构的回油直接进入液压泵时，就称其为闭式液压系统(闭式回路)。

液压泵有高压和低压侧，与负载的方向相关(执行机构所需的输出转矩)。

高压侧的压力通过溢流阀得到限制，溢流阀将过高压力卸荷到低压侧。液压流体仍留在回路里。

需要置换的流体，只有泵和马达的内泄漏部分(决定于运行数据)。

补油(一般情况下)是由与主泵通过法兰直接连接的辅泵来进行的。该辅泵持续地从小油箱吸油，并通过单向阀向闭式回路的低压侧输出足够的流体(推进液)。多余的流体由辅泵输送，经开式回路中的溢流阀回油箱。由于低压侧得到了补油，就使主泵得到了更高的运行性能。

轴向柱塞设备闭式回路的典型特性有：

- 方向控制阀：先导型的公称尺寸小
- 滤油器/冷却器：开口小/尺寸小
- 油箱尺寸：小，只取决于辅泵流量和系统流量
- 速度：受防气穴的严格限制
- 布置/安装位置：任意
- 驱动：通过零位后可反转
- 承担负载：通过驱动马达
- 制动能量回收



图 6.3 轴向柱塞单元

- 斜盘式
- 变量式

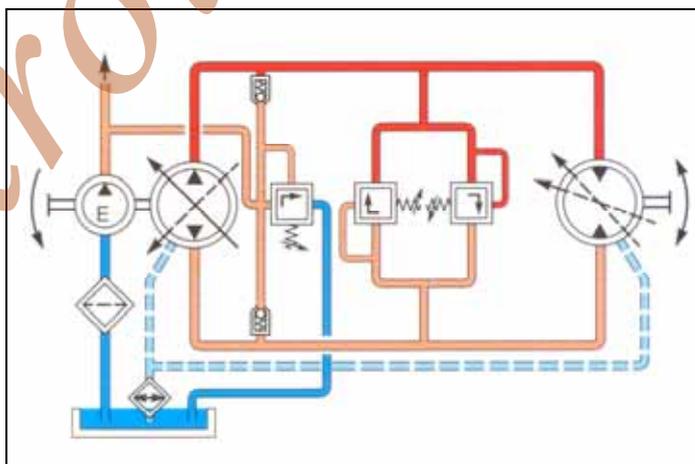


图 6.4 闭式回路

2. 功能原理

2.1 斜轴

2.1.1 斜轴式原理

斜轴式机构是一种容积式设备，排量柱塞的排列与驱动轴成某一角度。

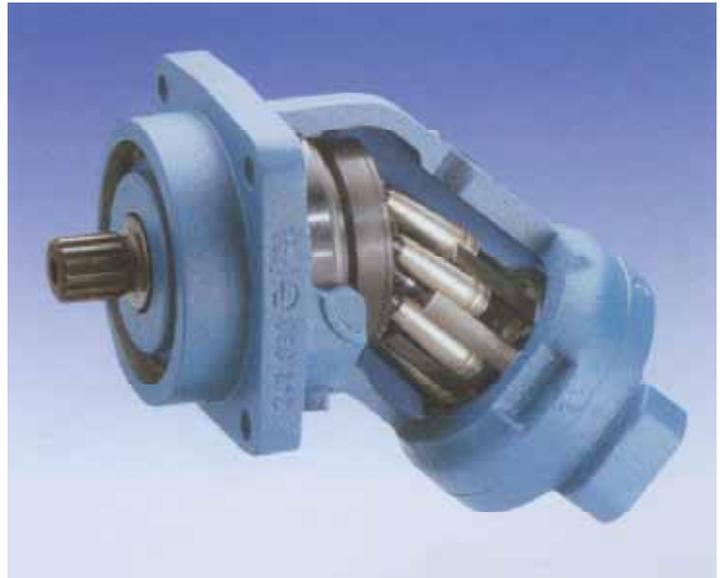


图 6.6 带有锥柱塞旋转副的定量单元

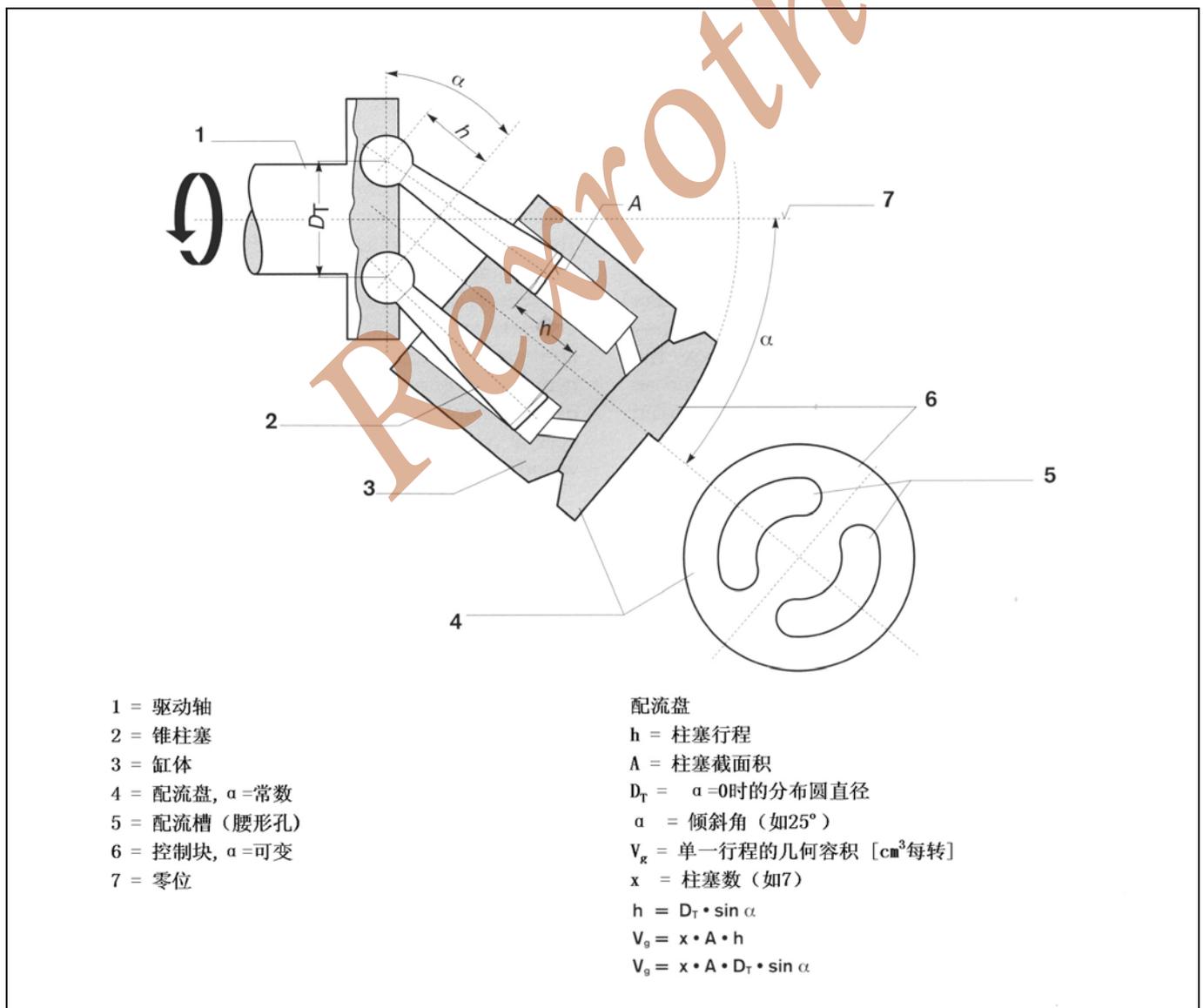


图 6.5 定量或可变倾角 α 的斜轴式结构的示例图

泵的功能:

随着驱动轴的转动,缸体围绕着柱塞中心轴也产生旋转。柱塞在缸体孔内前后运动,行程的长短决定于斜轴的摆角。流体自低压侧(入口)吸入,然后经高压侧(出口)的柱塞排到系统中去。

马达的功能:

与泵的功能相反,压力油从入口进入马达,推动柱塞在缸体孔内前后运动。这种运动由驱动轴的柱塞球铰转化为旋转运动。缸体因柱塞而一起转动,并在输出轴产生转矩。接着,自马达流出的流体回到系统中。

摆角:

定量设备的摆角由壳体设定,因而为固定值。变量设备的摆角则在一定范围内无级可调。通过改变摆角,得到柱塞的不同行程,因而产生可调节的排量容积。

2.1.2 功能描述

斜轴式定量或变量轴向柱塞设备,可用作液压泵或液压马达。如用作液压泵,则流量正比于驱动速度和摆角。如用作液压马达,则输出速度与供油流量成正比。

输入的转矩(泵)或输出的转矩(马达),都随高低压端压力差的增大而增大。当作泵用时,将机械能转化为液压能。反之,当作马达用时,将液压能转化为机械能。变量泵或马达的容积,也即泵的流量或马达的吸入流量,都可通过调节摆角来改变。

功能**... 用作开式回路的泵**

随着驱动轴的旋转,缸体围绕驱动轴的球铰转动,并带动缸体孔内呈圆形排列的七个柱塞一同旋转。缸体在配流盘的球面上滑动,配流盘上有两个腰形配流孔。在旋转过程中,七个柱塞中的每一个都在缸体孔内运动,从顶部死区中心(TDC)到底部死区中心(BDC),继续下去则相反。因此,这些柱塞在缸体孔内就产生了行程和摆角相关的往复运动。在由底部死区中心(BDC)到顶部死区中心(TDC)的旋转过程中,柱塞在缸体孔内完成一个吸油行程,而吸油体积与柱塞横截面积和行程有关。流体

通过吸油侧的腰形配流孔被吸入缸体孔内。随着驱动轴的继续旋转,柱塞由顶部死区中心(TDC)运动到底部死区中心(BDC),前述被吸入的流体经另一个腰形配流孔(压力侧)被排出泵外。柱塞的支承则是靠驱动轴所提供的液压力。

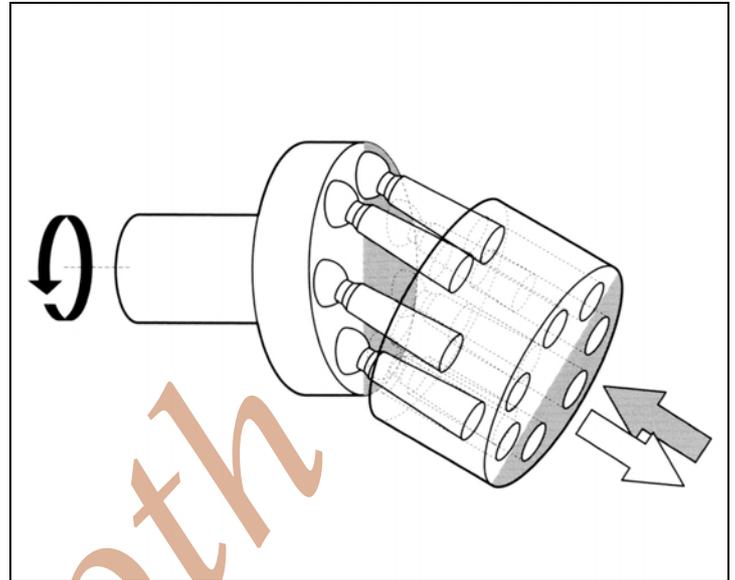


图 6.7 斜轴式结构原理图

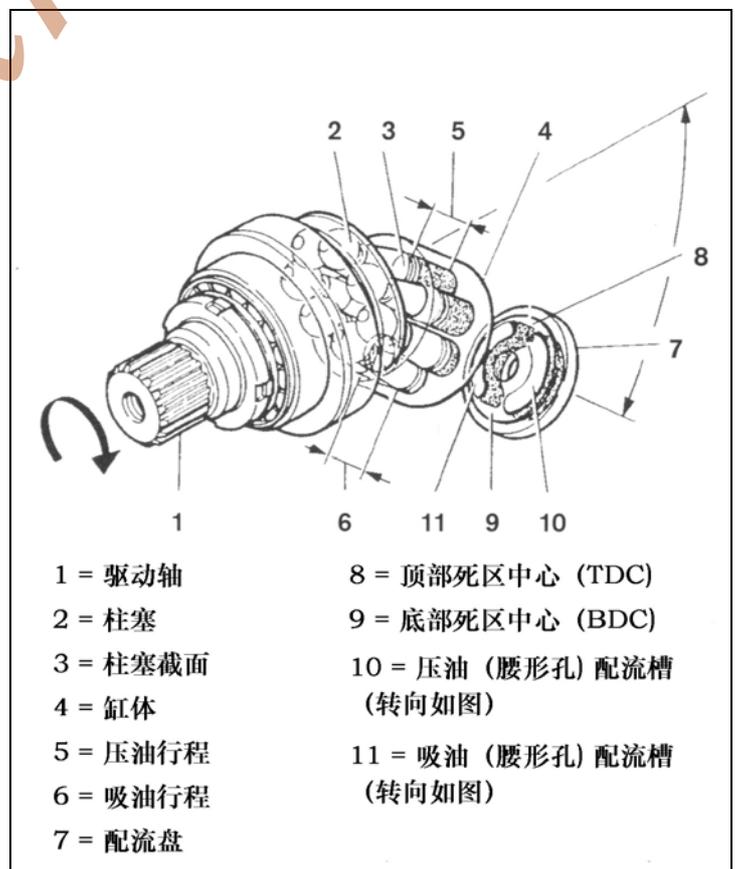


图 6.8 斜轴式原理图 — 零件

功能

... 用作马达

马达的作用和泵的相反。这里，流体通过配流盘上的配流孔进入缸体孔。3 或 4 个缸体孔位于压力侧的配流孔处，而另外 4 或 3 个则在回油侧。一个缸体孔可通过配流盘直接与死区中心连通。作用于驱动轴上的力(因压力和柱塞横截面积所引起)产生输出转矩。

变量调节

斜轴的摆角调节，既可采用机械式的定位螺钉，也可采用液压式的定位活塞。

驱动缸的液压部分跟随控制盘一起运动，并与回路和机械/液压操纵方式相关地，处于零位或输出位。随着角度的增加，排量和扭矩也增大。反之，这些数值则相应减小。

如果摆角为零，则排量为零。一般普遍采用机械或液压式调节机构，控制则可以为机械的、液压的或电气的。常见的例子是：手动调节轮，比例电磁铁，压力控制和功率控制。

概要

在泵和马达两种运行状态下，由于斜轴的设计结构，转矩都在驱动轴上直接产生。柱塞只在缸体上产生很小的侧向力。这对于减小磨损、改善效率和启动力矩都是有利的。由于采用球面形状的配流盘，缸体支承在一个无转矩的轴承上，这是因为作用在缸体上的全部力都作用在一个点上。因弹性变形引起的横向偏移不会增加缸体和配流盘之间的泄漏。

在空转和启动时，缸体被贝氏垫圈推向配流盘。随着压力的升高，液压力达到了静压平衡，因此合力值保持在许可的范围内，同时使得缸体和配流盘之间保持最小缝隙，泄漏则降到了最低。

驱动轴上安装一组轴承，以承受轴向和径向力。旋转副采用径向密封圈和 O 型密封圈。整个旋转副通过压紧环保持在壳体中。

2.1.3 基本计算

	斜轴式定量柱塞泵	斜轴式变量柱塞泵
排量	$Q_1 = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_{vol}}{1000} \quad (l/min)$	$Q_1 = \frac{V_{g,max} \cdot n \cdot \sin \alpha \cdot \eta_{vol}}{1000 \cdot \sin \alpha_{max}} \quad (l/min)$
驱动转速	$n = \frac{Q_1 \cdot 1000}{V_g \cdot \eta_{vol}} \quad (rpm)$	$n = \frac{Q_1 \cdot 1000 \cdot \sin \alpha_{max}}{V_{g,max} \cdot \sin \alpha \cdot \eta_{vol}} \quad (rpm)$
驱动转矩	$M_1 = \frac{V_g \cdot \Delta p}{20 \pi \cdot \eta_{mh}} = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{mh}} \quad (Nm)$	$M_1 = \frac{V_{g,max} \cdot \Delta p \cdot \sin \alpha}{20 \pi \cdot \eta_{mh} \cdot \sin \alpha_{max}} = \frac{1,59 \cdot V_{g,max} \cdot \Delta p \cdot \sin \alpha}{100 \cdot \eta_{mh} \cdot \sin \alpha_{max}} \quad (Nm)$
驱动功率	$P_1 = \frac{2 \pi \cdot M_1 \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{M_1 \cdot n}{9549} \quad (kW)$ $P_1 = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mh}} = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t} \quad (kW)$	$P_1 = \frac{2 \pi \cdot M_1 \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{M_1 \cdot n}{9549} \quad (kW)$ $P_1 = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mh}} = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t} \quad (kW)$

表 6.1 液压泵尺寸的确定

	斜轴式定量柱塞马达	斜轴式变量柱塞马达
排量	$Q_2 = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_{vol}} \quad (l/min)$	$Q_2 = \frac{V_{g \max} \cdot n \cdot \sin \alpha}{1000 \cdot \sin \alpha_{\max} \cdot \eta_{vol}} \quad (l/min)$
输出转速	$n = \frac{Q_1 \cdot 1000 \cdot \eta_{vol}}{V_g} \quad (rpm)$	$n = \frac{Q_1 \cdot 1000 \cdot \sin \alpha_{\max} \cdot \eta_{vol}}{V_{g \max} \cdot \sin \alpha} \quad (rpm)$
输出转矩	$M_2 = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{20 \pi} = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{100} \quad (Nm)$	$M_2 = \frac{V_{g \max} \cdot \Delta p \cdot \sin \alpha \cdot \eta_{mh}}{20 \pi \cdot \sin \alpha_{\max}} = \frac{1,59 \cdot V_{g \max} \cdot \Delta p \cdot \sin \alpha \cdot \eta_{mh}}{100 \cdot \sin \alpha_{\max}} \quad (Nm)$
输出功率	$P_2 = \frac{2 \pi \cdot M_2 \cdot n}{60 \, 000} = \frac{M_2 \cdot n}{9549} \quad (kW)$ $P_2 = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mh} = \frac{Q_1 \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{600} \quad (kW)$	$P_2 = \frac{2 \pi \cdot M_2 \cdot n}{60 \, 000} = \frac{M_2 \cdot n}{9549} \quad (kW)$ $P_2 = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mh} = \frac{Q_1 \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{600} \quad (kW)$

表 6.2 马达尺寸的确定

- Q_1 = 泵的流量 (l/min)
 Q_2 = 马达的流量 (l/min)
 M_1 = 驱动转矩 (Nm)
 M_2 = 输出转矩 (Nm)
 P_1 = 驱动功率 (kW)
 P_2 = 输出功率 (kW)
 V_g = 每转几何容积 (cm^3)
 $V_{g \max}$ = 每转最大行程几何容积 (cm^3)
 n = 转速 (rpm)
 α_{\max} = 最大摆角 (决定于类型)
 α = 设定摆角 (0° 至 α_{\max})
 η_{vol} = 容积效率
 η_{mh} = 机械-液压效率
 η_t = 总效率 ($\eta_t = \eta_{vol} \cdot \eta_{mh}$)
 Δp = 压差 (bar)

2.1.4 旋转副的作用力分析

旋转副的受力分析见图 6.9 和图 6.10。将力在驱动轴上分解。输入转矩在泵中转化为柱塞力，而在马达中则相反(译注：柱塞力转化为输出转矩)，这样就保证最佳的效率。单次的力分解，恰恰表明效率损失只有一次!

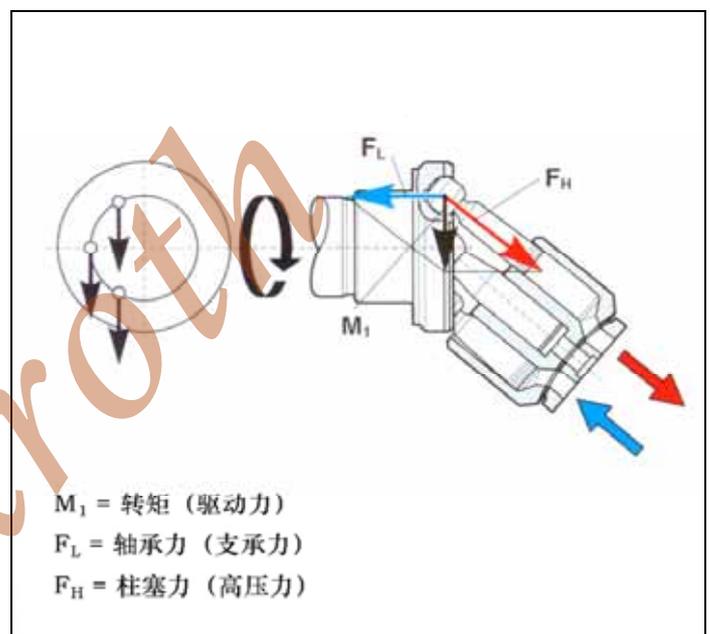


图 6.9 液压泵驱动法兰处力的分解

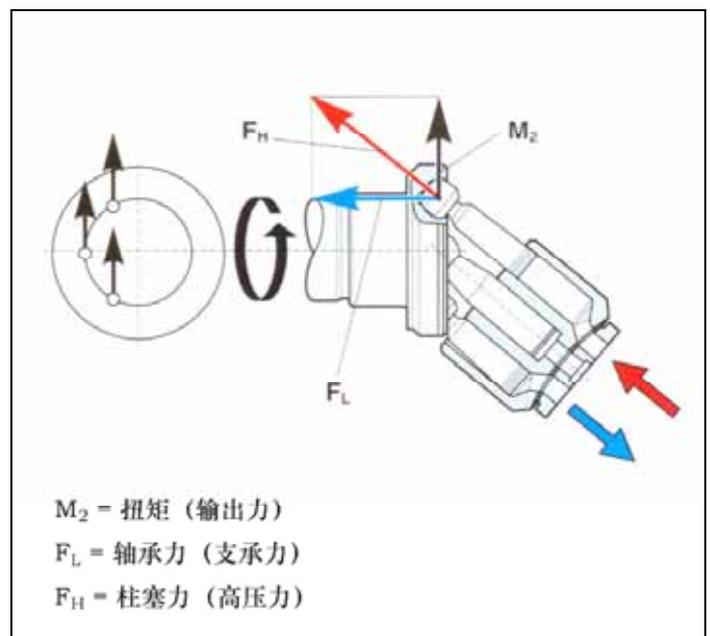


图 6.10 液压马达驱动法兰处力的分解

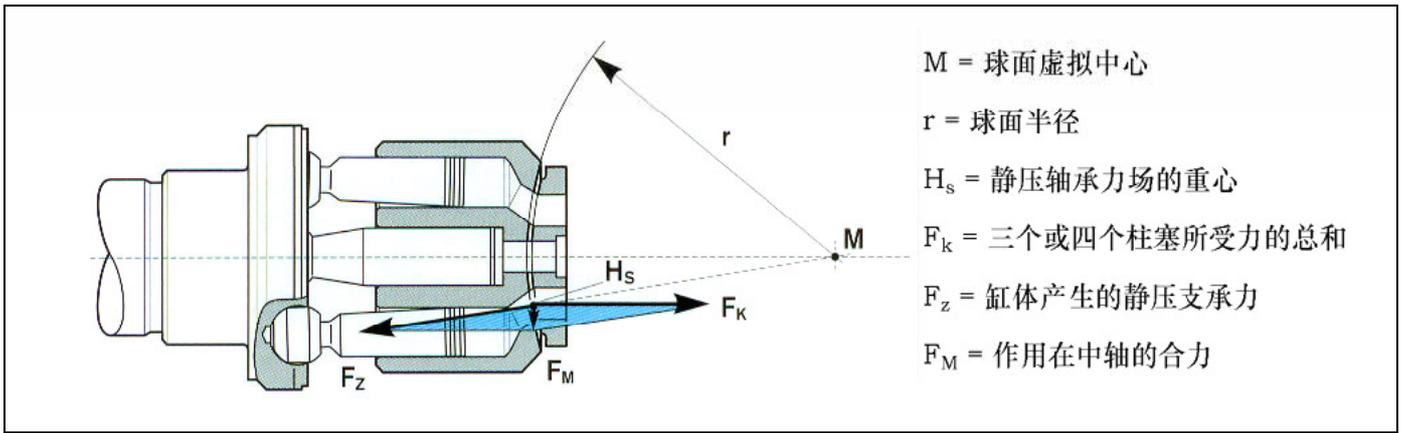


图 6.11 配油盘球面上力的分解

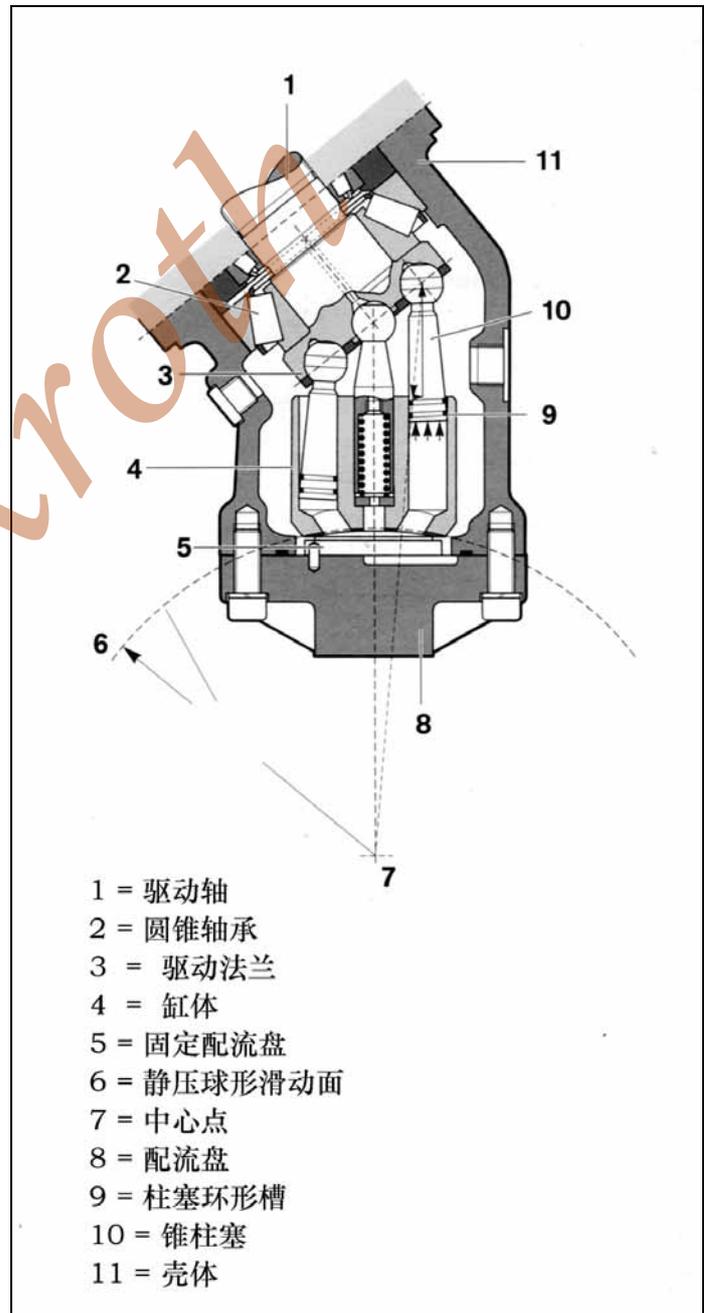
在考察转矩时，可将一部分的旋转副挪开，以简化分析，直到形成 0° 倾角时静止的状态。

实际应用中，当倾角大于 0° 时，由于 3-4 个柱塞表面持续有高压油作用，因而旋转副将经历动态负载的过程。

2.1.5 40° 技术相关的斜轴式锥柱塞旋转副

如图 6.12 所示，壳体內的摆角为固定：

- 回转点对中
- 无万向铰接的柱塞缸体运动副
- 无转矩缸体轴承
- 旋转中心自动对中
- 球形控制表面
- 圆锥轴承
- 每个锥柱塞带两个柱塞环
- 轴承自动润滑
- 在驱动法兰上直接进行力的分解

图 6.12 40° 固定摆角的斜轴式锥柱塞旋转副

2.1.6 类型/举例

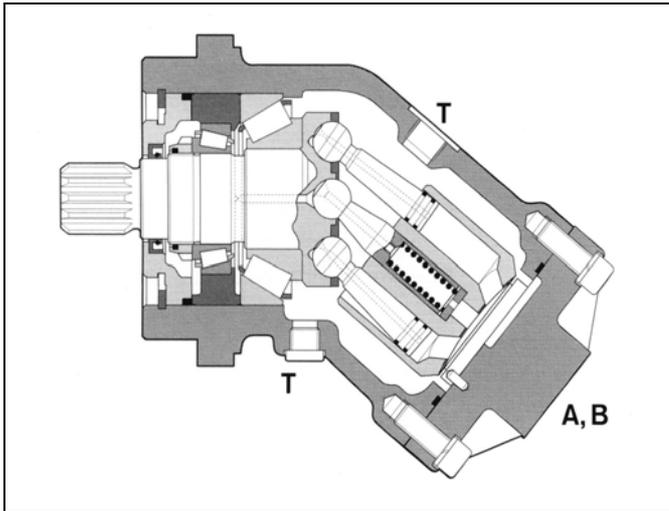


图 6.13 定量（倾斜角固定）单元，用作开式和闭式回路的泵或马达

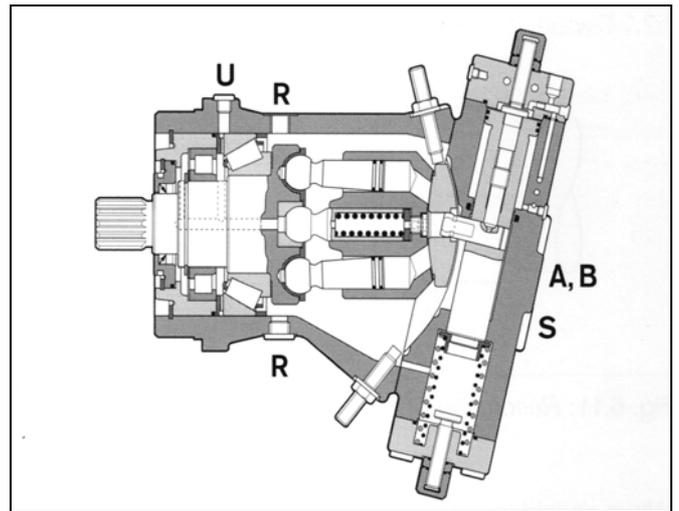


图 6.14 变量（倾斜角可调）单元，用作开式回路的液压泵，排量无级可调

定量马达		开环和闭环回路的定量马达，转角固定，可在两个方向上有旋转输出。
变量马达		开环和闭环回路的变量马达，转角无级可调，可在两个方向上有旋转输出。
变量泵		开环回路的变量泵，转角无级可调，只可单方向旋转。
变量泵/马达		闭环回路的变量马达，转角可通过零点在两个方向上无级可调，在两个方向上有旋转输出。
<p>A, B 压力端口 S 吸油口 T, R 泄油口 U 换气口</p>		

表 6.3 回路符号图的示例

2.2 斜盘

2.2.1 斜盘式原理

斜盘式机构是一种容积式设备，柱塞沿着驱动轴方向排列。

柱塞的反力作用于斜盘。



图 6.16 变量(倾斜角可调)单元,用作开式回路的液压泵,排量无级可调

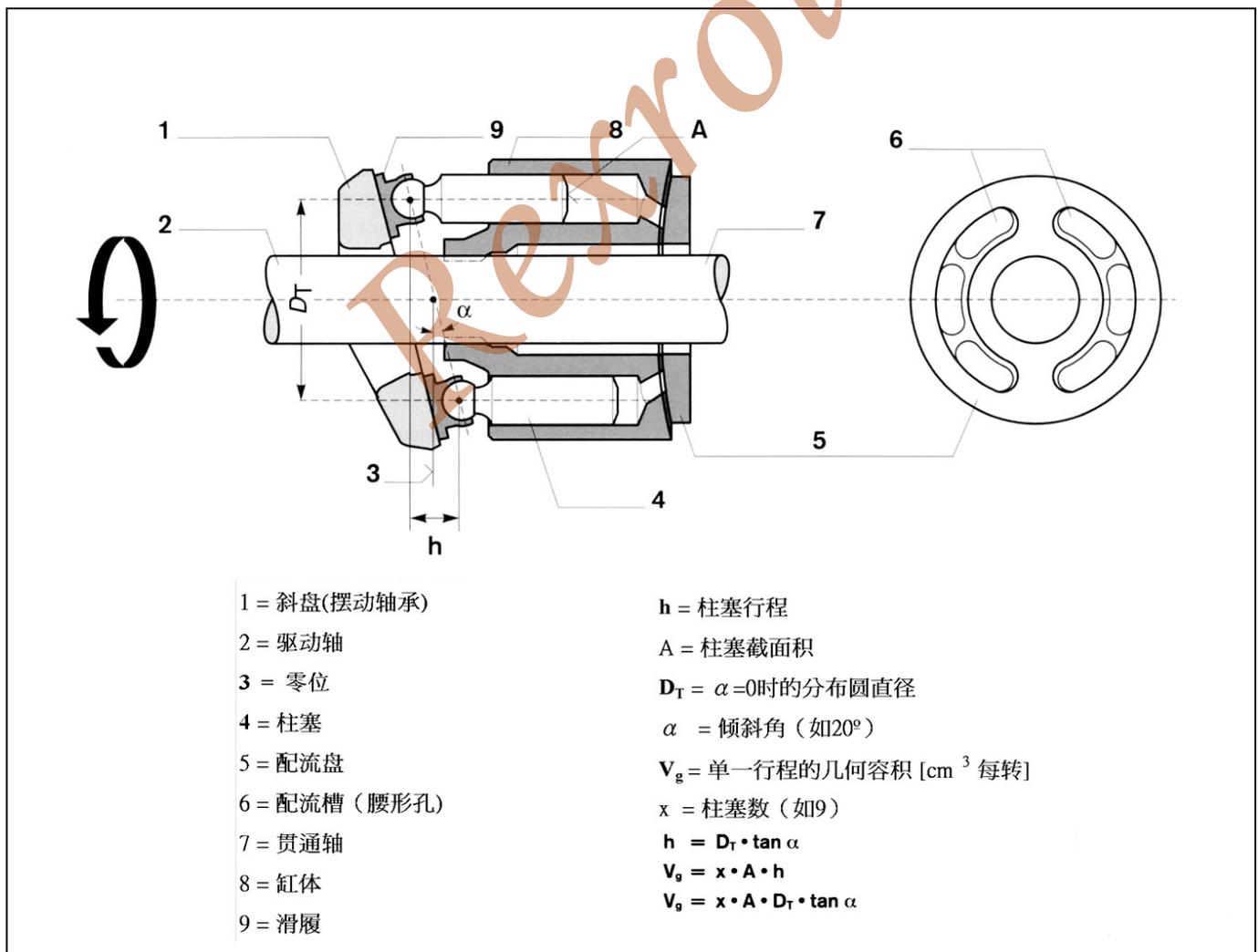


图 6.15 定量(倾斜角固定)单元,用作开式和闭式回路的泵或马达

泵的功能:

随着驱动轴的转动,缸体靠键槽联结也产生旋转。柱塞在缸体孔内前后运动,行程的长短决定于斜盘的倾角。流体自低压侧(入口)吸入,然后经高压侧(出口)的柱塞排到系统中去。

马达的功能:

与泵的功能相反,压力油从入口进入马达,推动柱塞在缸体孔内前后运动,并驱动缸体旋转,经过键槽联结到输出轴而产生转矩。自马达流出的流体回到系统中。

摆角:

定量设备的斜盘倾角由壳体设定,因而为固定值。变量设备的斜盘倾角则在一定范围内无级可调。通过改变斜盘倾角,得到柱塞的不同行程,因而产生可调节的排量容积。

2.2.2 功能描述

斜盘式定量或变量轴向柱塞设备,可用作液压泵或液压马达。如用作液压泵,则流量正比于驱动速度和斜盘倾角。如用作液压马达,则输出速度与供油流量成正比。

输入的转矩(泵)或输出的转矩(马达),都随高低压端压力差的增大而增大。当作泵用时,将机械能转化为液压能。反之,当作马达用时,将液压能转化为机械能。变量泵或马达的容积,也即泵的流量或马达的吸入流量,都可通过调节斜盘倾角来改变。

功能**... 用作泵**

在驱动设备(如内燃机或电机)驱动下,驱动轴靠键槽联结带动缸体一同旋转。

缸体孔内呈圆形排列的九个柱塞,随驱动轴一起转动。柱塞的末端有滑履靠在斜盘上滑动,从而使柱塞在缸体孔内来回运动。滑履在压紧盘作用下始终保持与斜盘接触。

在旋转过程中,每个柱塞经底部或顶部死区中心运动到起始位置。在这一过程中,与柱塞横截面积和行程相关的流体被吸入缸体孔内。

在吸油行程中,开式回路的流体被大气压入泵体,而闭式回路的流体则被推进压力推入泵体。

同时,排油行程中,流体通过柱塞孔,经配流盘进入液压系统。

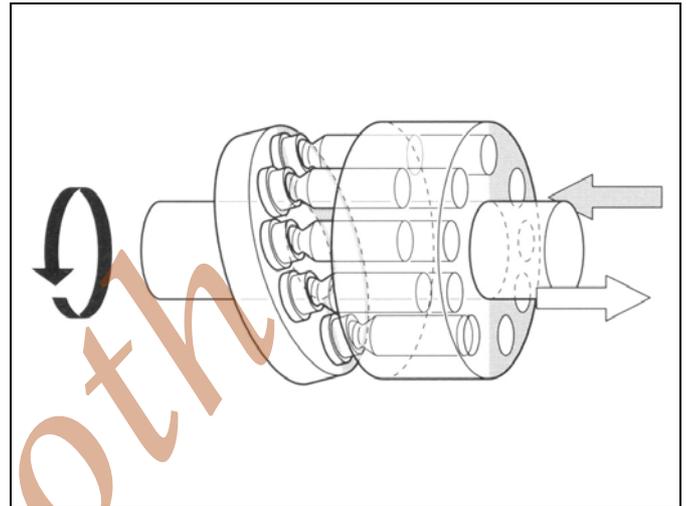


图 6.17 斜盘式结构原理图

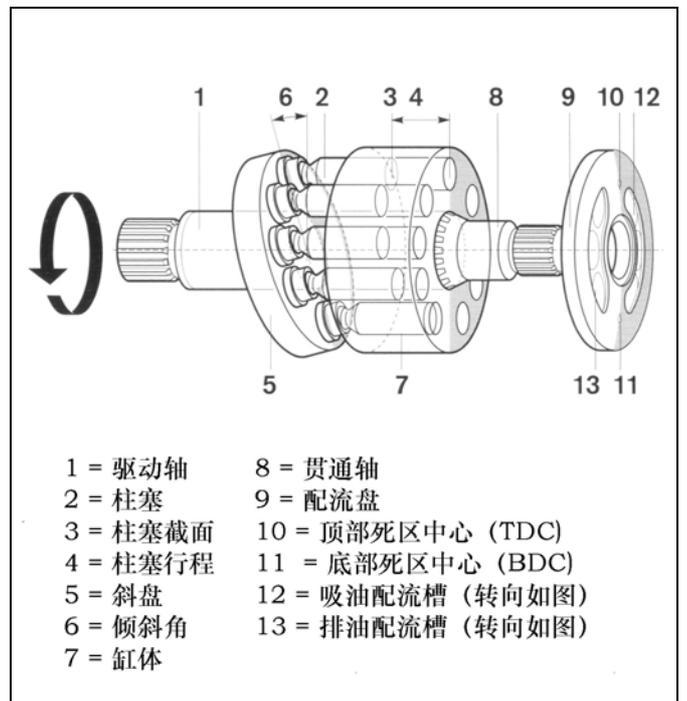


图 6.18 斜盘式原理图 — 零件

功能

... 用作马达

马达的作用和泵的相反。这里，流体从液压系统进入液压马达。流体通过配流盘上的配流孔进入缸体孔。4 或 5 个缸体孔位于压力侧配流孔对面的腰形孔处(回油侧)。回油侧的配流孔与回油路相通，或部分地被两个配流孔之间的连通柱塞所关闭。

当压力油输入时，柱塞带动缸体旋转，并沿着斜盘表面滑动。缸体内的 9 个柱塞依次在孔内产生行程往复运动。液压力在缸体上产生转矩，因而产生驱动轴的旋转。输入流量决定马达的输出转速。

变量调节

斜轴的摆角调节，既可采用机械式的定位螺钉，也可采用液压式的定位活塞。易动的斜盘由滚柱轴承或滑动轴承支承，零位则以弹簧对中。随着角度的增加，排量和扭矩也增大。反之，这些数值则相应减小。如果摆角为零，则排量为零。一般普遍采用机械或液压式调节机构，控制则可以为机械的、液压的或电气的。常见的例子是：比例电磁铁，压力控制(零位控制)和功率控制。

概要

斜盘式的泵和马达适用于开式和闭式回路。而由于设计上的特点，主要用作闭式回路的液压泵。其好处在于，可在直通轴上安装辅泵，并使用集成式的调节设备和控制阀。而且，这种既轻便又紧凑的结构，由于采用滑履处的静压支承(平面轴承)而延长了使用寿命。力的分量(柱塞力/转矩)经滑履作用于斜盘。旋转副的液压部分，也即带柱塞和配流盘的缸体，组成了一个力平衡系统。驱动轴处的轴承能够承受外力作用。球形控制面的原理及其润滑，平板弹簧对缸体的预压力等等，都可与斜轴式中旋转副的功能相媲美。

	斜盘式定量柱塞泵	斜盘式变量柱塞泵
排量	$Q_1 = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_{vol}}{1000} \quad (l/min)$	$Q_1 = \frac{V_{g,max} \cdot n \cdot \tan \alpha \cdot \eta_{vol}}{1000 \cdot \tan \alpha_{max}} \quad (l/min)$
驱动转速	$n = \frac{Q_1 \cdot 1000}{V_g \cdot \eta_{vol}} \quad (rpm)$	$n = \frac{Q_1 \cdot 1000 \cdot \tan \alpha_{max}}{V_{g,max} \cdot \tan \alpha \cdot \eta_{vol}} \quad (rpm)$
驱动转矩	$M_1 = \frac{V_g \cdot \Delta p}{20 \pi \cdot \eta_{mh}} = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{mh}} \quad (Nm)$	$M_1 = \frac{V_{g,max} \cdot \Delta p \cdot \tan \alpha}{20 \pi \cdot \eta_{mh} \cdot \tan \alpha_{max}} = \frac{1,59 \cdot V_{g,max} \cdot \Delta p \cdot \tan \alpha}{100 \cdot \eta_{mh} \cdot \tan \alpha_{max}} \quad (Nm)$
驱动功率	$P_1 = \frac{2 \pi \cdot M_1 \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{M_1 \cdot n}{9549} \quad (kW)$ $P_1 = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mh}} = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t} \quad (kW)$	$P_1 = \frac{2 \pi \cdot M_1 \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{M_1 \cdot n}{9549} \quad (kW)$ $P_1 = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mh}} = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t} \quad (kW)$

表 6.4 液压泵尺寸的确定

	斜盘式定量柱塞马达	斜盘式变量柱塞马达
排量	$Q_2 = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_{vol}} \quad (l/min)$	$Q_2 = \frac{V_{g \max} \cdot n \cdot \tan \alpha}{1000 \cdot \tan \alpha_{\max} \cdot \eta_{vol}} \quad (l/min)$
输出转速	$n = \frac{Q_1 \cdot 1000 \cdot \eta_{vol}}{V_g} \quad (rpm)$	$n = \frac{Q_1 \cdot 1000 \cdot \tan \alpha_{\max} \cdot \eta_{vol}}{V_{g \max} \cdot \tan \alpha} \quad (rpm)$
输出转矩	$M_2 = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{20 \pi} = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{100} \quad (Nm)$	$M_2 = \frac{V_{g \max} \cdot \Delta p \cdot \tan \alpha \cdot \eta_{mh}}{20 \pi \cdot \tan \alpha_{\max}} = \frac{1,59 \cdot V_{g \max} \cdot \Delta p \cdot \tan \alpha \cdot \eta_{mh}}{100 \cdot \tan \alpha_{\max}} \quad (Nm)$
输出功率	$P_2 = \frac{2 \pi \cdot M_2 \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{M_2 \cdot n}{9549} \quad (kW)$ $P_2 = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mh} = \frac{Q_1 \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{600} \quad (kW)$	$P_2 = \frac{2 \pi \cdot M_2 \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{M_2 \cdot n}{9549} \quad (kW)$ $P_2 = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{600} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mh} = \frac{Q_1 \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{600} \quad (kW)$

表 6.5 液压马达尺寸的确定

2.2.3 基本计算

Q_1 = 泵的流量 (l/min)

Q_2 = 马达的流量 (l/min)

M_1 = 驱动转矩 (Nm)

M_2 = 输出转矩 (Nm)

P_1 = 驱动功率 (kW)

P_2 = 输出功率 (kW)

V_g = 每转几何容积 (cm^3)

$V_{g \max}$ = 每转最大行程几何容积 (cm^3)

n = 转速 (rpm)

α_{\max} = 最大摆角 (决定于类型)

α = 设定摆角 (0° 至 α_{\max})

η_{vol} = 容积效率

η_{mh} = 机械-液压效率

η_t = 总效率 ($\eta_t = \eta_{vol} \cdot \eta_{mh}$)

Δp = 压差 (bar)

2.2.4 旋转副的作用力分析

对斜盘上的滑履和缸体的受力进行分解。

该滑履上具有静压支承，因而能保证旋转副具有较长的寿命。

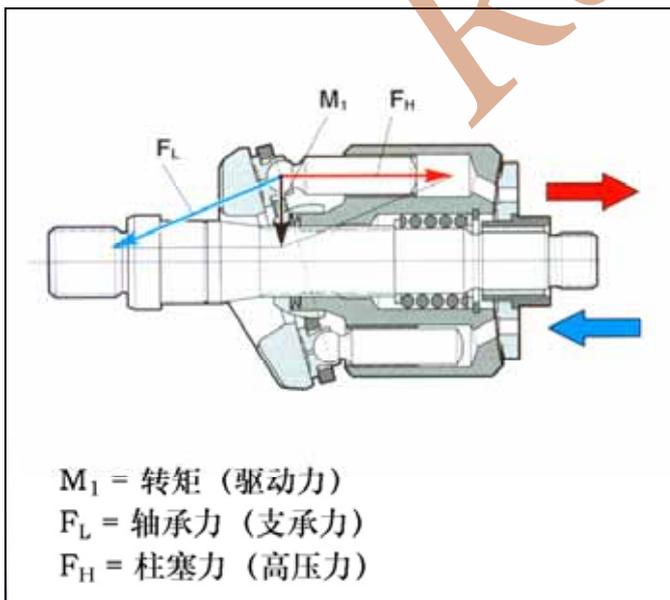


图 6.19 液压泵斜盘上力的分解图

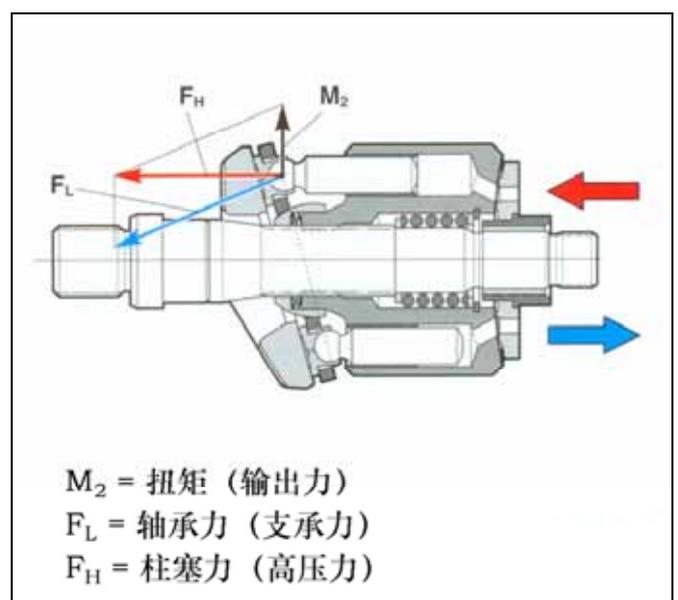


图 6.20 液压马达斜盘上力的分解图

2.2.5 斜盘式旋转副的简化表示

斜盘旋转副的基本组成有：缸体（1）— 柱塞（2）— 斜盘（3）。

正如功能描述中的那样（例如用作马达），柱塞背后充满来自油泵的压力油，因而使之对斜盘产生推力。

在与斜盘接触的点上（含摩擦力）将力分解，得到法向分量和转矩分量（ F_N 或 F_T ）。当柱塞沿着斜盘滑动时，产生轴向的行程位移，并因此而带动缸体和旋转轴转动。然而，由于柱塞在缸体孔内可能倾斜（只要洁净度许

可），因而启动阶段的摩擦力比正常工作状态更大（处于粘滞/滑动状态）。力的这种二次分解，造成了斜盘式马达的启动效率稍低于结构更为简单的斜轴式马达。实际应用中，这种启动效率对于马达的运行很重要，但对于泵的运行则没有这种情况。

2.2.6 类型/举例

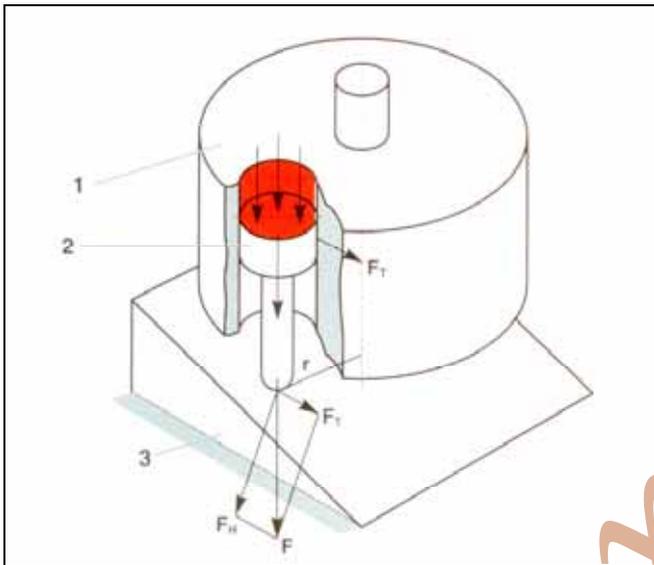


图 6.21 斜盘旋转副的基本原理

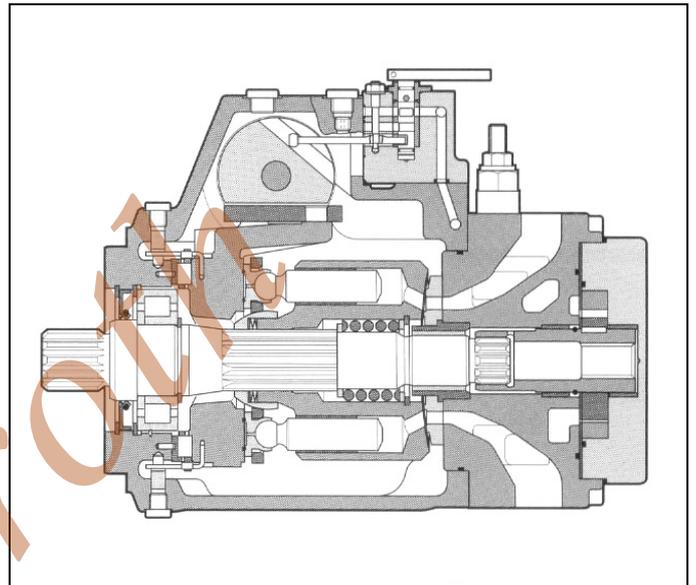


图 6.23 闭式回路的变量泵

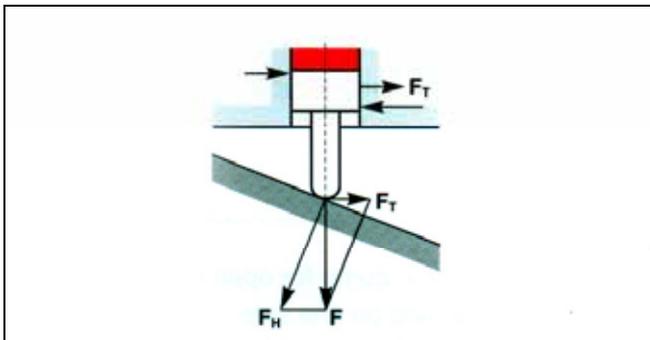


图 6.22 柱塞上力的分解图

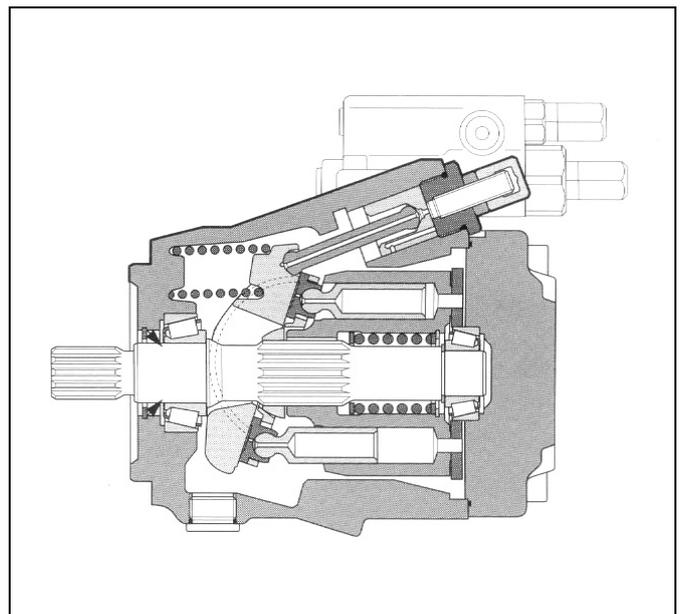


图 6.24 开式回路的变量泵

3. 轴向柱塞设备的类型

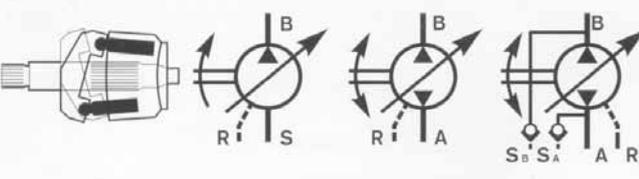
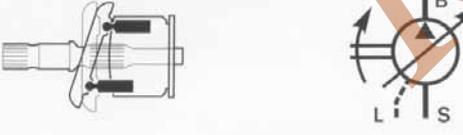
<p>变量泵</p> 	<p>闭环回路的变量泵，倾斜角在两个方向上无级可调。驱动轴可在两个方向旋转。通过传动轴可安装第二台串联泵。</p>
<p>变量泵</p> 	<p>开环，闭环或半闭环回路的变量泵，摆角可无级调节。驱动轴转向和排油流向可根据回路类型，实现单向或双向运转。传动轴上可安装辅泵。</p>
<p>定量马达</p> 	<p>用于开环或闭环回路的定量马达。倾斜角固定，两个方向旋转均可。传动轴上可安装刹车器。</p>
<p>变量泵</p> 	<p>开环回路用的变量泵。变量角度仅可在一个方向，无级可调。驱动轴转向仅允许一个方向。</p>
<p>变量泵</p> 	<p>开环回路用的变量泵。变量角度仅可在一个方向，无级可调。驱动轴转向仅允许一个方向。增压泵可装于传动轴上。</p>
<p>A, B 压力端口 S 吸油口 T, R, L 泄油口 U 换气口</p>	

表 6.6 符号和原理图的示例

3.1 斜轴式定量马达与定量泵

重要特性：

- 通过锥柱塞直接缸体
- 锥柱塞具有密封圈
- 圆锥轴承坚固耐用，寿命长
- 法兰与轴端连接遵循 ISO 或 SAE 标准
- 具有卸油口和轴承清洗通道
- 可直接连接制动阀
- 公称压力可达 400bar, 峰值压力可达 450bar

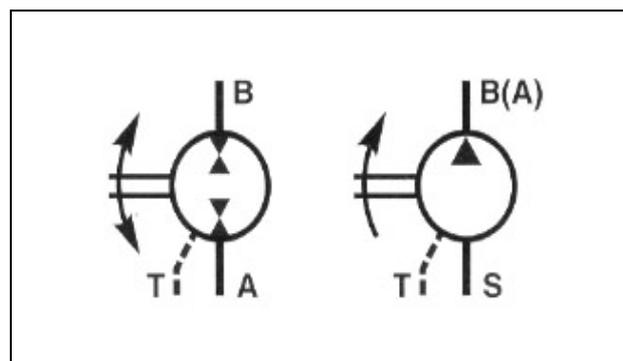


图 6.25 符号图

3.1.1 定量马达

该设备可用作开式和闭式回路的马达，应用在行走型或非行走型工业领域，也就是需要定量式的功率转换的场合。

3.1.2 定量泵

通过适当的管路接口板，定量马达可转变成液压泵。这种泵适用于开式回路。

3.1.3 货车/卡车用定量泵

对于卡车之类的特殊运行特性和管路尺寸，应用图 6.27 所示的液压泵就十分适用。开式回路的液压泵，如果需改变旋转方向（如不同的传动方式），则只需简单更换端口控制板就可以了。



图 6.26 变量马达



图 6.27 汽车用定量泵

3.2 斜轴式变量马达

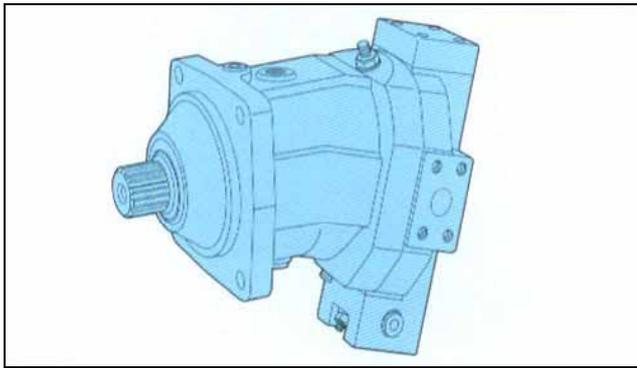


图 6.28 斜轴式变量马达

重要特性：

- 变量马达能使液压传动达到更大的控制范围
- 满足高速、大扭矩的要求
- 省去多级传动的费用，并可使用更小的液压泵
- 重量/功率比低
- 启动特性好
- 可有多种控制和调节设备相配套
- 单侧倾角变量方式
- 公称压力可达 400bar，峰值压力可达 450bar

3.2.1 高压运行相关的自动调节设备

斜轴式变量马达的扭矩直接在驱动轴上产生。缸体直接靠锥柱塞驱动。通过移动控制块，旋转副的回转角度可沿着圆弧形导轨得以改变。

如果泵的流量和压力需保持不变，那么：

- 如角度减小，则转速升高，扭矩降低
- 如角度增大，则扭矩转增大，转速降低

排量是根据工作压力自动设置的。一旦控制阀的运行压力达到设定值（在内部的A或B端口进行测试），则马达的几何容积从 V_{gmin} 变化到 V_{gmax} 。马达在设定值以下保持最小的摆角。

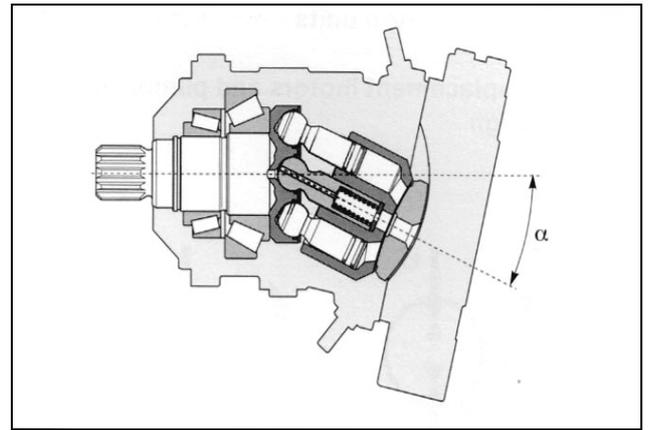


图 6.29 变量的基本原理

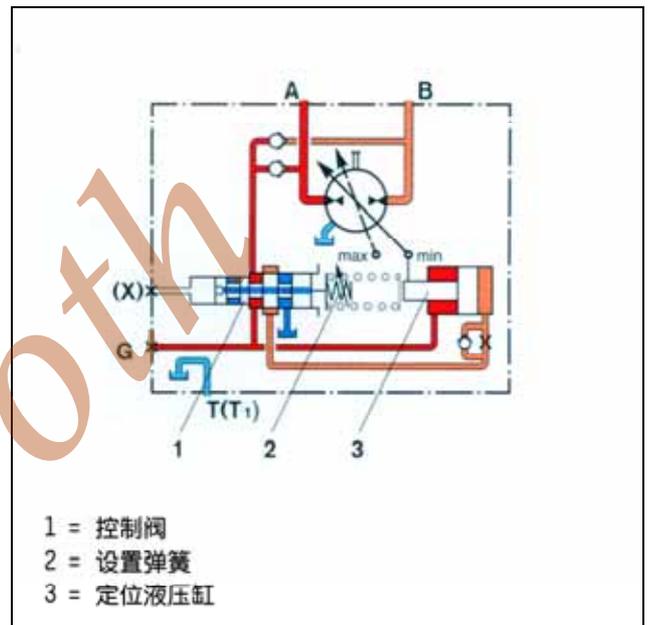


图 6.30 压力调节器

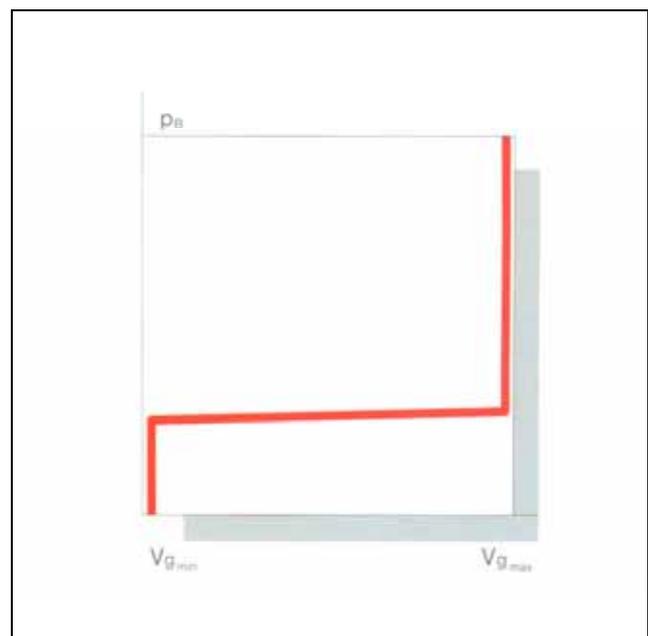


图 6.31 压力调节器的工作曲线

3.3 开式回路的斜轴式变量泵

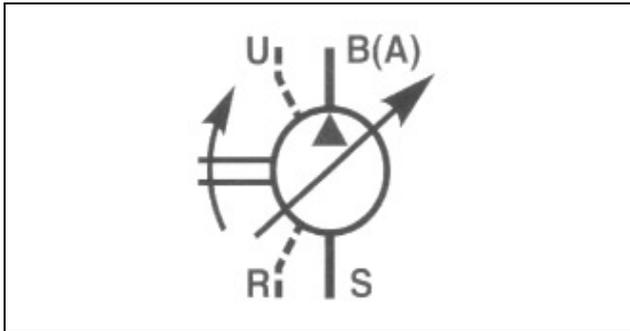


图 6.32 符号图

重要特性：

- 轴向锥柱塞旋转副
- 通过锥柱塞直接驱动缸体
- 轴承寿命长
- 流量设定从 V_{g0} 变化到 V_{gmax}
- 严格按双曲线进行功率控制
- 可实现压力控制，电液调节和负载敏感运行
- 高压范围可达 350/400bar
- 可应用于行走型或非行走型工业领域

3.3.1 高压范围的应用

变量泵在开式回路中具有内泄回油端口。斜轴式泵的旋转副具有坚固耐用和自吸性好的特点。动力轴的轴承可通过外部支承实现力的平衡。如果输入力和运行时间方面的要求较高，需要安装长寿命轴承。

旋转副的回转角度，可通过移动圆弧形导轨上的控制块加以改变。

如果角度增大，泵的流量和需要驱动的转矩也增大。

如果角度减小，泵的流量和需要驱动的转矩也减小(比如，最大角度 25° 或 26.5° ；最大角度 0°)。液压泵的控制，决定于工作压力或外部控制信号。定位所需的能量，来自于高压一侧的液压能。

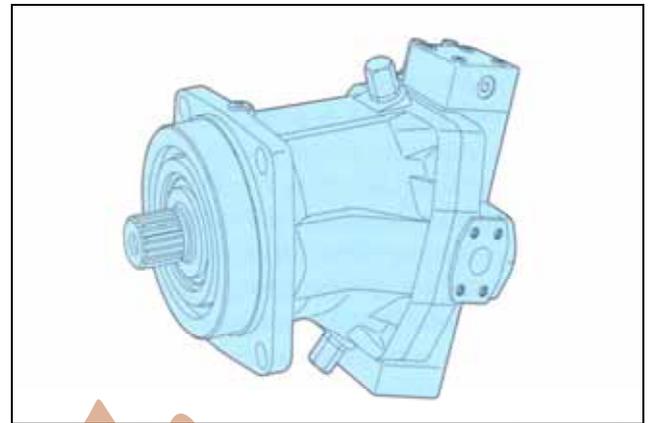


图 6.33 开式回路的斜轴式变量泵

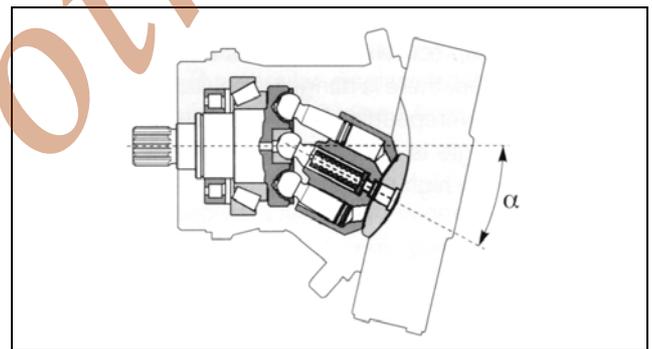


图 6.34 变量的基本原理

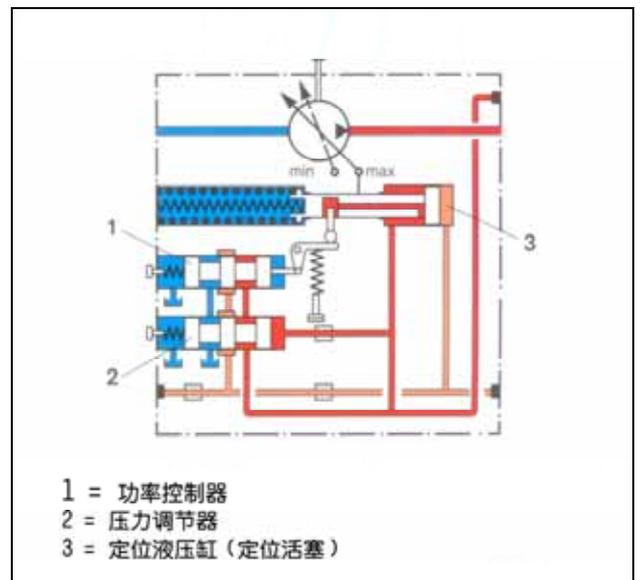


图 6.35 带功率控制器和压力调节器的液压泵

3.3.2 功率控制器

功率控制器能保证泵的输入扭矩 M (Nm) 不变。如与驱动转速 n (rpm) 联系起来, 则可进行功率控制。与输入驱动机械功率 $P = M \cdot n$ (kW) 相对应的是输出液压功率 $P = Q \cdot p$ (kW)。同时, 工作压力 p (bar) 决定于负载, 流量 Q (L/min) 通过倾斜角加以改变。与计算机相似, 控制器能不断地将压力和流量的值相乘, 并将乘积与设定值进行比较。如偏差值为正, 则减小倾斜角; 如偏差值为负, 则增大倾斜角。功率控制器是可调整的。

在最大倾斜角处开始控制过程。控制结束的位置, 压力为最高。而且, 两个方向终值的偏差, 都可以用止动螺钉加以限位。需要注意: 如果增大最大设定角, 就有产生以下的危险: 液压泵会有气穴, 液压马达会超速! 如果增大最小设定角, 在高压区, 驱动电机可能会超载。

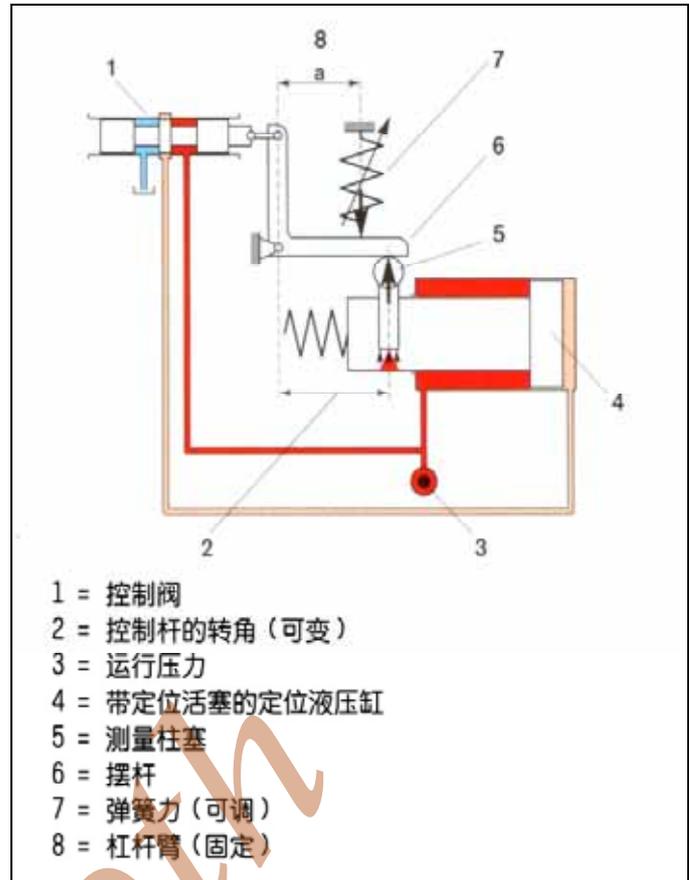


图 6.37 功率控制器

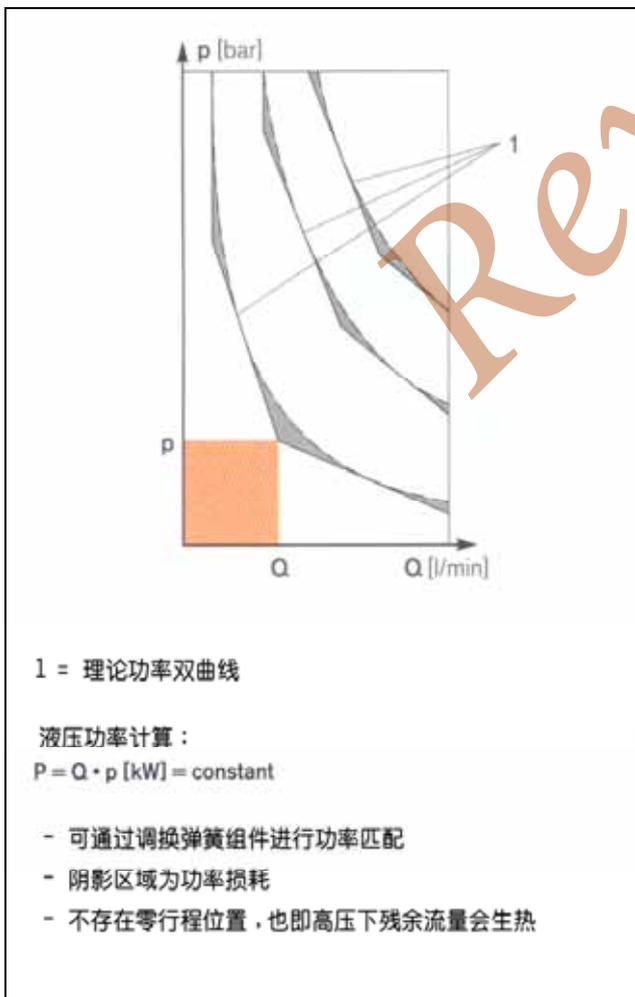


图 6.36 弹簧控制器的近似运行曲线

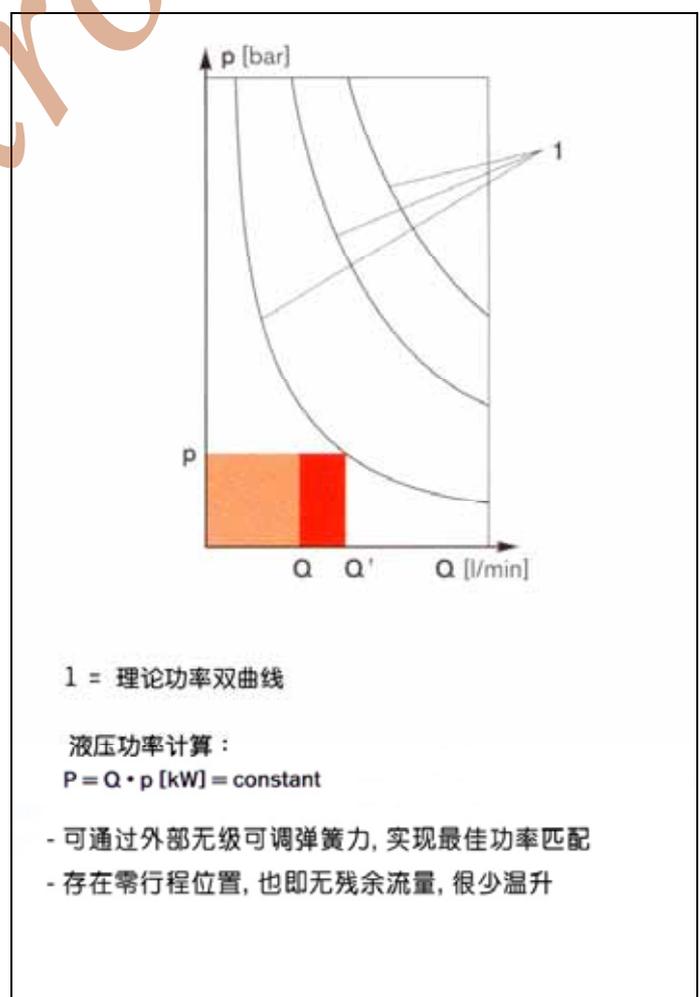


图 6.38 双曲线控制器的理想双曲运行曲线

工作压力通过定位活塞的测量柱塞而作用在摆杆上(见图 6.37)。与此反向的是弹簧力(外部设定)则决定了功率的设定值。如果工作压力 p 超过了由 $P = Q \cdot p$ (kW) 得到的计算许可值, 则控制阀通过摆杆予以调整, 减小液压泵的倾斜角。直到 $Q \cdot p$ 的乘积再次回到已有值, 流量才不再继续减小。

这样就得到理想的双曲线, 且驱动也因“功率控制”而避免了超载。相反, 与工作压力有关的泵的流量, 则可通过复位弹簧而增大到最大值。

3.3.3 平行斜二轴式旋转副的双变量泵

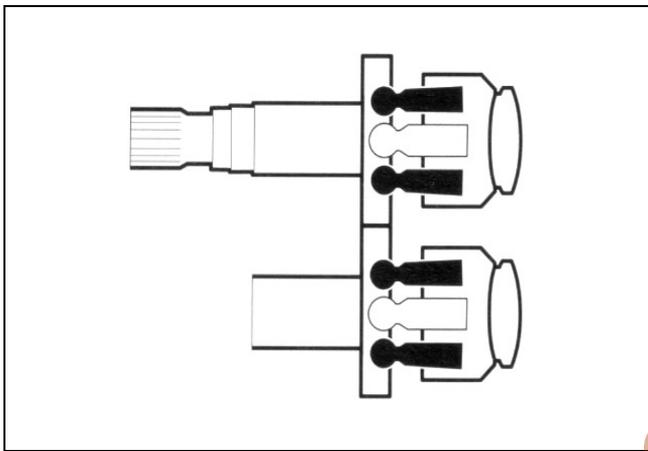


图 6.39 变量式串联泵的基本原理，单一轴驱动

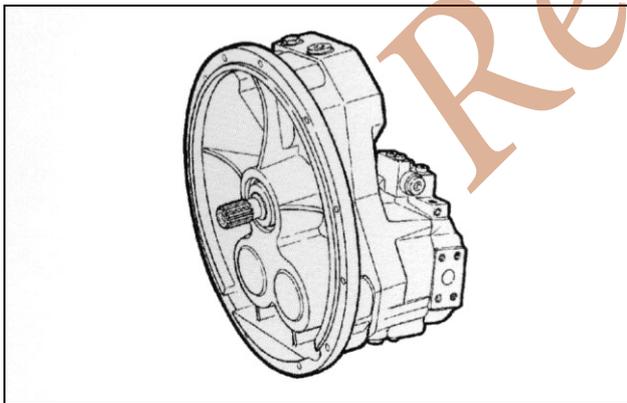


图 6.40 变量式串联泵，单一轴驱动

对于行走机械来说, 采用带一个传动分配单元的双变量泵, 优点尤为明显。这是因为只需一根驱动轴, 而且传动单元可安装更小的辅泵。

将功率叠加控制的串联泵安装于两个并联回路中, 进行单个泵的补充功率控制。也就是说, 完整的驱动功率按

压力比分配给了两个回路。

叠加阀产生的高压信号为测试信号。

一旦作用于功率控制器摆杆上的力达到平衡, 就能得到理想的运行双曲线。

液压扭矩(压力产生的力 F_H 和角位移 s 之积) 只允许大至弹簧设定力 F_F 与杠杆臂 a 之积。

由于液压系统的工作压力为设定值 p , 液压泵只可能改变流量 Q 。也就是说, 当泵超载时, 摆角自动减小。角位移 s 的减小, 直到要等到液压扭矩和机械扭矩相等时才停止。

实际应用中, 常使用单一或组合式控制。普遍的情况有, 限负载控制, 三回路控制, 负载敏感控制等。

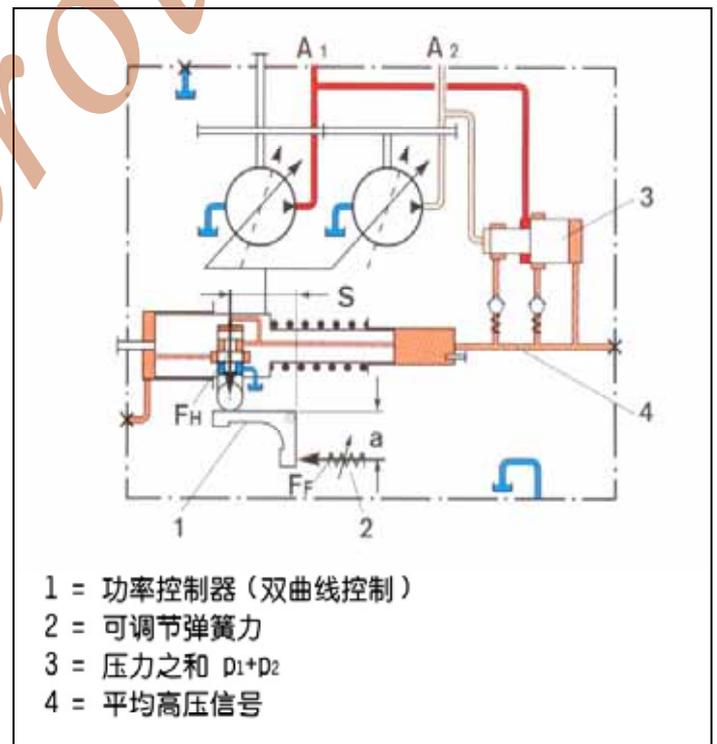


图 6.41 功率叠加控制器

3.4 斜盘式变量泵的工业普遍应用

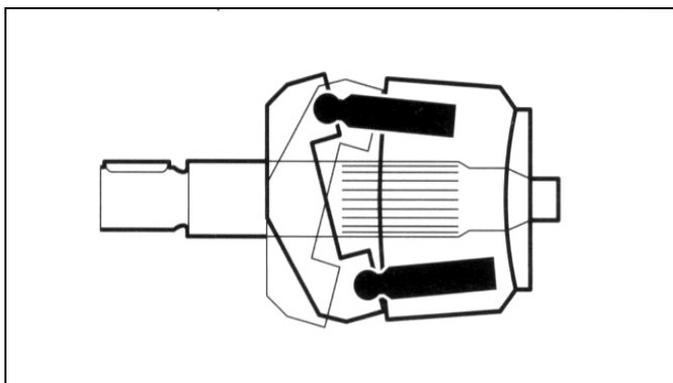


图 6.42 基本原理

斜盘式变量泵广泛适用于各种回路，操纵型式和类型也多种多样(见图 6.7 和图 6.14)。

当用于非移动式系统时，这种泵(工作在闭式回路)可扩展成为一个完整的液压驱动站，包括适当选用和安装阀块，在直通轴安装辅泵，油箱和冷却器。

也可通过加入预防气穴阀组成半闭式回路。使用这些阀门就可能在运行中对容积差异进行补偿，比如单出杆液压缸。

3.4.1 变量泵单元

这一类泵能够实现负载敏感控制，系泊控制，以及次级控制。

如与压力受控泵和次级受控马达相结合，那么次级速度控制就能保证高动态响应，高精度的速度控制，低功耗和能量回收。

速度控制是对变量机构的控制，这样就能在要求的速度下得到需要的转矩。该转矩(在准恒定压力的条件下)正比于排量，因而也正比于倾角。倾角(定位路径)用位置感应器测量，速度用测速仪测量。

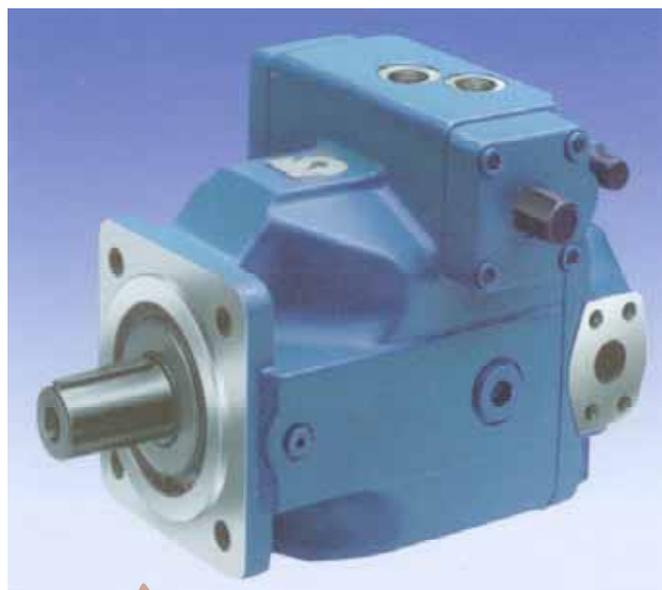


图 6.43 斜盘式变量泵

3.6 斜盘式高压变量汽车齿轮泵

图 6.46 中的变量泵集成了闭式运行的全部元件。不同控制设备的液压调节器，组成了典型的“移动式液压泵”。如将该泵与定量或变量马达连接，则组成了“移动式液压驱动”自动控制系统。

这里的图示为“与速度相关的自动闭环控制系统”。泵的工作状态，受到驱动速度，工作压力和两个开关电磁铁的影响(图 6.47)。

定位能量来自于辅助回路。泵的定位速度采用节流控制。该控制系统采用内燃机驱动。考虑到内燃机速度提高时扭矩也提高，而达到扭矩输出限时会出现带载速度下降的这一因素。内燃机的驱动功耗可用当前速度足够精确地加以确定。如果液压部分的调整适当，就会使车辆得到最佳的驱动控制。

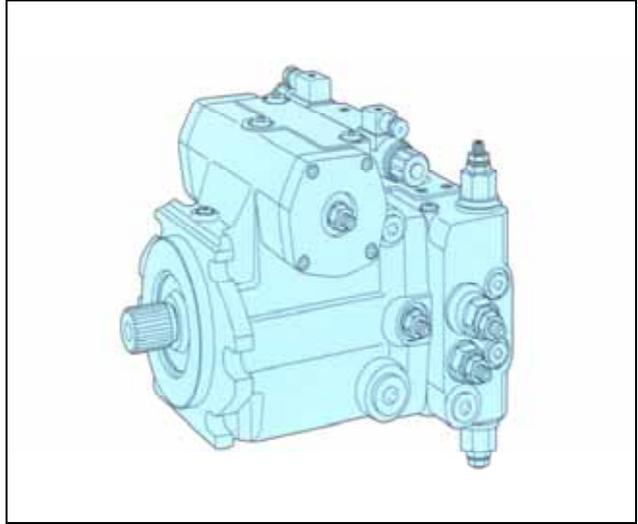


图 6.46 斜盘式变量泵，用于行走式装备

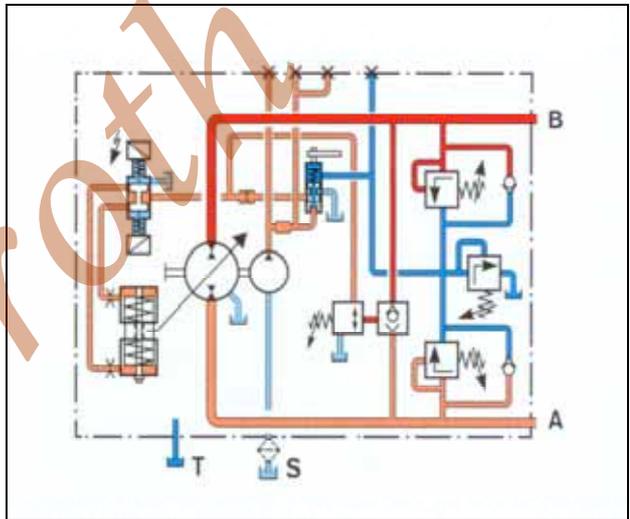


图 6.47 用于行走式装备的变量泵

3.7 斜盘式定量马达

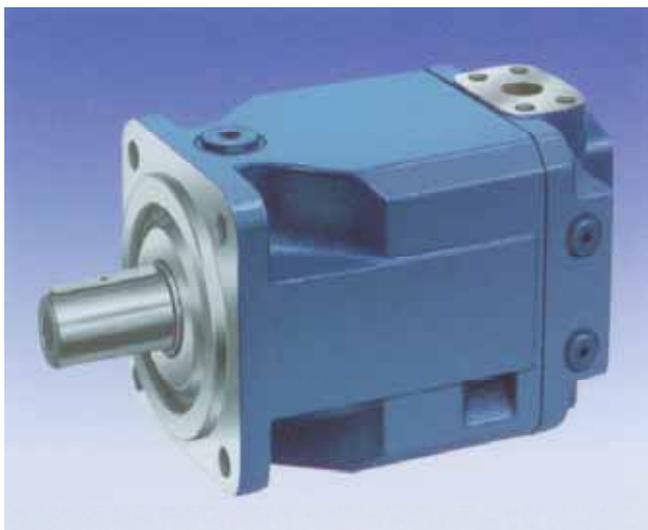


图 6.48 斜盘式定量马达

与斜轴式马达相比，技术和空间方面的优势在于：

- 串联连接(压力相加)
- 安装有刹车器(直通轴处)
- 对扭转振动不敏感

斜轴式定量马达结构设计的高压范围(350/400 bar)非常适合于串联连接。

在滑履处的静压轴承实现了轴向压力补偿，能保证坚固耐用和长久的工作寿命。

还可安装机械式刹车器。

3.8 斜盘式变量马达



图 6.49 斜盘式变量马达

图 6.49 所示的马达是斜盘式力矩马达，并可在两个位置切换运行。可在开式或闭式回路中工作中压范围(280/350 bar)。

结构特点：

- 变量马达/力矩马达
- 通过安装的开关阀进行液压或电气两级调节
- 排量范围 1: 2.5
- 可安装机械式刹车器

这一类马达可按紧凑型设计成为嵌入式马达。

3.9 调节器与控制器

以下表给出了液压泵和液压马达最常用的调节方式。

各种调节方式的区别在于：

- 控制回路的类型；
- 传动力的不同(液压式或机械式)；
- 控制方式(直动式或先导式)；
- 运行曲线(定位和可调式)；
- 开环(无反馈式)
- 机械-手动式
- 机械-电气式
- 液压-机械式
- 液压-电气式
- 液压-液压力式
- 闭环(有反馈式)
- 液压-机械式
- 液压-电气式

以下表中未包含用作信号放大器的电子元件(放大器)。

名称:	手动调节	机械转轴调节	电机调节
运行曲线			
符号含义:	$V_g = \text{特定排量}$ $s = \text{位移}$ $\beta = \text{可调整角度}$		
注意事项:	机械手动式, 与位移s成正比	可调整角度 β ,可逆转	机械电气式, 带电机

表 6.7 液压泵的变量调节：机械—手动

名称:	直动式液压调节, 与压力有关	液压调节, 与行程有关 ¹⁾	液压调节, 与行程有关
运行曲线			
符号含义:	$V_g = \text{特定排量}$ $P_{st} = \text{先导压力}$ $s = \text{位移}$ $\beta = \text{可调整角度}$		
注意事项:	液压-机械式, 与先导压力 P_{st} 成正比	液压-机械式, 与可调整角度 β 成正比	液压-机械式, 与位移s成正比

表 6.8 液压泵的变量调节：液压—机械

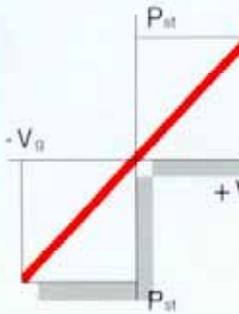
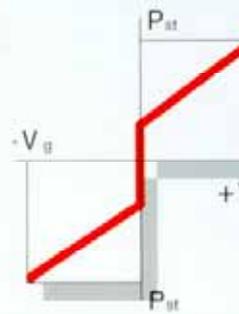
名称:	液压调节, 与压力有关	液压调节, 与压力有关 ¹⁾	液压调节, 与压力有关
运行曲线			
符号含义:	$V_g =$ 特定排量 $P_{st} =$ 先导压力		¹⁾ = 零位死区
注意事项:	开环回路或反转运行时, 排量正比于液压泵的先导压力 P_{st}		

表 6.9 液压泵的变量调节: 液压—液压

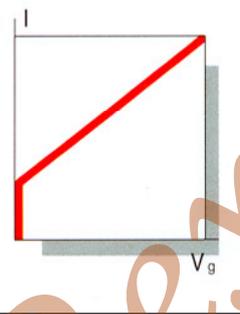
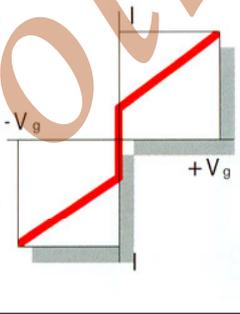
名称:	电动调节, 带比例电磁铁	电动调节, 带比例电磁铁	
运行曲线			
符号含义:	$V_g =$ 特定排量	$I =$ 先导电流	
注意事项:	使用比例电磁铁, 开环或闭环回路的排量与先导电流成正比		

表 6.10 液压泵的变量调节: 液压—电动

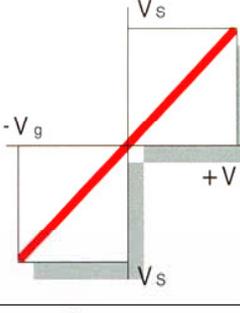
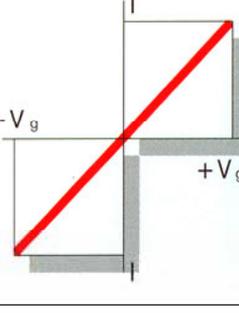
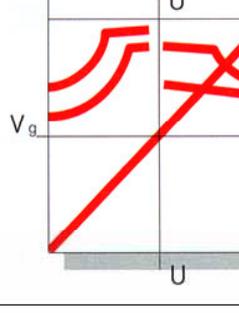
名称:	液压调节, 与流量相关	液压调节, 带伺服阀	电子调节
运行曲线			
符号含义:	$V_g =$ 特定排量 $V_s =$ 定位流量	$U =$ 先导电压 $P_{HD} =$ 高压	$I =$ 先导电流
注意事项:	与定位流量 V_s 成正比, 可反转	安装电液伺服阀, 排量与先导电流 I 成正比	带伺服阀电液控制, 可反转运行, 电子放大器可实现控制功能

表 6.11 液压泵的变量调节: 液压—取决于排量

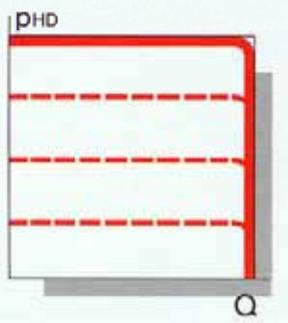
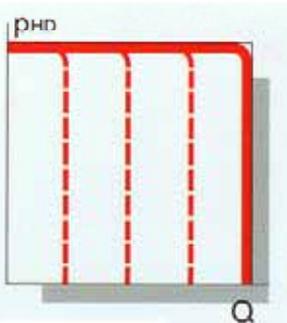
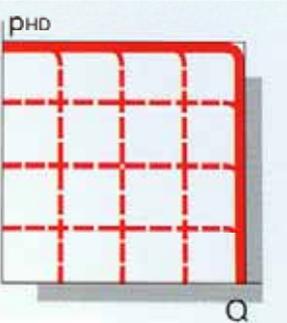
名称:	压力调节器	流量调节器	压力和流量调节器
运行曲线			
符号含义:	Q = 流量 P _{HD} = 高压		
注意事项:	通过系统压力适应, 保持泵的流量恒定	通过泵的流量适应, 保持系统压力恒定	机械式压力调节器叠加在流量控制上

表 6.12 液压泵控制器: 液压式

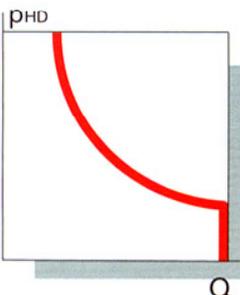
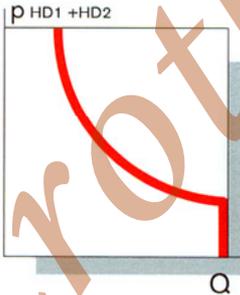
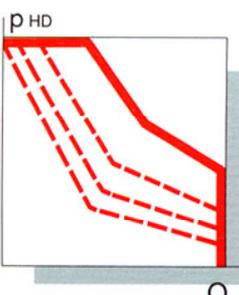
名称:	功率控制器	总功率控制器	压力, 流量调节器和功率控制器
运行曲线			
符号含义:	Q = 流量 P _{HD} = 高压		
注意事项:	恒转矩输入下的 (闭环) 控制; 功率 = 转矩 * 转速	在双泵并联运行时, 通过压力相加实现功率自动分配	功率控制器叠加在压力和流量调节器上

表 6.13 液压泵控制器: 液压式

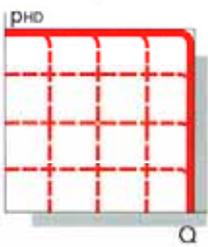
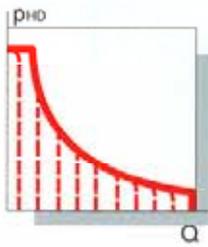
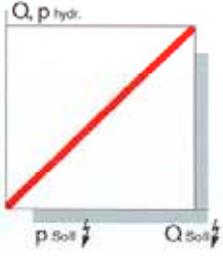
名称:	负载敏感式功率控制器	压力截止和负载敏感式功率控制器	压力, 流量调节器电子式
运行曲线			
符号含义:	P _{HD} = 高压 P _{hydr} = 液压力 Q = 流量 ω = 电信号 p _{soil} = 需要的压力		
注意事项:	在负载敏感上叠加压力调节器, 泵可根据负载进行调节	最大驱动力矩受到功率控制器的限制; 泵的流量取决于执行机构	电子式控制可作为液压组合式调节器的备选器件

表 6.14 各种液压泵的控制

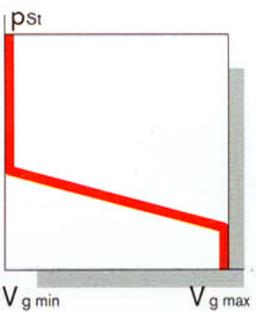
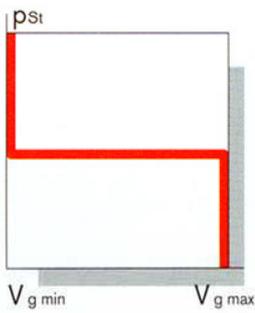
名称:	液压调节, 与先导压力有关	液压两点调节	
运行曲线			
符号含义:	$V_g = \text{特定排量}$ $P_{st} = \text{先导压力}$		
注意事项:	与先导压力 P_{st} 成正比	两点调节	

表 6.15 液压马达的变量调节: 液压式

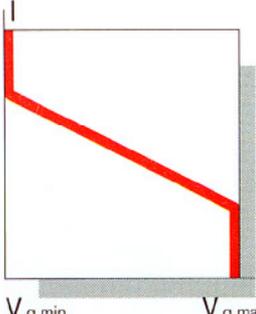
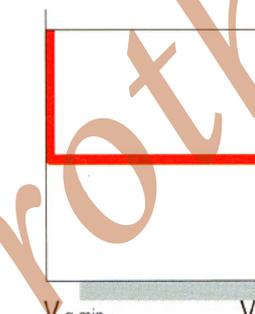
名称:	电动调节, 带比例电磁铁	电动两点调节, 带开关电磁铁	
运行曲线			
符号含义:	$V_g = \text{特定排量}$ $I = \text{先导压力}$		
注意事项:	带比例电磁铁	带开关电磁铁, 两点调节	

表 6.16 液压马达的变量调节: 液压—电动

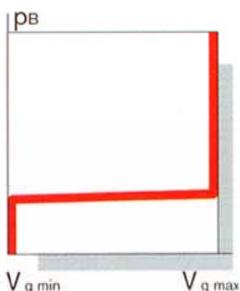
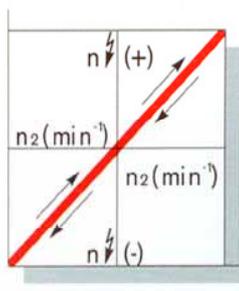
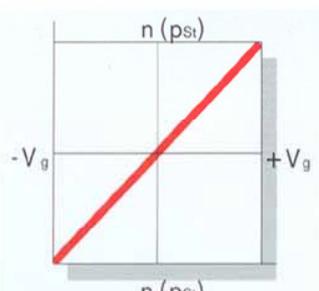
名称:	自动控制, 与高压有关	速度调节, 次级控制	液压控制, 与速度有关
运行曲线			
符号含义:	$V_g = \text{特定排量}$ $p_B = \text{工作压力}$ $n = \text{转速}$ $P_{st} = \text{先导压力}$ $\zeta = \text{电信号}$		
注意事项:	液压控制, 自动, 与高压控制有关; 自动调整到需要的扭矩	这类液压泵以次级控制用作液压马达	与速度有关的液压控制, 是行走机械液压自动控制的基础

表 6.17 液压马达控制器

备注

Rexroth

第七章

液压缸

1. 液压回路中的液压缸

现今的液压回路中，液压马达和液压缸都是将液压能转化为机械能的不可缺少的环节。液压缸是连接液压回路与工作机械的中间环节。

与产生旋转运动的液压马达不同之处在于，液压缸产生直线运动并传递直线方向的作用力。

忽略摩擦时，液压缸的最大出力 F 取决于最大作用压力 p 和有效作用面积 A 。

$$F=p \cdot A \text{ (kN)}$$

如果工作机械需要产生直线运动，则用液压缸驱动的优点有：

- 设计简单，布置安装方便；
- 由于不需要将旋转运动转化为直线运动，因而液压缸的驱动效率较高；
- 液压缸可持续产生最大的缸体力，从行程运动的开始，一直到行程结束。通过一个压力阀就能简单地实现功率限制；
- 活塞运动的速度决定于流量和有效活塞面积。如果流量保持不变，则从行程的开始到结束，活塞运动的速度都不变；
- 与液压缸的类型相关，它只能产生压力，或者拉力与推力；
- 液压缸的尺寸使之可构建小尺寸大功率的驱动系统

对负荷的提升，下降，锁紧和移动，是液压缸的主要应用。

2. 与功能相关的液压缸类型

根据功能不同，液压缸分成两类：

- 单作用液压缸
- 双作用液压缸

2.1 单作用液压缸

单作用液压缸只能在一个方向施加力的作用。活塞的复位只能借助弹簧，或靠活塞自重，或靠外力作用。单作用液压缸基本上只有一个有效作用面积。

2.1.1 杆柱式液压缸

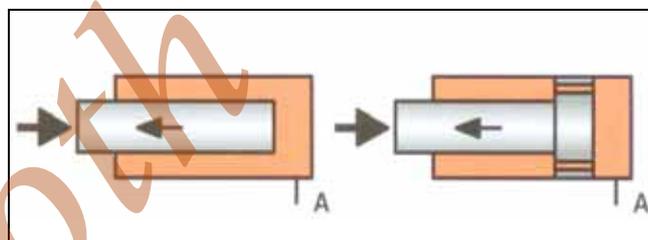


图 7.1 活塞式液压缸；左图：无内部停止装置，右图：有内部停止装置（导引活塞）

根据技术构造，这一类的油缸只能产生推力。

根据应用的不同，杆柱式液压缸可带有或不带有内部行程限位器和导向活塞。对各类液压缸来说，液压力的大小都是活塞杆腔的面积与工作压力之积。

如果具备确定方向的可将活塞回复原位的外力，则可采用杆柱式液压缸。比如上行式平板机，切割台，提升设备等等。

从“A”口接入的压力流体，作用在液压缸的有效面积上，活塞杆就向外伸出(←)。活塞的复位只能靠其自重，或者施加外力。

2.1.2 弹簧复位式液压缸

弹簧复位式液压缸用于外界没有复位力的场合。复位弹簧可装在缸体内，也可作为液压缸的一个独立元件。由于弹簧只能产生有限的行程和作用力，因此常用于“小型液压缸”。应用实例包括安装中的夹紧缸，以及维修装配机械等。

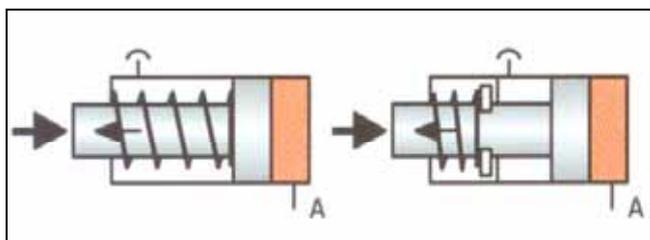


图 7.2 单作用推杆液压缸；左图：内弹簧复位式，右图：外弹簧复位式

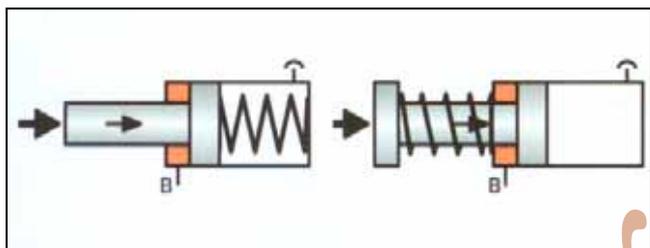


图 7.3 单作用拉杆；左图：内弹簧复位式，右图：外弹簧复位式

从“A”口接入压力流体并作用在液压缸有效面积上，活塞杆就向外伸出(↔)。活塞杆的回缩则靠复位弹簧。如果从“B”口接入压力流体并作用在液压缸有效面积上，活塞杆就向内回缩(↔)。活塞杆的伸出复位则靠复位弹簧。

2.2 双作用液压缸

双作用液压缸具有两个相对的有效面积，可以相同，也可以不同。这类液压缸安装有两个互不相同的端口。通过“A”或“B”口接入压力流体，活塞可在两个行程方向分别产生拉力或推力。几乎所有的应用场合都可见到这种类型的液压缸。

双作用液压缸分成两类：单出杆液压缸和双出杆液压缸。

2.2.1 差动液压缸（单出杆液压缸）

实际使用的液压缸，大多数为只有一根活塞杆的单出杆液压缸。差动缸具有一根与活塞刚性联结的活塞杆，直

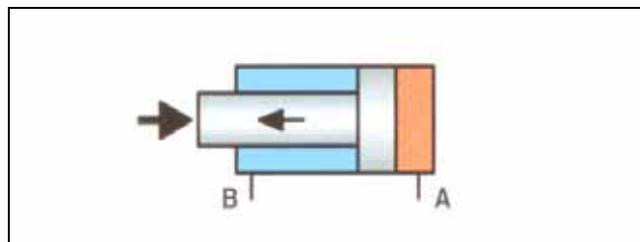


图 7.4 单出杆差动液压缸

径小于活塞。差动缸的名字源于两侧不同的有效面积。活塞与环形的横截面积之比以系数(ϕ)表示。传递力的最大值决定于外伸时的活塞面积，缩回时的环形面积，还有最大工作压力。这就意味着：在同样的工作压力下，外伸时作用力比缩回时的大，两者比值为 ϕ 。在同样行程下，由于存在面积的差异，因而容积也不同。所以，行程速度与面积成反比。

也就是说：

- 截面积大 → 运动速度慢
- 截面积小 → 运动速度快

2.2.2 双出杆液压缸

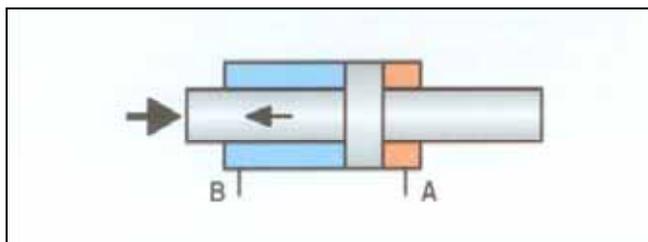


图 7.5 双出杆液压缸

双出杆液压缸的活塞两端各有一根小直径的活塞杆与其刚性连接。最大出力决定于两端相同的环形面积和最大工作压力。这就意味着,同样的工作压力,两个方向产生的力大小相同。由于面积和行程长度相同,因而容积相等,速度也相等。

在特殊情况下,双出杆液压缸的活塞两端的活塞杆可具有不同的直径。

这类液压缸的力和速度(类似于差动缸),正比于两边圆环的面积比 ϕ

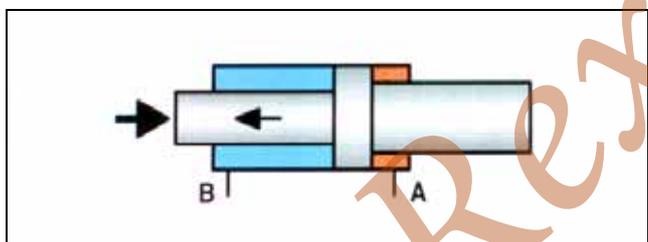


图 7.6 双出杆差动式液压缸

2.3 特殊类型的单出杆与双出杆液压缸

对于某些应用场合下,需要花大力气并采取一些特定的措施,才能对标准的单作用或双作用液压缸加以利用。最常见的是需要长行程但安装空间极其狭小,或者要求最小的活塞最大的出力。正是这些众多的需求,导致一系列特定型式液压缸的诞生。当然,其中一部分在制造时的困难和麻烦就难以尽述了。

2.3.1 串联式液压缸

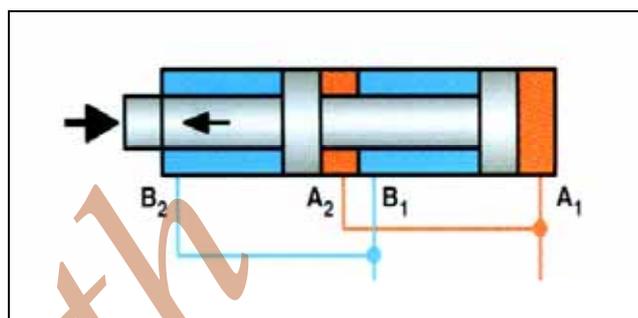


图 7.7 串联式液压缸

双作用串联式液压缸是两个连在一起的液压缸,其中一个的活塞杆,穿过另一缸的缸底连到活塞处。这样的布置,使作用面积得到了相加。即便不增加工作压力,也能在相对小的外径下传输较大的力。当然,这种型式下的总长度增加了,对此也应加以考虑。

2.3.2 快速复位液压缸

快速复位液压缸主要用于压机系统。对于这类液压缸,在不需要全部工作压力时,只有部分的面积,所谓的快速复位活塞才承受压力作用。之后只有在压力阀或行程开关控制下,活塞全部的作用面积才连通泵输出的压力油。

优点:

因体积小而快速复位

因活塞作用面积大而产生较大的压力

2.3.2.1 单作用快速复位液压缸

- 快速复位(↔)经“A1”口
经“S”口吸油
- 压紧力 (↔) 经“A2”口
- 因自重或外力作用而回缩
从“A1”和“A2”口回油

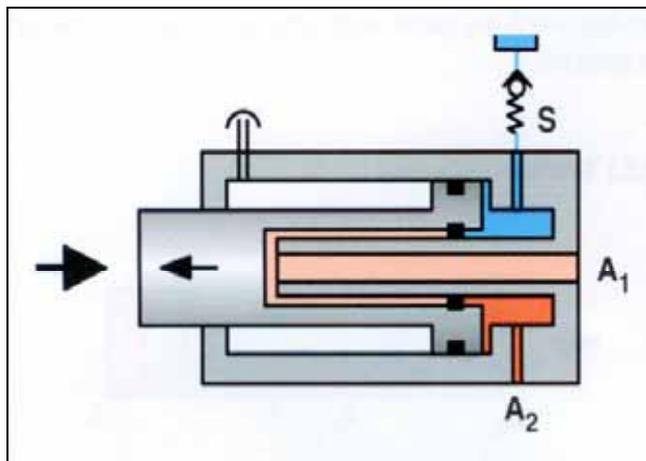


图 7.8 单作用快速复位液压缸

2.3.2.2 双作用快速复位液压缸

- 快速复位(↔) 经“A1”口
经“S”口吸油
- 压紧力 (↔) 经“A2”口
- 回缩运动，经“B”口
从“A1”和“A2”口回油

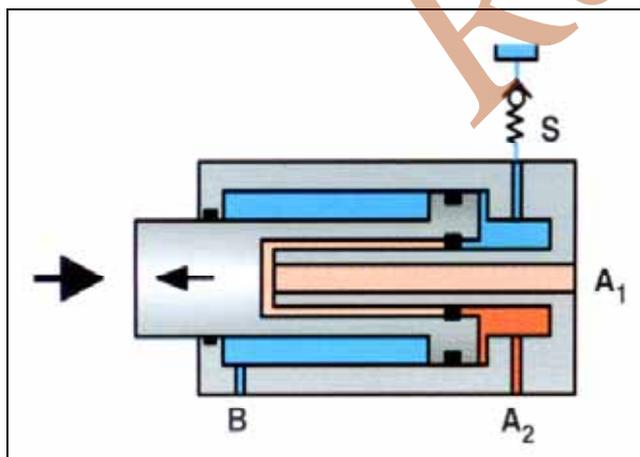


图 7.9 双作用快速复位液压缸

2.3.3 伸缩式液压缸

伸缩式液压缸与普通液压缸的不同之处是，在同样行程下回缩以后只占很小的空间。空间的减小，源于活塞杆互相套接在一起，相当于将总行程分成了多级，加上零行程的尺寸(缸底厚度，导向长度，密封宽度和固定长

度)。也就是说，安装尺寸只比一级的稍大一点。一般伸缩式液压缸回缩后长度约为总行程的 1/4 到 1/2。根据所需安装尺寸的不同，有 2,3,4 或 5 级的伸缩式液压缸。主要用于液压升降机，顶升平台，商业媒介广告，提升机，天线等。

2.3.3.1 单作用伸缩式液压缸

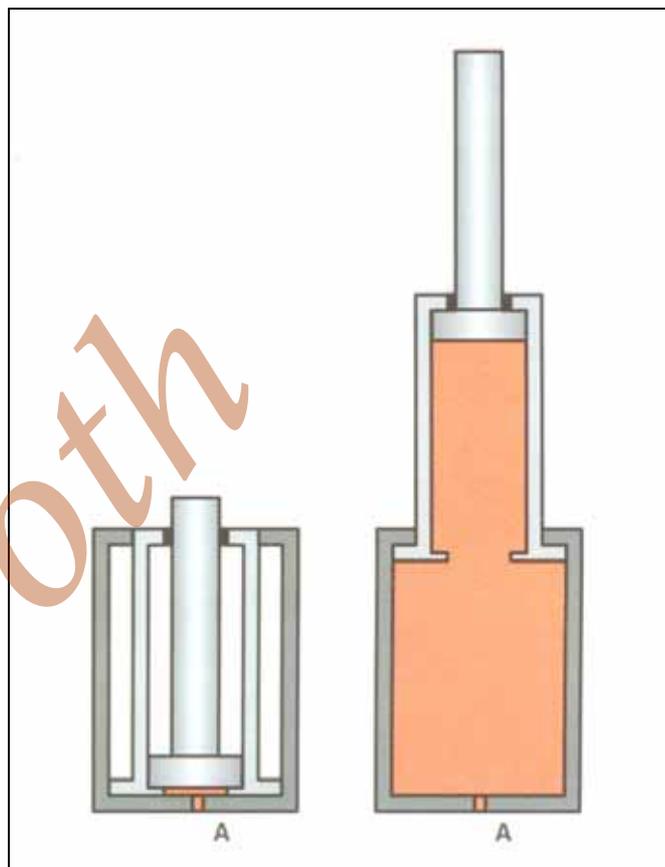


图 7.10 单作用伸缩式液压缸

如果经“A”口给这些活塞注入压力油，则活塞就依次伸出。顶升压力决定于负载大小和作用面积。因此，作用面积最大的活塞最早伸出。

在不变的压力和流量下，起初的伸出力最大而速度最小，最后一个的伸出力最小而速度最高。

推进力必需根据最小作用面积进行计算。对于单作用伸缩式液压缸，缩回的顺序与伸出相反，也即最小作用面积的活塞最先回到起始位置。

2.3.3.2 双作用伸缩式液压缸

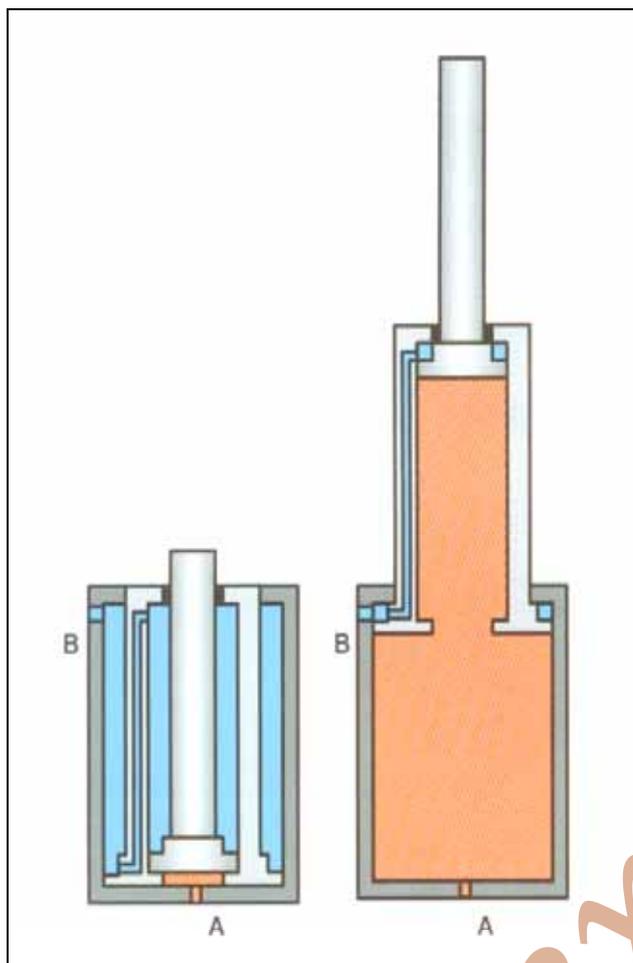


图 7.11 双作用伸缩式液压缸

双作用伸缩式液压缸的外伸原理与单作用伸缩缸相同。

每一级的缩回顺序决定于压力作用的环形面积和外负载的大小。当端口“B”通以压力油时，环形面积最大的活塞首先回到起始位置。

双作用伸缩式液压缸也可用作同步伸缩式液压缸。这时，各级活塞同步伸出和缩回。

3. 基本原理

液压缸的结构在很大程度上决定于应用的不同需要。为满足特定的需求，已开发了许多液压缸。机床，行走机械，土木工程，钢铁厂等所用的液压缸，具有不同的结构型式。

这里，主要针对常用的单作用或双作用差动液压缸，讨论其工作原理。

液压缸基本可分为两类：

- 杆柱式液压缸，以及
- 轧制式液压缸

3.1 杆柱式液压缸

杆柱式液压缸的缸盖，缸体和缸底都通过杆柱连接在一起。杆柱式液压缸的主要特点是结构紧凑。

由于这类液压缸结构紧凑和节省空间，主要用于机床工业和制造设备中，如输送线，汽车制造中的加工中心等。



图 7.12 杆柱式液压缸，缸盖有矩形法兰

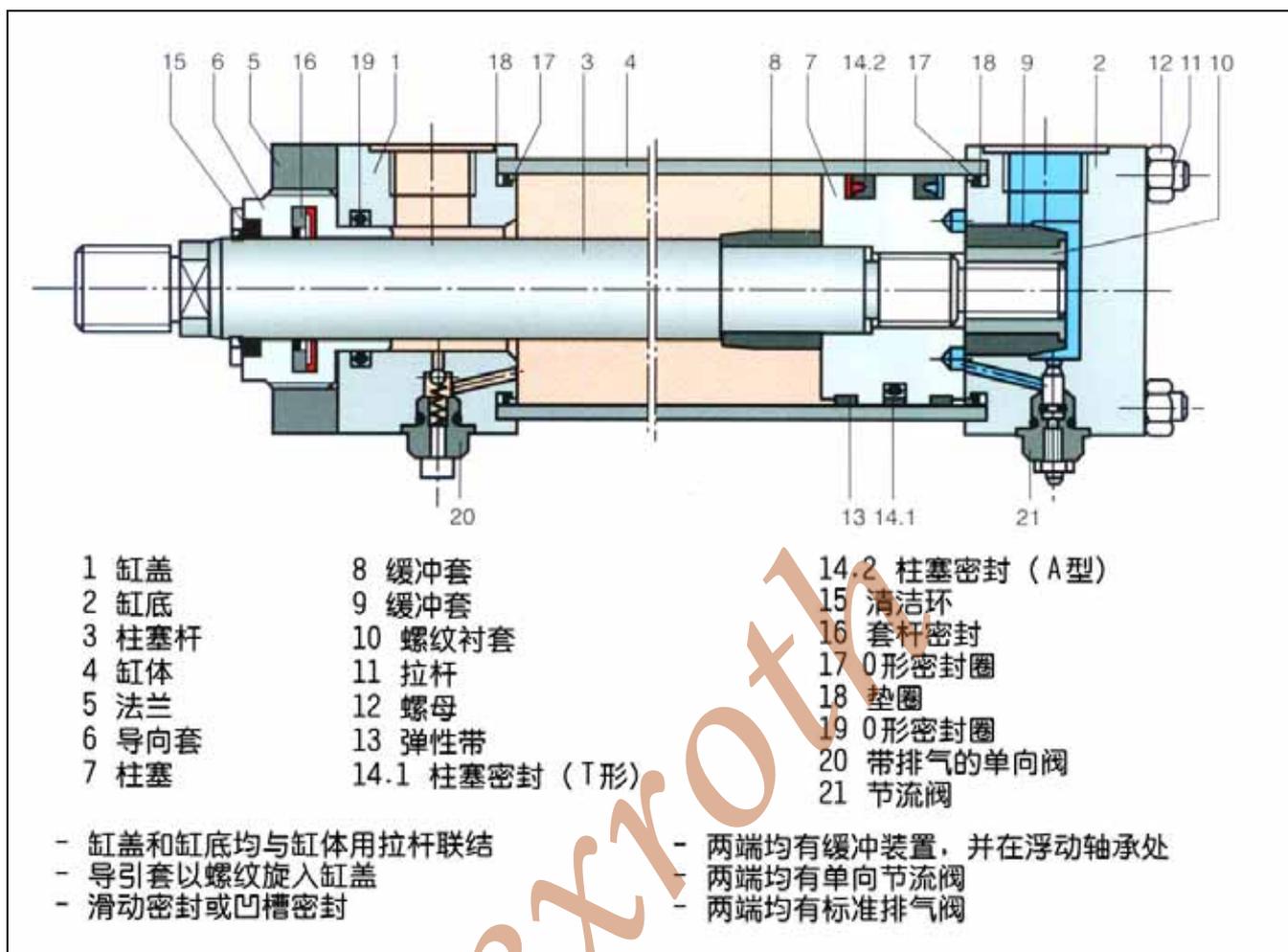
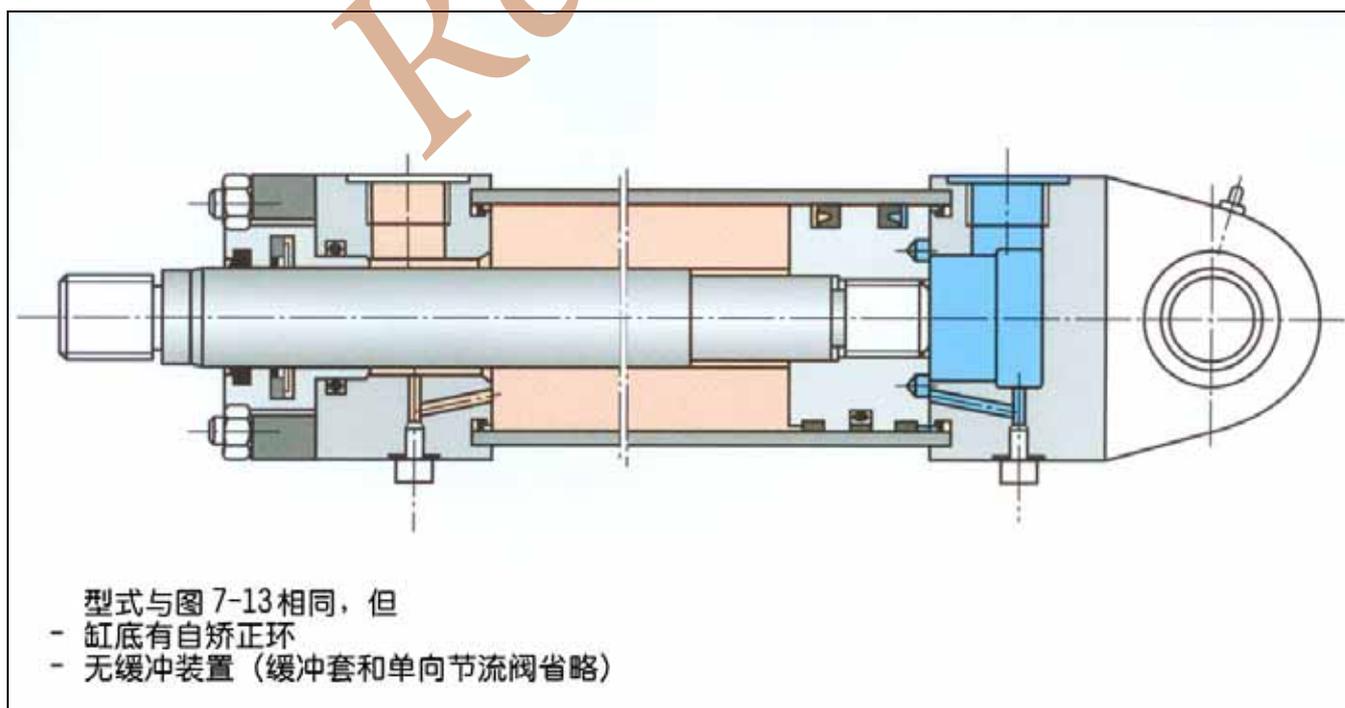


图 7.13 杆柱式液压缸，缸盖法兰连接



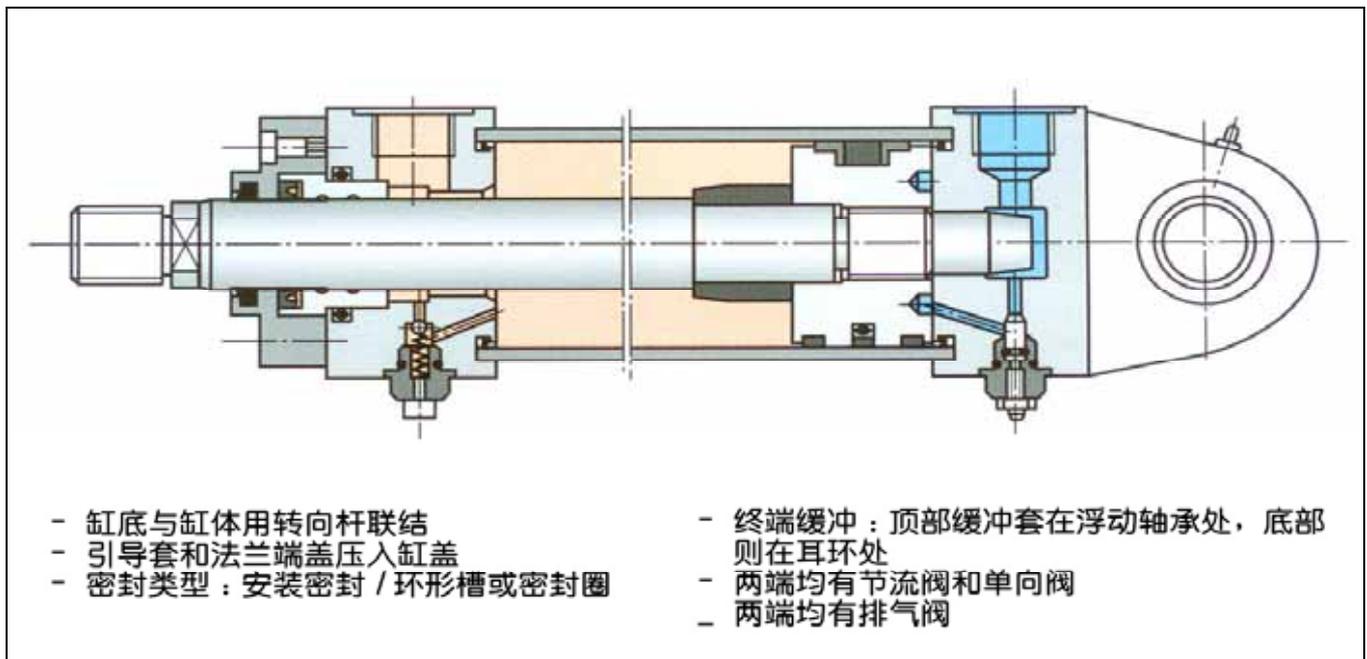


图 7.15 杆柱式液压缸，缸底活节轴承耳环

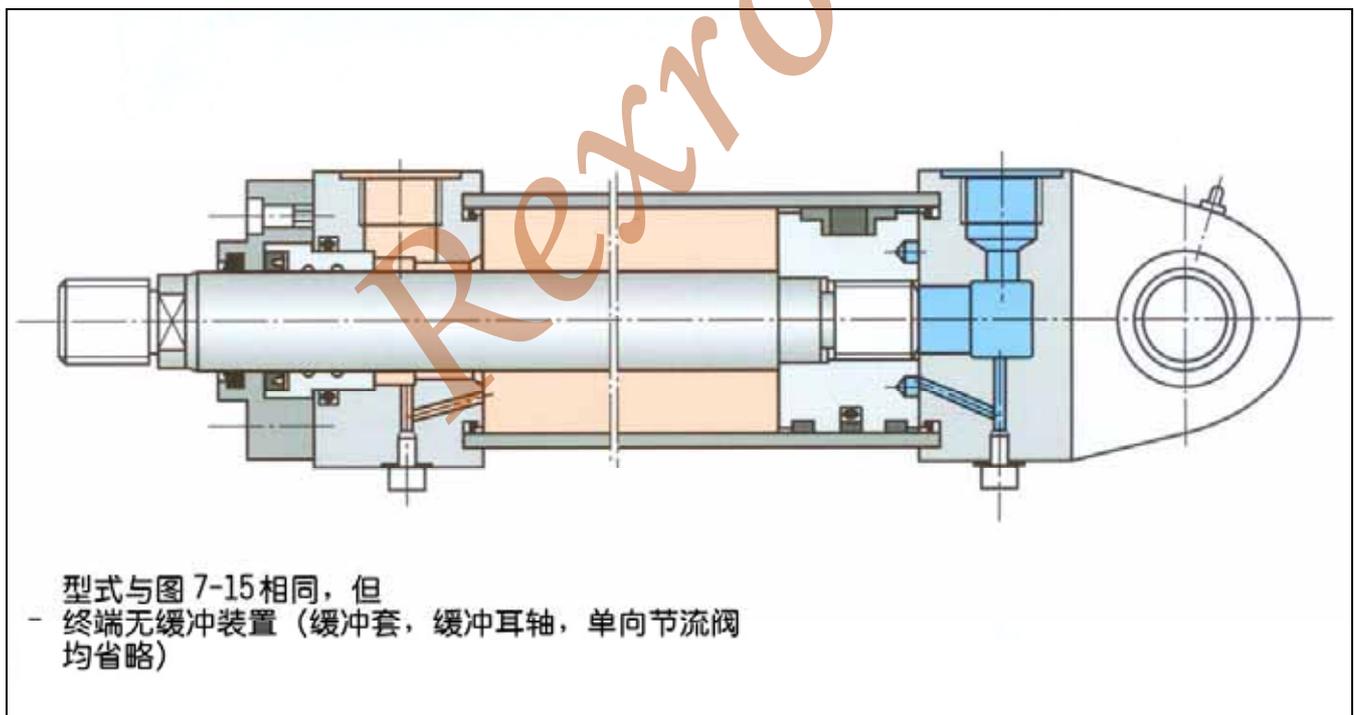


图 7.16 杆柱式液压缸，缸底活节轴承耳环

3.2 轧制式液压缸

轧制式液压缸的缸盖和缸体的联结方式为螺纹，焊接，或是螺柱与挡圈过盈配合联结。

由于结构牢固，轧制式液压缸也适用于极端恶劣的作业环境。

这类液压缸主要用于机械行业，轧钢厂，炼铁厂，压机，起重机，土木工程，造船，以及陆地和近海作业系统。



图 7.17 轧制式液压缸

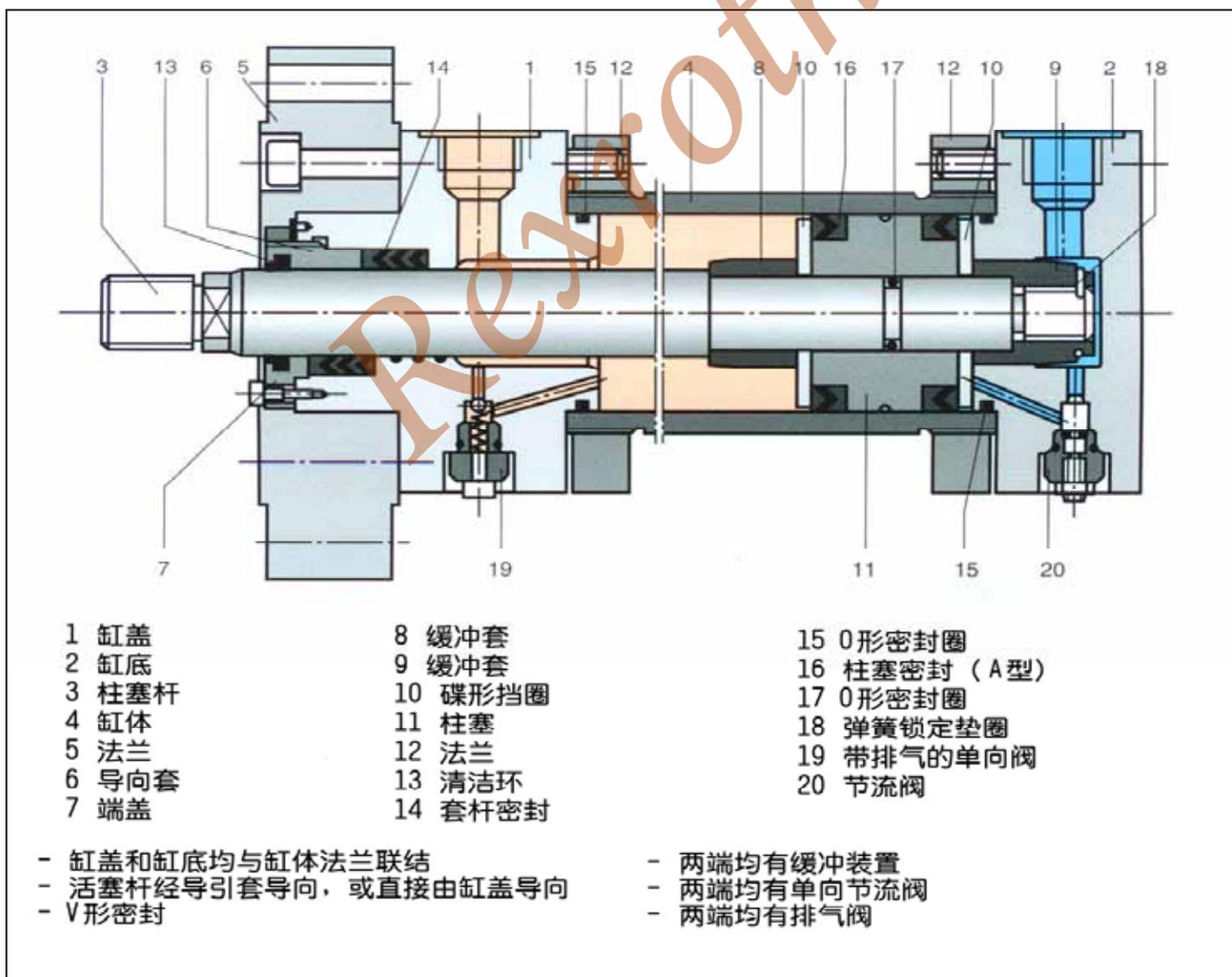


图 7.18 轧制式液压缸，缸盖法兰连接

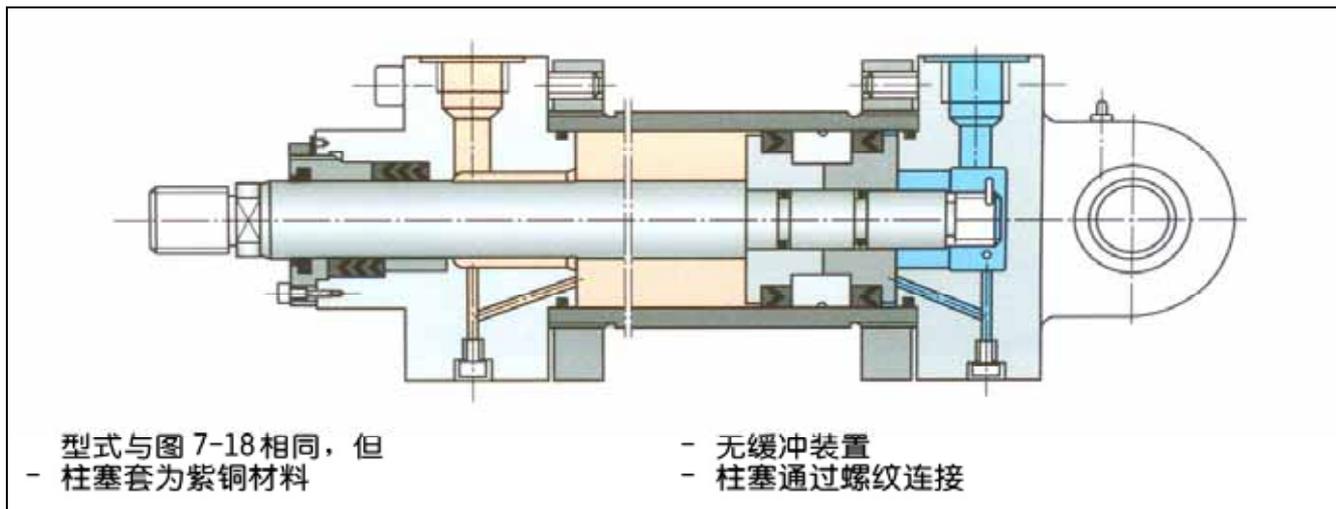


图 7.19 轧制式液压缸，缸底活节轴承耳环

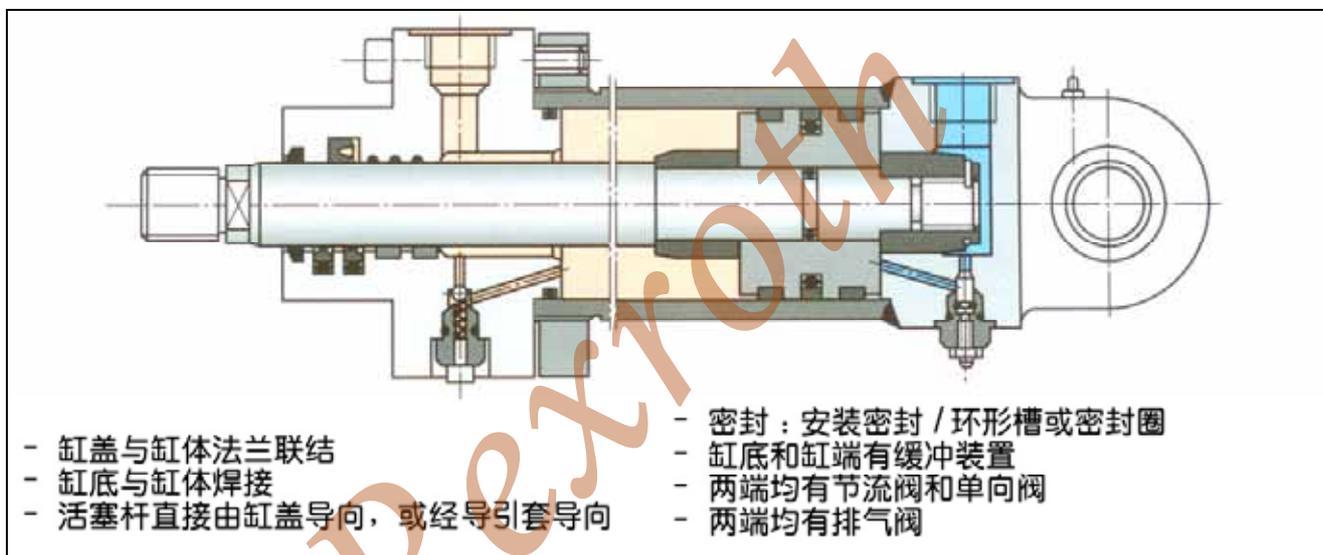


图 7.20 轧制式液压缸，缸底活节轴承耳环

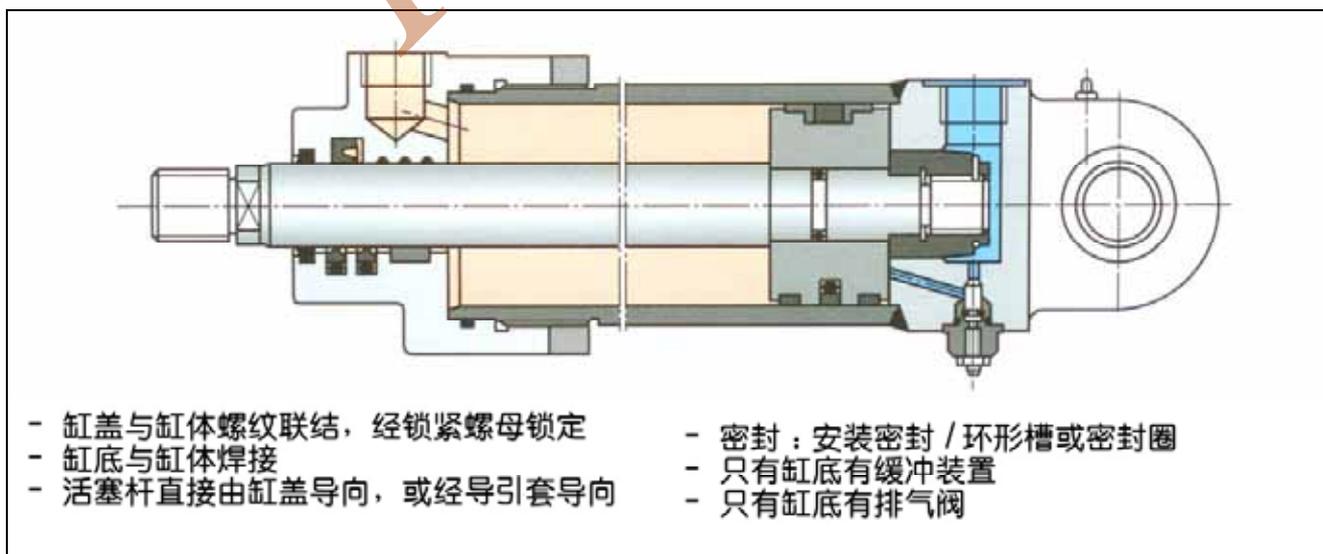


图 7.21 轧制式液压缸，缸底活节轴承耳环

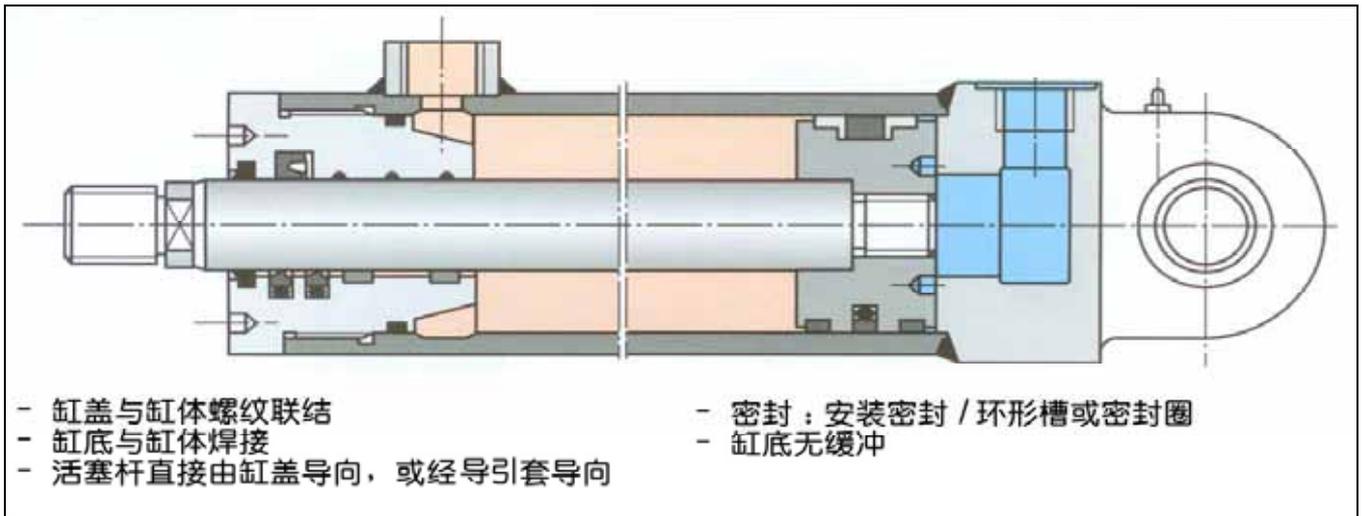


图 7.22 轧制式液压缸，缸底活节轴承耳环

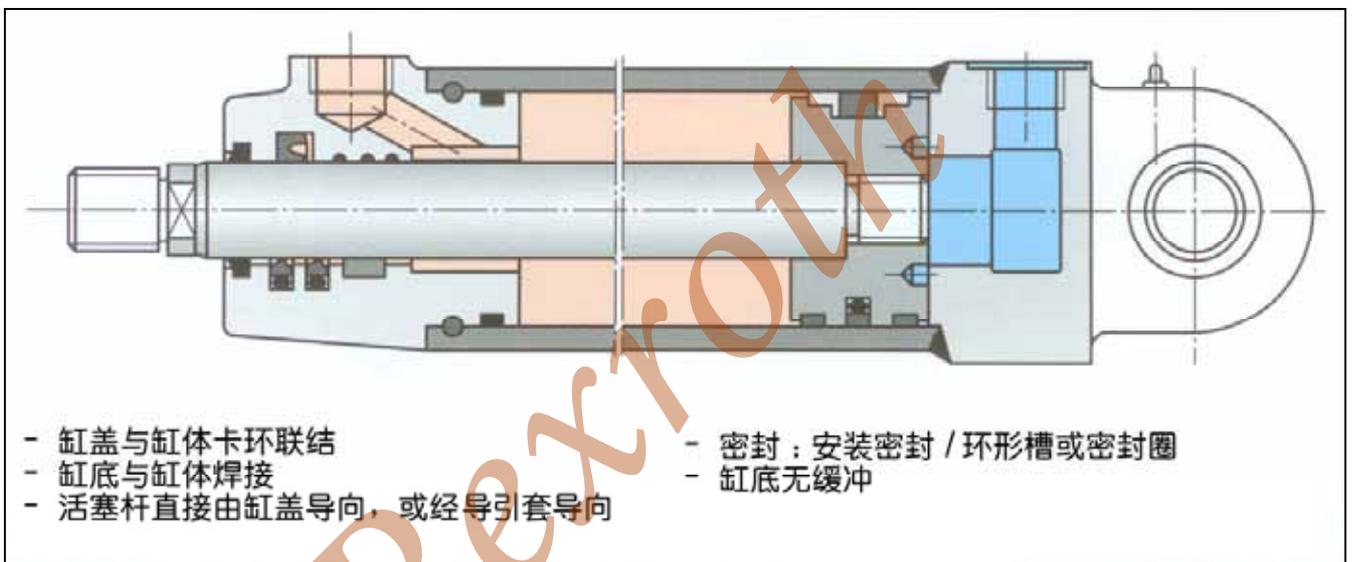


图 7.23 轧制式液压缸，缸底活节轴承耳环

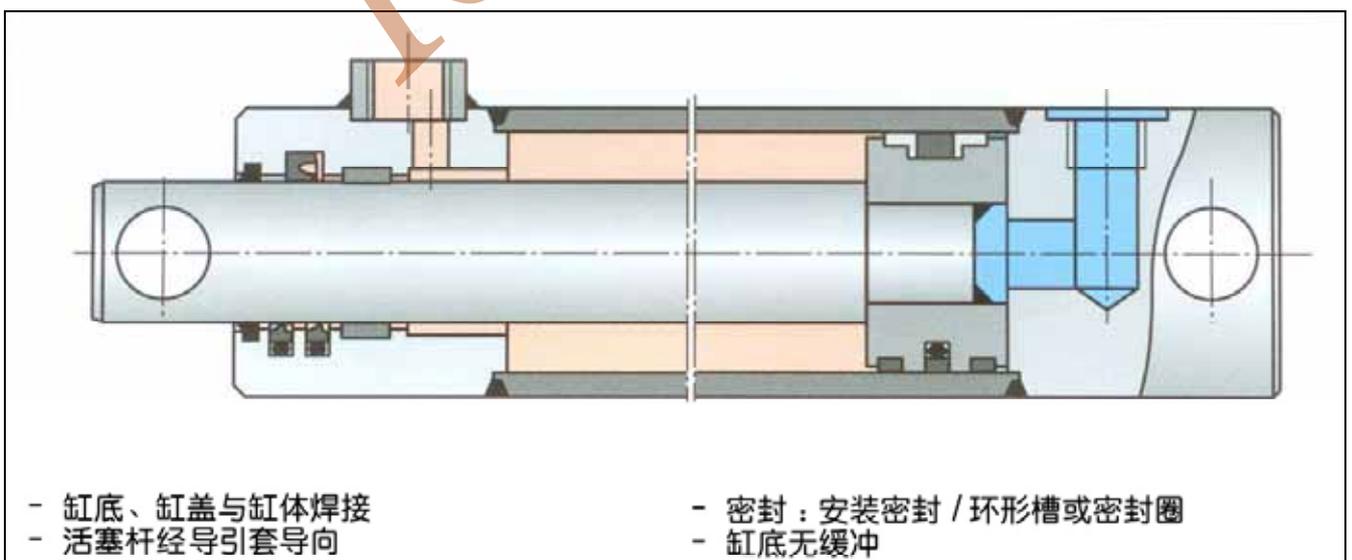


图 7.24 轧制式液压缸，缸底和活塞端有螺纹孔

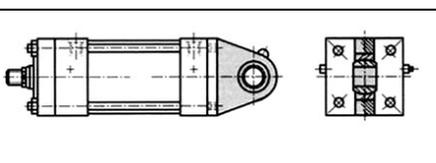
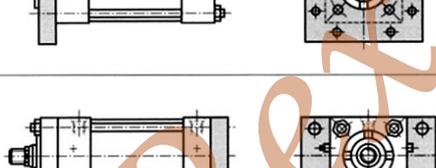
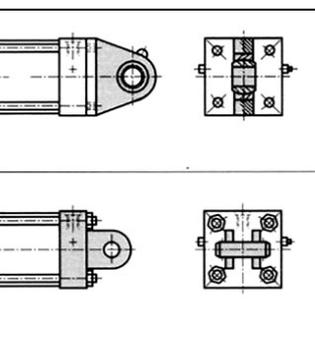
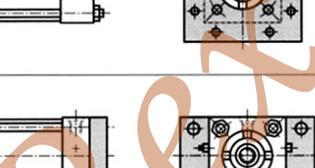
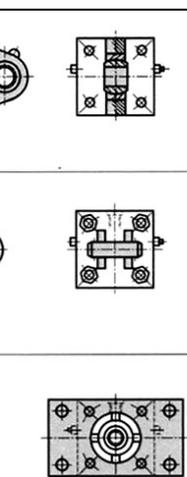
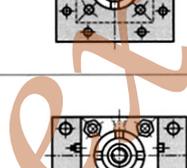
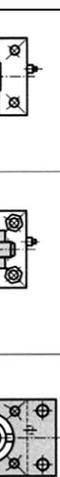
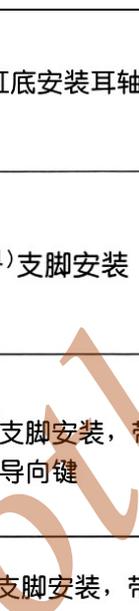
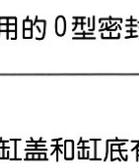
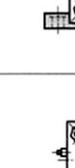
4. 固定型式与安装注意事项

除了掌握工作压力,活塞和活塞杆直径,行程长度以及拉力或推力之外,还需要液压缸安装的部位和方法,也即所需的安装型式。

表 7.1 和表 7.2 列出了液压缸的一些安装型式。

在安装时,必需对各种型式的安装准则加以认真考虑。表 7.3a 和表 7.3b 给出了六种最常见的安装型式及其注意事项。

在超过半数的应用实例中,都在缸底的安装中采用活节或回转轴承。

缸底回转轴承吊环		缸底安装耳轴	
缸底叉形吊环		1) 支脚安装	
1) 缸盖矩形法兰		1) 支脚安装, 带导向键	
1) 缸盖方形法兰		1) 支脚安装, 带叠加板安装所用的 O 型密封	
缸底矩形法兰		1) 缸盖和缸底有螺纹孔	
缸底方形法兰		1) 支脚安装, 杆端有导向键	
1) 缸盖安装耳轴		1) 缸盖带伸长连杆	
1) 液压缸中部安装耳轴		缸底带伸长连杆	

1) 双出杆液压缸同样可采用

表 7.1 杆柱式液压缸的类型

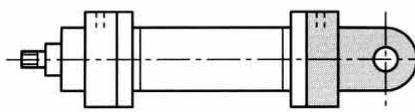
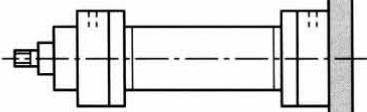
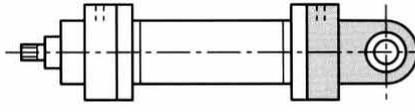
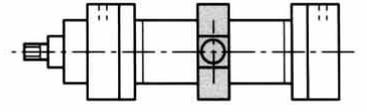
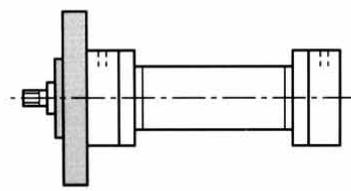
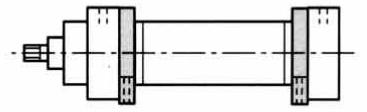
<p>缸底回转轴承吊环</p>		<p>缸底法兰式安装</p>	
<p>缸底有活节轴承吊环</p>		<p>1) 液压缸中部安装有耳轴</p>	
<p>1) 缸盖有法兰</p>		<p>1) 支脚安装</p>	
<p>1) 双出杆液压缸同样可采用</p>			

表 7.2 杆柱式液压缸的固定型式

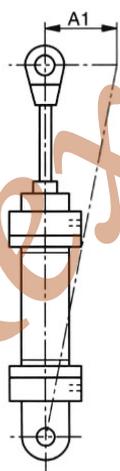
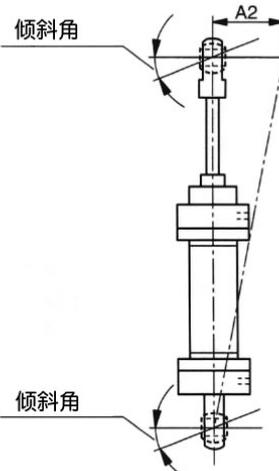
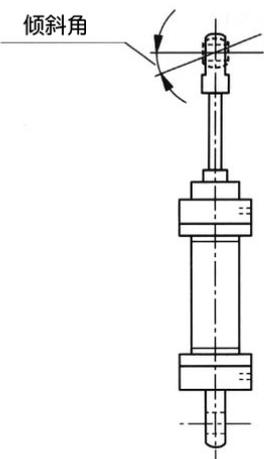
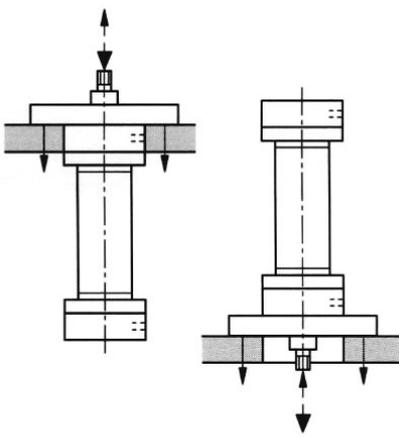
<p>两端回转轴承</p> <p>备注 轴偏移只允许在一个方向</p>		<p>两端活节轴承</p> <p>备注 轴线可按实际旋转方向倾斜，形成无应力的安装结构。</p>	
<p>缸底回转轴承，连杆耳环活节轴承</p> <p>备注 二平行轴线的不准确可得到补偿</p>		<p>缸盖法兰安装</p> <p>备注 适宜垂直安装</p> <p>在拉力或推力情况下，法兰的紧固螺栓不得有应力。故应照图示法安装。</p>	

表 7.3a 安装注意事项

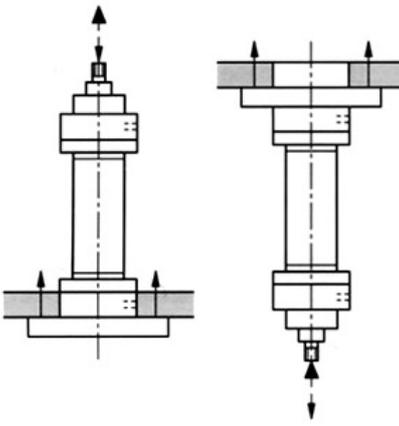
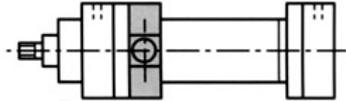
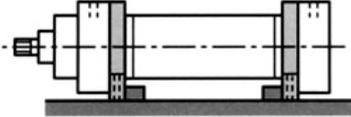
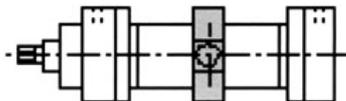
<p>缸底法兰固定</p> <p>注意事项 适宜垂直安装。 在受载情况下（拉力或推力），法兰处的固定螺栓不应承受此部分应力。因此适宜采用图示的安装方式。</p>		<p>缸盖耳轴固定</p> <p>注意事项 由于弯曲长度较短，这种固定方式允许的最大行程更长。水平安装时需考虑轴承处更大的应力值</p>	
<p>支承脚固定</p> <p>注意事项 固定螺栓应避免承受剪切负载力。为平衡油缸力，应使用支承轴承。</p>		<p>缸底耳轴固定</p> <p>注意事项 由于弯曲长度较长，这种固定方式允许的最大行程较短。水平安装时需考虑轴承处更大的应力值</p>	
<p style="text-align: center; font-size: 2em; color: #A52A2A; opacity: 0.5;">Rexroth</p>	<p>缸中部耳轴固定</p> <p>注意事项 水平安装时液压缸悬挂于重心处，轴承应力值较小。</p>		

表 7.3b 安装注意事项

5. 曲屈变形

5.1 无弯曲变形

当使用长行程的液压缸时，会产生包括稳定性之类的特殊问题。

为计算起见，将这类问题分为两组：

- 非弹性变形的弯曲应力(蒂特迈杰方法), 以及
- 弹性变形或虎克弯曲应力(其极限应力可根据欧拉方程来确定)

由于活塞杆通常可当作细长杆处理，因此基本上可以用欧拉方程来进行液压缸的计算。

弯曲负载和最大工作负载计算如下：

$$\text{弯曲负载 } K = \frac{\pi^2 * E * J}{S_k^2} \text{ (N)} \quad (1)$$

在这一负载下杆件将弯曲！

$$\text{最大负载 } F = \frac{K}{S} \text{ (N)} \quad (2)$$

s_k = 弯曲长度 (mm)

E = 弹性模量 (钢材 2.1×10^5) (N/mm²)

J = 圆形截面的转动惯量 (mm⁴)
 $= (d^4 * \pi) / 64 = 0.0491 * d^4$

S = 安全系数 (3.5)

自由弯曲的长度可用欧拉应力的各种情况加以确定(见表 7.4)。为了简化计算，忽略了缸体的挠度因素，以满足任何叠加上的弯曲应力的需要，并在安装部位通常未知的情况下，得到标准液压缸所需的安全极限边界。

5.2 弯曲变形

当水平安装或大角度倾斜安装时，可详细参考两端铰接

液压缸的情况来进行计算。

除了单纯压应力，还有因缸体自重产生的弯曲变形。

对于行程较长且自重较大的液压缸，尤其应多加注意。

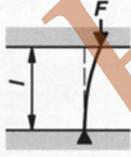
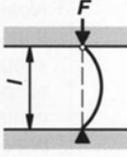
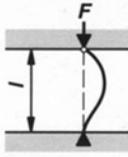
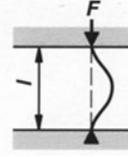
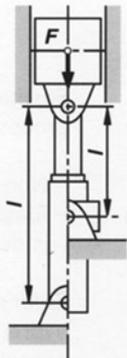
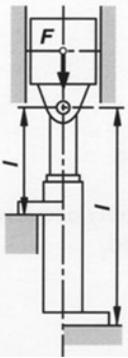
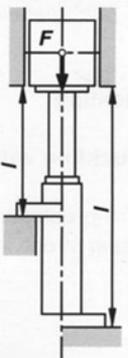
欧拉应力分析	情况1 一端自由，一端固定	情况2 (基本情况) 两端铰接	情况3 一端铰接，一端固定	情况4 两端固定安装
图示				
自由弯曲长度	$s_k = 2l$	$s_k = l$	$s_k = l \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}$	$s_k = l/2$
液压缸的安装位置				
备注			负载需很好导向，否则可能产生内应力	不适用，因可能产生内应力

表 7.4 欧拉受压状况

6. 末端缓冲

6.1 液压缸基座的末端缓冲

活塞(1)通过缓冲套安装在活塞杆上。

当锥形缓冲套(2)进入缸底(3)的孔时,随着其开口逐步减小,离开活塞腔(4)的液流最后为零。活塞腔(4)的流体只能由孔(5)和可调节流阀(6)流出。缓冲的效果要通过节流阀来设置。流动截面积越小,末端缓冲的效果就越好。

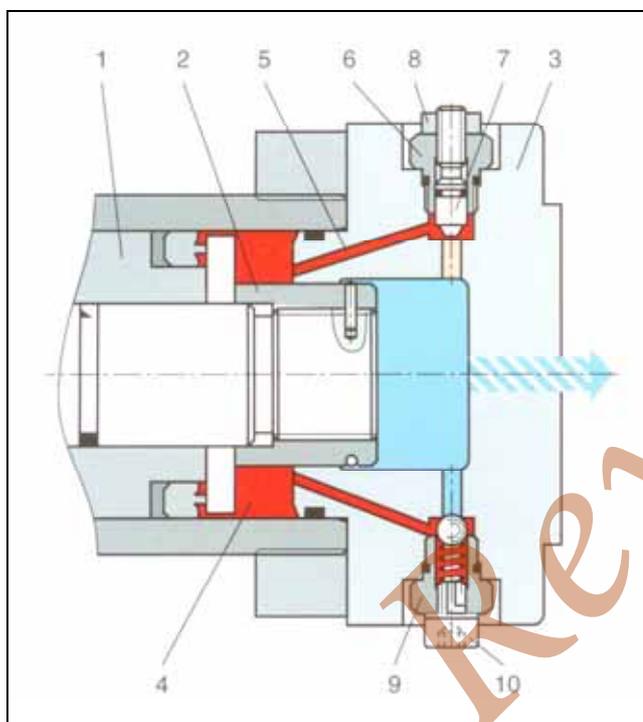


图 7.25 液压缸基座的可调式末端缓冲

设定缓冲位置时,采用节流阀可防止流螺钉(7)松脱。通过锁紧螺母(8)可对缓冲设定进行保护。

使用单向阀(9)有助于液压缸启动时外伸动作的完成。因此,液压缸外伸时液流绕过节流口。而液压缸中的气体可通过排气阀螺钉(10)排出。

无末端缓冲的液压缸,可以只安装排气阀螺钉。

节流阀和单向阀基本上用同样的元件制造而成,因此可以互换。

6.2 制动力

液压缸的末端缓冲,必须保证两个末端的行程速度,有一个受控的减速(制动)过程。在缓冲开始时,所有的动能(运动质量与速度的计算结果)应不超过缓冲的最大工作容量。制动能转化为节流缓冲阀的热能。

6.2.1 制动力的计算

水平方向的液压缸制动力可计算如下:

$$\text{伸出 } F_b = m \cdot a + A_k \cdot p \quad (3)$$

$$\text{复位 } F_b = m \cdot a + A_r \cdot p \quad (4)$$

F_b = 制动力 (N)

m = 运动质量 (kg)

a = 减速度 (m/s^2) ($a = v^2 / (2 \cdot s)$)

v = 行程速度 (m/s)

s = 缓冲长度 (m)

A_k = 活塞截面积 (cm^2)

A_r = 环形面积 (cm^2)

p = 系统压力 (N/cm^2)

1 bar = 10 N/cm^2

对于垂直的运动液压缸,必须根据运动方向,把重力(包括外负载的,活塞和活塞杆的)加到制动力 F_b 中,或从制动力 F_b 中减去这部分重力值。以上的计算忽略了缸体内的摩擦力。

6.2.2 平均缓冲压力的计算

在正常情况下,平均缓冲压力不得高于液压缸的公称压力。

$$p_D = F_b / A_0$$

p_D = 平均缓冲压力 (N/cm^2)

F_b = 制动力 (N)

A_0 = 有效缓冲面积 (cm^2)

1 bar = 10 N/cm^2

如果计算得到的压力值过高,就应增大缓冲长度,或者降低系统的压力。

备注

Rexroth

7. 伺服液压缸系统

伺服液压缸系统属于一类独特的液压缸。

伺服液压缸系统的分类依据，不是根据其技术设计所属的“工业类或行走类液压缸”，而是根据活塞杆轴承(静压轴承)的类型。

使用静压轴承的液压缸，可用于需要低摩擦以及高频率和低放大倍数的应用场合。

伺服液压缸系统主要用于运动仿真器，材料和元件检测设备，以及需要高动态响应和高精度直线驱动的应用系统。

伺服液压缸系统基本包括以下元件：

- 伺服液压缸
- 伺服阀块，以及
- 控制电器

7.1 伺服液压缸

可以通过四种特性来确定使用何种类型的液压缸：

- 运行中液压缸摩擦力的允许值的
- 液压缸活塞杆的侧向负荷
- 液压缸所需的速度
- 最小的放大倍数或控制运动

根据不同的使用条件，基本上有两种结构的伺服液压缸：

- 使用静压轴承的伺服液压缸，活塞杆非加压式密封
- 使用静压油膜轴承（空心轴承）的伺服液压缸，活塞杆非加压式密封

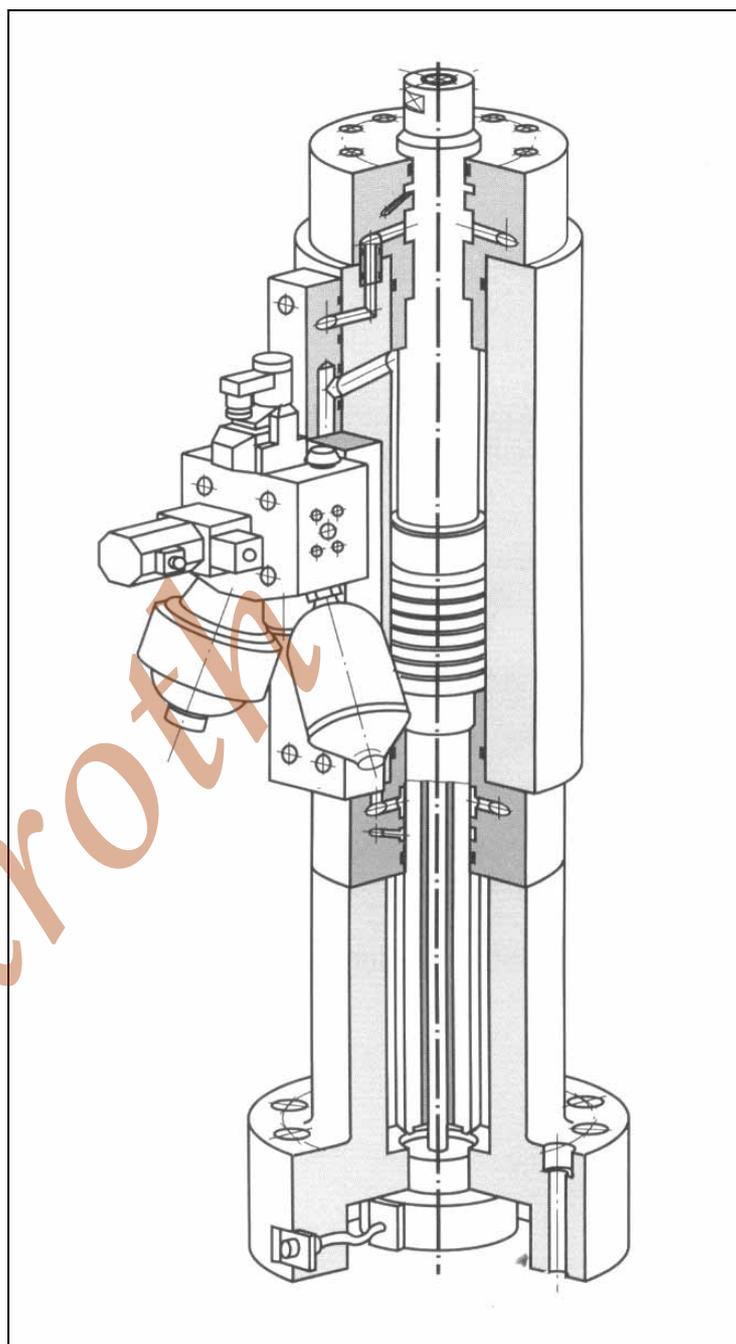


图 7.26 带伺服阀块的伺服液压缸

7.1.1 静压轴承

使用静压轴承的伺服液压缸，用于速度高达 $V_{max}=2\text{ m/s}$ 和侧向负荷较小的场合。(如液压缸的惯性力和冲量力)。

使用中空轴承的伺服液压缸，工作压力可高达 210 bar，负载力 1-4,000 kN。

安装型式：两端活节轴承，两端法兰连接，支脚或耳轴安装。

伺服液压缸配有感应式位置传感器，将测得的活塞行程位置值送到电子控制器。

伺服液压缸中的密封没有受到油腔压力的作用，因此这类轴承的摩擦力非常低，避免了粘滑现象。这一优点可表示为摩擦曲线(见图 7.30)。

比较结果，伺服液压缸的摩擦力降低了 3-4 倍。



图 7.27 使用静压轴承的伺服液压缸

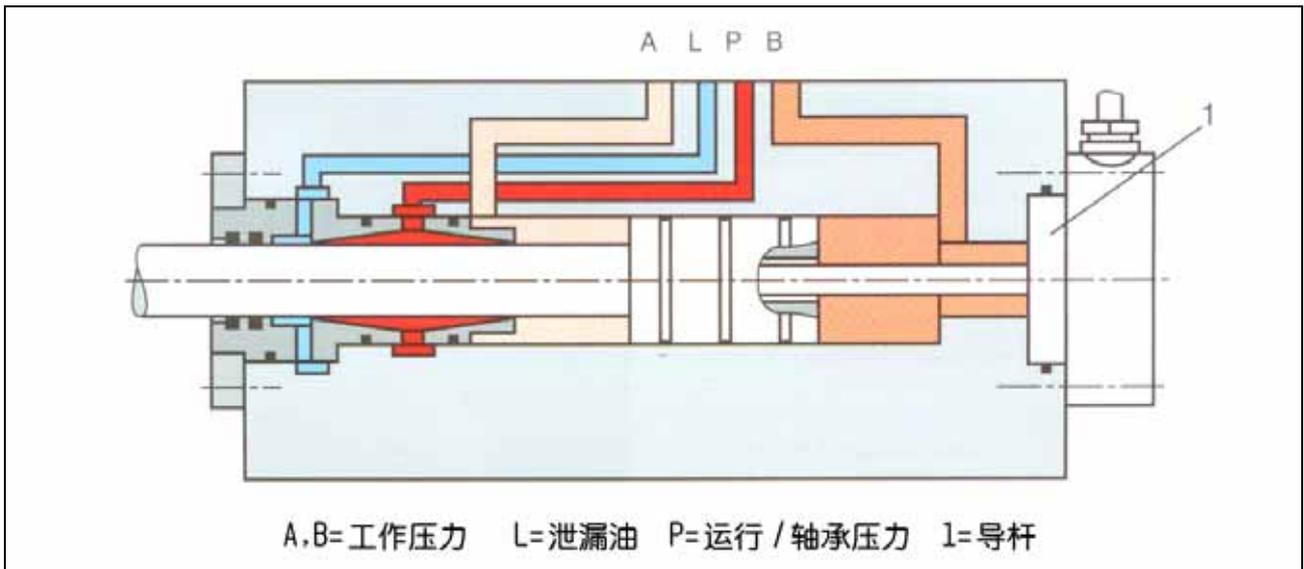


图 7.28 伺服液压缸的结构原理图，以静压轴承支撑活塞杆

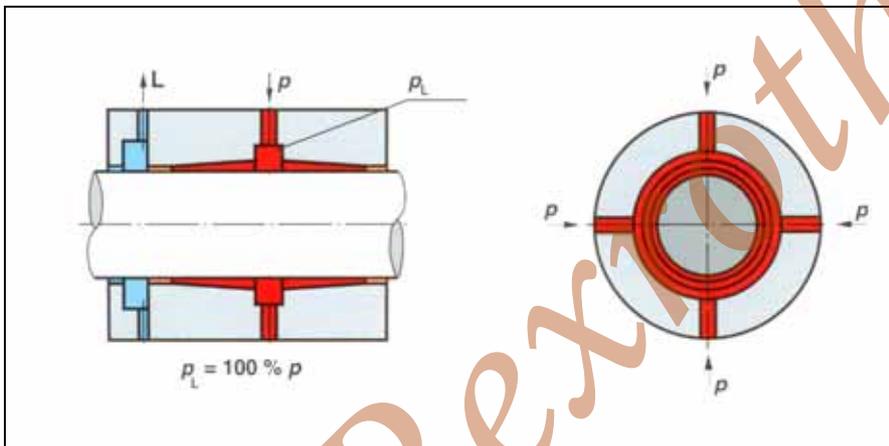


图 7.29 以静压轴承支撑活塞杆的结构原理图，静压轴承处的油压等于工作压力(p)

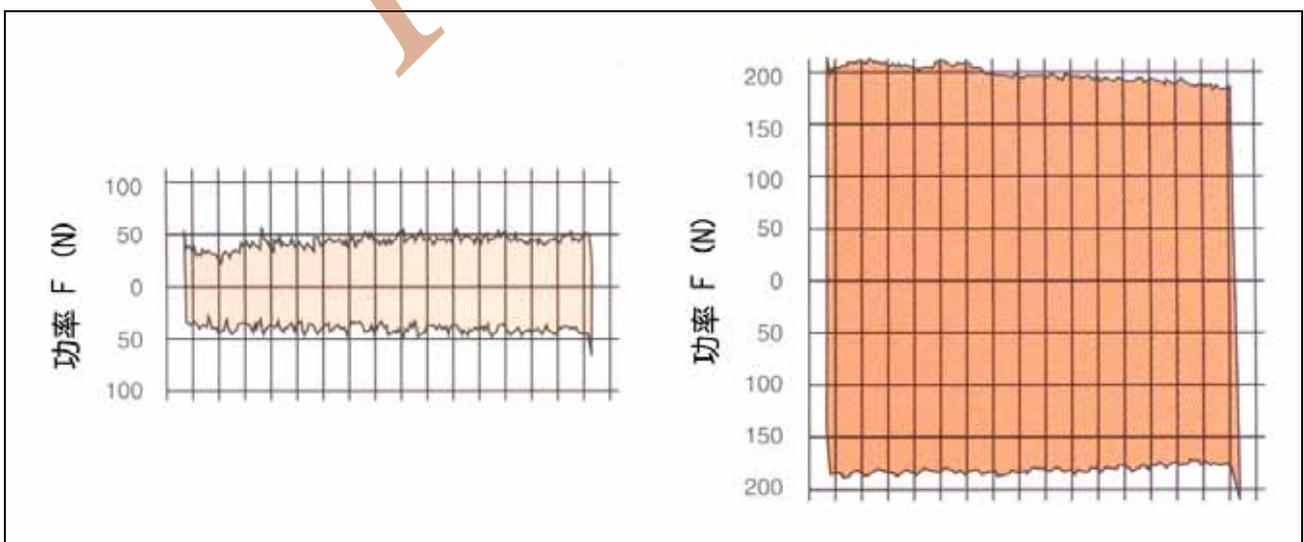


图 7.30 摩擦力测量， $p_{st}=210\text{bar}$, $v=0.1\text{m/s}$, $s=\pm 100\text{mm}$; (左)使用静压轴承的伺服液压缸，(右)使用滑动密封圈的液压缸

7.1.2 油膜轴承（中空轴承）

对于既要有高速又要有低速,且侧向负荷较大的液压缸,可使用油膜轴承(中空轴承)。

使用中空轴承的伺服液压缸,工作压力可高达 280 bar,负载力 10-10,000 kN。

安装型式: 两端法兰连接, 或耳轴安装。安装型式可组合使用。

伺服液压缸配有感应式位置传感器, 将测得的活塞行程位置值送到电子控制器。

在结构上, 中空轴承的周围有四个油膜, 使液压缸的活塞杆能够在这四个配对压力场作用下, 始终处于轴承的中部位置。

忽略活塞杆上侧向负荷的影响, 则中空轴承的油膜压力相当于工作压力的 50%。如果活塞杆上有侧向作用力, 则轴承上一个对面的油膜压力就增大, 所以液压缸的活塞杆能始终保持在轴承的中部。

在油膜轴承(中空轴承)中出现的摩擦力, 其大小与静压轴承的相同(见图 7.30)。然而这样大小的摩擦力相对侧向负荷还是可接受的, 因为活塞杆不会与轴承表面产生摩擦, 因此不至于进入混合摩擦的范围。

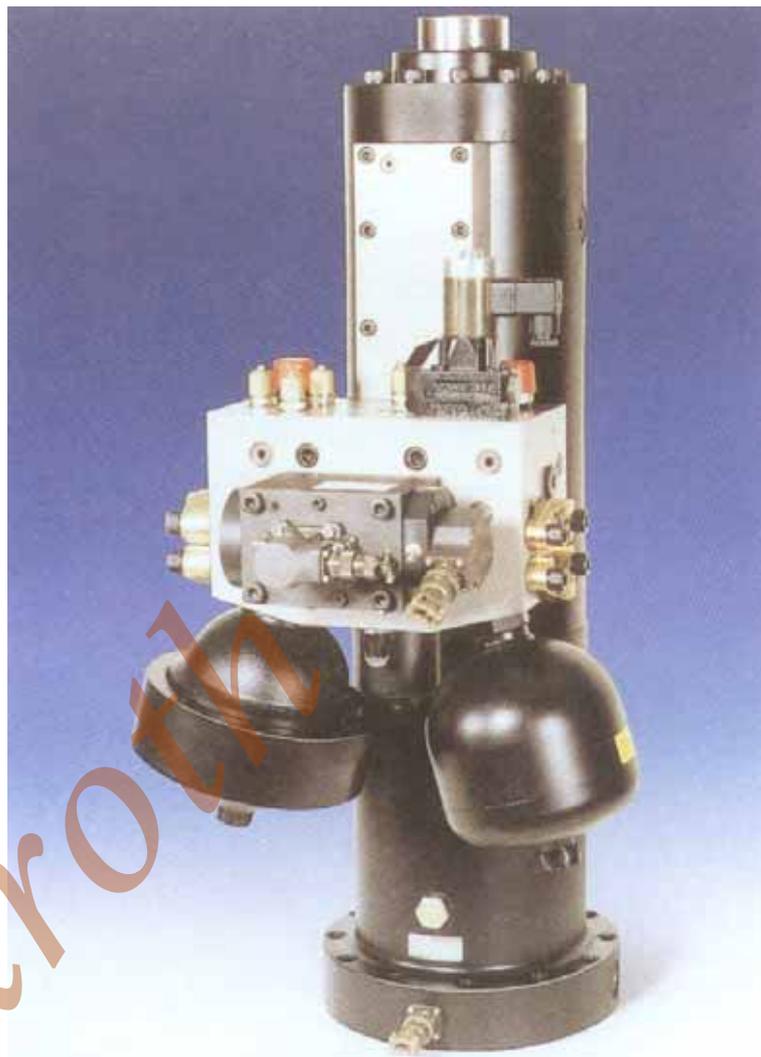


图 7.31 使用静压油膜轴承(空心轴承)的伺服液压缸, 带伺服阀块

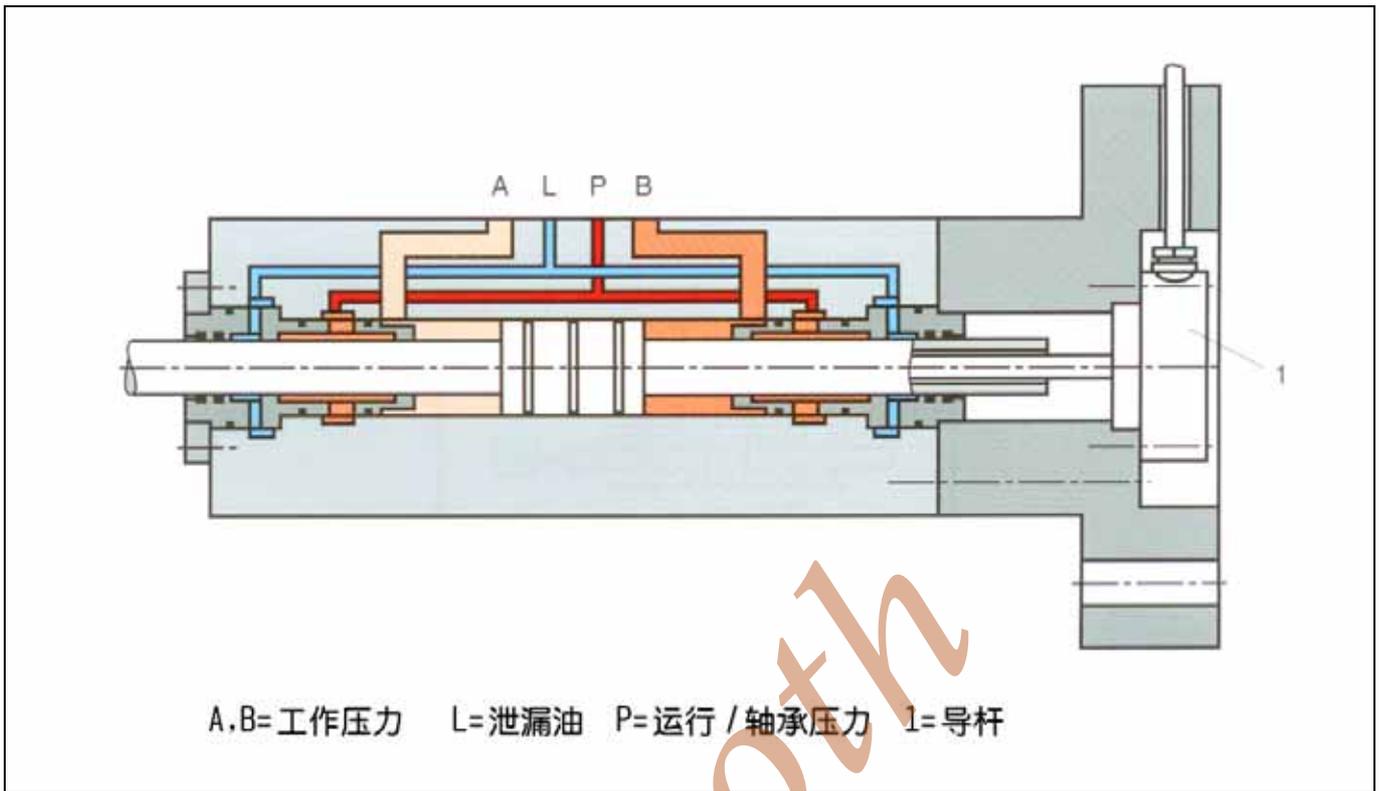


图 7.32 结构原理图——使用油膜轴承（空心轴承）的伺服液压缸

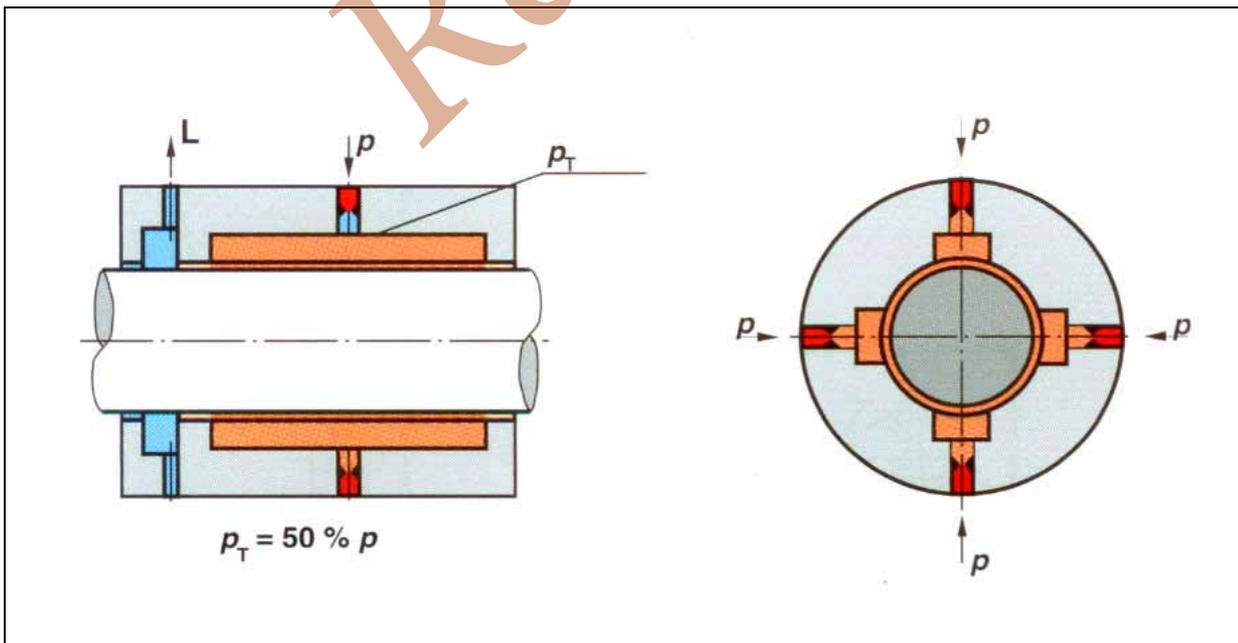


图 7.33 油膜轴承（空心轴承）的结构原理图

7.2 伺服阀块

为了避免液压驱动中优良的动力特性, 有不必要的减少, 控制阀与伺服缸之间的管路应尽可能的短。要达到这一要求, 可直接将伺服阀块安装在伺服液压缸上。

与动力泵组的连接管路, 以及与隔离系统的连接线路, 都可用伺服阀块来实现。其它功能, 诸如最大力限制, 先导油和轴承油的过滤, 以及压力储存等, 都已包含在该阀块中。

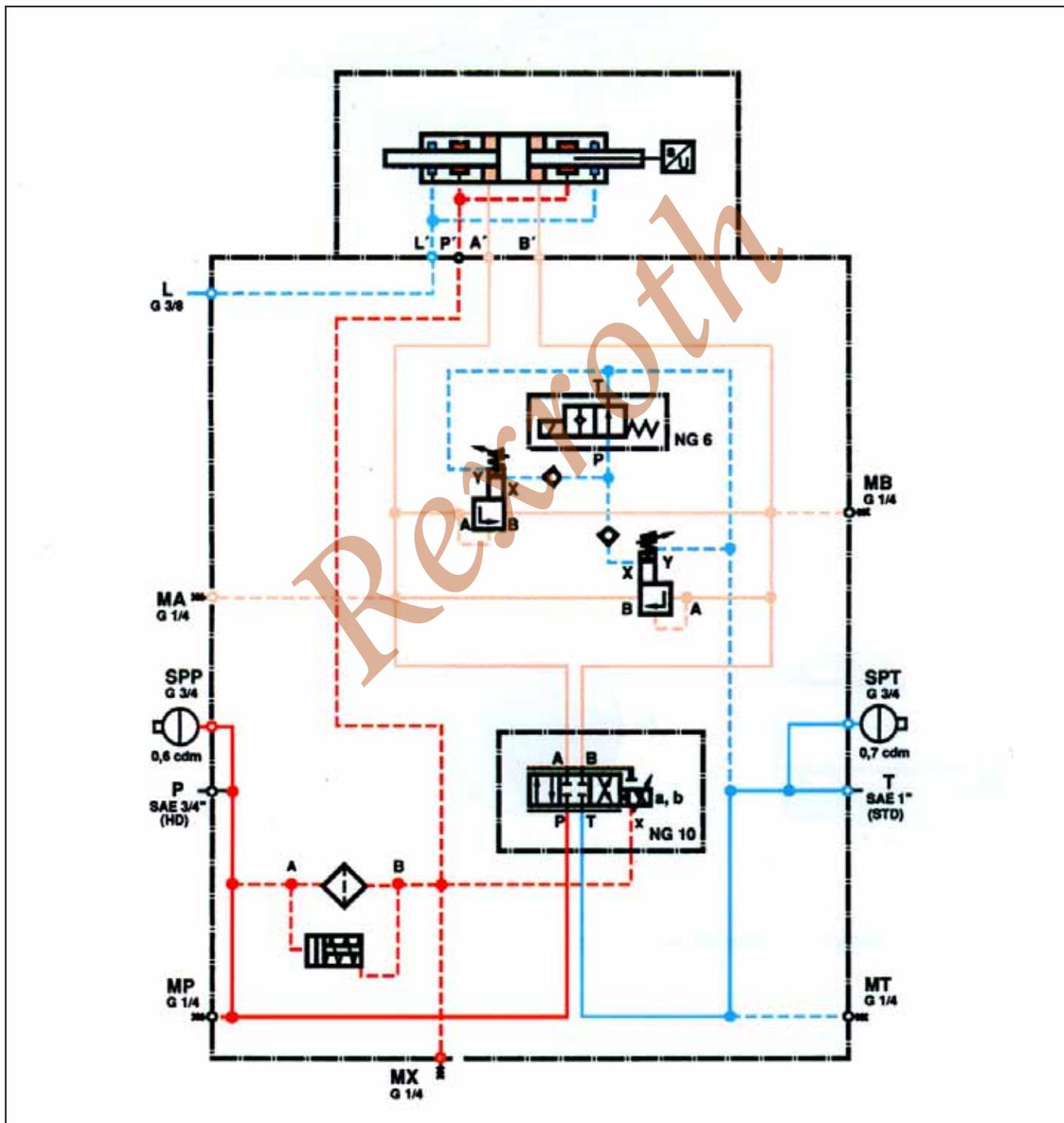


图 7.34 典型回路图——安装在伺服液压缸的伺服阀块

第八章

摆动马达

1. 概述

无论是何种类型或结构，摆动马达都是在液压力的作用下产生轴向的往复运动。摆动马达的摆动角度受限于固定或可调定位器。因此，摆动马达的可用范围是有限的。

紧凑和坚固的结构，以及可传递大扭矩等特点，使摆动马达特别适用于恶劣的运行环境中。

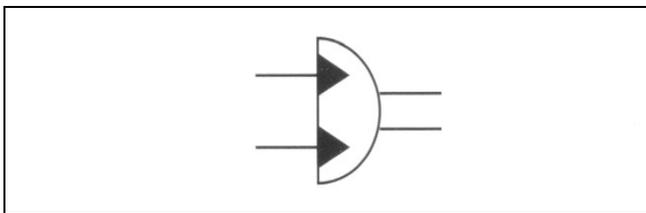


图 8.1 回转式执行器的符号

2. 类型

与回转型液压马达类似，摆动马达可分为

- 叶片式
- 径向/切向柱塞式，以及
- 轴向柱塞式

2.1 叶片式摆动马达

叶片式摆动马达的结构设计尤其经济实用，因为中心输出轴连接一个或两个回转叶片，造成了圆形的壳体。

而且，可使用一根连续轴联结这一驱动器，并可与另一个摆动马达或显示设备相衔接。

叶片式摆动马达可达到 280° 的摆动角。

转矩通过对旋转叶片施加液压力而产生，且在整个摆动范围内，转矩都保持不变。

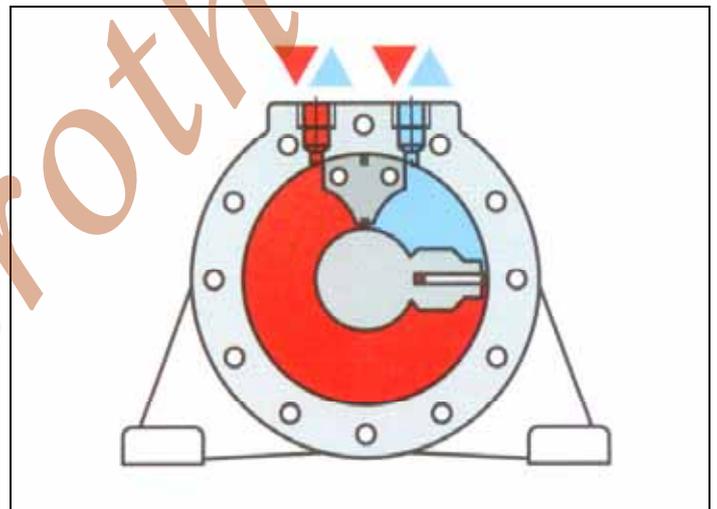


图 8.2 单叶片式回转马达

通过使用双叶片，可输出双倍的转矩，但摆动角约减小60%。

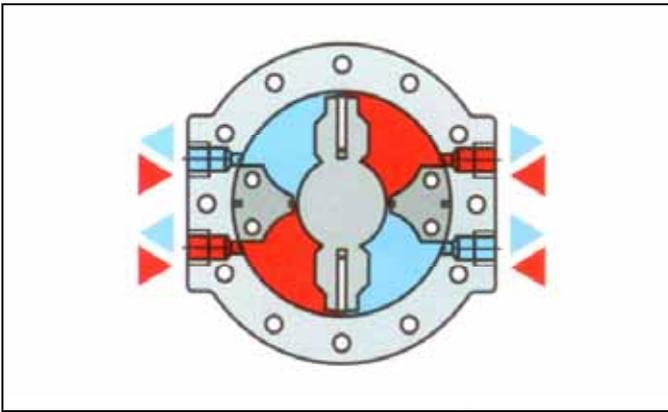


图 8.3 双叶片式摆动马达

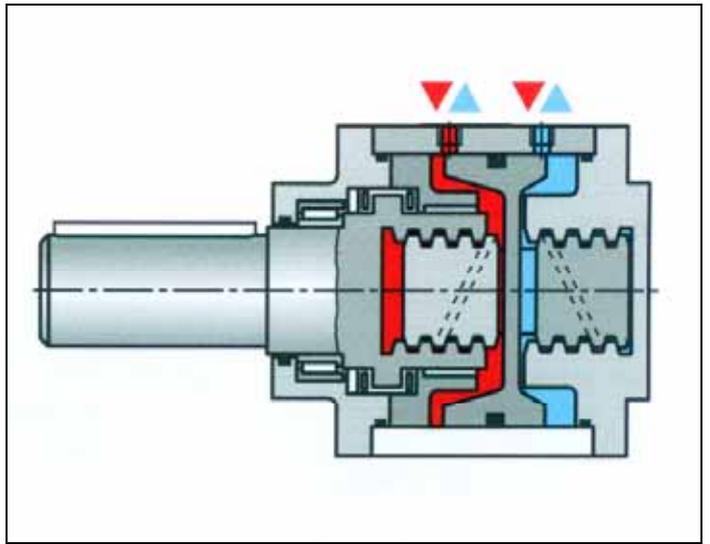


图 8.4 径向柱塞式摆动马达，螺纹输出轴

2.2 径向柱塞式摆动马达

在这种结构的摆动马达中，流体作用于加长型的柱塞上，并有两根多螺线的螺纹轴，螺线在轴向的倾斜度大约为 45° 。轴线螺线与缸底的内螺线相啮合，该内螺线联结另一侧产生摆动旋转的输出轴。当径向柱塞受液压油作用时，就产生轴向移动。由于柱塞一端与固定在缸底的螺线相联结，因而柱塞就绕自转轴旋转。位于另一端的输出轴因与柱塞以螺线联结，因而也开始旋转。由于它们的螺旋方向是相反的，柱塞和输出轴的这两个旋转运动就互相叠加在一起。

径向柱塞式摆动马达可达到 720° 的摆动角。

2.3 轴向柱塞式摆动马达

在轴向柱塞式摆动马达中，由两个交替受液压作用的柱塞，产生互相平行的运动。柱塞截面作用的液压力，由活塞杆传递到输出轴(与内燃机原理相似)。固定于输出轴的这些活塞杆，就对摇杆装置产生切向的作用力。

轴向柱塞式摆动马达可达到 100° 的摆动角。

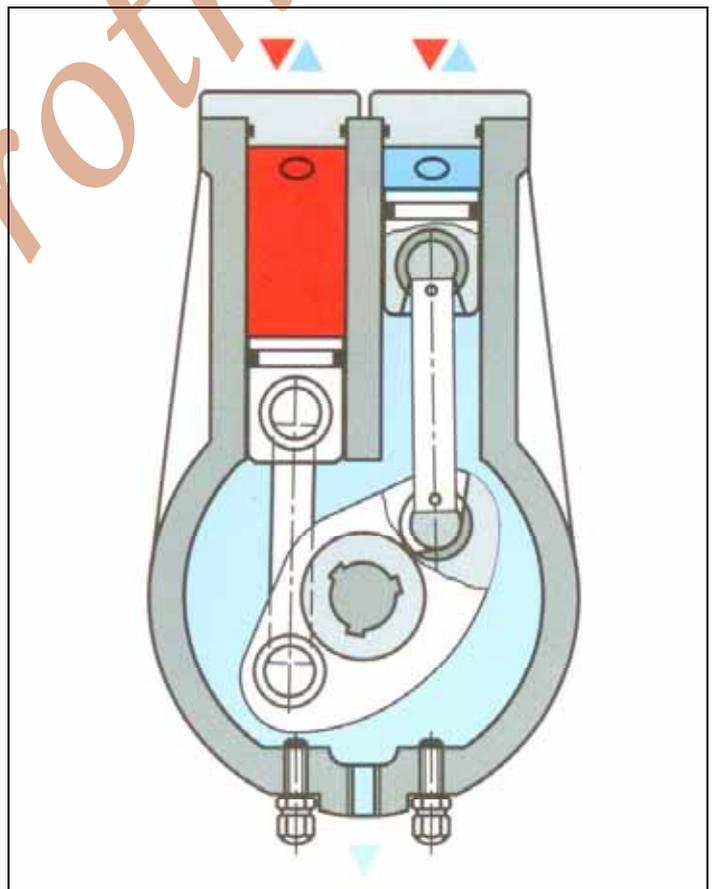


图 8.5 轴向柱塞式摆动马达

2.4 曲柄连杆内柱塞式摆动马达

曲柄连杆内柱塞式摆动马达与双作用双出杆液压缸类似，只是没有向外伸出的柱塞杆而已。

在柱塞的中部，通过曲柄连杆系统驱动一个空心轴，向外传递转矩。柱塞，曲柄和连杆都密闭于壳体内，由法兰固定在一起。

曲柄连杆内柱塞式摆动马达可达到 180° 的摆动角。

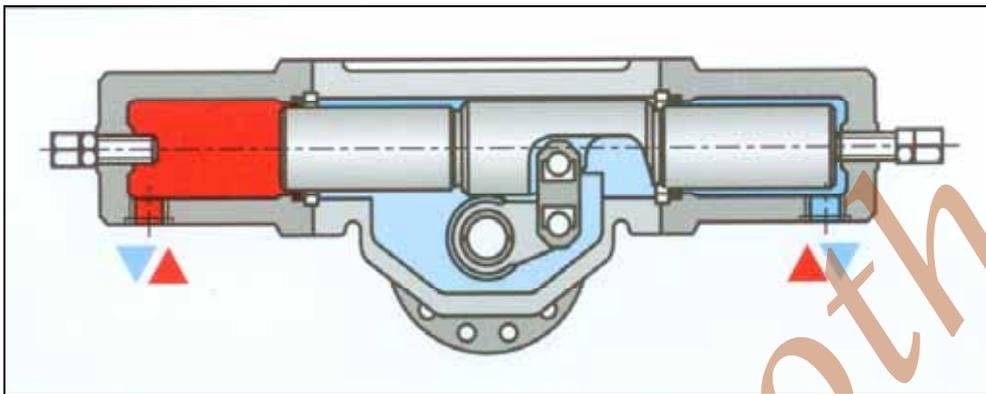


图 8.6 曲柄连杆内柱塞式摆动马达

2.5 齿轮齿条内柱塞式摆动马达

这种结构的马达，中部的齿条由缸体引导。通过变换高低压口的油压力，驱使柱塞来回运动。

与这一内柱塞相切啮合的是马达内置的齿轮，齿轮轴可在一侧或双侧输出转矩。根据齿轮的传动比，摆动角可为 90° ， 140° ， 180° ， 240° ， 300° 或 360° ，甚至更大角度。

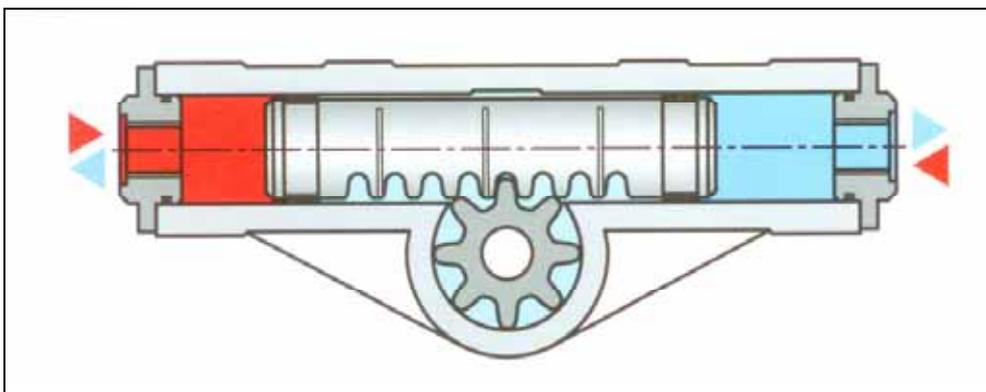


图 8.7 齿轮齿条内柱塞式摆动马达，通过双出杆和齿轮齿条输出功率

备注

Retroth

第九章

液压蓄能器及其应用

1. 概述

蓄能器的主要作用，是获取一定数量的压力流体并加以存储，在必要时满足系统的需要。

由于流体是压力流体，因此，蓄能器是一种压力容器；在设计蓄能器时必需考虑最大超值运行压力，同时还要通过使用国家当地的验收标准。

为平衡蓄能器内部的流体压力并存储能量，必需以重量块或弹簧，或压缩气体作为加载的负荷(图 9.1)。

由于内部处于力的平衡状态，所以重力或弹簧力或压缩气体膨胀力，决定了蓄能器内的液压力大小。

以重力和弹簧力负荷型的蓄能器仅用于特殊的工业领域，因而重要性不大。无隔离环节的气压式蓄能器很少用于液压系统，否则压缩气体会被液压流体所吸收。

大多数的液压系统，都使用带隔离环节的液-气(压缩气体)式蓄能器。

根据隔离环节元件的不同，蓄能器可分为皮囊式，活塞式和隔膜式三种，以下章节将予以详细介绍。

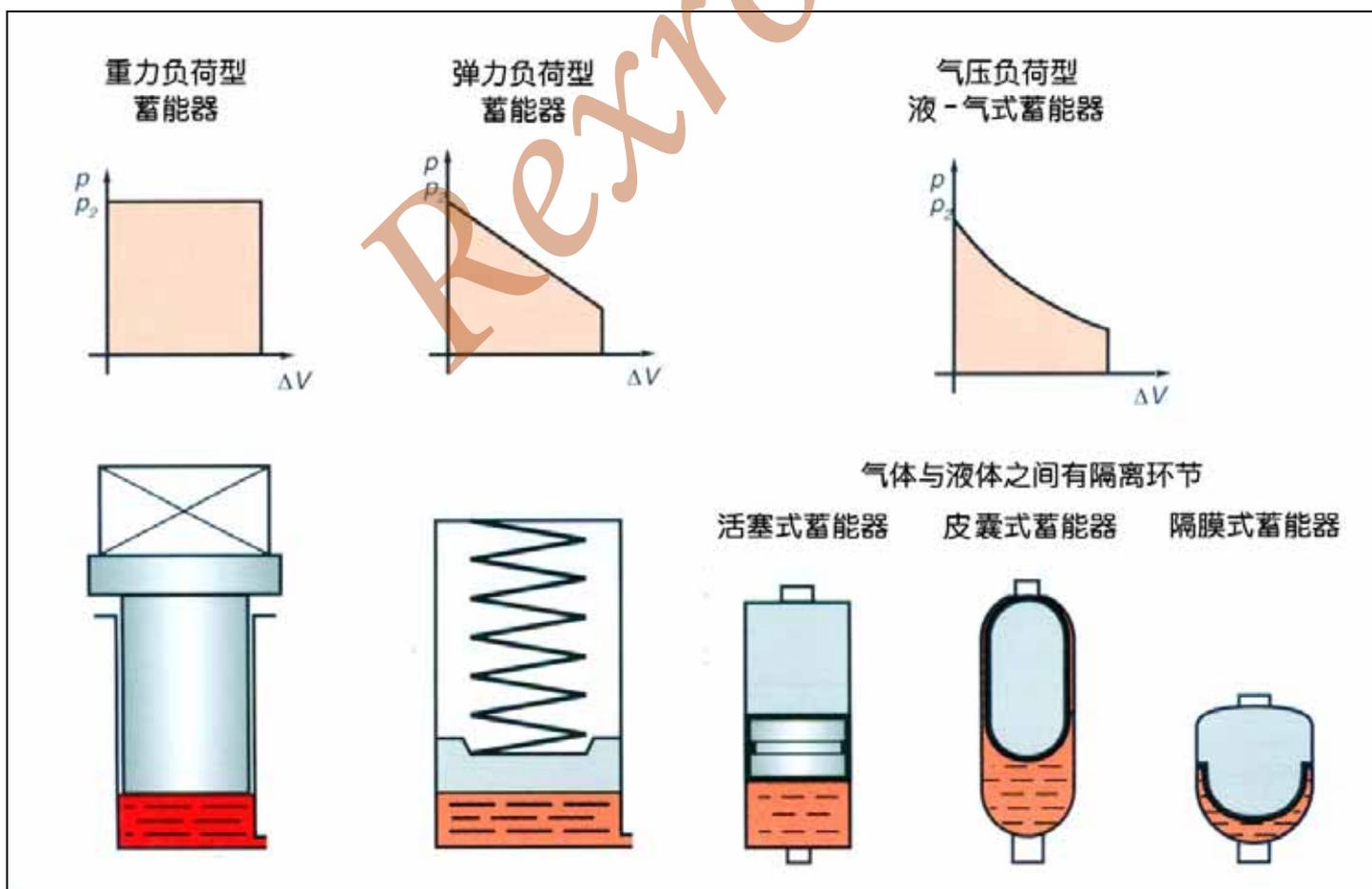


图 9.1 各种蓄能器的不同特性

2. 功能

液-气式蓄能器在液压系统中具有以下功能:

- 存储能量
- 存储流体
- 紧急运行
- 力的平衡
- 机械冲击的减震功能
- 压力冲击的减震功能
- 泄漏流体的补偿
- 冲击和振动的减震
- 对脉动的减震
- 汽车悬挂系统
- 产生制动能量
- 保持恒定压力

— 流量补偿(相当于是对油箱的扩充)

2.1 能量存储

图 9.2 表示一个注塑机系统的功率时序图。从图中可清楚地看到, 功率只在很短时间里才需要达到最大值, 也即当注塑机处于高速注塑阶段时。然而为了这短时间的最大功率, 液压泵应具有足够大的功率。

通过使用液-气式蓄能器, 泵的功率只减小到平均功率即可。如系统所需流量小于泵的输出流量, 则小部分泵的流量就可在运行期间对蓄能器进行充液。如果系统需要最大的流量输出, 则超出泵输出流量的那一部分就由蓄能器产生。

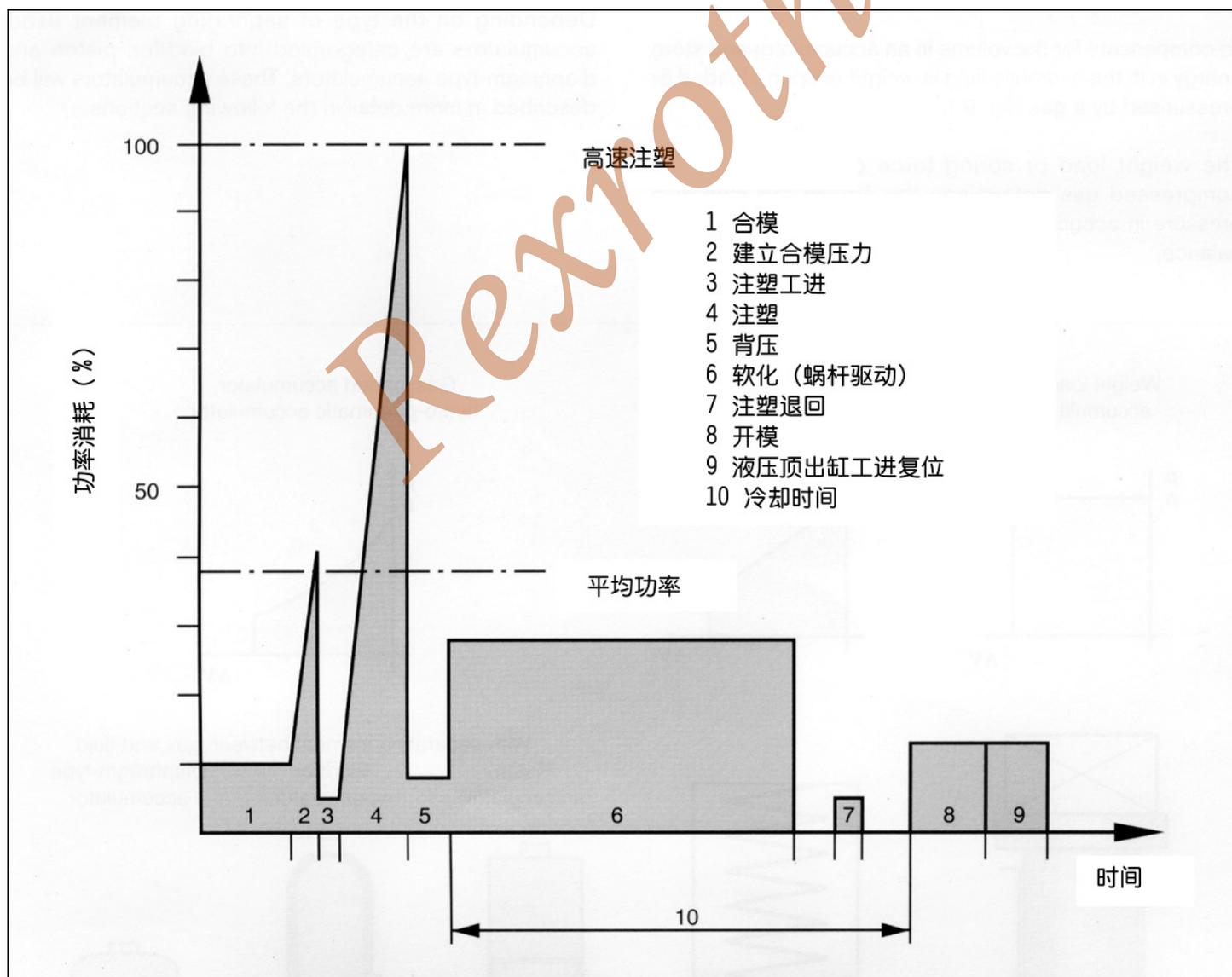


图 9.2 注塑机的功率图

蓄能器的一些特点包括:

- 可使用较小的液压泵
- 装机功率较低
- 发热更少
- 维修和安装简单

此外, 还可缓冲压力冲击和脉动(决定于系统设计), 因而延长了整个系统的使用寿命。

通过使用液-气式蓄能器, 能量耗用得到了节省。

对于一个只是简单地需要大量油液, 或者运行周期很短的液压系统, 经济性的解决方案可能只能是使用液-气式蓄能器。

2.1.1 应用举例

2.1.1.1 对油液要求不同的多个执行机构

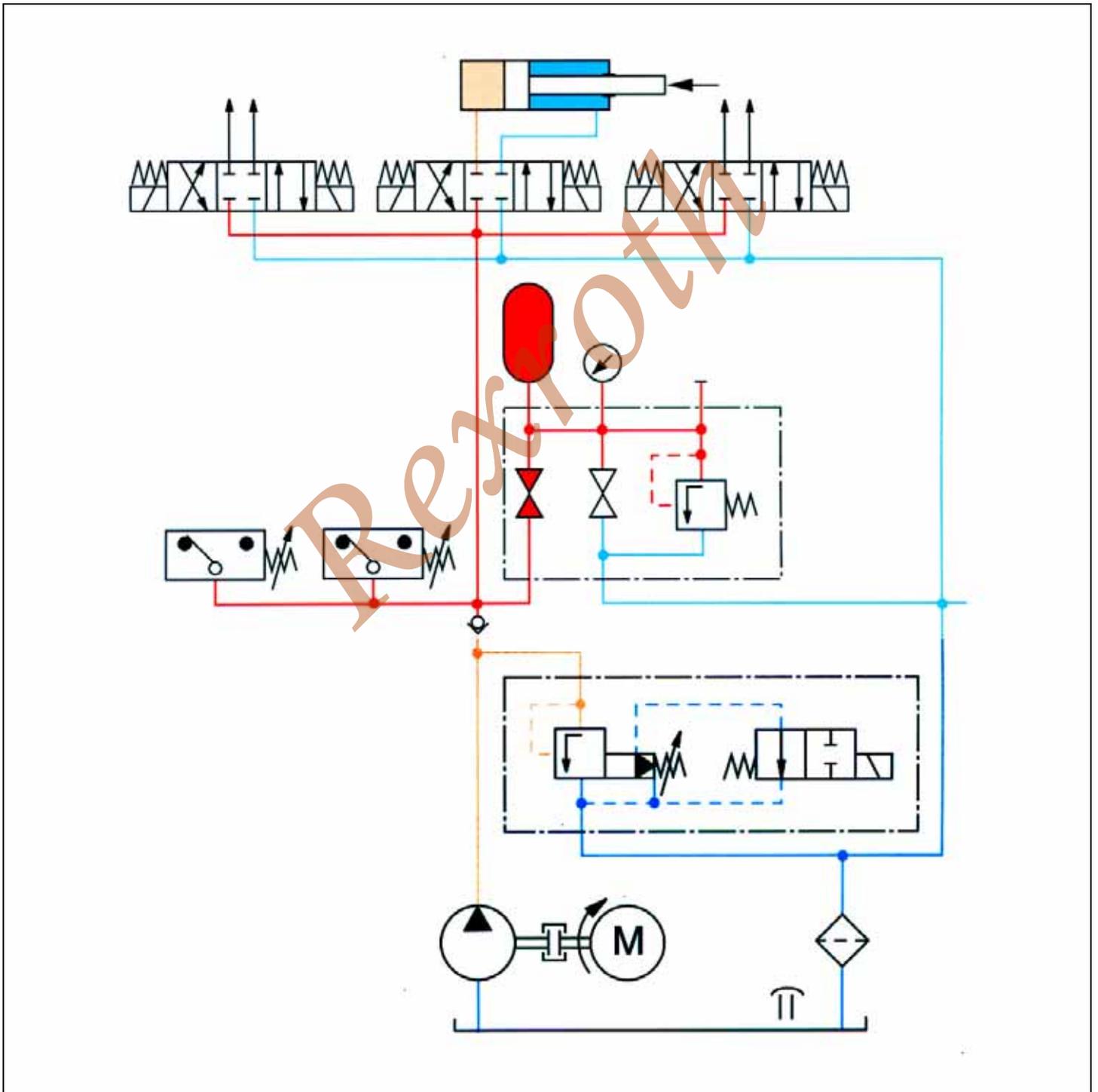


图 9.3 注塑机的能量存储

2.1.1.2 较短的工作周期（如机床）

通过在执行机构前端直接安装液-气式蓄能器，可比完全由液压泵组供油更快地克服流体的惯性力。因而，该系统的启动更快。而且，蓄能器还能对执行机构不同的流量需求进行补偿。

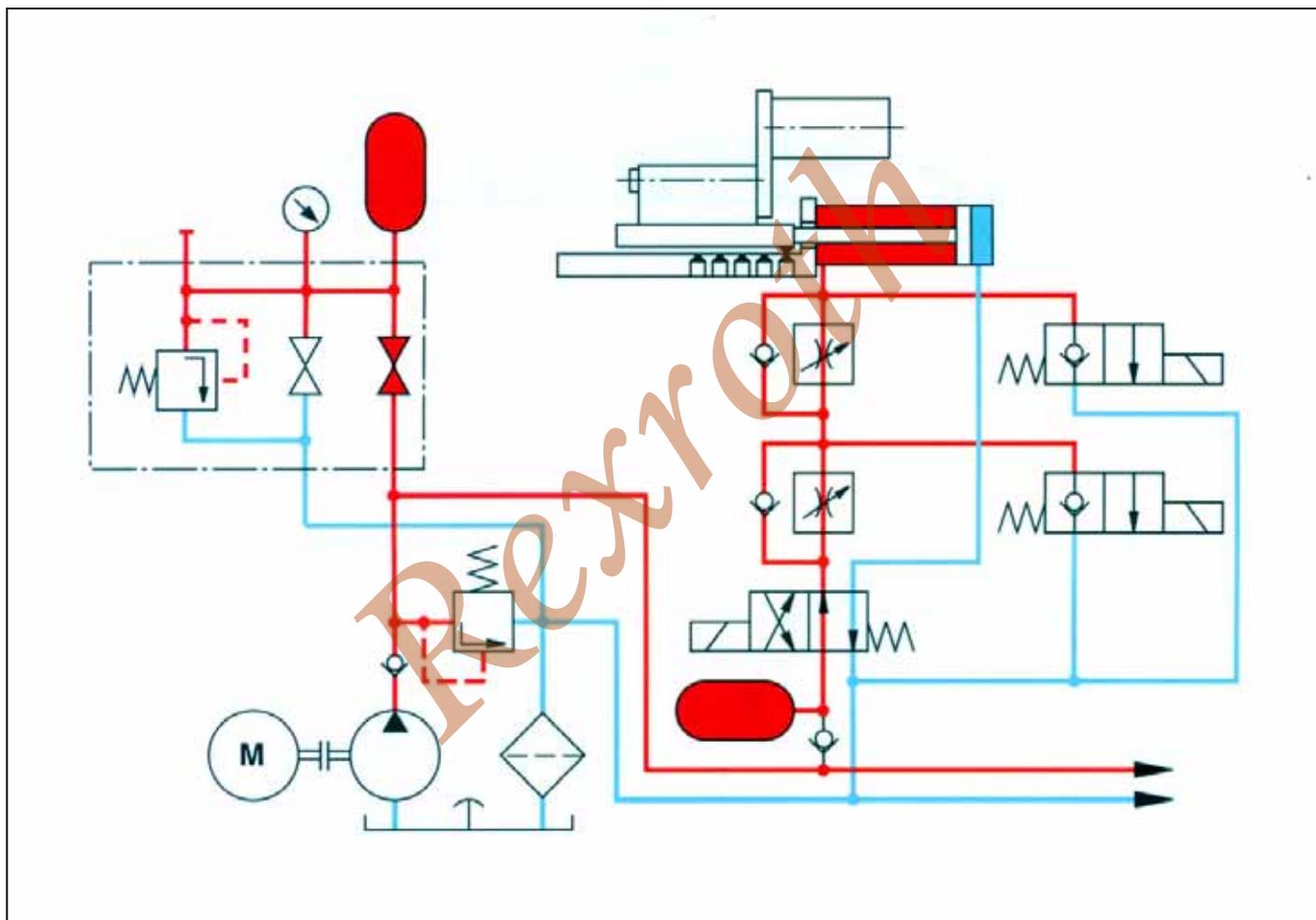


图 9.4 机床中的能量存储

2.1.1.3 较短的行程时间

压机和冲床生产线运行的经济性指标，要求在最短时间里完成长而快速的空载行程。实际的加工过程，则是接下来的低速-高压段进行。

在空载行程，由液压泵(1) (低压泵)， 液压泵(2) (高压泵)和蓄能器共同供油，这样就得到所需的高速度。

空载末段随着压力的升高，单向阀(A)关闭，现在就只有泵在低流量和高压下供油，同时，泵(1)给蓄能器充液。

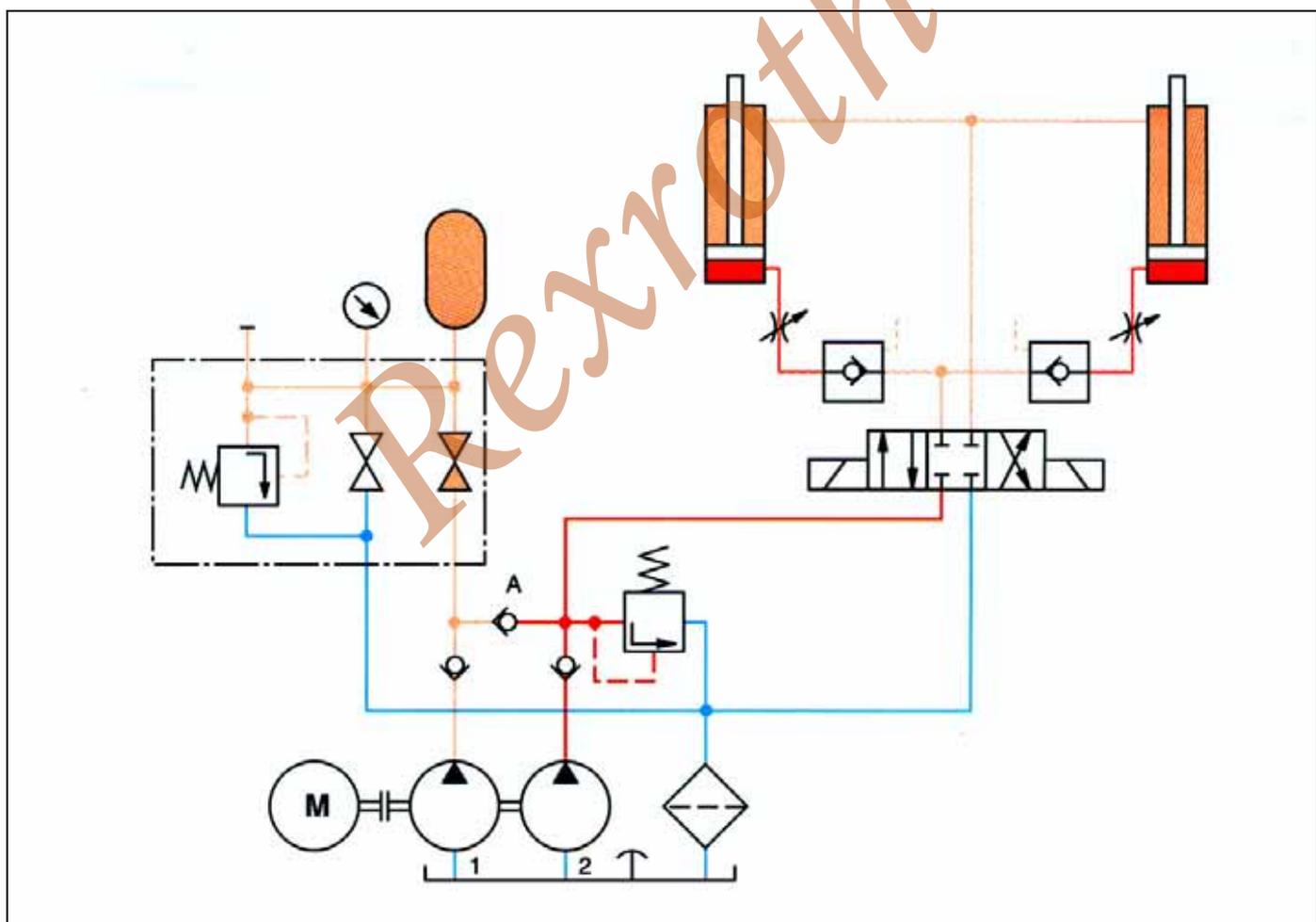


图 9.5 较短行程时间中的能量存储

2.2 备用油源

当蓄能器用作安全元件时,就不再作为系统的能量源来运行。但它总是直接与泵相连接。通过使用无泄漏的隔离元件,可将存储的能量近乎无限地保存下来,并在需要时即刻供给。

液压系统中带蓄能器的安装环节,可在紧急状况下运行,如在断电发生时执行特定的动作。

执行的动作,举例如下:

- 闭合离合器,副翼和闸门
- 阀芯操纵的动作
- 大功率闸门的动作
- 快速关断系统的动作

2.3 紧急运行

紧急状态下,如断电时,可利用蓄能器中的能量来完成运行和结束动作。图 9.6 所示为液压缸紧急运行的回路图。如果发生断电,弹簧力使阀(1)关闭而回到起始位置,阀(2)到达中位。这样,液压缸活塞杆侧与蓄能器连通,蓄能器的压力油推动活塞复位。

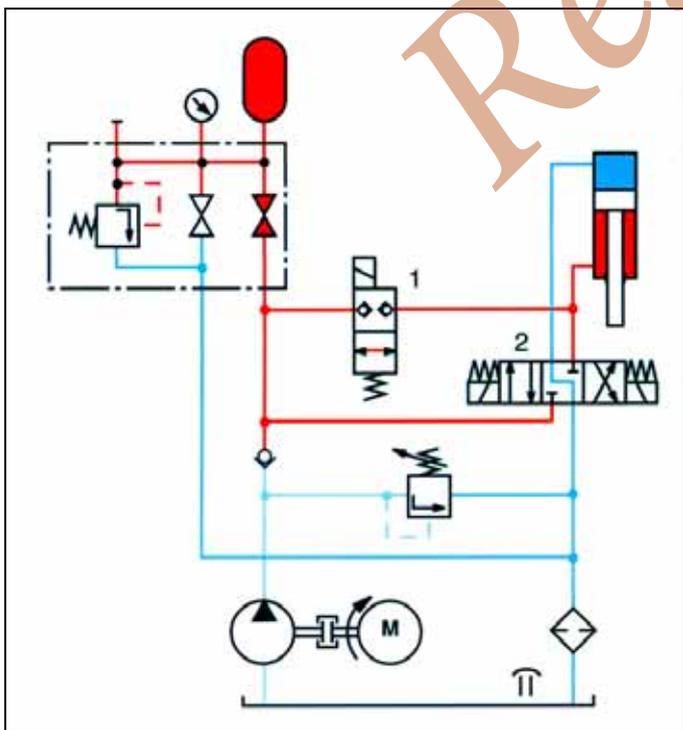


图 9.6 液压缸的紧急运行

故障发生时急需供油

蓄能器紧急状态运行的另一个实例,是当泵或阀出现故障时,需要完成一个已经开始的运行周期(图 9.6)。

利用蓄能器完成紧急运行的主要特点:

- 即刻可得
- 存储时间无限制
- 不发生失效
- 无惯性
- 较少的维护可得到最高的安全性

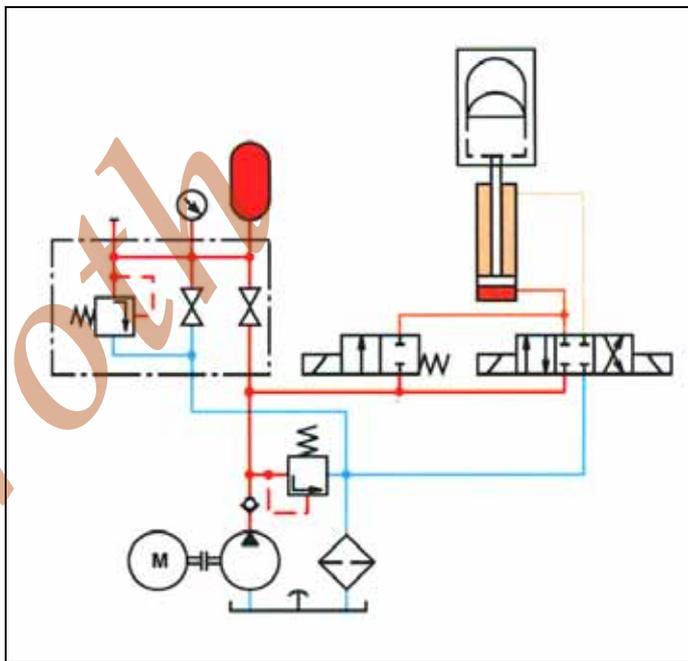


图 9.7 系统故障时液压缸外伸

紧急制动

使用蓄能器能完成山区铁路，缆车和汽车等的紧急刹车和闭门动作。蓄能器的充压可用泵站的电动泵或手动泵来完成。所以，蓄能器具有足够多的能量完成制动任务。

经常使用反向运行，也即刹车靠弹簧力，而油缸的制动和保持“开启”由蓄能器克服弹簧力实现。

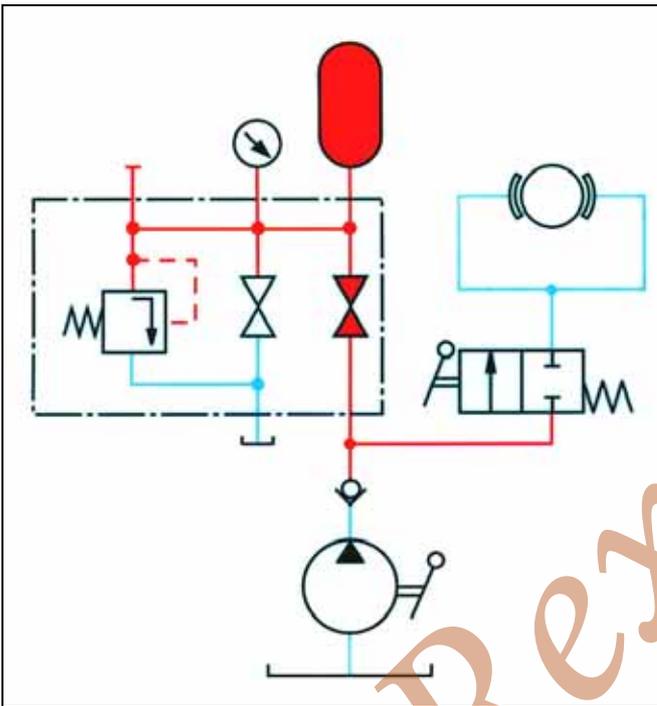


图 9.8 缆车的紧急制动

紧急润滑

为了保持轴承润滑油膜，必需持续地供给润滑油。这意味着润滑区域需处在压力下。如润滑泵出现故障，可通过蓄能器将压力保持到停机，或保持到辅泵建立起所需压力为止。

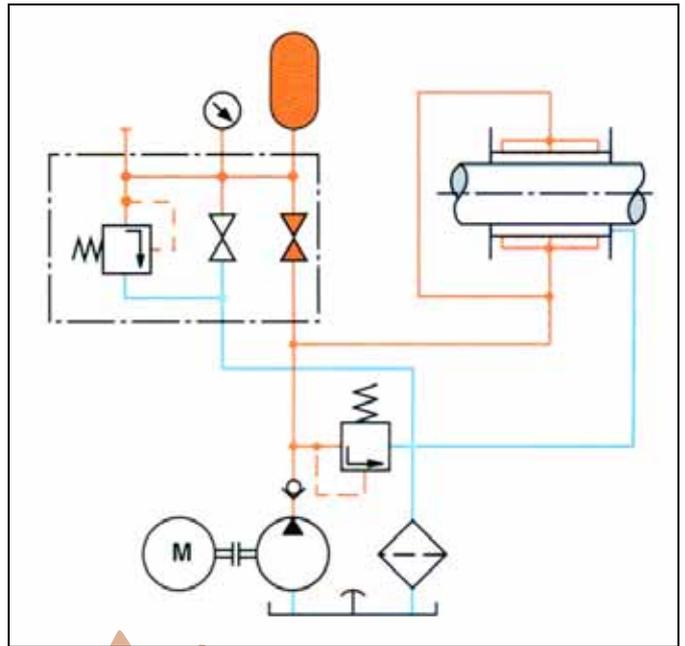


图 9.9 轴承的紧急润滑

避免运行中断

如果停电发生在正处一个运行周期的生产线时，可能造成较大的经济损失。在这种状况下，蓄能器能保证一个已开始的运行周期得以完成。

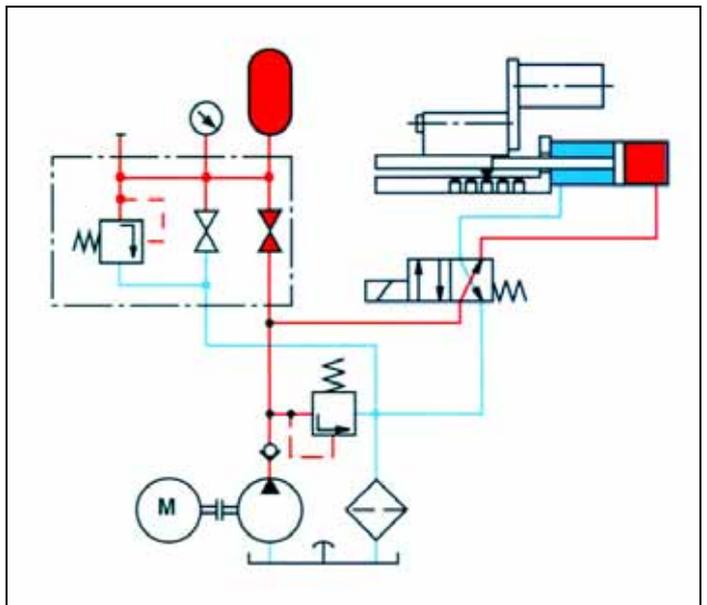


图 9.10 使用蓄能器防止运行中断

2.4 力的补偿

蓄能器可对力和位移进行补偿。这种情况是发生在连续加工时，比如轧钢过程中钢材不平整，或负荷有变化。如果轧辊缸处于平衡，就会出现产品厚度的异常。图 9.11 中为轧机的一个反平衡回路，包括蓄能器和安装在一起的安全/关断阀块。

需要注意以下特点：

- 平稳的力平衡，因而对地基和支架的应力较小
- 省去了平衡重，因而减小了安装所需的重量和体积

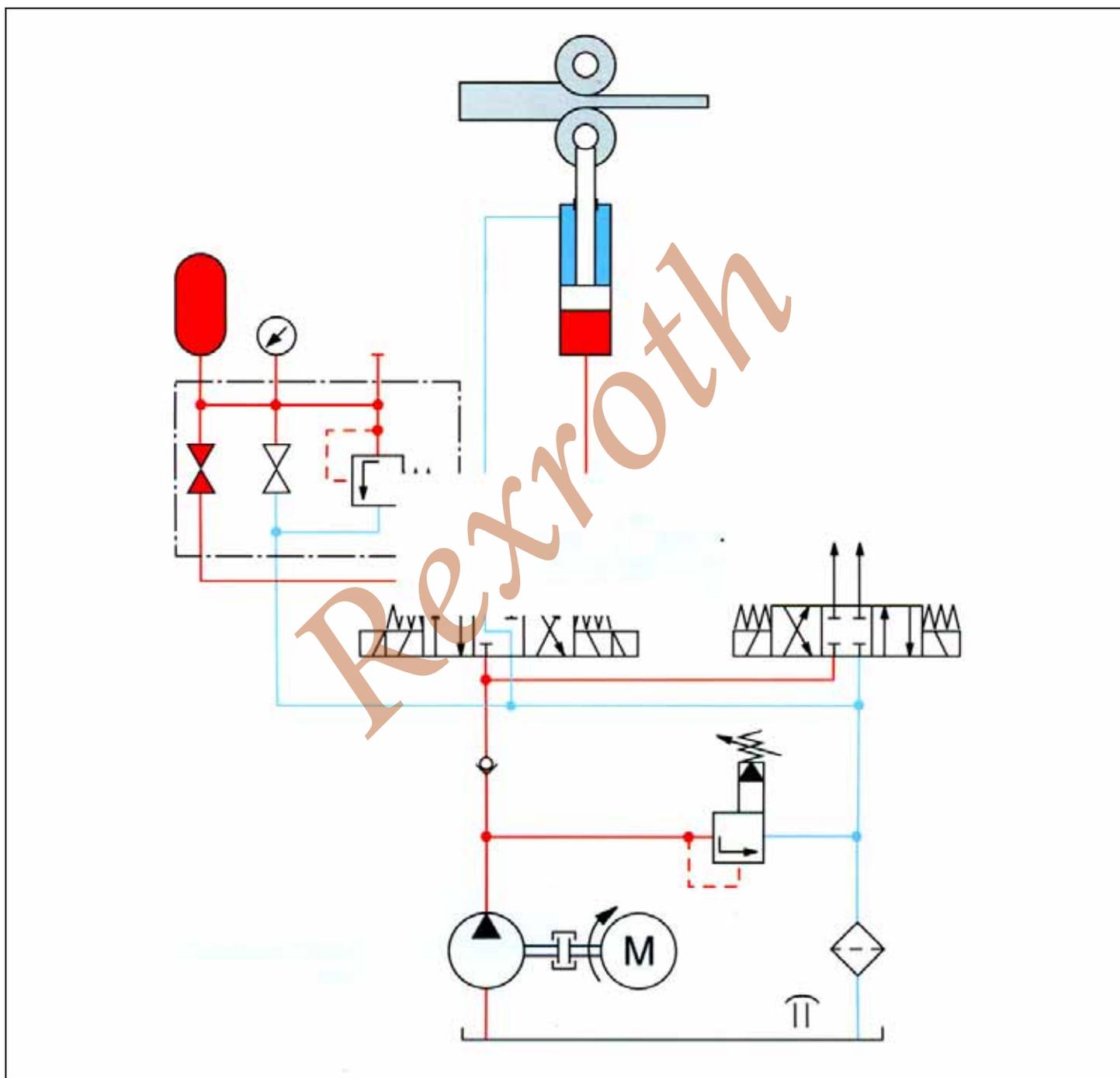


图 9.11 钢板生产中轧辊的平衡

2.5 泄漏油液的补充

液压缸的预作用力，只有当系统泄漏油得到补充时才能保持下去。液压蓄能器可担此任。图 9.12 为补充泄漏油液的回路图。从中可看出，来自蓄能器的油液补充进液压缸腔体内。一旦蓄能器的压力降到设定值以下，泵就启动充液。

特点如下：

- 泵无需连续运行
- 发热少，因而运行费用低
- 系统寿命长

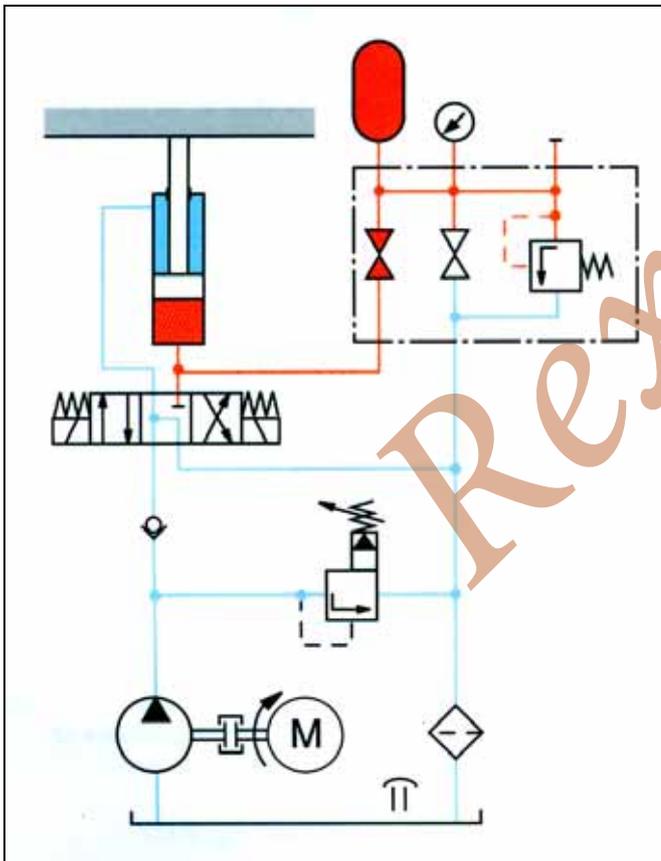


图 9.12 泄漏油液的补充

2.6 对冲击和振动的减震作用

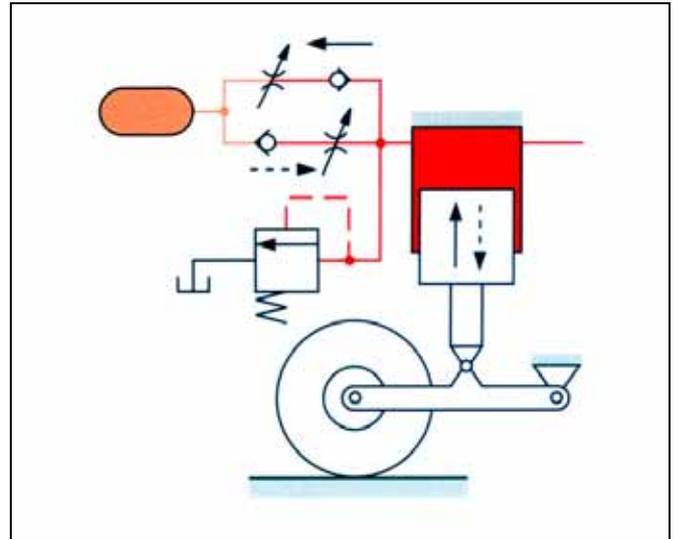


图 9.13 悬挂件用的蓄能器

因系统运行过程的变化，液压流体的流动状态会发生变化，从而出现液压系统中的压力波动。

造成的原因可能是：

- 液压泵内部的不均匀
- 弹簧-质量系统(阀的压力补偿)。与不同等级压力腔的突然连通
- 关断阀和控制阀开关时间过短
- 液压泵的开动和关闭

与上述因素相关联，系统在运行中就会出现流量和压力的波动。就系统中所有元件的使用寿命而言，这些都会产生不利的影响。

压力的波动，与起因相关地，可分为压力冲击和压力脉动。为保证系统的运行不受这些波动的影响，必须在系统设计时确定压力波动的大小，并据此选择合适的减震方法。尽管压力波动的减震方法很多，但事实证明，液压减震器尤其适用于液压系统。

推荐使用液压减震器, 以满足大功率和短时间运行设备的需要, 同时还有满意的降噪效果。这类蓄能器既能减少因设备运动而引起的流量波动, 又能减少波动向共鸣设备的传播, 以有效降噪。此外, 元件和设备的使用寿命得到了延长。

对于容积式泵(图 9.14)

流量脉动的发生与容积式泵的类型有关。这些脉动引起噪音和振动, 造成液压系统的损坏。

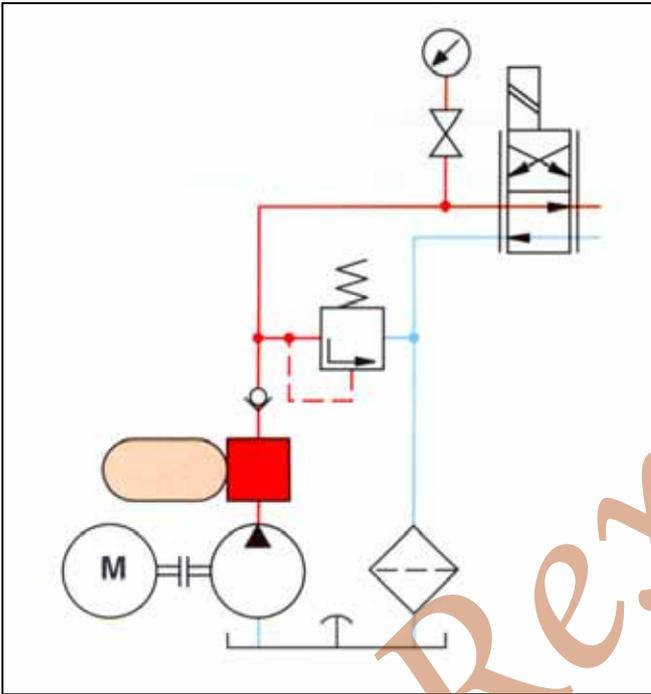


图 9.14 蓄能器减少液压泵的流量脉动

对于高速开关阀(图 9.15)

在需要保证快速, 平稳开启的阀门(如伺服阀和比例阀)两端, 需要安装蓄能器。这样还能避免出现负压峰值, 因为它会对系统压力管路的滤油器造成损害。

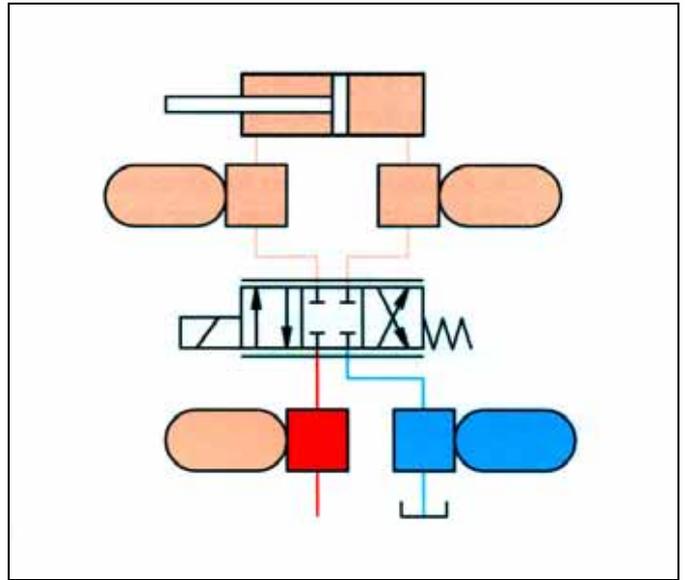


图 9.15 使用蓄能器减少比例阀或伺服阀液压的流量脉动

对于压力振荡(图 9.16)

在多数液压系统中, 压力振荡可由几个液压元件引起, 也可源于系统负载的变化, 如挖掘机铲斗的运动。

使用蓄能器以后, 对压力振荡敏感的元件(如液压泵)可以得到保护。

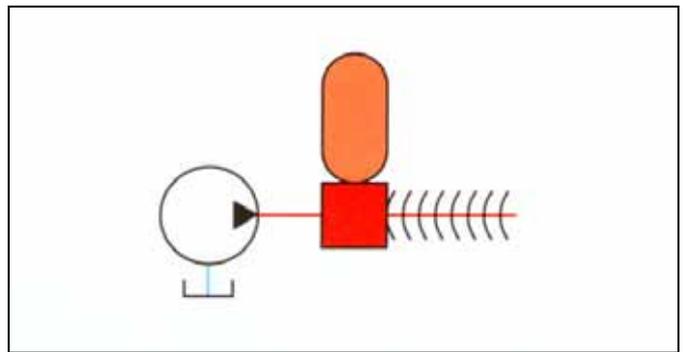


图 9.16 使用蓄能器减少液压泵下游的流量脉动

对于开关过程(图 9.17)

回油路大量流体快速回流时, 就会产生压力冲击, 对冷却器和回油滤油器造成损坏。

此外, 如果一段流动液体突然停止, 那么产生的压力冲击也会对阀门, 管路和接头造成损害。这发生于紧急开关过程中。

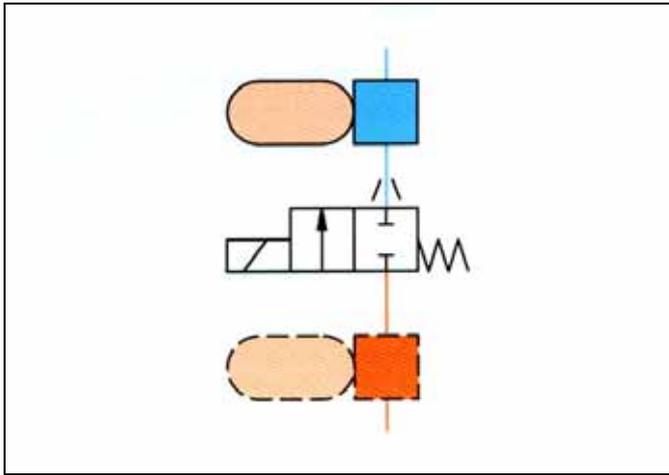


图 9.17 蓄能器吸收压力冲击

用作液压弹簧

液压蓄能器可用作液压弹簧，以减小冲击和振动。

这时的蓄能器内气体，可用作悬挂元件。

液压弹簧的应用有：

— 链条张紧(图 9.18)

蓄能器能够用以张紧机床和车辆的驱动链条，以避免传递冲击。

— 电车电缆的张紧，悬索的张紧(图 9.19)
缆车和电梯悬索(举例)的长度公差要求控制在较小范围内，这样运行才没有干扰。

对于缆车上下山过程，或温度和负荷变化所造成的缆绳长度差别，蓄能器都能进行有效的补偿。

对于电缆要求的长度公差和拉力，蓄能器也能予以保持。

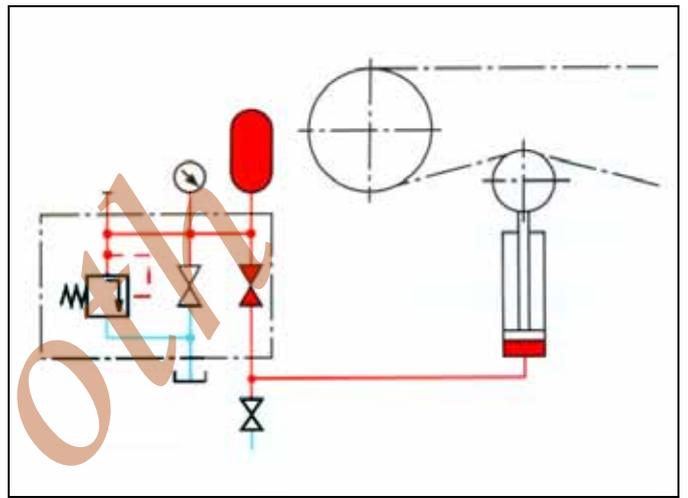


图 9.18 使用蓄能器张紧机床链条

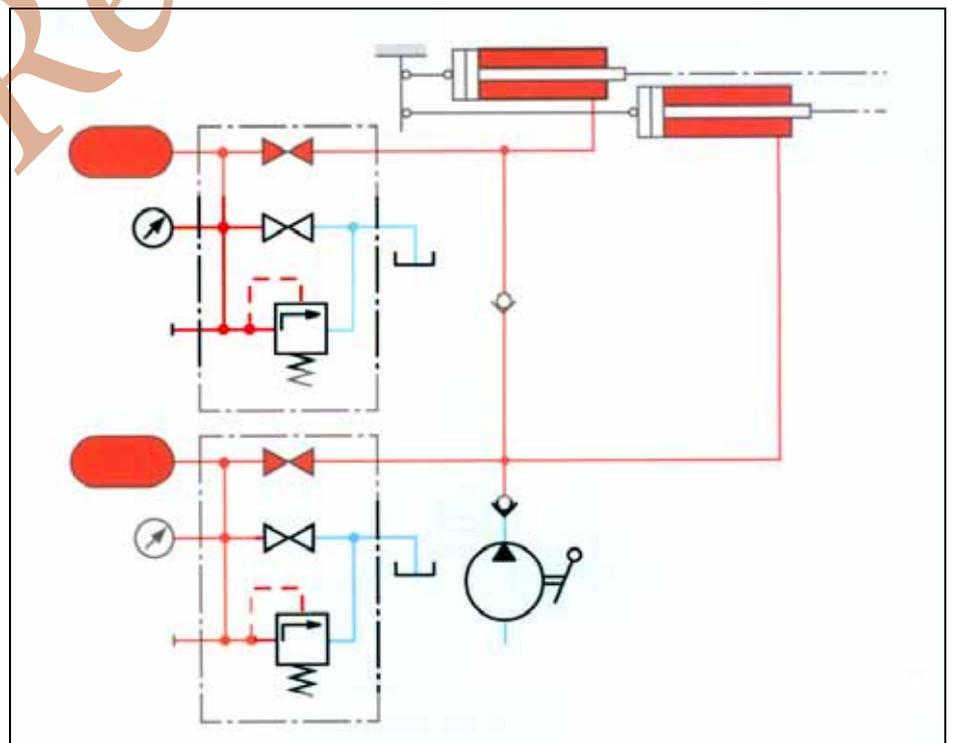


图 9.19 使用蓄能器张紧缆车绳索

一 车辆悬挂 (图 9.20)

当车辆行驶在不平坦的道路或轨道上时, 会产生机械冲击, 损坏车身和底盘。

使用液-气式悬挂系统, 可由液压缸将机械冲击转化为液压冲击。

蓄能器能吸收这些液压冲击。

使用液-气式悬挂系统的好处:

- 减少事故风险
- 延长使用寿命
- 允许运行于高速
- 保持载荷处于要求位置
- 减小材料负荷, 以及
- 降低运行费用

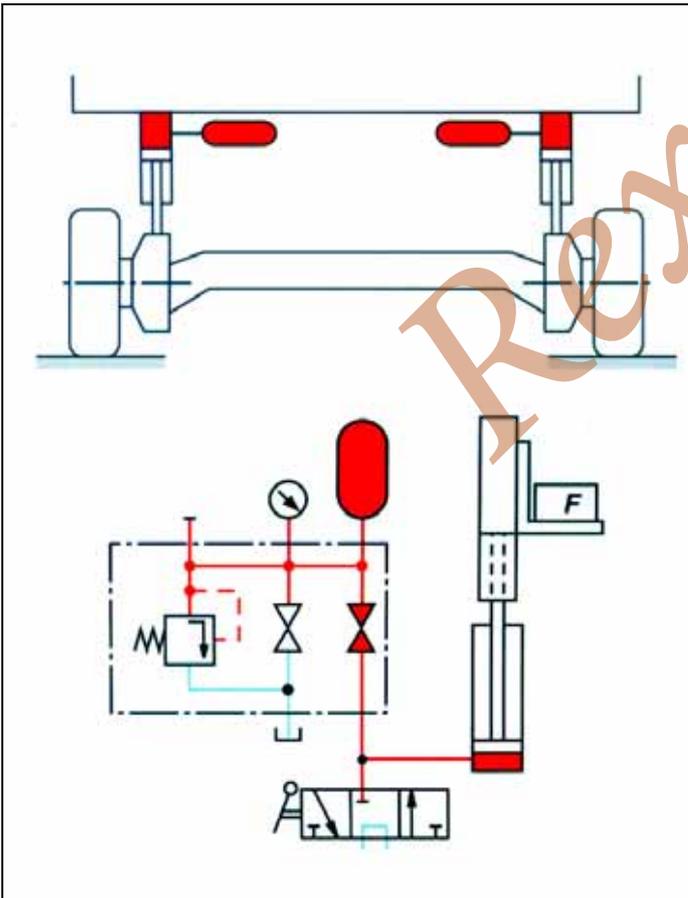


图 9.20 蓄能器用于车辆悬挂系统

对于要求 100% 工作介质隔离的系统, 可用蓄能器达到目的。实际的隔离在蓄能器内通过皮囊或隔膜进行。

2.7.1 液体和气体的隔离

对于以气动为主的系统, 在需要出力大时采用液压驱动, 优点是显而易见的(比如夹紧缸)。

使用蓄能器就可将液压和气动元件分隔开来。由于这样, 也就无需另外再专门安装液压泵组了。

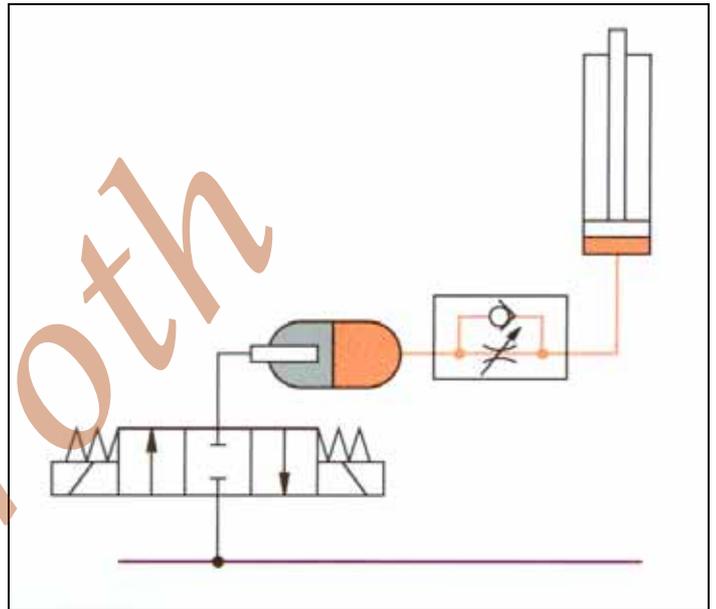


图 9.21 蓄能器将系统气动部件与液压作动部件互相隔离

2.7 流体的隔离

2.7.2 两种液体介质的隔离

例如，化工行业所用的压缩机采用浮动轴套密封。由于功能和污染方面的原因，经压缩机处理后的压缩气体，不能与流体混合。

这种密封型式需要单独的润滑液，其压力需比压缩机输出的气压高 0.5 至 1 bar。

因此在压缩机上方安装了高位油箱，以保持密封处的高压。

油箱中对压缩气体呈中性的流体，被压缩气体加压。

多数油箱中的流体不具润滑性。因此，浮动轴套密封和轴承必需单独采用润滑液。

这两种液体介质的隔离，可用蓄能器来实现。

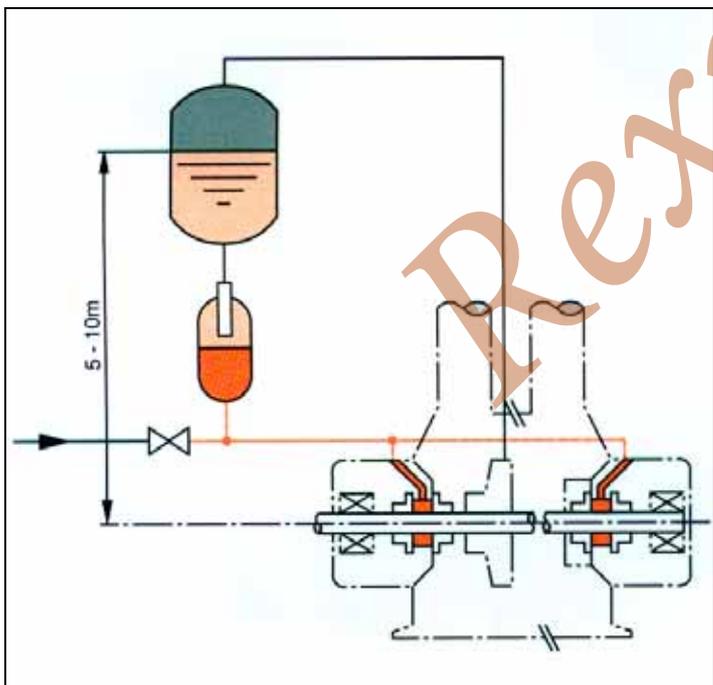


图 9.22 蓄能器用于液体的隔离

2.7.3 两种气体的隔离

无论是对于要防止外界水分经透气阀进入油箱的系统，还是为防止因温度剧变出现凝结泡沫而在油箱充氮气的系统，都可以利用蓄能器来实现与大气压的平衡。

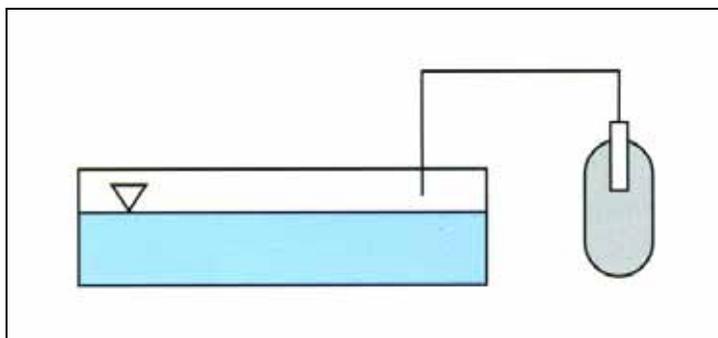


图 9.23 蓄能器用于油箱滤清器

3. 隔离元件不同的各类蓄能器

蓄能器基本包含一个液体腔和一个气体腔，还有一个气密性的隔离元件。液体腔与液压回路相连通。压力增大时，气体受压，流体进入蓄能器内。

液压系统中的蓄能器按隔离元件可分为以下几类：

- 皮囊式蓄能器
- 隔膜式蓄能器
- 活塞式蓄能器



图 9.24 隔膜式蓄能器



图 9.25 皮囊式蓄能器



图 9.26

3.1 皮囊式蓄能器

皮囊式蓄能器包括一个液体腔和一个气体腔，还有一个气密性的皮囊隔离元件。皮囊周围的液体腔与液压回路相连。因此当压力升高时，流体充入皮囊式蓄能器，气体受到压缩。压力降低则压缩气体膨胀，将液体推入系统回路中。皮囊式蓄能器可垂直安装(建议位置)，水平安装或以一定角度倾斜安装(某些条件下)。如垂直或倾斜安装，则始终应将流体阀门装于底部位置。

皮囊式蓄能器包括一个焊接或铸造的压力容器(1)，皮囊(2)，进气阀(3)和进液阀(4)。气体和液压流体由皮囊(2)隔离。

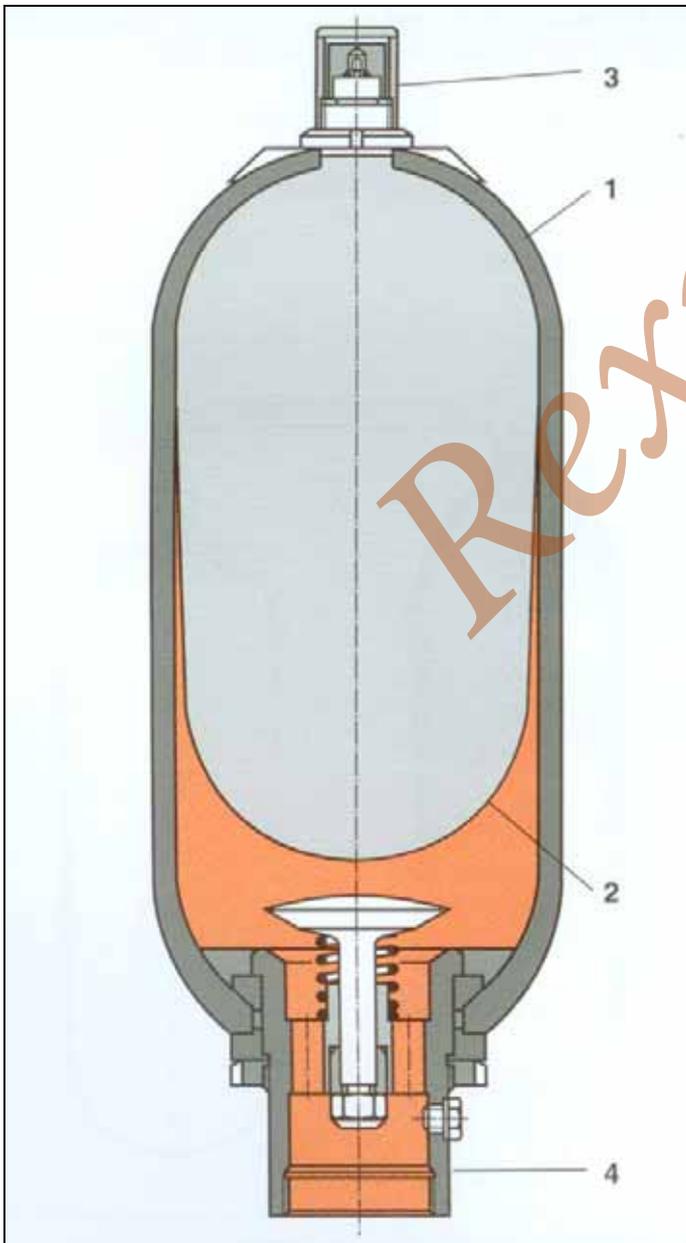


图 9.27 隔膜式蓄能器

3.2 隔膜式蓄能器

隔膜式蓄能器包含一个球形或圆柱形的耐压钢瓶。内部是弹性材料(橡胶)制成并用作隔离元件的隔膜。

蓄能器有两类：

- 焊接式结构
- 螺纹式结构

对于焊接式结构，在进行环形焊接前必须将隔膜压至下方。通过适当的焊接工艺，如电弧焊，隔膜处于特定部位等，可避免橡胶材料在焊接时受损。

螺纹式结构的隔膜定位保持时，将上下两部分旋接在一起，并用连接螺栓加以固定。

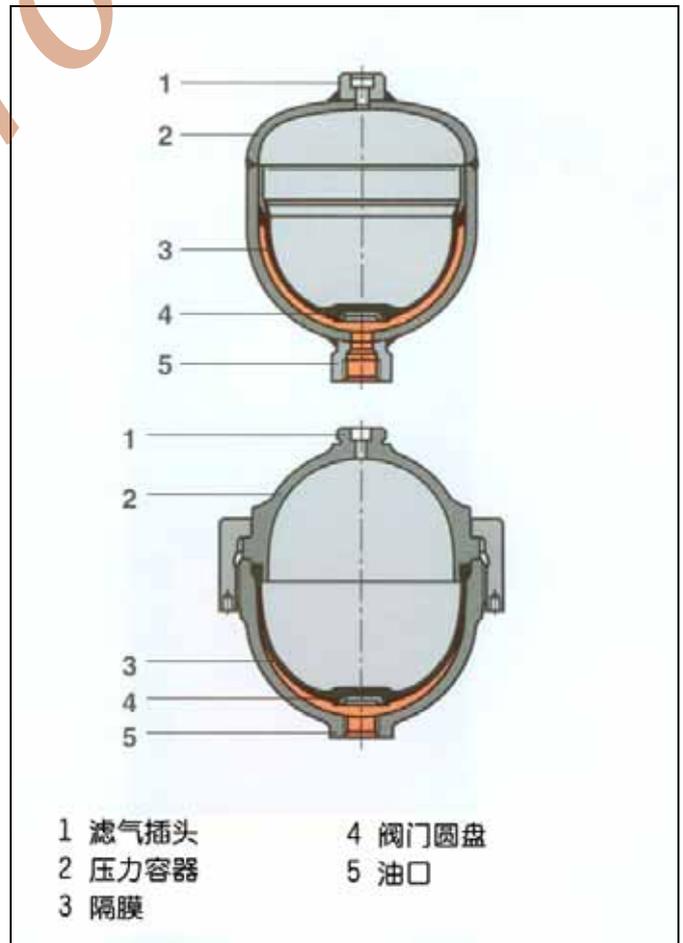


图 9.28 隔膜式蓄能器；上图：焊接结构，
下图：螺纹结构

3.3 活塞式蓄能器

活塞式蓄能器包含液体腔和气体腔，活塞用作气密性隔离元件。气体腔内预充氮气。

液体腔与液压回路相连。因此当压力升高时，流体充入活塞式蓄能器，气体受到压缩。压力降低则压缩气体膨胀，将液体推入系统回路中。活塞式蓄能器可以任何位置安装，但建议垂直安装，使气体腔处于顶部，这样可以避免对活塞密封处的液体污染颗粒进行处理。

活塞式蓄能器的结构如图 9.29 所示。主要包括缸体(1)，带密封系统的活塞(2)，以及分别带液体(5)和气体(6)端口的缸盖(3,4)。缸体有两个作用，其一是承受内部压力，其二是对隔离气-液两相的活塞进行导向。

缸体内壁采用超级研磨，使具有特殊密封系统的活塞移动时摩擦阻力很小。这样，液体腔和气体腔之间大约只有 1bar 的压差。

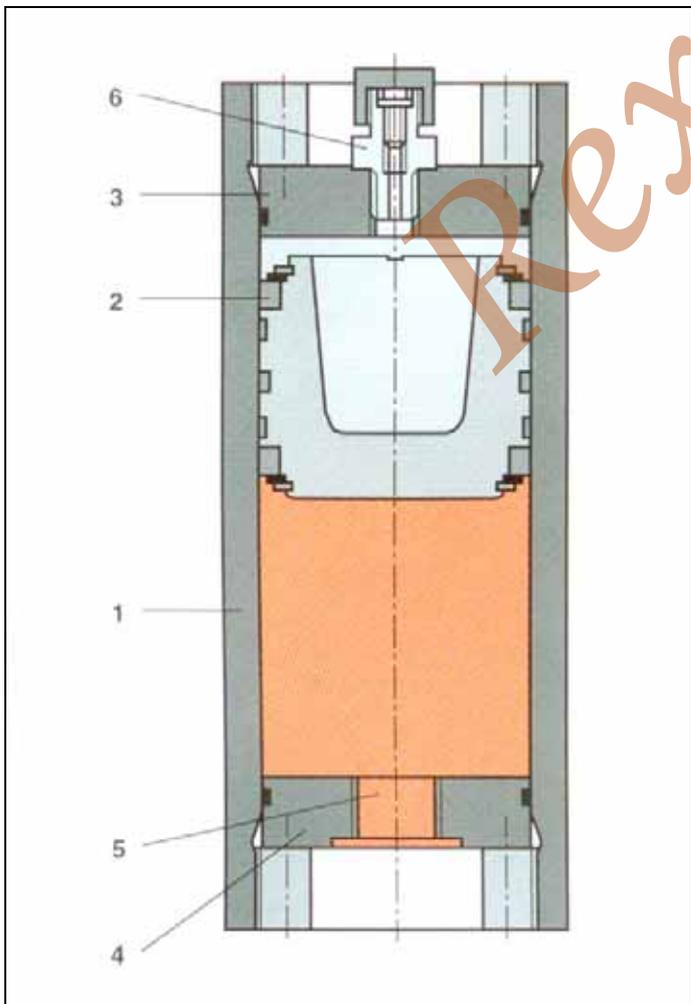


图 9.29 活塞式蓄能器

活塞在蓄能器中所处的位置可被检测。活塞杆端的凸起触头可用作限位开关。任何时刻活塞的位置可用凸起触头加以检测。该位置常用作液压泵起停的触发信号。

3.4 管道气瓶式蓄能器

如果工作压力的最大与最小值相差很小，或有效体积较小时蓄能器需要大量的气体，这两种情况下，建议另设一气瓶与蓄能器相连。

以下方面要在选择蓄能器尺寸时加以考虑：

- 环境温度变化造成的容积膨胀
- 允许的压力和体积比
- 有效容积。

$$p_2/p_0 = V_0/V_2$$

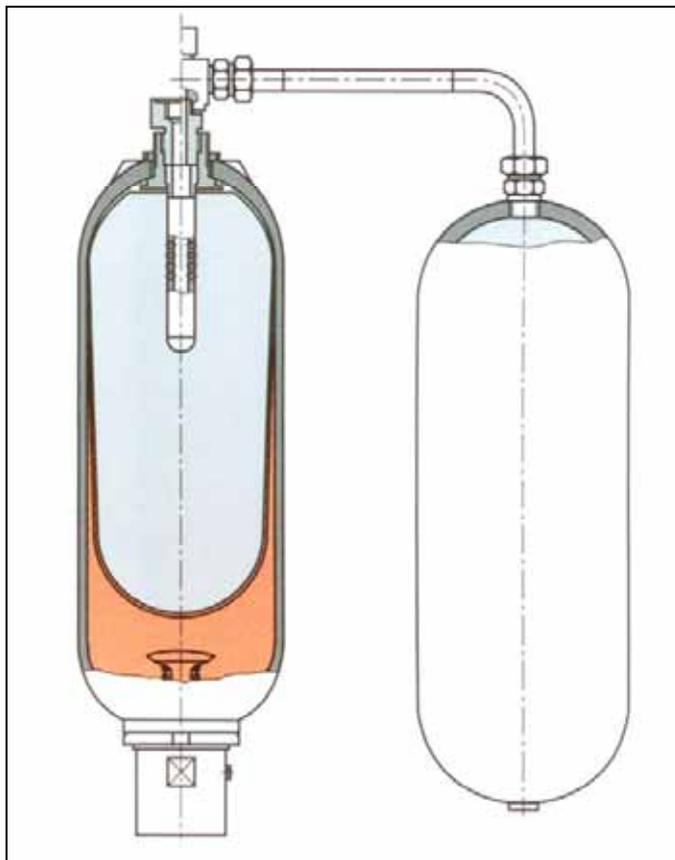


图 9.30 蓄能器与氮气瓶连通

4. 液-气式蓄能器的辅助元件

4.1 安全与截止控制模块



图 9.31 安全与截止控制模块

安全与截止控制模块是一种辅助元件，用于蓄能器或液压执行器的保护，截止和卸荷。该控制模块符合使用国家的安全要求和质量标准。尤其值得注意的是，根据压力容器的技术要求，通过了与压力设备相关的德国压力容器规范。

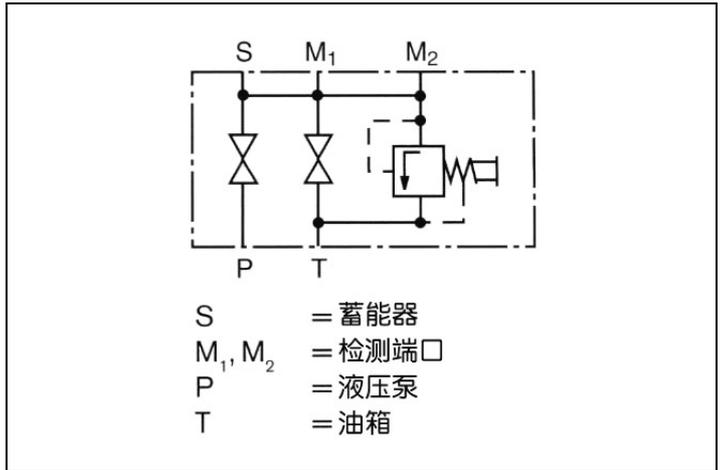


图 9.32 安全与截止控制模块，手动卸荷

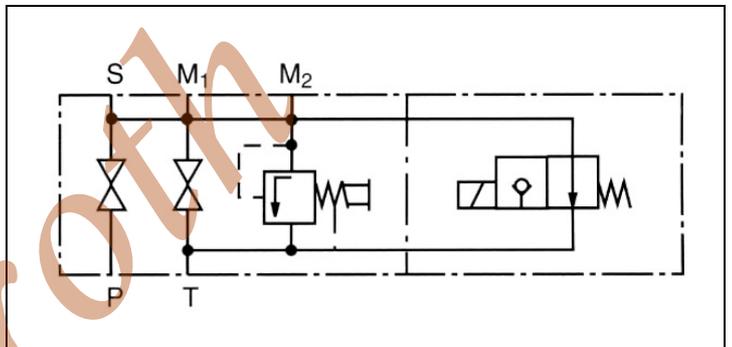


图 9.33 安全与截止控制模块，电磁阀卸荷

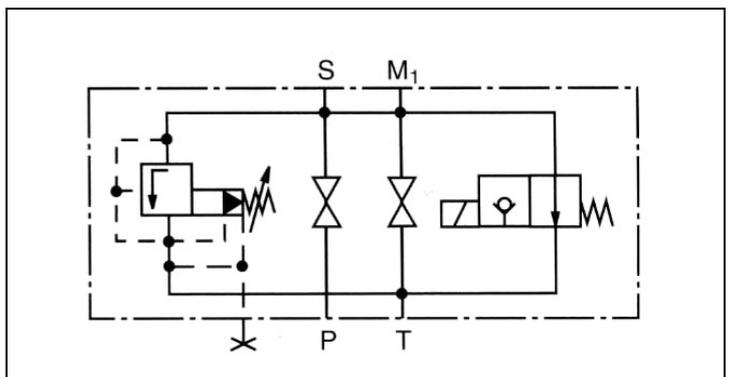


图 9.34 安全与截止控制模块，先导式溢流阀和电磁阀卸荷

4.1.1 设计

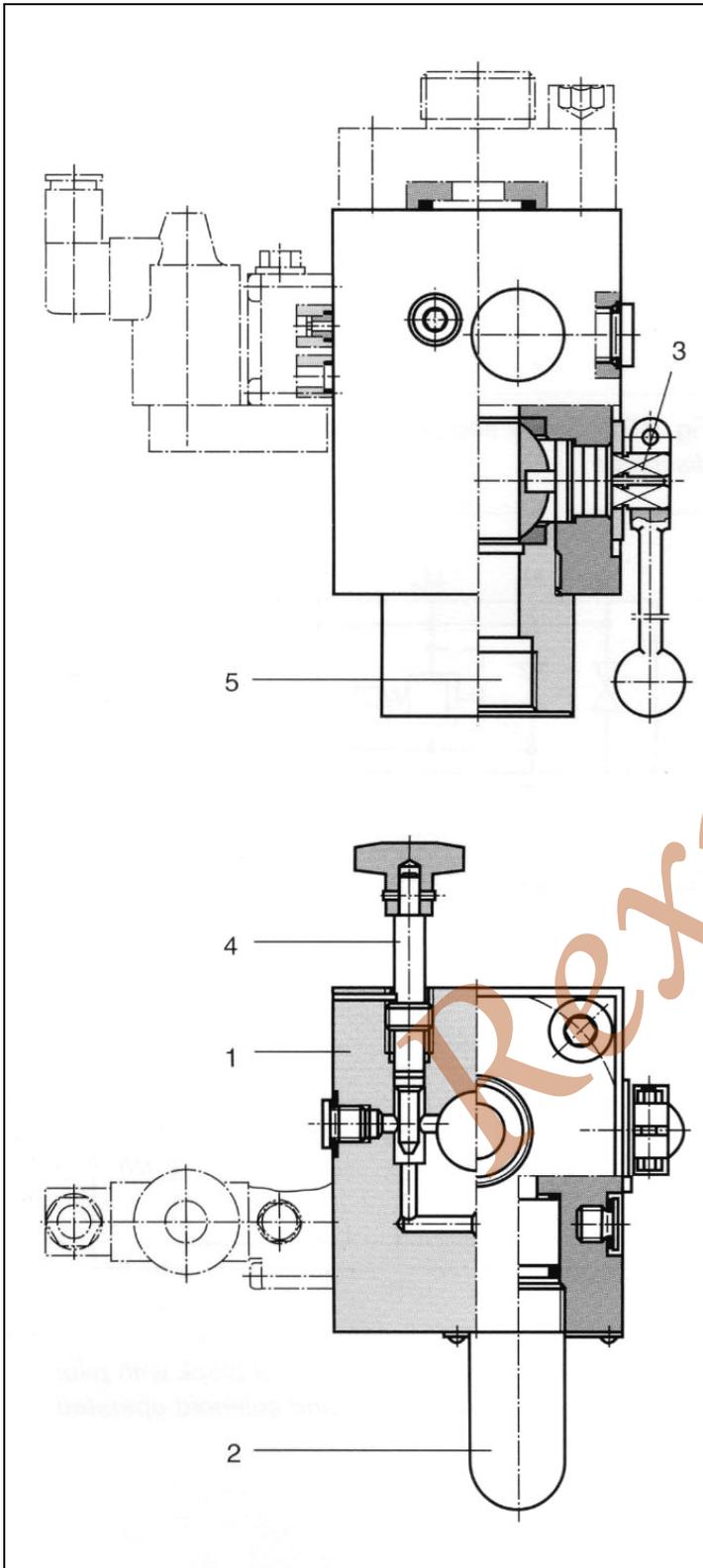


图 9.35 安全与截止控制模块

安全与截止控制模块包括阀块(1), 插装式溢流阀(2), 截止主阀(3), 手动卸荷阀(4), 以及与系统端口(5) 相关的指定压力表端口。

4.2 充气与测试设备



图 9.36 充气与测试设备

通常情况下, 液-气式蓄能器的氮气泄漏很少。为防止在加工周期中, 出现因可能的预充气压 P_0 降低而需要充气, 必需定期检查预充气压。

利用充气与测试设备, 就可对蓄能器进行充气, 或对预充压力进行改变。要达到这一目的, 充气与测试设备必需与蓄能器的气压阀门螺纹连接, 并用一根柔性充气软管接标准氮气瓶。如需检查预充压力或仅是减压操作, 则无需接充气软管。对于蓄能器指明的预充气压 P_0 , 必须在每次装机和维修后加以检查, 此次初次设定之后, 每星期还需至少检查一次。如没有发现氮气泄漏, 可在大约四个月后再检查一次。如仍未漏气发生, 则一年检查一次就够了。

4.3 充氮设备



图 9.37 便携式充氮设备



图 9.38 移动式充氮设备

充氮设备可对蓄能器进行快速的充气或补气。能保证对标准气瓶的最佳利用，余压可达 20bar，最大充气压可达 350bar。

4.4 固定元件

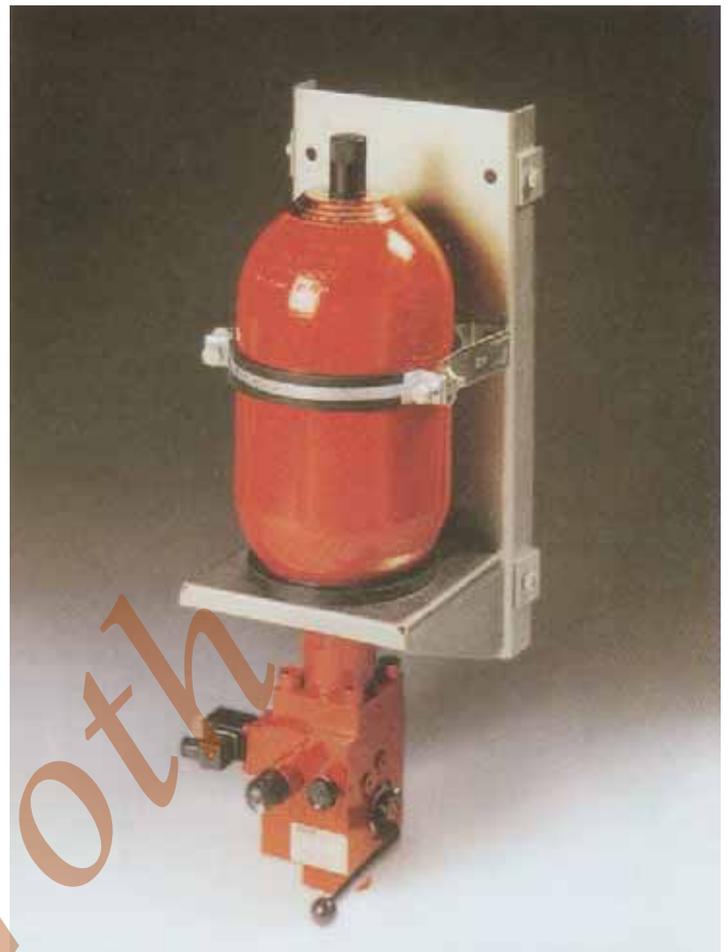


图 9.39 隔膜式蓄能器，固定元件和安全/截止控制模块

由于本身较重，内部流体还产生加速力，因此，液-气式蓄能器必需得到充分的安全防护。安全防护的重点，主要是避免这些蓄能器对管路系统产生附加的力和扭矩。

5. 带液气隔离元件的蓄能器

5.1 运行参数的定义

液-气式蓄能器的设计参数在图9.40中作了清楚的说明。

描述气体状态的状态变量，是压力，温度和体积。



图 9.40 运行参数

5.2 气体的状态变化

气体状态的变化可能是

- 等容过程
- 等温过程
- 绝热过程, 或
- 多变过程

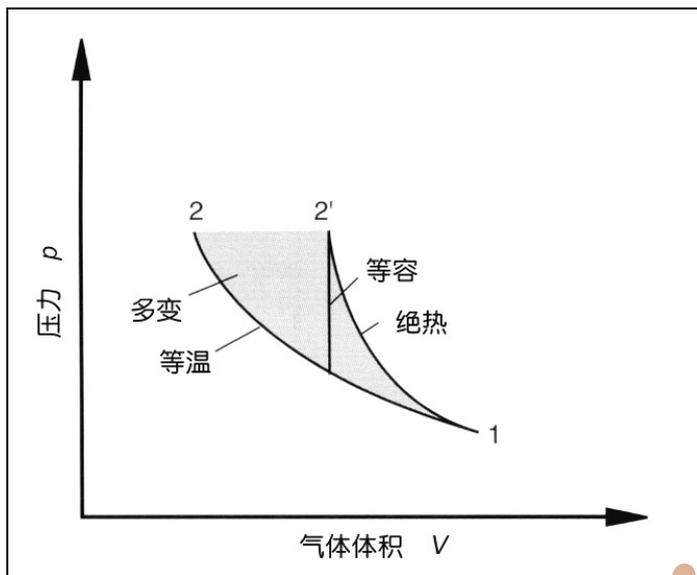


图 9.41 p-V 图中的气体状态变化

5.2.1 等容过程

在气体的这种状态变化中, 体积没有改变, 因此没有做功。这种状态变化, 发生在低温下预充气的气态腔, 由于与外界的热交换而发生预充气压力改变的情况

$$p/T = p_1/T_1 = \text{常数} \quad (1)$$

5.2.2 等温过程

在气体的这种状态变化中, 热量与外界进行了充分的交换, 而温度不发生变化。

当蓄能器充/排液的时间很长时, 就处于这种状态过程中。由于工作周期长, 气体与环境可进行充分的热交换

$$p \cdot V = p_1 \cdot V_1 = \text{常数} \quad (2)$$

5.2.3 绝热过程

在气体的这种状态变化中, 充放气时间很短而来不及与周围进行热量交换。

$$p \cdot V^k = p_1 \cdot V_1^k = \text{常数} \quad (3)$$

体积与压力, 温度与压力之间的依存关系, 也可从气体状态方程推算得到。

$$T \cdot V^{k-1} = T_1 \cdot V_1^{k-1} \quad \text{以及} \quad (4)$$

$$T \cdot p^{(1-k)/k} = T_1 \cdot p_1^{(1-k)/k}$$

上述方程中, k 为绝热指数, 对于双原子气体, 正常情况下可设定为 1.4。

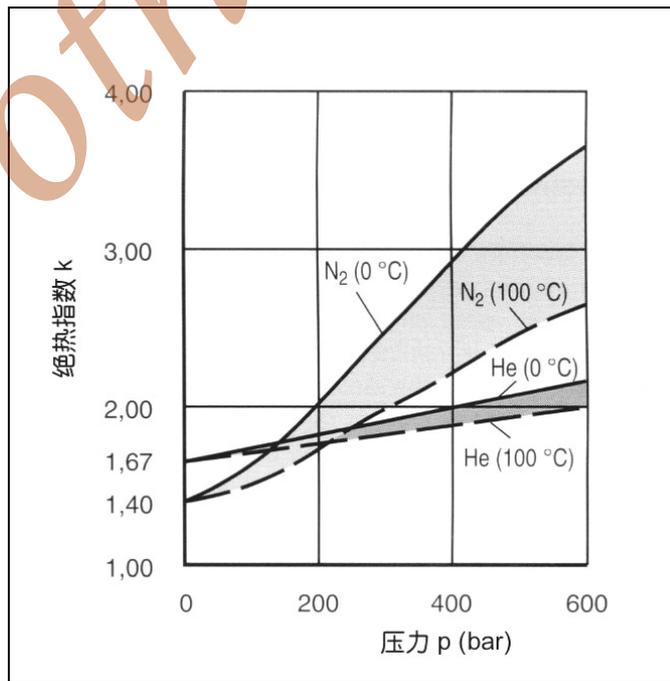


图 9.42 氮气和氦气在 0°C 和 100°C 的绝热指数

5.2.4 多变过程

由于蓄能器的运行型式, 从不按理论假设的无热交换, 状态变化过程往往介于等温和绝热之间。这一类变化过程叫做多变过程。多变过程的函数关系与绝热过程的相似, 只需以多变指数 N 代替绝热指数就可以了。

5.3 蓄能器尺寸的确定

蓄能器设计中所用的公式，决定于充放液过程的时间。单凭经验的方法，可用下列界限确定用何公式。

工作周期 < 1 分钟
→ 绝热过程

工作周期 > 3 分钟
→ 绝热过程

工作周期 < 1 分钟
→ 等温过程

工作周期 在 1 分钟 到 3 分钟 之间
→ 多变过程

表 9.1 给出了设计中必需的计算方程。不仅如此，设计时需遵守一些经验值，才能获得蓄能器容积的最佳利用和较长的使用寿命。

表 9.2 给出了不同类型蓄能器的经验值。

5.4 与理想气体特性的偏差

气体状态方程只是对理想气体才有效。而不同的气体，如氮气，即便在高压下也与理想气体存在差异。这种特性称为实际特性或非理想气体特性。实际气体的状态变量 p , T 和 V 之间，只有近似的数学关系。实际应用中，如欲用这样的方程得到足够的精确度，则需要付出很多努力，计算时间很长，只有计算机才可能胜任如此大的计算量。由于这样，在考虑真实气体的特性时，建议采用修正系数。

因此，等温过程的状态变化可如此计算：

$$V_{0 \text{ real}} = C_i * V_{0 \text{ ideal}}$$

绝热过程的状态变化

$$V_{0 \text{ real}} = C_a * V_{0 \text{ ideal}}$$

这些方程中的修正系数 C_i 和 C_a 可从制造商的规格中加以确定。

5.5 设计步骤

为了计算和确定响应的蓄能器尺寸，可假设流体体积 ΔV 或所需能量 Q 为已知，并考虑到其他条件，诸如

- 最大工作压力
- 最高和最低温度
- 工作压差

设计时初始假定：工作压力为 p_1 和 p_2 的两个状态，变化过程为绝热过程。由于其他状态变化均以此为计算基础，因而这种假设是允许的。

通过事后核对时间特性方面的计算结果，以及确认与绝热过程的偏差，就可对设计结果加以修正（修正系数 C_i 和 C_a 可从制造商的规格中加以确定）。

蓄能器的预充压力（气体预充压力）应在最高工作压力的 0.7 至 0.9 倍以内（在最高工作温度下）。

$$P_{0(T2)} = 0.9 * p_1 \quad (5)$$

这是为了防止蓄能器隔离元件在阀门范围内，因连续运行而对阀门造成损害。

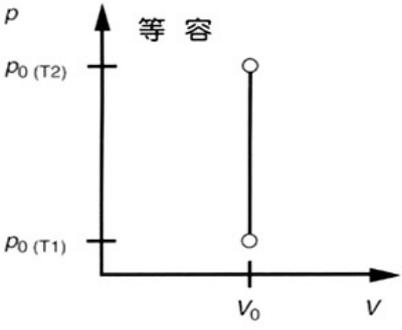
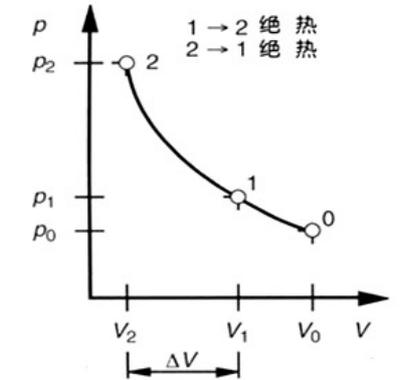
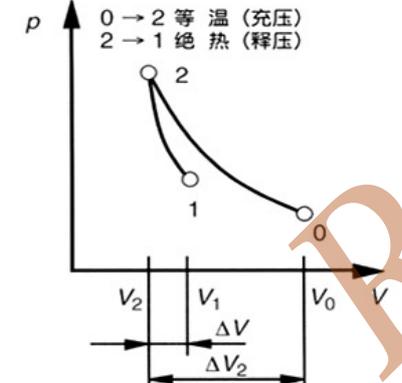
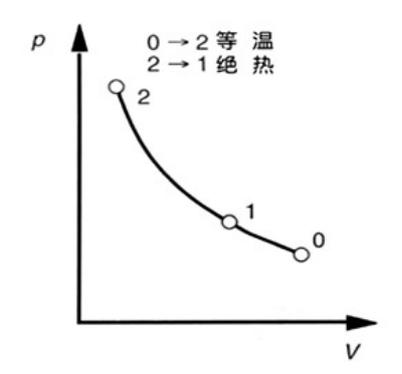
循环 (状态变化)	方程	注意事项
	$p_{0(T1)} = p_{0(T2)} \cdot \frac{T_1}{T_2}$	<p>$p_{0(T1)}$ = 最低温度T_1(开尔文)时的初始压力 $p_{0(T2)}$ = 最高工作温度T_2(开尔文)时的初始压力 应用 当工作温度在偏离充气温度时, 计算初始压力存</p>
	$\Delta V = V_0 \left[\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]$ $V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}}$	<p>氮气 多变指数 $n = k = 1.4$ (温度 T_1 时压力为 p_0) 应用 储能</p>
	$\Delta V_2 = V_0 \frac{p_0}{p_2} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^n - 1 \right]$ $V_0 = \frac{\Delta V \cdot \frac{p_2}{p_0}}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^n - 1}$	<p>应用 应急功能, 防护功能 (温度 T_1 时压力为 p_0)</p>
	$\Delta V = V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2} \right)$ $V_0 = \frac{\Delta V}{\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2}}$	<p>应用 漏油补偿, 容积补偿 (温度 T_1 时压力为 p_0)</p>

表 9.1 蓄能器设计的基本方程

	气囊式蓄能器		隔膜式蓄能器		柱塞式蓄能器 低摩擦型
	高压	低压	焊接式	螺纹式	
充气压力 p_0 (T_p) (在最高工作温 度时)	$\leq 0.9 \cdot p_1$ (储存能量) $= 0.6 \text{ bis } 0.9 \cdot p_m$ (吸收振动) $= 0.6 \cdot p_m$ (吸收脉动)		$\leq 0.9 \cdot p_1$ (储存能量) $0.6 \cdot p_m$ (吸收脉动)		$\leq p_1 - 5 \text{ bar}$ $< 2 \text{ bar}$ (低摩擦柱 塞) $< 10 \text{ bar}$ (普通柱塞)
安装位置	垂直 (水平只用于特定工况)		任何部位	任何部位	任何部位 (视监控设备 而定)
最大压力比 p_2/p_0	4:1	4:1	4:1 至 8:1	10:1	无限制
最大工作压力	550 bar	35 bar	210 bar	400 bar	350 bar
流量	至40 L/s	至140 L/s	4-6 L/s	4-6 L/s	取决于柱塞直径, 最大 柱塞速度为 2 m/s
蓄能器容积	至50L	至450L	至3.5L	至10L	至250L
	— 可更换气囊, — 有些可检查状况	— 可更换气囊, — 不可检查状况	— 气体可用体积小 — 价格低廉 — 隔膜不可更换 — 不可检查状况	— 气体可用体积小 — 隔膜可更换 — 不可检查状况	— 可检查状况 — 特别推荐的型式 — 柱塞可更换
p_m = 自由流动时, 平均运行压力; 压力: 通常指绝对压力					

表 9.2 标准蓄能器的使用条件

5.6 标准应用中蓄能器的选用方法

5.6.1 隔膜式蓄能器

隔膜式蓄能器的气体和有效容积较小。其优点是优良而有效的密封, 以及较长的使用寿命。可安装于任何位置, 且运行无惯性。

5.6.2 气囊式蓄能器

气囊式蓄能器具有适中的有效容积, 响应速度快。近几年来由于气囊质量的改善, 气密性和寿命有了很大的提高。

气囊式蓄能器应垂直安装, 在流体出口处于底部时也可水平安装。

5.6.3 柱塞式蓄能器

柱塞式蓄能器适用于较大有效容积的场合。如与附加气瓶相连则更为有用。

这类蓄能器的缺点是隔离柱塞太重, 因而响应速度较慢, 还有密封处的摩擦力也不小。这造成有效压力减小了 10%。充放气时柱塞的速度不得超过 2m/s。柱塞式蓄能器可安装于任何位置。

6. 安全规范

蓄能器只能由原制造厂派人进行维修。任何情况下都不可对蓄能器进行焊接和钻孔等作业。

高压气体因存储能量而危机四伏，所以蓄能器的安装和维修保养必须严格遵循制造厂商的操作规程。

最重要的维护任务，就是定期检查预充压力 p_0 。

蓄能器应该安装在容易作业的位置，且必须安装稳固。安装强度必须能够抵御因管道破裂引起的震动冲击。

液压泵与蓄能器之间的管路上必需安装单向阀，这样一来就可避免流体惯性力对管道产生影响。

每一压力容器都必须安装合适的压力表，以显示其额定工作压力。压力表必须清晰标明最大许用工作压力。每一压力表都应配有合适的安全阀，其安全值的设定应杜绝外行作业。

与蓄能器相关的安全阀一般不大可能关闭。因此，应该在尽可能靠近压力容器的入口管道处安装关断设备。

在德国，蓄能器作为压力容器的一种，应该符合压力容器标准的相关规范。安装过程中仪器的操作都应遵循特定的规范（TRB）。根据额定压力 p （bar，巴）将蓄能器分为各种类型，还有容积（升）和内部压缩空气的种类（P*I）。

根据所属的不同类别，蓄能器必须按照表 9.3 进行相关的测试。

由于德国 TÜV 标准并非各地通用，因而在德国以外的别国安装蓄能器，必须具备该产品在该国已通过相关验收的有效证明文件。

组别	安装前的测试	工作场所	定期测试
II. $p > 25\text{bar}$, 且 $p \cdot I \leq 200$	压力测试。 制造商通过加盖“HP”标志予以确认，或颁证表明已经按规范生产和测试	验收测试。 (根据规范进行设备及其安装测试) 经由专业技师进行。	操作工可根据经验和油液类别决定多长时间进行一次测试
III. $p > 1\text{bar}$, $p \cdot I > 200$ 且 $p \cdot I \leq 1000$	由专业技师进行结构预测和加压测试，并由使用厂家颁证（测试类别），或专家组TÜV 单项验收试验	专家验收测试（德国TÜV V）	同 II 组
IV. $p > 1\text{bar}$, 且 $p \cdot I > 1000$	同 III 组	同 III 组	内部测试。 非腐蚀性液体，每10年一次； 否则每隔5年一次； 压力测试：专家测试每10年一次（德国TÜV）

表 9.3 蓄能器测试组及测试项目

备注

Rexroth

第十章

单向阀

1. 概述

液压系统中的单向阀，主要用于阻断一个方向的液流流动，而允许反方向的自由流动。因此，单向阀也称为止回阀。

在单向阀中有一个阀座，因而能够形成无泄漏的隔离回路。隔离元件采用球阀，盖板阀，锥阀或软阀座锥阀。

用钢球作为密封元件的优点是制造成本低。缺点则是钢球会在运行中稍微发生变形，也即阀座使其产生凹陷。由于阀座不能总在同一点上施压，使用一段时间后会导导致泄漏。钢球需要附加导引，否则就可能被撞离正常位置（如被弹簧和液动力）。

与此相反，锥阀芯在控制中总能处于同一个位置。短时间运行以后，锥阀芯被撞入，使单向阀完全密封。锥阀芯的制造在技术上比钢球更复杂。

软阀座锥阀只适用于低压和小流量系统。然而，软阀座锥阀的确具有能弥补阀座制造偏差的优点。

根据应用的不同，有三类单向阀：

- 简易单向阀
- 液控单向阀
- 预防气穴阀

2. 简易单向阀

这类阀（图 10.2）包括壳体（1）和表面硬化活塞（2），该活塞由弹簧（3）推压在密封阀座上。

当液流沿着阀的可通过方向流经单向阀时，座阀阀芯被液压力抬高阀座，使液流自由流过。在相反方向，弹簧与液压力将阀芯推压在密封阀座上，通道关闭。

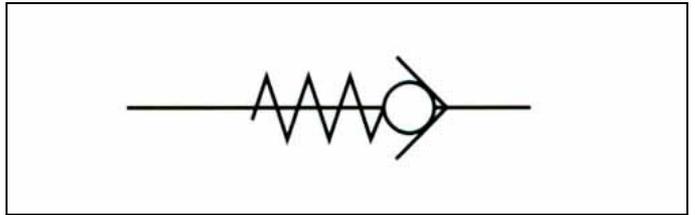


图 10.1 单向阀的符号

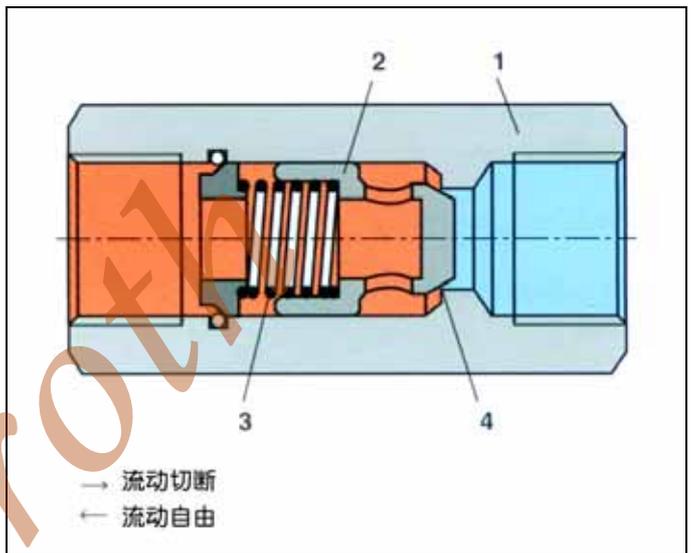


图 10.2 管道安装式单向阀



图 10.3 管道安装式单向阀

运行压力决定于所选弹簧力（其压缩量）和座阀受压的面积，根据应用的不同，一般在 0.5 至 10 bar。

无弹簧的单向阀必须始终垂直安装。这样在常态时，隔离元件可凭自身重量保持在关闭阀座的位置。

现有单向阀的连接方式有：

- 螺纹连接
- 盖板连接
- 法兰连接
- 插装阀块连接
- 叠加式连接

单向阀可用于：

- 旁路节流回路
- 关闭一个方向的流动
- 用作旁路阀，如当污染使背压升至特定值时，对回油路滤油器进行旁路处理
- 用作预拉伸阀（保持阀），在一个工作周期中产生一定的背压

所谓的“整流回路”是通过四个单向阀连接而成，如图 10.7 所示。它主要用在流量阀或压力阀的连接中。利用这一回路，无论是红色还是黑色，通过节流阀的流向均相同。



图 10.5 叠加式单向阀



图 10.6 插装式单向阀

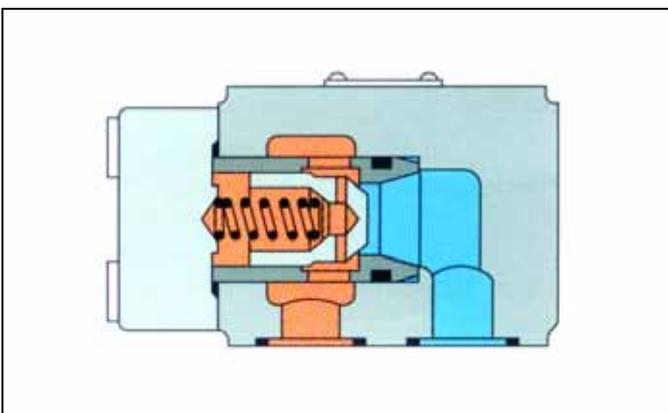


图 10.4 盖板式单向阀

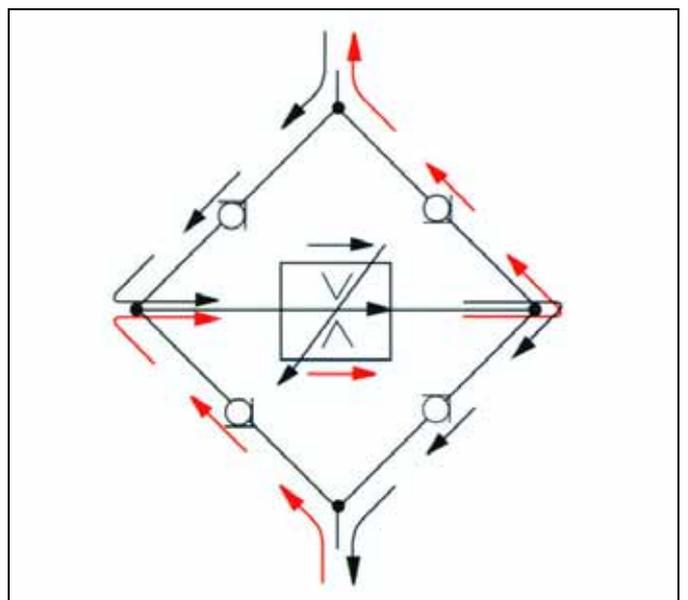


图 10.7 整流回路

3. 液控单向阀

与简易单向阀相反，液控单向阀在反向也可打开。

这类阀主要用于：

- 隔离有压力的工作回路
- 预防管道破裂时的负载下落
- 防止液压负载型执行器的爬行现象

液控单向阀有两种：

3.1 无泄油口型

如图 10.9 所示，从 A 到 B 为自由流动。

流体压力作用在主阀芯的截面积 A_1 上，克服弹簧力(3)将锥阀从阀座上抬起。从 B 到 A 不允许有流动存在，这与普通单向阀的功能相同。

控制柱塞(4)将阀开启。该柱塞被 X 端口的先导油推向右方，一旦先导压力达到一定值，就打开主阀芯。

该所需的先导压力，与 A_1 和先导阀芯截面积之比有关，比值为 1:1.5 ~ 1:10

一旦先导压力达到上述值，整个面积 A_1 突然开启，这可能引起失压冲击，在大体积的压油释压的情况下尤其剧烈。这些压力冲击不仅造成噪音，还会造成整个液压系统的应力冲击，特别是螺栓和阀门的运动件。

为在应用中避免这类现象，将阀设计成预开口的型式(参见图 10.10)

当控制口 X 有压力油时，控制柱塞(4)从阀座先推开的是预开口阀芯(2)，其次是主阀芯(1)。预开口是一个较小面积的流动口。在主阀芯整个面积完全开启前，该预开口能使液压缸慢速伸出。阀内的液流方向是从 B 到 A。这种设计使压力油缓慢失压。

为使阀能够通过控制柱塞(4)进行可靠的控制，对先导压力的最小值有一定的要求。

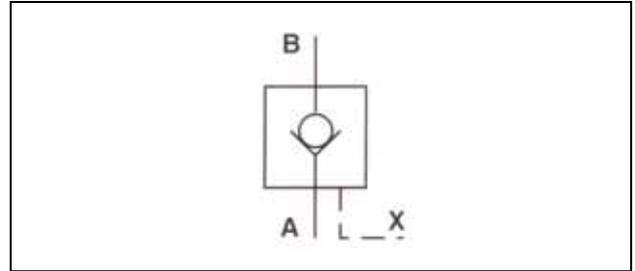


图 10.8 液控单向阀，无泄油口

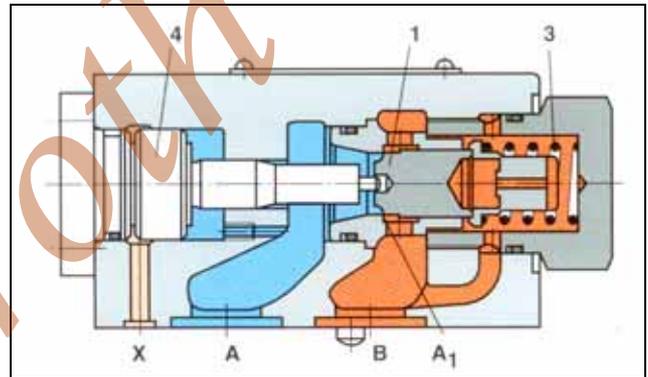


图 10.9 液控单向阀，主锥阀芯无预开口，无泄油口

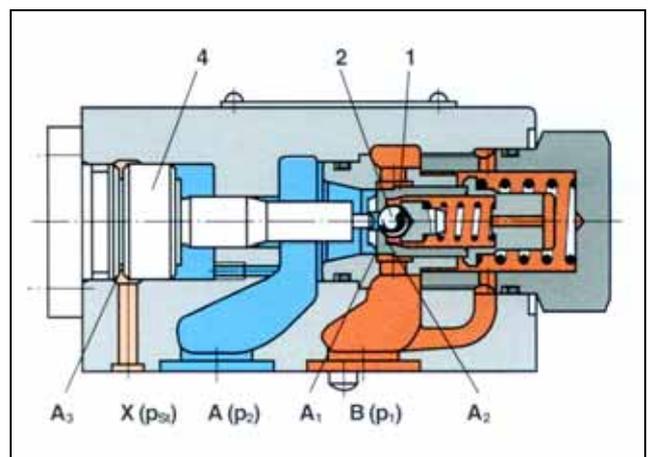


图 10.10 液控单向阀，主锥阀芯有预开口，无泄油口

下面分析如何确定先导压力，计算中符号的含义有：

p_{St} = 先导压力

p_1 = 液控单向阀端口B的压力

p_2 = 液控单向阀端口A的压力

A_1 = 主阀芯的截面积

A_2 = 预开口阀芯的截面积

A_3 = 控制柱塞的截面积

A_K = 液压缸柱塞的截面积

A_R = 液压缸环形截面积

F = 液压缸的负载

F_F = 包括摩擦力的弹簧力

阀的力平衡方程 (图 10.10)

$$\begin{aligned} p_{St} * A_3 &= p_1 * A_1 + F_F + p_2 * (A_3 - A_1) \\ A_3 &> A_1 \end{aligned} \quad (1)$$

以上计算适用于A端口零压 ($p_2 = 0 \text{ bar}$)。A端口的压力作用在控制柱塞，与先导压力相反。

阀的力平衡方程 (图 10.11)

$$\begin{aligned} p_1 * A_R &= p * A_K + F \\ p_1 &= p * \frac{A_K}{A_R} + \frac{F}{A_R} \end{aligned} \quad (2)$$

如果将方程 2 带入方程 1，就可得到无泄油口型单向阀在端口X的先导压力 p_{St}

$$p_{St} \geq \left(p * \frac{A_K}{A_R} + \frac{F}{A_R} \right) * \frac{A_1}{A_3} + \frac{F_F}{A_3} + p_2 * \left(1 - \frac{A_1}{A_3} \right) \quad (3)$$

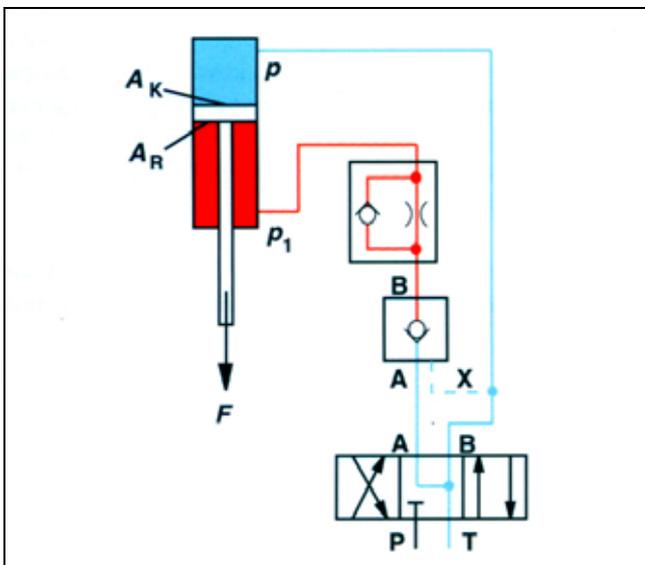


图 10.11 回路图

3.2 有泄油口型

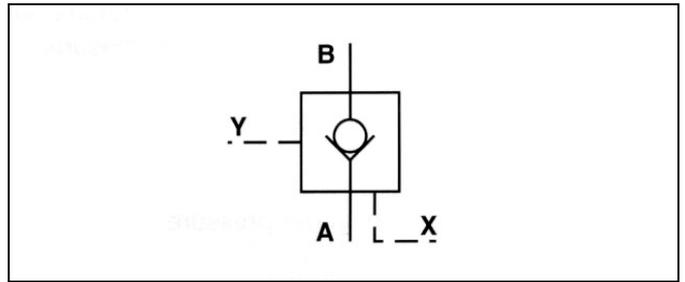


图 10.12 液控单向阀，带泄油口

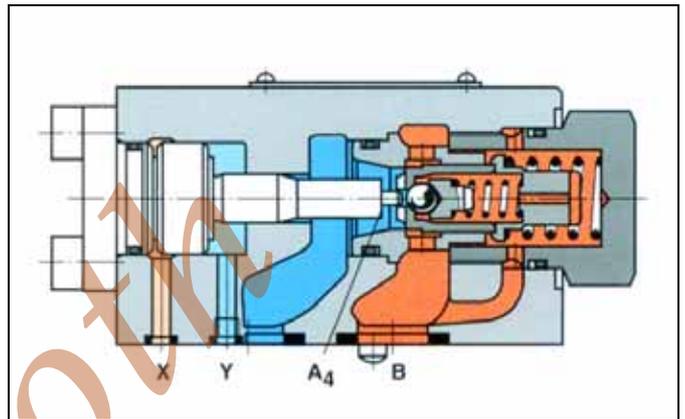


图 10.13 液控单向阀，主锥阀芯有预开口，带泄油口

与无泄油口型液控单向阀相反，控制柱塞的环形面积与A端口相隔离。A端口的压力只作用在控制柱塞的 A_4 面积上(图 10.13)。

阀的力平衡方程

$$p_{St} * A_3 = p_2 * (A_1 - A_4) + p_1 * A_1 + F_F \quad (4)$$

以上方程表明，如果阀打开，就可产生压力 p_2 ($p_2 > 0$)，该压力只作用于柱塞轴，因而不会对先导压力产生大的影响。一般地，压力 p_2 是根据面积比来维持先导压力的。

液压缸(图 10.11)的力平衡以方程 2 来表述。

如果将方程 2 带入方程 4, 就可得到有泄油口型单向阀的先导压力 p_{St}

$$p_{St} \geq p_2 * \frac{A_1 - A_4}{A_3} + \left(p * \frac{A_K}{A_R} + \frac{F}{A_R} \right) * \frac{A_1}{A_3} + \frac{F_F}{A_3} \quad (5)$$

理论分析可知(方程 3 和), 无泄油口型单向阀不可以在 A 端口受压, 而在有泄油口型单向阀中则可以。

有或无泄油口型液控单向阀的连接方式有:

- 盖板连接(图 10.14)
- 螺纹连接
- 法兰连接
- 插装阀块连接
- 叠加式连接



图 10.14 盖板式液控单向阀

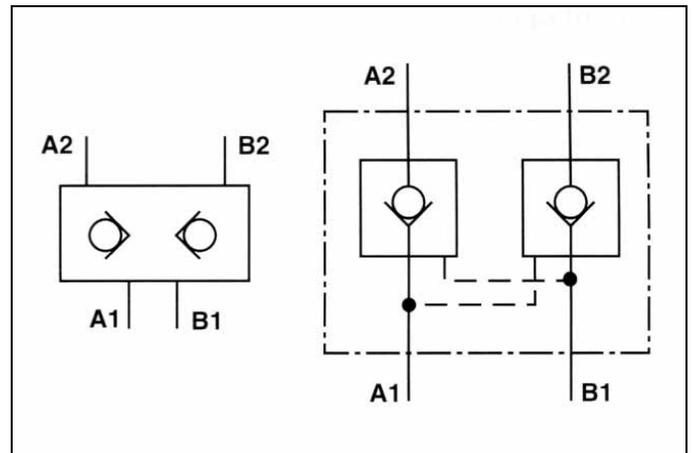


图 10.15 双向液控单向阀

(左图: 简单表示, 右图: 详细表示)

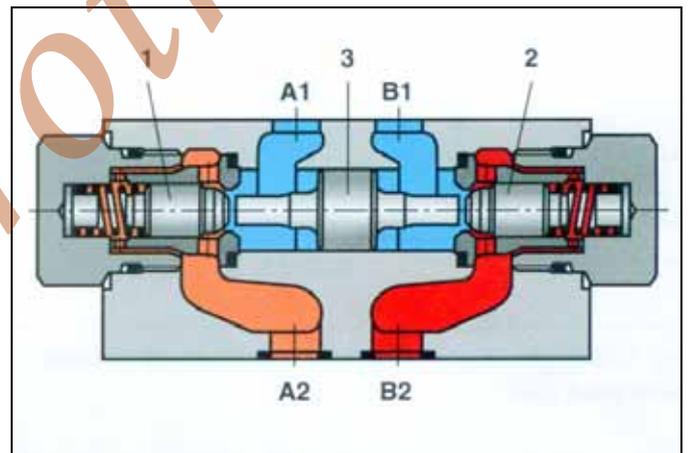


图 10.16 双向液控单向阀, 叠加式

3.3 双向液控单向阀 (译注: 又称液压锁)

将两个液控单向阀(1)和(2)安装在一个阀体内, 就得到双向液控单向阀(图 10.16)。

从 A_1 到 A_2 , 或从 B_1 到 B_2 为自由流动方向, 而从 A_2 到 A_1 , 或从 B_2 到 B_1 为流动阻断方向。举例而言, 如有从 A_1 到 A_2 流动, 控制柱塞(3)被推向右方, 将单向阀(2)的阀芯推离阀座。

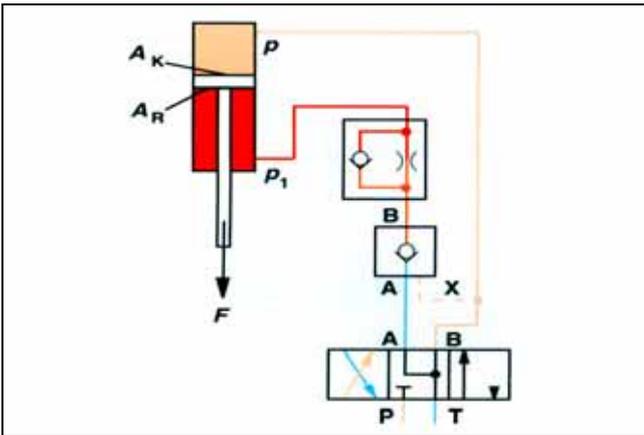
这样, B_2 与 B_1 就连通(自由流动)。因而, 该阀实现了从 B_1 到 B_2 流向的自由流动。

3.4 液控单向阀应用举例

3.4.1 无泄油口型液控单向阀

如果需要在 A 口为零压时阀却开启，则必须使用这一类阀。

无需另外的泄油管路 Y。



3.4.2 有泄油口型液控单向阀

如果需要在 A 口有压力而阀开启，则必须使用这一类阀。

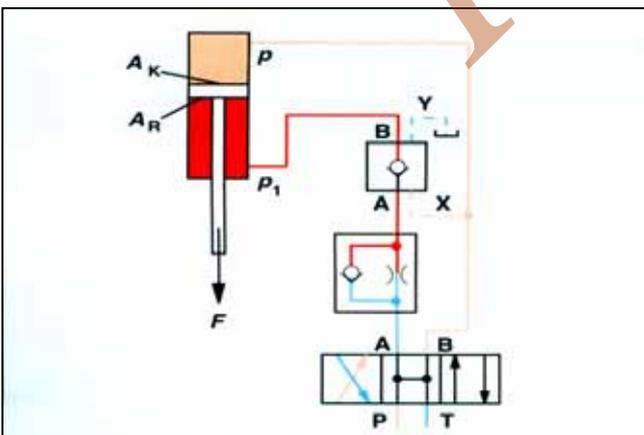


图 10.18 带泄油口的液控单向阀的使用，端口 A（举例）因单向节流阀而有压

3.4.3 双向液控单向阀

下述例子表明了双向液控单向阀的作用。

由于两侧油路都关闭，无油液泄漏，液压缸柱塞不能移动，即使用外力也保持不动。

这就意味着，带载液压缸即使长期停机也不会发生“蠕滑”现象。

为了保证两个座阀安全地关闭，当换向阀处于中位时，两端口（A 和 B）必须连至回油路，实现卸荷。

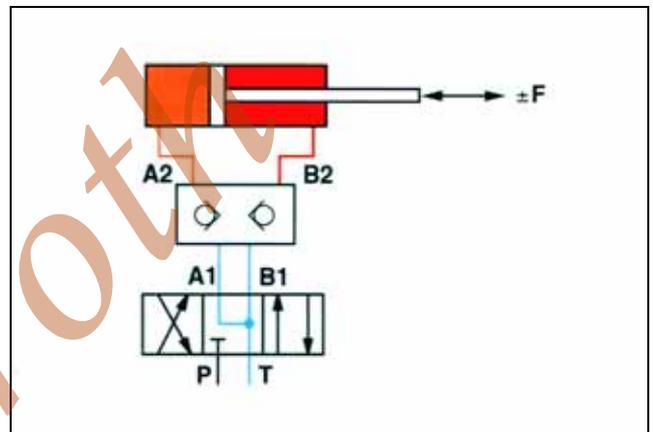


图 10.19 双向液控单向阀的应用（液压锁）

4. 预防气穴阀（充液阀）

预防气穴阀是大尺寸的液控单向阀,主要用于向大液压缸的腔体进行充液,并使之与压力主回路(例如压机)隔离开来。

如图 10.21 所示的充液阀,包括预开口阀芯(1)和主阀芯(2),均受弹簧力(3)的作用压在阀座上。弹簧力仅比阀芯重量稍大一些。弹簧(4)将控制柱塞(5)推压在起始位置。

详细功能可通过一个压机系统的液压缸加以描述(图 10.22)。

端口A直接与液压缸上方的油箱连接。阀芯受到其上方的液柱作用。如果压机的柱塞杆一侧(环形面积 A_K)卸荷,则液压缸柱塞会因重量而下降,在 A_K 上方的腔体会出现真空,而使预防气穴阀的B端口也受影响,使其打开。于是打开了液压缸上方与油箱的连通管路,在液压缸外伸时从油箱吸油。与此同时,高压液压泵将油液注入 A_K 上方的腔体。

在液压缸即将到达行程终点前(压下过程),液压缸减速至压下速度。建立起来的压力,影响到预防气穴阀的B端口,使其关闭,因而工作回路就与油箱隔离。



图 10.20 预防气穴阀,公称通径 500 ($p_{max}=350bar$, $Q_{max}=50,000L/min$),与公称通径 40 阀的对比

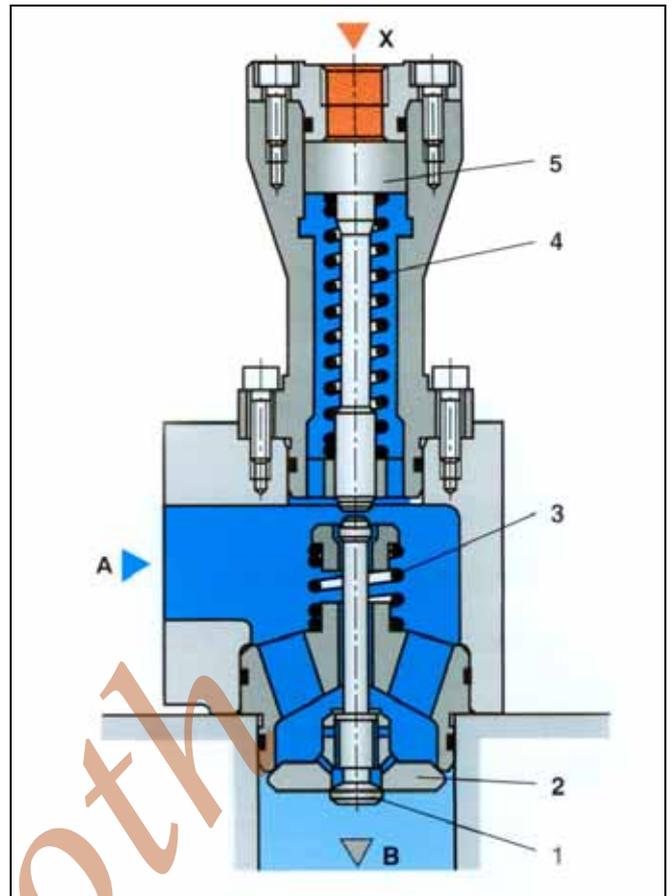


图 10.21 预防气穴阀,带预开口阀芯

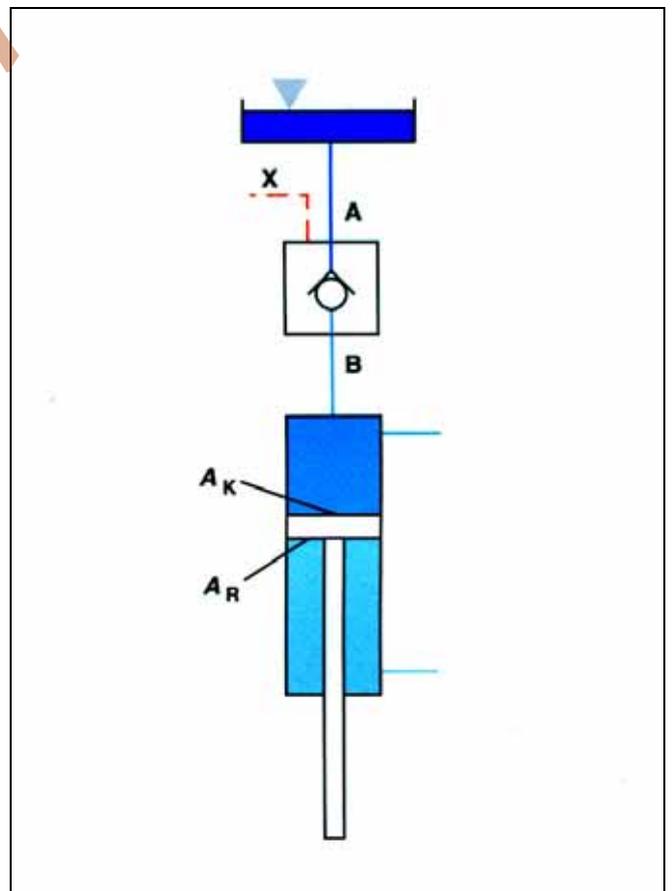


图 10.22 回路举例

备注

在工作行程执行完以后,压机缸要回缩。经控制元件的控制,通过预防气穴阀的控制端口X,压力油作用在环形面积 A_k 和控制柱塞上。它先推开的是预开口阀芯(1),其次是主阀芯(2)。于是, A_k 表面的液压油可流回油箱,使压机缸回缩。

根据不同的应用,预防气穴阀可带有预开口阀芯,也可以没有。

先导压力可按第3.1和3.2节中液控单向阀相关的方法来计算。

对于较大尺寸的阀门,常安装预开口阀芯。

预防气穴阀的连接方式有:

- 法兰连接
- 油箱连接
- 插装阀块连接

Rexroth

第十一章

方向控制阀

1. 概述

1.1 工作机能

具有控制启动, 停止和压力流体方向功能的所有阀门, 称为“方向控制阀”

1.2 特性介绍

根据工作端口(不包括控制口)和阀位数来命名方向控制阀。

因此, 具有两个工作端口和两个阀位的就称为二位二通方向控制阀(图 11.1)。

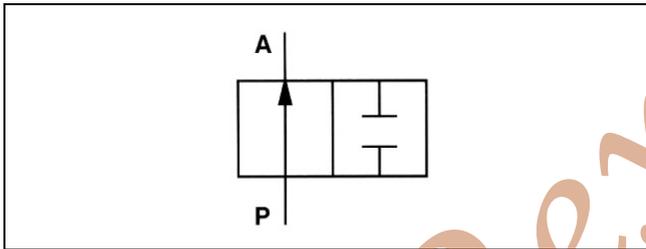


图 11.1 二位二通方向控制阀

具有四个工作端口和三个阀位的就称为三位四通方向控制阀(图 11.2)。

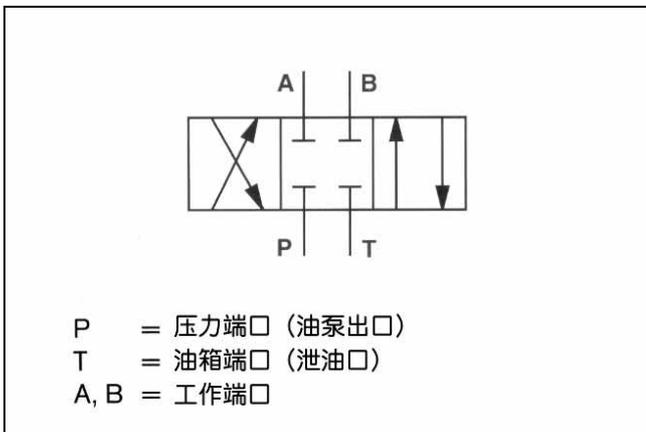


图 11.2 三位四通方向控制阀, 油口的命名

阀芯所处的位置和相关的作用元件以字母“a”和“b”表示。图 11.3 分别为二位和三位。对于三位方向控制阀, 中间的阀位称为“中间位”(也称中位或零位)。

中位 是当阀芯未起作用, 靠某个力作用时所处的位置(如弹簧力)。

该阀位称为三位或多位阀的“0”位。对于二位阀的中位称为“a 位”或“b 位”。

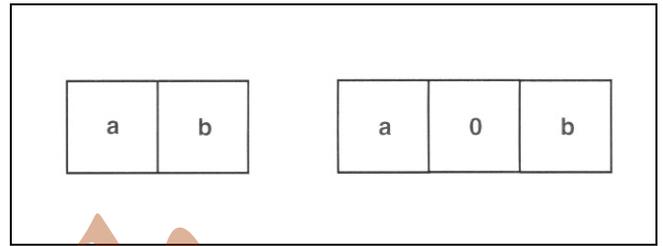


图 11.3 方向控制阀的基本符号, 左: 二位阀, 右: 三位阀

当横向表示方向控制阀时(图 11.4), 总是按照字母顺序从左向右表示阀位 a, b, ...

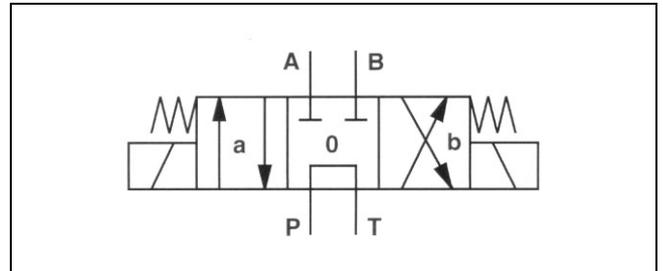


图 11.4 三位四通方向控制阀, 油口的命名, 阀芯位置和作用环节

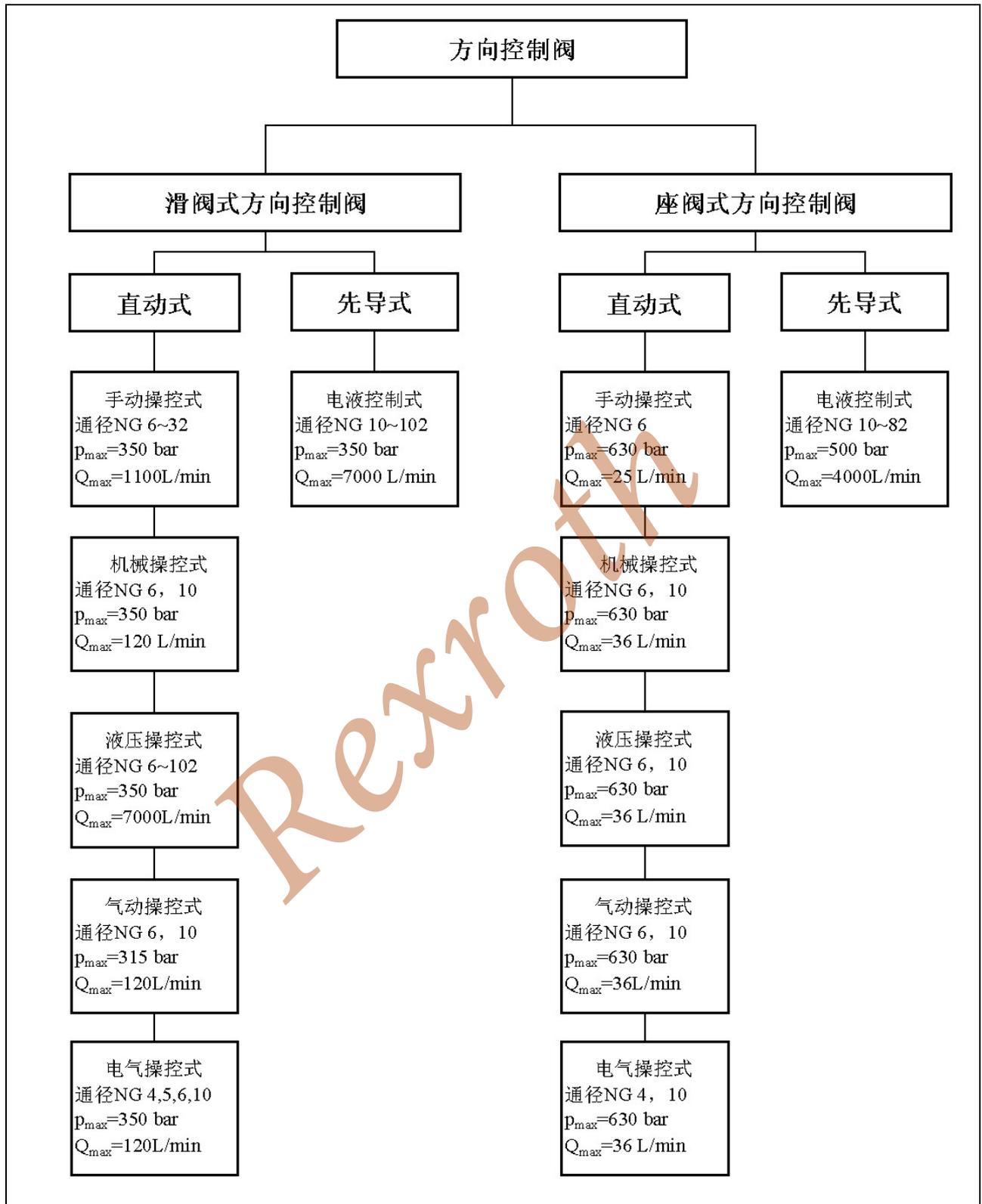


图 11.5 方向控制阀的功能与特性

表 11.1 中列出最常用方向控制阀的符号，可互相组合产生更多的机能。实际大约有 250 种变化。

阀位转换期间的瞬态机能	阀芯二位的方向控制阀					阀芯三位的方向控制阀				
二油口	201	202	203	204	205					
三油口	301	302	306	307	308	309	313	314	315	
四油口	401	402	403	404	405	406	407	408	412	414
	415	416	421	422	423	424	425	426	430	431
	432	437	438	439	440	441	442	443	444	445
	448	449	450	451	452	456	457	458	459	463
464	465	466	467	468	472	473	474	482		

表 11.1 阀芯类型汇总

1.3 方向控制阀的性能

确定方向控制阀的性能和质量建立在以下准则基础上:

- 动态功率界限
- 静态功率界限
- 流动阻力
- 泄漏(方向控制阀)
- 开关转换时间

1.3.1 动态性能界限

流量与工作压力的乘积就是方向控制阀的动态性能界限(图 11.6)。动态性能界限可以是控制弹簧,电磁阀或控制压力的函数。与阀芯类型相关地,这三个参数确定了阀的动态性能界限。作用力必需能克服弹簧力和阀产生的轴向力。弹簧力本身必需能克服轴向力并使阀芯复位。

同一公称尺寸[1],各种阀芯类型的方向控制阀,轴向力的大小和方向均不相同。

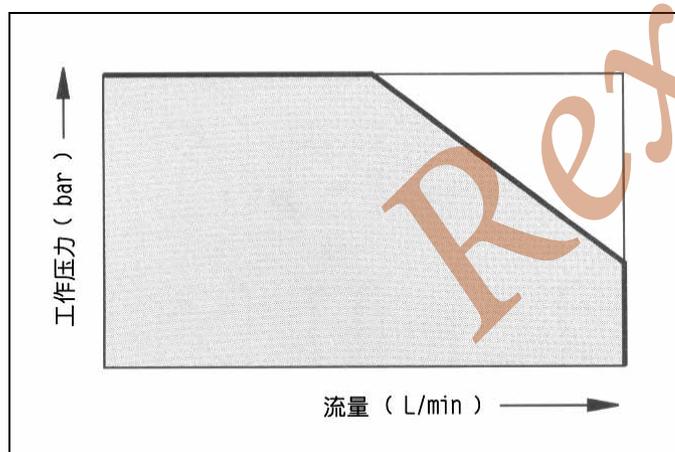


图 11.6 方向控制阀的运行性能界限

[1] Anderlohr, Th.

方向控制阀如何确定静态和动态开关力
大学论文, TH Darmstadt, 1987

[2] Wanner, K.

液压滑阀轴向力的测量与试验
学位论文, TH Stuttgart, 1965

性能界限给出特定压力下的最大允许流量值。这一性能界限决定于方向控制阀的阀芯打开时所产生的轴向力。

轴向力包含以下部分:

- 惯性力 F_m ,
- 粘性力 F_z ,
- 液动力 F_{st} ,
- 阻力 F_w

有关这方面更为翔实的资料可见[2]和[3]。

1.3.2 静态性能界限

方向控制阀的静态性能界限与工作压力的有效时间有很大的关系。由于压力,时间和其它因素(诸如污染)的影响,在阀芯和阀体之间会产生一种粘附力,对控制阀芯的运动产生相反的作用。

如果对方向控制阀的操纵很频繁,这一种粘附力几乎不值得关注。只有在长时间停机和高的工作压力下,这种力才会导致阀芯产生粘附性。这种现象在直动式阀中尤其明显,因为这些阀只有很低的操纵力。

与动态力形成对照的一点是,粘附力与阀的运行时间有很大的关系。

产生粘附力的因素有七个方面:

- 工作压力等级
- 控制阀芯的直径
- 油液的粘度和温度
- 阀体孔道内表面和控制阀芯的光洁度
- 阀芯缝隙
- 过滤情况
- 遮盖长度,以及通过溢流阀套时该遮盖长度造成的中断

有关这方面更为详细的资料可见[2]和[4]。

[3] Backe, W.

油压技术基础

大学演讲讲义, RWTH Aachen, 4th edition, 1979

[4] Sturmer, J

液压传动中的方向阀与元件, 第 III 部分

Krauskopf, 1973

1.3.3 压差（压力损失）

阀的输入压力和输出压力之差为压差 Δp ，也即方向控制阀的内阻。这一压差的产生，在层流区主要是与内壁摩擦而引起；在紊流区，主要是因可变阀口液流本身分离而造成动能损失而引起。

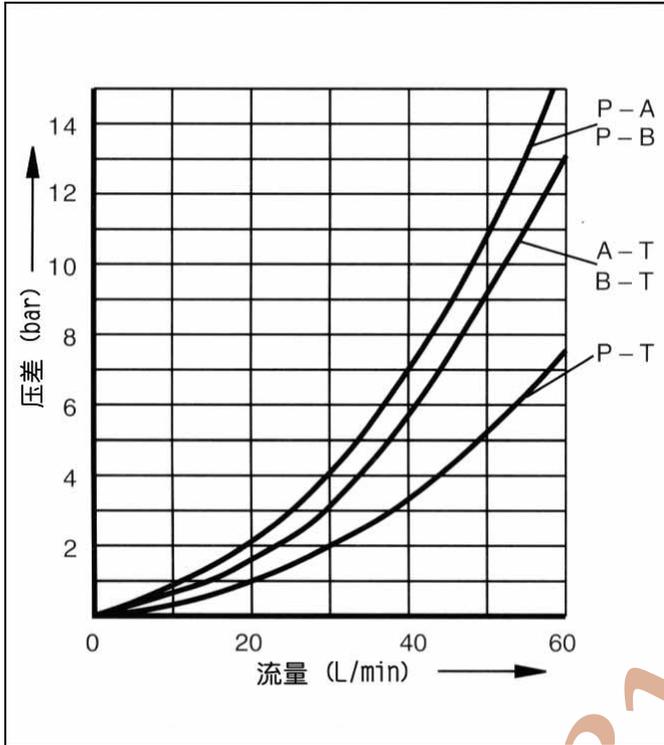


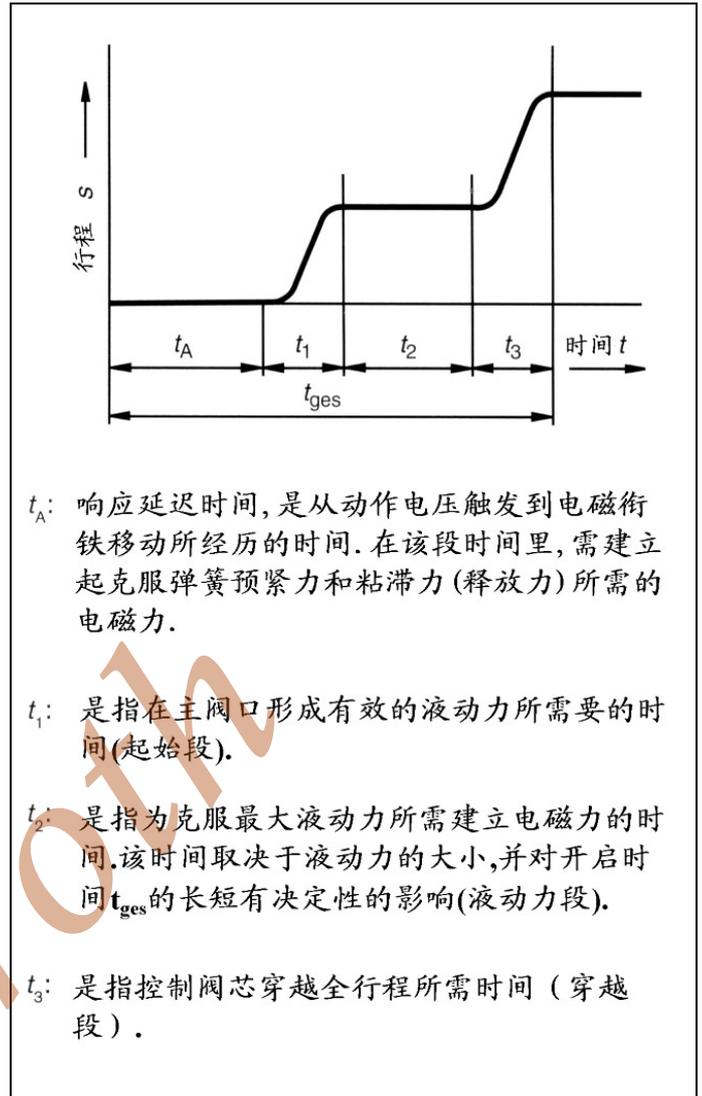
图 11.7 三位四通方向控制阀的 Δp - Q 特性曲线

实际应用中，由于不能足够精确地计算压差，制造商对每一尺寸的阀给出了经验值，并以 Δp - Q 特性曲线的形式表示结果(图 11.7)，其中已注明了每条曲线所指的端口连接(如 P 到 A 和 B 到 T，或 P 到 B 和 A 到 T，等等)。

为了将测量结果与这些数值相比较，有必要按照 DN ISO 4411 进行试验，且保持流体的粘度不得改变。

1.3.4 开启时间

方向控制阀的开启时间，是指从最初施加作用力到控制元件完成行程运动所需要的时间。这一开启时间按照 ISO 6403 来确定。对电动换向阀的试验表明，开启时间包括四个阶段(图 11.8)。



- t_A : 响应延迟时间, 是从动作电压触发到电磁衔铁移动所经历的时间. 在该段时间里, 需建立起克服弹簧预紧力和粘滞力(释放力)所需的电磁力.
- t_1 : 是指在主阀口形成有效的液动力所需要的时间(起始段).
- t_2 : 是指为克服最大液动力所需建立电磁力的时间. 该时间取决于液动力的大小, 并对开启时间 t_{ges} 的长短有决定性的影响(液动力段).
- t_3 : 是指控制阀芯穿越全行程所需时间(穿越段).

图 11.8 行程-时间曲线（开启时间段）

1.4 方向控制阀的类型

方向控制阀有三类:

- 方向控制滑阀
- 方向控制座阀
- 转子换向阀

方向控制滑阀最为常用，是因为具有诸多优点，例如:

- 结构简单
- 压力得到较好的补偿，因而操纵力较低
- 开启功率高
- 损耗低
- 控制机能多样

2. 换向滑阀

换向滑阀(即方向控制滑阀)的阀芯可在阀体内移动。

阀体材料可以是液压铸铁, 球墨铸铁, 钢质或其它适用材料。根据需控制的液流数目, 阀体内可加工两个或更多环形通道。这些通道可在孔道周围同心或偏心排列, 因此在阀体内, 就形成了可变节流口, 并可与可变节流控制阀芯一起发挥作用。

当控制阀芯移动时, 就造成阀体内环形流道的连通或阻断。

方向控制阀通过运动阀芯与阀体的缝隙来密封。密封的程度决定于缝隙的大小, 流体的粘度, 特别是压力等级。尤其在高压(高至 350bar)时, 产生的泄漏已到了确定系统效率时必须考虑的程度。从参考资料来看, 泄漏量主要决定于阀芯与阀体的缝隙。因此在理论上, 随着工作压力的上升, 缝隙必须减小, 或者遮盖长度必须增加。

然而, 实际并不这样做, 原因有几方面:

— 随着压力的上升, 阀芯在轴向弯曲较大, 这就导致高压端方向的缝隙减小。在选择缝隙宽度时必须考虑这一点, 以防阀芯粘紧。

— 随着工作压力的上升, 需要施加给方向阀的盖板压紧力也增大。这使得更高的螺栓应力引起阀体孔道的较大变形。这种效应与小缝隙的要求背道而驰, 因为孔道的大变形量必须由大的配合间隙来补偿。

— 小的配合间隙带来制造的困难。为了得到技术性和经济性的解决方案, 必须在相反的需求之间进行权衡。

选择阀体材料和控制阀芯时必须注意, 材料必须具有大体相同的膨胀系数。

温度对液压流体也有影响。随着温度的上升, 粘度下降, 流体的密度 (图 11.9 和图 11.10)和泄漏都将上升。

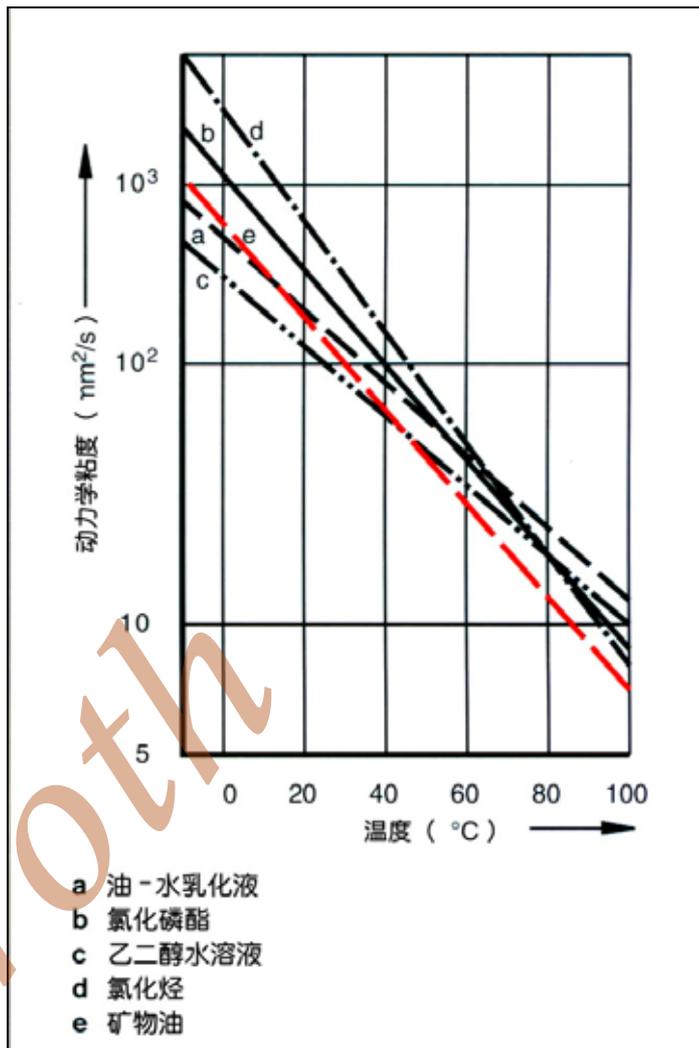


图 11.9 液压流体的粘度与温度的关系

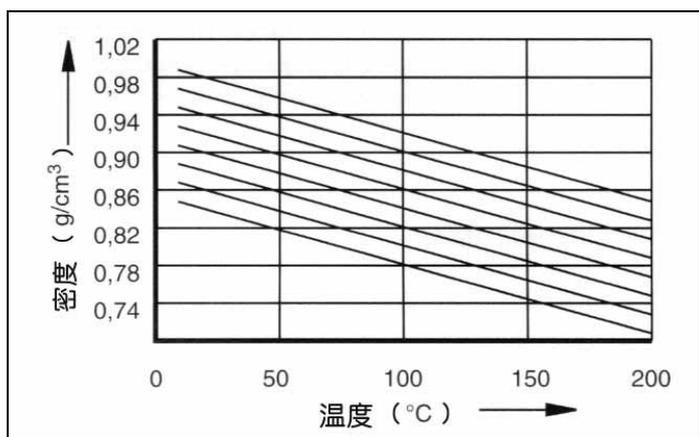


图 11.10 液压流体的密度与温度的关系

滑阀的泄漏损失会影响系统的容积效率，因而设计系统时需加以考虑。

液压控制的泄漏损失会造成以下后果：

- 执行机构，如带负载压力的液压缸，会因泄漏损失而产生沿着负载压力方向的移动；
- 不同面积比的执行机构(差动液压缸)，当使用中位关闭控制阀时，会沿着大活塞端方向产生漂移；
- 如果液压回路使用蓄能器，则计算其大小时必须考虑滑阀的泄漏。

方向控制阀可以是直动的，也可以是先导式的，这主要决定于需要的操纵力大小，因而也就是阀的公称尺寸大小。

2.1 直动式换向滑阀

"直动式换向滑阀"意味着这些方向阀的控制阀芯直接由电磁铁，气/液缸或机械机构操纵，没有中间放大环节。

由于方向控制阀中压力和流量造成的静态和动态液动力的影响，通常只有公称通径 10 以下的直动式方向控制滑阀。这一界限对应于工作压力 350 bar 时大约 120L/min 流量的液压功率，且主要针对电磁控制换向滑阀。

当然，可以制造公称通径大于 10 的电磁控制直动式换向滑阀。然而考虑一下需要的操纵力，需要多大的电磁铁才能产生这么大的力，还有安全运行因素，待机时间和难以驾驭的压力冲击，综合这些因素，公称通径大于 10 的直动式换向阀，一般不具有实际意义。

下面叙述各种不同的操纵类型。

2.1.1 电控式

电磁阀的操纵有多种类型。

由于工业自动化的需要，这类操纵最为常用。通常使用的电磁铁为以下四种之一：

- 直流气隙式电磁铁，也称为干式电磁铁
- 直流湿式电磁铁，也称为压力密闭式电磁铁，衔铁浸于油液中运行，衔铁腔连通 T 端口
- 交流气隙式电磁铁
- 交流湿式电磁铁

直流电磁铁具有较高的可靠性，且运行平稳。行程中阀芯卡紧也不会烧坏，是用于高频开关的场合。

交流电磁铁的特性是开关时间短。如电磁衔铁不能回到末端位，一定时间后(湿式电磁铁约为 1 至 1.5 小时)交流电磁铁就会烧坏。

现今，换向滑阀多数使用湿式电磁铁。这种类型的突出优点是可用于开放式空气或潮湿环境中(内部零件无腐蚀)。衔铁由于浸于油液中运行而较小磨损，较好的衔铁缓冲行程和较好的热传导特性。



图 11.11 电动式换向滑阀

如图 11.12 所示, 一个三位方向滑阀, 左侧为直流湿式电磁铁(4), 右侧为交流湿式电磁铁(5)。每一衔铁腔连通阀体得油箱端口。因此这类阀也称为三腔阀。

弹簧(6)一端支承在电磁阀体上, 并靠挡圈(8)使阀芯处于对中位置。

图中的电磁铁安装了手动按钮(7), 控制阀芯因而可从外部手动操纵, 从而易于对电磁开关功能进行检查。

通道 P, A 和 B 全部被阀体的轴肩所隔离。通道 T 没有

被隔离, 但通过阀内的旁通道连通油箱。这些通道均采用外作用式密封或端盖密封。

在一个 5 腔阀中, T 通道通过阀体内两侧的轴肩(1) 形成一个油腔; 同样地, P, A 和 B 也形成了多个油腔(图 11.13)。

两个端部油腔(2)通过一孔连通。当控制滑阀移动时, 流体由一个油腔转移到另一个油腔。如在该连通孔内安置一节流孔或可调节流阀(3), 就能与节流直径或节流设定值相关地, 对开关时间进行改变了。

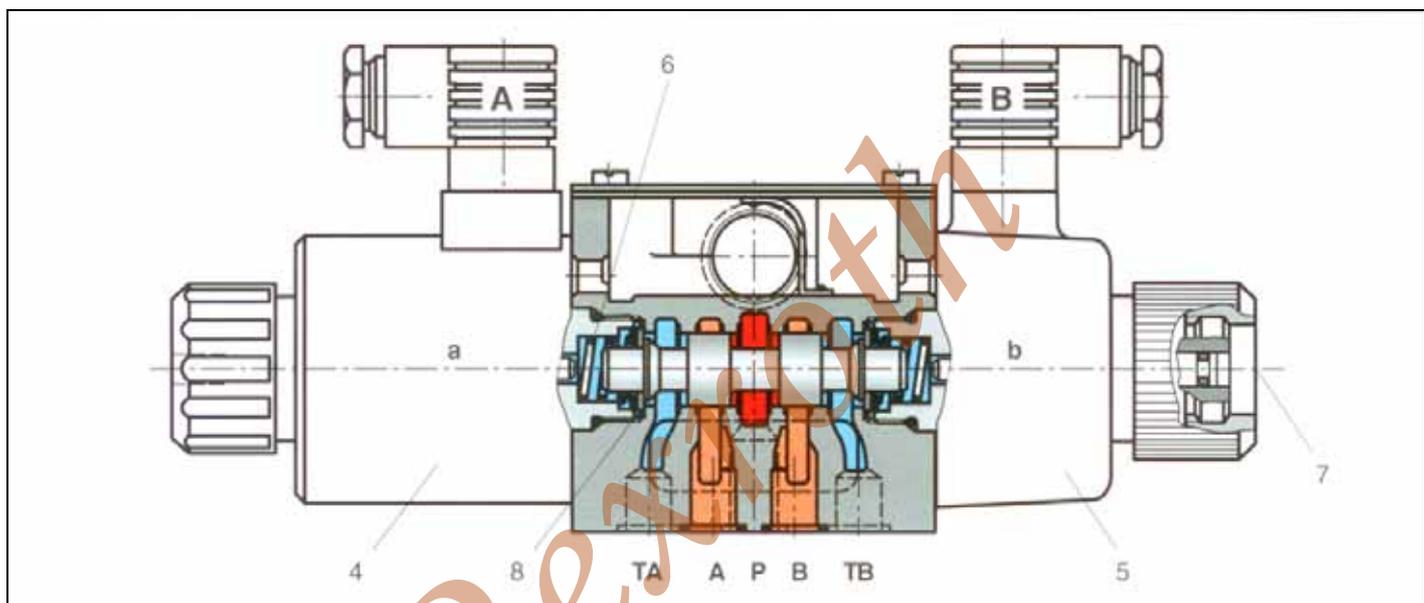


图 11.12 按照三腔原理的换向滑阀

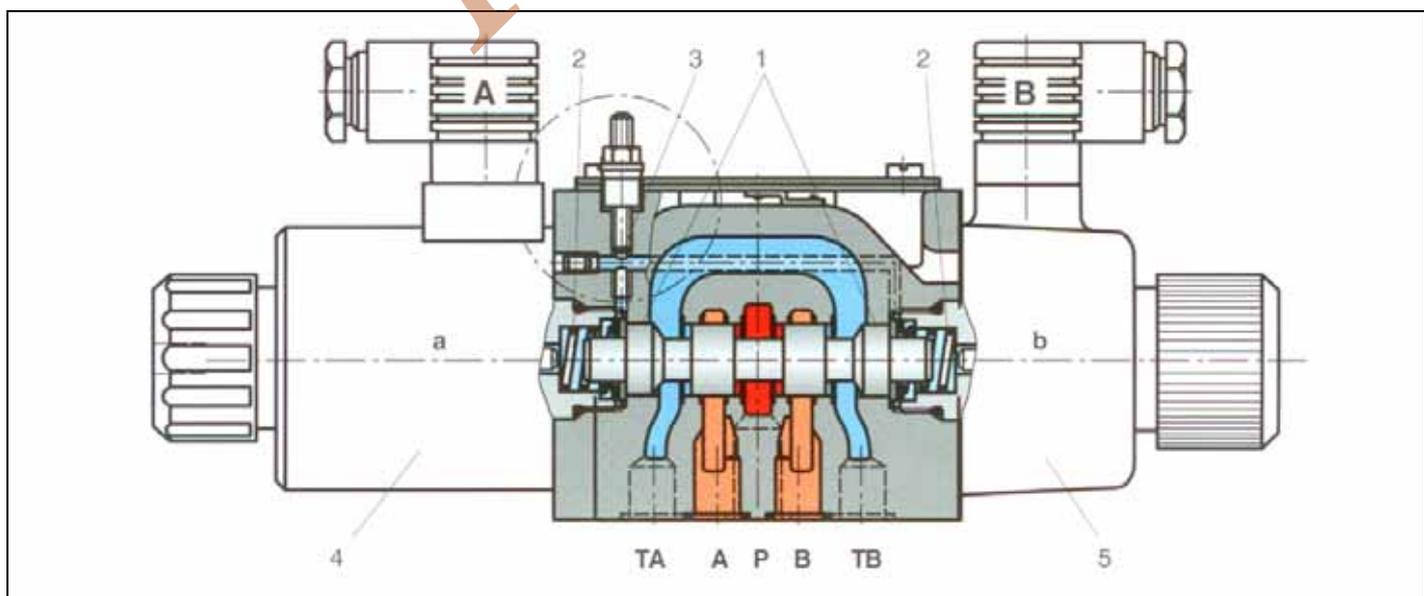


图 11.13 按照五腔原理的换向滑阀

2.1.2 机械，手动式



图 11.14 机械/手动操纵的方向阀

<p>图 11.14 左：三位四通方向控制阀 操纵：手动操纵杠杆，在a,0和b位可止动</p>
<p>图 11.14 中：二位四通方向控制阀 操纵：手动操纵杠杆到a位，弹簧复位到b位</p>
<p>图 11.14 右：二位四通方向控制阀 操纵：滚轮推杆到a位，弹簧复位到b位</p>

图 11.15 手动和机械操纵环节

图 11.16 表示手动操纵杆操纵的方向控制阀。阀芯与操纵机构(2)相联结并跟随其动作。

阀芯的复位靠弹簧(3)，一旦操纵力停止(如松开手动操纵杆)就将其推到初始位置。如有止动槽则阀芯不能靠弹簧复位，阀芯位置固定于止动槽，除非外力作用脱开才再度改变(这一点滚轮推杆不可)。

2.1.3 流体控制式(液控或气控)

对于三位四通气动式弹簧对中方向控制阀(图 11.19)，阀芯(1)不与作用气缸机械联结。

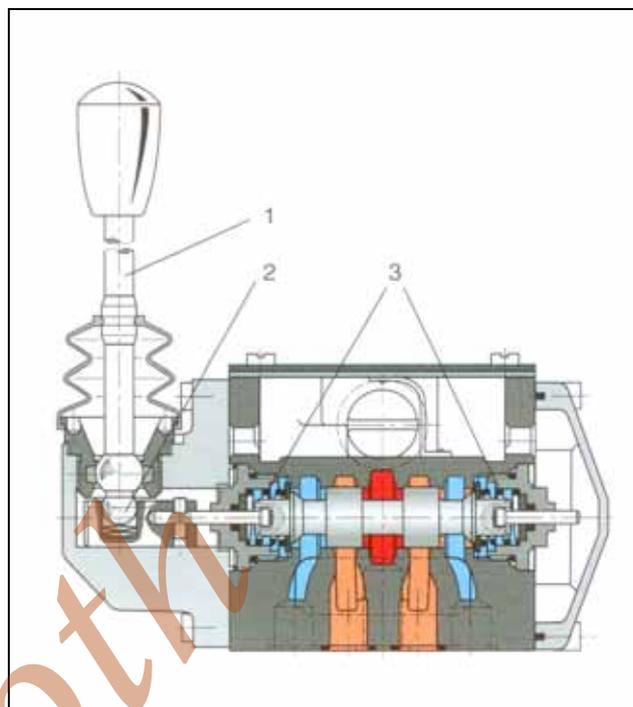


图 11.16 三位四通方向控制阀，手动操纵杆，弹簧对中



图 11.17 液动式方向控制阀

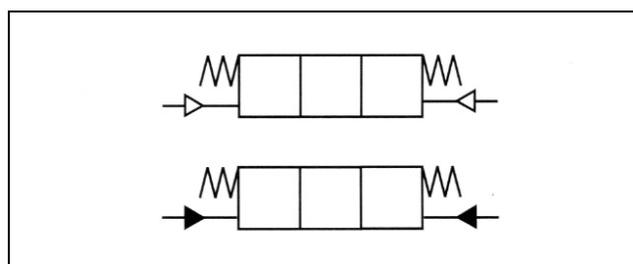


图 11.18 方向控制阀，弹簧对中；气动式(上)，液动式(下)

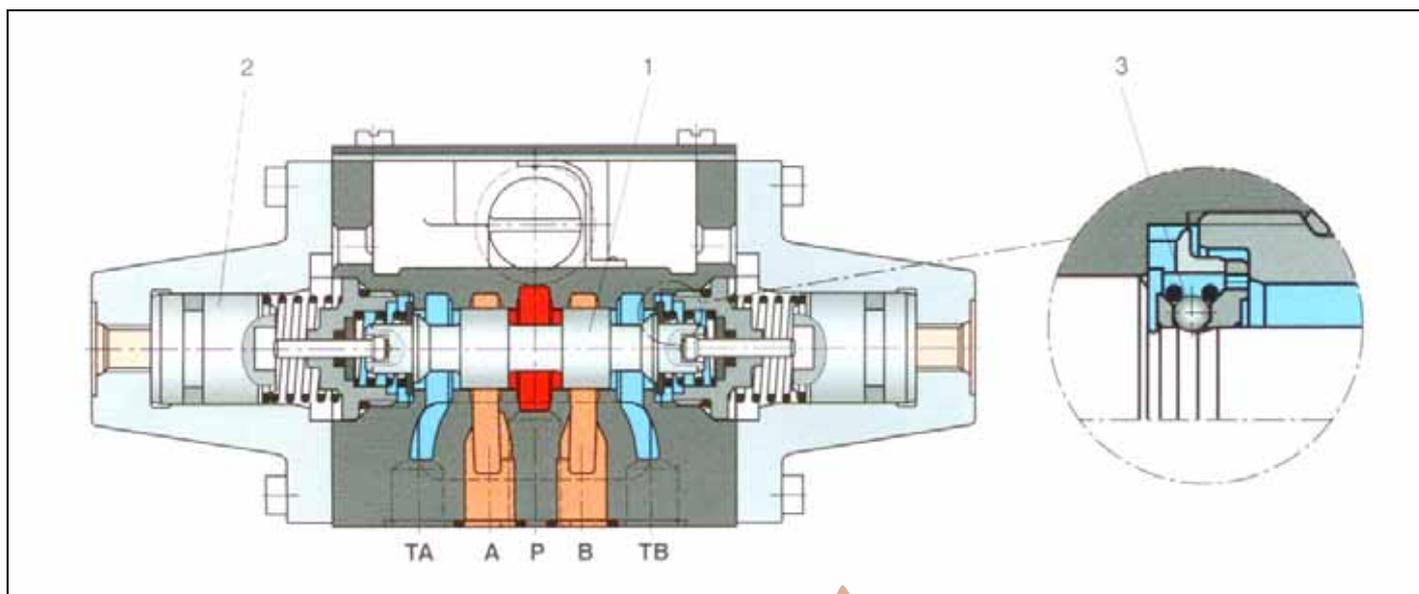


图 11.19 气动式方向控制阀，a 和 b 位有止动装置

如果给左侧(右侧)作用气缸(2)加压，阀芯(1)切换到 a(b)位，并靠止动槽保持在该位，失压后也如此。

如果气压同时加到左右两侧的作用气缸，则阀处于 0 位。

2.2 先导式换向滑阀

为了对大功率的液压系统进行控制，应使用先导换向阀。

其原因在于移动滑芯需要的作用力较大。

这就是为什么先导式控制只针对公称通径 10 以上的电液换向阀。当然，还有更大尺寸的先导式控制阀。

先导式方向控制阀包括主阀(1)和先导阀(2)(图 11.23)。

先导阀一般为电控直动式(电磁阀)。当先导阀收到信号后，就可将控制信号放大成液压力，从而推动主阀芯产生运动。



图 11.20 电液控制换向滑阀，叠加式安装



图 11.21 电液控制换向滑阀，法兰式连接

2.2.1 弹簧对中型

先导阀为电控直动式三位四通换向阀(图 11.23)。

对于弹簧对中型,主阀芯(3)靠弹簧(4.1和4.2)保持在中位。因此两边的弹簧腔在初始位置都经先导阀与油箱零压相通。

先导液流通过控制油路(5)供给先导阀,并有内部供油(通过端口P)或外部供油(通过端口X)两种方式。

举例,如果电磁阀 a 得电,将先导阀芯推向左侧。左侧弹簧腔(6)因而作用有先导压力,而右侧弹簧腔(7)维持原先的无压力状态。

先导压力作用于主阀芯的左端,并推动阀芯克服弹簧力(4.2),直到压在端盖上。因此,主阀的端口P与B,A与T都得以连通。当电磁阀失电后,先导阀回到中间位置,且弹簧腔(6)没有了压力。弹簧(4.2)可推动阀芯相左,直到碰到弹簧挡(4.1)。这样,阀芯再次回到中位(中间位置)。

来自弹簧腔(6)的先导液流,经先导阀Y通道卸荷。

电磁阀“b”的开关过程与上述相同。

根据阀芯和阀的类型,需要对主阀起作用的某一最低先导压力。

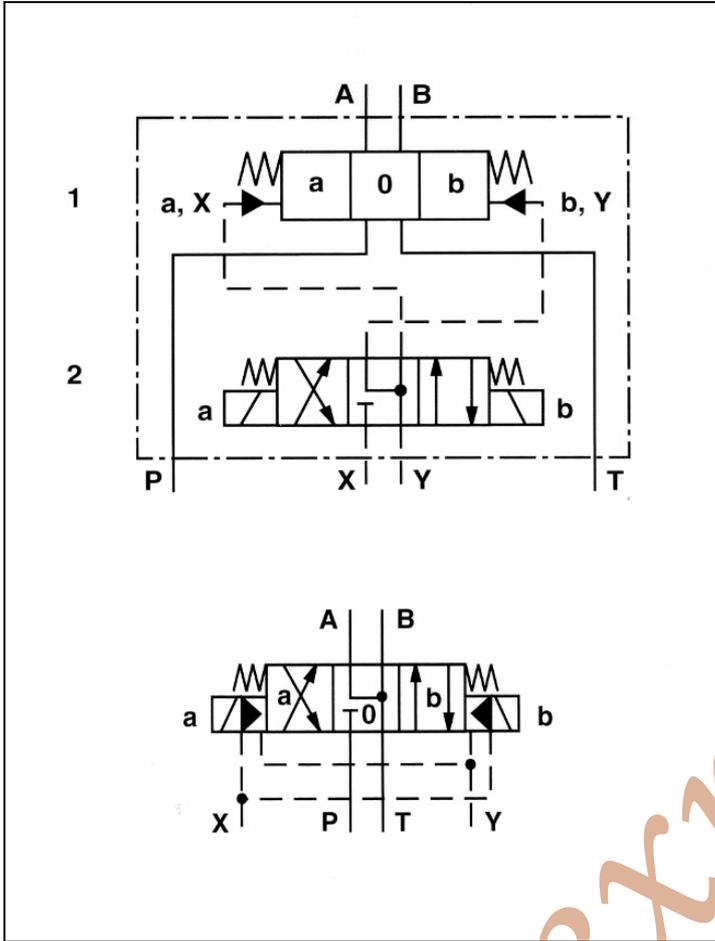


图 11.22 电液控制换向滑阀的符号图—弹簧对中;上为详细图,下为简化图

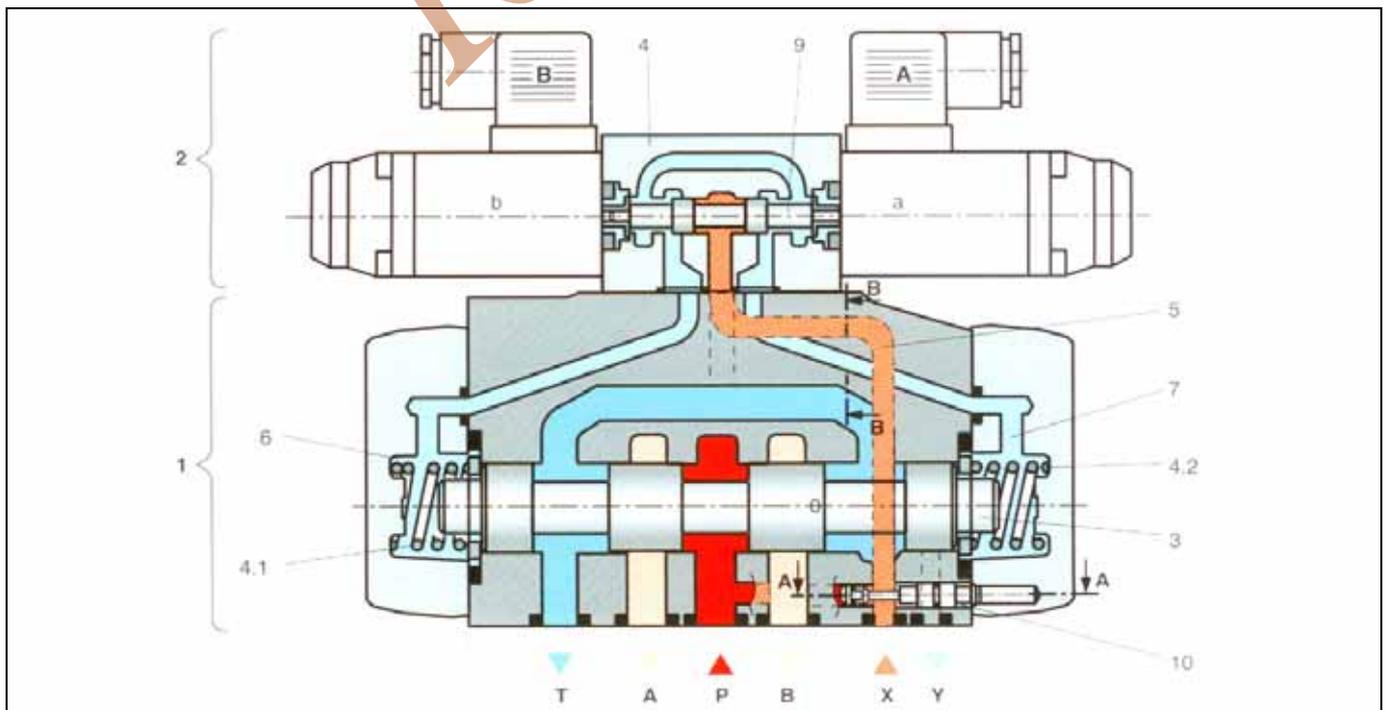


图 11.23 电液控制换向滑阀的符号图—弹簧对中,叠加式安装

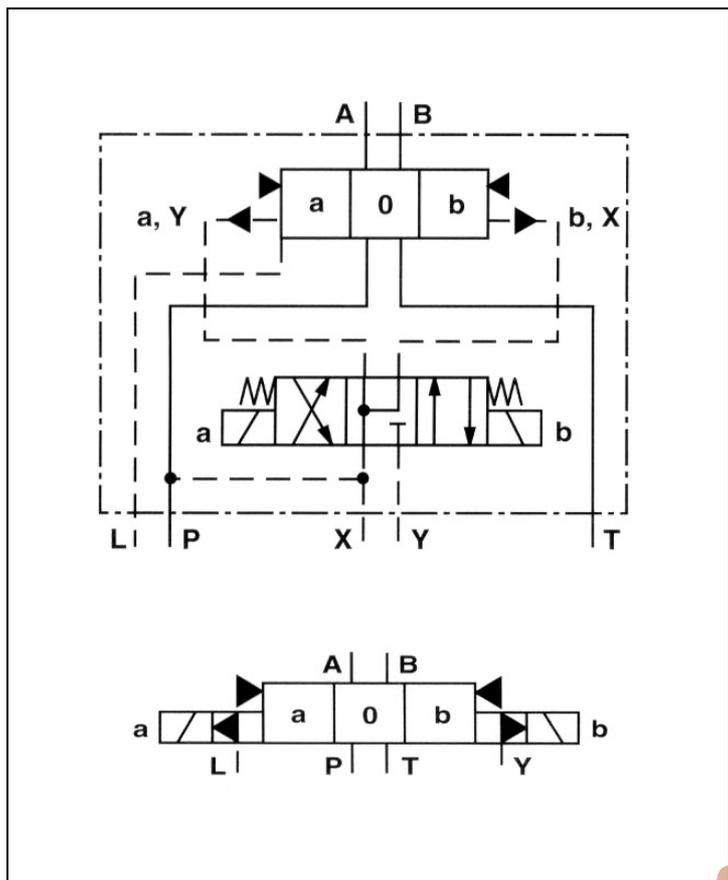


图 11.24 电液换向滑阀的符号图 — 液压对中；上为详细图，下为简化图

2.2.2 压力对中型

在压力对中型(图 11.25)阀中，两侧的控制腔(6)和(7)均通压力油。靠作用于阀芯(3)横截面，对中阀套(8)和对中顶杆(9)上液压力的相互作用，主阀芯保持在中间位置。

如果先导阀的电磁铁“a”得电，就将先导阀芯推向左侧。因此控制腔(6)仍然接控制压力油，而控制腔(7)则卸荷。对中阀套(8)碰到阀体。对中顶杆(9)推动主阀芯向右直至到达静止位。

腔(6)和(7)的弹簧可在无先导压力时使得阀芯保持在中间位置，即便阀体处于垂直状态下亦是如此。

当电磁铁“a”失电时，先导阀芯回到中位，控制腔(7)再次与控制压力相连接。

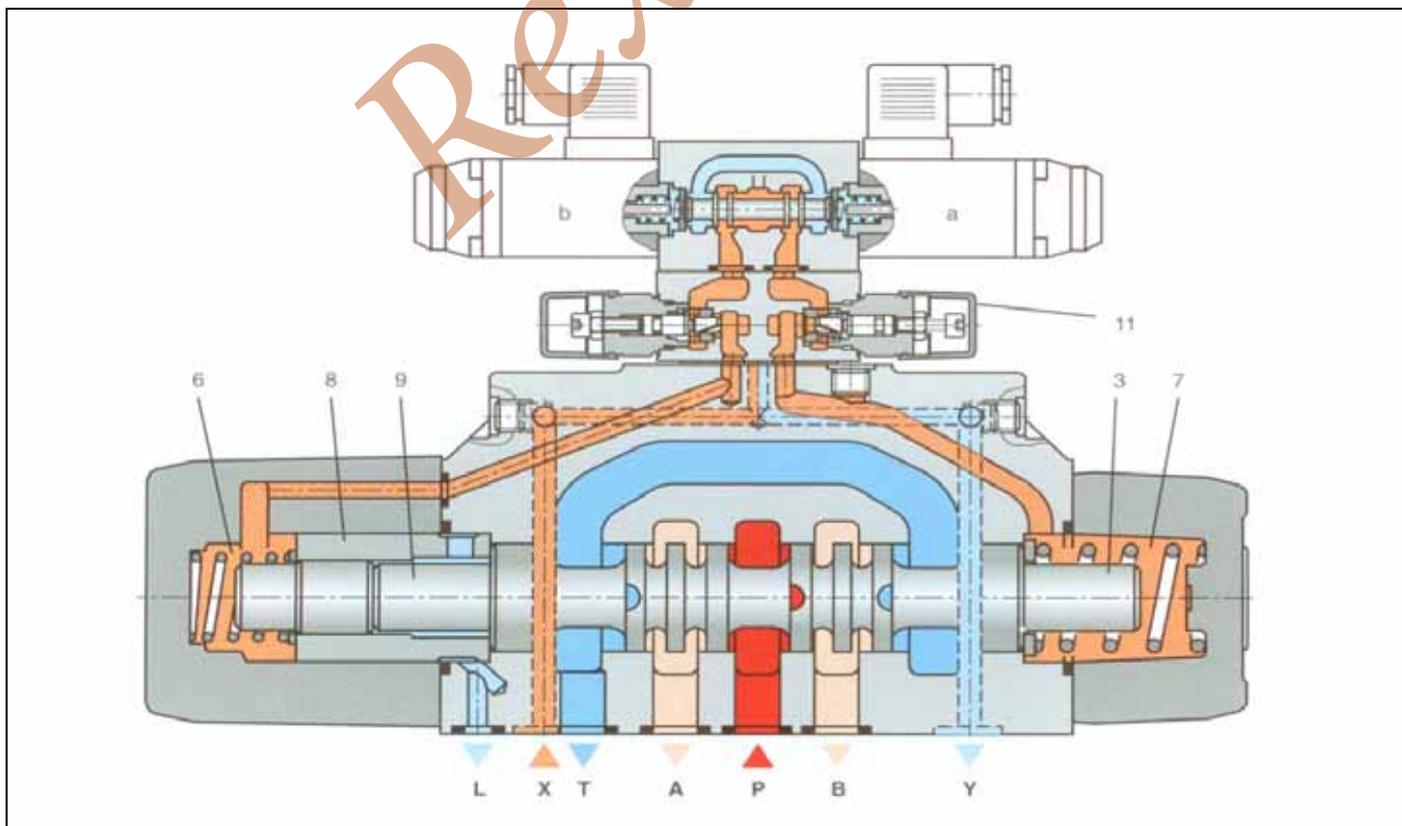


图 11.25 电液控制换向滑阀的符号图 — 液压对中，叠加式安装

阀芯(3)的横截面积比对中顶杆(9)的大。主阀芯向左移动,直到阀芯轴肩碰到对中轴套为止。对中轴套和顶杆的横截面积比阀芯(3)的大,这样就使阀芯保持在中位。

当电磁铁“b”得电时,就推动先导阀芯到右位,控制腔(7)保持与控制压力相连接,而控制腔(6)则卸荷。阀芯(3)的横截面受压,使主阀芯向右运动,直到对中顶杆(9)碰到阀套为止。对中轴套(8)也随其移动。

这样主阀芯就到达主阀需要的位置。当电磁铁“b”失电时,先导阀芯回到中位,控制腔(6)再次与控制压力相连接。

对中轴套(8)和顶杆(9)的横截面积比阀芯(3)的大,这样就推动使主阀芯向右移动,直到对中轴套碰到阀体为止。阀芯(3)右侧的作用面积现在比左侧对中顶杆(9)的大,这样阀芯就保持在中位。

在主阀芯和对中轴套之间的油腔需要卸压时,必须具有泄油端口L

2.2.3 先导供油

先导供油或回油从外部和内部均可。而对于压力对中式,则必须采用外部先导回油。

2.2.3.1 内部先导供油(图 11.26)

这一过程中,主阀芯的先导供油来自端口P,并经控制油路供给先导阀。

控制端口X必须关闭,顶针(10)要照图示进行安装。作为选择,也可采用螺纹插件。

内部先导供油不需要单独的控制油路。但实际应用中必须考虑以下几个方面:

— 如主阀芯是负叠盖型(全部端口连通),或中位时没有循环压力流体,就无法建立需要的先导压力,甚至在开关过程中就会有故障。

因此必须在主阀端口P安装顺序阀,以产生最小的控制压力。

— 还必须留意工作压力不得超出最大控制压力,否则必须安装比例溢流阀。利用比例溢流阀,可将工作压力的一定比例设定为控制压力,从而有效地减小了控制压力。

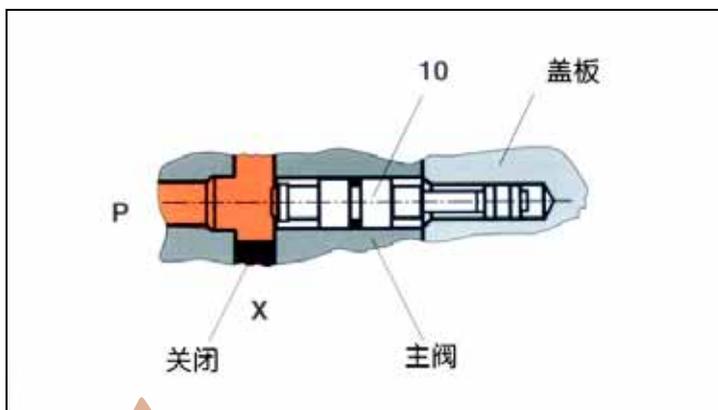


图 11.26 内部先导供油

2.2.3.2 外部先导供油 (图 11.27)

先导供油来自单独的控制油路，这样可比内部供油方式

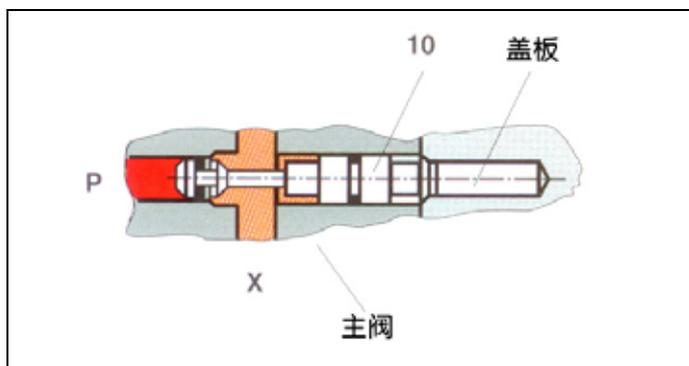


图 11.27 外部先导供油

更好地适应压力和流量的需要。

图 11.23 所示的阀中，只要改变顶针(10) 或螺纹孔的位置，就很容易地将“内部” 改成“外部”或“外部” 改成“内部”。 改动图示的型式，只需拆除盖板和顶针(10)即可。

图 11.27 所示为外部先导供油的正确安装位置。 顶针隔离了控制油路与端口 P 的连接。

2.2.3.3 内部泄油式 (图 11.28)

来自先导阀的回流直接进入主阀端口 T。 先导端口 Y 关闭。

必须牢记的一点是：主阀芯开启时端口 T 出现的压力振荡，对已卸压的控制腔和先导阀都会产生影响。

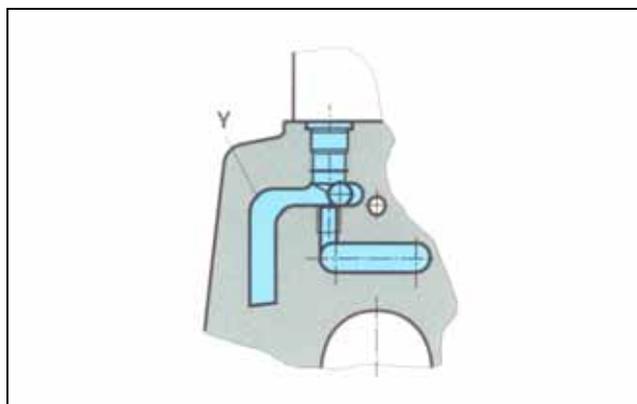


图 11.28 内部泄油

2.2.3.4 外部泄油式 (图 11.29)

来自先导阀的回流不进入主阀端口 T，而是通过端口 Y 单独回油箱。

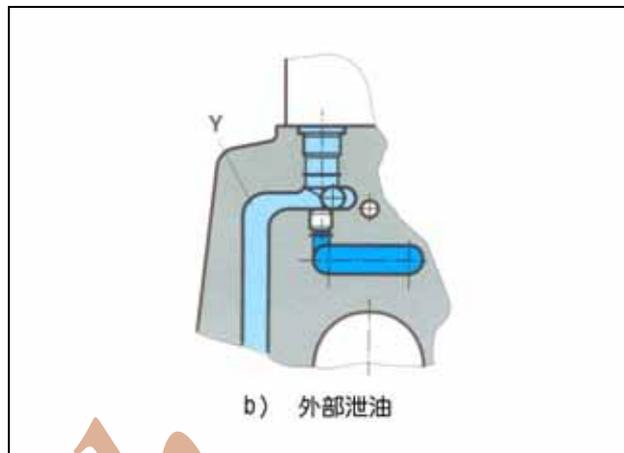


图 11.29 外部泄油

2.2.4 附件

利用附件，上述阀可满足特定的应用需要。

2.2.4.1 开启时间调整

图 11.25 所示为开启时间调整(部位 11)。 这种叠加件可安装在先导阀和主阀之间。

这一设备是一对单向节流阀。 根据安装位置的不同，进入或离开控制腔的液流得到节流，因而影响了主阀开启时间调整。

在图示位置，先导回油得到了节流。 单向阀开启以对先导阀供油。

对于简易的应用，用控制油路节流阀就能改变开启时间。

2.2.4.2 行程调节

通过行程调节，就能对每个方向阀的主阀液流进行粗略的节流。

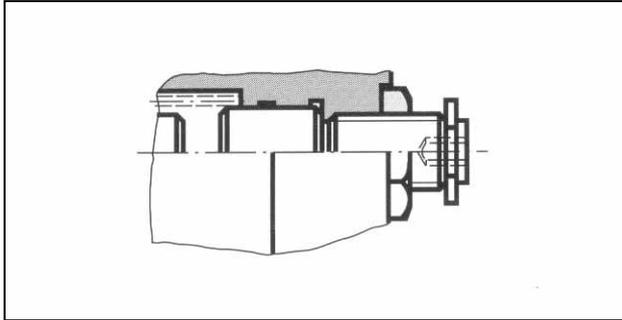


图 11.30 行程调节

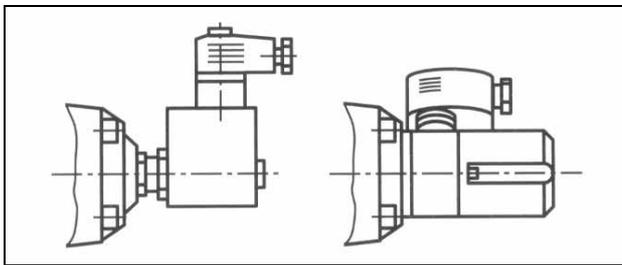


图 11.31 电动末端位置控制；左图：感应式（接近），右图：机械式（接触）

2.2.4.3 末端位置控制

对于安全回路，最重要的是需要知道阀芯的准确位置。这种情况下，可用限位开关监测主阀芯的末端位置。限位开关可以是机械式（接触器）或感应式（接近开关）（图 11.31）。

有一种更简易的型式，主阀芯的结束位置可用显示窗方式监测，从阀体的显示窗进行可视化的控制。

2.3 无泄漏换向滑阀

这类特殊阀门的主要特征是：在阀芯和阀孔之间具有附加的密封件。由此引起的附加摩擦力，必须用更大的作用力来克服。

从原理上说，这种型式可直动式（通常手动）或先导式（图 11.32）。先导阀既可用标准换向滑阀，也可用无泄漏的换向座阀（部位 4）。

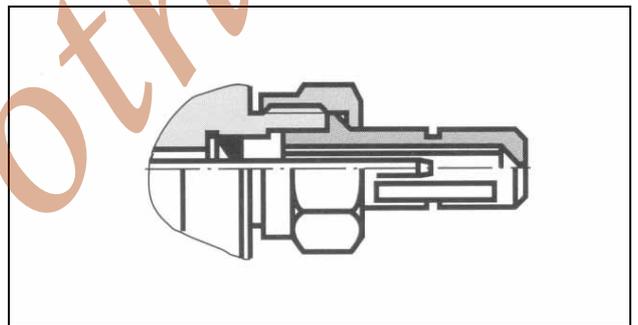


图 11.33 显示窗方式末端位置控制

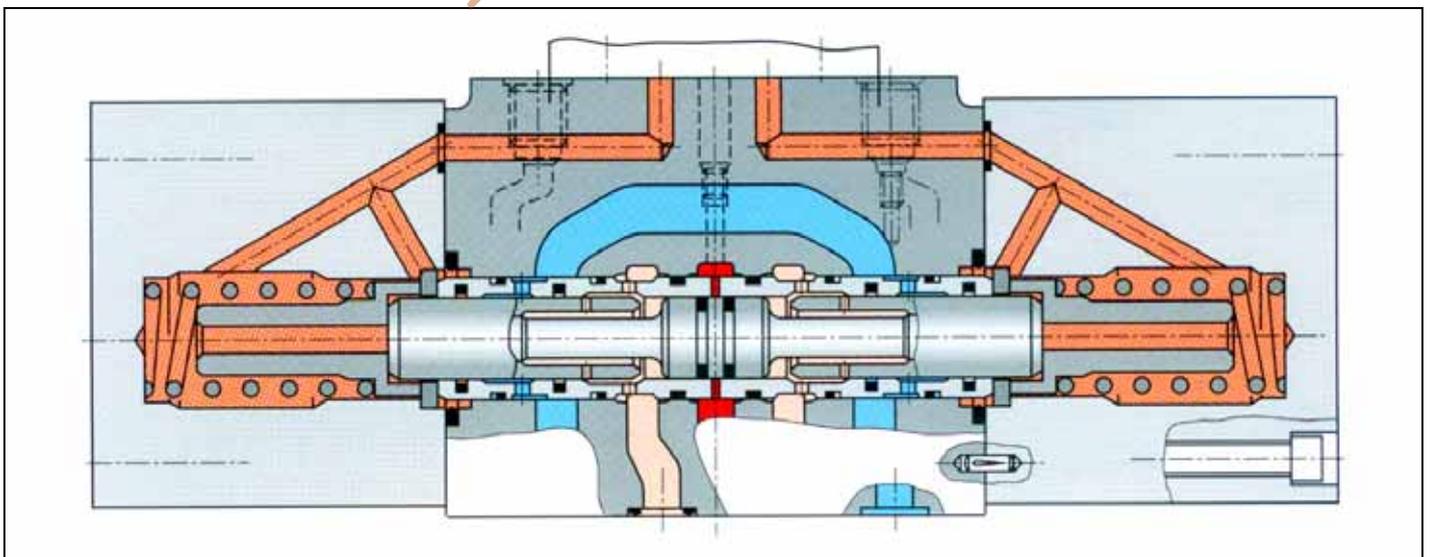


图 11.32 无泄漏换向滑阀

3. 换向转阀

换向转阀(图 11.34)常用于早期液压系统中,可控制压力达到 70 bar。由于系统应用需要更高的压力,这类阀的操纵力较大且力不能完全平衡,因此使用逐渐减少。

而且,电磁换向转阀只是借助于更繁复的机械结构(自动控制的实现)。

除了一些特定型式和特殊应用,换向转阀在现今的液压行业的重要性较小。

图 11.34 表示的是二位三通换向转阀。每一端口在旋转控制轴之后通过纵向孔连通在一起。容易看出,一旦端口有压力变化,控制轴就被推向翼侧的阀体壁了。

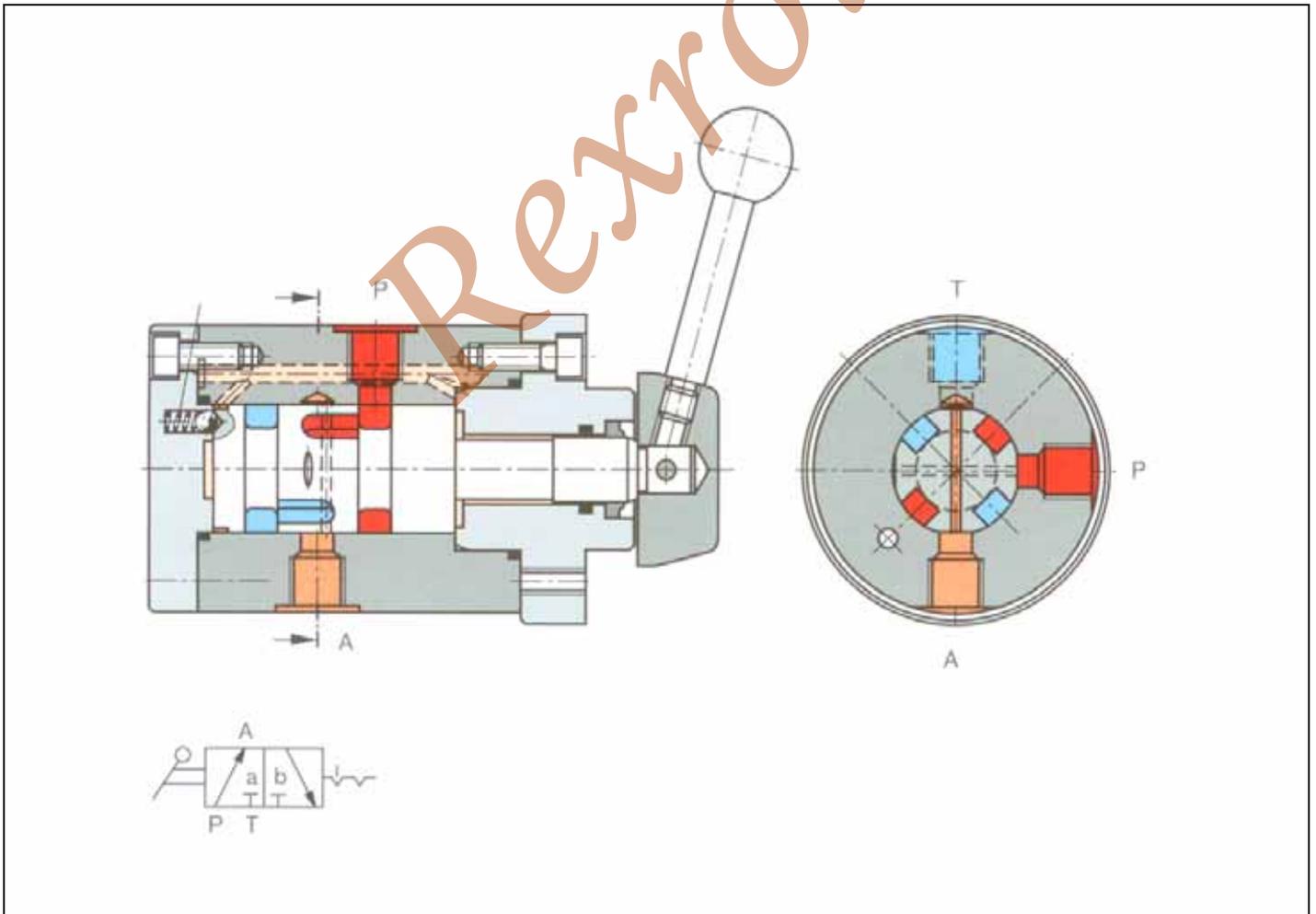


图 11.34 二位三通换向转阀,有止动装置

4. 换向座阀

换向座阀是一类方向控制阀，阀孔内有一个或多个球状或锥形或平面形阀芯(可移动)(图 11.35)，阀芯置于阀座上。当工作压力上升时，这类阀的密封性变得更好。

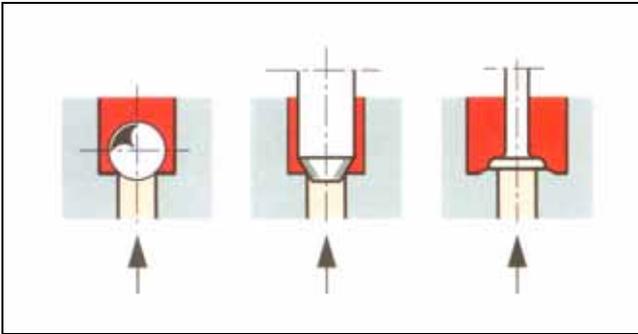


图 11.35 球阀(左)，锥阀(中)和碟形座阀(右)

换向座阀的主要特性包括：

- 无泄漏
- 寿命长，因无泄漏和节流缝隙等可供污染物飘浮的条件
- 无需附加隔离件的隔离功能
- 因无液压粘滞阻力(压力相关的变形)和泄漏，故可在最高压力下使用
- 因行程短，压力损失大
- 开启阶段会因负遮盖(同时与泵，执行机构和油箱的连接)而造成压力降低。第 4.1 节给出了一种避免这种连接的方法。
- 阀的轴向压力不完全平衡而导致的性能下降

换向座阀可用直动式或先导式控制方式，究竟采用何种主要决定于需要的操纵力大小，以及阀的公称通径。

4.1 直动式换向座阀

这类换向阀直接采用机械式操纵方式。

由于方向控制阀中压力和流量造成的静态和动态液动力的影响，通常只有公称通径 10 以下的直动式方向控制座阀。这一界限对应于工作压力 630 bar 时大约 36L/min 流量的液压功率，且主要针对电磁控制换向座

阀。

当然，可以制造公称通径大于 10 的电磁控制直动式换向座阀。然而考虑一下需要的操纵力，需要多大的电磁铁才能产生这么大的力，还有安全运行因素，待机时间和难以驾驭的压力冲击，综合这些因素，公称通径大于 10 的直动式换向阀，一般不具有实际意义。

下面叙述最常用的电动式换向座阀的功能原理。

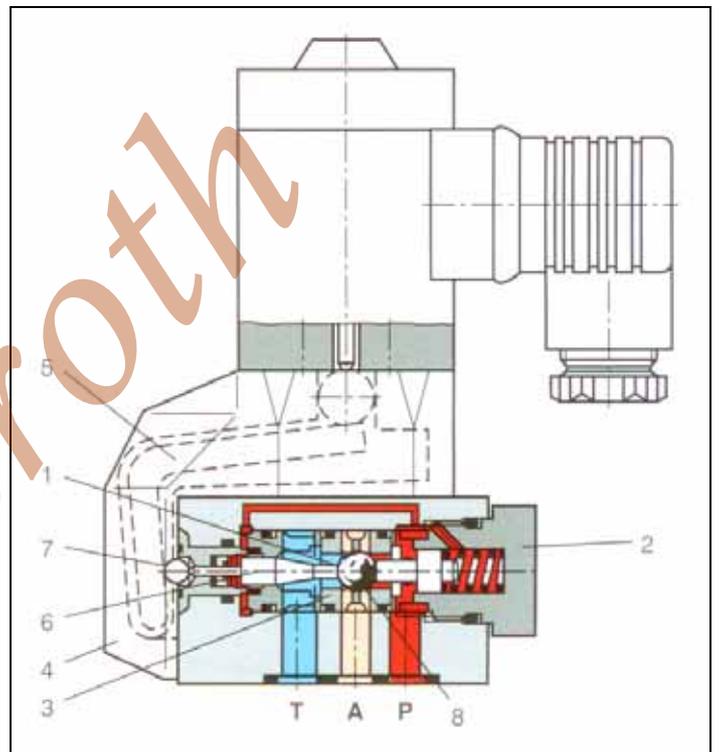


图 11.36 电动式二位三通换向座阀，一球式阀

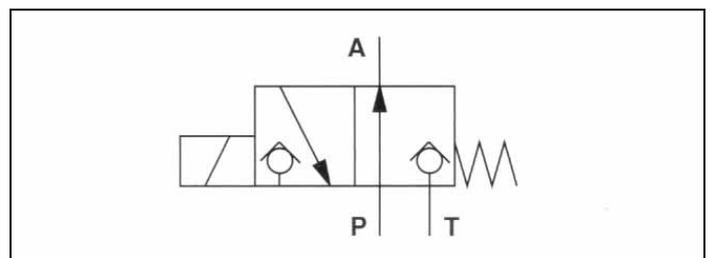


图 11.37 图 11.36 二位三通换向阀的符号图

在初始位置，作为密封元件的钢球(1)被弹簧(2)推压在左侧的阀座(3)上(见图 11.36)。

在初始位置，从 P 到 A 的油路连通，端口 T 关闭。 阀位的转换靠的是电磁力。电磁力通过杠杆，作用于阀体内由轴承，钢球(7)和作用活塞(6)所支承的密封钢球(1)上，密封钢球被推压在右侧的弹簧(2)阀座(8)上。于是端口 P 关闭，从 A 到 T 的油路连通。作用活塞(6)在两个方向都有密封，两个密封之间的油腔与 P 腔连通。这样就达到了阀的轴向压力平衡，也即阀座上不再作用有压力。这样就只需较小的开关力了。

在开关过程中，端口可在短时间内实现互相连通(负遮盖)。

许多换向滑阀所具有的符号图，对于换向滑阀都没有。这是由于这些换向滑阀具有特殊的结构。

如果要交换一钢球阀中的两个阀位，就必须使用二钢球阀的结构(图 11.39)。

在二钢球的阀中，开始时 A 到 T 的油路连通，端口 P 关闭。 P 通道的钢球被弹簧推压在阀座上。在开启位，右侧的钢球被从阀座上抬起，而左侧的钢球被弹簧推压在阀座上。

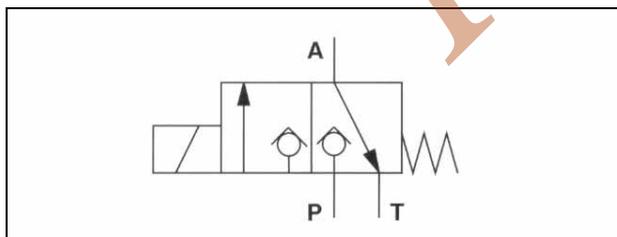


图 11.38 图 11.39 二位三通换向座阀的符号图

在二位三通换向座阀的基础上，利用叠加板和盖板，就能得到二位四通换向阀。下面的符号原理图给出了这一操作的方法(图 11.39, 图 11.40)。

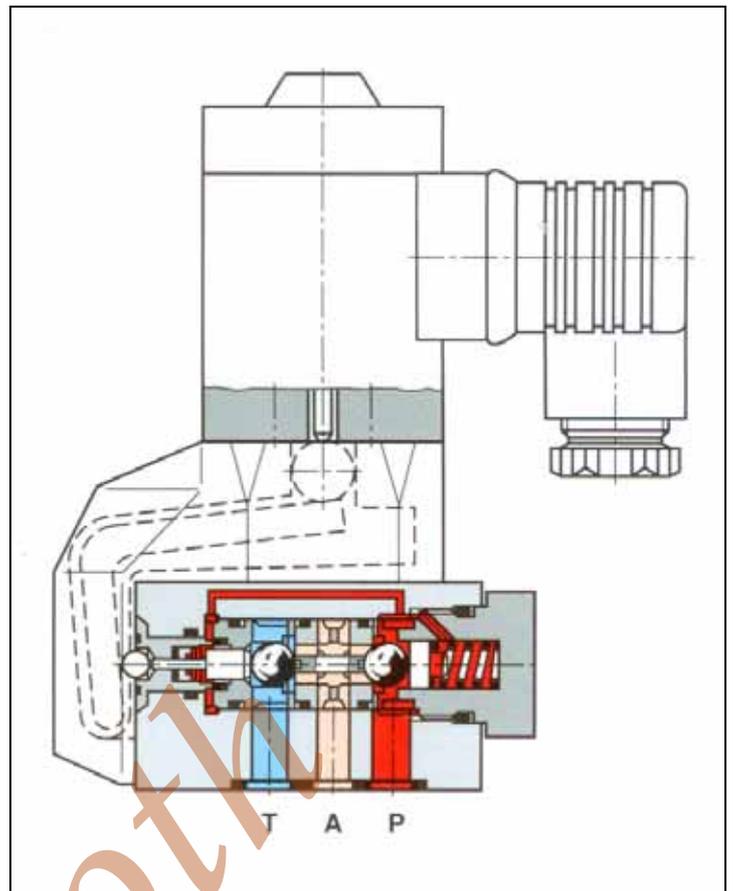


图 11.39 电动式二位三通换向座阀，二钢球阀

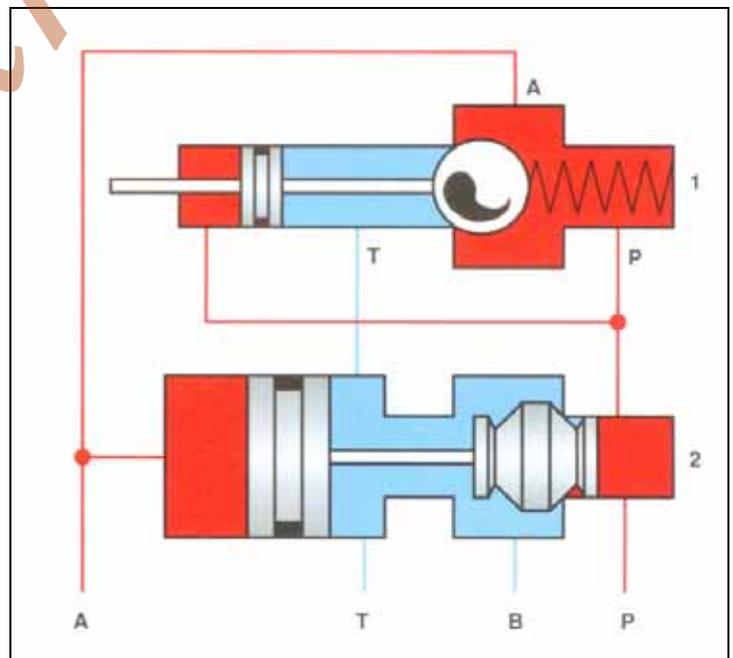


图 11.40 二位四通座阀的原理，初始位

上部(1)代表二位三通换向座阀(图 11.36), 下部(2)为加盖板。在初始位置, 钢球(1)在阀座内, 从端口 P 到 A 的通路开启。来自 A 的控制油路到达阀芯(2), 其横截面积大于右侧的密封元件, 因而被向右推压在阀座上。叠加板上的端口 B 与 T 连通, 端口 P 关闭。

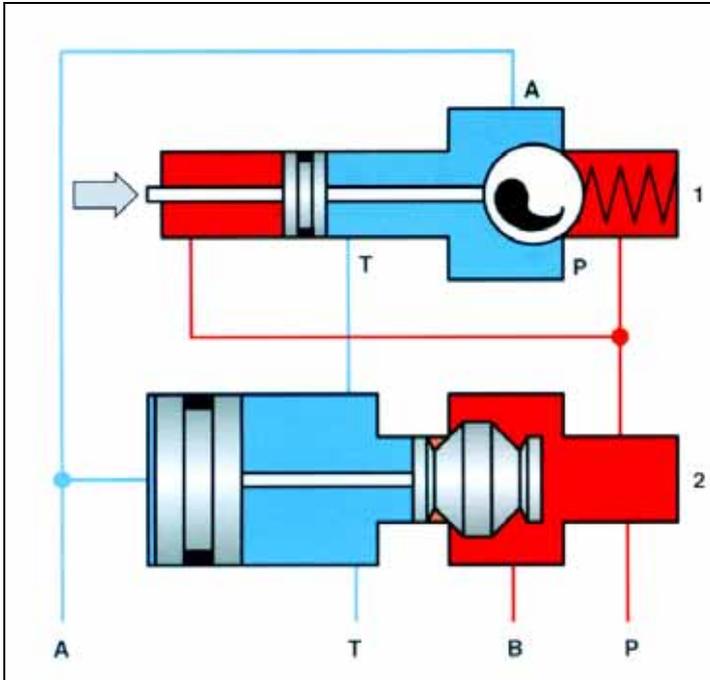


图 11.41 二位四通换向座阀的原理，开启位

当二位三通换向座阀(1)动作时, 端口 P 关闭, 因此端口 A 到 T 的通路开启。与此同时, 盖板上的大阀芯则释压溢流。

P 口的压力推动阀芯与密封件一同向左移动, 关闭了从 B 到 T 的通路。于是, 端口 P 与 B 连通, 端口 A 与 T 连通。

盖板的开关元件具有“正遮盖”。

使用差动液压缸时, 为了避免压力增大, 液压缸的环形面积必须与 A 连通。

4.2 先导式换向座阀

较小通径的直动式(电磁)换向座阀, 用于方向座阀的先导控制级。

4.2.1 二位三通先导式换向座阀

先导式二位三通换向座阀见图 11.42, 其机能原理图 11.43。

在中位, 控制阀芯(2)受到来自先导阀(1)的泵压作用, 受压面积大于闭合元件(3)的面积, 因此后者被压在阀座上, 端口 P 关闭, 而端口 A 与 T 连通。

如先导阀(1)起作用(电磁铁得电), 控制腔(4)就与端口 T 连通。泵压将闭合元件(3)从阀座上抬起, 端口 T 闭合, 而端口 A 与 P 连通。

主阀芯具有一个正遮盖量(阀套 5), 因此在开关过程中, 端口 P、A 和 T 关闭。

由于先导阀是内控式, 为保证其开关可靠, 需要一个最低泵压。

二位四通换向座阀的机能, 也可通过先导式二位三通换向座阀与盖板的组合来实现(见 4.1 节)。

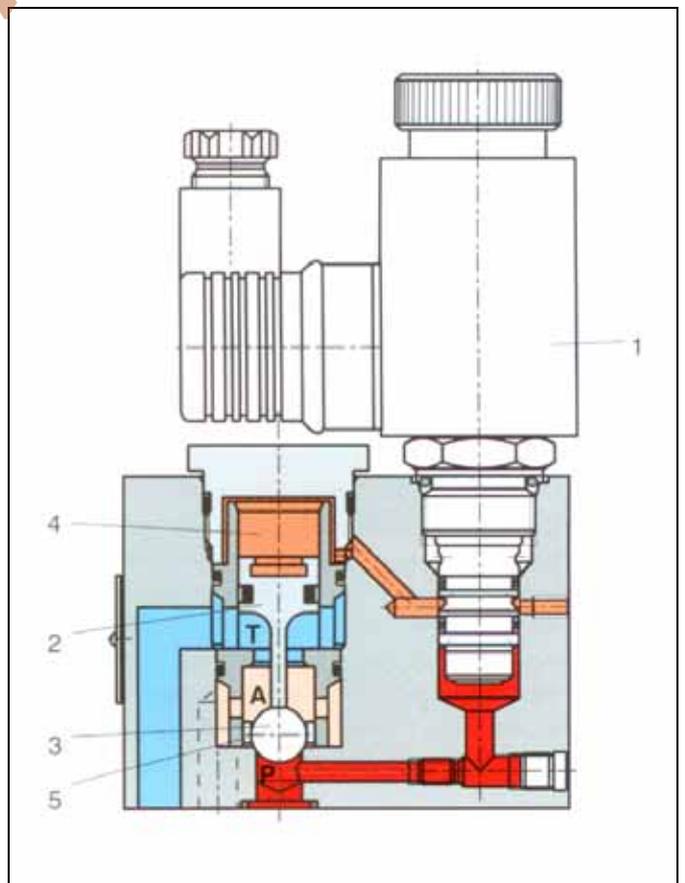


图 11.42 电动式二位三通换向座阀 — 先导式

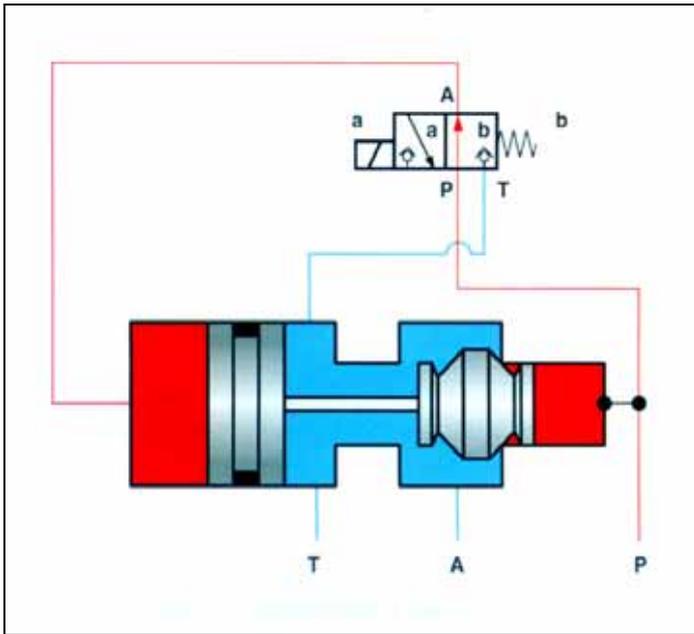


图 11.43 电液控制二位三通换向座阀的原理 — 先导式

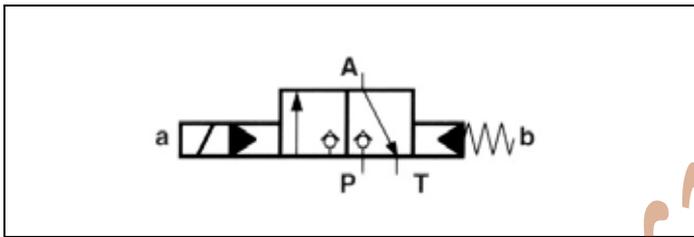


图 11.44 先导式电液控制二位三通换向座阀的符号图

符号图	PA Y1	AT Y2	BT Y3	PB Y4
	●	●	●	●
	●		●	
		●		●
	●			●
		●	●	
	●			

图 11.45 图 11.46 的符号图

4.2.2 三位四通先导式换向座阀

三位四通换向座阀的机能，可通过对二位二通换向座阀的适当组合来实现。这类简单的开关阀，能够成为可变节流式滑阀的一种替代阀门。

然而可变节流式滑阀是以机械方式连结在一起的，需要一种特殊的图形符号来表示流向，以及适当连接组合之后每一流动的阻力(见图 11.45)。这一基本原理，可转化为四个互连的插装阀(见图 11.46)。(详细资料可见“液压培训教材”第四册)

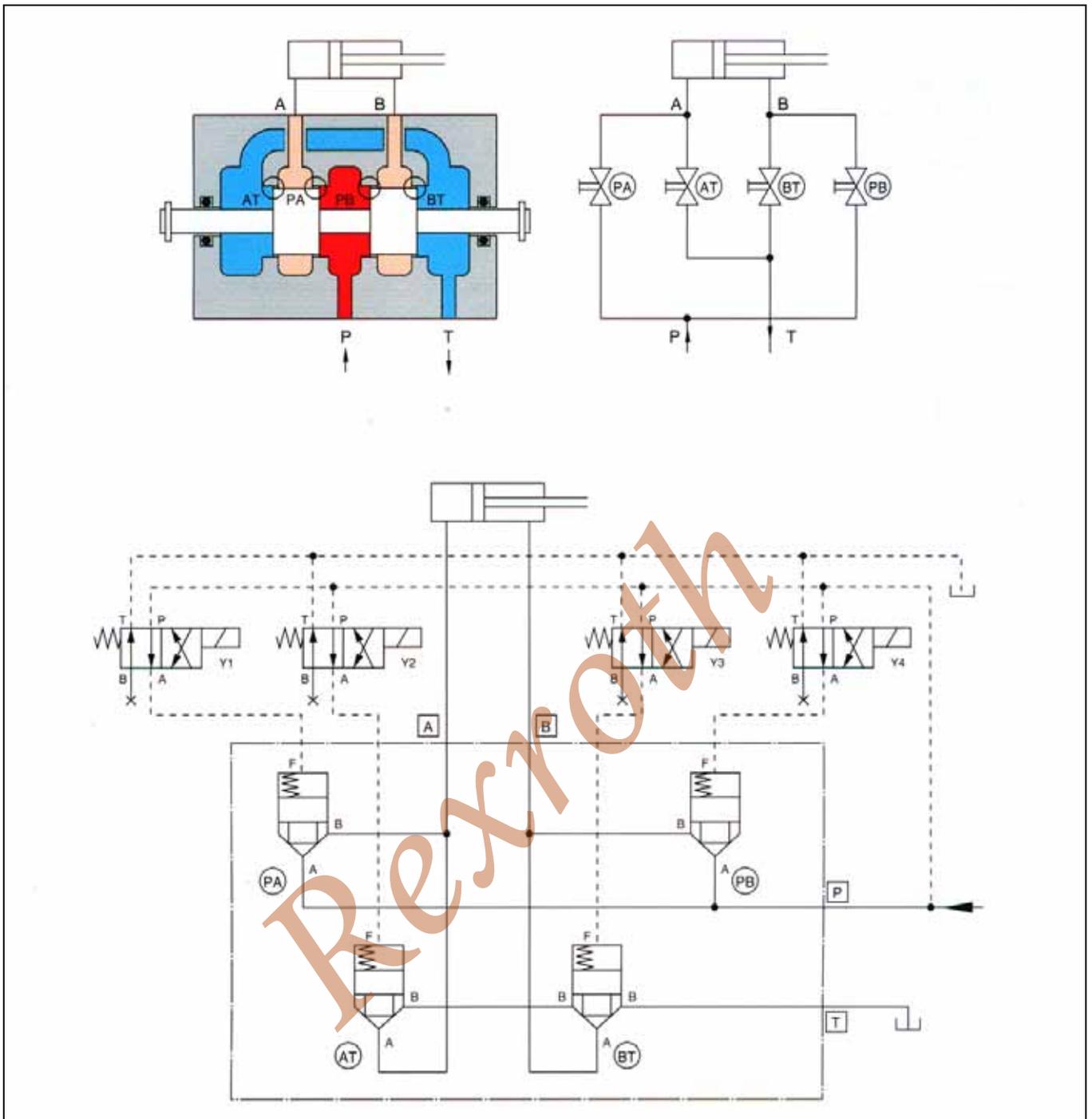


图 11.46 三位四通换向座阀的机能原理图

4.3 符号

根据 DIN ISO 1219, 对换向滑阀和换向座阀并未作区分。然而, 实际应用中区分这二者不无必要。在表 11.2 中, 换向座阀的关闭元件表示为单向阀。

两个阀位, 两个工作油口	两个阀位, 三个工作油口	两个阀位, 四个工作油口	三个阀位, 三个工作油口	三个阀位, 四个工作油口
U	C	D	E	E
C	U	Y	H	J
				M
				H

表 11.2 换向座阀的机能符号

5. 换向滑阀与换向座阀的比较

	换向滑阀	换向座阀
机能	阀体内有一中轴孔,固定间距的油路沿径向排列和归并.这些油路通向外部管线端口.具有控制台肩和环形凹槽的阀芯,靠动作元件(如电磁铁)置于主轴孔的预定位置,通过台肩和环形凹槽来实现油路的隔断或相互连通	阀体内由一个或多个球阀或锥阀的阀座,与球/锥阀芯组成关闭元件.关闭元件靠弹簧自动推向阀座,靠活塞抬起脱离阀座.先导油路分别位于关闭元件之前和阀座之后.液流总是从关闭元件流向阀座.这是液流(封闭或自由流动)控制的唯一方式.反方向上总设有一单向阀,总存在流动而与阀位无关.
设计要点	设计简单,尤其适用于复杂的液压回路.功能清晰明了.有压力补偿,表面压力低,寿命长.相对于滑阀尺寸,有较大的流量开口,因而在相同通径下液压阻尼较低.流动方向不限于符号所示,通常可改变.	二位二通和二位三通换向座阀的回路设计简单明了.复杂回路的设计,如三位四通型,则比较费劲.流动方向固定.液压泵和液压执行机构需连到阀的指定油口,否则动作就会改变.
密封强度	因阀体孔壁和阀芯间存在缝隙,始终有高压到低压的油液泄漏.唯另加元件(单向阀)或采取特殊结构(见2.3节)才能密封.不适用于夹紧液压系统.	因阀座和阀芯间的接触处经过抛光和修正,形成严格的密封,能满足夹紧液压系统的要求.
污染敏感性	因开口较大,对颗粒较大的污染物不太敏感.对微小浮尘颗粒较为敏感,因环形缝隙的渗漏油会使其聚合并造成滑阀卡紧,高压下尤其严重.	对微小浮尘颗粒不太敏感.但较大颗粒污染物会卡在锥阀芯和阀座之间造成故障.这类污染源于安装时未彻底清洗系统和管道.由于不存在缝隙,不会有滑阀常出现的卡紧故障.

表 11.3 换向滑阀与换向座阀的比较

6. 系统设计中阀的大小如何选择

产品样本目录中,有项目工程师选用方向控制阀时需要确定的参数。

6.1 动态性能限

方向控制阀的开关容量界限(与压力有关的最大允许流量),由以下因素确定:

- 阀的公称尺寸
- 操纵类型(对于电动型,需要确定电磁阀:直流电磁阀,交流电磁阀,防爆电磁阀,特种电磁阀)
- 阀的图形符号
- 端口液流方向
- 阀位切换靠控制单元还是复位弹簧
- 交流电磁阀的使用频率

选用普通换向阀时,可在产品样本目录中各种阀的图形符号所对应 p-Q 性能曲线中,得到开关容量界限(见图 11.47)。

在图 11.47 中,图形符号(1)的阀,在压力 250bar 时静态开关的最大流量为 95L/min。相反地,对于图形符号(2)的阀,压力为 200bar 时只能保证最大流量 50L/min。

产品样本目录中的开关容量界限,对两个方向流动有效,如从 P 到 A,与此同时回油从 B 到 T。

如果流向改变或堵住工作端口,就可出现较大的性能落差,因为作用在阀上的液动力决定于阀的类型。

对于此类应用情况,需要咨询制造厂商。

方向座阀的流向不可改变。

性能界限按照国际标准 ISO DIS 6403 进行检测。

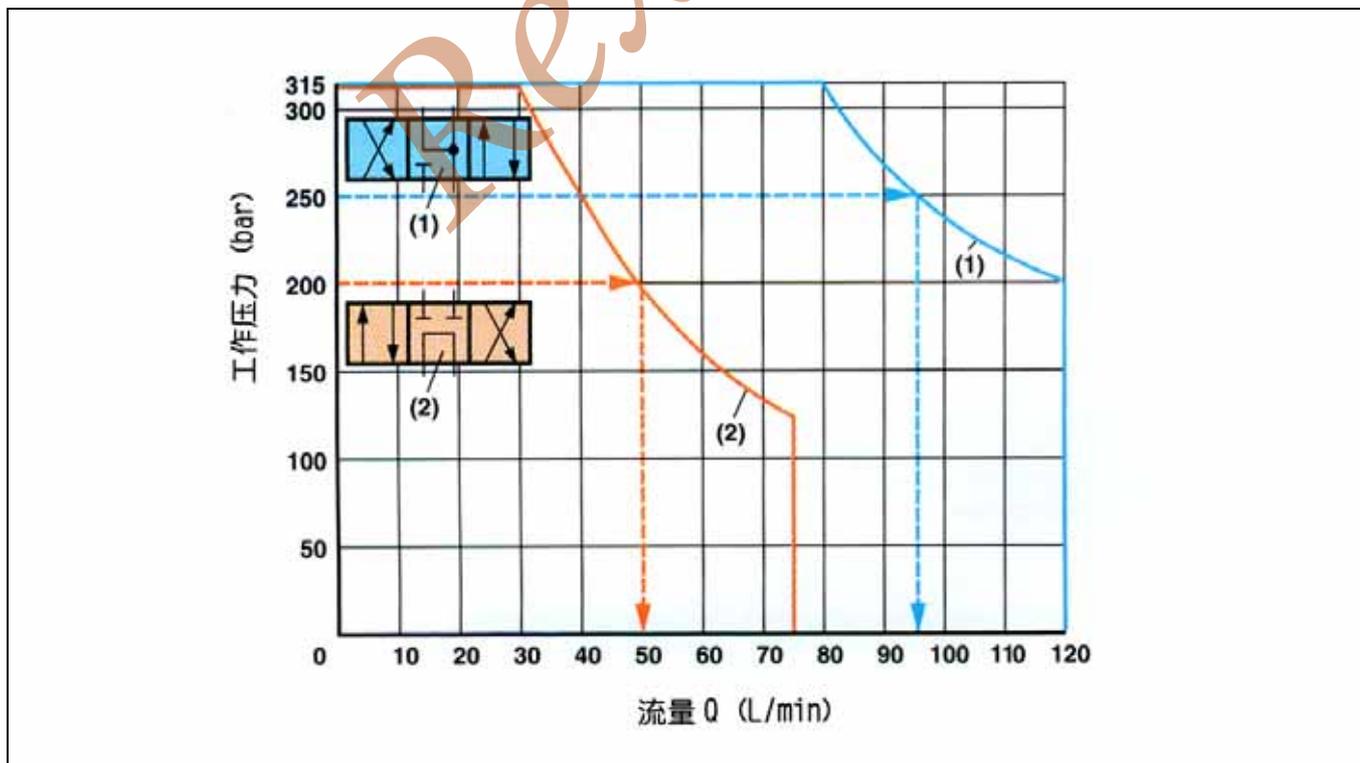


图 11.47 产品样本目录中三位四通换向阀开关容量界限的举例说明

6.2 方向控制阀的压差

产品样本中的性能曲线(图 11.48)只考虑了方向控制阀的压差。叠加阀和连接管路的压差也应加到方向阀的压差中去。

滑阀为(1)型的方向控制阀, 流量 $Q=95\text{L/min}$ 时, 从 P 到 A 和从 B 到 T 的压差 Δp 都为 3.8 bar。

滑阀为(2)型的方向控制阀, 流量 $Q=50\text{L/min}$ 时, 从 P 到 A 和从 P 到 B 的压差 Δp 为 1 bar, 从 A 到的压差为 1.5 bar, 从 B 到 T 的压差为 1.8 bar。

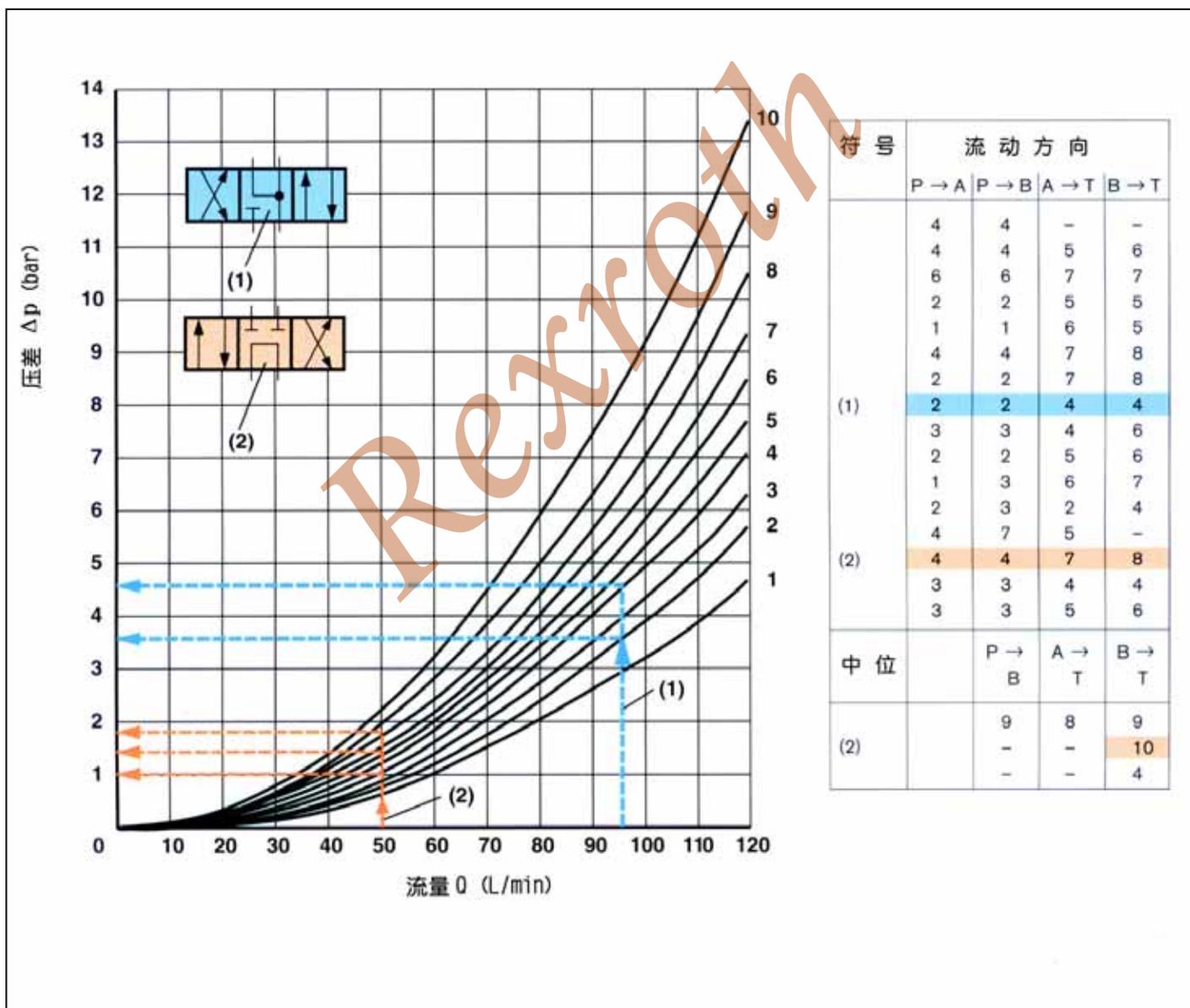


图 11.48 产品目录中三位四通换向阀 Δp - Q 开启性能界限的举例说明

备注

Rexroth

压力控制阀

1. 简介

压力控制阀，就是以预先确定的方式，对于液压系统整体的或局部的压力，施加影响的一种控制阀。这种影响，一般是通过改变可调节流阀口的开口大小来实现的。

压力控制阀的阀芯有两个位置(阀位)。在阀位的突然变化(通过开关触发)或逐渐变化(通过控制)的同时，伴随着阀体内的一个或多个阀芯表面的压力与一个或多个弹簧之间的相互作用。

压力控制阀有以下的结构和设计:

1. 与节流阀口的密封方式有关的，滑阀式或座阀式；
2. 与控制方式有关的，直动式或先导式；
3. 与安装型式有关的；
 - 管道安装式
 - 盖板安装式
 - 叠加安装式
 - 螺纹安装式
 - 插装式

根据功能不同，压力控制阀的分类见图 12.1。



图 12.1 根据机能的压力控制阀分类

2. 溢流阀

2.1 作用

液压系统中的溢流阀，用于将系统压力限制在一个指定的压力等级。如果达到该指定压力等级，溢流阀就响应，使系统的多余液流(液压泵与执行机构所需流量之差)回到油箱。

图 12.2 为带有溢流阀的液压回路。该阀总位于旁路中。由于功用方面的原因，溢流阀也称为安全阀。

2.2 机能

所有溢流阀的基本功能，是将入口压力传递到一个固定面，该固定面上具有另外的作用力(图 12.3)。

入口压力的变化，引起锥阀或控制滑阀下方的作用力发生变化

$$F_{hyd} = P_E \cdot A \leq F_F + (p_A \cdot A) \quad (1)$$

P_E = 入口压力

P_A = 出口压力

A = 阀座或控制滑阀下方的截面积

弹簧的预紧力 F_F 使阀口关闭。弹簧腔的油液卸荷回油箱。

只要弹簧力大于液压力，闭合元件就始终留在阀座上。如果液压力大于弹簧力，该闭合元件就推开弹簧并开通油路，多余液流回到油箱。由于液流总是流经溢流阀，液压力就转化成了热能。

$$W = \Delta p \cdot Q \cdot t \quad (2)$$

Δp = 压差

Q = 压差

t = 时间

举例而言，如果没有来自执行机构的液流，则全部流量必须经过溢流阀。所以，阀口的开度，必须正好是闭合元件处液压力与弹簧力的平衡所需要的。阀口的开启量

随着流量不断发生变化，直到达到最大开度为止(性能界限)。弹簧力设定的相关压力值没有被超过。

就机能而言，溢流阀是座阀式或滑阀式都无关紧要。

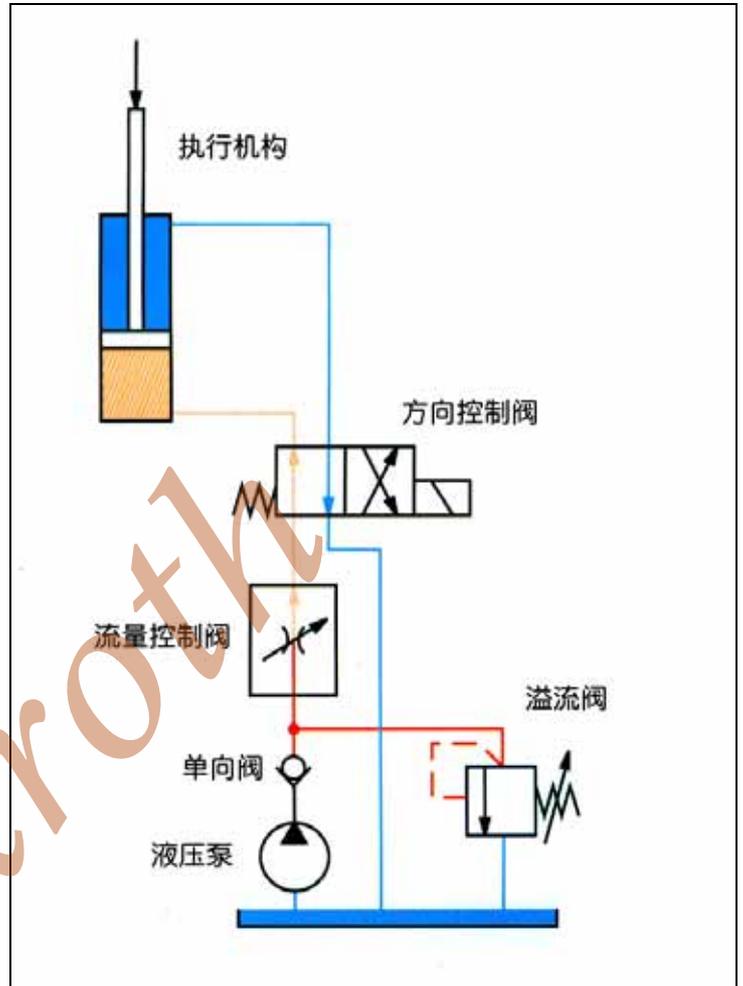


图 12.2 溢流阀的典型布置

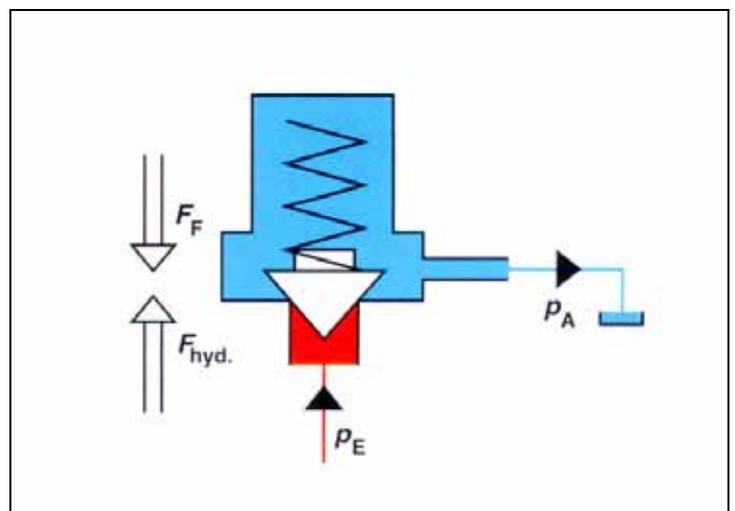


图 12.3 座阀式溢流阀的原理

除了提供密闭,无泄漏的密封,图 12.3 所示的座阀具有快速相应的优点。这是由于只需以相当小的行程移动量,就可产生相对较大的流量变化(译注:流量梯度大)。

另一方面,滑阀结构(图 12.4)则采用阀芯周向槽的形式,可进行小流量的精细控制。

此处的控制阀芯为一个测量元件(前端)与调节器件(可调节流口)。在关闭位置,从阀的入口经阀芯与阀体的缝隙到出口(无表压力)都有泄漏油持续流动。在相应时间方面,座阀远比滑阀优越。对于滑阀,当入口压力快速上升时,控制阀芯必须首先越过遮盖行程 s (死区行程),然后油液才能经可调节流口流出。在遮盖段,阀的入口压力上升到设定的开启值为止。遮盖距离的大小,其实是相应时间和泄漏量这两者综合权衡的结果。

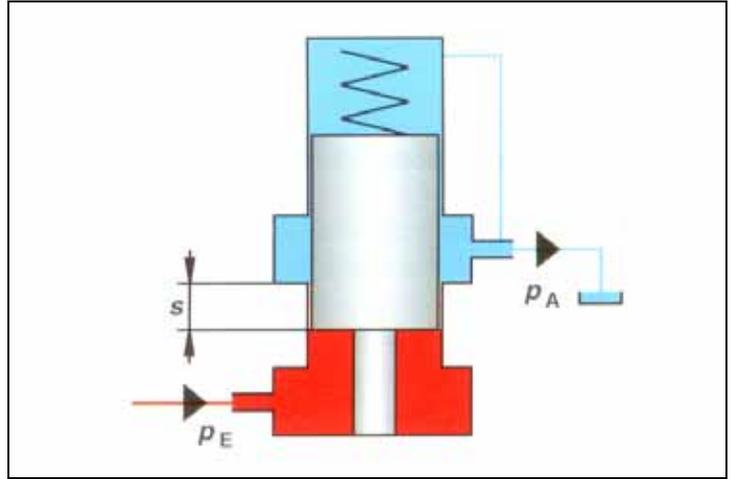


图 12.4 滑阀式溢流阀的原理

2.3 直动式溢流阀

图 12.3 表示一个直动式溢流阀。至此仅考虑阀内的静态力。

从动力学角度来看,我们面对的是一个弹簧-质量系统,运动中会发生振动。振动对压力有影响,因而必须通过减振加以消除。



图 12.5 直动式溢流阀（螺纹连接式）

减振的可用方法举例如下:

- 阀芯容腔内的阻尼阀芯荷节流孔(1)
- 横截面为(2)的阻尼阀芯,或
- 较大公差间隙(3)的阻尼阀芯(阻尼缝隙)

阀芯与圆锥形闭合元件刚性连结。当阀芯移动时,流体必须经节流孔或阻尼缝隙卸荷。每一次都有一个与移动方向相反的阻尼力存在。

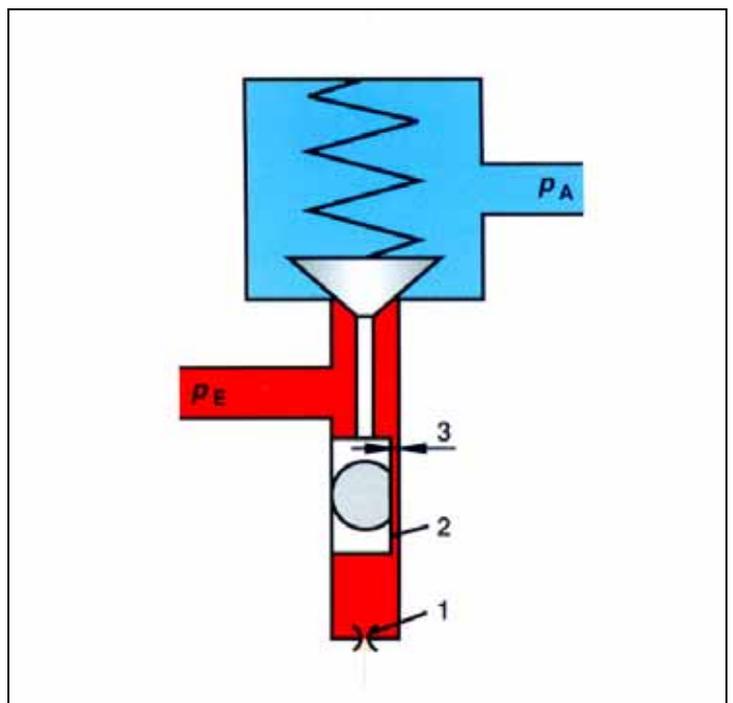


图 12.6 直动式溢流阀减振的可用方法

与阀体或控制阀块(1)螺纹连接(见图 12.7)的阀件, 包括阀套(2)、弹簧(3)、调节机构(4)、带阻尼阀芯(5)的锥阀芯和经硬化处理的阀座(6)。

弹簧将锥阀芯推压在阀座上。只需旋转手柄, 即可无级调节弹簧力, 并相应进行了压力值的设定。端口 P 与系统连接。系统的当前压力作用于锥阀芯表面。如液压力大到将锥阀芯从阀座上抬起, 则与端口 T 的通道就连通。锥阀芯的行程靠阻尼孔(7)的边缘进行限位。

当阀芯行程增加时, 与弹性系数相关的弹簧力也会增加, 因而弹簧挡圈的下端具有一种特殊形状。由于这样, 增加的弹簧力几乎就被脉动的液动力抵消了。

为了使设定压力得到较好的保持, 且 Δp -Q 曲线在整个压力范围内(最低压力可能随上升的流量而增加)保持平坦, 将整个压力范围划分为多个等级。每个压力等级与最大设定压力的某一根弹簧相对应。

2.4 先导式溢流阀

对于较大流量采用直动式溢流阀的可能性不大, 原因是控制弹簧所需空间得不到满足。大流量需要更大通径的锥阀或滑阀。作用面积, 继而是弹簧力也会按比例增加。

为使这类阀所需的空空间保持在合理水平, 对于较大流量应采用先导式阀。

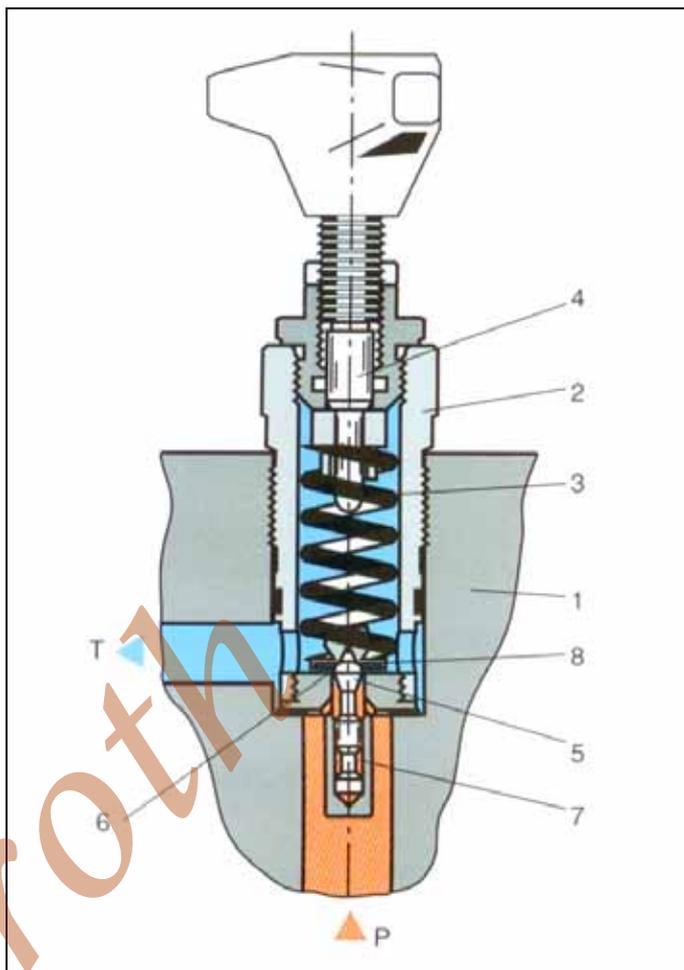


图 12.7 直动式螺纹连接溢流阀

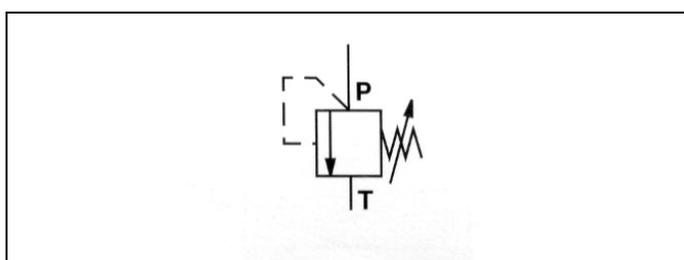


图 12.8 直动式溢流阀的符号图



图 12.9 盖板式先导溢流阀

为解决这一问题，实际应用中采用了各种型式，并取得了不同程度成效，例如：

2.4.2 带卸荷的先导式溢流阀

先导式溢流阀的卸荷，意味着溢流功能的逆转，阀内的液流实际处于自由流动状态。

典型的应用实例是液压泵的无压力起动。

当主阀芯(5)(图 12.13)的弹簧一端与油箱连通(也可比较等式(1))时，就产生了自由循环液流。

溢流阀的实际功能，与前述的先导式溢流阀相对应(图 12.11)。

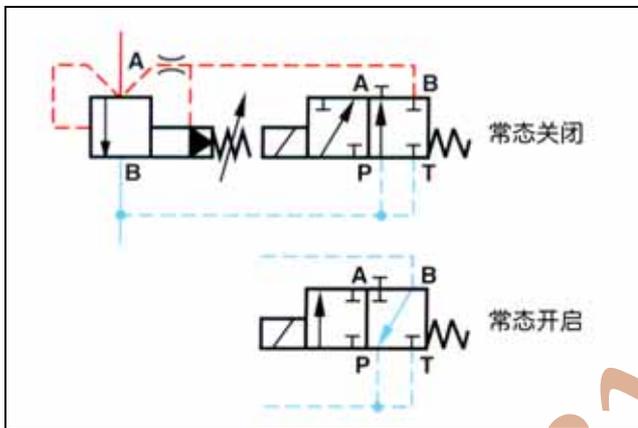


图 12.12 先导式溢流阀，带换向阀卸荷

如将溢流阀与方向控制阀组合，就可通过控制信号(图 12.13)，由溢流功能简单地切换到零压力流动状态。

当方向控制阀(3)未被触发或关闭时(图 12.13)，从弹簧油腔经方向阀的端口 B 到油箱的油路不连通。这时阀处于溢流阀状态。

当方向控制阀(3)被触发时，弹簧一端的主阀芯油腔与方向阀的通道 T(2)连通。这样，主阀芯(5)就被抬离阀座(4)，液流即可无压力地(自由流动位置；液阻决定于系统)从 A 到 B 流动。

这一过程在非常短的时间内发生。系统的压力迅速下降到很低的循环压力，从而造成了较高的压力峰值，以及很大的释压冲击噪音。

- 采用滑阀型主阀芯，而非座阀型
- 主动先导型
- 衰减器，或
- 减振盖板

减振盖板

使用减振盖板可影响溢流阀的开启时间，使开启过程更为平缓。这一盖板的作用基本上同下游节流式流量阀的相同。

减振盖板(6)位于先导式溢流阀(7)与方向控制阀(3)之间。在方向控制阀的通道 B 中必须插入节流阀(8)。

当方向阀关闭(溢流功能)时(图 12.14)，阀芯(9)受先导压力作用并与弹簧力相平衡，从 B2 到 B1 的连通被断开。

当方向阀打开(溢流功能)时(图 12.15)，先导液流可经方向阀的通道 B 到油箱，在节流阀(8)上就产生了不变得压差。

经过一定的时间延迟，弹簧力(10)使 B2 到 B1 的油路产生连通，从而避免了回油路的压力峰值。

使用减振盖板具有下列优点：

- 与粘度无关
- 无释压声学冲击，以及
- 压力峰值更低

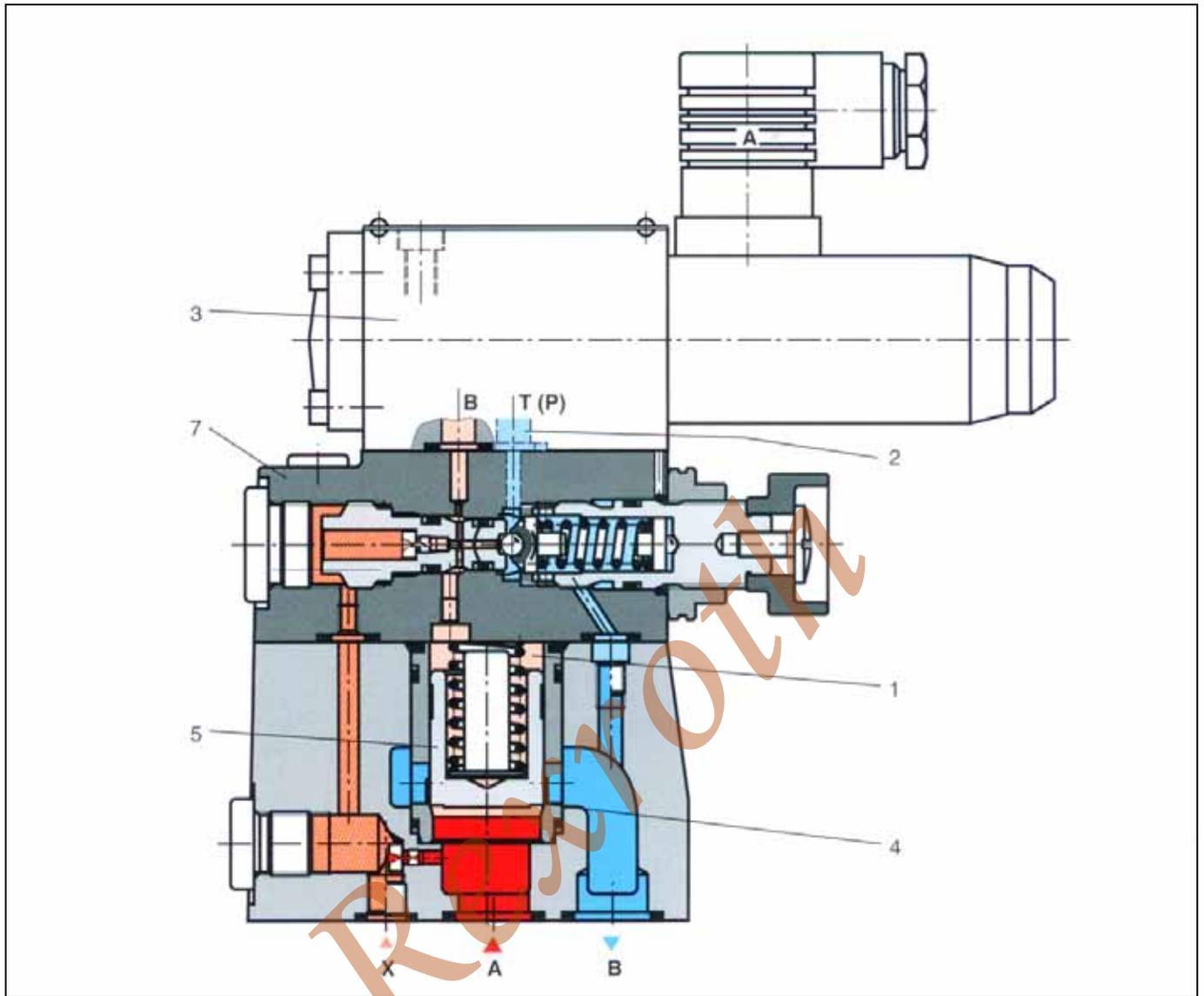


图 12.13 先导式溢流阀，带电磁卸荷

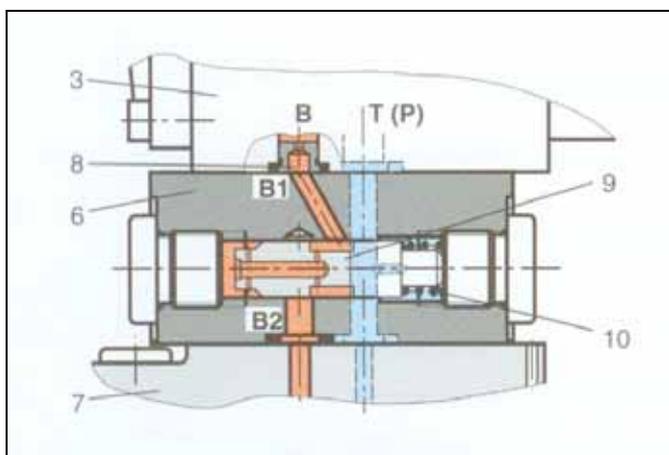


图 12.14 减振盖板，方向阀关闭

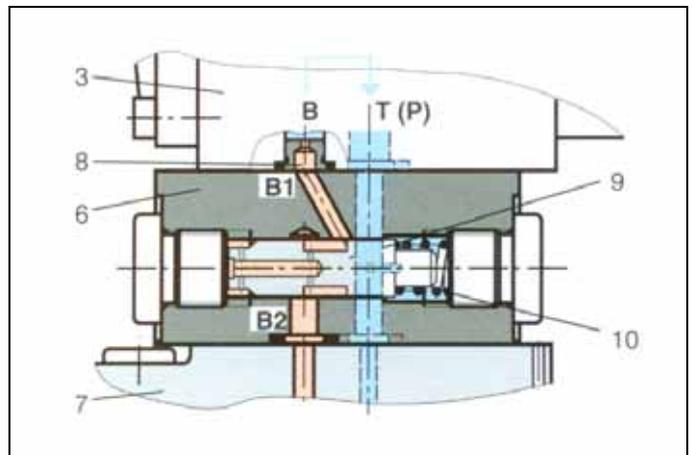


图 12.15 减振盖板，方向阀打开

2.5 特性值

溢流阀的品质，按照以下准则来判断：

- 流量对压力的影响
(p-Q 运行曲线)
- 性能界限
- 动态特性

2.5.1 流量对压力的影响

流量对压力的影响，可用以考察溢流阀的整个应用范围。

参数就是阀口开始打开时(Q>0)的设定压力 p_E 。

图 12.16 和图 12.17 分别为直动式溢流阀和先导式溢流阀的工作特性曲线。

控制误差 R 的数值，是流量增量所引起的设定压力的变化值，也即工作特性曲线的斜率。

$$R = \frac{\Delta p_{Ei}}{\Delta Q} \quad (3)$$

$$R = \frac{p_{EiQ} - p_{Ei(Q=0)}}{\Delta Q} \quad (3)$$

R = 0 的特性曲线为理想工作曲线。

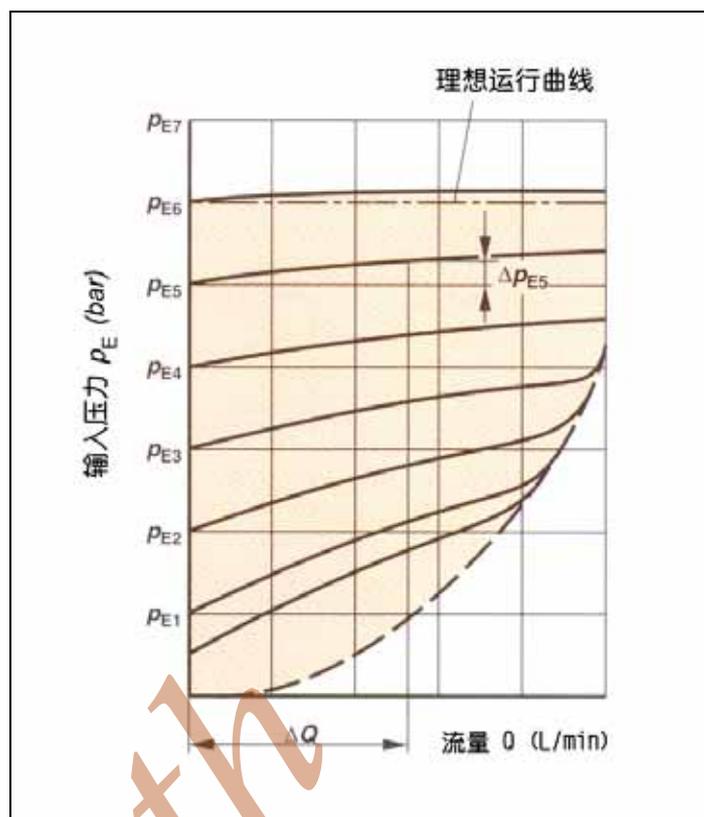


图 12.16 直动式溢流阀的运行曲线

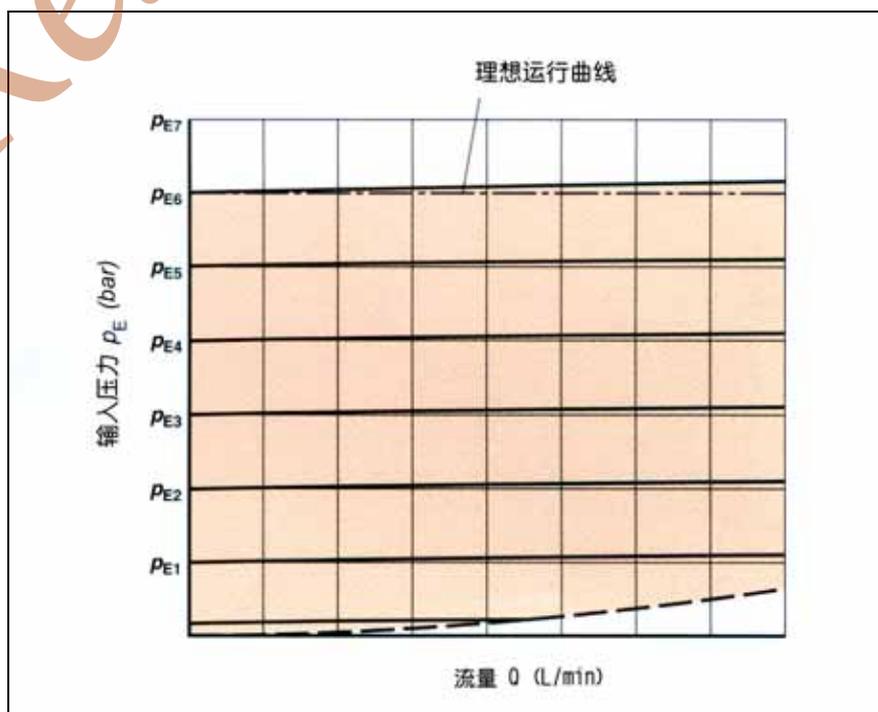


图 12.17 先导式溢流阀的运行曲线

下列原因造成了斜率值与理想运行曲线之间的差异。

2.5.1.1 直动式溢流阀 (图 12.17)

流量增加，座阀的行程也增大。因而弹簧的压缩量也加大，弹簧力有相当程度的增加(图 12.16)。

此外，压力损失和液动力也提高了。

通过使用特殊形状的弹簧固定器(8)(图 12.17)，可使直动式溢流阀工作特性曲线的斜率变得更为平坦——这种特殊形状的弹簧固定器也称为挡板。来自出口的脉动力既可补偿弹簧力的增量，又可平衡锥阀上的液动力。实际应用中，这种效应称为“行程辅助”。

通过将弹簧力与当前设定范围(分成压力等级)相匹配，就可得到“实际”压力-流量关系(图 12.18和图 12.19)。

在相应的压力等级上，就可得到最低斜率的运行曲线。

图 12.18 和图 12.19 的图例如下：

- 压力等级 50 bar
- 压力等级 100 bar
- 压力等级 200 bar
- 压力等级 315 bar
- 压力等级 400 bar

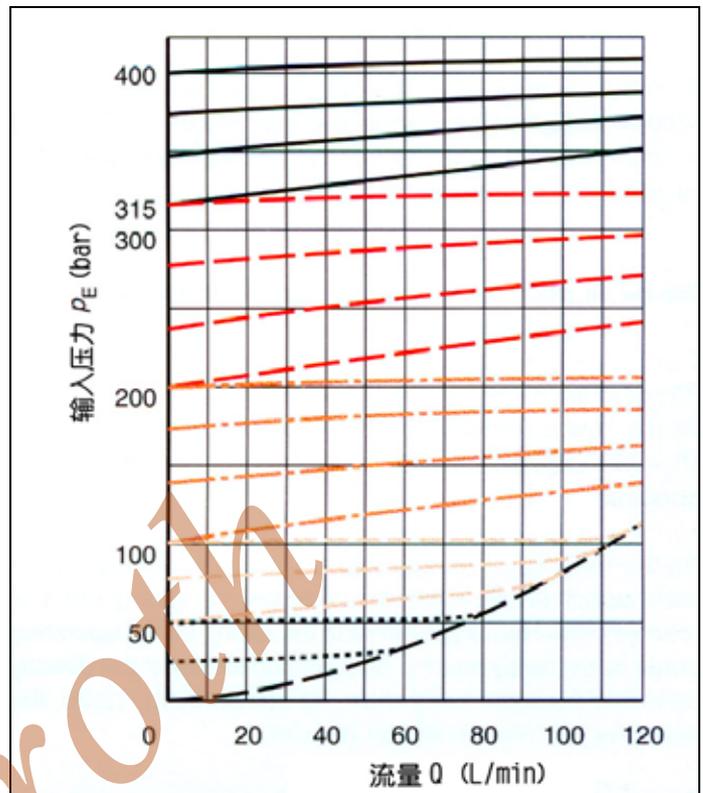


图 12.18 直动式溢流阀的 p_E - Q 运行曲线，公称通径 8 和 10

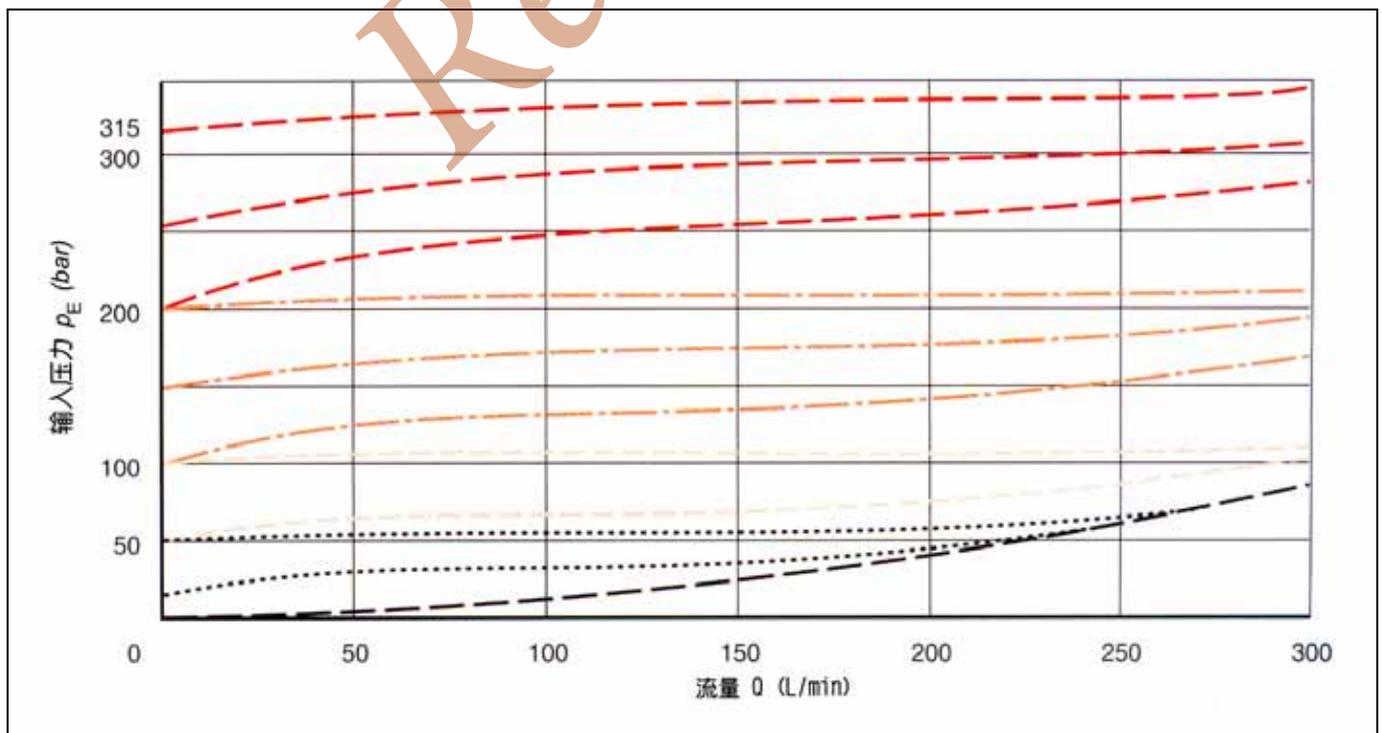


图 12.19 直动式溢流阀的 p_E - Q 运行曲线，公称通径 25 和 30

实际应用中，直动式溢流阀一般只在推荐的压力设定范围内使用。

例如：压力等级 200 bar

设定范围 100 至 200 bar，或

压力等级 300 bar

设定范围 200 至 300 bar。

压力也可低于推荐的设定范围，理论上可小到 $p_e=0$ (弹簧完全卸荷)。然而需承认，随之而来的是较大的控制误差。

2.5.1.2 先导式溢流阀 (图 12.11)

随着流量的上升(图 12.20) 溢流阀运行曲线所具有的斜率，是沿着主阀关闭方向作用着的液动力而引起的 ($F_s=Q\sqrt{\Delta p}$)。

由于主阀弹簧的作用只是保持主阀芯(3)在某一位置，所以其弹簧力相对较小。因此相比直动式溢流阀而言，弹簧对于先导式溢流阀运行曲线的影响，就小到可以忽略了。如图 12.20 所示，运行曲线几乎是一些平行线。

通过为特定型式设立压力等级，使压力设定的“敏感性”得到了改进。

对于非常低的流量($Q<0.5$ 至 1 L/min)，压力-流量关系曲线具有滞环现象。这意味着，当阀关闭(流量减小)时，产生的压力 p_s 小于开启时的压力 p_o (流量增大)(图 12.21)。

开启与关闭特性的这种差别，是由于控制元件(主阀芯(3)和先导钢球(8))处的机械和液压摩擦力的作用，还有液压流体污染的因素。

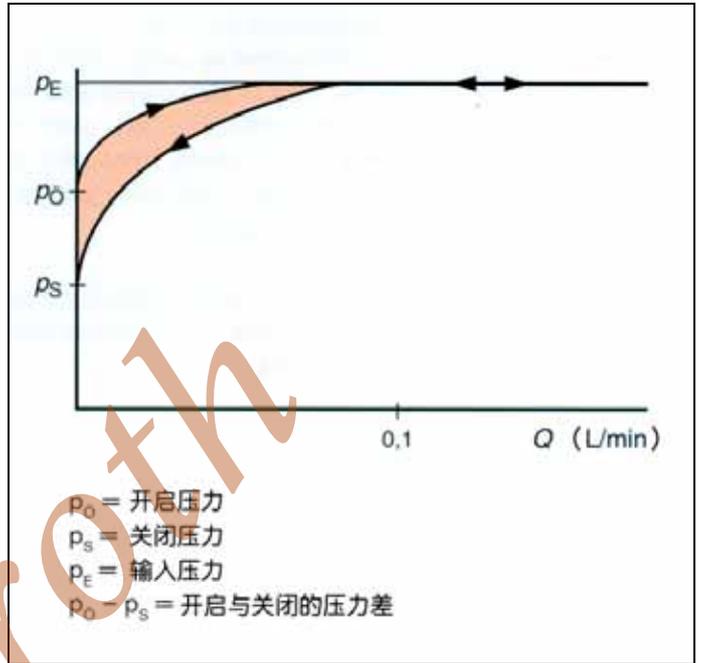


图 12.21 极低流量下的开-闭特性曲线

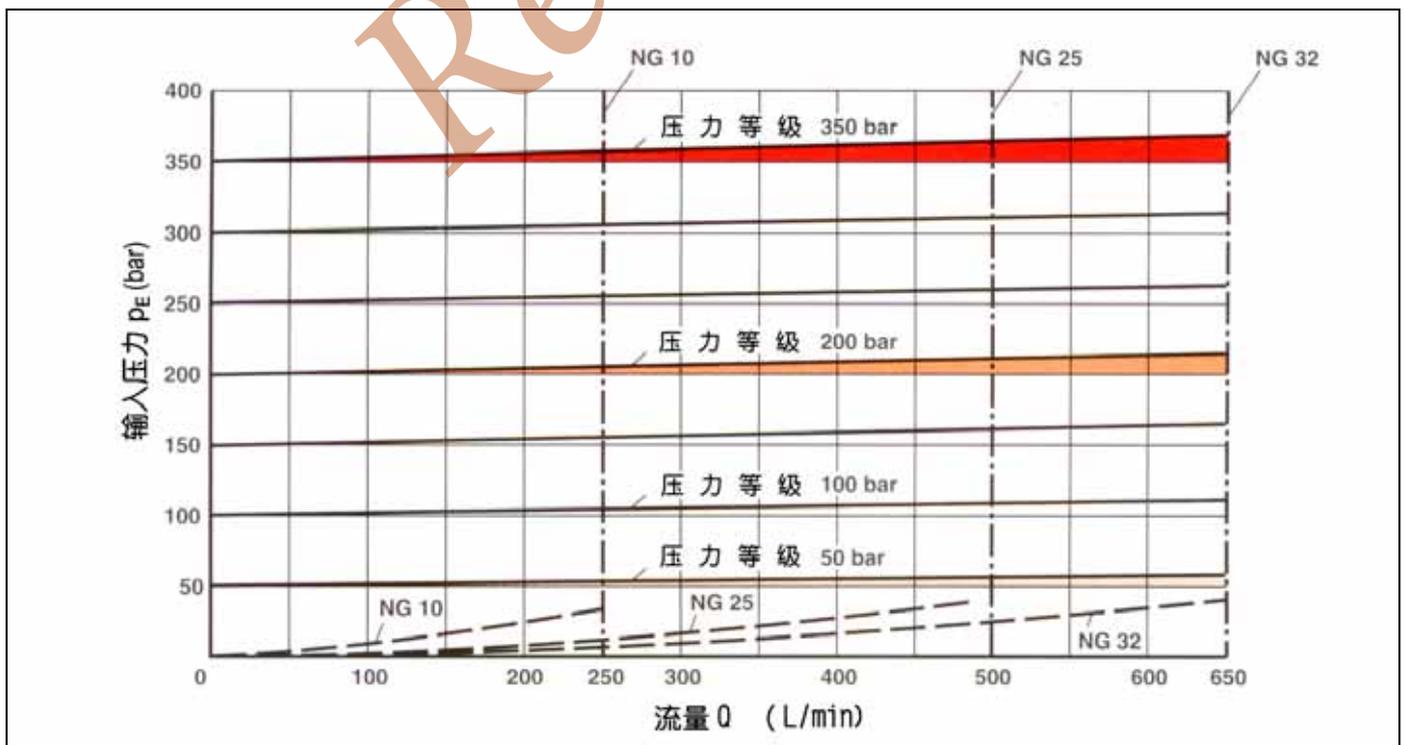


图 12.20 先导式溢流阀的 p_e - Q 运行曲线

2.5.2 性能界限

溢流阀的性能上限与性能下限存在不同之处(图 12.22 和图 12.23)。

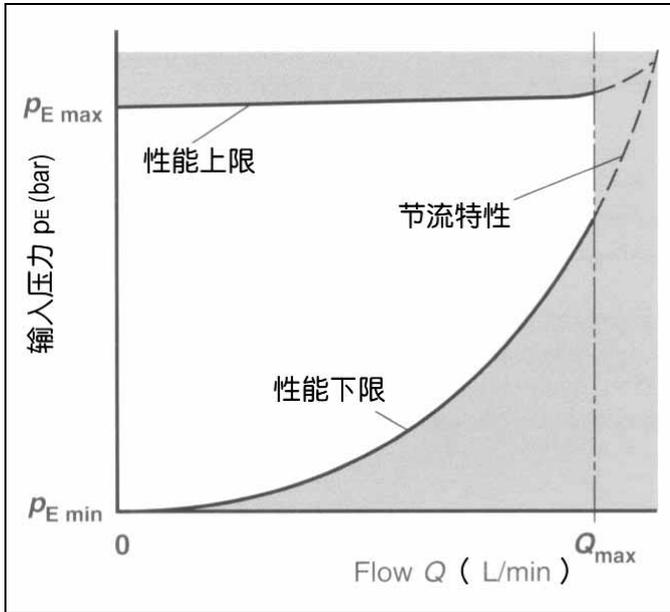


图 12.22 直动式溢流阀的工作范围

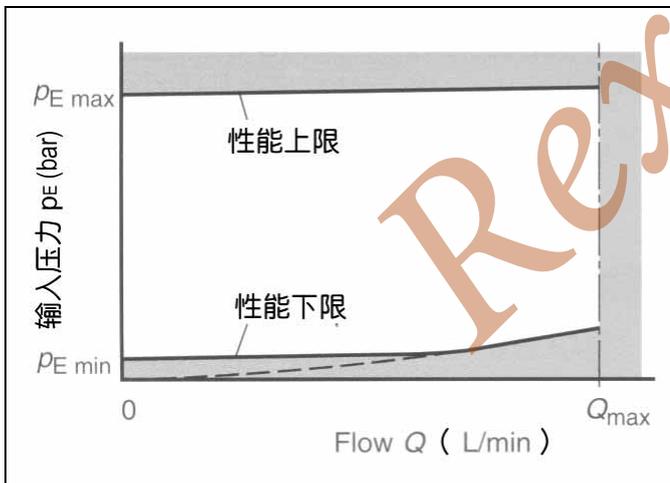


图 12.23 先导式溢流阀的工作范围

2.5.2.1 性能上限

(最高设定压力和最大流量)

压力设定值 p_E 限定了溢流阀工作范围的上限。这一工作范围是由最大弹簧 F_F 和相应的先导阀阀座的开口面积 A_v 形成的(图 12.24)。

较大的流量需要较大的阀座的开口。由 $p_E = F_F / A_v$ ，因而就需要更大的弹簧设定力。因此，直动式溢流阀很快

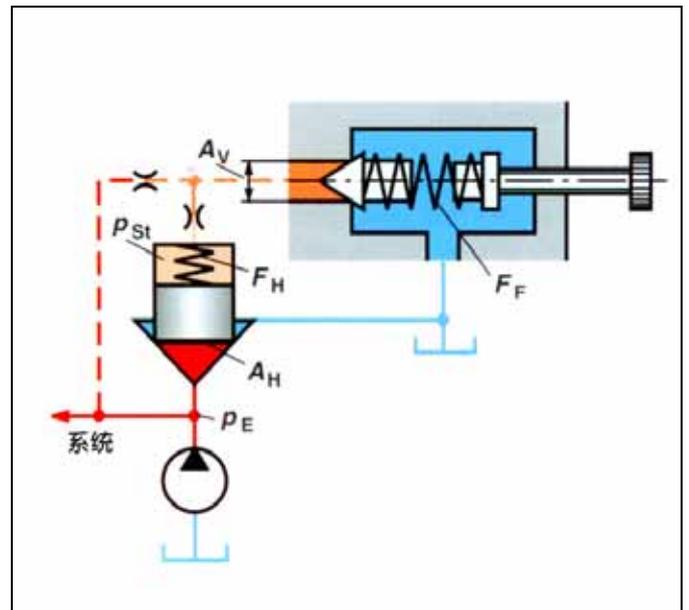


图 12.24 先导式溢流阀的原理图

就处于不可能手动调节 p_E 的范围。

由于这样，先导式溢流阀给出了一种针对更高压力的合适方法，因为主控级阀芯具有更大的阀座直径 A_H 是很容易实现的。断然采用先导油压 p_{St} 使主阀较小的弹簧力 F_H 得到了提升。由于先导液流很小，因此可通过直动式先导溢流阀方便地设定先导压力。

2.5.2.2 性能下限

a) 直动式溢流阀

对于直动式溢流阀，当锥阀已经达到其最大开口，且弹簧力 F_F 为零时，其最低性能界限就达到了。因此，出现的压力应该对应于节流特性曲线的恒定流量区域(图 12.22)。

在任意设定值， p - Q 运行曲线与节流特性曲线相交；此时也达到了阀(全开控制开口)的性能界限。这就意味着，如果流量进一步增大，压力就按节流特性曲线继续增加。

b) 先导式溢流阀

对于先导式溢流阀，起始开启的最低压力设定值取决于主阀弹簧力和先导压力的大小。对于标准的前导式溢流阀，该值一般在 1.5 到 4.5 bar 之间。

如果随着流量的增大,主阀芯已达到其最大开口,则运行曲线与节流特性曲线在最低设定压力处相交(图 12.23-虚线)。

与主阀芯更大的开口面积相关地,先导式溢流阀只能在最低设定压力处得到功能下限。

为了避免产生高流速和由此带来的系统的过高压力损失,应根据阀的公称通径来决定最高流量界限(图 12.24, Q_{\max})。

对于由电动换向阀卸荷的先导式溢流阀,较低性能界限就等同于“旁路压力”。它取决于主阀弹簧的预紧力,以及经换向阀回油箱的先导液流的先导压力。

2.5.3 动态特性

溢流阀的动态特性就是对突发性流量或压力变化的反应能力(响应)。

阀的反应必须快速,也即延迟越少越好,能对压力峰值进行补偿,并在短时间内达到设定压力。

为了避免出现压力峰值,必须采取减振措施。然而由于摩擦力和运动件的惯性等因素,都会对阀的响应时间造成影响。

阀的动态特性决定于阀的结构设计,执行机构的运行状态(主阀芯)和液压系统本身。静态特性只与阀的结构设计有关。

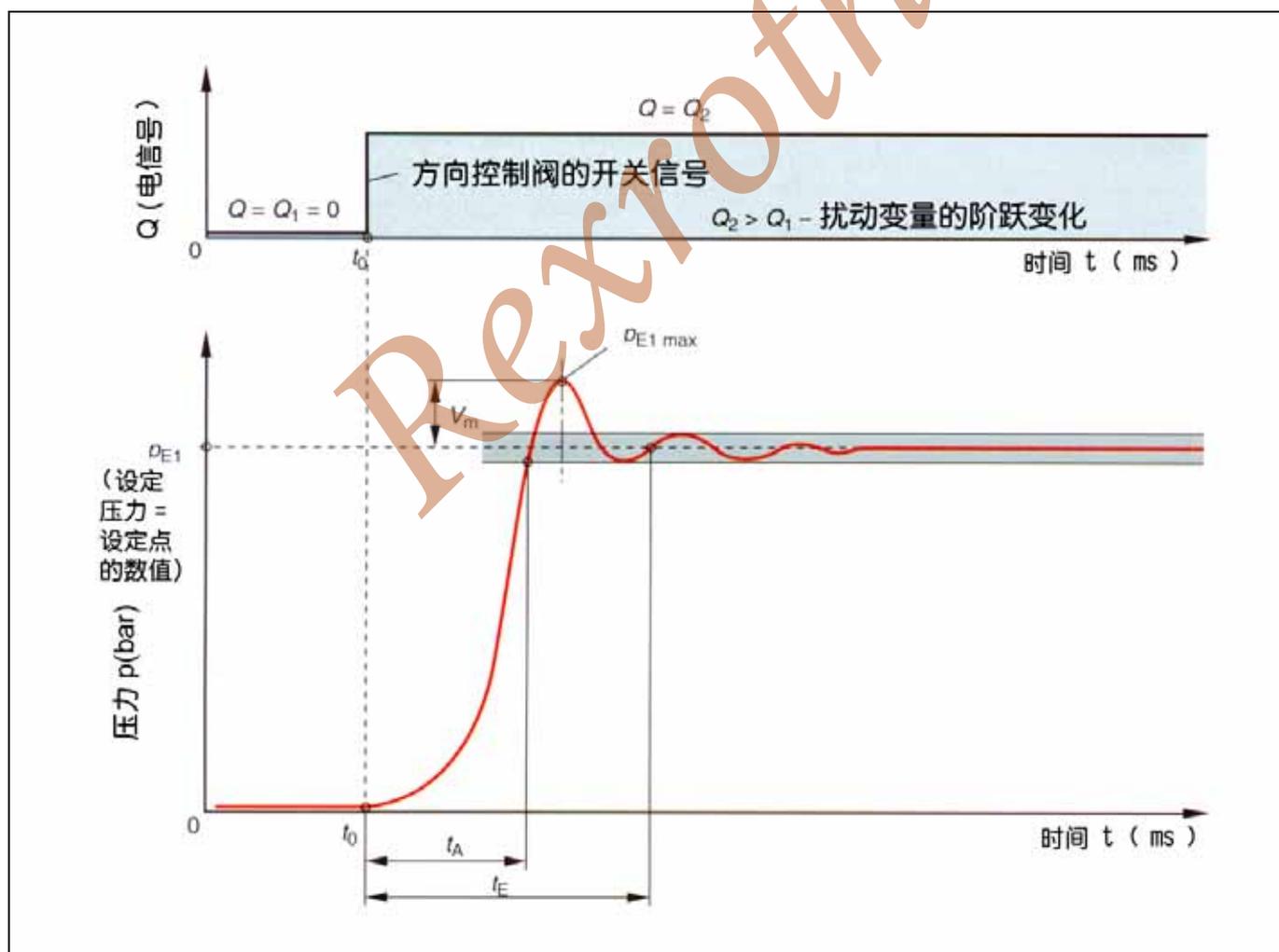


图 12.25 先导式溢流阀的开启响应特性曲线

主阀芯基本上有两种运行状态(运动状态):

2.5.3.1 主阀芯运动到另一位置，如开启时

下述原因可造成主阀芯位置的变化:

- a) 因流量的突然变化造成液压系统的压力发生突跳或骤降;
- b) 带卸荷溢流阀中换向阀的动作, 造成先导压力的突变

动态特性可通过阶跃响应曲线(图 12.25)来加以考察。

实际运行曲线与阀的触发方式之间没有关联。

响应特性可通过以下这些参数加以确定:

一 压力建立时间 t_A

是指从 t_0 时刻到压力第一次达到瞬时允许值的下限所经历的时间。

一 瞬时压力时间 t_E

是指从 t_0 时刻到压力最后一次达到瞬时允许值的下限(以后不再越过该下限值)所经历的时间。

一 压力峰值 $p_{E\max}$

$$p_{E\max} = V_m / p_E * 100 (\%)$$

最大超调值是第一次超出瞬时允许值以后, 阶跃响应与设定值之间的最大偏差,

2.5.3.2 液压系统压力波动引起主阀芯在受控范围内的运动

实际应用中, 液压泵和其它因素引起的压力脉动, 会使液压系统的流量不可避免地产生振荡。

这种压力脉动可导致溢流阀振荡, 并在运行中产生噪音。与这种噪音频率相关的, 称为阀的“振颤声, 嗡嗡声, 啸叫声或尖鸣声”。

究其原因, 在于这个弹簧质量系统, 包括阀的运动零部

件, 弹簧和起弹簧作用的液柱。

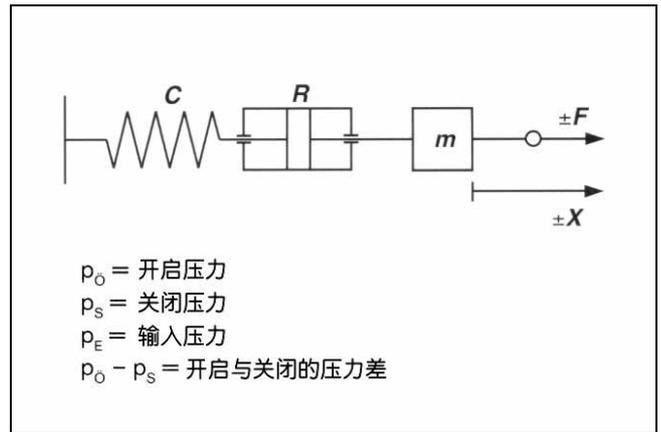


图 12.26 弹簧-质量系统的原理图

这一机械运动系统的力 F 和位移 x 之间的关系, 可用方程(4)描述:

$$m * \ddot{x} = F - R * \dot{x} - C * x \quad (4)$$

出现的振荡可通过适当的减振措施加以消除, 见图 12.26(直动式阀的减振阀芯)。

先导式阀采用液压减振(图 12.14 和图 12.15)。主控级阀和先导阀之间的节流孔限制了先导液流, 因而也限制了主阀芯的运动。

实现液压系统的无干扰运行非常重要, 而利用溢流阀进行减振, 就能保证系统的稳定运行。

否则的话, 高频振荡和噪音就会导致产品出现严重的磨损(吸空气蚀)。

结果造成阀的寿命缩短, 液压系统的利用率降低。

2.5.3.3 阀的设计造成的影响

滑阀总是具有一定的叠盖长度, 以较小不可避免的泄漏。这一死区行程就产生了某一死区时间, 如阀门开启了但输入压力还会继续上升。这样就引起了压力峰值。

与此形成对照的是, 一旦压力达到设定值, 座阀能够立即开启。正如期望的那样, 压力峰值得以大大降低。

3. 顺序阀

压力顺序阀，也称顺序阀，旁通阀或制动阀，结构设计上与溢流阀相似。

顺序阀位于液压系统主回路，并在达到设定压力时开启或关闭一个另一个系统。

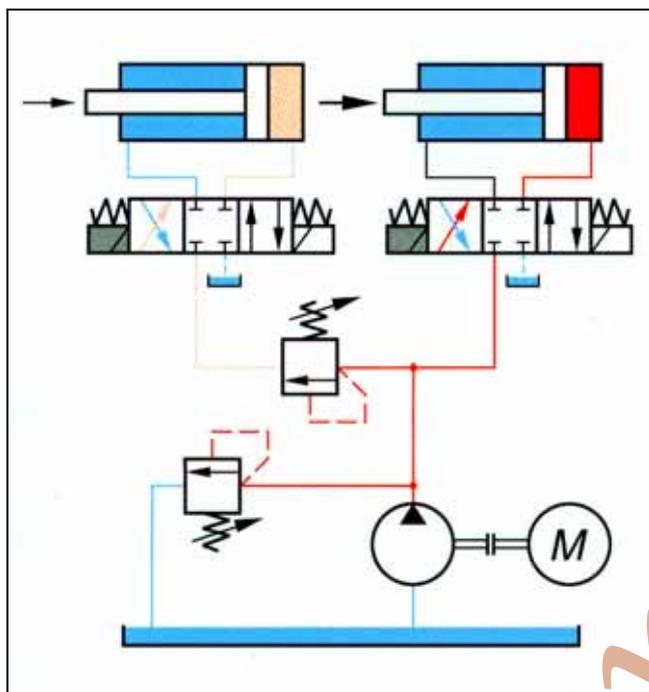


图 12.27 顺序阀控制的系统

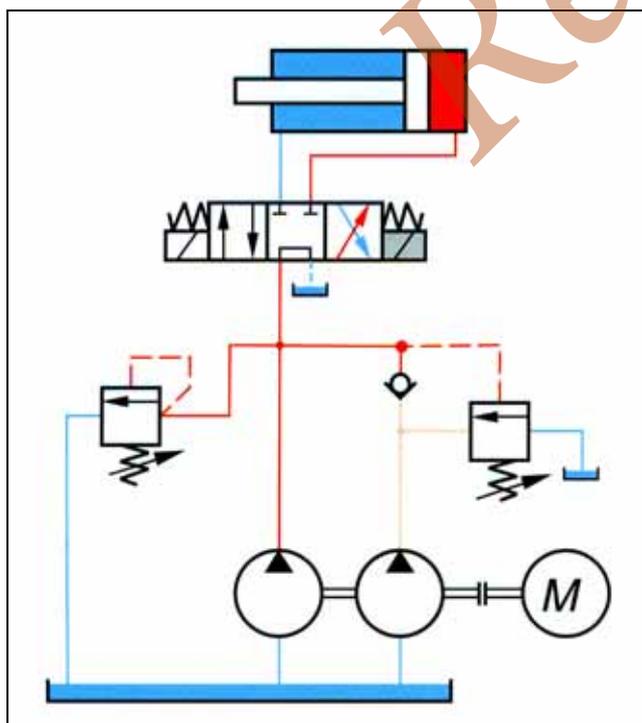


图 12.28 使用快行程液压泵的控制，关闭时

3.1 顺序阀原理

基本上，溢流阀也可用作顺序阀，前提是通道 T(直动式溢流阀)或 B(先导式溢流阀)的压力不能改变设定压力。要做到这一点，可通过从外部为直动式溢流阀供给泄漏油，或由外部为先导式溢流阀供给先导油，并无压力回流油箱来实现。

3.1.1 直动式顺序阀 (图 12.31)

调节元件(4)用以设定顺序压力。压缩弹簧(3)使控制阀芯(2)保持初始位置，顺序阀关闭。

通道 P 的压力通过控制油路(6)作用于控制阀芯(2)的表面，因而与弹簧(3)力相反。如果通道 P 的压力超过弹簧(3)设定值，控制阀芯(2)就进一步压缩弹簧(3)，阀口开启，使端口 P 到 A 的油路连通。在端口 P 不失压的前提下，实现了与端口 A 附属系统的相连。



图 12.29 先导式顺序阀

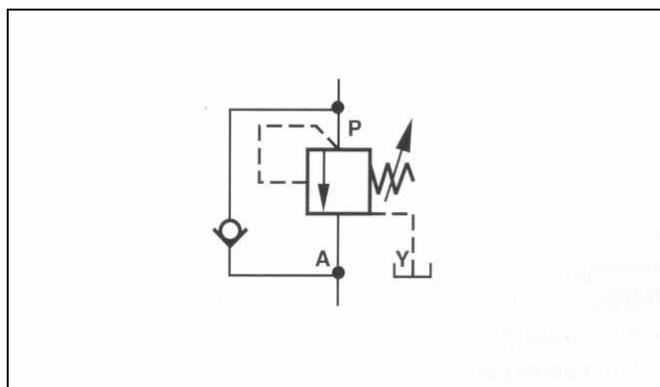


图 12.30 直动式顺序阀，带内部先导供油和外部泄油口

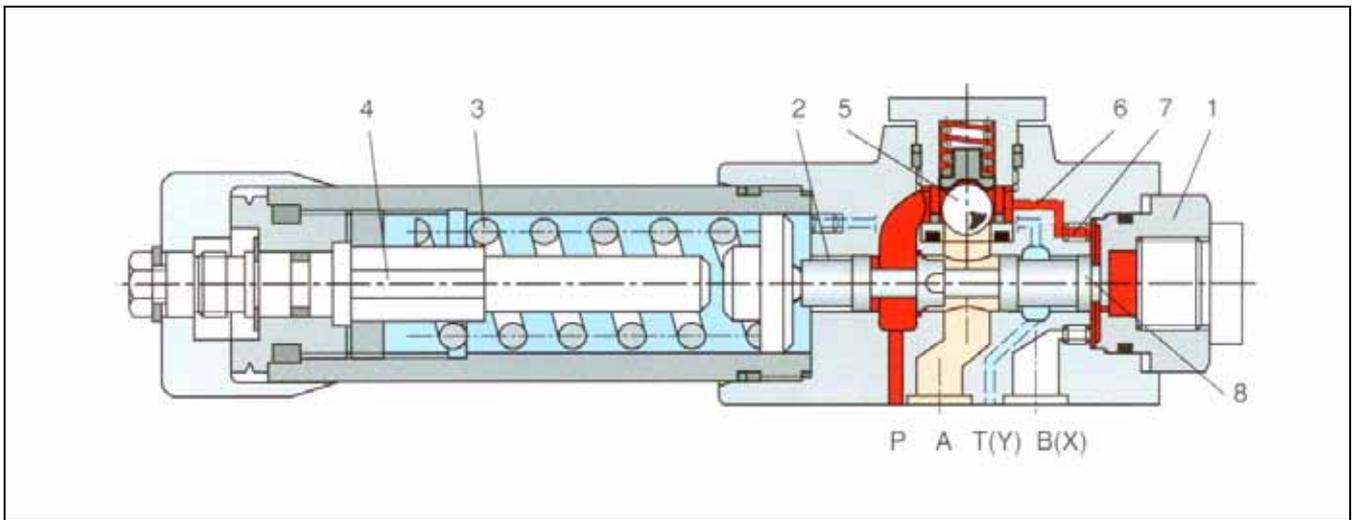


图 12.31 直动式顺序阀

控制信号既可由控制油路(6)和通道 P 节流口(7) 经内部反馈, 也可由端口 B(X)经外部反馈。

泄漏油既可由端口 T(Y)经外部回油箱, 也可由端口 A 经内部回油箱。

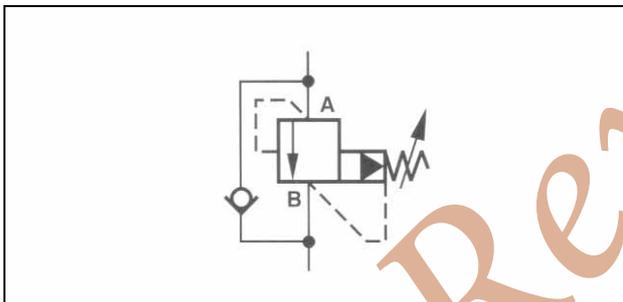


图 12.32 先导式顺序阀, 带内部先导供油和内泄油口

作为选用件, 系统可安装单向阀, 使端口 A 到端口 P 的回流自由流动。 压力表端口(1)可进行顺序阀的压力监测。

3.1.2 先导式顺序阀 (图 12.36)

先导式顺序阀基本包括: 主阀(1), 主阀插件(2), 先导阀(3) 和调节元件(11)。

作为选用件, 系统可安装单向阀(4), 使端口 B 到端口 A 的回流自由流动。

决定于不同的系统应用(预加载阀, 顺序阀或旁路阀), 先导液流的反馈可以是内部式或外部式(见图 12.32 到图 12.35)。

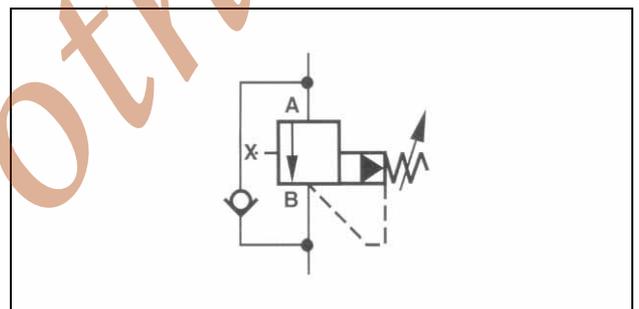


图 12.33 先导式顺序阀, 带外部先导供油和内泄油口

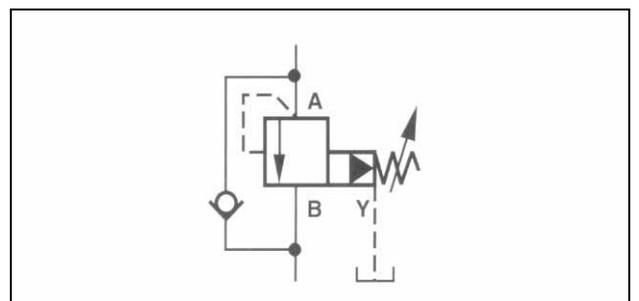


图 12.34 先导式顺序阀, 带内部先导供油和外泄油口

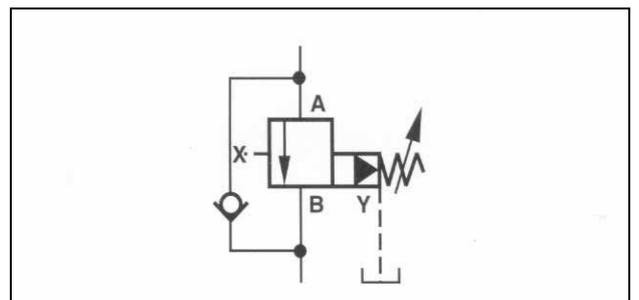


图 12.35 先导式顺序阀, 带外部先导供油和外泄油口

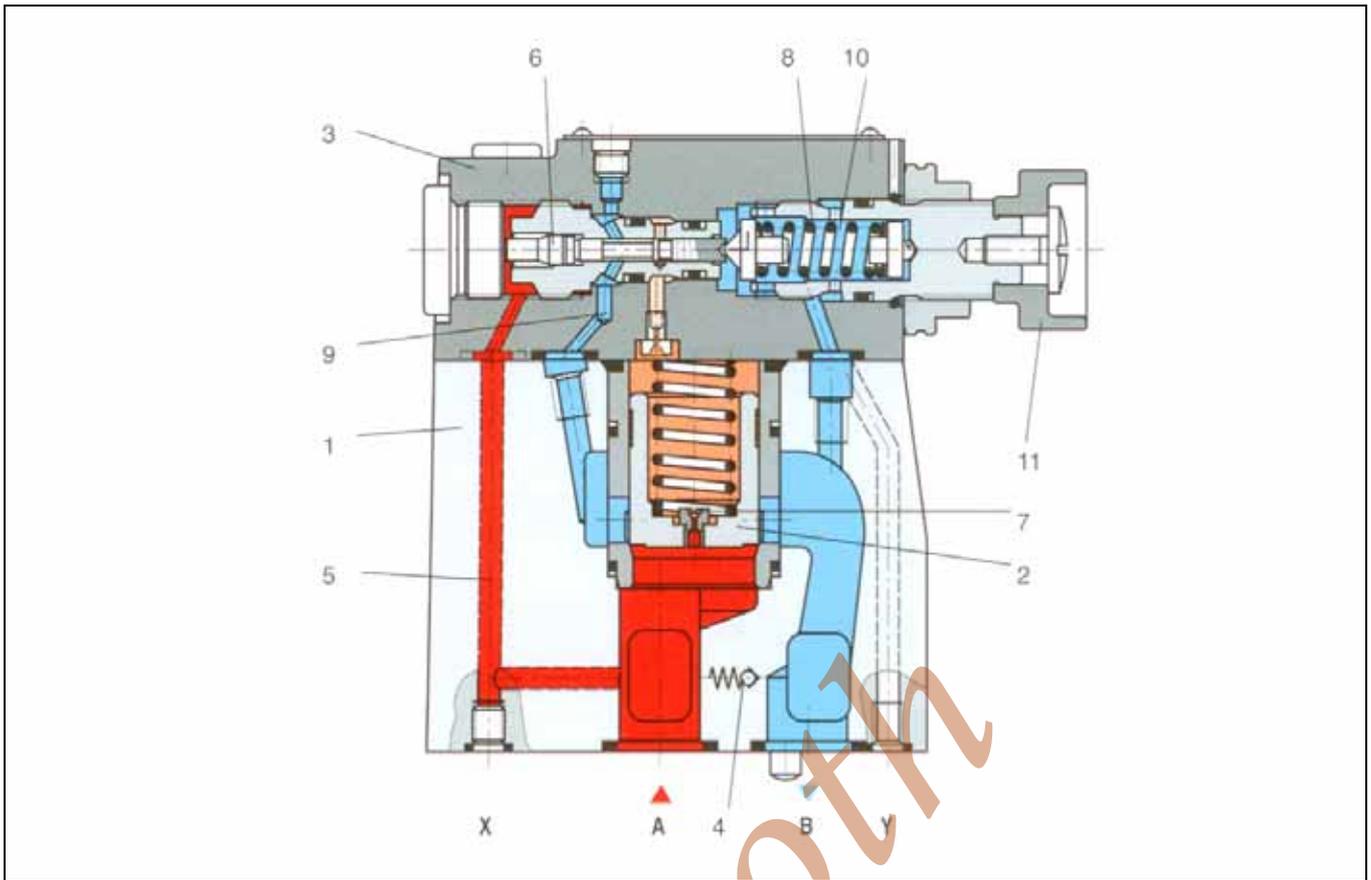


图 12.36 先导式顺序阀，带内部先导供油和内泄油口

3.1.3 内泄式顺序阀

(图 12.36)

端口 A 的压力经油路(5)作用于先导阀(3)的阀芯(6)上。同时，该压力作用于主阀芯(2)的弹簧负载端。如果此压力超出弹簧(8)的设定值，先导阀芯(6)就推动弹簧(8)。这一控制信号经通道 A 和内部油路(5)得到反馈。主阀芯(2)弹簧负载端的液流就经控制油路(9)进入通道 B。主阀芯(2)处就产生了一个压降。从通道 A 到 B 就连接起来，同时弹簧(8)的设定压力就得到了保持。先导阀芯(6)所产生的泄漏油液，就由内部进入通道 B。

3.1.4 外泄式顺序阀

与内泄式顺序阀相比，外泄式顺序阀的先导阀芯所产生的泄漏油液，就可由端口 Y 经外部无压力进入油箱。

先导液流经内部油路(9)进入通道 B。

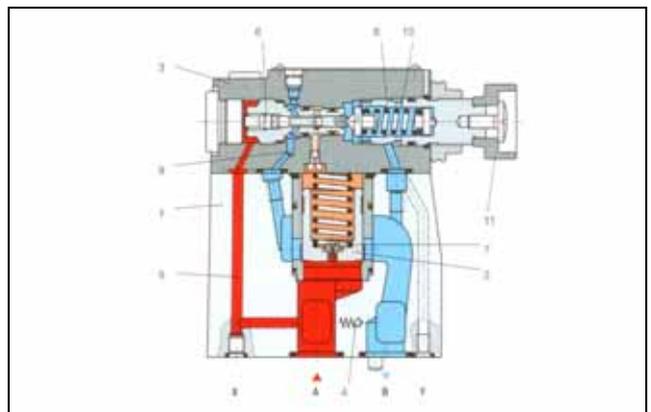


图 12.37 先导式顺序阀，带外泄油口

3.1.4.1 用作旁路阀

(图 12.38)

通道 X 的现有压力经控制油路(5)作用于先导阀(3)的先导阀芯(6)上。同时，通道 A 的压力经节流口(7)作用于主阀芯(2)的弹簧负载端。如果通道 X 的压力超出弹簧(8)的设定值，先导阀芯(6)就推动弹簧(8)。于是就有液流从主阀芯(2)的弹簧负载端，经先导阀芯孔到达先导阀的弹簧腔(10)。主阀芯(2)的弹簧负载端的压力就下降，主阀芯(2)从阀座被抬起，通道 A 就与通道 B 连通。这样，液流就在几乎零压下自通道 A 流到通道 B。

在这种结构中，来自弹簧腔(10)的先导液流，流经端口 Y 实现无压力泄油。

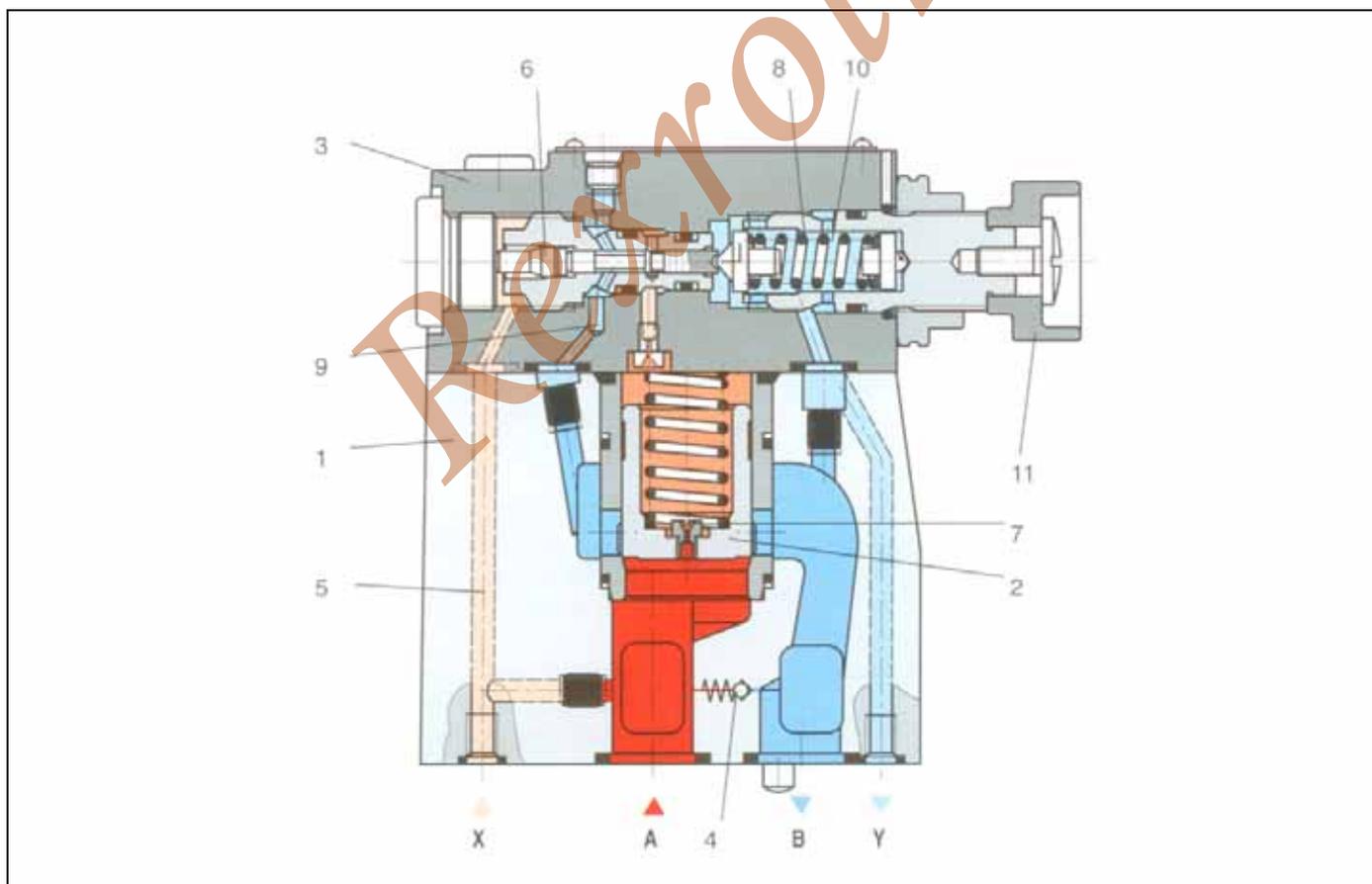


图 12.38 先导式顺序阀，带外部先导供油和外泄油口

3.2 压力关断阀

压力关断阀，也称为蓄能器充液阀，主要用于蓄能器液压系统，其主要作用是：一旦达到蓄能器充液压力时，就将液压泵切换成无压力的流量输出状态。

压力关断阀也可用于高压泵和低压泵液压系统中(双回路系统)。在这种情况下，一旦到达设定的高压，低压泵就被切换成无压力的流量输出状态。

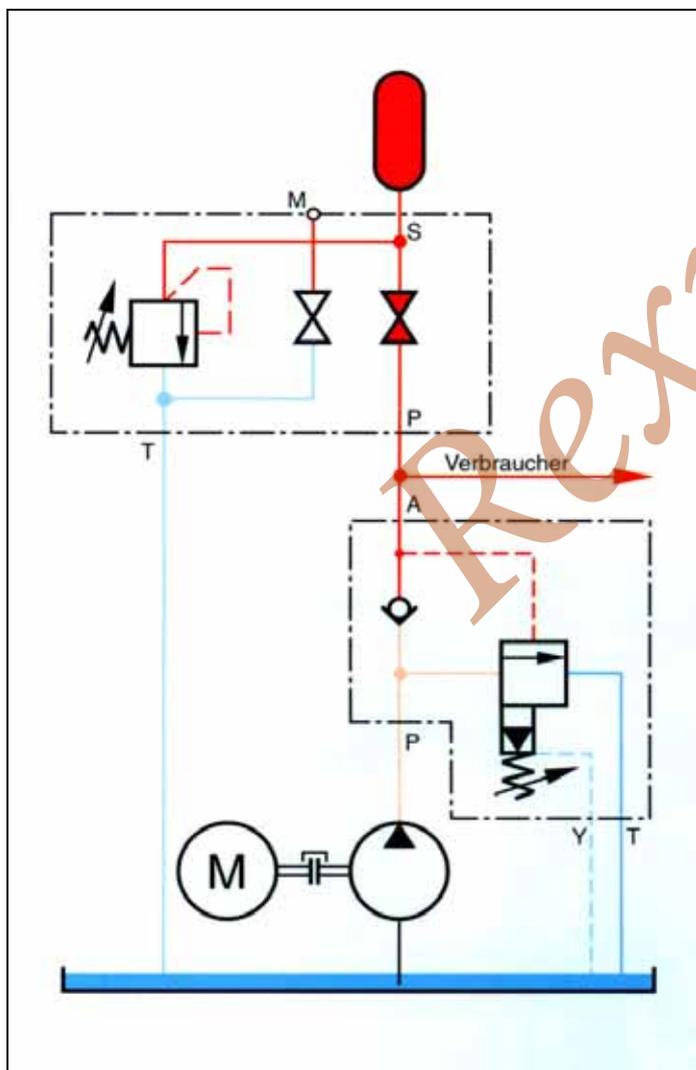


图 12.39 带蓄能器和压力关断阀的液压系统

3.2.1 先导式压力关断阀

(图 12.40)

压力关断阀(图 12.40)基本包括: 主阀(1), 主阀插件(3), 先导阀(2), 压力设定元件(16)和单向阀(4)。

3.2.1.1 改变泵的液流，由 P→A 变为 P→T

液压泵通过单向阀(4)输出流体至系统中。通道 A 的现有压力经控制油路(5)作用于先导阀芯(6)上。同时，通道 P 的压力经节流口(7)和(8)作用于主阀芯(3)弹簧负载端和先导阀(2)的钢球(9)上。一旦达到先导阀(2)所设定的液压系统关断压力值，钢球(9)克服弹簧力而开启阀口，液流就经节流口(7)和(8)进入弹簧腔(11)，并由此从内部或外部经油路(12)和端口 T 进入油箱。

节流口(7)和(8)造成主阀芯(3)两端出现压差。由此，主阀芯(3)被从阀座上抬起，从 P 到 T 的油路得到连通。此时，单向阀(4)关闭了从 A 到 P 的油路。端口 A 的油压使钢球(9)保持在某一开启位置。

3.2.1.2 改变泵的液流，由 P→T 变为 P→A

先导阀芯(6)的横截面积约比钢球(9)的有效面积大 10%，因此相应的作用力也大 10%。

直到达到设定压力，先导阀芯(6)的压力才得到补偿。如果开启了先导控制，则先导阀芯(6)的压力比钢球(9)的大，于是先导阀芯(6)就打开。

如果先导阀芯(6)的压力，已降到设定关断值(与开启压力差(10%)相关)，则弹簧(10)就将钢球(9)推回阀座上。这样压力就在主阀芯(3)的弹簧负载端建立起来了。同时，弹簧(14)力将主阀芯(3)推回阀座上。从 P 到 T 的油路断开，液压泵经单向阀(4)从 P 到 A 再次向系统输出流量。

3.2.2 带卸荷的先导式压力关断阀

这种阀的功能与图 12.40 的阀相同。

然而，当顶部安装的方向阀(15)起作用时，只要压力低于先导阀(2)设定的关断值，压力就在 P→T 和 P→A 之间随机切换。

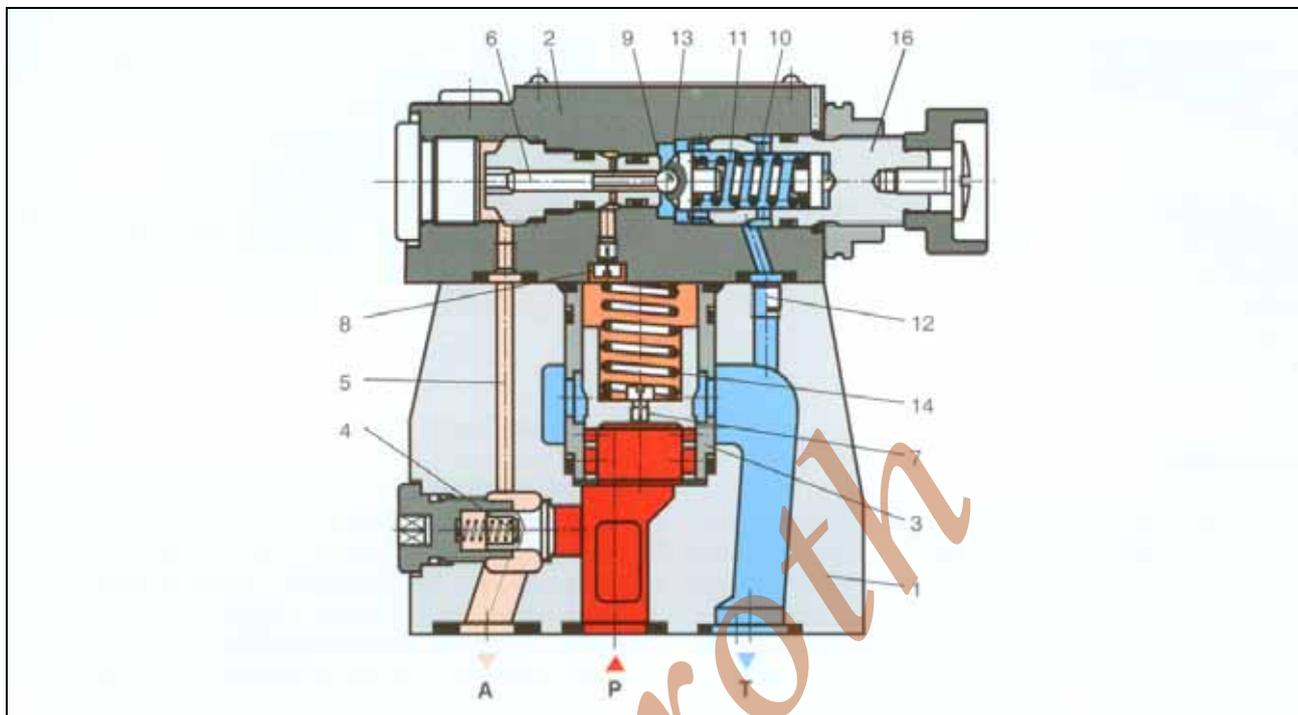


图 12.40 先导式压力关断阀

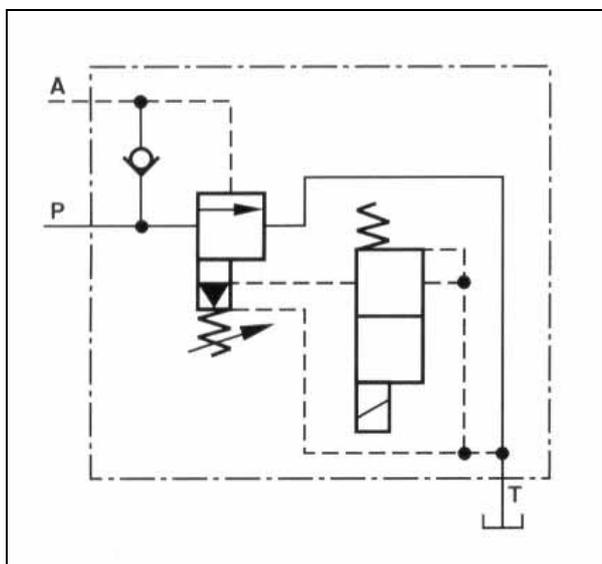


图 12.41 电磁卸荷的先导式压力关断阀

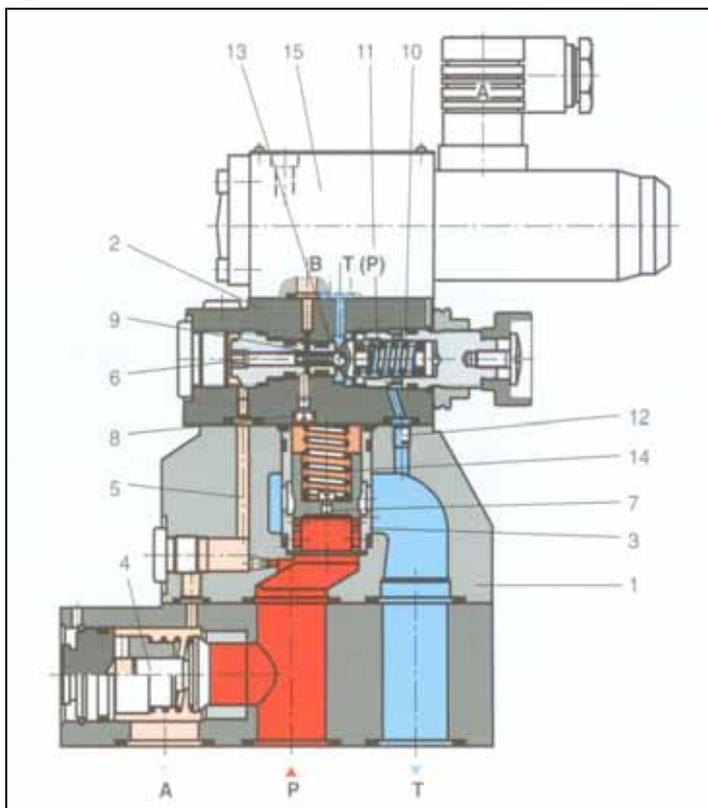


图 12.42 电磁卸荷的先导式压力关断阀

4. 减压阀

4.1 作用

与影响入口压力(泵压力)的溢流阀正好相反,减压阀是对出口压力(执行机构的压力)产生影响。

无论是入口压力的减小(主级压力),还是出口压力的保持(次级压力),都可以达到设定的某个值,该值低于主回路中不断变化的压力。因此,就可使回路中某一部分的压力低于系统压力。

4.2 机能

遵照减压阀出口压力不会上升到某一值以上的这一机能,这一出口压力反馈到控制元件(滑阀或座阀)的前端,并在此与控制弹簧的设定力相比较(图 12.43)。如果液压力 $p_A \cdot A_K$ 超出了设定的弹簧力,则阀芯就朝可变阀口关闭的方向移动。到了控制位置,则阀芯的受力就达到了平衡($F_F = p_A \cdot A_K$)。可变阀口就形成了与流量 Q 和输入压力 p_E 相关的大小,在此开口下, p_A 可保持不变。

从原理上说,减压阀有两种类型:直动式和先导式。

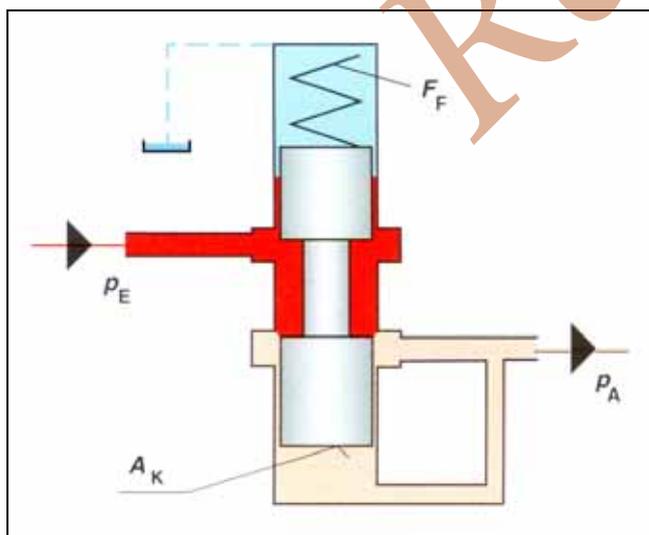


图 12.43 二通减压阀的原理图

4.3 直动式减压阀



图 12.44 直动式减压阀

直动式减压阀主要为三通式结构,也即由调整元件(1)来保证次级回路的压力安全(图 12.45)。至于调整操纵是采用图示的旋转手柄,还是带六角头和护盖的调节螺母,还是带标尺的可锁定旋转手柄,只决定于每一应用个案和使用者的需要。

减压阀在常态处于开启的初始位置,也即从通道 P 到 A 是自由流动。同时,通道 A 的压力经控制油路(2)作用在阀芯表面,与压缩弹簧(3)作用力的方向相反。如果通道 A 的压力超出压缩弹簧(3)的设定值,控制阀芯(4)就移动到控制位,并保持通道 A 的设定压力不变。作为控制信号的液流和先导液流,都在阀体内部的通道 A 和控制油路(2)中流动。

如果由于执行机构的外力作用,使得通道 A 的压力继续上升,控制阀芯(4)就进一步压缩弹簧。由于这样,通道 A 经控制阀芯(4)的可变阀口(5)与油箱连通。随着所需数量的液流进入油箱,就避免了压力的进一步上升。

来自弹簧腔(6)的泄漏油总是由外部经通道 T(Y)回油箱。

作为可选件,系统可接入单向阀(7),这样就可使得通道 A 到 P 的液流能够自由回流。压力表端口(8)可对通道 A 减压后的压力进行监测。

4.4 先导式二通减压阀

为了减小大流量时的压力值，可使用先导式减压阀。



图 12.47 先导式减压阀，盖板安装

与先导式溢流阀相同，直动式溢流阀与控制阀芯的弹簧一端相连接(图 12.49)。

先导阀是系统的可调元件。

所需压力值可在先导阀的弹簧(1)上设定。

在中位，阀门开启，也即在由 B 经主阀插件到 A 的流道上，流体可自由流动。

需控制的 A 端口压力，作用于主阀芯底部。同时，压力通过节流口(3)作用在弹簧一侧的主阀芯(4)上，经通道(5)作用于先导阀(7)的钢球(6)上，还通过节流口(8)，控制流道(9)，单向阀(10)和节流口(11)作用在钢球(6)上。根据弹簧(1)的设定值，在钢球(6)前端，油腔(5)和弹簧腔(12)建立起压力。此压力使主阀(4)保持在开启位置。如果 p_a 达到弹簧(1)的设定值，则先导阀就起作用(钢球(6)离开阀座)。

由于这样，先导液流经节流口(8)和(5)到达先导阀。节流阀两端产生的压降作用在主阀芯上，克服弹簧力而移动主阀芯。一旦 A 端口压力和弹簧(1)设定值达到平衡，就得到了需要的较小压力值。

先导液流总是从导阀弹簧腔(12)经油路(15)回油箱。

对于减压阀，有两个有用的回路：回路 1 补偿小流量引起的不稳定；回路 2 在大流量时用于补偿主阀芯关闭时的液动力。

A 端口控制回路 1 的起动，对于节流口(8)、控制流道(9)、钢球(10)和节流口(11)所在的先导控制段，会产生影响；A 端口控制回路 2 的起动，对于节流口(3)和控制流道(5)所在的先导控制段，会产生影响。

回路 1 或 2 是否起作用，决定于节流口(3)和(8)的局部压力关系。多数情况下，两个回路同时都起作用。

在流速非常高时，节流口(8)的压降小于节流口(3)。为避免液流由节流口(3)到节流口(8)流动，可用单向阀(10)来隔离回路(1)与(2)。

可选件单向阀(16)接入系统后，由 A 到 B 的流道上可自由流动。

端口(13)可接压力表，以监测通道 A 的减压输出压力值。

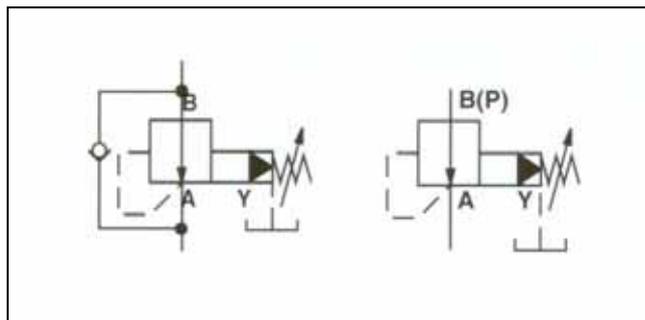


图 12.48 先导式减压阀；左：带单向阀，右：无单向阀

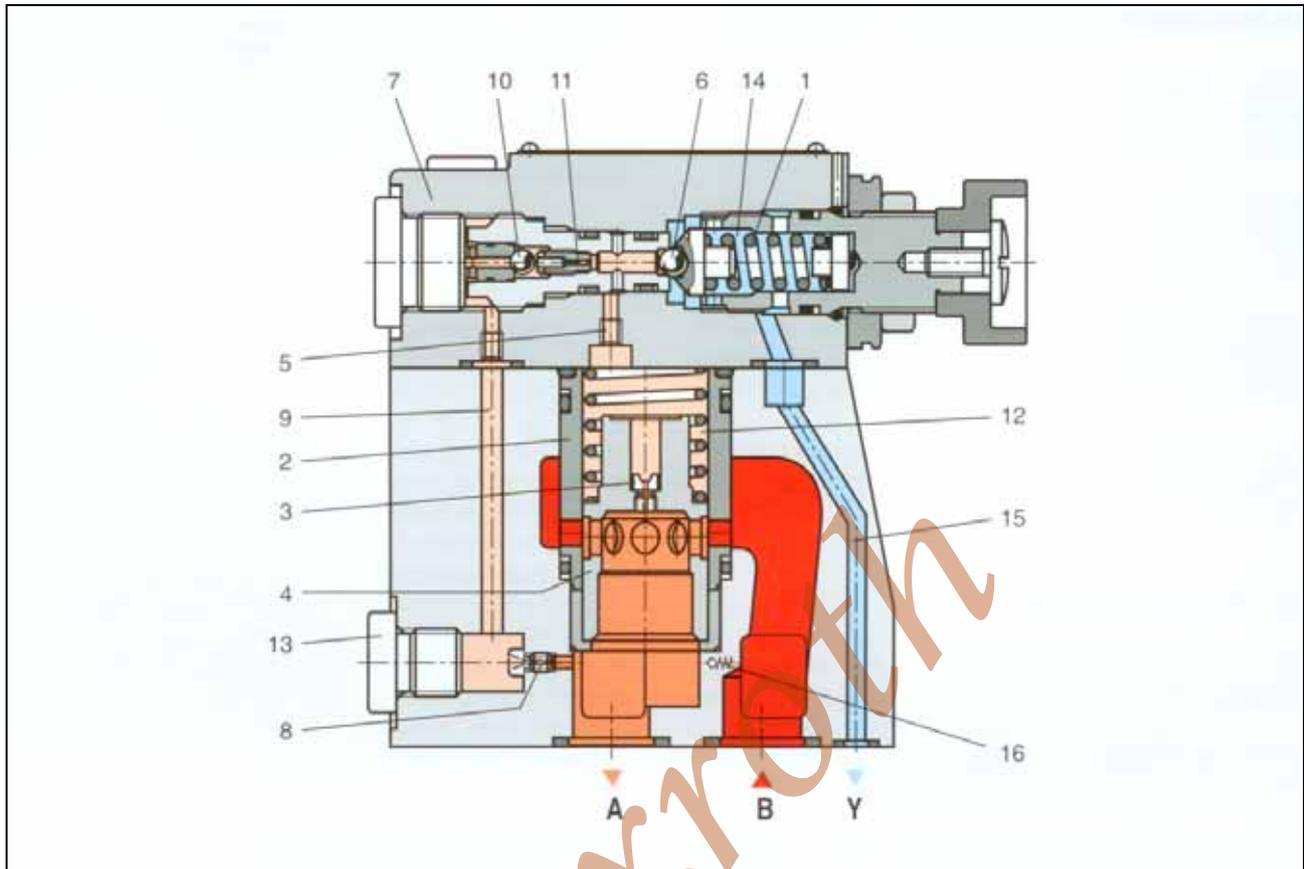


图 12.49 先导式减压阀

4.5 先导式三通减压阀

三通减压阀(图 12.50) 主要包括主阀(1)和先导阀, (2)为主阀控制阀芯, 先导阀是一个直动式减压阀(3)。

在初始位置, 控制阀芯(2)在弹簧(6), (5) 和弹簧挡圈作用下处于中间位置。油路 P 到 A 和 A 到 T 均断开(关闭)。

弹簧(5)的预压缩量稍大于弹簧(6), 这样主阀(1)阀体内的主阀芯(2), 就能通过弹簧挡圈的阻挡而精确定位。

先导阀芯(7)在弹簧(8)作用下处于起始开启位置, 先导阀可实现压力控制的三种机能(图 12.52)。

4.5.1 减压功能

先导液流从端口 P 经控制油路(9)到达先导阀。该液流继而经先导阀油路到达主阀的控制管路(10), 继而是主阀芯(2)的弹簧腔(11)和(12), 还经控制管路(13)到达端口 A。

如果端口 P 的先导液流足够, 则由于执行机构的阻力而在端口 A 建立起压力。该压力通过控制管路(13), 主阀芯节流口(14, 15)和管路(10, 16)到达先导阀芯(7), 克服弹簧(8)并推动该阀芯。在先导阀芯(7)由孔(17)和可变节流口(18)组成的可调开口处, 输入压力(端口 P)减小到弹簧(8)设定的先导压力。(先导液流通过先导阀输出到控制管路(10), 弹簧腔(11), 并由此经主阀节流口(14, 15)到弹簧腔(12), 进而经控制油路(13)到达端口 A)。在节流口处(14, 15)产生一个压降。当 A 端口的执行机构所需流量大于现有先导流量时, 节流口(14, 15)的压降增加, 推动主阀芯向左挤压弹簧(5)。端口 P 和 A 的形成连通, 供给执行机构所需流量。

主阀芯的新位置, 对应于压力与弹簧力相平衡时的状态(节流口(14, 15)的压降, 弹簧(5 和 6))。端口 A 的压力保持恒定, 数值上对应于先导弹簧(8)的设定值, 并遵从该阀的压力流量特性。

4.5.2 保压功能

如果端口 A 不需要流量(液压缸或马达停机), 节流阀(14 和 15)当前的压降就降低。主阀芯(2)靠弹簧(5)向右推开弹簧(6)到达关闭位置。因端口 P 的压力大于 A, 来自 P 的泄漏液流经油路(13)、节流阀(14 和 15)和油路(10)到达先导阀(3)。泄漏液流引起的升高压力经控制油路(16)作用于先导阀芯(7), 并克服弹簧力(8), 直到开启可变阀口(19)而与端口 Y(油箱)连通。端口 A 的压力仍然保持弹簧(8)的设定值不变。由于这一泄漏流量较小, 使得主阀节流阀(14 和 15)的压降不足以克服弹簧力(6), 因而主阀芯(2)就保持在关闭位置。

4.5.3 限压功能

如果外力的作用使得端口 A 的压力超出设定值, 就有大量的先导液流经油路(13)、节流阀(14 和 15)、油路(10)和先导阀芯(7)的可变阀口(19), 经端口 Y 到油箱。这样, 先导液流的流向就与减压功能的相反。如果节流阀(14 和 15)的压降超出了弹簧(6)的设定值, 则主阀芯(2)就向右克服弹簧(6), 端口 A 与 T (油箱)就连通。在主阀芯的新位置下, 压力与弹簧力达到了平衡(节流阀(14 和 15)的压降, 弹簧力(6))。端口 A 的压力保持恒定, 数值上对应于先导弹簧(8)的设定值, 并遵从该阀的压力-流量特性。

先导液流总采用外部回油, 尽可能无压力地经油路(20)到达端口 Y。

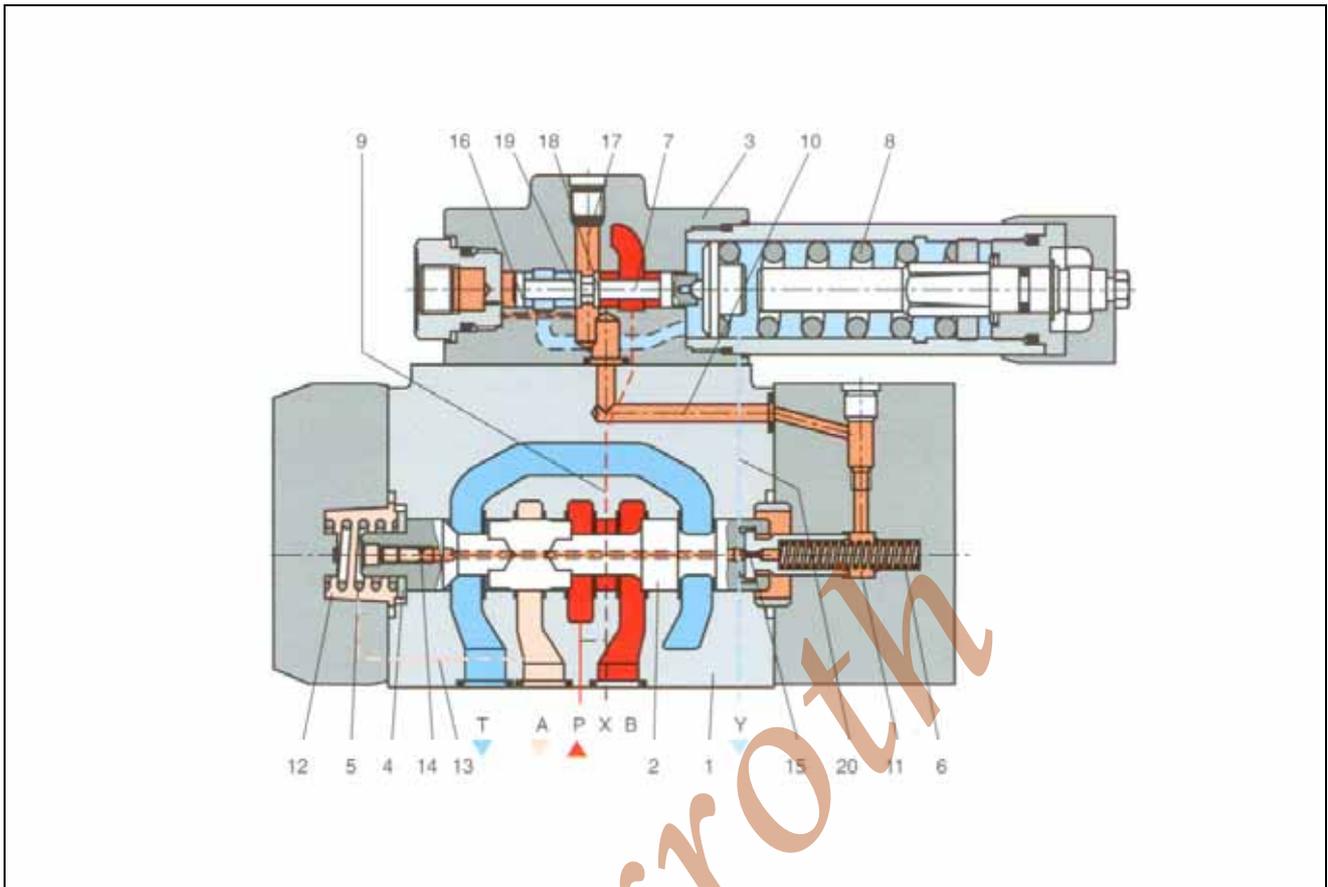


图 12.50 先导式三通减压阀

4.6 特性值

4.6.1 静态运行曲线

与溢流阀相同的特性值同样适用于减压阀，只有一些是例外。所谓的流量就是输出到执行机构的流量，而设定压力就是输出压力 p_A 。

运行曲线(图 12.52)表示恒定的输入压力 p_e 下，输出压力 p_A 随流量的变化情况。对于减压功能，虚线表示与流量相关的最低执行机构的阻力。这一运行曲线就是液压系统中减压阀的应用界限。

当考查溢流功能时(仅限于三通减压功能)，回油阻力(到油箱的油路)特性也表示成虚线，代表了受控压力的限值功能，并决定于液压系统的应用。

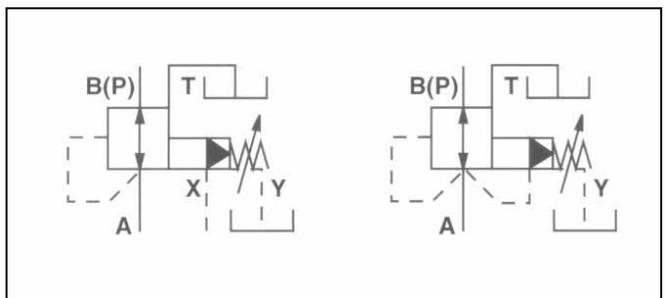


图 12.51 先导式三通减压阀；左：外部先导供油，右：内部先导供油

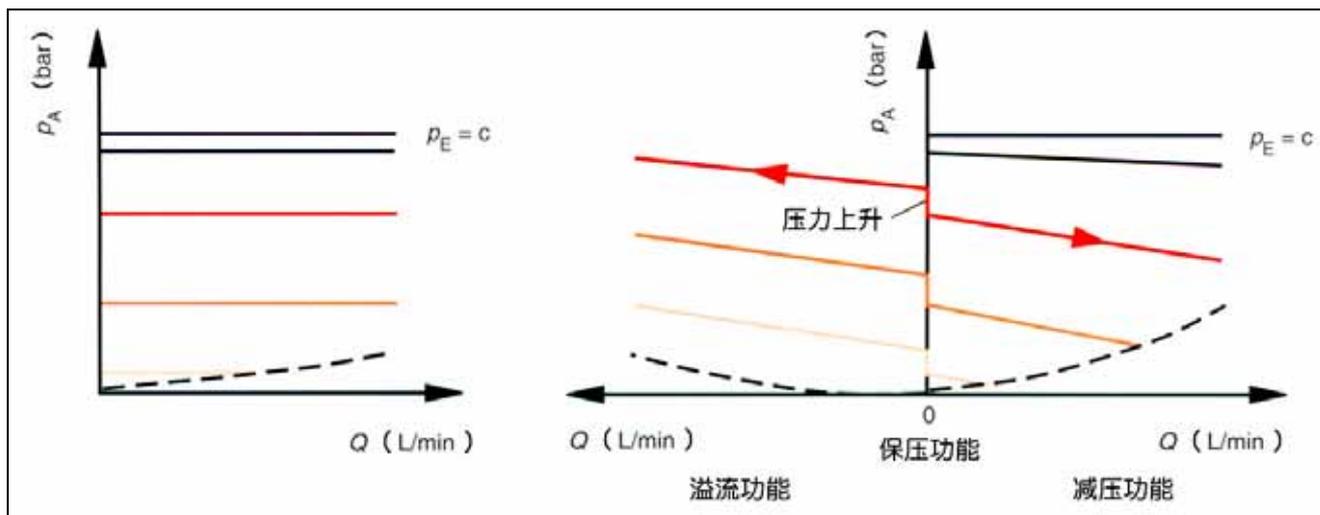


图 12.52 先导式减压阀的 p_A - Q 运行曲线；左：二通式，右：三通式

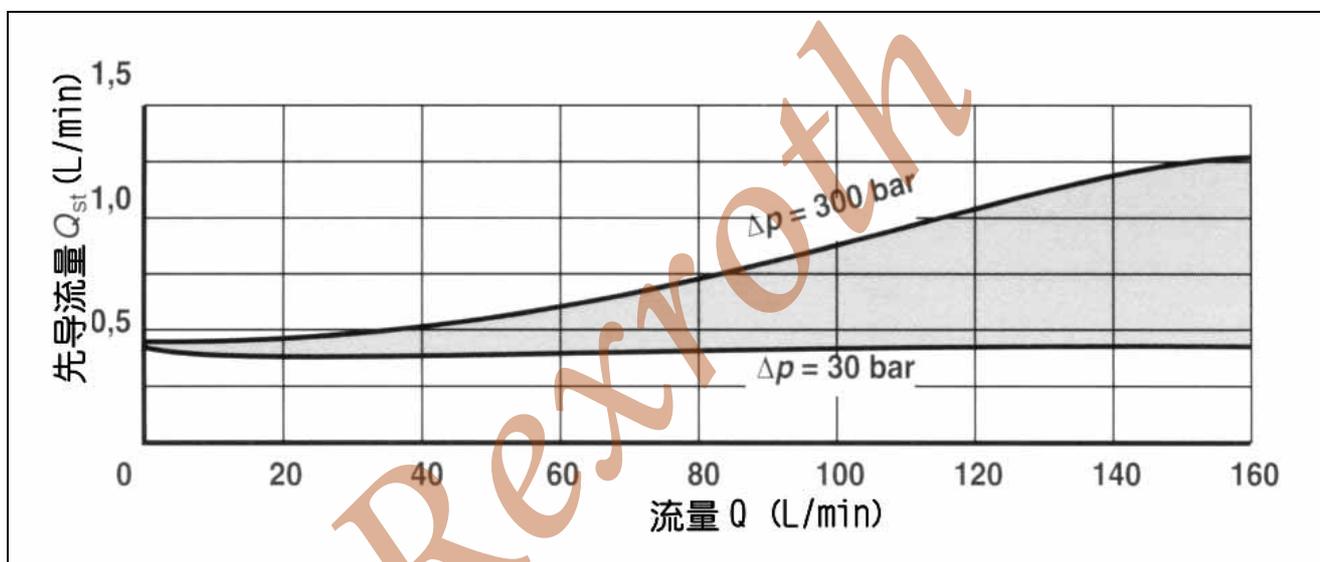


图 12.53 Δp 为 30bar和 300bar时的 Q_{st} - Q 运行曲线

4.6.1.1 控制误差

控制误差就是与流量相关联的设定压力的变化量。比较先导式和直动式减压阀运行曲线，两者的斜率具有很大的差别(控制误差)。随着主阀芯行程相关的弹簧力变化量的增大，直动式减压阀的控制误差比直动式减压阀的大。从三通减压阀的运行曲线可见(图 12.52)，在由减压功能转换为溢流功能的压力保持期间，存在着明显的压力增加趋势。这一压力升高值，是由先导阀芯(7)和主阀芯(2)的正遮盖所引起的。在转换过程中，先导阀芯(7)经历了一段“死区行程”，也即在此期间两个先导断口均关闭。相应地，先导弹簧力增加了，因而阀的输出压力 A 也得以上升。

这种压力的上升，可通过使用负遮盖的先导阀芯来加以克服。但对由此引起的泄漏量上升，也需加以考虑。

4.6.1.2 先导液流

对于三通减压阀，在减压作用时先导液流总是流到执行机构。在保压作用时，泄漏油总通过端口 Y。对于三通减压阀，全部的先导液流总是通过端口 Y。这决定于执行机构的流量，阀的输入输出出口的压差和设定的压力等级。

图 12.53 所示为减压阀的运行曲线，公称通径 10(二通减压阀)，先导液流曲线与压差相关($\Delta p = p_E - p_A$)。

4.6.1.3 最低设定压力和最大流量

对于这些参数时,只能是互相关联地加以考虑。基本上阀的设定流量为零。运行曲线中,与流量相关的执行机构阻力为虚线部分,这些虚线表示阀出口的最低压力(图 12.54,减压功能)。曲线上每一点代表一个特定的设定值。同时,这也是所考虑特定应用所能设定的最低压力。

如果设定一个更低的压力,就不再得到需要的流量。从理论上讲,直动式减压阀可设定的最低压力 $p_A=0$ 。但这样的话执行机构的流量就没有了,因为运行曲线中执行机构阻力的原点也是零(图 12.52)。对于先导式减压阀,可以设定的最低压力,决定于主阀弹簧力加上主阀芯上的先导液流背压力。当流量为零时,这一压力一般在 3 到 7bar 的范围内。

作为上述情况例外的是三通减压阀,因为来自直动式先导减压阀的先导液流,直接就供给了执行机构。

减压阀更多的应用限制,在于入口与出口所需的最小压差。如果选取值过低,那么在执行机构流量达到需要值之前,控制阀芯就已到达行程末端,这样还要进一步减压就没有可能。

由于这样,必须参考制造商给出的运行曲线,以此决定与流量相关的最小压差。

综上所述,可以说:对于所需流量,当适当的运行曲线与执行机构阻力曲线相交时,就得到了最低设定压力。

4.6.2 动态特性

实际应用需要减压阀具有好的动态特性。必须尽可能使执行机构(液压缸或马达)因突然停止而引起的压力峰值越低越好。当机器重新启动或经过一段时间停顿后再开动时,同样希望引起的失压越小越好。

作为例外的三通减压阀,在减压功能时阀通常开启。如果执行机构流量突然减小,则控制阀芯必须克服弹簧力而尽快关闭。由于摩擦和液动力而带来的动作滞后,执行机构回路会出现不受欢迎的压力上升(压力峰值)。另一方面,如果流量突然增大,主阀芯的开启必须越快越好,以避免执行机构出现短暂的压力骤降(失压)。压力峰值和压力骤降的数值大小,决定于阀的动态特性(类型,先导支路),执行机构(液压缸或马达),参数(p_E , p_A , Q),在相当大程度上也决定于执行机构的流量(如液压缸和管路容积)。

4.6.3 应用说明

一个重要的应用是保压功能,这时执行机构一侧不需要任何流量。在遮盖范围内工作的控制阀,由于先导液流的持续流动而容易受到污染(污染物进入控制阀口)。这就在执行机构端引起压力波动。

为了避免这一现象,有必要为小流量(0.5 至 1.5 L/min)增设一条旁路。此外,对液压流体进行彻底的过滤,也是特别重要的措施。

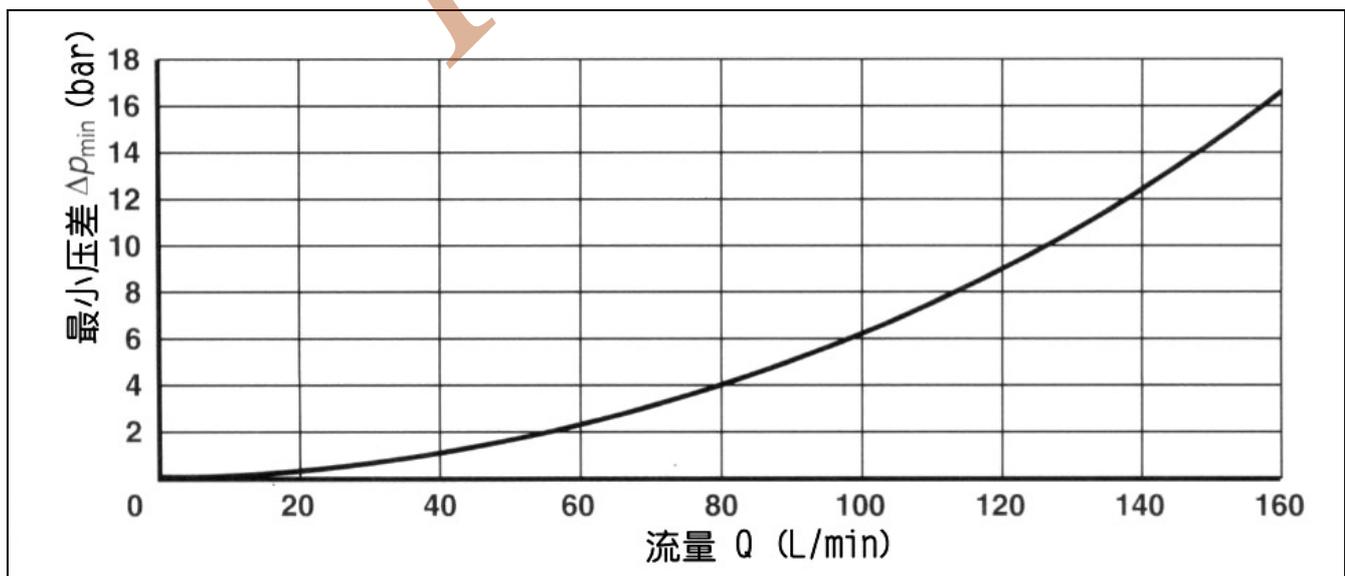


图 12.54 Δp_{min} -Q 运行曲线

备注

Rexroth

第十三章

流量控制阀

1. 简介

流量阀可以控制执行机构的运动速度，是通过改变节流阀口的开口大小（增大或减小）来实现的。

分流阀有着特殊的作用，可将输入流量分为两个或更多分流量输出。

根据其特性的不同，流量阀可分为四类（图 13.1）。

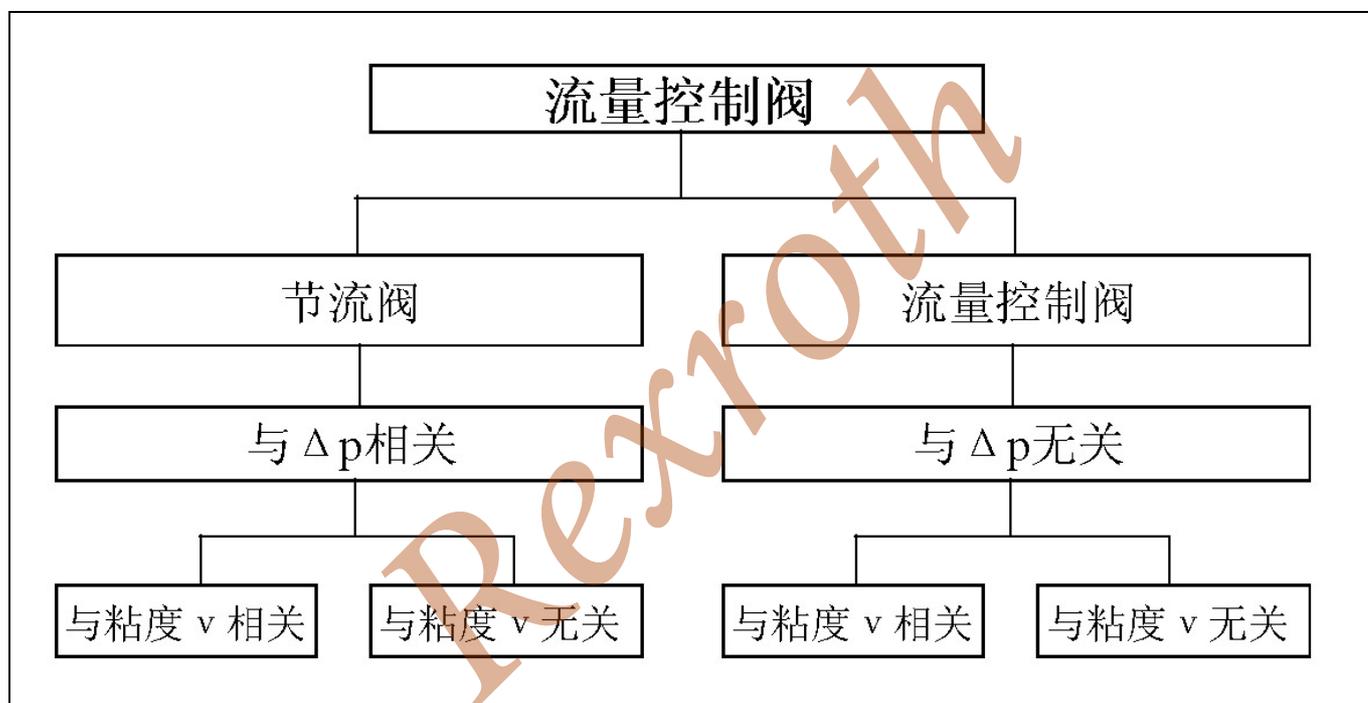


图 13.1 流量控制阀的类型



图 13.2 盖板式节流阀或单向节流阀



图 13.3 盖板式二通流量阀

流量的控制是通过节流方式的流量阀来实现的。节流口的流量计算如下：

$$Q = \alpha * A * \sqrt{\frac{\Delta p * 2}{\rho}} \quad (1)$$

这里

Q = 流量 (m³/s)

A = 节流口的开口面积 (m²)

Δp = 压力损失 (N/m²)

ρ = 油液密度 (Ns²/m⁴)

α = 流量系数，决定于节流口，0.6 - 0.9

α 有多种因素会对其产生影响，如收缩性，摩擦力，粘度和节流口形状。A 可用于喷嘴和小孔。

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{\xi}} \quad (2)$$

对于紊流，阻力系数可按下列式计算：

$$\xi = \frac{l * 64 * \nu}{v * d_H^2} \quad (3)$$

l = 节流段的长度 (m)

ν = 运动学粘度 (m²/s)

v = 流速 (m/s)

d_H = 水力直径 (m)

$$d_H = \frac{4 * A}{U} \quad (4)$$

A = 节流口的面积

U = 湿周

从等式 1 可清楚地知道，在恒定流量时，如果节流面积较大，则压差可以很小，这可以防止阀的“堵塞”。

节流特性与节流口的类型有很大关系（图 13.1 和图 13.2），尤其是对于节流回路中阀的开口大小有变化的场合（可调节能力）。

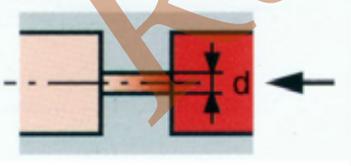
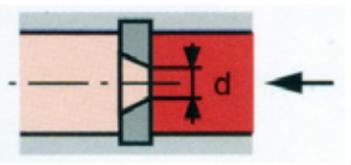
名称/型式	图形表示	节流开口面积 A (cm ²)	注意事项
细长节流孔		$\frac{d^2 \cdot \pi}{4}$	由于湿周小，节流较好。但因节流路径长，流量大小与粘度有关
薄壁节流孔		$\frac{d^2 \cdot \pi}{4}$	由于湿周小，节流较好。节流路径几乎为零，因而流量大小与粘度无关

表 13.1 固定节流阀口的开度大小

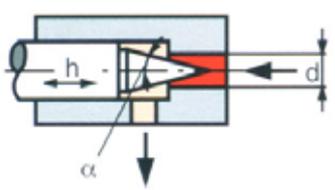
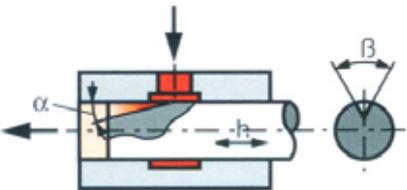
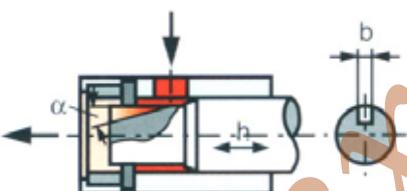
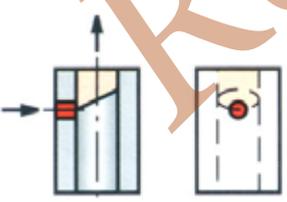
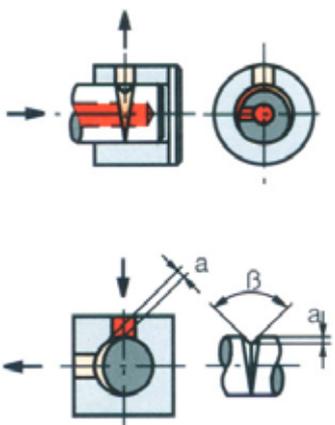
名称/型式	图形表示	节流开口面积 A (cm^2)	注意事项
针形节流孔		$(d - h \cdot \text{tg} \alpha) \cdot h \cdot \text{tg} \alpha \cdot \pi$	节流路径短，湿周小，因而粘度影响较低。因只需很小的环形缺口，所以小流量有堵塞危险。解析度差。
纵向槽口 (三角形)		$\frac{h^2}{\sin^2 \alpha} \cdot \text{tg} \beta / 2$	节流路径相对较长，湿周相对较小，因而粘度的影响较小，几乎不会堵塞。解析度（与开口的变化相关的开度调节性）好。适用于小流量。
纵向槽口 (矩形)		$\text{tg} \alpha \cdot h \cdot b$	节流路径相对较长，湿周相对较小，因而粘度的影响较小，几乎不会堵塞。解析度（与开口的变化相关的开度调节性）好。适用于小流量。
圆孔形			节流路径短，但湿周大，因而粘度影响相对较低。不太适用于小流量。因节流口为小缺口，有堵塞危险。解析度差。
三角形周向 节流口		$\frac{\text{tg} \beta}{2} \cdot a^2$ (忽略环形部分)	节流路径长，因而流量大小与粘度有关。解析率（与开口的变化相关的开度调节性）不太好，因为一般仅可能有 90° 、 180° 两种转角。

表 13.2 可调节流阀口的开度大小

由图 13.4 可清楚地看到, 三角形截面的节流阀具有最佳的可调性(译注: 在单位行程输入下, 面积的变化率较小的, 我们称其为可调性较好, 又译作微调性能好)。

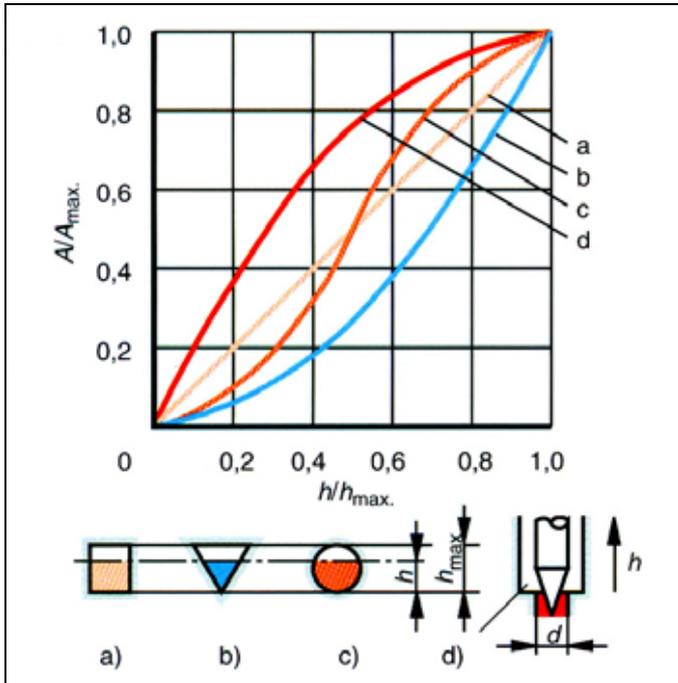


图 13.4 不同类型节流口的分辨能力

2. 节流阀

流量的大小决定于节流阀两端的压差, 也即较大的压差, 会产生较大的流量。

在很多不需要恒定流量(即负载运动速度)的控制场合, 使用节流阀即可, 因为如果为此而使用流量控制阀的话, 就过于复杂了。

在以下情况下可以使用节流阀:

- 恒定的工作负载, 或
- 负载速度的变化无关紧要, 或在载荷变化时确实需要速度加以改变

等式 3 的阻尼系数表明了其与粘度的关系。节流长度 l 越长, 粘度的变化就越可以被忽略。也应该注意到, 当传动介质变得稀薄(粘度减小)时, 流量也会增大。

阀的流量是否与粘度有关, 决定于使用何种类型的节流阀。

2.1 与粘度相关的节流阀

2.1.1 管路式节流阀

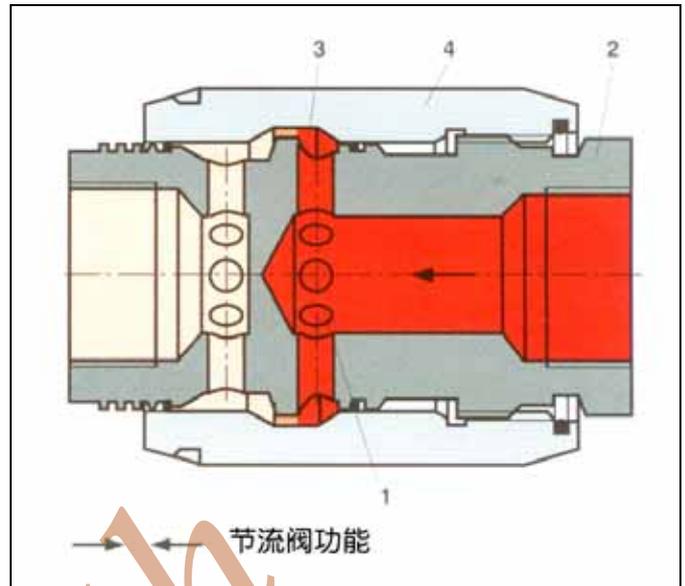


图 13.5 管道连接式节流阀

通过阀体(2)上的侧向孔(1), 流体到达节流口(3)。该节流口由阀体与阀套(4)所组成。通过转动阀套, 环环节流口的开口大小可以无级变化。节流在两个方向均可进行。如需只需一个方向节流, 则需要另加一个单向阀。

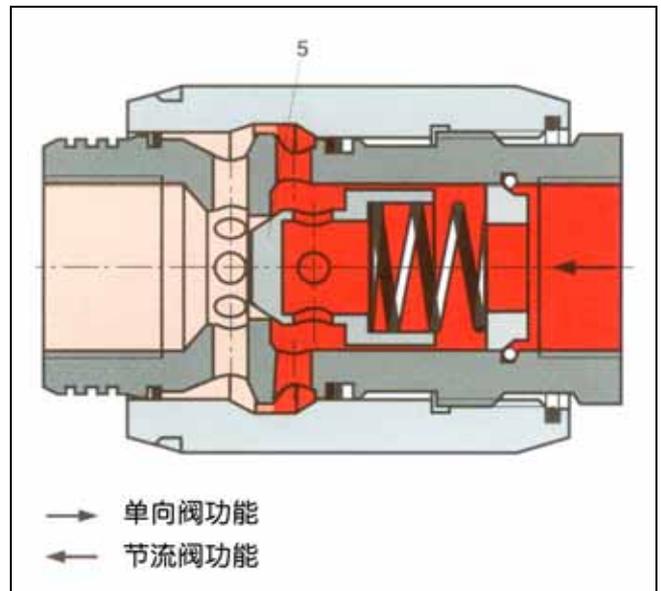


图 13.6 管道连接式单向节流阀

沿着节流方向, 流体到达锥阀的出口端(后部)。单向阀的锥阀芯被推向阀座(单向阀因而关闭)。这样就与没有单向阀一样, 只有节流效应。(见图 13.5)

在反方向(从左到右)(译注: 从右到左原文错误), 液流作用在单向阀芯的表面, 使其从阀座上抬起, 液流无阻力地通过。同时, 一部分流经环形间隙, 因此可进行阀内的自我清洁。

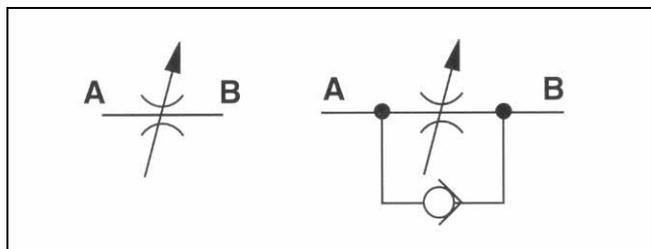


图 13.7 左: 节流阀, 右: 单向节流阀



图 13.8 管道式节流阀和单向节流阀

2.1.2 盖板式和法兰连接式节流阀

对于大流量(在 $p = 315 \text{ bar}$ 时, 约可达 $3,000 \text{ L/min}$), 单向节流阀可用盖板形式或法兰形式安装。如此大流量引起的大液动力, 通过凸起的方形螺母(1)可以方便地进行控制。

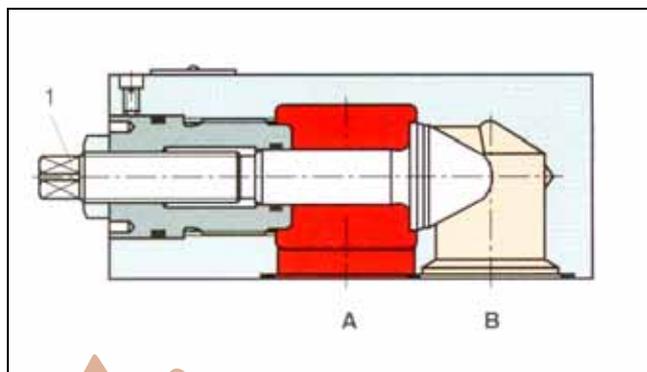


图 13.9 盖板式单向节流阀

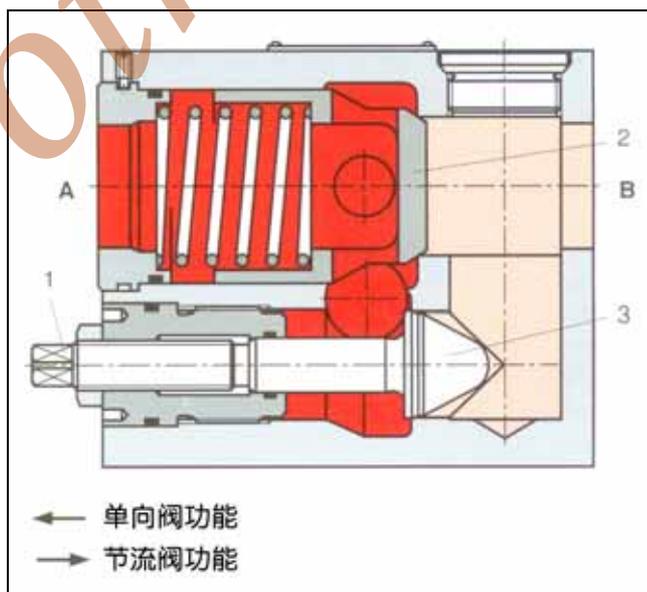


图 13.10 法兰连接式单向节流阀

2.1.3 节流型和单向节流型插装阀



图 13.11 插装式节流阀和单向节流阀；左和中：螺纹阀，右：插装阀

标准的插装式单向节流阀，本身不包括阀体，因而没有直接的液流端口。这类阀在连接安装时，需要螺纹或插装式安装在适当的阀块体内，或者阀体内。

阀块体安装之后，这类阀可直接与阀块体内其它阀组成特定的功能模块。

如果这类阀通过螺纹或插装式安装在阀体内，可形成螺纹式或法兰式管道连接，或者是盖板式、叠加式的安装方式。如此一来，插装阀不必对系统结构作改变就能适合多种广泛的应用需求。

插装式单向节流阀(见图 13.13) 包括一个插装件(1)，带调节手柄(3)的阀体(2)，阀芯(4)，还有带弹簧(6)的单向阀(5)。

A 到 B 的方向是节流方向。节流阀口由阀芯开口(7)和单向阀芯(5)所组成。转动调节手柄时，阀芯就垂直移动，就可改变节流阀口的大小。

如果液流是从 B 到 A，则单向阀芯被抬起，液流不经节流就可到达 A 口。

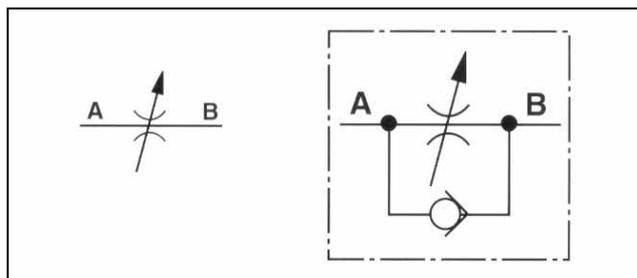


图 13.12 插装式节流阀和单向节流阀的符号图

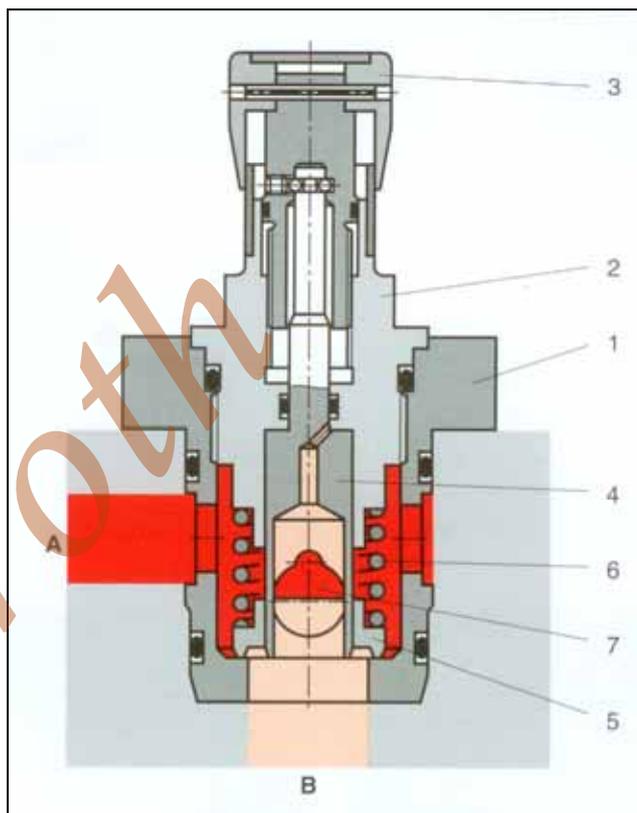


图 13.13 插装式单向节流阀

2.1.4 叠加式单向节流阀



图 13.14 叠加式双节流阀

节流阀和单向节流阀在叠加式结构中，安装于 A、B、P 或 T 端口。对于单向节流阀，用于执行机构的流量限制和执行机构的回油，两种情况下有不同。

将一个或两个阀采用叠加式安装，具有结构上的意义。

对于大多类型的产品：

- * P 端口：供油口
- * A 端口：供油口或回油口
- * B 端口：供油口或回油口
- * A 和 B 端口：供油口或回油口

如将筒易单向阀安装在同一个叠加式单向节流阀中，则形成了双向节流。

在图 13.15 中，两个对称排列的单向节流阀安装于一个叠加式阀内，在一个方向限制流量，反方向则自由回流。

A1 端口的流体，经过阀座(2)和节流阀芯(3)组成的节流口(1)，到达油缸口 A2。节流阀芯(3)可由调节螺母(4)进行节流口(1)开度的轴向调节。

从油缸口 B2 回流的流体，在节流阀芯(3)方向上克服弹簧(5)将阀座(2)推开，造成自由回流。在不同的安装情况下，节流可以在供油路或回油路进行。

为了改变油缸的速度(主流量限制)，可在换向阀与盖板之间成对安装单向节流叠加阀。

对于成对安装的单向节流叠加阀，可通过先导式换向阀来设定开启时间(先导流量限制)。因此，该阀就安装在先导阀和主阀之间。

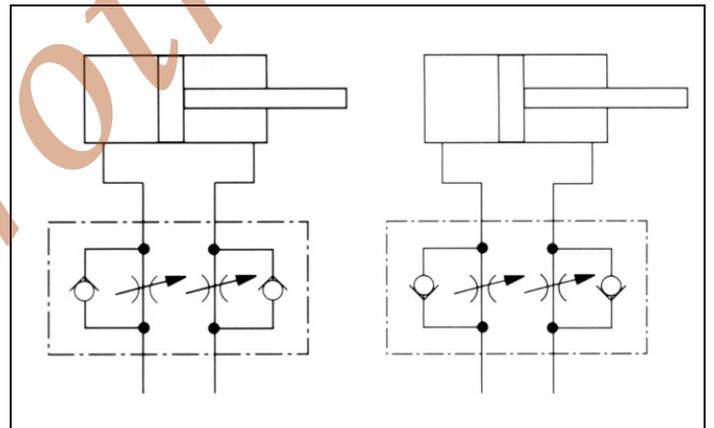


图 13.16 回路举例，左：运送位，右：回复位

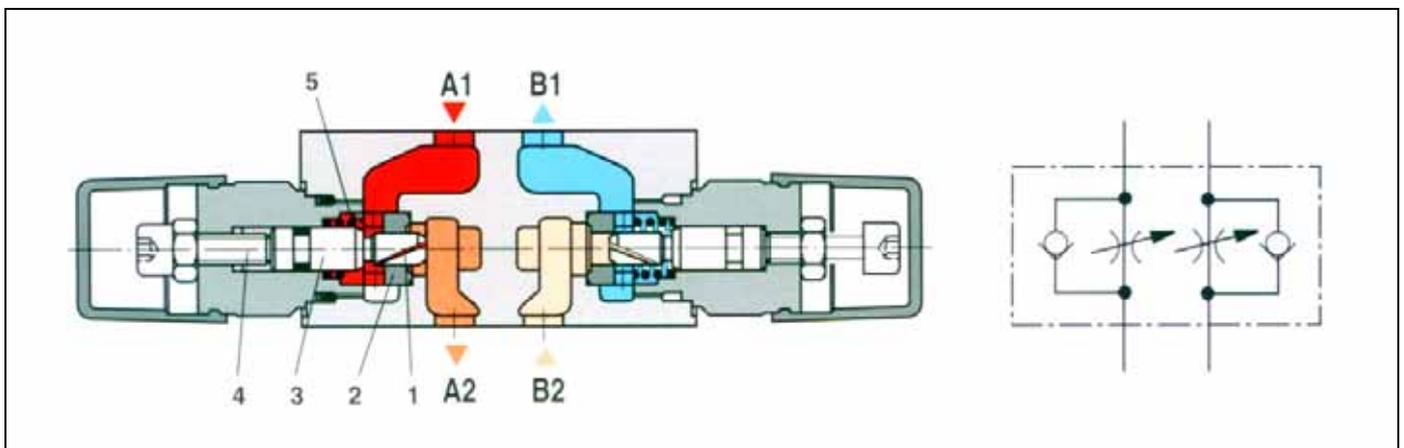


图 13.15 叠加式双节流阀

2.1.5 制动阀

使用机械操纵式节流阀(操纵杆, 活塞按钮, 定位操纵杆), 可对液压驱动负载进行与行程相关的平滑制动或加速。

图 13.17 中, 制动阀具有常开的主流量阀(2), 次级固定流量阀(7)和单向阀(6)。

阀体(1)中, 主流量阀(2)被推至左侧弹簧(3)作用下的起始位置。

在该起始位, 从 A 到 B 的油路可以是连通, 也可以是关闭, 决定于节流阀类型。如图 13.18 所示。

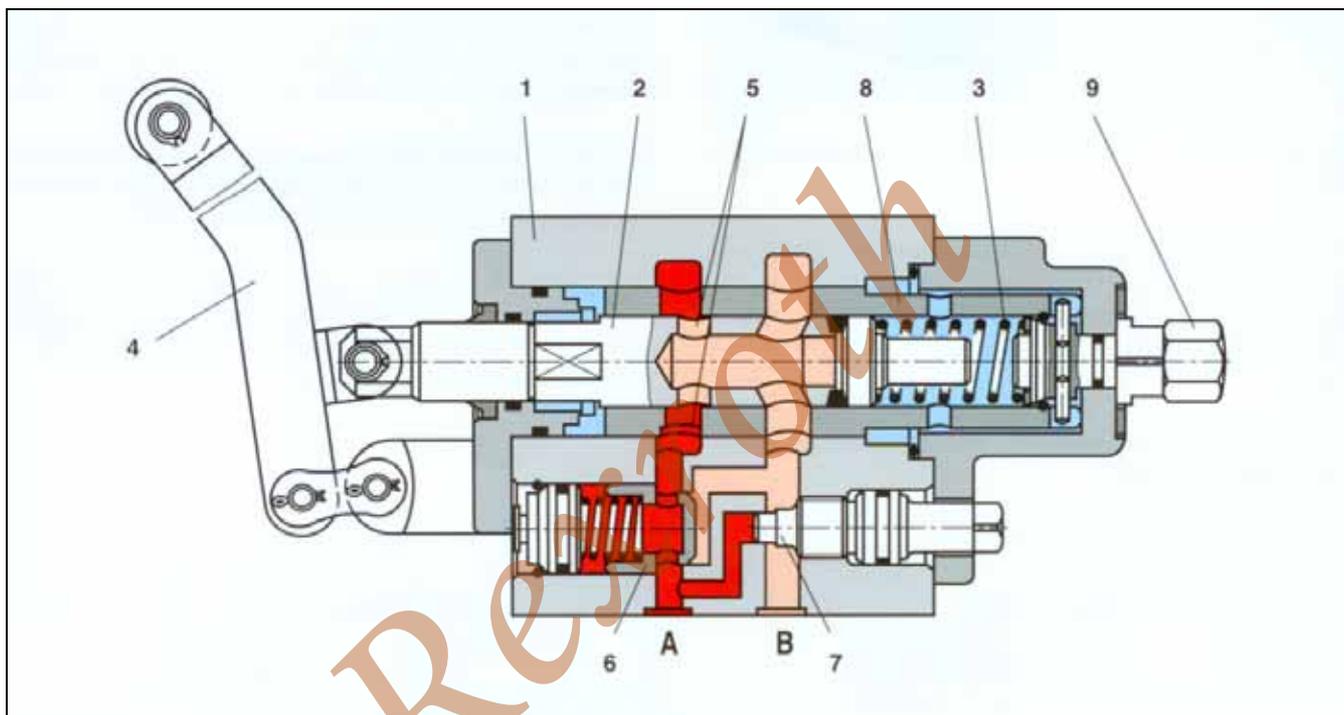


图 13.17 带操纵杆的制动阀

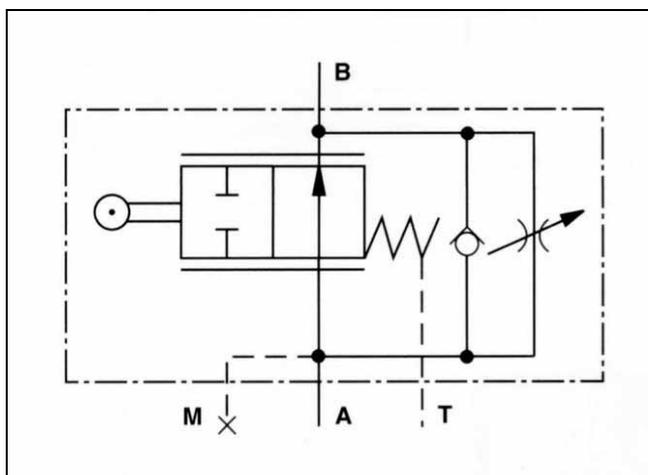


图 13.18 制动阀的符号图

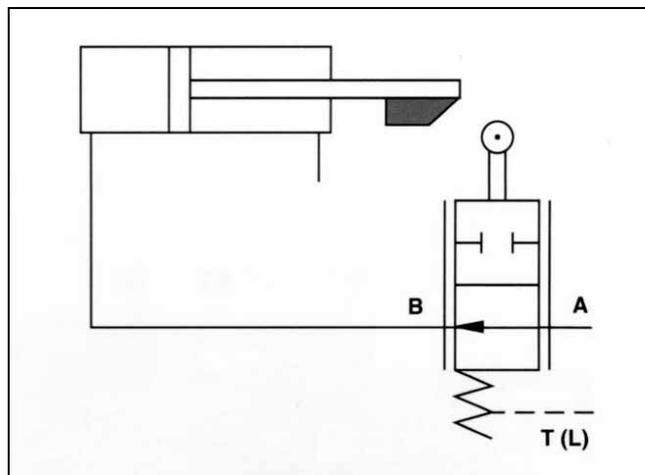


图 13.19 使用制动阀的回路举例

举例而言，通过柱塞杆端的凸块，使制动阀的操纵杆产生联动，从而改变了液压缸的速度。图 13.19 表示了相应的设备配置

节流阀芯再度被弹簧力推回。因而，随着柱塞行程的增大，节流开口(5)减小。液压缸的速度降低，因而实现制动。

如果从 A 到 B 的油路完全关闭，则液压缸保持不动。这就中断了油液供给(不完全无泄漏)。

制动过程决定于柱塞杆端的凸块形状。

为了能使液压缸从停止位置开始移动，可将单向阀(6)与节流阀芯并联。这样就可保证从 B 到 A 的自由流动。液压缸因此无约束地往外伸出。如果不加单向阀，则在形成终点时就会发生加速现象。

如果主流量阀(2)关闭，可通过次级节流阀(7)来设定较小的流量值。(即便主流量阀关闭时，液压缸柱塞也能以及其缓慢的速度移动)

2.2 与粘度无关的节流阀

精密节流阀以节流孔口制成。这就使阀的流量不再依赖于流体的粘度。精密节流阀包括阀体(1)，调节元件(2)和节流孔口(3)(图 13.20)。

从 A 到 B 的液流在窗口(4)得到节流。节流开口通过开口阀芯的旋转来调节。由于采用节流孔口，所以流量对温度的依赖性较低。

比较适宜的流向为从 A 到 B。通过调节凸起螺母(6)，阀套可升降。这样就可将执行设备校正到工厂调定的尺度范围内。固定阀套的插销(7)可防止转动。

在 300 的角度调整范围内，可实现与节流阀类型相关的线性或递增型流量曲线。(见图 13.4)。

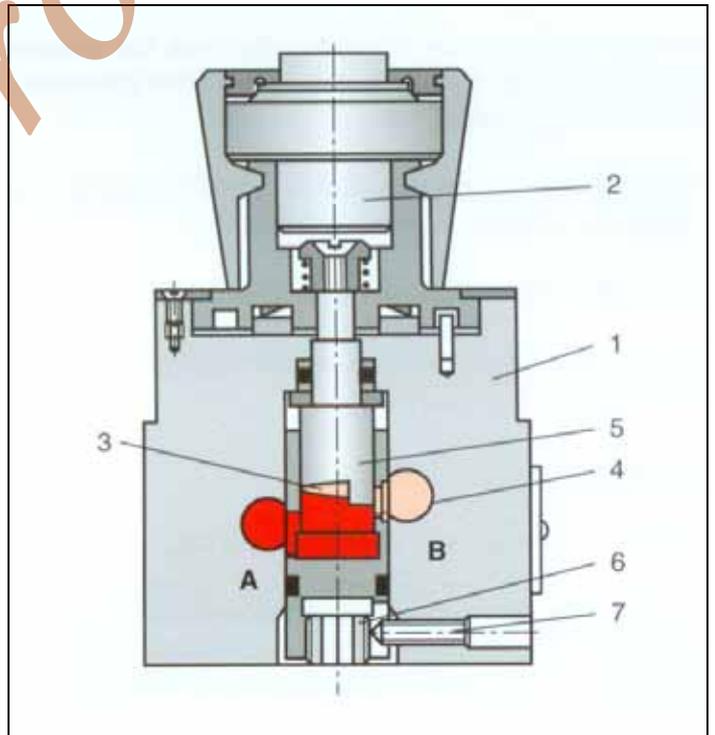


图 13.20 精密节流阀

3. 流量阀



图 13.21 叠加式二通流量阀

如果压力补偿器与可调节流阀串联, 就成为二通流量阀。另一方面, 如果压力补偿器与可调节流阀并联, 就成为三通流量阀。

3.1 概述

流量阀用以在压力变化时保持设定流量的恒定。除了一个可调节的节流口(1) (可调节口), 系统中还另外有一个滑阀(2)作为控制滑阀(压力补偿器)和闭环控制回路的比较环节(图 13.22)。

通过两个滑阀的相互影响, 压差 p_1-p_2 因负载的变化, 可分为两个部分:

- 在可调节的节流口, 内部的恒定的压差 p_1-p_2
- 外部的变化的压差 p_2-p_3

流量阀是一个包含下列主要环节(图 13.22)的控制器:

- 可调节流口(1), 以及
- 压力补偿器(2), 带有弹簧(3)

当流体的温度或粘度发生改变时, 可调节流口(1)可以得到压差 p_1-p_2 的变化量。对于这种变化, 可以通过节流位置的相应设计加以抵消。

压力补偿器的不同配置, 决定了流量控制阀的不同类型。

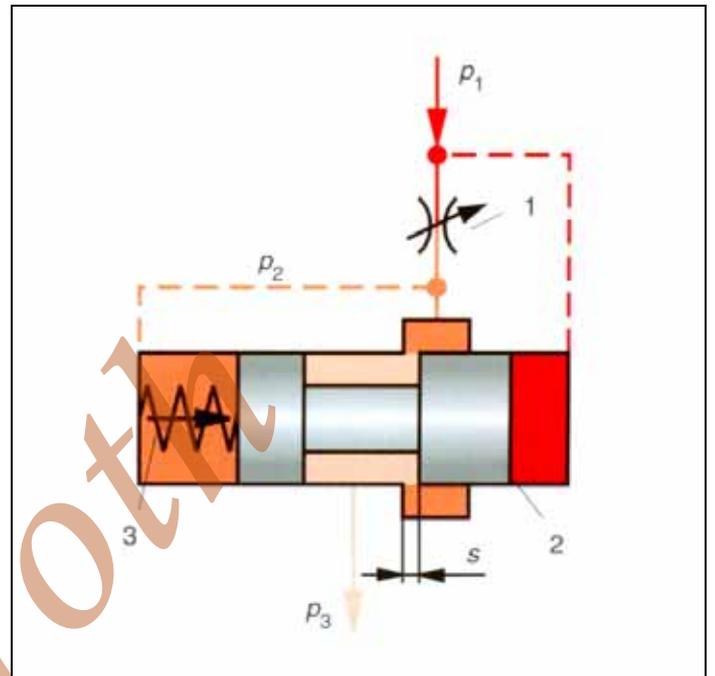


图 13.22 流量阀的原理图

3.2 二通流量阀

二通流量阀的可调节流阀口与压力补偿器的连接方式为串联。压力补偿器可安排在节流阀口的上游或下游。

3.2.1 上游压力补偿器

图 13.24 为带上游压力补偿器的二通流量阀原理图。

控制阀口 A_1 和可调节流阀口 A_2 相互串联。控制阀口受到右侧的压力 p_2 ，左侧的压力 p_3 ，还有力 F_F

忽略液动力，控制阀芯处的力平衡方程为：

$$p_2 \cdot A_k = p_3 \cdot A_k + F_F \quad (5)$$

可调节流阀口的压差，按照下式计算：

$$\Delta p = p_2 - p_3 = F_F / A_k = \text{constant} \quad (6)$$

因控制阀芯行程 $s = 1 \text{ mm}$ ，且弹簧较软，弹簧力的变化相对于行程而言可以忽略不计，因此 Δp 或 Q 不变。由于弹簧具有一定的预紧力，直到外部压差 $p_1 - p_3$ 大于 $\Delta p = F_F / A_k$ （大约小于 8bar）时，流量阀才开始工作。

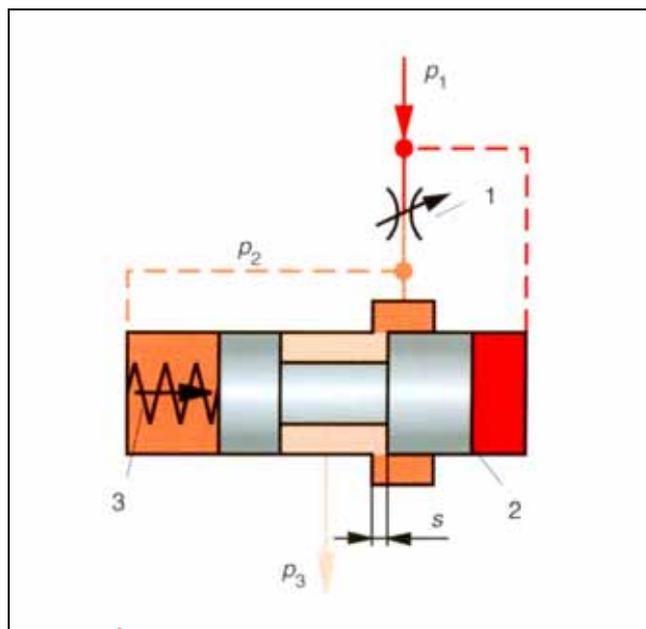


图 13.24 带上游压力补偿器的二通流量阀原理图

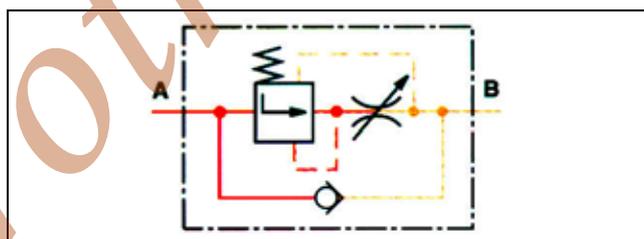


图 13.25 带上游压力补偿器的二通流量阀

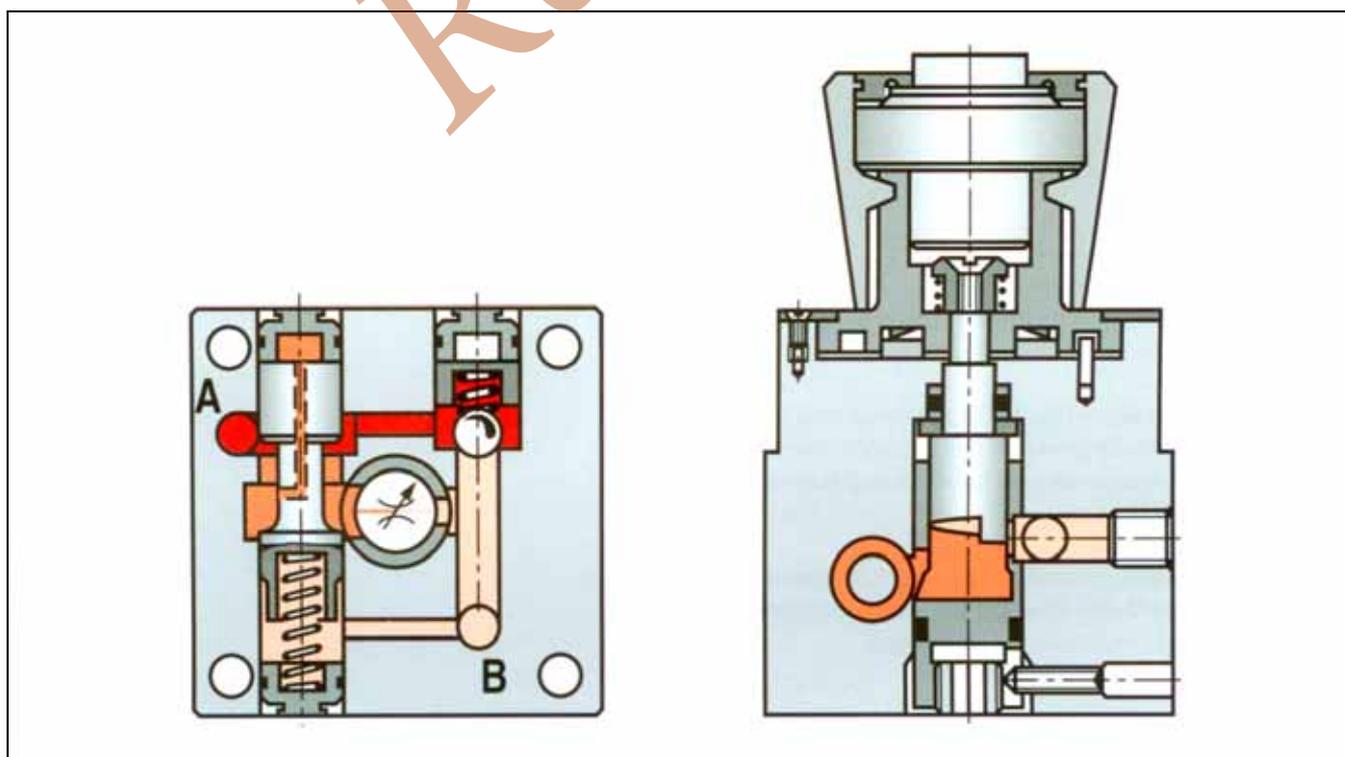


图 13.23 带上游压力补偿器的二通流量阀

3.2.2 下游压力补偿器

图 13.26 表示带下游压力补偿器的二通流量阀。如果再次忽略液动力也摩擦力, 则压力补偿器的力平衡方程为:

$$p_1 \cdot A_k = p_2 \cdot A_k + F_F \quad (7)$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 = F_F / A_k = \text{constant} \quad (8)$$

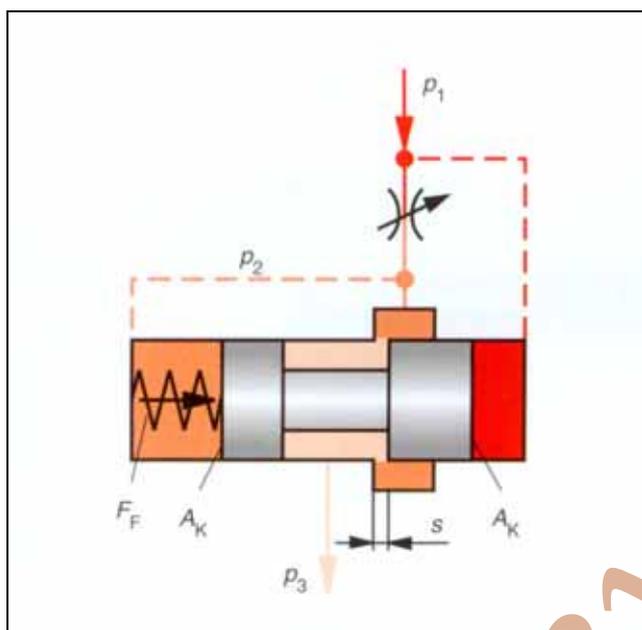


图 13.26 带下游压力补偿器的二通流量阀原理图

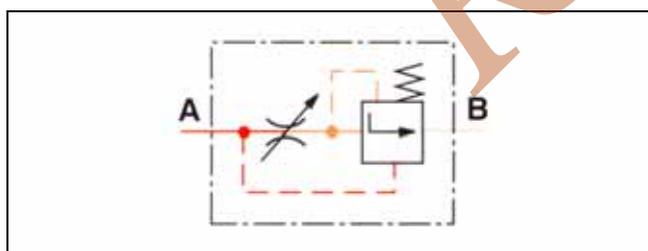


图 13.27 带下游压力补偿器的二通流量阀

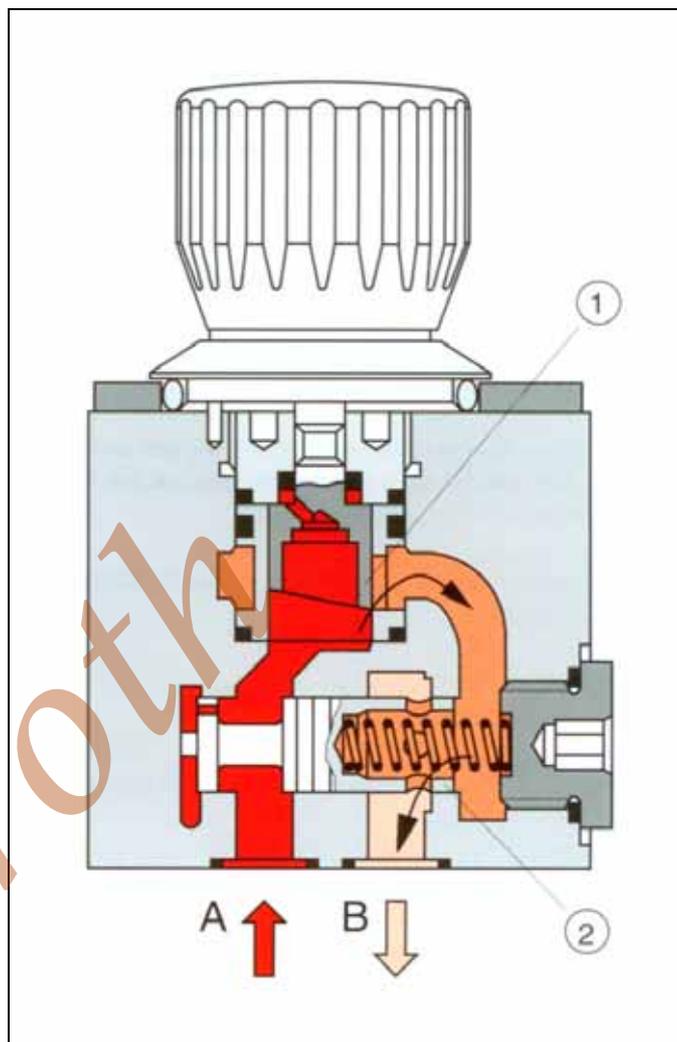


图 13.28 带下游压力补偿器的二通流量阀

在图 13.28 所示的剖面图中, 可清楚看到, 可调节流口(1)和二通流量阀的下游压力补偿器(2)的连接方式为串联。

压力补偿器处于二通流量阀的上游还是下游, 实际应用中并没有相关定论, 而是决定于设计方案。

3.2.3 二通流量阀的应用

二通流量阀基本上有三方面的应用:

- 进口流量控制(初级控制)
- 出口流量控制(初级控制)
- 旁路流量控制

3.2.3.1 进口流量控制

这种流量控制回路中, 流量阀置于液压泵和执行机构之间的压力管道上(图 13.29)。

推荐此类控制的液压系统: 执行机构的流量受控, 且阻力为正向(反向力)。

这一回路的优点: 流量控制阀(1) 和工作液压缸(2) 之间的压力, 仅由液压缸的工作压力引起, 所以液压缸密封处的压力较低, 液压缸密封圈处的摩擦力也较低。

缺点: 由于溢流阀(3) 处于流量阀的上游, 因此必须设定液压缸的最高压力。由于这样, 液压泵(4) 的供油压力总是超出设定值, 即便在液压缸只需克服较小负载力时也会这样。

而且, 节流产生的热量会进入液压缸中。

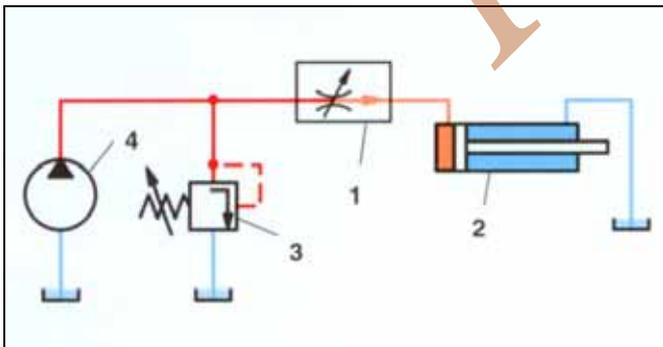


图 13.29 进口流量控制

3.2.3.2 出口流量控制

这种流量控制, 流量阀(1)置于执行机构(2)和油箱之间的回油管道上(图 13.30)。

荐此类控制的液压系统, 具有负向(拉力)负载, 因而有

一种趋势: 即使缸体柱塞(2)的运动速度, 比油泵(4)输出流量的对应值更快。

这一回路的优点, 是不需要平衡阀, 而且节流产生的热量会进入油箱中。

这一控制回路缺点是: 此处的溢流阀(3)还需设定执行机构的最大压力(温升较大)。即使空载形态下, 液压缸内全部零件都要承受最大的工作压力(更大的摩擦力)。

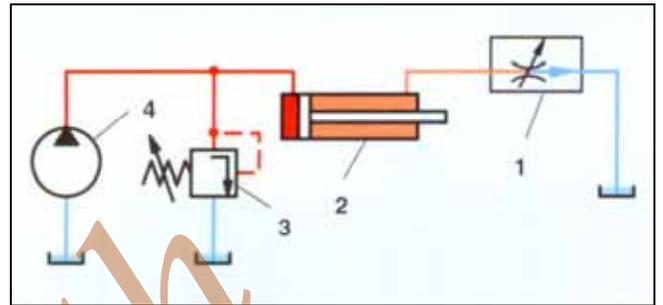


图 13.30 出口流量控制

3.2.3.3 旁路流量控制

这种流量控制, 流量阀(1)与执行机构(2)并联(图 13.31)。

流量控制阀只对进入液压缸的流量进行有限的控制, 因为液压泵输出流量的一部分回到油箱中。

然而, 这类控制的优点是在工作行程中, 只建立起负载所需的压力。

因此, 转化为热能的功耗较少。知道液压缸运行到停止位, 压力才达到溢流阀(3)的设定值。这种控制回路的热量也进入油箱中。

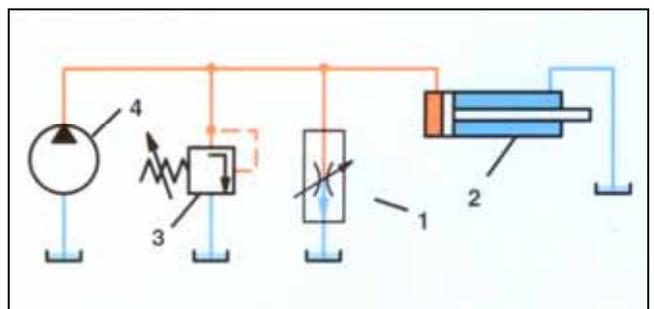


图 13.30 旁路流量控制

3.2.3.4 起动时防止冲击

在起始位置,并无液流通过流量阀,压力补偿器完全开启。

当有流动时,压力补偿器的阀芯移动到控制位置。在到达控制位置的这段时间里,未等压力完全建立起来,就有大量流体轻易地流过阀口。

这种情况,实际应用中就会造成起动冲击。

为预防这一现象,必须通过行程限位调节螺栓(1),使压力补偿器的阀芯机械性地保持在控制关闭位置。

另一种防止起动冲击的方法是采用特定回路,靠液压方式使压力补偿器的阀芯保持在初始关闭位置(图 13.33)

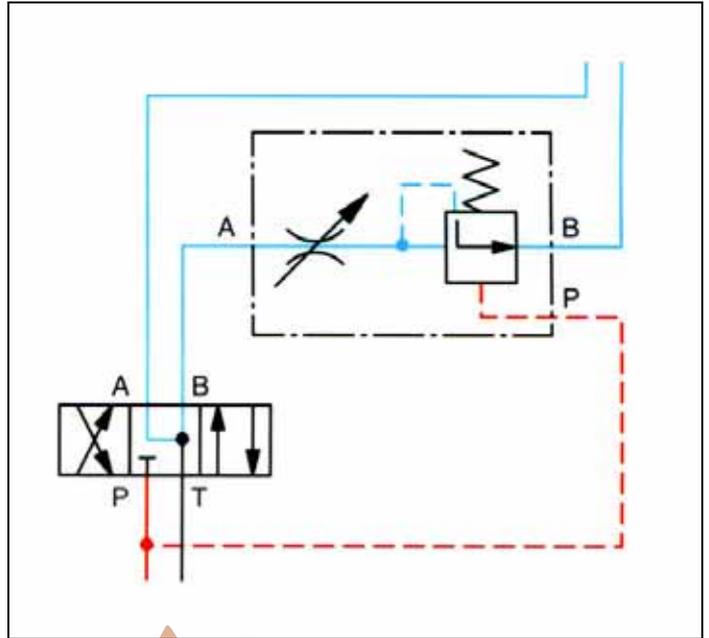


图 13.33 压力补偿器靠液压方式保持关闭

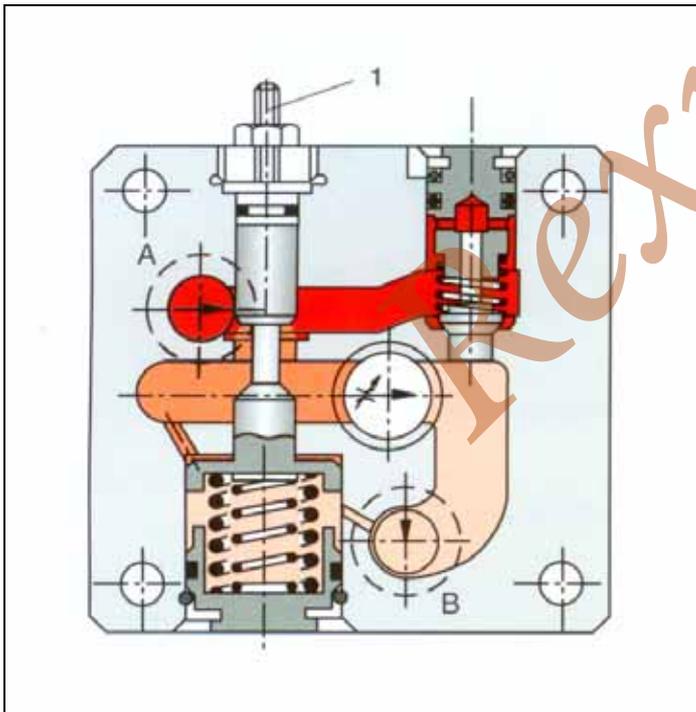


图 13.32 带机械行程限位的流量阀,可防止起动时压力冲击

3.3 三通流量阀

与二通流量阀相反，可调节流口 A_2 和控制节流口 A_1 并非串联，而在三通流量阀中是采用并联方式连接的。

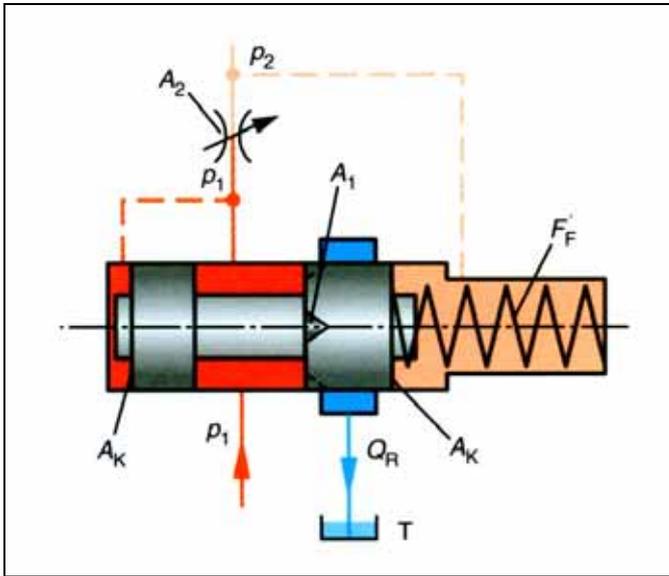


图 13.34 三通流量阀

压力补偿器通过另一条到油箱的管路来控制剩余流量。液压回路中必须设置溢流阀以防超出最大压力。通常，该溢流阀集成于三通流量阀内部。

由于有剩余流量 Q_R 流回油箱，三通流量阀只能安装在执行机构的供油路或回油路上。

这一类型的阀，还可用卸荷端口 X 实现几乎无压力的油液循环。

液压泵的工作压力因可调节流口的压降而只是大于液压缸的压力，然而在二通流量阀的情况下，液压泵必须形成溢流阀设定的工作压力。

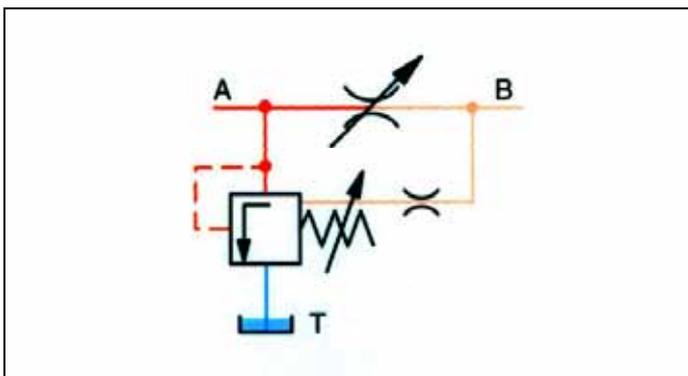


图 13.35 三通流量阀

因此，三通流量阀具有更小的功率损失，在系统中的效率更高，产生的热量也较少。

下列的等式适用于压力补偿器的力平衡位：

$$p_1 \cdot A_k = (p_2 \cdot A_k) + F_F \quad (9)$$

因此，

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{F_F}{A_k} = \text{constant } t \quad (10)$$

这里，如果 Δp 恒定，则 Q 也保持恒定。

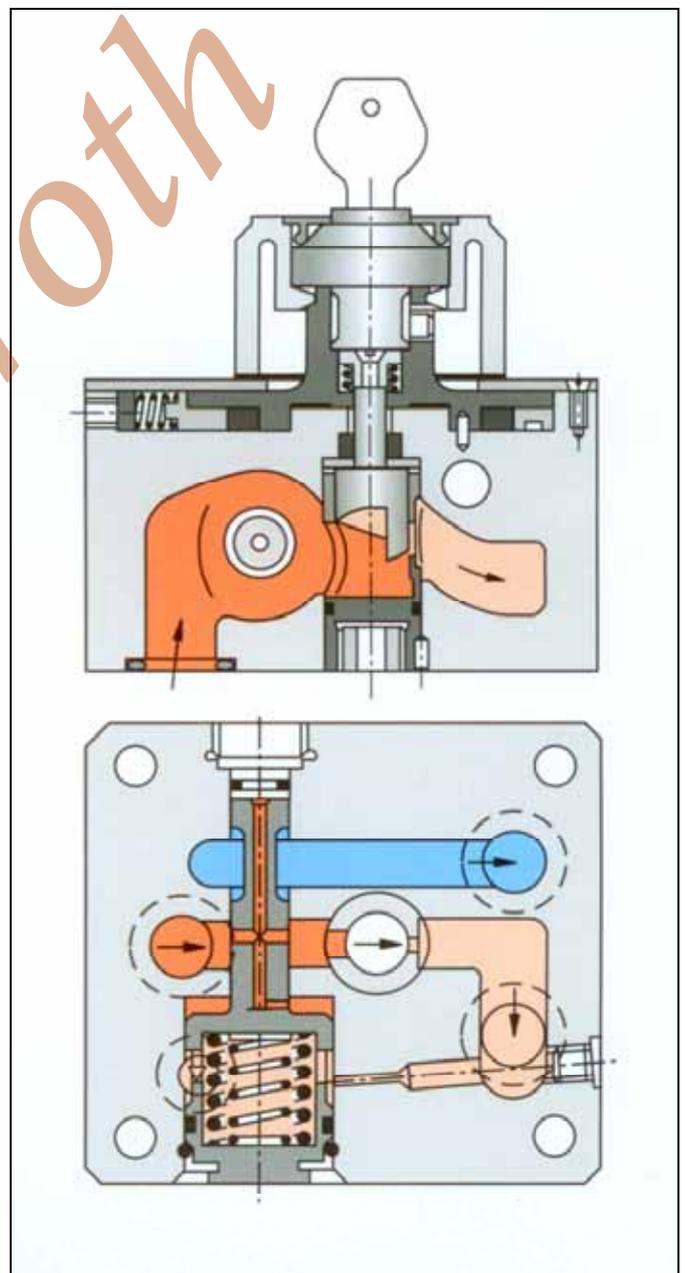


图 13.36 三通流量阀

备注

Rexroth

第十四章

滤油器与过滤技术

1. 基本原理

滤油器是从流体中分离固态颗粒的设备。用于分离液体中的固态颗粒或气体中的尘埃的过滤器，是由纤维或细小过滤颗粒组成的。

过滤后的流体称为滤出液(液压传动中不这样称呼)。

被滤油器所阻挡的物质称为残留物。

这一过程称为过滤。液体或气体中出现的颗粒大小见表 14.1。

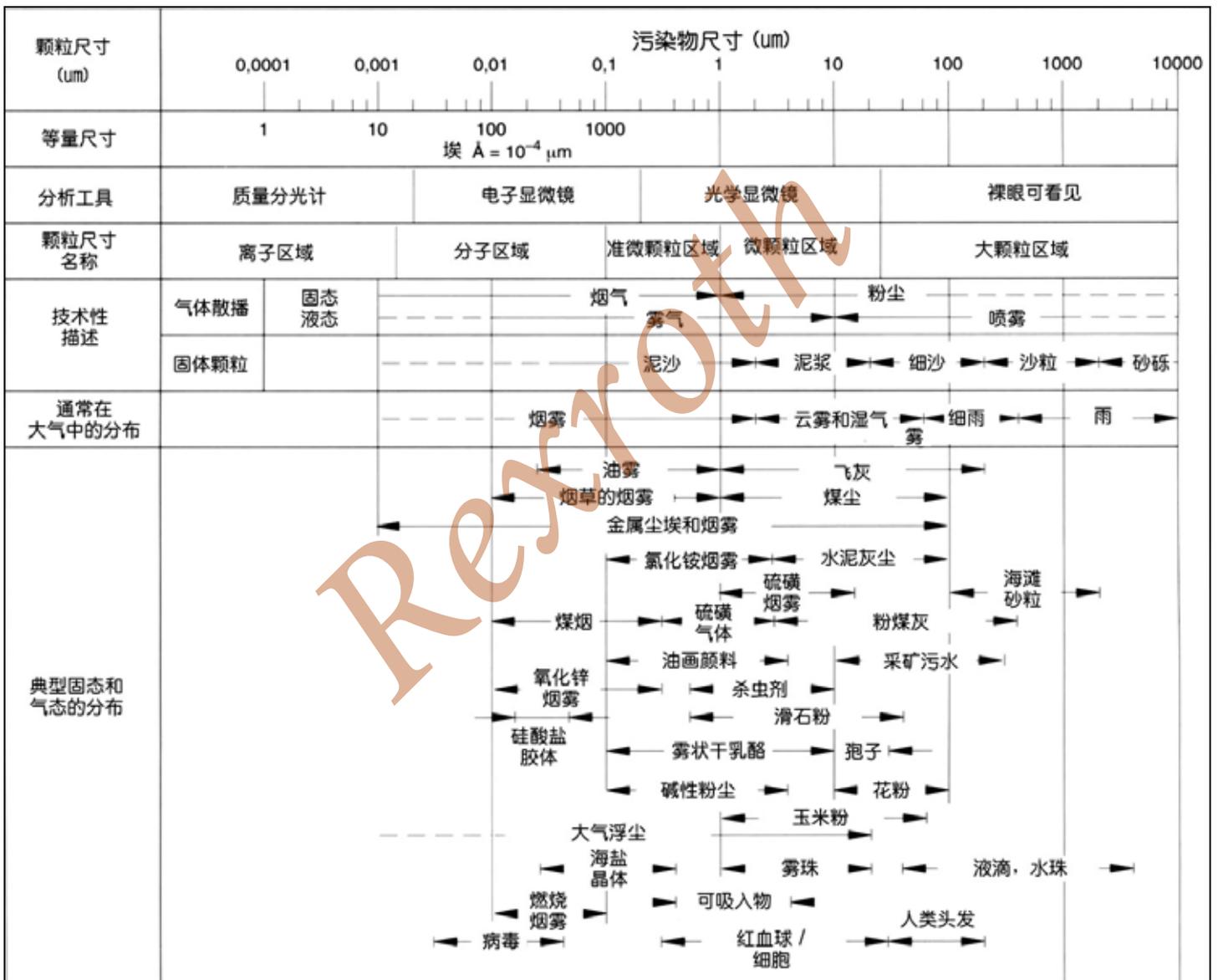


表 14.1 各种物体的颗粒尺寸大小

过滤固体颗粒的过程多种多样，过滤设备是由需要的过滤精度决定的。

表 14.2 给出了各种过滤过程的特点。

需过滤介质	流体				气体	
过滤过程	RO 反渗透	UF 超过滤	MF 微过滤 隔膜过滤	FF 至 GF 精细过滤至 粗过滤	MFG 微过滤	FFG 精细过滤至 粗过滤
过滤等级	0至0.001um	0.001至0.1um	0.1至3.0um	3至1,000um	0.1至3.0um	3至1,000um
分子量	高至大约1,000	高至1,000,000	—	—	—	—
使用场合	从液体中分离 溶解性物质 (如盐)	从液体中分离 出最小颗粒和 胶体	从液体中分离 出污染物	从液体中分离 出污染物	从气体中分离 出污染物	从气体中分离 出污染物
应用领域	盐水的蒸馏, 去除重金属	环境工程, 大 分子和乳化物 的分离, 如油 水分离	半导体技术, 制药工业, 食 品工业	水处理, 液 压, 润滑技 术, 分为安全 过滤和工作过 滤	半导体技术, 制药工业, 室 内消毒与通风	房间, 油箱, 电脑的通风, 空调技术, 汽 车技术
过滤介质	隔膜	隔膜	隔膜	深度过滤器, 网板过滤器	隔膜	深度过滤器, 网板过滤器
类型	管道隔膜式, 平板隔膜式	管道隔膜式, 平板隔膜式, 毛细管隔膜式	管道隔膜式, 平板隔膜式	有机和无机纤 维滤芯, 织 网, 裂纹管 式, 离心式, 气旋式	管道隔膜式, 平板隔膜式	有机和无机纤 维滤芯, 金属 网, 气旋式

表 14.2 气体和液体的过滤过程

过滤系统的设计，决定于所需过滤流体的特性和要求。工作流体必需能够实现以下和其他功能：

- 传递压力和作用力
- 润滑
- 温度控制
- 清洁功能

然而必需指出的是，流体必需能同时具备其中的几种功能。

例如，一种流体可能主要用于传递液压系统的作用力，但还应能够减少摩擦阻和磨损，降低系统某些部件出现的高温(见表 14.2)。

需过滤介质	流体					
介质主要作用	传递力		减少摩擦阻力		热量传递	元件的清洁
介质类型	— 液压油 — 防火流体 — 水		— 液压油 — 润滑油 — 润滑油脂		— 保温油 — 冷却油 — 水 — 液压油	— 机油 — 油水乳化液 — 冷清洗剂
系统类型	液压系统		润滑系统		— 冷却系统 — 传热系统	— 清洗系统
	固定式	移动式	循环润滑	功耗润滑		
举例	— 机床 — 铸造厂 — 重工业	— 建筑机械 — 市政机械 — 造船业	— 齿轮箱 — 压缩机 — 装载机	— 单路系统 — 多路系统 — 机床	— 塑料融化 — 轮压机	— 检测仪器 — 工件冷却 — 制成品清洗
滤油器选用准则	— 运动部件之间的狭窄缝隙 — 大体积油箱 — 需要好的过滤精度	— 运动部件之间的狭窄缝隙 — 小体积油箱 — 需要中等过滤精度	— 磨损剧烈 — 粗过滤通常已足够	— 运动部件之间的狭窄缝隙 — 需要平均过滤精度	— 去除碳渣 — 需要好的过滤精度	— 新制成品的污染防止 — 粗过滤足够
要求过滤等级	3至20um	6至30um	10至100um	10至30um	3至20um	3至100um
需过滤介质	气体					
介质主要作用	加工用介质		空气调节			
介质类型	空气		空气			
系统类型	— 吸入空气 — 除尘系统		— 无尘室技术 — 空气调节			
举例	— 从内燃机, 压缩机和液压系统内部吸入空气 — 废气从泵组排出		— 高质量制造厂 — 建筑			
滤油器选用准则	— 保护内燃机柱塞 — 保护环境 — 需要好的过滤精度		— 消毒通风 — 需要好的过滤精度			
要求过滤等级	1至10um		0.1至30um			

表 14.3 不同传动介质的过滤作用

在液压系统中，过滤范围从精细过滤一直到粗过滤。

下节只涉及这些过滤过程

2. 设计与维修保养

为了液压系统能无故障地运行，在系统规划和运行阶段必需考虑到某些先决条件，比如：

- 定义清楚系统和所用元件的功能。
为了避免系统设计阶段的失误，务必将规格要求纪录下来。
- 确定选用何种元件和质量等级
- 分析这些元件的污染敏感性，环境污染和侵入液压系统的可能性
- 确定现实可行的维修期限
- 确定系统的使用率，如每天运行时间(一班或更多班次)

表 14.4 给出了设计无干扰液压系统中所需考虑的因素。

无干扰液压系统的先决条件之一，是要对流体和进入油箱的周围空气进行过滤。

需用滤油器滤去的污染，一般是通过滤油盖和密封件，直接从周围环境进入液压系统的。

这类污染称为**外界污染**，或外界进入系统的污染。

预期的污染率只决定于环境污染和系统与元件的构成。

液压系统中的运动部件，如泵，活塞和阀也都会产生污染颗粒(磨损)。这类污染称**内部**产生的微尘。

尤其危险的，是系统安装过程中进入的固体颗粒，在试车时就能造成单个元件的损坏。

液压系统出现的许多故障，都源于严重污染的流体。系统注入的一种新流体，往往就已达到了不可接受的污染程度。

图 14.1 清楚地表示了液压系统的一些污染来源。

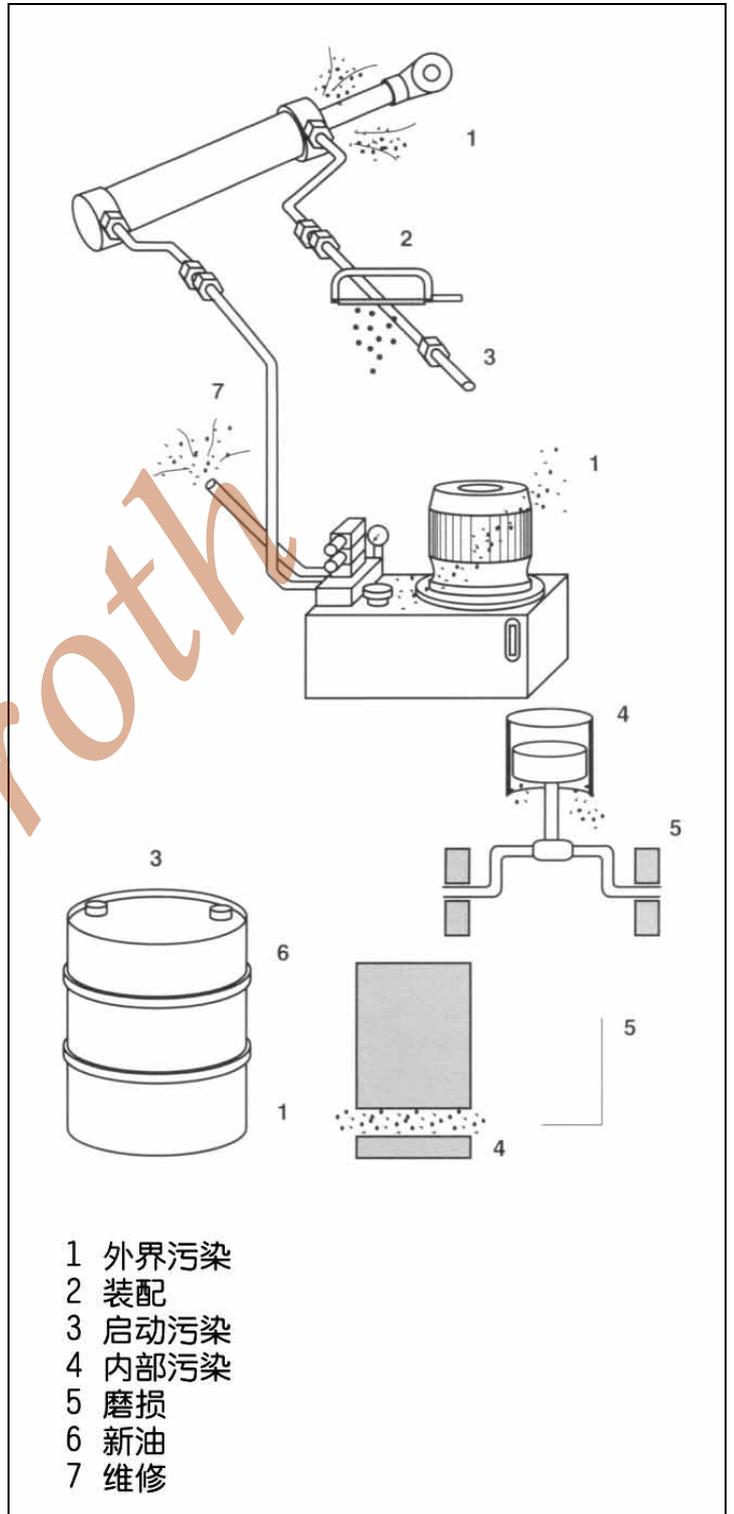


图 14.1 污染的来源和成因

任务的定义	系统设计	污染控制
— 定义用户的任务时,需结合市场需求 — 由系统制造商进行回路图的设计 — 在保持高技术标准的同时取得竞争优势 — 构建无干扰的系统模型 — 少维护,低能耗 — 好的性能/价格比 — 完整系统的说明书撰写	— 需考虑验收规范 — 回路逻辑设计 — 元件的选用,如泵,液压缸,马达,控制阀和辅助元件 — 元件之间的相互匹配 — 工作油液的确定 — 整个系统使用条件的确定 — 系统的使用率 — 系统运行时间的确定(一班,两班还是三班运行)	液压系统的功能,进而价格受到以下要素的影响: — 安装时的污染, — 交付使用时的流体污染状况 — 环境污染状况,污染的渗透程度 — 系统使用寿命 — 系统的维修保养 — 周边系统条件 — 元件磨损的形成状况 — 高效滤油器的使用情况 — 确定系统相关滤油器的处理容量 — 滤油器的正确布置,以及 — 液压系统的细致密封
责任 系统操作人员 系统制造商	责任 系统操作人员 系统制造商 元件制造商	责任 系统操作人员 安装人员 元件供应商

表 14.4 油液符合液压系统运行要求的准则

2.1 污染的来源

2.1.1 元件制造过程中的污染(元件污染)

由于大多数壳体的内部轮廓和设备内部的零件都非常复杂,因此制造过程中要驱除全部的残留物几乎不可能,即便再仔细的清洗也是如此。在对液压系统进行清洗之后,或在长期运行之后,这种污染物就进到油液里了。

在制造以后和使用之前的库存期,元件通常进行防腐处理。然而防腐剂会吸收污物和尘埃。安装试车时,这些污染物更是如鱼得水般地进到系统油液中了。

典型的污染类型有:

碎片,沙粒,尘埃,纤维,油漆颜料,水或防腐剂

2.1.2 系统安装中的污染(安装污染)

当单个元件组装起来时,如安装螺钉,就会产生固体颗粒。

典型的污染物有:

密封材料,氧化皮,焊粒,软管橡胶颗粒,浸蚀和清洗液残留物,隔离物和磨粒。

2.1.3 系统运行中的污染(生产污染)

由于元件的磨损,产生了颗粒。尺寸小于 15 μm 的颗粒最容易造成磨损。

系统运行高温所引起的流体老化,其残留物会造成流体的润滑(摩擦)质量发生变化。

进入液压系统的外界污染物,可干扰设备运转,并造成严重磨损。

2.1.4 污染对液压元件的重要影响

为了保证液压元件运行正常，运动件之间必需留有缝隙。

留在这些缝隙中的颗粒物会导致故障和磨损。各种液压元件的缝隙尺寸见表 14.5。

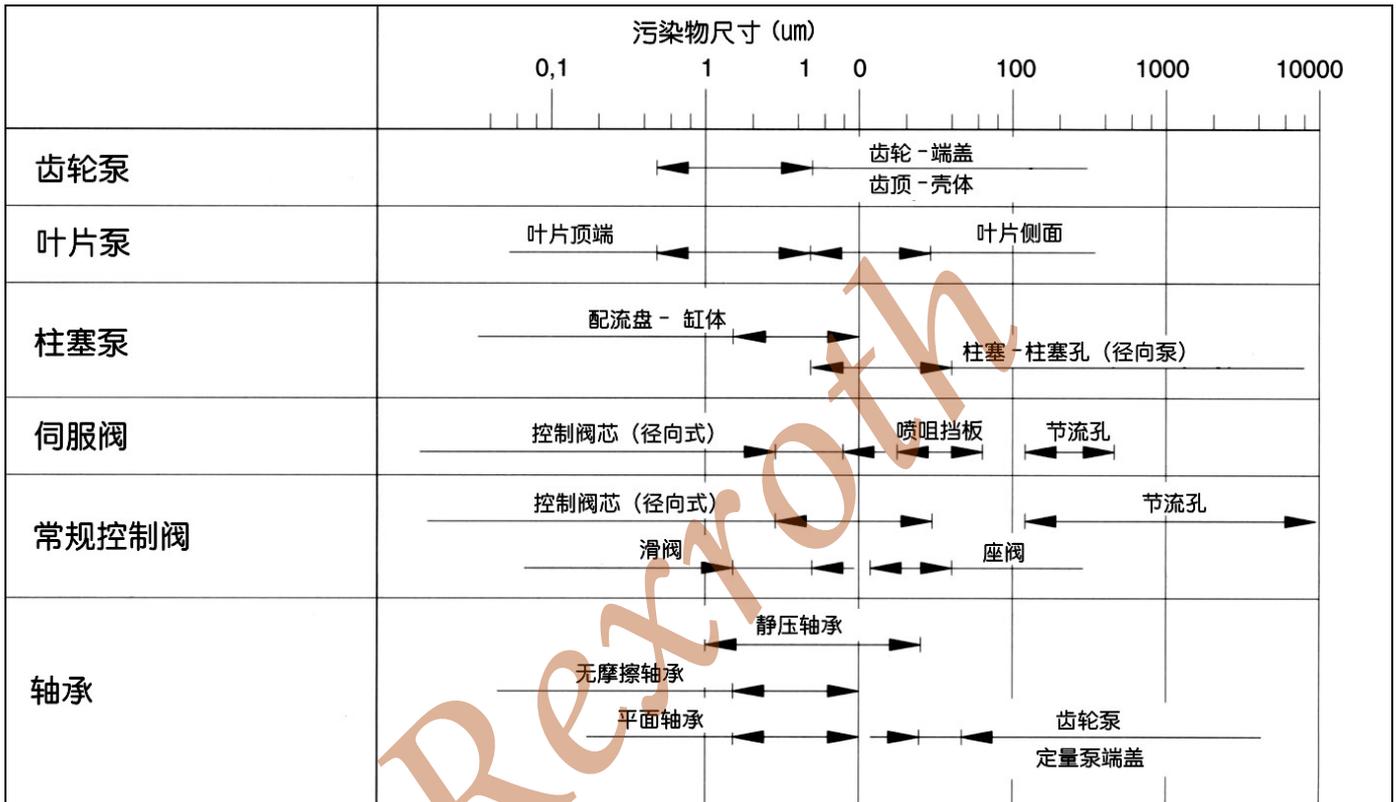


表 14.5 各种液压元件的缝隙尺寸

2.1.5 液压元件对污染敏感的部位

齿轮泵，叶片泵，柱塞泵，滑阀和伺服阀等液压元件中，低公差(缝隙尺寸)的临界部位，如图 14.2 所示。

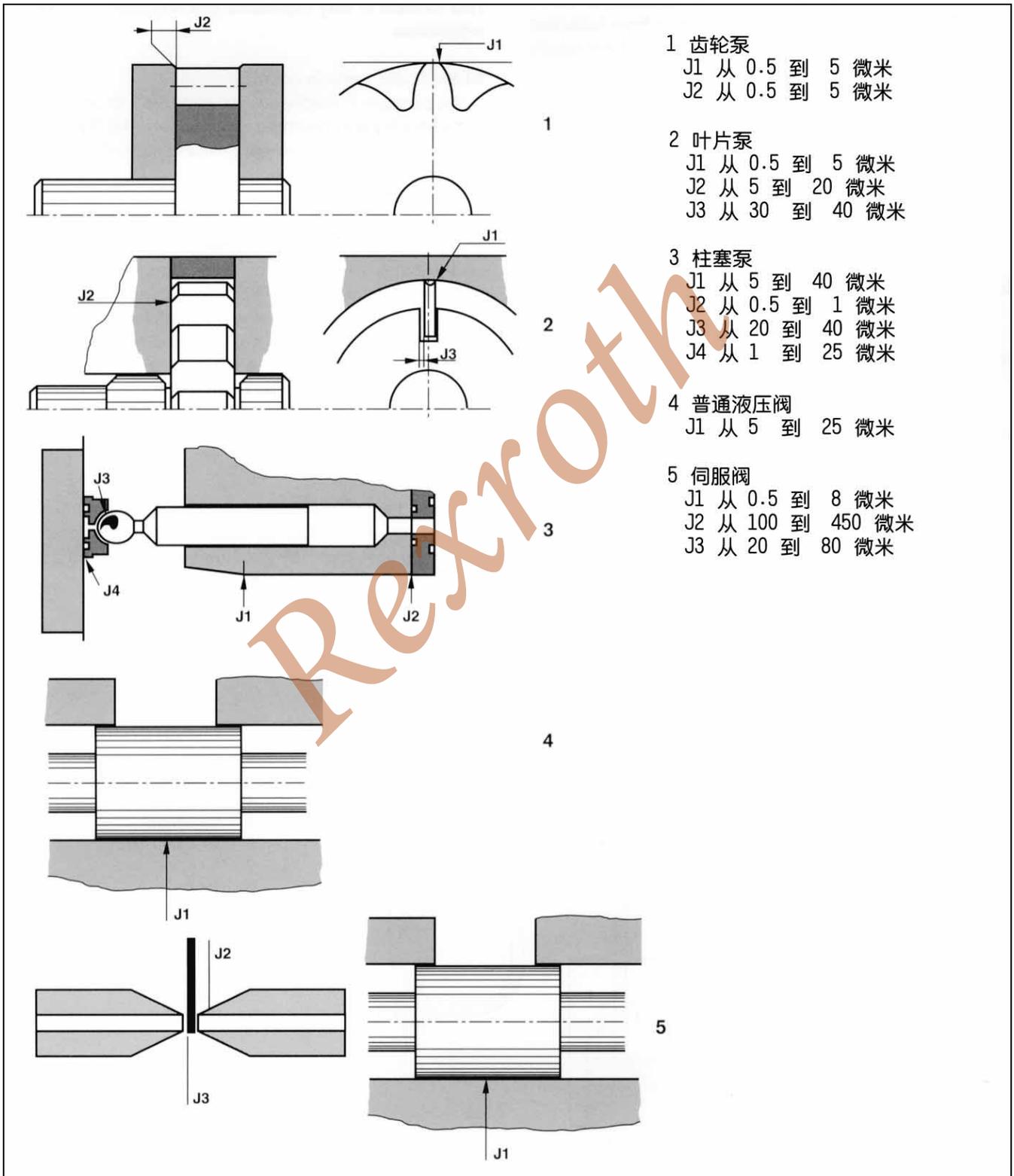


图 14.2 液压元件的临界缝隙

3. 固体污染物的分析

为了分析固体颗粒污染，必需从液压系统中进行取样。各种取样方法参照标准 ISO 4021 和 DIN ISO 5884。

液压系统设计时就应遵循标准设置测试点。还应注意：必需针对紊流进行取样。每个取样瓶的标签必需包括以下内容：

取样号：.....
 取样来源：.....
 取样方法：.....
 取样日期和时间：.....
 流体类型：.....
 安装的蓄能器：.....
 注释：.....

颗粒污染的分析可按下述两种常用方法之一进行：

a) 显微镜颗粒计数法

流体样品经隔膜过滤，在显微镜下对残留物的大小和数目进行计数

这种方法参照标准 ISO 4407 和 4408。费用很高，且需要很多经验。

b) 自动颗粒计数法

可用自动测量计数设备进行颗粒的快速分析。取样液流经光学成像测量室。

光学成像测量室内有一个液流通道，旁边的透明窗后有光源和光电二极管。这种方法是基于光阻原理，能得到固体颗粒在数量和大小方面的分布信息。当液流通过时，受阻发散的光束使感光处的光斑面积减少。根据光线的这种变化，就可确定颗粒的大小。

由于颗粒单独经过光束，因此对其数目可进行计数(图 14.3)。

无庸讳言，这种光学计数测量系统不能分辨颗粒的类型，因此“外观上”的污染物，如气泡和液滴污染物液，也会被当作固体颗粒进行计数。

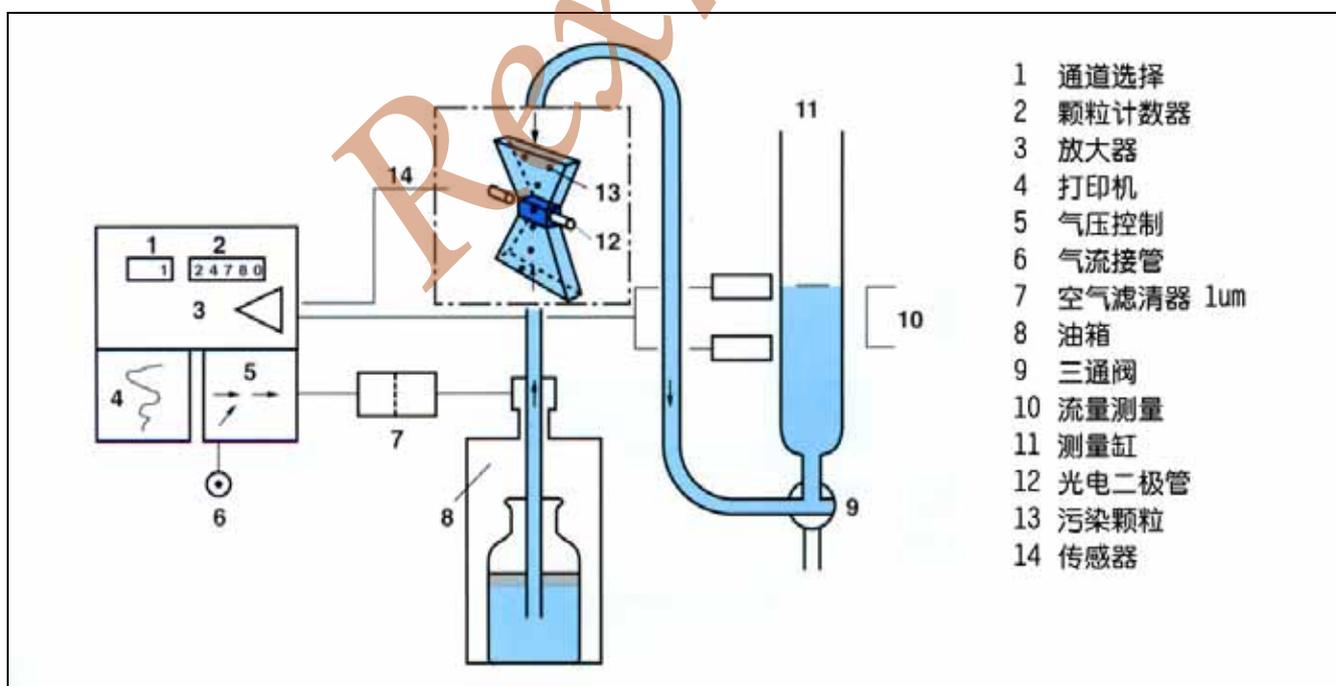


图 14.3 自动颗粒计数仪的原理图

3.1 液压流体污染等级的分类系统

分类系统(标准化的洁净或污染等级)用以对流体中固体颗粒的数量做出评估。

现今最常用的标准是 NAS 1638(美国国家标准)和 ISO DIS 4406。

3.1.1 按 NAS 1638 标准的污染等级

流体的污染有 14 类。对每一类按照颗粒尺寸的 5 种范围,各自列出了有特定的污染颗粒数值(100 毫升)。

表 14.6 列出了 NAS 1638 污染等级的组成

污染等级	污染物尺寸 μm				
	5-15	15-25	25-50	50-100	> 100
00	125	22	4	1	0
0	250	44	8	2	0
1	500	89	16	3	1
2	1000	178	32	6	1
3	2000	356	63	11	2
4	4000	712	126	22	4
5	8000	1425	253	45	8
6	16000	2850	506	90	16
7	32000	5700	1012	180	32
8	64000	11400	2025	360	64
9	128000	22800	4050	720	128
10	256000	45600	8100	1440	256
11	512000	91200	16200	2880	512
12	1024000	182400	32400	5760	1024

表 14.6 按 NAS 1638 标准的污染等级,表中数据为 100ml 液压油中最大污染颗粒的数目

3.1.2 按 ISO 4406 标准的污染等级

该标准是对 100 毫升液压流体中尺寸大于 $5\mu\text{m}$ 和 $15\mu\text{m}$ 的颗粒数目,分别进行累计。

液压流体的污染等级,就是在对这两种颗粒进行计数的基础上加以确定的。

有 26 个区段范围用于分类。污染等级的命名只含有两个数字,第一个表明大于 $5\mu\text{m}$ 的颗粒数目,第二个表明大于 $15\mu\text{m}$ 的颗粒数目。

图 14.4 表示按 ISO 4406 标准的污染等级这两种分类系统都可用图形来表示。

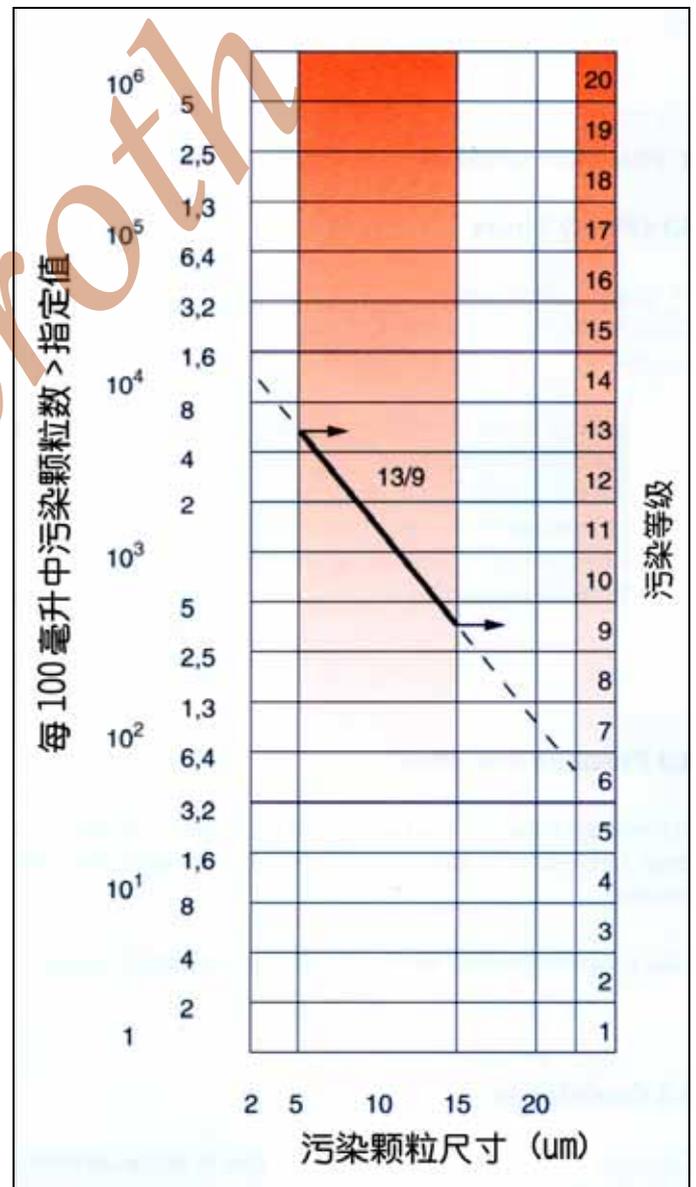


图 14.4 按 ISO 4406 标准的污染等级

从图 145 显然可知, ISO 4406 仅涉及到 NAS 1638 的一小部分污染等级分析范围。

分析所确定的颗粒数目, 不能与 NAS 1638 标准确定的统一等级对应起来。这就意味着, 等级通常是根 据 NAS 1638 标准中 5 到 15 μm 之间的最小颗粒来确定的。

如前所述, NAS 1638 污染等级比 ISO 4406 涵盖更大的颗粒尺寸范围。

4. 过滤的方法

4.1 重力过滤法

重力过滤法是利用流体自重流经滤油器实现过滤的方法。

这种方法不用于液压和润滑技术中, 只用于饮料, 水处理和运行流体(如砂砾层过滤, 滤纸过滤)。

4.2 压力过滤法

压力过滤法, 是利用污染和洁净两侧的压降, 推动流体流经滤油器并进行过滤的方法。

这种方法可用于液压流体的过滤。

4.3 离心过滤法

离心过滤法利用离心力从液体中分离固体颗粒。

这种方法用于流体严重污染的场合, 还可进行水的分离。

4.4 挤压过滤法

挤压过滤法是通过机械力将流体从固态颗粒物中挤压出来。固态颗粒留在压机中, 形成过滤块。

这种方法不用于液压, 主要用于食品工业中。

以上这些方法也可用于冷却剂的处理。

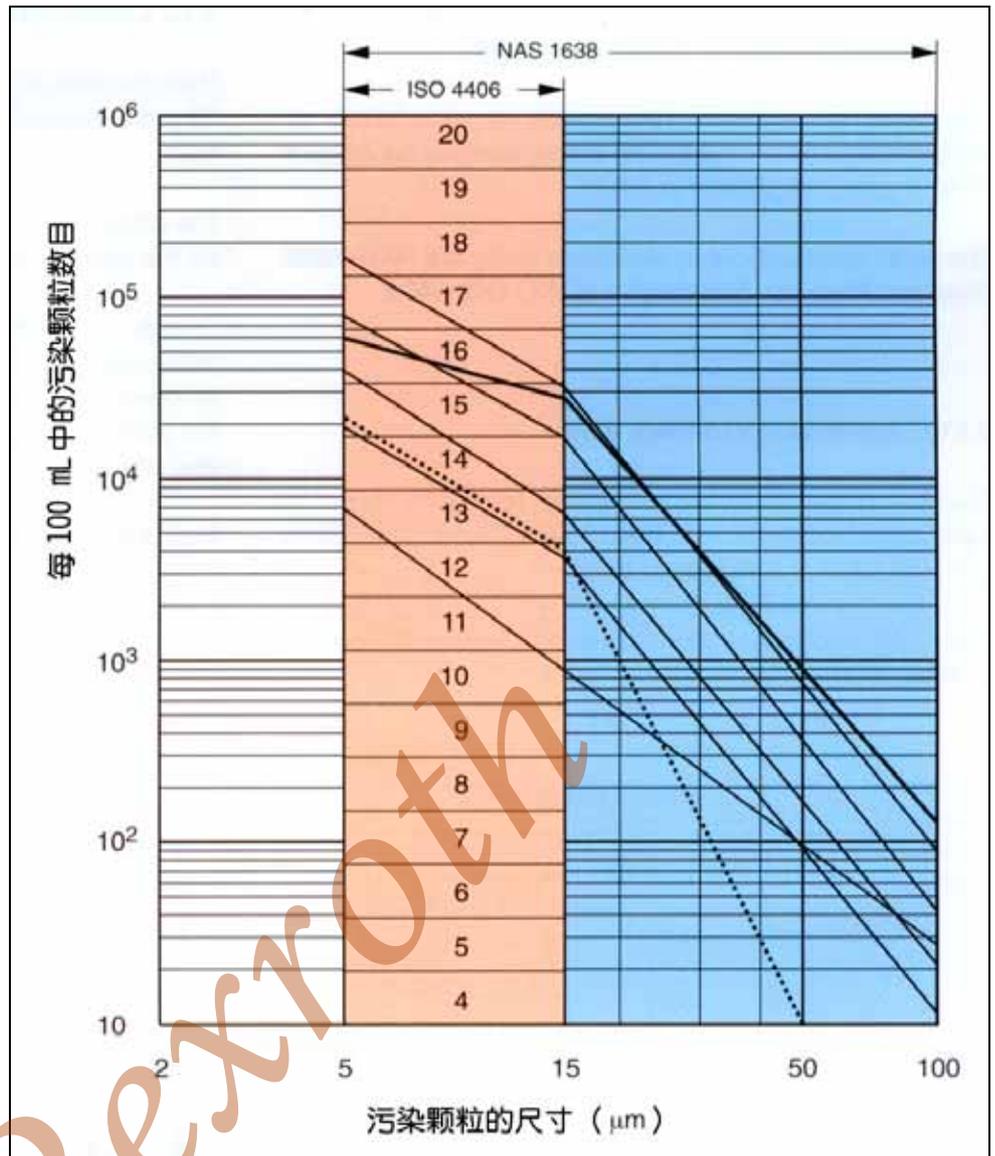


图 14.5 按 ISO 4406 标准的污染等级

5. 过滤材料

在过滤方法方面,可使用多种过滤材料及其组合。

5.1 表面过滤 (图 14.6)

表面过滤器靠表面材料过滤颗粒。直径小的颗粒进入过滤材料,并无阻碍地通过。然而当表面堵塞时,过滤阻力会增加。过滤器表面形成的过滤块,会降低过滤精度。

表面过滤器可使用隔膜式,也可用网格,金属边缘或滤布。

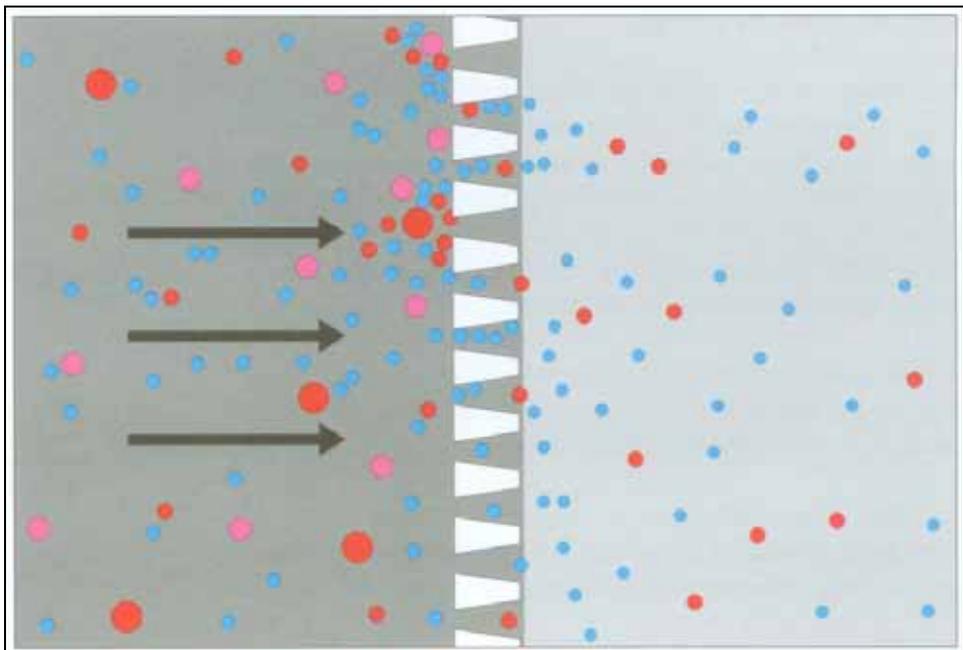


图 14.6 表面过滤器的表示

5.2 深层过滤(图 14.7)

在这种过滤方式中,流体经过一个过滤器结构得到滤清。污染颗粒通过过滤器时在一定的深度受阻。随着受阻层数的增加,流动阻力加大,以至于需要更换滤芯。这种滤油器的滤芯材料是:

- 浸渍纤维素(有机材料)
- 玻璃纤维(无机材料)
- 烧结金属纤维,或
- 多空金属熔渣

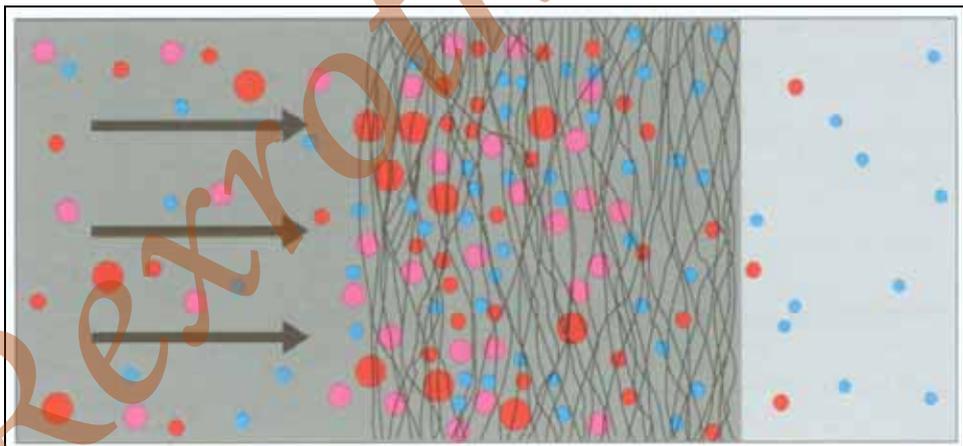


图 14.7 深层过滤器的表示

6. 滤芯的构造

滤芯的构造因厂商而异。简易的纸质滤芯，由于没有支撑网格，高压差下会打褶在一起。这些褶皱的材料减小了泄油，造成很多层滤芯没有发挥过滤作用。

更高质量的滤芯具有多层垫结构，该结构决定了滤芯对压力峰值和交变流动的坚固性。

一定宽度的网格用作支撑，以防过滤材料受压破损而造成过滤效果低下。

高质量的滤芯必需具备以下特性：

- 压差稳定性好
- β 值在较大的压差范围内保持稳定
- 对于全部污染等级具有好的过滤精度
- 污染物容纳能力好
- 过滤表面积大
- 使用寿命长

对于高质量滤芯的要求，可依据 DIN 24550 第二部分。

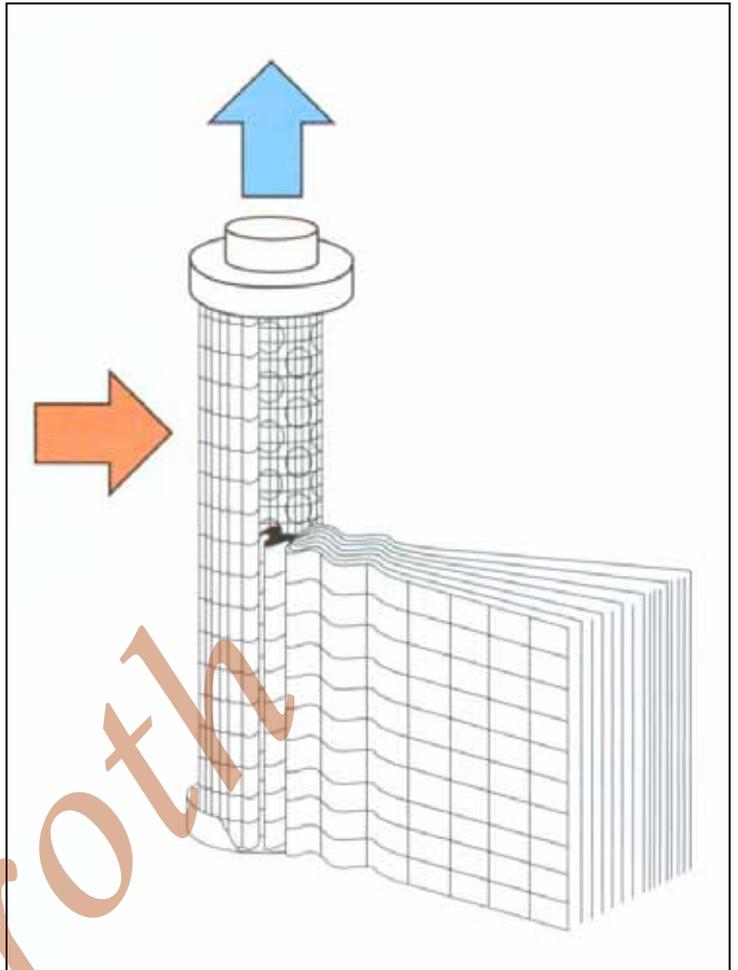


图 14.8 多层结构的滤芯

7. 过滤精度的选取

过滤精度的选取, 决定于使用何种主过滤器组件。

表 14.7 表示污染颗粒尺寸大小对元件的影响, 以及主滤油器组件的作用。

在液压元件订购技术文档里, 指明了需要的过滤精度。然而, 由于元件的安全运行决定于油液的洁净度, 所以现今几乎所有元件厂商最近的技术资料中, 都给出了油液污染的推荐等级。

这是保护元件的正确规格, 但却造成了过滤精度的选择变得更困难, 因为污染除了与颗粒大小有关之外, 还和污染颗粒的数目有关。

这些年来, 实际应用试验和测试的结果, 滤油器厂商已能为特定洁净度的油液指定需要的过滤精度了。

图 14.10 给出了一个实例。

然而, 系统所需的流体洁净等级, 也决定于以下这些要素:

- 系统类型
- 环境污染
- 超额运行的压力
- 系统运行时间
- 滤油器的布置

因此, 在设计阶段要根据洁净等级选择一种过滤精度是非常困难的。应该先选择滤油器的大小, 这样任何时候改成较大尺寸就相对简单, 而且今后运行期间, 也可安装过滤精度较低和寿命更长的滤芯。

液压元件的典型失效原因地阀口的堵塞。对此特别敏感的是流量阀, 节流阀和伺服阀。如果节流口的相对移动量较小, 堵塞的危险就更大。因此, 就堵塞而论, 绝对过滤精度至少应不小于元件阀口的数值。

<p>微细污染物 微细污染物 (3至5um) 在以下方面造成机能和功率衰减:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 细颗粒的腐蚀效应 (经常腐蚀阀口) — 狭窄缝隙处的异物残留 (因边缘过滤效应, 有堵塞危险) — 与颗粒表面的化学反应使工作介质发生变化 (油液老化) 	<p>小颗粒污染物 小颗粒污染物 (5至20um) 可造成磨损, 尤其对小间隙的配合造成后果:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 因磨损而使泄漏增加 (内泄漏加大) — 故障时有发生 (短时间的滑阀堵塞或阀座泄漏) — 严重磨损会造成设备整体故障 	<p>粗大颗粒污染物 粗大颗粒 (大于20um) 经常堵塞阀口, 损坏零件, 造成全系统突发故障。</p> <p>典型后果:</p> <ul style="list-style-type: none"> — 阀口堵塞 — 滑阀卡紧或咬死 — 外力加大时造成材料断裂
<p>微细过滤 有效分离细小颗粒 ($\beta_{3\text{至}5} \rightarrow 100$) 高压差的精细滤油器可稳定保护机能正常</p> <ul style="list-style-type: none"> — 使得腐蚀的发生和发展降到最低 — 预防狭窄缝隙发生卡死 — 防止油液老化 — 防止对系统运行造成干扰 	<p>精细过滤 精细过滤能部分过滤小颗粒, 完全过滤粗颗粒 ($\beta_{5\text{至}20} \rightarrow 100$) 精细过滤可对系统验收中的污染等级进行可靠的控制</p> <ul style="list-style-type: none"> — 使元件获得最佳程度的防污染保护 — 减少磨损 — 防止元件突发故障 	<p>粗过滤 有效分离粗大颗粒 ($\beta_x \rightarrow 100$) $X=\text{um}$ 颗粒尺寸, 造成突发故障的污染颗粒大小 粗过滤能保护系统免受粗颗粒的污染防止突发故障或设备整体受损</p>

表 14.7 污染颗粒尺寸大小对元件的影响, 以及主滤油器组件的作用

7.1 过滤等级与β值

至此，根据实际孔径或网目大小已经能确定过滤等级，但也依据了统计残留值。实际应用中的规格，如绝对过滤率，平均过滤率或名义过滤率只是部分达到了要求。通过定义β值，可更好地满足实际需要。不同的过滤材料用β值就能相互比较，即便是不规则的孔径，或是不规则的污染颗粒形状也是如此。

β值的定义是基于ISO 4572多次通过试验，并考虑到这样一个事实：多次过滤后的污染物总是在第一次就被滤去。假定某一尺寸的污染具有一定数目，则通过滤油器的数目也是确定的。

比率 75:1 通常用以定义参残留率。

β₁₀=75 意味着根据统计，75 个 10μm 大小的颗粒，1 个可通过滤油器。残留的百分比为 98.66%。这大约与绝对过滤率的定义相对应。

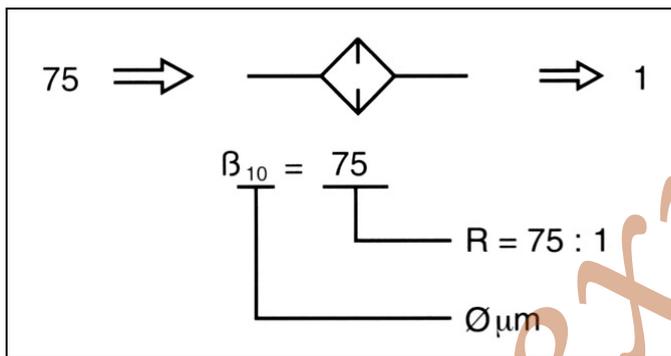


图 14.9 β值的定义

污染等级		达到该等级推荐用滤油器		液压系统	
NAS	ISO	β _n = 75	材料	布置	
6	15/12	3	无机材料 如：玻璃 纤维	主油路滤油器	<div style="display: flex; align-items: center;"> <div style="width: 20px; height: 20px; background-color: #ccc; margin-right: 5px;"></div> <div style="margin-right: 5px;">伺服阀</div> </div> <div style="display: flex; align-items: center; margin-top: 5px;"> <div style="width: 20px; height: 20px; background-color: #ccc; margin-right: 5px;"></div> <div style="margin-right: 5px;">控制阀</div> </div> <div style="display: flex; align-items: center; margin-top: 5px;"> <div style="width: 20px; height: 20px; background-color: #ccc; margin-right: 5px;"></div> <div style="margin-right: 5px;">比例阀</div> </div> <div style="display: flex; align-items: center; margin-top: 5px;"> <div style="width: 20px; height: 20px; background-color: #ccc; margin-right: 5px;"></div> <div style="margin-right: 5px;">普通泵和阀</div> </div>
7	16/13	5		回油路或 主油路滤油器	
8	17/14	10			
9	18/15	20	有机材料 如：纸质 滤芯	回油路，吸油 路或旁通滤油 器	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> 对 p > 160 bar 对 p < 160 bar </div>
10	19/16	25			
11	20/17	25 ... 40			
12	21/18				行走机械和重工业 低压系统

图 14.10 推荐使用的滤油器

8. 过滤器的测试

8.1 过滤器产品的质量检验(气泡点试验)

根据 ISO 2943 的这项试验, 有可能验证制造过程无缺陷, 也可检验滤芯的完好性。

这一试验也可用作进一步测试的免检说明(如 ISO 2941, ISO 2943, ISO 3723, ISO 3724, ISO 4572)。

8.2 坍塌和破裂压力测试

这是 ISO 2942 的标准测试, 对于滤芯在压差下稳定性进行测试。

“坍塌和破裂压力测试”规范意即, 在特定流动方向下, 滤芯受损的最大压差。

“坍塌压力”一词指的是当液流从外向内时; 当方向相反时用另一词“破裂压力”

8.3 与液压流体的相容性试验

滤芯材料与液压流体的相容性试验, 依据 ISO 2943。

8.4 滤芯的过流疲劳特性

依据 ISO 3724 对滤芯抵御结构损坏的能力进行测试, 也就是说, 这种破坏是由于交变流动引起的变形。

8.5 确定与流量相关的压力损失

与流量和粘度相关的滤油器壳体和滤芯的压差, 按照 ISO 3968 进行测试。

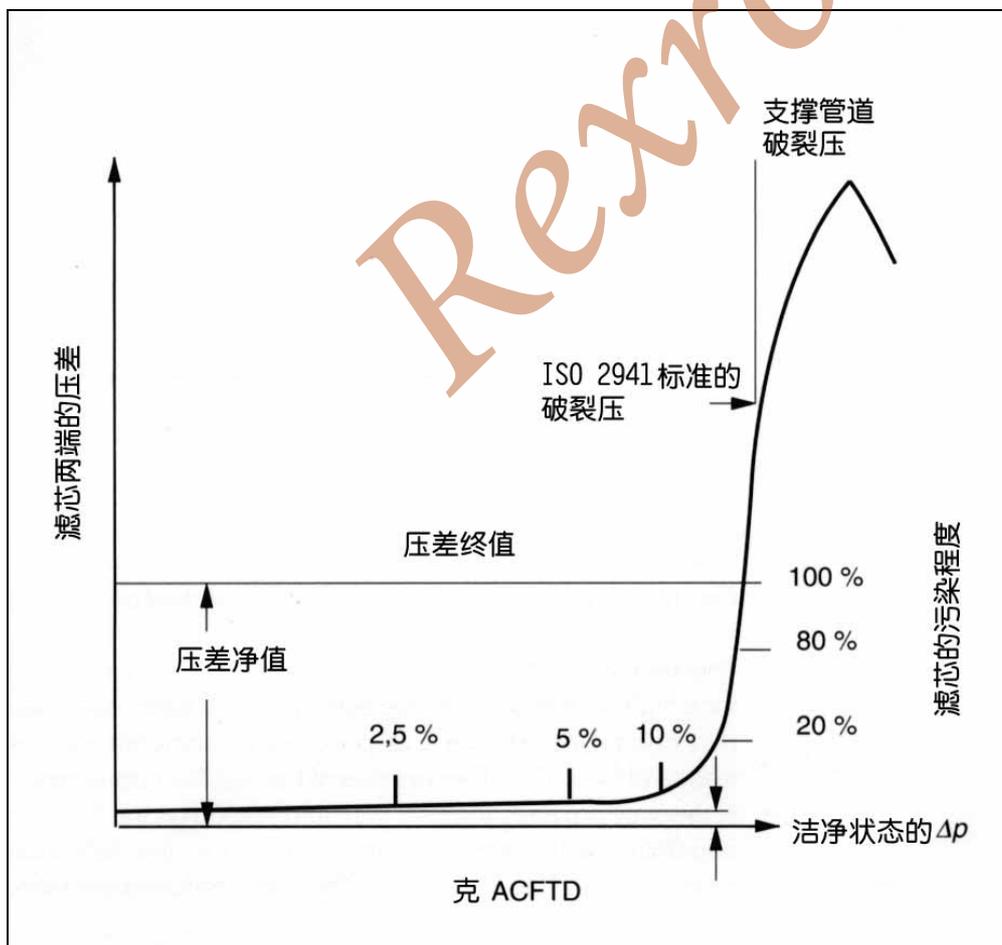


图 14.11 与添加污染物相关的压差

8.6 过滤性能试验（多次通过试验）

ISO 4572 的这个试验，可确定过滤效率和污染物容纳能力。

试验的原理是将污染流体多次通过滤油器。这一原理实际证明是合理的：一些通过第一道过滤的污染颗粒，会因大小而在第二道时受阻被滤去。

将试验结果以 β_x 值的形式进行打印。经确定的过滤率 β_x 也可用分离率%给出

$$\text{分离率 \%} = \left(\frac{\beta_x - 1}{\beta_x} \right) * 100 \quad (\%)$$

这一试验与实际结果比较接近，只要试验条件相同就能呈现高度的结果重现性。因此就可对不同厂商的滤油器进行比较。按这种方法来确定被试滤油器的效能，就为用户提供了所选产品的过滤能力，有助于产品的选用，还能提供价格/性能比方面的资料。



图 14.12 β_x 值的确定

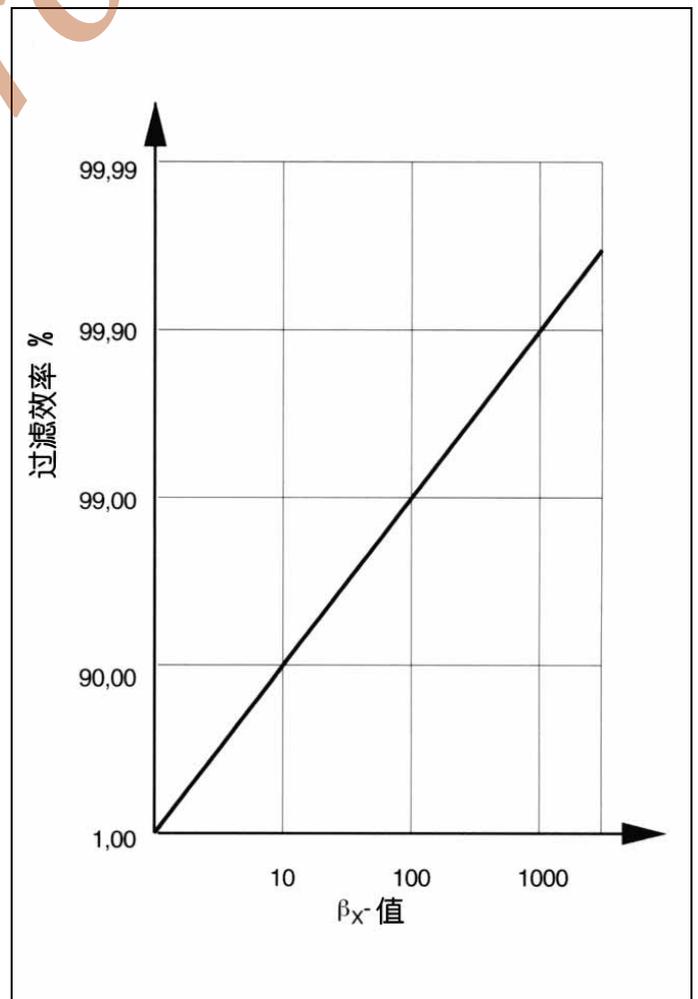


图 14.13 与 β_x 值相关的过滤效率%

9. 滤油器的类型

9.1 吸油滤油器

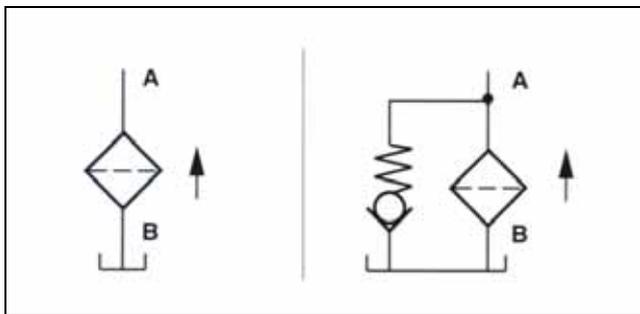


图 14.14 吸油滤油器的符号图；左：不带旁路阀，右：带旁路阀

液压系统必须具有吸油滤油器，防止大的污染颗粒损坏液压泵。

尤其是对下属状况的液压回路：

- 多个液压回路使用同一个油源，或
- 油箱因形状所限而不能得到清洗

吸油滤油器只能对液压泵的正常运转提供保护。如需减少泵的磨损，则需通过压力滤油器，回油和旁路滤油器来进行。

由于液压泵对于吸空比较敏感，所以滤油器处的压差不能太大。因此需要安装表面积大的滤油器，而且非常强烈地建议安装旁路阀和污染指示器。

综上所述，吸油滤油器只限于驱除大颗粒，通常大于 100 μm 的污染物。静压驱动的过滤是一个特别的难题，因为吸油滤油器的过滤精度为 20 μm 。

9.1.1 吸油口滤网(无外壳的吸油滤油器)

无外壳的吸油滤油器，安装在油箱液面以下的液压泵吸油管处。

务必注意：这类吸油滤油器应安装在油箱液面以下的最底部。

为了保护液压泵，应该在滤油器和泵之间安装一个防吸空继电器。

9.1.2 带壳体的吸油滤油器

这类滤油器也可安装在油箱液面以下。壳体可带外泄挡板，以防止滤芯更换时的空运行。

优点	缺点
<ul style="list-style-type: none"> - 安装简便 - 价格低廉 - 避免液压元件受大颗粒污染物的损伤 	<ul style="list-style-type: none"> - 安装在液压系统最差环境处 - 需接旁通阀 - 浸于油中，可维修性差 - 有产生气穴的风险，只能过滤大颗粒污染物 - 堵塞指示器安装困难

表 14.8 吸油滤油器的优缺点



图 14.15 吸油滤油器

9.2 压力滤油器（管路滤油器）

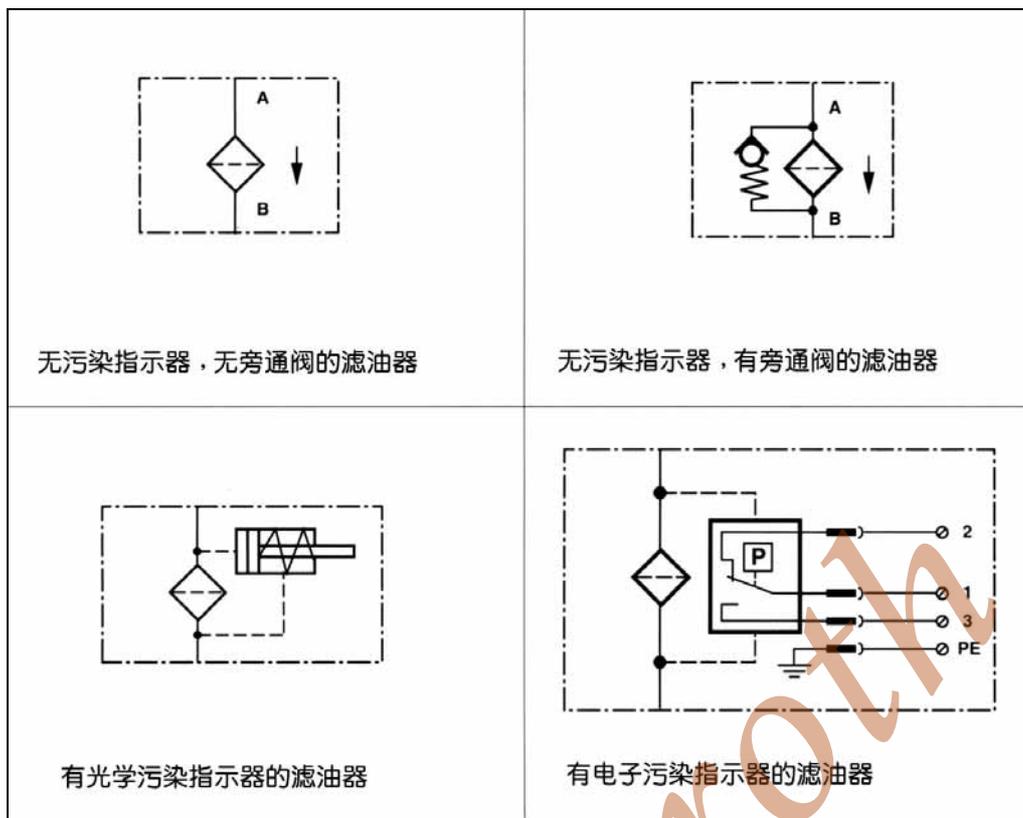


图 14.16 压力滤油器的符号图

压力滤油器既可直接安装在泵的入口，对整个流量进行过滤（主流量过滤），也可安装于分路（旁路滤油器），位于受污染危险的元件上游。

压力滤油器的壳体应按系统压力来设计，这也是这类滤油器被称为压力滤油器的原因（低压滤油器为公称压力约 25bar，超过此数值的均为高压滤油器）。

这类滤油器用于对液压泵之后的液压元件，提供功能保护。因此安装上应尽可能靠近被保护元件。

在决定是否使用压力滤油器时，以下要点值得注意：

- 元件对污染特别敏感（如伺服阀或控制阀），或系统功能实现之必需。
- 元件很贵重（如大的液压缸，伺服阀，液压马达），且对于系统的安全特别重要。
- 系统停机的时间成本非常高
- 压力滤油器可用作安全滤油器和/或工作滤油器

因此，这类滤油器的作用为：

工作滤油器

- 减少元件的磨损
- 遵循所需的流体洁净度

安全滤油器

- 保护元件正常运行

安全滤油器需要与工作滤油器一起才能使用

压力滤油器必须安装污染指示器。在特别重要的元件之前，压力滤油器不得使用旁路阀。这类滤油器的滤芯必须能承受大的压差而不至于损坏。

优点	缺点
— 可直接安装在污染敏感的元件之前	— 需牢固安装(较沉重)
— 可非常精细地过滤	— 滤芯必须是高压差结构
— 维修简单	— 取决于液阻的能耗转变成热能
— 可安装堵塞指示器	
— 寿命长	
— 油泵无气穴	

表 14.9 压力滤油器的优缺点

滤油器(图 14.18)包括头部(1)，螺旋式壳体(2)和滤芯(3)。基本型式为不带旁路阀和溢流螺钉。一般带污染指示器连接端口(4)。



图 14.17 压力滤油器

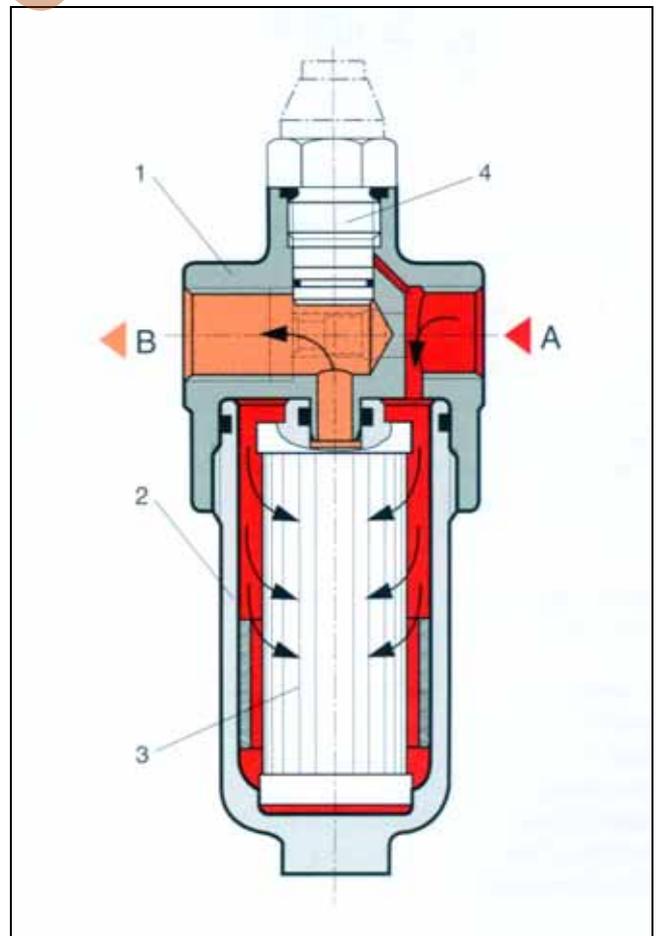


图 14.18 管路滤油器的剖面图

9.3 安装于油箱中的回油滤油器

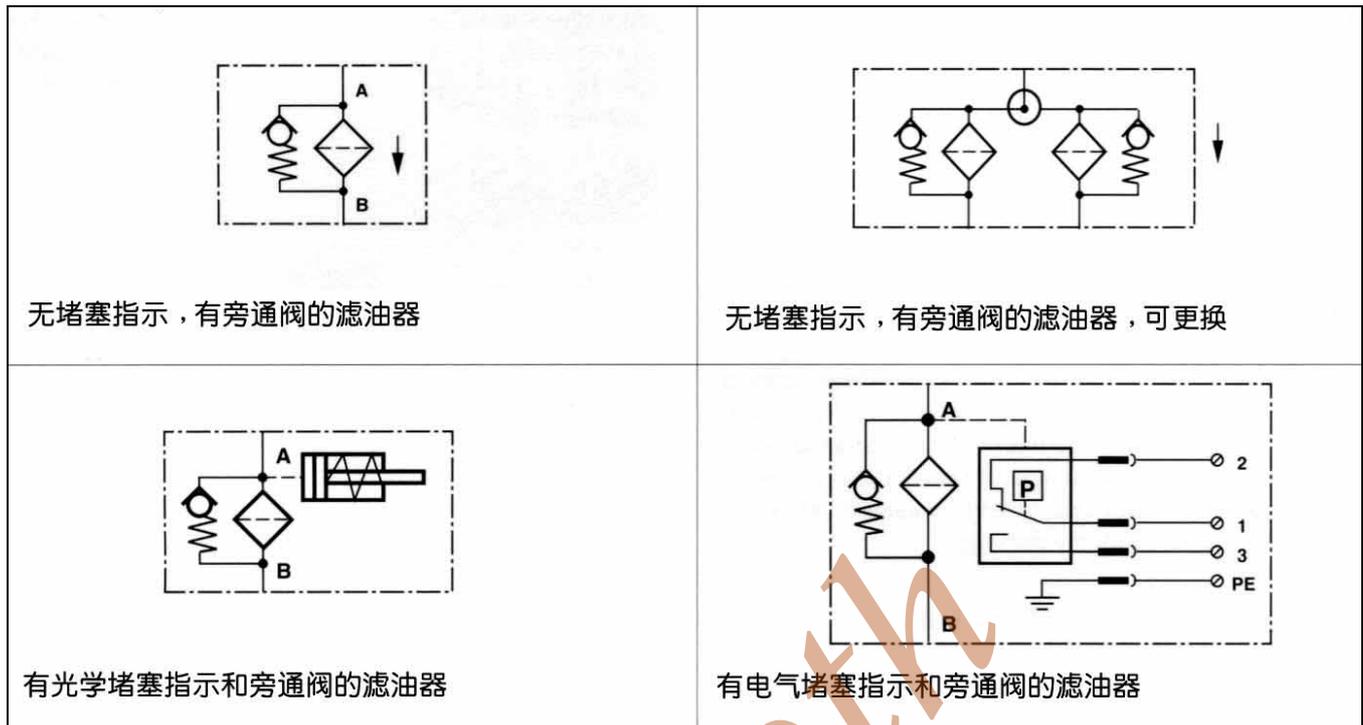


图 14.19 回油滤油器的符号图

这类滤油器位于回油路的末端，安装在油箱的上部。这就意味着，来自系统的回流经过滤后进入油箱。因此全部污染颗粒从进入系统的流体中被驱除，或由系统生成并试图进入油箱。

当选择滤油器的大小时，必须考虑最大可能的流量值。

为了预防流体在油箱内形成泡沫，必须注意回油管路在任何情况下都需处于油箱液面以下。在滤油器出口有必要安装一根管路或分流器。还需要注意：油箱底部至管道末端的距离不小于管径的 2 至 3 倍。

优点	缺点
<ul style="list-style-type: none"> — 价格低廉 — 维修简便 — 可安装堵塞指示器 — 可达到精细过滤 — 没有泵的气穴 	<ul style="list-style-type: none"> — 需用旁通阀 — 如果出现压力峰值或冷启动，则污染颗粒会通过旁通阀

表 14.10 安装于油箱中的回油滤油器的优缺点

图 14.20 和图 14.21 所示的滤油器用法兰(1)安装于油箱盖上。壳体(2)和过滤端口直接突起在油箱内部。这类过滤器一个很大的优点就是操作方便和容易维修。

只要拆开盖子(3), 便可快捷简便地拆除滤芯(5)。

很重要的一点, 污染物收集盘(4)包裹在滤芯(5)周围。当拆除滤芯时, 也可一同拆下此收集盘。这就避免了已经(驱除)收集到的污染物进入油箱。通常还有一个污染

指示器端口(6)。

为了避免过滤器维修或更换滤芯造成的停机, 可使用两个可切换的滤油器。

这时两个滤油器采取并联方式。当切换为第二个时, 第一个滤油器就可更换滤芯或得到维修, 系统不必停机而照常运行。

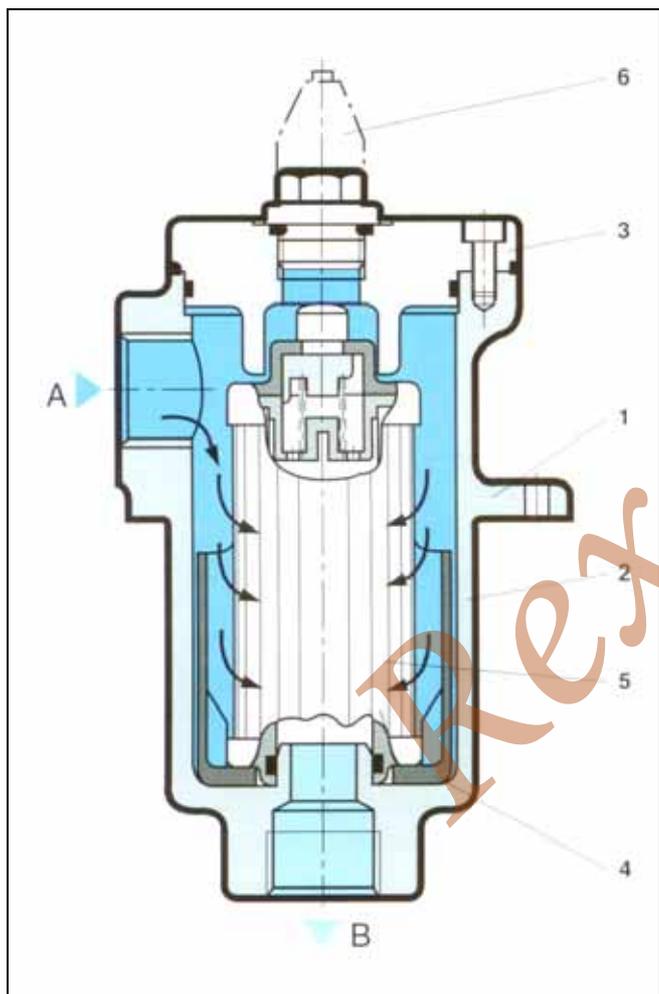


图 14.20 安装于油箱中的回油滤油器剖面图



图 14.21 安装于油箱中的回油滤油器

9.4 滤油器和空气滤清器

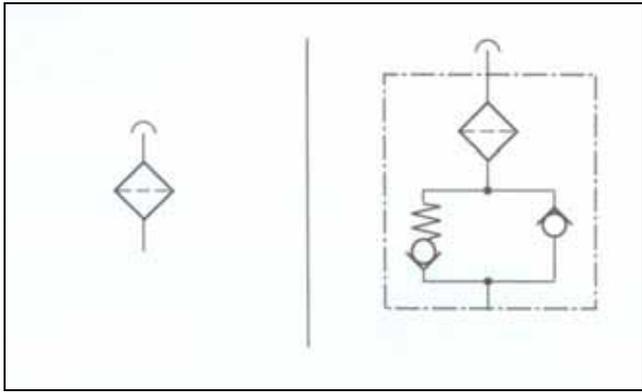


图 14.22 滤油器和空气滤清器的符号图，左：不带旁路阀，右：带旁路阀



图 14.23 滤油器和空气滤清器，带滤网和不带滤网

过去，液压系统中很少对这类过滤器加以重视。然而，现今它们也已成了液压系统流体过滤的最重要元件。大量的污染正是经由不适合的通风设备进入液压系统的。相对于现今已有的高效滤清器来说，诸如加压油箱之类的结构性措施就显得经济性太差了。

与所需的洁净等级相关，空气滤清器可安装多种可互换的滤芯。这些滤油器必须具有污染指示器的端口(2)。

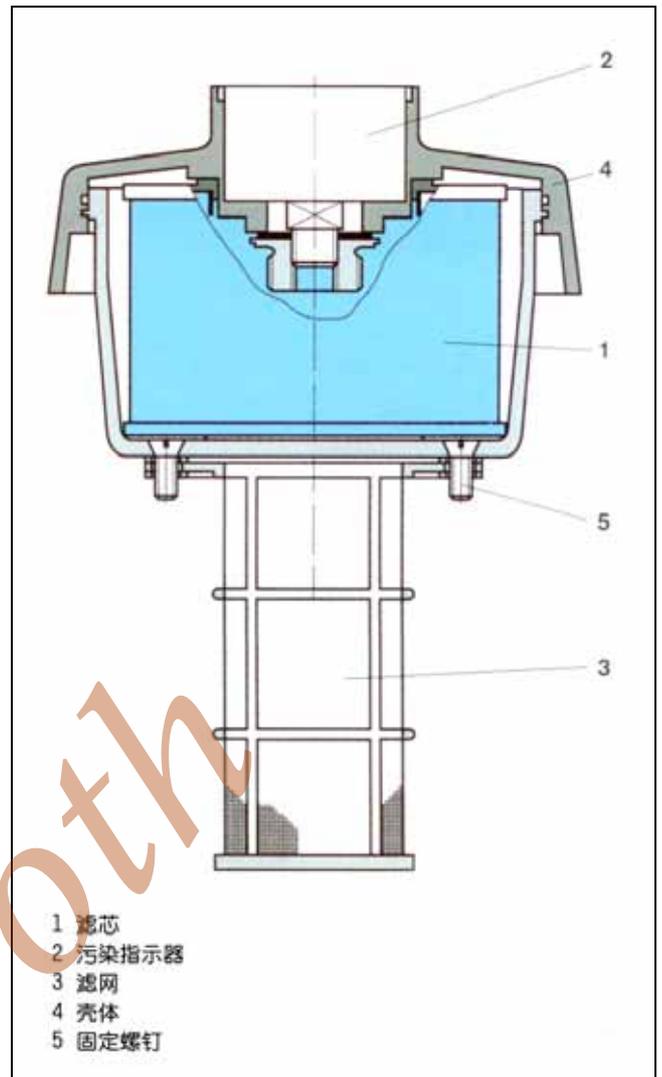


图 14.24 带滤网的滤油器和空气滤清器

滤油器和空气滤清器基本包括：过滤油箱气流的滤气器(1)，在油箱充液过程中过滤并存储较大污染颗粒的滤网(3)。有适用于不同精度等级的空气滤清器可供选用，以满足标准 CETOP RP 70 的要求。这一标准指出：系统的流体和空气必须具有相同的过滤精度。

这类滤油器布置方面的要求，都在 DIN 24557 中给出。

9.5 污染指示器

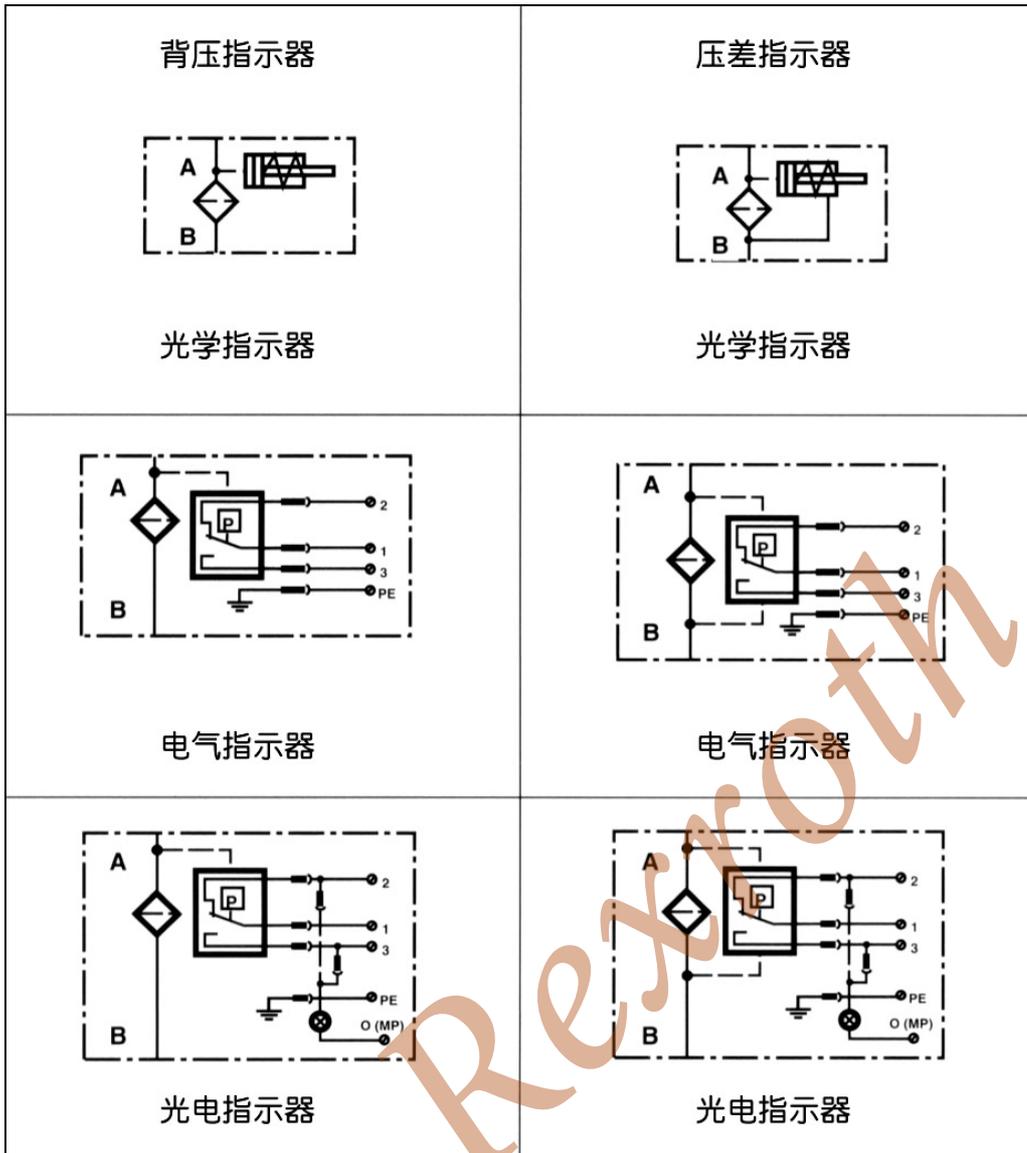


图 14.25 污染指示器的符号图

当达到滤油器设定的背压或压差时，污染指示器就响应。可发出光信号或触发接触器。触发点或指示点的选择，必须还能使滤芯多过滤一些杂物，以保证系统能继续运行，直到一个班次结束为止。

污染指示器分为以下类别：

- * 背压表：回油路滤油器测量滤芯上游的压力就够了，因为滤油器的出口因接油箱而没有表压力。因此，背压就等于滤芯两端的压差。
- * 压差表：压差的测量是滤芯的输入压力减去输出压力。这时系统的绝对压力对压差不产生影响。
- * 真空压力表：对液压泵吸油滤油器，才需要测量真空压力。在滤油器和泵之间的吸油管进行绝对真空压力的测量。液压泵厂商的压力指标决定着吸油滤油器的应用界限。

9.5.1 功能

对于污染指示器而言,任何压力的变动都被测量管或隔膜所检测并产生磁路的改变。污染指示器内的测量管与电磁铁相连,电磁铁的运动需克服弹簧力。光学污染指示器中,同极性的电磁铁与显示表头相连。两极相距越近,线圈相互排斥的力就越大,直到最后跳出红色显示按钮为止。

在电气型污染指示器中,接触器就闭合。

开发电子式污染指示器的目的,在于持续显示元件污染的信号。通过显示信号,可计算何时需要进行维修。

在这些全电子式的污染指示器中,由于滤芯的污染被接近式传感器转化为模拟电信号输出,因此滤油器存在压差。此外,需要安装抑制压力峰值和冷起动的设备。



图 14.26 背压式污染指示器



图 14.27 压差式污染指示器

10. 滤油器在液压回路中的功能及布置

10.1 主油路滤油器

主油路滤油器用于过滤液压回路中的污染物。

吸油路，压力管路和回油路的滤油器，都可用作主油路滤油器。

图 14.28 给出了一个开式液压回路的例子，主油路通过吸油路滤油器(3)，压力管路滤油器(7)和回油路滤油器(1)进行过滤。

图 14.29 是一个闭式液压回路的例子，主油路只是在安装试车时通过清洗滤油器(4)进行过滤。

10.2 旁路滤油器

这类滤油器用于对油箱内循环的流体进行过滤。通常使用完整的旁路过滤组件，包括泵，滤油器和冷却器。

旁路滤油器的优点在于，过滤运行可独立于液压系统的运行周期，且流经滤油器的流量保持恒定和较低的脉动。

这样就延缓了液压流体的老化进程，提高了使用寿命。

图 14.28 中，用泵(4)和压力滤油器(8)建立了一个独立的旁路过滤回路。

在图 14.29 的闭式回路中，清洗回路的压力滤油器(3) 和回油路滤油器(1)，以及泵的泄漏管路滤油器(1)，全部都是旁路滤油器。

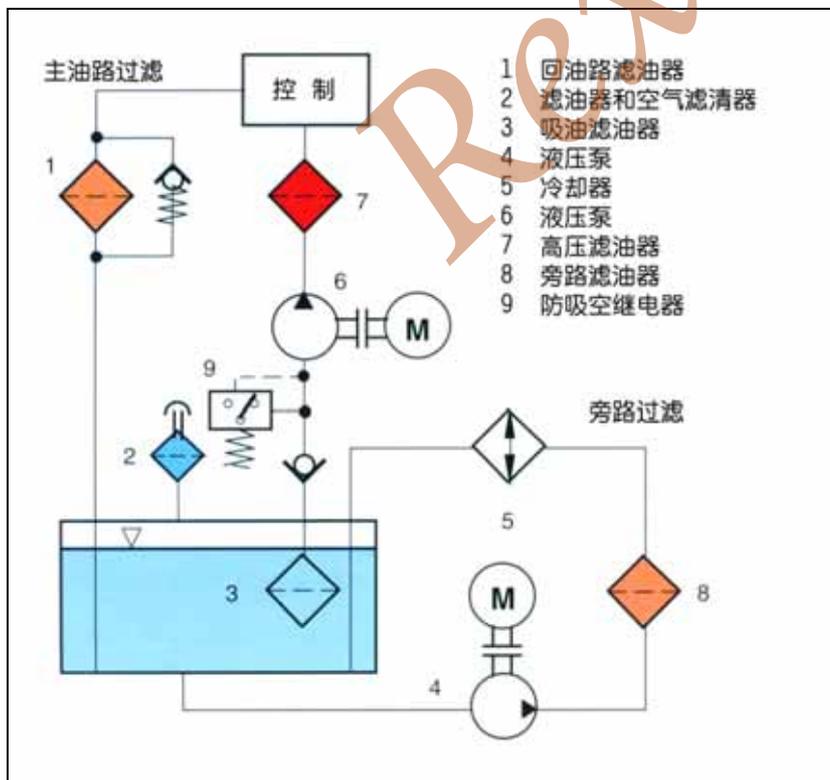


图 14.28 滤油器在开式回路中的布置

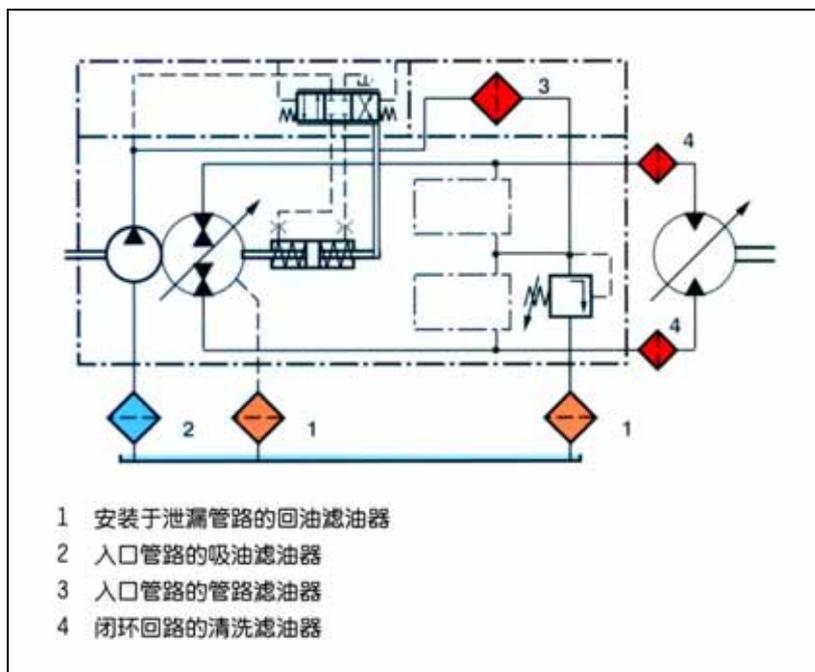


图 14.29 滤油器在闭式回路中的布置

10.3 空气滤清器

这类滤油器是对进出油箱的空气流进行过滤(见图 14.28 滤油器和空气滤清器(2))。

10.4 工作滤油器

这种滤油器，可以是油箱安装或阀块安装的回油滤油器和压力滤油器，带旁路阀；也可以是旁路滤油器。

工作滤油器包含低压稳定滤芯，因而可具有较大的过滤面积和较高的污染物容纳能力。

为了使过滤任务的完成达到最佳，当使用油箱安装或阀块安装的回油滤油器和压力滤油器，作为工作滤油器时，必需将其置于液压系统的最大流量处，且务必足够的尺寸(图 14.28 回油路滤油器(1))。如果需要，这些滤油器可装于泄油路(图 14.29 回油路滤油器(1))。

10.5 保护滤油器

这类滤油器是为防止液压元件因过高的污染而突发故障，也即仅对那些会突然卡死元件的颗粒进行过滤(见图 14.28 高压过滤器(7))。

保护滤清器的另一目的，是当泵或马达故障时预防系统的污染，因而可节省液压元件受损维修的费用。

这类滤油器必须比液压系统的工作滤油器具有更大的过滤孔径，尺寸可以更小。壳体不得带旁路阀，因此，这类滤油器必须用(耐压)高压稳定性的元件来制造。

11. 滤芯的选用

11.1 过滤方案的设计

液压系统的有效过滤,可防止产生运行干扰,同时提高重要而贵重元件的使用寿命。

因此,过滤并非故意制造麻烦,而是实际利益之必需。

滤油器最重要的是过滤效率,但过滤效率不是评估一个过滤系统的唯一要素。一个过滤器如果安装部位不对,或功能设计有误,其过滤效率可能等于零。如前所述,过滤需要一个或多个滤油器来进行。

设计过滤系统需要遵循以下基本规则:

- 通过使用合适的密封,以及安装高效滤油器和空气滤清器,阻止灰尘由外界进入系统
- 污染物应在进入系统或形成后尽早予以驱除
- 滤油器应用于减小磨损,也即过滤空隙应小于液压元件临界缝隙公差;
- 为保证尽可能多地驱除污染,应安装在最高流量的位置
- 必需有书面的规格书

根据这些基本规则,滤油器可分为工作滤油器和安全滤油器两类。

工作滤油器执行滤清任务。过滤精度应根据液压元件的公差间隙来选择确定。滤油器可带旁路阀,安装低压差的稳定滤芯。建议安装污染指示器。

预防液压元件堵塞的要求,可通过安装安全滤油器实现,也即这种滤油器只过滤导致液压元件突发性堵塞的那些颗粒。

安全滤油器不能预防长期的磨损,因此需要比工作滤油器更大的孔径。安全滤油器不能带旁路阀,需要使用高压差的稳定滤芯。

11.2 滤油器的设计准则

在设计液压过滤系统时,除了考虑到液压元件功能安全和使用寿命等方面的要求之外,系统的构建和运行费用,以及流体维护和处理费用,也是需加考虑的非常重要的因素。

设计过滤系统时需考虑下列准则:

- 所用液压元件对污染的敏感性
- 整个系统的应用领域
- 流量的确定
- 允许压差或背压
- 指定流体与滤油器材料的相容性
- 工作温度
- 流体的粘度
- 设计温度
- 辅助设备(如污染指示器)

11.3 滤芯的选用

在某一工作粘度下,整个滤油器(壳体和滤芯)推荐压力损失不应超过下列值:

无旁路的滤油器: $\Delta p_A = 0.2 * \Delta p_{Indicator}$

有旁路的滤油器: $\Delta p_A = 0.15 * \Delta p_{Indicator}$

回油路滤油器: $\Delta p_A = 0.2 * \Delta p_{Indicator}$

确定滤油器尺寸以前,必需确定需要的过滤精度。要考虑整个系统所需的洁净等级,它与液压系统中对污染最敏感元件的洁净等级有关。

例如，根据图 14.10，对于使用比例压力阀的液压系统，建议使用无机过滤材料(如玻璃纤维)，过滤精度 $\beta_{10}=75$ 的滤油器。

图 14.10 中的比例阀给出范围是依据 $\beta_{25}=75$ 。然而还是需要确定使用粗过滤还是精细滤油器。

- * 比例阀厂商指定的污染等级是什么？
- * 精细滤油器的较高费用，与设备可能性故障损失，这两者的比值为多少？

如果认为比例阀是液压系统中唯一对污染敏感的元件，则可能也要在该元件之前安装 $\beta_{10}=75$ 的耐压滤油器，并在油箱安装 $\beta_{25}=75$ 的滤油器，以过滤整个系统的油液。

一旦所需过滤精度得到了确认，就可确定滤油器的大小。确定大小的目的在于通过过滤，使进入和经过滤离开系统的污染，最终达到平衡。还必需达到滤芯经济性的使用寿命。

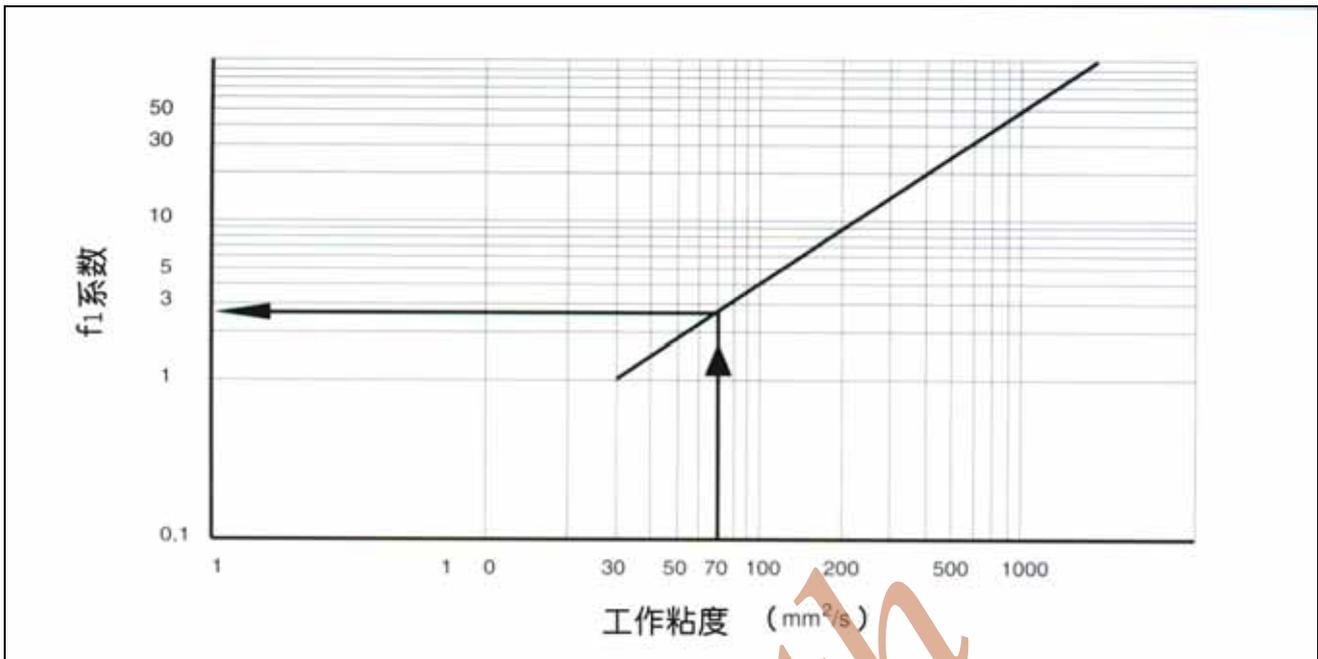
因此，在确定滤油器大小时，需要将机器周边环境的污染等级，液压系统的维修保养，以及液压流体的运行温度等因素考虑在内。

表 14.11 给出了确定滤油器尺寸所用的公式。

对于滤油器的选用，制造商提供的曲线和表格，针对不同滤芯，给出了不同类型和公称尺寸的流量。这使原本复杂的滤油器大小确定过程，多少得到了简化。由于这些规格只针对一种粘度(如 30mm³/s)，因此对于临界应用界限和部位，我们建议重新计算。

滤油器在液压系统中的布置	滤油器类型	使用新滤芯，滤油器两端的压差	
		滤油器壳体和滤芯使用单独的回路图	使用设计回路图
工作滤油器	安装在回油路，工作油路，带旁通阀	$f_2(\Delta p_{壳体} + f_1 * \Delta p_{滤芯}) \leq 0.15 \text{ bis } 0.2 * \Delta p_{指示器}$	$Q_{设计} = Q_{系统} * f_1 * f_2$
	旁通滤油器，工作滤油器，独立泵组单元	—	—
保护滤油器	工作油路，不带旁通阀	$f_2(\Delta p_{壳体} + f_1 * \Delta p_{滤芯}) \leq 0.2 * \Delta p_{指示器}$	$Q_{设计} = Q_{系统} * f_1 * f_2$
	吸油滤油器	$f_2(\Delta p_{壳体} + f_1 * \Delta p_{滤芯}) \leq 0.01$	$Q_{设计} = (5 \text{ 至 } 10) * Q_{泵} * f_2$

表 14.11 滤油器尺寸的确定

图 14.30 粘度转换系数 f_1 的图形表示

液压系统的维修和保养	机器周边环境的污染程度		
	¹⁾ 低	²⁾ 平均	³⁾ 高
— 对滤油器作持续管控 — 滤芯及时更换 — 污染侵入量低 — 油箱密封好	1.0	1.0	1.3
— 偶尔检查滤油器 — 液压缸使用不多	1.0	1.5	1.7
— 滤油器很少或不作管控 — 很多液压缸裸露，不加防护罩 — 进入液压系统的污染很严重	1.3	2.0	2.3

表 14.12 环境条件系数 f_2

表 14.12 备注：

¹⁾ 低：如空调房内的测试设备。²⁾ 平均：如炎热的车间大厅。³⁾ 高：如压机车间，制陶机械，含钾的矿井，农业机械和行走机械，轧钢厂，木材工厂。

备注

Retroth

第十五章

辅助元件

1. 简介

“辅助元件”一词常给人一种错觉，以为本章所述的元件并非那么重要。

液压回路中的驱动器，控制器和功率输出环节，对实现液压传动系统功能的重要性自然不必多言。但如果缺少了辅助元件，就绝对不可能实现复杂多样的功能。

在降低噪音方面，辅助元件尤为重要。

液压系统是一个典型的固液气三相互作用的系统，因而液压传动的降噪措施也多种多样。

1.1 固相噪音的降低

由于油箱表面积较大，且为薄壁结构，所以成了理想的声音共鸣器。通过使用隔音材料，可以降低油箱产生的固相噪音。

行之有效的措施包括：

- 液压泵置于抗震材料的垫子上；
- 液压泵采用吸震支架；
- 采用橡胶导管；
- 采用柔性护套管（尤其是直接与泵相连的管道）；
- 采用吸音夹具进行管道的固定

1.2 液相噪音的降低

液相噪音尤其会在压力脉动时产生。行之有效的措施包括：

- 使用柔性护套管；
- 采用液压蓄能器，吸收压力脉动；
- 产生反相脉动，以抵消全系统的脉动；

1.3 气相噪音的降低

这只能通过安装在液压泵组安装隔音罩来解决。

2· 液压泵支架

液压泵支架把液压泵与驱动电机连接在一起，并保证泵组单元的固定安装。一般安装的位置为油箱上端。

液压泵支架常使用橡胶垫圈及各种连接件，还有辅助元件（如空气降温器），形成一个刚性结构（一般以金属制成）——见表 15.1。

2.1 液压泵刚性支架

图 15.1 中，泵刚性支架有一个刚性支承基座。液压泵支架（1）在一侧有液压泵（1.1）安装面，另一侧有电机（1.2）安装面。两个安装面间的支架尺寸与传动轴相一致，使其可以通过联轴器（2）实现对接。表 15.1 中的支架还有水平安装用的支脚（3）。

该型式完全采用金属结构，可将电机和液压泵产生的固态噪音传递给油箱，甚至能放大噪音。因此，这种型式只适用于短时间运行，并且无人在工作场所。

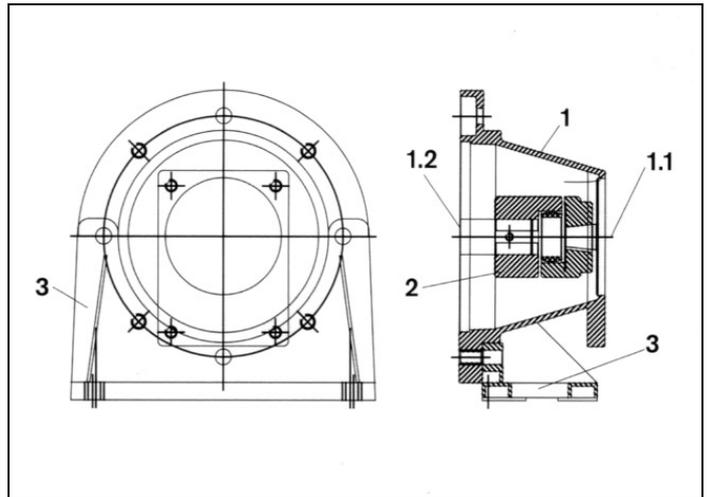


图 15.1 带固定支脚的液压泵刚性支架

类型	不采取降噪措施	采取降噪措施	采取降噪及油/气降温措施
描述	费用合理，单一组件方式将固相噪音和振动传递到油箱中	通过各种橡胶密封圈，将固相噪音和振动从电机轴和液压泵传递给油箱，从而实现降噪。	因安装问题，这种类型仅用语泄漏油或回油的降温。降温功率最高为2KW，固相噪音和振动得以降低。
缺点	液压泵组噪音较高	比刚性方式成本高	降温功率较低
优点	泵的安装费用较为合理	整个液压系统得到降噪（6分贝以上）	整个液压系统得到降噪（6分贝以上）

表 15.1 液压泵支架的类型

2.2 带降噪功能的液压泵支架



图 15.2 液压泵柔性支架

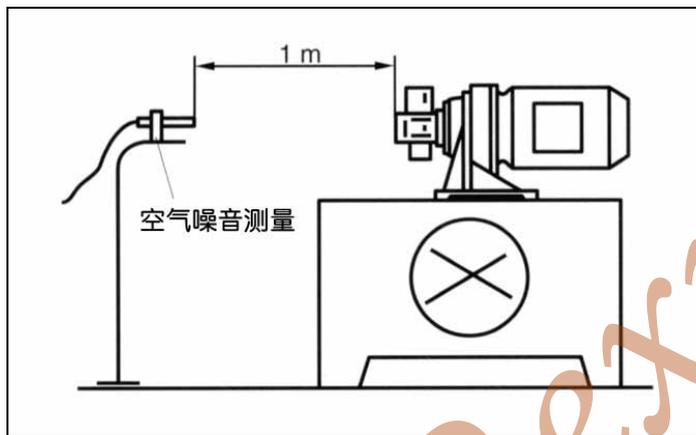


图 15.3 液压泵组空气噪音测试的布置

液压泵柔性支架(图 15.2)可联结液压泵和驱动电机,可在相当大程度上降低噪音和振动。液压泵的振动,经过具有导热与稳定液流功能的橡胶环,得到了隔离和削减;而且,这种橡胶环对传递力和转矩有着积极的作用。正是这种柔性旋转联轴器,使得液压泵和电机之间不存在金属接触,并由此大大降低了液压系统的噪音。

噪音可降低的大小,取决于诸多因素(泵的类型、工作压力、管道的种类以及结构材料等),因此,无法下一个具体的数据定论。一般而言,最大可降 6 分贝。液压泵支架所用的降噪材料,必须适合于泵-马达的各种组合。图 15-3 和图 15.4 给出了噪音测试的布置,以及典型的柔性

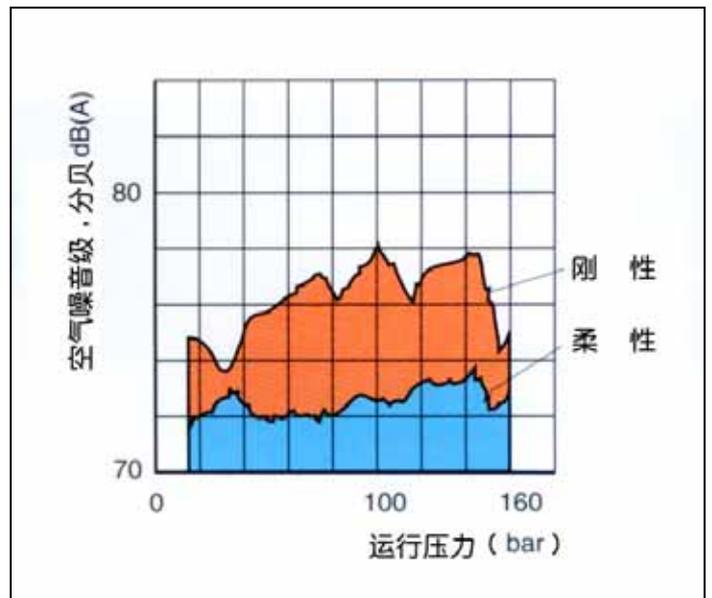


图 15.4 与工作压力有关的空气噪音曲线,柔性和刚性支架

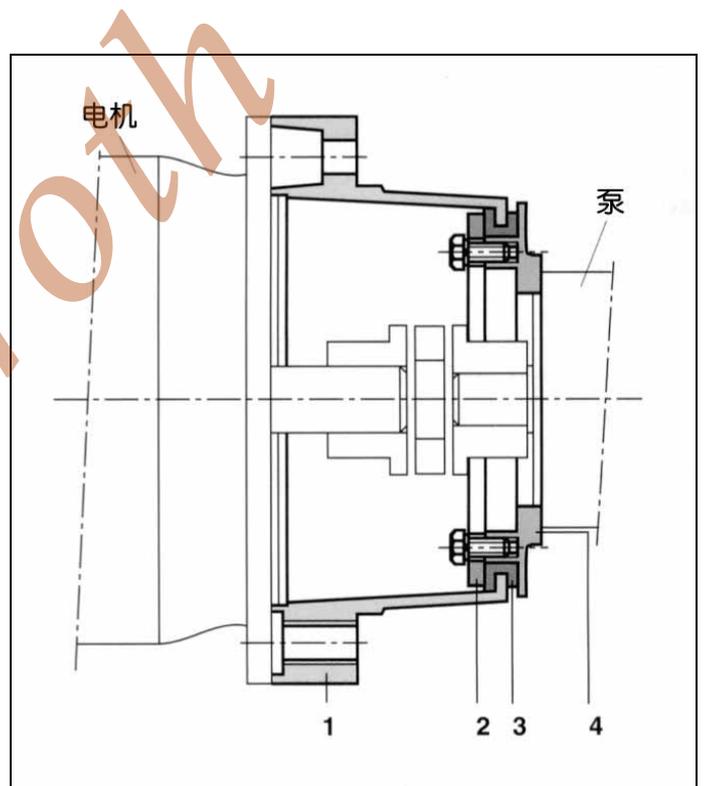


图 15.5 液压泵柔性支架的结构

图 15.5 所示为液压泵柔性支架的结构。

联轴器本体(1)由法兰与电机联结,构成刚性单元。该刚性单元通过橡胶环(3)和压紧环(2)与泵的法兰(4)相联结。

橡胶环的肖氏硬度值和本身的产品质量,需与液压泵类型,驱动功率和液压油相匹配。

2.3 带降噪功能和内置气液冷却器的液压泵支架



图 15.6 内置气液冷却器的液压泵柔性支架

这种型式的泵组中,系统的回油通过气液冷却器进行冷却。冷却所需气流由固定于电机轴的叶轮旋转产生。这种减振支架和气液冷却器的组合(图 15.6),大大简化了液压泵组,也使成本大大降低。

因设备的外形关系,冷却功率限于 2 千瓦左右。多数情况下,可对系统的泄漏油加以冷却。除此之外,系统因多班次连轴转和炎热夏天所产生的更多热能,都可予以排解。

气液冷却器的主要特点为:

- 安装成本低;
- 运行成本低;
- 没有因冷却剂引起的对设备的侵蚀;
- 维修简便;
- 可得性强(方案的可操作性强);
- 不完全密封时对液压系统亦无损害;
- 直接利用泵的电机来驱动风扇

内置气液冷却器的液压泵柔性支架,其结构原理如图 15.7 所示。

联轴器本体(1)由法兰与电机联结,构成刚性单元。该刚

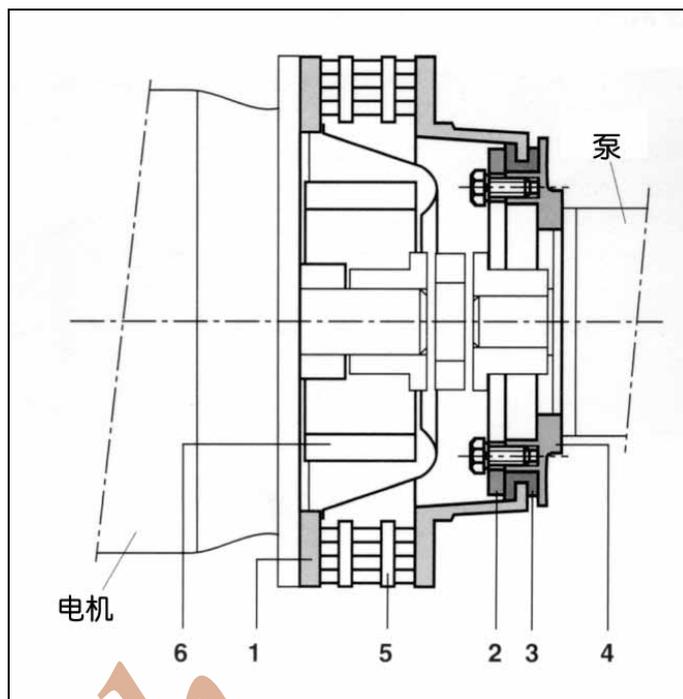


图 15.7 液压泵柔性支架的结构,内置气液冷却器

性单元通过橡胶环(3)和压紧环(2)与泵的法兰(4)相联结。

橡胶环的肖氏硬度值和本身的产品质量,需与液压泵类型、驱动功率和液压油相匹配。冷却散热器(5)和进风壳体安装于联轴器本体上,并使得泵组的组装依旧保持简易。风轮(6)固定于电机轴上。

3 · 流体温控元件

产生压力和流量(液压能)需要能量。通过管路和设备的压力下降,一部分能量会得到释放。这就意味着,热能来源于从工作压力到大气压力的压降,源自系统的压力损失,源自安全元件的压降,还源自节流阀等等,不一而足。

热能的损耗总量,约占泵组驱动功率的 15-30%。

排解现有热能有两条途径:

- 通过油箱表面(自然散热);
- 通过冷却器方式

3.1 油箱表面

为把功率损耗所产生的热量传到周围环境,油箱表面必须足够大。然而,这往往因空间所限而没有可能。

3.1.1 计算示例

液压系统的油液温度会在足够高的时候稳定下来。温度通过油箱,管道和机器表面散热等保持恒定。也就是说,机器表面也是一种冷却器

假定:

目前温度	$T_1 = 353\text{K}$
要求温度	$T_2 = 323\text{K}$
表面积估计值	$A = 3 \text{ m}^2$

$$P_k = (T_1 - T_2) \cdot \alpha \cdot A \quad (1)$$

$$P_k = (353 - 323) \cdot 0.012 \cdot 3 = 1.08 \text{ kW}$$

这里:

P_k = 冷却所需功率 (kW)

T_1 = 目前温度(K)

T_2 = 要求温度(K)

α = 传热系数 (kW/ m²K)

本例中, $\alpha = 0.012 \text{ kW/ m}^2\text{K}$

A = 有效表面积 (m²)

3.2 冷却器

通过另外加装冷却器(功率通常是油泵的2至4倍),可以减小油箱的容积。系统长时间运转(多班次连轴转),或是环境气温过高等散热问题,都可用冷却器来解决。

以下几种冷却器可供使用:

- 油-气冷却器;
- 油-水冷却器,也称热交换器

3.2.1 设计要点

对于油-气冷却器而言,最重要的设计参数是液压系统的功率损失值。

3.2.1.1 设计

从经验得知,功率损失的估计值为泵组驱动功率的 15-30%。然而还必须考虑特殊运行情况。

3.2.1.2 液压系统的功耗计算

计算时,需根据设定的时间段来测量温度。

假定: 2小时内 800 升油液的油温由 20°C 上升到 70°C, 不考虑热量损失。

$$P_L = \frac{\Delta T \cdot V \cdot \rho \cdot c}{t \cdot 3600} \quad (2)$$

$$P_L = \frac{50 \cdot 800 \cdot 0.86 \cdot 1.67}{2 \cdot 3600} = 7.98 \text{ kW}$$

这里:

P_L = 功率损耗 (kW)

(1 kW = 1 kJ/s)

ρ = 油液密度(kg/dm³)

矿物油 $\rho = 0.86 \text{ kg/dm}^3$

c = 热容 (kJ/kgK)

矿物油 $c = 1.67 \text{ kJ/kgK}$

V = 油箱容积 (升)

ΔT = 上升温度(K)

t = 运行时间(h)

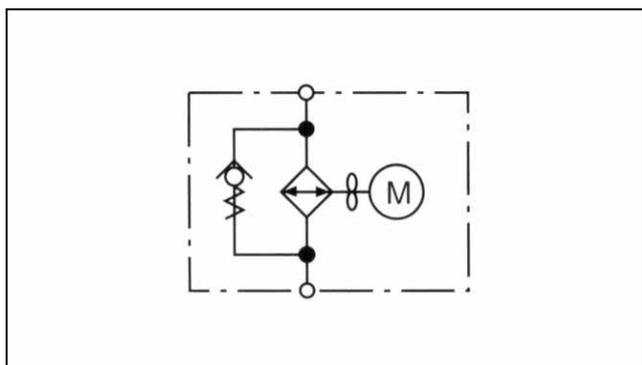


图 15.8 油-气冷却器的符号图，带驱动电机和安全阀



图 15.9 油-气冷却器

3.2.2 油-气冷却器

油-气冷却器(图 15.9)属于系统或机器的流体回路一部分。通过并联一个 4.5 bar 开启压力的单向阀,使冷油具有较高的背压,避免流量过大。流体的冷却效果,取决于入口油温与环境气温之差,液体流量,还有气流量的大小。

优点:

- 安装成本低;
- 运行成本低;
- 没有因冷却剂引起的对设备的侵蚀;
- 维修简便;
- 电机和电压可自由选取;
- 泄露发生时可得性强(方案的可操作性强);
- 不会对液压系统造成损害

缺点:

- 比油-水冷却器单元机组的体积大;
- 易产生噪音和拉应力负荷的疲劳(材料);
- 不适宜于小空间的室内使用;
- 环境气温升高则制冷能力下降

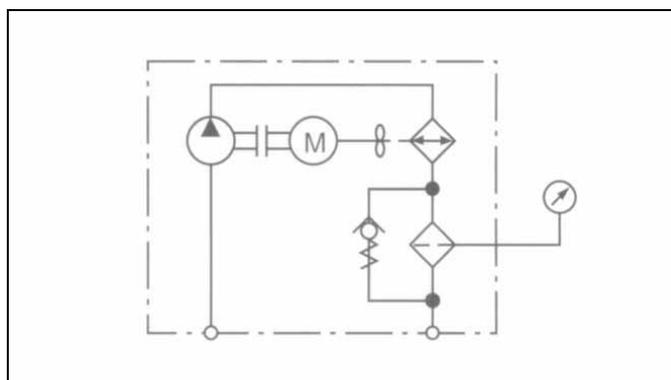


图 15.10 油-气冷却器的符号图，带液压泵和滤油器

图 15.11 和图 15.12 的传动系统中除了液压泵,还安装了滤油器。因此,在冷却得以最佳运行的同时,还对油液进行了过滤。该单元一般用作旁路泵组,其功率独立于系统的其余部分,保持恒定的冷却能力和滤油性能。

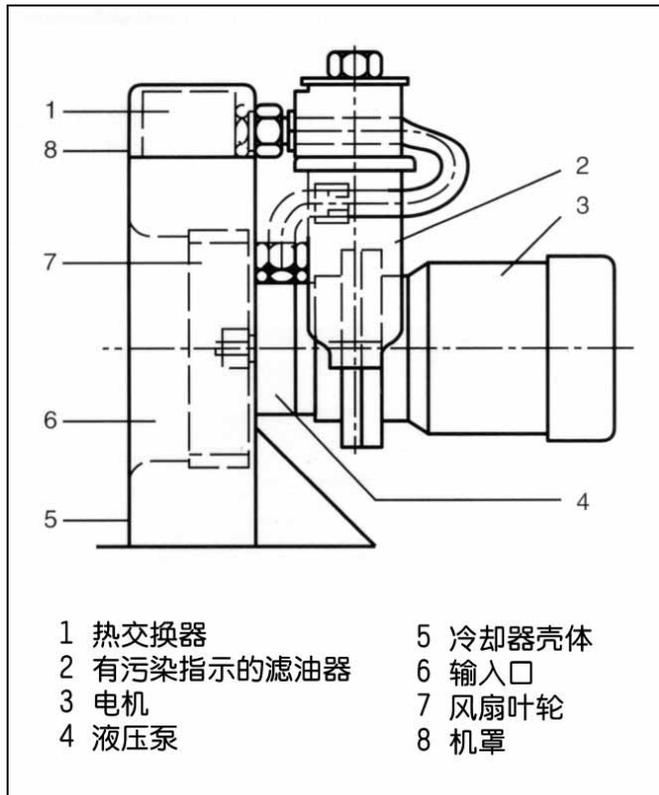


图 15.11 油-气冷却器的符号图，带液压泵和滤油器



图 15.12 油-气冷却器，带液压泵和滤油器

3.2.3 油-水冷却器

油-水冷却器利用冷却水散热,因此,采用油-水冷却器需要现场有一定的冷却水源。



图 15.13 油-水冷却器

当冷却水温度一定时,油-水冷却器具有固定的冷却能力,而与环境气温的上升无关。

相比油-气冷却器,在相同冷却能力的情况下,油-水冷却器的体积更小。这是因为冷却水和被冷却流体的温差最大,也是从金属到水(比之于空气)的传热效果更好的缘故。

优点:

- 不会带来环境气温的上升；
- 没有气流造成的麻烦；
- 因电机和风扇引起的噪音；
- 尺寸小；
- 环境气温的上升不影响冷却能力

缺点:

- 需要水源；
- 冷却器一旦渗漏又无隔离处理装置,冷却水就会进入液压油,造成设备损害；
- 有冷却水渗漏的可能

4 · 管道的降噪安装与软管安装夹具



图 15.14 带弹性插口的管路夹具

具有吸振和降噪功能的固定夹具,能够使管路的安装达到快捷,洁净和简便的目的。

液压系统中,可为下列任何一种管路配备这些夹具:

- 工作油路;
- 其它传动介质(如气动);
- 软管;
- 电气线路导管

管路夹具的作用有以下几方面:

- 保证金属管和软管的固定(抵御静态和动态负载);
- 削弱振动;
- 降噪作用;
- 吸收振动;
- 温度变化时对管道长度进行补偿

尤其应注意,软管不得在尖锐棱角处受到挤压,以防破裂。

管线与夹具的安装,应避免发生摩擦和弯曲。

吸振和降噪是这些管路夹具最重要的特性,因为以此可防止固相噪音传至整个液压系统。

管路夹具的尺寸,取决于金属管路和软管管路的外径。

管路内部的压力和动态应力,则决定了使用何种系列的夹具(轻型或重型)。

对于受热膨胀较大的管道,推荐使用圆形钢管的夹具,见图 15.15。

展延接头是橡胶件,用以隔离管路中的固相噪音。展延接头主要用于油箱接口,拖拉机驱动渡板,以及机器盖板上。此外,展延接头对水雾和尘埃起到密封作用。该橡胶件的设计,也是为补偿管道,橡胶零件和油箱箱体间存在尺寸偏差。



图 15.15 圆形钢管的夹具



图 15.16 展延接头

5 · 球阀

球阀应用很广,几乎涉及每一个液压工业分支。球阀可用作关断阀,技术上能保证封锁一条油路。正因如此,球阀表示成如图 15.18 所示的符号,而不画成节流阀或方向阀那样的形式。

球阀的主要特点是结构紧凑,高压下也易于操作,操控力小,全周向通流,且密封圈更换方便。球阀适用于高脉动压力和要求无泄漏的场合。

下述特性决定了其在液压系统中的用途:

优点:

- 成本低,结构紧凑;
- 流动阻力小;
- 手动操控简单;
- 简单的机械式末端限位

缺点:

- 机械或电气式调节较为复杂;
- 开关时间较长

因此,球阀很少在液压系统中用作控制功能元件,而主要用于维护、修理和局部区域的安全检测。

球阀经常预先安装在液压系统中,以备今后使用。典型的应用有:

- 拆除零部件时切断管路,如需更换液压缸时;
- 由主回路中隔离出旁路回路,如维修期间需将蓄能器隔离;
- 维修中旁路回路的排空;
- 使系统的液压缸或液压马达保持更长的静止状态

球阀通常按照浮球原理进行设计。

如图 15.19 所示,钢球(1)在预紧的塑性密封圈(2)之间可以自由滑动。钢球常被油压推向密封圈,由此产生的接触压力可使阀保持密封。通过密封的开关芯轴(3)连接矩形凸轴,后者则可安装手柄(4)。操控可实现 45° 间隔的调整。止动销(5)和止推垫圈用于设定球阀的操控限位。

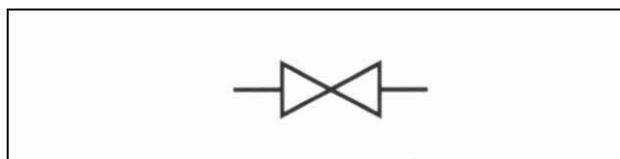


图 15.17 关断阀的符号图

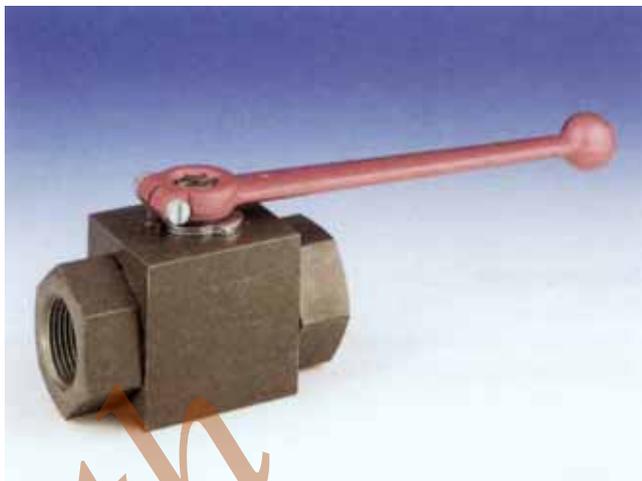


图 15.18 球阀

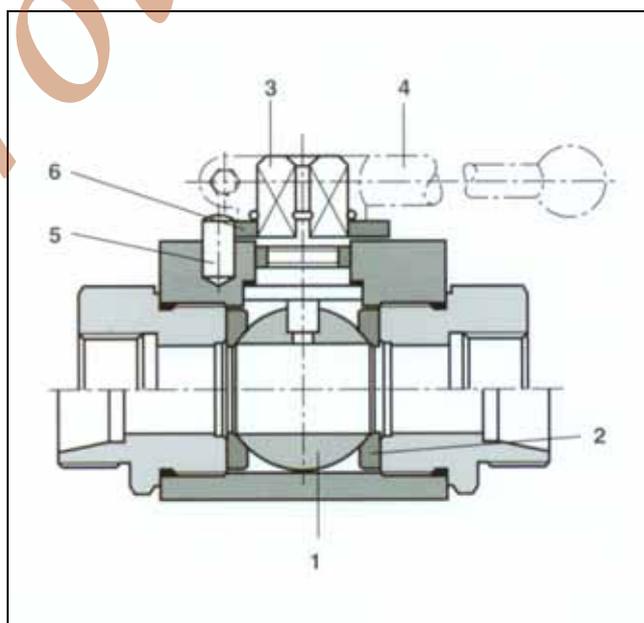


图 15.19 球阀的构造图

6 · 监测与显示元件

6.1 概述

测量和评估重要运行参数，不仅对监控液压系统的标准运行十分重要，而且还与下述因素有关：

- 安装，试运行；
- 顺序控制；
- 与安全控制有关的监控；
- 系统检测；
- 故障诊断；

由于以上原因，对于测量值的获取和输出显示，有着各种不同的要求，诸如：

- 测量仪器是否需要永久安装？
- 测量仪器是否经常显示数据？
- 何种测量精度是必需的？
- 光学显示是否足够，电气测量值是否需要输出？
- 静态测量值是否就可以了，还是需要测量动态特性/响应？

以下的技术-物理量对于液压系统而言已经足够，因此必须进行强制性的测量与记录：

压力：

- 压力表测得的瞬时值（光学显示）
- 压力开关设定的上限与下限（光学显示，可含指示灯）
- 压力传感器的动态压力特性（测得的电信号：电流或电压值），尤其是工艺控制

流量：

- 瞬时值，尤其是试车、检测和故障诊断中的瞬时值；
- 动态流量特性，尤其是工艺控制和安装泵控器时的动态流量特性；

油温：

- 每日检查油箱温度表
- 自动调温器自动开/关加热器/冷却器

液压油箱的液位显示：

- 每日检查油箱的液位；
- 油箱的游码高度控制，用于自动防故障/保护回路

粘度：

- 在较为大规模的检测中尤其需要检查；
- 通过工艺管控的油温进行间接测量

油液污染：

- 在较为大规模的检测中尤其需要检查；

速度和转速：

- 在试车阶段，尤其是间接的临时性测量，或用转速表进行测量

位移：

- 对于 PLC（可编程序控制器）控制的液压缸位移，以及于控制阀的阀芯位置，均可通过电气方式进行测量

6.2 压力表

压力表测定的压力是高出大气压的系统工作压力。测试方法是基于波顿管或膜片式的原理。当检测高动态的负载压力，也即因负载快速、频繁变动而产生压力峰值、振荡或脉动时，这类仪表内部应充满阻尼液（通常为甘油）。液压控制系统中，压力表通常与限压式继电器接触器一同安装。

6.2.1 波顿管式压力检测仪表

这类压力表（图 15.20）适合于测量液体和气体介质的压力，不可测量高粘度、易结晶，以及对铜合金有腐蚀作用的传动介质的压力。

许用范围：

静态负载压力上限为满刻度值的 $3/4$ ；

动态负载压力上限为满刻度值的 $2/3$ ；

允许短时间达到刻度值。

压力管道中弹簧（1）检测点与大气压的压力差，使波顿管的自由端产生相应的弯曲，该直线移动量通过连接杆（2）传递给显示机构（3），通过指针在刻度盘（4）上指向正确的位置。

6.2.2 膜片式压力检测仪表

这类压力表（图 15.22）对于波动性压力的检测效果，不如波顿管式压力表灵敏。膜片式压力检测仪表，适用于检测气体的压力，以及腐蚀性、污染性和高粘度液体的压力。



图 15.20 波顿管式的压力表

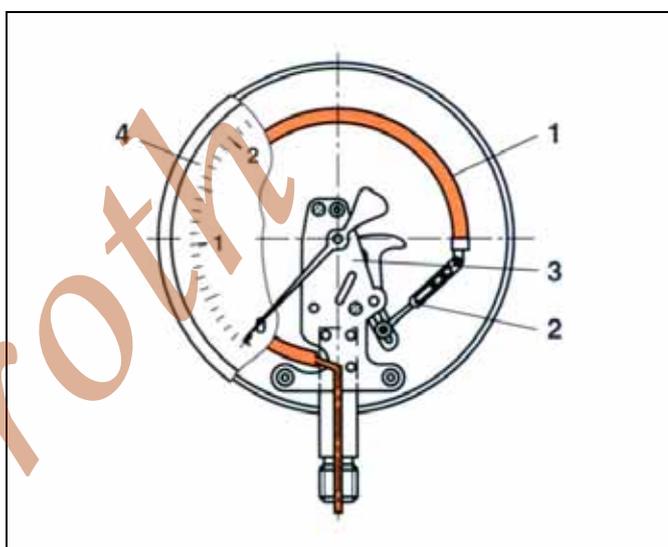


图 15.21 波顿管式压力表的构造图



图 15.22 膜片式压力表

膜片式压力表的应用范围：

- 混凝土及水泥泵；
- 炼焦厂或焦化厂；
- 泥浆泵车；
- 喷水设备；

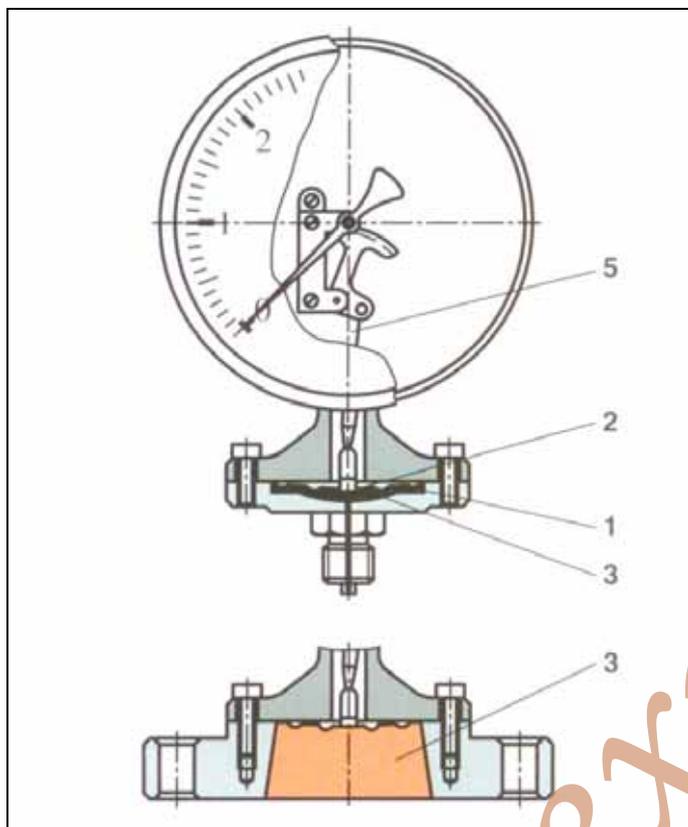


图 15.23 膜片式压力表的构造图

- 污水车辆；
- 矿物运送车；
- 筑路机械

两个同轴对中安装的膜片（1）受压变形，使两个法兰之间的压力腔分为两个独立的腔室。

压力腔（2）外通大气，受大气压力的作用。压力腔（3）受测试点工作压力的作用，称为测试腔。腔室（2）与（3）间的压差使膜片产生相应的弯曲变形，该变形量通过推杆（5）传递给显示机构，并在刻度盘（4）指针指向正确的数值。

6.3 压差表

两个工作压力的差值可用压差表测量，使用波顿管式和膜片式测量方式均可。当检测高动态的负载压力，也即因负载快速、频繁变动而产生压力峰值、振荡或脉动时，这类压差表的表体内应充满阻尼液（通常为甘油），且应配备电气或气动元件进行液压系统的控制。

波顿管式压差表可测试液体和气体的压差，先决条件是这些流体的粘度不高且不会结晶。

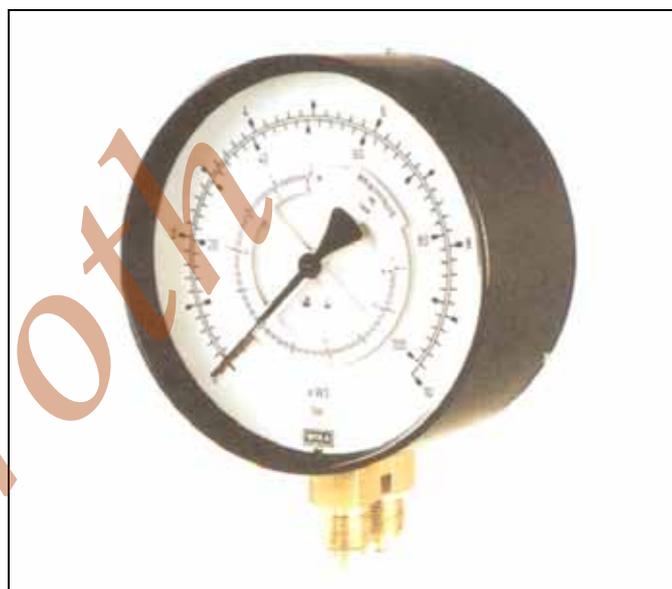


图 15.24 波顿管式压差表

压差表有两个波顿管式压差检测系统，各自进行压力测量，测试元件的受压变形与被测压力成正比，并把变形量显示在表盘上。

膜片式压差表适于测量液体和气体，主要用于管道和过滤系统的测量。

膜片式压差测量设备由膜片(3)分成两个测量腔(1、2)。当出现压差时，膜片弯曲并直接显示两个压力的差值。压差值的大小不得超出表盘显示的范围。

6.4 特殊类型的压力检测仪表

壳体内充液体类型

这种类型的仪表，当用以测量高度动态负荷时，壳体内须充满阻尼液（通常为甘油溶液）。

优点：

- 指针定位平稳，即便在测点油压振动或流量脉动时也能得到正确的显示；
- 运动零件之间摩擦很小；
- 动态高压负载下的磨损低；
- 使用寿命长

内充液体的压力表尤其适于测量压力，还可对液压泵、压缩机、压机和高压清洗机等液压系统进行压力的监控。

带限幅开关类型

这类压力表可以安装电动或气动限幅开关，以实现闭环和开环控制功能。

6.5 压力检测选择开关

压力检测选择开关可对液压系统多至 9 个测量点进行压力监控。

通过压力检测选择开关内的旋转式滑阀，可将某一路的系统压力传至压力表上。

该压力检测选择开关还可内置压力表，也可把压力表分开来，安装于系统中。



图 15.25 膜片式压差表

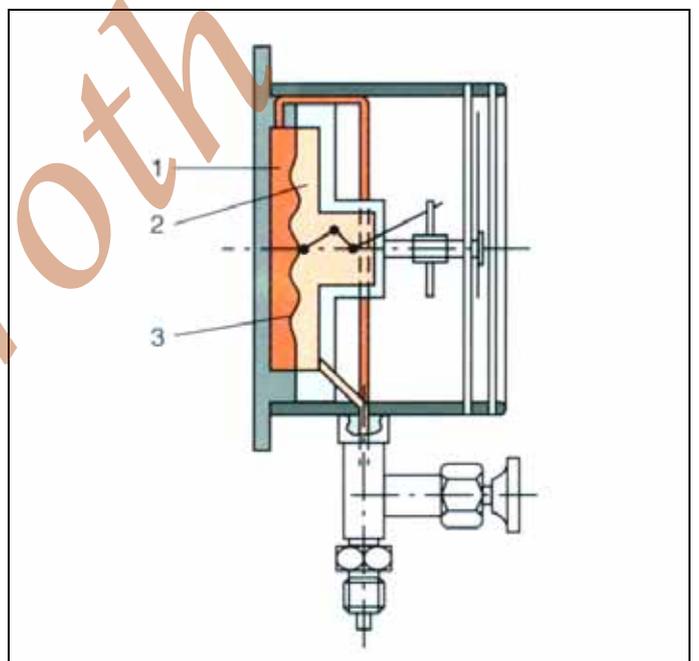


图 15.26 膜片式压差表的构造图

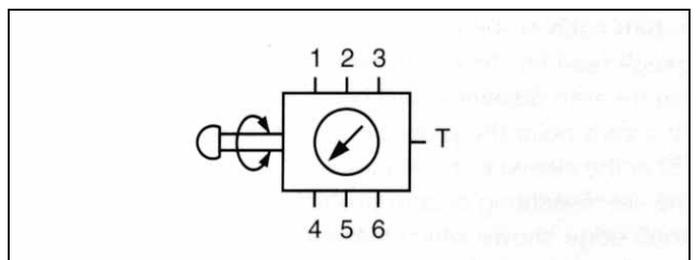


图 15.27 压力检测选择开关，带内置式压差表

这类仪表,压力表直接嵌在旋转手柄中,可对 6 路压力进行监控。

内充甘油阻尼液的压力表(2)内建于旋转手柄(1)中。6 路监控口(M)壳体(3)内沿周向排列。通过转动旋转手柄带动与之联结的套筒(4),依次使每一个被测端口与压力表连通(图 15.29)。为使压力表卸压,被测点之间有零位,在此通过套筒的孔(5)接油箱(T口)。棘爪(6)对被测点和油箱口进行位置锁定。旋转手柄一端的箭头指向压力表当前所测点的序号。

该压力表必须分开安装,并通过金属管或软管与压力表选择开关的 M 端口相连接。通过按下旋转手柄的轴向弹簧,便可显示压力。当旋转手柄放开时,按钮回到初始位置,压力表接通油箱。内部棘爪可使所选位置得以保持。



图 15.28 压力表选择开关,带内置式压差表

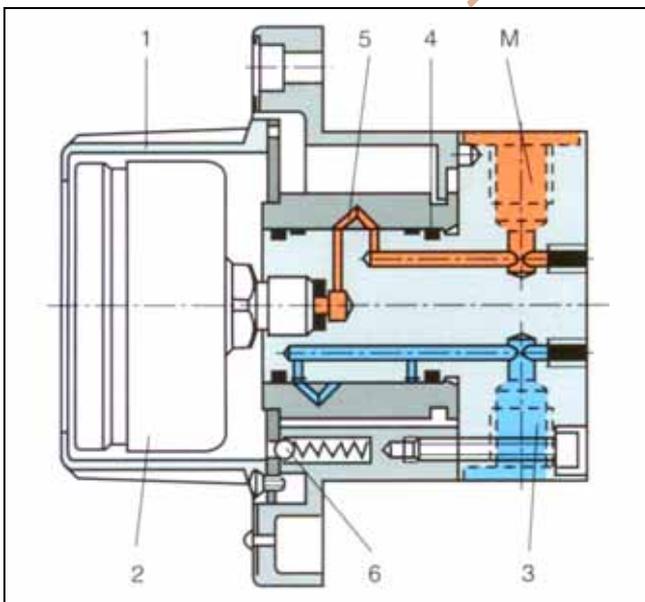


图 15.29 压力表选择开关的构造图,带内置式压差表



图 15.30 压力表选择开关的构造图,带有与单个压力表的连接

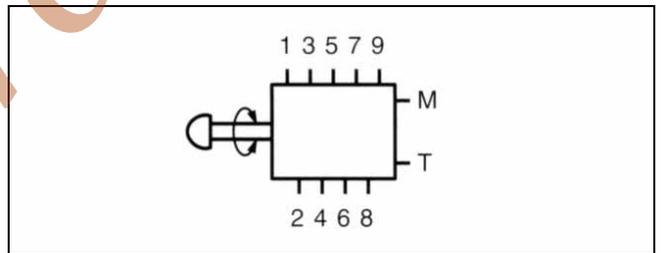


图 15.31 压力表选择开关,带有与单个压力表的连接

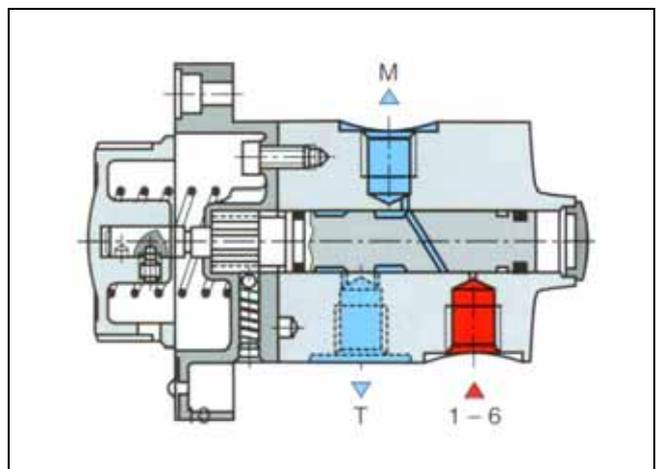


图 15.32 压力表选择开关的构造图,带有与单个压力表的连接

6.6 机械式压力开关

压力开关在液压系统中具有监控压力的作用。

压力开关的开关元件，可根据压力自动启闭电气回路。

压力开关既可以是电子式，也可以是电液式。

电液式压力开关有两种类型：

a) 活塞式压力开关

带或不带泄油口，管式连接 ($p_{\max}=500$ 巴)

盖板式连接 ($p_{\max}=300$ 巴)

与压力值相关的压差控制器

b) 波顿管式压力开关

管式连接 ($p_{\max}=400$ 巴)

压差恒定或可调式控制器



图 15.33 活塞式压力开关

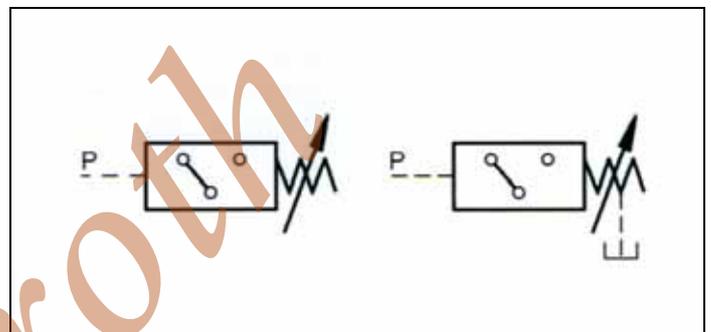


图 15.34 压力开关，(左)带泄油口与(右)不带泄油口

图 15.35 所示的压力开关，基本组成为壳体 (1)、微型开关 (2)、调节螺栓 (3)、顶杆 (4)、柱塞 (5) 和压缩弹簧 (6)。封闭隔离线圈 (10) 包裹在衔铁周围。

为设定开关压力值，需卸下铭牌 (8) 和螺钉 (9)。通过调节螺栓 (3) 进行压力值的设定。然后，锁紧螺钉 (9) 以固定调节螺栓 (3)，并装上铭牌 (8)。

受控压力作用于柱塞 (5)，柱塞由顶杆 (4) 支承，作用于无级可调的压缩弹簧 (6)。顶杆 (4) 将柱塞 (5) 的运动传递给微型开关 (2)，使电路接通或断开 (取决于电路设计)。机械限位凸块可防止过高压力出现时微型开关受损。

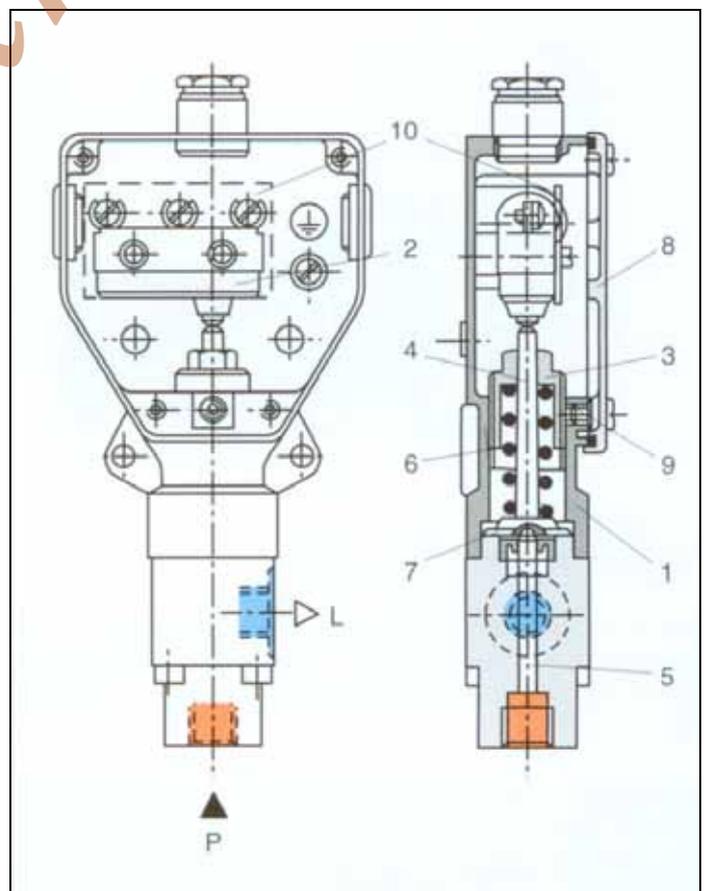


图 15.35 活塞式压力开关的构造图

图 15.36 所示的电液压力开关，基本组成为壳体（1）、带活塞（2）的插件、压缩弹簧（3）、调节元件（4）和微型开关（5）。

受控压力作用于柱塞（2），柱塞由弹簧支撑环（6）支撑，作用于无级可调的压缩弹簧（3）。弹簧支撑环（6）将柱塞（2）的运动传递给微型开关（5），引起电路接通或断开（取决于电路设计）。内六角螺钉（7）用于设定压力，并以顶针（8）加以固定。

所有的柱塞式压力开关，其压差都与压力有关。为获得更低的响应压差，需选用带泄油口类型的压力开关。由于降低了密封圈和柱塞间的摩擦力，因而滞回效应的影响也得以降低。

与柱塞式压力开关相反，波顿管式压力开关还适用于特殊液体和气体。

受控压力作用于波顿管（2），波顿管因受压而弯曲。杠杆机构将波顿管的变形作用于微型开关（4），使电路接通或断开（取决于电路设计）。响应压力由微型开关（4）与杠杆间的距离来确定。

响应压力通过可锁紧的旋转手柄加以设置。在整个设定范围内，响应压差可保持恒定。

波顿管式压力开关还可设置两个触发点。在此情况下，波顿管（2）的运动次传递给两个微型开关（4）。

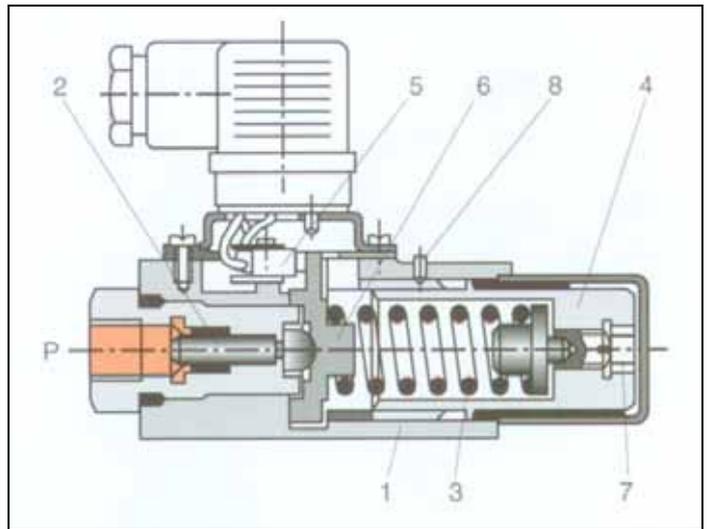


图 15.36 柱塞式压力开关



图 15.37 波顿管式压力开关

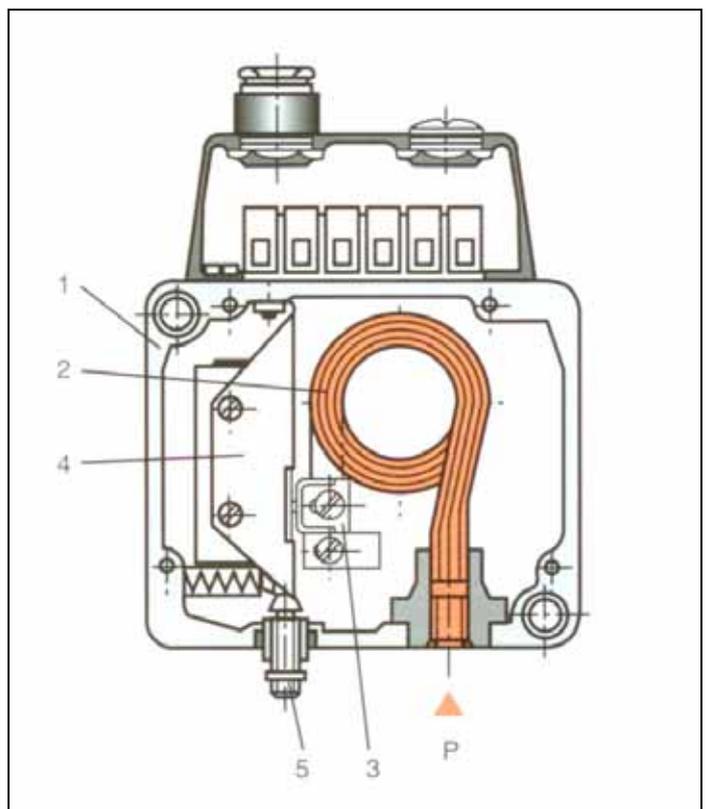


图 15.38 压差恒定的波顿管式压力开关

6.7 压力变送器



图 15.39 压力传感器

传感器的功用在于将压力信号线性地转化为电信号（比如，0-10V，或 4-20 mA）。

压力传感器可用于最恶劣的工业环境，也可用于实验室里。

压力变送器的特点：

- 峰值压力的稳定使用
- 高动态负荷下的稳定使用
- 温度变化条件下的稳定使用

被测压力使测压膜片被拉伸，该膜片的强度对被测范围而言自然是足够的。测压膜片的弹性变形被转化为应变片电阻值的变化。内置或外置式测量放大器就产生了所需要的标准电压信号。

正确的结构，可保证压力冲击与测压膜片之间的隔离。因此，正常运行时的压力变送器可抵御高速峰值压力，以及试车时出现的气塞现象。



图 15.41 压力传感器和压力显示仪

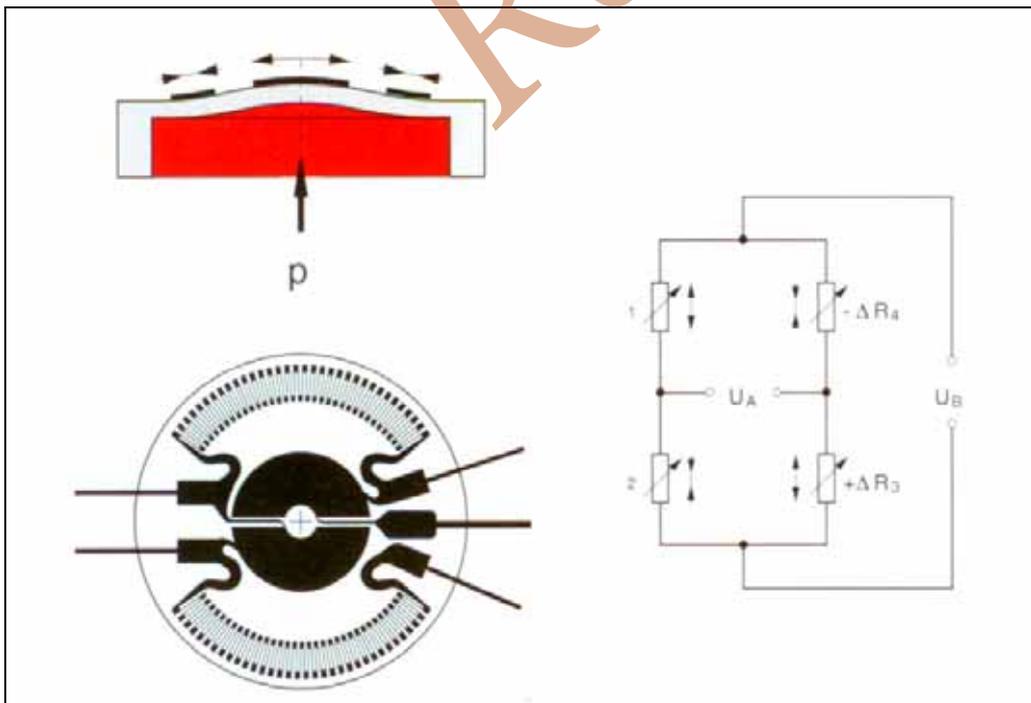


图 15.40 金属应变式压力传感器的功能与回路图

6.8 电子式压力开关

电子式压力开关包含了压力传感器，显示器和测评开关。与机械式压力开关相反，电子式压力开关没有任何运动的机械零件，因此使用范围更为广泛。电子式压力开关适用于液压系统、工艺控制和一般测量与控制系统的压力监控和限幅信号传送。由于滞环可调，电子式压力开关也适用于两点控制，如蓄能器充液回路，压缩机等。

电子式压力开关的特点是：

- 精度等级 ≤ 0.5 （压力测试和显示部件）
- 半导体测试元件
- 集成式电子测评系统
- 温度补偿
- 相互独立的限幅接触器
- 可调式的微分复位压力
- 开关点的数字设定
- 电压输出 0-5V

这种微处理器控制的压力开关，推荐用于蓄能器泵组的顺序控制，还有大型液压系统中。

由于使用了微处理器，因而电子式压力开关在满足某一应用需求方面具有很大的灵活性，而更为重要的是其可靠性得到了极大的提高。微处理器可以对半导体传感器、电源和内部元器件进行监控。微处理器本身的功能也可被独立监控。传感器缺陷造成的误差在内部就得以监测。微处理器保证在故障发生时，可编程控继电器均回复到原位。对于一个房间的监控，可使压力开关处的峰值压力得到显示，因而用户可得到有关产生峰值压力的更多信息。压力开关适用于液压和工艺工程的多种需要。这一 V24 接口，能通过外接电脑进行监测和编程，也可外接打印机输出图表。



图 15.42 电子式压力开关

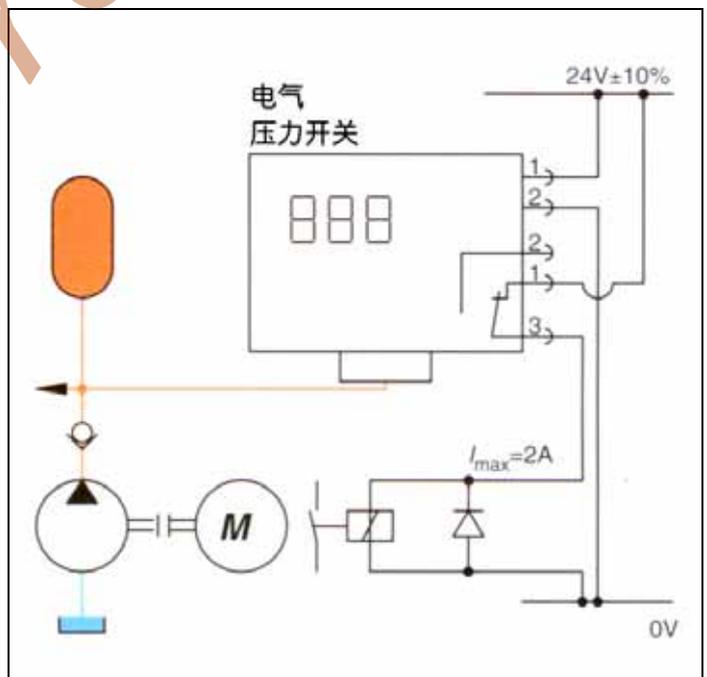


图 15.43 蓄能器充液回路，带电子式压力开关，继电信号输出

6.9 油温检测仪

杆式温度传感器，可检测流体的实际温度（可附带冷却器或加热器）。温度传感器安装于油箱中。为保持油温的恒定，经常还需用压力继电器或恒温仪对冷却或加热系统进行控制。

为日常检视的方便，监控油箱油温的最简单和经济的方法，是把油温检测仪与液位表集成于一体。

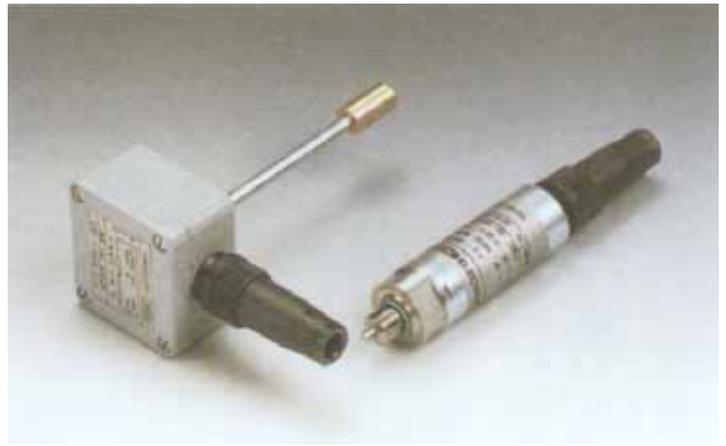


图 15.44 温度传感器

6.10 流量检测元件

液压系统的流量检测方法有两种：

6.10.1 直接测量法

这里列举的都是基于流量置换原理的测量法，如

- 涡轮式流量计
- 叶片式流量计

6.10.2 间接测量法

这里列举的都是采用背压原理的测量法，如

- 节流式流量计
- 滑阀式流量计
- 浮标式流量计

这些仪器均采用简单数字显示方式。

间接式流量测量，也可通过测量液压缸的直线速度或液压马达的转速来实现。

相比之下，超声波或激光法测量的相对成本还较高，因而不适用于液压系统。



图 15.45 流量检测仪

6.11 油箱液位显示元件

油箱液位的显示，可采用：

- 浮标开关
- 液位指示器

6.11.1 浮标开关

采用浮标开关可监测油箱液位的最高值与最低值。一旦超过其中某个检测点，则浮标（在检测范围的某个预设工作点）发出接触信号。该信号既可传送给控制设备，也可发出控制功能，如切断系统电源，或在液位过低时停止液压泵的运行。

浮标开关也可设置两个以上触发点。这样一来，除了设置油箱的最高和最低两个液位以外，还可在到达警戒位而必须停机之前，提早发出报警信号。

6.11.2 液位指示器

液位指示器显示的是油箱中液位的高度，并可与温度传感器一同安装于油箱中。

液位控制器可对液位进行自动监控。

一旦液位过低，液位指示器发出触发信号，该信号既可传送给控制设备，也可发出控制功能。



图 15.46 浮标开关



图 15.47 浮标液位指示器

6.12 非永久性安装的显示元件



图 15.48 液压系统检测专用仪表箱

液压系统检测专用仪表箱包括以下仪器：

- 检测压力开关的电子接头；
- 电源既可固定接市电，也可对蓄电池进行充电；
- 打印机，用于测量数据文件化；
- 与现有微型压力端口相连的压力传感器螺纹接头；
- 电子式流量测量单元
测量范围（举例）6-60L/min，40-600 L/min
- 电子式压力传感器
测量范围 10，100，250，315，450 bar
- 温度传感器
测量范围 -25℃ 至 100℃
- 手持式测试设备

液压系统维修保养的专用仪表箱，可带有显示设备，用于监控和测量数据的记录。这是一种理想的工具箱，它

设计紧凑，还有蓄电池供应电源，即便在不易于到达、且无电源的测试现场也游刃有余。

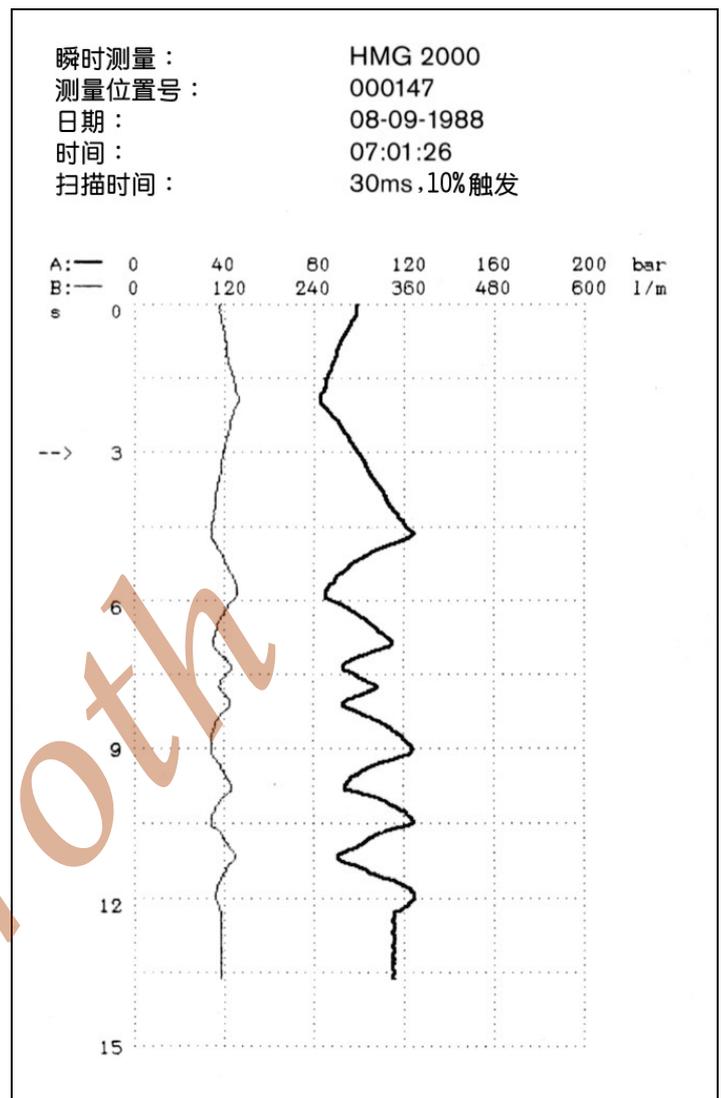


图 15.49 两组测量值的表示（流量和工作压力）

它至少可对两组测量值（图 15.49）同时进行存储和显示。

为了通过 PC（举例）实现自动测量与分析，还可经串行线与其它打印机和计算机相连。

备注

Retroth

第十六章

连接件

1. 简介

液压元件是通过适当的连接件联结在一起，从而组成液压回路的。

对这些连接件提出了很高的要求，主要包括：

- 有利于平滑流动，也即压力损失应尽可能小；
- 容易制造、安装和维修；
- 能经受持久的高压和动态峰值压力；
- 永久性无泄漏；
- 能够抵御动态负载（元件引起的振荡）

金属管道，软管和法兰等连接件，在“液压培训教材”第三册中都有相关的介绍。

在本章中，将对盖板、控制阀块以及叠加阀等进行介绍。

2. 管道中的阀件



图 16.1 管道连接式单向阀

就当今的实际应用状况而言，只有为数不多的液压设备是直接通过管道系统进行连接的。

属于管道连接这一类的，比如是设计简易单向阀，还有简单的节流阀等等。

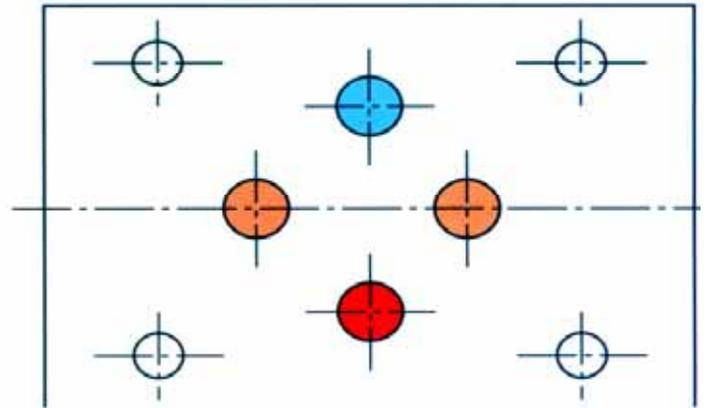


图 16.2 管道连接式节流阀

这些阀仅需很少的维护，且通常有两个油口，因而安装和维护无需太多人力。

3. 螺纹插装阀



图 16.3 插装式溢流阀

溢流阀或减压阀有时需直接连接到系统管路中。对于这类要求，插装阀具有绝对的技术优势。

所有的功能元件都集成在一个阀块体上，并通过螺纹相连。

保养或修理时，可拆卸下全部的插装阀，这样就避免了开启系统的管道。

插装阀可用于很多场合，甚至可用在盖板阀和叠加阀中（见下一节）。

4. 叠加阀



图 16.4 叠加式方向阀

很多的应用场合、尤其是工业用系统中，均优先选用叠加阀，其优点在于：

- 阀件维修时的拆卸比较容易；
- 油路端口在一块盖板上，安装与密封集中于一个平面；
- 可使用密封性能非常可靠的橡胶密封圈



图 16.5 叠加式压力阀

4.1 标准端口

叠加阀油路端口的相关技术规范，遵循 DIN 24340 标准。下列图形即为一些典型油路端口的示意图。

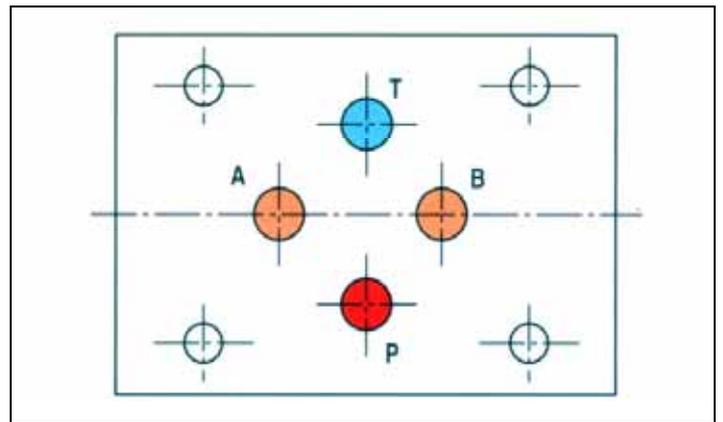


图 16.6 油路端口示意图，A6 DIN24340 型，公称通径 6，用于方向阀，亦可用于压力阀和流量阀

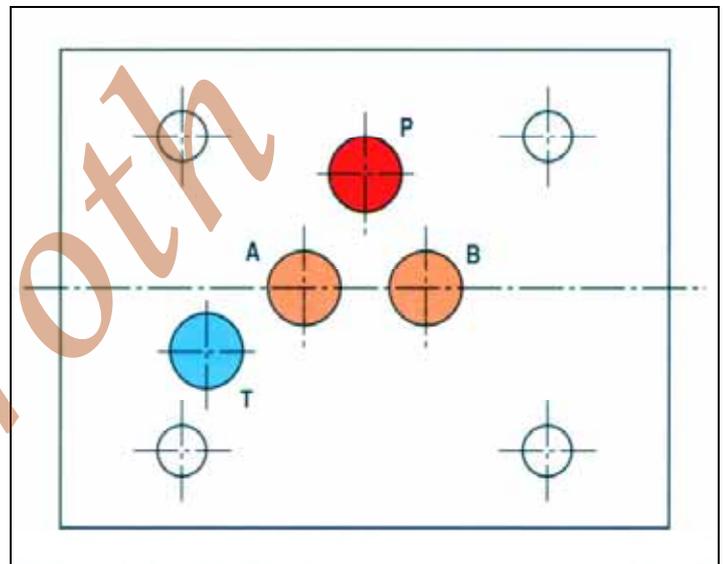


图 16.7 油路端口示意图，A10 DIN24340 型，公称通径 10，用于方向阀

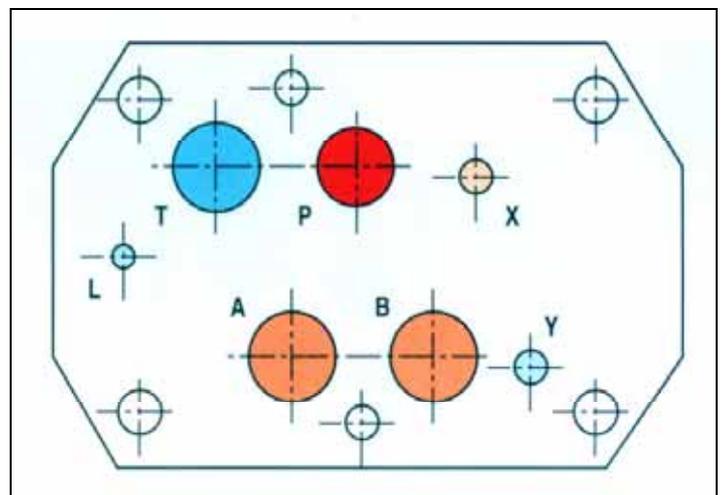


图 16.8 油路端口示意图，A16 DIN24340 型，公称通径 16，用于先导式方向阀

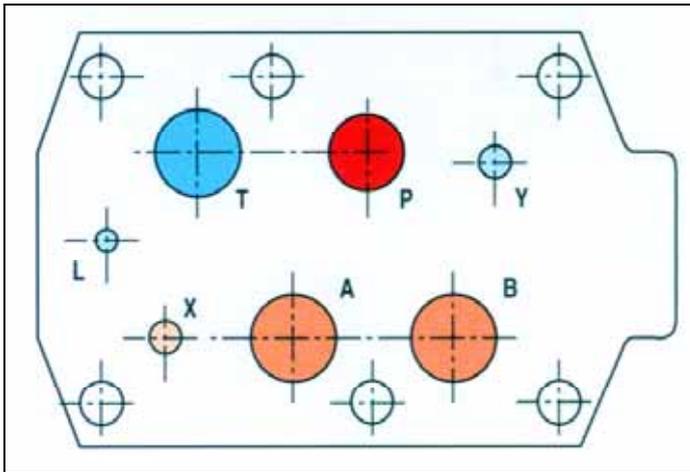


图 16.9 油路端口图，A25 DIN 25340 型，油口公称通径 25，用于先导式方向阀

油路端口分别称为 P、T、A、B、X 和 Y。这些称号表示油液的流向。通过这种方式，无论从功能图还是系统回路图上，都可找出阀件所控制油路的方向，以及对应的端口。

阀件的安装一般不采用对称式，这样在以定位销和紧固螺栓进行安装过程中，可以减少差错几率。

4.2 单一式盖板

阀件的连接最简单的方式，是将阀安装在一块单独的盖板上，再将这些板件连接在一起。



图 16.10 盖板

通常，阀的安装面处于顶面位置，且输出端口在顶面上相互邻接。

由于管道的安装需要大量的空间，盖板通常要比阀的安装面大。因此，油道通过斜孔和水平方向工艺孔的方式连通到输出端口。

4.3 标准阀块体

普通的泵和油箱，经常会向几个执行机构供油。

如果控制阀的通径相同，或者仅仅是一级变量，则可以将这些阀件安装在标准阀块体上。



图 16.11 标准阀块体，垂直叠加式，公称通径 6

标准的插装阀块体在装配控制阀之后，组成了针对多个执行机构的小型控制单元。

它需要的空间尺寸最小，不需将管道并排布置，且仅有少数几个地方需要密封。

4.4 控制阀板与控制阀块

对于以复杂方式相连的控制阀，需要进行阀块体的专门设计与制造。

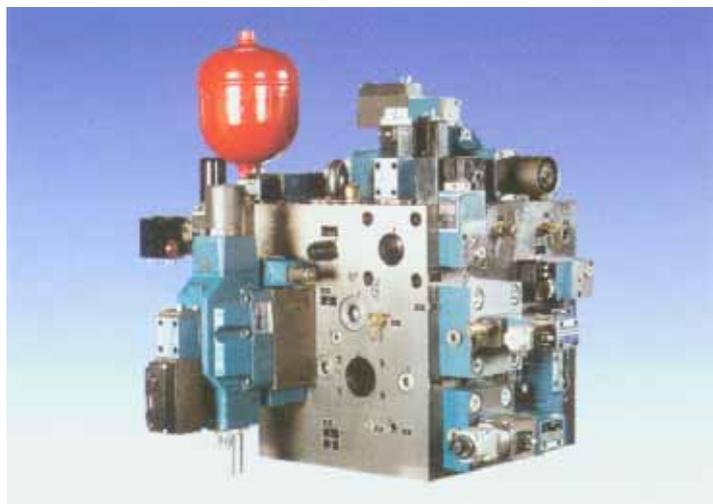


图 16.12 定制的控制阀块

对于小批量的阀块体，可用钢质阀块，内部钻孔作为连通管道。控制阀板上安装插装阀、插装件以及表面安装阀，甚至是复杂的叠加组件。

对于通径较大的（约 40 通径及以上），这种构造型式的优点更加明显。没有别的构造可以象这种控制阀组件那样，允许如此少的密封。这种控制阀块的例子在液压压机中尤为常见。



图 16.13 带集成式控制阀板的伺服液压缸



图 16.14 带集成式控制阀板的液压定位马达

4.5 调节阀板

由于控制技术方面的因素，控制阀的安装应离执行机构越近越好。理想状况是：控制阀通过控制叠加阀板直接安装在液压缸或液压马达上。控制阀组的一端为液压缸或液压马达的连接端口，另一端则是控制阀的端口。自由端则用作管道端口，以及其它阀的安装。

5. 叠加式安装

5.1 垂直叠加式装配体

通过不同的阀件，可以对多个控制功能的液压执行机构实现控制，例如：

- “启动/停止/方向”功能通过方向阀来实现；
- “调速”功能通过流量阀来实现；
- “力控制”功能通过压力阀来实现；
- “关断”功能通过适当组合的单向阀来实现；
- “压力监控”功能通过压力开关来实现；

为了把这些持续循环运行的控制机能组合在一起，且得到节省空间的控制单元，需要把流量阀、压力阀、单向阀和方向阀开发成盖板式结构。

在叠加式阀组件下安装一个或多个盖板，这样就形成了非常小型紧凑的控制功能单元。



图 16.15 垂直叠加式装配体



图 16.16 水平叠加式装配体

这种构造一般被称作垂直叠加式装配体。装配体顶部一般安装方向阀。

5.2 水平叠加式装配体

应该讲，事实上并非所有的液压执行机构，都可采用垂直叠加式装配体而不费周折地达到控制目的。阀块体并没有为单一控制功能中的控制阀，提供很多有用的连接端口。在这样的情况下，可采用灵活的水平叠加式结构，以包含更多数量的油路端口、连接与分隔板，甚至复杂的控制系统。

水平叠加式装配体的成本较高，需制造和储备诸多不同的叠加板件，而且其自身的叠合还需很多的油路和密封。

5.3 系统叠加式装配体

对于重复出现的控制功能，可将控制阀板设计成可组合式的，从而形成系统叠加式装配体。

系统叠加式控制板以盖板式阀安装而成（也有采用垂直叠加式装配体中的叠加板方式）。

6. 汽车控制阀

6.1 单一阀块体结构

行走机械有其自有的一套设计参数，因而与工业应用大相径庭。



图 16.17 系统叠加式装配体



图 16.18 行走机械控制阀（单一式）

油道主要采用铸件；阀芯在阀块体内采用直动式运行；驱动阀芯的执行机构则安装在阀块上。采用插装阀进行功能控制。铸造油道尤其适合于流动，因为铸造带来了一种省材料、省空间的设计结果。由于行走机构中大量的阀块具有同样的构造，因而这样的结构对制造而言切实可行。需知：在非行走机械中，阀块体通常是作为单件而设计、制造的！（言下之意：非行走机械的阀块成本高）

备注

6.2 叠加式结构

为了适应小批量的灵活性需求，行走机械控制阀块也可分解成多个阀板。将几个这样的阀板装配起来完成某一应用功能，就形成了叠加式结构。



图 16.19 叠加板式行走机械控制阀组

第十七章

液压泵组

1. 简介

根据不同应用需要，液压泵组具有多种不同的结构型式，例如：

- 驱动功率
- 流量
- 系统所需油液的总量
- 安装场所相关的要求
- 机器内部的空间
- 环境条件与要求
- 气候条件
- 装配条件
- 运输的可能性

这些复杂多样的要求，使本已复杂的液压泵组具有了各种不同的类型系列。然而，最基本的原则只有一条，即运用标准的液压泵组元件来构建所需的设备。

在液压泵组中，电能（电机方式）或物体燃烧产生化学能（柴油内燃机方式）被转化成液压能，成为功率源。这两种情况，都是把驱动电机的转速和转矩，依靠液压泵转化成流量和压力。



图 17.1 液压泵组单元



图 17.2 标准泵组单元

图 17.2 泵组的特点包括：

- 坚固耐用的钢质油箱
- 通过模块化系统进行扩充的可能性
- 各组件零件拆卸的便利性
- 工业领域各种应用范围的适用性
- 寿命长
- 噪音低
- 与调节和控制装置相关的流量可调节性

图 17.1 泵组的特点是：

- 运行噪音非常低
- 应用范围广
 - 普通加工工业
 - 注塑机模组
 - 电梯和升降设备
 - 压机设备
 - 实验室，学校
- 与调节和控制装置相关的流量可调节性

2. 液压泵组的组成

液压系统中的泵组模块，至少需包含以下元件：具有多种不同的结构型式，例如：

- 泵（1）及电机（2）
- 储存液压油的油箱（3）
- 滤油器（4）

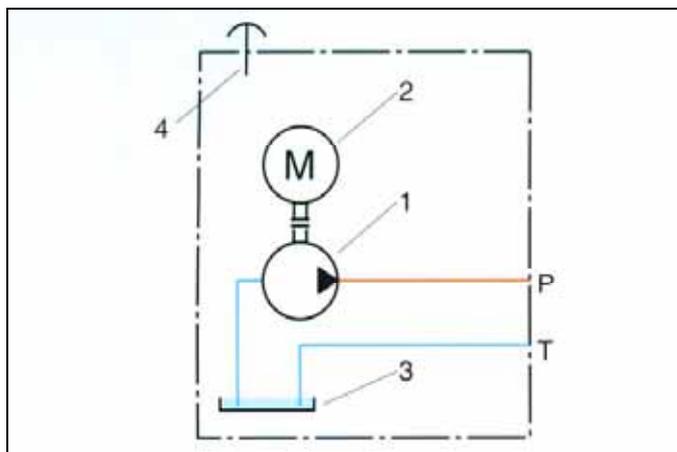


图 17.3 单一泵组单元的液压回路图

根据不同需要，液压泵组可有不同的组合方式。一个复杂的液压泵组包括：

- 泵（1）及电机（2）为一个固定安装单元
- 供油油箱（3）
- 控制仪器
 - 液位（油量表）
 - 温度（油温计）
 - 压力（压力表）
- 油液维护设备
 - 滤油器（4）
 - 冷却器
 - 加热器
- 防止压力损失的液压阀（5）
- 控制阀
- 储存压力能的蓄能器

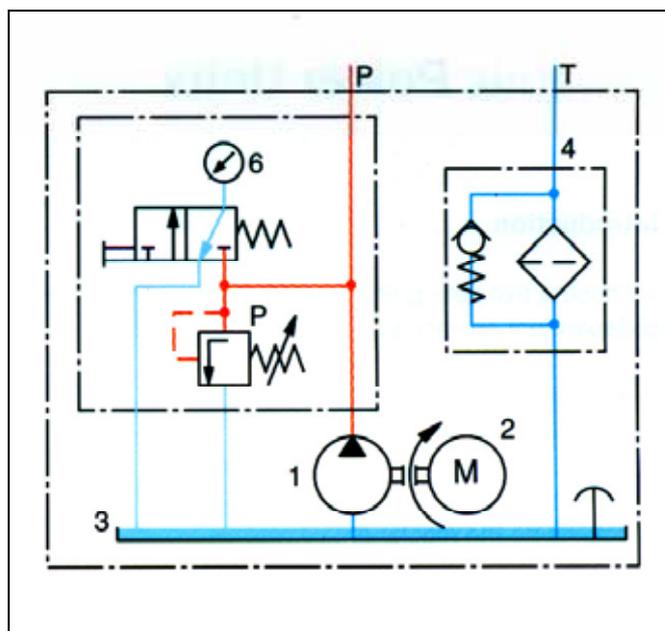


图 17.4 小型泵组的液压回路图

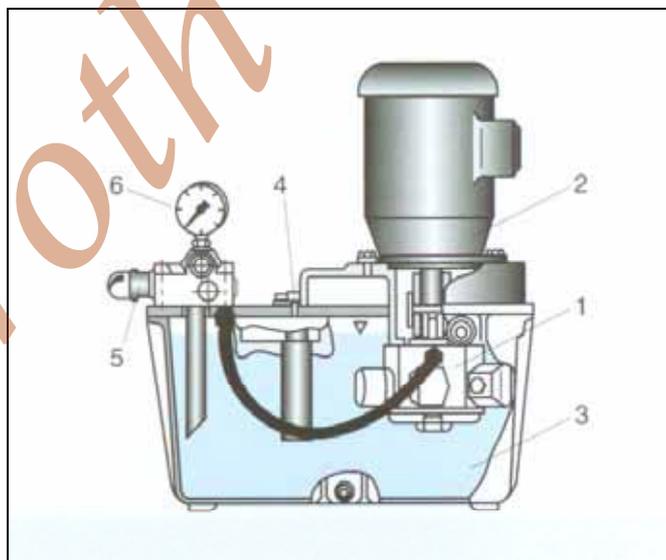


图 17.5 小型泵组的剖面图



图 17.6 小型泵组

从图 17.7、图 17.8 和图 17.9 中，可见不同型式和大小的泵组。



图 17.7 标准泵组模块

图 17.7 的泵组，具有以下特点：

- 坚固耐用的钢质油箱
- 模块化构造
- 小型化泵组
- 可单独调节
- 可用于不同的场合
- 可选配不同系统
- 布置规整，维修方便



图 17.8 标准泵组模块

图 17.8 的泵组，具有以下特点：

- 坚固的钢质油箱
- 控制器、蓄能器和冷却器组件的模块化结构
- 电机和泵的成组安装
- 滤油器-冷却器循环回路
- 基本泵组单元，包括泵，油箱辅助元件（滤油器和空气滤清器，油量表，防污染箱盖，泄油口），回油滤油器，浮标开关，温度计



图 17.9 标准泵组模块

图 17.9 的泵组，具有以下特点：

- 坚固耐用的钢质油箱
- 控制器、蓄能器和冷却器组件的模块化结构
- 电机和泵的成组安装
- 油箱容积可达 1.25 升

3. 小型泵组



图 17.10 夹紧和驱动模块的小型泵组

在功率低到大约 2KW 的范围内，可采用较为小型紧凑的泵组作间歇性运行之用，因为这种泵组具有一些独特的优点。

驱动电机和泵集成在一起装于油箱内，并浸没于油液中，使尺寸更为小型紧凑。控制阀采用垂直叠加式外部安装方式（图 17.10）。泵组中无需油管连接。因此，这样的泵组所需密封数最少。然而，由于构造非常紧凑，相对驱动器而言，泵组的表面积非常小。持续运行以后，靠这一表面积不足以热能带到外界，容易造成泵组的过热。所以，这类泵组专用于间歇性运行的场合。间歇性运行意味着，一旦压力达到某一设定值，泵组电源就自行切断。因此，需安装压力开关以控制压力。这种方式下，由于执行机构与液压油体积之间的相互关系，所以运行时间也不能太短。

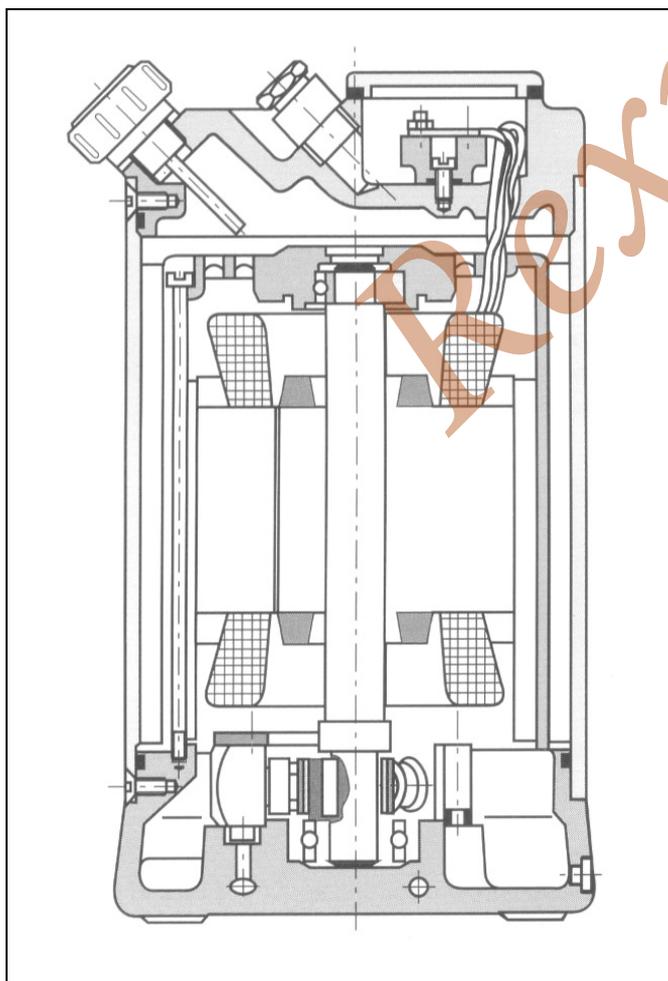


图 17.11 小型泵组的剖面图

举例来说，液压油的体积既可与蓄能器有关，也可与管道油液的体积有关。液压阀的内部渗漏耗费了更多的压力能，也降低了开关时效性。由于这样，这些泵组应优先选用座阀，以杜绝内部泄漏。

我们这里所讲的间歇性运行，对于夹紧功能而言十分有用。它意味着不必消耗额外功率即可保持压力的恒定。我们通常称其为夹紧泵组。

更多的小型泵组单元采取水平布置，可参见图 17.12。



图 17.12 小型泵组单元

- 左侧为三相交流电机驱动；
- 中间与右侧为直流电机驱动

这些小型泵组单元可用于车辆和输送设备，使用直流电机驱动（12、24 和 48V 电压）。

通过安装改进型三相交流电机的方式，这类小型泵组单元也在工业液压传动中大放异彩，如用于建筑楼层的升降平台中，等等。

有关液压系统的规划与设计方面，如欲知晓更多，请参阅“液压培训教材第三册”。

备注

Rexroth

第一章

a	加速度
A	面积
b	减速度
d	直径
d_h	水力直径
E	能量
E_k	动能
E_p	势能
f	转角频率
F	力
g	重力加速度
J	转动惯量
l	长度
m	质量
n	转速
p	压力
p_{ges}	总压力
p_{st}	静压力
P	功率
Q	流量
Re	雷诺数
Re_{crit}	由层流变为紊流时的雷诺数
s	距离
t	温度 (摄氏)
M	转矩
T	温度 (开尔文)
V	体积
v	速度
W	功
	角度
p	压力降
	温度 (摄氏)
	温度 (开尔文)
	运动学粘度
	密度
	角加速度
	角速度

第四章

A	偏移量
b	宽度
d	轴直径
d_k	柱塞直径
D	螺栓直径
e	偏心率
F_A	轴向力
F_F	弹簧力
F_H	水平方向力
F_P	力矢量
F_V	垂直方向力
h	齿高
k	叶片行程
m	模数
Q	流量
r_h	分度圆半径
s	坡度
V	容积
z	柱塞数
	倾斜角
p	压差
	圆周率

第五章

F_A	轴向力, 柱塞力
F_N	力矢量, 法向力
F_T	切向力
	行程凸轮角, 倾斜角

第六章

A	柱塞截面积
D_r	分度圆直径
F_H	高压液压力
F_k	3 或 4 个柱塞的合成力
F_L	轴承支承力
F_M	中轴合力
F_N	转矩力分量
F_r	转矩力分量
F_z	缸体柱塞副的静压力
h	柱塞行程
I	先导电流
H_s	静压轴承力场的作用重心
M	球面虚拟中心
M	转矩
n	转速
p	运行压力
p_{HD}	工作压力
p_b	运行压力
p_{HD}	高压力
p_{St}	先导压力
P	驱动功率
Q	流量
r	球面虚拟半径
s	排量
U	先导电压
v	行程速度
V_g	每转几何容积
V_{gmax}	每转最大行程几何容积
V_{gmin}	每转最小行程几何容积
V_s	定位排量
V_s	定位流量
x	柱塞数
	设定摆角
$_{max}$	最大摆角
$_{min}$	最小摆角
b	可调整角
p	压差
p_{max}	最大压差
$_{mh}$	机械-液压效率
t	总效率
$_{vol}$	容积效率

第七章

a	减速度
A	面积
A_D	有效缓冲面积
A_k	柱塞截面积
A_R	环形面积
E	弹性模量
F	力
F_B	制动力
J	圆形截面的转动惯量
K	弯曲载荷
l	自由弯曲长度
m	运动质量
s	缓冲长度
s	行程
s_k	自由弯曲长度
S	安全系数
p	工作压力
p_D	平均缓冲压力
p_{Lager}	轴承压力
p_{St}	先导压力
v	行程速度
v_{max}	柱塞最大速度
	倾斜角
	面积比

第九章

C_a	绝热变化校正系数
C_i	等温变化校正系数
p_m	平均超额运行压力
p_0	充气压力
p_1	最低工作压力
p_2	最高工作压力
Q	所需能量
T_B	工作温度
T_1	最低温度
T_2	最高温度
V_0	有效气体体积
$V_{0\ ideal}$	理想有效气体体积
$V_{0\ real}$	实际有效气体体积
V_1	p_1 时的气体体积
V_2	p_2 时的气体体积
V	有用的气体体积
k	绝热指数

第十章

F	液压缸的负载
F_F	包含摩擦的弹簧力
A_K	液压缸的柱塞截面积
A_R	液压缸的环形面积
A_1	主阀芯的截面积
A_2	预开口锥阀芯的截面积
A_3	控制柱塞的面积
p_{St}	先导压力
p_1	阀B端口的压力
p_2	阀A端口的压力

第十一章

F_m	惯性力
F_{St}	液动力
F_w	阻力
F_z	粘性力
p	工作压力
p_{max}	最大工作压力
Q	流量
Q_{max}	最大流量
t_A	响应延迟时间
t_{ges}	开关时间
t_1	液动力有效所需时间
t_2	电磁力建立所需时间
t_3	控制滑阀开启所需时间
p	压差

第十二章

A	阀座截面积或控制阀下游
A_H	主阀座截面积
A_K	滑阀或座阀截面积
A_V	先导阀座截面积
c	弹簧常数
F_F	弹簧力
F_H	主阀弹簧力
F_{hyd}	液压力
F_S	液动力
p_A	输出压力
p_E	输入压力
p_{max}	最大工作压力
p_o	开启压力
p_s	关闭压力

p_{St}	先导压力
Q	流量
Q_{max}	最大流量
R	控制误差
t	时间
t_o	开关信号时间
t_A	增长时间
t_E	瞬态时间
V_m	最大超调量
p	压差
p_{min}	最小压差
Q	流量差

第十三章

a	开口直径
A	节流开口
A_K	阀芯横截面积
A_1	环形面积
A_2	节流面积
b	宽度
d	阀座/锥阀直径
d_H	水力直径
F_F	弹簧力
h	行程
l	节流段
p_1	泵压力
p_2	中间压力
p_3	负载压力
Q	流量
Q_R	剩余流量
s	滑阀位移
U	湿周
v	流速
	流量系数
	节流阀周向开口角
	节流阀周向开口角
p	压降
	圆周率
	密度
	运动学粘度

第十四章

f_1	粘度系数
f_2	环境系数
Q_A	滤油器设计流量
Q_{design}	设计流量
Q_{nom}	公称流量
Q_{pump}	液压泵流量
Q_{system}	系统流量
Q_W	有效流量
b_x	过滤率
p_A	设计压力损失
$p_{indicator}$	指示器的压力损失
$p_{element}$	滤芯的压力损失
$p_{housing}$	壳体处的压力损失

第十五章

A	有效表面积
c	特定热容
P_k	需要的冷却功率
P_v	功率损失
t	运行时间
T_1	目前油温
T_2	要求油温
V	油箱容积
	热传导系数
T	温度上升值
	油液密度

Rexroth

重要的标准和规范表

下面是流体传动中最重要标准和规范表。对于绝大多数标准，都给出了参考手册。

标准号	标题	发布日期, 备注
DIN 1301-1	元件名称, 元件符号	2002-10
DIN 1301-2	元件; 常用的回路与子回路	1978-02
DIN 1304-1	各物理量的符号; 常用符号	1994-03
DIN 1304-5	各物理量的符号; 流体力学常用符号	1989-09
DIN 1314	压力; 基本定义, 单位	1977-02
DIN 1318	噪音等级	1970-09
DIN 20 066	流体动力系统—软管安装— 尺寸要求	2002-10
DIN 2391-1	精密无缝钢管; 尺寸	1994-09
DIN 2391-2	精密无缝钢管; 交货的技术要求	1994-09
DIN 24 315	油压与气动; 各中单位的比较	1967-03
DIN 24 339	钢制油箱; 尺寸, 要求, 测试方法 名义容积 63到1250	1993-06
DIN 24 340-2	液压阀; 方向控制阀的安装面和连接盖板	1982-11
DIN 24 340-3	液压阀; 压力阀和单向阀的安装面和连接盖板	1982-11
DIN 24 343	液压传动系统与元件; 液压设备的列表与检验	1982-02
DIN 24 346	液压流体动力; 液压系统 一般应用规范	1984-12
DIN 24 550-1	液压流体动力—液压滤油器—第一部分: 定 义, 公称压力, 公称尺寸, 安装尺寸	1998-01

DIN 24 550-2	流体动力; 液压滤油器; 滤芯和外壳; 特性, 要求	1993-11
DIN 24 552	液压流体动力— 液压系统的蓄能器 概念, 一般要求 1: 蓄能器的配置举例 2: 各种标准的比较	1990-05
DIN 24 557	空气滤清器; 安装尺寸	1990-11
DIN 24 950-1	油压与气动; 软管安装的术语	1978-07
DIN 31 051	维修保养基础	1985-01
DIN 31 052	维修; 维修保养指南	1981-06
DIN 3852-1	螺栓, 安装端口, 阀— 第一部分: 细牙螺塞 各类别的一般费用	2002-05
DIN 3852-11	螺栓; 阀门孔; 压入式安装, 阀门, 螺纹插 件; E型螺纹; 设计尺寸	1994-05
DIN 3861	非焊接压紧时安装; 压紧环— 设计	2002-11
DIN 51 381	润滑油的测试, 调节器油和液压流体; 排气性能的确定	1988-12
DIN 51 519	润滑油—ISO工业润滑油粘度等级	1998-08
DIN 51 524-1	压力流体; 液压流体; HL液压油; 最低条件	1985-06 第四页: 参考油液相关的其 它标准
DIN 51 524-2	压力流体; 液压流体; HLP液压油; 最低条件	1985-06
DIN 51 524-3	压力流体; 液压流体; HVLP液压油; 最低条件	1990-08
DIN EN 853	橡胶软管与软管安装— 网线强化型液压管件— 规格; 德国版 EN 853: 1996	1997-02
DIN EN 854	橡胶软管与软管安装— 织物强化型— 规格; 德国版 EN 854: 1996	1997-02
DIN EN 856	橡胶软管与软管安装— 覆橡胶强化型螺旋管— 规格; 德国版 EN 856: 1996	1997-02
DIN EN ISO 8434-1	流体动力的金属管连接, 一般使用— 第一部分: 24° 压紧安装 (ISO 8434-1: 1994); 德国版 EN ISO 8434-1: 1997	1997-11

DIN ISO 1219-1	流体传动系统和元件 — 图形符号与回路图 — 第一部分：图形符号 (ISO 1219-1:1991)	1996-03
DIN ISO 1219-2	流体传动系统和元件 — 图形符号与回路图 — 第二部分：回路图 (ISO 1219-2:1995)	1996-11
DIN ISO 2909	石油产品 — 由运动学粘度计算粘度指数 (ISO 2909:1981)	1997-10
DIN ISO 3019-2	液压流体动力；正排量泵和马达 安装法兰与轴端安装的尺寸与标识代码	1991-09
DIN ISO 5884	航空；流体控制系统与元件； 系统采样与流体固态污染物的测试； 与 ISO 5884: 1987 相同	1989-12
Druckbeh V	压力容器，高压气瓶相关条例 充气站 (Druckbeh V) 一般管理规范	1999-07
ISO 2941	液压流体动力； 滤芯； 防裂防爆检验	1974-03
ISO 2942	液压流体动力 — 滤芯 — 集成组件的检验	1991-09
ISO 2943	液压流体动力 — 滤芯 — 材料与流体的相容性检验	1998-11
ISO 3724	液压流体动力； 滤芯； 流动疲劳损伤特性的检验	1990-11
ISO 4021	液压流体动力； 颗粒污染分析； 运行系统管路中油品的取样	1992-11
ISO 4406	液压流体动力 — 流体 — 固体污染物等级编码方法	199-12

备注：这些标准和规范的文本，可在Beuth Verlag GmbH 或www.beuth.de 下载获取。