

## 目 录

### 第 2 篇 系统和整机的结构与组合

<b>第 1 章 满足生产工艺不同功能的结构</b>	
<b>1 满足几种动作要求和特殊要求的装置</b> ..... 1	4.2.1 强制外循环真空结晶器 ..... 42
1.1 满足几种动作要求的装置..... 1	4.2.2 强制内循环真空结晶器 ..... 42
1.1.1 简单有效的快餐销售辅助设备..... 1	4.2.3 湍流内循环结晶器 ..... 43
1.1.2 球面绕两条正交轴线转动的装置..... 3	4.2.4 双螺旋桨内循环结晶器 ..... 44
1.1.3 一种装信机构..... 4	4.3 干燥 ..... 44
1.1.4 高速操作稳定定位的装信机构..... 9	4.3.1 气流干燥 ..... 44
1.1.5 卷纸切孔的刀辊结构 ..... 11	4.3.2 流化床干燥 ..... 45
1.2 满足几种特殊要求的装置和设备 ..... 13	4.3.3 喷雾干燥 ..... 45
1.2.1 容器及其粘接盖的密封性测试 装置 ..... 13	4.3.4 红外辐射干燥 ..... 46
1.2.2 粘性带料切断辊的防粘结构设计 ..... 15	<b>5 喷嘴</b> ..... 47
1.2.3 需局部加速的托盘传送线 ..... 17	5.1 雾化器 ..... 47
1.2.4 快速转向传动 ..... 18	5.1.1 气流式雾化器 ..... 47
1.2.5 机动变焦 ..... 18	5.1.2 压力式雾化器 ..... 49
1.2.6 磁带张力保持恒定 ..... 19	5.1.3 旋转式雾化器 ..... 50
1.2.7 气体润滑系统 ..... 20	5.1.4 非光滑盘旋转式雾化器 ..... 51
<b>2 管阀设计</b> ..... 21	5.2 纺织用纬线喷嘴 ..... 51
2.1 载荷传感压力补偿换向阀块的改进 ..... 21	5.2.1 喷气织机喷嘴 ..... 51
2.1.1 80 年代专利的载荷传感压力补偿 换向阀块 ..... 22	5.2.2 喷水织机喷嘴 ..... 52
2.1.2 90 年代专利的载荷传感压力补偿 换向阀块 ..... 23	5.3 化纤喷丝头 ..... 54
2.1.3 进一步简化的载荷传感压力补偿 换向阀块 ..... 25	5.3.1 熔融纺喷丝头 ..... 54
2.2 特殊管阀设计 ..... 26	5.3.2 湿纺喷丝头 ..... 55
2.2.1 海上石油业用液路板管接头及其 卸荷结构 ..... 26	5.3.3 复合喷丝头组件 ..... 56
2.2.2 防止管路流体泄漏的对接管接头 ..... 27	5.4 喷镀用喷嘴 ..... 57
2.2.3 双缸活塞式渣浆泵进排料阀 ..... 29	5.4.1 电喷镀喷嘴 ..... 57
<b>3 两种机床专利结构</b> ..... 32	5.4.2 气喷镀喷嘴 ..... 57
3.1 要求径向进给自动换向的镗头 ..... 32	<b>6 测距、驱动、称量等高新技术装置</b> ..... 58
3.2 自动车床的自动送料装置 ..... 35	6.1 微波测距 ..... 58
<b>4 热交换、结晶和干燥装置</b>	6.2 利用形状记忆合金特性的驱动装置 ..... 59
4.1 石墨制热交换器 ..... 38	6.3 超声波驱动器 ..... 60
4.1.1 管壳式浮头热交换器 ..... 38	6.4 核子秤 ..... 61
4.1.2 块孔式热交换器 ..... 40	6.5 音叉控制传动机构 ..... 61
4.1.3 套管式热交换器 ..... 41	6.6 音叉式振动陀螺仪的设计 ..... 62
4.2 结晶器 ..... 42	6.7 双金属热致动微型泵 ..... 66
	6.8 磁性流体密封 ..... 67
	6.9 变流体阻尼器 ..... 68
	6.10 水力清洗装置..... 68
	6.11 气、水输送机..... 69
	6.12 气垫、水垫..... 70
	6.12.1 气囊式气垫盘..... 70
	6.12.2 自行式气垫车..... 70

6.12.3	气垫平台	71	系统	112
6.12.4	水垫	72	9.2 游艺机械	113
6.13	薄膜开关	73	9.2.1 高空翻滚滑行车总配置	113
6.14	舌簧管式传感器	73	9.2.2 高空翻滚滑行车的主要结构	116
6.15	磁粉袋式吸附手	74	<b>10 硬胶囊分装机</b>	121
6.16	激光粒度计	74	10.1 主传动系统	122
<b>7 切割、焊接、喷镀和成型高新技术</b>		74	10.2 药粉供给与填充系统	123
7.1 切割		74	10.3 胶囊工作系统	124
7.1.1 超声波切割		74	10.4 真空系统和吸尘系统	128
7.1.2 激光切割		74	<b>11 纺织</b>	129
7.2 焊接		75	11.1 纺纱机械	129
7.2.1 爆炸焊接		75	11.1.1 纺纱工艺流程	129
7.2.2 超声波焊接		75	11.1.2 细纱机	130
7.3 喷镀		76	11.1.3 加捻卷绕机构	131
7.3.1 等离子喷镀		76	11.1.4 新型纺纱(新型纺纱方法)	134
7.3.2 感应喷镀		77	11.1.5 新型纺纱机举例	135
7.3.3 爆炸喷镀		77	11.1.6 断头检测	140
7.4 爆炸成形		77	11.2 织机织造	142
7.5 空气脉冲造型		78	11.2.1 织机的织造工艺过程	142
7.6 高压水射流		80	11.2.2 提花机构	144
<b>8 泵与压缩机</b>		81	11.2.3 剑杆织机	146
8.1 输送高粘度介质的凸轮泵		81	11.2.4 片梭织机	150
8.2 隔膜计量泵		82	11.3 针织机械	150
8.3 磁力驱动泵		85	11.3.1 圆纬机舌针的纬编成圈	151
8.4 屏蔽泵		88	11.3.2 普通四针道单面圆纬机编织机构	155
8.5 无油压缩机		89	11.3.3 提花圆纬机的编织机构及造针装置	157
8.6 隔膜式压缩机		90	11.3.4 电子提花选针装置	159
8.7 汽车喷油泵		90	11.3.5 经编机及其分类	160
8.7.1 电动汽油泵		90	11.3.6 经编机成圈机构	163
8.7.2 柱塞式喷油泵		92	11.3.7 钩针经编机针床传动机构	165
8.7.3 轴向压缩式柴油分配泵		93	11.3.8 舌针经编机的针床和梳栉传动机构	167
8.7.4 机油泵		96	11.3.9 经编机的导纱梳栉横移机构	168
<b>9 改善城市交通和提高城市文化水平的新设备</b>		97	11.4 化纤假捻器	171
9.1 机械化停车系统		97	11.4.1 转子式假捻器	171
9.1.1 竖直循环式停车系统		97	11.4.2 摩擦式假捻器	172
9.1.2 简易竖直循环式停车系统		99	<b>12 印刷</b>	174
9.1.3 升降机式停车系统		99	12.1 印刷机类别	174
9.1.4 两层式停车系统(北京恩非停车设备集团)		101	12.2 对开单色及双色胶印机	176
9.1.5 三层式停车系统(北京恩非停车设备集团)		104	12.2.1 总体布局与传动系统	176
9.1.6 四层升降横移式停车系统		106	12.2.2 印刷系统	178
9.1.7 汽车升降机和回转盘(北京恩非停车设备集团)		107	12.2.3 输墨、润湿系统	181
9.1.8 泊乐电脑自动停车系统		108	12.2.4 输纸系统	193
9.1.9 可以灵活组合的两层式停车			12.3 对开四色胶印机	202
			12.3.1 对开四色胶印机外形布局	202

12.3.2	传动系统	202	铺机	302	
12.3.3	传纸滚筒	205	13.14.2	BK-171 型轮式沥青摊铺机	304
12.4	卷筒纸胶印机	205	13.15	路面养护机械	305
12.4.1	卷筒纸胶印机布局与装配图	205	13.16	清扫机械	306
12.4.2	传动系统	208	13.16.1	清扫机	306
12.4.3	折页装置	212	13.16.2	除雪机	308
12.4.4	十六开附加折页机构	219	14	物料加工机械	309
13	采、掘、运输、建筑、公路等工程机械	223	14.1	岩石破碎机械	309
13.1	凿岩机	223	14.1.1	筒摆型颚式破碎机	309
13.1.1	气动凿岩机	223	14.1.2	旋回破碎机	310
13.1.2	液压凿岩机	225	14.1.3	欧姆尼康圆锥形破碎机	310
13.1.3	内燃凿岩机	228	14.1.4	HP 型圆锥破碎机	311
13.2	凿岩钻车	229	14.1.5	PP 型旋盘式破碎机	312
13.2.1	掘进与采矿凿岩钻车	229	14.2	磨矿机	313
13.2.2	钻车的主要部件结构	232	14.2.1	湿式自磨机	313
13.3	锚杆支护钻车	247	14.2.2	湿式半自磨机	314
13.3.1	NH-321 型全液锚杆支护钻车	247	14.2.3	磨煤机	315
13.3.2	锚杆支护钻车的转架	249	14.2.4	研磨机	317
13.4	破碎锤	251	14.3	水力旋流器	317
13.4.1	流体推杆高能冲击锤	251	14.4	筛分设备	319
13.4.2	液压破碎锤	253	14.4.1	YA 型圆振动筛	319
13.5	露天履带钻机	255	14.4.2	ZS 型直线振动筛	320
13.6	桩工机械	258	14.5	选矿机	321
13.6.1	双螺旋钻扩孔机的钻头	258	14.5.1	尼尔森选矿机	321
13.6.2	旋喷成桩机	259	14.5.2	电选机、磁选机	322
13.6.3	扩底坑用旋转式钻孔锥	260	14.5.3	BS-K39 浮选机	324
13.7	掘进机	262	14.5.4	SK 型闪速浮选机	325
13.7.1	预衬砌支撑掘进机	262	14.6	浮选柱与浮选槽	326
13.7.2	双护盾掘进机	263	14.7	高效浓密机	329
13.7.3	天井掘进机	264	14.8	压滤机	330
13.8	地下无轨运输	281	14.8.1	自动厢式压滤机	330
13.8.1	地下无轨电动车卡车供电	281	14.8.2	自动厢式压滤机的主要部件	332
13.8.2	K635E 型地下无轨电动车卡车	282	14.8.3	两种具有代表性和新颖性的自动厢式压滤机	346
13.9	露天施工现场单轨运输	286	15	冶金机械	348
13.10	半履带行走装置	287	15.1	步进式输送机	348
13.11	松土器	288	15.1.1	步进式输送机原理	348
13.12	混凝土搅拌机	288	15.1.2	步进式输送机的液压系统	349
13.12.1	鼓形自落式混凝土搅拌机	289	15.1.3	步进式加热炉	350
13.12.2	锥形反转出料搅拌机	290	15.1.4	步进式加热炉的控制系统	353
13.12.3	涡桨式混凝土搅拌机	291	15.2	预应力轧机	355
13.12.4	水泥混凝土搅拌运输车	293	15.2.1	预应力轧机结构与原理	355
13.13	振动压路机	295	15.2.2	国内生产实例	357
13.13.1	振动压路机的特点和形式	295	15.3	短应力线轧机	360
13.13.2	满足压实效果的各部分结构的设计	297	15.3.1	短应力线轧机的原理和特点	360
13.14	摊铺机	302	15.3.2	短应力线轧机机列型式、特点及应用	363
13.14.1	履带自行式沥青混凝土摊				

15.3.3	短应力线轧机的结构	368	1.7	运用几何曲线(面)的设备	426
15.3.4	短应力线轧机的平-立轧机转换装置	381	1.7.1	悬链式链斗卸船机	426
15.4	曲柄摇杆式飞剪	383	1.7.2	三角活塞旋转式发动机	427
15.4.1	飞剪的配置	383	1.7.3	转子式机油泵	428
15.4.2	飞剪结构简图	384	1.7.4	螺杆泵	428
15.4.3	飞剪的传动系统	386	1.7.5	几种不同的曲线转子式流量计	429
15.4.4	飞剪的部件结构	386	1.7.6	仿形加工	431
15.5	板形仪	391	1.7.7	索道螺线限速模板	431
15.5.1	板形仪的原理	391	1.7.8	瓣形转子增压器	432
15.5.2	板形仪检测辊的结构	391	1.7.9	莫比乌斯带式输送机	432
15.5.3	板形仪检测辊装置的总体布置	393	1.7.10	利用心形凸轮的往复等速摆动机构	433
15.5.4	喷射梁的布置	393	1.8	利用流体力学的结构	433
15.5.5	板形仪气动回路	393	1.8.1	射流泵	433
<b>第2章 巧用原理的结构及创意的结构设计</b>			1.8.2	水轮机的喷嘴和导叶机构	434
1	巧用原理的结构	398	1.8.3	离心叶轮机叶片	436
1.1	巧用连杆的结构	398	1.8.4	机翼和水翼	437
1.1.1	自动伞	398	1.8.5	农用喷头	437
1.1.2	升降平台	398	1.8.6	位移-力反馈电液比例节流阀	439
1.1.3	铲运机、装载机的工作装置	399	1.8.7	气垫及其搬运装置	440
1.1.4	输油臂	403	1.8.8	涡流管	441
1.1.5	夹轨器、夹钳、抓斗	405	1.8.9	煤气表和水表	442
1.1.6	吊钩及锁紧装置	408	1.9	巧用形状记忆合金特性的结构	443
1.2	利用绳索和滑轮的装置	411	1.9.1	汽化器的自动节流装置	443
1.2.1	延伸塔架和救火梯	411	1.9.2	火花塞	443
1.2.2	闸门开启机构	413	1.9.3	柴油机的可变压缩型活塞	444
1.2.3	定、动滑轮系升降装置	414	1.9.4	带增压器引擎的中间冷却器	444
1.3	利用弹性的装置	415	1.9.5	轴流压缩机壳	444
1.3.1	电缆快速接头	415	1.9.6	汽轮机的迷宫式密封	445
1.3.2	蠕动泵	416	1.9.7	旋转式压缩机的容量控制装置	445
1.3.3	可弯曲螺旋输送机	416	1.9.8	橡皮套的卡紧装置	446
1.3.4	弹性气堵	418	1.9.9	带衰减力补偿机构的油压缓冲器	446
1.4	利用离心力的结构	418	1.9.10	抑制打滑的摩擦离合器	447
1.4.1	离心式点火提前自动调整装置	418	1.10	螺旋装置	447
1.4.2	离心式转速表	419	1.10.1	差动螺旋装置	447
1.5	巧用电磁的结构	419	1.10.2	缓冲螺旋传动	448
1.5.1	飞轮磁电机	419	1.10.3	螺旋间隙消除装置	449
1.5.2	光电式转速传感器	420	1.10.4	一次输入多种输出及高速回转变低速直线运动装置	450
1.5.3	磁性式转速表	420	1.10.5	轴承调整及调偏夹铁用机构	450
1.5.4	电磁铁驱动的负压吸盘牵引器	420	1.11	链条机构	451
1.5.5	直线异步电机及其应用	421	1.11.1	链式齿条	451
1.6	利用摩擦力的机构和设备	423	1.11.2	链条齿圈	451
1.6.1	利用摩擦力拉紧绑带的简易装置	423	1.11.3	移动-转动变换机构	451
1.6.2	轮胎驱动	424	1.11.4	链条曲柄机构	452
1.6.3	转向器	425	1.11.5	链条连杆机构	452

1.11.6	用于离合的链条机构	453	1.24	燃油喷枪的卸荷阀	494
1.11.7	滚动副驱动装置	454	1.25	偏心活动连杆剪切机	495
1.11.8	可改变链轮位置的链传动机构	454	1.26	机械手与回转台的组合方式	496
1.11.9	推力链条	454	1.27	船舶螺旋桨自调距机构	497
1.11.10	链条槽轮机构(槽轮停歇时间可调整)	455	1.28	三向倾斜铲斗机构	498
1.11.11	链条提升机构	455	1.29	手摇绞车的手摇机构	498
1.11.12	链条轴承	456	1.30	能爬楼梯的轮椅	499
1.12	特殊齿轮传动装置	456	1.31	提高柴油机功率	500
1.12.1	球形齿轮、平面蜗杆和双蜗杆	456	1.32	密集管道的支撑结构	502
1.12.2	圆锥旋转和摇动等齿轮装置	457	<b>2 创意性的结构设计</b>	503	
1.12.3	圆锥齿和销子、螺旋槽齿轮及碾压机齿轮	457	2.1	功能性	503
1.13	二自由度运动的双螺母驱动机构	458	2.1.1	力学功能	503
1.14	精密直移滑块及驱动	459	2.1.2	运动学功能	509
1.15	反转机构	460	2.1.3	相对位置和位置变换	513
1.16	链传动装置的脉动减少机构	464	2.1.4	其他相关功能	516
1.17	传动张紧器	465	2.2	力流合理性	518
1.18	消除齿隙新结构	466	2.2.1	力流传递路径的合理性	518
1.19	超声马达	467	2.2.2	力流传递路线长短的合理性	521
1.19.1	环状弹性体行波驱动超声马达	467	2.3	载荷分布均匀化	522
1.19.2	采用环形驱动件的直线超声马达	471	2.3.1	载荷对称布置	523
1.19.3	非谐振式超声马达及其应用	472	2.3.2	改善载荷沿宽度方向的分布	523
1.19.4	超声马达的结构改进	473	2.3.3	增加结构弹性变形	524
1.20	冲击、振动及缓冲装置	475	2.3.4	设置载荷均载装置	524
1.20.1	破岩装置的偏心环冲击机构	475	2.4	力的平衡设计	525
1.20.2	压路机多振幅振动装置	476	2.4.1	采用对称结构设计	525
1.20.3	吊重止摇装置	478	2.4.2	设置平衡装置	527
1.20.4	波动给料机	478	2.5	自适应性	529
1.20.5	快跳凸轮及其液体缓冲装置	478	2.5.1	位置自适应	529
1.21	安全结构	479	2.5.2	压力自适应	532
1.21.1	水锤增大拔脱力的双层安全管接头	479	2.5.3	速度自适应	534
1.21.2	耐高温限动安全结构	481	2.6	任务分配的合理性	535
1.21.3	球阀的水锤卸荷结构	481	2.6.1	载体承担一种分功能	535
1.21.4	滚动螺杆的止回和超限制动	482	2.6.2	一载体承担多种分功能	541
1.21.5	滚动螺杆双向摩擦止回结构	483	2.6.3	多个载体共同承担一种功能	541
1.21.6	船舶螺旋桨防缠装置	484	2.7	可调整性	544
1.21.7	活塞销保持器	486	2.8	可控性	549
1.22	密封新结构	486	<b>第3章 节约能源的结构</b>		
1.22.1	离心压缩机自刮槽式疏齿密封	486	<b>1 高效零部件和装置</b>	552	
1.22.2	液路板管接头的密封结构	486	1.1	提高冷却效率增加输出功率的直流伺服马达	552
1.23	信封盖舌开启和纸页折叠机构	487	1.2	改善起动性能的钢球联轴器	552
1.23.1	信封盖舌开启机构	487	1.3	减少磨擦的新型轴承	555
1.23.2	纸页折叠机构	491	1.3.1	液体静压轴承用于精密磨床	555
1.23.3	文件汇集机构	493	1.3.2	静压空气轴承在氦气透平膨胀机上的应用	556
			1.3.3	轧机压下机构采用推力圆锥滚子轴承	

代替铜垫滑动止推轴承·····	557	6.7 提高加速性能、补充发动机动力的汽车驱动装置·····	600
1.4 复合缸节能液压系统·····	558	6.8 工程车辆能量贮存系统·····	601
1.5 莱宁搅拌器的新型叶片·····	558	6.9 利用废气涡轮增压或气波增压器·····	602
1.6 柴油机节能净化器·····	559	6.10 利用活性炭回收汽车蒸发的汽油·····	603
1.7 自由浮球式疏水器·····	559	6.11 控制化油器浮子室产生的汽油蒸气·····	604
1.8 利用管形钻杆钻孔·····	560	6.12 低压射流泵用于烘筒废水回收·····	605
1.9 旁侧吹气排渣式牙轮钻头·····	561	6.13 排气余热利用型联合循环装置·····	606
1.10 用直线电动机作动力源的压缩机·····	562	<b>7 减少辅助作业消耗</b> ·····	606
1.11 椭圆形泵体的水环泵·····	563	7.1 汽车冷却风扇用粘性离合器·····	606
1.12 离心风机轴向前导器·····	565	7.2 气动风扇离合器·····	609
1.13 喷射抽气器·····	567	<b>8 利用新型材料和材料特性的节能结构</b> ·····	609
1.14 螺杆作螺旋运动的螺旋压力机·····	568	8.1 利用新型三层复合材料减少拖动功率的导轨和轴承·····	609
1.15 利用重锤平衡节能的搅拌砂磨分散多用机·····	569	8.2 合成材料复合带·····	613
1.16 高效、节能的水力旋分机·····	570	8.2.1 节能合成平胶带·····	613
1.17 船舶附加节能装置·····	571	8.2.2 底部有槽的窄型V带·····	613
1.18 船用喷水推进组合体·····	576	8.3 塑料活塞环·····	613
1.19 新型电解装置·····	576	8.4 塑料齿轮·····	614
1.20 凯撒铝电解槽·····	577	8.5 高效永磁同步电动机·····	615
<b>2 减少能量传递环节</b> ·····	581	8.6 磁性槽泥·····	615
2.1 潜孔钻机·····	581	8.7 利用石蜡的膨胀来控制流量的自动开关阀·····	616
2.2 能量可直接传给钻头的电站·····	582	8.8 蜡式节温器·····	616
2.3 驱动机两端驱动的离心压缩机·····	582	8.9 利用形状记忆合金控制的冰箱除霜装置·····	617
<b>3 最佳工况匹配的传动</b> ·····	584	8.10 粉末冶金配流盘·····	617
3.1 利用调速型液力偶合器传动·····	584	<b>9 合理设计几何形状减少流体阻力</b> ·····	618
3.2 利用液粘调速离合器传动·····	588	9.1 流体管道的局部减阻结构·····	618
3.3 变频调速器在风机、水泵中的应用·····	589	9.2 合理的汽车车身外形设计·····	619
3.4 液动力源的合理匹配·····	591	9.2.1 汽车行驶中的阻力·····	619
<b>4 合理分配工作过程的功率消耗</b> ·····	592	9.2.2 车身各部合理形状及参数·····	621
4.1 多轴式离心压缩机·····	592	9.3 厢式货车的外形选择·····	626
4.2 用单向超越离合器减少燃料消耗的汽车发动机·····	593	9.4 船舶外形减阻节能·····	627
<b>5 利用振动,或改进施力</b> ·····	594	9.4.1 船首球鼻与船尾的球茎尾·····	627
5.1 利用机械振动为供油动力的润滑供油装置·····	594	9.4.2 舰船表面减阻节能的方法·····	628
5.2 振荡压路机·····	595	<b>10 改进或巧用能源的节能装置</b> ·····	629
5.3 铲运机Z型连杆铲斗·····	595	10.1 用电液锤改造蒸汽锤和空气锤·····	629
<b>6 蓄能与能量反馈</b> ·····	595	10.1.1 DY系统电液锤动力头·····	629
6.1 电子控制液压蓄能的公共汽车蓄能系统·····	595	10.1.2 CYZ-G型电液锤动力头·····	630
6.2 液压传动飞轮蓄能系统·····	597	10.2 用液压凿岩机代替气动凿岩机·····	632
6.3 利用蓄能器节能的几种液压回路·····	597	10.3 利用回流水的位能获得清水的抽吸泵·····	633
6.4 用油压蓄压器吸收负荷变化的发动机·····	598	10.4 利用重力卸矿的侧底卸矿车·····	633
6.5 由飞轮把制动能用于汽车加速的装置·····	599	10.5 利用水锤的水锤泵·····	634
6.6 飞轮-内燃机组合的小型节能发动机·····	599	10.6 风力机械·····	635
		10.6.1 风车·····	635

10.6.2 风力抽水机 .....	636
10.6.3 风力发电机 .....	646
10.7 利用太阳能抽水的抽吸泵 .....	647
<b>11 改进工艺或加工设备 .....</b>	<b>647</b>
11.1 电路板的强对流重融焊机 .....	647
11.2 离心压缩机焊接隔板(扩压器和回流器) .....	650
<b>12 几种新的节能方案 .....</b>	<b>651</b>
12.1 重量轻、体积小、燃耗低的超导发电机 .....	651
12.2 不用风车的风力发电机 .....	651
12.3 超导电磁推进船 .....	652
12.4 稀土类磁铁整流子的车轮 .....	652

#### 第4章 小型化、轻量化结构

<b>1 概述 .....</b>	<b>653</b>
<b>2 零件的形状与截面 .....</b>	<b>656</b>
2.1 用料最省的各种溜槽 .....	656
2.2 容器的合理形状 .....	656
2.2.1 不需考虑内压力影响时的容器 .....	656
2.2.2 有内压的大型容器 .....	657
2.2.3 低压液体贮罐 .....	658
2.3 梁的断面形状 .....	659
2.3.1 梁的合理断面 .....	659
2.3.2 钢板焊接梁代替型钢组合梁 .....	661
2.4 受扭转零件的断面形状 .....	663
2.5 受压柱的断面 .....	664
<b>3 寻求合理结构 .....</b>	<b>665</b>
3.1 采用合理零件与工艺 .....	665
3.2 采用整体结构 .....	671
3.3 采用集成结构 .....	673
3.4 机构的合理组合 .....	674
3.5 零部件的组合与配置 .....	675
3.6 减速器、电动机、新型轴承、低速大扭矩液压马达 .....	683
<b>4 轻小结构设计实例 .....</b>	<b>699</b>
4.1 超小型机器人 .....	699
4.2 电动牙刷 .....	703
4.3 狭小空间的轴承调节结构 .....	705
4.4 气缸内装行程位移传感器 .....	706
4.5 单旋钮粗精调转盘 .....	709
4.6 微位移机构 .....	710
4.7 五位四通旋塞阀 .....	711
4.8 建筑用可拆轻型支架 .....	713
4.9 转子平衡的简化配重结构 .....	716
4.10 侧卸式矿车 .....	716
4.11 伸缩臂结构 .....	717

4.12 螺旋式缆形传送带 .....	718
4.13 升降螺旋 .....	718
4.14 螺旋式激振缸 .....	719
4.15 曲柄滑块往复活塞式空压机 .....	720
4.16 无曲轴发动机 .....	721
4.17 活塞式压缩机与螺杆式压缩机 .....	722
4.18 拧锁式HP <sub>CP</sub> 型喷射泵 .....	723
4.19 自动波轮式洗衣机 .....	724
4.20 机械停车库 .....	724
<b>5 新材料的应用 .....</b>	<b>726</b>
5.1 钛及钛合金的应用 .....	726
5.2 铝及铝合金的应用 .....	727
5.3 塑料的应用 .....	730
5.4 玻璃钢的应用 .....	733
5.5 复合材料的应用 .....	737
5.6 形状记忆合金的应用 .....	740

#### 第5章 延长寿命的结构

<b>1 降低应力与改善载荷分布 .....</b>	<b>742</b>
1.1 降低静应力的轴类零件结构设计 .....	742
1.2 符合负荷特点的结构设计 .....	744
1.3 载荷分担的设计 .....	745
1.4 兼顾应力分布并适应材料特性的结构 .....	747
1.5 齿轮载荷的均衡设计 .....	748
1.6 几种结构载荷分布的改善 .....	750
1.7 多绳提升的张力平衡 .....	752
<b>2 载荷抵消的设计 .....</b>	<b>754</b>
<b>3 弹性强化和塑性强化 .....</b>	<b>754</b>
<b>4 降低应力集中, 提高疲劳强度 .....</b>	<b>756</b>
4.1 降低应力集中的设计 .....	756
4.2 螺栓联接的应力集中改善 .....	758
4.3 降低应力集中的活塞销座 .....	758
4.4 曲轴的抗疲劳设计 .....	759
4.5 连杆螺栓提高疲劳强度 .....	761
4.6 提高摩擦压力机螺杆寿命 .....	762
<b>5 降低接触应力, 提高接触强度 .....</b>	<b>762</b>
5.1 降低接触应力的球面支承结构 .....	762
5.2 以面接触代替点接触的结构 .....	763
5.3 增加接触点提高滚动轴承接触强度 .....	763
5.4 以线接触代替点接触的双阶螺旋槽卷筒 .....	764
<b>6 提高机体的刚度 .....</b>	<b>764</b>
<b>7 改善运动副结构, 减少磨损 .....</b>	<b>765</b>
7.1 机械卸荷导轨结构 .....	765
7.2 液压卸荷导轨结构 .....	765
7.3 无运动磨损的导轨结构 .....	766

7.4	减少磨损的浮动轴承	766	15.1	减少缝隙腐蚀的结构	785
7.5	发动机挺柱延长寿命的结构	767	15.2	防电偶腐蚀的结构	787
7.6	克服局部磨损、提高破碎机抗磨件寿命	768	15.3	改进结构,减少腐蚀	788
8	改善润滑,延长使用寿命	769	15.4	发动机缸套防穴蚀结构	790
8.1	铁道车辆轮缘的润滑设计	769	15.5	两级节流的流量控制阀	791
8.2	推土机履带销密封润滑装置	769	15.6	减小腐蚀面积的结构	792
8.3	采用合理的供油孔及油沟	769	16	增加活动件的受力工作面	793
9	减少磨损,提高耐磨性与磨损补偿的结构	770	17	采用新工艺延长寿命的结构	794
9.1	减少磨损的阀和泵	770	17.1	连杆大头结合面断开新工艺	794
9.2	提高耐磨的措施	774	17.2	利用冷压强化提高疲劳强度	795
9.3	轴承磨损补偿结构	776	17.3	改进摩擦副材质及热处理提高柱塞泵寿命	797
9.4	具有抗磨性的各种弯管结构	777	17.4	电火花熔渗提高工模具寿命	799
10	缓冲减振,减小冲击振动载荷	778	18	消除边缘接触	799
10.1	轴承及轴承座的减振结构	778	19	简化结构	800
10.2	柔性减振回转体	779	19.1	运动零件少的结构	800
10.3	柔性传动回转窑	779	19.2	圆锥破碎机分矿装置的简化改进	801
10.4	膜片联轴器代替齿式联轴器	780	20	管道连接端面密封件的保护结构	802
10.5	利用氮气垫缓冲的碎石器	780	21	冷热水调节笼头	803
10.6	潜孔冲击器的减振装置	781	22	高速长寿命径向攻丝装置	804
10.7	气囊式减振离合器	781	23	二级减速驱动桥的整体式壳体	806
11	利用超声振动提高磨具寿命	782	24	提高热疲劳寿命的结构	808
12	利用形状记忆合金防止防振橡胶耐久限下降	783	24.1	热换热器冷却管支撑结构	808
13	利用形状记忆合金抑制太阳能热水器水温过高	783	24.2	铸轧机辊套热疲劳寿命的提高	809
14	改换轴承型式,提高可靠性	784	25	摩擦离合器的中间盘定位结构	811
14.1	用 CARB 新型轴承代替传统轴承	784	26	改进螺纹形式提高钎杆接头寿命	812
14.2	轻型汽车变速器用圆柱、圆锥滚子轴承代替向心球轴承	785	27	提高刹车副寿命的配置	813
15	增强防腐蚀性能的结构	785	28	利用真空主动轮驱动减少磁带磨损	815
			29	颚式破碎机带轮与偏心轴联接改进	815
			30	塑料管件的金属镶件	816
			31	闸阀闸门的密封结构	816
			32	组合式驱动链轮	818



## 第 2 篇 系统和整机的结构与组合

### 第 1 章 满足生产工艺不同功能的结构

#### 1 满足几种动作要求和特殊要求的装置

##### 1.1 满足几种动作要求的装置

##### 1.1.1 简单有效的快餐销售辅助设备

这里介绍简单机械有效应用的实例。根据美国专利 5287948。

图 2-1-1a 表示在二层楼建筑中从二层 14 到一层 12 的一套传送带 95。带上铰接托盘 94。快餐食品在二层加工，放在托盘上送到一层销售。图示托盘在上升时下垂。图 b 为图 a 结构在一层部分的俯视。托盘 94 及滑槽 96 均有梳齿状结构，以免互相干涉。食品顺利地由托盘上转移到滑槽上，分别送到饮料供应器 28 的两旁。饮料供应器有饮料和冰块供给头 120，接盆及排水槽 124，供杯口 122 等，见图 a。

图 c 为代替带式传送的往复式传送器。在立柱 102 上有气动驱动升降的滑架 106，其上有小传送带 110 及齿轮 112。当滑架下降到位时，齿条 114 作用于齿轮 112，使传送带将铰接在带上的托盘 108 向右推出，于是托盘上的食品被送出。

图 d 为订餐对话显示器。图示其下缩于地面以下的位置。盖 64 保护它不被损坏。用气缸 56 可驱动筒形结构 52 上升到地坪之上。圆筒（或可为方形或其他外形）上有菜单显示器及服务人员的电视图像显示 60 及

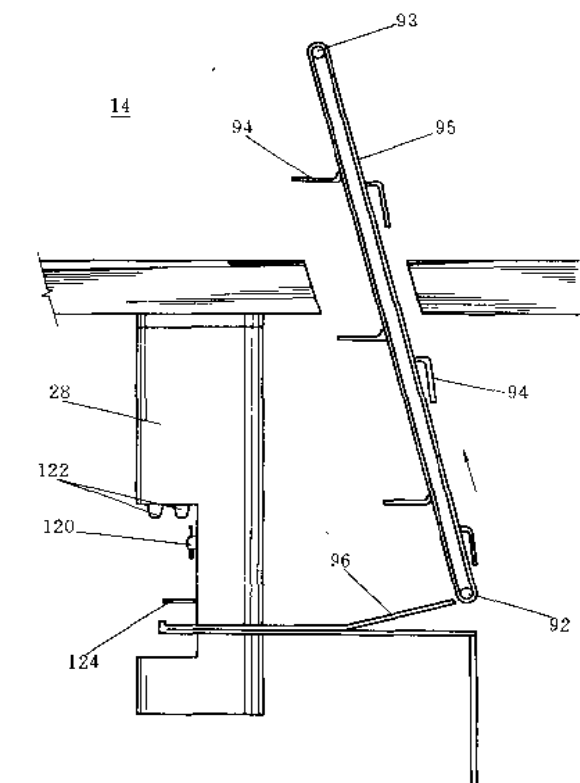


图 2-1-1 (a) 传送带

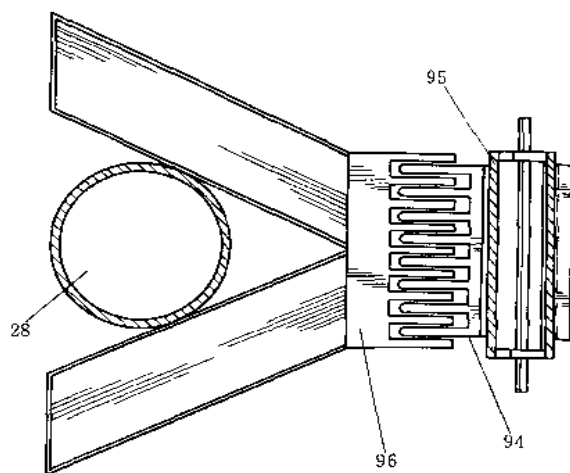


图 2-1-1 (b) 图 a 在一层部分的俯视图

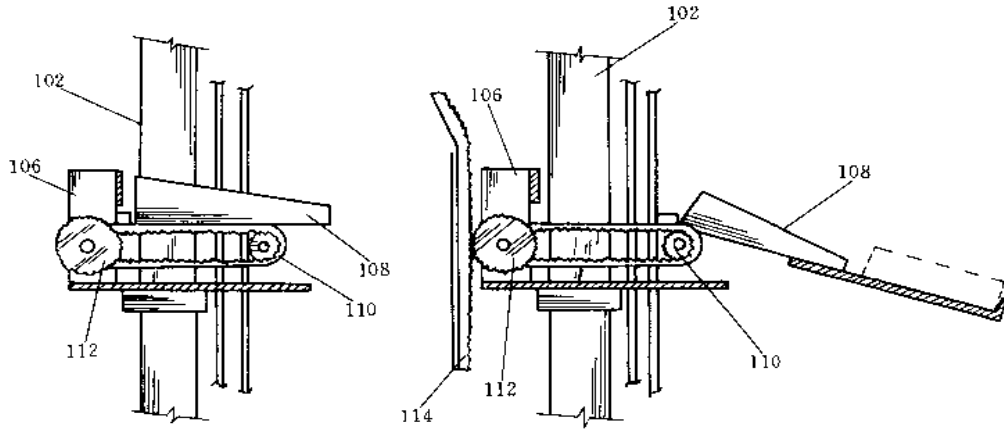


图 2-1-1 (c) 另一种传送机构

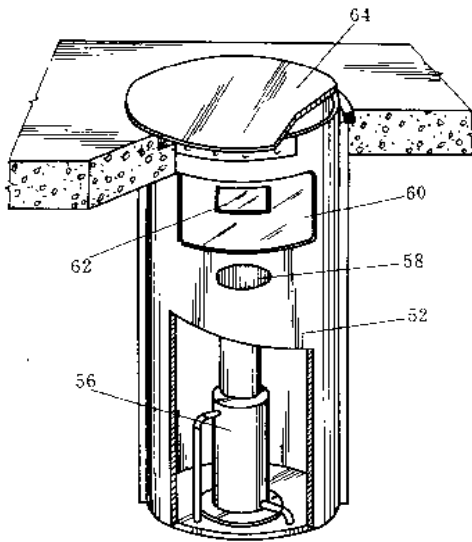


图 2-1-1 (d) 对话显示器

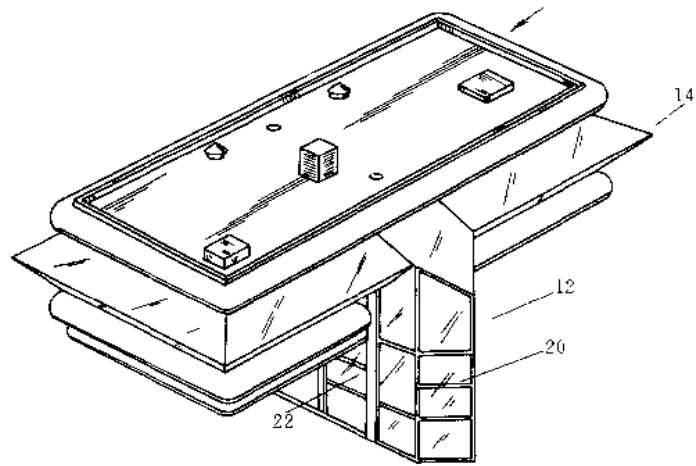


图 2-1-1 (e) 快餐售货亭外貌

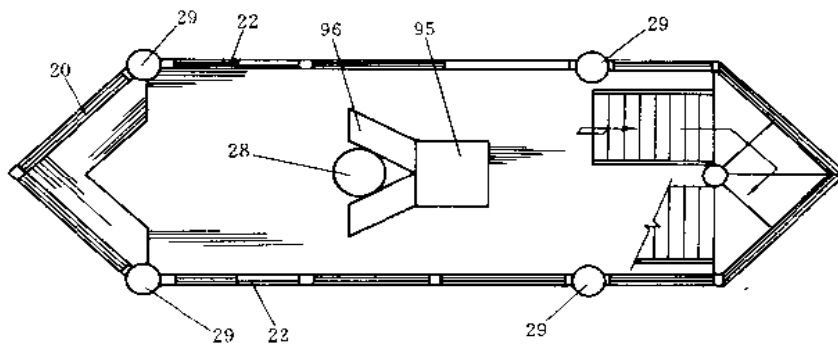


图 2-1-1 (f) 一层面积的基本布置

62, 还有话筒及扬声器 58。它安装在销售亭附近可停车的地坪处, 其高度可由顾客或服务人员调节, 以便适应车内顾客的位置。

上述简单设备应用于快餐售货亭。图 e 为售货亭外貌, 它有二层结构。一层 12 占地面积很小, 约相当于两辆小轿车停车面积纵向串接的大小。其前端有步行顾客购餐窗口 20, 左右有乘车顾客购货窗口 22。二

层面积远远大于一层，为加工人员工作区。图 f 为一层面积的内部布置，中央是传送装置 95 及饮料供应器 28。服务人员在窗口 20 及 22 附近工作，取送食品很方便（注意空间很小）。一层的后部为小楼梯。供乘车顾客订餐用的对话显示器散布于售货亭附近可停车的地坪处。顾客可以先订餐，片刻后驱车购买，一层的两侧之外（二层下方）为车道。从订餐到购买不得超过 5 分钟，实际上不超过 2 分钟，最好不超过 1 分钟。传送装置从二层到一层约 6~8 秒。

如上所述的售货亭服务方式，对顾客非常方便。前述简单的机械设备，对于占地狭小而且订餐后需要等待的快餐亭而言乃属至为必要。

快餐亭的建筑可采用轻型预制结构，图 f 四个立柱 29 采用钢管材料，是主要的承重骨架。管内可安排电源线路及上下水通道等。快餐亭外观采用现代装修材料，高档而悦目，吸引顾客。

### 1.1.2 球面绕两条正交轴线转动的装置

用压电超声马达驱动一球而构件绕两条正交轴线转动。根据美国专利 5696421。

图 2-1-2a 框架 20 内有球面构件 10，内装透镜 12。四个轴承 42 经过四个支承件 52 使球面件保持稳定位置；四个陶瓷马达 40 驱动各支承件 52 转动，使球面件绕两条正交轴线 36、38 转动。超声马达的工作原理见第 2 章。球面运动的工作原理如下。

陶瓷马达——图 b 示出马达 40 有 4 件压电材料件 60，壳体 62 在压电件振动驻波的零位支承压电件。马

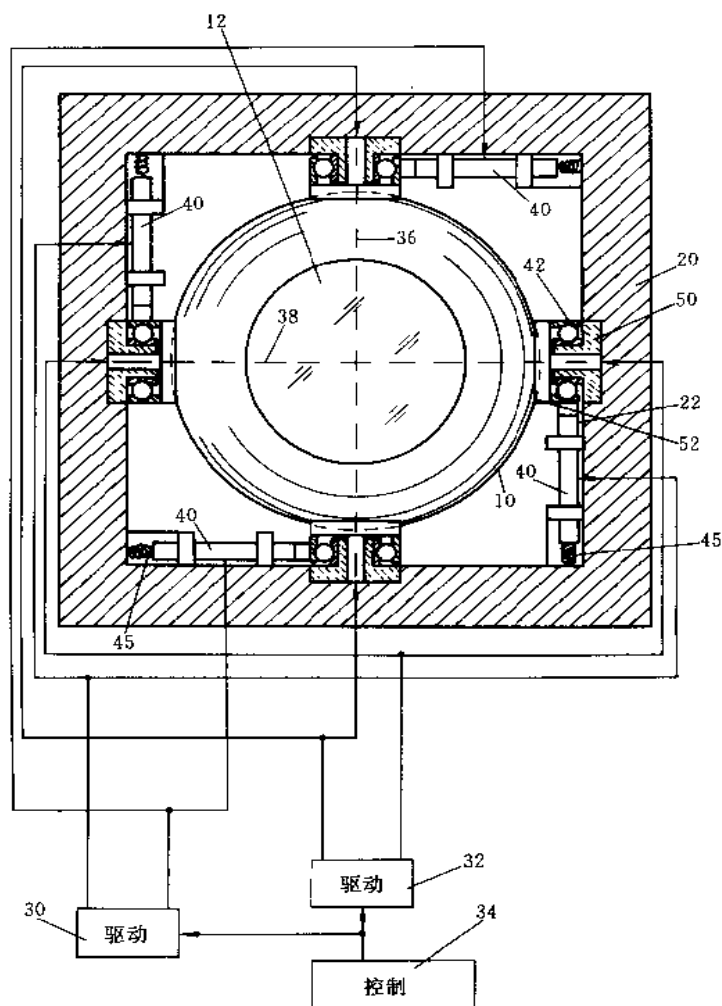


图 2-1-2 (a) 二轴转动装置

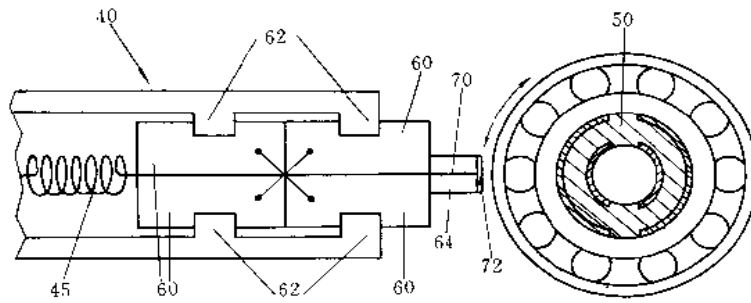


图 2-1-2 (b) 陶瓷马达

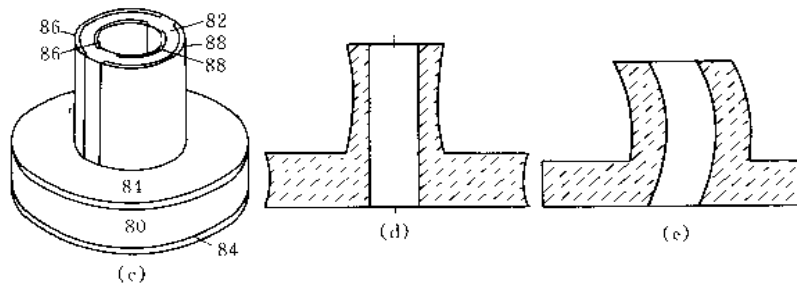


图 2-1-2 (c)、(d)、(e) 摩擦力控制器

(c) 控制器的电极；(d) 伸长状态；(e) 弯曲状态

达的驱动件 64 在压电件作用下有方向 70 和 72 两种运动，工作频率为 20~150kHz。两种运动的相位适当配合，使驱动件 64 伸出接触轴承外圈时切向运动为方向 72 中之某一方向，于是可使轴承在摩擦力作用下转动。弹簧 45 的作用为预加压力。市售马达产品举例：以色列，海法，Nanomotion 有限公司生产，专利申请号（以色列）106296。

摩擦力控制器——每一支承件 52 及轴承 42 有一摩擦力控制器 50。图 b 示出压电陶瓷制成的控制器 50 的盘形部分装在框架 20 内，圆柱部分伸入轴承孔内；支承件 52 的柱部伸入控制器 50 的孔内。轴承内圈端面与控制器接触，外圈端面与支承件 52 接触。图 c 示出控制器有电极 84、86 及 88。控制器有伸缩与弯曲两种功能。电极 88 的电压可使控制器轴向伸长如图 d 所示状，这时支承件 52 紧压球面件。控制器轴向收缩时支承件松开球面件。某一马达工作时，其控制器伸长，增加球面摩擦力。当同一轴上该马达不工作而另一马达工作时，其控制器收缩。当两马达均停歇时，控制器伸长，使球面件保持稳定位置。电极 84 及 86 的电压可使控制器圆柱部分弯曲如图 e 所示状，这时控制器将轴承推向右。当某一马达工作时，控制器将轴承推向马达驱动件，增加驱动摩擦力。

陶瓷马达和摩擦力控制器均由控制电路 34 经过驱动电路进行驱动。其中，电路 32 用于驱动摩擦力控制器，电路 34 用于驱动陶瓷马达。同一轴线上的—对摩擦力控制器由电路 32 的同一个输出进行驱动，同一轴线上的一对马达由电路 34 的同一个输出进行驱动。在通常情况下，不同轴线上的马达和摩擦力控制器有不同的运动要求，它取决于球面件的运动要求。在多数情况下，马达和摩擦力控制器的压电陶瓷元件都处在振动状态，其振动的相位关系和波形特征符合球面件运动的需要。在特定情况下，例如，在球面件只绕某一轴线转动时，另一轴线的马达停止工作，而摩擦力控制器则持续保持伸长（使支承件 52 紧压球面件）状态；又如，在球面静止时，全部马达都停歇，全部摩擦力控制器都伸长，不属于振动状态。

### 1.1.3 一种装信机构

本机构注重提高装信机构的可靠性。装信机构的基本功能是：1) 将盖舌已开启的信封稳定地送到装信工位；2) 使信封口张开并扩大；3) 将已汇集好的文件送入信封；4) 将已装入文件的信封送出。在全自动装信机中，在装信机构之前有信封供给机构逐个供给信封，盖舌开启机构打开信封盖舌，文件汇集机构汇集

整理文件（包括必要的逐页供给文件及文件折叠）；在装信机构之后有封盖机构将盖舌折回并粘封固定。

本机构利用负压鼓和负压平台使信封送进和定位时更加稳定，用负压吸盘使纸封开口更加可靠，用扩口器使信封开口更有保证，用送件推爪确保文件送入信封完全到位，这些都旨在提高工作的可靠性。（根据美国专利 5428944、5247780）

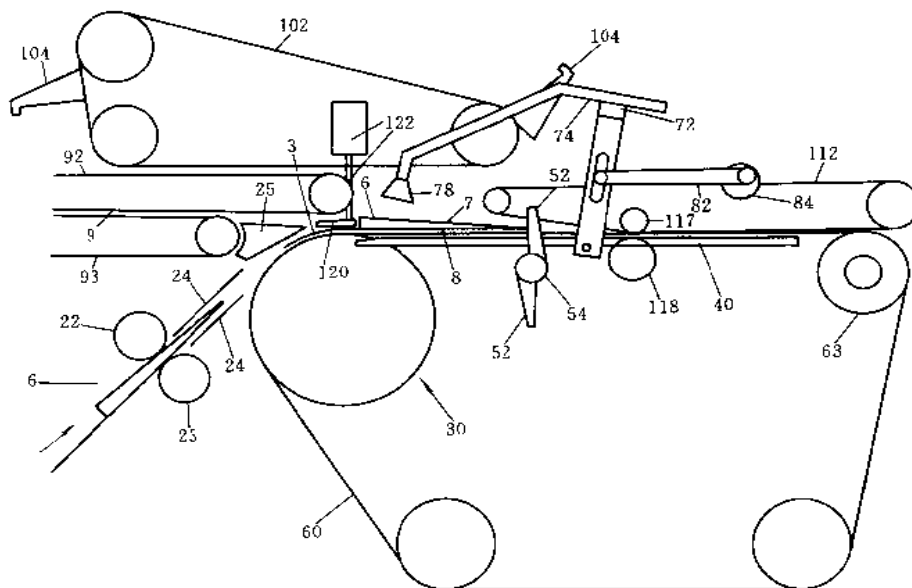


图 2-1-3 (a) 装信机构全貌示意图

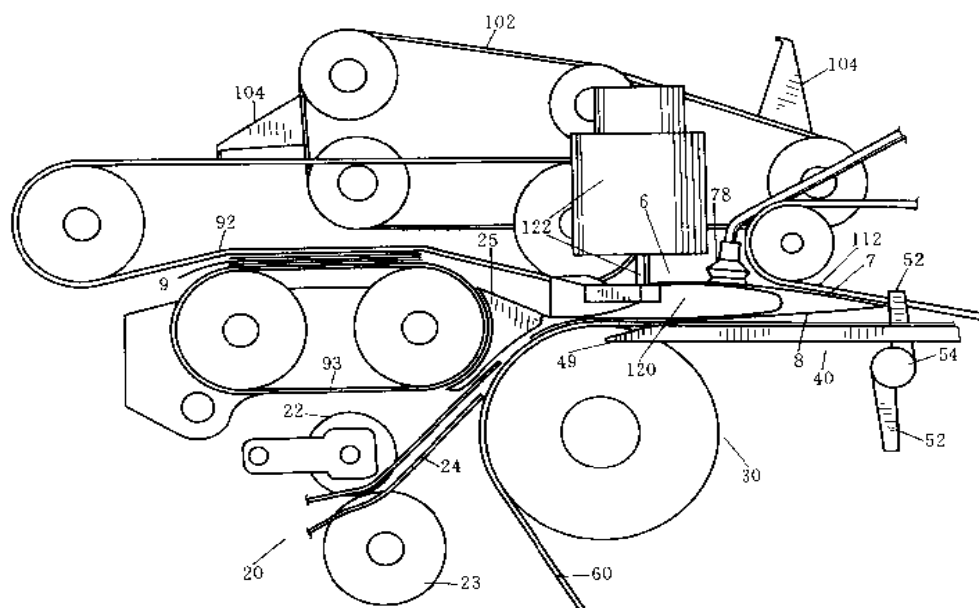


图 2-1-3 (b) 信封到位开口扩口之后

#### (1) 主要结构

信封送进机构——如图 2-1-3a 所示，驱动辊 23 及压紧辊 22 使信封 6 沿导板槽 24 进入装信工位。到达装信工位以后的信封在插图中标为编号 6。在装信工位，信封的正面层 8 在下，背面层 7 在上，盖舌 3 在左。但图 c 左右方向与其他图相反。盖舌 3 在前道工序已经开启。保持件 25 使装信工位信封 6 的盖舌稍向下弯曲，防止盖舌翘起干扰文件 9 的送进。

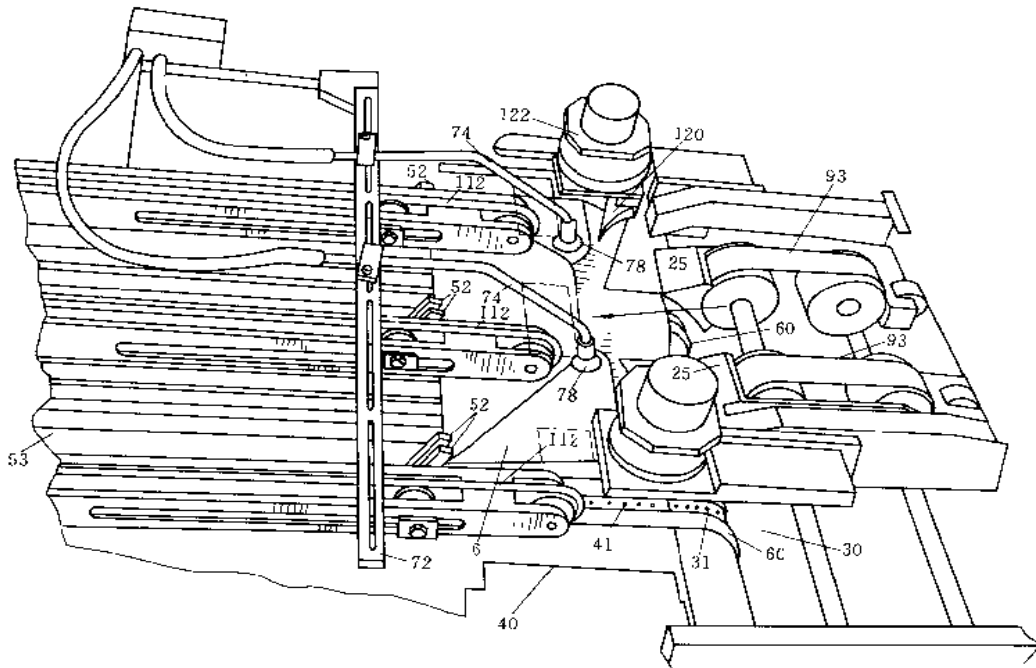


图 2-1-3 (c) 鸟瞰概貌 (送信方向从右至左与其他图相反)

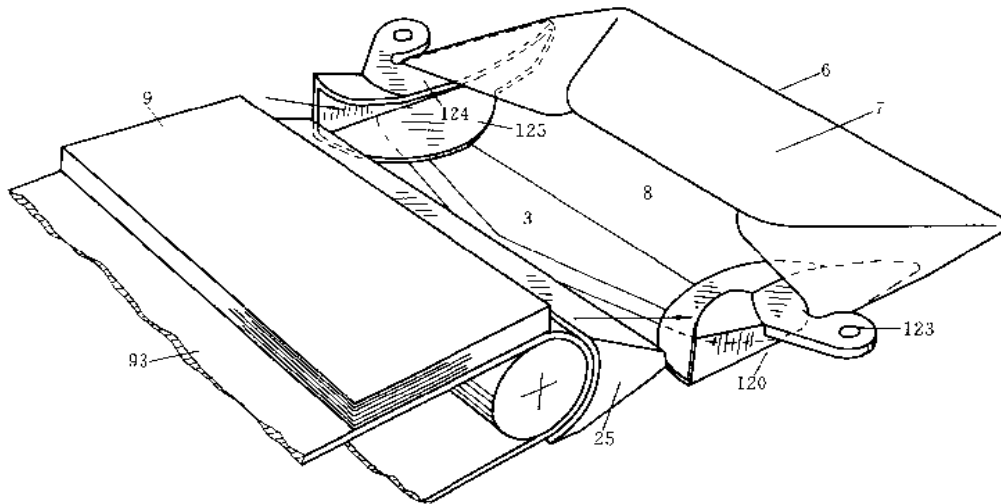


图 2-1-3 (d) 信封扩口器

插图零部件编号 (包含图 2-1-3a 至 m): 3—信封盖舌; 6、6'—信封或信封位置; 7—信封背面层; 8—信封正面层;  
 9—文件, 即信封内装物; 22—压辊; 23—驱动辊; 24—导板; 25—保持件; 30—负压鼓; 31—负压孔; 32—负压盘;  
 33—隔盘; 34—带轮; 35—轴; 40—负压平台; 41—负压孔; 45、46—负压通道; 52—挡铁; 53—槽; 54—轴;  
 60—传送带; 63—驱动辊; 72—横杆; 74—摇臂; 78—吸杯; 82—连杆; 84—偏心轴; 92、93—传送带;  
 102—传动带; 104—推爪; 112—传送带; 117—压辊兼张紧辊; 118—驱动辊; 120—扩口器;  
 122—电机及其轴; 123—连接孔; 124、125—上下导向片

文件送进机构——传送带 92 及 93 夹持文件 9 从左向右送进。两传送带 92 及 93 各有一对, 横向并列, 见图 c。本装置有多种横向成对布置的结构, 均镜像对称于纵向中心线。当文件接近装信工件时, 推爪 104 以高于传送带 92、93 的速度从左向右推文件进入信封。推爪 104 固定于传动带 102, 传动带 102 及其驱动辊及张紧辊均横向成对布置, 每条传动带上有两个推爪。

信封定位及扩口机构——图中未示出的伺服电机驱动辊子 63，使传送带 60 顺时针方向连续转动。图中未示出的另一电机驱动挡铁 52 绕轴 54 间歇转动。信封 6 在传送带 60 上从左向右移动，靠在挡铁 52 上获得纵向定位。一个伺服电机有偏心轴 84，经连杆 82 及摇臂 74 驱动吸杯 78 上下往复间歇运动，吸着信封背面层 7 上提，使信封开口。吸杯及摇臂均横向成对布置，由横杆 72 连接成一个运动构件。一对吸杯机构横向间距可调，见图 c 横杆 72 上的长槽型调节结构。一对扩口器 120 横向对称布置，由电机 122 驱动作往复间歇转动。图 d 表示扩口器转动到位进入信封使它开口张大的状态。文件 9 可以平滑地在扩口器上下导向片 124 及 125 引导下顺利进入信封。图 b 简略地表示扩口器在信封外的位置。为了使信封在装信工位保持稳定的态势，本设计还采用了特殊的负压鼓及负压平台结构，见图 e、f 及 g。

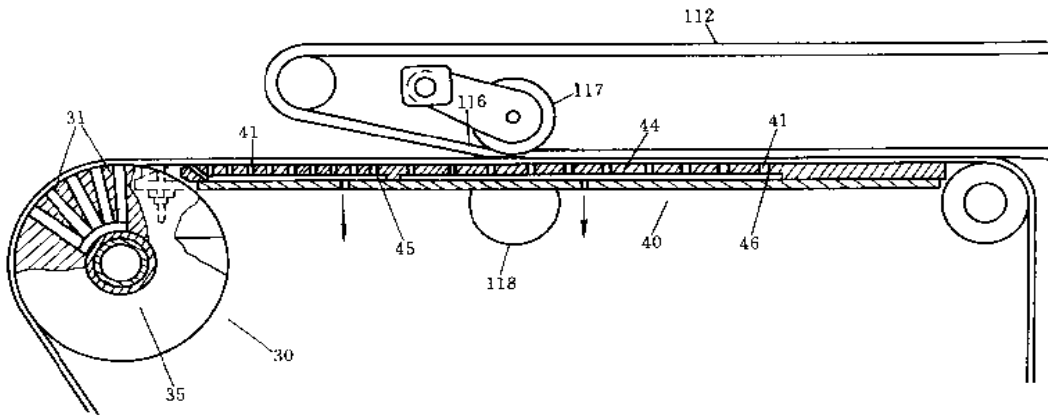


图 2-1-3 (e) 负压结构纵剖面图

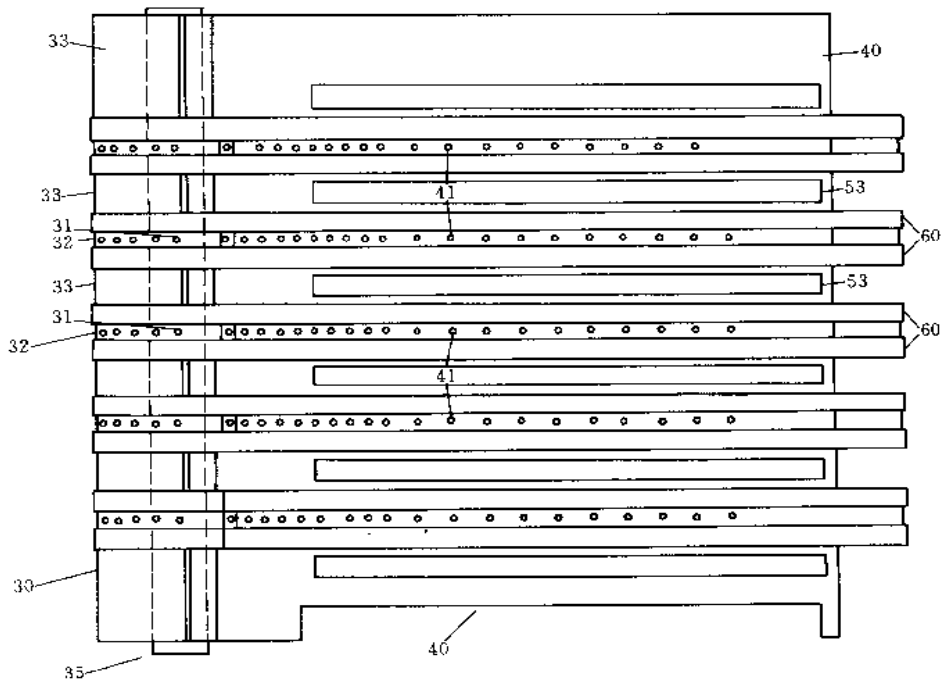


图 2-1-3 (f) 负压结构俯视图

负压鼓和负压平台结构——固定于机架不能转动的轴 35 上装有一系列（例如图 f 所示 5 套）负压盘 32，如图 g 所示，它有孔 31 与轴 35 的内孔连通。轴 35 的内孔通负压源，有开关阀控制。每一负压盘两侧各有一个带轮 34，图示带轮共 10 个。带轮经轴承与轴 35 连接，随传送带 60 转动。传送带 60 为窄带，图示共 10 条。负压盘、带轮及固定在轴上的隔盘 33 共同组成负压鼓 30。负压鼓的右方为负压平台 40，如图 e 所示，其负压通道分为两段 45 及 46。负压通道有向上的负压孔 41，其横向位置与鼓的负压孔一致。五列负压

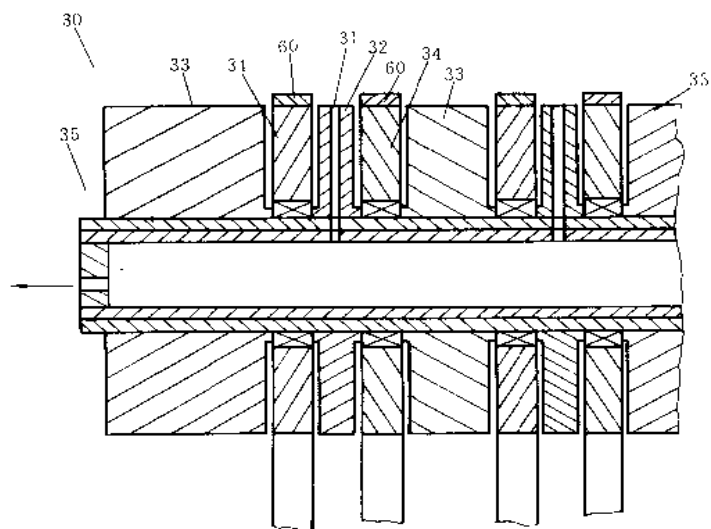


图 2-1-3 (g) 负压鼓剖视图

孔的前后各两段负压通道各有一个外接管口，共 10 个外接管口，分别经各自的开关阀（共 10 个阀）通负压源。信封在传送带 60 上运动，负压作用使它贴服于鼓的圆柱面及平台的表面（均指鼓上及平台上的传送带表面）。信封从 6' 位置向 6 位置运动时，其前方边沿在鼓的圆柱面的负压作用下改变运动方向，得以顺利入

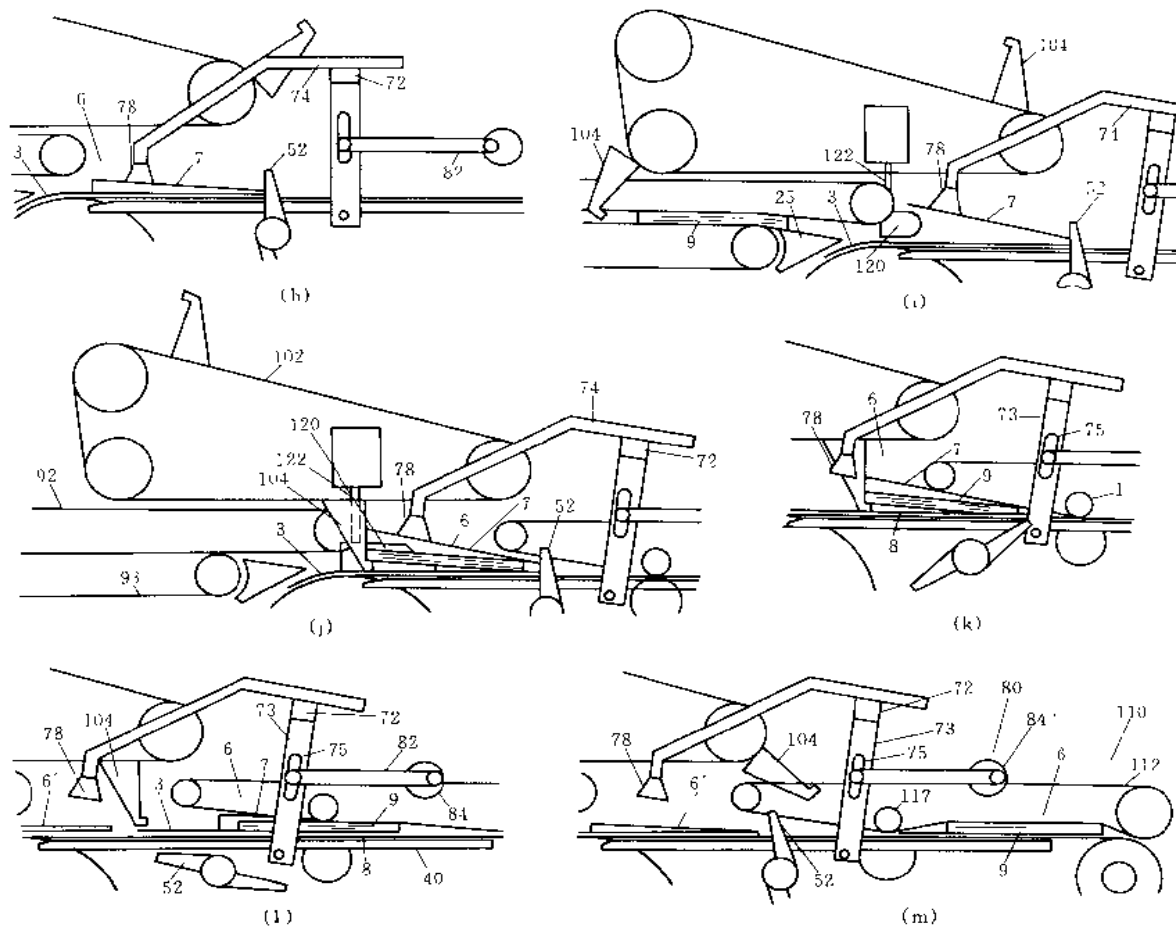


图 2-1-3 (h)~(m) 工作过程



位。信封在 6 位置装信时，传送带 60 不停转动。负压平台使它保持稳定。吸杯 78 吸提信封背面层 7 时，负压平台使正面层不随之上提，从而保证应有的开口尺寸。

鼓及平台的负压在不需控制信封状态时由开关阀关断。鼓的负压孔只分布在有用的 1/4 圆周上，见图 e。负压盘及隔盘虽然基本上不接触信封，仍应该采用耐磨损和低摩擦的材料制成，如高密度聚乙烯。平台上表面有纵向线槽（为传送带导向），亦应用耐磨材料制成。平台上有 53（图 f），挡铁 52 可以从平台下方向上伸出。槽 53 的长度应顾及挡铁的纵向位置调节范围。

送出机构——若干条窄传送带 112 横向排列，与传送带 60 对齐。张紧辊 117 下方有驱动辊 118（图 a）。两辊 117 及 118 作用于已经装好文件的信封，使之向右送出，传送带 112 及 60 使之在送出的过程中运行平稳。

### （2）工作过程

在工作过程中，传送带 92、93、60、112 连续运转。

信封从 6' 处进入，其盖舌 3 已开启。信封以底边为前沿，在负压鼓的负压作用下弯曲进入 6 处，接触挡铁 52 后停止运动，平顺地平摊在平台上，盖舌 3 稍弯曲向下，靠在鼓面上。偏心轴 84 驱动杯 78 开始向下接近信封的背面层 7。这是图 h 所示状态。

吸杯 78 吸着背面层 7 向上提起，正面层及盖舌在台面及鼓的负压作用下保持原位，信封口部张开，文件 9 接近装信位置，爪 104 接近文件，扩口器 120 开始进入信封，见图 i。

扩口器 120 转动进入信封，使信封口两侧张大，爪 104 推文件 9 进入信封，见图 j。

挡铁 52 转动让开信封通道，爪 104 继续推动文件连同信封向右移动，杯 78 的负压停止作用，见图 k。

内含文件的信封进入两辊 117 与 118 之间，继续向右移动，爪 104 降低运动速度，离开文件及信封，挡铁 52 完全缩入到台面以下，见图 l。

文件及信封向右送出，挡铁 52 的另一臂进入工作位置，爪 104 离开装信区，下一个信封进入装信区，即将接触挡铁，见图 m。

### （3）设计特点

本装置只有爪 104 推动文件，属于强制性（确定性）驱动，其余均为传送带连续驱动，因而步骤之间的停滞较少。传送速度高，可达 2~2.5m/s。信封接触挡铁时，传送带对信封可以有滑移，因而速度虽高却不损伤信封。

扩口器及吸杯可保证信封充分开口，文件易于进入，故障率低。

上下两套传送带夹持文件送进，使文件能保持良好的叠置状态。

一个信封刚离开装信工位，下一个信封立即入位，工作效率高。

推爪推文件进入信封，不同于依靠文件惯性（动量）的设计，可靠性高。

## 1.1.4 高速操作稳定定位的装信机构

80 年代的装信装置以典型信封 100mm×225mm 为例可达每小时 6000 件的速度，90 年代前期可达每小时 10000 件。本设计可达每小时 13000 件。（根据美国专利 5660030，1997 年公告发表）

整理叠置好的文件 26 由图 2-1-4a 中未表示的机构送到中央台面板 62 上。准备装信的信封 28 由图中未表示的机构逐个打开盖舌并送到滑板 82 处。本装置将信封准确定位，打开信封口，将文件装入，然后向右方送出。

本装信装置有慢速与快速两套推送文件的机构。两链条 32 各有若干推件爪 30 随链条运动，镜像对称于图 b 中心线 X-X。另两链条 42 各有若干推件爪 40 随链条运动，亦镜像对称布置。链条 32 上推件爪间距参考尺寸为 27 英寸，链条 42 上推件爪间距 42 英寸，推件爪 30 及 40 的运动速度可分别取为每秒钟 27 及 42 英寸。链条布置在台面板 62 之下。台面板上有纵向槽，推爪工作部位伸出于台面板之上。文件 26 到达台面板 62 处后，先由慢速推爪 30 推动向右，邻近装信位置时推件爪 40 以较高速度追上爪 30，将文件推入信封。导条 130 固定于板 140，限制文件上表面高度。

信封从滑板 82 上向右下方运动，其底边向前，触及挡铁 86 后停止运动。这时信封的盖舌 84 在滑板上，杆 88 逆时针转动，杆端的轱子 89 压在盖舌 84 上，使它稳定。信封正面层 92 向上，背面层 90 向下，信封口自然微微张开，见图 c。信封两侧边在导条 80 上，横向位置由导条的立面 81 限定。

信封到位后，一对扩口器 94 及 96 绕支点 98 顺时针转动到图 c 96' 位置，将信封背面层 90 压向下移，到

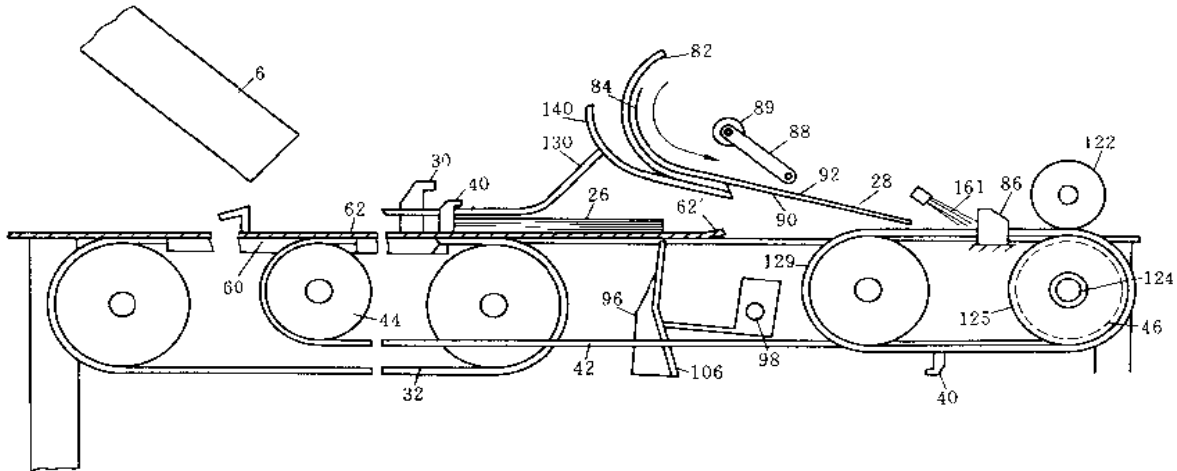


图 2-1-4 (a) 装信装置, 正视

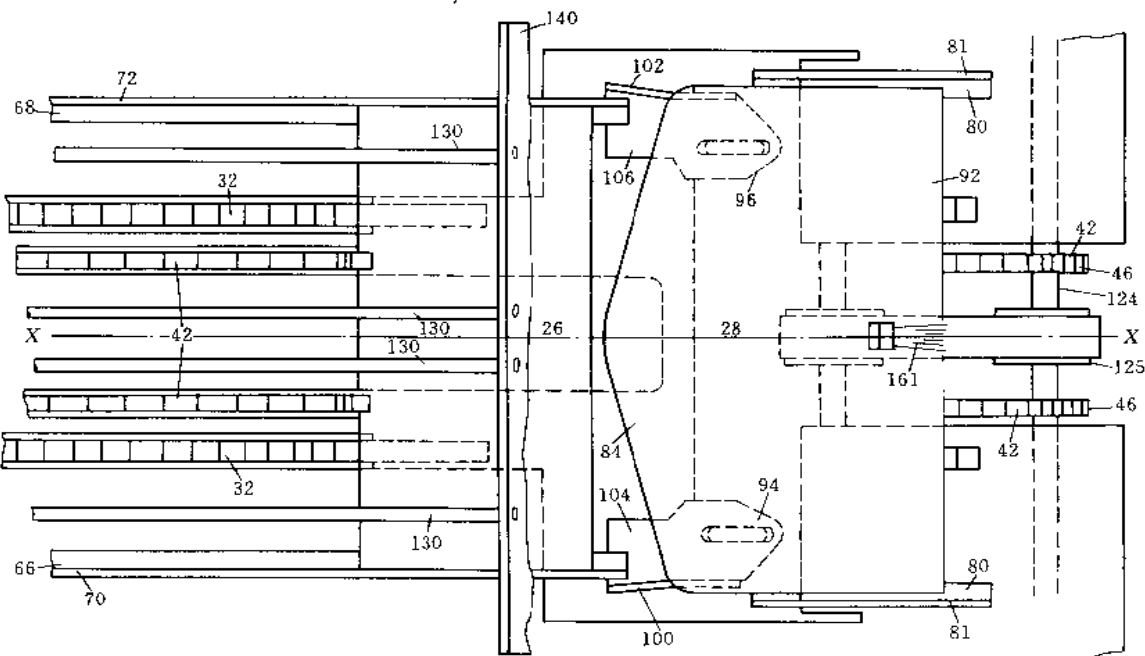


图 2-1-4 (b) 装信装置, 俯视

达 90° 位置, 使信封口张大、扩口器位于信封两侧, 扩口器的形状兼有引导文件顺利进入信封的功能。文件两侧在角形导向条的平面 66、68 及立面 70、72 引导下向信封滑进, 而扩口器的横向面 104、106 及立面 100、102 可以看作导向条导向面的延续, 见图 b。

信封开口张大后, 文件 26 在爪 40 推动下进入信封。文件前端越过台面板 62 的右端边缘翘起处 62' 时略向上翘, 减少与信封边缘碰顶的可能性。文件基本上进入信封时, 挡铁 86 向下缩入, 于是爪 40 推动文件连同信封进入传送轮 122 及 125 之间。轮 125 与链轮 46 由轴 124 驱动, 轮 125 直径大于链轮 46, 故传送带 129 的速度大于链条 42 及爪 40 的速度。在传送带 129 驱动下, 装好文件的信封以较高速度向右送出。

上述杆 88、挡铁 86 及扩口器 94、96 的运动可以采用同一轴上几个凸轮来驱动。

一个重要的细节说明: 邻近挡铁 86 有刷 161, 它随挡铁一起作纵向 (图中左右方向) 位置的调节 (以适应不同的信封尺寸)。刷的作用主要是使信封到位时提高信封运动和定位的平稳性。当信封高速碰撞挡铁时, 容易弹回, 引起定位不准, 容易导致装信故障。刷 161 可以抑制回弹。连续不停转动的传送带 129 与刷的压力配合, 也具有抑制回弹的作用。

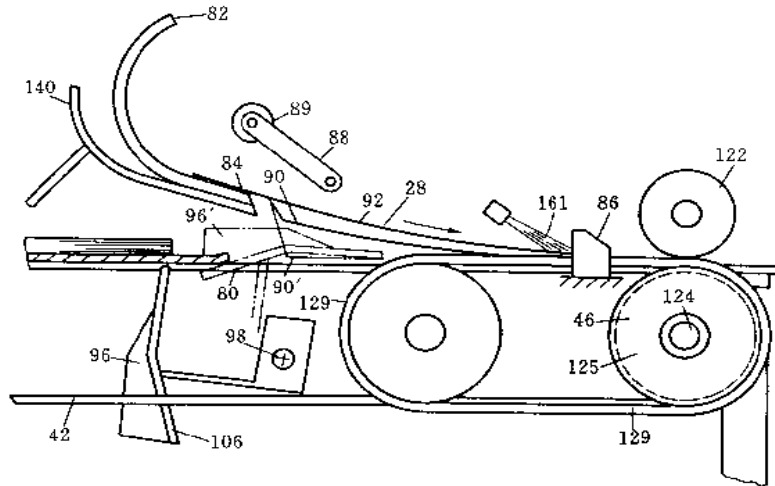


图 2-1-4 (c) 信封到位状态

### 1.1.5 卷纸切孔的刀辊结构

在卷纸上切孔，例如在准备制作信封的坯纸上切出矩形或其他形状的孔洞，用转刀辊可达到很高的生产率，并且设备比较简单，故障较少。

转刀辊是安装切孔模的辊状构件，它的功能是固定刀模并带动纸卷随刀模一起运动以便进行切孔。图 2-1-5a 所示刀辊可采用磁铁吸着刀模或梯形条固定刀模，并用负压吸附纸页，最后用压缩空气使纸页及废料在加工后离开刀辊，工作比较可靠。纸卷宽度与转刀辊长度（不算盘 95）要相当。（根据美国专利 5570620）

刀辊 216 为圆柱形，内有轴孔，固定于图中未示出的轴。刀辊两端有盘 95，与刀辊固定连接。刀辊表面镶有大量永久磁铁块 220，其长、宽、高尺寸为：长 0.375~0.75 英寸，宽 0.125~0.25 英寸，高 0.175~

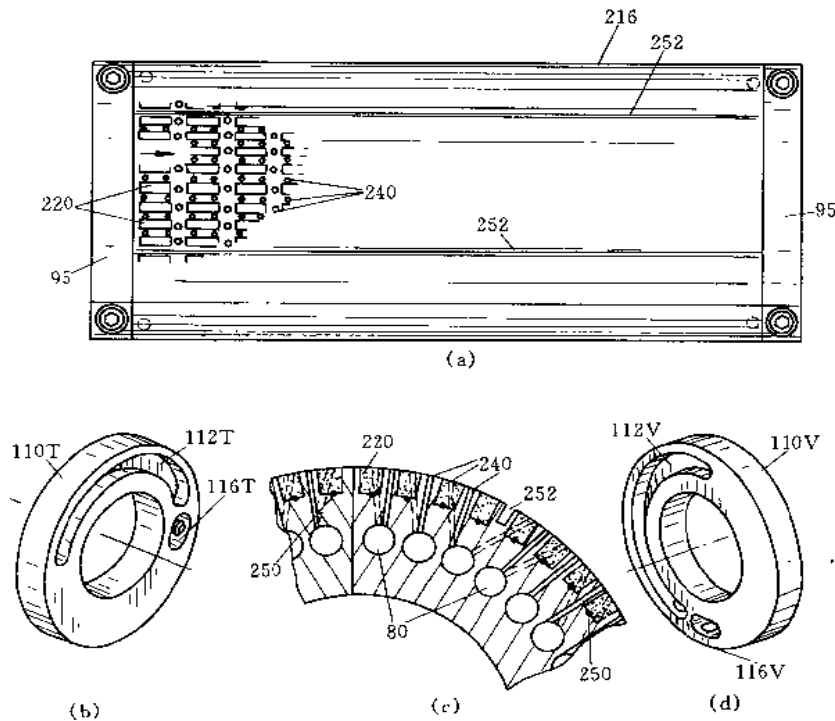


图 2-1-5 (a)~(d) 刀辊主要结构

(a) 刀辊主体；(b)、(d) 气路通道固定盘；(c) 主体截面局部

0.25 英寸。若在磁铁处敷设磁线 250，将每行磁铁沿轴向连接，则磁力效果更好，见图 2-1-5c。在刀辊表面有至少两条轴向槽 252，用以容纳刀模的弯折边。刀模形状见图 k。多条轴向槽可适应不同大小系列的刀模。刀辊表层以下有多个空气通道孔 80，见图 c。刀辊表面有多个气孔 240，均与通道孔 80 连通。孔 80 经过图 c

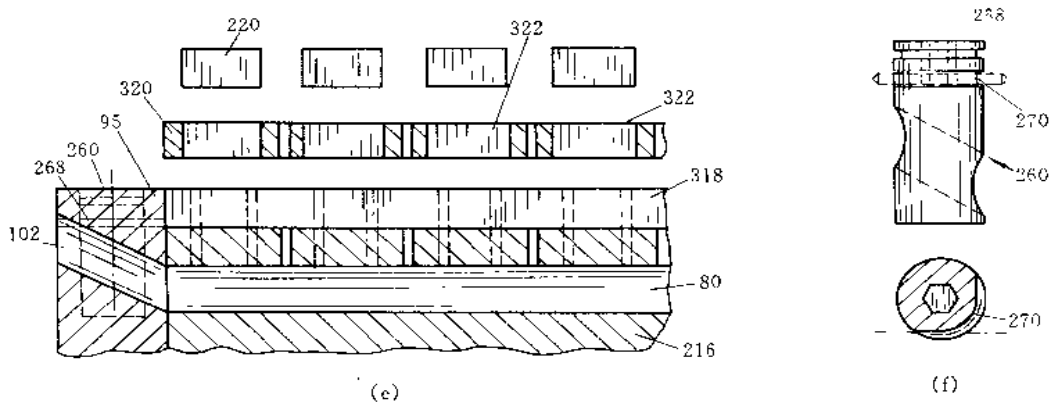


图 2-1-5 (e)、(f) 其他结构  
(e) 盘 95 及磁铁槽；(f) 通道的开关阀

所示两端的盘 95 的斜孔通向盘 95 外侧的固定盘 110T 和 110V。两固定盘不随轴转动，盘的内端面有负压槽 112 及正压槽 116，分别与图中未示出的负压管道及压缩空气管道连接。其中，盘 95 的斜孔 102 见图 e 左

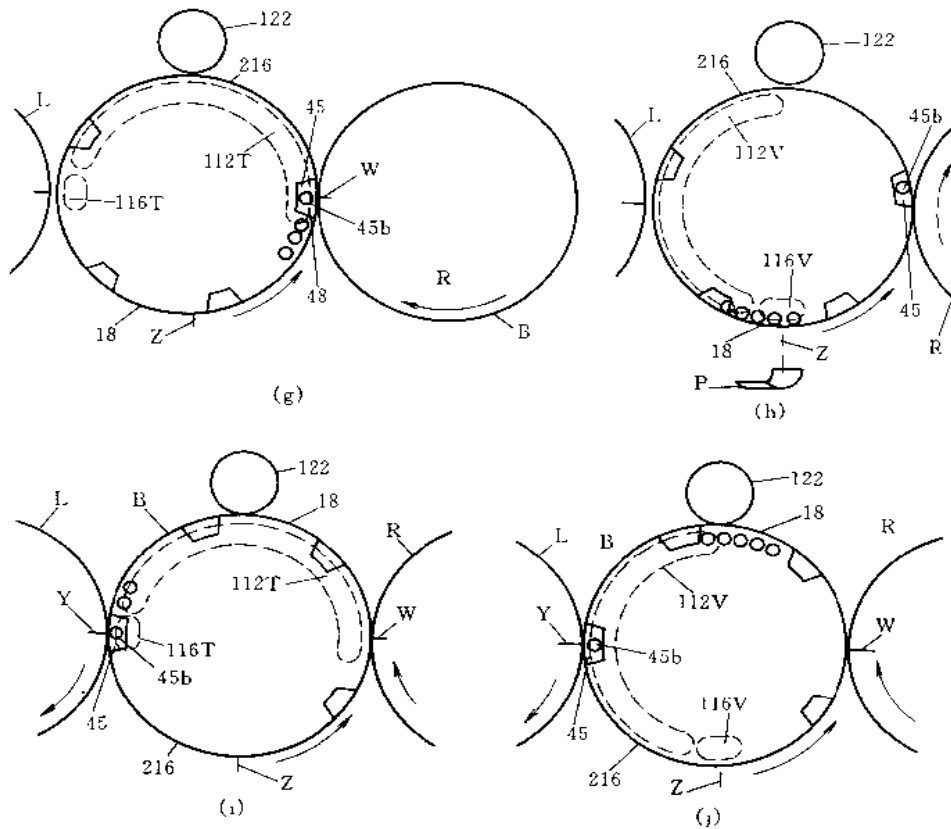


图 2-1-5 (g)~(j) 工作状态  
(g) 纸页开始进入，开始本循环；(h) 前一循环的废料吹出；(i) 切孔时纸页前端开始离开；  
(j) 切孔时废料被吸附，保持不脱离刀辊

端, 固定盘见图 b 及 d。盘 95 的斜孔有开关阀 260, 其形状见图 f。用工具通过阀上的内六方凹窝可以转动改变阀的开与关的位置, 从而改变各通道孔的通向: 是通向固定盘 110T, 还是通向固定盘 110V。在通常情况下, 气孔 240 (图 c) 位于刀模上切孔的孔洞 20 (图 k) 内者, 对应的通道 80 通向固定盘 110V, 其余通道通向固定盘 110T, 工作时无用的通道 (例如不接触纸页的气孔对应的通道) 可以两端都关闭。开关阀有异形槽 270, 有“骑缝”销 268 使阀保持开关位置的稳定。

图 e 还示出磁铁镶装的实用结构。对应于每一轴向行的磁铁, 在刀辊上制出轴向槽 318, 内装镶条 320; 镶条上制出镶装各磁铁的小槽 322, 内装磁铁 220。这种结构便于加工, 也便于布置磁线。

图 g 至图 j 示出刀辊的若干工作状态, 图 g 表示纸页 B 从送进辊 R 开始过渡到刀辊 216 表面。图 g 表示刀辊上的通道孔 80 运动到 W 处附近时, 与固定盘 110T 的槽 112T 相通, 负压作用将纸页 B 吸附到刀辊表面, 随刀辊运动。图 h 表示在与此相近的时刻, 前一循环切孔所得的废料被吹出, 这是因为与刀模孔洞 20 相通的通道孔 80 运动到 Z 处附近, 与固定盘 110V 的槽 116V 相通, 压缩空气从对应的气孔 240 中吹出, 作用于废料。图 i 表示刀模的刃口 18 转动到砧杆 (或砧辊) 122 处。纸页 B 夹在刃口与砧杆之间, 通过其时形成切口, 图 j 表示这时与刀模孔洞 20 相通的通道 80 开始与固定盘 110V 的负压槽 112V 相通, 负压作用吸附孔洞 20 内切出的废料, 使它不随意脱落干扰机器的运行。由图 i 还可见到, 在与此相近的时刻, 纸页前端对应的通道 80 转动到 Y 处, 与固定盘 110T 的正压槽 116T 相通, 压缩空气将纸页前端吹离刀辊, 使纸页转移到送出辊 L 上。在此时刻之后, 随着刀辊的转动, 纸页与刀辊之间的贴合面陆续离开固定盘的负压区, 陆续经过压缩空气作用区, 纸页陆续转移到送出辊 L 上。但是, 当刀模孔洞内的废料经过 Y 处时, 对应的通道仍与固定盘 110V 的负压槽 112V 相通, 所以仍保持在刀辊上, 直到图 h 所示位置才被吹离。

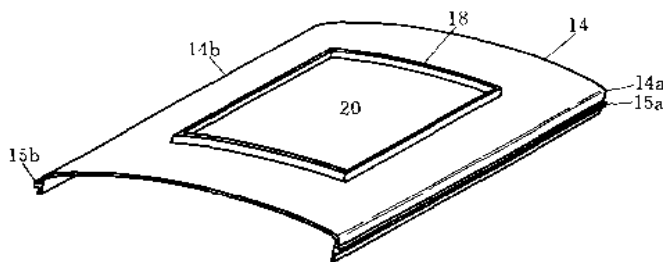


图 2-1-5 (k) 刀模

几点细节说明如下。

在图 g 及 i 中, 用虚线示出固定盘 110T 上负压槽 112T 及正压槽 116T 的位置; 在图 h 及 j 中, 示出固定盘 110V 的两槽 112V 及 116V 的位置, 这两盘均固定于机架, 故刀辊转动时各槽位置不变。

刀模 14 为金属薄板 (图 k), 有刀刃 18, 折弯部 14a 及 14b。如果有必要, 可制出凸筋 15a 及 15b。与此相对应, 在刀辊上将槽 252 扩大为梯形, 如图 g 至 j 所示, 在梯形槽内装入梯形条 45, 见图 l, 用螺钉固定。梯形条与槽之间有间隙空间容纳刀模折弯部, 梯形条上有小槽 45c 容纳刀模凸筋。在梯形条内可设置与通道

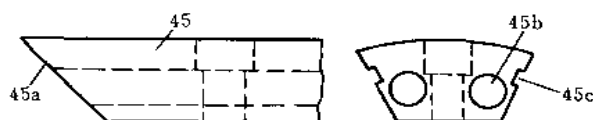


图 2-1-5 (l) 梯形条

80 相似的通道 45b, 并设置图 l 未示出的气孔。梯形条两端与盘 95 之间的结合面应妥善密封。例如, 可以加工成斜面 45a, 盘 95 对应部位也加工成斜面, 在斜面上加密封垫片, 容易形成可拆的良好密封。按照这种结构, 刀模固定已相当可靠, 换模操作已不很简单, 前述磁铁结构可以省略。

送进辊 R 及送出辊 L 应根据前述基本工作过程的需要以及纸页送进送出的总体安排, 适当设置与刀辊相似的气路通道。图 g 至 j 所示两固定盘的负压、正压槽的位置也应按照纸页进出及废料安置的总体要求确定之。

## 1.2 满足几种特殊要求的装置和设备

### 1.2.1 容器及其粘接盖的密封性测试装置

本装置适用于食品、饮料、药品等工业。在大批量生产的产品离开装填包装生产线之前, 使产品先用本装置快速检测其包装的密封性能。(根据美国专利 5673533)

检测对象与内容——检测图 2-1-6a 所示容器主体及盖的密封性, 它们之间的粘接缝的强度及密封性。

粘接缝的检测装置——见图 b、c 及 d。

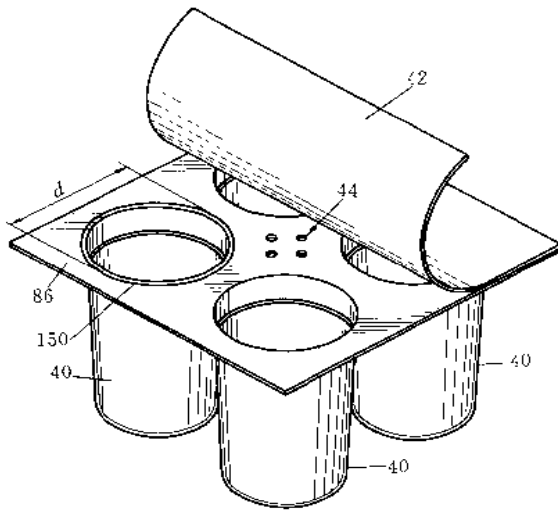


图 2-1-6 (a) 容器及盖

40—容器主体；42—盖；44—检测用小孔；86—容器边缘；  
150—容器与盖的粘接缝区域； $d$ —粘接区域周边直径

容器 40 内装填好物料，加盖 42 并粘接完后，置于粘接缝检测装置的下台面 72 上，容器主体 40 落入台面的孔 76 内。气缸的活塞杆 62 使上台面 74 下降并紧压容器边缘 86 及盖 42。这时，下台面的进气孔 82 正对容器边缘的小孔 44，上台面的沟槽 88 也正对容器边缘的小孔 44。上台面的凹部 84 正对容器的粘接缝 150，但凹部周边直径  $D$  大于粘接缝的周边直径  $d$ 。 $D = d + 2\Delta$ ， $\Delta$  为适当余量。

进行检测时，来自管 65 的高压空气经下台面板上的孔 82 使盖 42 局部向上隆起，离开容器边缘 86，与上台面板的沟槽 88 吻合，于是在容器边缘与盖之间形成沟状通道，其形状与沟槽 88 相似，它是由容器边缘和盖这两层塑料一上一下构成的管状空间。空气从该通道通向粘接缝外侧边缘，在宽度为上述  $\Delta$  的环状细条形区域里使盖向上隆起，形成一个环状通道 92。此通道的外周直径为  $D$ ，即上台面板凹部的外周；内周直径为  $d$ ，即粘接缝的外周。此通道中的高压空气对环状粘接缝施加分离力。在粘接缝强度不足处使缝开裂，如图 b 右端所示开裂处 94。空气从开裂处进入容器，使盖大面积隆起，于是传感器 60 发讯，该容器被

检出剔除。粘接缝若有密封不良漏气处，空气也进入容器使传感器发讯。

整体密封性检测装置——图 e。容器 40 置于负压槽板 106 的凹槽 112 内，活塞杆 162 使负压盖板 174 紧压盖 42 及容器边缘 86。管道 110 加负压于容器主体及盖，管道的负压检测可以发现容器或盖是否存在密封

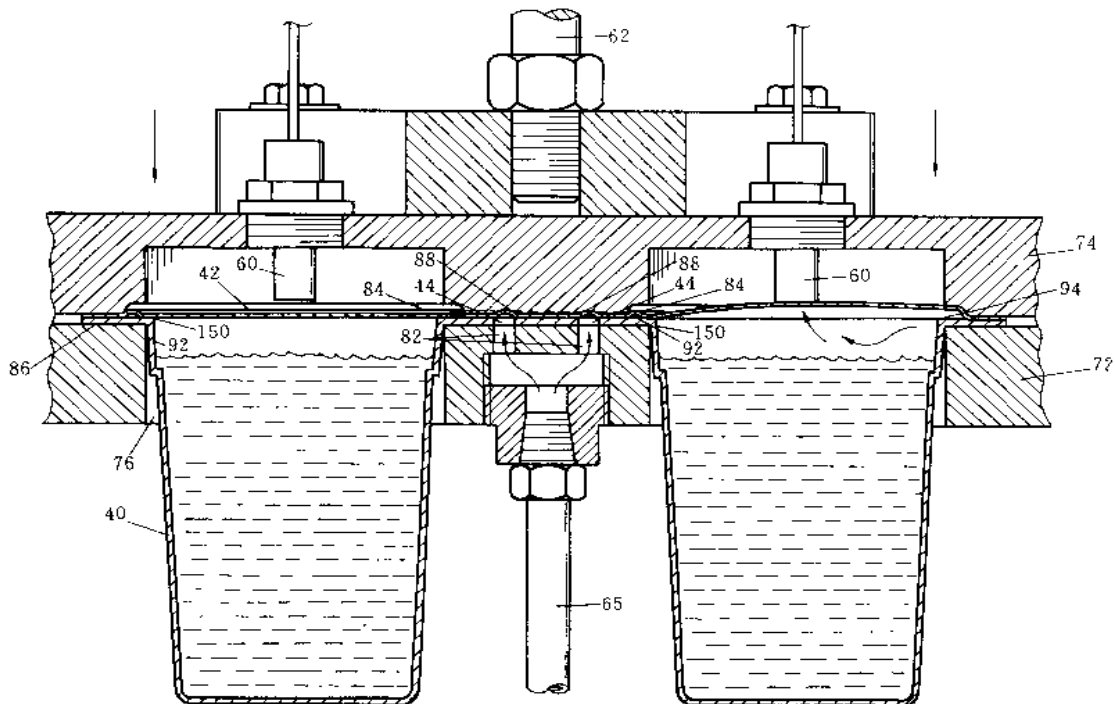


图 2-1-6 (b) 粘接缝检测装置 (左—密封完好, 右—密封损坏)

40—容器；42—盖；44—小孔；60—传感器；62—升降气缸的活塞杆；65—气源管；72—下台面；74—上台面；  
76—台面孔；82—气孔；84—凹部；86—容器边缘；88—沟槽；92—通道；94—粘接缝开裂处；150—粘接缝

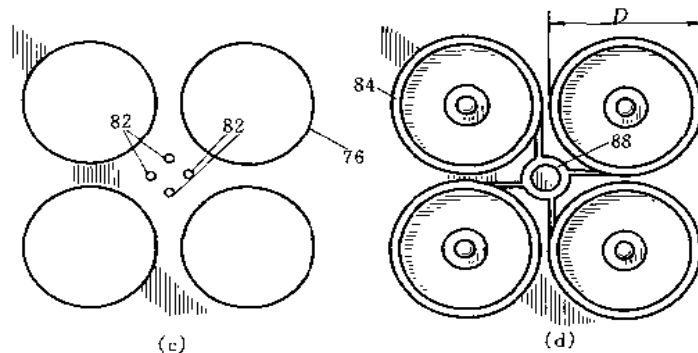


图 2-1-6 (c)、(d) 上下台面板的孔槽形状  
(c) 下台面板; (d) 上台面板; 编号说明见图 a、b;  $D$ —凹部周边直径

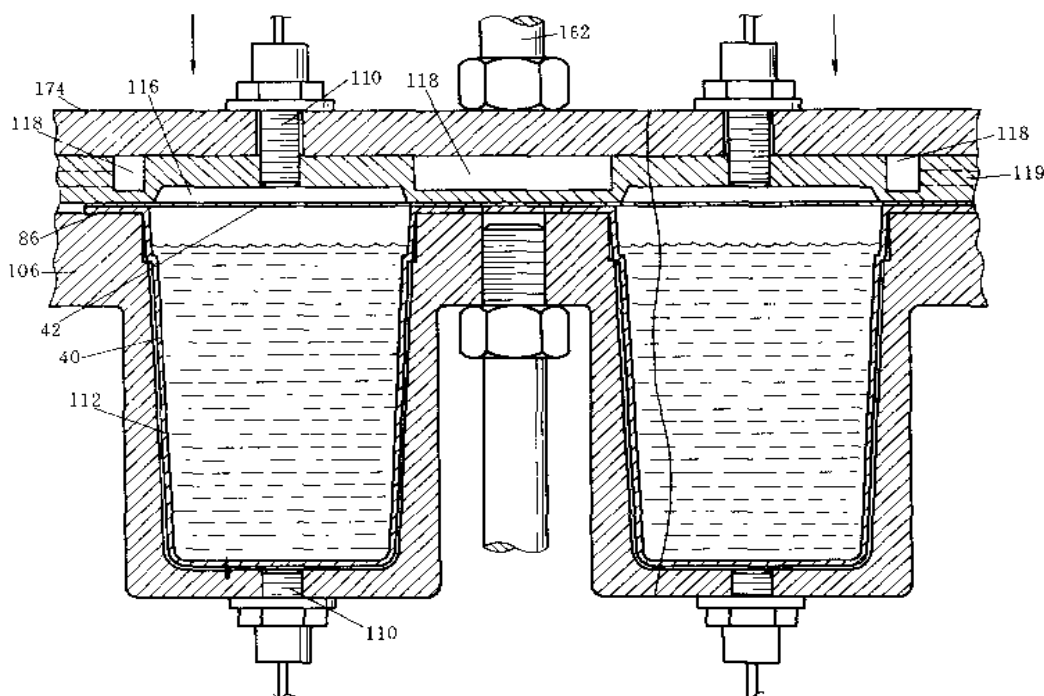


图 2-1-6 (e) 包装的整体密封性检测装置

106 负压槽板; 110—负压管; 112—凹槽; 118—冷却剂通道; 162—升降缸活塞杆; 174—负压盖板

不良的缺陷。

建议先进行整体密封性检测, 后进行粘接缝强度及密封性检测, 然后冲裁去除容器边缘 86 的多余部分, 并使各容器互相分离, 以便销售。在生产线上, 粘接缝粘接后的固化需要一定时间。如果粘接工艺要求固化时间较长, 即使先检测整体, 后检测粘接缝, 仍不能保证粘接缝在进行检测时粘接部位已经固化, 则可能不得不在工序间增加逗留时间。对于热粘接类的工艺, 冷却有利于缩短固化时间, 可以在整体检测装置的负压盖板 174 内设置冷却剂通道 118, 在整体进行检测时对粘接缝进行冷却, 为下一道检测工序做好准备, 减少工序间产品滞留等待的时间。

### 1.2.2 粘性带料切断辊的防粘结构设计

图 2-1-7 所示结构设计用于带刀具与砧具的一对转动辊, 它可以防止被切断的粘性带料粘附在刀、砧或辊子上。(根据美国专利 5363728)

刀辊 12 带切断刀 32, 砧辊 14 带砧具 40, 传送带 20 送进带料 16, 切成定长的带 18, 由传送带 22 及 23 送出。当带料内含液体 (如某些多层叠置内含适量液体的无纺布) 高速工作时, 切断的带头容易粘附于刀辊或砧辊, 不能顺利进入输出传送带。高速举例: 每分钟送进 120 米, 切为 600 段。

(1) 结构 (图 2-1-7a)

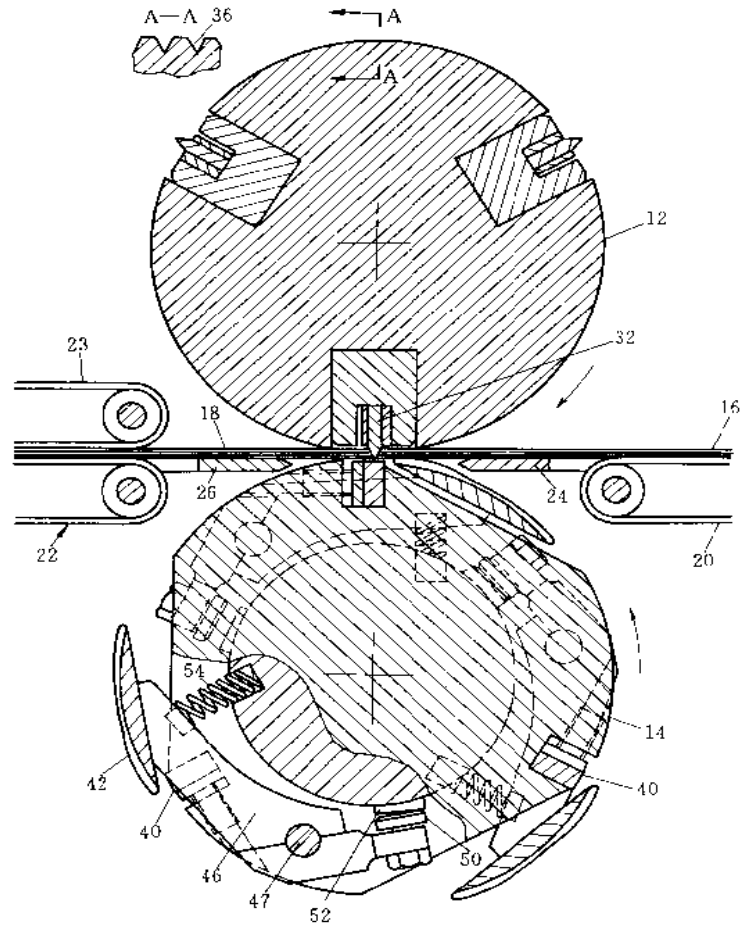


图 2-1-7 (a) 转动辊的防粘结构

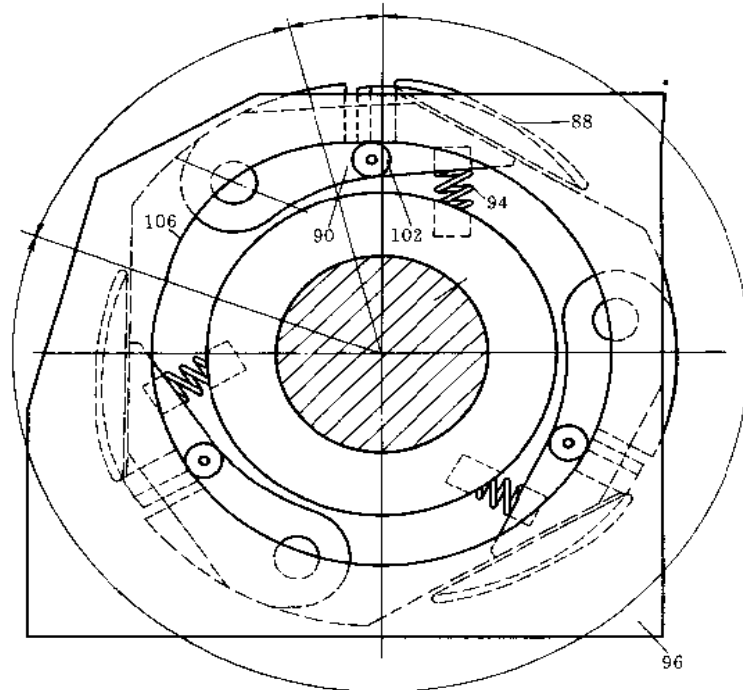


图 2-1-7 (b) 转动辊的防粘结构二



刀辊 12 表面切出 V 形环状沟槽 36, 见 A-A 剖视, 减小刀辊表面与带料接触的面积, 使带头不容易粘附, 或瞬间粘附易于脱离。

砧辊 14 紧邻砧块 40 处设置一摆动板 42。它固定于臂 46, 绕销轴 47 摆动, 由弹簧 54 顶起, 邻近刀辊时被刀辊压下。臂 46 上的可调限位块 50 及砧辊上的挡铁 52 限制臂的摆动范围。板 42 表面有沟槽, 形状与沟槽 36 相似。砧辊 14 与传送带 22 之间的托板 26 右端为梳状, 梳齿短而宽, 齿的轴向位置正对板 42 的沟槽凹部。板 42 随砧辊转动邻近托板 26 时, 梳齿进入板 42 的沟槽, 因而不会发生运动干涉, 却能使它们对带料 18 的导引作用得以不间断地接续。

工作时, 刀辊上的刀具 32 紧压带料于砧辊的砧具 40 表面, 带料端部难免粘附于砧具。带料端部通过两辊连心线附近以后, 板 42 弹起, 使带料端部离开砧具, 然后在托板 26 的导引下顺利进入传送带 22 及 23。

(2) 结构二 (图 2-1-7b)

在结构一的基础上, 在砧辊端面外侧设置固定于机架的凸轮板 96, 凸轮有环形沟槽 106。在摆动板 88 的臂 90 上设置从动滚子 102, 弹簧 94 使滚子 102 紧靠凸轮轮廓 106。砧辊转动时, 板 88 按凸轮限定的规律运动, 平稳而可靠, 避免板 88 可能发生的弹跳等不利于带料平顺送进的情况, 减少板 88 与入口托板 24 及刀辊间可能有的不良接触。

### 1.2.3 需局部加速的托盘传送线

本传送线结构有三组导轨, 分别用于转位运行、加速起动和精密定位。(根据欧洲专利 EP0699502)

对以型材为基础的复合导轨 6 对称布置, 其上为托盘 1。图 2-1-8a 示出对称面  $x-x$  以左的一条复合导轨及托盘的左半部。图 b 为转位运行导轨的气缸所在位置的剖视放大, 图 c 为加速运行导轨的气缸所在位置的剖面放大。

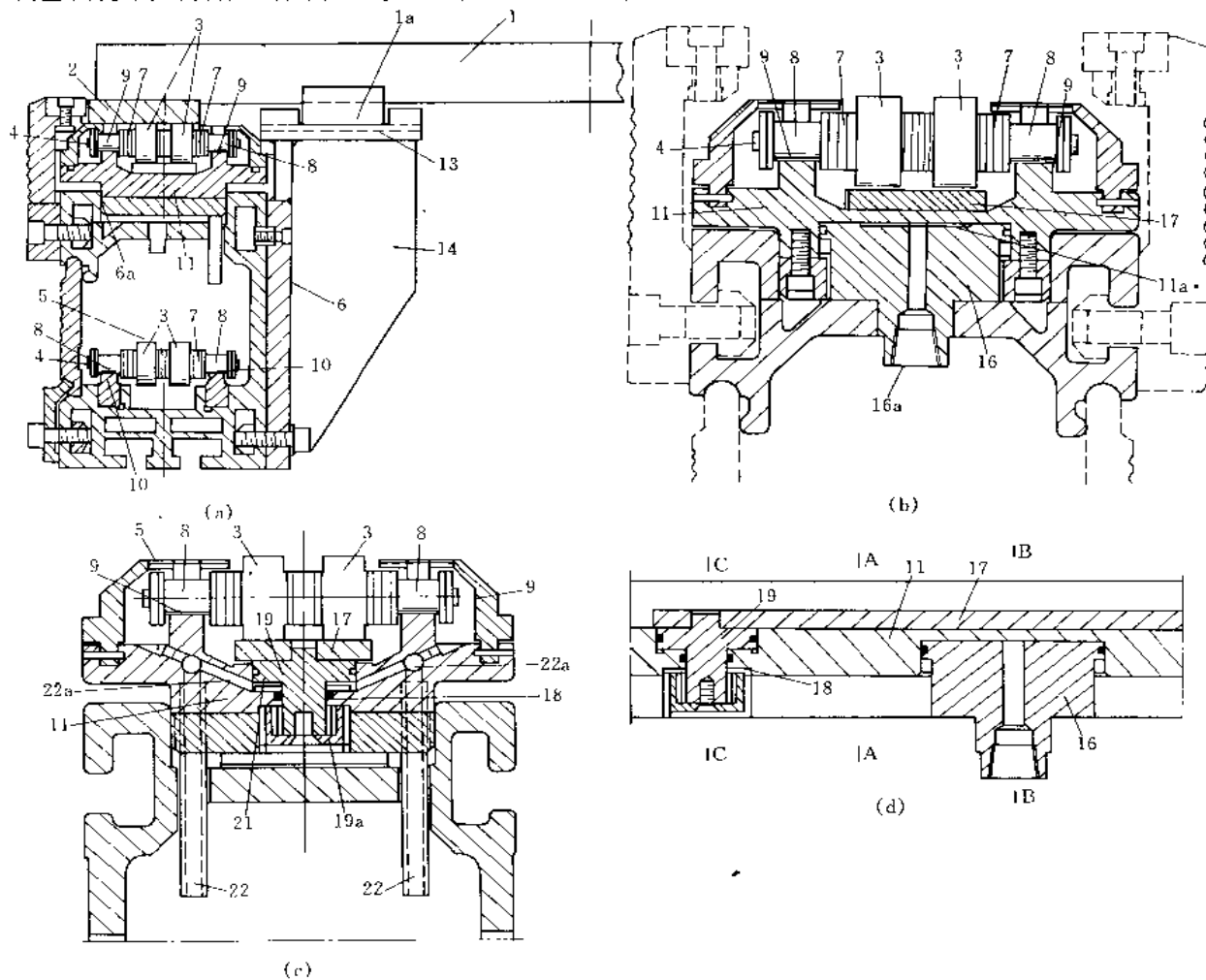


图 2-1-8 需局部加速的托盘传送线

(a) 托盘一侧的导轨; (b) 转位运行导轨气缸; (c) 加速导轨气缸; (d) 纵向剖视示意图

1—托盘; 1a—定位块; 2—链条; 3—大滚子; 4—销; 5—回程链; 6、6a—专用型材; 7—链片; 8—小滚子;

9、10—导轨面; 11—运行导轨; 11a—气缸腔室; 13—定位导轨; 14—支架; 16—活塞; 16a—通道;

17—加速导轨; 19—活塞; 19a—腔室; 21—腔室; 22、22a—通道

高度定位导轨 13 的纵向长度有限。仅在需要对托盘高度进行精密定位的工位（如机械加工或机械装配工位）才装有定位导轨。托盘 1 上有定位块 1a。构件 13 及 1a 的工作面在有载荷时不滑移，故很少磨损。见图 a。

托盘的传送链有大滚子 3、小滚子 8、销 4 及链片 7。在托盘从一个工位转移到另一工位时，以及在其它传送转移过程中，小滚子 8 与转位运行导轨 11 的工作面 9 接触，使链条获得必要的导向。空程返回的链条 5 在型材下部导轨面 10 上运行。在托盘转位运行时，有气缸将运行导轨 11 顶起一个小距离，使精密定位构件 13 及 1a 分离。如图 b 所示，该气缸的缸体与导轨 11 为一体，活塞 16 固定于型材，气管接头孔 16a 穿过型材壁向下伸出与来自控制阀的气管连接。孔 16a 有高压气时，导轨上升。

如图 c 所示，当托盘转位运行启动时，为了缩短启动过渡时间，活塞 19 顶起加速导轨 17，与大滚子 3 接触。托盘经过其下表面的银条 2（图 a）落在大滚子上，由于大滚子 3 在导轨 17 上滚动时其上母线的速度是链条中心速度的 2 倍，因而托盘的前进速度 2 倍于链条的链片速度。图 c 表示使导轨 17 与大滚子 3 接触的气缸结构。气缸体与运行导轨 11 为一体。活塞 19 上方为加速导轨 17，下端有限位件 19a，限制活塞向上行程的距离。来自控制阀的空气管线经管道 22、孔 22a 与气缸腔室相通，腔室通高压气时导轨 11 上升，使大滚子 3 与导轨 17 接触，小滚子 8 与导轨 11 分离。导轨 17 只布置在需要加速启动的部位。

#### 1.2.4 快速转向传动

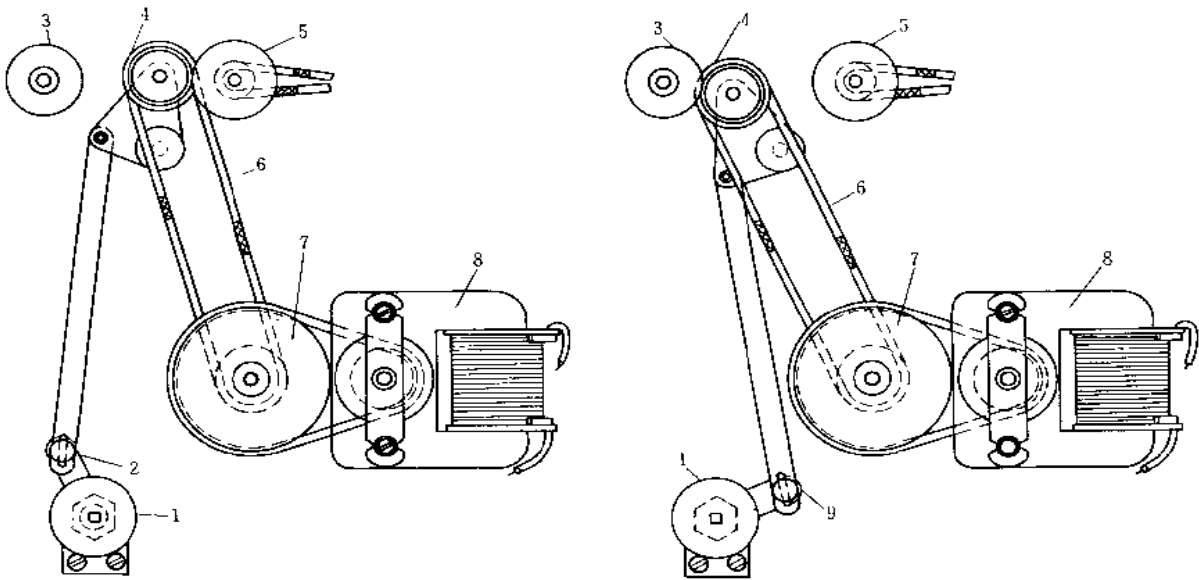


图 2-1-9 摄影机卷轴的快速转向传动

1—摆动式开关；2—正转位置；3—反转带轮；4—驱动带轮；5—正转带轮；  
6—弹性带；7—快门带轮；8—电机；9—反转位置

如图 2-1-9 所示，卷轴正转与反转是通过摆动式开关实现的。摆动式开关还控制光源和马达。摆动式开关轴上的短臂与一个偏心机构相连。在偏心机构上安装驱动带轮。当从正转换到反转时，驱动带轮越过它的回转支点，因此驱动带有弹性张力，压于被驱动轮驱动带轮和快门带轮的速比为 1:1，而当驱动带轮压靠到正转带轮时，正转带轮减速。当驱动带轮压靠到反转带轮时，反转带轮不减速。胶卷轴反转速度是正转速度的几倍。

#### 1.2.5 机动变焦

如图 2-1-10 所示，用两个在摄影机顶部的按钮，可移动摄影机的镜头。前面的称为摄远镜头按钮，它调节镜头向前移动，或向摄远镜头位置移动。后面的称为广角按钮，它调镜头向后退到广角的位置。这两个按钮操纵着踏板摆动，从而使齿轮架偏转。齿轮 A 由弹簧发条带动，并与齿轮 B 啮合。当弹簧发条动作时，齿轮 A 和齿轮 B 按相反的方向旋转。当压下摄远镜头按钮时，由于齿轮支架绕枢轴摆动，使摄远镜头齿轮摆向齿轮 B，二者相互啮合，按齿轮 B 转动方向转动，向前移动镜头。当压下广角齿轮按钮时，广角齿轮摆

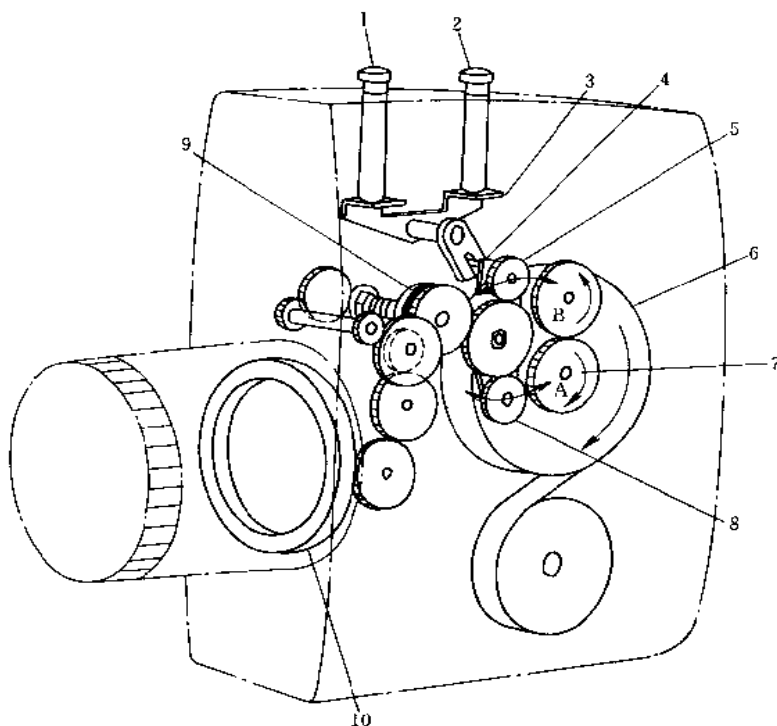


图 2-1-10 摄影机机动变焦

1—摄远镜头按钮；2—广角按钮；3—踏板；4—齿轮架；5—摄影镜头小齿轮；6—弹簧马达；7—驱动齿轮；  
8—广角镜小齿轮；9—弹簧离合器；10—操纵镜头齿轮

向齿轮 A，二者相互啮合，按齿轮 A 转动方向转动，向后退回镜头。

在同一齿轮架上安装两个齿轮，可防止干挠或故障。当镜头移动到行程的极限值时，弹簧离合器可防止损坏。在常规拍片速度（每秒 16 幅画面）变焦时，在 6 秒内镜头从远摄转到广角。在拍慢动作的速度下（每秒 48 幅画面），镜头从远摄转到广角用 2 秒。无论拍摄正常动作或慢动作时在屏幕上显出的放大图像是一样的。

### 1.2.6 磁带张力保持恒定

弹簧夹紧装置中的一个非常简单的改进，解决了磁带和胶卷驱动中的一个长期存在的问题，即当它的卷轴缠绕或松卷时，如何保持磁带上的张紧力恒定。轴上的扭矩必然直接地随磁带的直径变化而变化，为此，

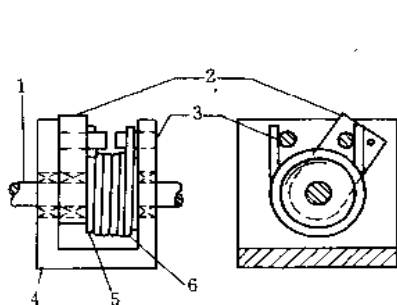


图 2-1-11 扭矩可变的制动鼓

1—轴；2—控制臂；3—固定点；  
4—梁；5—制动鼓；6—制动弹簧

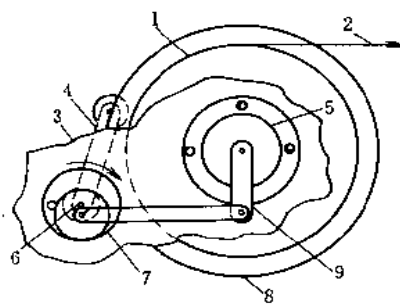


图 2-1-12 校带张力恒定

1—磁带缠绕直径；2—带；3—架；4—传感臂；  
5—扭矩可变的滑动离合器；6—架上的销；  
7—偏心曲柄；8—带卷；9—扭矩控制杆

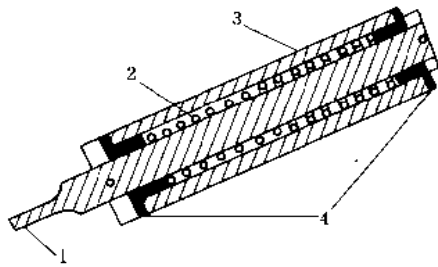


图 2-1-13 带扭矩改锥

1—刃；2—弹簧；3—外套筒；4—套筒座

许多设计者使用电气控制系统附加一些元件和一台额外的电机，这样使得它的价格很昂贵。某公司设计的自动调整弹簧制动器（见图 2-1-11）可通过磁带卷轴直径控制的一个简单连杆机构进行自动调节，给出一个恒定的张紧扭矩（打滑力矩）（见图 2-1-12）。这种新的制动器还通过设定精确的打滑扭矩应用于测试电机和电磁线卷的输出。另外，应用“控制滑动量”原理，还可设计控制扭矩的改锥（见图 2-1-13），当在任一方向转动时，步进弹簧维持一个 1.25 寸 lbf·in ( $\approx 0.141\text{N}\cdot\text{m}$ ) 的滑动量。它避免过于拧紧在精细的仪表中的机械螺丝。对于通断式的测量仪，步进弹簧也是它的基础元件。

### 1.2.7 气体润滑系统

在某些工况下，采用气体润滑轴承较精密滚珠轴承有显著的优越性。例如，在要求摩擦力和振动都很小，且两者都不随时间而变化的惯导系统的高精度陀螺的设计；核工程的气体环器设计中，要求一种能将机器密封在反应堆系统内，可经 20 年而不必进行维修的轴承。目前，国外气体轴承已发展到应用于一般工程中。

在某些工况下，采用气体润滑轴承较精密滚珠轴承有显著的优越性。

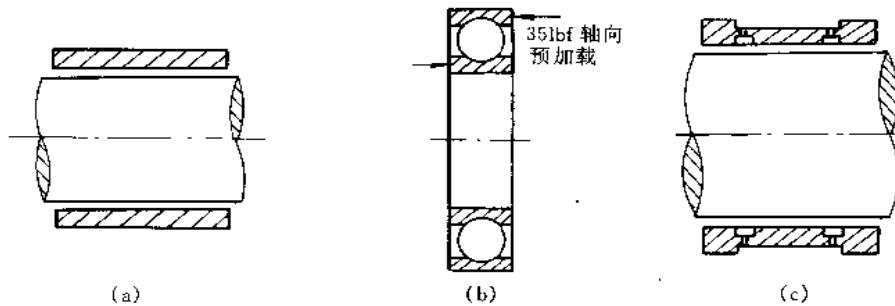


图 2-1-14 滚动轴承、液体动压轴承和空气静压轴承的比较

(a) 液体动压轴承：直径 1.5in (3.8cm)、长 2in (5cm)；S.A.E.10 号油、粘度  $3 \times 10^{-6}\text{lbf}\cdot\text{s}/\text{in}^2$ ；温度 40℃；直径间隙 0.001in (0.0025cm) (b) 滚珠轴承：外径 3.15in (80mm)；内径 1.57in (40mm)；宽 0.709in (18mm)；油雾润滑 (Esso Unvis P38)；温度 20℃。(c) 空气静压轴承：直径 2in (5cm)、长 2in (5cm)；供气压力为 100lbf/in<sup>2</sup> (0.7MPa) 时，空气流量标准为 0.34ft<sup>3</sup>/min (9.6L/min)；直径间隙 0.001in (0.0025cm)；温度 20℃

图 2-1-14 所示为滚珠轴承、液体动压轴承和空气静压轴承的比较。轴承都装于外径为 100mm 的壳体中。其径向承载能力比较见下表：

轴承类型	最大径向载荷, N(lbf)	
	3000r/min	20000r/min
液体动压轴承	22000(5000)	—
滚珠轴承	4450(1050)	2670(600)
空气静压轴承	420(95)	530(120)

图 2-1-15 为空气轴承的涡轮牙钻，压气从轴承套（钻有两排绕轴承圆周等距排列的进气孔）的进气孔喷出，进入轴和轴承之间的间隙，沿轴向两端部排入大气。

图 2-1-16 为轴静出、而轴套转动的例子。图 a 为纤维和塑料薄膜加工装置的塔轮的气体轴承，止推面由排气供给的单轴颈轴承结构，该结构亦用于各种气体涡轮流量计。它能支承轻型高转速转子，空气耗量小（供气压力 0.14

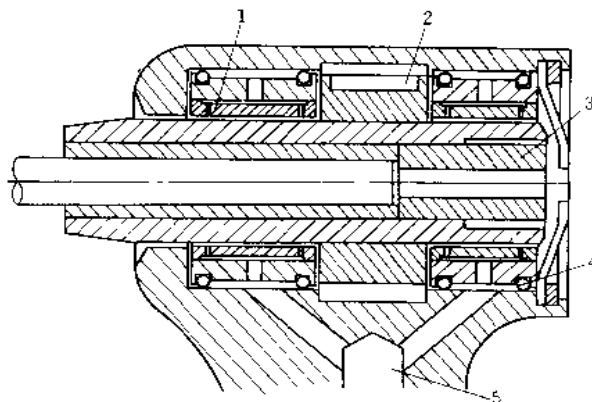


图 2-1-15 空气轴承涡轮牙钻（英国专利 NoJ018300）

1—轴承套；2—涡轮；3—转子；4—O 形密封圈；5—供气压力为 50lbf/in<sup>2</sup> 表压 (0.35MPa)

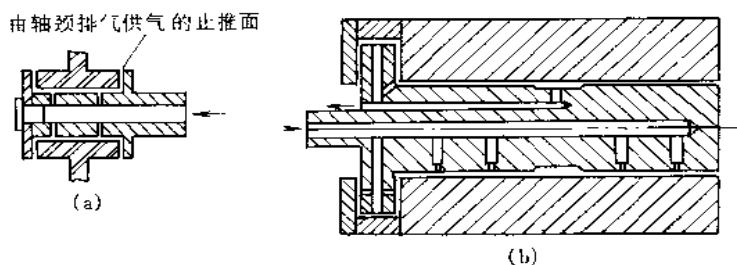
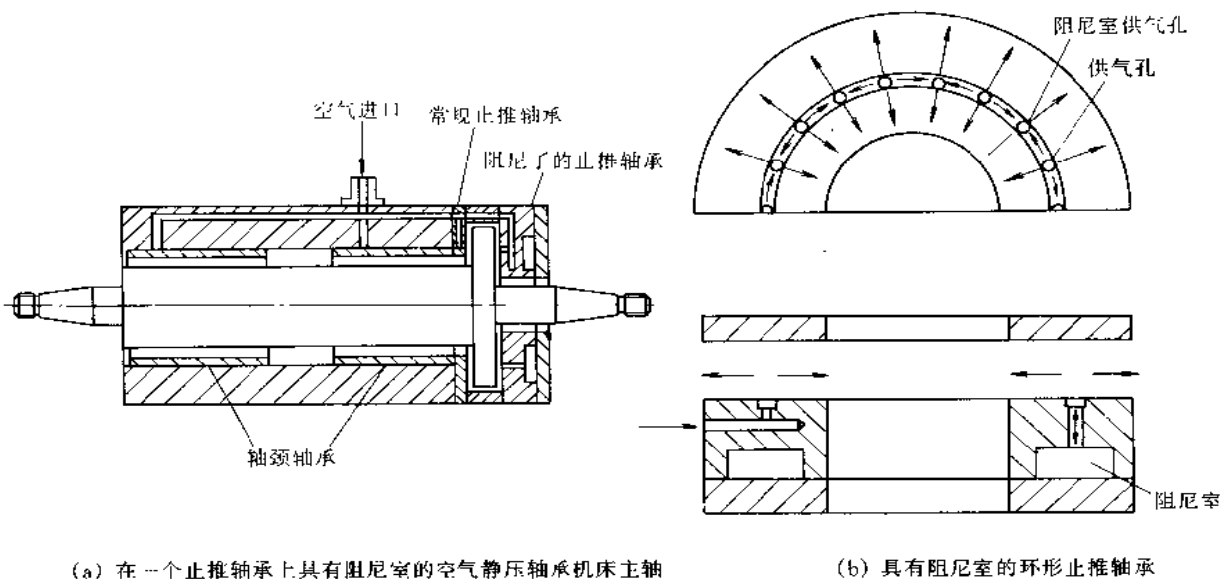


图 2-1-16 具有静止轴的空气静压轴承结构

(a) 用于低摩擦纺织机塔轮、枢轴以及涡轮流量计的最简单空气轴承结构；

(b) 为某些磨床所采用的可支承较重载荷的结构（其中使用两个轴颈轴承和两个喷嘴进气止推轴承）  
 $\sim 0.21\text{MPa}$  时， $2.8\text{L}/\text{min}$ ）。图 b 则是能支承相当载荷的静止轴结构。两个轴颈轴承同两个喷嘴进气止推轴承配合使用。这种结构用于支承磨手术刀用的筒状磨轮。这时，转子外面一部分作为皮带轮用。



(a) 在一个止推轴承上具有阻尼室的空气静压轴承机床主轴

(b) 具有阻尼室的环形止推轴承

图 2-1-17 空气静压止推轴承

图 2-1-17a 为空气静压止推轴承，平常的机器用两个止推轴承，而本图只用一个具有被稳定了的止推轴承，具有阻尼室。其详细结构见图 b。

## 2 管阀设计

### 2.1 载荷传感压力补偿换向阀块的改进

本资料将介绍三种载荷传感压力补偿换向阀块。这种阀块是叠装的集成式多路阀的一个单元，为一个载荷机构提供两个通路在高压与回油间的换向。它带有载荷压力传感功能，叠装后可向泵提供各载荷压力的最高压力信号。它还有压力补偿功能，使换向阀的节流口保持稳定的压降，任一阀块载荷压力变化不影响其他阀块的节流压降，从而不影响其他阀的流量即载荷运动速度。

以下两资料：2.1.1 为 80 年代专利，（美国专利 4693272）；2.1.2 为 90 年代专利（美国专利 5138837），从两个专利可看出设计技术发展的对比情况，并可说明这类阀块设计的一些基本概念。

## 2.1.1 80年代专利的载荷传感压力补偿换向阀块

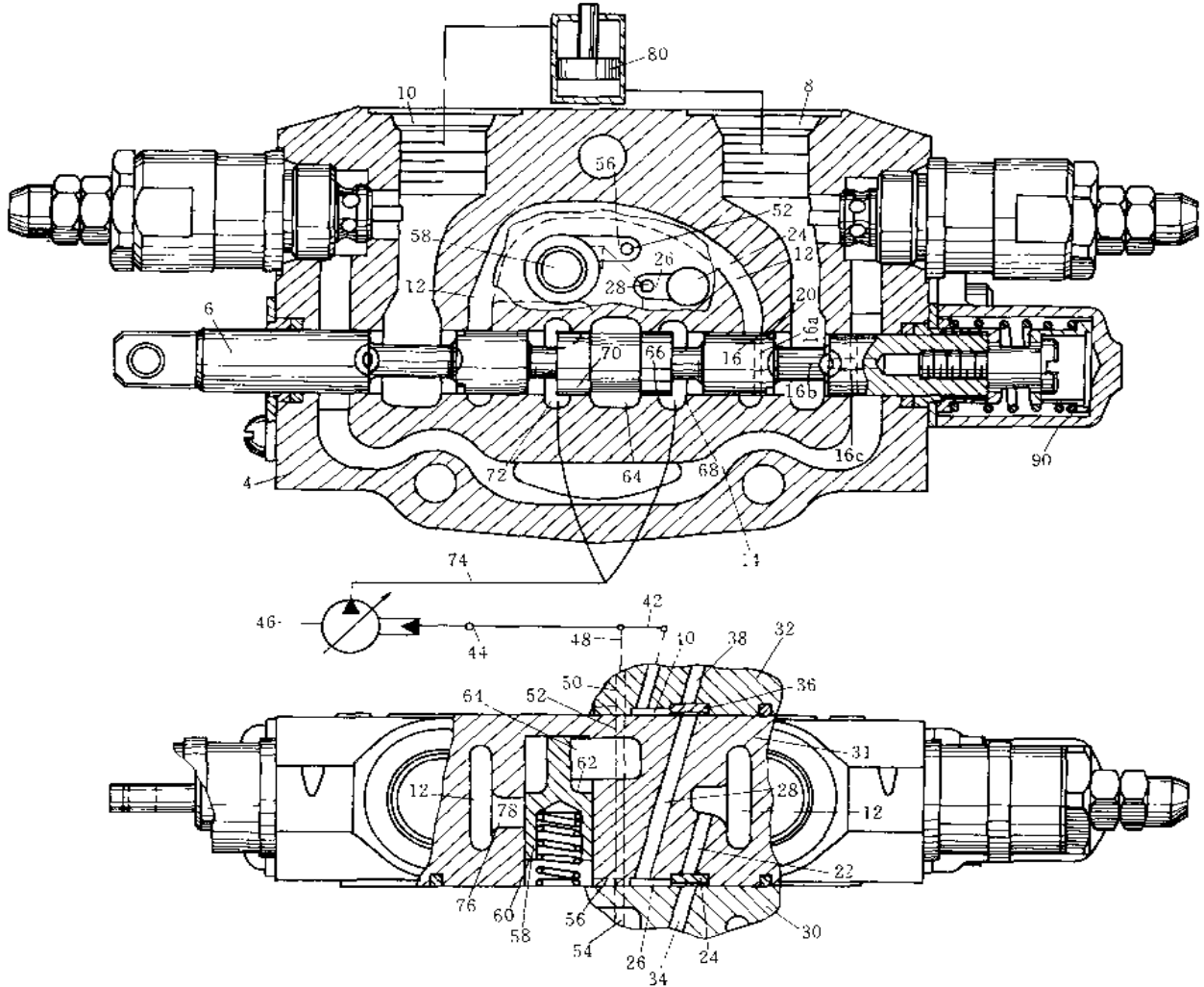


图 2-1-18 (a) 载荷传感压力补偿换向阀块

图 2-1-18a 表示阀块的结构, 图 b 为其油路简图。在油路简图中略去了换向滑阀 6 的中位状态。

**方向控制油路结构**——油泵 46 送出的压力油经通道 74 进入腔室 68 及 72, 在滑阀 6 左移或右移时分别经节流口 (流量控制口) 66 或 70 进入腔室 64, 经后面说明的压力补偿阀 58 进入桥形腔室 12, 在滑阀左移或右移时分别进入通道 8 或 10 (回油油腔 14 接通 10 或 8), 推动油缸 80 的活塞往复运动。图 b 表示滑阀 6 右移的换向状态。当滑阀 6 在定中弹簧 90 作用下处于中位时, 即图 a 所示状态, 腔室 64、68 与 72 互相隔离, 腔室 14 与通道 8、10 互相隔离, 腔室 12 经滑阀 6 内的孔形通道 16a、16b、16c 连通回油油腔 14。

**载荷传感油路结构**——该油路的功能是从一系列叠置的换向阀块 (如图示阀块 31 及相邻阀块 30、32 等) 中选择载荷压力最大的阀块, 将最大载荷压力传递到油泵的控制油路的载荷传感 (LS) 11。该油路的核心是每个阀块上有一梭阀, 如阀块 31 有梭阀 24, 阀块 32 有梭阀 36。梭阀有两个输入口, 一个输出口, 如梭阀 24 的两输入为孔 22 及阀块 30 的孔 34, 输出为横槽 26。孔 22 的压力来自桥形腔室 12, 它与孔 34 中压力较大者在槽 26 输出。阀块 32 的梭阀将孔 28 传递的槽 26 的压力及阀块 32 自身的孔 38 (其地位相当于孔 22) 的压力中的较大者在槽 40 输出。如此辗转比较压力中的大者, 最后将各阀块中最大的压力 (均来自各阀块的桥形腔室 12) 送到泵 46, 用以决定泵的流量。

**载荷传感功能的意义**——载荷传感功能的第一个意义是直接作用于变量泵的控制油路, 使泵的流量适应载荷状态的变化而自动调节。例如, 当最大载荷压力升高时, 所对应的滑阀 6 的节流口 66 或 70 的下游腔室 64 的压力也相应升高, 于是节流口 66 或 70 上的压降减小, 流量也相应减小。这时, 该最大压力传递到泵

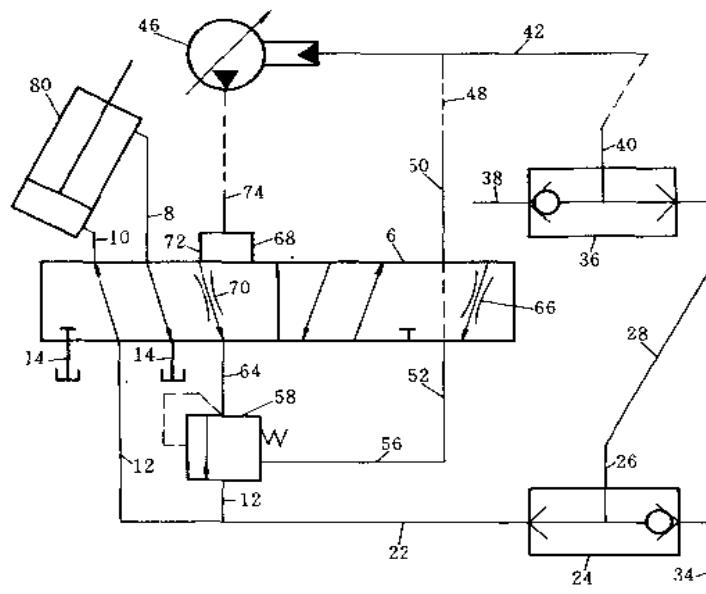


图 2-1-18 (b) 油路简图 (中位未画出)

46, 使其流量增加。于是, 管道 74 的压力相应增加, 上述节流口的上游腔室 68 及 72 的压力增加, 从而节流口的压降得以恢复, 该滑阀的流量也得以恢复。载荷传感还有进一步的意义。例如, 它与压力补偿阀 58 联合作用的自动调节功能, 见下述。

压力补偿阀——每个阀块从腔室 64 到腔室 12 之间有弹簧加压的压力补偿阀 58, 其弹簧侧同时受泵控制口管路 42 米的最大载荷压力。该压力经过孔道 48、50、52 和横槽 56 送到阀 58 的底腔。阀 58 的功能是, 每一个阀块的腔室 64 的压力必须大于全部阀块的最大载荷压力, 才能打开阀 58 进入腔室 12。压力补偿阀的意义在于, 例如, 当腔室 68 及 72 的压力由于最大载荷压力上升而提高时, 腔室 64 的压力随之提高 (否则打不开阀 58), 从而使节流口 66 或 70 的压降保持稳定, 流量也保持稳定; 又如, 腔室 64 的压力要与最大载荷压力平衡, 因而变动很小, 它使节流口压降稳定。于是, 滑阀节流口大小的变化可以按比例改变流量大小。

只有载荷传感功能而无压力补偿阀, 只能保持最大载荷压力所在的阀的节流口压降稳定; 有了载荷传感功能再加上压力补偿阀, 就可保持全部阀块节流口的压降稳定。

### 2.1.2 90 年代专利的载荷传感压力补偿换向阀块

叠装式集成多路阀中载荷传感及压力补偿的基本概念同前。本设计旨在缓解启动、换向的过渡过程中载荷压力瞬间下降的缺陷, 并使阀块结构适当简化。

本设计的阀块换向油路同 2.1.1。图 2-1-19a 表示泵 17 的高压油到达进口阀块 18 的接头 P 之后, 经各阀块 19 相通的高压通道 41 进入换向阀的高压腔室 11a 及 11b, 见图 b。当滑阀左移或右移时, 高压油经过节流口 32, 即图 b 滑阀上的节流口 12a 及 12b, 到达中央腔室 14, 经过压力补偿阀 7 后进入桥形腔室 8a 及 8b, 即图 a 油路 22。图 a 同时示出回油油路从进口阀块 18 经各阀块 19 相通的油路 29 到达各阀块的腔室 29', 参见图 b。换向阀 21a 将腔室 14 的压力油及 29' 的回油通道分别与载荷通道 A1 及 B1 接通, 实现换向。在中位时, 滑阀内的孔 2b 使腔室 8b 与 29 连通。

本设计的载荷传感油路与上节的区别在于通道 23 输出的最大载荷压力并不直接通向泵的控制油路 16, 而是用它控制减压阀 15, 由减压阀 15 将油泵高压油从通道 40 及 15a 引向泵。这样设计的目的是使各梭阀 5 提供的最大载荷压力仅作为一个压力信号起作用, 不要求载荷传感油路有多少功率 (带压力的流量)。减压阀 15 的作用是使载荷传感器 LS 口的油路 9 所需的流量不取自各梭阀 5, 而取自油泵 17。

本设计的区别还在于压力补偿阀 7 设置了另一梭阀 4 和油路 24。梭阀 4 将油路 9 与 24 中较大的一个压力送入压力补偿阀的控制口 (弹簧侧)。这样, 当某一阀块载荷压力瞬间高于通道 9 的压力时, 压力补偿阀仅在通道 14 压力大于载荷压力时才开启, 避免通道 14 压力不足时开启阀 7 造成载荷通道 22 的压力下降。

以上两点设计变化的意义在于: 在系统刚启动或换向阀换向时, 有一过渡过程, 为时甚短。在该短时间内, 由于传感油路 (包括 LS 口油路 9) 的控制运动需要用油, 换向中位时油路 22 接回油, 以及可能存在的泄漏等原因, 油路 9 内的压力不一定能始终等于最大载荷压力, 它有时可能偏小。由此可能造成压力补偿阀





阀芯 7 及各阀块相通的通道 9 (在图中为阀芯 7 左侧阀体孔边沿的半圆形轮廓)。梭阀 4 装在阀芯 7 内部, 其输入之一为孔 24, 另一输入为阀芯 7 上环形槽 4a。孔 24 直通腔室 8b。槽 4a 与通道 9 相连。球珠为梭阀 4 的启闭件。阀 4 的输出经一斜孔及环槽 25 通向压力补偿阀带弹簧 6 的控制腔 10。

### 2.1.3 进一步简化的载荷传感压力补偿换向阀块

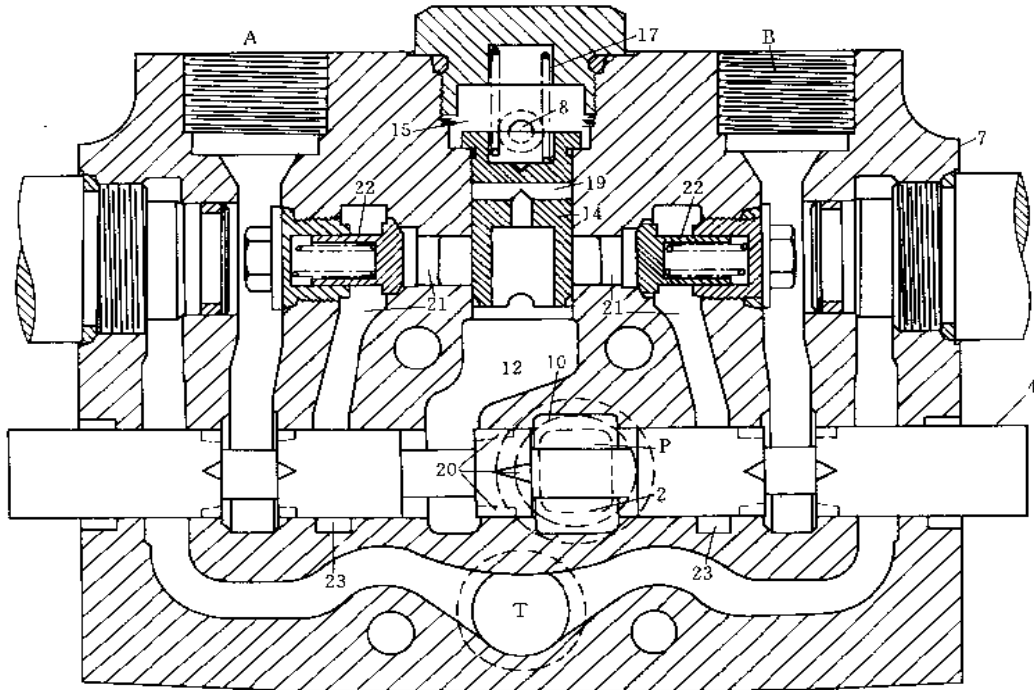


图 2-1-20 简化的载荷传感压力补偿换向阀块

图 2-1-20 所示结构与以上两种对比, 有明显地简化。本设计还有一些旨在改善性能的变化。(根据美国专利 5305789)

本设计最突出的结构特征为载荷传感油路中的梭阀和压力补偿机构中的压力补偿阀合并于一个阀结构。换向滑阀 4 的节流口为 20, 其上游为压力油通道 2 (贯穿各个换向阀块) 所连接的腔室 10, 节流口下游为腔室 12。压力补偿阀 14 的一端为腔室 12; 另一端为载荷传感油路 8 (贯穿各个换向阀块) 所连接的腔室 15, 其内有弹簧 17; 它的侧旁为通道 21 及所连通的腔室 23。2.1.2 资料中实际上也采用了压力补偿阀与另一梭阀合二为一的结构, 但该梭阀不是载荷传感梭阀, 而且并未简化载荷传感梭阀的结构。本设计在压力补偿阀内设置简单的通道 19, 用以代替载荷传感梭阀, 结构明快, 加工便捷。

阀 14 的功能——当腔室 12 的压力小于载荷传感油路 8 的压力时, 阀 14 关闭腔室 12 与通道 21 之间的启闭口。当腔室 12 的压力开始超过油路 8 的压力时, 阀 14 开始打开该启闭口。当腔室 12 的压力明显超过油路 8 的压力时, 通道 19 接通腔室 15, 压力油进入油路 8, 使后者的压力等于腔室 12 的压力。显然阀 14 的简单结构实现了载荷传感和压力补偿两个功能。

本设计的一个重要的特点是载荷传感油路的压力油不是取自通道 21, 而是取自腔室 12。此外, 本设计还设置了单向阀 22。这个特点有以下意义:

- (1) 载荷不会因传感油路用油而可能发生短暂的“下垂(下沉)”现象;
- (2) 传感油路不会因载荷油路供油不充分(压力不稳定)而产生压力的短暂波动;
- (3) 载荷的瞬间高压不影响传感油路的压力;
- (4) 换向阀节流口的压降的控制精度提高, 这是由于载荷传感的最高压力直接取自节流口下游, 而不是通道 21, 通道 21 与腔室 12 之间补偿阀的启闭口难免有压差存在, 它影响控制精度。

本设计的载荷传感油路 8 应通过节流阀与回油油路相连。否则, 由于本设计载荷传感梭阀采用滑阀式结构, 完全封闭的传感油路可能产生液压缩锁现象, 使阀 14 上移受阻, 系统无法启动。节流阀可设置在进口阀块内。进口阀块内还可设置其他改善性能的油路元件, 例如限制传感油路最大压力的溢流阀等。

## 2.2 特殊管阀设计

### 2.2.1 海上石油业用液路板管接头及其卸荷结构

图 2-1-21 为液路板管接头，其应用安装结构见图 b。板 11 上安装若干液压管接头的插头部分 10，板 21 上安装插座部分 20。液压缸 30 强力作用于板 11，带动各插头 10 插入插座 20。一组液路板上可以安装 10 套或更多接头。

海上石油业常用液路板管接头进行液压连接。在海洋环境中，钻机等设备飘浮移动，工作条件严酷。因此要求管接头耐高压，连接可靠。接头分离时两端出口自动封闭，防止管道系统内流体泄漏及系统外异物（特别是海水）侵入。

液路板管接头应能在设备处于高压状态下插接结合。因此需要有液压缸 30，或有螺栓等加力结构。

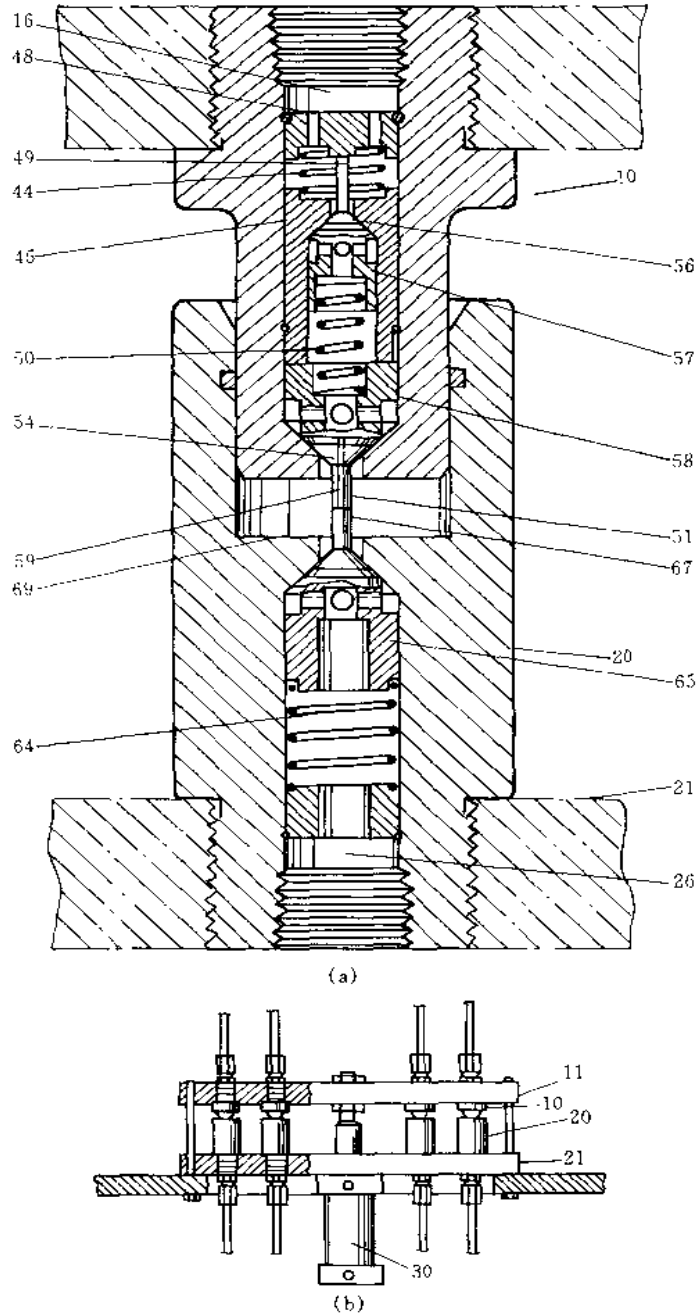


图 2-1-21 液路板管接头

图 a 表示一组接头的插头 10 及插座 20 的结构。根据美国专利 5365972。在图示状态，插头插座未完全结合。图 a 插头 10 内的阀结构有单向阀和卸荷阀两种功能，插座 20 内的阀结构只有简单的单向阀自动封闭功能。在一般设计中，插头与插座都具有自动封闭功能，只装有单向阀。当两部分的单向阀芯端部的顶杆 51 与 67 互相接触并互相顶压时，两单向阀开始开启，直到插头 10 插入插座 20 到位，接头完全结合，液路完全开通。在有特殊需要时，例如，接头的插头 10 一侧所连接的设备可能因位置飘移而拉扯管道，为防止管道爆裂，要求接头分离后降低该侧设备的液压系统压力。这时可以在接头内采用有卸荷功能的阀结构。卸荷阀芯 57 装在单向阀芯中心孔内。单向阀芯分为两段 45 及 58。弹簧 44 使单向阀在接头分离时自动关闭出口。当设备液压系统的压力大于规定值时，在接头分离的条件下，管道 16 内的流体经过孔 48 顶开卸荷阀芯面 56，经阀芯内的通道进入单向阀芯 58 和 54 内的孔，最后经顶杆 51 内的小孔 59 向外泄出，直到液压系统内的压力降到规定值以下为止，这时弹簧 50 使卸荷阀关闭。在接头结合时，顶杆 51 使单向阀芯 54 及 58 克服弹簧 44 的弹力向上移动，单向阀开启；同时，卸荷阀 45 的阀芯面 56 在顶杆 49 作用下保持不动，于是卸荷阀开启。两阀同时开启，插头 10 内的液路完全开通。

### 2.2.2 防止管路流体泄漏的对接管接头

为防止管路流体的泄漏，根据美国专利 4438779 及 5099883，采用两件结构完全相同的管接头成对使用，相向对接。接头内有球阀，确保接头连接到位后球阀方可开通，球阀关闭到位后接头方可分离。

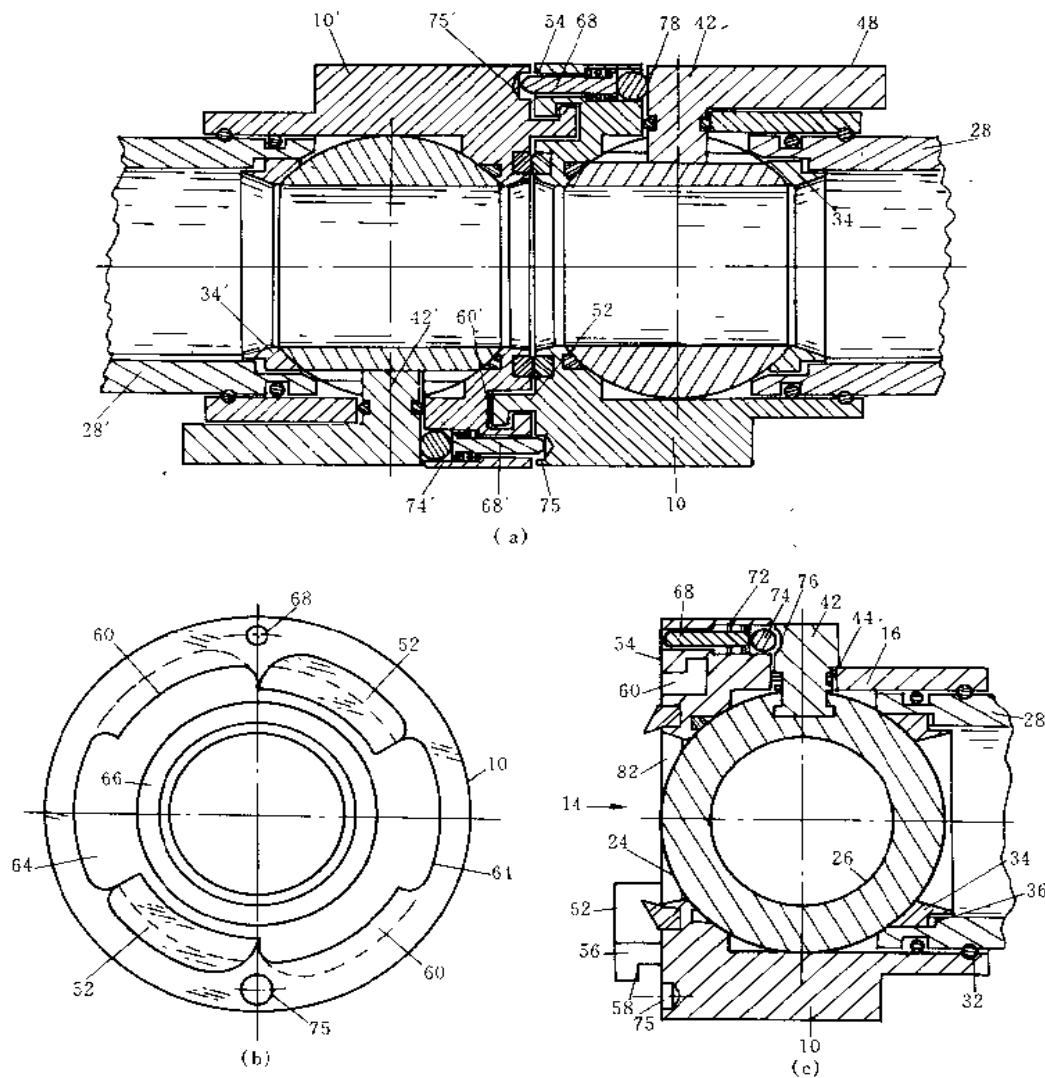


图 2-1-22 对接管接头结构(a)~(c)  
(a) 流通状态；(b) 端面图；(c) 关闭状态

结构一如图 2-1-22a~c 所示。两接头互相连接、两球阀均开通的状态见图 a。球阀用手柄 42 操作。每一接头有两个钩爪 52 伸入另一接头的沟槽 60 中，实现可靠连接。钩爪及沟槽形状参见图 b 端面视图。连接时，先将钩爪插入对面接头的凹槽 64，转动一个角度后钩爪到达沟槽 60 处。分离操作时反之，先反向转动，再拔出。图 c 表示单个接头球阀关闭的状态，此时图 a 中的手把 48 转到 42 后面。手柄 42 的一侧有球窝 76、球珠 74 及顶杆 68。当两接头相向连接的转动操作未到位时，每个接头的端面平面限制对面接头内顶杆 68 的伸出运动，于是球珠 74 使手柄 42 不能转动，使球阀保持关闭状态。只有在图 a 所示接头转动到位后，顶杆 68 对准对面接头端面上的盲孔 75 时，顶杆可以伸出进入该孔，手柄 42 才能转动，球阀才能开启。

在接头分离操作时，只有在球阀关闭到位，顶杆 68 脱离孔 75 时，两接头才能反向转动，钩爪 52 才能拔出。

本结构用波形弹簧垫圈 36 的弹力使环 34 紧压球体，用钢丝环 32 将接头体 10 与接管 28 固定连接。

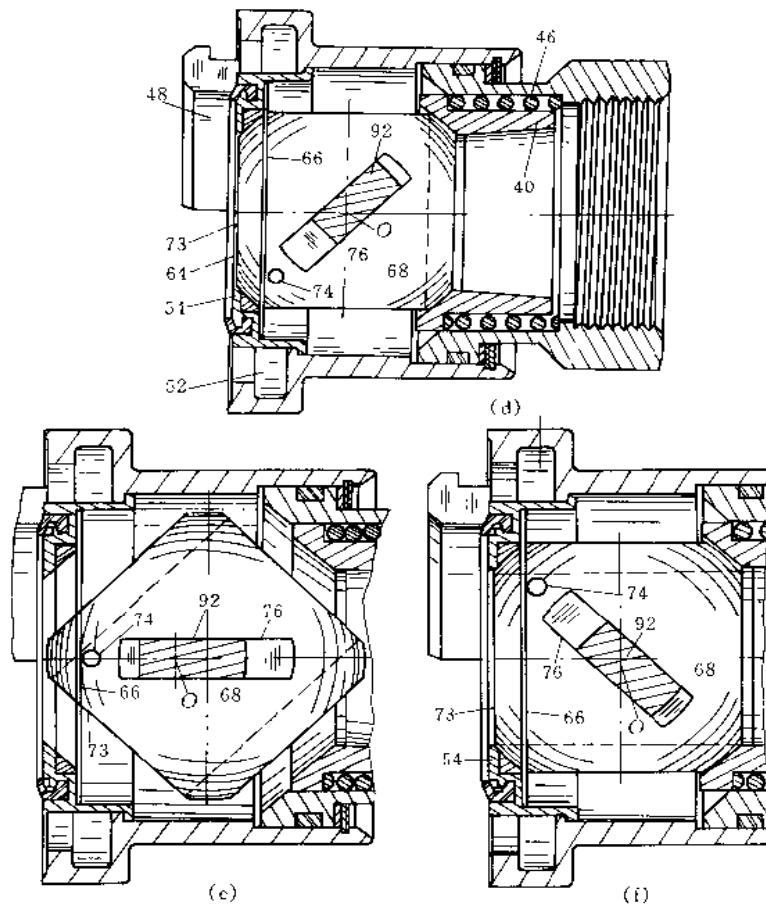


图 2-1-22 对接管接头结构(d)~(f)

(d) 关闭；(e) 半开；(f) 全开

结构二如图 2-1-22d~f 所示，此三图均为从手柄轴线方向俯视的剖视图。结构二的钩爪 48 与沟槽 52 的设计与结构一相似。两结构的主要区别是结构二的球体在转动时其球心发生左右移动。为此，弹簧 46 有较大伸缩空间，允许环 40 有较大左右位移余地。同时，球体 68 上有一对销 74，两销同轴线，图中只可见一个。当球体转动时，销 74 紧靠在防磨环 66 的平面上移动，于是球体中心被强制左右移动。球体中心左右移动时，手柄轴心 O 不动。图 d、e、f 分别为关闭、半开、全开的状态，其中图 d、f 球心与手柄中心重合，图 e 两中心分离。球体的移动使它在转动时不侵入对面接头的空间，避免两球体的运动干涉。结构二的上述设计使球阀关闭时接头端面 54 与球体平面 73 基本上共面。

对照两结构端面细节, 可以看到, 结构一在球阀关闭时接头端面部位有空间 82。当接头从连接变为分离时, 该空间内的流体散逸于环境中, 在某些应用场合下可能具有较严重的后果。结构二将该空间缩小到最低限度, 大幅度减小不良后果。此外, 上述两平面基本共面的情况还便于在两接头连接前对暂时外露的表面进行清扫或擦拭。

### 2.2.3 双缸活塞式渣浆泵进排料阀

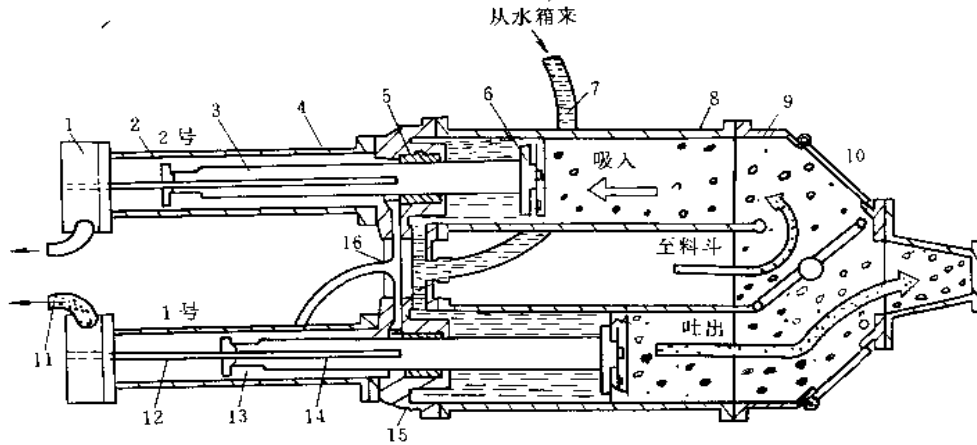


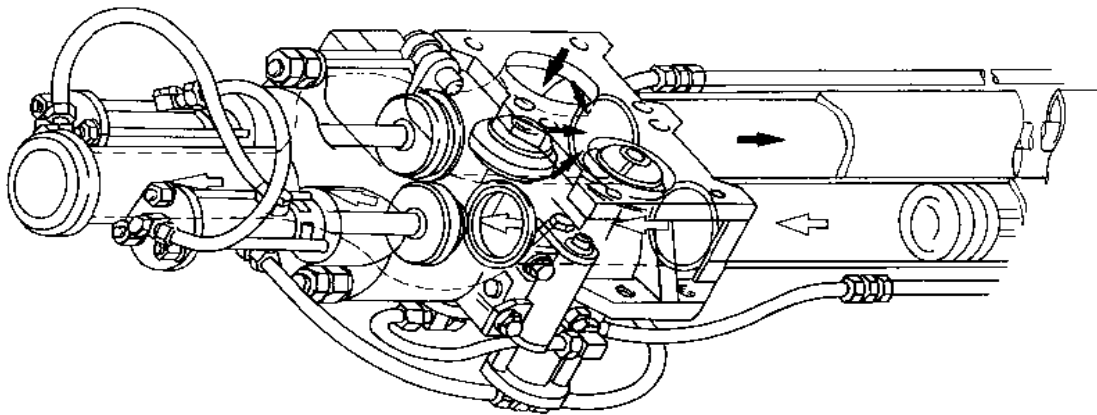
图 2-1-23 混凝土泵车及工作原理

1—液压缸盖; 2—液压缸; 3—活塞杆; 4—闭合油路; 5—V形密封圈; 6—活塞; 7—水管; 8—混凝土缸; 9—阀箱;  
10—板阀; 11—油管; 12—铜管; 13—液压缸活塞; 14—干簧管; 15—缸体接头; 16—双缸连接缸体

用作高浓度输送的渣浆泵是由差动液压驱动的双缸活塞泵。用于高浓度管道连续泵送混凝土、回填料浆、废弃渣浆、工业料浆等。两个泵缸运转方向相反, 交替吸料、排料, 形成连续输送介质流。图 2-1-23 为混凝土输送泵及其工作原理, 它可安装于汽车上完成各种复杂工程的直接浇灌工作。进排料板阀 10 分别由两个液压缸控制其接通料斗或输出管。进排料亦可利用盘阀、裙阀或 S 形转管控制, 泵压可达 15MPa。阀的开闭由液压驱动, 一旦两个泵缸活塞行程终了, 立即以如下三个阶段进行切换: 1) 开着的进、排料阀自动关闭; 2) 两个泵活塞反向运动; 3) 与此同时关闭着的另一进、排料阀的两侧达到恒压立即开启。

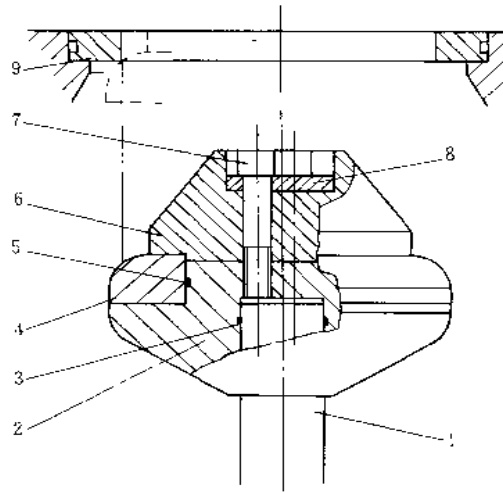
#### (1) 盘阀 (图 2-1-24)

盘阀在小控制阀装置时允许泵送介质中所含固体物料粒度不大于 20mm, 在大控制阀装置时, 允许介质中所含固体物料颗粒不大于 40mm。



(a) 盘阀装置

图 2-1-24 盘阀 (a)



(b) 盘阀结构

图 2-1-24 盘阀 (b)

1—阀杆；2—压力盘；3—密封圈；4—阀盘；5—密封圈；6—阀锥；7—圆头螺栓；8—垫板；9—阀座

盘阀的优点如下：

- 1) 液压阀操作安全；
- 2) 两组进、排料阀切换中低压进料侧和高压侧分隔可靠，即使高压泵送可压缩的滤饼类介质，也不会产生从高压管路至进料区域的返料现象；
- 3) 无冲击、噪音小；
- 4) 保证最高的泵送连续性和测量精度；
- 5) 阀和阀室截面大、压力损失小；自吸能力达 7m 水柱。

(2) 裙阀 (图 2-1-25、图 2-1-26)

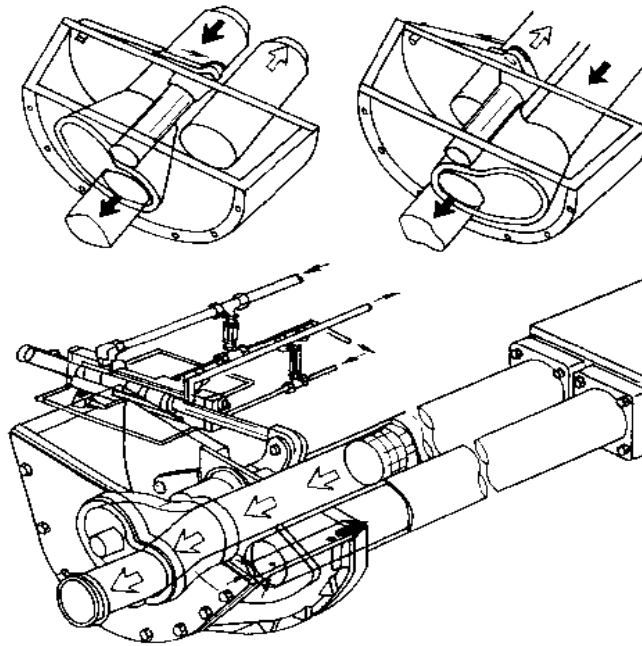


图 2-1-25 裙阀装置

泵送时裙阀在液压驱动下来回摇动，交替联接泵缸和输送管道。阀和泵缸的联接处由切割环与衬板及眼

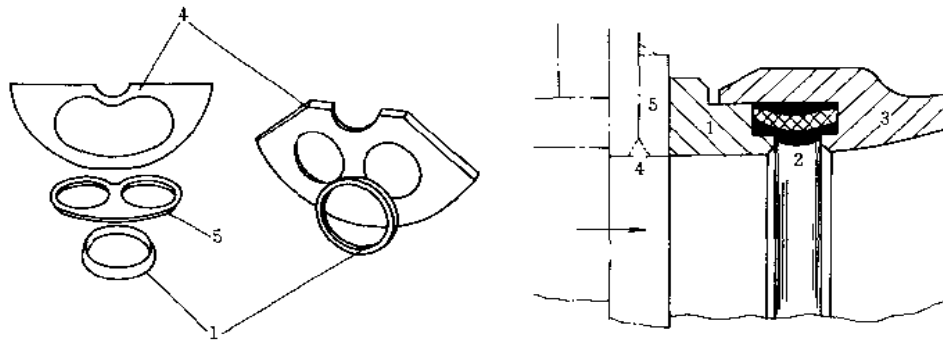


图 2-1-26 裙阀的零件及局部结构

1—切割环；2—压缩弹簧；3—裙阀；4—衬板；5—眼镜片

镜片密封，采用大裙阀时阀室衬板中镶入眼镜片，采用小裙阀时眼镜片和衬板可以制成一体；排料口由肾形滑片密封。泵活塞行程终了裙阀迅速切换：回转体切割环剪切外物和石块阻碍，从泵料侧转至充料侧，完全接通充满料浆的泵缸后，活塞改变运动方向进行泵料。

小裙阀允许泵送介质中所含固体物料颗粒不大于 35mm，大裙阀允许介质中含不大于 65mm 的固体物料。

群阀的特点如下：

- 1) 即使在最困难的条件下，切换也可靠；
- 2) 流道尺寸大，易于输送带粗骨料和适应于管道截面的大颗粒以及类似混凝土粒料分布的浆体；
- 3) 平衡力矩保证不产生扭转和倾复现象；
- 4) 切割环和衬板（眼镜片）在使用寿命期间始终保持接触，切换过程的压紧力自动调节。

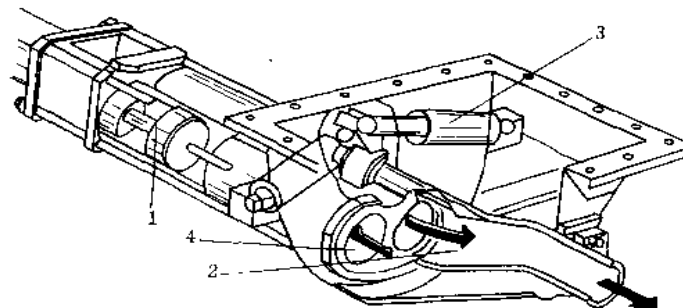


图 2-1-27 转管装置

1—供料泵；2—S形转管；3—球铰摆动缸；4—耐磨眼镜板

### (3) S形转管（图 2-1-27、图 2-1-28）

泵送物料时，转管 1 在液压驱动下在供料漏斗 3 内绕出料口 4（输料管入口）轴线回转交替接通两个泵料活塞缸，物料流经 S 管被泵至输送管道。同时泵由敞口从缸中吸料，为此交替进行形成连续料流。

输送管线上泵缸与转管之间唯一的分离点由耐磨环提供可靠的密封。环松弛安装，因为直径  $\phi A > \phi B$ ，泵料时在压力的作用下耐磨环 6 被压向耐磨板 5，转管在 R 内稍为后退被密封圈密封。

转管通过流量  $10 \sim 150 \text{ m}^3/\text{h}$ ，最大悬浮颗粒可达 80mm，泵压可达 15MPa。

转管结构特点如下：

- 1) 抛物线型渐缩管阻力损失小、料流顺畅；
- 2) 结构紧凑；
- 3) 磨损件更换方便。

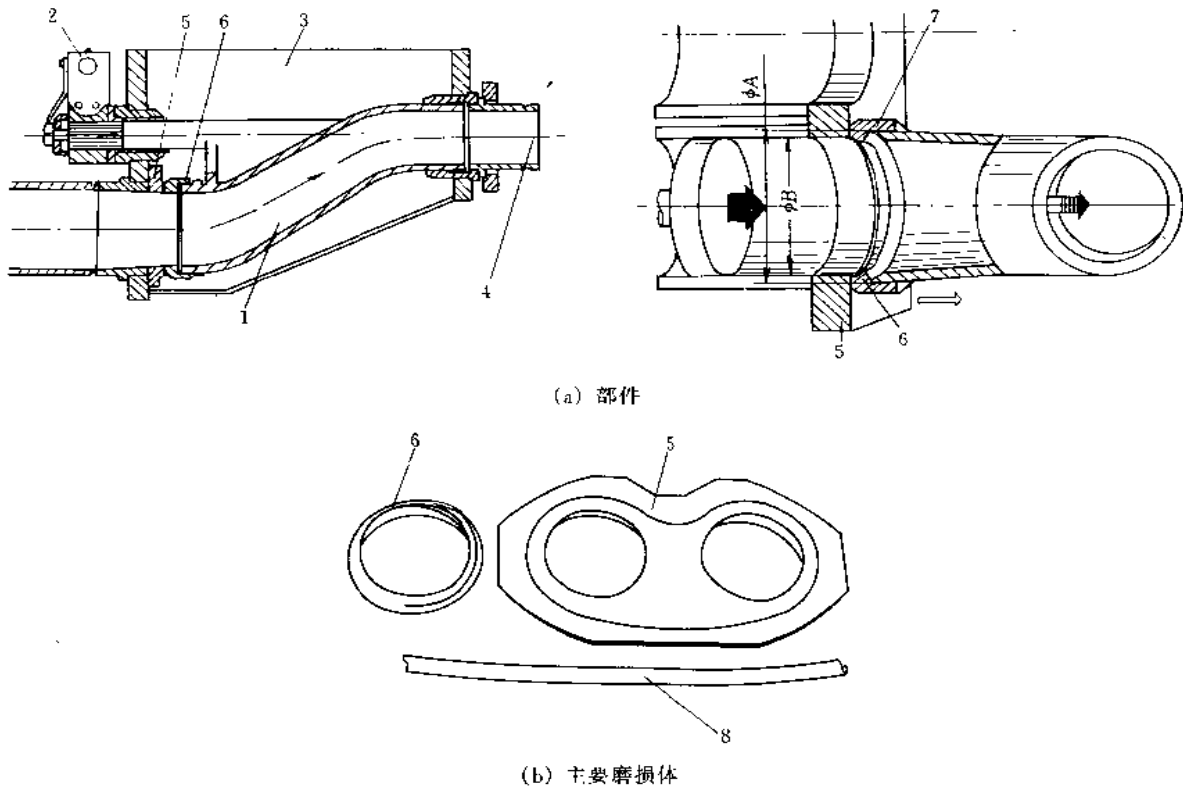


图 2-1-28 转管结构

1—S形转管；2—转管驱动装置；3—喂料斗；4—输送管；5—耐磨眼镜板；6—耐磨环；7—密封圈；8—密封条

### 3 两种机床专利结构

#### 3.1 要求径向进给自动换向的镗头

根据美国专利 5012710。

##### (1) 进给传动结构

图 2-1-29a 表示镗头上端为锥柄 2、下端为滑块 5、中间为主体 4 及有关的各种机构。当主体 4 及锥柄 2 装在机床主轴上随主轴转动时，环 6 及座 7 以牢固连接在一起的杆 7 靠在机床的固定结构上防止转动。但是，在以下说明中，将主体 4 及锥柄视作固定不动，而将环 6（连同构件 7 及 7'）视作绕镗头的中心线转动。

主体 4 与环 6 之间有齿轮 8。环 6 内有弹簧 10 加压丁钢球 9，作用于齿轮 8 的球窝内，使齿轮 8 随环 6 一起转动。一对形状相同且对称于镗头中心线布置的齿轮 13（图中只可见一个）与齿轮 8 啮合。两个齿轮 13 的下部有螺旋齿轮 15 分别与轴 18 上可自由转动的齿轮 17 及 16（图 b）啮合。齿轮 8 的转动经齿轮 13 及 15 使齿轮 16 及 17 转动，齿轮 16 及 17 的转动方向相反。轴 18 上有离合器环 20 及 21，用链连接，在套筒 24 推动下可轴向左右移动，分别使轴 18 经过环 20 或 21 随齿轮 17 或 16 转动。轴 18 经蜗杆 19、蜗轮 38、蜗轮孔内的螺母螺纹及螺杆 39（图 c）使滑块 5 作 Y 向进给运动。轴 18 的转动方向决定进给运动的方向。

用搬手插入柱 25 外端面的搬手孔，转动柱 25，可以经过其内端的偏心销 26 拨动套 24 左右移动，从而改变进给运动的方向。主体 4 内有钢球 25'、弹簧 27 及调节螺钉 28，组成定位器，作用于柱 25 上的球窝，使柱 25 转动后能保持位置稳定。

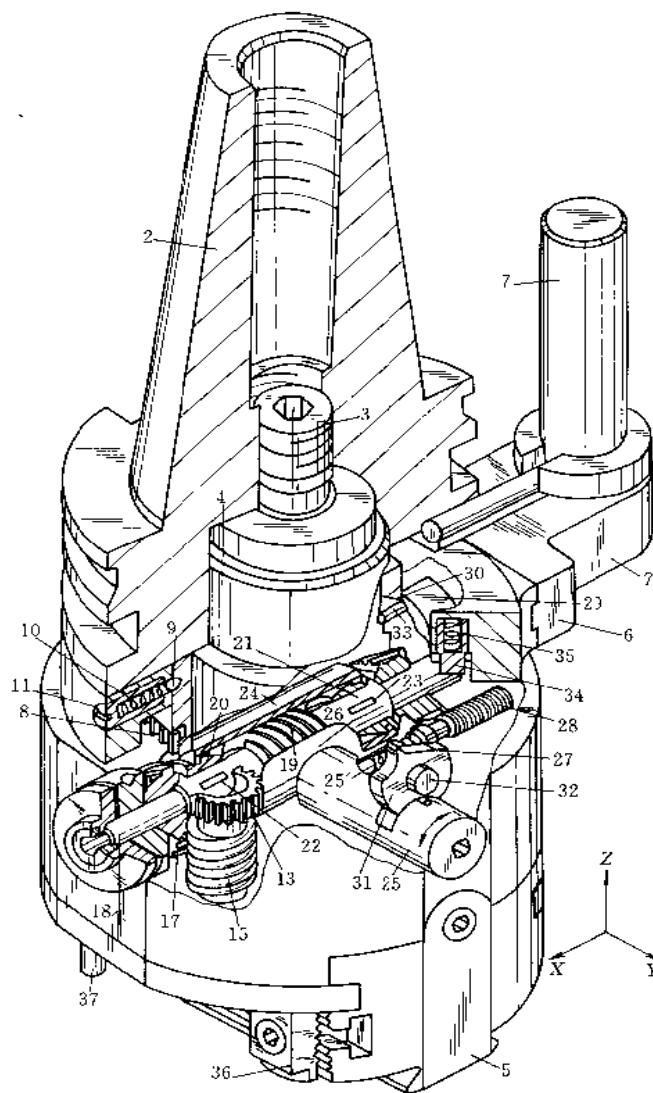
##### (2) 自动换向结构



进给运动行程终点有挡铁 36 作用于主体 4 上的杆 37, 使进给停止。于是齿轮 8 不能转动, 钢球 9 从齿轮 8 的球窝内脱出, 这时环 6 与齿轮 8 之间发生相对转动。

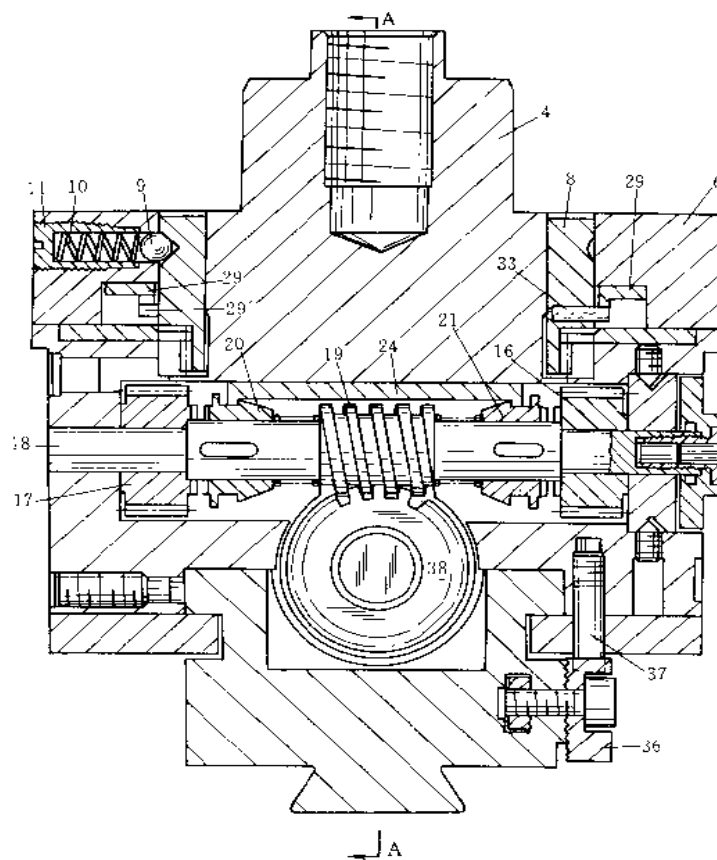
环 6 上有圆周匀布的一系列垂直销 34, 有弹簧 35 加压, 其下方有托环 29。托环 29 下侧有若干突出部 (凸轮工作面) 29' (图 b), 轮 8 有若干横销 33。当环 6 的钢球 9 在齿轮 8 窝内时, 销 33 作用于突出部 29', 使托环 29 上升到图示位置, 支撑垂直销 34 不向下移动。当环 6 与齿轮 8 相对转动, 钢球 9 离开齿轮 8 的窝时, 横销 33 逐渐离开突出部 29', 于是托环 29 及垂直销 34 一起下降一个距离, 环 6 带动向下伸出的垂直销 34, 以其下端拨动主体 4 内轴 32 上一个异形轮 31 转动一个角度, 后者拨动柱 25 转动, 并经销 26 拨动套 24 向左移动, 改变离合器及轴 18 的前述离合关系和传动方向, 从而改变滑块 5 的进给运动方向。进给方向改变之后, 挡铁 36 和杆 37 之间的抗力消失, 于是环 6 的钢球 9 重新进入齿轮 8 的窝内, 横销 33 重新使环 29 及垂直销 34 上移复位。

换向后的进给运动再一次到达极限位置时, 行程另一端的挡铁 36 作用于杆 37, 垂直销 34 再一次下降。这时, 需令机床主轴反转 (数控机床不难自动反转指定转数, 如 2~3 转), 以便垂直销将轮 31 及柱 25 反向拨回, 使轴 18 及进给传动回到原方向。然后再令机床恢复正常运行。

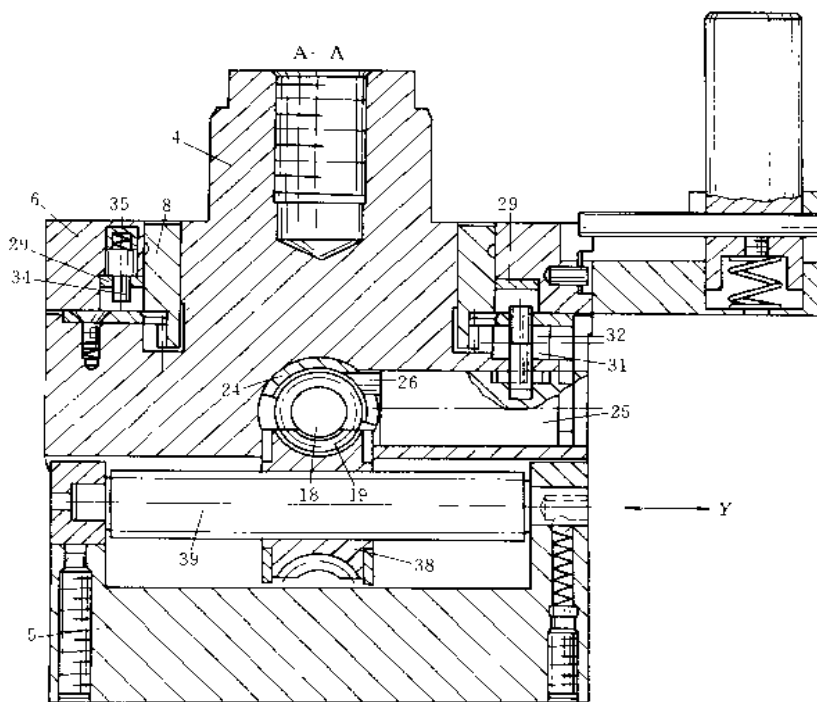


(a) 镗头结构

图 2-1-29 要求径向进给自动换向的镗头 (a)



(b) 镗头结构



(c) 镗头结构 (图 b 的 A-A 剖面)

图 2-1-29 要求径向进给自动换向的镗头 (b)、(c)

### 3.2 自动车床的自动供料装置

本装置的基本结构有两个功能：1) 从装置内的料仓将棒料自动送入装置内的导料管；2) 导料管及有关机构将棒料送入车床的自动进给机构。本装置适用于带有棒料自动进给装置（每加工一个工件，自动进给一个工件所需长度的棒料）的车床。本装置按送料装置类型分为单轴结构与多轴结构两种。（根据美国专利 5662014）

单轴结构，适用于单轴车床，见图 2-1-30a、b、c。

图 a 右部简单表示单轴车床的头架 12，内有主轴夹头 18 夹持棒料 22，有送料夹爪 20 由环 32 驱动作往复运动，间歇向右送进棒料，每次送进一个工件所需的长度。

图 a 其余部分表示本供料装置的概貌。装置的中部，即棒料 22 附近，是导料管部件 60。导料管的一侧（图的上方）为纵向气缸 74，它驱动导料管纵向往复移动，每次向车床头架供给一根新棒料。导料管的另一侧（图的下方）为料仓 54，存有若干新棒料 56b、c、d 等。整个装置有前壁 44、后壁 46。

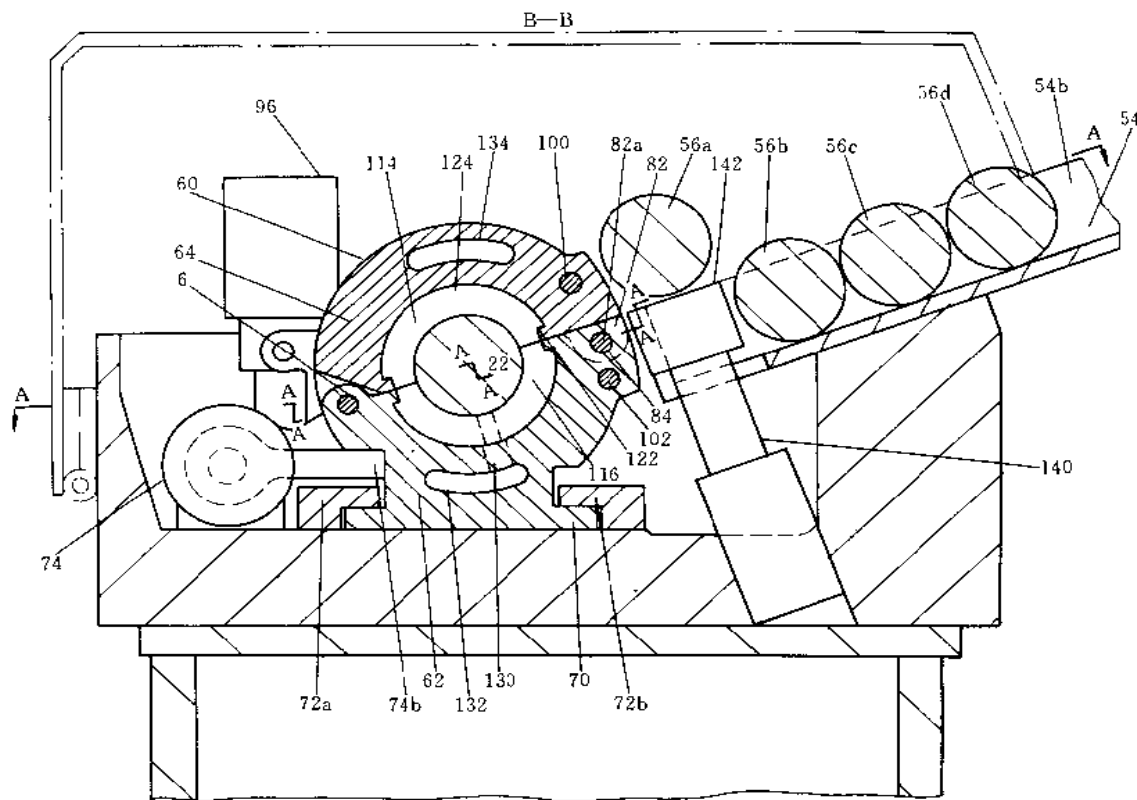
导料管 60 由一上一下两个半圆筒形管体 64（图 b）及 62 组成，用细长销 66a 铰接。下管体 62 以 T 形导向部分 70 在导轨 72a、72b 内纵向滑动，上管体可绕轴 66a 开合摆动，图 b 表示其“合”的状态。管内有可换的减径衬套若干件，纵向长方向分布于管的全长。衬套也有一上一下两个半圆筒形结构 114 及 116（图 a 剖视只可见下衬套 116 若干件）。衬套由导料管的径向凸缘 122 保持不脱落。弹簧加压的球珠 124 作用于衬套的凹窝，使衬套保持稳定的纵向位置。上下管体均有纵向供油通道 134 及 132，通过适当孔道（如 130）向衬套内表面供油润滑，油液沿下管体内表面下侧向纵向两端流出，由供料装置的底座收集回用，不断循环。

导料管的右端即前端有一对臂 94a、94b 图 a、c 铰接于轴 66a，管内侧也有可换减径套。导料管上下管体有杆 100 及 102 伸入两臂凹槽 104 及 106，有较大间隙。气缸 96 的缸体 96a 及活塞杆 96b 分别与两臂铰接于 96a' 及 96b'，它使两臂开合，驱动导料管开合。导料管合拢时，可由锁销 82a 及 84a 锁定。锁销 82a 及 84a 装在下管体凸耳 82 及上管体凸耳 84（图 b）的孔内。各锁销两两首尾相接触。图 a 表示它们的接触面不在凸耳 82 与 84 的交界处，是锁定状态；若使锁销纵向移动至其接触面与凸耳交界处对齐，则上管体 64 可绕轴 66a 向上摆动到开启位置。

导料管、两臂及气缸 96 均固定连接，由气缸 74 经活塞杆 74a 及连接件 74b 驱动，可纵向前后移动，行程距离为 X。图 a 示出三个均为 X 的距离尺寸，以便对照。

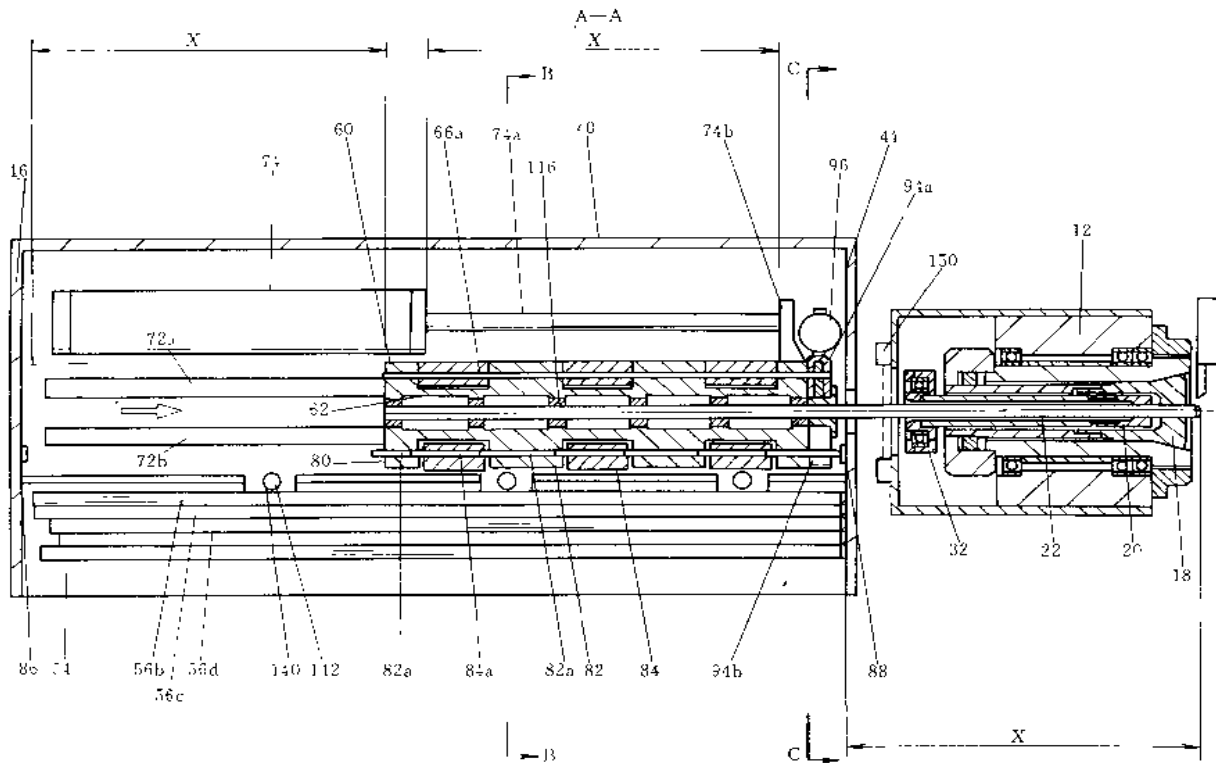
料仓 54 为倾斜平面，有若干顶块 142，由各自的气缸 140 驱动，每次顶起一料棒（图 b）。

车床后端有光敏传感器 150，它报告正在加工将近用完的棒料尾部通过传感器检测区的时间，由控制系

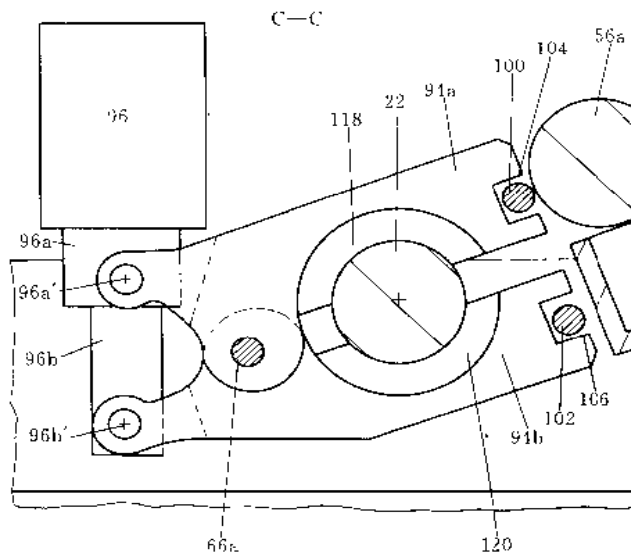


(a) 单轴结构（俯视，图 b 之 B-B 剖视）

图 2-1-30 自动车床的自动供料装置（单轴结构）(a)



(b) 单轴结构 (图 a 之 A-A 剖视)



(c) 单轴结构 (图 b 之 C-C 剖视局部)

图 2-1-30 自动车床的自动送料装置 (单轴结构) (b)、(c)

- 12—头架; 18—夹头; 20—夹爪; 22—棒料; 32—环; 44—前壁; 46—后壁; 54—料仓; 54b—料仓前壁;  
 56a、b、c、d 棒料; 60—导料管; 62—下管体; 64—上管体; 66a—细长销; 70—T形部; 72a、72b—导轨;  
 74—气缸; 74a—活塞杆; 74b—连接件; 82、84—凸耳; 82a、84a—锁销; 86、88—挡铁; 94a、94b—臂;  
 96—气缸; 96a—缸体; 96b—活塞杆; 96a'、96b'—铰接处; 100、102—杆; 104、106—凹槽; 114、  
 116—减径衬套; 118、120—减径衬套; 122—径向凸缘; 124—弹簧加压的球珠; 130—油孔;  
 132、134—润滑油道; 140—气缸; 142—顶块; 150—传感器

统决定送料装置启动供送新棒料的时间。

送料装置的工作过程简述如下: 料仓内的棒料前端 律靠在纵向定位面上, 定位面可以是装置的前壁 44, 也可以是料仓 54 前壁。送料装置启动, 气缸 74 驱动管 60 向后移动到极限位置。后壁 46 的挡铁 86 作

用于锁销 82a 的向后突出端, 使它缩入, 从而推动一系列锁销 82a 及 84a 到达“开”的位置。气缸 96 驱动臂 94a 及上管体 64 开启 (图 b)。气缸 140 使顶块 142 将棒料 56a 顶起 (图 c), 棒料在重力作用下滚动进入导料管。气缸 96 使臂 94a 及上管体 64 复位合拢, 并使两臂 94a 及 94b 夹紧棒料 56a, 由于 100、102 与 104、106 之间有较大间隙, 因而“夹紧”不引起运动干涉。气缸 74 驱动导料管连同被夹持的棒料向前移动, 行程 X, 到达向前的极限位置。新棒料进入车床内已经松开的送料夹爪 20 及主轴夹头 18。前壁 44 的挡铁 88 作用于锁销 82a 的向前突出端, 使一系列锁销移动到锁定位置。气缸 96 使两臂 94a 及 94b 松开少许, 使棒料可以自由转动。这时, 车床可以夹紧棒料开始新的工件加工。

多轴结构见图 2-1-31a、b。

多轴结构与单轴结构的核心机构相似, 主要区别如下。

1) 多轴结构需要多套导料管, 因而采用鼓形结构, 各导料管装在鼓 204 上随车床的主轴鼓 12' (图 b) 绕轴线 202 回转转位。图 a 示出 6 个导料管 I 至 VI, 每个导料管都随鼓转位历经机架上的 6 个转位位置 ①至⑥。

2) 料管的开合运动及纵向移动都分别进行, 但驱动机构公用一套; 料仓只有一个。因此, 需要增设若干结构使料管与驱动机构间的传动关系可以不断结合、分离。

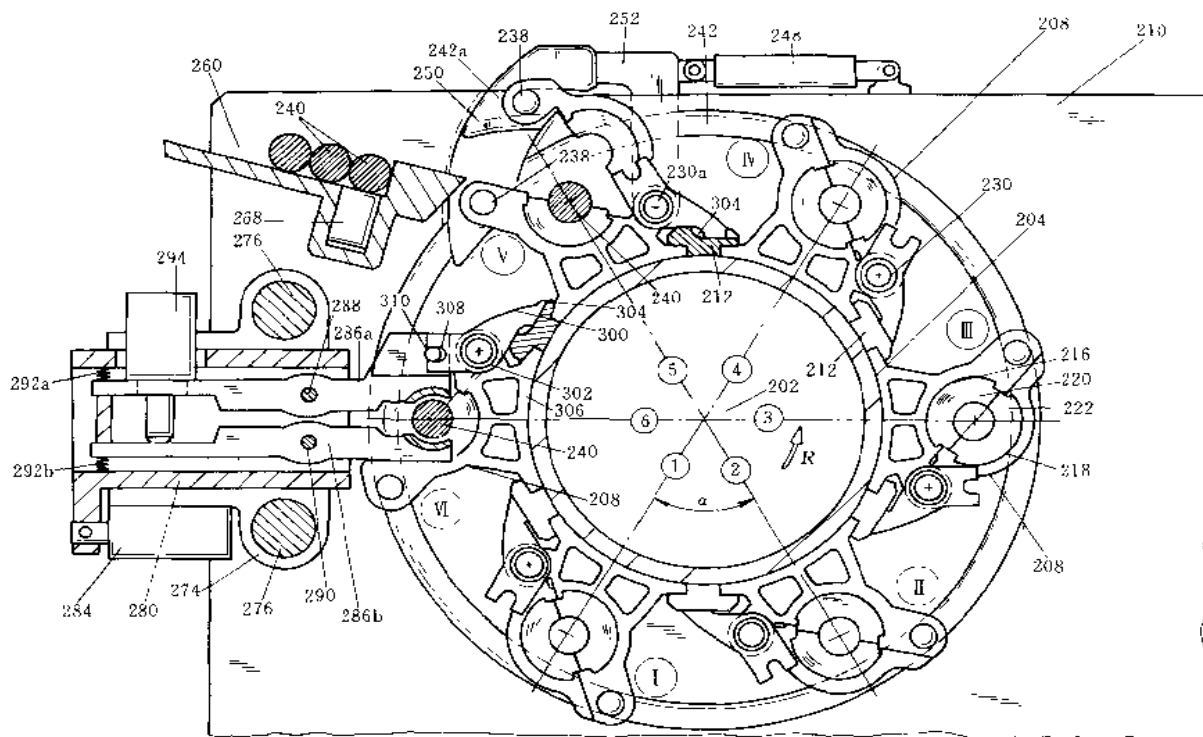
3) 料管在转位运动时已脱离纵向运动的驱动机构, 因而需要增设适当机构使料管保持纵向位置的稳定。

4) 料管需要在后移极限位置处转位, 但这时其锁销处于“开”的状态, 因而需要增设一定的结构使料管在这时不自行开启。

以下重点对区别之处作必要说明。注意图 b 左方为“前”, 右方为“后”。

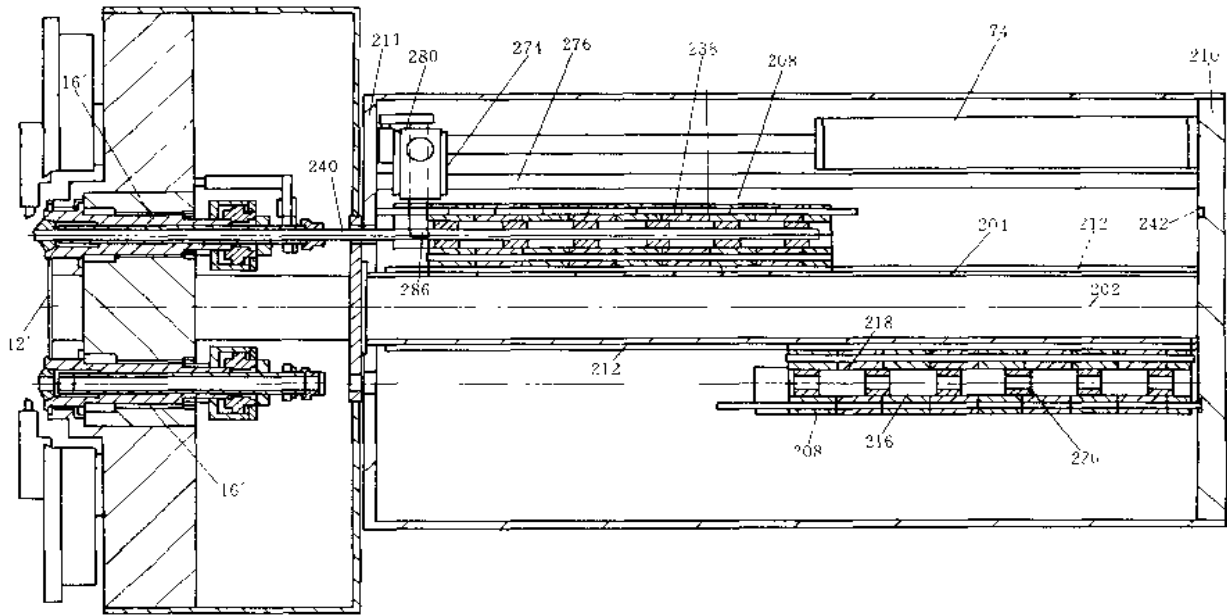
每套导料管 208 有下管体 216, 它可以沿鼓 204 上的 T 形导轨 212 纵向滑动。上管体 218 与下管体铰接于销 230, 管内有减径衬套 220 及 222。导轨 212 上有两槽 304, 布置在两个不同的纵向位置, 分别对应于导料管的前后两个极限位置。导料管前端有爪 300 铰接于销 230。在扭簧 302 的弹力作用下, 爪 300 进入两槽 304 中之一, 使导料管在转位时具有稳定的纵向位置。两管体之间有锁销 238。送料装置后壁 210 上与锁销接触的部位不是单轴结构的挡铁, 而是圆形沟槽 242。导料管到达后移极限位置时, 锁销移动到“开”的位置; 同时, 锁销又因位于槽 242 内而限制上管体 218 向开启位置摆动, 防止导料管随鼓转位时自行开启。上管体 218 只有在转位位置 ⑤处才能由后壁 210 上的气缸 248 驱动“开启”。

在位置 ⑤处后壁圆形沟槽有一局部可动结构。异形臂 252 铰接于后壁后侧, 铰销 230a 与 ⑤处两管体的铰销 230 基本对齐。后壁有一可动块 250 与臂 252 固定连接, 块上有圆弧沟槽 242a。当气缸 248 的活塞杆伸出时, 块上的沟槽与后壁的沟槽 242 相连接, 成为圆形沟槽的一部分, 导料管的锁销 238 可进入块上的沟槽。当气缸 248 的活塞杆缩入时, 如图 a 所示, 上述机构使销 238 带动上管体“开启”。装料后上述机构使管体合拢。



(a) 多轴结构 (俯视图示意)

图 2-1-31 自动车床的自动供料装置 (多轴结构) (a)



(a) 多轴结构 (主要剖面的剖视)

图 2-1-31 自动车床的自动供料装置 (多轴结构) (b)

12'—主轴鼓; 16'—车床主轴; 74'—纵向气缸; 202—回转转位轴线; 204—鼓; 208—导料管; 210—后壁; 211—前壁; 212—导轨; 216—下管体; 218—上管体; 220、222—减径衬套; 230—铰销; 230a—异形臂的铰销 (与销 230 投影重叠); 238—锁销 (一列若干件); 240—棒料; 242、242a—圆形沟槽; 248—气缸; 250—可动块; 252—异形臂; 260—料仓; 274—纵向滑块; 276—纵长导柱; 280—径向滑块; 284—气缸; 286a、286b—臂; 288、290—铰销; 292a、292b—弹簧; 294—气缸; 300—爪; 302—扭簧; 304—止动槽; 306—爪 300 的另一端; 308—槽; 310—销

在位置③处, 料仓 260 的气缸 268 可以将棒料 240 顶起, 使它滚动进入已经开启的导料管。

在转位位置④处, 有纵向运动气缸 74' (图 b), 它推动纵向滑块 274 在纵长导柱 276 上运动; 滑块 274 上有气缸 284 推动径向滑块 280 在滑块 274 的径向导向面上运动; 径向滑块 280 上有一对臂 286a 及 286b 铰接于 288 及 290, 由气缸 294 推动使两臂前端闭合, 夹紧棒料 240, 复位弹簧 292a 及 292b 可使两臂松开。径向滑块 280 带动两臂前进时, 臂 286a 前端有销 310 进入爪 300 另一端 306 的槽 308, 两臂夹紧棒料时, 经销 310 使爪 300 离开导轨 212 的槽 304。爪 300 有槽 308 的一端 306 在纵向分为两支, 一支在臂 286a 的前侧, 即图 a 可见的部分; 另一支在臂 286a 的后侧, 图中不可见。当爪 300 离开导轨 212 的槽以后, 气缸 74' 可以经滑块 274、280 及臂 286 推动爪 300 带动导料管纵向移动, 同时棒料 240 在两臂夹持下也随之纵向移动。

多轴结构的供料过程简述如下。

需要供送新棒料的导料管转位到①处时, 气缸 284 使滑块 280 及两臂径向前进; 气缸 294 使两臂前端合拢 (这时无棒料可供夹紧), 同时使爪 300 离开导轨 212 的槽 304; 气缸 74' 使导料管后移到极限位置, 锁销 238 被顶到开位; 气缸 294 使两臂松开, 爪 300 复位, 气缸 284 使两臂 286a、286b 径向后退。导料管经①、②……等位置转位到③处时, 气缸 248 使它开启, 气缸 286 装料, 气缸 248 再使它合拢。导料管带着新棒料转位到④处, 气缸 284 再使两臂径向前进; 气缸 294 使两臂前端夹紧新棒料, 同时使爪 300 离开槽 304; 气缸 74' 使导料管前移到极限位置, 锁销 238 被顶到销定位; 气缸 294 使两臂松开, 爪 300 复位; 气缸 284 使两臂径向后退。车末缺料的主轴得到新棒料, 开始正常加工。在上述过程中, 该主轴有一次空转位过程, 少加工一个工件。

## 4 热交换、结晶和干燥装置

### 4.1 石墨制热交换器

#### 4.1.1 管壳式浮头热交换器

图 2-1-32 所示为由石墨材料制成的 200m<sup>2</sup> 管壳式浮头热交换器, 用于接触法生产硫酸中的二氧化硫气体的冷却洗涤。壳体 4 为钢制, 外径为  $\phi 1420 \times 8$ , 换热管 9 内外径分别为  $\phi 36\text{mm}$  和  $\phi 50\text{mm}$ , 长度为 4120mm, 管间距为 59mm, 共有管子 439 根, 另外还有 12 根内径  $\phi 22\text{mm}$ 、外径为 32mm 管, 外套内径  $\phi 36\text{mm}$ 、外径  $\phi 50\text{mm}$  短管做支承挡板 8 用, 均匀分布在下管板 10 上。折流板 8 共有 9 块, 厚度为 30mm。

石墨具有良好的耐腐蚀性, 但与浸渍材料和胶合剂材料有关, 通常采用酚醛浸渍, 经过酸酐浸渍的石墨可

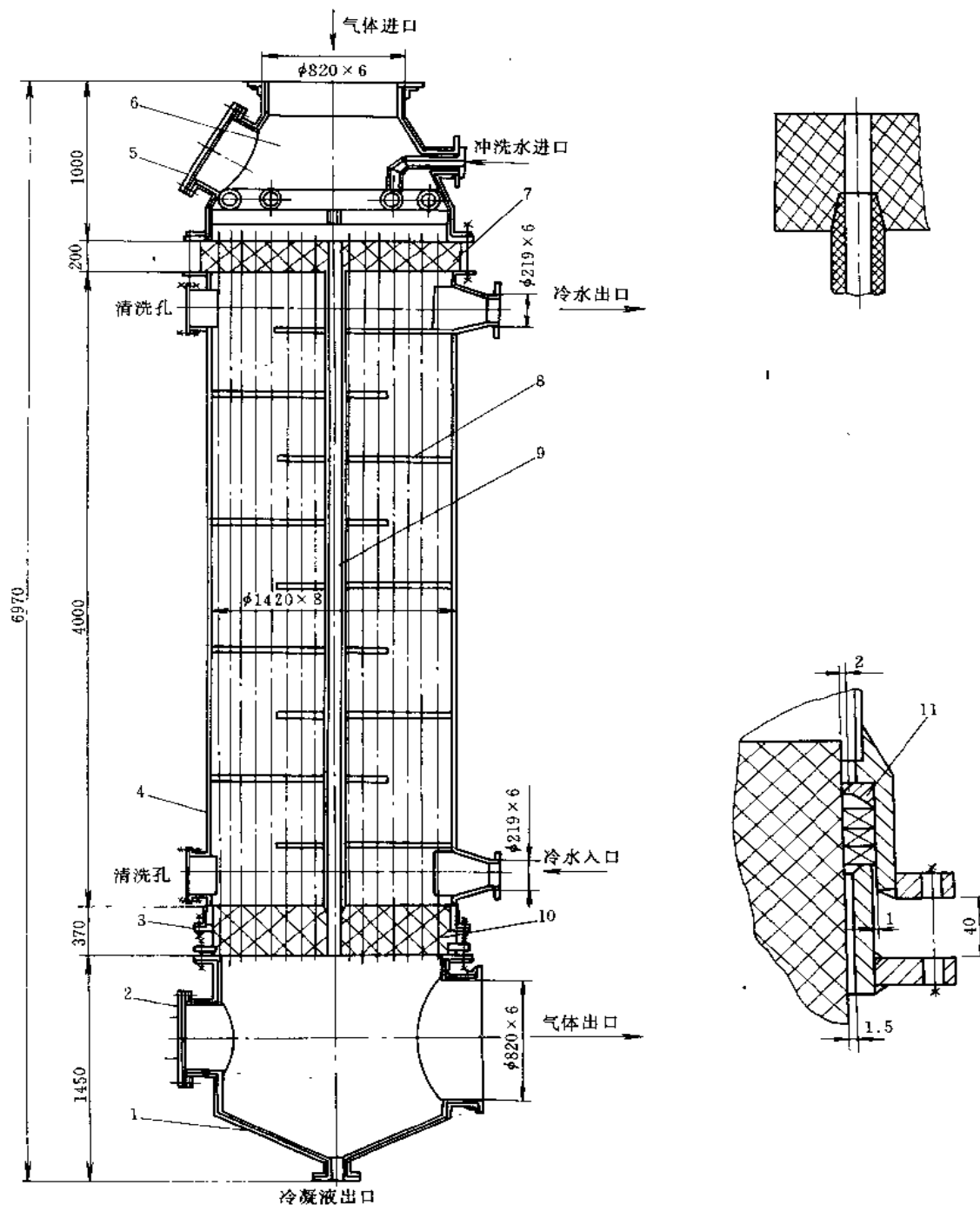


图 2-1-32 石墨材料制成的  $200\text{m}^2$  管壳式浮头热交换器  
 1—下封头；2—人孔；3—法兰；4—壳体；5—人孔；6—上封头；7—上管板；  
 8—折流板；9—换热管；10—下管板；11—底环

耐 70% 高温硫酸、93% 浓硫酸，以及盐酸、醋酸、硼酸等。石墨材料导热系数高，比不锈钢大 4 倍，比碳钢大 2 倍，比铅大 3~3.5 倍，所以很适合用于换热设备。石墨孔隙率大，对气体和液体有很强的渗透性，需要采用一种物质填满石墨的孔隙，最常用的是浸渍酚醛树脂、水玻璃和呋喃树脂等。管板 7 和 10 常采用石墨浸渍树脂制成。换热管 9 为不透性石墨管，由石墨粉、沥青混合压制、焙烧、石墨化，然后再浸渍树脂而成。

管板与换热管连接采用胶合剂粘结。胶合剂由粘接剂（合成树脂）、填料（石墨粉）、增塑剂及硬化剂组成。管板与换热管连接结构如图 2-1-32 所示，管端锥度大小要考虑加工的难易，锥头壁厚不应小于 2mm。

4.1.2 块孔式热交换器

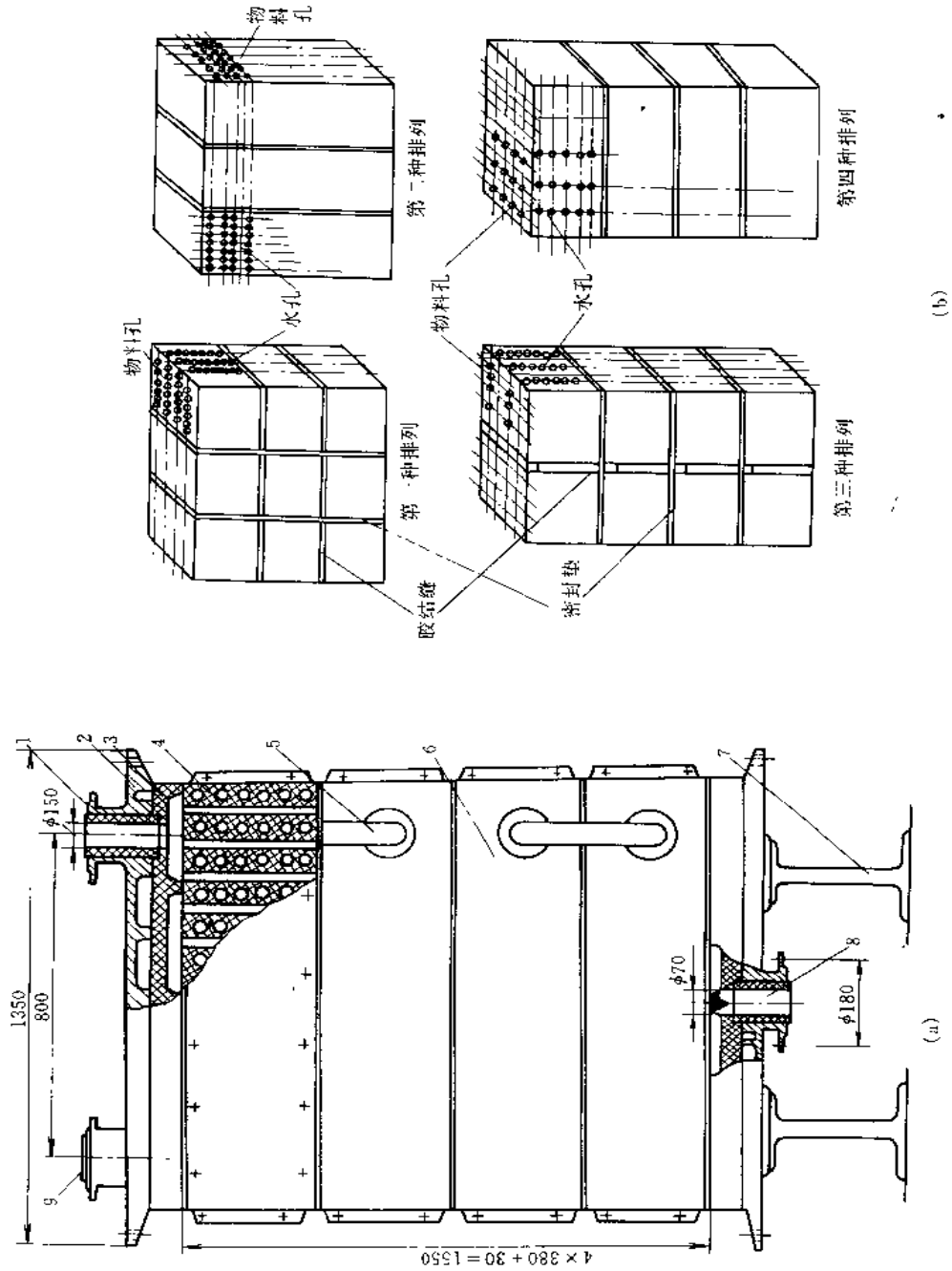


图 2-1-33 35m<sup>2</sup> 块孔式石墨热交换器

1—物料进口; 2—铸铁盖板; 3—石墨元件; 4—冷却水侧铸铁盖板; 5—冷却水分配管; 6—冷却水侧铸铁盖板; 7—托架; 8—冷凝液出口; 9—物料出口



下管板 10 为浮动管板，与壳体 4 之间采用填料箱连接（见图），以保证换热管在壳体中的伸缩，消除二者之间的热应力。下封头 1 和上封头 6 内衬防腐材料。

图 2-1-33 所示为  $35\text{m}^2$  块孔式石墨热交换器。它由布满孔的石墨元件（石墨块）与盖板组成。石墨元件之间多采用密封垫密封，也有少量采用胶合剂粘结。

矩形石墨块的孔可垂直交错或平行交错排列。石墨块之间只允许在同一平行方位上加密封垫，不允许在垂直方位的两个面上都加密封垫，否则难以组装。

根据换热要求，物料走向及冷却介质走向各有不同。对于一般冷却过程，折流次数越多，传热效率越高，但阻力增大。石墨元件几种排列如图 b 所示。图中第一种和第三种排列结构的冷却介质盖板在侧面，比第二种和第四种排列结构面积小，结构简单。

块孔式石墨热交换器应先进行机械加工，然后再浸渍，尤其是先钻孔，否则浸渍后的石墨钻孔困难，刀具磨损严重。

块孔式石墨热交换器结构紧凑，体积小，材料利用率高，传热效果好，应用广泛，适合于有强烈冲击和振动的场合。但不适用于有结晶的物料换热，因孔径小，易堵塞。

### 4.1.3 套管式热交换器

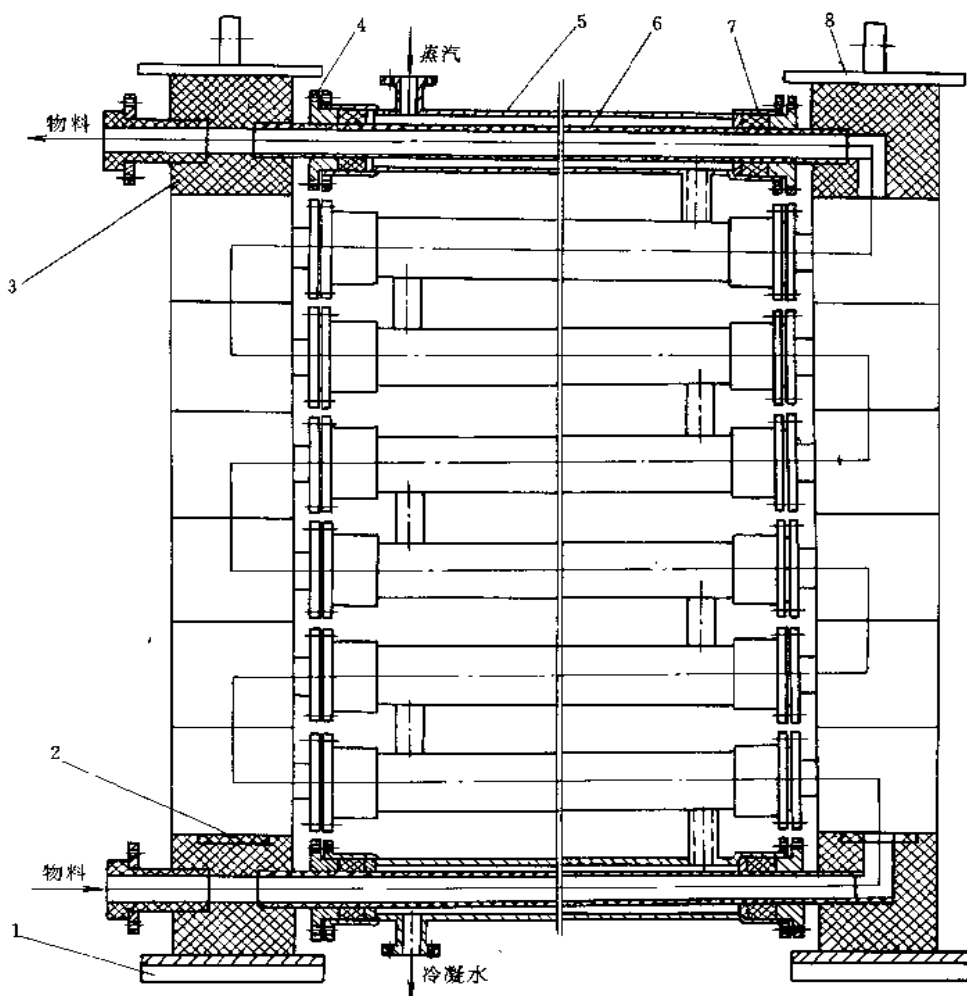


图 2-1-34 套管式石墨热交换器

1—底座；2—胶合缝；3—管接头；4—压盖；5—外套钢管；6—换热管；7—填料；8—压板

图 2-1-34 所示为套管式石墨热交换器，一般做为冷却器使用，冷却效果好，可在管内外同时冷却，可以控制冷却水循环使用，易控制操作温度和避免水管冻结。制造简单、维修方便，但清洗不方便。换热管 6 和管接头 3 采用石墨胶合剂粘结。

## 4.2 结晶器

### 4.2.1 强制外循环真空结晶器

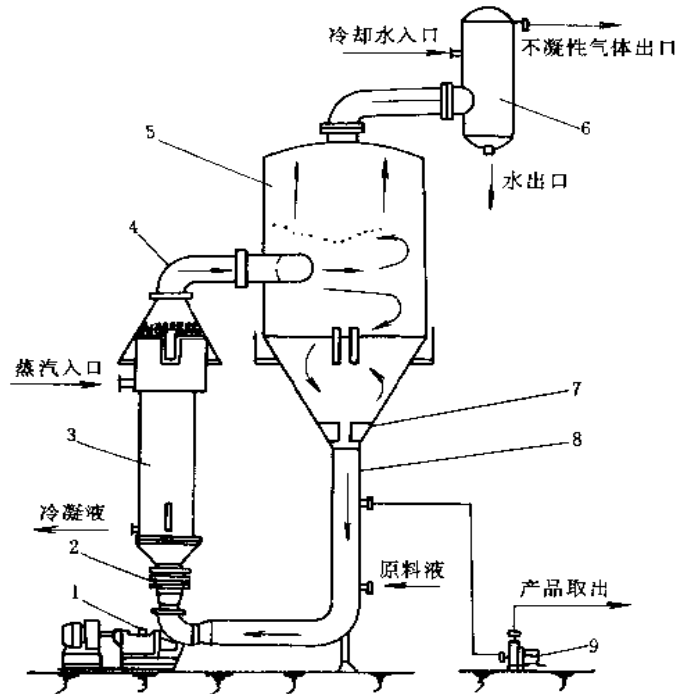


图 2-1-35 强制外循环真空结晶器

1—循环泵；2—伸缩接头；3—加热器；4—返回管；5—真空结晶器；  
6—尾气冷凝器；7—漩涡破坏器；8—循环管；9—产品输出泵

图 2-1-35 所示为强制外循环真空结晶器，由结晶器 5、循环管 8、循环泵 1 和加热器 3 组成。结晶操作主要利用结晶器在真空下闪急蒸发，节省能耗。部分晶浆由真空结晶器 5 的锥形底排出后，经循环管 8，靠循环泵 1 输送，经加热器 3 和返回管 4，从切线方向重新返回结晶器，如此循环往复，实现连续结晶过程。结晶产品从循环管 8 取出，由产品输出泵 9 输出。

结晶器生产能力大，循环易打碎晶体，产品粒度较小，粒度分布较宽，平均粒度约在 0.1~0.84mm，主要用于生产氯化钠，尿素、柠檬酸等产品。

### 4.2.2 强制内循环真空结晶器

图 2-1-36 所示为强制内循环真空结晶器。由于结晶器 7 内设置了内导流筒 6 和高效搅拌器 3，形成了内循环通道，内循环速率很高，可使晶浆重量密度保持在 30%~40% 水平，并可明显地消除高饱和区，器内

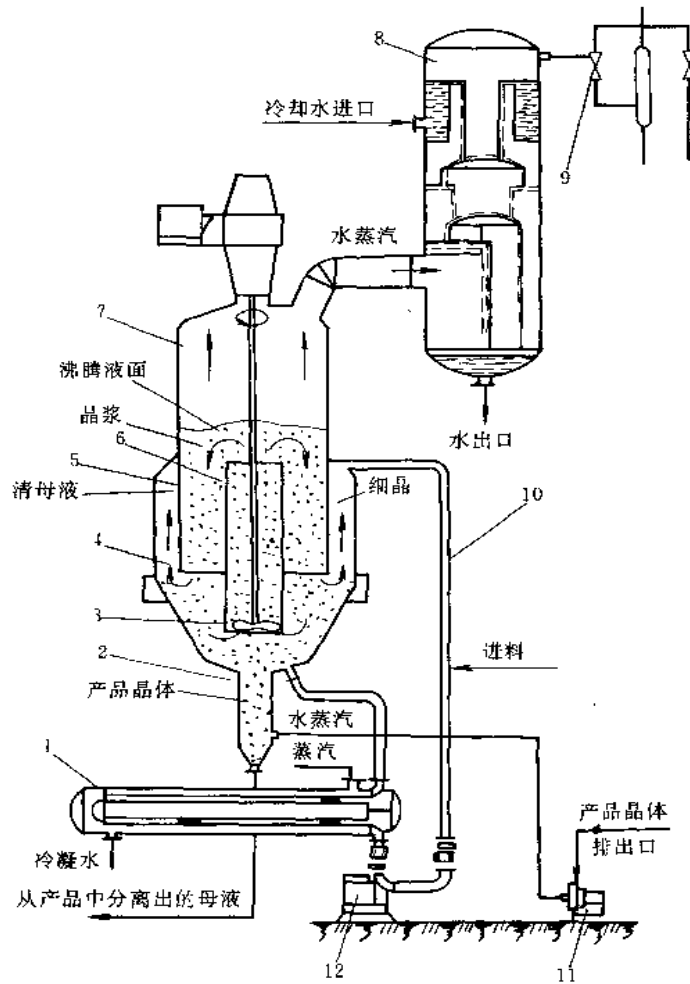


图 2-1-36 强制内循环真空结晶器

- 1—加热器；2—淘洗腿；3—搅拌器；4—澄清区；5—环形挡板；6—导流筒；7—结晶器；8—尾气冷凝器；  
9—喷射真空泵；10—循环管；11—产品输出泵；12—循环泵

各处的过饱和度比较均匀，而且较低，因而强化了结晶器的生产能力。除主循环通道外，结晶器还设有外循环通道，用于消除过量的细晶，以及产品粒度的淘洗，保证了粒度分布范围较窄的结晶产品，可以满足产品对粒度分布不同的结晶要求。

内循环真空结晶器生产强度高，能生产粒度达 0.6~1.2mm 结晶产品；能够连续结晶，广泛用于化工、食品、制药等多种行业。

#### 4.2.3 湍流内循环结晶器

图 2-1-37 所示为湍流内循环结晶器。它有两个同心的圆形内外导流筒 1、2，外导流筒上端的喷射管 3 与器壁相连，内导流筒为中央导流。晶浆从下部进料口直接进入搅拌器 5 的下方，在螺旋桨搅拌器强烈搅动

下，以湍流状态向上运动，在上方形成一次循环，在结晶器下方形成二次循环。

这种结晶器晶体粒度容易控制，但结构复杂，结疤可能性较大。

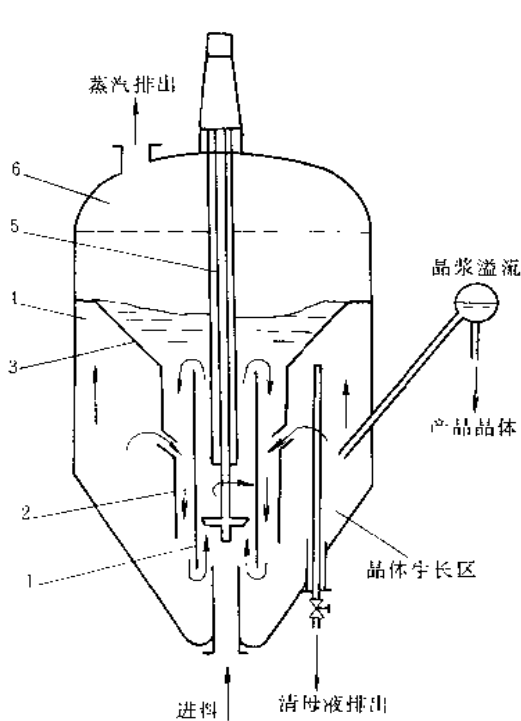


图 2-1-37 湍流内循环结晶器

1—内导流筒；2—外导流筒；3—喷射管；4—澄清区；5—搅拌器；6—气液分离室

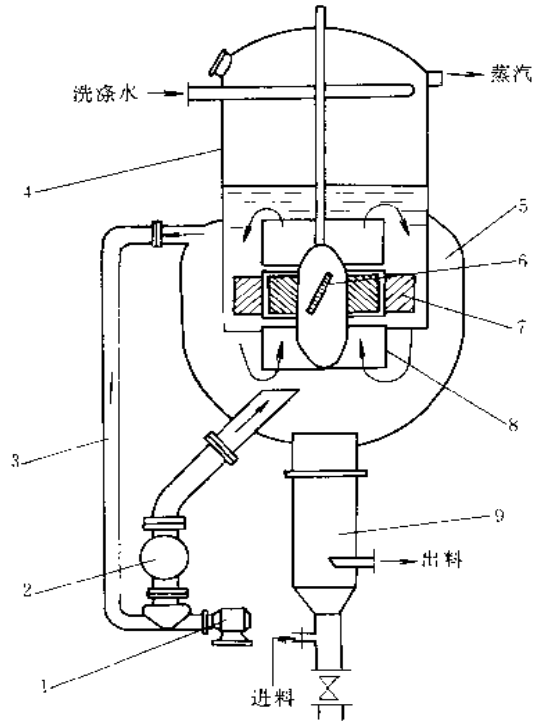


图 2-1-38 双螺旋桨内循环结晶器

1—循环泵；2—结晶溶解器；3—循环管；4—气液分离室；5—澄清区；6—内螺旋桨；7—外螺旋桨；8—导流筒；9—淘洗器

#### 4.2.4 双螺旋桨内循环结晶器

图 2-1-38 所示为双螺旋桨内循环结晶器。结晶器在导流筒 8 的内外侧各设置了一组内外螺旋桨 6、7，内外螺旋桨叶片安装方位相反。内螺旋桨推动导流筒内浆液向上运动，外螺旋桨推动环隙中浆液向下运动，构成内循环。

这种结晶器的优点是在保证相同内循环量的条件下，大大降低螺旋桨搅拌功率消耗，晶体产品平均粒度增大；其缺点是大螺旋桨制造比较复杂。

### 4.3 干燥

#### 4.3.1 气流干燥

图 2-1-39 所示为气流干燥器，主要由螺旋加料器 1、干燥管 2、旋风分离器 3、风机 5 和加热器 6 组成。

气流干燥器是把湿润状态的泥状、块状、粉状等物料加入干燥管内，分散在高速流动的热气流中，湿物料在气流输送过程中水分蒸发，得到粉状或粒状产品。用螺旋加料器加料，可以防止在加料口处大气进入干燥管。

气流干燥器的优点是结构简单；因气固直接接触，传热面积大，所以干燥速度快；干燥时间短，约0.5秒至几秒，适合热敏性物料干燥；生产能力大，热效率高；操作过程易控制，连续生产、成本低。缺点是系统阻力大，功率消耗大；因气速高，物料磨损大；除尘系统要求高；含结合水的物料干燥效果显著降低。气流干燥器广泛用于非结合水的粉状或粒状物料的干燥。

### 4.3.2 流化床干燥

图2-1-40所示为单层流化床干燥器，又称沸腾干燥器。湿物料经螺旋加料器2从干燥室4中部加入；空气经加热器1加热后从干燥室底部进入，通过分布板9使气体均匀地进入床层，湿物料在热风作用

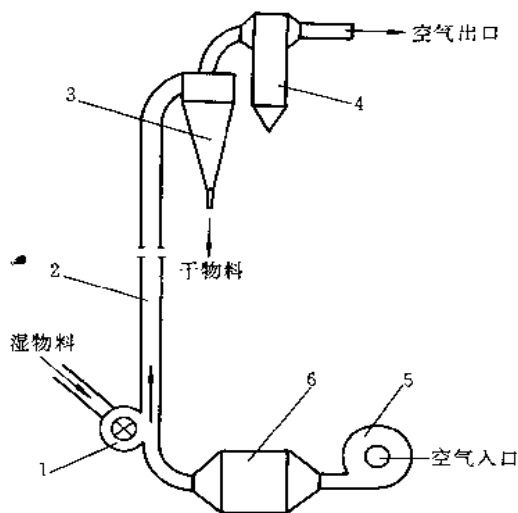


图 2-1-39 气流干燥器  
1—螺旋加料器；2—干燥管；3—旋风分离器；  
4—袋式过滤器；5—风机；6—加热器

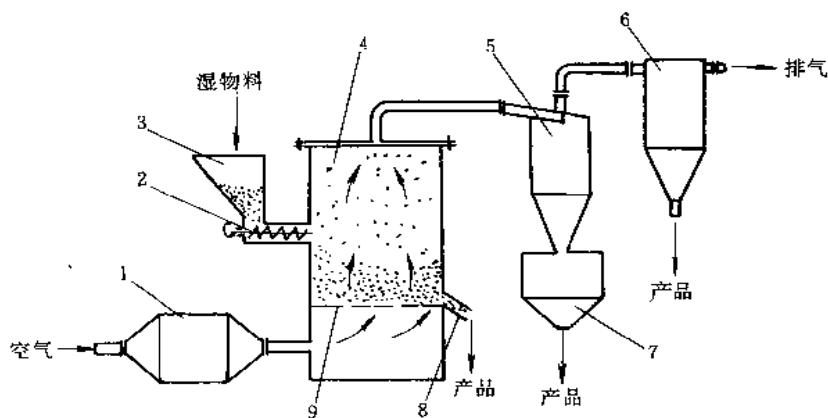


图 2-1-40 单层流化床干燥器  
1—加热器；2—螺旋加料器；3—料斗；4—干燥室；5—旋风分离器；  
6—袋式过滤器；7—储料斗；8—出料口；9—分布板

下呈流态化状态。热风将热量传递给湿物料，水分蒸发变成水蒸汽，被热风带走。旋风分离器5分离被热风带走的细粉，然后再经过袋式过滤器6再次收集产品，比较清洁的气体排至大气，大量干燥产品从分布板顶部取出。采用螺旋加料器可以防止干燥室内气体外流。

单层流化床干燥器只有一个流化床层，湿物料连续进，干物料连续出。床层内滞留量大，停留时间长，停留时间可以调节。

### 4.3.3 喷雾干燥

图2-1-41所示为喷雾干燥器（带气流输送系统），适用的料液是溶液、乳浊液或悬浮液、熔融液、糊状物或滤饼，干燥后产品为粉状、粒状、空心球或团粒。

喷雾干燥是采用雾化器将料液分散为雾滴，直接用热干燥介质（通常为热空气）将雾滴干燥，并采用旋风分离器分离，获得干燥产品。

在加料罐1内的原料液由泵送至雾化器6，雾化后的雾滴与热空气在干燥器7内接触，干燥产品由出料阀13排出。废气经旋风分离器12分离后由排风机排放。干燥器7和旋风分离器底部的产品经气流输送系统送至旋风分离器9，下部出料为产品。

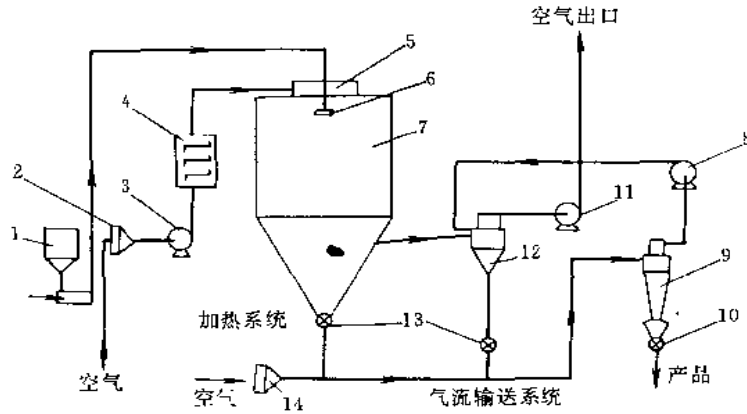


图 2-1-41 喷雾干燥器

- 1—加料罐；2—过滤器；3—鼓风机；4—加热器；5—空气分布器；6—雾化器；7—干燥器；8—循环鼓风机；  
9—旋风分离器；10—出料阀；11—排风机；12—旋风分离器；13—出料阀；14—过滤器

喷雾干燥器的优点是生产能力大，产品质量好；由于雾滴群表面积很大，物料干燥时间很短，约 15~30 秒，机械维修方便，但能耗消耗较大，热效率低。

### 4.3.4 红外辐射干燥

#### (1) 金属网小方匣红外线辐射器

图 2 1-42 所示金属网小方匣红外线辐射器是燃气式红外线辐射器的一种型式。当具有一定压力的燃烧气体，经喷嘴 2 的小孔高速喷入辐射器壳体 3 的引射器 A 时，自动从空气室 B 吸入完全燃烧所需的全部空气。燃烧气体与空气混和后，沿着引射器 A 逐步得到均匀的速度和浓度，进入上部空间后，混和气体在挡流板 4 的作用下，均匀地通过辐射网，点燃后就在辐射网 8 与网 9 之间迅速燃烧，使金属网温度急骤上升，辐射面温度可达 800~1000℃。改变喷嘴 2 小孔孔径的大小，即可适应各种不同品种的燃烧气体。若将铁铬铝丝编织的金属辐射网换成多孔陶瓷板，就是陶瓷板小方匣红外线辐射器。

燃气式红外线辐射器辐射强度高，每小时每平方米被辐射面积可蒸发 60 千克水。蒸发量大，干燥时间短。可适用城市煤气、丙丁烷、天然气等多种燃气源。辐射器结构简单、使用寿命长、经常运行费用低于电红外线。

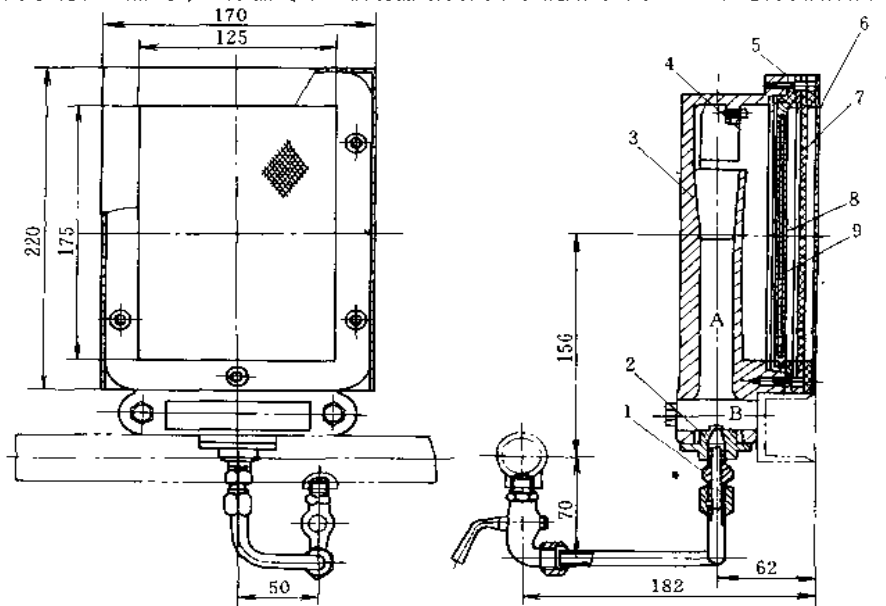


图 2 1-42 金属网小方匣红外线辐射器

- 1—进气接头；2—喷嘴；3—壳体；4—挡流板；5—隔热垫片；6—罩壳；  
7—金属网；8—辐射网；9—出网

## (2) 电热石英管式红外线辐射管

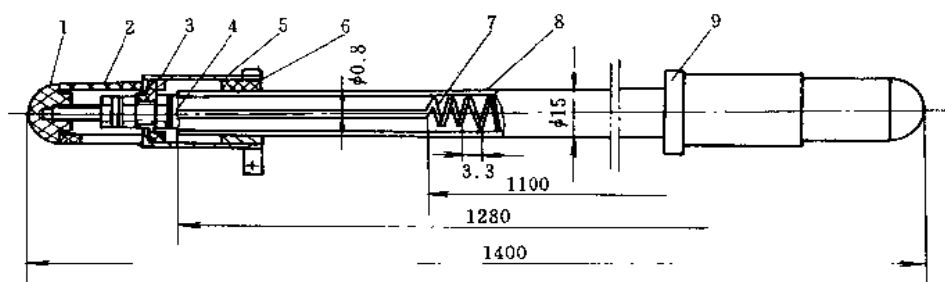


图 2-1-43 电热石英管式红外线辐射管

1—绝缘帽；2—绝缘筒；3—绝缘子；4—螺钉；5—套筒；6—石棉垫；7—电热丝；8—石英玻璃管；9—卡箍

图 2-1-43 为电热石英管式红外线辐射管，主要辐射元件为电热丝 7 和石英玻璃管 8，石英玻璃管套在电热丝外面，作固定电热丝、透射红外线、二次辐射红外线和减少对流热损失等之用。

黄铜螺钉 4 通电后，使电热丝 7 产生  $900^{\circ}\text{C}$  的高温，辐射红外线。凡波长在  $4\mu\text{m}$  以上的红外线几乎全部透过石英玻璃管，而波长在  $4\mu\text{m}$  以下的红外线则被石英玻璃管吸收，转化为热能，使石英玻璃管升温至  $600^{\circ}\text{C}$  以上，辐射出较长波段红外线。

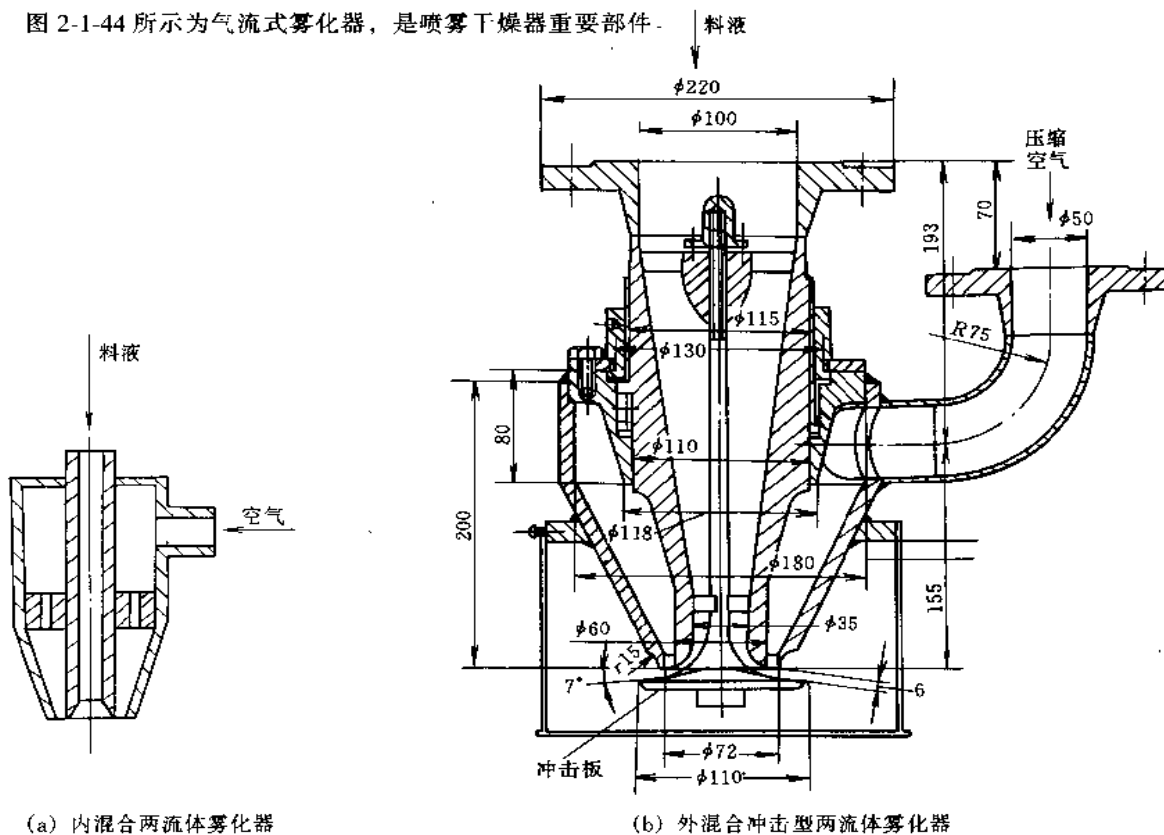
电热石英管式红外线辐射器工作环境清洁，检修维护方便。但不能承受机械冲击，使用中需特别注意。另外它对被辐射织物单位面积蒸发水分量为  $20\text{kg}/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ ，比燃气式红外线辐射器小。

## 5 喷 嘴

## 5.1 雾化器

## 5.1.1 气流式雾化器

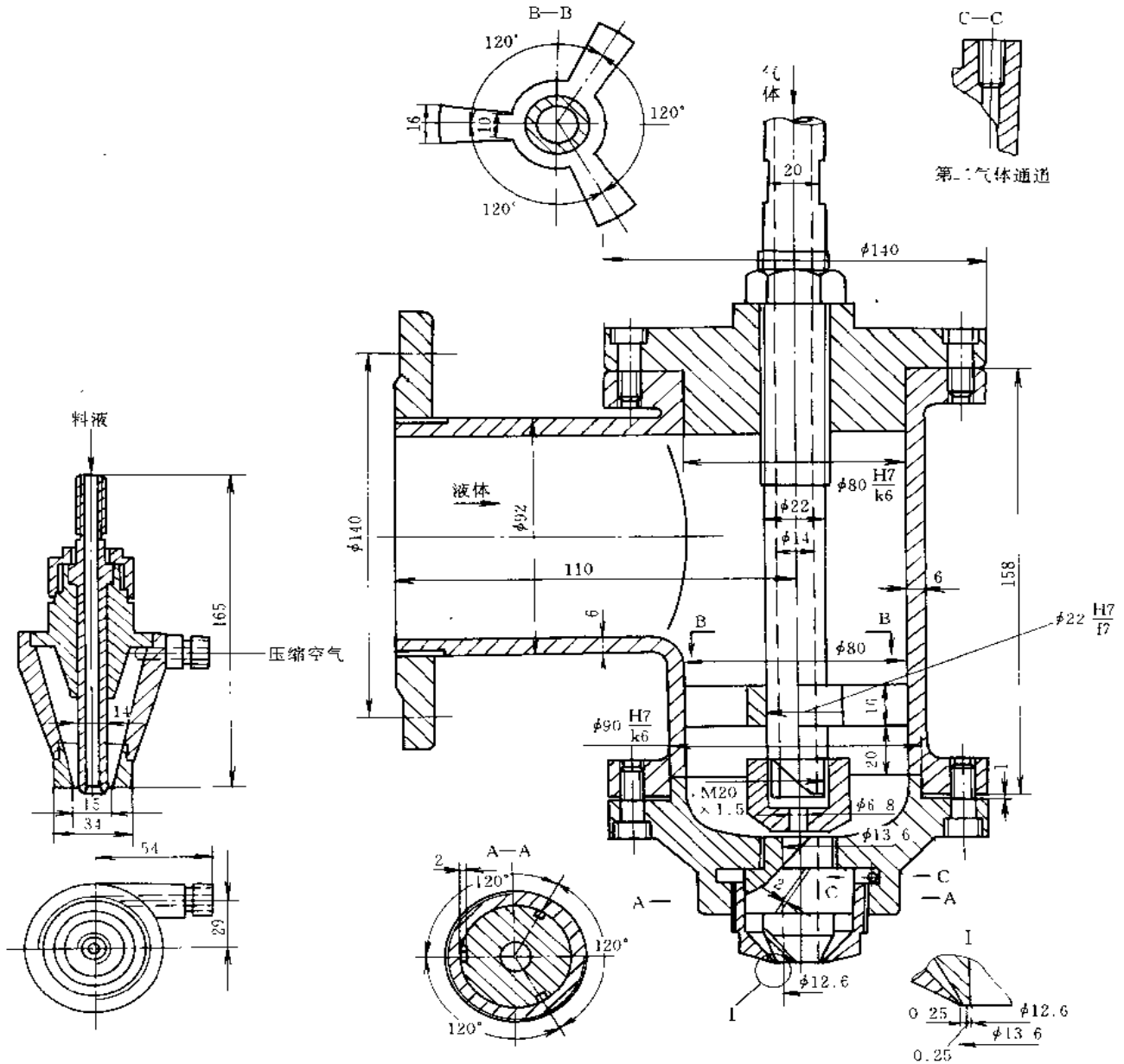
图 2-1-44 所示为气流式雾化器，是喷雾干燥器重要部件。



(a) 内混合两流体雾化器

(b) 外混合冲击型两流体雾化器

图 2-1-44 气流式雾化器 (a)、(b)



(c) 外混合两流体雾化器

(d) 三流体雾化器

图 2-1-44 气流式雾化器 (c)、(d)

图 a 为内混合两流体雾化器，是指气液两相在雾化器内混合雾化后从喷孔喷出，且具有一个气体通道和一个液体通道。料液从中心管通过，压缩空气从环隙通过。当气液两相在出口端接触时，由于气体速度很高，便在两流体之间产生很大的相对速度，即产生很大摩擦力，将料液雾化。雾化所用气体压力为 0.3~0.7MPa。

图 b 所示为外混合冲击型两流体雾化器，是指气液喷出后一起撞击在喷孔出口对面的冲击板上，促进雾化，获得微小而均匀的雾滴。

图 c 所示为外混合两液体雾化器，是指气液两相在雾化器外部混合。料液喷孔高出气体喷孔约 2mm。外混合比内混合耗能稍多。

图 d 所示为三流体雾化器。它有一个液体通道，两个气体通道，雾化效果比两流体好，主要用于难雾化的料液和滤饼。

气流式雾化器的优点是适用范围广，低粘度或高粘度料液均可雾化；操作弹性大；制造简单，磨损小；



维修方便，雾滴较低。缺点是耗能大，费用约为压力式和旋转式雾化器的5~8倍，主要用于小产量和难以雾化的物料干燥。

气流式雾化器加工时，若气体和液体通道不同心，气体通道小的地方就会产生粗雾滴，由于来不及干燥而粘在壁上，所以保证两流体通道同心是非常重要的。

### 5.1.2 压力式雾化器

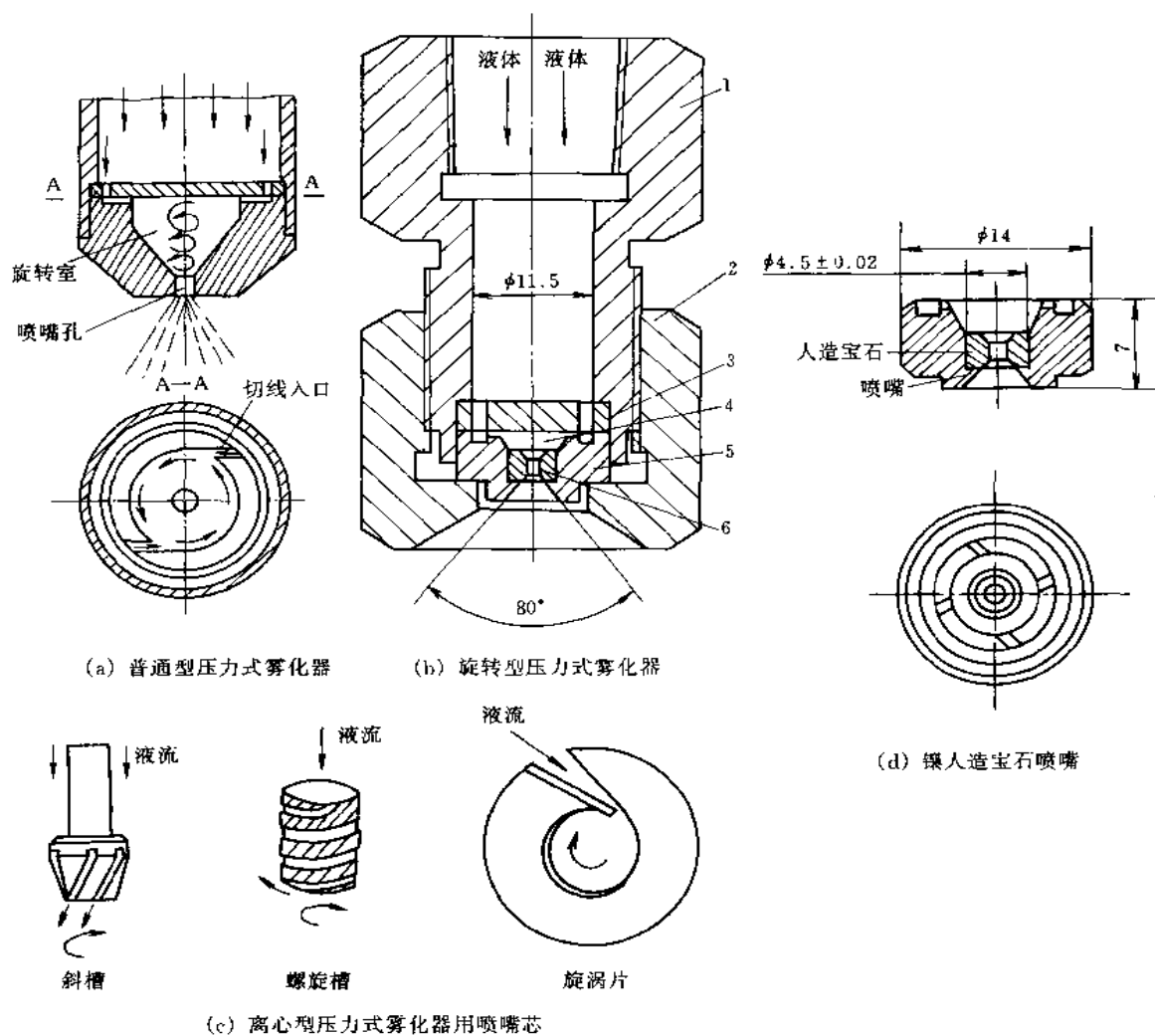


图 2-1-45 压力式雾化器

1—管接头；2—螺母；3—孔板；4—旋转室；5—喷嘴套；6—人造宝石喷嘴

图 2-1-45 所示为压力式雾化器，用于喷雾干燥器。

图 a 所示为普通型压力式雾化器，主要由液体切向入口、旋转室、喷嘴孔等组成。液体利用高压泵获得约 2~20MPa 压力，从切向入口进入喷嘴室的旋转室，并获得旋转运动，愈靠近轴心，旋转速度愈大，静压愈小，使喷嘴中央形成一股压力等于大气压的空气旋流，液体则形成绕空气心旋转的环形薄膜，液体静压能变成向前旋转运动的动能，从喷嘴高速喷出。液膜伸长变薄，最后分裂成小雾滴。

图 b 所示为旋转型压力式雾化器，它有一个切向入口和液体旋转室。喷嘴应由耐磨材料制成，如碳化钨、人造宝石等。

图 c 所示为离心型压力式雾化器用喷嘴芯，是在雾化器内安装一个喷嘴芯，它能使液体造成旋转运动。

压力式雾化器喷嘴孔不圆时，喷雾锥不对称，产生粗雾滴一侧粘壁，磨损时应及时更换。

压力式雾化器结构简单，制造成本低，动力消耗比气流式大大降低；操作简便，更换或检修方便。雾滴较大，适合造粒，如洗衣粉、速溶奶粉、粒状染料等。但需要高压泵；喷嘴孔易堵，需事先过滤；喷嘴磨损大，需用耐磨材料制成，可采用人造宝石，高粘度料液不易雾化。如图 d 所示。

### 5.1.3 旋转式雾化器

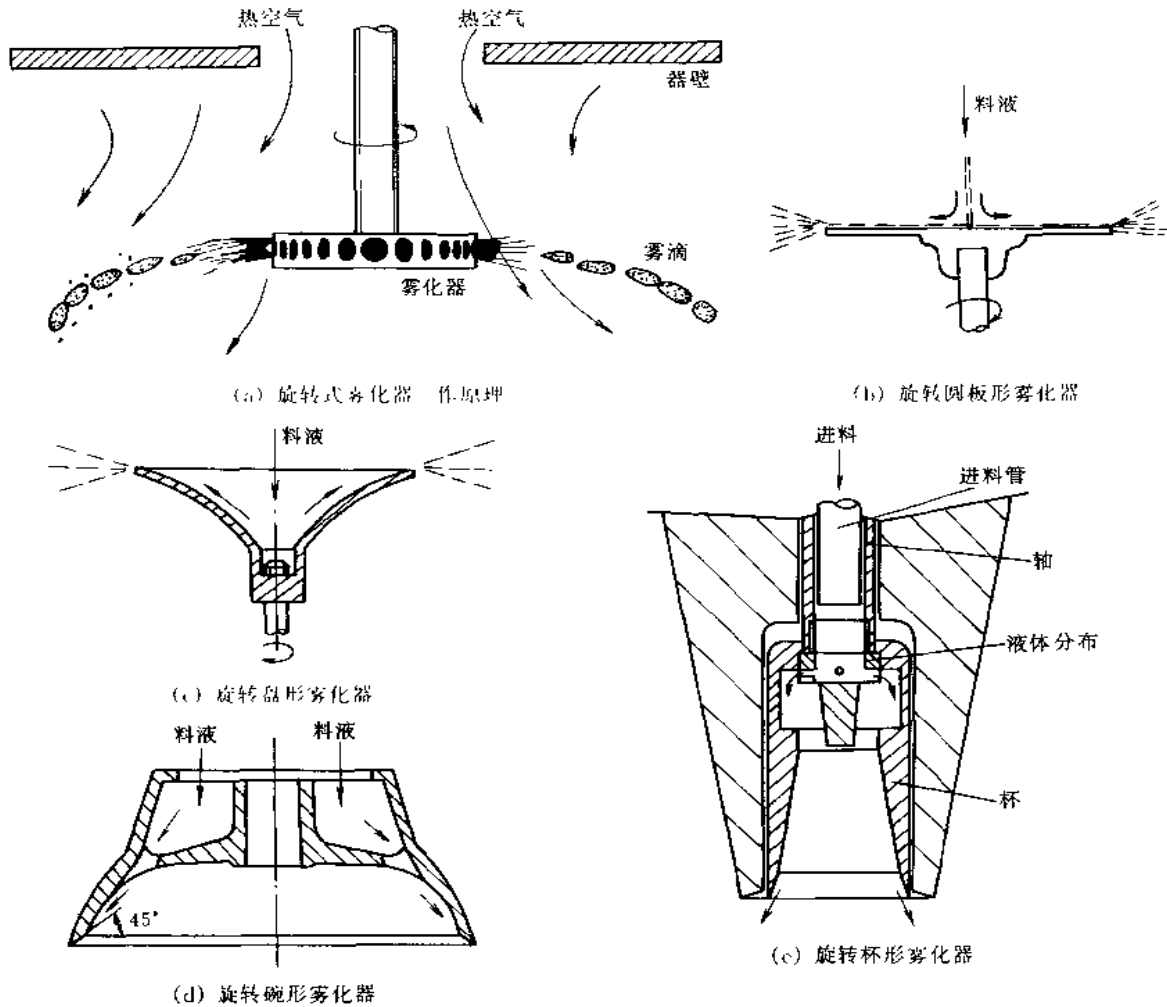


图 2-1-46 旋转式雾化器工作原理及光滑盘雾化器

图 2-1-46 所示为旋转式雾化器工作原理及光滑盘雾化器，用于喷雾干燥器。

图 a 所示为雾化器工作原理，当料液被送到高速旋转的盘上时，由于离心力的作用，料液在旋转面上伸展为薄膜，离开盘边缘时分散为雾滴。为了保证雾滴均匀，盘的圆周速度为  $90 \sim 150 \text{ m/s}$ 。当进料速率一定时，为了得到均匀雾滴，需保证雾化轮转动时无振动；雾化轮转速要高，一般为  $7500 \sim 25000 \text{ r/min}$ ；液体通道表面要加工平滑；料液在通道上均匀分布；进料速度要均匀。

图 b~e 是光滑盘雾化器。光滑盘表面是光滑的平面或锥面，分为圆板形、盘形、碗形和杯形。圆板形结构简单，料液加到圆板中央，由于离心力作用，料液从圆板边缘甩出并雾化。盘形、碗形、杯形结构相似，与圆板形相比，料液可以获得较大离心力，雾化效果比圆板好。但因光滑盘有严重液体滑动，液滴离开盘边缘时的切向分速度远远低于盘的圆周速度，影响雾化，所以应用不多。

### 5.1.4 非光滑盘旋转式雾化器

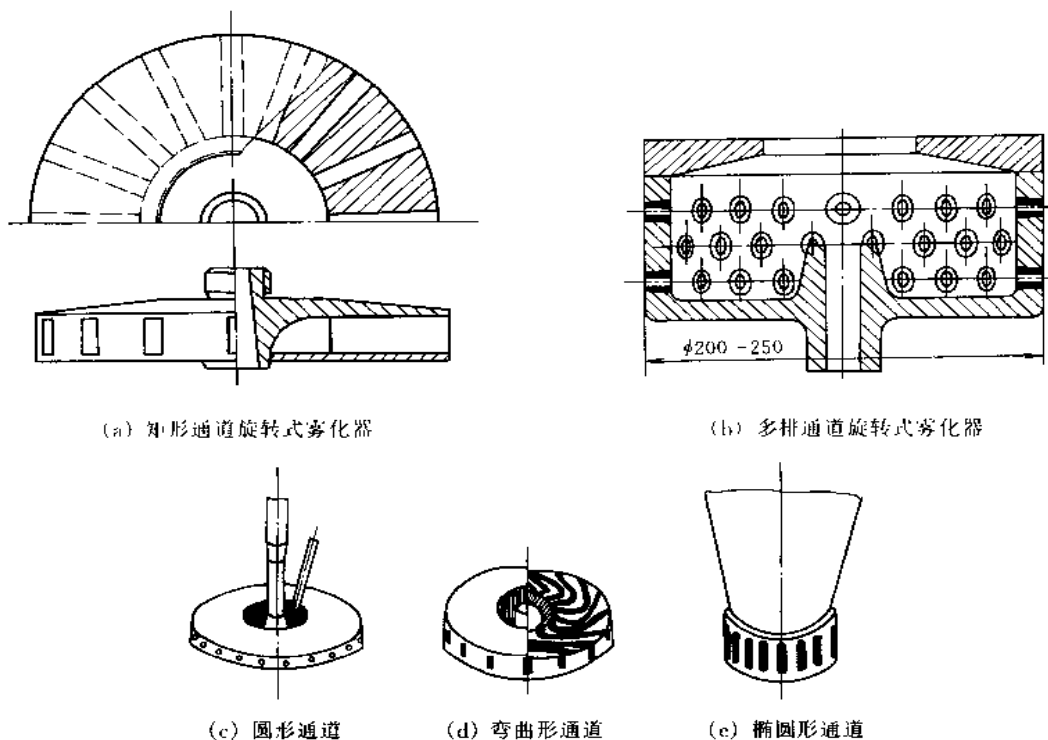


图 2-1-47 非光滑盘（轮式）旋转式雾化器

图 2-1-47 所示为非光滑盘（轮式）旋转式雾化器，图 a 为矩形通道，图 c~e 分别为圆形通道、弯曲形通道和椭圆通道；在生产能力较大时，可采用多排通道。

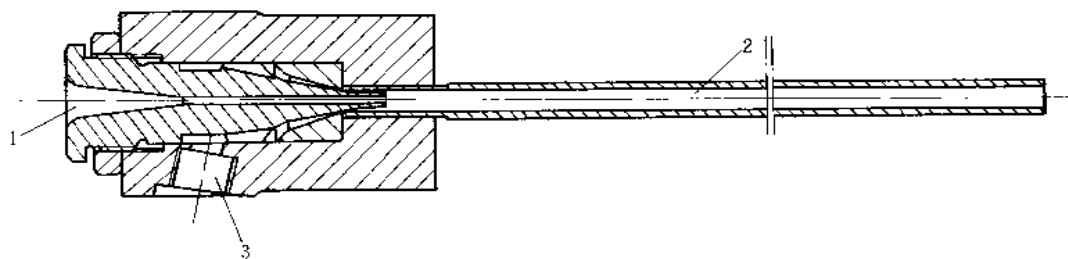
非光滑盘旋转式雾化器克服了光滑盘的缺点——液体沿表面滑动，有利于提高液膜离开盘的速度，可以认为液膜的圆周速度等于盘的圆周速度，雾化效果比光滑盘好。

旋转式雾化器应用较广，优点是操作简便，适用范围广，料液通道面积大，不易堵塞，动力消耗小，适用于大型喷雾干燥装置。缺点是雾化器结构复杂，加工、制造要求高，检修不便，且需要传动装置。

## 5.2 纺织用纬线喷嘴

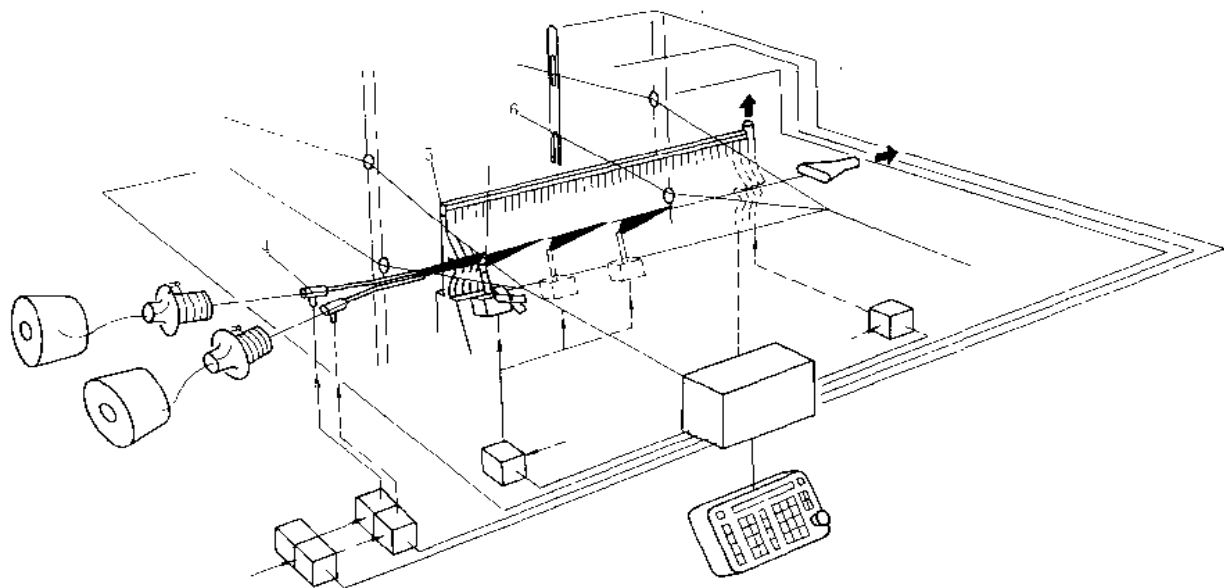
### 5.2.1 喷气织机喷嘴

图 2-1-48a 所示为喷气织机的主喷嘴（即为图 b 中的 4），图 b 所示为辅助喷嘴分布，图 c 所示为梭口内气流速度和纬纱飞行速度分布图。在图 a 中压缩空气从与喷嘴中心垂直的压缩空气管 3 进入，在高速射流的作用下，纬纱从纬纱导管 1 吸入，再在喷嘴前端的长直管 2 内，高速气流直接牵引纬纱，将纬纱从主喷嘴射出，进

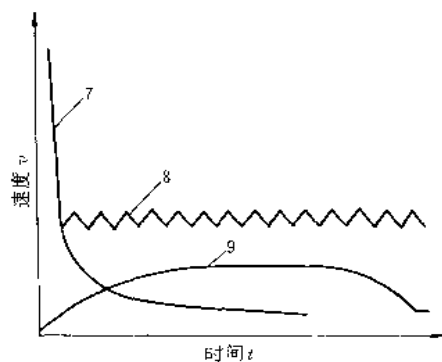


(a) 喷气织机主喷嘴结构

图 2-1-48 喷气引纬机构的喷嘴 (a)



(b) 喷气织机辅助喷嘴布置



(c) 气场速度曲线

图 2-1-48 喷气引纬机构的喷嘴 (b)、(c)

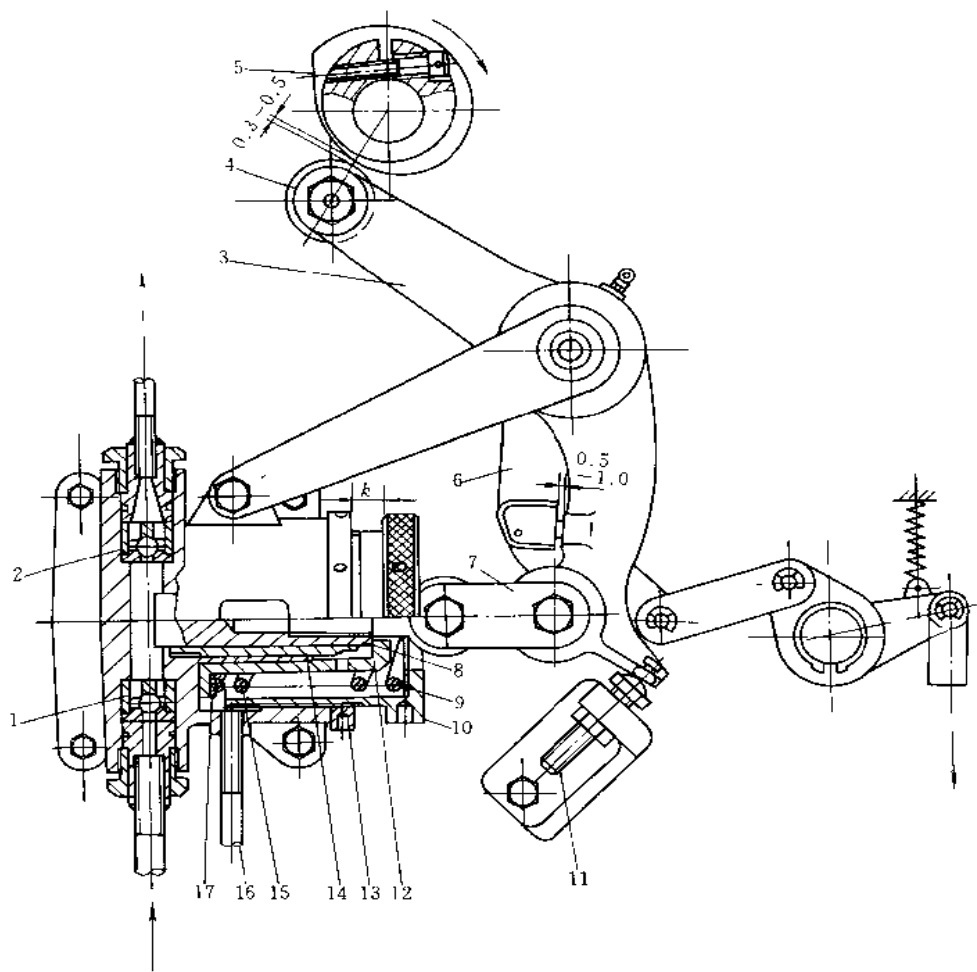
1—经纱导管；2—长直管；3—压缩空气管；4—主喷嘴；5—异形箱；6—辅助喷嘴；  
7—主喷嘴射流速度曲线；8—辅助喷嘴产生的流场速度曲线；9—纬纱前端速度曲线

入梭口。为了克服使用单个主喷嘴会造成喷射气流场中气流速度  $v$  急速下降（如图 c 中的曲线 7 所示）的缺点，在图 b 中，除主喷嘴 4 外，沿箱幅方向均匀配置有若干个辅助喷嘴 6。在每个辅助喷嘴上有一个或直至十几个小孔，各辅助喷嘴之间的间隔一般为 5~10cm，辅助喷嘴分组供气，随纬纱向前飞行，各组辅助喷嘴逐渐喷气和关闭。从辅助喷嘴出来的射流与主喷射流相一致，以加速射流场，效果如图 c 中的曲线 8 所示，其射流速度  $v$  在一恒定速度上下变化，克服了急速下降的缺点，曲线 9 为其纬纱前端的飞行速度。从而，一方面可以提高喷气织机的速度，另一方面又可增加喷气织机的箱幅。从这两方面同时提高喷气织机的生产率。

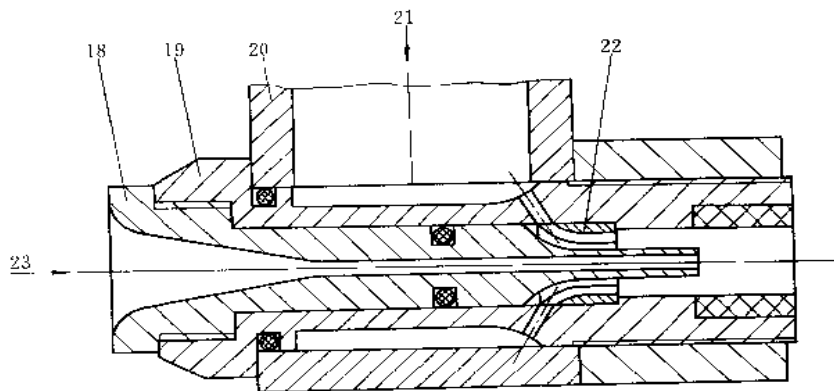
### 5.2.2 喷水织机喷嘴

图 2-1-49a 和 b 所示分别为喷水织机上的柱塞型喷射泵和环状喷嘴（放大图）。在喷水织机上，主轴的每--回转动中，喷射泵喷出 0.5~5cm<sup>3</sup> 的水束，经过喷嘴将纬纱射出，进入梭口。

在图 2-1-49a 中，当凸轮 5 从小半径转向大半径时，通过角形杠杆 3 和连杆 7 使柱塞 8 向右运动，水流即从总压水箱经吸水阀 1，被吸入泵缸 14 中，同时拖动弹簧套 12，使弹簧 15 压缩，在凸轮的升程达到峰顶时吸水结束，弹簧压缩量达到最大；然后凸轮从大半径转向小半径，柱塞 8 在被压缩的弹簧 15 作用下向左运动，迅速将泵缸内的水流加压，经出水阀 2 形成射流流出，再经喷嘴喷射纬丝进入梭口。



(a) 柱塞形喷射泵



(b) 环状喷嘴结构

图 2-1-49 喷水引纬机构

- 1—进水阀；2—出水阀；3—角形杠杆；4—转子；5—泵凸轮；6—连杆；7—连杆；8—柱塞；9—垫圈；  
 10—弹簧调节套；11—限位螺钉；12—弹簧套；13—锁紧螺母；14—泵缸；15—弹簧；16—泄漏管；  
 17—弹簧座；18—喷嘴；19—喷嘴体；20—喷嘴座；21—水；22—集束环；23—纬丝

(1) 水量调节 喷水量的多少由柱塞直径(例如: 14mm、16mm等)和柱塞动程来决定。柱塞动程取决于凸轮大小半径之差和角形杠杆大小臂的尺寸, 后者设计已定, 前者则可通过调节转子4与凸轮小半径之间的间隙来获得不同的水量, 当间隙为零时, 可获得最大水量, 间隙越大, 水量越少, 定好间隙值后用限位螺钉11固定。柱塞的动程一般设定在10mm左右。

(2) 压力调节 喷射水束压力的大小, 与柱塞直径、弹簧刚度及弹簧起始压缩量等有关, 当柱塞直径和弹簧刚度确定后, 主要由弹簧起始压缩量决定。使用中常以弹簧调节套10与锁紧螺母13两端面间的距离 $k$ 表示。作为判别和设定水压的依据, 根据纬丝种类和织幅的不同, 决定该距离。

(3) 喷射起始时间 它是由凸轮5控制的, 将织机主轴转到 $85^\circ \sim 90^\circ$ , 使该泵凸轮5的峰顶对准转子的中心, 然后固定凸轮, 此时即为喷射起始时间。

(4) 脚踏辅助引纬机构 断纬停车时, 为了往喷嘴中引纬纱, 可踏下脚踏板, 通过角杆、连杆的连接, 使连杆6碰撞角形杠杆4, 从而喷射水束而引入纬纱。

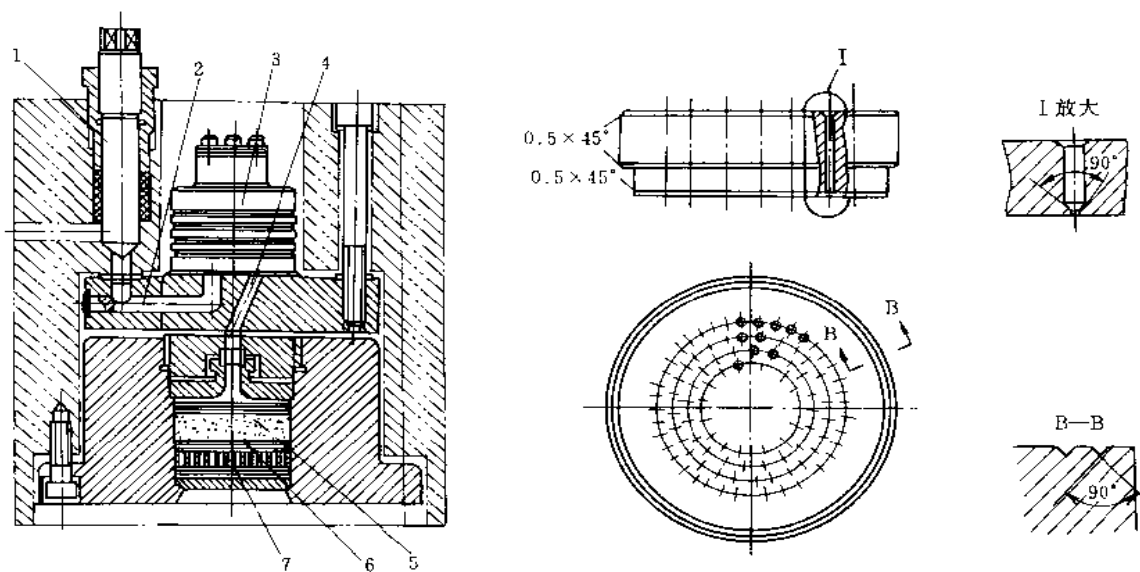
图2-1-49b所示为开放型环状喷嘴。压力水流从喷嘴座20进入喷嘴体19, 通过喷嘴体上的6个小孔进入集束环22, 而后射流经过喷嘴18的喷口外圆时能将喷嘴中心穿过的纬丝射过梭口。改变喷嘴18与喷嘴体19的相对位置, 即可改变喷射水束的集束性, 顺时针拧紧喷嘴18时, 水束变细, 反之变粗, 以适应不同织物品种。在某种喷水织机上, 导纬管内径为1.0~1.6mm, 喷嘴口径为2.15~2.75mm。

## 5.3 化纤喷丝头

### 5.3.1 熔融纺喷丝头

喷丝头组件的主要作用是将计量泵送来的纺丝熔体(或纺丝溶液), 过滤后从喷丝板(或喷丝帽)上的微孔均匀地喷成细流, 再经吹风冷却(或与凝固浴溶液作用)而形成纤维。熔纺喷丝头组件工作温度约有 $300^\circ\text{C}$ , 压力高达15~30MPa。若铁离子进入熔体, 则纤维变脆发黄, 故材料用高合金钢制造(如0Cr19Ni9Ti类), 喷丝头组件分长丝和短纤维两种。前者孔少体积小, 后者孔多体积大。

图2-1-50a所示是熔纺长丝喷丝头。高温熔体通过阀门1被计量泵3吸入, 从出口4压出进入喷丝头中的过滤层5, 从多孔的耐压板6导出, 再进入喷丝板7, 从微孔喷出。喷丝板的结构如图b所示。直径不到100mm, 所以比较轻便, 可从下面装拆, 计量泵则从上面装拆和传动。图c表示短纤维喷丝头组件。计量泵侧装于铝垫圈2上, 图1仅画出压出通道。熔体进入多孔扩散板3、过滤层4、耐压板5中的孔, 再从喷丝

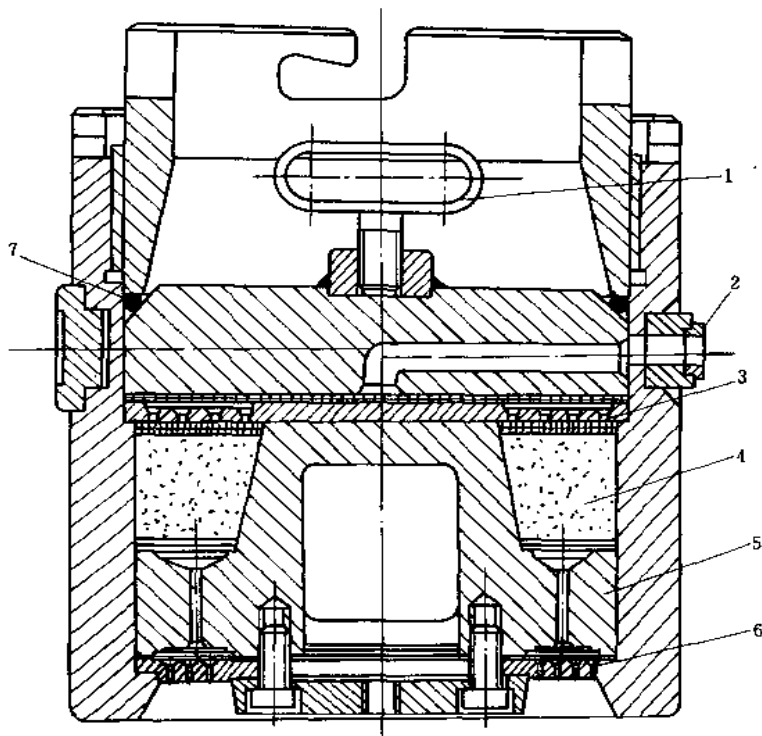


(a) 长丝喷丝头组件

(b) 喷丝板

1—针阀; 2—入口; 3—计量泵; 4—出口;

5—过滤层; 6—耐压板; 7—喷丝板



(c) 短纤维喷丝头组件

1—起吊环；2—铝垫片；3—扩散板；4—过滤层；5—耐压板；6—喷丝板；7—O形密封圈

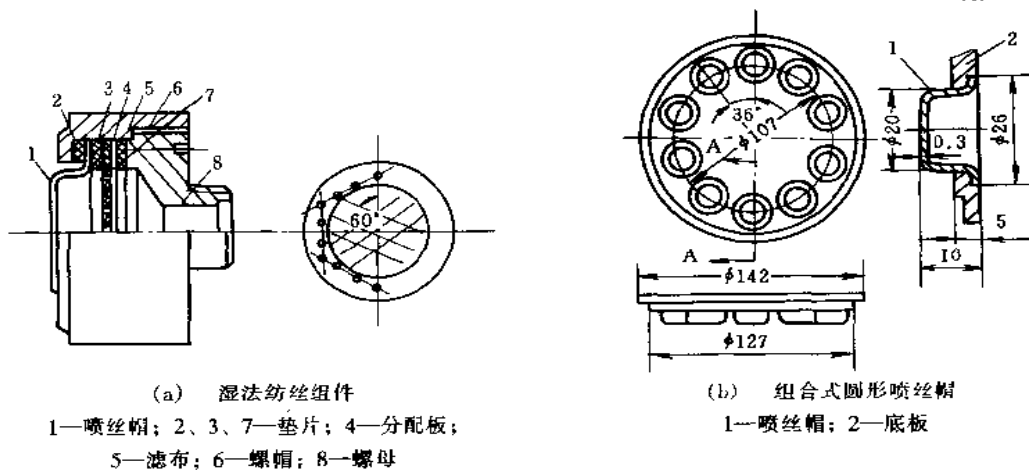
图 2-1-50 熔融纺喷丝头组件结构图

板 6 的微孔中喷出。由于喷丝板上微孔多达 2000 个，直径较大，冷却吹风不易透入内部，中间部分纤维质量下降，因而中间不安排微孔。由于重量大，只能通过起吊环从上面装拆。

因压力很高，专门设计了自紧式密封，过滤层 4 内熔体向上的压力由 O 形铝垫圈承受。压力越大，铝垫圈压得越紧。因温度较高，垫片都用金属铝垫片制造。过滤网用不锈钢制造。

### 5.3.2 湿纺喷丝头

湿法纺丝的特点是由于各种纤维品种不同，如粘胶纤维、腈纶纤维、维纶纤维等，溶剂各不相同，有酸性也有碱性，所以使用的材料也各不相同。与熔融纺丝比较则温度较低（50℃左右），压力较低（6MPa 左



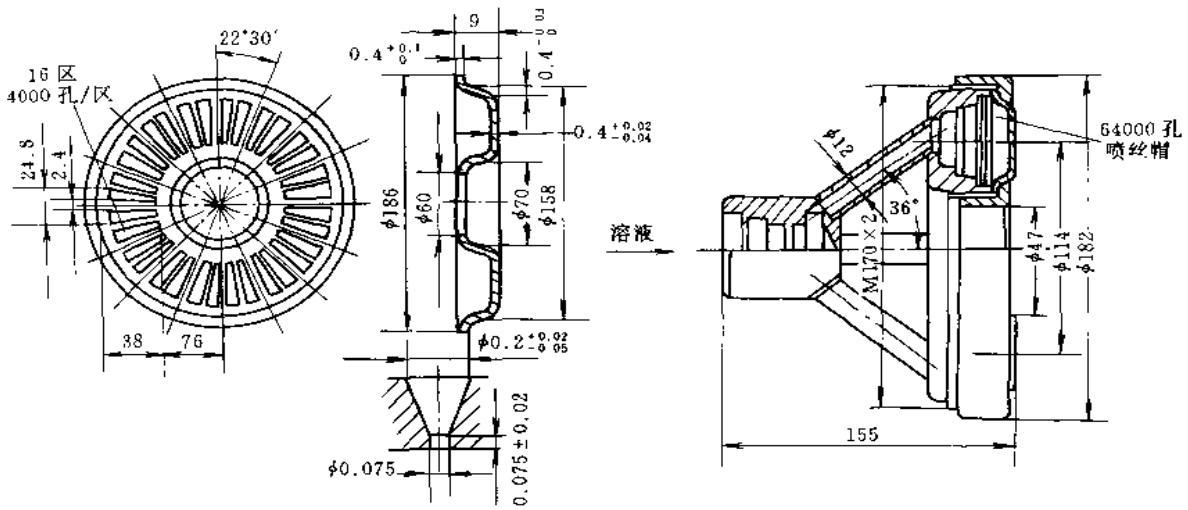
(a) 湿法纺丝组件

1—喷丝帽；2、3、7—垫片；4—分配板；  
5—滤布；6—螺帽；8—螺母

(b) 组合式圆形喷丝帽

1—喷丝帽；2—底板

图 2-1-51 湿法纺丝喷丝头组件结构图 (a) (b)



(c) 中空环形喷丝帽 (d) 中空环形喷丝头组件

图 2-1-51 湿法纺喷丝头组件结构图 (c)、(d)

右), 个别品种略高于该数值, 一般也有长丝和短纤维之分。但产量较大的还是短纤维居多。所以要求孔数排得多是重要的。

图 2-1-51a 为湿法纺丝组件, 图 b 为其喷丝帽结构。在其上面有若干个小喷丝帽组合而成。这样, 比一块薄板上打几个孔的刚度要大得多。当其中有部分微孔损坏时, 更换也方便节约。由于凝固溶液不易透入中心部分, 所以在中部也不安排微孔, 以保证所有纤维质量均匀一致。上述几种为圆形, 也有整个是瓦楞型的 (如同房屋上的瓦片形), 上面再嵌入圆形小喷丝帽若干个。腈纶生产即使用这种喷丝帽, 若使用硫氰酸钠作为溶剂, 则材料往往要使用含钼高合金不锈钢。整个微孔数高达几万甚至一、二十万个孔。

喷丝头组件不允许有流动死角存在, 以免纺丝液停留时间过长而变质, 纺丝液流向各微孔的阻力要一致, 密封好不漏液, 组件装拆方便。喷丝板上的微孔一般为圆形, 也可以做成异形, 如三角形、Y 形、五星形、长腰形和中孔形等, 纺成的纤维称为异形纤维。

### 5.3.3 复合喷丝头组件

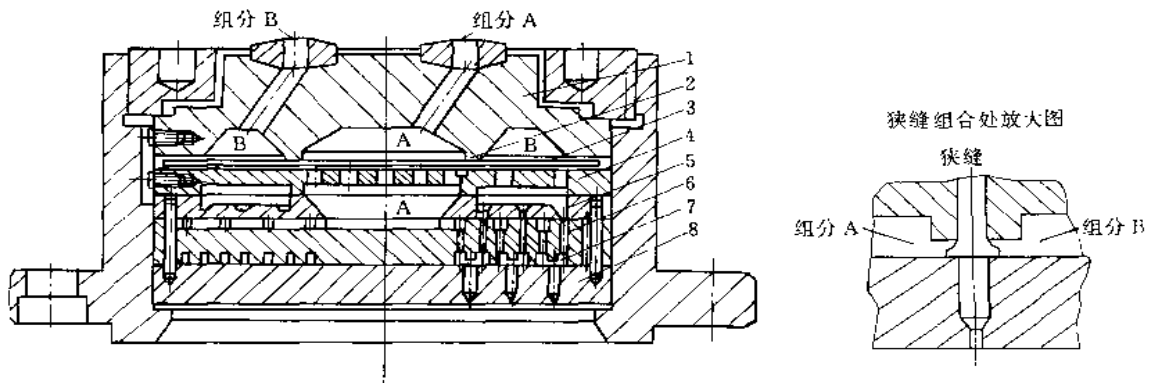


图 2-1-52 复合纺丝头组件

1-扩散板; 2-内翻边铝垫圈; 3-滤网; 4-高压板; 5-上分配板; 6-下分配板; 7-狭缝; 8-喷丝板

图 2-1-52 所示的喷丝头组件是用于复合纺丝, 以获得每根纤维有两种成分的化学纤维。关键是两种成分的纺丝液如何分配, 同时到达微孔, 而且此时的压力要相等, 否则一种会把另一种挤掉。两种组分在到达喷丝板前是不能相遇的, 因而需要两个计量泵分别输送。组分 A 由中间进入, 被上下分配板分配至“左”



边狭缝进入微孔，组分 B 则由四周进入，分配至“右”边狭缝进入微孔。下分配板上开有若干条半径方向的槽和若干条同心圆的槽，同心圆槽下侧有很多小孔，通至反面的同心圆槽，再通向“左”面狭缝。

## 5.4 喷镀用喷嘴

### 5.4.1 电喷镀喷嘴

电喷镀通过连续输送的两条喷镀材料的端部之间发生电弧把喷镀材料熔化，再由通管中间的喷嘴喷出的空气射流把熔化的线材形成粉末，喷射到坯料表面上。图 2-1-53 为电弧喷枪的结构。

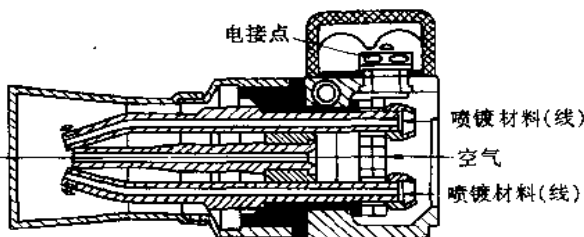
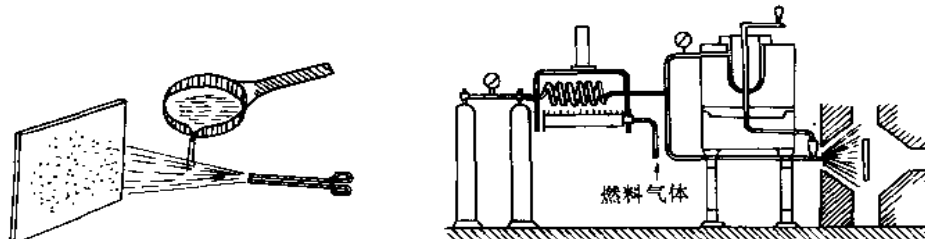


图 2-1-53 电弧喷枪的结构

### 5.4.2 气喷镀喷嘴

利用从喷嘴高速喷出的空气或加热的气流，把熔化了了的金属分裂成极细小的微粒喷射到坯料表面。图 2-1-54a 为粉末熔化喷镀原理图，图 b 为压缩空气在旋管中被燃气加热喷流中将熔化金属加入而喷射至坯料表面的喷镀图。



(a) 粉末熔化法喷镀 (b) 金属熔液式喷镀

图 2-1-54 喷镀原理

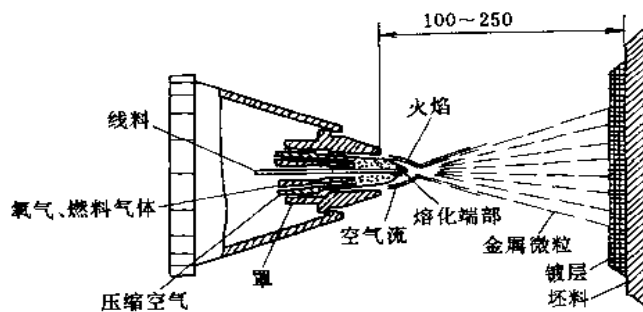
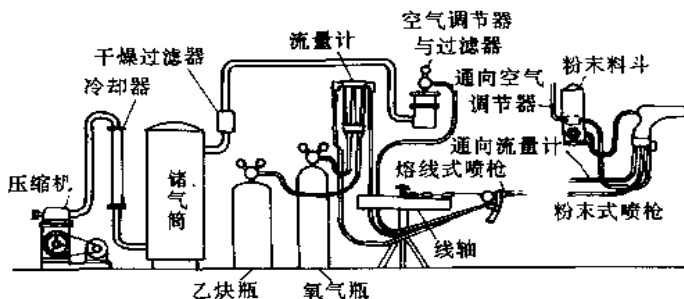


图 2-1-55 熔线式气喷镀



(a) 爆炸式 (b) 粉末式

图 2-1-56 气喷镀装置的结构

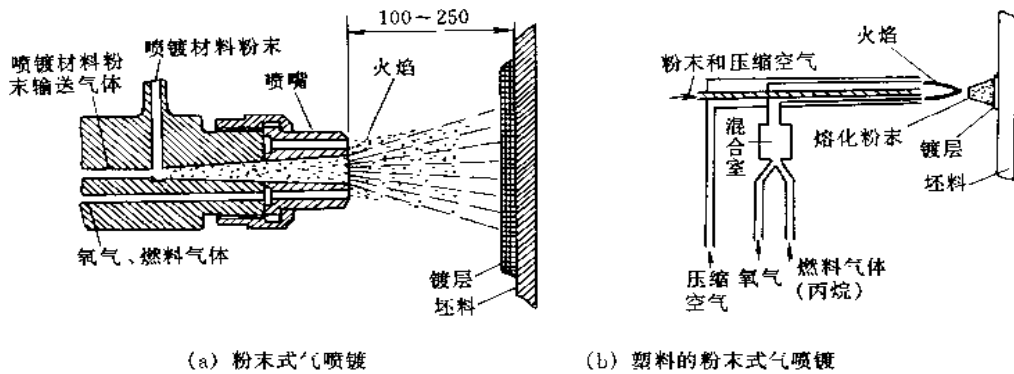


图 2-1-57 气喷镀

图 2-1-55 为熔线式气喷镀原理，主要以氧气和燃料气体的爆燃能量为热源。线料直径为 3mm 以下，铝、锌等低熔点材料直径可达 5~7mm。线料的输送可靠电动机-减速装置带动滚轴或靠喷枪中的空气涡轮。图 2-1-56 为结构图。图 2-1-57a 为粉末式气喷镀原理，图 2-1-57b 为塑料粉末式气喷镀原理，其结构图见图 2-2-56b。

## 6 测距、驱动、称量等高新技术装置

### 6.1 微波测距

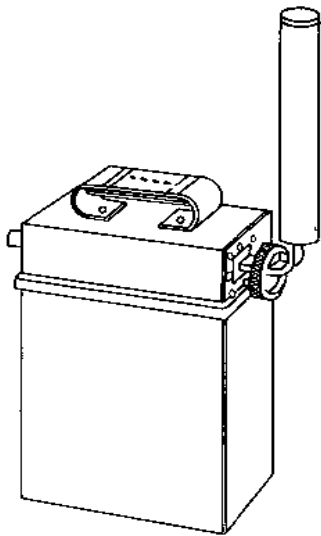


图 2-1-58 微波发射接收仪

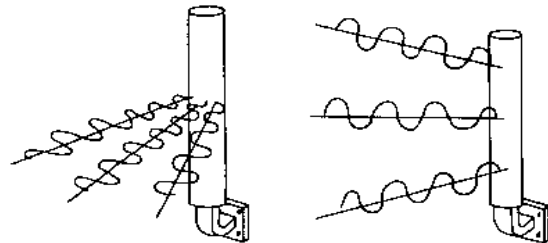


图 2-1-59 电磁波偏振方向

微波频谱为 3000~30000MHz。微波测距原理是：点 1 发出脉冲，同时开动计时器，脉冲到达点 2 时，点 2 设置的应答器作出响应，并向点 1 发送自己的脉冲，当点 1 收到来自点 2 的脉冲时，计时器上的读数就是脉冲往返的时间 ( $T$ )。点 2 的应答器从接收来自点 1 的脉冲至发出自己的脉冲之间还需要有一滞后时间 ( $t$ )。因此，点 1 至点 2 的距离为： $D = R(T - t) / 2$ ，式中  $R$  为波速。

主发射站的计时器为一个石英晶体振荡器。其振荡频率为 60MHz。因此，每一脉冲相当于 2.5m (按光速往返计)。记下的脉冲数贮存起来，反复测距 16~32 次，综合解析，滤掉无效的距离值，可最终求得测距的结果有  $\pm 1m$  的高精度。

图 2-1-58 为 217E 或 218E 发送/应答器，是一种微波 8000~12400MHz 的发射/接收机，能自动补偿由于大气条件变化引起的信号强度变化，有效地操作到 80km 的作用距离。可作为主发射机，也可作为接收机 (应答器)。

图 2-1-59 是电磁波偏振的方向可分为垂直或水平偏振，由电磁波天线发射。为避免气象雷达的干扰，应尽量采用垂直偏振。

图 2-1-60 为微波测距仪用于水平机定位的应用实例。两塔各设有发送/应答器，其距离  $d$  已知，距离  $a$ 、 $b$  由水采机测得，即知其所在位置 ( $x$ ,  $y$ )，用来调整水采机行驶方向。

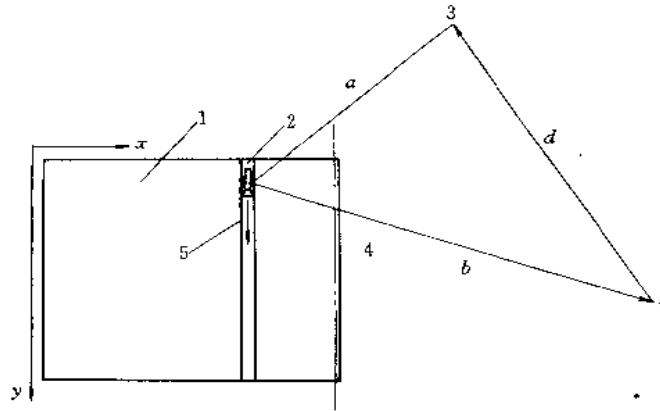


图 2-1-60 设有主发射器和数字测距仪的水采机定位方法  
1—盐池 1000m×3000m; 2—水采机; 3、4—应答器塔; 5—水采机行驶方向

### 6.2 利用形状记忆合金特性的驱动装置

Ti-Ni, Ni-Al 等记忆合金在母相状态下定形后, 若在相变温度以下使其变形, 待加热到一定温度, 就可恢复到原始形状。

图 2-1-61 是利用这种特性制成的驱动装置。图 a 为偏压式驱动装置, 通过对 1 的加热和冷却使杆作往复运动。图 b 为差动式驱动装置, 用计算机通过控制部分轮流给记忆合金以脉冲, 可使转轴 6 转动。

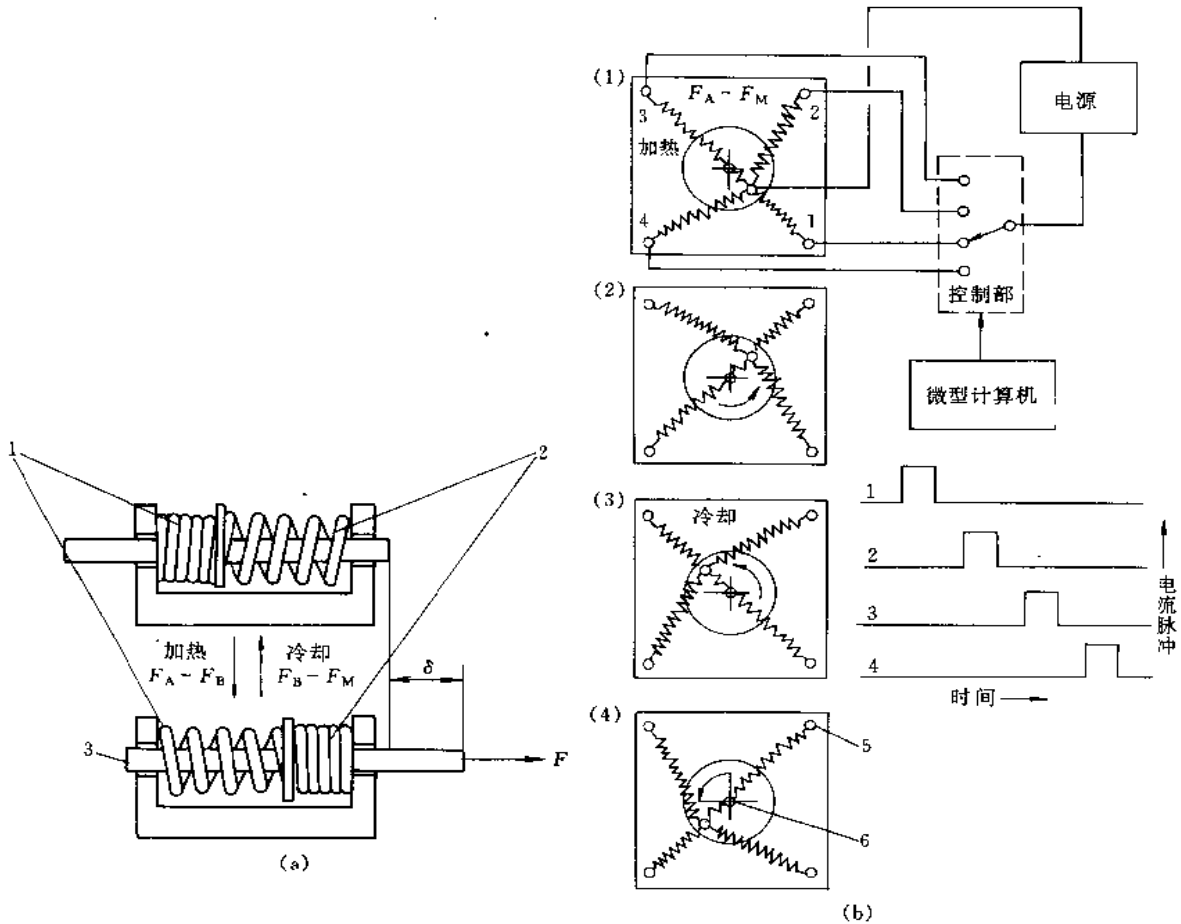


图 2-1-61 应用形状记忆合金的驱动装置 (a)、(b)

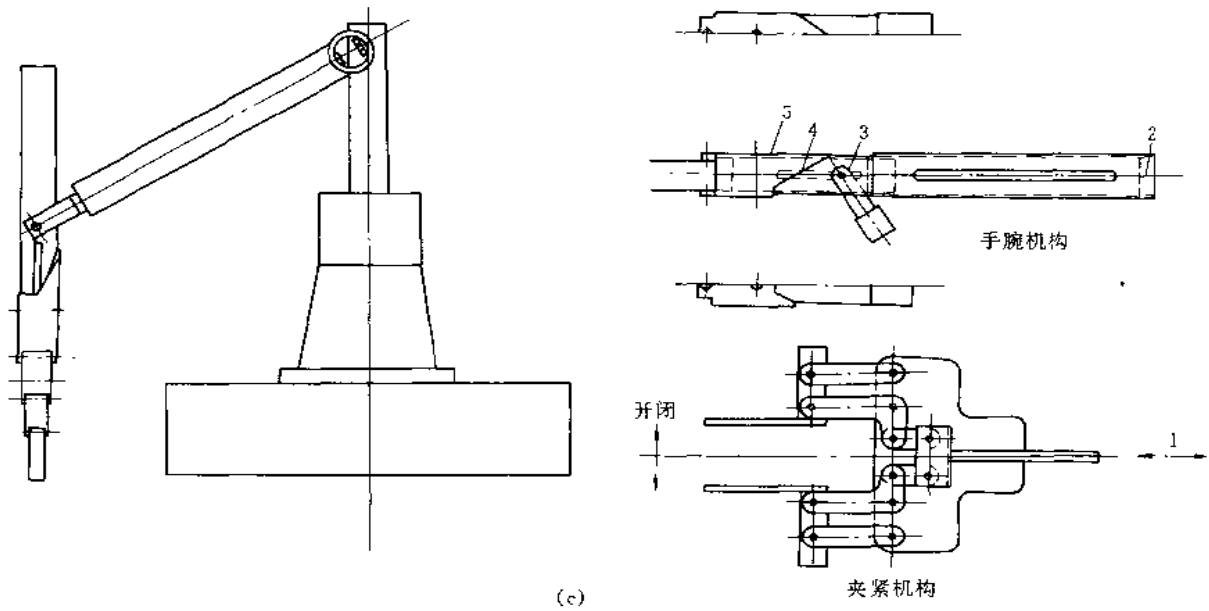


图 2-1-61 应用形状记忆合金的驱动装置 (c)  
 (a) 偏压式驱动装置: 1—形状记忆合金弹簧; 2—偏压弹簧  
 (b) 差动式驱动装置: 1—4—记忆合金; 5—铰接点; 6—回转轴  
 (c) 记忆合金驱动的机械手臂: 1—形状记忆合金驱动器; 2—往复轴套筒;  
 3—固定圆筒; 4—销子; 5—斜槽圆筒形凸轮

图 c 为记忆合金驱动的机械手臂, 形状记忆合金驱动器 1 为偏压式驱动装置, 利用它作往复运动可实现手指的开闭; 利用它来驱动往复轴套筒 2, 使其作往复运动, 可实现机械手手腕的左右转动。

### 6.3 超声波驱动器

图 2-1-62 为超声波驱动器。图 a 所示为利用驻波的超声波驱动器的驱动原理图。沿轴向共振的数个超声

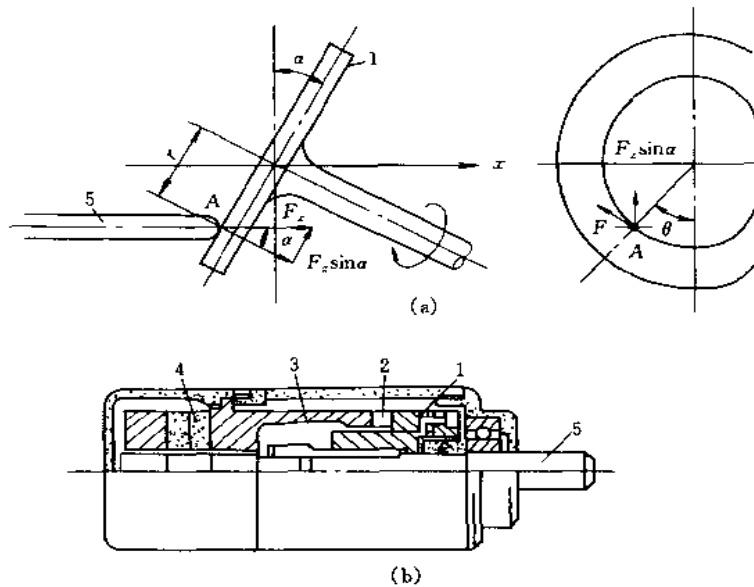


图 2-1-62 超声波驱动器  
 1—圆盘; 2—振动片; 3—超声波发生器; 4—振子; 5—超声波振子

波振子5的端部A与一倾斜圆盘1接触,振子端部进行往复运动,由于它与斜圆盘接触点处的周向分力而使斜圆盘回转。对每个振子而言,驱动力的作用时间仅是振动周期的1/2以下。这种形式的超声波驱动器,其能量转换效率高,但是振子端部和斜圆盘接触处的磨损大。图b是驱动器结构示意图,2是振动片,3是超声波发生器,4是振子,它们和斜板1等一起组成一个超声波驱动器。

## 6.4 核子秤

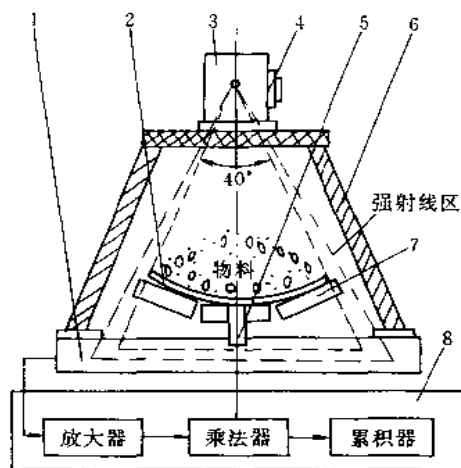


图 2-1-63 核子胶带秤的结构及其工作原理图

- 1—检测器；2—带式输送机的胶带；  
3—放射源；4—开关；5—胶带运行速度传感器；6—支架；  
7—托辊；8—电子装置

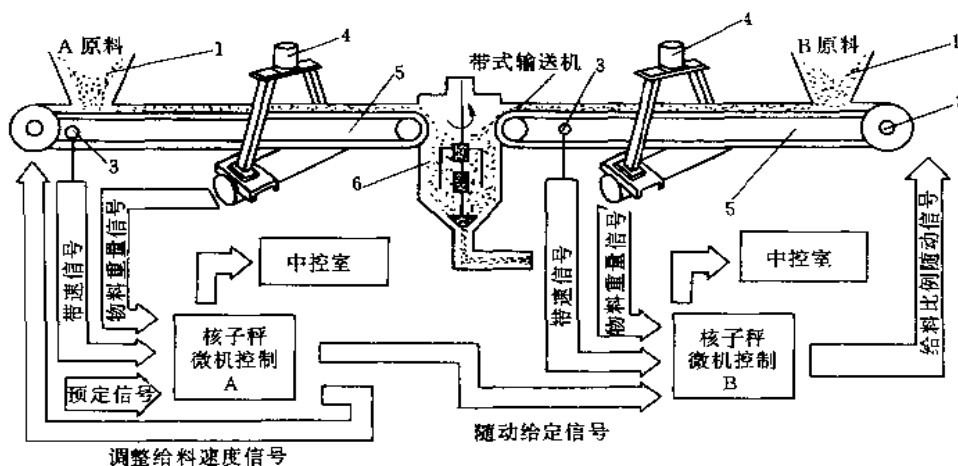


图 2-1-64 核子秤自动控制混料系统

- 1—料仓；2—输送机传动滚筒；3—胶带速度传感器；4—核子秤；5—带式输送机；6—混料机

图 2-1-63 为核子胶带秤结构及其工作原理图。放射源 3 是以铅为防护层的密闭容器。其中装有放射性同位素钴 ( $^{60}\text{Co}$ ) 或铯 ( $^{137}\text{Cs}$ ), 按接收  $\gamma$  射线的强度与被测物料的厚度、密度间的变化关系, 转化为电信号输入电子装置进行放大、标准和校准。图 2-1-64 为核子秤自动控制混料系统。

## 6.5 音叉控制传动机构

图 2-1-65 为音叉控制传动机构。当音叉 1 振动时, 它轮流地接通电磁铁 2 和 3。当电磁铁 2 激励时, 它的两极把轮 4 的突出部 a 和 b 吸引过来, 致使轮 4 绕 A 回转某一个角度; 这时突出部 c 和 d 接近电磁铁 3 的两极。如果此时接通电磁铁 3, 则它的两个极吸引突出部 c 和 d, 轮子又在相同的方向回转。

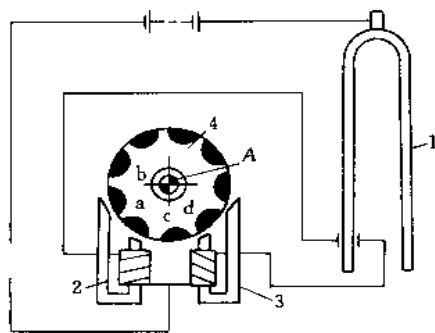


图 2-1-65 音叉控制传动机构

## 6.6 音叉式振动陀螺仪的设计

陀螺仪用于测定运动体的角速度产生的科里奥利力，并据此确定该角速度。普通（传统）的陀螺仪具有高速旋转的部件，振动陀螺仪的主体的主运动为往复运动。振动陀螺仪已应用于范围广泛的各个技术领域，如宇航、火箭、机械人及无人航行器的态势控制，电视摄像机的抗晃装置等。某种炮射导弹系统采用振动陀螺，三个陀螺分别用于俯仰、偏航及横滚三个方向角速度的测定。由于振动陀螺尺寸较小，能承受较高冲击力，故适用于直径仅 127mm 的导弹。炮射时瞬间加速度达到 8000g（重力加速度），陀螺仪仍保持其完好性。

振动陀螺技术仍在不断发展中，经常出现各种改进设计。以下音叉陀螺的设计根据美国专利 5691595（1997 年底公布）。

### (1) 概述

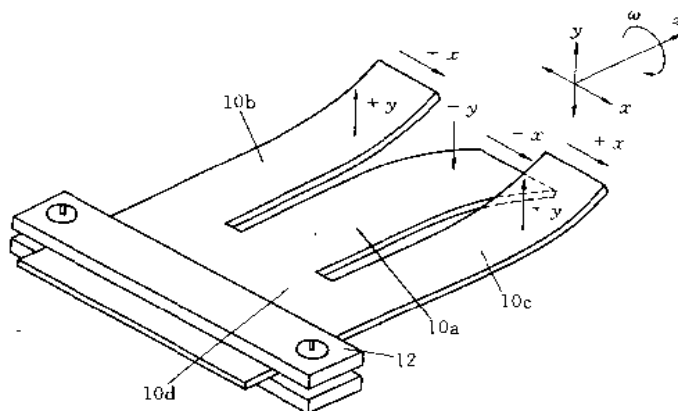


图 2-1-66 (a) 音叉式振动陀螺概貌

图 2-1-66a 表示一种音叉式振动陀螺的概貌。图 b 及 c、d 为其结构示意图。

音叉式振动陀螺有三个振动臂 10a、10b 及 10c，它们与柄部 10d 连为一体。图 b 示出其内层 A 与两外层 B 叠连成整体。内层 A 为弹性金属，在室温范围内温度变化对弹性模量影响极小，可采用 clinvar 合金或铁、镍、铬、钛合金（加钴）。外层 B 为压电陶瓷。

各弹性体有两种振动状态，即  $\pm x$  方向与  $\pm y$  方向。振动体 10b 与 10c 的振动相位相同，它们与振动体 10a 的振动相位相差  $180^\circ$ 。例如，当振动体 10a 位移方向为  $-x$  时，10b 及 10c 为  $+x$ ；10a 为  $-y$  时，10b 及 10c 为  $+y$ 。当振动体作  $\perp x$  向振动时，角速度  $\omega$  引起的科里奥利力使振动体产生附加的  $\perp y$  向振动；当振动体作  $+y$  向振动时， $\omega$  引起附加  $\pm x$  向振动。附加振动是对角速度  $\omega$  的响应。

各弹性体有两种功能，其一为接受驱动信号产生振动，其二为输出附加振动在压电陶瓷层产生的电

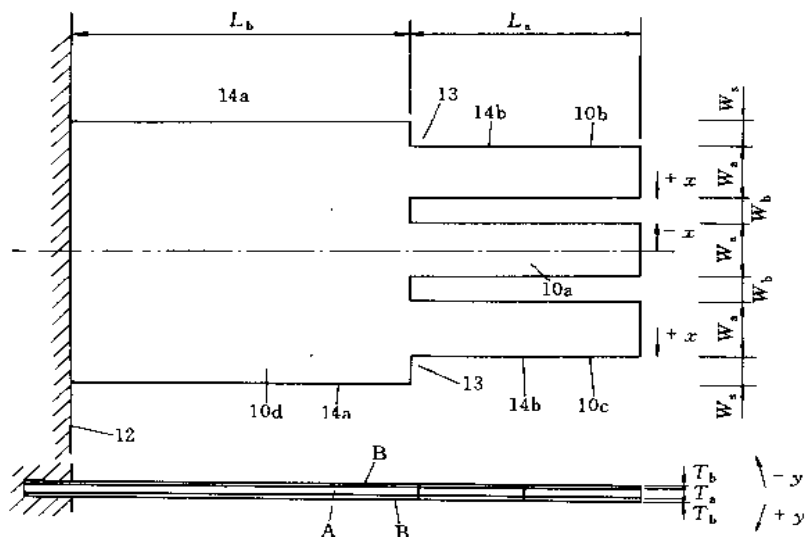
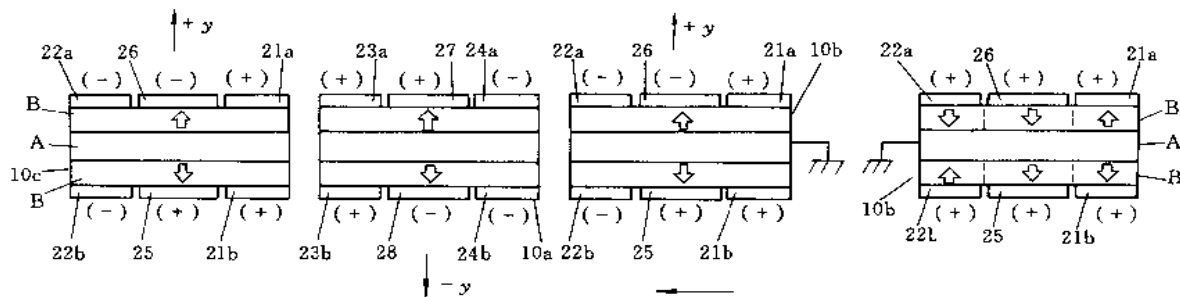


图 2-1-66 (b) 基本形状尺寸



(c) 振动臂 10a、10b、10c 的前端视图

(d) 为另一种设计, 以振动臂 10b 为例 (10b、10c 夹推)

图 2-1-66 (c)、(d) 压电陶瓷层及其电极

信号。

本陀螺仪有多种工作检测方式:

1) 驱动信号使各振动臂产生  $\pm x$  方向振动, 当被测角速度  $\omega$  使它们产生  $\pm y$  向振动时, 附加振动转换为电信号。

2) 驱动信号使各振动臂产生  $\pm y$  向振动, 附加的  $\pm x$  方向振动转换为电信号。以上两种方式为振动方向选择的两种基本组合。

3) 驱动信号使振动臂 10b 及 10c 产生振动, 它们的振动反作用力激发振动臂 10a 产生相位差为  $180^\circ$  的振动。附加振动输出同前。

4) 驱动信号使 10a 振动, 反作用力激发 10b 及 10c 振动。附加振动输出同前。

图 a 所示柄部 10d 的刚性夹持件 12 用于隔离外部干扰力对振动臂的影响。

图 b 振动臂 10b 及 10c 的侧边与柄部 10d 之间有台肩 13。它防止侧边 14b 处的弯曲变形应力不过分深入柄部 10d 内, 减少不良的派生振动, 使振动臂工作稳定, 使整个陀螺的检测精度提高。

## (2) 压电陶瓷层

图 c 示出压电陶瓷层 B 的极化方向 (空心箭头) 及陶瓷层上电极的布置。弹性金属层 A 既是振动体, 又是公共电极 (接地)。图 c 每个振动臂 10a、10b、10c 的两侧面各有三个电极, 即臂 10a 之 23a、23b、24a、24b、27、28, 臂 10b 及 10c 之 21a、21b、22a、22b、25、26 等。它们分别按 (+)、(-) 号接驱动信号源的相应输出端。

当驱动信号使电极 21a 及 21b 处陶瓷层纵向 ( $z$  向) 伸长, 使电极 22a 及 22b 处陶瓷层纵向缩短时, 振动臂 10b 及 10c 产生  $+x$  向挠曲。按图 c 所示电极的电路接法, 这时电极 23a 及 23b 处陶瓷层纵向伸长, 24a 及 24b 处缩短, 10a 产生  $-x$  向挠曲。当信号交变时, 各振动臂作  $\pm x$  向振动。

当驱动信号使电极 25 及 27 处陶瓷层伸长, 26 及 28 处缩短, 则振动臂 10a 及 10b、10c 产生  $-y$  向及  $+y$  向挠曲。信号交变时产生  $\pm y$  向振动。

与此相似, 当各臂产生附加振动时, 由相应电极可测得压电陶瓷层的输出电压。

图 d 为另一种陶瓷层极化结构, 以臂 10b 为例, 分区极化, 极化方向布置如图。与之相应, 同一侧电极均为同电位。图 c 与图 d 的区别在于, 陶瓷层极化不分区, 而电极分区。在图 d 中, 同电位电极仍分区绘出, 只反映极化加工的需要。在极化时, 需要分区进行, 故电极分区。在使用时, 电极同电位, 可以互相短路为同一电极。在这种情况下, 驱动信号源只需有一个输出, 不必有相位差  $180^\circ$  的两个输出。

实验结构举例如下 (长度单位: mm)。

1) 结构一,  $W_a=7$ ,  $W_b=0.6$ ,  $W_s=2.0$ ,  $L_a=20$ ,  $L_b=30$ ,  $T_a=0.6$ ,  $T_b=0.25$ 。尺寸代号见图 b。主振动为  $\pm x$  方向, 响应附加振动为  $\pm y$  方向。

实验表明, 当  $\omega$  从零变到每秒  $90^\circ$  时, 响应输出电压与理想数值相差不大 (数据分布图从略, 可见美国专利 5691595 图 4)。

2) 结构二,  $W_s=2.6$ ,  $W_b=0.2$ ,  $L_s=6$ ,  $L_b=10$ ,  $T_a=0.2$ ,  $T_b=0.1$ 。尺寸  $W_s$  即台肩 13 的宽度取不同数值时, 实测陀螺的性能。实验表明, 当主振动为  $\pm x$  方向 (响应附加振动为  $\pm y$  方向) 时,  $W_s/W_a$  从 0.5 变化到 1.2 (相当于  $W_s$  从 1.3mm 变化到 3.1mm) 对陀螺性能无明显影响。当主振动为  $\pm y$  方向 (附加振动为  $\pm x$  方向) 时,  $W_s/W_a$  在 0.5 至 0.65 范围内陀螺性能比较稳定 (可参见原专利图 6)。

下面讲另一种振动模式及其结构。

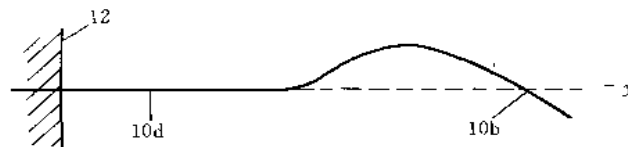


图 2-1-66 (e) 另一种振动模式

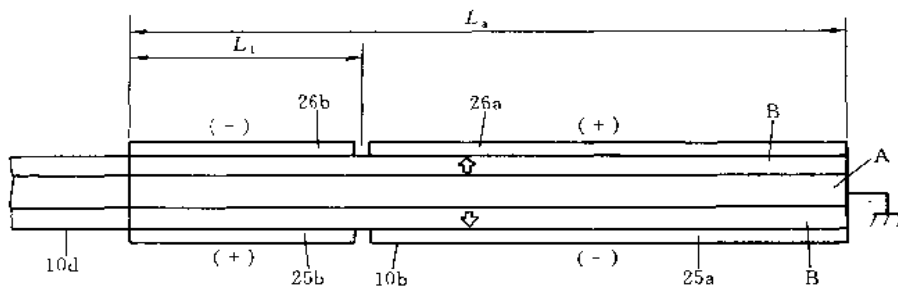


图 2-1-66 (f) 陶瓷层另一种结构

图 e 示出振动臂的 S 形振动模式。这种模式用于振动陀螺, 检测精度高于前述模式。

图 f 为臂在纵长方向的结构示意。它的陶瓷层 B 的极化不分区, 而电极分区有不同电位。也可参考图 d 采用分区极化而电极不分区的设计。图 g 为各臂平面图, 分区区域有阴影线和无阴影线处分别表示不同的极化方向或不同的电位接法, 按照采用何种分区结构 (极化分区结构与电极分区结构) 而定。图 g 左右两面分别为振动臂的相对的两面。

实验表明, 振动陀螺的检测精度与  $L_1/L_s$  有关。当  $L_1/L_s$  取值从零变化到 1 时, 中间取值优于两端。两端  $L_1/L_s=0$  及 1 的结构就是只有单向挠曲的图 a 至 d 的结构。因此可以认定 S 形挠曲优于单向。在 S 形挠曲的结构中,  $L_1/L_s$  在 0.1 至 0.5 之间者较优, 最好是 0.2 至 0.4。数据可见原专利资料。

### (3) 讨论



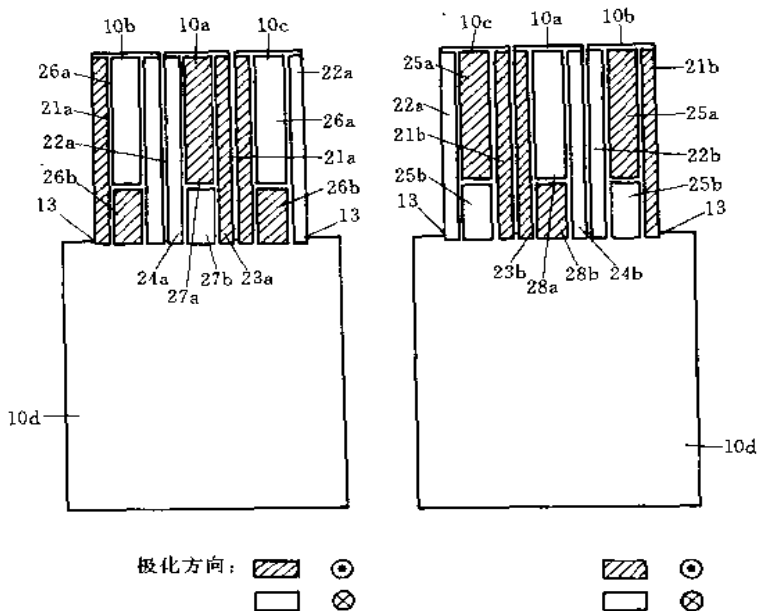
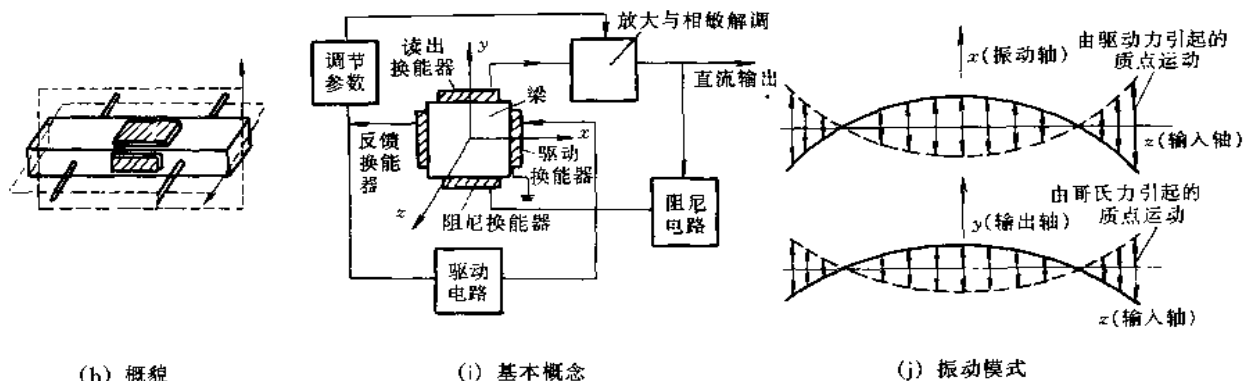


图 2-1-66 (g) 图 f 结构之平面图



(h) 概貌

(i) 基本概念

(j) 振动模式

图 2-1-66 (h)、(i)、(j) 振梁式陀螺仪

(1) 本设计与振梁式振动陀螺相比较。图 h 为一振梁式陀螺仪的概貌，图 i 为横截面示意及信号框图，图 j 为梁的振动模式示意。梁的截面接近于方形，有 4 块压电陶瓷换能片。驱动电路经驱动换能片使梁振动，方向为  $x$ ，见图 j 上图。当  $z$  轴方向有角速度时，引发附加振动，方向为  $y$ ，见图 j 下图。读出换能片将附加振动挠曲变形转换为电信号输出。梁上的反馈换能片用于控制主振动的特性，阻尼换能片的功能为防止电路的振荡，使输出信号稳定。

振梁式陀螺的缺点是制造成本较高。梁的体积较大，耗费较多价格昂贵的高级弹性金属；梁的尺寸精度要求高，加工成本高；在制造时，须通过加工调整梁的频响，使之与陶瓷元件的频响一致，消耗较多材料与工时，进一步提高了成本。

(2) 本设计与双臂式音叉陀螺相比较。图 k 为双臂式结构示意，振动方向为  $\pm x$  及  $\pm y$ 。两臂的  $\pm x$  方向运动镜像对称于中央平面 ( $yz$  平面)， $\pm y$  向运动中心对称于  $z$  轴。

缺点： $\pm y$  向振动产生扭转应力，妨碍提高检测精度；两臂结构不够对称时也产生其他扭转应力；通过修切加工，可以减少扭转应力，但因此提高制造工时成本；另一方面， $\pm y$  向振动有波节线 a 及 b，从而使整个结构不得不用悬臂 5 固定支承，其机械强度较弱，影响整个陀螺工作的稳定。

与上述两种结构相比较，本设计为片状设计，节约材料，并易于冲裁加工大量生产；支承件刚度高，工作稳定；只要修切中央臂就可调节频响，加工容易；台肩 13 抑制扭转应力传递到柄部；有两种运动方向的组合方式可供选择，有利于按实际情况采用，提高检测精度。

上述图 h、i、j 资料取自《压电陶瓷应用》(山东大学出版社，1985 年 8 月出版)。

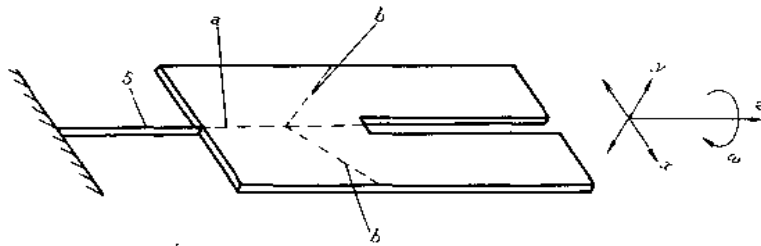


图 2-1-66 (k) 双臂式结构

## 6.7 双金属热致动微型泵

本泵为实验型，薄片结构，泵体厚 1mm，长宽 9mm×6mm。（根据仪器仪表学报 1996 年 2 月清华大学杨岳等人论文）

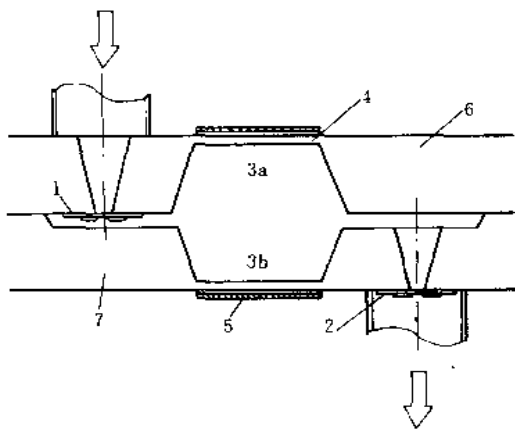


图 2-1-67 (a) 微型泵结构示意图（不按比例）

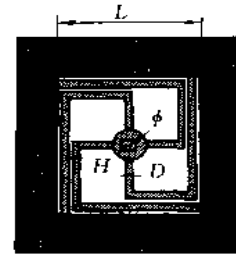


图 2-1-67 (b) 微型阀

$\phi = 250\mu\text{m}$   $D = 50\mu\text{m}$   $L = 695\mu\text{m}$   $H = 5\mu\text{m}$

图 2-1-67a 所示微型泵由上下两硅片 6 及 7 组成，粘接成完整泵体。两片各有泵腔 3a 及 3b，双金属驱动薄膜 4 及 5，单向阀 1 及 2 等结构。电流经过多晶硅电阻时，电能转化为热能，温度升高，薄膜变形，泵腔体积增大，压力减小，流体由入口阀 1 进入泵腔。电流中止时，薄膜冷却复位，泵腔体积减小，压力增大，流体经出口阀 2 排出。

驱动薄膜有三层结构。中间层为多晶硅电阻膜，阻值为 400Ω。两侧为单晶硅薄膜及铝膜，厚度分别为 10μm 及 5μm。在 20V 电压作用下，薄膜最大挠度（计算静态值）约为 40μm。

微型单向阀采用被动式非悬臂梁结构，见图 b。该结构的膜片不容易翘曲，反向泄漏较小，优于悬臂结构。该阀开启压力低，压力损失小，单向性能较好。

本泵设计立足于采用微电子行业的光刻腐蚀工艺技术。这是当前微机械领域的设计活动流行的工艺性特征之一。图 2-1-67c 至 h 以泵体上片 6（图 2-1-67a）为例说明泵体的制造工艺过程。在双面抛光 N 型（100）硅片上，双面热氧化生长 8000ÅSiO<sub>2</sub>（1Å = 10<sup>-10</sup>m），LPCVD 淀积 1500ÅSi<sub>3</sub>N<sub>4</sub>。在正面进行光刻，等离子刻蚀出阀口的腐蚀窗口。用 40%KOH 溶液异向腐蚀，深 30μm。背面光刻，等离子刻蚀泵腔腐蚀窗口。然后将硅体腐蚀至泵腔单晶硅膜厚 10μm 左右，这时阀口只剩下 SiO<sub>2</sub> 及 Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> 膜，它们将作为后续工艺的支撑薄膜。在背面低氧淀积、扩磷，厚 1.5μm 的 SiO<sub>2</sub>，作为牺牲层材料。双面淀积 2μm 多晶硅。正面光刻，等离子刻蚀形成驱动薄膜的加热电阻；背面光刻，形成单向阀膜片，HF 缓冲液中进行牺牲层腐蚀，释放阀膜片。在正面 LPCVD 淀积 1000ÅSi<sub>3</sub>N<sub>4</sub>，光刻及等离子刻蚀形成绝缘层。最后正面真空蒸发铝膜，形成双金属层及电极引线。下片制作工艺比上片多一次光刻，形成流体从泵腔到阀口的通道。上下两片制作完成后，分别在入口及出口处粘接玻璃管道。最后将两片粘在一起。

如上所述的微型泵，在忽略通道流阻、阀泄漏等因素影响的条件下，当施加 20V、5Hz 方波驱动电压

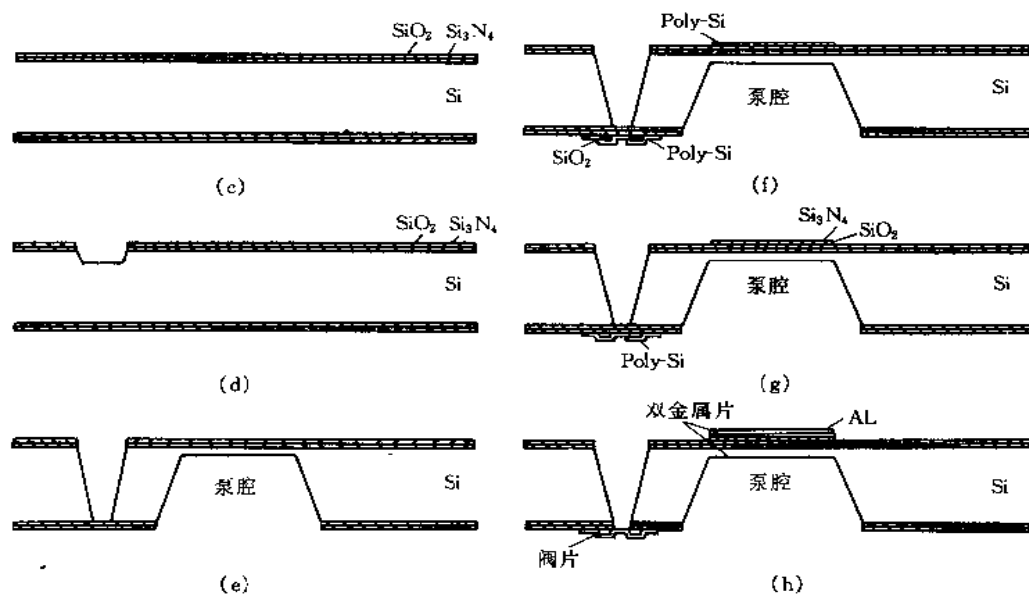


图 2-1-67 (c)~(h) 泵体上片制造工艺过程

时，理论最大流量约为  $36\mu\text{L}/\text{min}$ 。在压力  $p$  为  $20\text{kPa}$  时，单向阀的正向流速约为反向流速的 10 倍。压力降低时，正向流速大体上线性下降，反向流速基本稳定。泵的实际流量还受泵腔内残留气泡的影响，这是各国微型泵研究中存在的共同问题，可以用预抽真空或注入易溶于液体的气体等方法较好地解决。

虽然本泵属于实验型，但上述结构及工艺在微机械技术中有一定代表性，有助于开拓设计思路，故予以介绍。

### 6.8 磁性流体密封

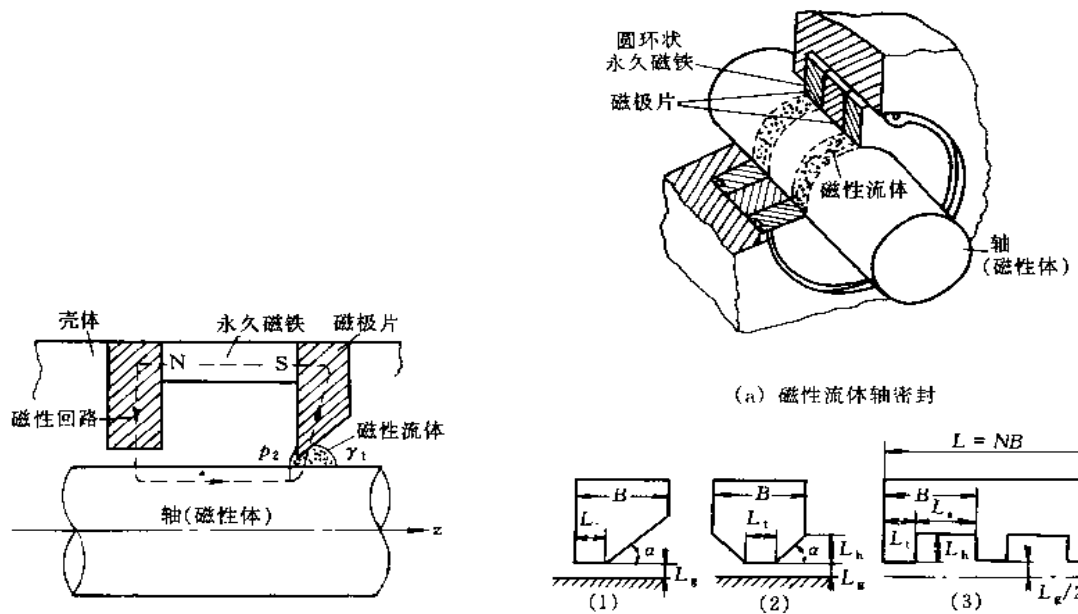


图 2-1-68 旋转轴密封的基本组成

图 2-1-69 磁性流体密封

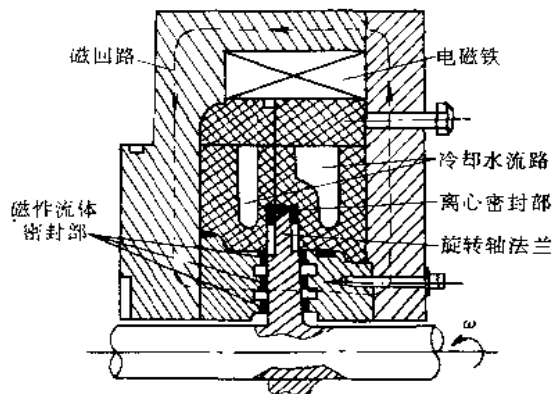


图 2-1-70 磁流体与离心密封并用结构

在非导电性液体（如水、煤油）中，大量分布强磁性体（如磁铁矿、钴等）微粒子的胶状溶液为磁性流体，具有强磁性的均质液体，且长时间处于微粒子稳定分散状态。用于旋转轴的密封原理如图 2-1-68。可用于质谱分析仪真空系统的旋转轴的密封，起发电机、人工心脏用的小型斯特林发动机、鼓风机等驱动轴的密封。图 2-1-69 (a) 为轴的密封示意图。用于真空机器、计算机磁盘存储器的驱动轴密封及危险性的放射性气体轴用密封。图 2-1-70 是与离心密封并用的例子。轴低速旋转时，磁性流体在径向设置的旋转轴法兰盘上起作用。回转速度增加时，磁性流体被离心力甩向圆盘顶端，而起离心密封作用。用直径  $d = 38\text{mm}$ 、 $L_g = 0.254\text{mm}$ ，对在  $n = 26000\text{r/min}$  高速旋转时，离心密封部耐压为  $484\text{kPa}$ 。

## 6.9 变流体阻尼器

在一种油质液体溶液里加入微小的多孔性固体颗粒（颗粒尺寸  $10 \sim 20\mu\text{m}$ ），通常为牛顿流体。施加电场后粘性会随电场强度的增加而明显增大。电场强度达某一临界值时，它会迅速固化，固化过程在  $1\text{ms}$  内完成。这个过程是可逆的。撤消电场后又恢复到原来液体状态，是实现智能机械的一种理想机电耦合媒体。图 2-1-71 为 ERF 减振器，通过外加可控电场改变阻尼液的粘度，从而实现自动调节减振器的刚度和阻力。

## 6.10 水力清洗装置

图 2-1-72 为水力清洗装置。其原理是有两股水流，主水流流向涡轮的空心轴，与旋转器倾斜叶片相撞，而相对本身纵向轴扭转，然后通过喷嘴射出；第二股水流沿导引管流入壳体的空腔，作用于涡轮叶片，使其转动。空心轴 5 与喷嘴 6 随之转动，使水流呈放射状旋转。可称这种水流为“水钻”。

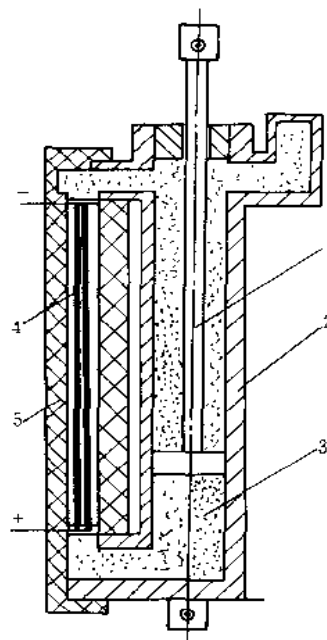


图 2-1-71 ERF 减振器

1—活塞杆；2—缸筒；3—电流变流体；4—电极；5—电极盆

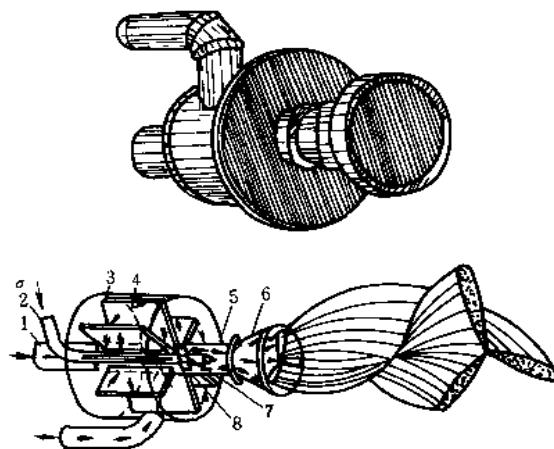


图 2-1-72 水力射流装置的外形与工作原理

1—进水管；2—旋流器的管子；3—壳体；  
4—叶片式小涡轮；5—空心轴；6—喷嘴；  
7—旋流器管壁孔；8—旋流器倾斜叶片

### 6.11 气、水输送器

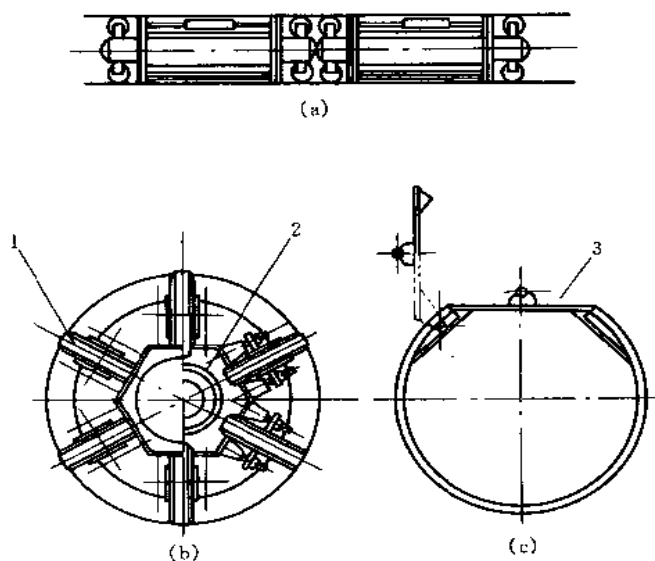


图 2-1-73 气力输送容器

(a) 集装容器列车；(b) 轮子部分；(c) 容器部分  
1—轮子；2—悬挂装置；3—盖

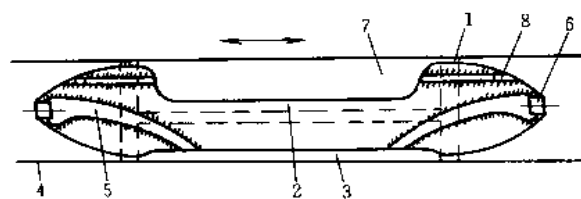


图 2-1-74 气垫式容器

1—弹性密封环；2—纵向密封环；3、7—密封空腔；4—管道；5—槽孔；6、8—单向阀

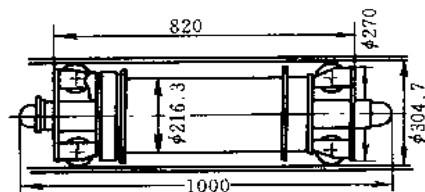


图 2-1-75 水力输送用的容器

截面为圆形或长方形的柱状或球状容器可以在管内用气力输送。图 2-1-73 为带有轮子的圆柱形输送容器，是北京图书馆借书条的气力输送系统。

图 2-1-74 为气垫式容器，当图中空腔 3 和 7 的压力小于管道 4 内压力时，单向阀 6 和 8 开启；当通过单向阀 6 和 8 向空腔内送入压缩空气时，在压力作用下造成腔体 3 和 7 之间的压力差，而形成气垫，减小阻力。

图 2-1-75 是水力输送的容器，其两端带有圆板，便于承受水的压力。

## 6.12 气垫、水垫

## 6.12.1 气囊式气垫盘

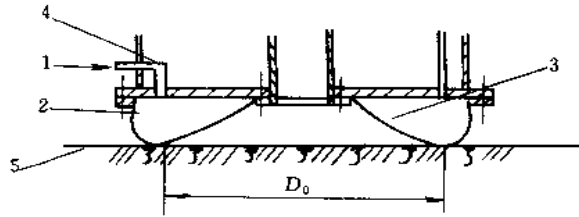


图 2-1-76 气囊式气垫盘

1—入气；2—气囊；3—小孔；4—支架；5—平地

## 6.12.2 自行式气垫车

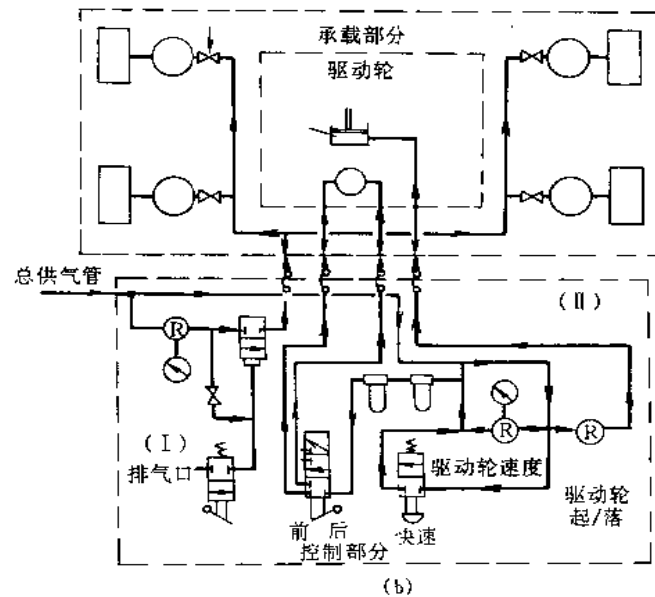
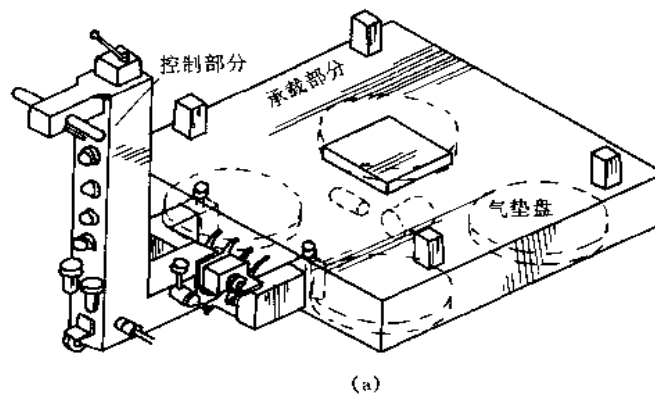


图 2-1-77 自行式气垫车

(a) 自行式气垫车总装示意图；(b) 自行式气垫车气路系统

图 2-1-76 为气垫搬运器或气垫车的气囊结构，有的气囊另外还设有裙边。每个气囊能承载的能力为  $\frac{\pi}{4} D_0^2 p_1$ ，式中  $D_0$  为理论气囊直径， $p_1$  为极限内压。图 2-1-77a 为自行式气垫车（美国），图 b 为其气路系统。

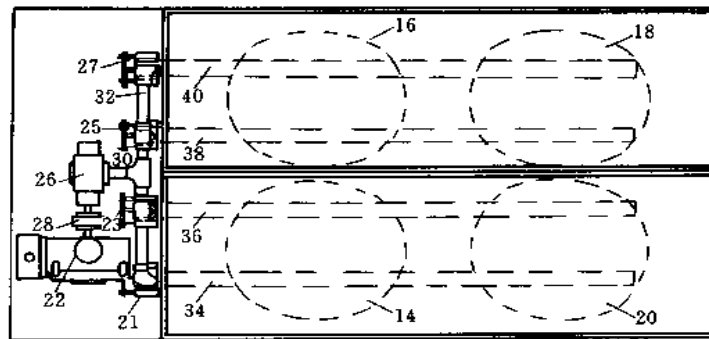
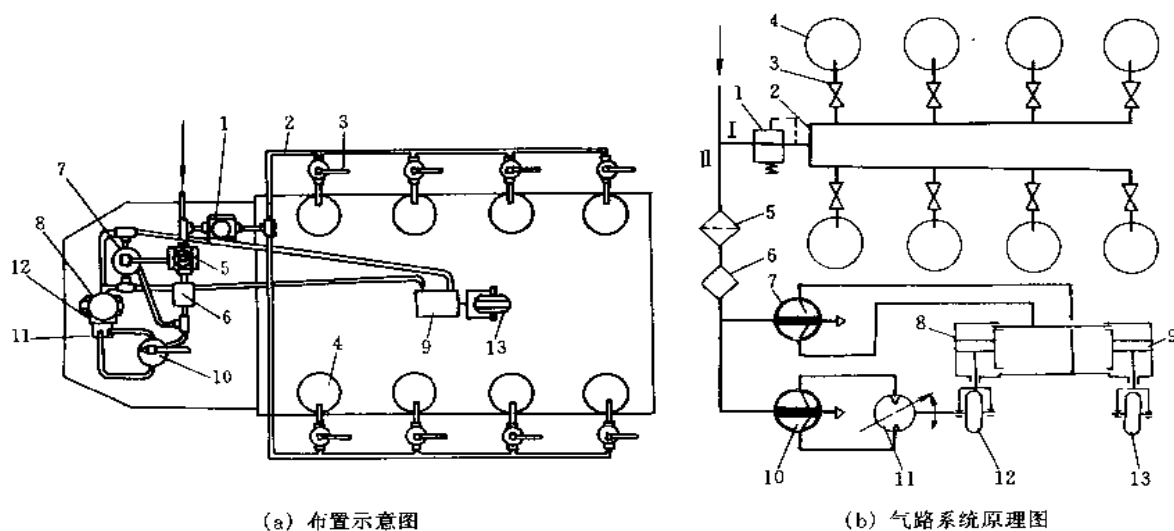


图 2-1-78 牵引式气垫车的气路系统

14、16、18、20—气垫盘；21、23、25、27—控制装置；22—发动机；  
28—联轴器；26—空气压缩机；30、32、34、36、38、40—输气管



(a) 布置示意图

(b) 气路系统原理图

图 2-1-79 30 吨自行式气垫车

1—减压阀；2—管路；3—旋塞；4—气垫盘；5—压气过滤器；6—油雾器；7—手动配气阀；  
8、9—双向气缸；10—手动配气阀；11—气动马达；12—驱动轮；13—导向轮

图 2-1-78 为牵引式气垫车和气路系统（美国）。图 2-1-79a 为北京起重所研制的 30 吨自行式气垫车布置示意图，图 b 为其气路系统原理图，分气垫部分与驱动部分。操纵手动配气阀 10 可以使气垫车启动、加速、减速、前进或后退。

### 6.12.3 气垫平台

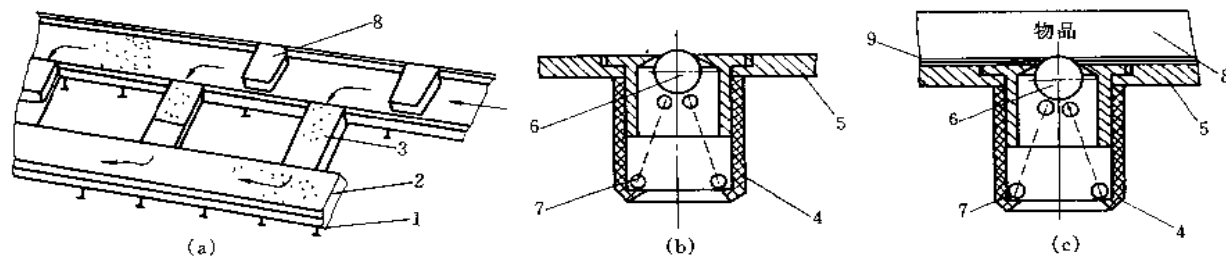
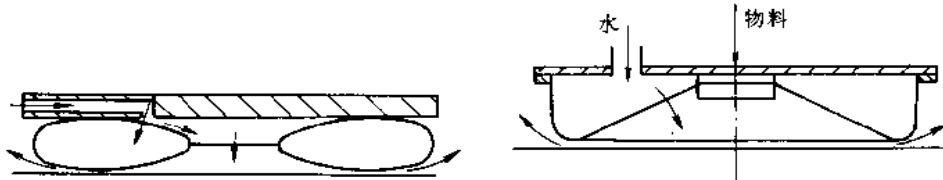


图 2-1-80 气垫平台

1—机架；2—气室；3—气阀；4—阀体；5—气垫盘；6—球体；7—弹簧；8—物品；9—输送带

在生产线的工艺流程中，包装流水线或码包、码箱，输送带采用气垫平台。它具有应用范围广、能耗低、结构简单、维修费低、机动性好等优点，工作原理见图 2-1-80。由风机向气室提供具有一定压力的空气，当气阀上方没有物品 8 时，如图 (b) 所示，球体 6 在弹簧 7 和气室中空气的作用下，将阀体上方的孔堵塞，空气不会从气阀中逸出，减少了不必要的空气损失；当气阀上方有物品时，如图 c 所示，物品将球体压下，球体与阀体孔间形成一环形缝隙，空气通过该缝隙逸出，当物品与气垫盘之间的空气压力足以浮起物品时，则物品与气垫盘之间，形成一层气膜，物品与气垫盘之间的固体摩擦变成以空气为介质的流体润滑，从而使物品移动阻力大大降低。

### 6.12.4 水垫



(a) 美国水垫气垫两用胶囊 (b) 水垫工作原理

图 2-1-81 水垫胶囊

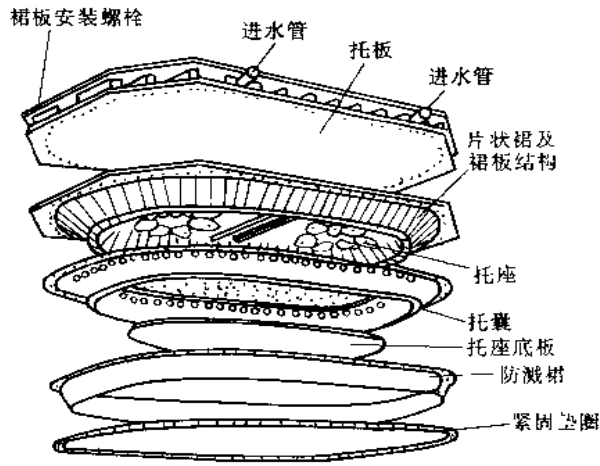
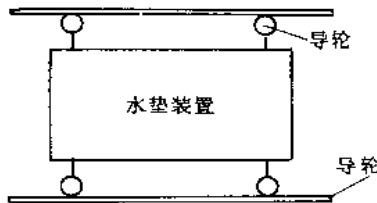


图 2-1-82 英国 AA 型水垫的各部件示意图



(a) 自行式气垫车的防横移轮 (b) 重型水垫装置的防横移牵引车



(c) 防横移的导轨

图 2-1-83 防横移方法

用一般气垫橡胶囊可作为水垫胶囊，水膜厚度为 1.2~2.5mm，运行阻力为搬运载荷的 0.1%~0.5%。图 2-1-81a 为水垫气垫两用胶囊，图 b 为水垫工作原理图。



图 2-1-82 是英国 ACE 公司的水垫胶囊, 托板为  $1.2\text{m} \times 2.44\text{m}$ , 载重量 100t。

图 2-1-83 是水垫车的几种防横移方法。

### 6.13 薄膜开关

薄膜开关的主要技术参数

内容	参数	条件	内容	参数	条件
电流	50mA	30V DC	开关行程	0.2~0.5mm	视产品
线路电阻	10Ω	1mm 宽/100mm 长	回弹速度	<5ms	视产品
耐压	400V	交流	工作温度	-20~70℃	
寿命	>100 万次	平面型	抗痕能力	3H	按标准
操作力	1~3N	依要求	允许湿度	96%	40℃
总厚度	0.6~1mm		绝缘性能	>100MΩ	

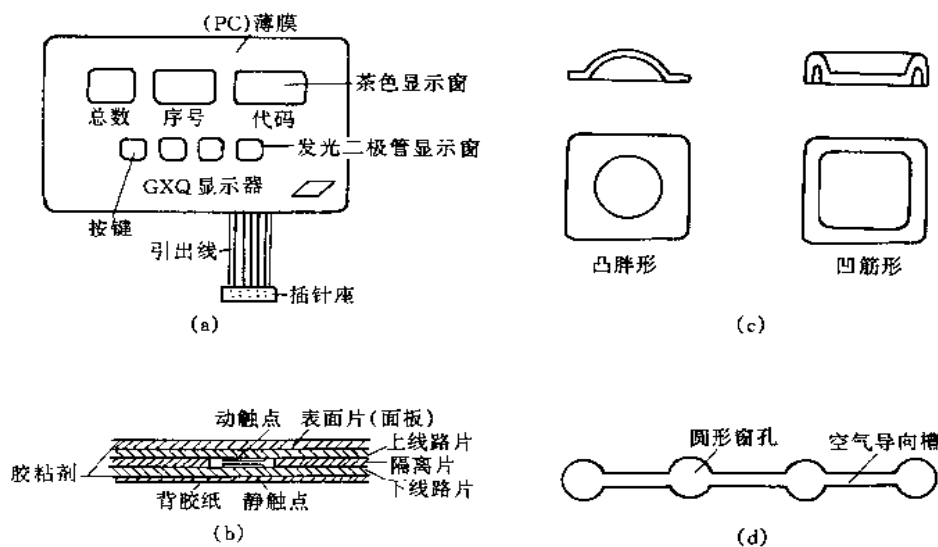


图 2-1-84 薄膜开关

(a) 外形; (b) 结构图; (c) 按键外形; (d) 衬板上的空气槽

图 2-1-84 是弹性薄膜回弹力的开关。通过面板上的键盘在外加压力作用下, 使上线路片中的动触点与下线路片中的静触点瞬间导通, 失去外加压力时, 薄膜就回弹, 使它呈开路状态的薄膜开关, 体积小, 密封性好, 使用方便、可靠。结构形式如图 b。薄膜面板由聚碳酸酯 (PC)、薄膜线路片由聚对苯二甲酸丁二醇酯 (PET) 制成, 二者合为一体。

### 6.14 舌簧管式传感器

图 2-1-85 是利用舌簧管 1 的两个簧片弹力小于磁力线穿过簧片间隙所产生的磁力时, 簧片即被吸合, 而永久磁铁 2 随被测物体 3 旋转离开时, 簧片复位, 触点合, 并使 a 点获得脉冲信号输出

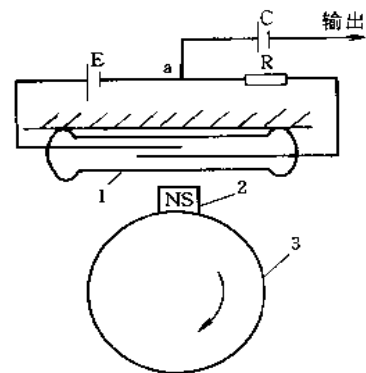


图 2-1-85 舌簧管式传感器安装示意及脉冲输出电路原理图  
1—舌簧管; 2—永久磁铁; 3—被测物体

### 6.15 磁粉袋式吸附手

图 2-1-86 为磁粉袋式吸附手。这种吸附手在磁铁吸附部位装有磁粉袋。当线圈通电前可变形的磁粉袋紧贴在工件表面上，而通电电磁后，磁粉袋中磁粉体使磁粉袋端部外形固定成被吸附工件表面形状，从而达到吸附不同表面形状的工件。结构简单，价廉。

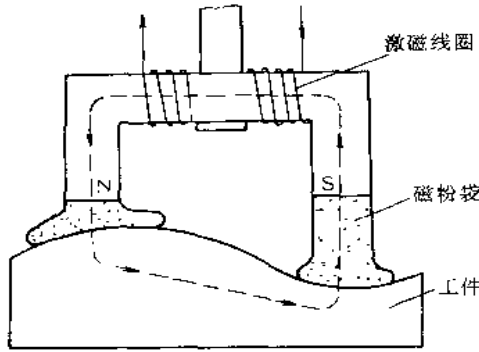


图 2-1-86 磁粉袋式的吸附手

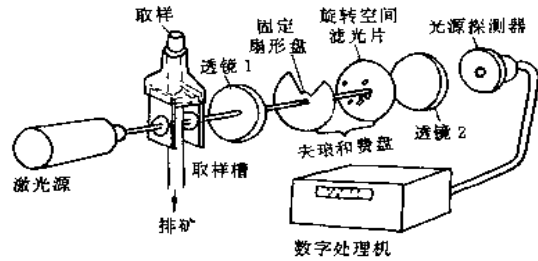


图 2-1-87 L&N 激光粒度计

### 6.16 激光粒度计

图 2-1-87 为德国生产的激光衍射式粒度计。其原理是依据光对颗粒的小角度衍射时，光通量与颗粒尺寸的平方成正比；衍射中心光强与粒度四次方成比例，引入特殊光滤波器后，衍射光强与粒度三次方成正比，并可由此求出粒群的总重量。按照这些关系可测出粒群的粒度分布、表面积和比表面积等。通过微处理机，可自动打出 2~176 $\mu\text{m}$  的 13 个粒级的含量，绘出粒度直方图、累积曲线，给出含量为 10%、50%、90% 的相应粒度、平均粒度和比表面积等多种数据。

## 7 切割、焊接、喷镀和成型高新技术

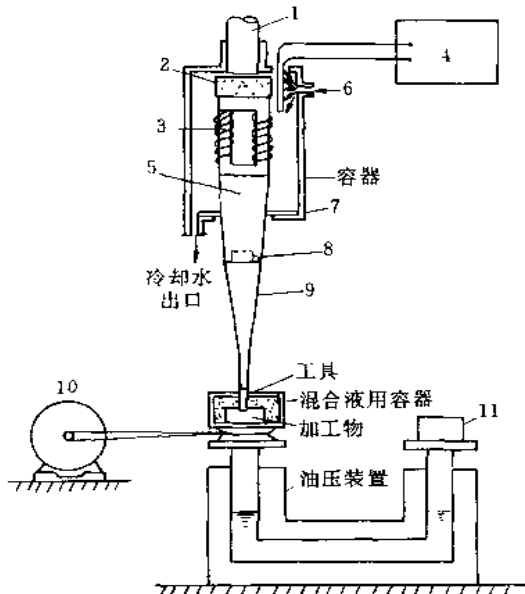


图 2-1-88 超声波加工法

1—轴；2—海绵；3—磁致伸缩振子；4—超声波发生器；5—圆锥体；6—喷射线；7—法兰；8—定位螺丝；9—指数曲线型喇叭嘴；

### 7.1 切割

#### 7.1.1 超声波切割

玻璃的超声波穿孔法如图 2-1-88。

以振幅为 20~50 $\mu\text{m}$ 、频率 16~30kHz 来振动工具，边加工，边在工具与玻璃间注入研磨液，由于磨料只起到一次的锤击作用，加工量非常小，所以加工变形也很小，表面光洁、精度良好。由于单位时间里振动数高，故这种方法加工效率每分钟能达几百个立方毫米。孔的形状不限于圆形，如果工作台不旋转，就有可能穿成各种各样的形状，也能同时穿几个孔。

#### 7.1.2 激光切割

小孔、狭缝、尖角等复杂孔型线外缘轮廓用普通冲裁难以实现，可采用激光切割。它还可以切割或加工空间异型曲面上的孔及对硬而脆的非金属材料或软材料进行切割加工。

激光切割系统由激光发生器和激光切割头组成。在谐振器中通过激光气源  $\text{CO}_2$ 、充填气体  $\text{N}_2$  和内冷却气体  $\text{H}_2$  的混合气体，利用高压电源的放电作用发射出激

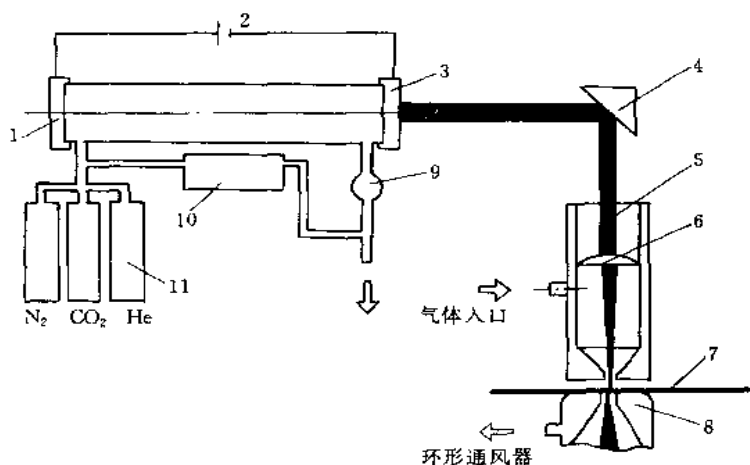


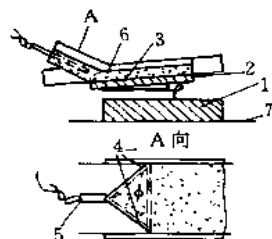
图 2-1-89 激光切割原理

1—反射镜；2—高压电源；3—输出耦合镜；4—反射镜；5—切割头；6—聚焦透镜；7—板料；8—下支承头；9—真空泵；10—再循环；11—气源（ $N_2$ 、 $CO_2$ 、He）

光束，经反射镜垂直传至切割头中。激光束经切割头的聚焦透镜在被加工的板料上聚焦。在激光聚焦点，激光以  $1MW/cm^2$  的能量密度作用在被加工板料上。材料吸收光能后转变为热能，使材料在微小体积范围内温度急剧升高并熔化、汽化。被熔化、汽化的金属在切割头下端的间隙处用空气吹走。原理见图 2-1-89。

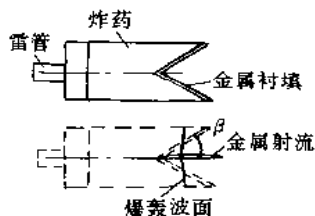
## 7.2 焊接

### 7.2.1 爆炸焊接



(a) 爆炸板复合的典型装置

1—基板；2—覆板；3—主炸药；  
4—引爆药；5—雷管；  
6—药框；7—基础



(b) 金属射流的生成机构



(c) 结合波形

图 2-1-90 爆炸焊接

将两种相同的或不不同的金属，例如铝和铁，利用炸药的爆炸作动力使其相互焊接起来。可以制造双金属的复合板、复合管。

炸药的爆炸板复合的典型装置见图 2-1-90a。炸药的爆炸通常以一个点或一条线起爆，以爆轰速度向前推进，覆板 2 上炸药爆炸起，就开始在高压的作用下运动并与基板 1 相碰撞，并在碰撞处挤出金属射流（如图 b 所示），连同金属氧化物及污垢一起带走，结合处则形成结合波形（如图 c），将两层金属牢固地结合在一起。

### 7.2.2 超声波焊接

用声学系统的高频弹性振动及压力实现焊接，如图 2-1-91。由图中 1 产生  $16\sim 80kHz$  声波，由图中 2 将磁滞伸缩电磁能转换成弹性振动能，由图中 3 耦合负载并放大振幅，由图中 4 传递振动能，由图中 5 传递压力。

机理是金属表面在摩擦功作用下发生强烈塑性流动，实现了静面接触的条件，通过公共电子云实现键合。

在工业上非金属材料与金属的焊接，可以采用摩擦、超声波、电阻、热熔、冷焊

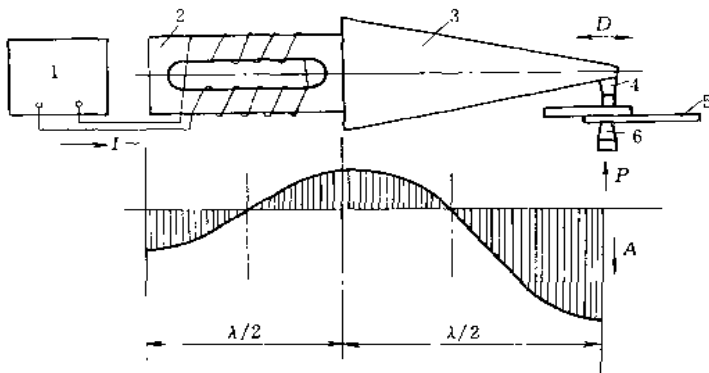


图 2-1-91 超声波焊方法原理  
 1—超声电源发生器；2—换能器；  
 3—聚能器；4—上声极；5—焊件；  
 6—下声极；  
*i*—振荡及磁化电流；*P*—压力；  
*D*—振动方向；*A*—振幅

### 7.3 喷镀

#### 7.3.1 等离子喷镀

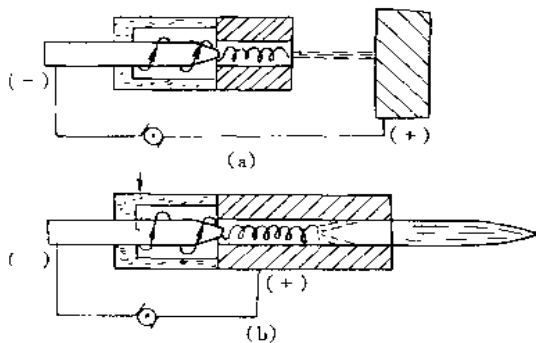


图 2-1-92 (a) 等离子电弧喷枪；(b) 等离子射流喷枪

等离子射流喷镀，当双原子气体气温升高时，分子间会发生剧烈碰撞，分解为原子。如温度继续升高，则原子将放射出电子，发生电离现象。例如氧、氮在大气压下 10000K 时将充分造成电离状态。由于正、负电离子的密度相等，视为等离子体。

图 2-1-92a 为转移型等离子喷枪原理图，阴极由电钨或含钍约 2% 的钨制成。阳极为被加工件，电弧飞越达喷枪内的阴极和阳极之间，工作气体成为围着电弧的旋转送入，并从喷嘴喷出。

图 2-1-92b 为等离子射流喷枪。阴极的材料同上，阳极为铜制喷嘴，水冷，在阴极和阳极内壁之间发生电弧，使从后面送入的旋转的工作气体被加热，产生高温、膨胀后形成很强的等离子射流，从喷嘴射出。电弧部分输送的工作气体的旋转运动可使电弧稳定，并形成气体的外壳，对电弧起到压缩作用。喷嘴出口中心的温度达 20000K。

图 2-1-93 为等离子喷枪的结构图。使用粉末状的喷镀材料，(一般为 150~325 目)，通过输

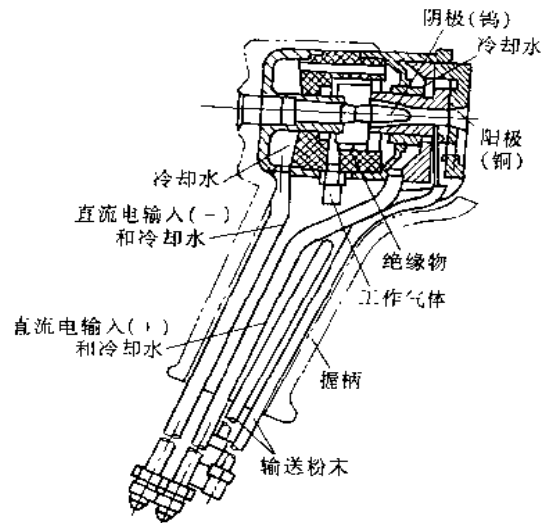


图 2-1-93 等离子射流喷枪的结构

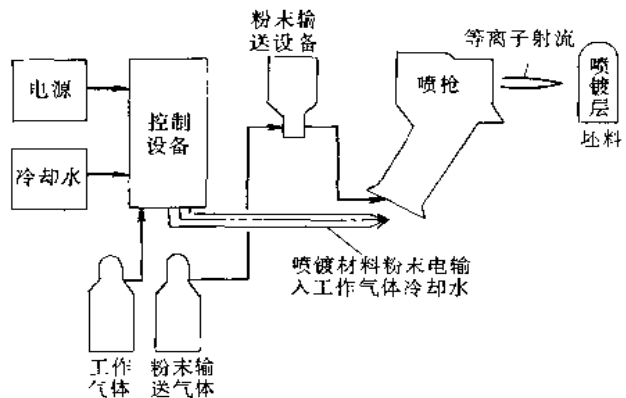


图 2-1-94 等离子射流喷镀设备的配置

及有机材料。工作气体为惰性气体。等离子射流喷镀设备的配置见图2-1-94。

### 7.3.2 感应喷镀

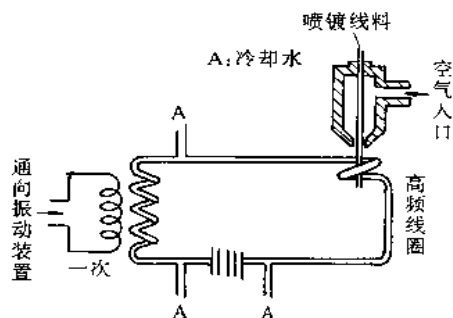


图 2-1-95 高频感应喷镀的原理

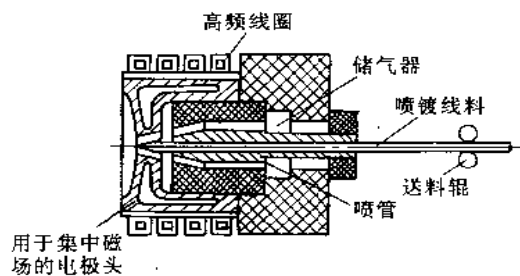


图 2-1-96 高频感应喷镀喷枪的结构

高频感应喷镀法原理如图 2-1-95 所示。把金属线（喷镀材料）放入高频电流所经过的线圈中，由于高频电流所产生的交变磁场的的作用，在金属线内产生涡电流，使金属受热熔化。利用气流将其喷镀在坯料表面上。图 2-1-96 为高频感应喷镀喷枪的结构图。喷镀材料由电动机齿轮系输送，输送速度为  $46 \sim 120 \text{cm/min}$ 。喷镀在表面的微粒大约是  $20 \sim 120 \mu\text{m}$ 。气体可用压缩空气或惰性气体（喷镀活性材料时）。用高频加热齿轮进行淬火，感应原理是相同的。

### 7.3.3 爆炸喷镀

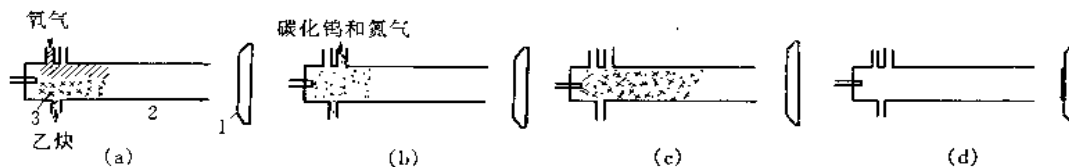
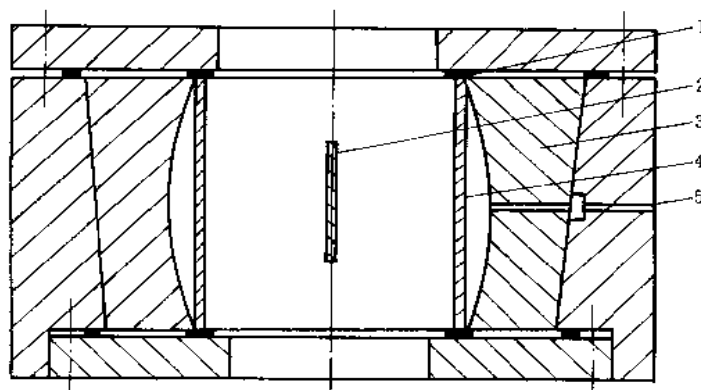


图 2-1-97 气体爆燃式喷镀的原理

1—坯料；2—直径为 1 英寸的水冷式枪身；3—喷枪的燃烧部分

爆炸喷镀工作原理如图 2-1-97。将严格定量的氧气和乙炔送到内径为 1 英寸的水冷式喷枪 2 的燃烧部分 3（图 a），再从另一入口把氮气与喷镀材料粉末（例如  $44 \mu\text{m}$  的碳化钨粉末）混合送入（图 b）。当粉末在燃烧部浮游时，火花塞点火（图 c），产生热与压力波把粉末加热且喷射在坯料表面上（图 d）。粉末管喷枪出口 75cm 处速度达  $820 \text{m/s}$ 。粉末温度达  $4000^\circ\text{C}$ 。上述过程准确控制在 3.4 次/秒。一次喷镀后的镀层厚约  $6 \mu\text{m}$ 。实际应用的镀层厚度是  $0.25 \sim 0.30 \text{mm}$ 。反复进行喷镀。

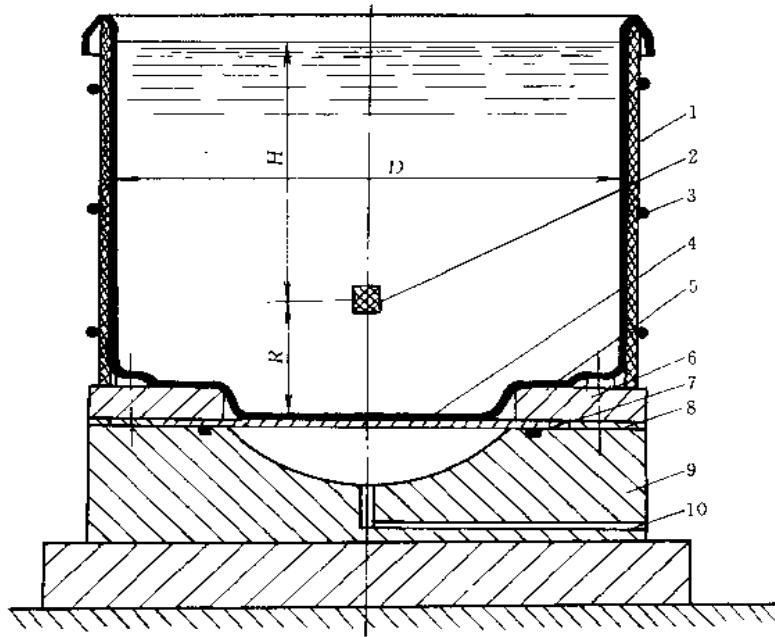
### 7.4 爆炸成形



(a) 爆炸成形

1—密封圈；2—炸药；3—凹模；4—坯料；5—抽真空孔

图 2-1-98 爆炸成形 (a)



(b) 爆炸拉深

1—纤维板；2—炸药；3—绳索；4—坯料；5—密封袋；6—压边圈；  
7—密封圈；8—定位圈；9—凹模；10—抽真空孔

图 2-1-98 爆炸成形 (b)

爆炸成形装置简单，操作容易，可能加工工件的尺寸一般不受设备能力限制，在试制或小批量生产大型工件时经济效益尤其显著。

爆炸拉深与爆炸胀形分别示于图 2-1-98b 和图 2-1-98a。在地面上成形时，可以采用一次性的简易水筒（见图 b）或可反复使用的金属水筒（见图 a）。为保证工件的质量，除用无底模成形外，都必须考虑排气问题。

## 7.5 空气脉冲造型

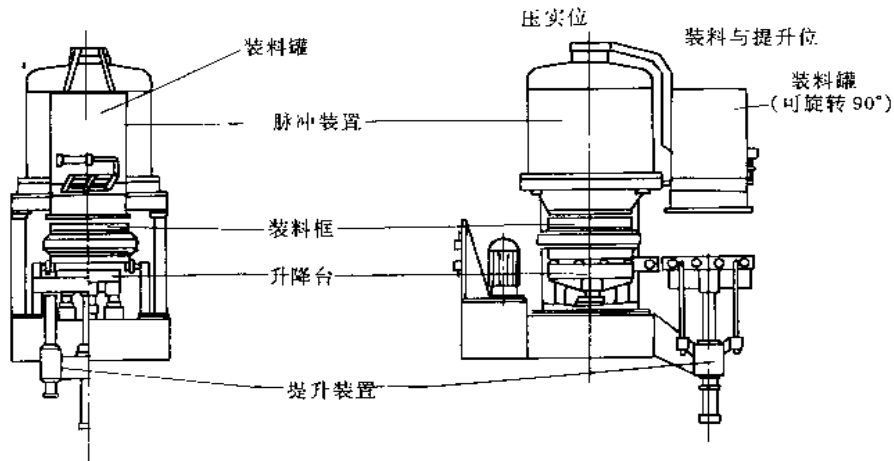


图 2-1-99 AME 型空气脉冲造型机

图 2-1-99 为 AME 型空气脉冲造型机，可作为单机，应用于机械化和自动化的造型设备。生产能力可达 80~100 砂型/时（取决于整套设备的机械化程度和型箱的大小），型箱尺寸约至 1000mm×800mm，可转式装料罐可作为附件提供。

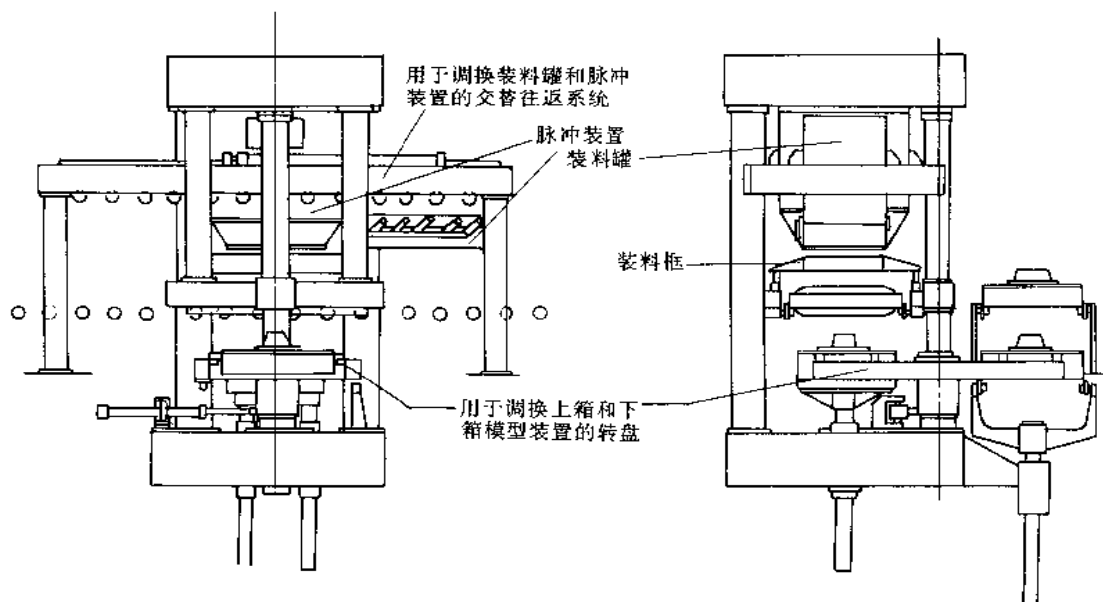


图 2-1-100 AM-D 型空气脉冲造型机

图 2-1-100 为 AM-D 型空气脉冲造型机，适用于机械化和自动化的造型设备，它拥有一个中心工位。通过交替往返装置对装料罐和脉冲装置进行更换。旋转盘按节拍更换上、下型箱的模型装置。生产能力达 120 砂型/时（取决于型箱的大小及造型设备）型箱尺寸约至 1200mm×1000mm。

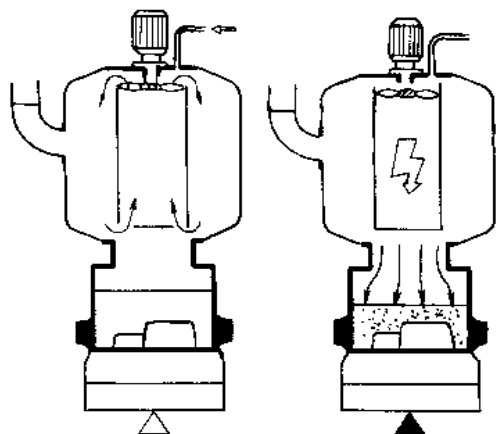


图 2-1-101 燃气冲击造型

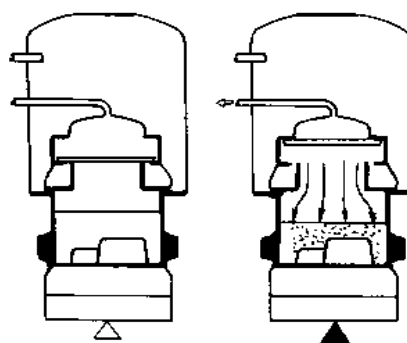
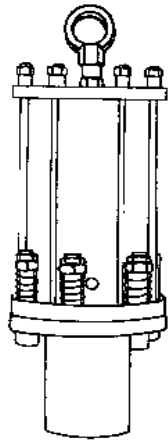


图 2-1-102 空气冲击造型

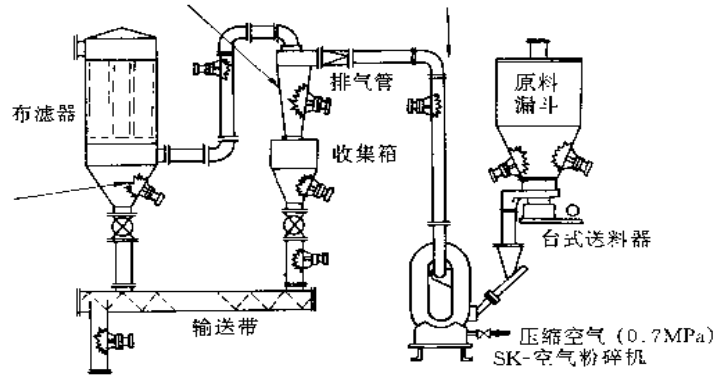
图 2-1-101 是用燃气冲击造型法紧实，喷入一定量燃气，使起旋涡并点火。这膨胀的燃气使型砂紧实。

图 2-1-102 是用空气冲击造型法紧实，压力容器经压缩空气增压并通过快开阀突然释放压力。此膨胀空气使型砂紧实。

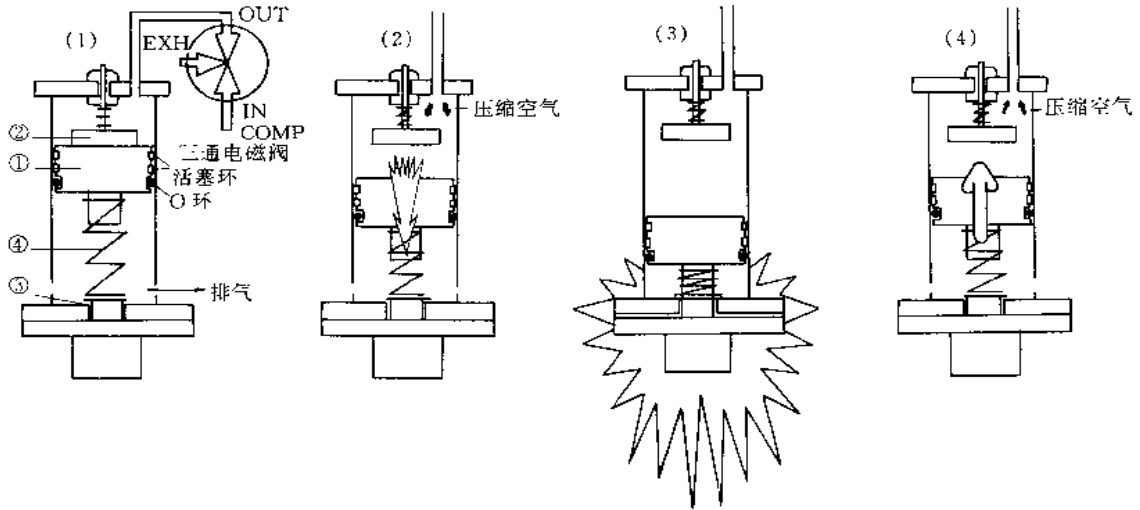
图 2-1-103 为空气冲击落粉器，是利用空气冲击造型原理应用到冲击落粉上。图 a 为 K-100 型，图 b 为应用示例，图 c 为外形及原理图。



(a) K-100 型



(b) 应用示例



(c) 外形及原理图

图 2-1-103 空气冲击落粉器

### 7.6 高压水射流

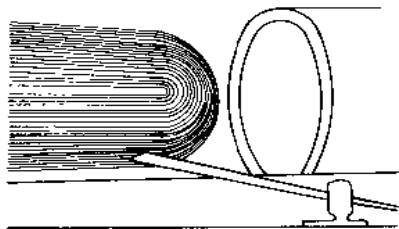


图 2-1-104 清洗容器列管

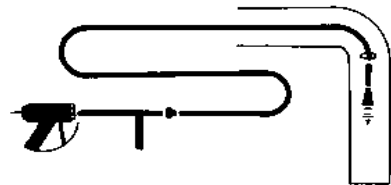


图 2-1-105 清洗管内积垢

水的压力愈高，从喷嘴喷出的速度愈快，可以用伯努利定律来说明。因此，设计强大的水流从水枪中喷出来冲刷、剥离砂土和砂矿、煤矿的开采是众所周知的。通常水枪口直径为 50~100mm，水压为 3~15MPa



不等,视被开采的矿物的性质而定。近来发展出高压水泵,用高压而喷嘴很小的高速水流来作为清洗、除垢的清洗机,可以对各种管子、弯管、盘管(最小管径 $\phi 17\text{mm}$ ,最小曲率半径 $R105\text{mm}$ )的各种工业管路内部、机车车辆、船体等设备进行除锈、清垢和冲洗工作。其技术参数为:压力 $20\sim 30\text{MPa}$ ,出口管为 $\phi 1/2''$ 高压软管,流量 $55\text{L}/\text{min}$ ,喷孔直径 $0.1\sim 0.5\text{mm}$ ,电机功率 $37\text{kW}$ 。图2-1-104为其清洗容器列管的情形,图2-1-105为软管伸入管子内清洗管内积垢的示意图。

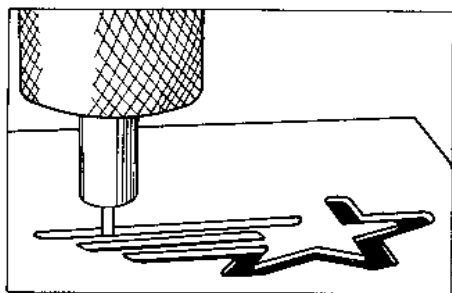


图 2-1-106 高压水切割

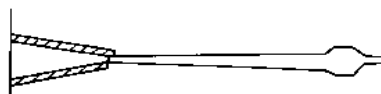


图 2-1-107 高速摄影法摄得的射流

一般来说,常规的水泵最多能提供 $50\text{MPa}$ 的水压,如果要求更高的压力就要采用增压装置。目前可以使喷嘴的水压达 $300\sim 1000\text{MPa}$ ,水流速度达 $1000\sim 1400\text{m}/\text{s}$ 的装置,可以用来切割陶瓷材料、金属材料、坚硬岩石(如花岗岩)等。喷嘴直径为 $0.076\sim 0.635\text{mm}$ ,通常用人工蓝宝石制成。水流量约 $80\text{L}/\text{min}$ ,功率 $150\text{kW}$ 。作为外科手术刀,则只要有 $0.7\text{MPa}$ 的水压就足够了。图2-1-106为用高压水流切割复合材料制造飞机零件。我国已生产的红宝石小孔喷嘴直径 $0.25\text{mm}$ 喷出 $280\text{MPa}$ , $680\text{m}/\text{s}$ 高速水流,可切割陶瓷、玻璃、钢材等,切缝 $1\text{mm}$ 。国外有喷嘴直径 $1\text{mm}$ ,喷射速度 $1220\text{m}/\text{s}$ ,水压 $3500\sim 7000\text{MPa}$ 的水钻机,钻井直径 $6.1\text{m}$ 。

近年来使用一种聚能喷嘴为脉冲式。采用增压器或用压缩氮气做动力源。后者利用压缩氮气的弹性压力能转换成运动件的冲撞能量。像炮弹似的发射 $10\sim 130$ 发/分,用以冲击破碎岩石或煤。如图2-1-107所示为用高速摄影法摄得的射流。值得注意的是水中必须排除空气。

## 8 泵与压缩机

### 8.1 输送高粘度介质的凸轮泵

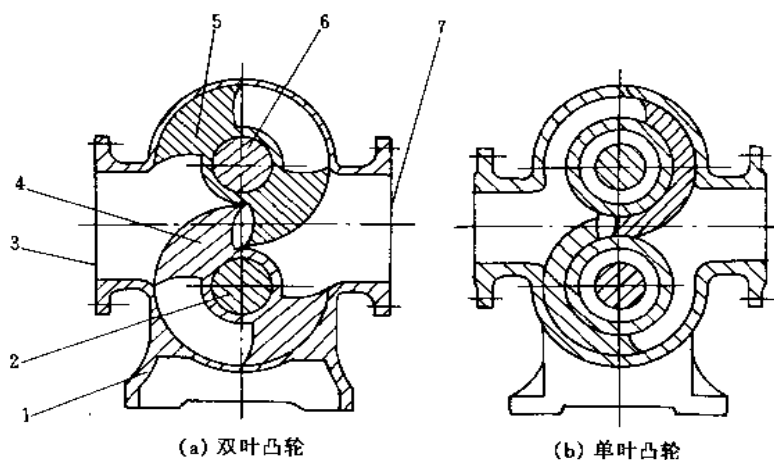


图 2-1-108 输送高粘度介质的凸轮泵

1—泵壳; 2—从动轴; 3—泵吸入口(或排出口); 4—凸轮; 5—凸轮; 6—主动轴; 7—泵推出口(或吸入口)

图 2-1-108 所示为输送高粘度介质的凸轮泵。凸轮 4 和 5 装在泵壳 1 内，泵壳两侧用端板封闭，端板与凸轮侧面的间隙要保持很小，以保证泵具有较高的容积效率。驱动机通过一对相互啮合的同步齿轮，带动相互啮合的凸轮 4 和 5 的旋转，利用工作容积的变化来输送液体，即凸轮旋转时使吸入侧形成低压，抽吸液体，又靠它沿泵体排送到排出口。因叶片与叶片之间的间隙较大，能输送介质粘度高达  $100\text{Pa}\cdot\text{s}$  以上的液体，且流量稳定，脉冲较少。若输送粘度较高介质，凸轮转速不宜过高，否则介质不易填满工作容积内。

凸轮泵广泛用于输送橡胶胶液、胶浆、石蜡、沥青、树脂、油漆等介质。

## 8.2 隔膜计量泵

图 2-1-109 所示为隔膜计量泵，输送介质一侧无转动密封，是一种密封性能极好的无泄漏泵，主要用于输送易燃、易爆、剧毒的介质。

隔膜计量泵主要由图中左面的与介质接触的泵头、中间部分的液压装置、右面的传动装置和行程调节机构四部分组成。电动机的旋转运动经传动装置 13 后，柱塞 18 作往复运动，推动液压油使隔膜 4 左右运动。隔膜与泵体 6 形成的泵腔容积也随着隔膜的运动而变化，泵腔容积由小变大时，输送介质由泵吸入阀 2 进入泵腔内；泵腔容积由大变小时，输送介质压力增高，并由泵排出阀 7 排出。

隔膜 4 是隔膜计量泵的主要元件，每个隔膜由两片成型薄膜组成，称双隔膜。两隔膜之间一般呈真空状态，使两个薄膜贴紧在一起。隔膜通常由聚四氟乙烯制成。液压油 19 在柱塞 18 往复运动作用下，通过滑动闸阀 20，推动隔膜往复运动。滑动闸阀的作用是控制隔膜的位置。当隔膜达到最右端时，阀杆上的小孔与补油阀 21 出油孔接通，液压油 19 能迅速填满柱塞前端的空隙，以满足高计量精度的要求。滑动闸阀另一作用是隔膜的导向，阀的左端平板贴接隔膜，防止隔膜偏斜，降低隔膜应力，提高隔膜使用寿命。隔膜监测器 3 的作用是当两层薄膜中任何一层薄膜破裂时，两层薄膜之间压力升高，可以通过监测器上的压力表就地显示，或将压力信号远传到控制室发出声光报警信号，让维修人员及时做好更换隔膜的准备。一层薄膜破裂后仍能保证泵无泄漏地运转，并有充足的时间进行处理。柱塞 18 上设有两个唇式密封圈 15，分别密封传动装置 13 中的润滑油 14 和液压装置中的液压油 19，两个密封圈之间设有排油孔 16，不论是液压油泄漏还是润滑油泄漏都从排油孔 16 排出，以保证液压油和润滑油不相混合。组合阀 9 有两个功能，一个功能是安全阀，当泵的排出管路堵塞时，泵的排出压力升高，导致柱塞前端液压油压力升高，到一定值时，安全阀会把过高压力的液压油排放、泄压，以便保护泵不受破坏；另一个功能是排气阀，将油中气体排出，保持液压油具有不可压缩的特性，从而保证泵的计量准确性。

图 2-1-110 所示为计量泵采用滑动轴开槽手动调节行程距离，可在连杆全部行程范围内连续调节其行程长度。调节行程时，利用手轮 6 的旋转，通过手轮轴 5，使调节丝杆旋转并做上下移动，带动滑动轴 8 也做上下移动。滑动轴内开有斜槽。斜槽内装有滑块 12，并通过销轴 13 与偏心轮 9 连接。滑动轴 8 上下移动时，通过斜槽使滑块 12 连同偏心轮 9 一起做左右径向移动，使滑块位置的偏心与偏心轮的偏心量总和从零变化到最大值。

偏心轮 9 的偏心量是定值，其偏心量是连杆最大行程的  $\frac{1}{4}$ 。滑动轴斜槽内的滑块位置的偏心量是变值，在斜槽的中心处，滑块位置偏心量为零，此时滑动轴偏心量与偏心轮的偏心量总和等于偏心轮的偏心量，即等于连杆最大行程的  $\frac{1}{4}$ 。滑动轴斜槽上端与下端各偏心同一长度，偏心量各为连杆最大行程的  $\frac{1}{4}$ 。当滑动

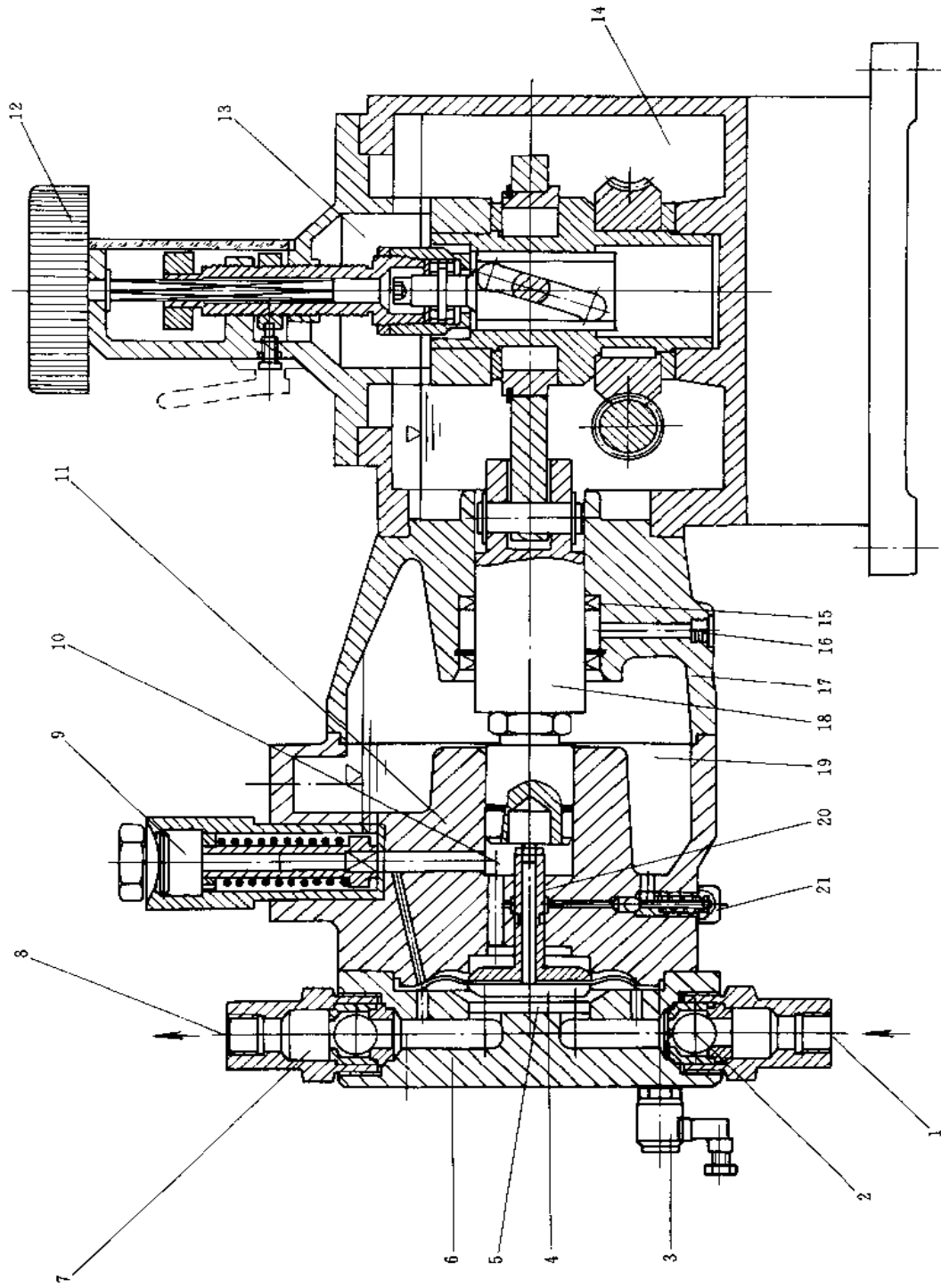


图 2-1-109 隔膜计量泵

1—泵吸入口;2—吸入阀;3—隔膜监测器;4—隔膜;5—输送介质;6—泵体;7—排出阀;8—泵体;9—泵排出口;9—组合阀;10—加压液压油;11—驱动隔膜箱体;  
12—手轮;13—传动装置;14—润滑油;15—密封圈;16—排油孔;17—缸体;18—柱塞;19—液压油;20—滑油阀;21—补油阀

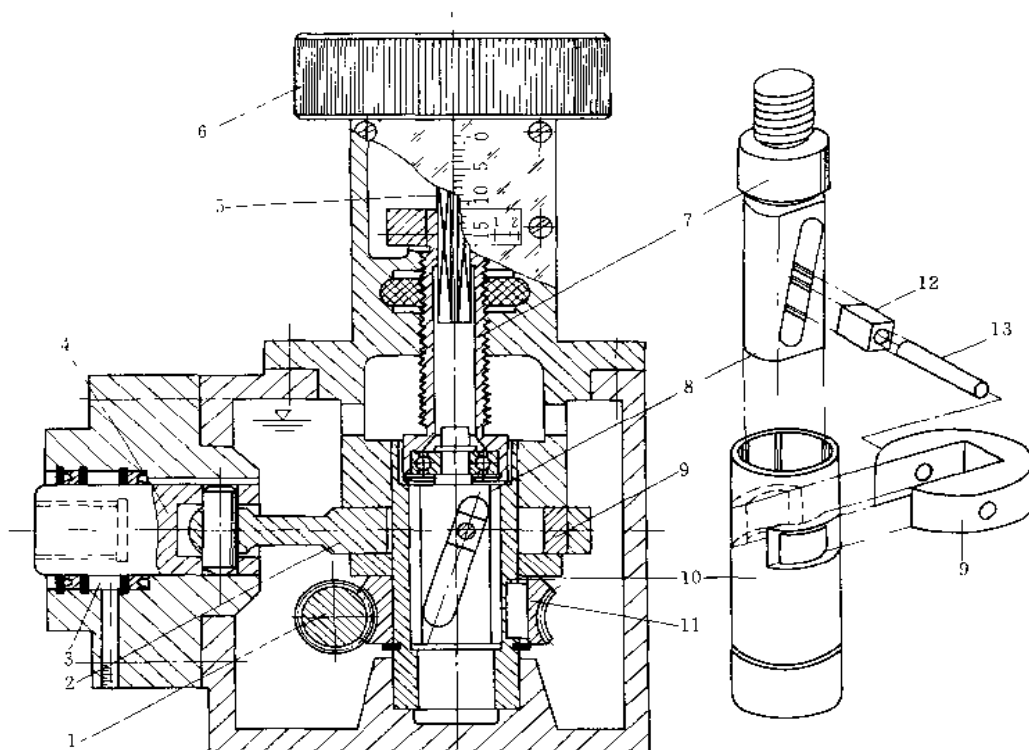


图 2-1-110 计量泵采用滑动轴开槽手动调节行程距离

1—蜗杆；2—连杆；3—密封腔；4—活塞杆；5—手轮轴；6—手轮；7—调节丝杆；  
8—滑动轴；9—偏心轮；10—空心轴；11—蜗轮；12—滑块；13—销轴

轴位于下端时，滑块位于斜槽的上端，滑块位置偏心量与偏心轮偏心量相等，二者总偏心量相加，总偏心量为连杆行程的一半。连杆往复运动可达到最大行程。当滑动轴位于上端时，滑块位于斜槽的下端，滑块位置偏心量与偏心轮偏心量相等，但二者总偏心量为零，即偏心轮中心与滑动轴转动中心相一致，连杆不发生往复运动，行程则为零。由于连杆行程可在全行程范围内变化，因而泵的流量可在零到最大范围内调节。因滑动轴斜槽偏心量随滑动轴由下向上移动成线性变化，所以连杆行程距离可在零到最大范围内线性设定。

连杆的往复运动是由电机通过蜗杆 1 和固定在蜗轮 11 上的空心轴 10 直接驱动偏心轮 9。连杆 2 把偏心轮的旋转运动转化为活塞杆 4 的往复运动。

滑动轴开槽调节行程结构紧凑，行程调节方便、可靠，是一种比较好的结构形式。

手动调节亦可用气动、电动自控调节，原理相同。可使隔膜腔、泵吸入阀、排出阀远离泵的液压和传动装置，以适用于输送放射性介质和危险性介质。

图 2-1-111 所示为计量采用滑动轴开槽自动调节行程距离，以代替手动调节，用于计量泵需要自动控制的场合。

图 a 所示为电动调节计量泵柱塞行程，由带有限位开关的可逆电机驱动，通过电位计发出与行程位置成比例的反馈信号。

图 b 所示为气动调节计量泵柱塞行程，使得行程长度正比于气动信号。工作气压为 0.3~0.6MPa，调节时间大约 60s，通过气压缓冲措施保证控制的高精度和稳定性。

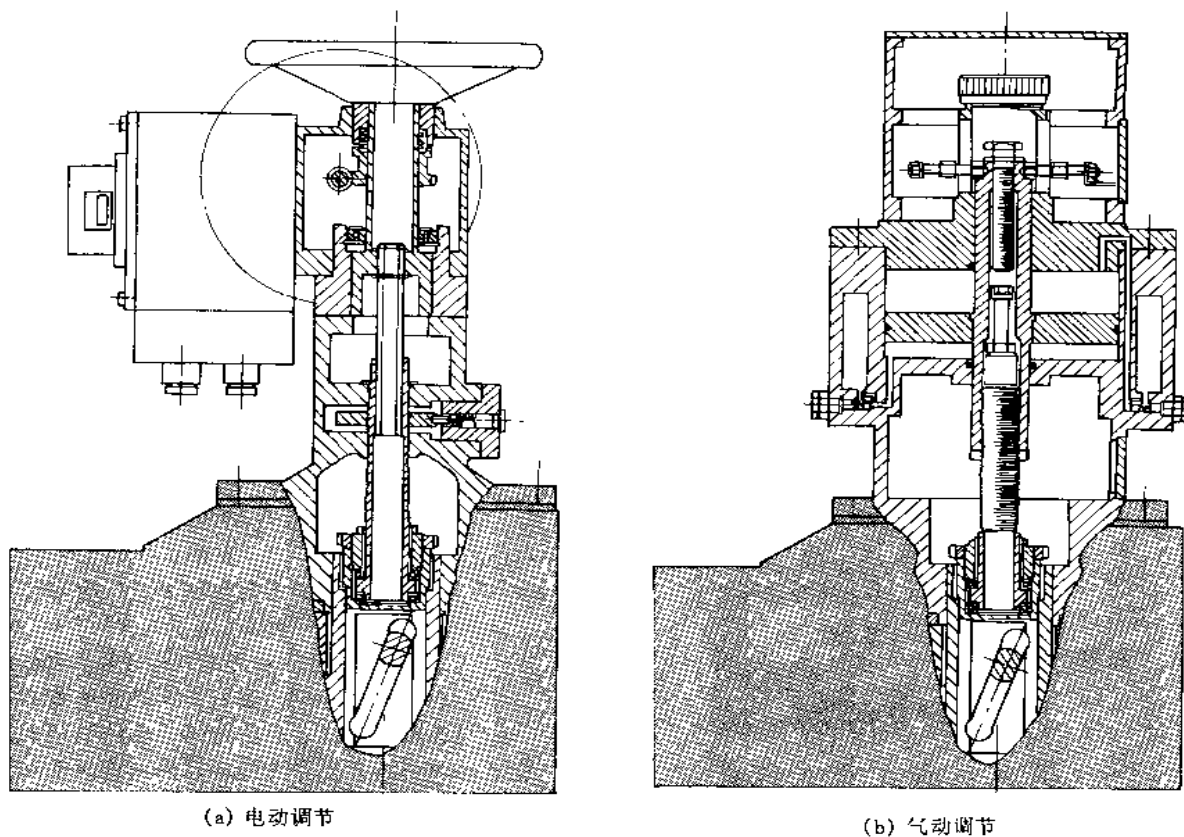


图 2-1-111 计量泵采用滑动开槽自动调节行程距离

### 8.3 磁力驱动泵

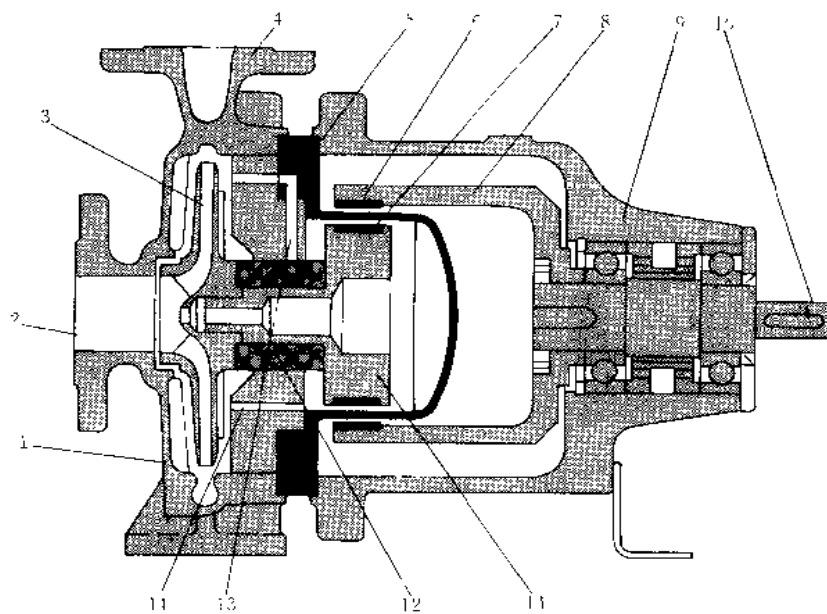


图 2-1-112 磁力驱动离心泵  
 1—泵壳；2—泵吸入口；3—叶轮；4—泵排出口；5—隔离套；6—外磁环；7—内磁环；8—连接套；  
 9—轴承托架；10—输入轴；11—泵轴；12—轴承；13—循环液孔；14—循环液孔

图 2-1-112 所示为磁力驱动离心泵，简称磁力泵。主要由泵壳 1、叶轮 3、隔离套 5、外磁环 6 和内磁环 7 等零件组成。非磁性材料制成的隔离套 5 与泵壳 1 采用静止连接，构成密闭空间，提高密封可靠性，防止液体外漏。

泵输入轴 10 通过联轴器与电机（图中未示出）相连。电机旋转时，驱动输入轴 10 连同连接套 8 一起旋转，外磁环 6 固定在连接套 8 上，内磁环 7 固定在泵轴 11 上。外磁环旋转时，磁力线透过无磁性的隔离套 5 驱动内磁环 7 和泵轴 11 旋转，将动力传给叶轮 3。

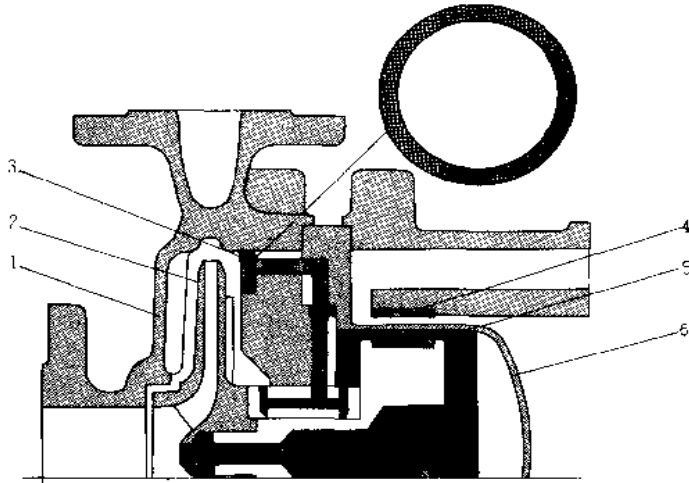


图 2-1-113 磁力泵自身带有过滤器的循环液系统  
1—泵壳；2—叶轮；3—过滤器；4—外磁环；5—内磁环；6—隔离套  
采用出口过滤引入循环冷却或外部供液循环等系统。

经过过滤后的清洁介质可以润滑轴承，冷却磁涡流热。循环液系统同图 2-1-113。

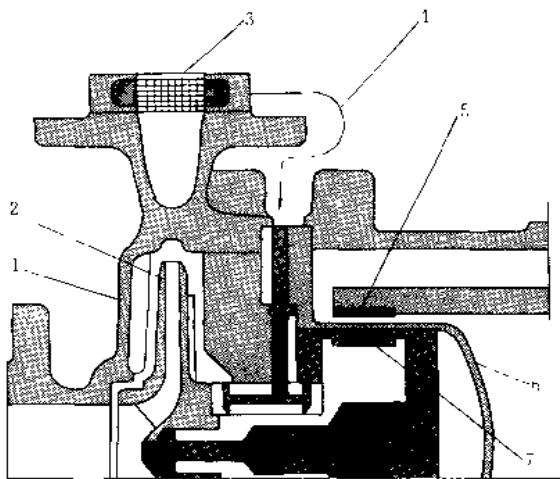


图 2-1-114 磁力泵带有主过滤器的循环液系统  
1—泵壳；2—叶轮；3—过滤器；4—循环管；  
5—外磁环；6—隔离套；7—内磁环

图 2-1-114 所示为磁力泵带有主过滤器的循环液系统，适用于含有固体颗粒尺寸为  $200 \sim 1000 \mu\text{m}$  的介质。过滤器 3 设在泵排出口处。

图 2-1-115 所示为磁力泵单独的循环液系统，与泵送介质是分开的。循环液由外部系统供给，通过循环液入口 4 进入径向轴承 8，然后分两路。一路润滑止推轴承 9；另一路润滑止推轴承 7，进入隔离套与内磁环

循环液由叶轮出口端引出，经循环液孔 13，到达轴承 12 进行润滑，冷却磁涡流热，再由循环液孔 14 排至泵腔。

这种磁力驱动的形式，又称磁力联轴器。内外磁环是传递动力的主要元件，选择磁环的材料是非常关键的，要求传递效率高，长期使用磁力衰减少，耐介质温度性能好。常用磁铁材料有钕铁硼、钕钴、铝镍钴，分别适用温度为  $130$ 、 $260^\circ\text{C}$  和  $350^\circ\text{C}$ 。

磁力泵由于密封性能好，广泛用于输送易燃、易爆、剧毒、贵重的介质。

图 2-1-113 所示为磁力泵自身带有过滤器的循环液系统，适用于输送介质含有少量杂质，如易结晶的介质。这种结构的优点是不需要设置为防止结晶而要求的加热措施。还可以采取其他方式的过滤，如可

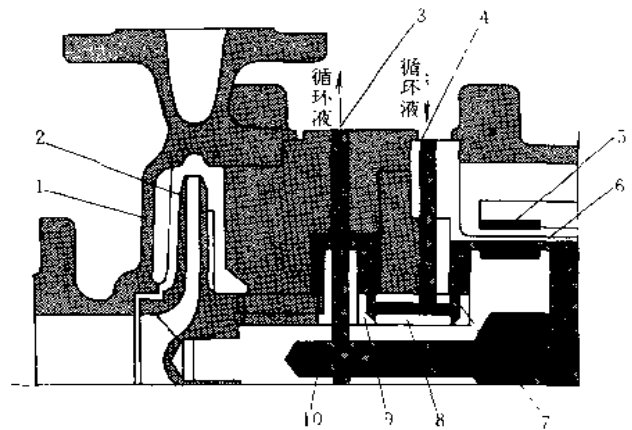


图 2-1-115 磁力泵单独的循环液系统  
1—泵壳；2—叶轮；3—循环液出口；4—循环液入口；  
5—外磁环；6—内磁环；7、9—止推轴承；  
8—径向轴承；10—泵轴中心孔

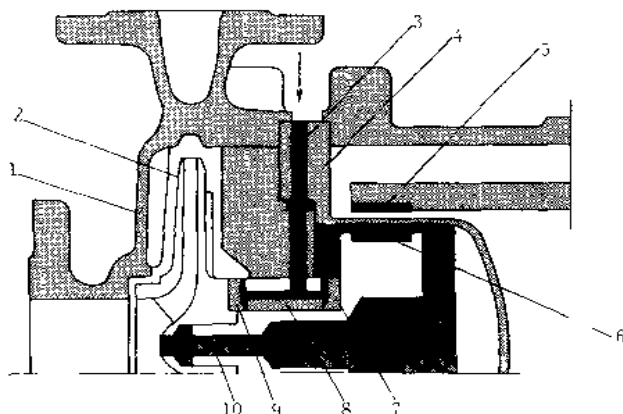


图 2-1-116 磁力泵外供密封液系统

1—泵壳；2—叶轮；3—循环液入口；4—隔离套；  
5—外磁环；6—为磁环；7—止推轴承；8—径向  
轴承；9—止推轴承；10—泵轴中心孔

6 之间的间隙，带起磁涡流热，最后经泵轴中心孔 10 由循环液出口 3 排出。

循环液可以采用中性的、过滤过的液体，或者与泵所输送介质相容的液体。因为循环液会有少量的进入泵送介质，因此循环液量约为 2~10L/h。

图 2-1-116 所示为磁力泵外供密封液系统，适用于泵送介质含固体颗粒尺寸大于 200 $\mu\text{m}$ ，或粘性介质。清洁的、高于泵送介质压力的循环液，由隔离套 4 上的循环液入口进入，直接到达径向轴承 8 和止推轴承 7 和 9，再经过内磁环 6 和隔离套 4 之间的间隙，最后由泵轴中心孔 10 返回到泵吸入口。

图 2-1-117 所示为磁力泵输送沸腾液体用循环液系统。为了防止循环液大量汽化，循环液应具有足够的压力。循环液由高压区 3 引入，经循环液孔 4，流入径向轴承 9，最后回到低压区 10，保证循环液接近沸点以下操作。

图 2-1-118 所示为搅拌轴用磁力传动。半联轴器 1 与搅拌轴上端的半联轴器相连。下底座 3 下方的法兰与搅拌槽上的法兰采用静密封联接。传动轴 2 伸出搅拌槽处的动密封改进为磁力传动，利用隔离套 6 将液体或气体密封在搅拌槽内。隔离套 6 与下底座 3 和上支架 7 采用静密封联接。电动机 9 的动力通过内磁环 4 和外磁环 5 的磁力，传递给传动轴 2，利用半联轴器 1 带动搅拌轴旋转。

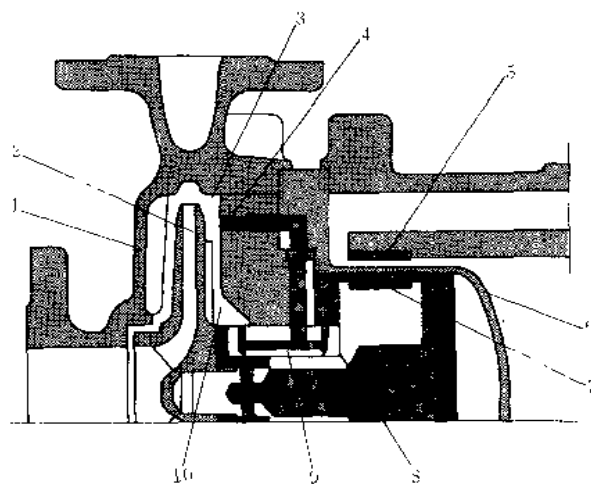


图 2-1-117 磁力泵输送沸腾液体用循环液系统

1—泵壳；2—叶轮；3—高压区；4—循环液孔；  
5—外磁环；6—隔离套；7—内磁环；8—止推  
轴承；9—径向轴承；10—低压区

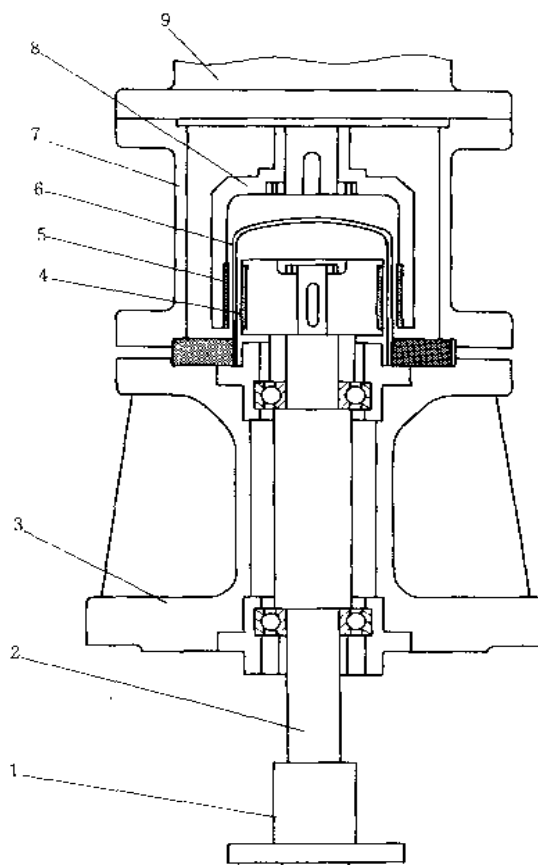


图 2-1-118 搅拌轴用磁力传动

1—半联轴器；2—传动轴；3—下底座；4—内磁环；5—外  
磁环；6—隔离套；7—上支架；8—连接套；9—电动机

## 8.4 屏蔽泵

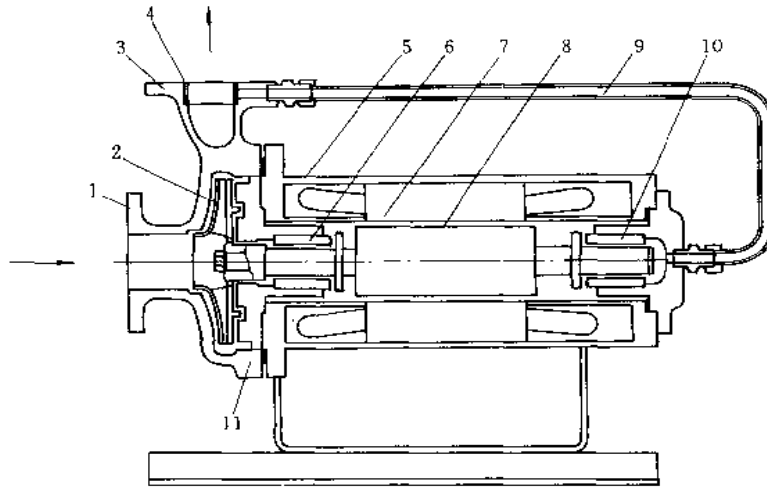


图 2-1-119 普通型屏蔽电泵

1—泵吸入口；2—叶轮；3—泵排出口；4—过滤网；5—电机；6—电机前轴承；  
7—电机定子套；8—电机转子套；9—循环管；10—电机后轴承；11—泵壳

图 2-1-119 所示为普通型屏蔽电泵，由电机 5 与泵壳 11 直接相连，组成一个整体，泵壳及电机的转子与定子之间的间隙相通，充满泵送液体。电机定子内侧及转子外侧用非磁性不锈钢金属材料制成的屏蔽套 7 和 8 封闭，避免泵送介质进入电机绕组内。泵的叶轮与普通离心泵相同。屏蔽套的厚度一般为 0.5mm，转子与定子之间的间隙通常为 0.5~0.8mm。

泵送介质由泵吸入口 1 吸入，经叶轮 2 加压后由泵排出口 3 排出，其中部分液体经过滤网 4，通过循环管 9，由电机后部进入电机，润滑石墨制电机前、后轴承 6 和 10，并经过电机定子与转子之间的间隙，以便冷却电机，然后再回到泵壳内，由叶轮加压排出，构成密闭的循环系统。

屏蔽电泵因泵与电机相连，只采用静密封便可密封泵送介质，不需要普通离心泵那样的轴封（动密封），使难以密封的动密封变为容易密封的静密封，大大提高了密封的可靠性。因此屏蔽电泵广泛用于输送易燃、易爆、剧毒、贵重介质的场合，保证输送介质无泄漏。

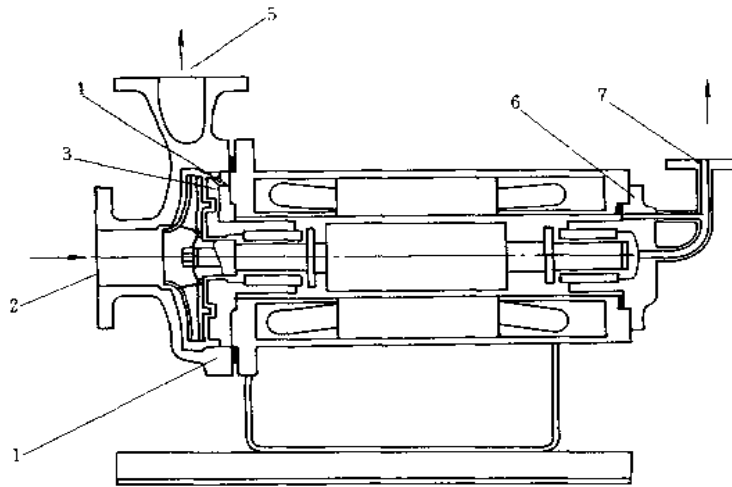


图 2-1-120 逆循环型屏蔽电泵

1—泵壳；2—泵吸入口；3—前端盖；4—通孔；5—泵排出口；6—电机后端盖；7—逆循环管



图 2-1-120 所示为逆循环型屏蔽电泵，适用于输送容易汽化的介质。

当屏蔽电泵输送容易汽化的介质时，在轴承间隙、屏蔽套之间的间隙内的液体会产生汽化，造成润滑和冷却效果急剧恶化。为了避免这种现象发生，需将汽化的气体尽快排出。

逆循环与普通型屏蔽电泵循环方向恰好相反，循环液由泵侧流入，电机端排出。即循环液从泵壳 1 内叶轮出口，通过前端盖 3 上的通孔 4 进入转子、定子间的间隙，再通过电机后端盖 6 流出，由一端与吸入缸相连，另一端与逆循环管口相连的循环管，将泵内汽液混合物排至吸入缸内。

## 8.5 无油压缩机

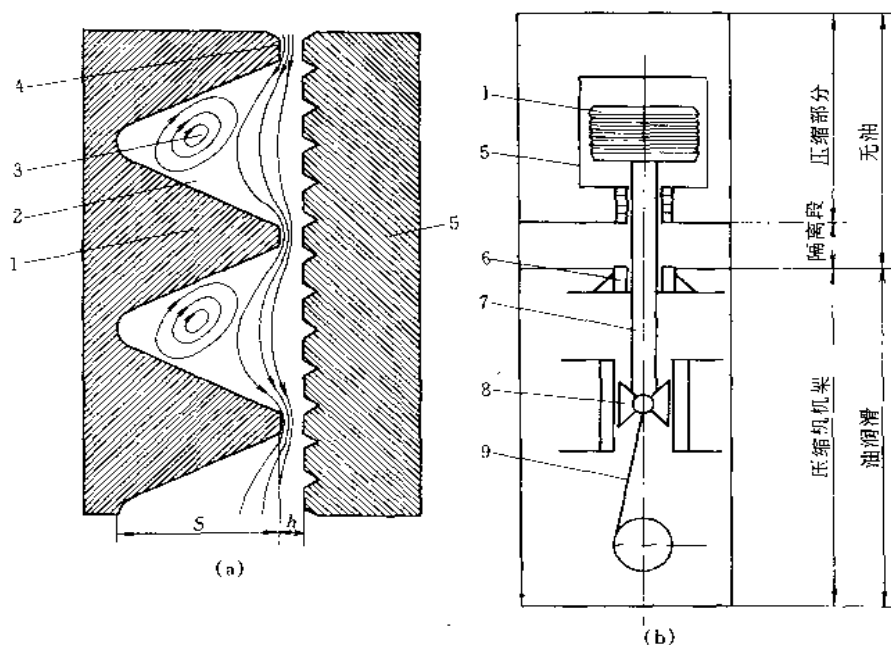


图 2-1-121 无油迷宫式压缩机

1—迷宫活塞；2—容积室；3—涡流；4—节流点；5—气缸壁；6—活塞杆填料箱；  
7—活塞杆；8—导向轴承；9—十字头

图 2-1-121 所示为无油迷宫式压缩机，通常为立式，其结构与一般往复式压缩机类似，主要区别在于活塞 1 上无活塞环和支承环，活塞与气缸结构如图 a 所示。活塞和气缸之间有很小的环向间隙，活塞表面和气缸壁 5 内表面有许多环向沟槽，使被压缩气体经过多次节流，形成迷宫密封，降低沿活塞和活塞杆填料箱 6 的压力，达到密封效果。

活塞 1 和活塞杆 7 受十字头 9 和设在曲柄箱内的导向轴承 8 的导向。这两种导向元件由金属制成，用油润滑，这样能保证迷宫活塞精确直线运动，提高活塞和活塞杆导向系统的使用寿命。隔离段将气体压缩部分与油润滑的曲柄轴箱分隔，它是用导向轴承 8 上的刮油器将油与隔离段、活塞杆填料箱 6 隔开，省去辅助油气清除器。隔离段有敞开式、密闭充气式和整体密闭式几种形式。敞开式隔离段有口与大气相通，可能有少量的压缩气体从活塞杆填料箱 6 泄漏到隔离段，并排至大气，它用于要求气缸和曲柄箱严格分开和压缩气体允许漏到大气的气体压缩，如  $O_2$ 、 $N_2$ 、 $CO_2$  等。密闭充气式隔离段是密闭的，隔离段内充入氮气、空气或其他合适的气体，用于要求气缸和曲柄箱严格分开的场合，以及从活塞杆填料箱泄漏的压缩气体不允许到周围环境或周围大气不允许进入隔离段的场合，如防风雨。整体密闭式隔离段系统隔离段与曲柄箱是连通的，两者对外是密闭的。隔离段和曲柄箱内充满从活塞杆填料箱泄漏的压缩气体，这些气体在该区域内是不流动的。因压缩气体直接与润滑油接触，要求压缩气体不要影响润滑油质量。曲柄箱需要进行耐压设计，曲柄与曲柄箱箱体接合处用机械密封进行密封，防止润滑油漏出。这种形式隔离段用于压缩气体不允许泄漏到周围环境的场合，如烃类气体、冷冻剂、氯乙烯、 $CO$ 、 $He$ 、 $H_2$ 、 $Ar$  等。

无油迷宫式压缩机具有下列特性：因活塞与气缸之间不接触，无摩擦损失，提高使用寿命，特别适合被压缩气体中含有微小固体颗粒，如聚合物和催化剂粉末。若采用与气缸接触的活塞环和支承环，微小固体颗粒或粉末会造成活塞环和支承环的严重磨损，降低使用寿命。由于活塞与气缸之间不接触，不需要加润滑油，也不会因摩擦产生的颗粒污染被压缩气体，所以压缩机排出的气体无油、无尘。

## 8.6 隔膜式压缩机

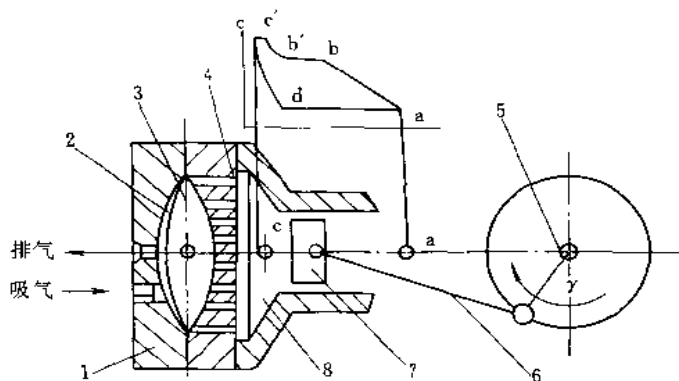


图 2-1-122 隔膜式压缩机工作原理

1—气缸盖；2—压缩室；3—隔膜；4—支承板；5—曲轴；6—连杆；7—活塞；8—油缸

图 2-1-122 所示为隔膜式压缩机工作原理图。驱动机通过曲轴 5 带动连杆 6 和活塞 7 在油缸 8 内作往复运动，周期性改变油缸内的油压并推动隔膜 3 往复挠动，使压缩室 2 内工作容积发生周期变化，从而形成压缩机的吸气、压缩和排气过程。气缸盖 1 和支承板 4 上有特殊的曲面凹槽，隔膜 3 沿周边被压紧在气缸盖 1 和支承板 4 之间，气缸盖 1 的凹面槽和隔膜 3 之间所包含的空间构成了密闭的、密封性能非常好的工作空间。气缸内的被压缩气体只利用静密封便可以限制气体外漏。连杆 6 与油缸 8 之间的往复动密封仅用了密封液压力。

隔膜式压缩机的特性是气密性好，单位工作容积散热面积大，散热性能好，因此可以采用较高的压缩比，但由于受隔膜尺寸的限制，所以排气量较小，且效率较低。

隔膜式压缩机由于气密性好，压缩气体的纯净度远比无油压缩机高，所以适用于要求压缩气体具有较高纯度的场合，也适用于压缩剧毒气体的场合。

## 8.7 汽车喷油泵

### 8.7.1 电动汽油泵

图 2-1-123 为 B501 型电动汽油泵整体结构，主要由电磁式驱动机构和供油机构两部分组成。

供油机构中泵筒 15 固定在泵中心，其底部装有进油阀 22，柱塞 13 上有出油阀 24，在电磁线圈 14 和柱塞回位弹簧 23 的作用下，柱塞 13 作上下往复运动。

作为驱动部分的主要元件的电磁线圈 14 的一端，引至壳体外部接电源的正极，另一端接固定触点 29，活动触点 30 与永久磁铁 8 固定在触点支架 9 上，触点支架可绕固定在下极板 11 上的小轴摆动，使两触点闭合或分开（参见图 2-1-124）。

在与电源断开时，柱塞 13 被柱塞回位弹簧 23 推到上极限位置，永久磁铁 8 由于柱塞的吸引，带动触点支架 9 一起逆时针转动到活动触点与固定触点闭合状态，电磁线圈的电路被接通。此时若接通电源，电磁线圈 14 便产生磁场，吸引柱塞克服柱塞回位弹簧的作用力而下移，使泵筒 15 内的油压增高。在油压的作用下，进油阀 22 关闭，出油阀 24 开启，汽油经 24 进入柱塞中心空腔。由于柱塞下移，永久磁铁 8 的上端不再被吸引，而下端却受到下极板 11 的吸引，于是带动触点支架作顺时针转动，使触点分开，电磁线圈的电源被切断。电磁场消失，柱塞在柱塞回位弹簧的作用下向上移动，将贮存在其空腔内的汽油经泵上部的出油管接头 32 排出。此时，出油阀关闭，进油阀开启。汽油从进油管接头 26 流入，经滤芯 18，通过进油阀流到

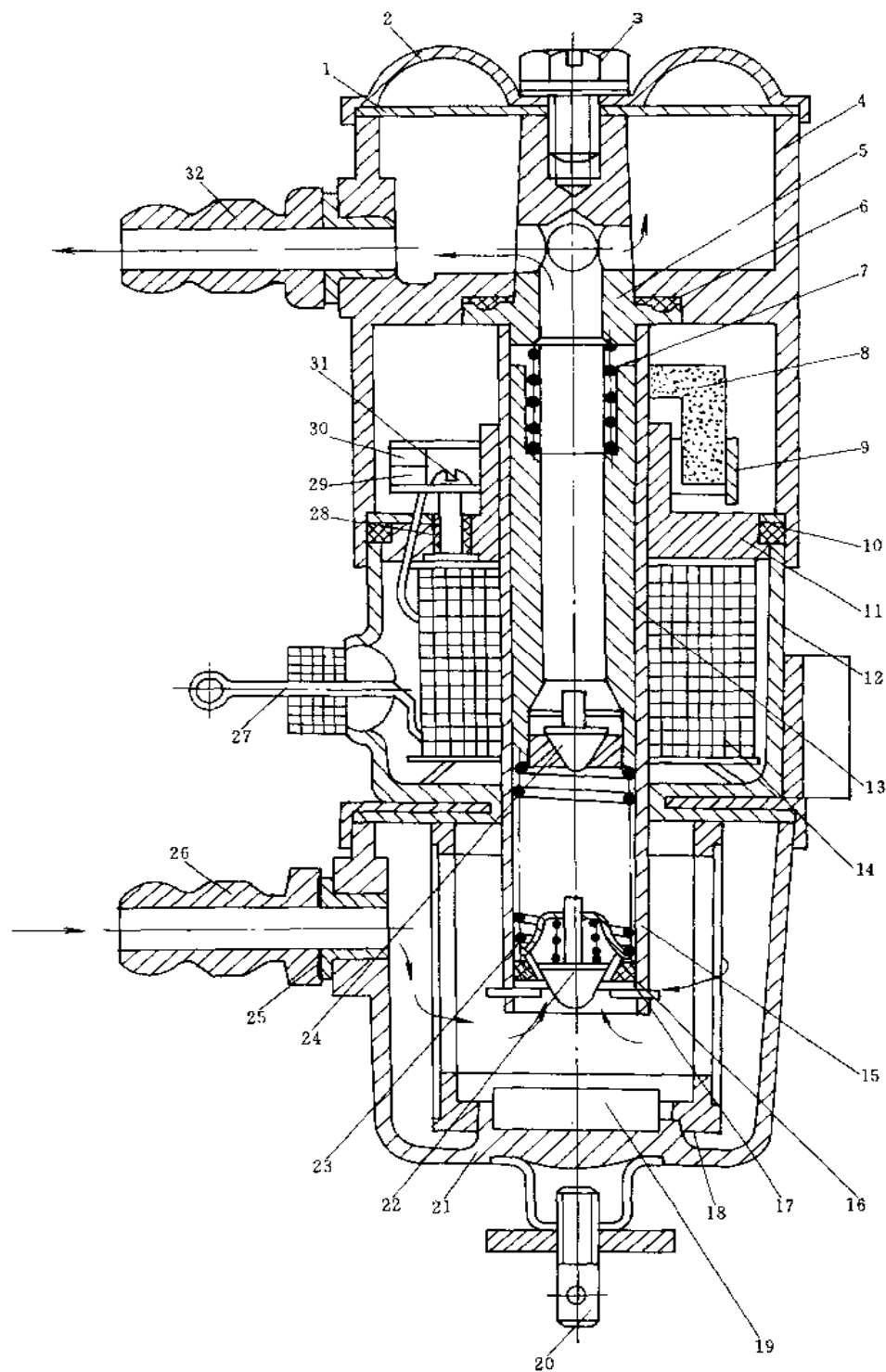


图 2-1-123 电动汽油泵

- 1—垫片；2—泵盖；3—螺栓；4—上体；5—出油口座；6—密封圈；7—缓冲弹簧；8—永久磁铁；9—触点支架；  
 10—密封垫圈；11—下极板；12—中体；13—柱塞；14—电磁线圈；15—泵筒；16—密封圈；17—进油阀座；  
 18—滤芯；19—磁钢块；20—螺杆；21—沉淀杯；22—进油阀；23—柱塞回位弹簧；24—出油阀；25—垫片；  
 26—进油管接头；27—接线柱；28—绝缘套；29—固定触点；30—活动触点；31—螺钉；32—出油管接头

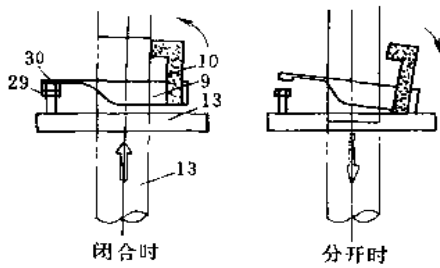


图 2-1-124 电动汽油泵触点工作情况

柱塞下方的泵筒空腔内。柱塞上移到顶部后，又重新吸引永久磁铁上端，使触点闭合，接通电磁线圈电路，如此循环，完成泵油工作。泵油频率约为每秒 20—25 次。

泵油频率是可变的，它与化油器浮子室内油面高度有关，当油面达到规定高度后，化油器的进油口被浮子针阀封闭，此时，汽油泵柱塞上端的压力可增大到与柱塞回位弹簧 23 的作用力相平衡，使柱塞不能很快上升，而滞留在中间，甚至下到极限位置。由于柱塞和泵筒之间存有一定的间隙，柱塞上方的汽油在压力作用下通过此间隙缓慢流下，并且柱塞在回位弹簧力的作用下，也缓慢地上升，因此汽油泵的工作频率降低，甚至降到每秒 1~5 次。

电动汽油泵安装的位置，不像机械驱动的汽油泵那样受到限制，可以安装在离开发动机高温区，具有良好通风散热的地方，有利于降低油管中汽油的温度，减少产生气阻的可能性，但安装时必须竖装，使沉淀杯朝下。

此外，电动泵可以在发动机运转前先行工作，使化油器先充满汽油，便于起动发动机。在汽车下坡滑行时，可断开油泵电路，停止向化油器供油。

### 8.7.2 柱塞式喷油泵

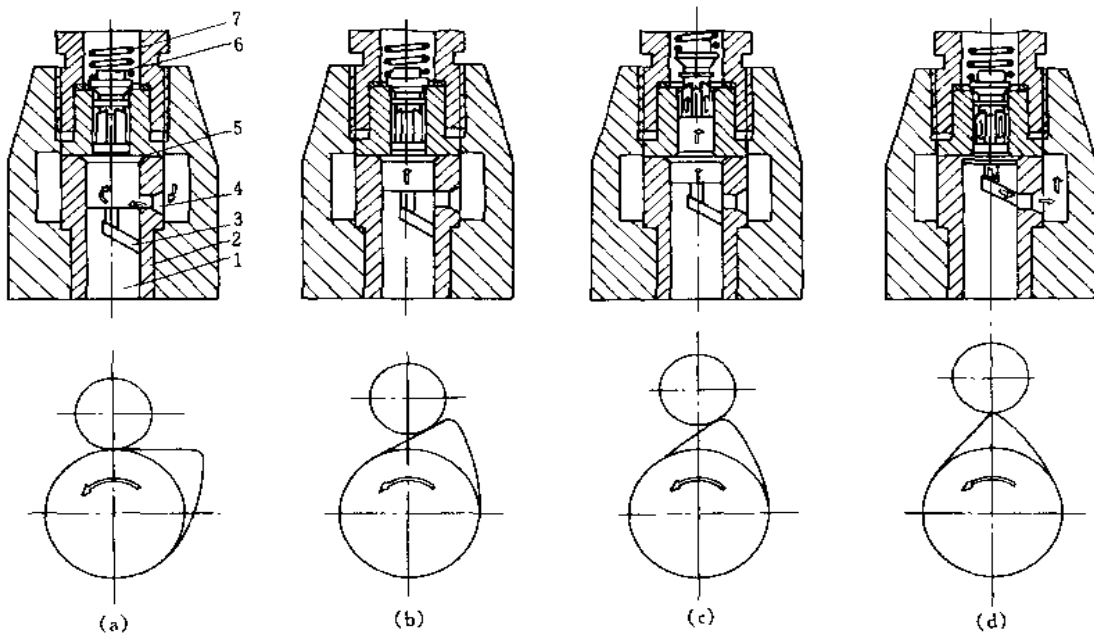


图 2-1-125 柱塞式喷油泵泵油原理示意图

1—柱塞；2—柱塞套；3—斜槽；4—油孔；5—出油阀座；6—出油阀；7—出油阀弹簧

目前汽车柴油机上大多采用工作可靠，使用性能良好的柱塞式喷油泵。图 2-1-125 所示为柱塞式喷油泵原理示意图。

柱塞 1 的圆柱面上铣有直线或螺旋形斜槽 3，斜槽内腔和柱塞上面的泵腔用孔道连通。柱塞套 2 上有圆孔 4，与喷油泵体上的低油压腔相通。柱塞与柱塞套称为柱塞偶件，配合精密。柱塞上方装有出油阀 6、阀座 5 及弹簧 7。柱塞由凸轮驱动，在柱塞套内作直线往复运动，此外还可绕自身轴线在一定角度范围内转动。

柱塞下移动如图 a 所示位置时，燃油自低压油腔，经油孔 4 被吸入，并充满泵腔。在柱塞自下止点上移过程中，起初有一部分燃油从泵腔被挤回低压油腔，直到柱塞上部的圆柱面，将油孔 4 完全封闭为止。此

后, 柱塞继续上升 (见图 b) 柱塞上部油压迅速增高到足以克服出油阀弹簧 7 的作用力, 出油阀 6 开始上升, 当出油阀 6 离开阀座 5 时, 高压油便自泵腔通过高压油管进入喷油器。当柱塞再向上升到如图 c 所示位置时, 斜槽 3 同油孔 4 将开始连通, 到 d 所示位置时, 斜槽 3 与油孔 4 连通, 于是泵腔内的燃油便经柱塞中央的孔道、斜槽和油孔 4 流向低压油腔, 这时泵腔中油压迅速下降, 出油阀在弹簧力作用下立即回位, 供油停止。此后, 柱塞继续上行至上止点, 但不再泵油。

柱塞的行程是一定的, 但并非在整个行程内都供油, 柱塞只在完全封闭油孔 4 之后, 到柱塞斜槽 3 和油孔 4 开始接通之前的这一段柱塞行程内才泵油, 此行程称有效行程。只需改变有效行程的长短, 即可改变供油量, 一般采用改变柱塞槽与柱塞套油孔 4 的相对角位置来实现。将柱塞向左或向右转动一个角度, 就可增加或减小有效行程。

### 8.7.3 轴向压缩式柴油分配泵

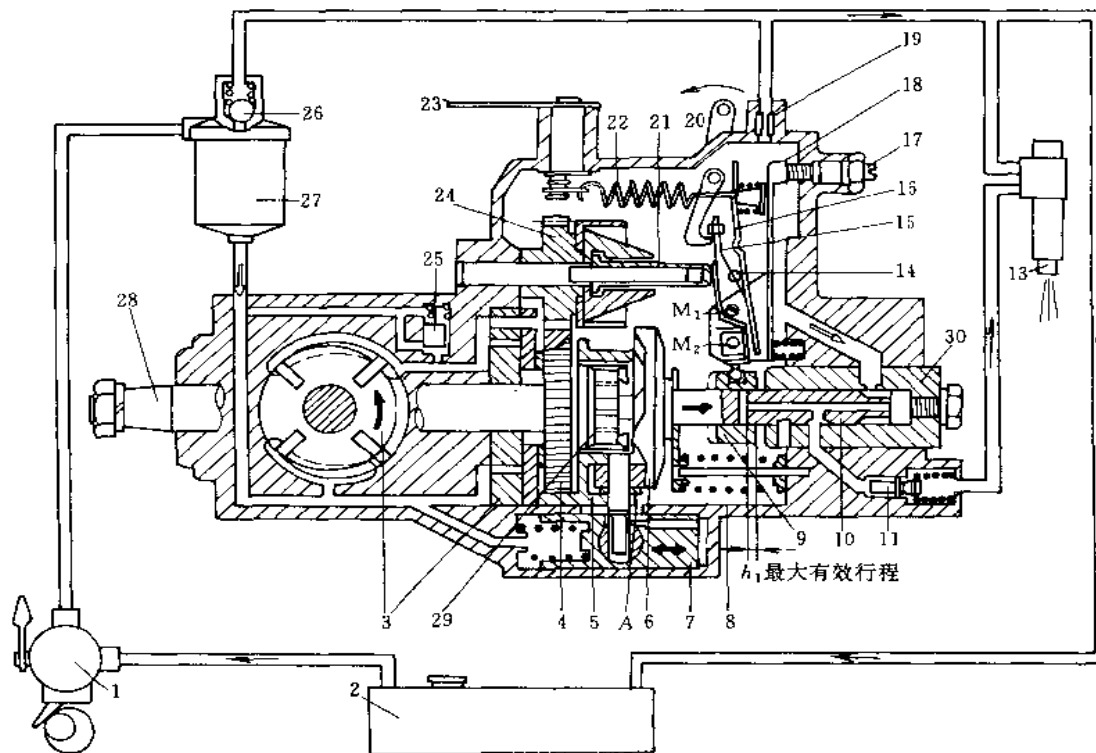


图 2-1-126 装有轴向压缩式分配泵的柴油供给系

- 1—膜片式输油泵; 2—燃油箱; 3—叶片式输油泵; 4—调速器驱动齿轮; 5—滚轮机构; 6—凸轮盘; 7—供油提前角自动调节油缸; 8—分配转子回位机构; 9—油量控制滑套; 10—分配转子; 11—出油阀总成; 13—喷油器; 14—张力杠杆限位销钉; 15—起动杠杆; 16—张力杠杆; 17—最大供油量调节螺钉; 18—预调杠杆; 19—溢流喉管; 20—停车操纵杆; 21—滑动套筒; 22—调速弹簧; 23—操纵杆; 24—离心飞块总成; 25—调压阀; 26—溢流阀; 27—燃油精滤器; 28—分配泵驱动轴; 29—联轴器; 30—分配套筒;  $M_1$ —预调机杆轴;  $M_2$ —起动杠杆轴

图 2-1-126 和图 2-1-127 所示的新型泵在我国南京汽车制造厂引进的意大利依维柯汽车柴油机上采用。它主要由驱动机构、第二级滑片式输油泵、高压泵头、供油提前角自动调节机构和调速器等组成。

驱动机构←动力自泵的驱动轴 28、调速齿轮 4 及安装在驱动轴右端的(叉式)联轴器 29 输入, 滑片式输油泵 3 的转子用键与驱动轴连接。

高压泵头←由(端面)凸轮盘 6、滚轮机构 5、凸轮盘回位机构 8、联轴器 29、分配转子 10、分配套筒 30 和泵头壳体等零件组成, 起到进油、泵油和配油的作用。凸轮盘 6 左端面上的凸峰的数目与发动机的缸数相等。

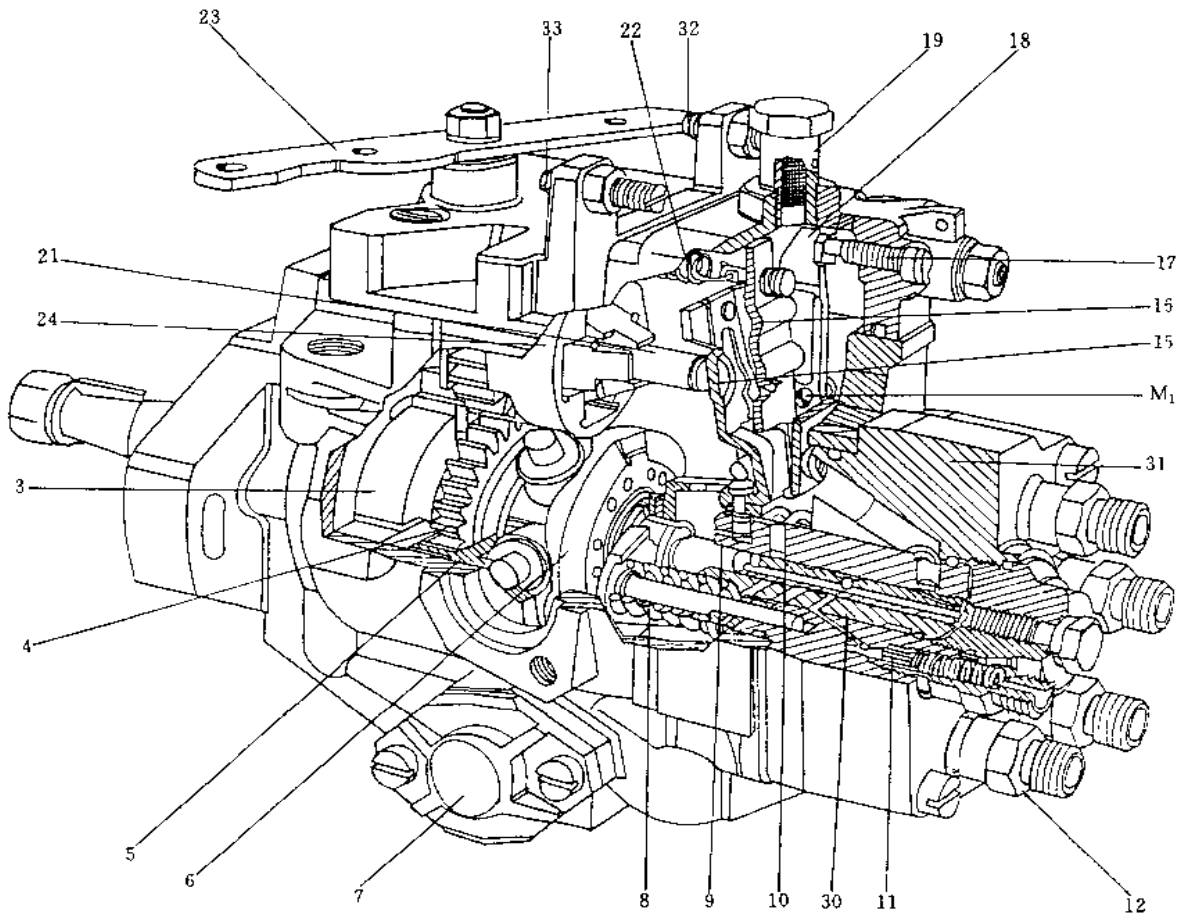


图 2-1-127 轴向压缩式分配泵

12—出油阀压紧座；31—高压泵头；32—怠速调节螺钉；33—高速调节螺钉（其他图注同图 2-1-125）

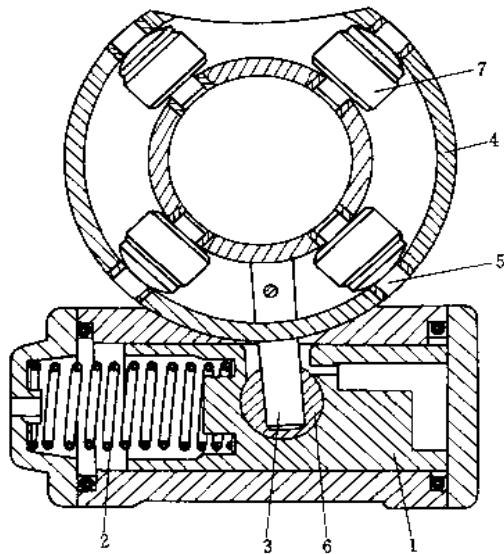


图 2-1-128 供油提前角自动调节机构(图 2-1-126 中件 7)  
1—活塞；2—弹簧；3—传力销；4—滚轮架；  
5—滚轮轴；6—连接销；7—滚轮

图 2-1-128 所示供油提前角自动调节机构位于泵体下部，由油缸 7 和滚轮机构 5（见图 2-1-126）联合作用完成调节功能。在滚轮架 4 上装有滚轮 7，其数目与气缸数相同。滚轮架通过传力销 3、连接销 6 与油缸活塞 1 连接。活塞移动时，拨动滚轮架绕其轴线转动。图 2-1-126 中的油缸 7 油腔经孔道 A 与泵腔相通，油缸左腔经孔道与精滤器 27 相通。

供油过程如图 2-1-129 所示。分配转子 1 的右端有均布四个轴向槽 10，在与出油阀通道 5 相对应的断面上，均布四个转子分配孔 4。当泵体进油道 15 与转子轴向槽 10 相通时，转子分配孔 4 与出油阀通道 5 相隔绝。油量控制滑套 2 在调速器起动杠杆 16 的拨动下，可在分配转子 1 上滑动。

图 2-1-126 中驱动轴 28 转动时，经联轴器 29 带动凸轮盘 6 和分配转子 10 一起转动。当凸轮盘端面上的凸峰与滚轮相抵靠时，凸轮盘和分配转子因受推力而向右移至极限位置；当凸峰转过，在回位机构 8 的作用下，使凸轮盘左移，直至端面凸轮盘的凹部与滚轮相抵靠为止。因此，分配转子既连续转动，又不断左

右移动。四缸发动机的凸轮盘具有四个凸峰，故分配转子每转一周的同时向左、右移动四次。

图 2-1-129 中分配转子 1 左移为供油过程，此时转子分配孔 4 与出油阀通道相隔绝，转子卸油孔 3 被油量控制滑套 2 封住如图 2-1-130，压缩室 9 容积增大产生真空度，由输油泵输送到泵腔内的柴油，经泵体进油道 15，进油阀 11、转子轴向槽 10 进入压缩室 9，并充满转子纵向油道 8。

泵油过程 如图 2-1-130 所示，当分配转子 1 开始右移时，转子轴向槽 10 与泵体进油道 15 隔绝；转子卸油孔 3 仍被封闭；转子分配孔 4 与出油阀通道 5 相通。随着分配转子右移，压缩室 9 的容积不断减少，柴油压力不断升高。当油压升高至足以克服出油阀弹簧力而使出油阀 7 右移开启时，柴油经通道 5、出油阀 7 及油管送入喷油器。

停止泵油过程 转子卸油孔 3 离开油量控制滑套 2 即停车。泵油量大小的调节，靠驾驶员通过加速踏板控制调速器，使油量控制滑套 2 移动来实现。

发动机停车 需发动机停车时，可转动控制电磁阀 14 的旋钮，使电路触点断开，线圈 13 对进油阀 11 的吸力消失，在进油阀弹簧 12 的作用下，进油阀下移，使泵体进油道 15 关闭，停止供油，发动机熄火。起动发动机时，先将电磁阀 14 的触点接通，进油阀 11 在线圈 13 的吸力下克服弹簧力上移，泵体进油道 15 打开，供油开始。

泵油提前角自动调节过程 发动机在常用转速下工作时（参见图 2-1-126），输油泵 3 输送到泵腔内的低压柴油，经孔道 A 进入油缸 7 的右腔。油缸活塞受到低压柴油向左的作用力与向右的油缸弹簧力及精滤后的油压合力相平衡。当发动机转速升高时，输油泵的转速也随之增加，泵腔内油压上升，油缸中活塞 1（见图 2-1-128）两端有压差，活塞左移。经连接销 6、传力销 3 推动滚轮架 4 绕其轴线顺时针转过一个角度（与图 2-1-126 中的凸轮盘 6 转向相反），从而使分配转子向右移动，实现泵油提前。反之活塞右移，使滚轮架逆时针转动一个角度，从而减小泵油提前角。

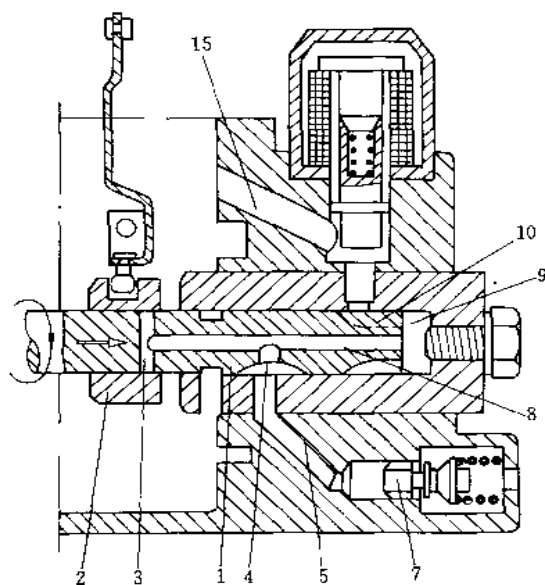


图 2-1-130 泵油过程  
(图注同图 2-1-126)

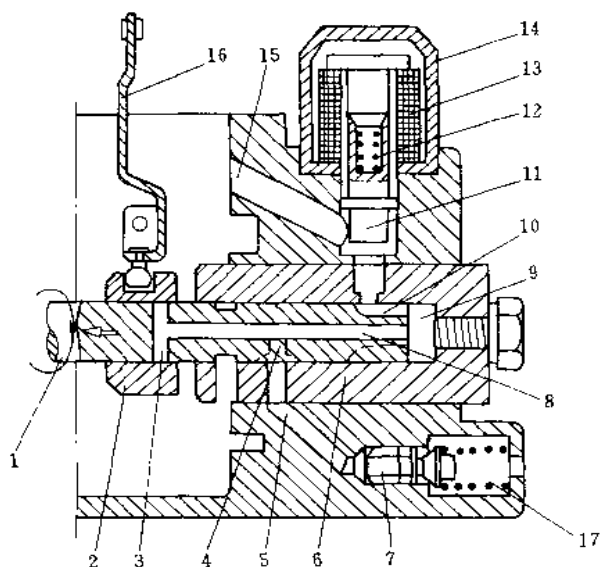


图 2-1-129 供油过程

- 1—分配转子（图 2-1-126 中件 10）；2—油量控制滑套；  
3—转子卸油孔；4—转子分配孔；5—泵体至出油阀通道；  
6—分配套筒；7—出油阀；8—转子纵向油道；9—压缩室；  
10—转子轴向槽；11—进油阀；12—进油阀弹簧；  
13—线圈；14—电磁阀；15—泵体进油道；  
16—起动杠杆；17—出油阀弹簧

在喷油泵体的上部装有增压补偿器（如图 2-1-131 所示）。其作用是根据增压压力的大小自动加大或减小各缸的供油量，以提高发动机的功率和燃油经济性，改善排气污染。

在补偿器盖 4 和补偿器下体间有一橡胶膜片 5，把补偿器分成上、下两腔。上腔用管路与进气管相连，由废气涡轮增压器所形成的气压作用在膜片上，下腔经通气孔 8 与大气相通。弹簧 9 的弹力作用在膜片下支承板 7 上。补偿器阀芯 10 与膜片固定在一起，阀芯下部有一上小下大的锥形体。补偿杠杆 2 上端的总臂体与锥形体相靠，补偿杠杆下端抵靠在张力杠杆 11 上，此杠杆可绕轴 1 转动。

当进气管中增压压力升高时，补偿器上腔压力大于弹簧 9 的弹力，使膜片 5 连同阀芯 10 向下运动。下腔

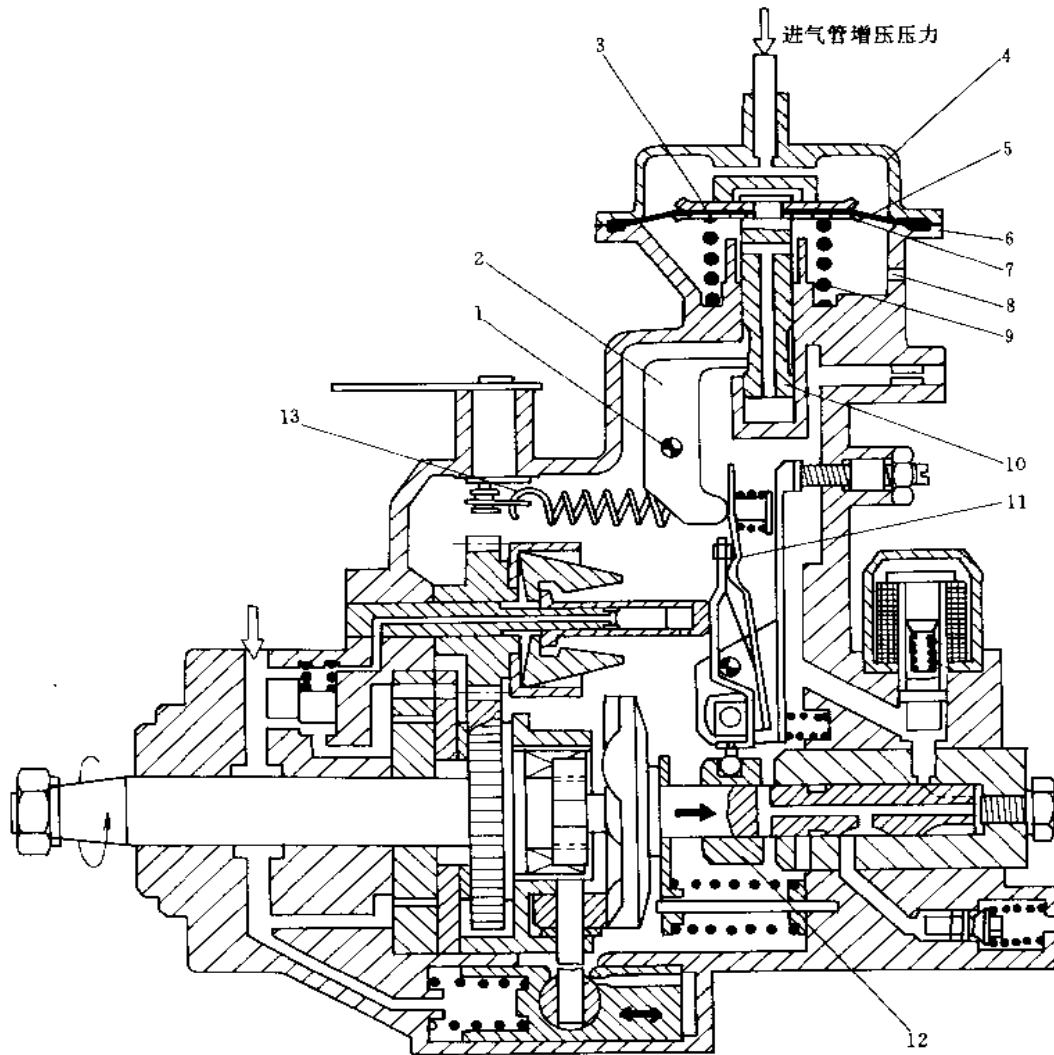


图 2-1-131 增压补偿器

1—销轴；2—补偿杠杆；3—膜片上支承板；4—补偿器盖；5—膜片；6—补偿器下体；7—膜片下支承板；  
8—通气孔；9—弹簧；10—补偿器阀芯；11—张力杠杆；12—油量控制滑套；13—调速弹簧

的空气经通气孔排出，与阀芯 10 下部锥形体相接触的补偿杠杆 2 绕销轴 1 顺时针转动，张力杠杆 11 在调速弹簧 13 的作用下绕其轴作逆时针摆动，并拨动油量控制滑套 12 右移，使供油量适当增加，发动机功率加大，反之，发动机功率减小。

上述的供油量补偿是根据进气管中增压压力的大小而自动进行的。它避免柴油机在低速运转时，因增压压力低，空气量不足而造成燃烧不充分、燃油经济性下降及排出有害气体，同时可使发动机在高速运转时获得较大功率并提高燃油经济性。轴向压缩式与径向压缩式分配泵比较，除具有一些共同的优点外，还有泵的质量小，故障少，易加工，易达到精度要求，并有补偿器，使发动机的动力性与经济性优于后者。

#### 8.7.4 机油泵

机油泵有转子式机油泵（如图 2-1-132 所示）与齿轮式机油泵两种。

图 2-1-132 所示为转子式机油泵工作原理。在油泵壳体 4 内有主动的内转子 2 和从动的外转子 3。内转



子固定在主动轴 1 上，外转子在泵体内可自由转动，两转子间有一个偏心距。

当内转子转动时，带动外转子一起旋转。设计要求无论转子转到任何角度，内、外转子每个齿的内形齿廓线上总能相互成点接触，因而内、外转子间便形成四个工作腔。当某一工作腔从进油孔 5 转过时，因其容积逐渐增大，产生真空，吸入机油。而后转到与出油孔 6 相通时，因工作腔容积减小，油压升高，油被压出。

图 2-1-133 所示为转子式机油泵结构。主动轴两端有轴套 2 和 11 作支承，内转子 8 用半圆键固装在主动轴上，外转子装在油泵壳体内。内、外转子均由粉末冶金压制。为保证内、外转子之间，外转子与油泵壳体之间有正确的相对位置，油泵壳体与盖板 4 之间用两个定位销定位，并用螺钉连接。为保证内、外转子与壳体端面间隙 (0.05~0.115mm)，在盖板与壳体之间有耐油纸作调整垫片。

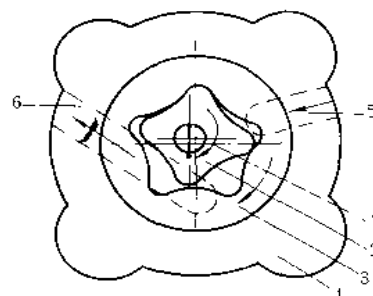


图 2-1-132 转子式机油泵工作原理

1—主动轴；2—内转子；3—外转子；  
4—油泵壳体；5—进油孔；6—出油孔

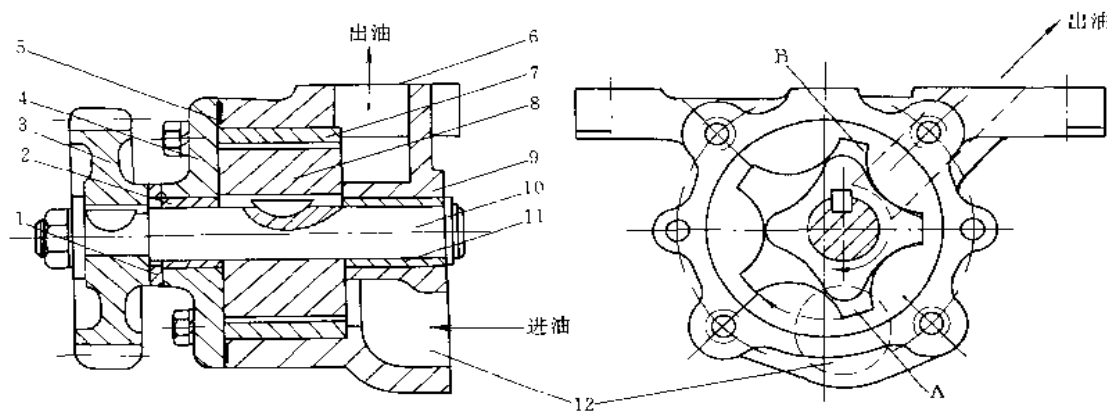


图 2-1-133 转子式机油泵结构

1—止推轴承；2、11—轴套；3—传动齿轮；4—盖板；5、6—调整垫片；  
7—外转子；8—内转子；9—外壳；10—主动轴；12—进油孔

转子式机油泵结构紧凑，吸油真空度较高，泵油量较大，且供油均匀。此种机油泵适于安装在曲轴箱外，且位置较高处。

## 9 改善城市交通和提高城市文化水平的新设备

### 9.1 机械化停车系统

#### 9.1.1 垂直循环式停车系统

图 2-1-134 所示为垂直循环式停车系统，它是通过可编程序控制器控制设备循环运转，汽车停在托架上，托架随链条作升降运动，实现立体存放。

它具有以下优点：

- 1) 占地 48m<sup>2</sup> 可容车 32 辆；
- 2) 采用先进的 PLC 控制和触摸屏操作技术；
- 3) 设有完善的安全闭锁装置，确保人、车安全；
- 4) 设有自动和手动两套操作系统；
- 5) 设有手摇机构，停电时也可取出库内车辆；
- 6) 配带可满足消防要求的消防设备；
- 7) 调车速度快，最长调车时间 120s；
- 8) 可单独设置或附设在建筑物内，也可串联组合；可设于地上，也可设于半地下或地下。

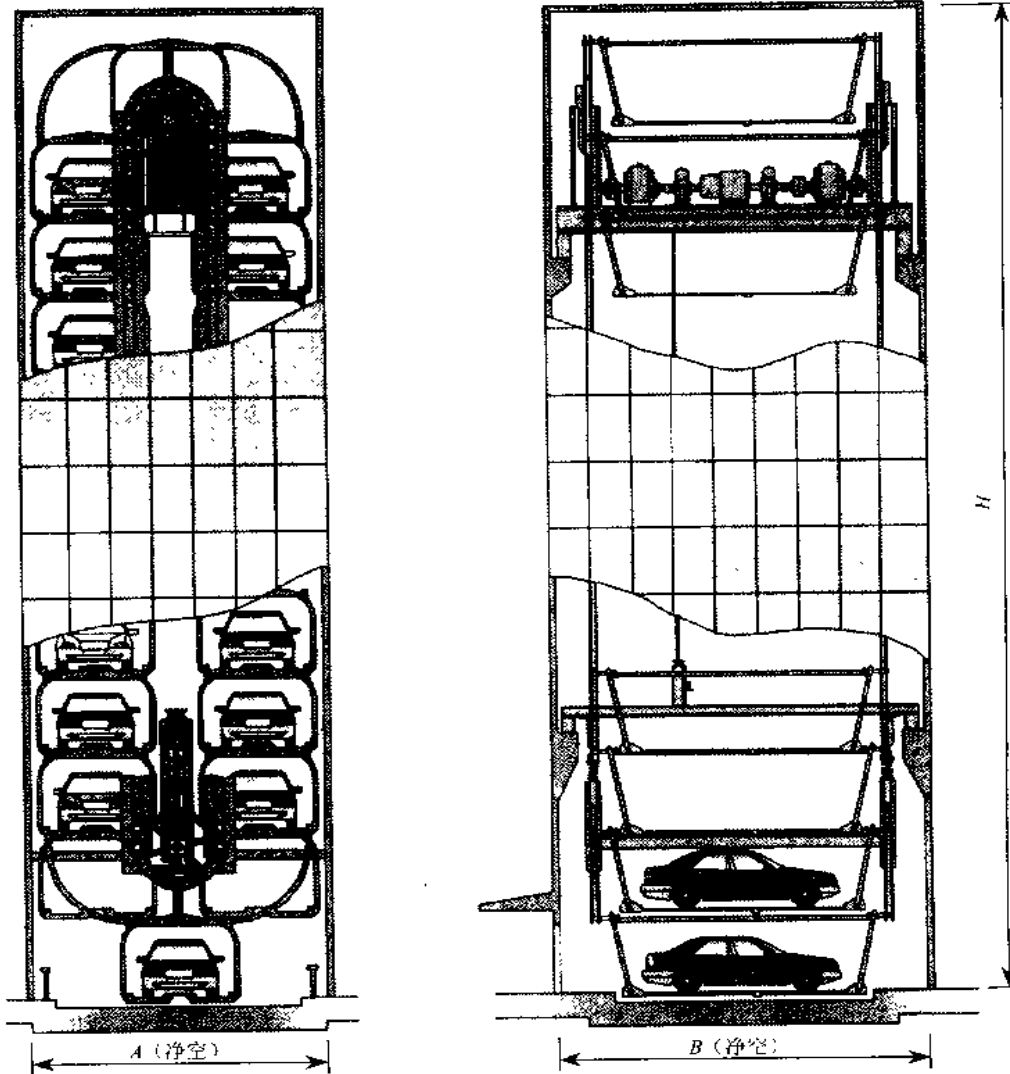


图 2-1-134 竖直循环式停车系统 (北京恩菲停车设备集团)

S X H - Z □ □

- 容车数
- Z 中型轿车
- M 面包车
- J 兼容轿车与面包车
- H 钢筋混凝土结构
- G 钢结构
- X 下部出口
- Z 中部出口
- S 上部出口
- S 竖直循环式

参 数 表

型 号		S X H - Z □ □	
容车规格	外形尺寸	长×宽×高≤5000mm×1950mm×1550mm	
	重量	≤1700kg	
车库尺寸	容车数量	最多可存 32 辆	
	H	存 32 辆, H-31000mm, 每减少两辆, 高度减少 1650mm	
	A	5660mm	
	B	7100mm	
运行速度	15m/min	电机功率	45kW
控制方式	自动/手动	电源	三相交流 50Hz 380V

### 9.1.2 简易垂直循环式停车系统

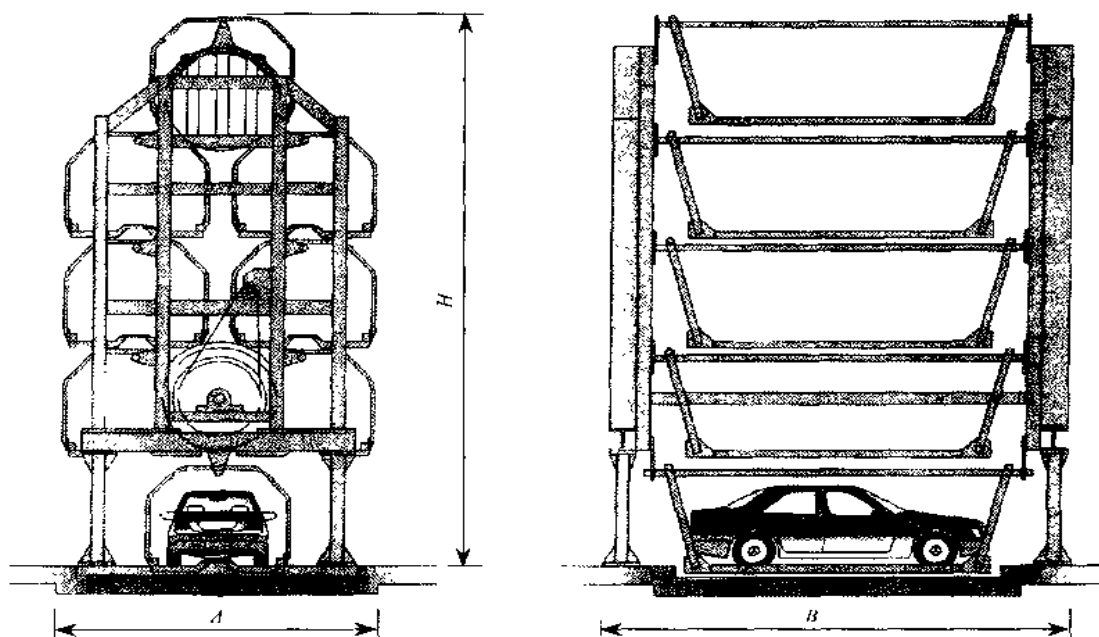


图 2-1-135 简易垂直循环式停车系统（北京恩菲停车设备集团）

垂直循环式——SXJ—Z□□  
 下出口——  
 简易型——

容车数量  
 Z 中型轿车  
 M 面包车  
 J 兼容轿车与面包车

参 数 表			
型 号	SXJ Z□□		
容车规格	外形尺寸	长×宽×高≤5000mm×1950mm×1550mm	
	重 量	≤1700kg	
车库尺寸	容车数量	6	8
	H	7480mm	9200mm
	A	5000mm	
B	6500mm		
运行速度	6m/min	电机功率	7.5kW
控制方式	自动/手动	电源	三相交流 50Hz 380V

图 2-1-135 所示为简易垂直循环式停车系统。它具有以下优点：

- 1) 占地 35m<sup>2</sup> 可容车 6—10 辆；
- 2) 结构简单、整体建设周期短；
- 3) 操作方便、维护简单；
- 4) 设有完善的安全闭锁装置，可确保人车安全；
- 5) 设置灵活、可见缝插针，也可组合设置。

### 9.1.3 升降机式停车系统

图 2-1-136 所示为升降机式停车系统。它是依靠车库中间的汽车升降机实现汽车的垂直输送，通过平移装置把车从升降机移到两边车位存放；出车时从两边车位把车平移到升降机后运送到地面。

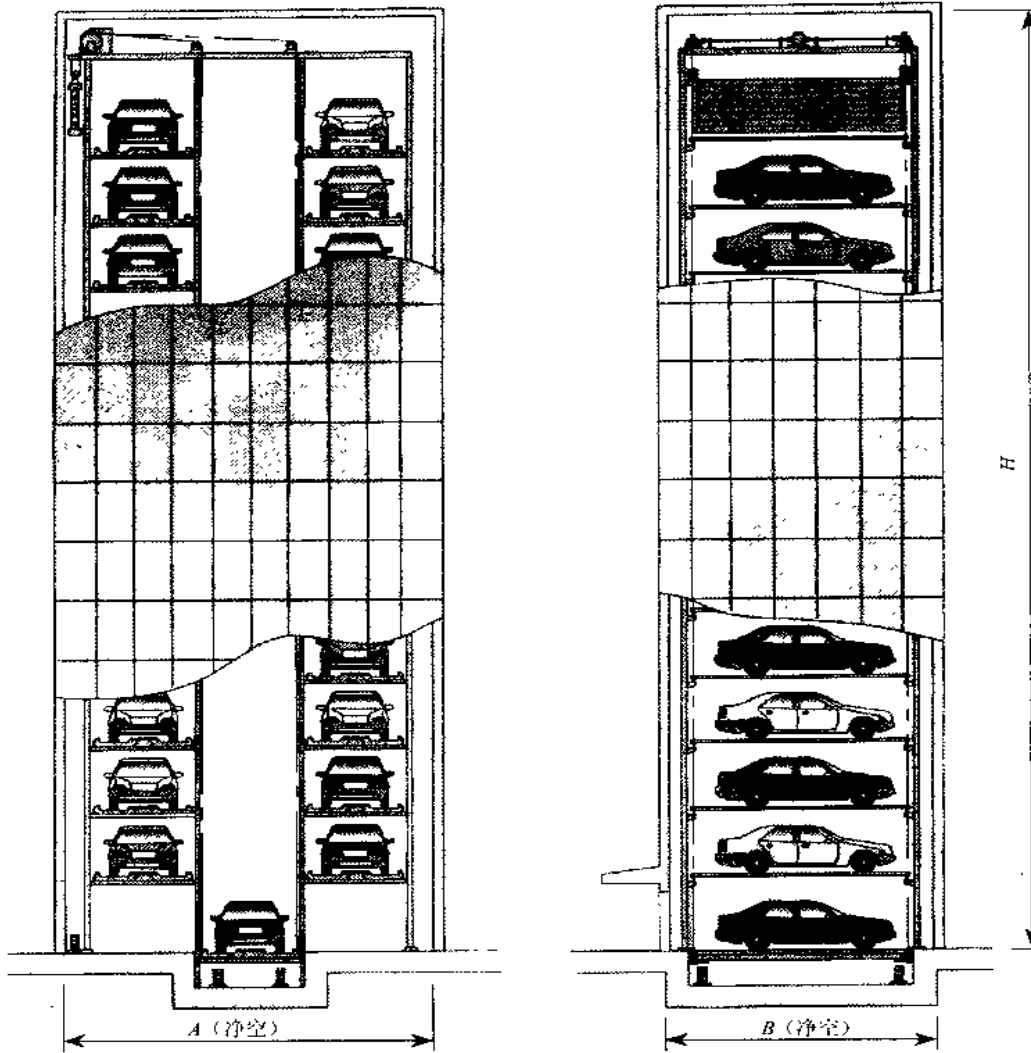


图 2-1-136 升降机式停车系统 (北京恩菲停车设备集团)

参 数 表

型号		CSX-Z111			
容车规格	外形尺寸	长×宽×高≤5000mm×1950mm×1550mm			
	重量	≤1700kg			
容车数量		最多可存 40 辆			
车库尺寸	H	存 40 辆, H=40920mm, 每减少两辆, 高度减少 1700mm			
	A	6900mm			
	B	6400mm			
运行速度	升降	60m/min	电机功率	升降	22kW
	平移	18m/min		平移	1.1kW
控制方式		自动/手动	电源	三相交流 50Hz 380V	

CSX-Z111  
 ———— 车位数  
 ———— 中型车  
 - - - - 下出口  
 ———— 升降机式

它具有以下优点：

- 1) 占地  $50\text{m}^2$  可存车 40 部；
- 2) 采用先进的 PLC 控制和触摸屏操作技术；
- 3) 设有完善的闭锁装置，可确保人车安全；
- 4) 耗电少，噪声低，振动小；
- 5) 存取车迅速，操作方便；
- 6) 可单独设置或附设在建筑物内；可数套并排设置；可设于地上、半地下或地下。

#### 9.1.4 两层式停车系统（北京恩菲停车设备集团）

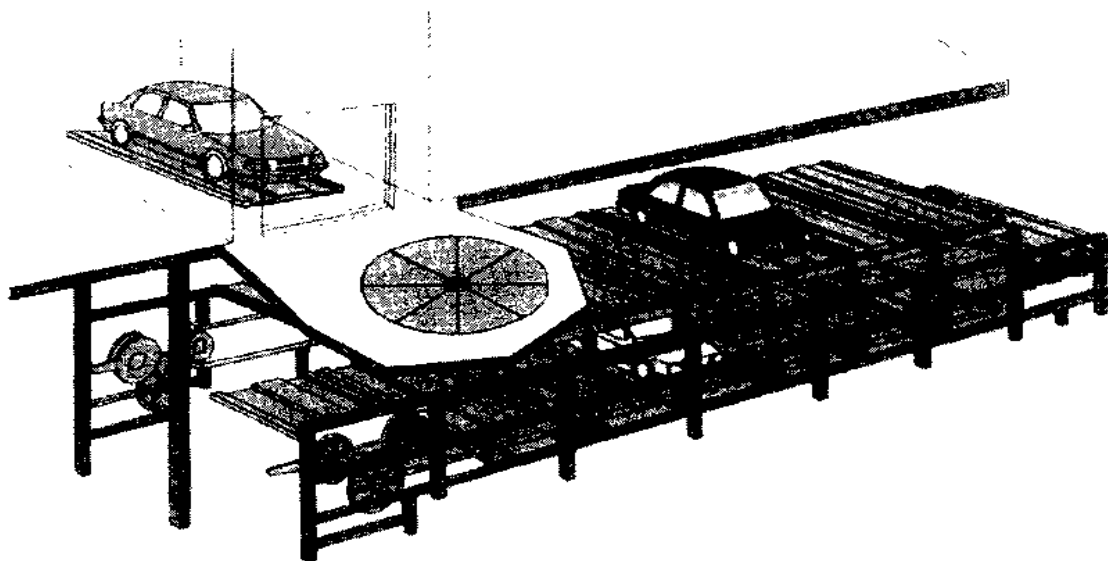


图 2-1-137 两层循环式停车系统结构示意图

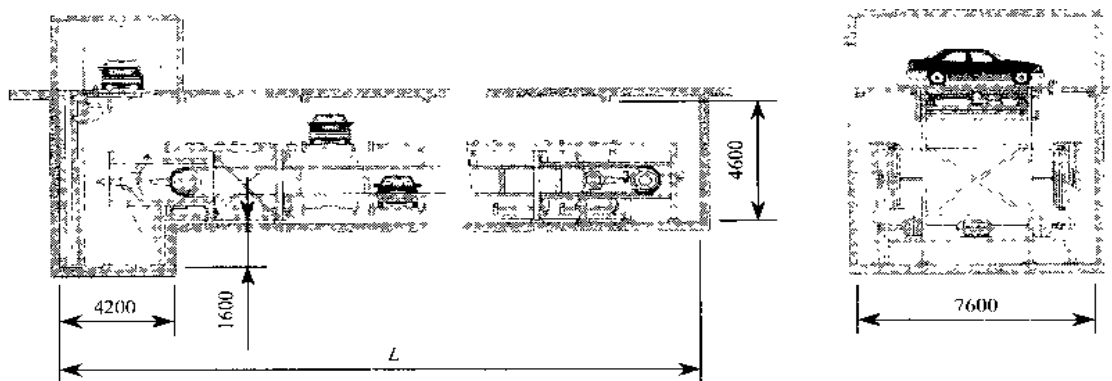


图 2-1-138 两层循环式停车系统车库尺寸

图 2-1-137 和图 2-1-138 所示为两层循环式停车系统。汽车停在升降机的托板上，自动降下并运转到两层循环移动装置上，实现立体存放。

它具有以下优点：

- 1) 可有效利用地下空间，省去坡道和车道；
- 2) 全封闭式管理，安全可靠，确保人车安全；
- 3) 可以去掉端部的升降机，进出口可设在上层的任一位置；
- 4) 完善的消防报警及喷淋系统，可消除火灾隐患；
- 5) 自动化程度高，存取车司机无需入库。

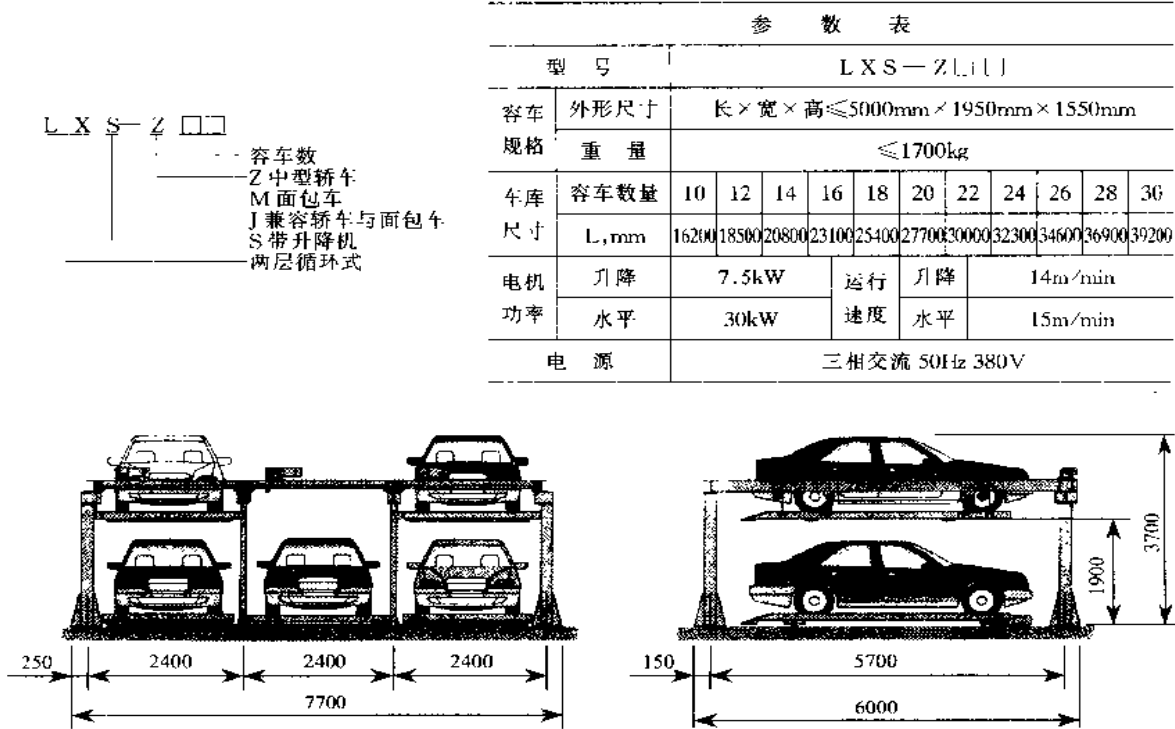
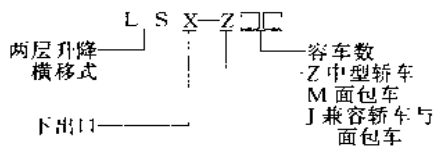


图 2-1-139 两层升降横移式停车系统

		参 数 表										
型 号		LXS-Z□□□										
容车规格	外形尺寸	长×宽×高≤5000mm×1950mm×1550mm										
	重 量	≤1700kg										
车库尺寸	容车数量	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
	L,mm	16200	18580	20800	23100	25400	27700	30000	32300	34600	36900	39200
电机功率	升降	7.5kW				运行速度		升降		14m/min		
	水平	30kW				运行速度		水平		15m/min		
电 源		三相交流 50Hz 380V										



		参 数 表										
型 号		L S X-Z □□□										
容车规格	外形尺寸	长×宽×高≤5000mm×1950mm×1550mm										
	重 量	≤1700kg										
容车数量		5×组数										
控制方式		自动/手动										
电机功率	升降	2.2kW										
	平移	0.4kW										
运行速度	升降	3.6m/min										
	平移	8.0m/min										
电 源		三相交流 50Hz 380V										

图 2-1-139 所示为两层升降横移式停车系统。上层托架可以升降，下层托架可以横移，下层设有一个空位，变换空位位置，就可调出空位上方的汽车。

它具有以下优点。

- 1) 电脑控制，操作简单，使用方便；
- 2) 设有光电检测、防坠等安全装置，可确保人、车安全；
- 3) 噪声低、振动小、运行平稳；
- 4) 结构紧凑，设置灵活，适于地下车库和露天停车场；
- 5) 可多套设备组合配置，存车数量不限。

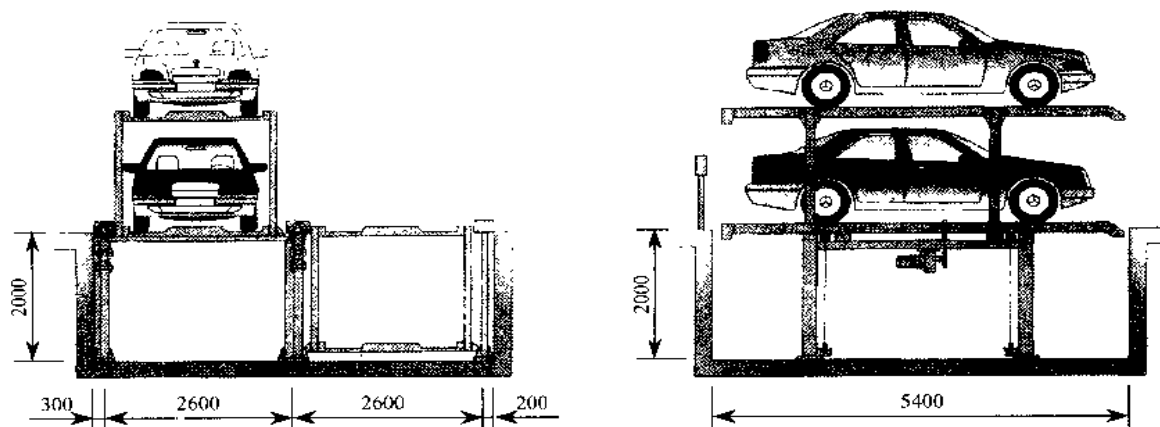
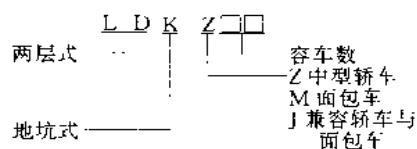


图 2-1-140 两层地坑式停车系统



参 数 表

型 号		LDK—Z□□	
容 车 规 格	外形尺寸	长×宽×高≤5000mm×1950mm×1550mm	
	重 量	≤1700kg	
容 车 数 量		可多组组合设置	
控 制 方 式		自动/手动	
电 机 功 率	3.0kW	电 源	二相交流 50Hz 380V

图 2-1-140 所示为两层地坑式停车系统。上下两个车位固联成一个升降体，平时卧于地坑，上层可停车，升起后可存取下层车。

它具有以下优点：

- 1) 结构简单、经济实用，操作方便；
- 2) 每个升降体单独控制，互不干扰，可同时存取数个下层汽车；
- 3) 运行平稳，存取车快捷；
- 4) 规模可大可小、容车数量不限；
- 5) 特别适合露天停车场，也可用于地下车库

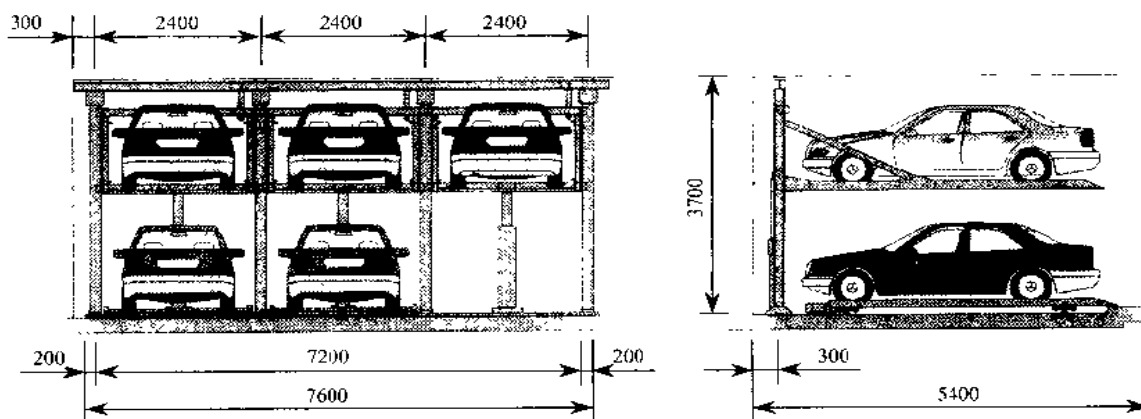
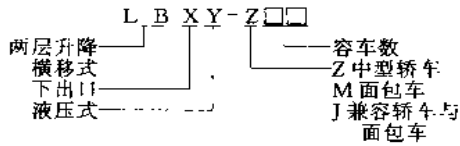


图 2-1-141 两层液压悬臂式停车系统



备注：  
每组停车设备设一台液压站，长宽高约为 670mm × 420mm × 860mm，设置在停车设备后方或一侧。

参 数 表		
型 号	L B X Y - Z □ □	
容车规格	外形尺寸	长 × 宽 × 高 ≤ 5000mm × 1950mm × 1550mm
	重 量	≤ 1700kg
容车数量	3、5、7、9、11、13、15、17、19 辆/组	
控制方式	自动/手动	
电机功率	升降	4.7kW
	平移	0.4kW
运行速度	升降	4.2m/min
	平移	7.6m/min
电 源	三相交流 50Hz 380V	

### 9.1.5 三层式停车系统（北京恩菲停车设备集团）

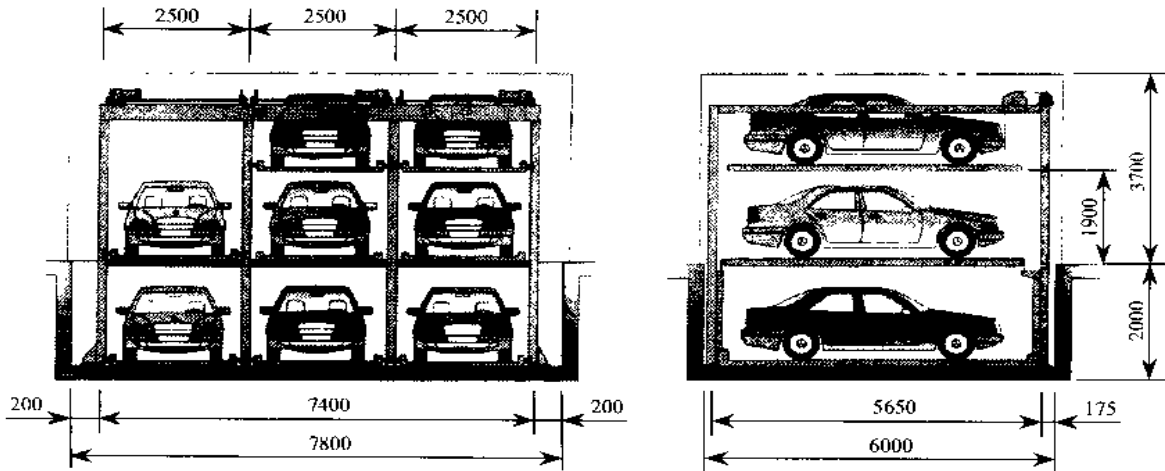
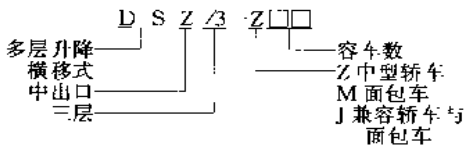


图 2-1-142 三层升降横移式停车系统（中层出车）



备注：  
每组停车设备设一台液压站，长宽高约为 670mm × 420mm × 860mm，设置在停车设备后方或一侧。

参 数 表		
型 号	D S Z / 3 - Z □ □	
容车规格	外形尺寸	长 × 宽 × 高 ≤ 5000mm × 1950mm × 1550mm
	重 量	≤ 1700kg
容车数量	8 × 组数	
控制方式	自动/手动	
电机功率	升降	2.2kW
	平移	0.4kW
运行速度	升降	3.5m/min
	平移	8m/min
电 源	二相交流 50Hz 380V	



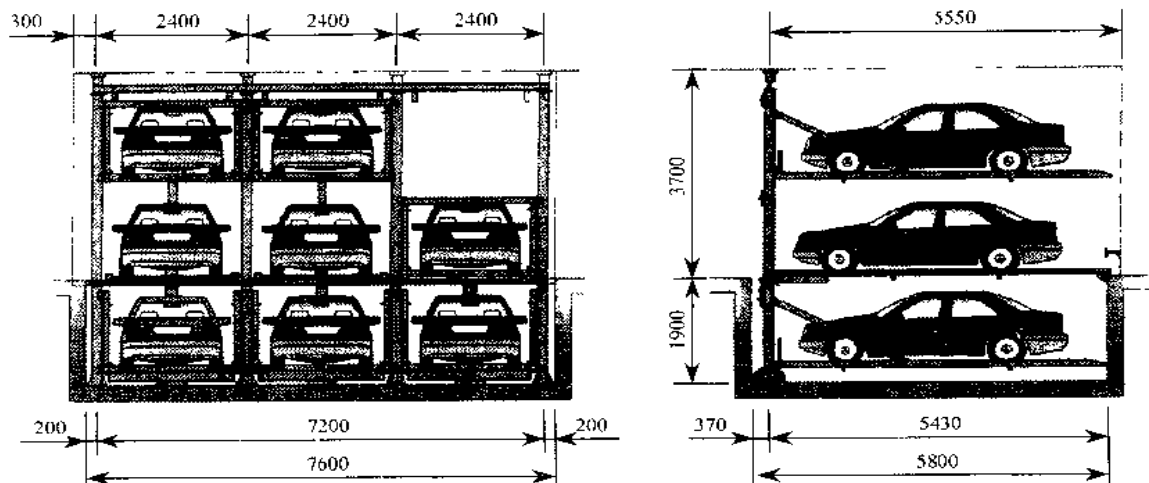
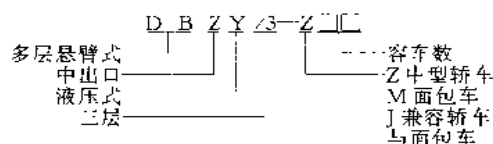


图 2-1-143 三层液压式停车系统 (中层出车)



备注:

每组停车设备设一台液压站,长宽高约为 1.2m×0.5m×1.5m,设置在停车设备后方或一侧。

参 数 表		
型 号	DBZY/3-Z□□	
容 车 规格	外形尺寸	长×宽×高≤5000mm×1950mm×1550mm
	重 量	≤1700kg
容 车 数 量	5、8、11、14、17、20、23、26 辆/组	
控 制 方 式	自动/手动	
电 机 功 率	升 降	7.5kW
	平 移	0.4kW
运 行 速 度	升 降	4.2m/min
	平 移	10.7m/min
电 源	三相交流 50Hz 380V	

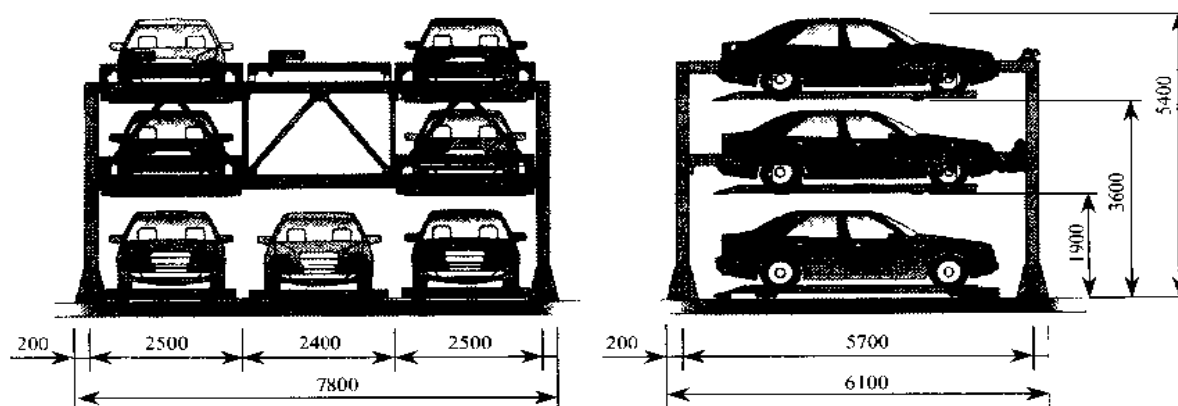
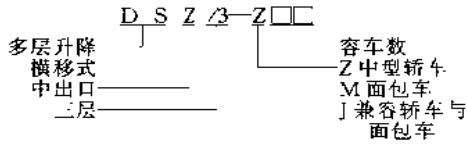


图 2-1-144 三层升降横移式停车系统 (底层出车)



参 数 表		
型 号	DSZ/3--Z□□	
容车规格	外形尺寸	长×宽×高≤5000mm×1950mm×1550mm
	重 量	≤1700kg
容车数量	7×组数	
控制方式	自动/手动	
电机功率	升降	2.2kW
	平移	0.4kW
运行速度	升降	3.6m/min
	平移	8.0m/min
电 源	三相交流 50Hz 380V	

图 2-1-142 和图 2-1-143 所示为三层升降中层出车停车系统。上层和下层托架可以升降，中层托架可以横移，中层设有一个空位，可以通过横移运动改变空位位置，从而取出空位正上方或正下方车辆。

它具有以下优点：

- 1) 空间利用率较高，较大程度节省用地；
- 2) 安全装置完备（防坠保护、光电检测、过卷保护、急停及防护栅栏等），使用安全可靠；
- 3) 可多单元组合，地上地下，室内室外均可设置；
- 4) 与底部出车三层车库（图 2-1-144）相比较，每个单元多一个存车位。

### 9.1.6 四层升降横移式停车系统

图 2-1-145 所示为四层升降横移式停车系统。上层托架可升降，下层托架可横移，中间两层托架既可升降也可横移，下三层每层均设一个空位，通过横移改变空位位置，降下空位上方的汽车，最后由底层出车。

它具有以下优点：

- 1) 空间利用率较高，有效增加停车位；
- 2) 安全装置完备（防坠保护、光电检测、过卷保护、急停及防护栅栏等），使用安全可靠；
- 3) 可多单元组合，地上地下，室内室外均可设置；
- 4) 设有停位提示显示及车轮止档。

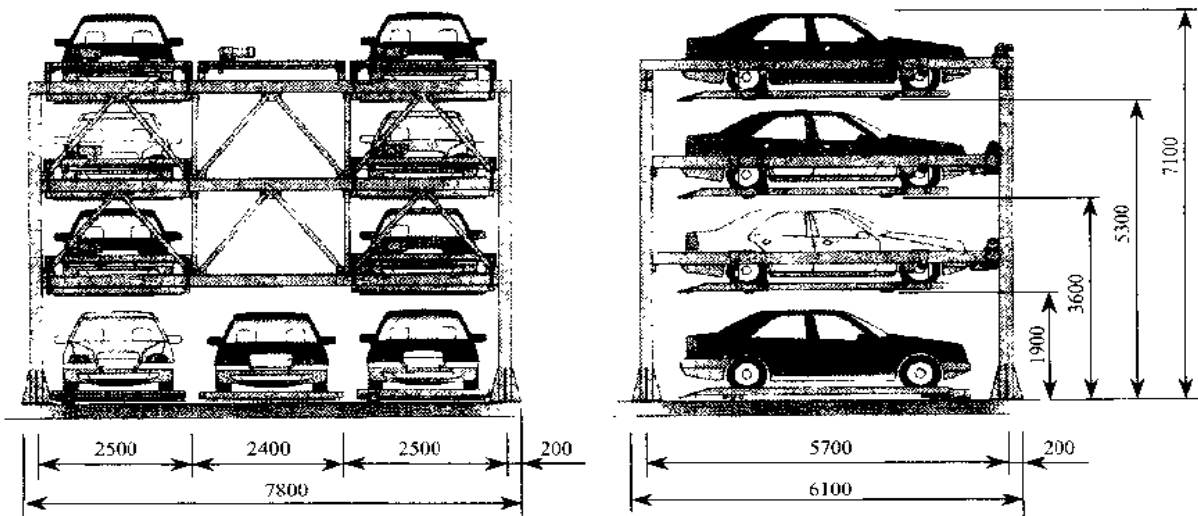
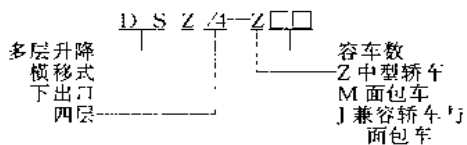


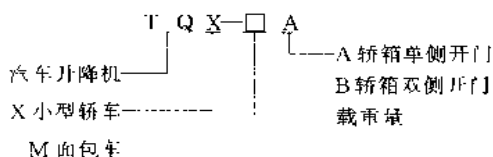
图 2-1-145 四层升降横移式停车系统（北京恩非停车设备集团）



参 数 表		
型 号 D S Z / 4 - Z □ □		
容 车 规格	外形尺寸	长×宽×高≤5000mm×1950mm×1550mm
	重 量	≤1700kg
容车数量		9×组数
控制方式		自动/手动
电 机 功 率	升降	2.2kW
	平移	0.4kW
运 行 速 度	升降	3.6m/min
	平移	8.0m/min
电 源		三相交流 50Hz 380V

备注：以上尺寸为一个单元参数，可以多单元组合

### 9.1.7 汽车升降机和回转盘（北京葱菲停车设备集团）



参 数 表		
型 号		TQX-2500 TQM-2500
容 车 规格	外形尺寸(长×宽×高),mm	≤5300×2050×1550 >2000
	载重量,kg	≤2500
速度,m/s		0.3
最大行程 S,mm		18000
井道断面尺寸 L×W,mm		6700×3800(4100)
顶层高 h <sub>1</sub> ,mm		4000 4200
门尺寸 W <sub>1</sub> ×h,mm		2880×2100 2880×2300
底坑深 h <sub>2</sub> ,mm		1500
电机功率,kW		30
电 源		三相交流 50Hz 380V

备注：括号内为中分两折门尺寸。

图 2-1-146 所示为汽车升降机。采用液压缸顶升或降下轿箱，液压缸有自顶式和侧顶式两种。

它具有以下优点：

- 1) 是汽车垂直输送设备，可代替坡道用于地下车库和多层车库；
- 2) 可与其他机械停车系统组合使用；
- 3) 噪声小，运行安全平稳。

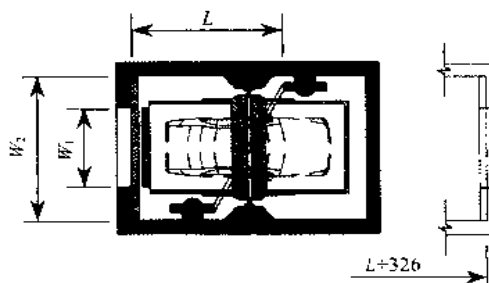
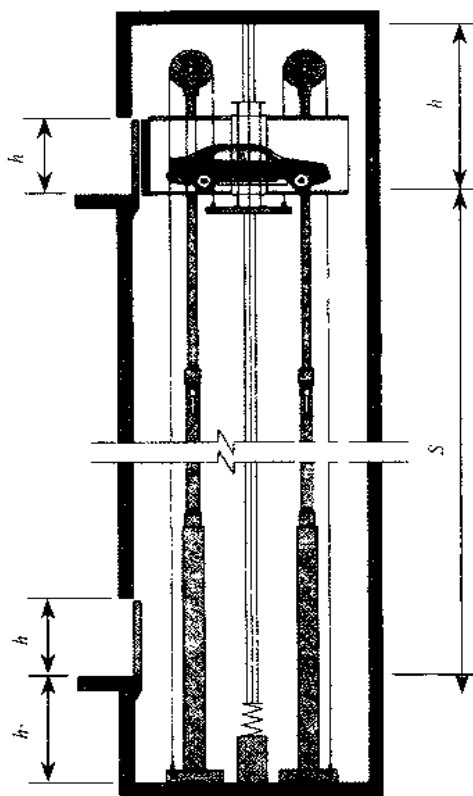
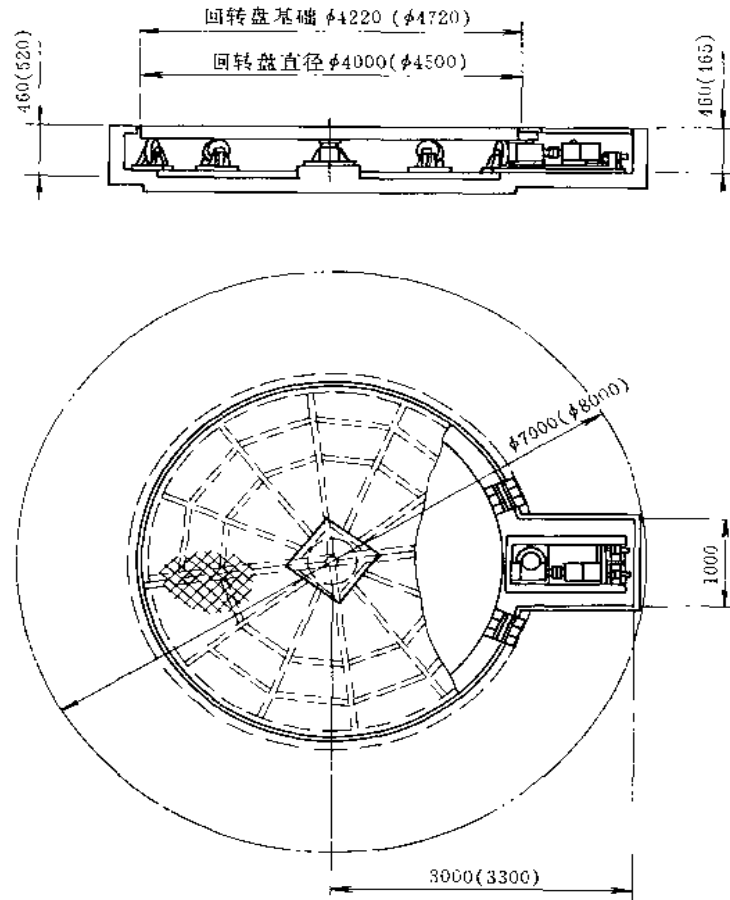


图 2-1-146 汽车升降机



参 数 表

型 号	HZP-4000	HZP-4500
电机功率	0.75kW	0.75kW
回转速度	1.664r/min	1.48r/min
载重量	≤2000kg	≤2500kg
操作方式	按钮	
电 源	三相交流 50Hz 380V	

备注：无括号尺寸对应 HZP-4000 型，括号内尺寸对应 HZP-4500 型。

图 2-1-147 汽车停车系统汽车回转盘

图 2-1-147 所示为汽车停车系统汽车回转盘。它具有以下优点：

- 1) 用于汽车原地调头，节省调头空间；
- 2) 可以两个方向回转，停在任意位置；
- 3) 可以和任意一种机械立体车库配套使用，也可单独设在其他空间狭小处。

### 9.1.8 泊乐电脑自动停车系统

图 2-1-148 所示为电脑自动停车系统。其工作原理是：停车流程（图 a）1. 要存车辆驶入停车大厅旋转台转向→2. 提升机携带车辆至指定楼层→3. 机械臂携带车辆至停车位→4. 机械臂携带车托板至提升机→5. 提升机携带车托板降至停车大厅。取车流程（图 b）1. 提升机携带车托板升至对立楼层→2. 机械臂携带空车托板至空置泊位→3. 机械臂携带待取车辆至提升机→4. 提升机将待取车辆降至停车大厅→5. 旋转台转向车辆驶出大厅。提升机速度：标准 1m/s，最大 1.5m/s。机械臂运送速度：标准 1.7m/s，最大 2m/s。

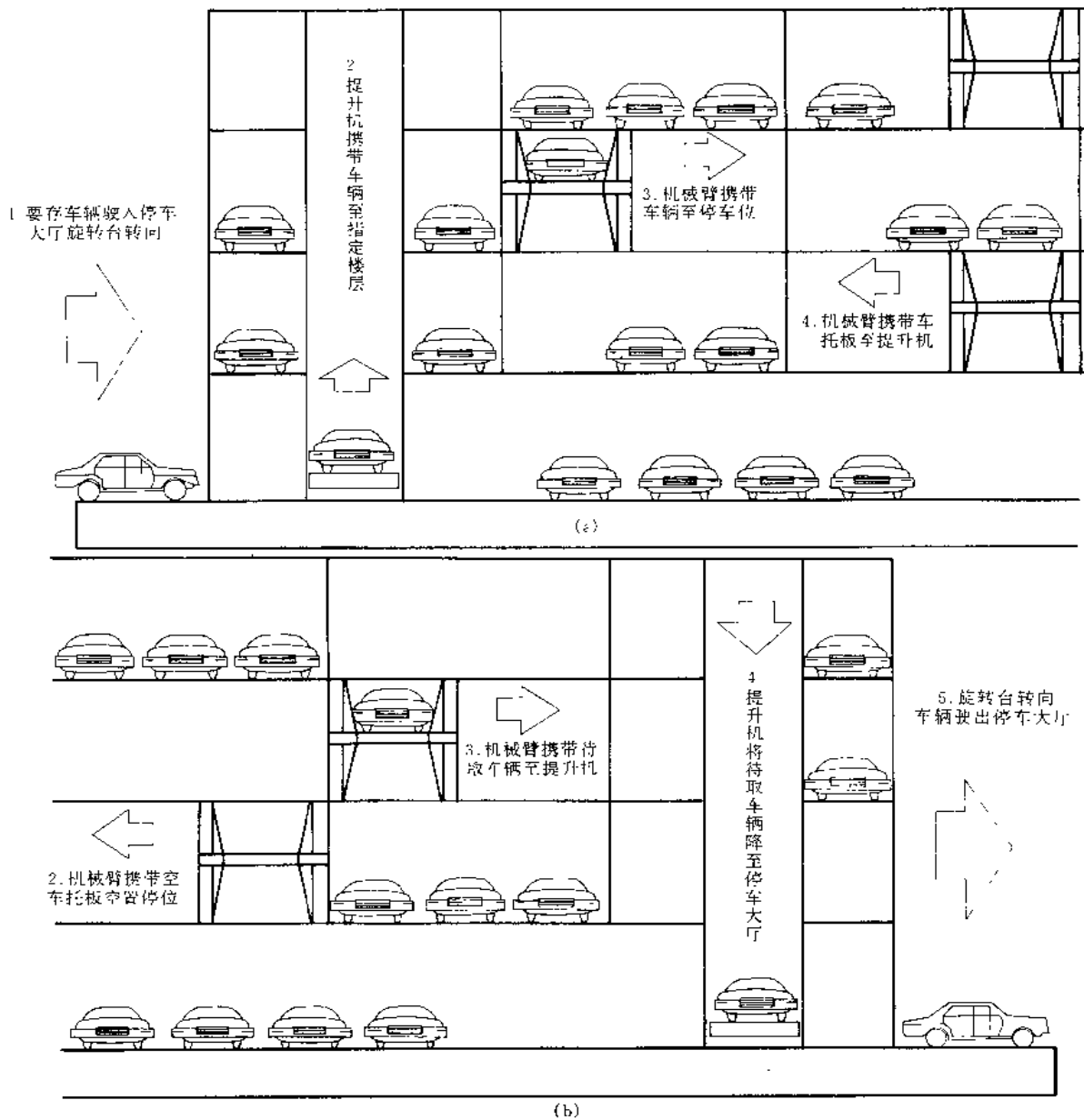


图 2-1-148 电脑自动停车系统工作原理图

其设计特点为：

- 1) 把先进的液压智能机械臂运用到横向搬运系统；
- 2) 提升、搬运二个独立分离的系统，能实现停、取车同步运作；
- 3) 可按需要设置多个进出口；
- 4) 可分单元自由组合变化；
- 5) 地基处理简单；
- 6) 底层可综合利用。

其优点为：

- 1) 上地利用率高；
- 2) 安全性能好；

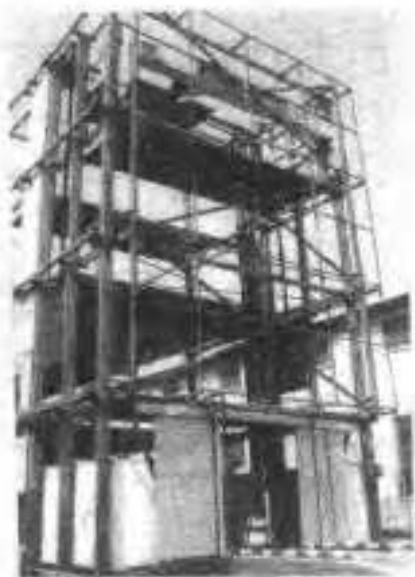


图 2-1-149 电脑自动停车系统提升装置



图 2-1-150 电脑自动停车系统各水平层运输

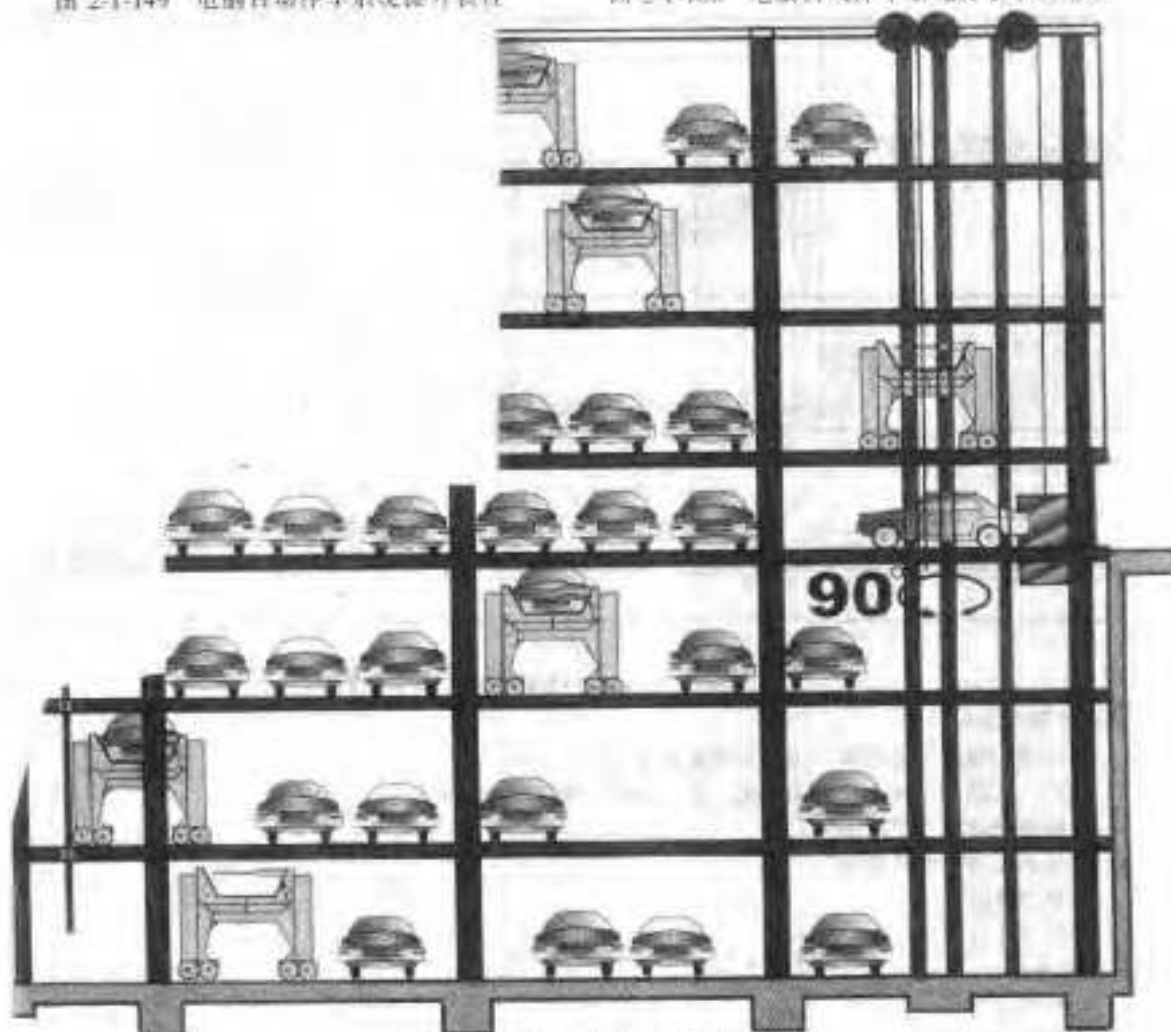


图 2-1-151 泊乐电脑自动停车系统

- 3) 环境保护和环境优化;
- 4) 取存车便捷、省时;
- 5) 电脑全自动控制管理, 不触及停泊的车辆
- 6) 停电、故障均有安全保障系统。

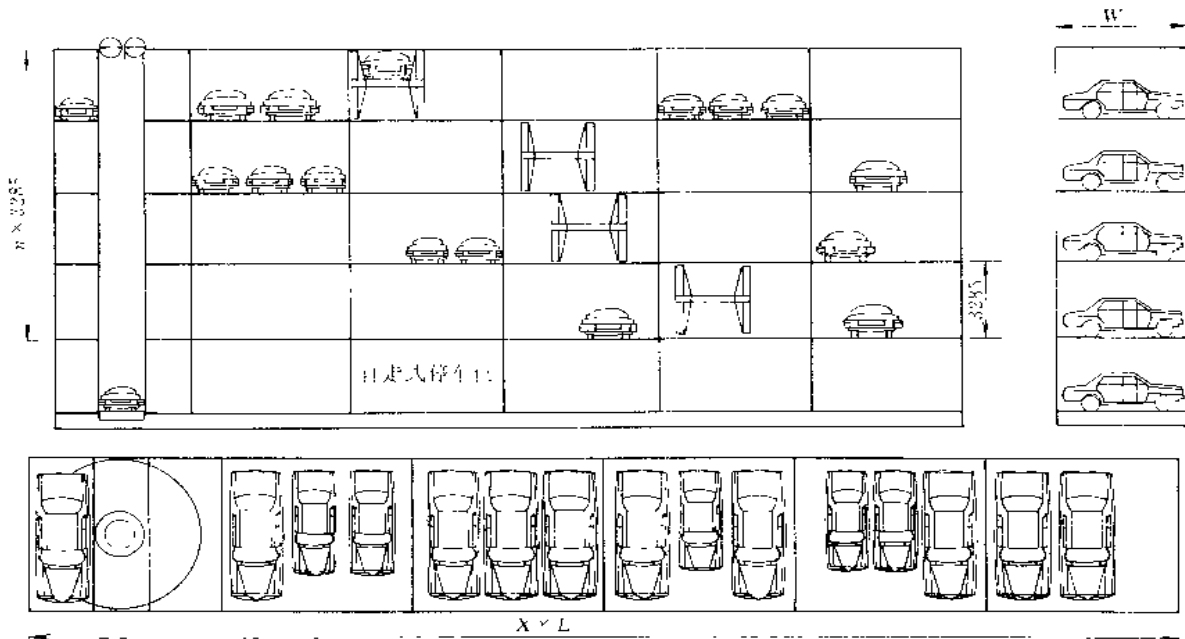


图 2-1-152 泊乐电脑自动停车系统配置示意图

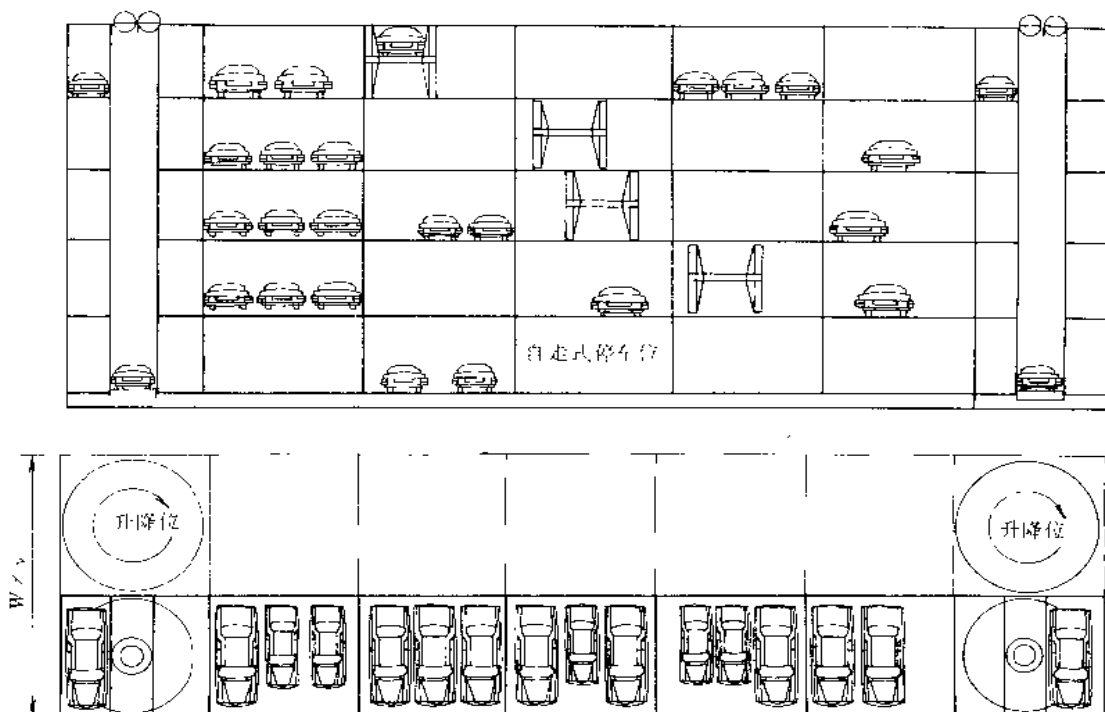
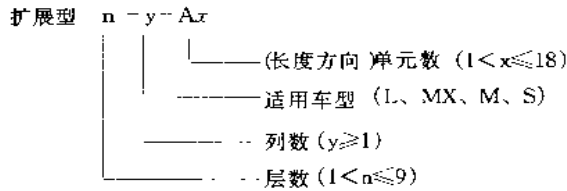


图 2-1-153 泊乐电脑自动停车系统配置变化示意图



设备增/减配置：  
机械臂数量随层数 (n) 递增/减；提升机数量随进出口数和列数 (y) 递增/减。

泊乐电脑自动停车系统技术参数

型号		特大型(L)	大型(MX)	中型(M)	小型(S)
车辆尺寸 $L \times W \times H, m$		$5.7 \times 2.2 \times 1.5$	$5.0 \times 2.1 \times 1.5$	$4.8 \times 2.1 \times 1.5$	$3.9 \times 1.7 \times 1.5$
车辆单元	长度 $L, mm$	6900(3×2300)	6900(3×2300)	6900(3×2300)	7600(4×1900)
	宽度 $W, mm$	6930	6050	5930	4930
	高度 $H, mm$	3285	3285	3285	3285
	车位面积, $m^2$	16	14	13.6	9.4
提升机	最大提升重量, kg	2500	2000	1800	1500
	层数	$\leq 9$	$\leq 9$	$\leq 9$	$\leq 9$
	标准提升速度, m/s	1	1	1	1
	最大提升速度, m/s	1.5	1.5	1.5	1.5
机械臂	标准旋转台	$4 \times 90^\circ$	$4 \times 90^\circ$	$4 \times 90^\circ$	$4 \times 90^\circ$
	标准运送速度, m/s	1.75	1.75	1.75	1.75
	最高运送速度, m/s	2	2	2	2
	单层容车数量	50	50	50	70
电力		3 PH 110V/220V/380V/440V - 50/60Hz			

9.1.9 可以灵活组合的两层式停车系统

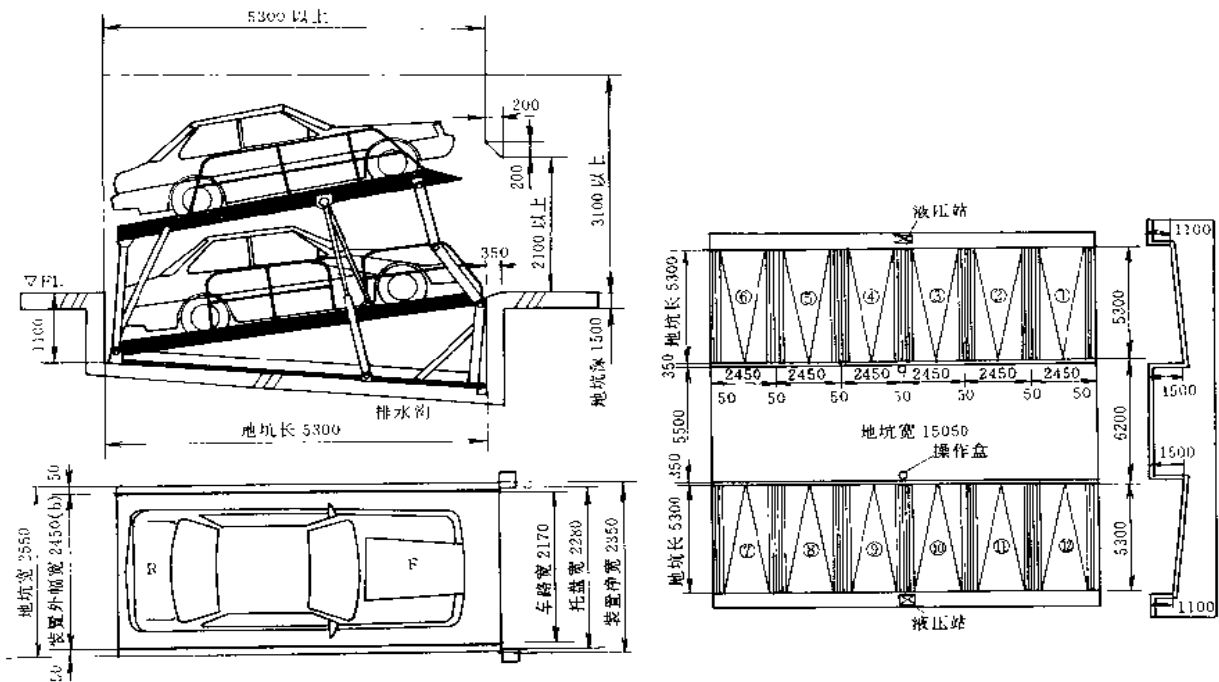


图 2-1-154 可以灵活组合有较深地坑的两层式停车系统



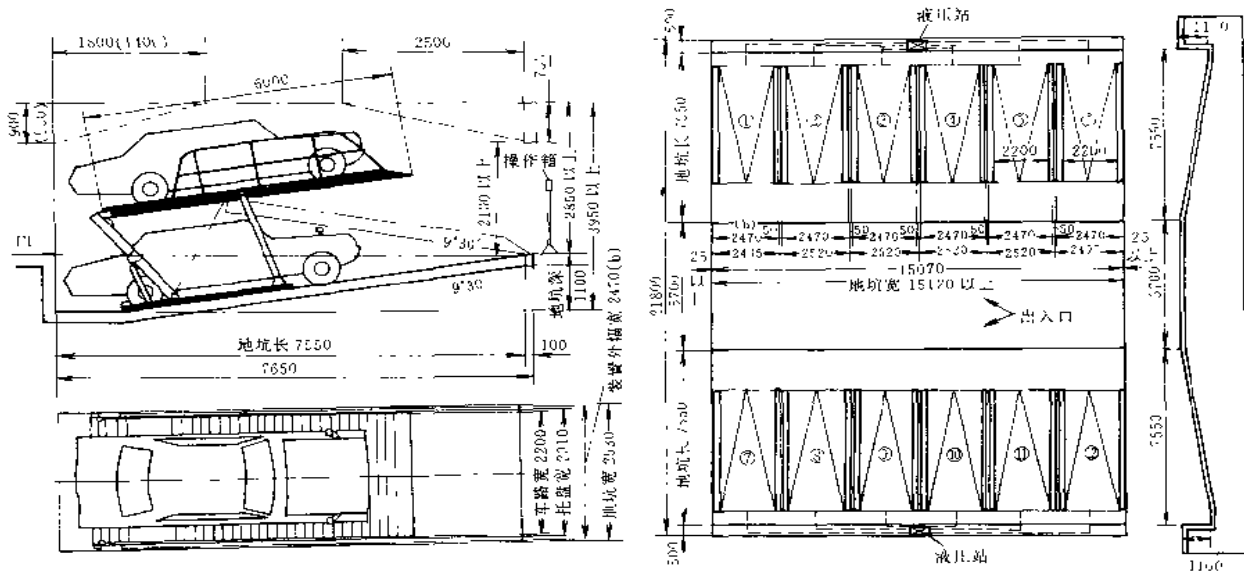


图 2-1-155 可以灵活组合有浅地坑的两层式停车系统

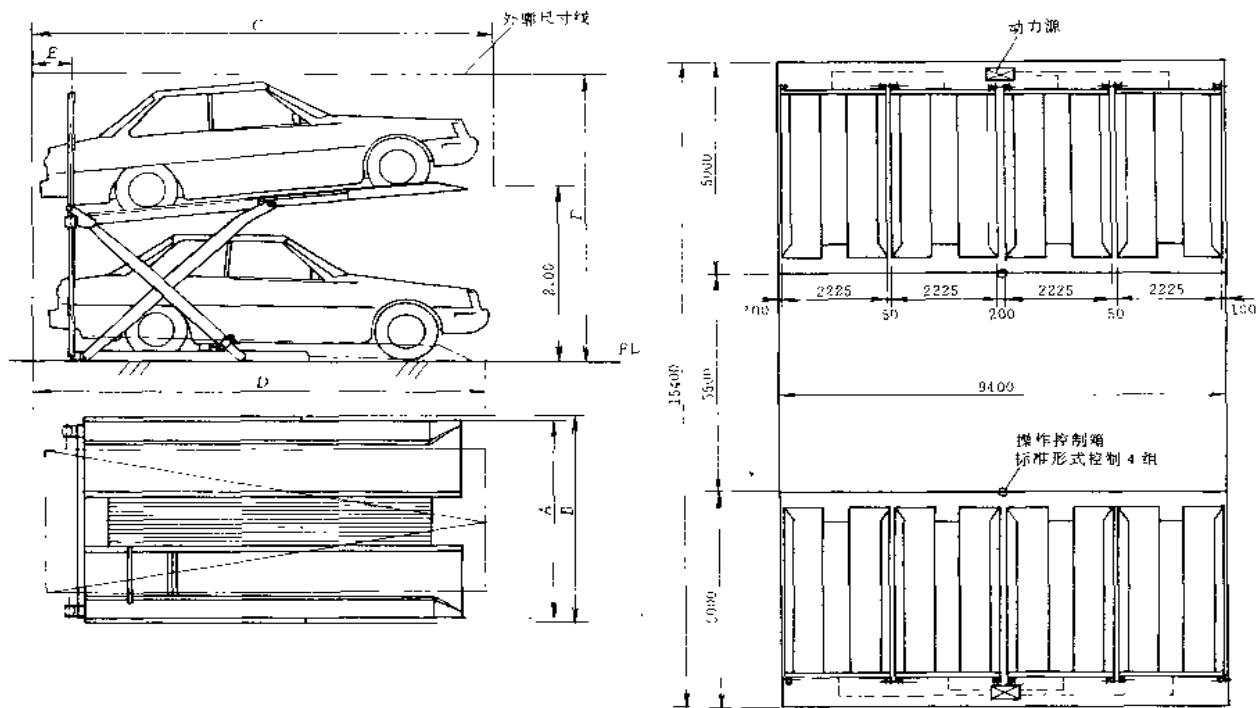


图 2-1-156 可以灵活组合不用地坑的两层式停车系统

图 2-1-154~图 2-1-156 所示是二种两层式停车系统的结构示意图, 一个单元可以存放两辆车, 可独立建设, 也可以根据实际需要灵活组合, 如其右侧图所示, 它适用于低净高楼房式家庭。

## 9.2 游艺机械

### 9.2.1 高空翻滚滑行车总配置

高空翻滚滑行车又称“过山车”或“原子滑车”, 是许多大城市公园中常见的一种趣味性与惊险性很强

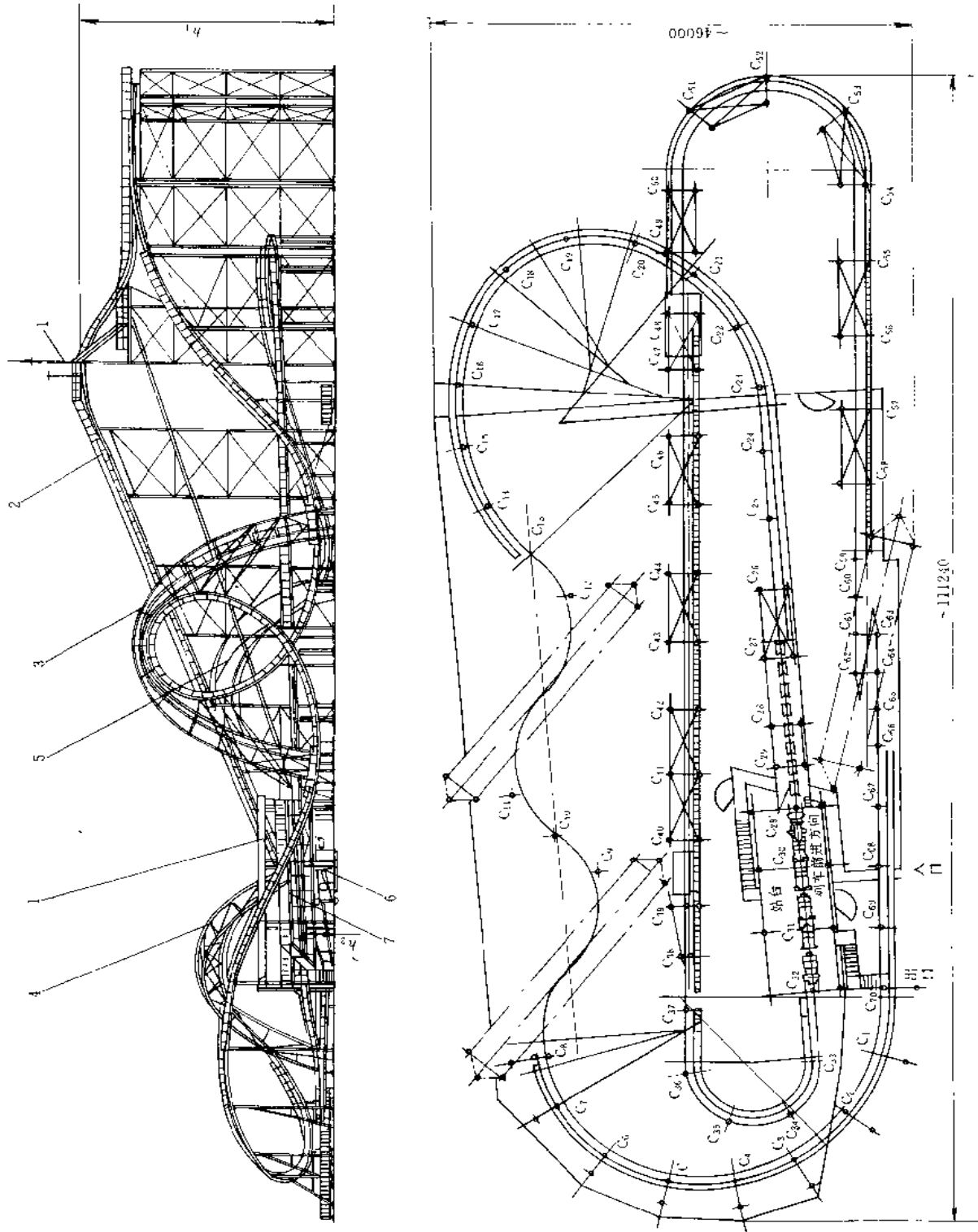


图 2.1-157 高空翻滚滑车(北京有色冶金设计研究院)  
 1—站台轨道;2—斜坡轨道;3—一人回环轨道;4、5—两个螺旋轨道;6—牵引提升装置;7—滑车

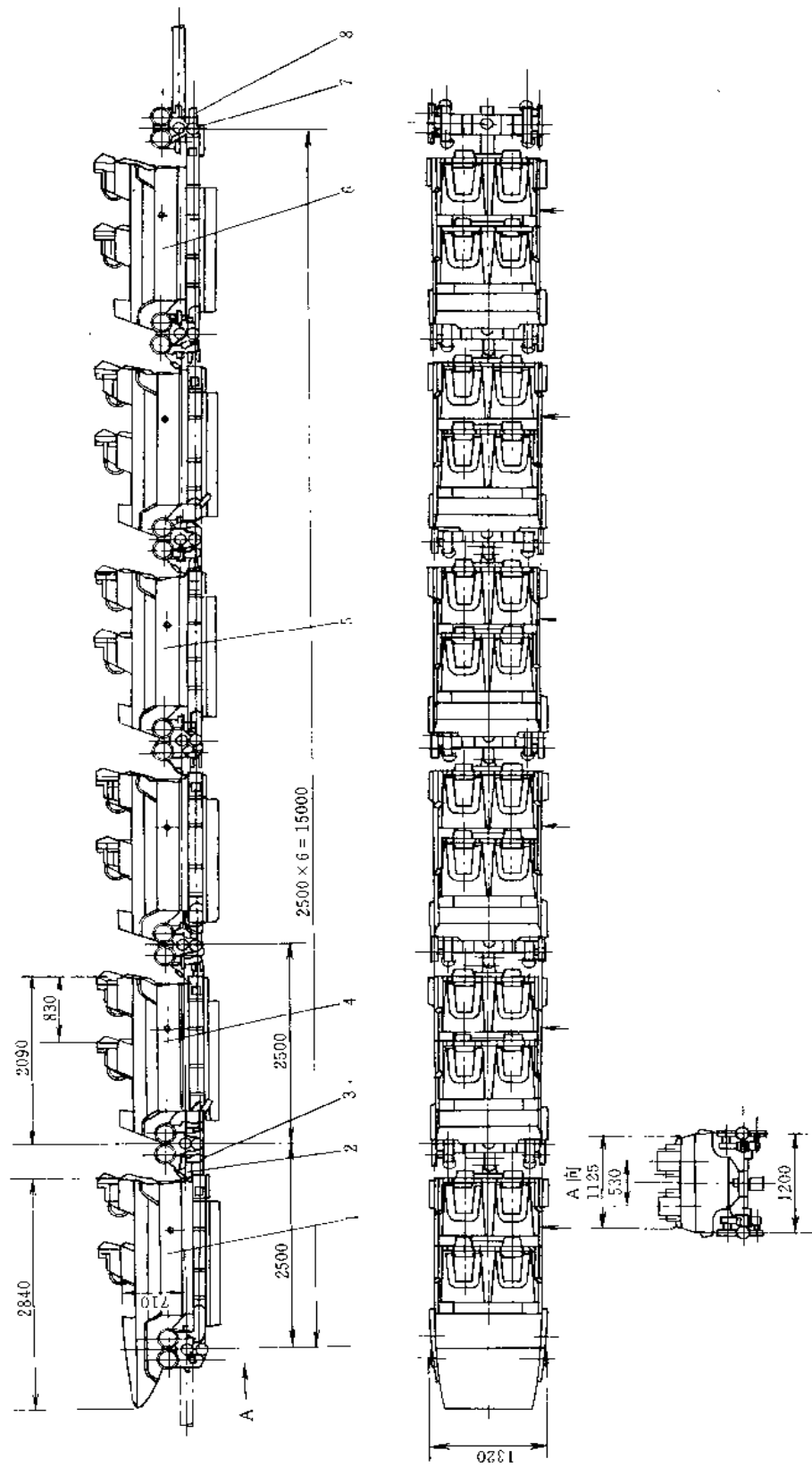


图 2-1-158 滑行列车及主要结构

1—首车;2—连接器;3—安全绳;4—牵引车;5—中间车;6—尾车;7—尾部连接器;8—轮桥

的游艺机。

滑行车运动的基本原理是能量转化和守恒定律。其趣味性与惊险性来自巧妙的轨道构思。变化多端的空间轨道使滑行车能沿其滑行，实现高速俯冲、起伏翻转、螺旋前进，最后回到原地（站台）。如图 2-1-157 所示，滑行轨道主要由站台轨道 1、斜坡轨道 2、大回环轨道 3、螺旋轨道 4、5 等组成。

滑行车 7 在滑行前，要由列车牵引提升装置 6 牵引通过整个斜坡轨道 2，提升到轨道最高点，然后脱钩下滑，实现势能转变成动能并克服轨道与空气阻力做功。

设计轨道必须满足滑行车能平稳流畅地运行通过各点，最后回到站台。滑行车不但要能冲上到达大回环的顶点，而且在顶点要能克服重力的离心力，这就要求滑行车在顶点位置时要具有一定的速度。同时，滑行车到达站台时，也必须有一定的速度富余，以适应不同环境变化时产生的阻力变化所引起的速度变化。要求对高度差（ $h_1$ 、 $h_2$ ）作精细的计算，对高度差、坡度的分配、曲线半径的确定，都要满足各处起伏变化的速度要求与运行的流畅性。

车辆的正确设计是保证滑行车正常运行的另一重要因素。支承车辆的车轮组从三面包住圆管轨道，并能使单个车辆在三个方向转动自如，使其在空间轨道上运动而不别劲。车轮轴要能承受较大的疲劳冲击而不断裂。

从以上简单介绍可知，有了基本原理还要有巧妙的构思。要把设想、构思付诸实施，设计出真正使用的设备，还必须解决各种技术问题，如轨道高度、坡度分配及曲线半径问题，车辆三方向转动问题，安全问题，车轮与刹车片的材料等问题。新产品开发时还要配合必要的试验，如本例，在设计计算时，必须取得车轮与轨道的摩擦阻力系数、风阻力系数的数据。

图 2-1-158 所示为滑行列车及其主要结构。

### 9.2.2 高空翻滚滑行车的主要结构

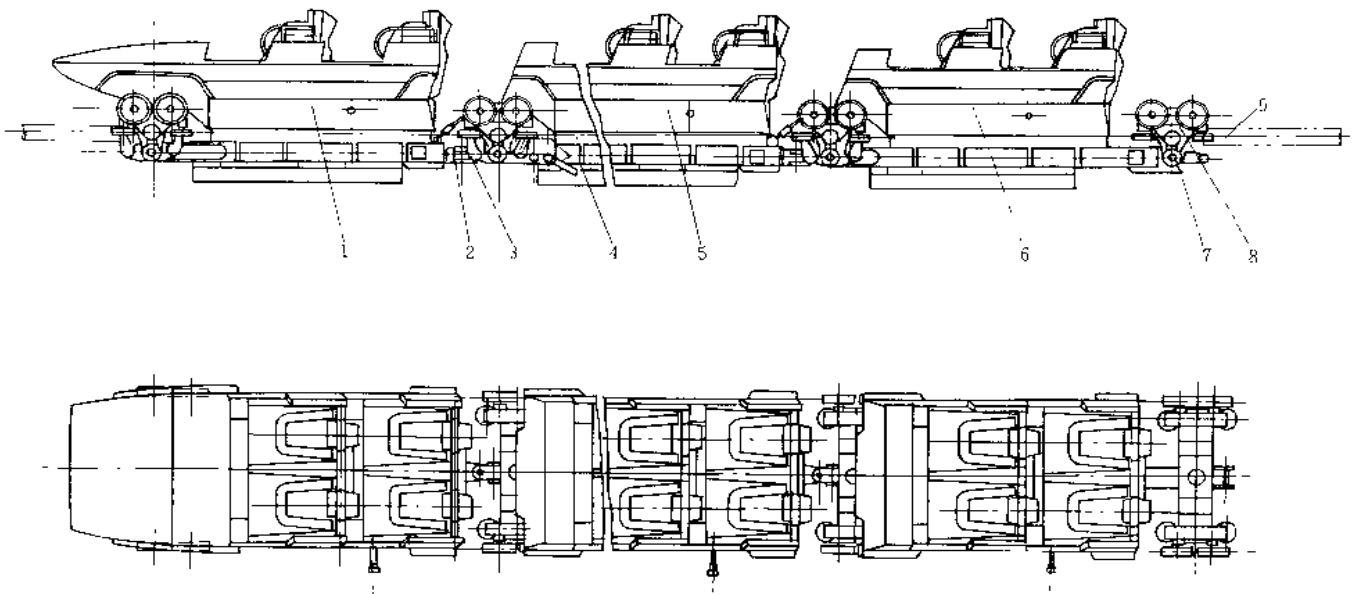


图 2-1-159 高空翻滚滑行车总体结构

1—首车；2—连接器；3—安全绳；4—牵引车；5—中间车；6—尾车；7—尾部连接器；8—轮桥；9—轨道

图 2-1-159 所示为高空翻滚滑行车总体结构。它由首车、尾车、中间车及牵引车组成。各车通过连接器 2 和轮桥 8 连成列车整体，列车要在空间圆形轨道上实现高速俯冲、翻转、转弯、螺旋前进、自由滑行，则车与车之间应能作三个方向的回转，其结构必须十分紧凑，灵巧。

图 2-1-160 所示为车架，它由主轴 1、安全环 2、架体 3 及制动板 4 等组成。车架起承重作用。首车、尾车、牵引车与中间车均支承在车架上，车架前端通过主轴 1 支承在轮桥上，前端销轴 5 与连接器相连，因而与前面车箱连接起来。车架后端通过连接器上的连接杆也支承于轮桥上，所以可与后面的车箱连接。车架下

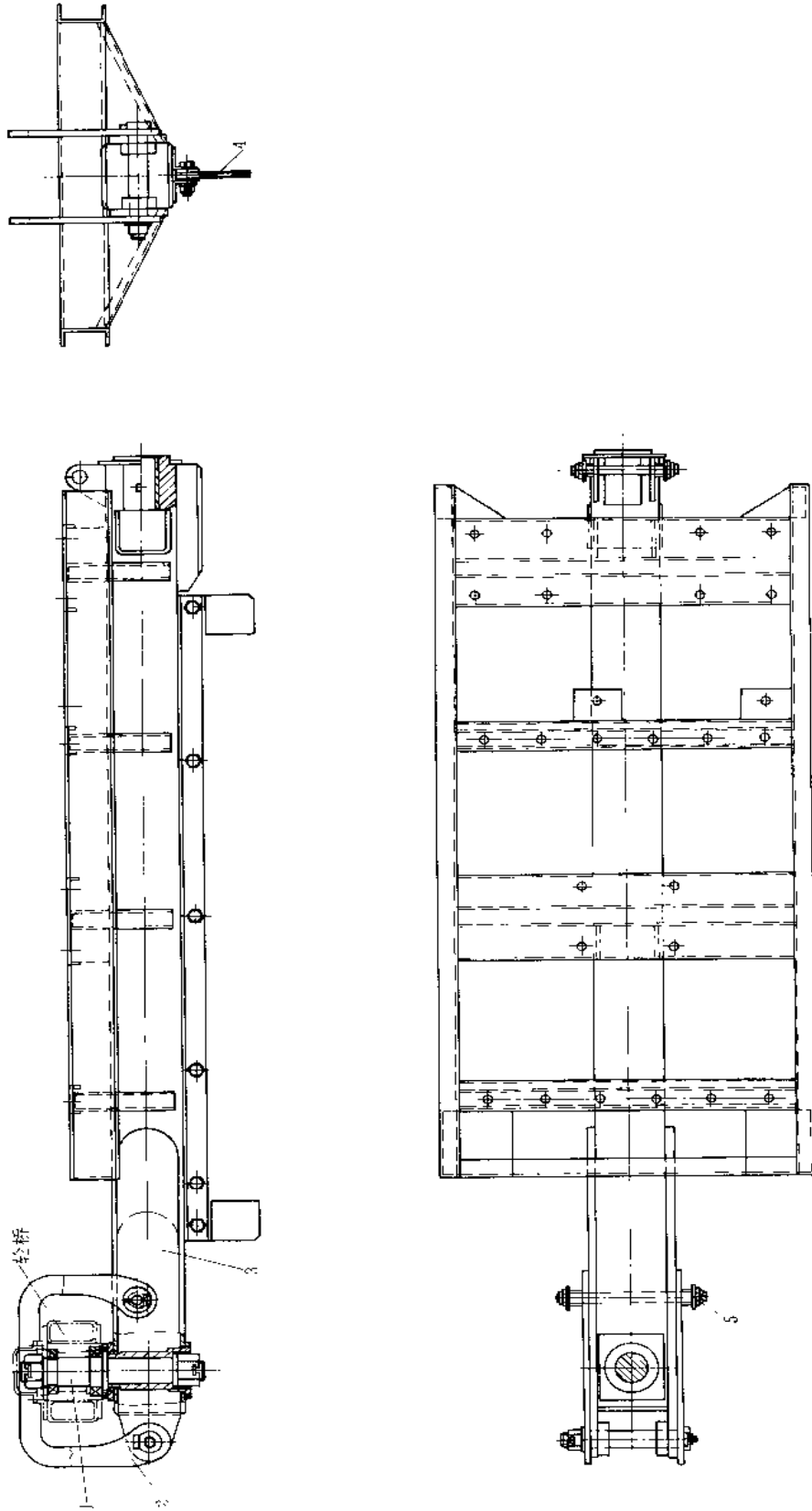


图 2-1-160 车架  
1—主轴;2—安全环;3—车架;4—制动板;5—销轴

部通过螺栓连接有制动板 4。车架的架体是负重的主要结构，由型钢焊接而成，重量要轻，但强度和刚度必须保证。

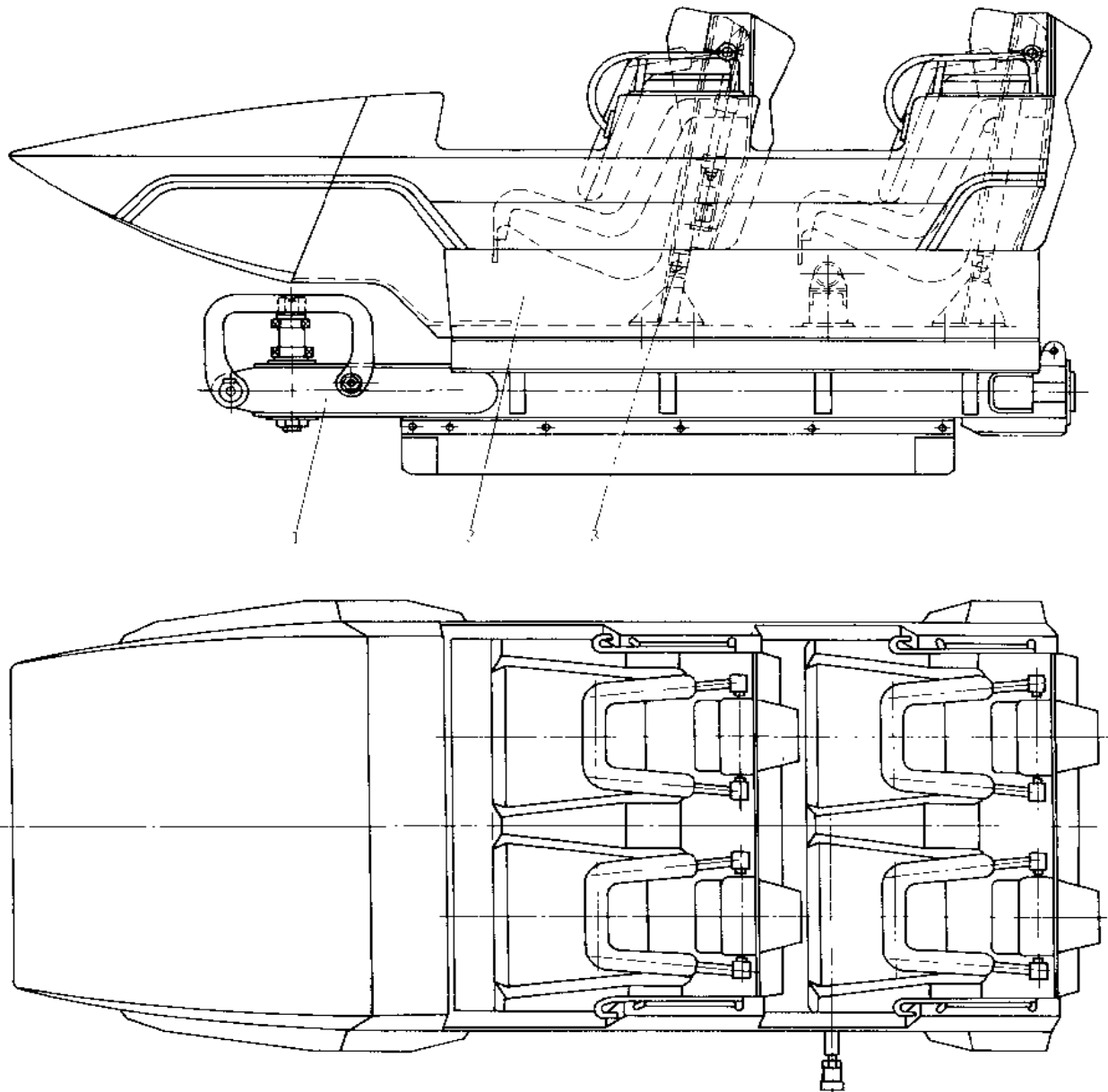


图 2-1-161 首车

1—车架；2—首车箱；3—压臂装置

图 2-1-161 所示为首车结构。它是由车架、车箱和压臂装置等组装而成。车箱及其内的座椅均由玻璃钢制成，强度、刚度较好，重量很轻。压臂装置能确保游客在座位上不能随意离开或从座位上飞出。其他尾车、牵引车或中间车均和首车类似。

图 2-1-162 所示为连接器。其主要零件为连接杆 1、销轴 2 和连接叉 3。前面连接杆 1 插入前面车箱的尾部孔中，可在孔中回转。后面连接叉 3 通过车架销轴 5 与车架相连。连接杆的方向用 X 表示，车架销轴 5 的方向用 Y 表示，叉上的销轴 2 用 Z 表示，则连接器 3 实现前车箱相对后车箱在 X、Y、Z 三个方向上的转动功能。

图 2-1-163 所示为轮桥。它是支承车箱的部件，同时也起连接作用。车架架体左端通过架体上的主轴挂在

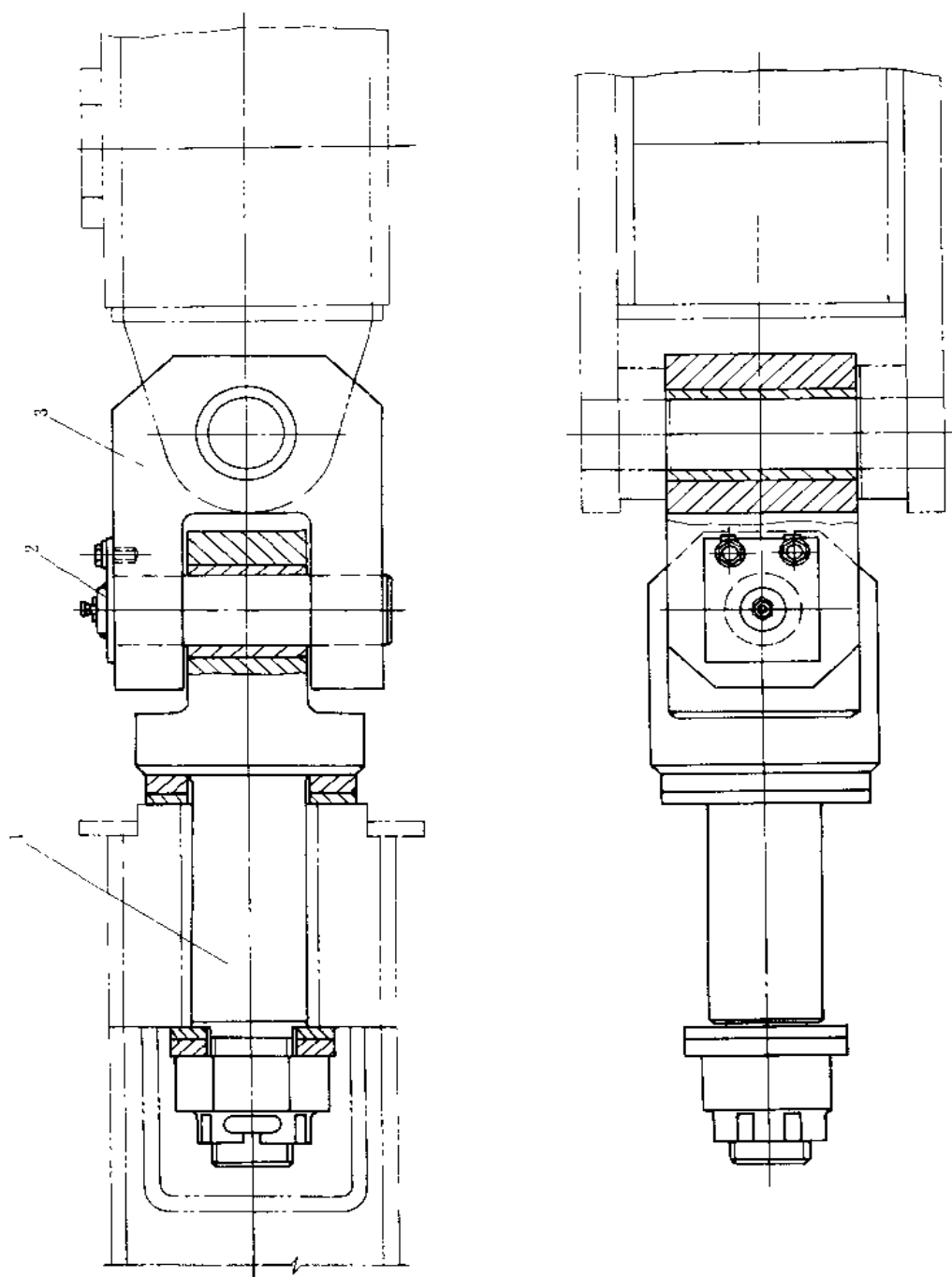


图 2-1-162 连接器  
1—连接杆;2—销轴;3—连接叉

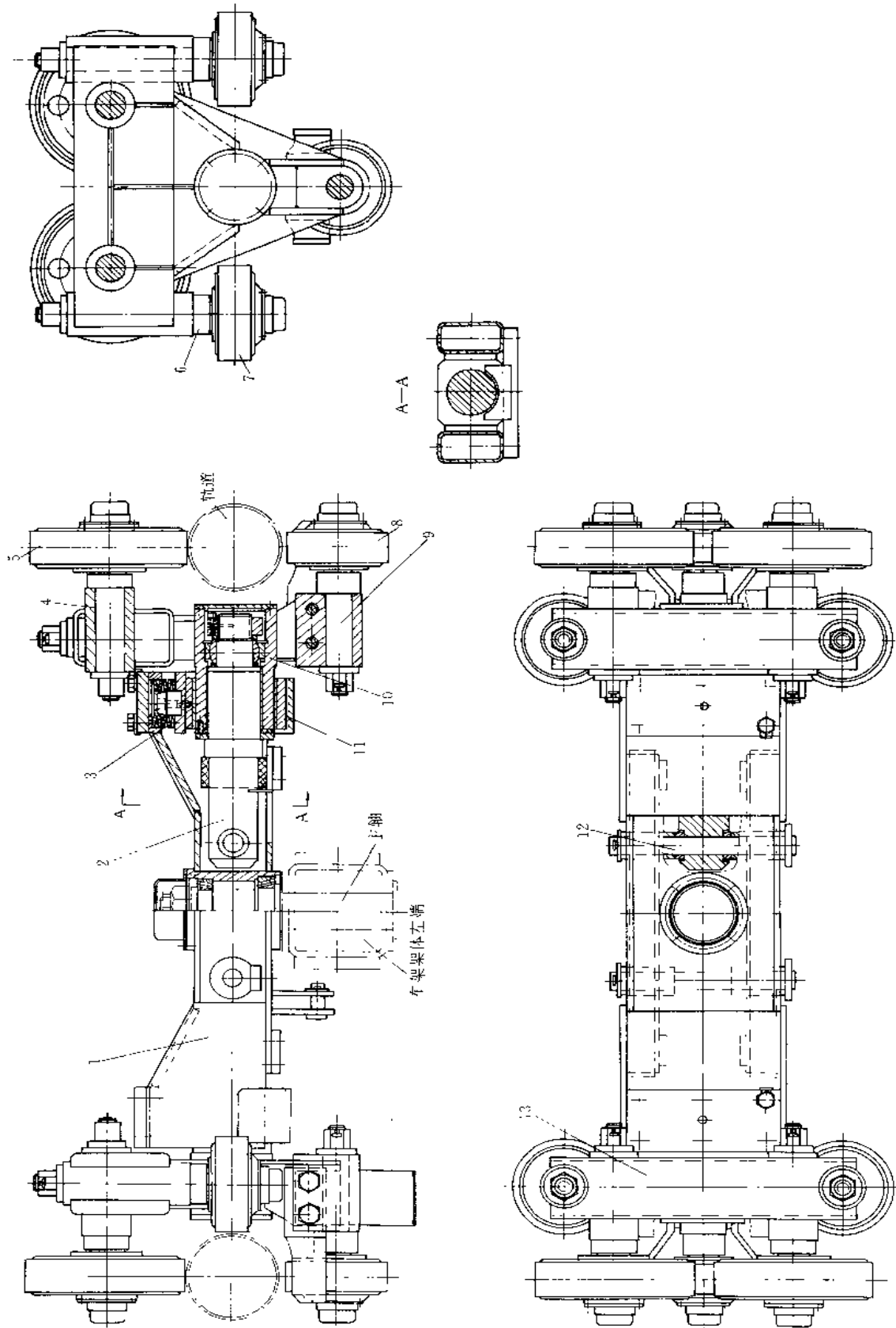


图 2-1-163 轮桥  
 1—桥壳; 2—半轴; 3—碟形弹簧; 4—承重轮轴; 5—承重轮; 6—侧导轮轴; 7—侧导轮; 8—倒挂轮; 9—倒挂轮; 10—侧导轮; 11—支车架; 12—销轴; 13—轮架



桥壳 1 的中部。桥壳通过碟簧 3 (碟簧起缓冲作用)、支承架 11、半轴 2、轮架 13、承重轮轴 4 和承重轮 5 支承在轨道上。半轴 2 可绕销 12 回转, 轮架 13 可绕半轴回转。通过承重轮 5、倒挂轮 8 和侧导轮 7, 各轮分别从两轨道的三个方向将轮桥定位, 也即将车箱定位。这就是车箱在圆形轨道能正确定位行走的结构保证。

## 10 硬胶囊分装机

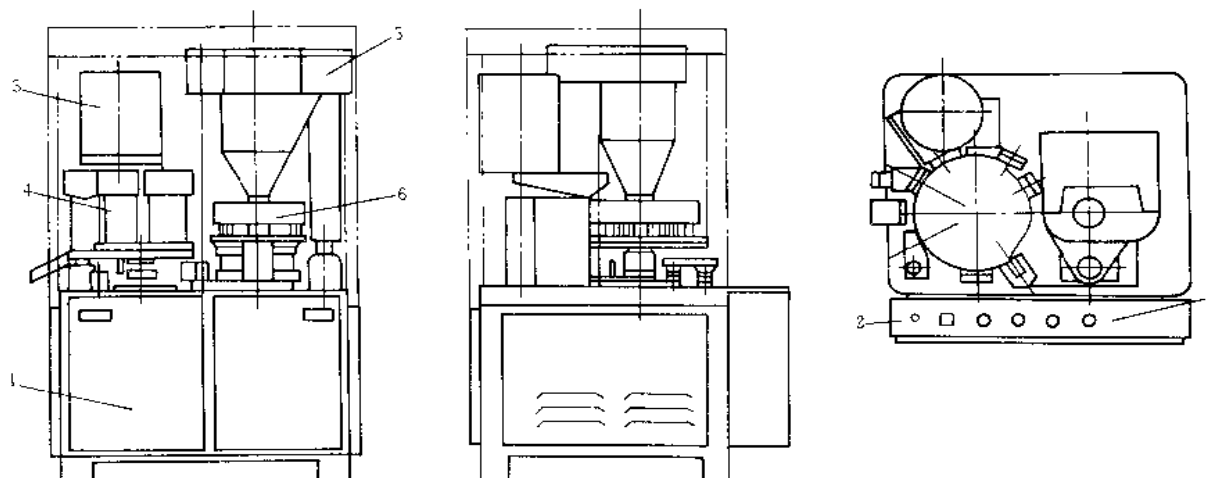


图 2-1-164 全自动硬胶囊分装机外形 (哈尔滨飞机制造公司产品)

1—控制柜; 2—操作台; 3—胶囊进料漏斗; 4—胶囊整理站;  
5—粉剂进料漏斗; 6—剂量站; 7—控制屏;

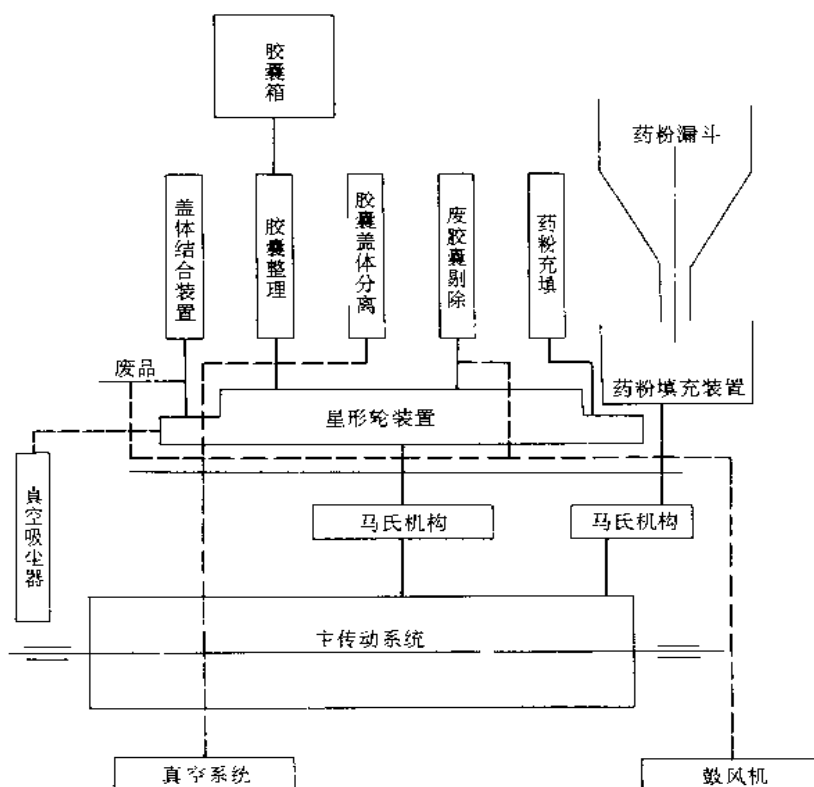


图 2-1-165 硬胶囊分装机组成示意图

图 2-1-164 和图 2-1-165 所示为全自动硬胶囊分装机。它是填料为粉剂的医药硬胶囊分装机。由主传动系统、药粉供给与充填系统、胶囊工作系统、电气系统、鼓风系统和真空系统等组成。

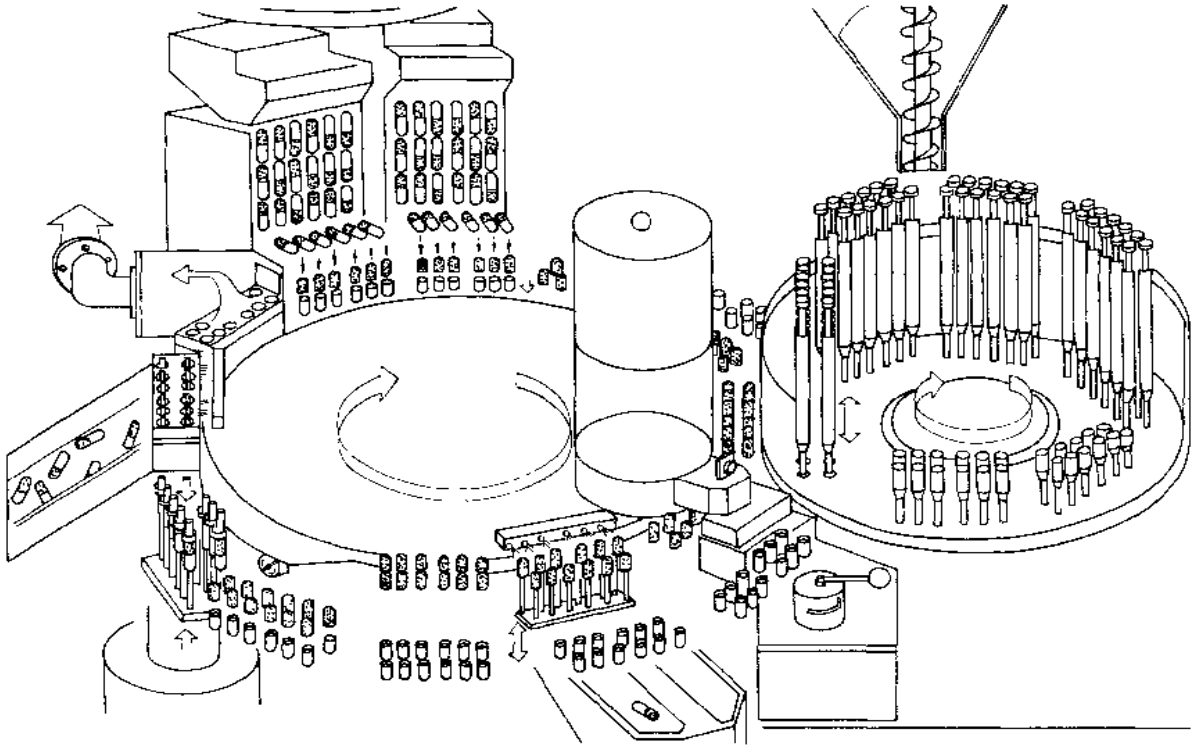


图 2-1-166 胶囊工作系统和药粉供给与填充系统工作原理示意图

图 2-1-166 所示为胶囊工作系统和药粉供给与填充系统工作原理示意图。首先将空胶囊及所要充装的药粉分别放到胶囊箱和药粉漏斗中，然后，胶囊工作系统将无规则排列的胶囊变为有序排列，并自动分开囊帽与囊体，此时，药粉供给及填充系统将事先计量好并捣实的药粉装入胶囊体，随后囊帽、囊体合口，送入成品收集桶中，同时剔除有毛病的胶囊。

上述工艺过程主要由两大系统来完成：一个是药粉供给与填充系统；另一个是胶囊工作系统。图 2-1-166 中左侧不锈钢筒及与其连接的圆盘为胶囊工作系统；右侧漏斗及连接圆盘为药粉供给及填充系统。胶囊工作圆盘共有十二个工位。从胶囊上料、开启（囊帽、体分开）、填药、合体到成品推出，都在这十二个工位内完成。而药粉的供给与填充则由右侧圆盘上的六个工位来完成。

### 10.1 主传动系统

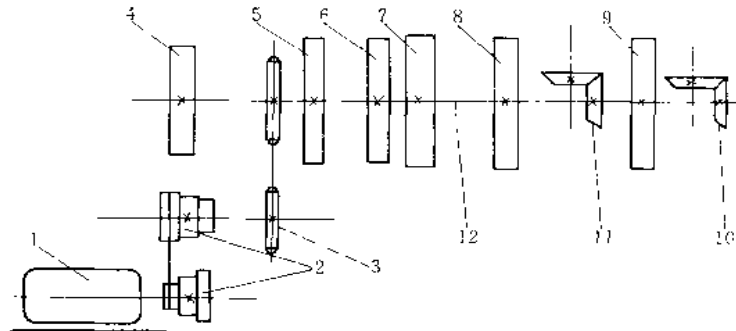


图 2-1-167 主传动系统示意图

1—电机；2—塔轮；3—链轮；4、5、6、7、8、9—凸轮；10、11—锥齿轮；12—主轴

图 2-1-167 所示的主传动系统采用了制动式电机（分装机类型不同，则电机的功率不等），其目的是为了控制停机的位置，以保证填充处于结束位置。然后通过三变速塔轮 2 及链轮 3，将动力传递给主轴 12。主轴上的六个凸轮 4~9 及两对锥齿轮 10、11 带动相应的胶囊模板输送轮、胶囊整理装置、药粉装填装置等系统协同运动，以达到自动分装的目的。

## 10.2 药粉供给与填充系统

药粉供给装置位于药粉填充装置的上部。该系统的工作过程是：药粉供给装置向药粉填充装置提供一定剂量药粉，然后，药粉填充装置通过六个工位将药粉加工成所需要的柱体形状，填入已打开的囊体中

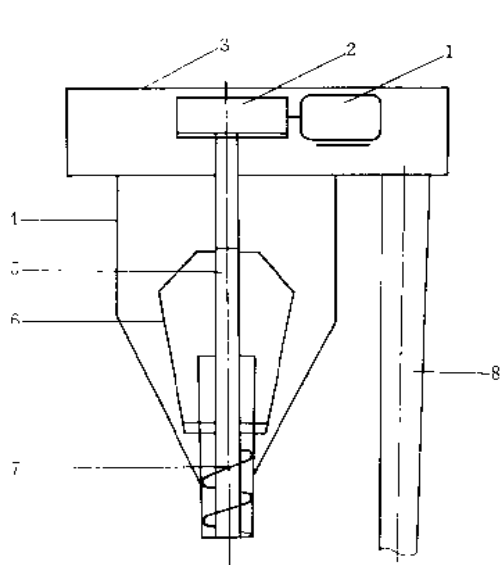


图 2-1-168 药粉供给装置示意图

1—电机；2—减速器；3—固定座；4—药粉漏斗；5—连杆；6—拨叉；7—螺旋推进器；8—升降平衡机构

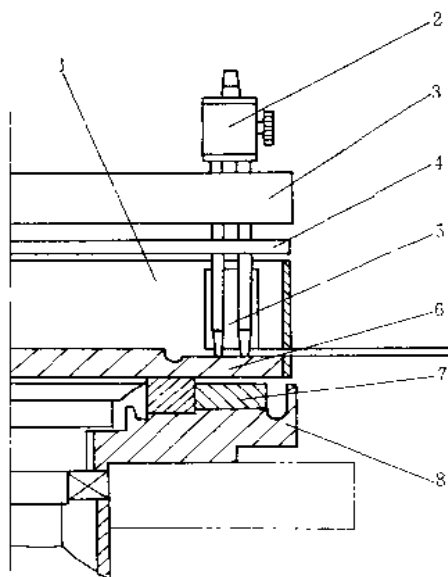


图 2-1-169 药粉填充装置结构简图

1—粉盒圈；2—领杆机构；3—充杆座盘；4—定位盘；5—分粉器；6—计量盘；7—铜环组件；8—托盘

图 2-1-168 所示为药粉供给装置，它是由升降平衡机构、药粉漏斗、传动机构及支承座组成。升降平衡机构的作用之一是支撑固定座、药粉漏斗和传动机构，另一个作用是当漏斗中的药品种需要更换或清洗漏斗时，用其将漏斗等提起。其工作过程是：当供电电机通电后，电机带动减速器转动，并通过连杆带动药粉拨叉及螺旋推进器旋转，从而将药物从漏斗的下端输送到填充装置的贮存腔内，供填充之用。

图 2-1-169 所示为药粉填充装置。药粉填充工作上要包括：1) 将一定量的药粉盛贮在圆形贮药腔内；2) 将药粉捣实成柱，并充入已打开的囊体中。其中，贮药腔是由粉盒圈 1 和计量盘 6 组成，其内的药粉高度是由腔内的电容式物位计进行自动控制的。

计量盘高度与所谓药柱的高度相等，钻有直径与药柱相等的孔。药粉由六组粉充杆组件捣实，药柱下部有铜环组件 7 托位，最后在冲入胶囊之前，携带药囊的模板已进到铜环组件的缺口处，即计量盘的下部。六组粉充杆的工作情况如图 2-1-170 及图 2-1-171 所示，即第一组粉充杆压入药粉高度是  $h_1$ ，第二组压入的高度为  $h_2$ ，……依次类推，直到第五组粉充杆的压入高度与计量盘的高度一致；到第六组时，将具有一定高度、一定密度的药柱推入该工位下面已准备好的囊体中。六个工步完成后，又开始一个新的循环。这就要求计量盘每间隔  $60^\circ$  作一次间歇转动（由锥齿轮及马尔它机构实现），粉充杆组件作上下往复运动（由凸轮机构来完成）。至于计量盘上孔个数的多少，则根据机型的不同而定，这两部分的工作协调进行。当粉充杆离开计量盘后，计量盘开始下一次的转位；而计量盘停止转动后，粉充杆冲下，周而复始地完成药物的充填。六组粉充杆各自的高度是事先通过每组领杆机构中的调整螺栓调整好的。

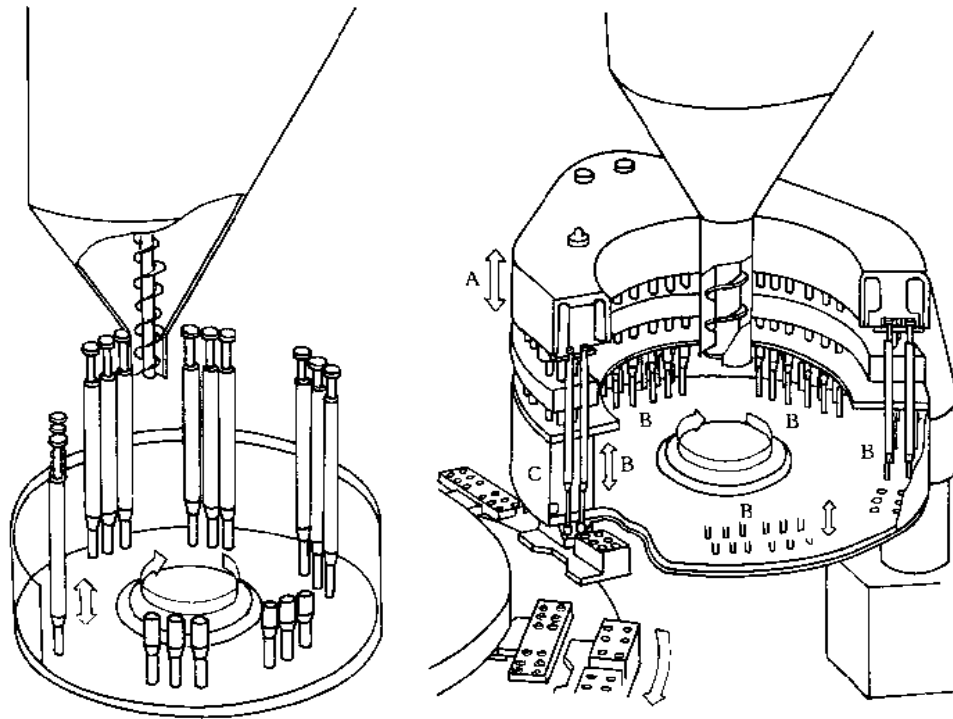


图 2-1-170 药粉捣实、填充过程示意图

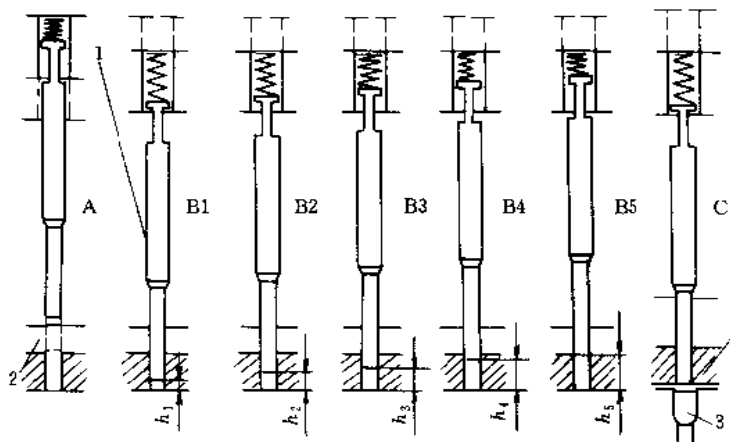


图 2-1-171 六组粉充杆工作过程示意图

1—粉充杆；2—药粉；3—囊体；4—计量盘

### 10.3 胶囊工作系统

胶囊工作系统完成从空胶囊供给、胶囊分离、填充药粉、胶囊合成到出成品的全过程。它是由胶囊整理、分离、填充药粉、废胶囊剔出、胶囊合成、顶出成品等系统组成。

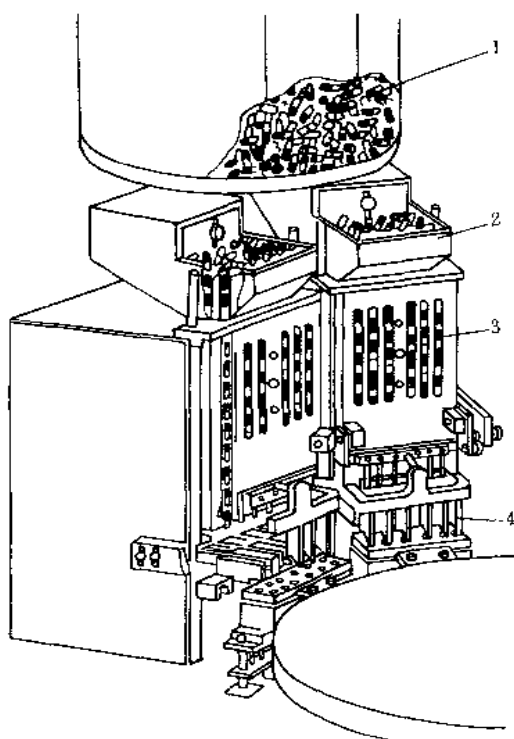


图 2-1-172 胶囊供给及胶囊装置示意图  
1—胶囊桶；2—胶囊漏斗；3—滑板；4—拨叉

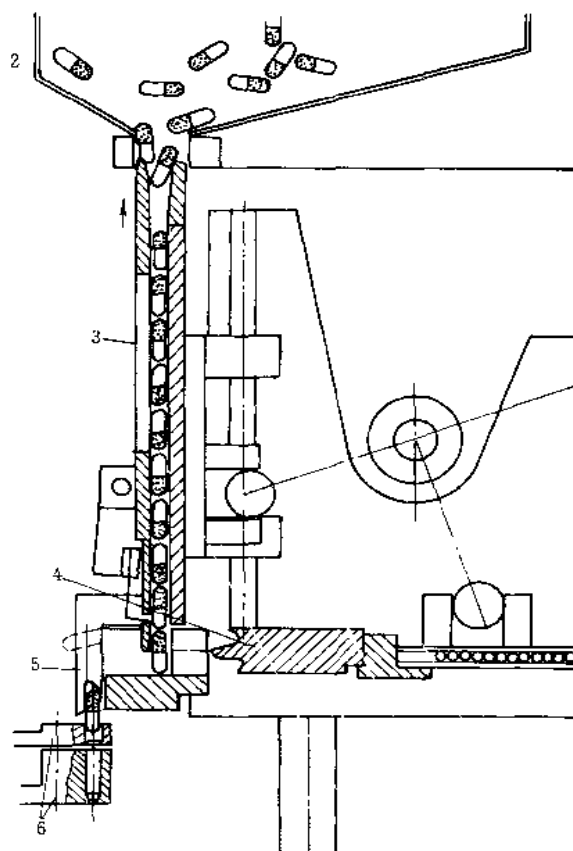


图 2-1-173 胶囊整理过程示意图之一  
5—拨叉；6—胶囊模板（其余件号名称同图 2-1-172）

图 2-1-172 所示为胶囊供给装置，它由胶囊桶和胶囊漏斗组成，负责胶囊的贮存和向胶囊整理装置供给胶囊。该系统主要完成三个任务：1) 初步竖向整理胶囊；2) 横向整理胶囊；3) 完全竖向整理胶囊，以便向胶囊模板提供理顺好的、胶囊体在下方的胶囊。

图 2-1-173~图 2-1-175 所示为胶囊整理过程。从图 2-1-173 中可知，漏斗中的胶囊通过滑板 3 上下运动，使胶囊变为竖向排列，但此时每个胶囊帽的方向不同，有上有下。然后，拨叉 4 将最下面的胶囊横向推出，如图 2-1-174 所示。此时，不论囊帽向上、向下，通过拨叉的作用，在横推过程中均使囊体朝外，图 2-1-175 所示。这样，即完成了横向整理过程。然后，拨叉 5 将此胶囊垂直送入上下模板完全合拢的胶囊模板 6 中，至此胶囊整理过程全部完成。

图 2-1-176、图 2-1-177 所示为胶囊分离过程及分离机整机工作过程示意图。当胶囊进入模板后，立即被真空吸力将胶囊帽、囊体分开。若模板分为两排时，则靠单的一排孔中所放入胶囊的分离过程在第 2 工位上完成。图中 3、4 工位是携带囊体、囊帽的上下模板分开，并且充分将下囊体露出来，以便为第 5 工位填充药粉作准备。第 6 工位是备用站，如需要装入混合药粉时，在本工位完成。第 7 工位是废胶囊剔出站，即将未分离的胶囊消除，防止空胶囊混入成品中。此时，机器将空胶囊向上推出，用风吹走，如图 2-1-178 所示。第 8、9 工位是上下模板合拢，第 12 工位是将囊帽与囊体进行深插合工位，采用上压、下顶的方法，其

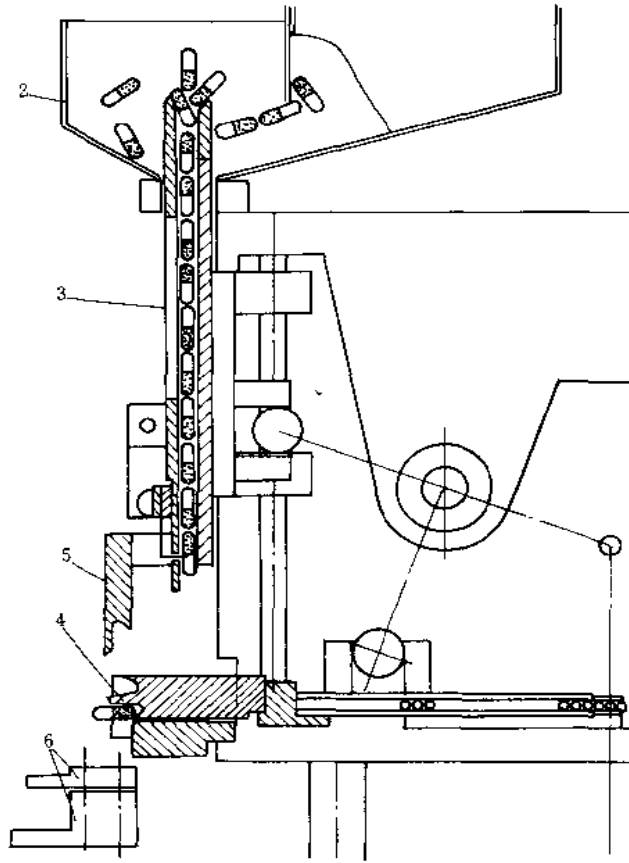


图 2-1-174 胶囊整理过程示意图之二  
(件号名称同图 2-1-172 和图 2-1-173)

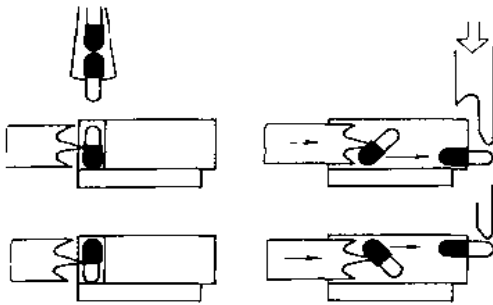


图 2-1-175 胶囊整理过程示意图之三

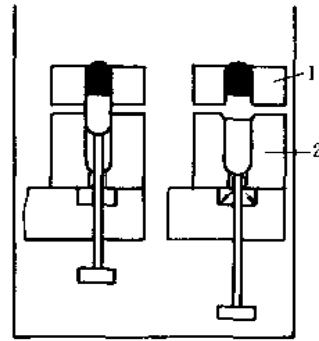


图 2-1-176 胶囊分离过程示意图  
1—上模板；2—下模板

原理见图 2-1-179。第 11 工位是将成品推出。此处顶杆从下向上将成品顶出模板，并且用风将其吹进成品收集桶中。第 12 站上下模板经过风浴，清除残药。风浴是由吸尘器完成的。随后，再准备进入下一个循环。

图 2-1-180 所示为胶囊运载机构。以上所有动作都是在此完成的。该机构由上下模板、模板运载轮、上活动支座、活动支座的导向圆盘、凸轮盘及间歇轮等组成。

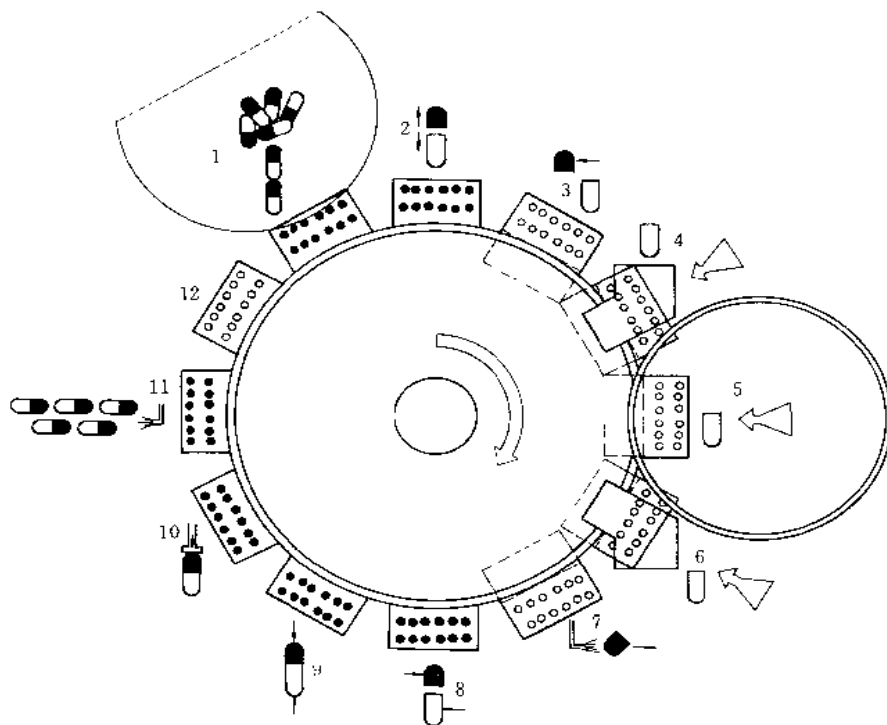


图 2-1-177 胶囊分装机整机工作示意图

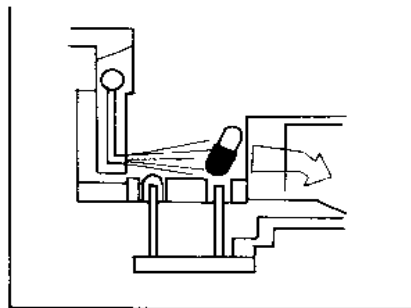


图 2-1-178 废胶囊剔除过程示意图

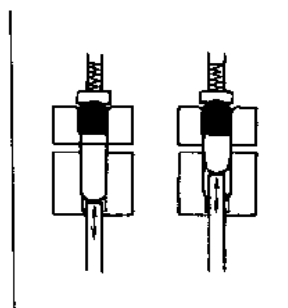


图 2-1-179 胶囊深插合原理示意图

上下模板是运载胶囊的“车箱”，共有12对。上模板固定在活动支座8上，下模板固定在模板运载轮12上。上模板除与下模板随同运载轮12作同步旋转外，还根据需要单独作升降和伸缩运动。但这两个运动严格受凸轮盘1的升降与伸缩两种轨道的控制。当整个活动支座随运载轮转动时，伸缩滚轮5受到凸轮盘1水平轨道的约束，升降滚轮7则受到凸轮盘1直立轨道的限制和压簧9的作用。

导向圆盘3用螺钉和销钉固定在运载轮12的中央，随运载轮12作同步运动。在其柱状圆周面上等弧度地开有12对孔，各孔里都装有直线轴承4，用以支持上模板活动支座8，并可使支座在径向活动。间歇轮14是带动模板运载轮12作间歇运动的主体，由于有12个工位，所以间歇轮每运动一次，则带动模板运载轮转 $30^\circ$ 。

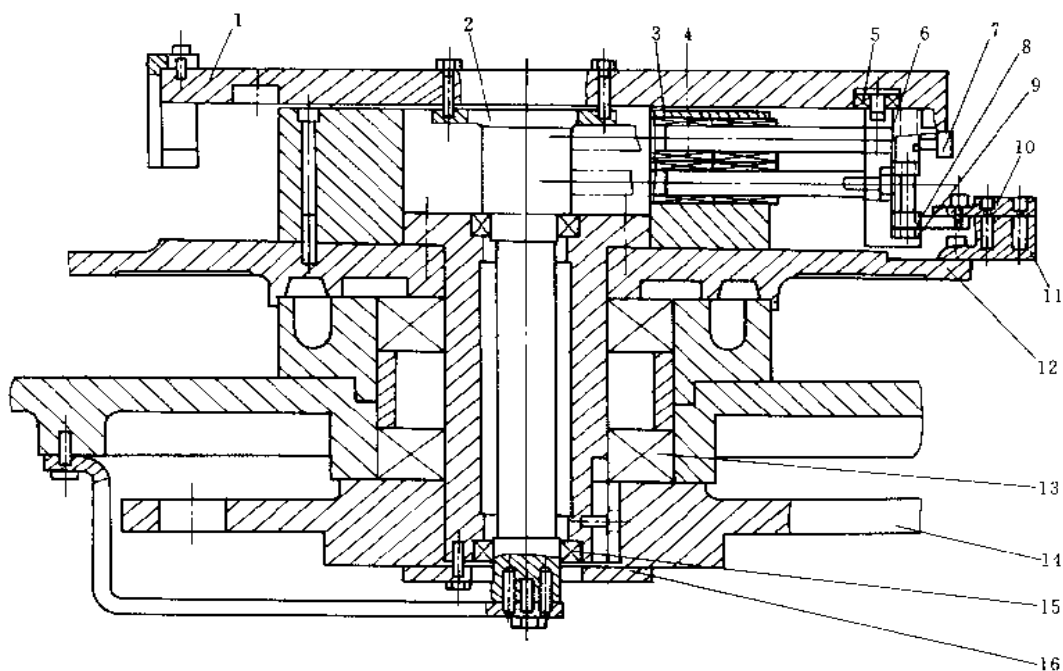


图 2-1-180 胶囊运载机构

1—凸轮盘；2—定心轴；3—导向圆盘；4—直线轴承；5—伸缩滚轮；6—支座体；7—升降滚轮；8—活动支座；  
9—压簧；10—上模板；11—下模板；12—模板运载轮；13—轴承；14—间歇轮；15—轴承；16—提升座

#### 10.4 真空系统和吸尘系统

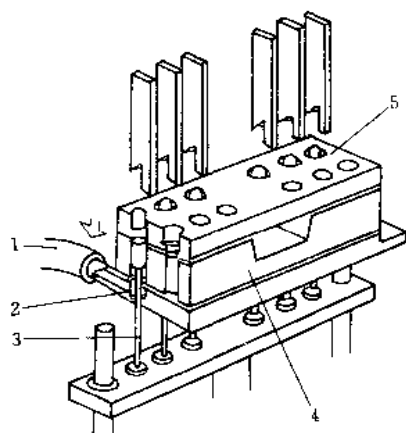


图 2-1-181 真空吸离胶囊装置结构示意图

1—真空导管；2—吸离块；3—顶杆；  
4—下模板；5—上模板

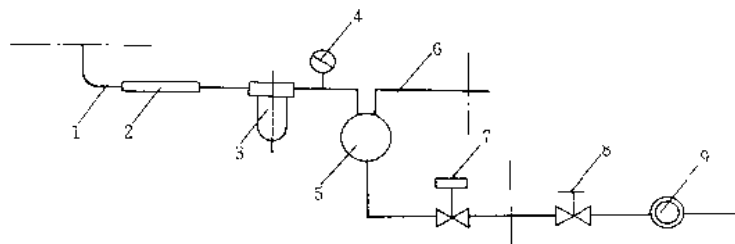


图 2-1-182 真空系统原理

1—导管（与工作台面相连）；2—真空用波纹管；3—空气滤气器；  
4—真空表；5—水环式真空泵；6—排水管；7—电磁阀；  
8—手动阀；9—水流量表

图 2-1-181 所示为真空吸离胶囊示意图。胶囊分离工作是在第 1、2 下位，借助于真空吸力来完成的。若模板为二排时，每个工位各完成 50%。真空系统的真空导管 1 与吸离块 2 相接。当真空腔与系统接通时，真空腔里便产生负压，通过吸离块 2 的孔，不断向外吸气，将囊帽、囊体分开。顶杆 3 的作用是当胶囊体落到模孔的底环上时，起到一个缓冲作用，以防囊体底被撞破。

其工作过程是：当运载轮旋转时，吸离块 2、顶杆 3 等位于下极限状态；运载轮停站时，则上升，即吸



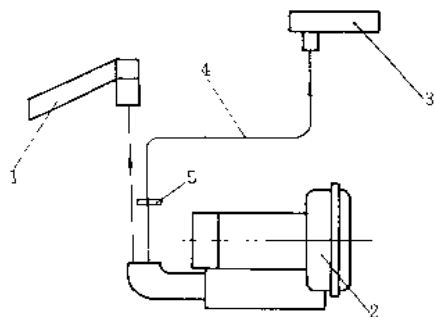


图 2-1-183 鼓风系统

1—吹出成品胶囊；2—气泵；3—吹出废胶囊；  
4 管路；5 调节夹

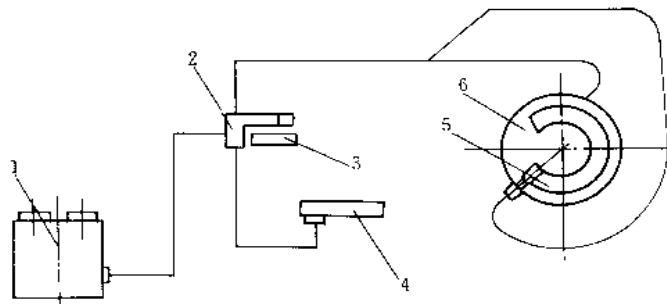


图 2-1-184 吸尘原理

1—真空吸尘器；2—吸气块；3—模板；4—吸尘块；  
5—铜环；6—托盘

离块、顶杆的上升、下降都是在运载轮停站时完成全过程。

真空系统原理见图 2-1-182。该系统中真空泵采用的是水环式真空泵。电磁阀安装在供水管路上，当真空泵工作时，电磁阀开启向真空泵供水；停机时，电磁阀自动切断水源。

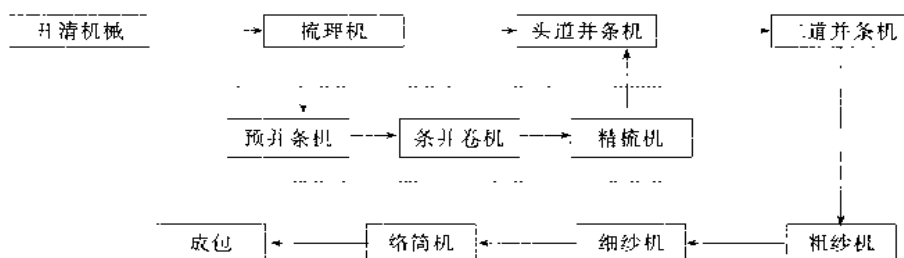
废胶囊的剔出及成品胶囊的推出所需要的压缩空气，均由涡旋泵供给。鼓风系统如图 2-1-183 所示。

为了及时清理残留在模板上及供药系统中定量圆盘底部刮粉器清理下来的药粉，本机还设有吸尘装置，见图 2-1-184。

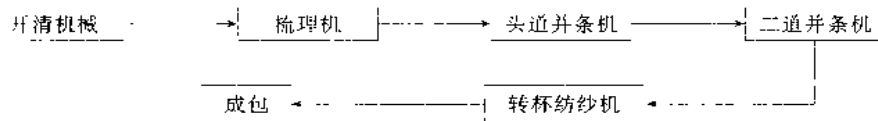
## 11 纺 织

### 11.1 纺纱机械

#### 11.1.1 纺纱工艺流程



(a) 传统纺纱工艺



(b) 新型纺纱工艺

图 2-1-185 纺纱工艺流程

纺纱过程包括从原料到成纱及其后加工的很长的工艺流程，如图 2-1-185 所示。框图表示了棉纺传统工艺和新型纺纱工艺的流程，从中可看出其连续性和成套性的特点。

图 a 是传统纺纱工艺流程，虚线框图内为精梳工艺所增加的工序，适用于细号纱、高质量纱的生产，普通要求的棉纱生产可省去此工序。图 b 是新型纺纱工艺流程。

近年来在新型纺纱设备的开发、单机自动化和工序间的连接以及物流搬运自动化方面都有很大进展；由

于纺纱方法的改变设计成功，以转杯纺纱机为代表的新型纺纱设备省去了粗纱工序直接用条子喂入并络成筒子这一过程，使工序大大简化；清梳设备使开清机械与下道工序所配置的若干台梳理机用管道贯通相连吹送棉束；梳理机、并条机、细纱机、纺纱机都实现了自动换筒或自动落纱；细纱机与自动络筒机之间实现了细-络联。这些都极大地改变了纺纱工业的面貌，并将随计算机集成化的成功实现无人化、少人化的工厂生产。

由于纺纱原料有棉、毛、麻、丝、化学纤维以及由单一成分发展为多种成分的混合纺纱工程，又分为棉纺、毛纺、绢纺、麻纺以及各种成分的混纺；其工艺过程和设备各不相同。

### 11.1.2 细纱机

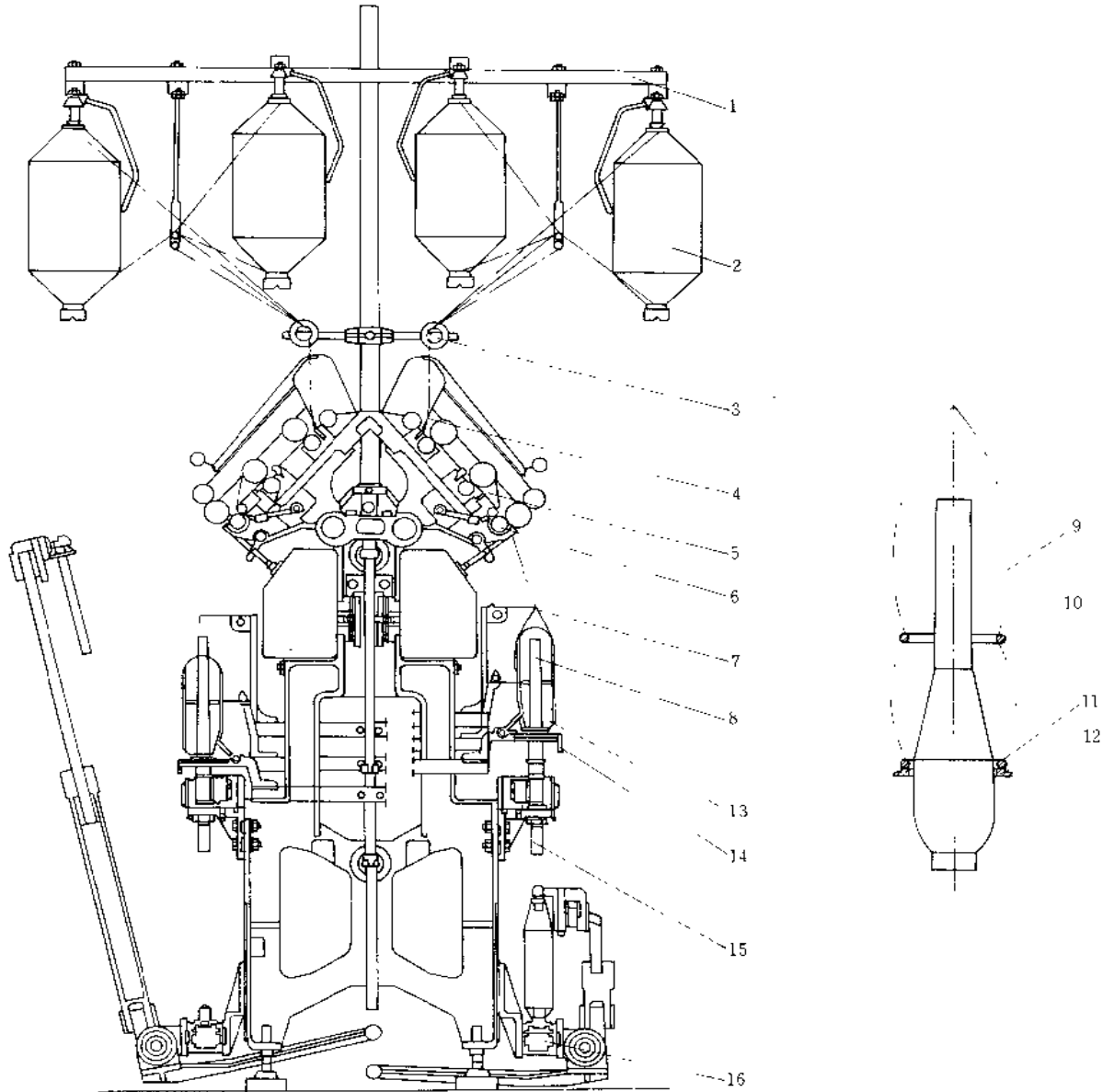


图 2-1-186 带集体落纱装置的细纱机断面图

1—粗纱架；2—粗纱卷紧装置；3—导纱杆；4—导纱装置；5—牵伸机构；6—前罗拉；7—导纱板；8—筒管；  
9—气圈；10—气圈环；11—钢丝圈；12—钢领；13—隔纱板；14—钢领板；15—锭子；16—集体落纱装置

细纱是纺纱的最后一道工序，棉纺厂的规模和生产能力一般以细纱机的锭子总数为标志，并根据细纱的生产能力来配备纺纱各工序的机械设备，细纱工序的产量、质量、消耗、断头率、劳动生产率是衡量纺纱厂生产水平的重要内容。

细纱机的任务是将喂入的粗纱均匀地牵伸到要求的号数，并加上适当的捻度，使成纱具有一定的强度、弹性等物理性能，最后细纱卷装按一定的成形要求卷绕在筒管上，以便运输储存，供后工序机织、针织或捻线用。

图 2-1-186 所示是带集体落纱装置的细纱机断面图。粗纱从悬吊在粗纱卷紧装置 2 上退绕出来，经过导纱杆 3 及缓慢往复的导纱装置 4，喂入牵伸机构 5 进行牵伸，牵伸后的须条由前罗拉 6 输出经导纱板 7 穿过卡在钢领 12 上的钢丝圈 11，经加捻后绕到紧套在锭子 15 的筒管 8 上。由于锭子的高速回转，使纱条张紧带动钢丝圈回转，钢丝圈在钢领 12 上转一圈就给须条加上一个捻度。钢丝圈的运动速度落后于管纱的线速度，两者的差值即为卷绕速度。钢领板 14、导纱板 7、气圈环 10 分别按一定的规律升降，以控制纺纱时的气圈环 9 的形状，改善纱线张力的变化，达到减少断头的目的。在速度较低、卷装的直径和总高度较小的场合可不用气圈环。

现代的细纱机都带有落纱装置，有各种形式，图 2-1-186 是全机集体进行落纱的类型之一。

细纱机的特征参数如下：

锭距 70, 75mm;	筒管长度 190, 205, 230mm;
锭数 408, 420;	牵伸倍数 12~45
卷装 $\phi 38, \phi 42, \phi 45$ ;	锭速 14000~18000r/min.

### 11.1.3 加捻卷绕机构

#### (1) 加捻和卷绕

加捻是使纱线具有一定强度、光泽等物理性能的工艺过程。以纱条从前罗拉输出处作为握持点，通过加捻器件的旋转带动纱条从扁平状态围绕其轴线定向回转，宽度逐渐收缩成为螺旋状。由于纤维间相互抱合压紧，摩擦力增加。纱条在加捻后纤维呈右螺旋的称为右捻或 Z 捻，呈左螺旋的称为左捻或 S 捻。

加捻后的纱条需要按一定规律绕在筒管上，成为便于存储、运输和后工序所要求的各种卷装形式，这种工艺过程称为卷绕。卷绕时除卷装需要回转以外，还要引导纱条在纱层面上有规律地往复，使成形良好。

在传统的粗纱机和细纱机上加捻和卷绕的工作是由同一个机构——加捻卷绕机构同时完成的。图 2-1-187 所示是粗纱机的加捻卷绕和卷绕成形原理。其主要机件是粗纱锭子 1、锭翼 2 和粗纱筒管 3。锭翼 2 由锭子 1 带动作常速回转，转速为  $n_1$ 。粗纱筒管 3 活塞在锭子外面，由差动机构传动作变速回转，转速为  $n_k$ 。纺纱时，由前罗拉输出的粗纱条自锭翼顶孔穿入，从边孔穿出后在顶端绕  $\frac{1}{4} \sim \frac{3}{4}$  转后由下方压掌处穿出绕在筒管上，如图 a 所示。锭子转一圈，粗纱条得到一个捻回，而筒管与锭翼的转速差即为卷绕转速  $n_t = n_k - n_1$ 。粗纱的卷装形状是圆柱形平行卷绕，如图 b 所示。粗纱筒管还作上下的升降运动，使粗纱能沿筒管的轴向紧密排列。

图 2-1-188a 是细纱机的加捻卷绕原理。

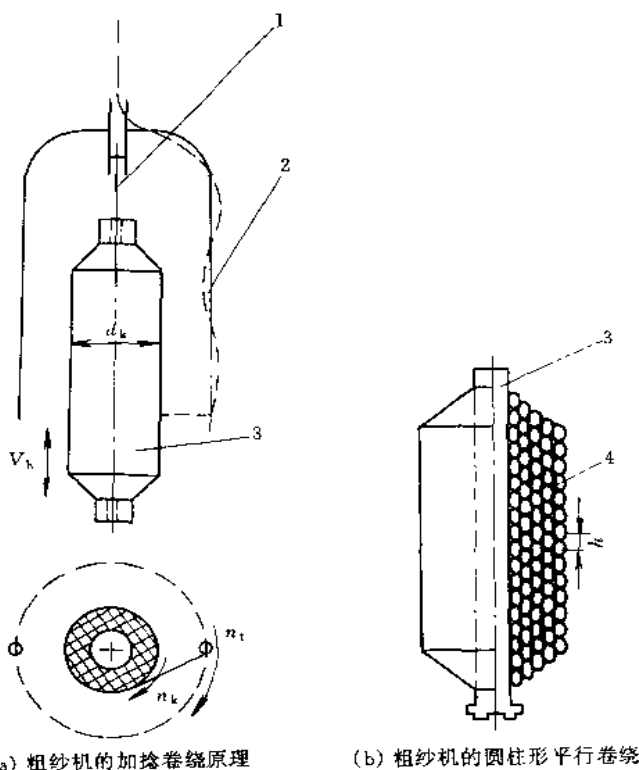


图 2-1-187 粗纱机的加捻卷绕和卷绕成形  
1—粗纱锭子；2—锭翼；3—粗纱筒管；4—粗纱

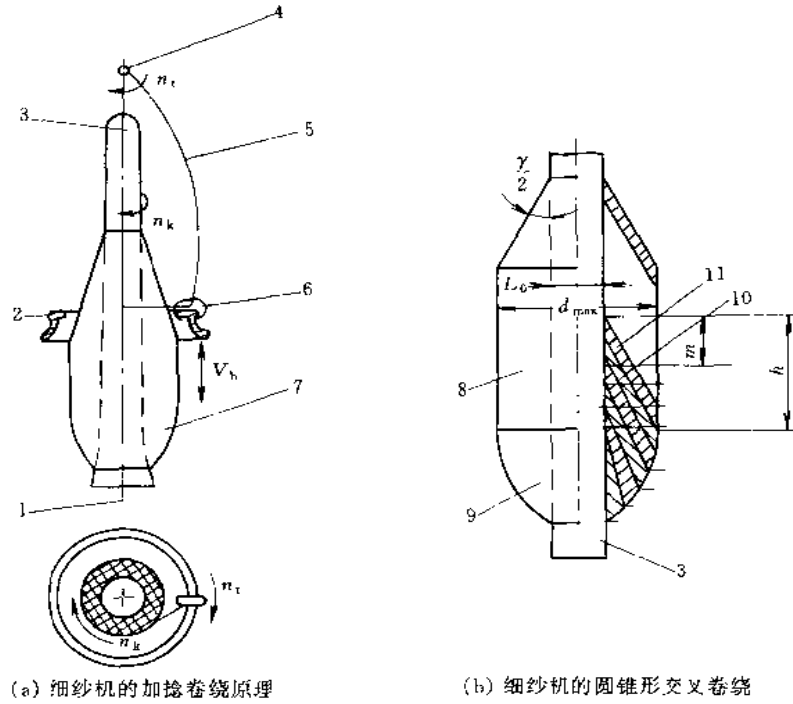


图 2-1-188 细纱机的加捻卷绕和卷绕成形

- 1—细纱锭子；2—钢领；3—细纱筒管；4—导纱钩；5—细纱；6—钢丝圈；  
7—细纱卷紧装置；8—卷装管身；9—卷装管底；10—束缚层；11—卷绕层

其主要机件是细纱锭子1、钢领2、钢丝圈6和细纱筒管3。前罗拉输出的纱条经导纱钩4、穿过钢领2上的钢丝圈6，绕在紧套在锭子1上的细纱筒管3上。锭子带动筒管回转，借助纱线张力的牵动，使钢丝圈沿钢领回转，从而使纱条获得捻回。细纱筒管的转速即是锭子的转速，为常数 $n_k$ ，钢丝圈在钢领上的回转速度 $n_t$ ，因受到摩擦阻力作用一定小于锭子转速，两者的转速差即为卷绕转速 $n_t = n_k - n_1$ 。细纱的卷绕形状是圆锥形交叉卷绕。在卷绕管身部分时，安装有钢领的钢领板作短行程升降，每次升降行程为 $h$ ，每次升降后还余有一个很小的升距 $m$ ，称为级升，如图b所示。在卷绕底部时，为增加容纱量，每次升降的行程和级升都是变化的。为便于退绕，在钢领板上升时上升速度较慢，以便卷绕得紧密一些，称为卷绕层。钢领板下降时，下降速度较快，绕得稀疏一些，称为束缚层。

(2) 倍捻、倍捻锭子和三倍捻锭子

普通锭子每转一周对纱线加上一个捻回，因此单位时间纱线的捻回数受锭速的限制。目前捻线机锭速一般低于15000r/min，对于要求强捻纱(>2000捻/米)的加工就只能在小于7.5m/min的低速下生产。倍捻锭子可在锭子转一周时对纱线加上两个捻回，因而具有提高产量、增大卷装、减少络筒工序等优点。

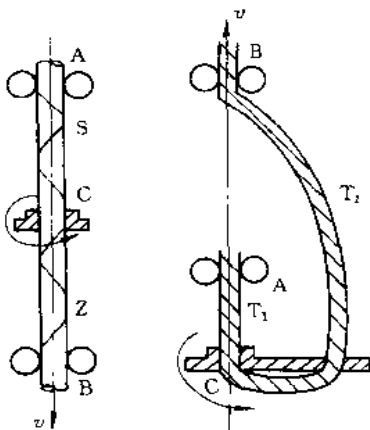


图 2-1-189 倍捻原理

图2-1-189所示为倍捻原理。在左图中纱条被A、B两对罗拉握持且能轴向移动，加捻器C在AB中间。设加捻器按图示方向回转，则在AC段获得S捻，在CB段获得Z捻，而在AB纱段上获得数量相等、方向相反的捻回，其结果是“假捻”。如果将B点移到加捻器的另一侧，如右图所示，而将C点扩大为包含两段纱段(AC、CB)的平面而进行回转，则AC纱段以自身轴线作自转，BC纱段则以AB轴作公转，于是在AC和CB段都获得S捻。若纱线沿轴向移动时，AC段上的S捻输送到CB段即成为两个S捻，达到倍捻效果。

图2-1-190所示为某公司生产的倍捻捻线机的工艺流程。并纱卷装3

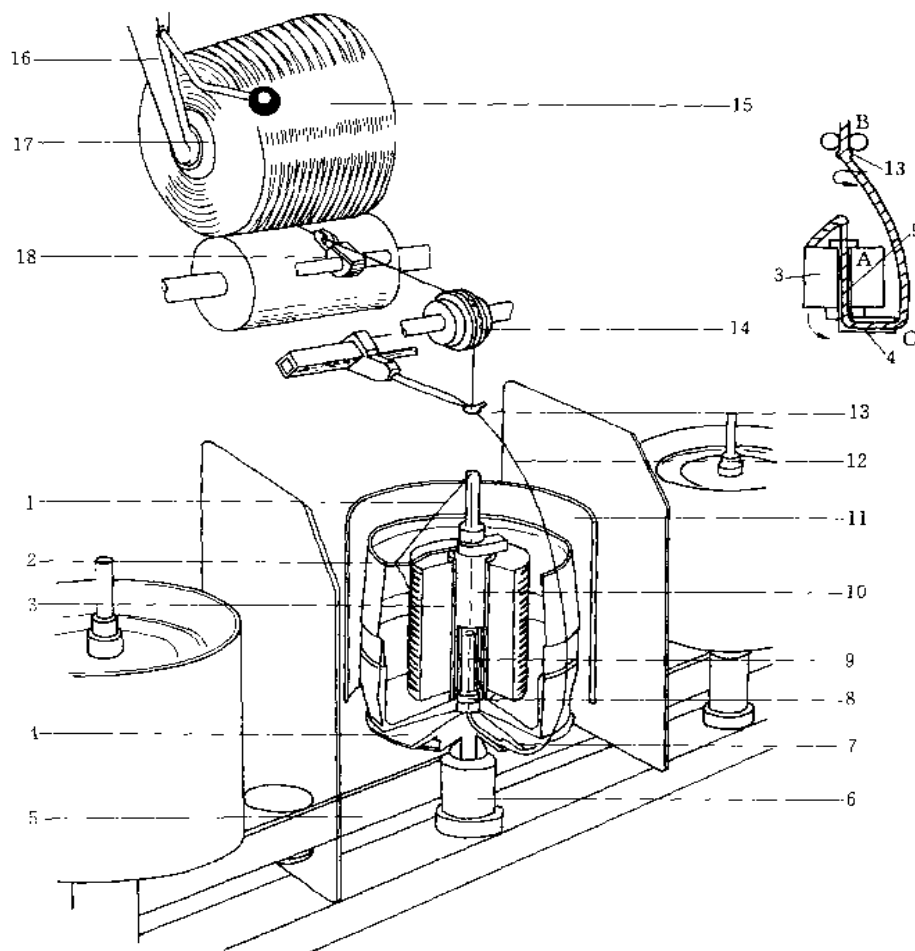


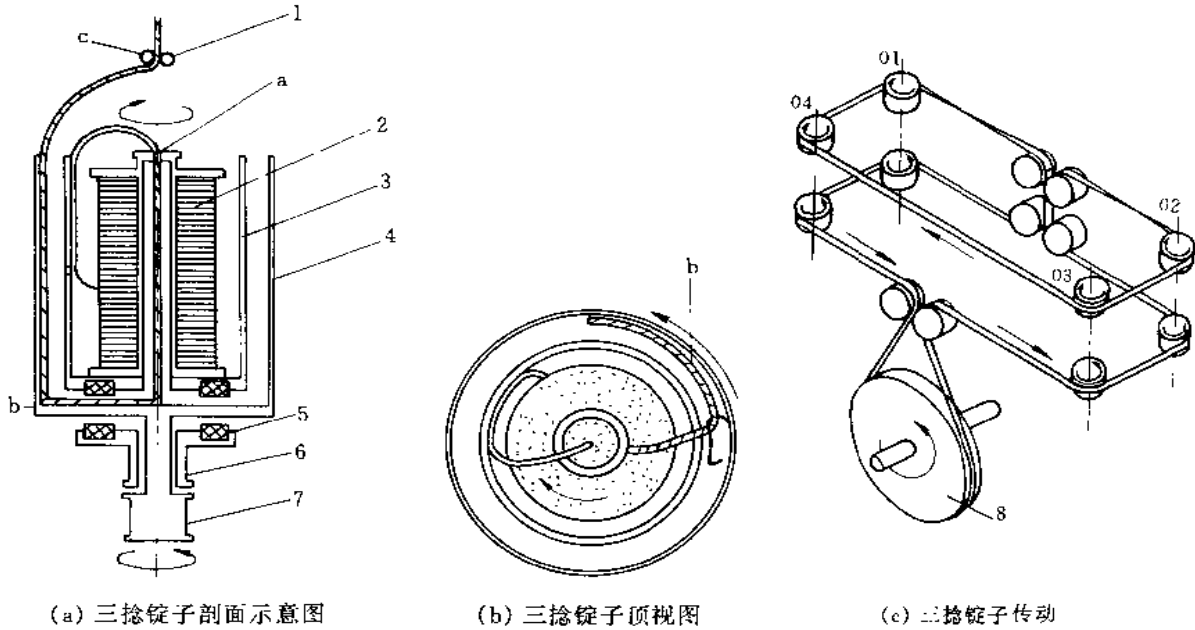
图 2-1-190 倍捻捻线的工艺流程

- 1—无捻并纱；2—退绕元件（锭翼）；3—并纱卷装；4—储纱盘；5—龙带；6—锭盘；7—小孔；8—锭子；9—空心轴；  
10—纱线张力器；11—气圈罩；12—气圈；13—导纱钩；14—超喂辊；15—筒子卷装；  
16—纱架；17—圆盘；18—横动导纱器

装在由磁铁固定位置的支撑盘上，无捻纱线 1 通过退绕元件（锭翼）2 从并纱卷装 3 退下后，通过里面的纱线张力器 10 和空心轴 9 进入旋转着的锭子 8，再从储纱盘 4 末端的小孔 7 中出来，储纱盘与锭子固结，由传动龙带 5 通过锭盘 6 来传动，因此此段纱线获得了一个捻回。纱线穿出储纱盘后形成气圈 12，气圈受到气圈罩 11 的限制。气圈在顶点处受到导纱钩 13 的限制，并在此完成第二次加捻。经加捻的纱线通过超喂辊 14 和横动导纱器 18，卷绕到有交叉卷绕成形的筒子卷装 15 上，卷装夹紧装置在纱架 16 上的两个对中圆盘 17 之间。

图 2-1-191 所示为三捻锭子原理。三捻锭子的特点是锭子旋转一周，纱线上将获得三个捻度，即尽管各旋转部分的速度是  $10000\text{r}/\text{min}$ ，而实际有效加捻速度是  $30000\text{r}/\text{min}$ 。因而这种三捻锭子具有高产、优质、低能耗、低噪声等一系列优点。

三捻机的主要工作元件是一个由内部导纱装置 3 和外部导纱装置 4 组合的锭子。高密度的喂入卷装 2 放置在内部导纱装置 3 内，内、外导纱装置以相反的方向旋转。高密度的喂入卷装由于自身旋转使纱从卷装上沿着内部导纱装置退绕下来，纱被引入一中孔锭子及外部导纱装置，其结果使纱有了两个固定点。上部固定



(a) 三捻锭子剖面示意图

(b) 三捻锭子顶视图

(c) 三捻锭子传动

图 2-1-191 三捻锭子原理

- 1 导纱钩；2—喂入卷装；3—内部导纱装置；4—外部导纱装置；5—磁钢；6—上部锭盘；
- 7—下部锭盘；8—滚筒盘；01~04—四个上部锭盘（即件6）

点位于内部导纱装置进纱口 a 上，而下部固定点位于外部导纱装置 b 上，这两个固定点以相反方向回转，这使在两个固定点之间的纱线在锭子转一周时获得两个捻回。纱线然后沿外部导纱装置向上，通过导纱钩 1，上部开放式导纱部分被引向卷绕部分。由于外部导纱装置的回转，使纱线在外部导纱装置与固定导纱钩之间又获得一个捻度。为使内、外导纱装置以相反方向回转，由四锭一组的锭带传动系统传动（见图 c）。中央滚筒轴上滚筒盘的传动锭带从上到下反向。下部锭盘带动外部导纱装置部分，上部锭盘上的磁钢 5 利用磁力耦合原理带动内部导纱装置，使内、外导纱装置以相反方向旋转。

对用于三捻锭子上的喂给筒子有特殊要求，它应能使两根平行的纤维牢固地粘着，以防止高速回转时加捻纱线产生松散现象。为此在与之配套的喷气络筒机上安装了一套空气激励的假捻装置，能在设定的间距上喷出一个空气脉冲，使纱线中的纤维形成一个交错点，这样就能防止纱线在加捻过程中发生纤维分离现象。

### 11.1.4 新型纺纱（新型纺纱方法）

传统纺纱是环锭纺纱，在环锭细纱机上采用锭子、钢领、钢丝圈等，同时完成加捻和卷绕作用。这种传

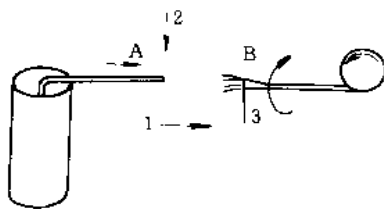


图 2-1-192 自由端纺纱原理  
1—纤维输送；2—断裂；3—自由端

统纺纱在大幅度高速、高产中存在一系列问题：1) 套在锭子上的筒管通过纱线拖动钢丝圈沿钢领回转，在提高纺纱速度时受到钢丝圈速度的限制；2) 纺纱时纱线张力增加，引起断头增多，因而锭速的提高受到纺纱张力的限制；3) 管纱是随锭子一起回转的，锭速提高，使电力消耗、零部件损耗和锭子振动都增加；4) 为提高劳动生产率，必须加大卷装容量，但卷装容量加大会使锭子振动、动力消耗都显著增加。这些问题都是由于加捻卷绕原理引起的，因此必须从纺纱原理上进行

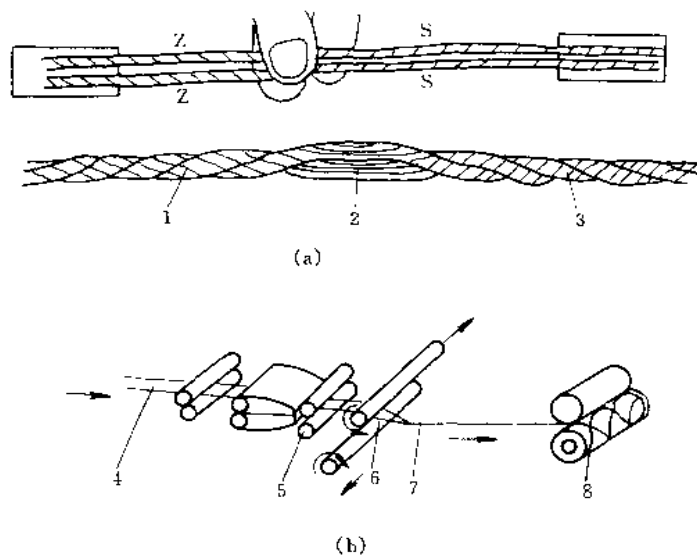


图 2-1-193 自捻纺纱原理 (a) 和工艺流程 (b)

1—S捻；2—无捻区；3—Z捻；4—喂入纱条；5—前罗拉；6—搓捻辊；7—汇合导纱钩；8—卷绕槽筒

根本改革，将加捻和卷绕机构分开，使加捻和卷绕过程各自单独进行。

纺纱从原理上来分可分为自由端纺纱和非自由端纺纱。前者按纤维凝聚方式不同，可分为转杯纺、摩擦纺、静电纺等；后者按成纱方式不同，可分为自捻纺、喷气纺等。这些新型纺纱都具有工序短、产量高、卷装容量大、自动化程度高的优点，并且所纺的纱以及用纱制成的产品各具特色，因此发展很快。其中以转杯纺纱应用最广泛最具代表性。

图 2-1-192 所示为自由端纺纱原理。在纺纱过程中使连续喂入的纤维条在 A 处产生断裂，并形成彼此分离的单纤维，然后在 B 处重新凝聚成连续的纱条，形成纱的自由端，随加捻器一起回转。这样就在加捻器和卷装间的一段纱条上获得捻度，并以一定的线速度将纱线卷绕成适当形式的卷装。自由端纺纱取消了锭子、钢领、钢丝圈，它不仅提高了速度，加大了卷装容量，而且简化了工序，具有明显的经济效益。

图 2-1-193a 所示为自捻纺纱原理。自捻纺纱是将两根平行排列的须条两端握持，在中间按相同方向用手指搓捻后并握持假捻点，则假捻点两边片段上的捻向是相反的。将这两根已捻纱条沿全长紧贴并将手指（假捻点）松开，两根纱条由于各自的退捻力产生自捻作用而互相捻合，形成一根较稳定的双股纱结构，一般称为自捻纱。

图 b 是自捻纺纱机的工艺流程。喂入纱条 4 经牵伸机构由前罗拉 5 输出，输出的两根须条一端受前罗拉握持，另一端受汇合导纱钩 7 的握持，在两个握持点的中间设置一对既作往复运动又作回转运动的搓捻辊 6（假捻器），须条通过这对搓捻辊的搓动，在搓捻辊两边的须条得到捻度方向相反的单纱条。当两根捻向交替变化的单纱条离开搓捻辊在汇合导纱钩处相遇时，其各自的退捻扭矩产生了自捻作用，从而相互捻合成股纱——自捻纱。

### 11.1.5 新型纺纱机举例

#### (1) 转杯纺纱机

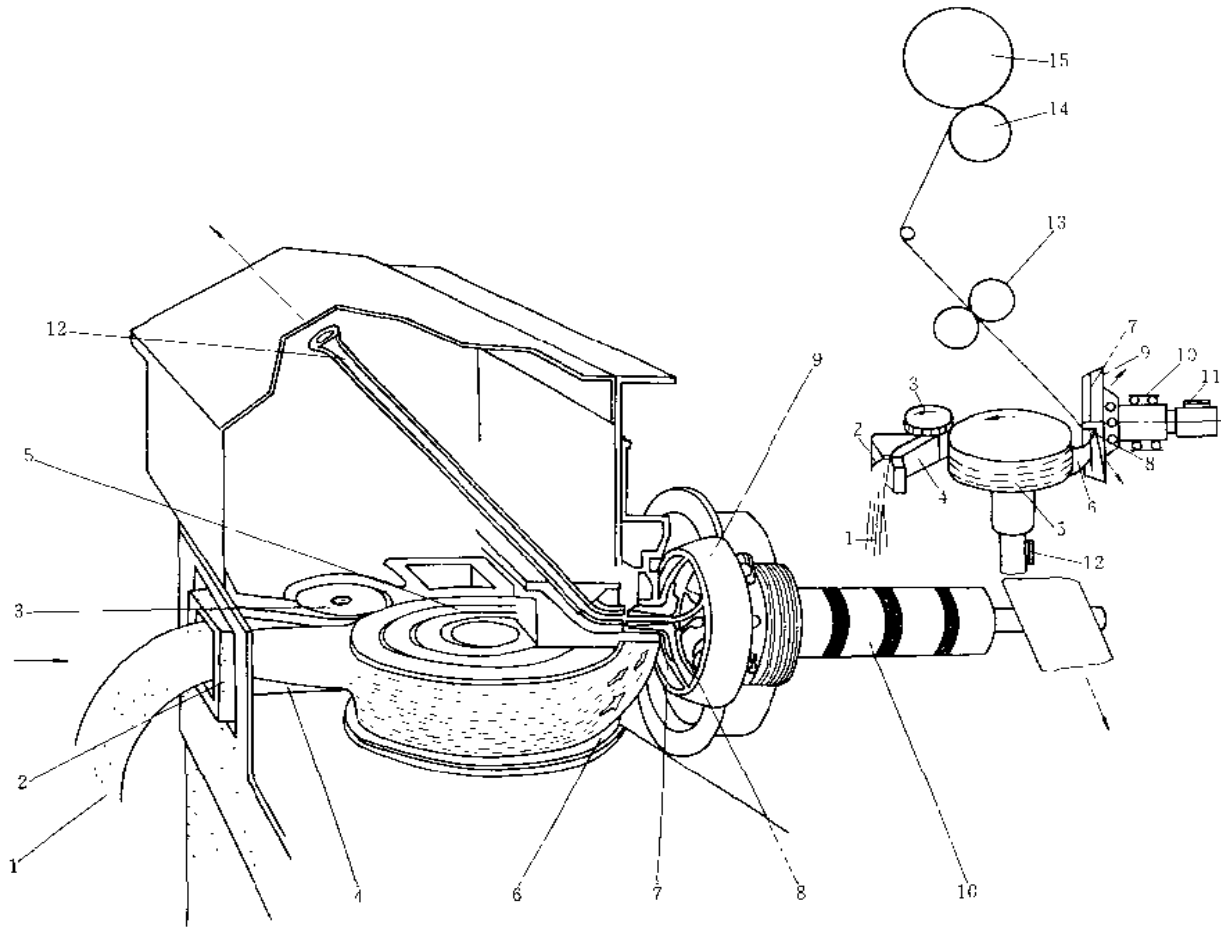


图 2-1-194 转杯纺纱工艺流程

- 1—棉条；2—喂给喇叭；3—喂给罗拉；4—喂给板；5—分梳辊；6—纤维输送通道；7—隔离盘；8—假捻盘；  
9—转杯；10—转杯轴承；11—转杯龙带；12—分梳辊龙带；13—引纱罗拉；14—卷绕罗拉；15—筒子

转杯纺纱（图 2-1-194）一般用二道棉条喂入，棉条 1 穿入喂给喇叭 2、喂给板 4，在喂给罗拉 3 的回转输送下进入分梳区，高速回转的分梳辊 5 的锯齿将棉条松开成单纤维状态，此时须条不再是连续的，纤维依靠高速回转的转杯 9 所产生的负压，使纤维流从输送通道 6 进入转杯 9。纤维先与隔离盘 7 接触，然后在离心力作用下从转杯内壁滑入转杯 9 底部的凝棉槽，在此叠合成环形的凝聚须条。正常纺纱时凝聚须条逐渐被剥离，经假捻盘表面由引纱罗拉 13 引出，通过转杯的高速回转而加捻。最后，在卷绕罗拉 14 和横动导纱的作用卷绕成筒了 15。

#### (2) 抽气式转杯纺纱机

抽气式转杯纺纱机是在自排风式纺纱机之后发展起来的，转杯没有排气孔，依靠外设的离心风机产生输送纤维的负压，通常比自排风式高出一倍。抽气式转杯纺纱机噪声较低，适用于高速、高质量纺纱的场合。转杯转速为 70000~100000r/min。

图 2-1-195 所示的抽气式转杯纺纱机每台左右两侧各有 84 个纺纱器，纺纱器间距为 234mm。棉条 19 进入喂给喇叭 1 后，由喂给罗拉 2 输送到分梳辊 3，分梳成单纤维状态，经过纤维输送通道 15 进入高速回转的



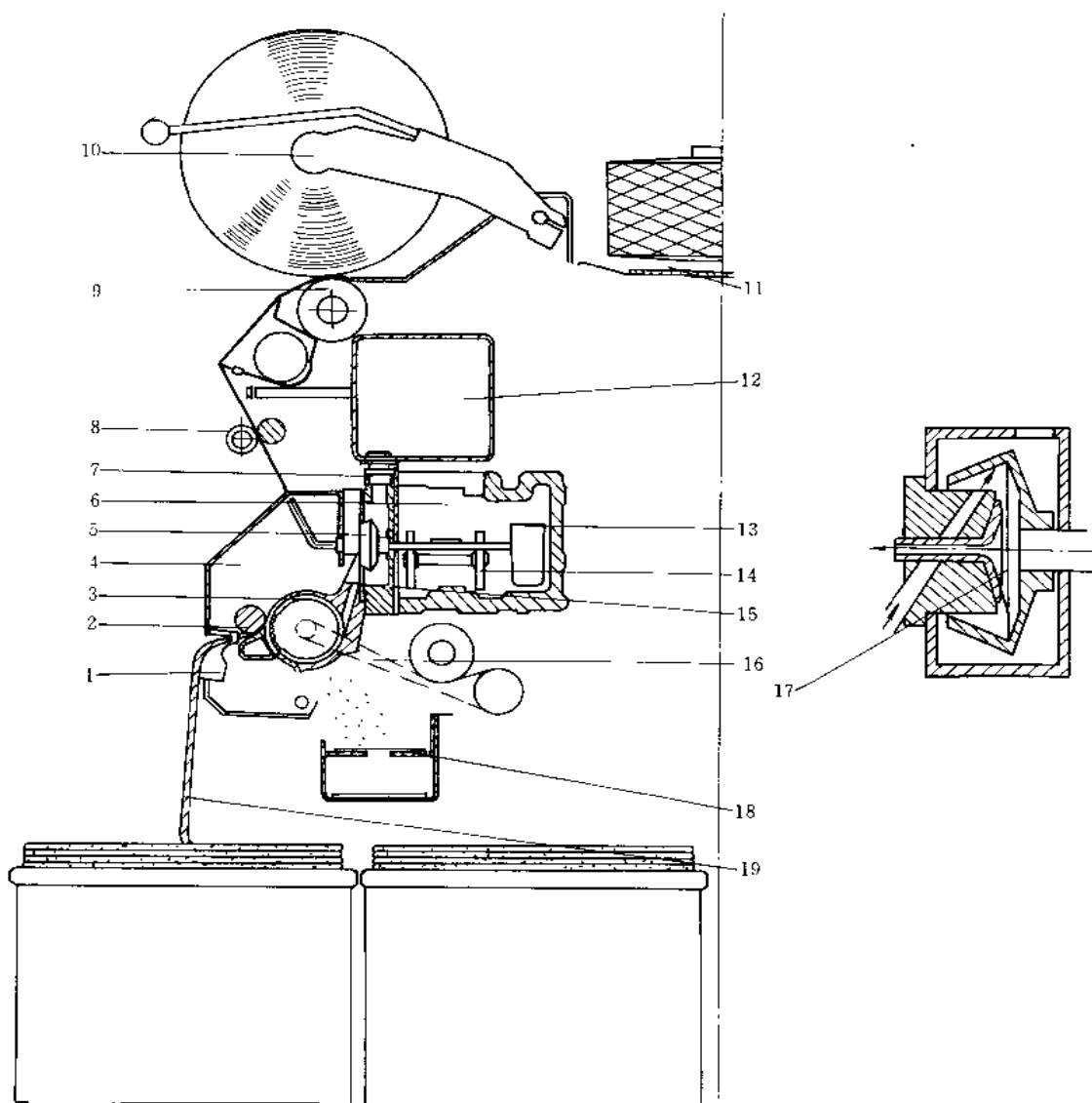


图 2-1-195 抽气式转杯纺纱机

1—喂给喇叭；2—喂给罗拉；3—分梳辊；4—纺纱器；5—转杯；6—转杯传动龙带；7—风道接口；  
8—引纱罗拉；9—卷绕罗拉；10—筒子架；11—筒子输送带；12—风道；13—转杯轴止推油箱；14—转杯支承盘；  
15—纤维输送通道；16—分梳辊传动带；17—假捻盘；18—排杂输送带；19—喂入棉条

转杯5，由于凝聚、加捻作用成纱，纱条经假捻盘17由引纱罗拉8引出，然后在卷绕罗拉9、筒子架10和横动导纱机构作用下，卷绕成筒子。在机器中部的左右各设有工艺风道12，通过接口7与各个纺纱器相接抽气。筒子达到规定容量后，可由机器中央的输送带11输出。

高速的抽气式转杯纺纱机都具备自动落筒、自动清扫、自动接头以及工艺数据检测、设定、显示装置，并有断头及成纱质量的在线检测监控和生产线的计算机管理与控制。

### (3) 纺纱器

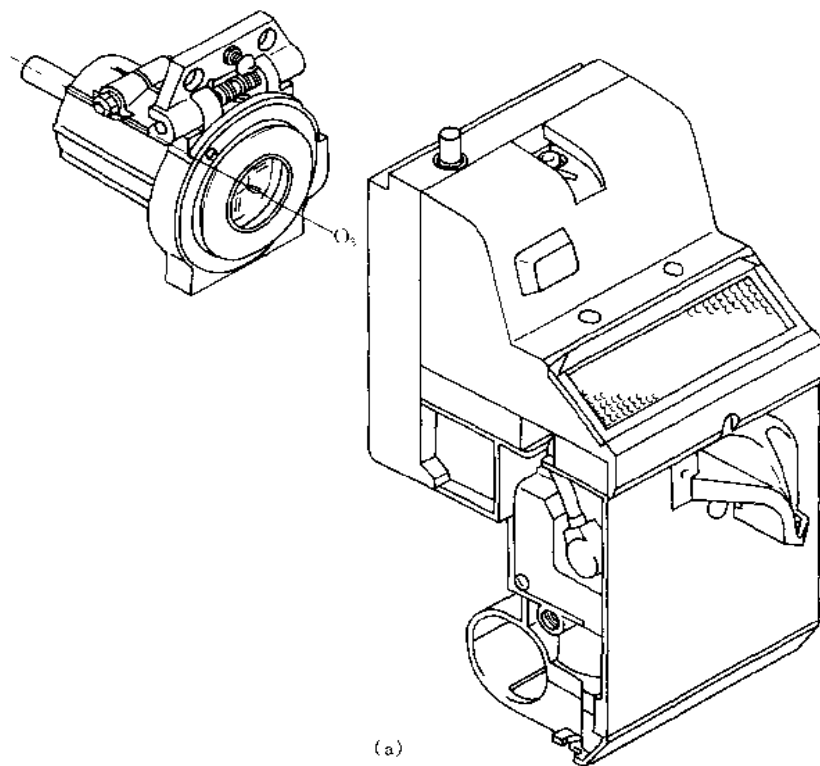
转杯纺纱机的纺纱器(图2-1-196)是机器的核心部件，它把喂入、开松、纤维输送、凝聚加捻、排杂

等整个工艺过程的主要功能零件和断头检测显示自停等器件都集中在一个独立的单元结构内,给使用、维护、制造都带来很大方便。纺纱器壳体 1 由铝合金压铸加工,其作用是支承喂给罗拉 10、喂给板 8、分梳辊 6、纤维通道 3、假捻盘 4,并保证纺纱器与主机各部分的正确配置。其中喂给罗拉 10 依靠螺孔与喂给罗拉轴 11 连接,离合器齿轮 16 活套在喂给罗拉轴 11 上,并始终与喂给传动蜗杆长轴啮合。正常纺纱时,电磁铁 14 断电,螺旋弹簧 12 迫使衔铁 15 与齿轮 16 的爪形离合器啮合,则衔铁孔的长槽通过弹性销 13 带动喂给罗拉轴 11 转动;反之当电磁铁 14 通电时,吸起衔铁 15 使得爪形离合器的爪齿脱开,喂给罗拉轴 11 随即停止。

正常纺纱时,纺纱器主体的锁紧片 5 与机架上锥形定位螺钉紧扣转杯和分梳辊 6,并分别与各自龙带接触;各风道与纺纱器接口密贴,电源正常供电,使各部分电器处于工作状态。

#### (4) 摩擦纺纱机

摩擦纺纱是纺纱的又一新技术,常用于粗支纱,纺纱速度可达  $200 \sim 300\text{m}/\text{min}$ 。图 2-1-197 所示为双尘笼摩擦纺纱机的纺纱器。棉条 7 自上方喂入,经罗拉输送进入分梳腔,由分梳辊 2 开松成单纤维状态,在吹风输送通道出口被下方表面密布小孔、内部抽气的一对尘笼摩擦辊 1 所吸附,纤维在尘笼表面三角区凝聚。由于两个尘笼摩擦辊转向不同,对凝聚纤维条摩擦加捻后在出纱点由罗拉引出成纱 9。如果在轴向喂入芯纱 4 使凝聚纤维围绕芯纱凝聚加捻可增加成纱强度。如果用一摩擦系数高的实心摩擦辊取代双尘笼机构中的一个尘笼辊,则成为单尘笼摩擦纺纱机构。摩擦纺纱由于尘笼直径与纱线直径的比值极大,所以加捻器的转速与转杯纺纱相比是极低的,因此在提高纺纱速度上有很大的潜力。



(a)

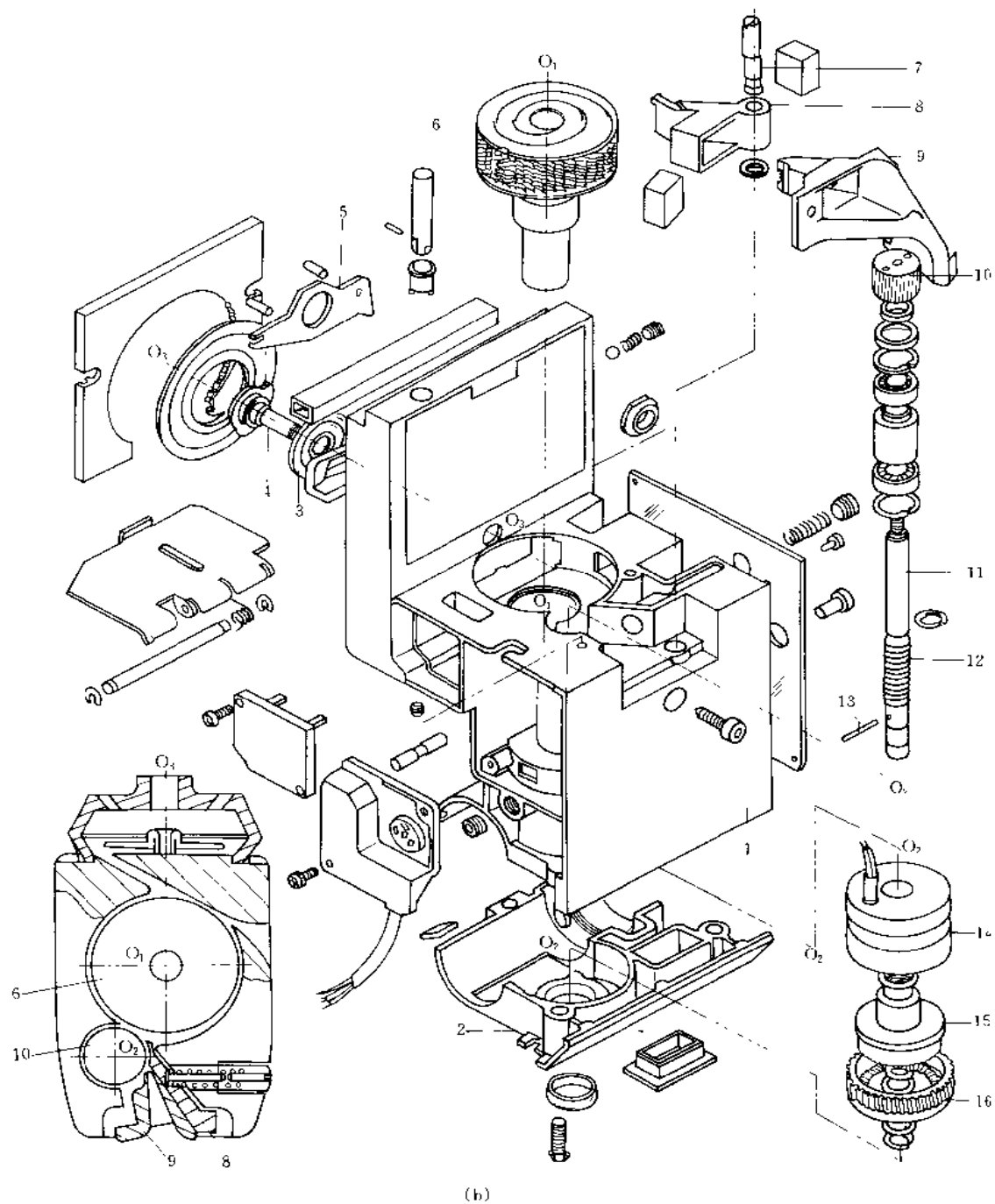


图 2-1-196 纺纱器外形 (a) 和结构 (b)

- 1—纺纱器壳体；2—纺纱器下盖；3—纤维输送通道；4—假捻盘与隔离盘连接轴；5—锁紧片；  
6—分梳辊；7—偏心销；8—喂给板；9—喂给喇叭；10—喂给罗拉；11—喂给罗拉轴；  
12—螺旋弹簧；13—弹性销；14—电磁铁；15—衔铁；16—离合器齿轮

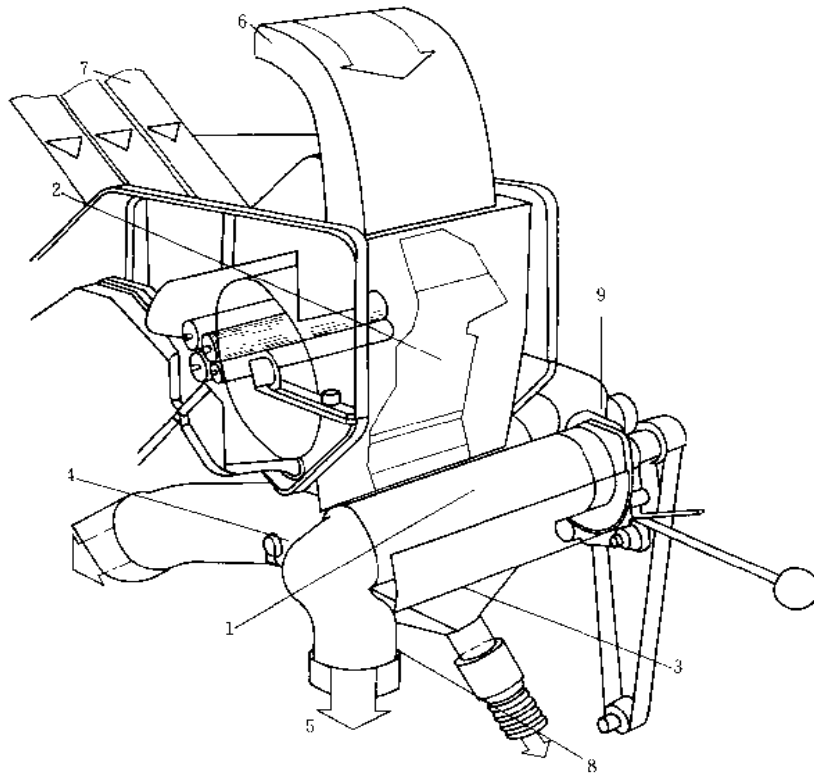


图 2-1-197 双尘笼摩擦纺纱机

1—尘笼摩擦辊；2—分梳辊；3 吸尘装置；4—芯纱（长丝或纱）；5—抽气；6—吸气；  
7—棉条喂入；8—芯纱喂入；9—成纱引出

### 11.1.6 断头检测

图 2-1-198 所示是断头检测部分的结构。探针 11 上的永磁体 10 和干簧开关 6 起着控制纺纱器的喂给罗拉电磁铁的作用。正常纺纱时，探针 11 因受引纱管 7 引出线的张力作用保持在纺纱位置，调整干簧开关 6 的位置使其触点不受磁力的影响而保持开路状态；当纺纱断头时，探针 11 失去纱线张力的阻挡，在探针簧片 8 的作用下回弹，此时磁体 10 立即使干簧开关 6 的触点吸合，控制喂给罗拉离合器的电磁铁通电、离合器脱开，喂给罗拉即行停止。在开车需要集体生头时，电磁线圈可根据全机纺纱器的操作需要按顺序通电或断电。

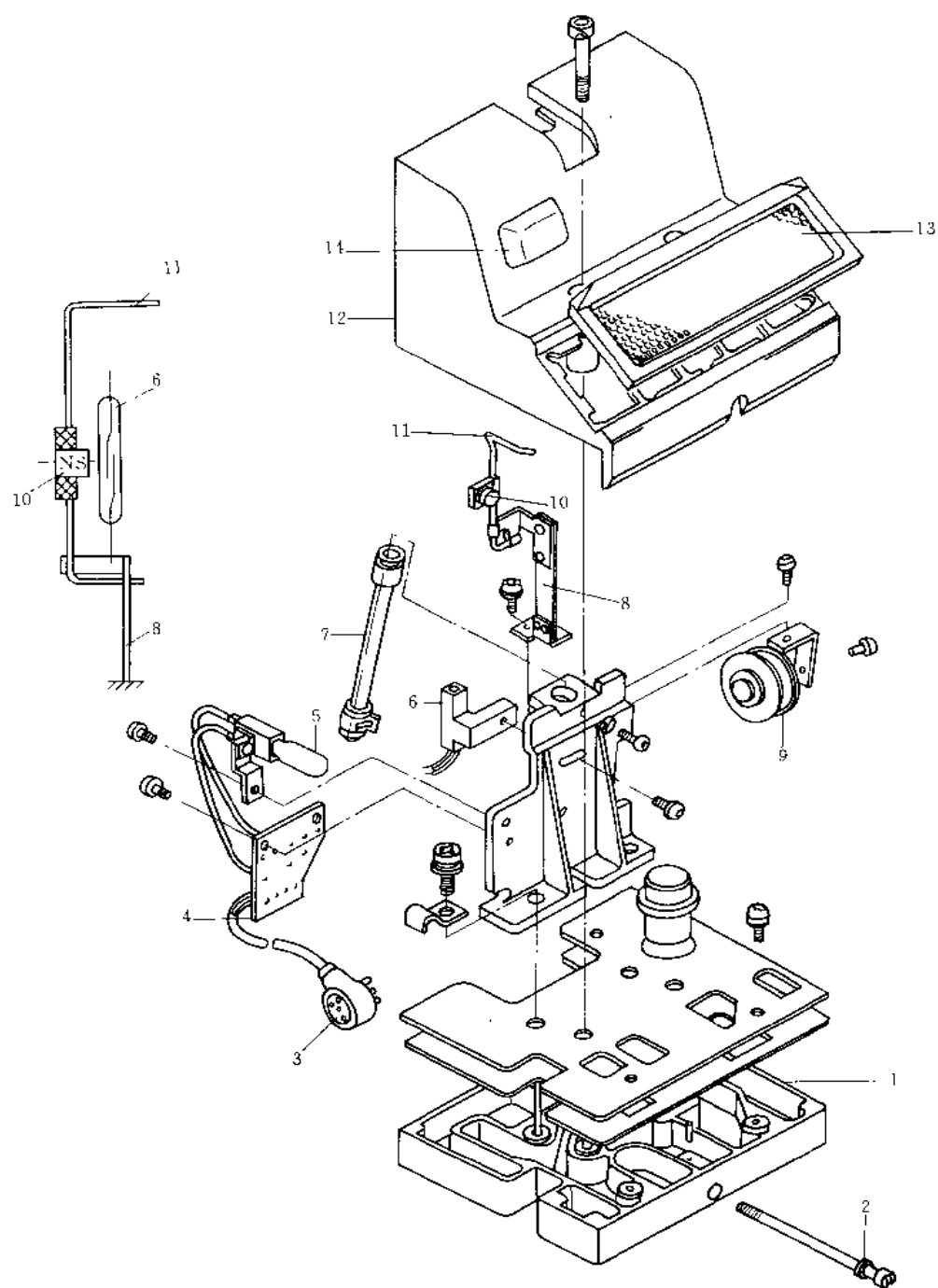


图 2-1-198 断头检测部分结构

1—底板；2—紧定螺钉；3—插头；4—线路板；5—指示灯；6—干簧开关；7—引纱管；  
8—探针簧片；9—电磁线圈；10—磁体；11—探针；12—上罩；13—空气滤网；14—灯罩

## 11.2 织机织造

### 11.2.1 织机的织造工艺过程

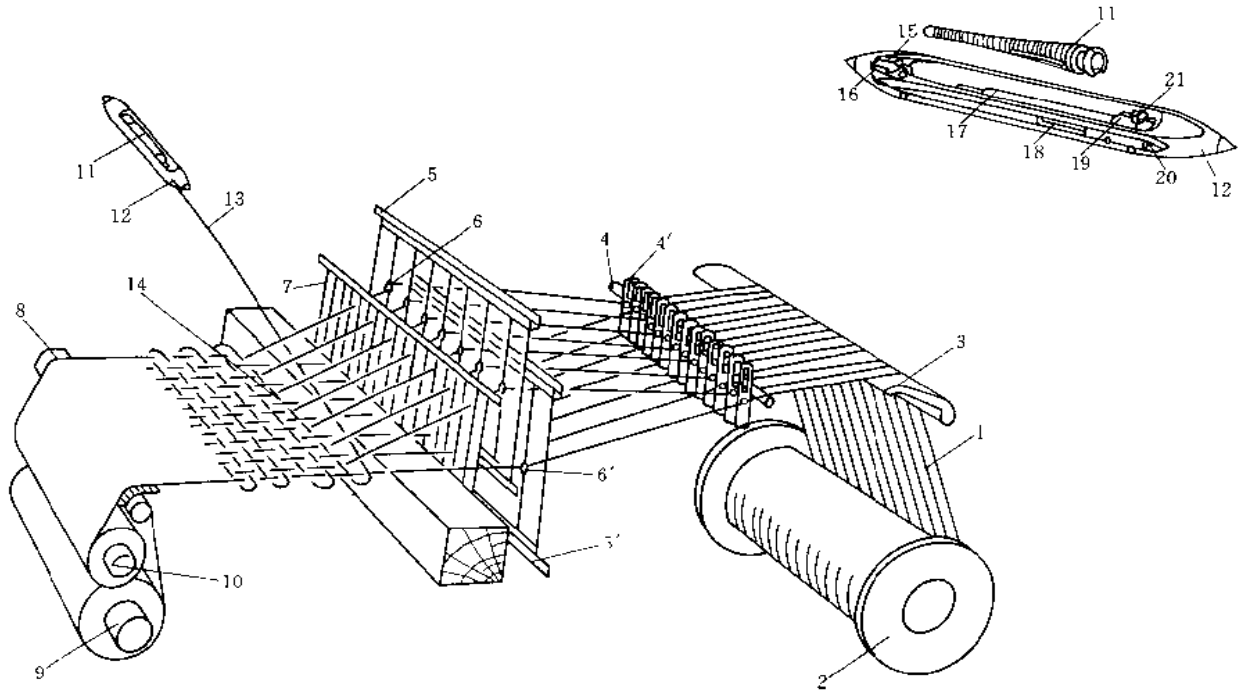


图 2-1-199 机织物形成示意图

1—经纱；2—织轴；3—后梁；4—分纱绞棒；4'—停经片；5、5'—综框；6、6'—综丝；7—钢筘；  
8—胸梁；9—卷布木辊；10—卷取辊；11—纤子；12—梭子；13—纬纱；14—织口；15—导纱钢丝；  
16—导纱槽；17—梭芯；18—探针孔；19—导行片；20—小芯轴；21—角销

织物是由纱（或线）交织而成的，称为机织物，简称织物，如常见的平布、帆布、府绸、哗叽、卡其、华达呢、绸缎等。编织而成的称为针织物，是制作汗衫、棉毛衫等纺织品的原料。

图 2-1-199 所示是机织物形成示意图。在织机上沿织物的长度方向（纵向）配置的纱（线）称为经（纱）；沿织物的宽度（俗称门幅）方向（横向）配置的纱（线）称为纬（纱）。在织机上经纱沿织机纵向平行排列成片状。纬纱则绕在纬纱管（有梭织机）上，以纤子 11 的形式装在梭子 12 的空腔内，或利用引纬器将纬纱从筒子（无梭织机）引出在经纱之间反复穿行，同经纱交织成织物。

经纱 1 从织机后方的织轴 2 上引出，绕过后梁 3 和分纱绞棒 4，并逐根穿过停经片 4' 的小孔，然后按一定的规律分别穿过综框 5 或 5' 上综丝 6 或 6' 的综眼，再穿过钢筘 7 的筘齿空隙，被引向织机前方。经过织口 14 形成的织物绕过胸梁 8，最后被卷绕在卷布木辊 9 上，绕满纬纱 13 的纤子 11 装在梭子 12 空腔内。

把经纬纱交织成机织物是一个复杂的过程，它是由织机的许多专用机构相互协调动作而实现的。任何一种织机的织造过程都包含开口、引纬、打纬、送经和卷取五个主要运动，通常称为织机的“五大运动”，这“五大运动”对应着五种机构。

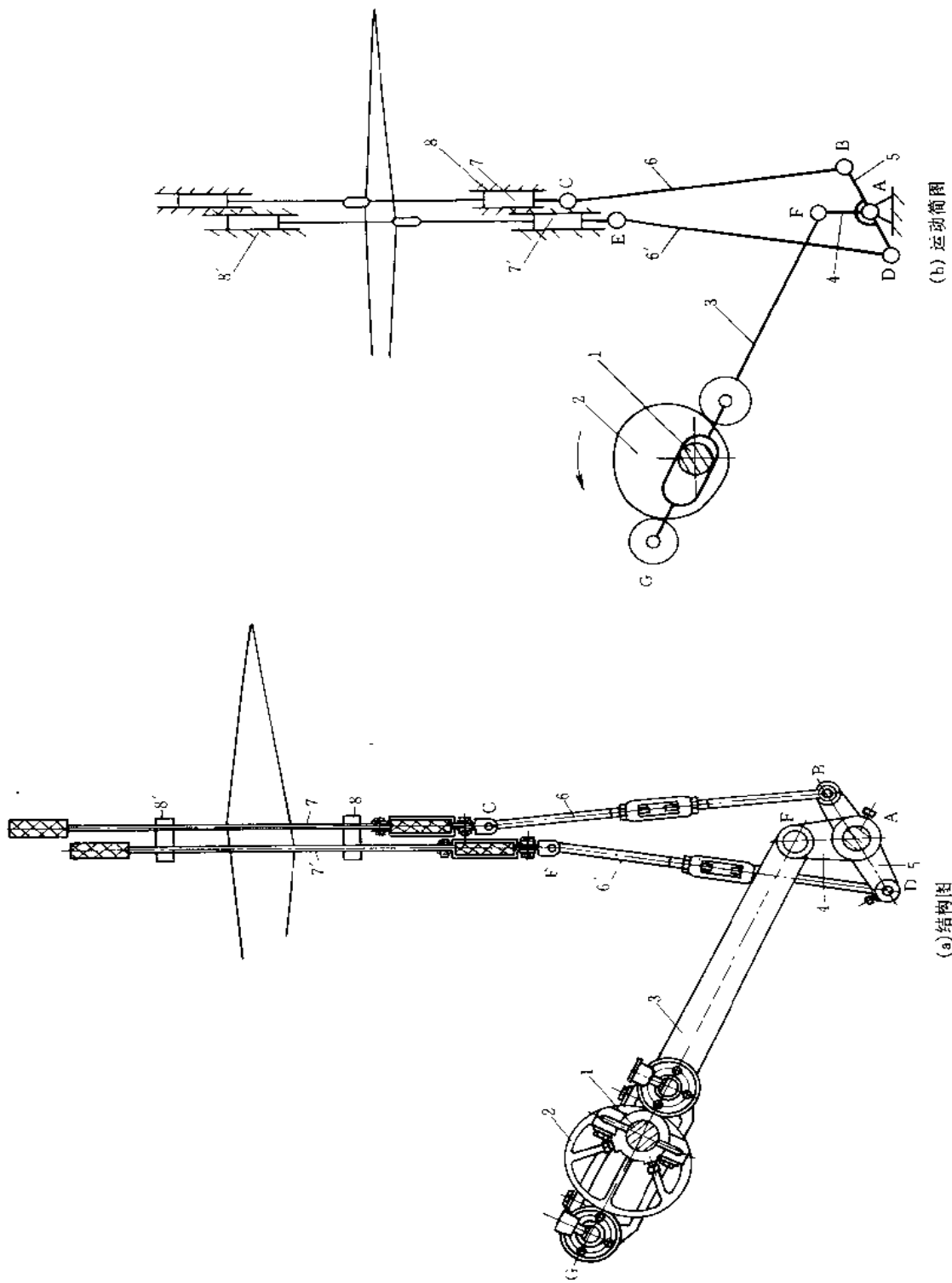


图 2-1-200 等径凸轮开口机构

1—中轴; 2—等径凸轮; 3—转子杆; 4—摆杆; 5—双臂杆; 6, 6'—传动杆; 7, 7'—导杆; 8, 8'—导轨

1) 开口机构根据织物的组织变化规律使综框 5 和 5' 作垂直上下运动, 并把经纱 1 分成上下两层, 使其沿织机的横向, 即在织口 14 (经纱与布的横向交界处) 和分纱绞棒 4 之间形成一个称为“梭口”的菱形通道, 该通道的前半部供纬纱穿越。

根据织物组织的要求, 开口机构不断将综框 5 和 5' 的上下位置垂直互换, 从而把引入的纬纱包拢, 并同时形成下一纬的梭口供引纬机构再次引入纬纱。

2) 引纬机构或引纬器把一根纬纱敷设在梭口之中。有梭织机是依靠投梭机构的梭子 (无梭织机则由引纬器) 来完成这一动作的, 该纬纱同上下层两组经纱形成相互垂直的交叉状态。

3) 打纬机构中的钢筘 7 沿着经纱方向将梭口中处于任意状态的纬纱推向织口 14, 同前一根纬纱靠拢, 使织物具有一定的纬向密度 (即单位长度的织物中所含有的纬纱根数)。

4) 送经机构则源源不断地从织轴 2 上送出相应长度的经纱。

5) 卷取机构根据纬纱密度的要求, 通过卷取辊 10 把形成的单元织物以一定的速率引离织口。

上面五大运动机构协调动作的不断反复循环, 就构成了连续生产的织造过程。

图 2-1-200 所示为等径凸轮开口机构。该机构的目的是使综框 7 和 7' 按一定的运动规律作上下交替往复运动, 再经过综框内的综丝使经纱分成两层、交替上下往复运动形成梭口。由于梭子或载纬器要在梭口内通过, 所以综框在最上和最低位置要有一停顿时期。综框在垂直运动过程中应尽可能降低最大速度和最大加速度, 并且使加速度连续无突变, 所以综框通常由凸轮传动。采用等径凸轮的一个目的是使机构简单、适应高速。

当需织制较复杂的小花纹织物时, 织机上带动经纱上下运动的综框可多达 32 页, 利用多臂开口机构来完成。这种机构较复杂, 但原理同上。目前还利用电子多臂阅读机构和电磁铁装置来完成织造工作。

## 11.2.2 提花机构

### (1) 普通提花开口机构

图 2-1-201 所示为最简单的普通提花开口机构。提花开口机构用于织造复杂大花纹 (例如景象) 织物。在每一次开口过程中, 根据织物组织图可以控制每一根经纱的提升运动。在花筒 11 上套有许多纹板 10, 花筒 11 由连杆、槽轮等机构传动, 既可作左右往复运动, 又可作间歇转动, 使纹板 10 顺序地进行工作。刀架 12 和其上的提刀 13 在连杆机构带动下作上下往复运动。当纹板 10 上有小孔时, 横针 8 在右端弹簧 14 的作用下向左运动, 穿过纹板孔进入花筒 11 的孔内, 同时也带动竖针 7 略向左运动, 从而竖针 7 被提刀 13 带动向上运动, 经过首线 5、通丝 4 使综线 2 向上运动。经纱穿过综线 2 的综眼, 从而使这根经纱提升。当纹板 10 上没有孔时, 横针 8 被压向右方, 综线 2 在重锤 1 (或橡筋) 的作用下, 带动经纱下降。对应织物图案的一个完全组织中的每一根纬纱就需要有一块纹板, 根据经纱提升的要求, 在这块纹板上就要开许多小孔。这种机构不仅速度低, 而且纹板多, 对于一条绸被面, 有的要用到二万六千块左右, 翻改织物组织很不方便, 准备时间长。



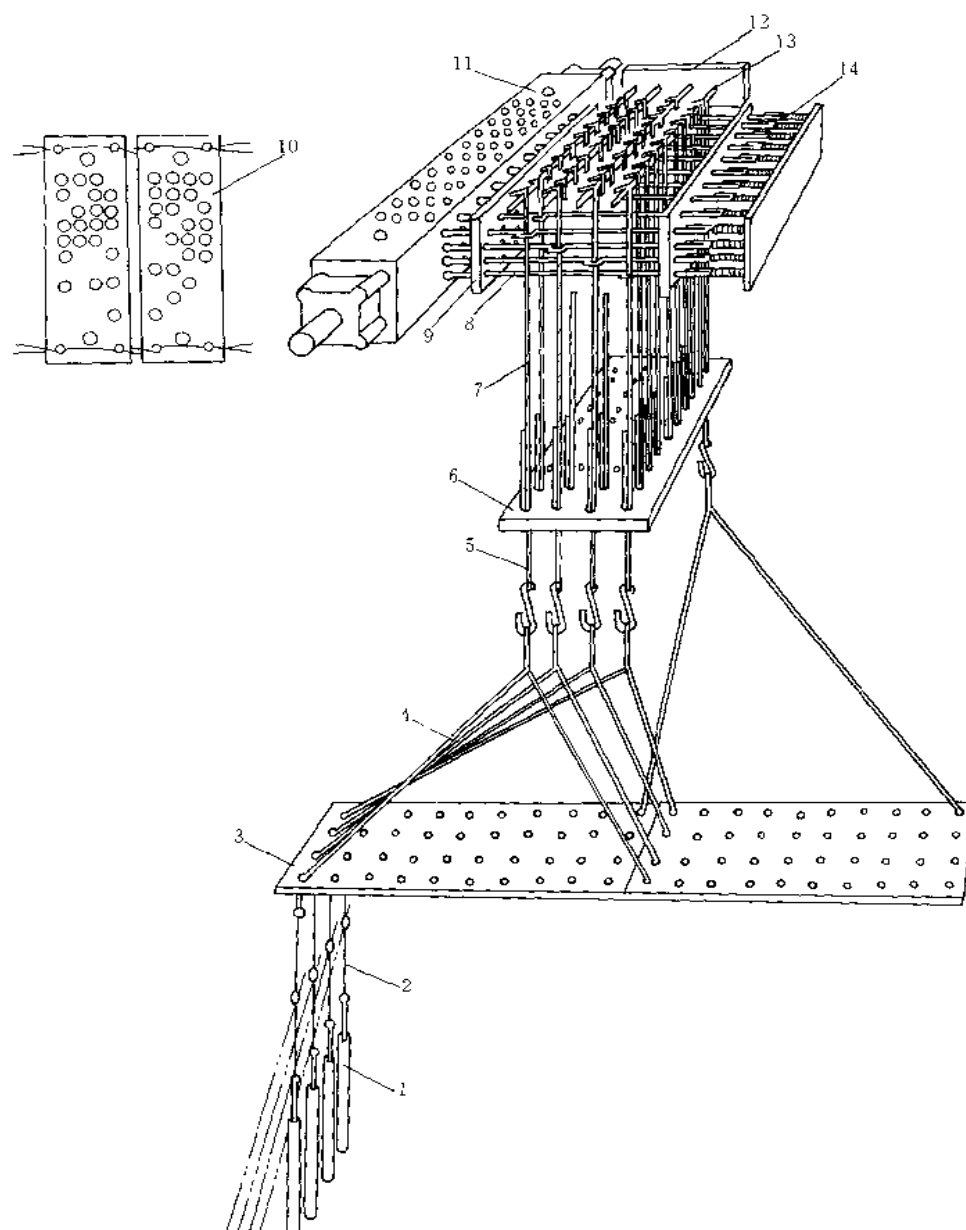
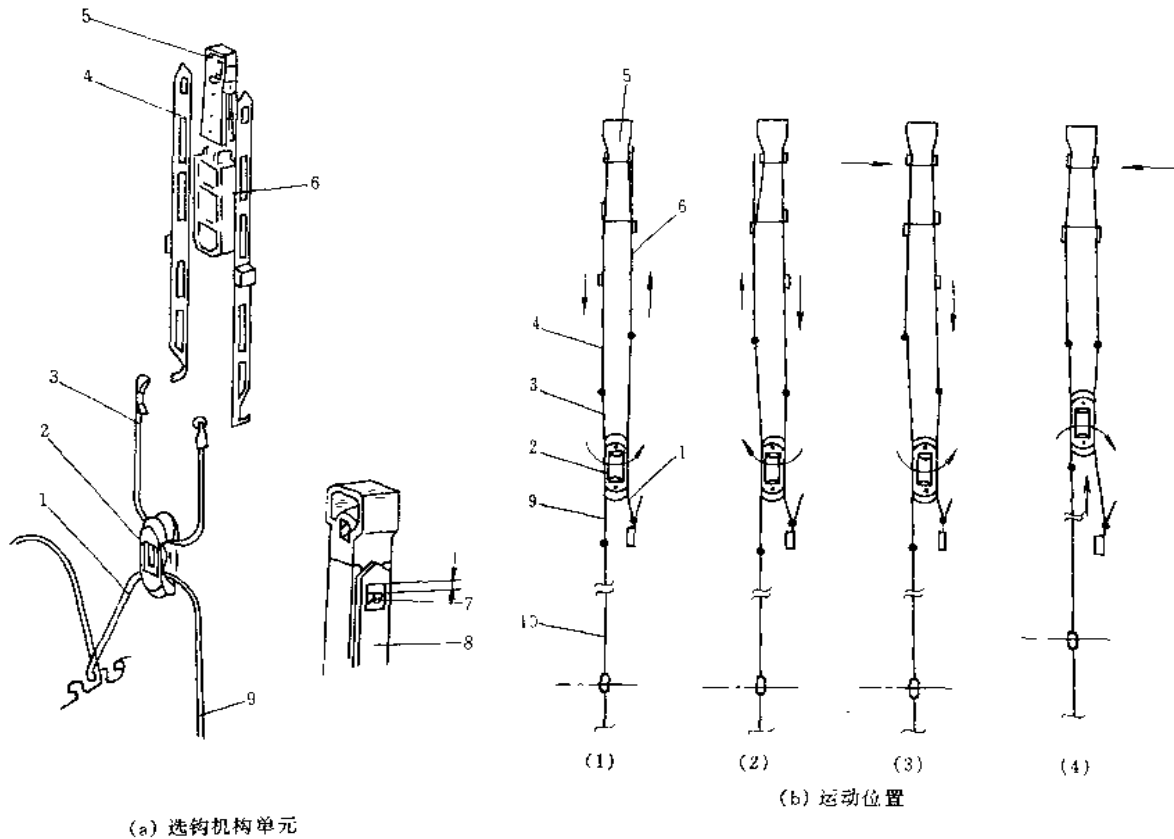


图 2-1-201 普通提花开口机构

1—重锤；2—综线；3—日板；4—通丝；5—首线；6—底板；7—竖针；8—横针；  
9—横针板；10—纹板；11—花筒；12—刀架；13—握刀；14—弹簧

### (2) 电子提花机的选钩机构

图 2-1-202a 所示为最先进的电子提花开口机构的选钩机构单元，图 b 为竖钩运动位置图。装在电磁铁 5 两边的挠性钢质弹簧竖钩 4、6 在杠杆机构作用下作往复运动。竖钩下端与上拉绳 3 连接，竖钩的顶部有一个长方形的孔。电磁铁 5 的上部两侧各有舌簧 7。如果一根竖钩受到电磁力的作用落到舌簧上，则该竖钩不随拉刀一起下降，保持在上方位置。图 b 的运动状况如下表所示。



竖钩运动状况			
图 形	左 边	右 边	经 纱
(1)	竖钩下降	竖钩上升	下方
(2)	竖钩上升	竖钩下降	下方
(3)	竖钩被吸在舌簧上	竖钩在下方	下方
(4)	竖钩仍被吸在舌簧上	竖钩上升	上升

图 2-1-202 电子提花机的选钩机构

1—下拉绳（固定端）；2—滑轮；3—上拉绳；4—左竖钩；5—电磁铁；6—右竖钩；  
7—舌簧；8—竖钩；9—下拉绳（运动端）；10—综线

在图 b (4) 中，下拉绳 9 通过综线 10 将经纱提升，这样就使得电子计算机控制提花开口机构成为现实。它的机械结构简单，机器速度达到了前所未有的水平，限制织机速度提高的因素已不再是提花开口机构，而是织机的其他机构，翻改织物品种非常方便、迅速，同时可对织机进行监控，实现计算机管理。

### 11.2.3 剑杆织机

#### (1) 剑杆织机引纬过程

目前剑杆织机在国内外已大量使用，正逐步地取代有梭织机。这种织机采用送纬剑将纬纱从筒子上引

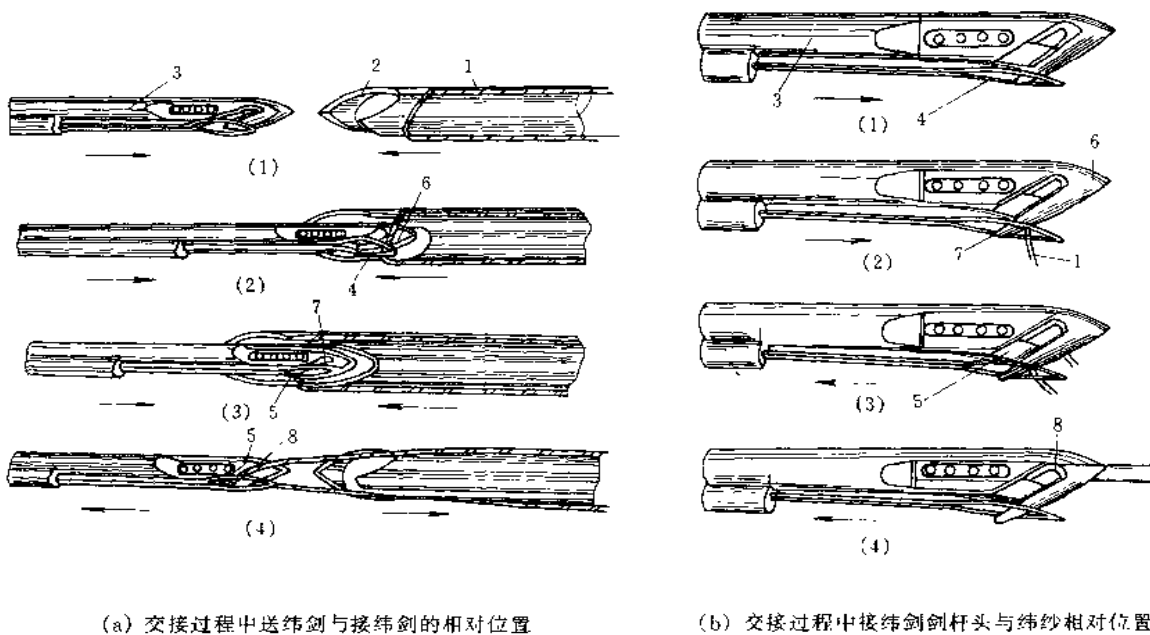


图 2-1-203 剑杆织机纬纱交接过程

1—纬纱；2—送纬剑；3—接纬剑；4—发夹形弹簧；5—弹簧保险舌；6—接纬剑钩部；

7—接纬剑钩部后面；8—接纬剑钩部内侧凸端

出，并夹持在剑杆头上送入梭口，接纬剑同时也向梭口中央运动，相遇后完成纬纱交接，由接纬剑将纬纱带出布幅完成引纬过程。

图 2-1-203a 是纬纱以圈状形式交接的过程。

1) 管状送纬剑 2 将圈状（发夹形）纬纱 1 送往梭口中央，接纬剑 3 也向梭口中央前进。

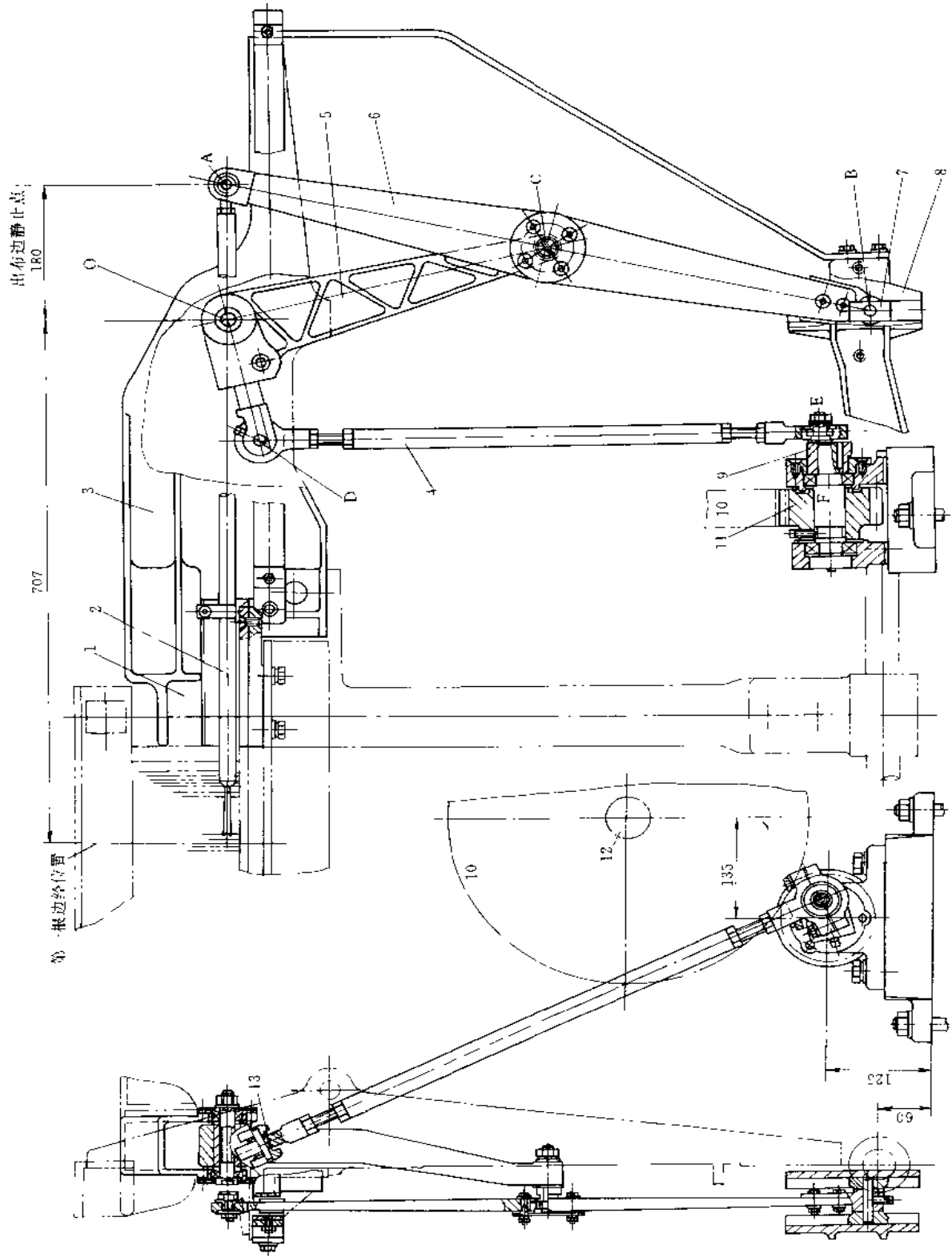
2) 在梭口中央，接纬剑的剑杆头进入送纬剑的孔内，但不触及送纬剑，接纬剑的钩部 6 及其外廓插入横在送纬剑孔中。当两剑杆继续向前移动时，纬纱下滑并推开发夹形弹簧 4。

3) 剑杆继续向梭口中央移动，纬纱被推向接纬剑钩部后面 7 位置。当剑杆从梭口中央回退时，纬纱滑到接纬剑钩部内表面上，并推开弹簧保险舌 5。

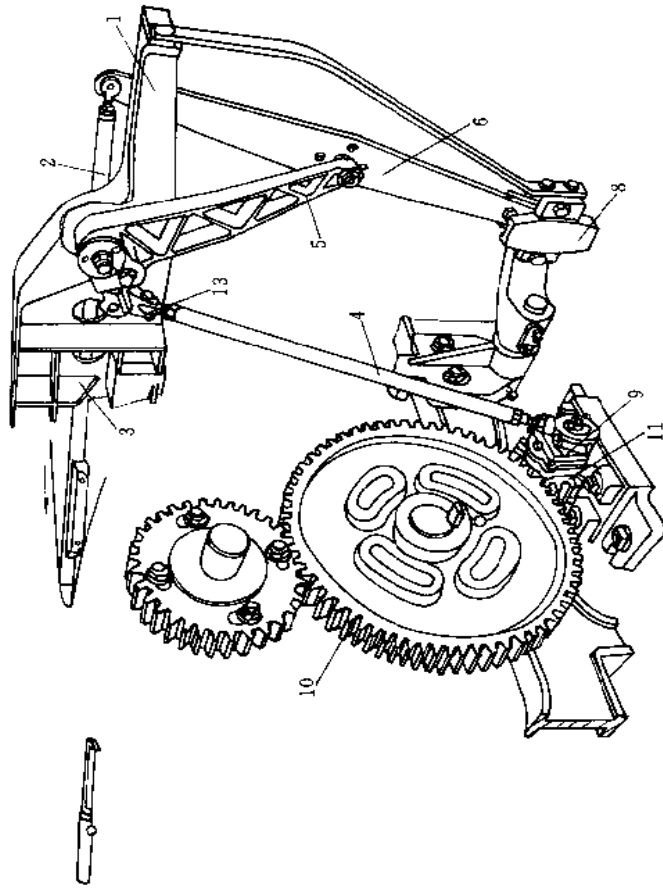
4) 纬纱滑入接纬剑钩部内侧凸端 8 处。

图 b 为交接过程中接纬剑剑杆头与纬纱相对位置。剑杆在引纬过程中应平稳地沿直线作往复运动，两剑杆在交接纬纱时要相互配合，相对速度要小，加速度值也应尽量小。

(2) 偏心连杆式刚性剑杆引纬机构



(a) 结构图



(b) 轴侧图

图 2-1-204 偏心连杆式引纬机构

1—箱座;2—剑杆;3—剑杆箱;4—斜连杆;5—角形摆臂;6—三角形连杆;7—滑块;8—滑座;9—偏心连杆;10—中轴齿轮;11—小齿轮;12—中轴;13—关节轴承

### 11.2.4 片梭织机

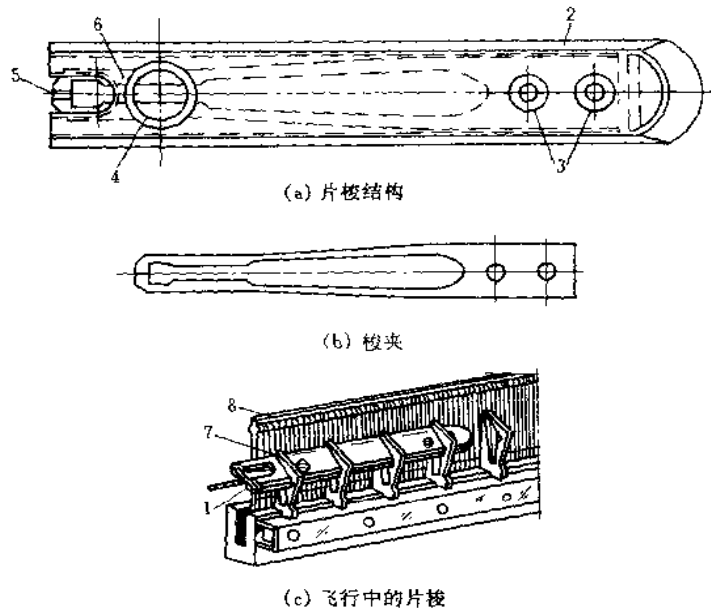


图 2-1-205 片梭

1—片梭；2—梭壳；3—螺钉；4—圆孔；5—钳口；6—梭夹；7—梭导片；8—钢筘

片梭织机的引纬是采用不装载纤子（纬纱管）的微型片状纬纱夹持器——片梭直接将纬纱从筒子上引出的方式。

片梭的体积和重量比传统梭子小得多。其长、宽和厚度尺寸分别为 90mm、14mm 和 6mm，重量仅 40g，约为普通梭子的十分之一，因此引纬速度大为提高。片梭的飞行速度最大可达 30~35m/s，是普通有梭织机梭子飞行速度的 2~3 倍。因此，片梭织机能够高速织出布幅较大的织物，最大箱幅可达 540cm，且可同时织两或三幅织物。

如图 2-1-205 所示，片梭由钢质的梭壳 2 和装在壳内的梭夹 6 用铆钉 3 铆合而成，其右侧头部呈流线形，尾部有缺口，以便梭夹钳制纬纱。

片梭是片梭织机的关键零件，而梭夹又是片梭的核心，它在每次引纬过程中要张开和关闭两次。为了防止在启闭过程中发生疲劳、断裂并保证其有足够的夹纱力，在设计时应进行计算。目前梭夹一般选用 50CrV 钢制成，要求表面粗糙度  $0.4$ ，在制造及热处理时要求钳口处预加作用力 30N。

在片梭投梭前，张钳器（图中未画）插入梭壳上的小圆孔 4 内，迫使梭夹的钳口 5 张开，此时递纬器将其握持着的纬纱端送至梭夹的钳口位置。当张钳器从小圆孔退出后，梭夹在弹性力作用下自然闭合夹住纬纱端，而后递纬器打开，从而完成了纬纱端由递纬器向片梭的交接，此时片梭处于等待引纬状态。

每只片梭工作时夹住筒子上引出的纬纱一端，相继从织机的一侧作单方向引纬，被投到织机另一侧的片梭在释放了纬纱端后通过输送链条送回循环使用。为了保证片梭在飞行过程中有确定的轨道，在梭口中设置了众多梭导片，它们相互织成空腔供片梭飞行，如图 c 所示。梭导片 7 制作得愈薄愈好，使其不致影响经纱的密度。另一方面它必须有足够的刚度，使其不致发生振动而使片梭飞越时因此受到较大阻力。梭导片的密度至少要保证有四片同时控制着片梭。梭导片在朝着钢筘 8 方向开有缺口，使打纬时引入的纬纱可从该缺口脱出与经纱进行交织。片梭在飞行时钢筘是静止的。

## 11.3 针织机械

机织物是由经纱和纬纱两组纱线互相直角交叉而成，见图 2-1-206a。

针织物是由纱线形成线圈，线圈互相串套而成。在针织物中，线圈在横向连接的行列称为线圈横列，如图 d、e 中 1-1、2-2、3-3 等横列；线圈在纵向彼此串套的行列称线圈纵行，如图 d、e 中的 I、II、III、IV 等

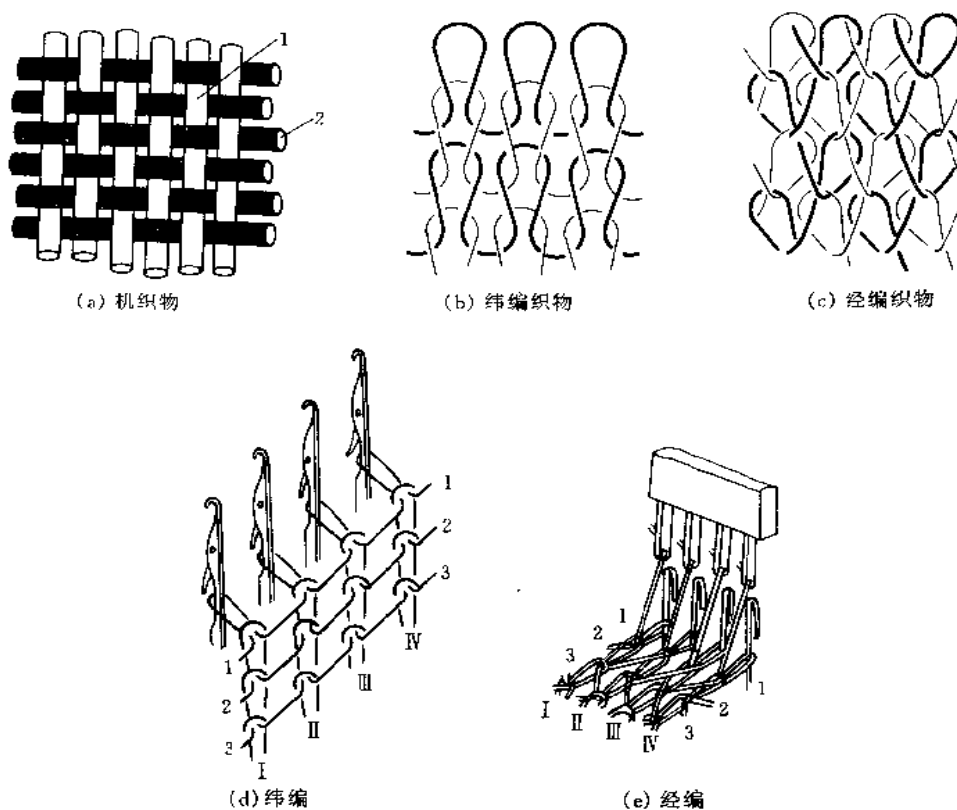


图 2-1-206 机织物和针织物

1—经纱；2—纬纱

纵行。

针织物分为纬编织物和经编织物，分别见图 b 和 c。纬编织物特点是每一横列由一根纱线形成，如图 d 中所有针的顺序由一根纱线形成线圈横列，纱线纬向编织。经编织物的特点是每一根纱线在一横列中只形成一个线圈，因此一横列是由许多根纱线形成，如图 e 所示，纱线经向编织。

纬编织物通常用于运动衣、内衣、袜子、手织毛衣等，经编织物除用于内衣、外衣等穿着用品外，还广泛用于窗帘、地毯、桌布等室内装饰性材料以及床上用品、家具包覆材料等。

### 11.3.1 圆纬机舌针的纬编成圈

#### (1) 成圈机件

纬编舌针的成圈机件（图 2-1-207）有舌针、沉降片和导纱器。

舌针（图 a）用钢丝或钢片压制而成，针钩 4 用以握持纱线弯曲成圈，针舌 2 可绕针舌销 4 转动，用来封闭针口使旧线圈能从针头脱下，针踵 5 在成圈过程中受其他机件作用，使舌针在针床的针槽中作上下或进出移动。

沉降片（图 b）用来配合舌针进行成圈。片喉 9 用来握持旧线圈；片颚 7 起协助弯纱和成圈；片踵 10 在其他机件作用下控制沉降片本身的运动。

导纱器（图 c）的作用是垫放纱线并防止舌针反弹。纱线可从孔 a 或孔 b 穿入，并由对面孔引出。钢片 11 用来控制针舌，防止舌针被打坏。

#### (2) 纬编舌针的成圈过程

针织过程是将纱线喂入织针的针钩中，并且经过弯曲形成新线圈，再将新线圈穿上次成圈过程所形成的旧线圈，针头穿过旧线圈后从中释放脱圈，使旧线圈在针头的作用下悬挂在新线圈的脚上，新线圈的针头仍保留在针钩中，这样由许多线圈相互串套形成织物。

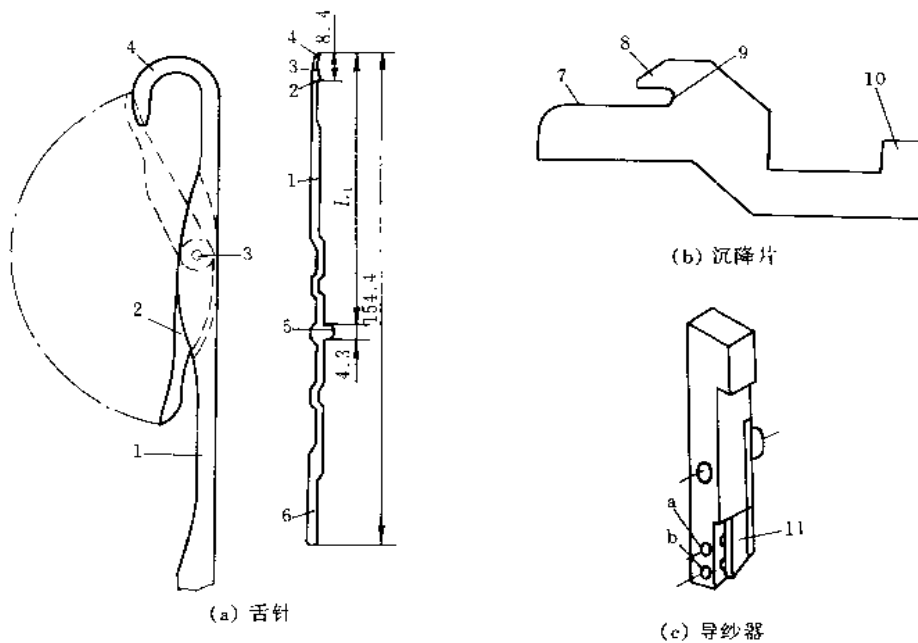


图 2-1-207 成圈机件

1—针杆；2—针舌；3—针舌钩；4—针钩；5—针踵；6—针尾；7—片颞；8—片鼻；9—片喉；10—片踵；11—钢片

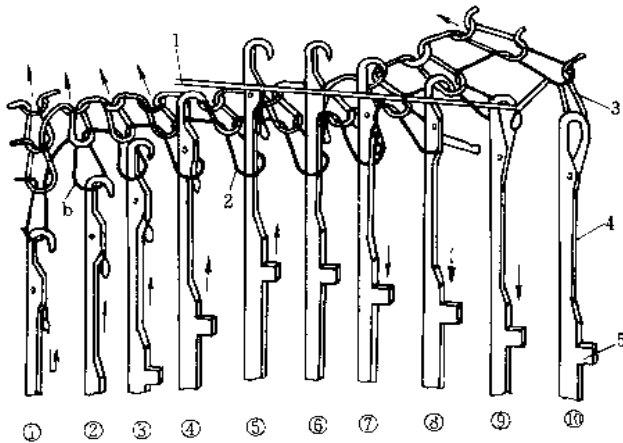


图 2-1-208 纬编舌针的成圈过程

1—纱线；2—旧线圈；3—新线圈；4—织针；5—针踵

根据旧线圈、新纱线和织针在成圈过程中的相对位置，成圈过程（图 2-1-208）可分为退圈（针①到针①）、垫纱（针⑤到针⑥）、闭口（针⑥到针⑦）、套圈（针⑦到针⑧）、脱圈（针⑧到针⑨）、弯纱（针⑨到针⑩）、成圈（针⑩）和牵拉等阶段。

(3) 舌针和沉降片的位置配合

利用沉降片来配合织针运动，使成圈过程能更好地完成。沉降片、舌针和导纱器的相对位置配合必须满足成圈过程的要求。

图 2-1-209 所示为舌针和沉降片的位置配合。图 a 为退圈开始位置，上次成圈过程形成的旧线圈 5 在闭合的针钩 4 内随舌针 1 一起自最低位置上升，当舌针针头通过沉降片片颞平面时，旧线圈被沉降片片鼻握住，不再随舌针一起上升。

图 b 为集圈位置。随着舌针上升旧线圈将针舌 3 打开，舌针继续上升，线圈移到针舌上。若编织集圈组织，舌针升到此高度不再上升称此为集圈位置。

图 c 位置时，舌针上升到最高位置，沉降片仍处于最前位置，旧线圈从针舌退到针杆上，完成退圈。

图 d 为舌针的针舌开始闭合位置。沉降片后退，舌针继续下降，纱线垫入针钩，旧线圈将针舌关闭，进行套圈。

图 e 为舌针成圈位置。沉降片退到最后位置，针钩勾住的纱线搁在沉降片的片颞上。舌针继续下降，进行脱圈、弯纱；舌针下降到最低点，形成一定长度的线圈，完成新线圈，沉降片开始向前移动。

图 f 位置时，沉降片继续向前移到最前面，用其片喉握住线圈进行牵拉。为避免线圈张力过大，舌针作适当上升，准备进行下一次成圈过程。

(4) 集圈组织、浮线组织及其编织过程

如果舌针的针钩在经过导纱器时得到新的纱线，但旧线圈却不能从针钩退出，形成集圈组织，见图 2-1-



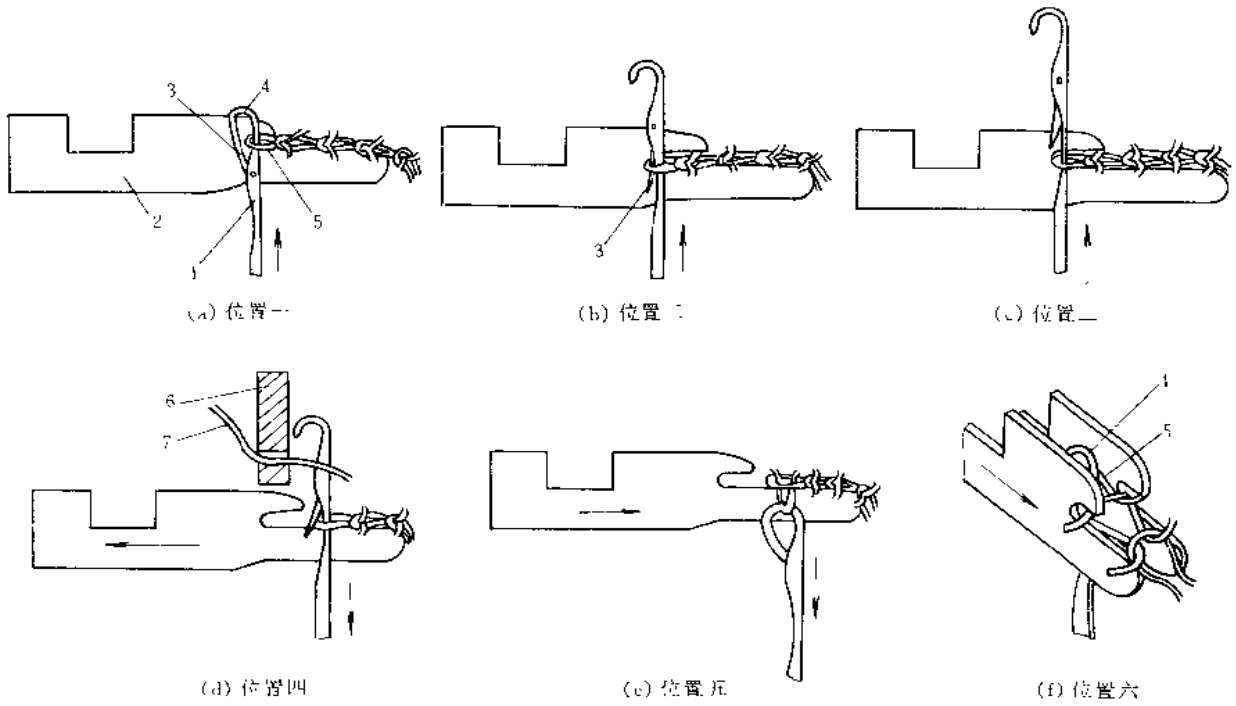


图 2-1-209 舌针和沉降片的位置配合

1—舌针；2—沉降片；3—针舌；4—针钩；5—旧线圈；6—导纱器；7—纱线

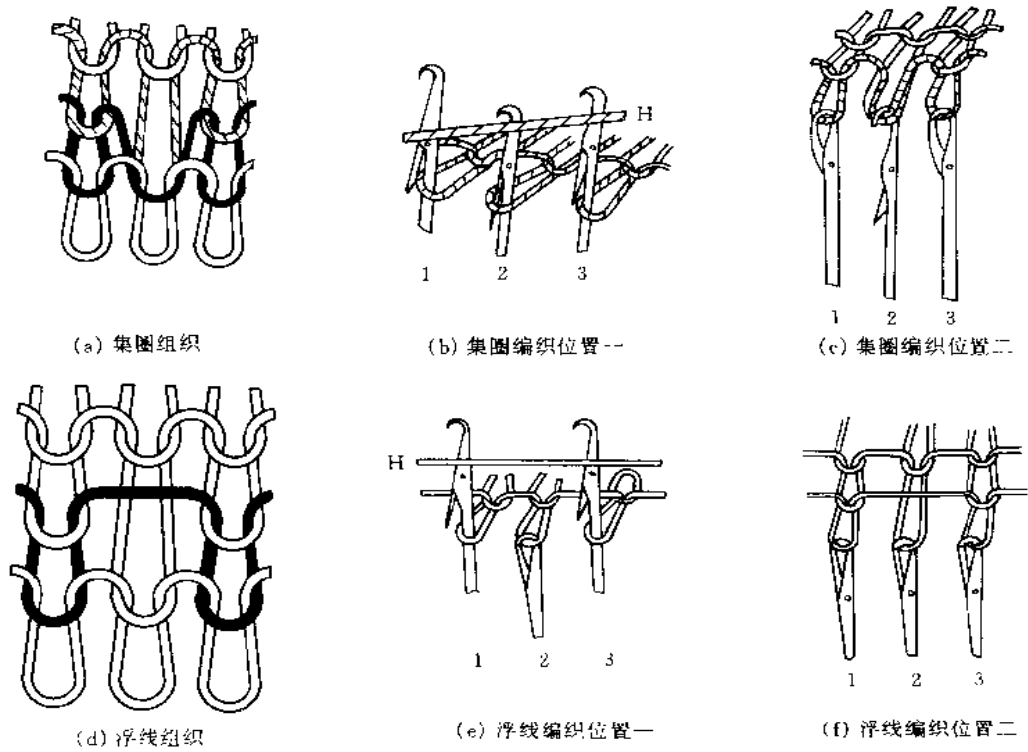


图 2-1-210 集圈组织浮线组织及其编织过程

210a。

在图 b 中, 舌针 1 和 3 已升高至退圈高度, 旧线圈已位于针杆上, 但舌针 2 没有升高到退圈高度, 旧线圈仍挂在针舌上, 此时导纱器送入新纱线 H。

在图 c 中, 舌针 1、2 和 3 下降成圈时, 纱线 H 垫入针钩内, 舌针 1 和 3 的旧线圈脱圈在纱线上形成新线圈, 而在舌针 2 的针钩内则形成悬弧, 并与旧线圈一起组成集圈。

如果舌针在经过导纱器时针钩不能得到新的纱线, 旧线圈亦不能从针钩中脱出, 形成浮线组织, 见图 d。

在图 e 中, 舌针 1 和 3 已完成退圈, 并从导纱器垫入新纱线 H, 而舌针 2 则退出工作, 针钩处没有垫入新纱线, 旧线圈仍在针钩内。

在图 f 中, 舌针 1 和 3 下降, 新纱线编织成新线圈, 舌针 2 上旧线圈仍挂在针钩内, 从而形成浮线。

不同组织的针织物都是通过设计不同的三角跑道(成圈三角、集圈三角、浮线三角)来控制各舌针的运动而形成, 经过一圈以后, 各舌针重复上述的运动。

(5) 舌针与沉降片的三角系统

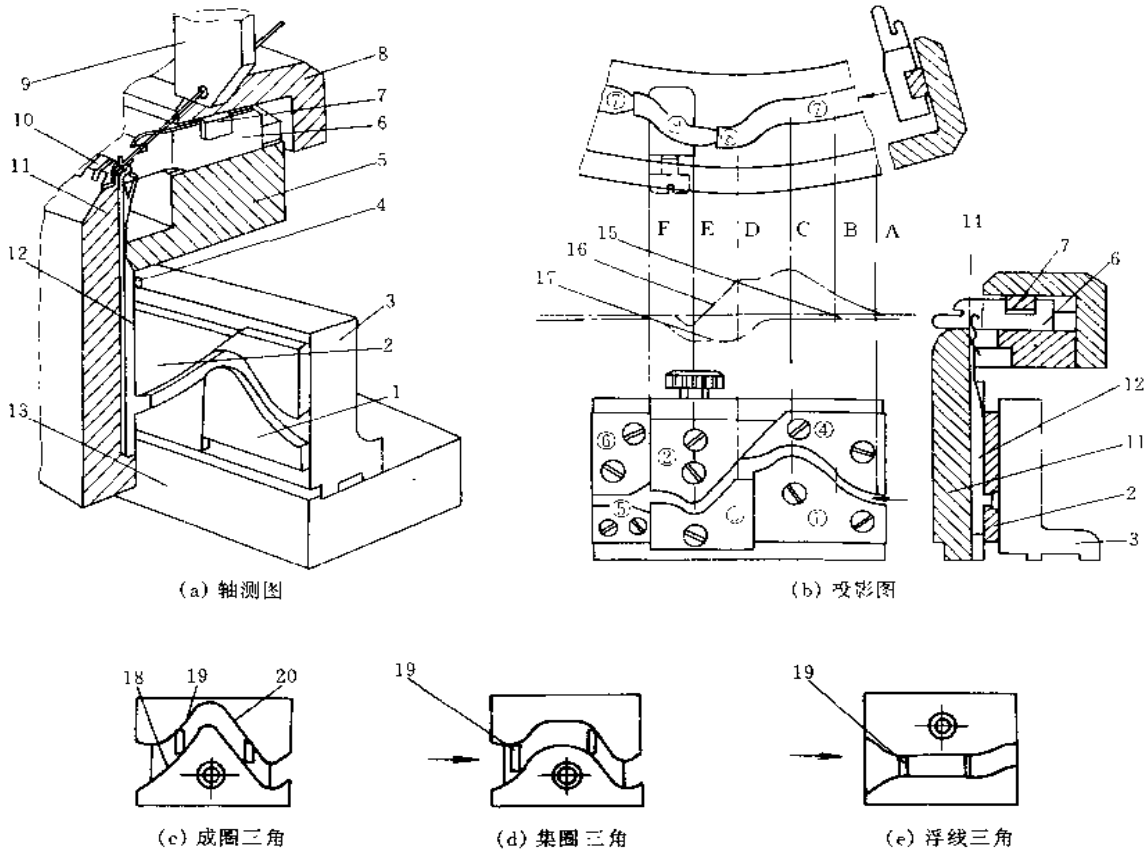


图 2-1-211 舌针与沉降片的三角系统

- 1—起挺针三角; 2—压针成圈三角; 3—舌针三角座; 4—筛簧; 5—外沉降片环; 6—沉降片; 7—沉降片三角;
- 8—沉降片三角座; 9—导纱器; 10—内沉降片环; 11—针筒; 12—舌针; 13—台面; 14—针背线;
- 15—沉降片片腹线(基准); 16—舌针轨迹; 17—沉降片轨迹; 18—起挺针跑道; 19—跑道中运动的针踵; 20—弯纱成圈跑道; ①~⑩—各三角编号

为了完成编织成圈，舌针、沉降片的运动必须协调，使其在各工艺位置能互相配合。舌针应在针床的针槽内作一定规律的上下移动，沉降片在与舌针运动方向垂直的方向作一定规律的前后移动，这些运动都是利用一组经过特殊设计的三角系统来实现。三角系统的沟槽曲线实质是一个圆柱凸轮（端面凸轮）或移动凸轮的轮廓曲线。对于大直径圆纬机（圆纬机是回转式编织），一般将三角系统固定在机座上，舌针插在针筒的针末中，针筒则作回转运动，当针床中的舌针针踵在三角系统的跑道（沟槽）中移动时，舌针在针槽中产生相应三种不同的运动（运动规律完全取决于沟槽曲线的设计，针踵与三角是一对凸轮高副）。经过一圈以后，各舌针重复上述运动。

图 2-1-211a 是舌针单面圆纬机舌针、沉降片三角系统配置的轴测图。舌针 12 插在针筒 11 的针槽中，弹簧 4 使所有舌针紧贴针槽。舌针沿起挺针三角 1 的跑道上升退圈，沿压针成圈三角 2 的跑道下降吃纱成圈；沉降片 6 插在内、外沉降片环的片槽中，其针踵受沉降片三角座 8 上的沉降片三角 7 的控制作径向运动，针筒回转时带动沉降片圆环 5 作同步回转，舌针的上下运动与沉降片的前后运动互相配合，完成编织成圈。

在图 b 所示的舌针、沉降片三角系统的投影图中，舌针三角跑道由起挺针三角①和它的护针三角④、成圈三角②和托回针三角③、回档三角⑤和⑥组成，其中三角②和③可同时垂直调节，以便改变线圈长度。沉降片三角跑道由跑道三角⑦、沉降片回退三角⑧和沉降片前进三角⑨组成，三角⑨可以根据线圈长度的要求进行调节。

对于不同机型的圆纬机，舌针、沉降片的具体形状、尺寸和工艺要求不同，其跑道的沟槽曲线也各不相同，各种沟槽曲线都必须经过特殊设计。目前，为增加一台机器的成圈系统数（或称路数），同时有利舌针的高速平稳运行，常采用整体封闭式三角，见图 c、d 和 e，即在一块三角的连续跑道上完成一个成圈循环。

### 11.3.2 普通四针道单面圆纬机编织机构

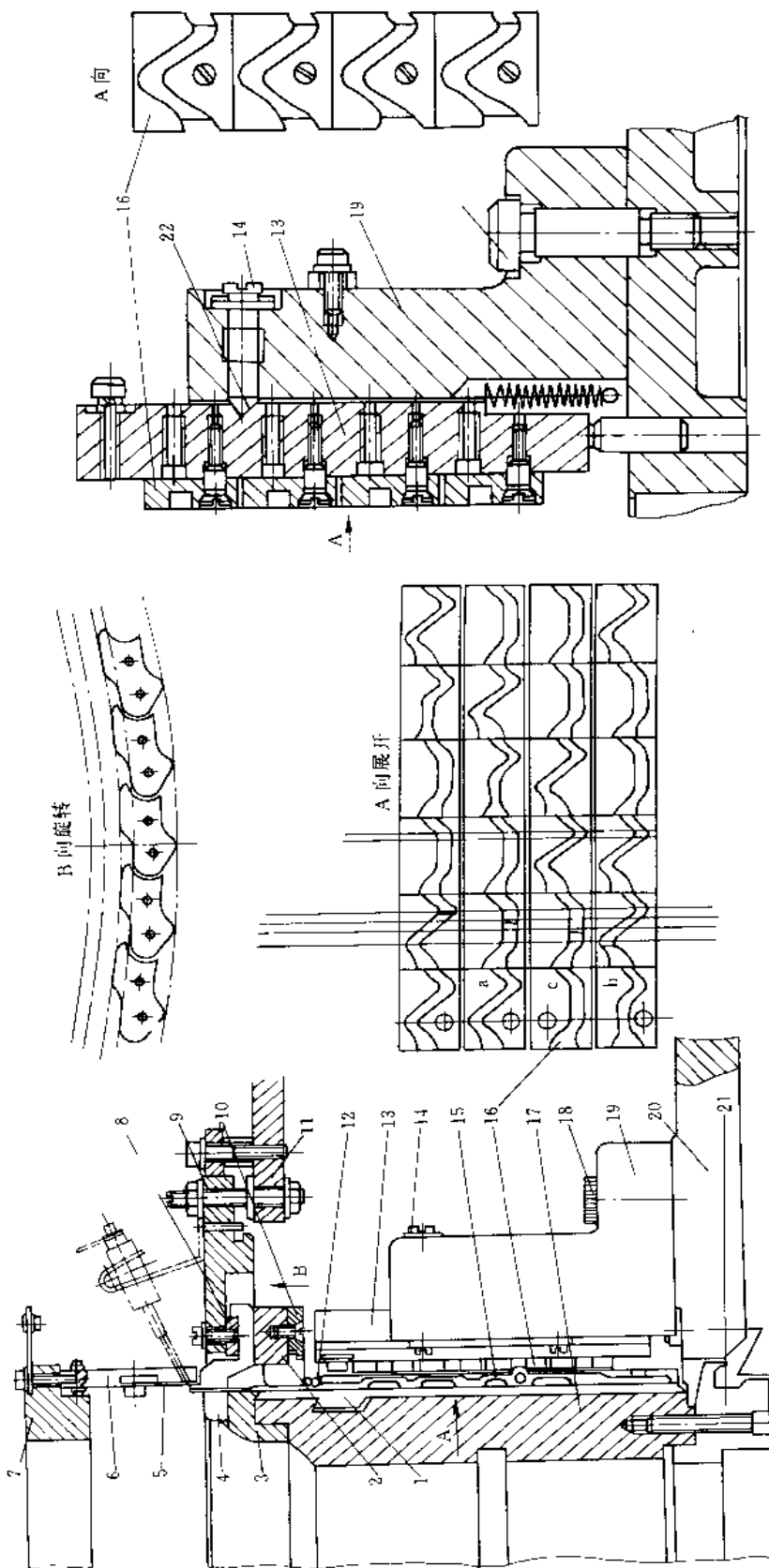
图 2-1-212 所示为普通四针道单面圆纬机编织机构。它有四个针道编织一圈，全部舌针有四种不同的三角跑道，编织的花色比其他方法要多。在三角座 19 的内圈套有针筒 17，针筒固装在针筒支承环 21 上，在针筒支承环上固定着齿轮，因此针筒可作回转运动。针筒外围镶嵌着钢片 1，相邻两钢片间形成针槽，织针 15 插在针槽中，有弹簧 12 围在钢片的凹口中，防止织针外扑。

三角座 19 固装在台面 20 上，每一块三角座的三角键 13 上可安装四块整体封闭式织针三角 16，组成四个织针走针跑道，控制四种针踵高低位置不同的织针作上下运动。可根据编织组织要求，采用成圈三角、集圈三角或浮线三角的任何组合，编织出纬平针织物、斜纹、网眼、鸟眼等组织结构不同的单面针织物，用以制作内衣、衬衫、衣裙和外衣等。由于制造精度高，三角块可以互换，四个针道的编织工艺点亦能一致。四块三角能作整体上下调节，顺时针方向旋转调节螺钉 14 可使三角键沿斜面 22 下降，若其上装有成圈三角，则使线圈加长。

内沉降环 3 固装在针筒上端，外沉降环 2 通过沉降片压板 10 与钢片 1 固紧，因此内、外沉降环与针筒一起同步回转。内、外沉降环上都有片槽，沉降片 4 插在片槽中。沉降三角座 9 装在支架 11 上，沉降片三角 8 装在沉降三角座上，控制沉降片作径向运动。

导纱器 6 装在导纱环 7 上，通过支承架固定其位置，使导纱器给纱位置稳定并能管好织针针舌，确保编织成圈正常。

另外还有多针道单面圆纬编织机，其原理与普通圆纬机相同，并具有织物密度集中调节机构。



(a) 编织机构的结构图

(b) 三角与三角座

主要技术特征

针筒直径, mm	路数	级别	总针数	转速, r/min
658.5(26')	78	24, 28	24级 1968 28级 2280	20
762(30')	90		24级 2256 28级 2640	18

图 2-1-212 普通四针道单面圆针机编织机构

1 针筒钢片; 2—外沉降环; 3—内沉降环; 4 沉降片; 5—导纱器钢片; 6—导纱器; 7—导纱环; 8—沉降片三角; 9—沉降三角座; 10—沉降片压板; 11—支架; 12—弹簧; 13—三角键; 14—调节螺钉; 15—织针; 16—织针三角; 17—针筒; 18—螺钉; 19—螺帽; 20—台面; 21—针筒支承环; 22—调节斜面

## 11.3.3 提花圆纬机的编织机构及选针装置

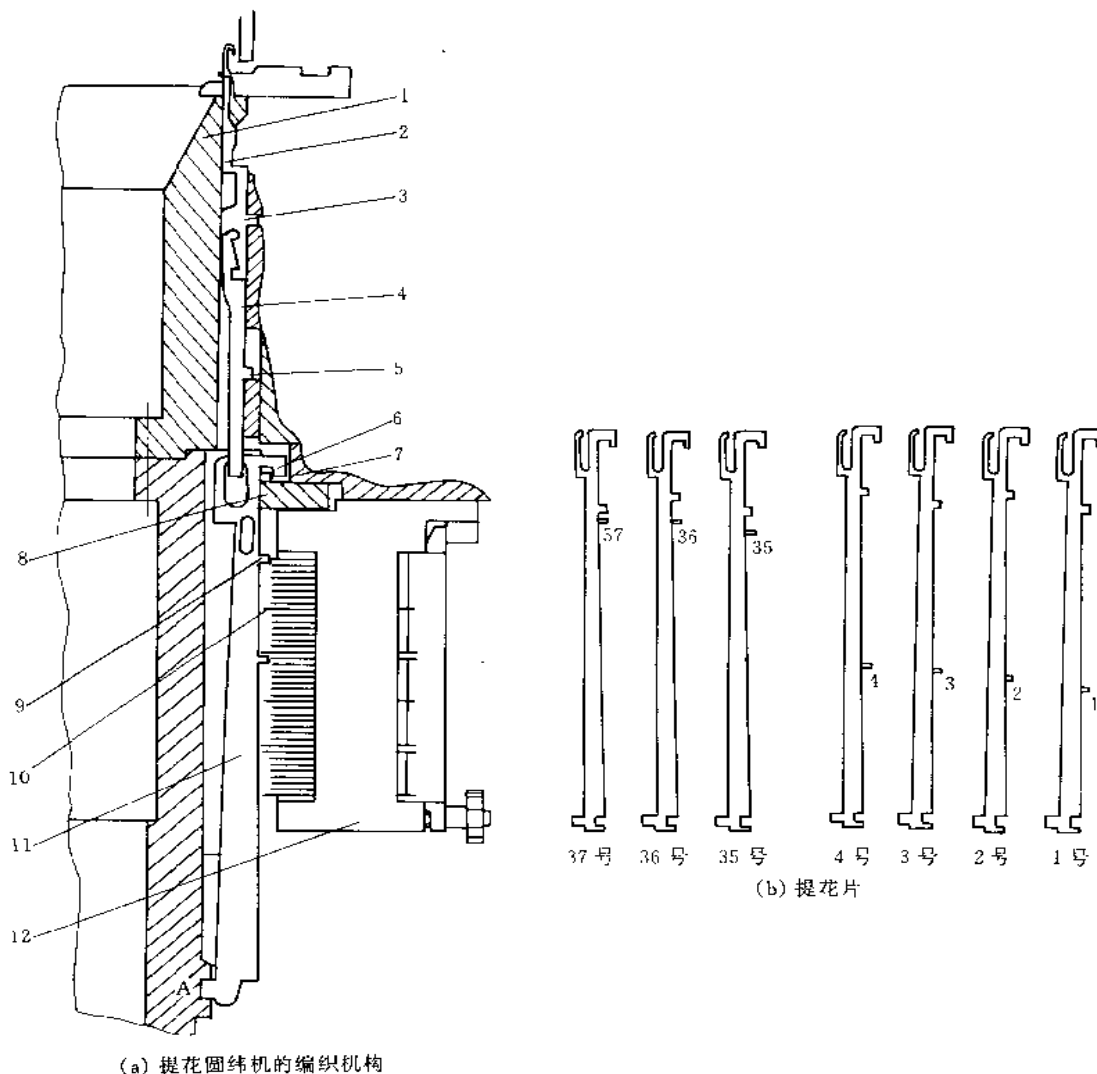


图 2-1-213 提花圆纬机的编织机构及选针装置 (一)

1—针筒；2—织针；3—织针针踵；4—接针；5—接针针踵；6—复位踵；7—围针圈座；

8—拉出三角；9—选针齿；10—选针刀片；11—提花片；12—选针装置（选针器）

提花圆纬机主要编织色纱提花组织及一些由集圈、浮线等形成的花色组织。织针是按花纹要求在选针装置的作用下，有选择地参加编织成圈或集圈或浮线，能使针织物形成各种色彩的花纹，以美化织物的外观。有的呈现出大小不等的小孔以增加透气性，有的可使织物具有凹凸效应的图案。

图 2-1-213 所示为提花圆纬机的编织机构及选针装置。图 a 中针筒 1 的每一针槽中都插有织针 2、接针 4 和提花片 11。接针装在织针的尾部，接针上的针踵 5 嵌入三角座上的接针走针跑道。在三角的直接作用下使接针上升。织针就随同接针一起被推动上升，接针的上升位置决定了织针的上升位置。织针针踵 3 嵌入织针三角跑道中，因而织针可在压针三角作用下下降到所需的位置上，并带动接针一起下降，回到起针位置。接针的尾部嵌插在提花片 11 的长槽内，随同提花片长槽的进出，接针针踵被推进或拉出针筒槽。

提花片的作用是按照花纹要求进行选针，图 b 是它的外形。拨片式提花圆纬机可有 37 种齿位高低不同的提花片。每种提花片上只留一个齿，每种提花片控制一只织针即织物组织中一个线圈纵行。最下面留齿的为第 1 号提花片，与织物组织中的第 1 纵行相对应，依此编号，直到最上面留齿的为 37 号提花片，与织物

组织中的第 37 纵行相对应。编织一圈，全部舌针将有 37 种不同的循环织法。

提花片没有上下运动，只是沿针槽绕支点 A 摆动。它受到选外装置 12 中选针刀片的控制，某一号选针刀片只能控制与它齿号相同的提花片。

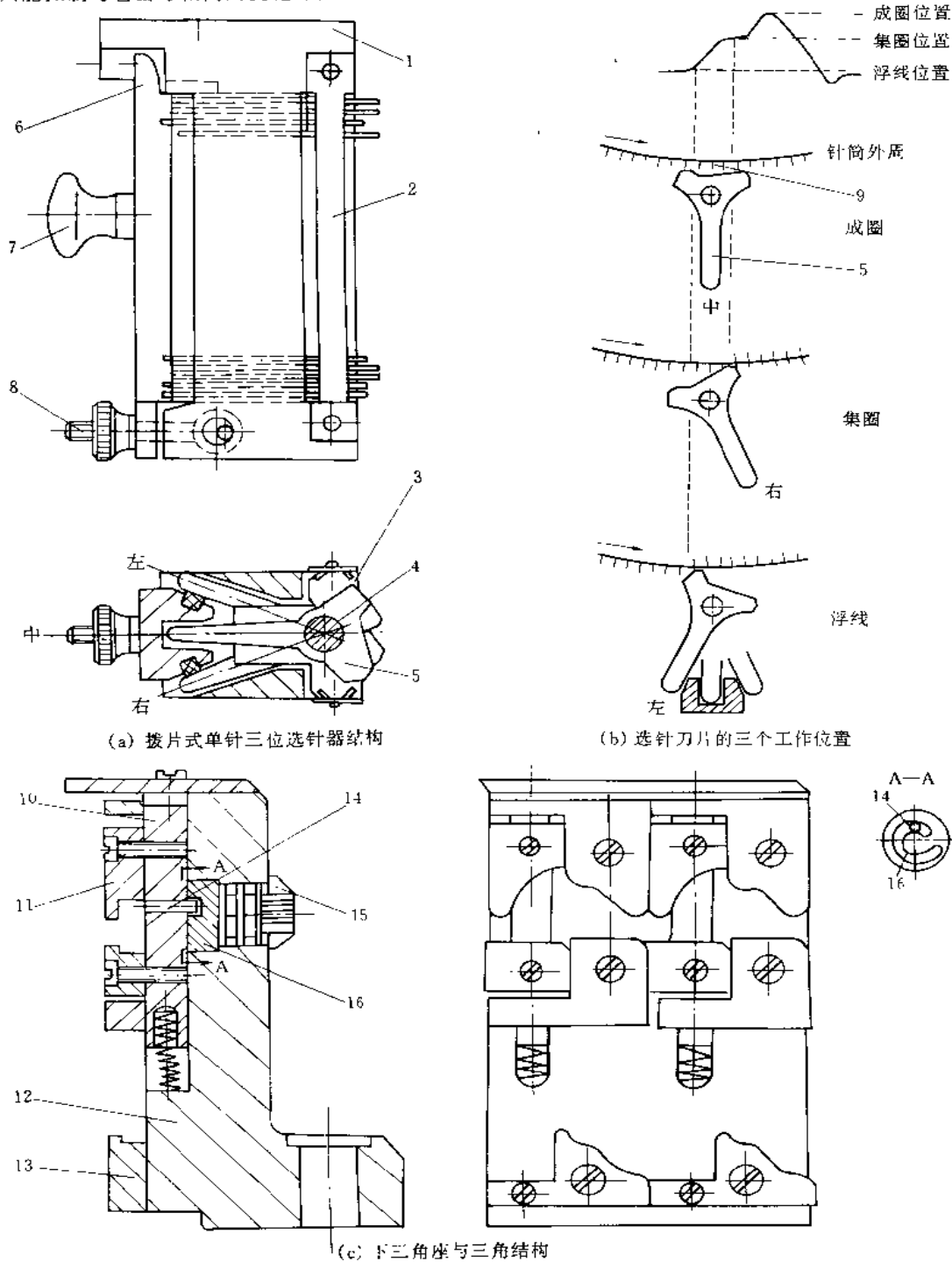


图 2-1-214 提花圆纬机的编织机构及选针装置 (二)

- 1 选针器座；2—选针器隔架；3—选针器隔板；4—心轴；5—选针刀片；6—选针器压板；7— 捏手；8—挂脚螺丝；
- 9—选针齿；10—三角键；11—压针三角；12—下三角座；13—起挺针三角；14—滚针；15—刻度盘；16—调节凸轮

拨片式单针一位选针装置能根据花纹要求，控制织针完成成圈、集圈、浮线三个位置的编织，其结构如图 2-1-214a 所示。

选针刀片 5 依次套入选针器座 1 内的心轴 4 上，每一选针装置有 37 片选针刀片，选针刀片间用选针器隔板 3 隔开，选针刀片与插入在针筒槽中的提花片的选针齿沿高度方向一一对应。选针刀片可根据花纹要求分别事先拨动到左、中、右三个位置，然后用选针器压板 6 加以固定。选针刀片的三个工作位置与三角曲线配合，使织针分别运动到浮线工作位置、成圈工作位置和集圈工作位置，如图 b 所示。当选针刀片 5 处于中间位置时，它和选针齿 9 没有接触，因而选针装置不起作用，织针能升高到成圈位置。当选针刀片处于左面工作位置时，在选针刀片的作用下，选针齿被打入到针筒槽内，接针针踵也随之进入针筒槽，不再受到起挺针三角作用，退出工作位置，织针也随之不参与集圈或编织。

图 c 是下三角座与三角的结构。下三角座 12 上装有压针三角 11 和起挺针三角 13，形成织针走针跑道和接针走针跑道。压针三角用螺钉紧固在三角键 10 上，三角键上固定有滚针 14，嵌在调节凸轮 16 的沟槽内。旋转调节凸轮可使压针三角作上下移动，从而改变压针深度，控制织物线圈大小。刻度盘数字显示压针深度。

#### 11.3.4 电子提花选针装置

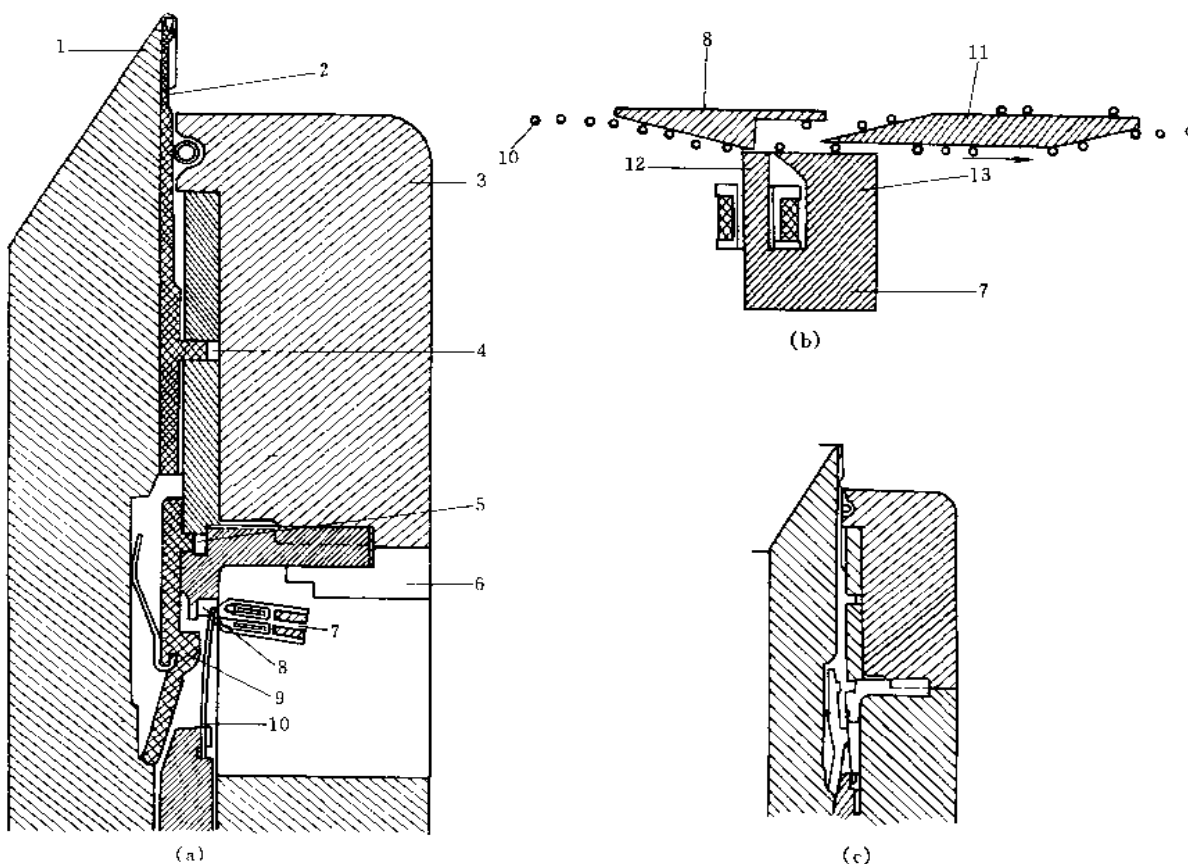


图 2-1-215 电子提花选针装置

- 1—针筒；2—织针；3—织针三角座；4—织针走针跑道；5—挺针片走针跑道；6—控制三角座；7—选针磁钢；  
8—导向三角；9—挺针片；10—控制弹簧；11—三角；12—控制极；13—握持极

图 2-1-215 所示为电子提花选针装置。电子提花选针首先用计算机花型设计系统把花型录制到软磁盘上，该系统的计算机通过软磁盘上的花型信号和安装于机器上的编码器的同步信号来控制电子选针器，从而控制织针的机械运动，完成设计花型的编织。

图 a 中织针 2 与挺针片 9 均嵌在针筒 1 的针槽中, 插针片的进入或退出工作位置由控制弹簧 10 来控制。每一个挺针片均配有一根控制弹簧, 随针筒一起回转, 转动方向如图 b 中箭头所示。当控制弹簧运行到选针磁钢 7 的控制极 12 处时, 若无控制信号, 选针磁钢的控制极吸住控制弹簧, 使控制弹簧沿导向三角 8 的外表面运行, 挺针片 9 的片踵保持在挺针片走针跑道 5 内, 由于其三角的作用挺针片上升推动织针到一定高度, 织针再在织针走针跑道 4 的三角作用下, 上升到编织高度而参加成圈; 当有控制信号时, 电流通过控制极上的线圈, 产生与控制极极性相反的磁场, 使控制极暂时失去磁性, 控制弹簧不被控制极吸引, 运行到导向三角 8 缺口处, 弹回到原位置, 向内推动挺针片 9 使其退出走针跑道, 织针没有被挺针片上推而不参加编织, 如图 c 所示。握持极 13 一直保持磁性, 主要起握持弹簧的作用。

### 11.3.5 经编机及其分类

#### (1) 经编机外形

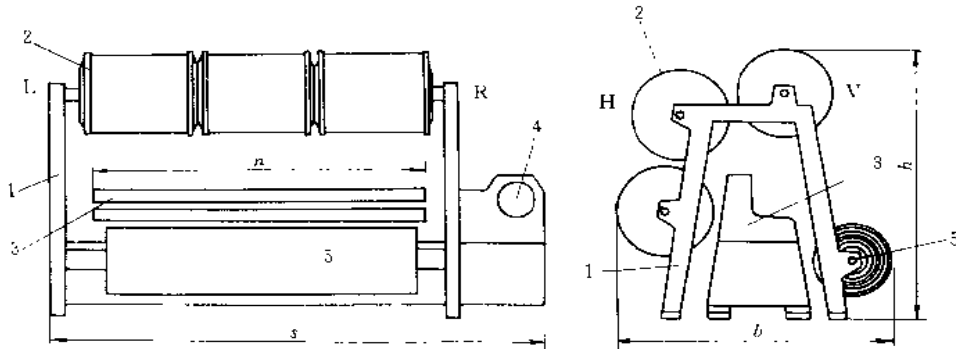


图 2-1-216 经编机外形

1—机架; 2—经轴; 3—成圈机构位置; 4—花纹机构位置; 5—布卷; V—前; H—后; R—右; L—左

图 2-1-216 所示为经编机, 是用以生产经编织物的机器。在经编机上织针是呈垂直方向排列的。目前大量使用的经编机上织针植于长条的针床上, 机器呈平型。它是由机架、经轴、送经机构, 成圈机构、花纹机构以及织物牵拉卷取机构等组成。经编织物是有许多根经纱从经轴上输出, 从纵向喂入成圈点编织成织物后卷成布卷的。

#### (2) 弹簧钩针经编机

图 2-1-217 所示为钩针经编机的成圈机件, 包括钩针 1、压板 2、沉降片 3 和导纱针 4 (眼子针)。它们相互配合运动, 完成经编成圈过程。

弹簧钩针由钢丝制成, 针尖 8 和针槽 7 间的间隙称为针口, 它是纱线进入针钩 9 的通道。针尖可借外力作用 (压板) 压入针槽中, 使针口关闭; 外力去除后, 针钩因自身弹力而复位, 使针口开启。针口的打开和关闭用来控制老线圈从针钩内滑到针杆 6 上和把新线圈关闭在针钩内, 随着针钩套过老线圈。安装时, 针踵 5 插入针槽板 (未画出) 的孔内, 而针杆则嵌在针槽板的槽内, 如图 b 所示。

沉降片用来握持和移动旧线圈, 配合钩针作成圈运动。片鼻 11 和片喉 12 一起握持旧线圈, 使其不随针一起上升。片喉还有推移牵拉线圈的作用, 片腹 13 用来将旧线圈抬起套在压住的针钩上, 如图 c 所示。

压板用来将针尖压入针槽内, 使针口关闭, 如图 d 所示。

导纱针用来引导纱线绕针运动, 将纱线垫到针上。为便于安装, 常将导纱针按规定隔距用含锡合金铸成一块嵌片, 如图 e 所示。

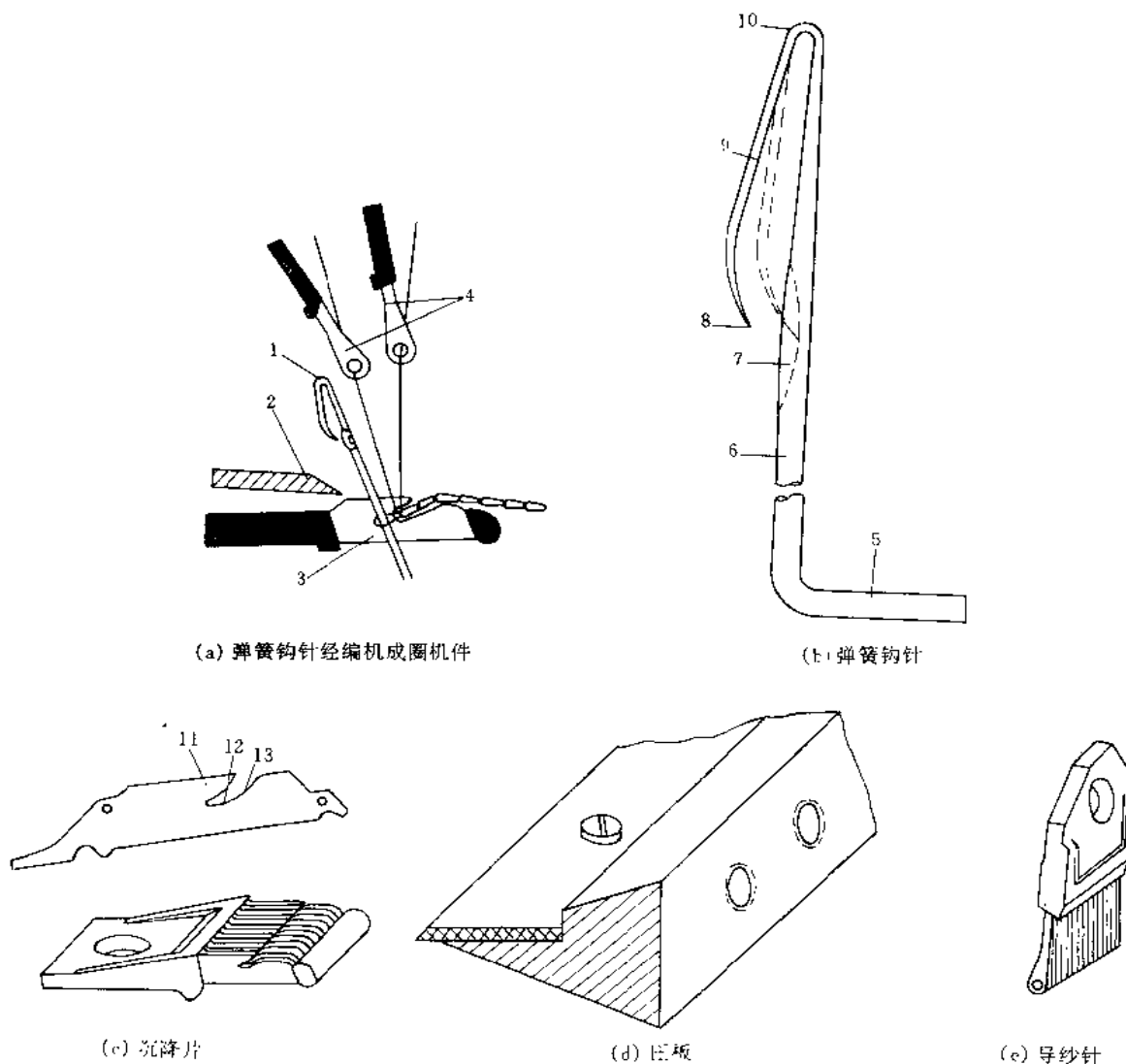
#### (3) 复合槽针经编机

图 2-1-218 所示为复合槽针经编机成圈机件。该经编机所用的针由两个分离的部分组成: 槽针 1 和针芯 2。槽针 1 本身是一根带钩并带有开口长槽的针杆, 针芯 2 在长槽内滑移, 如图 b 所示。

针芯随同针杆一起升降, 但升降速度都小于针杆本身, 形成针口的开启和关闭。复合槽针最大优点是针的动程小, 与同类型经编机相比, 它的动程比钩针小 1/4 左右, 这使其具备了高速运转的条件。

沉降片 (图 c) 的片头和片尾均铸在合金座片上, 由于不需借助片腹来帮助加速套圈, 所以没有鼓起的片腹。





(a) 弹簧钩针经编机成圈机件

(b) 弹簧钩针

(c) 沉降片

(d) 压板

(e) 导纱针

图 2-1-217 弹簧钩针经编机成圈机件

1—弹簧钩针；2—压板；3—沉降片；4—导纱针；5—针踵；6—针杆；7—针槽；

8—针尖；9—针钩；10—针头；11—片鼻；12—片喉；13—片腹

导纱针 4 和钩针经编机的相似，没有压板。这种类型经编机的梳栉（导纱针）一般不超过 4 把，车速一般在 700~2000 次/min，与针床宽度和梳栉数有关。

#### (4) 舌针经编机

舌针经编机（图 2-1-219）的成圈机件包括舌针 1、防舌针自闭钢丝 2、沉降片 3、栅状脱圈板 4 和导纱针 5。舌针 1 的针舌 7 可以绕针舌销 10 转动，起着封闭针口的作用。防舌针自闭钢丝 2 装在针舌前方，在针舌打开后，由它拦住开启的针舌，不致自动翻闭而形成漏针。栅状脱圈板 4 是一块沿机器全长分布的带沟槽板条，一般不作上下运动，舌针在它的沟槽内上下升降，进行成圈，当针头低于它的上边缘时，旧线圈被其挡住，由针头上脱下，所以它在编织过程中起脱圈作用。当舌针上升时，沉降片由针间向前移动，起握持织物、防止其上升的作用。

舌针经编机大多有数量较多的梳栉（导纱针装在它上面），因而垫纱范围较大，车速较低，但它有很大的工艺可能性，可以编织几乎包括服装和装饰织物在内的所有形式的产品。

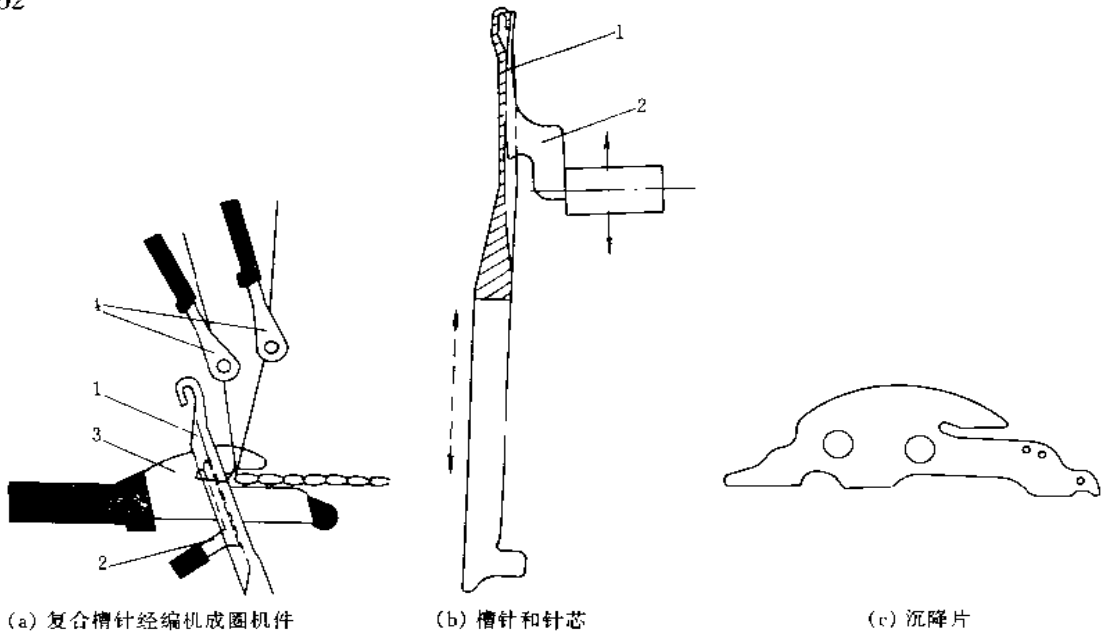


图 2-1-218 复合槽针经编机成圈机件  
1—复合槽针；2—针芯；3—复合沉降片；4—导纱针

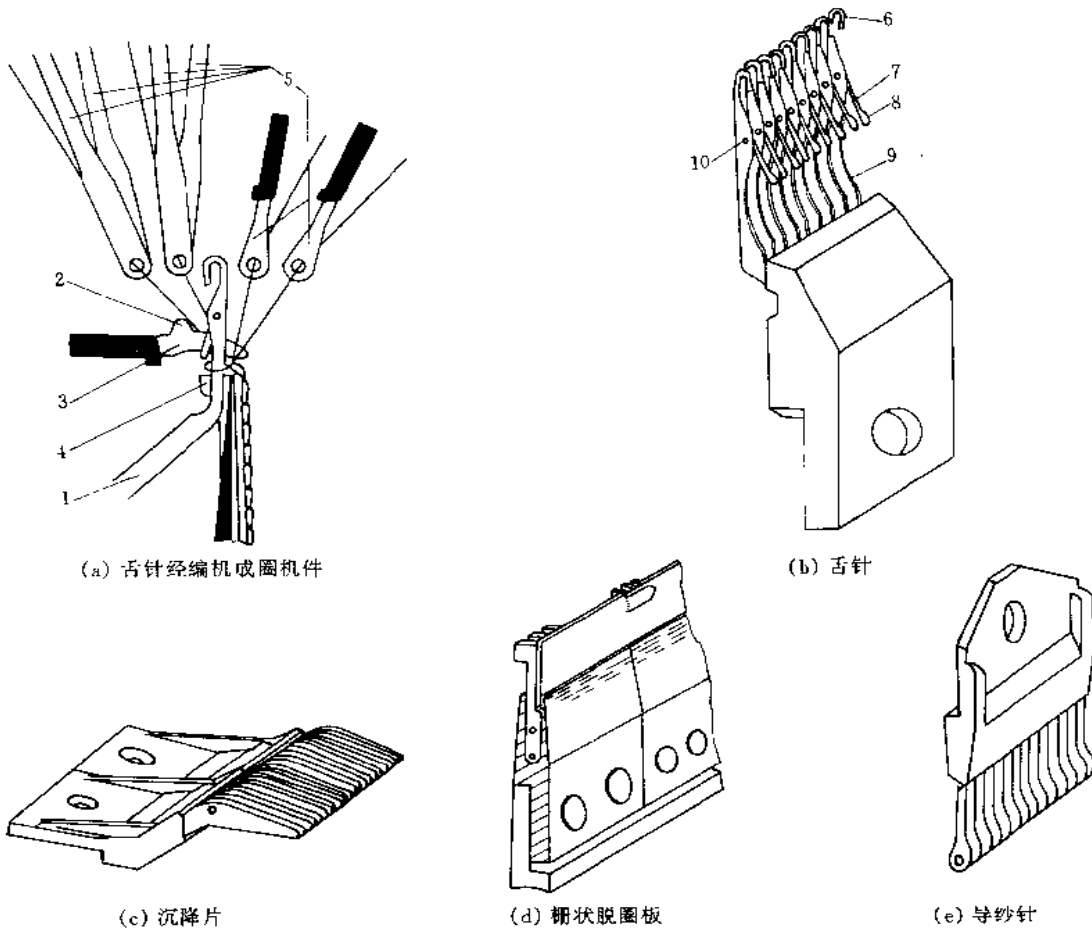


图 2-1-219 舌针经编机成圈机件  
1—舌针；2—钢丝；3—沉降片；4—栅状脱圈板；5—导纱针；6—针钩；7—针舌；8—针舌匙；9—针杆；10—针舌销

### 11.3.6 经编机成圈机构

#### (1) 钩针经编机的成圈运动

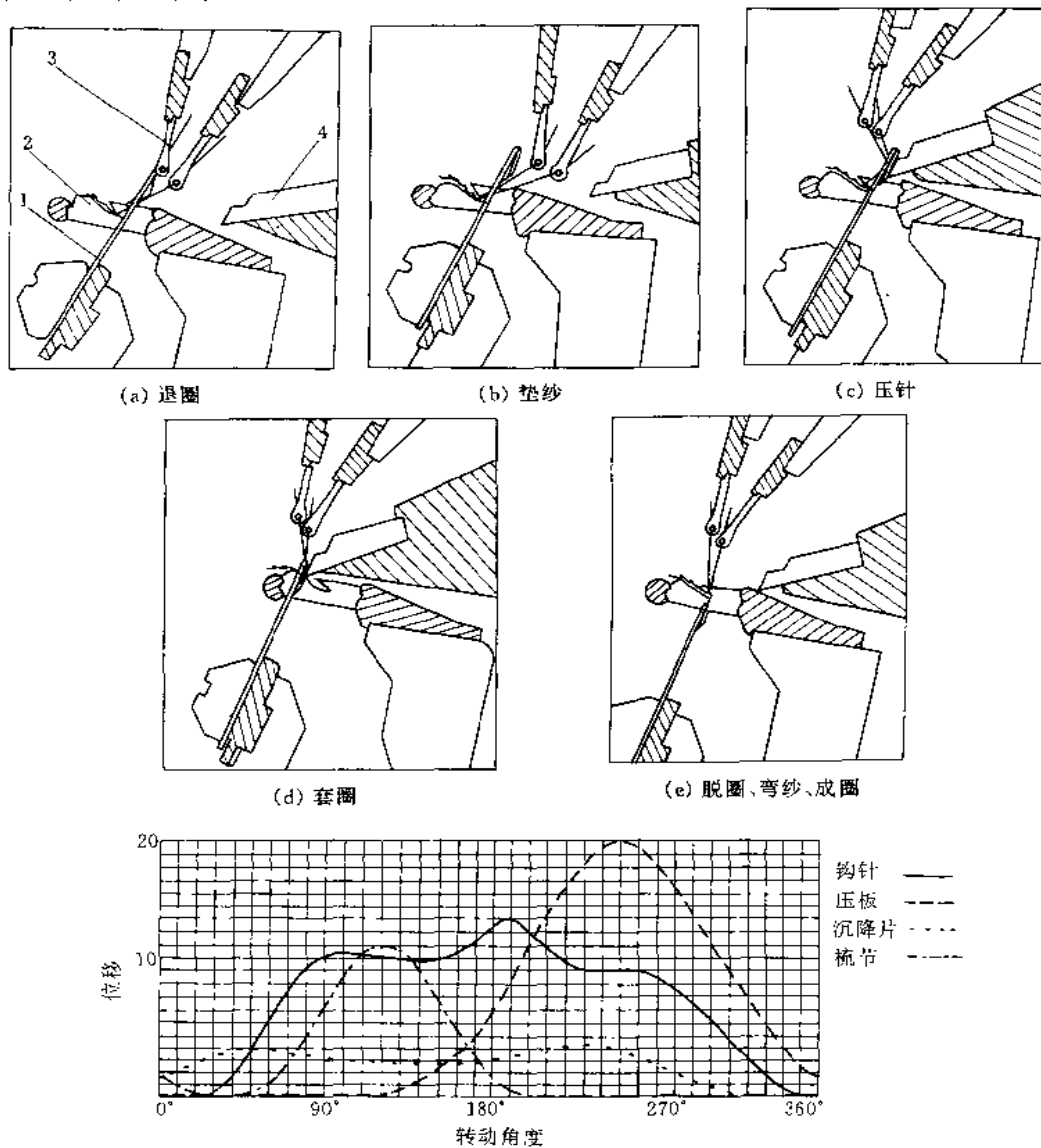


图 2-1-220 所示为钩针经编机的成圈运动。

图 a 为退圈。钩针 1 自最低位置上升，使线圈由针钩下滑到针杆上。自  $0^{\circ} \sim 100^{\circ}$  时，钩针上升到第一高度（钩针总动程的  $2/3$ ）以后近似静止。沉降片 2 开始向机前运动，由片喉握持织物，自  $20^{\circ}$  开始向机后运动，以便放松线圈。导纱针 3 自  $30^{\circ}$  起向机后（针前）摆动，准备垫纱。压板 4 向机后摆动，在  $80^{\circ}$  左右退至最后位置。

图 b 为垫纱。导纱针继续向机后摆动，在  $132^{\circ}$  时摆至最后位置，然后向机前回摆；在摆到极限位置稍前一点时，在针钩前作横向移动（针前垫纱）。针钩在  $100^{\circ} \sim 180^{\circ}$  时静止不动，自  $180^{\circ}$  起继续上升，在  $225^{\circ}$  升到最高点，以后开始下降，垫入的纱线滑入针钩内。沉降片不动，压板在  $180^{\circ}$  左右开始向前摆动。

图 c 为压针。压板继续向前摆动，在  $300^{\circ}$  左右到达最前位置，将针口关闭。垫入的新纱线被封闭于针钩

内，旧线圈处于针钩外面。钩针继续下降，沉降片略微前移，导纱针在  $230^\circ$  摆到最机前位置（针背）。

图 d 为套圈。钩针继续下降，沉降片迅速后退，由片腹将旧线圈抬起，使旧线圈套在被压住的针钩上，进行套圈。导纱针静止，压板使旧线圈套在针钩上，并上移到接近压板压住的针鼻处时开始释压和后摆。

图 e 为脱圈、弯纱和成圈。钩针在  $310^\circ \sim 360^\circ$  范围内较快地下降，当针头下降到低于沉降片片腹的最高点后，旧线圈由针头上脱下，完成脱圈。在  $360^\circ$  时钩针下降到最低位置，新纱线拉过旧线圈，纱线弯曲到规定大小，最后形成线圈。沉降片开始向机前运动，压板缓慢后摆，导纱针静止不动。利用专门设置的牵拉辊对织物进行牵拉。

图 f 是四个主要成圈机件的运动曲线。从图中可以看出钩针在成圈过程中有两次上升，在下降时为配合

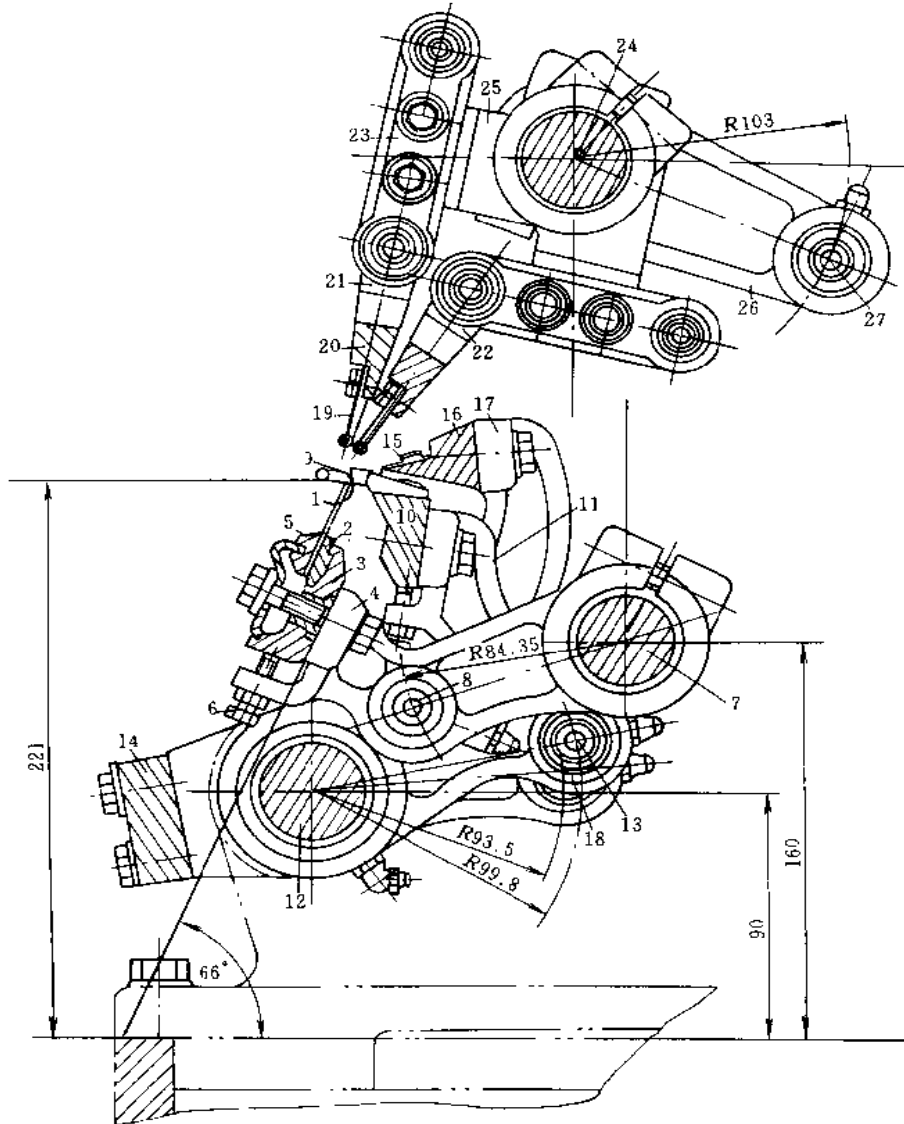


图 2-1-221 钩针经编机成圈机构

- 1—钩针；2—针槽板；3—针床；4—针床摆臂；5—盖板垫块；6—螺丝；7—针床摆轴；8—销轴；9—沉降片；  
10—沉降片座；11—沉降片主摆臂；12—压板摆轴；13—销轴；14—连杆板；15—压板；16—压板床；  
17—压板主摆臂；18—销轴；19—导纱针座片；20—导纱针床；21—吊架；22—吊架座；  
23—吊架座；24—梳栉摆轴；25—摆架；26—摆臂；27—销轴

压板需要，要求有二种不同运动速度，运动十分复杂，不利高速运转。压板、沉降片、导纱针除了需要一定的动程外，在成圈过程中都有较长时间的停歇。

## (2) 钩针经编机成圈机构

图 2-1-221 所示为钩针经编机成圈机构。钩针 1 插在针槽板 2 上，针槽板则嵌在针床 3 的槽内，针床固定在针床摆轴 7 的摆臂 4 上，针床摆轴 7 由摆臂上的销轴 8 通过针床传动机构的连杆来推动。

沉降片 9 的座片固定在沉降片座 10 上，沉降片座则固定在活套于压板摆轴 12 上的沉降片主摆臂 11 上，沉降片主摆臂由摆臂上的销轴 13 通过沉降片传动机构的连杆来推动。

压板 15 固定在压板床 16 上，压板床则固定在压板摆轴 11 的压板主摆臂 17 上，压板主摆臂由摆臂上的销轴 18 通过压板传动机构的连杆来推动。

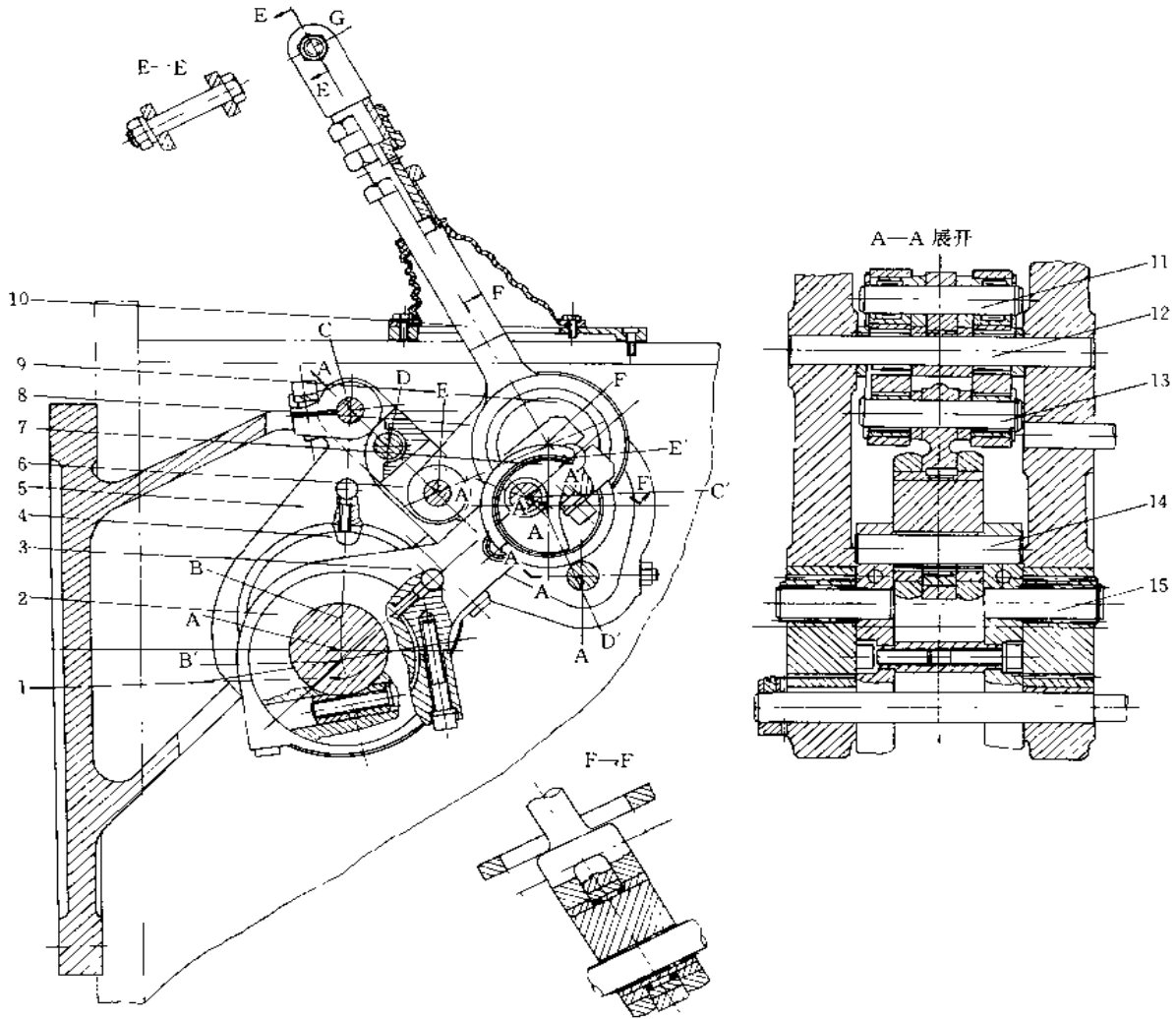
导纱针座片 19 固定在导纱针床 20 上，导纱针床则固定在吊架 21、22 上。吊架座 23 固定在梳栉摆轴 24 的摆架 25 上。当梳栉摆轴往复摆动时，由摆架带动吊架和梳栉一起作前后摆动。梳栉摆轴由摆臂 26 上的销轴 27 通过梳栉传动机构的连杆来推动。

### 11.3.7 钩针经编机针床传动机构

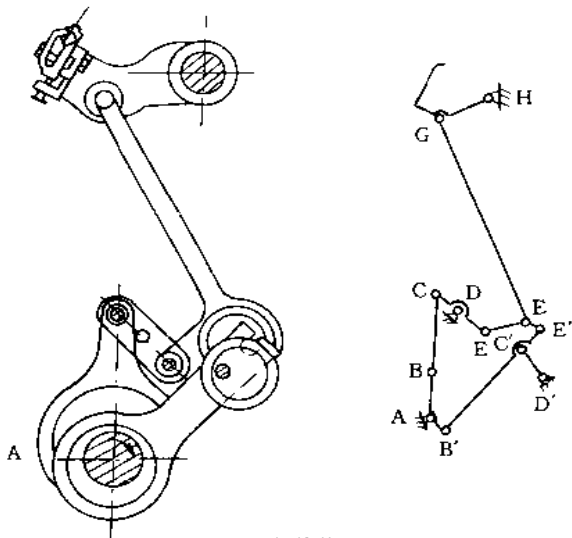
图 2-1-222 所示为钩针经编机针床传动机构。钩针的运动非常复杂，钩针在上升过程中分两次上升，在下降时为配合压板的运动需要有两种不同的下降速度，因此采用双偏心轮连杆机构传动。小偏心轮 2 和大偏心轮 4 铸成一体，都是用楔块和螺栓固定在中心为 A 的主轴 1 上。大偏心轮的中心为 B，大偏心轮套 5 的一端活套在大偏心轮上，另一端采用火紧连接夹紧中心为 C 的销轴 11，销轴 11 活套在摆臂 6 的孔中，驱动摆臂 6 绕中心为 D 的固定销轴 12 作往复摆动。在摆臂 6 的另一端固结有中心为 E 的销轴 13，与连杆套 8 组成铰接，连杆套的另一端活套在中心为 F 的偏心盘 9 上，使大偏心轮处的运动通过偏心盘 9 传向连杆叉 10。

小偏心轮 2 的中心为 B'，小偏心轮套 3 的一端活套在小偏心轮 2 上，它的另一端用夹紧连接与中心为 C' 和 E' 的圆盘销轴 15、偏心轮销轴 14 固结，销轴 15 通过滚针活套在圆盘 7 上中心为 C'' 的偏心孔内，圆盘 7 又利用滚针活套在两侧小墙板内绕中心 D' 摆动，形成短摇杆 C'D'。小偏心轮套分左、右两部分，它们用套筒和螺钉固结成一体，以确保动作同步。固定在小偏心轮套顶端的偏心轮销轴 14 通过滚针穿过偏心盘 9 上的中心为 E' 的偏心孔形成铰接点，从而使来自大、小偏心轮 4 和 2 的运动得到综合，合成后带动连杆叉 10 作平面复合运动。连杆叉上端有中心为 G 的销轴，带动针床摆臂作往复摆动，从而使织针的针床作上下摆动。连杆叉的长度可用调节螺钉调节，以改变织针整列位置的高低。

图 2-1-223 所示为钩针经编机压板传动机构。



(a) 结构图



(b) 机构简图

图 2-1-222 钩针经编机针床传动机构

- 1—主轴；2—小偏心轮；3—小偏心轮套；
- 4—大偏心轮；5—大偏心轮套；6—摆臂；
- 7—圆盘；8—连杆套；9—偏心盘；
- 10—连杆叉；11—销轴；12—固定心轴；
- 13—销轴；14—偏心轮销轴；15—圆盘销轴

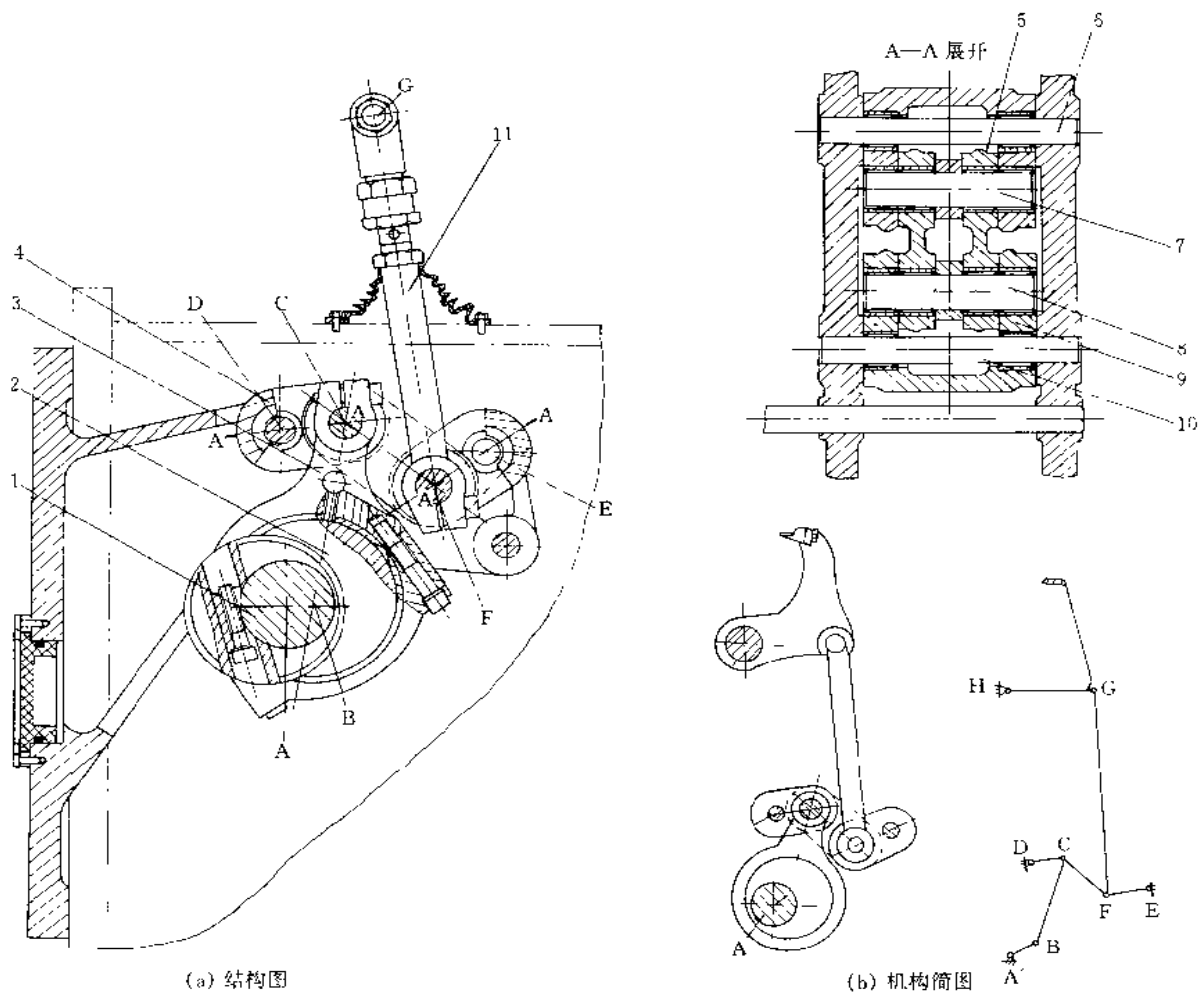


图 2-1-223 钩针经编机压板传动机构

1—主轴；2—偏心轮；3—偏心套；4—摆臂；5—连杆；6—固定轴；  
7—销轴；8—销轴；9—摆臂；10—固定轴；11—连杆

### 11.3.8 舌针经编机的针床和梳栉传动机构

舌针经编机的成圈机件采用主回凸轮传动。图 2-1-224a 是舌针针床传动机构。针床传动凸轮 1 装于主轴 1。通过针床传动凸轮滚子 2、连杆 3 使舌针 5 绕针床摆轴 4 摆动，由于摆角极小，舌针作上下的升降运动。针床传动凸轮的内、外周为凸轮的曲线轮廓，外周轮廓线用于推程运动，内周轮廓线用于回程运动。针床传动凸轮滚子与内、外轮廓线始终同时保持接触，为消除滚子与凸轮轮廓线间的间隙，内滚子装在偏心小轴 11 上，转动偏心小轴到一定位置再锁紧螺母即可，如图 c 所示。

图 b 是梳栉传动机构，采用和针床传动类似的传动方式，为适应不同的垫纱要求，改换梳栉摆臂的安装孔位置就能调整梳栉摆幅的大小。

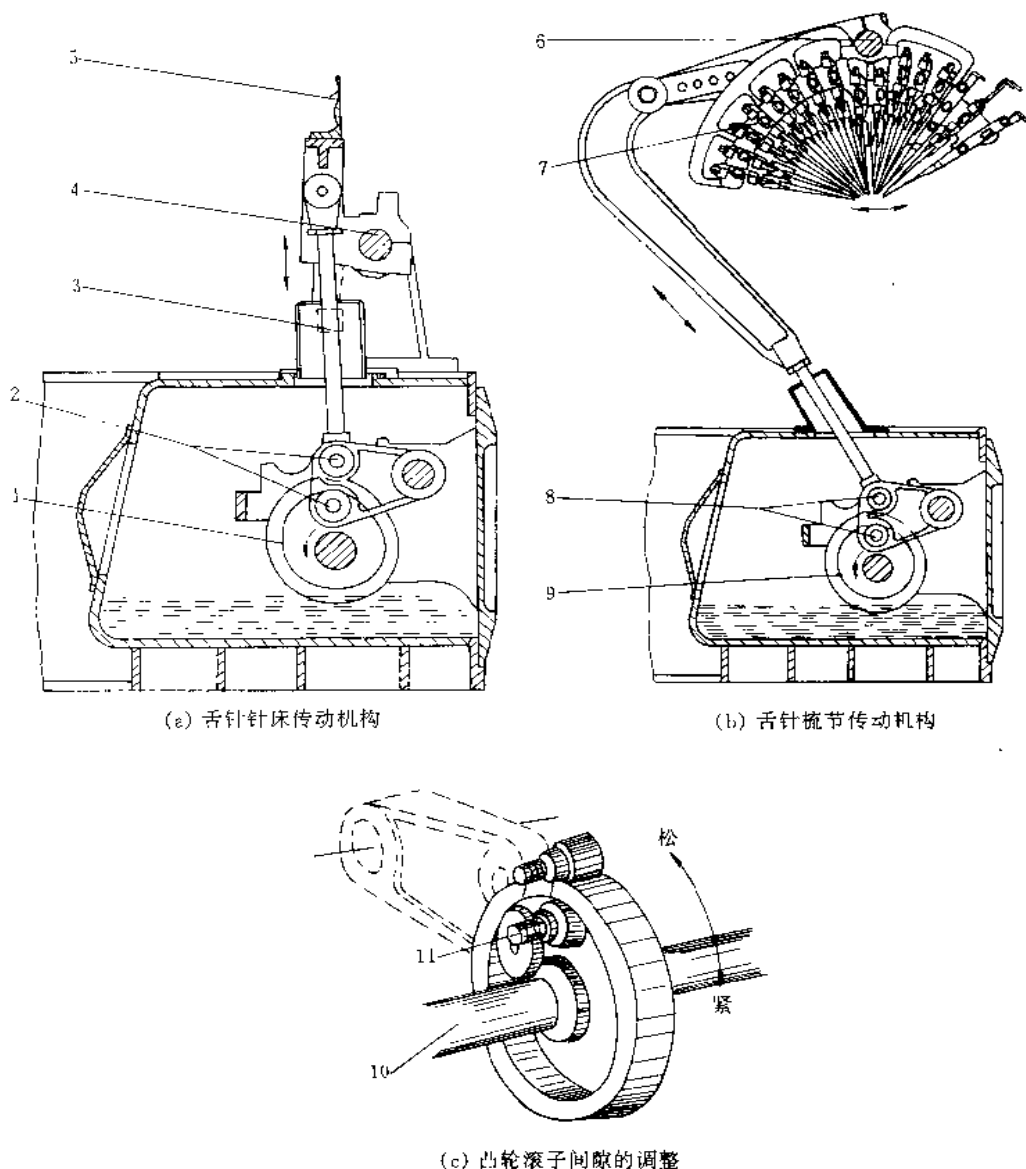


图 2-1-224 舌针经编机的针床和梳栉传动机构

1—针床传动凸轮；2—针床传动凸轮滚子；3—针床传动连杆；4—针床摆轴；5—舌针；6—梳栉摆轴；7—梳栉；8—梳栉传动凸轮滚子；9—梳栉传动凸轮；10—主轴；11—偏心小轴

### 11.3.9 经编机的导纱梳栉横移机构

#### (1) 经编的垫纱运动

经编线圈是由固装在梳栉上的导纱针将经纱绕织针垫纱形成。导纱针的垫纱运动是一个运动的合成：一个是导纱针从机前摆到针钩再摆回到机前的摆动运动，摆动运动在两相邻织针间进行；另一个是导纱针在与针床平行的方向移动一个或几个针距。图 2-1-225a 所示的垫纱运动两个运动平面互相垂直。摆动运动是固定的，横移运动是变化的。横移运动由导纱梳栉横移机构控制。

当导纱针摆过针头，在机前或机后时产生横移。在针钩前产生针前垫纱，而在针钩的另一面产生针背垫纱，如图 b 所示。主轴回转一周包含一个针前垫纱和针背垫纱。针前垫纱和针背垫纱方向相同时形成开口线圈（图 c），针前垫纱和针背垫纱方向相反时形成闭口线圈（图 d）。

#### (2) 花板式横移机构



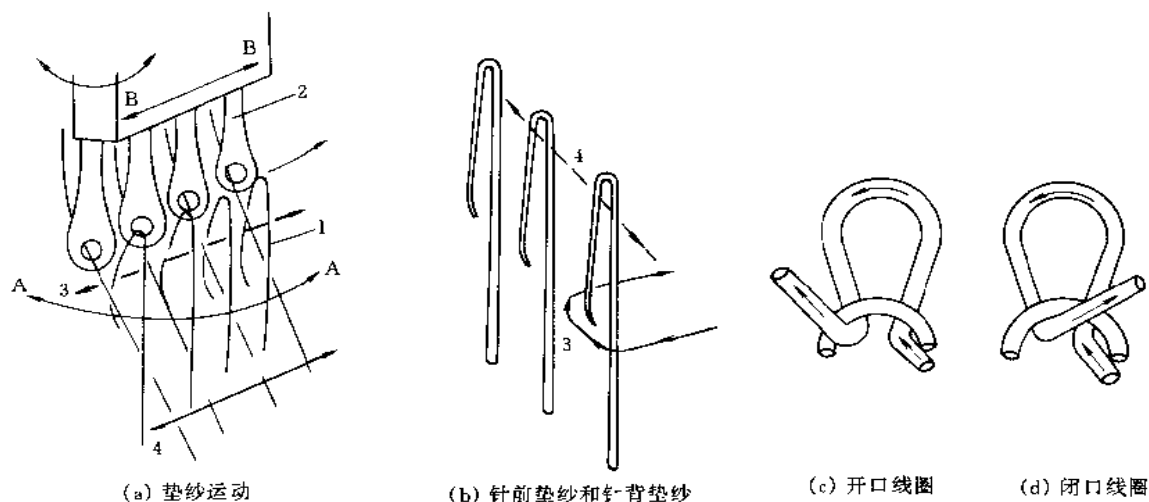


图 2-1-225 经编的垫纱运动  
1—织针；2—导纱针；3—针前垫纱；4—针背垫纱

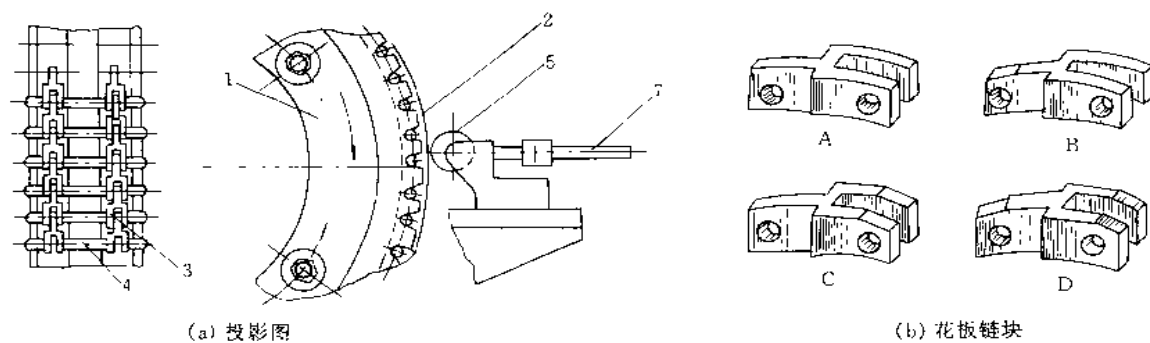


图 2-1-226 花板式横移机构

- 1 花板轮；2—花板链条；3—花板链块；4—连接销钉；5—滚子；6—回复弹簧；7—推杆；8 梳栉托架；  
9—梳栉摆轴；10—导纱梳栉臂；11—梳栉滑杆；12—前梳栉；13 梳栉摆动输入

图 2-1-226 所示为花板式横移机构。花板轮 1 由主轴通过减速齿轮带动，花板链条 2 由花板链块 3 用连接销钉 4 连接而成。连接销钉的伸出端搁置在花板轮的凹槽内，花板轮转动带着装在它圆周上的花板链条运动。花板链块的表面推动带有滚子 5 的推杆，从而使梳栉移动。每一个梳栉由一根花板链条控制。

花板链块有 A、B、C、D 四种不同类型（图 b）。A 型花板是平链块，表面呈圆弧形，两端没有工作斜面。B 型花板是上升链块，链块的叉头处有倾斜面，用以推动梳栉作横移运动。C 型花板是下降链块，链块的单头处有倾斜面。D 型花板是上升下降链块，在叉头和单头处都有工作斜面，中间表面呈圆弧形。每一种

链块因其高度不同分为0、1、2、3等很多号。根据织物组织对经纱的横移要求，选择不同的花板链块排列后组成花板链条，这种结构具有变换组织容易、能编织大花型、互换性强等优点。

由于花板链块的工作斜面采用直线型，而且长度极短，因此动力学性能很差，高速运转会产生刚性冲击、转子跳离、弹簧断裂等现象。近年来采用具有动力学性能更好的曲线链块或花盘凸轮结构，但曲线链块的加工生产较困难。

### (3) 凸轮花盘式横移机构

图2-1-227所示是凸轮花盘式横移机构。主轴链轮1通过链条11传动蜗杆轴上的链轮12，再带动蜗杆3

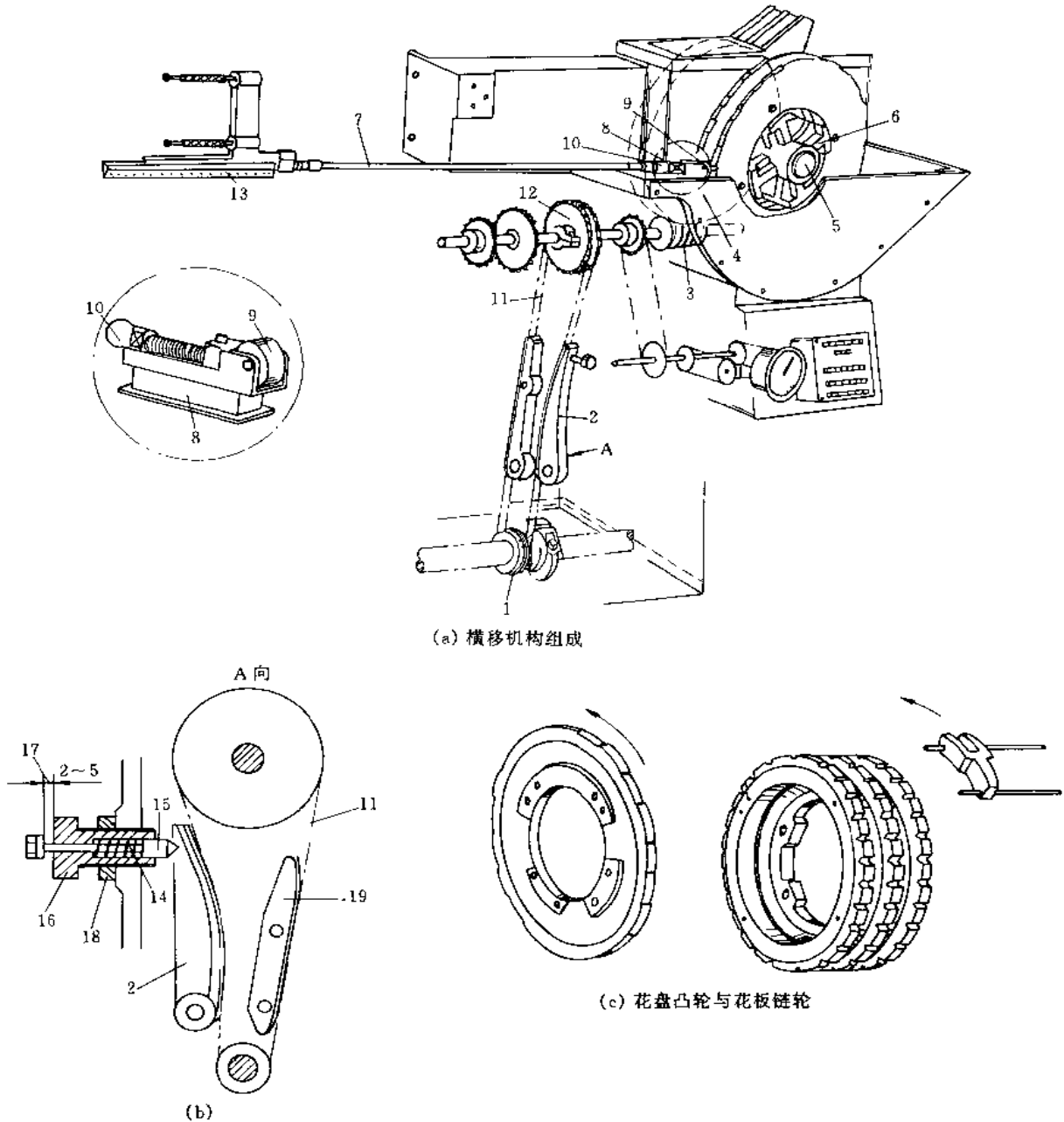


图 2-1-227 凸轮花盘式横移机构

- 1—主轴链轮；2—张紧滑板；3—蜗杆；4—蜗轮；5—侧轴；6—花盘凸轮；7—撑杆；8—滑块；9—转子；  
10—球头螺钉；11—链条；12—链轮；13—梳带；14—弹簧；15—张力栓；16—限位螺钉；  
17—间隙；18—螺母；19—张紧滑板

传动蜗轮 4 (用虚线表示), 从而通过传动侧轴 5 带动花盘凸轮 6 转动。花盘凸轮 6 通过转子 9、滑块 8 和球头螺钉 10 带动撑杆 7, 使梳栉 13 向左运动。梳栉是利用压缩弹簧 14 的作用使转子 9 紧压在花盘凸轮上, 在上机时要调整弹簧压力, 从而保证球头螺钉和撑杆组成的球面副接触点位置不变, 保证运动的精确性。

链轮 1 与链轮 12 都是通过夹头套筒用螺钉夹紧在轴上的, 很容易调节在轴上的夹紧位置, 从而调节梳栉横动的时间。另外为了保证梳栉横动动作的正确性, 在链条传动机构上还设有张紧滑板 2, 图 b 是其 A 向视图。链条 11 向下沿着滑板 19 运动的, 在链条向上运动的松边, 由张紧滑板 2 利用弹簧 14 和张力栓 15 的作用紧顶着, 使链条张紧, 弹簧 14 兼有吸振作用。在安装时要用螺母 18 调界限位螺钉 16 的左右位置, 以确保张力栓 15 端面与限位螺钉 16 之间有一间隙 17 (不小于 2mm), 这样才能保证张紧滑板 2 对链条起到吸振作用。

花盘凸轮因其直径有限使编织花颖受到限制, 因此在编织复杂花颖时, 可将花盘凸轮拆下并换上花板链轮来代替。c 的左图是花盘凸轮, 右图是花板链轮。

## 11.4 化纤假捻器

### 11.4.1 转子式假捻器

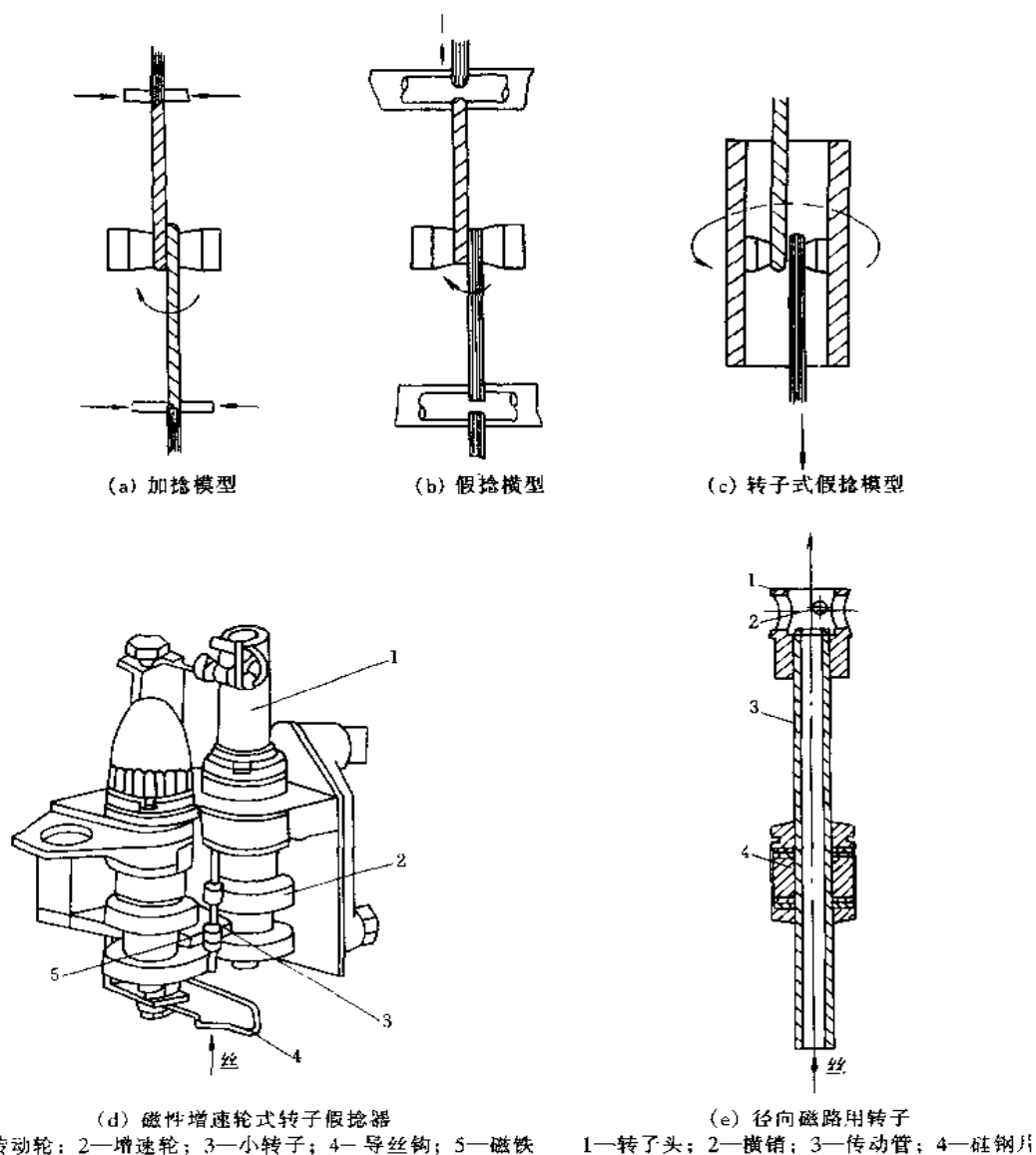


图 2-1-228 转子式假捻器结构图

利用某些合成纤维的热塑性,进行“加捻-热固定-退捻”,使单纤维形成三维卷曲,而制得有很大弹性而且蓬松的长丝——变形丝(俗称弹力丝)的一种加工方法称为假捻变形法。图 2-1-228a 和 b 为假捻原理图。若一段无捻度的丝条,两端握持,中间绕过一横销。横销的旋转将使丝条在横销前后生成数量相等而方向相反的捻度,若一端为 Z 捻则另一端必为 S 捻,捻度的方向正负相反。就整体来说,捻度的代数和为零,这就是假捻。所以,如果丝从上到下运动,则通过横销的丝其捻度全部退掉。在机器上对丝进行加捻退捻的部件称为假捻器。

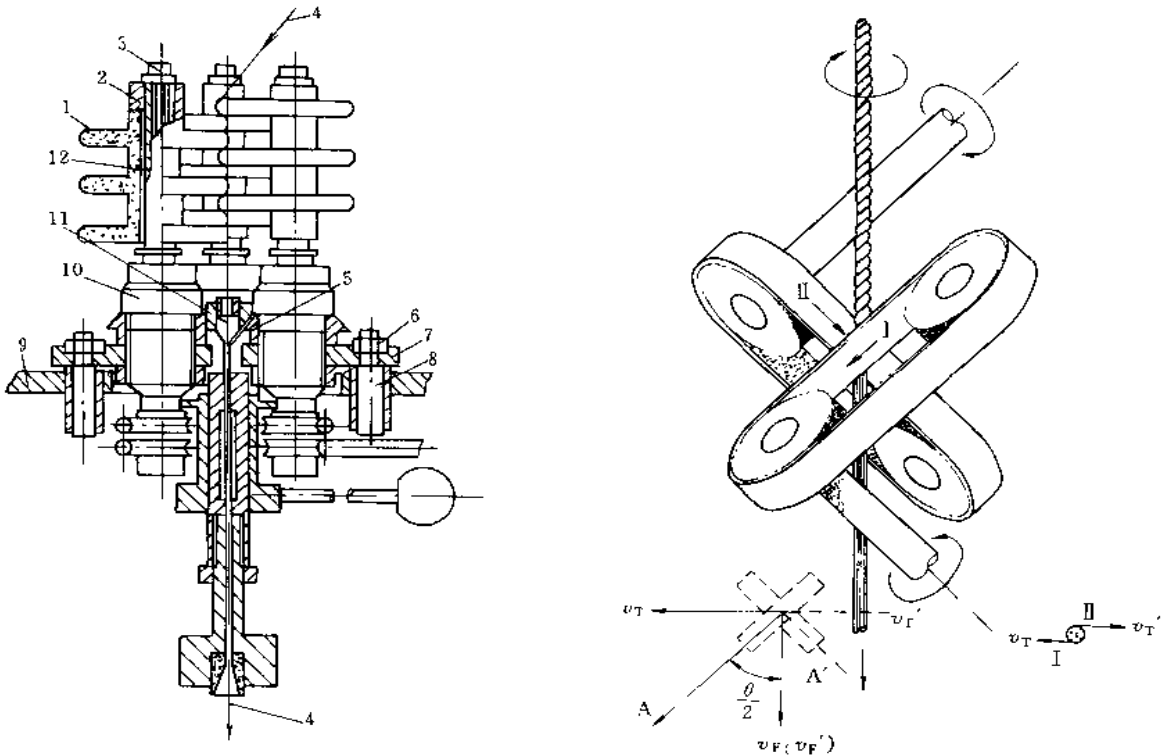
假捻器可分为转子式和摩擦式两大类。

转子式假捻器的结构如图 d 所示。小转子 3 由增速轮 2 带动,小转子的结构如图 e 所示。传动管 3 由磁钢紧紧吸引,使它靠紧在增速轮上。增速轮由很长的龙带传动,转速可达 20000~30000r/min,增速轮与传动管(直径 2mm)外径之比达 25,所以小转子转速高达  $6 \times 10^5$ r/min 左右。小转子每转一转对丝条加一个捻,转速越高生产率越高。加工变形丝时,丝条穿过小转子的横销,并在横销上转过一圈,防止打滑,这样就可以获得稳定的捻度。丝条很少受到损伤,变形丝质量较高。但小转子的转速难以继续进一步提高,目前小转子最高转速为  $8 \times 10^5$ r/min,加工丝速仅 200m/min 左右。而且穿丝困难,妨碍自动化生产。

#### 11.4.2 摩擦式假捻器

叠盘式摩擦假捻器结构如图 2-1-229a 所示。它的特点是丝条直接与摩擦盘接触,由于丝条直径仅 0.1~0.2mm,所以速比达 300~500,生产速度要快得多。摩擦盘材料有聚氨酯、陶瓷、喷涂氧化铝、喷金刚砂等。由于丝条与摩擦盘有较高的相对滑动速度,所以对丝的损伤较大,并产生“雪花”飘沉在机器上。该假捻器仍广泛应用于普通纤维的变形加工。

皮圈式假捻器也是摩擦式假捻器,它的结构示意图如图 b 所示。丝条由两根交叉安装的皮圈进行加捻,皮带轮对两根皮圈保持相对不变的接触部位,以获得稳定的加捻。皮圈的交叉角可以成组进行调节,以适应

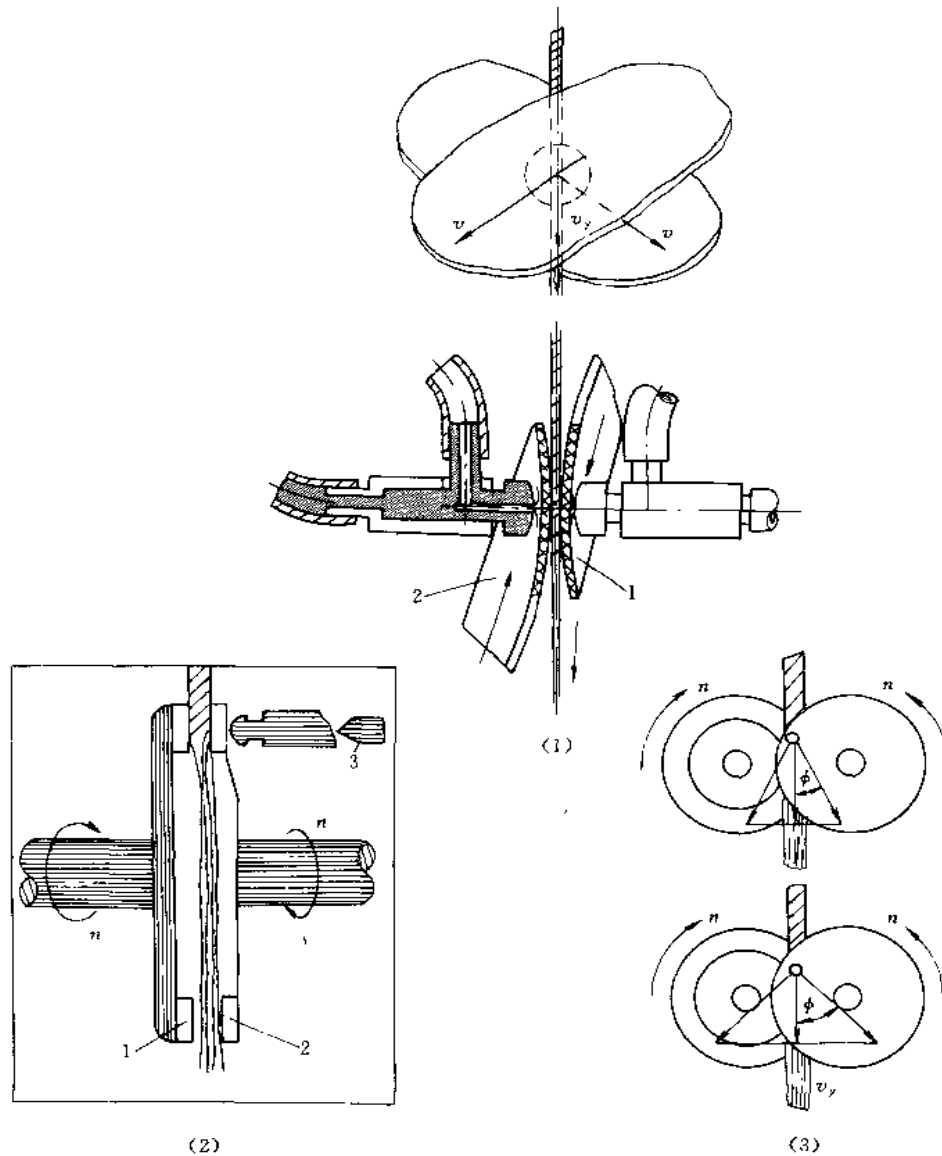


(a) 叠盘式摩擦假捻器

- 1—摩擦盘; 2—隔齿套; 3—螺钉; 4—丝线; 5—圆锥轮; 6—螺母; 7—转臂; 8—销轴; 9—底板; 10—轴承组件; 11—导丝管; 12—轴套

(b) 皮圈式假捻器

- $v_T$ —第 I 皮圈产生的加捻运动;  $v_F$ —第 I 皮圈产生的送丝运动;  
 $v_T$ —第 II 皮圈产生的加捻运动;  $v_F$ —第 II 皮圈产生的送丝运动



(c) 环式假捻器

(1) 挟持结构; (2) 挟捻原理; (3) 不同  $\phi$  角时的工作状况1—圆环; 2—刚性金属圆环; 3—压缩空气;  $\phi$ —假捻角;  $n$ —转速

图 2-1-229 摩擦式假捻器结构图

不同的生产要求。当皮带运转时,挟持在皮圈之间的丝条一面获得加捻,一面连续输送。丝条表面线速度的大小和方向与皮圈的线速度相同。皮圈挟持丝条很稳固,几乎可以忽略打滑,因而丝的损伤极微,适于加工较细的高档薄型织物用丝。

钳环式摩擦假捻器与皮圈式一样属于平面摩擦式,其结构如图 c 所示。它由一对圆盘组成,并上下交错握紧丝条。弹性圆环 1 是在弹簧片上粘结橡胶环制成,刚性圆环 2 的表面直接粘结弹性橡胶环,两盘回转方向相反,压缩空气在圆环 2 背面使其发生变形,将丝条握住形成加捻点。在握住点,丝条速度与圆盘速度(矢量)相等。调节两圆盘的轴间距离,即使得加捻角  $\phi$  改变,也即调整了假捻度。这种假捻器对丝损伤少,加工速度很高,既能加工细旦丝又可加工粗旦丝,对原料丝的线密度适应范围较广。但圆环寿命较低,其材质要进一步研究开发。

## 12 印 刷

### 12.1 印刷机类别

由于印刷品的种类繁多，印刷机的种类也很多，分类的方法也各不相同。

1) 根据印刷结构型式分类，可分为平压平型印刷机（如图 2-1-230 所示）、圆压平型印刷机（如图 2-1-231 所示）和圆压圆型印刷机（如图 2-1-232 所示）。

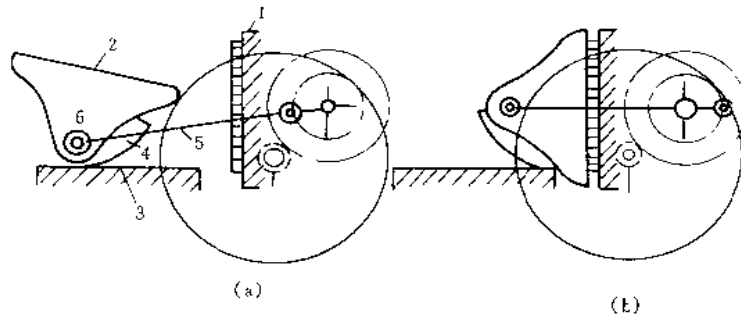


图 2-1-230 平压平型印刷机

1—版台；2—压板；3—导轨；4—滑块；5—连杆；6—压板回转中心

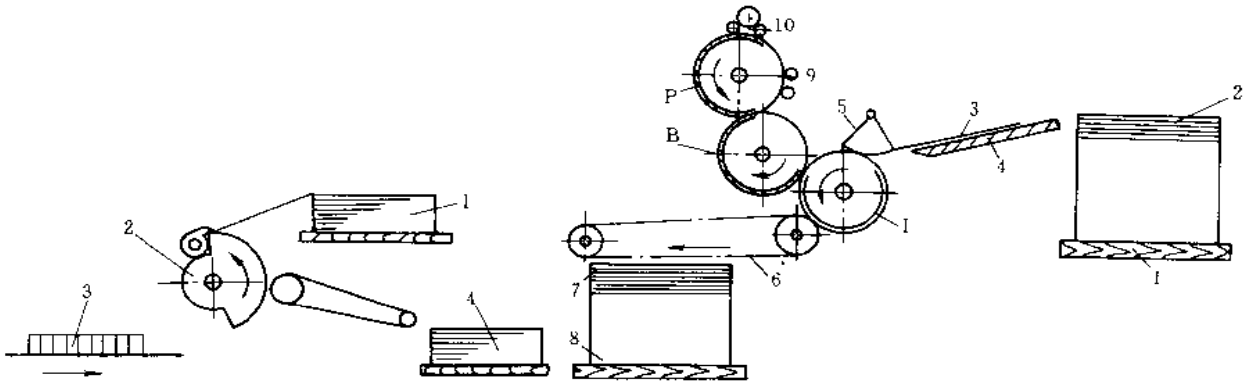


图 2-1-231 圆压平型印刷机

1—输纸装置；2—压印滚筒；3—版台；4—收纸装置

图 2-1-232 圆压圆型印刷机

1—纸台；2—纸堆；3—纸张；4—输纸板；5—摆动逆纸牙排；6—传送链条；7—纸堆；8—收纸台；9—润湿装置；10—输墨装置；I—压印滚筒；B—橡皮滚筒；P—印版滚筒

2) 根据印版的种类分类，可分为凸版印刷机、凹版印刷机、平版印刷机、孔版印刷机（一般指丝网印刷机）和特种印刷机（如柔性版印刷机，盲文印刷机）等。图 2-1-233~图 2-1-237 分别为它们的工作原理图。

3) 根据给纸方式分类，可分为单张纸印刷机（如图 2-1-232 所示）和卷筒纸印刷机（如图 2-1-238 所示）。

4) 根据纸张幅面分类，可分为全张纸印刷机、对开印刷机、四开印刷机、八开印刷机和小型印刷机（如名片印刷机等）。

5) 根据印刷面数分类，可分为单面印刷机（如图 2-1-232 所示）和双面印刷机（如图 2-1-239 所示）。

6) 根据印刷色数分类，可分为单色印刷机（如图 2-1-232 所示）、双色印刷机（如图 2-1-240 所示）和多色印刷机（如图 2-1-258 所示）。

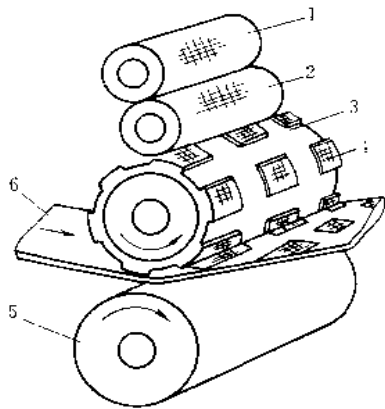


图 2-1-233 凸版印刷原理示意图  
1—匀墨辊；2—着墨辊；3—印版滚筒；  
4—印版；5—压印滚筒；6—纸张

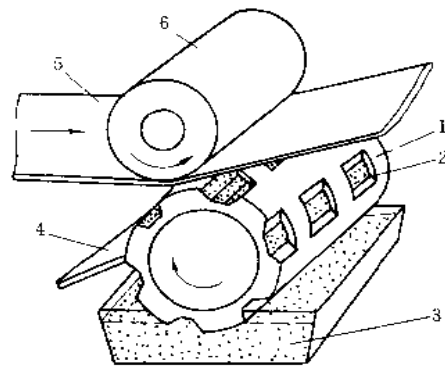


图 2-1-234 凹版印刷原理示意图  
1—印版滚筒；2—图文部分；3—墨斗；  
4—刮墨刀；5—纸张；6—压印滚筒

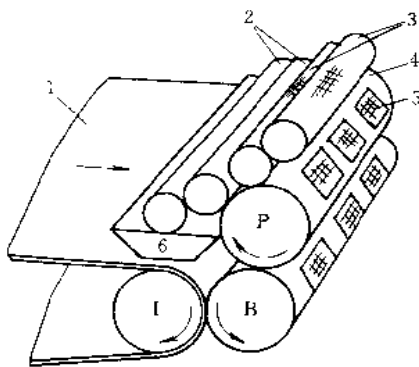


图 2-1-235 平版印刷原理示意图  
1—纸张；2—水辊；3—墨辊；4—空白部分；  
5—图文部分；6—水斗；P—印版滚筒；  
B—橡皮滚筒；I—压印滚筒

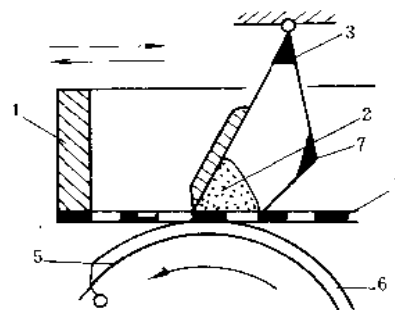


图 2-1-236 丝网印刷机  
1—印版；2—油墨；3—刮墨刀；4—版框；  
5—滚筒；6—承印物；7—回墨刀

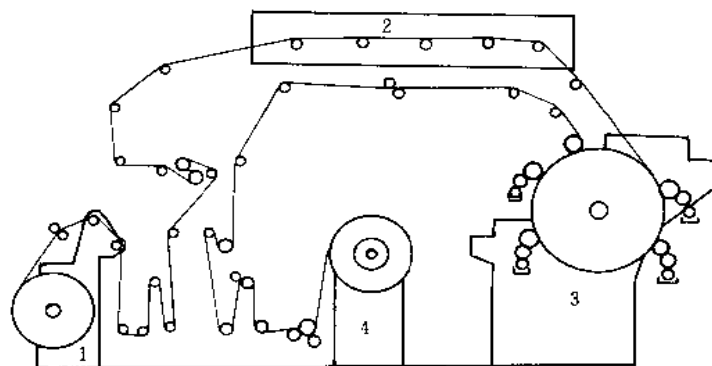


图 2-1-237 柔性版印刷机  
1—输卷系统；2—干燥装置；3—印刷系统；4—复卷系统

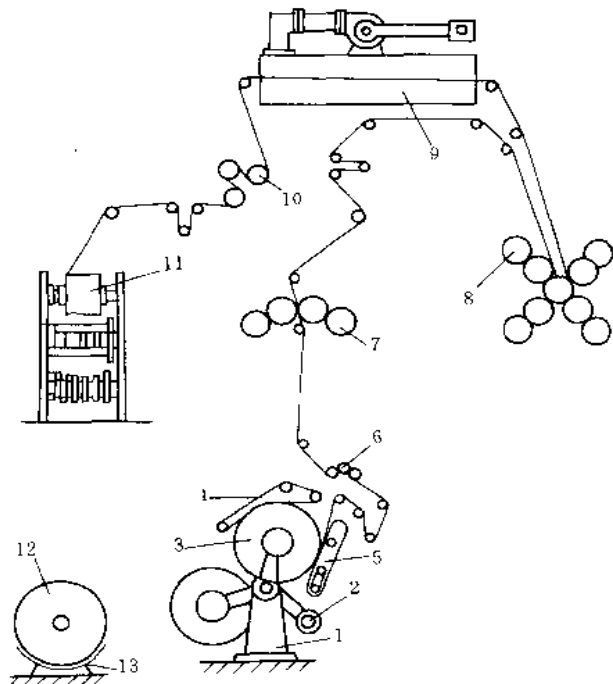


图 2-1-238 卷筒纸印刷机

1—纸卷支架；2—制动器；3—纸卷；4—纸卷加速装置；5—粘贴和切断纸带装置；6—送纸轮；7—印刷装置；8—印刷装置；9—烘干室；10—送纸辊；11—折页装置；12—新纸卷；13—小车

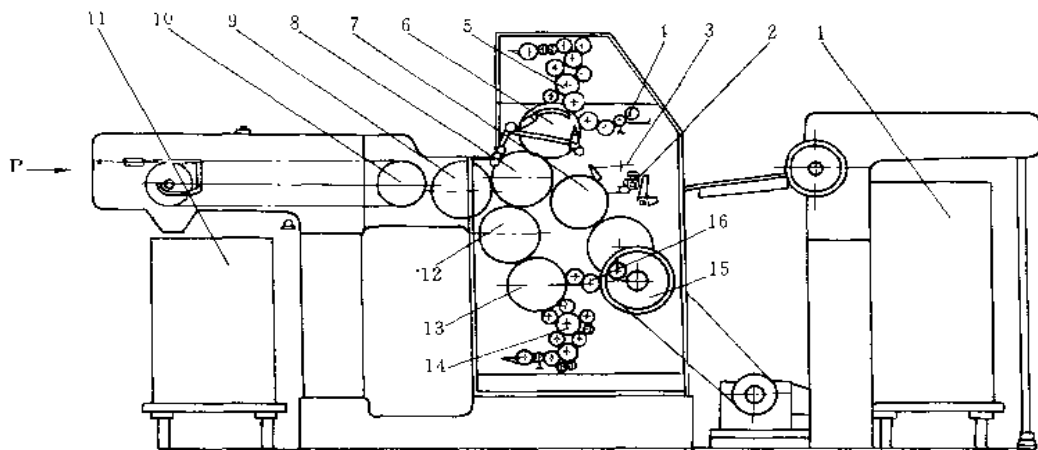


图 2-1-239 双面印刷机

1—输纸机；2—前规装置；3—递纸机构；4、16—上、下润湿装置；5、14—上、下输墨装置；6—上印版滚筒；7—前传纸滚筒；8—上橡皮滚筒；9—后传纸滚筒；10—收纸滚筒；11—收纸装置；12—下橡皮滚筒；13—下印版滚筒；15—主传动系统

## 12.2 对开单色及双色胶印机

单色胶印机一般只进行单色单面印刷，每次只印刷一种颜色，而双色胶印机每次可以同时印刷两个颜色。因此，双色机和单色机的主要区别在于印刷部分。双色机需要两套印刷装置和输墨、输水装置。其余的输纸系统、收纸系统等则与单色机基本相同。印刷原理见图 2-1-230~图 2-1-232。

### 12.2.1 总体布局与传动系统

图 2-1-240 所示为对开双色印刷机。图 a 右侧为输纸系统，中间为印刷系统和输墨、润湿系统、左侧为收纸系统。中间印刷部分包括两套印版滚筒、两套橡皮滚筒、两套输墨、润湿系统和一套压印滚筒。单色胶印机则仅需一套，即图中无滚筒 4、5 及其图示左部的相应设备。



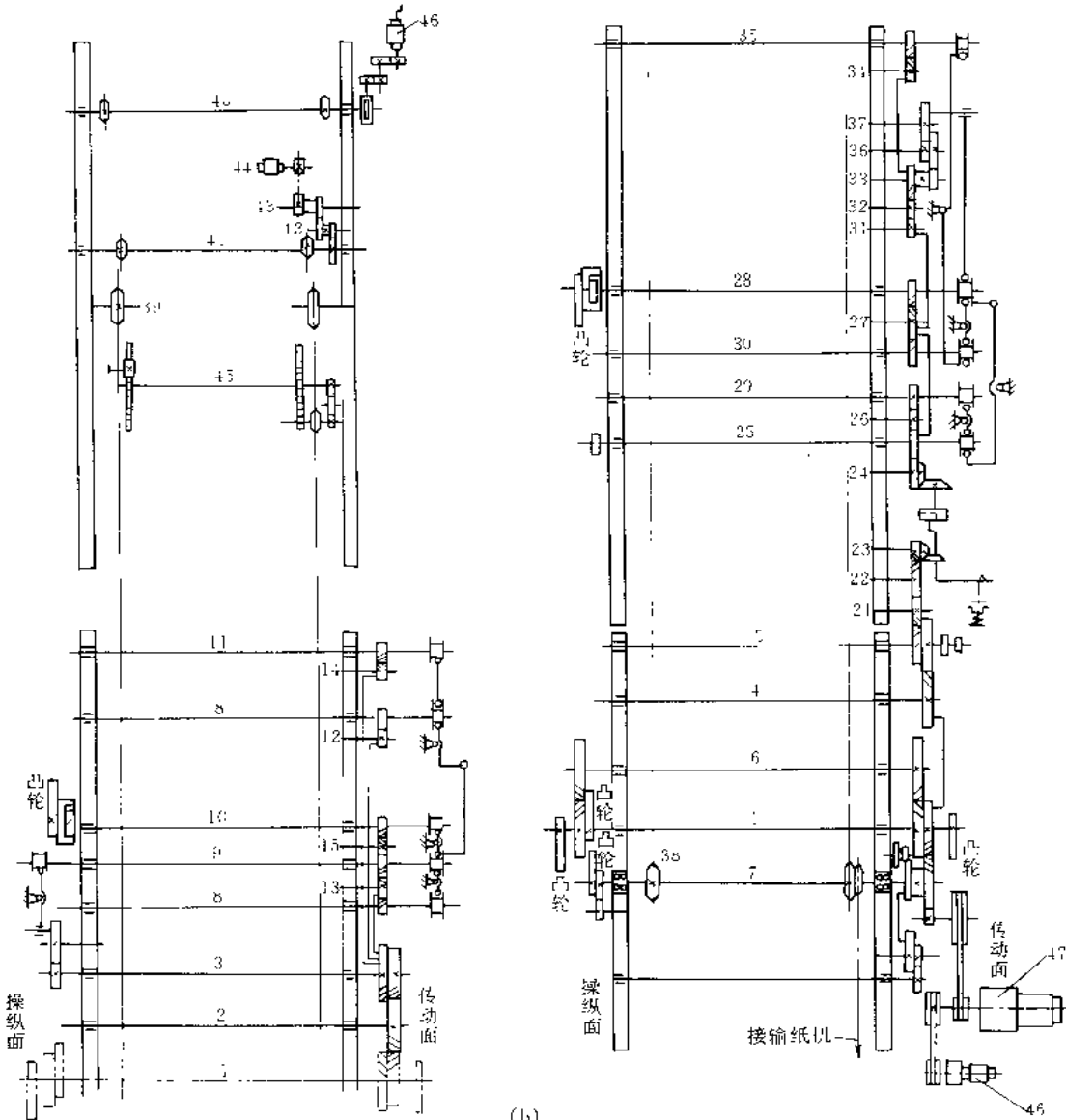
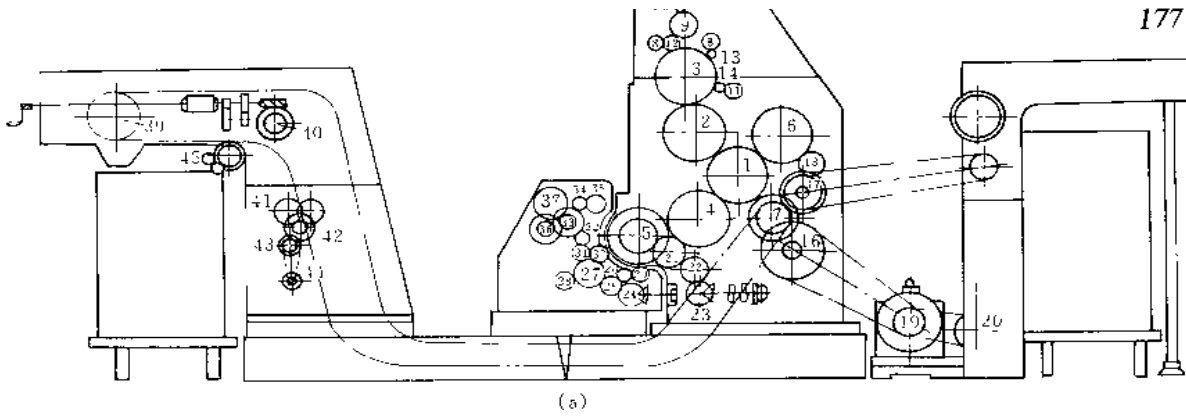


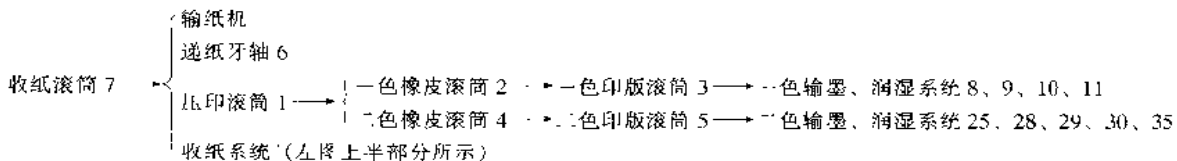
图 2-1-240 对开双色印刷机

(a) 外形布局图; (b) 传动系统

- 1-压印滚筒; 2-一色橡皮滚筒; 3-一色印版滚筒; 4-二色橡皮滚筒; 5-二色印版滚筒; 6-递纸牙排; 7-收纸滚筒; 8-一色串墨辊; 9-一色主串墨辊; 10-一色第一串墨辊; 11-一色串水辊; 12、17、18、24、26、31、36、37-齿轮; 13、14、15、21、22、23、27、32、33、34-斜齿轮; 16-皮带轮; 19-小皮带轮; 20-小电机; 25-二色主串墨辊; 28-二色第一串墨辊; 29、30-二色串墨辊; 35-二色串水辊; 38-链轮; 39-收纸链轮; 40-副收纸台升降链轮; 41-副收纸台链轮; 42、43-双联齿轮; 44、46-电动机; 45-纸张制动辊; 47-主电动机

对开双色胶印机的传动系统如图 b 所示。传动系统由主传动、一色传动、二色传动、收纸传动等组成。图中左为一色传动和收纸传动，右为主传动和二色传动。输纸机的传动图中未画出。

主传动由主电动机 47 带动皮带轮、皮带、经齿轮减速机构驱动收纸滚筒 7 旋转，由收纸滚筒将动力分配为四路：



在双色胶印机中，一色印刷和二色印刷共用一个压印滚筒，因此，在传动系统中，从压印滚筒 1 开始，传动路线分为两路，分别为一色印刷、输墨润湿传动和二色印刷、输墨润湿传动。这两条传动路线的结构是相同的，并且和单色胶印机的传动路线完全相同，其结构和零件也完全相同。仅主电动机 47 的功率不同。

### 12.2.2 印刷系统

印刷系统是印刷机的核心，该系统由印版滚筒、橡皮滚筒、压印滚筒及离合器和调压机构等组成。印版滚筒上安装印版；橡皮滚筒表面上包裹一层用以转印图像的橡皮布及其衬垫；压印滚筒上装有叼纸牙，带着纸张进行印刷。

各滚筒部件还包括传动用的滚筒齿轮、作为支承和调压并实现离合的偏心轴承、相应的凸轮控制机构、装卡印版的卡版机构、装卡橡皮布的装置以及用来叼纸的咬牙装置。

#### (1) 印版滚筒

印版滚筒在一个工作循环中，印版先和着水辊接触使印版上空白部分着水，然后再同着墨辊接触，使印版上图文部分着墨。印版上的图文在三滚筒的滚压过程中经橡皮滚筒上的橡皮布转印到纸张上。因此，印版滚筒是转印的基础，必须确保印版滚筒的精度及各滚筒之间的同步转印关系，才能获得高质量的印刷品。

印版滚筒由传动齿轮及其轮毂、用作滚筒支承的轴承、调压的偏心套、安装印版的滚筒体、装版夹及调版装置等部分组成。印版滚筒的结构如图 2-1-241 所示。

印版滚筒的动力来自橡皮滚筒，如图 a 所示。印版滚筒齿轮 1 用紧固螺钉与紧固在轮毂 3 上，用螺钉销子将滚筒轴头和轮毂通过盖 4 连接在一起，动力通过销子和螺钉传递。齿轮 2 用螺钉紧固在轮毂 3 上，带动匀墨齿轮。

在印版滚筒两端轴头装有偏心套 18，其作用为：1) 用作滚筒的支承；2) 用来改变印版滚筒和橡皮滚筒的中心距，以调整它们之间的压力。偏心套 18 装在墙板孔内，为提高其耐磨性，在偏心套的孔中还镶有铜套 19。

由于印版滚筒内轮 1 是斜齿轮，滚筒将承受轴向力，为防止滚筒轴向窜动，在滚筒两端各装有推力轴承 6，用来限制滚筒向两个方向窜动。旋转锁紧螺母 20，即可调节推力轴承压紧程度和间隙。

在对开单色机上常采用固定式卡版夹结构，如图 b 所示。将印版插入上版夹 32 与下版夹 33 之间后，将螺钉拧紧即可将印版夹紧在版夹之间。压簧是为卸版时使上版夹自动抬起而设置的。用螺钉 14 可以将印版拉紧在滚筒表面上，用它来调节印版的周向位置。调节螺钉 16 可以调节印版的轴向位置。

用印版滚筒与橡皮滚筒在圆周方向产生相对位移来改变图文在印张上的位置。如图 b 中的 F 向视图所示，印版滚筒齿轮 1 通过四个螺钉 36 和轮毂 3 (图 2-1-241a) 相固定，轮毂 3 又和滚筒 15 固定在一起。齿轮 1 上的螺钉孔为圆弧长槽孔，可以改变齿轮 1 与滚筒 15 在周向的相对位置，由于印版滚筒齿轮和橡皮滚筒齿轮的啮合关系没有改变，所以改变了印版滚筒与橡皮滚筒的相对周向位置。齿形块 35 与调压机构的齿轮啮合用于转动偏心套 18 完成压力调节。件 28 为滚筒平衡轴。内轮 23 传动串墨辊串动。

#### (2) 橡皮滚筒

橡皮滚筒的作用是转印图文。在滚筒体外圆表面上包衬一层富有弹性的橡皮布 (滚筒上有机构可夹紧)，

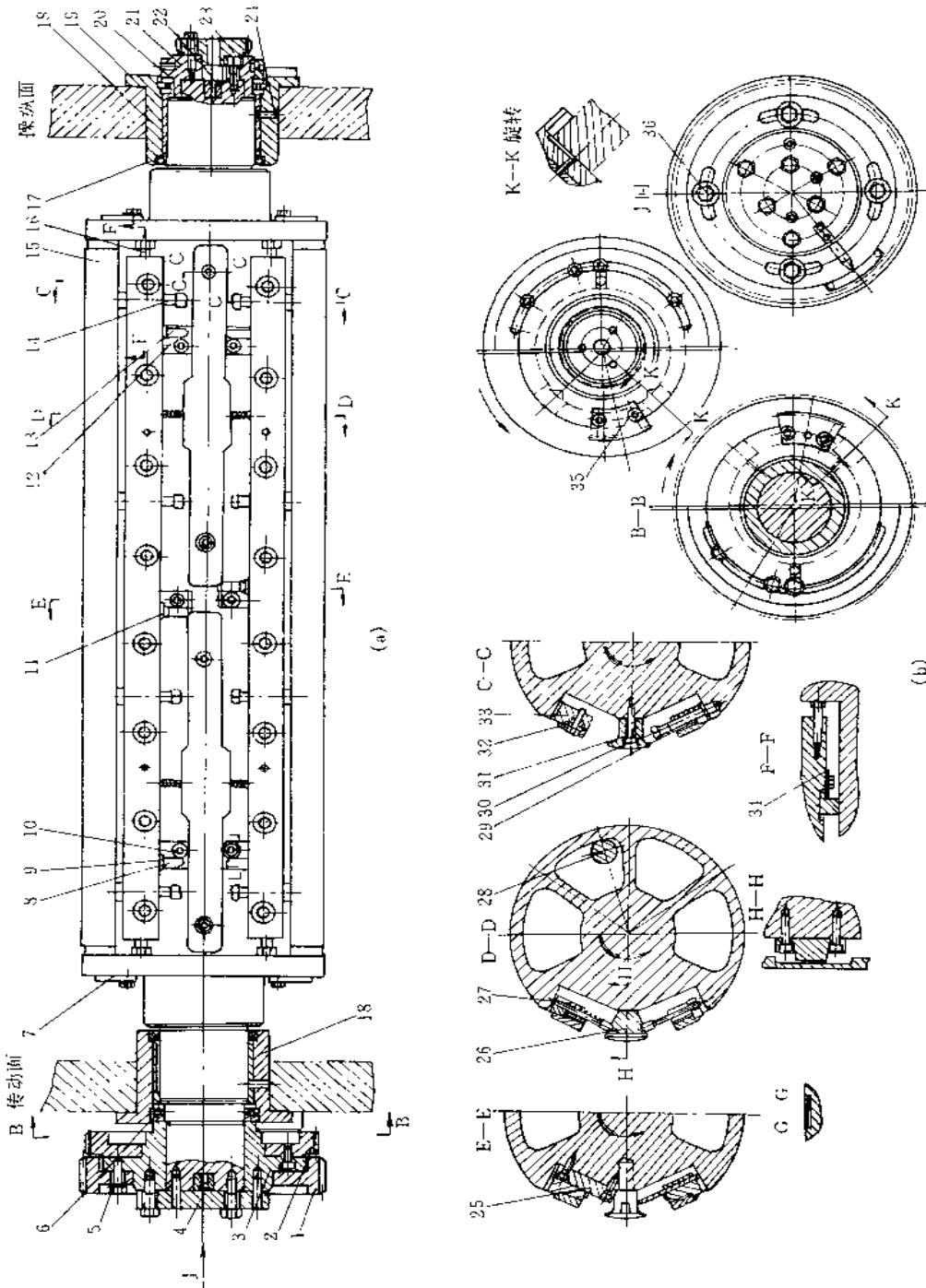


图 2-1-241 印版滚筒结构

- 1、2、23—齿轮；3—轮毂；4—盖；5—紧固螺钉；6—轴承；7—支板；8—指针；9—13—标尺；10、12—挡块；11—指示牌；14、16—调节螺钉；15—印版滚筒体；17—油封；18—偏封；19—衬套；20—螺母；21—螺塞；22—衬堵；24—衬堵；25—导块；26—支座；27—顶簧杆；28—平衡轴；29—顶堵；30—紧固螺钉；31—护杆；32—上版夹；33—下版夹；34—压板；35—齿块；36—螺钉

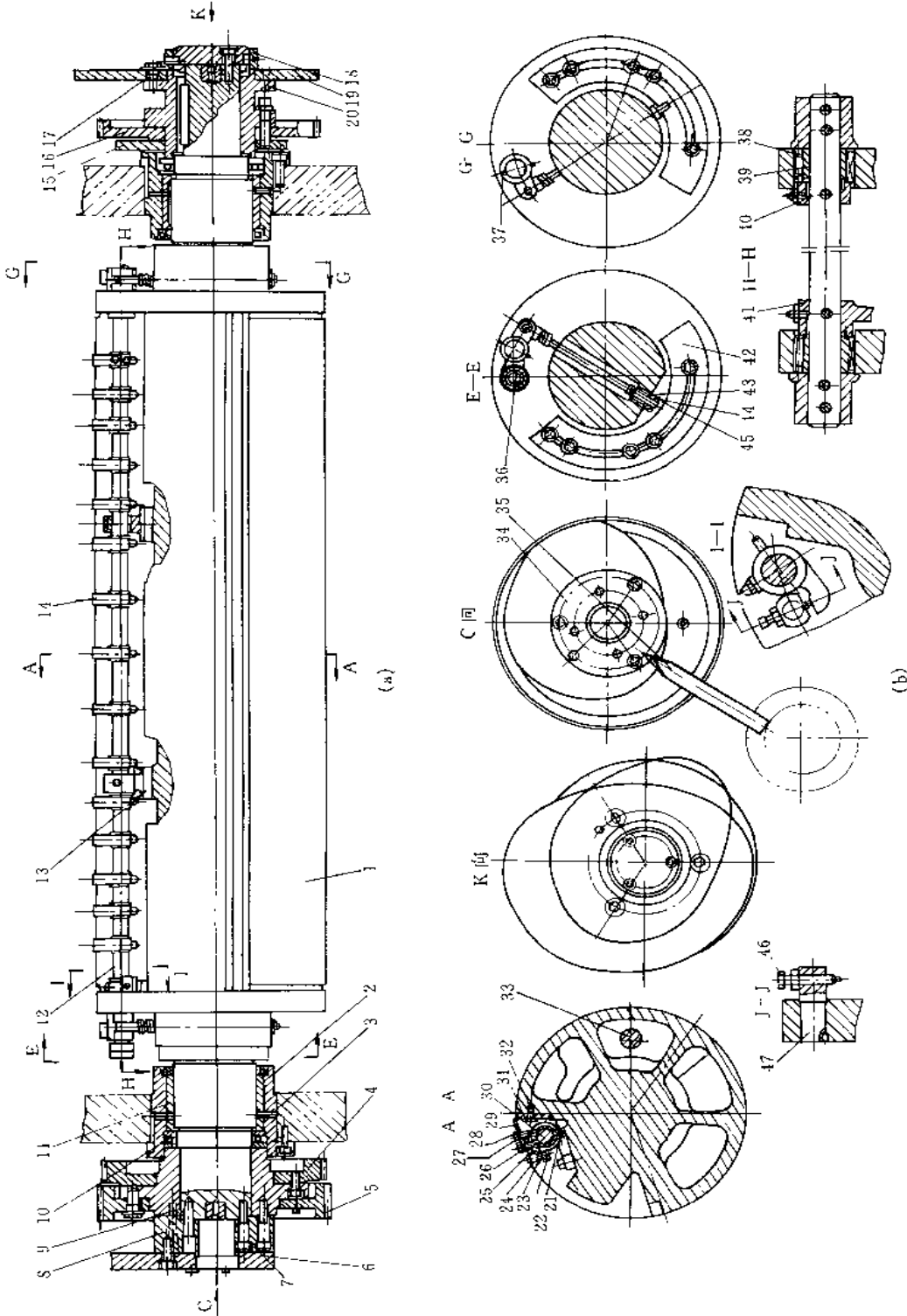


图 2 J 242 压印滚筒结构

- 1 压印滚筒体; 2—轴套; 3—铜销; 4、16—内轮; 5—斜内轮; 6—透纸凸轮; 7—堵; 8、13—座; 9—轮套; 10—轴承; 11—衬套; 12—牙轴; 14—咬纸牙; 15—调节螺钉; 17—螺柱; 18—螺母; 19—合压凸轮; 20—凸轮座; 21、26、27、32—螺钉; 22—卡箍; 23—压簧; 24—牙体; 25—调节螺钉; 28—锁紧螺母; 29—牙片; 30—牙轴; 31—牙垫; 33—平衡轴; 34—度盘; 35—指针; 36—摆杆; 37—轴; 38—滚针轴承; 39—滚针套; 40—挡圈; 41 定位块; 42 支板; 43—H; 44—堵; 45—杆头; 46 定位螺钉; 47—支块

用来将印版上的图文转印到承印物上去，这是胶印机的重要特征。橡皮滚筒由传动齿轮与轮毂、轴承及偏心套、滚筒体、安装橡皮布的卷轴及锁紧装置组成。

动力由压印滚筒齿轮通过轴端齿轮传来。齿轮用螺钉紧固在轮毂上，并通过定位销和紧固螺钉与盖固连在一起，从而使滚筒获得动力。

由于橡皮滚筒处于印版滚筒和压印滚筒之间，印刷时它与二者合压；不印刷时应互相脱开，因此，橡皮滚筒轴端装有两个偏心套及一个衬套。外偏心套用来调节橡皮滚筒与压印滚筒的中心距，以改变它们之间的压力，并可实现与印版滚筒的离（不印刷时）合（印刷时）。

### (3) 压印滚筒

压印滚筒（图 2-1-242）直接带纸与橡皮滚筒相滚压，使橡皮滚筒上的图文转印到纸上。它直接连接并控制纸张的定位和传递系统，如规矩、递纸牙传纸滚筒和收纸滚筒等，因此，它也是整台胶印机的核心。压印滚筒轴线作为各滚筒平行度的基准。压印滚筒部件由传动齿轮及轮毂、轴承套、滚筒体、叼纸牙排及控制递纸牙、滚筒离合压的凸轮机构组成。

如图 a 所示，通过收纸滚筒轴端齿轮与压印滚筒齿轮 5 啮合旋转来传递动力。在压印滚筒的传动面轴端安装有驱动递纸牙摆动的凸轮 6 和递纸牙偏心套传动的内轮 4。在操作面轴端安装有离合压驱动凸轮 19、17 和递纸牙偏心套传动齿轮 16。图中件 12 为牙轴，件 14 为咬纸牙。

图 b 为压印滚筒咬纸牙结构与调节图。牙片 29 通过螺钉 26、27 紧固在牙体 24 上，牙体 24 活套在牙轴 30 上，卡箍 22 用螺钉 21 紧固在牙轴上，卡箍 22 被牙轴带动可顺时针方向摆动。压簧 23、调节螺钉 25 的作用是使牙体 24 及牙片 29 与牙垫 31 处于接触状态，即咬纸时刻。咬纸力的大小通过调节螺钉 25 改变压簧 23 的压力来实现。调节好压力后应将锁紧螺母 28 锁紧。当卡箍 22 逆时针方向转动时（即牙轴 30 转动时），卡箍上的小平面顶住螺钉 27 的端面，而将牙体 24 和牙片 29 抬起。如改变螺钉 27 的轴向位置，可调节咬纸牙抬起时间的迟早。调整完成后，将螺母 28 锁紧。牙片 29 的螺钉孔为长孔，松开螺钉 26 和 27，可调节牙片 29 的前后位置。松开卡箍 22 的紧固螺钉 21，转动卡箍 22 改变其圆周位置，通过改变压簧 23 的压力来调节咬纸牙咬纸力的大小，调好后锁紧螺钉 21。

## 12.2.3 输墨、润湿系统

输墨系统主要由供墨、匀墨、着墨以及保证给墨和停墨的离合机构及压力调节机构等组成，其作用是将油墨定时、定量均匀地涂布在印版上。

润湿系统主要由供水、匀水、着水以及给水、停水的离合机构组成，其作用是定时、定量均匀地将水涂布在印版表面非图文的空白部分上。

### (1) 墨斗结构

图 2-1-243 所示为墨斗结构图。墨斗的作用是贮存油墨。螺杆 13 调节墨刀 15 在墨斗辊上的位置，即调节整个刀片与墨斗辊 21 之间的间隙，以满足出墨量的要求。调节螺钉 14 通过顶杆 19 可以局部改变刀片 15 与墨斗辊之间的间隙。清洗墨斗辊时，松开左右两个螺母 11，将墨斗体 5 绕轴 6 转动一个角度，使墨刀离开墨斗辊。在支承轴 6 的两端装有扭簧 3 和 9，调节挡圈 18 可以调节扭簧扭力的大小，用于平衡墨斗体 5 的重量。撑簧 17 防止调节螺钉 14 的自发松动，以保证出墨量不变。接墨槽 20 承接墨刀可能漏下的油墨。

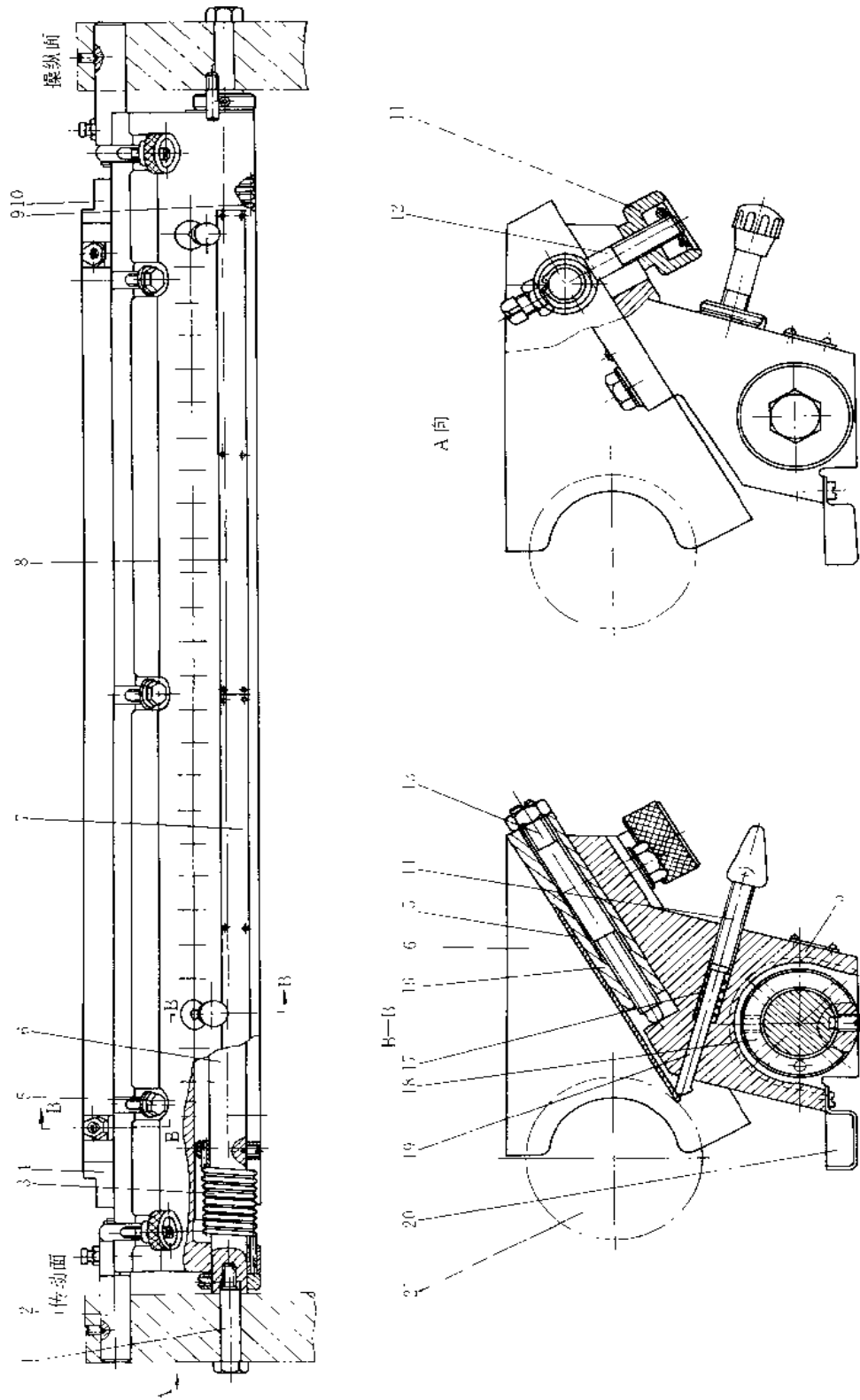


图 2-1-243 墨斗结构图

- 1—定位螺栓; 2—定位轴; 3、9—扭簧; 4—左挡板; 5—墨斗体; 6—支承轴; 7、8—数字牌; 10—右挡板; 11—螺母; 12—锁紧杆;
- 13—螺柱; 14—调节螺钉; 15—墨刀; 16—墨刀座; 17—撑簧; 18—挡圈; 19—预杆; 20—接墨槽; 21—墨斗靴

## (2) 匀墨装置

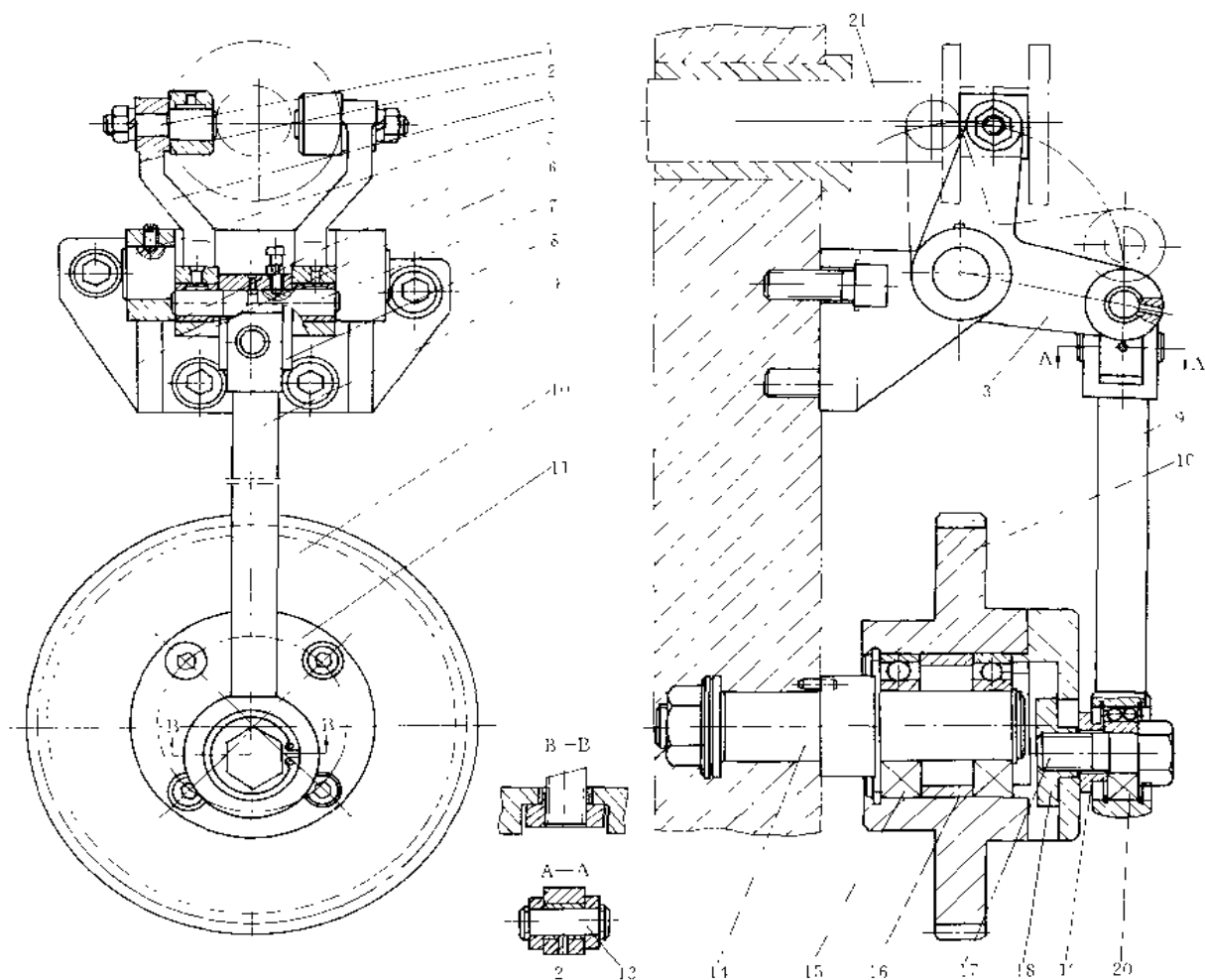


图 2-1-244 串墨机构图

- 1、4、7、13—小轴；2—滚子；3—摆杆；5—轴套；6—支架；8—方块；9—连杆；10—齿轮；  
11—带滑槽的圆盘；12—铝销；14—轴；15、20—轴承；16—隔套；17—螺钉；  
18—T形铁；19—轴承盖；21—主串墨辊

串墨辊的运动包括串墨辊自身的转动和轴向移动，即串动。串墨辊的转动由印版滚筒轴端齿轮经介轮带动。串墨辊的转动又通过摩擦使匀墨辊和着墨辊转动，从而使印版着墨。

图 2-1-244 所示为串墨机构的结构图。该机构装在机器传动面外侧，固定在印版滚筒轴端的齿轮（图中未示出）带动齿轮 10。带有滑槽的圆盘 11 安装在齿轮 10 的轴端，其上有 T 形块 18，它在滑槽中的偏心位置可以通过松开螺钉 17 来调节。由于齿轮 10 的转动，使 T 形块 18 偏心转动，带动连杆 9 运动，从而使摆杆 3 摆动，而摆杆上的滚子 2 迫使主串墨辊 21 轴向窜动。主串墨辊的轴向窜动又通过杠杆机构传给上、下串墨辊。

图 2-1-245 所示为上（第一）串墨辊机构的结构图。上串墨辊要实现转动和轴向移动两种运动，并且还要将动力传至传墨辊和墨斗辊。它的窜动是由上串墨辊操纵面的摆杆机构拨动挡环 1 左右窜动。其转动运动是由主串墨辊轴上齿轮经过介轮与齿轮 3 相啮合，齿轮 3 的长槽拨动装在轴 9 上的滚子（轴承）27 使上串墨辊转动。上串墨辊将动力传给传墨辊和墨斗辊，由于它的速度太快，难以满足出墨量的要求，因此，在对开胶印机上采用了行星减速机构。该机构的动力来自上串墨辊（由印刷滚筒轴端齿轮带动）。上串墨辊轴和偏心轴套 19 用平键 17 相连，当偏心轴套 19 转动时，偏心轴套 19 上滑套着齿轮 24，齿轮 24 受十字挡环 23 的限制，不能自转，只能绕上串墨辊轴公转。内齿轮 16 和齿轮 24 啮合，作慢速转动。内齿轮 16 和凸轮 18 相固定，因此凸轮 18 也做慢速转动。在凸轮旁有曲柄，它们分别传递动力使传墨辊摆动和使墨斗辊间歇运动。

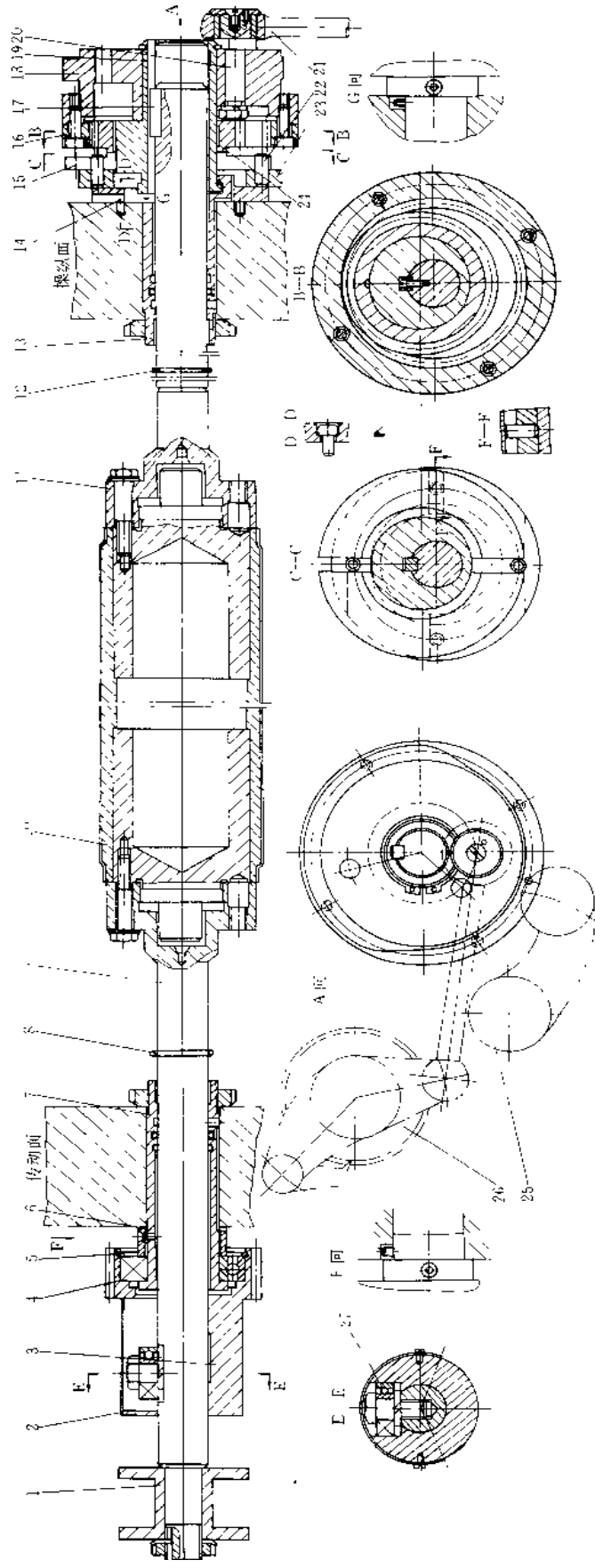


图 2-1-245 上串墨辊机构图

- 1 挡环; 2 护盖; 3—斜齿轮; 4—轴承; 5、12、14—挡圈; 6—外套; 7、13—轴套; 8 密封环; 9、11—轴头; 10—串墨辊体;  
 15、24—齿轮; 16—内齿轮; 17 键; 18—凸轮; 19—偏轴套; 20—销轴; 21—曲柄连杆;  
 22—销子; 23—十字挡环; 25—轴; 26—棘轮; 27—轴承



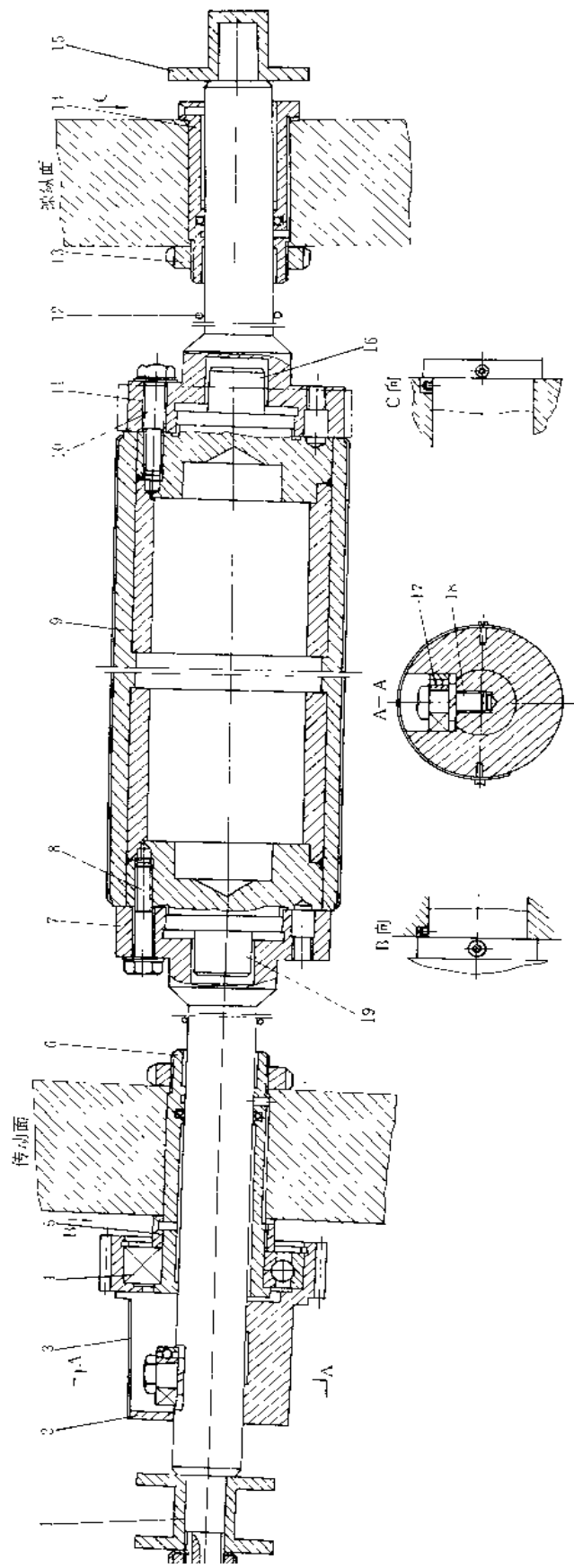


图 2-1-246 主串辊机构

- 1、15—拨叉挡环；2—斜齿轮；3—护盖；4、17—轴承；5—外套；6、14—轴套；7、11—轴头；8、10—紧固螺钉；  
 9—主串辊辊体；12—密封环；13—螺母；16、19—定心圆柱；18—螺丝轴

图 2-1-246 为主串墨辊机构。主串墨辊的旋转依靠印版滚筒轴端齿轮传递动力给斜齿轮 2，其上长槽拨动安装于轴上的轴承 17，再带动主串墨辊轴头 7 实现的。主串墨辊的轴向窜动通过拨动挡环 15 进行。拨叉挡环 1 可以将主串墨辊的窜动传给其他串墨辊。

为了安装和维修的方便，主串墨辊（包括上串墨辊）做成可以折开的三节结构，两端用螺钉 8 和 10 与主串墨辊体 9 连接后成为一体。两端轴头分别支承在轴套 6 和 14 上。二节串墨辊结构在安装时，保证安装精度是关键，图示结构采用了圆柱定心方法，图中 16 和 19 为定心圆柱。

### (3) 着墨装置

着墨辊在印版滚筒和下串墨辊之间依靠两者转动摩擦带动旋转。着墨辊直接向印版涂布油墨。为了使印版上油墨均匀并减少印版的磨损，着墨辊和印版之间必须有适当的接触压力。同时，着墨辊从下串墨辊传递来油墨，也需要有适当压力。着墨辊的压力调节机构就是实现这两种压力的调节。调节压力时，首先调节着墨辊和串墨辊之间的压力，然后再调节与印版之间的压力。

图 2-1-247 所示为着墨辊压力调节机构。着墨辊 14（图中共四个）与印版滚筒之间的压力调节是通过锥头 7 实现的。拧动锥头 7，推动摆杆 23（22）绕其轴摆动，当顺时针摆动时，左边的着墨辊 14 与印版的压力减小，而右边的着墨辊与印版的压力增大。反之，则左边压力增大，右边压力减小。由于着墨辊在摆杆 23 带动下围绕串墨辊表面转动，故不会改变着墨辊与串墨辊之间的压力。

着墨辊与串墨辊之间压力的调节是通过蜗杆斜齿轮机构完成的。转动蜗杆 13，带动斜齿轮 2（A-A 视图）转动。斜齿轮 2 偏心安装在着墨辊轴端。因此，斜齿轮 2 转动时，着墨辊绕偏心运动。从而改变着墨辊与串墨辊之间的压力。调节完成后，用圆螺母 11 锁紧。

在印刷过程中，当合压印刷时，需要着墨辊与印版接触着墨；离压不印刷时，或输纸出现故障时，需要着墨辊与印版脱离接触，停止供墨。因此，着墨辊应具有与滚筒离合压相配合的起落机构。图 2-1-248 所示为离水离墨机构（即起落机构），起落机构与离合轴机构相连接。起落机构可以机动，也可以手动。

手动起落机构：安装在墙板孔中的空心轴套 21 用螺钉与凸轮 10、18 固连。轴套 21 上有键槽，与推杆 23 相固连的键 17 可在键槽内滑动。当推杆 23 向左推时，键 17 脱离摆杆 15 上的键槽，这时，扳动手柄 22，空心轴套 21 便转动，使凸轮 10、18 随之转动，凸轮的高点推动离墨杆 12，离墨辊上的调节螺钉 8 顶动着墨辊上的摆杆，使着墨辊离开印版。螺钉 25 用于锁紧推杆 23，使着墨辊只能手动起落。推杆 23 推入和弹出不灵活时，可由螺母 32（A-A 视图）调节。

机动起落机构：当需要自动起落墨辊时，松开螺钉 25，在弹簧的作用下，键 17 始终有右滑的趋势。因此，当压印轴转动时，连杆 33 带动摆杆 15 转动，当键 17 与摆杆 15 上的键槽对准时，键自动弹向右方。这时，摆杆 15 通过键 17 带动空心轴套 21 转动，使凸轮 10、18 随之转动，实现自动起落着墨辊。当凸轮 10、18 处在低点时，着墨辊与印版接触供墨，给墨手柄离合的轻重，可以由螺钉 8 调节。

手柄 20 用于着水辊的起落，当手柄自图示位置扳到左边时，通过手柄座 26 和连接套 27 带动连杆 19，通过定位块 31 使长轴 34 转动。长轴 34 上有两个离水凸轮 35，当凸轮高面顶着离水杆 36 上的滚子时，通过离水杆 36 上的螺钉顶动着水辊，使之脱离印版而离水。反之，当手柄扳到右边时，着水辊落下，使之与印版接触供水。着水辊的离合由手工操作，与机器不联动。

### (4) 润湿装置

图 2-1-249 所示为水斗辊机构。水斗辊的作用是把水从水斗中带出并传给传水辊。水斗辊的转动是间歇的，动力来自串水辊轴端凸轮上的曲柄连杆机构驱动棘轮棘爪来完成。

串水辊轴端凸轮上的曲柄连杆 37 带动摆杆 38，摆杆驱动棘爪 14 摆动（A 向视图），棘爪推动棘轮 12 转动，使水斗辊体 2 获得间歇转动。水斗辊的出水量由棘爪控制板 13 通过改变棘轮的齿数来调节。调节时拉动手把 29 来改变控制板 13 的圆周位置托起棘爪上的滚子实现。

在水斗辊轴上还有一组棘轮棘爪机构 24、18，用于快速手动给水。通过手柄扳动摆杆 23，经过摆杆控制棘爪 18，推动棘轮 24，实现水斗辊快速给水。

水斗辊体 2 是两节的，当需要取出水斗辊时，两端的滚花套 5 向上提，同时两端的套 3 向辊体中心移动，即可取出水斗辊。制动块 32（G-G 视图）保证每次走齿的稳定性和可靠性。

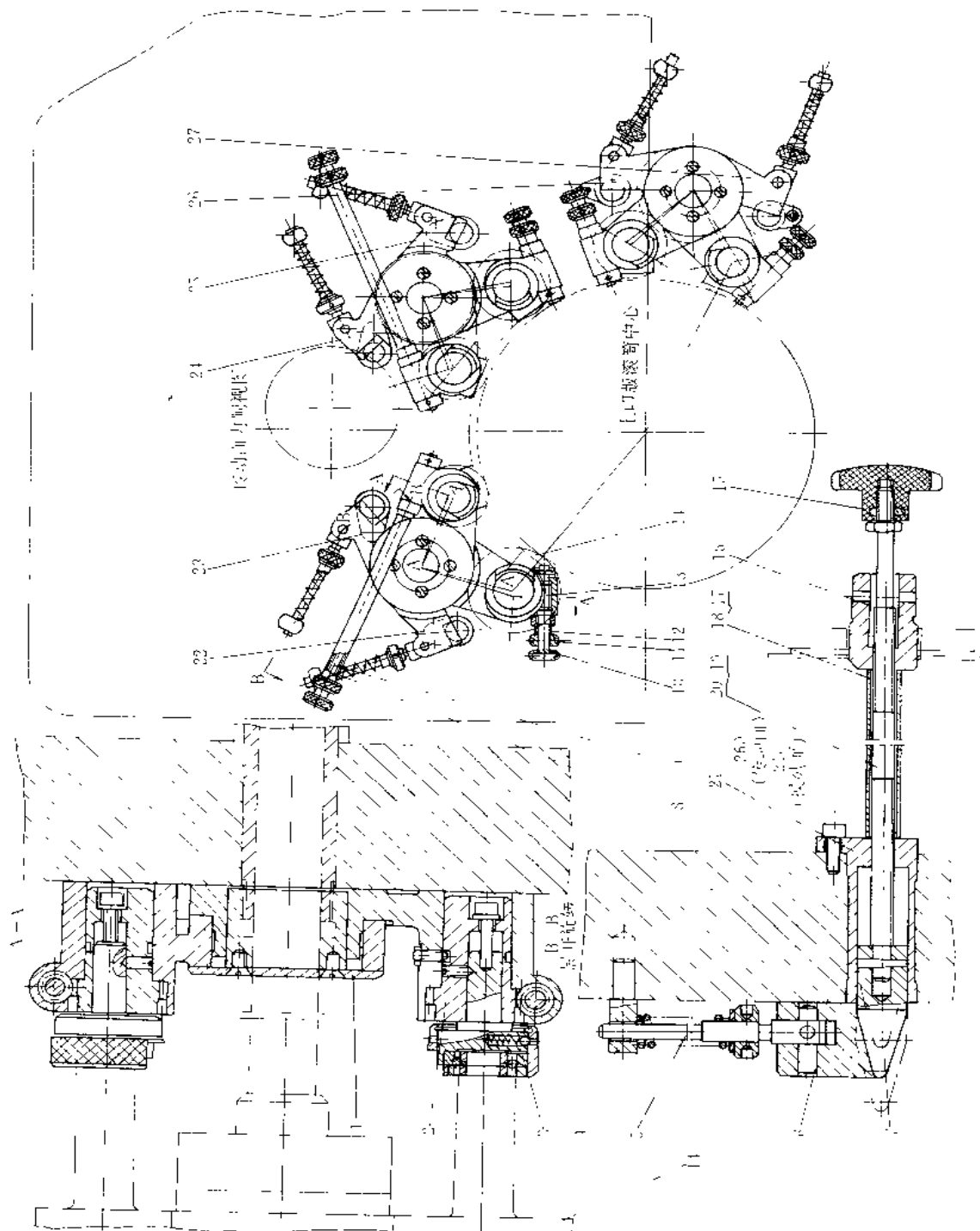


图 2-1-247 显微镜目镜机构图

- I 轴端打圈; 2—斜齿轮; 3—锁套; 4—支轴; 5—弹簧; 6—管轴; 7—轴头; 8、17、18 食管; 9、13—连杆; 10、11—圆锥螺母; 12、21—套; 14—若墨瓶; 15—把手; 16—调节手柄; 19、20—调压杆; 22—27—摆杆;

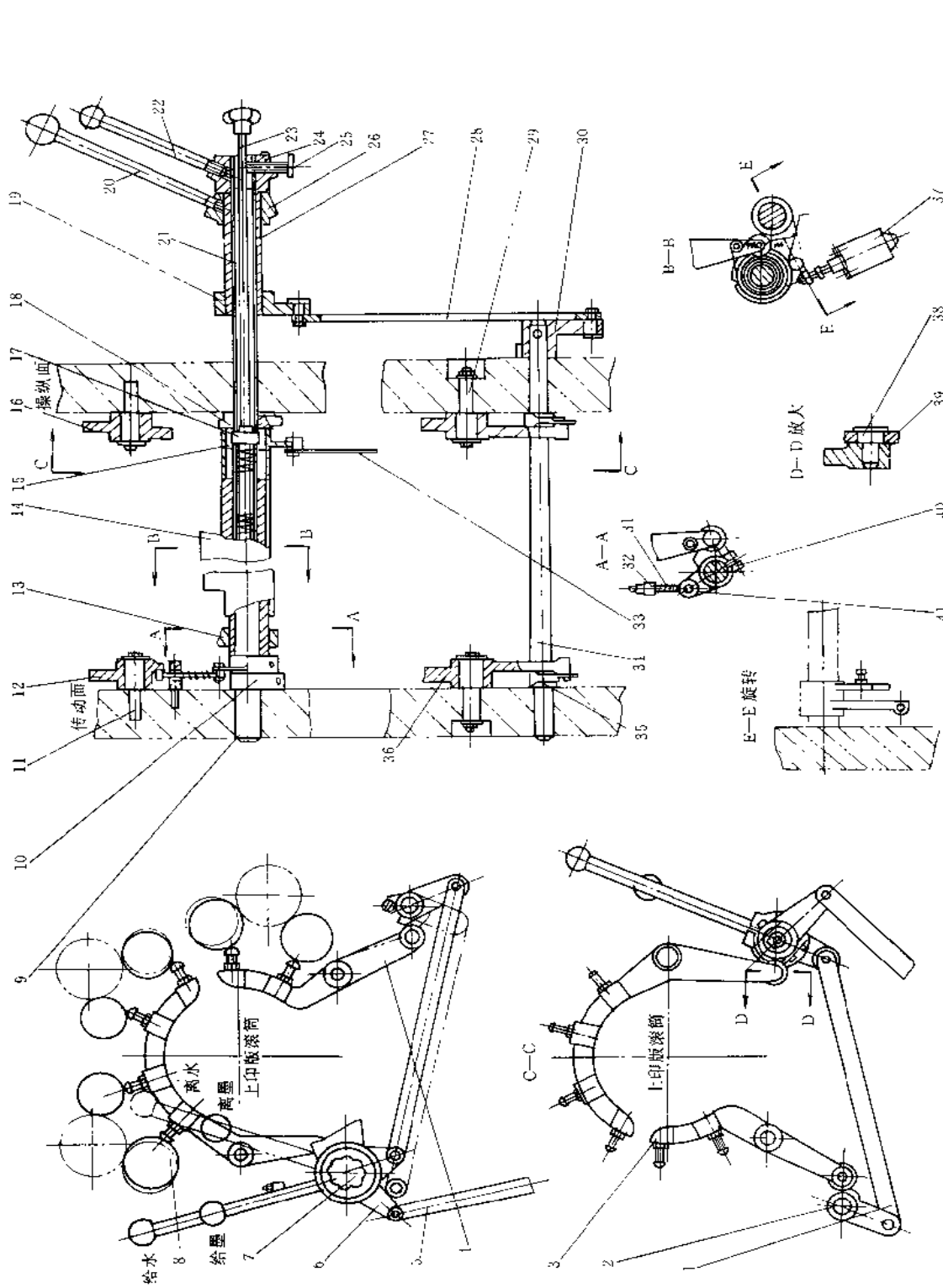


图 2-1-248 离水离墨机构 (即起落机构)

1、28—连板；2、10、13、18—凸轮；3、4、36—离水杆；5—杆；6、19、33、40—连杆；7、23—推杆；8—调节螺钉；9—轴；11、29—短轴；12、16—离墨杆；14—安全杆；15—摆杆；17—键；20、22—手柄；21—空心轴套；24、26—手柄套；25—螺钉；27—连接套；30—定位块；31—弹簧；32—螺母；34—长轴；35—离水凸轮；37—限位开关；38—销轴；39—滚子；41—簧片

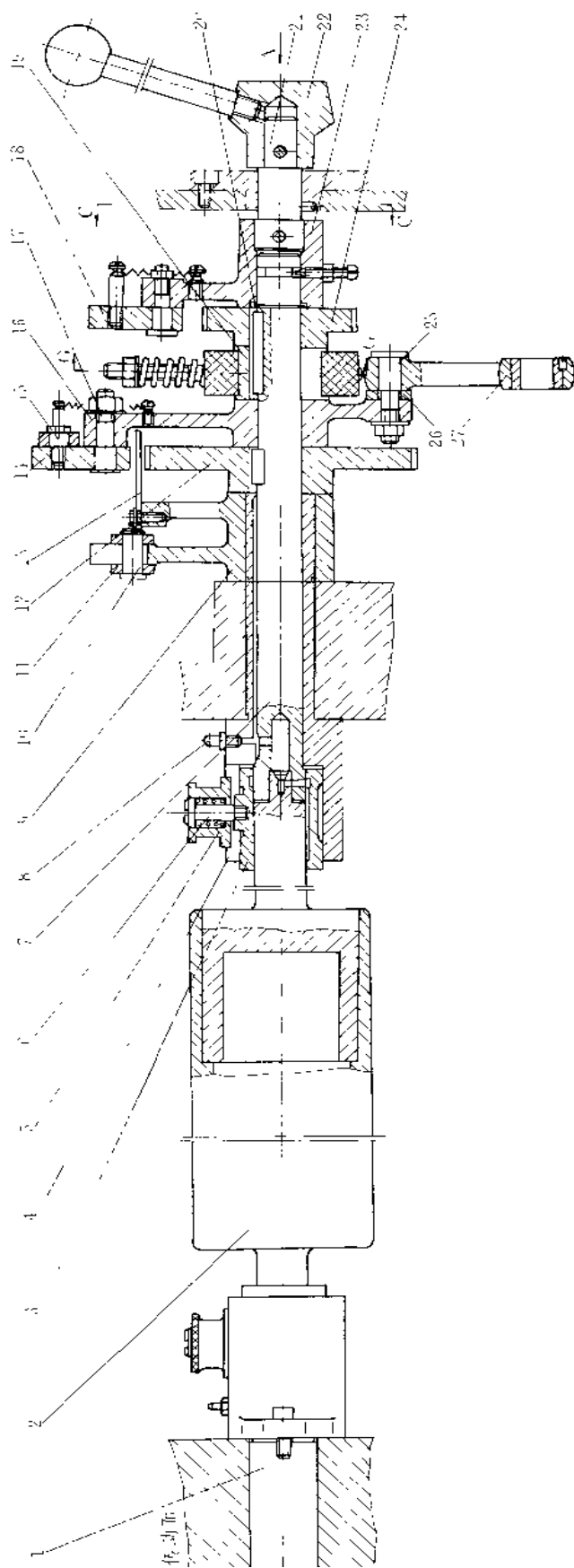


图 2-1-249 水斗靴机构 (一)

- 1、4—轴座；2—水斗靴体；3、19—套；5 滚花套；6—销钉；7、17—轴；8—油嘴；9—凸块；10—固定销钉；11—拉杆；  
 12、24—棘轮；13—控制板；14、18—棘爪；15—小轴；16、23—摆杆；19—套；20 挡圈；21—包轴；22—手柄座；  
 25—销轴；26—套筒；27—连杆；28—套；29—手把；30—方螺母；31—轴套；32—制动块；33—定位杆；  
 34—顶销；35—固定块；36—定位螺钉；37—曲柄连杆；38—摆杆

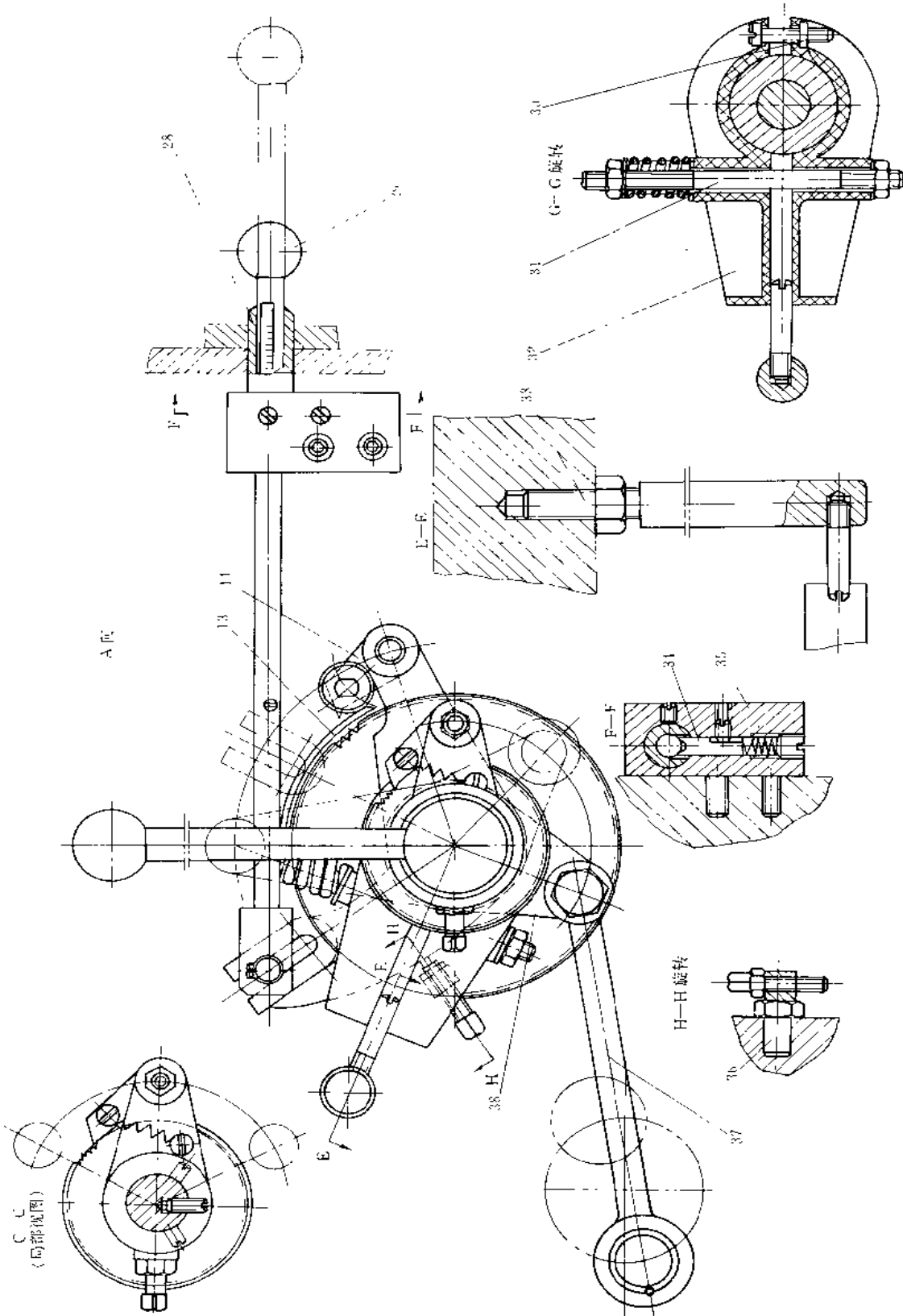


图 2-1-249 水斗靴机构 (二)

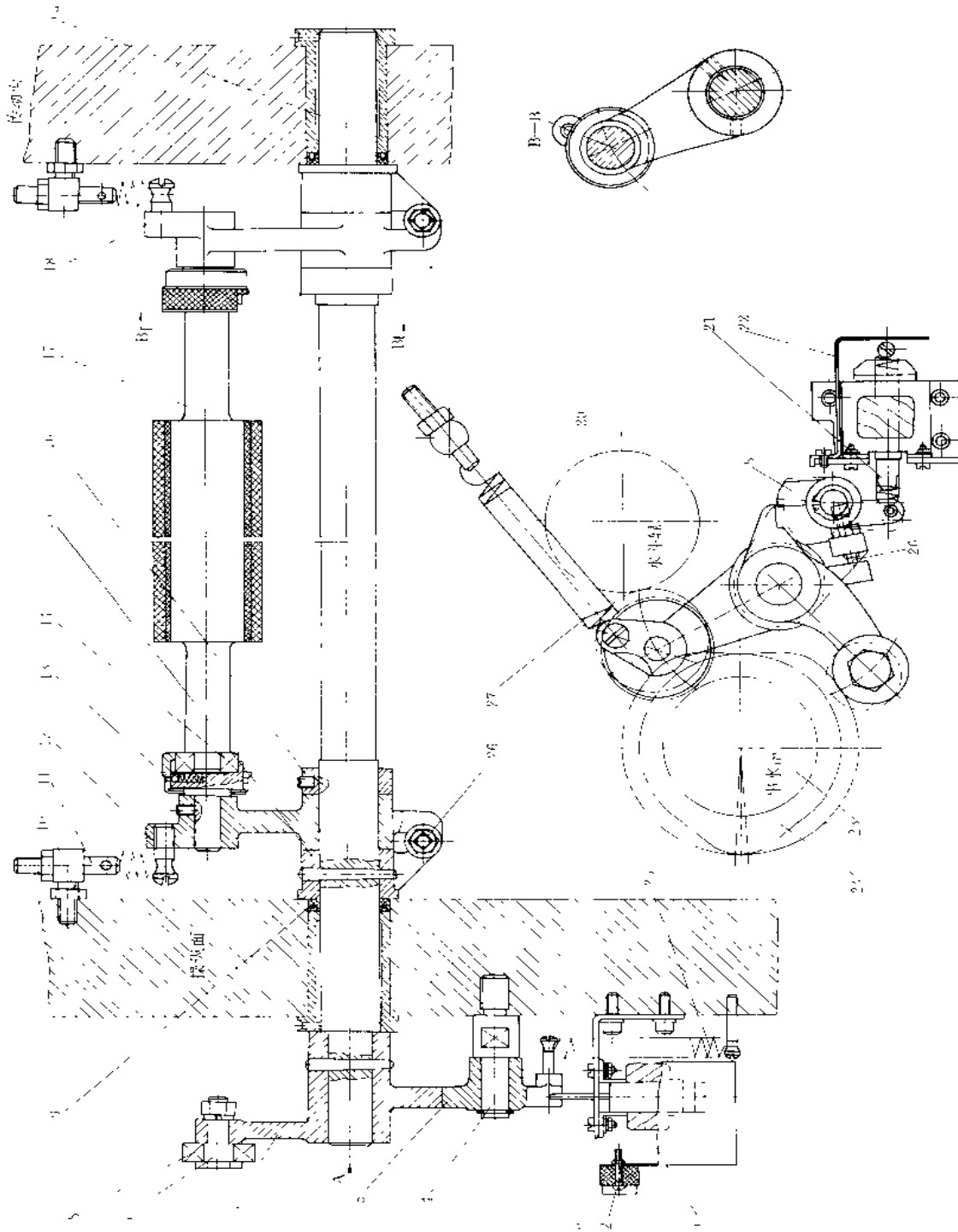


图 2-1 250 传水辊机构

- 1—电磁铁；2—接线座；3—弯板；4、10 支轴；5、21 顶块；6—连杆；7 销轴；8、14—轴承；9—油封；11 拉簧片；12、18—摆架；13—锁套；15—扳块；16—挡圈；17—传水辊；19—轴；20—水斗轴；22—防护罩；23 中水辊；24—凸轮；25—拉簧；26—调节螺钉；27—拉簧

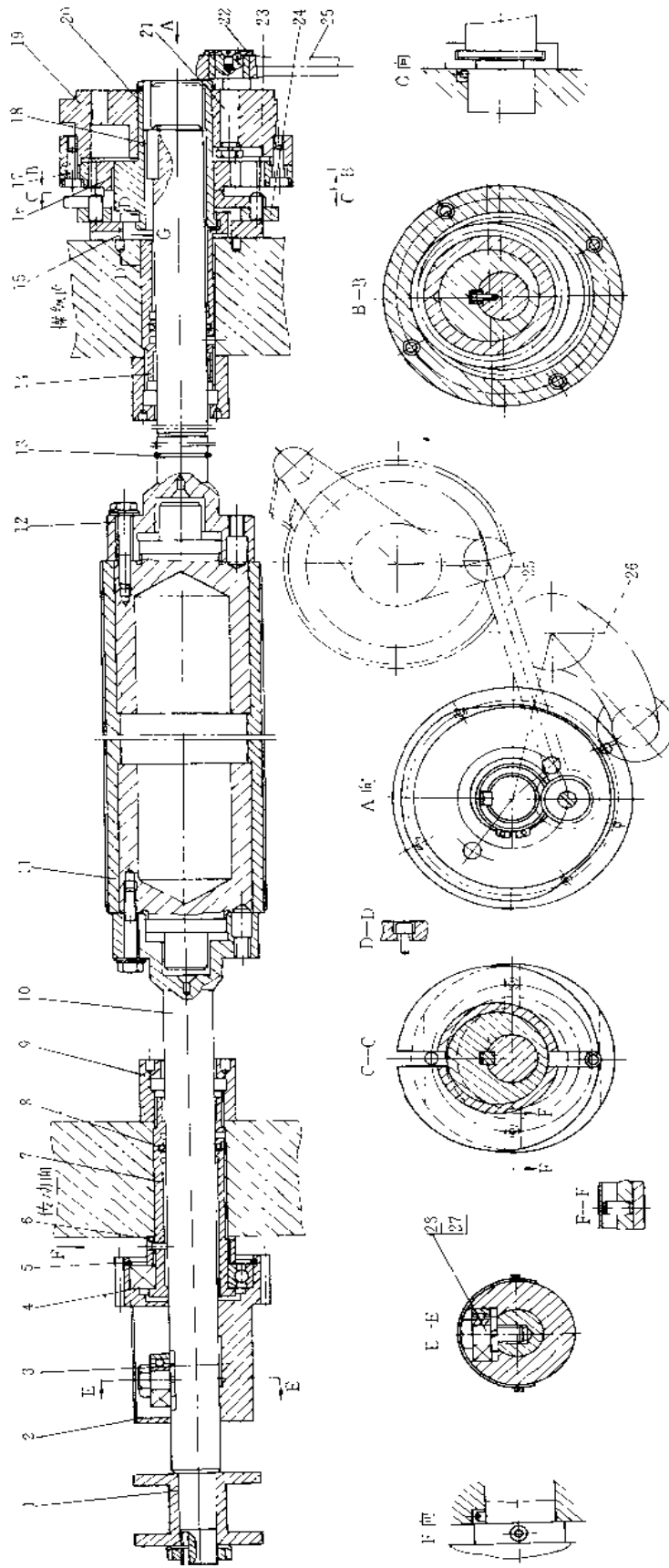


图 2-1-251 串水辊机构  
 1—挡环；2—护盖；3—斜齿内轮；4—轴承；5、13、15—挡圈；6—外套；7、14—轴套；8—密封环；9—挡螺母；10、12—串水辊轴；  
 11—串水辊；16—齿轮；17—内齿轮；18—键；19—凸轮；20—偏心套；21—销轴；22—挡板；  
 23—箱子；24—十字挡环；25—串轴连杆；26—摆杆；27—轴套；28—螺栓



图 2-1-250 所示为传水辊机构。传水辊的作用是将水斗辊上的水以不同的时间间隔传给串水辊，由串水辊和着水辊把水打匀，再传给印版。

传水辊 17 往复摆动工作原理和传墨辊往复摆动的工作原理相同，都采用了周转轮系减速机构。当出现故障停印时，传水辊 17 应停靠在串水辊 23 上，以保证空转时再传水。

串水辊轴端凸轮 24 使摆架 12 绕轴 19 摆动，从而带动传水辊 17 往复摆动。这时电磁铁 1 通电吸合，通过顶块 21 顶动顶块 5，使其绕轴 4 摆动（顺时针方向），传水辊即可往复摆动。当电磁铁 1 断电不吸合时，通过拉簧 25，使顶块 5 绕轴逆时针摆回，此时顶着传水辊摆杆，使传水辊停在串水辊上，而不往复摆动。传水辊摆向水斗辊是由拉簧 27 实现的。

传水辊 17 与串水辊的压力大小可通过调节螺钉 26 实现。调节螺钉 26 还可调节传水辊与串水辊的平行性。

图 2-1-251 所示为串水辊机构。串水辊的作用是使传水辊传来的水分布均匀并传给着水辊。为此，串水辊的运动有两种方式：一是绕自身轴线旋转运动；二是轴向窜动。串水辊的旋转运动由印版滚筒轴端齿轮经介轮与斜齿轮 3 啮合来实现。斜齿轮 3 上有一长槽，长槽内有安装在轴 10 上的螺丝轴 28 和轴承 27。斜齿轮 3 的旋转通过它们带动串水辊轴 10 和串水辊 11 旋转。串水辊的轴向窜动由串墨辊上的摆杆拨叉的摆动拨动挡环 1 来实现。

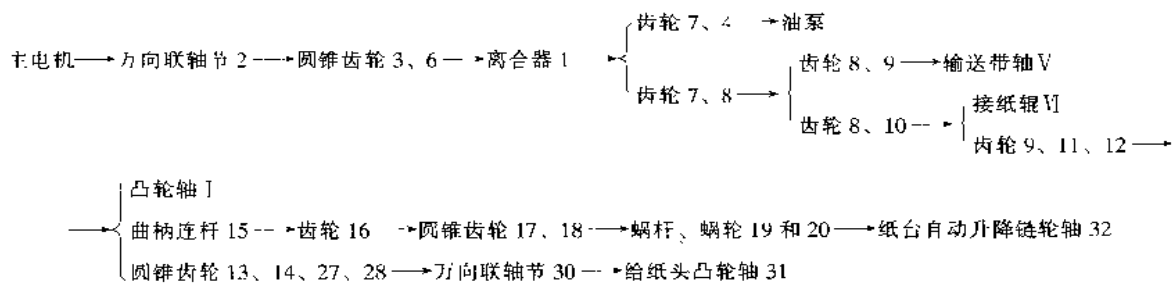
在串水辊的操作面外侧装有减速机构和曲柄机构。当串水辊轴 10 旋转时，通过键 18 带动偏心套 20，偏心套 20 上装有齿轮 16，该齿轮与内齿轮 17 啮合，内齿轮 17 用螺钉和凸轮 19 固定在一起。这样，当串水辊旋转时，内齿轮 17 和凸轮 19 将作慢速旋转。在凸轮 19 上装有曲柄连杆 25（A 向视图），此连杆用来驱动水斗辊的间歇转动。凸轮 19 通过滚子和摆杆 26 驱动传水辊的摆动。摆杆 26 即为图 2-1-250 中的摆架 12。

为便于拆卸、安装和维修的方便，串水辊分为三节，用螺钉紧固在一起。

#### 12.2.4 输纸系统

单张纸胶印机的输纸系统包括给纸和传纸两个阶段，由于纸张在传递过程中的准确性对印刷品质量有决定性的影响，尤其对多色套印的精度影响，所以对输纸系统有严格的要求。一般输纸系统由纸张分离机构、纸张输送机构（输纸板）、输纸台升降机构、自动控制机构和气路系统组成。

图 2-1-252 所示为输纸机传动系统图。其传动路线如下：



纸台的快速传动系统为：电机 29 → 齿轮 25、26、24、23、21、22 → 蜗杆、蜗轮 19 和 20 → 纸台升降链轮轴 32。

输纸机的传动系统由两部分组成，一为纸台快速升降传动，二为主传动，其动力及运动来自主机，然后分别传递到给纸头、纸张输送装置、纸台自动上升及双张控制器、齐纸机构等。

为保证输纸机与印刷部件协调工作，在拟定主传动运动关系时，应根据印刷滚筒转一周，给纸头完成一张纸的输送。

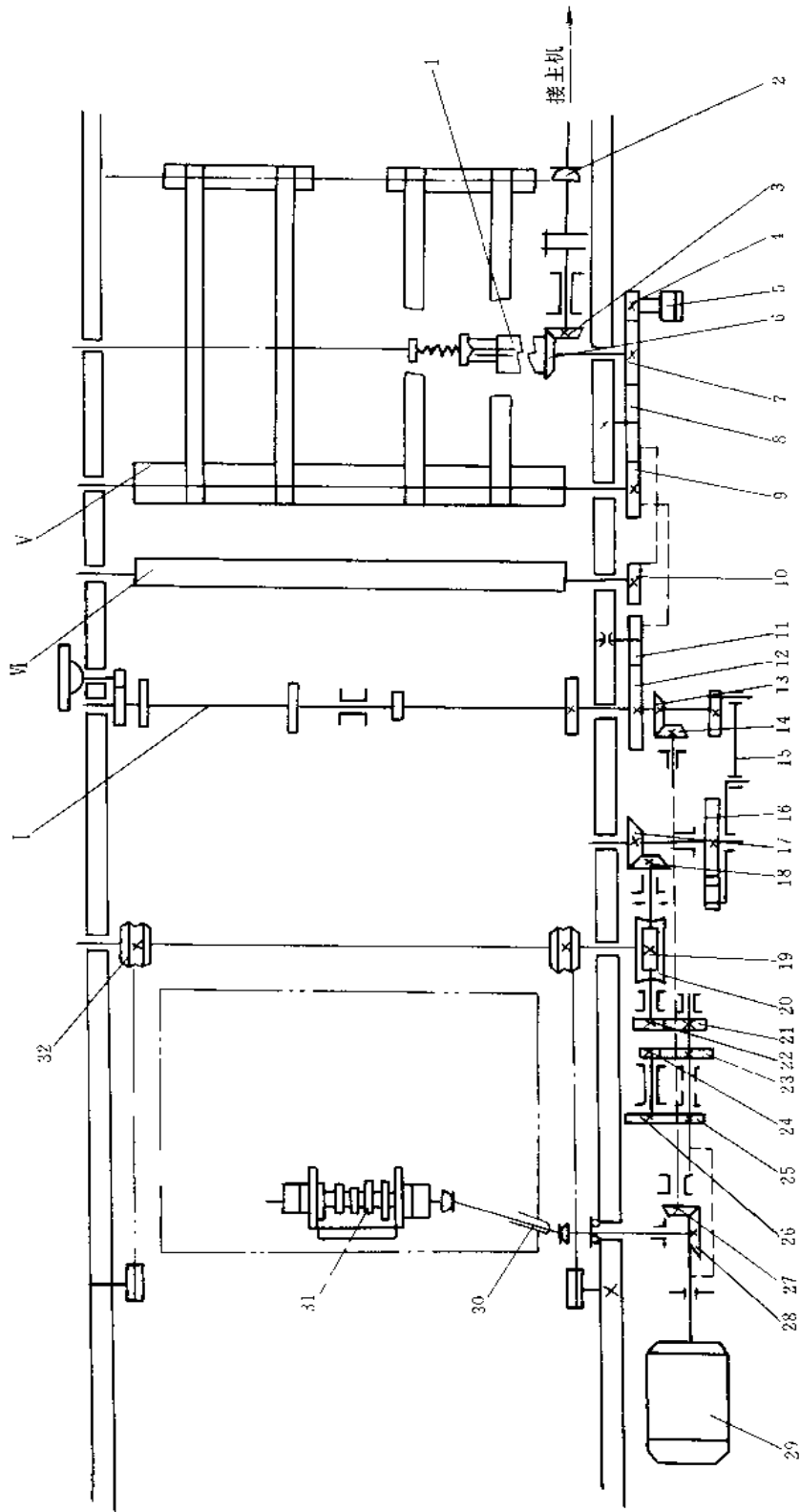
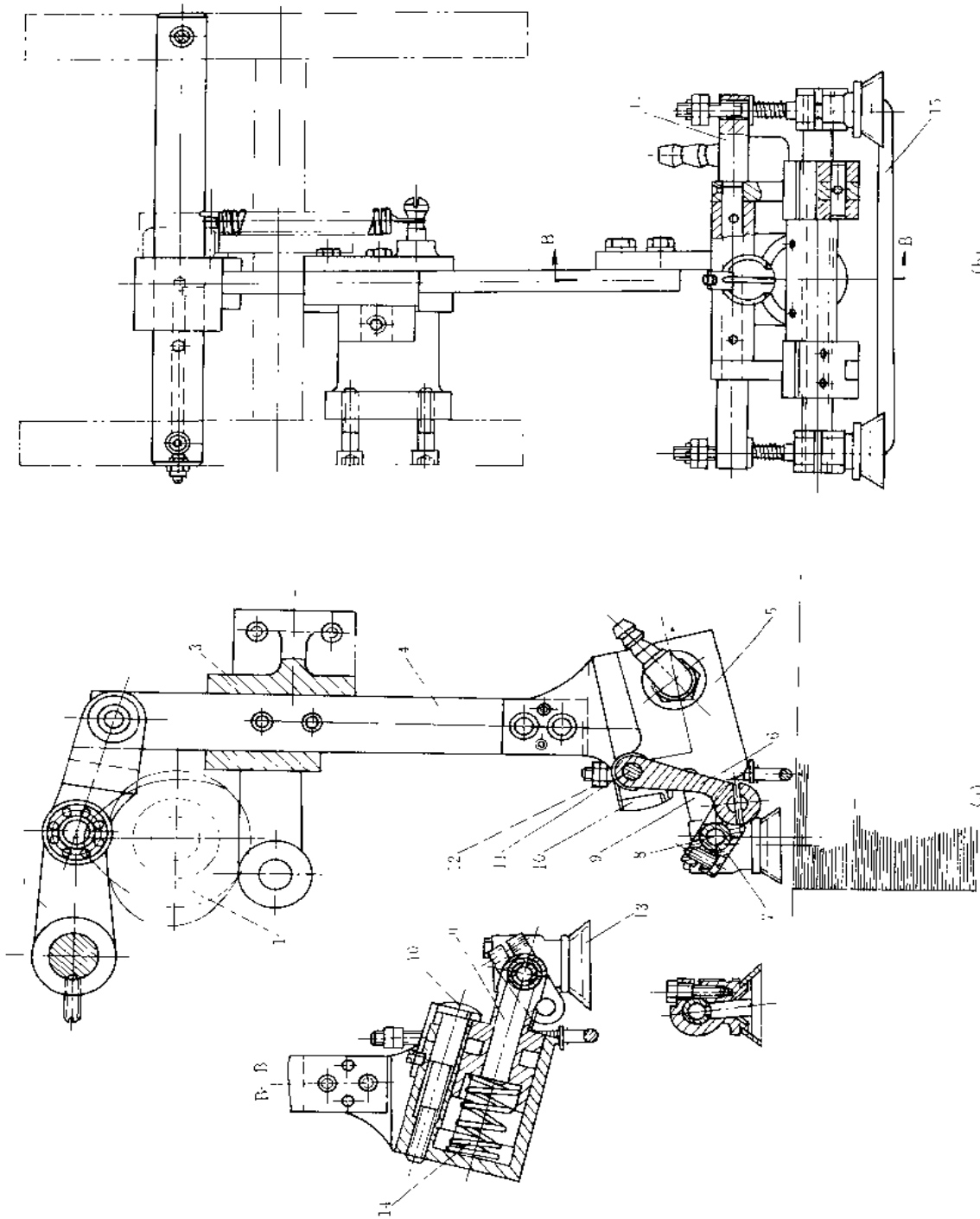


图 2-1 252 输纸传动系统

- 1—离合器；2、30—万向联轴节；3、6、13、14、17、18、27、28—圆锥齿轮；4、7、8、9、10、11、12、16、21、22、23、24、25、26—齿轮；5—油泵；15—曲柄连杆；19—蜗杆；20—蜗轮；29—电机；31—给纸头凸轮轴；32—纸台升降链轮轴；I—凸轮轴；V—接纸辊；VI—接带轴



(b)

(a)

图 2-1-253 分纸吸嘴机构

- 1 出轮; 2—摆杆; 3—导轨; 4—导杆; 5 气缸; 6—摆杆; 7—连杆; 8 销轴; 9—活页杆; 10—调节螺钉;  
 11—轴; 12 调节螺母; 13 分纸吸嘴; 14 弹簧; 15 压纸杆

### (1) 分纸机构

分纸机构的作用是将纸从纸堆上逐张分离并向前传递到送纸辊处。分离纸张时要求准确无误,不能出现双张或多张,也不能出现空张。

分纸机构由输纸台、固定吹嘴、压纸吹嘴、分纸吸嘴、递纸吸嘴、后挡纸板、侧挡纸板、前齐纸板、挡纸毛刷等组成。其中压纸吹嘴、分纸吸嘴、递纸吸嘴及前齐纸板的运动由分纸头凸轮和输纸机凸轮轴上的凸轮驱动,互相协调动作,共同完成纸张的分离和递送。

图 2-1-253 所示为分纸吸嘴机构。分纸吸嘴的作用是将纸堆最上面的一张纸吸住提起并交给递纸吸嘴。分纸吸嘴在纸堆上面适当的位置吸住纸张,为防止分离的纸张被压纸吹嘴撕破,分纸吸嘴应翻转一个角度,然后快速上升到一定高度将纸交给递纸吸嘴,再下降,准备下一次吸纸。

凸轮 1、摆杆 2、导杆 4 及导轨 3 组成凸轮——四连杆机构;气缸 5、活塞杆 9、摆杆 6 和连杆 7 组成四杆机构。当凸轮 1 小半径面与摆杆 2 的滚子接触时,分纸吸嘴 13 降到最低位置,此时吸气分配阀接通气泵,吸嘴 13 吸住纸张,由于吸嘴的气路被纸张遮住,当气泵继续吸气时,在吸嘴气路及与其接通的气缸 5 内形成纸压状态,因此大气压推动活塞杆 9 克服缸内弹簧 14 的压力而向右移动(图 a),连杆 7 及与其固接的吸嘴按顺时针方向转过一个角度。当凸轮大半径面与滚子接触时,吸嘴升到最高位置,将纸张交给递纸吸嘴。

如图 b 所示,分纸吸嘴有两个,对称安装在输纸中心线两侧,两个分纸吸嘴固接在活塞杆 9 与连杆 7 的铰轴(空心轴)8 上。活塞杆 9 与铰轴 8 滑套,连杆 7 与铰轴 8 固接在一起。在摆杆 6 与气缸 5 连接的轴 11 上装有压纸杆 15。其作用是防止被两个分纸吸嘴分离出来的纸张起皱纹。压纸杆 15 距纸堆面的距离可以通过调节螺母 12 来调节。

图 2-1-254 所示为压纸吹嘴机构。压纸吹嘴的作用是压脚压住分离后纸堆上的纸张,以免递纸吸嘴带走下面的纸张,压住后吹风,使分离出的纸张与纸堆分离,以便输送。此外压纸吸嘴还具有探测纸堆高度的作用。

压纸吹嘴机构主要由压纸机构和探纸机构组成。在轴 I 上有两个凸轮,压脚凸轮 14 控制压脚的运动。当凸轮大半径面与滚子 1 接触时,通过摆杆 13,拨动四连杆机构,使压纸吹嘴 11 绕中心 III、V 作复合运动上升到最高位置,此时恰是分纸吸嘴分离纸张的过程。凸轮小半径面与滚子 1 接触时,压纸吹嘴至最低位置,压住纸堆,进行吹风。压脚距纸堆的高低可松开锁紧螺母 10,用螺杆调节。

当纸张不断地分离出去后,压纸吹嘴随纸堆降低而下降。这时探纸机构发出信号,输纸机电机启动使纸堆上升。探测机构工作过程为:探纸凸轮 15 带动摆杆 3 摆动,若纸堆低于规定位置,摆杆 3 在拉簧作用下顺时针方向下摆,探块 6 下落,则触头 4 紧压微动开关 5,接通电路,发出信号使纸堆自动上升。纸堆升高后,压脚 11 压住纸堆的高度也上升,挡块 8 升高,当超过探块 6 的高度时,摆杆 3 下移,探块 6 卡在挡块 8 上,滚子 2 不与探纸凸轮 15 小面接触,触头 4 脱离微动开关 5。

### (2) 定位机构

在纸张递进印刷装置前,应对其进行纵向和横向的定位,使纸张相对于印版有固定的正确位置,这样才能使印张得到固定位置的图文,从而保证印张与印张,色与色之间套印准确,这项任务由规矩部件完成。用来对纸张进行纵向定位的装置称为前规机构;对纸张进行横向定位的装置称为侧规机构。

图 2-1-255 所示为前规与互锁机构。前规分为上摆式和下摆式,在输纸板上方的称为上摆式,在下方的为下摆式。对开单色胶印机采用上摆式前规。

前规的运动由递纸牙排轴上凸轮 37 经滚子 34 使摆杆 35 上下摆动,滚子和凸轮在拉簧的作用下保持接触。滑套 4 经压簧 3 和调节螺母 1 使连杆 9 随着摆杆 35 作上下运动。摆杆 11 和 26 固定在一起并活套在前规轴 28 上,摆杆 26 下端有缓冲座 21,它可以在装有压簧 23 的连杆 24 上来回窜动,依靠弹簧 23 和调节螺母把运动传给摆杆 15,摆杆 15 用螺钉(图中未示出)和前规轴 28 固定在一起,使前规轴摆动。前规轴 28 上一排共 4 个前规,当摆杆 15 摆动时,前规及前规挡纸板 33 也一同上下摆动。

当凸轮 37 曲线高点与滚子接触时,前规为定位位置。凸轮曲线由高点转向低点时,摆杆 35 在弹簧作用下下摆,弹簧 3 和螺母 1,连杆 9 一起向下,推动摆杆 11、26 绕轴 28 作顺时针转动,推动摆杆 15 和前规轴 28 也顺时针转动,从而使挡纸板 33 抬起让纸。锁紧螺母 32、调节螺钉 31 及螺钉 19 用于前规挡纸板 33 的前后和高低调整。

在印刷过程中,当发生纸张歪斜、破损、空张等故障时,应立即停止输纸,前规不应抬起、递纸牙不应

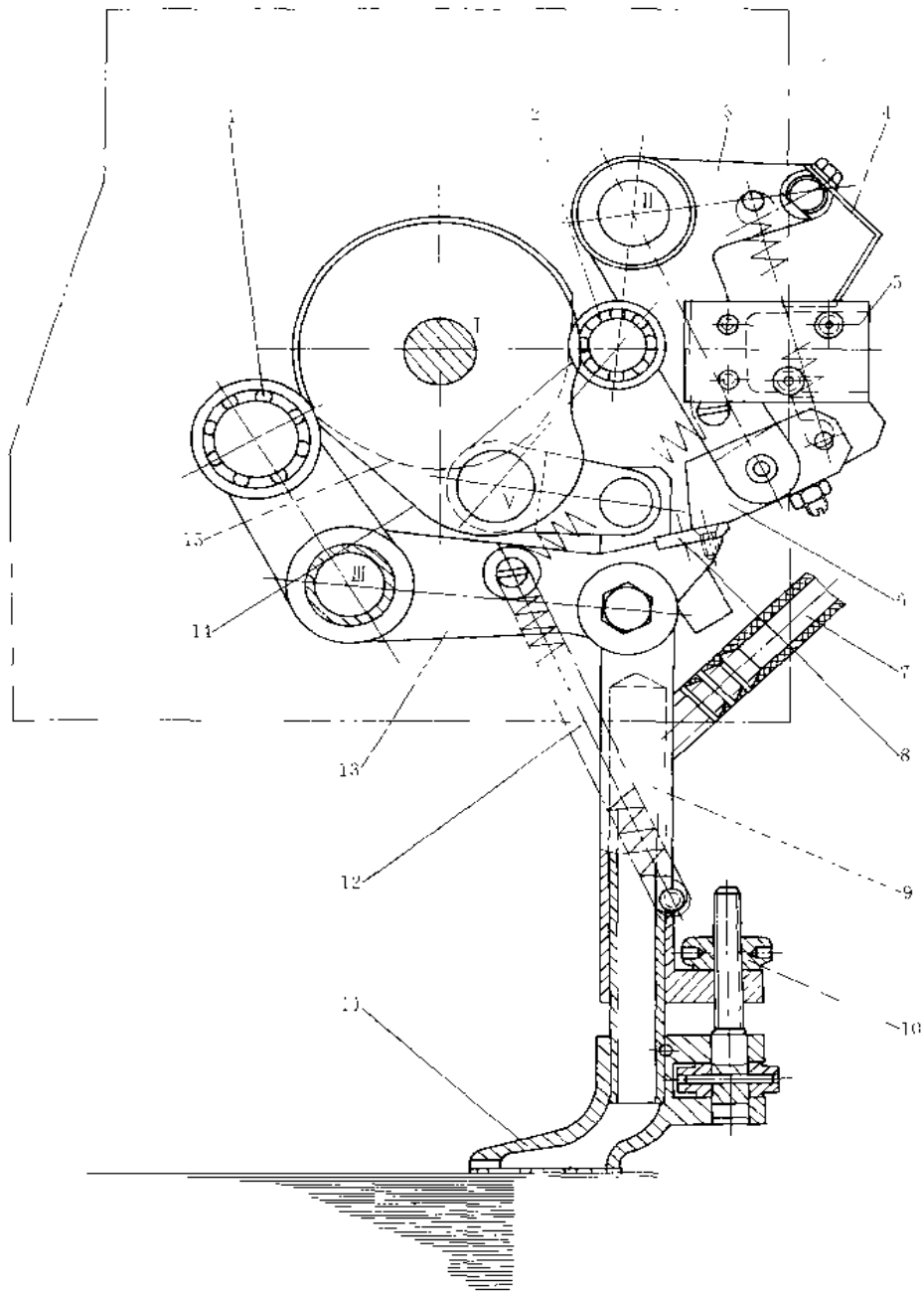


图 2-1-254 压纸吹嘴机构

- 1、2—滚子；3、12—摆杆；4—弹簧片触头；5—微动开关；6—探块；7—气管；  
8—挡块；9—连杆；10—锁紧螺母；11—压脚（压纸吹嘴）；  
13—杠杆；14—压脚凸轮；15—探纸凸轮

再叼纸等一系列互锁动作。互锁机构如图 2-1-255 中机构图所示。在前规挡纸板底面有弹簧片 45，正常印刷时，由于弹簧片与牙台上触点之间有纸张相隔离，控制电路断开；而当出现故障时，弹簧片与触点接触，接通电路，使电磁铁 38 吸合，铁芯向上，推动摆杆 39 绕轴 47 向上摆动，这时连杆 40 的顶部就顶着缓冲座 46，使前规轴不能摆动，从而使挡纸板不能抬起让纸。当摆杆 39 上摆推动连杆 40 向上运动时，与连杆 40 连接在一起的杆 42 的长槽底部推动销轴 41，销轴 41 和曲线板 44 连接在一起，于是曲线板 44 向下运动，使

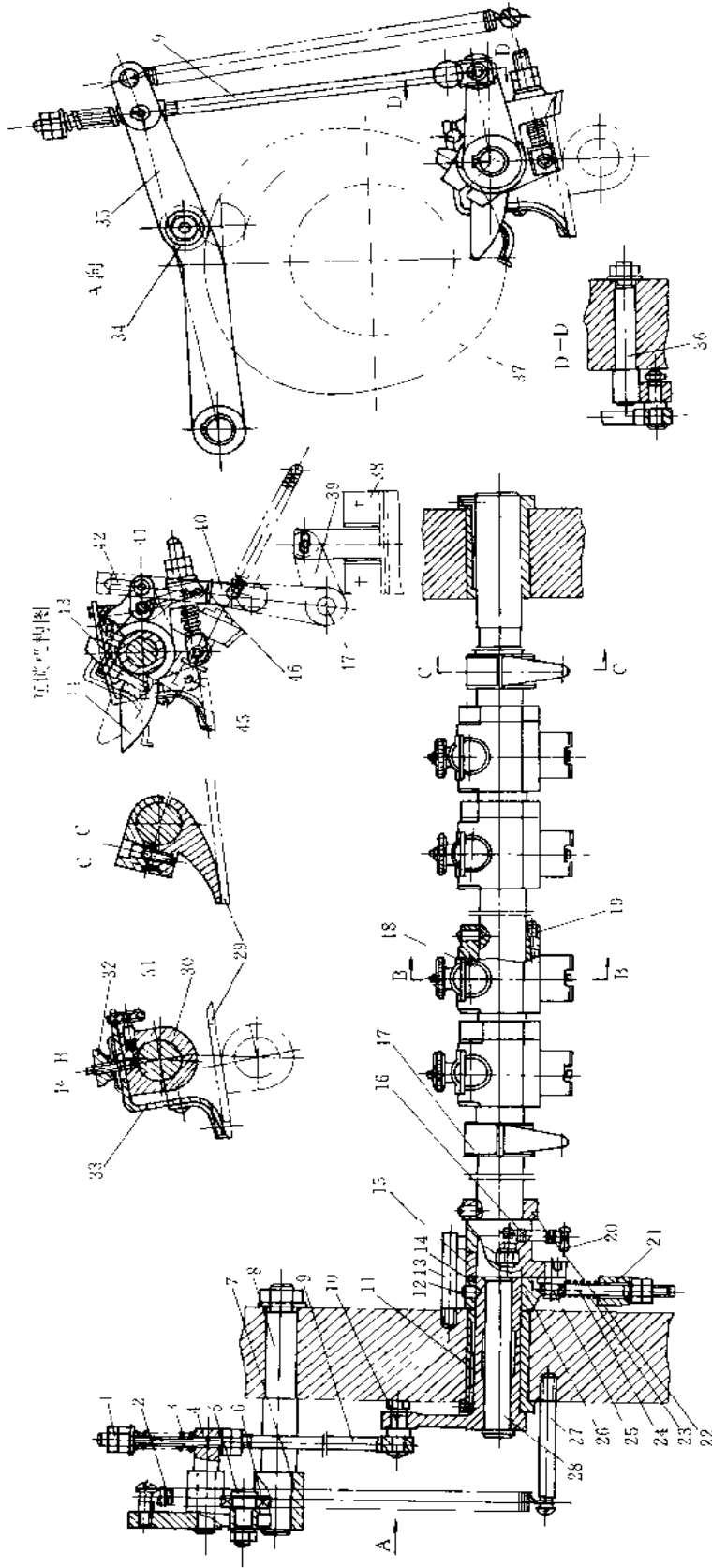


图 2.1.255 前规与开锁机构

- 1—调节螺母；2、16—拉簧；3、23—压簧；4—滚套；5、10、41—精轴；6、34—滚子；7、9、24、40、42—直杆；8、25、28、47 轴；  
 11、15、26、35、39—摆杆；12—顶丝；13—定位螺钉；14、21、43—缓冲座；17—压纸爪；18—挡纸规；19—锁紧螺钉；20—自锁机构；  
 21—缓冲座；22 挡圈、紧定螺钉；27—弹簧用螺台；29—缓冲牙台；30—前规座；31—调节螺钉；32—锁紧螺母；  
 33—挡纸板；36—挡轴；37—凹轮；38—电磁铁；42—打靶；44—曲线板；45—弹簧片；46 缓冲座

其处在与递纸牙开牙滚子相接触状态。当递纸牙向下摆动时，递纸牙的咬纸牙不能闭合，因此不叼纸。这样，互锁机构同时完成了前规不让纸和递纸牙不叼纸，使机器处于互锁状态。

除了纵向定位的前规外，还有横向定位的侧规。

### (3) 收纸系统

单张纸胶印机收纸装置的作用是把已经印刷完毕的印张从压印滚筒上接过来，传送到收纸台，并理齐码平，堆叠成垛。为了保证印刷机在高速印刷时，收纸装置能顺利进行传纸和收纸，收纸装置应有印张传送装置、印张减速装置、印张防污染置、齐纸装置及纸台升降装置等。

图 2-1-256 所示为收纸装置。件 3 为印张传送装置的收纸传动链条，每条链条上装有 12 排（或 13 排）收纸咬牙排 4，由主动链轮（图中未画出）和从动链轮 12 带动，并由上下导轨 2 支承。从动链轮轴可前后移动，以便调节链条的松紧程度。

件 8、10 分别是印张减速装置的风扇和制动辊。由于印刷速度高，当收纸牙排将印张送到收纸台时，需要降速后才能将印张顺利地放在收纸台上。风扇从印张上方向下吹风，使印张快速下落。制动辊（吸气辊）在印张下方吸气，吸住纸尾，吸气辊的线速度比链条速度慢，从而使得印张减速。

印张落在收纸台 17 上，有左右侧齐纸规矩 15 和前齐纸规矩 16，以保证印张落在纸台上堆放整齐。

收纸台的自动下降和快速上升均由电机 18 驱动。自动下降是由检测装置给电机发出信号，而快速升降直接由按钮操作（图 b）。

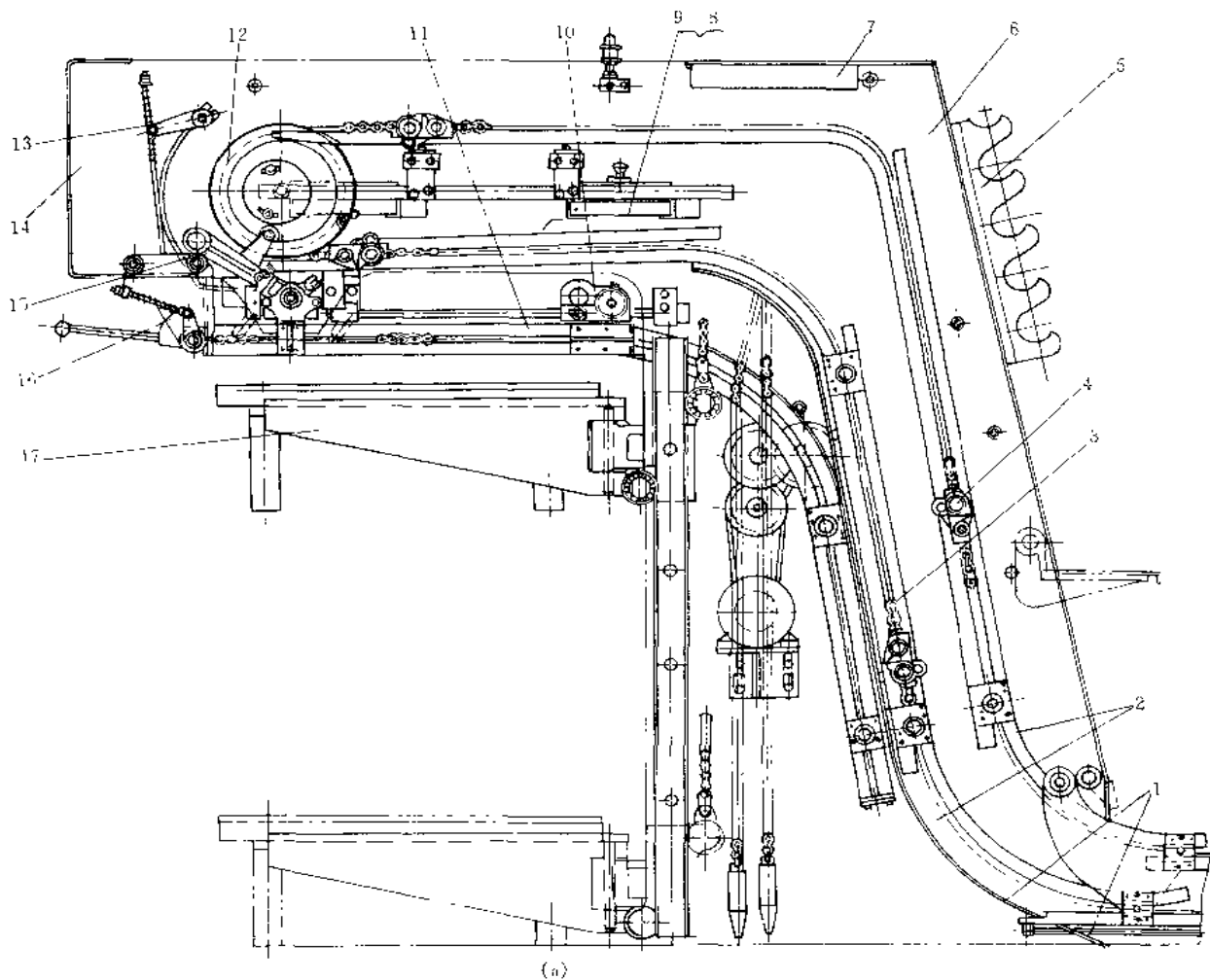


图 2-1-256 收纸装置结构 (a)

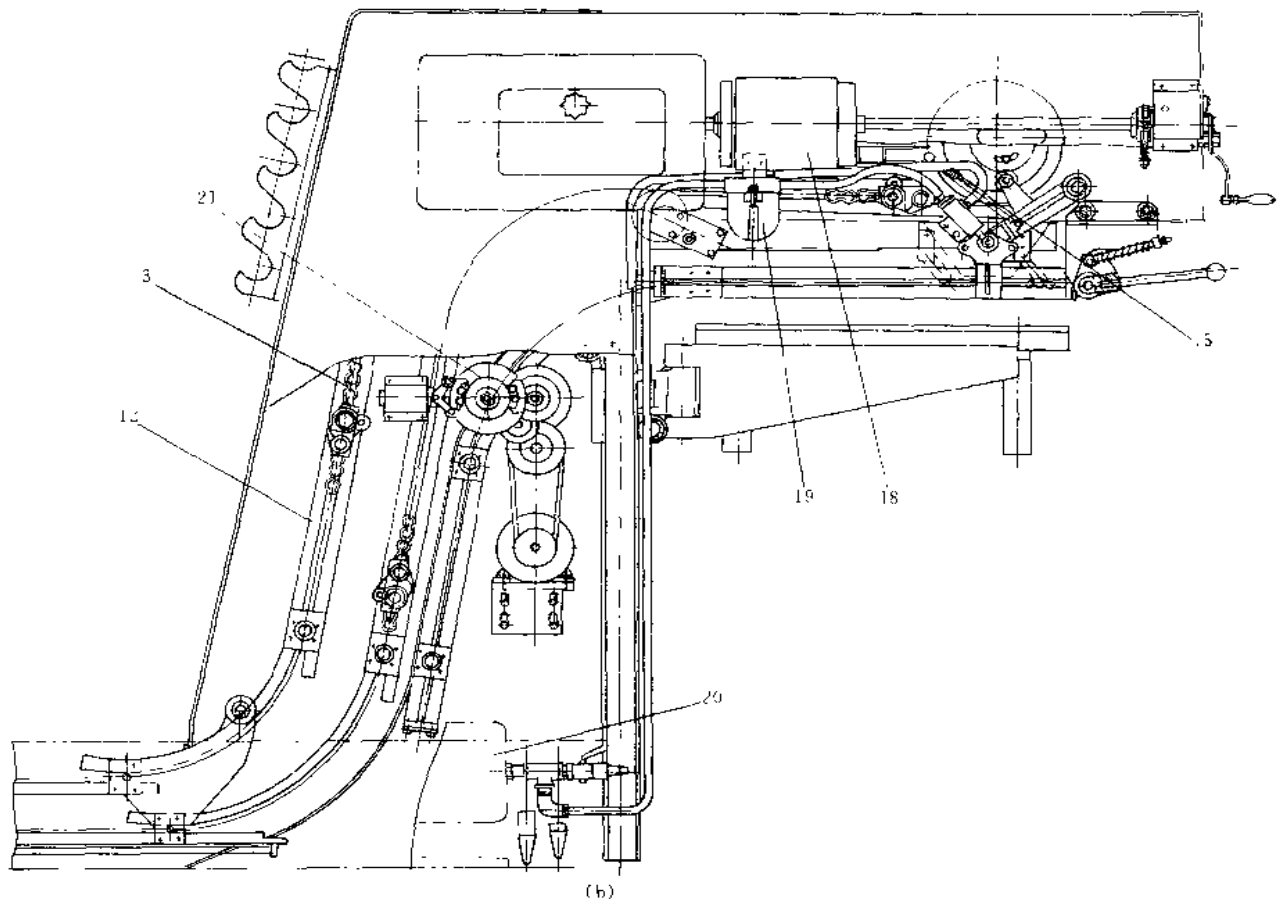


图 2-1-256 收纸装置结构 (b)

1—托纸杆；2—导轨；3—收纸传动链条；4—收纸咬牙排；5—墨辊架；6—大护罩；  
7—槽子；8—风扇组；9—日光灯；10—纸张制动辊；11—副收纸台；12—收纸传  
动从动链轮；13—取样接纸器；14—前护罩；15—操作面齐纸规矩；16—前齐纸规  
矩；17—收纸台；18—电机；19—喷粉器；20—风泵；21—齿轮

在印张的运行路线上均由托纸杆 1 将印张托起，防止印品蹭脏。同时在印张的正反面喷粉，以防止印张背面粘脏。喷粉装置如图 b 中的件 19 所示。齿轮 21 为副收纸板的驱动机构。

#### (4) 双张检测机构

图 2-1-257 所示为固定式双滚轮双张检测机构，图 a 为工作原理图，图 b 为结构图。它具有灵敏可靠、结构简单、便于调节等优点。

在正常输纸时，纸张从送纸线带辊（或送纸辊）12 和检测轮 10 之间通过。在检测轮 10 的上面装有滚轮 7，通过螺母 1、摆杆 4 可以调节两滚轮之间的间隙  $\Delta$ ，使  $\Delta$  值略小于一张纸的厚度。

在输纸过程中，当出现两张纸通过检测轮 10 时，检测轮 10 抬起的高度超过  $\Delta$  值，因此检测轮 10 与滚轮 7 接触，由于摩擦力作用带动滚轮 7 转动。在滚轮 7 上装有长销轴 8，因而使长销轴 8 将弹簧片 6 抬起，使弹簧片 6 拨动微动开关 3 上的触点，从而切断电磁离合器，使输纸机停止工作。与此同时，主机也做出相应的动作。

拉簧 13 通过摆杆 9 使检测轮 10 在送纸辊 12 上产生一定压力，靠两轮之间的摩擦转动。



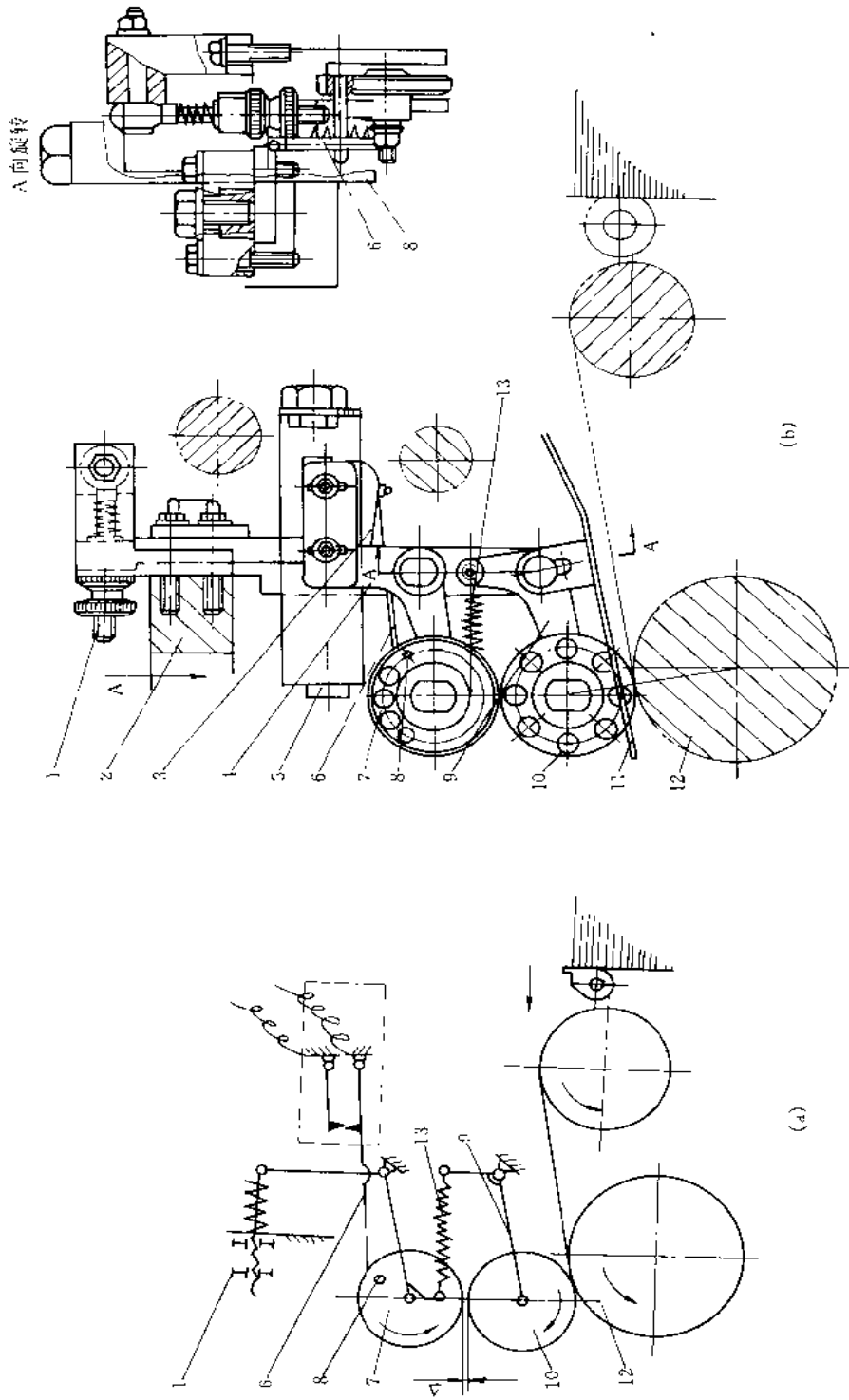


图 2-1-257 双张检测机构  
 1—调节螺母；2—方拉轴；3—微动开关；4、9—摆杆；5—指示灯；6—弹簧片；  
 7—滚轮；8—销轴；10—检测轮；11—导板；12—线带轮；13—拉簧

## 12.3 对开四色胶印机

### 12.3.1 对开四色胶印机外形布局

单张纸单面四色胶印机中比较常见的是机组式四色胶印机，它的印刷部分由四组单色的二滚筒印刷装置串联而成。纸张从上面送进，并借助每一组印刷装置间的传纸滚筒，穿过所有四组印刷装置后，即获得四色套印的印品。图 2-1-258 所示是四色胶印机的外形布局图。

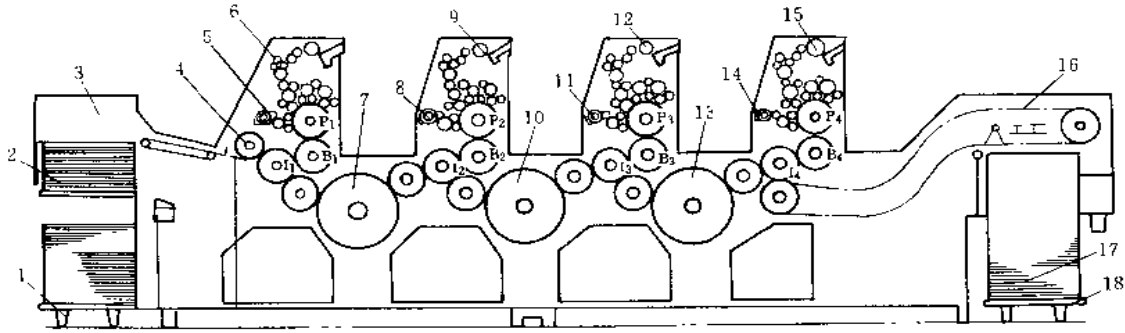


图 2-1-258 多色印刷机

1—输纸台；2—纸堆；3—输纸机；4—递纸机构；5、8、11、14—第一、二、三、四色组输水装置；  
6、9、12、15—第一、二、三、四色组输墨装置；7、10、13—齿轮；16—收纸装置；17—纸堆；  
18—收纸台； $P_1 \sim P_4$ —印版滚筒； $B_1 \sim B_4$ —橡皮滚筒； $I_1 \sim I_4$ —压印滚筒

### 12.3.2 传动系统

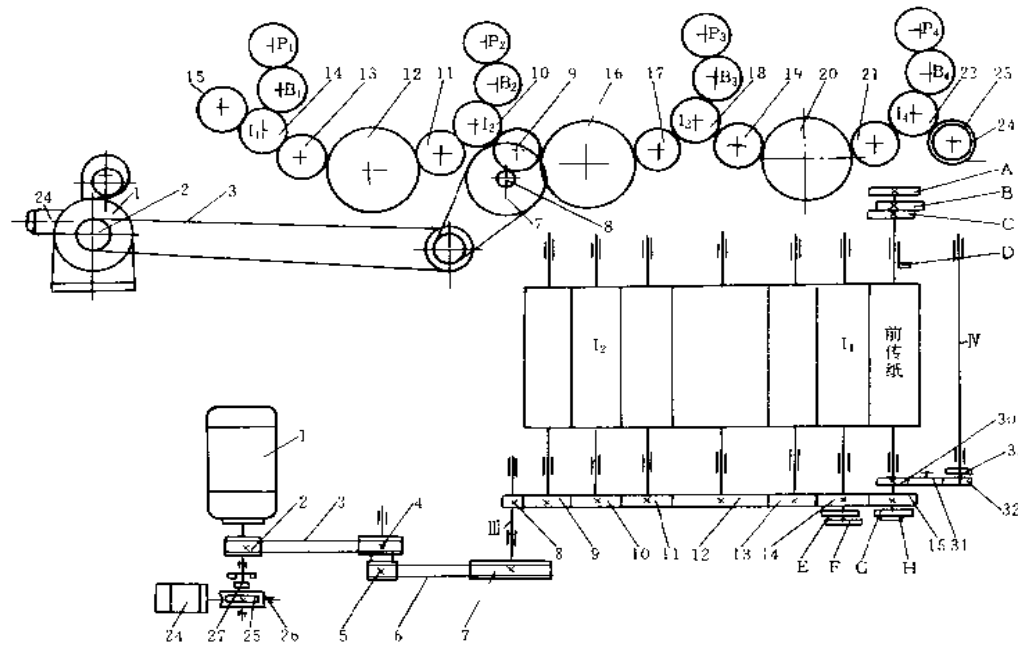
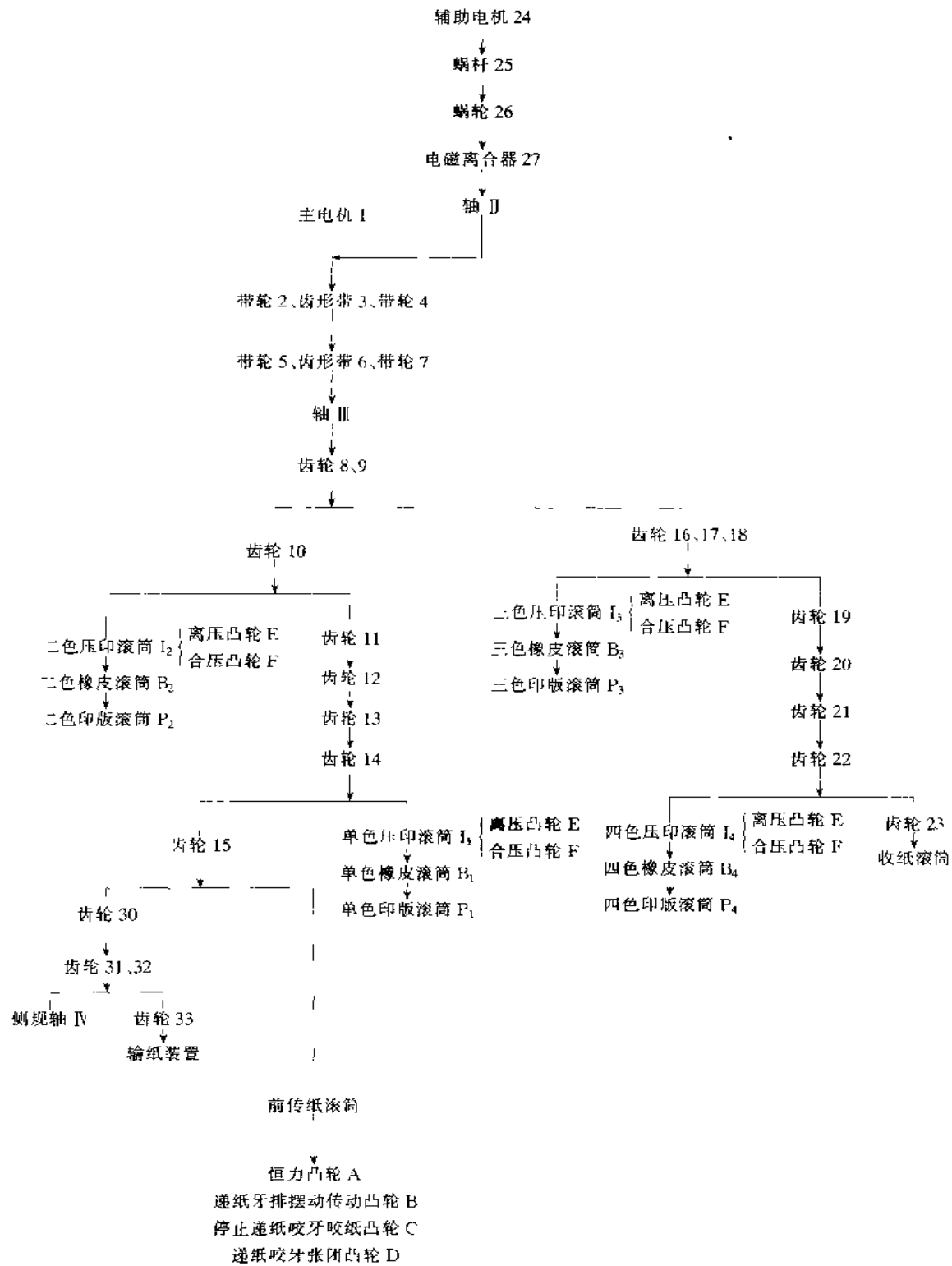


图 2-1-259 对开四色胶印机传动系统

1—主电机；2、4、5、7—带轮；3、6—齿形带；8、9、10、11、12、13、14、15、16、17、18、19、20、21、  
22、23、30、31、32、33—齿轮；24—辅助电机；25—蜗轮；26—蜗杆；27—离合器；A—恒力机构凸轮；  
B—递纸牙排摆动凸轮；C—递纸咬牙停止咬纸凸轮；D—递纸咬牙开闭牙凸轮；E—高压凸轮；F—合压  
凸轮；G、H—凸轮； $B_1 \sim B_4$ —橡皮滚筒； $P_1 \sim P_4$ —印版滚筒； $I_1 \sim I_4$ —压印滚筒

图 2-1-259 所示为四色胶印机传动系统。其传动路线如下：



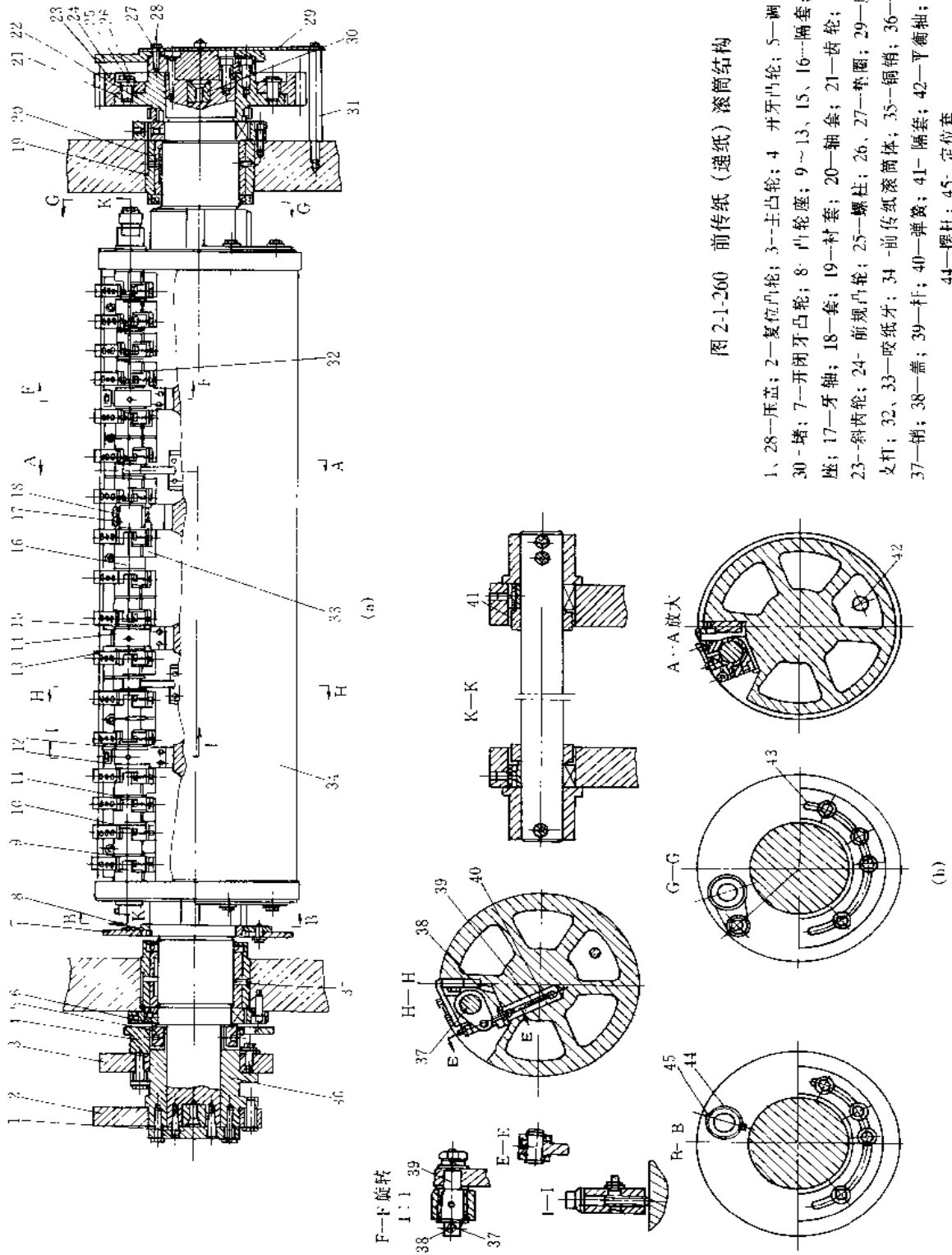


图 2-1-260 前传纸 (递纸) 滚筒结构

- 1、28—压盖；2—复位凸轮；3—主凸轮；4 开牙凸轮；5—调节螺母；6、30—堵；7—开闭牙凸轮；8—凸轮座；9~13、15、16—隔套；14—牙轴座；17—牙轴；18—套；19—衬套；20—轴套；21—齿轮；22—轮套；23—斜齿轮；24—前规凸轮；25—螺柱；26、27—垫圈；29—度盘；31—支杆；32、33—咬纸牙；34—前传纸滚筒体；35—铜销；36—恒力凸轮；37—销；38—盖；39—杆；40—弹簧；41—隔套；42—平衡轴；43—支板；44—摆杆；45—定位套

### 12.3.3 传纸滚筒

在机组式对开四色胶印机中,纸张需要在各色机组之间传递。在传递过程中,应保证纸张从前一排咬纸牙向后一排咬纸牙传递时准确、可靠,这是套印准确和避免机器故障所必需的。传纸滚筒的作用就是使纸张在各色机组之间准确、可靠地传递。传纸滚筒采用齿轮传动,具有很高的传纸精度。为了调整、维修的方便,使走纸路线有一定的长度,以延长油墨干燥时间,避免串色。在两色机组之间常采用三滚筒(或更多)传纸,但应注意两色机组之间的传纸滚筒数目应为奇数,否则将导致纸张印刷面翻转。

图 2-1-260 所示为四色胶印机前传纸滚筒结构,滚筒的动力来自上电机,经皮带、齿轮传动至斜齿轮 23。在滚筒轴端操作面墙板外侧安装有主凸轮 3(递纸凸轮)、副凸轮 2(递纸复位凸轮)、开分凸轮 4(互锁机构控制凸轮)和恒力凸轮 36。在墙板内侧还安装有递纸机构开闭牙凸轮 7。在传动面墙板外侧轴上安装有前规控制凸轮 24。这些凸轮分别控制纸张的传递和定位。

图中 A-A 视图所示为叼纸牙机构, H-H 视图所示为叼纸咬纸力调节机构。这些机构的原理和结构与压印滚筒咬纸牙结构相同。

## 12.4 卷筒纸胶印机

卷筒纸胶印机是用纸卷以纸带的形式连续供纸、完成印刷及折页等工艺过程的印刷机。它具有生产效率高、印刷质量好、适应性强等特点。在书籍、期刊、报纸、商业广告等印刷领域得到了广泛的应用。

卷筒纸胶印机种类繁多,各种机型的结构组成也不尽相同,但基本的组成应包括输纸系统、印刷机组、传动部分和折页裁切机构等。

B-B 型胶印机是卷筒纸胶印机中应用比较广泛的一种机型。这种机型有两个印版滚筒和两个橡皮滚筒,纸带从两个橡皮滚筒中间穿过进行印刷,没有压印滚筒。印刷时,两个橡皮滚筒既是转印滚筒,又互相为压印滚筒。B-B 型胶印机有水平走纸和垂直走纸两种滚筒排列方式,并且有全张纸卷、对开纸卷及四开纸卷宽度类型。

### 12.4.1 卷筒纸胶印机布局与装配图

图 2-1-261 和图 2-1-262 所示分别为卷筒纸胶印机的布局和装配图。

卷筒纸胶印机每个机组有下、下印版滚筒和上、下橡皮滚筒组成,纸带从两橡皮中间穿过,在合压时两橡皮滚筒对滚将上下印版滚筒上的图文经橡皮转印在纸张上,因此俗称 B-B 型印刷机。

卷筒纸胶印机的离合压驱动机构多采用气动机构,图 2-1-262 中件 1 为离合压用气缸。全机润滑采用雨淋式,因此,由油泵送油经过过滤器送到每个滚筒轴承及各轴套上。

输水和输墨布局上、下色基本相同,只是下色组输墨是从下向上,其油墨流动性不如上色优越。

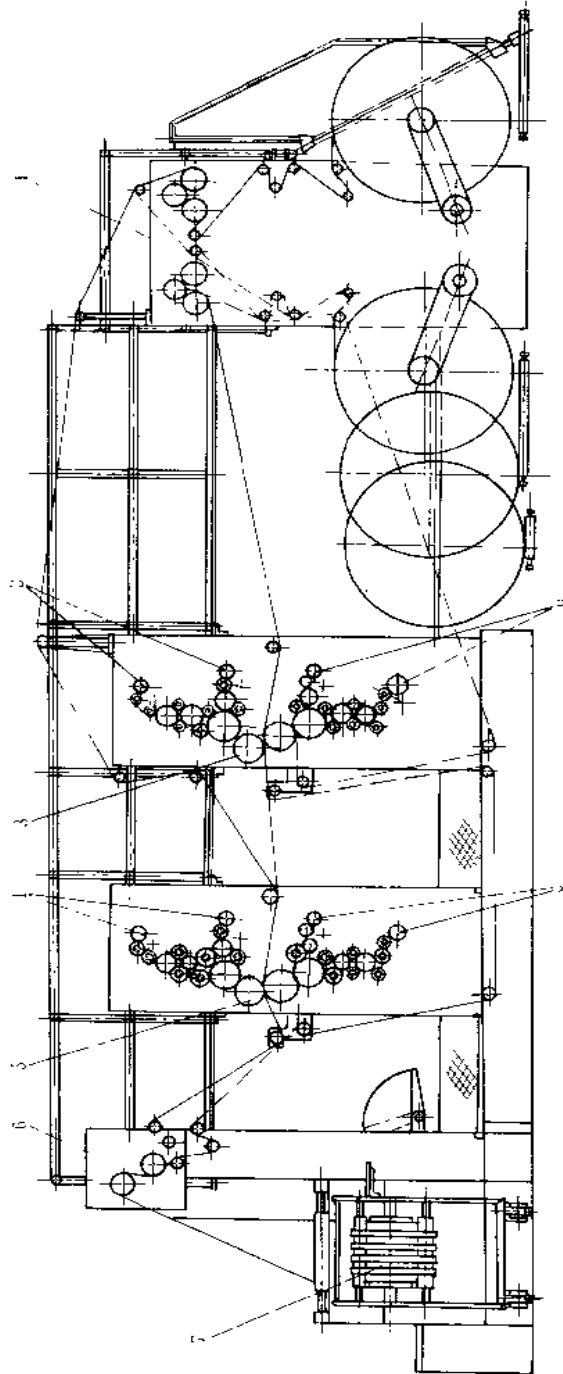


图 2-1-261 卷筒纸胶印机布局

1—输纸系统；2—第一色组上色输墨装置；3—第一色组印刷装置；4 第一色组下色输墨装置；  
 5—第二色组印刷装置；6 纵折机构；7—横折机构；8—第二色组下色输墨装置；9—第一色组下色输墨装置

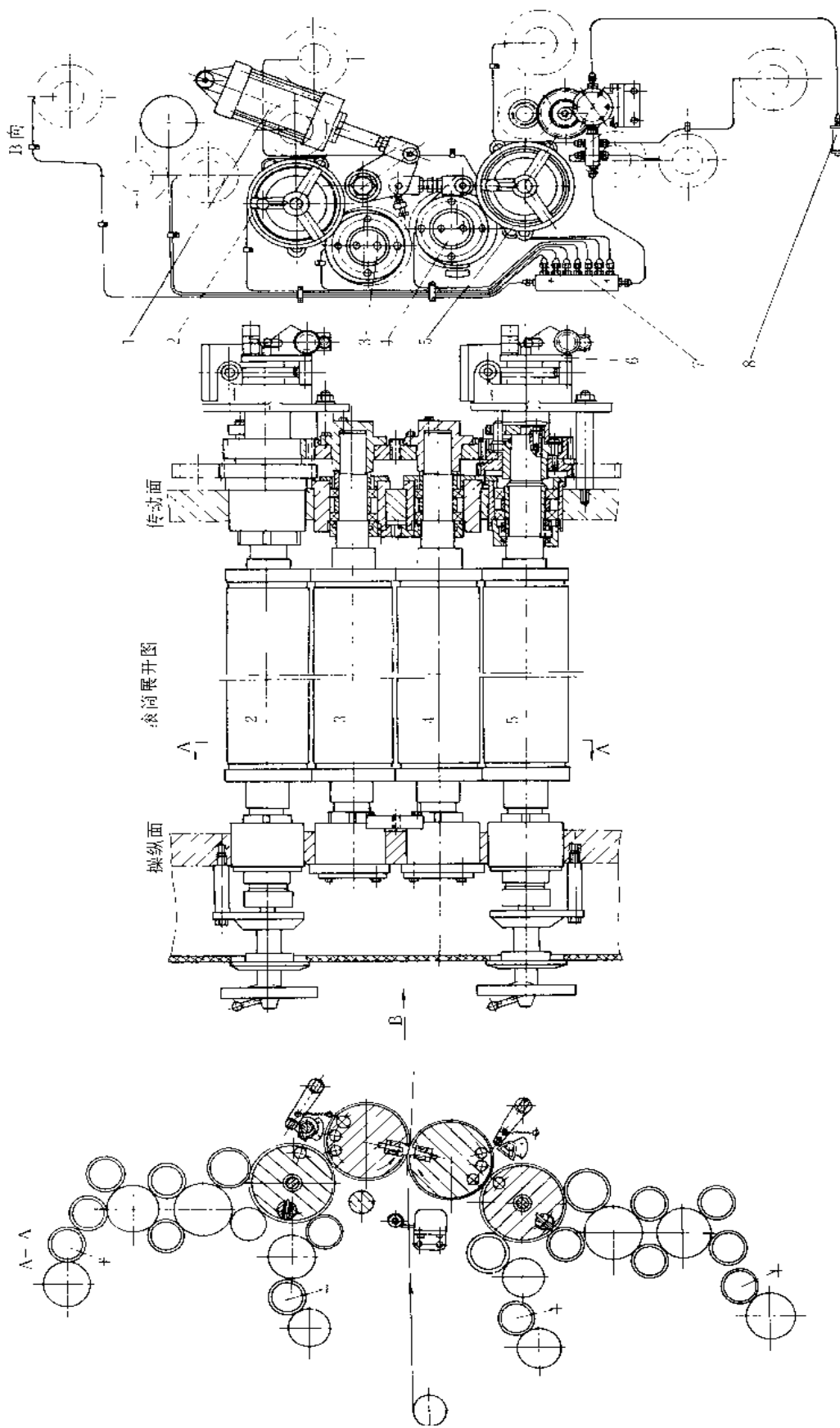


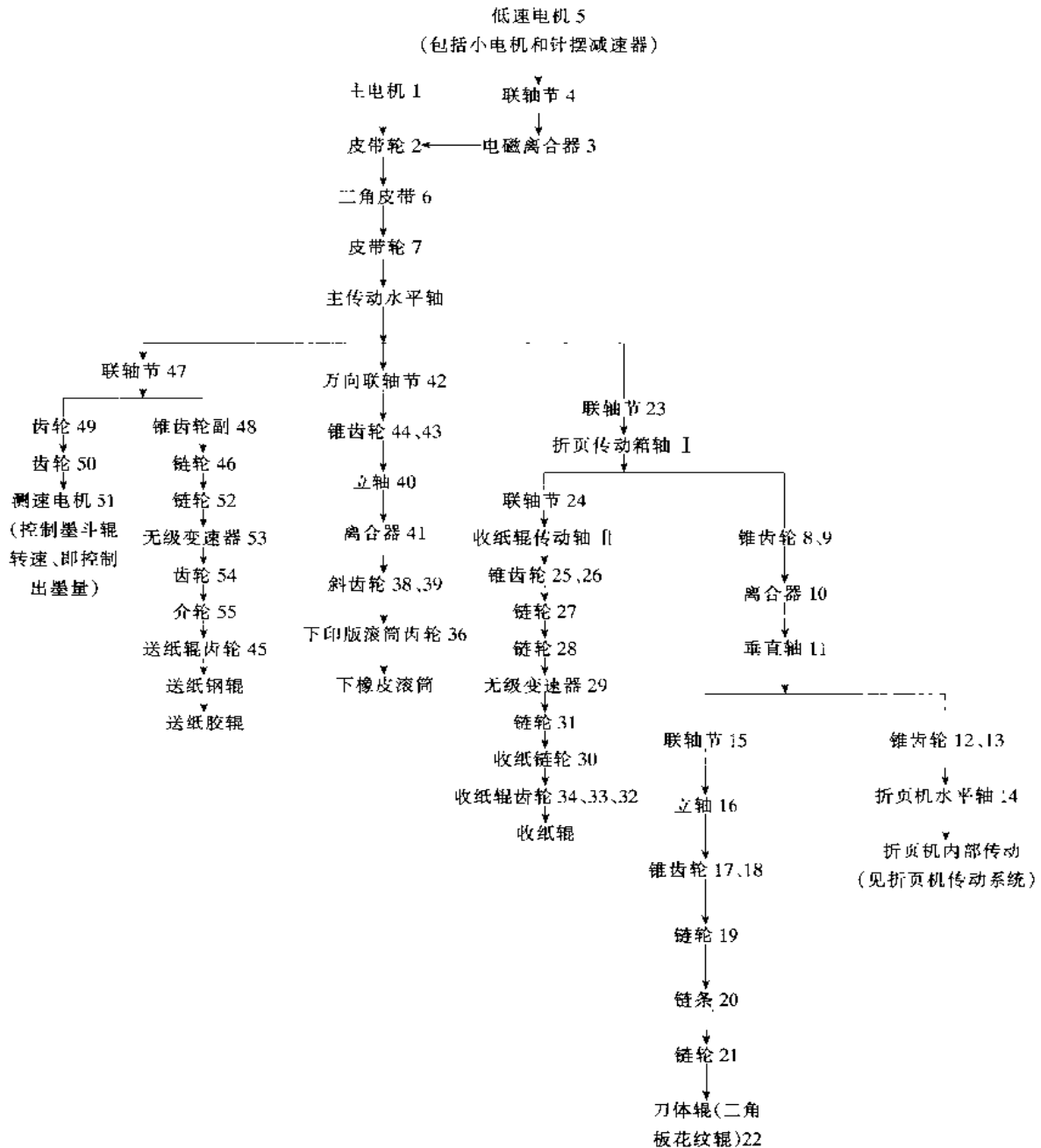
图 2-1-262 印刷机组装配图

1—气缸；2—上印版滚筒；3—上橡皮滚筒；4—下橡皮滚筒；5—下印版滚筒；6—电动机板；7—润滑控制器；8—过滤器

### 12.4.2 传动系统

各种不同结构形式的卷筒纸胶印机，其传动系统的形式也不完全相同。常用的 B-B 型水平走纸的卷筒纸胶印机，其传动系统分为两种：一种是低速传动，用于穿纸、擦洗或装卸印版和橡皮等辅助工作；另一种是高速传动，用于印刷产品时的传动。高速传动应包括主传动（即印刷部分的传动）、给纸机的传动（即送纸辊传动和测速电机）、折页机的传动以及收纸辊的传动等。

图 2-1-263a 所示为机组式水平走纸的 B-B 型卷筒纸胶印机的传动系统图。其传动路线为：





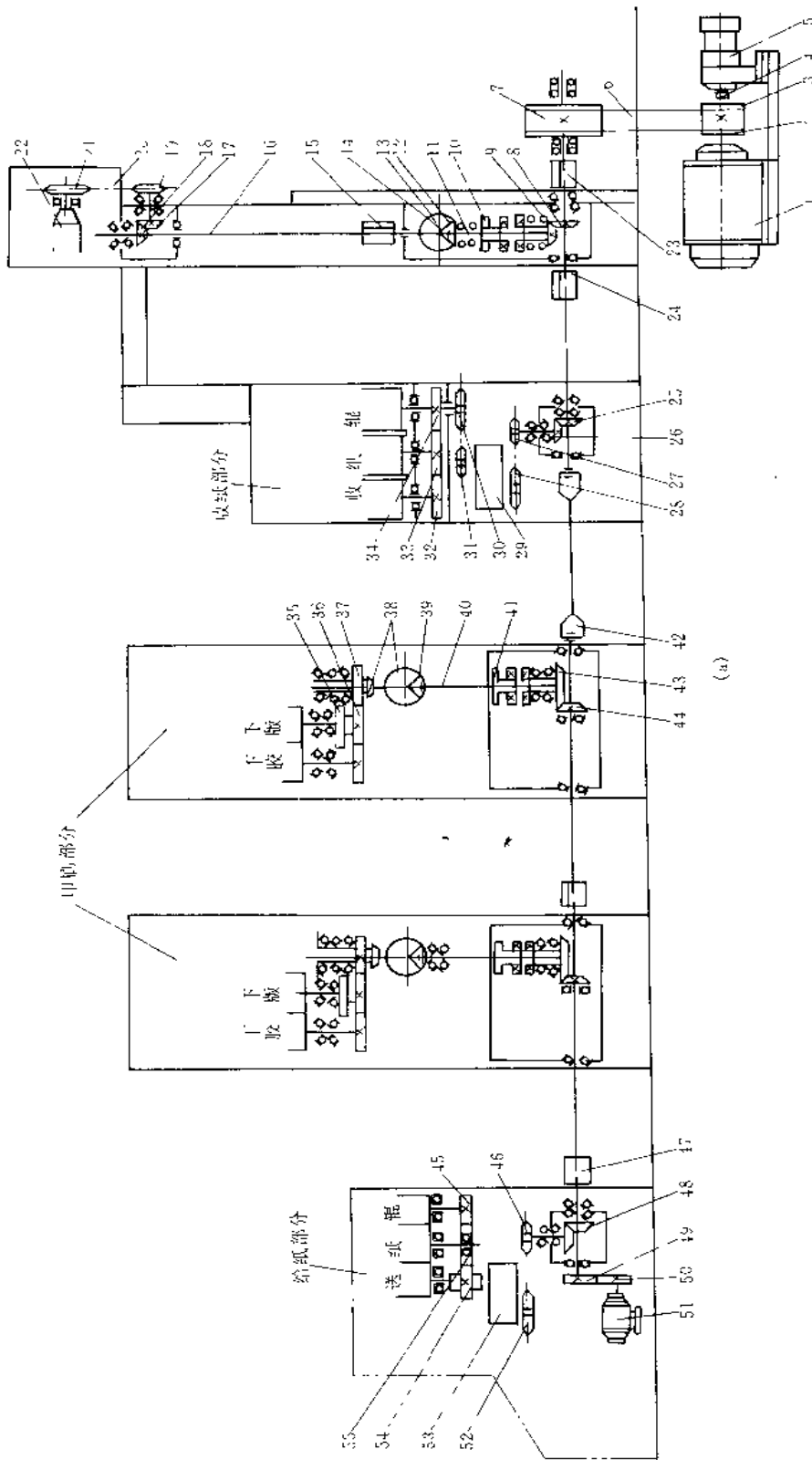
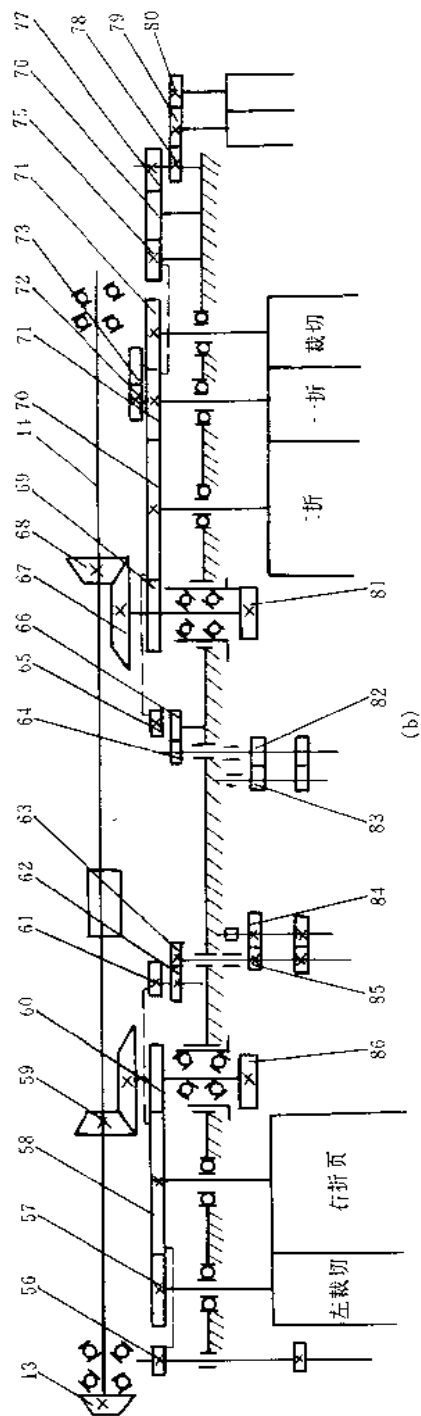


图 2 1-263 卷筒纸胶印机传动系统 (a)



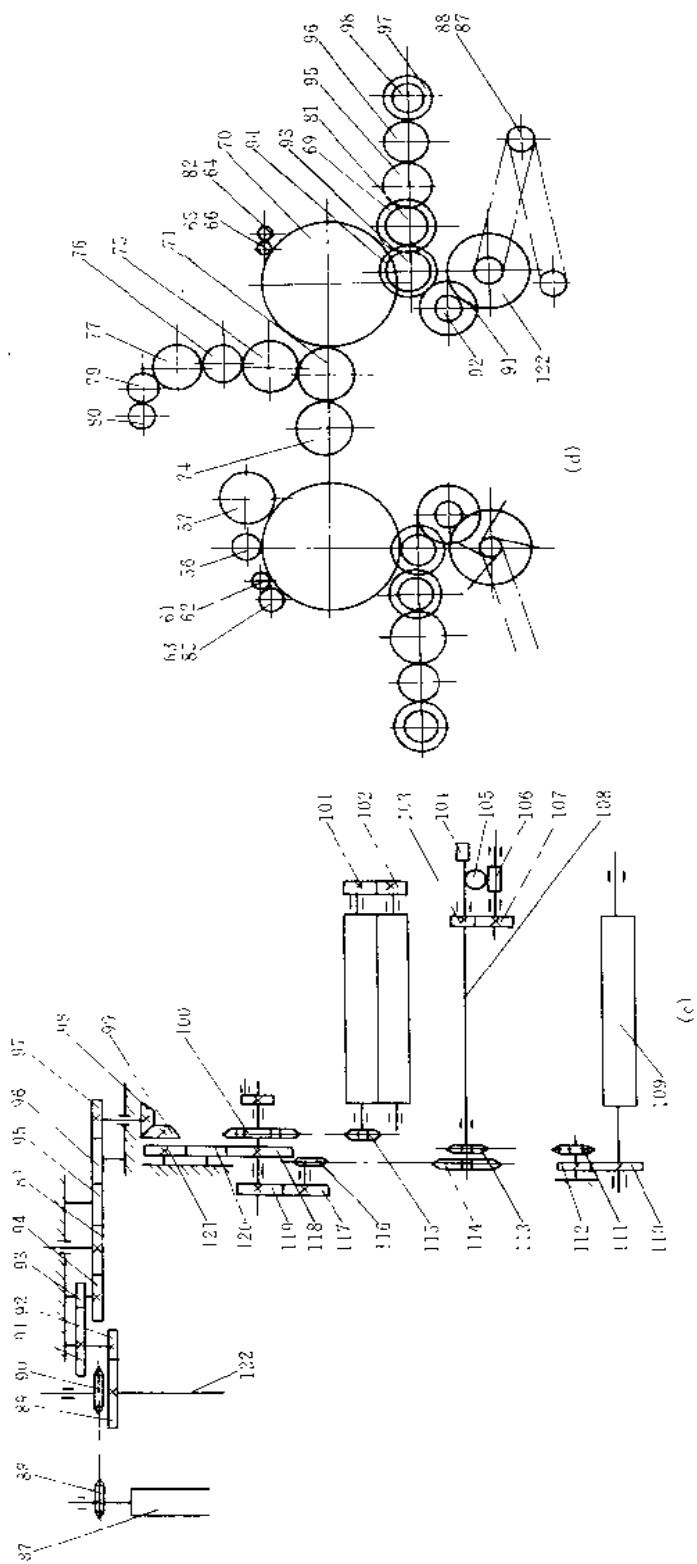
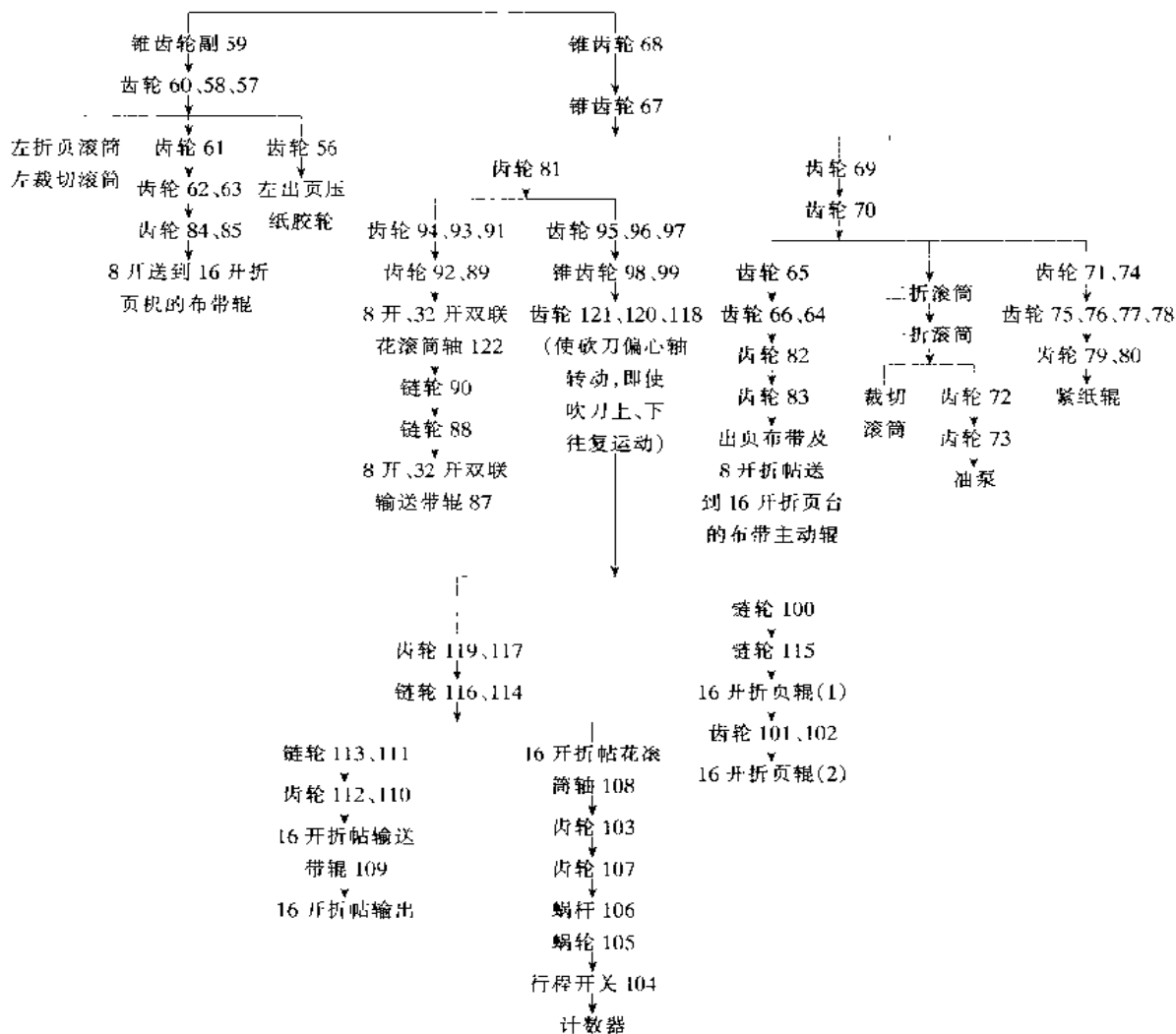


图 2-1-263 卷筒纸胶印机传动系统 (b) ~ (d)

1—主电机；2、7—皮带轮；3—电磁离合器；4、15、23、24、47—联轴节；5—低速电机；6—三角皮带；8、9、12、13、17、18、25、26、38、39、43、44、48—圆锥齿轮；10、41—离合器；11—垂直轴；14—折页机水平传动轴；16—立轴；19、21、27、28、30、31、46、52—链轮；20—链条；22—三角板花纹辊；29、53—无级变速器；32、33、34—收纸辊齿轮；35、37、49、50—齿轮；36—滚筒齿轮；40—主轴；42 万向联轴节；45、54、55—送纸辊齿轮；51 测速电机；56~58、60~66、69~86、89、91~97、101、103、107、110、112、117~121—惰轮；59、67、68、98、99—锥齿轮；88、90、100、111、113~116—惰轮；87—八开、三十开双联输送带；108—十六开折帖花滚筒轴；109—十六开折帖输送带；122—八开、二十二开双联花滚筒轴；104—行程开关；105、106—蜗轮、蜗杆

图 b、c、d 所示为折页机传动系统，其传动路线为：

折页机水平轴 14



### 12.4.3 折页装置

卷筒纸胶印机印刷完的纸带经过各种导纸辊输送到折页装置中完成所需印品的各种折页工艺。目前在各类卷筒纸胶印机上配置的折页装置可分为三滚筒、四滚筒或五滚筒型的滚折式折页机构，也有专为印刷报纸的冲击式折页机构。

图 2-1-264 所示为二滚筒型折页机构、三滚筒型滚折式折页机构主要由纵折和纵切机构、横折和横切机构组成。

1) 纵折和纵切机构包括纸带驱动辊 2、压纸轮 1、圆盘刀 3、三角板 4、导纸辊 5 及拉纸辊 6 组成。纸通过三角板以三角板尖横向向两侧转  $90^\circ$ ，形成纵折，中间可切开或不切开、搬动手把 21 可将圆盘刀抬起即不进行纵切。

在三角板两侧边钻有很多小孔，用管子通入压缩空气，从三角板两侧面向外吹气，这样当纸带经过两边折缝时，纸带被空气吹起减少与三角板两侧边的摩擦，既防止了蹭脏图文面又降低了静电的产生。

如图所示，纸带在进入折页机构时张力要保持稳定，因此在走纸路线上安装了一组纸带驱动辊（三根）23，转动手轮 20 可以纵向调节纸带进入折页机的准确位置。转动手轮 22 可以分别调节压纸轮 1（图 a 中左右两个）与驱动辊之间的压力，或者调节圆盘刀的高低位置。

2) 横折与横切机构由裁切滚筒 14、一折滚筒 7、二折滚筒 8、十六开右折刀 9、输送带 10、八页右出帖 11、十六页右出帖 12、花滚筒 13、八页左出帖 15、十六页左出帖 16、左裁切滚筒 19 和左折页滚筒 18 组成。该折页机可完成八页、十六页、三十二页（须调滚筒角度）的报纸、杂志和书籍的折页。

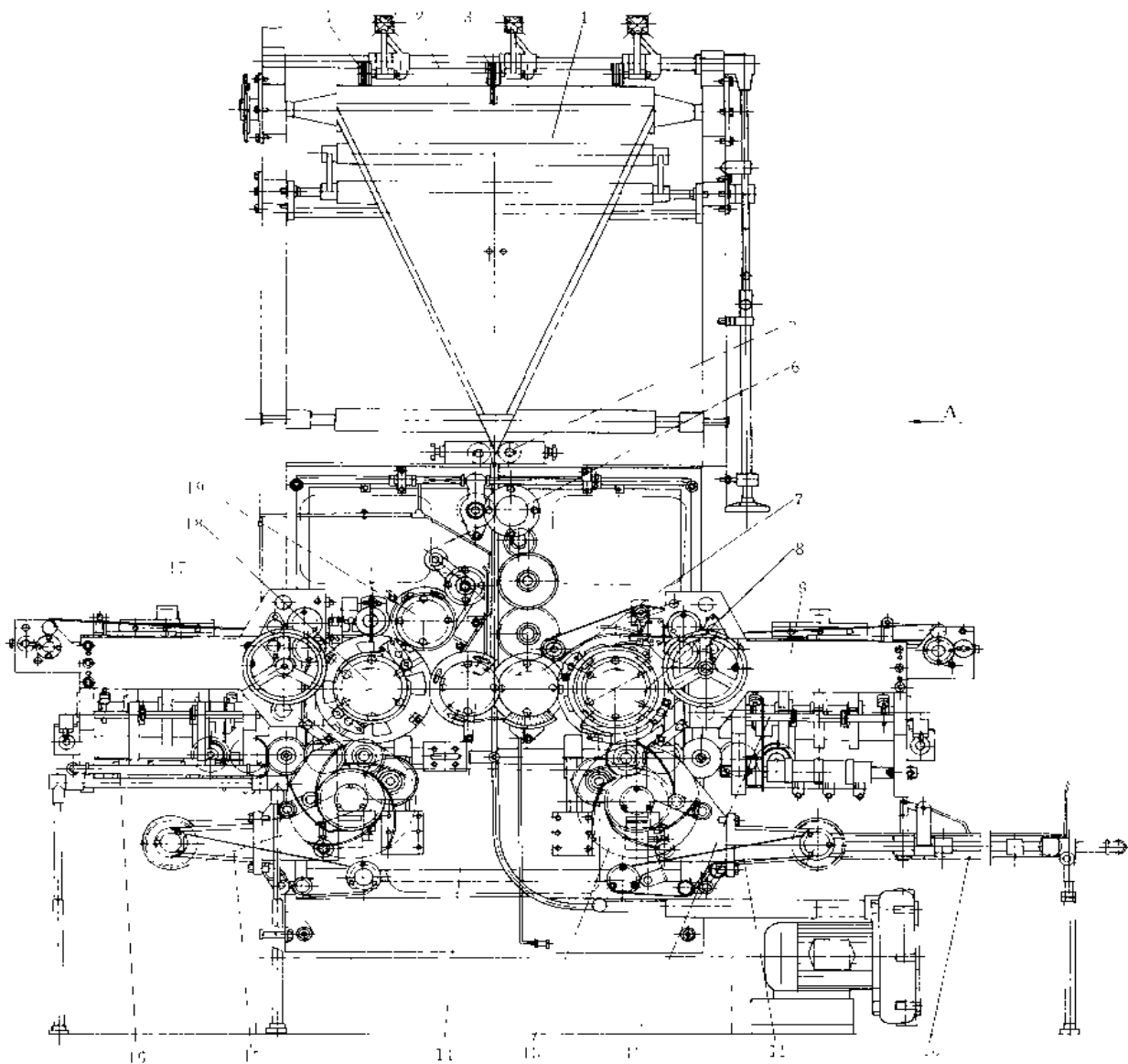


图 2-1-264 三滚筒型折页机构（一）

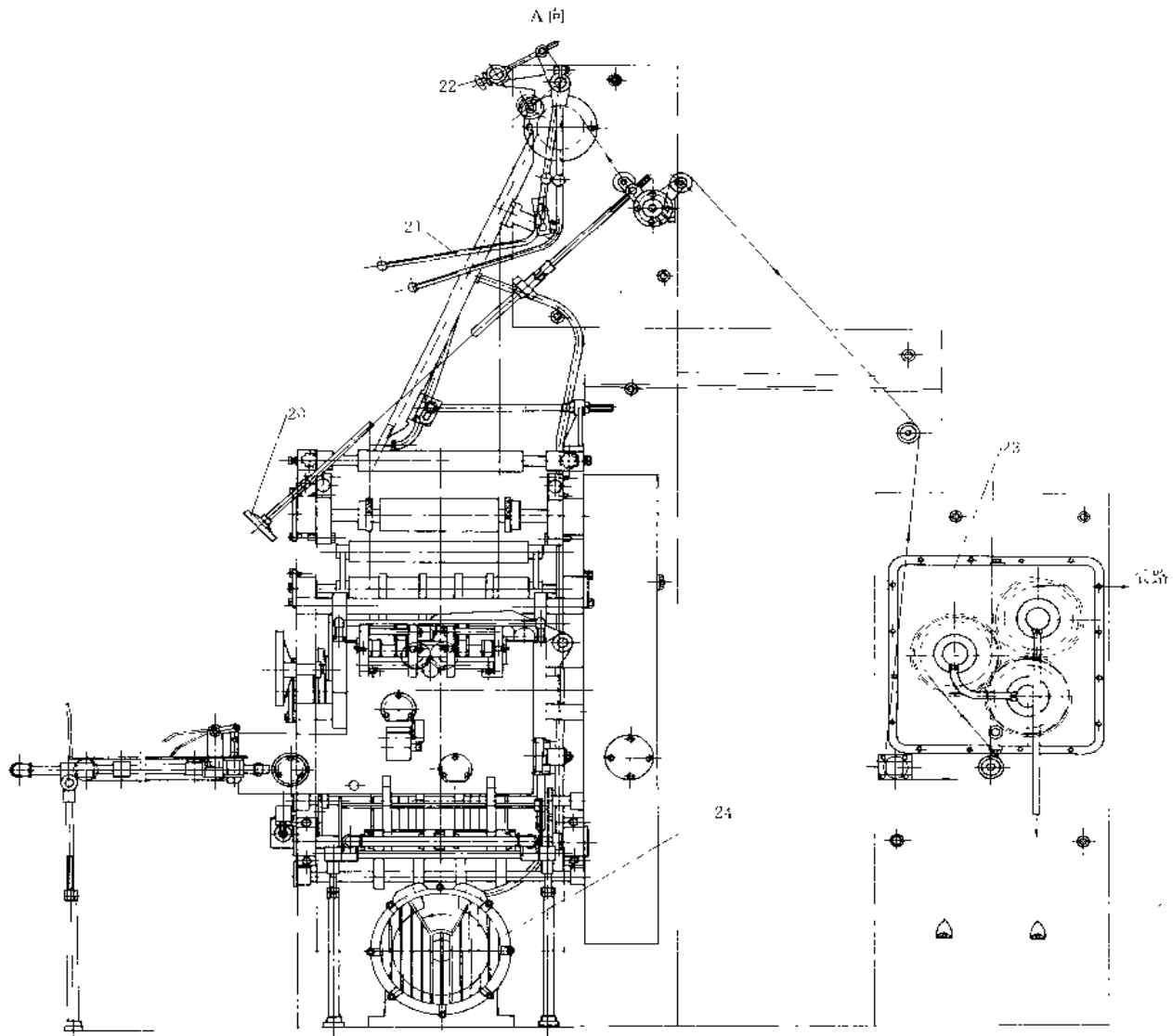


图 2-1-264 三滚筒型折页机构 (二)

- 1—压纸轮；2—驱动辊；3—圆盘刀；4—三角板；5—导纸辊；6—拉纸辊；7—一折滚筒；  
 8—二折滚筒；9—十六页右折刀；10—输送带；11—八页右出帖；12—十六页右出帖；  
 13—花滚筒；14—裁切滚筒；15—八页左出帖；16—十六页左出帖；  
 17—十六页左折刀；18—左折页滚筒；19—左裁切滚筒；20、  
 22—手轮；21—手把；23—纸带驱动辊组；24—气泵

纸带经过纵折后由拉纸辊送至横切与横折机构中，先由裁刀滚筒的钢针挑住纸带并随滚筒转动，然后由裁刀横向将纸带切断，（有折页滚筒配合），并由折刀把已裁切下来的纸带塞入折页滚筒的夹板完成横折工艺、分几次进行。

图 2-1-265 所示为裁切滚筒（图 2-1-264 中的件 14）结构，其作用是切断纸带并进行横切，将印好的纸带折成八开折帖。裁切滚筒由裁刀机构、折刀机构和钢针机构组成。裁切滚筒的转动动力由一折滚筒齿轮传给齿轮 7，带动裁切滚筒转动。

裁刀机构由刀座 21、裁刀夹 22、裁刀 23 及弹簧等组成，完成裁断纸带的工作。裁刀 23 固定在裁刀座 21 上，裁刀伸出滚筒的高低可由螺钉 20 调节。

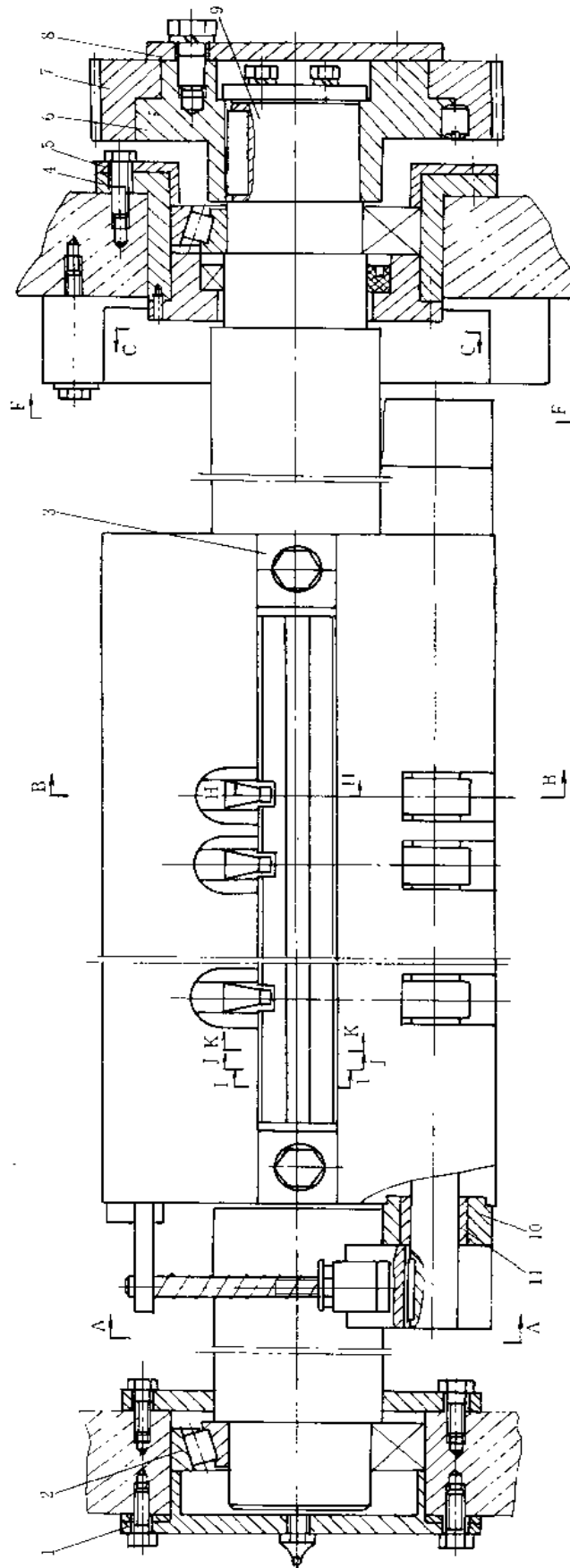
折刀机构的作用是为二折滚筒配合完成八开折帖的折页。该机构由刀夹 12 和 14、折刀 13、螺钉 15、弹簧 24 等组成。在折页过程中，弹簧 24 的作用是保证折刀的复位。折刀可以在滚筒体上整体移动，以保证折缝位置准确和折缝不歪斜。

钢针机构的作用是扎住裁断的纸带，并带着纸带继续前进。钢针机构由钢针 25、钢针摆杆 26、滚子 17、针轴 18、摆杆 19、弹簧 29、凸轮 30 等组成。钢针 25 的伸缩由凸轮 30 的曲线控制。滚子 17 在弹簧 29 的作用下保持与凸轮曲线的接触。当滚子 17 与凸轮曲线的高点（或低点）接触时，使摆杆 19 摆动，并带动针轴 18 转动，从而使钢针摆杆 26 摆动，实现钢针的伸缩运动。伸缩的时间可松开固定凸轮 30 的螺栓 31，转动凸轮 30 进行调整，调好位置后拧紧螺栓 31 即可。

图 2-1-266 所示为一折滚筒（图 2-1-264 中的件 7），其主要作用是与裁切滚筒配合切断纸带，并将裁断的纸带折成八开折帖并交给二折滚筒。

一折滚筒两端由轴承 3 支承，动力由二折滚筒齿轮传给一折滚筒齿轮 12，并经齿轮 12 传给裁切滚筒。

一折滚筒由折刀机构、折页夹板及控制凸轮等组成。折刀机构与裁切滚筒上的折刀机构相同。刀垫 19 用螺钉固定在刀垫体 18 上，并一起固定在滚筒 13 上。夹板机构由夹板轴 7、夹板 23、固定夹板 22、滚子 9 和凸轮 10 等组成。当滚筒转动时，滚子 9 随滚筒转动并沿凸轮 10 的内曲线运动。摆杆 8 由压簧 16 支撑。滚子 9 在固定在墙板上的凸轮 10 内曲线上运动时，通过摆杆 8 使夹板轴 7 摆动，因夹板 23 固定在夹板轴 7 上，故夹板也随之摆动，从而在夹板 23 和固定夹板 22 开合运动时，将裁下的纸带折成八开折帖。夹板的开合应与裁切滚筒折刀配合，可通过调节凸轮 10 的位置来调节。折刀 21 将与二折滚筒夹板配合完成十六开双联折帖折页。再水平横向转位至三折裁、折滚筒完成三十二开折帖折页。二折裁、折滚筒结构与一折相似。





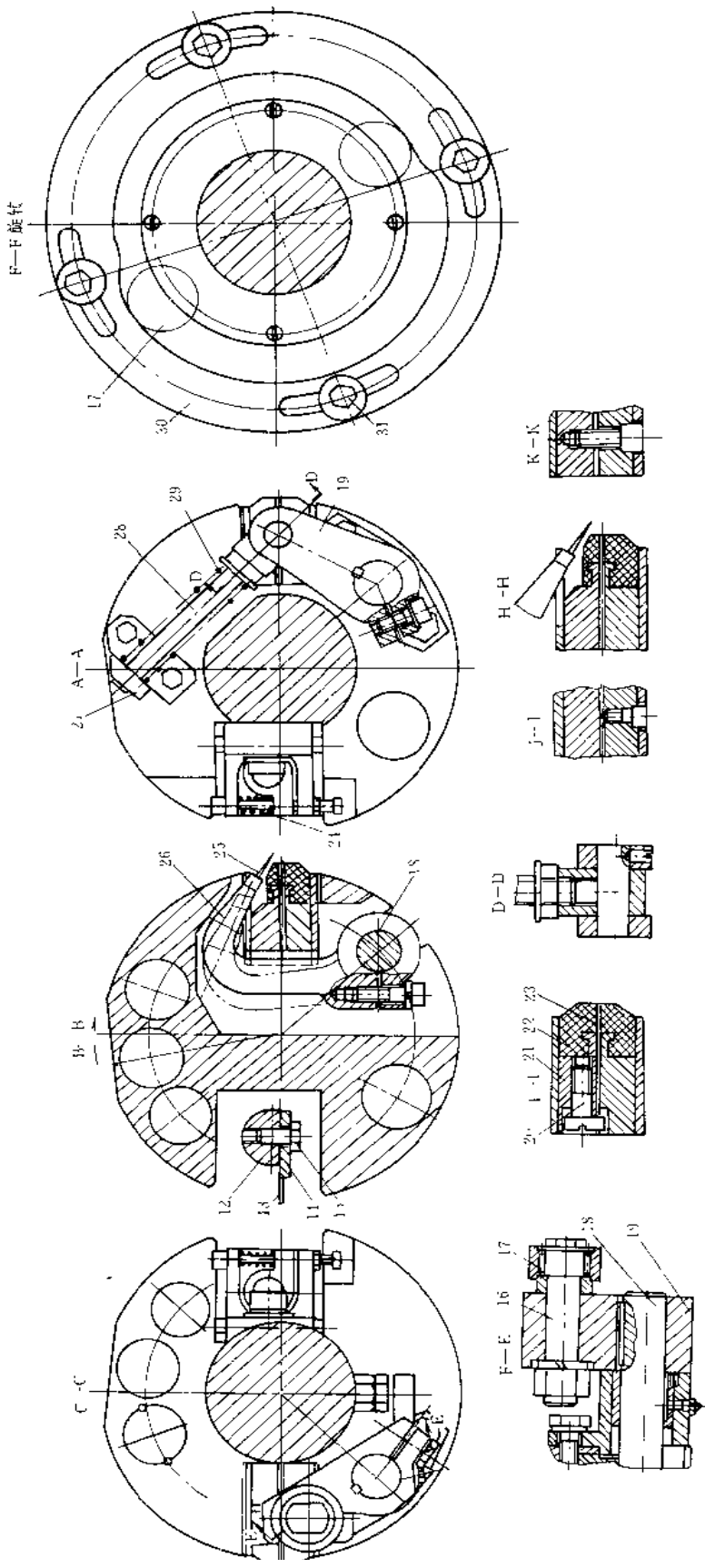


图 2-1-265 裁切滚筒结构

- 1—端盖; 2—轴承; 3—裁刀座; 4、10—轴承座; 5、8—压盖; 6—轮毅; 7—内轮;
- 9—裁切滚筒; 11—铜套; 12、14—折刀; 13—折刀; 15、20—螺钉; 16—滚子轴;
- 17—滚子; 18—针轴; 19—摆杆; 21—裁刀座; 22—裁刀架; 23—裁刀; 24、29—
- 弹簧; 25—钢钉; 26—钢钉摆杆; 27—支架; 28—黄杆; 30—凸轮; 31—螺栓

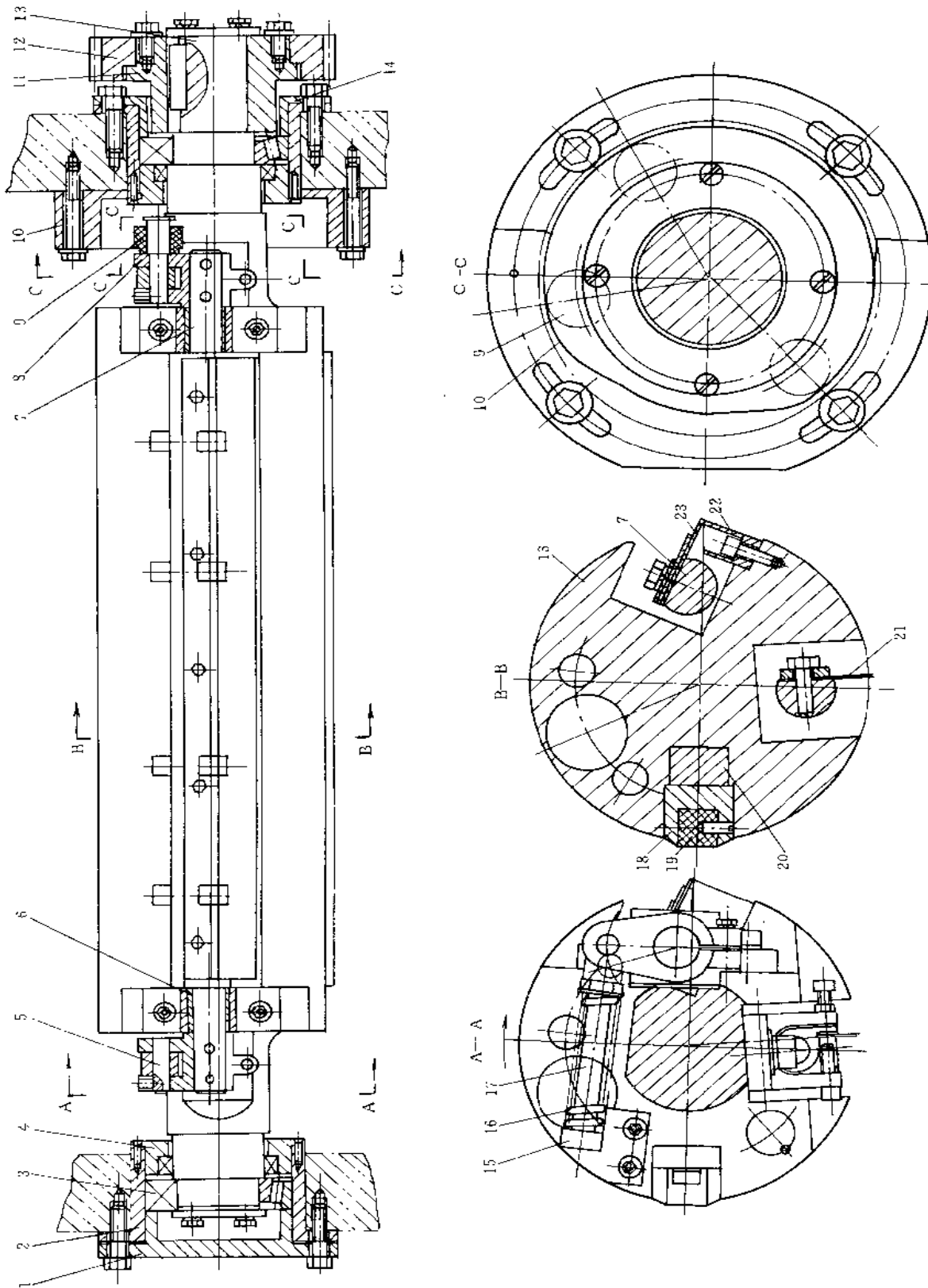


图 2-1-266 折滚筒结构

- 1、4、14—压盖；2—轴承座；3—轴承；5—衬轴；6—铜套；7—铜套；8—摆杆；9—滚子；10—凸轮；11—轮毅；12—齿轮；13—折滚筒；15—簧座；16—簧片；17—簧片；18—刀垫；19—刀垫；20—平衡块；21—平衡块；22—平衡块；23—头板

#### 12.4.4 十六开附加折页机构

卷筒纸胶印机要完成书刊印刷品时,要进行十六开附加折页。当纸带经纵折裁切后经过一次横折(八开八页),将其输送到十六开附加折页机构中经过定位后在静止状态下进行十六开纵折(十六开十六页),即可完成杂志折页。十六开附加纵向折页机构有两种结构形式,一种是十六开附加冲击式折页机构,另一种则是十六开附加刀式折页机构。

##### (1) 冲击式折刀机构

图 2-1-267 所示为冲击式折刀机构。折刀的中心轴 8 由折页机传动系统中的齿轮 15、14 与齿轮 16 啮合而转动。轴 8 两端用轴承、轴承套 12 将其装于轮轴座 2 和 13 之中。在中心轴 8 两端固定有刀杆 5 和 6,在刀杆下端安装有折刀轴 17,在其上装有刀架 18 和刀片 19 及齿轮 21。当轴 8 转动时,折刀轴 17 带着折刀片绕轴 8 转动,同时齿轮 21 经介轮 22 与齿轮 4 啮合,齿轮 4 与固定在轮轴座 2 上齿轮座 23 固连,故齿轮 4 固定不转,因此形成了齿轮 21 自转,即形成了折刀轴 17 的转动,从而使折刀 19 形成了自转运动。所以冲击式折刀 19 形成了既绕中心轴 8 公转,又绕刀轴 17 自转的行星运动。由于该机构设计时齿轮 4 是齿轮 21 齿数的两倍,刀杆 5 与折刀 19 长度相等,因此就形成折刀垂直向下运动完成十六开的附加折页。

##### (2) 冲击式折页机构

冲击式折页机构完成纸带经过一次横折后的纵折工艺,它是书刊印品的必备设备,其结构如图 2-1-268 所示。

折刀机构 10 将在纸台 14 上定位后的八开折帖从上向下塞入两折页辊 12 和 13 之间,通过两压条 17 压平折缝,在两折页辊的转动中将已折成十六开的折帖送入花滚筒 22 上的叶片 21 中,花滚筒转动时将十六开折帖掉放在输送带上送走。花滚筒 22 的转动是从折页机传动系统中得到动力。如 B-B 视图所示,传动系统中的锥齿轮副 47 的转动经锥齿轮 48 以及一系列的传递之后,使花滚筒轴 36 转动完成折帖输出。

两折页辊 12 和 13 由齿轮啮合转动,其动力是齿轮 49 带动齿轮 16 和折页辊轴端齿轮 15 转动,然后由折页辊 13 轴端齿轮 30 与折页辊 12 轴端齿轮 43 啮合传动,使两折页辊对滚时将十六开折帖输出。两折页辊 12 和 13 的压力可以通过调整螺母 8 改变弹簧 6 的压力来调节。拧动螺母 3 使螺纹轴 5 向左或向右移动,改变两折页辊之间的间隙,适应于纸厚变化。手轮 1 可调节折缝的对中线。

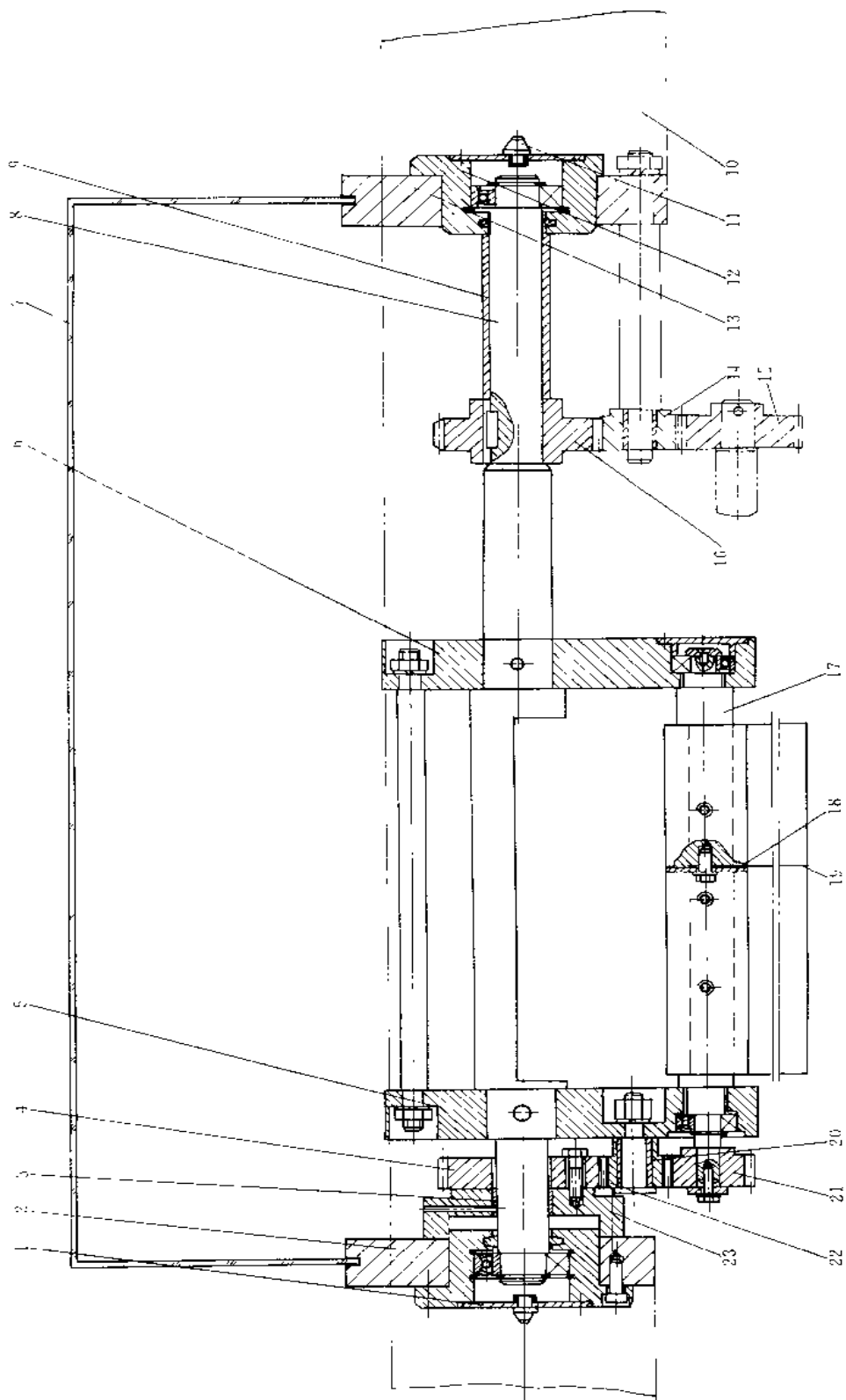


图 2-1-267 冲击式折刀机构

1—盖；2、13 轮轴体；3—钢套；4、14~16、21—齿轮；5、6—刀杆；7 有机玻璃罩；8—中心轴；9—轴套；  
10—外端板；11—油嘴；12—轴承套；17—折刀架；18—刀架；19—刀片；20—轴承；22 介轮；23—齿轮座

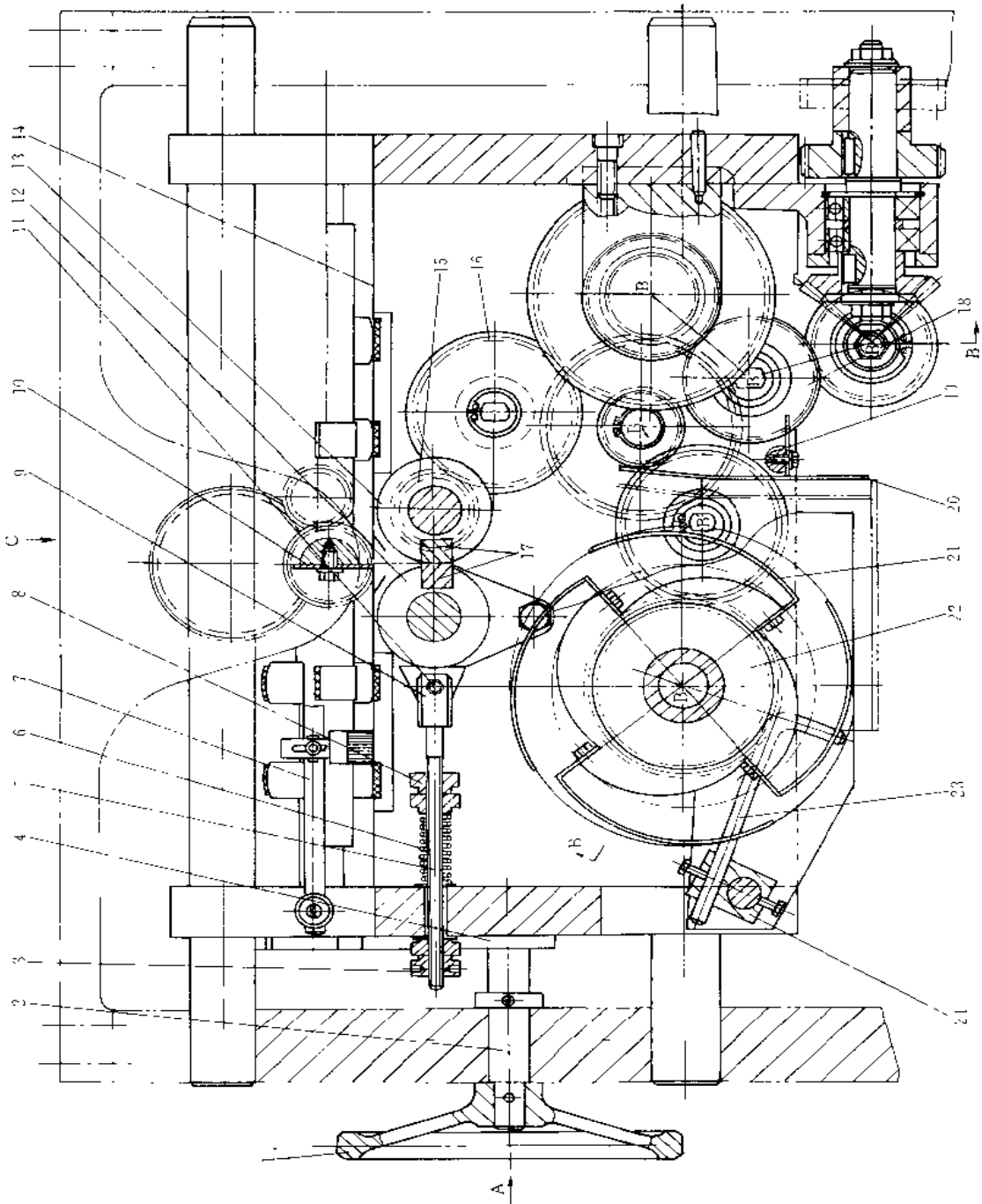


图 2-1-268 冲床式折页机构 (·)

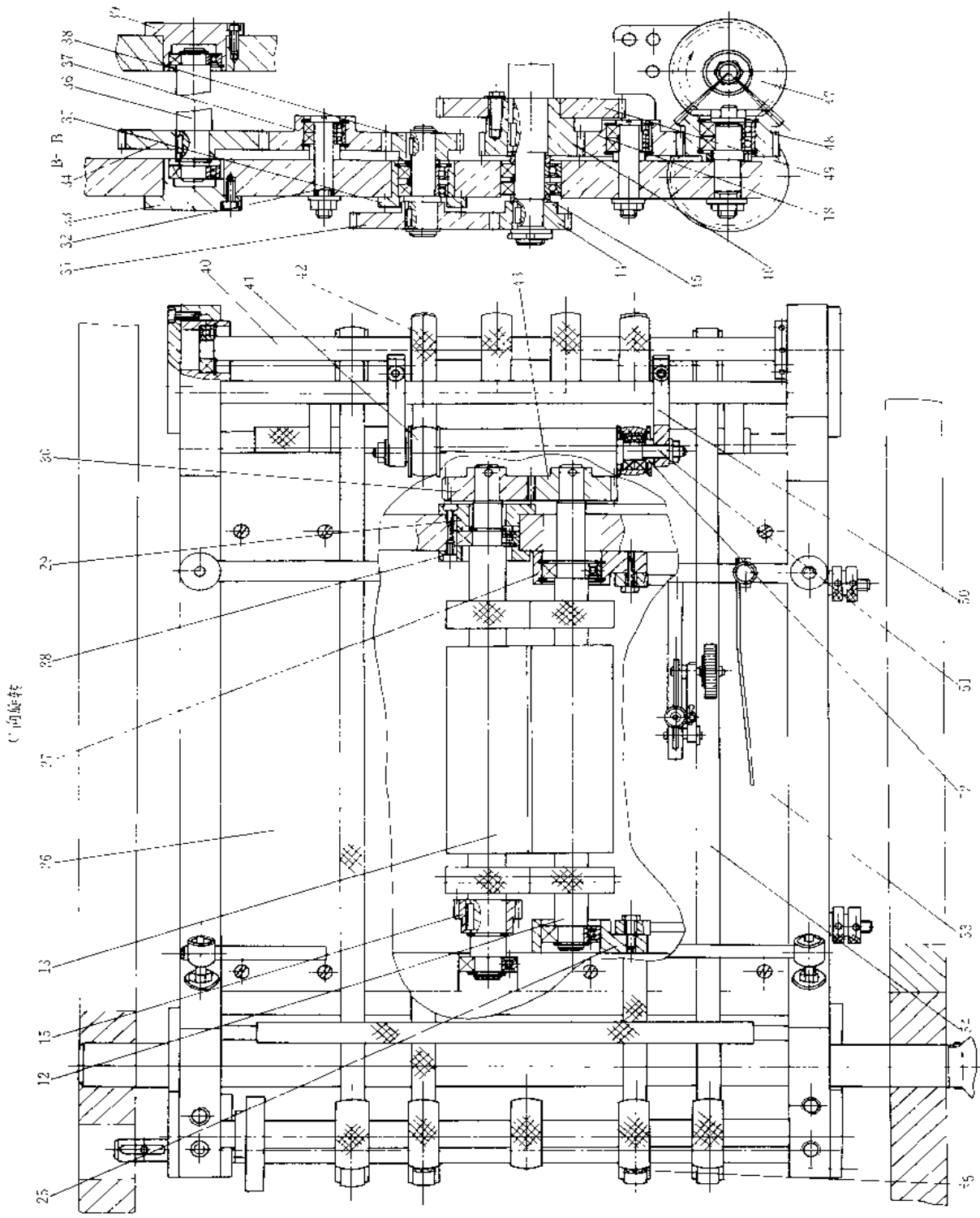


图 2.1.268 冲击式折页机构 (二)

1 下轮; 2 丝杠; 3、4 螺母; 5 螺旋轴; 6 弹簧; 7 压纸毛刷; 8 调整螺母; 9 调整杆; 10 切刀机构; 11 销轴; 12、13、13'-折页板; 14 纸台; 15、16-顶轮; 17 压条; 18 介轮; 19-托轴; 20-后挡板; 21-叶片; 22-花滚筒; 23-弯杆; 24 紧块; 25、27-调整体; 26、53-镀锌板; 28 压卷; 29、33、39-端盖; 30、31、34、37、38、43、44、46、48、49-内轮; 32 轮轴; 35-轴承套; 36-花滚筒轴; 40-轴; 41-滚套; 42-布带轮; 45-轴; 47-链齿轮副; 50-支板; 51-销轴; 52-隔套; 54、55-布带

## 13 采、掘、运输、建筑、公路等工程机械

### 13.1 凿岩机

#### 13.1.1 气动凿岩机

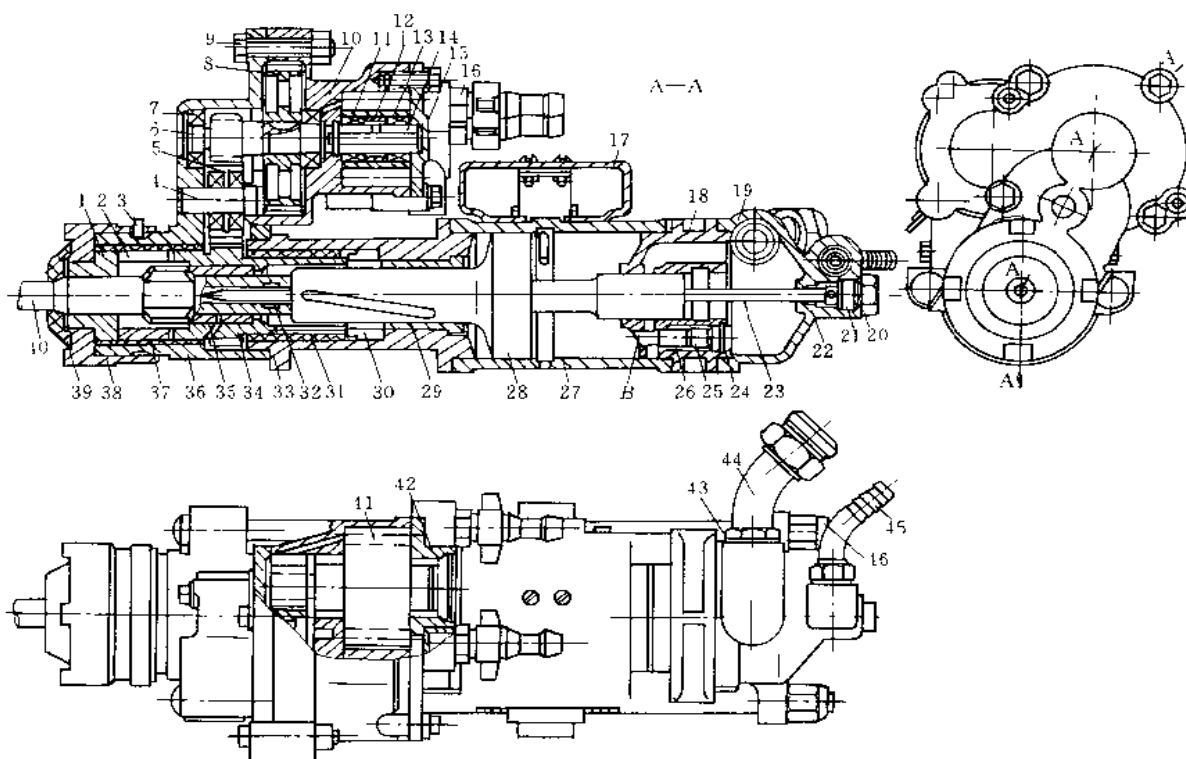


图 2-1-269 YGZ-90 型导轨式凿岩机结构

1—导向套；2—卡套；3—弹簧卡圈；4—芯轴；5—齿轮；6—轴齿轮；7—滚珠轴承；8—齿轮；9—螺栓；10—气动马达；11—滚针轴承；12—隔圈；13—齿轮；14—销轴；15—盖板；16—风管接头；17—排风罩；18—配气体；19—柄体；20—密封圈；21—进水螺塞；22—水针胶垫；23—水针；24—挡圈；25—启动阀；26—弹簧；27—气缸；28—活塞；29—铜套；30—垫环；31—衬套；32—密封圈；33—联接体；34—转动套；35—钎尾套；36—机头；37—衬套；38—机头盖；39—防水罩；40—钎尾；41—双联齿轮；42—盖板；43—长螺杆；44—风管接头；45—水管接砂；46—螺母

图 2-1-269 所示为 YGZ-90 外回转导轨式气动凿岩机，它是针对内回转凿岩机存在转钎零件易于磨损和在节理发达的岩石中钻孔易于卡钎等缺点而研制的。该凿岩机的冲击机构和转钎机构是各自独立的，转钎的速度是可调的。

气动凿岩机对钎子的冲击都是由活塞在气缸中作往复运动来完成的。活塞在气缸中的往复运动依靠配气装置来控制。配气冲击机构由活塞、气缸、导向套及配气装置等组成。图 2-1-270a 所示为被动阀式配气冲击机构活塞冲击行程位置，此时活塞位于气缸左端，配气阀 10 在极左位置。图 b 为被动阀式配气冲击机构活塞返回行程位置，此时活塞位于气缸右端，配气阀 10 处于极右位置。

这种配气冲击机构的优点是：结构简单；对气压及润滑油中杂质的污染敏感性小；气缸体孔路少；容易

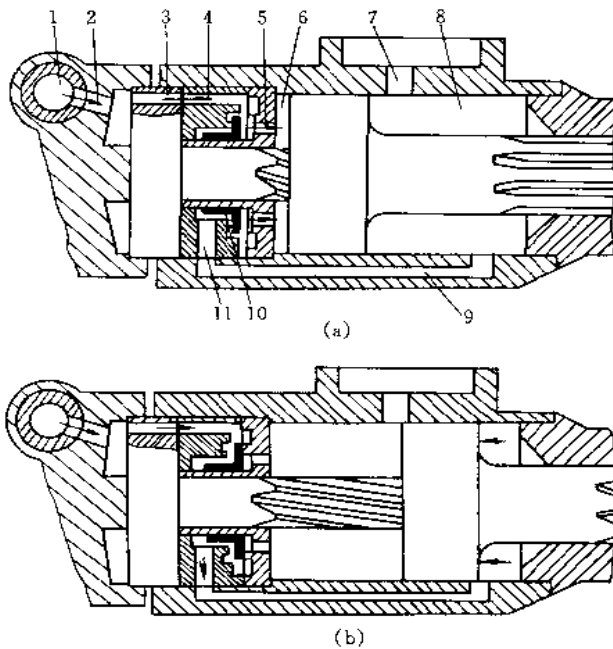


图 2-1-270 被动阀配气原理

1—操纵阀气孔；2—柄体气道；3—棘轮气道；4—阀  
柜轴向气孔；5—阀套气孔；6—气缸左腔；7—排  
气孔；8—气缸右腔；9—返程气道；  
10—配气阀；11—阀柜径向气孔

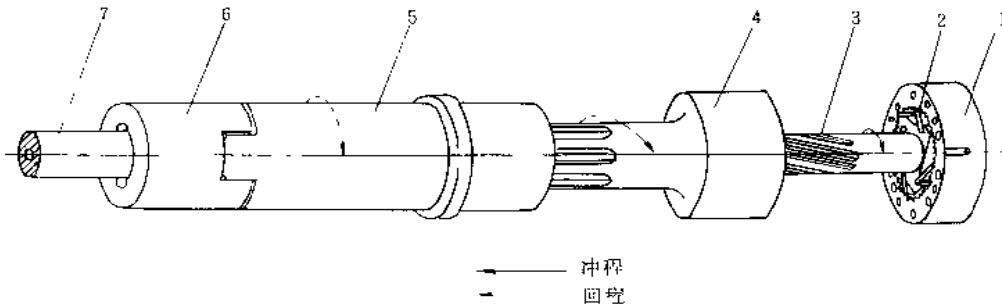


图 2-1-271 回转机构工作原理

1 棘轮；2—棘爪；3—螺旋棒；4—活塞；5—转动套；6—卡套；7—钎尾

提高冲击频率。YGZ-50 凿岩机是采用这种机构。

图 2-1-271 所示为单向转钎机构，它是一种具有单独螺旋棒的内棘轮的转钎机构。螺旋棒与活塞上的螺母组成一右旋螺旋副，活塞杆又通过花键与转动套相连接。活塞冲程运动时，活塞向前运动，活塞内的螺母迫使螺旋棒在棘轮的允许方向转动一个角度。活塞返程运动时，由于螺旋棒在棘爪的限制下不能转动，迫使带有螺母的活塞沿螺旋棒转动一个角度，同时活塞带动转动套、钎尾套和钎杆也转动一个角度，实现转钎。除此之外，还有双向转钎机构和直接在活塞杆上铣螺旋槽的机构。\*

图 2-1-272 所示为独立回传的转钎机构。当气动马达 9 工作时，带动大齿轮 8 转动，它又将运动传递给轴齿轮 6，再通过齿轮 5 驱动转动套 10 回转，转动套再通过其端面齿带动其卡套 2 和钎杆转动。由于气动马达可以正反转动，所以带动钎尾 13 也能正反转动，这样便于钎杆的连接和拆卸。



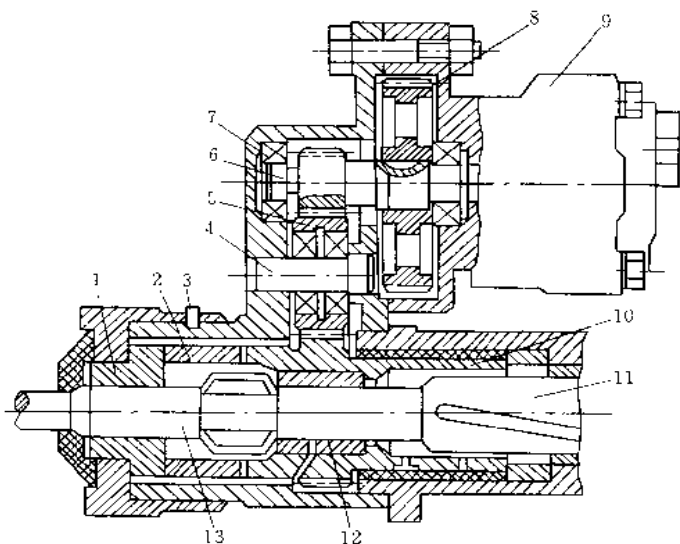


图 2-1-272 独立回传的转钉机构

- 1—导向套；2—卡套；3—弹簧卡圈；4—芯轴；5—齿轮；  
6—轴齿轮；7—滚珠轴承；8—齿轮；9—气动马达；  
10—转动套；11—活塞；12—钉尾套；13—钎尾

### 13.1.2 液压凿岩机

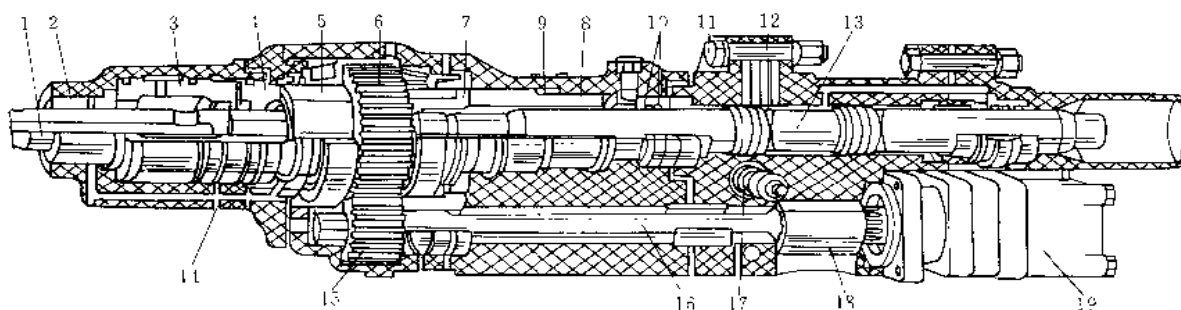


图 2-1-273 Scoop-1238 型滚压凿岩机结构

- 1—钎尾；2—套筒；3—供水套；4—转钎套；5—转动体；6—齿轮；7—转钎套筒；8—缓冲活塞；9—油腔；  
10—密封圈；11—施钮；12—调节塞；13—活塞；14—进水管；15—小齿轮；16—长轴；  
17—配流阀；18—联轴器；19—液压马达

图 2-1-273 所示为 Scoop-1238 型导轨式液压凿岩机，该机是在瑞典导轨式液压凿岩机基础上改进设计的。它具有高效节能、零件及钎具寿命长、噪声低、劳动强度低，工作面可见度好、便于实现自动化等特点，可广泛用于平巷掘进、井下、露天凿岩作业，可钻凿  $\phi 33 \sim \phi 112 \text{mm}$  的孔。

Scoop-1238 型导轨式液压凿岩机由配油冲击机构、转钎机构、冲洗装置和蓄能器等组成。主要部件包括机头、齿轮箱、机身、蓄能器、缸体和液压马达。机头由钎尾、导向套、冲洗头及止动环等组成；齿轮箱由衬套、轴、齿轮、轴承、三棱套等组成；中部机身由缓冲活塞、前密封导套等组成；缸体由活塞、导套、配流阀及行程调节塞等组成。

图 2-1-274 所示为交变式柱阀型冲击机构的工作原理。冲程时，压力油进入液压缸后腔推动活塞 2 前进（图 a）。当进至打开冲程推阀油路 B 时，阀 3 换向，压力油进入液压缸前腔推动活塞 2 回程（图 b）。当回至打开回程推阀油路 F 时，阀 3 又换向，开始下一循环。改变油路 F 的位置，即可调节活塞的行程长度。

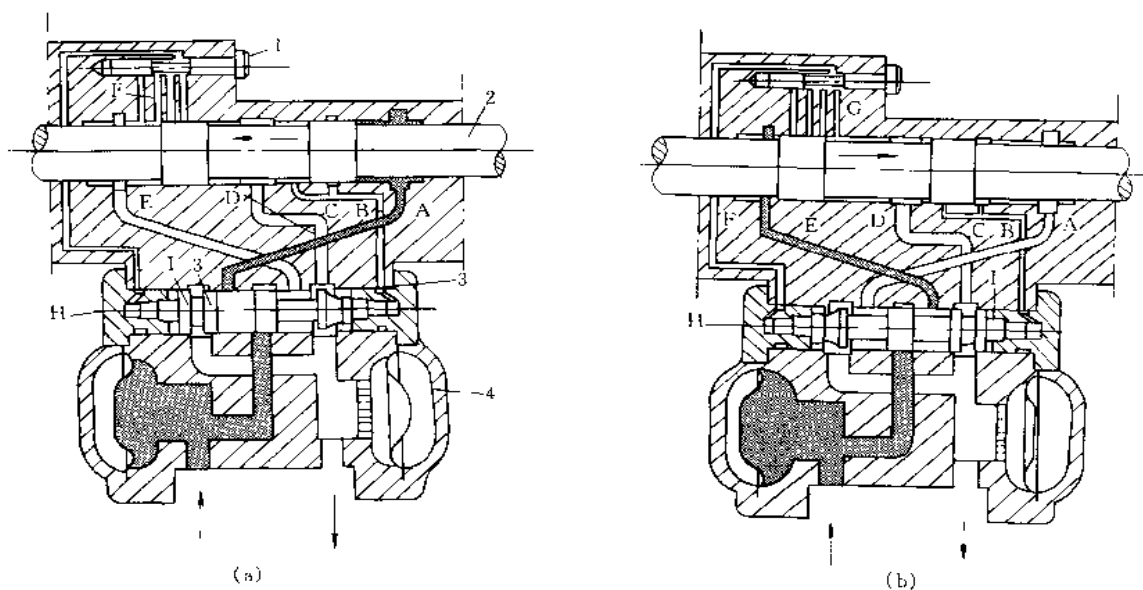


图 2-1-274 柱阀型冲击机构工作原理

(a) 冲程; (b) 回程

- 1 行程调节塞; 2—活塞; 3—自锁型阀; 4—蓄能器; A—后腔油路;  
 B—冲程推阀油路; C、G—阀换向排油路; D—回油路; E—前腔  
 油路; F—回程推阀油路; H—阀换向油室; I 阀自锁油路

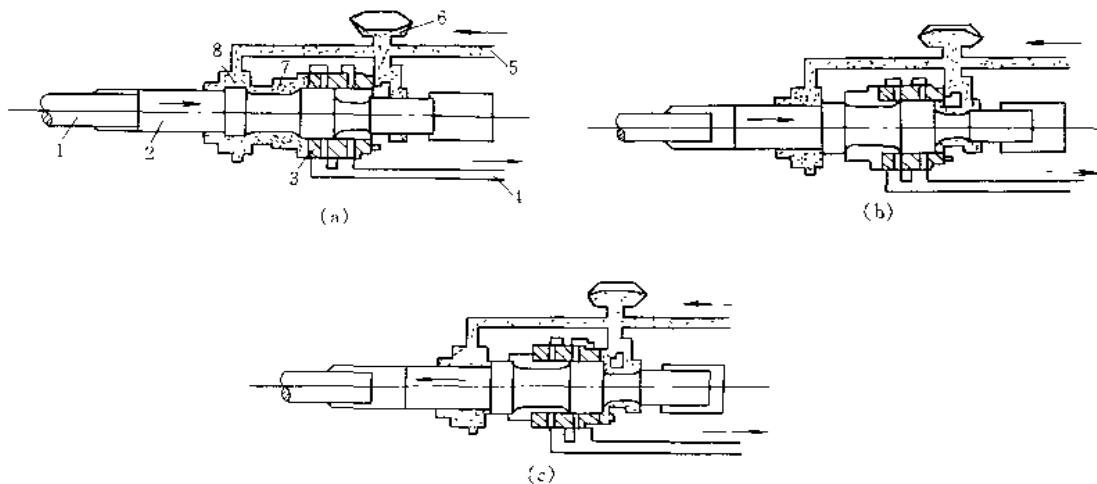


图 2-1-275 套阀型冲击机构工作原理

(a) 回程; (b) 套阀换向; (c) 冲程

- 1—钎尾; 2—活塞; 3—套阀; 4—回油路; 5—进口口;  
 6—蓄能器; 7—配油腔; 8—前腔

图 2-1-275 所示为套阀型差动式冲击机构的工作原理, 液压缸前腔 8 为常压腔, 后腔交替与进油路、回油路接通。I 作时, 活塞 2 先在前腔 8 常压油作用下回程 (图 a)。当回至图 b 位置时, 配油腔 7 与回油路 4 接通, 套阀 3 在后端常压油作用下换向, 后腔与进油路接通。由于活塞的后肩受压面积大于前肩, 活塞 2 开始冲程 (图 c)。在活塞冲击钎尾 1 之前, 前腔 8 和配油腔 7 接通, 套阀 3 又换向, 开始下一循环。

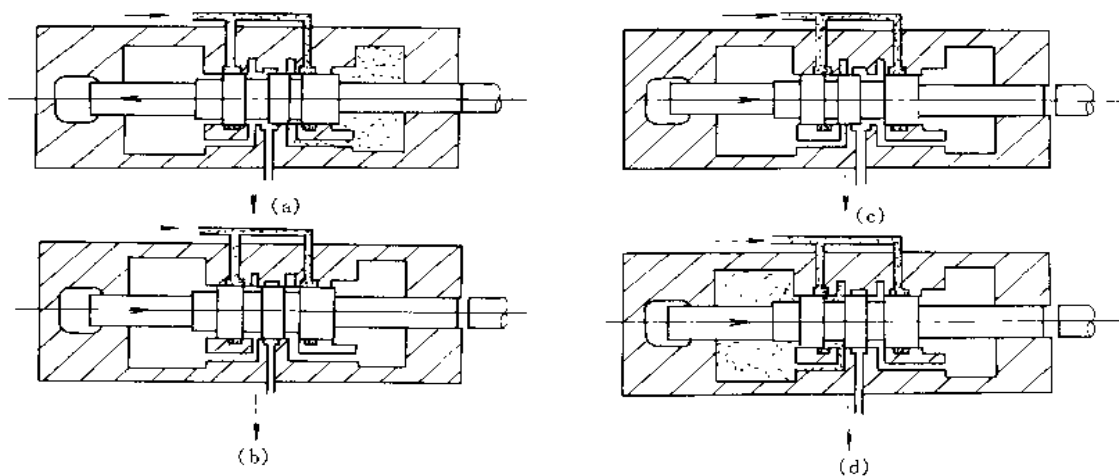


图 2-1-276 无阀型冲击机构工作原理

(a) 回程开始; (b) 回程、积蓄能量; (c) 冲程开始; (d) 冲程、活塞加速

图 2-1-276 所示为无阀型活塞自配油式冲击机构的工作原理。活塞首先在前腔压力油的作用下回程, 并在回程中利用液体微小的可压缩性积蓄能量和换向, 交替打开液压缸前后腔的进回油路, 实现活塞的往复运动。

图 2-1-277 所示为 Cop 1038HD 型液压凿岩机液压系统。该系统有三个回路: 冲击机构液压回路; 回转机构液压回路; 推进机构液压回路。

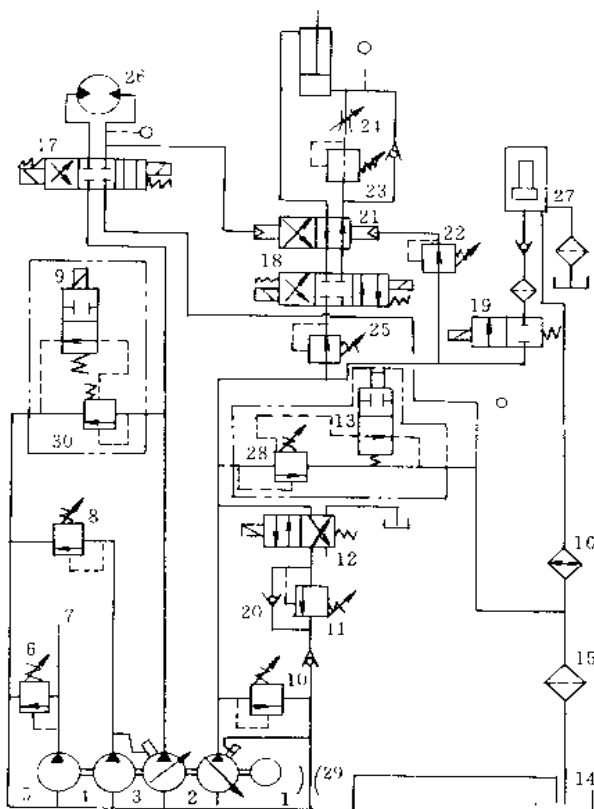


图 2-1-277 Cop 1038HD 型凿岩机液压系统

1—电动机; 2—变量液压泵; 3—变量液压泵; 4—齿轮液压泵; 5—齿轮液压泵; 6—溢流阀; 7—钻臂系统; 8—溢流阀; 9—电磁阀 (PR); 10—溢流阀; 11—溢流阀; 12—电磁阀 (SML); 13—电磁阀 (PSM); 14—油箱; 15—滤油器; 16—冷却器; 17—凿岩机旋转方向控制阀 (RB); 18—凿岩机推进控制阀 (MF); 19—凿岩机冲击控制阀 (SI/2); 20—单向阀; 21—防卡钎液控换向阀; 22—减压阀 (MB); 23—推进系统减压阀; 24—推进系统节流阀; 25—减压阀; 26—凿岩机回转机构; 27—凿岩机冲击机构; 28—溢流阀; 29—节流元件; 30—溢流阀

## 13.1.3 内燃凿岩机

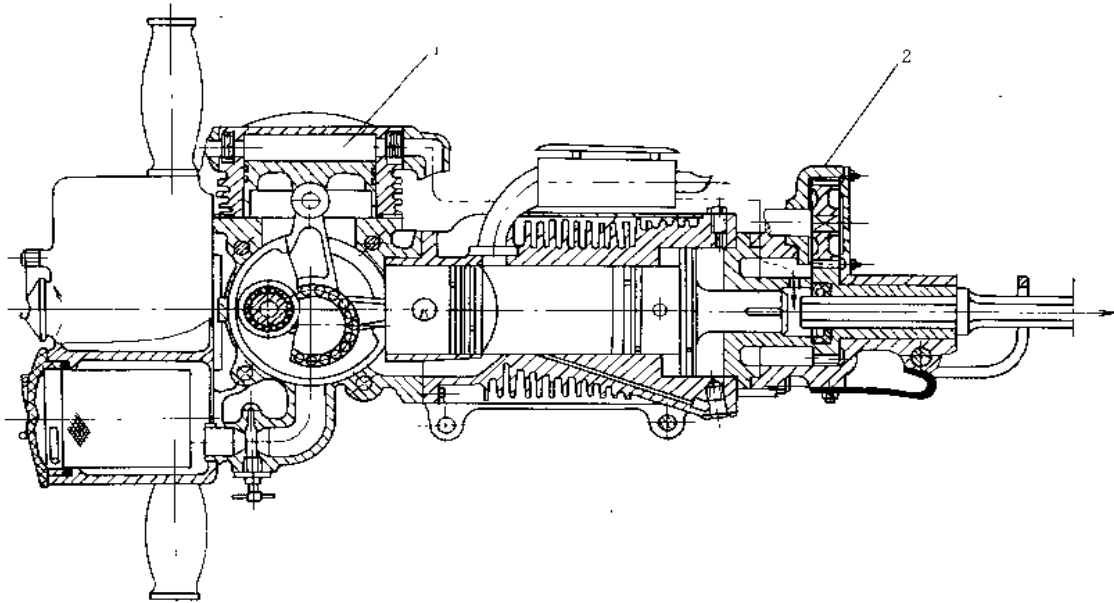


图 2-1-278 副气缸吹粉外回转内燃凿岩机  
1—副气缸；2—外转杆机构

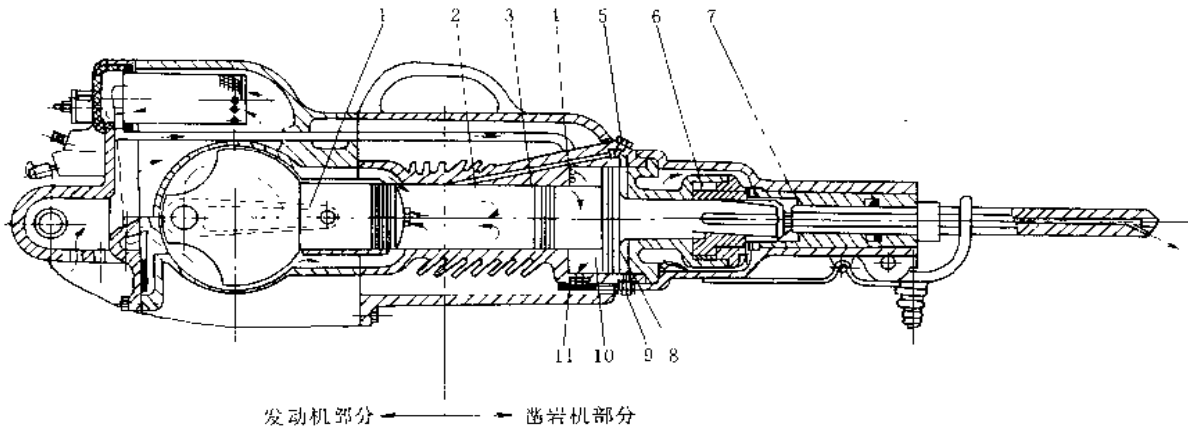


图 2-1-279 内回转内燃凿岩机  
1—发动机活塞；2 补气斜道；3 冲击活塞；4、5、9、11—单向阀；  
6—棘轮机构；7 转动套筒；8 下气室；10—上气室

图 2-1-278 和图 2-1-279 所示为内燃凿岩机结构。发动机为单缸、二冲程，强制风冷，回流换气，由轴箱增压，磁电机点火，手拉起动式的汽油机。

图 2-1-280 所示为内燃凿岩机的工作原理。发动机活塞 3 和冲击活塞 6 在同一气缸中形成燃烧室 5，冲击活塞与气缸形成环形上气室 9 和下气室 7。

1) 吸气 发动机活塞 3 沿气缸向上移动，雾化混合的空气与汽油经混合气通道进入曲轴箱。当发动机活塞运动到图 a 位置时，关闭排气口 4，曲轴 1 沿箭头方向转动，燃烧室空间充满的可燃气体开始受到压缩。冲击活塞 6 受到环形下气室 7 气体压力所阻，在上端位置不动。

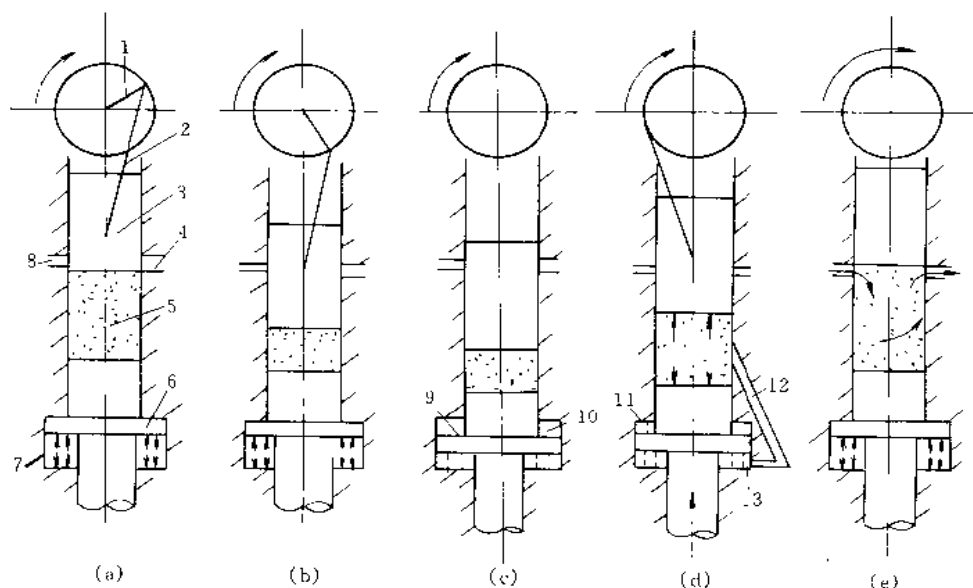


图 2-1-280 内燃凿岩机的工作原理

(a) 吸气; (b) 压缩、点火; (c) 爆炸、冲击; (d) 回程、排粉; (e) 回流换气  
 1—曲轴; 2—连杆; 3—发动机活塞; 4—排气口; 5—燃烧室; 6—冲击活塞; 7—下气室;  
 8—进气口; 9—上气室; 10—进风阀; 11—吹风阀; 12—斜气道; 13—进气阀

2) 压缩, 点火 当发动机活塞移动到图 b 位置时, 燃烧室中的可燃气体继续受到压缩, 压力升高, 继续向下移动到距下止点一定距离时, 磁电机开始点火, 可燃气体燃烧, 燃烧室压力迅速升高。

3) 冲击 当发动机活塞移动到图 c 下止点位置时, 可燃气体完全燃烧达到最高压力点, 冲击活塞在高压气体压力作用下克服环形下气室的阻力, 向下加速运动, 使环形下气室压力增高, 排气阀被打开, 使部分气体被排除, 从而减少对冲击活塞的阻力, 以获得最大的冲击速度冲击钎尾凿岩。

4) 回程 当发动机活塞向上移动到图 d 位置时, 燃烧室空间逐渐增大, 因其压力低于环形下气室的压力, 冲击活塞向上回程运动, 一部分废气经斜气道 12、进气阀 13 进入环形下气室。

5) 回流换气 当发动机活塞继续向上移动到图 e 位置完全打开排气口时, 燃烧室中的废气排入大气。打开进气阀使可燃气体从进气口进入燃料室, 当发动机继续运动时, 又开始新的循环。

6) 转钎 当冲击活塞向下运动时, 通过其上的斜槽、直槽带动单向离合器、转动筒套, 使钎杆逆时针方向旋转。

7) 排粉 冲击活塞向下运动到图 c 位置时, 环形上气室 9 压力迅速下降, 经进风阀 10 吸入空气滤清器过滤后的干净空气。冲击活塞反弹回程时 (图 d), 环形气室的干净空气压缩到一定压力时打开吹风阀 11, 干净空气顺着斜槽和直槽进入钎杆中心孔至炮孔吹出岩粉。

## 13.2 凿岩钻车

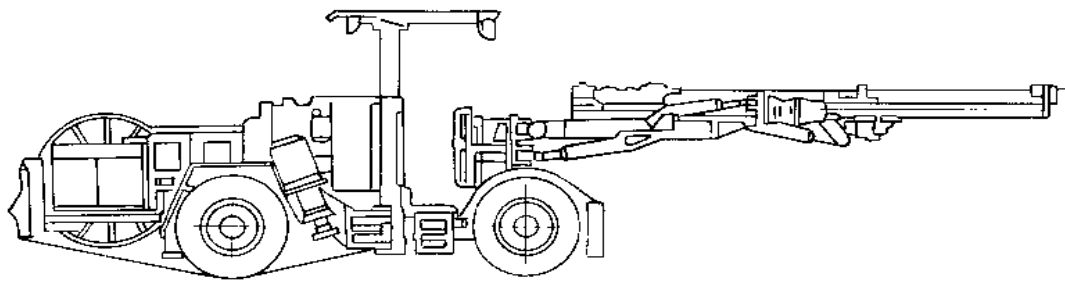
### 13.2.1 掘进与采矿凿岩钻车

掘进凿岩钻车用于掘进作业, 它的钻臂分为直角坐标钻臂、极坐标钻臂和复合坐标钻臂。采矿凿岩钻车用于采矿场中凿岩钻孔作业, 根据采矿方法不同, 结构也不同。两种钻车均具有行走方便、移动迅速、定位

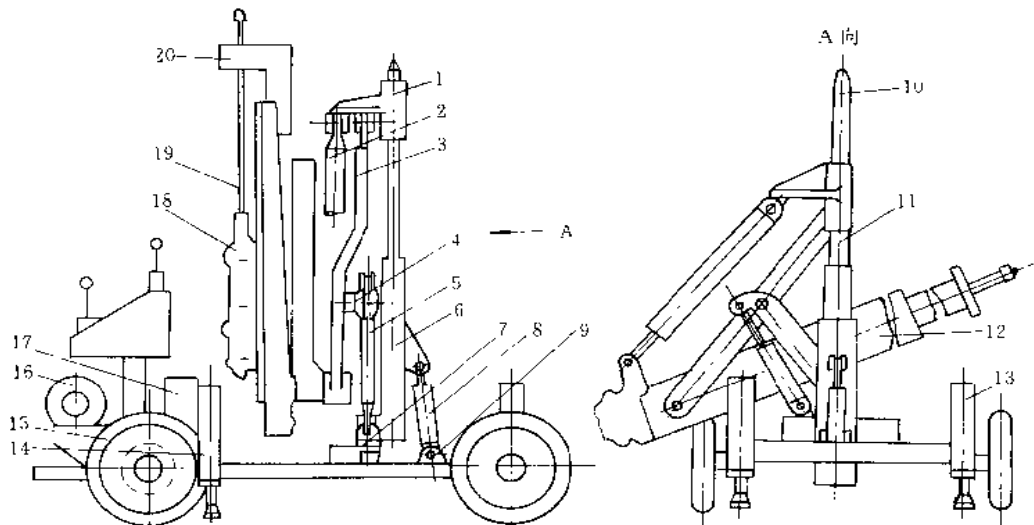
准确、工作稳定、劳动强度小和工作效率高等优点。应用掘进凿岩钻车提高了巷道掘进速度和质量，加快了采矿、国防、交通、水电等。工程建设。应用采矿凿岩钻车提高了采矿工作效率，加快了回采速度，提高了资源回收率，也推进了采矿工艺的改革。二者的主要区别如下表所示。

掘进和采矿凿岩钻车的主要区别

	掘进凿岩钻车	采矿凿岩钻车
钻孔孔径	除中心掏槽孔达 60mm 外，其余一般不大于 40mm	大的可达 200mm 以上
钻孔深度	一般不大于 5-6m	可达 100m
钻孔方向	一般为水平孔	各个方向的孔
凿岩机配备	一般 1-3 台，大型隧道可达 10 多台	一般只有 1-2 台
行走机构	有轨、无轨	无轨，巷道型可与掘进钻车同

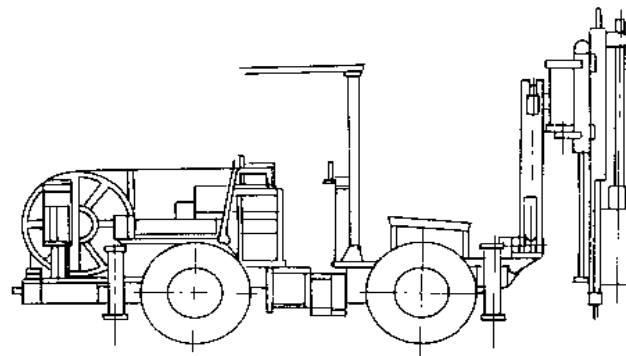


(a) C7JY10 型凿岩钻车外形

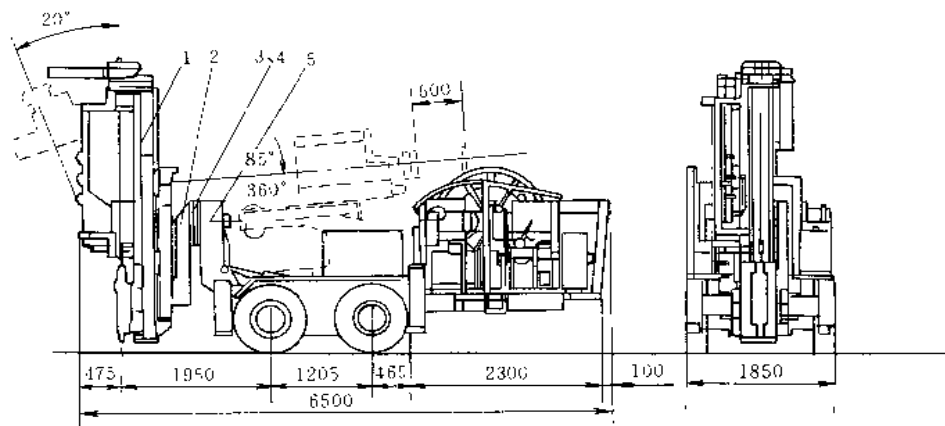


(b) TC-700 型采矿凿岩钻车简图

- 1—上轴架；2—扇形摆动液压缸；3—中间拐臂；4—摆臂；5—侧摆液压缸；6—下轴架；  
7—下轴架支座；8—起落液压缸；9—液压缸铰座；10—顶向千斤顶；11—钢管套；  
12—托架；13—前支腿；14—后支腿；15—后轮；16—行走气动马达；  
17—注油器；18—凿岩机；19—导轨；20—夹钎器



(c) CTCY10 型全液压采矿凿岩钻车



(d) Simba H250 采矿凿岩钻车

1—推进梁；2—摆臂；3—旋转马达；4—滑架；5—托架

图 2-1-281 掘进和采矿凿岩钻车

图 2-1-281a 所示为 CTJY10J 型掘进凿岩钻车，用于巷道掘进和采矿生产，也可用于隧道、水电站和国防施工等硐室和巷道掘进。其钻臂是伸缩式的，属于直角坐标钻臂（图 2-1-284）。推进器采用液压缸钢丝绳式（图 2-1-296）。结构先进可靠，性能优良。图 2-1-281b 为 CTC700 型采矿凿岩钻车，用于无底柱分段崩落采矿法、钻凿中深孔。其钻臂是叠形架式，推进器为风动丝杆式，其导轨是可延伸的（见图 2-1-301）。图 2-1-281c 为 CTCY10 型全液压采矿凿岩钻车，用于金属矿山水平分层充填法采矿、钻凿向上平行钻孔，深度 3~4m。其工作装置如图 2-1-294 所示。图 2-1-281d 为 Simba H250 系列采矿钻机。它有多种定位能力，能满足各种特殊钻孔类型，满足特定生产钻孔的需要，采用标准件以各种方式组合，达到更大范围的适应性。布孔包括梯段钻孔、90°扇形钻孔、360°环形钻孔和平行钻孔。这些孔可以相互独立地使用，也可组合使用。钻机可纵向向前倾斜 20°和向后倾斜 85°。推进梁通常与下列部件中的一件或多件部件一起装在和钻车底盘铰接的托架上：1) 摆臂 2，它使推进梁向侧面摆动 90°；2) 旋转马达 3，使推进梁在侧面内旋转 360°；3) 滑架 4，使推进梁在侧面内平行再定位。钻进期间利用四个液压千斤顶稳定钻机，同时利用液压顶尖使推进梁固定在正确的位置上。钻机由底盘、动力装置、摆臂、旋转马达、滑架、液压推进梁、液压顶尖、液压钻杆撑、集尘器、液压凿岩机、电缆卷筒（120m）、机械化钻杆加接装置、自动钻进系统等主要部件等组成。主要定位部件及工作情况见图 2-1-295。液压推进器的动力传递完全是液压的，系统中没有钢绳或链条，其推进梁用挤压铝制成，专门成型以承担扭转应力。液压顶尖为推进梁提供了额外的稳定性，保证其安全、高精度地完成钻孔。集尘器是防止凿岩机和推进器免受岩渣的不利影响。它配备有双层橡胶密封件，在密封件间充满干净的冲洗水，利用橡胶罩把岩屑排到侧边，远离推进梁。钻杆支撑在打眼时引导钻杆并使钻杆处于

中心位置，在钻杆装卸期间可使钻杆安全就位。钻杆夹是靠液压张开，弹簧闭合，从而保证牢固夹紧并提高安全度。自动钻进系统是通过一个机载微处理机自动控制钻进和钻杆加接作业。操作人员只要开动钻机装置，从该点起，钻机就转换为自动操作，并按预先设计的深度完成钻孔，以及钻机的防卡钻系统，因而不需要进行监督。

### 13.2.2 钻车的主要部件结构

#### (1) 钻车的工作装置及钻臂

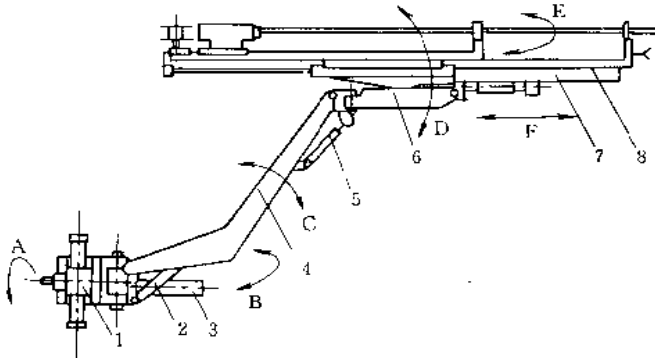


图 2-1-282 复合坐标钻臂的工作装置

1—齿条齿轮式回转机构；2—支臂缸；3—摆臂缸；4—主钻臂；  
5—俯仰缸；6—副钻臂；7—托架；8—伸缩式推进器

图 2-1-282 所示的复合坐标钻臂是直角坐标配上根部回转 180° 装置或液压平移机构。可实现如下动作：钻臂绕水平轴线的旋转动作 A，钻臂的摆动 B 和俯仰动作 C，推进器的俯仰动作 D、摆动和补偿动作 E 等。布置紧凑，盲区小（可设计成无盲区），具有直角坐标的优点，可钻垂直于顶板的孔，还可进行水平横向开孔。

图 2-1-283 所示为极坐标钻臂。由转动缸或回转机构 1 驱动钻臂座 2 使钻臂 3 绕自身轴线左右回转 180°，支臂缸作径向摆动，从而使安装在钻臂上的推进器 8 按极坐标方式移位。图中钻臂设计成折线形，使端点处装的推进器和凿岩机可以达到掘进断面的所有位置，减少或消除盲区。其

回转装置有齿轮齿条式、双马达-蜗轮副式（图 2-1-304）正、反转 360°，或采用液压缸圆盘式回转机构。

直角坐标钻臂一般由俯仰缸驱动钻臂垂直摆动，摆动缸驱动钻臂作水平摆动，从而使安装在钻臂上的推进器按直角坐标方式移位。图 2-1-284 所示为仿瑞典专利 BUT 型直角坐标钻臂，双三角支承，具有交叉连接的液压缸，使钻臂由位置 a 移至 b 时，两三角形能平稳地、按比例变化而获得准确的液压平移运动（图 2-1-285），操纵举升和摆动的球端杆以无级调速平稳而迅速的使液压臂定位，在钻周边孔时推进器可旋转 360°（图 2-1-286），使凿岩机转向帮壁，这与外形尺寸低的凿岩机一起使偏角减至最小，因此使钻孔爆破后的巷道轮廓光滑整齐，超爆也少。BUT 臂的每个铰接点都有可调的膨胀销轴，消除间隙，只有拧紧螺栓，在臂的

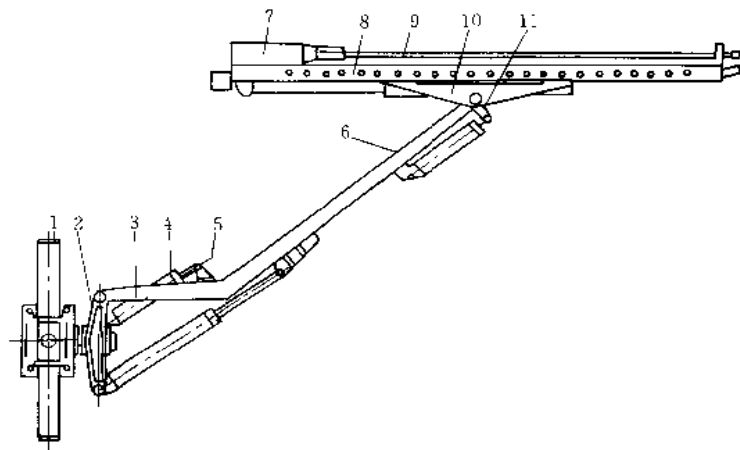


图 2-1-283 极坐标钻臂的工作装置

1—回转机构；2—钻臂座；3—钻臂；4—引导液压缸；5—支臂液压缸；6—俯仰缸；  
7—凿岩机；8—推进器；9—补偿液压缸；10—托盘；11—曲柄轴



整个工作期间内都能保证其精度（图 2-1-288）。BUT35 钻臂为可伸缩钻臂，它与推进器的连接结构如图 2-1-287 所示。该钻臂钻孔范围及动作情况如图 2-1-289～图 2-1-293 所示。

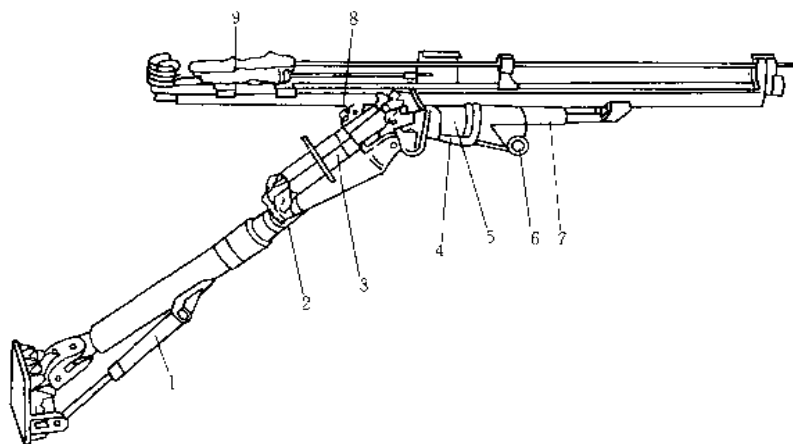


图 2-1-284 直角坐标钻臂的工作装置

1—后部液压缸；2—伸缩式钻臂；3—前部液压缸；4—俯仰液压缸；5—旋转部件；  
6—支承轴；7—补偿液压缸；8—推进器；9—凿岩机

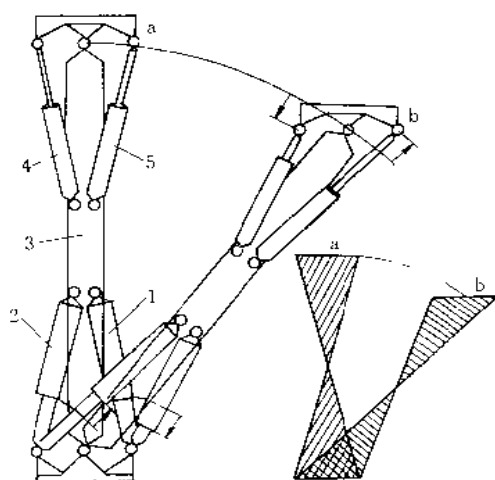


图 2-1-285 BUT 30、BUT35 型钻臂液压平移机构

1、2—支撑缸；3—钻臂；4、5—俯仰缸

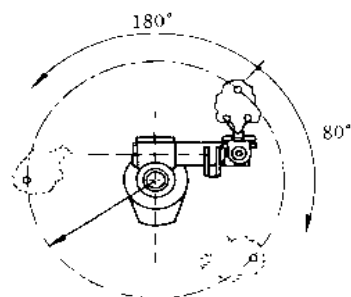


图 2-1-286 推进器旋转角度示意图

操纵 CJY 10 型钻车后部、前部液压缸推进器保持平动，它可实现钻臂左、右摆  $45^\circ$  角，上倾  $50^\circ$  角，下俯  $30^\circ$  角，钻平行钻孔，如图 2-1-289a 所示。为了改变钻孔方向，解除推进器的平移动作，单独操纵钻臂前部两个液压缸，实现推进器左摆  $45^\circ$  角，右摆  $30^\circ$  角，上仰  $30^\circ$  角，下俯  $30^\circ$  角，如图 2-1-289b 所示。为了钻靠帮孔，使推进器紧贴巷道壁，可以操纵旋转部件中的回转液压缸，实现推进器翻转，如图 2-1-290 所示。当推进器位于左侧时，操纵旋转部件向下转  $120^\circ$  角，或沿顺时针方向转  $240^\circ$  角。

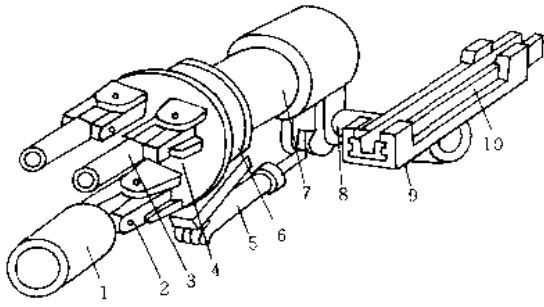


图 2-1-287 推进器与钻臂的联接简图

1—钻臂；2 十字铰头；3—前部液压缸；4 液压缸十字铰头；  
5 俯仰液压缸；6—支架联接座；7—回转体；  
8—托盘横轴；9—托盘；10—推进器

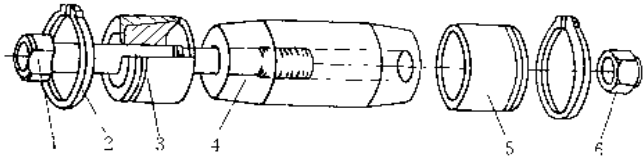


图 2-1-288 膨胀轴

1—螺栓；2—弹性卡圈；3、5—内锥套；4—膨胀轴；6—螺母

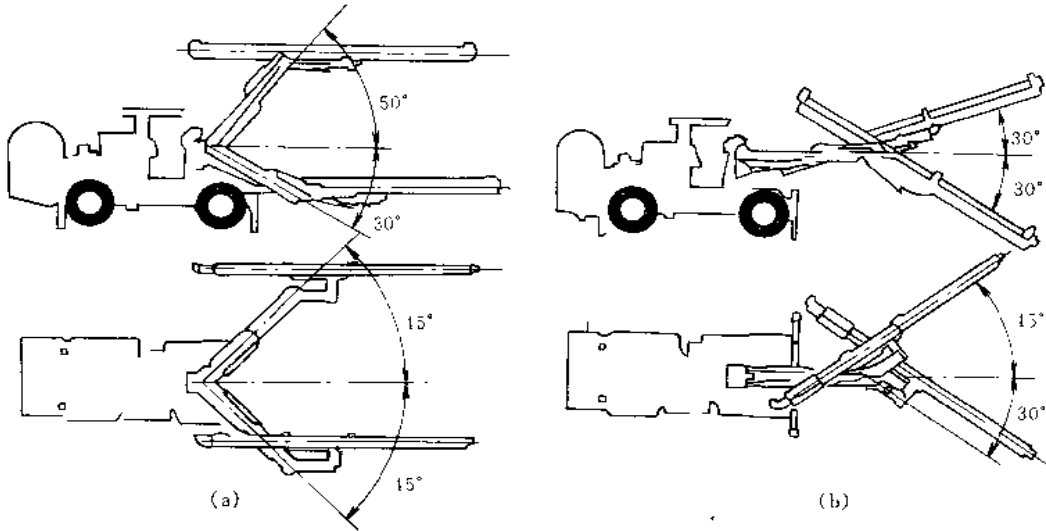


图 2-1-289 推进器改变钻孔方向示意图

图 2-1-291 和图 2-1-292 所示为钻侧壁横向钻孔和钻顶板向上垂直钻孔推进器的运动图。图 2-1-293 所示为直接定位 EUT 钻臂可钻断面及钻臂技术规格。

图 2-1-294 所示为 CTJY 10 型全液压采矿凿岩钻车的工作装置。钻臂 3 铰接在钻臂座 1 上，上部左侧固定有伸出臂，在伸出臂上有铰座与侧摆液压缸 4 相铰接，端部有座孔装托架主轴，主轴通过花键与横轴连接。平移液压缸 2 铰接在钻臂座右侧，活塞杆铰接在与托架主轴花键连接的横臂上，主轴中心至活塞杆铰接点的距离 AB 等于钻臂在钻臂座铰接点至平移液压缸铰接点的距离 CD。摆臂液压缸铰接在钻臂的固定伸出臂上，活塞杆与钻臂座相铰接。为了向上钻平行钻孔，调整平移液压缸活塞杆伸出长度，使  $BD = AC$ ，四边形 ABCD 为平行四边形。调整摆臂液压缸时，可以钻平移向上的钻孔。如果需要改变钻孔方向，可以调整平移

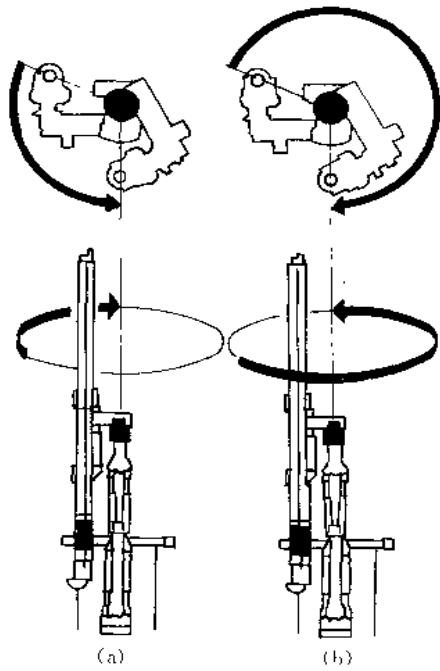


图 2-1-290 推进器翻转示意图

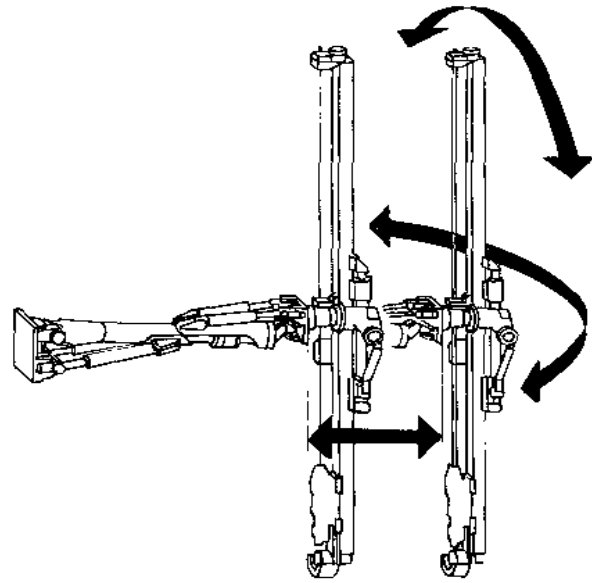


图 2-1-291 顶板钻孔

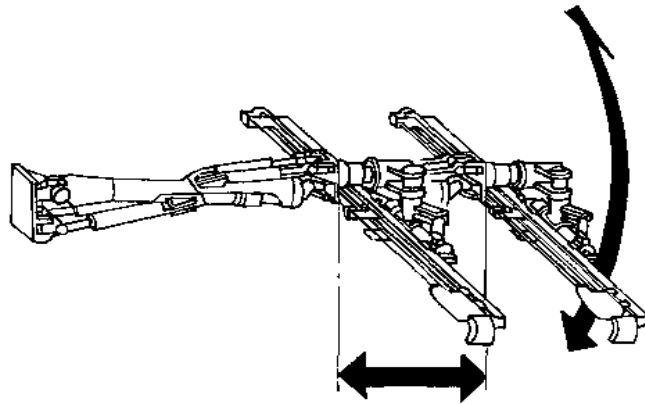


图 2-1-292 侧帮钻孔

液压缸活塞杆伸出长度，当伸出活塞杆时，推进器绕主轴逆时针转；收回活塞杆时，推进器绕主轴顺时针转。如果需要改变孔位时，可以调整摆臂液压缸，收回活塞杆时钻臂左摆，推出活塞杆时钻臂右摆，左右摆动，使推进器平移的范围为 1m 宽。

图 2-1-295 所示为 Simba H250 采矿凿岩钻车主要定位部件及其不同组合的钻孔情况。

#### (2) 推进器、扶钎器

图 2-1-296a 和 b 为直角坐标 BUT 钻臂工作装置的推进器结构和工作原理。如图 b 所示，当推进凿岩机时，从 A 孔路进压力油入活塞右侧缸中，由于活塞固定，推动缸筒 2 右移，带动滑轮 6 和中间扶钎器右移，

这样凿岩机被推进。凿岩机返回时，从B孔进压力油，推动缸筒左移，在缸筒上固定的软管滚筒11左移，拉动凿岩机9返回。为了张紧钢丝绳，将滑轮6装在活塞杆5上。如果压力油经单向阀4进入右腔，推进张紧活塞5右移，带动滑轮6右移，起到张紧钢丝绳的作用。

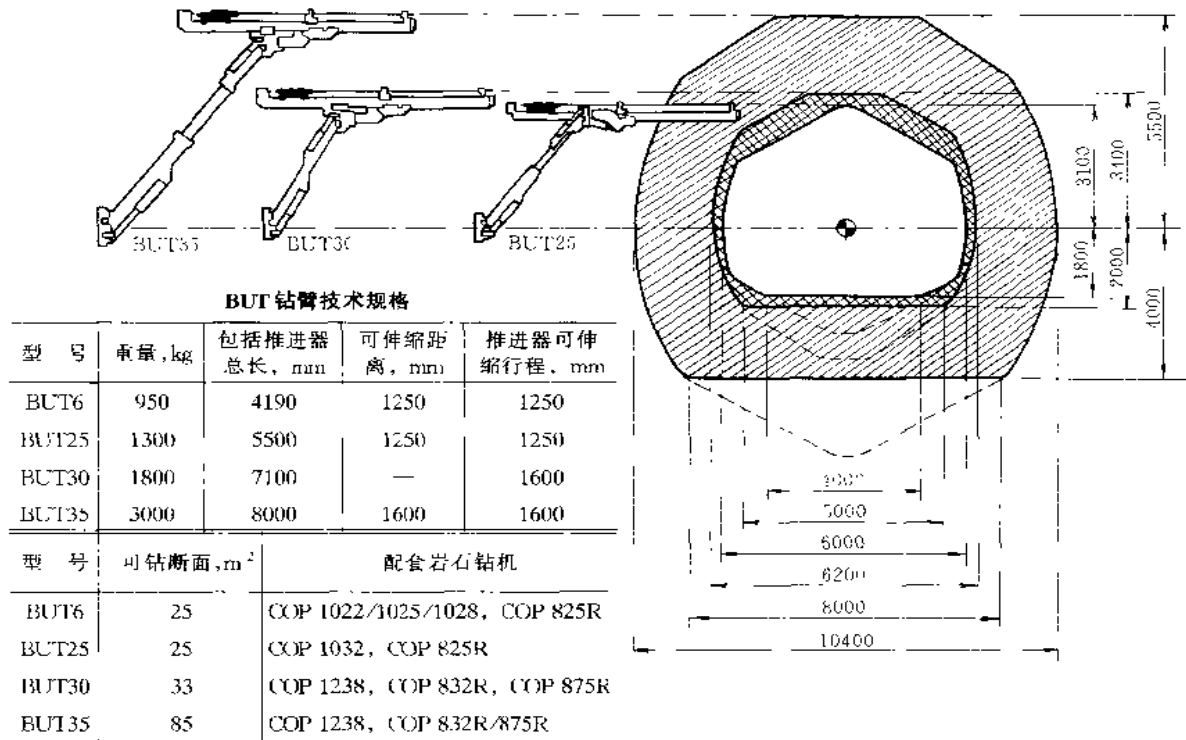


图 2-1-293 直接定位 BUT 钻臂可钻断面

图 2-1-297 和图 2-1-298 所示为 BMH 2000 系列加强型推进器外形及主要部件结构外形图。推进器梁由铝合金制成，重量轻，刚性好，而且抗扭、弯能力强。托架表面镶有聚合物，比铝对钢、钢对钢的磨损大大减少，而且定期交换方便快捷，全部凿岩机软管成组地放在接头架 3 上，固定在一对衬套和摩擦缓冲垫之间，便于单独调整胶管松紧，保持胶管振动最小；钢绳借助螺钉固定在轨道十个孔的任一孔中，旋转推进器端板上的螺栓可调节其张力，更换简便；钻杆衬套用坚固的聚合物做成，引导和保护钻杆；定位头 7 坚固耐用，定位快捷、稳定。

图 2-1-299 所示为可伸缩式 BMHT 6000 液压缸-钢丝绳推进器，可用于打平巷和钻顶板孔的钎杆。它带有刚性好的特殊几何形状的铝合金推进臂，具有较强的抗弯、扭和振动应力的能力，可用于重型凿岩钻车。

图 2-1-300 所示为塞可马公司 CL 500 型液压缸-钢丝绳式推进器。它利用液压缸-钢丝绳式增压推进原理，位置 1（图 b）凿岩机在最后方，液压缸完全缩完后，中间扶钎器位于中部。当压力油从中心管进到活

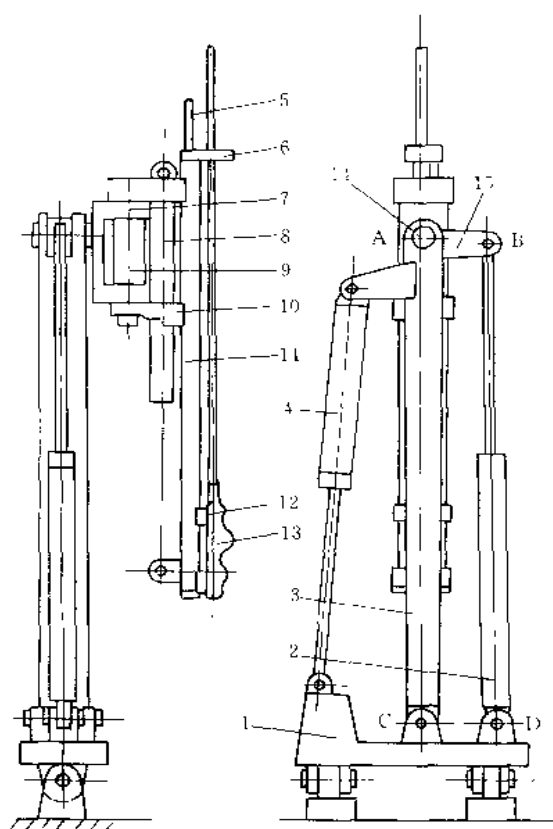


图 2-1-294 CTJY 10 型全液压采矿凿岩钻车工作装置

- 1—钻臂座；2—平移液压缸；3—钻臂；4—侧摆液压缸；5—顶尖；6—扶钎架；  
7—托架；8—补偿液压缸；9—翻转液压缸；10—转动体；11—推进器导轨；  
12—滑座；13—凿岩机；14—主轴；15—横臂

塞前部，由于活塞是固定的，推液压缸前移，液压缸通过绳轮 4 拉动钢绳 5，再拉动滑板 9 及凿岩机前移。位置 II 液压缸前移 L 距离，由于绳轮作用，凿岩机前移 2L 距离。位置 III 凿岩机走完全程，使压力油从进入管返回。在液压缸的前端盖装有张紧活塞 17，压力油经单向阀 15 进入张紧活塞右腔，推动张紧活塞 17 左移，从而也带动绳轮左移使钢绳张紧。在液压缸里的活塞上装有行程终点止动开关 14，供推进动作到达终点时自动改变推进油路，使推进动作停止，其工作原理如图 c 所示。

图 2-1-301 所示为气动马达螺旋推进器。螺母 2 固定在底座 10 上，气动马达带动丝杠 3 回转时，螺母便带动凿岩机 11 和底座 10 沿导轨 9 推进。液压缸 4 的活塞杆收回时，可继续推动导轨 9 前进。扶钎器 8 的结构如图 2-1-302a 所示，它与图 b 结构不同。它的左、右卡爪可绕螺栓 6 转动，不扶钎时，在弹簧 5 作用下张开，扶钎时，在液压缸 4 活塞杆的圆锥端部锥孔插入卡爪，卡爪闭合，在弹簧作用下使半圆状衬套 2 扶持钎杆。

推进器结构还有气动链条式（如图 2-1-303）和气动螺旋式（不带补偿推进）等。

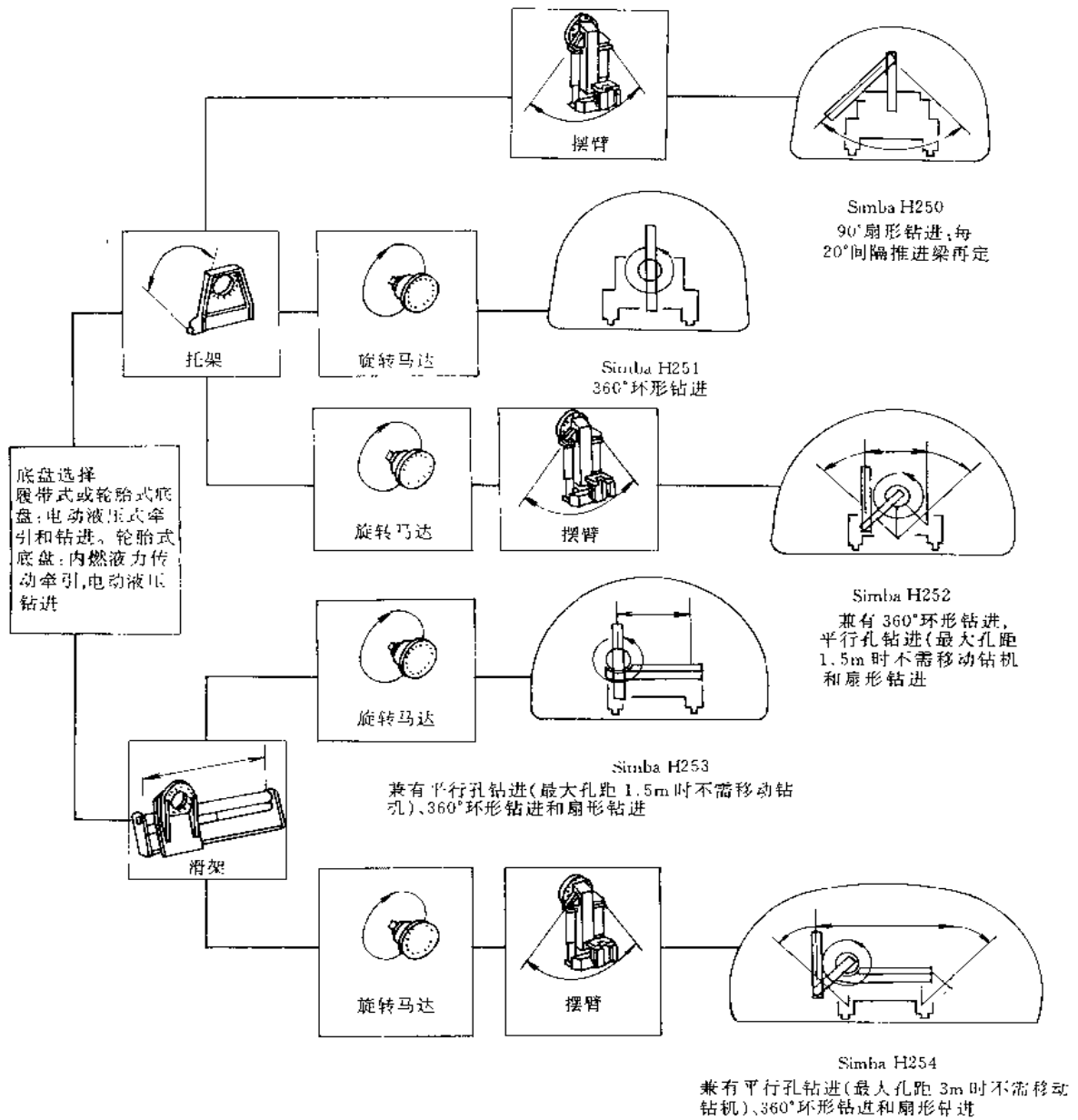
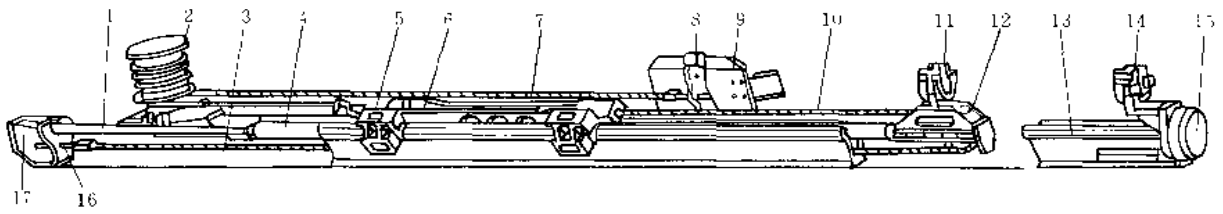


图 2-1-295 Simba H250 采矿凿岩钻车主要定位部件及其不同组合的钻孔情况

(3) 钻臂回转机构

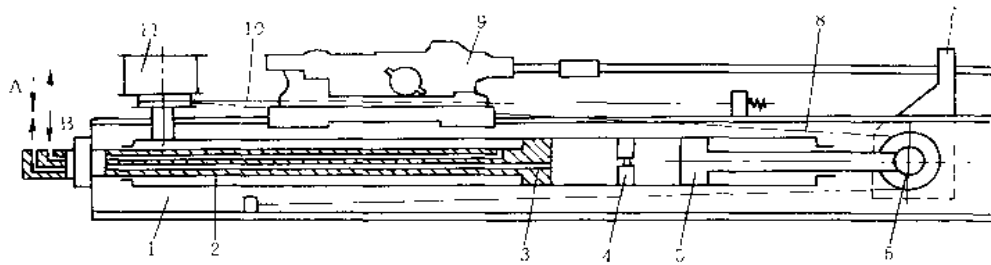
图 2-1-304 所示为采用双马达-蜗轮副钻臂回转机构, 结构紧凑, 体积小, 回转范围大, 正、反转均可超过 360°。

图 2-1-305 所示为螺旋副式转柱。立柱 2 固定在车架 1 上, 它的中心孔内表面加工成内花键, 立柱的外表面用导向套及密封环与缸体 4 相接触。螺旋母 5 相当一个活塞, 一端是花键与立柱内花键相配合, 另一端



(a) 液压缸-钢绳式推进器

- 1—活塞杆；2—软管滚筒；3—液压缸导轨；4—推进液缸；5—托盘滚子；6—托盘；  
7—返回钢绳；8—软管接头架；9—挡板；10—推进钢绳；11—扶杆器；12—滑轮；  
13—滑轨；14—卡杆器；15—顶尖；16—钢绳安装拉杆；17—后挡板



(b) BMH型推进器的工作原理

- 1—滑轨；2—缸筒；3—推进活塞；4—单向节流阀；5—张紧活塞；6—支承滑轮；  
7—托杆器；8—牵引钢丝绳；9—落岩机；10—返回钢丝绳；11—软管滚筒；  
A 前腔（无杆腔）油路；B—后腔（有杆腔）油路

图 2-1-296 直角坐标 BUT 钻臂工作装置推进器结构及工作原理

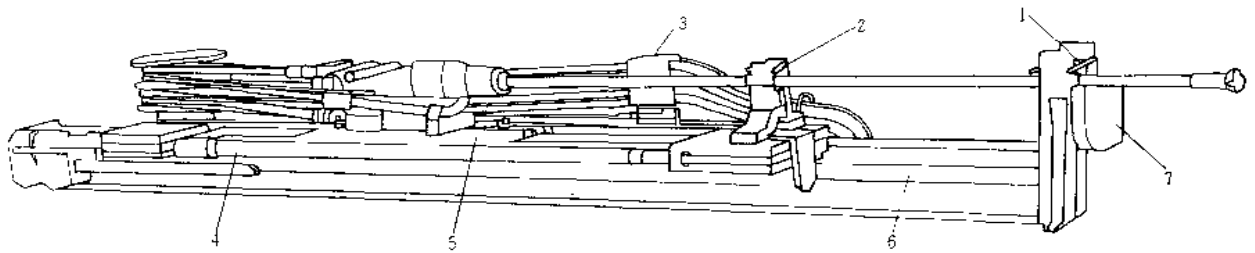


图 2-1-297 BMH 2000 系列加强型推进器外形图

- 1、2—钻杆快速更换衬套；3 软管接头架；4—液压推进器；5—滑轨；6—推进器梁；7—定位头

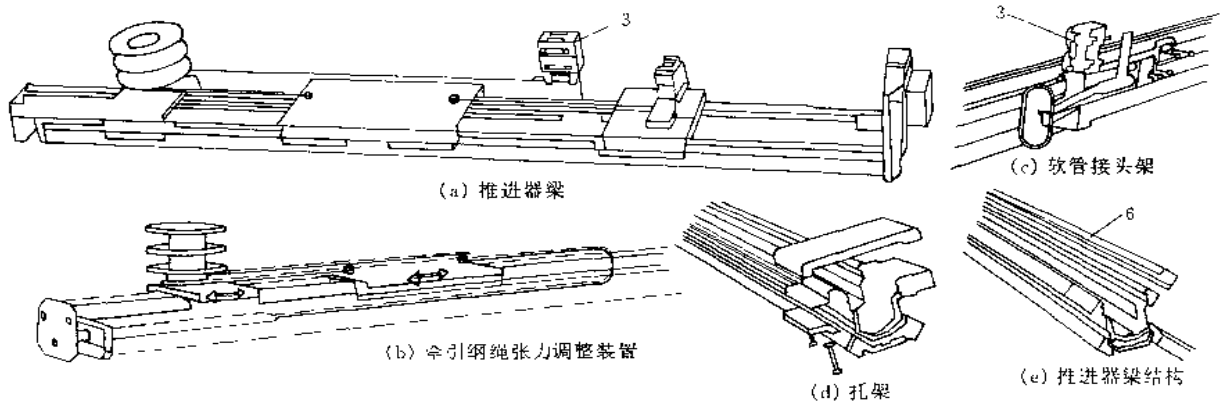


图 2-1-298 BMH 2000 系列加强型推进器主要部件

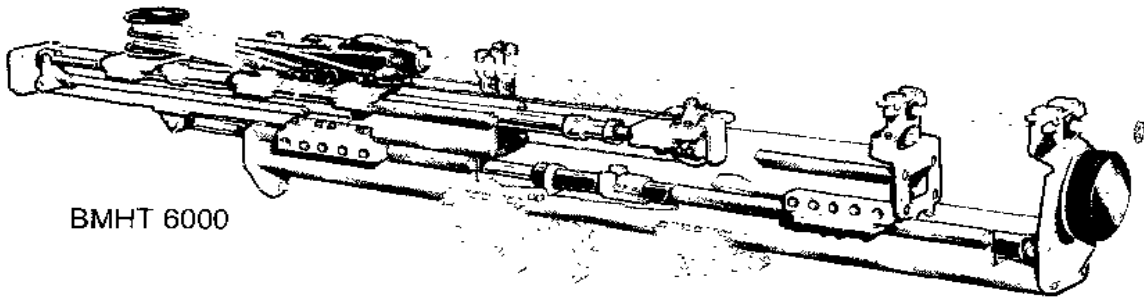
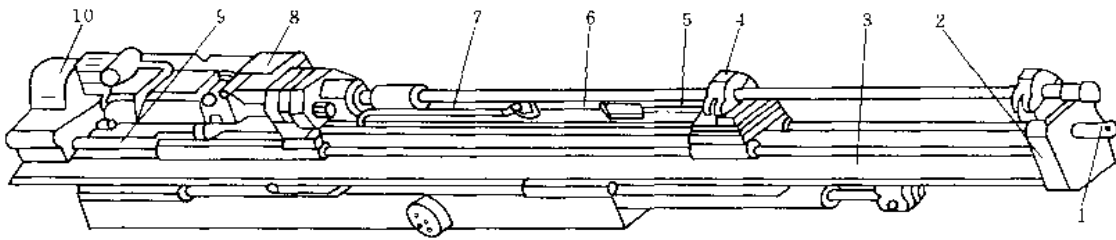
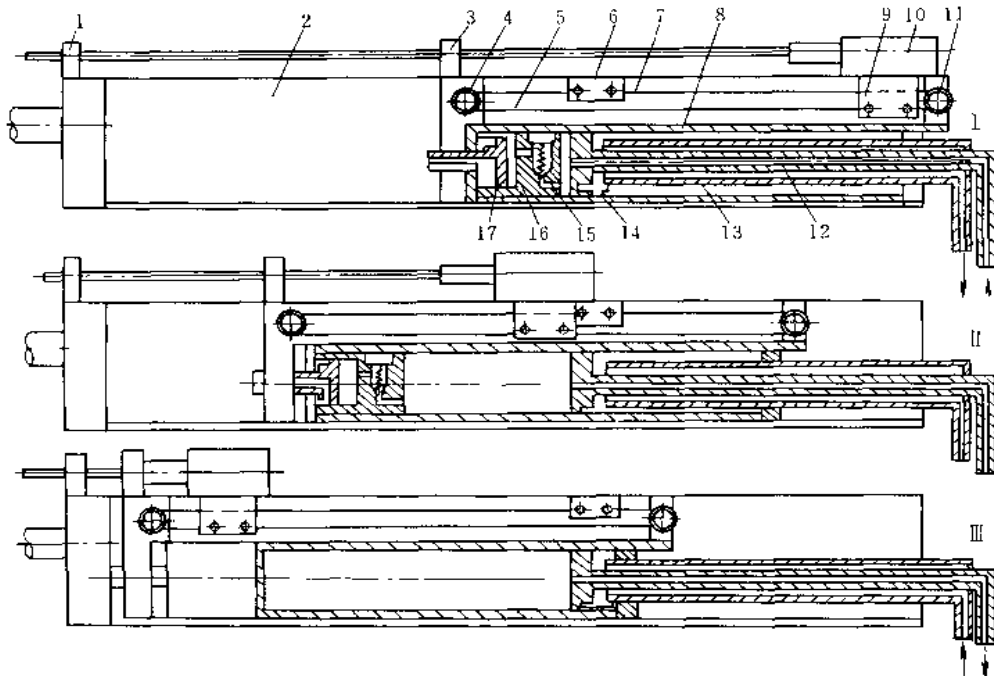


图 2-1-299 BMHT 6000 液压缸-钢丝绳推进器 (可伸缩式)



(a) CL-500 型推进器外形

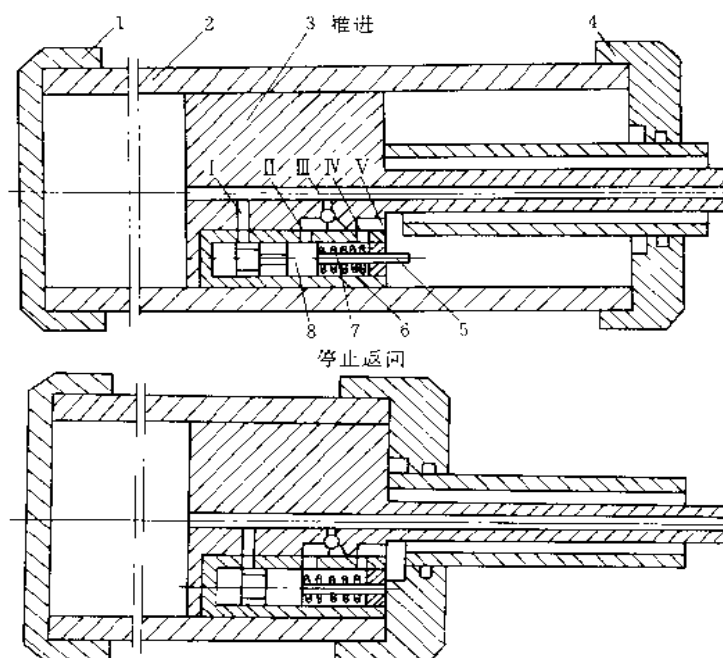
1—顶尖；2—端座；3—导轨；4—扶钎器；5—钢绳；6—支架；7—返回钢绳；8—凿岩机；9—滑板；10—端座



(b) CL-500 型推进器工作原理

1—扶钎器；2—导轨；3—中扶钎器；4—绳轮；5—推进钢绳；6—支架；7—返架钢绳；8—液压缸；9—滑板；10—凿岩机；11—绳轮；12—中心管；13—外套管；14—止动开关；15—单向阀；16—活塞盖；17—张紧活塞





(c) 行程终止装置工作原理

1 前盖; 2 液压缸; 3 活塞; 4 后盖; 5 触杆; 6—弹簧; 7—单向阀; 8—滑阀

图 2-1-300 CL-500 型推进器

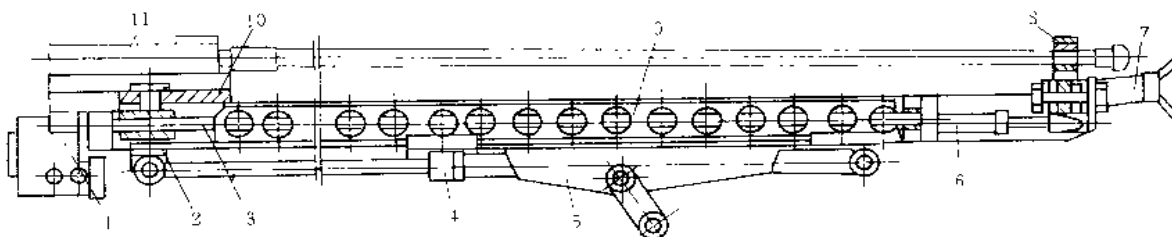


图 2-1-301 气动马达-螺旋推进器 (带液压缸推进导轨)

1—气动马达; 2—螺母; 3—丝杠; 4—补偿液压缸; 5—托盘; 6—扶杆液压缸;  
7—顶尖; 8—扶杆器; 9—导轨; 10—潜岩机底座; 11—外回转潜岩机

与缸体可以相对移动和转动, 螺旋棒 6 上端和缸体固定, 缸体的外表面耳孔 I 与 II 供安装钻臂和支臂缸用。从 A 或 B 口进油使缸体正、反旋转。

#### (4) 翻转缸

图 2-1-306 所示翻转缸的工作原理与螺旋副式转柱 (图 2-1-305) 相同。

图 2-1-307 所示是 CTJY 10 型全液压采矿潜岩钻车的钻臂与推进器的连接装置, 推进器的平移与摆动由它传递, 翻转由它来实现。托架 3 两端孔内固定有翻转液压缸, 在中间下部有主轴 A, 其上加工有花键, 花键部分装有横臂。主轴装在钻臂孔内, 通过横臂传动托架转动。在翻转液压缸两端装有转动下座 1 和支承座

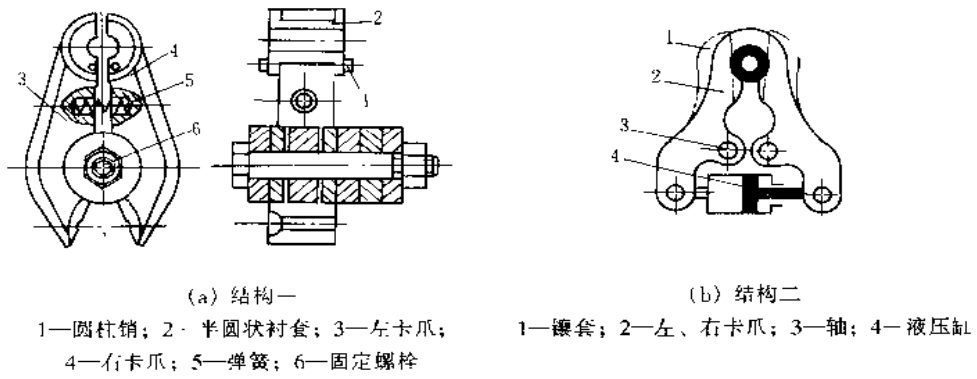


图 2-1-302 扶钎器

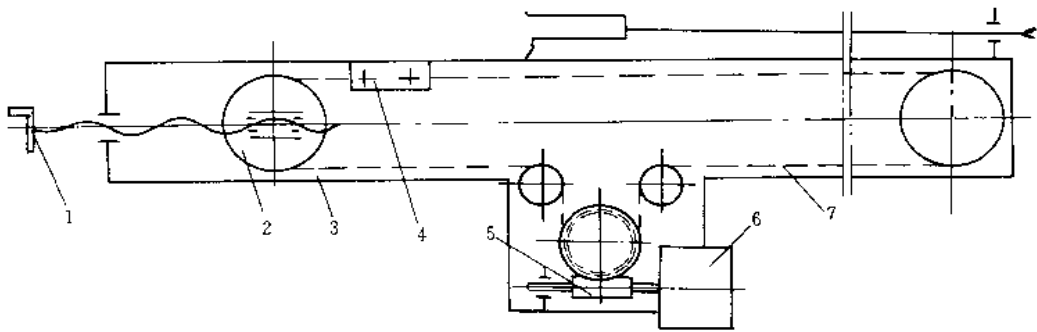


图 2-1-303 气动链条式推进器工作原理

1—链条松紧调节器；2—导向链轮；3—滑架；4—滑板；5—蜗轮蜗杆减速箱；6—气动马达；7—链条

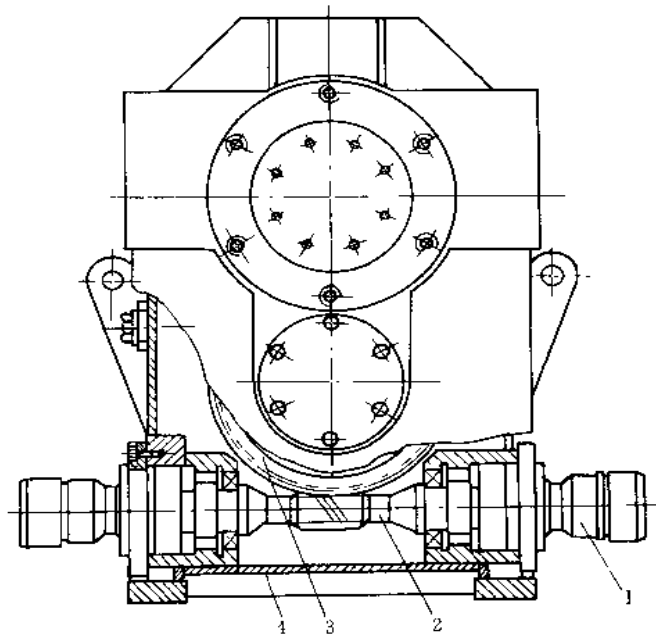


图 2-1-304 双马达蜗轮副钻臂回转机构

1—液压马达；2—蜗杆；3—蜗轮；4—蜗轮箱

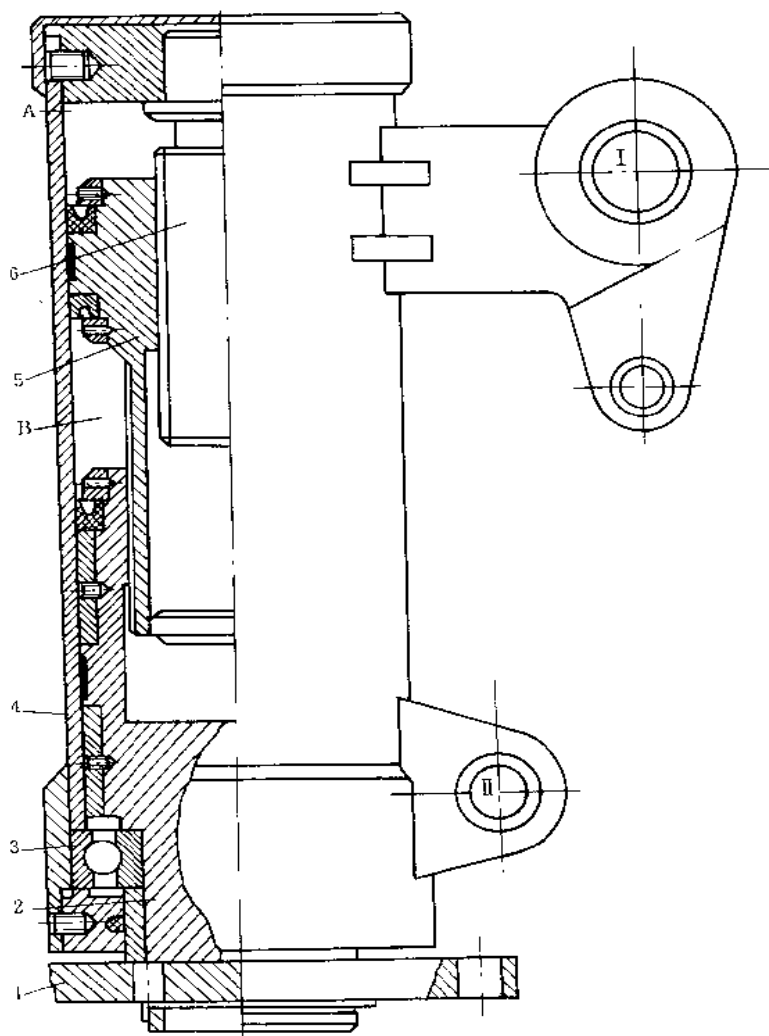


图 2-1-305 螺旋副式转柱

1—4架；2—立柱；3—轴承；4—缸体；5—螺旋母；6—螺旋棒；A、B—进油口

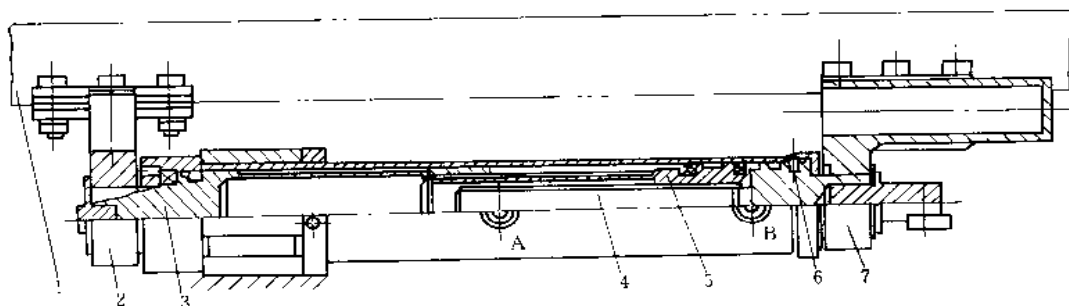


图 2 1-306 翻转缸结构

1—推进器；2—转动卡座；3—连接筒；4—螺旋棒；5—转动体；  
6—固定销；7—支承座；A、B—进油口

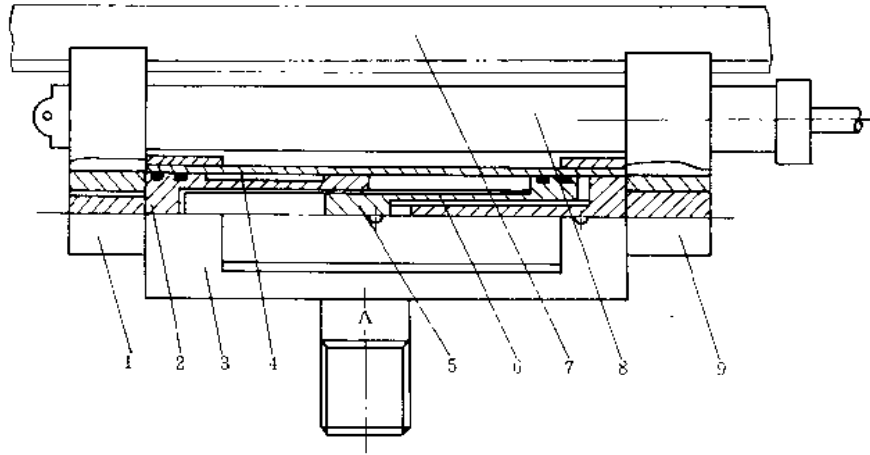


图 2-1-307 托架与翻转液压缸简图

1—转动卡座；2—转动体；3—托架；4—液压缸；5—活塞；  
6—螺旋体；7—导轨；8—补偿液压缸；9—支承座

9，前者中部又装有补偿液压缸 8，上部有滑座同导轨接合，可相对滑动。液压缸 4 右端用螺钉固定在螺旋体 6 右端圆柱部分，螺旋线部分与活塞 5 内孔螺旋槽相啮合，活塞杆外表面的花键又与转动体 2 的花键孔相啮合，转动体 2 装在液压缸内，用轴承支承，可以相对液压缸转动，左端用键与转动卡座 1 相连接，当液压油进入液压缸右腔时推动活塞 5 左移，在移动中，又沿螺旋体 6 旋转，带动转动体 2 旋转，并带动转动卡座转动，进而带动导轨、补偿液压缸及支承座转动，使推进器翻转。如果活塞向左移动，则带动推进器反向翻转。推进器的翻转角度为  $180^\circ$ 。

#### (5) 机械化钻杆加接装置

图 2-1-308 所示为安装在 BMH-250 推进梁上的 RHS27 钻杆加接装置。RHS17C 和 RHS27 钻杆加接装置可装在右 EDS 钻孔系统的钻孔台车上，用于地下开采的深孔钻进时机械化加接钻杆和钻管。装备有这两种型号的钻杆加接装置的推进梁能够在  $360^\circ$  范围钻孔。RHS 17 储杆器可存储长度为 1.83m、尺寸为 32 到 S51 的钻杆或直径达 64mm 的钻管，其存储的杆（管）数（17 根）足够用于约 33m 的孔深，而 RHS 27C 储杆器则可供 51m 的孔深，钻管直径可达 89mm。选用哪种储杆器应依据采矿方法和推进梁的长度确定。

从储杆器取出钻杆，必须一圈挨一圈地逐圈进行，即开始取外圈的钻杆，逐渐向内圈进展。每取出一根钻杆进行一次分度换位。根据钻杆从储杆器中取出和放回储杆器内的不同操作，储杆器采用不同的分度转向。需要进行正确的分度换位，以便当夹持器臂摆进储杆器时，不会发生运动受阻，使夹持器臂受力过大的问题。由于这个原因在储杆器上要留空一个槽位，参见图 2-1-308c。

夹持器臂可在下列位置间移动：1) 钻孔期间，夹持器臂在停置位置 A 处；2) 在旋进和退出钻杆螺纹联接时，夹持器臂在钻孔对中位置 B 处；3) 当夹取或将钻杆放回储杆器时，夹持器臂在储杆器 C、D 位置

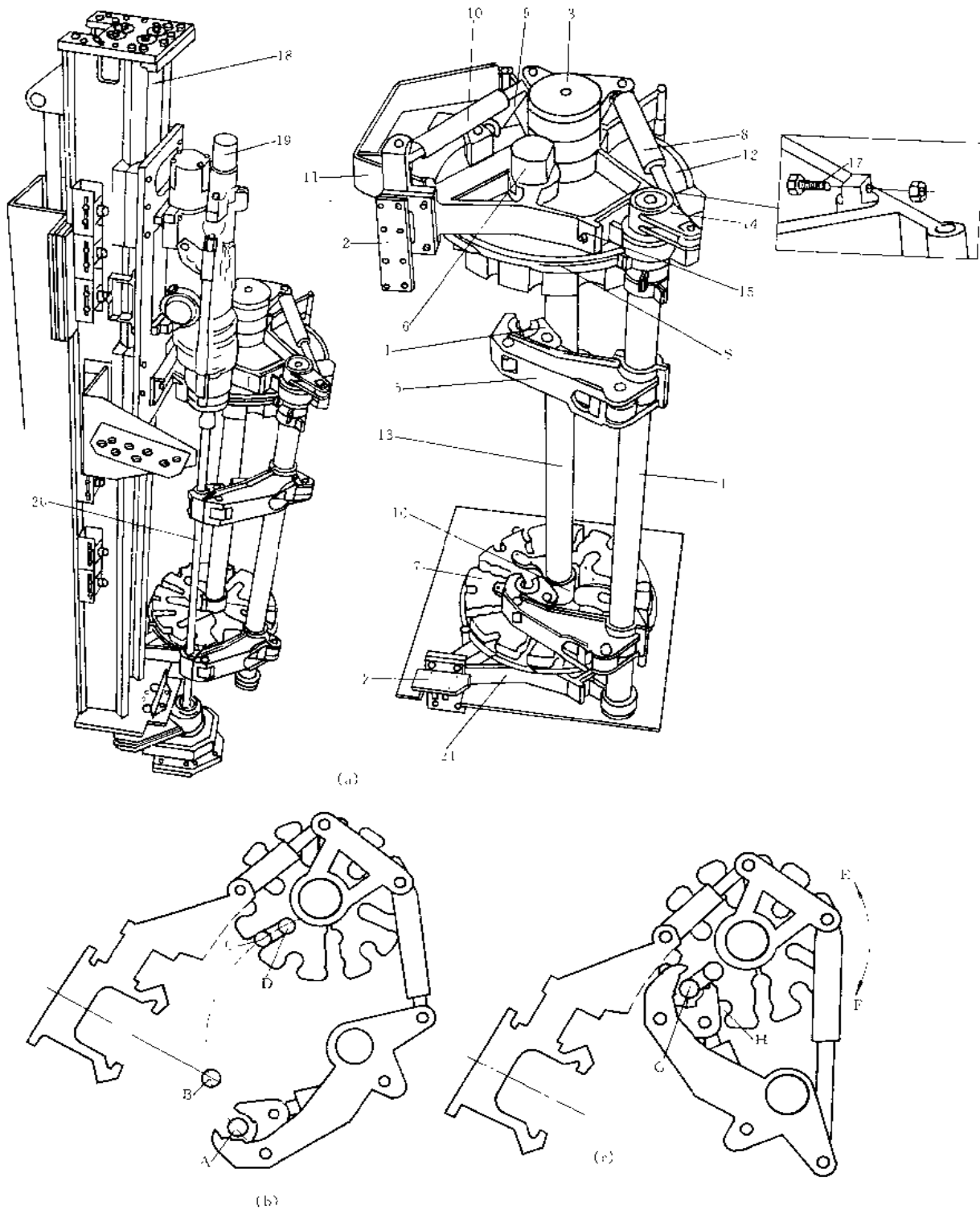


图 2 1 308 凿岩钻机机械化钻杆加接装置

(a) 钻杆加接装置安装在凿岩机推进梁 1 示意及其组成简图; (b) 夹持器臂运动曲线图; (c) 储杆盘的回转方向  
(始终要留出一个槽位)

1—夹持器夹爪; 2—连接板; 3—连接器; 4—夹持器臂轴; 5—夹持器臂; 6—锁定液压缸; 7—储杆盘; 8—摆动液压缸; 9—停置液压缸; 10—分度液压缸; 11—上支架; 12—托盘; 13—储杆器轴; 14—夹持器臂轴上的连杆; 15—夹持器臂轴的调整螺栓; 16—储杆盘卡箍; 17—夹持器臂轴的止动螺栓; 18—凿岩机推进梁; 19—凿岩机; 20—钻杆; 21—下支架; S—托盘轮缘; A—停置位置; B—钻孔(杆)中心位置; C—外圈钻杆位置; D—内圈钻杆位置; E—取钻杆去钻孔时的回转方向; F—将钻杆从钻孔中拔出并拆卸时的回转方向; G—从储杆盘中取出(第一根)钻杆位置; H—当夹持器臂摆进储杆盘时的状态

处，如图 2-1-308b 所示。夹持器组成见图 2-1-309。卡持器臂借卡头和 M 10 螺栓固定在夹持器臂轴上。旋紧螺栓时，要使用扭力扳手，并交替旋紧至扭矩为 75N·m。

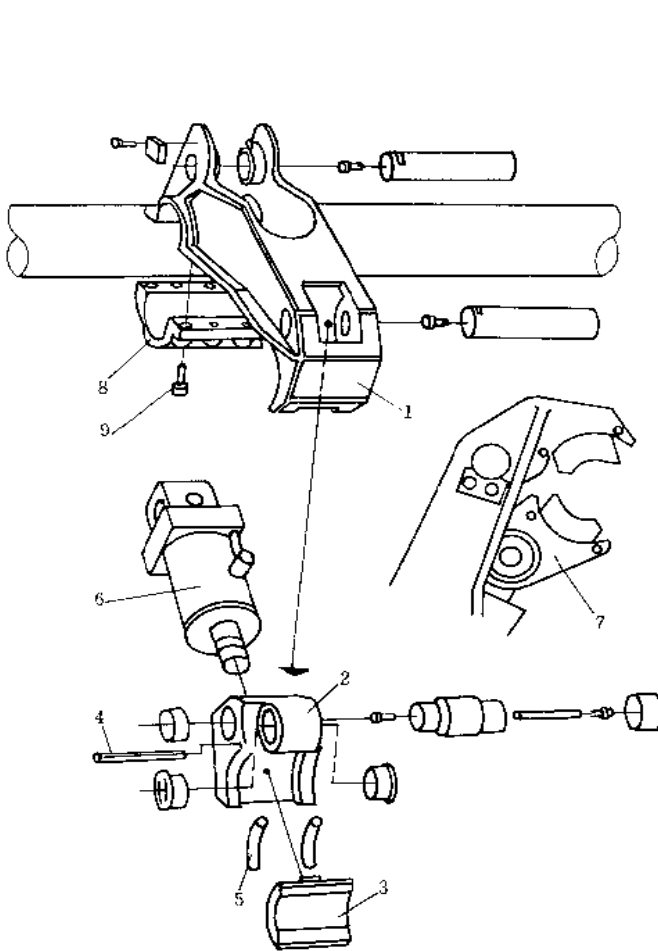


图 2-1-309 夹持器组成

1—夹持器臂；2—卡瓦体；3—卡瓦衬；4—弹簧销；5—吸振元件；6—液压缸；7—夹持器夹爪；8—卡头；9—螺栓

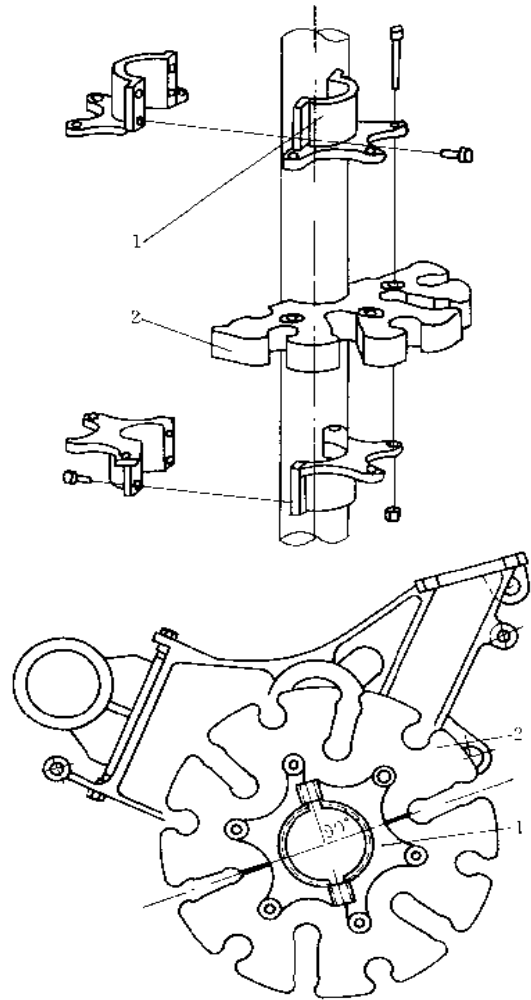


图 2-1-310 储杆盘和卡箍

1—储杆盘卡箍；2—卡箍

储杆盘和卡箍（图 2-1-310）各自结合面应互成 90° 组装。将卡箍固定在储杆器轴上时，要用扭力扳手交

替紧定所有固定螺栓，使扭矩达 130N·m。图 2-1-311 所示为储杆器轴后轴承。

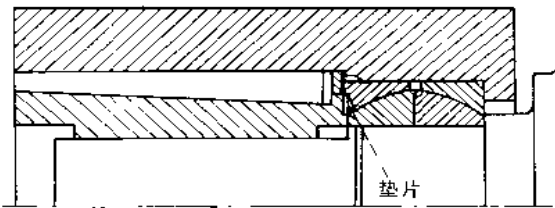


图 2-1-311 储杆器轴后轴承

图 2-1-312 所示为钻杆加接装置液压系统。夹持器臂在钻孔中心线与储杆器之间的运动速度可以在摆动液压缸回路上的节流—逆止阀 TH1 上进行调整。停置液压缸回路中有一个减压阀 PR1 是保护连

杆和液压缸不致超载。

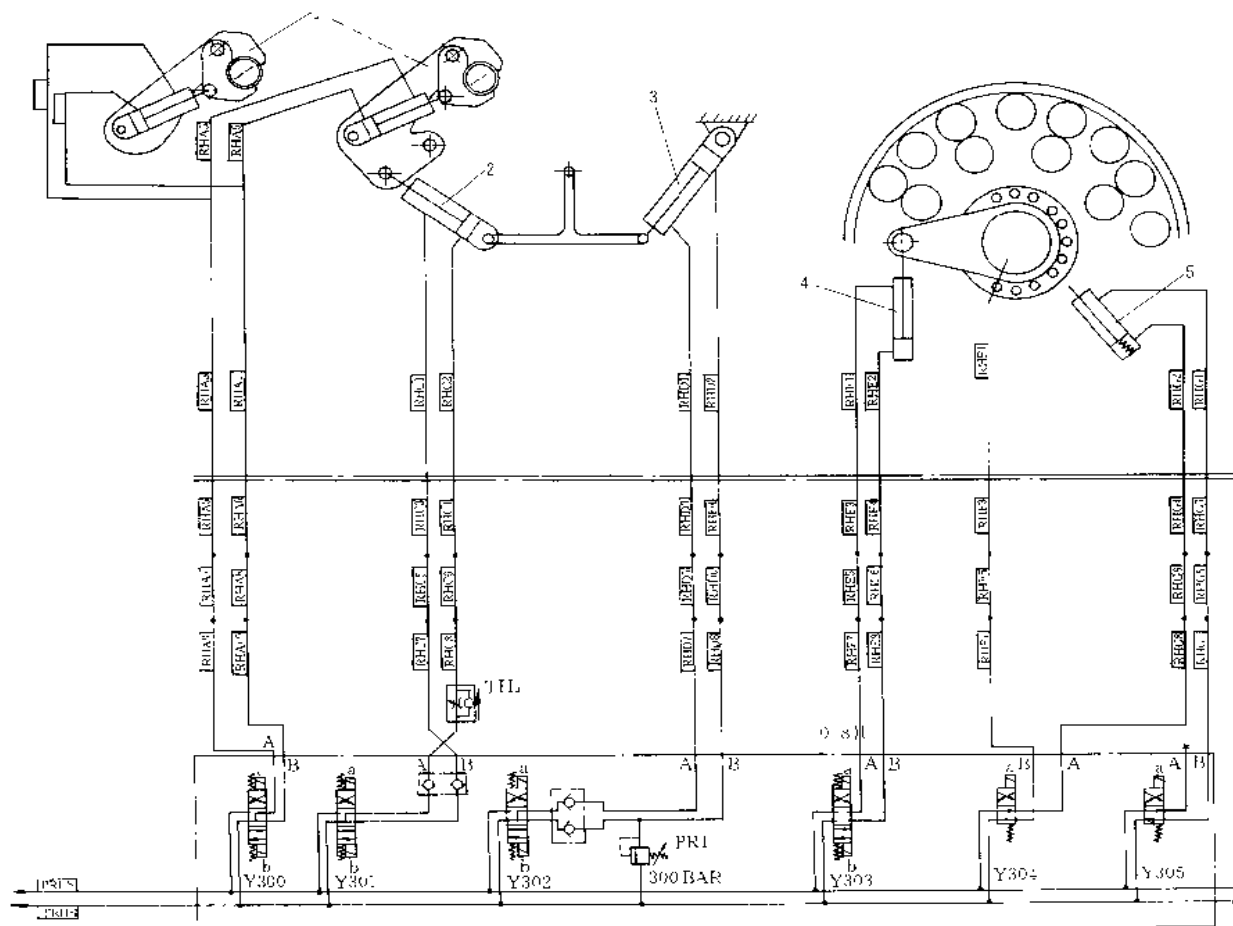


图 2-1-312 钻杆加接装置液压系统

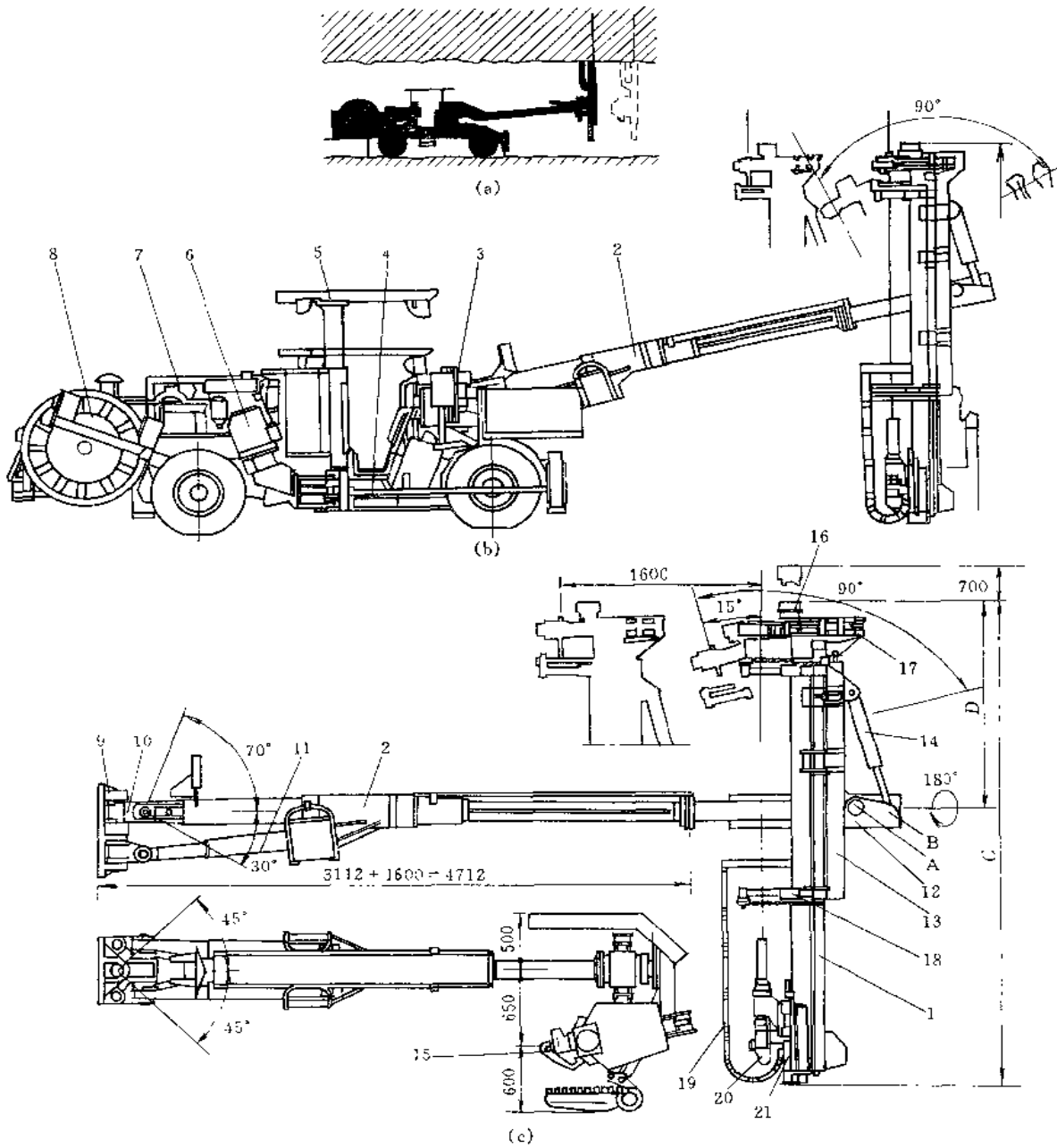
1—夹持器；2—摆动油缸；3—等置油缸；4—分度油缸；5—锁定油缸

### 13.3 锚杆支护钻车

#### 13.3.1 NH-321 型全液锚杆支护钻车

图 2-1-313b 所示为 NH-321 型全液锚杆支护钻车，能完成钻孔、注浆（装树脂药包）、自动安装锚杆的全过程工作。它可以安装任何一种型式的锚杆，如水泥卷锚杆、水泥注浆钢筋锚杆、散装水泥锚杆、摩擦式锚杆和机械式锚杆等。

安由标准化凿岩钻车和不同的转架组成，主要部件有：1) 三位通用锚杆支护转架（RBC 20/26 型），配有自动化岩石锚固装置和可放 10 根锚杆的锚杆仓，并有向机头内输送压缩空气的凿岩机，防止岩浆沿钻杆流入。锚杆长度 RBC 20 型为 1.9~2.1m，RBC26 型为 2.4~2.7m，锚杆直径为 19、20、22、25mm，用于树脂或水泥的注射管直径为 22、24、28mm；2) NBUT-25 BB 型液压钻臂，具有双三角支承交叉联的液压缸，运动准确，自动保持平行，可伸缩 1.6m，安装一次可进行两排或多排的顶向或侧向锚杆支护作业；3) Cop 1028HD 型液压凿岩机，动力站型号为 BHU 32-1 B 型；4) BDC16 型底盘，柴油机驱动，铰接车体，液压转向，行走速度为 13km/h。



mm

锚杆长度	钻杆长度	最大孔深	C	D	转架型号
1900 - 2100	2475	2055	3485	1800	RBC 20
2400 - 2700	3090	2670	4095	1800	RBC 26
3000 - 3300	3700	3280	4710	2300	RBC 32
3600 - 3900	4305	3885	5315	2300	RBC 38

图 2-1-313 NH-321 型全液锚杆支护钻车

- 1 转架；2—钻臂；3—操纵控制装置；4—底盘；5—安全防护顶棚；6—搅拌装置；7—发动机；8—卷筒；  
 9—钻臂座；10—十字铰头；11—支臂液压缸；12—支座；13—托架；14—摆动液压缸；15—扶  
 杆器；16—顶尖；17—转角液压缸；18—锚杆仓；19—导管架；20—凿岩机；21—旋转器



钻臂和转架组成工作装置。钻臂 2 用三个十字铰头 10 安装在钻臂座 9 上，上十字铰头铰接钻臂 2，下两个十字铰头成水平布置，铰接支臂液压缸 11 的活塞杆。支臂液压缸铰接在钻臂中部下侧的铰座上。钻臂装有活塞式伸缩装置和螺旋式回转机构，可以使钻臂伸出 1.6m 和使前部旋转 180°。转架 1 通过轴 A 铰接在钻臂端部的横向支座 12 上，转架摆动液压缸 14 的活塞杆也铰接在该支座上，其缸则铰接在转架上部。图 a 表示工作中的锚杆支护钻车，图 c 表示工作装置及其摆动角度与尺寸。

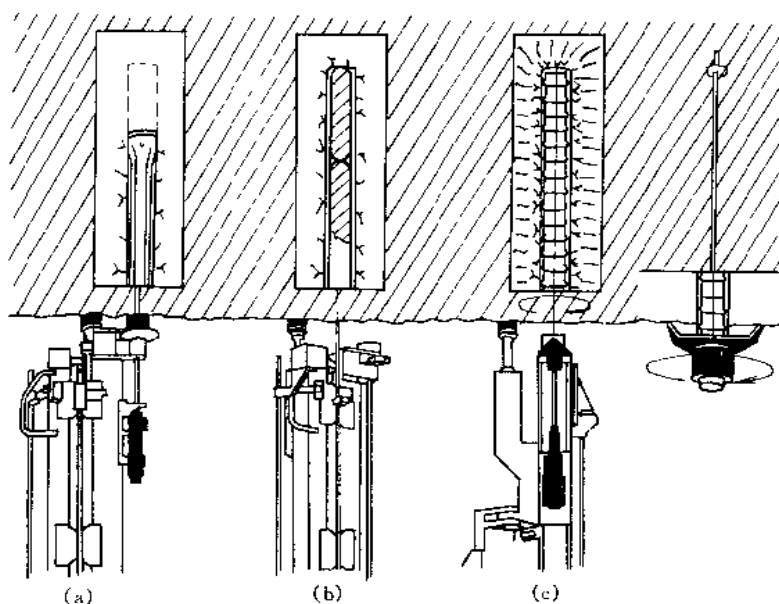


图 2-1-314 锚杆支护作业一次循环示意图  
(a) 钻锚杆孔；(b) 用压气注射树脂药包；(c) 将锚杆插入孔中，  
借锚杆马达旋转绷紧

图 2-1-314 所示为锚杆支护作业一次循环示意图。

### 13.3.2 锚杆支护钻车的转架

图 2-1-315 所示为全液锚杆支护钻车的三位转架三种工位示意图。转架是完成钻孔、装药、装锚杆作业的装置。在转架顶端装有转盘 3，利用两个铰接在转架上的转角液压缸 2 的伸缩动作带动扶杆器、扶（锚）杆器及扶管器旋转。下端有移动装置，使凿岩机和旋转器能配合转盘动作。

当两转角液压缸 2 活塞杆伸出均在中间，扶杆器 6 在中间，即同 a 位置，下部配合动作使凿岩机也转至中间，为凿岩钻孔位置；当左侧活塞杆推出，右侧活塞杆收回，转盘逆时针转动，使扶管器 5 对准钻孔，即图 b 位置，但下部不动，可以送管至孔中，完成装混凝土至孔底；当左侧活塞杆收回，右侧活塞杆推出，转盘顺时针转动，使扶杆器对准孔位，即图 c 位置，下部也移动，推动凿岩机左移，开动推进器把锚杆送至孔内，随后开动旋转器拧紧螺母。在转架侧面装有锚杆仓 13，在液压缸推动下可沿竖轴旋转，配合上、下链条，完成送锚杆动作。

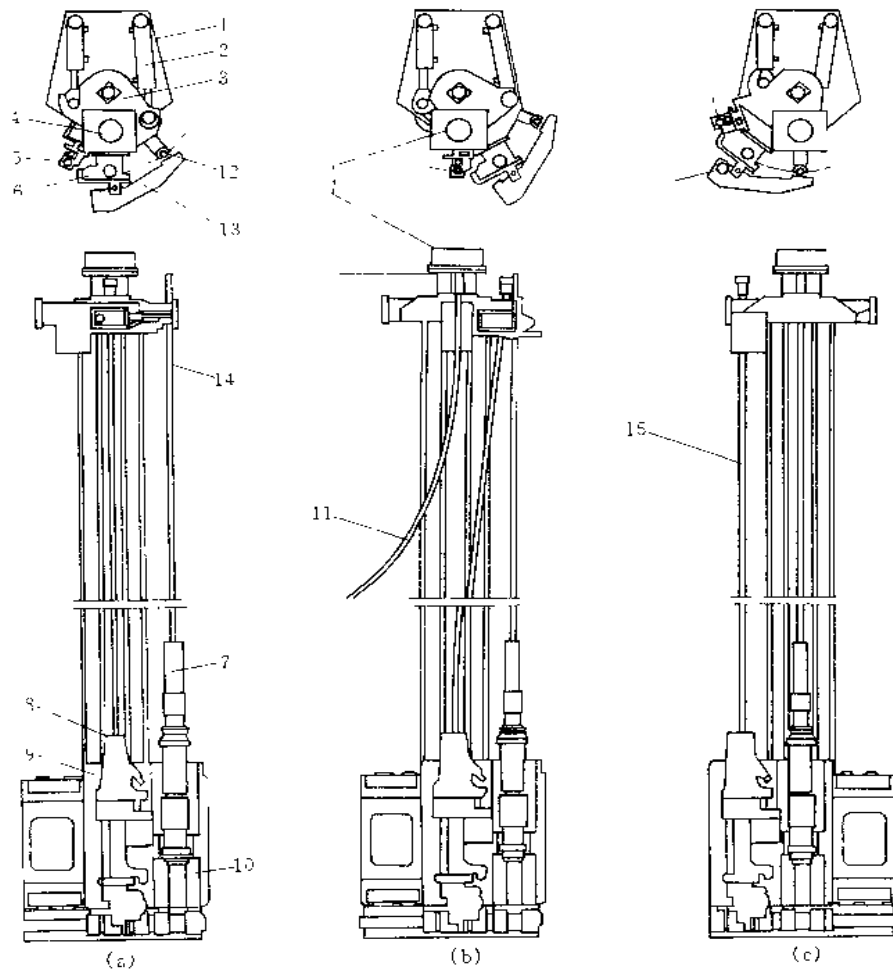


图 2-1-315 RBC 型三位转架示意图

1—转架体；2 转角液压缸；3—转盘；4—顶尖；5—扶杆器；6—扶杆器；7—锚杆旋转器；8—凿岩机；9 凿岩机托架；10 锚杆旋转器托架；11—送浆管；12 扶杆器；13—锚杆仓；14—锚杆；15—钻杆（钎杆）

图 2-1-316 所示为另一种三位自动锚杆支护转架结构。在转架 3 上铰接旋转臂 5，依靠转角液压缸 12 推动可绕立轴 4 转动。在旋转臂上装有托架，托架两侧装有凿岩机及锚杆装配机的推进器上的导轨 7 和 9，可在托架上滑动中间装有树脂药包输送管的扶杆器 8；推进器的推进是靠托架中间的补偿液压缸来完成。锚杆仓 11 可以装 4~15 根锚杆，它由液压马达驱动两条多排套筒滚子链组成的送杆机构依次送入转架的装锚杆机构。

图 2-1-317 所示为该转架上凿岩机与装锚杆机构共用一个推进液压缸组成的封闭传动（推进）系统。忽略运动体的重量，则  $T_B - T_C = \frac{1}{2} F$ 。当活塞向下推进，D 向 F 运动，B、C 点同时上升，则有： $S_D - S_B = S_C$ ， $V_D - V_B = V_C$ ，锚杆作业中凿岩机与装锚杆机构交替地进行工作，即 B、C 点交替运动。使 B 或 C 点中

一个点为非工作点，被固定后，系统变成了一个动滑轮装置。若C点固定， $V_C=0$ ， $S_C=0$ 。根据动滑轮传动原理， $V_B=2V_O$ ， $S_B=2S_O$ ，B点推进力  $F_B=1/2F$ ，则  $F_B=T_B$ ，同理，B点固定， $V_B=0$ ， $S_B=0$ ， $V_C=2V_O$ ， $S_C=2S_O$ ，C点推进力  $F_C=1/2F$ ，则  $F_C=T_C$ 。

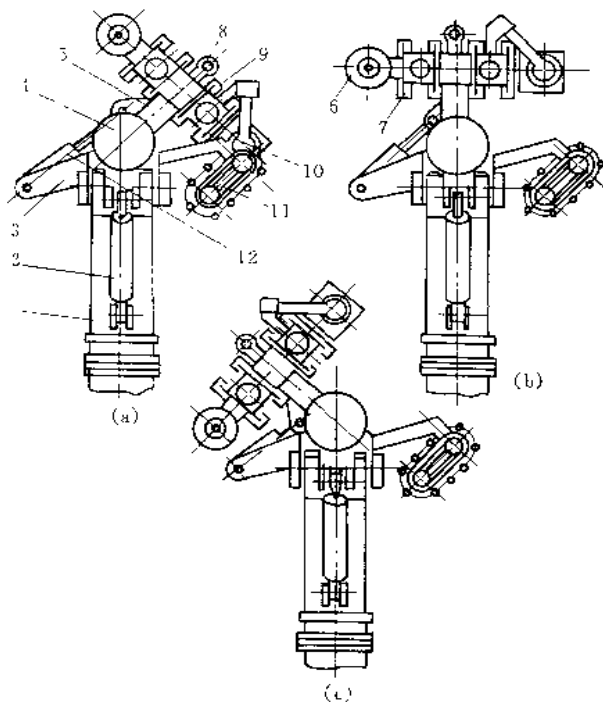


图 2-1-316 一位自动锚杆支护转架结构图  
(a) 钻凿锚杆孔；(b) 送树脂药包入孔；(c) 安装锚杆杆体

1—钻臂；2—液压缸；3—转架体；4—立轴；5—旋转臂；6—扶杆器；7—凿岩机导轨；8—扶管器；9—送杆器导轨；10—扶杆器；11—锚杆仓；12—转角液压缸

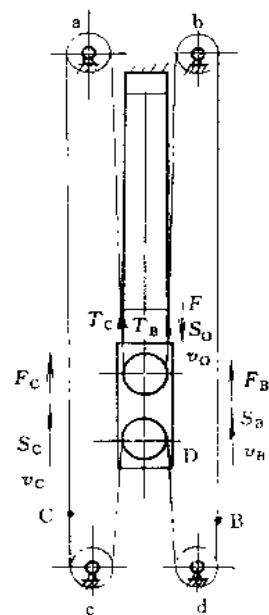


图 2-1-317 推进系统原理图

a、b、c、d—滑轮（链轮）；B、C—分别为凿岩机与装锚杆机构中心；D—滑轮（链轮）组；F—液缸缸推进力； $T_B$ 、 $T_C$ —钢丝绳（链条）张力； $S_O$ 、 $v_O$ —O点行程与速度； $S_B$ 、 $v_B$ —B点行程与速度； $S_C$ 、 $v_C$ —C点行程与速度； $F_B$ 、 $F_C$ —B、C点的推进力

## 13.4 破碎锤

破碎锤是一种既可装在挖掘机类行走机械上进行采矿、采石、施工和拆毁、打排柱孔等特殊作业，又可装在液压臂端，安装在格筛、给矿机、初碎机和冶金炉等设备旁的各种托座上进行大块矿石的二次破碎以及炉渣破碎。装上气压吹洗装置后，还可用于水下作业。装载和运输设备还可以和锤子同时作业。

### 13.4.1 流体推杆高能冲击锤

图 2-1-318a 所示为 JOY 流体推杆高能冲击锤。它是借助液压压缩的氮气的迅速膨胀而产生的爆炸能量推动活塞和液体推杆冲击锤尾工作的。这不仅避免了传统破碎锤钢对钢的冲击，而且由于活塞的能量  $E = \frac{1}{2}mv^2$ ，与其速度平方成正比，因此这种流体推杆破碎机允许活塞速度比传统锤可能快好多倍，在同样活塞

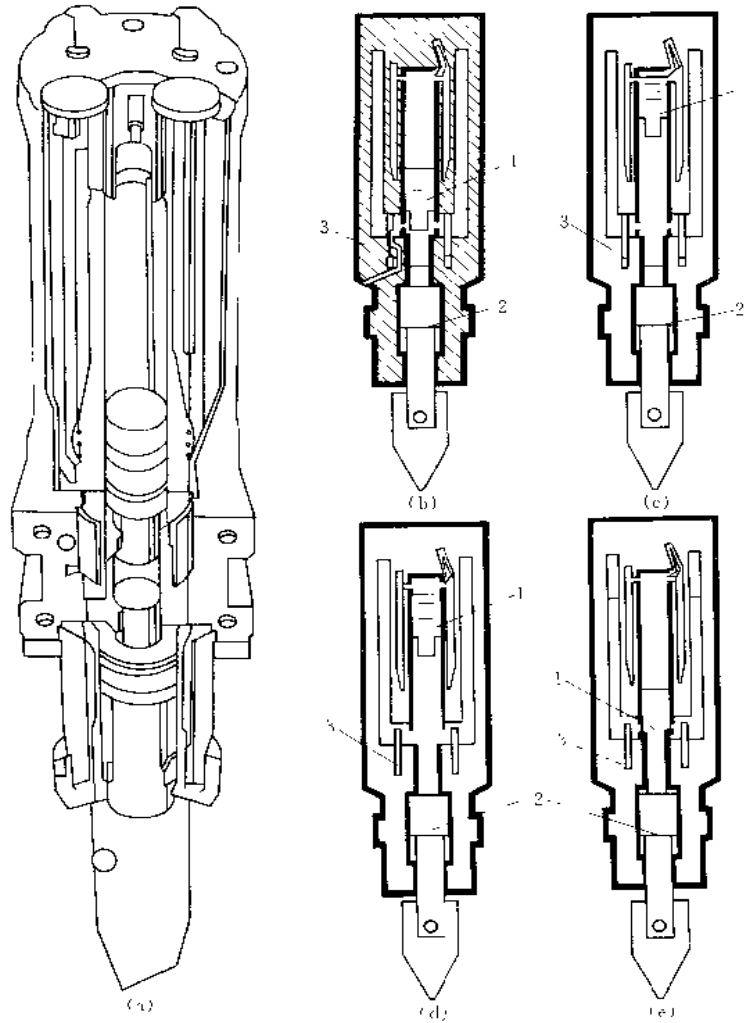


图 2-1-318 JOY 流体推杆高能冲击锤及其原理

1—活塞；2—冲击锤杆；3—滑阀

质量情况下，可提供高得多的能量。它可能提供爆炸能量达 27116J。

图 2-1-318b~d 表示了这种高能锤的冲击循环过程：通过滑阀 3 注入的液压油施压于活塞 1 的背面（图 b），活塞上移压缩环形蓄能器里的氮气；当活塞通过蓄能器至出入口时，剩余气体从气缸支路进入蓄能器，此时活塞处于准备开始冲击位置（图 c）；当滑阀动作到允许液压油流入排气装置时，活塞便被压缩气体作用开始下落，但是由于支路的限制，初始气体流动速度相对比较慢，这样就使在行程中的滑阀很容易完全打开，同时活塞背压减至最小，油液被压入低压排气装置（图 d）；当滑阀完全打开时，气体蓄能器出入口也由于活塞下降畅通，这时压缩气体迅速膨胀使活塞加速冲击液压油柱-流体推杆，并冲击锤杆向前破碎岩体等（图 e）。如果锤杆冲击没有反力或者岩石已破碎，则气体减振器就抑制了锤杆的运动。

图 2-1-319 所示为破碎锤机臂。图 b 为破碎锤装在行走机构上进行水下作业。图 c 为掘进、采石、撬毛的工作过程。

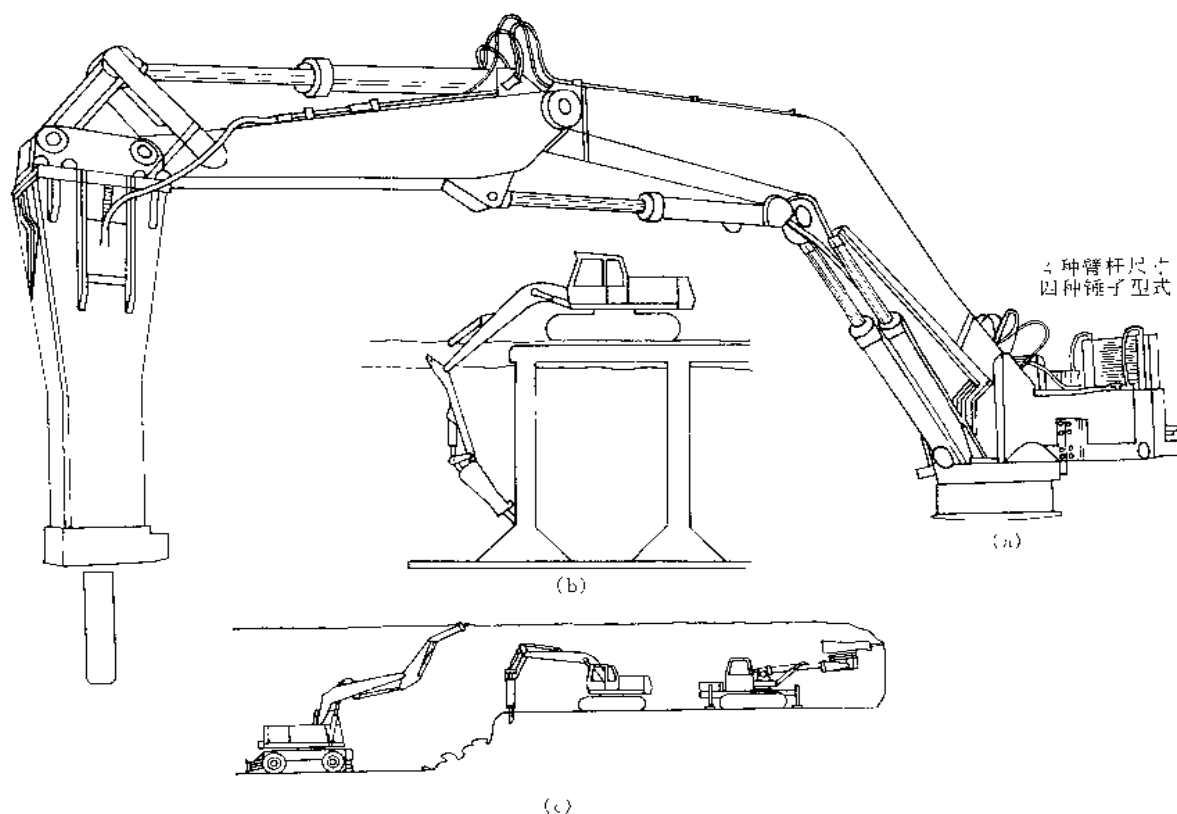


图 2-1-319 破碎锤机臂

(a) BBI 大型锤击机臂；(b) 破碎锤装在行走机构上进行水下作业；(c) 掘进、采石、撬毛

### 13.4.2 液压破碎锤

图 2-1-320 所示为 Krupp 液压破碎锤。其特点是：由于增设了隔膜气液蓄能器并对滑阀进行了改进，增加了爆炸频率，而且气体活塞蓄能器改善了起动性能，活塞尾部直径与锤尾直径相同，使得冲击能量得到了有效传递，从而提高了运转性能。同时表面处理（活塞）、锤杆合理选材与热处理以及良好充足的润滑，改进了安全性、减少了磨损，延长了保养间隔时间。此外，还由于增加了噪声防护罩，减轻了噪声对环境的污染。

图 2-1-321 所示为 TEX200H、TEX250H、TEX250HS 型液压破碎锤结构示意图。其阀门更换容易，便于根据所选运载车来调节液压力。上端设有高压蓄能器，可缓和破碎时的振动和反冲力对液压臂的不良影响。下端设有预压缩弹簧机构，借助它可迅速省力地拆换机件。安全定位销配有特制垫，工作中不需重新紧固。活塞的结构保证了能量最大限度地传到锤杆上。润滑系统可保证加一次润滑油运转 500 h，减少了维修保养工作，提高了工效。

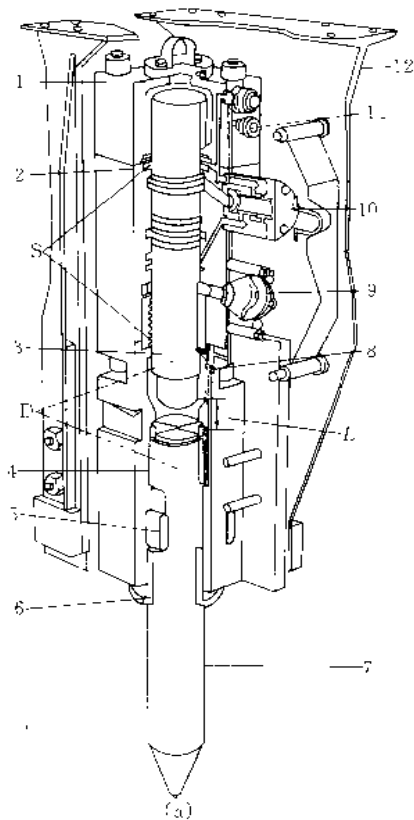
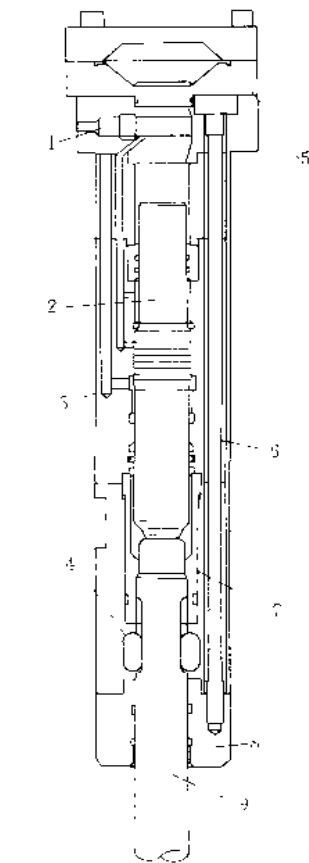
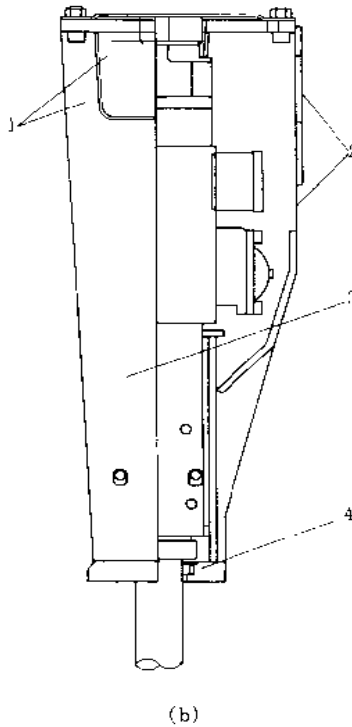


图 2-1-320 Krupp 液压破碎锤 (德国)

(a): 1—气体活塞蓄能器; 2—缸体;  
3—活塞; 4—上导向套; 5—保持销;  
6—下导向套; 7—锤杆; 8—润滑嘴;  
9—隔膜气液蓄能器; 10—滑阀; 11—  
冲击室排气口; 12—隔声罩; S—经表  
面处理; D—活塞和锤尾直径相同;  
L—长冲程

图 2-1-321 TEX 液压破碎锤  
(Atlas Copco)

1—阀; 2—活塞; 3—缸体; 4—固  
定销; 5—高压蓄能器; 6—安全定  
位销及特制垫片; 7—导向套; 8—  
下导向套; 9—锤杆

(b): 1—反冲弹簧及特殊塑  
料做的阻尼垫; 2—操纵窗  
口; 3—特殊塑料制导向  
板; 4—衬套及密封圈

图 2-1-322 所示为 Rammer 液压锤。其特点是: 1) 有一个简单的短管阀结构能提高效率, 并确保锤子在任何位置的可靠工作, 而且, 锤上三个阀可在不拆卸锤子的情况下进行检修; 2) 长的重型柱塞能产生高的冲击能及强有力的脉冲, 提高破碎效率; 3) 前端两个导向套提供了良好的导引作用; 4) 尾部缓冲器可保证挖掘臂和液压缸不受锤子工作时产生的反作用力的影响。

图 2-1-323 所示为蒙特贝德液压破碎锤。其特点是: 1) BRV 系列破碎锤具有随岩石硬度不同自动调节冲击功和频率的功能; 2) 消除空打; 3) 减少对动臂的反弹力和对地面的振动; 4) 采用获国际专利的新型导向装置, 岩石作用到杆的扭矩由上导向套承受, 而不是传统设计那样由保持销承受, 延长了保持销寿命, 防止了锤杆的早期断裂, 同时加大了导向套, 增加了支承面积, 并采用硬青铜制造, 降低了与钢的摩擦系数, 减少了磨损, 延长了导向套寿命; 5) 具有大容量自动润滑站, 有利于提高锤杆和前端各零件的寿命。

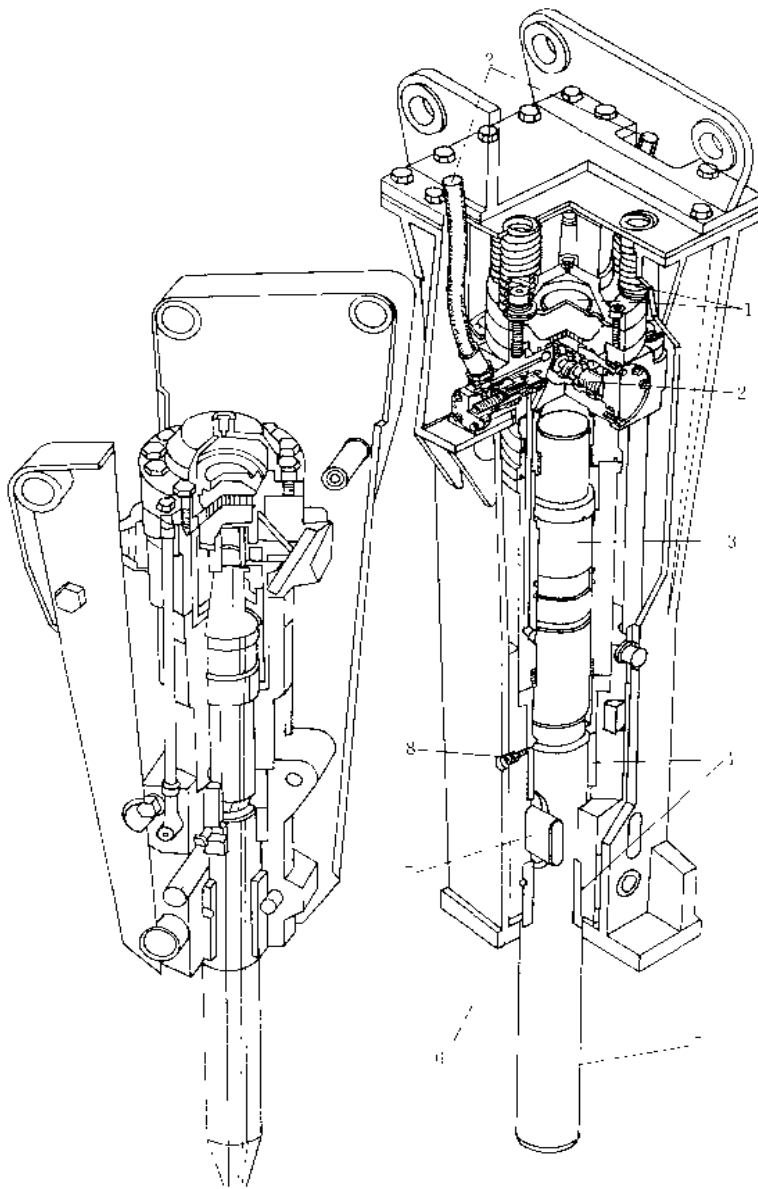


图 2-1-322 Rammer 液压锤 (芬兰)  
1—缓冲器；2—短管阀；3—K 的重型杆  
塞；4—前端导向套；5—锤杆；6—壳体；  
7—保持销；8—润滑嘴

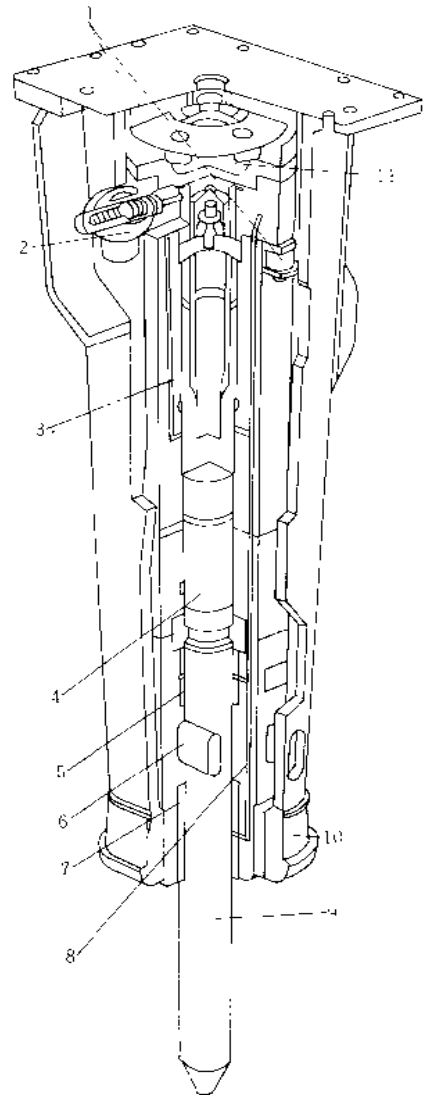


图 2-1-323 蒙特贝德液压破碎锤  
1—隔振装置；2—液压油管旋转接头；  
3—缸体；4—活塞；5—上导向套；6—保  
持销；7—下导向套；8—润滑系统；9—  
锤杆；10—壳体；11—隔膜全液式蓄能器

### 13.5 露天履带钻机

图 2-1-324 所示是一台为适应特殊工作条件和改善安全性能和工作环境而配备了相应附加设备的露天履带钻机。其主要零部件包括：1) 钻孔倾斜检测仪 5。(图 2-1-325a、b) 它可以使钻机获得正确的钻孔倾角和方向，而且又快又好。该装置包括现代微电子元件和最少的移动件，以确保工作的可靠性。钻孔倾斜角由安装在推进梁上的发射机定位。司机可从钻机操纵台的指示器表盘上(图 2-1-325c) 看出钻孔进尺情况，当表盘上两根光条上的光点在 0 点位置时，表明推进倾角是正确的。2) 压力传感选择器 21、22。它们可以根据

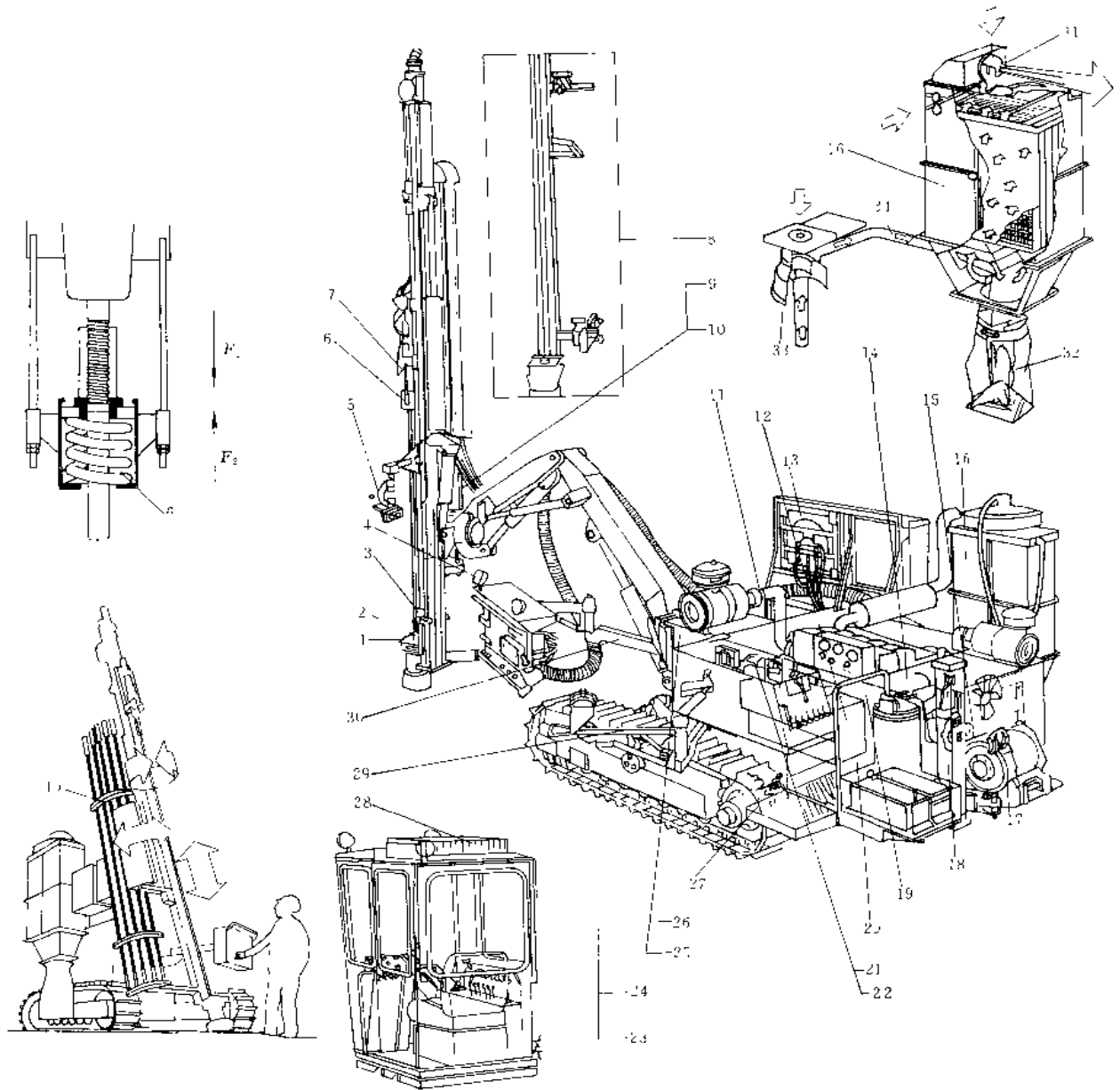


图 2-1-324 履带钻机

1—液压凿岩机钎杆托架；2 螺纹润滑（脂）装置；3—液压凿岩机钎杆托架缓冲止动器；4—工作灯；5— 钻孔倾斜检测仪；6—钻杆顶取装置；7—液压衬套夹持器；8— 钻杆架；9— 钻杆控制转换装置；10— 机械化钻杆加接装置；11—灰尘过滤器；12—中间加油泵；13— 油冷却器；14—合成引擎油；15—提高冲洗能力的压缩机配套器材；16—灰尘收集器；17—绞车装置；18—液压千斤顶；19—防冻装置；20—冲洗空气控制阀；21—减少冲击机械压力传感器；22—压力传感选择器；23—带三层覆带齿板的履带；24—带清洁孔的履带；25—液压油加热器；26—合成液压油；27—两速牵引；28—司机室加热器和空气调节器；29—运输控制转向手柄；30— 钻机控制手柄；31—喷射泵或风机；32—灰尘收集袋；33—灰尘吸入罩；34—吸尘管； $F_1$ —来自凿岩机的冲击能； $F_2$ —来自钻杆反冲能（由缓冲弹簧缓冲）



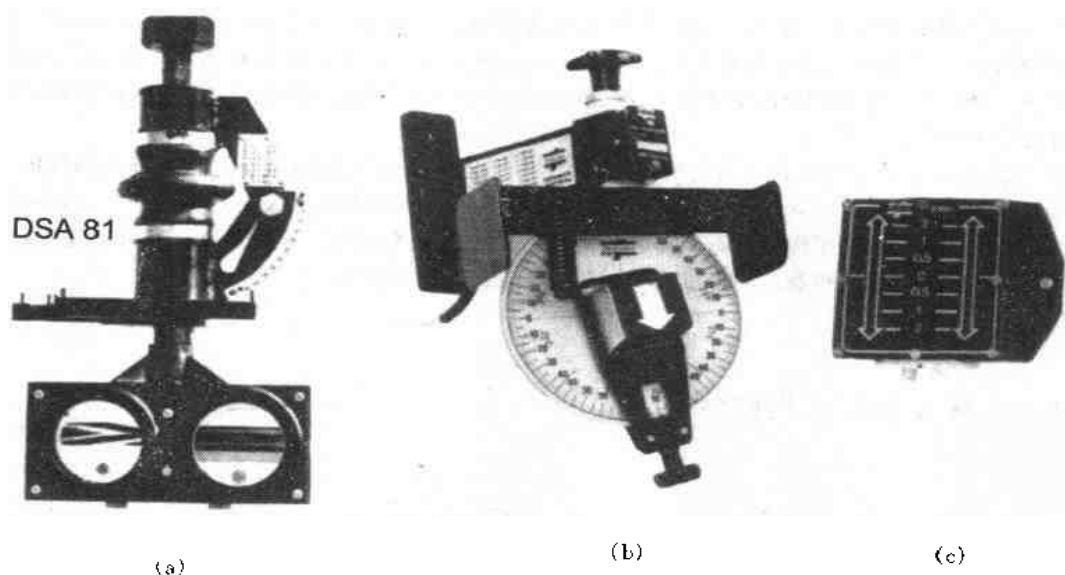


图 2-1-325 履带钻机钻孔倾斜检测仪

钻进情况调整选择冲击和回转机械、油冷却器和灰尘收集器等液压回路的压力，特别在遇到裂隙发达的岩层时可降低冲击机械的压力，以改善作业性能。3) 机械化钻杆加接装置 10。它可减轻工人的劳动强度，减少辅助工作时间，提高作业效率和安全性。4) 灰尘收集器 16。它的吸入罩装在钻孔口，可以在钻进同时吸收岩尘，大大改善了工作环境。它是由风力喷射泵或液压风机驱动。这种液压风机在压缩空气供应受到限制，或者当用液压凿岩机作业，或者内装有液压力装置的其他型式钻孔设备时都是非常有利的。5) 钻杆提取装置 6。它可将钻凿时压紧的钻具有效地回弹，减少钻杆反冲对设备的不良影响。同时有效地实现了冲击频

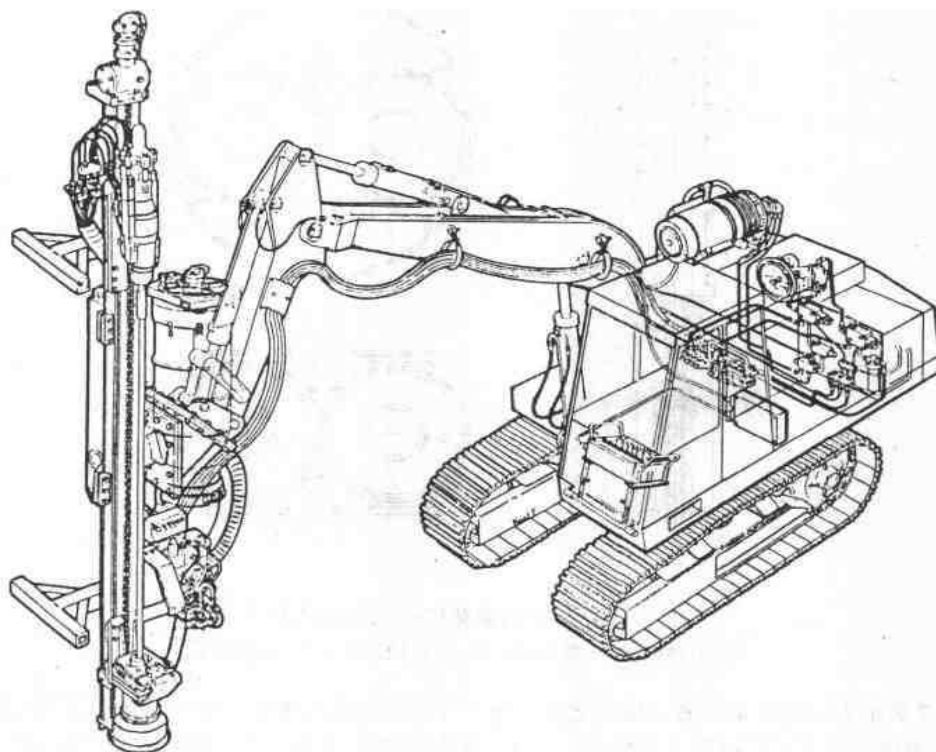


图 2-1-326 安装在反铲或其他型式挖掘机上的钻机

率的参数。6) 三点支承的液压千斤顶 18。它可使整机迅速而稳定地就位, 而且能适应凹凸不平的地形工作。7) 防冻装置 19。在压缩空气系统配有乙醇, 其蒸汽可以阻止悬浮水汽的冷凝和结冰。8) 浸入式加热器 25。在寒冷 ( $-15^{\circ}\text{C}$ ) 的气候和地区工作时, 安装在液压油箱里的浸入式加热器 25 可以缩短起动时间和减少液压泵的气穴现象的发生。

图 2-1-326 所示为安装在反铲或其他型式挖掘机上的钻机。这种液压凿岩装置是将钻孔有关部件集中在一起, 因此它可以很容易把反铲或其他型式挖掘机改装成钻机。反之将钻机改为反铲也一样简单。这种装置适用于房屋基础、公路建设中的挖沟和砾石破碎, 其炮孔钻凿都是标准化的。其优点是: 充分利用挖掘机, 钻机与挖掘机互换简单; 可远程控制; 动力可应用运载工具自身的液压系统。

## 13.6 桩工机械

### 13.6.1 双螺旋钻扩孔机的钻头

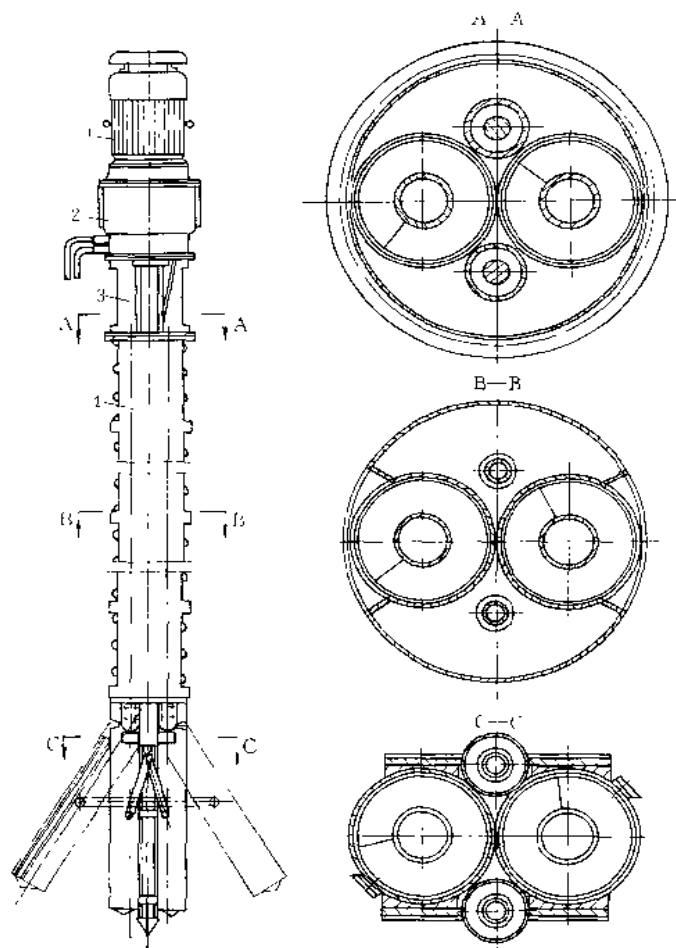


图 2-1-327 双螺旋钻扩孔机的钻头结构

1—电动机; 2—减压器; 3—扩孔液压缸; 4—钻头总成

图 2-1-327 所示为双螺旋钻头的结构。它是一种双刀管、双输土螺旋, 并可在钻孔端部扩孔。钻具由两根并列的钢管组成, 每根钢管内有一根螺旋叶片轴, 钢管用隔板焊在一起。两根钢管在孔壁的一侧开有出土窗口, 钢管下端装有直径相同的刀管, 刀管由液压缸操纵可绕铰点张开或并拢。刀管下端刃头用于钻孔, 侧面用于扩孔。

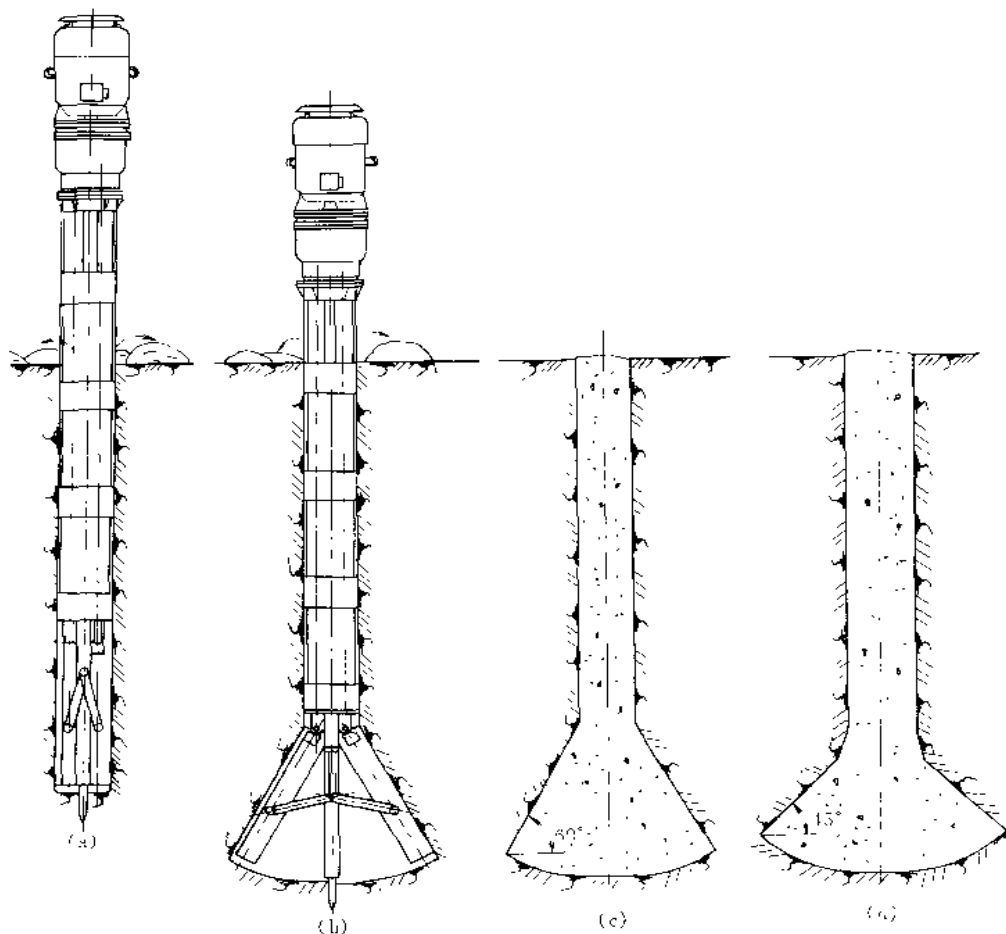


图 2-1-328 钻扩孔机的施工过程

(a) 钻孔; (b) 扩孔; (c) 普通钻扩机成孔后的灌注桩; (d) 双螺旋钻扩机成孔后的灌注桩

图 2-1-328 所示为双螺旋钻头的施工过程。钻孔时, 两个刀管并拢, 两根螺旋杆高速旋转, 刀管下的刀头切削土壤, 碎土沿各自螺旋叶片上升, 从钢管侧壁的窗口排出。当钻深到预定深度时, 液缸缸伸出, 使两条刀管逐渐张开, 进行扩孔。扩孔完成后, 收拢刀管, 提出钻具。钻孔内浇注混凝土后成桩。这种钻头可以钻圆锥孔, 使灌注桩的承载能力增大。

### 13.6.2 旋喷成桩机

图 2-1-329 所示为旋喷成桩机的施工过程。其成桩工艺为: 先在成桩处用钻机钻一导孔, 再将旋喷头插入此导孔中, 旋喷头一边旋转一边喷出水泥浆, 使水泥浆和冲碎的泥土混为一体, 凝固后成桩。这种成桩方法特别适用于加固松软土质的地基。

图 2-1-330 所示为旋喷头的结构示意图。它由送液器、三重钻杆和喷头等组成。三重钻杆的中心管为高压水管, 自超高压泵来的高压水由此进入并从喷嘴射出, 以冲碎周围的泥土以及砂石。为了使水流喷射有

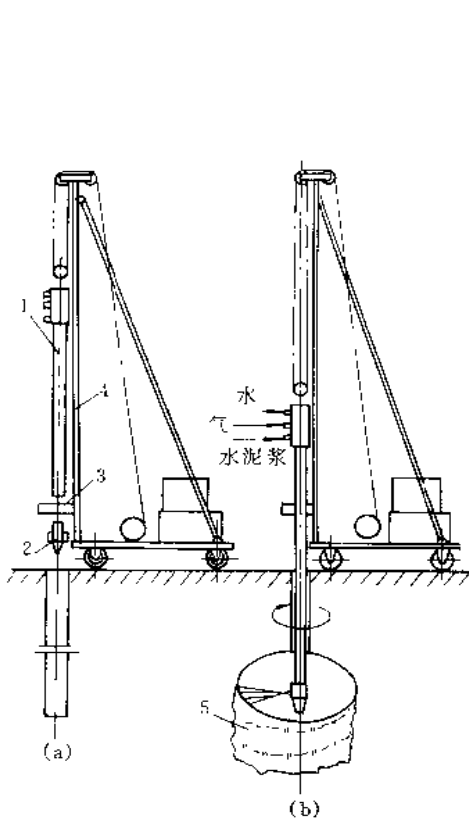


图 2-1-329 旋喷桩施工过程  
1—三重管；2—喷嘴；3—传动箱；  
4—桁架；5—桩体

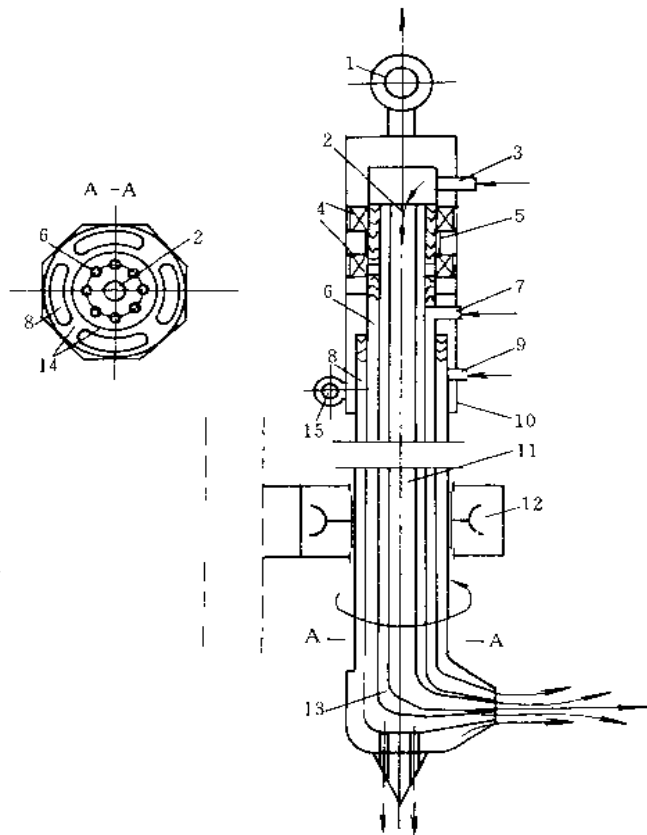
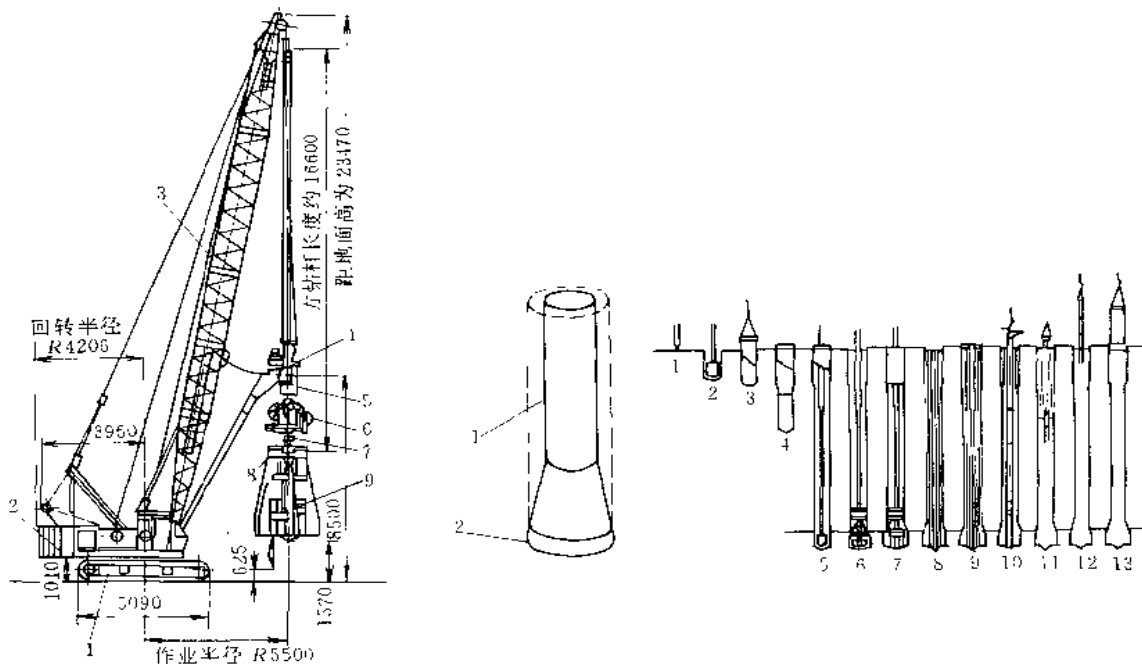


图 2-1-330 旋喷头结构示意图  
1—吊环；2—高压水管；3—高压水进水口；4—滚动轴承；  
5—密封环；6—压气管；7—压缩进气口；8—水泥浆管；  
9—水泥浆进口；10—外壳；11—钻喷管；12—回转管  
传动箱；13—喷嘴；14—筋板；15—防转卡环

力并取得较远的射程，在高压水外圈包一层压缩空气，压缩空气由第二层管导入，并从喷嘴的环形嘴射出。水泥浆则从最外层管导入。这样，当整个管子回转、提升并喷射时，就使水泥浆与冲碎的泥土混为一体，凝固后成桩。

### 13.6.3 扩底坑用旋转式钻孔锥

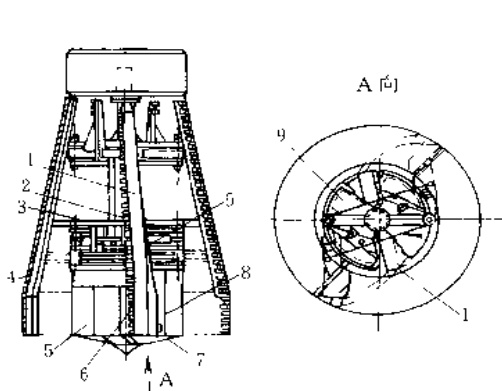
图 2-1-331 所示为扩底坑用 KH125-3 型旋转式钻孔锥。在钻孔过程中，它是将坑的底部面积扩大，以便有效地利用地基反力。与一般坑相比，得到相同的反力时，具有灌注混凝土量和挖掘砂土排出量减少、工期缩短等优点。该机主要装置有：在方钻杆驱动装置下部装有液压中心接头及卷筒装置；在方钻杆的下端连接着稳定上拌和器、1526 型扩底铲斗以及由铲斗扩大翼液压开闭和控制装置、扩大翼开闭量检测器。挖掘深度计量器构成的扩底坑下管理装置。



(a) 扩底坑用 KH1253 型旋转式钻孔锥  
1—履带挖掘机；2—添加平衡重 (3.5t)；3—起重装置；4—方钻杆驱动装置；5—液压中心接头；6—卷筒装置；7—电缆及导向软管；8—稳定土拌合器；9—扩底铲斗

(b) 扩底坑的构造  
1—柱部；2—扩底部

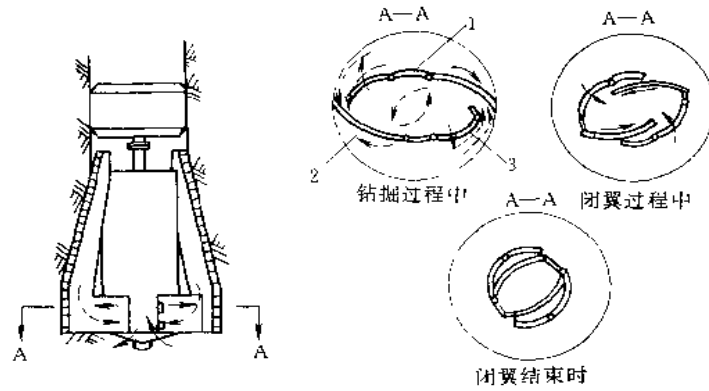
(c) KH1253 型旋转式钻孔锥施工顺序  
1—钻坑心定位孔；2—柱部钻挖；3—插入套管；4—注入稳定液；5—柱部钻挖结束；6—扩底部挖掘；7—一次孔底处理；8—插入钢筋；9—插入混凝土管；10—二次孔底处理；11—浇灌混凝土；12—拔去混凝土导管；13—拔去套管



(d) 扩底铲斗的构造  
1—扩大翼；2—扩大量检测器；3—框架；4—平衡杆；5—第1刮板；6—第2刮板；7—底盖；8—中心转轴；9—扩大翼开闭液压缸

(e) 操纵室内扩底坑施工用管理装置的布置  
1—输入键盘；2—钻掘深度显示计；3—显示装置；4—扩大量显示计；5—FM 调频接收器；6—发动机电源键；7—蓄电池；8—DC/AC 变换器 (AC1000V)；9—绘图打印输出装置；10—运算装置 (CPU)；11—快速磁盘记录装置

图 2-1-331 扩底坑用旋转式钻孔锥 (a) ~ (e)

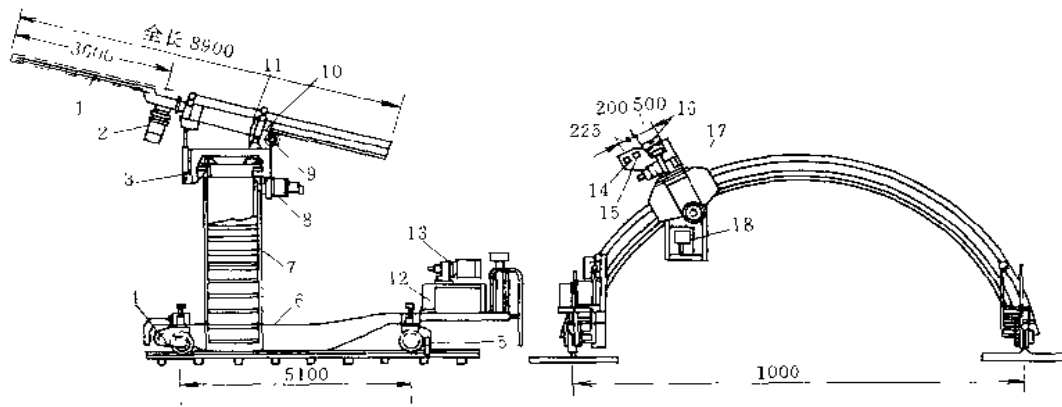


(f) 砂土捞入铲斗内的工作原理  
 1—中心转筒；2—扩大翼；3—刮板  
 → 表示砂土运动路线  
 → 表示扩大翼和刮板运动路线  
 图 2-1-331 矿底坑用旋转式钻孔锥 (f)

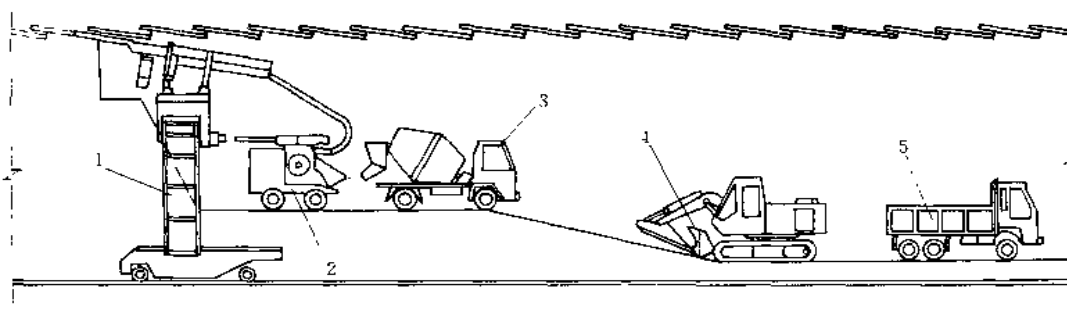
### 13.7 掘进机

#### 13.7.1 预衬砌支撑掘进机

图 2-1-332a 所示为预衬砌支撑掘进机 (简称 PLS 掘进机) 结构。它是由切削机构、遮护板、喷嘴导轨、伸缩机构、旋转机构、行走机构、液压设备及电气装置构成, 适用于土质隧道的施工工程中。图 b 为 PLS 施工法概略图。



(a) PLS 掘进机结构  
 1—拱槽切刀；2—拱槽切刀用电动机；3—切削机构上下液压缸；4—行走电动机；5—钢轨夹板；  
 6—行走机架；7—支撑机架；8—旋转用液压马达；9—拱槽切刀伸缩用液压马达；10—遮护板伸缩用液压马达；11—喷嘴导轨伸缩用液压马达；12—控制箱；13—液压设备；14—喷嘴导轨；15—遮护板；16—拱槽切刀；17—旋转体；18—司机室

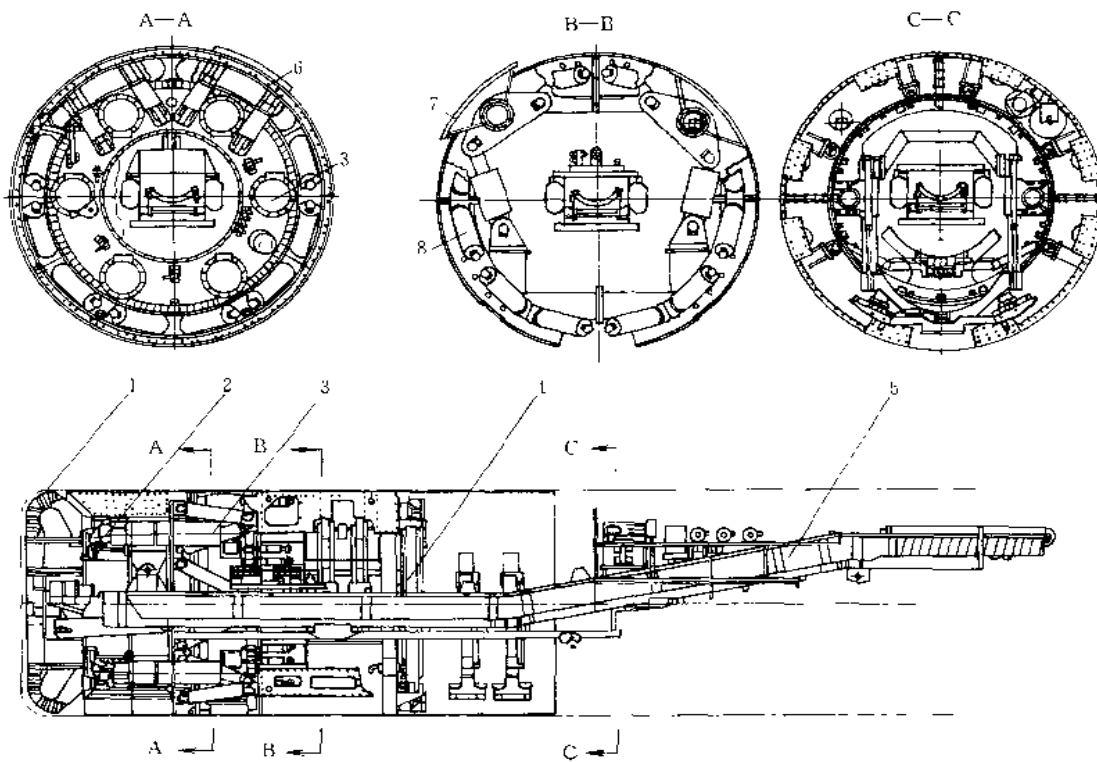


(b) PLS 施工法概略图

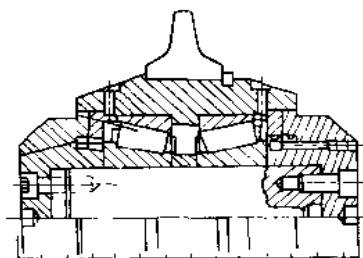
1—PLS 掘进机；2—湿式喷混凝土机；3—搅拌车；4—液压挖掘机；5—自卸汽车

图 2-1-332 PLS 掘进机结构及施工

### 13.7.2 双护盾掘进机



(a) 掘进机的内部结构



(b) 32mm 单刃窄形盘形滚刀的结构

图 2-1-333 双护盾掘进机

1—盘形刀；2—大轴承；3—电动机；4—混凝土管片安装机；5—带式输送机；  
6—伞形护板；7—侧向支撑板；8—推进油缸

图 2-1-333a 所示为双护盾掘进机，适用于在复杂地质条件下进行可靠的隧道掘进，主要用于水电站、城市下水道和海底隧道等工程中。滚刀结构见图 b。该机具有连续的推进能力、集中的顶部支护以及适合于各种隧道衬砌设计的完整的安装系统，可实现掘进和衬砌平行作业。机器推进时，前护盾伸长带动刀盘向前，随后缩回又牵拉后护盾前进，这样对整个隧道的周壁提供了连续的支持。

### 13.7.3 天井掘进机

#### (1) 爬罐天井掘进法及装备

爬罐是用来开凿地下垂直、倾斜或曲线等任意形状天井和凿岩等工作的机器。它是利用锚杆将组合轨道固定在天井岩帮上，借压气（或电）驱动齿式行走机构，爬行到达工作面进行凿岩打眼、爆破、撬毛等作业。随天井掘进延伸，轨道不断伸长，可连续进行直至天井完成。爬罐上的工作平台的高低和倾角可根据工作面的需要进行调节。图 2-1-334 所示为爬罐天井掘进方法。

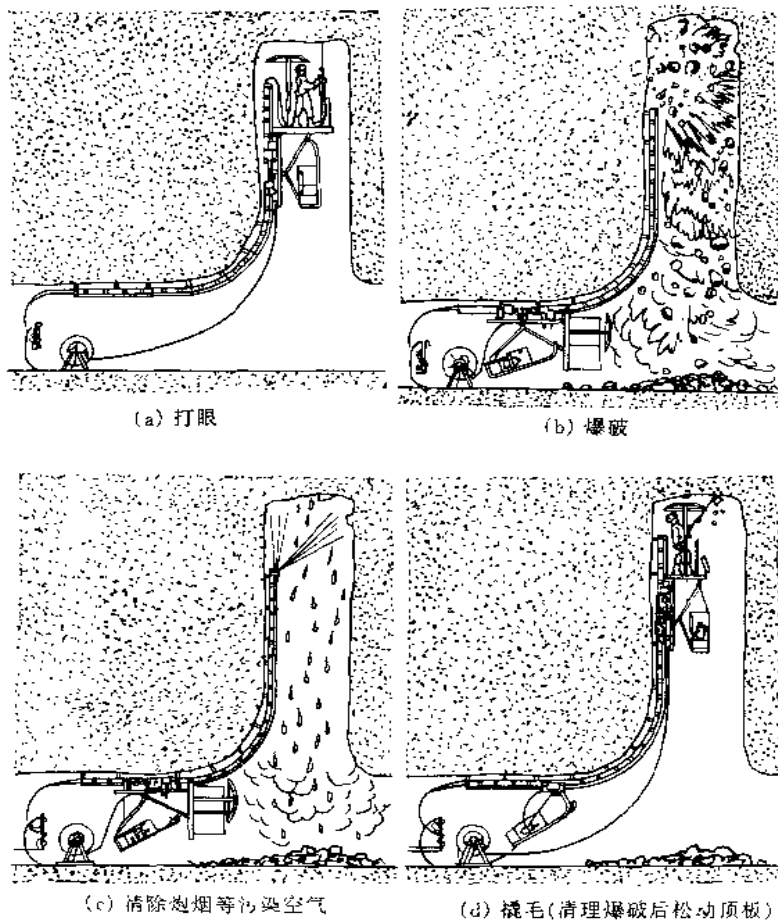


图 2-1-334 爬罐天井掘进方法

图 2-1-335 所示为爬罐天井掘进法用的装备。爬罐 1 上部为带有安全顶棚的工作平台，工人可在此作业，下部为吊罐，运送人员用。轨道 2 是由风、水管和销齿条组成的组合轨道，用膨胀锚杆 8 固定在天井岩帮上，爬罐的齿式行走机构的齿轮与销齿啮合，用风马达或电机驱动向上爬行。凿岩和照明用的压风和水都可从组合轨道的风、水管送给工作面上各种机具。



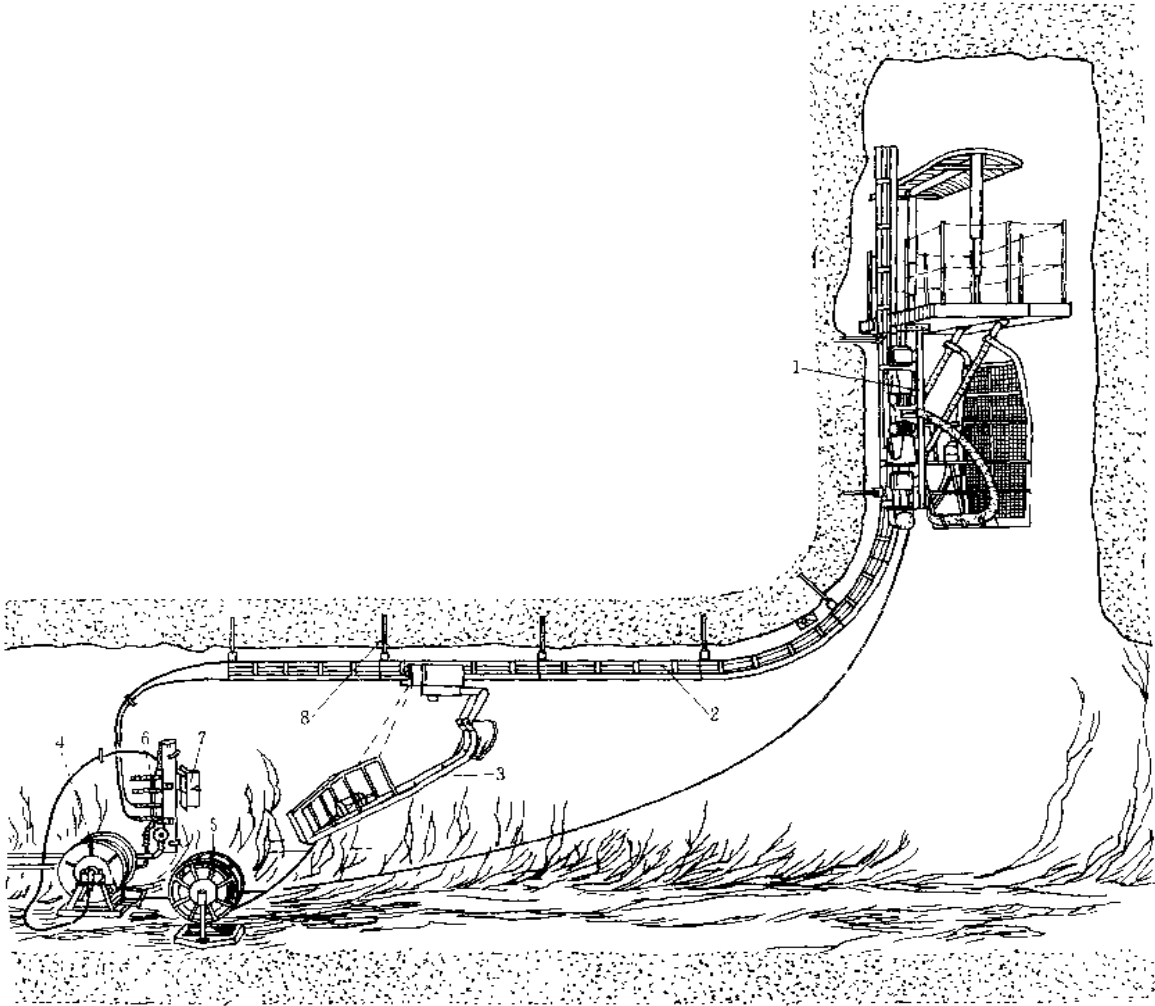


图 2-1-335 地下天井掘进用爬罐及其辅助装置

1—爬罐；2—轨道；3—安全爬罐；4—压风管绞车及爬罐操纵阀；5—安全服务  
风管绞车及安全爬罐的操纵阀；6—风、水自动操纵装置；  
7—电话装置；8—膨胀锚杆

## (2) 爬罐

图 2-1-336 所示为安装在导轨上的 STH-3K 型爬罐外形图。

图 2-1-337 所示的 STH-3K 型爬罐的技术性能为：当风压在 0.6MPa 时，速度为 10m/min；最大载荷为 2 个人的重量 + 350kg = 500kg；机重 900kg；额定功率为  $2 \times 8 \frac{1}{2}$  HP ( $\approx 2 \times 6.34$  kW)；空气消耗量每台风马达约为  $7\text{m}^3/\text{min}$ ；风马达用油气润滑；工作时的照明也可用压气灯，这样在提高在井下工作的安全性；为便于井下运输，拆卸后最大件重约 525kg，最大尺寸为  $1900\text{mm} \times 1000\text{mm} \times 500\text{mm}$ 。

STH-5 型 (图 2-1-338) 与 STH-3K 型爬罐主要在行走传动机构上有所改进，前者风马达直接驱动蜗轮副带动行走齿轮与销齿条啮合行走，后者多经一道链传动，参见图 2-1-340。两者都改用电动机驱动也可以。

## (3) 爬罐导轨

图 2-1-339 中所示的几种导轨弯曲部件是适用不同天井的爬罐导轨曲线部分的导轨部件。

## (4) 爬罐行走传动机构

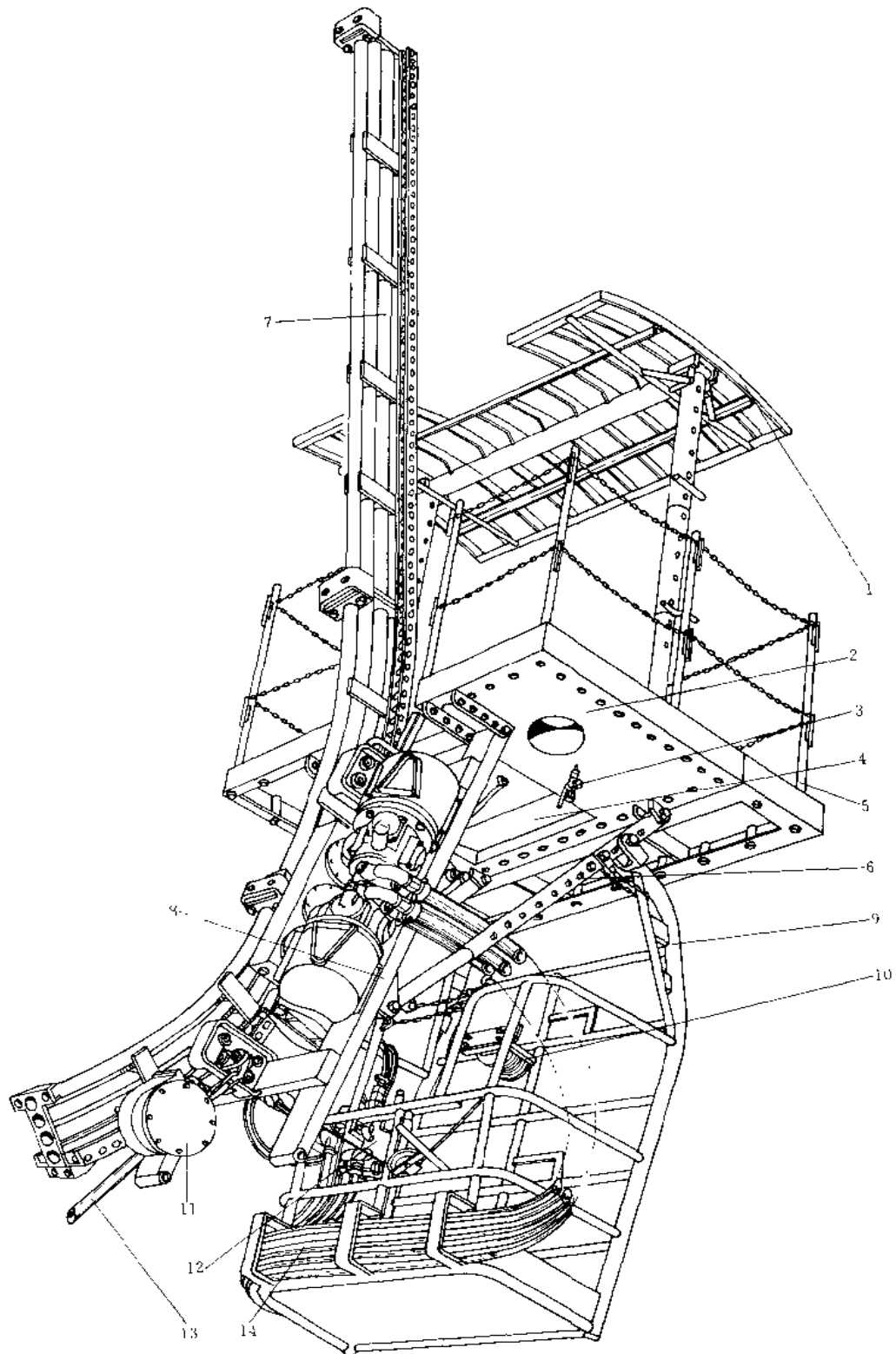


图 2-1-336 安装(运行)在导轨上的 STH-3K 型爬罐  
 1—钢制安全顶棚；2—1.6m×1.6m 前部可折叠的工作平台；3—油箱阀；4—与工具箱组成一体的活门；5—带链条的安全栏杆；6—工作平台支腿；7—带销齿爬道的导轨；8—由 KML-3.2 型齿式驱动装置、两个 K 14 型风马达、制动和滚轮部件组成的框架部件；9—两人用升降罐笼；10—升降罐笼用手动钢丝绳绞车；11—自动超速控制器/TSL 型制动装置；12—带过滤器的操纵阀和润滑器；13—从卷扬机来的风管；14—从控制器到驱动风马达的风管

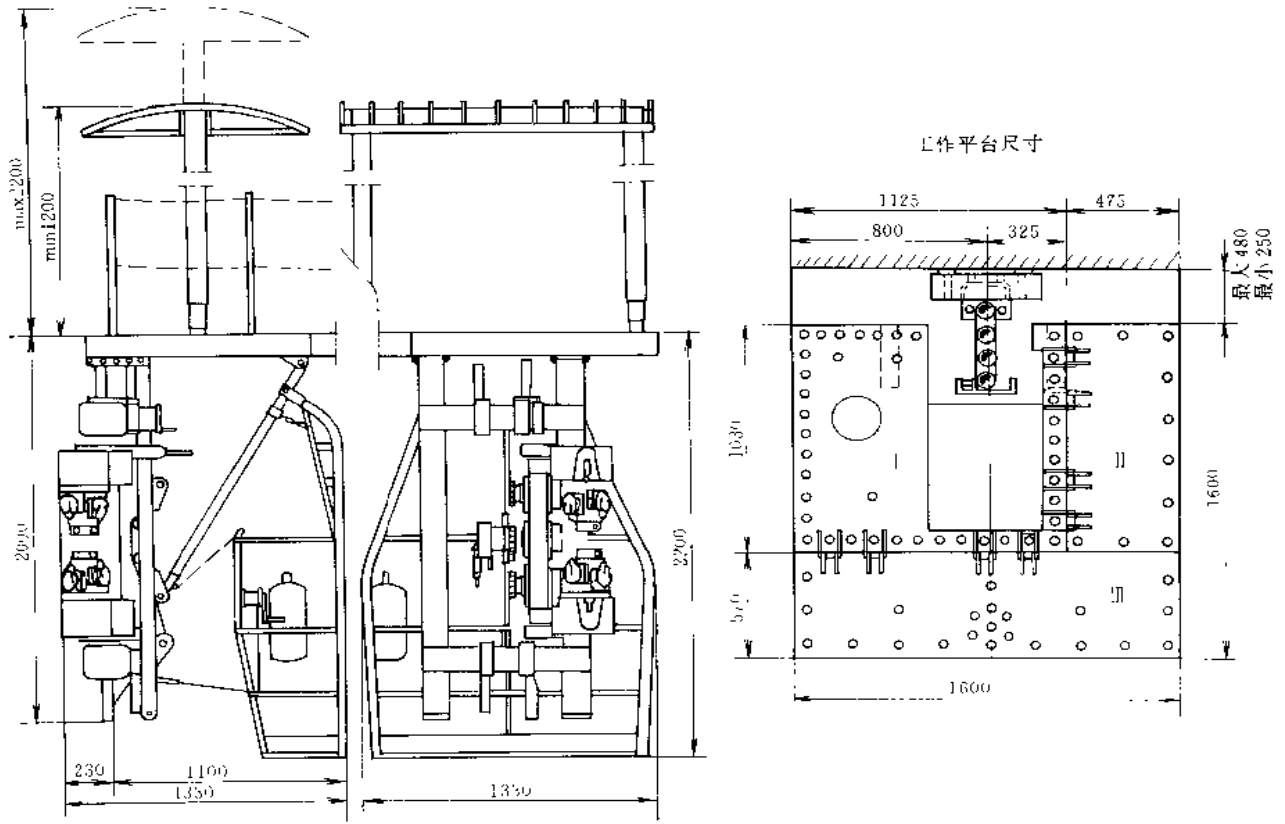


图 2-1-337 SIH-3K 型爬罐外形尺寸

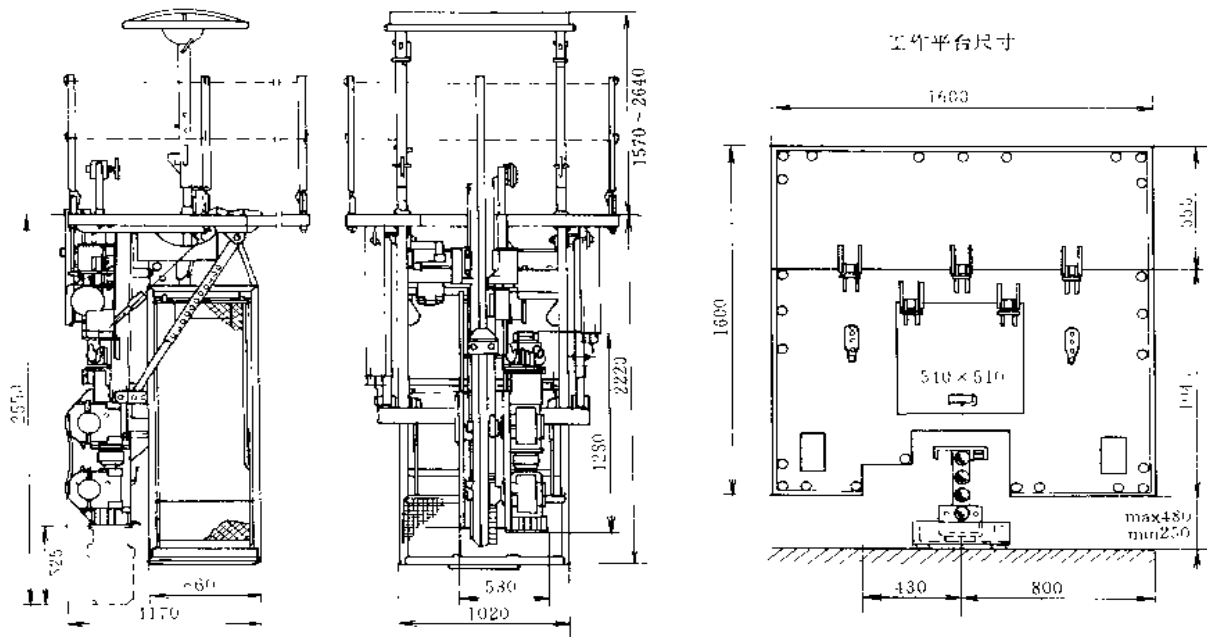


图 2-1-338 SIH-5 型爬罐外形尺寸

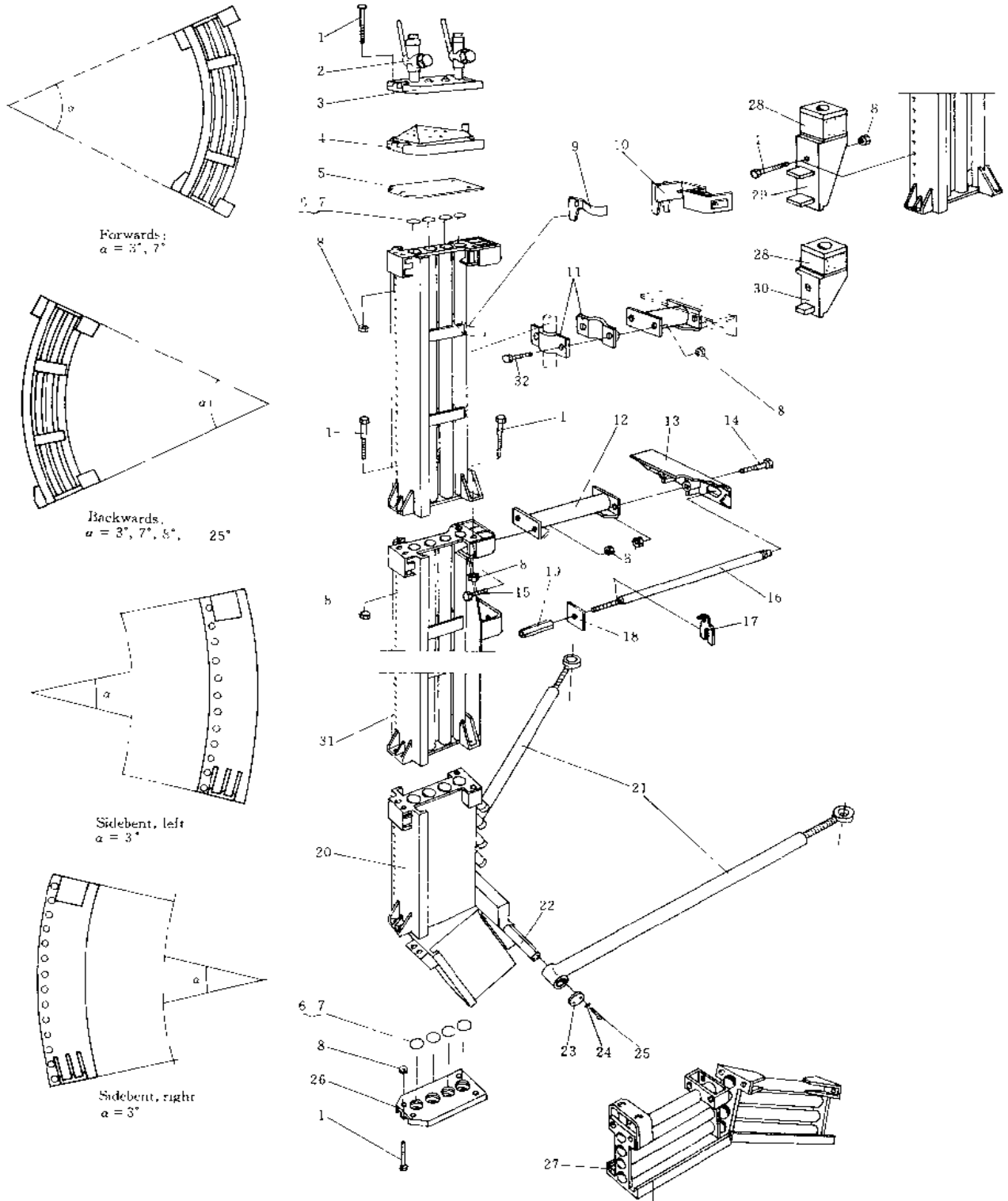


图 2-1-339 爬罐导轨及其附件

1—螺栓  $3/4" \times 120$ ; 2—开关; 3—带两个开关的导轨顶板; 4—带分配器的导轨顶盖; 5—保护板; 6、7— $43 \times 5$  ( $40 \times 7$ ) O形密封圈; 8—螺母; 9—风管箍圈; 10—带双滚轮的软管托架; 11—固定夹; 12—定位架 (100、200、300、500mm); 13—支撑座; 14、15—螺栓 ( $3/4" \times 89$ ,  $3/4" \times 45$ ); 16—膨胀螺栓 (800、1200、1500mm); 17—U形垫; 18—垫; 19—螺母; 20—导轨活动关节总成; 21—撑杆; 22—轴; 23—止动垫; 24—弹簧垫圈; 25—螺栓; 26—带联接管的导轨底; 27—导轨活动关节 (正向); 28—橡胶缓冲垫; 29—橡胶缓冲垫夹持座; 30—橡胶缓冲垫托板; 31—直导轨; 32—螺栓

图 2-1-340b 所示为风动齿轮行走传动机构。该驱动装置由两个风马达借滚子链传动两蜗轮副，并带动蜗轮轴端行走齿轮与销齿条的齿啮合（c 图）爬行。它用铰链与框架相连，使爬罐有可能在曲线轨道上运行。齿轮箱也是带压风管、滚轮部件的组件，在齿轮箱的两根初动轴上安装有制动闸。此外，齿轮箱还装有偏心闸，以便工作时将爬罐锁在轨道上。超速限制器 17 可在爬罐超速运行时将其锁住。图 d 表示提升机通过曲线轨道。滚轮组件 5 和 16 安装在框架 1 上，齿轮箱 9 和滚轮组件 11 借一根可动的连杆或铰链与滚轮组件 16 相连。连杆允许垂直运动，但横向（侧面）是不能动的。提升爬罐能够改进设计，使其也能在轨道边上行走。

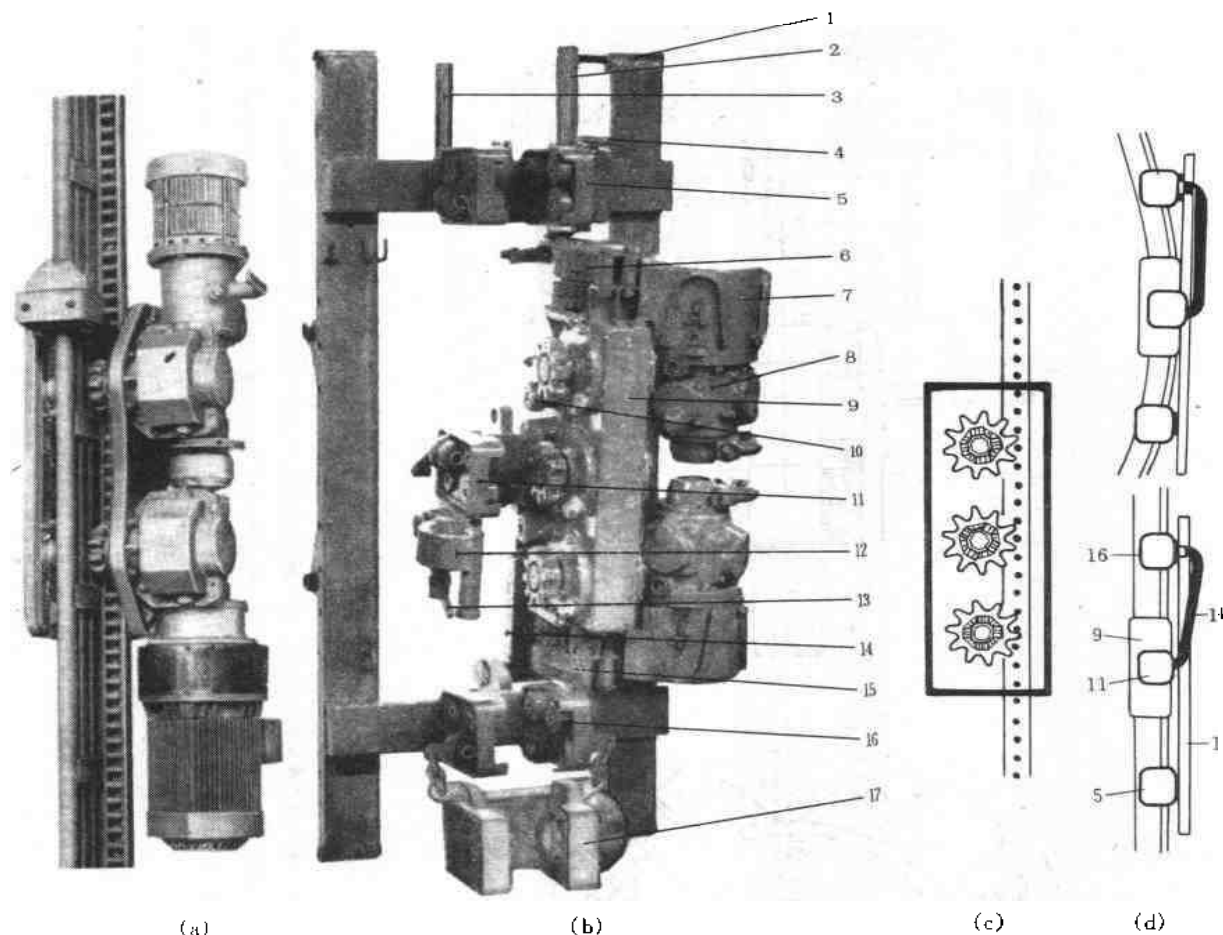


图 2-1-340 电动机或风马达驱动齿轮行走传动机构

(a) 电动机驱动二齿轮行走传动机构；(b) 风马达驱动三齿轮行走传动机构和框架；

(c) 三轮行走啮合示意图；(d) 提升机通过曲线轨道

1—框架；2—安全顶棚支撑；3—导轨悬挂销支撑；4—清理齿条轨的喷嘴；5—上部一对滚轮组件；6—上制动靴；7—上传动链罩；8—风马达；9—驱动齿轮箱；10—导轮；11—驱动齿轮的滚轮组件；12—带接头的导管；13—电动闸；14—连杆和支撑铰链；15—下制动靴；16—下部一对滚轮部件带 TSL 的支座；17—TSL 超速限制器

图 2-1-341 所示为 K-14 风马达，它可用于风动绞车服务提升机和风管卷扬机等上。这种马达由支承在圆锥滚子轴承上的曲轴、气缸、两个双活塞和滑阀组成，气缸由曲轴带动。润滑有平衡式、左控式、右控式三种转阀，可互换操作。移动滑阀盒的端板、滑阀可以拉出进行交换，由于缸体压气可快速排放并且滑阀安装在胶衬之间，因此，即使在各种不利环境下工作，马达也非常耐用。滑阀盒用四个均布螺栓与气缸体相连，可进行  $4 \times 90^\circ$  转动安装，以适应风管不同连接的需要。马达用油气混合润滑，所以没有贮油罐，可在任何位置工作。

图 2-1-342 所示为带 U 型框架的服务（安全）罐笼风马达驱动单链轮行走传动机构。

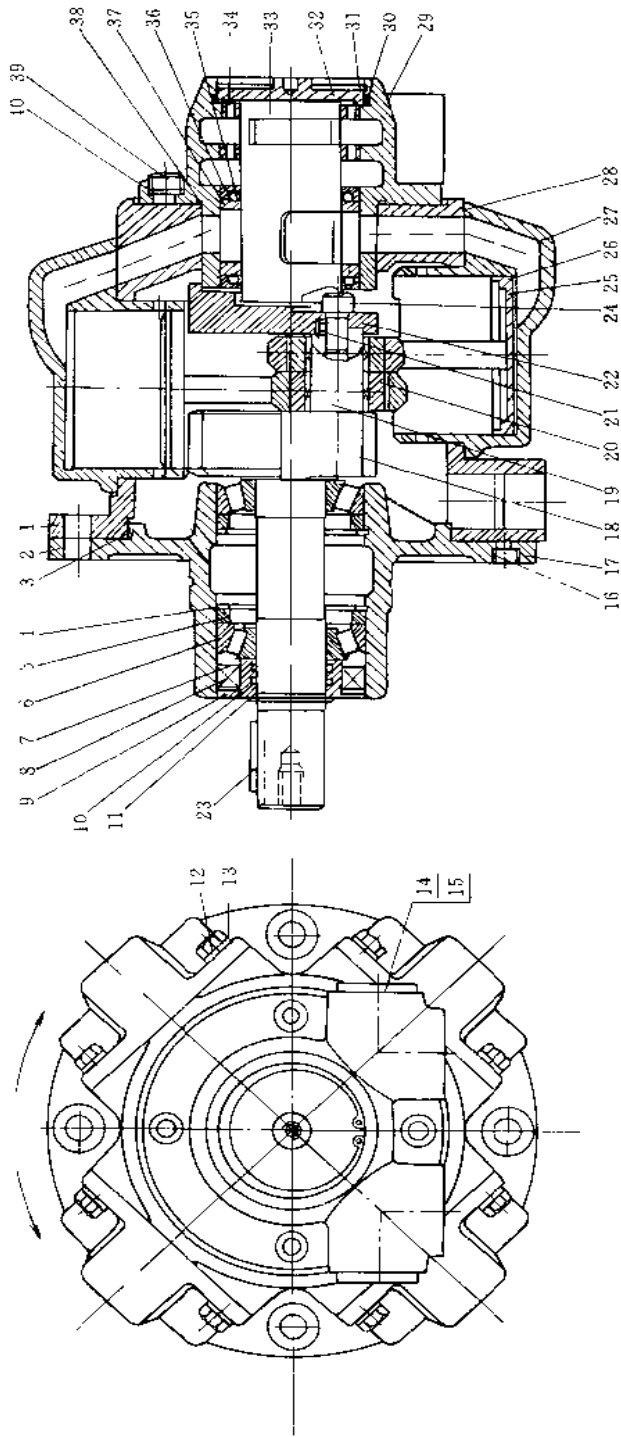


图 2-1-341 风马达

1—曲轴箱；2—轴承箱；3、9、15、30、38—O形密封圈；4、11、31—轴承定位器；5、10—调整垫；6—圆锥滚子轴承；7—调整垫；8—密封圈；12、16、39、24—螺栓；13、40—弹簧垫圈；14—螺塞；17、21—紧定销；18、19—剖轴；20—滚针轴承；22—平衡块；23—键；25—活塞；26—活塞环；27—气缸；28—衬套；29—滑阀盒；32—滑阀衬片；33—滑阀（左偏位的、右偏位的）；34—轴承圈；35—3/16轴承滚珠；36—滚珠轴承圈；37—滑阀衬圈

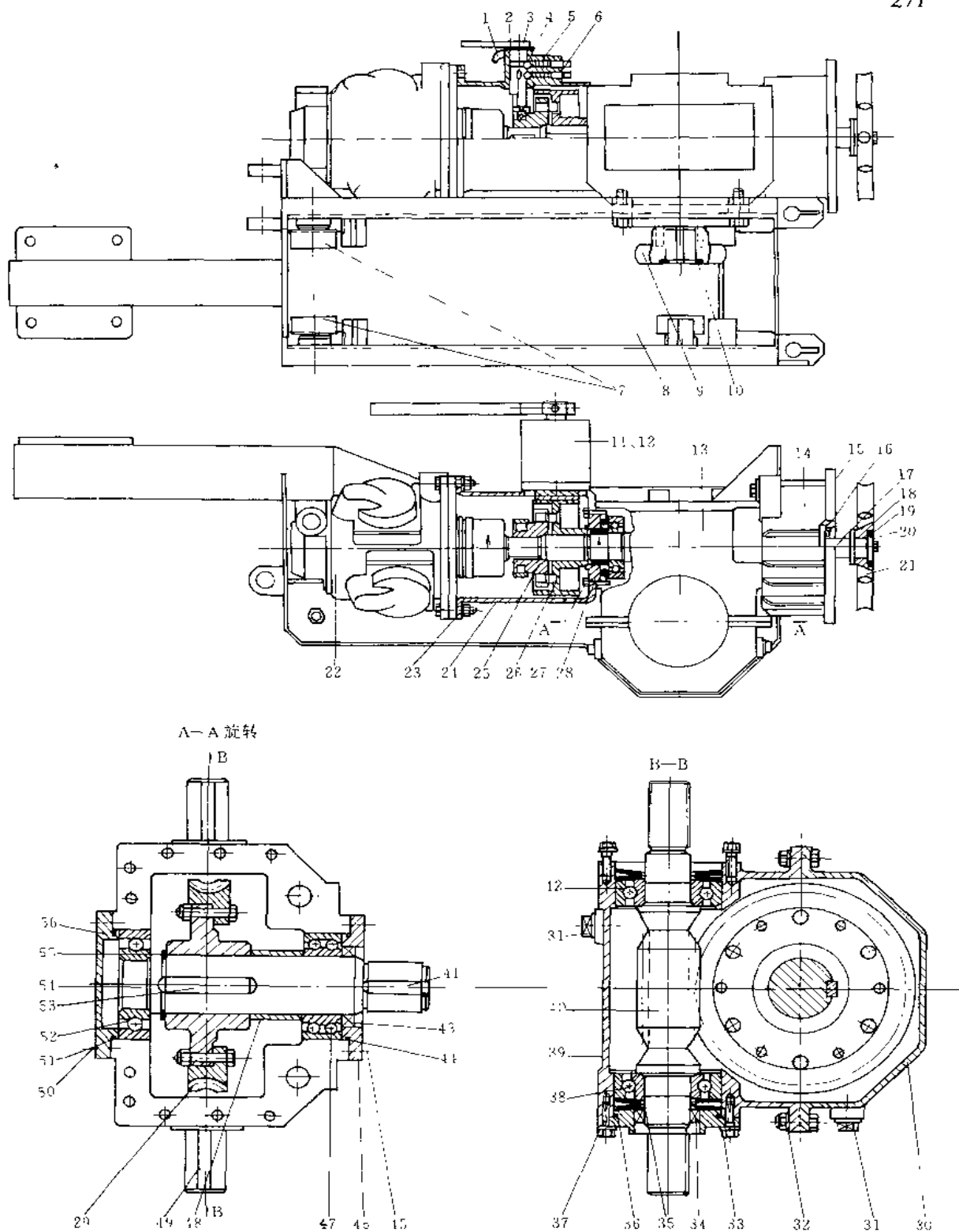
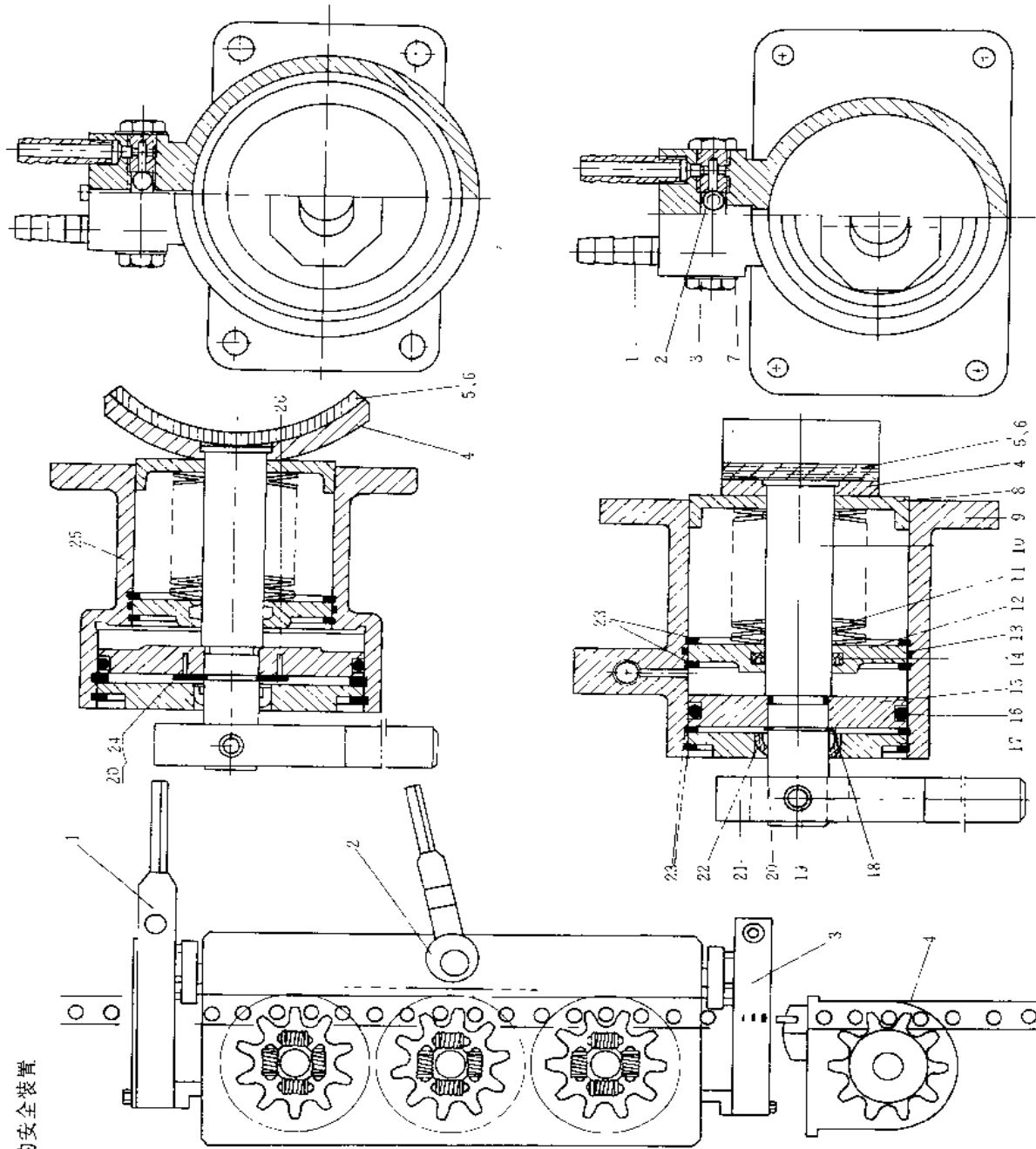


图 2-1-342 带 U 型框架的服务 (安全) 罐笼风马达驱动单链轮行走传动机构

1—润滑脂嘴; 2、28、36、44、51—O 形密封圈; 3—断开连杆; 4—钢球; 5—压缩弹簧; 6—管塞; 7—导向滚轮; 8—U 形框架; 9—链轮; 10—卡环; 11—制动器; 12、16、20、23、32、37、45、50—弹簧垫圈; 13—蜗轮部件; 14、26—制动鼓; 15—离心力联轴节; 17—飞轮轮毂; 18—楔键; 19—垫圈; 21—飞轮; 22—风马达; 24—联轴器箱; 25—联轴器组件; 27、34、43—密封圈; 29—蜗轮; 30、39—齿轮箱; 31—螺塞; 33、46、56—轴承衬; 35—碟形弹簧; 38、42—角接触球轴承; 40—蜗杆; 41、49、53—键; 47—双列向心球轴承; 48—定位套管; 52—向心球轴承; 54—蜗轮轴; 55—蜗轮卡环

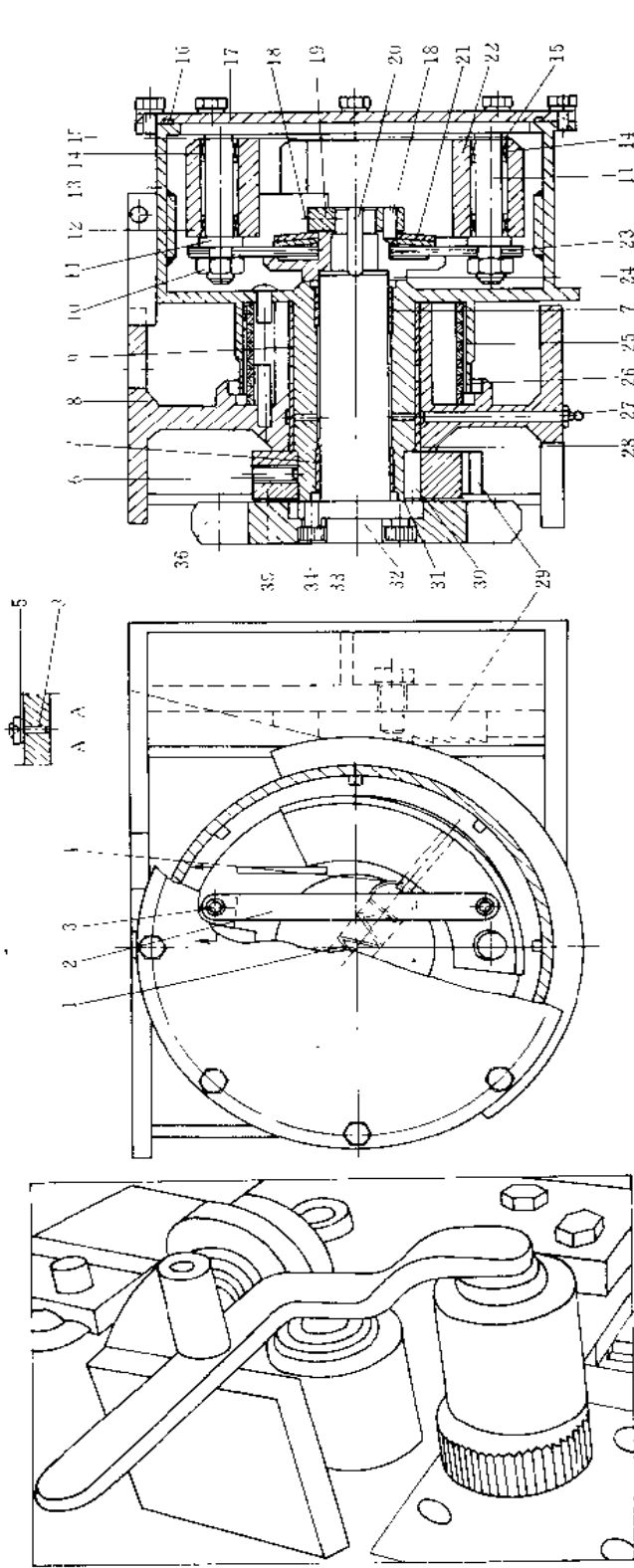
(5) 爬罐的安全装置



(a) 轨道制动配置示意图

(b) 上下驱动轴





(c) 偏心制动

(d) 离心自动超速限制器

图 2-1-343 爬罐轨道制动装置

(a): 1—上制动靴; 2—偏心制动; 3—下制动靴; 4—制动靴; 5—空芯轴; 6—套筒; 7—制垫圈; 8—弹性管销; 9、25—制动圈; 10—制动轴; 11—碟形弹簧; 12—缸底; 13、16、18—

(b): 1—接管接头; 2—钢球; 3—网座; 4—制垫圈; 5—活塞; 6—空芯轴; 7—制垫圈; 8—弹性管销; 9、25—制动圈; 10—制动轴; 11—碟形弹簧; 12—缸底; 13、16、18—制垫圈; 14、22—密封圈; 15—活塞; 17—盖; 19—弹性管销; 20、23—弹性管销; 21—制动圈; 22—制垫圈; 26—一字形槽半头螺钉

(c): 1—飞锤弹簧; 2—连杆; 3—连杆螺栓; 4—销; 5—垫圈; 6—制动圈; 7、9—衬套; 8—机座; 10—防松螺母; 11—带支座的飞锤的轴; 12—带支座的飞锤; 13—制动盒; 14—滚针轴承; 15—卡环; 16、28—O形密封圈; 17—盖; 18—制动圈; 19—螺母; 20—键; 21—碟形弹簧; 22—飞锤; 23—制动垫片; 24—衔套; 25—回动弹簧; 26—分离装置; 27—脂润滑嘴; 29—耐磨零件; 30—键; 31—衬套密封; 32—轴; 33—螺母; 34—弹簧垫圈; 35—偏心圈; 36—小齿轮

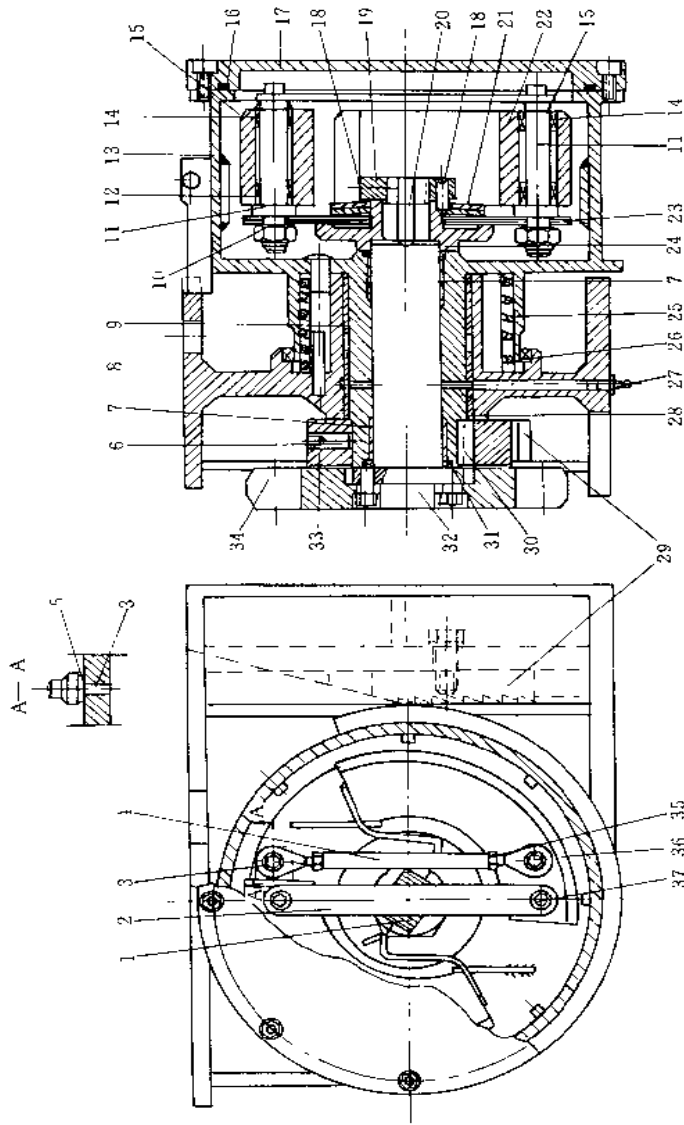


图 2-1-344 STII 型爬梯离心自动超速限制器

1—飞锤弹簧；2—支撑条；3—活节连杆螺钉；4—活节连杆；5—垫圈；6—止动螺丝；7、9—衬套；8—机座；10—防松螺母；11—带支座飞锤的轴；12—带支座的飞锤；13—制动盒；14—滚针轴承；15—卡环；16、28—O形密封圈；17—盖；18—止动螺钉；19—螺母；20—键；21—碟形弹簧；22—飞锤；23—止动垫片；24—衔套；25—回动弹簧；26—分离装置；27—脂润滑嘴；29—耐擦零件；30—键；31—衬套密封；32—轴；33—偏心圈；34—小齿轮；35—螺母；36—活动连杆头；37—螺钉

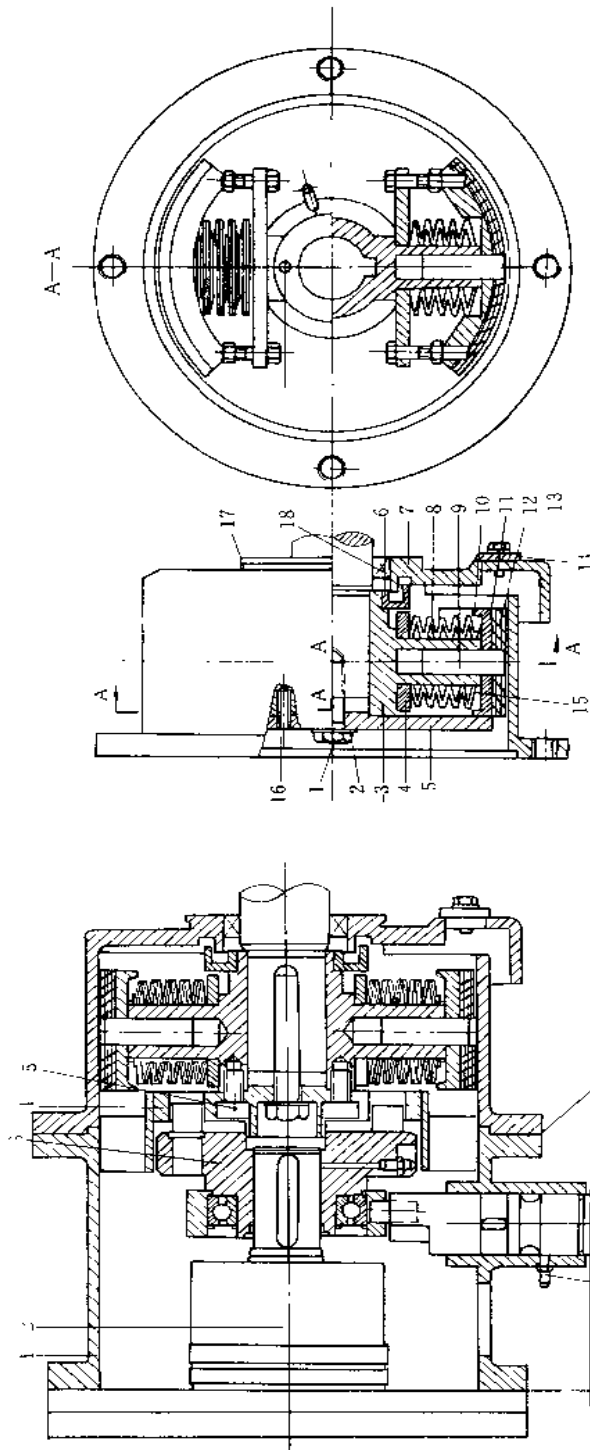


图 2-1.346 爬罐驱动装置离心闸

1—螺钉; 2—弹簧垫圈; 3—安装飞锤的套; 4—弹簧框架; 5—盖; 6—滴油环; 7—闸盒; 8—碟形弹簧; 9—储脂管销; 10—卡环; 11—重块; 12—闸衬; 13—空心铆钉; 14—盖; 15—支承环; 16—弹性管销; 17—O形密封圈; 18—密封圈

图 2-1.345 STH-5 型爬罐驱动蜗轮箱和下风马达联轴器

1—风马达法兰; 2—键; 3—半联轴器; 4—带风扇的半联轴器; 5、6、14—螺钉; 7、15—弹簧垫圈; 8—脂箱滑嘴; 9—O形密封圈; 10—联轴器连杆; 11—管塞; 12—压缩弹簧; 13—钢球

(6) 爬罐电缆、胶管卷扬机

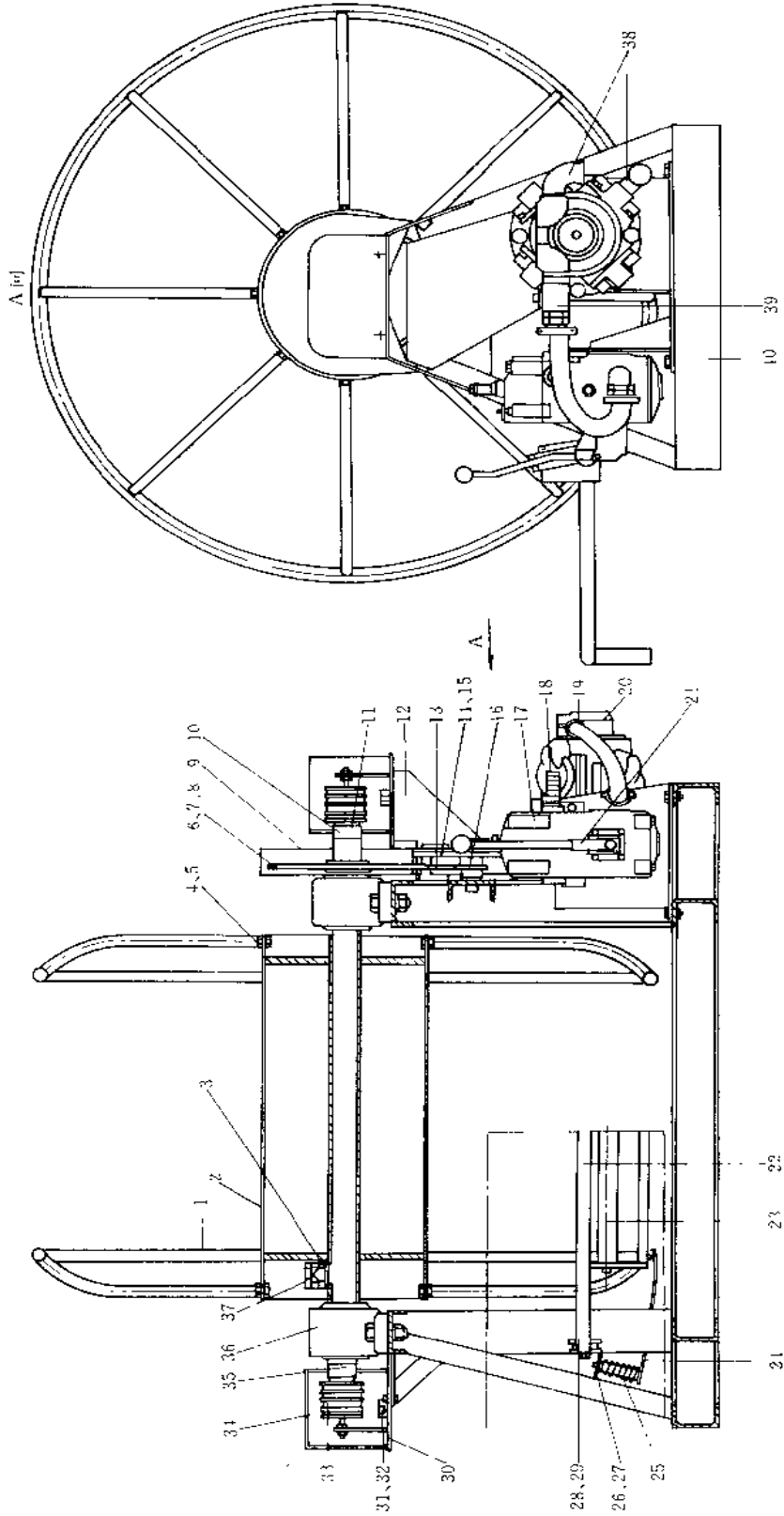
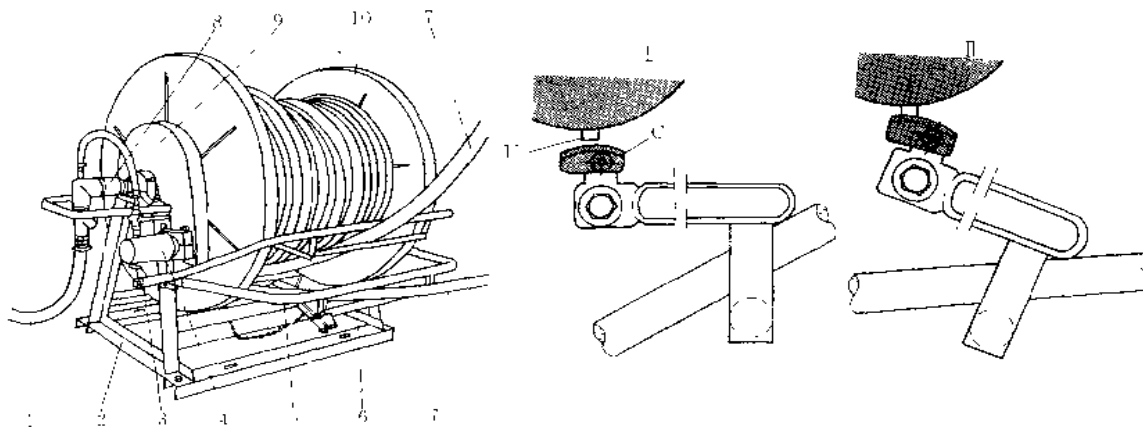


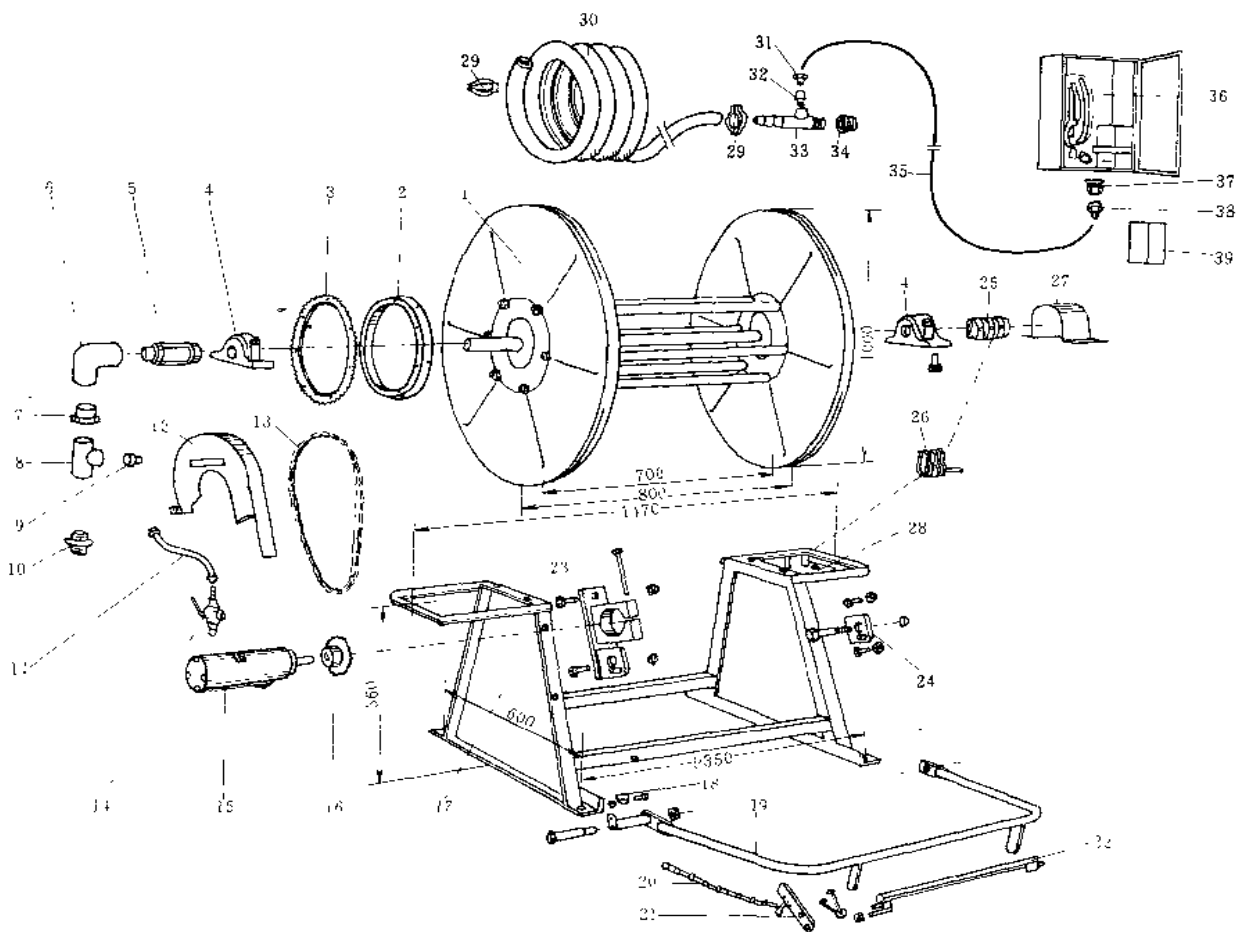
图 2-1-347 (钢绳、电缆) 卷扬机

- 1—卷筒端架；2—卷鼓；3—套管；4、28、31—螺栓；5—弹簧垫圈；29、27、32—螺母；6、14—链轮；7—平键；8—定位圈；9—安全罩；10—制动螺钉；11、35—大小头；12—支座；13、15—销条；16—小链轮；17—控制阀；18—胶管接头；19—风马达；20—风马达；21—操纵手柄；22—控制臂；23—滚轴；24—制动臂；25—压缩弹簧；26—调节螺杆；30—集流环支座；31—塑料垫圈；33—集流环零件；34—罩；36—轴承及轴承座；37—密封插座；38—90°弯头；39—球阀；40—机座



(a) 卷扬机外形

- 1—来自压气中心的风管；2—卷扬机机座；3—控制阀；4—叶片风马达；5—控制臂；6—断开结构；7—至爬罐的风管；8—旋转管接头；9—链传动安全罩；10—胶管卷筒；11—起动物



(b) 组成元件图

- 1—卷筒；2—链轮齿圈连接环；3—链轮齿圈；4—滚动轴承座；5—旋转接头；6—弯头；7—衬套；8—三通；9—螺塞；10—六角帽管接头；11—压气管；12—链安全罩；13—传动链；14—风马达控制阀；15—叶片风马达；16—链轮；17—机座；18—马达起动物凸轮；19—控制臂；20—控制臂链；21—杠杆；22—托杆；23—控制臂、风马达支承座；24—控制臂支承座；25—滑环；26—集流环；27—罩；28—集流环座；29—管卡；30—风管；31—接头；32—带橡胶圈管的管接头；33—三通接头；34—管接头；35—电话线；36—电话及电话机；37—插座；38—插头；39—电池

图 2-1-348 压气胶管卷扬机

图 2-1-348 所示压气胶管卷扬机。当爬罐向上爬升时，压气胶管被拉出，从而控制臂 5 向上移动，控制臂的托架 C 部不接触风马达起动销 11，如图 a 中 I 当爬罐下降时，胶管放松，控制臂被放下，此时，C 部推动风马达的起动销 11，风马达开动，将胶管拉回卷入卷扬机，如图 a 中 II。

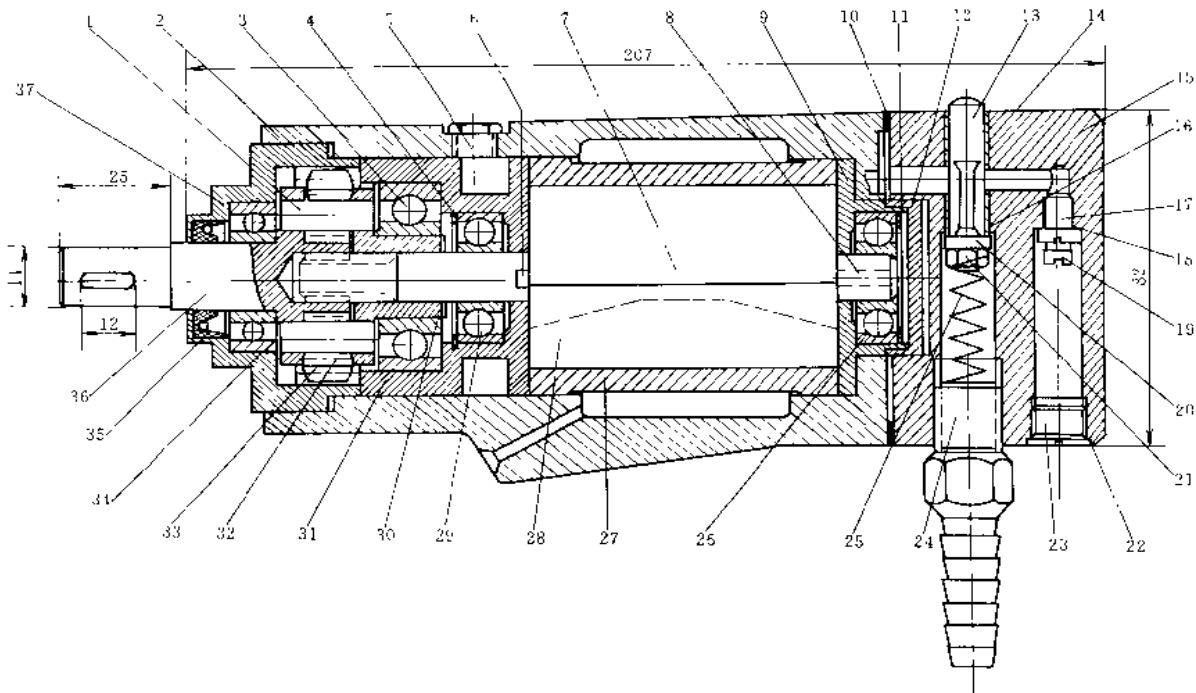


图 2-1-349 叶片风马达

1—行星齿轮轴；2—马达外壳；3、26、29、34—深沟球轴承；4、11—定位卡环；5—脂润滑嘴；6、8—销；7—叶片；9—轴承座；10—密封垫片；12—轴承盖；13—推杆；14—阀导套；15—阀体；16、18、22 橡胶密封垫片；17—油塞；19—调整螺钉；20—垫圈；21—螺母；23—螺塞；24—吸入压风接头；25—阀弹簧；27—风缸；28—转子；30—衬套；31—杯状轴承座；32—滚针轴承；33—行星齿轮；35—密封圈；36—马达轴；37—内齿圈及马达端盖

(7) 爬罐控制阀及风水供给系统

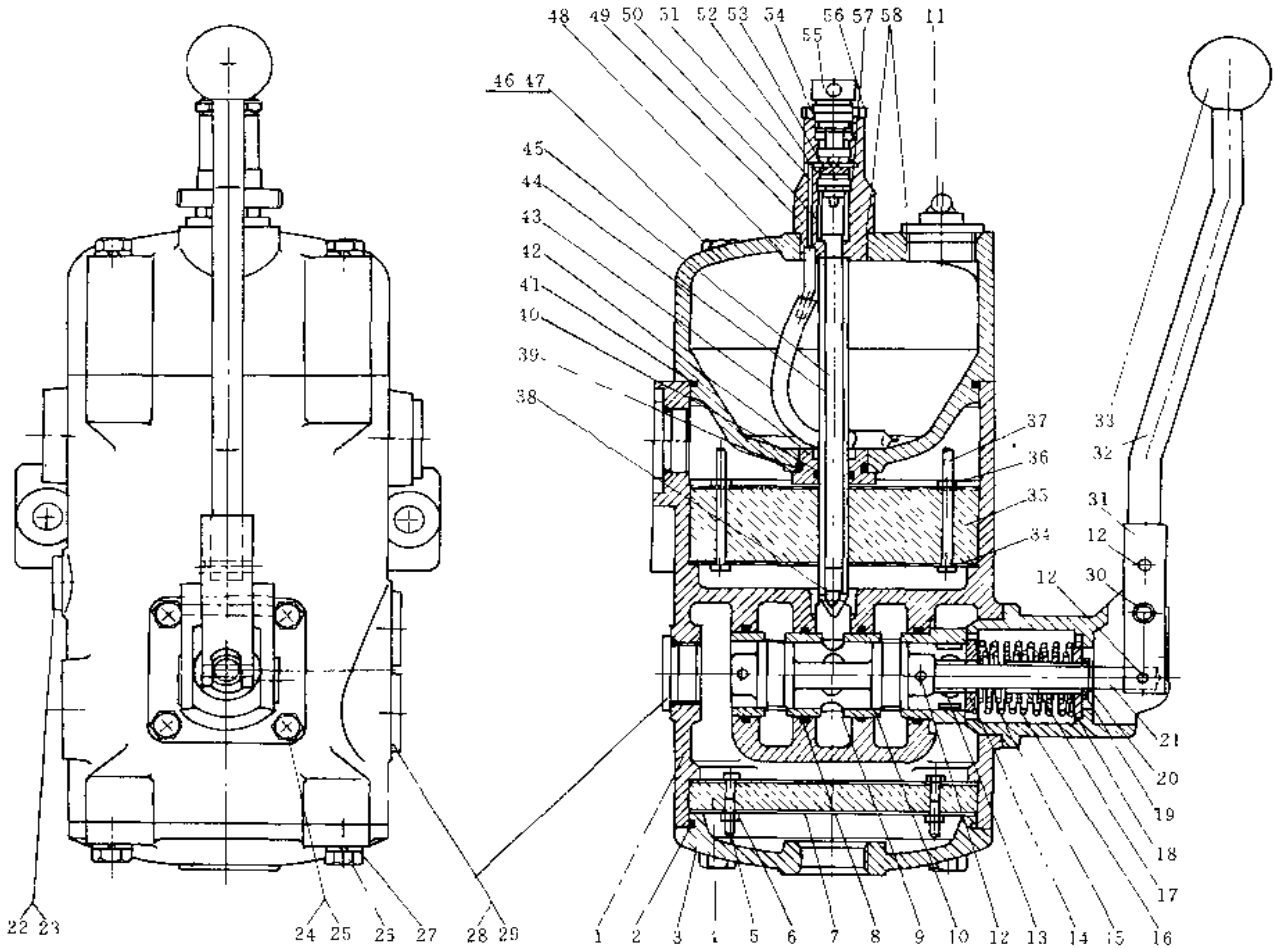


图 2-1-350 爬罐控制阀

1—阀体；2、8、23、29、39、40、41、54、57、58—O形密封圈；3—盖；4、35—过滤器；5、24、26、37、46—螺栓；6、36、56—螺母；7、34—过滤器垫；9—滑阀；10—滑阀衬套；11—充油塞；12、30—固定销；13、17—定位套筒；14—弹簧座；15—外弹簧；16—内弹簧；18—弹簧盒；19、53—垫圈；20—挡圈；21—滑阀杆；22—1/2"锥管螺纹塞；25、27、47—弹簧垫圈；28—1"钽管螺纹塞；31—操纵手柄插套；32—手柄；33—球柄；38、51—喷嘴；42—润滑器底座；43—带滤净器的虹吸管；44—空气管；45—油管；48—润滑器壳体；49—润滑器顶；50—观察玻璃窗；52—毡圈；55—调节螺钉

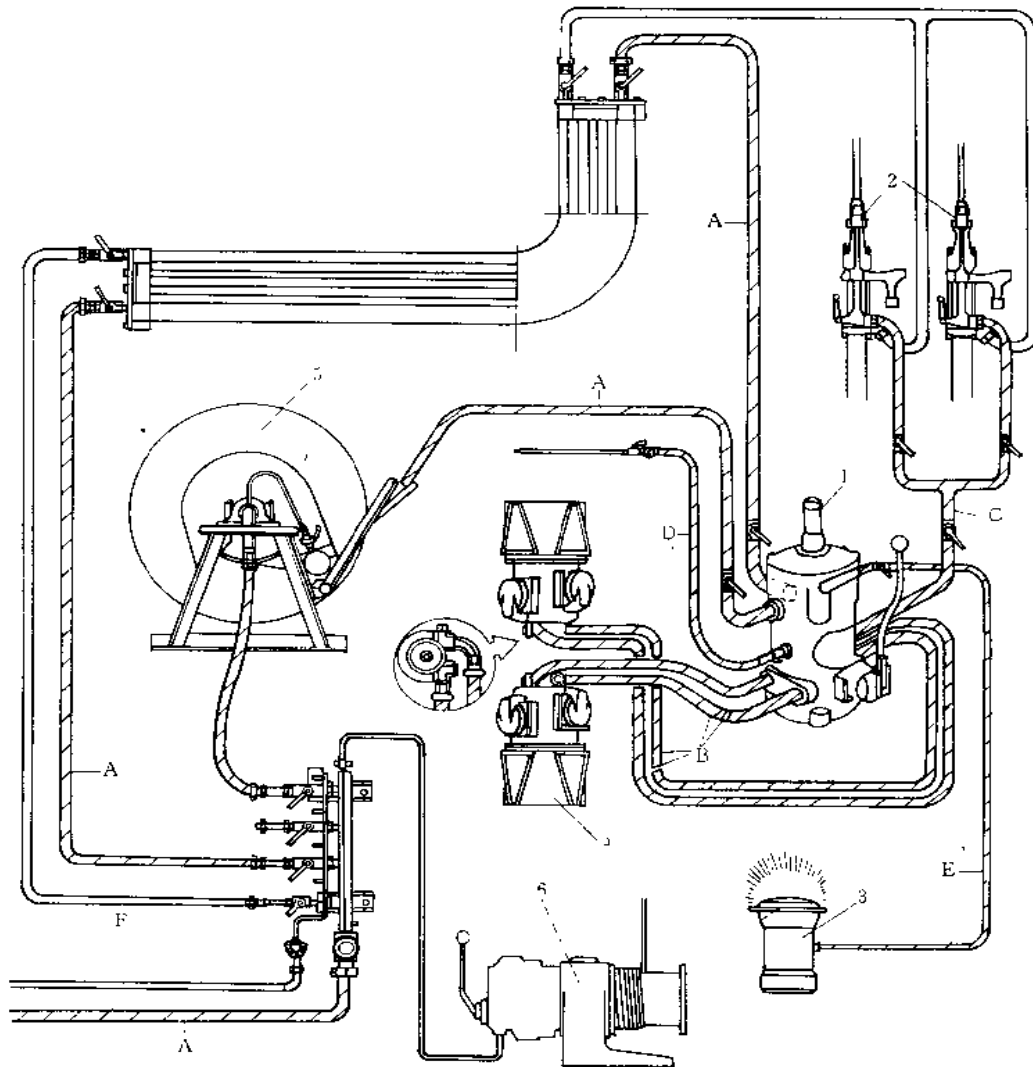


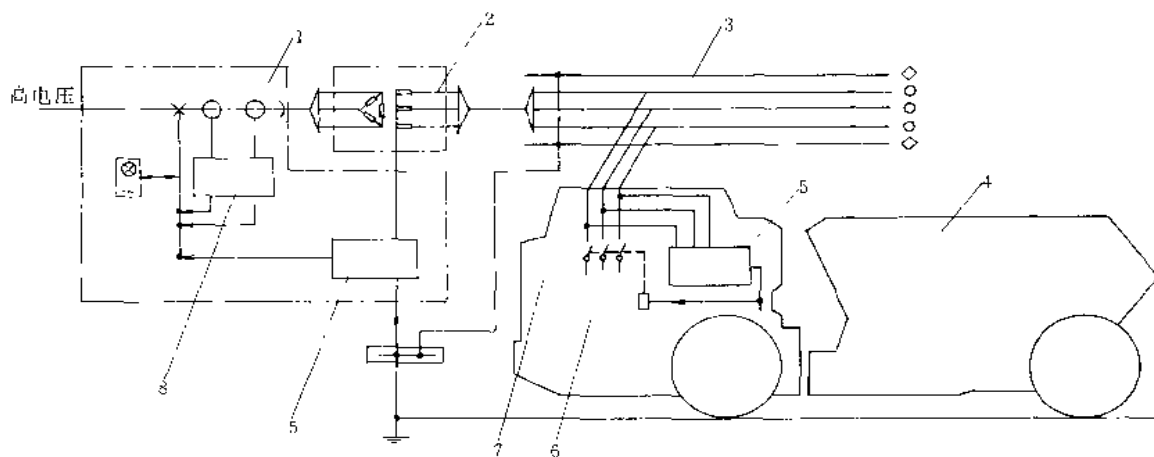
图 2-1 351 爬罐的压气和水供给系统

1 控制阀；2 凿岩机；3 照明气灯；4 风马达；5—爬罐风管绞车；6—安全服务罐笼绞车；A—没有润滑和过滤的压气；B—经控制阀润滑和过滤的压气；C—没有压气的过滤油；D—没有润滑过的非控制的过滤压气（1"管）；E—没有润滑和过滤的非控制的压气（1/2"管）；F—供水



## 13.8 地下无轨运输

### 13.8.1 地下无轨电动卡车供电



无轨电动卡车适用条件

卡车型号	载重, t	矿山规模	斜坡道坡度
K635E	35	小型	较陡
K1050E	50	中型	10%~15%
K1065E	65	中型	<10%
K1080E	80	大型	水平运输

图 2-1-352 地下无轨电动卡车及其供电系统

1—(自动)断路器; 2—变压器; 3—架线; 4—无轨电动卡车; 5—接地保护; 6—接电气设备; 7—接主集流器; 8—初级保护

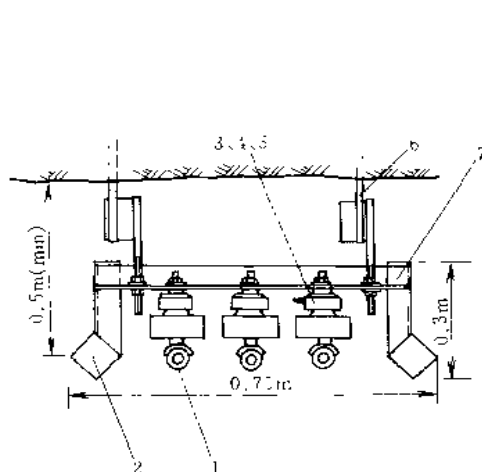


图 2-1-353 坑内架线示意图

1—导线; 2—固定导轨; 3—夹子; 4—绝缘子; 5—连接件; 6—横杆; 7—支承钢架

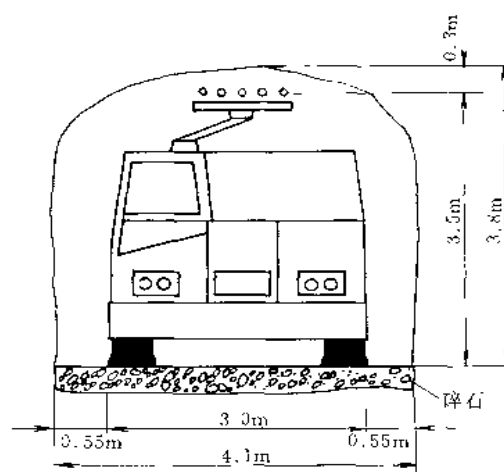


图 2-1-354 无轨电动卡车运行最小坑道断面

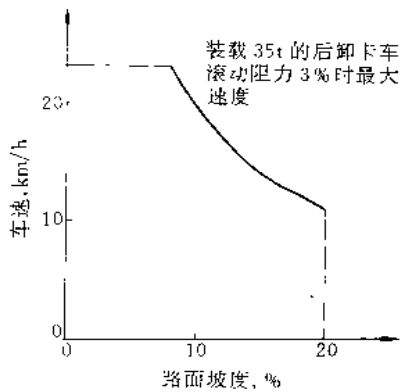


图 2-1-355 路面坡度与车速关系

图 2-1-352 所示是地下无轨电动卡车及其供电系统。它包括电动卡车、架线和牵引变电所，是应用于地下主斜坡道运输的一种新型运输方式，具有爬坡能力大、作业成本低、噪声小、无污染等优点。该电动卡车在瑞典、加拿大、澳大利亚和我国三岭已有应用，运行良好，但一次性投资大，选用前必须作全面可行性方案比较。

无轨电动卡车通过安装在巷道顶板上的架线（图 2-1-353）供电：卡车上的集电臂通过液压缸将架线小车顶压到架线上，小车上 6 个碳刷子同供电的三根铜管（即三相）接触，小车上 4 对轮子沿固定导轨（两根空心方管）运行，通过集电臂输送电流到车上的两台滑环电动机上，驱动卡车运输。卡车上附有充电电池组，可以牵引卡车离开架线进行装矿和卸矿等工作。ABB 推荐的 35t 无轨电动卡车（K635E）的坡度为 14%~17%。

K635E 无轨电动卡车供电采用 1600kVA 封闭式自冷型 HV/690V、50/60Hz 变压器和初级自动断路器，供电站装有超载和接地保护。顶板架线供电电压 690V（K635E），架线由锚杆、钢支架和带有绝缘子、夹子和连接件的导体（即三根外径为  $\phi 50\text{mm}$ 、壁厚为 3mm 的铜管）组成，最小曲率半径 15m，导体设计适应 1300A 连续电流，最大 10% 压降。车上备带的充电电池组充电器能自动在架线（690V）供电和服务线路供电（380V 插座）方式下充电。用电池牵引时，仅在  $2 \times 50\text{m}$  短距离范围内，不能进入分段巷道，溜井装矿点需均布在斜坡道旁，装矿站长约 19m，其路面坡度要求 0~3%。

### 13.8.2 K635E 型地下无轨电动卡车

K635E 地下无轨电动卡车由架线小车、集电臂、驾驶室、前后传动系统、液压系统、制动系统、卡车控制和调节中心、车箱和辅助装置等组成。它载重 35t，空车重 30t，车箱堆装容积分 10、18、21 $\text{m}^3$  三种规格，最小转弯半径：内径为 4425mm，外径为 6370mm。卡车控制和调节中心是一台计算机，它和集电臂、半导体集流环、车箱卸载重量测量以及故障指示等联锁，并用 3ASMO4B216 封闭式记录影片描述记录各种信息资料。司机可从驾驶室通过按钮操纵集电臂，当卡车来到支线或道路交叉口时，架线信号发生器通电，邻近的开关使架线小车自动断开，这时指示器发出闪光和响声，司机获得信号后，可遥控重新接上架线。车箱可在驾驶室打开，但只有当集电臂在放下位置和卡车停稳时才能升起。卡车驱动和车箱放下也是联锁的，即车箱不放下，卡车不能开动。车箱底用耐磨钢制成，最小硬度为布氏硬度 360，底部、前后端和两侧都有加强筋以抗冲击，用 5 级伸缩液压缸卸载，升降时间为 30s。驾驶室除有一般车辆所有设施外，还备有两个灭火器和紧急弹出窗，是带有空气过滤通风孔的密封的空调驾驶室，在车辆满负荷运行时，室内最大噪声级不超过 85dB (A)。

图 2-1-357 所示为无轨电动卡车底盘，主要由前、后传动系统、前后底架和转向叉所组成。动力由架线经集电臂和半导体集电器到前后滑环电动机，分别传到前后轴，驱动前后车轮运转。半导体集电器为三相交流集电环额定电压 690V，额定输出功率 750kVA，主电流 760A，次级电流 250A。两个主电机为异步滑环电动机，额定电压 690V，次级电压 490V，额定主电流 220A（在 200kW 时），次级电流 250A。电机连续工作时功率设计为 200kW，间断工作时可提高。电动机定子内装光电管元件，便于测量温度，使电机适应较高温度，前端电动机内装有测速发电机用以速度反馈。牵引电池为镍镉电池：80A·h、144V，共 120 个，强制通风，用微型计算机控制的带可控硅整流器的三相电池充电器充电，可以自动适应架线三相供电电压 690V 或服务线路三相供电电压 400V，充电器输出电压为 144V，输出电流为 100A。这种充电器的控制系统可以连续计算出最佳充电能力并监控全部充电循环，充电循环特性及故障信息资料均可统计表示在显示器上。

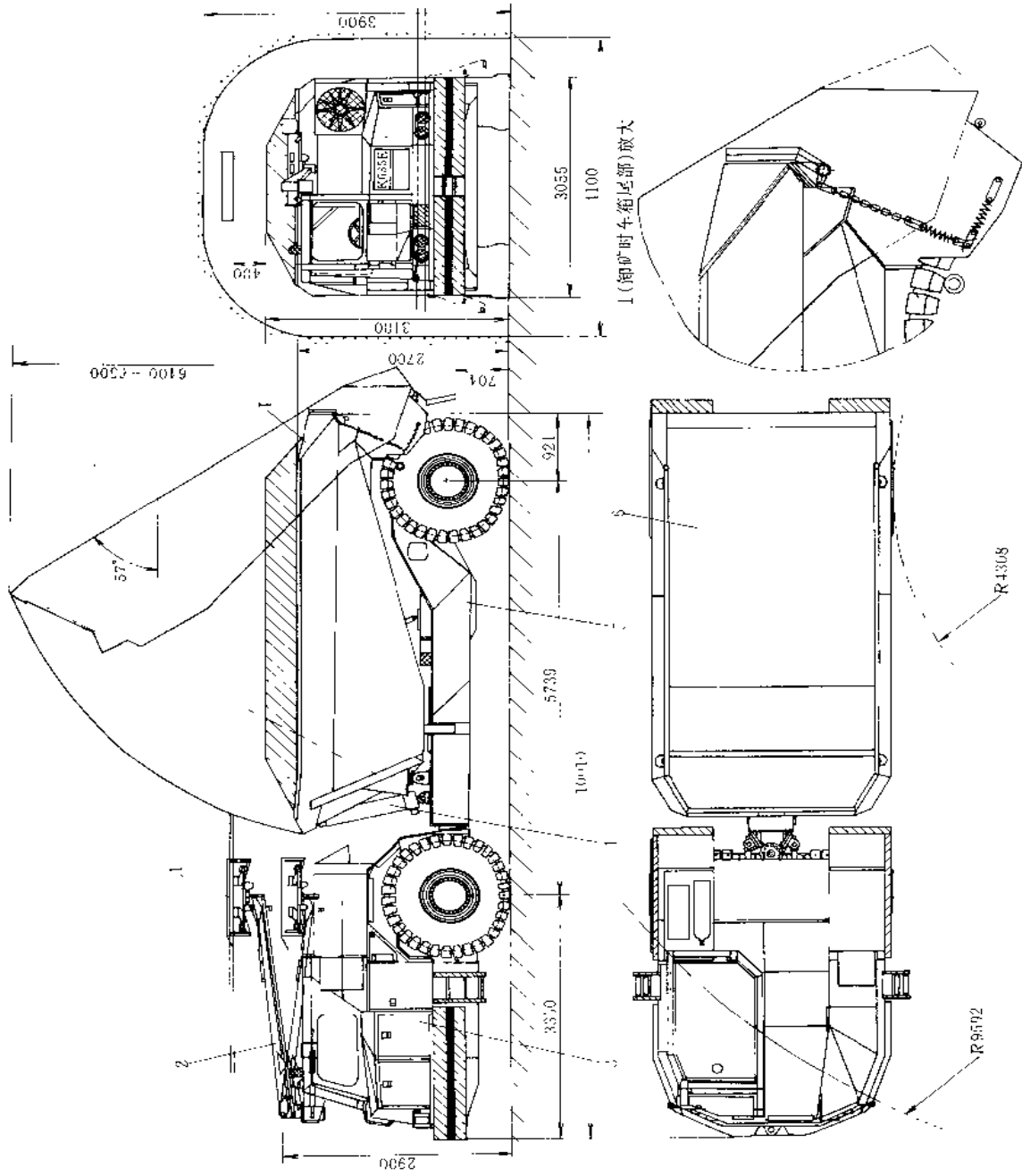
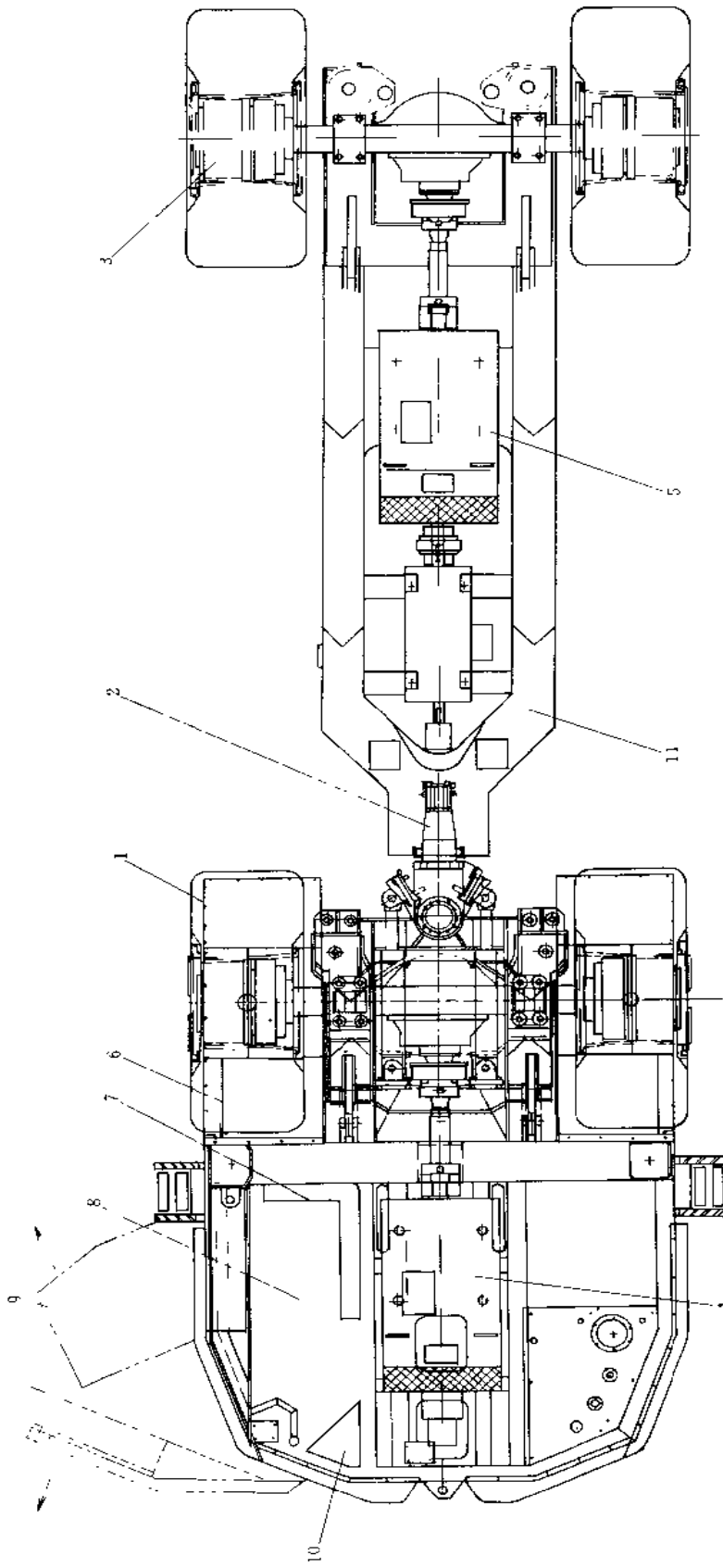
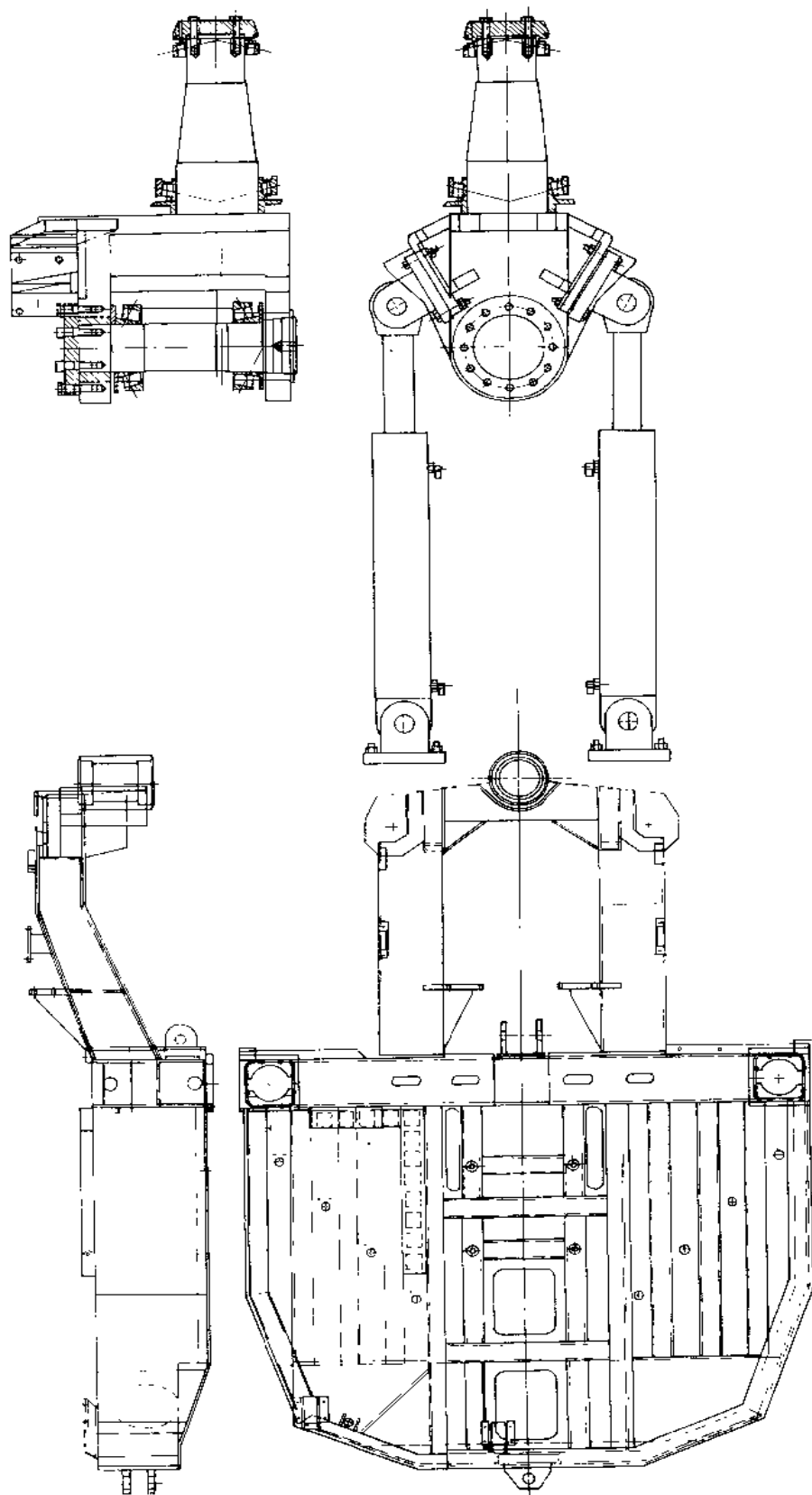


图 2 I-356 K635E 地下无轨电动卡车

1- 架线小车; 2- 集电臂; 3- 驾驶室; 4- 卸载液压缸; 5 底架; 6 车箱



(a) 底盘



(b) 前底盘结构

(c) 转向叉

图 2-1-357 地下无轨电动卡车底盘

- 1—前传动系统；2 转向叉；3—后传动系统；4—前轮传动电动机；5—后轮传动电动机；  
 6—前底盘；7 牵引电池分隔间通风出口；8—牵引电池分隔间；9—牵引电池旋转托架；  
 10—牵引电池分隔间通风入口；11—后架

## 13.9 露天施工现场单轨运输

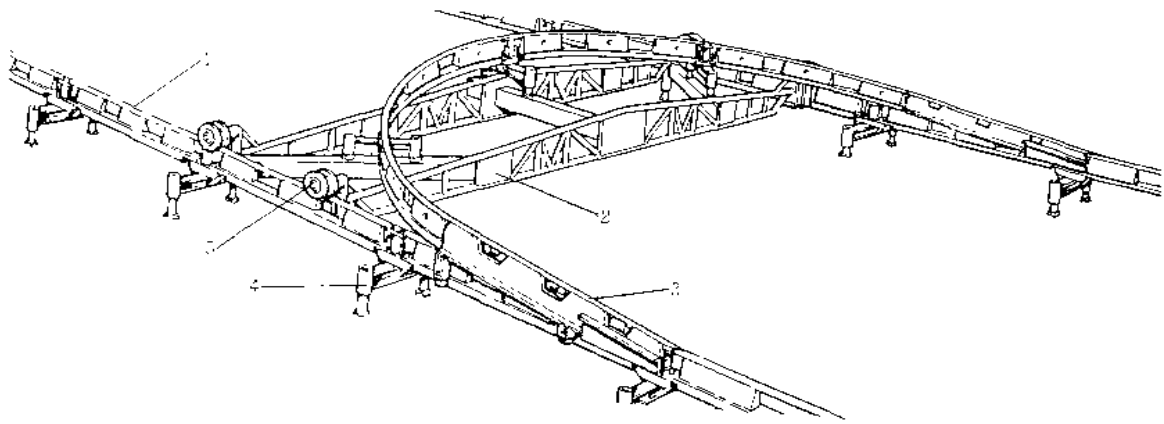


图 2-1-358 单轨施工运输

1—直轨；2—单轨桥；3—曲轨；4—轨道支座；5—单轨桥移动轮

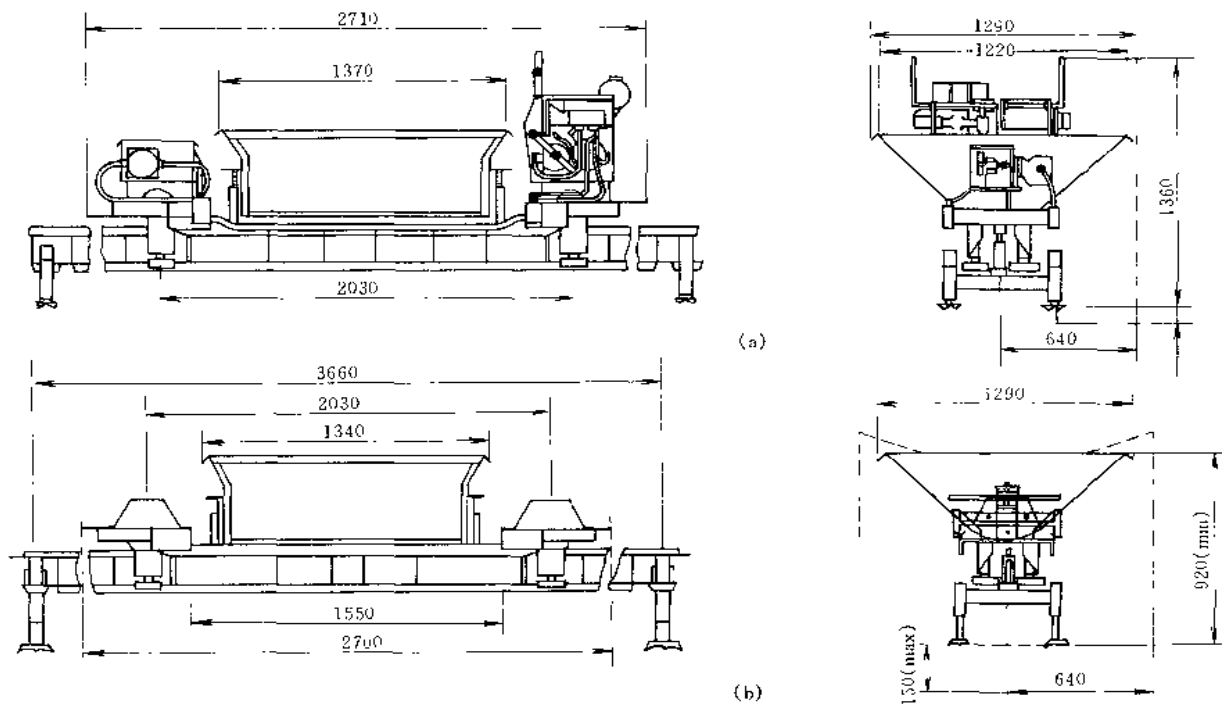


图 2-1-359 单轨施工运输驱动车 (a) 和尾车 (b)

图 2-1-358 所示为露天施工现场单轨运输。所有零部件拆卸安装快捷方便，轨道支座各支点都可以单独调节高低，可适应凹凸不平的地形。轨道终点装有缓冲器、特殊自动停止器，在隧道任意点装有停车缓冲器。运输翻斗车可交替两侧卸车或底卸，适用于狭窄巷道工作。图 2-1-359 所示为单轨施工运输驱动车和尾车结构。

## 13.10 半履带行走装置

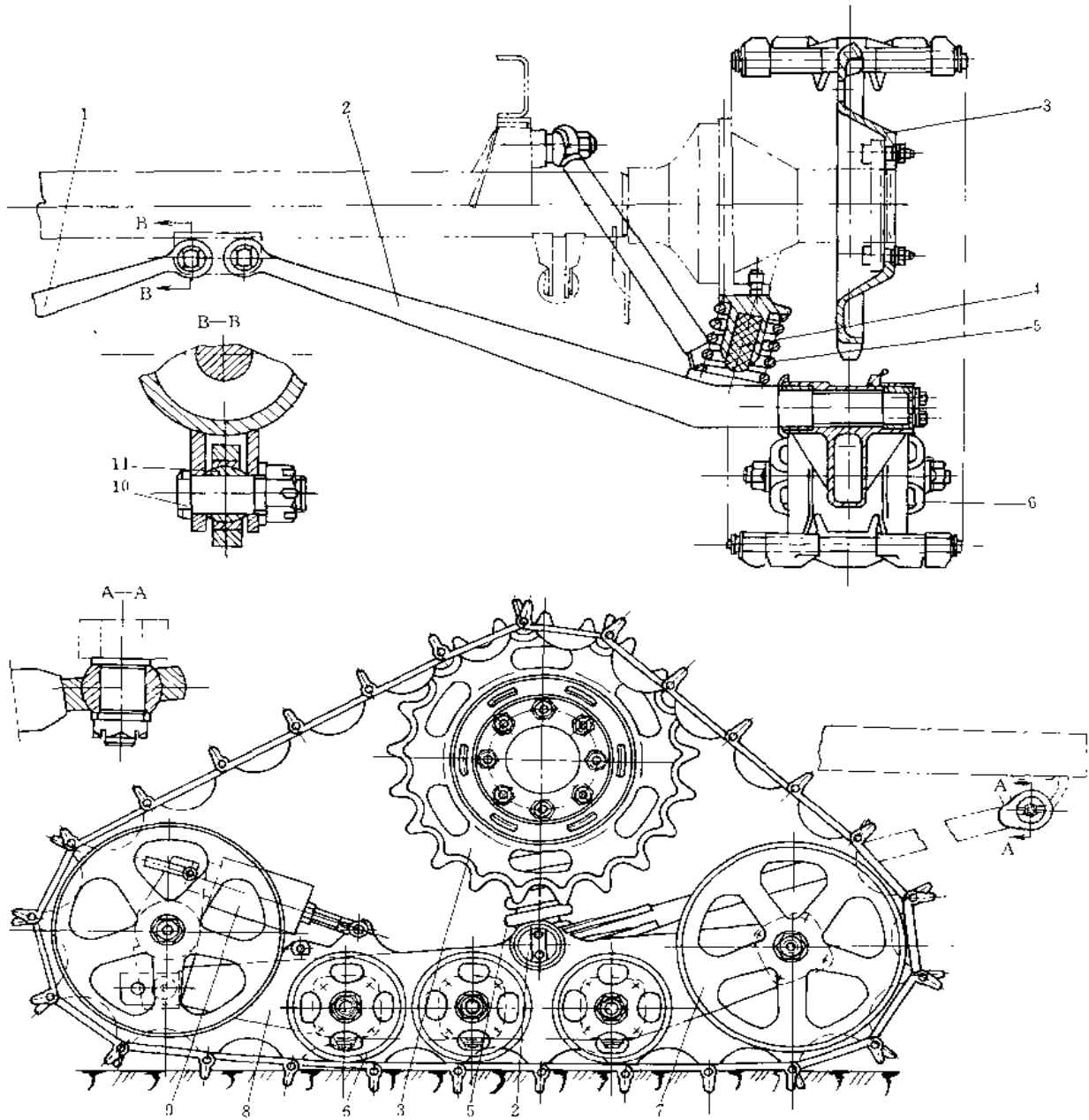


图 2-1-360 半履带装置

1—右台车轴；2—左台车轴；3—驱动轮；4—减振器；5—圆柱缓冲弹簧；6—支重轮；

7—导向轮；8—台车架；9—张紧装置；10—销轴；11—球铰

为了提高联合收割机在潮湿田地上的行走能力，防止打滑及沉陷，很多联合收割机都采用轮式和半履带式装置。将橡胶充气驱动轮胎部件从驱动轮桥上卸下，换装上半履带式行走装置，使接地压强降低到 27~50kPa。如图 2-1-360 所示，半履带式行走装置由悬架和履带行走两部分组成。悬架包括连接支重轮和联合收割机体的全部零件，如台车架、台车轴和弹性元件等。履带行走部分包括履带、驱动轮、支重轮、张紧轮、导向轮及其张紧装置等。一般为保证联合收割机在松软土壤上的接地压力均匀并具有良好的附着性能，采

用半刚性悬架。台车轴与联合收割机体通常为三点连接，中、后点是球铰接，外点为弹性平衡装置（圆柱螺旋弹簧和橡胶减振器）。履带大都采用组合式金属履带，其履带板形式有普通型、三角型和加宽三角型。履带节距一般在160~200mm范围内。驱动轮齿数一般取奇数，而且啮合时每块履带板在驱动轮上跨两个齿，使每个齿在两转中才啮合一次，以延长寿命。驱动轮节圆直径为600~900mm。导向轮应取较大直径，以减少冲击，但比驱动轮要小，一般为500~700mm。支重轮直径越小，个数越多，履带对地面的压力越均匀，但会增加滚动阻力。一般支重轮直径不小于200mm，为履带节距的1~1.25倍，个数为3~6个。

### 13.11 松土器

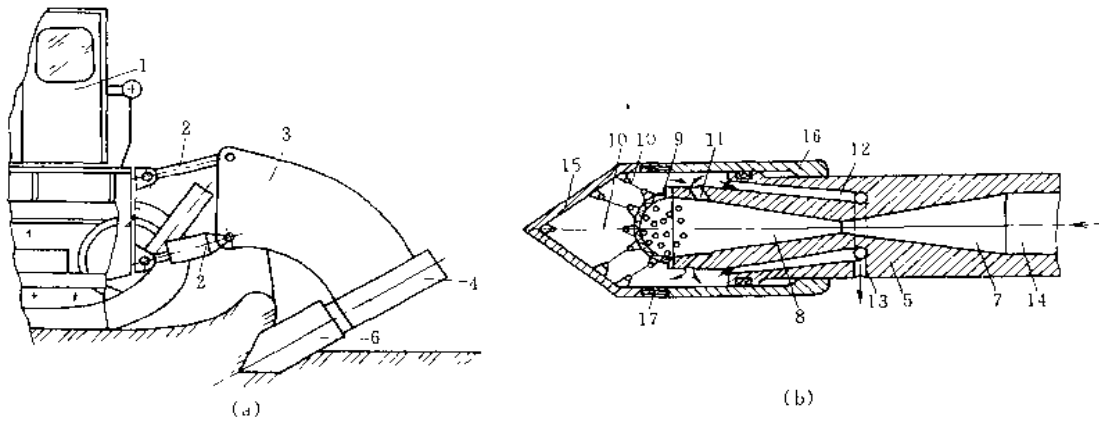


图 2-1-361 振动式松土器 (a) 及装有松土齿的超声频液压振动器 (b)  
 1—主机；2—悬架；3—支柱；4—振动器；5—壳体；6—松土器；7—辐射器；8—扩散器；  
 9—半球形膜；10—铰接刚性拉杆；11—交汇孔；12—排液通道；13—孔道；  
 14—轴心通道；15—松土齿；16—松土齿后部；17—丝扣

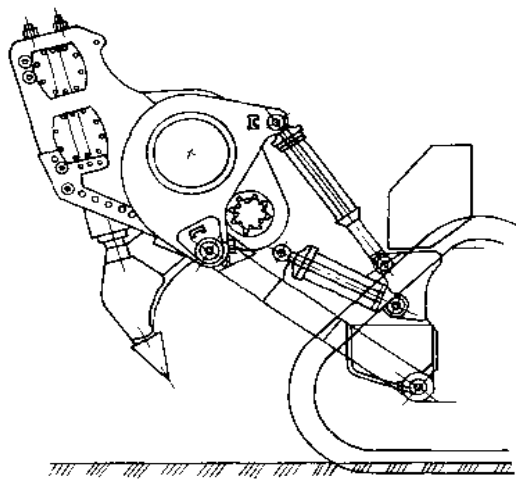


图 2-1-362 D10N 和 D11N 重型拖拉机上的带强制作用（即带液压锤）的松土器结构

图 2-1-361 所示为振动松土器及振动器，用来开挖硬质土。是拖拉机或推土机的工作装置。它通过增加松土齿的振幅来提高松土效率。其结构主要包括主机、装有支柱的悬架、安装在支柱下的振动器、同心安装在振动器壳体末端的空心松土齿等。松土齿能沿着它所围罩着的振动器壳体纵向移动。

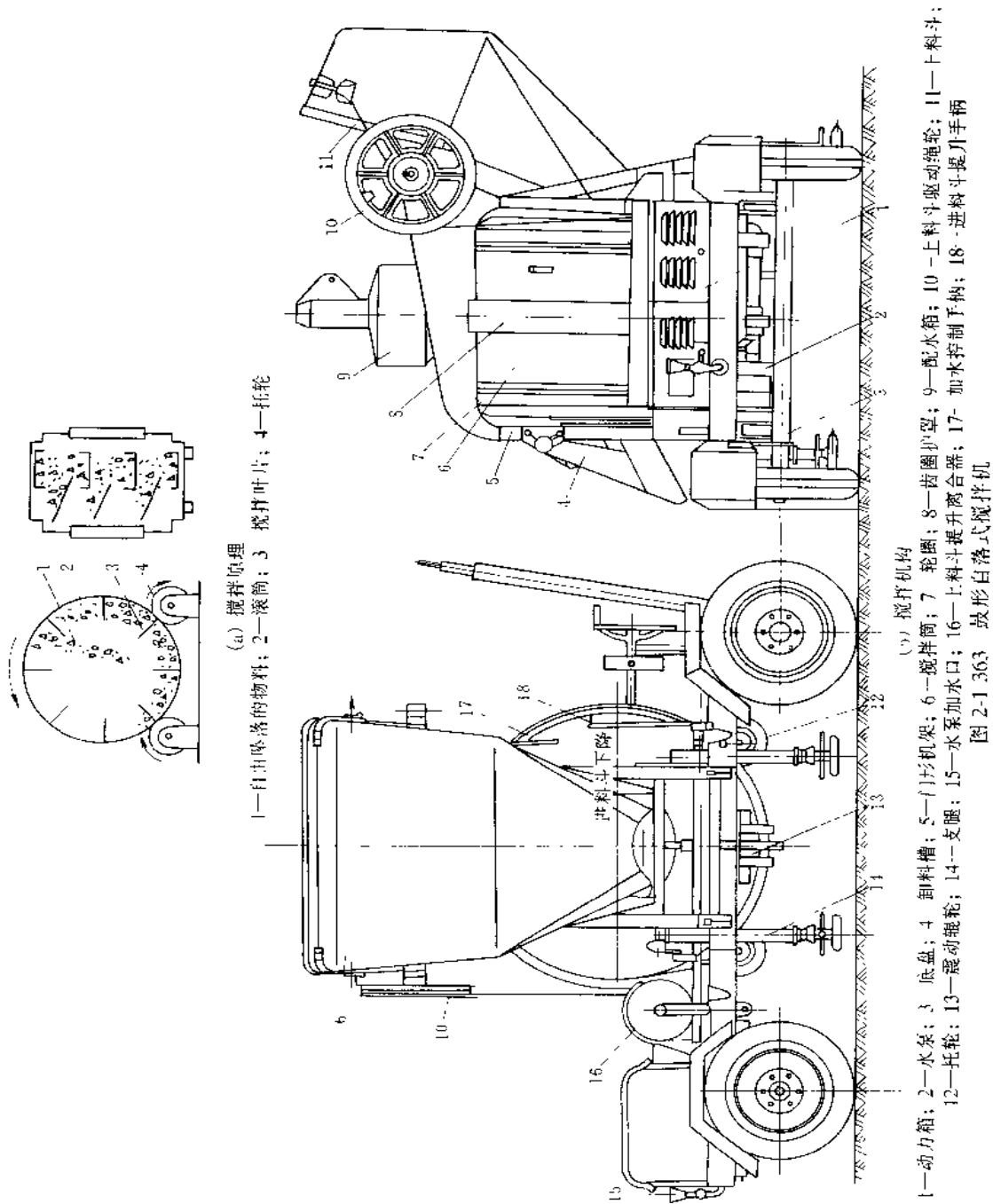
图 2-1-362 所示为液压锤松土器。它是将液压锤产生的动载冲击直接施力于工作机构，而不涉及拖拉机履带行走装置。该松土器可用于开挖多石岩土，其生产率比不带液压锤的松土器平均提高 20%~70%，具有插入速度快、松土器齿尖寿命长、工作稳定等优点。

### 13.12 混凝土搅拌机

混凝土搅拌机是将水泥、砂、石和水按一定的配合比例进行均匀拌合的机械，按其搅拌混凝土的原理分有自落式和强制式两种。



### 13.12.1 鼓形自落式混凝土搅拌机



自落式搅拌机的主要工作部分是一个水平放置的鼓筒。鼓筒内安装着径向布置的叶片，工作时，鼓筒绕其轴线回转，物料投入后即被旋转着的叶片带到一定高度，物料靠重力自由坠落，在鼓筒的连续旋转下，物料则多次重复自由坠落，而达到均匀拌合的目的，然后再将拌合物卸出。其搅拌原理和搅拌机构见图 2-1-363。

### 13.12.2 锥形反转出料搅拌机

锥形反转出料搅拌机由搅拌筒、液压进料机构、搅拌筒摩擦轮驱动系统、配水系统等组成。它在结构上较鼓形搅拌机的缺点作了许多改进，其优点是：结构简单，重量轻；不需要卸料机构，只要控制电动机反转即可卸料；易实现自动控制；搅拌质量和效率有显著提高。缺点是反转出料时电机需要重载启动，对电机性能和控制电器有一定要求。

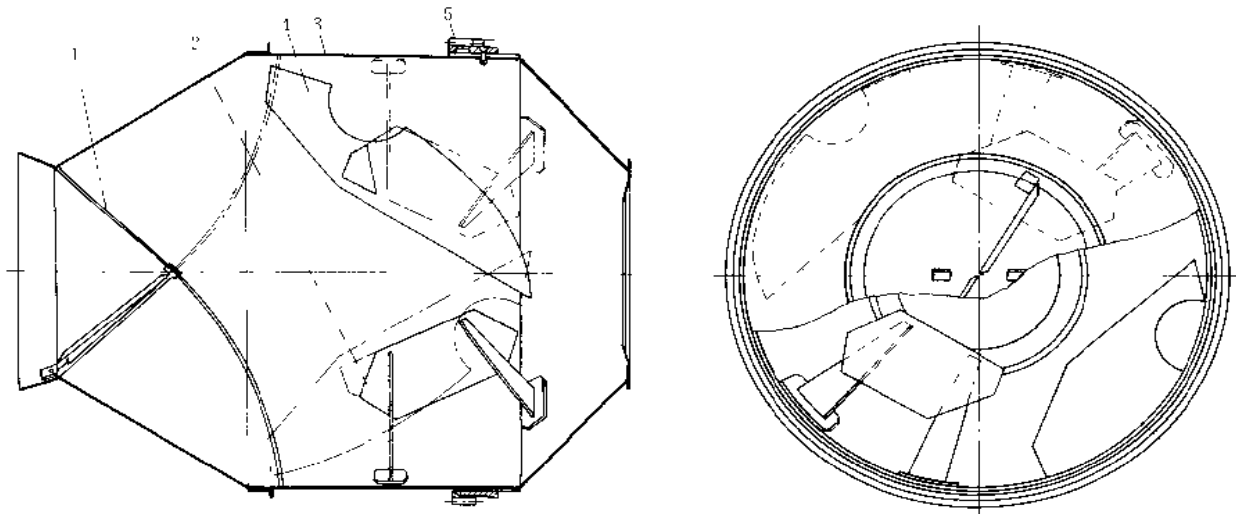


图 2-1-364 锥形反转出料搅拌筒

1—螺旋形出料叶片；2—高叶片；3—圆柱筒；4—低叶片；5—搅拌筒齿圈

图 2-1-364 所示为锥形反转出料搅拌机的搅拌筒。它一般由一段圆柱筒和两个相对的截圆锥筒由钢板焊接而成，筒内中部焊有两组交叉布置的搅拌叶片。两组叶片与筒轴线有一定倾斜角，且方向相反，其中一组较短的叶片由撑脚架起称为高叶片；另一组较长叶片则直接与筒壁相连称为低叶片。两组叶片相间交替布置，因而当搅拌筒转动时，叶片不仅有提升物料的作用，而且强迫物料沿斜面作轴向窜动。由于叶片的交叉布置和两端锥体筒形的协助，使物料在洒落时又形成沿轴向往返的交叉流动，强化了搅拌作用，使搅拌的效率和质量都得到了提高。在搅拌筒的出料锥一侧直到锥口，对称地布置了两块（或三块）与低叶片倾斜方向一致的螺旋形出料叶片。搅拌筒反转时，出料叶片螺旋运动方向朝外，因而在低叶片协助下将搅拌筒内的混凝土卸出。

## 13.12.3 涡桨式混凝土搅拌机

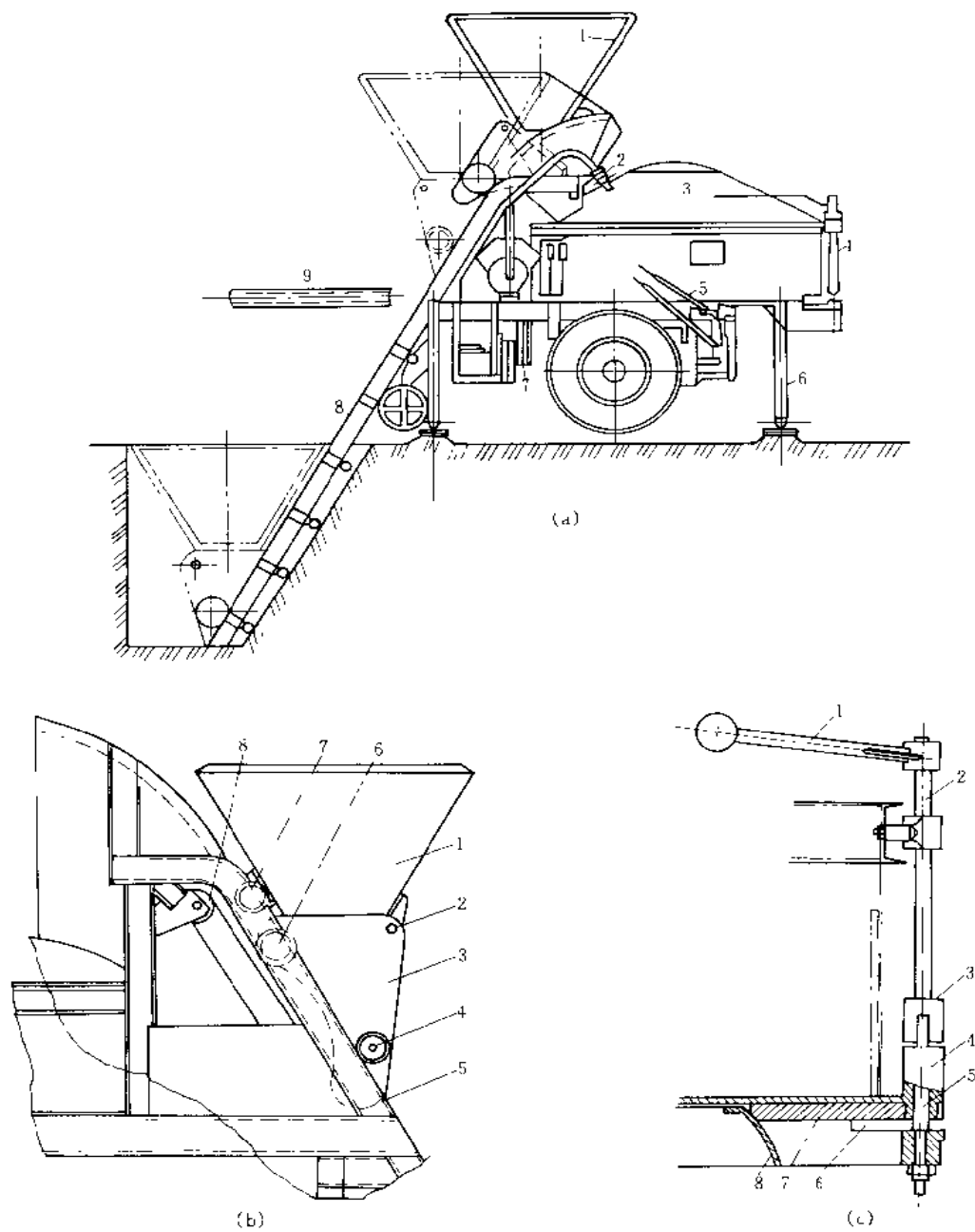


图 2-1-365 涡桨式混凝土搅拌机

- (a): 1—上料斗; 2—给水管; 3—搅拌装置; 4—卸料机构; 5—上料斗升降控制手柄; 6—支腿; 7—水泵及配水表; 8—上料斗导轨; 9—牵引杆
- (b): 1—料斗; 2—铰销轴; 3—斗底; 4—斗底滚轮; 5—槽钢导轨; 6—导轨槽内斗底滚轮; 7—斗体滚轮; 8—料斗牵引钢丝绳及滑轮
- (c): 1—手柄; 2—转动轴; 3—连接套; 4—下连接套; 5—下部转轴; 6—扇形平面卸料门; 7—衬板; 8—卸料门座

图 2-1-365 所示为涡桨式搅拌机的结构。它是一种立轴强制式搅拌机，搅拌时，使搅拌盘中物料得到多层次的剪切挤压和交叉流动，具有强烈的搅拌作用，因而最适合搅拌干硬性混凝土，搅拌效率也较高。上料时牵引钢绳通过斗底滑轮提升料斗沿导轨 8（图 a）平移上升，当滚轮 6（图 b）进入导轨水平段，同时滚轮 7（图 b）进入上部轨道，保持料斗继续水平上升，此时斗底倾斜打开借自重装料。卸料时，由手柄控制卸料扇形闸门 6（图 c）水平转动，打开卸料口，由搅拌叶片推送混凝土卸出。

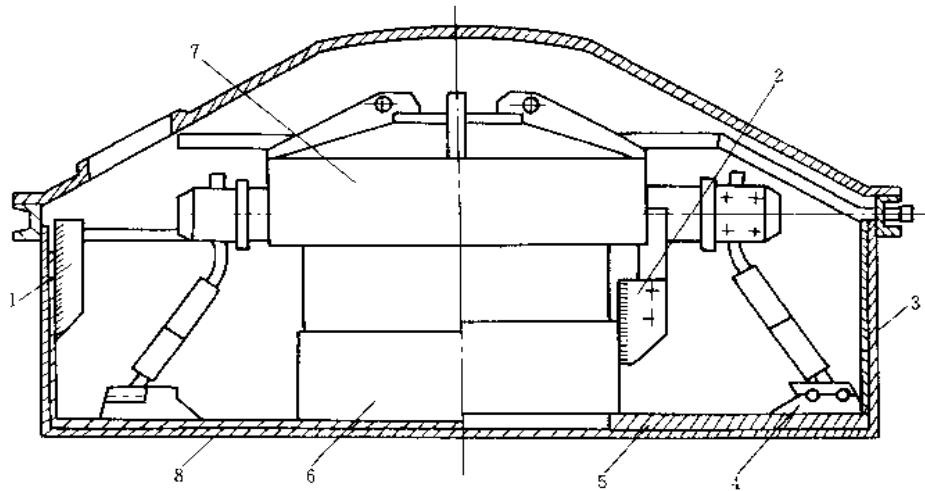
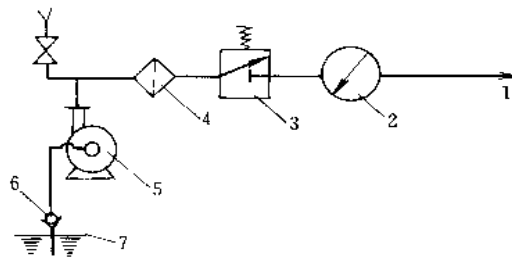


图 2-1-366 搅拌装置

1—外刮板；2—内刮板；3—外衬板；4—搅拌叶片；5—底衬板；  
6—内衬板；7—转鼓；8—搅拌盘

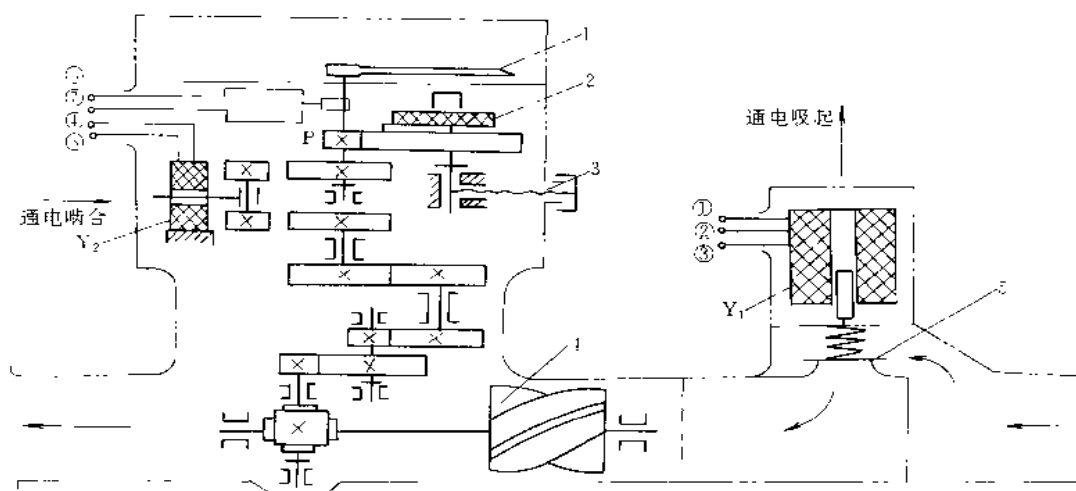
图 2-1-366 所示为涡桨式搅拌机的搅拌装置。它由搅拌盘 8 和垂直安装在搅拌盘中心的搅拌转子 7 组成。搅拌盘为一环槽形圆盘，由不同直径的两个圆筒同心放置与底板焊接而成。搅拌盘上部为一钟形罩盖，设加料口。在环形槽的底部边缘上并有卸料口，由活动闸门控制。搅拌转子由转鼓、搅拌臂和在搅拌臂端安装的搅拌叶片及内、外刮板等组成，是强制搅拌机的主要工作部件。本搅拌机与其他设备不同的地方是有自动水表用于配水系统（图 2-1-367a）。

自动水表的构造及工作原理如图 2-1-367b 所示，它由计量水表和电磁式水阀组成，串接在供水管路中。工作前，打开表盘盖，把指针拨到所需水量刻度值上，然后拧紧指针定位螺钉，关上衣盖。这时接启动按钮，电磁阀打开，开始供水。与此同时，进入水表的水推动螺旋叶轮转动。在电磁阀通电时，电磁线圈  $Y_2$  也通电，控制一对小齿轮与相应的大齿轮啮合。这时叶轮的转动可通过一套传动齿轮带动指针反向旋转，当转至“0”位时，指针轴上凸轮即碰触微动开关 P，使其断开，因为开关串接在电磁水阀控制电路中，而使电磁水阀断电而关闭，供水停止。在此同时  $Y_2$  也断电，小齿轮复位，指针轴与下部轮系脱开，在回位弹簧的作用下指针又转回到原定水量刻度上，等待下一次配水。



(a) 配水系统

1—搅拌机筒；2—水表；3—电磁阀；4—滤网；5—水泵；6—单向阀；7—水面



(b) 自来水表工作原理

1—指针；2—指针回位弹簧（发条弹簧）；3—指针定位螺钉；4—螺旋叶轮；5—电磁水阀；P—微动开关

图 2-1-367 配水系统及自动水表原理图

### 13.12.4 水泥混凝土搅拌运输车

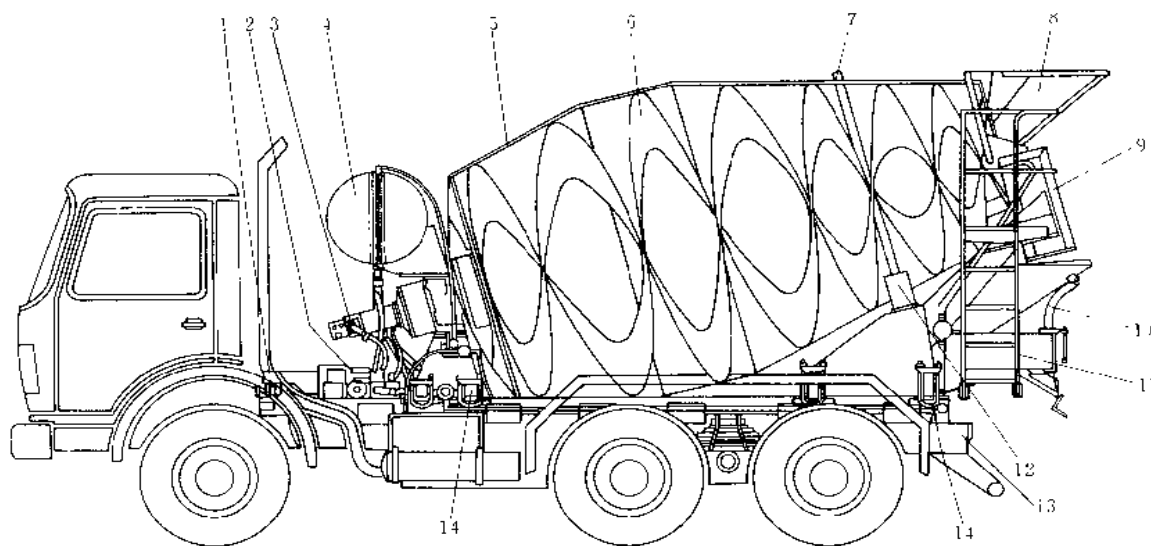


图 2-1-368 水泥混凝土搅拌运输车

1—发动机；2—柱塞泵；3—轴向柱塞马达及齿轮减速装置；4—水箱；5—搅拌筒；6—螺旋叶片；  
7—轧制滚环；8—上料斗；9—折叠卸料滑槽；10—液压滑槽调节装置；11—梯子；  
12—锻制支承滚；13—底盘；14—U型螺柱固定支承

混凝土搅拌运输车是在载重汽车底盘上安装一个混凝土搅拌装置组成的，集运输、搅拌为一体，可以边运行边搅拌，因而可以在较长的运输距离内仍能保证混凝土不产生离析、失水。图 2-1-368 所示是用液压马达驱动搅拌筒的混凝土搅拌运输车。图 2-1-369 所示是液压马达驱动搅拌筒的几种驱动方式，图 a 是从卡车发动机前通过方向轴驱动柱塞泵带动轴向柱塞马达，图 b 是由卡车发动机凸轮轴经方向轴驱动柱塞泵带动轴

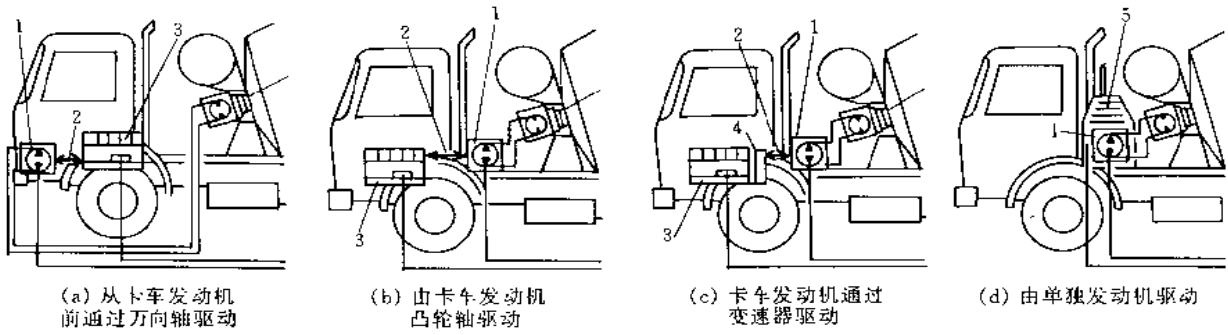


图 2-1-369 搅拌筒的驱动之一

1—柱塞泵；2—万向轴；3—卡车发动机；4—变速器；5—单独发动机

向柱塞马达，图 c 是卡车发动机通过变速器驱动柱塞泵带动轴向柱塞马达，图 d 是由独立发动机驱动柱塞泵，带动轴向柱塞马达，最后均经齿轮减速器驱动搅拌筒。图 2-1-370 所示搅拌筒的传动是由发动机通过万向轴驱动液压泵带动液压马达、减速器最后再经链传动。图 2-1-371 所示为发动机经齿轮减速和链传动驱动搅拌筒。

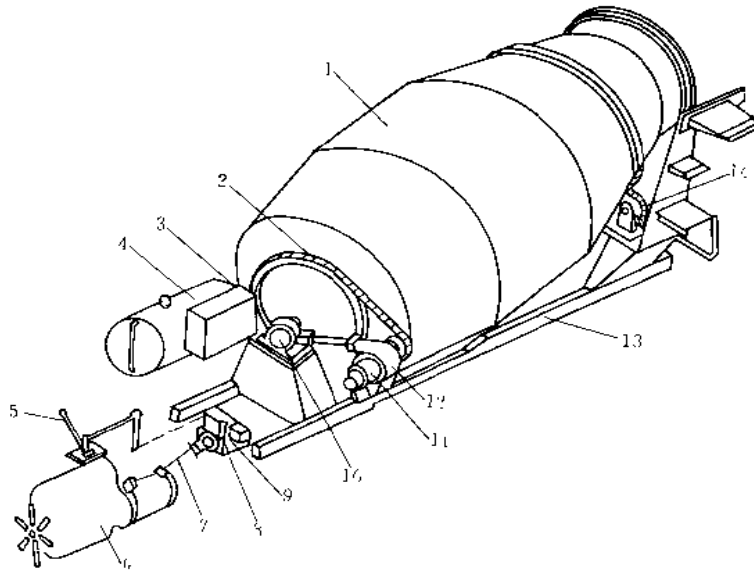


图 2-1-370 搅拌筒的驱动之二

1—搅拌筒；2—链传动；3—油箱；4—水箱；5—液压传动系统操纵手柄；6—发动机；  
7—万向联轴节传动轴；8—液压泵；9—集成式液压控制阀；10—中心支承装置；  
11—液压马达；12—齿轮减速器；13—机架；14—支承滚轮

图 2-1-372 所示为搅拌运输车搅拌筒的结构。搅拌筒呈梨形，单口进、卸料，反转出料。整个搅拌筒通过两个滚轮和筒底中心轴 6 组成三点支承结构斜卧在机架上。搅拌筒内从筒口到筒底对称地安装有两条连续带状螺旋叶片，可实现正转搅拌、反转卸料两种工况。正转时，加料、搅拌。反转时，螺旋叶片将混凝土送向筒口卸出。

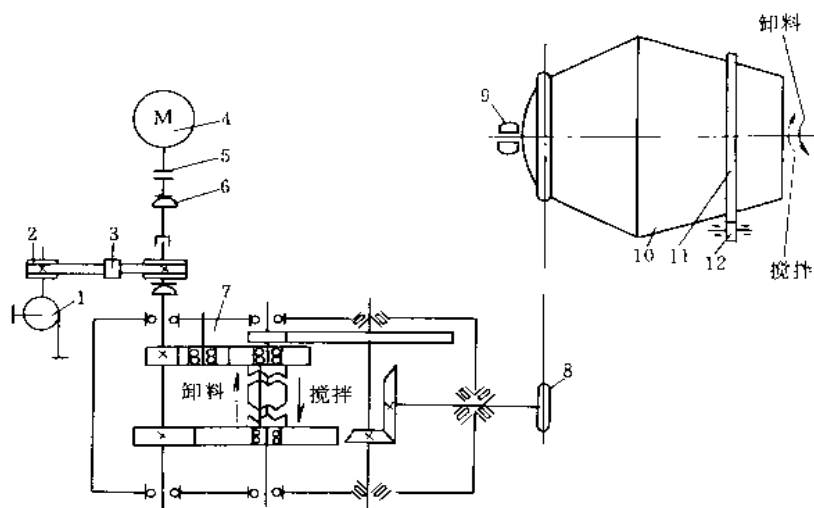


图 2-1-371 搅拌筒的驱动之三

- 1—供水泵；2—被动皮带轮；3—张紧轮；4—发动机；5—离合器；6—传动轴；7—减速器；  
8—链条传动；9—主支承轴承；10—滚筒；11—滚圈；12—支重轮

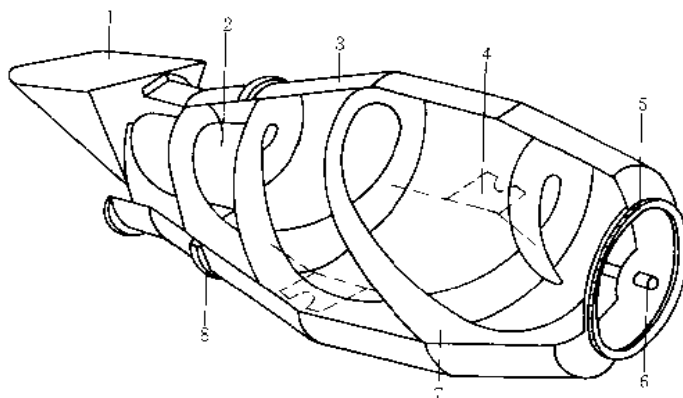


图 2-1-372 搅拌筒结构

- 1 加料斗；2—进料导管；3—搅拌筒壳体；4—辅助搅拌叶片；5—链轮；  
6—中心轴；7—带状螺旋叶片；8—环形滚道

## 13.13 振动压路机

### 13.13.1 振动压路机的特点和形式

图 2-1-373~图 2-1-376 所示为振动式压路机。它们与静作用压路机的根本区别是在振动压路机上都装有振动器，工作时，振动器产生引起振动的下扰力，在其作用下，振动轮产生具有一定振幅和频率的振动。与静作用压路机相比，有以下优点：1) 同样质量下压实效果好，稳定性好；2) 生产效率高，要求压实度相同时，压实次数少；3) 在压实效果相同的情况下，结构质量为静作用压路机的一半，发动机功率可降低 30% 左右；4) 由于振动作用，可使面层的沥青材料能与其他骨料充分渗透综合，故路面耐磨性好，返修率低，并可压实干硬性水泥混凝土（即 RCC 材料）等；5) 压实沥青混凝土时，允许沥青混凝土的温度较低；6) 采用机载压实度计，司机可及时发现施工道路中的薄弱点，采取补救措施，减少质量隐患。

它们的不足之处在于振动对环境和工人的不良影响，因此，采用了相应的减振措施。根据振动器安装形

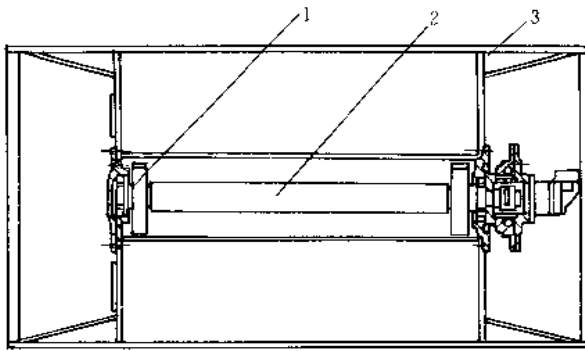


图 2-1-373 内振式振动压路机的振动轮

1—偏心块；2—振动轴；3—隔板

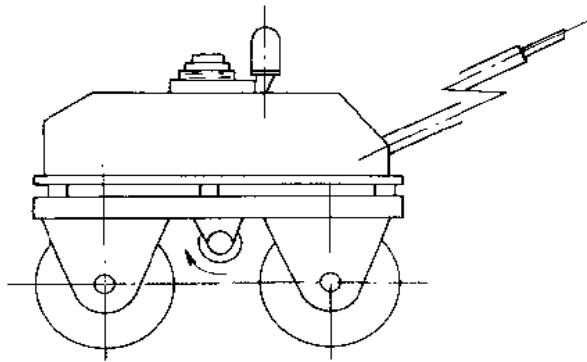


图 2-1-374 外振式振动压路机

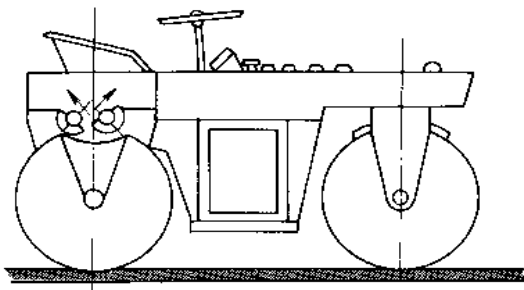


图 2-1-375 定向振动压路机

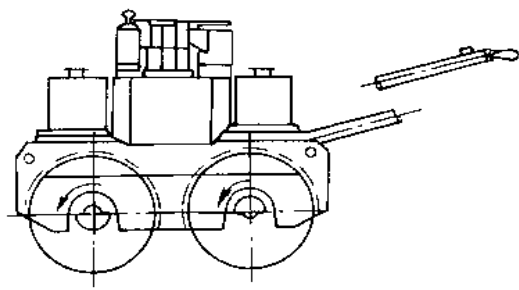


图 2-1-376 摆振式振动压路机

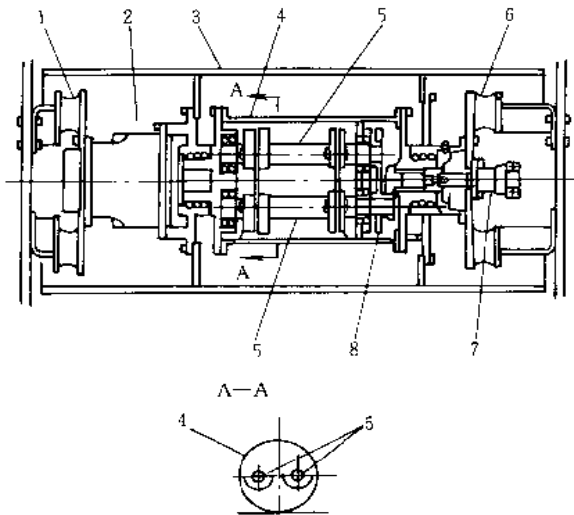


图 2-1-377 SD450 型垂直振动压路机振动轮结构

1、6—减振器（圆形）；2—行走马达；3—振动轮；  
4—起振器壳体；5—偏心轴；  
7—振动马达；8—同步齿轮

式的不同具有以下几种结构。图 2-1-373 所示为内振式，振动器安装在振动轴（又是振动轮的回转轴）上，振动轴带动偏心块高速回转产生的离心力使振动轮产生圆周振动。该机具有结构紧凑、操作方便的优点，应用广泛。图 2-1-374 所示为外振式，具有上、下两层机架，二者由减振器连接。振动器安装在下机架上，当振动轴带动偏心块高速旋转时，下机架连同安装在它上面的振动轮一起振动。该机结构简单，便于维修，很多手扶式振动压路机采用这种结构。图 2-1-375 所示为定向振动式，具有两个在垂直平面上对称布置的振动器，它们的偏心块转速相等但方向相反。当偏心块高速旋转时，它们产生的离心力水平分量互相抵消，而垂直分量则相互叠加，从而形成纯垂直方向的干扰力，使振动系统在理论上产生垂直振动。该机结构较复杂，应用较少。图 2-1-376 所示为摆振式，工作时呈摆动振动状态。它有两个振动器，分别安装在前轮和后轮中心上，它们的偏心块有  $180^\circ$  相位差，由一根齿形带驱动，这样既保持了它们的旋向相同，又可保持其相位差不变，使它们产生的离心力方向一个朝上，一下朝下，从而使压路机车任何一个工作瞬间，一个振动



轮接触地面，另一振动轮跳离地面，使整机除具有振动特性外，还具有前后摆动的特点。在相同质量情况下，它可以得到较高的线载荷和冲击能量。德国 Bornag 公司的 BW90 型手扶振动压路机采用这种结构，图 2-1-377 所示是 SD450 型垂直振动压路机振动轮结构。

80 年代初德国 Hamm 公司开发了一种新式的振荡压路机，其振动原理不同于以上振动压路机。它是在每只振动轮内，装有两组呈对称布置的振动器，因此，偏心块与振动轮回转中心的距离相等。工作时，它们的偏心块以大小相等、方向相反的速度旋转，产生的离心力的径向分量互相抵消，其水平分力形成一个交变力矩，使振动轮产生水平方向的振动。与普通振动压路机相比，可节约约 40% 的振动能量，获得更好减振效果，同时由于水平方向振动比垂直方向振动衰减快，因此，还可减少对环境的污染。

### 13.13.2 满足压实效果的各部分结构的设计

#### (1) 振动轮与驱动轮数量

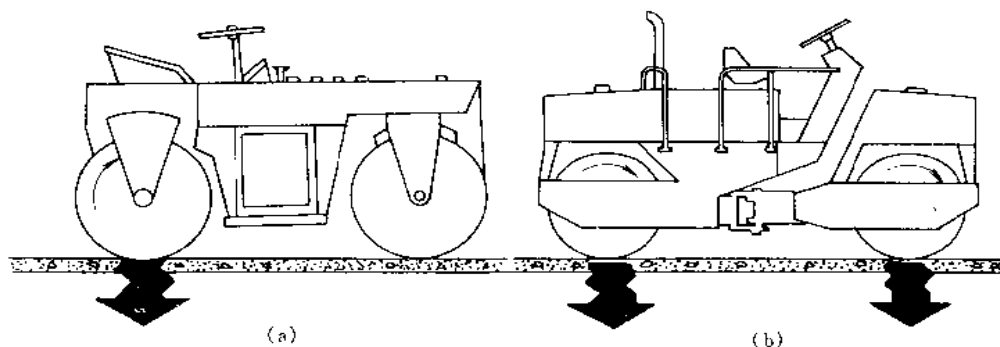


图 2-1-378 串联振动压路机

(a) 单轮振动；(b) 双轮振动

与单轮振动串联压路机相比，双轮振动串联压路机虽然结构复杂，但它压实能力强，压实效果好，生产率高。压实土时，双轮振动串联压路机（图 2-1-378）的生产率可提高 80%；压实沥青混凝土时，可提高生产率 50%。双轮振动压路机压实沥青混凝土，允许沥青混凝土的温度较低。由于单轮振动串联压路机在结构上比较简单，价格低，因而在一些小型压实工程或路面修理作业中仍广泛采用。

振动压路机在进行压实作业时，从动轮有较严重的推土现象（图 2-1-379），造成路面层材料沿着振动压路机行走方向产生很大的位移，甚至于表面产生裂纹。振动压路机的工作速度越低，路面材料被从动轮推动的位移就越严重。图 2-1-379 中不仅给出了路面材料的位移随行走速度变化的特性，而且也给出了同一吨位的振动压路机，单轮驱动和双轮驱动造成土的位移量的区别。因此，在压实路面时，为获得良好的路面质量，应尽量选用双轮驱动振动压路机。

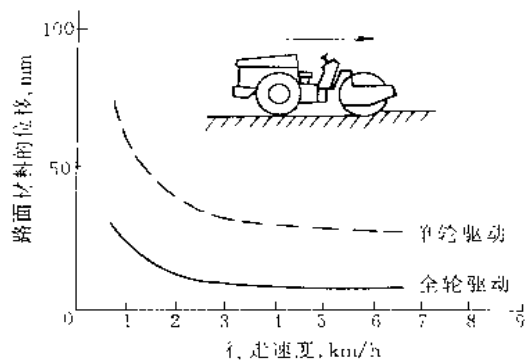


图 2-1-379 驱动轮数量对压实表面质量的影响

#### (2) 转向方式

铰接转向振动压路机的整机机动性好，在压实弯道时不会出现漏压现象（图 2-1-380a）。同时，这种振动压路机还具有前后轮的分配质量、轴压和振动轮的线载荷近似相等的优点。铰接式振动压路机上增加了某些附加机构，又可以实现蟹行动作。所以，目前中型以上的振动压路机大多数都采用铰接转向方式。但是，铰接转向的直线行驶性能较差，因而要求司机有较高的操作水平。

单轮转向的振动压路机有前轮转向（图 2-1-380b）和后轮转向之分。目前，大部分单轮转向振动压路机是前轮转向。单轮转向振动压路机为整体式机架，结构比较简单。为转向轻松可靠起见，转向轮的分配质量

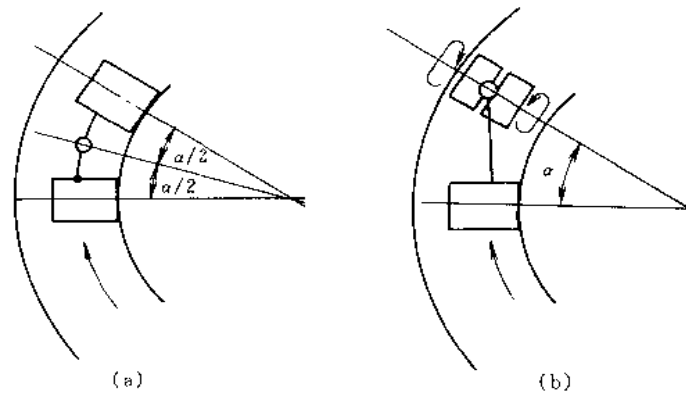


图 2-1-380 转向方式对压实性能的影响

(a) 铰接转向; (b) 前轮转向

只占整机质量的 30% 左右，其线载荷较低。又由于转向轮实现振动有一定困难，因此，单轮转向振动压路机的转向轮为非振动轮，即是单轮振动串联振动压路机。为了减少转向轮在转弯时的滑移现象，提高路面施工质量，单轮转向式振动压路机的转向轮通常做成两只宽度只有转向轮一半的轮子结构。德国 Vibromax 公司的压路机采用了整体机架式双轮转向、双轮振动机构，具有转弯半径小的优点，但结构较复杂。

(3) 提高接近建筑物压实能力的机构——蟹行机构

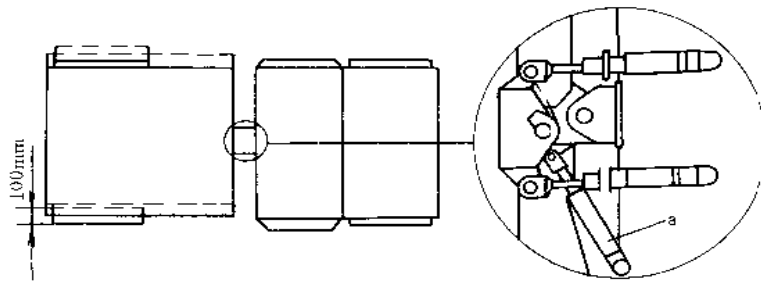


图 2-1-381 蟹行式振动压路机

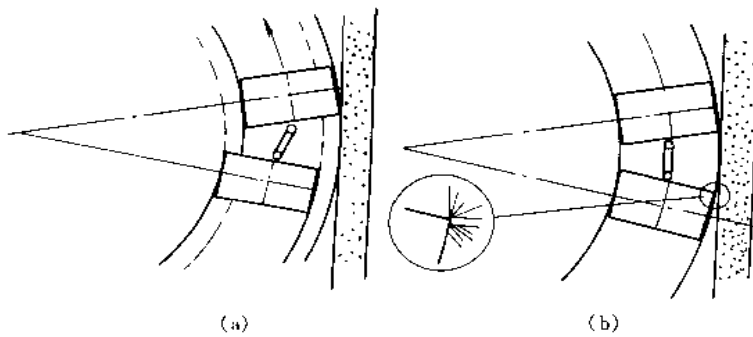


图 2-1-382 蟹行振动压路机和一般铰接振动压路机擦边性能的比较

(a) 蟹行振动压路机; (b) 铰接振动压路机

图 2-1-381 所示为振动压路机的蟹行机构。它是为提高压路机在压实作业时的擦边性能而设计的，可在铰接转向振动压路机上增加一套机构，使振动压路机具有前后轮中心线偏差一定距离进行压实作业的能力。当蟹行液压缸 a 伸出后，可使前后轮纵向中心线相差近 100mm，这样，压路机即容易接近建筑物进行压实作业，压实完后，又容易离开建筑物，而不致于与建筑物发生干涉现象。图 2-1-382 所示为增加蟹行机构前

后，压路机的擦边性能的改善情况比较。

(4) 调频调幅机构

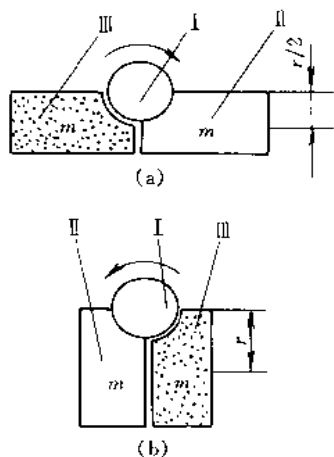


图 2-1-383 偏心距调节原理图

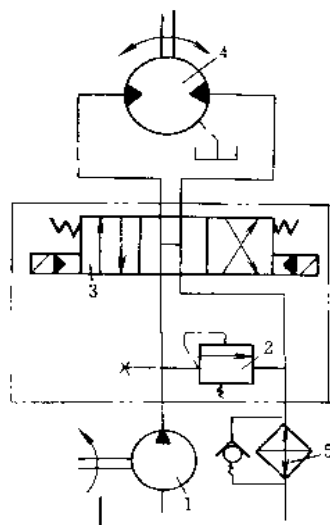


图 2-1-384 阀控开式液压振动系统  
1—齿轮泵；2—溢流阀；3 电液换向阀；  
4—齿轮马达；5—冷却器

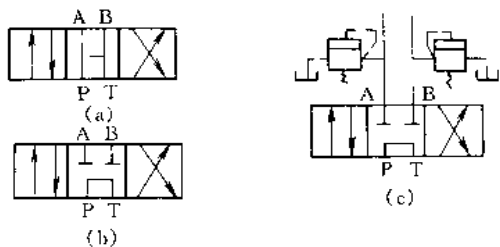


图 2-1-385 振动电液换向阀的中位型式

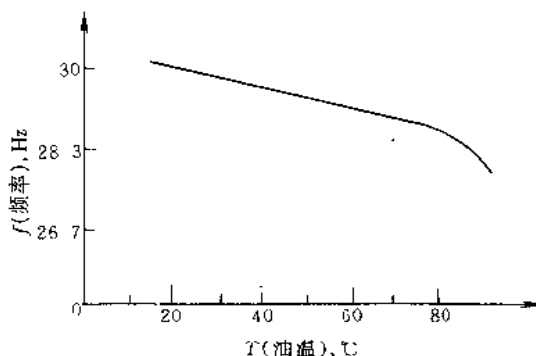


图 2-1-386 振动频率和油温的关系

一些大型振动压路机都具有调频调幅机构，工作频率和工作振幅可根据压实材料和压实条件变化而进行改变，提高振动压路机的适应能力。

图 2-1-383 所示是目前很多振动压路机通过改变偏心距  $r$  的办法来实现调幅功能的原理图。图中 I 为振动器的振动轴，II 是用键固定在轴 I 上的定偏心块，III 是空套在 I 上的动偏心块。当轴 I 顺时针旋转时，II 和 III 的相对位置如图 a，此时振动器的偏心距  $m_c = 2m_f \times \frac{r}{2} = m_f r$ ；逆时针旋转时，II 和 III 的相对位置重合如图 b，此时  $m_c = 2m_f r$ 。所以，通过改变振动轴的旋转方向就可达到改变振幅的目的，但这种方法一般只能获得两个工作振幅。

图 2-1-384 所示为振动压路机液压振动系统的开式回路液压系统。溢流阀 2 和电液换向阀 3 集为一体，称为振动阀。该系统的特点是：马达的输出转速为一定值，可实现振动频率不变。通过电液换向阀改变马达的旋转方向，与激振机构配合可以改变激振力和振幅，是一种可以变幅，而不能变频的系统。实际工作压力 12MPa（额定压力 16 MPa 以下），适用于中压。系统压力低，元件容易选取，也容易防止泄漏，提高了可靠性，为满足系统的振动功率，压力低，流量则要相对增大，故称为低压大流量液压振动系统。回路的容积效

率较低,而且受油温变化的影响,马达输出转速(即振动频率)也会改变。如图 2-1-386 所示,油温从 20℃ 到 80℃,频率约下降 1.6Hz,油温继续升高,频率将进一步下降,系统工作将出现困难,因此,开式系统必须保持适当油温。

图 2-1-385 所示为图 2-1-384 中的电液三位四通换向阀,其中位型式通常有 H 型(图 a)和 M 型(图 b)。H 型时,P、T、A、B 口相通,这种结构使得压路机在振动压实中需要停止振动或变幅时,液压马达在阀中位状态构成连通回路。由于偏心块的惯性作用,使振动轮仍有余振,这将使路面产生压痕。可采用 M 型中位结构消除压痕,因为这种中位结构,A、B 口是关闭的,会造成很大背压,迫使偏心块的惯性运动迅速停止,基本消除压痕。但是,偏心块惯性很大,阀口急速关闭,会在 A、B 出口管路中产生很高的压力冲击,对系统和元件不利,所以通常像图 c 那样在 A、B 口安装溢流阀对系统加以保护。H 型虽会产生压痕但不会造成压力冲击,因而在对压实基础平整度要求不高的压路机上广泛应用。

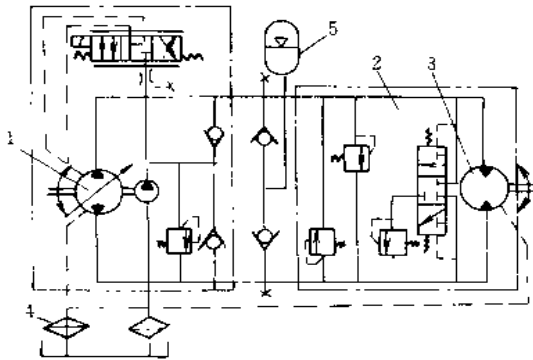


图 2-1-387 泵控制闭式液压系统

1—斜盘式轴向柱塞变量泵; 2—组合阀; 3—定量柱塞马达; 4—冷却器; 5—蓄能器

下还要增加,常达 35MPa 以上,这将造成峰压冲击,有时还伴随有尖厉的噪声,因此系统增设蓄能器作为缓冲装置。

泵控制液压系统,可实现马达的无级调速(变频),但在压路机的振动系统中通常只用一种或两种固定的转速(固定的振动频率)。因为振动频率的变化,对激振力传递给土壤的振动力改变并不显著,因此,如国产的 YZB 型组合压路机,采用这种闭式系统后,只选用了 33.3Hz 和 50Hz 两种振动频率,分别应用于基础压实和沥青路面压实。

#### (5) 驱动系统及其变速控制

图 2-1-388 所示为轮胎驱动振动压路机液压驱动系统,是液压泵和液压马达构成的闭式液压传动系统。它具有如下特点。

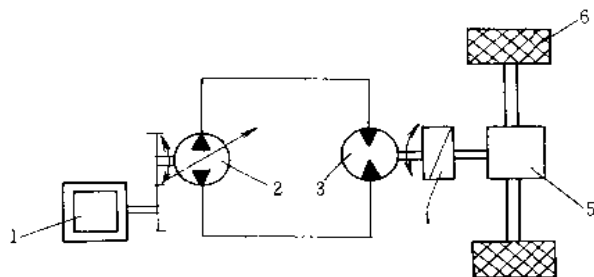


图 2-1-388 轮胎驱动振动压路机典型液压驱动系统

1—发动机; 2—泵; 3—马达; 4—变速箱; 5—驱动桥; 6—轮胎

图 2-1-387 所示为闭式液压振动系统,它具有以下特点。

1) 马达的旋转方向由双向可变量的泵控制,输出转速可通过改变泵的排量来实现。因此,这种系统可以实现变频变幅的功能。

2) 泵和马达与各种构成闭式回路所需的元件高度集成化,外表结构简单。系统采用闭式回路,容积效率高。

由于系统采用柱塞泵和柱塞马达,系统的工作压力可达 21MPa。与开式系统相比,当具有相同的振动功率时,系统的流量可相应减少(称为高压小流量系统)。泵、马达和各类阀高度集成,没有中间环节,便利了整机结构设计,减少了泄漏和拆装困难,提高了效率和可靠性。

由于系统工作压力较高,在起振和变幅工况等情况下

1) 发动机和液压泵的额定转速通过分动箱的内轮副匹配,调整方便。

2) 马达、变速器、后桥、驱动轮胎集装于一体,通过变速器达到不同的速比以适应不同工况下的牵引力和牵引速度的配合要求。

3) 液压系统的泵和马达集成化程度高。压路机的前进和后退由泵的双向变量控制马达正反转来实现。伺服变量控制,操作轻便。

4) 双向变量泵的零位状态具有一定的停车功能,可以作辅助制动使用。

另外,该系统传动效率高,可靠性好。但是,采用后轮驱动,前轮(振动轮)从动,有如下缺点。

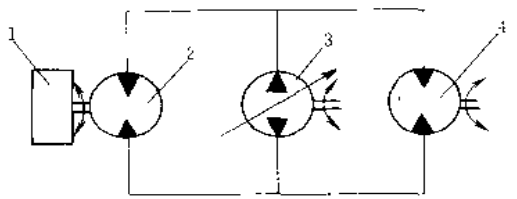


图 2-1-389 全轮驱动振动  
压路机液压驱动系统

1—减速箱；2—前轮马达；3—泵；4—后轮马达

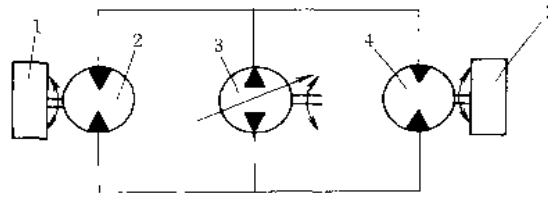


图 2-1-390 双轮串联振动  
压路机液压驱动系统

1、5 减速箱；2、4—马达；3—泵

1) 振动轮为从动轮，在压实过程中由于振动轮的滑移，在振动轮前会产生拥土现象，影响压实效果。

2) 由于压实作业的特殊要求，压路机整机重量在振动轮的分配重量比驱动轮胎大。例如 YZJ16，振动轮分配重量 10500kg，驱动轮胎分配重量 5500kg。因此，单靠轮胎驱动，在附着条件差的情况下，很难达到要求的牵引力，从而减少压路机的作业范围，有时爬坡大也会出现困难。

图 2-1-389 所示为全轮驱动振动压路机的液压驱动系统。它克服了仅用轮胎驱动振动压路机液压系统的两个缺点，在图 2-1-388 的基础上并联一个马达，通过减速器驱动前轮，结构简单。近年来，又出现了用低速大扭矩液压马达直接驱动轮胎和振动轮的振动压路机，系统更为简单，并且成本低。但现在采用较多的仍然是用低速马达驱动的振动轮驱动，轮胎驱动仍用图 2-1-388 方案的组合型。

图 2-1-390 所示为双轮串联振动压路机的液压驱动系统。它是由双向变量泵带动两个液压马达，通过行星减速器直接驱动前后轮。采用全轮驱动，既可用于平整度要求高的沥青路面压实，又可改善附着条件，提高牵引力，扩大作业范围。同时，为了充分发挥机器自身功能，提高压实生产率，该型压路机还采用了全轮振动。这种压路机由于速度低，通常不设变速箱，而通过液压系统的换向阀进行变速调节；又由于它主要用于压实沥青路面，其要求比土壤压实要求高得多，因此也很少采用低速大扭矩马达。

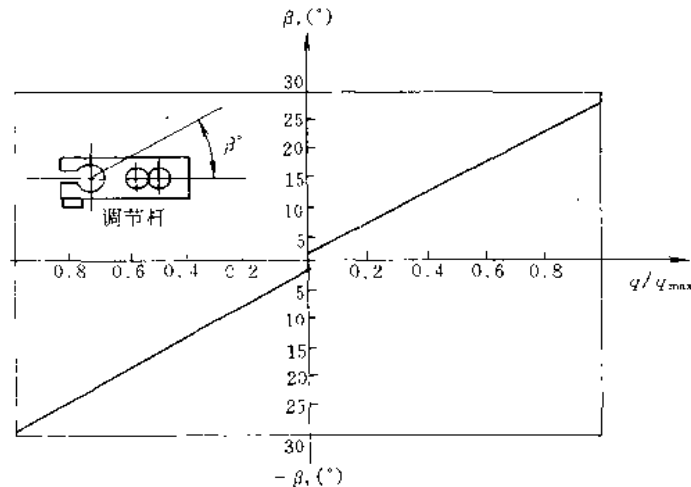


图 2-1-391 杠杆操纵对应的变量泵特性

液压驱动的振动压路机的行走系统一般分两档无级调速。第 1 档为低速档，也是振动压实作业的工作档，其行走速度较低，一般在 0~6km/h 范围内无级变化。第 2 档为高速档，其速度视不同机型而变化，一般在 0~12km/h 范围内无级变化。

两档变速的方法，一是用定量液压马达驱动具有两档的变速器实现。另一种是选用具有两档工作转速的定量液压马达实现。而两档无级调速则是用杠杆、凸轮或电子控制变量泵带动定量马达来实现的。

图 2-1-391 所示为杠杆操纵对应的变量泵特性。它是通过一套杆系直接操纵变量泵的斜盘，通过改变斜盘倾角来改变油泵的排量。由于变量泵斜盘倾角与变量泵的排量成正比，因而可实现操纵柄的不同位置对应不同的行驶速度。但由于变量泵在零位区是变量的死区，在其附近工作的行走系统液压冲击较大，特别是在

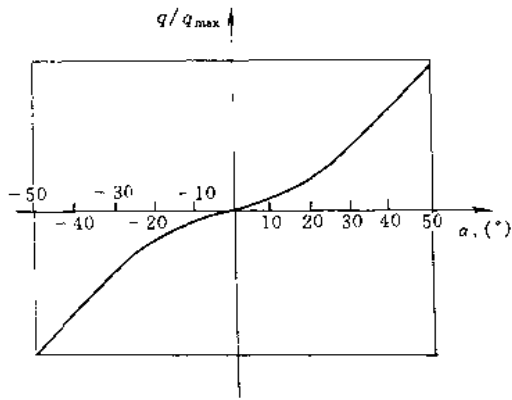


图 2-1-392 凸轮控制对应的变量泵特性

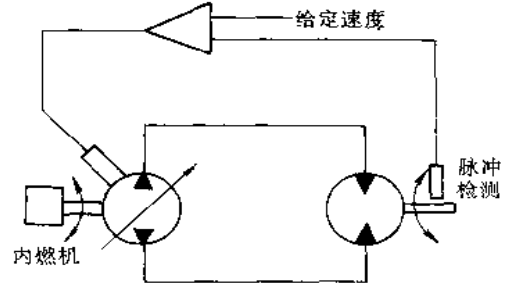


图 2-1-393 电子恒速控制原理

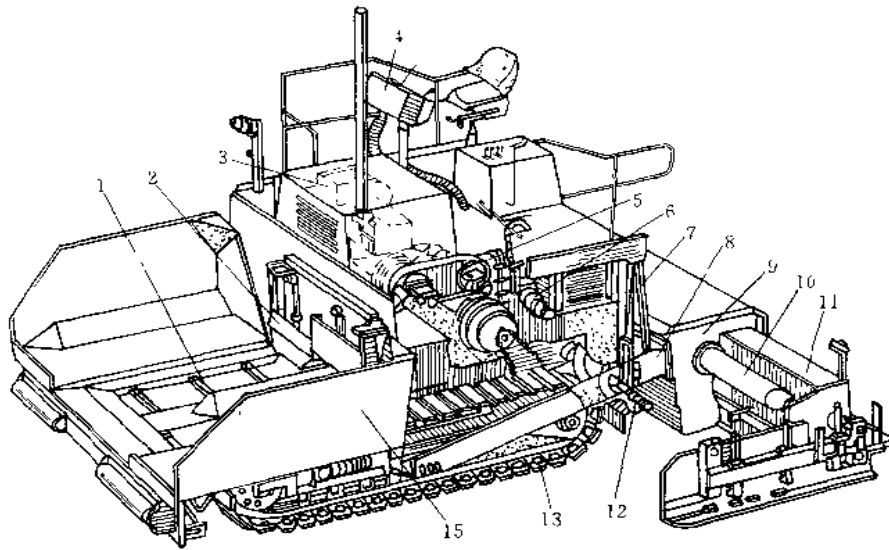
振动压路机换向工作时，其换向加速度较大。为了克服杠杆控制带来的液压冲击现象，采用具有合理工作曲线的凸轮控制方法，可以较好地改善变量泵工作的死区造成的液压冲击现象，如图 2-1-392 所示。

图 2-1-393 所示为最新开发的电子恒速控制技术的原理图。它可保证振动压路机的行驶速度恒定，既不受路面条件的影响，也不受柴油机转速变化的影响。

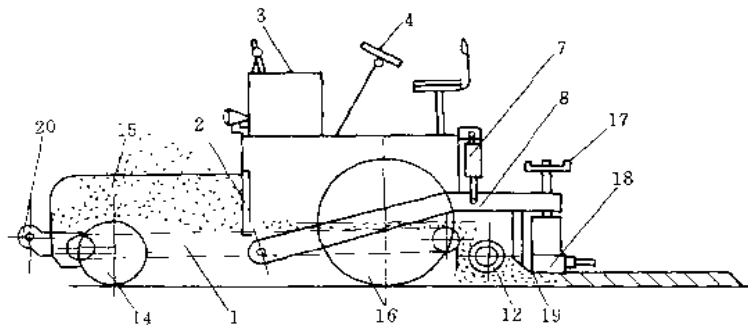
### 13.14 摊铺机

#### 13.14.1 履带自行式沥青混凝土摊铺机

图 2-1-394 所示为自行式摊铺机。它可以不停车接料，向路基送料，并根据路面纵、横断面的要求摊铺沥青混合料，初步捣实和熨平路面或最终压实。混合料由自卸汽车运来卸入料斗 15 内，然后由刮板输送机 1 送至螺旋分料器 12，使沿全宽度均匀分料摊铺，随后由振捣梁 11 部分地或完全地捣实，并由熨平板 18 整平。当必须最终压实时，可采用自行式压路机实现。它由以下几部分组成：1) 工作机构。它是具有共振驱动器和熨平板加热器，并可借液压缸伸缩的振动捣实装置，浮动悬挂铰接在机架上的侧臂端，宽度可调，见图 2-1-394。为了预压实和高压实度压实，常采用双振捣梁-熨平板工作机构，见图 2-1-395。2) 送料系统。



(a) 整机结构



(b) 摊铺机工作过程简图

图 2-1-394 自行式沥青混凝土摊铺机

1—液压独立驱动双排刮板输送机；2—液压独立控制闸门；3—带吸声罩的发动机；4—操纵台；5—带差速器和制动器的变速箱；6—轴承集中润滑装置；7—侧臂及振捣梁升降液压油缸；8—侧臂（牵引杆）；9—具有共振振捣器和熨平板加热器的振捣熨平装置；10—振捣熨平装置伸缩液压油缸；11—伸缩振捣熨平装置；12—独立液压驱动双排螺旋分料器；13—具有橡胶板和永久润滑的履带行走装置；14—前方向轮；15—料斗及可控制侧壁；16—可充加水的驱动气胎轮；17—熨平板上下调整手把；18—熨平板；19—振捣器；20—顶推轮

它由刮板输送机、调节阀和螺旋分料器组成。螺旋分料器末端装有两个传感器，可根据不同情况，发出不同信号，控制液压缸使闸门提升和下降以实现刮板输送机增减送料，以调节螺旋分料室内的混合料，避免混合料过满，并可减小物料对结构件的粘附。3) 行走装置。行走装置是由一对驱动气胎轮的后桥和方向轮的前桥组成。由于前置摆动轴的轴载荷沿轴向均匀分布，所以车轮常与地面接触。驱动车轮内可以充水，以保证车轮与路基有较好的附着力。当路基状况不好和附着力较小时，可以闭锁差速器。履带行走装置的履带节应覆盖有橡胶板，以保证与地面有较好的附着力，使机械可沿新铺设的路面移动。4) 动力及控制装置。现代沥青混凝土摊铺机用柴油发动机作动力装置，采用液压系统驱动振捣工作机构振动器，并具有液力耦合器、料斗侧壁、工作机构提升液压缸以及自动液压缸等控制装置。5) 自动找平装置系统（图 2-1-397）。它是保证路面平整度的装置，根据路面纵、横断面传感器的信号工作。6) 润滑装置。摊铺机装有供所有与热料接触的轴承用的内装式集中自动润滑装置。履带行走装置具有不更换润滑材料的连接元件和零件。驾驶员可在操作台上检测变速器的油面。

自行式摊铺机的熨平板、输送机板和螺旋分料器叶片等易磨损件，能够快速更换。

图 2-1-395 所示为沥青混凝土对振捣梁-熨平板工作机构。有两种系统，第一种系统由振捣梁和熨平板组成；第二种系统包括有不同类型的几个压实构件。按照振动特征，系统可以分为：1) 具有摆动振捣梁的结构，振捣梁可在水平面内在垂直于摊铺机运行方向的方位上摆动；2) 具有在垂直平面内振动的振捣梁的结构，这种型式的振捣梁得到了广泛的应用。振捣梁的偏心轴具有液压驱动装置，以保证无级调节振动频率。这样，当改变工作条件（摊铺材料的种类、摊铺层厚度或摊铺机的运行速度等）时，可以选择最佳的工况。沥青混凝土摊铺机具有可变宽度的分料和压实系统，其宽度变化机构为液压控制。

具有工程混合料高压实装置的多功能摊铺机，在

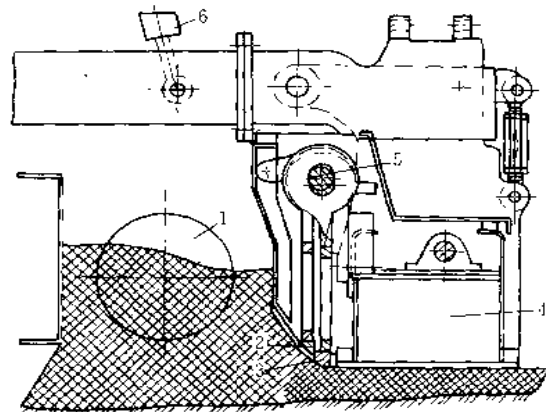


图 2-1-395 沥青混凝土摊铺机高压

实振捣-熨平工作机构

1—螺旋分料器；2—预压实振捣梁；3—主振捣梁；  
4—带有同相振动器的振动熨平板；5—振捣梁  
的驱动装置；6—侧臂升降液压油缸

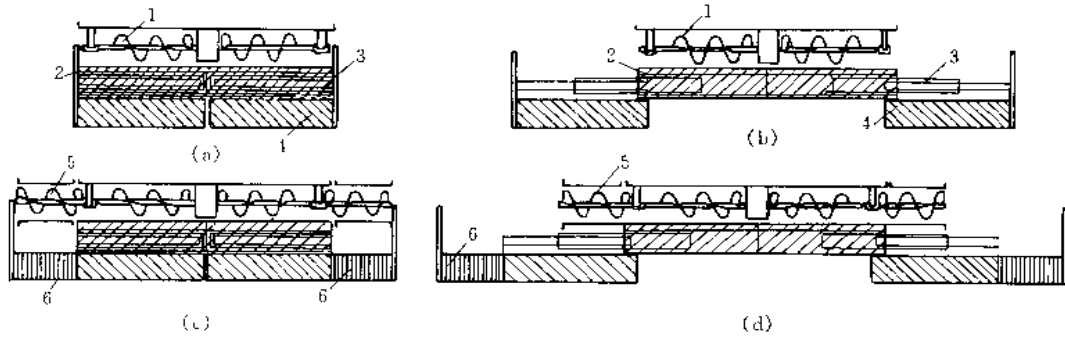


图 2-1-396 在振捣梁伸缩液压系统作用下摊铺机宽度变化简图

- 1—螺旋分料器；2—主振捣梁；3—振捣梁组件移出伸缩式液压缸；4—振捣梁可移组件；5—螺旋分料器可拆卸部分；6—振捣梁可拆卸部分

工作机构无需本质改变的情况下，可以保证高质量的摊铺以及对水泥和沥青混凝土混合料的高密度的压实。这种振捣梁可以保证水泥和沥青混合料厚层或薄层的摊铺和压实，有效地压实硬性难处理的材料。由于减小了压实所需的时间，这种振捣梁可以在寒冷季节压实薄的沥青混凝土层。为了摊铺水泥混凝土混合料，在沥青混凝土摊铺机上应安装滑模板。

摊铺机的自动找平装置通常由以下几部分组成：电源，纵向控制器（包括纵向传感器和调节器），横向控制器（包括横向传感器和调节器），执行机构和纵坡参考基准，如图 2-1-397 所示。其工作原理如下：当摊铺机行进到左侧有凹处，摊铺机左侧下降，同时牵引枢铰点 A 下降，熨平板左侧工作角  $\alpha$  变小。此时，熨平板左侧下降有使摊铺层减薄的趋势。当 A 点下降时，C 点也同时下降，纵传感器（控制器）B 点也下降。由于纵向基准固定不变，搭在纵向基准上的传感器栅臂 D 则转动，并产生一偏差信号。此信号经过纵向调节器处理后推动电磁阀，使左边油缸下腔进油，A 点上升。随着 A 点上升，C 点也上升，工作角  $\alpha$  恢复到原来的数值，传感器 B 也回到原位，偏差信号消失，油缸停止调节。此时，尽管机体左侧已下降，但在上述调节的作用下，熨平板并未下降，工作角  $\alpha$  保持不变，因而保持了原来的摊铺水平平面。

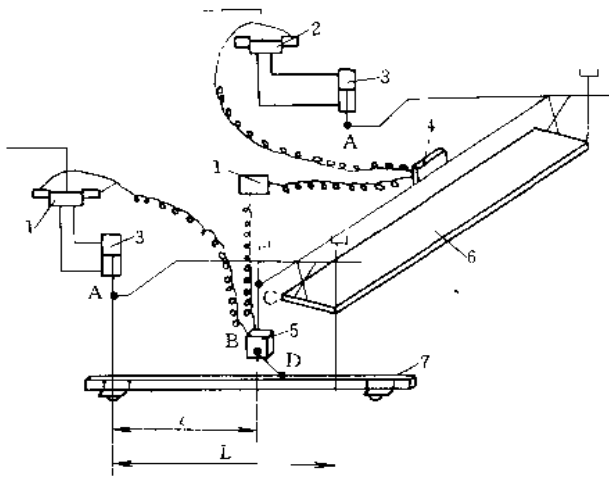


图 2-1-397 摊铺机自动找平控制系统简图

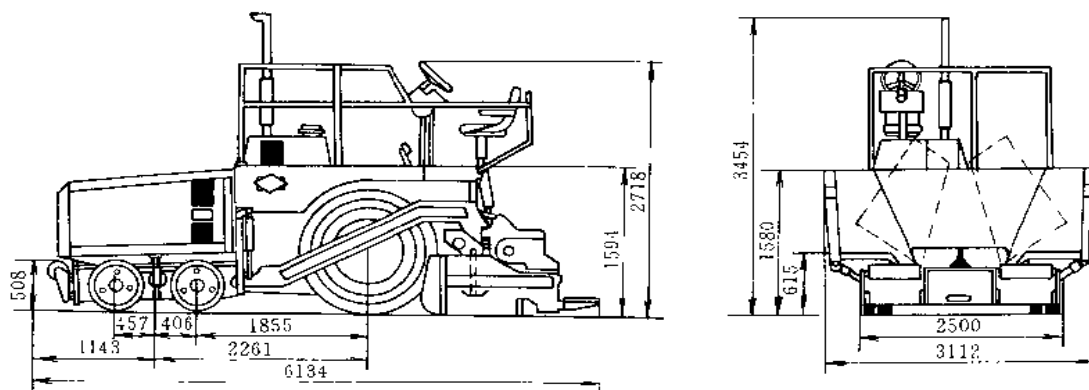
- 1—电源；2—电磁换向阀；3—油缸；4—横向控制器（包括横向传感器和调节器）；5—纵向控制器（包括纵向传感器和调节器）；6—熨平板；7—轮式移动平均梁（基准面）

当摊铺机行进到左侧有凹处，摊铺机左侧下降，同时牵引枢铰点 A 下降，熨平板左侧工作角  $\alpha$  变小。此时，熨平板左侧下降有使摊铺层减薄的趋势。当 A 点下降时，C 点也同时下降，纵传感器（控制器）B 点也下降。由于纵向基准固定不变，搭在纵向基准上的传感器栅臂 D 则转动，并产生一偏差信号。此信号经过纵向调节器处理后推动电磁阀，使左边油缸下腔进油，A 点上升。随着 A 点上升，C 点也上升，工作角  $\alpha$  恢复到原来的数值，传感器 B 也回到原位，偏差信号消失，油缸停止调节。此时，尽管机体左侧已下降，但在上述调节的作用下，熨平板并未下降，工作角  $\alpha$  保持不变，因而保持了原来的摊铺水平平面。

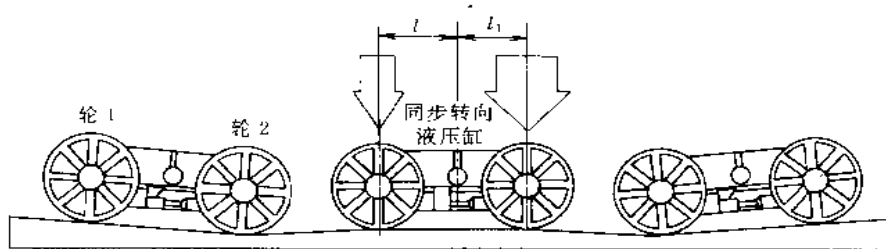
### 13.14.2 BK-171 型轮式沥青摊铺机

图 2-1-398 所示为 BK-171 型轮胎式沥青摊铺机。它装有三个超声波监控的标准型料位控制器，除主行走驱动系统外，所有功能的控制均能从左右两边来操作。它还具有独特的液压伸缩式螺旋分料器（如图 d），其高度可通过液压调节（如图 c）。该机还配备有偏置式串联双前轮悬挂机构（图 b），适用于不平路面变化，着地性好，受力均匀。该摊铺机能摊铺最大粒径为 50mm 的各种沥青基层或面层混合料、碎石料和下凝混凝土。制动系统为脚踏钳盘式制动器，配有自动限位式电开关控制刹车指示灯。

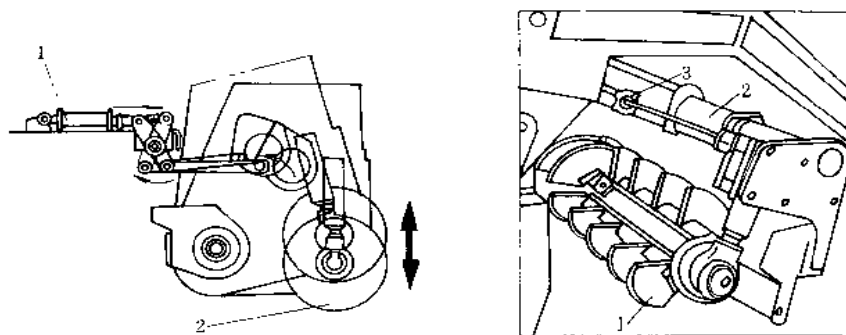




(a) 摊铺机外形图



(b) 偏置式串联双前轮悬挂机构



(c) 螺旋分料器的高度调整机构

1—液压缸；2—螺旋分料器

(d) 液压伸缩式螺旋分料器（可选型）

1 螺旋分料器；2、3 液压伸缩系统

图 2-1-398 BK-171 型轮胎式沥青摊铺机

### 13.15 路面养护机械

图 2-1-399 所示为一种沥青混凝土路面修理机为路面养护机械之一。它的工作装置主要由红外线辐射喷

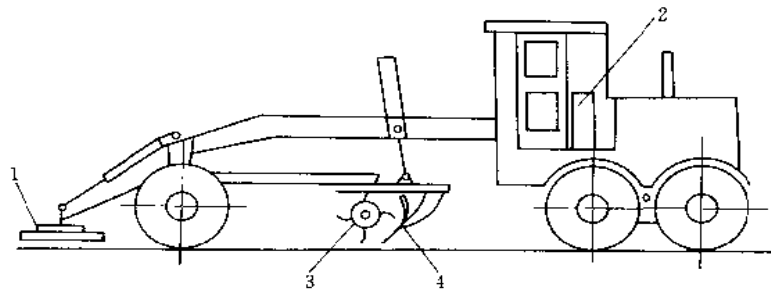
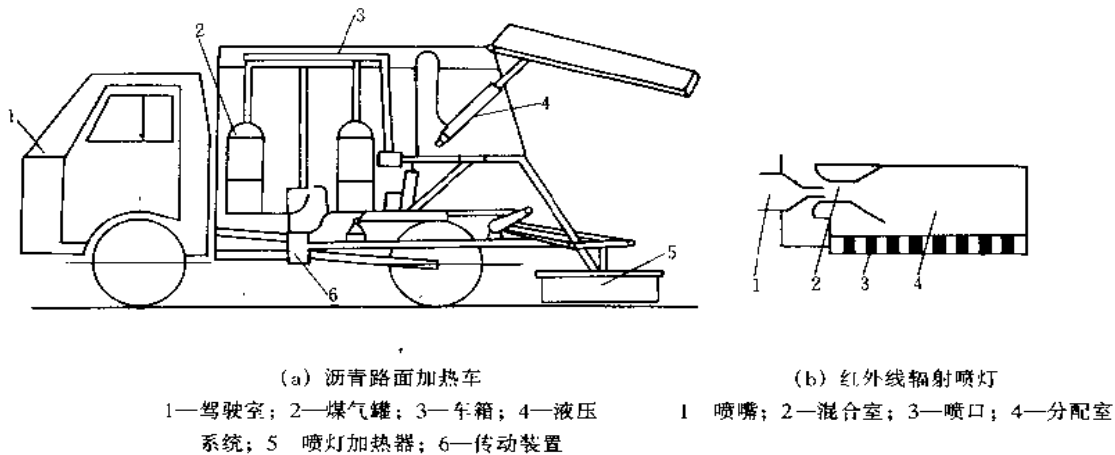


图 2-1-399 路面修理机

1—路面加热器；2—气囊；3—铣削器；4—平地机铲刀

灯路面加热器1、铣削器3和平地机铲刀4组成。它的底盘为一自动平地机。工作时加热器灯座与路面平行放置，燃气从气囊2供给喷灯使路面加热软化，然后由铣削刀和铲刀把路面修平。



(a) 沥青路面加热车

1—驾驶室；2—煤气罐；3—油箱；4—液压系统；5—喷灯加热器；6—传动装置

(b) 红外线辐射喷灯

1—喷嘴；2—混合室；3—喷口；4—分配室

图 2-1-400 沥青路面加热车

图 2-1-400a 所示为一沥青路面加热车。它由煤气喷灯远红外加热器和汽车底盘构成。图 b 所示为红外线辐射喷灯的原理简图。煤气由喷嘴 1 喷出进入喉管混合室 2 与空气混合，混合气流入分配室 4，最后经陶瓷喷口 3 喷出。燃烧室热的基本部分通过陶瓷喷口传导。

## 13.16 清扫机械

### 13.16.1 清扫机

图 2-1-401 所示为清扫机的常用工作形式简图。它的工作装置主要由盘刷输送机 and 洒水装置等组成。

图 2-1-402 所示为清扫装置简图。清扫装置的作用是通过扫刷扫起垃圾然后通过输送装置送进垃圾箱，有时垃圾直接被刷抛到垃圾箱中。

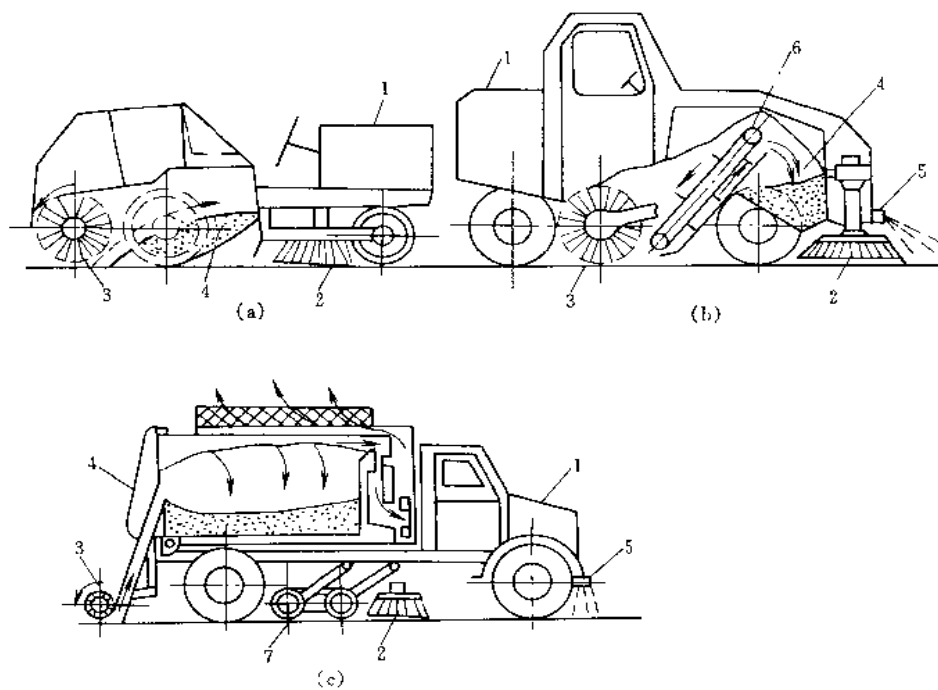


图 2-1-401 清扫机

(a) 抛垃圾到垃圾箱中; (b) 机械输送垃圾; (c) 空气输送垃圾

1—底盘 4; 2—盘刷; 3—主要圆柱刷; 4—垃圾箱; 5—喷水器; 6—输送机; 7—辅助圆柱刷

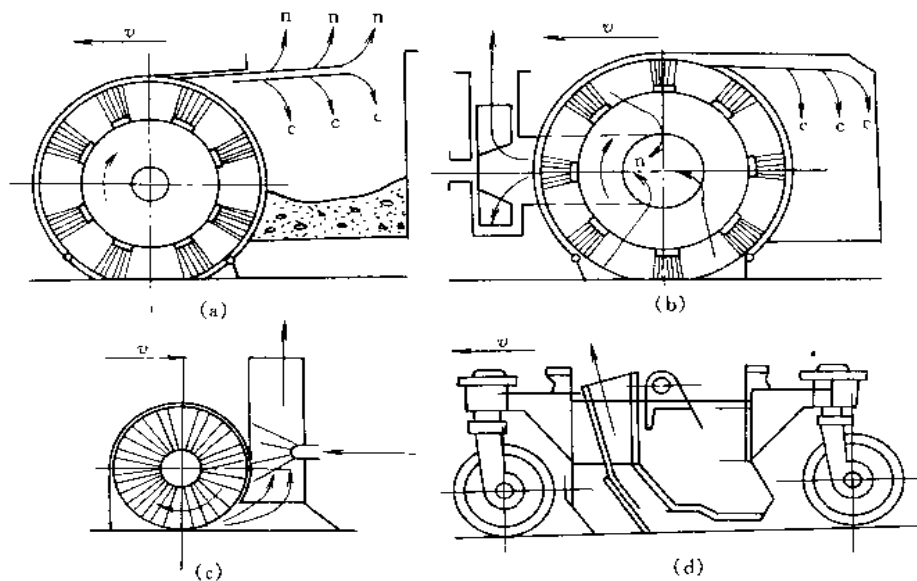
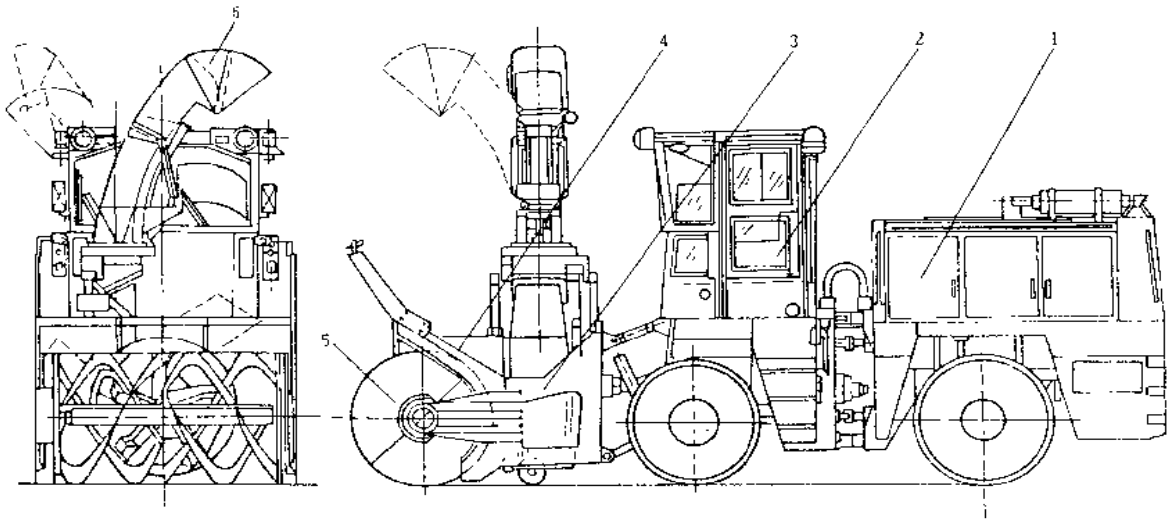


图 2-1-402 清扫装置

(a) 刷将混合物抛到垃圾箱中; (b) 混合式; (c) 刷-真空式; (d) 真空式

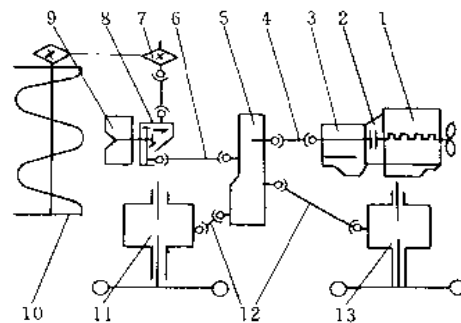
n—灰尘; c—垃圾; v—机器行驶方向

## 13.16.2 除雪机



(a) 除雪机的结构

1—发动机；2—驾驶室；3—抛雪转子；4—推雪板；5—螺旋式铣削集雪器；6—抛雪筒



(b) 传动原理示意图

1 发动机；2—离合器；3—变速箱；4、6、12—万向节传动轴；5—分动箱；  
7—链传动；8 转子及铣削集雪器分动箱；9—抛雪转子；  
10—螺旋式铣削集雪器；11、13—驱动桥

图 2.1.403 抛投式除雪机

图 2-1-403a 所示为抛投式（又称转子式）除雪机，其传动原理如图 b。这种铣刀转子式除雪机可用于被压实的积雪。它是利用前部装的螺旋式铣削集雪器对雪进行切割，雪屑靠两段反向安装螺旋的输送作用，集中于推雪板中部开设的抛雪转子的入口处，由于除雪机的向前运行和集雪的增加，雪屑被连续送入高速旋转的抛雪转子室内，在转子叶片的带动下，不断沿抛雪筒抛出。

还有一种叶轮转子式除雪机，用于清除没有压实的新雪。它有一组或两组螺旋叶片，叶片轴平行于行车方向。叶片高速旋转时，可将积雪切下并抛出。带有两组螺旋叶片的转子除雪机，效率较高。单组叶片式转子除雪机通常加设抛雪旋转装置和一个侧铲，以便将雪推向旋转叶片。

抛投式除雪机一般用抛雪筒作为抛雪导向装置，抛雪筒可以 360° 回转，向所需的任何方向抛雪。抛雪筒上端制有调距挡板，用来改变抛雪出口角度，达到改变抛雪距离的目的。

## 14 物料加工机械

### 14.1 岩石破碎机械

#### 14.1.1 简摆型颚式破碎机

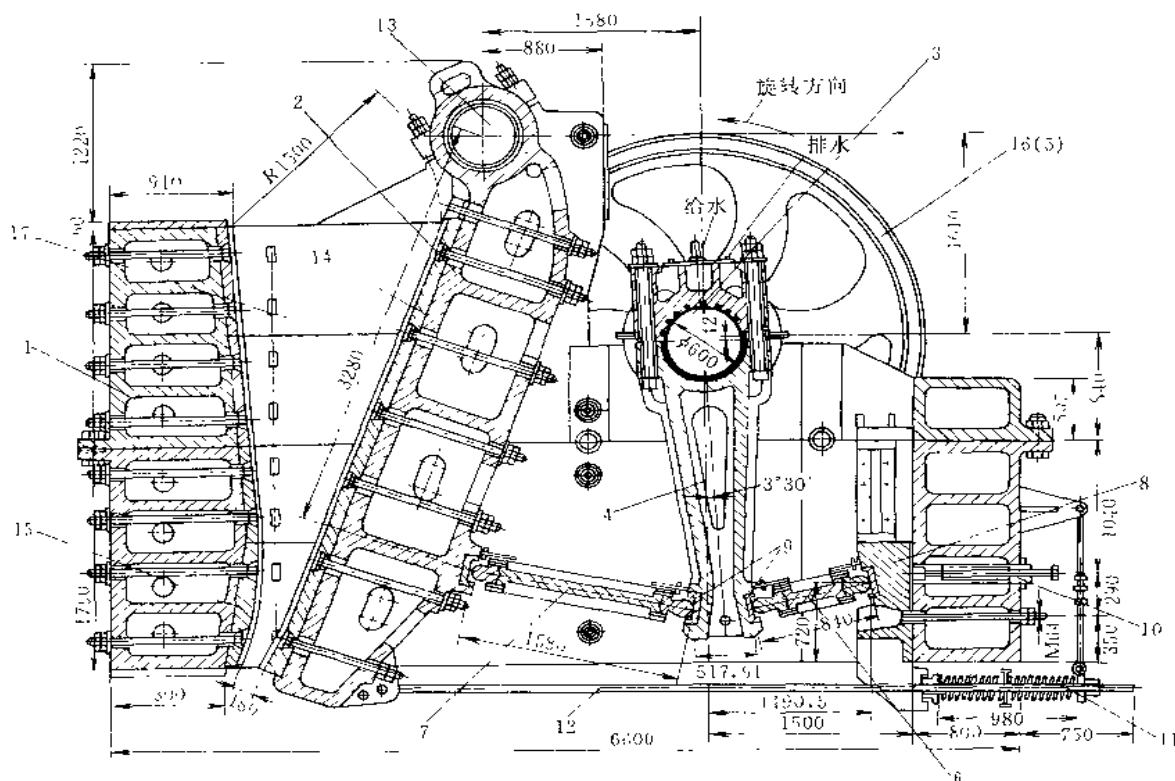


图 2-1-404 简摆型颚式破碎机

- 1 机架；2 动颚；3 偏心轴；4 连杆；5 皮带轮；6 后肘板；7 前肘板；  
8 后肘板支座；9 垫板；10 调整排料口装置；11 弹簧；12 拉杆；13 吊轴；  
14 动颚齿板；15 固定齿板；16 飞轮；17 护板

图 2-1-404 所示为简摆型颚式破碎机。它由机架、工作机构、传动机构、调整装置、保险装置与破碎腔等组成。机架有整体和组合两种，前者为铸造或焊接件构成，后者多为螺栓联接而成。给料口尺寸有 900mm×1200mm、1200mm×1500mm 和 1500mm×2100mm 等三种规格。其工作原理是：电机经皮带传动驱动偏心轴旋转，使连杆上、下动作，推动前后肘板往复运动，并带动悬挂在吊轴上的动颚作简单周期性摆动，从而使物料在动颚与固定颚齿板间受挤压而破碎。

其特点是：1) 结构简单，动颚冲击力大，破碎力强；2) 偏心轴一端设飞轮作蓄能用，工作时放出能量均衡电机负荷；3) 排料口调节借助垫板厚度或加垫片，或用螺栓升降楔铁，或用液压缸推动楔铁，破碎比一般为 2.5~3；4) 动颚拉紧装置是用拉杆和弹簧使肘板同连杆保持紧密结合；5) 过载保护装置包括后肘板自身剪断、或肘板搭接的销钉剪断或液压连杆的液压保护装置等；6) 破碎腔下面排料口的齿板有一平行带，以延长齿板使用寿命，并有利于减小排料粒度。

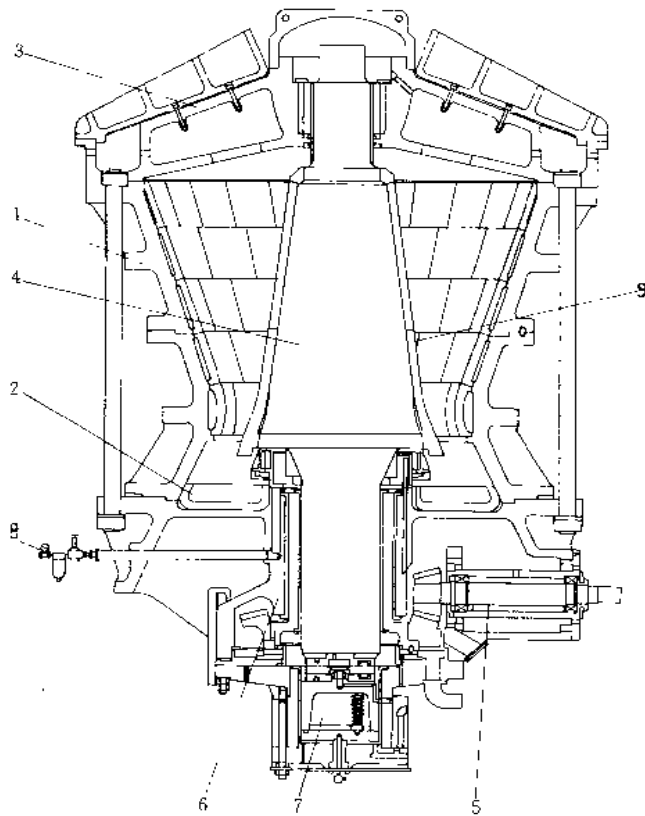


图 2-1-405 诺德伯格旋回破碎机

- 1—固定锥体；2—下部支架；3—上部横梁架；4—可动锥体(主轴)；  
5—传动轴装置；6—偏心套装置；7—液压缸支承装置；  
8—压缩空气管路；9—可动锥衬板

### 14.1.2 旋回破碎机

图 2-1-405 所示为结构较新颖的诺德伯格 (Nordberg) 旋回破碎机。它由固定锥体、下部支架、上部横梁架、可动锥体(主轴)、传动轴、偏心套、可动锥体底部液压缸和润滑系统组成。可动锥体衬板分为两截组成。下部机架与上部横梁架之间用拉杆螺栓紧固,使固定锥体与上、下机架形成牢固的整体。可动锥体外面有锥形衬板,其主轴上部位于横梁内并可旋转,主轴下部位于偏心套内靠液压缸支承。其工作原理是:电机经过传动轴 5 驱动齿轮,使偏心套 6 内的可动锥体 4 旋转而产生摆动与回转,使矿石在破碎腔内受到可动锥体挤压破碎。我国生产的各种规格的破碎机可以破碎尺寸为 500~1600mm 的岩石。

其特点是:1) 机架整体周围用拉杆螺栓紧固,以抵抗破碎力和防止疲劳,从而吸收分解了大量破碎应力,同时可以防止机架出现裂纹和法兰之间移动错位,拉杆在工作时是受拉应力并减轻固定锥体的压应力;2) 可动锥体的主轴下部由液压缸内油压支承,调节排料口非常方便,油压系统与润滑系统单独配置;3) 破碎机的动锥与固定锥的衬板下缘有一段曲面(平行

带),可减小产品粒度并延长衬板局部寿命;4) 破碎机给料可以挤满破碎腔,故生产能力大,处理同样块度物料的能力为颚式破碎机的 2.5~3 倍,它的破碎比约为 5~6。

### 14.1.3 欧姆尼康圆锥形破碎机

图 2-1-406 所示为欧姆尼康 (Omnicon) 圆锥形破碎机。它由机架、偏心套、可动锥体、固定锥体、碗型轴承、抗旋转装置、传动轴、液压缸、调整环、主轴和液压系统与润滑系统组成。破碎机按破碎腔进口宽度不同,分为用于中等给料粒度和细粒给料粒度用破碎机,即中碎机与细碎机。破碎机破碎腔内的可动锥体 3 下部为球面体,置于碗形轴承 5 上,当偏心套旋转时,其外部的可动锥下部轴套带动可动锥体作回转摆动,为防止可动锥体转动太快,其内有抗旋转装置 6。物料在破碎腔内由可动锥体 3 与固定锥体 4 的衬板 12 和 13 挤压破碎。

其结构特点是:1) 可动锥体为独立的伞状锥体,无主轴,高度很小,其下部轴套套在偏心套外部转动;2) 破碎机可以挤满给料,与常规弹簧式圆锥型破碎机比较,同样条件下生产能力高一倍多,破碎比大;3) 固定锥体工作时受到机体外部多组液压缸活塞支承,正常工作时,液压缸的工作状态如图 2-1-407,排料与挤压破碎时,活塞是动态的;4) 下缘设有迷宫式粉尘装置,防止灰尘;5) 可自动操作,自动调节排出,并且排口维持恒定,各部件自动监控;6) 检修时不必拆卸油路,不损坏密封,不用拆卸附近的漏斗与皮带机等,非常方便。

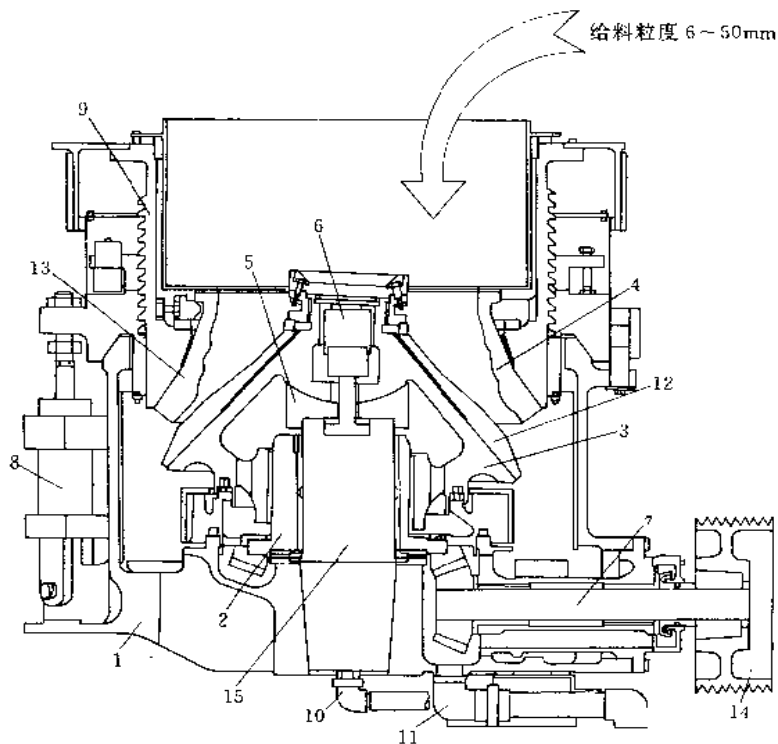


图 2-1-406 欧姆尼康圆锥形破碎机

- 1—机架；2—偏心套；3—可动锥体；4—固定锥体；5—碗形轴承；6—抗旋转装置；  
7—传动轴；8—液压缸；9—调整环；10—液压系统；11—润滑系统；12—动锥衬板；  
13—固定锥衬板；14—皮带轮；15—主柱

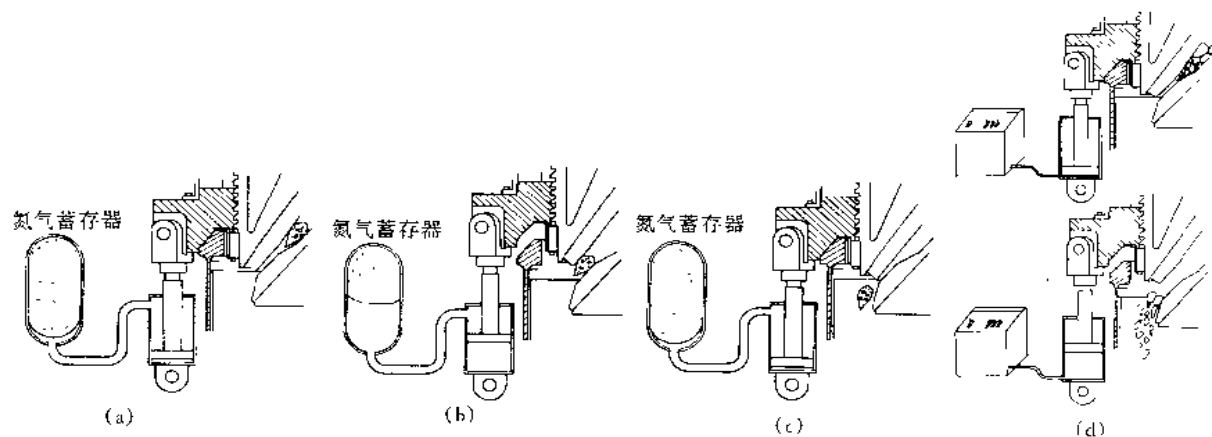


图 2-1-407 过载时活塞与氮气囊工作状态

- (a) 铁块通过前活塞位置；(b) 铁块通过活塞位置；(c) 铁块通过后活塞复原；(d) 活塞工作状态

#### 14.1.4 HP 型圆锥破碎机

图 2-1-408 所示为 HP 型圆锥破碎机。它是在欧姆尼康圆锥形破碎机结构基础上，研制出的最新的破碎机。破碎机的可动锥体 3 下部为球面体，置于碗形轴承上，当电机经传动轴、锥齿轮使偏心套旋转时，可动

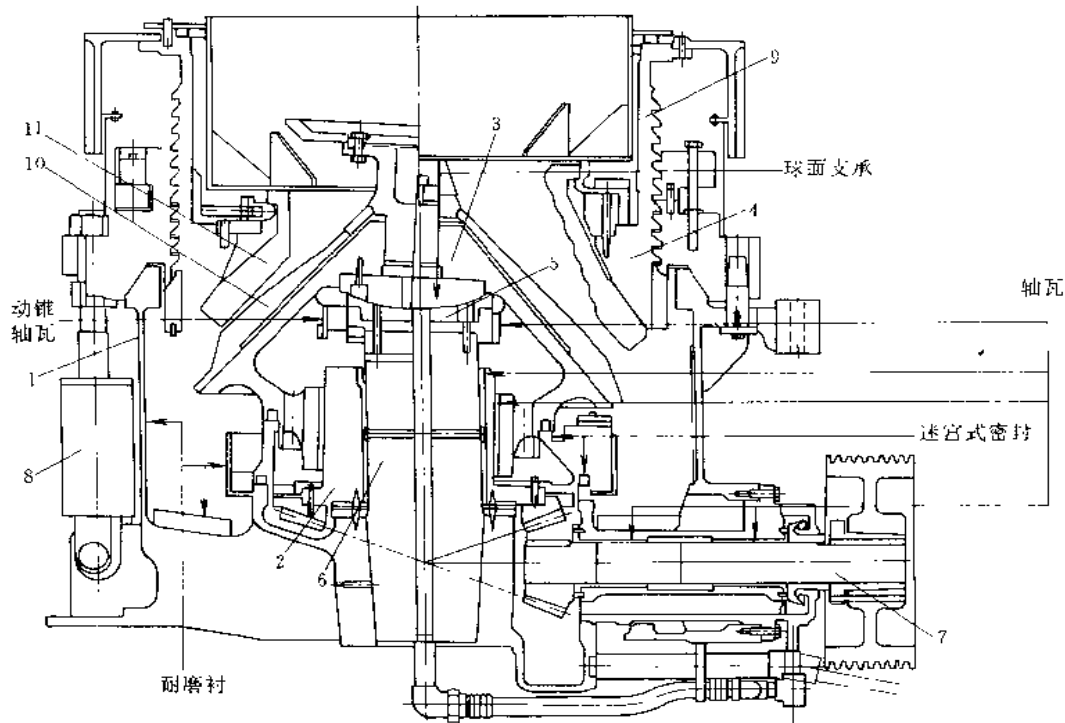


图 2-1-408 HP 型圆锥破碎机

1—机架；2—偏心套；3—可动锥体；4—固定锥体；5—碗形轴承；6—主轴；  
7—传动轴；8—液压缸；9—调整环；10—动锥衬板；11—固定锥衬板

锥体下部轴套也随之转动并摆动，于是动锥在破碎腔内回转并对物料产生挤压破碎。

其主要结构特点是：1) 破碎机的锥体衬板可根据需要改为中碎与细碎用；2) 可动锥体与竖轴分为两部分，更易于更换动锥衬板；3) 可以挤满给料，处理量大，经得起人负荷运行，破碎比大；4) 机体外部液压缸的作用与欧姆尼康型破碎机相同，在过载时起自动调节作用；5) 设备动锥下部有迷宫式密封防尘装置，以保护轴瓦不受污染；6) 设备可自动操作，自动调节排口，可以遥控操作；7) 所有主要部件都可从破碎机上部取出，或从侧面维修。该机可作为矿山、化工和建筑材料工业领域破碎矿石用。除可固定破碎外还可以放在移动拖车上进行破碎作业。

#### 14.1.5 PP 型旋盘式破碎机

图 2-1-409 所示为沈阳重型机器厂引进美国诺德伯格公司 GD 型技术制造出的 PP 型旋盘式破碎机，属于超细碎破碎机。它由机架、可动锥体、固定锥、调整环、弹簧组、偏心套、传动轴和润滑系统组成。

可动锥体下部位于球面轴承上，其竖轴在偏心套内，当其旋转时，动锥体产生旋摆运动使物料在破碎腔内受挤压与研磨而破碎。该型破碎机由于动锥的锥板角度较小，物料下落速度慢并靠物料层间相互挤压进行破碎，并且上部挤满给料使物料被强制排出，从而破碎物料粒度很小，为超细破碎。

其结构特点是：1) 破碎腔内两锥体的衬板之间平行带较长，适于对含水分较少的物料进行细碎，给料粒度不大于 30mm，排料粒度小于 3mm；2) 可动锥体与其下部竖轴是分开的，外部构造与普通圆锥破碎机相似，检修方便；3) 锥体的锥面（水平）角度小，静止状态物料时不能自流；4) 破碎原理是利用物料粒子间的内层互相挤压与研磨，破碎比很大，一般大于 10。



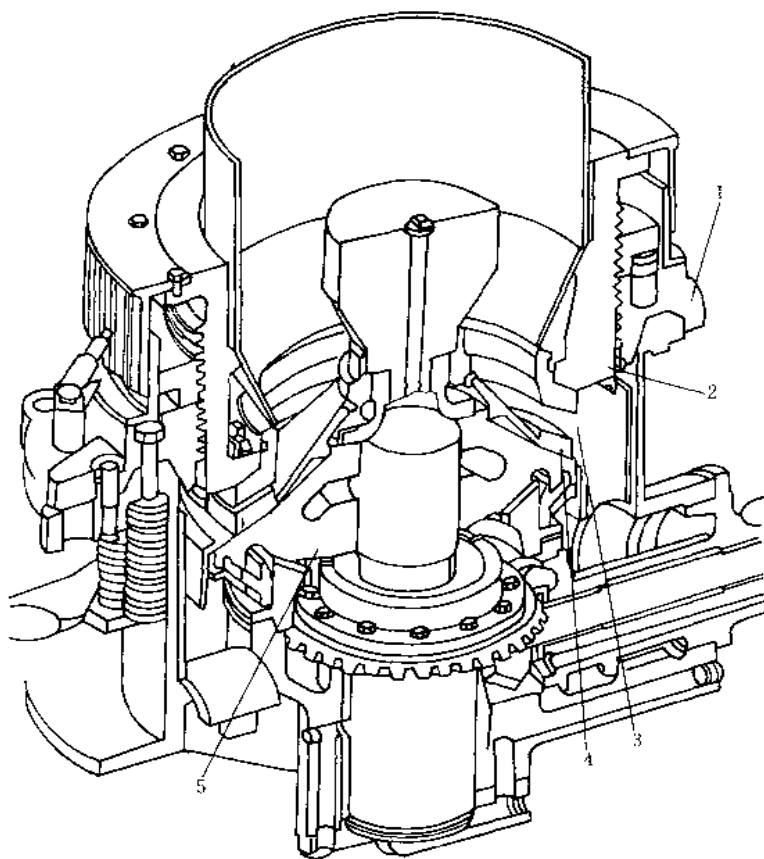


图 2-1-409 PP 型旋盘式破碎机

1—支承套；2—调整套；3—上衬板；4—下衬板；5—机体

PP 型旋盘式破碎机适用于含水分少的物料的超细破碎，可作为矿山、化工和建筑材料工业破碎系统的最后一段破碎工序用。我国山东枣庄金矿使用它效果很好，现在中型以上矿山还未见使用。90 年代我国一些电站引进了数台美国 GD 型旋盘式破碎机。

## 14.2 磨矿机

### 14.2.1 湿式自磨机

图 2-1-410 所示为湿式自磨机。它由筒体、前后中空轴、筒体内衬板、排料格子板、大齿轮、传动装置与润滑系统组成。自磨机是靠物料自身进行磨碎，又称无介质磨机，它由传动装置带动筒体以 80% 左右的临界转速旋转，矿石在磨机内，由于离心力与摩擦力的作用，被旋转带到一定高度而下落，打击物料并自身粉碎形成自磨作业。物料是从空心轴颈送入，一般粒度小于 350mm，大规格可达 600~700mm，给料同时也加水，磨好的物料被水从另一端空心轴颈带出。其设备特点是：1) 中空轴颈短，筒体长度小而直径大，其比值为 0.2~0.3；2) 转速率较低，一般为 70%~80%，常用低速电机驱动；3) 排料端有格子板，防止大块物料跑出，排料口内设自返装置，为一反螺旋并带筛孔的内套管；4) 生产能力大，单位电耗稍高；5) 给料器为移动小车式，检修时可移动；6) 磨机大齿轮一般装在筒体上，有的安装在排料端排料嘴上；7) 中空轴承一般为稀油润滑，并有专用润滑站。

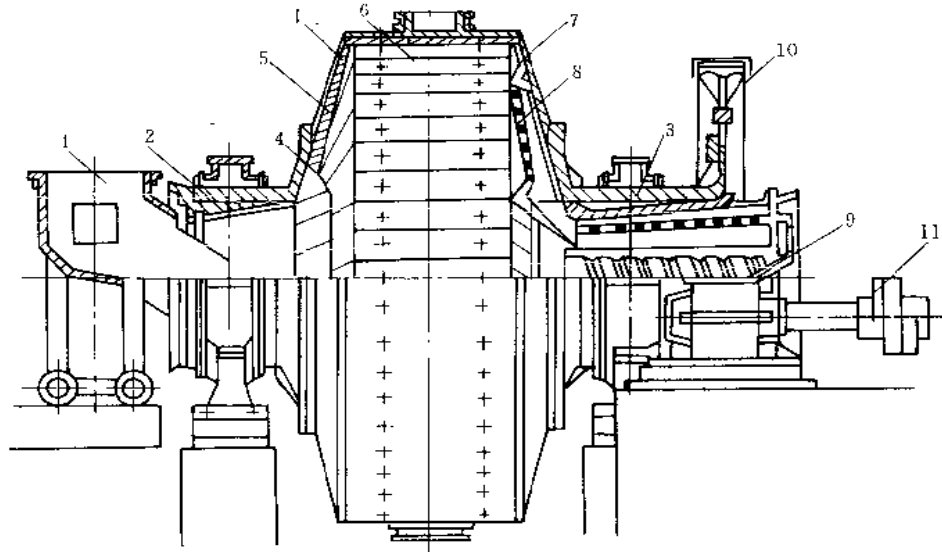


图 2-1-410 湿式自磨机

1—筒体；2—给料端中空轴；3—排料端中空轴；4—给料漏斗；5—给料端衬板；6—筒体内衬板；  
7—排料端衬板；8—格子板；9—自返装置；10—大齿轮；11—传动轴

湿式自磨机主要用于冶金和化工矿山选矿厂磨矿，在矿石物理性质（粒度组成、硬度）允许下，用它可省略选矿厂常规碎矿系统中的中、细碎作业。自磨机常与破碎机构成闭路工作，以破碎从自磨机中排出的砾石（难磨粒子）并返回自磨机再磨碎，或者将排出砾石送往下段磨矿作为介质用。

### 14.2.2 湿式半自磨机

图 2-1-411 所示为湿式半自磨机。它与自磨机不同点在于加入了少量钢球，以弥补物料自身粉碎力量的不足。半自磨机结构组成与自磨机相同，内部结构也相同。湿式半自磨机的给料粒度一般为 250mm 以下，磨机内加入 5%~8% 的钢球。磨机筒体以 80% 左右的临界转速旋转，由于离心力与摩擦力的作用，物料与钢球同时上升到一定高度，并抛下粉碎、磨碎物料。物料从中空轴一端连续给入而从另一端连续排出。其特点是：1) 加少量钢球，能适应各种物料性质的磨细，尤其当矿石水分大、含泥多时采用半自磨更有优越性，可省略碎矿系统的洗矿作业；2) 筒体直径与其长度之比一般为 3:1，以提高工作效率；3) 半自磨机工作较自磨机稳定。

湿式半自磨机应用较广泛，常用于中等硬度或稍硬矿石或含泥多的矿石，并可简化碎磨流程。在冶金、矿山特别是黄金等有色金属矿山应用较多。

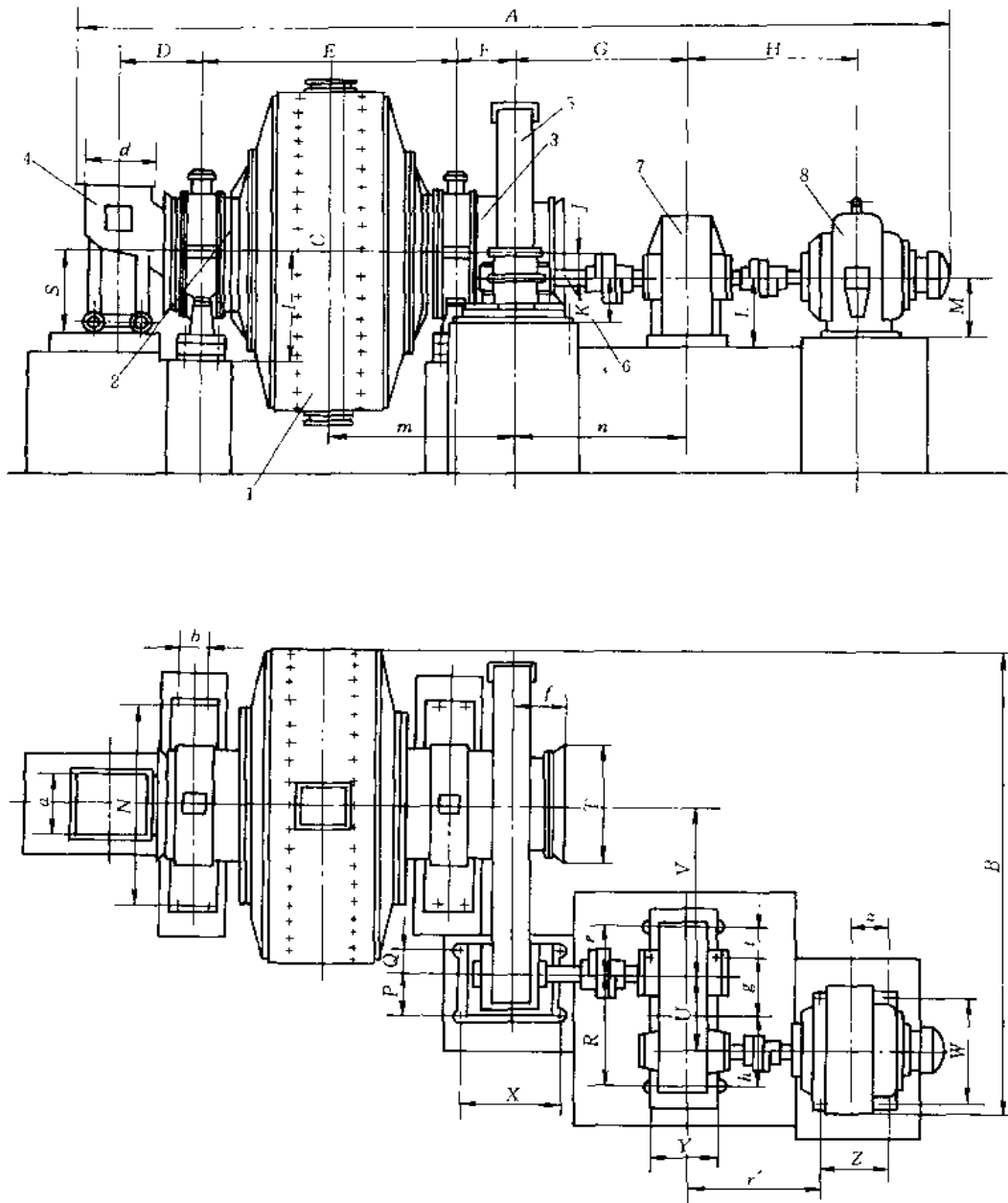


图 2-1-411 湿式半自动磨机

1—筒体；2—给料端中空轴；3—排料端中空轴；4—给料漏斗；  
5—大齿轮；6—传动轴；7—减速机；8—电动机

### 14.2.3 磨煤机

图 2-1-412 所示为碗式中速磨煤机，是一种新型“风扫磨”，它由给煤与排煤装置、分离装置、碾子、碗式磨盘、分离器、传动装置等组成，主要用于中、小型粉煤厂、供电站或建筑材料部门。其工作原理如图 2-1-413 所示。

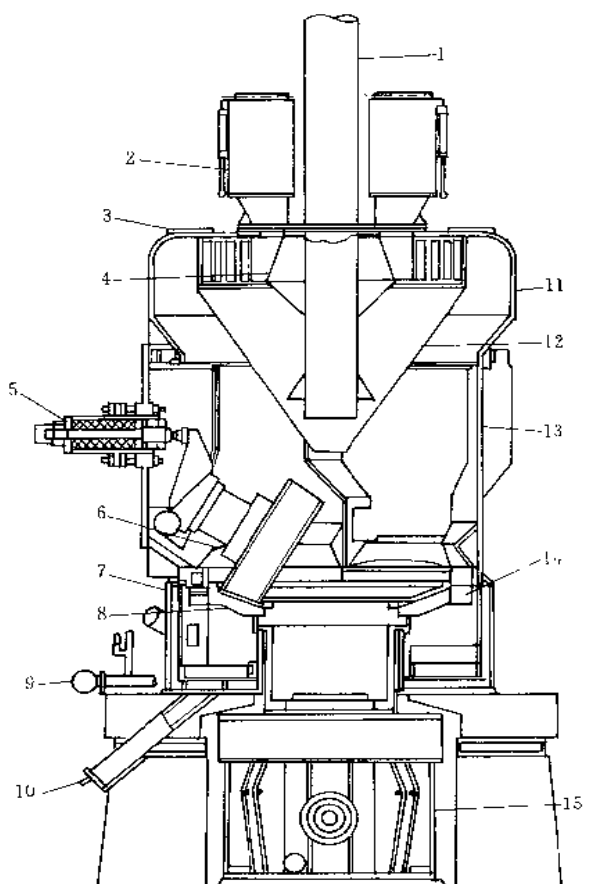


图 2-1-412 HP 型碗式中速磨煤机

1—给煤管；2—排出阀；3—折向门调节装置；4—文丘里套；5—弹簧装置；6—磨辊装置；7—侧机体装置；8—磨盘；9—密封空气集管；10—尔铁排出口；11—分离器顶盖；12—内锥体；13—分离器；14—叶轮装置；15—行星齿轮箱

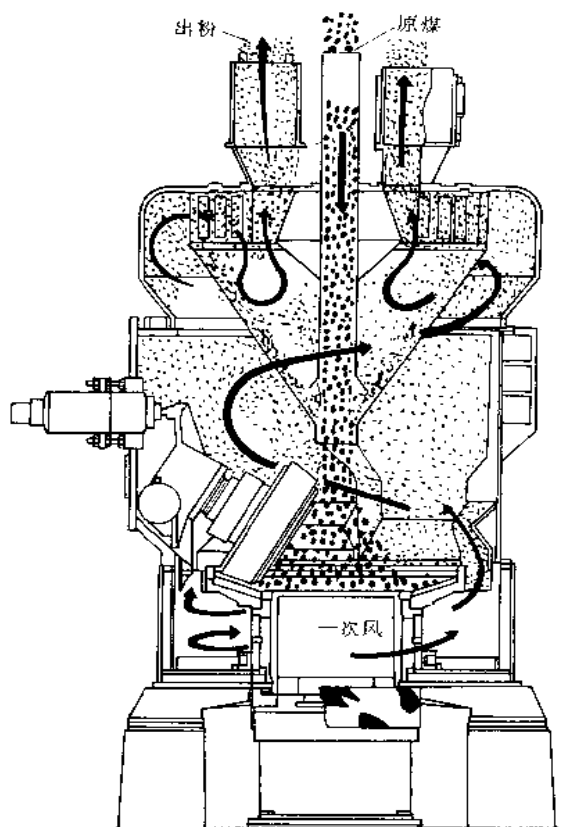


图 2-1-413 HP 型磨煤机工作原理

如图 2-1-412 所示，驱动装置使磨盘 8 旋转，三套独立的磨辊 6 成  $120^\circ$  布置，装在磨盘上部并同磨盘衬板有一定间隙，形成粉磨区。煤从上部进入中心管落到磨盘上，在离心力作用下原煤向磨盘周边移动并进入粉磨区被碾磨、挤压成粉后顺磨盘周边排出。有一定温度的 一次风由磨机下面进风口切向进入机体侧面，并受磨盘下面旋转的叶轮带动而上升，与磨盘周边排出的粉煤混合形成气粉混合物。同时粉煤受到干燥作用，并被热空气携带上升，粗粒撞在分离器衬板上折返回到磨盘内再磨，细粒通过分离器进入内锥体上部折向板间隙中，在其内进行旋流分级，粗粒顺锥体内壁下滑落入磨盘中进一步再磨，细粒煤粉经过磨机出口文丘里管和多出口排出阀被送入锅炉燃烧系统。

其结构特点是：1) 可同时完成磨煤与分级作业，性能好，运输可靠；2) 生产能力大，细度可进行调节，对高水分煤有适应性；3) 结构紧凑，占地面积小，检修容易，停机时间短；4) 磨辊带加压装置是借助弹簧给辊子增加压力，磨辊寿命达 10000h；5) 磨盘上有刮板，可将矸石、难磨杂物和铁器排出并掉入出口溜槽内；6) 单位电耗低，一般为  $7.5 \sim 8.7 \text{ kW} \cdot \text{h}$  煤。

### 14.2.4 研磨机

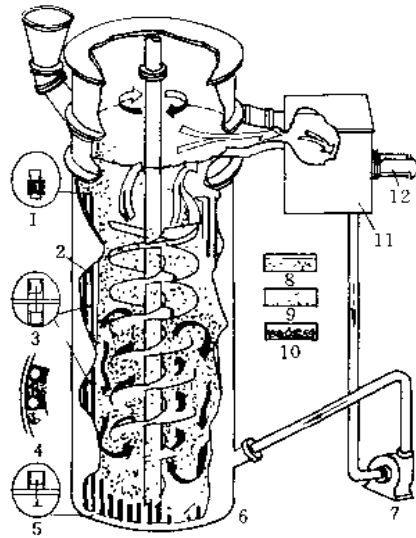


图 2-1-414 MPSI 立式研磨机

1—铁肋上部连接处；2—防护肋；3—肋中部连接处；4—护肋俯视图；5—肋底部连接处；6—螺旋式耐磨板；  
7—循环泵；8—上升的微细颗粒；9—下沉的粗粒；10—研磨介质；11—分级器；12—产品

研磨机是用高速回转的螺旋带动微小颗粒旋转，使其相互碰撞并磨碎。最大进料粒径为 6mm，可以研磨到 200 目或以下。机器的原理如图 2-1-414 所示。

### 14.3 水力旋流器

图 2-1-415 所示为水力旋流器。它是一种高效的分级设备，由筒体、锥体、给料管、溢流管与排砂嘴等组成。衬里有橡胶、聚氨酯、铸石等。它有两种给料形式，即切线式进料与渐开线式进料。一般作为分级用的水力旋流器的锥体角度为  $20^\circ$ ，脱泥用的为  $10^\circ$ ，还有大角度的短锥旋流器以满足特殊需要。

水力旋流器工作原理是高速切向给入料浆，借助旋转作用产生很大的离心力，在重力场下使物料粒子按其粒度大小或密度不同进行分级。粗粒物料沿切线方向顺筒壁进入到锥体内壁直至排砂嘴呈伞状排出，而细粒物料在筒体中心部位（空心柱）而从溢流管流出。

其特点是：1) 水力旋流器构造简单，体积小，易维修、操作方便；2) 单位容积处理能力大，分级粒度细；3) 分级效率比螺旋分级机高，可代替螺旋分级机作业；4) 可组合成水力旋流器组使用；5) 筒体由钢板或铸铁制成，大型旋流器多内衬，有耐磨衬里，排砂嘴是易磨损件，常用橡胶、陶瓷和碳化硅制做；6) 可垂直或倾斜安装，其给料均需要用沙泵或有一定压力的压力箱，以保证其进口处压力  $0.05 \sim 0.2 \text{ MPa}$ 。进口压力取决于分级产品粒度要求。

水力旋流器是现代冶金、煤炭、化工和建筑材料工业部门中物料水力分级应用最广泛的设备。例如，选矿厂与洗煤厂等的分级、选别、浓缩和脱泥作业等，此外食品和医药工业也使用水力旋流器。

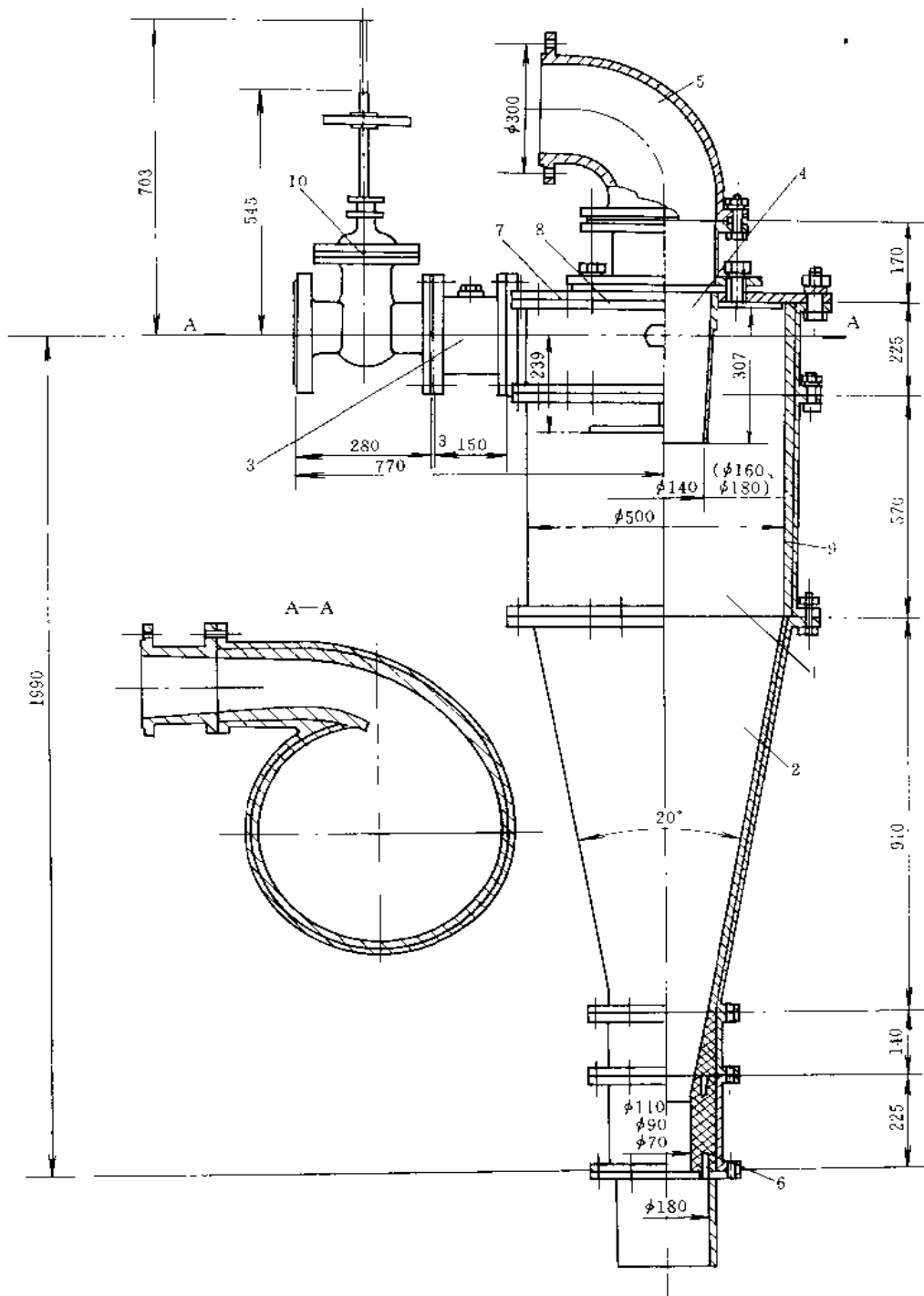


图 2 1 415 水力旋流器

- 1—筒体；2—锥体；3—给料管；4—溢流管；5—溢流导管；6—排砂嘴；  
7—上盘；8—上盖衬里；9—衬里；10—闸门

## 14.4 筛分设备

## 14.4.1 YA 型圆振动筛

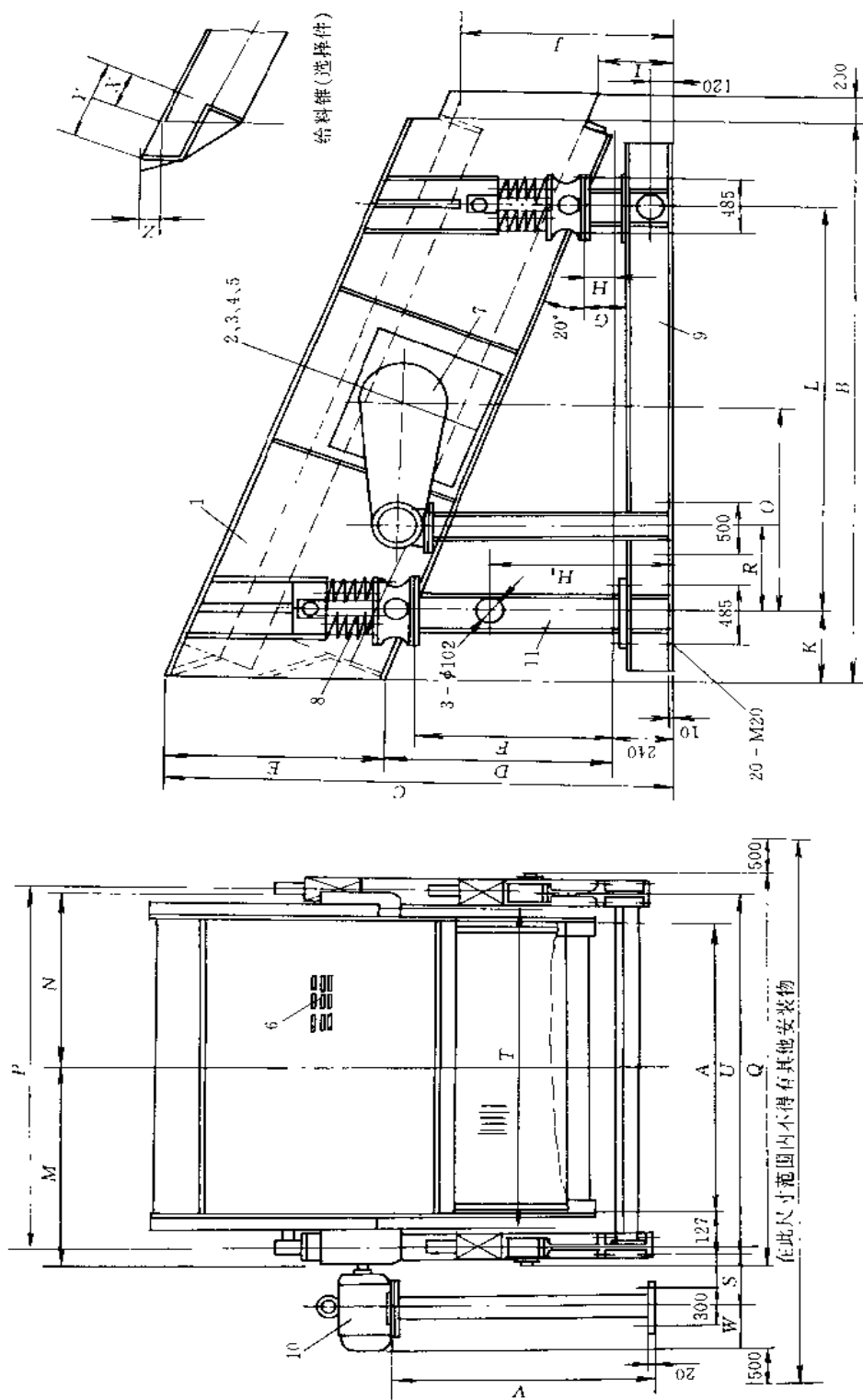


图 2-1-416 YA 型圆振动筛

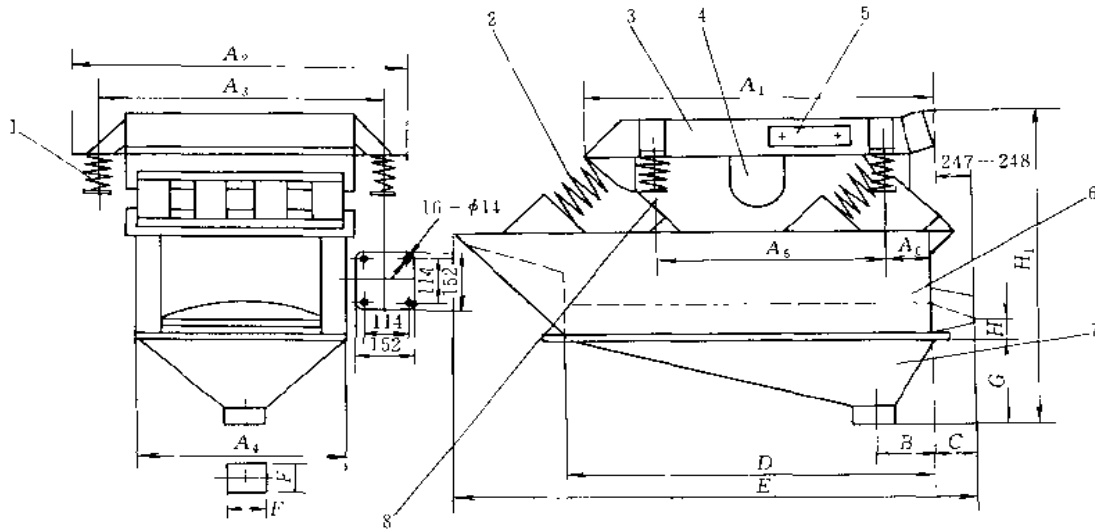
1—筛箱；2—偏心轴；3—偏心块；4—飞轮；5—轴承；6—筛网（上、下层）；7—筛网（上、下层）；8—弹簧支座座；9—机座；10—电动机；11—机架

图 2-1-416 所示为圆振动筛。筛箱分为单层筛网与双层筛网，一般为座式安装。这种筛子是 80 年代引进美国 RS 公司技术制造的 YA 型振动筛系列产品。

其工作原理同自定中心振动筛。其筛箱借助偏心轴与偏心块组合成振动器而产生振动作用。由于传动皮带轮中心位于偏心轴的轴承中心与偏心块重心之间，并使皮带轮中心线位于偏心块与振动机体合成的重心上，故工作时皮带轮不与筛箱一起振动，只作旋转运动，筛箱以较大振幅运动从而提高物料在筛面上的筛分效率。大于筛孔尺寸的粒子从筛网上部排出，小于筛孔尺寸粒子为筛下产品。该振动筛有以下结构特点。

- 1) 结构简单、合理，工作可靠，运动平稳，检修方便。
  - 2) 筛箱运动时产生振动力被弹簧支承座吸收，故传给基础震动力很小，安装倾斜角为  $15^{\circ} \sim 25^{\circ}$ ，双振幅  $9.5 \sim 11\text{mm}$ 。
  - 3) 起动与停车时因通过共振区而使筛子振幅增加很大，易使弹簧过载，或易造成损坏，故需用消振装置消除共振现象。
  - 4) 消振装置安装在飞轮和皮带轮上，每个轮侧壁有两个偏心块并用销钉与偏心轴头相连，各自用弹簧拉紧。当振动器转速超过共振转速两倍左右时，偏心块便弹出并产生需要的激振力与振幅；在停车时振动器转速降到共振转速两倍左右时，偏心块被弹簧拉回到使振动器达到平衡位置，激振力消失（自定中心振动筛也有类似消振装置）。
  - 5) 整个筛子的构造与运行情况要比自定中心振动筛优越一些，給料粒度为  $400\text{mm}$  以下，排料粒度为  $4\text{mm}$  以下，单位面积生产能力大，效率高，筛网形式与自定中心振动筛相同。
  - 6) 采用高性能齿轮传动系统、大游隙轴承运转时温度低。
- 该振动筛广泛应用于冶金、煤炭、化工、电力与建筑材料工业中筛分各种物料。

#### 14.4.2 ZS 型直线振动筛



技术性能

名称	筛分面积 $\text{m}^2$	振幅 $\text{mm}$	振次 $\text{r/min}$	振动电机				外型尺寸					重量 $\text{kg}$	
				型号	功率 $\text{kW}$	转速 $\text{r/min}$	电压 $\text{V}$	$A_1$	$A_2$	$A_4$	$D$	$E$		$H_1$
ZS0.4×1.5	0.4×1.5	3	930	ZDS21-6	0.4	930	380	1358	1020	506	1524	2184	1502	940
ZS0.7×1.8	0.7×1.8	3	930	ZDS21-6	0.4	930	380	1648	1405	910	1829	2489	1416	1531
ZS0.85×2.4	0.85×2.4	3	930	ZDS31-6	0.8	930	380	2272	1394	964	2440	3099	1719	1740

图 2-1-417 ZS 型直线振动筛

1—减振弹簧；2—主振弹簧；3—平衡体；4—振动电机；5—调谐板；6—筛体；7—漏斗；8—导向板



图 2-1-417 所示为直线振动筛。它由筛体 6、平衡体 3、振动电机 4、主振弹簧 2、减振弹簧 1、调谐板 5、漏斗 7 和导向板 8 等组成。该机属于双质体惯性驱动的共振型振动筛。由于导向板的导向作用，筛体作直线运动。平衡体上设调谐板，改变调谐板的数量，可方便的调整振幅的大小。筛体两边设 4 个减振弹簧支撑整个振动筛，因此，向地基传递的负荷很小。该振动筛特点是：1) 能耗低，一般安装功率是自定中心筛的 20%；2) 向地基传递负荷小，适于在楼板上安装；3) 结构简单，没有传递部件，维修工作量少，工作可靠；4) 振幅可调。它适用于原矿筛分、分级、脱泥、洗矿及脱水作业，尤其可用作炭浆厂除屑、安全检查、载金炭分离等。

## 14.5 选矿机

### 14.5.1 尼尔森选矿机

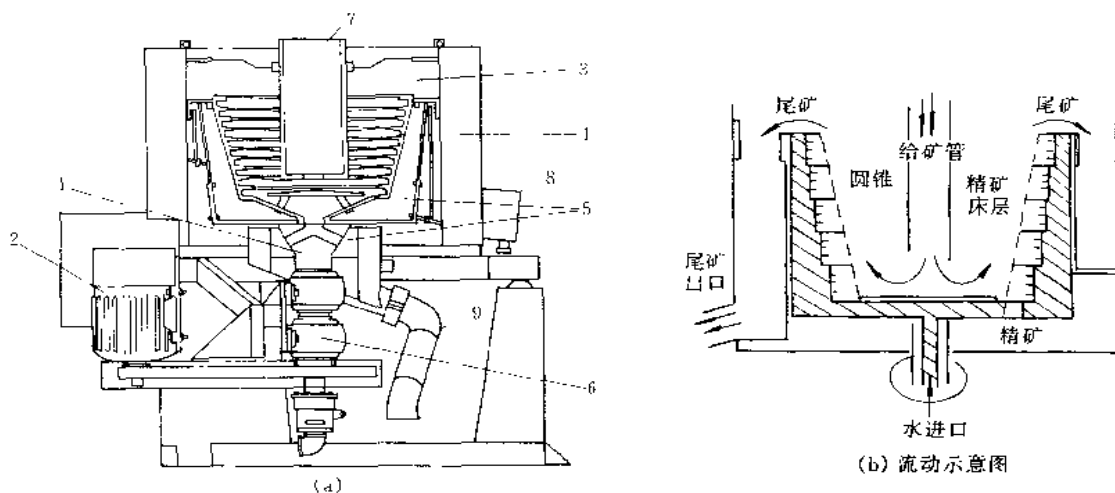


图 2-1-418 尼尔森选矿机

1—多部件的不锈钢轮毂；2—高效电机；3—耐磨衬；4—聚氨酯内衬；5—不锈钢焊接板；  
6—重型轴承；7—给矿管；8—尾矿管；9—精矿管

图 2-1-418 所示为尼尔森选矿机，工作原理是利用旋转离心力和逆向水力的相互作用而产生的矿物按密度分选现象，适用于黄金的重选回收，对多种含金矿石，包括岩金、砂金及伴生金均具有很好的回收效果。

图 2-1-419 所示为尼尔森选矿机的发展过程。第一代机型的离心转筒的锥度约为  $30^\circ$  (图 a)。筒壁上每隔 50mm 设置一 环状格板，板环的径向宽度也是 50mm。这种结构易造成各圆环区物料层厚度不一，致使水压不平衡。后来将转筒做成直壁形 (图 b)，通过圆环格板的宽度变化来形成圆锥状。最下层的格板径向宽度为 150mm，最上层的格板宽 50mm。在相同的喷射水压下，最下层圆环因喷水所受阻力大而很快被沉积物料压实，接着是上一层圆环区被压实，一直到只有最上一层存在喷射水流。这时所有的压力水都从顶层圆环区冲出，故将料层全部冲走。

第三代机型用阶梯式的转筒结构代替宽环直壁结构。格板间隔及格板宽度均为 50mm。格板内径仍是形成一个锥体。另一个重大改进是将压力水沿转筒切向并与转筒转向相反的方向由垂直缝隙喷出 (图 c)，新的冲水结构保持了料层的松散度，加大了富集深度，同时有利于停矿时彻底冲净精矿。

1984 年又进一步改进格板形状，使各选别圆环区呈 V 形 (图 d)，既加大了富集区的深度又有利于聚氨酯或耐磨橡胶模制转筒成型与脱模。

尼尔森选矿机分选过程是矿浆进入选别转筒后，沿底面甩向筒壁，在转筒的带动下形成回转头。回转头中的矿粒受到强大的离心力作用并克服离心浮力，迅速沉降至选别环内或在离心力轴向分力作用下越过一层的格板进入尾矿。每经过一层格板便获得大一级的速度，速度呈阶梯式增长。大密度的重矿物尤其是金所受离心力大，很快沉入圆环槽内。

选矿机的巧妙之处在于引入压力水从筒壁孔隙中喷出，将沉积矿粒冲起形成一个流态化床层 (图 2-1-

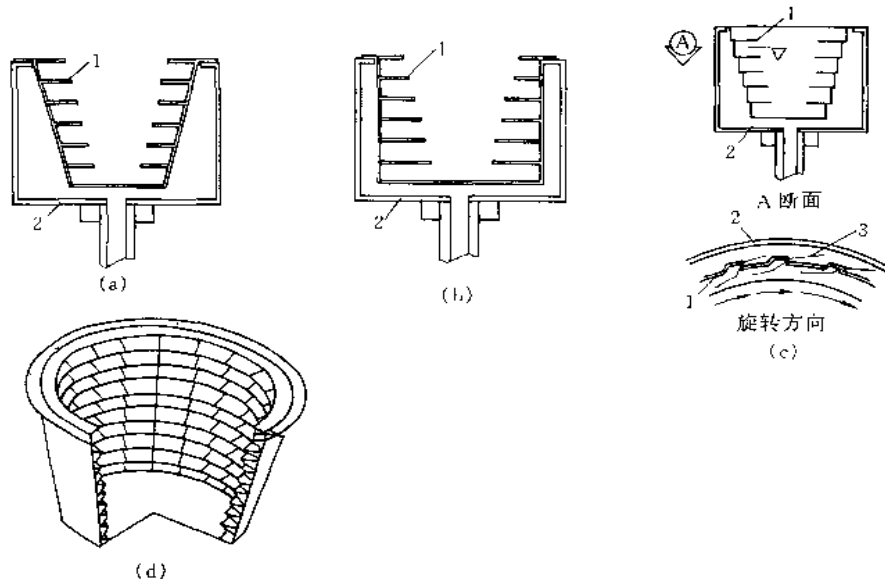


图 2-1-419 尼尔森选矿机改进过程

- (a) 第一代尼尔森选矿机结构；(b) 第二代尼尔森选矿机结构；  
 (c) 第三代尼尔森选矿机结构；(d) 聚氨酯模制尼尔森选矿机  
 1—内槽；2—外槽；3—水套

420)。这一流态化床层具有一定容积浓度和容积密度，既能阻止轻矿物的更深侵入，又能让细而扁的精矿（金粒）较轻易穿过而得以在沟槽底部富集。在比重大 60 倍的离心力的增益作用下，精矿粒能很快进入精矿区并受到流态化床层的精选及保护。在尼尔森选矿机优化的选别条件中，除了流态化床层的某种重介质作用，还有反冲水的跳汰作用以及越过一条条格板时类似摇床选别的淘洗离析作用。

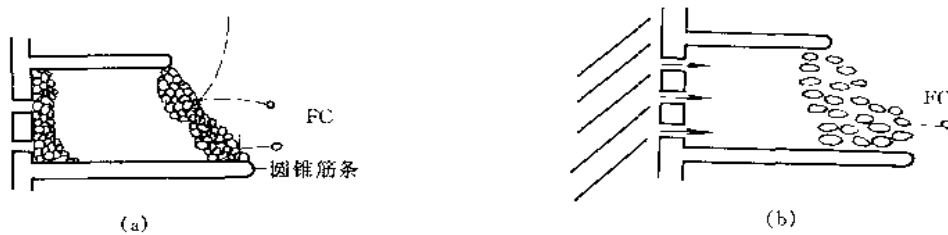


图 2-1-420 精矿床层

- (a) 无反冲水的流态化床层；(b) 有反冲水的流态化床层  
 (FC 为离心力)

该选矿机缺点是只能间断作业。选金时一般可连续运转 8~10h，周期长短根据矿石性质、工艺条件及作业要求决定。有时运转 24h 后才停机，以便把沉积在格板沟槽中的沉积精矿冲洗下来，清洗时间约为 15min。

### 14.5.2 电选机、磁选机

电选机是根据矿物导电率不同，经过电场时作用在其上的电力就有差异来进行分选。按作用原理分为静电电场、电晕电场和二者组合的复合电场电选机。图 2-1-421 所示为 DX 型电选机结构示意图，工作电压为 0~50kV。图 2-1-422 所示是高压电选机，用于处理重选后的钽铌粗精矿，分选电压 35~45kV。图 2-1-423 所示为 OH 型高压电选机工作原理示意图，工作电压 20~50kV（直流）。

图 2-1-424 所示为磁电式传感器。装在转轴 7 上的永久磁铁 5 与多齿滚轮 4，在固定于壳体的线圈 3 中旋转时切割磁力线，而使线圈中产生感应电势，输出脉冲信号用来检测轴的旋转速度。

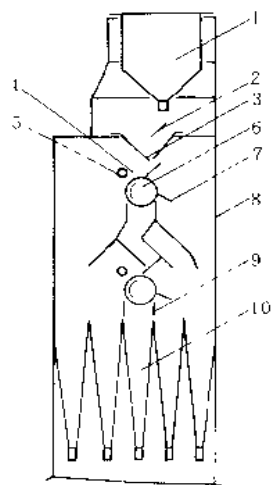


图 2-1-421 DX-φ120/1500 电选机  
结构示意图

- 1—加热给矿装置；2—溜矿板；3—给矿漏斗；  
4—电晕电极；5—偏向电极；6—滚筒；7—刷子；  
8—机架；9—分矿调节板；10—产品漏斗

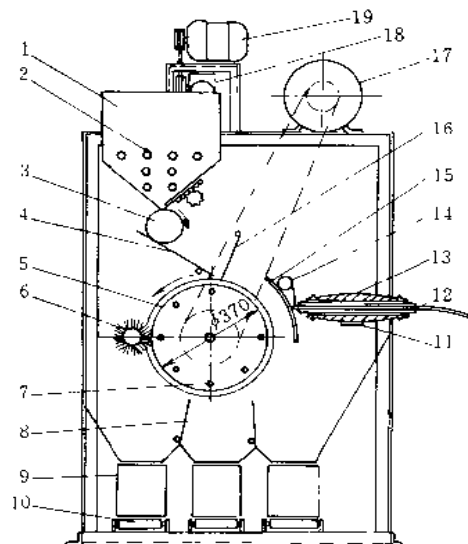


图 2-1-422 高压电选机结构示意图

- 1—给矿斗；2—加热管；3—给矿辊；4—导矿溜板；5  
圆鼓；6—毛刷；7—圆鼓加温管；8—分矿隔板；9—接  
矿斗；10—托滚；11—高压电极支承架；12—高压电源  
引入线；13—高压瓷套管；14—偏转电极；15—高压电  
极丝；16—挡矿板；17—直流电动机；18—减速度器；  
19—给矿辊传动电动机

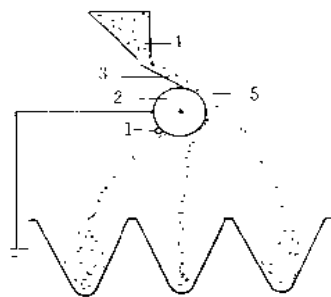


图 2-1-423 OH 型高压电选机原理图

- 1—刷子；2—圆辊；3—振动给料机；  
4—给矿斗；5—放电电极

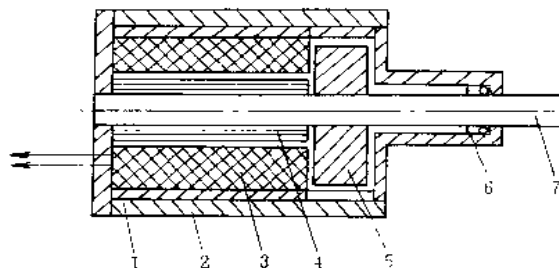


图 2-1-424 磁电式传感器结构示意图

- 1—导磁体；2—壳体；3—线圈；4—多齿滚轮；  
5—永久磁铁；6—轴承；7—转轴

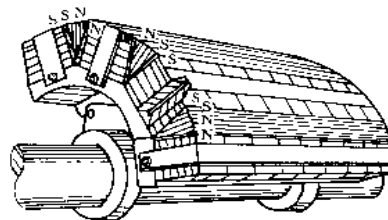
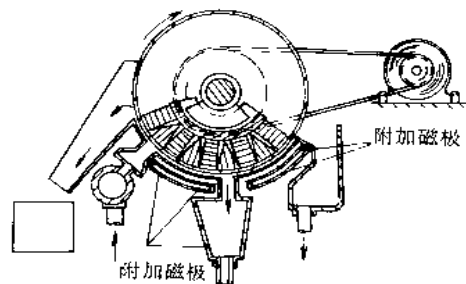


图 2-1-425 具有场形磁极磁选机

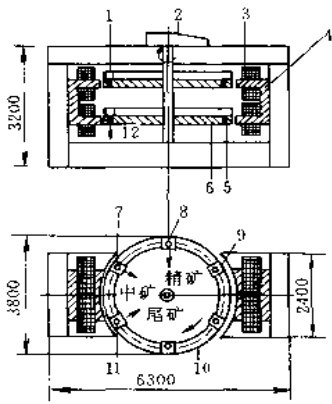


图 2-1-426 琼斯型强磁场磁选机  
1—给料；2—驱动；3—线圈；4—磁轭；  
5—工作腔；6—转盘；7—低压冲洗；  
8—高压冲洗；9—给料；10—工作腔；11—给料；12—排料

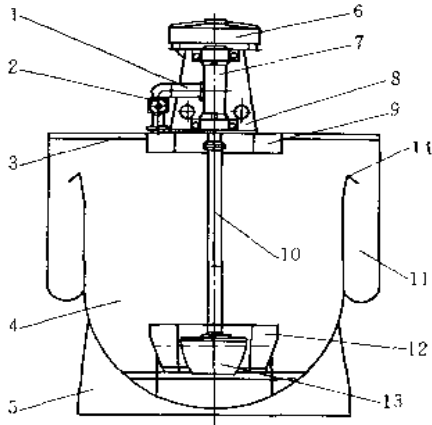
图 2-1-425 所示为弱磁场圆筒内磁极磁选机。与一般的磁选机不同，其极性交变的多极磁系以一定的角度安装在具有高导磁率的轭铁上。在多极磁系的间隙中装有反斥磁铁，反斥磁铁的极性与相邻磁铁的极性相同。它的作用可以减少漏磁。

图 2-1-426 所示为琼斯型强磁场磁选机。

大型湿式强磁场磁选机的构成是由型钢制成的固定龙门架、两个装在中心轴上的转环和带有磁力线圈的两个 U 型磁轭所组成。磁力线圈置于气冷罩内。转环在磁轭之间缓慢地转动，转环使磁路成闭合磁路。沿转环圆周设有分离区，在其中间垂直安装有波状板，波状板彼此的间距为最大矿粒直径的两倍。最大矿粒粒度不超过 1.5mm。每个转环有两个给矿点，矿浆在波状板之间流过时，赤铁矿微粒被吸着于波状板上，而非磁性矿粒则被压力水流冲走，精矿随着转环继续转动而后用高压水冲出。

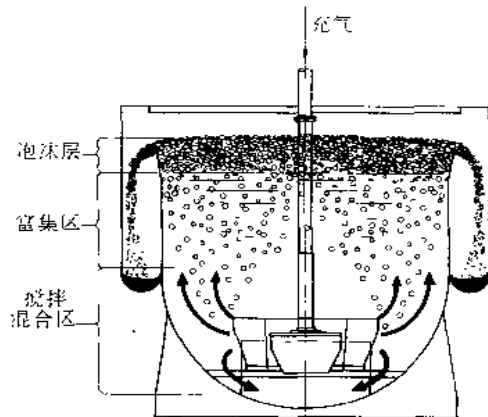
### 14.5.3 BS-K39 浮选机

浮选机是一种从带有固体溶液中选出部分固体的浮选设备。当向矿浆中充气并搅拌，有用矿物和脉石在合适的药剂条件下即可分离，些不易被水润湿的矿物附着在气泡上，成为矿化气泡，稳定上升到富集区，进入泡沫层，再经富集，泡沫不断地从溢流堰排出。



(a) 结构图

1—进风管；2—风阀；3—操作台；4—槽体；5—槽体支架；  
6—皮带传动；7—轴承体；8—支座；9—风梁；10—空心轴；11—泡沫槽；12—定子；13—叶轮；14—溢流堰



(b) 充气、搅拌的矿浆运动状态图

图 2-1-427 BS-K39 浮选机

图 2-1-427 所示为 BS-K39 浮选机，是一种新型充气搅拌浮选机。从鼓风机送来的低压空气经槽体上的风梁，由进风管进入轴承体的内腔，然后转入中空轴，矿浆与空气经叶轮搅拌，并与定子板发生冲击，使空气形成微小的气泡，与矿浆成为混合体。气泡上升到泡沫稳定区，经过富集，泡沫从溢流堰溢出，进入泡沫槽。还有一部分矿浆向叶轮下部流去，再经叶轮搅拌，重新混合，剩余的矿浆流向下槽，直到最终成为尾矿，由排矿箱排出。该机具有以下结构特点。

1) 采用了 U 形槽体，具有很强的搅拌能力，避免粗颗粒矿物沉积，充分利用了槽体容积，并可根据生产工艺条件的变化调节充气量，有利于矿物的扑收。同时，U 形槽体减少了槽体底部积矿现象，槽体支撑合理，支座间距跨度大，设备稳定性好。

2) 配置形式属阶梯配置，内部的主矿流矿浆沿浮选机的作业区向后流动，因而可节省大量电能，并保

证各作业区的正常工作。而水平配置的浮选机其内部的主矿流矿浆是靠每一作业区的首槽将矿浆提升一定高度，一般称吸浆槽或吸入槽，此时返回的泡沫和矿浆的吸入能力产生矛盾。

3) 主轴部件侧挂在机架上，轴承体结构轻巧，安装方便，传动部件为可调式，便于维护调整和检修。

4) 一般不设泡沫刮板装置，操作可靠，减少了维修工作量。在泡沫层薄的作业区也可安装刮板装置，均可保证精矿品位。

5) 排矿采用电动闸板和液位深处的粗砂排矿小闸板。

6) 操作台在槽体上面，维修方便，安全感强，设备紧凑，占地面积小。

7) 空气弥散好，气泡分散均匀，泡沫稳定。

8) 矿粒悬浮性好。由于叶轮搅拌力强，使矿浆得到充分搅拌。通过不同区域的分层取样测定，+80目及其他各粒级在整个槽内分布均匀，保持了良好的悬浮状态，不沉槽。

因此，浮选机能耗低，选别效果好。它适用于有色、黑色金属及非金属矿物的选别。通过在国外山达克工程和国内德兴铜矿生产使用证明，采用PS-K39浮选机较过去使用的浮选机可省电40%~50%，并节省了基建投资。

#### 14.5.4 SK型闪速浮选机

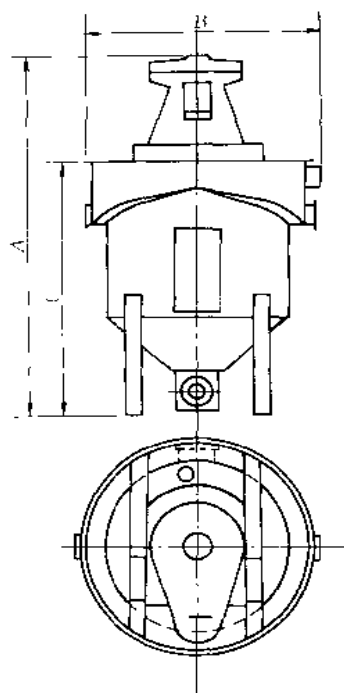


图 2-1-428 SK型闪速浮选机

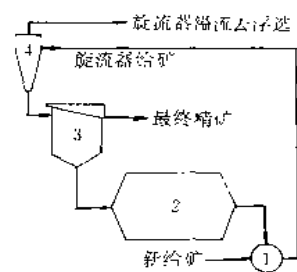


图 2-1-429 SK型浮选的一般配置情况  
1—泵；2—磨矿机；3—SK浮选机；4—旋流器

#### 技术性能

型号	槽容积 m <sup>3</sup>	电机功率 kW	给入空气量 m <sup>3</sup> /min	外型尺寸			重量 kg
				A, mm	B, mm	C, mm	
SK 240	8	22	3	4500	2760	3120	4000
SK 80	2.2	11	1	3330	2000	2400	1500
SK 25	0.3	2.2	0.2	1950	1290	1315	350

图 2-1-428 所示为 SK 型闪速浮选机，其技术数据见上表。它与 K 型浮选机相似，也由电机、皮带、主轴、叶轮、定子、槽体等组成。其槽体上为圆筒，底部为圆锥形，圆筒外周围有一溜槽。浮选机的工艺配置

见图 2-1-429。物料磨碎后，经旋流器分级，底流送到闪速浮选机的槽体里。矿浆在叶轮强力搅拌作用下形成矿化气泡，有用的粗颗粒金属附着在气泡上，浮在上面，从溢流堰流入溜槽，形成最终产品。另一部分矿浆从锥底排出，返回磨机。

闪速浮选机是一种强搅拌力的浮选机，使浮选的粒度上限由正常的 -200 目（占 40%~50%）上升到 2~3mm，从而成倍地增加了整个系统的处理能力，提高了金属回收率，降低了精矿水含量 1%~2%，减少了系统浮选槽的容积，降低了磨机电耗。该机安装在磨矿分级回路上，用于处理旋流器底流沉沙，优先选出粗粒有用矿粒，从而减少过磨。

## 14.6 浮选柱与浮选槽

浮选柱是从矿浆中用药剂和空气气泡选出有用矿物的设备。有时也将矿浆中无用的物质选用而提高矿浆的精度。一个浮选柱可以代替好几个浮选机，因此，近年来发展很快。

### (1) 叠板式浮选柱

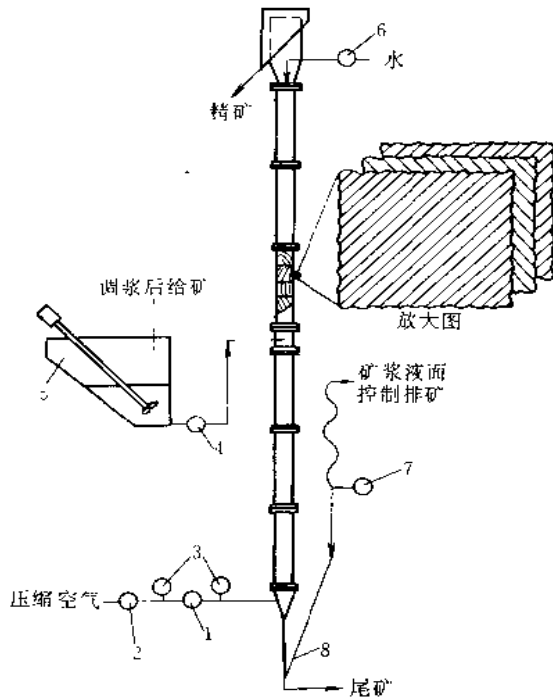


图 2-1-430 叠板式浮选柱

1—流量计；2—压力减压阀；3—压力计；4—泵；  
5—搅拌机；6—流量计；7—水流量计；8—阀门

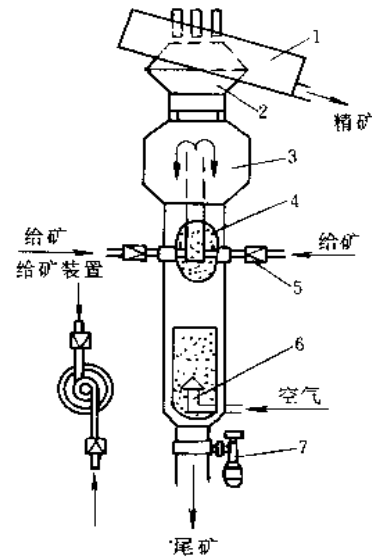


图 2-1-431 流态化床层浮选柱

1—精矿槽；2—旋流装置；3—流态化矿层区；4—混合室；5—喷射器；6—充气器；7—尾矿阀门

图 2-1-430 所示为叠板式浮选柱（又叫充填式浮选柱）。该设备的独创性在于在柱体内加入规律的叠板式介质。柱体中间部分用于设置给入调好的矿浆的给矿口，从柱体顶部引入冲洗水，柱体下部引入空气，精矿从柱体顶部的精矿槽排出，尾矿从柱体底部排出。浮选柱的叠板是波纹板，如放大图所示。叠板成组排列，且每组互成直角配置，形成大量弯曲迂回的小通道。它不仅可用于分散流体，控制流态，支撑泡沫，而且还可将空气切割成细小的气泡。这样可以取消微泡发生器，消除“翻花”、“沟流”现象，实现“管流浮选”。

沿充填叠板中的流体通道下降的冲洗水，向下冲洗夹杂的脉石矿物，把它们从精选泡沫中分离出来。尾矿通过柱体底部排矿阀门排出。该阀门由恒压控制，故可维持一个合适的矿浆液面。

叠板式浮选柱的主要有如下优点。1) 无运动部件，不需要气泡发生器，操作和控制简便，无噪声。2) 逆流冲洗节水节能，叠板具有毛细管效应，可以保持很厚的泡沫层。因此该设备是细粒矿物高效的精选设备，用于选煤时相当于 3~5 段普通机械式浮选机。而用在选铁和有色金属时，一段则相当于 6~8 段机械式浮选机。

### (2) 流态化床层浮选柱

图 2-1-431 所示为流态化床层浮选柱,其底部没有多层充气器,入料沿喷射器切线方向进入混合室,在柱体上部增设了一个直径扩大的空间,目的在于为矿化气泡建立一个流态化床层。该浮选柱的特点是,当矿浆从给矿口进入通过喷射器时,空气从液相中析出呈微泡状态,在混合室中颗粒与微泡发生碰撞附着,矿化气泡从混合室中溢出,在流态化床层中形成缓慢下降的矿浆流,而已经矿化的微泡在此形成流态化床层,这种由流态化微泡构成的流态化床层,为来自浮选柱底部的气泡创造了有利的矿化条件。

### (3) 粗颗粒浮选柱与多层搅拌浮选柱

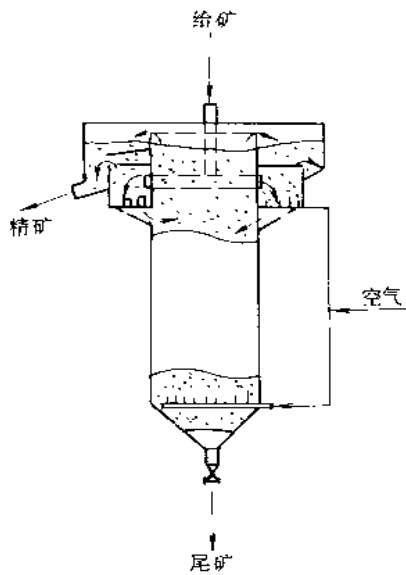


图 2-1-432 粗颗粒浮选柱

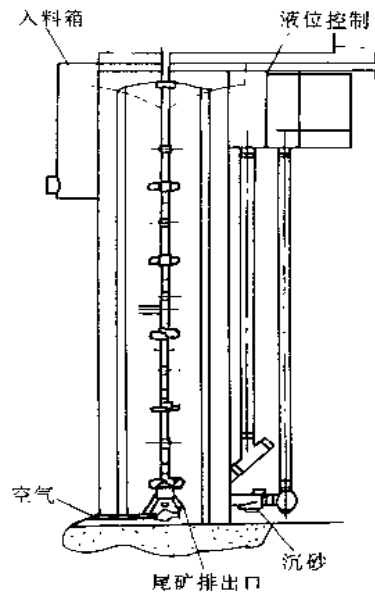


图 2-1-433 多层搅拌浮选柱

图 2-1-432 及图 2-1-433 所示分别为粗颗粒浮选柱和多层搅拌浮选柱。它可以强化粗粒及浮选。它把泡沫分离和常规的对流浮选过程结合起来,通过一个特殊的分配器将矿浆给入泡沫分选槽的泡沫层中,以回收粗粒及易浮矿粒,并产生矿浆预充气效应,不浮物料继续下行进入浮选柱下部。为了降低充气压的损失并在充气区产生循环流,又开发了下部有上升气流的浮选柱。

为了适应粗粒级浮选设计了多层搅拌浮选柱。多层搅拌浮选柱设计有多层搅拌叶轮,相当于把多个机械搅拌式浮选机叠加组合在一起,结构见图 2-1-433。多层搅拌浮选柱的设计目的,是气泡上应载有尽可能多的有用矿物,减少无用矿物,在矿化气泡破碎后,气泡与矿粒将重新进行碰撞附着。

在搅拌浮选的过程中,可使粘附在气泡上的矿粒品位提高,而且从柱底到柱顶搅拌程度逐步降低,可以保证柱底处气泡尺寸较小,而柱顶处气泡尺寸较大。这样在物料给入柱体上部时,精矿颗粒可迅速矿化进入泡沫层,而在柱底高搅拌区,小气泡增加了气泡、颗粒碰撞时的附着几率,从而保证有足够高的产率。

### (4) 电浮选柱和磁浮选柱

图 2-1-434 所示为电浮选柱的结构简图。浮选柱底部设有电极,当通电后,电解产生微泡对矿物进行浮选。用微泡发生器充气或通过电极产生微泡充气以及把上述二者方法结合起来充气进行对比试验表明,对白钨矿和氧化铜矿用微泡发生器充气可获得好的分选效果,而对黄铜矿,则采用二者结合的充气方法非常有效。

图 2-1-435 所示为磁浮选柱结构。其特点是在浮选柱的某一部位加上一个具有适当磁场强度的磁场。在磁场作用下,磁性物料的运动受到抑制,而非磁性物料可以顺利通过磁场区,也就是在常规浮选柱浮选条件下又增加了磁场作用,从而改善了分选效果。

### (5) 新结构浮选柱

图 2-1-436 所示为具有粗、扫选两个作业的浮选柱。在浮选柱的某一高度处,加一层充气器,以完成上部的粗选作业,下部充气器用于扫选。该浮选柱高度较大,以保证工艺要求的浮选时间。上层充气器为双层

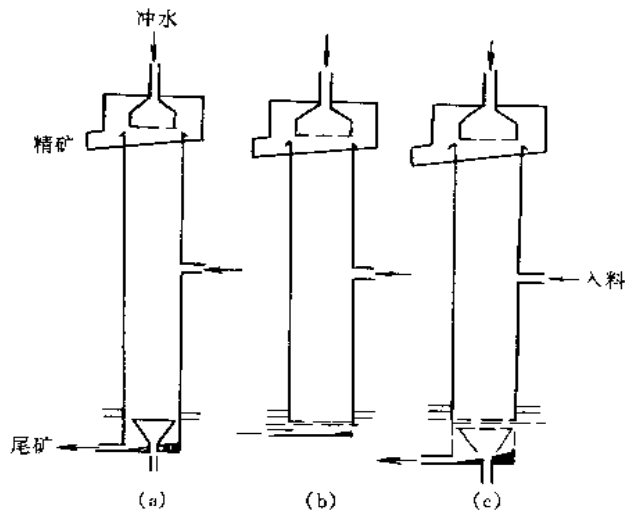


图 2-1-434 电浮选柱

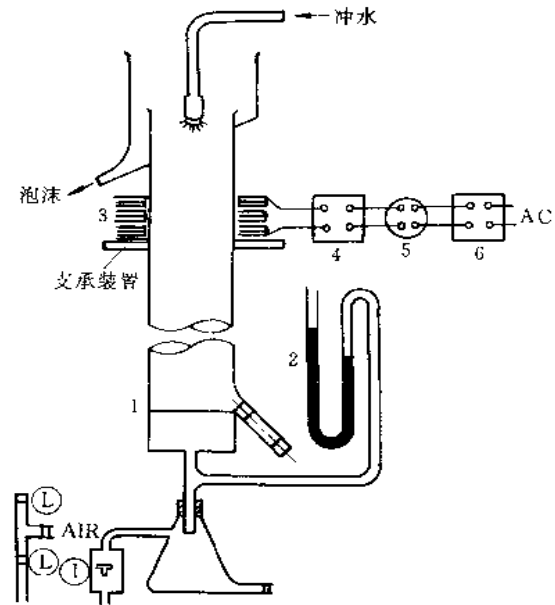


图 2-1-435 磁浮选柱

1—气泡发生器；2—压力计；3—线圈；  
4—整流器；5、6—电源

锥形结构，中间为充气室，上锥面均布弥散空气的元件，下锥面起收集矿化气泡的作用。锥顶装有扫选精矿空气提升管。管的上端穿过给矿器后与气液分离相接。气液分离器的下端与给矿器连通，可使提升上来的扫选精矿均衡流入给矿器，实现扫精返回作业的目的。

为使扫选矿化气泡全部收集入提升管，在粗选充气器下部，沿柱内壁设置了导流环。为使粗选尾矿均匀流入扫选区，除在充气器与柱内壁之间留出适当环形空间外，导流环上部设计成圆台锥形结构。扫选精矿量

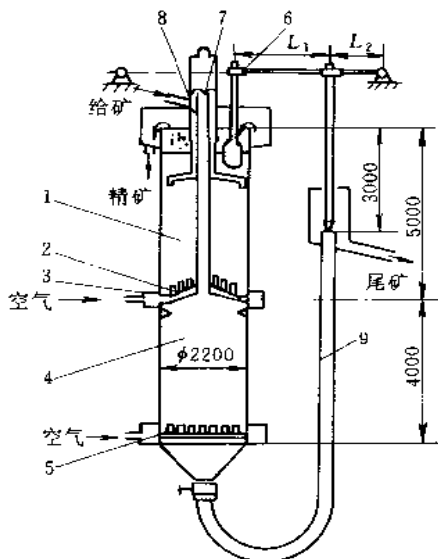


图 2-1-436 新结构浮选柱方案的示意图

1—柱体；2—粗选充气器；3—扫选集泡器；4—锥形导流环；5—扫选充气器；6—自控机构；7—扫选提升管；  
8—气液分离给矿器；9—排矿鹅颈管

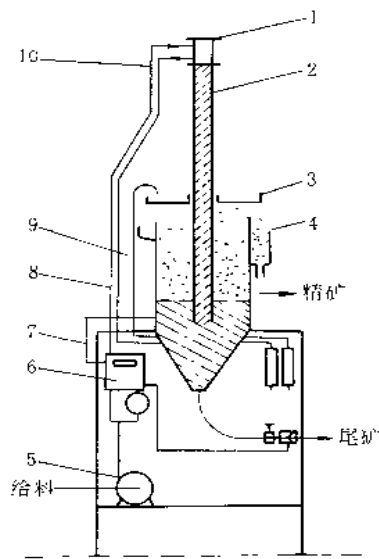


图 2-1-437 詹姆斯浮选槽示意图

1—混合头；2—下导管；3—冲洗水分配器；4—精矿溜槽；5—给料泵；6—矿浆水平控制器；7—压力传感线；  
8—给料管；9—给水管；10—给料管空气供给管



的控制可由扫选充气量的调节实现。

该浮选柱的特点是：1) 扫选精矿可以不经精选区，直接送往粗选给矿；2) 锥形喇叭装置可实现扫选作业中矿化气泡的富集。这样，就可在一台浮选柱内完成粗、扫选两个作业。

#### (6) 浮选槽

图 2-1-437 所示为詹姆森浮选槽。浮选过程是通过一个基本垂直的下导管从上部给矿和进气。矿物通过给矿管进入并形成一股液体射流，在导管里空气被吸入液体中，产生大量的气泡，这就在下导管里为矿物扑收创造了一个非常好的环境。

在传统的浮选柱里，矿浆下降速度很慢，而气泡是自由上升，而在詹姆森浮选槽里，矿浆在导管里向下的速度是选定的，因此导致所有的气泡在导管里必须下降，并在底部排出。下导管里矿浆充气率达 40% - 60%，混合作用强烈，浮选速度快，处理能力大，效率高

### 14.7 高效浓密机

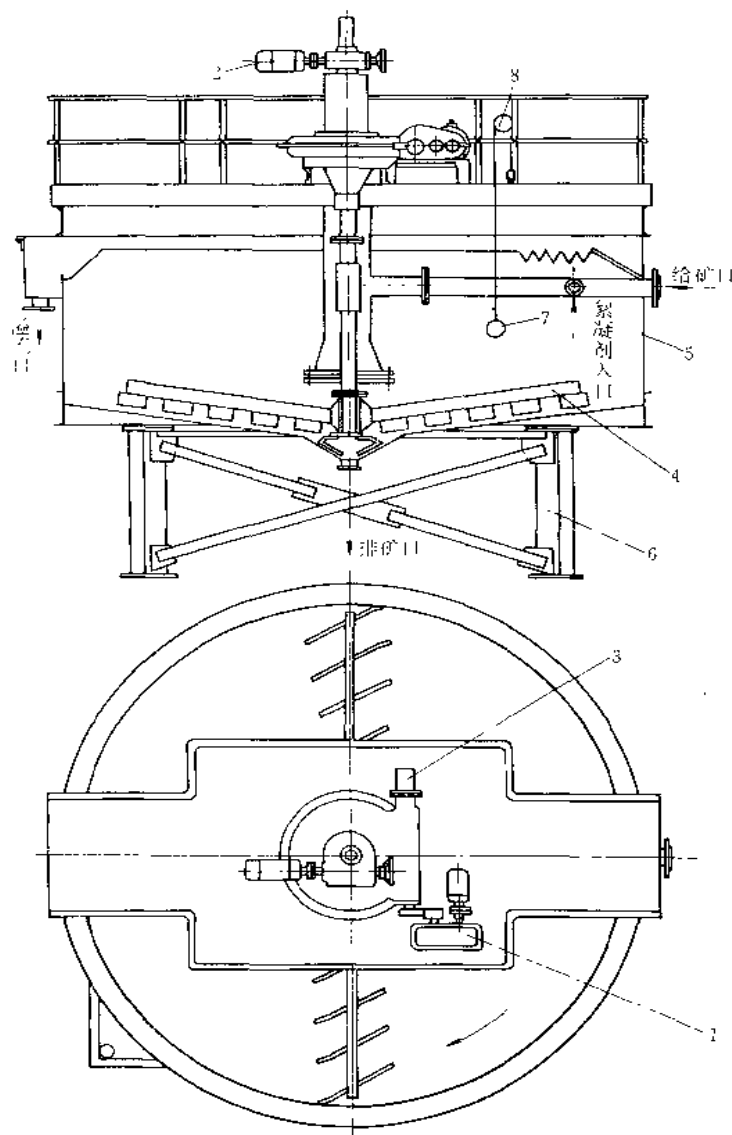


图 2-1-438  $\phi 5M$  浓密机的结构图

1—驱动装置；2—提把机构；3—过载机构；4—耙架；5—槽体；6—支架；7—浮球；8—LA型变送器

图 2-1-438 所示为高效浓密机，由浓密机、絮凝剂添加装置和泥层液面自动控制系统三部分组成。浓密机由驱动装置 1、耙架 4、提耙机构 2、过载保护机构 3 和槽体 5 组成。絮凝剂添加装置由螺旋给料机、喷嘴、漏斗组成。泥层液面自动控制系统由浮球 7、LA 型变送器 8 及其他仪表组成。

高效浓密机是一种以絮凝技术为基础，应用特殊结构给料，泥层具有过滤作用的脱水设备。当矿浆给入并与絮凝剂充分混合，从泥层下部进入槽内后，迅速形成絮团，沉下槽底，絮凝的矿浆由耙子刮至槽中心，形成底流排出。未被絮凝的微细颗粒矿浆被泥层过滤沉下，而水透过泥层流入溢流堰排出，实现固液分离。泥层和上清液之间有一明显界面，浮球置于此处时，通过 LA 变送器检测界面位置，自动调节底流泵的速度，从而使泥层维持在一定的高度。

与普通浓密机相比较具有如下特点：1) 单位面积处理能力高，是普通浓密机 10~20 倍；2) 占地少，投资小；3) 溢流水清澈，底流浓度高。该浓密机主要用于矿浆的脱水、浓缩和黄金的浸出。

## 14.8 压滤机

图 2-1-439 所示为压滤机的工作原理。顶紧机构开动使板框闭合，料浆进入各滤室过滤，滤液透过滤布

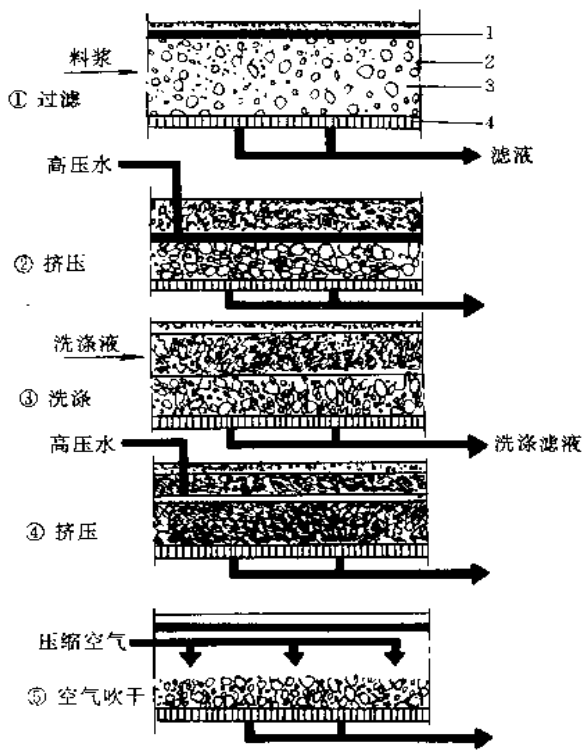


图 2-1-439 压滤机的过滤原理

1—挤压隔膜；2—固体；3—母液；4—滤布

进入滤液腔排出，滤饼形成。在隔膜上方通入高压水对滤饼进行一次挤压，若需洗涤，通入洗涤液至各滤室洗涤滤饼，再重复一次进行一次挤压，然后在过滤腔内通入压缩空气吹干滤饼，进一步降低水分。吹干后，板框打开，并开动滤布驱动机构，使滤布运行，滤饼卸下。

### 14.8.1 自动厢式压滤机

自动厢式压滤机适用于难以分离的细粘性物料的过滤，目前已在冶金、矿山、能源、化工、轻工、纺织、制药、食品等行业及环保部门得到了广泛的应用。1000m<sup>2</sup> 以上的大型自动厢式压滤机已经问世，而且一名操作者可同时管理 5~10 台自动厢式压滤机。

自动厢式压滤机具有以下显著的特点：

- 1) 单位过滤面积占地少，过滤面积大，能耗低，生产效率高；
- 2) 对过滤的物料适应性强，固相成分回收率高，滤液澄清；

3) 过滤压力高，过滤速度快，滤饼含液量低；

4) 操作程序实现了自动控制，设置两台即可实现连续处理。

图 2-1-440 所示为滤布固定式自动厢式压滤机。其特点是：1) 采用了厢式滤板便于卸料；2) 滤板压紧

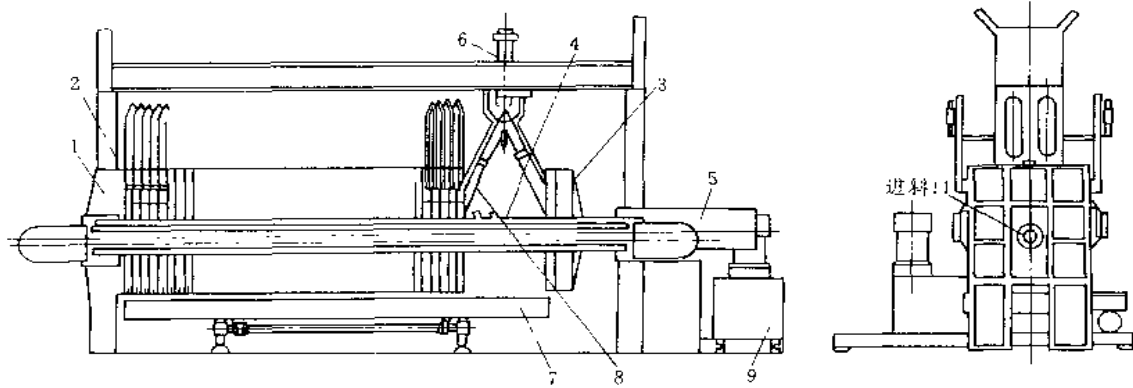


图 2-1-440 滤布固定式自动厢式压滤机

1—止推板组件；2—滤板；3—压紧板组件；4—主梁及拉板装置；5—压紧装置；  
6—振动装置；7—滤液收集槽；8—滤布；9—液压系统

时可以实现自动保压；3) 设有滤板移动装置，实现了自动拉板；4) 设有滤布振动装置，滤饼卸除安全；5) 设有电控系统，实现了操作程序的自动控制。

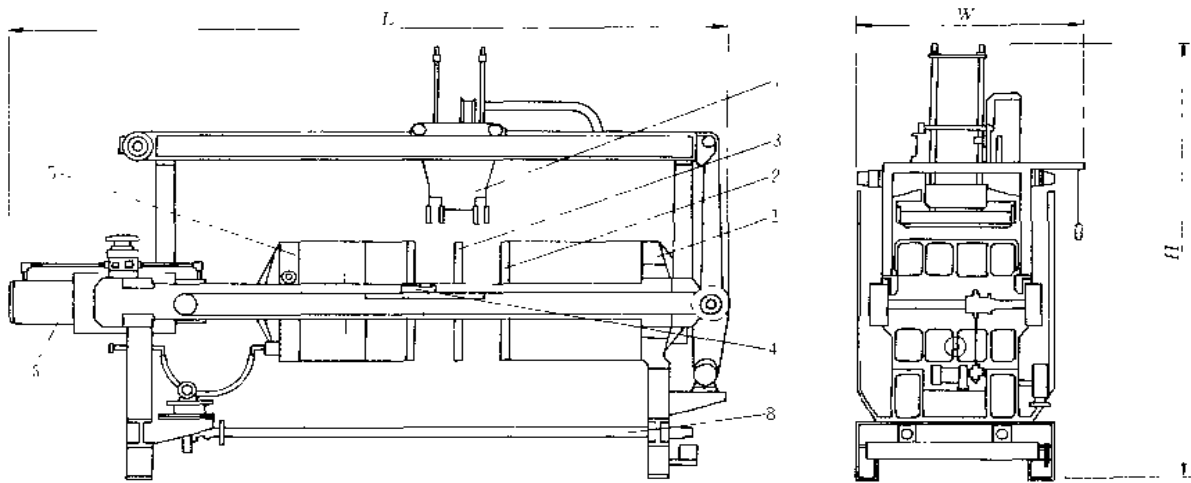


图 2-1-441 滤布固定式压榨型自动厢式压滤机

1—止推板；2—滤板；3—隔膜滤板；4—主梁及拉板装置；5—压紧板；  
6—压紧装置；7—滤布清洗装置；8—接液盘

图 2-1-441 所示为滤布固定式压榨型自动厢式压滤机。它除具有上述普通自动厢式压滤机的优点外，还有：1) 采用了隔膜压榨装置，进一步降低了滤饼含水量，另外滤室的料浆不充满也能过滤，滤饼厚度可以随意选择；2) 设有滤布清洗装置，可随时对滤布进行清洗，提高了过滤效率。

图 2-1-442 所示为滤布行走式自动厢式压滤机。除具有前述优点外，还有：1) 实现了滤板一次全拉开，卸料时间短；2) 每次可清洗多块滤布，节省了洗涤时间；3) 辅助工作时间短，提高了生产效率。缺点是：

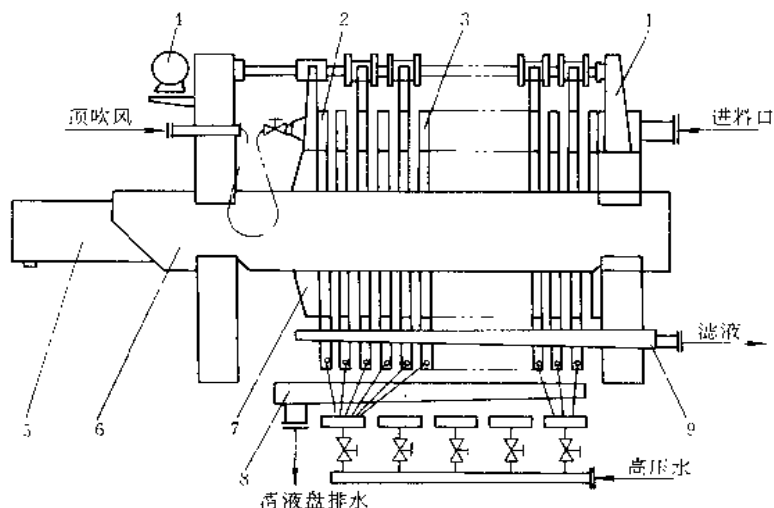


图 2 1-442 滤布行走式自动厢式压滤机

- 1—止推板；2—滤板；3—隔膜滤板；4—滤布行走装置；5—压紧装置；  
6—主梁；7—压紧板；8—滴液盘；9—滤液槽

设备结构较复杂，滤布使用寿命短。

自动厢式压滤机的发展，表现在功能上的不断完善和结构上的不断改进，主要有以下几个方面。

- 1) 采用了滤板移动装置，改进了滤布安装方式，增加了滤布振动装置，实现了滤饼卸除自动化。
- 2) 采用了隔膜压榨技术，进一步降低了滤饼含液量，实现了滤饼厚度可以随意控制。
- 3) 增设了滤布清洗装置，实现了滤布洗涤自动化，滤布清洗变得容易、方便，提高了过滤效率。
- 4) 采用了先进的油压压紧装置，减少了泄漏，使过滤操作更加安全可靠。
- 5) 滤板采用了聚丙烯、超高分子聚乙烯等工程塑料，减轻了自重，提高了抗腐蚀能力和密封性能。
- 6) 应用了程序自动控制方法，使压滤机的运行实现了自动控制，缩短了辅助时间，促进了压滤机向大型化、自动化方向发展。

## 14.8.2 自动厢式压滤机的主要部件

### (1) 隔膜压榨装置

隔膜压榨装置又称隔膜滤板，是压榨型自动厢式压滤机对滤饼进行强制性脱水的一种先进技术。其原理是：在过滤、洗涤结束后，在隔膜的背面通入加压流体（空气或水）使其膨胀、挤压滤饼，可达到进一步降低滤饼中的残留水分，降低滤饼的含液量，能大大缩短物料的过滤时间，提高生产效率。这是近代压滤技术上的一个重大突破。

隔膜压榨装置按构造方式分为平隔膜压榨装置和囊式隔膜压榨装置两种。

#### 1) 平隔膜压榨装置

平隔膜压榨装置是由两块压榨隔膜和一块光面滤板组成的，如图 2-1-443 所示。

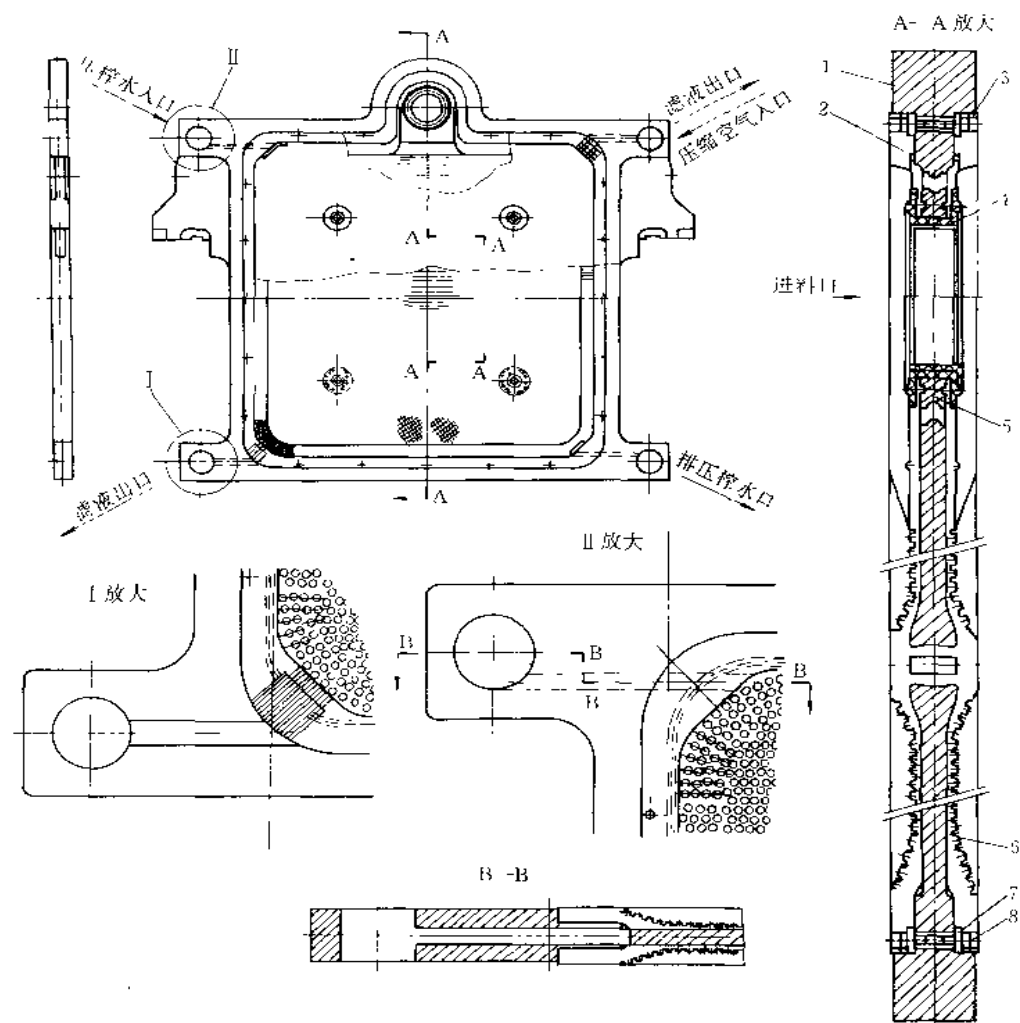


图 2-1-443 平隔膜压榨装置（水压榨）

1 光面滤板；2、3—压榨膜；4 密封圈；5 密封圈；6—套筒；7 垫圈；8 螺钉

平隔膜（图 2-1-445）是用软橡胶或聚丙烯等材料压制而成，一个面上铸有与滤板相同的排液沟槽，另一个面是光面。排液沟槽是由圆形或条形凸台组成，其中圆形凸台的有效过滤面积较大。平隔膜结构简单，制造方便，造价低。

平隔膜与光面滤板之间的进料口和排液口处需进行密封，常用的密封方式有三种：a. 锁母密封（见图 2-1-444），是用正反螺母将胶膜开口处与光面滤板开口处拧紧，用于平隔膜进料口和排液口处密封；b. 压板密封，是用压板压在平隔膜与滤板的开口处，用平头螺钉固定，多用于平隔膜进料口处；c. 橡胶密封（见图 2-1-443），是在橡胶隔膜进料口处设密封圈，同时将隔膜周边固定在光面滤板上，固定位置应高于滤板密封面，压紧时，橡胶密封圈和隔膜周边同时受到压缩，从而达到密封。

## 2) 囊式隔膜压榨装置

囊式隔膜压榨装置是由滤框和囊式隔膜组成，其结构如图 2-1-446 所示。囊式隔膜结构见图 2-1-447。

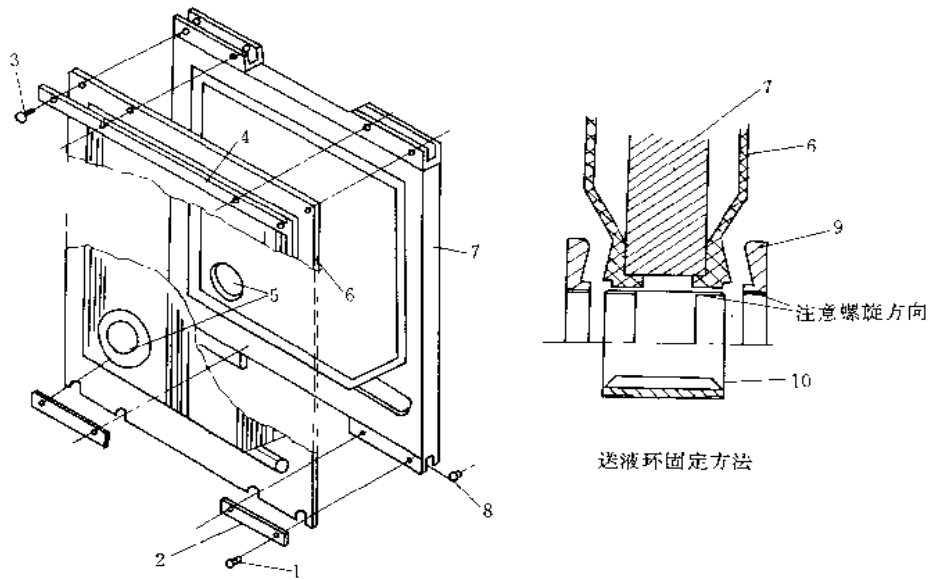


图 2-1-444 平隔膜压榨装置 (锁母密封)

1、3—螺栓；2—压板 B；4—压板 A；5—送液口；6—压榨隔板；7—滤板；8—螺母；9—压紧螺母；10—送液环

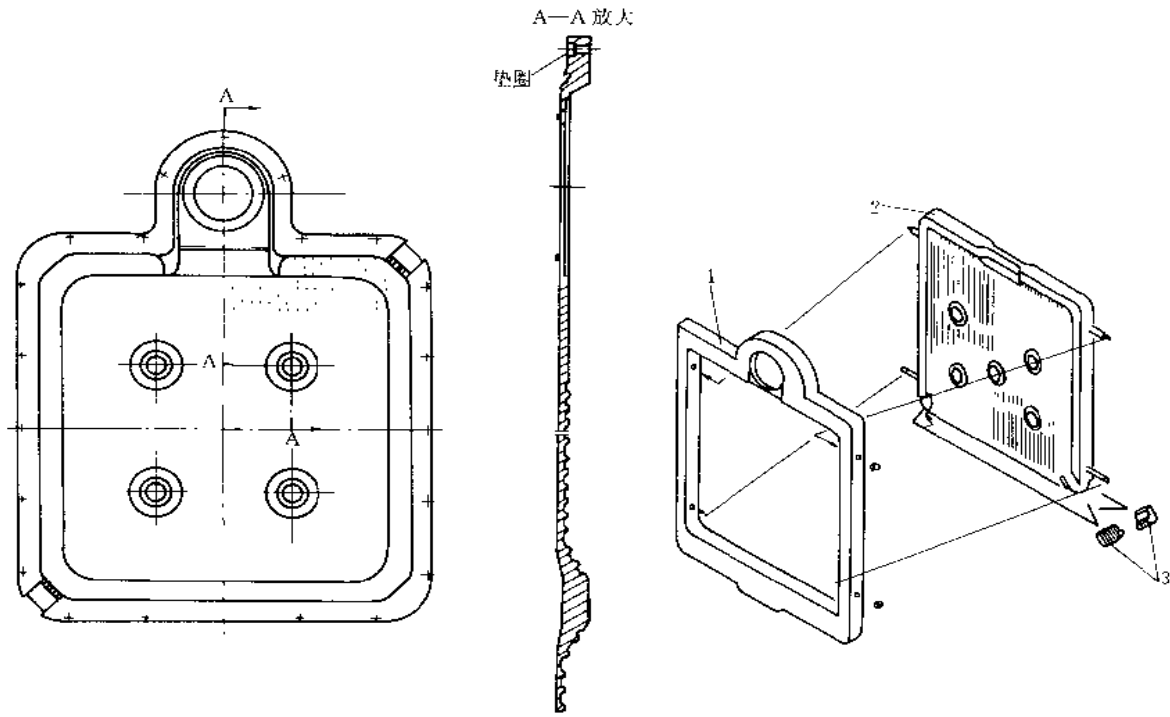


图 2-1-445 平隔膜结构示意图

图 2-1-446 囊式隔膜压榨装置

1—滤框；2—隔膜；3—排液块

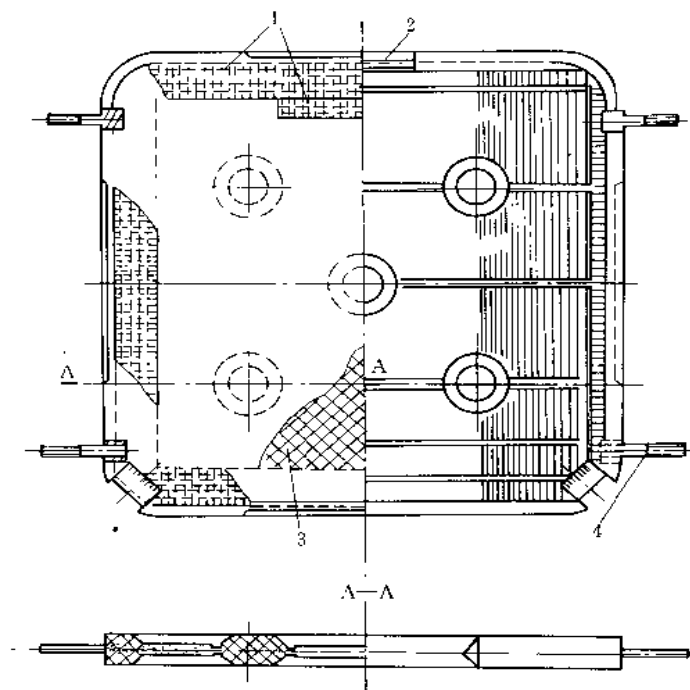


图 2-1-447 囊式隔膜结构图

1—帘子布；2—进料口；3—膜板衬布；4—不锈钢管

压榨隔膜可用天然橡胶、合成橡胶或聚丙烯等材料制成。下表为橡胶隔膜的主要物理机械性能表。

橡胶隔膜物理机械性能表

隔膜型号		扯断强度 MPa	扯断伸长率 %	扯断永久变形 %	300%屈伸强度 MPa	硬度 (邵尔 A)	密度 g/cm <sup>3</sup>	老化性能百分变化率 %	
								扯断强度	伸长率
平式隔膜	纵向	18.5~19.2	470~515	12~15	9.2~11.2	53~57	1.15	-4	9
	横向	19.3~19.8	480~495	3~13	10.8~11.8	53~57		-3	-3
囊式隔膜	纵向	7.4	435	14	12.2	57	1.16		
	横向	20.1	450	15	12.5	57			

## (2) 压紧装置

滤板由压紧装置紧固形成滤室，常用的有四种压紧形式：手动螺旋压紧、千斤顶机械压紧、电动机械压紧和油缸液压压紧。前两种适用于小型压滤机，后两种适用于大、中型压滤机。

液压压紧装置是目前压滤机上采用最普遍的一种压紧装置，分为机械锁紧式和自动保压式两种，板框的压紧和松开靠液压系统完成。液压压紧装置实际上是一个带支座的液压缸体，两者可铸为一体，也可以是组合式。这种差动式油缸恰好符合压滤机希望活塞推进时负荷大和退回时负荷小、速度快的工作要求。

液压油缸缸体通常由优质铸钢、球墨铸铁制成，也可采用无缝钢管焊接而成。为了防止因铸件缺陷造成漏油，缸体里面还可以衬一个钢套。另外，采用重叠在一起的高压 V 形和 O 形密封圈可以防止缸盖处漏油，油缸端上部设针形排气阀可排出进入油缸中的空气。活塞杆头部设计成球面，可使活塞杆顶紧中心与机头的凹形球中心自动对中。

图 2-1-448 所示是一种带自动保压的液压压紧装置，图 2-1-449 所示是该装置的液压系统原理图。工作

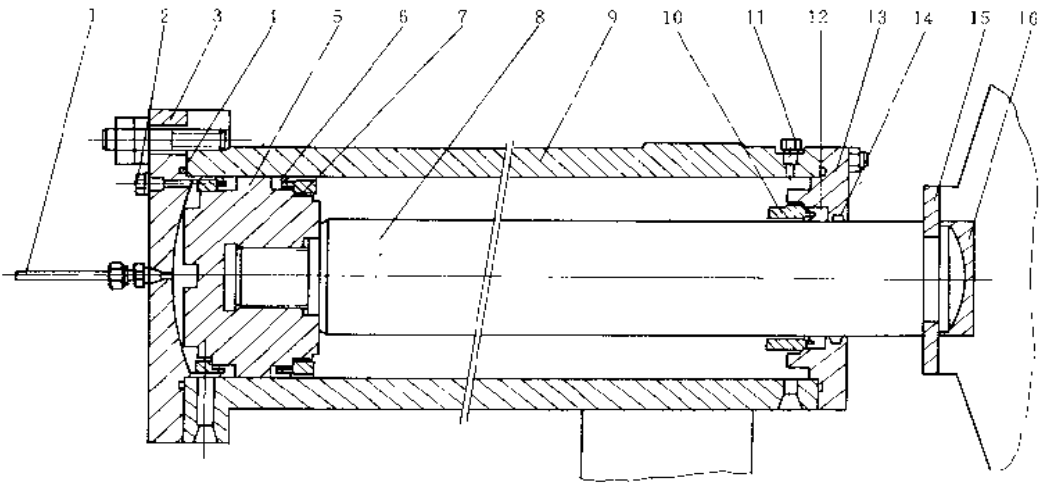


图 2-1-448 液压压紧装置

1—压力表接管；2—排气孔螺塞；3—后油缸盖；4—O形密封圈；5—活塞；6—V形密封圈；7—入压帽；8—活塞杆；9—油缸体；10—小压帽；11—排气孔螺塞；12—V形密封圈；13—前油缸盖；14—毛毡；15—压板；16—垫板

原理如下：启动高低压油泵，油经过电液换向阀8左边进入油缸B端，推动活塞杆前进，当油压力达到电接点压力表10的规定压力后，电机停转。在过滤过程中，压力下降至电接点压力表10的下限值时，它会启动高压油泵进行补压，达到所需压力。滤板松开时，换向阀8处于右侧，油经换向阀进入油缸A端，此时B

端油缸的油经单向阀9返回油槽。

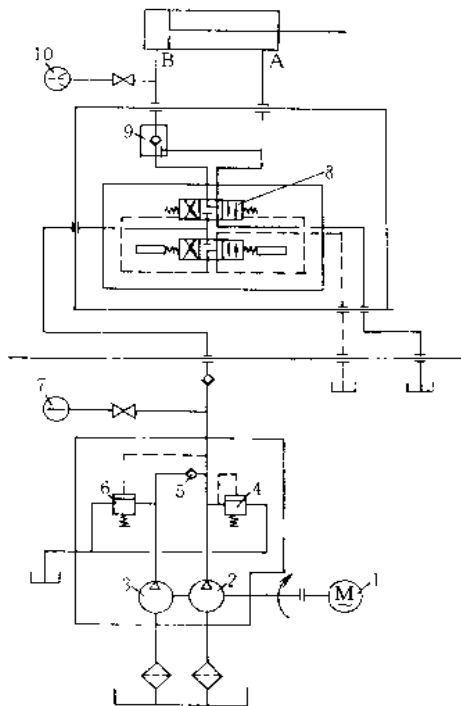


图 2-1-449 液压系统原理图

1—电机；2—高压泵；3—低压泵；4—溢流阀；5—单向阀；6—溢流阀；7—压力表；8—电液换向阀；9—液控单向阀；10—电接点压力表

图 2-1-450 所示是一种全液压驱动型液压压紧装置，即压紧板的压紧和拉开、滤板和滤布清洗架的移动全部由液压驱动来完成。这种装置的液压原理图见图 2-1-451，工作原理是：油经油泵 2、单向阀 4 进入油缸，推动活塞前进顶紧滤板，当压力达到压力继电器 10 调定的压力时，电机 1 便停止转动。滤板压紧过程中用蓄能器 12 来补压，当油压低于压力继电器 25 的调定压力时，会自动启动电机 1 进行补压。当电磁换向阀 5 处于右端位置时，使压紧板后退。

图 2-1-452 和图 2-1-453 是一种国外生产的液压缸及其液压系统图。

### (3) 滤板移动机构及其传动装置

卸除滤饼时，首先要将滤板移动，彼此分开，滤板移动装置由拉板机构（通称拉钩）和传动装置两部分组成，一般是平行地配置在横梁两侧，也有的设在横梁上部。按滤板拉开方式可分为两种形式：一种是分块地拉开滤板，为间歇式开板；另一种是所有的滤板一起拉开，为连续式开板。间歇式开板按拉钩运动方向又可分为回转式和往复式两种。回转式用多对拉钩按一个方向作回转运动，往复式拉钩由一对拉钩往复移动、使滤板逐一拉开向前靠拢。

#### 1) 滤板移动机构的拉板机构

图 2-1-454 所示是一种回转式滤板移动器（交叉式），它



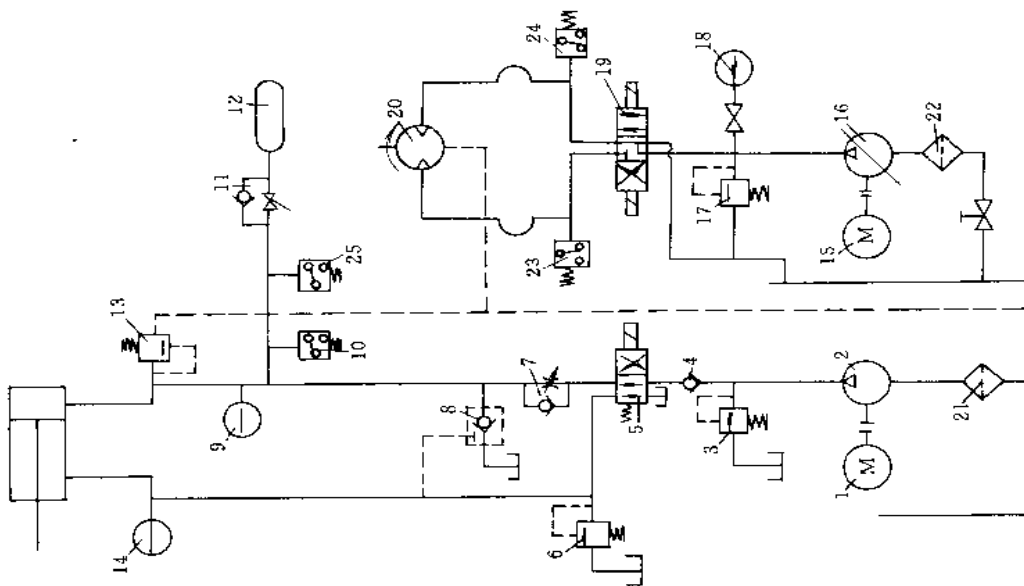


图 2-1-451 液压系统原理图

- 1—电机；2—油泵；3—溢流阀；4—单向阀；5—电磁换向阀；6—溢流阀；
- 7—单向节流阀；8—蓄能器；9—压力表；10—压力表；11—单向
- 节流阀；12—减压阀；13—溢流阀；14—油泵；15—电机；16—油泵；
- 17—溢流阀；18—压力表；19—电磁换向阀；20—溢流阀；
- 21—过滤器；22—溢流阀；23—压力继电器；24—压力继电器；25—过滤器

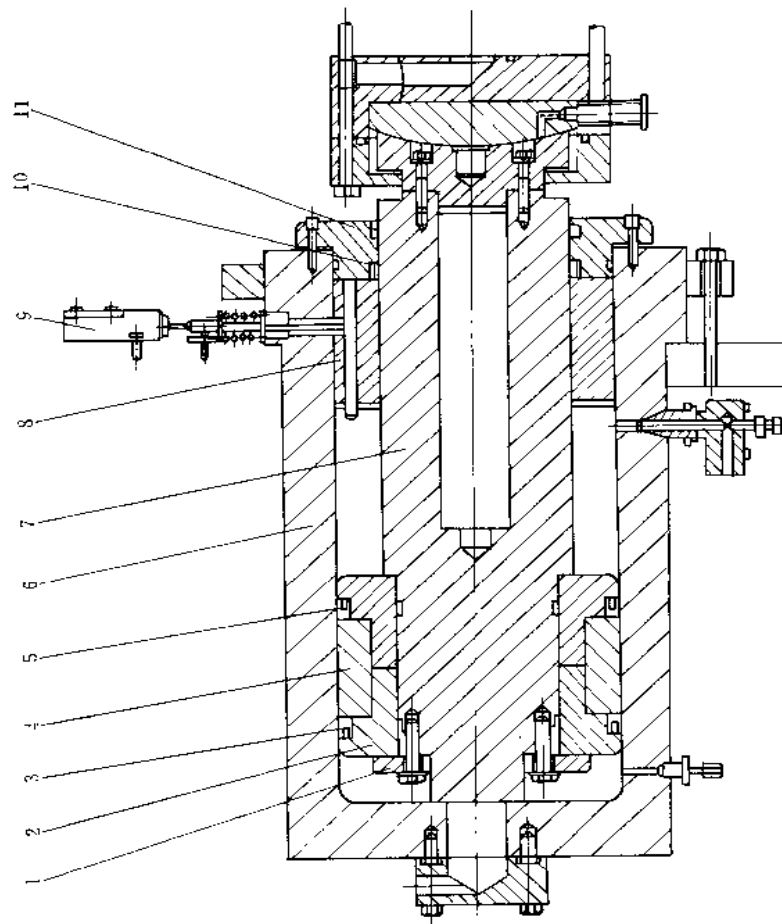


图 2-1-450 液压压紧装置

- 1—压板；2—压圈；3—密封圈；4—活塞环；5—密封圈；6—缸体；
- 7—活塞杆；8—密封圈；9—电接点压力表；10—密封圈；11—压盖

由靠拢钩 2 和推动钩 1 组成，并安装在传动链上。其结构及工作原理如下：传动链向压紧板方向运动时，靠拢钩 2 被滤板把手压下，推动钩 1 顶面沿着摩擦面滑行；当靠拢钩 2 离开把手时，弹簧 3 将靠拢钩 2 和推动钩 1 一起顶起，使推动钩 1 开始拉滤板；当靠拢钩 2 再被滤板把手压下时，此时推动钩 1 已完成退钩动作，在被拉开的滤板与前面已靠拢的滤板间留下一个退钩间距，由传动链条便可带动若干个拉板机构，周而复始地进行工作。

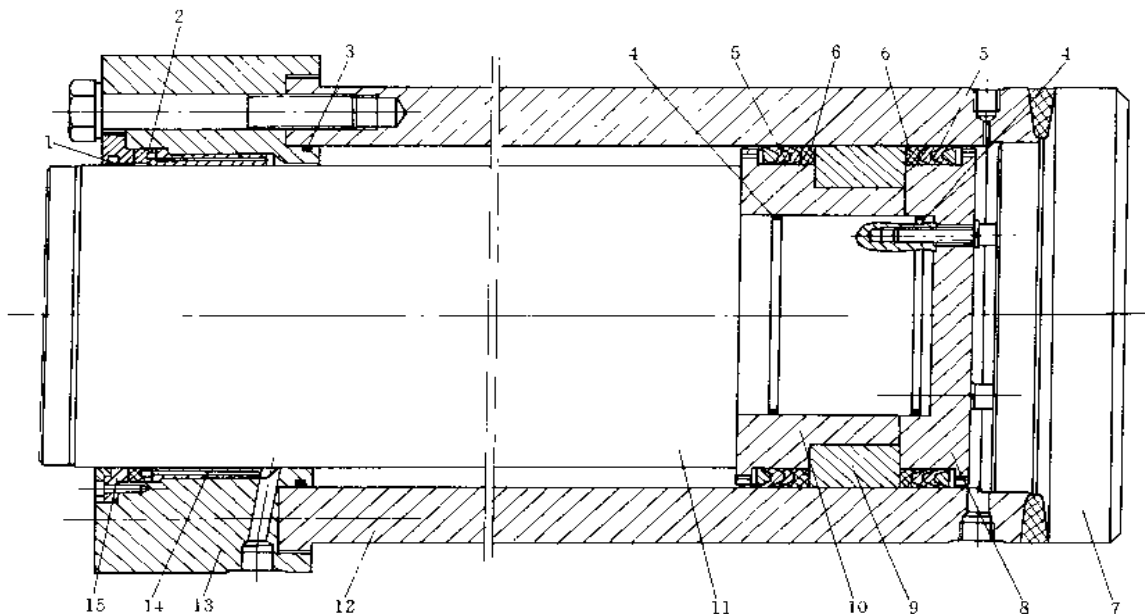


图 2-1-452 液压压紧装置

1—防冲圈；2—密封圈；3—O形密封圈；4—O形密封圈；5—V形密封圈；6—压环；7—缸底；8—压盖；  
9—缸套；10—活塞；11—活塞杆；12—缸筒；13—端盖；14—导向套；15—压盖

图 2-1-455 所示是一种往复滤板移动器（定力矩减速机控制），它由移动反向杆 1、拉杆 3、摆杆 2、调节杆 4 和摆杆 5 组成，并安装于传动链条上。其工作原理图如图 2-1-456 所示，起始位置时移动杆处于图 a 状态，移动拉杆 3 处于初始位置（送钩状态），传动链驱动滤板移动器向右移动，靠近滤板。当移动拉杆 3 触到滤板把手时，把手将移动拉杆 3 压着向左转动，通过摆臂 2 使反向杆 1 向左抬起，进入图 b 状态。滤板把手阻挡滤板继续向右移动，产生阻力，当阻力增加到一定力值时，固定力矩减速机中的蜗杆轴向力就超过了弹簧顶紧力，蜗杆产生轴向位移，带动附在蜗杆上的电气开关，使滤板移动器作反向移动，摆臂 2 将滤板推着向左运动，即完成了一次开板动作，移动器此时处于图 c 状态。滤板向左侧移动靠拢时，滤板移动器已返回初始状态，这时电气开关动作，使滤板移动器向右运动，处于图 d 状态。

图 2-1-457 所示是一种液压控制的往复滤板移动器（双钩摆动型），由两个拉钩、弹簧和连杆组成。工作原理是：当拉钩 2 触到第一块滤板时被滤板碰倒，通过长轴 4 使停止钩 1 直立；当停止钩 1 触到第二块滤板时，拉钩 2 在长轴 4 的作用下又直立，滤板移动器继续运行时被把手挡住，产生阻力，使液压系统压力升高，通过压力继电器控制电磁阀换向，使油马达反向，拉钩 2 便钩住一块滤板向头板方向移动，此时停止钩 1 在长轴 4 的作用下倒下，当到达头板时，又使油压升高，通过压力继电器使油马达反向，如此反复动作

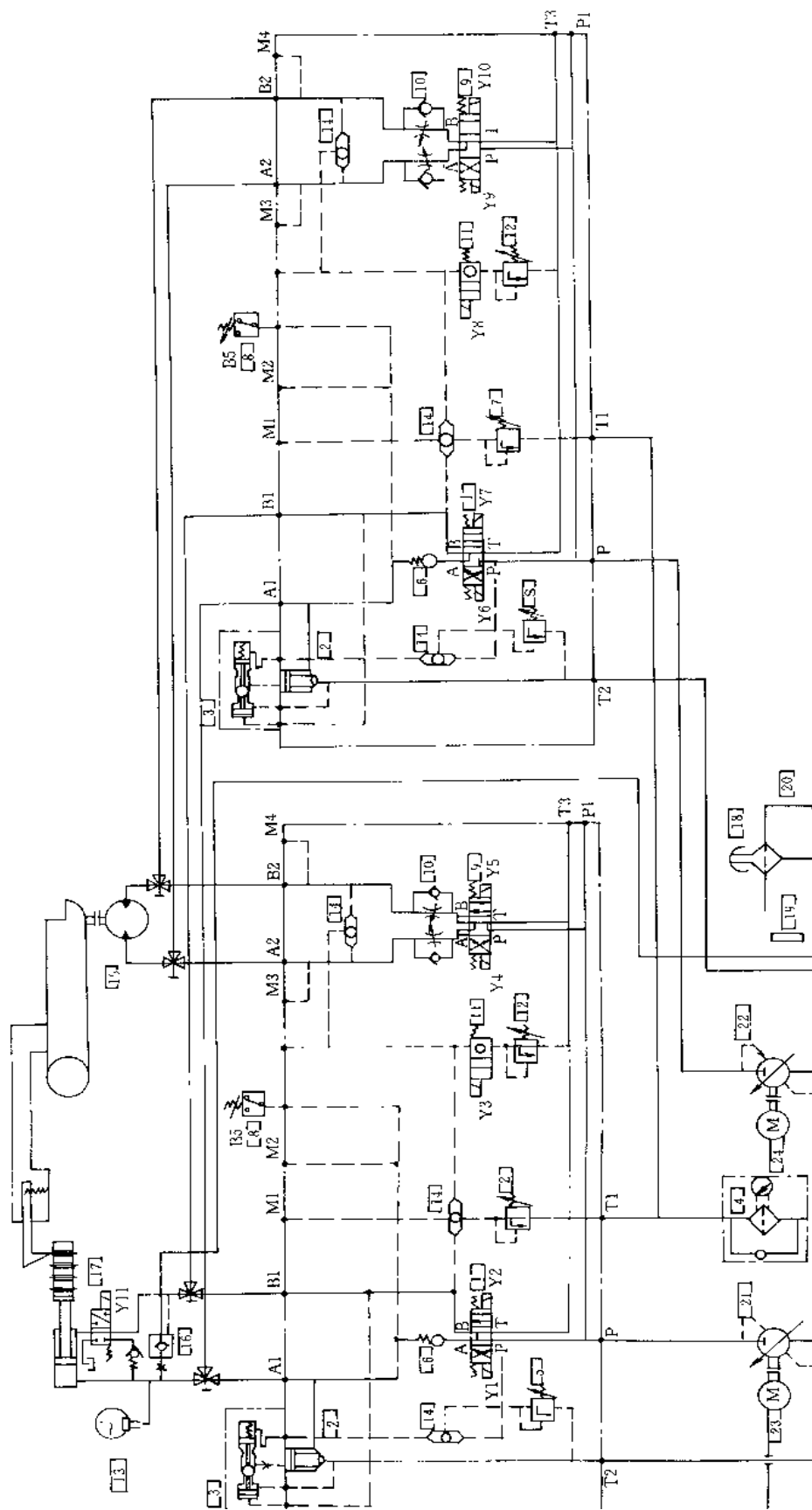


图 2-1-453 液压系统原理图

1—电液换向阀；2—差动缸；3—变量机构；4—蓄能器；5—溢流阀；6—单向阀；7—溢流阀；8—压力继电器；9—电液换向阀；10—单向节流阀；  
 11—电磁换向阀；12—溢流阀；13—溢流阀；14—蓄能器；15—油马达；16—溢流阀；17—溢流阀；18—空气过滤器；19—油杯；  
 20—油箱；21—变量油泵；22—变量油泵；23—电机；24—电机

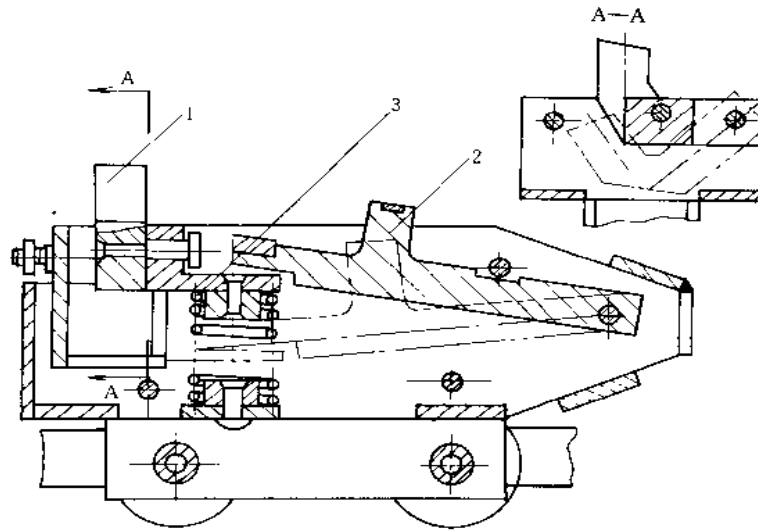


图 2-1-454 回转式滤板移动器 (交叉式)  
1—推动钩; 2—靠拢钩; 3—弹簧

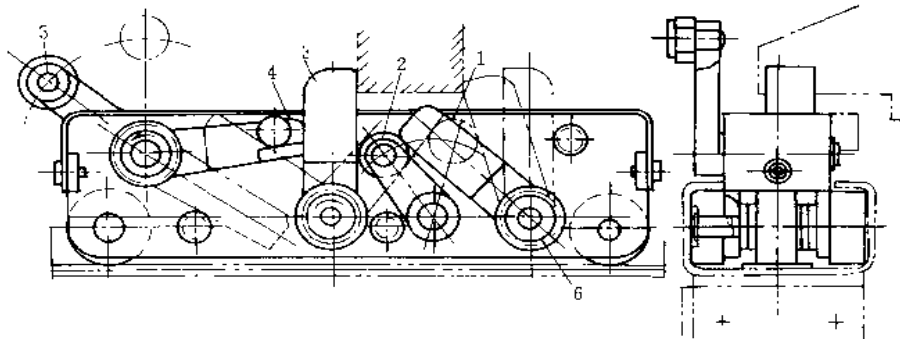


图 2-1-455 往复式滤板移动器  
1—反向杆; 2—摆臂; 3—拉杆; 4—调节杆; 5—摆杆; 6—扭转弹簧

直到将滤板全部拉完。

#### 2) 滤板移动机构的传动装置

图 2-1-458 所示为往复式滤板移动器用定力矩联轴器控制的传动装置, 由电动机、定力矩联轴器和开关等组成。定力矩联轴器 (图 2-1-459) 是一种滚珠摩擦联轴器, 当力矩大于一定值时, 联轴器中间的滚珠滑出凹槽, 使联轴器轴向运动, 触动微动开关, 发出信号, 使联轴器改变旋转方向。

图 2-1-460 所示为用固定力矩减速器控制的传动装置, 当传动力矩大于一定值时, 蜗杆所受轴向力就大于弹簧的弹力, 蜗杆轴向运动触动微动开关发出信号进行换向。图 2-1-461 所示为固定力矩减速器结构。

#### (4) 滤布剥落装置

滤布拉开后, 滤饼因自重而自然落下, 而布上残留滤饼则需借助于滤饼剥落装置才能使其脱落。滤布固定式压滤机一般采用振动式 (图 2-1-462) 或刮刀式 (图 2-1-464) 滤饼剥离装置。图 2-1-463 所示为刮刀式

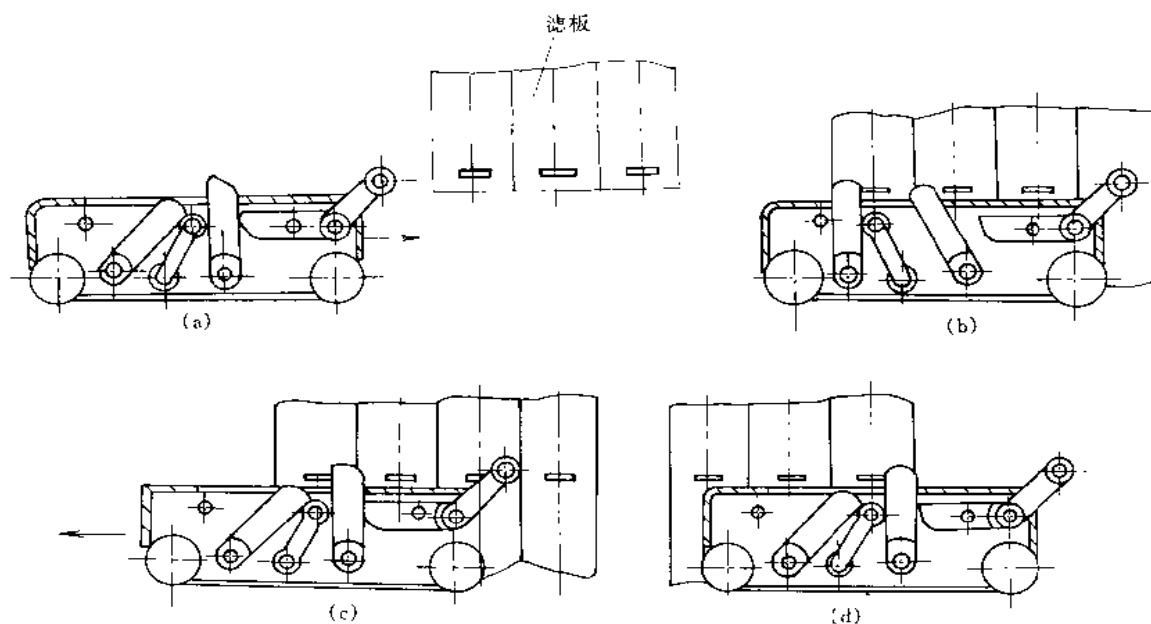


图 2-1-456 往复式滤板移动器工作示意图

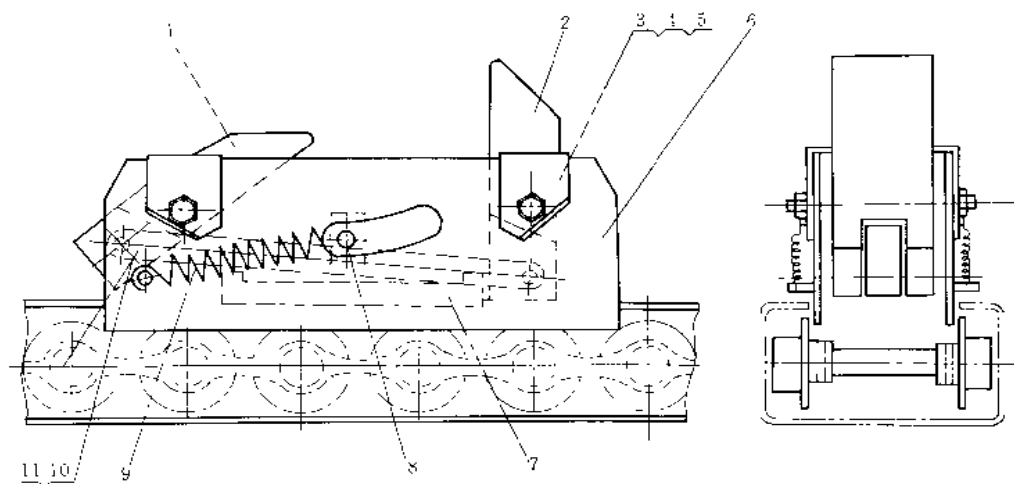


图 2-1-457 液压控制的滤板移动器

1—停止钩；2—拉钩；3—止动垫片；4—长轴；5—螺母；6—侧板；

7—止动块；8—长杆；9—弹簧；10—连杆；11—小轴

剥落装置工作情况。滤布行走式压滤机则采用自动卷绕式剥落装置（图 2-1-465）。

图 2-1-464 所示为刮刀式剥落装置。该装置装于滤布清洗装置（图 2-1-467）的簇射管上，由于簇射管的下降，随刮刀导板 6 闭合进入滤板与滤板之间，下降到安装在刮刀柄上的从动轮脱离导板 6 为止，由于弹簧

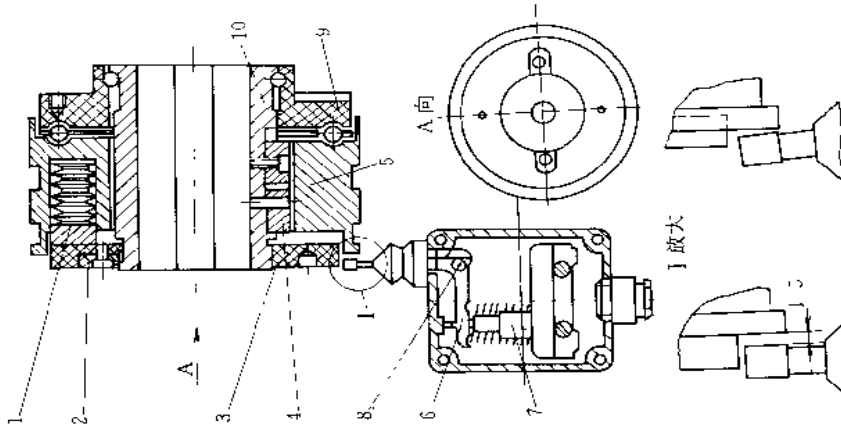


图 2-1-459 定力矩联轴器

1—弹簧；2—夹持零件；3—调整螺母；4—平键；5—转动部分；  
6—角形杠杆；7—转换开关；8—精轴；9—法兰；10—轮毂

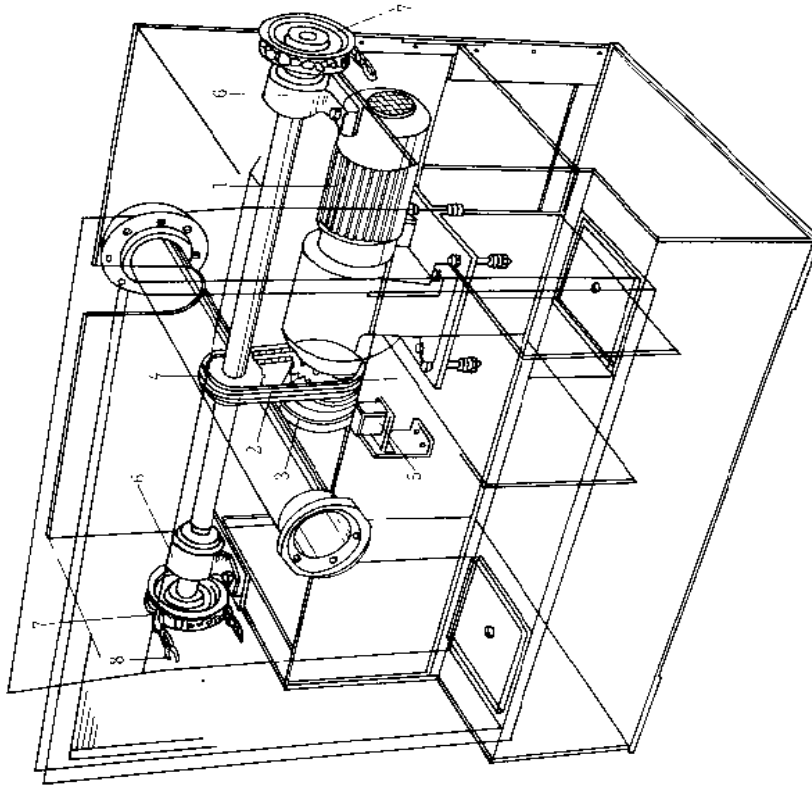


图 2-1-458 定力矩联轴器控制的传动装置

1—电动机；2、8—链；3—链；4、7—链轮；5—极限开关；6—轴承座

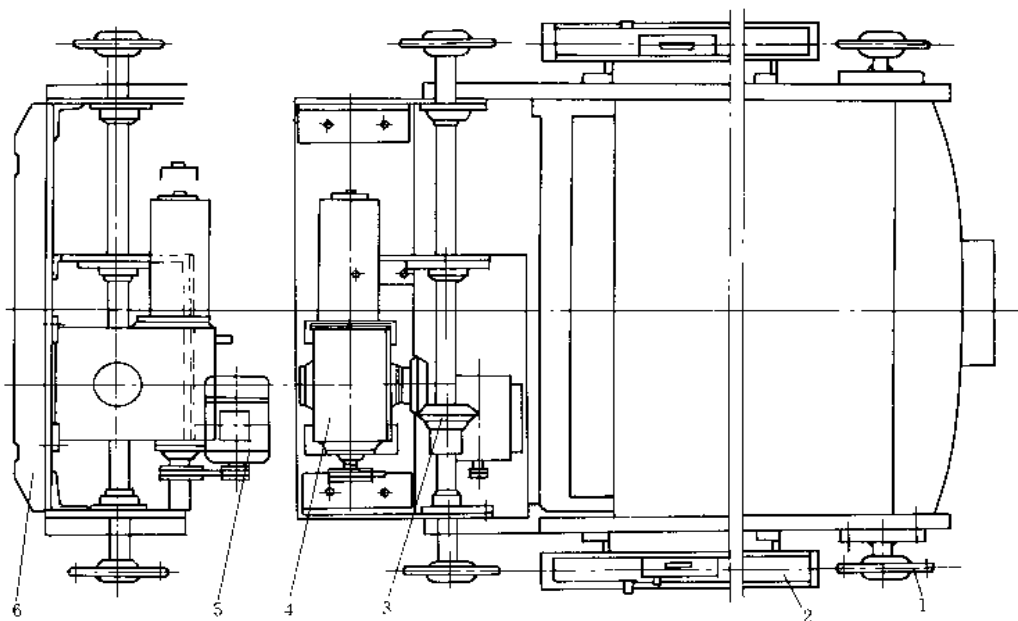


图 2-1-460 往复式滤板移动器用固定力矩减速器控制的传动装置

1- 链轮；2- 滤板移动器；3- 锥齿轮；4- 定力矩减速器；5- 电动机；6- 支架

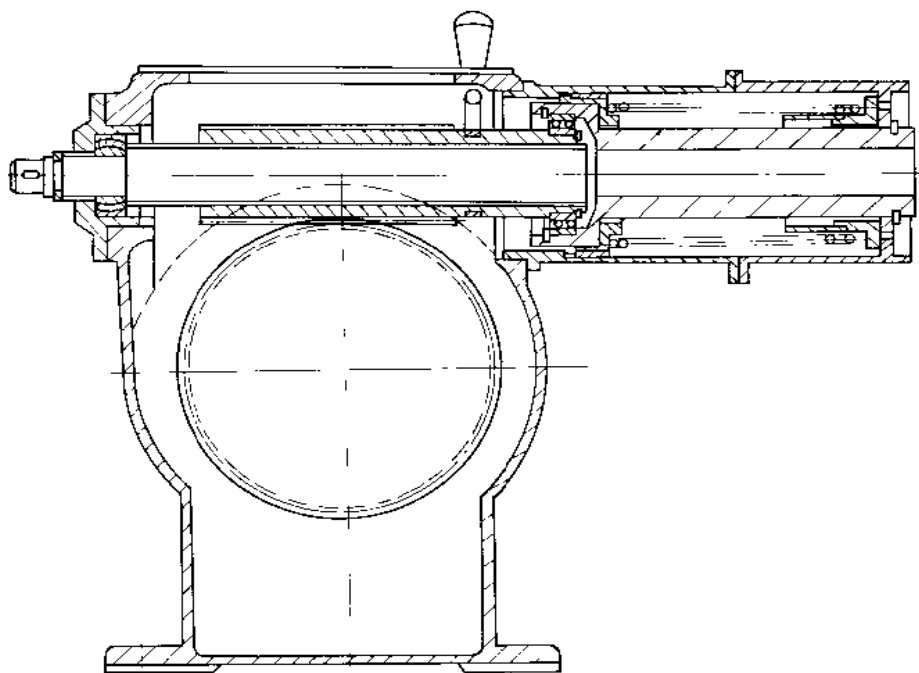


图 2-1-461 固定力矩减速器

7、8 的作用和刮刀 13 的自重，刮刀 13 被打开，刀尖 15 紧贴滤布面边下降，边剥离滤饼。

图 2-1-465 所示为滤布自动卷绕式滤饼剥落装置。其工作原理是：打开滤室，滤布就自动在滚筒上缠绕，随即滤饼被剥落下来。

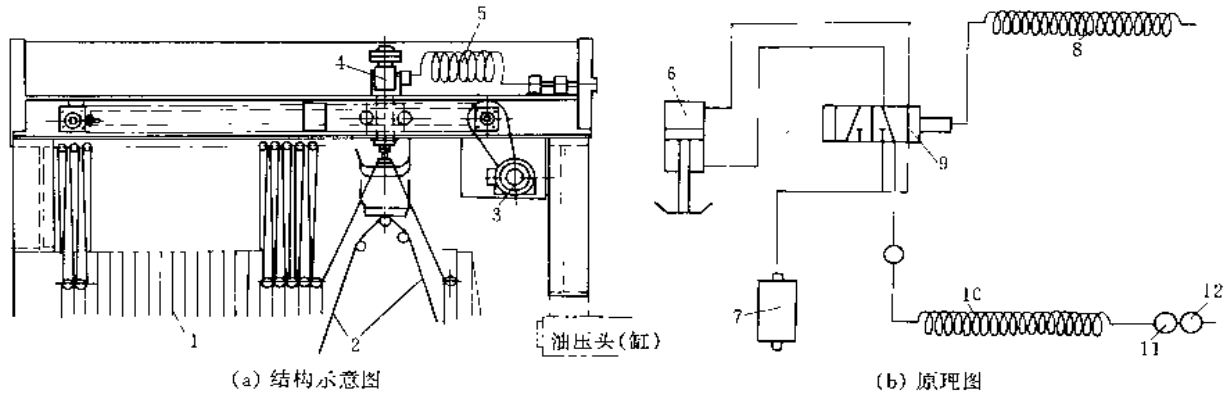


图 2-1-462 滤布振动装置

1—滤板；2—滤布；3—气缸移动电动机；4、6—气缸；5、10—空气软管；  
7—消声器；8—橡皮绝缘软管；9—电磁阀；11—减压阀；12—空气滤线

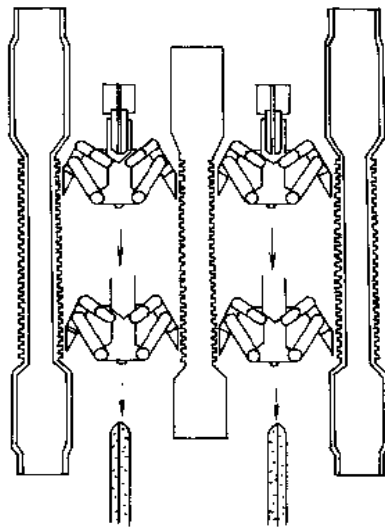


图 2-1-463 刮刀式剥落装置工作情况

### (5) 滤布清洗装置

滤布在工作中易被固相颗粒堵塞，因而必须对滤布进行洗涤使其再生。滤布清洗装置按水管是否运动分为喷嘴移动式 and 喷嘴固定式两种。另外洗涤滤布还需要水箱、水泵等辅助设备。喷嘴移动式滤布清洗装置按其在机体上所处的位置又分为上清洗和下清洗两种形式。

图 2-1-467 所示是一种电动上清洗式滤布清洗装置，每次清洗四块滤布。由支架、电机、传动轴、水管、水喷头、链条、链轮等组成。清洗水压力为  $15\text{kg}/\text{cm}^2$ ，清洗水量为  $126\text{L}/\text{min}$ ，水管的升降速度为  $4.3\text{m}/\text{min}$ ，喷头喷角为  $65^\circ$ 。其工作原理是：当需要清洗时，清洗装置通过传动装置使其停在两个打开滤板空间的中央，利用机械传动使水喷头作上下垂直运动，滤布洗涤阀自动打开冲洗滤布。喷水管由安装在连接板上的电动机 6 通过链轮 5、23 驱动齿轮 22，带动与齿轮 22、链轮 23 同轴的链轮与链条 11 啮合实现上升和下降，其范围分别由极限开关检测。喷水管的定位靠光电开关控制，如果滤布清洗装置到达打开了的滤板空间中央，而设置的光电开关未测到滤板，则喷水管不下降，约 30s 后滤板移动装置 1 的控制灯闪光，蜂鸣器发出连续报警。



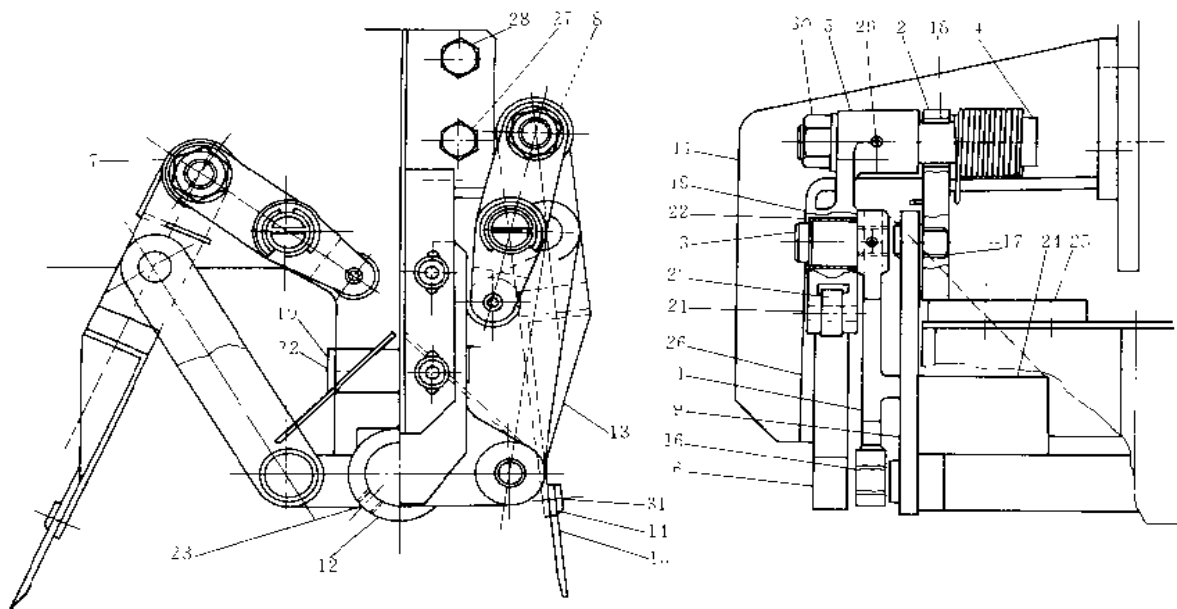


图 2-1-464 刮刀式剥落装置

1—刮板座；2—支座；3—销；4—销；5—曲柄；6—刮刀导板；7、8—弹簧；9—连板；10—导板；11—导座；12—喷水管；13—刮刀；14—压板；15—刀尖；16—衬套；17—衬套；18—衬套；19—衬套；20—衬套；21—销；22—挡圈；23—喷嘴；24—螺栓；25—螺栓；26—螺栓；27—螺栓；28—螺栓；29—螺栓；30—螺母；31—螺栓；32—螺栓

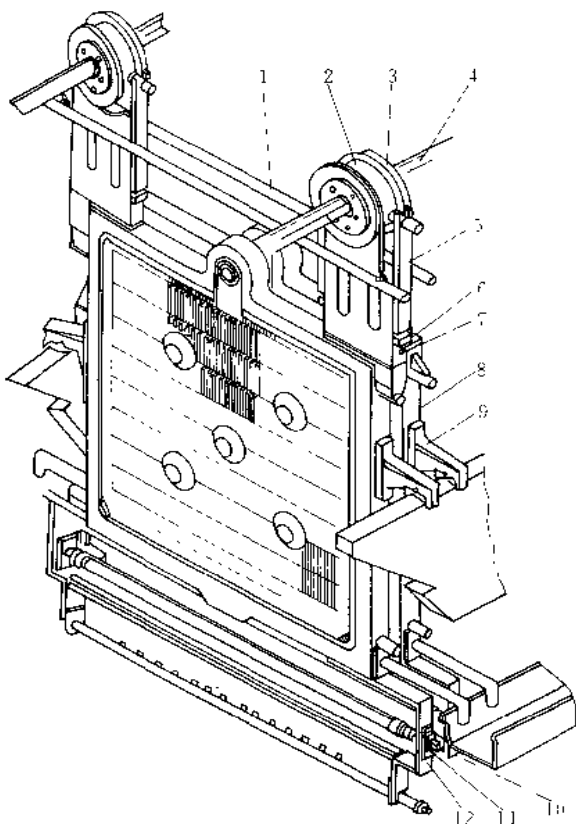


图 2-1-465 滤布自动卷绕式滤饼剥落装置  
1—杆轴；2—滚筒；3—绳；4—六方轴；5—支架；6—螺栓；7—垫片；8—滤板；9—把手；10—滤液槽；11—滤布卷曲辊；12—弯板

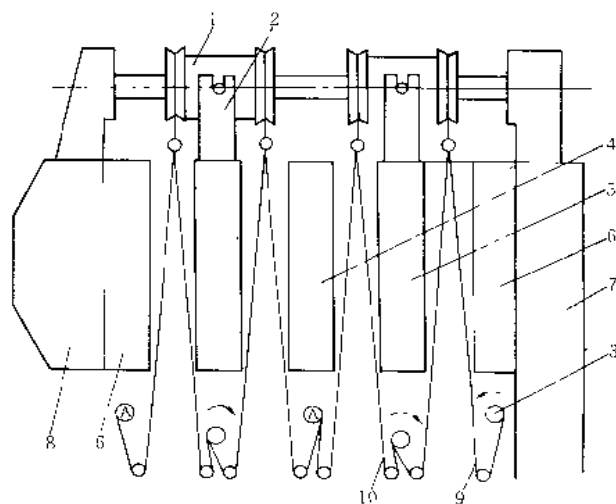


图 2-1-466 滤饼剥落装置的滤布卷绕方式  
1—滚筒；2—滚筒支架；3—滤布卷曲辊；4—滤板；5—压榨滤板；6—滤板；7—止推板；8—压紧板；9、10—滤布

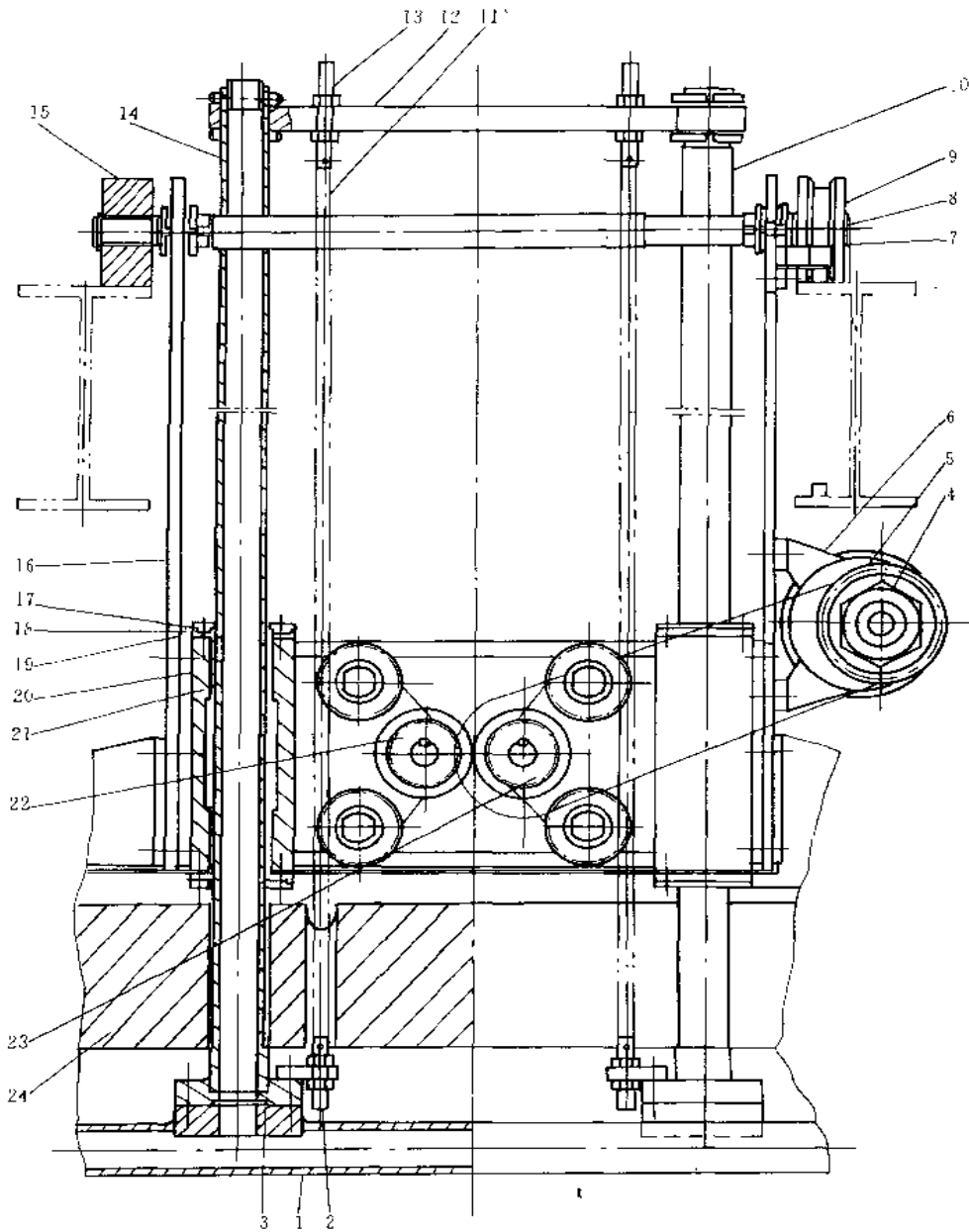


图 2-1-467 电动上清洗式滤布清洗装置

- 1、14—水管；2、13—连接销；3—O形密封圈；4—扭矩限制器；5、23—链轮；6—电动机；7—垫圈；  
8—挡圈；9、15—轮子；10—连接管；11—链条；12、16—连接板；17、19—压盖；18—垫片；  
20—驱动架；21—套；22—齿轮；24—罩

### 14.8.3 两种具有代表性和新颖性的自动厢式压滤机

#### (1) 加压过滤机

图 2-1-468 所示为加压过滤的结构，由盘式过滤机 1、加压仓 2、密封排料装置 5、刮板输送机 4 和电控系统 3 等组成。它是将盘式或筒式过滤机装入特制的压力容器内，利用压缩空气产生过滤推动力，而进行过滤作业的新型脱水设备。脱水后的滤饼由一台刮板输送机送到密封排料装置的上仓。上仓装满后，自动打开上闸门，将物料放入下仓，待上仓闸门关闭后，再将下仓闸门打开，将滤饼排出仓外。其特点是：1) 生产

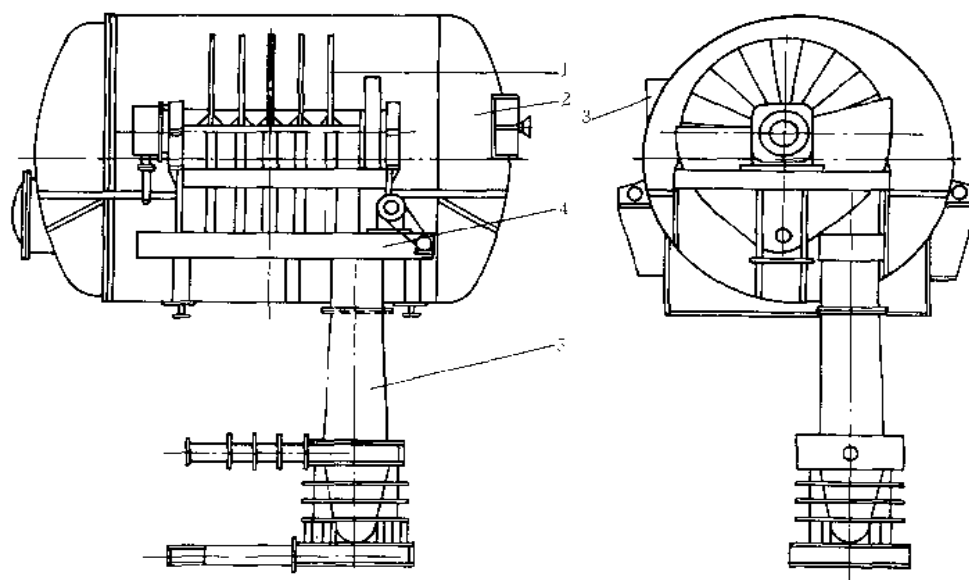


图 2-1-468 加压过滤机

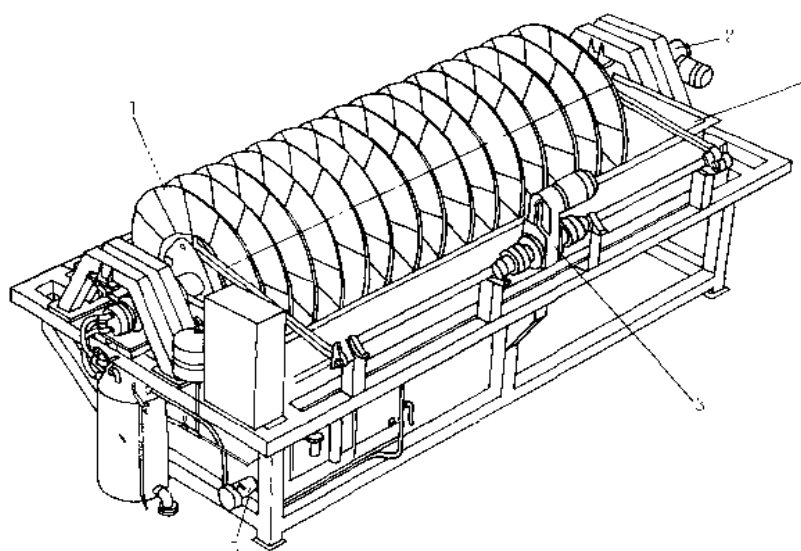
1 盘式过滤机；2 加压仓；3 电控系统；4 刮板运输机；5 密封排料装置

能力高，通常产率可达  $300\sim 800\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ ，比真空过滤机提高 4~8 倍；2) 滤饼水分低，精煤滤饼水分为 16%~20%；3) 能耗低，为真空机的 1/4 左右；4) 全自动操作。

该机适用于 0~0.5mm 浮选精矿及细煤泥的脱水或其他行业。

#### (2) 陶瓷过滤机

图 2-1-469 所示为陶瓷过滤机结构图。它由过滤圆盘 1、驱动装置 2、搅拌装置 3、槽体 4、真空泵 5、滤

图 2-1-469 CC-45 型  $45\text{m}^2$  陶瓷过滤机

1—过滤圆盘；2—驱动装置；3—搅拌装置；4—槽体；5—真空泵

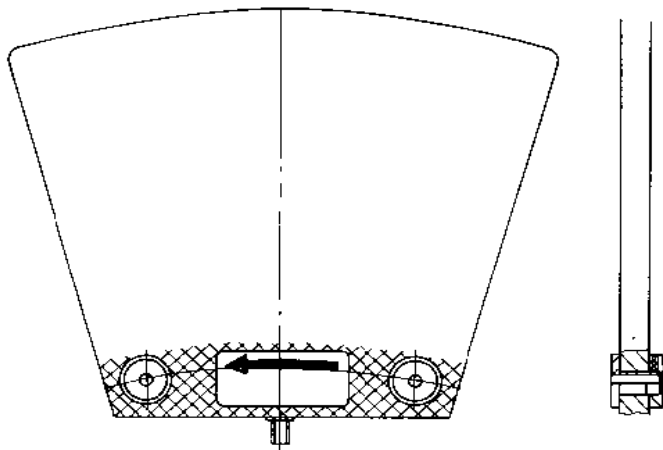
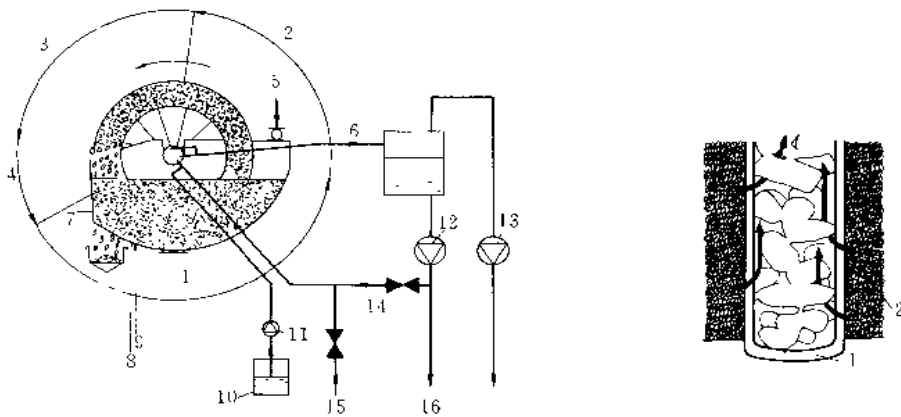


图 2-1-470 陶瓷过滤机滤片外形

液泵、清洗泵及电控部分组成。过滤圆盘是由 12 块陶瓷过滤片构成。它是利用毛细效应产生自然力进行过滤（见图 2-1-471）。滤盘的滤片是由独特氧化铝烧结制作，产生均匀微孔，这些微孔形成毛细作用，只允许液体通过，气体不能通过。将矿浆给到矿浆槽中，驱动装置带动过滤圆盘转动，滤片进入矿浆中，在毛细作用下（真空泵造成近乎绝对真空），吸入液体，经滤盘进入滤液管道，由滤液泵送走。固体迅速堆积在滤盘外侧而形成滤饼，如需洗涤，在滤饼形成后立即在其上均匀缓慢喷淋清洗液，直至固体中液体排尽，形成干燥的滤饼，最后由刮刀从滤盘上刮下滤饼。该过滤机特点是：1) 真空度高，滤饼干燥性能好；2) 生产效率高，处理能力大；3) 与其他过滤机相比，节省能耗约 90% 以上；4) 结构紧凑，运转可靠，自动化程度高；5) 滤液清澈，可用于反冲洗和回水；6) 用微孔陶瓷滤盘代替滤布过滤。

其他过滤机相比，节省能耗约 90% 以上；4) 结构紧凑，运转可靠，自动化程度高；5) 滤液清澈，可用于反冲洗和回水；6) 用微孔陶瓷滤盘代替滤布过滤。



(a) 工作原理

- 1—滤饼形成；2—滤饼清洗；3—滤饼干燥；4—反向清洗；
- 5—矿浆；6—滤液；7—滤饼；8—超声波清洗；9—混合器；
- 10—清洗液；11—清洗液泵；12—滤液泵；13—真空泵；
- 14—用于反向冲洗的滤液；15—清水；16—滤液

(b) 滤片内部结构

- 1—滤片；2—滤饼

图 2-1-471 陶瓷过滤机工作原理及滤片结构

## 15 冶金机械

### 15.1 步进式输送机

#### 15.1.1 步进式输送机原理

图 2-1-472 所示为步进式输送机结构示意及动作原理图。它通过活动梁架的步进运动，使物料一步一步

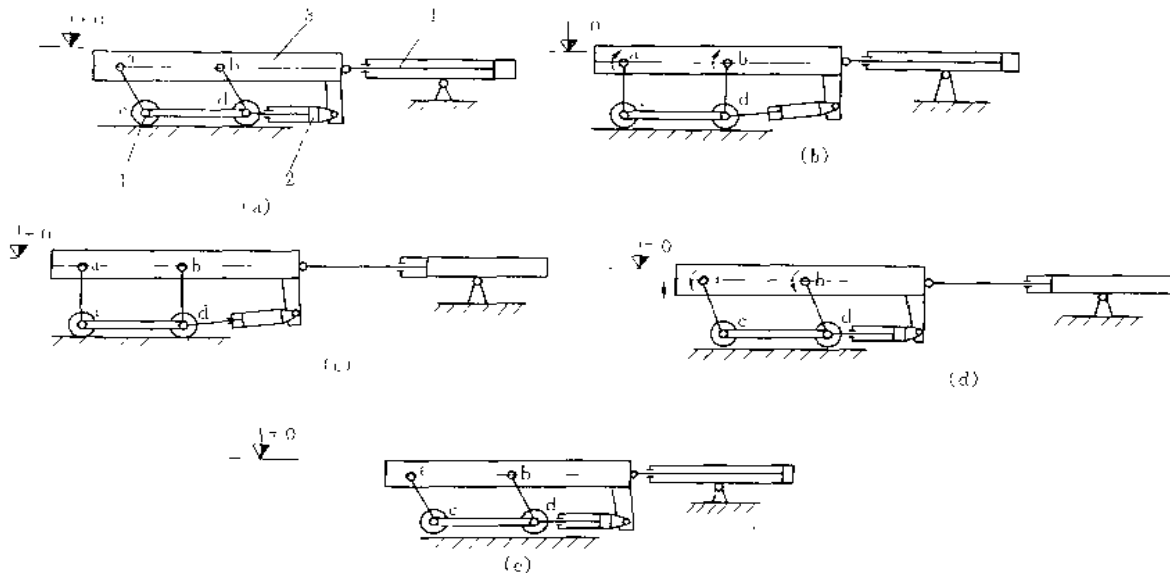


图 2-1-472 步进式输送机结构示意及动作原理图

1—行走轮；2—升降缸；3—活动梁；4—平移缸

向前移动。图中 $\pm 0$ 表示固定梁3的标高，图a为原始位置，活动梁标高低于固定梁标高。动作步骤如下：

1) 升降缸2外伸，平移缸4不动，活动梁及其上的输送物体升高（图b）；2) 平移缸4外伸，升降缸2不动，活动梁及其上的物体向前平移（图c）；3) 升降缸2缩回，平移缸4不动，活动梁下降，被输送物体留在固定梁上，活动梁下降（图d）；4) 平移缸4缩回，空载活动梁回移（图e）。此时，步进机完成一个周期，被输送的物体向前输送一步。

### 15.1.2 步进式输送机的液压系统

图 2-1-473 所示为步进式输送机的液压系统。电液换向阀9控制升降缸1驱动活动梁架升起或降下，单向节流阀3调节活动梁升降运动的速度。由于阀9为O形滑阀，所以当它的两个电磁铁都不带电时，通往液压缸两腔的油路是封闭的，可以使活动梁架停止在降下或举升位置。

平移液压缸2驱动活动梁架水平移动，移动的距离等于平移缸的行程。活动梁前移或复位（后退）由换向阀8控制。换向阀8为Y形滑阀，这种换向阀与双向液压锁7配合使用，可以使液压缸两腔封闭，从而保证活动梁在任意位置停止。活动梁返回速度由单向节流阀4调节，前进速度则由电液比例二通流量调节阀6控制。因为活动梁架前移过程中速度变化大，为了满足工作周期要求和终点及起始点速度变化要求，二通流量调节阀6与换向阀8的电磁铁配电要相互对应，当活动梁要起动时，换向阀8的b电磁铁通电，二通流量

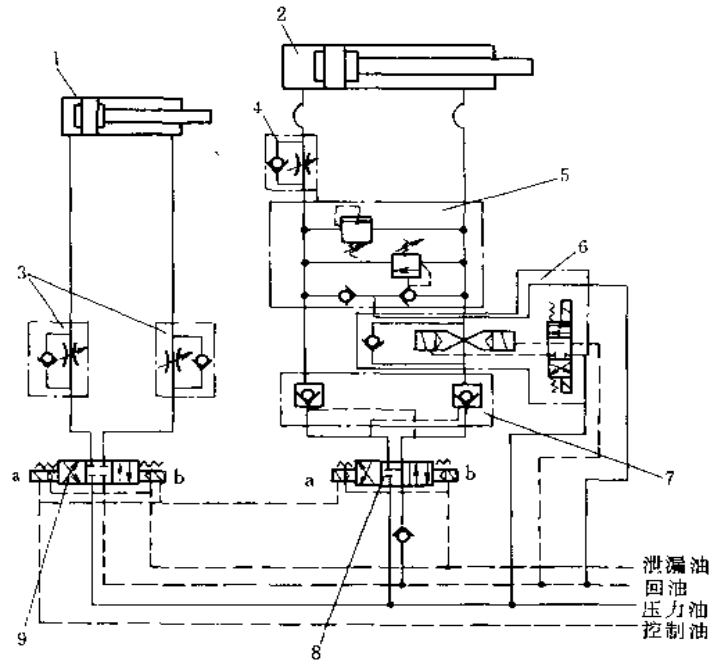


图 2-1-473 步进式输送机液压系统

1—升降缸；2—平移缸；3、4—单向节流阀；5—双向限压补油阀；  
6—三通流量调节阀；7—双向液压锁；8、9—电液换向阀

调节阀 6 中的节流孔相应从最小缓慢增大，逐渐使液压缸活塞速度增加，在活动梁架运动到终点位置时，则靠碰撞一个行程开关发出信号控制换向阀 8 的电磁铁 b 断电，三通流量调节阀的相应电磁铁使节流孔缓慢由大变小到零，通过的流量也减小到零。为了防止活动梁架运动到终点由于惯性造成液压缸两腔压力变化，在回路中安装了双向限压补油阀 5。两个反方向安装的溢流阀可以释放油以降低油腔内的压力峰值，同时可以向液压缸工作腔补充低压油以防止空穴现象的发生。

### 15.1.3 步进式加热炉

图 2-1-474 所示为步进式加热炉总图，主要用于钢坯轧制前的加热输送。加热炉的生产率为 180t/h（加热高碳钢时），加热温度在第一区为 850℃ 第二区为 1150~1250℃ 加热炉的装钢容量为 600t，活动梁自重约 330t。升降缸 2 个，缸径为  $\phi 507\text{mm}$ ，活塞杆直径为  $\phi 265\text{mm}$ ，全行程 690mm，工作行程 649mm。平移液压缸 1 个，缸径  $\phi 300\text{mm}$ ，活塞杆直径  $\phi 200\text{mm}$ ，全行程 660mm，工作行程 600mm。升降和平移缸的工作压力均为 14MPa。

图 2-1-475 所示为活动梁架配置图。升降液压缸 4 拉着活动梁的下框架 2 在斜面上移动而升高（上框架 1 在下框架 2 上随其一起运动），平移缸 3 拉着上框架 1 向前运动。

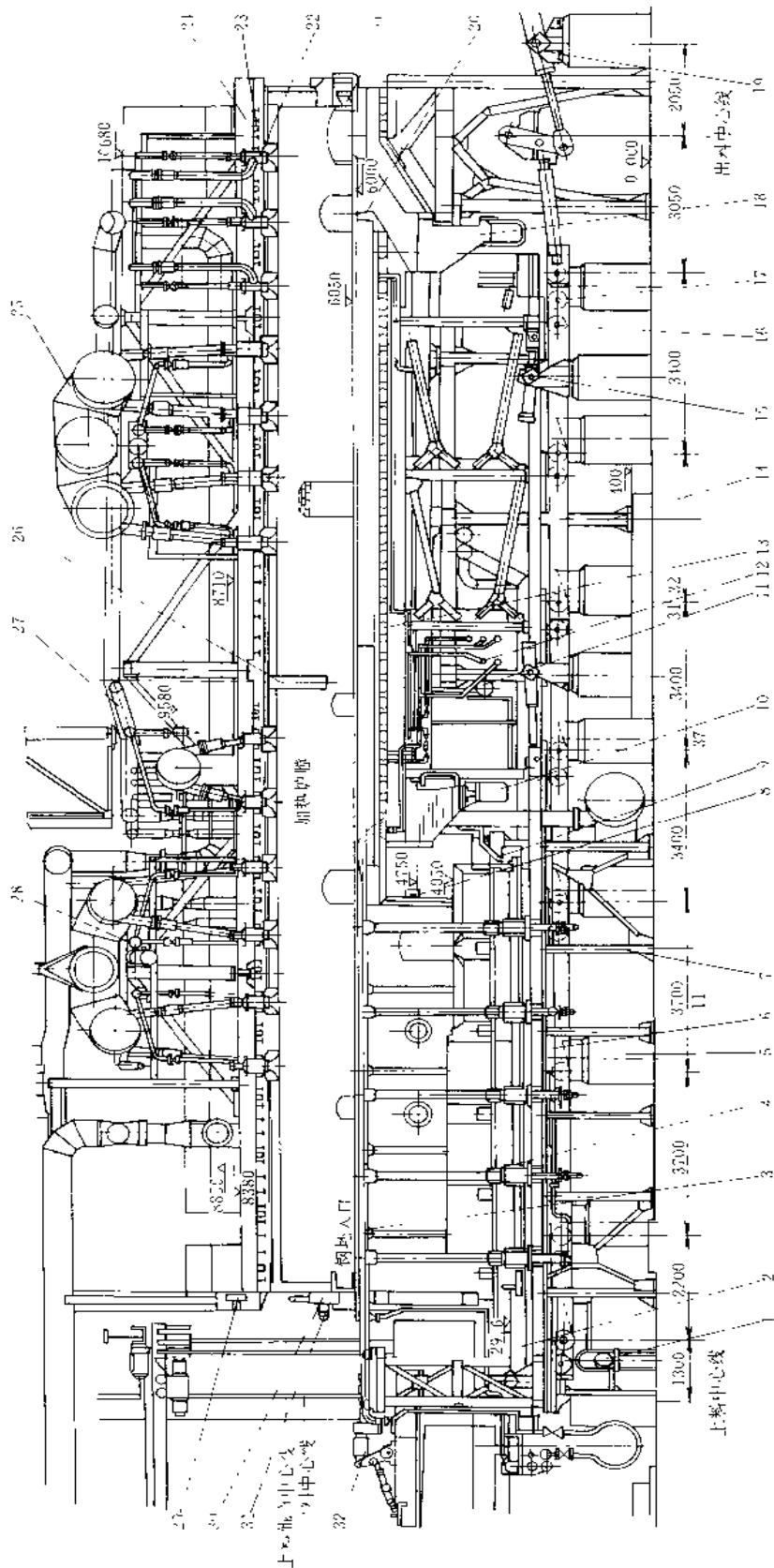


图 2.1.474 步进式加热炉总图

1—炉尾排渣装置；2—水封；3—固定梁架；4 活动梁架；5—活动梁底座基础；6—活动梁底板；7—步进梁区炉底框架；8 点火孔；9—水冷系统；10—炉中排渣装置；11—闭路水冷系统；12—闭路水冷却管路；13 步进梁底座结构板；14—步进梁区炉底框架；15—步进梁水平移动油缸安装机构；16—活动梁架水平移动轮；17—活动轮；18—炉头排渣装置；19—步进梁升降油缸安装机构；20—步进梁水冷构件；21—扒渣炉门；22—辐射燃烧器；23—炉顶吊挂件装置；24—炉顶过道；25 空气管路；26—炉中隔墙；27—煤气管路及吹打散系统；28—煤气管路；29—炉门吊挂装置；30—进料炉门；31—进料炉门水冷装置；32—上料装置

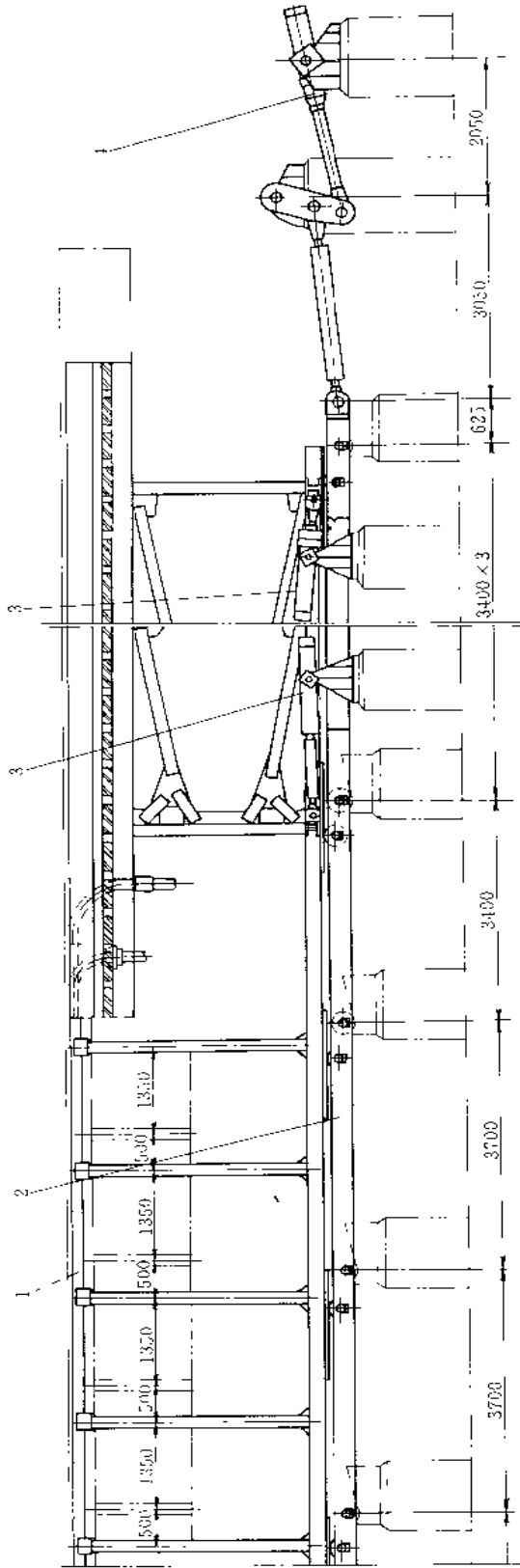


图 2-1-475 活动梁架驱动配置

1—上框架；2—下框架；3—平移液压缸；4—升降液压缸



15.1.4 步进式加热炉的控制系統

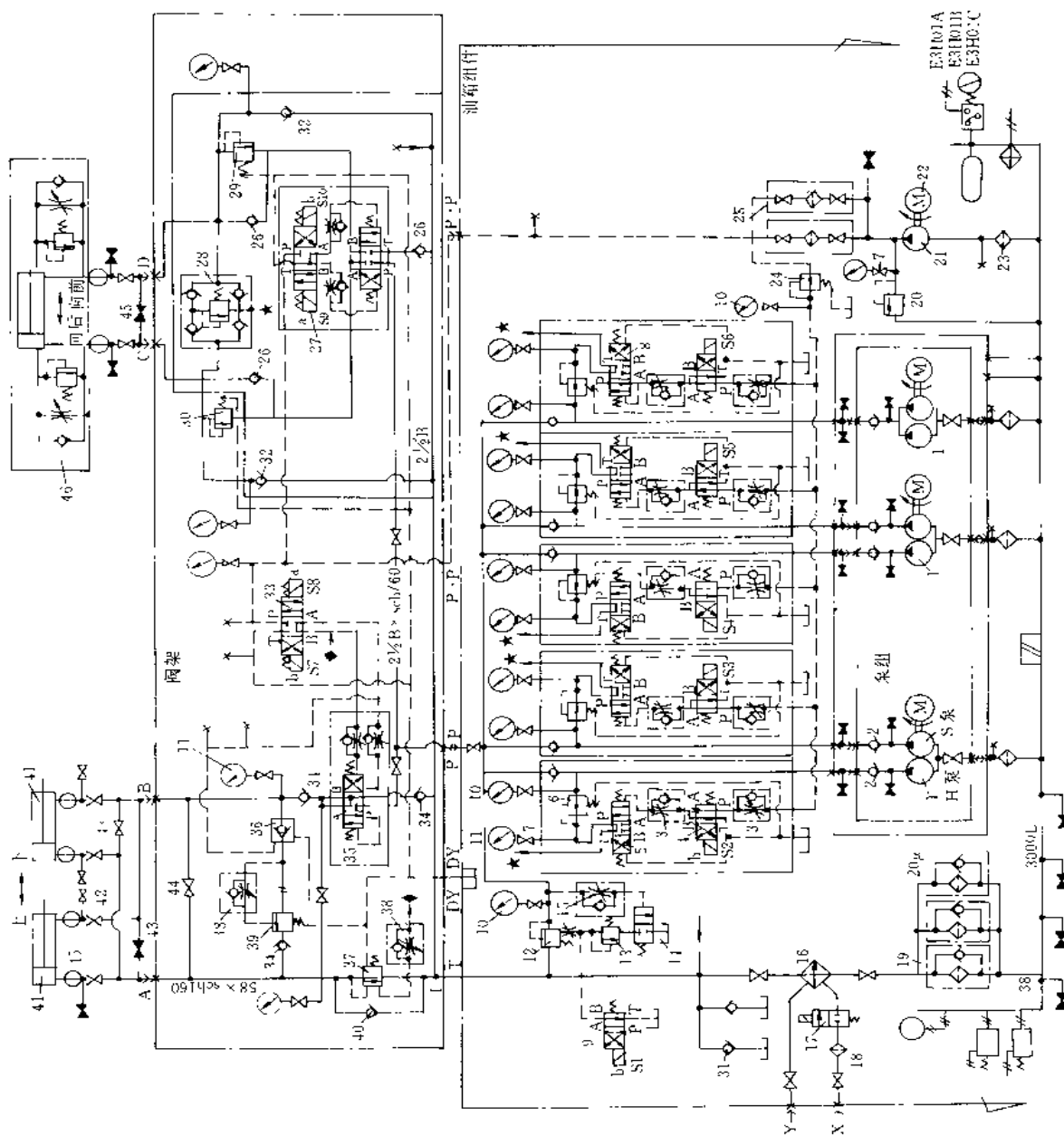


图 2-1-476 AD 阀控制液压系統

- 1—叶片泵; 2、26、31、32、34、
- 40—单向阀; 3、15、38—单向节流
- 阀; 4、9—电磁换向阀; 5、8—液动
- 换向阀 (AD 阀); 6—减压阀; 7 压
- 力表开关; 10、11—压力表; 12、
- 20—安全阀; 13—远程调压阀; 14—
- 二位通液动阀; 16—冷却器; 17—
- 三位通电磁换向阀; 18—冷却水过
- 滤器; 19、25—管式滤油器组件;
- 21—控制油叶片泵; 22—电动机;
- 23—吸油滤油器; 24—减压阀; 27—
- 电液换向阀; 28—三位四通电磁换向阀;
- 顺序阀; 33—三位四通电磁换向阀;
- 35—二位四通液动换向阀; 36—液控
- 单向阀; 37—定比溢流阀; 39—平衡
- 阀; 41 提升液压缸; 42、43、44、45
- 截止阀; 46—平衡缸

图 2-1-476 所示为步进式加热炉的 AD 阀（加减速阀）控制液压系统。主泵为三台双联叶片泵，每台额定压力为 17.5MPa，工作压力为 14MPa，H 泵流量为 94L/min S 泵流量为 157L/min。控制液压泵为油压平衡式定量叶片泵，流量为 43L/min，压力为 7MPa。主泵电机为 75kW，控制电机为 7.5kW。电磁阀均为直流，电压为 100V。油箱容量为 3000L，油箱上配有液压指示计、温度计、温度开关、冷却器、过滤器和磁性分离器。

液压系统中采用多台液压泵分级调速供油，并用专门的 AD 阀进行控制，使起动、停车、加减速等符合工艺要求。活动梁上升接近固定梁上的钢坯时，或活动梁下降将钢坯放在固定梁上时，均要减速，以避免冲击。活动梁运动速度的增减和行程的设定是通过无触点位置极限开关、时间继电器和  $\gamma$  射线仪联合作用实现的。下面是升降、平移等的状态说明。

#### 1) 停止状态

全部电磁阀断电，二台液压泵处于卸荷状态，油液经 AD 阀 5 及安全阀 12，通过冷却器 16 返回油箱中。

#### 2) 上升状态

a. 加速 根据上升信号，主油路和控制油路中的电磁换向阀 9 和 33（电磁铁 S1 和 S7 带电）换向送液，液动阀 35 换向，压力油进入提升缸的有杆腔。同时电磁阀 4（5 个阀）的电磁铁 S2~S6 通电，使全部 AD 阀加载，提升缸开始加速，并维持该速度。

b. 中间减速至定速 根据极限开关 LS-1 的信号，使电磁铁 S2、S6 断电，AD 阀 5 和 8 开始向卸载方向移动，部分压力油卸载至使提升缸减速并维持该速度。

c. 中间加速至定速 根据极限开关 LS-2 的信号，使电磁铁 S2 和 S6 再次通电，AD 阀 5 和 8 重新加载，提升缸再次加速。AD 阀到达加载终点时，提升缸保持定速。

d. 减速 根据极限开关 LS-3 的信号，使电磁铁 S2~S6 断电，全部 AD 阀开始卸载，提升缸开始减速。

e. 提升停止 全部 AD 阀回复到中位，液压油经 AD 阀全回油箱，提升缸停止运动。

在停止位置上极限开关 LS-4 打开，根据它的信号使时间继电器  $t_1$  和  $T_1$  动作，经过时间继电器  $t_1$  的设定（0.4s）以后，电磁铁 S1、S7 断电，换向阀 35 回复中位，主油路卸载，时间继电器  $T_1$  发出下一步动作（前进）起动的信号，其设定时间为 0.6s。（电路图略）。

#### 3) 前进状态

a. 前进第一次加速 时间继电器  $T_1$  发出信号，电磁换向阀 9 和电液换向阀 27 的 S9 通电，主油路加载，移动缸的无杆腔接通，同时电磁铁 S2 和 S3 通电，控制相应的 AD 阀向加载方向切换，使平移缸加速。

b. 前进第二次加速 由时间继电器  $t_2$  发出信号，电磁铁 S6 通电，AD 阀 8 开始加载，平移缸再次加速。

c. 前进进入定速 AD 阀 8 到达加载终点时，平移缸进入定速。

d. 第一次减速 根据极限开关 LS-5 的信号，使电磁铁 S6 断电，AD 阀 8 开始卸载，移动缸减速。

e. 第二次减速 根据开关 LS-6 的信号，电磁铁 S2 和 S3 断电，相应的电磁换向阀 4 控制 AD 阀开始向卸荷方向切换，前进缸第二次减速。

f. 停止 由 S2 和 S3 控制的 AD 阀到达卸载终点时，平移缸停止前进，并使终止位置的极限开关 LS-7 打开，控制时间继电器  $t_2$  的设定时间（0.4s）以后，电磁铁 S1 和 S9 断电，使电液换向阀 27 回复到原位，主油路卸载，时间继电器  $T_2$  是作为下一步动作（下降）起动用的信号，设定时间为 0.6s。

#### 4) 下降状态

a. 加速至定速 根据下降信号使电磁铁 S1 和 S8 通电，打开换向阀 35 使泵和提升缸的油路接通，同时

打开液控单向阀 36 实现差动, 同时, 电磁铁 S2、S3 和 S6 通电, 相应被控制的 AD 阀 (阀 8 及其左侧两个) 向加载方向换向, 使提升缸加速。并在 AD 阀的切换终点位置供油, 升降缸定速下降。

b. 中间减速至定速 根据极限开关 LS-8 的信号, 电磁铁 S2 和 S3 断电, 相应被控制的 AD 阀向卸载方向移动。提升缸开始中间减速至 AD 阀到达换向终点时, 提升缸进入中间定速状态。

c. 中间加速至定速 根据极限开关 LS-9 的信号, 使电磁铁 S2 和 S3 通电, 相应被控制的 AD 阀再次被加载, 使提升缸再次加速。AD 阀到达换向终点时, 提升缸进入定速。

d. 减速停止 根据极限开关 LS-10 的信号, 使电磁铁 S2、S3 和 S6 断电, 被相应控制的 AD 阀向卸载方向换向, 使提升缸减速, 到 AD 阀被切换至终点位置时升降缸停止运动。

在停止位置上, 极限开关 LS-11 被打开, 根据它的信号使时间继电器  $t_3$  和  $T_3$  动作, 经过  $t_2$  的设定时间 (0.4s) 以后, 电磁铁 S1 和 S10 断电, 换向阀 35 回复中位, 主油路卸载。时间继电器  $T_3$  提供下一动作 (后退) 启动用的信号, 其设定时间为 0.6s。

### 5) 后退状态

与前进动作原理相同, 后退信号使电磁铁带电实现平移缸后退, 经过第一次加速、第二次加速、定速、第一次减速、第二次减速直至停止。

液压系统元件功能如下。

AD 阀 它是用二位四通电磁换向阀 4 作先导阀的液控换向阀, 实现切换缓慢。液压泵与 AD 阀配合可实现活动梁的速度控制。

单向阀 36 提升缸下降时, 其有杆腔压力油经此阀进入无杆腔起增速作用, 实现油路差动连接。另起锁紧作用。

平衡阀 39 用于平衡活动梁的自重, 其预调压力为 14MPa。

截止阀 44 活动梁在升起位置时, 若遇停电, 可缓慢打开此阀, 使活动梁靠自重缓慢回落到下限位置。

定比溢流阀 37 使升降缸在油路形成差动连接而使活动梁下降时, 控制无杆腔压力不超过 15MPa (它的预调压力为 15MPa)。另外, 当单向节流阀 38 通控制油时, 可使阀 37 打开, 使升降缸的无杆腔卸荷, 保证活动梁升起。当平衡阀 39 发生故障时, 阀 37 可起安全阀作用。

制动阀 28 在活动梁移动缸非正常停止时起安全阀作用, 调节压力为 15MPa。

顺序阀 29、30 起阻尼作用产生背压, 减少移动缸在启动、制动时的冲击。阀 30 的调节压力为 2MPa, 阀 29 的调节压力为 6.5MPa, 因为移动缸的活塞两侧面积不等, 且向前有载荷, 惯性大, 向后无载荷, 惯性小。

安全阀 12 它与电磁阀 9 组合实现油泵自动调节。与调压阀 13 及阀 14 组合可实现远程调压, 并使压力稳定。

## 15.2 预应力轧机

### 15.2.1 预应力轧机结构与原理

图 2-1-477 所示为预应力轧机结构示意图。设计预应力轧机的基本出发点, 是为了减少机架的弹性变形量, 以获得尺寸精确的轧制产品。预应力轧机是用四根刚性拉杆 4, 将上轧辊轴承座 6 与开式下半机架 5 连接起来, 通过液压螺母 2 或空心油压千斤顶给拉杆施加相当的预紧力 (约为 1.2~1.5 倍轧制力), 使之预先

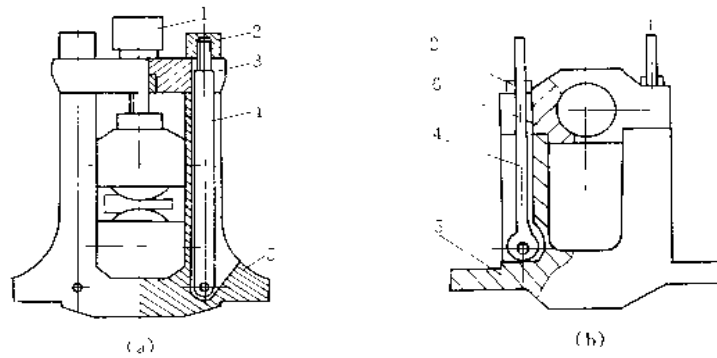


图 2-1-477 预应力轧机结构示意图

1—压下装置；2—液压螺母；3—机架盖；4—拉杆；5—下半机架；6—上轧辊轴承座

产生拉应力。在预紧力的作用下，上轴承座与半机架被压紧而保持紧密接触，消除了配合间隙，并预先产生了压应力。这里，刚性拉杆代替了普通机架的立柱来承受轧制力，上轴承座代表了普通机架的上横梁，使之连接成为一个封闭的刚性框架。

图 a 是有机架盖的预应力机架，其上有轧辊压下装置；图 b 是机架盖与上轧辊轴承座合二为一，机架下面装有轧辊压上装置。下面着重介绍预应力轧机的两个主要零件：半机架和拉杆。

1) 半机架 半机架在预应力轧机里，是构成闭式框架的一部分。预应力轧机里的机架，要比开式机架低矮得多，故称半机架。此外，机架受力状态也大不相同。预应力轧机是用刚性拉杆，将 T 形上轧辊轴承座和半机架施加预紧力紧固。半机架的立柱部分，在预紧力作用下，始终处于压缩应力状态。由于有足够大的预紧力，在轧制力的影响下，半机架立柱部分的压缩应力，随着外载荷的不断增大，则作用到立柱的压缩力不断减少，但不允许上轧辊轴承座或机架盖与半机架立柱顶面分开，因此必须在其接合面始终保持一定大小的预压力。

2) 拉杆 拉杆是预应力机架里最主要的受力零件。施加预紧力后，它把上轧辊轴承座和 U 形半机架紧紧地固接在一起，构成一个封闭的框架。因此，正确选择拉杆的断面尺寸，正确确定或分配拉杆的刚度，对于提高机座的刚度、核算拉杆的强度有很大作用。

根据拉杆与被压缩件（上轧辊轴承座和半机架）变形情况及预应力轧机受力件受力与变形的关系，可以得出在相同轧制力作用下，预应力轧机较一般轧机刚度大、变形小。

预应力轧机有以下优点。1) 机架刚度大，轧材精度高。预应力轧机用上轧辊轴承座代替了上横梁，机架高度显著降低，与一般轧机相比，应力线短。另外，在承受同样的轧制力后，预应力机架的变形比一般轧机要小得多，说明机架刚度大，从而可提高轧制产品的尺寸精度。上海冶金设计研究院将上钢五厂老式  $\phi 500\text{mm}$  轧机改成预应力轧机后，明显提高了轧机刚度。老式轧机刚度为  $700\text{kN/mm}$ ；预应力轧机计算刚度为  $1430\text{kN/mm}$ ，（实测为  $1300\text{kN/mm}$ ）。2) 重量轻，成本低。由于机架高度缩短、接合面减少，使轧机重量减轻，降低了成本。大连重型机器厂设计的  $\phi 260\text{mm}$  半机架预应力轧机，单机重量仅有  $2.4\text{t}$ ，而旧式轧机则为  $3.4\text{t}$ ，机架重量比旧式机架减轻  $1/3$  以上。3) 换辊方便。半机架式预应力轧机，其轧辊导卫装置都装在拉杆上，而拉杆设计成可绕固定支点向一侧倾倒的，因此为换辊提供了方便条件，缩短了换辊时间。4) 以小拼大，适应各种工厂制造能力。半机架式预应力轧机，把原来大型构件变成了中小型的。另外，施加预应力的半机架部分，原机架立柱承受的拉力由拉杆来承担，这样对半机架铸造质量的要求比原来机架低。对于小型轧机，由于半机架短矮，可采用厚钢板切割制成。5) 预应力轧机由于施加了预应力，消除了轧机各零件之间的间隙，有利于轧机在轧制过程中的稳定性，并改善了轧机刚度曲线起始段的直线性。

它的主要缺点如下。1) 由于轧辊采用锥孔调心滚子轴承，增加了制造、安装的难度。2) 采用液压螺母和拉杆，使轧机结构变得较复杂，要求的加工精度也提高了，尤其对拉杆的制造质量要求较高。为了施加预应力，还需备有高压油泵和一套油压系统。上钢五厂棒线材车间中的预应力轧机用的是  $52\text{MPa}$  的高压油泵。3) 当换辊或改变轧辊直径时，需更换上轧辊轴承座与半机架之间的调整垫片。而旧式预应力轧机不能实现对称调整（上下轧辊同时靠近轧制线或离开轧制线）。更换垫片和不对称调整使轧机调整复杂化。

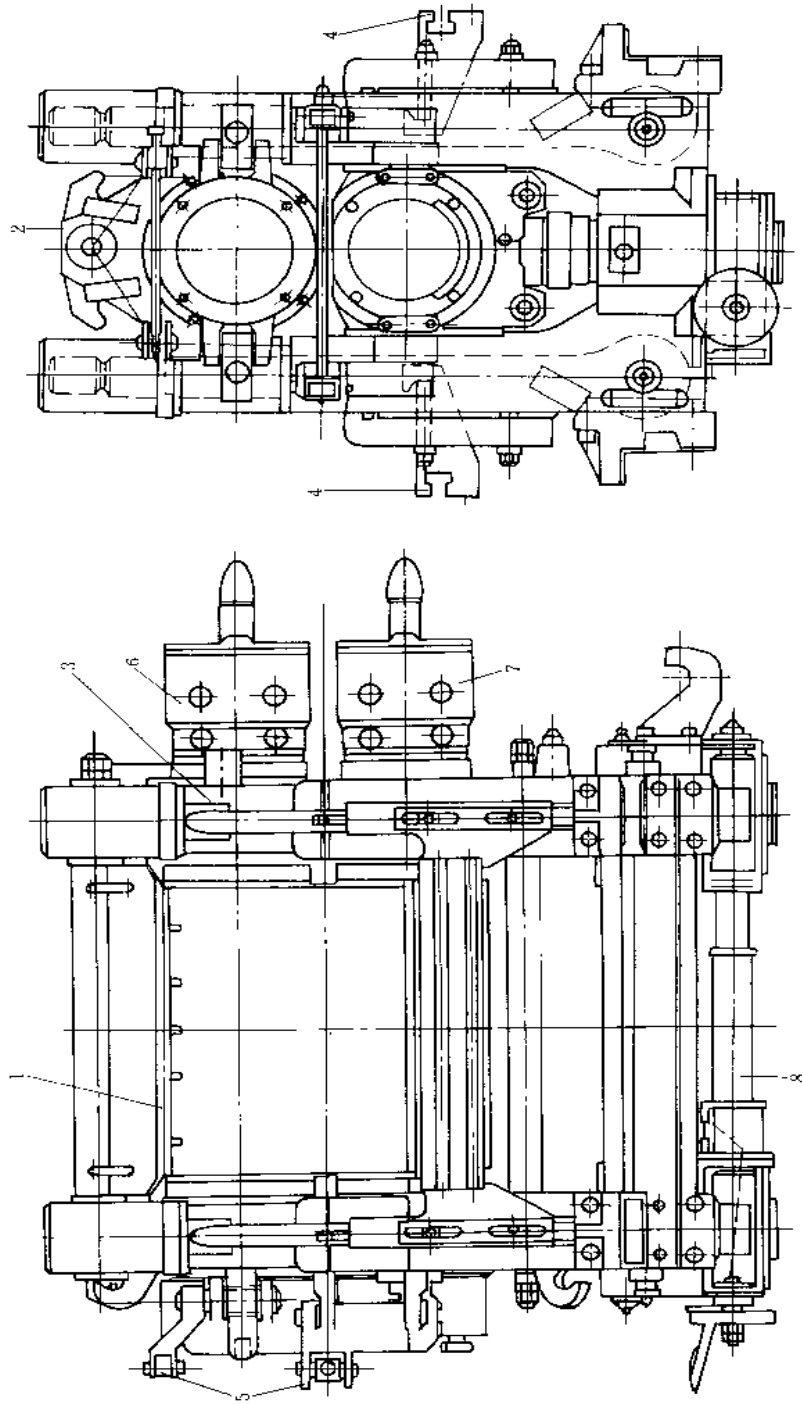
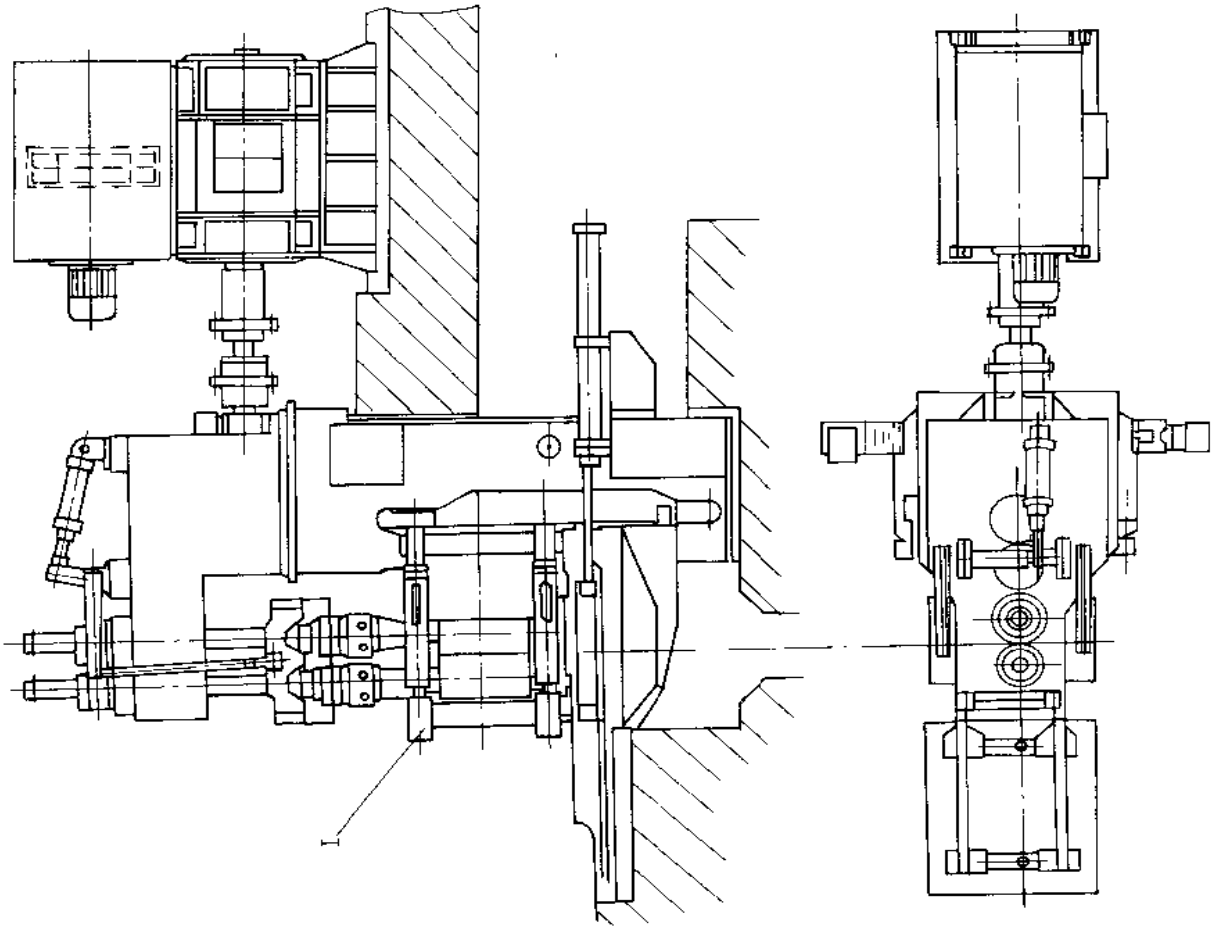


图 2-1-478 水平预应力轧机

1—轧辊装配；2—机架装配；3—压下装置；4—导卫装置；5—轴向锁紧；6、7—接轴；8—拉杆装配



## I (立式预应力轧机) 放大

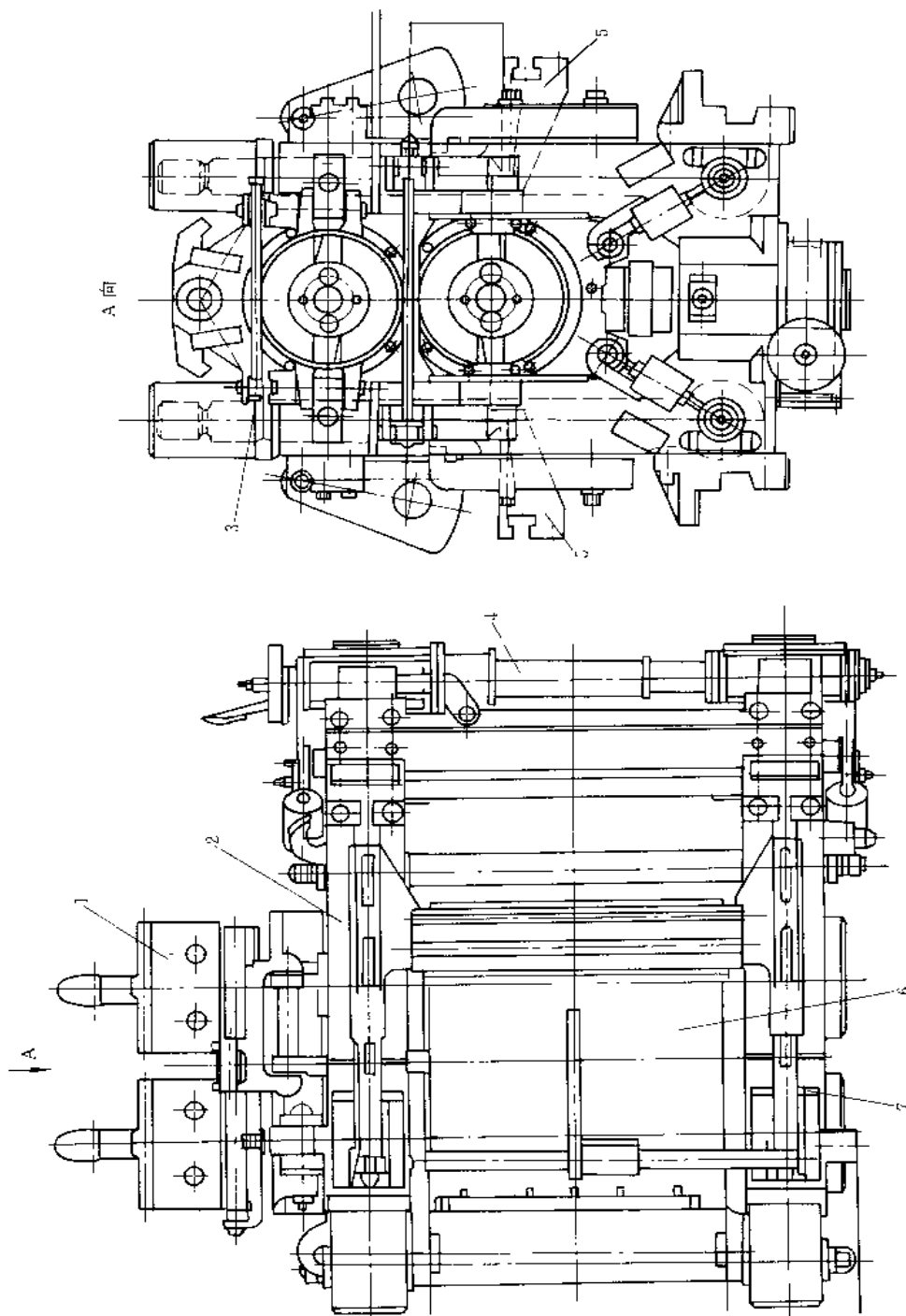


图 2-1-479 立式预应力轧机机列

1—接轴；2—机架装配；3—轴向锁紧；4—压下装置；5—导门梁；6 轧辊装配；7—拉杆装配

图 2-1-478 所示的水平预应力轧机和图 2-1-479 所示的立式预应力轧机均是上钢五厂引进德国  $\phi 380\text{mm}$ 、 $\phi 350\text{mm}$  和  $\phi 320\text{mm}$  二辊预应力轧机技术, 由国内制造, 1992 年 9 月使用投产的。这三种规格的预应力轧机结构相同。机架装配由两个 U 形机架、两个上轴承座各加连接横梁构成。上轴承座与机架间有垫板, 其厚度根据轧辊直径确定。用拉杆连接机架和上轴承座, 每架轧机有四根拉杆。拉杆的拉紧是用预应力工具通过液压螺母完成的。轧辊装配包括上轧辊装配和下轧辊装配, 轧辊两端由双列向心球面滚子轴承支承, 轴承内孔为 1:30 锥度的锥形孔。轧辊一端装上有推双列球轴承。上下轧辊均有轴向调整及锁紧装置, 下轧辊有手动压上装置, 两者结构略有不同, 故不能互换使用, 水平与立式预应力轧机结构对比见表。

水平与立式预应力轧机结构对比表

轧机结构	水平轧机	立式轧机
下轧辊平衡装置	无	有
导卫托板	无	有
轧辊止推球轴承位置	操作侧	传动侧
轧辊轴向调整及锁紧装置位置	操作侧	传动侧
压上装置操作零件位置	操作侧	传动侧

三种规格的预应力轧机主要技术性能见下表。

三种预应力轧机主要技术性能表

技术性能	轧机规格		
	$\phi 380$	$\phi 350$	$\phi 320$
轧辊直径, mm	380	320~380	290~350
辊身长度, mm	800	650	500
最大轧制力, kN	860	510	450
最大轧制力矩, kN·m	58.5	26	14
轧辊速度, m/s	1.2~3.6	1.6~6.7	4~16
轧机更换时间, min	20	20	20
水平轧机单重, t	6.11	4.56	4.08
立式轧机单重, t	6.18	4.59	4.11

除一架  $\phi 640\text{mm}$  三辊闭口粗轧机外, 棒材连轧机组中共有 16 架预应力轧机。由 4 架  $\phi 380\text{mm}$  轧机组成第 I 中轧机组; 4 架  $\phi 350\text{mm}$  轧机组成第 II 中轧机组; 精轧机组由 8 架  $\phi 320\text{mm}$  轧机组成。16 架轧机为平立交替布置。末架  $\phi 320\text{mm}$  轧机轧件最大出口速度 16m/s。轧制产品为  $\phi 8\sim\phi 40\text{mm}$  合金钢棒材, 年产量为 30 万吨。

采用预应力轧机时, 需考虑以下几个问题。

- 1) 由于机架是整体更换, 需设有备用机架。有条件的是一架轧机有两套备用机架; 当设有同规格的 4~6 架平立交替轧机时, 至少需有平立备用机架各一套。
- 2) 为对预应力轧机的拉杆施加预紧力, 需有预紧力工具、高压油泵加压系统, 压力约 50MPa。
- 3) 为了将轧辊用带锥孔的双列向心球面滚子轴承装到轧辊辊颈上, 需设专用的轧辊轴承压入装置。
- 4) 为了保证带锥度的轧辊辊颈制造精度, 在订购轧辊轴承的同时, 需订购一套样板锥和定距环, 用于加工和测量锥形辊直径。
- 5) 为便于拆卸和维修机架, 在生产线上, 需备有一套轧机翻转装置, 用于将立式轧机翻转成水平状态或将水平轧机翻转成垂直状态。

预应力轧机是一种新型的高刚度轧机, 适用于中小型横列式或棒线材连轧机组。

### 15.3 短应力线轧机

短应力线轧机是中小型型钢和棒线材轧机的一种新机型, 可用于横列式布置和连轧机组中, 由于短应力线无牌坊轧机更适合于多孔型布置, 故常用作连轧机组中的中、精轧机。

#### 15.3.1 短应力线轧机的原理和特点

图 2-1-480 所示为短应力线轧机应力线分布轧制力分布在很短的回路内和较大的面积内。图 2-1-481 表示传统轧机中的轧制力是沿着牌坊的立柱和横梁分布。图 2-1-482 所示为不同轧机的弹性曲线。

轧机刚度 (纵向刚度, 即刚性) 是指轧机抵抗弹性变形的能力, 用刚度系数  $K$  表示。 $K$  是表示轧机产



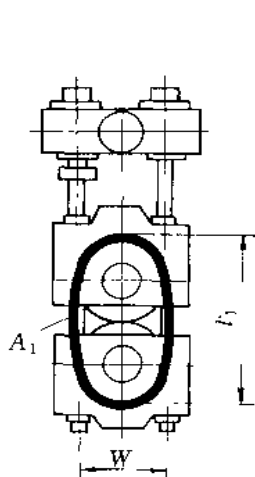


图 2-1-480 短应力线  
无牌坊轧机应力线分布

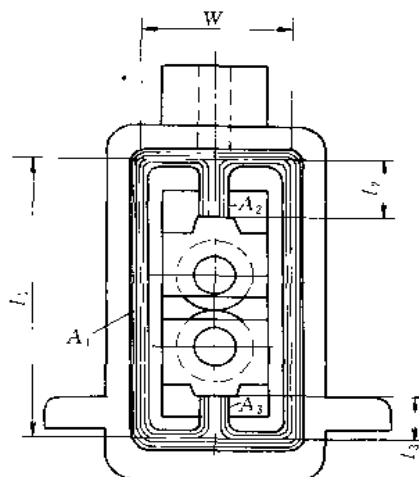


图 2-1-481 传统轧机  
应力线分布

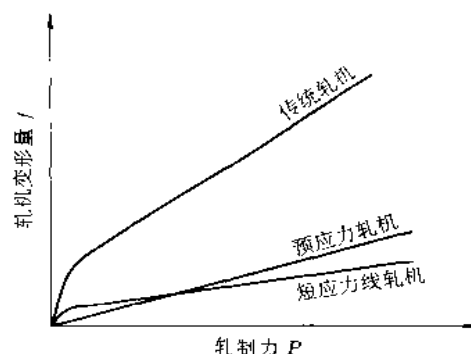


图 2-1-482 轧机弹性曲线

生单位弹性变形时所需要的轧制力，即

$$K = P/f$$

式中  $P$ ——轧制力，kN；

$f$ ——轧机的变形量，mm。

$K$  越大，则轧机的弹性变形越小，刚度越大。 $P$  与  $f$  的关系称为轧机的弹性曲线。它的开始一段由于轧机各零件间有间隙和接触不均而曲率较大。当  $P$  超过一定数值后， $P$  与  $f$  的关系可视呈直线关系，因此该直线的斜率  $\tan\alpha$  亦可用来表示刚度系数，即  $K = \tan\alpha = \Delta P/\Delta f$ 。由图 2-1-482 可以看出传统轧机、短应力线轧机和预应力轧机的弹性曲线对比情况。

轧机刚度与产品尺寸精度有十分密切的关系，轧件产品厚度  $h$  应等于原始辊缝  $s$  与工作机座纵向弹性变形  $f$ （弹跳）之和，即

$$h = s + f = s + \frac{P}{K}$$

轧制过程中工艺参数，如钢坯温度、钢坯尺寸等是不稳定的，它们最终影响轧制力  $P$ ，即  $P$  是变化的，如钢坯头尾的轧制力  $P$  分别为  $P_1$ 、 $P_2$ ，则

$$h_1 = s + \frac{P_1}{K} \quad h_2 = s + \frac{P_2}{K}$$

$$\Delta h = \frac{\Delta P}{K}$$

由此式得出：沿轧件长度上的任意两点厚度差与相应处的轧制力差成正比；而与轧机的刚度系数  $K$  成反比。轧机的刚度系数  $K$  越大，则轧制力由于某种原因而波动时所引起的弹性变形越小，即  $\Delta h$  越小；轧件尺寸越精确， $\Delta h$  的允许值越不能超过规定的产品公差，且越小越好。

提高轧机的刚度归根结底在于减小轧机的弹性变形，而轧机的弹性变形  $f$  为

$$f = f_b + f_k$$

式中  $f_b$ ——轧辊弯曲变形；

$f_k$ ——轧机中受压零件的压缩变形和受拉零件拉伸变形之和，即

$$f_k = P \left( \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_4} + \frac{1}{K_5} + \frac{1}{K_6} + \frac{1}{K_7} \right)$$

$K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$ 、 $K_4$ 、 $K_5$ 、 $K_6$ 、 $K_7$  分别为机架、压下螺丝、压下螺母、安全口、垫片和上下轴承座的刚度系数。

要减小  $f$ ，就得减小  $f_b$  和  $f_k$ 。轧辊挠度与其辊身长度  $L^3$  成正比，减小  $f_b$  的措施是降低轧辊的长径比

$L/D$ ，老式轧机  $L/D=2\sim 3.5$ ，现代轧机  $L/D\leq 2$ 。减小  $f_k$  的措施，一是减少机座中承载件的数量，二是提高各承载件本身的刚性。

过去多年来，在追求高安全系数的设计思想指导下，轧机向大截面、大尺寸发展，结果使轧机笨重，而刚度提高并不多。

瑞典 Hans Gedin 在 1974 年的美国《钢铁工程师》杂志上著文指出，轧机机座的刚度是受力元件的截面积和长度二者的函数，即

$$f_k = \frac{P}{E} \left( \frac{l_1}{2A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{l_3}{A_3} + k \frac{W^3}{I} \right)$$

- 式中  $P$ ——轧制力；
- $E$ ——弹性模量；
- $I$ ——弯曲零件惯性矩；
- $k$ ——常数；

$A$ 、 $l$ 、 $W$ ——如图 2-1-481 所示。

该公式把复杂的应力状态简化为简单的应力状态，视受力元件的受力是纯拉或纯弯，不考虑剪切应力。由这一公式，我们明显地看到影响轧机刚度的两个因素是截面尺寸和应力线长度。增大截面尺寸，可减小机架体系变形，提高轧机刚度，其结果势必导致机架的外形尺寸和重量增大，这不仅使轧机粗笨，且极不经济。减短应力线长度，不但可达到提高轧机刚度的同样目的，而且还会减轻轧机重量，节约投资，是提高轧机刚度的合理途径。

短应力线轧机就是按上述指导思想设计出来的新轧机。它取消了牌坊，用拉紧螺杆将两个刚性很大的轴承座连接在一起，通过缩短应力线，减少配合面来提高刚性。其结构和性能上的主要特点如下。

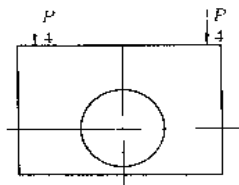


图 2-1-483 短应力线轧机轴承受力简图

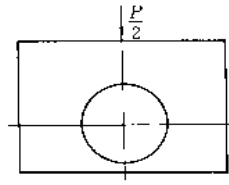


图 2-1-484 传统轧机轴承座受力简图

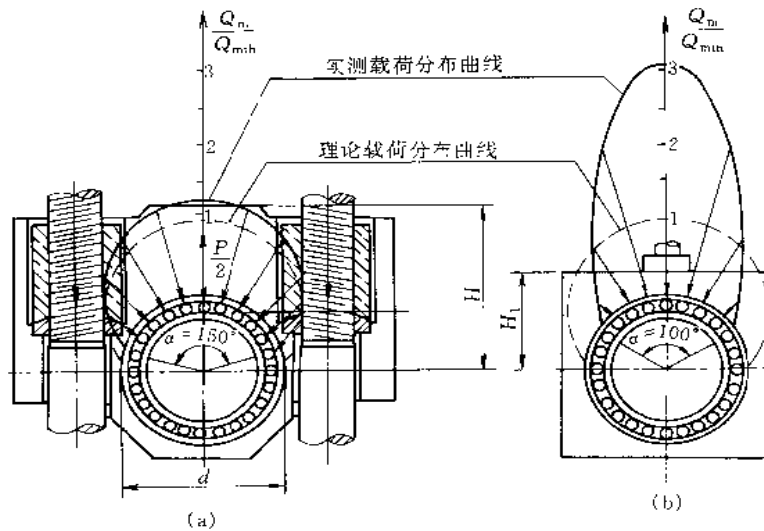


图 2-1-485 轧机轴承载荷分布曲线图

(a) 短应力线轧机；(b) 传统轧机

$P$ ——轧制力； $Q_m$ ——实测载荷； $Q_{mth}$ ——理论载荷

- 1) 取消了牌坊和压下螺丝, 缩短了应力线; 配合面减少, 轴承座刚度提高。
- 2) 考虑了力的传递途径, 轧制力不作用在横梁上, 而直接作用在拉杆上, 减少了图 2-1-480 中的  $W$  值。
- 3) 将集中载荷改变为分散载荷, 因而保证了轧机的高刚度。
- 4) 轧机刚度大, 轧件公差就小, 产品的精度和成品率就可提高。
- 5) 轧辊轴承受力明显改善, 提高了轴承寿命, 见图 2-1-483~图 2-1-485。由于取消了受集中载荷的压下螺丝, 扩大了轴承受力区域, 轧制负荷分布在滚动轴承较大的角度范围内 (大于  $150^\circ$ ), 比传统轧机的单位载荷减少了一半, 滚动体的最大压力大大减少, 使轧辊轴承寿命提高 1~3 倍。  
又由于采用了高刚性的四列短圆柱滚子轴承和长的轧辊辊颈, 可承受大轧制力, 而拉伸变形值很低, 适合轧制要求精密公差的特殊钢和小型型钢。
- 6) 实现轧辊对称调整, 保证轧制线固定。这样导卫稳定, 换辊方便, 能减少操作事故, 提高作业率, 减少操作和维修费用。
- 7) 结构简单, 重量轻, 降低了制造成本。
- 8) 轧机整体更换。轧辊的装配及主要调整在轧制线外进行, 整体更换轧机及在线调整, 时间短, 轧机作业率高。
- 9) 水平和立式轧机可以互相转换。短应力线轧机可应用了同规格的水平轧机机列和立式轧机机列中。  
短应力线轧机的缺点是: 1) 轧机拉杆部件加工精度比一般轧机高, 结构也较复杂; 2) 由于轧机整体更换, 需增加备用轧机。

### 15.3.2 短应力线轧机机列型式、特点及应用

按短应力线轧机的安装形式, 有下列几种短应力线轧机机列。

#### (1) 短应力线轧机水平轧机机列

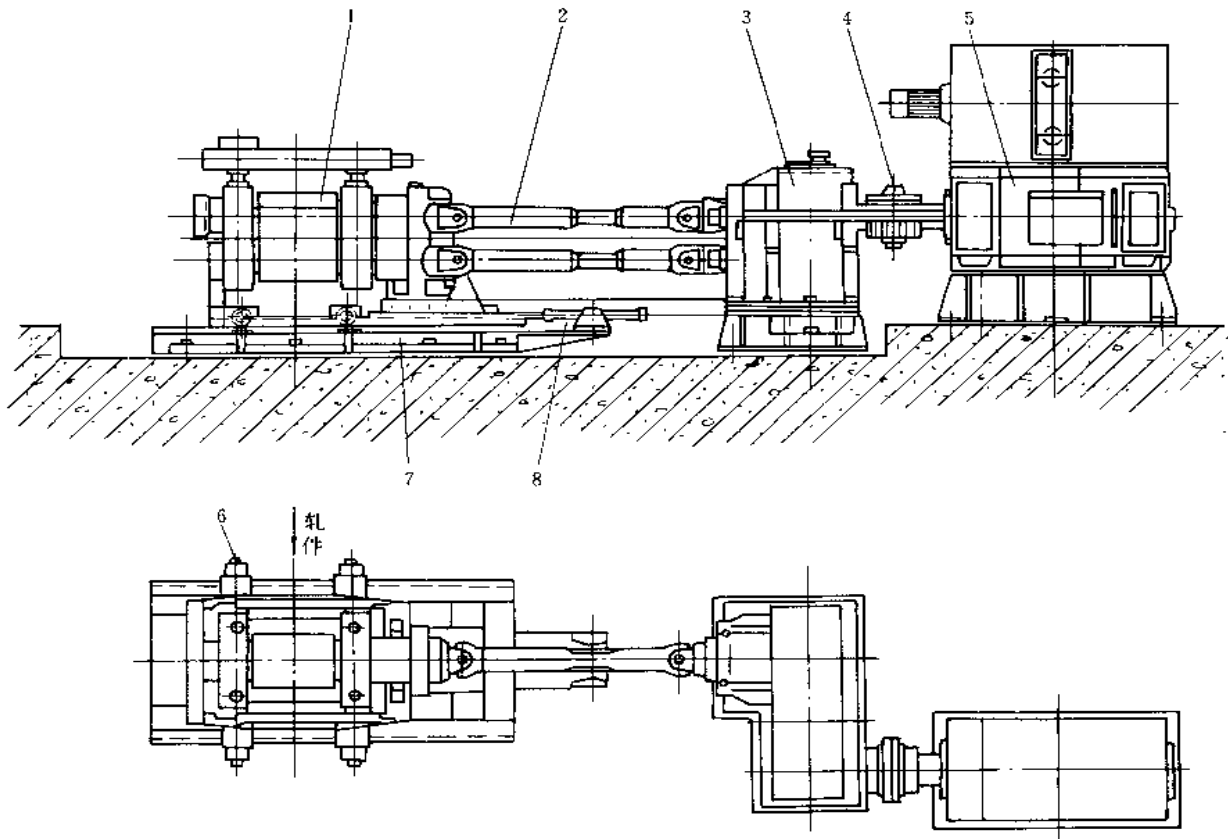


图 2-1-486 短应力线水平轧机机列

- 1 短应力线轧机; 2—方向接轴及托架; 3—水平减速齿轮箱; 4—齿式联轴器;
- 5—主电动机; 6—轧机锁紧装置; 7 轧机底座; 8—轧机横移装置

图 2-1-486 所示为水平轧机机列，是各类连轧机中采用最多的。它由主电动机、齿式（安全）联轴器、水平减速齿轮箱、万向接轴及托架、短应力线轧机、轧机横移装置和轧机底座组成。有的机列还设有万向接轴开口度调整装置等。

### (2) 短应力线轧机立式轧机机列

立式轧机机列按传动装置是从上还是从下传动轧辊而分为上传动和下传动两种。

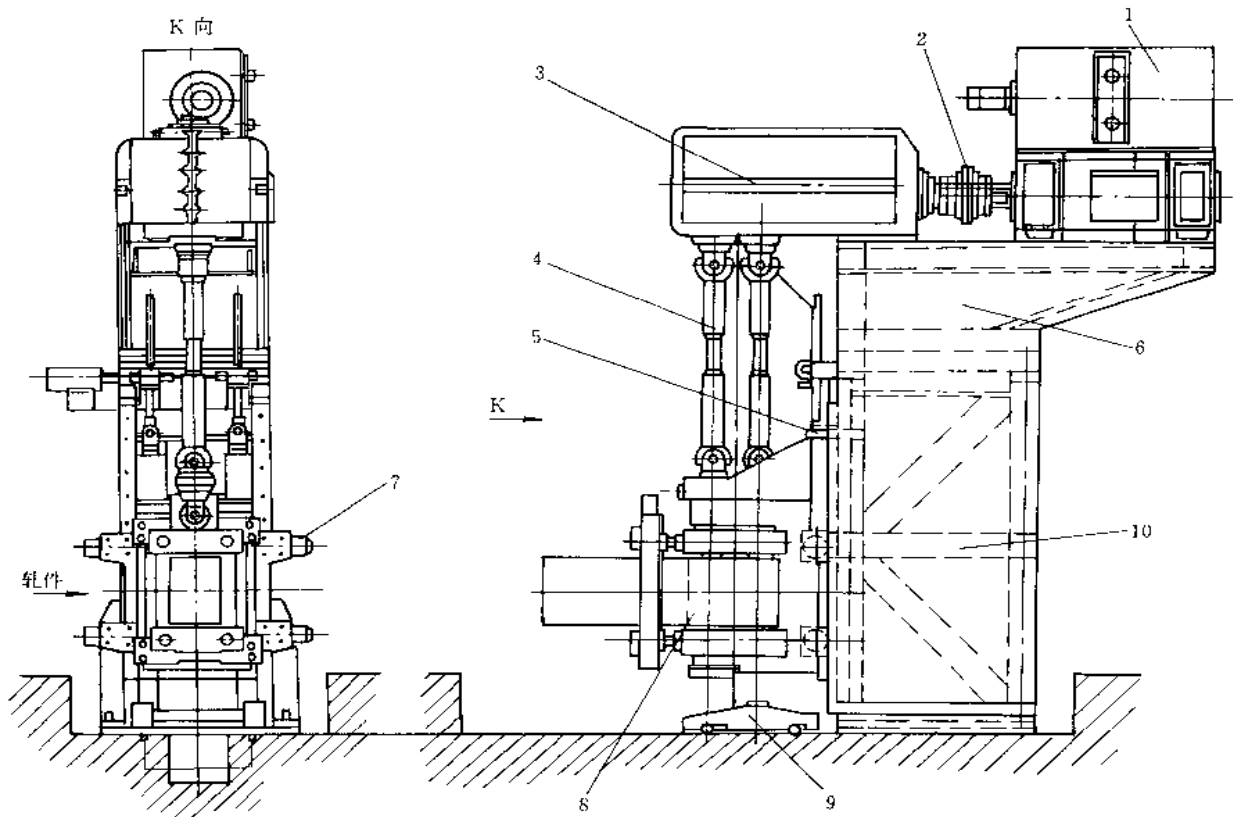


图 2-1-487 短应力线轧机上传动立式轧机机列图

1—主电动机；2—安全齿式联轴器；3—立式减速齿轮箱；4—万向接轴及托架；5—轧机升降装置；  
6—传动底座；7—轧机锁紧装置；8—短应力线轧机；9—换机架小车；10—立式轧机底座

图 2-1-487 所示为上传动立式轧机机列。它由放在上面的主电动机、齿式（安全）联轴器、立式减速齿轮箱、万向接轴及托架、短应力线轧机、轧机升降装置、立式轧机大底座（或混凝土座）和换机架小车组成。有的机列还设有万向接轴开口度调整装置等。

另外还有一种上传动立式轧机机列，其主电动机是放在地面上，经齿式（安全）联轴器、锥齿轮箱、加长立式齿式联轴器传动装在轧机大底座上面的立式减速齿轮箱，其余组成与上述一样。

下传动立式轧机机列（图 2-1-488）的主电动机和立式减速齿轮箱均放在轧机的下面，万向接轴从下面带动轧辊与轧机相连。这种传动形式，由于基础坑较深，传动装置易受水、氧化铁皮和润滑油侵害而增加维修工作量，缩短其使用寿命，故近年来已逐渐被上传动立式轧机机列所代替。

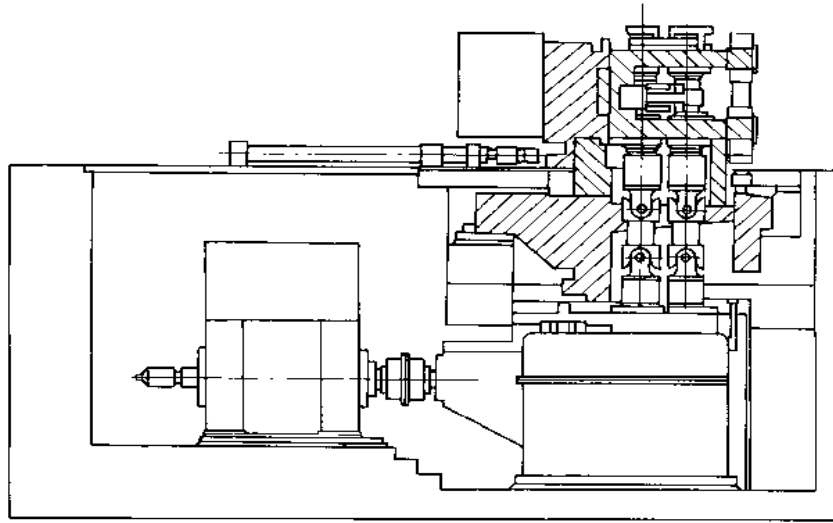


图 2-1-488 下传动立式轧机机列

## (3) 短应力线轧机平-立转换轧机机列

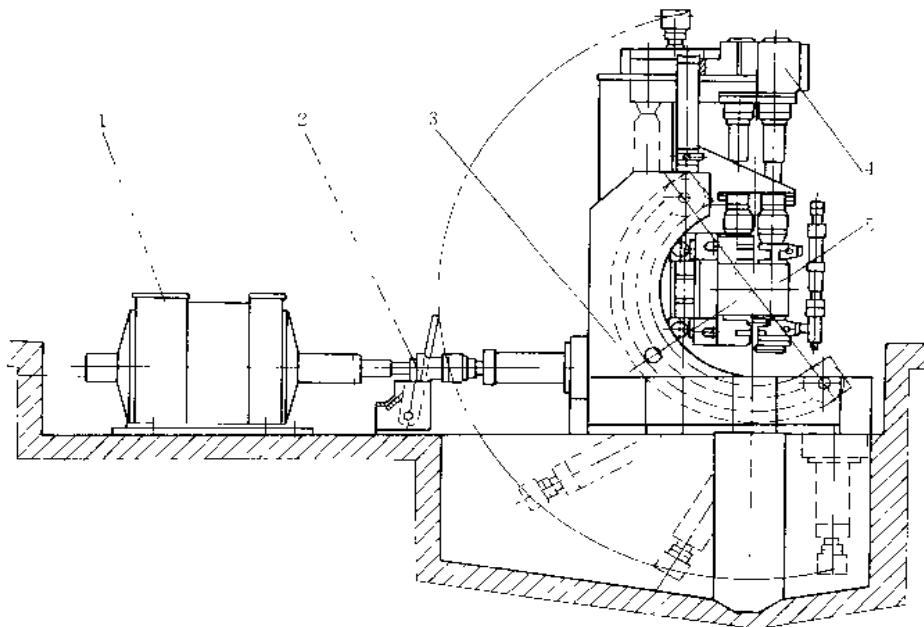


图 2-1-489 (a) 倾翻式平-立转换轧机机列

1—主电动机；2—离合器；3—倾翻架；4—平/立减速齿轮箱；5—短应力线轧机

图 2-1-489 所示为倾翻式平-立转换轧机机列。轧机固定在倾翻机架上，用液压缸将倾翻机架旋转  $90^\circ$  成为水平轧机或立式轧机，传动轧机的平/立减速齿轮箱也装在倾翻机架上。

图 2-1-490 所示为采用 JOKER 机架的平-立转换轧机机列。需要将水平轧机转换成立式轧机时，才采用 JOKER 机架。

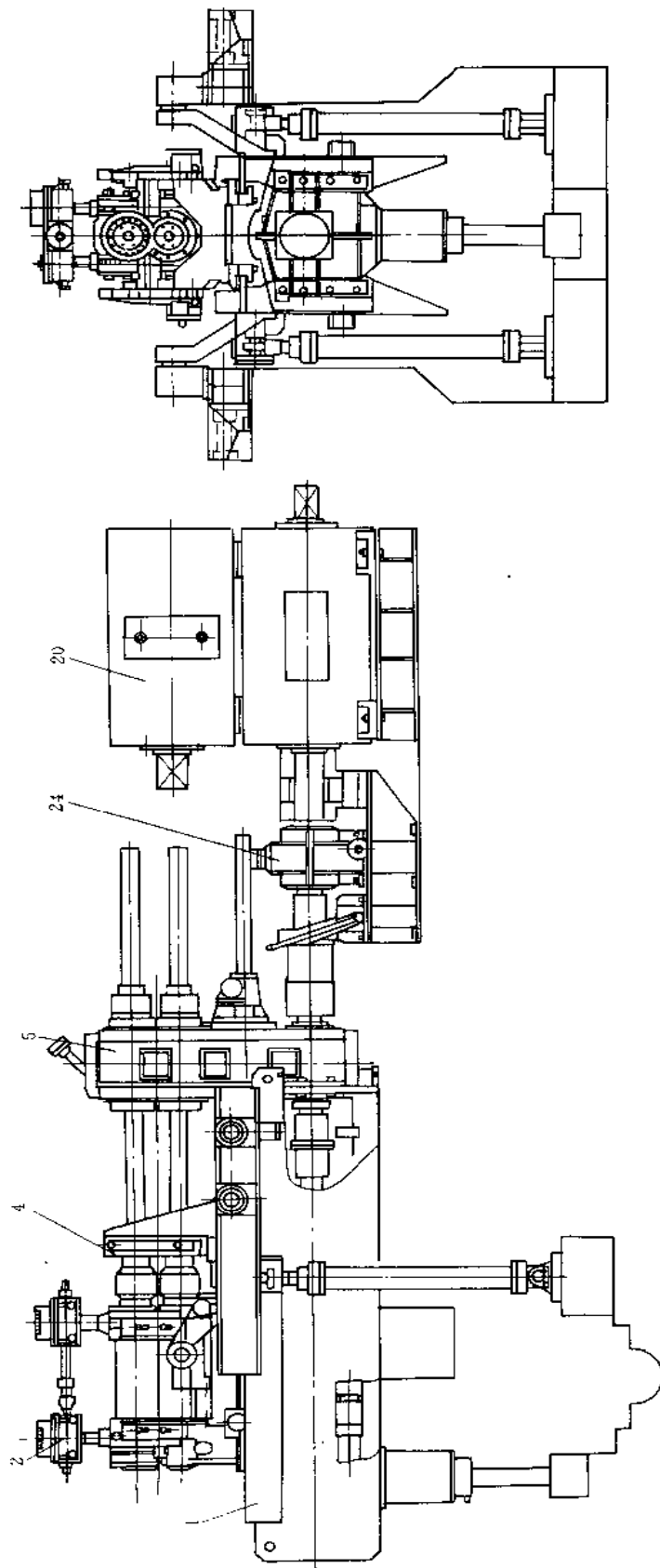


图 2-1-489 (b) 倾翻式平-立转换轧机机列水平轧机机列装配型式  
 1—倾翻机架；2—短应力线轧机；4—万向接轴及托架；5—平/立减速齿轮箱；20—主电动机；24—齿式联轴器

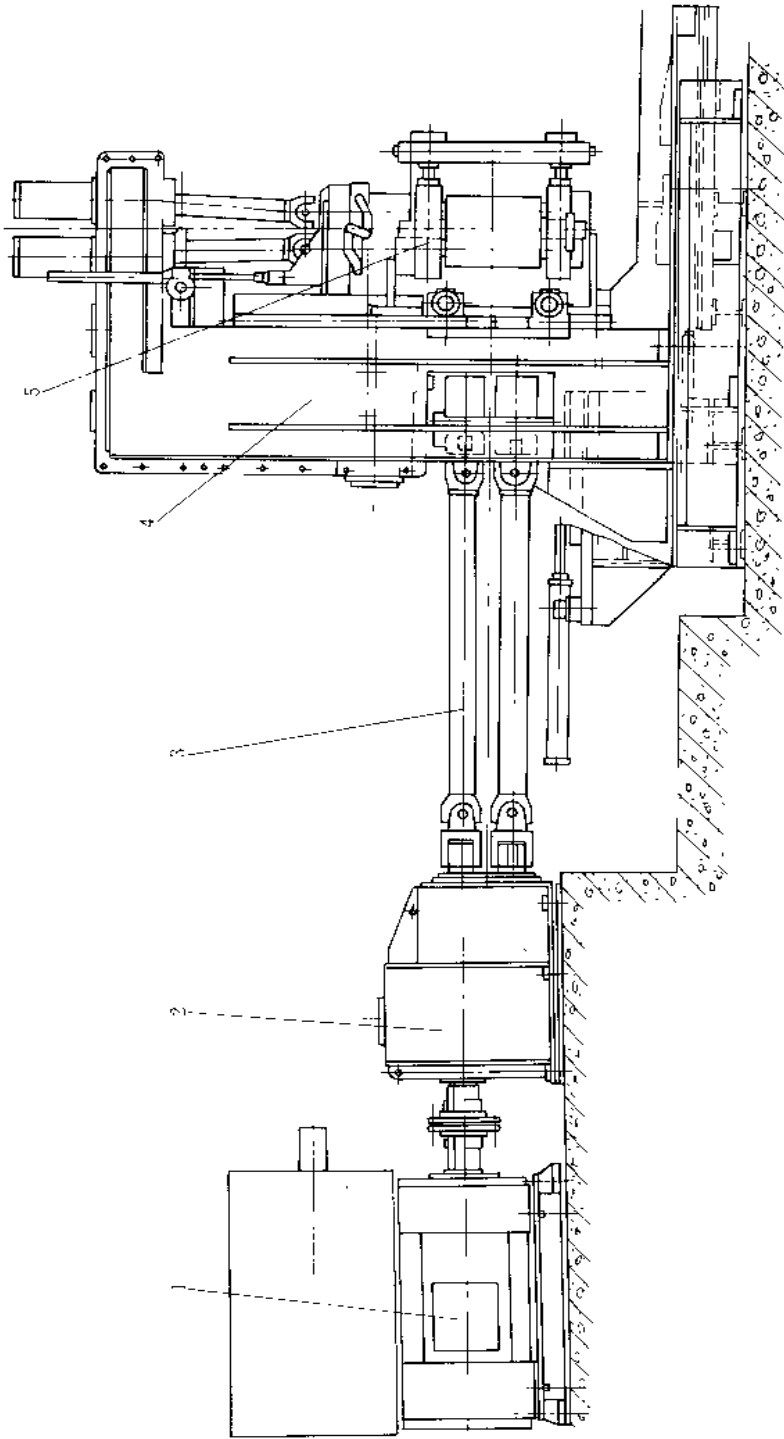


图 2-1-490 采用 JOKER 机架的平·立转换轧机机列立式轧机机列安装型式  
1—电动机；2—减速器；3—万向联轴及托架；4—JOKER 机架；5—弹性力线轧机

图 2-1-491 所示是采用换档齿轮箱的平-立转换轧机机列。同时装有水平轧机机列和立式轧机机列，根据需要将轧机水平安装或立式安装，操作换档齿轮箱，实现水平轧机或立式轧机运转。

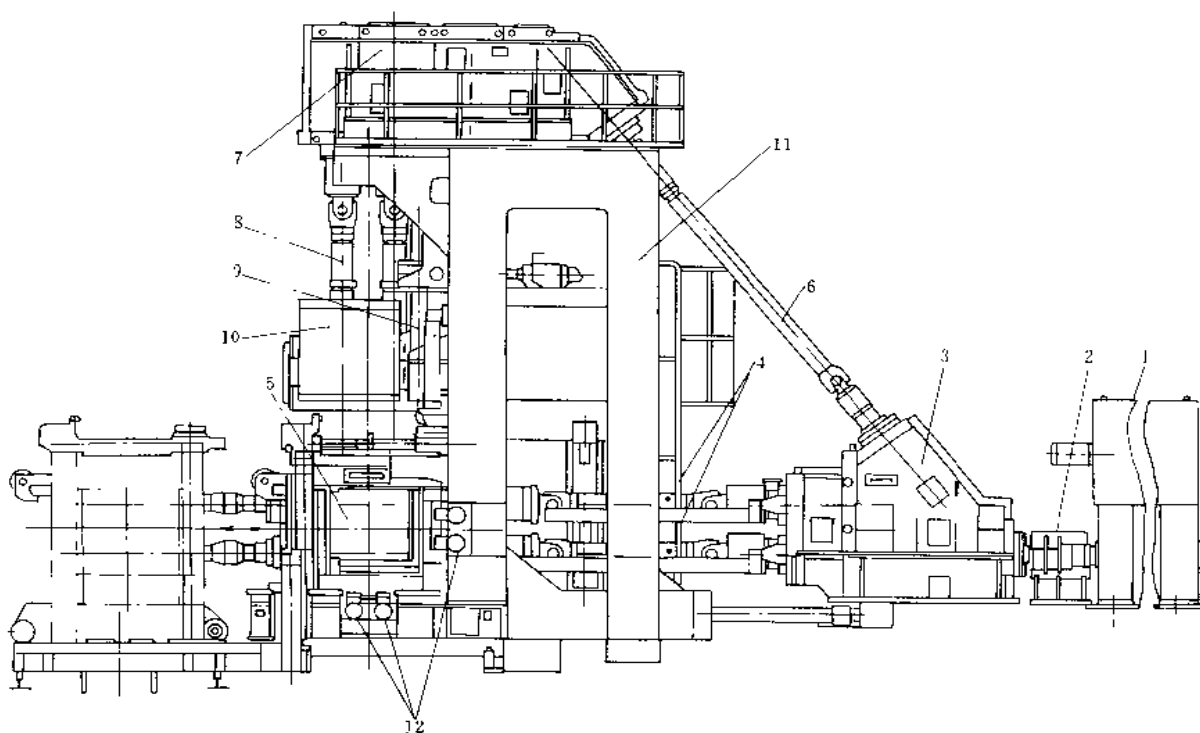


图 2-1-491 采用换档齿轮箱的平-立转换轧机机列

- 1—主电动机；2—齿式联轴器；3—换档齿轮箱；4—水平方向接轴及托架；5—水平轧机；  
6—万向接轴；7—立式减速箱；8—立式万向接轴及托架；9—立式轧机升降装置；  
10—待换立式轧机；11—立式轧机底座；12—轧机液压锁紧装置

### 15.3.3 短应力线轧机的结构

目前世界上短应力线轧机机型主要有三种：Ⅰ型、Ⅱ型和Ⅲ型轧机。

图 2-1-492 所示为Ⅰ型短应力线轧机。它是按照“轧制过程中塑性变形力的回路（即围绕轴承座和拉杆闭合的应力线）尽可能短”的思想设计出的，其坚固性明显提高，刚性大且重量较轻。轧辊直径范围约为  $\phi 320 \sim \phi 800 \text{mm}$ 。

图 2-1-493 所示为Ⅱ型短应力线轧机。它是用液压螺母和环形螺栓将装有轧辊装配的卡座与机座连成一刚性整体，能承受较大轧制力和倾翻力矩。轧辊直径范围约  $\phi 300 \sim \phi 630 \text{mm}$ 。

图 2-1-494 所示为Ⅲ型短应力线轧机。它为轻型结构，能承受重载，使用寿命长，轧辊直径范围约为  $\phi 280 \sim \phi 760 \text{mm}$ 。

各种机型的短应力线轧机一般都是由轧辊装配、拉杆部件、辊缝调整装置和机座等主要部件组成，但各部件结构略有差异。

#### (1) 轧辊装配



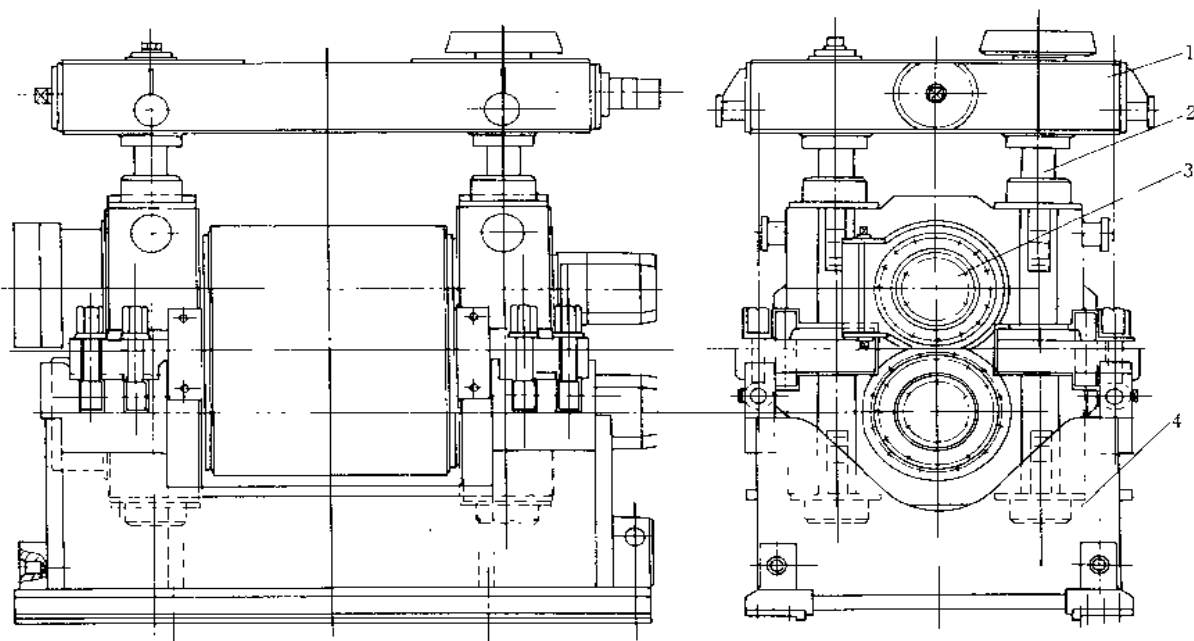


图 2-1-492 I 型短应力线轧机

1—辊缝调整装置；2—拉杆组件；3—轧辊装配；4—轧机机座

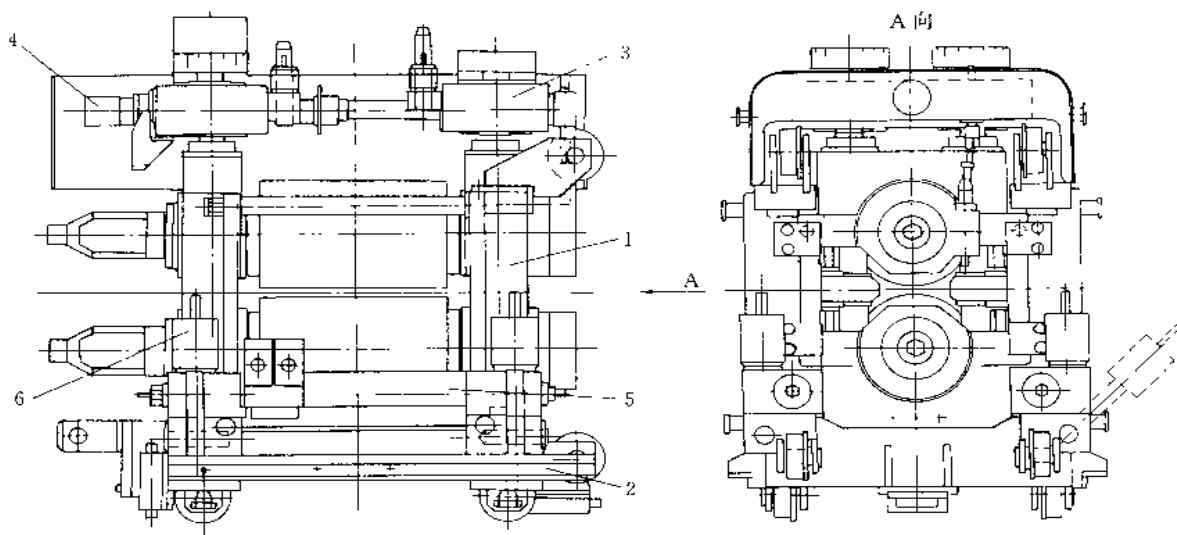


图 2-1-493 II 型短应力线轧机

1—卡座式轧辊轴承座装配；2—卡座车；3—辊缝调整装置；4—液压马达；5—导卫梁；6—液压螺母

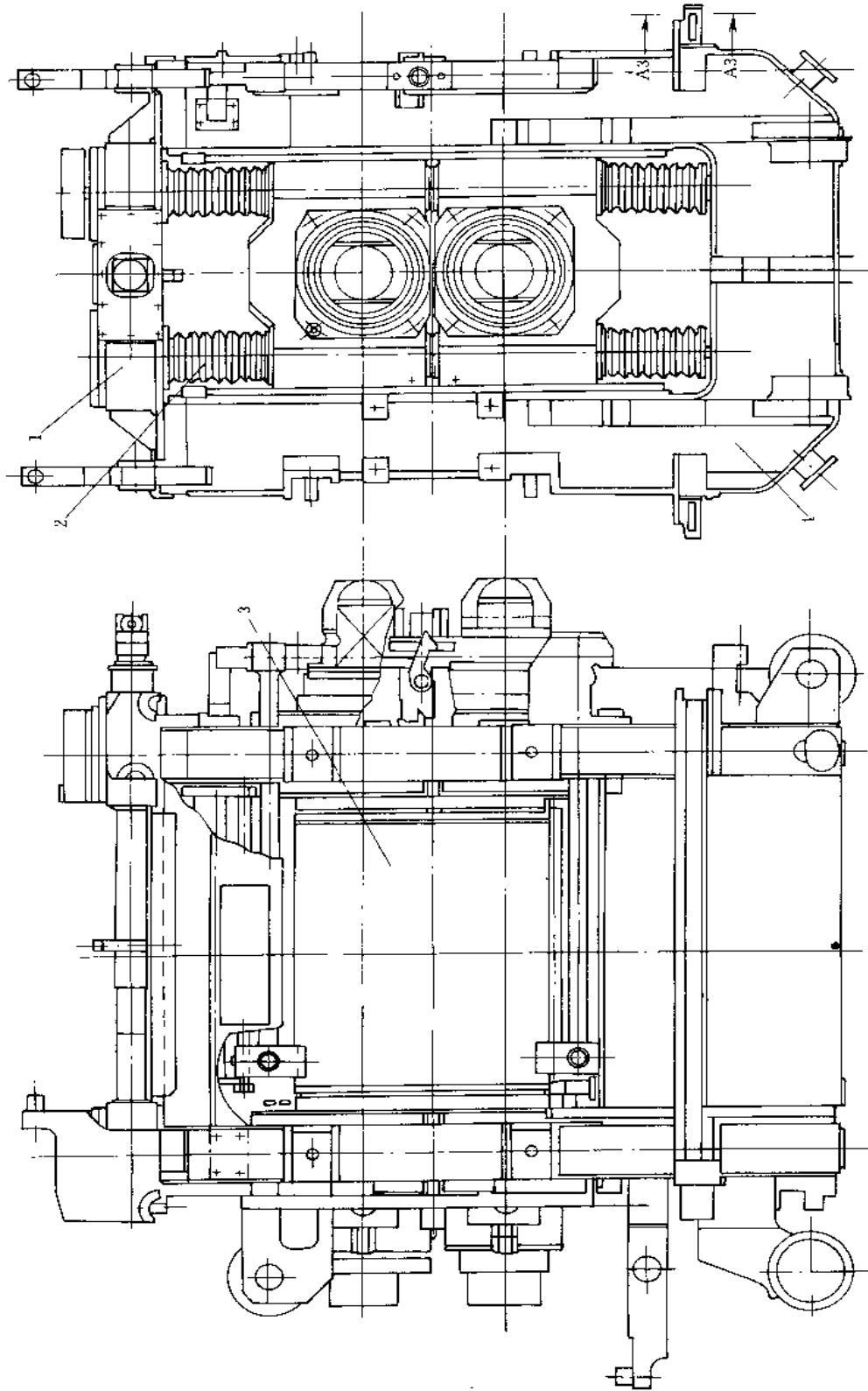


图 2-1-494 III 型短应力线轧机  
 1—轧缝调整装置；2—拉杆组件；3—轧辊轴承座装配；4—导向架

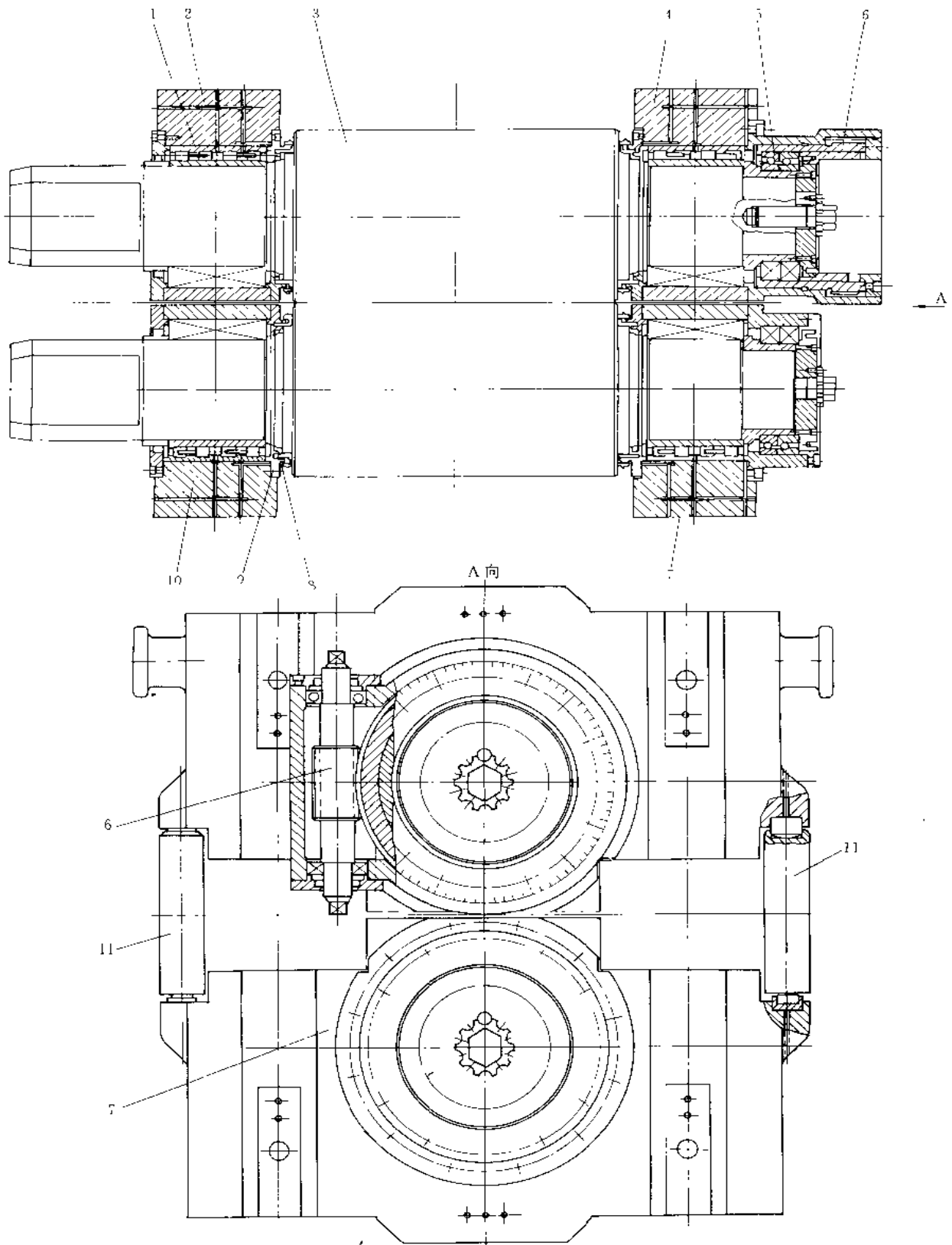


图 2-1-195 I 型短应力线轧机轧辊装配

- 1 四列圆柱滚子轴承；2、4-上轧辊轴承座；3-轧辊；5-止推轴承；6-轧辊轴向调整装置；  
7、10-下轧辊轴承座；8-轧辊密封；9 压盖；11-液压平衡缸

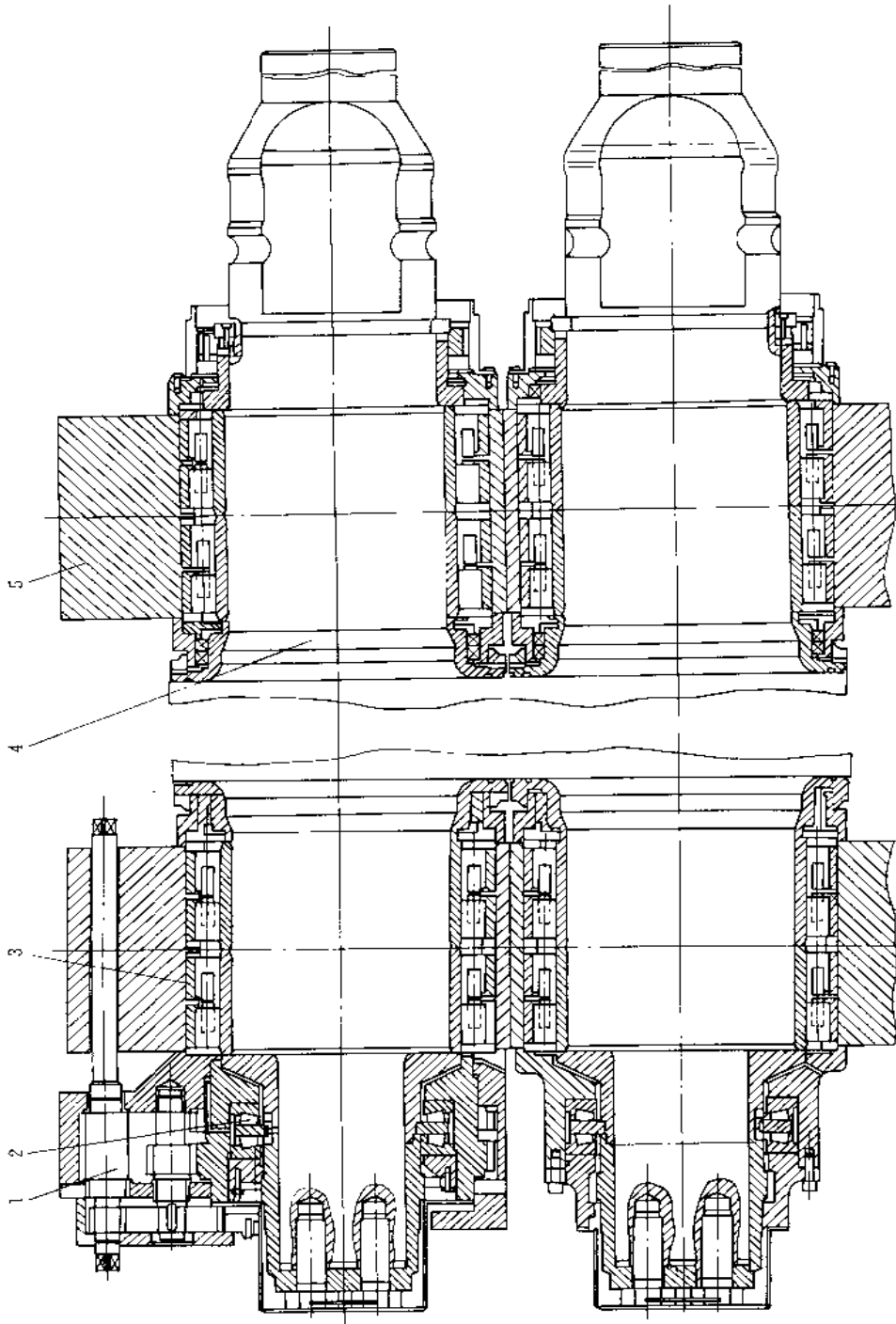


图 2-1-496 III 型短应力线轧机轧辊装配  
 1—轧辊轴调整机构；2—止推轴承；3—四列短圆柱滚子轴承；4—轧辊；5—轧辊轴承座

图 2-1-495 及图 2-1-496 所示为 I 型和 IV 型短应力线轧机轧辊装配图。I、II、III 型轧辊装配结构对照如下表。

轧辊装配结构对照表

轧机机型	轧辊密封	推力轴承	上辊轴向调节
I 型	径向：双 O 形圈·级迷宫环	两个背靠背角接触球轴承	手动蜗杆·齿轮·螺套
II 型	径向：骨架油封、两级迷宫环	双列推力圆锥滚子轴承	手动蜗杆·齿轮·螺套
III 型	径向：两骨架油封 端面：O 形圈	双列推力圆锥滚子轴承	手动齿轮轴·齿轮·螺套；另有一套锁定螺套用齿轮传动

### 1) 轧辊轴承配置设计

a. 轧辊径向轴承均采用高刚度四列短圆柱滚子轴承，这种轴承具有高承载能力和很低的延伸及变形值，当轧制特殊钢（要求精密公差时）和小型型钢时，更加需要有这些特性。

b. 当轧辊线速度小于 6m/s 时，安装轧辊轴承的轧辊辊颈可采用间隙配合，这样拆卸轧辊轴承时，不需要加热，轴承内圈不易损坏，而增加了轴承的使用寿命。

c. 承受轧辊轴向力的推力轴承置于轧辊非传动端。采用的轴承型式有以下两种：

两个背靠背组合的深沟球轴承（图 2-1-495）可承受双向作用力，但每个方向的轴向力仅由一个轴承承受。这种组合具有较好的刚性，也可承受倾翻力矩。深沟球轴承由于结构简单，所以价格也较低，但承受的轴向力不能超过基本额定载荷的 50%。

双列推力圆锥滚子轴承（图 2-1-496）可承受双向较大的轴向力，占用轴向空间小，由于结构复杂，径向尺寸较大，所以价格也较贵。较大规格的短应力线轧机较多地采用这种轴承。

### 2) 轧辊轴承座设计

a. 轧制压力的分布角  $\alpha$  取决于  $S_1$  和  $S_2$ （图 2-1-497）。轧辊轴承座必须设计成可在弹性变化范围内，承受轧制反作用力  $R$ ，以避免有害变形。

I 型轧机上  $S_1$  和  $S_2$  的厚度比传统轧机要大得多，如  $\phi 420$  短应力线轧机  $S_1 = 125\text{mm}$ ， $S_2 = 42\text{mm}$ ；而  $\phi 420$  钢板牌坊闭口轧机  $S_1 = 95\text{mm}$ ， $S_2 = 15\text{mm}$ ，这样可以防止轧件离开时，轧机回弹，而使轧辊轴承座造成永久变形（图中 C 位置）。

b. 轧辊轴承座的材料，I 型和 III 型轧机采用铸钢 ZG310-570，II 型轧机采用锻钢 45。

c. 经有限元分析，轧辊轴承座中轴承孔与拉杆轴套孔或拉杆螺母孔之间的壁厚处，应力一般较高，是轧辊轴承座的薄弱环节。要加大此处壁厚，就需加大拉杆中心距。但设计时，既要使轧机应力回线尽可能短，又需在满足要求壁厚的前提下尽可能减小拉杆中心距。下表举出几种我国已有的短应力线轧机的有关数据。

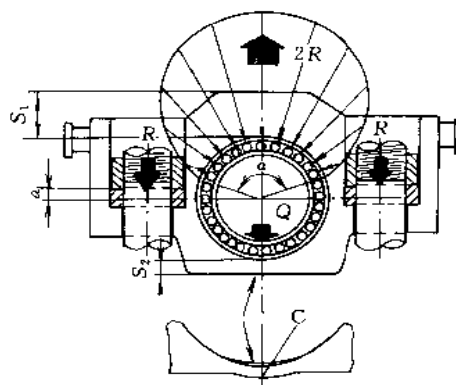


图 2-1-497 轧辊轴承座壁厚

$S_1$ —上轧辊轴承座上部壁厚；  
 $S_2$ —上轧辊轴承座下部壁厚

轧辊轴承座侧壁厚度及有关数据表

序号	轧机规格 $\phi \times L$	轧辊轴承 $\phi_{内}/\phi_{外}$	拉杆尺寸	拉杆中心距	轴承座侧壁厚 mm
1	$\phi 760 \times 1250$	$\phi 440/\phi 620$	Tr150×6	840	27.5
2	$\phi 670 \times 1120$	$\phi 370/\phi 520$	Tr120×6	710	27.5
3	$\phi 500 \times 800$	$\phi 280/\phi 390$	Tr110×8	635	12.5
4	$\phi 425 \times 650$	$\phi 200/\phi 290$	Tr95×6	410	15
5	$\phi 420 \times 650$	$\phi 220/\phi 310$	Tr100×6	550	20
6	$\phi 320 \times 600$	$\phi 160/\phi 230$	Tr75×6	400	10
7	$\phi 310 \times 500$	$\phi 160/\phi 230$	Tr85×6	375	10

### 3) 上轧辊轴向调整

对于轧制型钢的中轧机和精轧机，为了获得较精确的产品尺寸公差，要求轧辊能轴向微调，即设置上轧辊轴向调整装置。

I型和II型轧机是通过手动蜗杆转动齿轮和螺套，使轧辊轴向移动（图 2-1-495），在轧辊端头装有刻度盘，显示轴向调整量大小。由于蜗杆有自锁作用，调整好以后，轧辊位置即固定，III型轧机是手动齿轮轴带动齿轮和螺套外，还设有两套轴向调整后手动锁紧定位机构（图 2-1-496），使轧辊不能再回移。

### (2) 拉杆部件

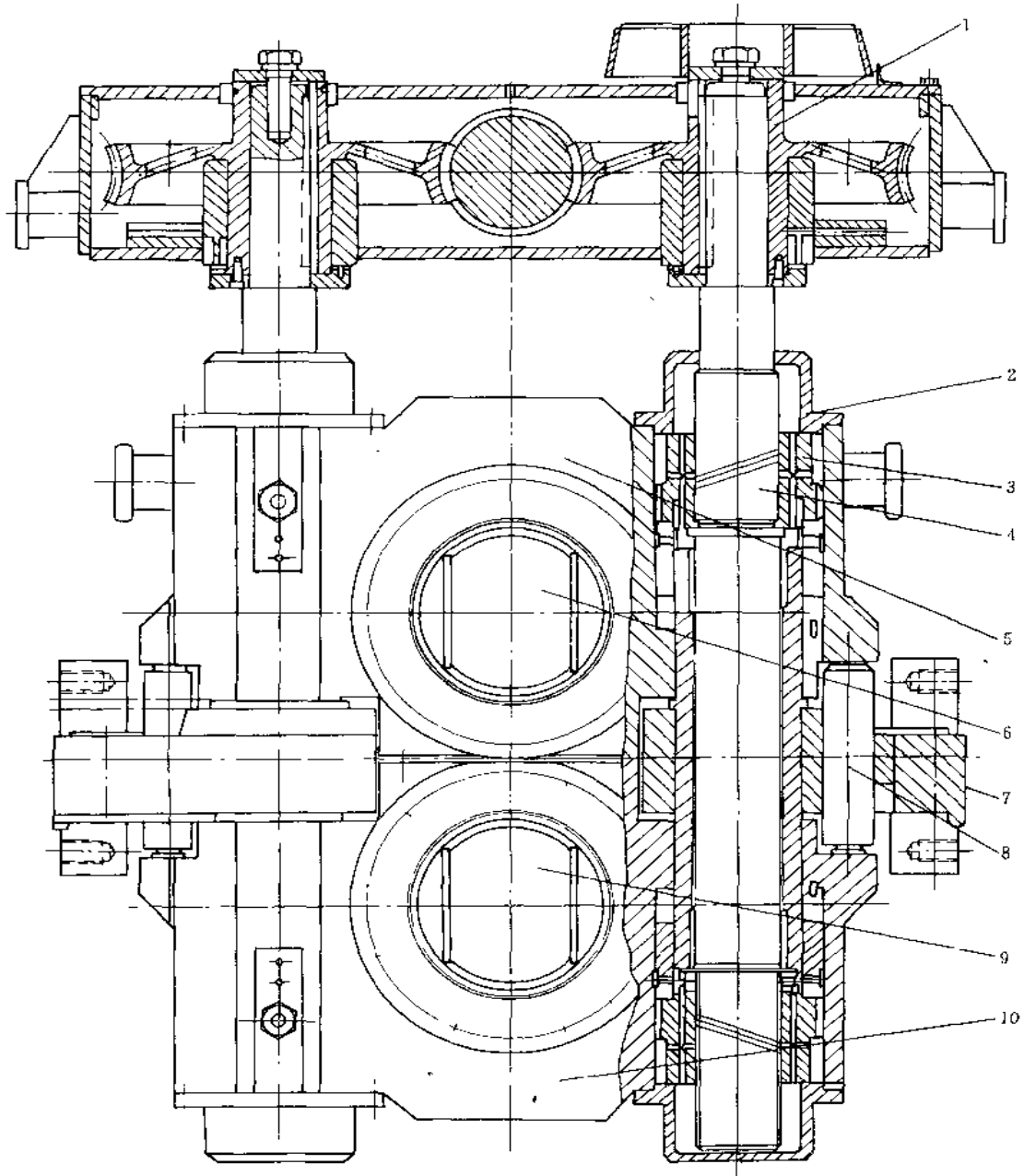


图 2-1-498 I型短应力线轧机拉杆部件

1—蜗轮；2—拉杆压盖；3—拉杆螺母；4—拉杆；5—上轧辊轴承座；6—上轧辊；  
7—中间支座；8—液压平衡缸；9—下轧辊；10—下轧辊轴承座

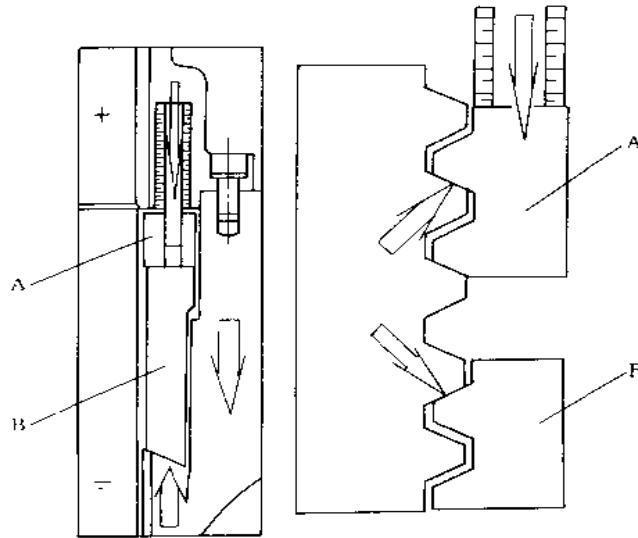


图 2-1-499 采用碟形弹簧平衡

图 2-1-498 及图 2-1-500 所示为 I 型和 III 型短应力线轧机拉杆部件结构图。I、II、III 型拉杆结构对照下表。

拉杆部件结构对照表

机 型	内 容	轧辊平衡 <sup>①</sup>	轧辊轴承座自调整结构	拉杆支承	拉杆密封
I 型		液压平衡	球面支点	拉杆中部支在中间支座上	防尘圈
II 型		碟形弹簧	球面坐垫	拉杆中部支在下座上	防尘圈
III 型		塑胶弹簧	球面坐垫	拉杆底部支在导向架下横梁上	O 形圈和防尘圈

① 短应力线轧机的轧辊平衡，除液压平衡外，都设在拉杆部件中。

#### 1) 轧辊平衡装置

轧辊平衡装置用于平衡轧辊和轧辊轴承座装配的重量，以消除轧机空载时固定在轧辊轴承座上的拉杆螺母与拉杆之间的螺纹间隙。

一般平衡力应比被平衡机件（轧辊和轧辊轴承座装配等）的重量大 20%~40%。平衡方式有液压平衡和机构平衡，机械平衡结构又有碟形弹簧和塑胶弹簧两种。

a. 液压平衡 每对轧辊在上下轧辊轴承座之间设有四个柱塞式液压缸（图 2-1-498）。液压缸直径较小，设计时可放在拉杆外侧，也可置于拉杆内侧。

平衡缸液压系统中设有空气蓄势器，当轧辊上升时，液压油将逐渐地被挤出蓄势器，流入平衡缸，下降时反之。因此从泵送来的压力油，只用来周期地补充液压油的泄漏。为了使压力波动不致过大，用蓄势器中液面高低来衡量柱塞压出的体积，它不应超过蓄势器中空气体积的 10% 左右。

液压平衡的优点是工作可靠，易于操作。

b. 机械平衡之一——碟形弹簧平衡 采用碟形弹簧平衡时（图 2-1-499），在拉杆螺母 B 外侧，需装一个环形薄螺母 A，碟形弹簧即置于薄螺母 A 上。安装时，由固定在轧辊轴承座上的拉杆压盖将碟形弹簧预压紧。据 II 型轧机资料，每个碟簧始终保持的恒定预紧力为所承受最大载荷的 1.25~1.35 倍。由于此预紧力是经过优化的，故从理论上说，碟形弹簧具有无限长的寿命。

置于环形薄螺母 A 与轧辊轴承座上拉杆压盖之间的预紧碟簧，抬起了装有轧辊的轴承座，使得所有的间隙表面而受压接触，这就消除了由于机械加工误差及重力引起的所有可能间隙。

c. 机械平衡之二——塑胶弹簧平衡 采用塑胶弹簧平衡时，与碟簧平衡一样，在轧辊轴承座上拉杆压盖与拉杆螺母外侧，装一个稍薄的环形螺母（图 2-1-500），塑胶弹簧置于其上，由拉杆压盖对弹簧施加预紧

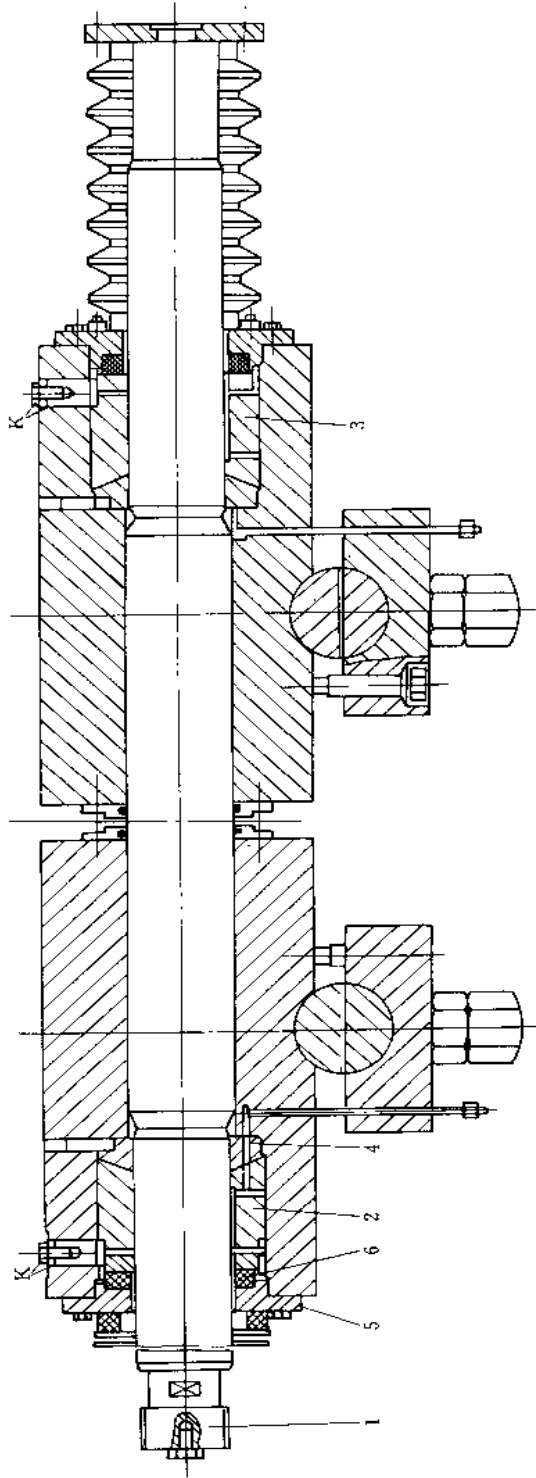


图 2-1-500 III 型短应力线轧机拉杆部件

1—拉杆；2、3—拉杆螺母（带薄螺母）；4—球面座垫；5—拉杆压盖；6—塑胶弹簧



力, 移动环形螺母, 即可调整预紧力大小, 按要求调整后, 用销将环形螺母固定, 具有预紧力的塑胶弹簧, 抬起了装有轧辊的轴承座, 消除了由于机械加工误差及重力引起的所有可能间隙, 从理论上说塑胶弹簧与碟形弹簧一样, 都具有无限长的寿命。

值得注意的是, 当调整轧辊中心距时, 机械平衡元件——碟形弹簧或塑胶弹簧的预紧力是不变的, 这是因为整个平衡装置是装在轴承座内, 它随着轴承座一同移动。

d. 机械平衡装置与液压平衡装置相比有以下优点:

减少了维修工作量 因为采用液压平衡时, 平衡缸液压配管中的软管经常损坏, 密封圈也易出现漏油及损坏现象, 需要经常维修;

减少了备品备件 由于机械平衡元件——碟形弹簧和塑胶弹簧完全装在轧辊轴承座内, 不受任何外界因素的侵害, 具有较长的使用寿命;

减少了操作 在装拆轧机时, 不必进行软管接头的联接或拆卸; 在作业线上更换机架时, 不必进行液压配管中快换接头的拆卸和接通, 减少了操作, 节省了更换机架的时间。

因此近年来, 各国在设计短应力线轧机的轧辊平衡时, 更多地采用了机械平衡装置。

## 2) 轧辊轴承座自调整结构

在设计短应力线轧机时, 为使轧辊轴承座补偿轧辊在轧制过程中的弯曲, 而在接近轧辊中心线处 (距离为  $a$ ), I 型轧机设球面旋转支点 (图 2-1-498), 而 II 型和 III 型轧机则设球面座垫 (图 2-1-500)。

a. 球面旋转支点 (图 2-1-501 中 A 向) 当轧辊受力弯曲后, 在轧辊轴承座自调整之前, 会有一个载荷偏峰值  $P$ , 若能自调整, 就可减小这一峰值 (图 2-1-502)。

若减小轧辊轴承座中球面旋转支点 (自由浮动点) 到轧辊中心线的距离  $a$ , 就能减小轧制过程中轧机所受载荷。轧辊轴承座自调整过程中, 轴承端部上的集中载荷为  $P$ 。从图中计算式可知,  $a \downarrow$ , 则  $P \downarrow$ ; 反之,  $a \uparrow$ , 则  $P \uparrow$ 。

在传统轧机或其他型式的无牌坊短应力线轧机中, 由于  $a$  值较大, 当采用球面座垫时, 零件之间是滑动摩擦, 在轧辊轴承座自调整时会有冲击; 而采用球面旋转支点时, 由于是一个可旋转的表面, 故可防止此种冲击。这是 I 型轧机的一大特点。

b. 球面座垫 套在拉杆中的球面座垫, 一般是凸球面垫固定在轴承座中, 凹球面一般放在拉杆螺母端部。通过理论与实践验证, 找出拉杆螺母相对轧制中心线的理想位置, 即球面座垫的球面切线通过轧辊轴承内圈的外切线。这样当轧辊弯曲时, 轧辊轴承座沿着球面座垫精确地转动, 而不会使轴承产生轴向倾斜。按这一原则设计的另一优点是两压下齿轮的中心距较小, 所以其弯曲度也较小, 这样就增大了拉杆直径, 即限制了拉杆的伸长, 以保证整个轧机具有极大的刚度。

## (3) 辊缝调整装置

图 2-1-503 和图 2-1-504 所示为 I、III 型轧机辊缝调整装置。短应力线轧机改变轧辊开口度是用装在四根拉杆上的辊缝调整装置实现的, 它由一台液压马达驱动。I 型和 II 型轧机的液压马达装在蜗杆上 (图 2-1-503); III 型轧机液压马达装在齿轮轴上 (图 2-1-504), 通过齿轮传动带动蜗杆。蜗杆通过装在拉杆上部的蜗轮带动拉杆旋转, 使与拉杆相啮合的左右梯形螺母沿拉杆轴向移动, 从而带动上下轧辊轴承座靠近或分开, 达到辊缝调节的目的。通过中间传动轴的离合器 (手动), 可实现对轧辊一端单独调整。辊缝调节装置的四个蜗轮中, 在操作侧的一个蜗轮上方设有刻度盘, 调整辊缝时, 可读出辊缝变化量。

因辊缝调节装置速度不高, 蜗杆可用 45 号锻钢调质, 蜗轮为配合螺栓连接式, 轮毂用 35 号锻钢, 轮缘用青铜或黄铜。

每两个蜗轮设一箱体。辊缝调整装置用人工油润滑。在立式轧机上的辊缝调整装置中, 要设挡水板, 防止轧辊冷却水进入箱体中, 破坏传动系统的润滑, 而使齿轮、蜗杆、蜗轮等锈蚀。

## (4) 机座

I 型短应力线无牌坊轧机的机座, 为 U 型焊接结构 (图 2-1-492), 通过环形螺栓将装有拉杆和轧辊轴承座的中间支座固定在机座上, 使其成为一刚性整体。机座底部装有滑板, 更换机架或孔型时, 可用液压缸驱动, 使整台轧机在底座上移动。机座只承受辊缝调整装置、拉杆和轧辊装配的重量及轧制时的倾翻力矩。这种结构的机座具有较好的刚性和稳定性, 而且机座不高, 上平面略高出下轧辊中心线, 所以重量也较轻。用弹簧锁紧、液压松开的锁紧装置将机座固定在轧机底座上。

II 型短应力线轧机的下座式机座为焊接钢结构, 将轧辊轴承座装配、拉杆和支承梁连接成一体, 通过

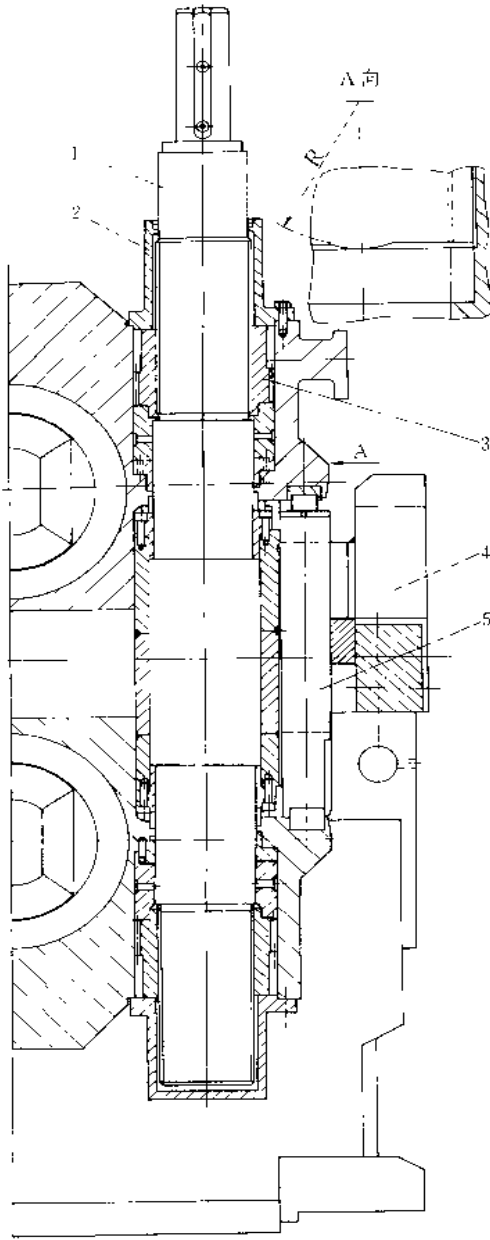


图 2-1-501 I 型短应力线轧机拉杆及  
 轧辊轴承座球面旋转支点  
 1—拉杆；2—拉杆压盖；3—拉杆螺母；  
 4—中间支座；5—液压平衡缸

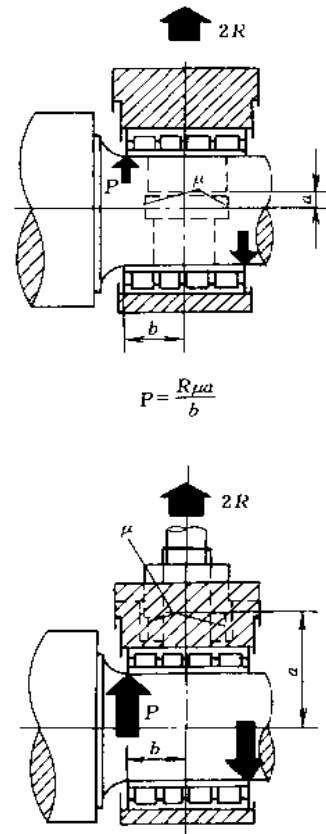


图 2-1-502 轧辊轴承座球面  
 旋转支点位置

辊缝调整装置使装在卡座式机座中的轧辊轴承座沿轧制力方向移动，用环形螺栓和液压螺母将卡座式机座固定到轧机底座上。卡座式机座上装有车轮，更换机架或孔型时，用液压缸驱动整台轧机移动。

Ⅲ型短应力线轧机的机座是一个类似轧机牌坊的导向架（图 2-1-496），为焊接钢结构，轧辊轴承座在导向架窗口中上下滑动；拉杆底端通过粉末冶金托盘支承在导向架下横梁上；辊缝调节装置用螺栓固定在导向架上部，通过弹簧锁紧、液压松开的锁紧装置将导向架固定在轧机底座上，导向架底部（侧面）装有移动轧机用的车轮，立式轧机的车轮装在侧面。导向架结构的机座具有较高的刚性和稳定性，但重量较重，适用于大型短应力线轧机。

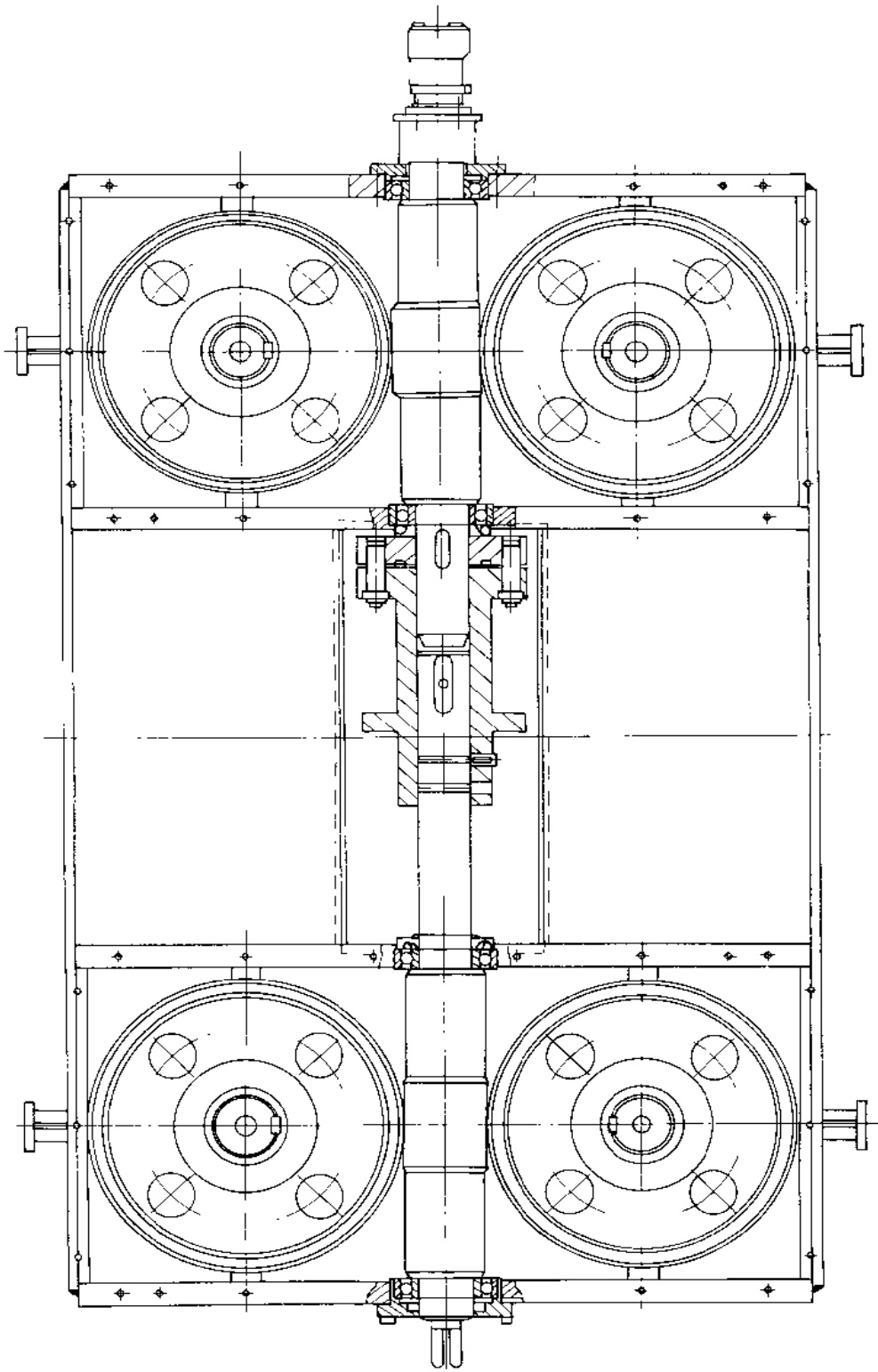
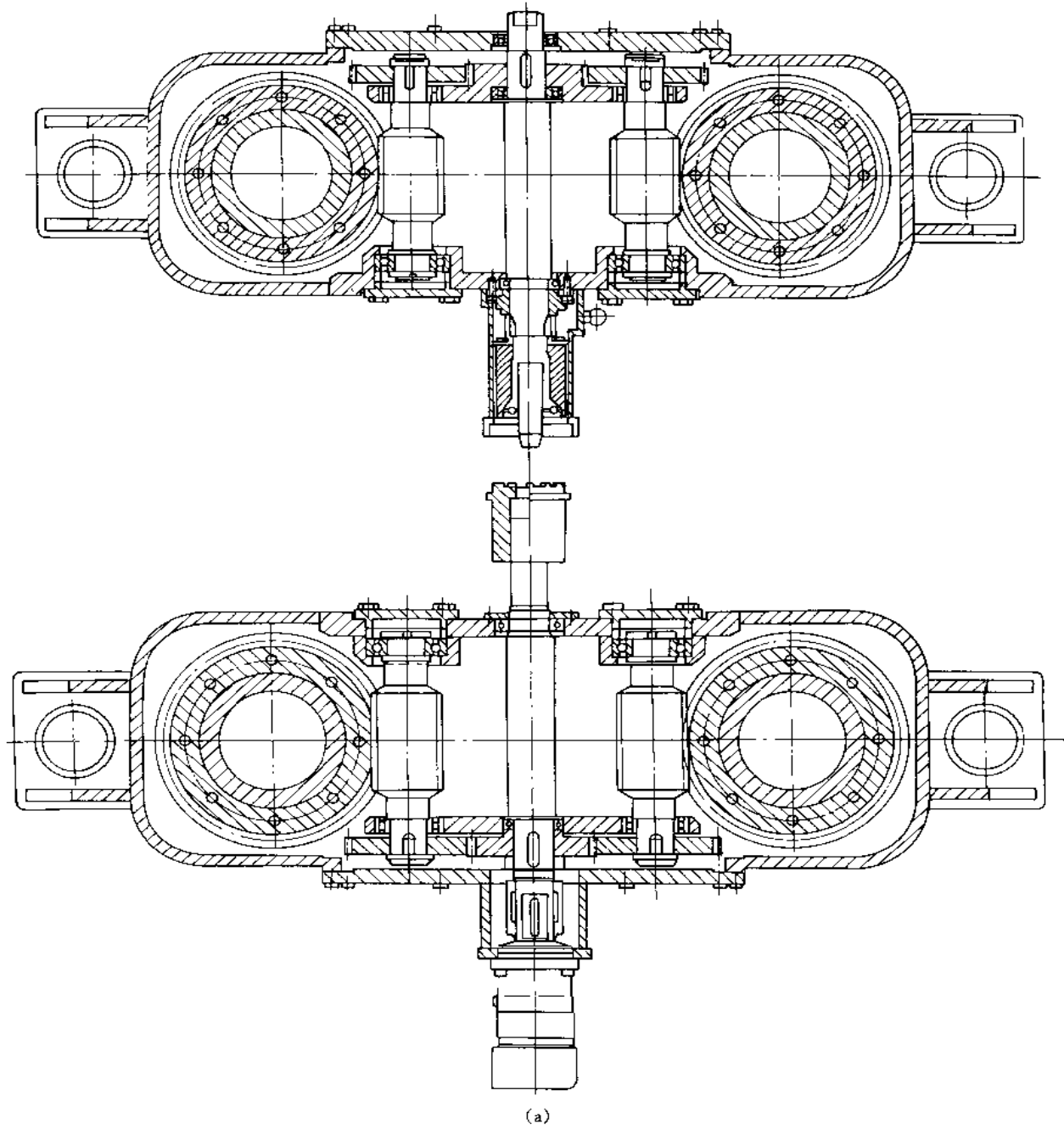


图 2-1-503 1 型短应力线轧机辊缝调整装置



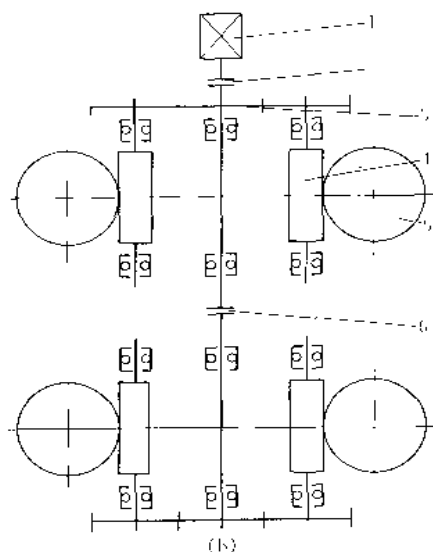


图 2-1-504 III型短应力线轧机的辊缝调整装置  
1—液压马达；2—联轴器；3—齿轮；4—蜗杆；5—蜗轮；6—离合器

### 15.3.4 短应力线轧机的平-立轧机转换装置

为适应市场对型钢产品小批量多品种的要求，型钢柔性轧制得到发展，即用一套轧制设备，可生产出不同尺寸规格、不同断面形状、不同钢种材料、不同性能等级的多种产品。故柔性型钢连轧机组一般都装有平-立轧机转换装置，既适应了平-立轧机轧制方圆断面产品的需要，又满足了水平轧机轧制异型断面产品的要求。短应力线轧机的平-立轧机转换装置主要有以下三种结构型式。

#### (1) 倾翻式机架

这种设备可在线进行平-立轧机的转换，只需约 2min 就可实现一次转换。倾翻式机架的优点是转换快、作业率高；其缺点是结构复杂、外形大、重量大、基础坑深、投资大。

采用倾翻式机架时，传动轧辊的主电动机总是水平放置，而置于钢结构旋转架上的轧机，平/立两用减速齿轮箱和接轴托架将根据需要旋转，通过液压缸使钢结构旋转架转  $90^\circ$ （图 2-1-489），装在主电动机输出轴上的齿形联轴器，配有手动或自动接合/脱开装置，要转换时脱开，工作时接合上。需将立式机架旋转成水平位置，才能进行机架更换操作。

#### (2) JOKER 机架

JOKER 机架实际上是一台将水平传动转换为立式传动的齿轮传动装置，其速比  $u \approx 1$ 。这种装置适用于所有规格的无牌坊短应力线轧机，可按照轧件形状和轧辊孔型设计，将立式（或轧边）孔型放在连轧机组中的任何位置，由于布置紧凑，每台水平轧机都能转换成立式轧机。

采用 JOKER 机架时，利用与水平轧机相同的电动机和减速齿轮箱，只用传动水平轧机轧辊上的方向接轴传递力矩，经一对圆柱齿轮（图 2-1-505）、一对螺旋锥齿轮减速，再经一对圆柱齿轮增速，将运动传给一对齿数相等的齿轮轴，而带动两根方向接轴及立式轧机轧辊。在 JOKER 机架上，设有立式轧机提升装置和轧机锁紧装置（图 2-1-490）

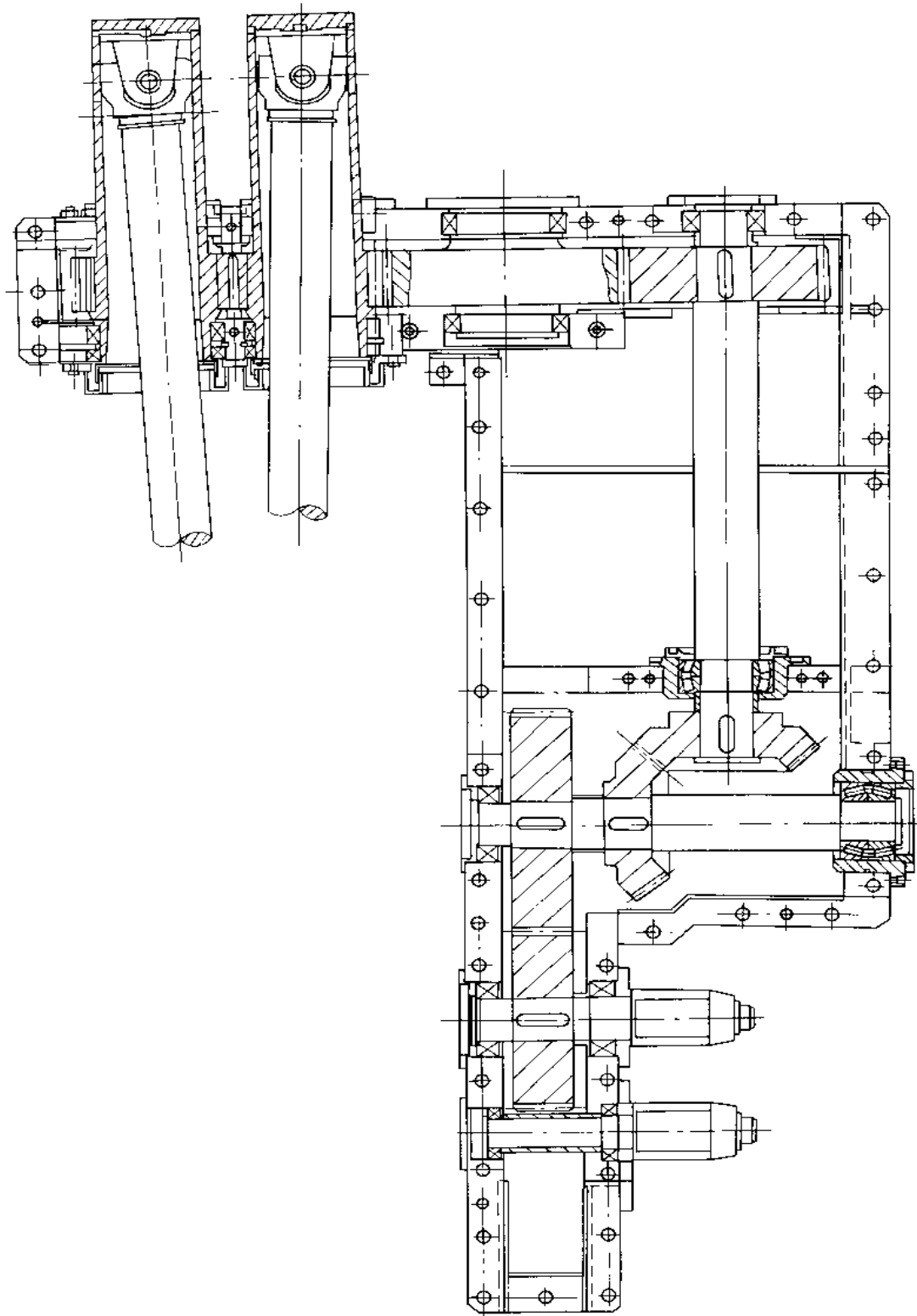


图 2-1-505 JOKER 机架中齿轮传动

当要将水平轧机转换为立式轧机时，用吊车将 JOKER 机架放在原水平轧机用的同一底座上，用液压斜楔锁紧或用环形螺栓固定，并利用水平轧机与齿轮座相连的轴套和万向接轴实现转换。

### (3) 换档齿轮箱

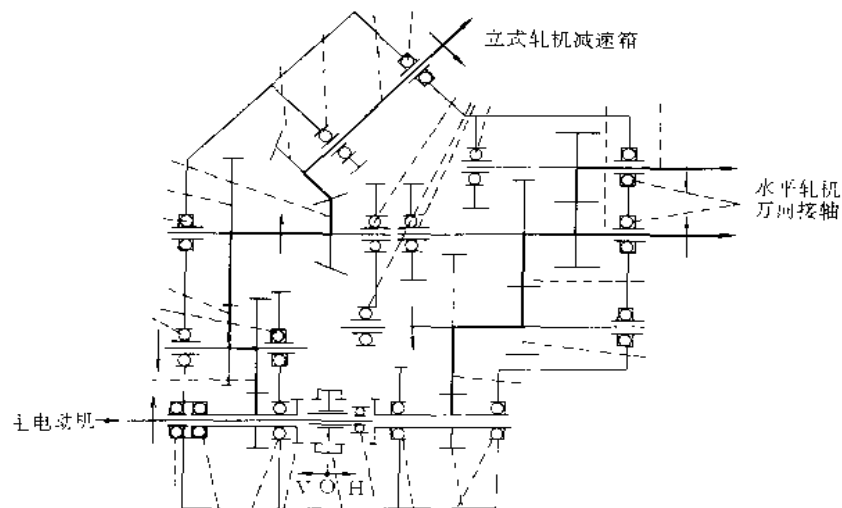


图 2-1-506 换档减速齿轮箱

H—水平轧机；V—立式轧机

由于水平轧机机列和立式轧机机列并存，通过共用的换档齿轮箱来转换成水平轧机或立式轧机，因此设备多、重量较大，但换档操作方便、快速、作业率高。

这种转换方式需要在一台轧机位置，同时装有水平轧机底座、立式轧机底座、立式减速齿轮箱、换档齿轮箱（图 2-1-506）、水平轧机底座上设轧机横移装置、立式轧机底座上设轧机升降机构，还有传动水平轧辊和立式轧辊的方向接轴及其托架。从换档齿轮箱到立式轧机减速齿轮箱之间，用一根斜置的万向接轴传递力矩。

换档齿轮箱座落在基础上，输入轴与主电动机相连。换档手把打到 V，传动立式轧机，换档手把打到 H，传动水平轧机。此换档齿轮箱由人工操作换档。

## 15.4 曲柄摇杆式飞剪

剪切机按原理可分为剪切（用于横切）、滚切（用于纵切）和划切（一般用于有色金属）。飞剪则是在连铸、连轧生产线上用来横切坯料的一种剪切机，它的特点是能够自动跟踪被切件，与被切件同速在运动中进行剪切。飞剪的类型较多，有曲柄回转式、摆式、滚筒式。下面主要介绍曲柄摇杆式飞剪。

### 15.4.1 飞剪的配置

图 2-1-507 所示为德国施罗曼公司设计的曲柄摇杆式飞剪配置图。其前置设备是由功率为 53kW 直流电动机驱动的带差动齿轮装置和分配齿轮箱的矫直机 11、定尺夹送辊 10 及带式导向台 6。通过前置设备送入飞剪。

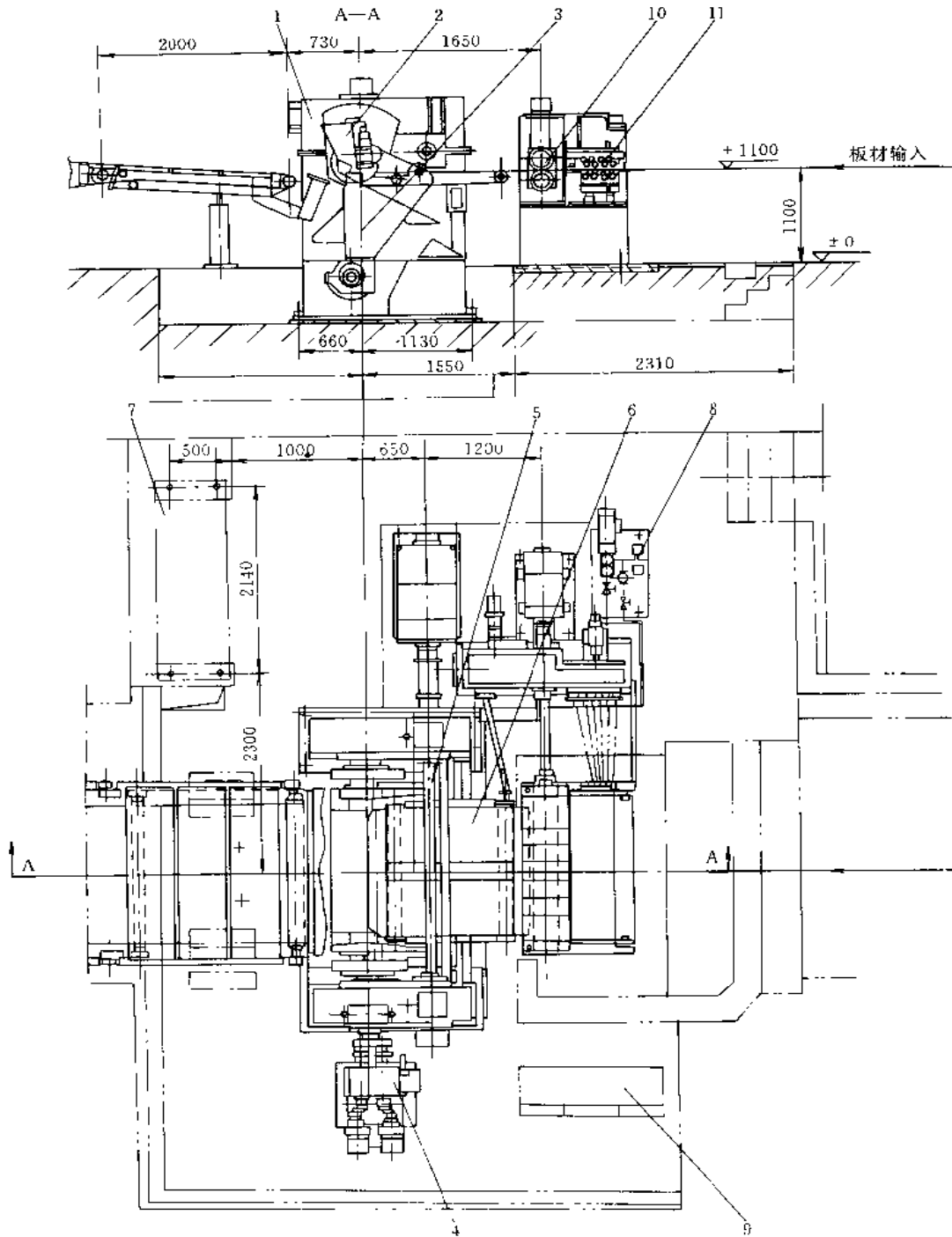


图 2-1-507 曲柄偏心式飞剪配置总图

1—机体；2—上刀架组件；3—下刀架组件；4—机械偏心调整变速箱；5—传动轴；6—导向台；  
7 液压系统；8—润滑系统；9 电气控制部分；10—夹送辊；11 矫直机

#### 15.4.2 飞剪结构简图

图 2-1-508 所示为曲柄摇杆式飞剪结构简图。上、下刀片分别安装在上、下刀架上，上、下刀架又用轴



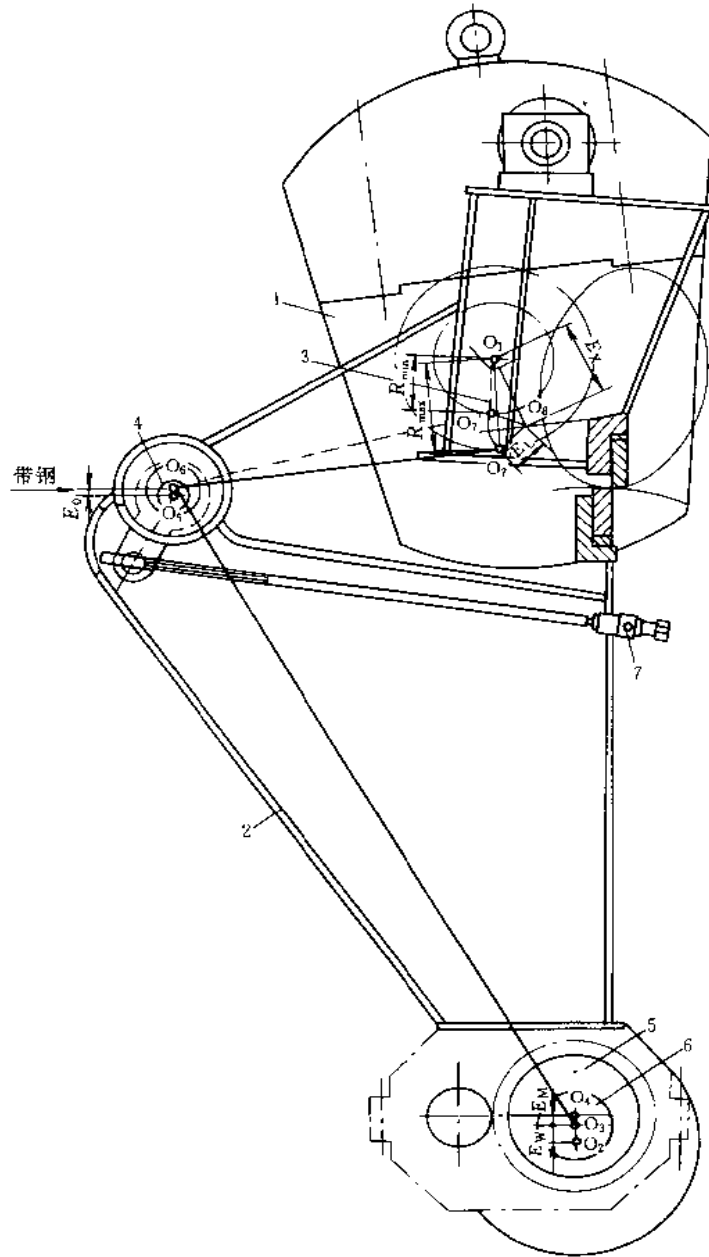


图 2-1-508 曲柄摇杆式飞剪结构简图

1—上刀架；2—下刀架；3—曲柄；4—偏心枢轴；5—偏心套；6—偏心轴；7—剪刀可隙调整装置

4 铰接在一起。上刀架 1 绕曲柄轴中心  $O_1$  以  $\overline{O_1O_7}$  为半径作椭圆运动，曲柄轴由直流电动机驱动。上刀架的运动使轴 4 带动下刀架（摇杆）2 以  $O_3$  为中心摆动。上、下刀架在运行中进行剪切。枢轴 4 可以通过二根螺杆调整偏心距  $O_5O_6$ ，以改变剪刀的侧间隙。曲柄半径  $\overline{O_1O_7}$  也可以通过一套调整装置改变半径大小， $\overline{O_1O_7}$  为最小半径， $\overline{O_1O_7}$  为最大半径。改变曲柄半径和其转速可适应不同定尺长度的剪切。下刀架长轴上装有机轴偏心轴 6 和液压偏心套 5，对大于“基本定尺”长度的剪切，可通过机械偏心形成空切，空切次数愈多，剪切定尺愈长。

## 15.4.3 飞剪的传动系统

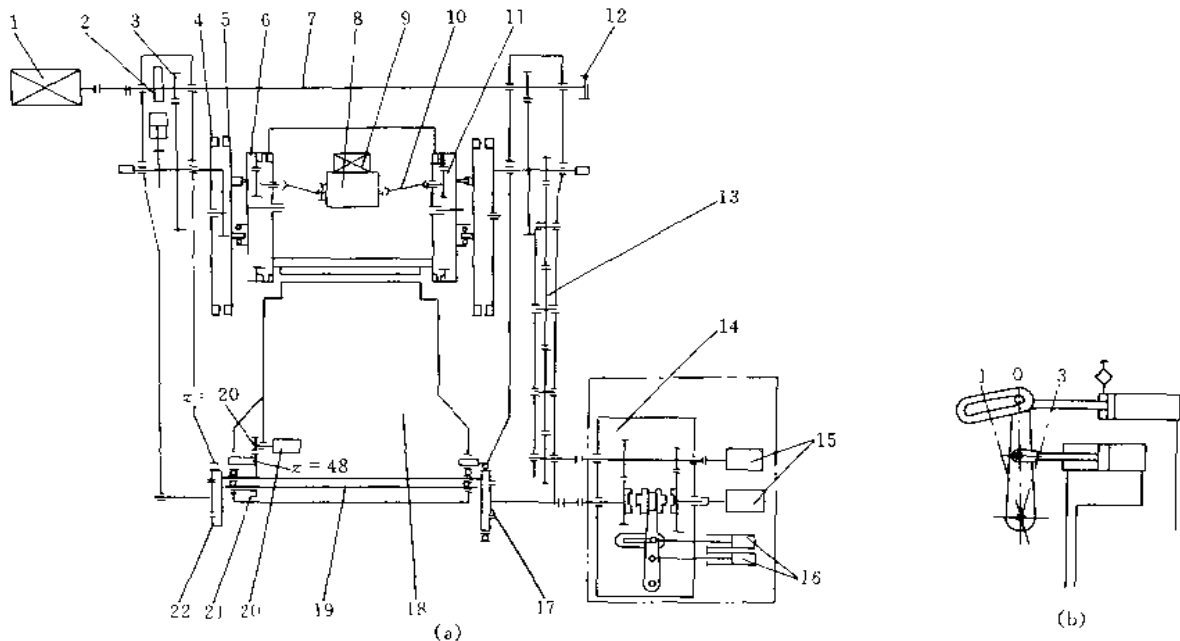


图 2-1-509 飞剪传动系统

(a) 传动示意图; (b) 机械偏心控制位置

- 1—直流电动机; 2—飞轮; 3—小齿轮; 4—曲柄轴圆盘; 5—中间离合齿轮盘; 6—轴颈齿轮盘; 7—主传动轴;  
8—蜗轮减速箱; 9—液压马达; 10—方向联轴器; 11—齿轮轴; 12—气动制动器; 13—过桥齿轮;  
14—机械偏心变速箱; 15—仿形器; 16、20—液压缸; 17、22—机械偏心套传动齿轮;  
18—下刀架; 19—长轴; 21—液压偏心套齿轮

图 2-1-509 所示是飞剪的传动系统。机械偏心的传动是直流电动机 1 驱动传动轴 7、过桥齿轮 13 及机械偏心调整变速箱 14 带动长轴 19 上的机械。由液压偏心套实现剪切定尺调整如下: 1) 剪切材料在 0.5~1m 范围内, 是飞剪的基本定尺, 这时, 机械偏心套位于上死点不动, 即飞剪转一圈剪切一次; 2) 剪切材料在 1~2m 范围内, 即飞剪的剪切长度是基本定尺的二倍, 这时, 机械偏心转一周, 飞剪曲柄转两圈, 即飞剪转两圈剪切一次; 3) 剪切材料在 2~4m 范围内, 剪切长是基本定尺的四倍, 机械偏心转一圈, 飞剪曲柄转四圈, 即飞剪转四圈剪切一次; 4) 剪切定尺超过基本定尺四倍长时, 机械偏心满足不了要求, 要采用液压空切。如果机械偏心在上死点位置, 液压偏心在下死点位置, 这样能产生一次搭接空剪动作。如果机械偏心和液压偏心都在上死点位置, 则完成剪切一次。如果液压偏心始终在下死点, 剪切长度理论上可无限增长。旋转液压缸 20 驱动小齿轮与液压偏心套齿轮 21 啮合来调整液压偏心套的偏心位置。为了获得精确的剪切定尺长度, 夹送辊与飞剪均装有脉冲发送器, 脉冲信号经放大、比较、调制后控制液压马达去调节定尺夹送辊速度, 这通过计算机已实现自动化。

## 15.4.4 飞剪的部件结构

图 2-1-510 所示为上刀架组件。上刀架架体 1 上安装刀片和护板, 刀片材料为 60WCrV7, 热处理硬度 HRC56~60。蜗轮减速器 2 由液压马达驱动, 经两蜗轮输出。两蜗轮输出轴的轴端各装有一个轴套, 轴套与万向联轴器连接, 轴套有齿轮带动自整角机, 用于控制转角。万向联轴器 3 将动力传递到曲柄半径调节机构 5。

图 2-1-511 所示为曲柄半径调节机构。万向联轴器将动力传到齿轮轴 12 使其转动并与内齿轮套 11 啮合, 该齿轮套固定在轴颈圆盘 18 上, 该轴颈圆盘既能够转动又能水平移动, 它的右轴端像液压缸的活塞, 与焊在刀架架体上的圆盘壳体配合。轴颈圆盘上固定一个径向齿轮 17 与固定在圆盘壳体上另一个径向齿轮啮合。

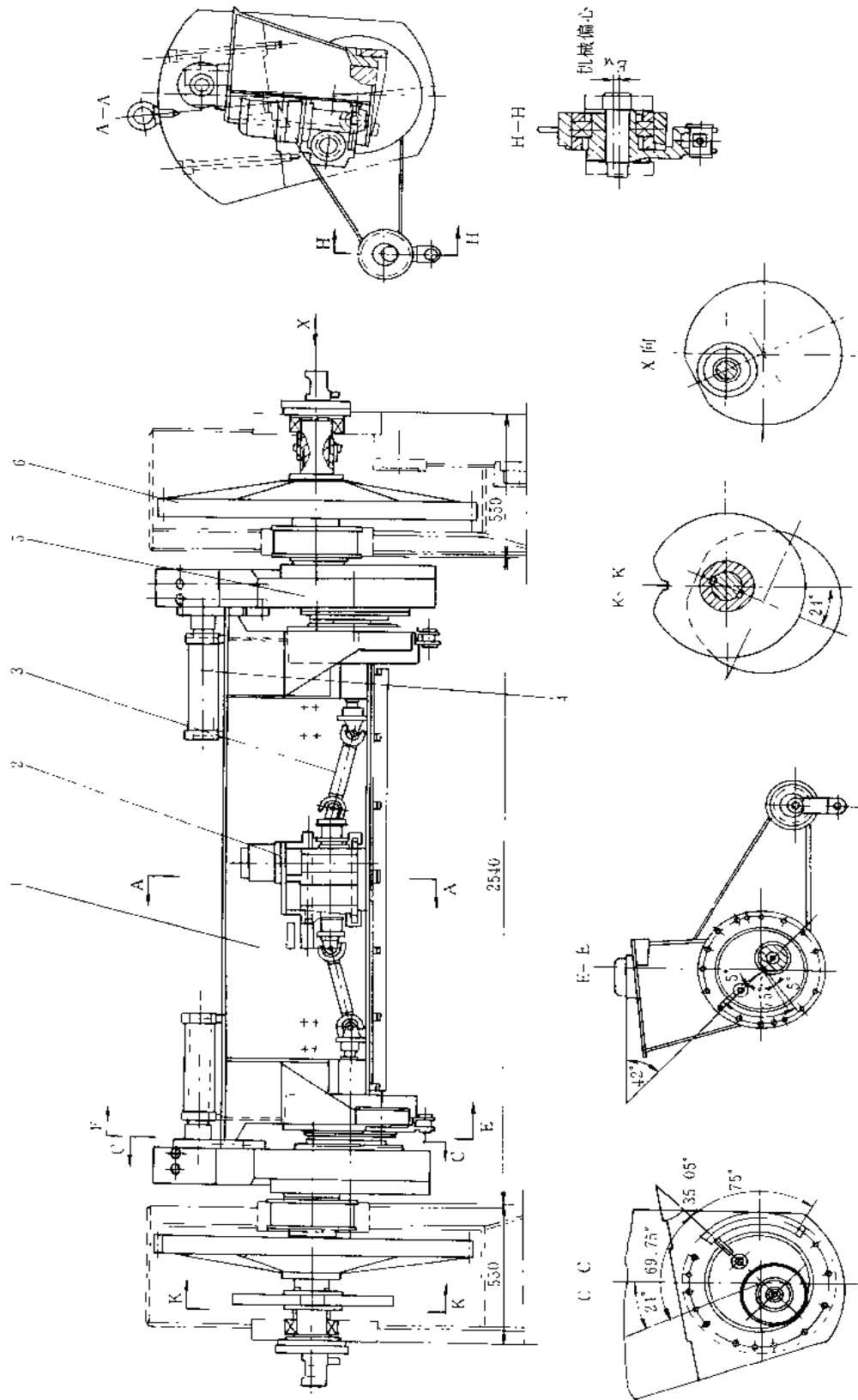


图 2-1-510 上刀架组件  
 1—匕刀架架体；2—蜗轮减速器；3—万向联轴器；4—安装工具；5—曲柄平衡调节机构；6—传动人齿轮

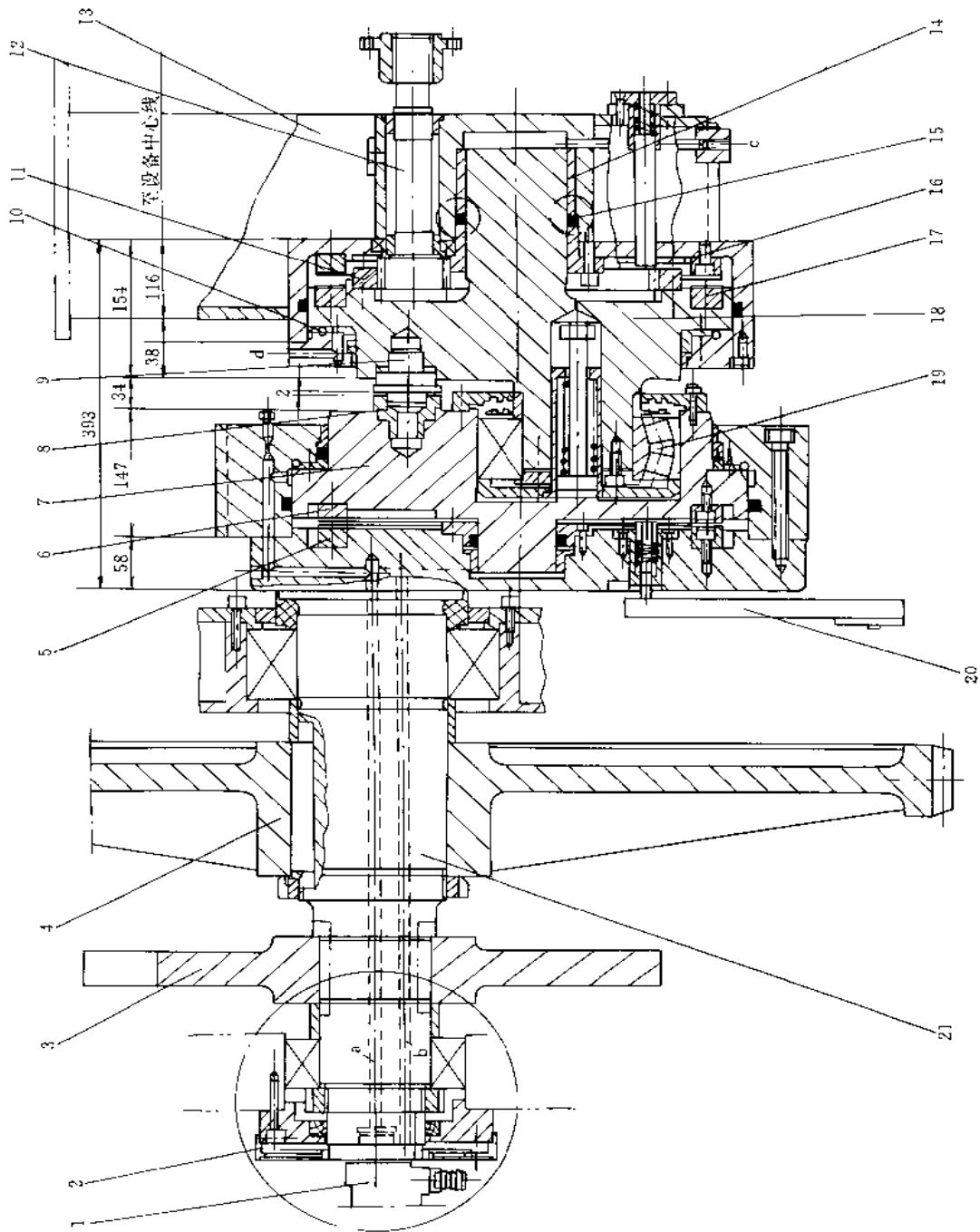


图 2-1-511 曲柄半径调节机构

1—接头体；2—轴端密封；3—定位销；4—人齿轮；5、6、16、17—径向齿轮；7—带孔圆盘；8—销座；9—定位销；10—Y形密封圈；11—内齿轮套；12—内齿轮轴；13 刀架；14—导向套；15—密封圈；16—平衡重；17—曲柄轴

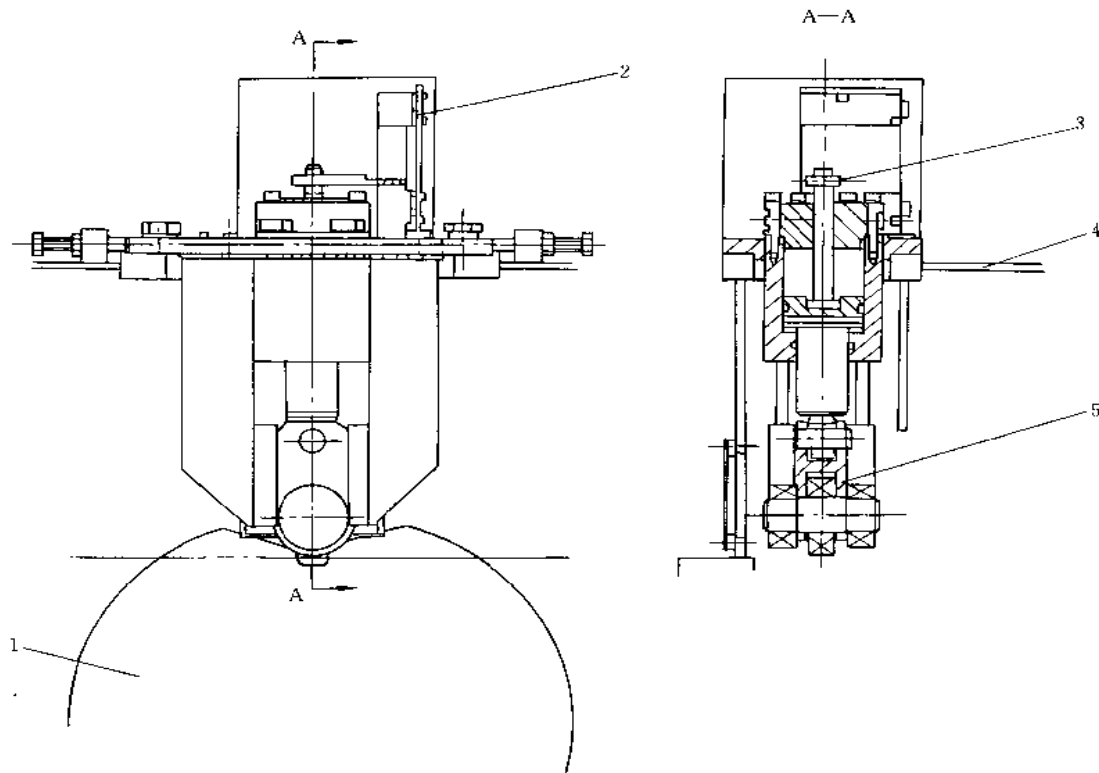


图 2-1-512 调位液压缸结构

1—定位轮；2—行程开关；3—拨叉；4—液压缸；5—滚轮

轴颈圆盘 18 的左轴端支承在向心双列滚子轴承 19 内。定位销一端固定在轴颈圆盘 18 端面上，带孔圆盘 7 端面固定的径向齿轮 6 与偏心轴固定的径向齿轮 5 啮合可以传递剪切功率。带孔圆盘 7 也像液压缸的活塞，前后端轴颈起柱塞作用，可使带孔圆盘实现水平往返动作，以实现对径向齿轮是啮合或脱开。固定在曲柄轴 21 上的外套即为液压缸。在曲柄偏心盘外侧安装一个平衡曲柄轴的配重 20。曲柄轴上还装有大齿轮 4 和带凹槽的定位轮 3，定位轮的作用是调节曲柄半径，固定上刀架位置。曲柄轴 21 端部还安装有旋转接头及密封件。另外上刀架上装有四个行程开关用弹簧杆。其中两个是控制轴颈圆盘水平移动开关，另外两个是控制带孔圆盘移动的非接触的感应开关。

调节曲柄半径时，先要将上刀架固定。固定上刀架是通过调位液压缸完成，调位液压缸将滚轮压在曲柄轴定位轮上的凹槽内，这样上刀架则被固定（见图 2-1-512）。调节动作如下：1）如图 2-1-511 所示，c 口进压力油，轴颈圆盘 18 径向齿轮脱开啮合，轴颈圆盘 18 通过定位销 9 与带孔圆盘 7 连接，行程 10mm；2）b 口进油，使带孔圆盘 7 径向齿轮脱开啮合，行程 4mm；3）两个圆盘连接后，由液压马达带动蜗轮减速器、万向联轴器、齿轮轴及内啮合齿轮套，按要求的剪切定尺所对应的角度带动带孔圆盘 7 转动相应角度即可；4）a 口进油，使带孔圆盘 7 再反向移动，使径向内轮啮合；5）d 口进油使轴颈圆盘 18 反向移动，使径向齿轮啮合；6）如图 2-1-512 中调位液压缸 4 将滚轮 5 升起，定位轮 1 解脱限制。

图 2-1-513 所示为下刀架组件。下刀架架体由钢板焊接而成，其上主要安装由 60WCrV7 材料制成的下刀片，刀片硬度与上刀片相同。机械偏心变速箱由箱体、两对齿轮和中间有十字头的离合器及液压缸组成。由图 2-1-509 可知，机械偏心变速箱通过齿轮联轴器分别与上、下刀架相连接，变速箱另一端通过特殊联轴器与两个仿形装置相连接。变速箱内二对对内轮传动比分别为  $i_1=1$ 、 $i_2=2$ 。两个液压缸控制十字头离合器三个位置，控制这三个位置时，从动轴通过电磁薄片制动器制动，使其不致在调节位置之间转动。只有正确位置调好后，极限开关发出电信号时，制动才松开。

一个仿形装置  $i=1/2$ （增速），此时飞剪转一圈，该仿形装置也转一圈，当飞剪的直流电机断电时，该仿形装置起作用，命令传动轴上的气动制动器制动。另一个仿形装置  $i=4$ （减速），当被剪切钢板长度超过基本定尺长度的四倍时，该装置才控制液压偏心的旋转液压缸起作用。

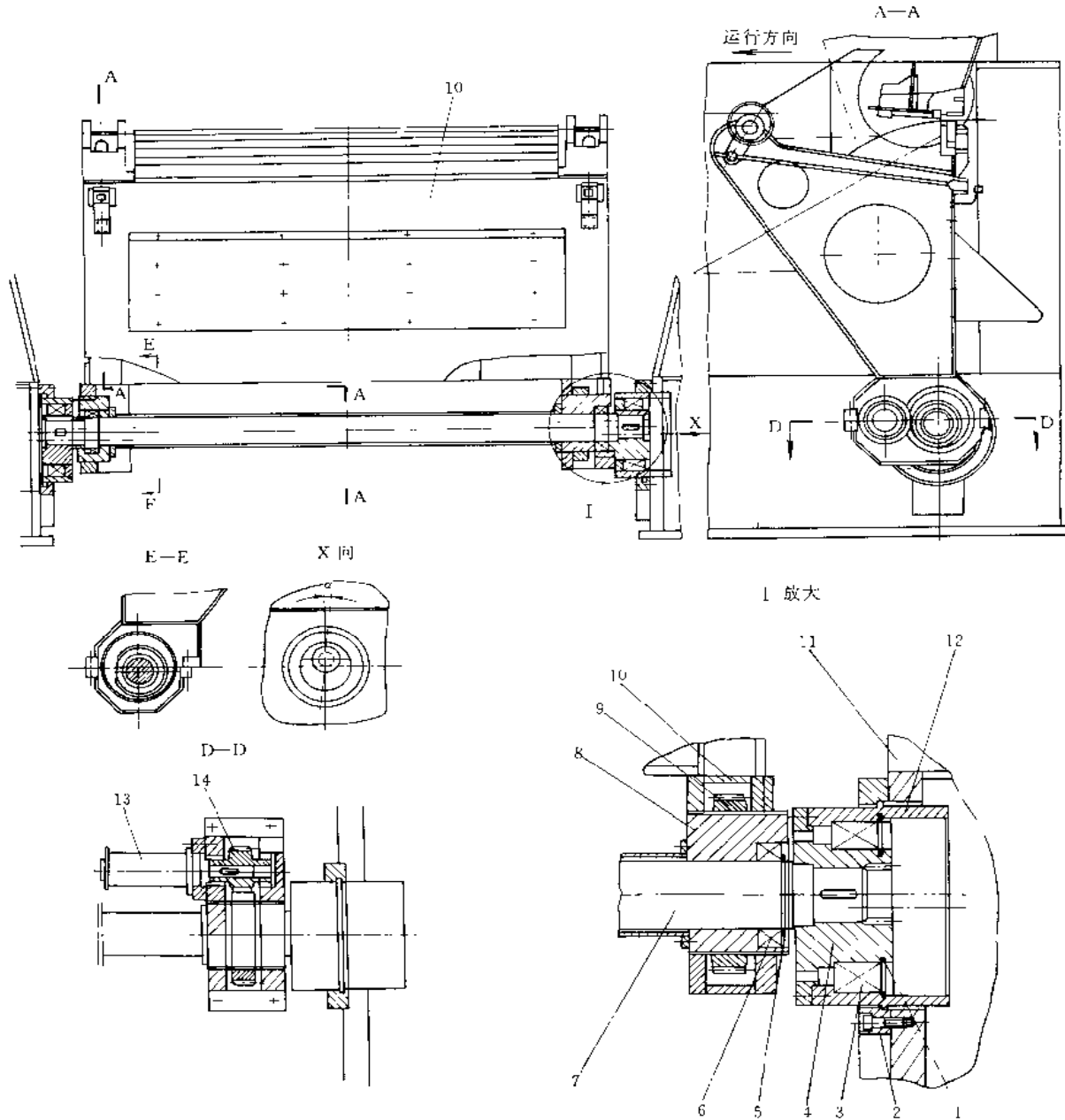


图 2-1-513 下刀架组件

- 1、5—外卡环；2—压盘；3、6—轴承；4—机械偏心套；7—长轴；8—液压偏心套；  
9、14—齿轮；10—下刀架架体；11—机架；12—外轴承座；13—旋转液压缸

上、下刀片重叠量的调整靠调整垫板来实现。上、下刀片侧间隙的调整，主要根据被剪切材料的厚度来调整，调整方法是转动在下刀架上的两根螺杆（见图 2-1-508），使上、下刀架连接处的偏心套转动，使上、下刀片靠拢或离开，以达到所要求的侧隙，一般说，剪刀的侧间隙是被剪切钢板厚度的 10%~15%。

图 2-1-514 所示为旋转液压缸结构。当 A 口进压力油时，由于活塞左、右两端带旋向相反的丝扣并分别与后端盖和传动轴连接，液压力作用于活塞两丝扣端产生力矩使传动轴转动，同时向左移动。传动力矩为  $170\text{N}\cdot\text{m}$ ，活塞行程 80mm。活塞杆端安装齿轮与液压偏心套上齿轮传动比为  $i = 48/20 = 2.4$ ，活塞杆转过  $360^\circ$ ，偏心套侧转  $150^\circ$ 。若液压偏心在上死点或下死点位置并与机械偏心位置相配合，则在剪切理论上可以有无限长的定尺。旋转液压缸的安装位置见图 2-1-513 的 D-D 剖视图。

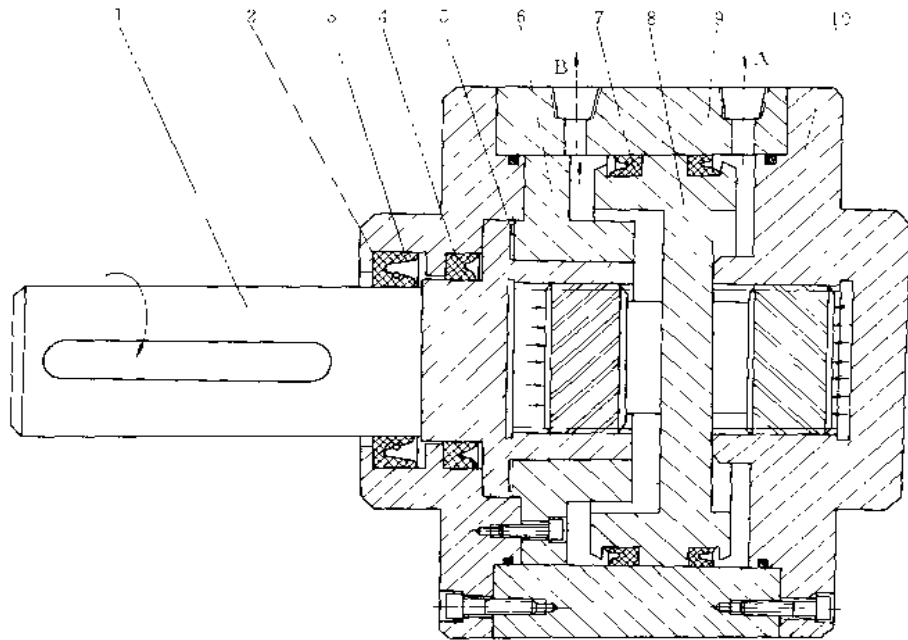


图 2-1-514 旋转液压缸结构

1—旋转轴；2—防尘圈；3—前端盖；4—密封圈；5—滚针轴承；6—支承环；  
7—Y形密封圈；8—活塞；9—缸体；10—后端盖

## 15.5 板形仪

### 15.5.1 板形仪的原理

板形仪是控制板带平整度的设备。图 2-1-515 所示是分段辊接触式板形仪的原理图。在轧辊与卷取辊之间安装一个张力辊。轧制时张力辊 3 受到板带 5 的径向压轴力  $P$ ，其与总张力  $T$  的关系为

$$P = 2T \cos \frac{\alpha}{2}$$

板带截面中的张应力为  $\sigma_p = \frac{T}{F}$ ，式中  $F$  为板带的横截面积，则

$$\sigma_p = \frac{P}{2F \cos \frac{\alpha}{2}}$$

能测出张力辊的压轴力  $P$ ，就可换算出板带的张应力  $\sigma_p$ 。板带不平整波形的形成原因是轧制中横向各点纵向延伸不同造成的。由于延伸不同，反映出的横断面上的张应力也不同。因此张应力的分布可作为衡量板形的参数来检测。

检测张应力时是将张力辊 3 分成 25~29 段左右，分段测出压轴力，算出各段的张应力  $\sigma_p$ 。将板形仪测得的各段的信号输入到计算机，经数据处理后，发出控制信号去控制有关元件（如控制冷却液流量以控制轧辊的热凸度，或控制轧辊的压下量等），这样保证板材横向各点延伸率一致，达到最优板型。

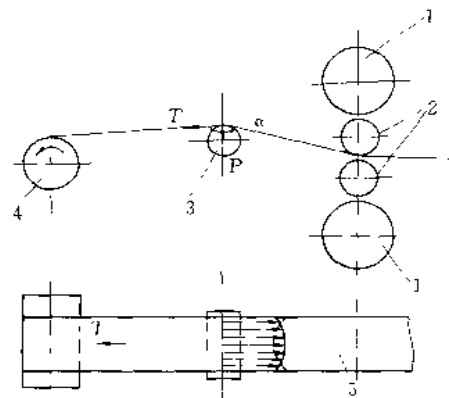


图 2-1-515 张力辊受力分析

1—支承辊；2—工作轧辊；3—张力辊；  
4—卷取辊；5—板带

### 15.5.2 板形仪检测辊的结构

图 2-1-516 所示为 VIDIMON 型板形仪检测辊结构总图。检测辊分为 29 段，每段辊宽 52mm，直径

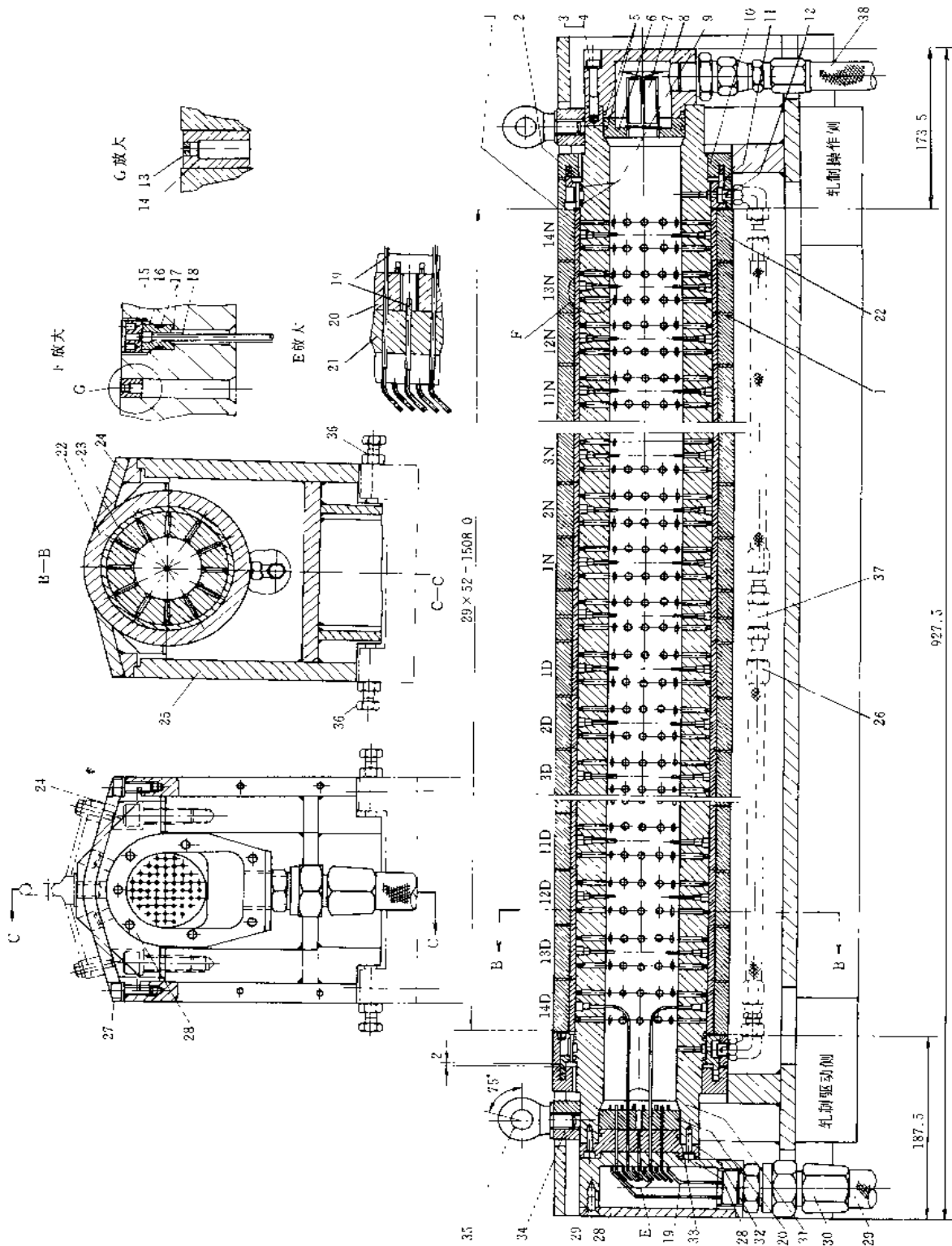


图 2-1-516 板形检测仪探针结构示意图

1- 端面滚针轴承; 2- 密封圈; 3- 螺栓; 4- 垫圈; 5- O形密封圈; 6- 右端端盖; 7- 空气过滤器; 8- 空气接管端盖; 9- O形密封圈; 10- 右端密封盖; 11- 右端固定端盖; 12- 压缩空气管端接头; 13- 喷嘴; 14- 喷嘴头; 15- 气压感应头; 16- 气压感应头; 17- O形密封圈; 18- 中空管; 19- 管道; 20- 左端固定端盖; 21- 右端固定端盖; 22- 衬板; 23- 衬圈; 24- 护板; 25- 安装架; 26- 压缩空气对接管头; 27- 螺栓; 28- 左端端盖; 29- 集束网管; 30- 管接头; 31- 喷射轴; 32- 定位销; 33- O形密封圈; 34- 一套; 35- 吊环; 36- 调节位置螺钉; 37- 三通; 38- 压缩空气管道



$\phi 163\text{mm}$ ，各段辊道端面装有滚针轴承 1，以减少辊道间的摩擦。每段辊道圈 22 与一个挡圈 23 配合，挡圈内有一根空气喷射轴 31，挡圈 23 与喷射轴 31 之间形成一个微小的环状间隙。空心喷射轴 31 内由管道 38 输入压缩空气。每段辊道圈宽度上有二排喷嘴，每排 12 个，每排喷嘴之间在上、下极限位置各有一个空气压力接受孔传递间隙中的压缩空气压力。检测辊的工作是利用气体喷嘴挡板的原理。当轧制的板带从检测辊上通过时，沿横截面张应力大的地方，对该段辊道的正压力大，挡圈与喷射轴之间的间隙变小，而下段间隙变大，间隙的改变造成压力变化。由上、下空气压力接受孔将压力信号输出到差动变压器中经转换产生电信号。如果板形良好，沿检测辊轴向各段所受正压力均匀，则每段挡圈与喷射轴之间的间隙均匀，空气压力近似相等，等差变压器接受的压力差为零，则无电信号输出，这样轧辊轴线方向的冷却液控制阀按照预定轧制要求喷射冷却液。

### 15.5.3 板形仪检测辊装置的总体布置

图 2-1-517 所示为板形仪检测辊装置布置图。检测辊 4 与轧辊 2 之间的距离为 1225mm，安装高度从最低 98mm 到最高 154mm 之间可以调整。检测辊放在支架座里，支架用三个气缸 14 支承。检测辊的横向位置可以用调整螺栓调节。检测辊与轧辊轴线的不平行度允差在长度方向为 0.1mm/m。可检测板带宽为 830 - 1370mm，轧制速度为 375 - 865m/min。

### 15.5.4 喷射梁的布置

图 2-1-518 所示为喷射梁的布置。由板形仪检测出的信息用来控制冷却液的喷射。冷却液喷嘴安装在喷射梁上的集成板上。二根喷射梁安装在工作辊的咬入侧。沿工作辊辊身方向分布有 29 排冷却液喷嘴，喷嘴间距为 52mm，与检测辊分段对应。沿辊身方向上支承辊一排分布喷嘴 29 个，上工作辊有四排共 116 个喷嘴，下工作辊五排共 133 个喷嘴。每块安装板上设有与检测辊相对应的 4 个喷嘴（与辊身垂直），由一个数字动圈式电磁开关控制，电磁阀接受由计算机处理的信号。该电磁阀应具有长的寿命，一年应达 500 万次开启无故障。工作辊全部喷嘴最大冷却液流量消耗为 200L/min。

### 15.5.5 板形仪气动回路

图 2-1-519 所示为板形仪气动回路原理。空气轴承式板形仪利用两个压缩空气源，经过压缩空气罐使压力稳定，并经过空气过滤器。一路压缩空气至喷射梁，用压力阀调定压力为 0.2MPa，另一路经 VIDICON 控制柜调定压力 0.3MPa，a 路至检测辊内浮起挡圈，b 路至检测辊内吹扫各端部污染，并输入到电气控制柜中形成正压，以防灰尘进入。由于检测辊内各部分加工精度很高对空气质量要求高，气源必须经干燥处理。

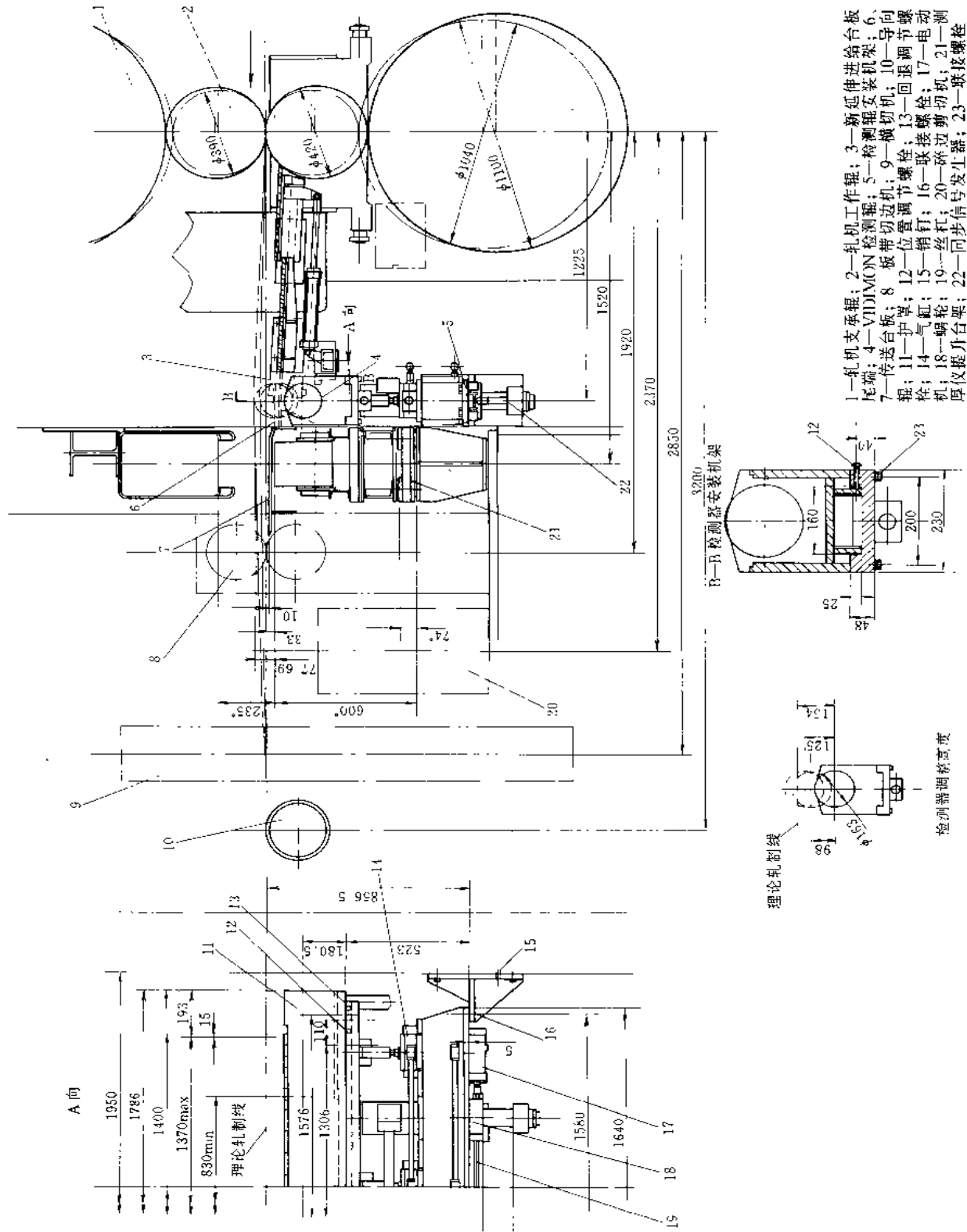


图 2 1 517 板形仪检测辊装置总体布置

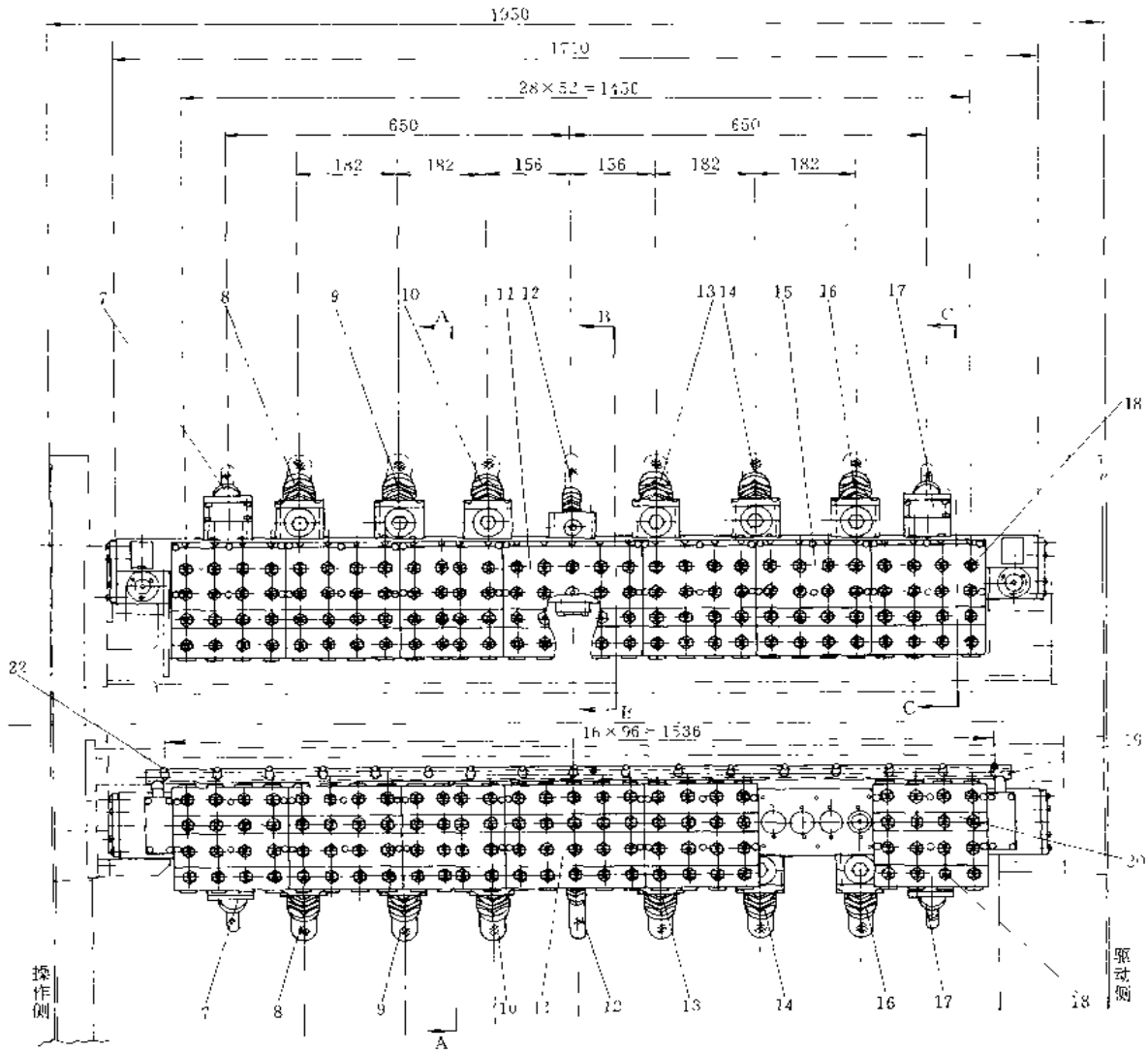


图 2-1-518 喷射梁的布置 (-)

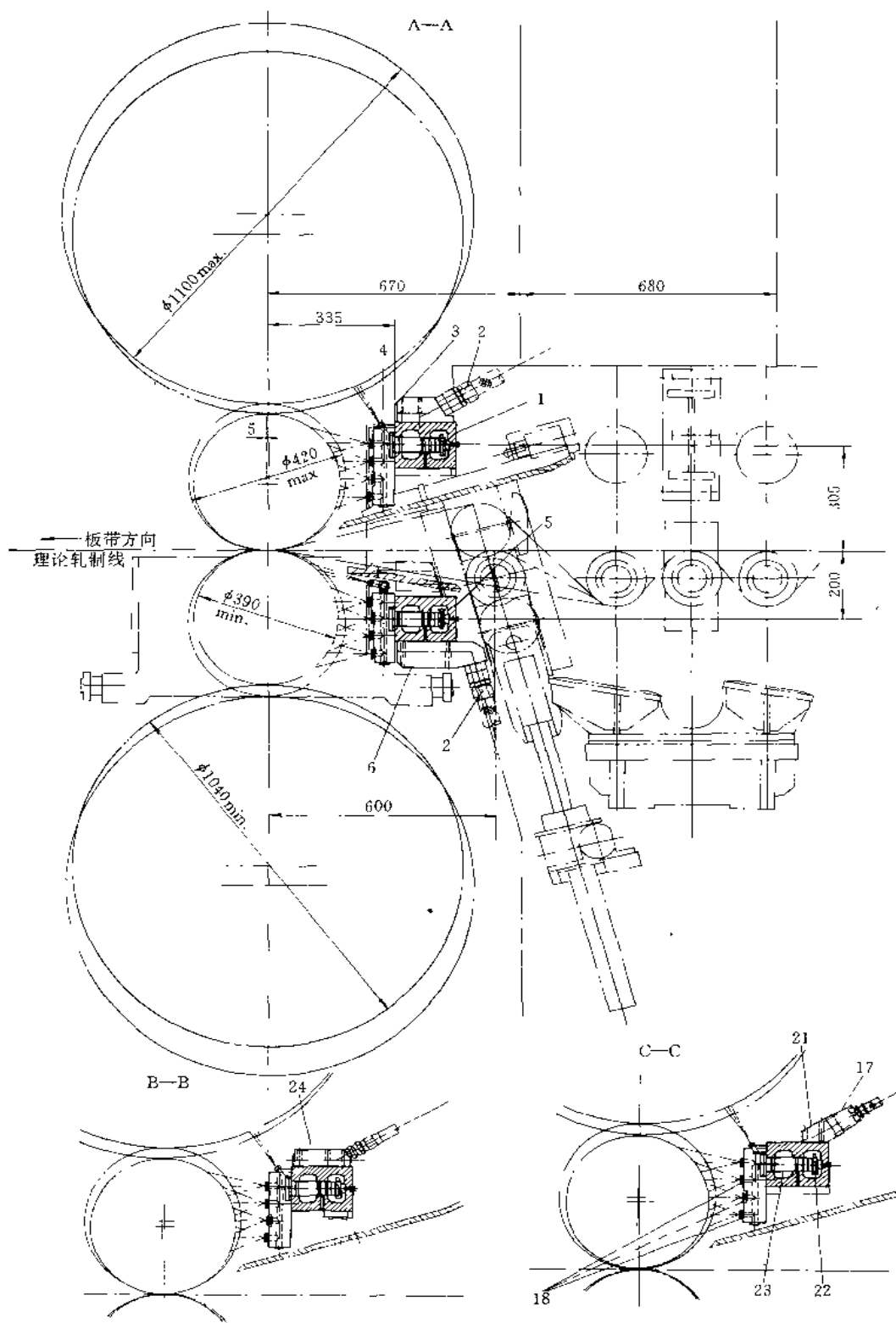


图 2-1-518 喷射梁的布置 (二)

1—上控制阀组合梁架；2—喷射器接头；3—上冷却液管接头体；4—喷射头安装板；5—下控制阀组合梁架；6—下冷却液管接头体；7、17—电缆线管接头；8、9、10—冷却液管接头；11—压缩空气喷嘴安装板；12—压缩空气管接头；13、14、16—冷却液管接头；15—上冷却液喷嘴安装板；18—喷嘴；19—喷嘴安装板；20—下冷却液喷嘴安装板；21—电缆管接头体；22—电磁动圈；23—阀套；24—压缩空气管接头体

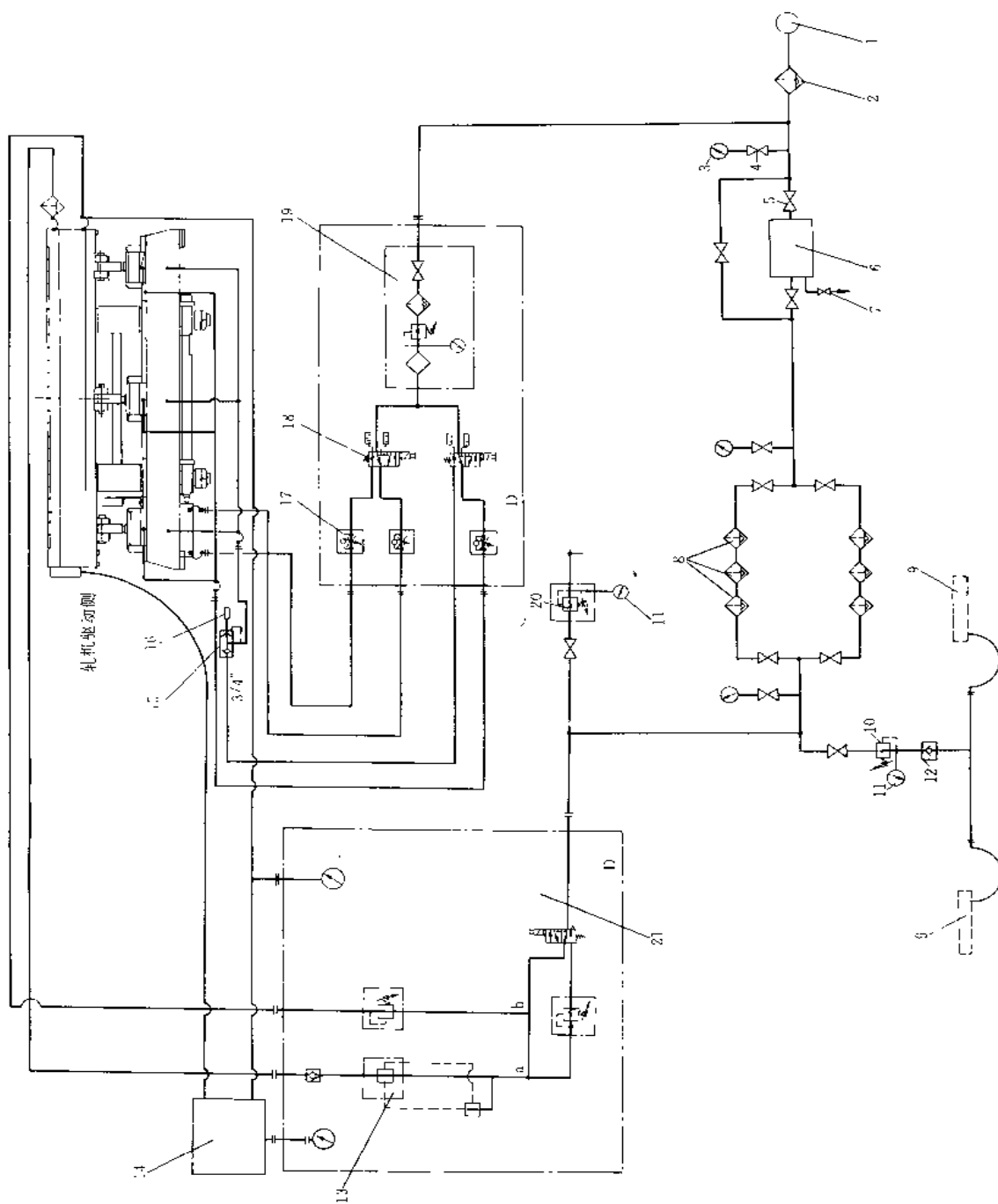


图 2-1-519 板形仪气动回路原理  
 1—气源; 2—空气滤清器; 3—压力表; 4—压力表止开; 5—截止阀; 6—排气罐; 7—排气罐; 8—二位五通换向阀; 9—空气过滤器; 10—稳定阀; 11—压力表; 12—控制柜; 13—差压式变压器; 14—通称变压器箱; 15—梭阀; 16—梭阀; 17—单向节流阀; 18—二位三通换向阀; 19—单向节流阀; 20—调压阀; 21—控制柜

## 第 2 章 巧用原理的结构及创意性的结构设计

### 1 巧用原理的结构

#### 1.1 巧用连杆的结构

##### 1.1.1 自动伞

图 2-2-1 为自动伞的自动张开机构。弹簧压缩时长度为  $AB-BC$ ，利用弹簧的弹力使曲柄连杆滑块机构滑动而打开伞。

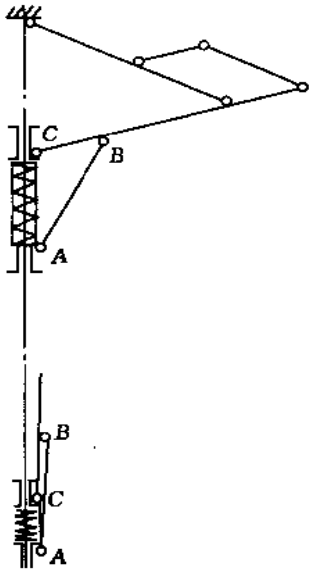


图 2-2-1 自动伞

##### 1.1.2 升降平台

图 2-2-2 为液压缸-连杆系统的升降平台。水平伸缩的叉车，电动折页门等原理同此。

图 2-2-3 所示为英国的易达式高空作业车，伸缩臂伸出最大长度为 10.3m。伸缩臂的变幅角度最高为  $76.5^\circ$ ，最低为  $-18^\circ$ 。为保证作业平台总是保持水平位置，采用油缸互相补油的办法，当变幅油缸 1 的 c 腔供油时，臂 5 抬起，带动缸 2 的活塞上行，其 a 腔的油被压入缸 3 的 a' 腔，而 b' 腔的油流入缸 2 的 b 腔，缸 3 的活塞回缩，使平台保持水平，反向动作相似。

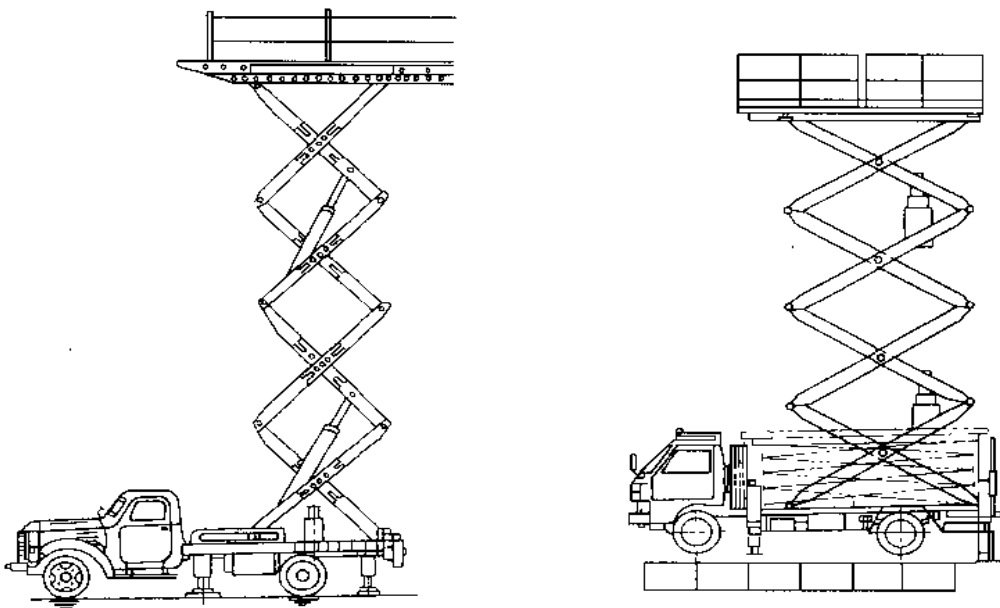


图 2-2-2 汽车升降平台

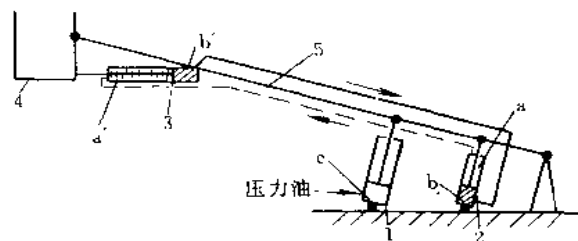
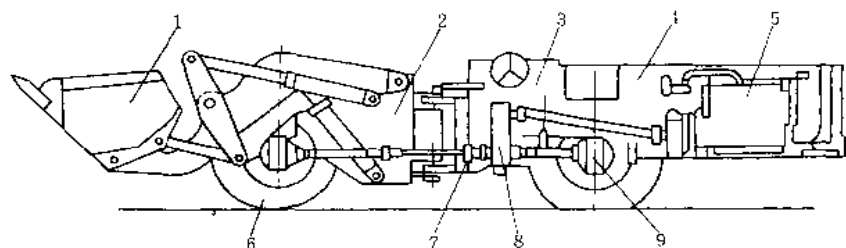


图 2-2-3 油缸伸缩臂的平动平台

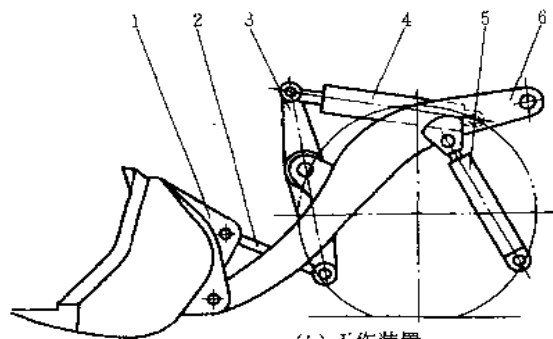
1—变幅油缸；2—随动油缸；3—水平保持油缸；4—作业台；5—伸缩臂

## 1.1.3 铲运机、装载机的工作装置



(a) 外形图

1—工作装置；2—前车架；3—司机室；4—后车架；5—动力机；6—前桥；7—传动轴；8—变速箱；9—后桥



(b) 工作装置

1—铲斗；2—连杆；3—摇臂；4—转斗油缸；5—动臂油缸；6—动臂

图 2-2-4 井下铲运机外形及其工作装置

图 2-2-4 为井下铲运机外形及其工作装置图。

图 2-2-5 为转斗油缸前置式八杆正转机构。转斗油缸的支承布置在前桥的前端，缸后腔进油时转斗，所以铲取力大。动臂油缸的支承布置在前桥的后端为后置式，双缸举升，力臂力，前桥受力状态较好。动臂举升时，由机构在运输位置时形成两个四边形，所以铲斗后倾角变化较小，近似平动。杆件和铰接点多，结构复杂，而且铰接点位置高，影响司机视野。另外，铲斗与臂铰接点及铲斗与连杆的铰接点均在铲斗内侧，铲斗需要开出相应的凹槽，造成铲斗易于粘粉矿及清斗和维修均较费事。目前只见到德国 Schopf 公司采用。

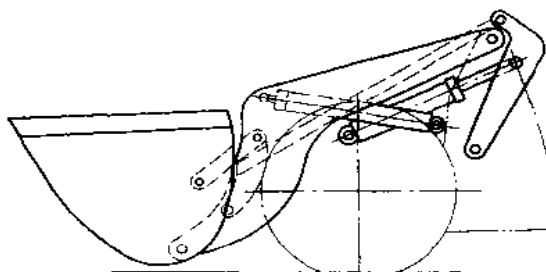


图 2-2-5 转斗油缸前置式八杆正转机构

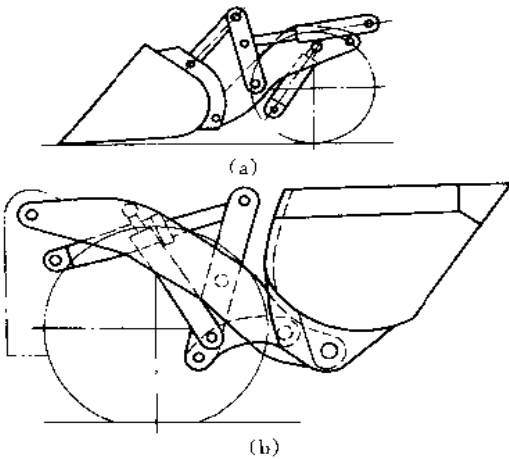


图 2-2-6 转斗油缸后置式

图 2-2-6a 为转斗油缸后置式正转六杆机构。转斗力臂大，摇臂和连杆布置在动臂内侧，摇臂的下端铰接在动臂上，结构较简单，铲斗可以设计成近似平动。转斗油缸前腔进油时转斗铲取力小，但因转斗力臂大得到了补偿。另外，与八杆正转机构类似，杆件布置高，影响司机视野，抬高了整机高度。

图 2-2-6b 为转斗油缸后置式反转六杆机构。采用双动臂，平行对称布置在铲运机中心线的两侧，动臂之间联成整体。动臂油缸一般为后置式，也是两个，平行对称布置在动臂中间。这种布置前后桥受力状态较好，后悬短，机器稳定性较好。

转斗杆系布置在机器中心线上，为单杆系，大型的才采用双转斗杆系布置在两动臂的内侧。转斗油缸为后置式的，转斗力臂大，所以铲取力大。这种反转六杆机构只要各杆件尺寸选择恰当，可以实现铲斗自动放平。

但由于摇臂和连杆多布置在前桥与铲斗之间狭窄空间中，易和前桥牙包发生干涉，所以尺寸选择和定点较复杂。

由于反转六杆机构有上述一些特点，所以在露天装载机上和井下铲运机上仍广泛被采用。

图 2-2-7 为转斗油缸前置式正转六杆机构。转斗油缸的活塞杆与铲斗直接铰接，油缸后支点与摇臂相连接，摇臂中部铰接在动臂上，通过连杆与前车架铰接。采用双动臂双转斗杆件对称平行布置，组成两个近似平行四边形，动臂举升时，铲斗近似平动。运动平稳，同时易于更换成其他的辅助工作装置（如升降台等）。动臂油缸的双缸为后置式的，在动臂举升过程中前桥受力状态较好，使整机的稳定性也提高。缺点是转斗油缸前腔进油时转斗，铲取力小；其活塞杆与铲斗直接相连，曾发生过活塞杆和油管接头被矿（岩）石砸坏事故。又因摇臂和下连杆的布置受前桥限制，必须抬高动臂与前车架的铰接点，增加了整机高度，影响司机视野。采用双动臂双转斗机构，双个动臂油缸和双个转斗油缸杆件多，销轴铰接点多；油管多，结构复杂，重量大，增加了保养和维修量。所以，仅有芬兰 TORO100DH 型上采用此种机构。

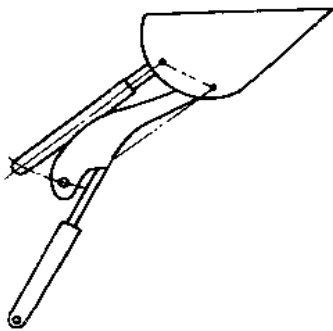


图 2-2-8 无连杆正转四杆机构

图 2-2-8 为无连杆正转四杆机构。两个转斗油缸为后置式的，规格相同。平行对称布置在两动臂内侧。活塞杆直接与铲斗后壁铰接；动臂为双臂结构，动臂油缸也是两个规格相同后置式的。此种形式简单，转斗时铲斗后壁受力均匀，易设计成铲斗平动。但转斗油缸铲取力小，且要求转斗油缸行程大，需配油压较高流量较大的油泵。另外，铲斗油缸长，为避免活塞杆与铲斗底相碰撞，必须在斗底开出相应的凹槽。

由于这种机构突出简单，所以在某些中、大型铲运机上被采用。如果在大型铲运机上采用大型多连杆类型的工作机构，势必造成结构复杂，前悬大，机重增加。

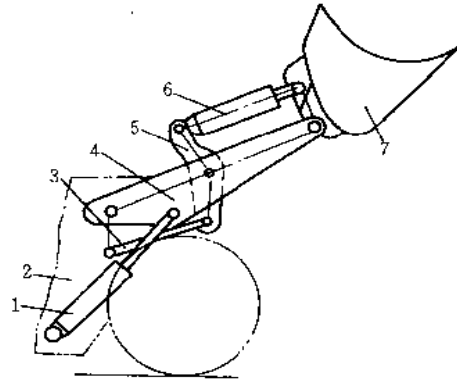


图 2-2-7 转斗油缸前置式正转六杆机构（芬兰 TAMROCK 公司）

1—动臂油缸；2—前车架；3—连杆；4—动臂；5—摇臂；6—转斗油缸；7—斗铲



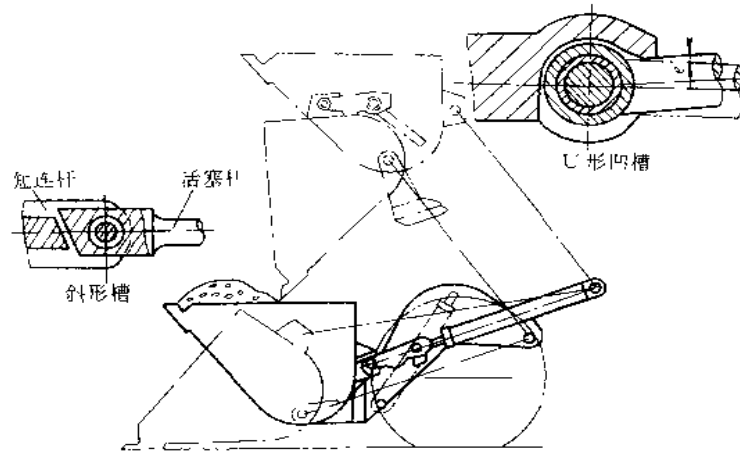


图 2-2-9 带短连杆的正转四杆机构

图 2-2-9 为带短连杆的正转四杆机构，转斗缸一般为单缸后置式的，其活塞杆通过短连杆与铲斗后壁铰接，克服了不带短连杆四杆机构的缺点。动臂油缸一般为单缸前置式的，动臂举升过程中前桥受力状态不良。当铲斗处于运输位置时，由动臂、转斗油缸、铲斗与车架组成一个平行四边形，在动臂举升过程中，铲斗可以平动，因而避免撒矿。它结构简单，铰接点少，布置容易达到紧凑合理，前悬小，减低了整机高度，司机视野好。虽因转斗油缸前置供油时铲取力小，但可通过加大转斗油缸径或油压来提高铲取力，近年来应用人为增加。应该指出，这种机构转斗油缸的活塞杆伸出还是较长的，在实际工作中活塞杆有被与短连杆相

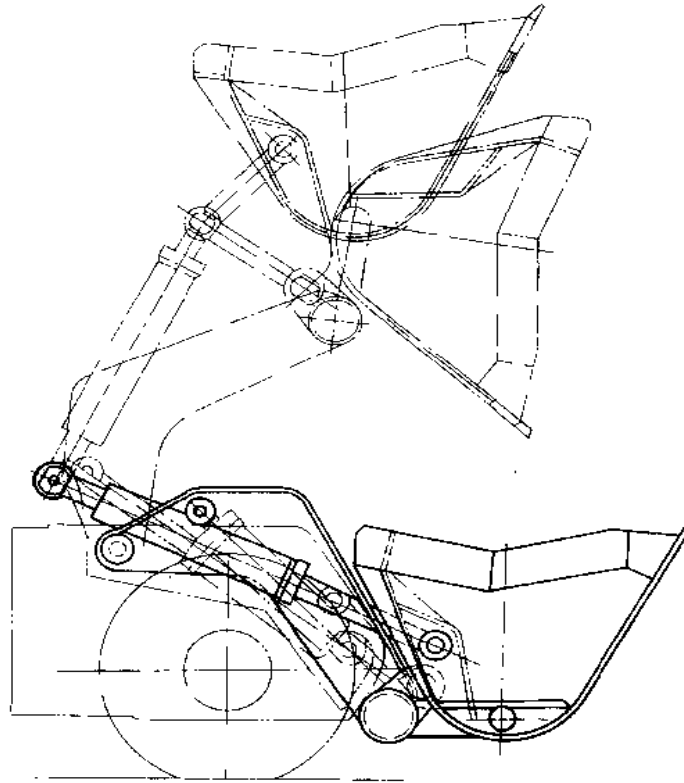


图 2-2-10 带稳定杆的正转四杆机构

铰接处的 U 形槽或斜形槽碰撞, 造成活塞杆弯曲变形的事故发生。另外, 这种机构为了避免转斗缸活塞杆伸出长及改善受力状态 (即减小外阻力力臂) 把动臂下支点伸到铲斗后壁内侧中, 铲斗须开出相应的凹槽, 这对“清斗”来说也是个缺陷, 同时销套销轴润滑困难, 容易进水。

图 2-2-10 为带稳定杆的正转四杆机构。与带短连杆的正转四杆机构不同之处是增加一处铰接点, 将活塞杆和短连杆三者铰接在一起, 稳定杆的下铰点与动臂连在一起; 其次是取消了 U 形槽或斜形槽的结构。这样稳定杆支承了一部分铲斗的重量, 增大了转斗缸力臂, 改善了杆件受力情况, 增加了转斗缸取力, 避免了短连杆 U 形槽等对活塞杆的相碰, 改善了活塞杆的弯曲变形和连杆的正转四杆机构相同。

图 2-2-11 是美国 EIMCO916 型铲运机具有独特的可伸缩式动臂和底卸式铲斗的工作机构。其特点是动臂 FBE 在大臂伸缩油缸作用下, 可前后伸缩, 铲掘工作开始时, 铲运机处于“刹车状态”, 伸出大臂, 使铲斗插入矿 (岩) 堆。转斗油缸为后置式的, 布置在伸缩式动臂下方, 缸体支承点铰接在动臂上, 活塞杆直接与铲斗后壁相连, 插入时随动臂一起移动, 铲取力大。铲掘终了时, 动臂收缩使铲斗处于运输状态, 这时转斗缸活塞杆伸出较长。卸载时靠开斗油缸打开斗底进行卸载。

这种工作机构的最大优点是停车插入, 故轮胎不像一般铲运机那样在铲掘时产生强烈磨损。此外, 伸缩动臂及采用底卸式结构, 可以使铲斗在卸载时获得较大的卸载高度与卸载距离, 而在运输时使铲斗缩回, 以减少前悬尺寸, 提高运行稳定性。这种机构较复杂, 未能被推广, 但它提供了一种解决轮胎磨损的方法, 可在设计时借鉴。

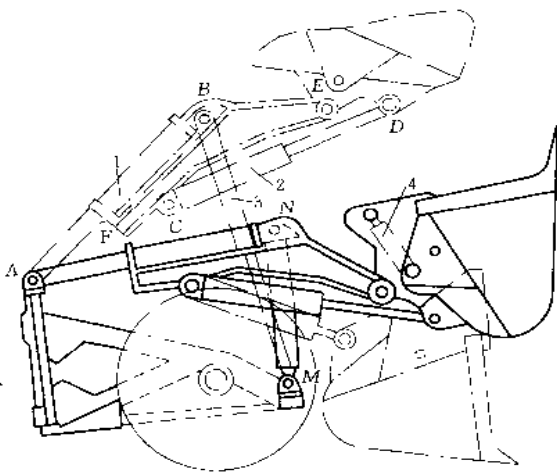


图 2-2-11 动臂可伸缩式工作机构  
1—大臂伸缩油缸; 2—转斗油缸; 3—人臂举升油缸; 4—开斗油缸

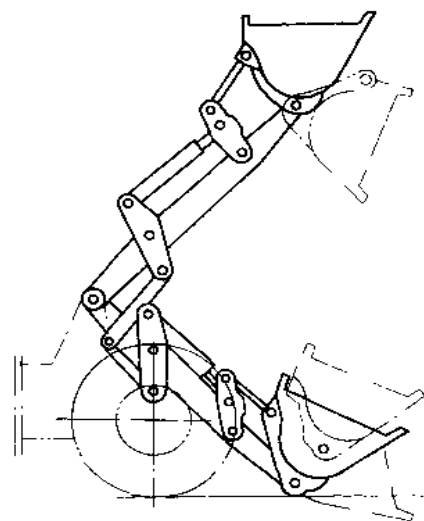
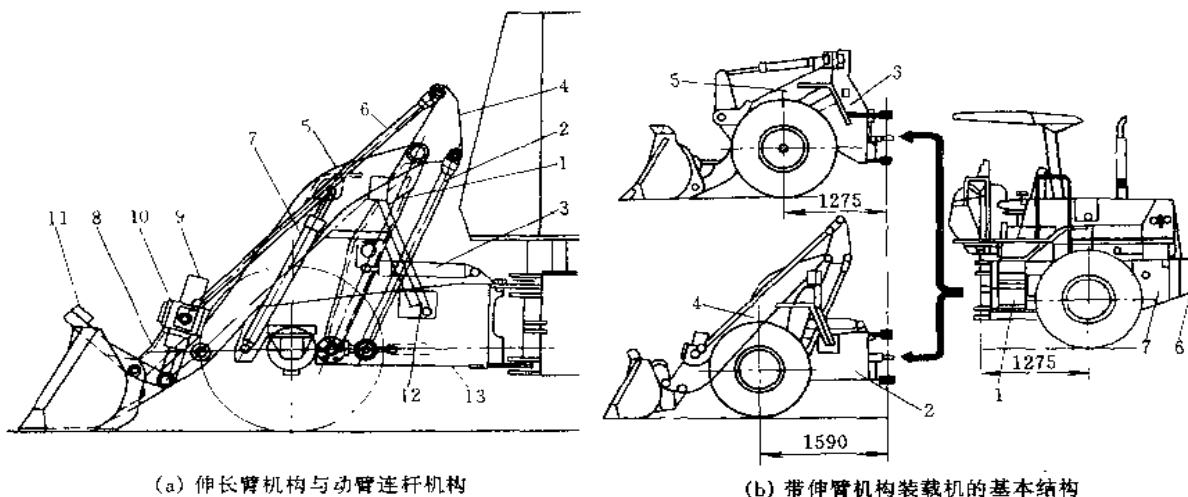


图 2-2-12 Caterpillar 公司的 900 系列铲运机工作装置

图 2-2-12 所示为美国 Caterpillar 公司的 900 系列铲运机工作装置, 也是属于八杆正转机构。该机是由露天前端装载机改进的, 只能适用于大巷道的条件下作业。但它的结构布置为转斗油缸前置式八杆正转机构不同, 在铲斗处于运输状态下, 机构形成了三个近似平行四边形。其优缺点与上述八杆正转机构基本相同。

图 2-2-13 为工作装置带有伸长臂机构和动臂连杆机构的装载机, 增加了卸载高度和卸载距离, 因而可向较高的车厢, 或从车厢后向卡车装载, 同时, 该两机构各自构成平行四边形机构, 保证铲斗在整个运动范围内角度完全不变, 从而减少了物料的洒落。因此这种装载机适合于狭小场所工作, 以及叉具作业和混凝土等液态物料的搬运。

伸长臂机构只有一个液压缸, 而且动臂液压缸是单臂式支点, 结构简单。



(a) 伸长臂机构与动臂连杆机构  
 1—伸长臂机构的摇臂；2—伸长臂机构的连杆；3—伸长臂机构的液压缸；4—双臂曲柄；5—动臂；6—动臂连杆机构的连杆；7—动臂液压缸；8—转斗液压缸支架；9—转斗液压缸；10—销轴架；11—铲斗；12 信号灯和挡泥板支架；13—前车架

(b) 带伸臂机构装载机的基本结构  
 1—后车架；2—WR11-1型的前车架；3—WA100型的前车架；4—WR11-1型的工作装置；5—WA100型的工作装置；6—大型配置；7—附加配置

图 2-2-13 轮式装载机的伸长臂机构及相配基本结构

### 1.1.4 输油臂

油船所停泊的水位是变化的，它在装卸的过程中也随装载量而上下起伏。因此前后左右的位移也不可能很准确。图 2-2-14 为码头用的输油臂及其工作范围示意图。关键设备是与油轮输油管接口相连接的有几个不同回转方向的接头，如图 2-2-15 所示为电液控制的输油臂，管径达 250mm。

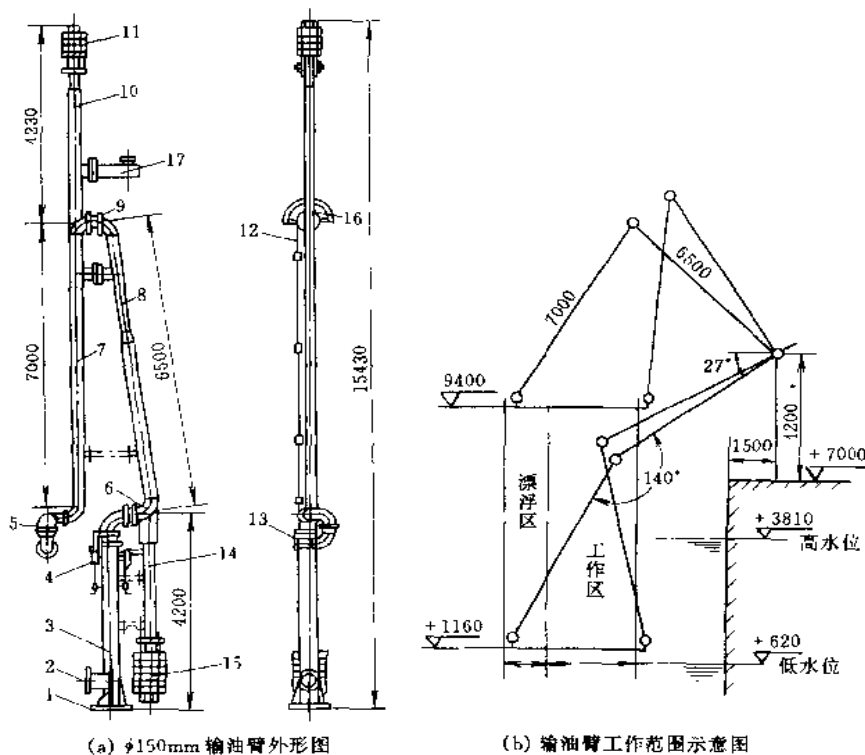


图 2-2-14 码头用输油臂

1—底座；2—入口法兰；3—立柱；4—锁紧装置；5—二向回转接头；6—中间回转接头；7—外臂；8—内臂；9—头部回转接头；10—副配重臂；11—副配重；12—真空破除器；13—船端连接法兰；14—主配重臂；15—主配重；16—船舶漂移指示装置；17—可拆卸弯管

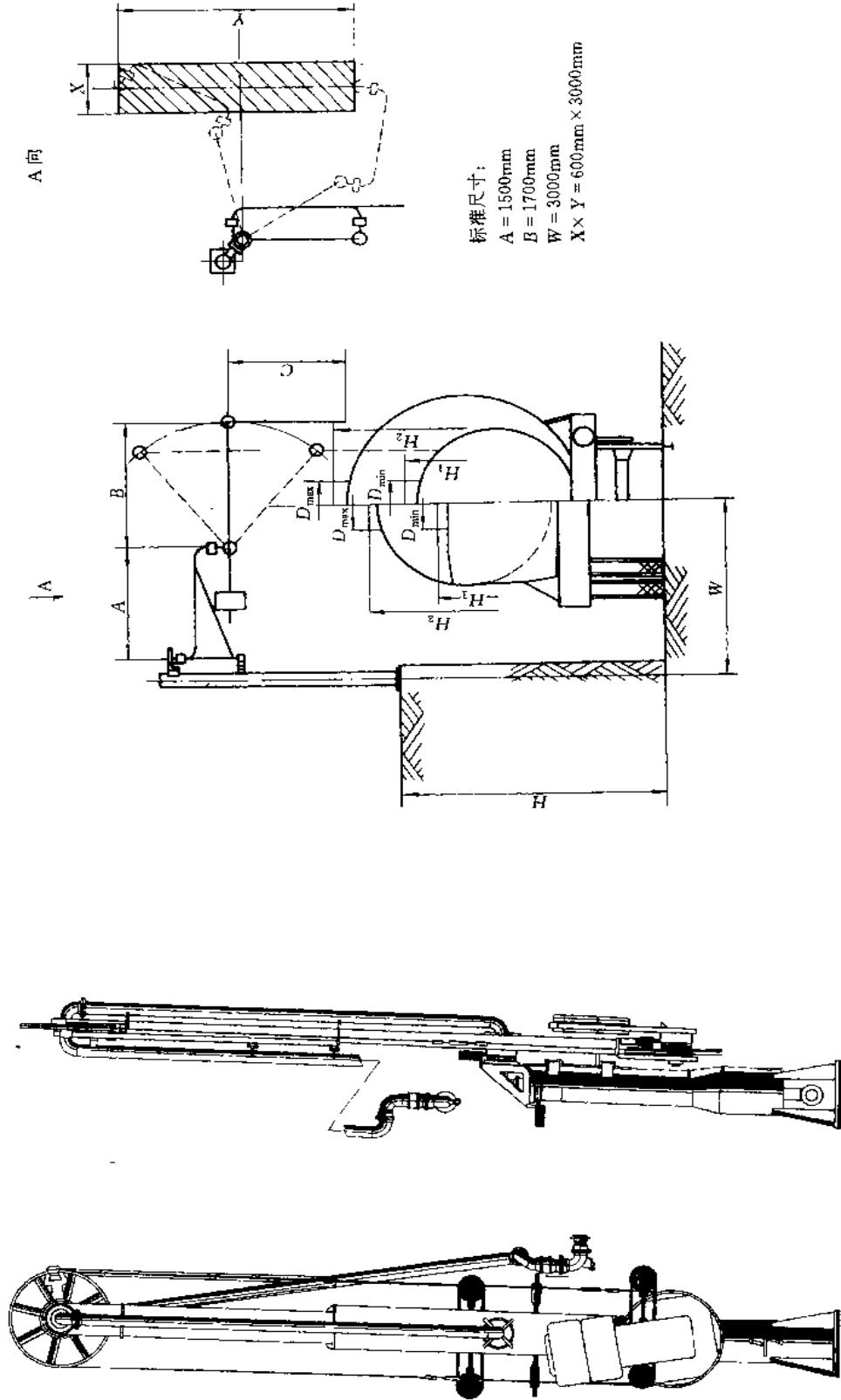


图 2-2-16 油车用输油臂

图 2-2-15 电液控制输油臂

图 2-2-16 为油车用输油管。它有一个关键设备是双阀紧急脱离接头 DV/ERC，作为安全保护装置。

当槽车移动使其接管超出规定的工作区域时，DV/ERC 可保证底部装载臂与公路或铁路槽车之间迅速分离。一旦槽车在装载臂还未与其分断前就启动离开，DV/ERC 的夹持装置便可可靠地打开，并仅产生极少的泄漏。脱离过程见图 2-2-17。

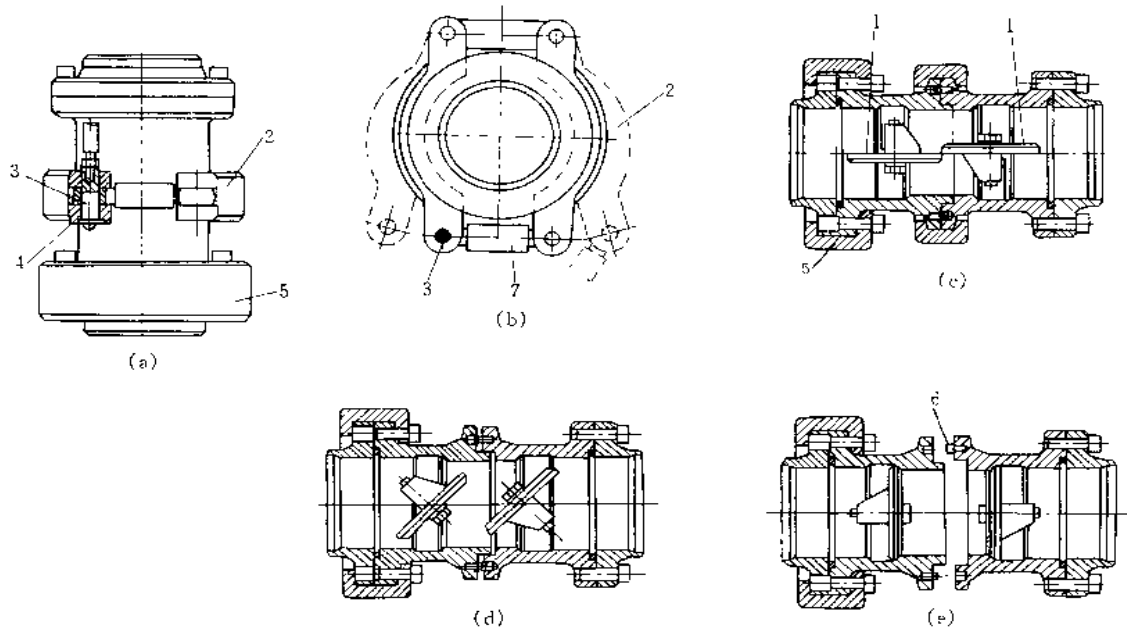


图 2-2-17 双阀紧急脱离接头

1—阀片；2—夹板；3—动作销；4—剪切销；5—旋转节；6—导向销；7—销紧螺栓

### 1.1.5 夹轨器、夹钳、抓斗

图 2-2-18a 为螺旋手动机构，b 为液压缸-重锤连杆机构，c 为液压缸-弹簧连杆机构。

图 2-2-19 所示结构的特点是在颚铲闭合过程中始终有较大的闭合力。

图 2-2-20 所示为水平钢带卷的电动液压传动夹钳器。电动液压传动夹钳由电力驱动液压传动系统工作。液压传动系统的执行元件——液压缸 3 推动构件 5，并使曲杆 14 推动双摇杆 4、13。由摇杆 4 推动以连杆 6、7 和钳身 2 与钳腿 8 组成的四连杆机构，连杆 6、7 是绕 B'、B 点转动，使钳腿 8 保持垂直但作横向位移。摇杆 13 驱动另一个钳腿 10 运动，完成夹钳的张开或闭合动作。

图 2-2-21b①的左右拉杆 2、3 与两组平行四连杆机构被自动开闭器 6 挡住。图 b②使内钳口 11 伸入卷心，并将整个夹钳搁在钢卷上。由于自重，夹钳的各连杆全部密合起来。在密合过程中，固定在杆件 3、4 上的自动开闭器的转轴轴肩与固定在构件 7 上的锁口碰撞一次。转轴在自动开、闭器中向上滑动，并受自动开闭器中小轴的约束，顺时针方向旋转  $45^\circ$ 。当杆件 3、4 上提过程中，自动开闭器的转轴靠自身重力作用向下滑动，仍受自动开闭器中小轴的约束，又顺时针方向旋转  $45^\circ$ 。于是转轴每上、下一次便旋转  $90^\circ$ ，使转轴的锁头在锁口内由横位变成直位，自动开闭器脱门。图 b③脱门的夹钳在提升过程中，受钳口自重分力的影响，拉杆 2、3 向上、向内移动，同时由于曲杆 4、5 带动两个四连杆机构（即图 a 的 a、b、c、d 和 b、c、f、g）运动，内、外钳口在水平方向相对移动，咬住钢带卷，并通过钢带卷的重力和各连杆、曲杆受力的倍率使夹钳的夹紧力产生的摩擦力大于被吊钢带卷的自重，把钢带卷吊起。构件 10 的作用是约束曲杆 4、5，使两个四连杆机构的运动相平衡。在图 b④位置复位。

图 2-2-22 所示机械自动连锁两用夹钳是用于吊运钢卷退火炉的内、外炉罩和钢卷垛层间空气对流板的专用工具。工作原理同上。

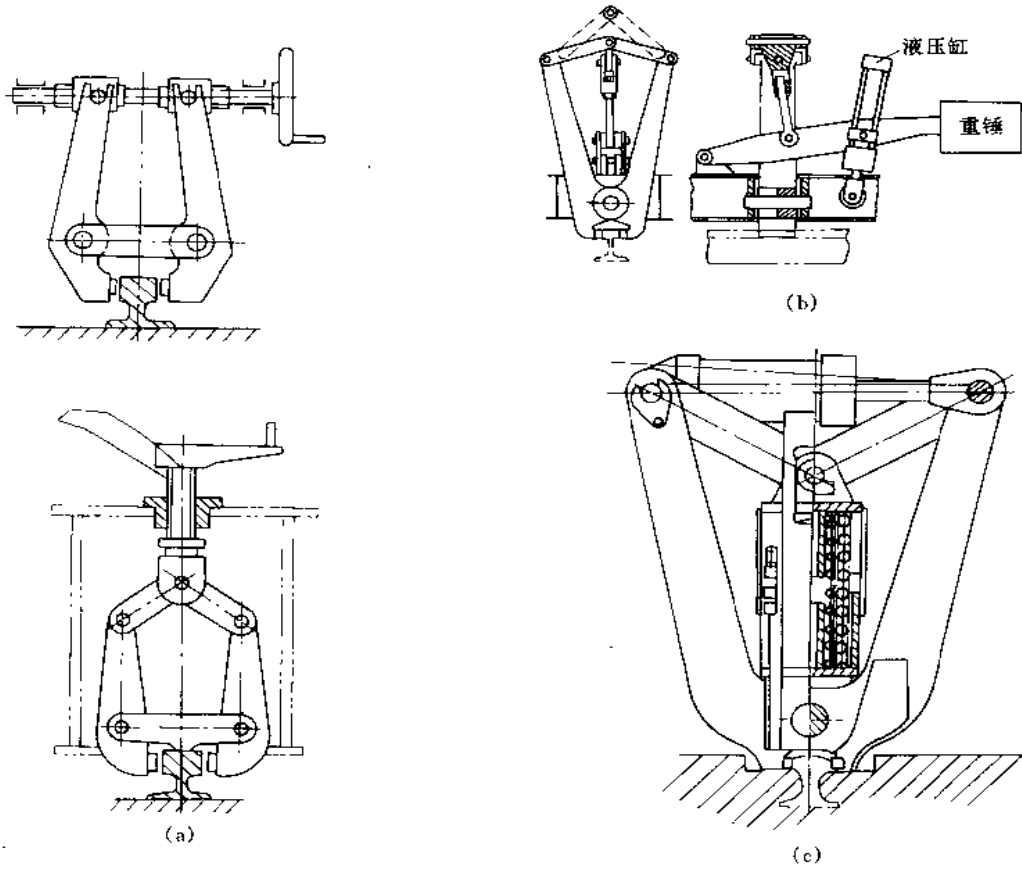


图 2-2-18 用于起重机夹轨器的连杆机构

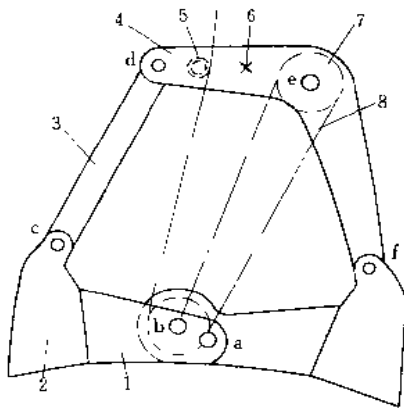


图 2-2-19 斜压式双颚抓斗  
1—颚铲连接臂；2—颚铲；3—压杆；  
4—弓形斜压臂；5—导向轮；6—起  
升绳；7—增力滑轮；8—开闭绳

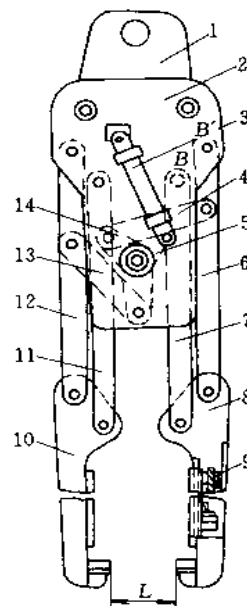
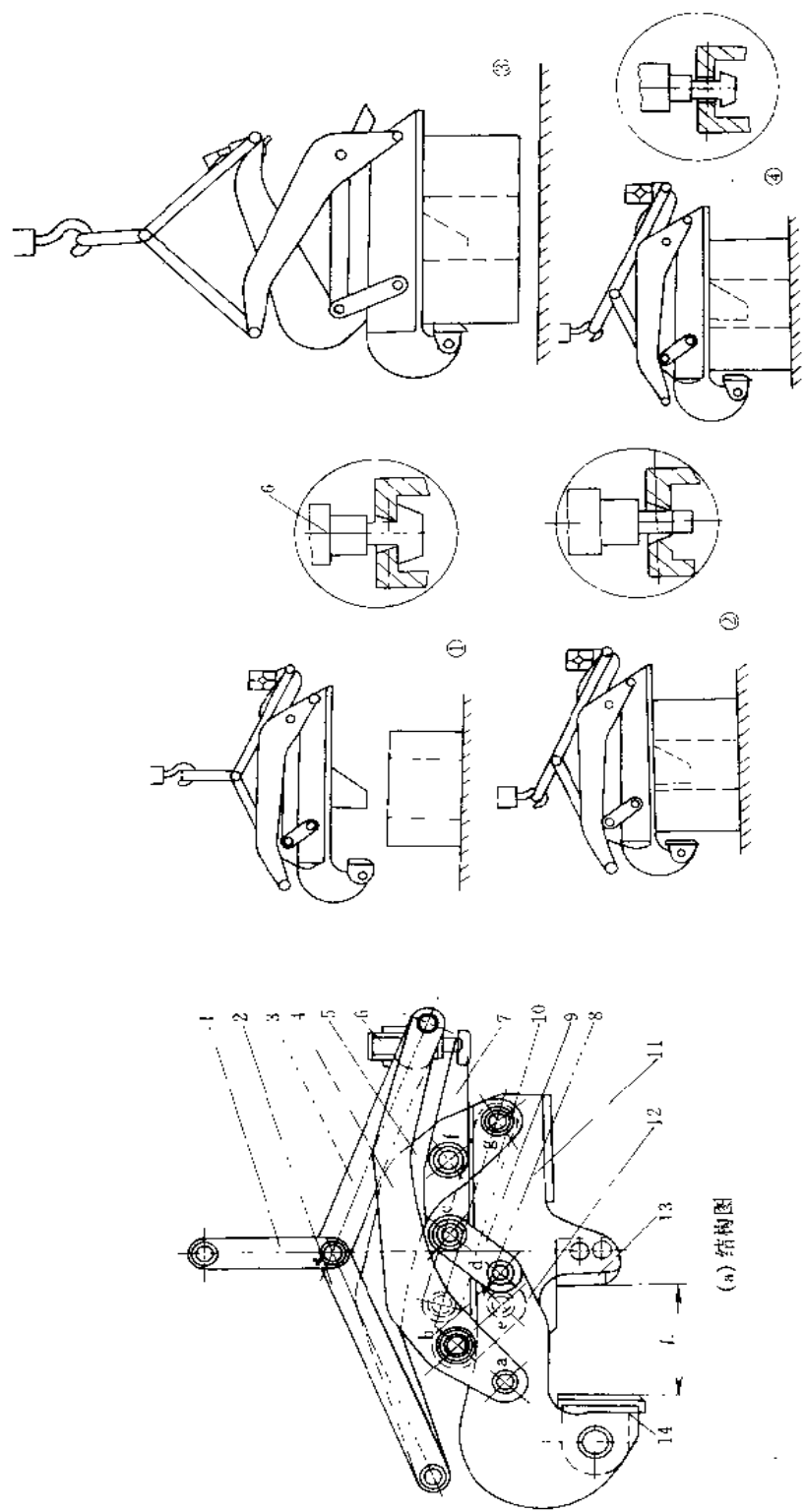


图 2-2-20 水平钢带卷  
的电动液压  
传动夹钳器

- 1—吊耳；2—钳身；3—油缸；4—摇杆 a；5—构件；6—连杆 c；7—连杆 d；8—钳腿 c；9—极限开关；10—钳腿 c'；11—连杆 d'；12—连杆 c'；13—摇杆 a'；14—曲杆
- L—开口尺寸



(b) 工作原理图

图 2-2-21 吊运竖立钢带卷的机械自动锁紧夹钳

- 1—吊耳；2—左拉杆；3—右拉杆；4—右曲杆；5—左曲杆；6—自动开闭器；7—构件；8—左连杆；
- 9—右连杆；10 平衡杆；11—内销口；12·外销口；13—凸锁块；14—凹锁块

$L$ —开口尺寸

(a) 结构图

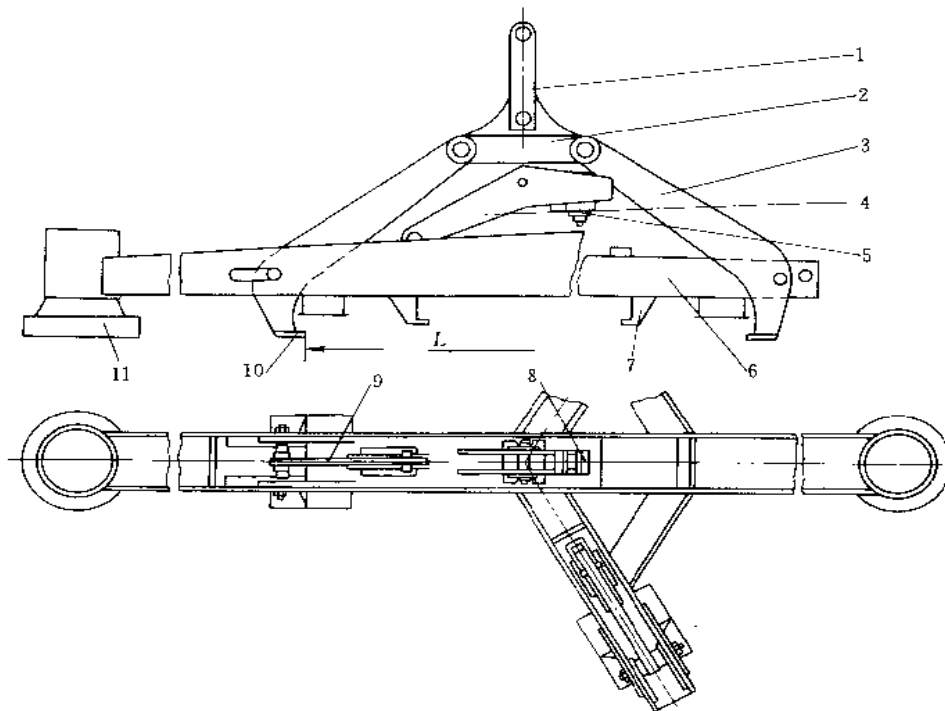


图 2-2-22 机械自动联锁两用火钳

1—吊耳；2—连通杆；3 吊杆；4—连杆；5—自动开、闭器；6—主钩件；7—爪钩；8—锁；9—爪块、钩共杆；  
10 爪块；11—地面导向装置  
L—开口尺寸

### 1.1.6 吊钩及锁紧装置

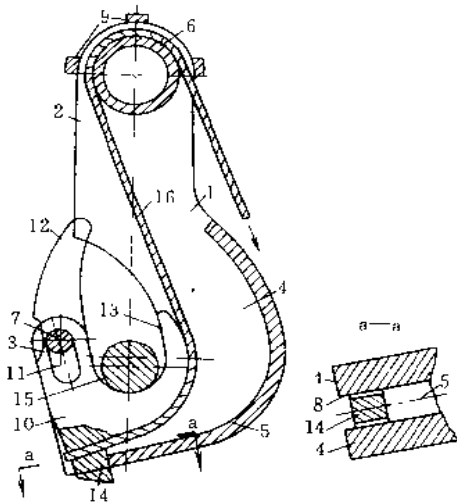


图 2-2-23 复钩式自动脱挂吊钩  
1—主钩体；2—钩柄；3—钩嘴；4—侧板；5—背  
面板；6—套；7—主钩体销轴；8—主钩体槽；  
9—限位板；10 副钩体；11—副钩导槽；  
12、13—副钩臂；14—挡板；15—吊  
索环；16—操纵绳

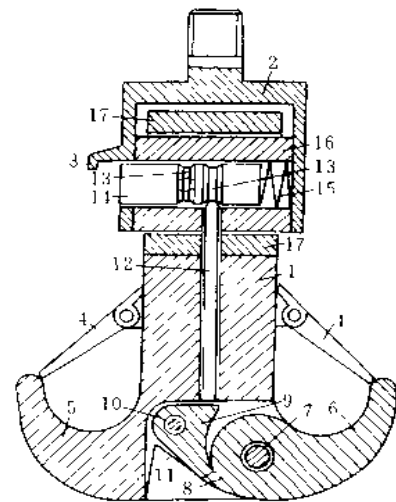


图 2-2-24 双钩脱钩装置  
1—钩柄；2 吊挂箱；3—限位器；4—弹簧支承  
的闭锁器；5—固定钩；6—转动钩；7—销轴；  
8—凸块；9—双臂杠杆；10—销轴；11—扭转  
弹簧；12 推杆；13—环槽；14—芯轴；  
15—弹簧；16—缸筒；17—套筒



图 2-2-23 所示为复钩式自动脱挂吊钩。这种吊钩由主钩体 1 和可以转动的副钩体 10 等组成图中副钩体 10 (包括 12、13) 与主钩体 1 (包括 2、4、5) 处于起升工况的重合位置。此时, 吊索环 15 由副钩臂 12、主钩体 1 限位, 货物的重量完全由主钩体承担。在货物重力作用下, 吊索环将主、副钩体压在一起, 副钩不能转动。

卸货时, 在操纵绳 16 的作用下, 对副钩产生一个向上推力。副钩销轴导槽 11 在销轴 7 限制下向上运动。当移至顶点时, 在操纵绳的进一步作用下, 副钩绕销轴中心线产生回转力矩。该力矩使副钩连同吊索环一起向外回转, 吊索环被抛到钩外, 达到自动脱钩的目的。

为了将吊索环挂到吊钩上, 应先将副钩向上提, 当上升到顶端时 (此时挡板 14 随副钩上升至脱离钩背板的位置

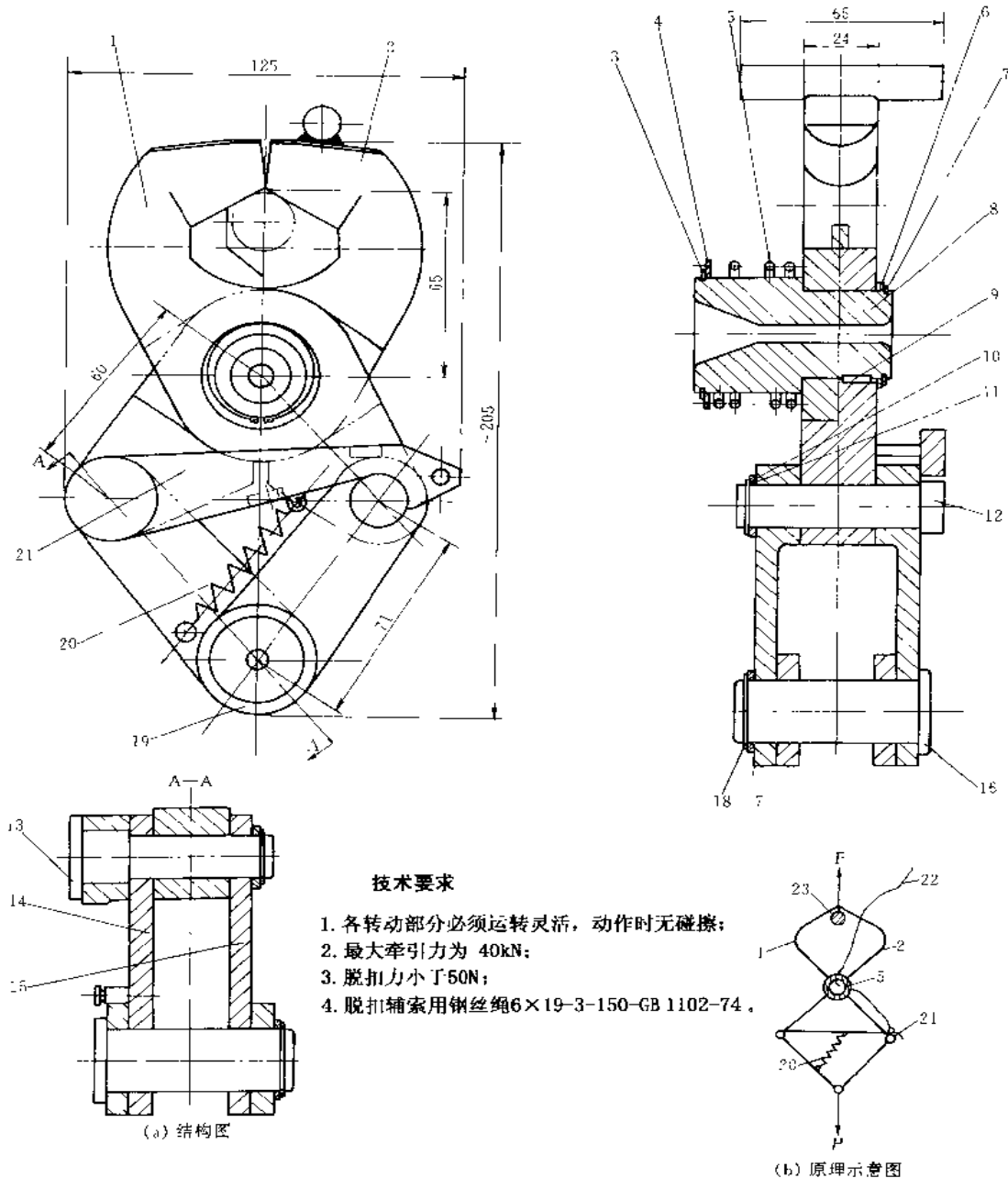


图 2-2-25 自动拉钩 (松脱型)

1—左半钩; 2—右半钩; 3—挡圈 35; 4、7—垫圈 35; 5—扭簧; 6—垫圈 30; 8—钩轴; 9—键 4×8; 10—挡圈 15; 11—垫圈 15; 12—右销轴; 13—左销轴; 14—左引板 A; 15—左引板 B; 16—牵引轴; 17—垫圈 22; 18—挡圈 22; 19—右引板; 20—拉簧; 21—轴扣; 22—控制套; 23—牵引环

置),再将副钩向外翻转,此时,可将吊索环挂到副钩里。最后,再把副钩复位,吊钩即处于可以提升的状态。

双钩脱钩装置如图 2-2-24 所示,由一只固定钩和一只回转钩,以及脱钩机构组成。这种装置可以利用起重机抽回捆货吊索。脱钩机构中有与钩柄焊接成一体的套筒 17,在套筒中装置了缸筒 16。缸筒上加工有两个径向孔,一个孔中装有弹簧和小球,起着缸筒中芯轴 14 的定位作用。在芯轴的端头上,装有弹簧 15,作为自动脱钩的动力元件。芯轴上加工有两道环槽 13,其中一道环槽里装置着推杆 12 的杆头,而推杆的另一头通过铰接装在钩柄上由弹簧 11 支承的双臂杠杆 9,限制着回转吊钩 6 的转动。钩体上还装有芯轴限位装置 3,以及吊钩闭锁器 4。

吊钩工作时,捆货索固定端置于固定吊钩 5 的开口中,另一端置于吊钩 6 的开口中。当货物吊放到货位时,吊索彻底放松,在弹簧 15 的作用下,芯轴 14 向外移动,通过推杆 12,使双臂杠杆向下转动。这时,双臂杠杆失去了对凸块 8 的控制作用,转动钩 6 回转下落,捆货索活动端从吊钩上落下。当吊钩重新上升时,即可把捆货索从货捆下抽出。重新工作之前,转动钩、芯轴复位即可。

图 2-2-25 为松脱型自动拉钩,结构组成为图 a 所示,原理示意图如图 b 所示。

当拉钩受到拉力  $P$  作用时,左、右半钩便闭合,且被拉力  $P$  所自锁;即只要拉力  $P$  存在,左、右半钩便不可能张开。为了更可靠起见,还设置了钩扣,这样即使因偶然因素而使拉力  $P$  消失,左、右半钩也不会在扭簧的作用下张开;只有当钩扣被拉开,且拉力  $P$  消失这两个条件同时存在时,左、右半钩才会在扭簧的作用下张开,拉钩才会自行脱落。

与自锁拉钩(松脱型)相配套的液压系统有两种设计方案。方案之一是使自锁拉钩停止牵引(拉力  $P$  消失)时,立即拉动控制索将钩扣拉开,此时左、右半钩便自动张开,拉钩随即自动脱落。方案之二是事先调整好控制索的长度,当牵引到某一位置时,控制索即被拉紧,钩扣便被拉开,此时拉钩即停止牵引(使拉力  $P$  消失),左、右半钩便自动张开,拉钩自行脱落。

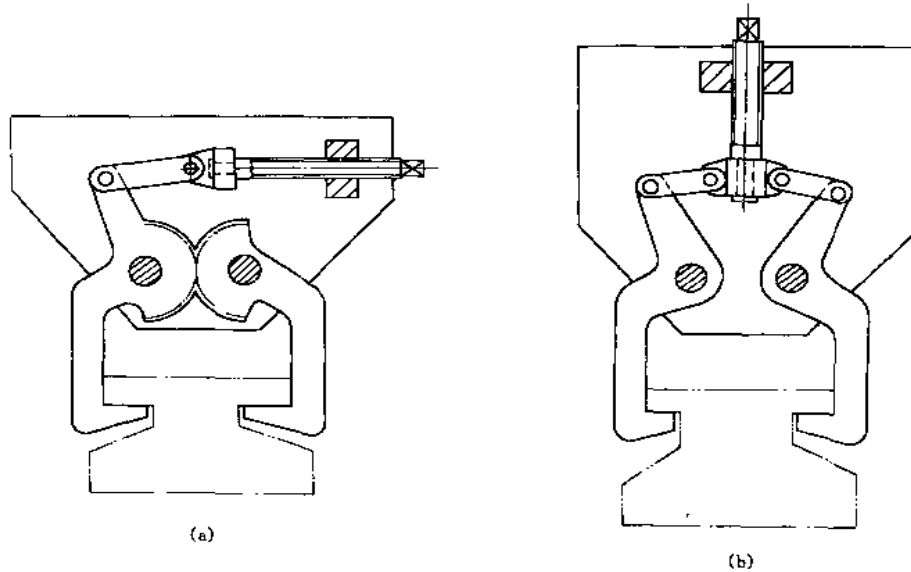


图 2-2-26 手动锁紧装置

图 2-2-26 所示为手动式机械锁紧的两种结构。它们主要由螺杆、螺母、曲柄、回转轴和手爪等组成。其原理都是通过将螺旋传动转变为直线运动,从而使手爪抓住或松开工件。

该机构可用作定位的辅助装置,起一定的保险作用。比如在液压提升或起吊物件时,为了在某一位置加以固定,除了用平衡阀等防止物件移位或下落外,也可以采用该装置加以锁定。由于其本身的自锁功能可防止发生上述意外情况。另外,该装置也可以用于搬运或提升物件。可以把手动螺旋传动改成液压或气动传动,即用液压油缸或气缸来代替上述手动装置。

图 2-2-27 为半自动锁。用于舰船的顶推装置。半自动锁主要由钳握 3、钳臂 4、中间销 5、锁块 20、内导合块 22 和外导合块 23 组成。钳臂可围绕中间轴转动,使钳握处于张开或闭合的位置。锁块用于锁定钳握的闭合位置。

当安装在被推船舶尾部的半自动锁,欲与安装在顶推船舶上的推柱(一柱状垂直安装的顶推装置)进行连接时,可扳起锁块,使钳握张开(可将锁块搁在钳臂上);当推柱进入钳握内并撞击内、外导合块时,钳握即在这一撞击力的作用下,使钳臂围绕中间轴转动,使钳握闭合,同时锁块在重力作用下落下至图示位置,则推柱即被锁定。这样,即可进行顶推作业。

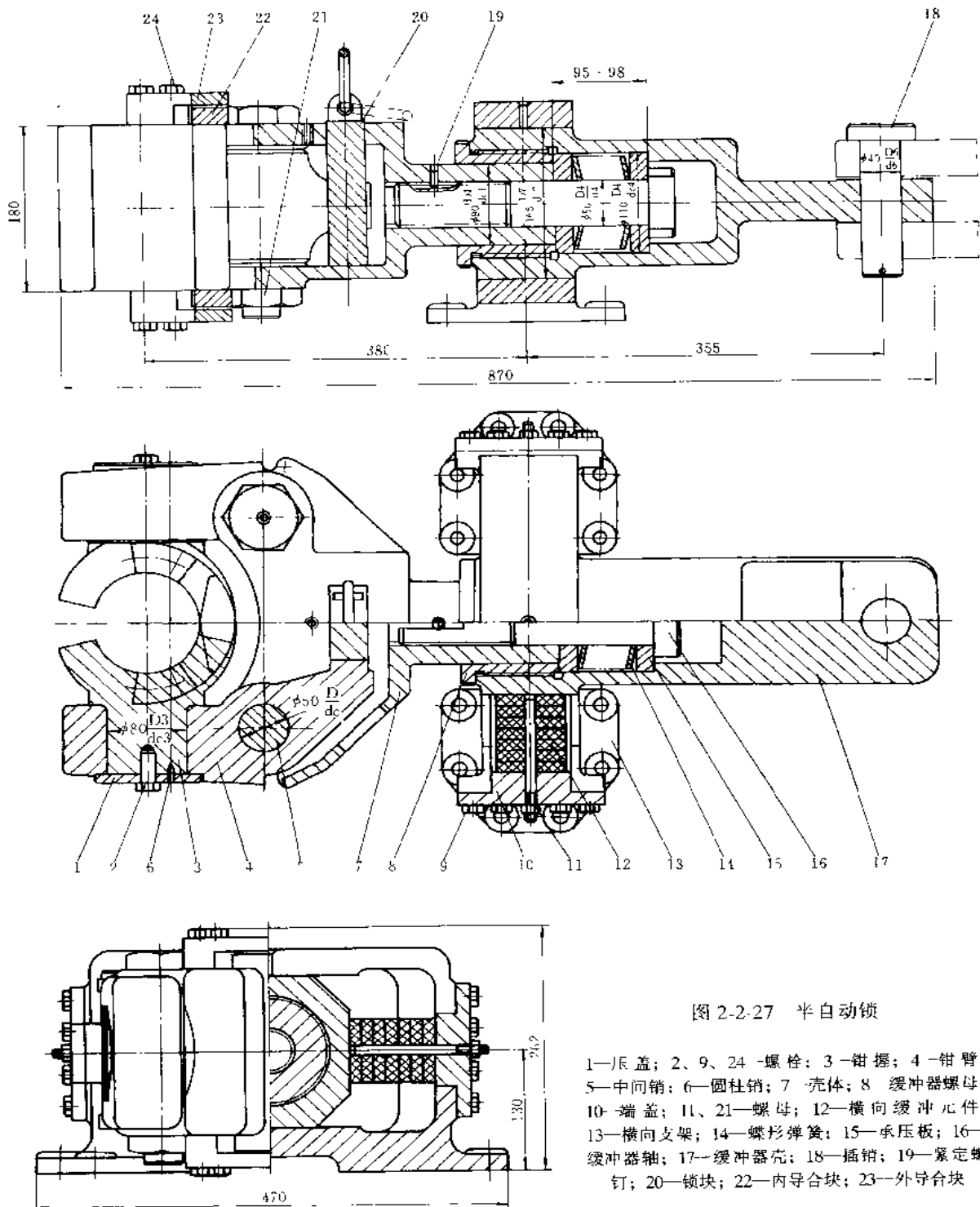


图 2-2-27 半自动锁

## 1.2 利用绳索和滑轮的装置

### 1.2.1 延伸塔架和救火梯

图 2-2-28 为国外引进的德波诺的延伸支架。图中固定支架 1 和动支架 2 上各有一个滑轮 4。绕过一个滑

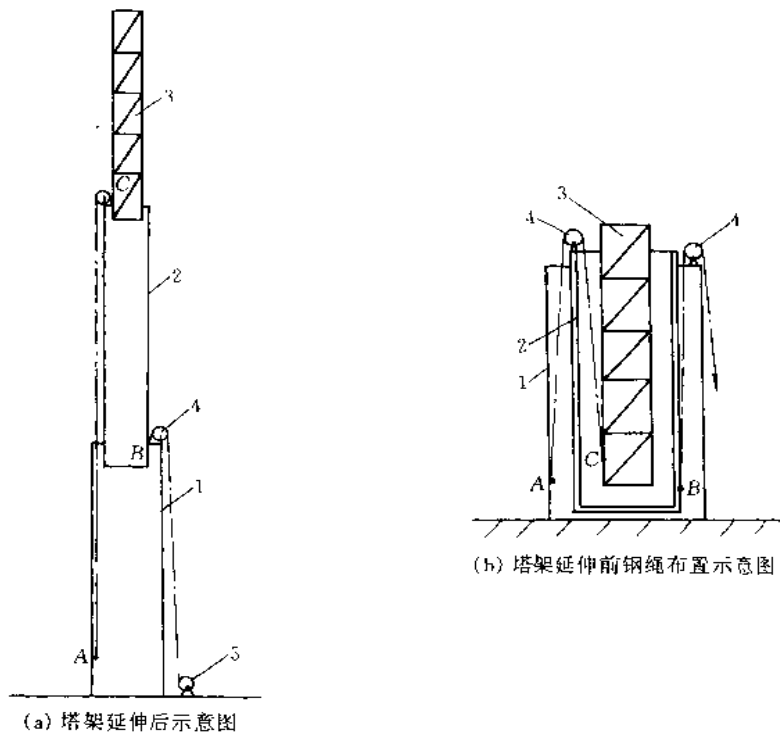


图 2-2-28 延伸塔架

1—固定支架；2、3—支架；4—定滑轮；5—手摇绞车

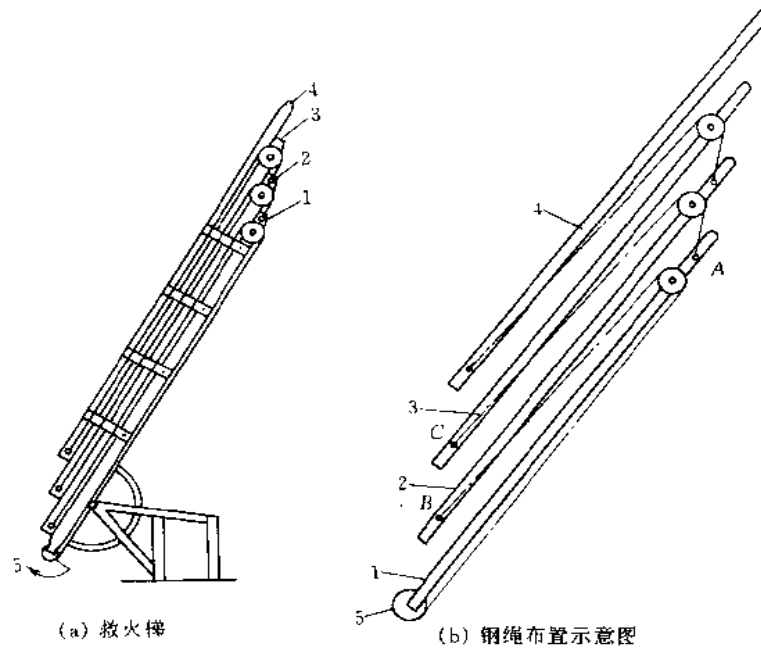


图 2-2-29 救火梯及其钢绳布置示意图

1—固定梯；2—4—活动梯；5—绞车

轮的钢绳一端固定于支架1的底部A点,另一端固定于支架3的底部C点。如图所示;另一根钢绳绕滑轮后一端固定于支架2的底部B点,另一端与手摇绞车5相连。这样,只要转动绞车,则两节活动支架可同时伸出。支架每节长十余米,形成三十余米高的塔架。绞车拉力约为三节支架的重力(支架3重力乘以2加支架2重力)。

图2-2-29是救火梯及其绳索滑轮系统。其原理同图2-2-28,只是钢绳的一端固定于支架端部,另一端绕第2支架顶端滑轮,固定在第1支架顶端,如图b所示。转动绞车5,则3个活动梯都伸出。钢绳拉力为一个梯子向下阻力的六倍。

图2-2-30是高架车,也是用一个传动装置使多节平台上升的绳索滑轮系统。其特点是使用一根长钢绳。可上升的活动平台2、3上各有两个滑轮,开动驱动装置后,平台按4→3→2先后顺序上升,不像图2-2-28或图2-2-29同时伸出。本系统绞车钢绳拉力只需等于2~4三个平台的总重力,而且开始拉力较小。

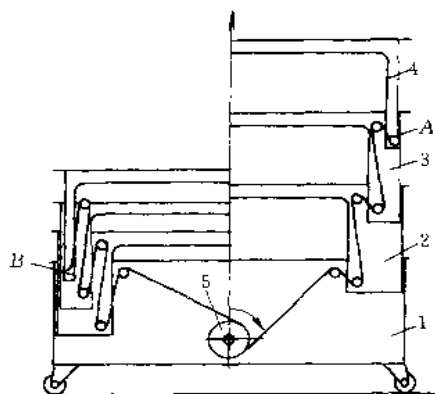


图2-2-30 高架车

1-底部台车;2-4-可上升平台;  
5-驱动装置;A、B-钢绳固定点

### 1.2.2 闸门开启机构

图2-2-31为液压钢绳联动升降台及其原理图。液压缸伸出时,各节都将上升,而第七节上升高度最大。钢绳1中的张力为 $G_2 + 2G_3 + 3G_4 + 4G_5 + 5G_6 + 6G_7$  ( $G_i$ ——各节重力)。

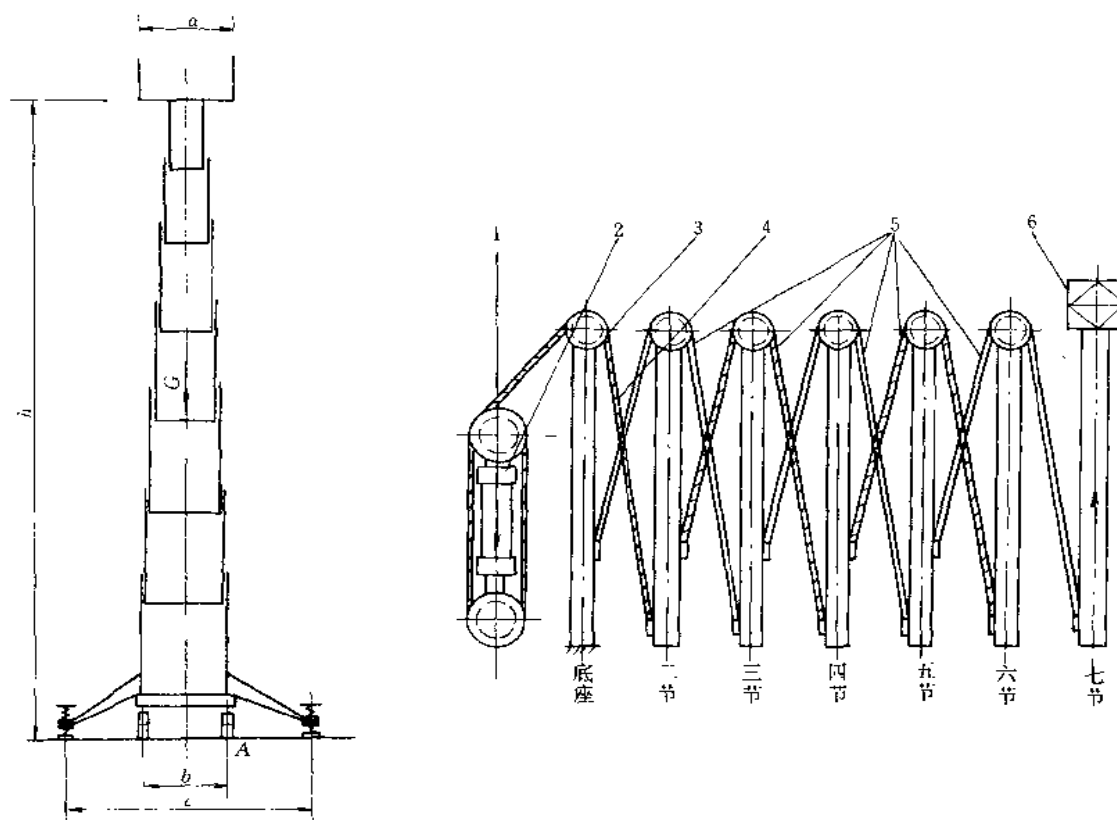


图2-2-31 液压钢绳联动升降台

1-上升装置;2-缸筒;3-定滑轮组;4-主钢索;5-联动钢索;6-工作台

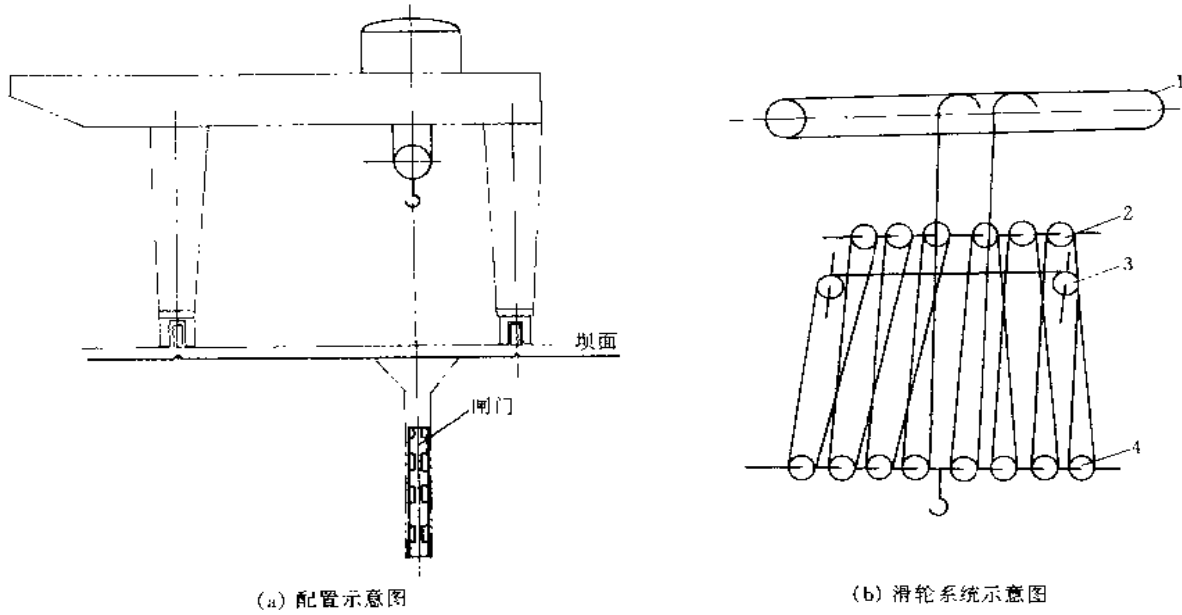


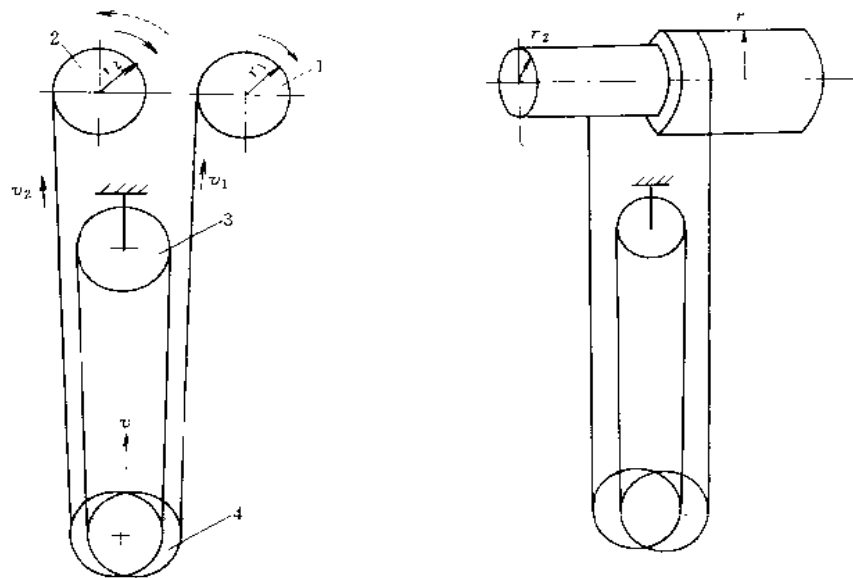
图 2-2-32 闸门启门机

1—卷筒, 2—定滑轮; 3—均衡轮; 4—动滑轮

图 2-2-32 为某水电站的闸门启门机, 机重 200t, 起吊闸门的重量为 78t, 滑轮倍率为 8。

1.2.3 定、动滑轮系升降装置

图 2-2-33a 为卷筒定-动滑动系统。当卷筒 1、2 同轴时,  $v = \frac{1}{4} (v_1 + v_2)$ ;  $r_1 = r_2$  时, 则  $v = \frac{1}{2} v_1 =$



(a) 结构原理图

(b) 同功能的另一种设计结构

图 2-2-33 卷筒、定-动滑轮系统

1、2—卷筒; 3—定滑轮; 4—动滑轮

$\frac{1}{2}v_2$ 。当卷筒 1、2 不同轴，两卷筒旋转方向如图中实线箭头所示； $v$  同上式；如旋转方向相反（如图中虚线箭头所示），则  $v = \frac{1}{4}(v_1 - v_2)$ ，可设计成如图 2-2-33b 所示结构。卷筒直径的差别使起升速度降低，公式同上式。改为角速度  $\omega$  时， $v = \frac{1}{4}\omega(r_1 - r_2)$ 。

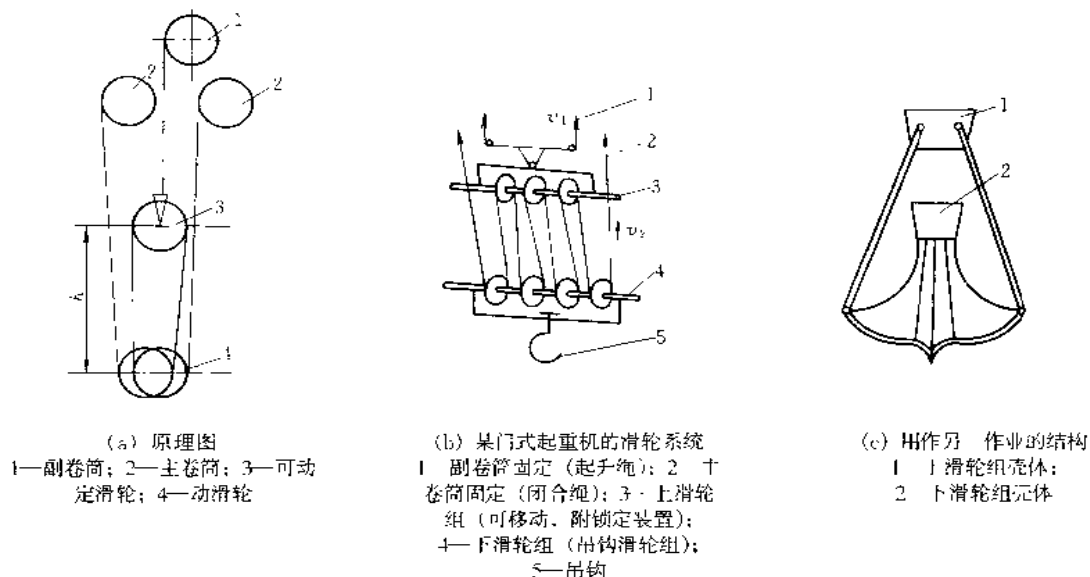


图 2-2-34 定滑轮可以升降系统

图 2-2-34a 为定、动轮可以升降的系统，主卷筒 2 同轴，直径相同，当定滑轮不动时，即为普通的定-动滑轮系统，此时副卷筒 1 不动，滑轮倍率为 2， $v = \frac{1}{2}v_1$ ；当副卷筒和主卷筒 2 都提升而保证定滑轮和动滑轮的距离  $h$  不变时，即  $v_3 = v$ ，此时  $v = v_1$ ，起升速度就提高，滑轮倍率为 1。图 2-2-34b 为某门式起重机的滑轮系统，原理相同。副卷筒 1 不动时， $v = \frac{1}{4}v_1$ ，相应的滑轮倍率为 4，副卷筒  $v_3 = v_1$  时， $v = v_1$ ，相应倍率为 1。图 2-2-34c 为用此原理于另一种作业，下滑轮组相当于上卷筒机构。抓物时，仅主卷筒 2 提升，慢速。

### 1.3 利用弹性的装置

#### 1.3.1 电缆快速接头

图 2-2-35a 为电缆的快速连接系统。操作方便，并防止电缆之振动，撞击或拉力拉开。其插入及打开过程示意图见图 2-2-35b·图 2-2-35c。

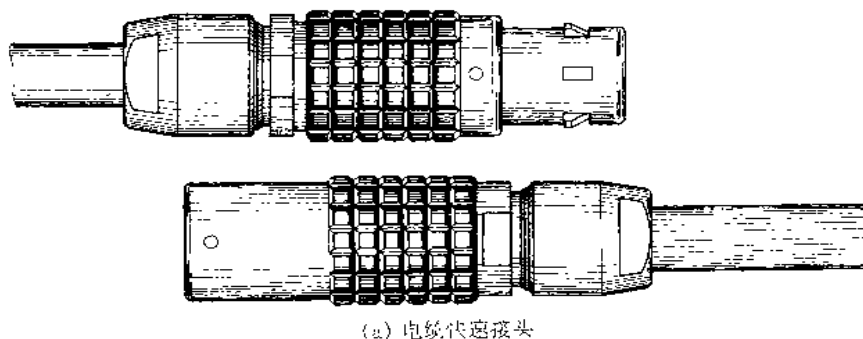


图 2-2-35 电缆快速接头及其连接和脱开过程示意图 (a)

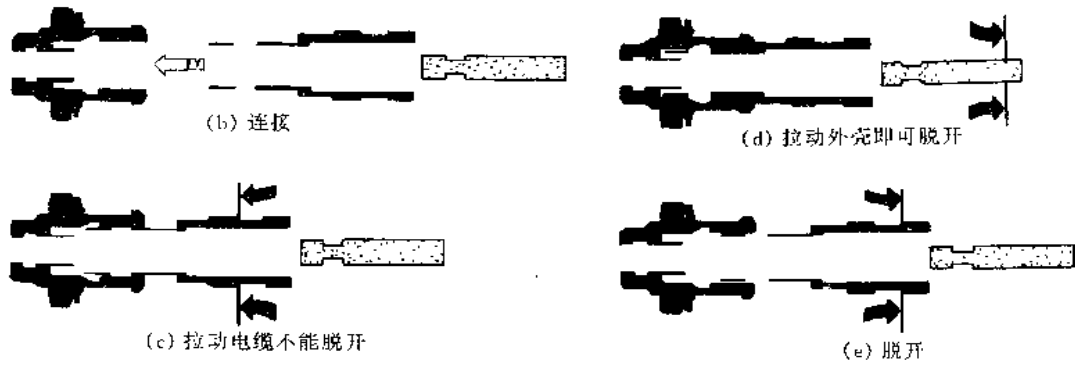


图 2-2-35 电缆快速接头及其连接和脱开过程示意图(b)~(e)

### 1.3.2 蠕动泵 (图 2-2-36)

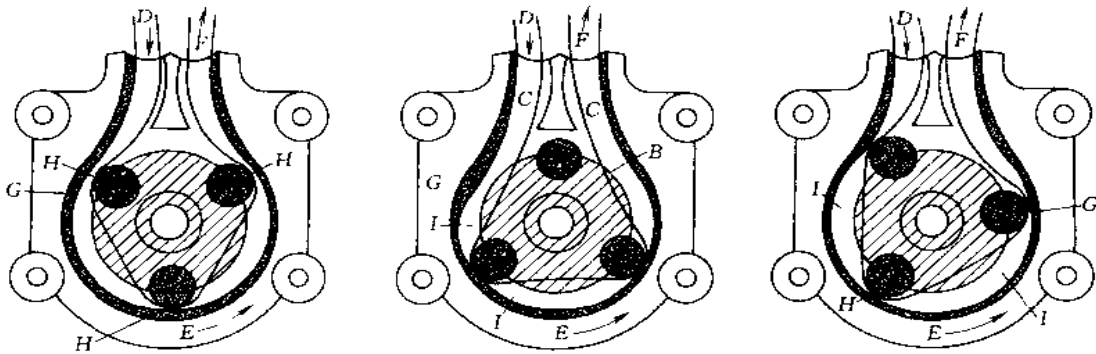


图 2-2-36 蠕动泵

A 转子; B 马达; C 管子; D—流入; E—流动方向; F—流出; G—压合面;

H—压合点; I—被输送的液体

### 1.3.3 可弯曲螺旋输送机

图 2-2-37 为可弯曲的螺旋输送机。利用螺旋心轴 1 是高强度、高弹性的材料粘附上一定耐磨性、耐腐蚀性的特殊合成橡胶形成螺旋 2。它可以用于垂直提升或组合空间输送,或者弯曲溜槽的场合、供料口可旋转的场合、或者如图 2-2-38 所示的几种情况。

图 2-2-38 为使用可弯曲螺旋输送机的其他场合。图 a 是为了横穿马路或避开障碍物,而在地下穿过。图 b 用于料罐的罩壳需要升降时。图 c 为强迫物料从弯曲坑槽流出。图 d 为有助于破拱供料。



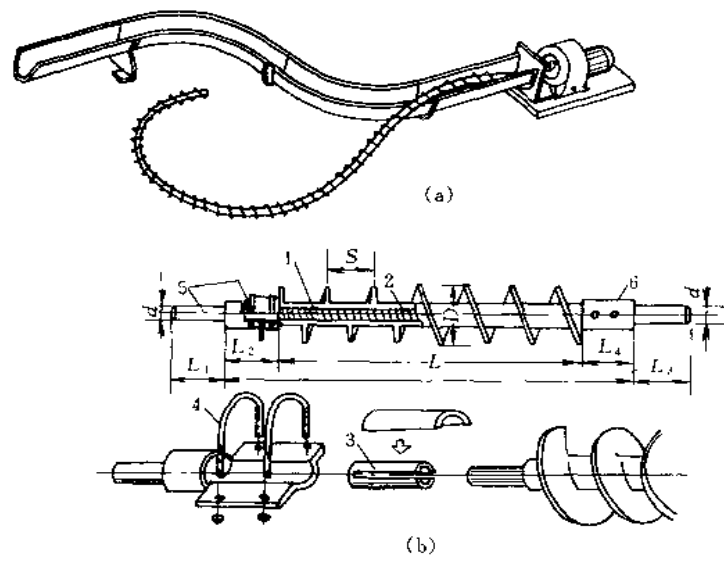


图 2-2-37 可弯曲螺旋输送机  
1—心轴；2—螺旋；3—轴套；4—U形螺栓；5、6—半轴

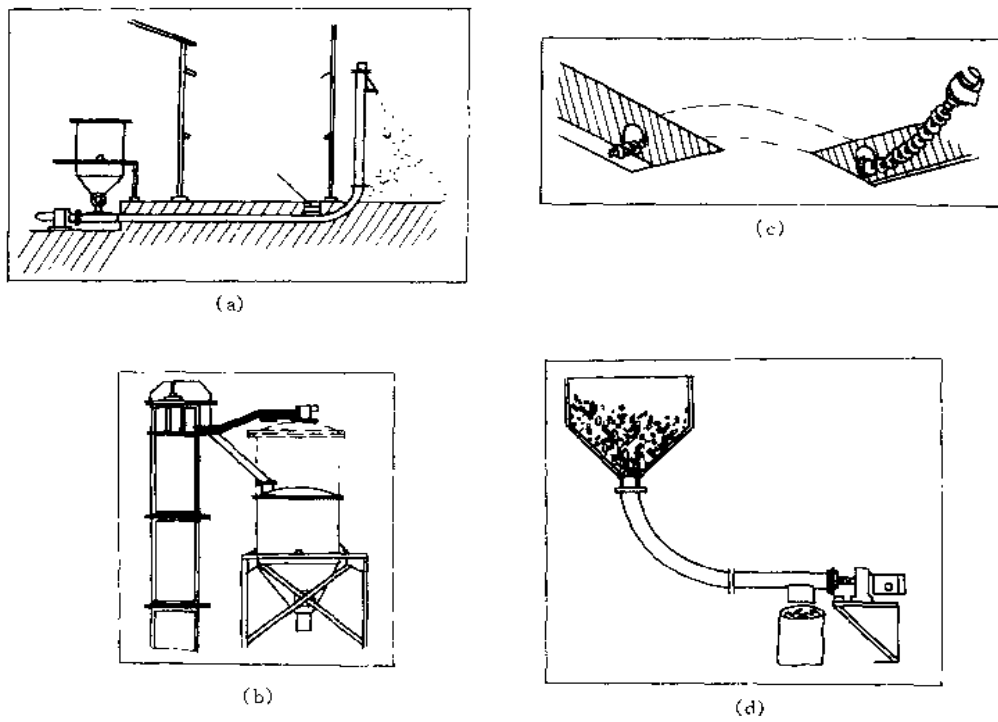


图 2-2-38 使用可弯曲螺旋输送机的其他场合

### 1.3.4 弹性气堵

图 2-2-39a 为弹性气堵的一种形式。图 b 是气堵在管路中的应用示例。图 c 是利用橡胶制的气堵将水道一侧堵住，以便下方的维修。气堵塞的外径可为  $1\frac{1}{4}'' \sim 12''$ ，可用打气筒打气，气压为  $0.035 \sim 0.14 \text{ MPa}$ ，可堵水柱高  $9 \sim 15 \text{ m}$ 。图 d 为长形、可膨胀的气堵，图 e、f 为旁通环形气堵及用来排水的情形。

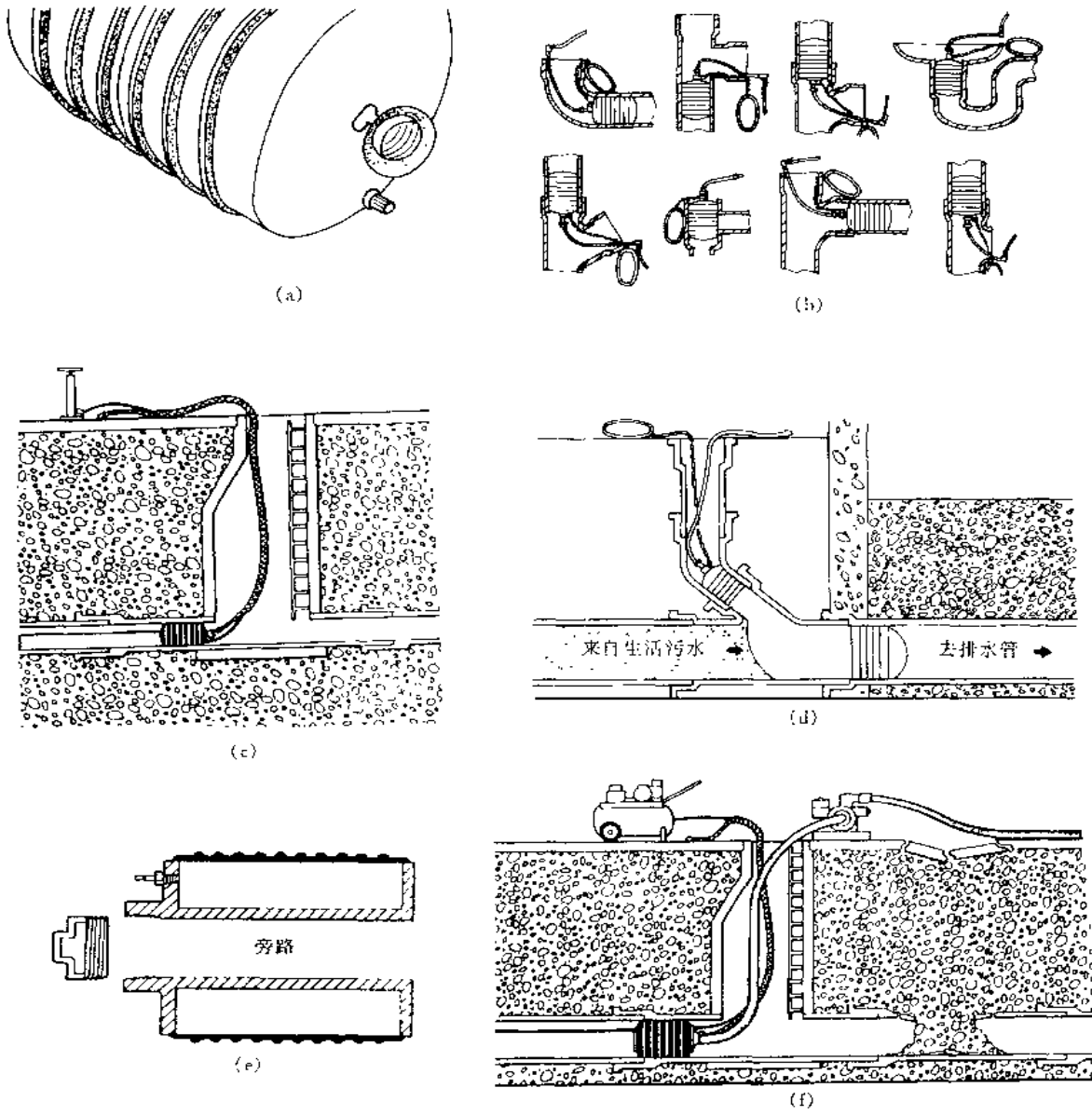


图 2-2-39 弹性气堵

## 1.4 利用离心力的结构

### 1.4.1 离心式点火提前自动调整装置

图 2-2-40 是点火提前调整装置。C210 磁电机上装有离心式的点火提前自动调整装置，这种装置实际上

是一个特殊的联轴器，安装在从汽油机来的传动轴和磁电机转子轴之间，由主动盘3、从动盘1和飞块9等组成。主动盘与传动轴相连，从动盘和转子轴相连。飞块2和4、7和9分别作铰链连接。飞块2和7套在主动盘的杆销6和10，飞块4和9则套在从动盘的杆销11和12上。片簧5和8使它们保持伸直。

当转速增高时，飞块4和9因离心作用而向外飞开，带着从动盘和磁电机转子轴沿着旋转方向向前转过一个角度，提早了顶开触点的时间，增大了点火提前角。

磁电机的外壳和小汽油机机件连接的底板螺栓处开有长形槽，可以用于将外壳相对转子轴旋转一个角度，以调整点火提前角的大小。

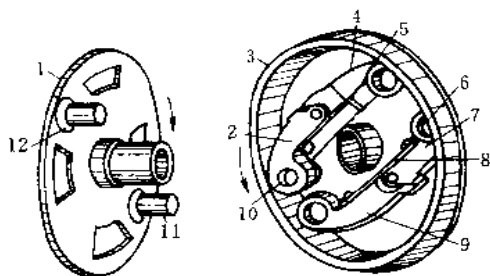


图 2-2-40 离心式点火提前自动调整装置

1 从动盘；2、4、7、9 飞块；3 主动盘；  
5、8 片簧；6、10、11、12 杆销

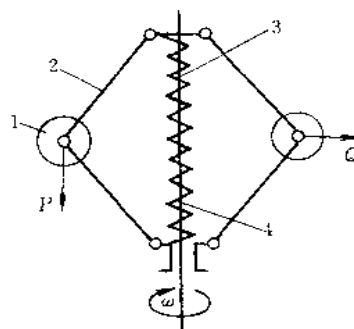


图 2-2-41 离心式转速表

1—荷重；2—离心摆；3—测量弹簧；4—转轴

## 1.4.2 离心式转速表

图 2-2-41 是离心式转速表，根据离心摆原理工作的转速表。它的主要部件是离心摆和测量弹簧。与转轴偏置的荷重  $P$  在轴旋转时产生的离心力  $Q$  与转轴的角速度  $\omega$  的平方成正比。测量弹簧在离心力作用下产生的变形，弹簧的伸长或缩短与作用在弹簧上的力成正比。此变形通过放大机构使指针转动，在度盘上指示出转轴角速度的大小，这种转速表结构简单、体积小、造价低，所以应用较广。它的测量范围为  $30 \sim 24000 \text{r/min}$ ，测量误差为  $\pm 1\%$ 。

## 1.5 巧用电磁的结构

### 1.5.1 飞轮磁电机

在小型内燃机动力装置上使用的小汽油机，常用结构更为简单的飞轮磁电机作为点火装置。飞轮磁电机的结构原理见图 2-2-42。在小汽油机的飞轮  $M$  的周缘上固定两个磁极  $N$  和  $S$ ，和飞轮一同旋转，在飞轮的中部安放有固定的 U 形铁芯及断电器装置的底板（固定在飞轮壳上）。在铁芯的水平部分上绕有磁电机的初级线圈和次级线圈。初级线圈按通常的方法与断电器和电容器  $C$  连接；由次级线圈产生的电流被送向火花塞。断电器由固定在小汽油机曲轴上并和飞轮一同旋转的凸轮来定时地打开。这种磁电机用于单缸两冲程小汽油机上。

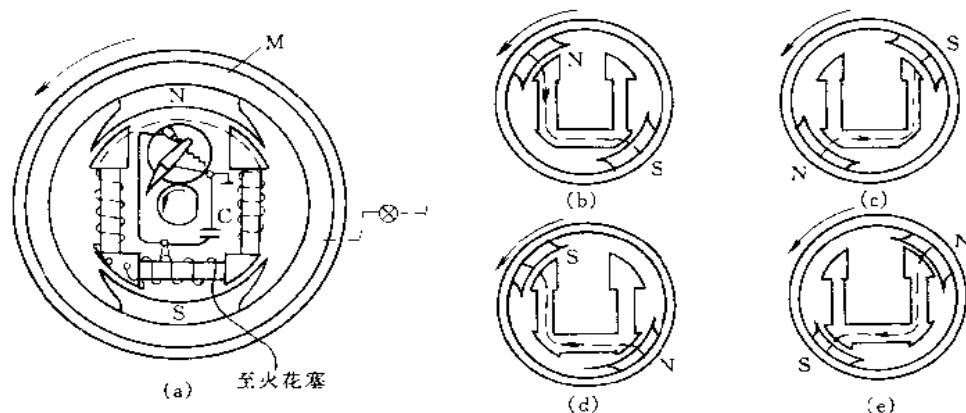


图 2-2-42 飞轮磁电机构造及工作简图

当飞轮带着磁铁旋转时,每转一周通过水平铁芯的磁力线变换其方向两次。磁力线的急促变化发生在 $0^\circ$ 和 $180^\circ$ 的位置,就是当磁铁的极掌与铅直直径相交的时候,两个位置之中只用一个来获得火花。断电器的打发生在飞轮经过 $180^\circ$ 的位置以后某一角度的地方,这个角度(位角)约等于 $12^\circ\sim 13^\circ$ 。此时在次级线圈中感应的电流达最大值。

在铅直铁芯上安装有附加的线圈,用来产生感应电动势,供给照明用电。两个铅直铁芯上的线圈是串联的。由于飞轮旋转时,通过铅直铁芯中磁力线的变化,便在“照明”线圈中感应出功率很小的交流电。

### 1.5.2 光电式转速传感器

脉冲式转速表是把被测转速转换成电脉冲频率信号后进行测量的转速表。它由转速传感器、测量电路和指示器等部分组成。转速传感器将被测转速转换为脉冲频率信号。转速传感器按作用原理分为光电式、磁电式和霍尔式等。图 2-2-43 为光电式转速传感器的结构示意图。指示盘具有与标尺盘相同间距的缝隙。标尺盘每转过一条缝隙的角度,从光源射到光敏元件上的光线产生一次明暗变化,光敏元件的输出电流也就发生一次变化,输出一个脉冲信号。转速传感器具有测量精度高、输出信号便于远传和处理等特点,上限工作频率为 $30\sim 100\text{kHz}$ (被测转速与传感器每转输出脉冲数的乘积)。用转速传感器和数字显示仪组成的数字式转速表的测量误差小于 $0.01\%$ 。

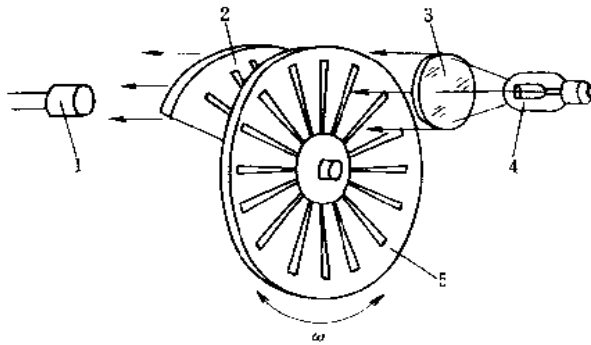


图 2-2-43 光电式转速传感器

1—光敏元件; 2—指示盘; 3—透镜; 4—光源; 5—标尺盘

### 1.5.3 磁性式转速表

图 2-2-44 是磁性式转速表是利用电磁感应把被测转速转换为指针转角的转速表。它由永久磁钢和固定在指针轴上的铝盘等构成。当磁钢被转轴带动旋转时,由于铝盘切割磁力线而在铝盘上产生涡流。这一涡流又与旋转磁场相互作用,形成使铝盘向磁场旋转方向偏转的力矩。同时铝盘带动游丝扭转,游丝便产生一反力矩。当两力矩平衡时,铝盘就稳定下来,铝盘的扭转角与被测转速成正比。这种转速表体积小,价格较低,但温度误差较大,在交通部门应用较广。它的测量范围为 $50\sim 12000\text{r/min}$ ,测量误差为 $\pm 1.5\%$ 。

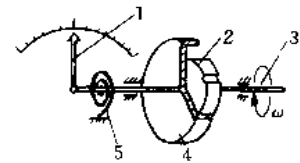


图 2-2-44 磁性式转速表

1—指针; 2—永久磁钢; 3—转轴; 4—铝盘; 5—游丝

频闪式转速表是利用人眼视觉暂留现象工作的转速表,又称频闪测速仪。

其工作原理是:利用机械光栏或电控的周期性明灭光源来照明被测转轴,预先在被测轴上设有标志,当光源闪光频率调节到与被测转速相等或成整数倍数时,被测轴上的标志看上去是静止的,由此可以测得被测转速。这种转速表是非接触式测量仪表,因而特别适用于低功率的被测对象;另外,它的测量精度高,所以可作为基准仪器使用。它的测量范围为 $300\sim 21000\text{r/min}$ ,测量误差为 $0.03\%\sim 0.5\%$ 。

### 1.5.4 电磁铁驱动的负压吸盘牵引器

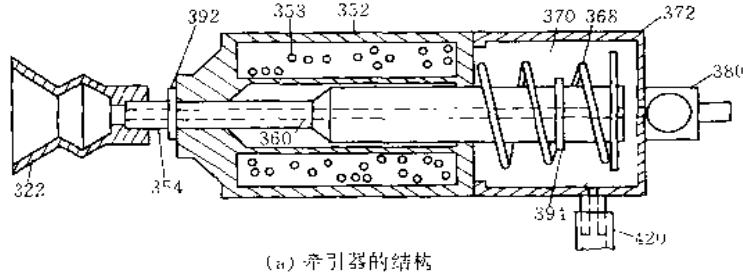
本牵引器用负压吸盘吸着工作对象,用电磁铁驱动吸盘往复运动。吸盘运动时负压管道不运动,它可应用于频繁操作的场合,如每小时操作数千次的装信机的信封扩口。根据美国专利 5581972。

牵引器是一个带负压盘的电磁铁,如图 2-2-45a 所示。电磁线圈 353、壳体 352 及衔铁 354 组成电磁铁。其中,壳体 352 包括外围导磁部分及内层线圈骨架(非导磁)部分,插图为了简明,未详细区分。衔铁有两个定位挡圈 392 及 394,用以限制衔铁的行程。弹簧 368 用于使衔铁在线圈断电后复位。

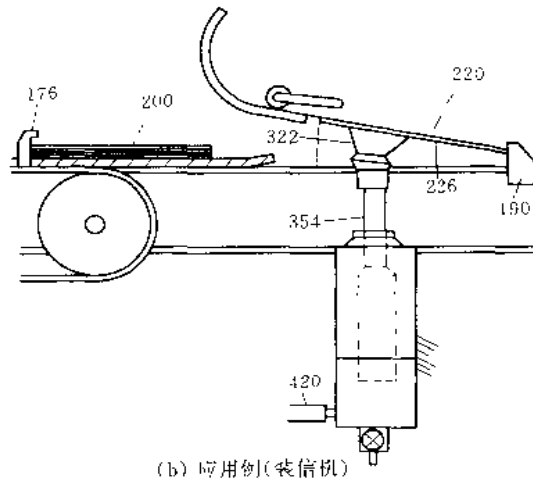
罩 372 与壳 352 固定连接,形成负压腔室 370。它经管道 420 接负压源,中间配适当开关阀。并经节流

阀 380 通大气，允许缓慢从大气得到空气。

工作时，线圈 353 通电，衔铁 354 伸出，吸盘 322 经衔铁孔 360 从负压腔得到负压，将工作对象（如信封的一个层面）吸着。然后，线圈断电，衔铁复位，将工作对象吸引拉动一个距离（如使信封口张大）。工作接近结束时，负压源关闭，空气逐渐经节流阀进入腔室 370，吸盘逐渐丧失吸着能力，容许工作对象自由运动。



(a) 牵引器的结构



(b) 应用例(装信机)

图 2-2-45 牵引器

图 2-2-45b 表示牵引器装在一中装信机上。图示为衔铁上升，吸盘 322 吸着信封 220 的背面层 226，盘部正常歪斜的状态。这时，线圈 353 断电，衔铁复位，吸盘将背面层牵引到 226' 处，信封口张大。然后，爪 176 推文件 200 向右进入信封。随后，挡铁 190 下缩，爪 176 继续推文件连同信封右移。这时，负压源关断，吸盘不再吸着信封，使信封得以顺利送出。

本牵引器的负压管道接在固定不动的罩 372 上，并且远离信封运动通道及装信机构的运动空间，因而不会因频繁运动而松动或磨损，也不会干涉有关运动构件的工作。由于装信操作频率通常每小时数千个循环或更多，因而上述结构特点相当重要。

### 1.5.5 直线异步电机及其应用

旋转交流异步电机是大家熟悉的。将一个旋转的异步鼠笼电机沿径向切开，展开一平面，就得到一个异步直线电机的一部分。旋转磁场变成了移动磁场、移动磁场的速度是  $v_0 = 2\tau_p \cdot f$  式中  $\tau_p$  是极距， $f$  是电网频率。专门为

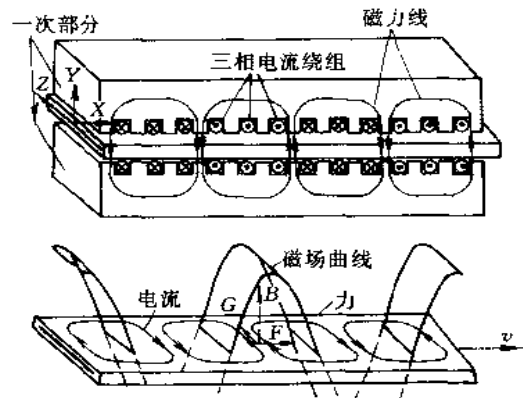


图 2-2-46 直线异步电机原理示意图

输送带驱动装置提供的两片式结构是由两个一次部分即定子组成的，它们共同作用于处于两定子间空隙之中的导电的二次部分（图 2-2-46）。因为纵向移动的磁力线在定子的铁芯中闭合，所以二次部分可以做成没有铁芯的型式。在试验用输送机驱动装置上，必要的导电能力是通过在纺织品芯输送带的边缘埋入大约 165mm 宽的铜编织带来实现的。

图 2-2-47 为试验胶带运输机的直线电机布置图。图 a 为双边驱动，图 b 为单边驱动。

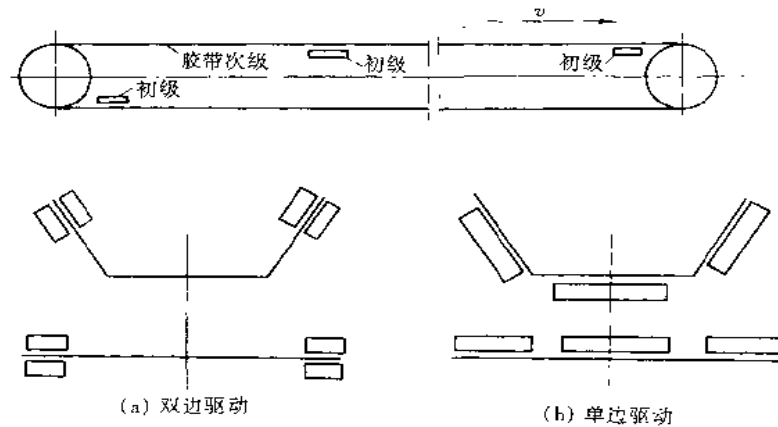


图 2-2-47 胶带输送机的直线电机驱动布置

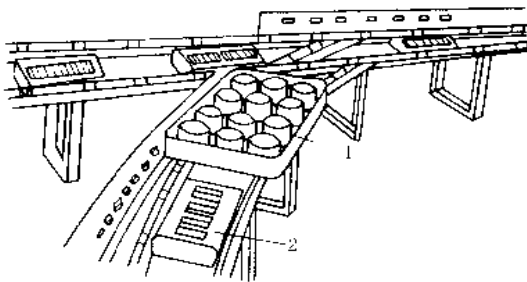


图 2-2-48 板台式输送机

1—板台（货架）；2—直线电机

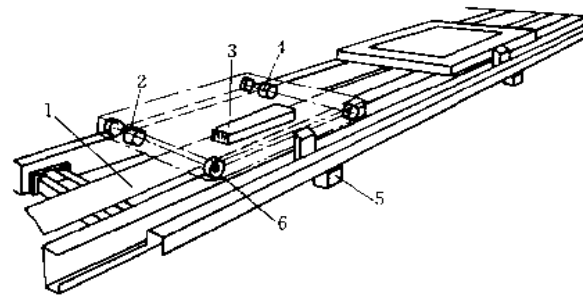


图 2-2-49 台车式输送机

1—二次导体；2—制动器；3—直线电机；  
4—速度发电机；5—供电装置；6—滚轮

图 2-2-48 是台车式输送机。在自由辊道输送装置下面配置直线感应电机的一次侧固定在机架上，板台（或货架、托盘）的底部由铅或铜板的复合体构成，为二次导体。当两者重叠时，相互作用产生推力，使台板加速。这种运输装置用于生产作业线。图 2-2-49 则是台车式输送机，布置与前者相反，台车上装一次侧，而直线电机的二次导体则固定。

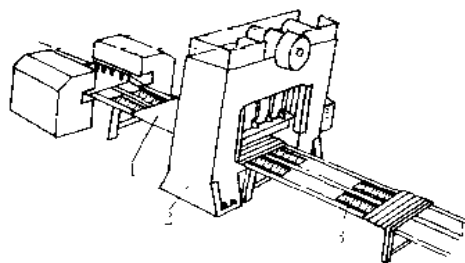


图 2-2-50 压力机加工线  
1—薄钢板；2—压力机；3—直线电机

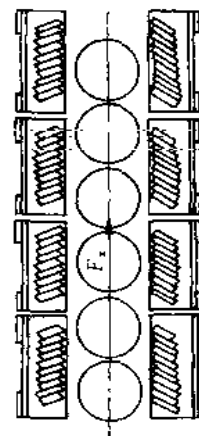


图 2-2-51 铅罐垂直输送线

图 2-2-50 则是利用被输送的物体作为导体，可直接用作直线电机的一次侧。在导体（例如钢板）内产生感应电流，受二次侧对它产生的作用力而加速运动。由于作用于磁性钢板的直线电机的吸引力是推力的 10 倍左右，直线电机往往产生吸住钢板的现象，因而不适于输送厚度小于 1mm 的薄钢板。

对于铅等非磁性材料，由于感应电流的反作用力，形成“磁性上浮”，所以不存在上面的问题。图 2-2-51 为铅罐垂直输送线。

## 1.6 利用摩擦力的机构和设备

### 1.6.1 利用摩擦力拉紧绑带的简易装置

英国伦敦科学应用研究公司设计的一种拉紧器如图 2-2-52 所示。它只有一个注塑件，样子像曲柄，在

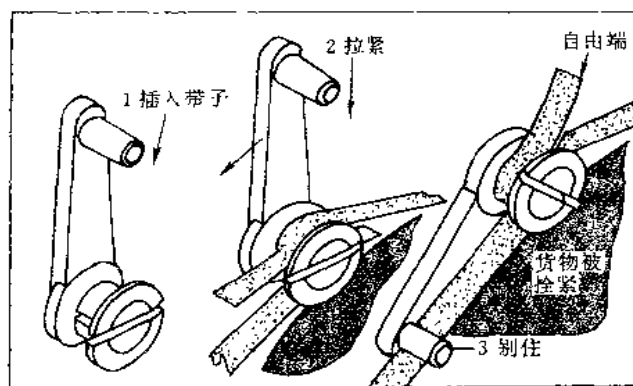


图 2-2-52 利用摩擦力拉紧绑带的简易装置

一端有一个带槽沟的轴。槽沟内放入待拉紧的带子的两端，然后用手柄转动这个曲柄，拉紧带子。当带子拉紧后，与轴在同一侧的手柄被别在带子下。手柄和轴上刻着曲线，以防止带子滑脱。

整个结构是非常牢固的，能有充分的机械优势，能获得相当大的拉力，且制造费用极低。这个设计是非常独特的，在卡车、军车、帐篷、汽车车顶行李架等，以及其他可以用平带拴紧的地方都能应用。

### 1.6.2 轮胎驱动

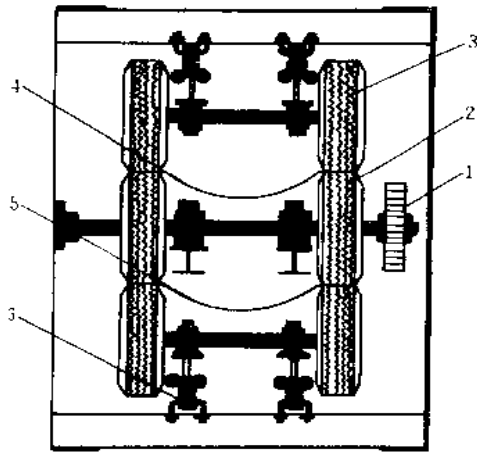


图 2-2-53 胶带输送机的中间轮胎驱动  
1—驱动链轮；2—链条驱动的驱动轮胎；3—自由轮胎；4—上行胶带（1.2m 宽钢丝绳芯胶带）；5—下行胶带；6—支架

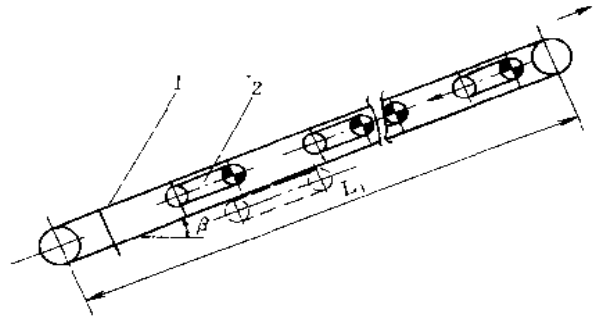


图 2-2-54 中间带驱动  
1—承载带；2—中间驱动带

图 2-2-53 为长距离胶带输送机的中间轮胎驱动，可以胶带输送至很远，并且带子可以选用较薄的。轮子每侧每层 2 个。如图，下行胶带作回运物料之用，所以共 12 个轮胎。如返程带不运物料，则只要 8 个轮胎。图示的规格为 147kW 驱动轮，间距 900m，运距 5km。

图 2-2-54 为中间带驱动的胶带输送机。利用带与带间的摩擦力传动使输送带无限接长而不必将物料进

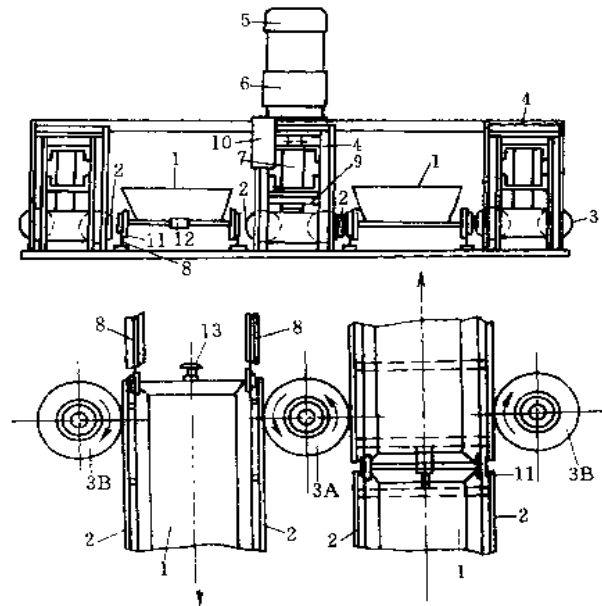


图 2-2-55 带有液压制动装置的单机三轮驱动站  
1—车斗；2—摩擦板；3A—驱动胶轮；3B—从动胶轮；4—台架；5—电动机；6—减速器；7—主动轴；8—轨道；9—制动轮；10—电动油压推进器；11—车轮；12—连接器；13—缓冲器



而转载。传动带的长度根据需要传动的物料长度决定，图中虚线表示回程带如不能下滑时的中间传动带。

图 2-2-55 为利用胶轮轮胎传动使列车运行的驱动站。一对胶轮使一列车运动；三个胶轮则可使二列车向两方向运动。

### 1.6.3 转向器 (图 2-2-56 ~ 图 2-2-62)

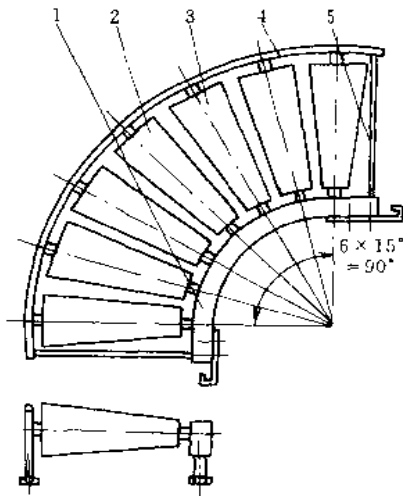


图 2-2-56 成件物品的转向装置  
1—内弯传动齿轮箱；2—锥形电动滚筒；3—锥形滚筒；4—外弯机架；5—联接筋板

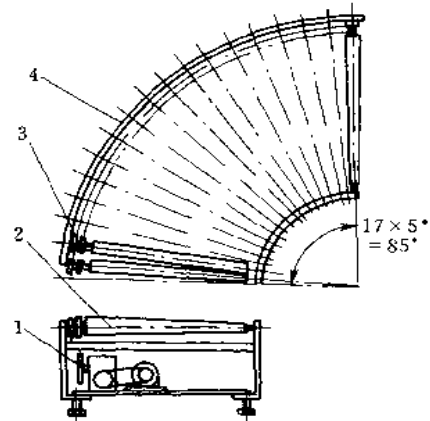


图 2-2-57 小锥筒滚道的成件物品转向装置  
1—驱动装置；2—小锥形滚筒；3—双联链轮；4—框架

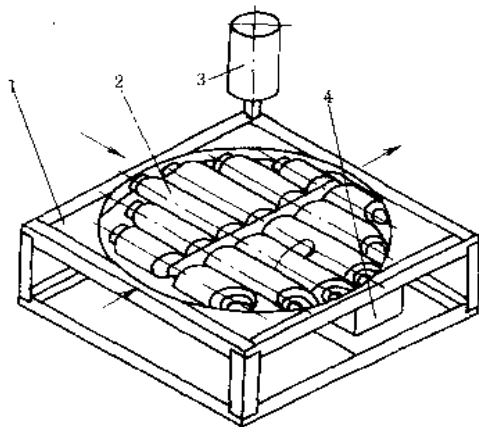


图 2-2-58 自驱式十字转向器  
1—焊接机架；2—转盘；3—限位托辊；4—变速箱

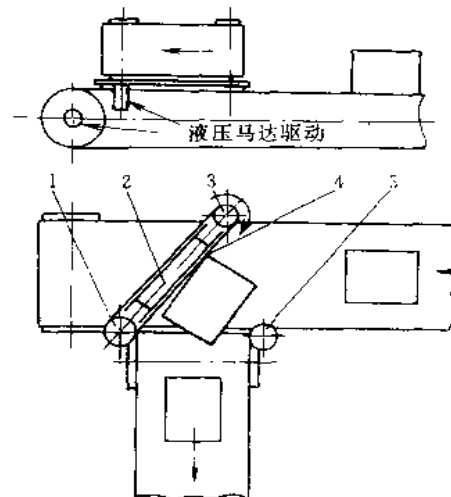


图 2-2-59 液动式拦包转向器  
1—驱动铝滚筒；2—托板；3—被动铝滚筒；4—花纹胶带；5—限位铝滚筒

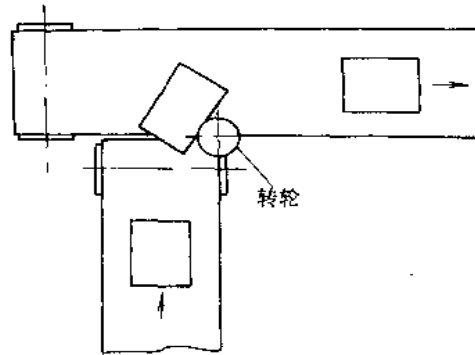


图 2-2-60 转轮式转向器

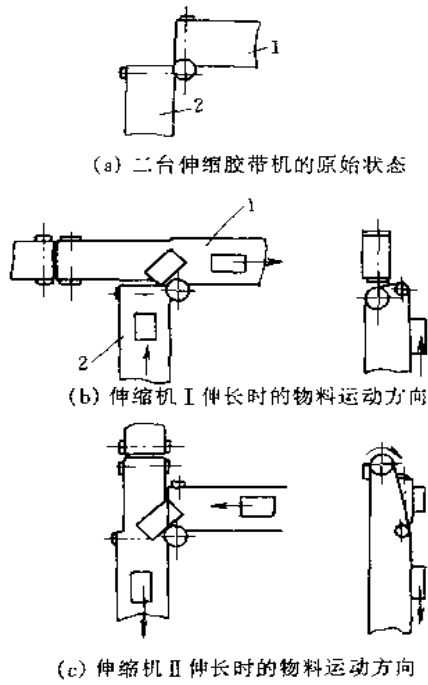


图 2-2-61 可伸缩胶带输送机与轮胎式转向器配合，工件可作反向运输  
1—伸缩机 I；2—伸缩机 II

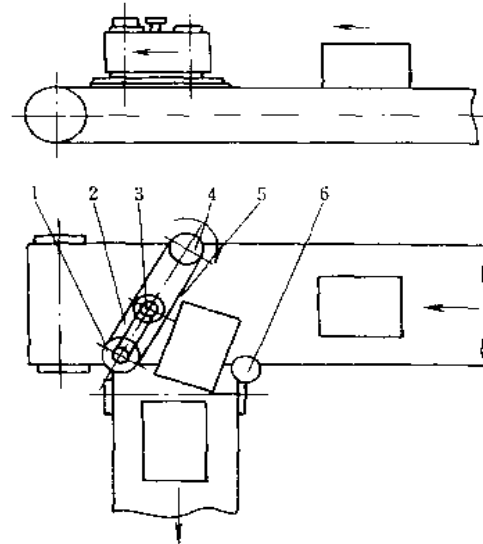
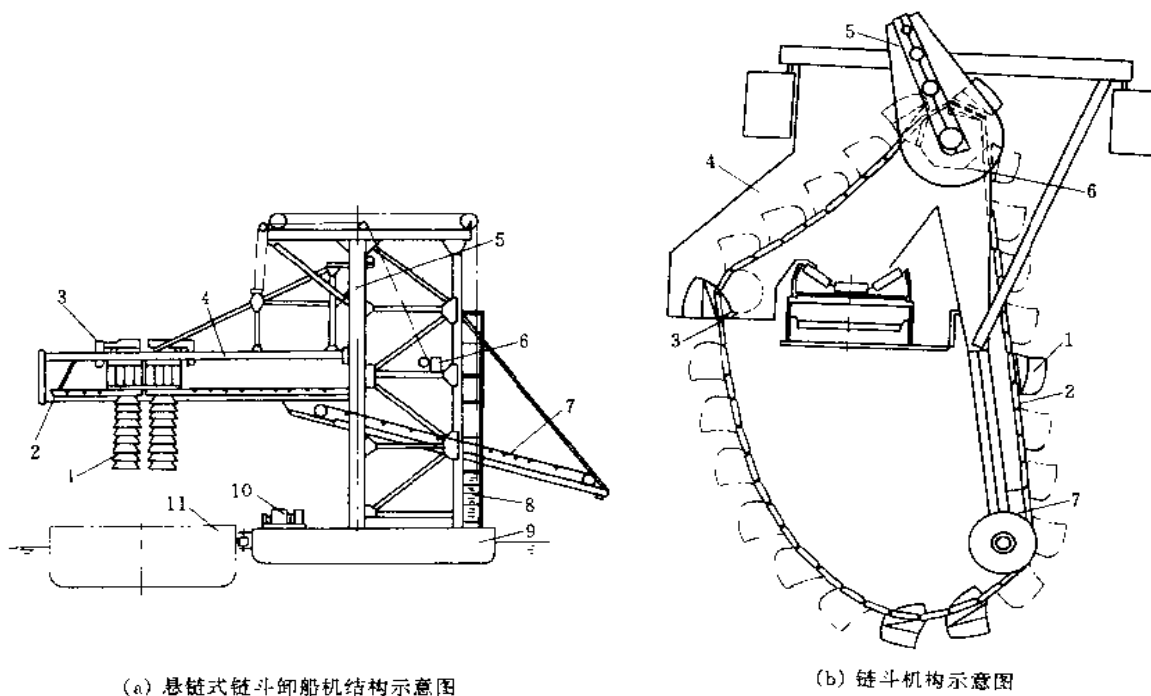


图 2-2-62 电动式拦包转向器  
1—驱动铝滚筒；2—三角胶带；3—电动机；4—被动铝滚筒；5—花纹胶带；6—限位铝滚筒

## 1.7 运用几何曲线（面）的设备

### 1.7.1 悬链式链斗卸船机

图 2-2-63 为悬链式链斗卸船机结构（图 a）及其链斗机构示意图（图 b）。用其链挖取驳船上的散料，驳船由移船机构移动。

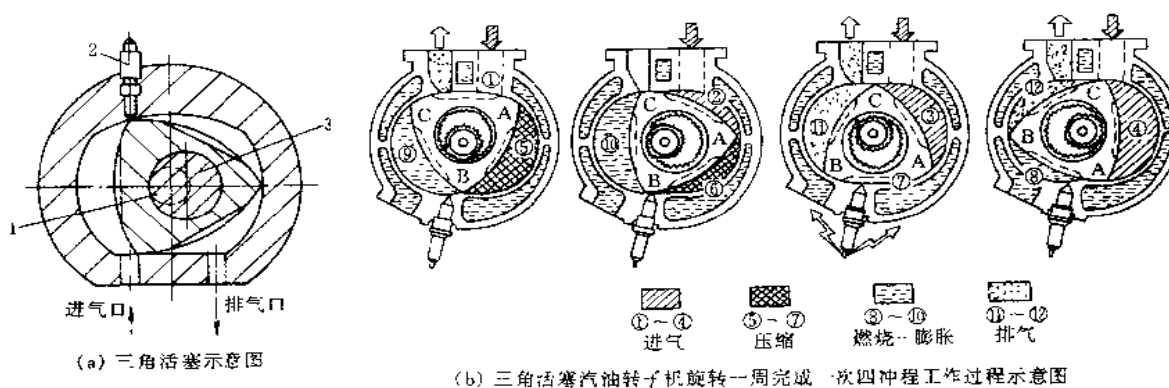


(a) 悬链式链斗卸船机结构示意图  
 1—链斗机构；2—接料带式输送机；3—横移小车；4—悬臂梁；5—立柱；6—提升机构；7—倾斜带式输送机；8—平衡重；9—趸船；10—移船机构；11—驳船

(b) 链斗机构示意图  
 1—料斗；2—链条；3—上导向轮；4—链斗支承架；5—驱动装置；6—链轮；7—下导向轮

图 2-2-63 悬链线

### 1.7.2 三角活塞旋转式发动机



(a) 三角活塞示意图

(b) 三角活塞汽油转子机旋转一周完成一次四冲程工作过程示意图

图 2-2-64 三角活塞旋转式发动机

1—输出轴；2—火花塞；3—偏心轴

图 2-2-64 为三角活塞旋转式发动机示意图和原理图。为了三角形始终与外面的缸体型线接触，缸体型线是双弧外摆线的等距曲线。当外摆线（即旋轮线）的参数方程已知为  $x(a), y(a)$  时，则等距曲线的方程

为：

$$x_1(\alpha) = x(\alpha) - a\eta_x$$

$$y_1(\alpha) = y(\alpha) + a\eta_y$$

式中  $a$ ——需要的等距曲线距离。

$$\eta_x = y'(\alpha) / \sqrt{[x'(\alpha)]^2 + [y'(\alpha)]^2}$$

$$\eta_y = -x'(\alpha) / \sqrt{[x'(\alpha)]^2 + [y'(\alpha)]^2}$$

$x'(\alpha), y'(\alpha)$ ——分别为  $x(\alpha), y(\alpha)$  关于  $\alpha$  的导数。

### 1.7.3 转子式机油泵

图 2-2-65 为气缸型线形成原理。与此原理相似的还有转子式油泵，如图 2-2-66 所示。

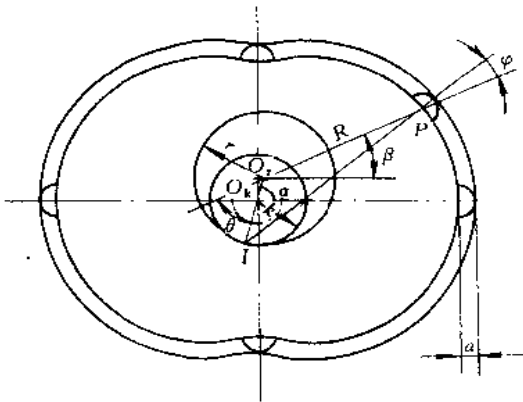


图 2-2-65 气缸型线形成原理

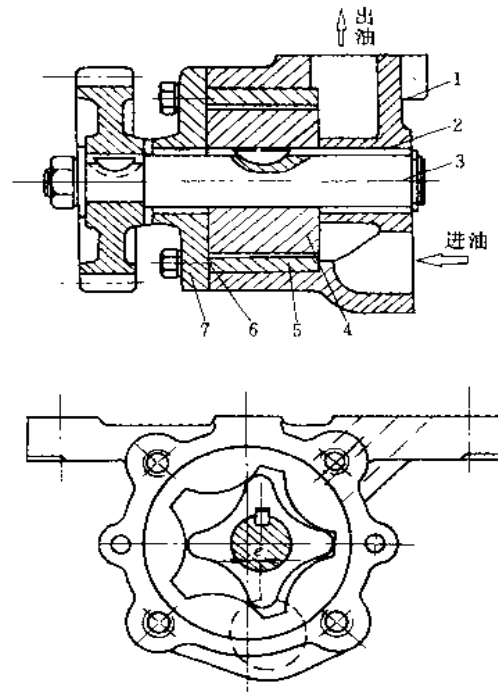


图 2-2-66 转子式机油泵

- 1—泵体；2—轴套；3—轴；4—内转子；
- 5—外转子；6—调整垫片；7—盖板

### 1.7.4 螺杆泵

图 2-2-67a 为螺杆泵，具有一对相互啮合但不接触的螺杆，流体借螺杆的推进作用，通过啮合的齿间隙，输送至泵出口。还可以用单螺杆在双线螺旋孔的定子内绕定子轴线作行星回转，使转子（单线螺旋杆）和定子之间形成一密闭腔，连续和均匀地（容积不变）将介质从吸入端送到压出端，可输送粘度很高的介质。转子必须用万向联轴器与电机相连。见图 b。

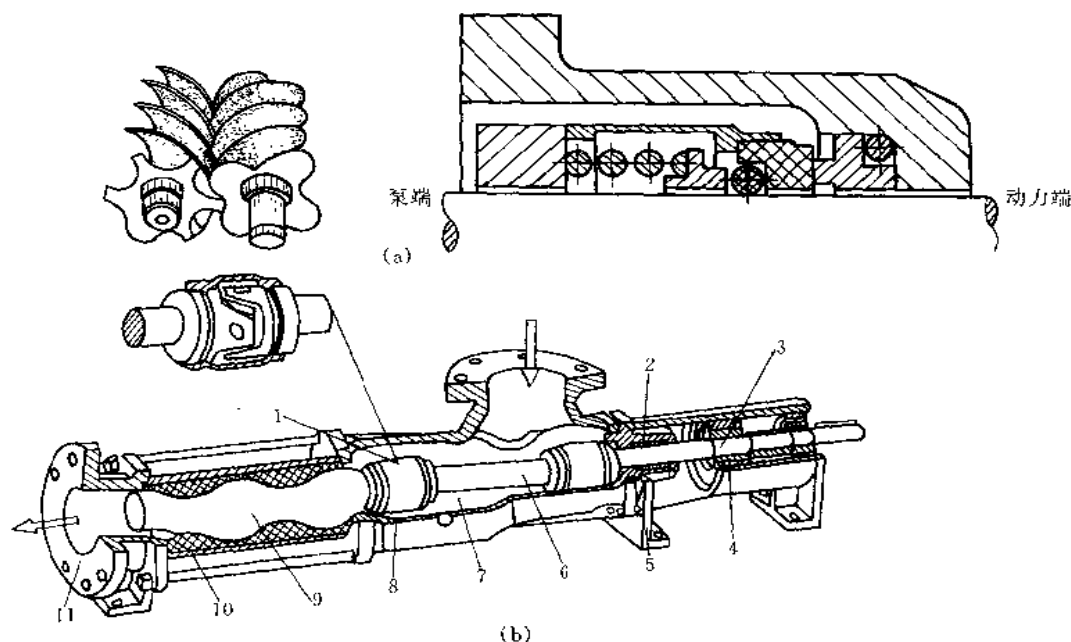


图 2-2-67 内螺杆泵

1—万向联轴器；2—轴封；3—输入端；4—轴承；5—轴承座；6—中间轴；  
7—吸入室；8—密封套；9—转子；10—定子；11—压出室

### 1.7.5 几种不同的曲线转子式流量计

腰轮与椭圆齿轮原理相近，但作为流量的测量较椭圆齿轮为优。其轴由内外部齿轮带动。腰轮因无齿而不易被尘埃卡死，可测大流量的液体或气体，精度较高。见图 2-2-68。

如图 2-2-69a 所示，开有槽的转子上装有四个刮板，刮板可在槽内伸出或缩进。四个刮板由两根连杆联接。刮板的一端有滚柱在不动的凸轮上运行，从而伸缩，形成一计量室。图 b 原理相同，只是壳体内腔是曲线形的，各处曲率不同，由大圆弧、小圆弧及两条相互对称的凹线组成。转子有槽，刮板随空腔的曲线不同伸出或缩进，以排出腔内流体。

图 2-2-70 是应用旋转活塞测量流量的方法。旋转活塞 2 位于固定的内、外圆筒 3、4 之间，活塞的轴 6 靠着导辊 5 滚动。隔板 1 将计量室分成两部分，活塞 2 上的缺口和隔板 1 咬合，并在活塞按箭头方向运动时与隔板 1 成直线运动，活塞始终与内、外圆筒壁接触和旋转，从而交替地将活塞与内、外圆筒之间的液体排向出口，并通过计数机构计数以换算出流量。

应用上述原理构成的旋转活塞式流量计，活塞每转动一次排出流体

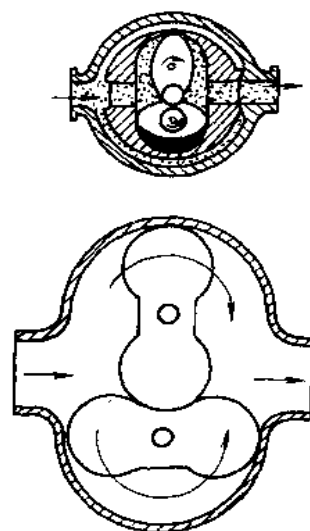


图 2-2-68 应用椭圆齿轮或腰轮测量流量示意图

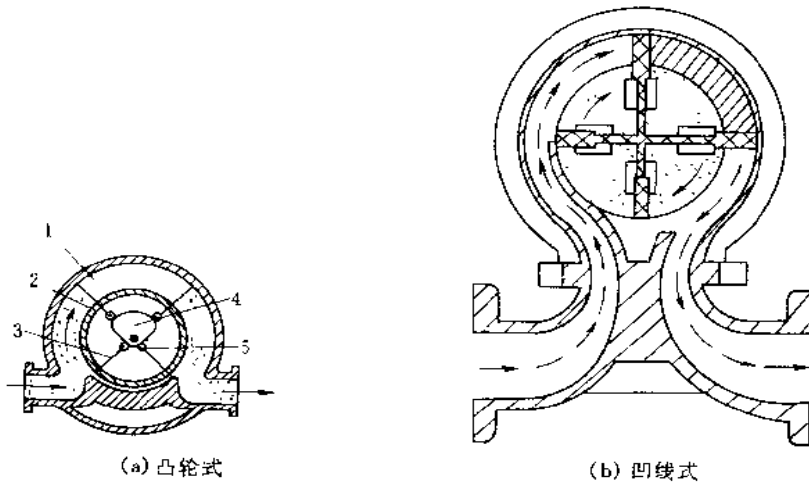


图 2-2-69 刮板流量计示意图

1—容积 V；2—转子；3—叶片；4—凸轮；5—滚子

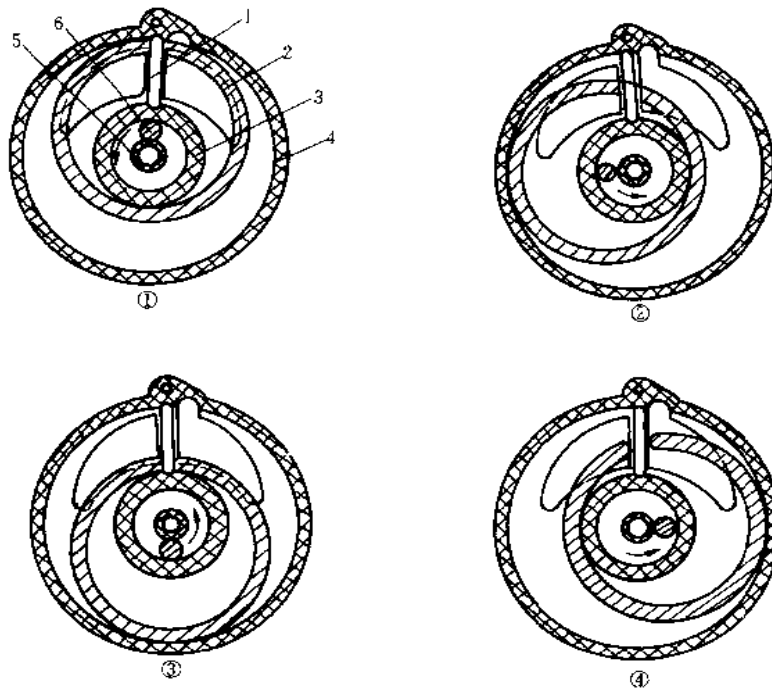


图 2-2-70 应用旋转活塞测量流量示意图

1—隔板；2—活塞；3—内圆筒；4—外圆筒；5—导靴；6—轴

数量较大,相对地仪表的体积较小。但由于流体的流入和流出之间,只以薄板相隔,因而泄漏量较大,精度较差。

图 2-2-71 则为转子曲轴转动式流量测量仪表,精度较高。

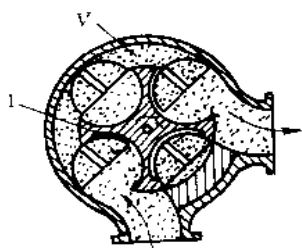


图 2-2-71 曲轴式流量测量  
仪表 (测量容积每转  $4V$ )  
1—转子

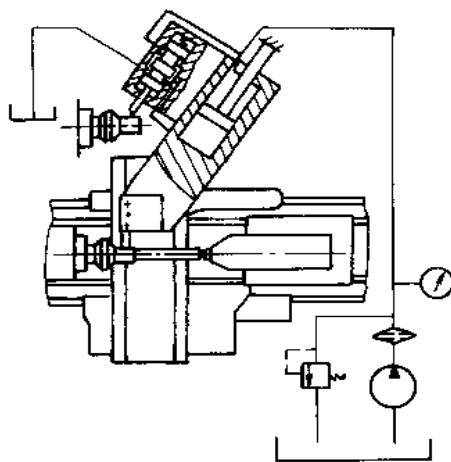


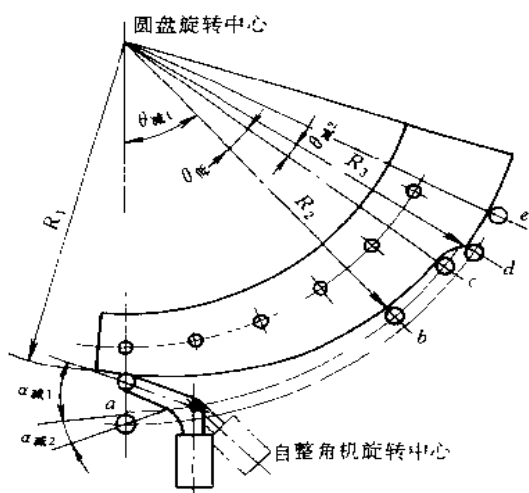
图 2-2-72 液压仿形加工

### 1.7.6 仿形加工

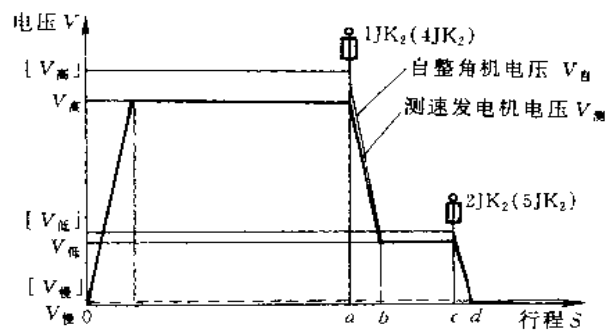
图 2-2-72 为液压仿形加工示意图。液压仿形加工能达到较高的加工精度,适于车削多台阶的长轴类工件。

### 1.7.7 索道螺线限速模板

客运索道等往复运输的设备传动中,为限制起动、减速阶段的速度,可采用限速凸轮模板。如图 2-2-73a 根据全行程中要求的速度变化,设计出如图 2-2-73b 所示的凸轮模板工作图,以适应减速段的要求。图中,圆盘旋转角度  $\theta_{减1}$ ,相应于速度变化图中的  $ab$  段;  $\theta_{低}$  为低速行驶阶段;相应于速度图中  $bc$  段;  $\theta_{减2}$  相应于  $cd$  段。 $\theta_{减1}$  的曲线为:



(a) 全行程中  $V_{自}$  与  $V_{测}$  变化图



(b) 限速凸轮模板工作原理图(8m/s)

图 2-2-73 螺线

$$R = R_1 + k\theta, k = (R_2 - R_1) / \theta_{\text{或}1}$$

其相应的自整角机旋转  $\alpha_{\text{或}1}$  角。

### 1.7.8 瓣形转子增压器

图 2-2-74 为内燃机的空气增压器，其转子为三个齿的瓣形转子，使进入气缸内的空气密度增大，增加了功率输出，当然单位功率的燃料耗量也增大。这种罗茨式增压器一般用于飞机、赛车。

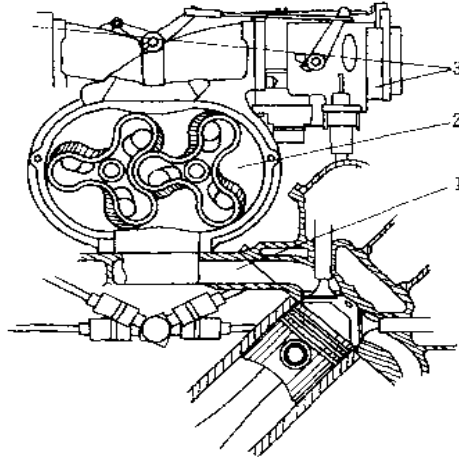


图 2-2-74 内燃机的空气增压器  
1 入口管；2- 增压器；3—汽化器

### 1.7.9 莫比乌斯带式输送机

将长条纸两端相粘即成环状带子，如将长条带在相粘时把一端转 180° 向连接，就成只有一个面的莫比乌

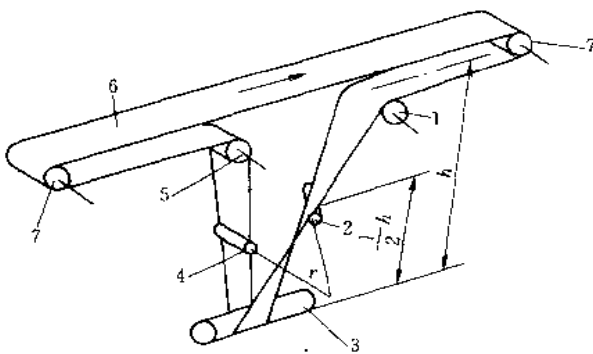


图 2-2-75 莫比乌斯带式输送机示意图  
1—支持辊；2—导向辊；3—变向辊；4—导向辊；  
5—支辊；6—输送带；7—传动滚筒

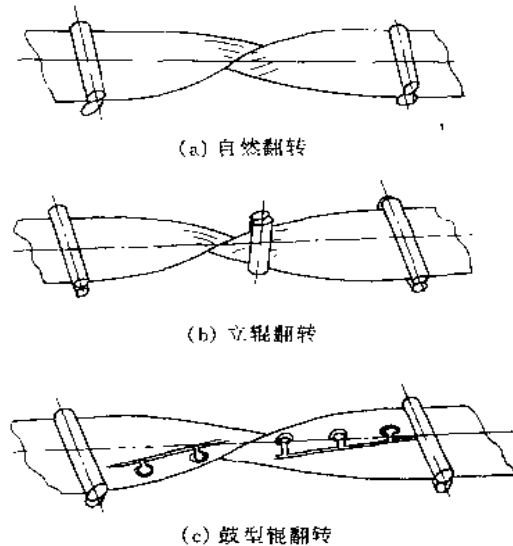


图 2-2-76 胶带的几种翻转方法



斯条。打印机中的色带就是这种带子，可以使油墨充分得到利用。图 2-2-75 则是该带在胶带输送中的运用。这样，输送带就可以两面应用。物料对带面的磨损也就减少了一半。不过，此时胶带必须是两面都有相同厚度的复面胶，并且只能作不粘结的物料的输送。图 2-2-76 为胶带的几种翻转方法。

### 1.7.10 利用心形凸轮的往复等速摆动机构

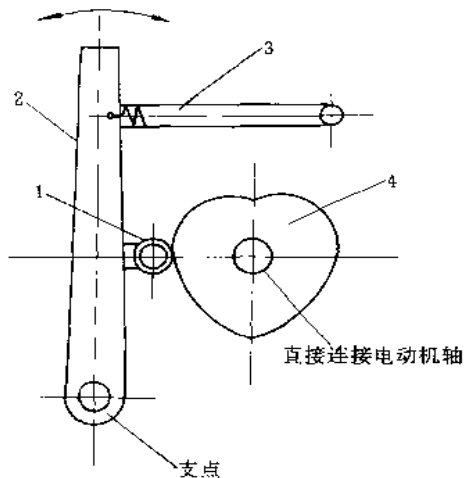


图 2-2-77 往复等速摆动机构

1—凸轮从动件；2—摆杆；3—螺旋弹簧；4—心形凸轮

图 2-2-77 是通过心形凸轮的往复等速摆动机构，可用于绕线机排成杆的传动等。

摆杆是通过螺旋弹簧返回的，所以速度不能太快。尽可能减轻可动部分的质量，并配以适当强度的弹簧，可以得到良好的动作。

本机构在由回转摆动到摆动的这类转换机构中，是一种比较简单的往复等速摆动运动机构。

## 1.8 利用流体力学的结构

### 1.8.1 射流泵

图 2-2-78a 为卧式射流泵，它由喷嘴、吸入管、混合段和扩散段等组成。图 b 为立式射流泵，结构紧凑，多用于深井作业区。

当高压工作流体  $G_a$  由喷嘴形成高速射流喷出，由于射流的紊动卷带作用，将吸入管的空气带走，管内形成真空，低压流体被吸入，见图 d。两股流体在喉管内混合进行能量交换，工作流体  $G_a$  的流速减小，被吸流体  $G_b$  的速度增加。混合流体经扩散管（ $zc$  段），大部分动能转换为压力能，使压力逐步提高，最后将  $G_a - G_b$  的混合流排至 D 池。射流泵分为液带液的、液带气的、气带液的和气带气的四种。

图 c 为带水的卧式射流泵的性能。图中  $N_1$  为扬程比， $y$  为重量流量比， $\eta$  为效率， $\eta = yN_1$ 。图中尺寸即为图 a 的结构尺寸。当重量流量比  $y = 12$  时，效率达到最高值  $\eta_{\max} = 26\%$ 。

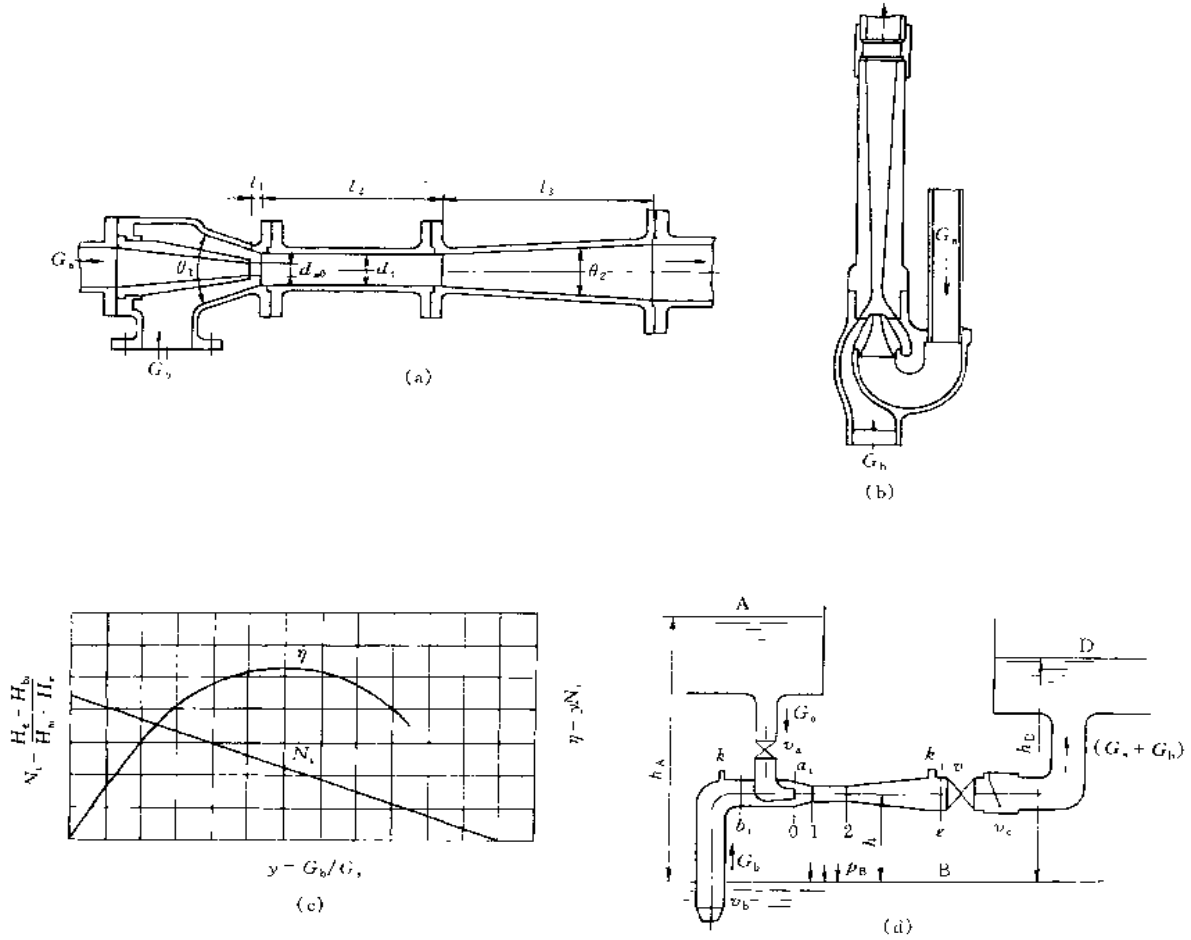


图 2-2-78 射流泵

### 1.8.2 水轮机的喷嘴和导叶机构

根据不可压缩流体的连续性方程式  $v_1 A_1 = v_2 A_2$ ，欲要提高液体的喷射速度，则可利用收缩流通面积来达到。一般的喷嘴为收缩圆锥形，结构简单，如图 2-2-79a 所示。对要求阻力特小的喷嘴，可采用图 b 所示

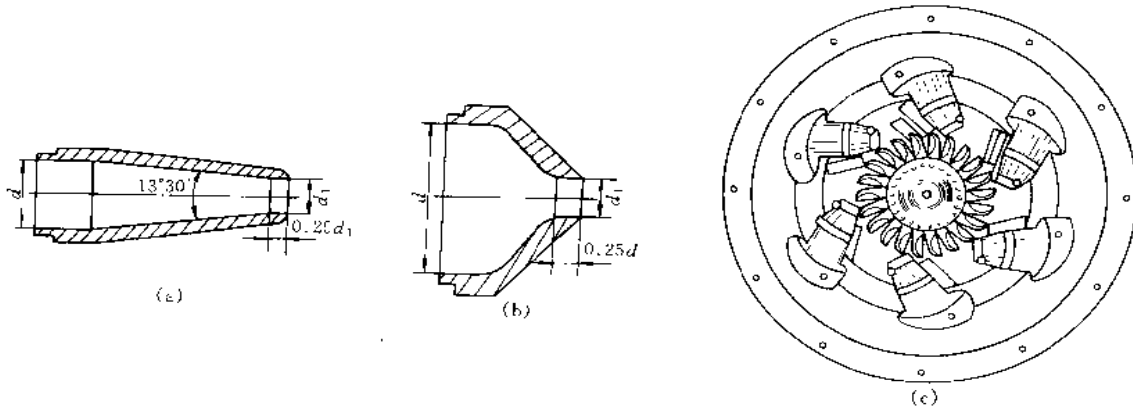


图 2-2-79 喷嘴的结构

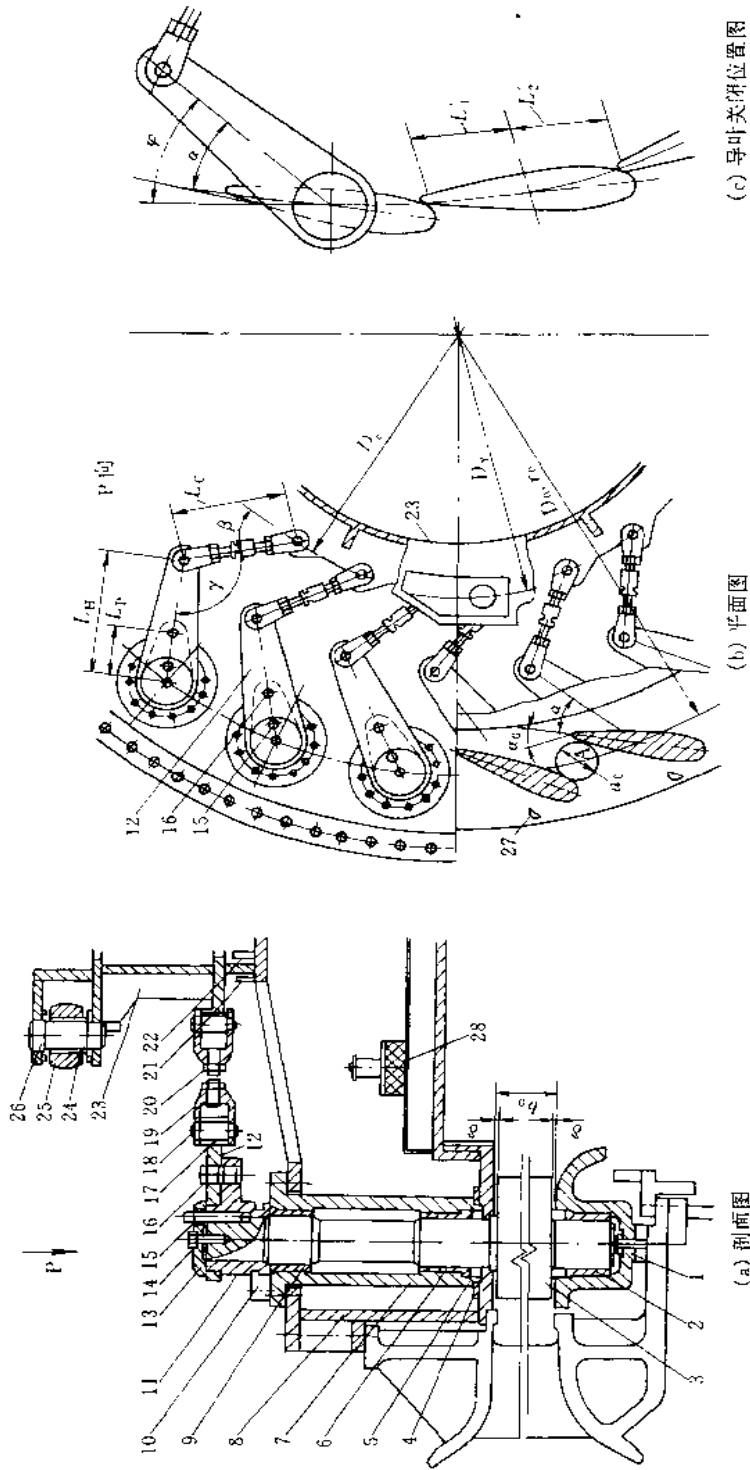


图 2-2-80 径向导叶机构装配图

1—底环; 2—下轴套; 3—导叶; 4—密封圈; 5—密封板; 6—中轴套; 7—导叶套筒; 8—顶盖; 9—上轴套; 10—止推压板; 11—导叶臂; 12—连接板; 13—端盖; 14—调节螺钉; 15—分半键; 16—剪断销; 17—销套; 18—叉头销; 19—叉头; 20—连杆; 21—止推块; 22—导向块; 23—控制环; 24—推拉杆销套; 25—接力器推拉杆; 26—推拉杆销子; 27—限位块; 28—真空破坏阀

的流线形喷嘴。为了减少射流束的收缩,并保持射流一定的方向性,出口处都需要有一段圆柱体,约为  $0.25d_1$  的长度。喷嘴的用途很多,如消防喷水枪,水力采煤的水枪,射流泵的喷嘴等。图 c 所示为冲击式水轮机的喷嘴,由 6 支喷嘴同时喷射冲击一个冲击式水轮机运转。还有用于高速舰艇的喷水推进器的喷嘴,高速射流切割机的喷嘴等。

水轮机(涡轮)的导叶机构的作用是调节水轮机的流量。一般当水头、转速、导叶高度( $b_0$ ,见图 2-2-80a)固定时,若改变导叶出口角  $\alpha_0$ ,则可调节流量, $\alpha_0$  增大,流量( $Q$ )增大。 $\alpha_0$  角与导叶开口  $\alpha_0$  有一定的对应关系,见图 b。该图是混流式和轴流式水轮机广泛采用的径向导叶机构,其传动机构为叉头式。当出现事故停机时,则导叶处于关闭位置,如图 c 所示。

### 1.8.3 离心叶轮叶片

离心叶轮机械的理论扬程为:

$$H_T - \frac{1}{g}u_2C_{2u} - \frac{1}{g}u_2(u_2 - C_{2m}\cot\beta_2) = \frac{1}{g}u_2^2 - u_2C_{2m}\cot\beta_2$$

由上式可知,对叶轮直径不变的某一设备而言,在相同的转速下, $U_2$  不变,叶片出口角  $\beta_2$  将决定叶片的形状,并将较大地影响扬程的大小。按  $\beta_2$  不同可分为三种叶型:

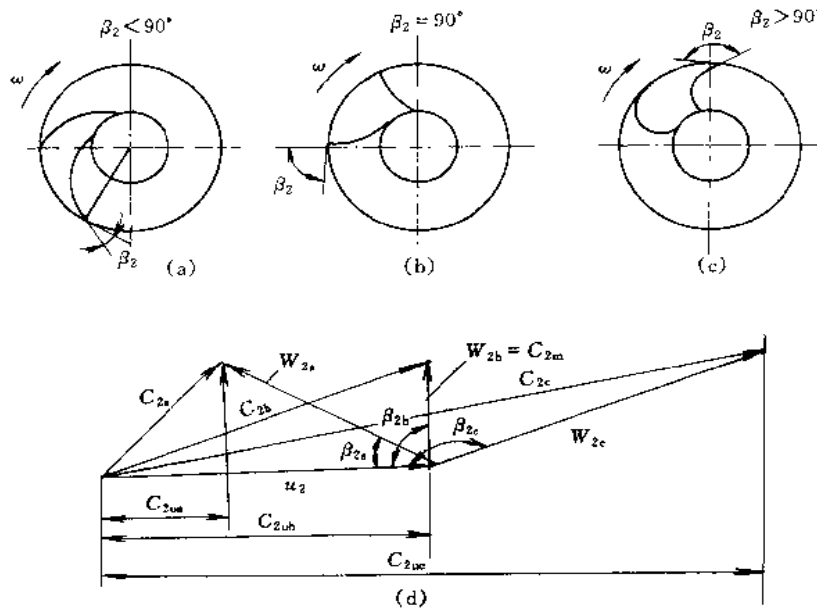


图 2-2-81 离心叶轮叶片的型式

- (1) 当  $\beta_2 < 90^\circ$  时,如图 2-2-81a 所示,叶片出口方向与叶轮转向相反,称为后向叶型。该叶型效率高,静压大于动压。离心泵中大多数是此种后向叶型;其速度三角形见图 d。
- (2) 当  $\beta_2 = 90^\circ$  时,如图 b 所示,叶片出口是径向,称为径向叶型。其静压等于动压。该叶型结构简单,用于排尘通风机上。速度三角形见图 d。

(3) 当  $\beta_2 > 90^\circ$  时, 如图 c 所示, 叶片出口方向与叶轮转向相同, 称为前向叶型。该叶型扬程大, 动压大于静压, 损失亦大, 效率较低, 水泵中多不用, 在通风机中应用较多。速度三角形见图 d。

#### 1.8.4 机翼和水翼

机翼 (图 2-2-82a) 是飞机的关键组成部分, 其主要作用是产生支持飞机重量或作机动飞行所需的升力

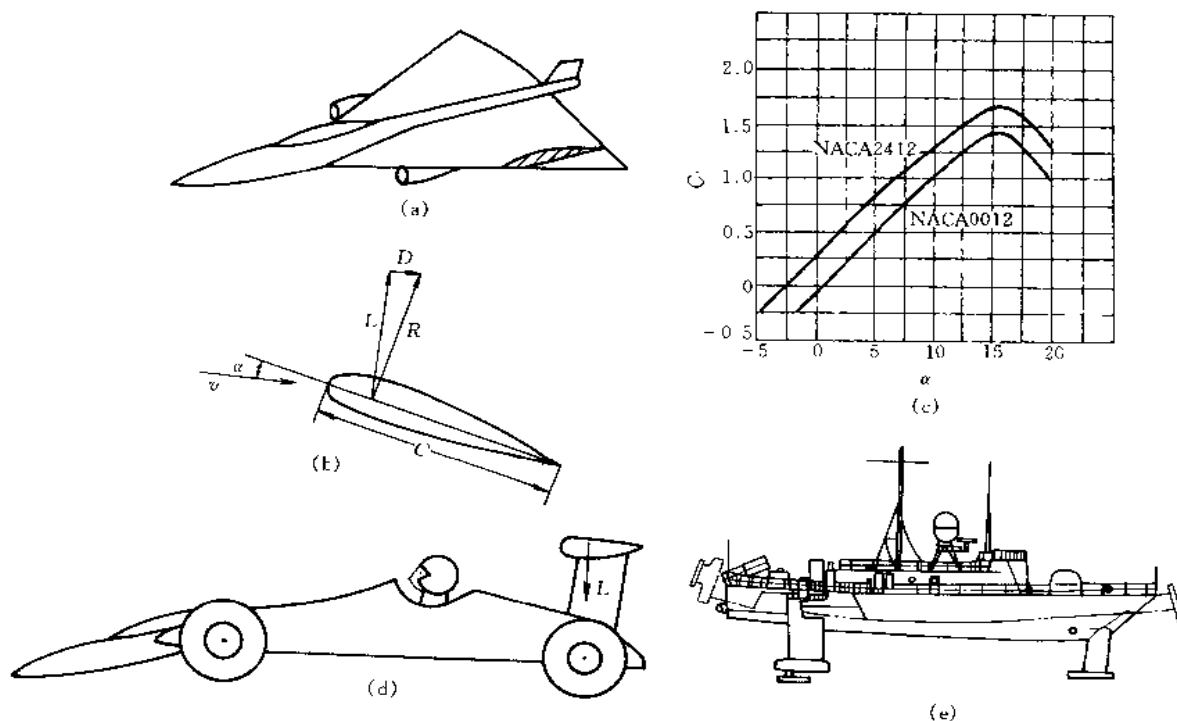


图 2-2-82 机翼和水翼

( $L$ )、机翼的空气动力性能取决于机翼的外形、飞行速度 ( $v$ ) 和飞行姿态。翼的横剖面形状, 称为翼型。如图中 b 所示, 翼型的升力  $L = C_L \frac{\rho}{2} v^2 A$ 。其中  $C_L$  为升力系数, 由风洞试验确定, 它与翼型、攻角 ( $\alpha$ ) 和雷诺数有关, 图 c 所示为对美国 NACA2412 及 NACA0012 两种翼型的实验所得的升力系数 ( $C_L$ ) 与攻角 ( $\alpha$ ) 的曲线;  $\rho$  为空气密度;  $v$  为飞行速度;  $A$  为翼型的迎风投影面积。赛车为了解决高速运行时“发飘”的不稳定性问题, 将特定翼型的机翼倒置于车尾, 产生一个向下的负升力压向路面, 以增加稳定性, 如图 d 所示。为了解决高速船的水阻力问题, 将机翼置于高速舰艇的下部, 在高速航行时, 由于水翼产生的升力, 将舰艇体托出水面, 因此将原来舰艇所受的水阻力变为空气阻力, 使艇的总阻力大大降低, 节省功率耗损, 实现高速航行。这种艇称为水翼艇。如图 e 所示。

#### 1.8.5 农用喷头

图 2-2-83 为摇臂式喷头。其摇臂 6 安装在固定于喷管 9 上方的摇臂轴 8 上。从喷嘴喷出的水流 通过

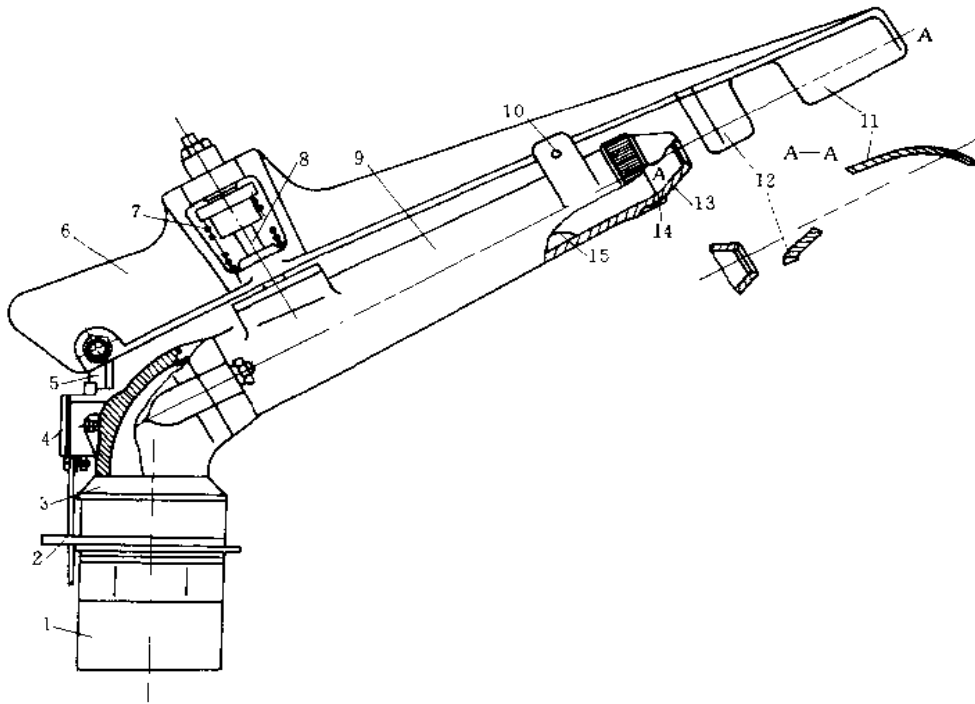


图 2-2-83 摇臂式喷头

- 1—旋转密封部分；2—限位环；3—喷体；4—换向器；5—反转钩；6—摇臂；7—摇臂弹簧；8—摇臂轴；  
9—喷管；10—打击块；11—挡水板；12—导水板；13—喷嘴；14—密封圈；15—稳流器

摇臂头部的导水板 12 冲击挡水板 11，迫使摇臂相对喷管方向张开  $60^{\circ} \sim 120^{\circ}$ ，然后在摇臂弹簧 7 的扭力作用下，使摇臂复位，并碰击喷管上的橡胶打击块 10，使喷管按顺时针方向（俯视）转动  $1^{\circ} \sim 3^{\circ}$ 。此时摇臂又重新切入水流，因而再次张开、复位并碰击喷管，如此反复进行。喷管转动一定角度后，由于限位环 2 和换向器 4 的作用，使摇臂停止张开。此时喷管在水流反作用力的作用下，开始作反向（逆时针）转动，回到起始位置后，换向器使摇臂再次张开，重复上述过程。如不用换向器，则喷头作全圆周转动。摇臂式喷头结构简单，工作比较可靠，目前应用较广。但当有风或喷头转轴安装不垂直时，转速不均匀，影响喷灌均匀度，在较强振动下工作不可靠。

图 2-2-84 为步进式全射流喷头。它由间歇开关 6 控制射流元件 11，间歇地发出控制射流，使由喷嘴 11 喷出的主射流向一侧偏转，而由于其反作用使喷头向另一侧转动。当射流元件处于间歇状态，停止发射控制射流时，主射流恢复直射流状态，喷头亦停止转动。如此反复，形成喷头同一个方向的步进式转动。进行扇形喷灌时，利用换向机构 6，当喷头转动到预定位置时，使控制射流改由射流元件的另一侧控制道发出，因而使喷头作反向步进式转动，间歇开关的接嘴 a、b 分别接射流元件的接嘴 a、b，射流元件的接嘴 c 与回水管连接。

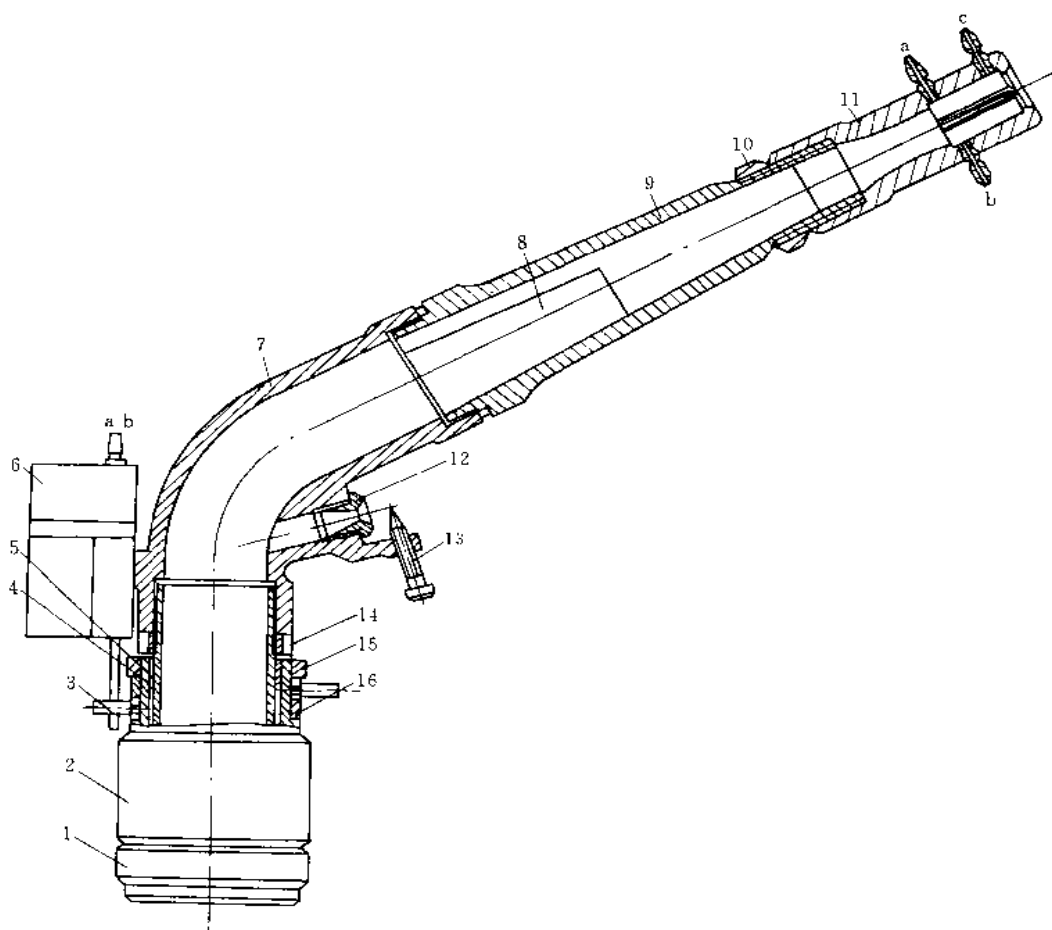


图 2-2-84 步进式全射流喷头

1—管接头；2 转动座；3—定位杆；4—上衬垫；5 转动套；6—间歇开关和换向机构；7—喷体；8—稳流器；  
9—喷管；10—锁紧螺母；11 射流元件和喷嘴；12—副喷嘴；13—雾化针；14、15—锁紧螺母；16—定位圈

### 1.8.6 位移-力反馈电液比例节流阀

图 2-2-85 所示为节流型流量控制阀，设计保证主阀开口度的稳定性。电信号控制开口度，开口位移通过力反馈与电磁力平衡。根据美国专利 5366202。

主阀 11，以通道 17 沟通管道 19 与 21，其开口度决定流量。

本阀的控制压力来自入口 26，控制油路的回油经出口 29 通往油箱。

先导阀 12 的阀芯 22 受比例电磁铁 53 的电磁力作用，同时受两个弹簧 33 及 43 的弹力作用。力的平衡决定先导阀芯 22 的位置，决定其两个开口 24 及 28 的开口度。控制腔 27 经开口 24 通压力源 26，经开口 28 通回油出口 29，因而阀芯 22 的位置决定控制腔的压力。弹簧 33 右端紧靠阀体，左端作用于阀芯 22 左端的挡圈 34。弹簧 43 右端紧靠锥形簧座的小直径台阶，左端作用于簧座 38，后者套在阀杆 22 的顶端 39 上。簧座 38 有细长部 47，其右端凸缘 49 伸入簧座 41 的孔 48 内。簧座 41 套在主阀芯 16 顶端 42 上。阀体上的挡

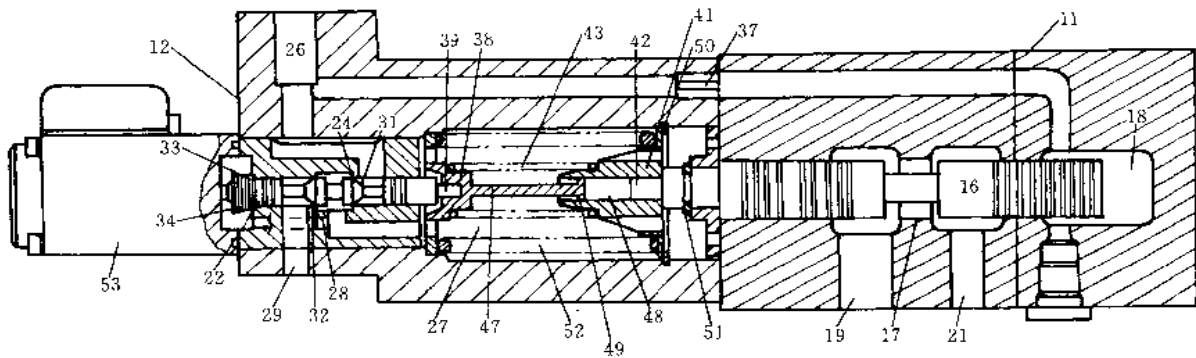


图 2-2-85 电液比例节流阀

圈 50 限制簧座 41 向右运动的极限位置。阀芯 16 上的挡圈限制阀芯向右运动的极限位置。

主阀阀芯 16 受弹簧 52 及 43 的弹力及控制腔 27 的压力，方向向右；同时受入口 26 经节流阀 37 后在促动腔 18 形成的压力，方向向左。两个方向的力的平衡决定阀芯 16 的位置。

当电磁铁 53 的电磁推力增大时，先导阀芯 22 右移，节流口 28 增大，24 减小，使控制腔压力下降，主阀芯 16 左移，通道 17 开口度发生变化。与此同时，弹簧 43 因主阀芯推动簧座 41 左移而压缩，弹力增大，使主阀芯 16 及先导阀芯 22 上所受的力都发生变化，从而使它们在新的位置实现力的平衡。

本设计的优点之一是工作稳定性较好。在两阀芯发生相对运动时，簧座的孔 48 内的油腔与控制腔 27 之间通过凸缘 49 周边的间隙有液流发生，小间隙对液流（及阀芯间的相对运动）有阻滞作用；节流孔 37 对主阀芯 16 的运动有阻滞作用；先导阀芯 22 的锥面 31 及 32 对先导阀芯的惯性超程运动有抑制作用。这些环节都有利于抑制振荡，提高稳定性。

此外，先导阀芯 22 对摩擦力及磨损间隙变化非常敏感。簧座 38 以凸缘 49 定位于孔 48，获得良好导向，可以减少弹簧 43 形状偏差引起的非轴向力，减少由此产生的摩擦力及磨损。

### 1.8.7 气垫及其搬运装置

图 2-2-86 为气垫单元及其工作过程示意图。由气源、承载平台和若干个气垫单元组成的物料搬运机械，简称气垫。气垫利用气垫单元托起重物并利用气垫单元与地面之间的流动空气层来降低摩擦阻力以便搬运。它主要用于短距离搬运重物（图 2-2-87），如搬运大型变压器、重型设备等，也可用于船体对接、飞机装配等要求定位准确的场合。还可利用气垫将固定有大型工件的移动式加工平台推

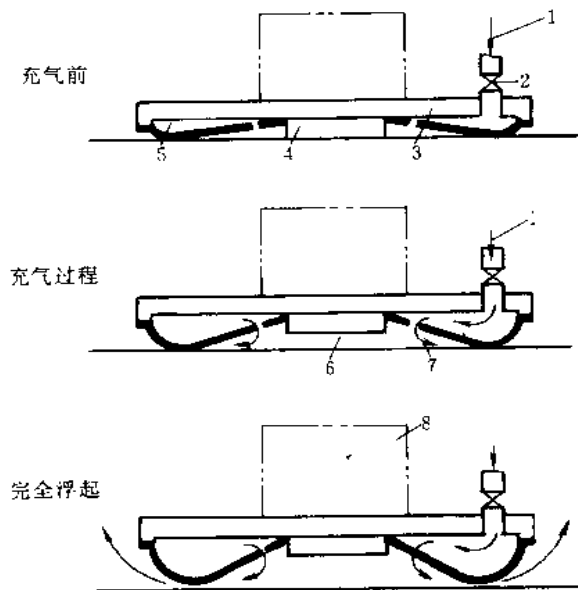


图 2-2-86 气垫单元及其工作过程示意图

- 1—气源；2—调节阀；3—金属板；4—垫块；5—气囊；  
6—气室；7—通气孔；8—重物



至机床的加工位置,以提高机床的利用率。气垫还可用于大型雷达和活动舞台,使其运转灵活。

当重物有足够的平坦底面时可不用承载平台。气垫单元一般为气囊,用加帘布的橡胶制成。充气前重物由硬质木料或硬橡胶支撑。充气后压缩空气首先进入气囊,经通气孔进入气室。气囊膨胀贴住地面,将气室围封起来,阻挡空气外泄。气囊和气室内的气压一般可达 $0.1 \sim 0.35\text{MPa}$ 。当产生的浮托力与重物重量相等时重物即被托起。

不断补充足够的压缩空气可使气垫单元保持 $0.025 \sim 0.25\text{mm}$ 的离地间隙。空气即由间隙逸出,使移动阻力系数降到 $0.001 \sim 0.005$ 。由调节阀调节供气量,可控制承载平台的托起高度。供气量过多会产生颤动;过少则气囊只能部分离地,移动阻力增大。气源可以是工厂的压缩空气系统或移动式空气压缩机组。气垫的阻力系数小,转向比较灵活,高度低,对地面的比压远小于轮式车辆,自重轻,构造简单,维修方便。例如,500t的重物用气垫只需 $5 \sim 25\text{kN}$ 的力即可搬运或原地转动。为形成流动空气层托起重物所需的功率,每吨重物约为 $0.25 \sim 0.4\text{kW}$ 。托起3t重物的气垫(不包括气源)本身仅为 $40 \sim 50\text{kg}$ 。但气垫因离地间隙很小,要求地面平整无缝,地面的宏观起伏和微观粗糙度都不允许超过规定值,否则会因漏气而导致能耗增大,甚至托不起重物。临时使用气垫时可在地面加铺钢板或橡胶带。气垫托起重物后地面坡度稍大即会自滑。

如果用水代替空气充入气垫单元,不需要改装即可成为水垫搬运装置,简称水垫。水垫搬运比气垫更为平稳,两者阻力系数相同,但水垫所需功率仅为气垫的十分之一或更低。水垫不能在会结冰的地方和不允许浸水的场合使用。浮升高度和离地间隙小的气垫,一般称为薄气垫。还有一种浮升高度和离地间隙大的厚气垫。它不使用气垫单元,而是在重物底部另装一整体的橡胶围裙形成气室,可通过海滩和沼泽地等高低不平的地面,人多用于交通运输和军事方面。使用气压仅为 $(0.7 \sim 3.5) \times 10^5\text{Pa}$ ,但耗气量很大,能量消耗也比薄气垫大得多。

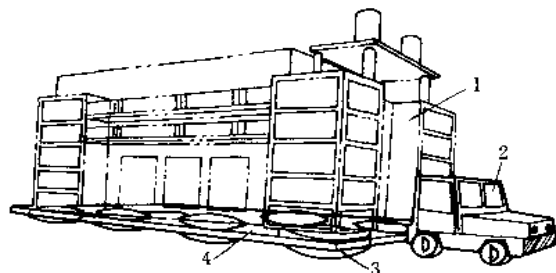


图 2-2-87 气垫搬运装置搬运重物  
1—大型变压器; 2—牵引车;  
3—气垫单元; 4—承载平面

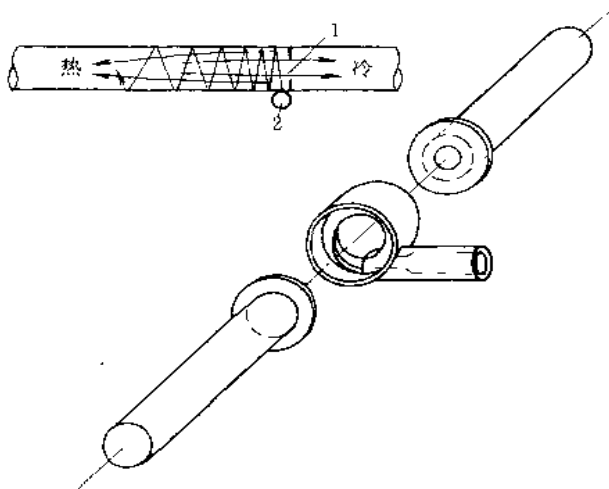


图 2-2-88 涡流管  
1—隔板; 2—喷管

### 1.8.8 涡流管

图 2-2-88 为涡流管。把几个大气压的空气从切向送入一个管子里,在靠近输气管旁边的管子内有个带小孔的隔板,则由于强烈的漩涡,外部有很大的离心力,产生很高的温度,内部空气温度就势必下降(类似绝热,总能为常数),故内部孔流出的是低温空气,另一端流出热空气。用这种方法可以把室温下的压缩空气降低到 $-50^{\circ}\text{C}$ ,实现了无冷却循环剂的制冷。但效率低,只能用于实验室。在已有压缩空气的地方,就不需要另外的转动部件。

### 1.8.9 煤气表和水表

图 2-2-89 为煤气表，它是用以累计流过管道内煤气体积总量的流量测量仪表。表内有两个计量箱，每个箱内装有用浸油薄羊皮或合成橡胶制成的、具有一定容积的皮囊。煤气流过时，皮囊伸缩，因而改变皮囊与计量箱之间的体积，同时改变滑阀位置。如图 2-2-90 所示，当左滑阀右移时，A 室进气，B 室排气，右滑阀在中间，C 和 D 室停止进排气。A 室进气后，左滑阀左移至中间，右滑阀左移，此时 D 室进气，C 室排气，A 和 B 室停止进排气。接着左滑阀再左移，右滑阀右移至中间，此时 B 室进气，A 室排气，C 和 D 室停止进排气。然后左滑阀移至中间，右滑阀右移，此时 C 室进气，D 室排气，A 和 B 室停止进排气。这样，一个循环排出两个计量箱体积的煤气，同时曲柄摆动一次，带动齿轮旋转，齿轮的转动带动计数器。计数器的读数即为排出煤气的体积量。

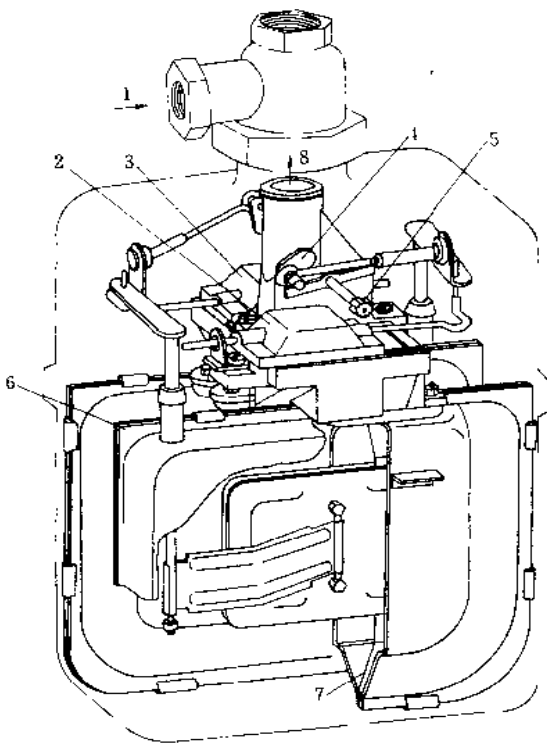


图 2-2-89 煤气表内部结构

1—煤气进口；2—左滑阀；3—右滑阀；4—曲柄；  
5—齿轮；6—计量箱；7—皮囊；8—出口

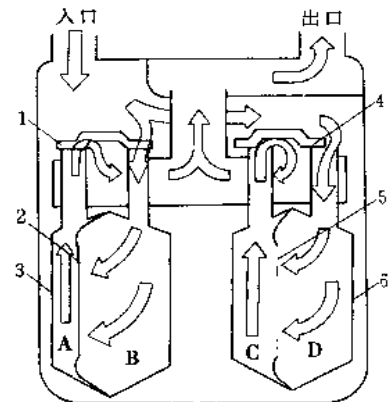


图 2-2-90 煤气表工作原理

1—左滑阀；2、5—皮囊；3、6—  
计量箱；4—右滑阀

图 2-2-91 为速度式水表，是用以累计流过管道中水的总量的流量测量仪表。水表分为容积式和速度式两类。速度式水表结构简单、价格低廉，可作为家用水表。速度式水表内部装有可旋转的叶轮，水经叶轮盒的下排孔以切线方向流入，推动叶轮旋转，然后通过上排孔流出。叶轮转速与流过水表的总量成正比，叶轮的转动经齿轮减速后带动计数器，在度盘上累计流过水表的总水量。齿轮盒和度盘直接处于水中的水表称为湿式水表。这种水表结构简单，机械阻力小，有微量水流过水表指针就能动作。计数器不浸在水中的水表称为干式水表；计数器用特殊的液体封住的称为液封式水表。

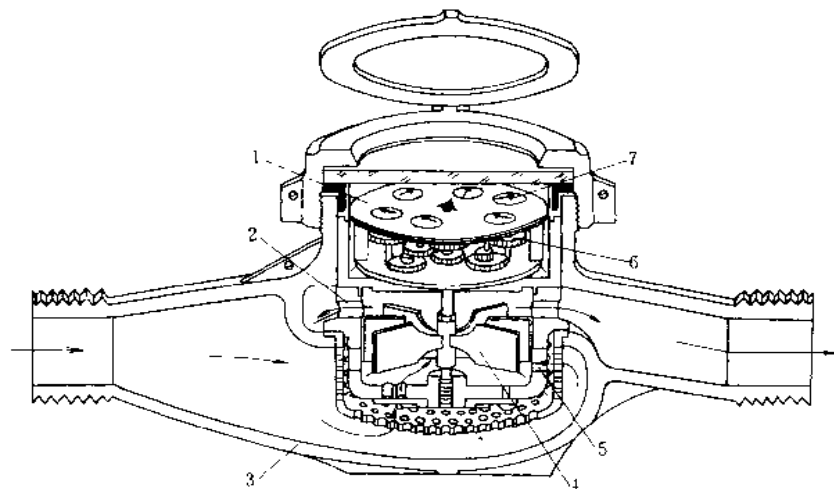


图 2 2 91 速度式水表

1—度盘；2—上排孔；3—外壳；4—叶轮；5—下排孔；6—减速齿轮；7—计数器

## 1.9 巧用形状记忆合金特性的结构

### 1.9.1 汽化器的自动节流装置

传统的自动节流装置是由装有热蜡的容器和由热蜡推动的压片组成的。它与节流阀的连接麻烦、结构也复杂。

图 2-2-92 所示结构通过采用形状记忆合金弹簧，力求结构简单化。在汽化器的吸气道路入口处，节流阀支持在轴上，通过轴自由转动。控制杆与轴连接，连杆的一端与控制杆的前端连接，另一端由形状记忆合金弹簧支持。

低温起动时，形状记忆合金弹簧收缩，则控制杆因弹簧作用受拉，使节流阀关闭，因此吸气受到限制，浓燃料被送到引擎，易于起动。起动完毕，油缸等温度即上升，形状记忆合金弹簧动作，形成大于弹簧的力吸引连杆，打开节流阀，进入正常运转。

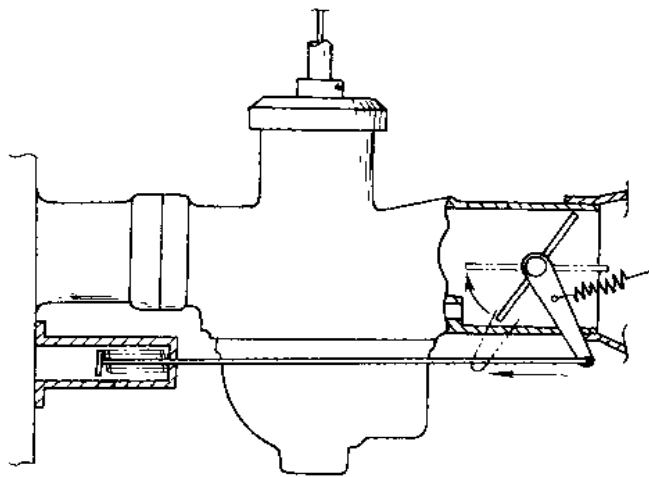


图 2-2-92 汽化器的自动节流装置

### 1.9.2 火花塞

引擎低速转动时，因火花塞部分温度下降，绝缘体的底脚部分表面容易被硫化物等污损，绝缘电阻下降，打不起火，有碍点火性能。为防止这一现象发生，尽管在结构上做到低速时绝缘体底脚温度不下降，但高速时温度过高，产生提前打火。

图 2-2-93 所示结构是把中心电极做成特殊结构，使低速或高速时的绝缘体底脚的温度由本身控制而保持适当温度。在引擎低速转动时的低温状态下，由于可动轴（插嵌在绝缘体底脚的轴孔里可自动滑动的轴）和固定构件之间设置了形状记忆合金制作的控制构件，沿轴向收缩把可动轴向上提起，可动轴的顶端与点火电极之间形成了间隙。因此从绝缘体脚部到可动轴的热传导降低，温度上升使绝缘体底脚顶端表面附着的石墨、油等烧掉，提高了耐污损性。另外在高温转动的高温状态下，控制构件伸长，使可动轴滑动压到顶端，

间隙闭合, 则从绝缘体底脚到可动轴的热传导良好, 温度下降, 防止提前打火。

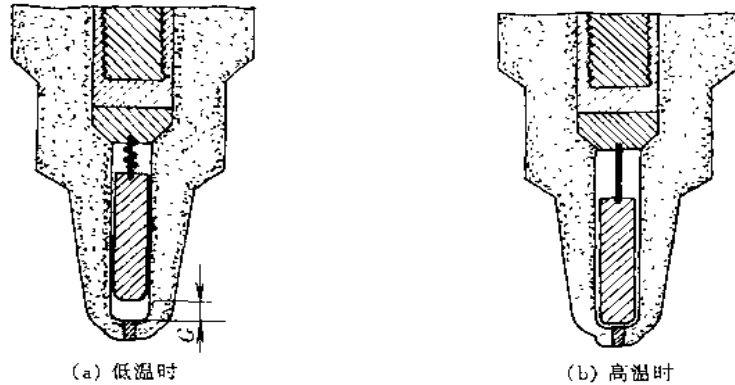


图 2-2-93 火花塞

### 1.9.3 柴油机的可变压缩型活塞

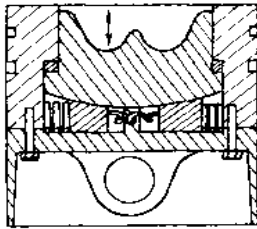


图 2-2-94 柴油机的可变压缩型活塞

可变压缩比技术的开发, 是为了改善起动性能, 但其结构复杂, 强度上也有问题。图 2-2-94 所示结构是在能使活塞上、下移动的楔形导槽里设置形状记忆合金, 由此得到仅在起动时的高压缩比性能。在活塞顶部设置了能够上、下移动, 使燃烧室体积变化的内活塞。内活塞的下部做成楔形, 成为楔销。沿这个楔销设置两个楔形导向块, 两个导向块之间设置形状记忆合金。

柴油发动机起动时, 形状记忆合金不起作用, 楔形导向块由于弹簧的作用, 被推向中心, 使内活塞推向上方, 由此产生高压缩比。起动后, 形状记忆合金由于加热产生大于弹簧的力使之恢复原状。由此使内活塞下降, 得到低压缩比。

### 1.9.4 带增压器引擎的中间冷却器

中间冷却器设置在连接增压器与吸气分流器的吸气路径上, 使吸气温度降低。但在冬季或吸入空气过冷时, 产生不完全燃烧等问题。

图 2-2-95 所示结构通过采用形状记忆合金制作的管路控制阀, 使中间冷却器的热交换率能够随温度调节。

在引导吸气从中间冷却器入口到散热器芯子的端盖的吸气入口附近, 设置有管路控制阀, 阀体由形状记忆合金制作的线圈支持。吸气温度低时, 阀体的自由端由于线圈的作用, 向散热器芯子方向下垂, 防止吸气流过, 使热交换率下降; 另一方面, 当吸气温度上升时, 由于线圈的收缩变形, 阀体被提起, 使吸气在散热器芯的全范围内流过, 提高了热交换率。

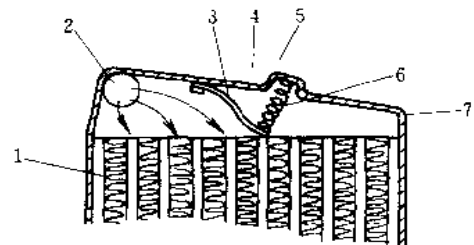


图 2-2-95 带增压器引擎的中间冷却器

1—散热器芯子; 2—吸气入口部; 3—  
阀体; 4—控制阀; 5—中间冷却器;  
6—形状记忆合金制造的线圈; 7—端盖

### 1.9.5 轴流压缩机壳

传统转动叶片的顶端与机壳内面的间隙是在起动时振动比较大的情况下设定的, 因此在稳定运转时间隙过大, 效率降低。

图 2-2-96 所示结构使间隙量在起动时增大，而在正常稳定运转时减小到最小，从而达到提高效率的目的。

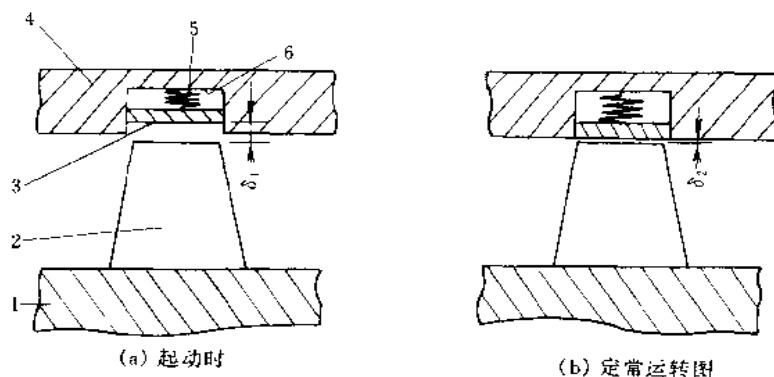


图 2-2-96 轴流压缩机机壳

1—转子；2—动翼；3—软质金属材料调节板；4—机壳；5—形状记忆合金制线圈；6—凹槽

在轴流压缩机的机壳内侧设置凹槽，在凹槽上，相对于旋转叶片的顶端设置形状记忆合金制作的线圈和与其做成一体的软质金属材料做的调节板。起动时，因流体温度低，线圈收缩，旋转叶片和调节板之间的间隙  $\delta_1$  保持初期设定的较大值；正常运转时，流体温度变高，线圈伸长，间隙  $\delta_2$  变到最小。

### 1.9.6 汽轮机的迷宫式密封

为了防止蒸汽泄漏，在汽轮机的转子和机壳之间设置了迷宫式密封。但随着汽轮机工作时的温度上升，由于热膨胀使间隙增大，蒸汽泄漏量也增大。

图 2-2-97 所示结构在泄漏通路里设置形状记忆合金制作的密封凸片，可防止泄漏量增加。

在汽轮机转子的表面，沿轴向设置多个圆周沟槽。密封环被固定在机壳上，密封环的表面沿轴向设置多个密封凸片。密封凸片用形状记忆合金制成，在汽轮机工作时的高温环境里，能使密封凸片顶端与转子表面的距离向减小方向变形。因此即使在高温状态下，间隙仍能保持一定，使蒸汽泄漏量不增加。

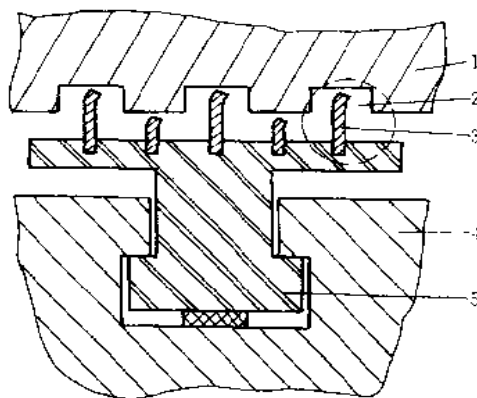


图 2-2-97 汽轮机的迷宫式密封

1—汽轮机转子；2—圆周沟；3—形状记忆合金制密封凸片；4—机壳；5—密封环

### 1.9.7 旋转式压缩机的容量控制装置

传统旋转式压缩机的容量控制装置是利用高压制冷剂式低压制冷剂形成的背压工作的，存在着阀体不能完全关闭的缺点。图 2-2-98 所示结构采用形状记忆合金制作容量控制装置的阀部的动作构件，使阀门可靠开闭，从而提高容量控制率，在上盖形成的制冷剂通路里设置一个阀门，使该通路在压缩机正常运转时闭合，在容量控制运转时打开。阀门由阀体和用形状记忆合金制作的弹簧做成一体。在所定温度以上时伸长，所定温度以下时缩短。正常运转时，弹簧一通电，受热伸长，使阀门关闭了制冷剂通路。在容量控制运转时，切断弹簧的电源，弹簧冷却后缩短，使制冷剂通路打开。

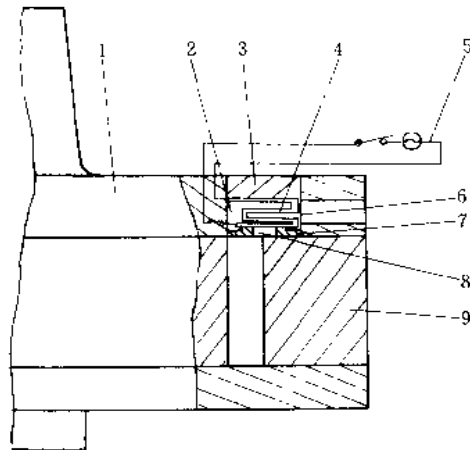


图 2-2-98 旋转式压缩机的容量控制装置

1—上部盖体；2—冷媒通路；3—挡圈；4—形状记忆合金制造弹簧；5—通电装置；  
6—阀；7—阀座；8—气口；9—气缸

### 1.9.8 橡皮套的卡紧装置

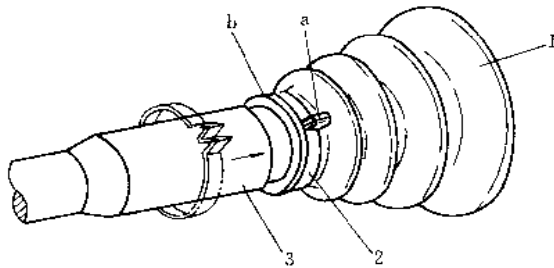


图 2-2-99 橡皮套的卡紧装置

1—橡皮套；2 形状记忆合金做的卡紧装置；3—轴  
仍能保持其缩径状态的、具有单方向特性的那一种。

一般橡皮套用卡紧装置。安装时由操作人员用手扭紧而固定，作业性差，而且低温时，由于橡皮套的壁厚收缩，卡紧装置有松弛的可能。

图 2-2-99 所示结构采用了形状记忆合金制作的卡紧装置，安装方便，且能牢固卡紧。做成环状的卡紧装置本体由形状记忆合金构成，其外周的一部分做成邹折状的接合部，如图中 a 处。卡紧装置本体在常温下如图中点划线所示那样呈扩径状态，便于从橡皮套开口端（图中 b 处）插入橡皮套上，然后加冷水等冷却。卡紧装置因形状记忆合金的特性而缩小直径，把橡皮套开口端卡紧，并固定在轴上。形状记忆合金要选用即使温度上升

### 1.9.9 带衰减力补偿机构的油压缓冲器

一般当温度变化时，动作流体的粘度就发生变化，在阻尼孔开孔面积一定的情况下，衰减力随温度而变

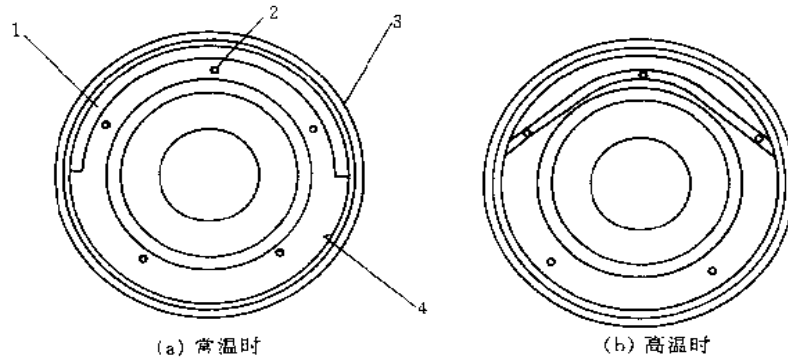


图 2-2-100 带衰减力补偿机构的油压缓冲器

1—形状记忆合金做的板条；2—阻尼孔；3—活塞；4—环状凹槽

化。图 2-2-100 所示结构在阻尼孔部分装入形状记忆合金做的板条，使衰减力与温度变化无关而保持一定的油压缓冲器。它是由管道和插入管道内的活塞，以及在活塞上设置的阻尼孔构成的。其特点是在设有阻尼孔的环状凹槽中装有形状记忆合金板条。常温时，凹槽内的形状记忆合金板条不覆盖阻尼孔，维持足够大的阻尼孔面积。当高温状态油的粘度下降时，形状记忆合金板条变形，如图 b 所示，覆盖阻尼孔，使阻尼孔开口面积减小。因此即使油的粘度发生变化，所设定的衰减力仍能维持不变。

### 1.9.10 抑制打滑的摩擦离合器

当摩擦离合器的连接、释放动作频繁进行时，摩擦热使离合器周围的温度上升。随着摩擦板的摩擦系数下降，离合器弹簧的弹性系数也下降，因此离合器荷载降低，打滑增加，摩擦板过早损耗。

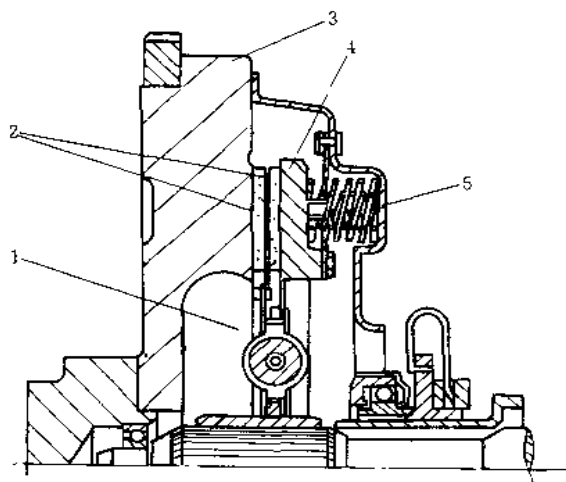


图 2-2-101 抑制打滑的摩擦离合器

1—离合器盘；2—摩擦板；3—飞轮；4—压板；5—形状记忆合金制弹簧

图 2-2-101 所示结构采用了形状记忆合金制作的螺旋弹簧，达到了即使温度上升，也能抑制打滑现象的目的。压板由于离合器弹簧的压力被推向飞轮侧，从而使离合器盘贴紧而得到设定荷载。在离合器弹簧的各盘管里，装入小径的形状记忆合金制作的弹簧。该弹簧随周围温度上升而拉伸，使设定荷载增大，使得由离合器弹簧确定的离合器设定荷载增加。其结果使摩擦板的贴紧力提高，抑制了离合器打滑。

## 1.10 螺旋装置

### 1.10.1 差动螺旋装置

图 2-2-102 高、低速进给螺旋装置，利用左、右螺旋，当螺母锁紧转动一周时，滑块的移动量等于  $L_A$  与  $L_B$  之和，如螺母处于浮动状态时则等于  $L_B$ ，这是一种螺旋作差动进给时能快速返回的进给机构。

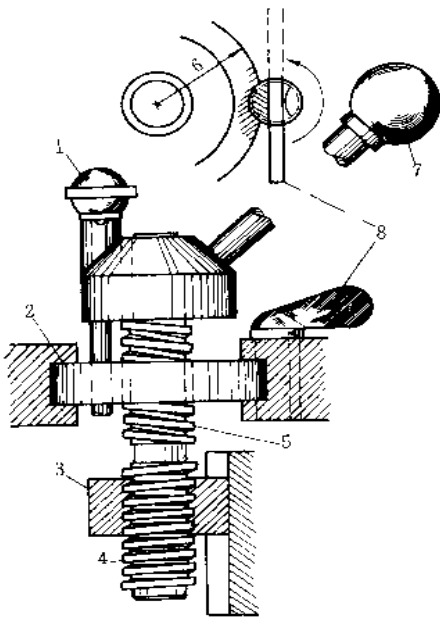


图 2-2-102 高、低速进给螺旋装置  
1—螺母驱动杆；2—浮动螺母；3—滑块；4—螺旋 B (导程 =  $L_B$ )；5—螺旋 A (导程 =  $L_A$ )；6—浮动螺母；7—旋转手柄；8—锁紧螺母

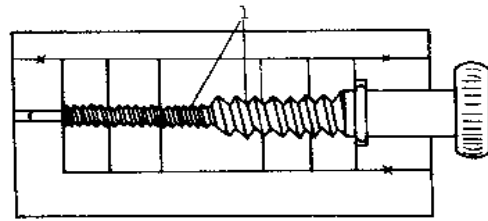


图 2-2-103 螺距不同的螺杆差速装置  
1—不同螺距的螺杆

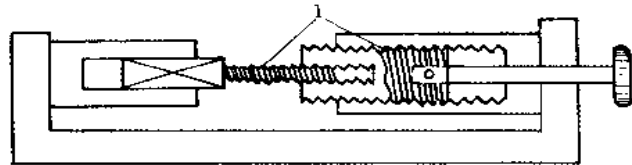


图 2-2-104 同心螺旋的差速装置  
1—不同螺距的螺杆

图 2-2-103 所示装置采用不同螺距的螺杆获得差速运动。如果螺杆旋转，螺母虽同向运动，但其速度却不同。

图 2-2-104 所示的同心螺旋也做差速运动。这种运动方式用于特殊必要的回转场合，例如用于煤气罐的气阀，可以缓慢地打开。

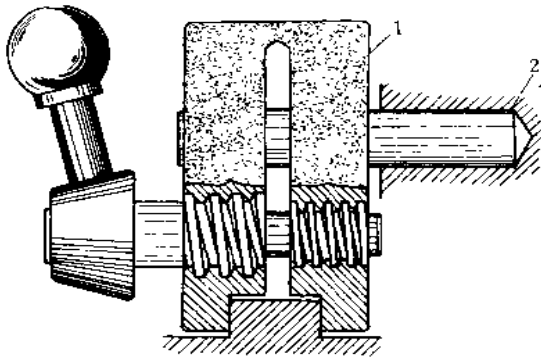


图 2-2-105 差动压板  
1—锥度间隙；2—支撑销

图 2-2-105 所示差动压板利用螺旋的差动，把压板爪夹紧，在其夹力的作用下压板和螺旋结合成一体。差动压板上的压力用下式表示：

$$P = \frac{T \cdot e}{R(\tan \phi + \tan \alpha)}$$

- 式中  $T$ ——手柄的转矩；
- $R$ ——螺旋的平均直径；
- $\phi$ ——摩擦角 (约为 0.1)；
- $\alpha$ ——螺旋的升角；
- $e$ ——螺旋的效率 (一般约为 0.8)。

### 1.10.2 缓冲螺旋传动

图 2-2-106 为缓冲螺旋传动。它是把弹簧卷起来，作为轻载荷的蜗杆使用和特殊成形的冲压齿轮相啮合的传动装置。具有吸收强冲击的效果。



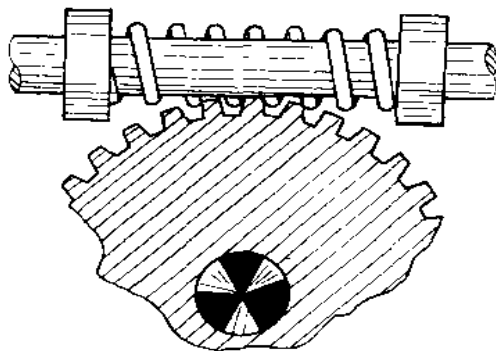


图 2-2-106 缓冲螺旋

### 1.10.3 螺旋间隙消除装置

图 2-2-107 中，紧固螺母把调整套筒紧固，而套筒内外螺纹的螺距不同。若外侧螺纹的螺距大，则稍转动螺母就能消除间隙。

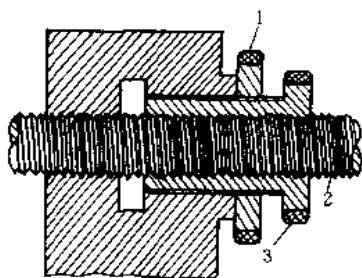


图 2-2-107 螺母消除装置

1—紧固螺母；2—螺栓；3—套筒

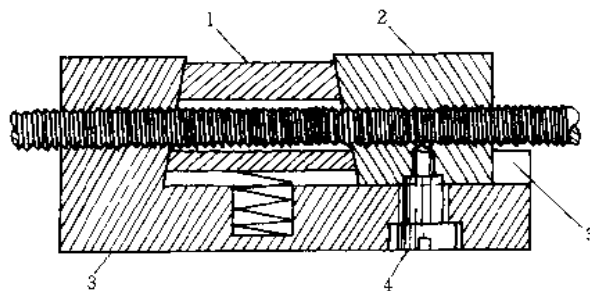


图 2-2-108 自动消除机构

1—调整块；2—螺母的调整部分；3—螺母；4—螺钉；5—导向槽

图 2-2-108 是自动消除间隙机构。用螺丝锁定的调整螺母上带有切槽，在弹簧作用下锥形调整块向上移动，推动调整螺母消除间隙。

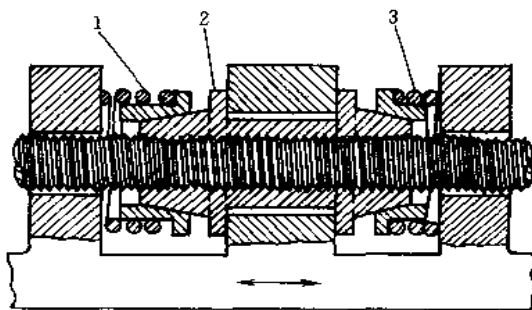


图 2-2-109 自动调整间隙装置

1—弹簧；2—螺母；3—弹簧

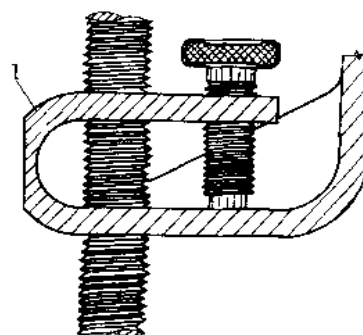


图 2-2-110 间隙消除装置

1—板簧效应

图 2-2-109 是自动调整间隙装置。螺母是方形的，而锥形部分切有沟槽，用弹簧把切槽部分夹紧。

图 2-2-110 所示为间隙消除的一种结构。如果把压成滚花的螺钉只用手指的力量拧紧时，则能锁紧人螺栓，消除间隙。

### 1.10.4 一次输入多种输出及高速回转变低速直线运动装置

图 2-2-111 表示用同一根轴上的螺旋，同时驱动三个齿轮。齿轮的轴与螺旋轴是垂直的。在由一次输入经减速产生多种输出的装置上，往往用这种类型的机构代替昂贵的齿轮装置。

图 2-2-112 为低速直线运动的转换。图中的装置能把高速回转运动转换为低速直线运动。这种装置只在轻负荷的情况下适用，无论是左螺旋还是右螺旋均可。在  $L_B$  上加减微量，则成  $L_A$ 。若  $L_B$  为  $1/10$ 、 $L_A$  为  $1/10.05$  时，螺旋 A 每旋转一周，就有  $0.05\text{in}$  的直线进给。两螺旋同向时，直线进给运动为  $L_A$  与  $L_B$  之和。

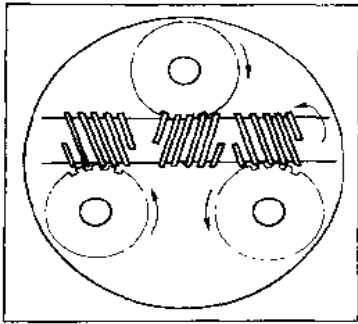


图 2-2-111 一次输入多种输出

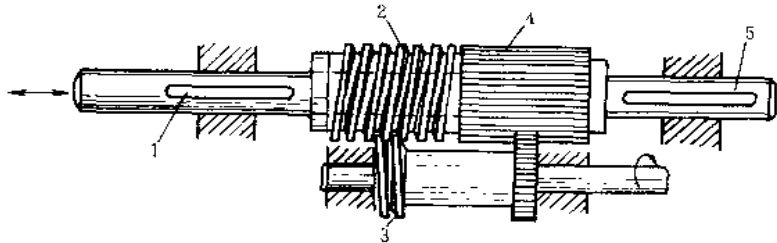


图 2-2-112 低速直线运动的转换

1—键；2—螺旋 A；3—螺旋 B；4—齿数比 1:1；5—键

### 1.10.5 轴承调整及调偏夹铁用机构

图 2-2-113 为轴承调整装置。这种螺旋装置既能简便地调整轴承，又能起超载保护作用。

图 2-2-114 中，螺栓和滑阀用旋钮连接，而螺母与导向套是静止不动的。在螺旋压力机，车床的调偏夹铁，牛头刨床的调偏夹铁上都采用了这种机构。

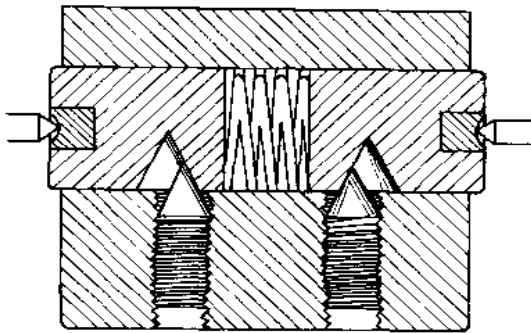


图 2-2-113 轴承调整装置

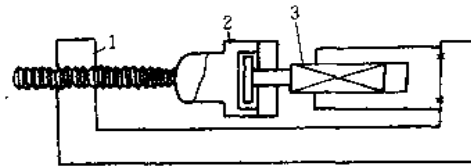


图 2-2-114 调偏夹铁用机构

1—螺母；2—旋钮；3—滑阀

## 1.11 链条机构

### 1.11.1 链式齿条

图 2-2-115 为链式齿条。链条两端固定即可，适用于运动精度要求不严的机构。当功率较大时，需增加同时啮合齿数。

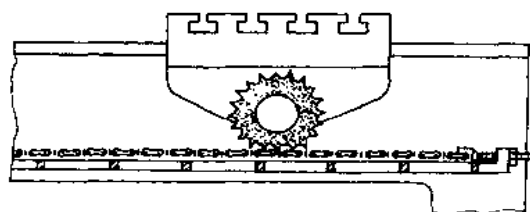


图 2-2-115 链式齿条

### 1.11.2 链条齿圈

大型零件（如化学工业、建材工业中的干燥筒、球磨机）用链条制成齿圈，经济简便。根据需要，可制成内、外齿圈（图 2-2-116 和图 2-2-117）。链条上每隔一段距离设置弯附板或外伸销轴（图 2-2-118 和图 2-2-119）（厂家配套生产），然后直接或通过其他零件固定于滚筒上。

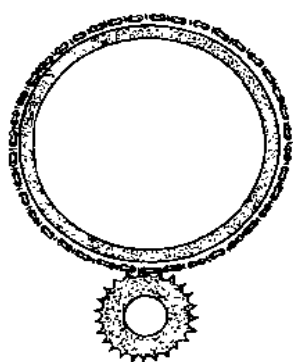


图 2-2-116 链条外齿圈

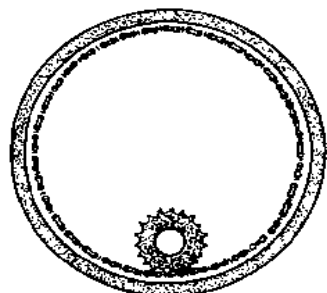


图 2-2-117 链条内齿圈

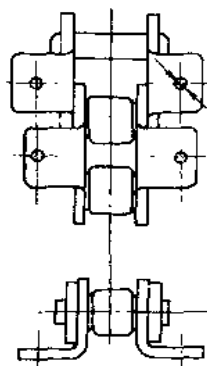


图 2-2-118 单孔弯附板

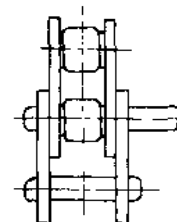


图 2-2-119 外伸销轴

### 1.11.3 移动-转动变换机构

#### (1) 直线运动转变为旋转运动

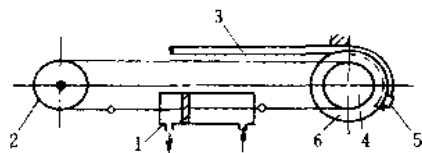


图 2-2-120 弯管机用链条机构

1—油缸；2—链轮；3—管子；  
4—链轮；5—卡头；6—卷辊

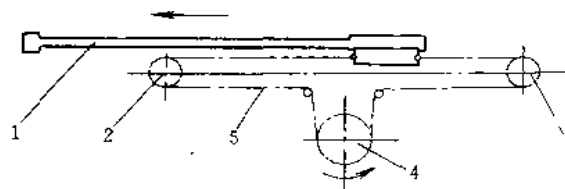


图 2-2-121 凿岩机钻杆掘进链传动示意图

1—钻杆；2、3—导向轮；4—驱动轮；5—链条

图 2-2-120 所示弯管机为这种机构的一种应用。图中油缸 1 的进油方向，使管子 3 在卷辊 6 上被弯曲成形。

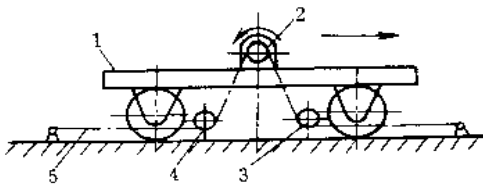


图 2-2-122 搬运小车的驱动机构  
1—小车；2—驱动轮；3、4—固定于小车上的导向链轮；5—链条

(2) 旋转运动转变为直线运动

这种机构需注意有足够的啮合齿数，以保证传动功率、机构平稳。其应用实例如图 2-2-121 及图 2-2-122 所示。

1.11.4 链条曲柄机构

图 2-2-123 所示机构中，小链轮 7 在自己轴上空转，摇杆 4 与链条 6 固连于 P 点随链条 6 一同转动，当 P 按顺时针方向由 A 至 B 时，曲柄 5 为等速运动；由 B 至 C 为减速运动；而由 C 至 A 为加速运动。

根据输出轴 1 所需运动规律，可改变链轮 7 尺寸、位置及曲柄 5、摇杆 4 长度。加长曲柄，可使输出轴 1 速度变化平缓；若缩短曲柄，将在 C 点发生逆转。

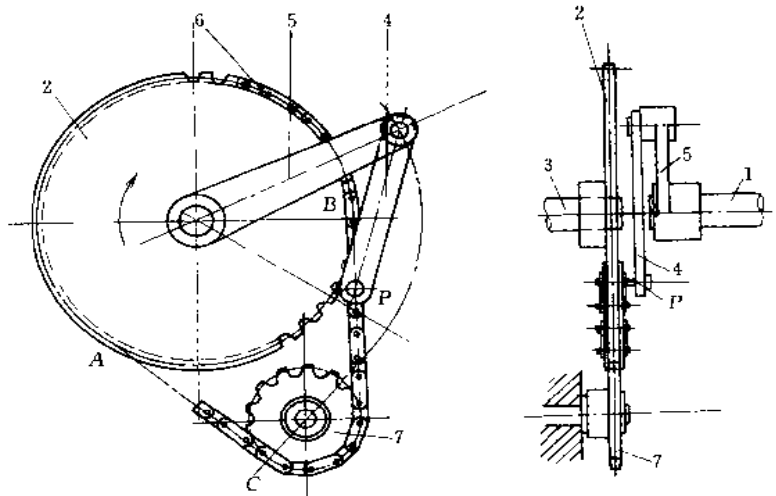


图 2-2-123 链条曲柄摇杆机构

1—从动轴；2—链轮；3—主动轴；4—摇杆；5—曲柄；6—链条；7—小链轮

1.11.5 链条连杆机构

当曲柄连杆机构的滑块行程较长时，所需曲柄半径较大，使整个机构庞大。用链条代替连杆，主动链轮代替曲柄，可构成链条连杆机构。

图 2-2-124 中滑架 3 可在导向轴 5 上左右往复运动，导销 4 固定在链条上，同时也能在滑架 3 的纵槽 7 中上下滑动。滑架 3 输出运动，行程为两相同链轮分度圆直径与中心距之和。在两链轮中心距范围内，滑块 3 速度为常值；当导销 4 在链轮上拐弯时，导销 4 在纵槽 7 内上下滑动，滑架 3 速度按正弦规律变化。

图 2-2-125 为长行程往复运动链条连杆机构。它与图 2-2-124 的不同之处在于系杆 1 绕过链轮时，从动杆 5 不动。该机构可用于金属线材的冷拔机上。

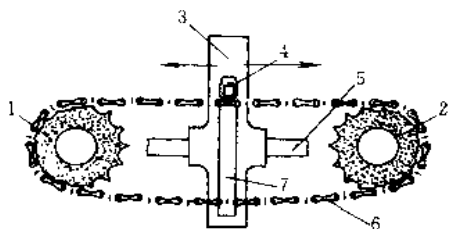


图 2-2-124 链条连杆机构

1、2—链轮；3—滑架；4—导销；

5—导向轴；6—链条；7—纵槽

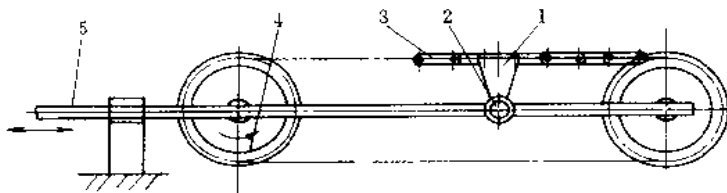


图 2-2-125 长行程链条连杆机构

1—系杆；2—连接销；3—链条；

4—链轮；5—从动杆

图 2-2-126 为具有中间停歇的链条连杆机构。四个链轮都支承在机架上定轴转动，销轴 7 固定于链条上，滑块 5 由销轴 7 拖动在导轨 6 上下往复运动。中间两个小导向轮使滑架向下运动具有中间停歇。改变中间导轮位置可得到不同运动规律。

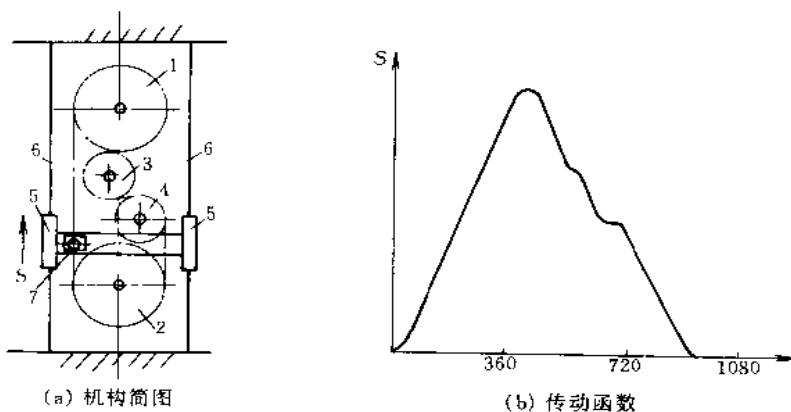


图 2-2-126 具有中间停歇的链条连杆机构

1、2—大链轮；3、4—小链轮；5—滑块；6—导轨；7—销轴

### 1.11.6 用于离合的链条机构

图 2-2-127 为一种自动离合控制装置。从动盘左右位移由分离杠杆 5 推动。杠杆 5 由链轮 7 带动的链条 8 控制。该链条为大滚子链条，但安装了某些小滚子内链节。大滚子推动杠杆 5 上端右移，离合器分离；小滚子使离合器接合。

图 2-2-128 为一种电路中接触器的通断控制机构。链条 4 的某个链节上装有小凸块 5，抬起摆杆 1，使接触器触头 2 断开一次。改变链条长度，可以极方便地调节通断时间。

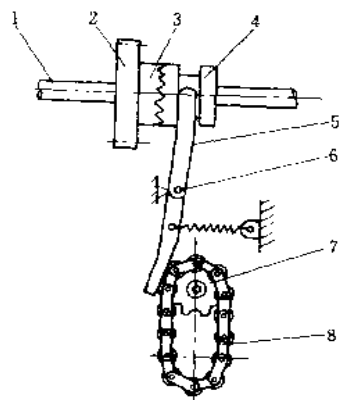


图 2-2-127 离合器的控制机构  
1—输出轴；2—输入内轮（在轴 1 上空转）；3—离合器主动盘（与 2—体）；4—滑动从动盘（内花键与轴 1 配合）；5—分离杠杆；6—支座；7—链轮；8—链条（安装大、小两种滚子）

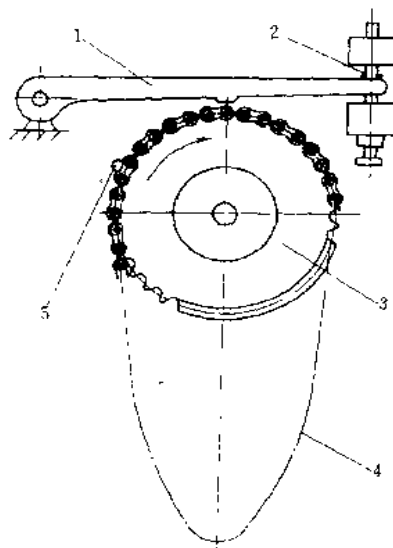


图 2-2-128 接触器通断控制机构  
1—摆杆；2—触头；3—链轮；4—链条；5—凸块

### 1.11.7 滚动副驱动装置

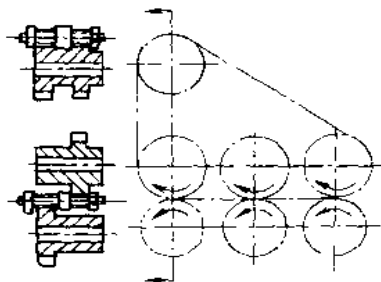


图 2-2-129 轻型轧辊驱动机构

矫直机、辗压机、钢管减径机等驱动装置中两轧辊须实现对滚运动。采用链传动，既可实现所要求的运动关系，还可免去中间轮。

图 2-2-129 为适用于中、小负荷的轧辊驱动装置。其中使用了双排滚子链，主动链轮为双排齿，而上下相对的从动链轮均为单排齿，且链齿左右错开，实现了十分紧凑的巧妙设计。

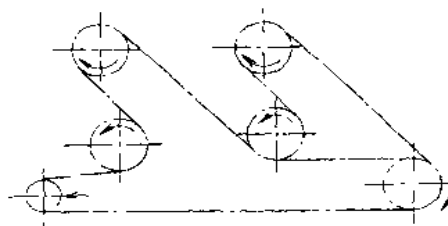


图 2-2-130 重载轧辊驱动机构

图 2-2-130 为重载轧辊的驱动装置，右下端的主动链轮通过交错布置实现多轴传动。

### 1.11.8 可改变链轮位置的链传动机构

图 2-2-131 为可改变链轮位置的链传动机构。下端为位置固定的主动链轮，装有链轮的两个中间轴通过相互铰接的转臂可改变空间位置。

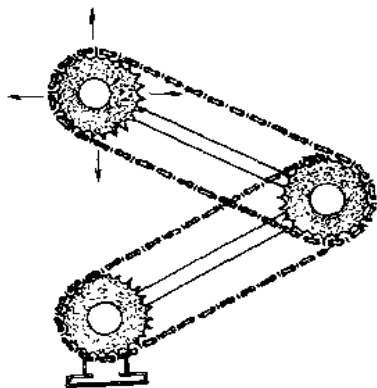


图 2-2-131 可变位置的链传动机构

### 1.11.9 推力链条

普通链条只能承受拉力。若在链板间加一特制的限位推力板，如图 2-2-132 所示，则链条伸直时可传递推力，弯曲时又可与链轮啮合传递动力，并且卷起来后可装入壳体。因此推力链条是性能优越、节省空间的灵巧传动机构。在工业中已成功地应用于机床、传送装置、

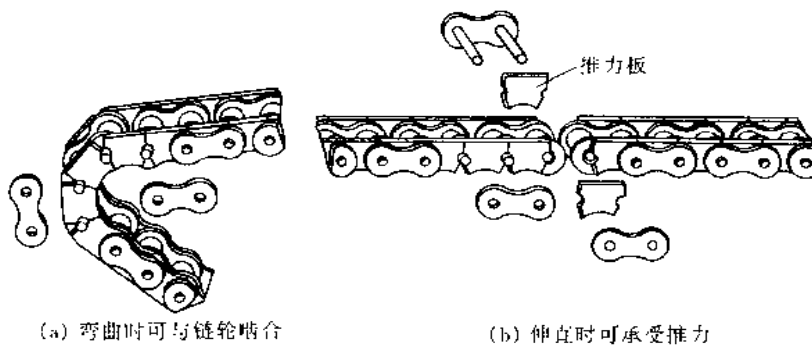


图 2-2-132 推力链条

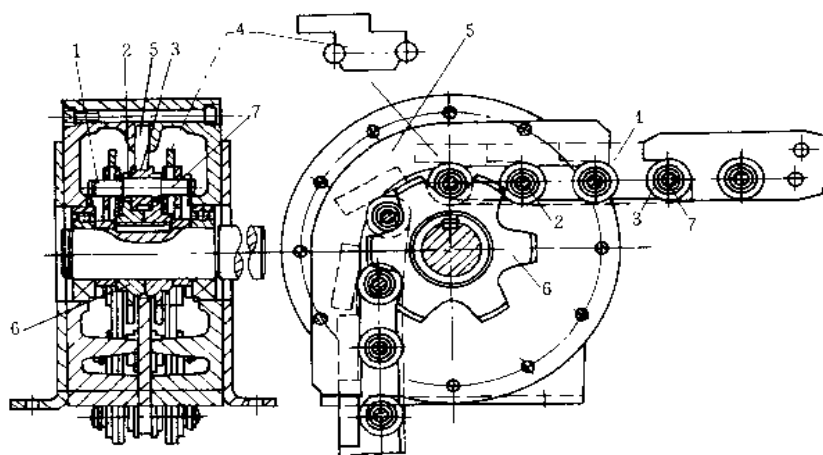


图 2-2-133 推力链条送料装置

1—导槽滚子；2—啮合滚子；3—带凸缘的滚子；4—推力板；5—组合导板；  
6—双排链轮；7—链条销轴

炉料推送等许多场合（普通链条使用温度为  $200^{\circ}\text{C}$ ，镍铬钢制的链条则可达  $600^{\circ}\text{C}$ ）；在晴雨无常的地区，当窗户开度不过大时，用于合页横置上方的窗户开闭也方便小巧。

图 2-2-133 所示为推力送料装置。链条每根销轴 7 装五个滚子，中间滚子 3 有凸缘，在固定不动的组合导板 5 上运行，以保证链条运动确定。导板亦起支承作用。两侧不带凸缘的滚子 2 与双排链轮 6 啮合。链条加支承时，长度可达 2m，最大推移速度  $2\text{m/s}$ ，导槽滚子 1 通常沿直线导轨行走。

### 1.11.10 链条槽轮机构（槽轮停歇时间可调整）

图 2-2-134 为链条槽轮机构。它既可实现被控制槽轮 1 的长时间停留，也可调整停歇时间的长短。链条 5 上装有一根加长的外伸销轴 2，它是推动槽轮转动的驱动销。为了避免链传动多边形效应及啮合过程中啮合点位置变化影响驱动销 2 与槽轮 1 的啮合，链条 5 上安装有限位片 4。改变两链轮中心距，可改变槽轮停留时间。

### 1.11.11 链条提升机构

图 2-2-135 和图 2-2-136 为两种链条提升机构。采用链条比采用钢丝绳更便于贮存与安放。

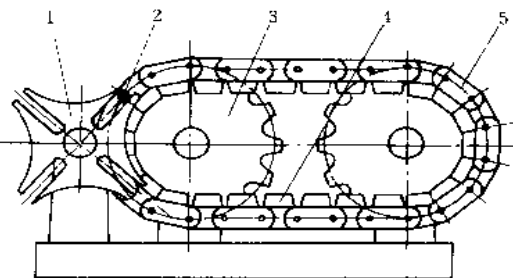


图 2-2-134 链条槽轮机构

1—被控制槽轮；2—驱动销；3—主动链轮；  
4—限位片；5—链条

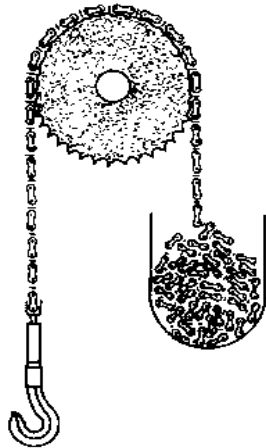


图 2-2-135 链条提升机构

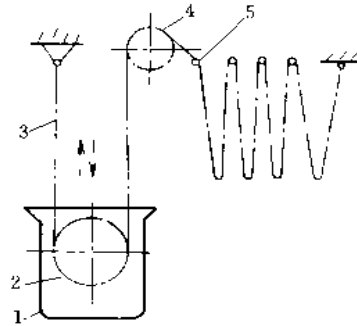


图 2-2-136 吊桶起重链条机构  
1—吊桶；2—吊桶链轮（滑轮）；3—链条；4—主动链轮；5—支杆

### 1.11.12 链条轴承

滚子经过特殊精磨的链条，可用作滚子轴承见图 2-2-137。链板起保持架作用。这种结构简单便宜，对大型轴承其优越性更为突出。为避免链板与轴相碰，应注意链板中间尺寸应小一些，呈 8 字形。

将链条支承于平台下方，每个滚子的滚动摩擦使链条成为滚道，见图 2-2-138。精度要求高时，应对滚子进行特殊精磨。对节距为 19.05mm 的滚子链，每个滚子可承受 240N 的负荷。

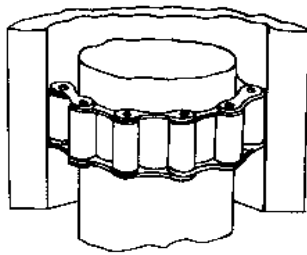


图 2-2-137 链条轴承

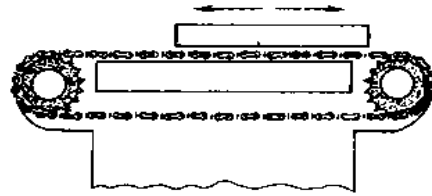


图 2-2-138 链条辊道

### 1.12 特殊齿轮传动装置

#### 1.12.1 球形齿轮、平面蜗杆和双蜗杆

图 2-2-139 为球形齿轮。轴的旋转速度不变，而经常在角度  $A$  的范围内摇摆。

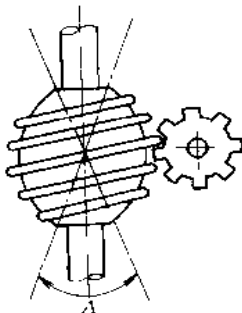


图 2-2-139 球形齿轮

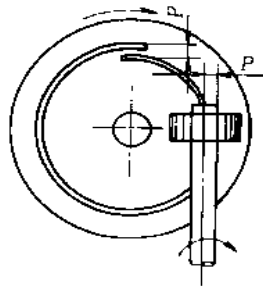


图 2-2-140 平面蜗杆

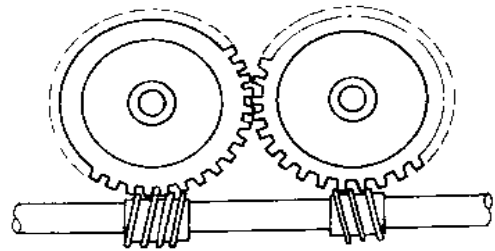


图 2-2-141 双蜗杆



图 2-2-140 为平盘蜗杆传动装置，在半盘上有螺纹同蜗轮啮合，平盘旋转一圈，蜗杆齿轮则转过一齿。

图 2-2-141 为双蜗杆传动装置，蜗杆齿互成反向。采用这种形式，蜗杆两端没有轴向力。因蜗杆同两个齿轮啮合，这种装置稳定性很好。

### 1.12.2 圆锥旋转和摇动等齿轮装置

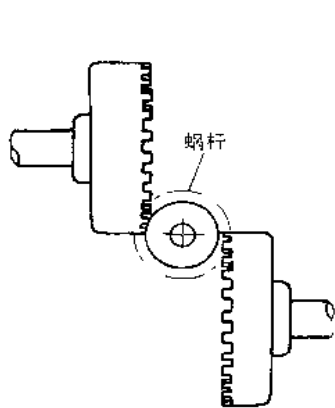


图 2-2-142 蜗杆和冠状齿轮

图 2-2-142 是蜗杆和冠状齿轮的组合，可以使两根轴同时逆向旋转。

图 2-2-143 为圆锥旋转齿轮。齿轮绕支点旋转，使轴转动，其轨迹为圆锥形状。

图 2-2-144 是直线运动装置。行星齿轮的节圆直径等于太阳齿轮的节圆半径，太阳齿轮旋转时，小齿轮节圆上的支点作直线运动。

图 2-2-145 是摇动内轮装置。根据内轮数可得大减速。图中速比为 18:1，当轴旋转一圈时，大齿轮只转过一个齿。如齿数比为 16:19，则速比为 19:3。

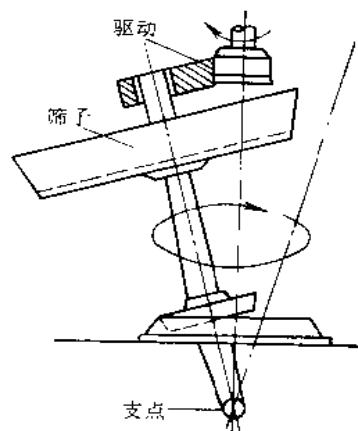


图 2-2-143 圆锥旋转齿轮

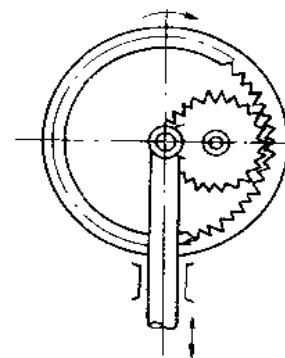


图 2-2-144 直线运动装置

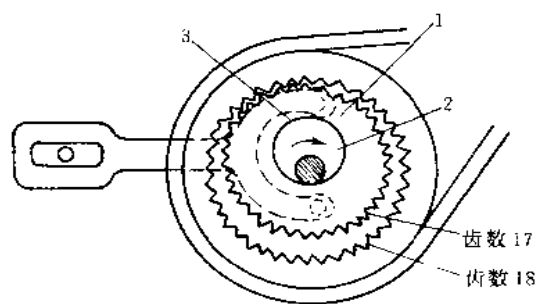


图 2-2-145 摇动内轮装置  
1—非旋转内轮；2—高速轴；3—滑动面

### 1.12.3 圆锥齿和销子、螺旋槽齿轮及碾压机齿轮

图 2-2-146 为圆锥齿和销子内轮。根据销子位置和间隔，可改变销子齿轮轴的速度。

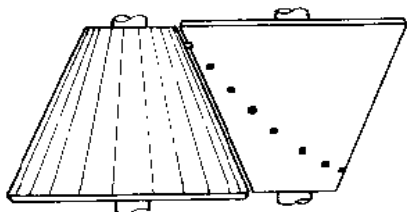


图 2-2-146 圆锥齿和销子内轮

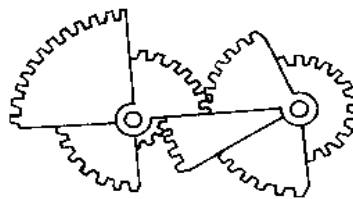


图 2-2-147 不规则齿轮

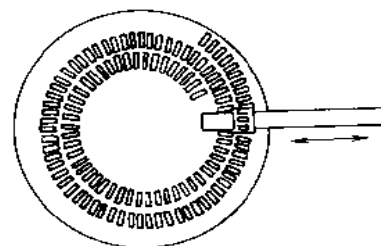


图 2-2-148 螺旋槽齿轮

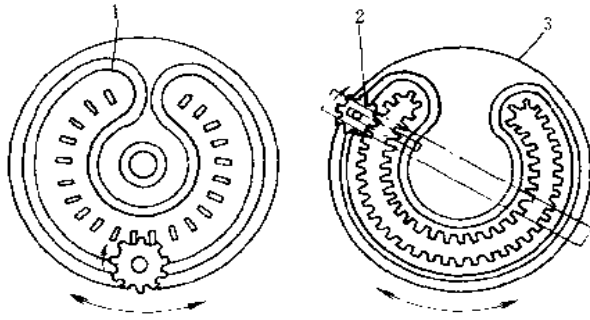


图 2-2-149 碾压机齿轮  
1—凸轮滑道；2—小齿轮；3—碾压机

图 2-2-147 为不规则齿轮。当不同齿轮部分互相啮合时，被动齿轮轴的速度产生急剧的变化。不同平面上的扇形齿轮，必须有相同的径节。

图 2-2-148 是玩具用的螺旋槽齿轮，可得非连续旋转。齿轮旋转时，把小齿轮轴向内或向外进给，也可得到加速或减速。螺旋槽齿到顶后，必须使齿轮反转。

图 2-2-149 为碾压机齿轮，使碾压机产生周期性反转。小齿轮沿凸轮滑道随动，使齿连续啮合。

### 1.13 二自由度运动的双螺母驱动机构

本机构用两个螺母驱动一个螺杆，使螺杆实现转动和直移两个运动，并且两个运动互相独立。本机构的结构比普通的二自由度运动机构简单。应用背景例——机械手的臂。根据美国专利 5647245。

如图 2-2-150a 所示，正反螺纹叠置的螺杆 1 有左旋和右旋螺母 2 及 3，它们分别由电机 13 及 14 通过带

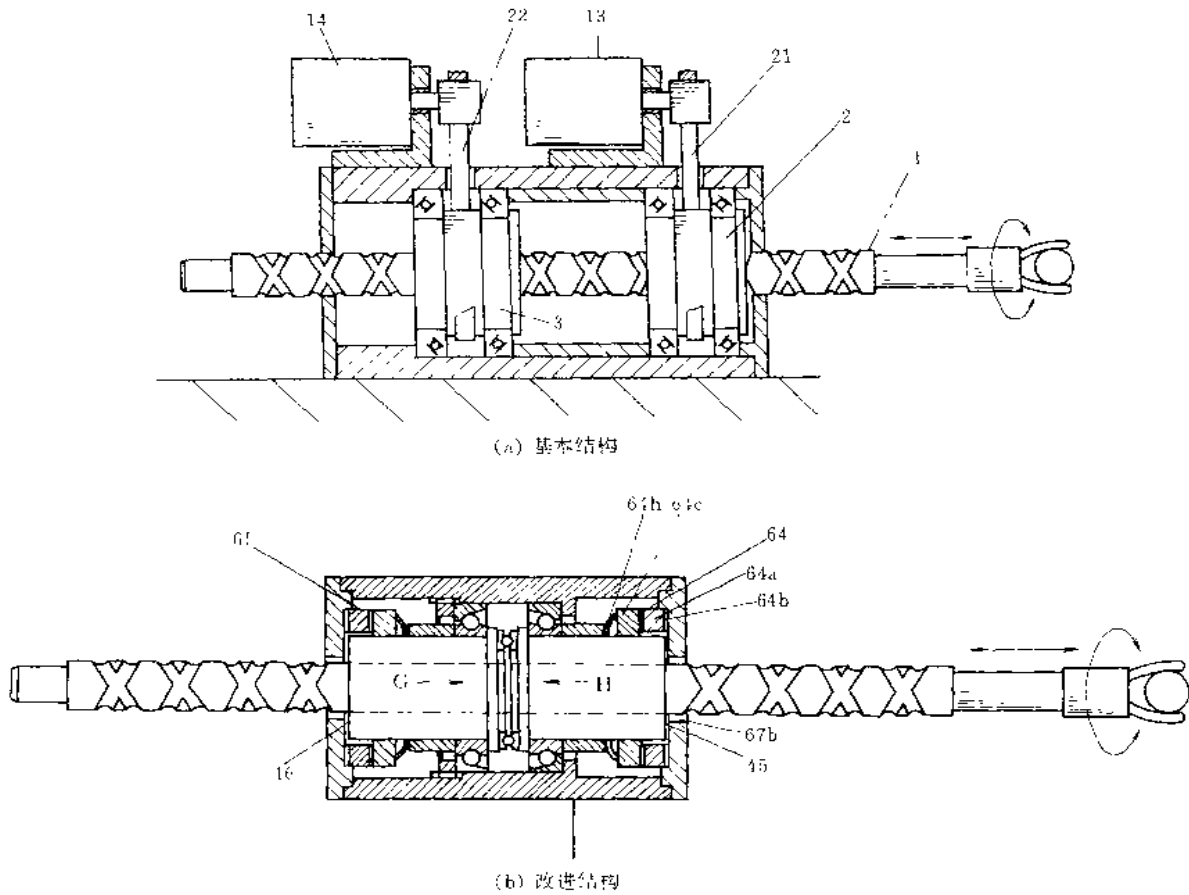


图 2-2-150 二自由度运动的双螺母驱动机构

传动 21 及 22 驱动旋转。当两螺母同向同速转动时，螺杆随之一起转动，无轴向运动；两螺母异向同速转动时，螺杆直移，无转动；两螺母异速转动时，螺杆既转动又直移。上述传动关系可列表如下：

两螺母转动方向	方向相同	方向相反	各种情况
两螺母转动速度	速度相同	速度相同	速度不同
所得螺杆运动状态	转动	直移	转动并直移

对于任意指定的螺杆运动状态及转动、直移的速度要求，只要适当选择两螺母的运动方向及速度，就可以实现。因此，虽然在传动关系中螺杆的两个运动有牵连，但其结果是互相独立的，即螺杆的转动运动不受直移运动的制约，反之亦然。

图 b 将图 a 中的电机改为超声马达，使结构进一步紧凑和简化。

超声马达是由压电陶瓷驱动的原动机。图 b 采用环形超声马达，它有定子和转子。马达 64 的定子包括压电陶瓷元件 64b 及振动环 64a，互相牢固连接（粘接或其他）。转子 64c，用弹簧 64b 紧压于定子上。交变电压作用于陶瓷元件时，振动环通过摩擦传动使转子旋转。转子固定于螺母 45，从而驱动螺母旋转。关于超声马达图 a 及图 b 均为功能结构示意图，省略了轴承的润滑密封等细节。

### 1.14 精密直移滑块及驱动

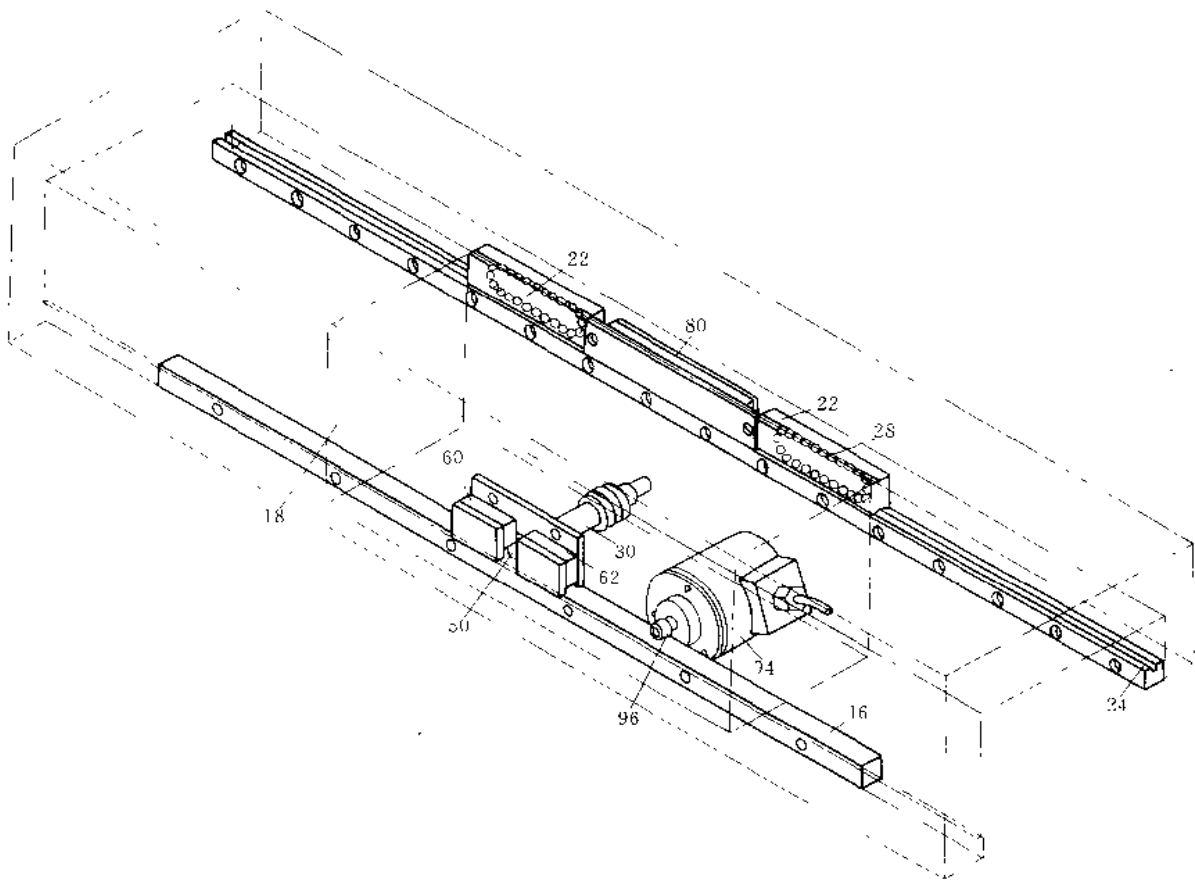


图 2-2-151 精密直移导轨及驱动

本设计以光学扫描装置为应用背景，结构简单，容易实现高精度运动，传动刚度高，换向无背隙，摩擦阻力小，占用空间小。根据美国专利 5598739。

如图 2-2-151 所示，平导轨 16 及 V 形导轨 24 平行布置。运动部件 18 有一对滚动组件 22 与导轨 24 配合，有驱动摩擦轮 50 与导轨 16 接触。平导轨上方有永久磁铁 60 及 62，V 形导轨上方有永久磁铁 80，均固定于运

动部件，在运动部件与导轨间产生拉力。拉力的大小可以通过改变磁铁与导轨间的气隙来加以调节。摩擦辊装在图中未示出的驱动电机上，电机有轴30。转动编码器94及其摩擦轮96根据控制系统的需要设置。

本设计采用磁力封闭的单面导轨结构，比重力封闭可靠，比双面导轨简单且无间隙；摩擦辊50兼有驱动和导向双重作用，简化了结构，降低了摩擦阻力；传动链环节极少，减小了传动误差（对扫描同步至为重要）。本设计与螺杆螺母机构或传动带牵引机构相比，占用空间较小。

### 1.15 反转机构

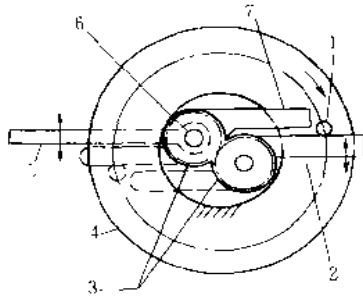


图 2-2-152 双作用连杆反转机构  
1—挡销；2—从动杆 A；3—齿轮；4—输入圆盘；5—输出杆；6—输出轴；7—从动杆 B

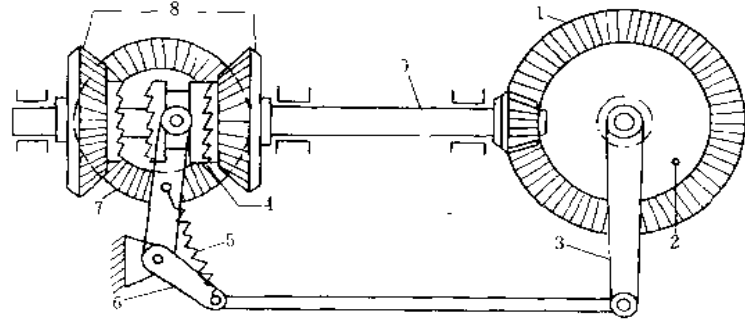


图 2-2-153 肘杆反转机构  
1—输出齿轮；2—挡销；3—反转杆；4—牙嵌离合器；5—肘杆弹簧；6—肘杆；7—输入齿轮；8—从动齿轮；9—传动轴

图 2-2-152 为双作用连杆反转机构。输入每转  $180^\circ$ ，输出自动地反转。和输入圆盘过盈配合的挡销顶着从动杆 A，使其顺时针转动。杆 A 通过两杆上的扇形齿轮（或杆上用销固定的齿轮），使从动杆 B 作逆时针方向回转。输出轴和输出杆与 B 连在一起成为主动部分。回转约  $180^\circ$  时，销子离开杆 A 而顶着杆 B，使其反转（即输出）。再回转  $180^\circ$  时，销子又从杆 B 离开而顶着杆 A，如此反复循环。

图 2-2-153 为肘杆反转机构。在这种机构上也有挡销，装在输出齿轮上。主动圆锥齿轮，驱动同一轴上自由转动的两个从动圆锥齿轮回转。牙嵌离合器装在花键轴上可自由地沿轴向移动。图示为右侧的从动圆锥齿轮通过牙嵌离合器和传动轴相联结，因此输出齿轮顺时针方向转动。当挡销顶着反转杆时，肘杆向左移动。

当时杆稍偏中心左侧时，肘杆弹簧将牙嵌离合器向左移动，和左侧的从动圆锥齿轮啮合。由此输出齿轮急速反转，挡销再次顶着反转杆，这样，机构在输入齿轮每转一周时，输出齿轮自动进行反转。

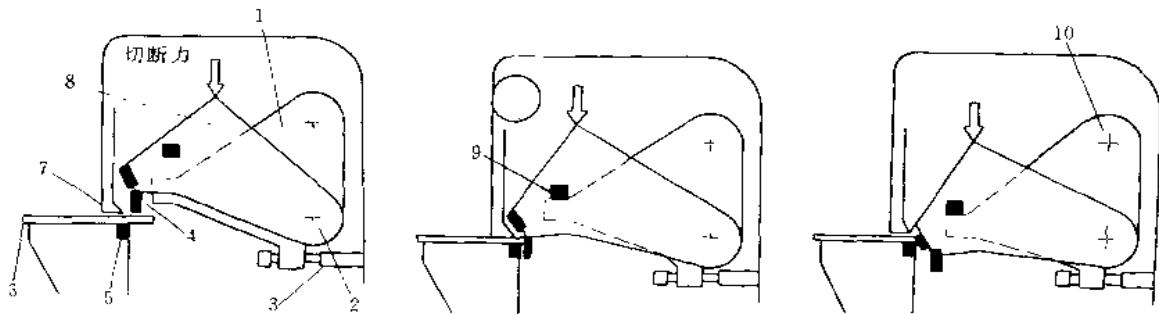


图 2-2-154 在行程中支点自动变换  
1—中间凸缘；2—下支点；3—凸缘的支承活塞；4—直角切断刀；5—固定刀；6—座；7—压板；8—压头；9—压头挡块；10—上支点

图 2-2-154 为在行程中支点自动变换的机构，用两个支点和中间凸缘进行连续切断动作。中间凸缘用上支点和冲床机架连接，切断压头用下支点和中间凸缘进行连接。开始时，压头绕下支点转动，用直角切断刀剪断钢板。这时，中间凸缘的连动被其支承活塞所制动。切断后，压头挡块与中间凸缘接触，超过了支承活

塞的约束力，压头就绕上面支点转动，而后斜断刀与板接触进行斜向切断。

图 2-2-155 为变形的瓦特反转机构，用输入曲柄使行星齿轮绕输出齿轮转动。但是，因为行星齿轮通过固定内轮和连接杆固定连结，所以输出齿轮正、反两个方向转动。

若两齿轮半径相同，则输入曲柄每转一周时，输出齿轮和连接杆摆动相同的角度。

图 2-2-156 为机动可变焦距装置。用一个按钮改变远距，另一个按钮则改变广角。透镜的可动部分通过

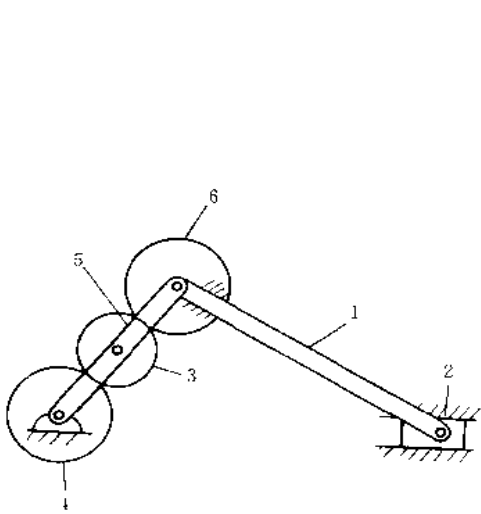


图 2-2-155 变形瓦特  
反转机构

- 1—连接杆；2—滑块；3—行星
- 齿轮；4—输出齿轮；5—输
- 入曲柄；6—固定齿轮

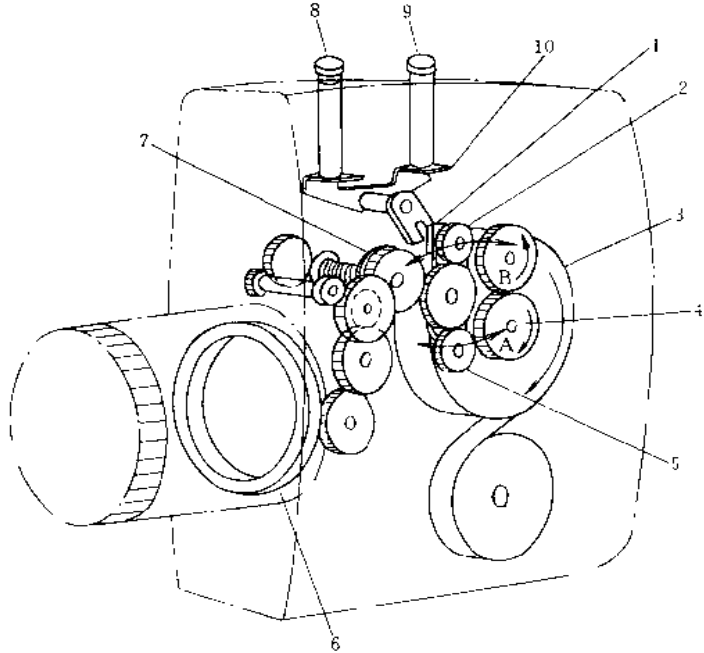


图 2-2-156 机动可变焦距装置

- 1—小齿轮支架；2—远距离调节用小齿轮；3—发条
- 盒；4—驱动齿轮；5—广角调节小齿轮；6—操纵透
- 镜用环状齿轮；7—弹簧离合器；8—远距离调节用
- 按钮；9—广角调节按钮；10—踏板

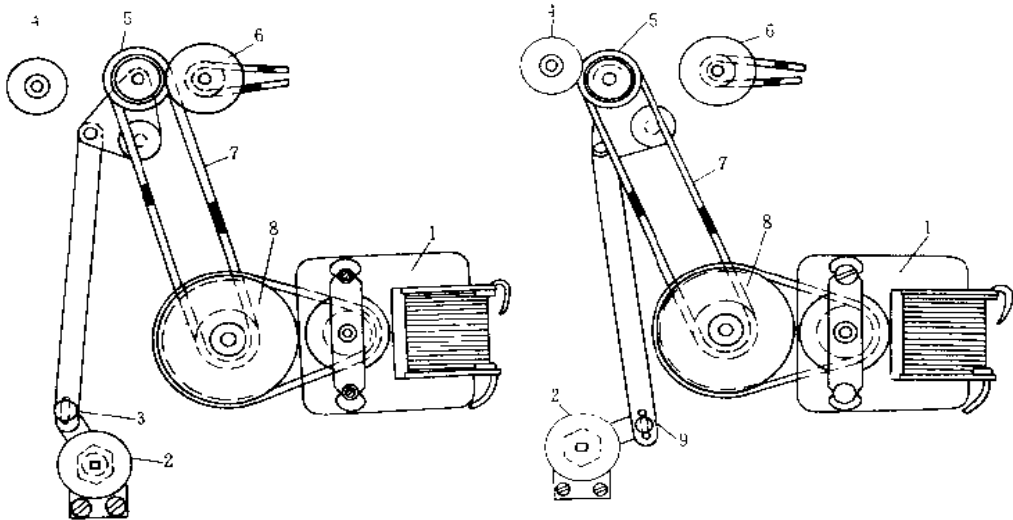


图 2-2-157 快速反转皮带传动装置

- 1—电动机；2—反转开关；3—进给位置；4—倒片皮带轮；5—驱动皮带轮；
- 6—进给皮带轮；7—弹簧皮带；8—遮光回转板皮带轮；9—倒片位置

摄影机头部的两个按钮来操纵。用标有“TELE”的按钮（前部按钮）使透镜前移，即调节远距离；用标有“WIDE”的按钮（后部按钮）使透镜后移，即调节广角。用两个按钮通过踏板，移动小齿轮驱动支架。

齿轮 A 和齿轮 B 是常啮合，用发条盒的动力转动齿轮 A，齿轮 B 的转向和发条回转方向相反。按下 TELE 按钮时支架回转，使远距离调节小齿轮和透镜前移小齿轮 B 相啮合；按 WIDE 按钮时，广角用小齿轮和齿轮 A 啮合，使透镜后退。

因为两个小齿轮装在同一小齿轮支架上，互相牵连，所以一个齿轮啮合而另一个齿轮则分离。用弹簧离合器可防止透镜移到终端所产生的损伤。用标准胶卷的速度（每秒 16 个间距）调节焦距时，在 6 秒内从远距离改变成广角。用慢动作胶卷（每秒 48 个间距），则在 2 秒内改变成广角。

图 2-2-157 为快速反转皮带传动装置。这是明上坤公司制造的放映机中的机构。用滚筒传动实现影片的进给和倒片，反转开关控制其转换，同时也控制灯泡和电动机。开关轴上的短杆，用连杆与安有驱动皮带轮的上部机构相连接。

从进给转为倒片期间，因驱动皮带轮穿过它的支点，所以驱动皮带的弹簧张力继续加在从动轮上。

遮光回转板皮带轮和驱动齿轮之间用弹簧皮带传动，传动比为 1:1。从驱动皮带轮到进给皮带轮为减速传动，而到倒片皮带轮不减速，因而影片倒片的速度比进给速度快几倍。

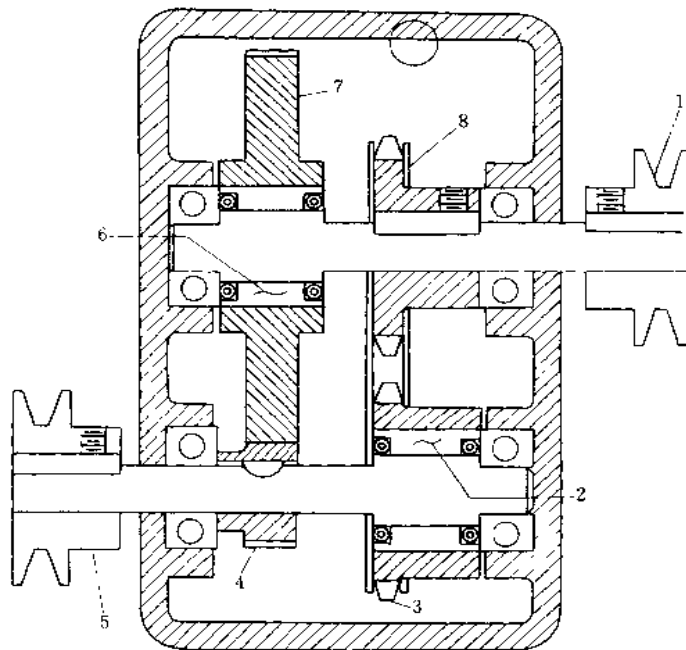


图 2-2-158 输入反转变速装置

1—输入件；2—反时针回转环形制动离合器；3—链轮；4—小齿轮；  
5—输出件；6—顺时针回转环形制动离合器；7—大齿轮；8—链条

图 2-2-158 为输入反转变速装置。它使输入反转，通过环形制动离合器使输出单向回转和变速。

用这种传动装置可实现洗涤和回转干燥循环所需要的两种速度，主要是为洗衣机而设计的。在常啮合装置上，使用环形制动离合器与输出接合，进行变速，可以减少疲劳损坏。

用一定转速的可逆电动机使输出在一个方向能获得两个转速；用二速可逆电动机可使输出获得四个转速。

向逆时针回转方向增加输入转矩时，通过链条和链轮将力传给逆时针回转的环形制动离合器。离合器用和输入相同的速度驱动输出轴向逆时针方向旋转。在这个行程间，顺时针方向回转的离合器空转，大齿轮起惯性轮的作用。

电动机一反转，顺时针方向的输入转矩作用在单向顺时针回转离合器上，并驱动齿轮。和该齿轮啮合的小齿轮不仅使输出轴按反时针方向回转，而且由于传动比的关系输出速度也发生变化。

在这个行程中，反时针回转离合器进行空转，输出链轮起惯性轮的作用。

如图 2-2-159 所示，所有齿轮都封装在有组合离合器的一个行星齿轮驱动皮带轮中，在轻载荷下使用。齿轮 A 固定在机架上不回转。皮带轮转动时，三对行星齿轮绕齿轮 A 回转，驱动自由回转的齿轮 B。图中为离合器销 C 进入皮带轮法兰盖的圆槽孔内，处于中立位置。向左拉时，离合器销和皮带轮连接，轴 D 就反转。推入时，离合器销和齿轮 B 连接，轴 D 就反转。如果改变三对两联行星齿轮的齿数比，齿轮 B 的速度

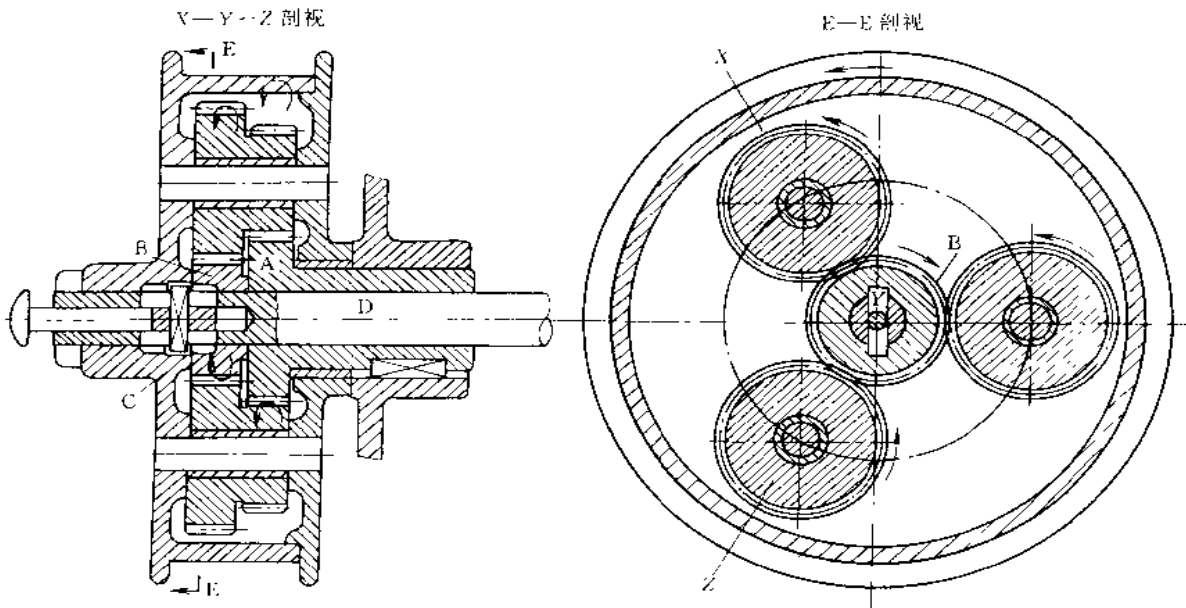


图 2-2-159 反转齿轮机构

就会改变，图中的箭头方向为反转方向。

图 2-2-160 和图 2-2-161 是使高速回转轴在短时间内能反转的装置。使用摩擦圆盘和齿轮组合，不需要为吸收急速改变回转方向时产生的冲击而设的离合器。即使是轴在满载的条件下也能反转。

这种装置的主要特性如下：①可在高速、大马力下使用，在试验中达到 1838.8W (2.5hp) 和 10000r/min，但是它的原理不论马力大小均适用。

②原来是为急速起动和反转而设计的，因为惯性小，所以在 0.009 秒内，能使  $406.5\text{N}\cdot\text{m}$  的转矩反转。

③摩擦圆盘的滑移很小，连杆装置的转矩增加时，圆盘间的摩擦力自动增加。

④连杆移动限制在最小的范围。如连杆在几分之一时的范围内移动时，便产生反转。

该齿轮和摩擦圆盘装置调整简单，制造成本低，短时期使用不会发生故障，特别用在导弹的制导上。控制系统必须灵敏迅速地反应由计算机送来的误差信号，另外在高转矩控制操作的场合也同样需要灵敏度和速度。这种新装置在工业上也将广泛应用。

在高速驱动装置上附加反转传动装置即可。通过它保持最小的传递转矩，因反转部分重量轻，可以缩短反应时间。

该装置的基本配置如图 2-2-160 所示，输入轴将两个经淬火而耐疲劳的钢制圆盘，互相反向回转。左右移动从动圆盘，则使从动轴改变回转方向。

在实际装置上，用电动机回转两对互相反转的圆盘（图 2-2-161）。在 1~4 圆盘上有沟槽，并能和输出轮 5 充分分开。当输出轮 5 和反时针回转的一对圆盘（1 和 3）接触时，输出轮 5 和顺时针回转的一对圆盘（2 和 4）之间有几分之一时的间隙。在电磁线圈 17 和 18 的作用下，轴 15 稍一转动，偏心支点就使连杆 14 和输出轮 5 沿直线方向移动。电磁线圈 17 起作用时，输出轮 5 与圆盘 2 和 4 接触；如果电磁线圈 18 起作用，输出轮 5 就与圆盘 1 和 3 接触。两个电磁线圈不工作时，输出轮 5 处于中立位置，和哪个圆盘也不接触，不传递动力。

因为输出转矩给予齿轮 12 和轴 13 的是侧向力，所以随着输出转矩的增加，从动轮（图中的 2 和 4）增加的压力比从动圆盘增加的压力大。这个效果随齿轮 12 的直径变小而增大。

$\theta$  角在  $60^\circ$  时，主、从动圆盘保持最适当的接触力， $\theta$  角变小接触压力增加，但两对主动圆盘的间距变

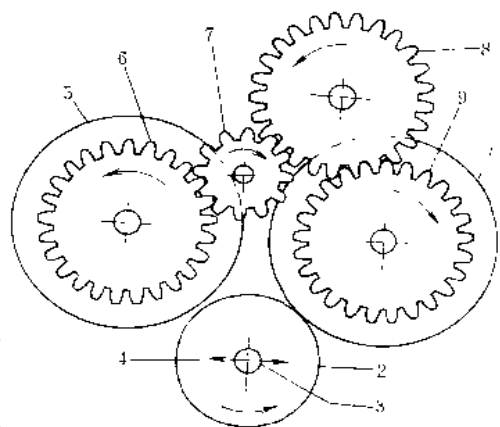


图 2-2-160 齿轮和圆盘的基本配置

1—主动圆盘；2—从动圆盘；3—输出轴；4—直线移动方向；5—主动圆盘；6—传动齿轮；7—中间齿轮；8—输入齿轮；9—传动齿轮

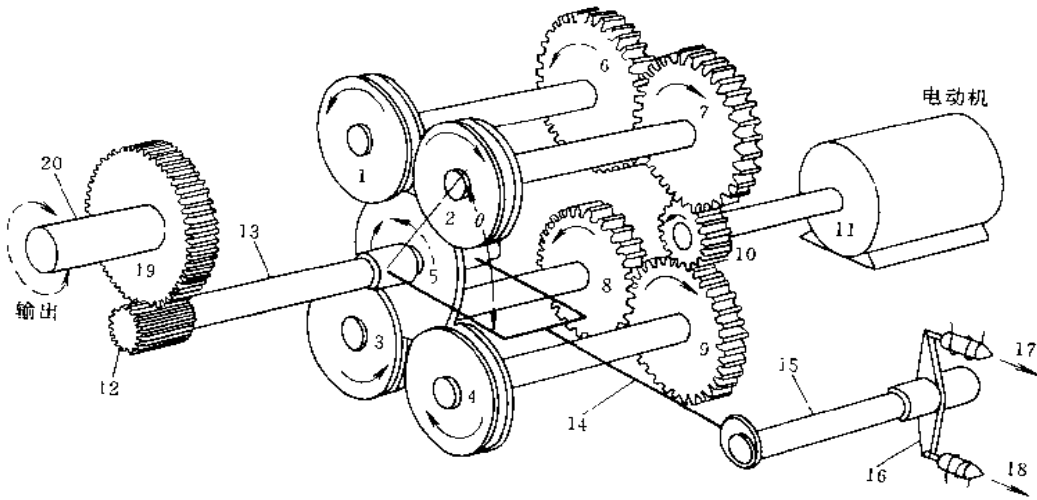


图 2-2-161 由齿轮和摩擦圆盘组成的快速反转传动装置

大，所以电磁线圈需要更多的移动量，反转时间也有所增加。

摩擦圆盘一经配置，对于急速启动、停止，特别是对反转特性，通过电磁线圈必须加的力可以小一些。但是为获得最适当的移动距离，对电磁线圈必须改进设计。

市场出售的标准电磁线圈要进行如下改进，即对柱塞进行钻孔或开槽，以减少惯性和涡流。

选用长绕组的电磁线圈，可减少自感。使用晶体管和电容器，在启动电流增加时线圈不致过热。

### 1.16 链传动装置的脉动减少机构

通过校正主动链轮转动周期，能减少或避免由于链和链轮的弦振作用而产生的链运动脉动。为了减少链传动装置内的交变载荷及其引起的脉动而采用的机构，包括非圆形齿轮、偏心齿轮和凸轮移动的中轴等。

如图 2-2-162 所示，固定在主动链轮轴上的非圆形大齿轮，轮廓呈波浪形，波数与链轮的齿数相同。小齿轮也具有与此对应的非圆形轮廓。

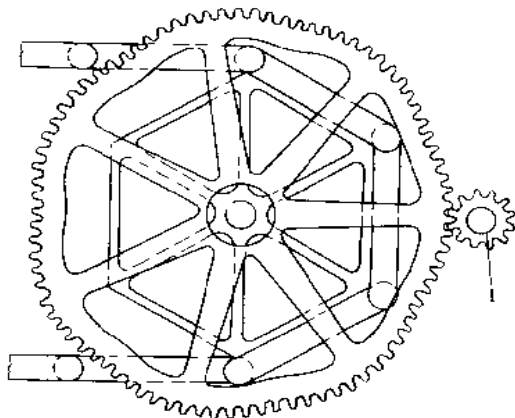


图 2-2-162 利用非圆齿轮  
1—输入轴

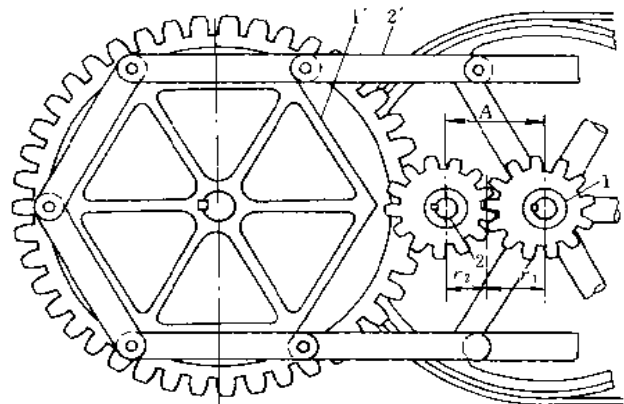


图 2-2-163 利用偏心齿轮  
1、2—偏心小齿轮；1'—链轮；2'—链条

特殊形状的齿轮之所以必要，是因为它能均衡链的脉动。

图 2-2-163 所示装置装有偏心小齿轮 (1 和 2)。输入由与小齿轮 1 同轴而用键联结的皮带轮提供。小齿轮 3 (图上没表示) 用键固定于小齿轮 2 的轴上，驱动大齿轮和链轮。但是，不把小齿轮 1 和 2 的节线做成非圆形以代替偏心，则链便不能得到完全恒定的速度。

图 2-2-164 所示为行星齿轮装置 (齿轮 4、5、6 及 7)：它被凸轮 10 带动，通过轴 2 把不等速运动传给与链的脉动周期相同的链轮 12。因此可得完全稳定的链速。凸轮 10 置于圆形槽轮 11 上，因作用力处于平



衡状态，故凸轮保持和滚子的接触。

这种装置应用标准内轮，可作为减速器，还可进行大功率的传动。

## 1.17 传动张紧器

### 柔膜密封的传动带张紧器

本张紧器（图 2-2-165）用于车辆发动机传动带或传动链，其油缸前端与活塞杆之间采用异形柔软的膜进行密封。带或链过松时能迅速张紧，带或链过紧时能缓慢放松。根据美国专利 5073149。

本张紧器含有液压结构，但其密封可靠，因而不仅用于链张紧，而且可用于总油的带张紧。

主要结构——缸体 20 有活塞 24，将油腔分为前腔 31 及后腔 32，加油后用盖 20a 封闭油腔。活塞 24 压紧了活塞杆 21，它顶压臂 43 使辘子 46 张紧带或链 42。柔软的环形膜 11 位于活塞杆周围，其内边缘及外边缘加厚，具有可靠的固定结构。内边缘嵌入活塞杆的颈部 22 处，并用弹性箍 40 固定。弹性箍是一个密绕不超过 1.5 圈的螺旋弹簧。外边缘用套 13 等结构固定。此外，有盘 14 为活塞杆导向，防尘盘 18 保护活塞杆的良好内部环境。盘 14 及 18 均有 D 形孔，与活塞杆右段的 D 形截面配合，防止活塞杆转动，使膜 11 不扭

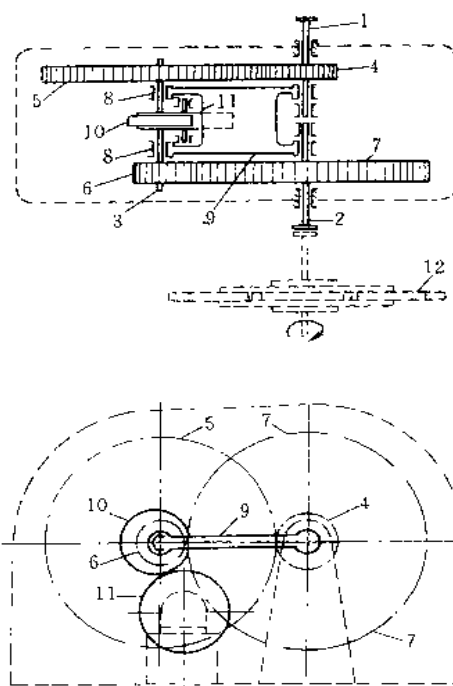


图 2-2-164 利用凸轮

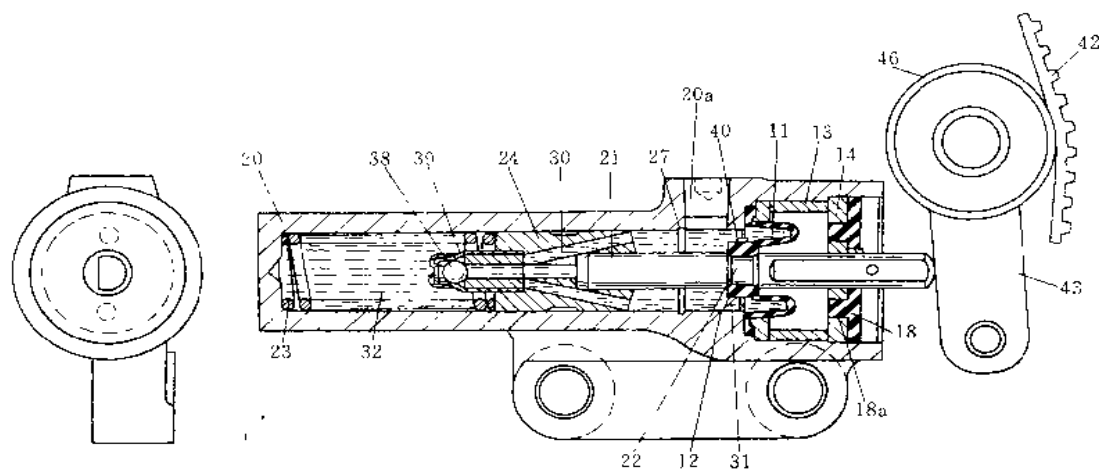


图 2-2-165 传动带或链的张紧器

曲。活塞 24 有前后通道 30 及由弹簧加压球珠 38 组成的单向阀，弹簧及球珠由保持套 39 保持其位置，不致脱落。活塞 24 外径有较大间隙，既构成缓慢流通的通道，又可降低加工精度和加工成本。活塞 24 有弹簧 23 加压向前顶出。

工作运动——当带或链 42 松弛时，弹簧 23 经活塞 24 及活塞杆 21 使辘子张紧带或链。这时前腔油液经单向阀流向后腔，非常迅速。当带或链过度张紧时，后腔油液在活塞压力作用下经活塞与缸壁之间的间隙通道流向前腔，使带或链缓解其过紧的状态，这个过程比较缓慢。液压装置的作用是使张紧辘放松的过程变慢，避免单纯依靠弹簧张紧时容易发生的系统振动。

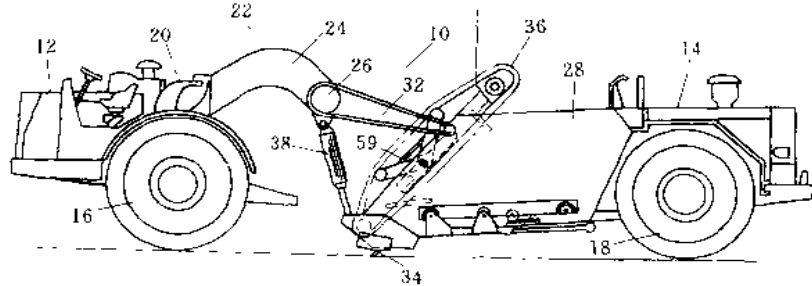
在上述运动过程中，柔软膜可以作为油腔油液体积变化的缓冲。

设计特点：

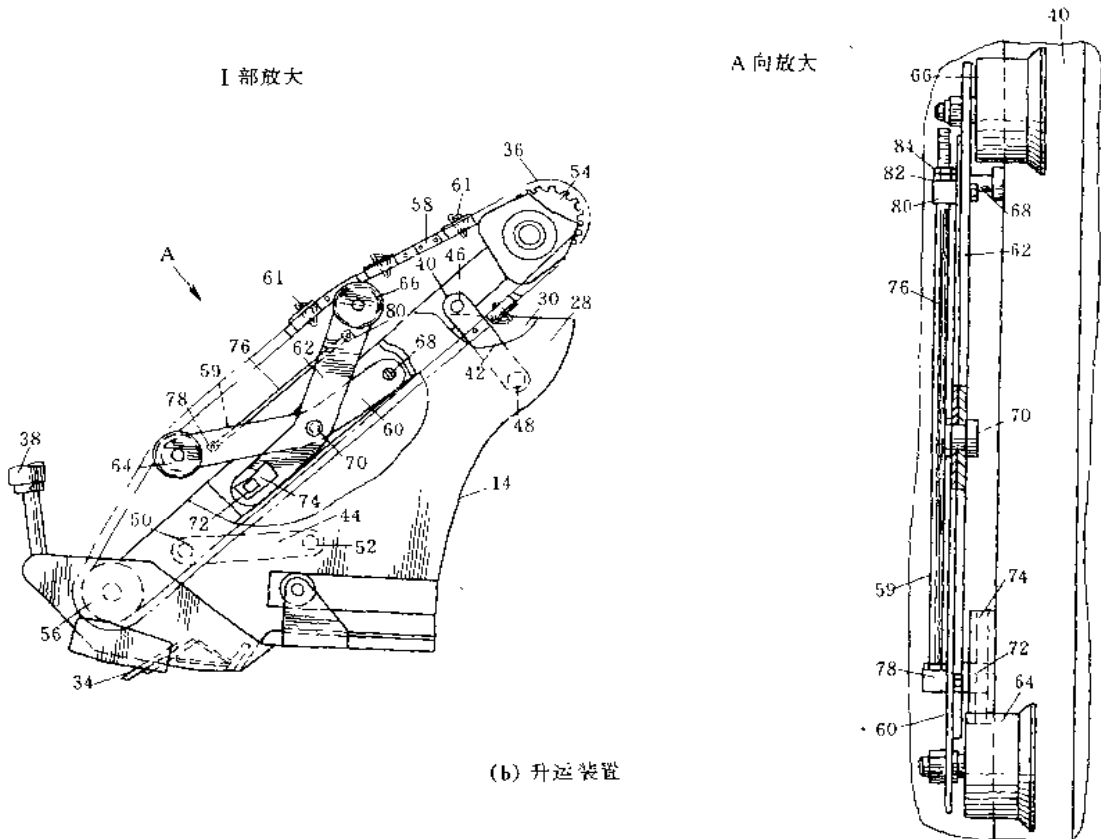
（1）结构简单，制造方便，不可调张紧力，并可确保传动带不被油液污染。

(2) 过紧缓解功能优于某些用棘爪等机构保证绝不回松的张紧器。带的过紧状态有多种可能的原因，特别是温度变化原因，是难以完全避免的。

(3) 缓慢缓解过紧，避免振动。



(a) 轮式铲运机



(b) 升运装置

图 2-2-166 采用链张紧机构的轮式铲运机

图 2-2-166a 为轮式铲运机；图 b 为铲运机的升运装置。其中 A 向放大图为升运装置的链张紧机构，包括一对用铰销相互连接的导向轮支承杠杆，靠调整杆使杠杆作剪式运动，从而实现链条的张紧。升运装置装在铲斗前部，随铲斗一起升降。

### 1.18 消除齿隙新结构

图 2-2-167 是在横梁拉伸装置上，为防止主轴转动，采用的无齿隙传动装置。

在这个装置里有两个螺母，一个由直接驱动的小齿轮 10 驱动，另一个通过独立旋转摩擦式离合器驱动的小齿轮 11 驱动。可由主轴齿轮器的外面进行调整，因而，将两个主轴螺母之间的压力预先给定时，可以得

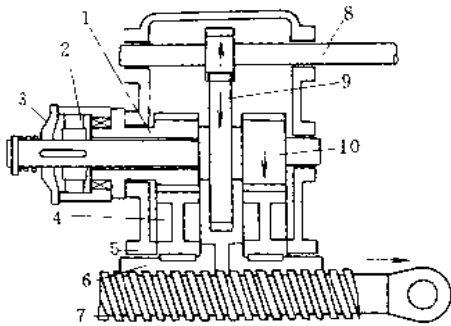


图 2-2-167 无齿隙传动装置  
 1 小齿轮 B; 2—离合器; 3—摩擦圆盘; 4—齿轮; 5—止推轴承; 6—主轴螺母; 7—主轴; 8—内齿轮轴; 9 主驱动内轮; 10—小齿轮 A

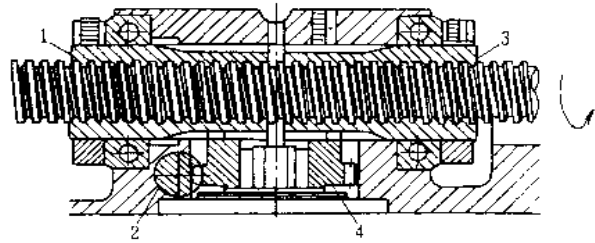


图 2-2-168 齿隙自动消除装置  
 1、3 螺母; 2—齿条; 4—冠状(中高)齿轮

到没有齿隙的紧密接合。

图 2-2-168 为工作台的进给丝杠向任何方向旋转都起作用的齿隙自动消除装置。把齿条 2 向内或向外移动时，冠状齿轮 4 回转，使两个螺母作反向转动。

这种装置用于辛辛那提度盘式万能铣床 L，无论是向上铣或向下铣都能消除齿隙。

齿隙积累之后对计数器有严重影响，所以在装置中有四个组成部分的长齿轮系中，有必要安装消除固有齿隙的传动装置，如图 2-2-169 所示。

这是一部带有独立的蜗轮蜗杆装置的机械，进给、印刷及调节部位动力的传递分别通过贯通整个机械的驱动花键轴得到解决。

蜗轮蜗杆装置能吸收进给及调节机构的周期性轴向力。印刷滚筒的计数器通过往调节轴和驱动蜗杆轴上部方向移动后进行调整。主驱动电机和调节部分都固定在台架上。

在各蜗轮蜗杆装置中装有远距离控制的气动离合器，而且台架可以在任意位置驱动。

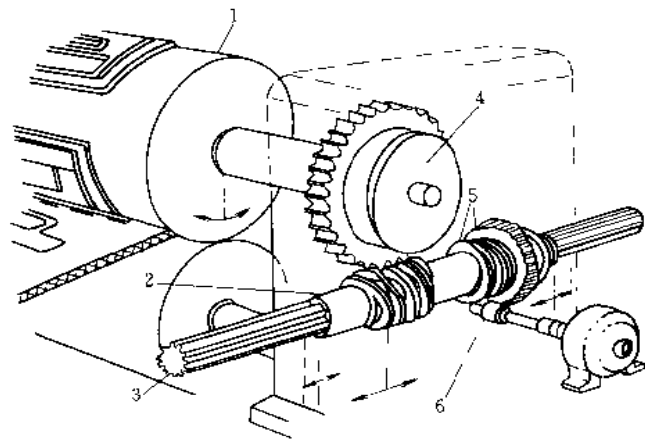


图 2-2-169 装有消除固有齿隙的传动装置  
 1—印刷滚筒; 2—驱动蜗杆; 3—驱动花键轴; 4—气动离合器; 5—螺母和螺杆; 6—调整驱动计数器

## 1.19 超声马达

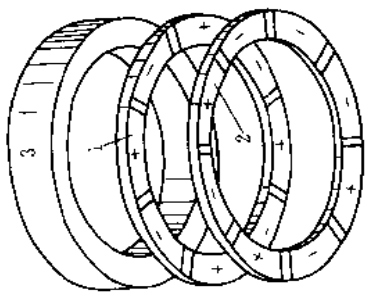
### 1.19.1 环状弹性体行波驱动超声马达

普通电动机结构比较复杂，线圈的批量生产成本较高，低速工作时效率低，惯性大，停车性能差。加装减速器和制动器可改进效率及停车性能，但使结构进一步复杂化。此外，在微机械装置中，当要求装置的尺寸缩到 1cm 或 1mm（人们认为典型的理想的微机械元件尺寸应在 1mm 以下）时，电磁力急剧减小，复杂结构不能容忍，普通电机技术遇到无法逾越的障碍。

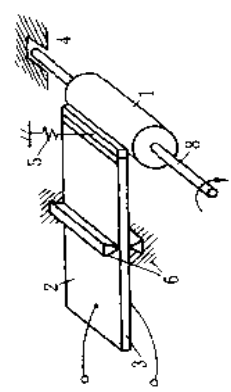
超声陶瓷马达具有许多优点，其设计构思有出乎常人意料的巧妙之处。

#### (1) 两类超声马达

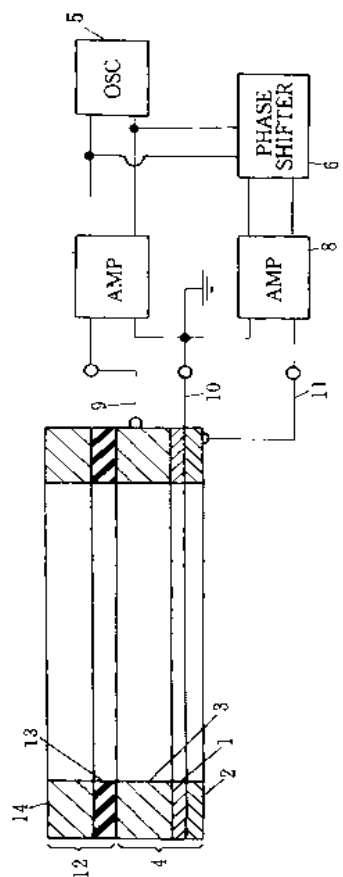
图 2-2-170a 为超声马达专利文献中普遍引证的早期设计，见美国专利 4019073，1977 年公布，发明人



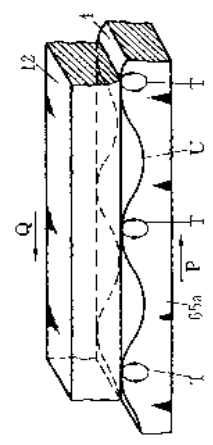
(b) 环状弹性体定子



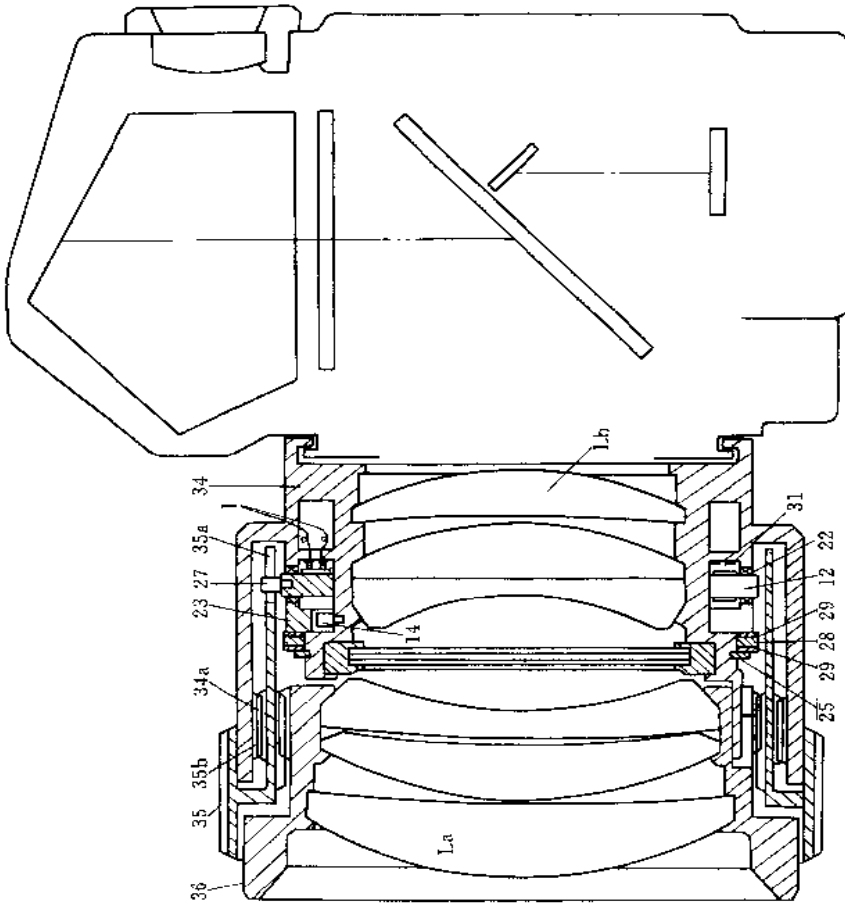
(a) 摩擦棘爪式超声马达



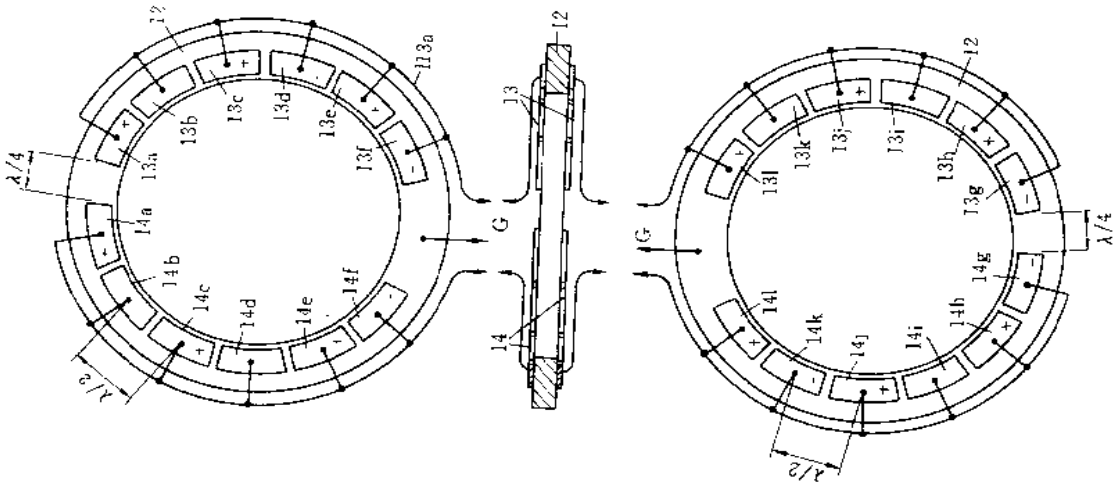
(c) 环状弹性体行波驱动超声马达



(d) 驱动件表面质点的运动



(f) 另一种马达的结构



(e) 另一种马达的驱动件

图 2-2-170 超声马达

率范围), 弹簧 S 使主动件 3 前端紧压从动件转子 1。接触处有适当的压力角, 因此主动件伸长时摩擦力大, 驱动转子顺时针转动; 收缩时摩擦力小, 无驱动作用。

图 a 马达克服了前述普通电机的一些缺点, 开创了马达设计构思的新思路。

图 a 马达主动件的振动形式为驻波。主动件与从动件之间的驱动接触为点或线接触, 它的缺点是传动功率小。它只能单向驱动, 反向工作需另加一套主动件。这种马达有不少改进设计, 结构形式有许多变化和发展, 包括增加接触点或线的数量等, 但仍未能克服其基本的局限性。

图 b 及图 c 是稍后发展的环形弹性振动体驱动的马达, 取自美国专利 4562373, 日本松下公司申请。其中, 图 b 为其驱动件, 图 c 为截面及驱动电路示意。在该马达的结构中, 驱动件 4 为定子。这是最常见的做法。定子由弹性金属环 3 及两层压电陶瓷环 1 及 2 粘接或焊接成一整体。图示陶瓷环分为 8 个区域。每个区域表面有电极层, 用蒸发沉积法制成。分区的 +、- 号表示相邻区域极化方向相反, 并不表示工作时电极的电压 +、-。分区极化后, 各电极在马达的电气连接中并不划分区域, 而是整个平面各电极均为同电位。两陶瓷环的分区界线互相交错, 每个陶瓷片的分区界线正对另一陶瓷片的区域中央, 即互相错开  $22^{\circ}30'$ 。振荡电路 5 经放大驱动电路 7 将交变电压接到陶瓷环 1 的两侧面, 又经移相电路 6 和放大驱动电路 8 将交变电压接到环 2 的两侧面, 相位差  $\pm 90^{\circ}$ 。相位差的 +、- 号决定马达输出的转动方向。

转子 12 由主体 14 及接触层 13 粘接成整体。主体 14 为声学金属材料, 接触层为耐磨的特殊材料。

转子与定子由图中未示出的结构加压互相贴紧。在施加交变电压后, 转子将相对于定子转动, 并能承受不小的转矩载荷。

### (2) 马达驱动的原理性说明

专利文献中对图 b 和图 c 所示马达及同类马达的工作原理往往语焉不详, 有的互相矛盾。以下摘其基本点略作说明, 其中包含编者的补充。

① 驱动件两层陶瓷材料沿圆周方向在电压作用下伸缩变形。同一片陶瓷件的相邻区域均为一个伸, 一个缩, 当一片电压达到峰值, 伸缩量达到最大值时, 另一片电压为零 (相位差  $90^{\circ}$ ), 伸缩量为零。两片叠成一体, 伸缩引起弯曲 (与双金属片的弯曲机理相似), 弯曲呈波浪形, 两个区域为一个波长。当电压按时间坐标交变时, 陶瓷片的弯曲形状的波峰每  $1/4$  个周期移动圆周上 (几何坐标) 的  $1/4$  个波长。

② 陶瓷件的变形作用于弹性体, 引起弹性体的振动。弹性体的固有频率与交变电压频率相近, 因而发生谐振。弹性体的谐振振动为行波 (不是驻波), 其波形在圆周方向上不断移动, 每个周期移动一个波长距离。

③ 弹性体表面每一个质点有两种运动。其一为纵向运动 (即圆周方向运动), 反映弹性体表面质点之间的距离变化 (纵向伸缩); 另一为横向运动 (即波形的高低方向, 或环形的厚度方向), 反映弹性体表面质点位置的上下变动。两种运动的复合, 使质点运动有椭圆形轨迹。于是, 质点位于波峰时其运动方向为纵向 (圆周方向)。波峰质点与转子接触面接触最为紧密, 从而以摩擦传动方式驱动转子向一个方向转动。图 2-2-171d 为上述机理的示意图。图中定子 4 及转子 12 简单地表示为两个构件。U 为定子表面波形示意, 图形夸张, 实际波形峰谷高度为微米量级。T 为质点的运动轨迹。P 为行波移动方向, Q 为转子转动方向。图 d 取自美国专利 5647245。

上述基本机理适用于各种大同小异的马达。例如, 陶瓷片布置在弹性体的上下两端面, 或环形马达变型为直线运动马达等。

### (3) 另一种马达结构

图 2-2-170e 和 f 为日本佳能公司提出的一种马达结构, 根据美国专利 4504760。

图 e 为驱动件, 弹性环 12 的两面各有两组陶瓷片 13a 至 13f、14a 至 14f, 13g 至 13l, 14g 至 14l。每两片为一个波长, 但 13 组与 14 组之间错开  $1/4$  个波长。图示整个圆周有 7 个波长 (可以是其他奇数个波长)。+、- 号表示陶瓷片极化方向相反。由图可见, 弹性环两面的陶瓷片位置互相对齐, 但位置对齐的片极化方向相反。在电路连接中, 弹性环 12 接公共地 G; 陶瓷片 13 与 14 的表面接交变电压, 相位差  $90^{\circ}$ 。于是, 两组陶瓷片在弹性环上激励出两个驻波, 它们在空间关系上相差  $1/4$  个波长, 在时间关系上相差相角  $90^{\circ}$ 。两个波的复合, 形成与前述马达结构相似的行波。驻波复合为行波, 原理简单, 但设计构思巧妙。

该驱动件两侧环形面上贴装陶瓷片处之外的表面可以作为摩擦驱动面。图 f 为该驱动件在照相机镜头运动机构中的应用。用该驱动件构成的超声马达结构与镜头结构合为一个不易截然划分的系统。

在图 f 马达结构中, 驱动件成为转子。在环件驱动件圆周面上装拨销 27, 它插入调节环 35 的槽 35a 内。

驱动件 12 两侧的摩擦驱动面与摩擦环 22 接触。右侧摩擦环之右为镜头壳体 34。左侧摩擦环之左经中间环 23 及销 14 与镜头壳体建立确定的运动关系，并经垫片 29 及弹簧圈 28 与镜头壳体建立轴向加压关系。弹性体经壳体接公共地、陶瓷表面经电刷两个环形接触片 31 和两引线 1 与两个交变电压源连接。电压激励驱动件振动，作用于壳体，其反作用力使驱动件转动，经销 27 使镜头调节环转动，这就是马达的输出运动。调节环与壳体之间有螺纹 35b 及 34a，环的转动引起环的轴向运动。调节环与前透镜环 36 之间有螺纹运动连接，调节环的转动引起前透镜环相对于调节环的轴向运动。两个轴向运动叠加，形成前透镜  $L_a$  相对于后透镜  $L_b$  的轴向调节运动。

超声马达的类型与结构在不断发展，不断出现新的专利，表明该项技术实用意义在日益增强。

### 1.19.2 采用环形驱动件的直线超声马达

将超声马达的环形驱动件展直，很自然地得到直线运动马达。但这样做大大改变了驱动件的振动条件：由在环形封闭弹性体上循环，改变为在非封闭弹性上的振动。美国专利 5698929 采取与此不同的做法，构思比较巧妙。

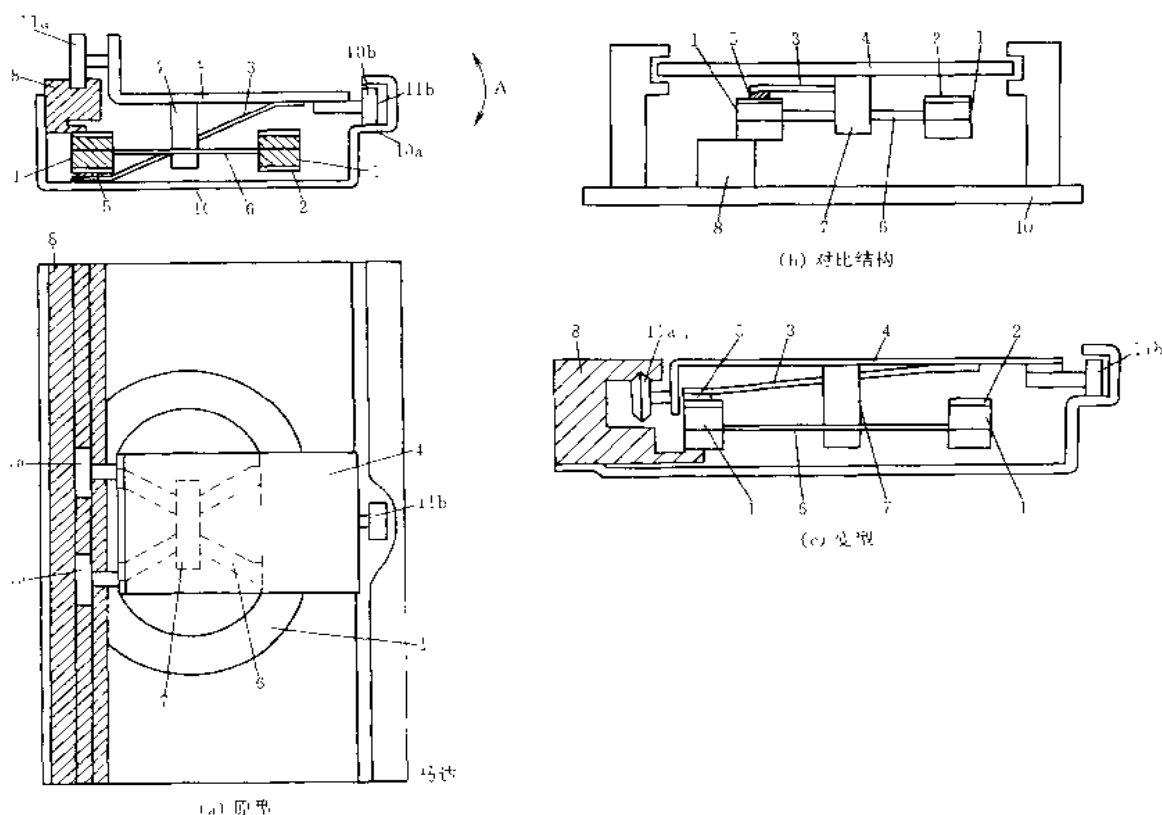


图 2-2-171 直线超声马达

图 2-2-171a 马达采用环形驱动件 1，将圆环形稍加改变，使它至少有一段直线形，从而形成在有限范围内的直线驱动。它将驱动件作为运动件（因而不是定子）。与它发生摩擦驱动关系的导轨 8（相当于原型的转子）延长，使直线运动的范围得以延伸。在图 a 所示结构中，固定的电机架 10 上装有导轨 8。其余各零件均装在滑板 4 上。其中有延伸部 7，支承杆 6，驱动件 1，压电陶瓷片 2，还有滚轮 11a 及 11b。弹簧片 3 及毡垫 5 作用于驱动件，使它紧压在导轨 1。马达工作时环形驱动件的一个直线形部分作用于导轨，反作用力推动驱动器连同全部滑板上的结构一起沿导轨运动，滚轮 11a 在导轨槽内为滑板导向。

应用举例：喷墨打印机的打印头驱动，打印头装在滑板 4 上。

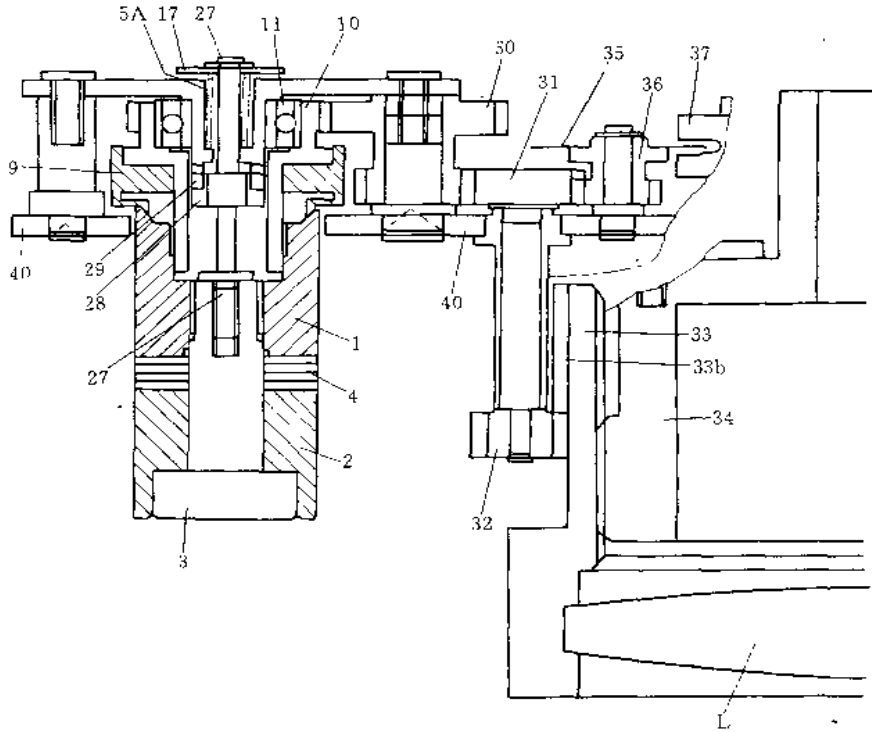
对比结构：图 b 为一个较早的设计。它的缺点是，滑板导向不够可靠（两侧导向面距离较大，间隙也较大）；众多构件的尺寸误差，包括件 10、6、4，以及 7、8 等，都影响驱动接触面的压力大小。尤其是机架

10 的误差难减小。同时，两平行导轨的平行度及滑板工作面的平行度都对马达的运动稳定性产生影响。

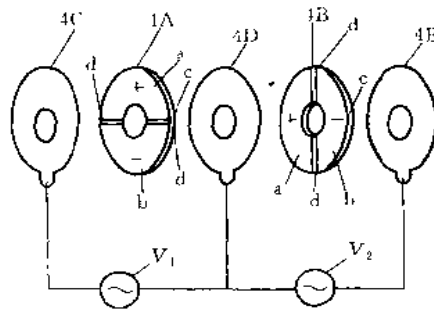
图 c 为图 a 的一种变型，其弹簧 3 的作用方向与图 a 相反，滚轮 11a 的位置也从导轨上方改为下方，同时滚轮截面形状及导轨导向槽形状都有改变。总起来说大同小异，可供参考。

### 1.19.3 非谐振式超声马达及其应用

谐振式超声马达通常有一弹性振动体，振动体的固有频率与压电元件的振动频率相同。典型的谐振式超声马达具有环形的弹性振动体。本马达的振动件为棒形非弹性体（对弹性性能没有特定要求，并非没有弹性），成本比较低廉。根据美国专利 5684353。



(a) 超声马达及其应用机构



(b) 压电元件示意

图 2-2-172 非谐振式超声马达

图 2-2-172a 马达有振动件 1，棒状金属件；夹紧件 2，金属件；压电元件 4，参见图 b。它们用螺栓 3 串连成一体。螺栓 3—5 件 1 及 2 均有螺纹连接（注意，不同于一般螺栓只与一个件用螺纹连接）。图 b 表示压电元件有两片压电材料 4A 及 4B。每片压电材料有一侧划分为两个电极 a 及 b，其间为绝缘带 d。其另一侧为公共电极 c（不作划分）。在图中标有 +、- 符号的区域，表示压电材料的极化方向相反。电极片 4C、4D、



4E与压电材料叠置。压电材料4A与4B在叠置时上述分区界线互相垂直。三个电极片上施加的交变电压 $V_1$ 及 $V_2$ 接法如图。 $V_1$ 与 $V_2$ 相位差 $90^\circ$ 。件1至4组成的棒状组件在交变电压驱动下产生弯曲变形,其弯曲的方向绕棒状体的轴线转动,必要时压电材料可以装4片,结构类推。

螺栓3的上端与杆27用螺纹连接,杆27的中段有凸出部28。盘7固定于机架40。盘7有圆柱部向下延伸,并有凸出部29。两凸出部的轮廓形状互相配合,使杆27相对于盘7不能相对转动而可有少量纵向移动。因此,棒状组件相对于机架不能转动。杆27上端有挡圈17,弹簧5A作用于挡圈,使振动件1上端的内锥面与转子9下侧面的外锥面接触。转子9经轴承11安装在盘7上。当棒状组件在交变电压驱动下不断改变弯曲方向时,由于电压频率很高(超声频率段),使转子受到不断循环作用的转动驱动而产生旋转。

转子9有齿部10,经双联齿轮30及齿轮轴31,再经齿轮32驱动透镜L的套筒33旋转。套筒33有内螺纹与固定套34的阳螺纹啮合,套筒33在转动时产生伸缩点移运动,改变透镜L的聚焦状态。套筒33上与内齿轮32啮合的齿部33b有较大的轴向尺寸,套筒的伸缩运动不会改变两齿部的啮合传动功能。本应用机构为佳能摄影机的镜头驱动。

齿轮31经内轮36驱动数码盘35旋转,发讯器37向控制系统提供位置反馈信号。

#### 1.19.4 超声马达的结构改进

超声马达问世以来,类型有所发展,结构改进更多。这里介绍几个例子。其中,有的结构改进与应用场合相联系,因而在说明结构的同时需要介绍其应用机构。以下例子均属行波驱动类马达

##### (1) 双马达机构的加压连接结构

图2-2-173a表示两个超声马达,定子101及111,转子107和117,驱动滚动螺母121及滚动花键套

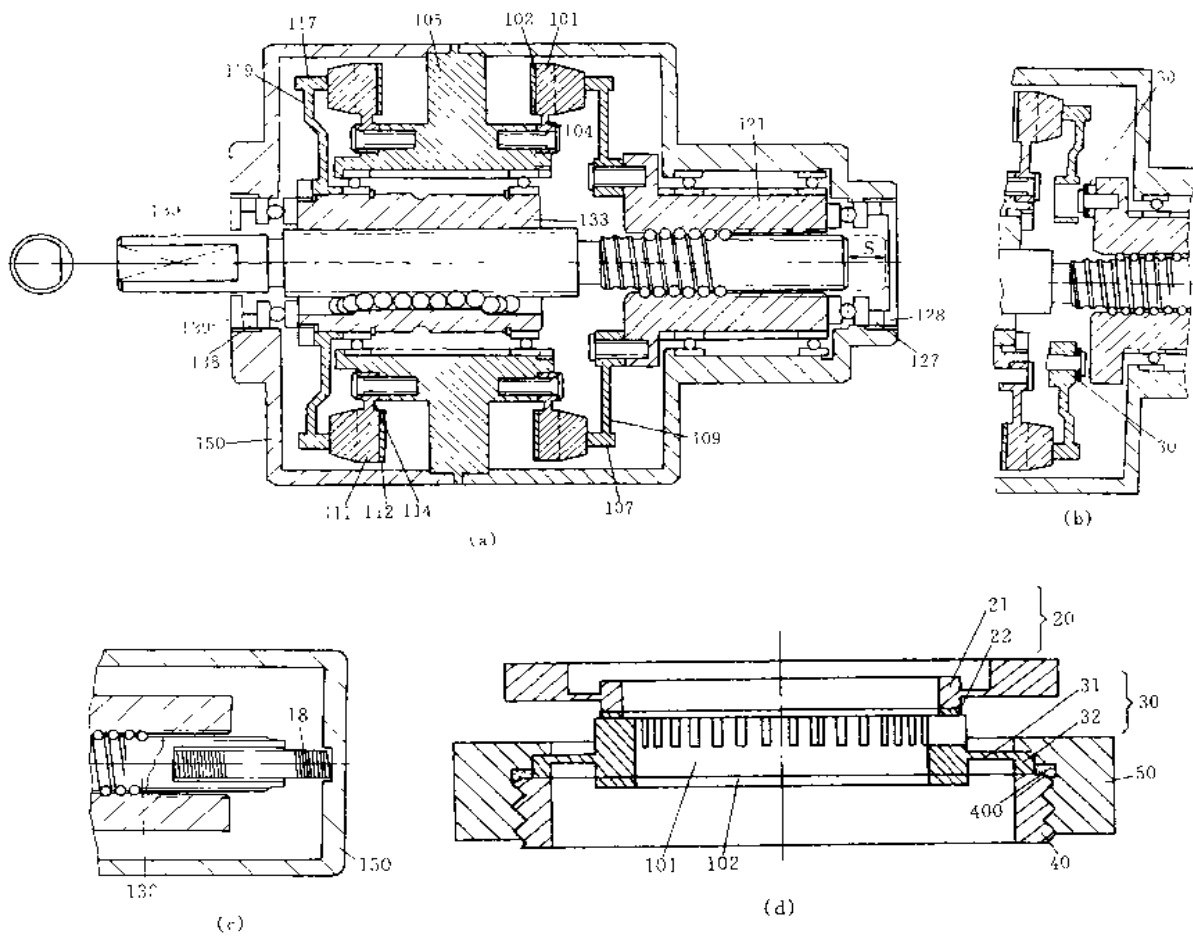


图2-2-173 双马达驱动应用结构(a)~(d)

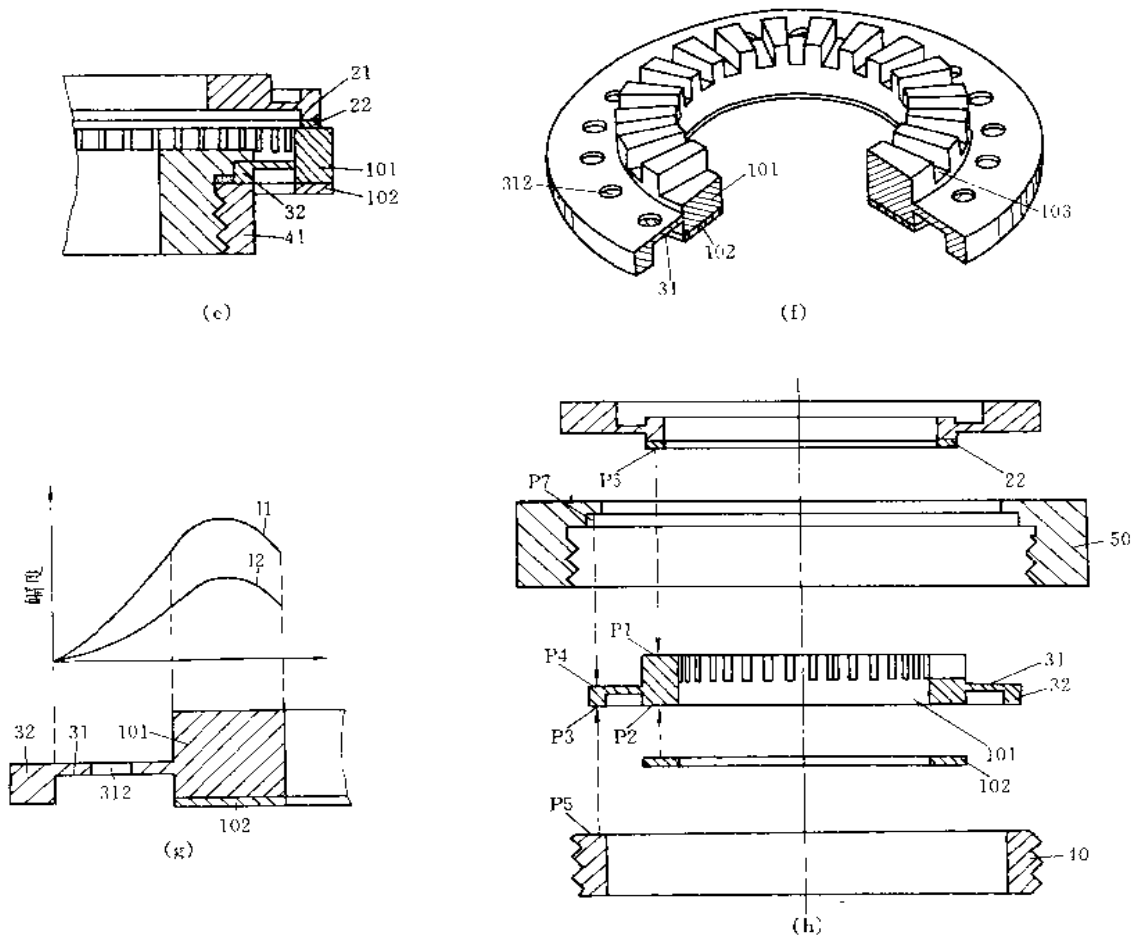


图 2-2-173 双马达驱动应用结构(c)~(h)

133. 使轴杆 130 输出直移和(或)转动。根据美国专利 5053670。

两超声马达的定子有陶瓷层 102 及 112。弹性环与转子相邻部位有矩形齿槽状轮廓。弹性件端面制出齿形, 在行波驱动马达出现不久就很流行。图 a 仅以虚线表示齿根。

图 a 定子及转子均以薄壁结构与机架及载荷构件(从动构件)连接, 其中两定子分别以薄壁辐板 104 及 114 与机架 150 上的固定盘 105 连接, 两转子分别以辐板 109 及 119 与螺母 121 及花键套 133 连接。按照美国专利 5686776 的介绍, 弹性驱动件与相关构件的机械连接有以下几种方式:

① 毡垫类吸振材料。在定子与机架之间有一层毡件, 毡垫的缺点是对气候敏感, 易老化。

② 法兰连接。图 a 辐板加厚, 在结构上相当于法兰凸缘。刚度很高的连接会抑制弹性体的振动, 消耗振动能量, 影响马达的效率。

③ 径向多杆连接, 如图 2-2-171 所示的四斜杆连接。杆件数量少时, 各杆刚度高, 但对振动影响大; 杆件数量多时, 刚度虽可降低, 但制造精度不易保证。

因此, 相比而言, 薄壁连接效果较好。

图 a 中, 两马达的轴向压力用螺纹件 127、128、138、139 调节, 利用薄壁辐板的弹性作缓冲。如果缓冲作用不充分, 可以按图 b 所示在螺母与转子薄壁之间布置弹簧 30。弹簧的一端固定于薄壁, 另一端固定于螺母。图中未示出弹簧本体的轮廓。图 c 为又一种结构, 用弹簧 18 作用于机架 150 与轴杆 130 之间, 取消螺纹件 127 及 128。三种结构对比, 当轴杆只承受向右的轴向载荷时, 图 a 及图 b 对轴向载荷不敏感, 而图 c 的轴向载荷将影响马达定子、转子间的压力。当轴杆 150 承受的载荷有向左的轴向力时, 图 a、图 b 及图 c 三种结构都对载荷敏感, 因而载荷力应远小于马达接触面的正压力。

图 a 应用结构与二自由度运动的双螺母驱动机构(图 2-2-150)有相似之处, 请比较分析其功能及性能, 基本情况可以类推, 说明从略。

(2) 驱动件的连接结构细节

根据美国专利 5686776。

图 d 及 e 为驱动件的连接结构。其中图 d 示出转子 20 及定子（驱动件）30，主要说明驱动件的连接结构。驱动件的弹性环 101 以外缘厚边 32 作安装部位，由螺纹件 40 及粘接剂 400 加以固定。图 e 表示弹性环 101 直径大于安装边 32 的布置，与图 d 相比只有内外颠倒的区别，结构没有大的变化。图 f 所示为有齿弹性环及有孔辐板，表示辐板上加孔 312，进一步削弱其刚度。孔的位置与弹性环 101 的齿槽 103 对齐，其隔振的效果最好。图 g 表示弹性环 101 及辐板 31 在半径方向上不同位置的振幅分布，其曲线的纵坐标为振幅。该曲线说明薄壁辐板 31 能较好地弹性环 101 与安装边 32 之间实现振动从有到无的良好过渡。曲线 11 为有孔辐板的振幅分布，12 为无孔辐板曲线。可见辐板开孔有益。隔振的首要意义在于减少振动能量消耗，提高马达效率，其次是降低噪声。

图 d 结构的安排顾及了各重要表面的精度关系及加工方便。图 h 为各零件的解体示意。

弹性环 101 上表面 P1 为摩擦驱动工作面。由于超声振动振幅小，为微米级，因而该表面的平面度应保证误差不得超过  $0.5\mu\text{m}$ 。薄壁辐板 31 厚度为  $0.3\text{mm}$ 。弹性环及安装边的下表面 P2 及 P3 共面，它们都要求高的平面度，误差不大于  $0.5\mu\text{m}$ 。其中 P2 用于粘贴陶瓷件，P3 为安装基准面。安装边的上表面 P4 与外环固定件 50 孔内的端面 P7 相邻。P7 不可能进行高精度平面抛光加工，不可能成为基准面，因而 P4 也不必进行高精度加工。由于螺纹件 40 厚度很大，刚度高，因而能成为良好基准。弹性环安装边与它接触，即使安装边的上表面 P4 处与相邻面 P7 接触不很好，也可以保证安装边的平面性，保证它不产生不应有的弯扭变形。由此可见螺纹环 40 的上表面 P5 应保证有高的平面性精度。此外，转子摩擦层 22 的下表面显然应为精密平面，以便确保驱动效果。在上述各重要表面中，P2 与 P3 共面并非功能要求，而是平面精加工工艺需要，在结构的尺寸设计中应予以照顾。

### (3) 弹性件与陶瓷片的连接方法

根据美国专利 5698929。

在陶瓷片伸缩时，陶瓷片与弹性件之间的连接面有很大的剪应力。在采用粘接方法时，高频交变剪应力容易使粘接材料被破坏，主要是疲劳破坏。此外，为了提高转速而增加振幅时，剪应力更加增大，破坏更易形成；为了提高转矩而增加压力时，摩擦驱动面的滑移能耗随之增加，能耗转化的热量使温度升高，粘接剂的强度下降。因此，连接强度问题直接限制了马达的输出转速及转矩的提高。

用焊接工艺代替粘接，可以提高强度，并提高耐热能力。

焊接工艺一：弹性驱动件用 SUS420J2 材料制成。压电陶瓷件采用市售三组分产品，主要成分为铅、钽酸盐及锆酸盐，厚  $0.5\text{mm}$ 。镍电极用沉积法制作在陶瓷表面上。铝焊料，除铝以外，含铜  $3.5\% \sim 4.5\%$ ，锌  $9.5\% \sim 10.5\%$ ，硅  $9.5\% \sim 10.5\%$ 。焊料小片均匀放在驱动件表面上。焊片尺寸举例：厚  $0.2\text{mm}$ ，长  $10\text{mm}$ ，宽  $2\text{mm}$ 。焊片之上为陶瓷片，用重块压于其上，防止焊料熔融时移位。焊接在氮氛炉内进行， $580^\circ\text{C}$ 。

焊接工艺二：改用银焊料，银  $44\% \sim 46\%$ ，铜  $14\% \sim 16\%$ ，锡  $23\% \sim 25\%$ ，锌  $14\% \sim 18\%$ 。在氮氛炉内加热至  $800^\circ\text{C}$ 。为了防止高温使陶瓷片中的铅析出，在炉内应保持铅蒸气饱和浓度。

焊接工艺三：弹性件改用粉末烧结材料，铁基。焊料用纯铜，氮氛，铅饱和浓度， $1100^\circ\text{C}$ 。部分融铜渗入烧结材料的孔隙，可改善振动体的 Q 值。若在焊料中增加其他成分，使焊接温度降到  $800^\circ\text{C}$  以下，则可免铅浓度要求。

以上几种做法，焊接温度高，因而两种被焊材料的热胀系数应尽量相近，并且焊接材料的热胀系数应在二者之间。焊料层应稍厚些，有利于缓和热胀差异。

由于焊接温度高于陶瓷件的居里温度（ $300^\circ\text{C}$  左右），所以陶瓷件的极化必须在焊接后进行。

### (4) 摩擦驱动面接触层及相关件的材料

根据美国专利 5686776，参考 4739212。

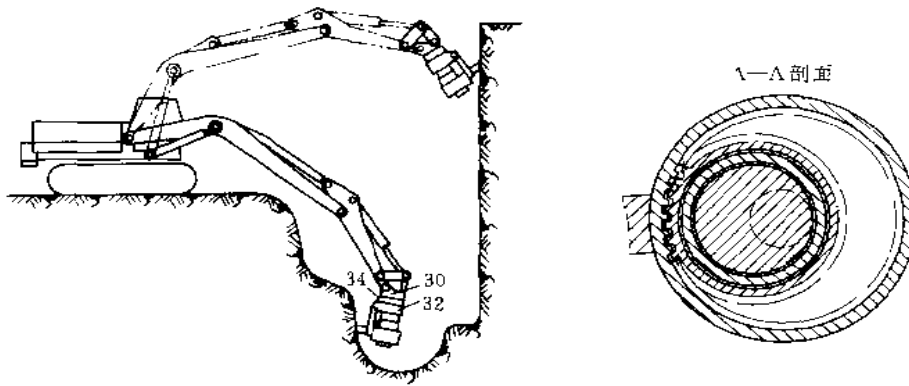
1997 年公布的美国专利 5686776 建议采用特殊的接触层材料，它包含聚四氟乙烯  $80\%$ （重量），玻璃纤维  $15\%$ ，二硫化钨  $5\%$ 。接触层固定于转子（与驱动件相邻的配合件）。与接触层相接触发生摩擦驱动关系的弹性振动件用段钢（含镍  $36\%$ ）制成。如果用不锈钢制弹性件与该接触层配合工作，则对大气温度湿度需要加一些限制。用不锈钢或磷青铜制作弹性件与该接触层配合工作，可能发生摩擦接触面的粘连现象，尤其是磷青铜最为明显。

该专利的建议以六类材料的对比试验为基础。试验内容包括最大效率（该材料达到  $27\%$ ），磨损（非常小），耐久性（80 万转以上，包括正反转）、粘连（无）。

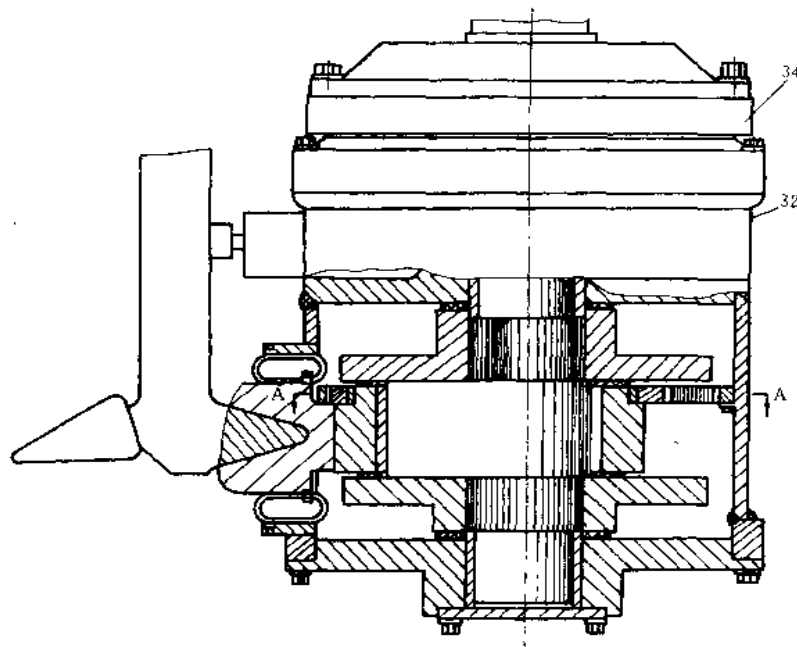
## 1.20 冲击、振动及缓冲装置

### 1.20.1 破岩装置的偏心环冲击机构

图 2-2-174b 为机械操纵式冲击式破岩装置，是利用偏心运动产生冲击来破碎岩石的。它安装在液压挖



(a) 装有冲击式破岩装置的挖掘机



(b) 破岩装置

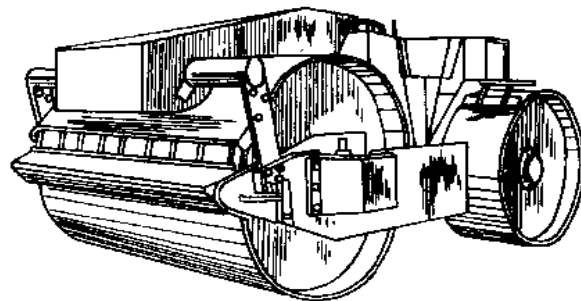
图 2-2-174 破岩装置的偏心环冲击机构

掘机的动臂及斗杆机构顶端，如图 a 所示，也可卸装在斗杆机构上。它由支座 30 和装在该支座上的壳体 32，以及旋转连接器 34 来联接固定壳体，并通过液压使壳体能绕支座轴心旋转  $360^\circ$ 。

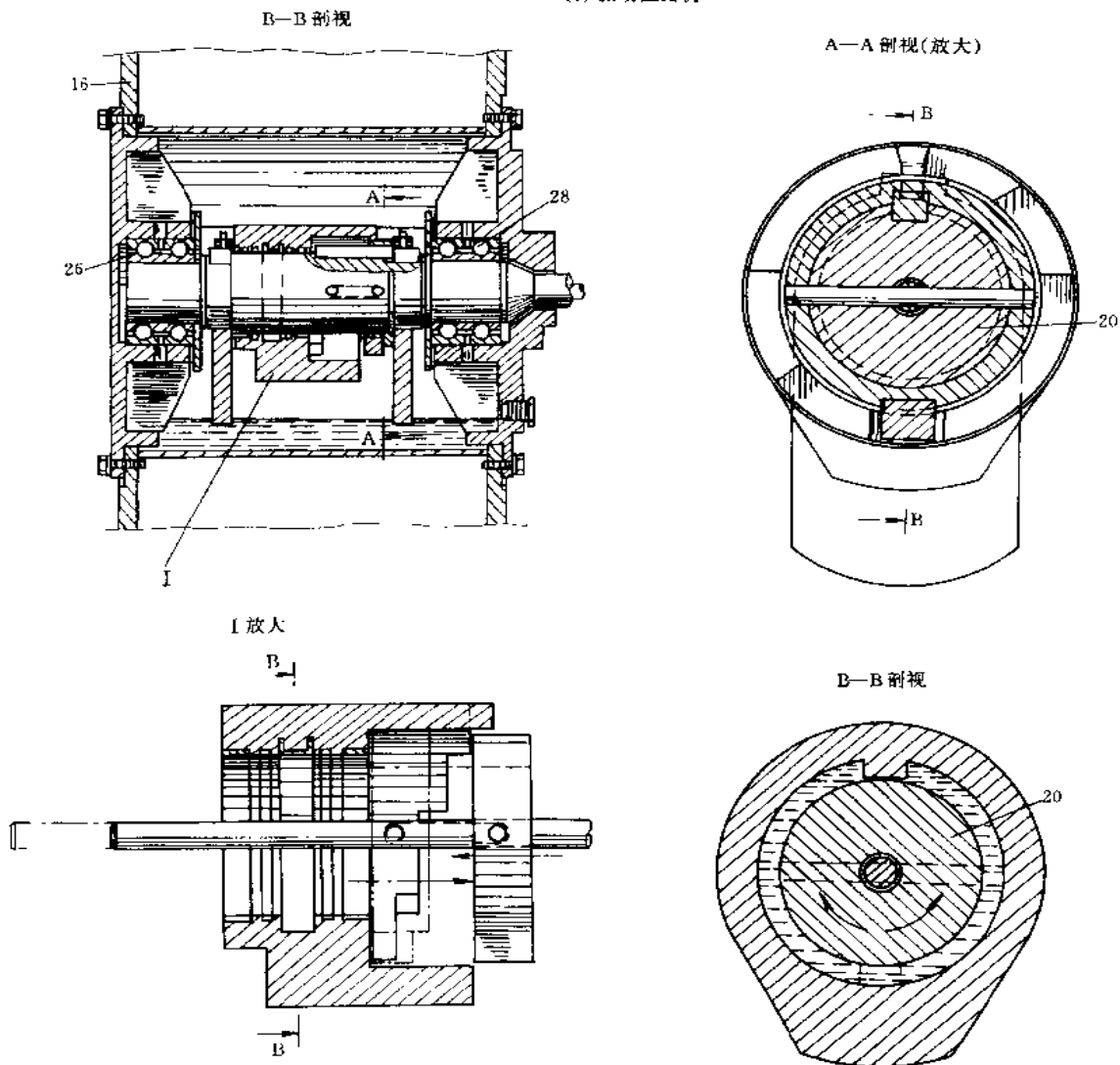
冲击式破岩装置与斗杆机构配合，可在各种位置使用，灵活方便，特别是在很难用其他方法反复凿掘破岩的位置作业。因其结构紧凑，还有利于在狭窄的场所应用。

### 1.20.2 压路机多振幅振动装置

图 2-2-175 所示振动压路机由机架、操纵台和滚轮组成。滚轮 16 内装有多振幅振动装置，可提供多种振幅、由司机选用。缓冲装置可减轻偏心块与驱动轴之间的冲击。振动机构内有轴 20，两端分别支承在以滚轮 16 为支座的轴承 26、28 上，轴 20 由液压马达带动。



(a) 振动压路机



(b) 振动装置的轴向剖视

图 2-2-175 压路机多振幅振动装置

A—A 剖视为振动器的横剖面；C—C 剖视为缓冲机构剖视图；I 为动偏心块与传动块的轴

### 1.20.3 吊重止摇装置

要提高集装箱吊车装卸速度，增大装卸量，就要求吊重摆幅控制在 5cm 以下（小车停止后 5 秒钟内）。图 2-2-176 为吊重摇摆时，安装在摆动横梁端部的油压阻尼器，它使动作产生阻力，并使吊重的摆幅迅速衰减。

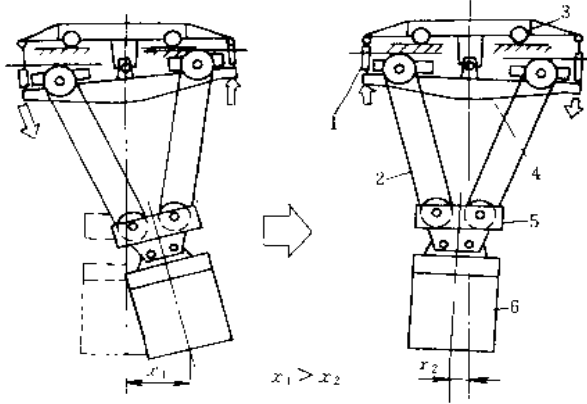


图 2-2-176 吊重止摇装置原理图  
1—油压阻尼器；2—钢丝绳；3—车轮；  
4—摆动横梁；5—吊具；6—集装箱

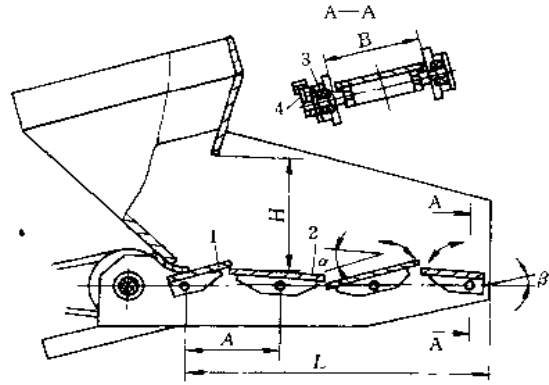


图 2-2-177 波动给料机结构原理图  
1、2 带耐磨衬板的底板；3—水平轴；4 曲柄连杆

### 1.20.4 波动给料机

图 2-2-177 为波动给料机结构原理图。带耐磨衬板的底板 1、2 各自固定于水平轴 3 上，由电动机通过曲柄连杆机构 4 使 1 作底板按相反的相位振动。与倾角  $\beta=10^\circ\sim 15^\circ$ ，衬板振幅角为  $20^\circ$ ，振动频率为 180Hz 时，物料为连续流。物料块度可达 360mm。底板宽 1.6m 时，生产能力为  $2800\text{m}^3$ （倾角  $15^\circ$ ，振幅角  $10^\circ$ ，频率 110Hz，电机功率 170kW）。

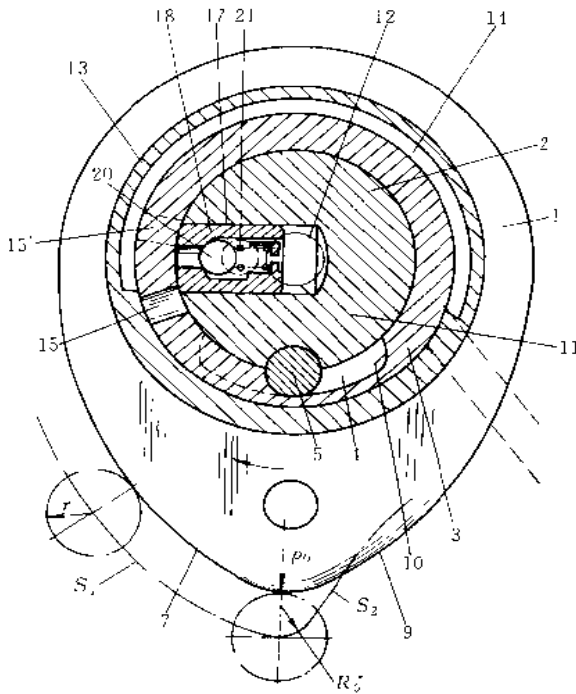


图 2-2-178 快跳凸轮

### 1.20.5 快跳凸轮及其液体缓冲装置

本设计是一种带液体缓冲装置的快跳凸轮。根据美国专利 5501121。

普通凸轮理论轮廓（计算轮廓）的曲率半径  $R$  为实际轮廓曲率半径  $\rho$  与从动滚子半径  $r$  之和， $R = \rho + r$ ，必大于  $r$ 。为了延长凸轮的使用寿命， $\rho$  和  $r$  都应适当大。但是，在特定情况下，凸轮的计算轮廓要求在正常的上升曲线  $S_1$  之后以很小的曲率半径  $\rho_0$  急速转向比较陡峭的下降曲线  $S_2$ 。图 2-2-178 所示下降曲线  $S_2$  不仅在起点附近曲率半径  $R_0$  远远小于该处的  $\rho_0 + r$ ，而且  $S_2$  曲线在图上竟穿过实际轮廓进入凸轮本体。按普通凸轮设计图解方法，这是不可能做到的。

图示快跳凸轮是实现上述非常规要求的一种方法。凸轮 1 与其颈部 3 为整体，它们通过圆柱形键 5 与轴 2 连接。凸轮颈部容纳键 5 的键槽 4 不是半圆形截面，而是有相当长的切向延伸。当凸轮 1 和从动滚子相对运动，从动滚子在凸轮实际轮廓上越过最高点之后，从动滚子在载荷反作用力的作用

下推动凸轮加快向前转动,其速度大于轴2的速度,于是从动滚子迅速“下落”,其中心描绘出如图所示的较陡峭的曲线 $S_2$ 。

需要说明的是,当从动滚子在实际轮廓线上升段7处工作时,凸轮转动与轴的转动相同,理论轮廓是正常的曲线 $S_1$ ,它与实际轮廓7等距。当滚子在下落段9处工作时,凸轮与轴有不同转速,理论曲线 $S_2$ 按轴的相对转角和滚子的位置描出,它与实际轮廓9不等距,甚至有可能相交。

快跳凸轮的上述结构在实际运行中寿命不长,主要是凸轮“快跳”之后键槽4的一端10接触键5时存在高速冲击,引起冲击接触面及其他部位的损伤。为此,在凸轮轴中心设置轴向通道12,在通道12与键槽快跳运动区之间设置径向通道11。将阻尼液经过通道引向键槽,对凸轮的快跳运动施加适当的阻尼。这种阻尼力在键5与端面10接触前的瞬间最大,可以有效地抑制冲击引起的不良后果。

在某些情况下,凸轮轴较长,轴向通道液压压力衰减很大,或由于其他原因供液不足,则可设置旁路或附加的通道。例如,如果凸轮颈外周为原有的轴承结构13,可在轴承结构上设置通道14,并在凸轮颈上设置通道15,在轴上增设径向通道17。经过通道14、15及17向通道12被液。通道14、15及17的位置应考虑使快跳运动与补油通道接通在时间上相协调。快跳结束后,通道15离开17,使通道12中的油液不能返回。若有必要,可在通道17内设置单向阀,由套18、球20及弹簧21组成,内燃发动机的阀的开启凸轮即为这种结构的一种应用。

## 1.21 安全结构

### 1.21.1 水锤增大拔脱力的双层安全管接头

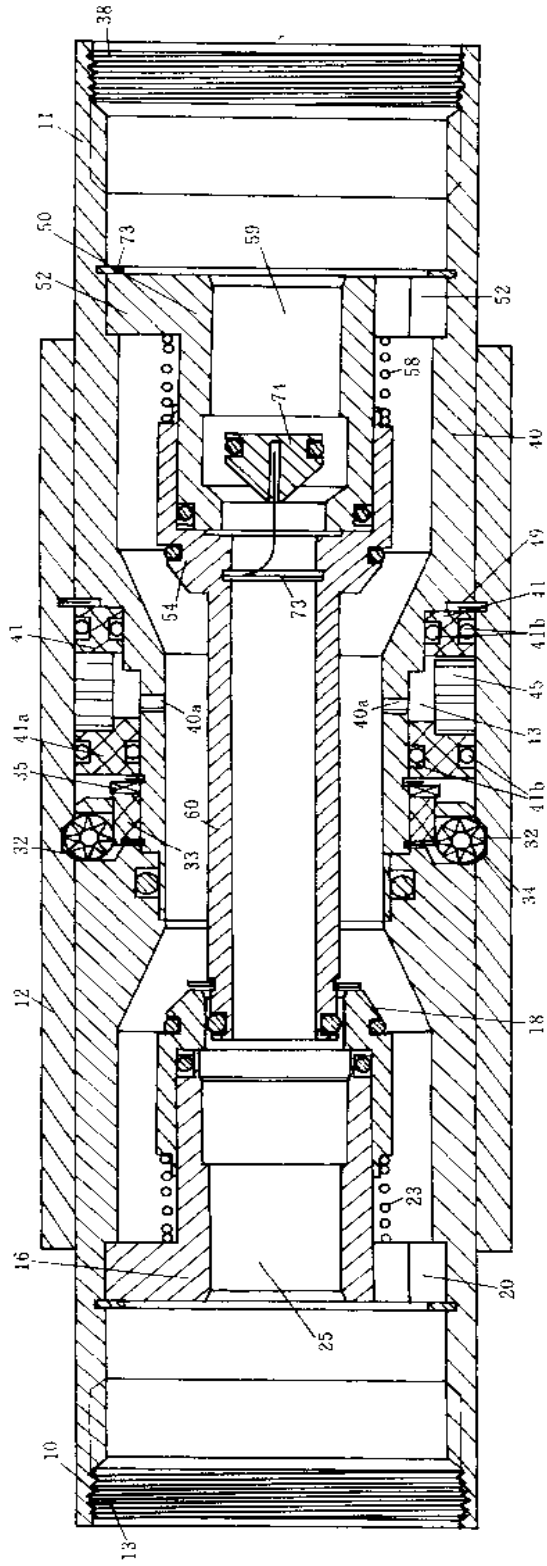
图2-2-179所示接头结构的拔脱力下限较小,因而拔脱力变化幅度不小。但它采用了特殊的设计,在发生水锤效应的瞬间,结构的抗拔脱能力(即接头两部分拔脱分离所需的实际拔脱力)突然增大,可以避免因水锤效应产生的附加拉拔力使接头分离。本结构巧妙地运用了液压压力传递的基本原理。根据美国专利5365973及4827977。

本结构两层通道中,外层通道为燃料油通道,接头分离时由单向阀18及54自动关闭;内层为蒸汽通道,分离时上游(接加油机)端由单向阀74自动关闭,下游(接汽车油箱端)无自动关闭结构。外层通道的接头两端为螺纹13及38,内层软管直接与接头内的光孔25及59连接,有必要的密封结构,图中未表示。有凸缘的套筒16及50是内层结构的支架,其凸缘部分制出大面积空缺20及52,使凸缘成为异形,以便燃料油从空缺处通过。单向阀74用软索结构73安装在阀座口附近,从图c可见在接头分离时构件54及60向左弹出,软索73拉动阀74关闭内层通道。

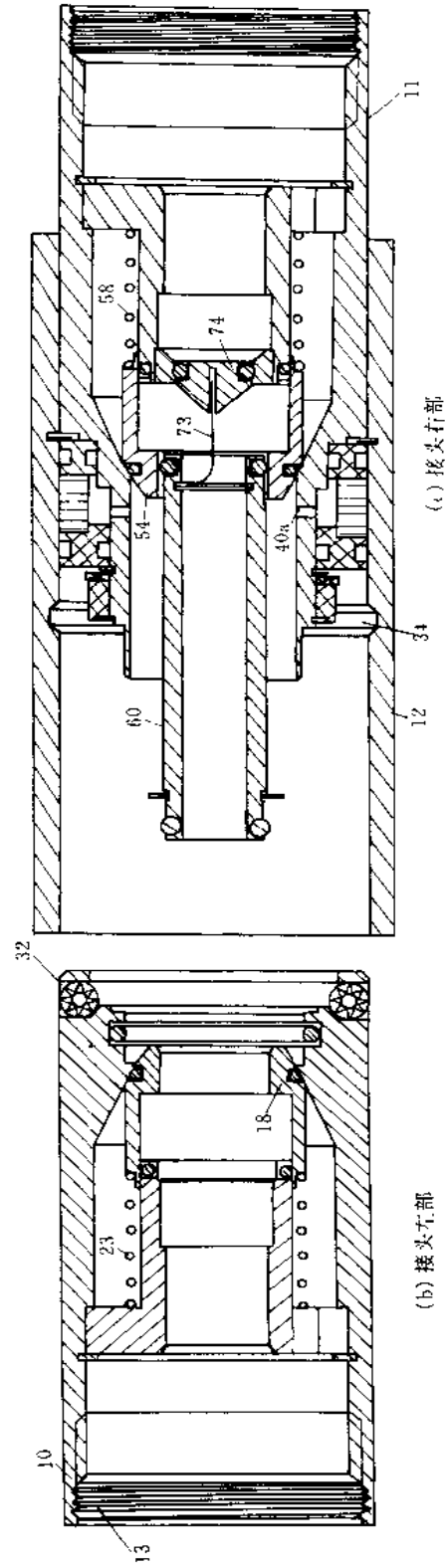
接头两部分的连接和抗拔脱结构是:接头左部有球珠32,接头右部有套筒12、环33、弹簧35、密封环41及41a、弹簧45及3个挡圈49。套筒12与套筒11滑动连接,其间有一个定位挡圈49。环33的左侧及弹簧35与密封环41a之间各有一个挡圈。密封环41及41a共有4个O形圈41b。

接头两部分互相插入时,套筒12内的槽34(图c)逐渐与球珠32对齐。在它们尚未完全对齐时,球珠32推压环33,使弹簧35压缩。在它们完全对齐时,环33在弹簧35作用下推压球珠32进入槽34。图a表示接头两部分结合完毕的状态,环33外圆表面与球珠32表面相切。这时,若有拉力作用于接头左右两部分,球珠32对环33的作用力完全是径向压力,它不能推环33右移,因而它不能脱离槽34。作用于接头左部的拉力经过球珠32传递到套筒12,再经挡圈49和密封环41使弹簧45压缩,才能使左右两部分产生相对位移。注意,在此过程中,套筒12随接头左部而不是右部运动。左右两部间的少量相对位移使环33相对于球珠32右移,离开相切的接触状态。于是,球珠32克服弹簧35的弹力推动环33进一步向右移动,球珠脱离槽34,套筒12与接头左部脱离连接关系,接头两部分无阻碍地完全分离。按照如此发生的拔脱过程,实际的拔脱力与弹簧45的弹力相当。

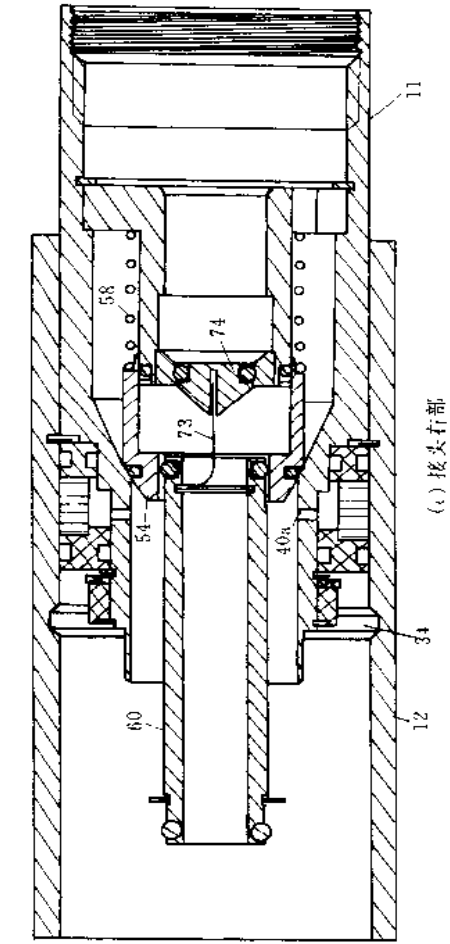
当管道中产生水锤效应时,所引起的拉力可能大于弹簧45的弹力。但是,这时管道中的液压力经过套筒11左段上的小孔40a进入环形腔室43,它作用于密封环41的左端面,产生附加推力。该推力与弹簧45的弹力之和超过水锤效应引起的拉力,可以确保接头两部分不会因为水锤拉力而分离。这是本接头结构的设计关键。



(a) 接头结合状态



(b) 接头头部



(c) 接头打部

图 2-179 抗水锤的安全管接头



### 1.21.2 耐高温限动安全结构

图2-2-180所示结构简单可靠,在常温时高度尺寸小,不妨碍相关机构的正常运动;在高温时高度自动

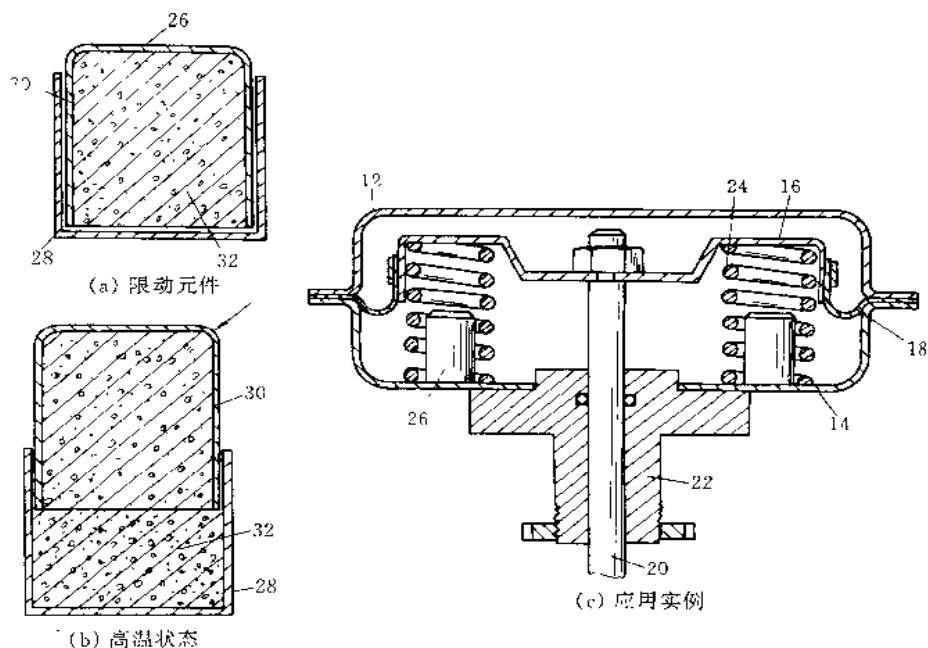


图 2-2-180 高温限动结构

增大,迫使相关机构保持在安全位置不变动。根据美国专利 5365963。

图 a 表示高温限动元件的常温状态。内壳 30 与外壳 28 可以相对伸缩,内装特种浆状材料。在高温条件下,该材料膨胀后固化,形成陶瓷状固体,如图 b 所示。它可以用于火灾时使相关机构转入安全位置。

图 c 为限动元件与普通安全结构联合运用的例子。图中机构的弹簧 24 在高温时自动弹起到图示安全位置(弹簧弹起机构从略),但弹簧不能耐更高的高温。为了确保高温下更长时间内使机构保持图示位置,在弹簧空间内装入限动元件 26。在图示状态,温度尚未充分升高,限动元件尚保持常温状态。温度进一步提高后,限动元件高度增大,弹簧因温度过高而失效,机构仍能保持图示安全位置。

特种浆状材料为火灾时封闭穿墙套管所用材料,美国市场商标为 FOMOX。

### 1.21.3 球阀的水锤卸荷结构

球阀在转动  $90^\circ$  的过程中迅速完成从开到关的操作,上游管道内的液体容易发生瞬间压力突然大幅度上升的水锤效应。图 2-2-181 所示结构在球体 6 内设置了卸荷结构。根据美国专利 5305790。

图示球阀在关闭状态。圆形孔 7 为开启位置时用的液体通道。卸荷结构有螺套 15、杆 17 及弹簧 19,其轴线垂直于孔 7。螺套 15 的螺纹段周边有若干槽形通道 16。

上游的超限压力作用于杆 17 的右端面 18 时,弹簧 19 压缩,杆 18 左移,卸荷口开启,液体经卸荷口及通道 16 流向下流,直到上游压力降到限额以下。

卸荷结构可以扩大球阀的应用范围。

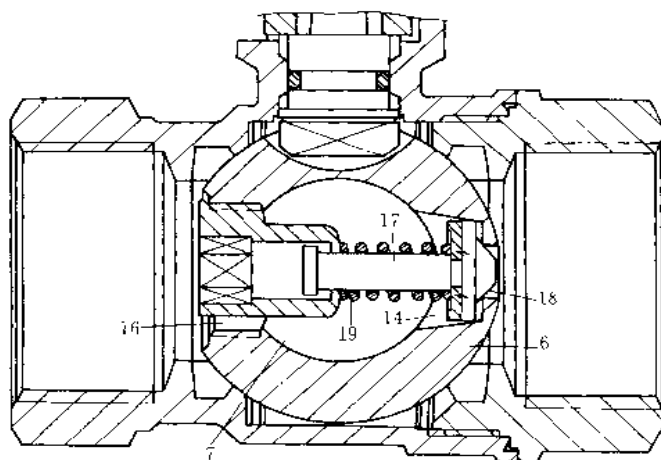


图 2-2-181 球阀的卸荷结构

例如，有一种消防设备，内有空心玻璃管堵，填充高温膨胀流体，发生火灾时管堵受胀破裂，设备自动喷水。水锤效应易使管堵破裂而误启动，因而下游设备不能采用普通球阀。

#### 1.21.4 滚动螺杆的止回和超限制动

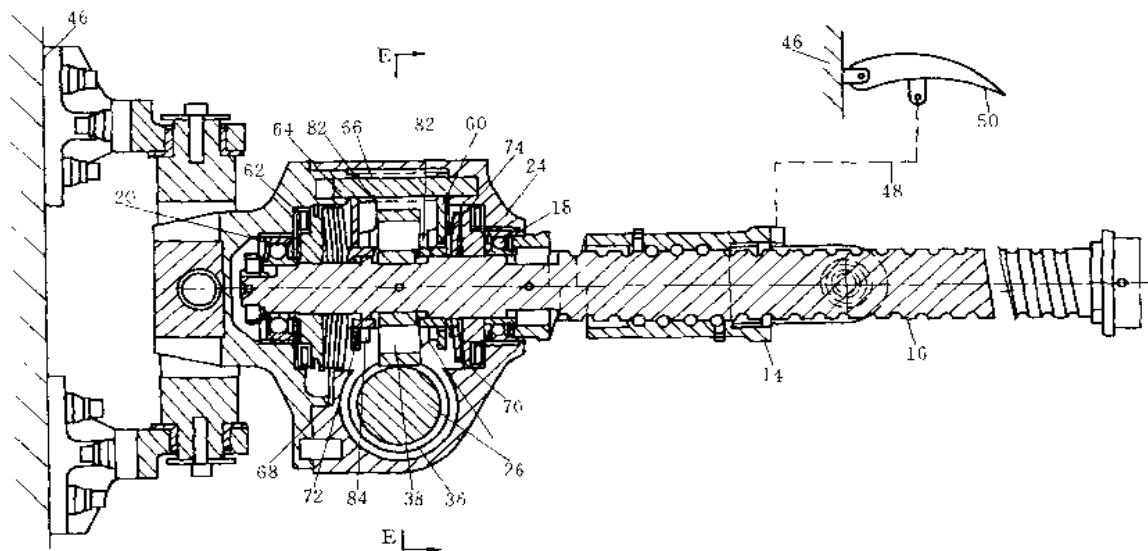
本设计有两个功能：一是使滚动螺杆在不驱动时能防止螺母轴向载荷力引起的逆向传动，二是使螺杆在驱动时一旦螺母轴向载荷力超过规定限额立即制动。两功能均双向有效。根据美国专利 5655636。

图 2-2 182a 以飞机机构作为载荷示出螺杆螺母的传动连接概貌。螺杆驱动结构的壳体 24 方向铰接于机架 46。螺母 14 经适当机构 48 驱动工作机构 50。壳体 24 内主动轴 26 经空间正交螺旋齿轮 36 及 38 驱动螺杆 16 转动。齿轮、螺杆及轴承 18、20 可以轴向移动，由两组碟形弹簧 68 及 70 使它保持在图示相对稳定的位置。在它们之间有套 72 及 74。齿轮 38 两端面有齿 82，其齿形可以与两止动板 60 及 62 端面的齿形 84 啮合。齿形的圆周展开见图 b~图 d。止动板 60 及 62 有杆 64 限制其转动。两板之间有弹簧 66，使两板互相远离，但可克服弹簧弹力向中央移动。

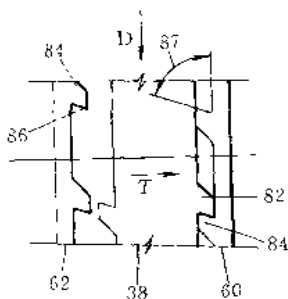
图 b 表示，当载荷阻力过大，或发生某种卡滞时，螺母对螺杆的拉力  $T$  使螺杆连同齿轮 38 右移，这时齿轮的转动方向为 D，使齿部 82 与 84 啮合。齿部前角  $87$  小于  $90^\circ$ （“负前角”），故啮合可靠，不会脱离。齿部啮合时，负前角齿形可能导致止动板 60 少量左移。齿部啮合后，齿轮 38 连同螺杆被迫停止转动。这是本设计的超限制制动功能。

图 c 表示载荷对螺杆的阻力为压力的超限制制动情况，这时载荷力  $P$  及齿轮转动方向 D 与图 b 相反。由止动板 62 实施制动。

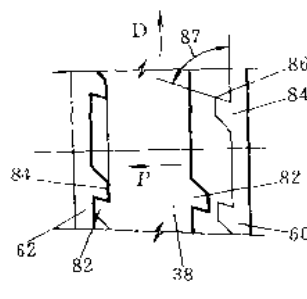
图 d 表示载荷力与螺杆驱动方向相同的情况，即载荷不是阻力的情况。由于齿形后角  $90$  大于  $90^\circ$ ，因此齿轮 38 可以继续转动（方向为 B），但主动轴的驱动力大于齿部未啮合时的驱动力。若此时主动轴停止驱动，则载荷力  $P$  经螺母螺杆逆向传动引起的 B 向转动将受齿形抑制而不能发生。这是超限制制动结构派生的止



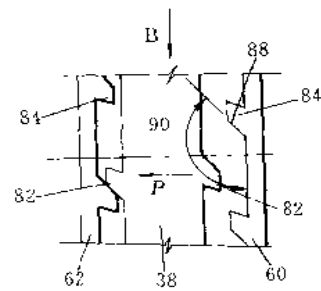
(a) 概貌及超限制制动结构



(b) 拉力载荷超限制制动



(c) 压力载荷超限制制动



(d) 压力载荷超限制止回及反向驱动

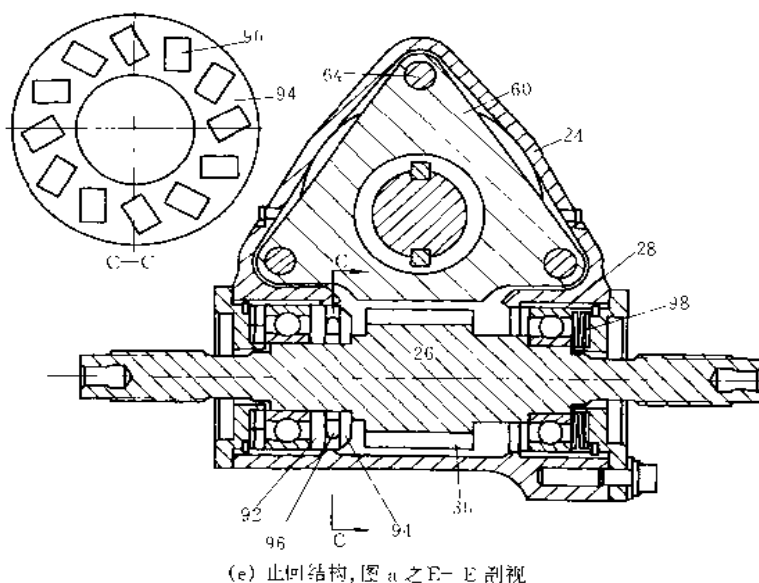


图 2-2-182 止回和超限制动结构

回功能。它只在载荷力超限时起作用, 因而不同于下面将要说明的止回结构的功能。与图 d 情况相对应的拉力载荷下的分析可类推。

图 e 为图 a 之 E-E 剖视, 着重表示止回结构, 略去了齿轮 38、端面齿形 82、84 及弹簧 66 等。

轴 26 有滚动摩擦止推垫圈 92、94 及 96, 其中滚子 96 轴线与径向方向有一定偏斜, 用以产生较大摩擦力。轴 26 另一侧轴承 28 的外圈在壳体 24 内有少量轴向位移空间, 碟形弹簧 98 使轴 26 紧靠止推垫圈。由于螺旋齿轮副 36、38 的传动效率较低, 因而借助上述摩擦转矩阻力可以使螺母—螺杆—螺旋齿轮组成的逆传动链被制动。

止回结构将增加主动轴的功率消耗, 降低机构的工作效率, 这是它的缺点。可采用多种产生摩擦转矩的元件, 但上述垫圈的动摩擦和静摩擦相差较小。

### 1.21.5 滚动螺杆双向摩擦止回结构

滚动螺杆逆向传动不能自锁, 在停止驱动且无制动时, 螺母的载荷力能使螺杆反转。本止回结构采用摩

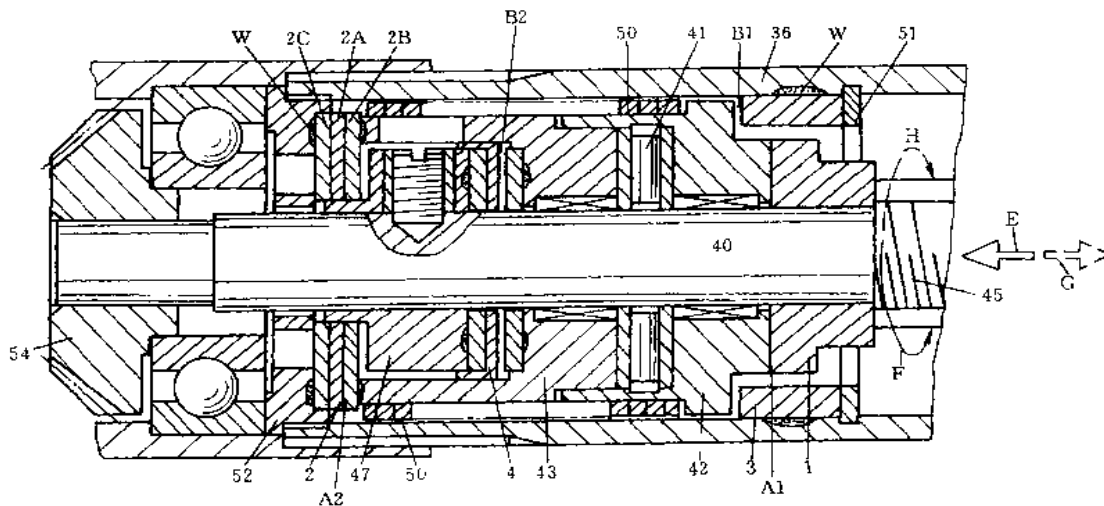


图 2-2-183 双向止回结构

擦制动，具有双向防止反转的功能。根据美国专利 5669264。

图 2-2-183 所示滚动螺杆 45 的柄部 40，左端为主动齿轮 54。当图中未表示的螺母受到 E 向载荷力作用时，螺杆将产生与原驱动方向相反的 F 向转动，因而螺母及载荷不能保持正向传动所达到的位置。同样，当螺母受到 G 向力时，螺杆将产生 H 向转动。本止回结构可防止螺杆的上述转动，其功能为：当载荷力为 E 向（压力）时，螺杆不能作 F 向转动；载荷力为 G 向（拉力）时，螺杆不能作 H 向转动。

主要零件及其连接关系：承压盘 42 与承拉盘 43 之间有滚动止推件（轴承或垫圈）41，它们在柄 40 上均可自由转动。两盘外径相同。螺旋弹簧 50 内径稍小于两盘外径，套装在两盘上。弹簧丝为矩形截面，两端自由，与两盘无固定连接关系。弹簧的螺旋方向与螺杆的旋向相同。两环 1 及 47 均固定于柄 40。其中环 1 可压在柄上，紧靠螺杆端面；环 47 用螺钉固定。挡圈 51、套 3 及环 52 均固定于壳体。两组摩擦垫圈 2 及 4 各有三个零件（如 2A、B、C），其中两侧（如 2B 及 C）为金属件，分别固定于两侧相邻件（如 43 及 52），中央为树脂件。图中以 W 表示粘接固定。各零件的轴向尺寸允许螺杆有少量轴向位移。图示螺母受 E 向压力时，在零件 3 与 42 之间有空隙 B1，在垫圈组 4 内有空隙 B2。当螺母受 G 向拉力时，B1 及 B2 均消失，相邻件互相接触，而在零件 1 与 42 之间的 A1 处出现空隙，在垫圈组 2 内 A2 处出现空隙。

因此，在图示受压状态下，螺杆的 F 向转动经环 1 带动承压盘 42 转动，而承拉盘 43 经垫圈 2 靠在固定于外壳的环 52 上不转。于是弹簧 50 在摩擦力作用下绕紧自锁（越紧，则摩擦力越大），使承压盘 42 停止转动，从而使螺杆停止转动。若这时主动齿轮作 H 向转动，则弹簧 50 松开，不妨碍承压盘及螺杆转动。在受拉状态下，承拉盘 43 随螺杆转动，而承压盘 42 靠在套 3 上不转，情况类推。

本止回结构不适用于载荷力与螺母运动方向相同的情况。例如，机床升降台重力向下，作用于螺母；在升降台下降时，螺母向下运动。二者方向相同，本结构将抑制螺杆转动，摩擦垫圈将产生滑移摩擦功耗及相应磨损。

用弹簧 50 作两盘 42 与 43 间的单向传动，优点是占用空间小，结构简单。

### 1.21.6 船舶螺旋桨防缠装置

船舶螺旋桨尾轴被渔网、缆绳、水草等杂物缠绕而致轴套、密封圈损坏、漏油的故事经常发生。如何有效地设计螺旋桨防杂物缠绕装置显得相当重要。

图 2-2-184a 所示的防缠板 6，试验表明它可有效地阻止少量粗缆绳进入尾轴密封（图 b），但不能阻止细小杂物进入密封（图 c）。改进设计采用防缠板 6 分别与防护套 7（图 d）、防护围板 8（图 e）和割刀 9 相组合的防缠装置，图 f 防缠效果有所改进，其中防护围板效果最好。但以上四种防缠装置对大量杂物缠绕螺旋桨时效果均欠佳，常弯曲甚至挤断防缠装置。

图 g 所示的以高速旋转的螺旋桨 1 为动刀、轴支架上加装刀片 9 为定刀的方案有很好的防缠作用。它每分钟切割次数为桨转速  $N$  (r/min)  $\times$  桨叶数  $Z$   $\times$  割刀数  $M$ 。刀片（图 i）通常采用锰钢或 45 钢，刃部淬火，刀口形状曲线与螺旋桨桨叶导边旋转包络线相配，刀片长度约为 0.6 倍桨之半径，间隙以 1~2.5mm 为宜，太大切割杂物效果欠佳。图 h 采用螺钉 14 和夹板 12 把刀片 9 固定于轴支架 13 上。图 k 所示为防水草等杂物进入螺旋桨桨毂端面和螺旋桨轴套筒端面配合的两种方式。

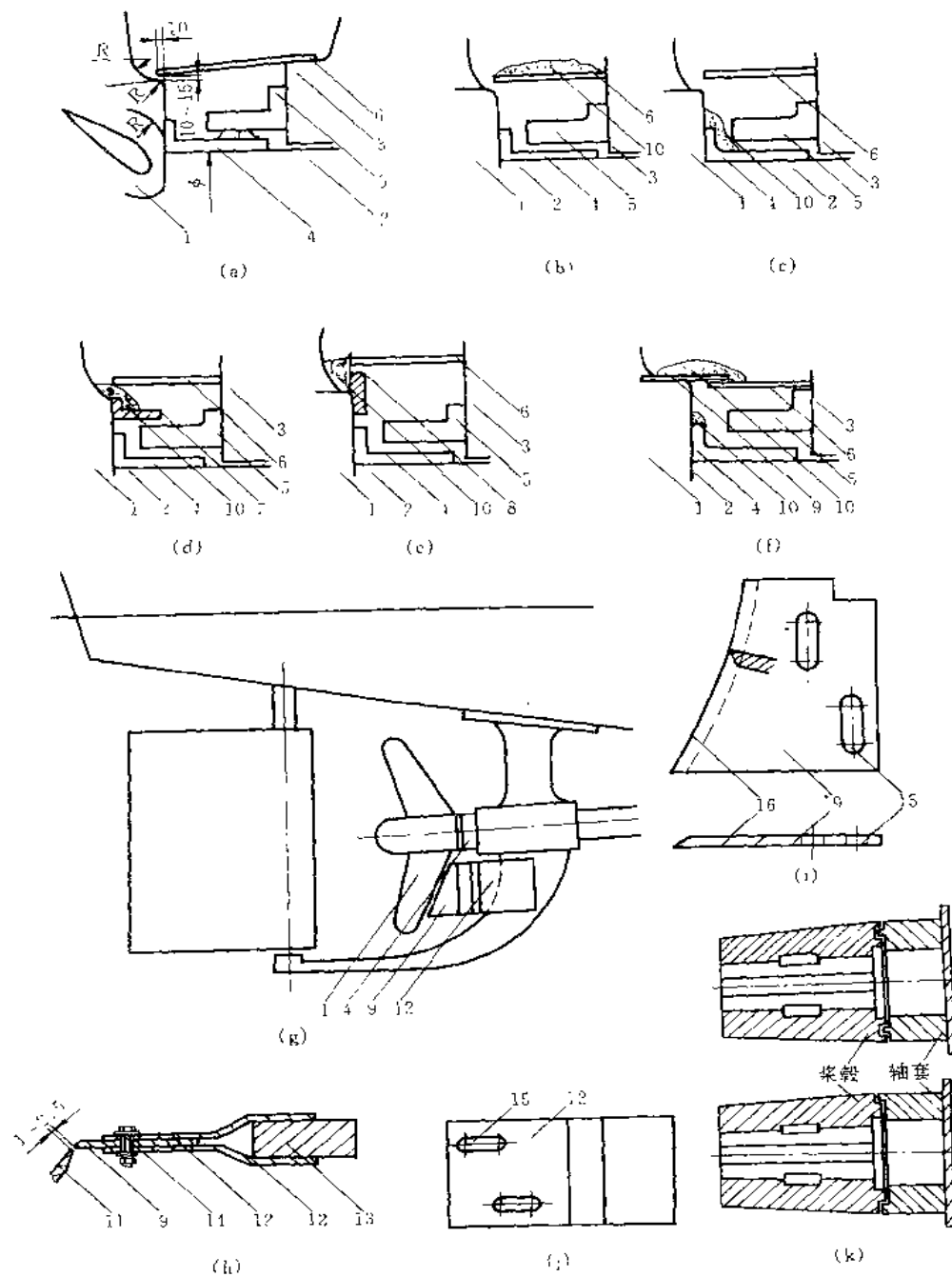


图 2-2-184 船舶螺旋桨防缠装置

- 1—螺旋桨；2—螺旋桨轴；3—船尾桨轴出口处尾轴管；4—轴套；5—尾轴管密封装置；  
 6—渔网绳缆防护装置；7—防护套；8—防护围板；9—割刀；10—渔网、绳缆等杂物；  
 11—桨叶；12—刀片火板；13—轴支架；14—螺钉紧固件；15—长圆形孔；16—刀口

这种新型切割式防缠装置结构简单、初投资低、效果好、使用寿命长，很容易被船上接受，已在山东、江苏等省逐渐推广。

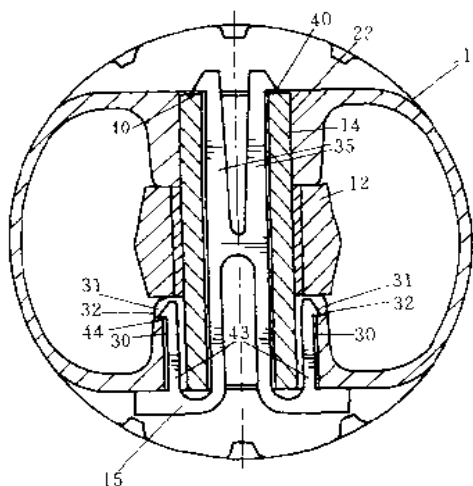


图 2-2-185 活塞销保持器

### 1.21.7 活塞销保持器

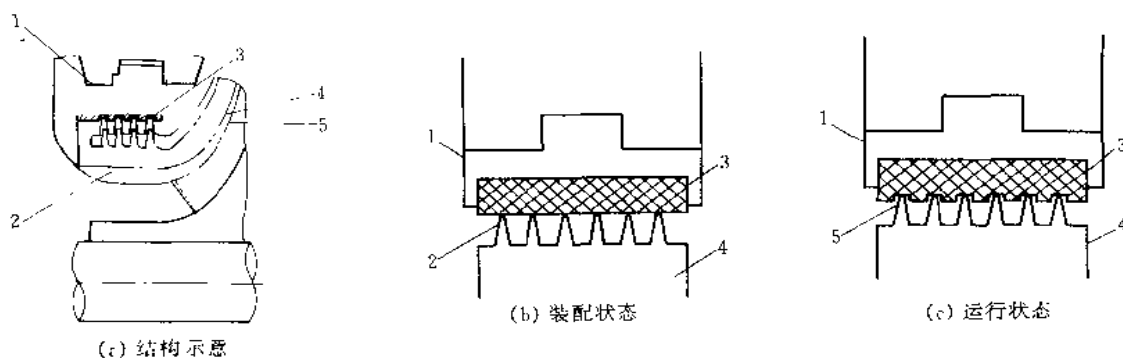
这是活塞销保持不脱落的一种非常规设计,可供分析参考。根据美国专利 5367945。

如图 2-2-185 所示,往复式活塞式发动机或压缩机的活塞 11 与连杆头 12 之间的连接销 14 通常是等径圆柱体(中空),没有止推凸缘,现在汽车活塞以一对弹性挡圈保持活塞销在孔内不脱出。图示为另一种结构,它采用塑料保持器 15,用 35% 纤维增强的特种尼龙制成,可以耐 300℃ 高温油环境。保持器有两对弹性钩爪 35 (较长)及 43 (较短)。活塞 11 的销孔 22 分为两段,其中一段在孔壁上有一对槽 30,槽的深处有缺口 31。装配时,先将保持器 15 插入活塞 11 的孔 22 内,一对钩爪 43 落入槽 30,钩部落入缺口 31,防止保持器脱出;然后装入活塞销 14,保持器 15 的另一对钩爪 35 穿过销的中空部,其钩部防止销 14 脱出。

## 1.22 密封新结构

### 1.22.1 离心压缩机自刮槽式疏齿密封

图 2-2-186 为离心压缩机自刮槽式疏齿密封。离心压缩机的级间密封一般应用疏齿密封。为了增强密封



1—静止部分; 2—叶轮; 3—软质密封材料; 4—运行状态; 5—静止状态

1—静止件; 2—疏齿密封的齿; 3—软质密封材料; 4—转动元件; 5—疏齿密封的齿切入软质密封材料

图 2-2-186 离心压缩机自刮槽式疏齿密封

效果,提高离心压缩机的效率,将疏齿密封的“齿”置于叶轮密封环和轴上,在与之对应的静止密封件上安置或喷涂软质材料如填充聚四氟乙烯,石墨、特种合金等。在装配时“齿”和软质材料间,留有很小的间隙。当离心压缩机第一次运行、在转速不断增大的过程中,“齿”在离心力的作用下其直径也逐渐增大,并逐次刮削静止密封件上的软质材料而形成与“齿”相配合的沟槽。此沟槽与“齿”构成间隙最小、又不接触的带沟槽的高效疏齿密封。

### 1.22.2 液路板管接头的密封结构

液路板管接头在使用时可能存在高压工况及脉冲(如水锤)冲击。以下是其密封结构的两种改进设计。根据美国专利 5015016 及 5368070。

结构,以轴向密封为主,见图 2-2-187a。

本设计采用的密封件 15 及 55 分别为 V (Y) 形与 C 形截面的弹性金属环,可耐高压和腐蚀。在高压条件下,它们自动张开,从而提高密封性能。件 15 是轴向端面之间的密封件,要求轴向尺寸有较高精度。

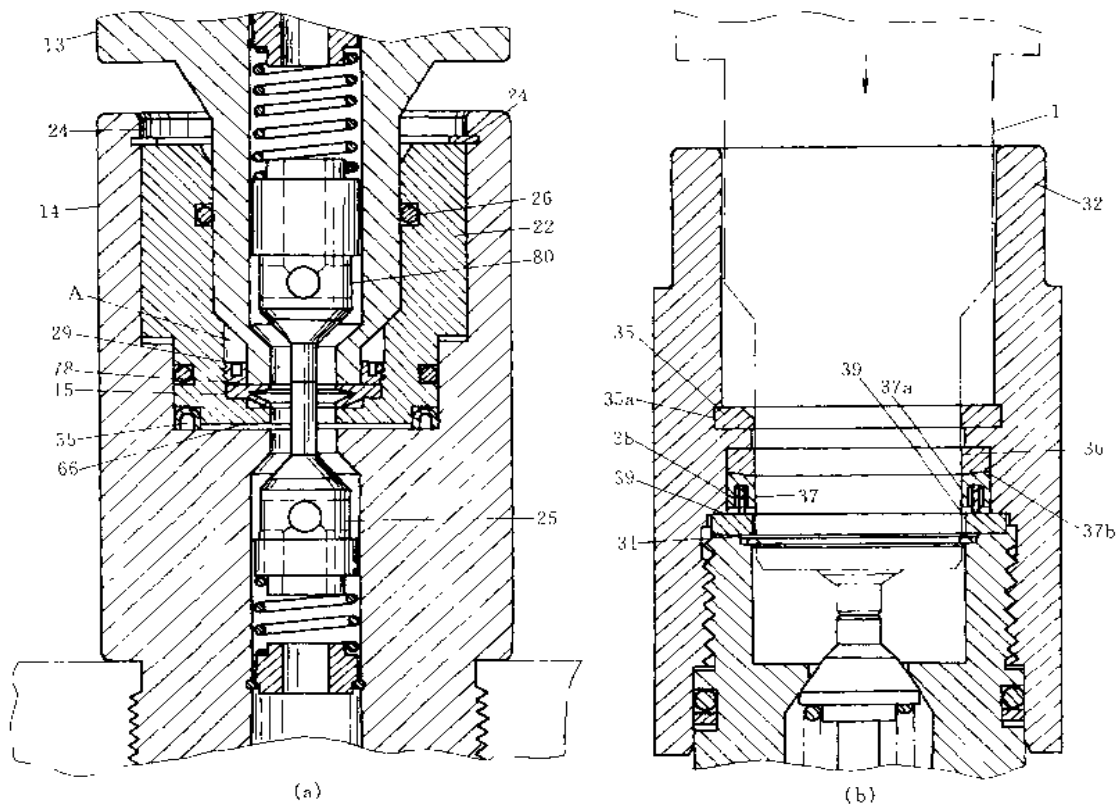


图 2-2-187 液路板管接头的密封结构

本设计的主要特点是件 15 的相关结构。图 a 表示管接头的连通状态，件 15 承受巨大的液压力。必须使件 15 的上端面 78 与插头 13 的下端面保持良好接触，才能确保密封性。由于两液路板上的插头与插座为数众多，难免的制造误差使接头中总有一些存在接触不良的现象。为此，本设计在插座 14 内设置轴向位置浮动的套筒 22，挡圈 24 限制它向上窜动的极限位置。液压力作用了它的下端 66，使它推压件 15 向上紧靠插头 13 的下端面，以便保证必要的密封接触。件 15 边缘用盖 29 固定。

结构二、径向密封，见图 2-2-187b。

密封件 31 为弹性金属 C 形截面，37 为增强人造橡胶件，内有金属保持环 38，装在 C 形截面的凹部。环 36 及 39 为内密封件提供必要的定位和保护。聚四氟乙烯环 35 的作用为导向，其内径略小于金属套筒 32 孔内内缘的内径和环 36 及 39 的内径。

本设计的特点之一是密封的运动接触面在同一圆柱面上，避免在插头插入运动过程中产生不可压缩流体的“液力闭锁”现象（可对照图 a）；若件 15 为径向密封件，则空间 A 内流体将被闭锁。此外，本设计的主要密封件 31 及 37 处只有单层套筒结构（图 a 为双层），有利于减少径向尺寸。

## 1.23 信封盖舌开启和纸页折叠机构

### 1.23.1 信封盖舌开启机构

在自动装信机中，需要在装信之前将信封的盖舌打开。图 2-2-188a 为盖舌开启示意图。简单地模拟人手打开盖舌的操作，试图使其机械化，难免采用以往复运动为主的机构，结果是机器结构复杂，故障率高。

现在国外市场上的装信机采用以连续转动（或连续直移）单向送进运动为主的机构，其核心部分结构相当简单，构思比较巧妙。

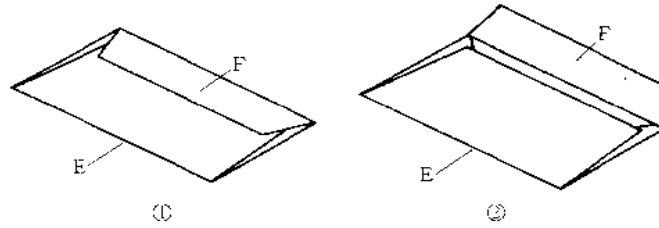
这种机构有多种变型。为了克服其局限性，曾有过若干改进设计，其中有的结构比较复杂。从变型及改进设计可以较深入地了解这种机构的性能及特点。

基本型——根据美国专利 5081825。

图 b 为最普通的盖舌开启机构。图 b①表示信封 12 进入盖舌开启机构的一对辊子 64 及 65 之间。信封的正面层向下，背面层向上，底边 12b 靠前（已进入两辊之间），盖舌靠后（尚未进入，图中不可见）。当辊 64 及 65 继续将信封从右向左送进时，底边在导向面 154 及开盖器 66 的曲面 181 作用下向下弯曲，沿着邻近于辊子 64 表面的路径运动。开盖器 66 绕销 138 自由转动，拉簧 144 使它倾向于保持图 b①所示位置。

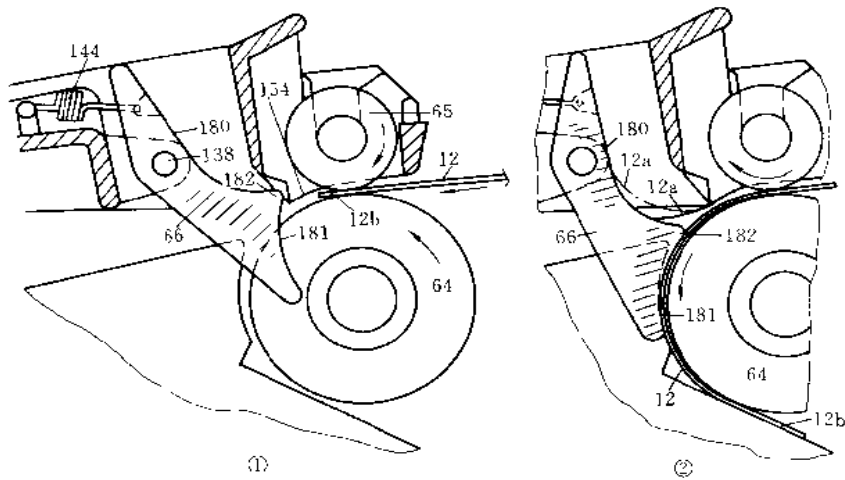
图 b②表示信封围绕辊 64 行进，使开盖器 66 顺时针转动到图示位置，信封盖舌 12a 向左运动与开盖器凸部 182 以上的曲面 180 接触。当信封继续行进时，盖舌 12a 将继续向上弯曲，经过 12a' 位置，逐渐开启。最后，盖舌完全开启，作为信封的末端通过围绕辊 64 的通道向右下方送出。

图 b 机构的主要部分是一对辊子 64 及 65；作连续单向转动。开盖器 66 作往复运动，但没有专门的驱动机构，是一个非常简单的从动件。在实际结构中，辊 64 有若干槽，开盖器的下部（对应于曲面 181 的部分）可以进入槽内，请参考对照图 d①。

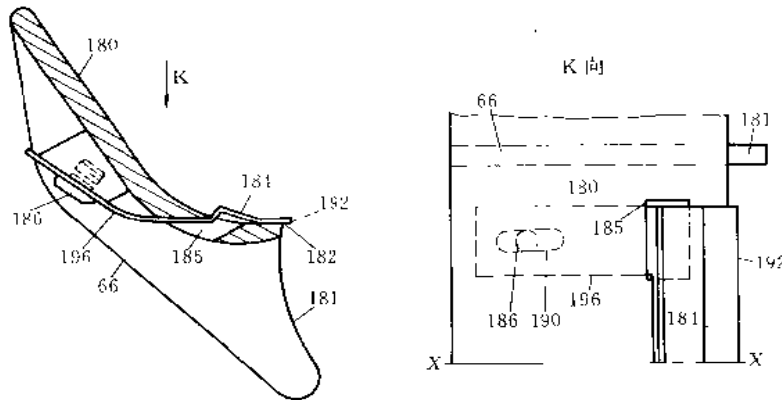


(a) 信封盖舌开启示意

E—信封；F 盖舌

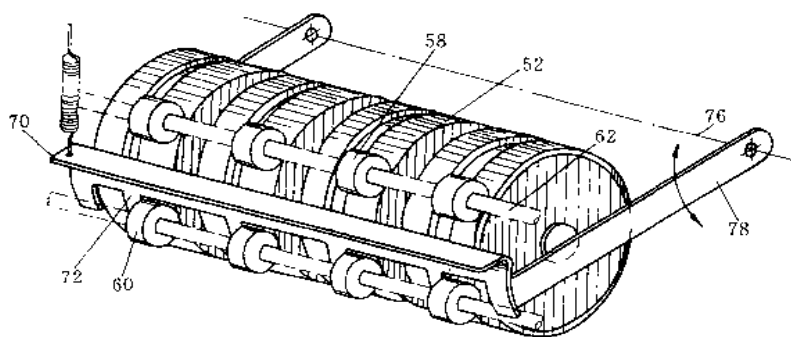


(b) 开盖基本型

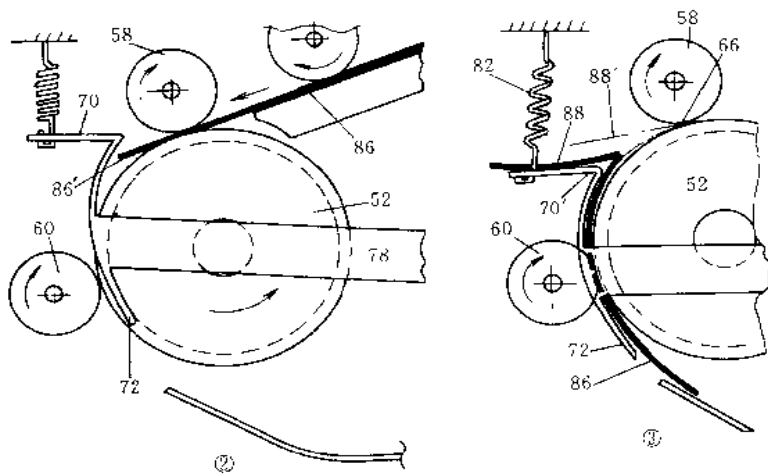


(c) 开盖可调型

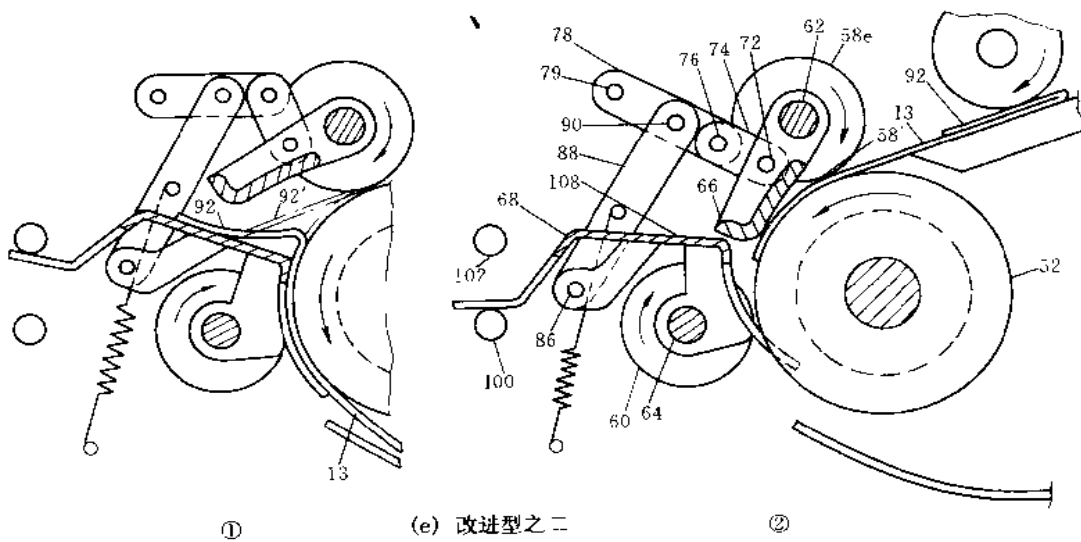




①

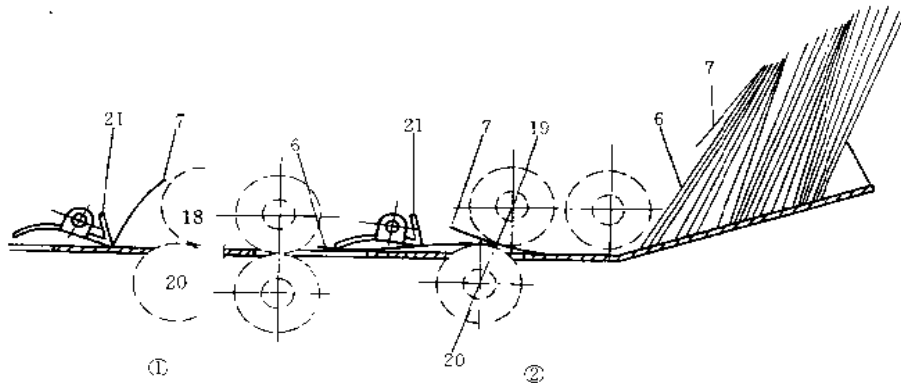


(d) 改进型之

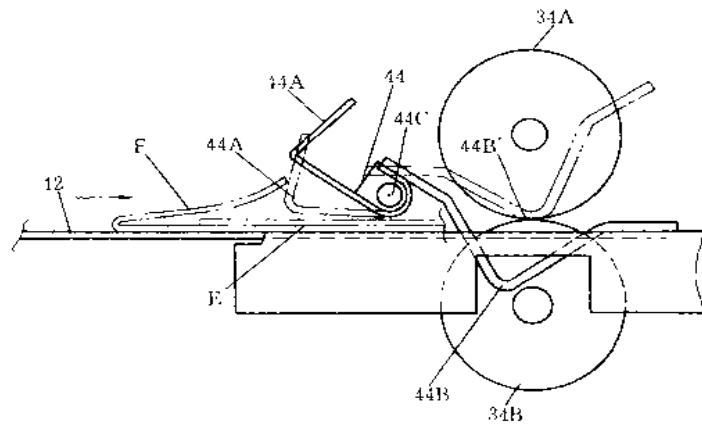


(e) 改进型之三

图 2-2-188 信封盖开启机构(a)-(e)



(f) 直移型之一



(g) 直移型之二

图 2-2-188 信封盖开启机构 (f)、(g)

可调型——根据美国专利 5327705。

基本型的结构在信封厚度变化较大时，以及盖舌弯曲刚度等特性有特殊情况时，容易发生故障。图 c 可调型在开盖器 66 上设可调薄片 184，其窄长延伸部 196 穿过开盖器的矩形斜孔 185 在开盖器后侧用螺钉 186 固定。螺钉孔 190 为长孔，以便调节薄片的位置，改变其前沿 192 的伸出量。图中 K 向视图有中心线 X-X。开盖器结构形状对称于 X-X 线，图中略去了中心线另一侧的轮廓。

改进型之一——根据美国专利 4715164。

图 d 为 80 年代提出的一种改进设计。该设计有一个较大的主辊 52，两个较小的压辊 58 及 60。开盖器 70 有尾部 72 伸入主辊 52 槽中；有长臂 78 铰接于右侧远处的轴线 76。该设计的一个特点是开盖器的两个工作位置中，第二个位置即图 d③所示位置距第一个压辊 58 较远。因此，当盖舌 88 从辊 52 与 58 之间 66 处向左自然伸出时，其位置 88'（图中双点划线）距开盖器的凸出端 70' 较远，确保不会与凸出端相顶（干涉）。另一个特点是图 d②所示信封底边 86' 向左伸出与开盖器接触时，接触角较小（伸出运动方向与接触点切线方向夹角小），运动比较“圆顺”。这两个特点使改进型较适合于高速操作的机器，开盖操作比较可靠。

然而，该型有一重大缺陷，即构件质量过大，惯性大，不适合于高速操作。

改进型之二——根据美国专利 4813209。

本设计继承了图 d 开盖操作可靠的目标，同时减小了构件的惯性。

图 e②表示其结构。它仍采用一主二辅三个辊 52、58、60，同时增加导向构件 66，与开盖器 108 用六杆机构连接。六杆机构的构成为机架、开盖器 108，连杆 88、摇杆 78、连杆 74、导向器 66。其中，开盖器 108 铰接于机架上的轴 64，并与连杆 88 铰接于销 86；摇杆 78 与机架铰接于销 79，与两连杆 88 及 74 分别铰接于销 90 及 76；导向件 66 铰接于机架上的轴 62，并与连杆 74 铰接于销 72。导向件 66 确保信封 13 的底边在

远离两辊 52、58 之间 58' 处时仍能圆滑地接触开盖器。图 c① 表示信封 13 的盖舌 92 到达开盖区域时，导向件 66 让开盖舌的行进空间，使盖舌 92 能在位置 92' 处自然伸出，确保顺利开盖。开盖器的摆动范围由挡铁 100 及 102 限定（注意对比图 b 导向面 154 固定不动，不能让开）。

直移型之一——根据美国专利 2183214。

将信封围绕送进辊转动变为沿平台面直移送进，开盖器的形状及其功能运动可以移植采用基本型的设计，不作原则上的变动。图 f 信封 6 从右端储存处逐个送出，经过一对辊子 19 及 20，略向上翘进入开盖器空间。在信封尚未接触开盖器 21 时，开盖器的位置为图 f② 逆时针转动  $50^\circ \sim 60^\circ$  位置。信封底边通过后，开盖器呈图 f③ 位置。图 f④ 表示盖舌 7 被开启的状态。

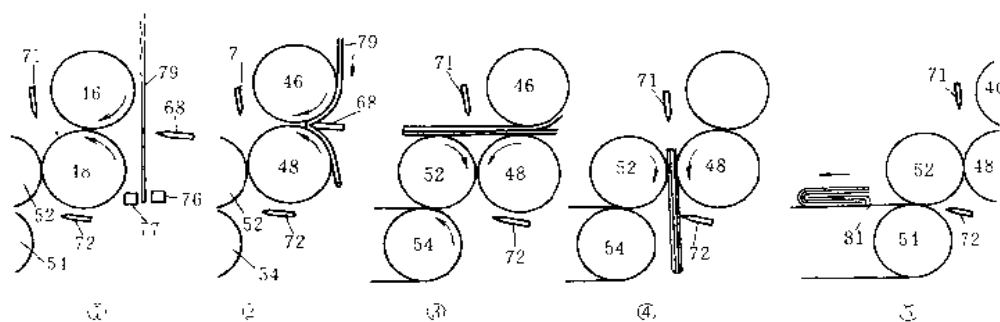
直移型之二——根据美国专利 5511357。

图 g 所示开盖器 44 的实线轮廓为信封 E 尚未到达时开盖器的位置，双点划线轮廓为信封底边从左向右通过开盖器空间时开盖器的位置。两个位置的开盖工作面分别为 44A 及 44A'，弯曲部分分别为 44B 及 44B'。销轴 44C 为开盖器的支承点。当操作速度不太快时，开盖器可以不加弹簧，由开盖器弯曲部的自重使它倾向于保持实线轮廓位置。

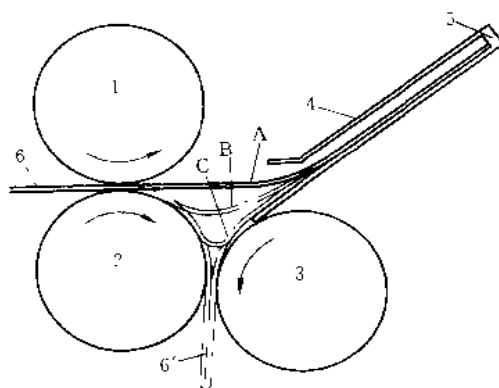
说明——开盖机构基本型出现至今已超过 20 年，但 90 年代专利中图 b 仍继续采用，并有图 c 的较新细节变型。80 年代的两种改进型图 d 及图 e 后来并未见到发展完善及引用，可见基本型虽有不足之处，却很实用，包括用于直移场合。两种改进型所反映的设计问题，在采用基本型时应予注意，尤应在尺度设计中对影响构件功能运动规律及性能的尺寸和角度细加斟酌。

### 1.23.2 纸页折叠机构

信封制作机、纸袋制作机等自动或半自动机械都涉及纸页折叠操作的机械化。装信机（将信函文件装入信封）也用到相同技术。

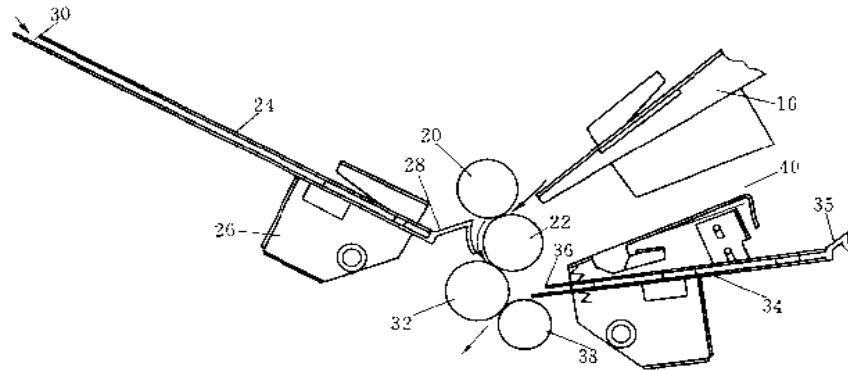


(a) 含往复运动构件的折叠机构

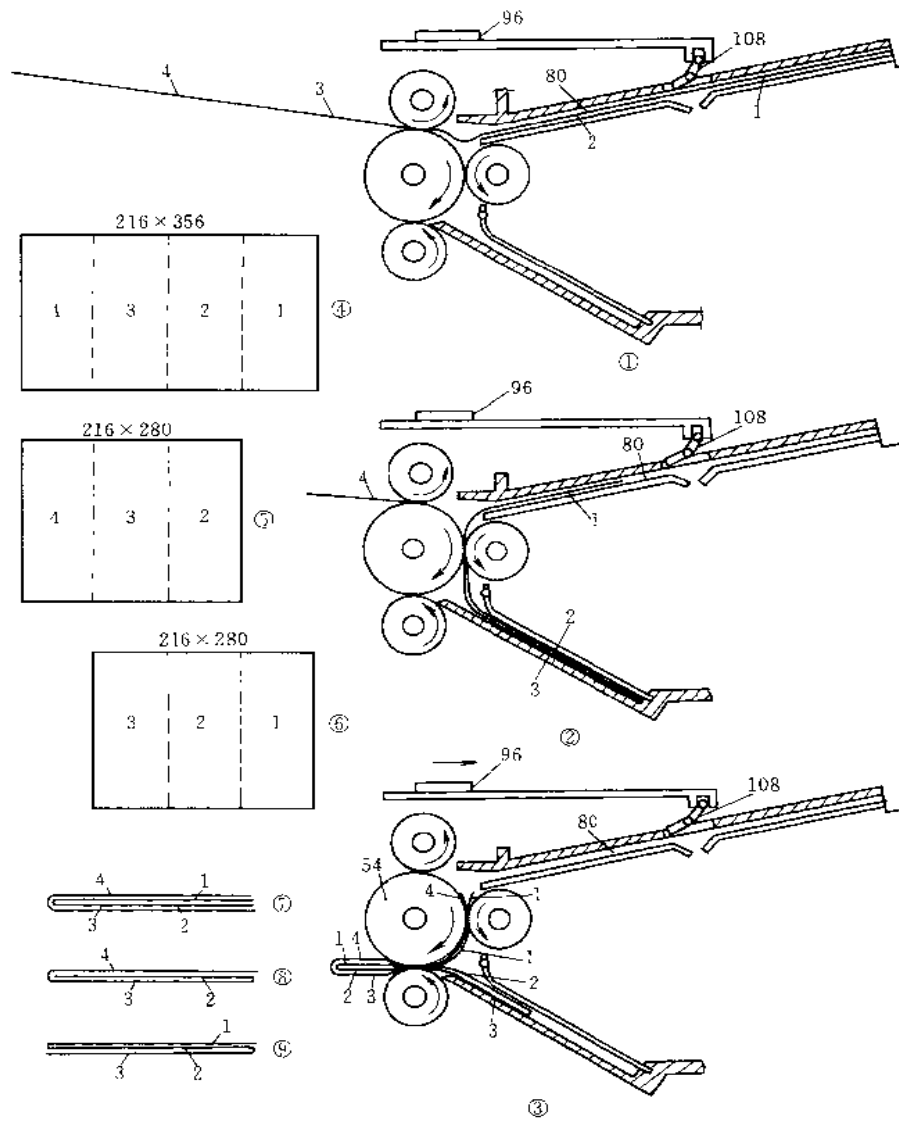


(b) 结构简单的折叠机构(原理示意)

图 2-2-189 纸页折叠机构 (a)、(b)



(c) 文件二次折叠机构



(d) 折叠

图 2-2-189 纸页折叠机构 (c)、(d)

图 2-2-189a 是构思简单而结构不简单的折叠机构, 参考美国专利 4909779。工件 79 垂直向下送进到位时, 传感器 76、76 发讯, 适当机构按指令使构件 68 向左移动, 将工件送入辊子 46 与 48 之间进行一次折叠, 见图 a①及②。依此类推, 一次折叠好的工件由构件 71 按指令运动推入辊子 48 与 52 之间进行第二次折叠, 见图 a③及④。同样, 可进行第三次折叠, 见图 a⑤。

图 b 表示一种技术上久经运用非常成熟的一种折叠机构的工作原理。它有三个辊子 1、2 及 3, 组成一个一次折叠单元, 另含一个滑槽 4, 槽底有定位挡铁 5。纸页 6 在辊 1 与 2 之间从左向右送进, 在滑槽内接触挡铁后纸页自行弓形弯曲。纸页继续送进, 弯曲形状如 A、B、C 各轮廓线所示, 逐渐接近辊子 2 及 3。最后, 辊子 2 与 3 夹取纸页, 形成折痕, 双层向下送出, 成为一次折叠的纸页 6'。此机构无一往复运动构件, 不必配置往复运动机构, 不必在送进与折叠两动作之间安排程序控制环节如传感器等, 构思相当巧妙。

图 c 为图 b 机构的一种应用, 根据英国专利 2227234。

纸页文件从送件器 16 逐页送出 (送件机构略), 进入辊子 20、22 之间, 经导向器 28 导向进入辊子 22、32 之间, 向右下方进入滑槽 34, 然后由辊子 32、38 折叠后向左下方送出。这是图 c 机构的第 一种功能。

将滑槽 24 换向安装, 令导向器 28 在左上方, 开口 30 在右下方。纸页文件通过辊子 20、22 后进入滑槽 24, 自行弓形进入辊子 22、32 之间, 进行一次折叠, 再经过滑槽 34 及辊子 32、38 进行二次折叠, 这是图 c 机构的第二种功能。

在上述一次折叠或二次折叠过程中, 人工在送件台 40 处加入另一页文件, 则可在辊子 32、38 进行折叠时中间插入一页文件, 形成一折页夹一插页的文件组合。为了便于人工配合, 机器应布置适当传感器和信息指示, 机器先停机等待人工送插页, 人工送好插页后机器自动继续运行。这是半自动操作, 是图 c 机构的第三种功能。

若将滑槽 34 也换向安装, 令导向器 35 处于工作位置, 则文件经滑槽 24 及辊子 22、32 一次折叠后由导向器 35 导向辊子 32、38, 不进行二次折叠, 向左下方送出, 这是图 c 机构的第四种功能。

滑槽 24、辊子 22、32 的折叠结果与滑槽 34、辊子 32、38 的结果不同, 区别在折叠时文件上面向内或下面向内。同时, 两滑槽长度不同, 折叠尺寸调节范围有区别。

图 d 为图 b 机构的另一种应用, 根据美国专利 4619101。

图 d 机构可用于折叠两种尺寸的纸页, 形成三种不同折叠形式。图 d①、②、③表示折叠过程。尺寸为  $216 \times 356$  的纸页折成图 d⑦所示形式。整页纸可视作分为四部分, 如图 d④所示, 各部分在折叠后的位置见图 d⑦。尺寸为  $216 \times 280$  的纸页, 视作分为 3 部分, 见图 d⑤, 则送入图 d 机构后折成图 d⑧所示形式。它实际上是图 d④所示纸页短缺第 4 部分折叠的结果。这种折叠形式可称为 Z 形折叠。将机构的拨钮 96 向左推, 使挡铁 108 限制纸页进入滑槽 80 的深度, 可视作折叠时不存在第 1 部分。如此调整的机构, 送入  $216 \times 280$  尺寸的纸页, 相当于只有第 2、3、4 部分的折叠形式, 即图 d⑤形状的纸页折成图 d⑨所示形式。有的资料称这种形式为标准折叠。

通过简单的挡铁拨钮调整, 可以实现两种纸三种折叠形式, 这是图 d 机构的功能。

### 1.23.3 文件汇集机构

本机构从多种文件中各取一页按顺序叠置后送出。根据美国专利 4169341。

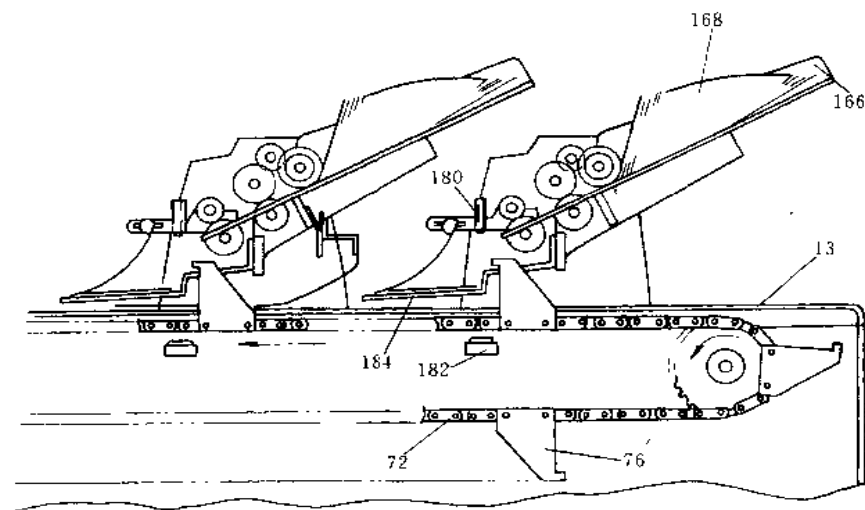


图 2-2-190 文件汇集机构

如图 2-2-190 所示, 在纵长工作台面 13 上排列若干文件供给架, 图中仅示出两个供给架。文件 168 放在各供给架的斜槽 166 内, 每个供给架放置一种文件。供件辊将文件逐页送到平板 184 上。

工作台面 13 上有一对纵向平行槽。一对链条 72 上等距布置的推爪 76 穿过台面槽向上伸出。平板 184 也有纵向槽, 允许推爪通过。推爪 76 从右向左运动, 将平板上的文件推到台面上, 随爪向左移动。各架上的文件按排列顺序依次叠置, 在左端成叠送出。

每个供件架有发光元件 180, 对应的为发讯器 182, 用于本机构与其他机构联动的自动控制。

本专利公布于 1979 年, 至今仍在应用, 技术成熟可靠。

## 1.24 燃油喷枪的卸荷阀

本阀防止燃油喷枪的喷嘴在不工作时溢油污染环境。根据美国专利 5368068。

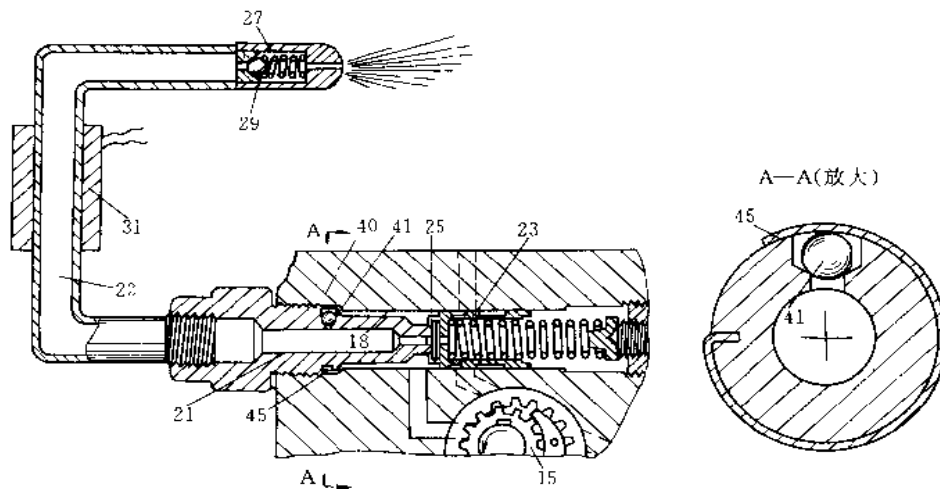


图 2-2-191 燃油喷枪及其卸荷阀

如图 2-2-191 所示, 燃油喷枪以泵 15 经油腔 18、压力阀启闭件 25、管道 21、22 向喷嘴 27 送油。管道 22 处有预热器 31, 喷嘴 27 有单向阀 29。当油腔 18 压力超过压力阀的控制压力时, 启闭件 25 方能开启; 当管道 22 内压力超过单向阀的控制压力时, 喷嘴 27 方能喷油燃烧。

但是, 上述机构在实际工作中存在溢油问题。当喷枪停止工作, 油泵 15 停歇时, 由于预热器 31 的余热及喷嘴的残留高温继续对管道内的燃油加热, 管道内的余油有可能膨胀增压超过单向阀的控制压力, 使喷嘴溢油污染环境。

为此, 有必要在管道处设置卸荷阀, 其性能要求是:

(1) 喷枪停歇时, 管道内压力只要达到适当值  $p_1$  ( $p_1 <$  喷嘴单向阀控制压力  $p_0$ ) 就使卸荷阀开启, 以免溢油。

(2) 喷枪工作时, 管道内压力即使超过  $p_1$  达到  $p_0$  仍不能使卸荷阀开启, 以免影响喷枪工作。

这两个要求有矛盾之处。

本卸荷阀 40 设计的关键是利用上述两条件的工作状态差异, 将卸荷阀 40 设置在管道 21 的管壁, 卸荷口通向油腔 18。它由球珠 41 及弹性片 45 组成。在喷枪工作时, 油腔 18 压力高, 至少不低于管道 21 内的压力, 所以卸荷阀不难保持关闭状态。喷枪停歇时, 油腔 18 压力很低, 所以管道内压力稍高就能使卸荷阀开启。

## 1.25 偏心活动连杆剪切机

图 2-2-192 所示剪切机的主要特点：(1) 连杆与上刀台的接合与脱开是利用快速动作气缸操作的，所以操作速度快，有效剪切次数多。(2) 增大了刀片之间的最大开口度。在剪切机上装有一套上刀台快速升降与平衡机构。

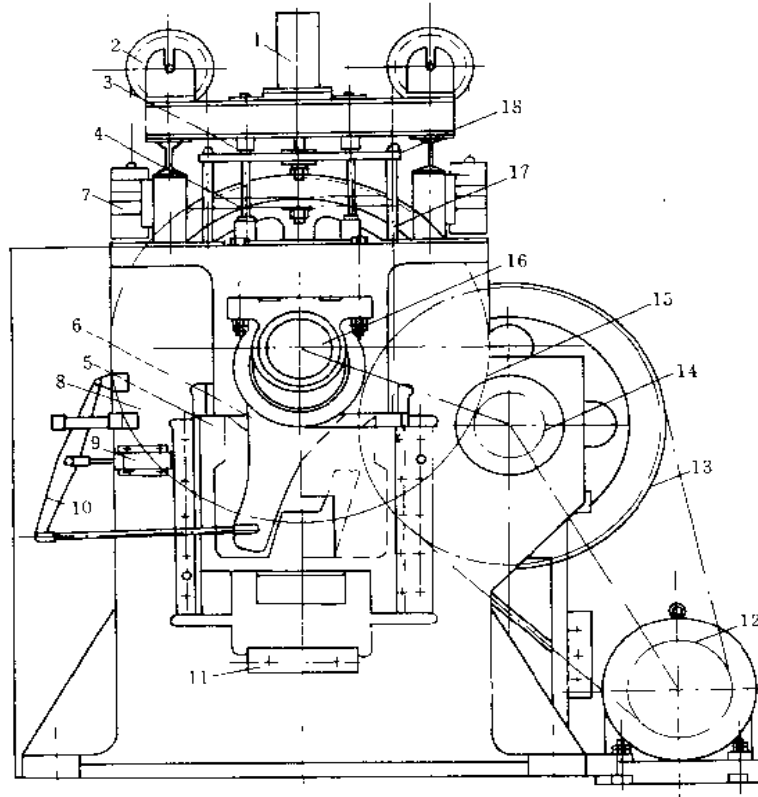


图 2-2-192 1.6MN (160t) 偏心活动连杆剪切机

1—升降气缸；2—链轮；3、4—缓冲弹簧；5—平衡重；6—活动连杆；7—上刀台；8—机架；9—离合气缸；  
10—杠杆；11—下刀台；12、13—皮带轮；14、15—齿轮；16—偏心轴；17—吊杆；18—平衡吊架

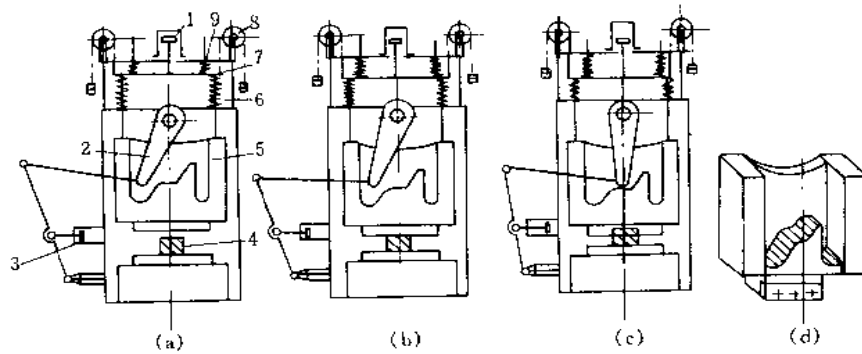


图 2-2-193 活动连杆剪切机剪切过程示意图

(a) 不剪切时；(b) 上刀台下降准备剪切；(c) 活动连杆推入进行剪切；(d) 上刀台形状  
1—升降气缸；2—链轮；3—机架；4—平衡重；5—上刀台；6—缓冲弹簧；7—平衡吊架；8—链轮

图 2-2-193 表示该剪切机的剪切过程与上刀台的形状。不剪切时, 上刀台 5 由气缸 1 提升至最高位置, 气缸 3 将活动连杆拉至上刀台的凹槽内使连杆与上刀台脱开, 此时偏心轴转动使活动连杆在刀台凹槽内摆动, 而上刀台仍停留在最高位置不上下运动; 剪切时, 气缸 1 使上刀台 5 快速下降并压住钢坯, 与此同时气缸 3 将连杆 2 推入刀台的凸台上, 使活动连杆与刀台接触, 在偏心轴带动下进行剪切。剪切完毕后上刀台在气缸 1 的作用下又升至最高位置等待下一次剪切。

### 1.26 机械手与回转台的组合方式

将机械手布置在回转工作台的中央, 有利于简化机械手的运动和控制, 并可明显减小设备占用空间。根据美国专利 5083070。

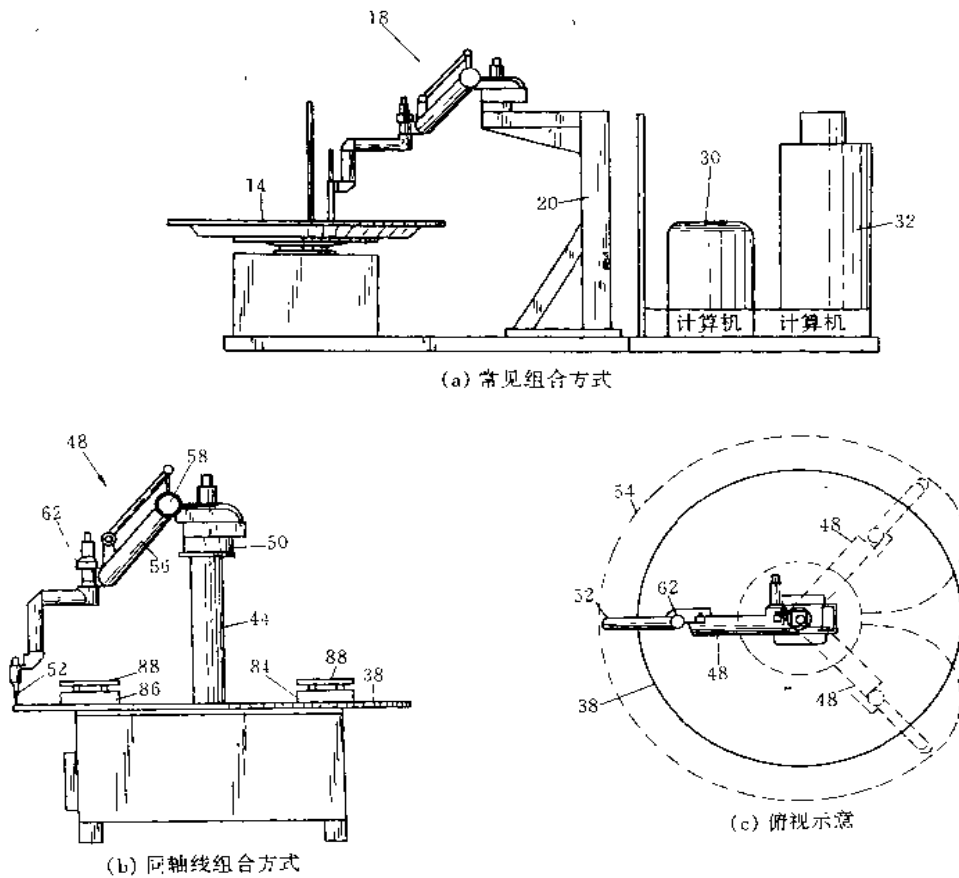


图 2-2-194 机械手与回转台的组合方式

图 2-2-194a 为一种常见的组合方式。回转工作台 14 上安装工件。工作台回转转位, 工件通过装、卸、夹紧、松开、加工等位置或区域。支架 20 上安装机械手 18, 它夹持工具 28 进行操作, 如钻孔或焊接。

图 b 将机械手 48 布置在工作台 38 上。机械手的第一臂 56 水平摆动的轴线与工作台 38 的回转轴重合。臂 56 在俯视平面内的水平摆动由套 50 在立柱 44 上的转动来实现。机械手的其余运动环节及结构, 包括电机 58、62 等, 均按实际应用场合决定, 与基本的组合方式无关。

工作台上布置工件夹具 86, 其上有工件 88。工作台转动  $360^\circ$ 。

机械手 48 夹持工具或刀具 52。机械手的套 50 转动  $300^\circ$  左右, 工具 52 的运动范围见图 c 范围边界线 54。工作台与机械手的运动控制用同一原始计算机软件实现。

由于机械手的第一臂 56 与工作台 38 绕同一轴线转动, 因而容易跟随工作台上的工件的转位运动。实际上, 不仅在工作台转位停顿时机械手进行加工操作, 而且在工作台平稳的转位运动的过程中机械手



也进行加工操作。同轴线的组合方式使机械手跟随工件运动时，机械手运动的检测、反馈、控制、驱动都比较简单。同轴线组合有利于提高设备运行的速度、运动和定位的精度。

同轴线组合显然可以明显减少设备占用的空间。

同轴线组合有不少优点，却未对设备本身的结构、性能提出额外的附加要求，其构思有独到之处。

## 1.27 船舶螺旋桨自调距机构

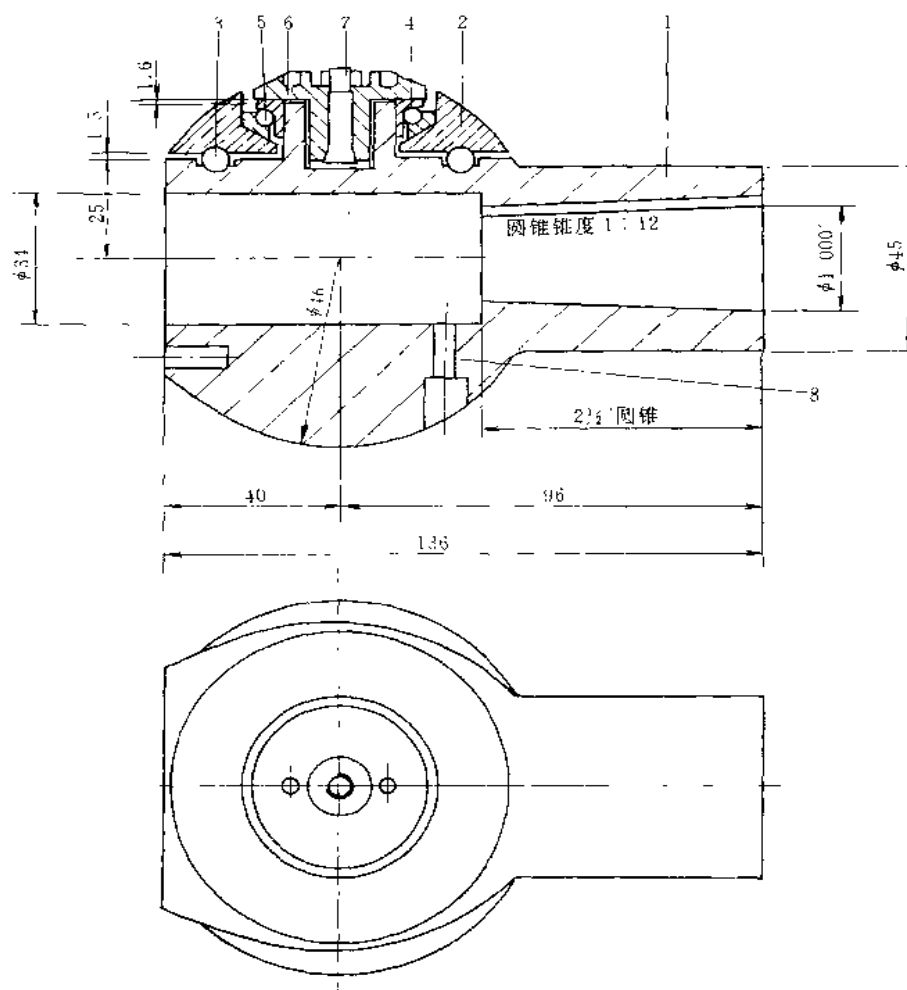


图 2-2-195 船舶螺旋桨自调距机构

1—桨毂；2—桨叶；3—6mm 直径滚珠轴承；4—滚珠轴承内座圈；5—4mm 直径滚珠轴承；6—轴承挡；7—锁紧螺母；8—锁紧螺孔

靠螺旋桨自身的动力，根据其负荷、速度等而自动取最佳桨叶螺距位置的螺旋桨（图 2-2-195），其桨叶与根部的旋转中心偏移一距离。当桨旋转时，桨叶自身质量产生的离心力与桨叶上的水动力分别使桨叶向相反方向偏转，这两个力达到的平衡点就是桨叶最佳螺距位置。

常规的定距螺旋桨偏离设计工况时，效率下降，特别在倒车工况时，性能不佳。而自调距螺旋桨桨叶可绕其轴线 360° 旋转。在各种工况均有良好的推进效率；桨轴停转时，桨叶自动顺流而使其阻力大大下降；倒车航行时，桨叶与正车时外形相同，仅叶面取相反的方向，故轴反转时桨的效率与正车相同，该桨可使船舶很快停船。对于在拥挤或狭窄航道中航行的船舶采用这种桨有很好地控制船舶操纵运动的能力。与机械式液压控制调距桨相比，本桨机构简单，成本低，没有机械调距产生大阻力的缺点。

## 1.28 三向倾卸铲斗机构

图 2-2-196 为轮式装载机的三向倾卸铲斗机构。它利用油缸与控制阀的组合结构, 和一倾卸油缸驱动,

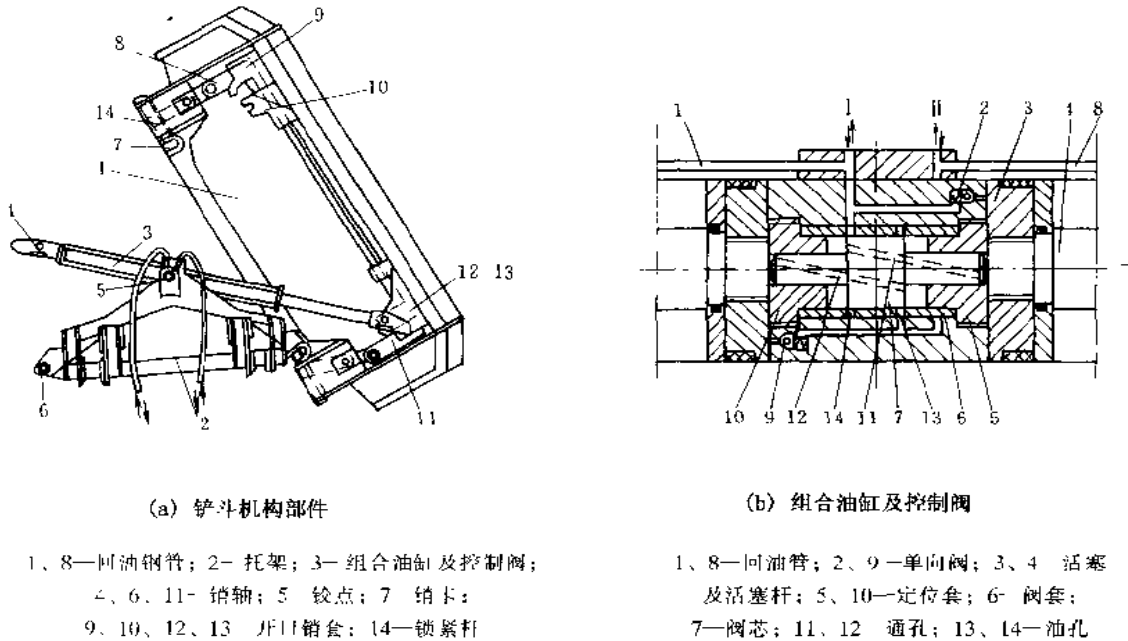


图 2-2-196 三向倾卸铲斗机构

可实现前、左、右三个方向的倾卸。组合油缸及控制阀是由一个组合控制阀连接的背靠背的两缸一体结构。它的中部铰接于托架上, 缸体可绕铰点与旋转。铲斗欲向右倾卸时, 则右侧油缸动作; 铲斗欲向左倾卸时, 左侧油缸动作; 铲斗向前倾卸时, 组合油缸及托架与铲斗一体, 由倾卸油缸驱动。

这种结构的优点是可以大大缩短装载机的工作周期, 并使整机行驶距离最短, 减少了轮胎磨损。而且, 因车体不用转向即可卸料, 更适用于隧道施工或各种仓库等狭窄地段作业, 避免了因场地所限而带来的工作困难。

## 1.29 手摇绞车的手摇机构

图 2-2-197 所示为手摇绞车的手摇机构, 主要由手柄 24、轴 34、制动盘 23、棘轮 22、棘爪 44、制动盘 28 和键 29 组成。

轴 34 与制动盘 28 通过键 29 相连接。轴 34 与制动盘 23 通过梯形螺纹相连接。制动盘 23 与手柄 24 通过方榫相连接。

卷筒 6 通过卷绕在它上面的钢索, 升、降悬挂在钢索上的重物。

当要提升重物时, 应顺时针方向转动手柄 24, 由于梯形螺纹的作用, 其时制动盘 23 将棘轮 22 紧压在制动盘 28 上。由于摩擦力的作用, 作用在手柄 24 上的力, 通过两对减速齿轮后 (力增大了), 传动卷筒 6, 将重物提升。

当要下降重物时, 可逆时针方向转动手柄 24, 这时重物即能跟随手柄 24 的转动, 平稳下降。因为当手柄 24 沿逆时针方向一转动, 在梯形螺纹的作用下, 制动盘 23 便松开了, 摩擦力即消失, 重物便立即下降, 带动轴 34 作逆时针方向转动。还是在梯形螺纹的作用下, 使两个制动盘和棘轮 22 重新处于压紧状态, 形成一体。在棘爪 44 的作用下, 重物的下降即被制止。故重物只能跟随手柄 24 的逆时针方向转动而平稳下降。

当停止转动手柄 24 时, 重物由于棘爪 44 的作用, 也停止下降。但这时必须继续握住手柄 24, 以使制动盘与棘轮 22 之间产生足够的摩擦力。

本手摇绞车的手摇机构的工作原理, 对升降重物的各种手摇绞车来讲, 是普遍适用的。例如, 在育升飞

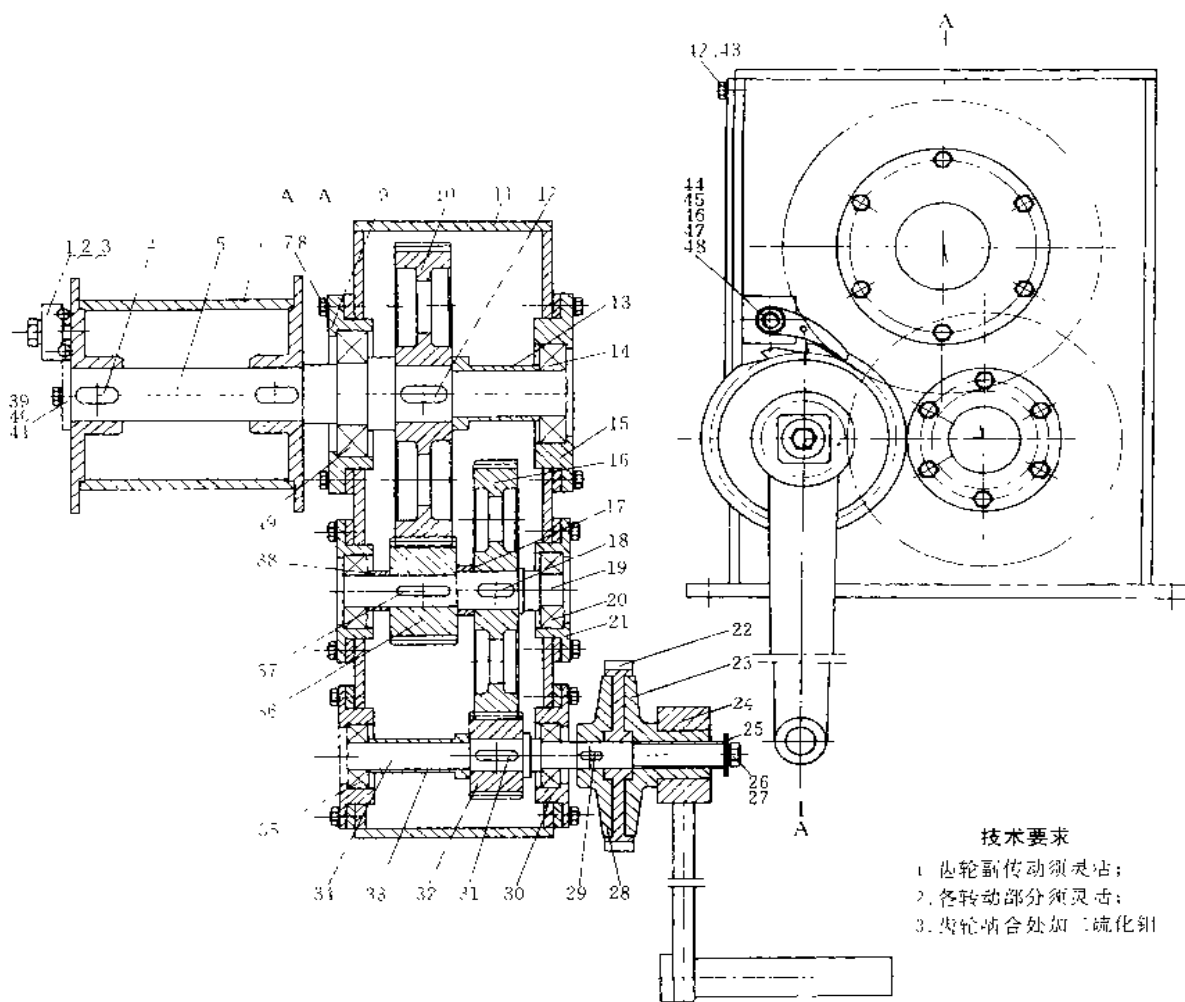


图 2-2-197 手摇绞车的手摇机构

- 1、7、26、40、42—螺栓；2、8、27、41、43—垫圈；3—压板；4、12、18、29、31、37 键；5—卷筒轴；6—卷筒；9、15、21、30—端盖；10、16、32、36 齿轮；11—箱体；13、17、25、33 38、39 挡圈；14、20、35、49—轴承；19—中间轴；22—棘轮；23—制动盘；24—手柄；28—制动盘；34—轴；44—棘爪；45—棘爪轴；46—扭簧；47、48—螺母

机加油装置的投掷装置上和在军舰的手摇扬弹机上，均使用这种手摇机构。

### 1.30 能爬楼梯的轮椅

图 2-2-198 是一种以电池为动力的微电脑控制的车 (ACCESS)。它不仅可以在平坦的地面行走，而且可以穿越崎岖不平的户外地形，可以爬楼梯。它的双坦克履带和铝框座椅与全地形车辆相似。

装在扶手上的操纵杆既控制车速又控制方向，速度与操纵杆的位移成比例。超声传感器和位置传感器的组合判断楼梯的形状并提供障碍回避信息。ACCESS 采取最安全设计，因此对故障总能自动保险，防止驾车者在危险情况下受伤。

ACCESS 灵活性关键在于它的两种行进模式——车轮式行进和履带式行进。车轮式行进酷似传统电动轮椅的行进。在平坦的地面，510lb 重的 ACCESS 可以以每小时 6mi 的速度（常速）走 12mi。在室内使用时，使用者可以选择低档，把最高时速穿至每小时 3mi。

使用者可以把座椅的高度和倾斜度调整到最舒适最方便的程度。在正常水平位置，座椅约离地面 22in，它可以被垂直提升 6in。可以在向前 4° 和向后 42° 之间倾斜。为保持安全重心，如果座椅超过特定位置极限，ACCESS 本身将限制最高速度。或者如果地形坡度超过 11° 时，它制止所有运动。

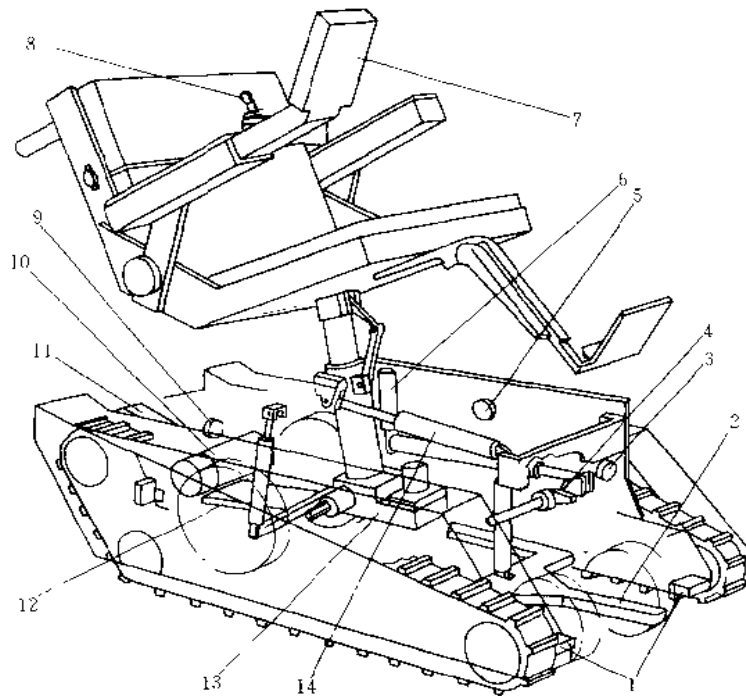


图 2-2-198 能爬楼梯的轮椅

- 1—前声纳；2—前液压装置；3—纵向倾斜仪；4—履带升降机构；5—纵向倾斜仪；6—履带致动器；  
7—指令模块；8—操纵杆；9—后声纳；10—直流驱动电动机和变速箱；11—履带变速箱；  
12—后液压装置；13—座椅升降机构；14—座椅倾斜致动器

驱动电动机执行的反馈制动在节约能量时放慢轮椅速度。不过，如果部分系统失灵或轮椅能量耗尽，在每个驱动电动机上的电磁盘制动器将自动把轮椅安全地保持在任意位置上。

ACCESS 系统的中心是它的履带而不是它的车轮。通过在轮椅的交互控制板上选择“TRK（履带）”，使用者可以起动（或关闭）履带系统。两个线性致动器被一台直流电动机驱动，放下椅子两侧的履带装置，收起车轮系统。在履带锁定前后，在每个过程信号末端，限制系统起作用。如果一侧履带没锁定或过程超过规定时间限制，安全检查就会阻止轮椅动作。

履带放下后，ACCESS 可以以每小时 0.4mi 的稳定速度上下 36° 之陡的楼梯。两个功率 50ft·bl 的直流电动机可以在车轮模式时传送即时推进力，现在通过多台变速箱驱动，在上下楼梯时产生 6000ft·bl 的最大力矩。凯夫拉材料增强橡胶块传动带的张力，防止在 ACCESS 最用力的时候（原地转向）拉长和松弛。

四个超声传感器（两个在前，两个在后）构成了履带式行进时用的超声测距系统。前面的传感器探测台阶、洞和楼梯边缘等陡坡。它们还在下楼前提供楼梯角度信息。后面的传感器与前面的不同，指向两个不同方向，一个与水平成 48° 角，另一个与水平成 10° 角。在爬楼之初倾角变化时，这两个传感器可以精确辨认台阶形状。

### 1.31 提高柴油机功率

随着时代的进步，人们对柴油机功率的要求也不断提高。从公式  $N_e = \frac{R_e V_h i n}{300 \tau}$  可看出，提高柴油机功率的方法有：变四冲程柴油机（ $\tau=4$ ）为二冲程柴油机（ $\tau=2$ ，图 2-2-199a 为二冲程柴油机示意图；增加柴油机的工作容积  $V_h$ （即增大缸径  $d$  活行程  $S$ ）；采用多缸柴油机以增加缸数  $i$ ；提高柴油机转速  $n$ ；提高柴油机的平均有效压力  $p_e$ 。二冲程柴油机由于某些技术上的问题未能广泛应用；由于受到负载限界尺寸及轴负荷的严格限制，进一步增大  $d$ 、 $S$  或  $i$  也存在着一定的困难；提高柴油机转速又受到柴油机工作过程恶

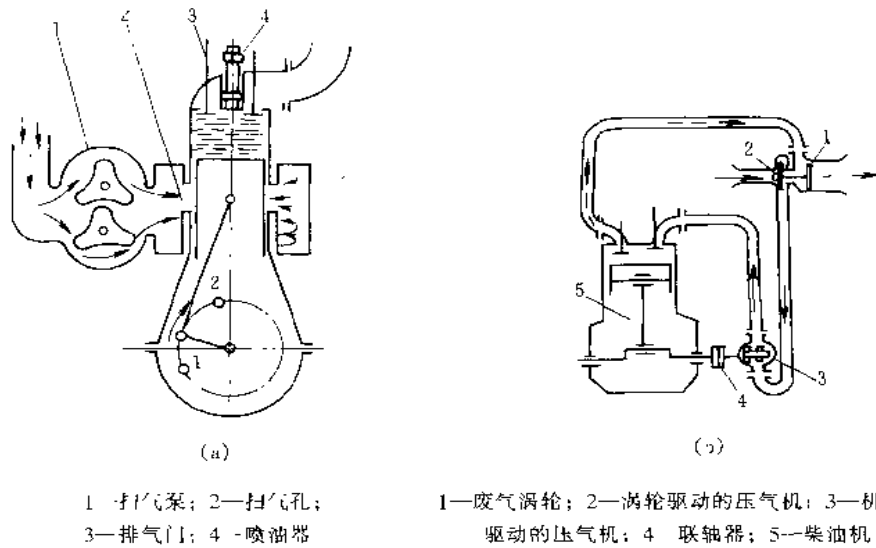


图 2-2-199 二冲程柴油机

化、机械负荷过分增大和磨损加剧的限制。因此，提高平均有效压力  $p_e$  是当前提高柴油机功率的主要方法。提高平均有效压力的主要途径是采用增压的办法，即增加进入气缸的空气密度  $\rho_{d1}$ 。从热力学中知道， $\rho_{d1} = \frac{p_{d1}}{RT_{d1}}$ 。因此柴油机增压（如图 2-2-199b 所示）就是采用压气机来提高进入气缸的空气压力  $p_{d1}$ ，以增加空气密度  $\rho_{d1}$ ，从而增加进入气缸的空气量。这样在气缸内可以燃烧较多的柴油，达到提高功率的目的。

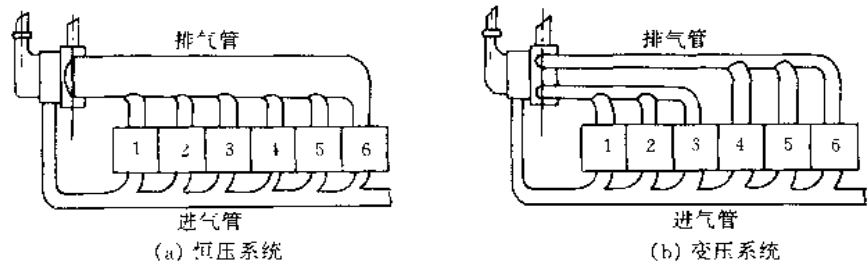


图 2-2-200 涡轮增压系统的两种基本型式

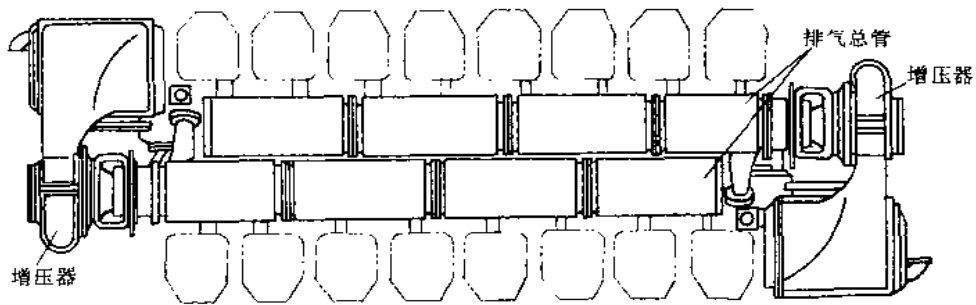


图 2-2-201 16V240/275ZJ 柴油机增压系统

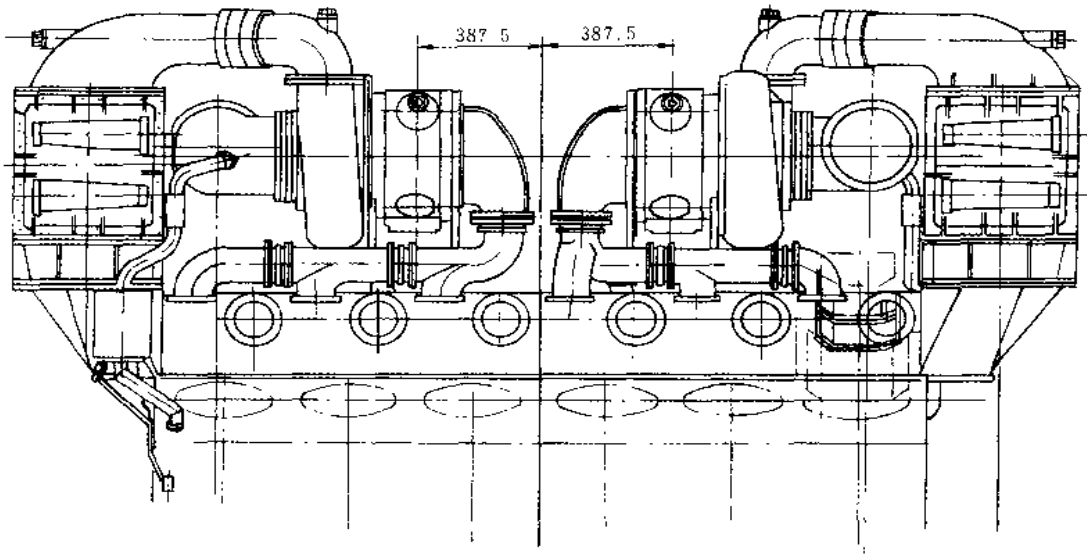


图 2-2-202 12V240/260ZJ 柴油机增压系统

在废气涡轮增压柴油机中, 废气能量的利用有两种形式: 恒压系统和变压系统 (图 2-2-200)。恒压系统是将柴油机所有气缸的排气管都连接于一根排气总管, 虽然各气缸的排气时间不同, 但由于排气总管的体积较大, 因而起到了稳压的作用, 使进入涡轮的废气压力基本上恒定。为了充分利用废气的能量, 变压系统将涡轮增压器尽量靠近气缸, 把排气管做得短而细, 并且每根排气管连接气缸的数目较少。这样在气缸开始排气后不久, 排气管内废气压力便迅速升高, 并接近于气缸内的压力; 由于在一根排气管内没有别的气缸同时排气, 故随着废气的流入涡轮, 排气管内和气缸内的压力迅速下降, 这样任何一个气缸排气都会引起排气管内压力的一次脉动, 也使得涡轮在进口压力有较大波动的情况下工作。变压系统正是利用这种波动达到更充分地利用柴油机废气能量的目的。在变压系统中, 排气的最初阶段缸内压力和排气管压力的压差很大, 因此节流损失也很大, 但是由于排气管压力很快上升, 节流损失也很快减少; 同时由于排气管截面较细, 排气管中气流速度也较高, 因而部分气流的动能也可以在涡轮中加以利用, 这样就使涡轮机的拥有能量增加。另外, 由于排气管内形成脉冲波, 排气前期排气管内压力较高, 使排气管中燃气排空很快, 后期管内压力下降得更低一些, 这有利于扫气过程的进行。

图 2-2-201 是国产 16V240/275ZJ 柴油机上采用的恒压增压系统示意图。左右两列气缸排气管的气流各通入一根较粗的总管中, 废气充分混合后进入涡轮。由于涡轮进口处有稳定的气流和不间断地供气, 因而在标定工况时, 涡轮机效率较好, 经济性好。但由于支管内气流速度能损失大及整个系统总容积过大, 因此, 当柴油机改变负荷时, 增压器反应迟缓, 加速性能差。此外, 由于排气压力高于进气压力, 因此当气门重叠时, 会产生废气倒流现象。

图 2-2-202 是国产 12V240/260ZJ 柴油机采用的变压增压系统图。该系统将三个发火间隔为  $240^\circ$  曲轴转角的气缸作为一组, 共分为四组, 每一组供一个涡轮进气口。这样既能保证各气缸的扫气不发生干扰, 又能对涡轮进行全供气。另外, 排气管体积小, 废气脉冲能量利用率较高, 当柴油机突然加载时, 增压器能迅速加速到一个较高的稳定转速, 因而柴油机加速度性能好。并且利用排气管中的压力降充分清扫了燃烧室内的残余废气。但与恒压增压系统相比, 变压增压系统的涡轮效率略有降低。

### 1.32 密集管道的支撑结构

密集布置的大量纵长平行管道需要可靠支撑。例如化学催化反应器, 在管道内有催化剂及反应物质, 在管道外有送热或散热的水、油或盐等介质循环流动。图 2-2-203 所示支撑结构力求减小介质流动的障碍, 留出充分流道空间, 同时尽量简单, 以便于制造和装配。根据美国专利 5366188。

图 a 为支撑板, 有如图所示异形孔洞。两块同样的孔板作为一组, 一块按图示位置, 另一块按镜像对称

于轴线 8 的位置 (即, 绕轴线 8 在空间中转动  $180^\circ$  的位置), 叠置投影得图 b 所示对管道 (虚线表示) 的支撑上作面轮廓。图 b 中虚实交替  $45^\circ$  斜线标志的区域 2a 为图 a 孔板的投影区, 单一实斜  $45^\circ$  线标志的区域 2b 为镜像孔板的投影区,  $30^\circ$  斜线区 2c 为两板投影重叠区。图中虚线圆为管道示意。

在使用时, 一组两板最好在纵向 (沿管道方向) 有一定间隔距离, 使大体上纵向流动的介质有较宽裕的流动空间。管道均有一定抗弯刚度, 两板间不大的间隔不会影响支撑的可靠性, 却足能大大减小对介质流动的障碍。当两板有间隔距离时, 每块板六边形大异形孔中管道之间的空间都是介质通道。作为对比, 若两板紧贴叠置, 则介质通道仅有图 b 所示麻点标志的区域 B, 面积非常有限。

支撑板的小圆孔 6 可以改为图 a 所示孔 A 形状, 介质流动状况可进一步改善。

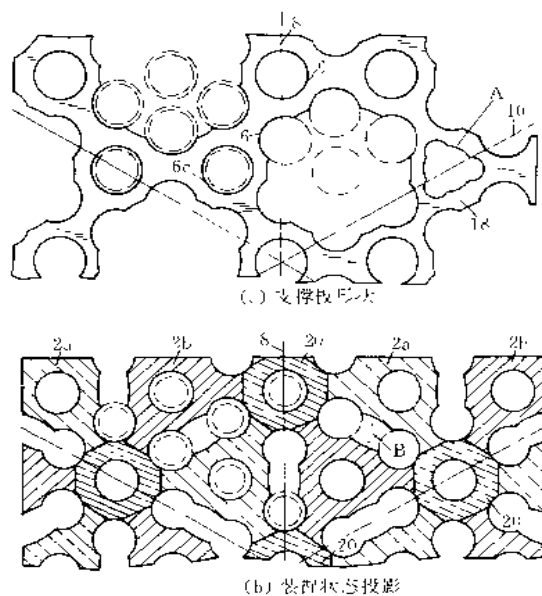


图 2-2-203 密集管道的支撑结构

## 2 创意性的结构设计

### 2.1 功能性

#### 2.1.1 力学功能

##### (1) 力的传递

力的传递是指该零部件足以传力为目的, 是作为力流经过的通道。在传力的过程中, 也必然同时承受载荷的作用。例如图 2-2-204 为刚性套筒联轴器。其主要零件是套筒 2 和平键 4、5。转矩 (和转动) 从输入轴 1 输入, 经平键 5、套筒 2、平键 4 后, 从输出轴 3 输出。因此平键和套筒就是具有这种传力功能的结构零件。

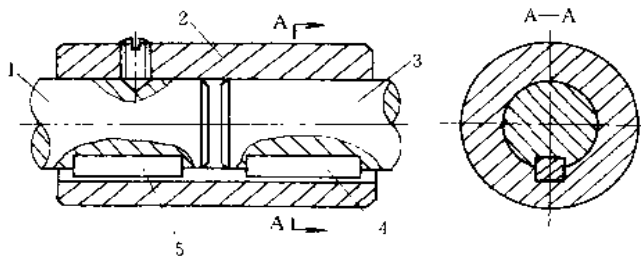


图 2-2-204 平键套筒联轴器

1—输入轴; 2—套筒; 3—输出轴; 4—平键; 5—平键

图 2-2-205 所示为龙门起重机龙门架的支腿。该支腿是典型的传力构件, 它将龙门起重机上的载荷 (物品荷重和自重) 经由它而全部传递给地面。

图 2-2-206 为圆锥齿轮减速器输入轴结构。不论输入轴瞬时旋转还是逆时针旋转, 小圆锥内齿轮轮齿上始终有一轴向力作用, 且作用方向与齿轮转向无关。轴向力总是从左指向右。其左侧向心球轴承内圈、轴、右侧向心球轴承内外圈及滚动体、凸缘式轴承端盖以及其上固定螺栓等也都是具有传力——轴向力功能的结构零部件。

四辊轧机轧制时, 工作辊 2 所受的轧制压力经支承辊 3 全部传给轧机机座, 支承辊是一典型的传力构件。如图 2-2-207 所示。

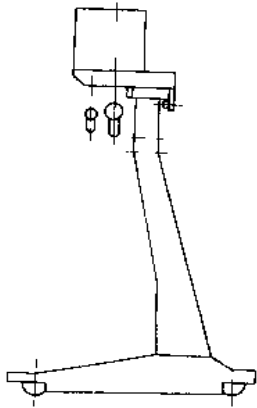


图 2-2-205 龙门起重机

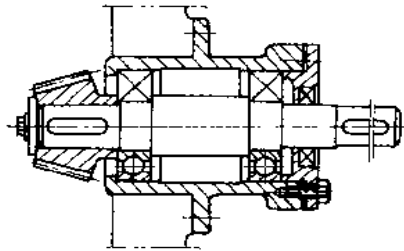


图 2-2-206 圆锥内轮减速器输入轴结构

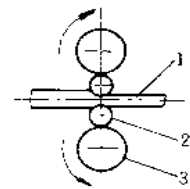


图 2-2-207 四辊轧机轧辊布置示意图  
1—轧件；2—工作辊；3—支承辊

(2) 承载功能

所谓承载功能是指构件具有以承受机械系统中的载荷为目的，对于某些机械系统其作用的外载荷最终是由系统中某个构件（一个零件或几个零件组成的部件）借助其自身的弹性变形来承受，载荷不再从该构件传出给其他外部构件。

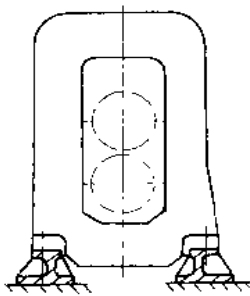


图 2-2-208 三辊轧机

具有闭式机架的三辊轧机（图 2-2-208）轧制轧件时，由于轧件产生塑性变形而产生变形抗力，使工作辊承受一轧制压力作用，该压力经轧辊（工作辊和支承辊）、轧辊轴承、压下螺丝和螺母以及下轧辊垫板等传力构件后，最后将轧制压力全部传给闭式机架来承受，而机架不再将该压力传出给外部其他构件。该轧制压力使机架产生弹性变形。可见，闭式机架就是一典型的承载构件。

具有开式机架的三辊轧机如图 2-2-209 所示。轧制时，不论是中、上辊轧制，或中、下辊轧制，轧辊上所受轧制压力将全部由机架本体、上盖和斜楔来承受。可见，这种开式机架的三辊轧机，其机架本体、上盖和斜楔所构成的封闭组合构件就是该机座系统中的承载构件。

图 2-2-210 所示为 9 辊矫直机。矫正辊辊距 500mm，辊颈 400mm，辊身长 2800mm。当被矫板材屈服极限为  $200\text{N}/\text{mm}^2$  时，允许矫正的板材最大厚度可达 60mm。其机座是由机架 4、立柱 9、上盖 10 和贯通式联接螺柱、螺母组成的。机架与上盖用贯通式螺柱螺母牢固地联接起来。矫直机工作时，被矫板材对矫正辊作用的矫正力经支承辊和轴承座等传力构件全部传递给机座组成零件——机架、上盖和联接螺柱等组成的封闭构件来承受。故这

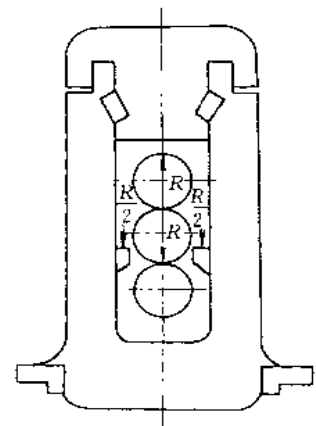


图 2-2-209 三辊轧机中、上辊轧制时的机架受力图



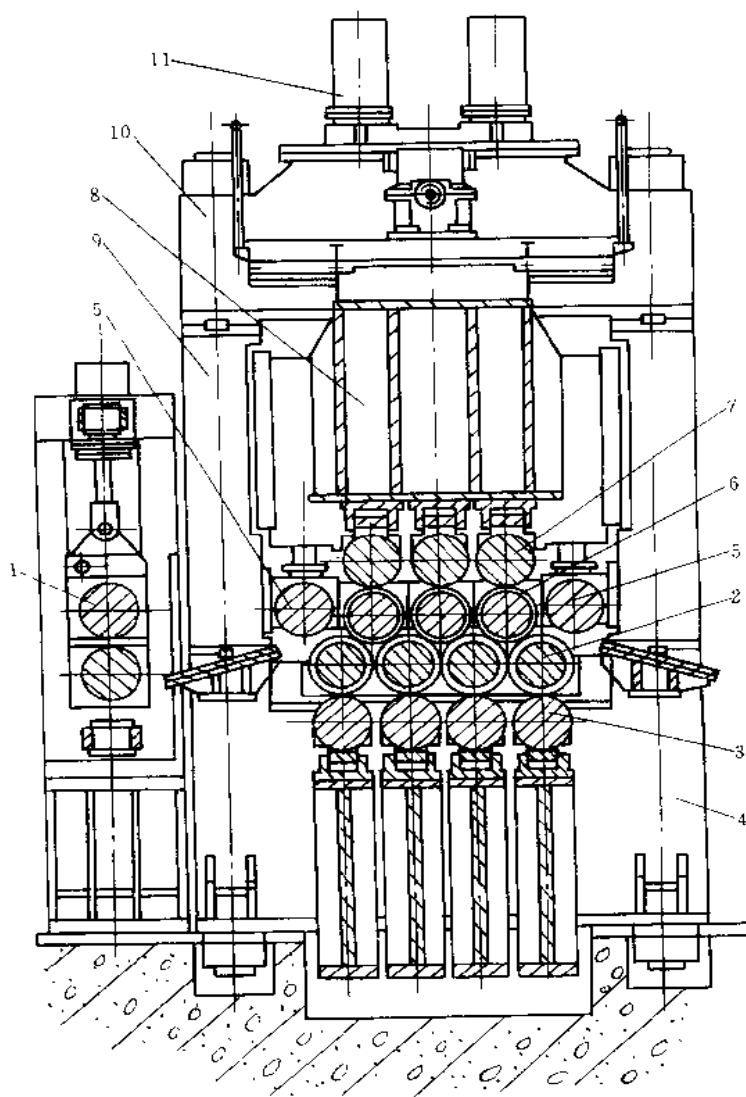


图 2-2-210 9 辊矫正机

- 1 送料辊；2—下矫正辊；3—下支承辊；4—机架；5—导辊；6—上矫正辊；  
7—上支承辊；8—活动横梁；9—立柱；10—上盖；11—压下装置

些零件便是 9 辊矫正机的承载构件。而立柱在这里主要是作活动横梁 8 上下移动时的导轨，起导向作用，不承受矫正力。矫正力传给机座后也不再向外传递。

图 2-2-211 所示为一台 11 辊钢板矫正机。该矫正机机架由左右两个闭式牌坊架 1、4 和一个上横梁 2 组成。矫正时，闭式牌坊架和横梁承受矫正力。它们是该系统中的承载构件。

图 2-2-212 所示为矫正辊在机架一侧悬臂布置的型材矫正机。矫正型材时，整体结构的机架 1 将承受全部矫正力。该机架为承载构件。

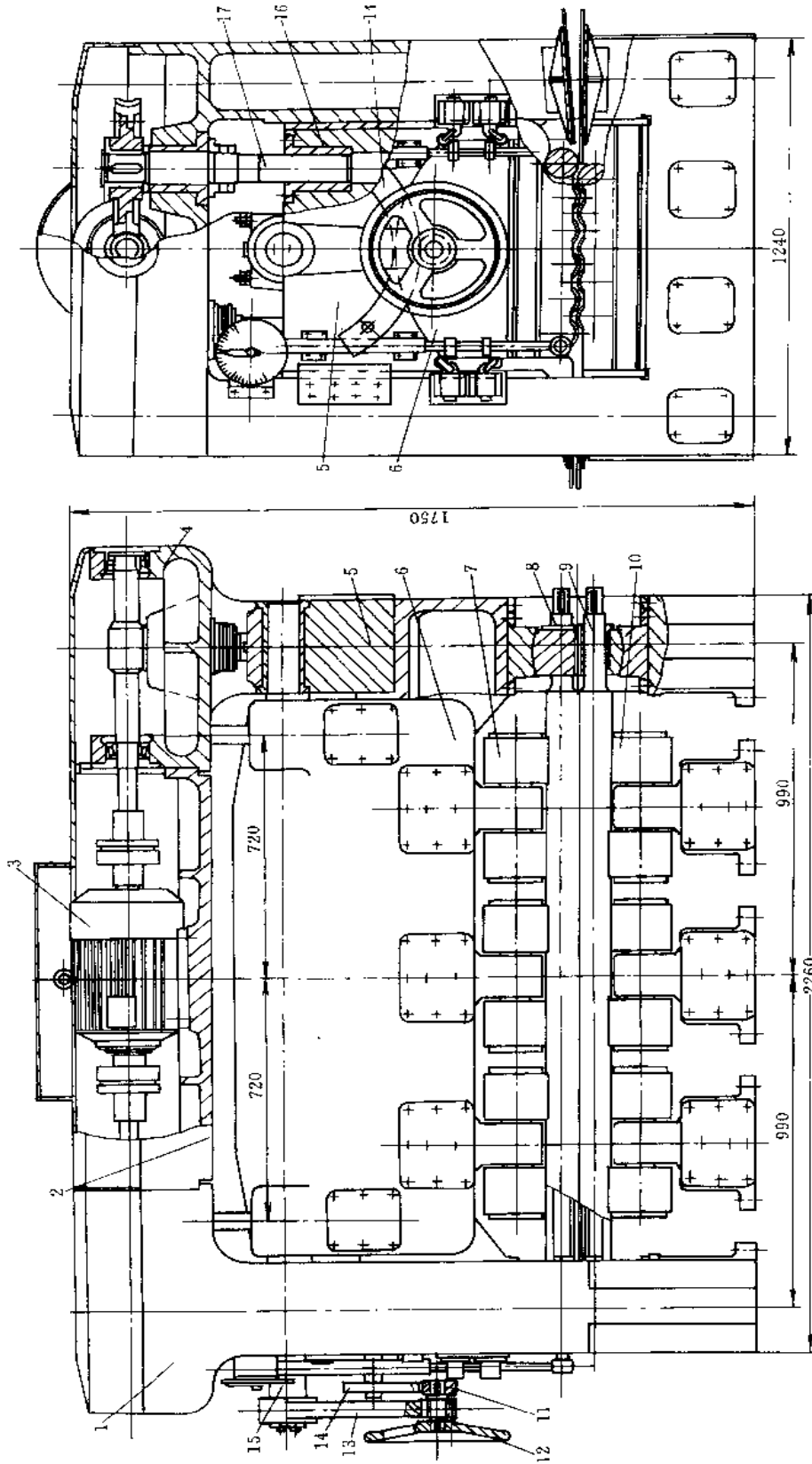


图 2-2.211 辊钢板矫正机

- 1、4—牌坊架；2—横梁；3—电动机；5—凹弧面移动滑座；6—凸弧面滑动横梁；7、10—支承轴；8、9—工作辊；11—小齿轮；  
12—手轮；13—连杆；14—扇形内轮；15—偏心轴；16—上压螺母；17—下压螺母

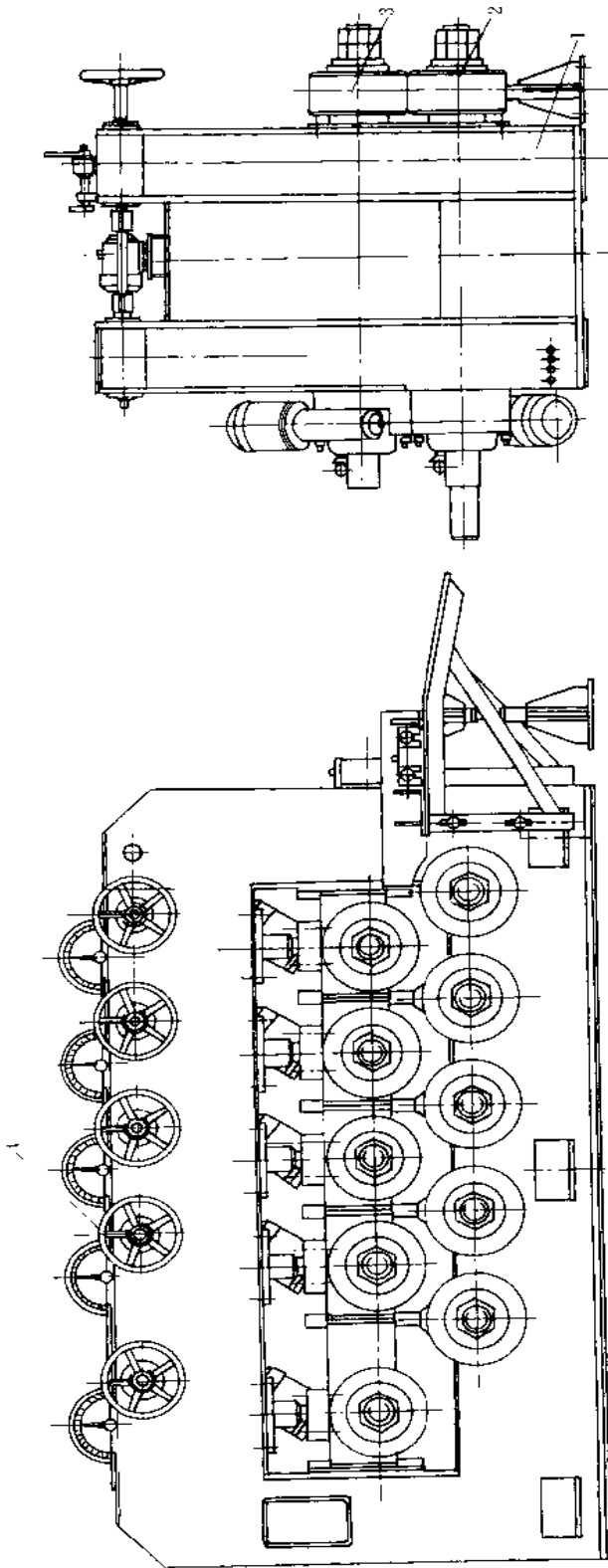


图 2-2 212 型材矫直机  
1—机架；2、3—矫直辊；4—压下调整装置

图 2-2-213 为电解极板作业线设备中的铜阳极板平整装置。

步进梁送来的阳极板，用整形机内的托板 1 托起，两侧副油缸（牵引油缸）2 将其快速推进，靠近靠板 5，将阳极板放在肩架 6 上，然后主油缸（压力油缸）3 施压，接着挂耳矫正油缸 7 施压，整形完毕。托板 1 再将阳极板托起，并在推出气缸 8 的帮助下脱离肩架 6，副油缸 2 带动阳极板后退，放到步进梁 1，横送到下一个工位。

板面整形采用卧式三支柱式压力机。主油缸为柱塞式，用三根支撑轴 9 和 10 将其和靠板 5 牢固地连接起来，安装在底座上。当主油缸和挂耳矫正油缸动作整形时，使阳极板产生弹塑性变形，其塑性变形抗力将作用在靠板 5 和压力板 4 上，经油缸柱塞和液压油的传递，最后，全部由三支柱式压力机左右机座、三根张力柱和螺母组成的封闭框架构件来承受。可见左、右机座、张力柱和螺母为其承载构件。

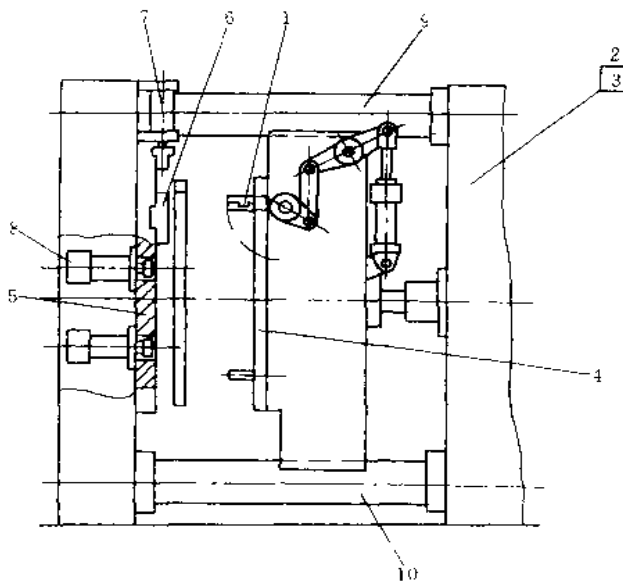


图 2-2-213 铜阳极板平整装置

- 1—托板；2—副油缸；3—主油缸；4—压力板；  
5—靠板；6—肩架；7—挂耳矫正油缸；  
8—推出气缸；9—上支撑（导向）轴；  
10—下支撑（导向）轴

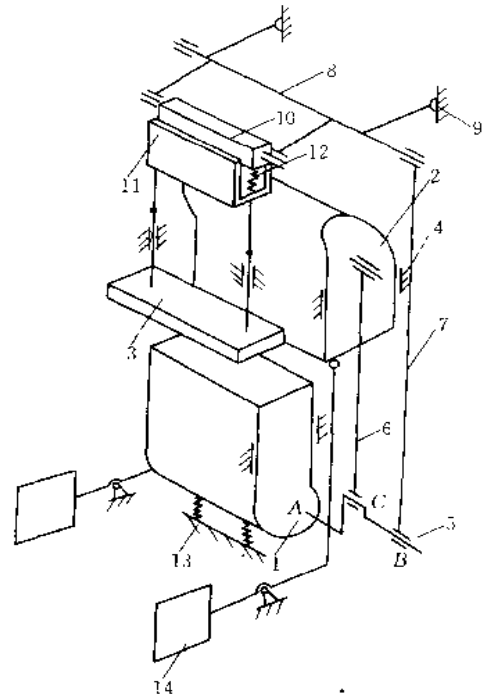


图 2-2-214 双偏心下驱动带机械联动压板剪切机

- 1—下刃台；2—上刃台；3—压板；4—机架；5—双  
偏心轴；6—大拉杆；7—小拉杆；8—压板材料；  
9—固定铰链；10—小方轴；11—压板连杆；  
12—压板缓冲弹簧；13—液压弹簧联合  
缓冲器；14—平衡吊锤

图 2-2-214 所示为双偏心下驱动、带机械驱动压板剪切机示意图。其剪切过程是：电动机启动后，压板 3 和上刃台 2 下移，直到压板压住钢坯；然后下刃台 1 和压板 3 夹着钢坯上移抬离辊道面进行剪切。剪切終了，下刃台 1 下降，上刃台 2 和压板 3 抬起，恢复到原始位置，等待下一次剪切。显然，剪切机剪切轧件时，剪切力由上、下刃台和连接上、下刃台的大拉杆 6 承受，机架 4 不承受剪切力，只承受由扭转产生的倾翻力矩。因此，上、下刃台和大拉杆构成的封闭框架为该机械系统中的承载构件，而机架不具有承载功能，但它具有传力功能。所以，在该剪切机系统中，机架不是承载构件而只是一传力构件。

## 2.1.2 运动学功能

运动学功能包括实现位移和轨迹、速度和加速度的要求，且其相互之间是紧密相连的。在机械系统中，运动学功能往往是通过一种基本机构或通过两种以上的基本机构生成的组合机构来实现的。组成该机构的各构件，必然为具有运动学功能的构件。

### (1) 实现位移

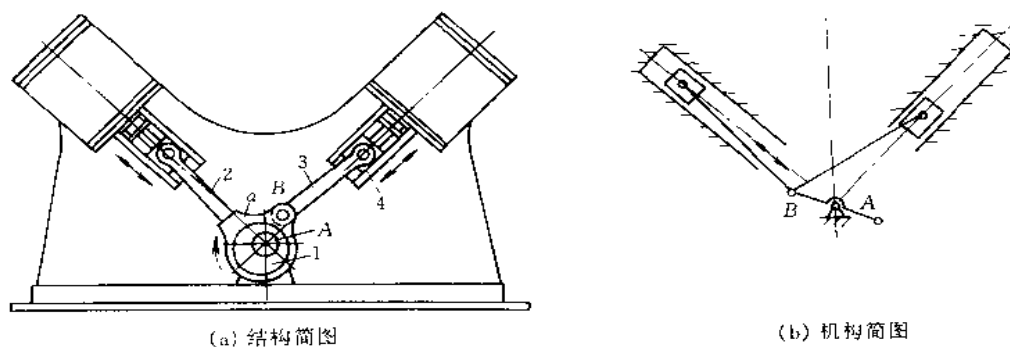


图 2-2-215 V型发动机

1—偏心轮；2—连杆；3—连杆；4—十字头

V型发动机如图 2-2-215 所示，为了实现其运动学功能而采用偏心轮曲柄滑块机构。两气缸的轴线通过偏心轮的回转轴线  $A$ 。图 b 为机构简图。组成该机构的各构件就是 V 型发动机系统中具有运动学功能的构件。

图 2-2-216 所示为铸工车间震实式造型机工作台的翻转机构。当压缩空气推动气缸活塞  $F$ ，使构件  $AB$  转过一角度而到达图示  $AB'$  位置（起模位置）时，构件  $BC$  便转过  $180^\circ$ ，使砂箱处于翻转起模位置，以便托台上升接触砂箱起模。采用四杆机构来实现上述翻转的目的。

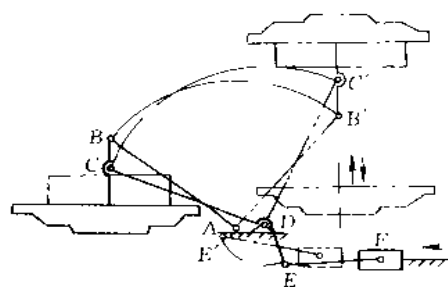


图 2-2-216 造型机工作台翻转机构

自卸货车如图 2-2-217 所示，为使卡车车厢能自动翻转卸料，采用了图 b 所示的自动卸料机构。当油缸 3 中的压力油推动活塞杆 4 运动时，车厢 1 便绕铰链中心  $B$  倾转，当车厢转到一定角度时，物料便自动卸下，实现自动卸物功能。该机构为摆动滑块机构，或称摇块机构。

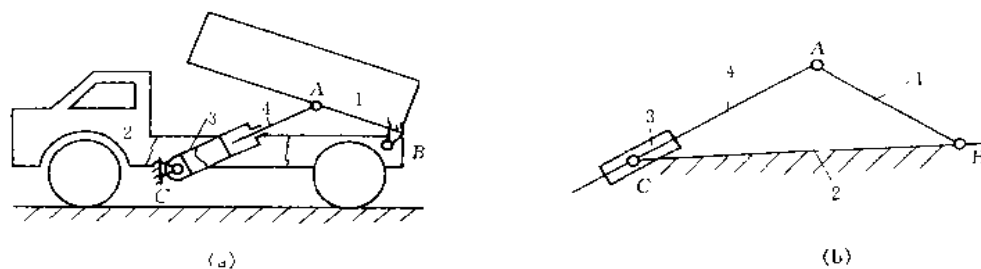
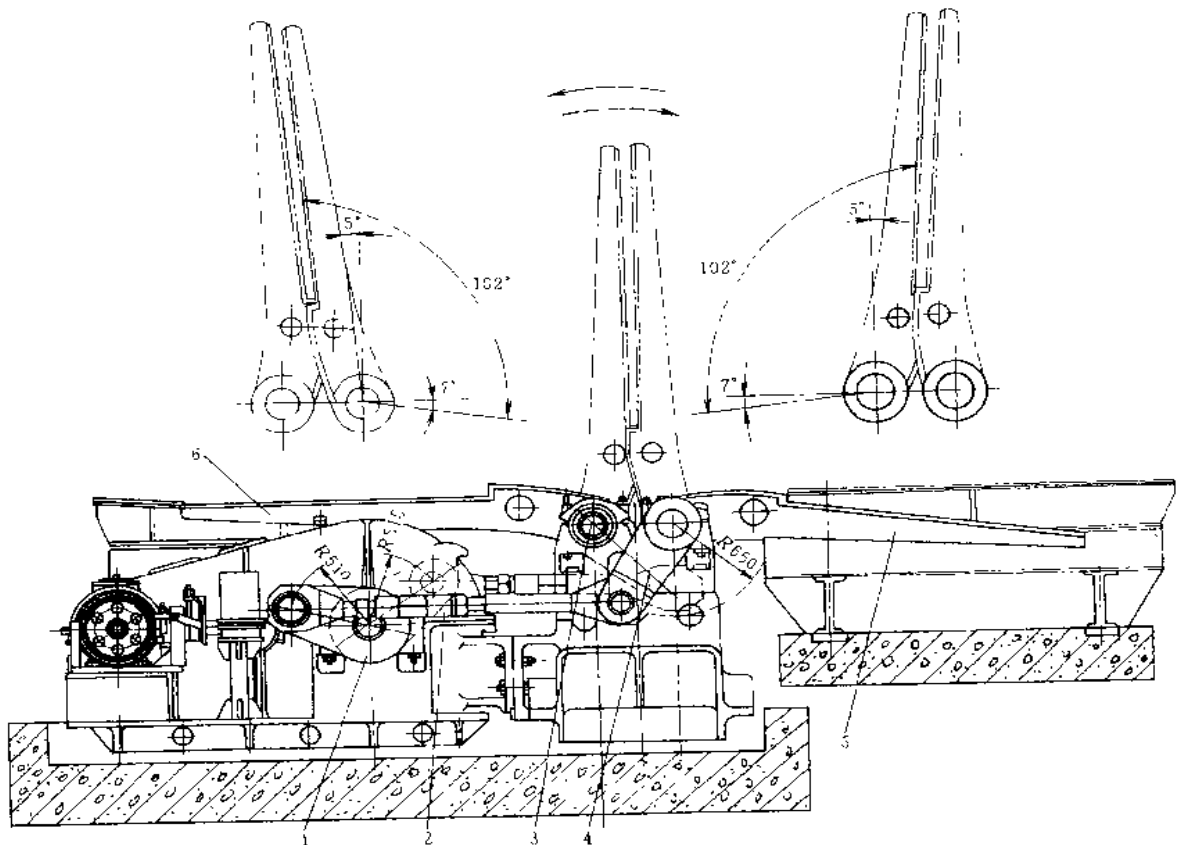
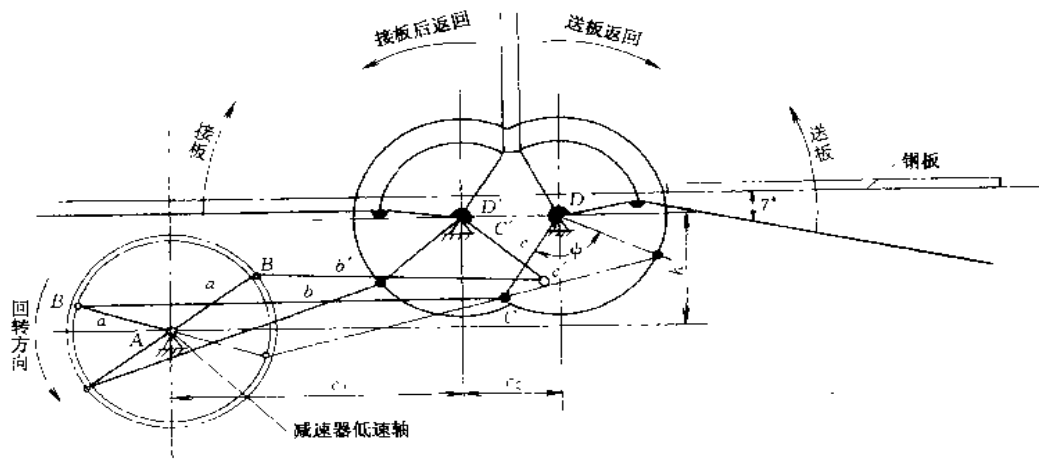


图 2-2-217 自卸货车

1—车厢；2—车身；3—油缸；4—活塞杆



(a) 结构简图



(b) 机构简图

图 2-2-218 双臂曲柄摇杆式翻板机

1- 曲柄；2- 连杆；3- 翻转轴；4- 曲臂；5、6- 拨杆

双臂曲柄摇杆式翻板机如图 2-2-218 所示。在减速器输出轴两端各装一个曲柄 1，用连杆 2 与两根翻转轴 3 的曲臂 4 相连，在两根翻转轴上各装有几根拨杆 5 和 6。翻转钢板时，送料拨杆 5（哪一侧来料，哪一侧为送料拨杆）应先向下顺时针转 7°左右，以达到空载起动，再逆时针方向转动，直到送料拨杆 5 带着板材

转到与水平约成  $85^\circ$  角时为止；接着拨杆 6 按顺时针方向转到与水平约成  $95^\circ$  角的位置，与送料拨杆 5 平行，然后两杆同时按逆时针方向旋转，到接板拨杆 6 与水平约成  $85^\circ$  的位置，这样板材便可从送料拨杆 5 平稳过渡到接板拨杆 6 上。此后，接板拨杆继续逆时针旋转，而送料拨杆则反向沿顺时针方向旋转，各自返回原位。该翻板机具有可逆性，传动较平稳可靠。

该翻板机的翻板机构为一对曲柄摇杆机构组合（图 b）。当曲柄 a 回转时，摇杆 C 在设定角度范围内摆动，实现翻板要求。

图 2-2-219 所示为绕线机中用 J 排线的凸轮机构。当绕线轴 3 快速转动时，经齿轮 4 带动凸轮 1 缓慢地转动，通过凸轮轮廓与尖顶 A 之间的作用，驱使从动件 2 往复摆动，从而使线均匀地缠绕在绕线轴上。

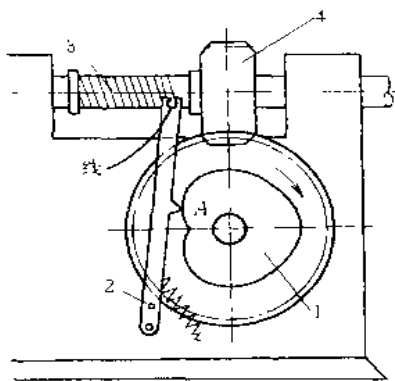


图 2-2-219 绕线机绕线机构  
1—凸轮；2—从动件；3—线轴；4—齿轮

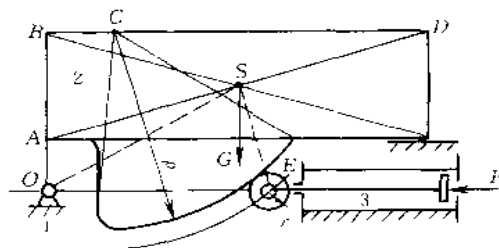


图 2-2-220 自动卸货卡车的自动卸货机构  
1—车；2—车厢；3—活塞杆

图 2-2-220 所示为自动卸货卡车的反凸轮机构。当液压缸动作时，活塞杆 3 端部的滚子推动凸轮，使车厢 2 绕回铰链 O 转动，在车厢转到一定角度后，厢内物品便自动卸下，完成自动卸货任务。在凸轮机构中，通常凸轮为主动件，滚子从动杆为被动件，而这里却相反。

图 2-2-221 为自动送料机构。当带有凹槽的凸轮 1 转动时，通过槽中的滚子，驱动从动件 2 作往复直线移动。凸轮每转一周，从动件即从储料器 3 中推出一个毛坯，送至加工位置上，以达到自动送料目的。

(2) 实现一定的轨迹

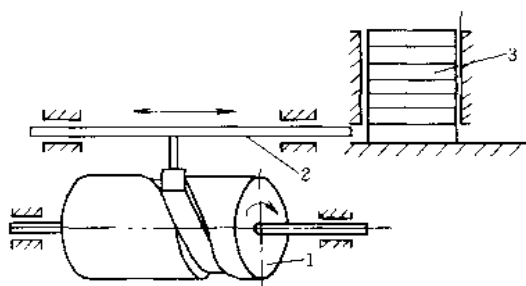


图 2-2-221 自动送料机构  
1—凸轮；2—从动件；3—储料器

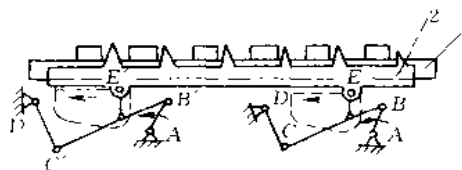


图 2-2-222 步进式输送机步进机构  
1—固定梁；2—移送梁

图 2-2-222 为步进式加热炉中步进式输送机步进机构简图。步进式输送机由梳状固定梁 1 和梳状移送梁 2 两部分组成。移送梁的步进机构为一对四杆机构。移送梁与连杆铰接。工作时，曲柄逆时针旋转，铰链 E、E' 的运动轨迹为近似矩形。首先移送梁上升，将放置在固定梁上的钢坯托起，使其脱离固定梁，接着，移送梁托着钢坯向前移送一个步距后下降，将钢坯重新放置在固定梁上的另一位置上，移送梁后退复位。如

此反复，一步一步地将钢坯向前运送。

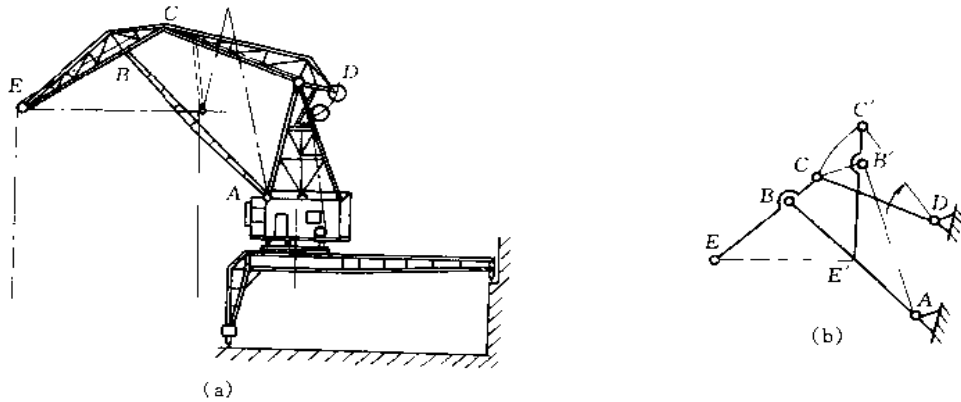


图 2-2-223 专用起重机结构示意图

图 2-2-223 所示为专用起重机结构示意图。当四杆机构  $ABCD$  的构件  $CD$  摆动时，连杆  $CB$  上悬挂重物点  $E$  将在近似的水平直线上移动。这样在完成货物搬运时，可避免不必要的重物升降而消耗能量。该机构为双摇杆机构。

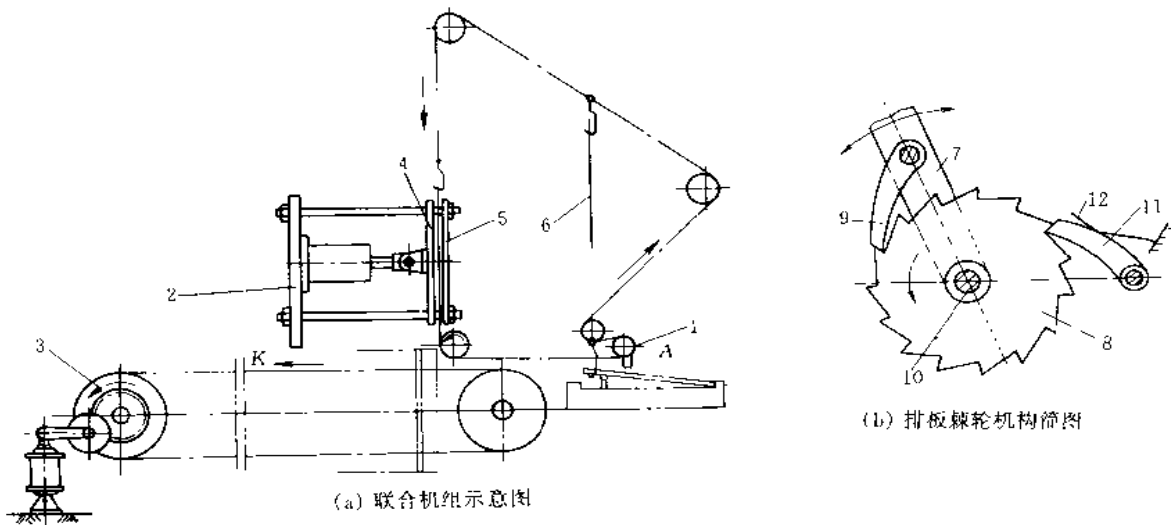


图 2-2-224 取板—平板—排板联合机组

1—取板机；2 平板机；3 排板机；4 动板；5 定板；6 阳极板；7 原动件；  
8 棘轮；9 棘爪；10 固定轴；11 止动棘爪；12—弹簧片

铅阳极板生产联动线如图 2-2-224 所示。取板机 1 从圆盘浇铸机取板后，送至平板机 2 进行平板，已平整的阳极板搁置在排板机的两条平行的排板链条  $K$  上，由步进机构驱动排板链条，每动作一次，排板链条向前推进一恒定距离，以实现等间距排板的目的。该步进机构为一棘轮机构（图 b）。液压缸动作，活塞杆带动摆杆（即原动件）7 上的棘爪 9 推动棘轮 8 转过一定角度，排板链轮与之同步回转一相同角度，从而拖



动排板链条 K 移动一设定距离, 以完成阳极板在排板链条上的排板作业。

### (3) 实现速度、加速度

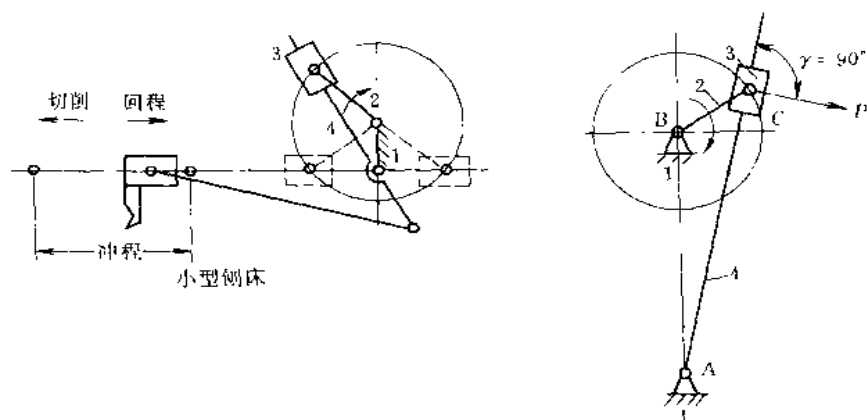


图 2-2-225 小型牛头刨床刨刀主运动机构

1—机座; 2—曲柄; 3—滑块; 4—导杆

图 2-2-225 所示为小型牛头刨床刨刀主运动机构简图, 从图上可以看出, 曲柄 2 按顺时针方向旋转从左极限位置转到右极限位置区间, 为刨刀切削工件; 曲柄再从右极限位置转至左极限位置区间, 为刨刀回程, 不切削工件。由于工作行程曲柄转角远大于非工作行程曲柄转角, 所以刨刀低速切削、快速返回。这一速度不同正是牛头刨床切削工件所需要的, 既满足切削要求, 又提高机床效率。该机构为摆动导杆机构。

图 2-2-226 所示为内燃机配气机构的结构示意图。凸轮 1 以等角速度回转, 它的轮廓驱使从动件 2 (阀杆) 按预期的运动规律启闭阀门。图 b 为其凸轮机构简图。

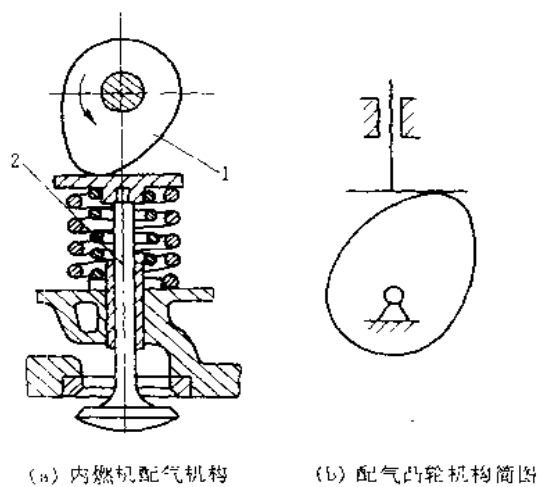


图 2-2-226 内燃机配气凸轮机构

1—凸轮; 2—从动件

### 2.1.3 相对位置和位置变换

相对位置是指两个或两个以上的结构零部件在空间具有规定的确定位置或轨迹。

图 2-2-227 所示为轧机闭式机架。轧机上下轧辊轴心线应处于两机架窗口中心线所确定的垂直平面内, 且在调整轧辊压下量的过程中, 轧辊轴心线移动轨迹仍保持处于该垂直平面内。压下装置和压下螺母的安装孔中心线应与机架窗口中心线同轴线。与机架相关的各部零部件, 在机架上的形位公差均在图中表示。

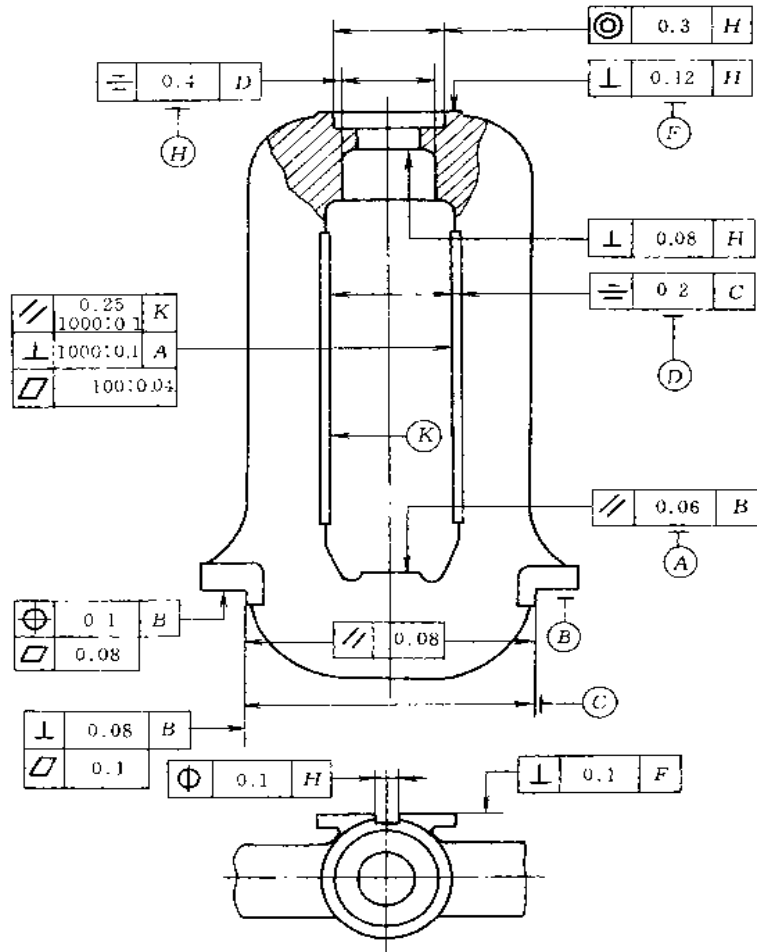


图 2-2-227 轧机机架

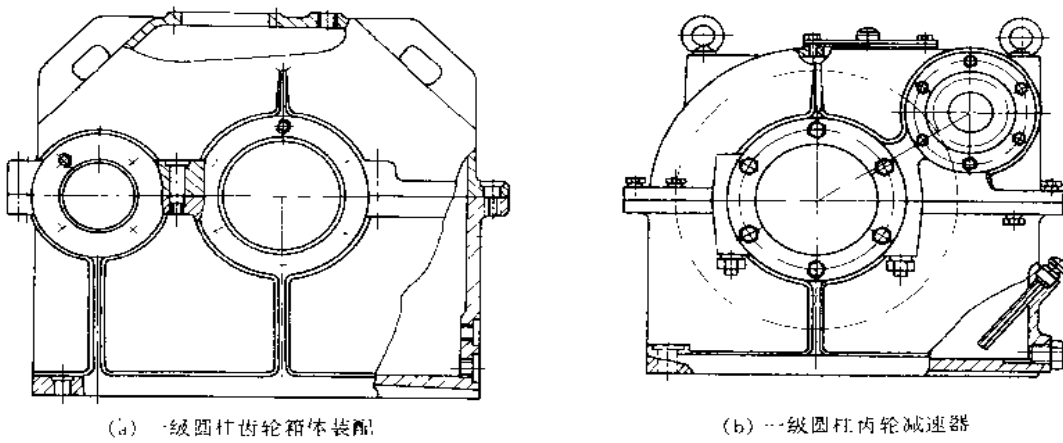


图 2-2-228 一级圆柱齿轮减速器

图 2-2-228 所示为 一级圆柱齿轮减速器箱体装配图和减速器装配图。为了保证相邻轴上相互啮合齿轮的正确啮合，减速器箱体各轴承孔之间应有规定的正确位置。轴承孔之间的相互位置加工精度高低，将决定齿轮传动品质好坏。图 b 为了减小减速器的轮廓尺寸，将输入输出轴布置在两个水平面内：

图 2-2-229 为一级圆柱齿轮减速器输出轴及其上各零件的装配结构图 为了保证齿轮与两轴承 2 和 6 在轴 1 上装配的相对位置，在齿轮 4 与轴承之间设置定距环 3 和 5，该定距环的轴向尺寸值就决定了大齿轮 4 与两个轴承 2、6 在轴上的相互位置。显然，定距环在该结构中具有保证齿轮与轴承正确的相对位置的功能。

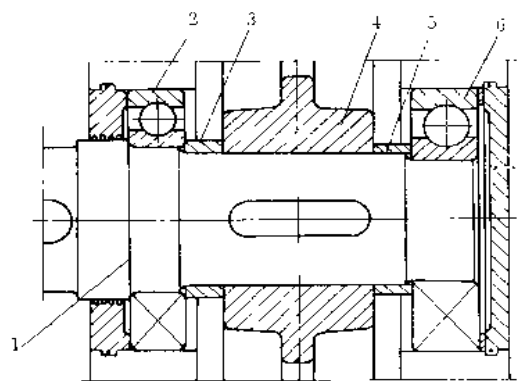
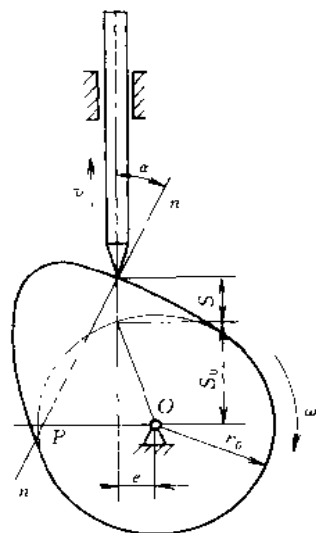


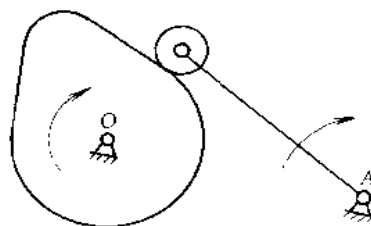
图 2-2-229 一级圆柱齿轮减速器  
输出轴轴系结构

1—输出轴；2—轴承；3—定距环；4—齿轮；  
5—定距环；6—轴承

从动杆作直线运动且只有位置要求的凸轮机构如图 2-2-230a 所示；从动杆作往复摆动运动且仅有摆角（摆幅）要求的凸轮机构如图 2-2-230b 所示。凸轮的轮廓形状和尺寸将决定从动杆相对凸轮中心的位置。该凸轮具有决定从动杆位置的功能，为相对位置功能构件。



(a) 直动从动件盘形凸轮机构



(b) 摆动从动件盘形凸轮机构

图 2-2-230 凸轮机构

图 2-2-231 所示为内燃机的连杆，其两轴承孔的中心距尺寸就是用于保证活塞与曲轴的相对位置。故该连杆是一具有相对位置功能的构件。应该指出，连杆除上述功能外，还具有其他功能，如力学功能、运动学

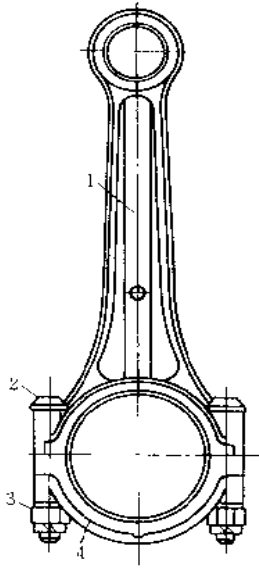


图 2-2-231 连杆

1—杆体；2—连杆螺栓；  
3—螺母；4—大头盖

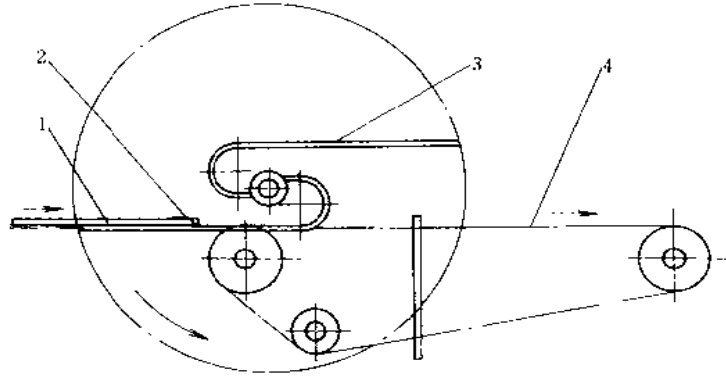


图 2-2-232 S型翻板机

1—铜阴极板；2—导电棒；3—翻板机；4—输送机

功能，即它是具有多种功能的构件。

在铜阴极板装配机组中，放置一S型翻板机，如图2-2-232所示。装配好的阴极板1由步进式装配台送入翻板机3的托板上，液压马达起动，带动翻板机3作逆时针回转。当转到90°时，阴极板由水平位置变换成垂直位置，其导电棒2两端部落在快速输送机4的两根链的面上，将阴极板转运至贮备输送链上，翻板机继续回转90°后停止。其另一托板处于水平工作位置，以等待后一块阴极板送入。显然，翻板机的S型托板具有将阴极板由输入时的水平位置状态变换为垂直位置状态输出的相对位置变换功能。

#### 2.1.4 其他相关功能

其他相关功能是指除力学功能、运动学功能和相对位置功能之外的其他功能。例如在一台减速器（图2-2-233）上，环首螺钉、铸造起重耳钩、通气器、油标、油塞、起盖螺栓、挡油环、各种结构型式的密封装置、溅油轮（环、盘）等等，都是具有其他相关功能的最典型的功能构件。

有的结构零件只具有一种功能，而有的结构零件却同时具有多种功能。如图2-2-231所示连杆零件就是具有多种功能构件。又如图2-2-234所示的轧机主机的方向节轴，该轴不仅同时传递动力和运动，而且还能适应轧辊辊缝变化时，两轧辊相对位置——中心距的变化。图a和图b在结构设计上的差异，只是节轴两端叉头镗孔中心线的相对位置不同，然而它们在运动学和滑块磨损方面却是截然不同的，应用场合亦各异。

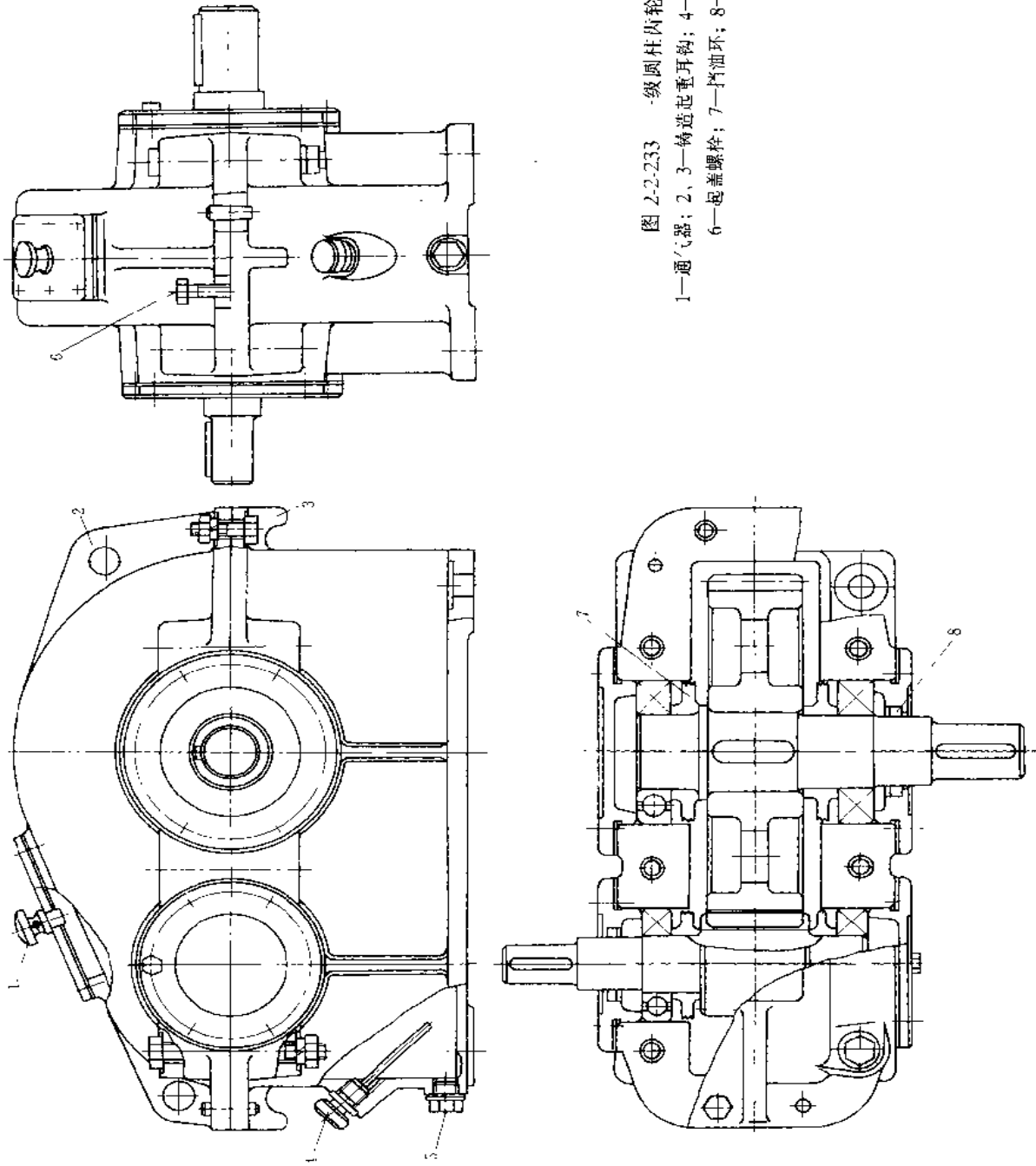


图 2-2-233 二级圆柱齿轮减速器  
 1—通气器；2、3—铸造起重耳钩；4—油标；5—油塞；  
 6—起盖螺栓；7—挡油环；8—密封件

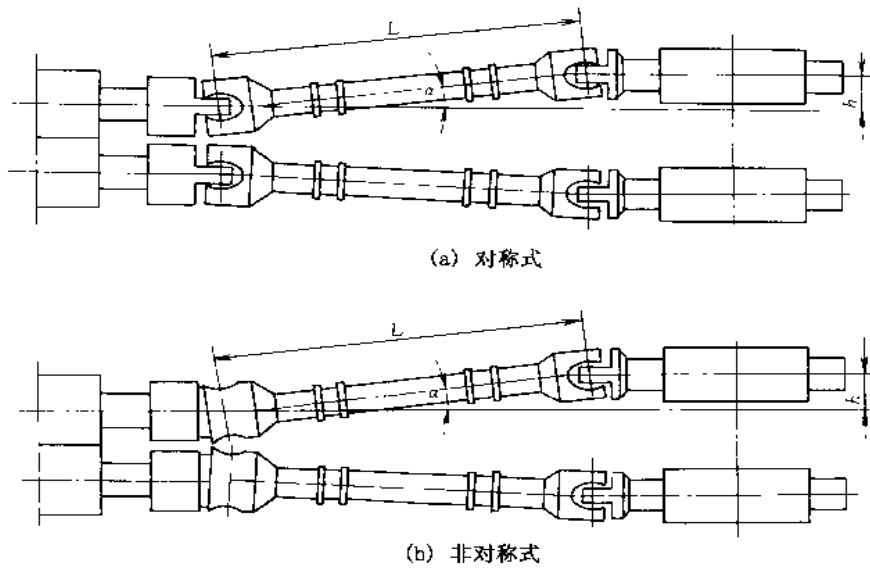


图 2-2-234 轧机主传动装置中的方向节轴

## 2.2 力流合理性

所谓力流合理性有两种含义，即力流在机械系统构件中传递时，传递路径的合理性和传递路线长短的合理性。

### 2.2.1 力流传递路径的合理性



图 2-2-235 两种不同结构的轴毂联接

图 2-2-235 所示为两种不同的轴毂联接。力流在从轴流向齿轮路径中，图 a 的力流在 A 处出现急剧转向后流经齿轮，致使应力沿轴向分布不均，A 处应力很大，往往在该处产生较大的应力集中。相反，图 b 力流在流向齿轮时，力流过渡平缓，应力分布较均匀，不易出现应力集中。

图 2-2-236 所示为二级圆柱齿轮减速器齿轮布置型式。图 a、b 为齿轮非对称布置（又称展开式，或称单流式）。在啮合力的作用下，由于轴的弯曲变形使齿轮倾斜，从而导致轮齿沿齿宽方向载荷分布不均。这对重型减速器尤为突出。如采用图 c、d 所示的对称布置（又称分流式）型式（高速级二分流式，或中速级二分流式），则可基本上消除轮齿上载荷不均，同时由于支承的布置对低速级齿轮（对二级传动）和对高、

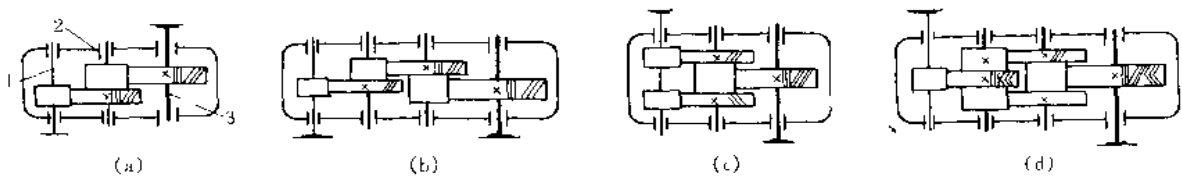


图 2-2-236 二级圆柱齿轮减速器齿轮布置

(a)、(b) 一、三级展开式圆柱齿轮减速器；(c)、(d) 二、三级分流式圆柱齿轮减速器

低速级齿轮（二级传动）是对称的，因此，支承受力均匀，而载荷沿低速级齿圈宽度上的分布更均匀。由于受力最大的低速级齿轮和轴系零部件的质量大大超过其余各级的质量，因此这一点就特别有现实意义。

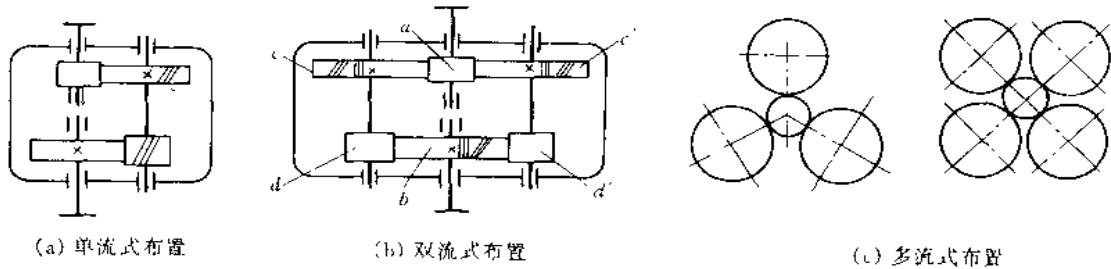


图 2-2-237 二级同轴式减速器

图 2-2-237 所示为二级同轴式减速器。图 a 为单流式布置，图 b 为双流式布置。由于力流传递路径的合理性，传动中，后者的载荷在齿轮轮齿之间的分布较前者均匀。应该指出的是，为使传动  $adb$  和  $ac'd'b$  两分流中的力流在齿轮  $cd$  和  $c'd'$  之间均匀分布，要装设弹性元件如扭轴。

在减速器中，除双流式外，还有采用多流式，如三流式、四流式，如图 c 所示。这种情况常见于行星减速器中。

图 2-2-238 所示为大型氧气顶吹转炉倾动装置，其传动采用四点啮合、全悬挂安装的柔性传动，即由四个小齿轮同时驱动末级大齿轮，故得名四点啮合。图 b 为其相应的结构图。

图 2-2-239 为一齿轮试验装置。它是由  $z_a = z_b$ ， $z_g = z_f$  的相同齿轮对 I 和 II、中间轴和联轴器等组成的封闭机构。为了对该系统加载，在紧固半联轴器  $e$  和  $e'$  之前，保持齿轮  $b$ （与半联轴器  $e$  一起）固定不转，

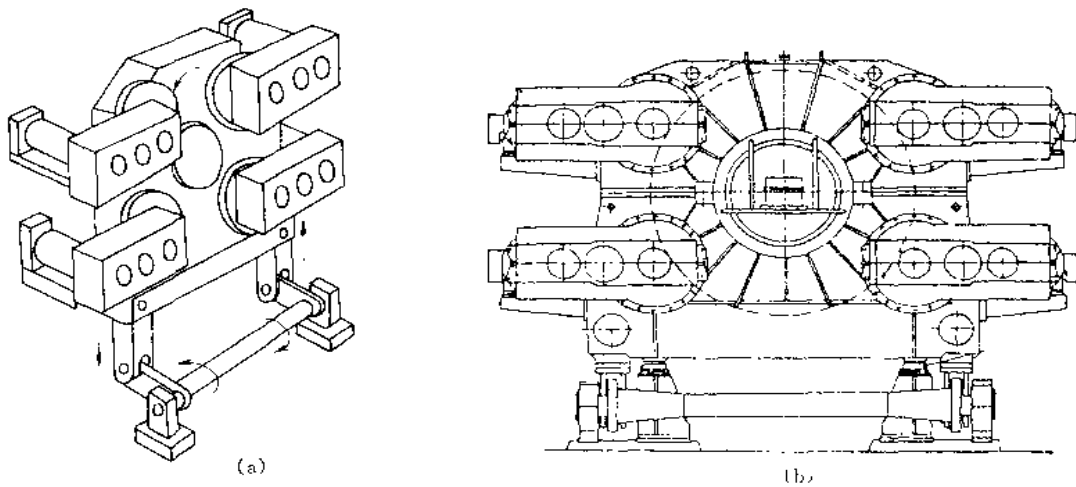


图 2-2-238 大型氧气顶吹转炉倾动装置

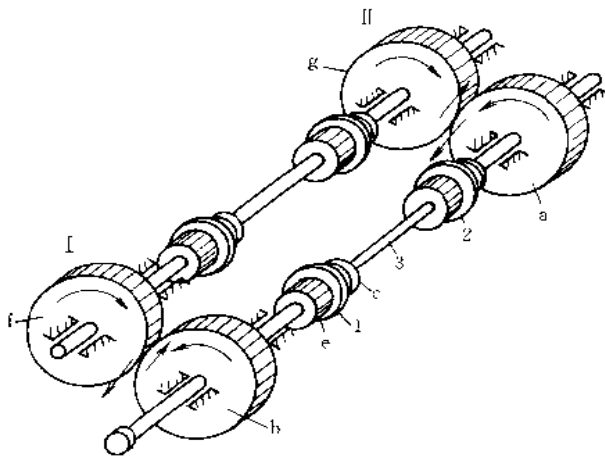


图 2-2-239 齿轮试验装置

1、2—联轴器；3—中间轴；a、b、g、f—齿轮；  
e、c—半联轴器

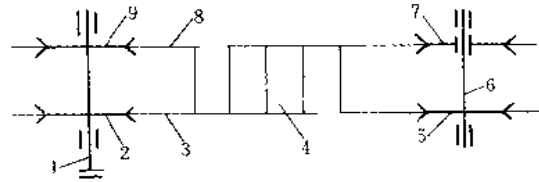


图 2-2-240 直线式浇铸机示意图

1—主动轴；2、9—主动链轮；3、8—链条；  
4—铸模小车；5、7—从动链轮；6—从动轴

而仅对半联轴器 c 施加顺时针方向的扭矩。这时，主要依靠轴的扭转弹性变形，半联轴器 c 相对于半联轴器 e 转过一定角度。在紧固半联轴器 c 和 e 之后，就成为一结构封闭的承载装置，其力流为一闭环力流。根据闭环力流的性质，该力为一内力。系统中的扭矩就是由被平衡的内力所产生，它可以使齿轮对所传递的啮合功率，超过驱动该系统运转的电动机所消耗的功率若干倍。齿轮试验装置正是利用了结构封闭系统所形成的闭环力流，以达到节省能耗的目的。

图 2-2-240 为一直线式浇铸机示意图。电动机通过传动装置（图中未示出）带动主动轴 1 转动，两主动链轮 2 和 9 分别用键与轴 1 相联接；两从动链轮 5 和 7 同样用键与从动轴 6 联接；链条 3 和 8 同时与铸模小车相联。当轴 1 带动两主动链轮转动时，通过两链条的移动而带动铸模小车平移，以实现液态金属的浇铸。因为

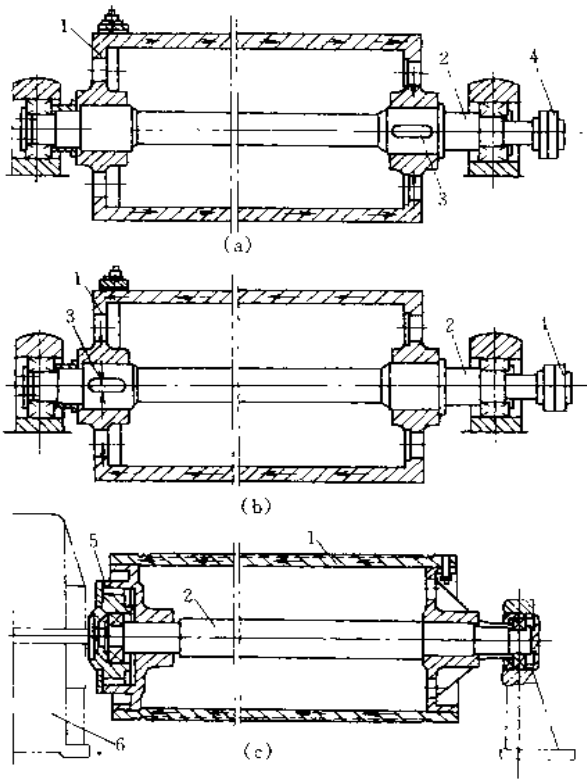


图 2-2-241 提升卷筒装配

1—卷筒；2—轴；3—键；4—联轴器；5—齿轮；6—减速器

主动轴 1 → 键 → 主动链轮 2 → 链条 3 → 从动链轮 5 → 键 → 主动链轮 9 → 链条 8 → 从动链轮 7 → 键 → 从动轴 6 为一封闭结构系统，当设计、制造和安装不合理时，就会产生系统的附加力，其力流为封闭力流。该内力将严重影响浇铸机的工作性能并导致设备的过早损坏。因此，设计时，将轴 6 上两个从动链轮中的一个链轮，设计成空套在轴上，将封闭结构系统在空套链轮与轴的结合面处开环，以此来消除可能出现的封闭力流。然而，对于某些具有封闭结构系统、由于某种原因而不希望开环的机械设备，如冷轧管机工作机座的往复运动机构（两套对称配置的曲柄滑块机构）就只能借助合理的设计和制造安装精度等措施来最大限度地降低封闭结构系统中闭环力流内力的大小。

图 2-2-241 为提升卷筒装配图，其中图 a 为卷筒 1 与轴 2 用键 3 联接。电动机通过减速器



(图中未示出)和联轴器4带动卷筒轴2经键3使卷筒转动,以实现提升和下降。图b是卷筒轴通过其另一端的键2来驱动卷筒的。图c卷筒与轴不采用键联接,而是采用齿轮联接盘5与减速器6的输出轴直接相联。由于它们的结构型式不同,力流(扭矩部分)在流过这部分时的路径也就各异。就卷筒轴2的受力条件来看,图c的结构型式最佳,力流最合理,因此时卷筒轴为一只受弯矩不受扭矩的转动心轴,而图b的卷筒结构型式最不合理。

### 2.2.2 力流传递路线长短的合理性

图2-2-242为普通二辊轧机与无机架轧机应力回线比较。图a为普通轧机,它有一个高大的工作机架。图b为无机架轧机,由于没有机架,其应力回线长度比普通轧机大大缩短,这样,整个结构尺寸和零部件尺寸均大大缩小,变形小、刚度增大、提高了轧材轧制精度,节省了材料,因此而得名短应力线轧机。

图2-2-243为使力流线长些更为合理的实例。这是因为在利用轴的扭转变形部分地改善因轴的弯曲变形而产生的轮齿齿面上载荷不均的程度方面,图a的内轮布置优于图b,其载荷沿齿宽方向上的分布曲线如图c所示。

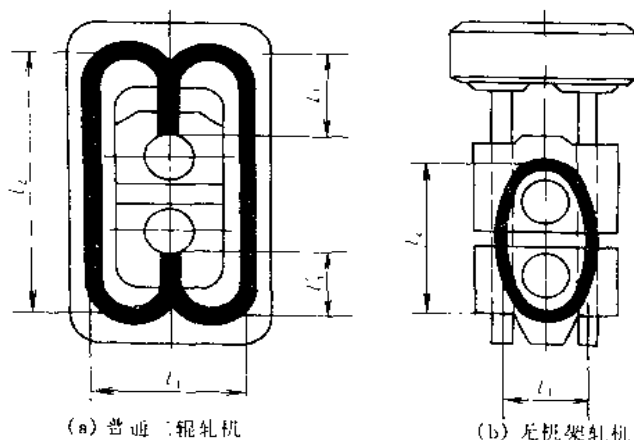


图 2-2-242 两种不同轧机的应力回线

图2-2-244所示为通用桥式起重机起升机构布置示意图。电动机5与减速器6输入轴端不是采用自联,

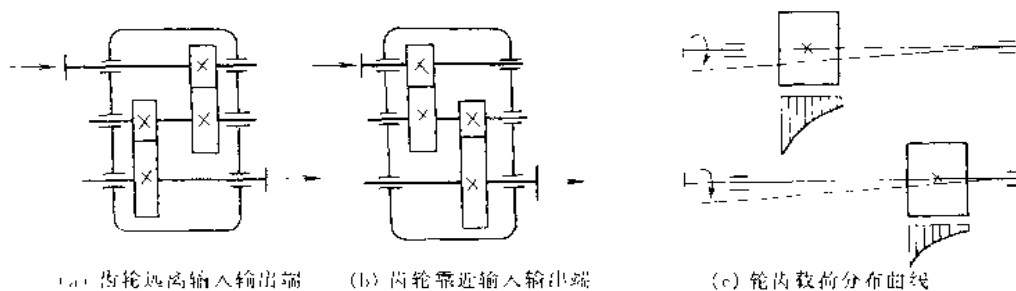


图 2-2-243 二级展开式圆柱齿轮减速器齿轮布置型式

而是在电动机5与减速器6输入轴端之间采用一浮动轴3与之相连。由于该轴没有固定的支承,因此,它藉助其两端的半联轴器而允许电动机与减速器输入轴有一定的径向、轴向和角度偏移,以补偿小车台面制造误差和工作中的变形所带来的电动机和减速器的安装误差。浮动轴愈长,允许的安装误差愈大,因此,通常对该轴长度有一定要求,不可小于500mm。可见,浮动轴的引入使起升系统的力流长度加长,弹性增加,达到补偿制造和安装误差、消除由此而带来的附加偏载的目的。

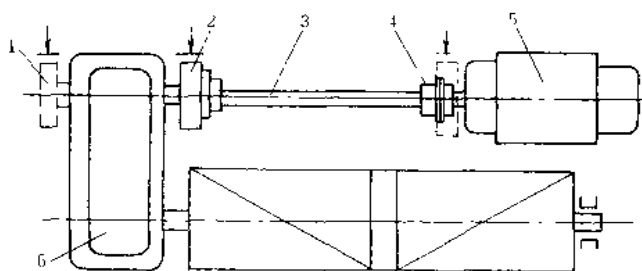


图 2-2-244 起升机构布置简图

1—制动器; 2—带制动轮的半联轴器; 3—中间浮动轴; 4—半联轴器; 5—电动机; 6—减速器

图2-2-245所示为力流线长短与构件变形的关系。图a所示支承结构,其力流路线最短,支承构件压缩变形小、刚性很大;图b为支承采用管件结构,其力流路线大于图a,压缩变形大些;图c为托架支承,工作时将产生弯矩变形,支承刚性差;图d为挠性支承,弹性大;图e将支承设计成螺旋弹簧支承结构,力流线最长,压缩变形很大,该支承是一典型的弹性支承,适用于减

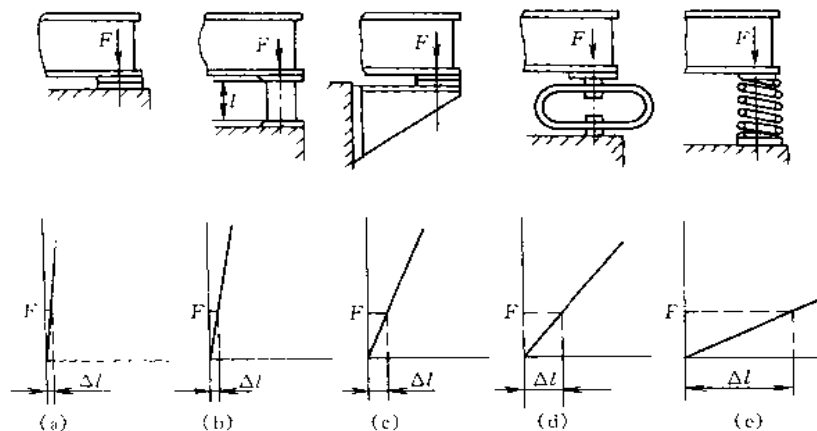


图 2-2-245 力流线长短与不同结构支承的变形关系

震机械上。

力流线长度增长、力的传递路径加长，零部件的数量增多，结构尺寸和质量加大，相应地总的变形增加，系统的弹性和柔度亦随之加大。设计时，应根据对机械系统整体要求的分析，确定该系统零部件的变形指标和力流线长度。

### 2.3 载荷分布均匀化

载荷分布均匀化是指将传力零部件所承受的集中载荷或不均匀分布载荷，通过零部件的结构设计，将其承受的非均匀载荷转化成近似均布载荷。

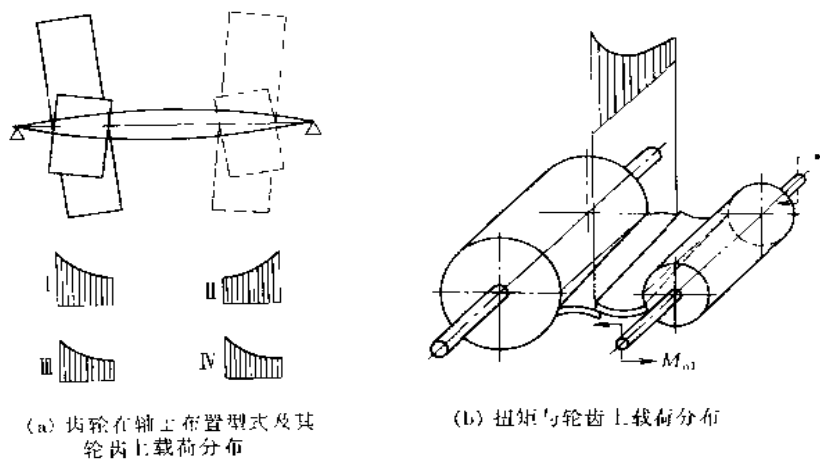


图 2-2-246 齿轮在轴上布置与其轮齿上载荷分布

图 2-2-246 所示为齿轮在轴上布置与其轮齿上载荷分布。对于展开式二级圆柱齿轮减速器，其齿轮在轴上相对于两轴承支承成不对称布置。受载后，在齿轮啮合力的作用下，由于轴的弯曲变形，轴上齿轮随之偏斜，致使作用在齿轮齿面上的载荷沿接触线上分布不均。齿轮布置在靠左侧轴承支承位置时，轮齿上载荷分布如图 a 中的 I 图所示。图 II 为齿轮靠右侧布置时的载荷分布。这种由于轴的弯曲变形而导致的齿面载荷分布的不均程度，对于重型减速器更加突出。

轴在输入扭矩作用下,将产生扭转变形,这同样会使载荷沿齿面宽度方向上分布不均,如图 b 所示。靠近扭矩输入端的那一侧轮齿上的单位载荷最大。

### 2.3.1 载荷对称布置

为使齿面载荷分布均匀,可采用分流式对称布置,如图 2-2-247 所示。齿轮与轴承对称布置,因此载荷沿齿宽分布均匀,轴承受载亦平均分配,中间轴危险断面上的转矩相当于轴所传递转矩之半。但轴向尺寸加大,结构复杂。

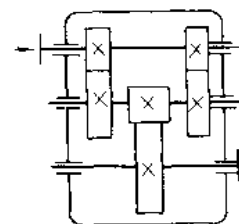


图 2-2-247 分流式对称布置齿轮减速器

### 2.3.2 改善载荷沿宽度方向的分布

对于通用的展开式二级圆柱齿轮减速器,尽管采用非对称布置,但是,如图 2-2-248 所示,只要将高速级小齿轮布置在远离扭矩输入端(低速级大齿轮布置在远离扭矩输出端),利用轴的扭转变形与弯曲变形所引起的载荷分布规律的异向性,见图 2-2-246a 中 II、IV 图,便可达到部分地改善因轴的弯曲变形而导致的轮齿齿面载荷分布不均。

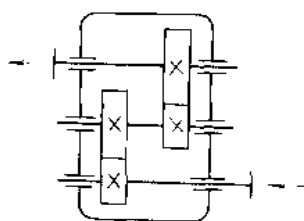


图 2-2-248 高速级小齿轮远离扭矩输入端的非对称布置

对于沿齿宽方向等齿厚的渐开线齿轮,啮合时,轮齿齿面沿接触线长度方向上的载荷分布不均,如图 2-2-249a 所示。轮齿两端部的单位载荷远大于齿宽中部的单位载荷。若将齿轮副中的一个齿轮的轮齿截面修整成鼓形,使两端部齿厚较中间部分的齿厚小,则齿轮工作时,可藉助轮齿弹性变形使其齿面上的载荷分布趋于均匀,如图 2-2-249b 所示。

在一般四辊轧机上,工作辊与支承辊辊身接触长度是不变的。当轧制不同宽度的板材时,由于工作辊与板材的接触长度不等于工作辊、支承辊辊身接触长度,致使工作辊与支承辊辊

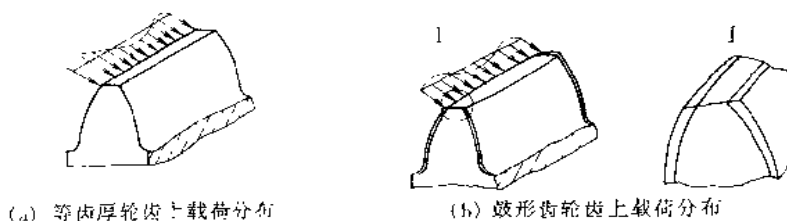


图 2-2-249 等齿厚与鼓形齿啮合时,齿面上载荷分布

身接触母线沿辊身长度上的弹性压扁不均匀,因而影响了轧辊辊型,最终造成板厚横向偏差和不良板型。接触长度的差值愈大,接触弹性压扁愈不均匀,板厚偏差愈大,板型更差。采用 HC 新型轧机便可克服因轧件宽度变化而引起的辊间与一般的轧机不同,如图 2-2-250 所示。为克服工作辊接触弹性压扁和应力的不均,HC 轧机的结构与工作辊 3 与支承辊 1 之间,增设沿轧辊轴线方向可以移动的中间辊 2 和 4,中间辊的一端有一段辊身带有锥度,根据轧件宽度的变化,相应对称地移动上、下中间辊,即可改变工作辊、支辊间的接触长度,使工作辊上、下两接触长度的差值比一般四辊轧机要小,辊间的弹性压扁和接触应力的不均匀程度也大大降低,从而提高了轧件质量(尺寸精度和板型)。如再设置一液压弯辊装置(图中为液压正弯工作辊)与之相配合,协同调节,由于工作辊的一端(图中上工作辊的非传动端和下工作辊的传动端)有一段是悬臂的,辊型控制的效果更佳。

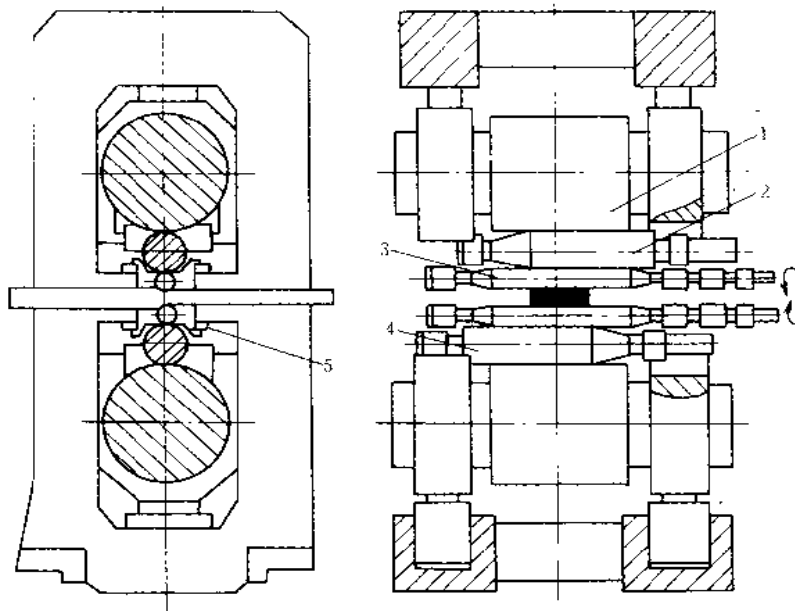


图 2-2-250 HC 轧机结构简图

1—支承辊；2—上中间辊；3—工作辊；4—下中间辊；5—工作辊正弯油缸

### 2.3.3 增加结构弹性变形

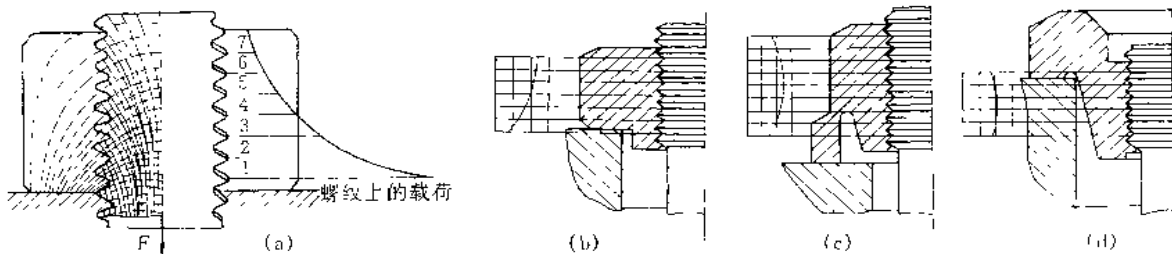


图 2-2-251 螺母螺纹牙载荷分布

(a) 普通螺母螺纹牙上载荷分布；(b)、(c)、(d) 均化螺纹牙载荷的螺母

在普通螺栓联接中，当螺栓受拉、螺母受压时，由于螺杆和螺母在旋合段内所受轴向力是不同的，旋合各圈螺纹牙之间的载荷存在很大差异，如图 2-2-251 所示。从图 a 所画的力流线的疏密看出，各圈螺纹受载随螺纹圈数从下向上递增而递减。第一圈螺纹牙，即力流最先进入处，传力路径最短，力流线最密，受力最大。随着圈数上移，距力流愈远，传力路径加长，受力逐渐减小。第一圈螺牙受力可为第七圈螺牙受力的十几倍。这是力流遵循传递路径最短法则进行流动所致。对于机械系统中的重要部位或受重载荷的螺栓联接，螺纹牙间的这种不均匀受载是很不利的。为均化螺纹牙间的载荷，通常采取降低螺母局部刚度，以增加其弹性变形来达到均载目的，如图 b、c、d 所示。应当指出，这种做法应保证其强度要求。

### 2.3.4 设置载荷均载装置

图 2-2-252 所示为冶金起重机有轨式运行支承装置。由于许用轮压受基础构造的限制，常采用增加车轮数目来降低轮压。为使各车轮轮压均等，则必须采用按均衡梁方法设计的均衡装置。显然，该均衡装置实质上是一杠杆系统。

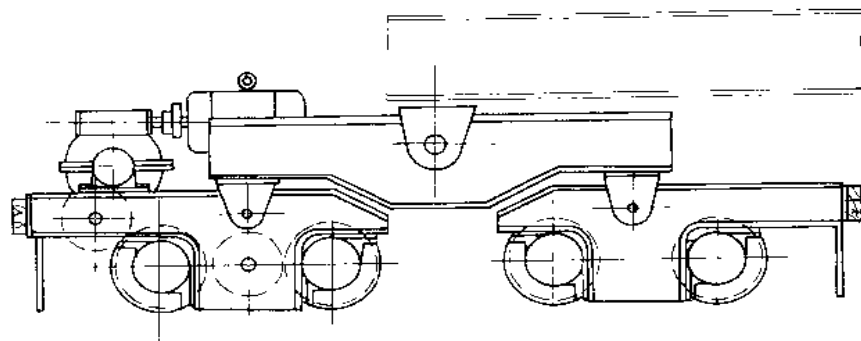
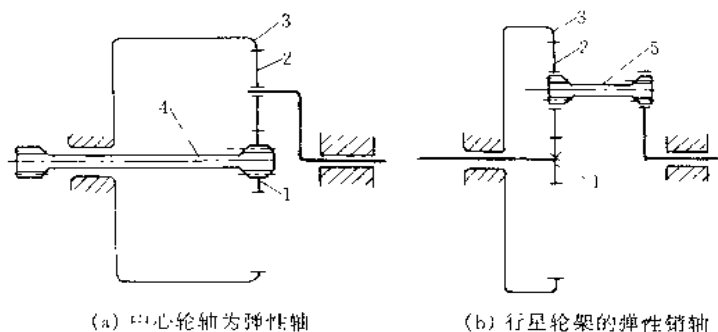


图 2-2-252 冶金起重机车轮均衡装置



(a) 中心轮轴为弹性轴

(b) 行星轮架的弹性销轴

图 2-2-253 采用弹性元件的均载装置

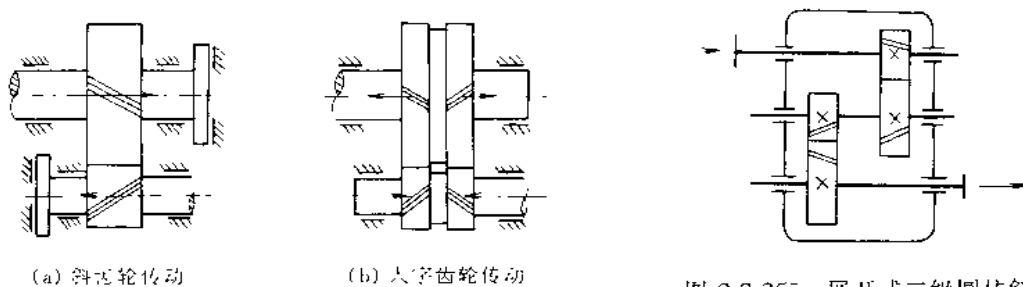
1—中心轮；2—行星轮；3—中心轮；4—弹性轴；5—弹性销轴

行星轮系的主要特点是采用多个行星轮传动来同时承受载荷和传递运动，但由于制造误差和工作时各构件变形，致使各行星轮间受力不均，为使各行星轮间载荷分配均匀，必须在结构上采用均载装置，如图 2-2-253 所示。该均衡装置是通过弹性构件的弹性变形来达到各行星轮均载目的的（图中仅绘出一个行星轮）。图 a 为中心轮 1 与细长的弹性轴 4 相联，当行星轮受载不均时，借助弹性轴的弹性变形，允许中心轮 1 作径向移动，从而使各轮受载均衡；图 b 是将行星轮通过特殊弹性销轴 5 装到行星轮架（系杆）上，利用弹性销轴受载后的弹性变形来均衡载荷的。

## 2.4 力的平衡设计

当一台机器运转时，除有工作载荷作用外，在机械系统内，某些零部件由于其自身结构而伴生出一些力来。前者是工作所必须的，称有用力，后者则是工作所不需要的，称无用力，如圆柱斜齿轮和圆锥齿轮啮合时伴生的轴向力。力平衡设计就是借助机械结构设计，部分地或全部地将这些无用力平衡掉，以减轻或消除它们所带来的不良影响。

### 2.4.1 采用对称结构设计



(a) 斜齿轮传动

(b) 人字齿轮传动

图 2-2-255 展开式二级圆柱斜  
齿轮减速器

图 2-2-254 斜齿轮与人字齿轮传动

图 2-2-254 所示是将两个齿斜角相等而方向相反的圆柱斜齿轮合并成一体，即构成了人字齿轮。利用一个齿轮上的两个半齿轮的轮齿螺旋角的方向相反，则啮合轴向力方向相反达到轴向力全部抵消，使轴及其轴承不受轴向力作用，减轻了轴和轴承受载。

图 2-2-255 所示为展开式二级圆柱斜齿轮减速器。利用同一轴上两个圆柱斜齿轮的主动和从动关系相异，轴向力方向相反的道理，只要将中间轴上两个圆柱斜齿轮的齿斜方向选择同向，便可部分抵消该两斜齿轮啮合时所产生的轴向力，从而减轻该轴及轴承支承上的载荷。

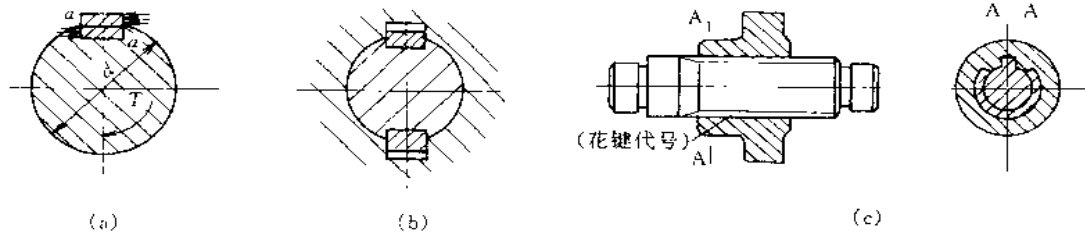


图 2-2-256 键联接

图 2-2-256 所示为键联接。平键联接是轴毂联接中应用最为广泛的。由力分析可知，单平键联接使轴受一力矩作用，致使轴及其轴承承受一径向力作用，如图 a 所示。若采用对称配置的双平键联接（图 b），则轴将承受一力偶作用（假设载荷在两个平键间均布），从而改善了轴和轴承受载。若采用花键联接，如图 c 所示，则力学效果更好，这是因为花键比平键具有传递载荷能力高、对轴的强度削弱程度小和定心好等优点，特别是在重载及要求轴毂严格对中的联接场合。

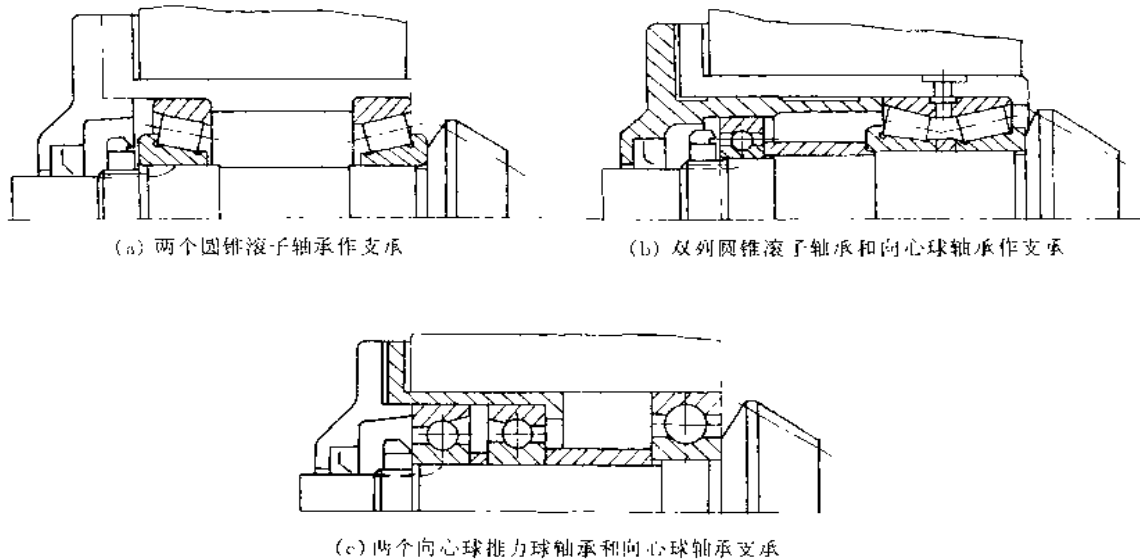


图 2-2-257 小圆锥齿轮轴上轴承支承结构

在圆锥齿轮减速器中，小圆锥齿轮轴常采用图 2-2-257 所示的轴承支承结构设计，即采用同型号反装的两个圆锥滚子轴承作支承。由于两支承反力不相等，靠近锥齿轮一端的支承受载比另一端为大，因此在轴上将作用一附加轴向力，该力为两支承轴承由于其径向力而伴生的轴向力之差值。当单个采用圆锥滚子轴承或向心推力球轴承作支承时，应选用图 a 所示轴承装配方式，这样，轴承的轴向附加力方向与小圆锥齿轮的啮合轴向力方向相反，使作用在轴上的轴向力的合力减小。采用图 b、c 所示支承结构设计，便可消除轴承结构伴生的轴向附加力。这是由于两个（或双列）圆锥滚子轴承或向心推力球轴承伴生的附加轴向力相互抵消的缘故。同时，这种轴承支承的结构设计，对圆锥齿轮传动的啮合轴向调整更方便。

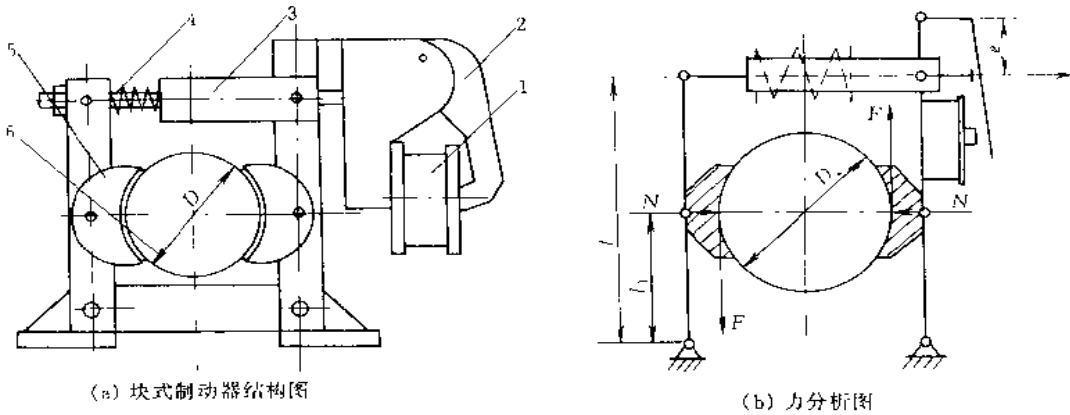


图 2-2-258 短行程块式制动器

1—电磁铁；2—衔铁；3—杠杆；4—弹簧；5—闸块；6—制动轮

块式制动器是靠闸块与制动轮间的摩擦力来制动的，如图 2-2-258 所示。通电时，由电磁铁 1 线圈的吸力吸住衔铁 2，再通过一套杠杆机构使闸块松开，机器便能自由运转。当需要制动时，切断电源，电磁线圈释放衔铁，依靠弹簧 4 的弹簧力并通过杠杆机构使闸块 5 抱紧制动轮 6。图 b 为其受力简图。由力分析和实践表明，由于制动块与制动臂采用轴对称布置和合理选择铰链位置，制动时，制动块对制动轮轴的压力将相互抵消，轮轴仅受力偶作用而无附加径向力作用，极大地改善了轴的受载状况。

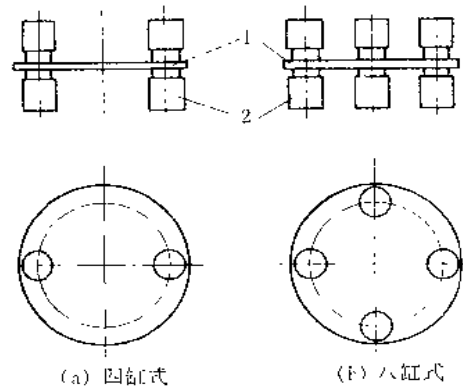


图 2-2-259 盘式液压制动器

1—制动盘；2—液压缸

在铜阳极圆盘铸锭机上，为减轻槽轮机构对圆盘回转时产生的速度不均匀影响和准确停位，采用了盘式液压制动器。为了消除液压缸对制动圆盘偏心加载的不良影响而引起轴向力和垂直弯矩，采用了图 2-2-259 所示的对称性设计。上下对称配置的油缸 2 对制动盘 1 作用的轴向压力相互平衡。在制动盘上、下表面周边上对称配置的液压缸，对制动盘作用的不是摩擦力矩，而是摩擦力偶。制动过程中，制动盘的运动是较为平稳的。

### 2.4.2 设置平衡装置

在曲柄滑块机构中，当曲柄为原动件作等速回转运动时，滑块从动件却作非等速直线运动，而连杆作复合运动，其质心和加速度瞬心是随曲柄的回转周期，沿各自封闭曲线循环变化的，故不可能在各构件通过调整其质心位置，使其惯性力在构件内得到平衡。因此，曲柄滑块机构运动时，存在着较大的惯性力和惯性力矩，且其大小和方向都是变化的。图 2-2-260 为平衡曲柄滑块机构惯性力而采用的附加平衡机构的类型。图 a 所示实际上是采用对称结构平衡惯性力和力矩，图 b 是在 C' 处加平衡重，图 c 是加齿轮机构，图 d 是加摆动机构来进行平衡。应当指出，机构中的惯性力矩的平衡，远比机构中的惯性力的平衡要困难得多、复杂得多。

齿轮泵液压径向力平衡如图 2-2-261 所示。图 a 为径向力未平衡时齿轮泵的受力简图。在主动齿轮轴承

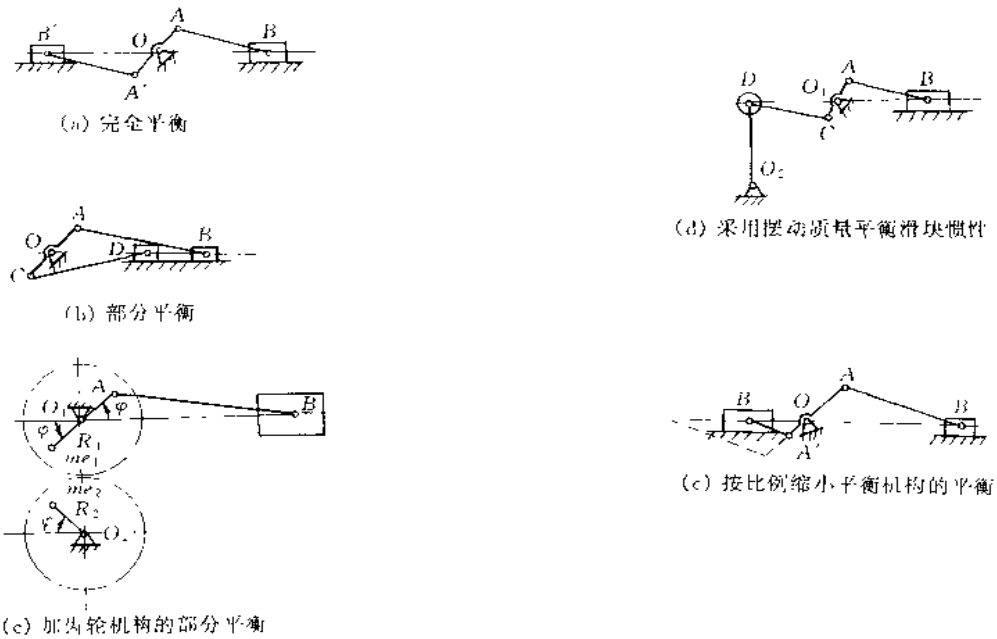


图 2-2-260 曲柄滑块机构的平衡

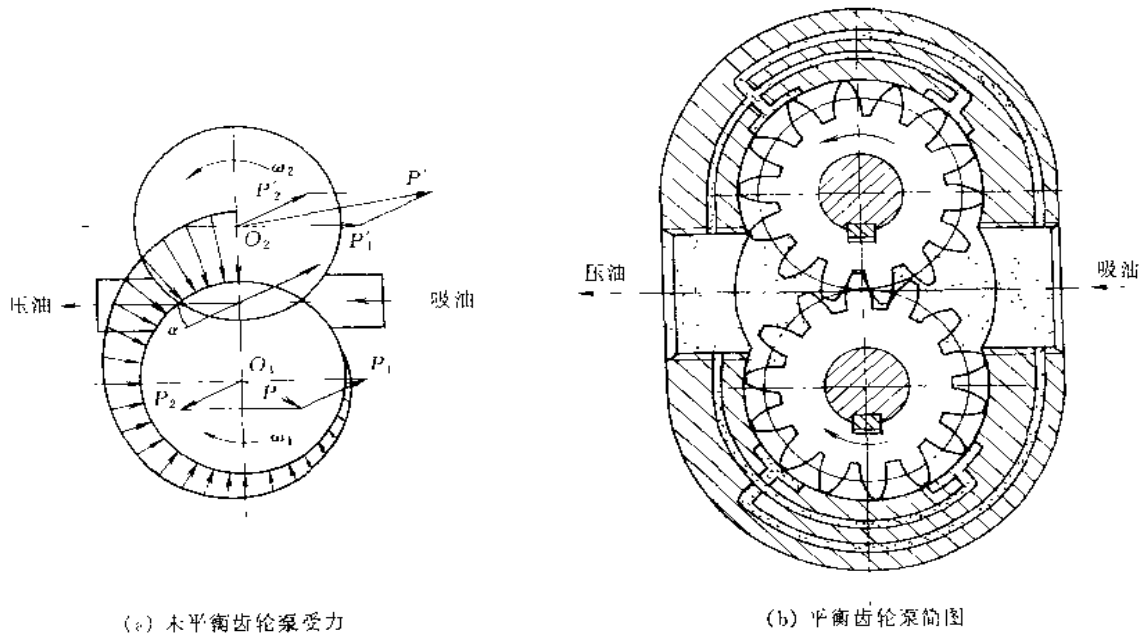


图 2-2-261 齿轮泵

支承  $O_1$  上，作用有液压力  $P_1$  和齿轮啮合力  $P_2$ ，其合力为  $P$ ，合力作用方向处于第四象限；而被动齿轮轴的轴承  $O_2$  上同样作用有液压力  $P_1'$  和齿轮啮合力  $P_2'$ ，其合力为  $P'$ ，但合力作用方向处于第一象限，该力导致轴承急剧磨损。为使液压径向力得以平衡，在泵壳或侧板上开有液压力平衡槽，将高压油引入低压区，同时，又将低压油与高压区连通，如图 b 所示。这样两个齿轮轴上的载荷由于液压力被平衡掉而仅仅是齿轮



吸合力，减轻了轴承上作用载荷，延长了轴承使用寿命。

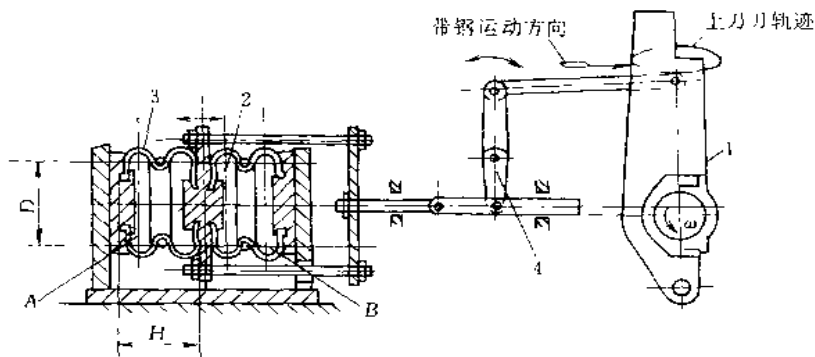


图 2-2-262 气囊空气弹簧式平衡装置

1—刀架；2—中间隔板；3—气囊空气弹簧；4—连杆机构

对于摆动式飞剪，由于其刀架的水平惯性力大，且其值按正弦曲线变化，致使其动力学特性较差。为了提高飞剪的剪切速度，必须对其产生的水平惯性力给予平衡。图 2-2-262 为气囊空气弹簧式平衡装置。它是根据囊内压力气体因中间隔板 2 随刀架 1 往复运动而作压缩功及膨胀功的原理设计的。将连杆机构 4 与飞剪刀架 1 相连接，这样，平衡装置的杆轴及中间隔板 2 将随刀架作往复运动，左气腔 A 内的空气受压缩而升压，右气腔 B 内的空气则膨胀而降压，由该压力差而产生的空气弹簧力就是惯性平衡力。改变囊内气压，便可调整平衡装置平衡力的设定值。

## 2.5 自适应性

机械设备在运转过程中，由于种种原因使其系统中的某些零部件的工作状态发生随机变化，为确保机器仍能正常工作，这些零部件的状态也应能作相应的随机变化，这种性能称为构件的自适应性。

### 2.5.1 位置自适应

图 2-2-263 为适应工作时轴受热膨胀的轴承支承结构设计。采用一端固定（图中左侧轴承），另一端游动。固定端将轴的轴向位置双向固定，并传递轴向载荷；游动端当轴受热后可自由膨胀伸长，使轴承可随轴一起轴向移动而处于某一新的最佳位置上，避免引起附加应力和楔住轴承，保持轴承的正常工作。

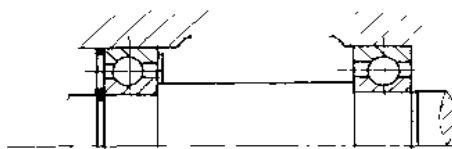
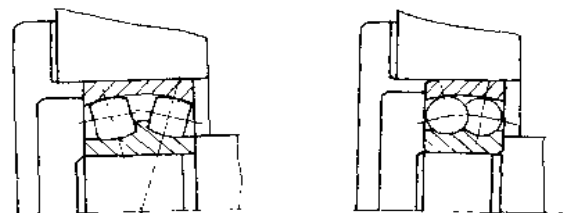


图 2-2-263 轴承支承位置自适应



(a) 双列向心球面滚子轴承

(b) 双列向心球面球轴承

图 2-2-264 适应支承角变形和偏斜的调心轴承

对于受重载的长轴来说，其工作时因受径向载荷将会产生弯曲变形，致使两轴承支承处产生转角变形；或者由于种种原因，使零件制造和装配不可避免地存在有误差；或者工作时轴承支承底座（或机座）不可避免的弹性变形而产生的偏角误差，使两支承轴承中心难以保证所需要的同轴度精度。为适应轴承支承处转角变形和偏斜而不使轴承间隙发生很大变化，从而使轴承过度发热、过度磨损，甚至卡死烧坏；为使轴承支承正常运转，通常支承采用调心轴承，如图 2-2-264 所示。图 a 为双列向心球面滚子轴承，图 b 为双列向心球面球轴承。应当指出，凡

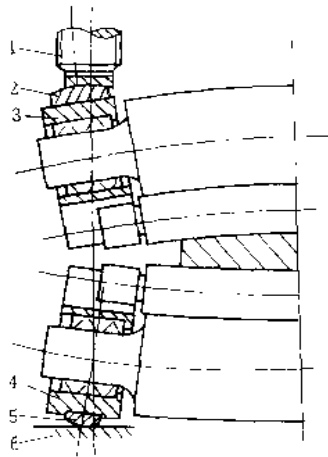


图 2-2-265 支承辊轴承座  
自适应结构设计  
1—压下螺钉；2—止推垫；3—轴  
承座；4—轴承座；5—自位  
垫块；6—机架下横梁

用于支承角变形自适应的调心轴承都应设计为两支承处的轴承成对配置安装。

图 2-2-265 为四辊轧机支承辊轴承座自适应的结构设计。当支承辊采用四列球面滚柱（子）轴承或两个双列球面滚柱（子）轴承并用时，由于多列滚动轴承本身丧失了自位性，而支承辊又在很大的弯曲载荷下工作，这就加剧了各列滚动体的受力不均，从而造成轴承寿命急剧降低。为改善轴承受载条件，将其支承设计成自适应结构，如图 2-2-265 所示。在上支承辊轴承座 3 与压下螺钉 1 端部之间设置一球面止推垫 2（即球面推力轴承），将压下螺钉端面设计成凹球面；在下支承辊轴承座 4 与机架下横梁 6 间设置一圆弧形自位垫块 5，以实现上、下支承辊轴承支承的位置（这里为角度）自适应。

具有径向、轴向和偏角补偿性能的联轴器，如 CL 型齿轮联轴器，如图 2-2-266 所示。其设计结构都具有两被联接轴的相互位置的自适应性。为提高齿轮联轴器位置的自适应性能，将外齿轴套的齿顶做成以套筒中心线上的一点为中心的球面，齿的两侧面制成弧形断面，如图 c 所示。图 c 为其补偿简图。

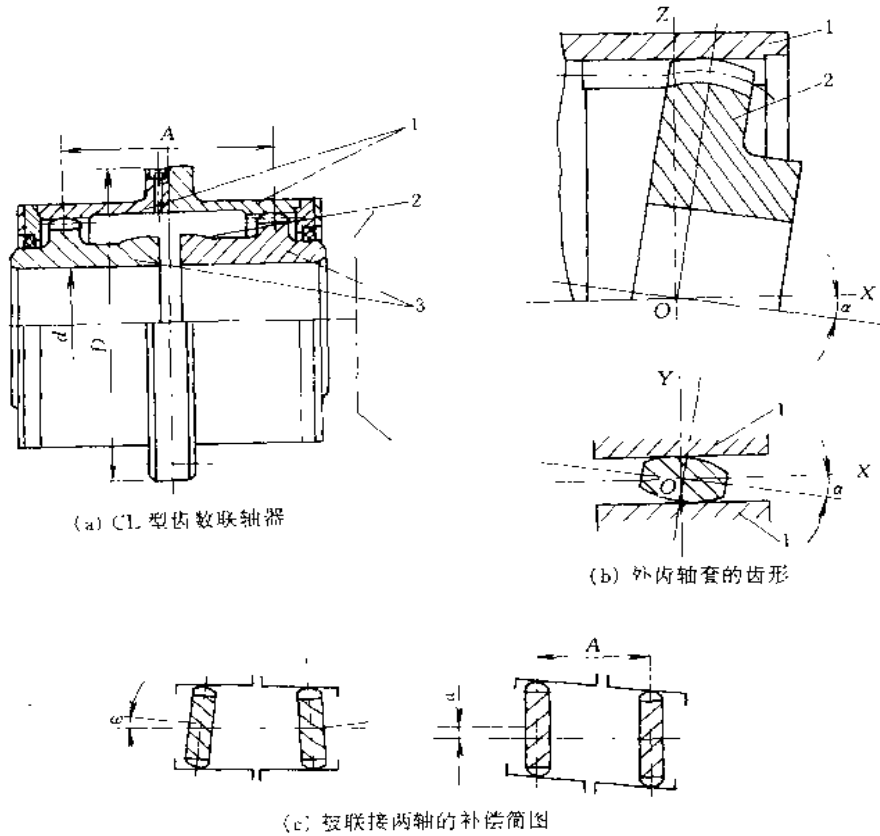


图 2-2-266 CL 型齿轮联轴器  
1—内齿圈；2—检查轴同轴度的凸缘；3—外齿轴套

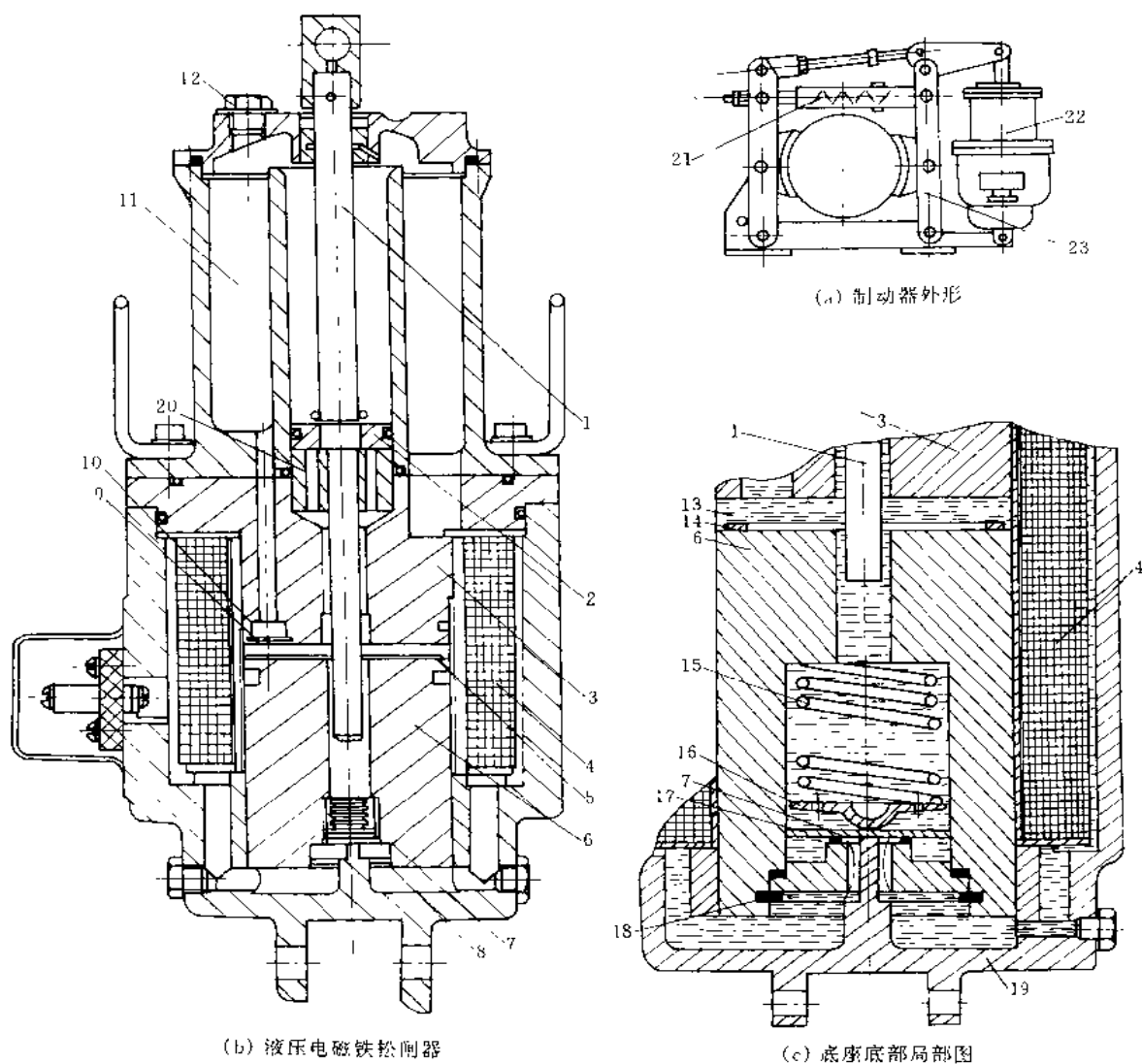


图 2-2-267 液压电磁铁块式制动器

- 1—推杆；2—活塞；3—静铁芯；4—线圈；5—垫；6—动铁芯；7—底部单向阀；8—底阀座；9—齿形阀；  
10—齿形阀片；11—油缸；12—放气螺栓；13—工作间隙；14—垫圈；15—弹簧；16—带孔弹簧座；  
17—密封圈；18—卡环；19—底座；20—轴承；21—主弹簧；22—松闸器；23—制动臂

图 2-2-267 为液压电磁铁块式制动器。在松闸状态时，应当使制动闸块与制动轮间具有设定间隙，通常这个松闸间隙是随着闸瓦衬料的磨损而逐渐增大，致使制动压力和制动力矩减小，制动性能降低。为了保证制动器正常工作，希望每次松闸间隙不随衬料磨损而变化，使其值始终为一恒定的设定值。图 a 为制动器外形，图 b 为液压电磁铁松闸器。该松闸器具有位置自适应特性，即无论闸块衬料磨损如何，闸块衬面相对制动轮轮面的位置始终保持不变。动作原理是：当线圈 4 通电后，动铁芯 6 被静铁芯 3 吸引向上运动，使工作间隙 13 的油压增高，齿形阀 9 和齿形阀片 10 组成的单向阀被关闭，油通过推杆 1 的导向轴承 20 上的孔推动活塞 2，使推杆 1 升，压缩制动器的主弹簧 21，制动器松闸；电磁铁断电后，动铁芯下降，活塞下部油压

降低, 在弹簧作用下, 迫使推杆连同活塞一起下降, 制动器合闸。单向阀开启, 油缸 11 中的油流进工作间隙, 以补充在吸合时的泄漏损失。闸块位置自适应原理是, 制动器闸块材料磨损使制动臂 23 制动时的位置

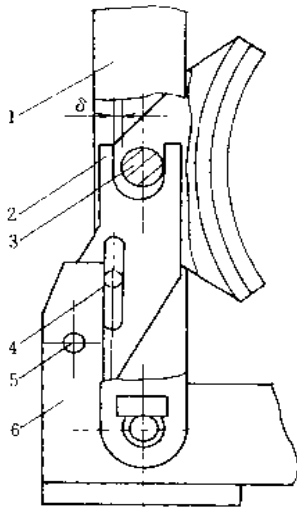


图 2-2-268 松闸间隙相等的自适应补偿装置  
1—制动臂; 2—锁片;  
3—销轴; 4—滚子;  
5—铰链轴; 6—支架

工作原理是: 在支架 6 上铰接一个摆动锁片 2, 滚子 4 可以在锁片的槽中移动。当闸块材料磨损后, 上闸时制动臂 1 将锁片 2 拉向制动轮, 而铰链 5 处装有弹簧垫圈, 借助其所产生的摩擦, 防止锁片自动向制动轮摆动。这时, 滚子 4 在自重作用下落下, 保持紧贴支架 6 斜面的位置。因斜面的斜角很小, 故具有自锁性能, 使锁片不能向外退回, 从而限制了制动闸块销轴 3 的行程, 保证松闸间隙总是设定的  $\delta$  值。

### 2.5.2 压力自适应

在人字齿轮或双斜齿轮传动中, 扭矩是分流传递的。由于齿轮在制造和安装时, 齿轮两侧轮齿不可避免地存在有转角偏差  $\Delta\alpha$ , 如图 2-2-269a 所示, 传动时, 往往一侧轮齿锁先进入啮合, 使两侧轮齿啮合力不等而出现某一指向的轴向力, 使轴有作轴向移动的趋势。为使两侧斜齿上啮合力由不均过渡到均匀这一压力自适应, 结构设计时, 对一级人字齿轮减速器、或高速级为人字齿轮的二级圆柱齿轮减速器, 通常, 将人字齿轮副中的高速轴上的轴承设计成游动支承, 而另一根低速轴上的轴承 (图 c 中为中速轴) 则设计成双向轴向固定, 如图 c 所示。对于展开式二级人字齿轮减速器, 则将高、中速两根轴的轴承支承设计成游动的, 另一根低速轴上的轴承支承设计成双向固定的, 如图 d 所示。运转过程中, 依靠人字齿轮两侧轮齿啮合压力的变化而进行自适应定位, 直至两侧啮合力相等、轴向力自相平衡为止。

置将逐渐移向制动轮, 电磁铁推杆 1 制动时的位置也将逐渐往下移动。随着推杆下移, 则必须从内腔中多排出与推杆下降量相当的体积的油量  $\Delta Q$ , 否则推杆将不可能下移。这是通过液压电磁铁底部单向阀 7 来实现将油排出的。其结构和动作是, 当推杆 1 下降到上一次制动时的位置时, 由于材料磨损, 推杆需继续向下多下降  $\Delta h$  距离, 内腔油压增大, 迫使动铁芯 6 自其正常静止位置往下移动, 底座 19 底部中央的小顶尖顶住单向阀片 7, 见图 c。弹簧 15 被压缩, 单向阀片离开密封圈 17, 阀门被打开, 油从内腔排至外腔。当推杆下降  $\Delta h$  至其最新的终点位置时,  $\Delta Q$  油量全部排出, 内腔油压降低, 弹簧克服动铁芯质量使其上升到原来的正常静止位置, 使推杆活塞充分下降, 以便制动闸块将制动轮抱紧, 此时, 单向阀片重新关闭。动铁芯的行程则是恒定不变的, 推杆的设定行程不受材料磨损而改变。故制动闸块相对制动轮轮面的位置 (即退距) 只有自适应性。

块式制动器对松闸间隙有两方面要求, 一是保证两侧松闸间隙的和为一定设定值; 二是要求两侧的松闸间隙相等。图 2-2-268 所示为保证两侧松闸间隙相等的位置自适应装置。该装置具有自锁性质的自适应补偿。其

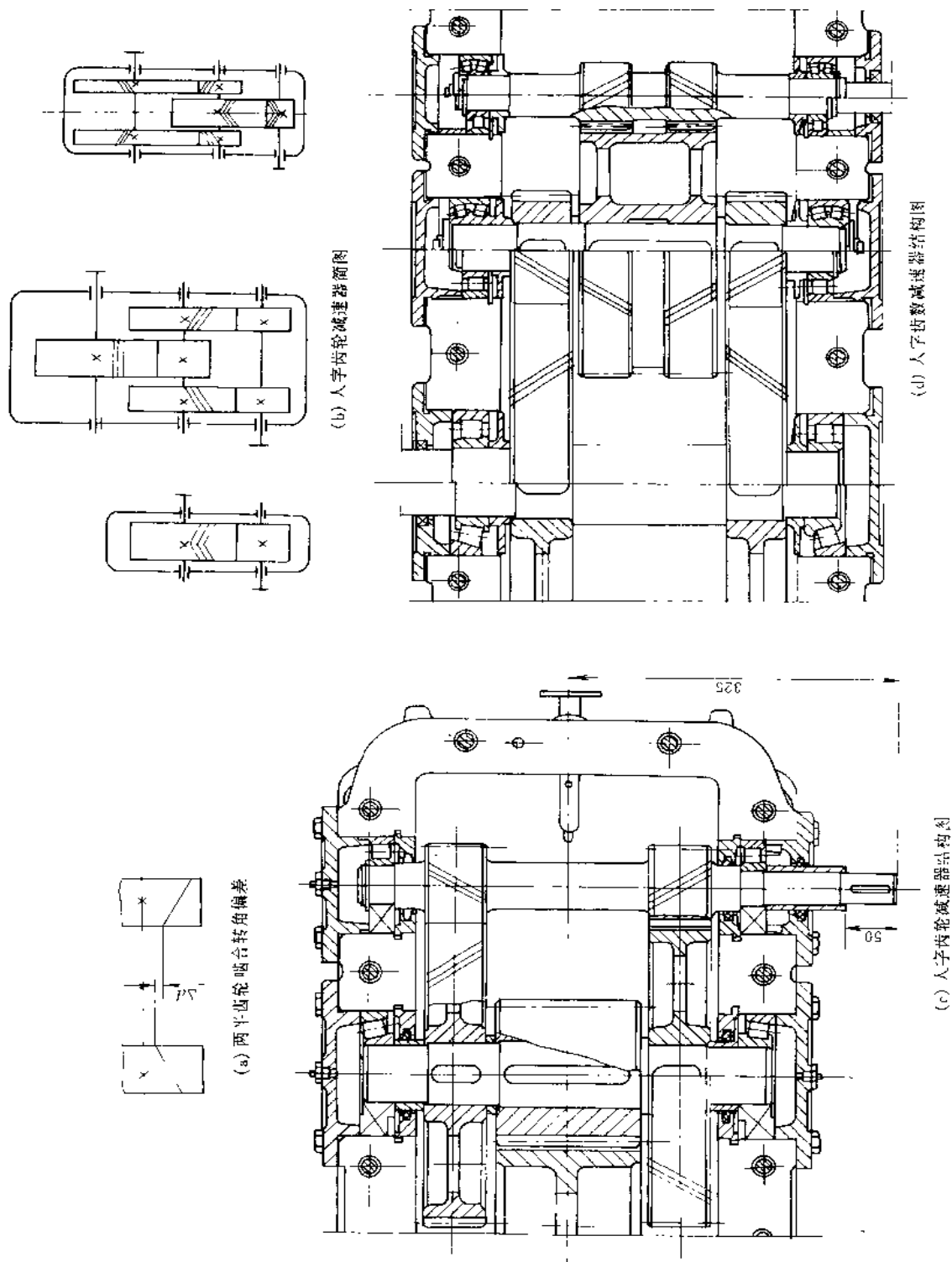


图 2-2-269 人字齿轮的压力自适应

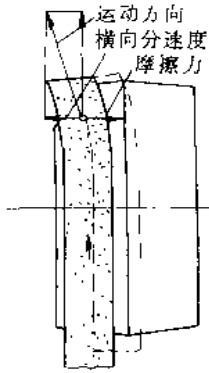


图 2-2-270 中部凸起平带防止跑偏原理

在平带传动装置中，由于安装误差和带轮轴变形，很难保证两带轮轴线的平行度精度要求，运转时，将会引起平带跑偏甚至落带。为防止平带从带轮轮面上脱落下来，平带轮轮面设计成中部凸起的，如图 2-2-270 所示。平带运动时，一旦出现跑偏，则借助摩擦力将平带拉回到中央正确位置，以保持平带与带轮轮面的正常接触。从力学分析得知，这是因为带轮轮面两边压力不等而引起摩擦力不等，利用压力的自适应，迫使平带从跑偏位置回归到正确位置上来，从而达到两边压力相等、摩擦力相等，保持了平带的稳定运转。

行星齿轮传动的主要特点就是采用多个行星齿轮传动来传递运动和载荷。为使各行星轮上的载荷达到平衡，在行星齿轮传动的结构设计时，通常采用将行星系中的一个基本构件如中心小齿轮、内齿圈，或两个基本构件如中心小齿轮和内齿圈的径向位置不作固定，而是靠工作时各行星齿轮啮合时给它的作用力自由浮动，即所谓的“浮动构件”。由于各行星轮是对称均布的，这样，当浮动构件借助其压力自适应性而处于某一随机的平衡位置时，便可使各行星轮上的载荷达到平衡的目的。力分析图如图 2-2-271 所示。从力图可以看出， $K=3$  比  $K=4$  可使各行星齿轮达到载荷完全均配。应该指出，如果将内齿圈设计成具有很柔性的浮动构件，利用其浮动和柔性变形，使其具有最佳的压力自适应性能，可使多个行星齿轮受载均衡。

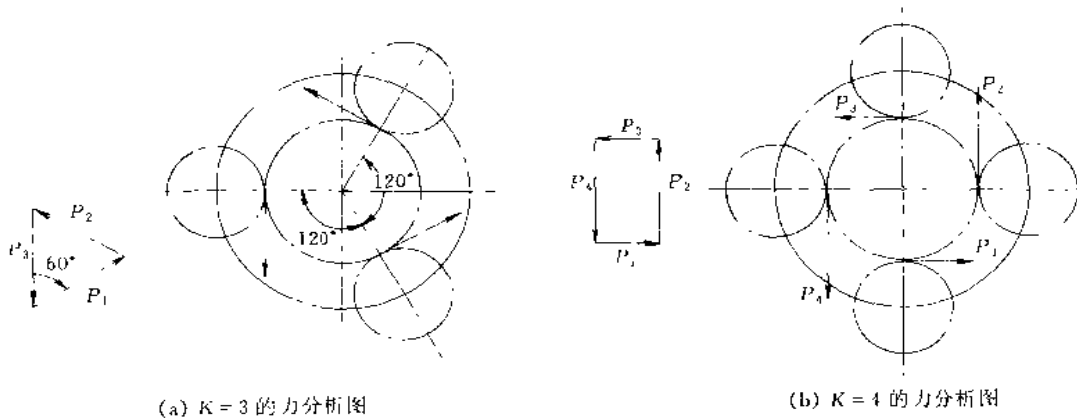


图 2-2-271 浮动构件压力自适应力分析图

采用自动压紧的摩擦轮传动如图 2-2-272 所示。电动机 1 及其底板 2 可绕销轴  $O_3$  回转，两摩擦轮 3 在 P 点接触，因  $PO_2 + PO_3 > O_2O_3$ ，则电动机及其底板的自重迫使主动摩擦轮紧压在从动摩擦轮上。当电动机顺时针旋转时，从动轮作用在主动摩擦轮上的圆周力 F 将使主动轮及其电动机和底板一道有绕销轴  $O_3$  逆时针旋转趋势，使两摩擦轮轮面压得更紧，且该轮面压力可随传递功率的大小变化而具有压力自适应性能。应该指出，该摩擦轮传动只适用于非可逆传动和经常不在满载条件下工作，这可大大地延长传动装置的工作寿命。

### 2.5.3 速度自适应

图 2-2-273 所示为汽轮机离心式调速器。其工作原理是：当轴 1 的转速升高而超过要求的转速时，重锤 2 在其离心力作用下逐渐抬起，随之带动轴套 3 和杠杆系统 4 使阀门 5 向关闭方向转动，从而使蒸汽量减少，汽轮机转速降低以恢复到正常值。若将杠杆与其他执行机构联接起来，通过机械结构设计，可使其执行机构的转速得到速度自适应。

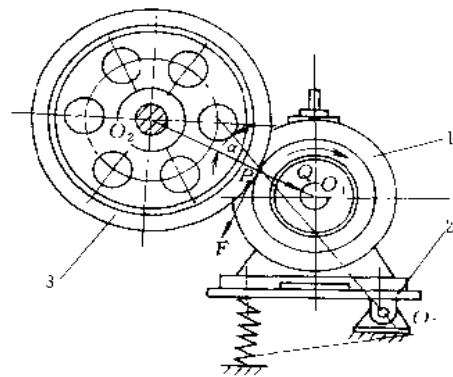


图 2-2-272 自动压紧的摩擦轮传动  
1—电动机；2—底板；3—摩擦轮

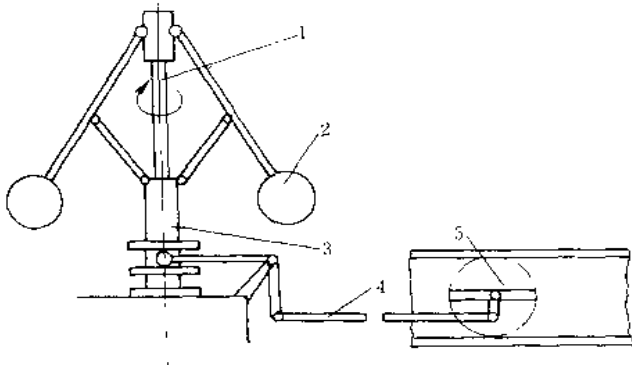


图 2-2-273 离心式调速器

1—竖轴；2—重锤；3—轴套；4—杠杆系统；5—阀门

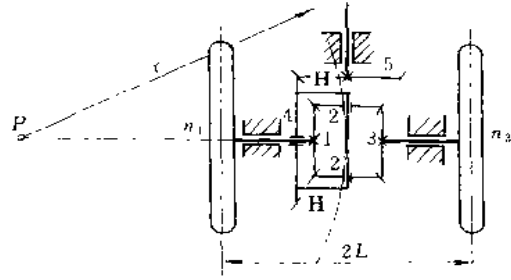


图 2-2-274 汽车后轴差速器

1、3—中心轮；2—行星轮；4—齿轮系杆；5—齿轮；H—齿轮系杆

图 2-2-274 所示为汽车后轴差速器传动简图。该差速器实际上为一差动轮系。齿轮 5 与汽车传动轴相连，与齿轮 5 相啮合的齿轮 4 与系杆 H 固结，其上安装有行星齿轮 2。齿轮 1、3 为中心轮，分别与汽车左、右后轮轴联接，于是 1、2、3 齿轮和系杆 H 便组成一差动轮系。当汽车直线行驶时，两后轮所走路程相同，后轮 1、3 转速相等，此时，整个差动轮系成为一整体，随内轮 4 一起转动。行星轮只有随系杆 H 一起公转，而无绕其自身轴线自转。如汽车向左转弯时，左轮行车轨迹为小圆弧，右轮为大圆弧，两轮所走路程不等，因此，齿轮 1、3 应具有不同的转速。为此，行星轮除随同齿轮 4（即系杆 H）同步旋转外，还有绕自身轴的转动。如车轮在地面上不出现打滑，显然，两后轮转速应与弯道半径成正比。此即说明：通过差速器既可实现将驱动轴的一个转动转化为两个后轮轴的一个同步转动（汽车直线行驶所必需的），同时又可以实现将驱动轴的一个转动转化为两个后轮轴的两个不同的转速（汽车弯道行驶所必需的，而且随弯道的曲率半径不同而任意组合）。所以，差速器是实现汽车两后轮轴转动速度的自适应。

## 2.6 任务分配的合理性

机械结构设计中，必须根据所要求的各种分功能合理地选择载体，即选择零部件以承担设定的分功能。任务分配就是功能与载体之间关系的确定。任务分配不外乎有三种可能组合，一是一载体承担一种分功能；二是一载体承担多种分功能；三是多个载体共同承担一种功能。对于某一具体的设计条件，可能选择上述二种组合中的某一种任务分配组合是最为合理的，而在另外的某一具体设计条件下，可能有多种任务分配的组合都是可行的。依据设计指标的着眼点，它们总会存在着综合评估的优先排序，寻求出某一种任务分配的组合为最佳选择。

### 2.6.1 载体承担一种分功能

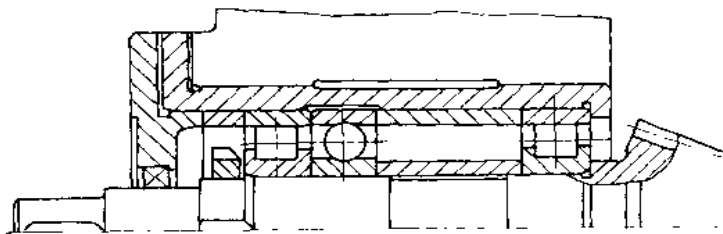


图 2-2-275 小圆锥齿轮轴轴承结构

一载体承担一种功能，任务单一、功能明确，这样，便于其强度设计和结构优化。图 2-2-275 所示为小圆锥齿轮轴轴承支承结构。对于圆锥齿轮传动，不论其旋转方向如何，作用在锥齿轮轴上的轴向力为啮合轴向力（对图示轴承结构），该轴向力作用方向始终是从锥顶指向其大端。该轴承支承功能设计非常明确，采用两个短圆柱滚子轴承分别承受左、右两支承的反力，即径向力；选用一个向心球轴承承受啮合轴向力。尽管向心球轴承既能够承受轴向力，又能够承受径向力，且以承受径向力为主，然而在这里却恰恰是只要它承受轴向力，而不让它承受任何微量的径向力。这是通过该轴承外径与轴承衬套之间的间隙来保证的。径向力全部由短圆柱滚子轴承来承受。这种短圆柱滚子轴承，由于其内部结构决定了它只能承受径向力而不能承受任何轴向力，而这里设计的分功能却恰好是只承受径向力而不承受任何轴向力，可见，任务分配既明确又合理。

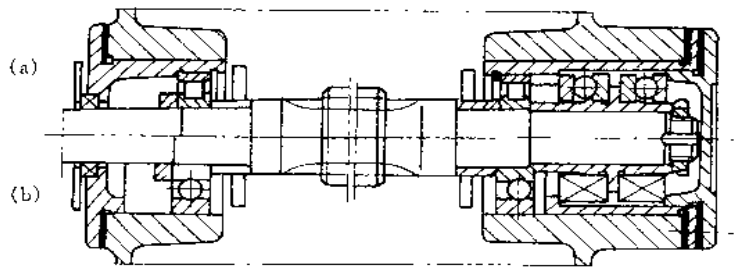


图 2-2-276 蜗杆轴轴承支承结构

图 2-2-276 所示为蜗杆轴轴承支承结构。由于该蜗杆传动设计要求是可逆运转的，因此工作时，作用在蜗杆轴上的啮合轴向力的方向是双指向的。在图 a 所示的轴承支承结构设计中，选用两个短圆柱滚子轴承，分别承受两支承的径向支反力，不承受任何轴向力；选用一个双列推力球轴承只承受双向啮合轴向力，而不承受任何径向力。这种结构功能设计正好充分地利用了两类轴承各自的特性，任务分配与其功能一一对应。图 b 部分的轴承支承结构设计 with 图 a 部分的支承结构不同之处是选用两个向心球轴承分别承受两支承径向支反力，而不承担轴向力作用。尽管这类轴承在承受径向力的同时还能承受一定的双向轴向力，然而，在这里却设计成不让它来承受轴向力。这是因为在结构上它们被设计成轴向游动的。

固定式铜精炼反射炉桥式加料机，其立柱与上、下支承的结构如图 2-2-277 所示。为了完成加料机向炉内加料和布料的工艺操作，加料机的立柱 1 必须具有两种互不干涉的独立运动——回转和升降运动。立柱 1 的上、下支承必须保证实现立柱在绕自身轴线回转的同时，又能沿自身轴线上、下升降。因此，立柱支承的轴承结构就必然是既是回转式轴承又是直线式轴承，且两者统一于一体。结构设计是这样的：设计一个具有内方外圆结构的内套 4，在其内方孔的四个角上设置八个导块 5（每个角上成直角配置两块），做成直线式轴承内表面，引导立柱上、下移动；在内套 4 外圆面上安装双列圆锥滚子轴承 6，通过其轴承座 7，安装在立



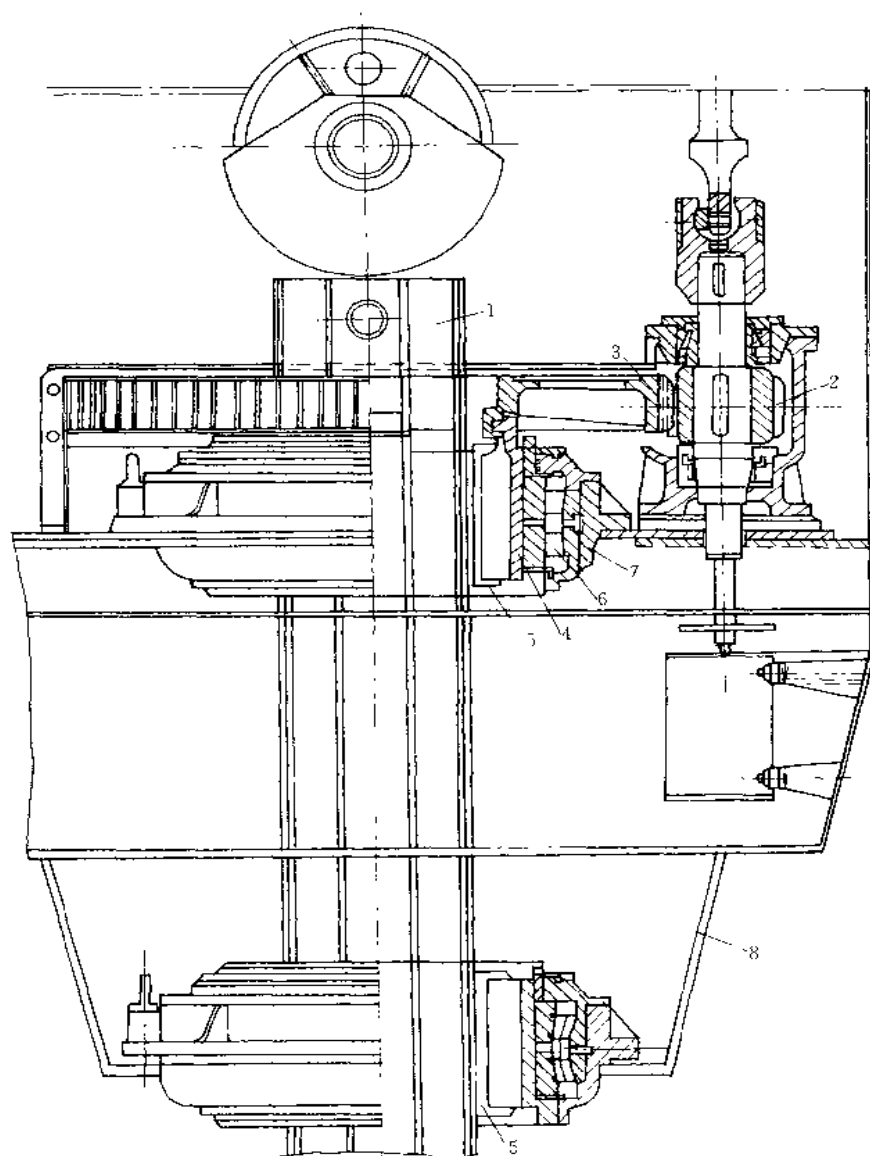


图 2-2-277 桥式加料机立柱上、下支承结构

1—立柱；2—小齿轮；3—大齿轮；4—内套；5—导块；6—双列圆锥滚子轴承；7—轴承座；8—立柱导架

柱导架 8 上，圆锥滚子轴承作为立柱回转支承，当立柱上、下移动时，它在导块 5 表面上滑动，内套及其圆锥滚子轴承不转动，而当立柱回转时，立柱带动内套一起同步回转，此时，立柱与内套导架无任何相对移动，导块与滚动轴承在运动功能分配上彼此独立又不相互干涉，统一于内套本体上。

设有支承辊液压弯辊装置的四辊厚板轧机如图 2-2-278 所示。轧制时，小直径的工作辊 7 与轧件直接接触，完成对坯料的辗轧任务；对工作辊而言，大直径的支承辊 6 则是起支承作用，用于承受全部轧制压力，可见，工作辊和支承辊与其分功能是一一对应的。同样，弯曲支承辊的弯辊横梁 4 则是专门用来承受液压弯

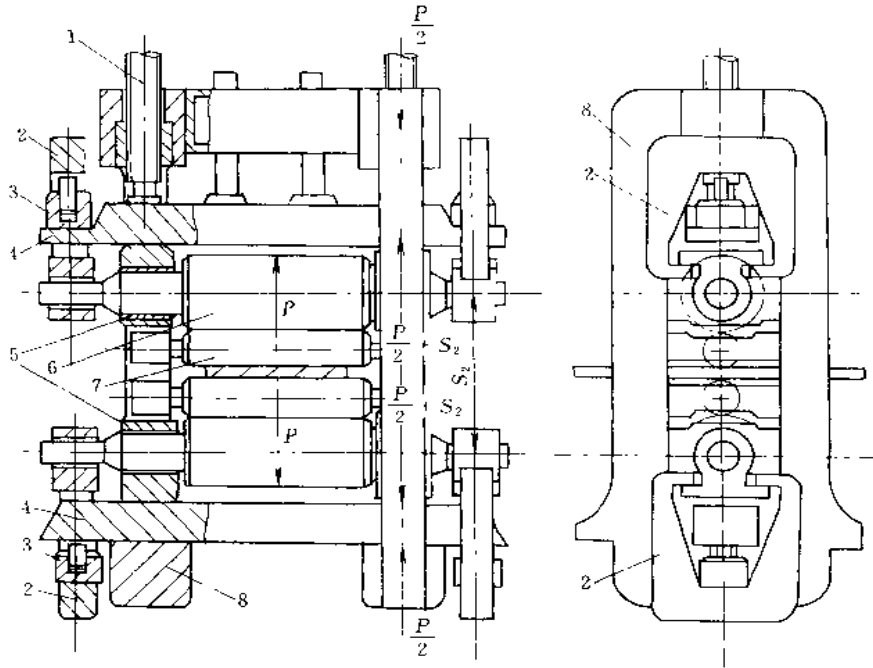


图 2-2-278 四辊厚板轧机支承辊止弯装置

1—压下螺丝；2—环钩；3—液压缸；4—横梁；5—轴承座；6—支承辊；7—工作辊；8—机架

辊力的，而轧机工作机架则由于设置了横梁而只承受轧制压力，不受弯辊力。工作机架 8 和弯辊横梁 4 与其分功能也是一一对应，它们的任务分配也是非常明确的。

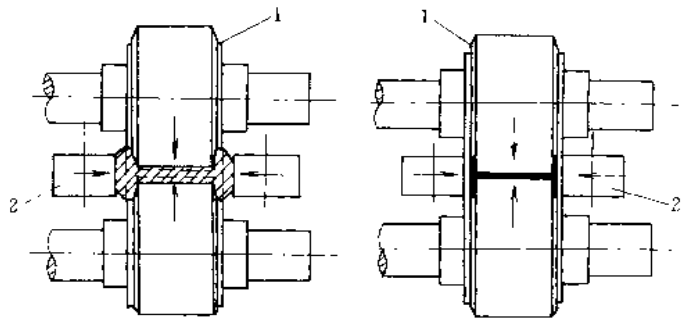


图 2-2-279 万能钢梁轧机轧辊布置简图

1—水平轧辊；2—立轧辊

万能钢梁轧机的轧辊布置型式如图 2-2-279 所示。该类轧机用于轧制高度为 300 ~ 1200mm 的宽边钢梁。两水平轧辊 1 与两立轧辊 2 配合，共同完成对钢梁的腹板和上、下翼缘的联合轧制。可见，水平轧辊和立轧辊与其承担的分功能同样是一一对应的，即载体承担一分功能。

车床变速箱输入轴与 V 带轮的装配结构如图 2-2-280 所示。该轴外伸端的直径尺寸较小，且为悬臂轴段，故刚性低。为降低轴悬臂端的弹性变形对轴承和齿轮副啮合的不良影响，将 V 带轮 3 设计成具有卸荷

结构。这样，V带作用在带轮3上的径向压力不是由轴1来承受而是通过轴承6作用在轴承座5上，最后传给箱体4。带轮扭矩经由轴承端盖2和花键联接传给轴1，因此悬臂轴段只承受扭矩而不承受径向力，从而减轻了轴的受载，减小了变形，改善了轴承和齿轮传动的运转条件。因此，轴承座和转轴设计成分别承受径向力和传递扭矩。

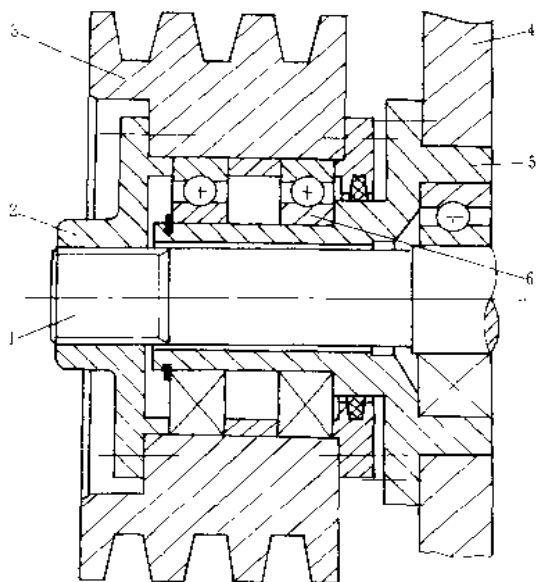


图 2-2-280 V带轮卸荷结构设计

1—传动轴；2—端盖；3—带轮；  
4—箱体；5—轴承座；6—轴承

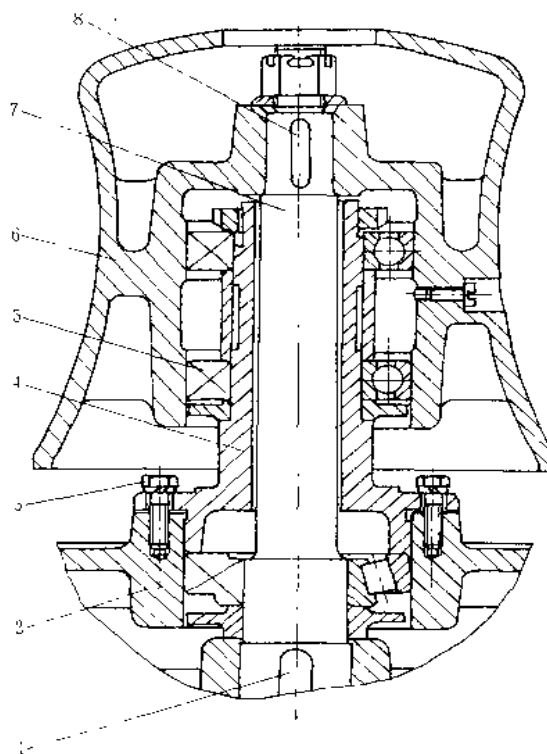


图 2-2-281 立式绞车卷筒轴结构设计

1—键；2—箱盖；3—螺钉；4—轴承座；  
5—轴承；6—卷筒；7—输出轴；8—键

在立式绞车卷筒轴的结构设计上，采用了卸荷结构设计，如图 2-2-281 所示。作用在卷筒上的径向力将通过轴承 5、轴承座 4 及其螺钉 3 传给蜗杆减速器的箱盖 2。减速器输出轴 7 经平键 8 将扭矩传给绞车卷筒 6。同样，轴承座 4 和输出轴 7 悬臂段分别承受单一径向力和传递单一扭矩。因此，大大地改善了输出轴 7 的受力条件和蜗轮副的啮合条件。

图 2-2-282 为桥式加料机挑杆回转机构立式减速器。输出轴采用套装结构设计，低速级大齿轮安装在带锥孔的轴套上。轴与轴套采用锥面配合和平键联接。这样，运转时，轴套承受大齿轮啮合径向力和传递扭矩，而轴则只传递扭矩，不承受径向力作用。轴与传递扭矩属一载体承担一种分功能的单一对应关系，而轴套与径向力和扭矩都是一载体承担多种分功能。该传动系统的结构紧凑，尺寸缩小，质量减轻。

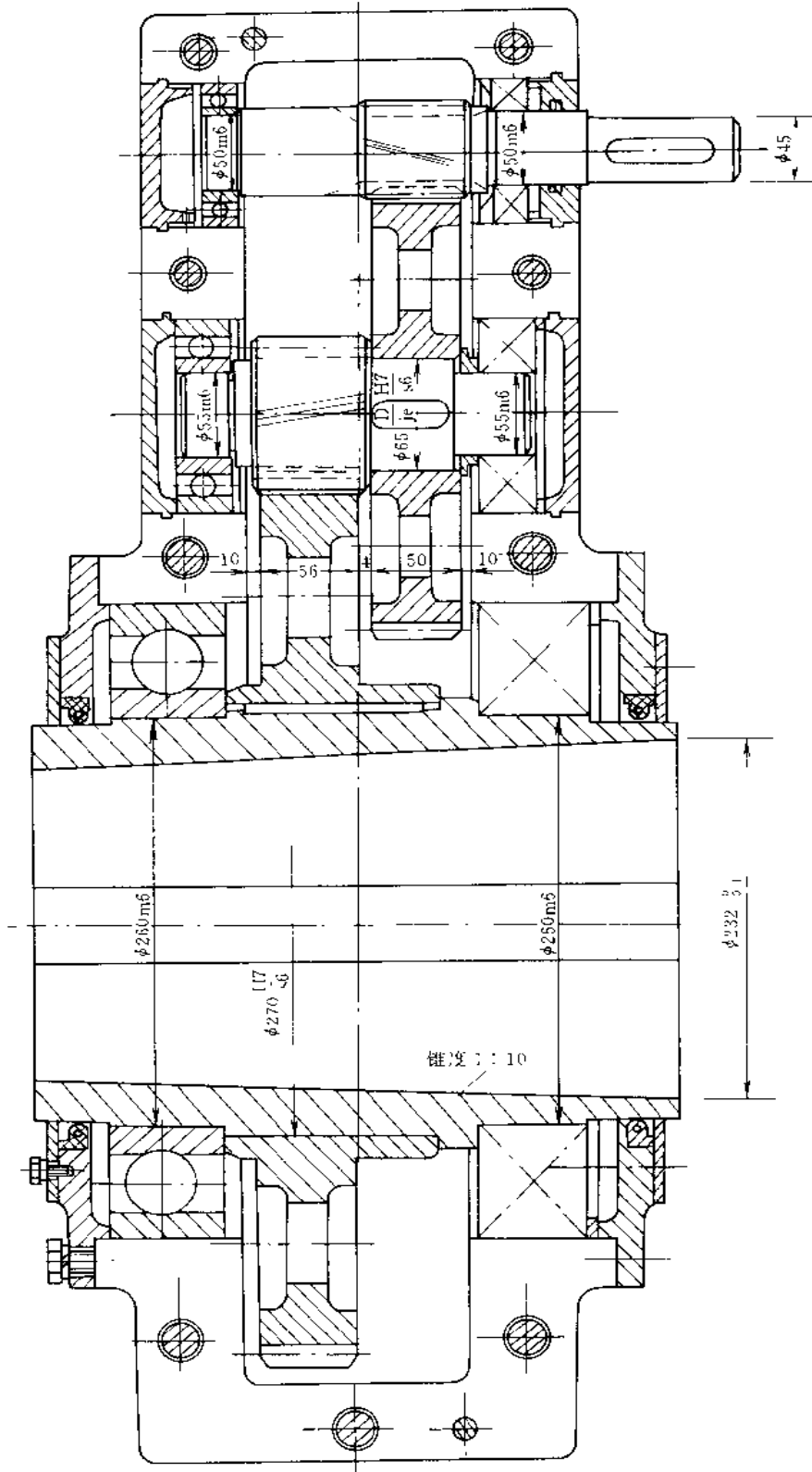


图 2-2-282 套装式立式减速器

### 2.6.2 一载体承担多种分功能

载体承担多种功能的结构设计,其优点是减少零部件数量,使结构简化,成本降低。如图 2-2-283 所示的双辊式连续式铸轧机,其铸轧辊既完成将注入辊间的液态金属结晶凝固成固态金属,即承担结晶器—铸造辊的铸造功能,同时实现对已凝固金属进行热轧,即完成轧制辊的轧制功能。因此铸轧机的铸轧辊同时完成铸和轧两种不同连续过程。整个过程是金属液态轧制和固态轧制的连续过程,故又称液态轧制,或称无锭轧制。

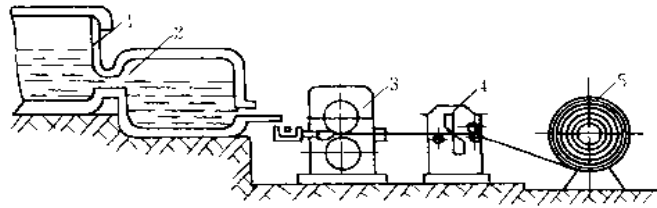


图 2-2-283 铸轧机组配置示意图

1—熔炼炉; 2—静置炉; 3—铸轧机; 4—剪切机; 5—卷取机

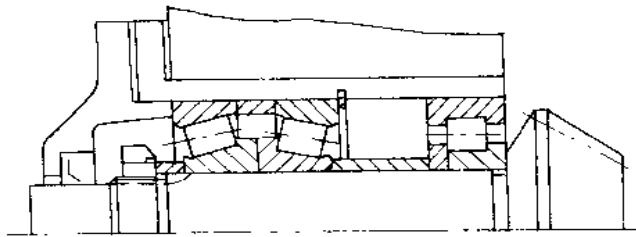


图 2-2-284 小锥齿轮轴轴承支承结构

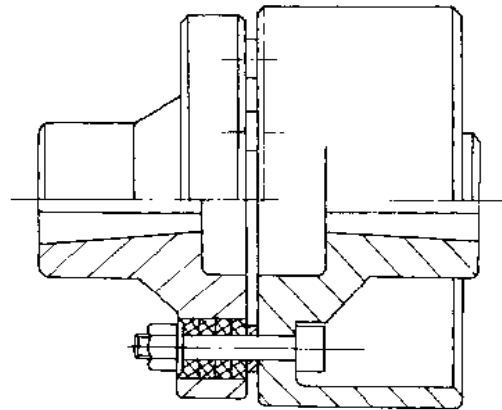


图 2-2-285 带制动轮弹性套柱销联轴器

图 2-2-284 所示为小锥齿轮轴轴承支承结构设计。轴的左端支承采用两个面对面布置的同型号圆锥滚子轴承,这样,两轴承由自身结构所伴生的轴向力相互抵消,支反力由它们共同承担(理论上认为径向反力平均分配于两轴承),啮合轴向力却是由左端的左边圆锥滚子轴承承受,右边的圆锥滚子轴承却不承受轴向力,尽管该轴承也同样具有承受轴向力的能力。安装在轴上同一支承上的两个完全相同的轴承,由于采用面对面布置的设计,使两轴承的任务分配组合不同,左支端的左边轴承为一载体承担径向力和轴向力两种功能,然而,另一轴承却是一载体只承担径向力的一种功能。如果将该两轴承位置对换一下,即由面对面布置的设计改换为背对背布置的设计,则其任务分配组合亦随之调换。

在通用桥式起重机中,常采用带制动轮弹性套柱销联轴器(或带制动轮半齿联轴器),如图 2-2-285 所示。它是将制动轮与半联轴器制成一体。该半联轴器将联轴器的传递扭矩与制动轮产生制动扭矩这两者功能集中于一体。为减轻联轴器受力,通常将带制动轮的半联轴器装在减速器一侧,但有时从装配工艺着眼,也有反过来安装的。

### 2.6.3 多个载体共同承担一种功能

多个载体共同承担一种功能的结构设计可以减轻单个载体的负载,延长其使用寿命,提高安全冗余。例如轧机轧辊在轧制轧件时,其轴承要承受很大的轧制压力,而轧辊轴承由于受结构空间限制,其径向尺寸和辊颈轴周尺寸均受到严格控制,这样,使轧辊轴承的单位压力比一般轴承要高出 2~5 倍。这就决定了当选用滚动轴承时,通常总是采用多列(或多排)滚动体的滚动轴承。如图 2-2-286 所示为 2840 轧机支承辊采用

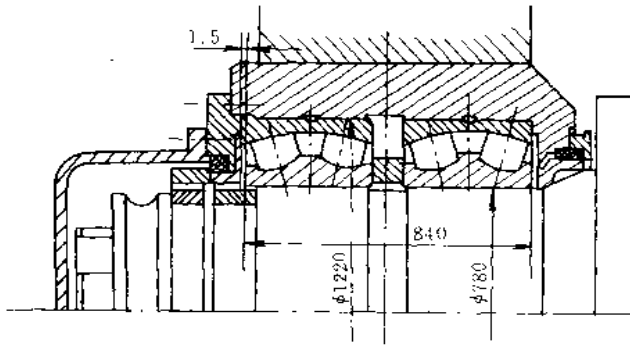


图 2-2-286 2840 轧机支承辊轴承结构设计

的两个同型号的双列调心滚子轴承，利用多个载体来共同承受轧制压力作用。为确保两个调心滚子轴承径向间隙相等，则要求轴承座有自位性。在轴承座有自位性的情况下，只要求两个调心滚子轴承中有一个轴承座圈可以沿轴向自由移动，以保证它们在辊颈上的安装位置能自动调整，使四列滚子间均匀分配负载。为此，其轴向没有直接压紧而是在轴承端盖与轴承外座圈之间留有 1.5mm 余隙。

它是利用多列滚动体来共同承受轧制压力的。

图 2-2-287 为 1700 连轧机精轧机座工作辊四

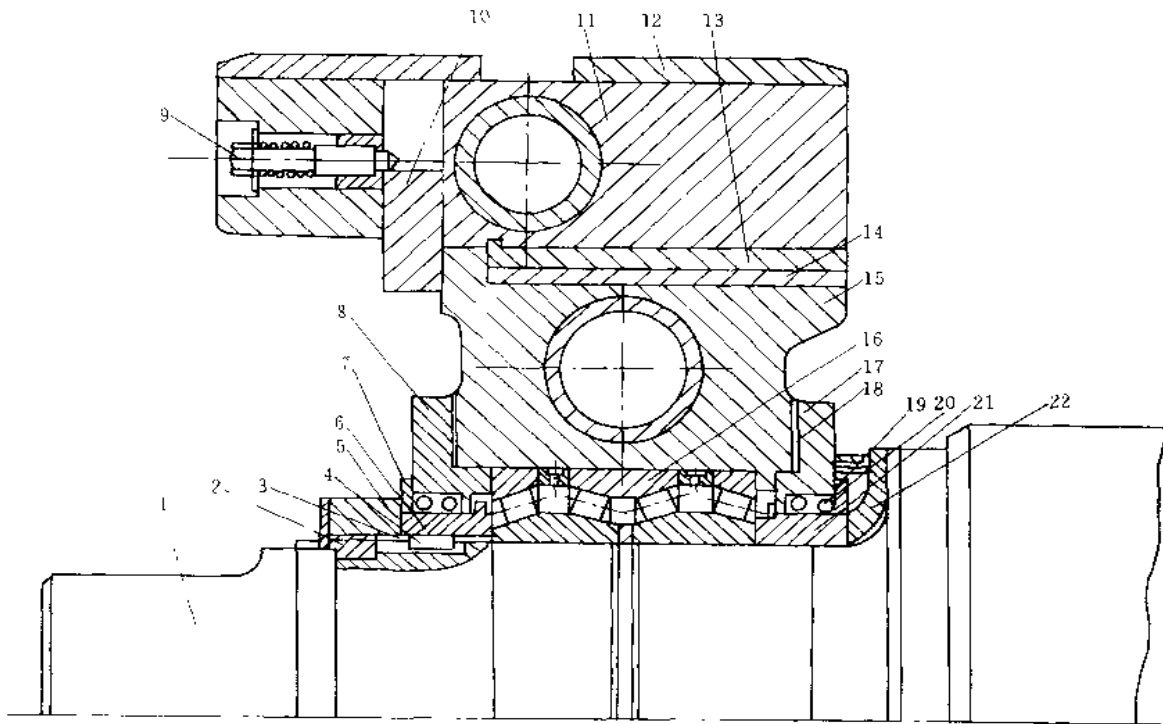


图 2-2-287 1700 精轧机座工作辊轴承结构

- 1—工作辊；2—半环螺丝；3—止动键；4—键；5—螺母；6—止推环；7—盖；8—端盖；9—工作辊轴向固定装置插销；10—轴向固定隔板；11—支承辊轴承座；12、13、14—护板；15—工作辊轴承座；16—工作辊轴承；17—端盖；18—O形密封圈；19—中间环；20—密封圈；21—止推环；22—固定环

图 2-2-288 为采用四列圆柱滚子轴承作为轧辊轴承的典型结构设计。四辊轧机因有两个工作辊和两个支承辊而得名。四个轧辊轴线布置在同一垂直平面内，为了轧制更薄带材，工作辊直径必须进一步减小，同时辊系乃至整个工作机座的刚度必须进一步增大，否则轧制过程无法进行。辊系刚度包括辊系垂直刚度和水平刚度，只有保证辊系具有足够的垂直和水平刚度时，工作辊才具有满意的垂直和水平稳定性。

图 2-2-289 所示为固定式铜精炼反射炉桥式加料机挑杆摆动机构中，挑杆摆动架与连杆采用双向八组组合弹簧的弹性联接结构形式，采用多个载体承担一种功能的设计。

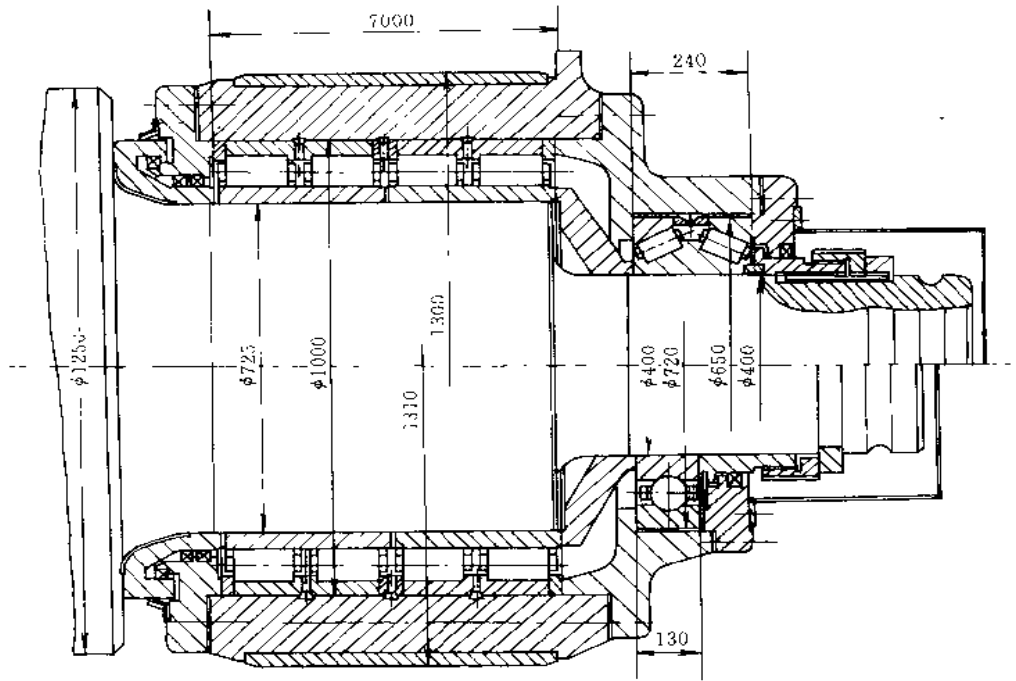


图 2-2-288 轧辊轴承选用四列圆柱滚子轴承结构

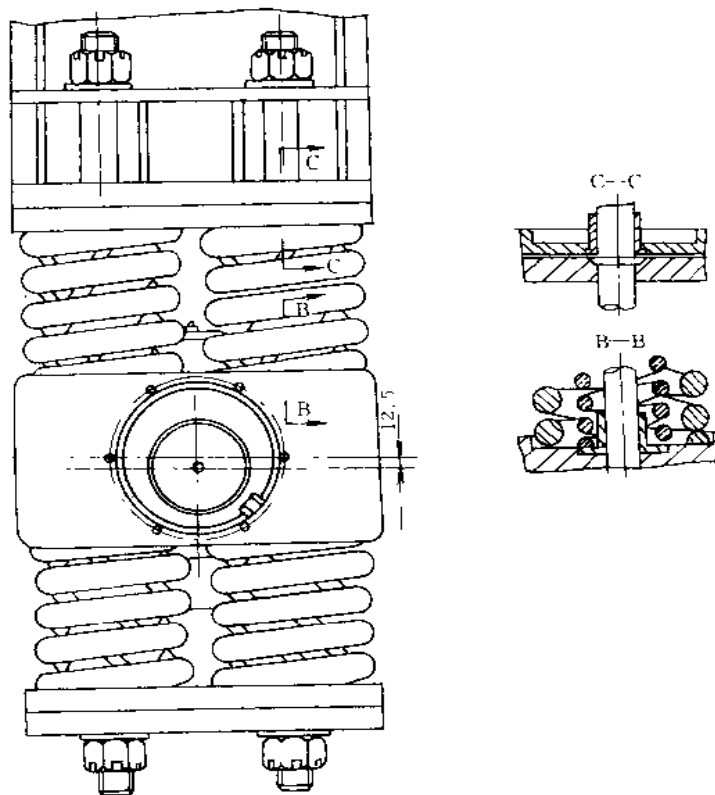


图 2-2 289 摆动架与连杆的弹性联接

## 2.7 可调整性

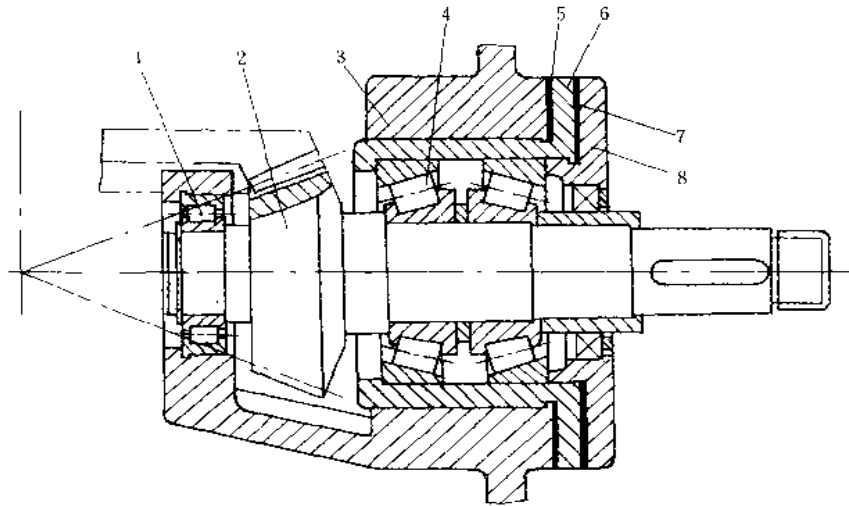


图 2-2-290 小圆锥齿轮轴轴承间隙和齿轮啮合调整

1—轴承；2—圆锥齿轮；3—箱体；4—轴承；5—垫片；6—套杯；7—垫片；8—端盖

任何一部机器，通常都有需要进行调整的环节，其中有些调整是在装配或安装时进行，有些是在机器运转一段时间后在进行，也还有些则是在其运行过程中随时进行。对于这些需要调整的零部件，在进行结构设计时，就必须使其具有可调整性。

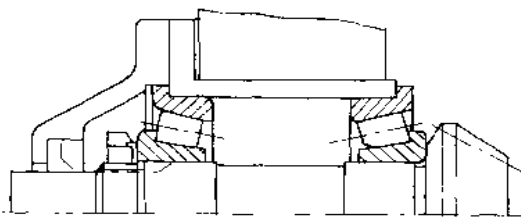


图 2-2-291 锥齿轮轴轴承和啮合调整

图 2-2-290 所示为小圆锥齿轮轴轴承支承结构。在这里，有两种不同类型的调整，一是轴承间隙调整，另一是圆锥齿轮副的轴向啮合调整。左端支承为游动支承，采用单个圆柱滚子轴承 1；右端为固定支承，采用两个同型号的圆锥滚子轴承 4 面对面布置结构。滚动轴承间隙调整只限于固定支承的圆锥滚子轴承，它是通过轴承端盖 8 与套杯 6 的接触面间的调整垫片组 7 的增、减进行的。圆锥齿轮 2 传动的啮合轴向调整则是利用套杯 6 和套杯与箱体 3 的贴合面间的调整垫片组 5 的增加或减少来实现的。

图 2-2-291 所示为采用圆锥滚子轴承作支承的小圆锥齿轮轴支承结构。圆锥齿轮副啮合调整仍然是采用套杯和套杯与箱体贴合面间的一组调整垫片进行的，而轴承间隙则是借助轴上的圆螺母和止动垫圈来调整的。这种调整方式调整精确、方便，但轴上须切螺纹，结构复杂。

减速器轴承端盖选用嵌入式端盖时，其轴承间隙可采用如图 2-2-292 所示的调整结构。它是利用端盖 1 上的调整螺钉 5 进行调整的。调整后，用止动垫片 4 防松（B 向）。这种调整方法为有级调整，具有调整方便、可靠，避免了轴上切削螺纹。为保证轴承各滚动体的间隙均匀，以降低对调整螺钉 5、端盖 1 和箱体 3 的制造精度，螺钉和垫圈 2 接触表面应各自为凸球面，使其具有自适应性。

图 2-2-293 所示为立式蜗杆减速器蜗轮轴轴系结构。它是采用套杯 3 内螺纹和调整螺母 4 来调整轴承间隙和蜗轮副轴向啮合位置的。套杯 3 和调整螺母 4 承受蜗杆传动时蜗轮轴上的轴向力，而轴承端盖 2 和端盖螺钉 1 不起支承作用，不承受轴向力。这种结构较复杂。



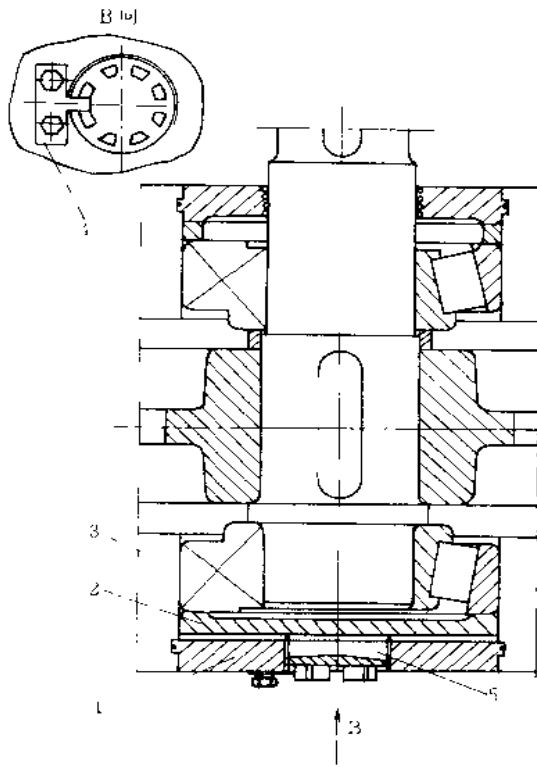


图 2-2-292 调整螺栓调整

1—端盖；2—垫圈；3—箱体；4—垫片；5—调整螺钉

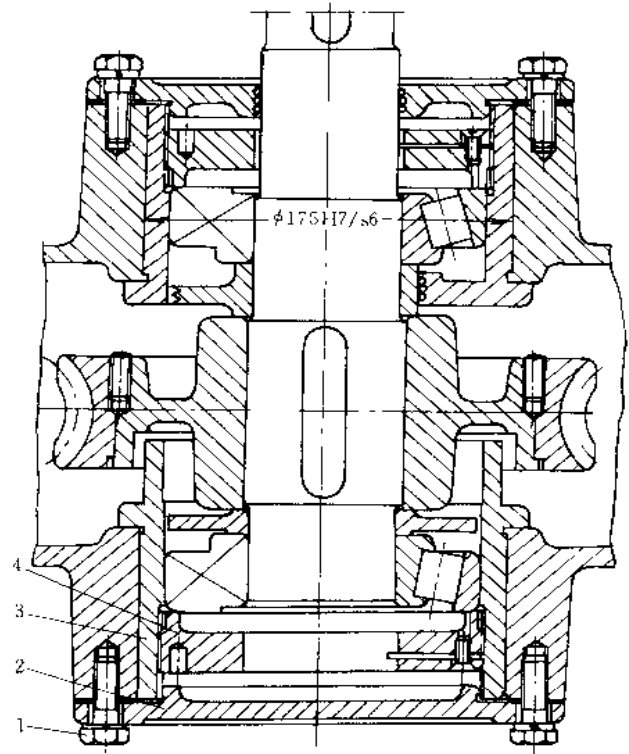


图 2-2-293 蜗轮轴支承结构

1—螺钉；2—端盖；3—套杯；4—螺母

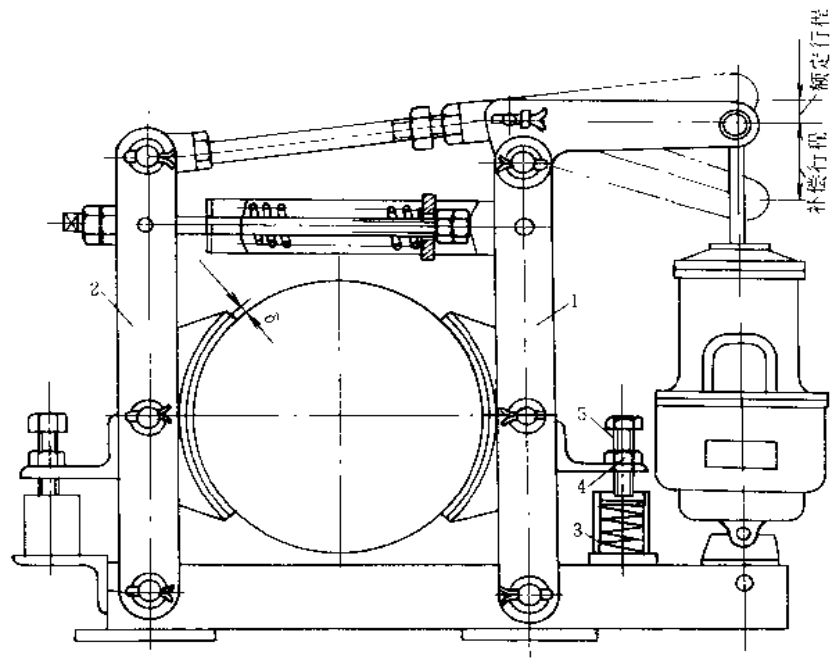


图 2-2-294 制动器两侧松闸间隙相等调整结构

1—杠杆；2—杠杆；3—弹簧；4—螺母；5—螺栓

为保证块式制动器松闸时，两侧松闸间隙相等，采用图 2-2-294 所示结构来进行调整。在左、右两制动杠杆 1 和 2 的外侧，分别安装一个弹簧 3 和调整螺栓 5 以及锁紧螺母 4，两侧弹簧的刚度应相等，以确保作用在左、右两制动杠杆的力矩及向外侧倾转角度相等。通过两侧的调整螺栓 5 进行调整达到松闸间隙相等的目的。

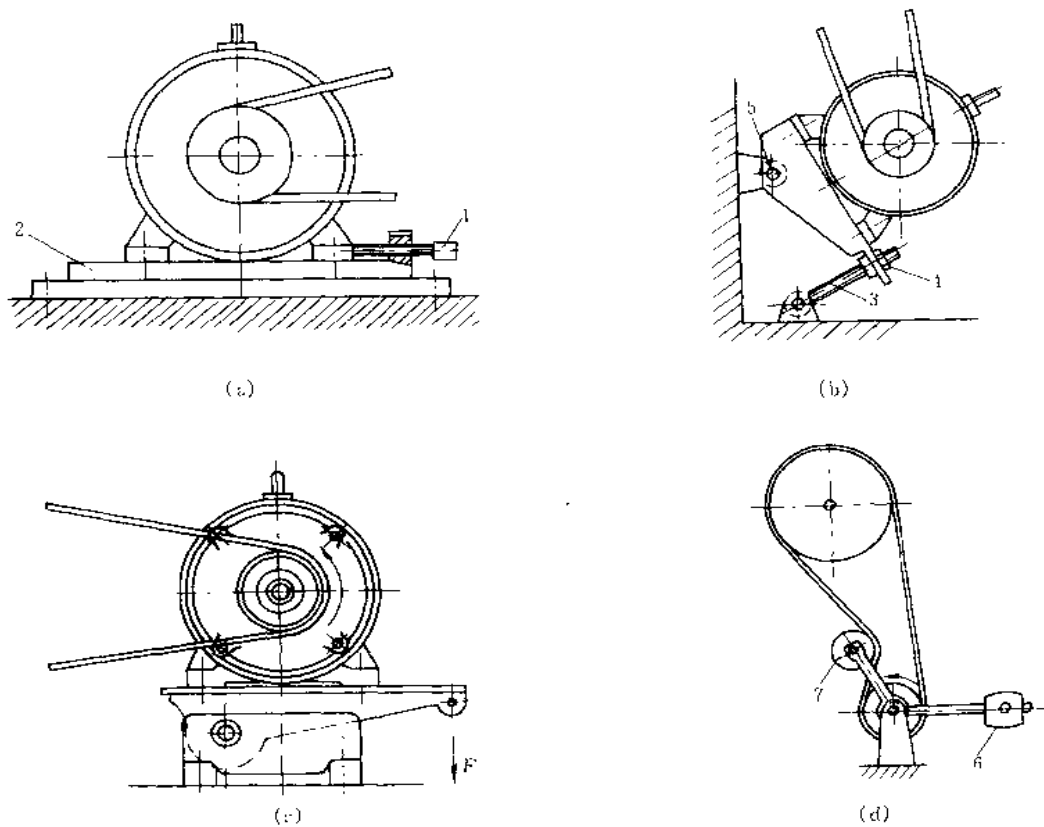
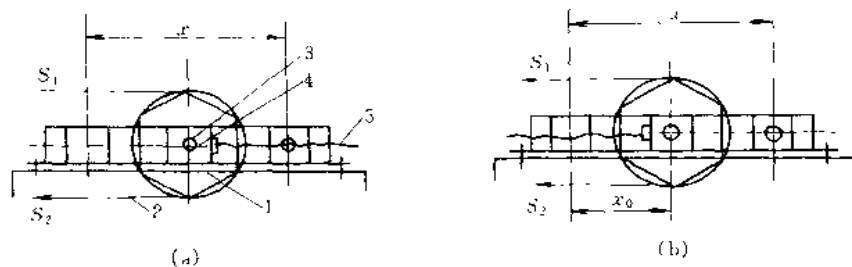


图 2-2-295 带传动中心距调整方法

1—调整螺钉；2—滑轨；3—螺栓；4—螺母；5—轴销；6—重锤；7—张紧轮

在带传动中，传递工作载荷所需的摩擦力通常是依靠调节带传动中心距使带预先张紧而产生的。当主动轮回转时，依靠带与带轮接触面间的摩擦力拖动从动轮一起转动，从而传递运动和动力。调节中心距的常用方法如图 2-2-295 所示。通过调节螺钉 1 使装有小带轮的电动机沿滑轨 2 移动，如图 a 所示；采用调整螺栓 3 和螺母 4 使电动机及其底座一道绕其摆动轴销 5 转动，如图 b 所示；也可利用重力、弹性元件的弹力自动支持方法张紧，如图 c 所示；对于中心距不能调节时，也可采用重锤 6 使张紧轮 7 对其松边作用一压力来张紧，如图 d 所示。

为确保链式输送机正常运转，其牵引构件链条必须具有一定的预张力。对于刮板输送机，还要依靠链条的预张力来保证刮板在工作过程中的稳定位置。张紧装置的作用就是保证牵引构件获得必要的预张力。其主要结构型式有螺杆式、小车重锤式、弹簧螺杆式和液压式等，如图 2-2-296 所示。螺杆受拉（图 a）和螺杆受压（图 b）的螺杆式张紧装置的优点是结构紧凑，外形尺寸小，但在工作过程中不具有自动调整张紧力的性



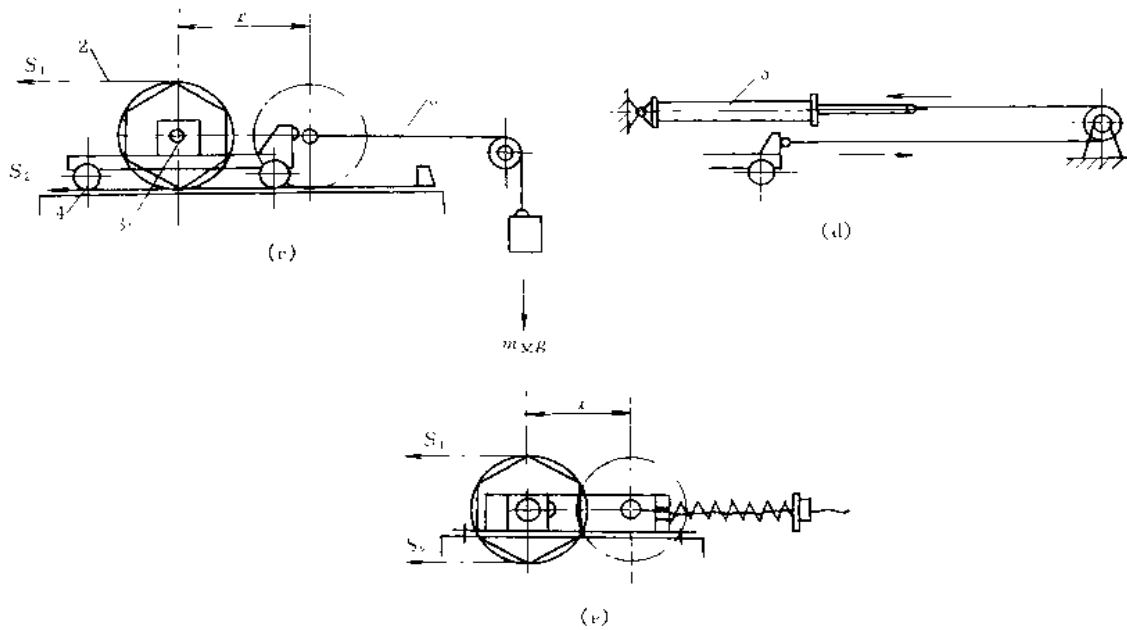


图 2-2-296 链式输送机张紧装置

(a) 螺杆式(受拉); (b) 螺杆式(受压); (c) 小车重锤式; (d) 液压式; (e) 弹簧式

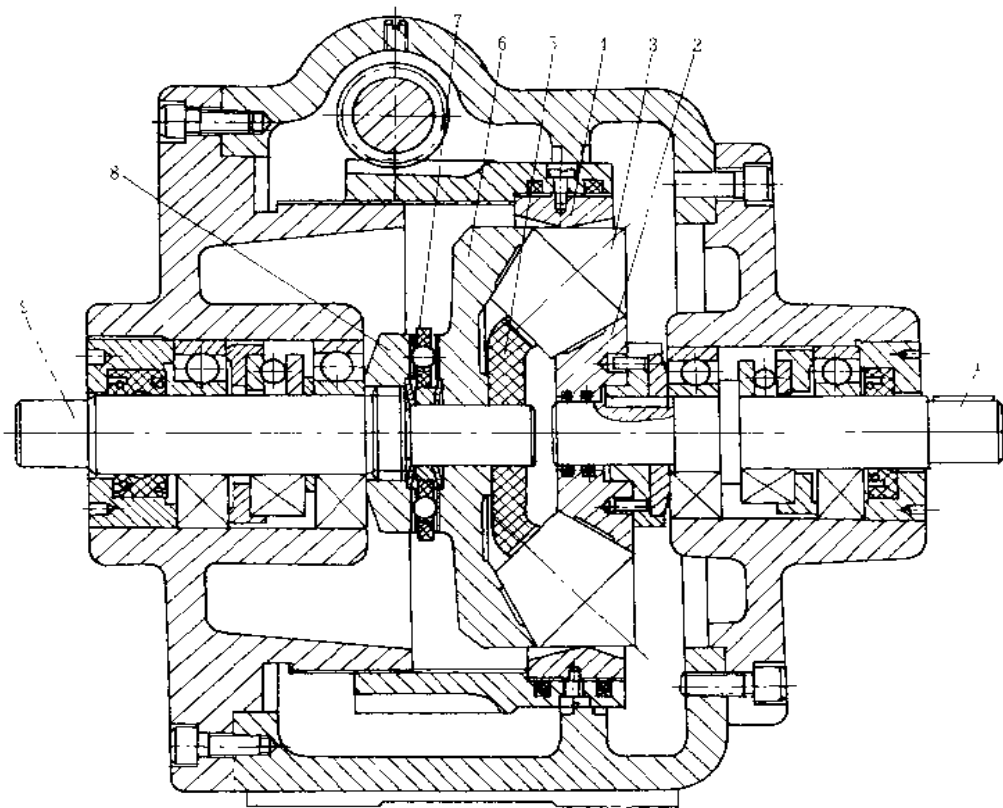


图 2-2-297 内锥轮输出行星锥齿无级变速器 (BUS)

1—输入轴; 2—主动锥轮; 3—行星锥齿; 4—外环; 5—保持架; 6—内锥轮; 7、8—加压装置; 9—输出轴

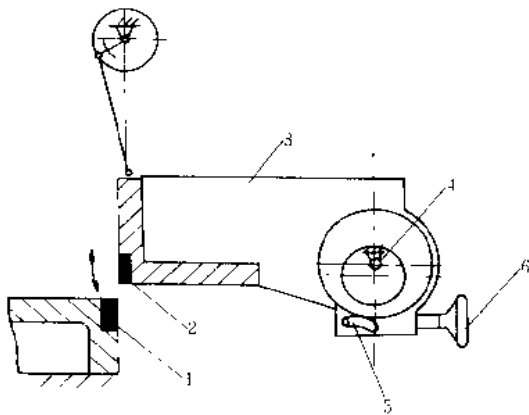


图 2-2-298 摆式斜刃剪切机原理图

- 1—下剪刀；2—上剪刀；3—摆动刀架；  
4—偏心轴；5—锁紧螺母；6—子轮

为固定不动的，而上剪刀 2 在剪切过程中围绕一固定点作圆弧摆动。其优点是结构简单紧凑，剪切断面质量

能，小车重锤式（图 c）张紧装置的特点是能自动地保持张力恒定，能自动地补偿由于温度变化和链条磨损而引起的牵引构件长度的变化；液压式（图 d）张紧装置除具有重锤式张紧装置所具有的特点外，还具有工作平稳、无冲击特性，但调节行程有限；弹簧式（图 e）张紧装置，具有跟踪牵引构件张力波动的性能，弹簧工作区域的调整可通过螺杆调节进行。

图 2-2-297 所示为内锥轮输出行星菱锥无级变速器结构。其工作原理是：在围绕主动锥轮 2 圆周上均布一組行星菱锥 3，该行星菱锥安装在保持架 5（即转臂）中，借助自动加压装置 7、8，使行星菱锥的倒锥体分别与主动锥轮、从动内锥轮 6 压紧。行星菱锥的正锥体与不转动的外环 4 压紧。输入轴 1 经主动锥轮驱动行星菱锥沿外环的内周作行星运动，并驱动内锥轮转动，最后经自动加压装置将动力传给输出轴 9 输出。通过蜗杆传动和螺旋传动使外环作轴向移动，以改变其与行星菱锥正锥体的接触半径，实现无级变速。这种变速器属恒转矩、降速型，主要用于机床进给系统。

图 2-2-298 所示为摆式斜刃剪切机原理图。下剪刀 1

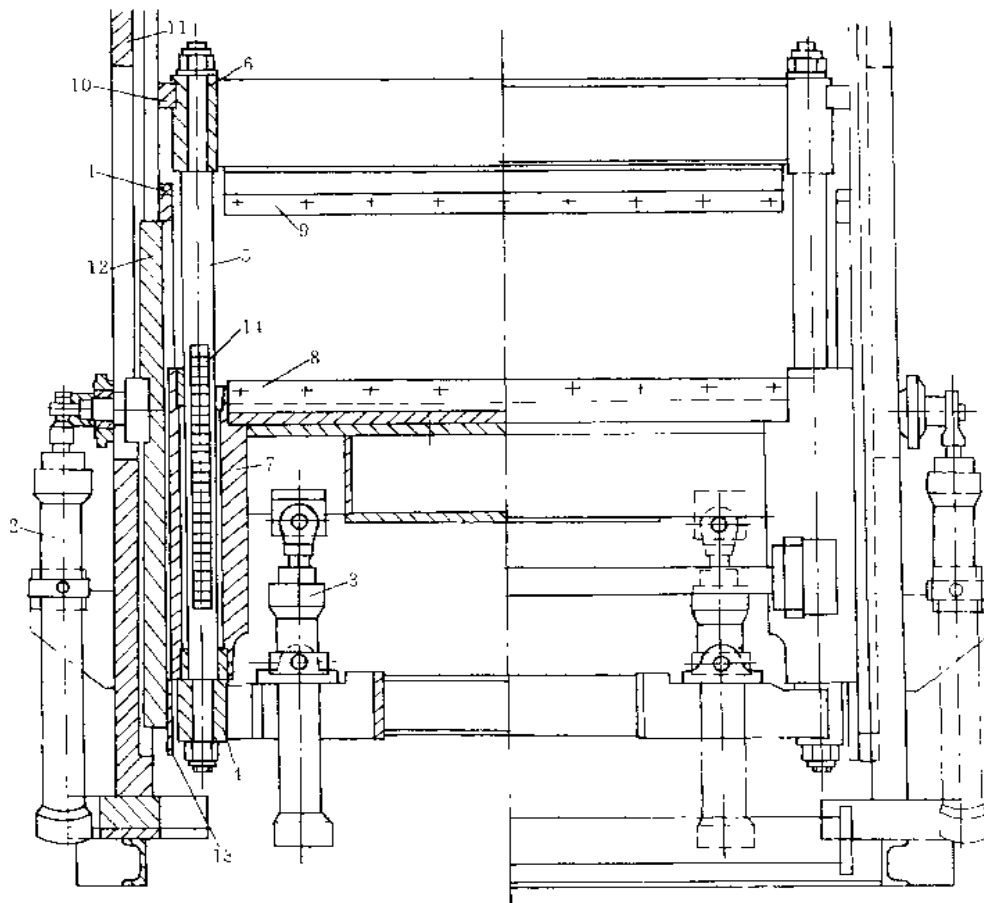


图 2-2-299 剪切位置可调整的液压斜刃剪切机

- 1—限位挡块；2、3—液压缸；4—横梁；5—上刀架；6—上剪刀；7—下刀架；8—下剪刀；  
9—上剪刀；10—挡块；11—机架；12—滑槽；13—挡块；14—齿条

好, 剪刀寿命长。其剪刀间隙的调整方法是, 将锁紧螺母 5 松开, 转动手轮 6, 通过蜗杆传动带动偏心轴 4 转动, 使上剪刀沿轧件运动方向前后移动, 以实现剪刀侧向间隙调整, 调整很方便。

图 2-2-299 所示为剪切位置可改变的液压斜刃剪切机结构图。该剪切机剪切位置是由限位挡块 1 决定的, 而限位挡块的位置通过固定在机架 11 上的液压缸 2 的调整来调整。其剪切工作过程是这样的: 液压缸 3 供液, 柱塞不运动而缸体向下运动, 通过横梁 4、拉杆 5 带动上刃架 6 向下运动, 直至上刃架上的挡块 10 与限位挡块相接触为止; 此时, 液压缸继续供液, 迫使柱塞带动下刃架 7 向上运动, 以实现剪切作业。剪切完毕后, 液压缸反向充液, 首先柱塞带动下刃架下降, 当与滑槽 12 固定在一起的挡块 13 相碰时, 由于液压缸继续充液, 迫使缸体上升, 上刃架上升回复至原始位置, 等待下一次的剪切。

## 2.8 可控性

随着科学技术的飞速发展, 工业生产的自动化程度也在不断提高, 从单机控制发展到生产线上的控制, 以及整个生产线和整个车间乃至全厂控制, 以适应现代化生产要求。作为机械结构设计, 应使其具有可控性。

在带钢连续生产线上, 由于辊系的倾斜、带钢厚度不均、带钢张力等参数选择不当, 都会使带钢在运行中出现横向跑偏现象, 所以, 带钢跑偏控制是现代化连续作业线上必不可少的装置。图 2-2-300 所示为开卷机带钢边缘控制, 即带钢跑偏控制系统示意图。其工作原理是: 当光电测量头 2 发出的圆柱形平行光束有一半照射在带钢上而被挡住时, 另一半光束则直接照射在反射镜 3 上, 经反射镜经原路返回到光电测量头内的光电元件上。于是, 测量头内的光电元件把一半光强转变成电信号, 经放大器 4 放大后控制调节阀 5。此时调节阀的滑阀处于中间位置, 液压缸 8 不动, 开卷机 7 也不移动而停在中间位置。如果边缘不整齐的带钢通过时, 由光电测量头 2 发出并到达反射镜 3 的光强发生变化, 光电元件接收的光强也发生变化, 随即产生或大或小的电信号。该信号经放大后控制调节阀 5, 使液压缸 8 推动开卷机 7 在滑轨 9 上向右或向左移动, 直到开卷的带钢把圆柱形光束正好遮盖一半时, 开卷机不再移动, 从而使带钢边缘得到控制, 以保证带钢位于生产线的机组中心线上, 即带钢得到了纠偏控制。

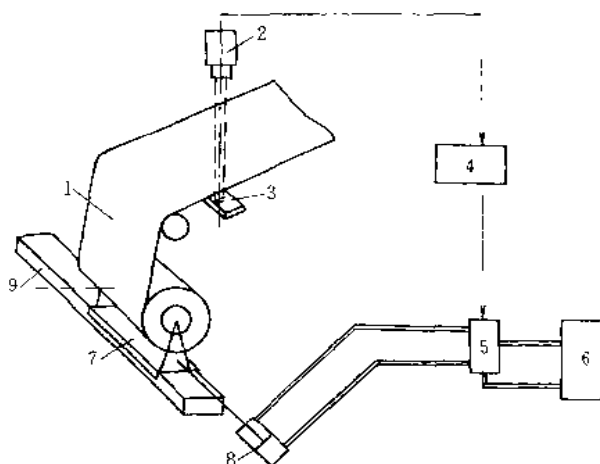


图 2-2-300 开卷机带钢边缘控制系统示意图

- 1—带钢；2—光电测量头；3—反射镜；4—放大器和控制器；5—电液调节阀；6—油泵；7—开卷机；8—液压缸；9—滑轨

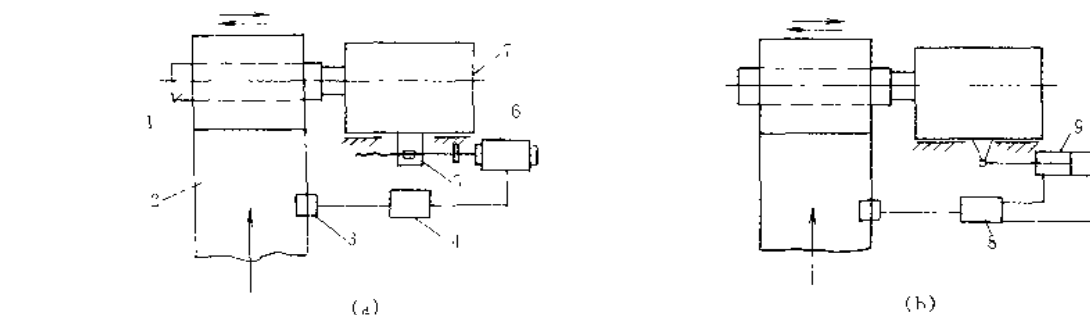


图 2-2-301 卷取机浮动控制原理图

- 1—卷筒；2—带钢；3—边缘位置检测器；4—电液伺服控制器；5—机架；6—液压缸；7—驱动装置；8—控制装置；9—液压缸

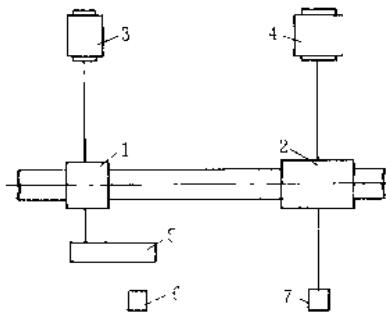


图 2-2-302 以转角为函数的电气联系

- 1—送料装置；2—飞剪；3—送料装置电机；4—飞剪电动机；
- 5—多级变速器；6—主令自整角机；7—接受自整角机

飞剪剪切定尺长度。此外，改变  $i$  可以补偿送料装置的辊子因磨损或重车后直径变化而发生的速度变化，使定尺长度保持不变。

图 2-2-303 所示为采用电气和液压组成的反馈回路控制剪切长度。飞剪 2 的曲柄直接由一台直流电动机 4 驱动，夹送矫直机 1 由另一台直流电动机 3 经减速器驱动，在减速器的另一端装有一个电液伺服马达 8。电液伺服马达正转或反转经差动齿轮减速器改变夹送矫直机的转速，使带钢的运行速度和剪切速度相一致。为了纠正剪切长度误差，在测量辊（夹送辊的上辊）的一端装有一个脉冲发生器 6，在飞剪曲柄的一端也安装一个脉冲发生器。在剪切过程中，根据两个脉冲发生器发出的信号，在数字式长度差监控系统 9 里进行比较，即实测定尺长度与标定定尺长度相比较，通过放大器 7 将比较值放大，再控制电液伺服马达 8 的电脉冲马达，使电脉冲马达正转或反转，经过齿轮和机械杠杆作用，操作伺服阀，从而改变油马达的转向和转速。这样就产生一个速度差  $\Delta n$ ，来补偿夹送辊传动直流电动机和飞剪传动直流电动机的转速差。

图 2-2-304 所示为采用液压压下的轧机厚度自动控制系统简图。该控制系统主要由压力反馈回路和位置反馈回路组成。压力反馈回路主要包括测压仪 3、压力比较器 4、压力和位置转换器 5 等装置；位置反馈回路主要由位置传感器 1、位置比较器 9 等装置组成。

在压力反馈回路中，根据轧件给定厚度  $h_0$ ，预先向压力比较器 4 输入与给定厚度  $h_0$  相应的轧制力  $P_0$ 。当测压仪 3 测出轧件的实际轧制力  $P$  并输入压力比较器，与  $P_0$  比较后，如有差值则输出

压力波动值  $dP$ ，经过压力和位置转换器 5 转换为轧机的弹性变形波动量  $\frac{dP}{K}$  ( $K$  为轧机工作机座刚度系数)。然后，刚度系数调节装置 6 将  $\frac{dP}{K}$  与调节系数  $\alpha$  (其值与要求的轧机当量刚度系数  $K'$  相对应) 相乘之后，即可输出应该补偿的辊缝调整量  $\alpha \frac{dP}{K}$ 。

在位置反馈回路中，根据给定的轧件厚度  $h_0$ ，预先向位置比较器 9 输入与给定厚度  $h_0$  相应的液压压下

为使带钢精整线上卷取带卷边部整齐，采用了能自动纠偏的浮动式卷取机。以实现带钢边缘控制，如图 2-2-301 所示。卷取机机架 5 是可作轴向移动的活动机架。在机架上装有边部位置检测器，监视带钢运行状态，一旦带钢出现跑偏，便立即输出信号，在随动控制的液压系统 (图 (b)) 或电动机械系统 (图 (a)) 驱动下，卷取机作横向移动，补偿带钢跑偏，提高了带卷边部质量。

将长的轧件剪切成用户所要求的长度，即为定尺长度。为保证飞剪定尺一定，飞剪在相邻两次剪切间，送料装置应转过一定的转角  $\phi_0$ 。为保证定尺长度的精确度，目前采用以转角为函数的控制系统。图 2-2-302 为以转角为函数的飞剪与送料装置电气联系原理图。该系统为自整角机控制系统，主令自整角机 6 通过多级变速器 5 与送料装置 1 连接。接受自整角机 7 与飞剪 2 连接。当飞剪速度变化时，两个自整角机间的转角差产生平衡电流，使飞剪加速或减速，直到转角差消除为止。由于该系统测量的是转角而不是速度，设相邻两次剪切间飞剪的转数为  $k$ ，当飞剪转过  $2\pi k$  时，送料装置能严格地转过一定角度  $\phi_0$ ，以保证剪切长度是准确的。改变多级变速器的速比，就可改变飞剪的转速，以调整

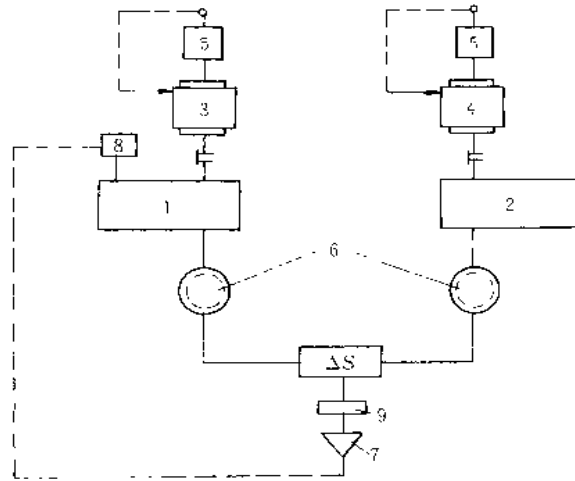


图 2-2-303 采用电-液反馈回路控制剪切长度  
1—夹送矫直机；2—飞剪；3—直流电机；4—主电机；5—测速发电机；6—脉冲发生器；7—放大器；8—电液伺服马达；9—数字式长度差监控系统

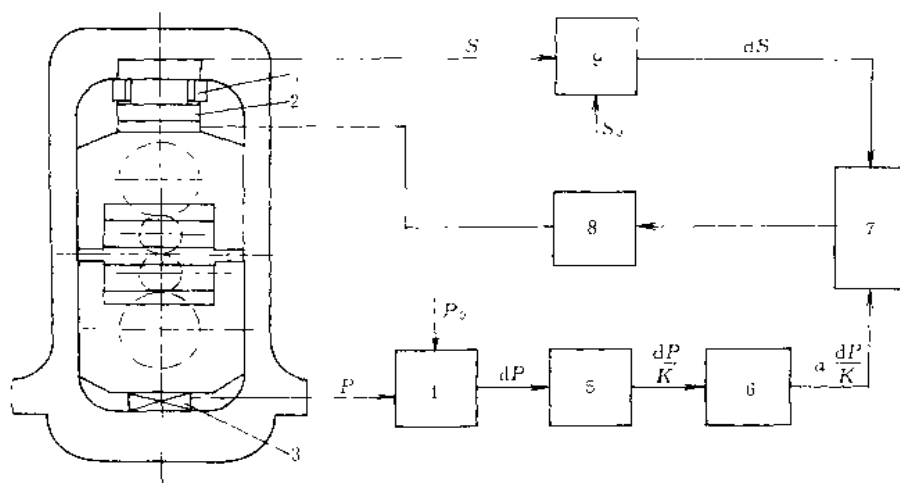


图 2-2-304 液压压下轧机板厚自动控制系统简图

1—位置传感器；2—液压缸；3—测压仪；4—压力比较器；5—压力和位置转换器；  
6—调节系数装置；7—综合比较调节器；8—伺服阀；9—位置比较器

的液压缸行程  $S_0$ ，当位置传感器 1 测出液压缸的实际行程  $S$  后，即向位置比较器 9 输入并与给定的  $S_0$  相比较，输出液压缸行程的差值  $dS$ 。

综合比例调节器 7 将上述两个回路的反馈讯号  $\alpha \frac{dP}{K}$  和  $dS$  比较，如有差值，则综合比例调节器 7 有输出，控制伺服阀 8 使液压缸动作，直到  $dS$  和  $\alpha \frac{dP}{K}$  相等，综合比例调节器无输出，液压缸停止动作。此时，轧机完成一次按给定的轧机当量刚度系数的辊缝调整。在此系统中，由调节系数装置给出不同的轧机刚度调节系数  $\alpha$ ，就能实现各种特性的厚度自动控制。

## 第3章 节约能源的结构

### 1 高效零部件和装置

#### 1.1 提高冷却效率增加输出功率的直流伺服马达

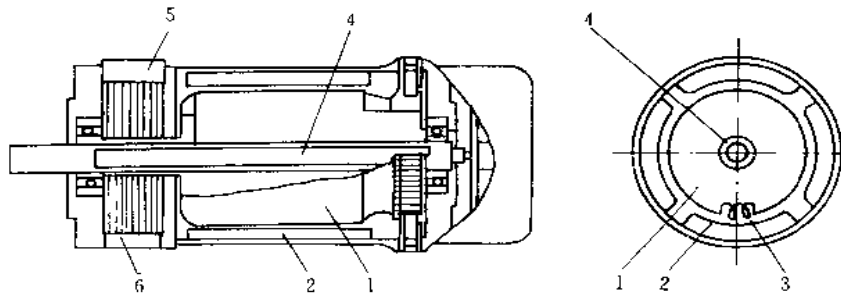


图 2-3-1 装有热管的直流伺服马达

1—电枢；2—磁体；3—绕组；4—热管；5—冷却风扇；6—散热片

图 2-3-1 所示为装有热管的直流伺服马达封闭的结构。其电枢轴变成热管，把电枢所产生的热通过此热管传导到马达外部。热管的冷却部分装有散热片，由冷却风扇通风散热。

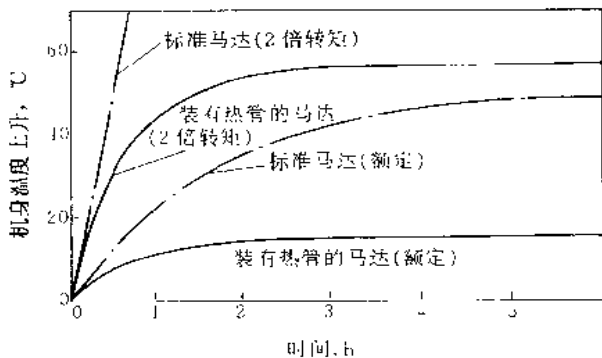


图 2-3-2 标准马达与装有热管的马达的机身温升比较图

图 2-3-2 是结构相同的装有热管的马达和直接强制空冷电枢的标准马达的机身温度上升的比较图。由此图可见使用了热管之后，达到热稳定状态的时间短，机身温度也低，并且这种倾向随着转矩的增加更为明显。

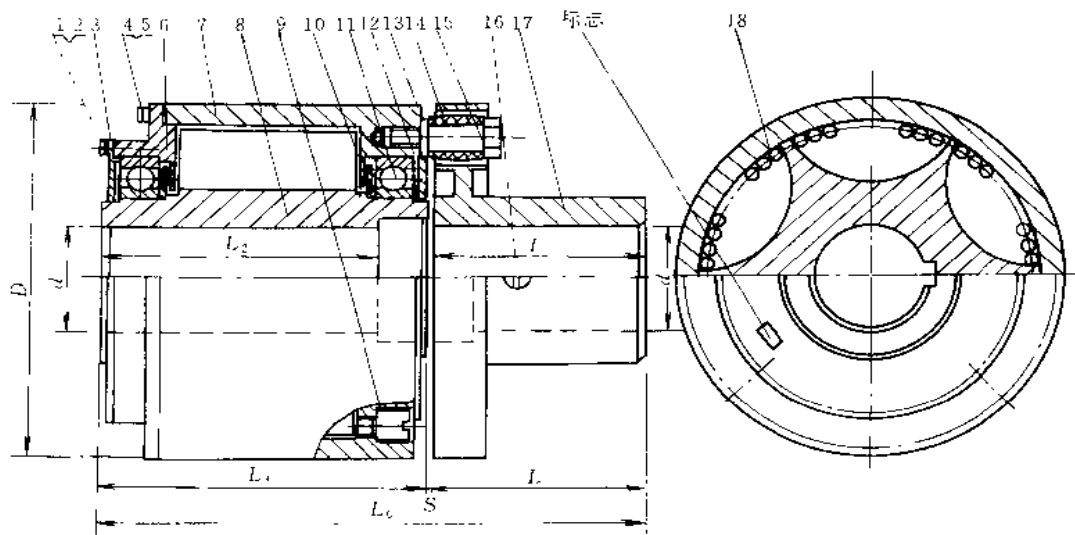
因此直流伺服马达使用热管后，提高了冷却效率，可大幅度降低电力总耗。马达可以大型化，即使不要强制冷却，输出也必定增大，这样可驱动大型机床，还适合于转式冲床等高速重复定位动作的机床。例如：1) 摩擦负载大的大型机床，需要切削功率大的机械等必须高输出转矩的机器；

2) 高频重复定位、长时间运转的机器，就使用装有热管的直流伺服马达。

#### 1.2 改善起动性能的钢球联轴器

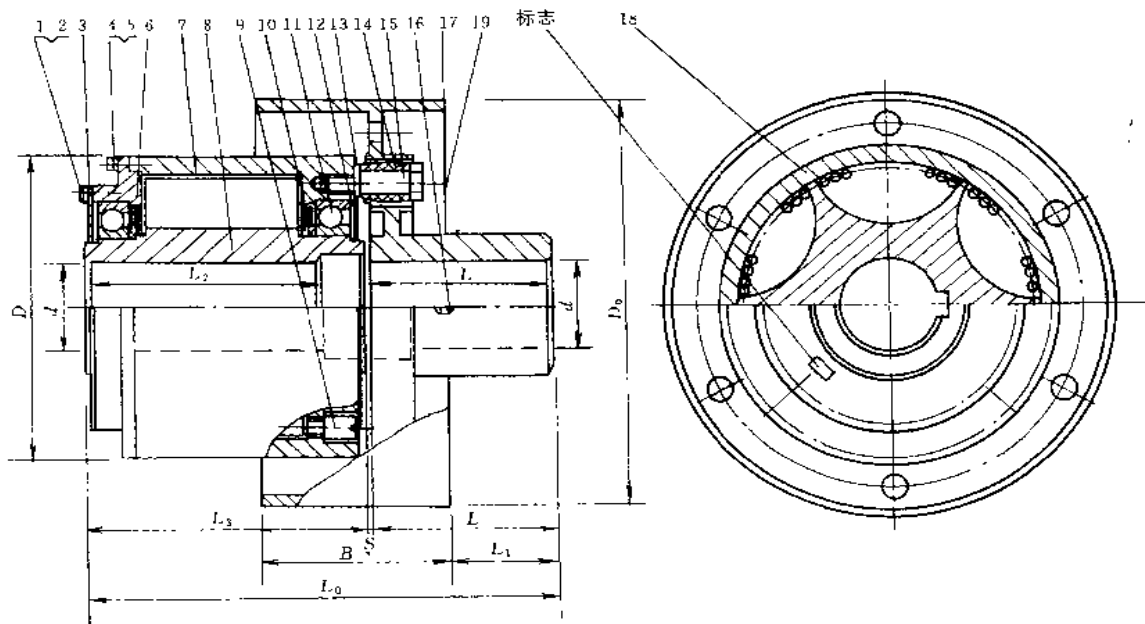
图 2-3-3a 为钢球联轴器的 AQ 基本型。与电机轴相联的带叶片的转子 8 与壳体 7 所围成的空腔内，装有适量的钢球 18。壳体 7 通过弹性柱销 15 和鼓形弹性套 14 与半联轴器 17 相联，半联轴器 17 与工作机（或减速器）轴相联。当电动机起动时，带动转子转动，转子叶片推动钢球作圆周运动。此时，作用在电动机轴上的阻力矩仅为钢球与壳体之间的滑动摩擦阻力矩，因此近似于空载起动。随着电动机起动过程中转速逐渐升高，钢球的离心力逐渐增大，钢球与壳体的摩擦阻力矩也逐渐增大，壳体逐渐被带动旋转，直至壳体（连同半联轴器 17）达到同步运转状态。此时，起动阶段结束，进入稳定运转状态。转子与壳体不再存在转速差，钢球与壳体亦不再相对滑动。起动过程一般连续数秒，最多不超过二十秒，因此，钢球与壳体的磨损极小。由于钢球量的多少直接影响联轴器能传递的扭矩，故可通过调节钢球填充量来控制所传递的扭矩，从而达到过载安全保护的日的。





(a) AQ——基本型钢球式节能安全联轴器

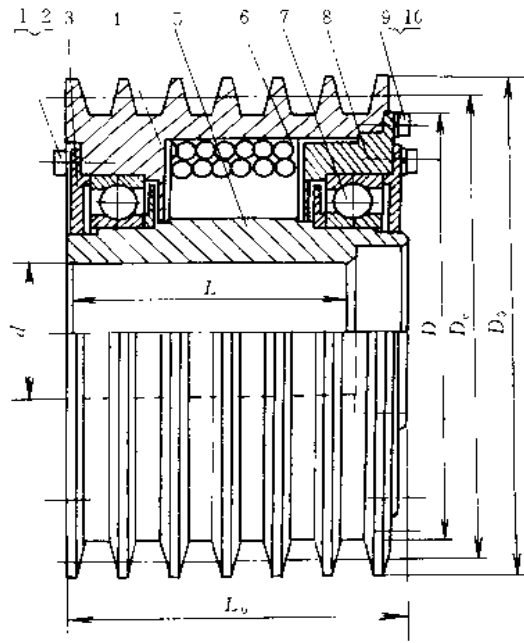
- 1、2—螺栓；3、12—轴承盖；4、5、13—弹簧垫圈；6—端盖；7—壳体；8—转子；  
9—沉头螺塞；10—密封圈；11—滚动轴承；14—弹性套；15—弹性柱销；  
16—定位螺钉；17—半联轴器；18—钢球



(b) AQZ——带制动轮型钢球式节能安全联轴器

- 1、2—螺栓；3、12—轴承盖；4、5、13—弹簧垫圈；6—端盖；7—壳体；8—转子；  
9—沉头螺塞；10—密封圈；11—滚动轴承；14—弹性套；15—弹性柱销；  
16—定位螺钉；17—半联轴器；18—钢球；19—制动轮

图 2-3-3 钢球联轴器 (a)、(b)



(c) AQD——皮带轮型钢球式节能安全联轴器  
 1、9—螺栓；2、10 弹簧垫圈；3—轴承盖；4—带轮式壳体；  
 5—转子；6—密封盖；7—滚动轴承；8—端盖

图 2-3-3 钢球联轴器 (c)

该联轴器适用于电机带载起动或频繁起动不需调速的设备；或需要过载安全保护的设各，如水泵、风机、空压机、搅拌机、采油机等。一般转速范围  $n = 600 \sim 3000 \text{r/min}$ ，功率范围  $N = 0.3 \sim 5000 \text{kW}$ ，环境温度  $T = -20 \sim 80^\circ\text{C}$ 。

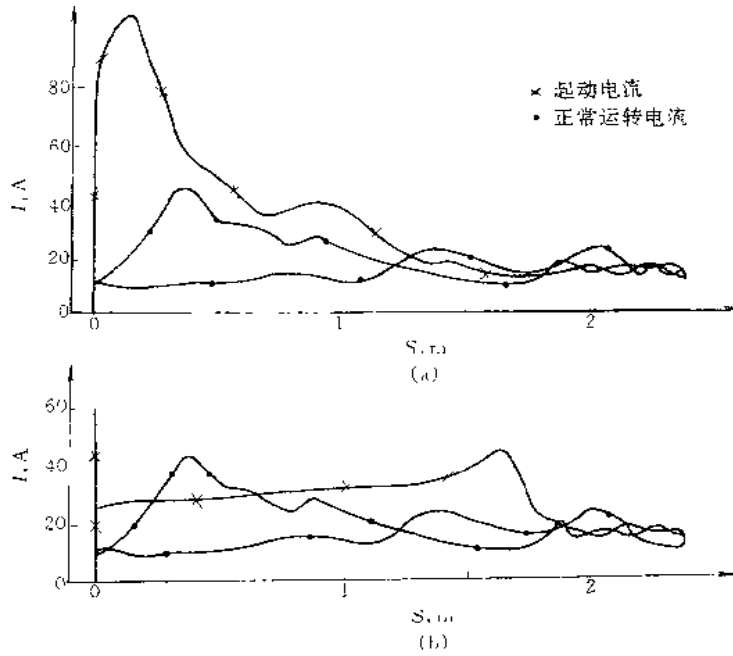


图 2-3-4 电机起动电流对比

钢球联轴器除具有一般弹性联轴器的性能外,还具有节能和过载安全保护功能。它具有以下优点。

1) 起动能性好。节能安全联轴器可以将电动机重载起动转变为近似的空载起动,起动平稳并实现工作机的均匀加速起动。由于起动电流小,对电网冲击小(见图 2-3-4)。

2) 节省电能。使用节能安全联轴器可使带载起动的机器匹配较小的电动机,避免“大马拉小车”的不合理状况,既提高电网的功率因数,又提高电动机的效率,从而降低无功损耗。

3) 节省设备投资。由于使用节能安全联轴器可以选用较小功率的电动机,并简化起动装置,从而节省设备费用。

4) 容易实现过载安全保护。节能安全联轴器传递的扭矩可根据需要来调节,因而容易实现过载安全保护。当工作机过载或卡死时,节能安全联轴器能自动打滑而不损伤任何机件。

5) 传动效率高。与液力联轴器相比,节能安全联轴器稳定运转时(即除起动制动阶段外),主、从动两端完全同步,无转速差,无摩擦损耗,效率高达 99% 以上。

6) 可以止反向运转。

7) 结构简单,制造容易,工作可靠,维修简便。

为适应不同需要,节能安全联轴器有三种基本型式:基本型——适用于电动机与工作机或减速器之间的联接(图 2-3-3a);带制动轮型——适用于电动机与工作机或减速器之间的联接,且需紧急制动的场合(图 2-3-3b);皮带轮型——适用于三角带和半型带传动场合(图 2-3-3c)。

通过胜利石油管理局东辛采油厂现场综合性生产试验表明,可以降低电机额定功率值 20%~40%,电机负载率可提高 10%~20%,单油井日节电可达 20~30kW·h(见表 2-3-1),节电效果明显。

表 2-3-1 提高电机负载率时节电效果对比表

井号	电机额定功率 kW	泵挂/泵径×冲程×冲次 m×mm×mm×1/run	有功 kW	无功 kVAR	负载率 %	负载率变化 百分数, %	节电百分数 %	单井日节电 kW·h
33168	37	864×70×8×6	12.3	12.8	24	29.4	17.8	52.8
	28		10.1	11.26	34			
35199	40	798.8×56×3×6	8.35	15.8	16	23.8	8.38	16.8
	30		7.65	9.4	21			
35205	45	1338×56×2.4×6	14.12	23.0	25	16.7	13.1	32.4
	37		12.77	20.57	30			
37229	37	1059×56×3×9	11.82	16.7	25	24.2	19.2	54.48
	28		9.55	13.17	33			
3628	45	743×70×3×9	13.2	16.6	20	33.3	22.8	72.4
	30		10.18	13.7	30			

### 1.3 减少摩擦的新型轴承

#### 1.3.1 液体静压轴承用于精密磨床

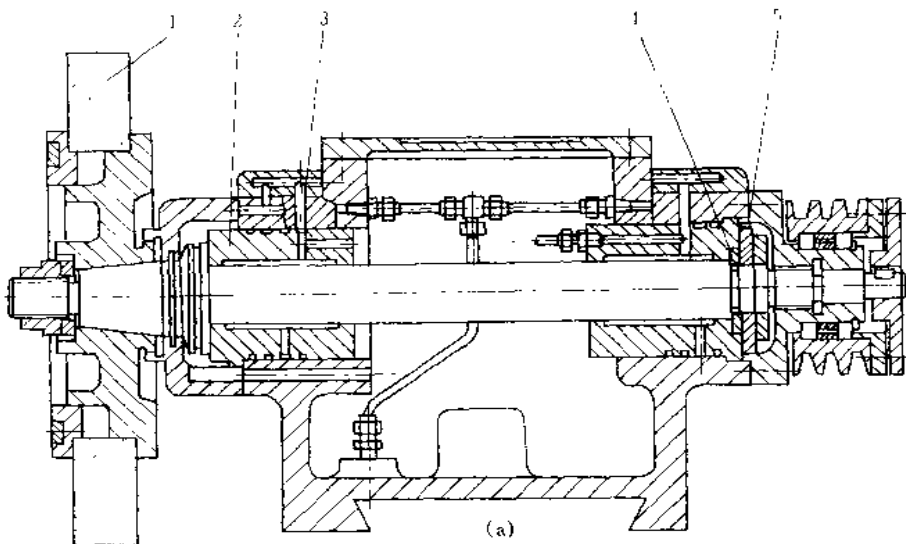


图 2-3-5 MG1432 高精度万能外圆磨床静压轴承内圆磨头结构简图 (a)

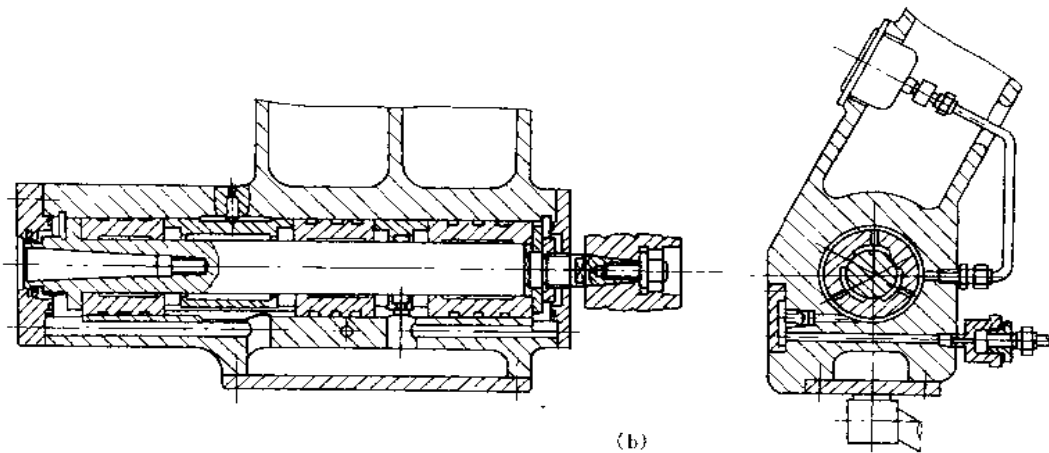


图 2-3-5 MG1432 高精度万能外圆磨床静压轴承内圆磨头结构简图 (b)  
1—砂轮；2—轴承；3—小孔节流器；4—调整垫；5—止推环

图 2-3-5a 为 MG1432 高精度万能外圆磨床静压轴承外圆磨头结构，图 b 为它的内圆磨头结构。在外圆磨头中，轴承 2 有小孔节流器 3 供油，主轴有调整垫 4 及止推环 5 作轴向定位。两磨头均采用液体静压轴承。液体静压轴承靠外供油系统的压力使轴“浮起”，是完全的液体摩擦，启动功率极小，可满足从轻载到重载、从低速到高速的各种机械设备对轴承的要求。它有很高而且稳定的刚性，又有很好的抗震性，可以使机床或机械设备运转平稳，加工精度大大提高，其供油系统见图 2-3-6。

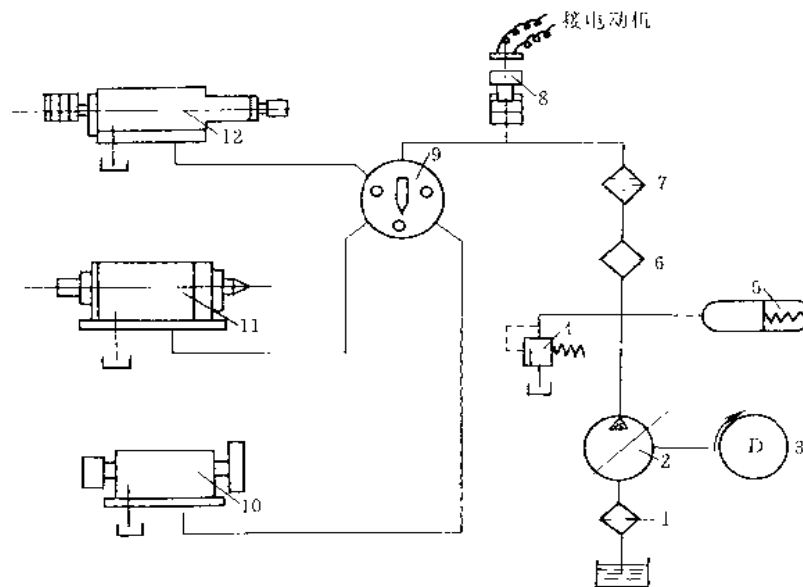


图 2-3-6 MG1432 型高精度万能外圆磨床静压轴承供油系统图  
1—网式过滤器；2—变量叶片泵；3—交流电动机；4—溢流阀；5—弹簧式蓄能器；6—线隙式粗过滤器；7—纸质精过滤器；8—静压控制阀；9—三位四通阀；10—外圆磨头；11—床头主轴箱；12—内圆磨头

### 1.3.2 静压空气轴承在氦气透平膨胀机上的应用

气体静压轴承的优点为“轻巧、干净、转动平稳、耐热、耐寒、耐久”，缺点是“承载低、难掌握、费用高”。空气的粘度仅为润滑油的 1/1000，轴承摩擦也仅为液体静压轴承的 1/1000，减少了摩擦损失，节约

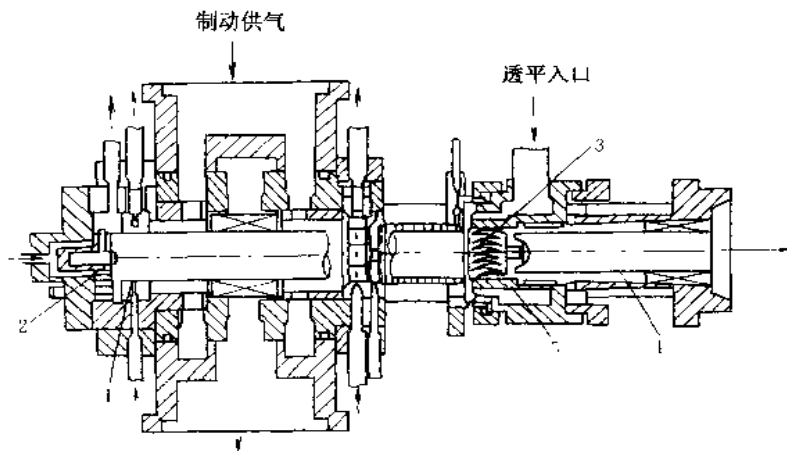


图 2-3-7 氦气透平膨胀机 (Sixsmith, POC) 的静压空气轴承  
1—轴颈轴承；2—止推轴承；3—透平；4—扩散器；5—喷嘴

了能耗、适用于轻载的高速机械和低温领域。如图 2-3-7 所示的氦气透平膨胀机，实现了每分钟 35 万转的高速回转。

### 1.3.3 轧机压下机构采用推力圆锥滚子轴承代替铜垫滑动止推轴承

国内外大多数旧轧机的压下螺母与轧辊轴承座之间采用铜垫滑动止推轴承，效率低，铜垫磨损很快，寿命低。新建的轧机已广泛采用推力圆锥滚子轴承 (图 2-3-8)，经过试验多次测定，说明改进后可提高压下能力 35% 左右，生产实践效果良好，解决了不能带钢压下和提升的关键问题，满足了工作需要。此推力圆锥滚子轴承北京轴承厂与西北轴承厂都可以成批生产。

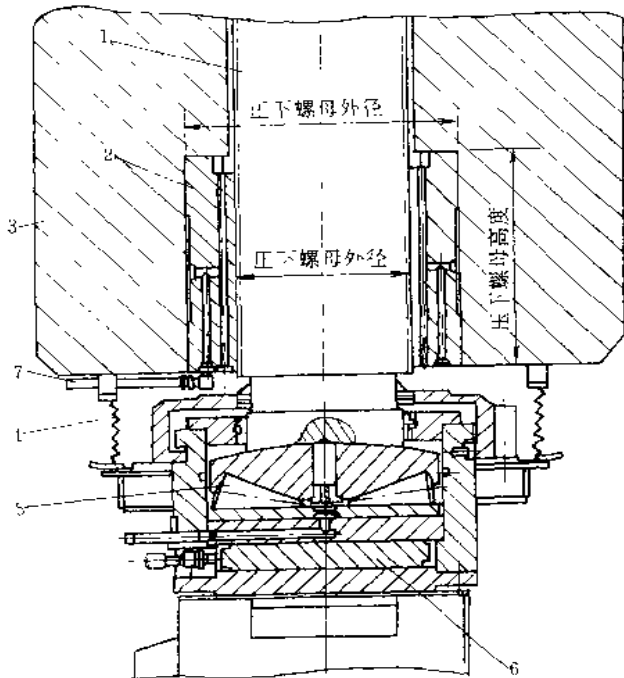


图 2-3-8 装有压下推力圆锥滚子轴承的压下装置的结构

1—压下螺母；2—压下螺母；3—轧机机架；4—防尘缩套；5—推力圆锥滚子轴承；6—测压仪；7—润滑油管

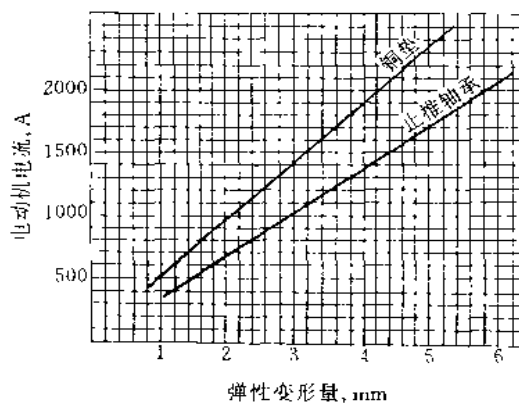


图 2-3-9 经在大户卷轧机试验的压靠弹性变形量与压下电动机电流的关系 (铜垫及止推轴承的比较)

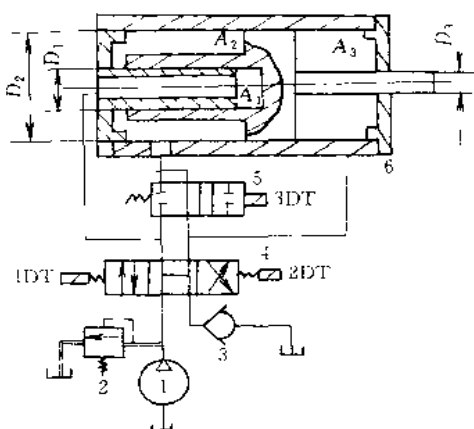


图 2-3-10 复合缸节能液压系统原理图  
1—定量泵；2—溢流阀；3—背压单向阀；  
4—三位四通电磁换向阀；5—二位四通  
电磁换向阀；6—复合缸

的流量全压入此油腔，因而活塞转入慢进运动。慢进完成时，11DT 断电，21DT 通电，泵 1 向面积为  $A_3$  的油腔供油，同时 31DT 断电，阀 5 复至左位，面积为  $A_2$  与  $A_3$  的两腔连通为差动缸，故活塞快退。该系统之所以节能是因为泵的规格是按慢进时所需较小流量选定，慢进时无多余油从压力阀 2 溢出。阀 2 常闭，作安全阀用。快速进退运动是以改变缸的有效面积来实现。当快进与快退速度相同时， $A_1 = A_2 = A_3/2$ ，上述节能设计泵的流量可以是常规设计的  $1/2$ 。

## 1.5 莱宁搅拌器的新型叶片

### (1) 桨叶的倾角及弦宽

莱宁搅拌器的桨叶较一般桨叶有独到之处，见图 2-3-11。为在桨叶上的每一点获得最佳的速度效应，使桨叶沿整个长度的抽吸作用均匀，沿桨叶长度方向的倾角及弦宽（曲面）都是变化的。线速度较小的桨叶根部宽且倾斜度大，而线速度较大的桨叶端部窄且倾斜度小。

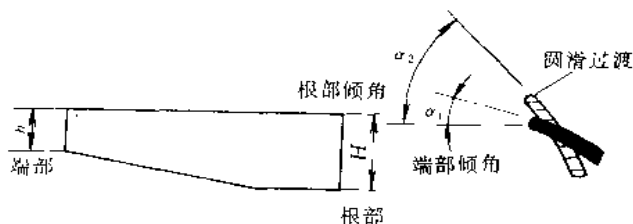


图 2-3-11 桨叶示意图

由于这种特殊的桨叶结构，使流出叶轮的流体实质上是轴向流。其射状流动高效强大，所以，当叶轮与罐底的安装距离为叶轮直径的  $1/2$  或 3 倍时，搅拌效果仍然很好。

该设备性能良好，运行状况正常。具有功耗低、效率高、运转平稳、振动小、噪声低和维修量小等优点。新型开启式涡轮搅拌器与传统搅拌器比较，效率提高 50%，能耗降低 40%。

## 1.4 复合缸节能液压系统

图 2-3-10 为复合缸节能液压系统原理图。该设计用于实现快进、慢进、快退运动，慢进时可以无溢流，故节能效果显著。复合缸 6 由大小两个油缸组成，大缸的活塞左侧制出小缸的缸孔，小缸的柱塞与大缸的左缸盖相连，形成三个作用的面积为  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$  的油腔，并通过二位四通电磁换向阀 5 控制  $A_1$ 、 $A_2$  或  $A_2$ 、 $A_3$  之间的连通与切断，改变复合缸快慢进给时的有效作用面积。

表 2-3-2 为电磁铁动作顺序表。当 11DT 电磁铁通电时，泵的供油经主换向阀 4 的左位向小油腔（ $A_1$ ）供油，活塞快进，此时，面积为  $A_3$  的油腔除了经阀 5 左位向面积为  $A_2$  的油腔补油外，还将部分余油经阀 4 和背压单向阀 3 排回油箱。快进结束时，31DT 通电，阀 5 换右位，面积为  $A_2$  的油腔与面积为  $A_1$  的油腔连通，复合缸作用面积增大为  $A_1 + A_2$ ，不计泄漏，泵的

表 2-3-2 电磁铁动作顺序表

电磁铁	11DT	21DT	31DT
工况			
快进	+		
慢进	-		+
快退		+	

### (2) 流控横截面

桨叶的主边加工成机翼式的圆滑边，这样在整个桨叶上可获得流线型流。桨叶曲面朝下凹，能以最小的推力产生高效向下的抽吸作用，不但能使整个流体介质平滑运动，同时还可防止边界层的分离。

### (3) 高效强大的轴向流

由于这种特殊的桨叶结构，使流出叶轮的

## 1.6 柴油机节能净化器

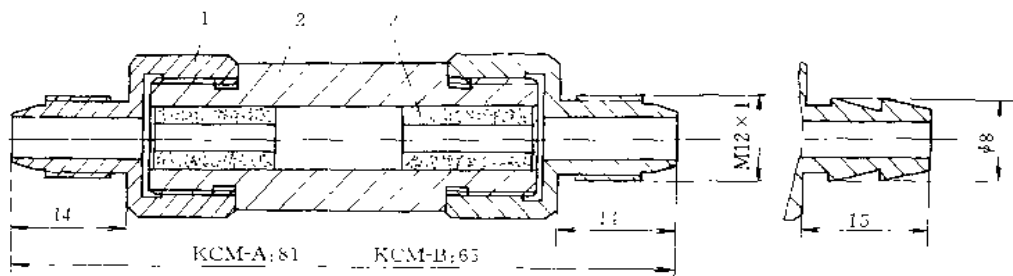


图 2-3-12 车辆净化器

1 封口螺母; 2 壳体; 3 磁体

流体磁化技术正处于发展阶段, 其原理尚无定论。实践表明, 柴油或汽油通过净化器后, 雾化效果增强, 空燃比得到改善, 燃油利用效率提高, 并减少了排放气体中的有害成分。

图 2-3-12 所示为商业型号 KCM-A/1 型柴油机节能净化器和 KCM-A/2 汽油机节能净化器, 其两端接头型式可根据需要选择。在应用时, 净化器的一端接燃油泵和燃油滤清器, 另一端接柴油机的高压油泵或汽油机的汽化器, 环境温度不得超过 100℃。安装该节能净化器的车辆, 其节能效果开始时缓慢上升, 累计行程 1000km 后开始直线上升, 约 5000km 后节油率一般达 10%~15%; 净化效果开始时就能显现, 废气排放减少 30%~60%。

## 1.7 自由浮球式疏水器

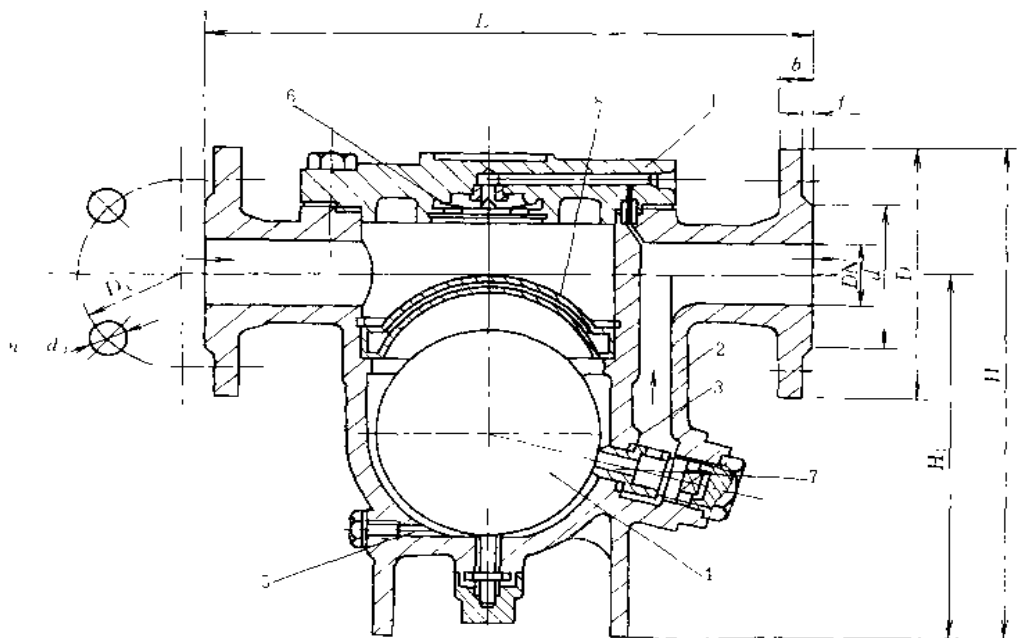


图 2-3-13 自由浮球式疏水阀

1 阀盖; 2 阀体; 3 阀座; 4 浮球; 5 排污孔; 6 排气机构; 7 排水螺塞; 8 有孔限位隔板

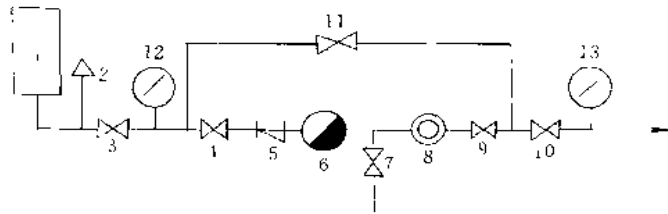


图 2-3-14 疏水管路阀件布置示意图

1—用汽设备；2—真空破坏阀；3—截止阀；4—进口阀；5—过滤器；6—疏水阀；7—试放阀；  
8—窥视镜；9—出口阀；10—止回阀；11—旁通阀；12、13—压力表

图 2-3-13 为浮球式疏水阀，是利用浮力原理，使薄壁耐压浮球随体腔内凝结水液面的升降而升降，从而打开或关闭阀座排水孔，起到阻汽排水的作用。用汽设备产生的凝结水进入疏水阀体腔内，液面逐渐上升，浮力逐渐增大。当浮力大于浮球自重及介质压力对浮球的作用力时，球浮起离开阀座，打开阀座出水孔实现排水。凝结水逐渐排出后，浮球随液面下降。由于体腔内压力分布不均，阀座排水孔处压力最低，体腔内介质压力将推动浮球滚向阀座，封闭排水孔，防止介质经排水孔外泄。此时浮球正好落在体腔底部的调节螺钉上。

自由浮球式蒸汽疏水阀主要用于以蒸汽间接加热用汽设备及输送蒸汽的管道上（见图 2-3-14）。它可以及时自动地排出凝结水，并阻止蒸汽外泄，保证供热系统的正常运行，并提高加热效率。该疏水阀结构简单，活动零件数量少，动作可靠，磨损小，寿命长，能连续排水，无噪声，过冷度小，约为  $0 \sim 1^{\circ}\text{C}$ ，热效率高。它能实现背压排水，有利于冷凝水的回收。它的密封性好，漏气量小，有负荷时漏汽率为  $0\% \sim 1\%$ 。阀启动时无气堵发生。安装了疏水阀后，既可使蒸汽凝结放热，又可消除用汽设备内积水、积气，减小水膜、空气膜等热阻，提高蒸汽的利用率，减少用汽量，节约能源。设备安装疏水阀后的用汽量是不装疏水阀时的  $1/14 \sim 1/24$ 。例如，若用汽设备装疏水阀后用汽量为  $1\text{t/h}$ ，不装该阀时，要多耗汽  $13 \sim 23\text{t/h}$ ，每吨蒸汽按 45 元计，则多耗蒸汽费  $585 \sim 1035$  元。而一台每小时排  $1\text{t}$  冷凝水的疏水阀，价格约 800 元，寿命可达 8000h 左右，其经济效益非常显著。

## 1.8 利用管形钻杆钻孔

在钻机上采用管形钻杆（图 2-3-15），因其大的直径（3~4 英寸），具有很大的抗弯能力，所以不需要导向支持，就能钻出笔直的钻孔。管形钻杆与孔壁之间环形间隙较小，可保证钻出较精确而光滑的孔壁。管形钻杆不需要连接套。由于在钻杆横断面上不存在大的摆动并且接头较少，所以可有效地传递冲击能。管形钻杆钻孔时的垂直度偏差保持在最小程度。由于钻杆内径大，外侧环形间隙小，排屑能力与气流速度急剧增高。当大量空气向下进入钻杆管中时，而较小的环形间隙使气流速度增加，排屑能力增强，易于形成整洁的钻孔。



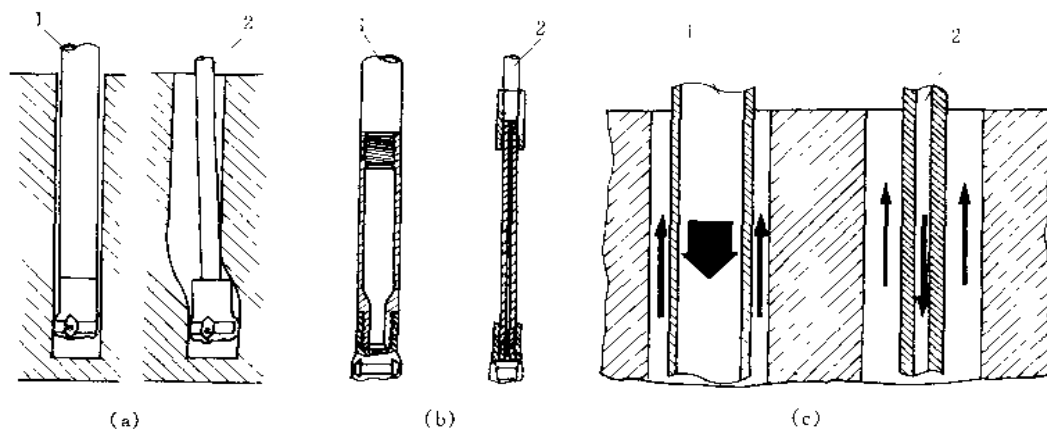


图 2-3-15 管形钻杆和钢钻杆的比较

1—管形钻杆；2—钢钻杆

## 1.9 旁侧吹气排渣式牙轮钻头

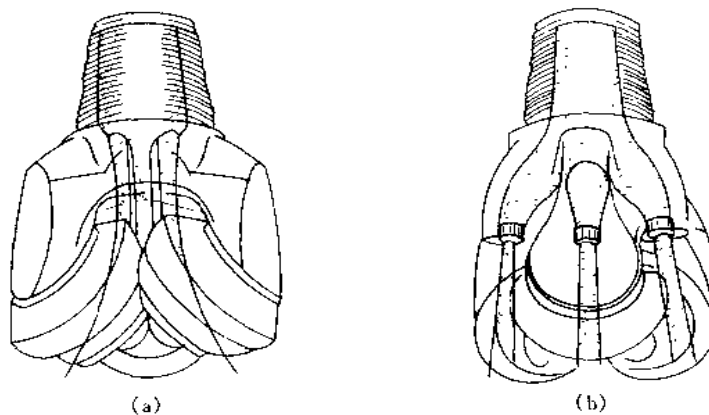


图 2-3-16 牙轮钻头排渣方式

(a) 中央吹气排渣方式；(b) 旁侧吹气排渣方式

图 2-3-16a 是中央吹气排渣式牙轮钻头。压气是通过钻头的中央孔道而喷射到牙轮和孔底的。这种方式的优点是钻头的内腔较大，可以比较容易地安装各种型式的逆止阀，以防止钻机停止供气时的瞬间，气流返回将岩粉带入到轴承中去，使轴承磨损或堵塞而提前报废。这种方式的缺点是排渣效果较差、钻孔速度较低、钻头寿命较短。这是因为压气从中央孔道喷出后，开始膨胀而运动速度减慢，并受到牙轮的阻挡，致使很大一部分压气通过牙爪之间的较大空间流向钻杆与炮孔之间的间隙而排出孔外，只有一小部分压气通过牙轮牙齿之间的缝隙吹向孔底。吹向孔底压气量的减少，导致不能充分吹洗孔底岩渣，岩渣滞留于孔底被二次粉碎。这就既增加了能量消耗，降低了钻孔速度，又加剧了钻头磨损，减低了钻头寿命。

图 2-3-16b 所示为旁侧吹气排渣方式，压气通过钻头牙爪上的三个侧向孔道，喷到钻孔的周底，排渣效果较好，有利于钻孔速度的提高，并避免了牙轮尖部的过早磨损。目前，国产矿用牙轮钻头，一般都采用旁侧吹气排渣。

图 2-3-17 是石油钻镶齿密封滑动轴承喷射式三牙钻头。由三只结合面互成  $120^\circ$  的牙爪焊接成钻头体，

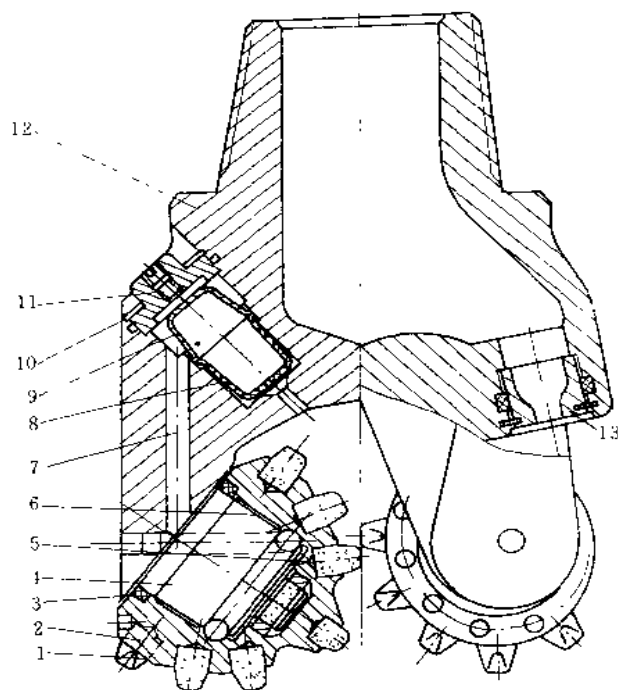


图 2-3-17 镶齿密封滑动轴喷射式三牙轮钻头

1—牙轮；2—硬质合金齿；3—O形密封圈；4—滑动轴承；5—耐磨合金柱；6—耐磨合金条；7—油孔；8—储油胶囊；9—储油杯；10—挡圈；11—注油孔；12—牙爪；13—喷嘴

支撑钻头牙轮，安装储油密封系统和喷嘴。图 2-3-18 是钢齿密封滚动轴承式。

为了节约非钻进能耗，提高钻进速度，采取如下措施。

1) 延长零部件寿命，减少维修工作量，设有轴承润滑的储油补给系统。当润滑脂损耗时，轴承腔内压力降低，在泥浆压力作用下，储油补给系统的油脂经油孔 7 压入轴承腔，同时该系统还可使轴承腔与钻头外面的压力保持平衡，防止轴承密封圈过早被破坏。

2) 利用加长喷嘴、脉冲喷嘴和各种组合喷嘴，改变钻头在井底的流场状态，有效地克服“压特效应”，提高钻井速度。“压特效应”是当井底压差大于 7MPa 时，岩石从脆性向拟塑性转变，在牙轮齿压入岩石时，岩石只发生塑性变形，不产生脆性破坏，尽管也发生一些裂纹，但岩石仍旧滞留井底，大大降低了钻速。喷嘴结构见图 2-3-17 件 13，它由耐蚀硬质合金制成，内孔大小直径过渡段为双圆弧，喷嘴直径可根据水力参数进行选择。

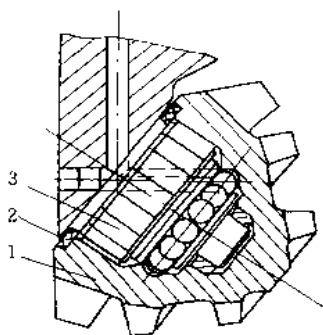


图 2-3-18 钢齿密封滚动轴承喷射式三牙轮钻头（局部）

1—钢齿牙轮；2—碟形密封圈；3—滚柱轴承

## 1.10 用直线电动机作动力源的压缩机

图 2-3-19 是利用直线电动机作为动力源的压缩机，称为直线压缩机。图 a 为单型直线压缩机，吸气时，交流电在半波 A 部分，因电流可通过二极管而使电磁铁工作，活塞被吸引，空气被吸入气缸内。排气时，在半波 B 部分（虚线部分），因二极管阻止电流流入电磁铁，磁力为零。于是，被吸住的活塞因弹簧的弹力

而被弹回，气缸内的空气被压缩排出。图 b 为双型直线压缩机，交流的半波分别流过一组前后对称安置的 a、b 两块磁铁。于是两块磁铁有这样的关系：当磁铁 A 被激励时，磁铁 B 不被激励。在这两块磁铁之间，是左右两块铁芯的活塞，压缩室设在两端。如图所示，在交流半波 A（正的）内，激励电磁铁 a，在半波 B（负的）内，激励电磁铁 b。当电磁铁 a 被激励时，电磁铁 b 侧的气缸吸气，a 侧气缸排气；当电磁铁 b 被激励时，b 侧气缸压缩排气，a 侧气缸吸气。

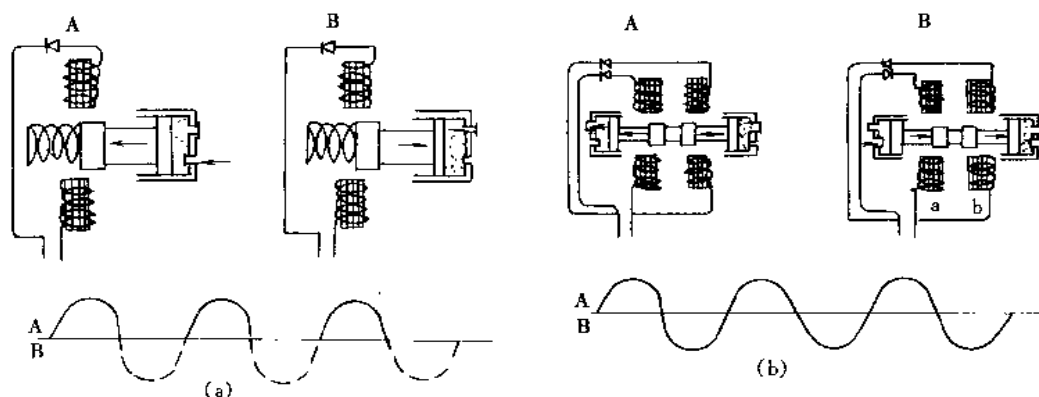
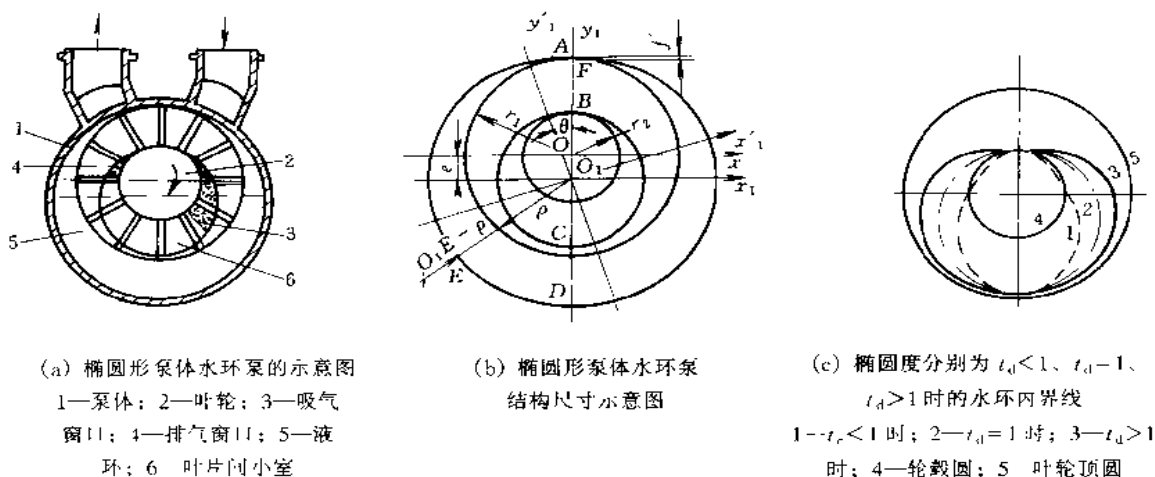


图 2-3-19 直线压缩机

这种直线压缩机特点是：1) 可减少电耗 30%~40%；2) 与传统压缩机相比，由于机械部件数目显著减少，有可能做到小型盒式化，而且这种压缩机马达小型化也是可能的；3) 在排出口即使加上异常负荷，也不会发生传统压缩机电动机那种过负荷现象；4) 由于每分钟 3000~3600 次的活塞高速运动，因而可得到没有波动的稳定的功率输出；5) 只有阀的吸、排气的声音，相当于 70W 电机发出的声音，噪声小，几乎无振动。

这种电磁式往复驱动装置用途广泛，可用于空气压缩机、真空泵、振荡器等多种装置。

### 1.11 椭圆形泵体的水环泵

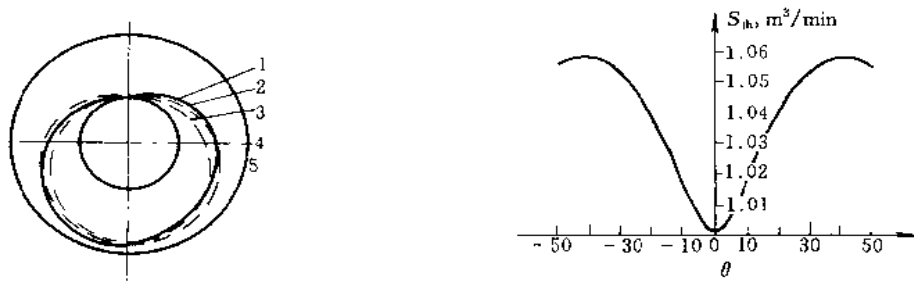


(a) 椭圆形泵体水环泵的示意图  
1—泵体；2—叶轮；3—吸气窗口；4—排气窗口；5—液环；6—叶片间小室

(b) 椭圆形泵体水环泵结构尺寸示意图

(c) 椭圆度分别为  $e_d < 1$ 、 $e_d = 1$ 、 $e_d > 1$  时的水环内界线  
1— $e < r$  时；2— $e = r$  时；3— $e > r$  时；4—轮毂圆；5—叶轮顶圆

图 2-3-20 水环真空泵(a)~(c)



(d)  $\theta > 0^\circ$ 、 $\theta < 0^\circ$ 及圆形泵体时水环泵的内界线比较图  
 1— $\theta < 0^\circ$  (顺时针方向偏转) 时的内界线; 2— $\theta > 0^\circ$  (逆时针方向偏转) 时的内界线; 3—椭圆形泵体时的内界限; 4—轮毂圆; 5—叶轮顶圆

(e) 理论抽速与偏转角度之间的关系  
 (椭圆度  $\epsilon_d \approx 1.05$  时)

图 2-3-20 水环真空泵 (d)、(e)

水环真空泵为低真空泵，极限真空为 2000 ~ 4000Pa。由于具有等温压缩、无摩擦、无油等优点，极适宜于输送易燃易爆或遇温度升高即会分解的气体及含尘气体，被广泛应用于食品、化工、机械、轻工等部门。

但普通水环泵的主要缺点是效率很低，一般在 25% ~ 30% 左右，故耗电量大。而德国西门子公司 26EI 系列水环泵，将普通的水环泵的圆形泵体改为椭圆形泵体后，泵的性能显著提高，效率可达 37% ~ 68%，大大节省了电耗。

图 2-3-20a 所示为椭圆形泵体水环泵示意图，水环泵工作原理为：叶轮 2 偏心安装于泵体 1 中，两端用侧盖封住，侧盖上开有吸气窗口 3 和排气窗口 4，分别与外部的吸入管和排气管相通。在泵体中装有适量的水（也可用其他液体）作为工作液，当叶轮按图中指示的方向旋转时，水被叶轮抛向四周，由于离心力的作用，水形成了一个决定于泵腔形状的近似于等厚的封闭圆环 5。在液环内表面与叶轮轮毂表面以及侧盖端面之间则构成一个月牙形的工作空腔，此空腔被叶轮分成与叶片数目相等的若干个互不相通、容积不等的小空腔，称为工作小室 6。在叶轮的前半转水环逐渐逼近轮毂，小室的容积又由大变小，使小室中的气体受到压缩，压力逐渐升高，当增大到等于外部排出压力时气体就通过排气窗口被排出。因此水环泵的工作过程可以分为吸气、压缩和排气三个连续阶段。在整个工作过程中叶片间的工作小室相当于活塞泵的气缸，水环好像是活塞，它相对于叶轮轮毂所作的径向往复移动使小室容积发生周期性的变化。因此使水环泵正常工作的必要条件是叶轮与泵体之间保持一定的偏心以及连续供给一定量的工作液体。

水环泵的水环内界线直接关系到吸气腔、排气腔的形状与位置，影响泵的抽气速率、功率确定。结合图，其吸气压缩和排气各段的水环内界线公式为：

$$\left. \begin{aligned}
 \text{吸气段:} \quad r_{11} &= r_2 \sqrt{\frac{2\psi}{\mu} \left( \frac{O_1 E - f'}{r_2} - c^* \right) + v^2} \\
 \text{压缩段:} \quad r_{12} &= r_2 \sqrt{\frac{(1 - \beta)^2 - v^2}{\sigma^2} + v^2} \\
 \text{排气段:} \quad r_{13} &= r_2 \sqrt{\frac{2}{\mu} \left( \frac{O_1 E - f'}{r_2} - c^* \right) \sqrt{\psi^2 - \frac{1}{\epsilon} (\sigma_{\max} - 1) + v^2}}
 \end{aligned} \right\} \quad (2-3-1)$$

式中：1)  $f' \neq f$ ,  $f$  为圆形泵体该处径向间隙，是一定值，而由于椭圆形泵偏转角度  $\theta$  可变， $f'$  为一变值。  
 2) 在圆形泵中  $O_1 E$  也为定值，而椭圆形泵的  $O_1 E$  是偏转角度  $\theta$  及椭圆度  $\epsilon_d$  的函数。

$$O_1 E = \begin{cases} a_1 \sqrt{\frac{k'^2+1}{t_d^2 k^2+1}} \left( \alpha \neq 0^\circ, 180^\circ \text{时, 其中 } k' = \frac{k - \operatorname{tg} \theta}{1 + k \operatorname{tg} \theta}, k = \frac{r_2 \cos \alpha + e}{r_2 \sin \alpha} \right) \\ a_1 \sqrt{\frac{k^2-1}{t_d^2 k^2+1}} \left( \alpha = 0^\circ \text{时, 其中 } k = \frac{r_2 \cos \theta + e}{r_2 \sin \theta} \right) \\ a_1 \sqrt{\frac{k^2+1}{t_d^2 k^2+1}} \left( \alpha = 180^\circ \text{时, 其中 } k = \frac{r_2 \cos \theta + e}{-r_2 \sin \theta} \right) \end{cases} \quad (2-3-2)$$

式中  $a_1$ ——椭圆形泵体的长半轴（当泵体不偏转时  $a_1$  处于水平方向）。

事实上，当椭圆度  $t_d=1$ ，偏转角度  $\theta=0$  时，由 (2-3-1) 式就可得到圆形泵体水环泵的内界线公式，因而圆形泵体水环泵内界线公式为 (2-3-1) 式的特例。

在叶片数一定的情况下，終了位置取决于吸气小腔容积最大时所对应的角度  $\alpha_{0\max}$ 。当  $dr_{r1}/d\alpha=0$ ，即  $r_{r1}$  为最大时的  $\alpha$  即为  $\alpha_{0\max}$ ，进而可以得到理论抽速值。

排气腔的起始位置取决于最大压缩比  $\sigma_{\max} = \sigma$  与  $\alpha$  的关系式为：

$$\frac{1}{\sigma} + B - A \sqrt{\psi^2 - \frac{1}{\epsilon}} (\sigma - 1) \quad (2-3-3)$$

式中， $B = \frac{2\psi}{\mu [(1-\beta)^2 - \psi^2]} \times \frac{f'}{r_2}$ ， $A = \frac{2}{\mu [(1-\beta)^2 - \psi^2]} \times \frac{O_1 E - \rho}{r_2}$ 。

由式 (2-3-3) 可知， $B$  是常数，而  $A$  是与椭圆度  $t_d$ 、偏转角度  $\theta$ 、转角  $\alpha$  均有关的变量。由图解法可知  $A$  有最小值  $A_{\min}$ ，即有  $dA/d\sigma=0$ 。则可得到：

$$\sigma_{r,\max} = \frac{-3 + \sqrt{9 + 8B(1 + \psi^2 \epsilon)}}{2B} \quad (2-3-4)$$

与  $\sigma_{r,\max}$  对应的转角  $\alpha$  即为排气腔的起始位置。

在偏转角度一定时，椭圆度对水环内界线的形状影响很大。椭圆度小于 1 时，内界线已深入到轮毂中，形成不了水环，因此椭圆度下限为 1。当椭圆度大于 1 时，随着椭圆度的增大，水环内界线的径向尺寸也增大，理论抽速因此也增大了，但是当椭圆度增大到一定程度时，水环会超出叶轮顶圆，以致于无法隔离各个叶片小腔内的气体，另外水环在轮毂顶部形成的凹坑也越大，防止气体从压力侧向吸入侧溢流的能力被削弱了，故椭圆度存在一上限，理论分析发现此值与泵的大小有关。

当偏转角度  $\theta=0^\circ$  时，即使水环泵泵体为椭圆形，其性能与圆形泵体时相比没有改变，反而在制造上更加复杂。然而随着偏转角度  $\theta$  的变化，泵的性能也将随之而变，即可能获得比圆形泵体更好的性能。计算结果表明，当  $\theta>0^\circ$ （泵体逆时针方向偏转）时， $180^\circ < \alpha_{0\max} < 205^\circ$ ，即吸气腔終了位置延伸了；当  $\theta<0^\circ$ （泵体顺时针方向偏转）时， $155^\circ < \alpha_{0\max} < 175^\circ$ ，吸气腔終了位置提前了。此外计算结果还表明偏转角度  $\theta$  的改变也影响理论抽速值。

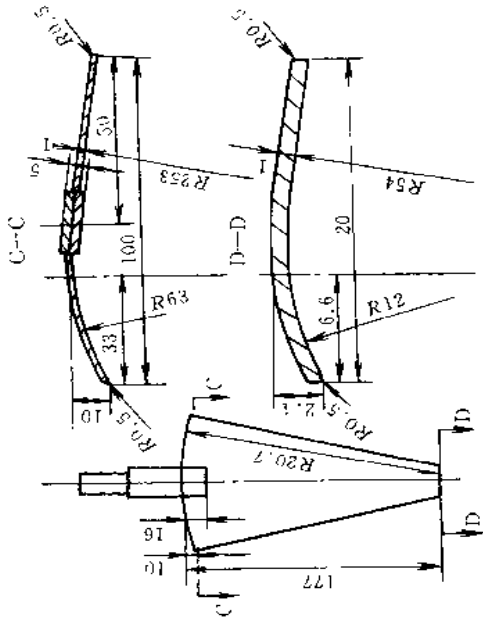
无论泵体顺时针还是逆时针方向偏转，吸入段径向尺寸均比圆形泵体时大，即在不改变泵大小的情况下，吸入气体增多，抽速得到提高。通过计算可以得到不同偏转角度对理论抽速的变化情况，如图 d 所示，可见理论抽速关于偏转角度  $\theta$  是对称的，在  $\theta=0$  时出现最小值，在  $|\theta|=40^\circ$  左右时理论抽速达到最大。

由上面的分析可知，采用偏移一定角度的椭圆形泵体能够提高理论抽速，从而提高了效率。

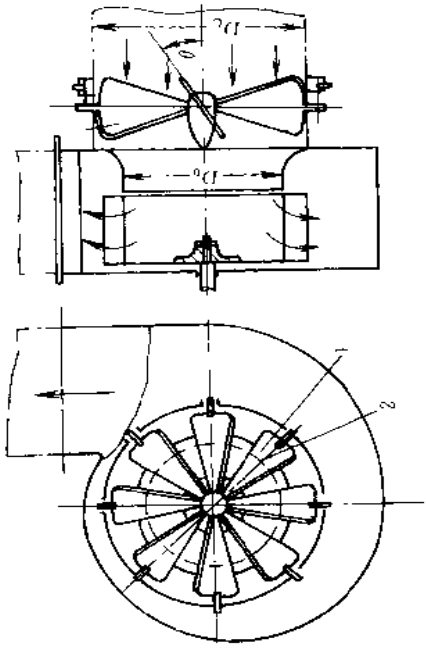
## 1.12 离心风机轴向前导器

图 2-3-21 所示为离心风机轴向前导器。由图 d 可以看出，当进口前导器安装角  $\alpha$  由  $\alpha_1$  变到  $\alpha_2$ 、 $\alpha_3$  时，流量则由  $Q_1$  减少到  $Q_2$ 、 $Q_3$ ，其功率也从  $N_1$  减为  $N_2$ 、 $N_3$ 。在同样条件下，节流调节方式流量从  $Q_1$  减到  $Q_2$ ，其功率沿  $N_1-Q$  线下降，而前导器调节功率下降沿  $N_2-Q$  线移动，下降速率远大于前者，图中阴影部分为前导器调节相对节流调节所节省的功率。

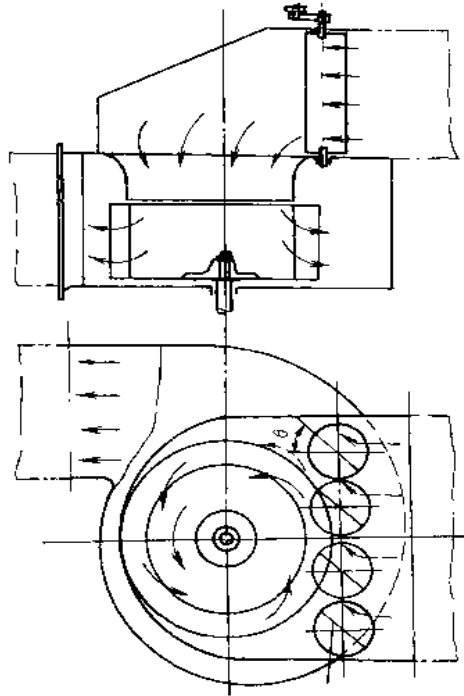
在风机的进口处，加装一套能绕自身轴转动调节的叶片组成的前导器如图 2-3-21a 所示，通过改变导叶安装角，使进入风机叶轮的气流方向相应改变，可以改变风机的输出风量。风机进口气流方向决定其预旋绕速度  $C_{10}$ （进口绝对速度的圆周分速度），其值可正（ $C_{10}>0$ ）、可负（ $C_{10}<0$ ），可为零。通过预旋绕  $C_{10}$  的变化改变风机性能曲线，实现风机的风量调节。前导器调节范围较广，节能性较好，投资低，尺寸小，运转可靠，维护管理方便，因而被广泛采用。各种前导器调节都比节流调节节能效果好，调节深度愈大，节能愈



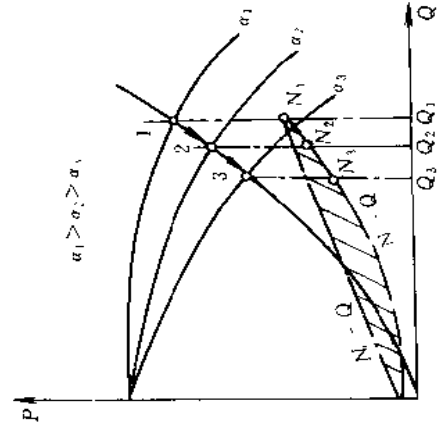
(b) 轴向前导器叶片



(a) 轴向前导器  
1—叶片；2—叶片调节轴线



(c) 筒导前导器



(d) 性能曲线

图 2-3-21 离心风机轴向前导器

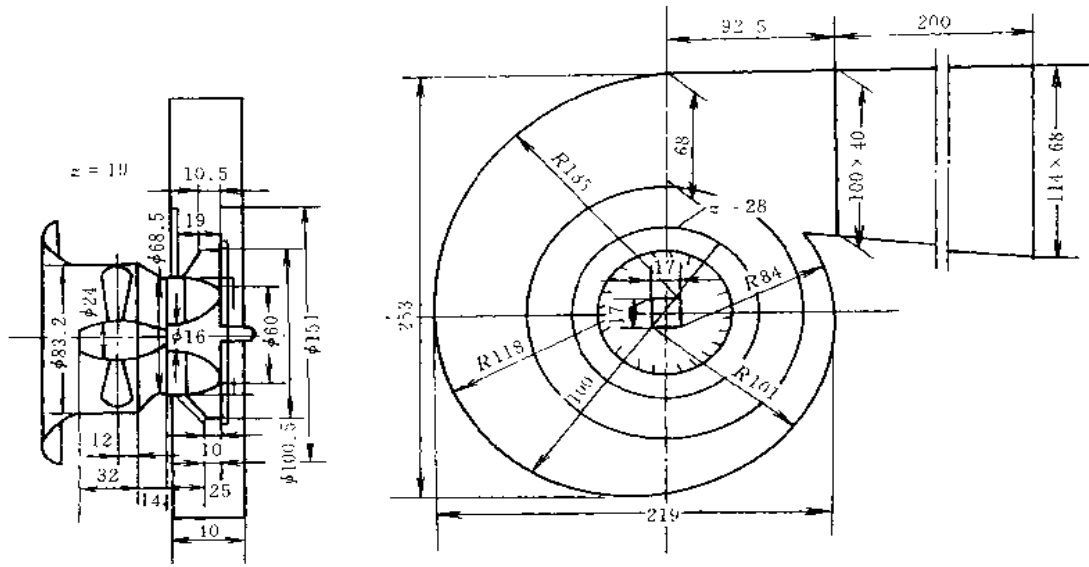
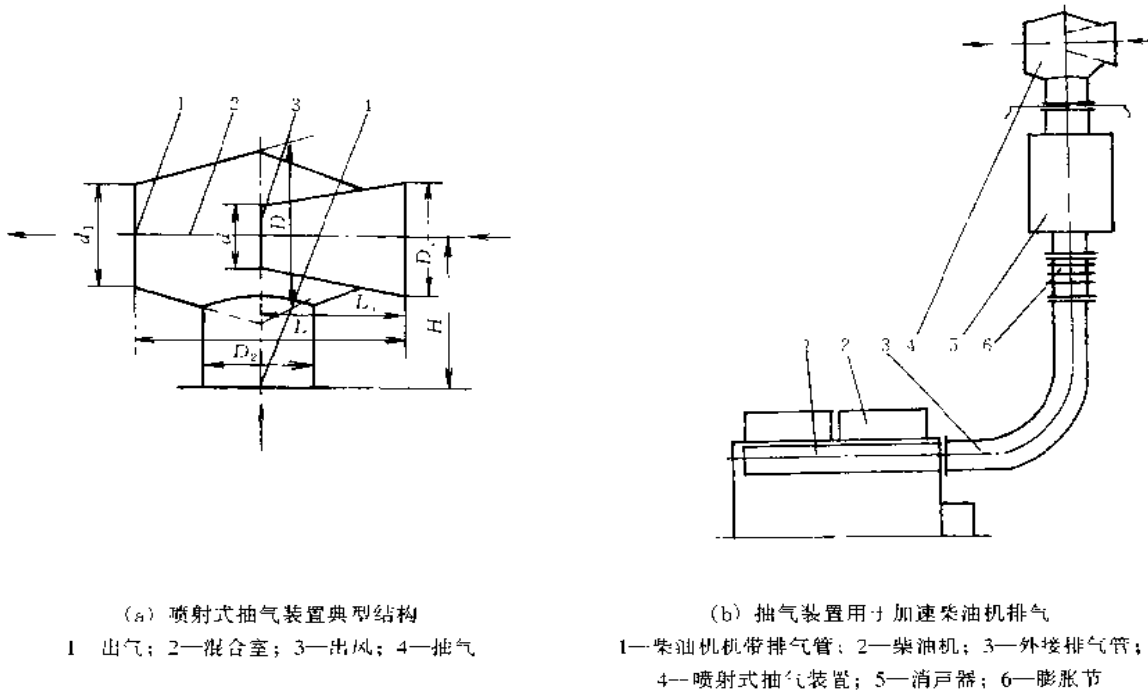


图 2-3-22 带轴向前导器的离心风机结构尺寸图

显著（见图 d）。与节流调节相比，轴向前导器可节约电能 40%。即使是简易前导器（如图 c）也可节约电能 25%。前导器最佳直径  $D_0 = (1.2 \sim 1.4) D_0$ ；叶片最佳形状为弧形叶（见图 b）；前导器应尽量接近工作轮。对于无前导器风机欲加装前导器时，最好预测其特性。图 2-3-22 为一种带轴向前导器的离心风机结构尺寸图。

### 1.13 喷射抽气器



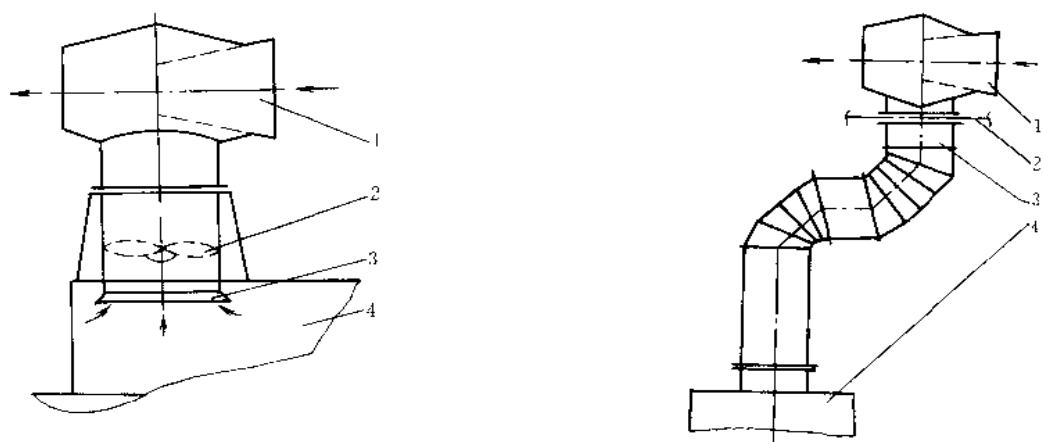
(a) 喷射式抽气装置典型结构

1—出气；2—混合室；3—出风；4—抽气

(b) 抽气装置用于加速柴油机排气

1—柴油机带排气管；2—柴油机；3—外接排气管；4—喷射式抽气装置；5—消声器；6—膨胀节

图 2-3-23 喷射抽气器 (a)、(b)



(c) 抽气装置用于加速锅炉排烟  
1—喷射式抽气装置；2—烟囱顶板；  
3—排气管；4—燃油锅炉

(d) 抽气装置用于加速机舱排风  
1—喷射式抽气装置；2—电动轴流排风扇；  
3—导流进风罩；4—机舱棚

图 2-3-23 喷射抽气器 (c)、(d)

喷射（或引射）式抽气装置见图 2-3-23a。它一般由进风头、抽气管、介质混合室和出气管等组成，其中进风采用渐缩截面。装置工作的基本原理是：当外界气流（在船或车上主要借助船或车速）流进进风头断面收缩处时，在最小截面处流速剧增而造成压力下降到低于大气压力，而使混合室形成一定的真空，及时抽吸走抽气管内的介质，经混合室从出气管中排出。该装置无运动件，结构简单，钢板焊制，制造方便，几乎不需消耗功率，利用机械本身的行进速度来实现抽气排烟等作业。据测定，图 b 用于加速船舶柴油机排气的抽气装置可使柴油机节油率达 3%~4% 左右。图 c 用于加速锅炉排烟，可加大锅炉进风量，提高炉温，促使燃烧完善，如匹配恰当，可使节油率达 5% 左右。图 d 用于加速机舱排风，与电动排风扇“串联”，风小时可两者迭加排风，风大时，可关闭电动排风扇，实现自然抽风。只要风斗方向与大气风向协调，船舶停航时，也可实现自然排风。在设计或选用喷射式抽气装置时，其主要尺寸应符合表 2-3-3 的比例关系。此表数据适用于抽气管径  $D_g \leq 350\text{mm}$ ；船速  $v_s \geq 15\text{km/h}$  的中小船舶。

表 2-3-3 喷射式抽气装置尺寸比例关系（见图 2-3-23a）

$D$	$D_1$	$d$	$d_1$	$L$	$L_1$	$H$	$D_2$	壁厚 $\delta, \text{mm}$
(1.25~2.0)	(0.8~1.2)	(0.4~0.6)	(1~1.5)	(2~2.5)	(1~1.5)	(0.8~1.2)	$D_g$	2~6
$D_k$	$D_g$	$D_g$	$D_g$	$D_g$	$D_g$	$D_g$	$D_g$	

注： $D_k$  为抽气管直径。

#### 1.14 螺杆作螺旋运动的螺旋压力机

各类螺旋压力机螺杆的运动方式主要有两种，如图 2-3-24。图 a 为螺母装在上横梁内，螺杆作螺旋运



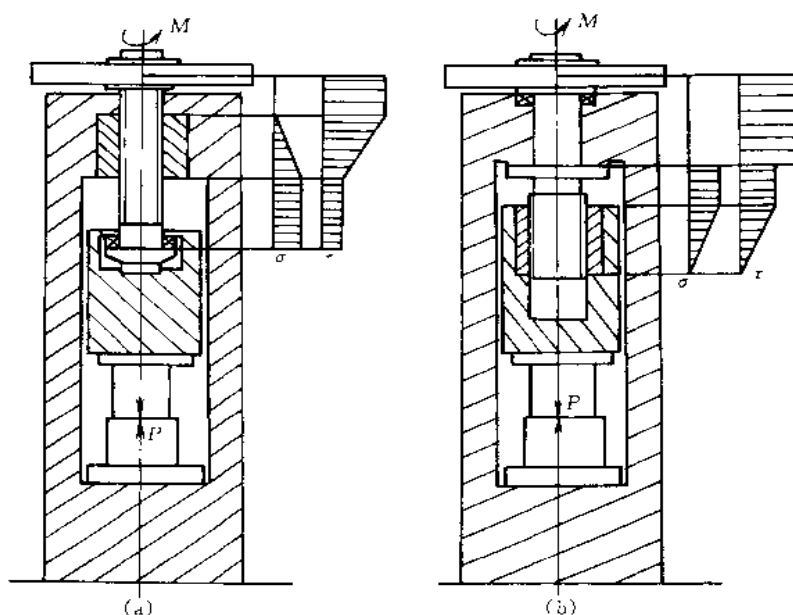


图 2-3-24 螺旋压力机螺杆的运动方式及应力分布图

(a) 螺杆作螺旋运动；(b) 螺杆作旋转运动

$\sigma$ —压缩应力； $\tau$ —扭转应力

动；图 b 为螺母装在滑块上，螺杆作旋转运动。前者的结构优于后者，一是同等条件下前者螺杆直径小于后者，二是压力机运动部分能量前者大于后者。其原因有两个：

1) 在锻击时，螺杆承受压缩和扭转应力，由图中反映的应力分布可知，螺杆作螺旋运动，其最大压缩应力  $\sigma_{\max}$  和最大扭转应力  $\tau_{\max}$  分别在螺杆的下端和上端，而螺杆作旋转运动时，螺杆的  $\sigma_{\max}$  和  $\tau_{\max}$  在同一部位。由计算可知，若载荷和螺杆螺纹部分的结构尺寸相同，后者的复合应力约较前者大 38%。

2) 螺旋压力机运动部分能量由飞轮、螺杆的质量和滑块的质量两部分组成。螺杆作螺旋运动，飞轮和螺杆的质量包括在总质量之中；螺杆作旋转运动，飞轮和螺杆的质量由机身上的滚动轴承支撑，故运动部分的总质量不包括飞轮和螺杆的质量，因此，直线运动的动能前者大于后者。

所以，现在大部分螺旋压力机都采用螺杆作螺旋运动的结构型式。

### 1.15 利用重锤平衡节能的搅拌砂磨分散多用机

图 2-3-25 为 JSF-400 型搅拌砂磨分散多用机示意图，它主要用于液-固或液-液搅拌、分散和湿法固体微粉研磨等科研试验多用机。由于电动机和搅拌盘经常上下升降更换磨料，为了使电动机上升时省力、减小电机功率、下降时平稳，该机配备了一套由链条 2、链轮 3 及平衡重锤 7 的配重系统，使机头升降轻便平稳。这种方法广泛应用于在其他升降机械上，如电梯、钻探机、卧式医用 X 光机等。

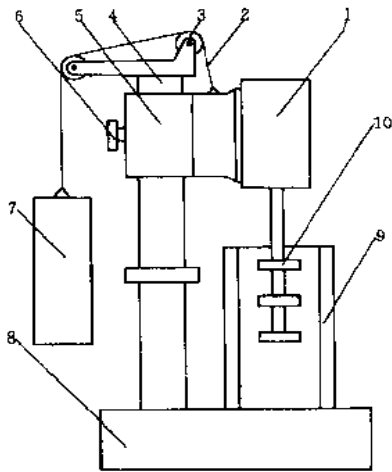


图 2-3-25 JSF-400 型搅拌砂磨  
分散多用机示意图  
1—电动机；2—链条；3—链轮；4—立柱；  
5—升降滑套；6—锁紧螺钉；7—平衡重  
锤；8—机座；9—搅拌棒；10—搅拌盘

1.16 高效、节能的水力旋分机

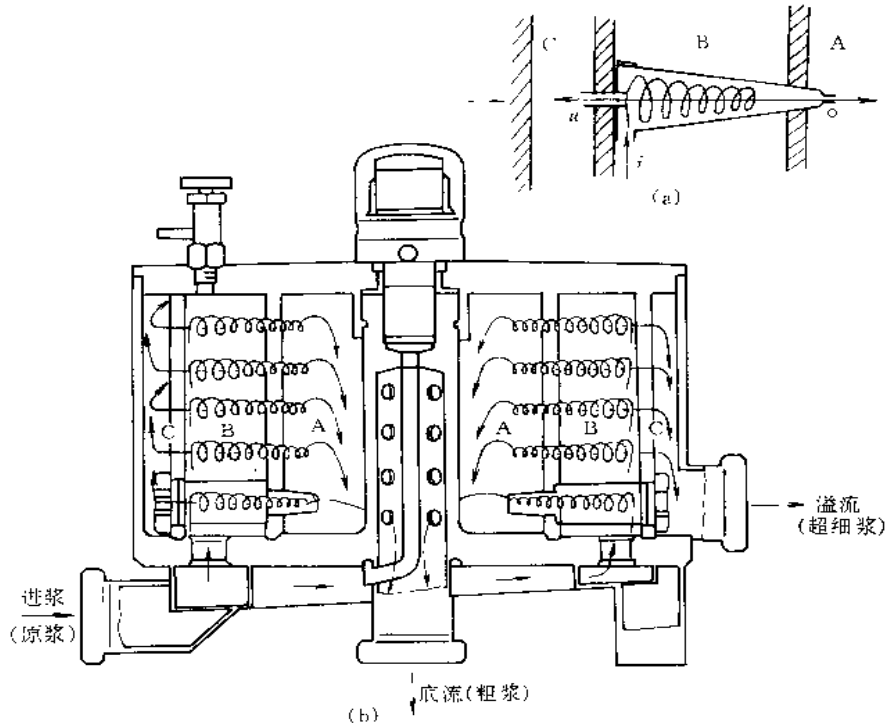


图 2-3-26 HLS-1099 超细水力旋分机结构 (b) 和原理示意图 (a)  
(北京海淀区流体技术开发公司)

图 2-3-26 为 HLS-1099 超细水力旋分机，用于对非金属矿及其他超细微粒进行超细分级和精选。通过调整各参数，能将  $44\mu\text{m}$  (325 目) 以下的超细微粒任意分成大小不同的各个等级， $5\mu\text{m}$  以下微粒含量可达 95% 以上， $2\mu\text{m}$  以下的超细粉含量可达 85% 以上。

如图 b 所示，在一个带有中心管并用上盖封闭的容器里，有两个同心圆筒，将内腔分为二个环形空间，99 支钢玉旋分器，分五层安装在这两个圆筒之间。核心部件为钢玉旋分器，其工作原理如图 a 所示，待旋分的原浆由高压泵打入密封环形腔 B 内，经切向入口 i 高速进入锥形腔内，形成高速旋流，浆液在  $6000g$  的

离心力场的作用下，将重或大的颗粒甩到四周壁，最终从旋分器底部  $\Pi o$  排到中部环形腔 A，轻而小的超细微粉浆在旋涡中心反旋从溢流  $\Pi u$  流出，进入外环 C，就是旋分后的精细产品。每支旋分器流量很小，由 99 支并联来达到需要的流量。由于机内没有旋转零件，运行可靠，使用维修简便，耐腐蚀，无噪声，旋分器为特种钢玉制成，耐磨性好，使用寿命长达 16000 小时以上。

某工艺流程曾采用 WL-350 离心机，有高速旋转的转子，工艺落后，能耗大。HLS-1099 旋分机处理量为离心机的 8~10 倍，而能耗仅为其 1/9。它是一种高效、高产、节能、无污染、无噪声、操作简便的新型产品。它与 WL-350 离心机技术经济比较如表 2-3-4。

表 2-3-4 HLS-1099 旋分机与 WL-350 离心机技术经济比较

项 目	离心机	旋分机
处理量, $m^3/(h \cdot \text{台})$	1.5	22
吨/(h·台)	0.12	1.4
精选矿量, $m^3/(h \cdot \text{台})$	1.2	13
吨/(h·台)	0.085	0.75
质量指标, $10\mu m\% ; 2\mu m\%$	99.86	99.85
能耗, 度电/吨精矿	11.75	1.33
设备折旧维修费, 元/吨精矿	7.65	1.44

### 1.17 船舶附加节能装置

图 2-3-27~图 2-3-32 所示的船舶附加节能装置是由中国船舶总公司第七研究院七〇八研究所近五年来开发的专利产品。它们结构简单，节能效果明显，实船航行节能效果为 4%~11.6%，安装维修方便，一次性初投资回收快，具有推广使用价值。其节能原理、适用范围见表 2-3-5。

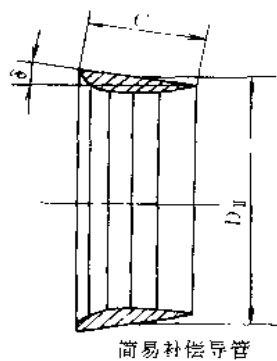


图 2-3-27 螺旋桨简易补偿导管节能装置

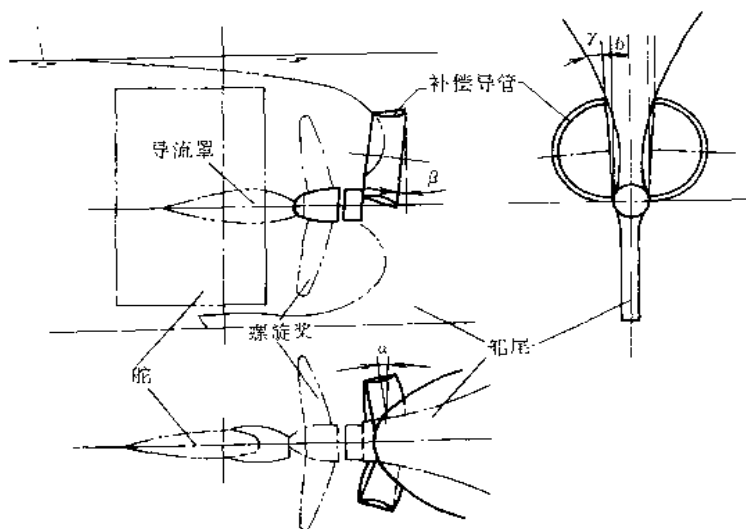


图 2-3-28 补偿导管导流罩组合节能装置



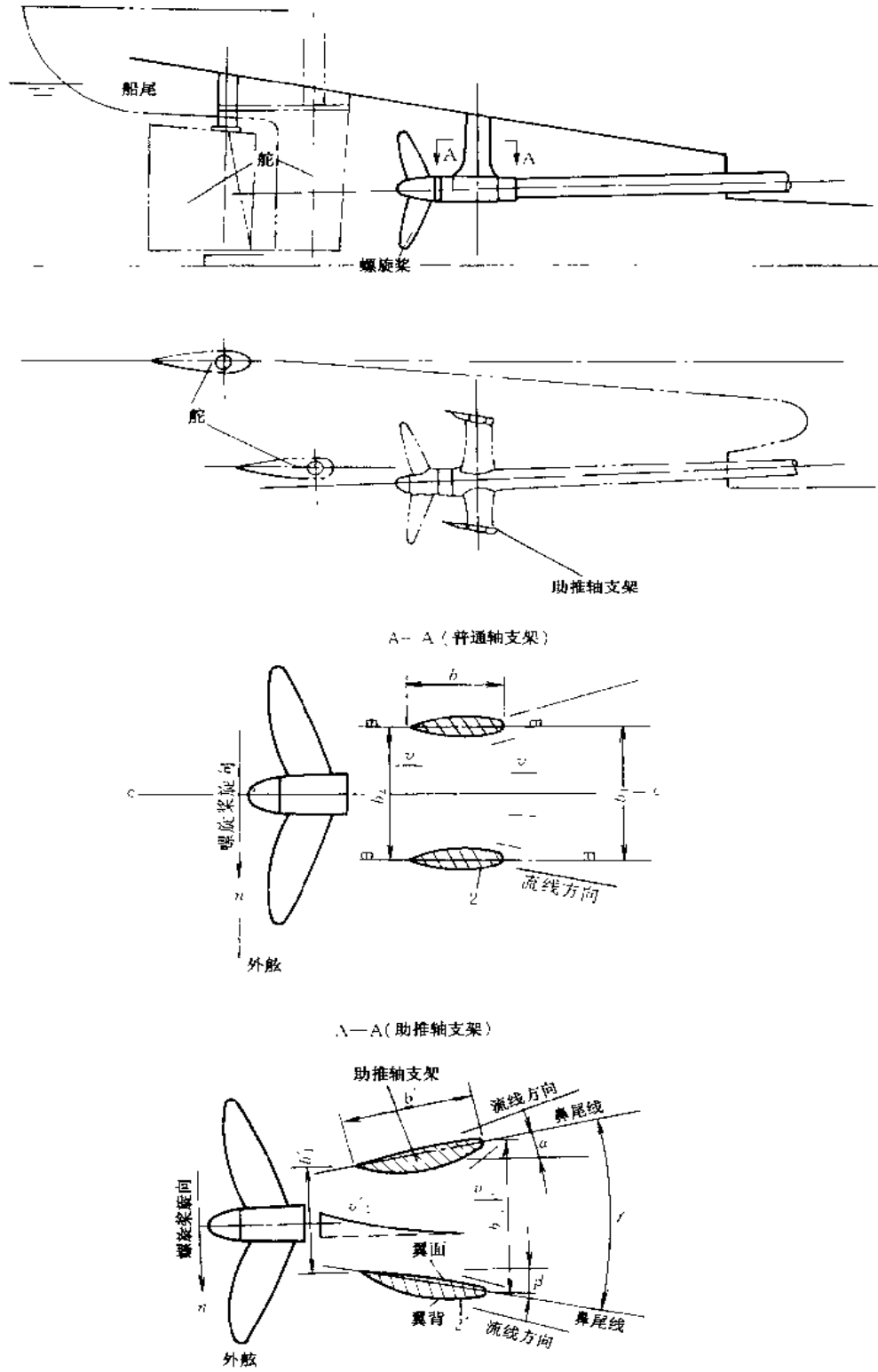


图 2-3-30 助推轴支架节能装置

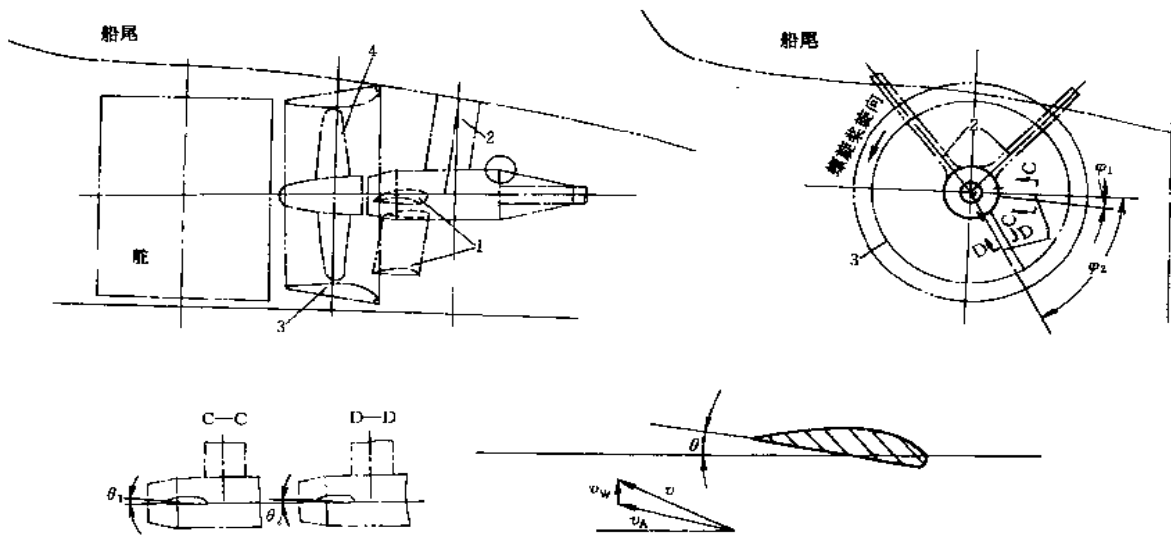


图 2-3-31 桨前扇形整流节能装置  
1—桨前扇形整流鳍；2—轴支架；3—导管；4—螺旋桨

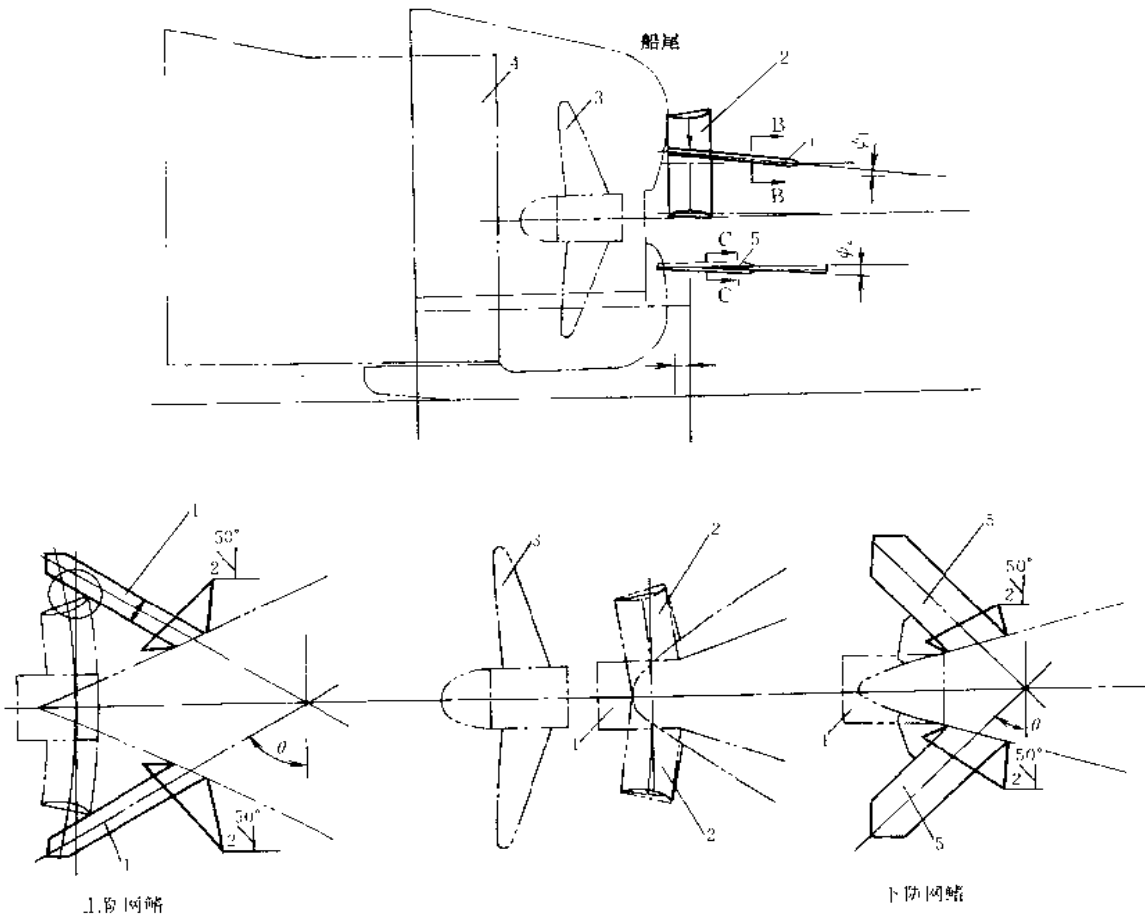


图 2-3-32 防渔网节能装置  
1—上防网鳍；2—补偿导管；3—螺旋桨；4—舵；5—下防网鳍

表 2-3-5 船舶附加节能装置的节能原理、节能效果、适用范围及特点

装置图号	装置名称	节能原理	节能效果		适用范围	优点	专利号		说明
			船载	实船			MARIC(第七〇八研究所)	获得日期	
图 2-3-27	螺旋桨 筒易补偿 导管节能 装置	调整船尾、桨、舵的 流场,改善螺旋桨的进 流,减少船尾水流分 离,产生附加推力	4.8%~10%	4%~9%	方形系数大, 了 0.6 船尾较 丰满的单桨运 输船,船型下满 效果越好;部分 双桨船,尤其是 陡顶尾双桨船, 附加效果良好	结构简单,效 果明显,使用安 全可靠, 航行期 间不需 维修保 养,一次 性回收 快,在建 船期 均可加 装(在正 常修 期内)	87204866.7	88.8.25	根据船尾形状、螺旋桨和舵的展度及相互位置决定流场,合理设计补偿导管的展度、安装位置及安装角度。图示为单桨船加装补偿导管一种型式实例
							87216893.7	89.2.2	根据船尾形状、螺旋桨和舵的展度及相互位置决定流场,合理设计补偿导管的展度、安装位置及安装角度。图示为单桨船加装一种型式补偿导管的实例
图 2-3-28	补偿导 管流罩 组合节能 装置	调整船尾、桨、舵的 流场,改善螺旋桨的 进流,减少船尾水流 分离,产生附加推力, 减少螺旋桨毂帽后部 的粘性损失	4.8%~12.8%	6%~11.6%	螺旋桨推进 的船舶;单双桨 运输船、推船、 拖船、渔船、军 辅船等	可改善船舶 航向稳定性	86108092.0	90.5.23	根据船尾形状、螺旋桨和舵的展度及相互位置决定流场,合理设计导流罩、推力鳍的展度、安装位置及安装角度。图小为一个实例
							90215533.4	92.1.22	根据船尾形状、螺旋桨和舵的展度及相互位置决定流场,特别是周向流场的分布状态,合理设计助推轴支架的展度、安装位置及安装角度。图小为一个实例及原理图
图 2-3-30	助推轴 支架节能 装置	调整船尾、桨、舵的 流场,改善螺旋桨的 进流,产生附加推力	4.5%~11%	5.0%~8.0%	双桨、多桨轴 支架船;运输 船、军辅船、湾 洋调查船等中 高速船舶	可改善船舶 航向稳定性	90215533.4	92.1.22	根据船尾形状、螺旋桨和舵的展度及相互位置决定流场,特别是周向流场的分布状态,合理设计助推轴支架的展度、安装位置及安装角度。图小为一个实例及原理图
							90215533.4	92.1.22	根据船尾形状、螺旋桨和舵的展度及相互位置决定流场,特别是周向流场的分布状态,合理设计助推轴支架的展度、安装位置及安装角度。图小为一个实例及原理图
图 2-3-31	桨前扇 形整流鳍 节能装置	调整船尾、桨、舵的 流场,改善螺旋桨的 进流,产生附加推力	4.0%~6.3%	6.3%~7.2%	螺旋 (导管)螺旋 桨推进的船舶	可改善船舶 航向稳定性	90223236.3	91.11.13	根据船尾形状、螺旋桨和舵的展度及相互位置决定流场,特别是周向流场的分布状态,合理设计桨前扇形整流鳍的展度、安装位置及安装角度。图示为双导管桨推船采用的一个实例
							90223236.3	91.11.13	根据船尾形状、螺旋桨和舵的展度及相互位置决定流场,特别是周向流场的分布状态,合理设计桨前扇形整流鳍的展度、安装位置及安装角度。图示为双导管桨推船采用的一个实例
图 2-3-32	防渔网 节能装置	调整船尾、桨、舵的 流场,改善螺旋桨的 进流,产生附加推力	4.5%~7.0%	6.0%	(导管)螺旋 桨推进的船舶	可改善船舶 航向稳定性	92230731.8	93.2.11	根据船尾形状、螺旋桨和舵的展度及相互位置决定流场,特别是渔网特点及渔网架轴的情况,合理设计防渔网节能装置的展度、安装位置及安装角度。图小为一个实例

## 1.18 船用喷水推进组合体

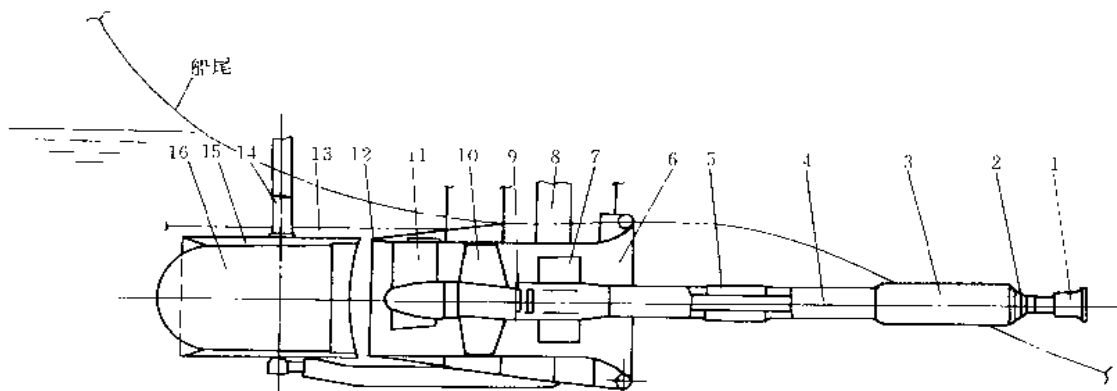


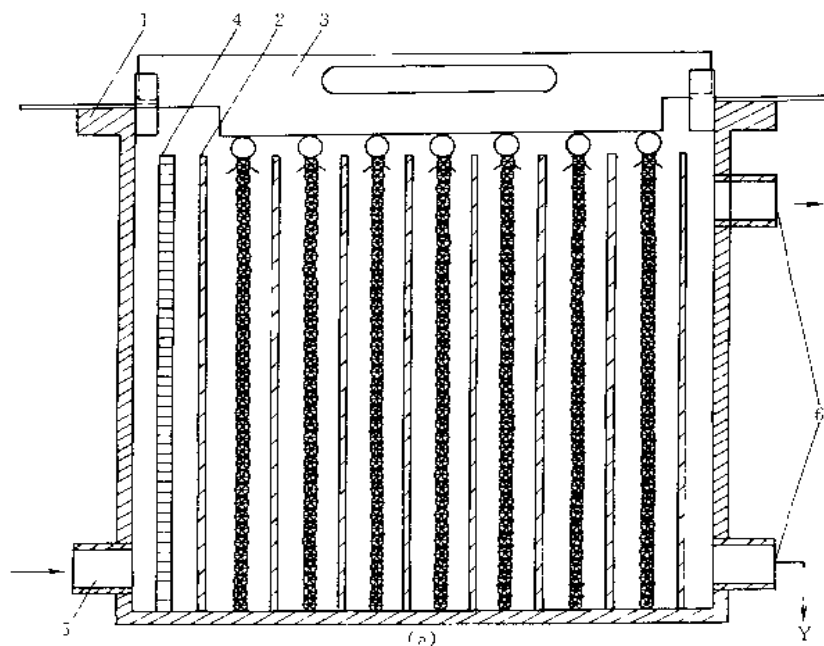
图 2-3-33 喷水推进组合体示意图

- 1 联轴节；2 密封装置；3 出轴组合；4 船尾轴管；5—泵轴；6—泵壳；7—轴支架；8—观察孔；  
9—密封；10—动叶轮；11—导翼；12—喷口；13—舵托；14—舵杆；15—舵壳；16—中舵叶

图 2-3-33 所示装置是将推进泵和操纵船舵组合为一体，从而具有船舶推进和操纵双重功能。运转时依靠组合舵反射推进水流来改变推力方向，故主轴无需逆转就能满足各种航行要求，并能使推进效率大幅度提高。

该装置与现行调距桨、直翼推进器、全回旋导管桨等相比，其结构简单，维护方便，使用灵活，部件少，可靠性好，造价低，是一种新型节能推进设备。此外，本装置水下噪声低，适用于安静型潜艇。已使用本装置的“胜利 221”和“胜利 211”轮，其效率较常规导管调距桨高出 20% 以上。使用本装置的 1500m<sup>3</sup>耙吸式挖泥船，挖泥效率和功能高于欧美同类型船。

## 1.19 新型电解装置





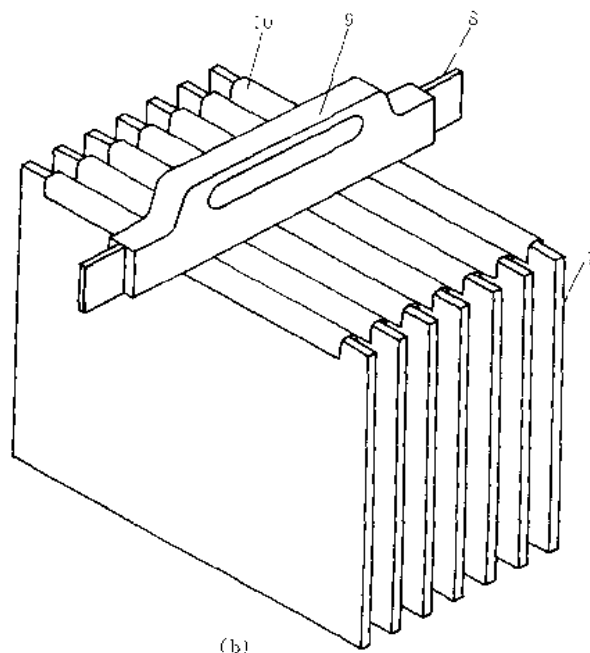


图 2-3-34 新型电解槽 (a) 及其阴极组件 (b)

1—槽体；2—阳极；3—阴极组件；4—布液板；5—入口；6—出口；7—阴极；  
8—母线；9—手柄；10—导电夹

图 2-3-34a 为高效回收贵金属的新型电解装置 (EP0309389A<sub>2</sub>)，用于回收 Au、Ag 等贵金属或 Au、Ag 镀品的车间。阴极和阳极均为网状结构，循环电解液自入口穿过电极流向出口。与传统电解槽相反，其出口高于入口，提高了系统的效率，进一步增加了生产的可靠性。网状海绵阴极可保证在不改建原有槽体的前提下扩大阴极表面积，从而提高金属的沉积速率和纯度。

图 b 为新型电解槽的阴极组件。阴极 7 是在多孔的聚乙烯海绵上电镀一层金属制成，其开孔率为每平方英寸 50~85 孔，电镀液可从含 Cu、Ni 或 Zn 的溶液中选择。聚乙烯海绵上应附有足够的金属沉积物，使其导电性能与金属相同，每平方英尺的有效面积，金属沉积量应为 0.5~20g。该阴极安装在由手柄 9、导电夹 10 和阴极母线 8 组成的夹具上。导电夹 10、母线 8 和阴极 7 之间要保持良好的接触，其接触压力既要保证良好的导电性能，又不能改变海绵的实际尺寸，降低其强度。最好，由海绵镍制成的阴极配镍对线，由海绵铜制成的阴极配铜母线。上述阴极适用的溶液的贵金属离子浓度为 10~15g/L。如果贵金属离子浓度等于或大于 20g/L 时，则可用各种规格的网状阴极或孔板阴极而不用泡沫阴极。手柄 9 应与母线和导电夹绝缘。阴极在夹具内的夹持方式便于阴极组件的更换或增减。更换不同孔率的阴极则使阴极表面积可随溶液流速不同而增减。另外，也可成组更换阴极，即取出第一组阴极的同时，放入第二组阴极。

阳极可用钛带材制造框架，内焊钛网。该结构可保证电流均布并使阳极与其母线接触良好。布液装置 4 是由聚乙烯或聚氯乙烯孔板或烧结板制成，其开孔率应保证液流均匀并且不产生明显的压降。

## 1.20 凯撒铝电解槽

霍尔-埃鲁特电解槽的主要能量损失是由于极间间隙处电解质的电阻损失。在标准电流密度时，极间距每缩短 2.54cm，电压下降 1V，相当于槽电压的 20%~25%。但是，传统的工业电解槽，其极间距必须大于 3.81cm，极间压降超过槽电压的 30%。因为其槽底都是水平的平面或基本水平取向，即使采用中等斜度的 RHM 阴极，也难以使电解时产生的阳极气泡以足够的速度排出，大大增加了极间间隙处的电阻。实际上，

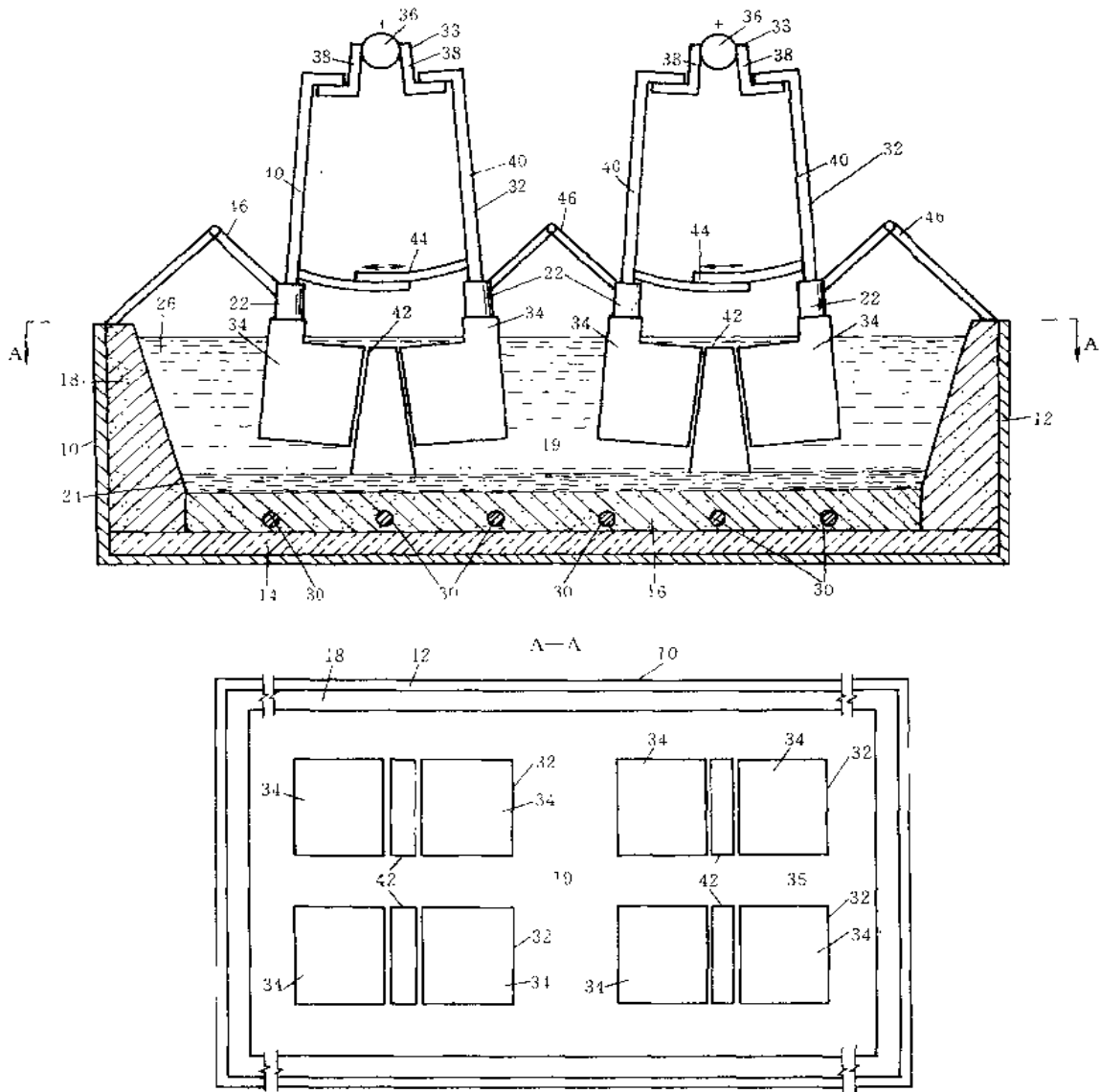


图 2-3-35 凯撒铝电解槽之一

- 10—电解槽；12—槽壳；14—保温层；16—碳素槽底；18—碳素侧壁；19—槽腔；22—钢导电棒接头；  
24—铝液；26—电解质；30—阴极棒；32—阳极板组件；33—阳极组件；34—碳阳极块；  
35—中间沟槽；36—铰链；38—吊架；40—阳极棒；42—阴极组件；44、46—保温盖板

也难以实现在低极间距操作时最大限度降低压降。

图 2-3-35 所示是凯撒电解槽的一种方案，它采用了一种新型的改进的阴阳极结构，不仅能较合理地解决上述问题，而且考虑采用 RHM 件的高成本和节能之间，即基建投资和生产费用之间的综合经济平衡。

该新型阴阳极结构的特点是：RHM 阴极件的形状为楔形，大斜度的阴极表面由槽底向上伸入电解熔池。碳素阳极组件是由两块预焙碳极块组成，两块碳极块之间的角度与阴极组件的楔形面之间的夹角大致相等，并跨立在阴极组件的上方。每块阳极碳块都有一个表面与阴极件的楔形斜面相平行。这种结构不仅有利于极间间隙处阳极气体的迅速排出，而且考虑了 RHM 材料的弱点，可保证在电解槽不停产的前提下，更换 RHM 阴极件。

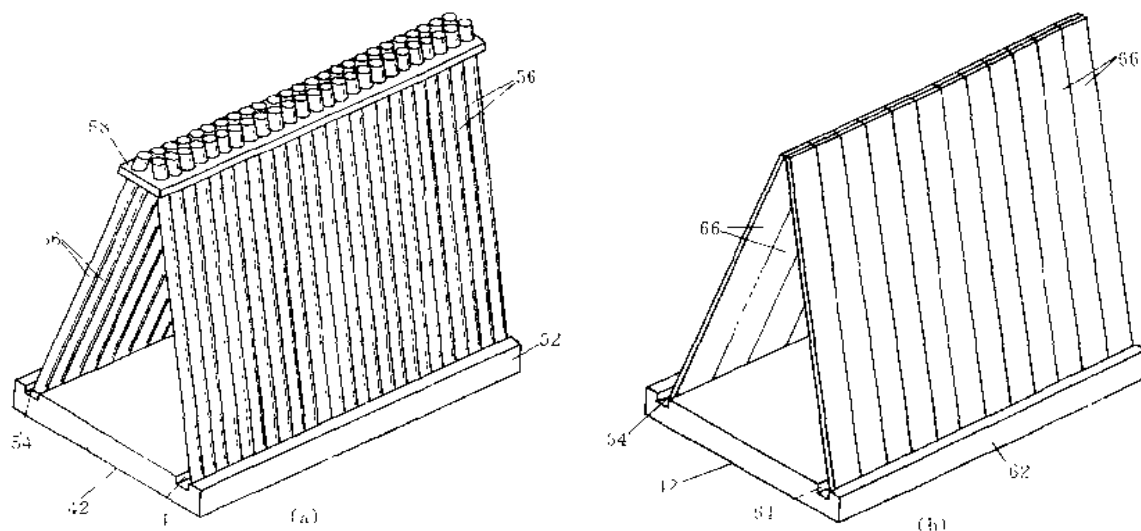


图 2-3-36 阴极组件 42 两种结构的轴测图

42—阴极组件；52、62—底板；54—平行槽；56—阴极棒；58—孔板；64—底板槽；66—阴极板条

图示的阴阳极结构 32 包括一个可更换的 RHM 阴极件 42；该阴极件呈楔形，大斜度的楔面与水平面的夹角为  $60^{\circ} \sim 85^{\circ}$ ，最好是  $70^{\circ} \sim 80^{\circ}$ ，放置在碳素槽底 16 上。阳极组件 33 是由两块碳素阳极块 34 组成，悬挂在铰链 36 上，并跨立在阴极件 42 的上方。在安装阴极件 42 和调整阴阳极间距时，阳极块 34 可绕铰链 36 旋转。阳极吊架 38 悬挂在铰链 36 上，阳极棒 40 与阳极吊架 38 和导电棒接头 22 相连接。电解槽上设有保温盖板 44 和 46，以便维持槽内温度，防止熔池表面结壳。保温盖 44 是曲线保温板，可以随阳极件一同相对运动。保温盖 46 是折叠式的，位于两组阴阳极构件 32 之间和阴阳极构件 32 与槽壁之间。

图 2-3-35 的 A-A 剖视图中有四组阴阳极构件 32，其数量不限于此。在 200kA 的大型电解槽上可设置 12 组阴阳极构件，其配置方案可以是一列串联，也可以是两列并联。如果两列并联，中间要有液槽 35，以利于电解槽中熔体的合理循环。

图 2-3-35 所示的方案可用于新建电解槽，也适用于现有电解槽的改建。

图中的阴极件 42 可以采用多种结构，如图 2-3-36a、b 所示。图 a 的阴极件可采用 SiC，也可采用 RHM 材料。底板 52 的两侧开有一对平行槽 54，每一根  $TiB_2$  棒 56 的一端嵌在槽 54 内，并用合适的材料，如混有 SiC 粉末的  $AlPO_4$  粘结剂。棒 56 的另一端插入  $TiB_2$  板 58 的孔中。阴极 42

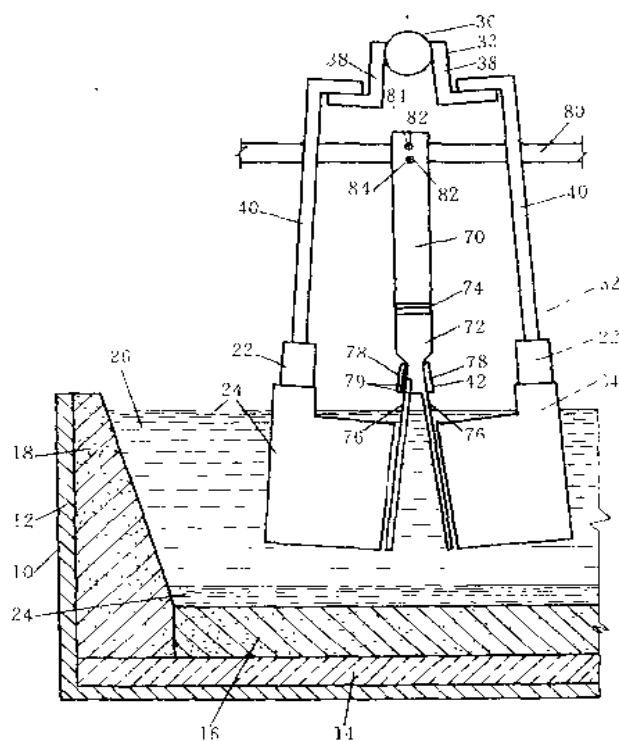


图 2-3-37 凯撒铝电解槽之二。

10—电解槽；12—外壳；14—保温层；16—槽底；18—碳素侧壁；22—导电棒接头；24—铝液；26—电解质；32—阴阳极结构；33—阳极组件；34—阳极块；36—铰链；38—阳极吊架；40—阳极棒；42—阴极组件；70—阴极棒；72—吊架；74—过渡件；76—阴极板；78—金属片；79—垫片；80—阳极母线；82、84—紧固件

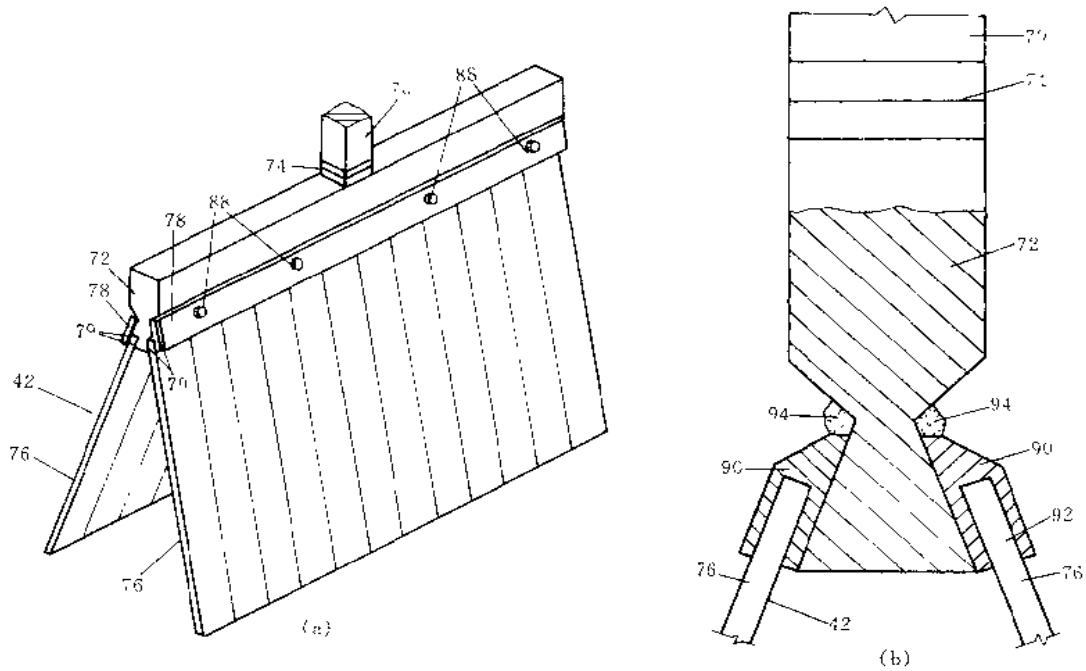


图 2-3-38 阴极件 42 的轴侧图 (a) 及阴极结构另一方案 (b)

70—阴极棒；72—吊件；74—过渡件；76—阴极板 (TiB<sub>2</sub> 板条)；78—金属片；  
79—垫片；88—紧固件；90—金属帽；94—焊剂

的规格根据电解槽和阳极尺寸而定，阴极棒为  $\phi 25.4 \times 495.3\text{mm}$  的 TiB<sub>2</sub> 棒，整个宽度为 685.8—863.6mm。图 b 为另一种结构的阴极件。SiC 底板 62 上有一对平行槽 64。TiB<sub>2</sub> 板条 66 的规格为：50.8mm (宽)  $\times$  12.7mm (厚)  $\times$  476mm (长)。阴极规格的确定与图 a 考虑原则相同。

阴极组件的结构还可采用图 2-3-36a、b 以外的各种结构。

图 2-3-37 是凯撒铝电解槽的又一方案。其特点是：阴极母线 80 位于电解槽的上方，阴极件从顶部进入电解槽。这就取消了常规电解槽中的底部阴极导电棒，因此，槽衬和槽底不必考虑材料的导电性能，可采用浇铸的高铝耐火砖或 SiC 和 MgO。该结构防止了因钠夹带碳，熔体浸渗碳底或铝液渗透碳底导致集电棒与熔融铝短路，使槽体过早损坏，使衬里的寿命显著延长，而且便于重新更换衬里。

阴极件 42 包括 TiB<sub>2</sub> 件 76。该阴极板经金属片 78 固定在吊架 72 上。吊架 72 和金属片 78 可采用钢或铝青铜。过渡件 74 要与其相联接件的材料一致。件 74 与件 72 和 70 是用焊接相固定。

图 2-3-38a 是图 2-3-37 阴极件 42 的轴侧图。阴极板 76 的上端与吊件 72 和金属片 78 用紧固件 88 相联接定位。为了保证件 76 和 72 之间接触良好，在金属片 78 与吊件 72 之间加一层垫片 79。该垫片采用塑性良好的金属片，如镍箔或镍镀层。金属塑性层要有一定厚度 (约为 5 $\mu\text{m}$  或更厚一些)。当夹紧力作用在其上时，保护 TiB<sub>2</sub> 件 76 不致意外破损。

图 2-3-38b 是阴极结构的又一方案，其联接方法的夹紧力最小，但仍能维持良好的电接触。TiB<sub>2</sub> 件 76 的一端铸有合适的金属帽 90，其材料为铝青铜或铜镍合金，可采用模铸将金属帽 90 铸在件 76 的一端。在采用电镀、蒸汽喷镀、等离子弧喷枪喷镀或浇铸之前，应对 TiB<sub>2</sub> 板表面处理，以保证件 76 和 90 之间粘结良好。然后，再将件 90 与件 72 焊接。可采用惰性气体保护焊。

凯撒铝电解槽采用大斜度的阴极表面，一对阴、阳极表面背靠背相对、平行。其主要优点如下：

1) 极间间隙的大斜度取向有利于熔体和阳极气体的两相混合物向上运动，减少极间空隙率。并且间隙

处熔体流动速度增加,将有利于维持极间的电解质中的铝离子浓度基本均匀,可消除局部的阳极效应。

2) 与传统电解槽相比,同样规格的熔池可以提供更大的阴、阳极表面。有利于提高设备的生产能力。

3) 与采用 RHM 阴极件水平取向的阴极表面相比,其极间距还可以缩小,有利于节约能耗。

图 2-3-35 ~ 图 2-3-38 所示的凯撒铝电解槽均是美国专利: 4405433。

## 2 减少能量传递环节

### 2.1 潜孔钻机

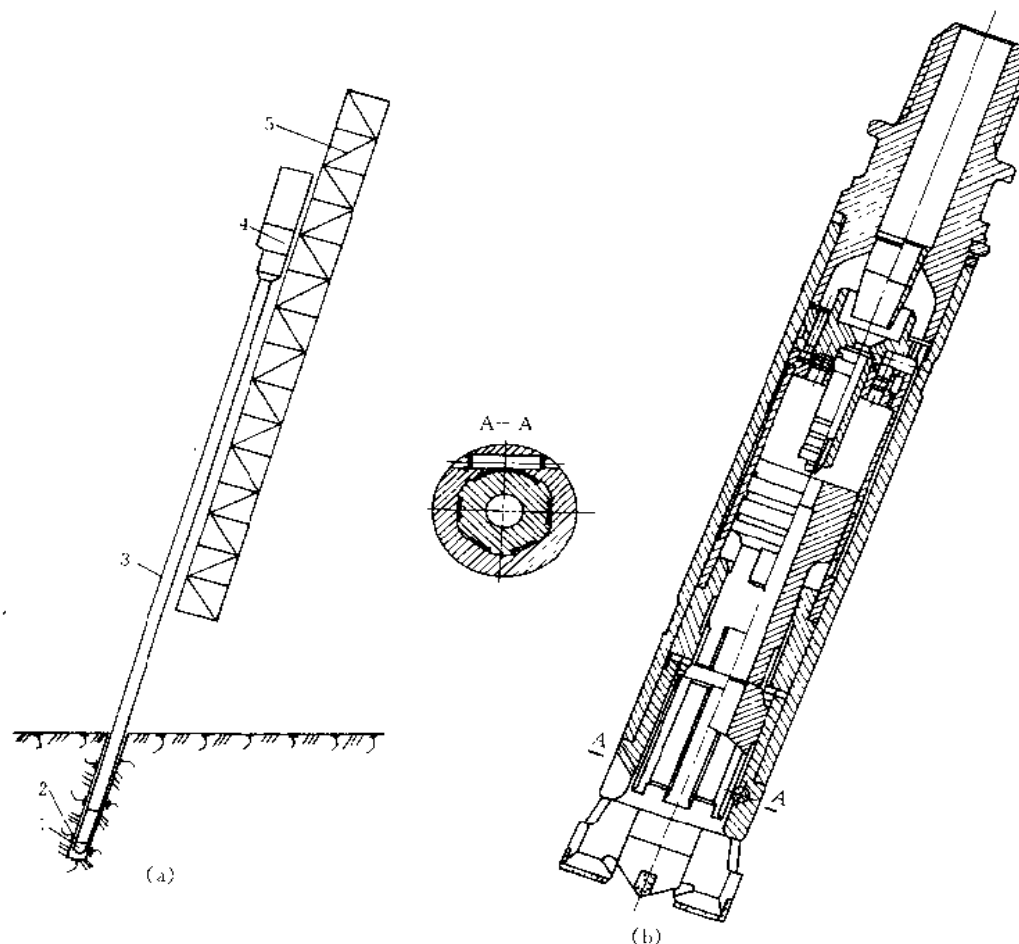


图 2-3-39 潜孔钻机工作装置

1—钻头; 2—冲击器; 3—钻杆; 4—回转机构; 5—钻架

图 2-3-39 是潜孔钻机工作装置示意(图 a)及中心排气式冲击器(图 b)。

一般凿岩机的冲击机构和回转机构是安装在一个机体内,工作时仅是钎子进入炮孔里,这样在钻孔过程中,随着炮孔深度的增加、钎杆的接长,钎杆传递的冲击能量的损失就会不断增加,使钻孔速度随孔深的增加而显著降低。为了克服这个缺点,于是设计了潜孔钻机。它是将钻头和产生冲击作用的冲击器装在钻杆的前端并潜至孔底进行钻孔的一种旋转冲击式钻孔机械,从而消除了加长钎杆传递冲击能量的损失,提高了钻井速度。

中心排气冲击器是指冲击器气缸内的废气由气缸和钻头的中心孔排到孔底的,排粉效果好,减少了岩粉的重复破碎,提高了钻孔效率;钻头冷却效果好,提高了钻头寿命。

还有一种双活塞冲击器，是一种具有串联成一体的两个活塞的冲击器。由于活塞有效面积增加，故在相同活塞直径条件下，冲击能量增大，从而提高了钻孔效率。据国外资料介绍可提高钻孔效率 50% 以上。但这种冲击器结构比较复杂，配合精度高，从而限制了它的应用。国产 Y-200 型冲击器属这种类型。

## 2.2 能量可直接传给钻头的电钻

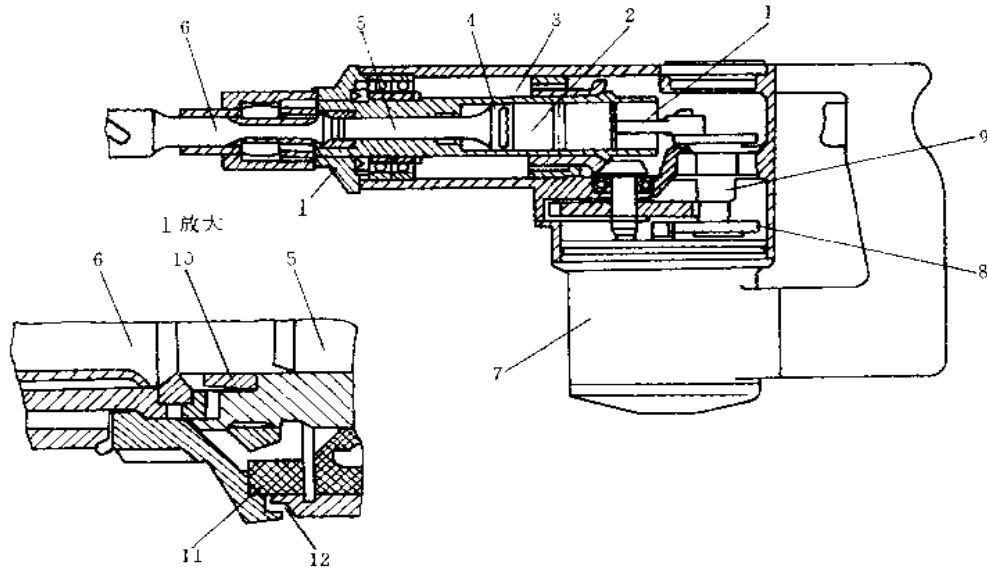


图 2-3-40 能量可直接传给钻头的电钻

1—气动活塞；2—空气垫；3—缸体；4—头部；5—活塞杆；6—钻柄杆；7—马达；  
8—齿轮系；9—曲轴；10—弹簧圈；11—过滤网；12—环形槽

电钻是一种把旋转驱动和往复冲击的能量传递给钻头来进行打孔的工具。

以前，电钻的冲击能是从打击活塞通过一个传送部件传递给钻头的。这种结构所传送的冲击能量，主要转化成热能，损耗了约 20%。

图 2-3-40 所示的电钻，冲击能量可以直接传给钻头，而不需除尘装置，因此能量损失大大减小。这种电钻，在打击活塞上设有外径与容纳气动活塞的缸体内径几乎相等的头部 4 和延长到工具一侧比头部直径小的活塞杆 5，活塞杆在打击活塞的最后位置处密闭了气缸的前端。因此，在缸体内部，无论打击活塞处于什么位置，外部气体是不能进入的。在通常情况下，由于冲击力是通过空气传送，所以能量的损失较少。

旋转力矩通过马达、齿轮系和锥齿轮带动缸体旋转，然后带动钻柄杆转动。再经曲轴，通过曲柄销和活塞杆传递给气动活塞，产生往复冲击力进行打孔。气动活塞的往复运动，通过缸内的气垫，传递给打击活塞，其往复运动的冲击力，通过气垫传到钻柄杆端。

如 1 放大图所示，在活塞杆的前端和钻柄杆后端的间隙内，空气通过环形槽、过滤网、弹簧圈组成的阀吸入，这样可防止砂粒、灰尘等进入缝隙，同时起气垫作用，减少了能量损失。

## 2.3 驱动机两端驱动的离心压缩机

图 2-3-41 所示的离心压缩机的驱动机在中间，气缸分别布置在其两端。此压缩机的驱动机对压缩机的两个气缸分别自接驱动。驱动机不必通过压缩机一个气缸（一般为低压缸）的轴驱动另一个气缸，两个气缸的轴只承担本气缸的负荷，故轴的直径较小，可提高离心压缩机的效率，并可减少气缸的外形尺寸。每个气缸只有一个外伸轴（只需与驱动机相连），减少了压缩机与大气间的轴封，可减少泄漏，从而提高了压缩机效率，并且有利于保护环境。当两个气缸均为筒形结构时，其内件（转子及隔板组）可分别从筒形气缸的两端部抽出，在维修时不需移动缸体（机壳），这使得压缩机的检修、拆装和调整十分方便。对于三个气缸的离心压缩机，三个缸分布在驱动机的两端，只需经过一个气缸的轴驱动其余两个气缸中的一个，同样可减小经过气缸的轴的直径。

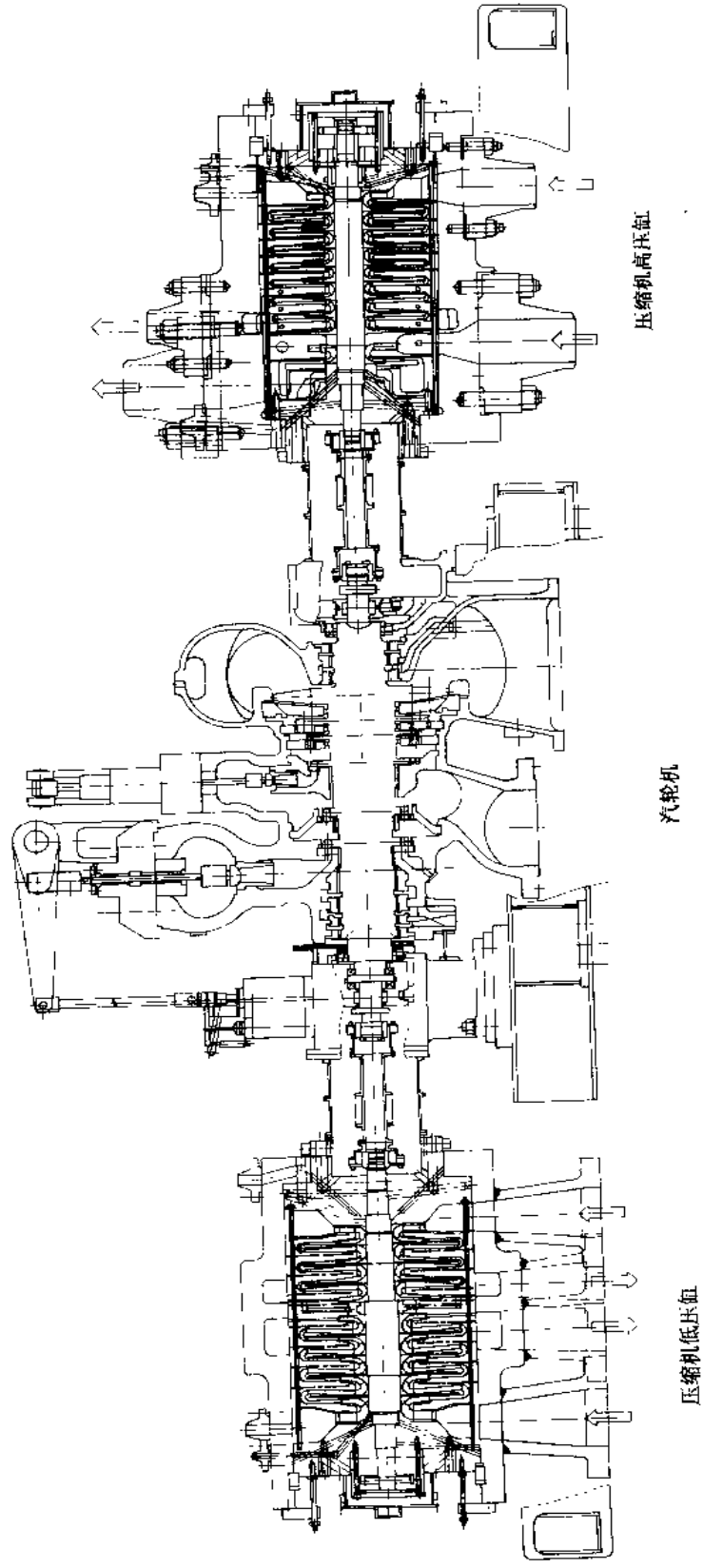


图 2-3-41 驱动机两端驱动的离心压缩机

### 3 最佳工况匹配的传动

#### 3.1 利用调速型液力耦合器传动

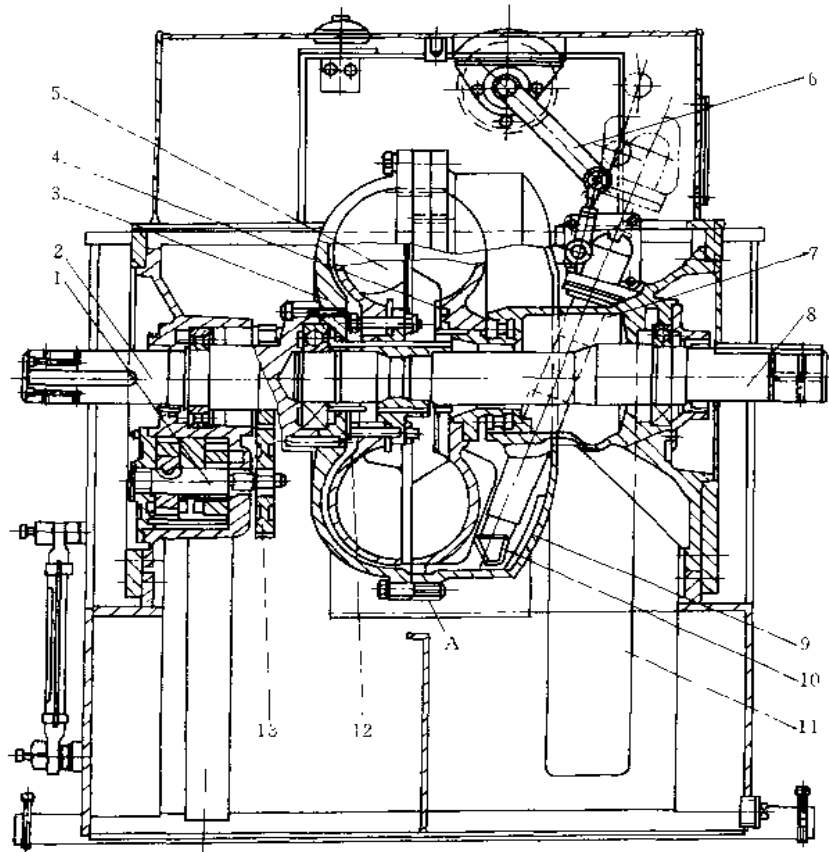


图 2-3-42 出口调节式调速型液力耦合器

1—转子泵；2—输入轴；3—背壳；4—泵轮；5—涡轮；6—连杆机构；7—进油腔；  
8—输出轴；9—外壳；10—导管；11—排油管；12—润滑油管；13—齿轮

图 2-3-42 为出口调节式调速型液力耦合器，它兼做油箱的支承旋转体的箱体。输入轴 2 与恒速电机连接，输出轴 8 与工作机（如风机、水泵）连接。在泵轮 4 与涡轮 5 构成的工作腔中充入一定的工作液（其充满度受导管 10 的控制），电动执行器通过连杆机构 6 带动导管 10 作无级的伸缩，控制工作腔的充油量，从而无级调节液力耦合器的输出转速，满足工作要求。

该耦合器有空载起动、绞和冲击等优点。其特点是：

1) 对起动惯量大的设备（如叶片式风机、水泵和带式输送机等）的软起动，液力耦合器可使电动机空载起动并使工作机克服自身和载荷的巨大惯性从静止状态缓慢而平稳地起步、加速直至额定转速，并可调节起动加速过程的时间。因而，可明显地降低起动电流，缩短起动时间，减少起动功率消耗。在合理匹配下，应用液力耦合器可以大大降低电动机装机容量（如某钢铁公司 120t 转炉除尘风机原需 3000r/min、1600kW 笼型电动机，应用调速型液力耦合器后只需 1000kW 笼型电动机即可满足起动要求），并且在起动后还可改变原来的欠载运行状况，使电动机在额定工况点附近运行，提高电动机功率因数和运行效率，降低电动机自



身损耗和无功功率损耗，因而可获得明显的节能效果。

2) 调速型液力耦合器调速运行不但可以节能，而且可满足生产工艺对设备变载荷运行的双重目的。目前风机、泵类机械大多匹配笼型电动机，采用调节管路阀门开度、以节流调节流量的方法来实现载荷参数的变化。功率损失很大。如采用液力耦合器变速调节流量，就可避免节流损失，且使风机、水泵始终处于高负载工作状态，大大减少了电动机的功率消耗。

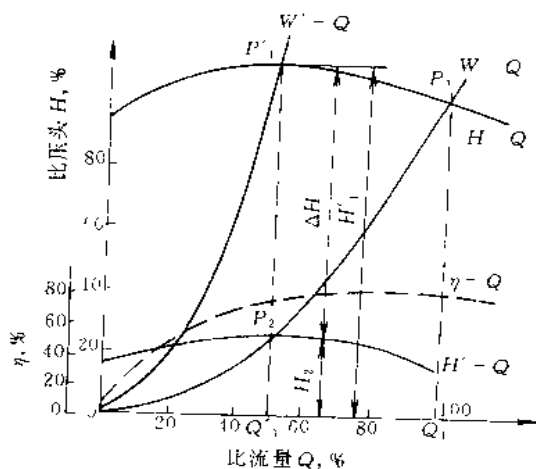


图 2-3-43 风机采用节流调节与变速调节的比较

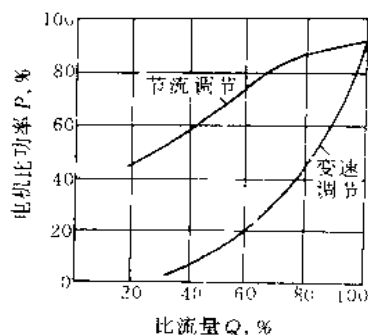


图 2-3-44 采用节流调节与变速调节时风机的功率曲线

图 2-3-43 是以无背压运行风机为例，给出用节流调节和变速调节两种方法将流量由 100% 调到 50% 时的情况对比。由图可见，用节流调节时，风机转速恒定，故  $H-Q$  曲线不变。 $W-Q$  和  $W'-Q$  分别是流量为 100% 和 50% 时的管系阻力曲线，它们与曲线  $H-Q$  的交点  $P_1$  和  $P_1'$  所对应的流量为  $Q_1$  和  $Q_1'$ 。 $Q_1'$  为  $Q_1$  的 50%。在用变速调节时，因叶片式风机、水泵的流量与转速的一次方成正比，故降低风机转速 50% 后，特性曲线变为  $H'-Q$ 。它与  $W'-Q$  曲线的交点  $P_2$  所对应的流量也为  $Q_1'$ 。比较两种方法可见，变速调节比节流调节降低了风机的风压为  $\Delta H$ ，从而减少了能耗。

图 2-3-44 为风机采用节流调节与变速调节两种方法消耗功率的比较。图中两条曲线纵坐标之差，即为变速调节所节约的功率。

采用调速型液力耦合器对风机、水泵实行变速调节，投资少，简单可靠易于实现。与节流调节相比，节能率在 20% 以上，这已被国内外许多风机、水泵的应用情况所证实。

图 2-3-45 所示是液力耦合器与高速齿轮传动相结合并带有许多附件的机-电-液一体化组合结构。在泵轮口前加入一增速齿轮组 9，提高输入转速，使液力耦合器在较高转速下运转，以获得较大的传递功率。它是高转速（4000r/min 以上）、特大功率（3000kW 以上）的传动装置，运转平稳、调速精度高，主要应用于电厂锅炉给水泵等大型设备上。

限矩型液力耦合器因能限制超载力矩而得名，是应用最广泛的一种液力耦合器。图 2-3-46 所示为常用的同一腔型有后辅腔和无后辅腔两种结构的限矩型液力耦合器。有后辅腔者，其外特性曲线比较平缓，过载系数较小，用于对特性要求较高的设备，如带式输送机等。

限矩型液力耦合器可以限制超载力矩，保护动力机不超载；可使电机空载起动，并提高电机对载荷的起动能力；可隔离扭振，缓和冲击；在多机驱动时可均衡负荷，使各动力机出力均匀。因此，被广泛地应用于各类设备。

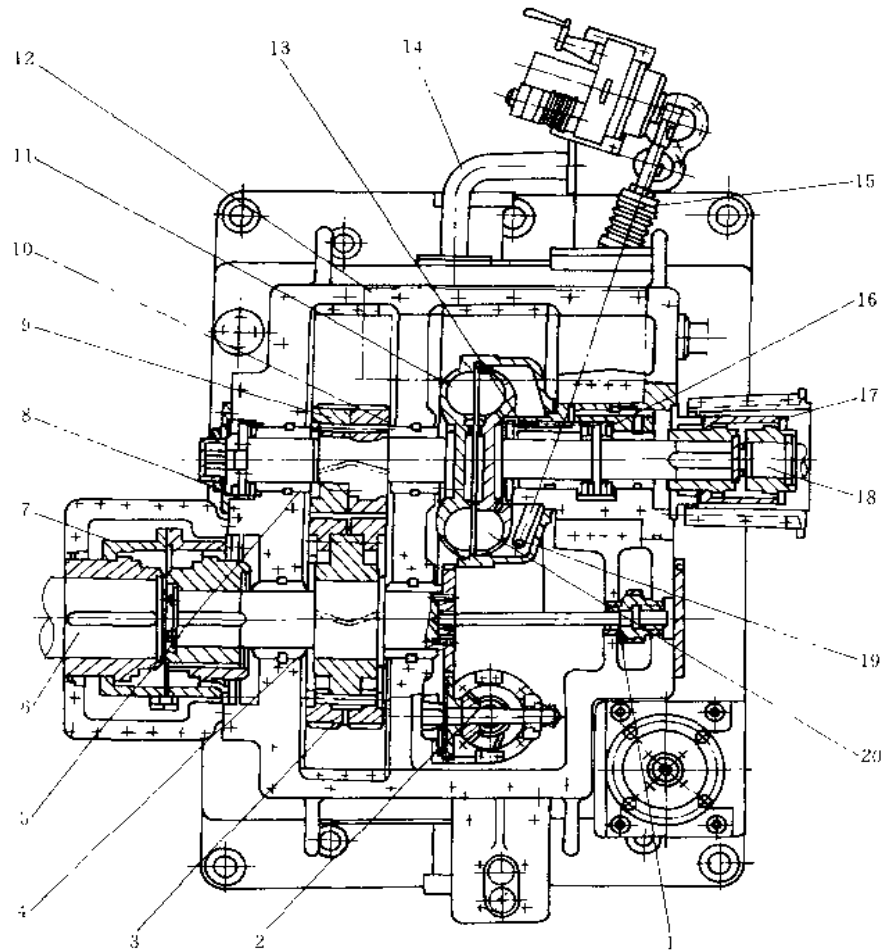


图 2-3-45 前置齿轮式液力耦合器传动装置

1、3、4、5、10、13—滑动轴承；2—工作泵和润滑泵传动齿轮组；6—输入轴；7、17—齿轮联轴器；8、16—滑动推力轴承；9—增速齿轮组；11—泵轮；12—箱体；14—管系组件；15—调速机构组件；18—输出轴；19—壳体；20—涡轮

水介质液力耦合器是以清水为工作介质的限矩型液力耦合器，见图 2-3-47。它除具有有限矩型液力耦合器特性外，因用清水不用油类而另具有抗燃、防爆、防止污染环境和增大传递功率能力等特性，而且是直接的节能（油）产品。由于水的密度（1.0）大于油（0.85），且粘度远低于油，故增大传动功率 20% 以上。

由于油介质液力耦合器在煤矿井下与刮板输送机配套应用中曾多次因喷油着火引起瓦斯爆炸造成人身伤亡，故油介质液力耦合器被禁止下井使用，于是水介质液力耦合器迅速发展起来。为保证水介质液力耦合器滚动轴承的润滑，在滚动轴承与工作腔之间增设了两处橡胶骨架油封，以防止工作腔中的水液接触滚动轴承。与水液相接触的钢铁件表面均有镀层，以防锈蚀。由于水汽难于密封，在动、静密封处均有严格要求。

水介质液力耦合器除在煤矿井下应用外，尚可在粮食、医药、纺织及邮电等部门的有防燃、防爆、防污染要求的设备上推广应用。

液力耦合器应用广泛，它可与有过载保护、软起动、无级调速和节约能源等各种要求的设备配套使用，见表 2-3-6。

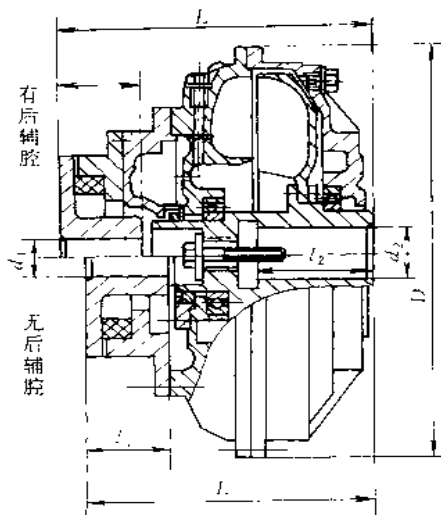


图 2-3-46 限矩型液力耦合器

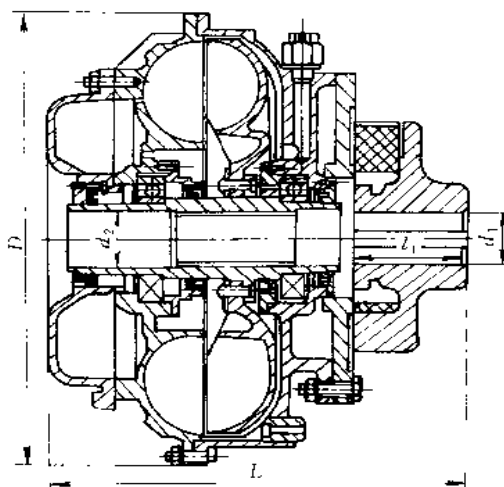


图 2-3-47 水介质液力耦合器

表 2-3-6 可用液力耦合器配套的各种机械设备概况

设备分类	可用液力耦合器的机械设备	液力耦合器类型	使用目的
冶金设备	炼钢转炉排烟风机、高炉风机、烧结厂风机、加热炉鼓风机、引风机	调速型	满足机械设备的使用工艺要求；节能；使风机能低速冲水维护；延长风机寿命
	炼焦炉推焦机、校直机、挤压机、轧钢机、离心浇铸机、电动堵眼机	限矩型	起动平稳；过载保护，防止电动机过载和传动部件损坏
矿山机械	钻采机械、破碎机、球磨机、离心分析机、矿用泥浆泵、筛选机、巷道掘进机、巷道风机	限矩型、调速型	起动平稳；过载保护；满载起动；缓冲隔振；减小起动电流和电网的电压降；降低装机容量，节能
起重运输机械	带式输送机、刮板输送机、链板输送机、内燃机车、自行式矿车、斗轮堆取料机、门座式起重机行走机构、提升机	限矩型、调速型	满载起动；降低装机容量，节能；起动平稳，过载保护；保护输送带，降低输送带造价；多机驱动时均衡载荷，并可顺序起动
工程机械	单斗挖掘机、斗轮挖掘机、叉车、塔式起重机、混凝土搅拌机、卷扬机、铲运机、平地机、压路机	限矩型	缓冲隔振，保护机械；防止发动机熄火；降低装机容量，节能；可替代主离合器
电力设备、化工设备、船舶	发电厂锅炉给水泵、循环水泵、压缩机、鼓风机、引风机、钠泵、输油泵、原油管线泵、注水机、燃气轮机组、舰船、气垫船、挖泥船的挖泥机、船用螺旋桨推进器	调速型	无级调速；缓冲隔振；平稳起动；过载保护；多机驱动开车；节能
其他	拔丝机、冲床、剪床、锻锤、立式车床、压力机、纤维机械、食品机械、纺织厂空调风机、自来水泵、扫雪机	调速型、限矩型	平稳起动，保护制品；缓冲隔振；过载保护；调速；节能

## 3.2 利用液粘调速离合器传动

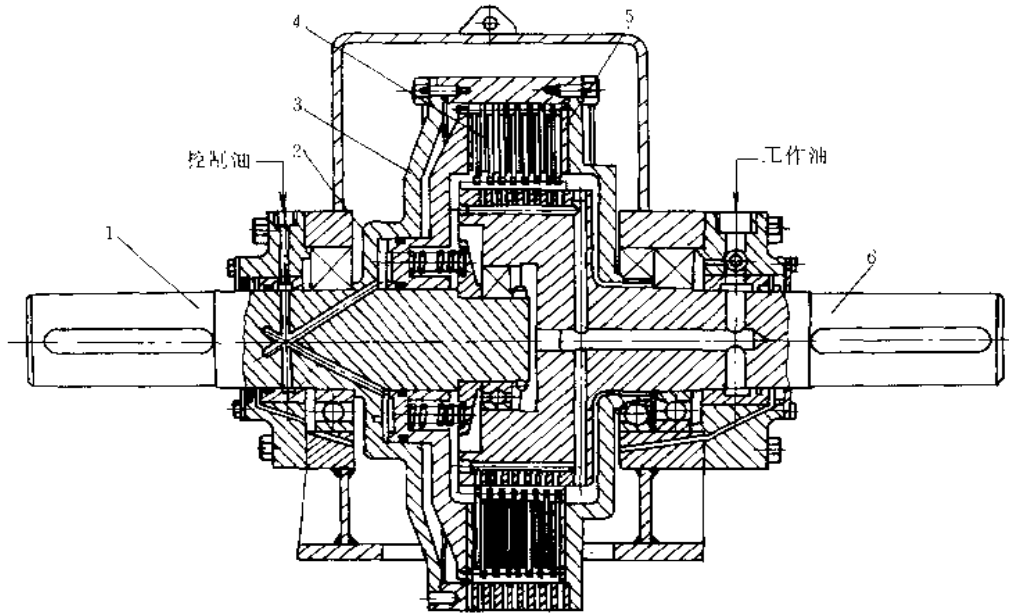


图 2-3-48 液粘调速离合器主体结构

1—输出轴；2—加压油缸；3—从动平衡组件；4—从动摩擦片；5—主动摩擦片；6—输入轴

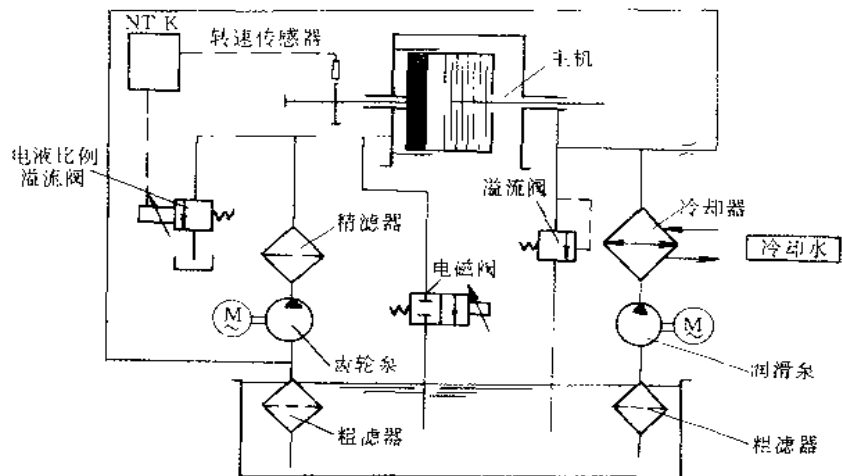


图 2-3-49 液粘调速离合器液压系统

图 2-3-48 所示的液粘调速离合器（又称奥美加离合器），是以粘性液体为工作介质，依靠主、从动摩擦片间液体的粘性剪切力来传递动力，通过改变油膜厚度来调节输出转速和力矩，并兼有离合功能的传动元件。在运行中有脱离、调速和同步三种工况。用于风机、水泵调速运行，具有显著的节能效果，节能率可达 20% 以上。

图 2-3-48 为其主体结构部分。输入轴 6 通过花键与主动摩擦片 5 连接，并支承在两端轴承上。输出轴 1 通过从动平衡组件 3 的套筒内花键与从动摩擦片 4 连接，主、从动摩擦片交替重叠放置。用控制加压油缸的液压来调节主、从动摩擦片间的油膜厚度，从而改变输出转速。摩擦片间的工作油来自液压润滑系统；加压

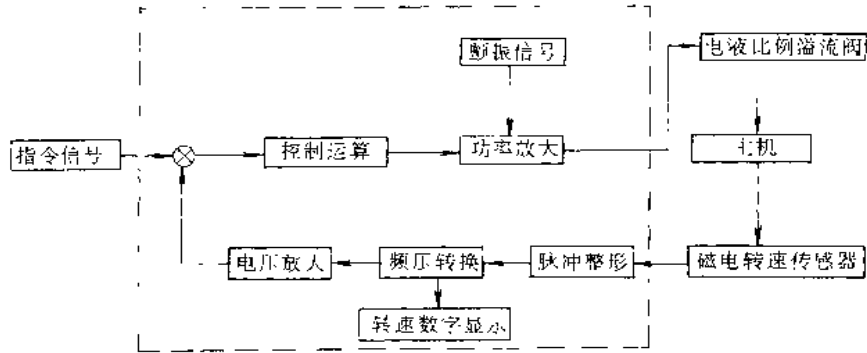


图 2-3-50 电气控制系统框图

油缸的压力油（控制油）来自液压控制系统。工作油从摩擦片间隙析出后，从套筒甩出，回到下部的油箱里。

图 2-3-49 为其液压系统，它由控制系统和润滑系统两部分组成。控制系统由齿轮泵、精滤器和电液比例溢流阀组成，可向加压油缸提供由指令电信号控制的油压。润滑系统由供油泵、冷却器和溢流阀组成，为主、从动摩擦片及轴承提供润滑油。冷却器按配用电动机功率和工作机特性要求经发热计算进行选配。液压系统用 8<sup>#</sup> 液力传动油。

图 2-3-50 为电气控制系统即电控器。液粘调速离合器的输出转速由磁电转速传感器接收，并将脉冲信号输出送入电控器，经过与指令信号对比后，发出增速、减速电信号，到电液比例溢流阀将电信号转换为压力信号，从而调节加压油缸的油压、改变油膜厚度，以调节输出转速。

液粘调速离合器主要应用在冶金、电力、石油、化工、水厂和矿山等行业的风机、水泵以及需要调速运行的带式输送机上。

图 2-3-51 为风机、水泵采用变速调节与节流调节功率比较图。由于功率  $P \propto \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$ ，即当转速  $n_2$  下降，负载耗功以三次方的比例下降，故变速调节流量比节流调节可节省大量功率，并且输出转速  $n_2$  越低节省功率越大。

### 3.3 变频调速器在风机、水泵中的应用

风机、水泵类负载，是交流电动机驱动的主要对象之一，约占动力消耗的 70% 以上，故这一类负载的节能问题十分突出。随着变频调速器的问世与发展，其节能效果明显高于其他各种传统的节能方法，节能率一般为 30%~50%，有时可达 70%。

#### (1) 变频器的节能原理

风机、水泵一大特点就是风压（扬程）与转速的平方成正比、轴功率与转速的立方成正比。因此，将从前电机以定速运转、用阀门调节风量或水量的方法，改用根据需要的风量或水量调节转速，获得显著的节电效果，如图 2-3-52 所示风机的例子（水泵原理与风机相似）。

利用风机转速来改变风机曲线，这种变化关系可以用一组公式来表达：

$$Q_2/Q_1 = N_2/N_1$$

$$p_2/p_1 = (N_2/N_1)^2$$

$$P_2/P_1 = (N_2/N_1)^3$$

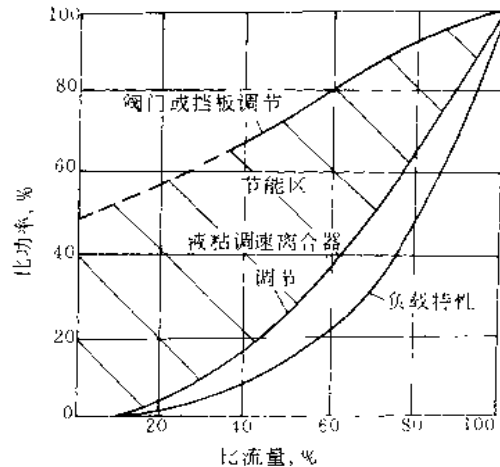


图 2-3-51 变速调节与节流调节的功能效果比较

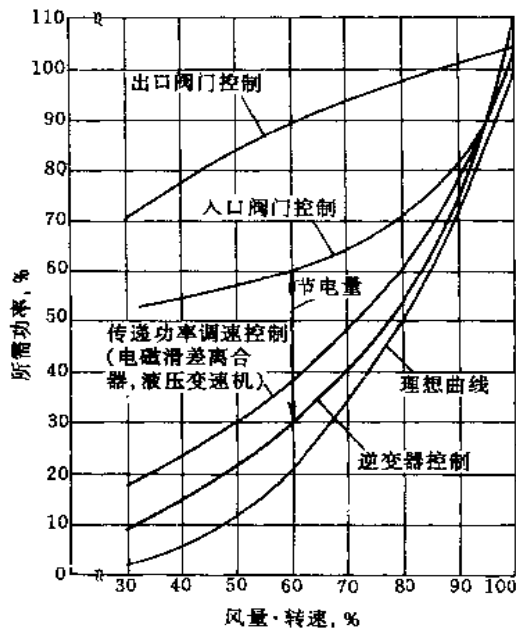


图 2-3-52 风机的四种调节法的能耗比较

流量的调节是通过调节节流阀 I 和 II 实现的。根据目前的生产规模，用调节节流阀的方法，水泵的实际流量实测为 294m<sup>3</sup>/h，只是水泵额定流量的 30% 左右，因此，这台水泵的利用率很低

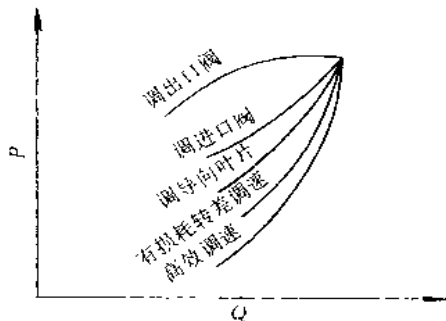


图 2-3-53 风机、水泵的 P-Q 曲线

式中， $N$  为风机转速； $Q$  为风量； $p$  为风压； $P$  为功率。

(2) 交流变频调速器在水泵上的应用实例

新疆某焦化厂是一个生产焦炭、煤气、黄血盐、粗苯、焦油的中型化工企业，有各种电气设备 446 台(套)，其中，主要的风机、水泵有 200 台套。这些风机水泵中原动机功率大于 75kW 的电机有 16 台。为满足生产要求，目前调节风量或流量的手段是采用挡板或阀门调节，因此节流损耗非常大，设备的运行效率低。为了提高设备的利用率，降低生产成本，节约用电，该厂对水泵、风机的各种性能进行了分析，并对目前常用的几种主要调节方式(调节节流阀、调节入口导向叶片、调节转速)的节能效果进行了对比，从图 2-3-53 所示风机、水泵在各种调节方式时的 P-Q 关系曲线可以看出，选用高效调速是实现节电，提高设备运行效率的最佳措施。根据这一结论，该厂选用了目前效率高、技术较先进的 VVVF 交流变频调速器，应用在一台 100kW 的给煤气冷却塔供冷却水的循环水泵上，其工艺流程如图 2-3-54 所示。

水池的水经水泵输入冷却塔，冷却由焦炉出来的煤气，从冷却塔出来的水经凉水架冷却后，又回到水池，如此循环。在装变频器以前，水泵在额定转速下运转，

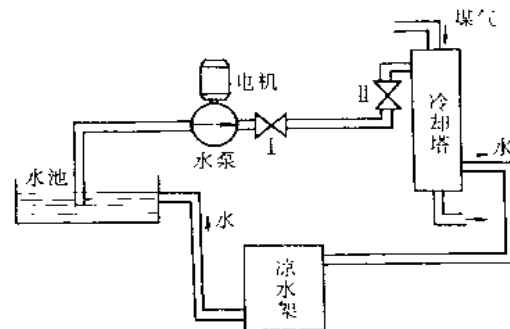


图 2-3-54 冷却水循环流程

该厂根据水泵电机功率的大小，选购了容量为 150kV·A，额定负载为 110kW 的变频器。通过一段时间运行，该水泵电机节电效果非常显著，和装变频器以前相比，可节约 70% 左右的电能，装变频器前后实测的有关数据如表 2-3-7 所示。

表 2-3-7 变频器安装前后节电效果比较

参数	电机运行电流 A	电机运行频率 Hz	水泵出口压力 MPa	循环水温 ℃	水泵流量 m <sup>3</sup> /h	11 天总耗电 kW·h	日平均耗电量 kW·h
装变频器前	116	50	0.3	33	294	19040	1731
装变频器后	30	38	0.08	34	295	4430	402.7

根据上述数据可以看出装变频器后和装变频器前相比，日平均可节电 1731 - 402.7 = 1328.3 (kW·h)，日平均节电率为：[(1731 - 402.7) / 1731] × 100% = 76.7%，每月可以平均节电 1328.3 × 30 = 39849 (kW·h)，年均 39849 × 12 = 478188 (kW·h)。按目前工业电价 0.50 元 / (kW·h) 计，则每年可以产生直接经济效益

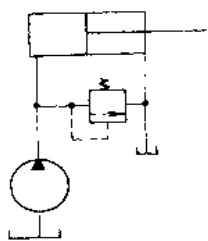
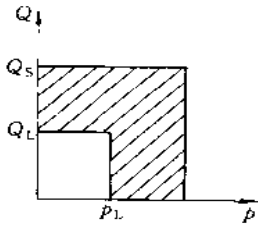
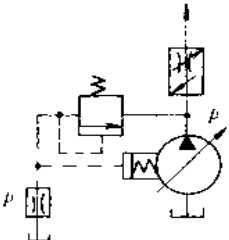
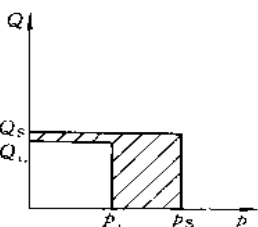
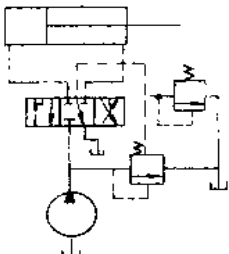
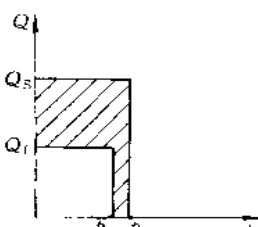
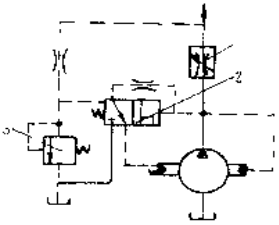
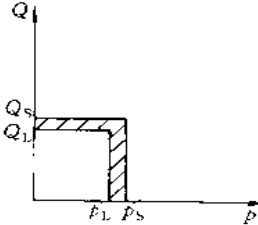
益近 24 万元，而该厂所购的变频调速器投资为 89000 元，估计只要 5 个月就可以收回投资。应用变频调速装置电机在启动时没有冲击电流，这对提高电机的性能和减少对泵体的冲击是有利的。另外由于电机处于调速运转状态，可以使工艺流程处于最佳运行工况，减少检修次数，实际上既提高了生产效率又延长了设备使用寿命。

总之，利用高效变频器实现转速控制，以达到节约风机、水泵的用电量的目的，并提高设备的运行效率，是一种十分有效的方法。

### 3.4 液压动力源的合理匹配

不同工况时，液压设备的能量消耗往往有很大差别，定量泵恒压动力源难免“供过于求”。动力源的输出流量过剩和压力过剩，是造成能耗的根本原因，所以提高匹配效率是动力源节能的最有效办法。在液压系统中应根据负载特性采用适当的动力源，表 2-3-8 为四种液压动力源系统及其匹配特性比较。

表 2-3-8 四种液压动力源系统及其匹配特性

动力源名称	动力源系统图	动力匹配特性	匹配效率	特点
恒压源			$\eta = \frac{p_L Q_L}{p_s Q_s}$	定量泵加溢流阀组合而成，简单实用，性能稳定，维护简便，运行可靠，能耗最大，效率最低
流量适应动力源			$\eta = \frac{p_L Q_L}{p_s Q_s} \approx \frac{p_L}{p_s}$	要用变量泵，维护技术要求高，最低稳定流量只能达到 0.1~0.3 L/min
压力适应动力源			$\eta = \frac{p_L Q_L}{p_s Q_s} \approx \frac{Q_L}{Q_s}$	用定量泵即能实现，但性能受影响，不如恒压源工作可靠，寿命长，适用于速度变化不大的场合
功率适应动力源			$\eta = \frac{p_L Q_L}{p_s Q_s} \approx 1$	由压差反馈式泵即可构成，要求技术高，成本高，是最理想的高效节能动力源，效率最高

定量泵加溢流阀组合的恒压源，效率最低，能耗最大，匹配特性图中的斜线部分为损耗功率。但它简单、价廉、可靠，故在小功率场合仍广泛应用。

流量适应动力源，要求用变量泵，可有多回路型式，它供给的流量能自动地与负载需求的流量相适应。如表图所示的系统，是利用一个固定液阻，检测经溢流阀溢出的过余流量，转换成二次压力信号  $p_1$ ，与泵的控制缸中的弹簧力比较，进行流量适应调节。它没有（或很少）流量过剩，将流量损失减小到最低程度。但由于一次压力必须在打开溢流阀之后才能起调节作用，故泵的出口压力总是恒定的。实际上往往大于需要压力，即  $p_S > p_L$ ，仍存在明显的压力过剩损失。

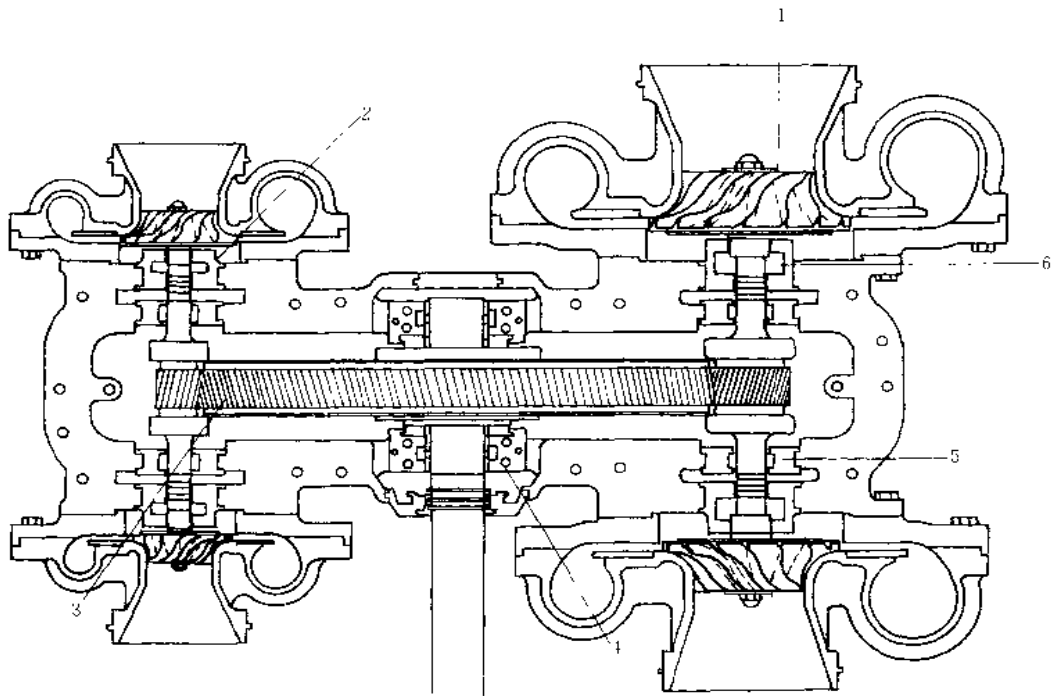
压力适应动力源，仍可用廉价简单的定量泵供油，节能重点是减少压力过剩。对负荷变化频繁，幅度大、速度变化不大的工况，具有较好的节能效果。图中的负载压力信号接到溢流阀的外控口，泵的出口压力  $p_S$  被控制略高！负载压力  $p_L$ ，差值  $p_S - p_L$  可通过调节溢流阀弹簧的压紧量来给定。

功率适应控制动力源，它的压力、流量两者同时适应负载需求，能最大限度地提高匹配效率。表图中所示功率适应动力源是由一台压差反馈式恒流泵、节流阀 1、压差控制阀 2 和安全阀 3 组成。流量由串接在供油路上的节流阀 1 调节，节流阀压差用控制阀 2 端部的可调弹簧选择，在保证响应速度的前提下选较小的压差。当阀 1 的压差一定时，供油量稳定。同时，因采用负载压力作控制信号，因此供油压力也能适应负载要求。当泵的主油路出现超载时，安全阀 3 开启，泵排量自动减小到仅维持内泄和安全阀略微开启的最小流量，故能有效地减小其流量过剩。所以，它具有流量、压力同时适应负载的功能。这种动力源适用于负载多变的中等功率系统，匹配效率高，功率损失小。

## 4 合理分配工作过程的功率消耗

### 4.1 多轴式离心压缩机

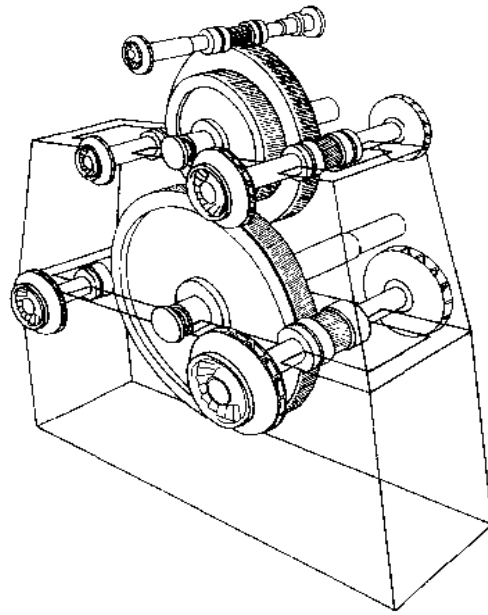
多级离心压缩机的叶轮装在几根轴上，每根轴以不同的转速运行，可实现每种或每两种叶轮在适合其工况的最佳或较佳的转速下工作，提高离心压缩机的效率。这类离心压缩机有 2 轴 4 级离心压缩机（图 2-3-55a），还有更多轴和级的离心压缩机，图 2-3-55b 为 5 轴 10 级离心压缩机。



(a) 2 轴 4 级离心压缩机

1 叶轮；2 轴封；3—止推轴承；4—主动轴轴承；5—从动轴轴承；6 通风孔（换气孔）





(b) 5轴10级离心压缩机

图 2-3-55 多轴离心压缩机

多轴式离心压缩机效率较高，维修方便，但压缩机与大气间的轴封较多（每个叶轮一个轴封），多用于空气压缩机。

#### 4.2 用单向超越离合器减少燃料消耗的汽车发动机

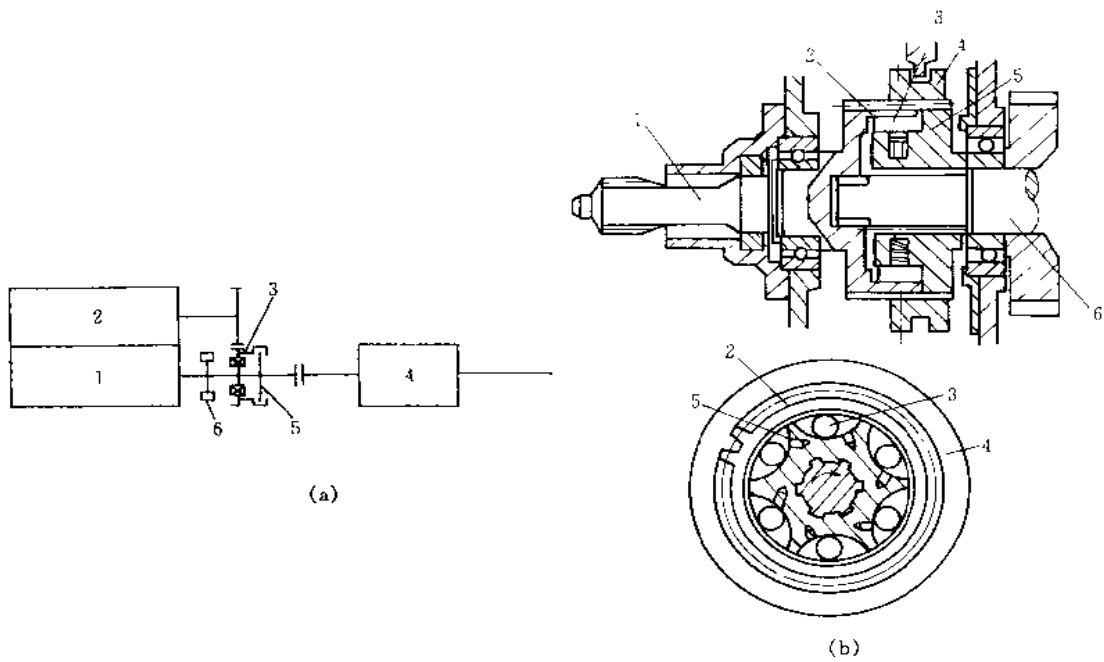


图 2-3-56 用单向超越离合器节约能源的汽车发动机

(a): 1—小容量发动机；2—大容量发动机；3—单向超越离合器；4—变速箱；5—油压离合器；6—油泵

(b): 1—输入轴；2—外座圈；3—滚柱；4—离合器齿；5—叶轮；6—齿轮轴

发动机一般应设计成与要求最大负荷相适应的动力设备。由于在负荷最大时汽车发动机的效率为最大值，因此对于负荷变化很大的汽车，在使用部分负荷时，发动机的效率就降低。消除这种情况是节能的措施之一。

图 2-3-56a 是设置有两台容量一大一小的发动机，通过单向超越离合器，将两台发动机连接到变速箱上。发动机 1 和 2 并列，发动机 1 是小容量的，经常与变速箱 4 连接，但大容量发动机 2 则通过单向超越离合器 3、油压离合器 5 连接起来。例如，要得到与 1500mL 排气量的发动机同等的输出功率时，将发动机 1 的容量设计成 500mL、发动机 2 设计为 1000mL 即可。这时当汽车在平坦道路上以 40~80km/h 的速度正常运行时，发动机 1 的燃料消耗率比大容量发动机 2 小得多。当汽车要求输出功率小的时候，仅仅发动机 1 与变速箱 4 连接，发动机 2 用单向超越离合器 3 断开。

图 2-3-56b 是在发动机中设置单向超越离合器，在转速高时，只使被驱动部分自由旋转，而停止发动机运转，达到节约燃料消耗的目的。其中输入轴 1 一端与发动机输出轴连接，另一端通过外座圈 2、滚柱 3、叶轮 5 组成的单向超越离合器和齿轮轴 6 一端结合，齿轮轴 6 另一端则连到被驱动部分的变速箱。输入轴 1 的转速比齿轮轴 6 高时，转矩经过外座圈 2、滚柱 3、叶轮 5 传递到齿轮轴 6，发动机就带动车轮转动。齿轮轴 6 在高转速时，由于滚柱 3 在叶轮 5 和外座圈 2 的间隙处空转，所以不传递转矩。发动机的点火回路上装设了一只用于加速踏板启闭的开关，在驾驶员不踩下加速踏板时，发动机则不点火。因此，在下坡等继续以高速惯性行车情况下，驾驶员不踩下加速踏板时，发动机就停止转动，而通过单向超越离合器，使车轮自由旋转，因而能充分有效地利用汽车的位能和动能节约燃料。

## 5 利用振动，或改进施力

### 5.1 利用机械振动为供油动力的润滑供油装置

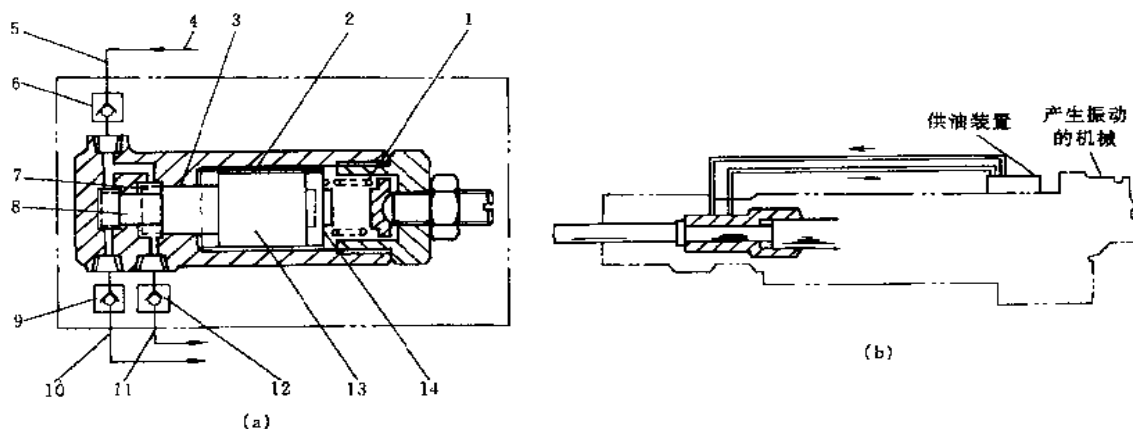


图 2-3-57 新式润滑方法的凿岩机

(a) 利用机械振动作为供油动力源的润滑供油装置；(b) 装有新的润滑供油装置的凿岩机

- 1—弹簧；2—缸体；3—活塞杆连通孔 A；4—供油管；5—吸入侧泄管；6—单向阀；7—油室；8—活塞杆连通孔 B；9—单向阀；10—供油管 A；11—供油管 B；12—单向阀；13—活塞；14—导向空腔

在润滑供油装置中，压送润滑油一般是利用具有独立动力源的油泵或利用流体的压差脉动来进行的。但当压力和流量变化时，这种装置的供油性能就存在着不稳定的缺点。

那些振动比较剧烈的机械（如凿岩机），要求润滑油的供给必须是稳定的。图 2-3-57a 所示为一种新的利用机械振动作为供油动力源的润滑供油装置，可固定在凿岩机一类产生振动的机械上使用，从而也达到了节能的目的。其中，活塞沿缸体 2 作轴向移动。缸体是一个直径较大的导向空腔，在其另一端，有比它直径小的活塞杆连通孔 A、与它相连的油室 7 和比油室直径还小的活塞杆连通孔 B。油室连接大、小两种不同直径的活塞杆，活塞在弹簧的作用下总是沿着油室方向推压，这种缸体活塞机构通过单向阀 9 为供油管 10、11 连接。供油管通过吸入油管和供给油管 A、B，与缸体的油室连通。单向阀的作用就是使润滑油按设计要求

在供油管中沿一个方向流动。图 b 所示是将这种装置固定在凿岩机上，并把供油管与凿岩机相连。

当振动机械在使用中产生激烈的振动，那么供油装置里的活塞就会因振动在缸体内沿轴向往复移动，这是因为适当选择活塞的重量，随着缸体的振动活塞产生往复运动的惯性力，使其在缸体内往复运动。因此，活塞和油室一起起着油泵的作用，通过单向阀，使润滑油按一定方向流动，这种作用是活塞的重量超出油压而形成的。特别是当振动机械的振动方向与供油装置活塞的轴向平行时，活塞的往复运动更为理想。如果预先调整好弹簧的压缩量，可以使活塞往复移动的距离与振动强度的大小相适应，并且可以设计适当的工作动作使其按所要求的供油量供油。

## 5.2 振荡压路机

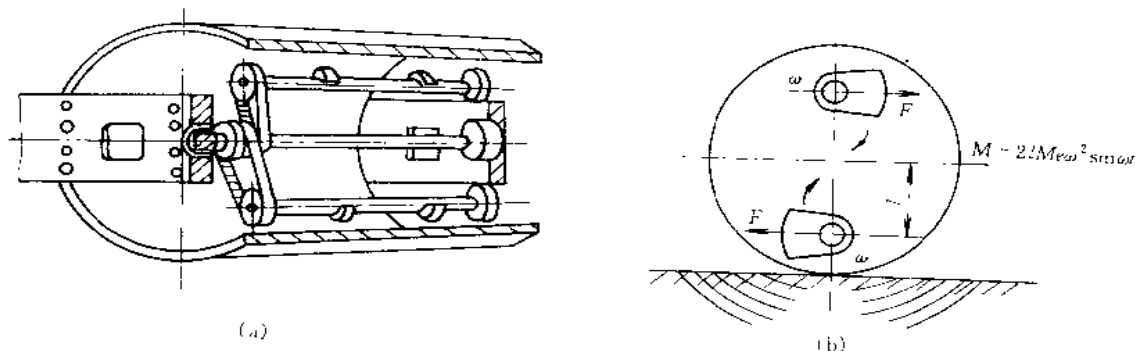


图 2-3-58 振荡压路机及其工作原理示意图

图 2-3-58a 为振荡压路机的结构示意图。振动轮内共有二根平行轴，其中通过振动轮中心的轴为主轴，它是由液压马达驱动的。在主轴的一端用键连接装有两只齿形同步皮带轮，用以驱动上、下振动轴。在振动轴上装有偏心块，齿形皮带保证其上、下轴的偏心块相位差  $180^\circ$ 。这样，振动压路机工作时，两偏心块将以转速相同、方向相反的方式运动，从而产生水平振动，使振动轮在工作的任何瞬间都能保持与地面的紧密接触，因此振荡压路机的压紧力能永远集中在被压的表面上。与普通振动压路机相比，振荡压路机可节省大约 40% 的振动能量。从地面的特性来看，水平方向的振动比垂直方向的振动衰减得快，可大大减少振动对环境的污染。而且水平振动还可确保驱动轮与地面的附着力，使驱动轮能发挥较大的驱动力矩，这对压实大坡度路面也非常有利。但由于水平振动的振动波是沿着路面传播，因此，它的压实深度比普通振动压路机小一些，但是其结构比普通压路机复杂。

## 5.3 铲运机 Z 型连杆铲斗

图 2-3-59 所示为铲运机 Z 型连杆铲斗。装载时，在油缸箭头 1 端加入高压油，使铲斗同时产生向矿堆的插入力  $P_1$  和向上的翻转力  $P_2$ ，从而获得比一般斗臂铲斗更大的铲装力，既提高了单位时间的生产率，也减少了轮胎磨损和非生产时间。

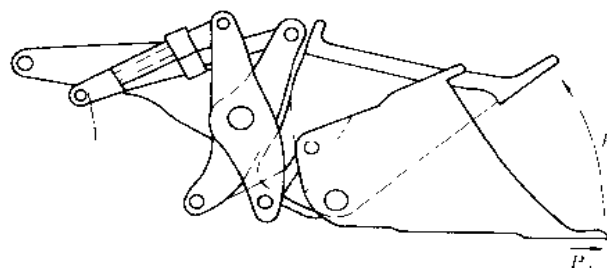


图 2-3-59 铲运机 Z 型连杆铲斗

# 6 蓄能与能量反馈

## 6.1 电子控制液压蓄能的公共汽车蓄能系统

图 2-3-60a 为液压蓄能器——电子控制的汽车蓄能系统，由可逆式液压泵/马达、蓄存制动能量的液压蓄能器、传递扭矩的齿轮箱及电子控制器构成。各部件及发动机喷油泵调速器由电子控制，整个动力传动系统非常协调，操纵及运转情况与一般车辆相同。该系统各主要部件的参数和规格见表 2-3-9。

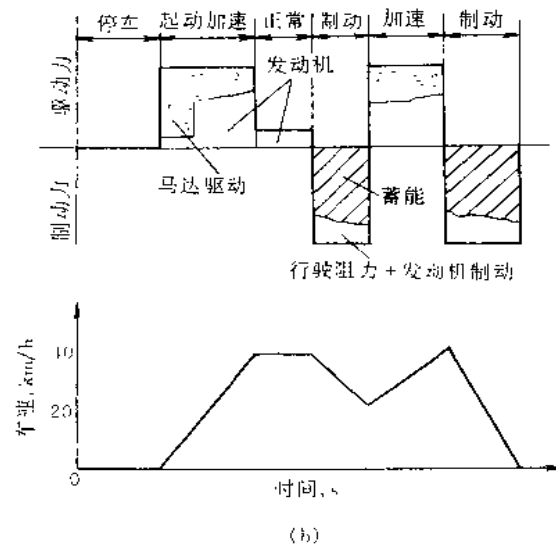
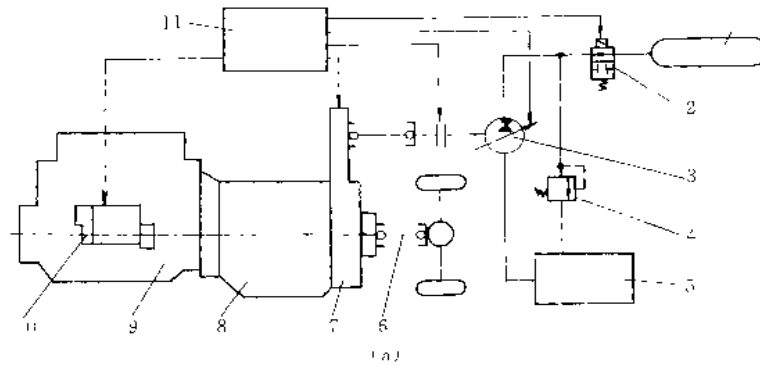


图 2-3-60 液压蓄能器——电子控制的公共汽车蓄能系统

- 1 蓄能器；2—开关阀；3 液压泵/马达；4—安全阀；5—油箱；6—传动轴；7- 齿轮箱；  
8 变速器；9—发动机；10—喷油泵；11—电子控制器

电子控制器主要作用是：1) 发动机电控，即控制喷油泵与负荷匹配；2) 变速器的电气操纵；3) 液压

表 2-3-9

项目	规格
泵/马达容量、质量	125ml/r, 75kg
工作压力	20.6 ~ 34.3MPa
泵/马达理论扭矩	402 ~ 676N·m
蓄能器容积	47.6L×2
氮气预压力	18.6MPa
泵/马达减速比	中间轴结合： 第一 第二 第三
	7.385 4.500 2.483
	主轴结合： 1.737
终减速比	5.142
控制器	i8049 8 彼特微机

泵/马达的流量和压力电控；4) 开关阀的电控；5) 离合器。

图 2-3-60b 为运行模型实例，说明该系统可蓄存除了行驶阻力、驱动系统损耗以外的全部制动能量。与一般车辆比较，安装了该系统后，每个循环消耗的燃料平均减少约 30%，废气排放量也相应降低。而且车辆起动和制动时的噪声也降低了，但制动时液压泵的工作噪声很大，这是今后要解决的重要问题。

## 6.2 液压传动飞轮蓄能系统

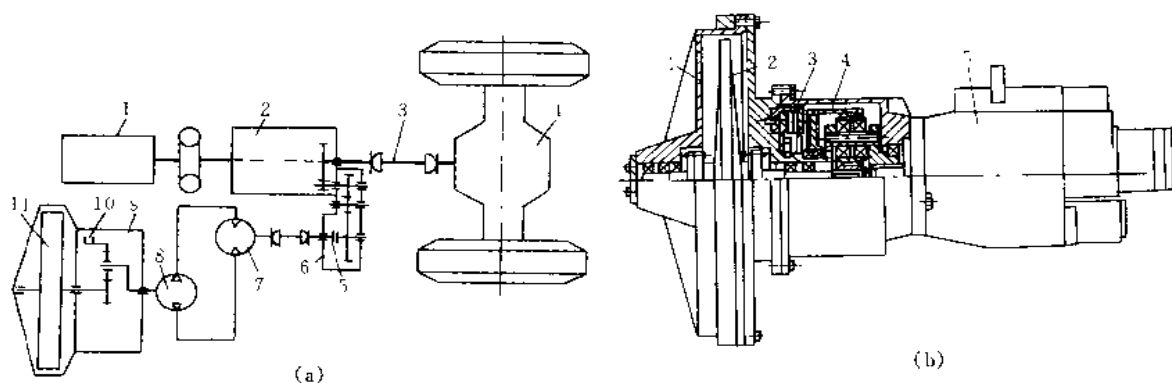


图 2-3-61 液压传动飞轮蓄能系统 (a) 及飞轮蓄能器结构 (b)

(a): 1—发动机; 2—液压机械变速器; 3—传动轴; 4—主减速器; 5、10—摩擦式联轴器;

6—辅助传动; 7、8—可调式液压马达泵; 9—行星齿轮减速器; 11—飞轮

(b): 1—蓄能器外壳; 2—飞轮; 3—摩擦式联轴器; 4—行星齿轮减速器; 5—液压泵

图 2-3-61 所示为液压传动飞轮蓄能系统。该系统除原传动装置外，主要增加了如图 b 所示的飞轮蓄能器、可调式液压泵及液压马达，因此对原传动装置没有作大的改动。该系统外形尺寸及本身质量不大，在汽车上布置很简单。液压传动是非连续的，因此使用寿命较长。在汽车制动时飞轮将能量蓄存着，在加速时发动机与飞轮系统一起工作，或者单独工作。该系统选用了功率为 130kW 的可调式轴向活塞式液压泵装置（如图 a 所示），飞轮质量为 35kg。当转速为 12000r/min 时，可蓄存 790kJ 的能量。该蓄能装置的总质量不大于 350kg。蓄能装置与发动机共同工作的情况下，汽车加速时节油 13%~15%、平均车速可增加 2%~5%，加速到 45km/h 的时间为 15s，比无飞轮装置时快一倍。在实际运行条件下，可以让发动机在更多的时间里以部分负荷工作，而不会降低动力性，因此可以降低油耗或使发动机额定功率减小 20~30kW。在“梯形”试验环路上的燃油经济性试验表明，随着停车次数的增多，节油率可提高，如四次停车可使节油率增至 25%。

## 6.3 利用蓄能器节能的几种液压回路

图 2-3-62 所示为增压回路，选用一个较小流量的液压泵和电机，再加一个适当的蓄能器。它在工作循环的停顿期间将压力油储存起来，到执行元件需要快速运动时，由蓄能器和液压泵对液压缸同时供油来获得较大流量。

图 2-3-63 为卸载保压回路，适用于需要在较长时间内保压的设备。当系统到达调定压力时，压力继电器断开，使定量泵停机卸载，由蓄能器负责补油保压，可避免泵和电机为了保压而长时间运转。

图 2-3-64 为压铸机利用蓄能器节能的实例，其装置情况、运转方式、耗电量、经济效益、油温等对比见表 2-3-10。

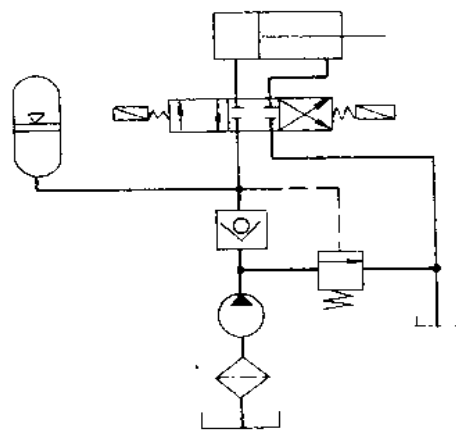


图 2-3-62 蓄能器增压回路

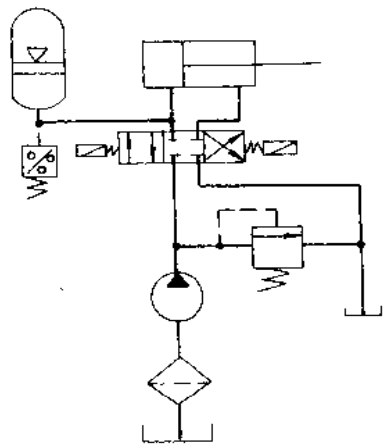


图 2-3-63 利用蓄能器的卸压回路

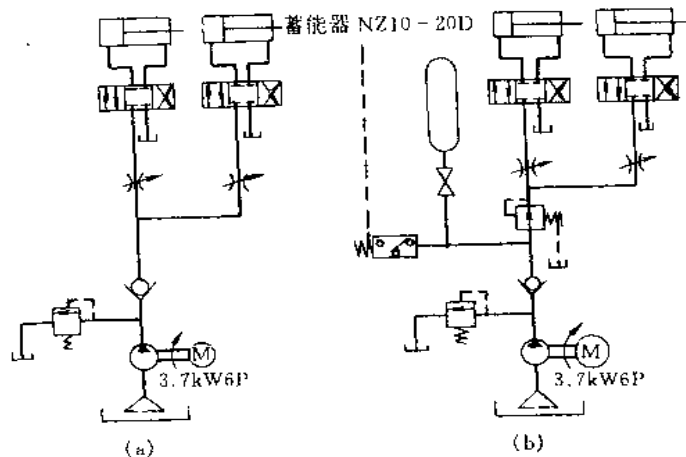


图 2-3-64 压铸机有、无蓄能器节能的液压系统对比

表 2-3-10 压铸机有无蓄能器的对比

	无蓄能器	有蓄能器
装置说明	定量叶片泵 3.7kW6P 运转时间 7.5 小时/日 铸型 2 台合模装置	在左面装置基础上增设一台 NZ10-20D 的蓄能器
回路图	图 2-3-64 a	图 2-3-64 b
泵运转方式	连续(连续运转为保持合模压力)	间断:停止 17s、运转 6.5s(合模压力由蓄能器供给)
耗电量	由累计电度表计测每小时的耗电量 每小时耗电量为:2.884kW·h 每日耗电量为:2.884×7.5=21.63kW·h 每月耗电量为:21.63×23=497.5kW·h	由累计电度表计测每小时的耗电量 每小时耗电量为:1.032kW·h 每日耗电量为:1.032×7.5=7.74kW·h 每月耗电量为:7.74×23=178.02kW·h 节约 64%
停电措施	材料注入铸型后停电时,取出制品困难,还需要复位作业	由蓄能器蓄存的压力油可驱动模具的关闭,停电后不再进行手工复位作业
油温(无冷却器时)环境温度 25℃	由于连续运转,最高可达 70℃,对含水型难燃性液压油,70℃ 时不能使用	由于间断运转,温度最高 35℃,可节约大量冷却水。油温低管理容易,故液压油使用寿命延长

### 6.4 用油压蓄压器吸收负荷变化的发动机

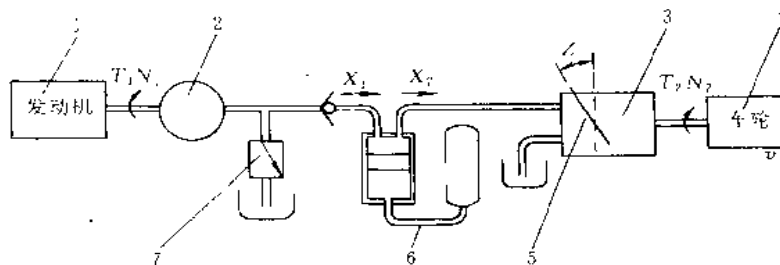


图 2-3-65 用油压蓄压器吸收负荷变化的发动机

1—发动机; 2—油泵; 3—液压马达; 4—车轮; 5—斜板; 6—油压蓄能器; 7—阀

汽车的运行状态和发动机的负荷是一一对应的, 在加速或减速等情况下, 发动机中产生很大的负荷变化, 引起燃料浪费并因此产生排气量增大的问题。

为了解决这个问题达到节能的目的, 图 2-3-65 采用在动力源和负荷之间装上包括油压蓄压器的油压系统, 用以吸收加速和减速等情况下负荷的变化。

在发动机转速达到  $N_c$  值时, 包括发动机和油压泵的原动力部分处在无负荷状态, 以后通过关闭阀门而处于有负荷状态, 在油压泵上产生转矩。油压泵将  $X_1$  的油量作为能量供给油压蓄压器, 那么在包含油马达和车轮的驱动部分 (相对应的负荷即车速  $v$ ) 就从蓄压器得到必要的油量  $X_2$ 。这时由于驱动部分负荷变化引起的油量  $X_2$  变化, 蓄压器就依据其能量的增减而予以吸收。但是, 如果蓄压器中没有油, 从油泵送出的油量  $X_1$  比油泵消耗的油量还要大时, 就不产生油压, 所以这时就有必要进行反馈控制, 减小油压马达斜板的斜度  $Z$ , 以减少耗油量  $X_2$ 。

该装置中, 踩下加速踏板加速时, 发动机上没有直接加上负荷, 而在减速时, 发动机制动器对发动机也不起作用。

### 6.5 由飞轮把制动能用于汽车加速的装置

图 2-3-66 所示为一种将制动时的能量贮存在飞轮中, 在加速时再利用的装置。这样不仅节省了起动加速时高的能量输出, 而且能抑制加速时所排放的大量废气, 减少了污染。

汽车的运动过程一般是发动机 1 输出扭矩经由离合器 2、变速齿轮 6 由传动轴 8 带动车轮 9 旋转, 使汽车行驶。图示系统是在其中增加一减速时的动力回收装置, 即在变速齿轮一侧, 增设离合器 3, 用具有适当变速比的齿轮和转矩变换器 4 与飞轮连接。这样在减速时, 回收装置不用发动机制动器或脚踏制动器, 只要解除离合器 2 而连接离合器 3, 把车轮的转矩通过传动轴和变速齿轮传到飞轮上而达到减速。这时, 汽车以接近于停止的低速前进, 不向飞轮输送传动力。在汽车加速前进时, 积蓄在飞轮中的能量就能释放出。

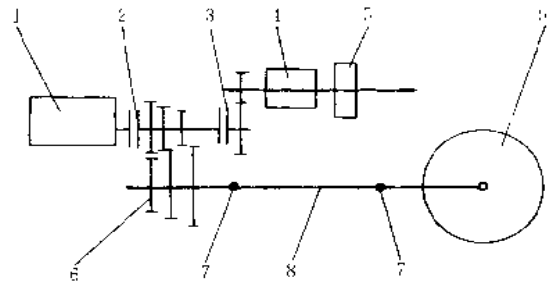


图 2-3-66 由飞轮把制动能用于汽车的加速装置 (特开昭 50-102019)

- 1—发动机; 2、3—离合器; 4—转矩变换器;  
5—飞轮; 6—变速齿轮; 7—万向联轴器;  
8—传动轴; 9—车轮

### 6.6 飞轮-内燃机组合的小型节能发动机

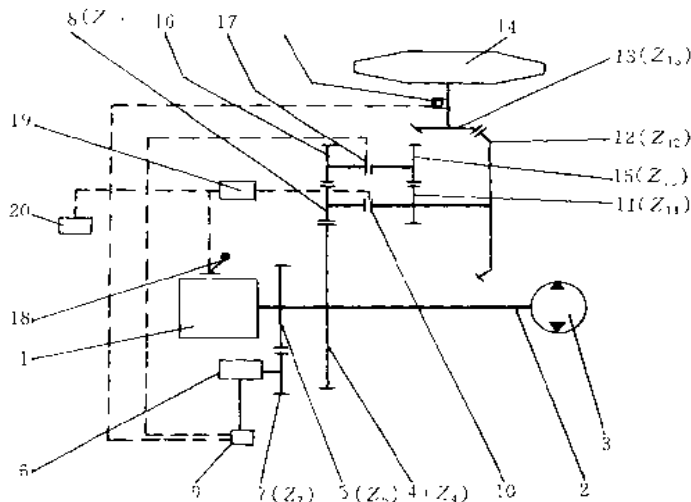


图 2-3-67 飞轮-内燃机组合的小型节能发动机 (特开昭 51-140008)

- 1—内燃机; 2—输出轴; 3—油泵; 4—大齿轮 ( $Z_4$ ); 5—小齿轮 ( $Z_5$ ); 6—启动传动; 7—小齿轮 ( $Z_7$ ); 8—小齿轮 ( $Z_8$ ); 9—启动开关; 10—离合器; 11—齿轮 ( $Z_{11}$ ); 12—大伞齿轮 ( $Z_{12}$ ); 13—小伞齿轮 ( $Z_{13}$ ); 14—飞轮; 15—齿轮 ( $Z_{15}$ ); 16—齿轮 ( $Z_{16}$ ); 17—离合器; 18—燃料控制杆; 19—选择开关; 20—手控开关

图 2-3-67 所示为一种飞轮动力装置。它是在内燃机的输出轴上通过机械传动机构连接飞轮，内燃机承担车辆的平均负荷值，而峰值负荷则由飞轮所蓄的能量来补偿，不必增加发动机的输出。

如图，在内燃机 1 的输出轴 2 上连接油泵 3，同时固定一大齿轮  $Z_4$  和一小齿轮  $Z_5$ 。  $Z_5$  与起动马达 6 的小齿轮  $Z_7$  啮合， $Z_4$  则与小齿轮  $Z_3$  啮合。起动马达（起动机构）用起动开关 9 起动。在  $Z_8$  的轴上有离合器 10、齿轮  $Z_{11}$  和大伞齿轮  $Z_{12}$ 。  $Z_{12}$  与小伞齿轮  $Z_{13}$  啮合，连接飞轮 14。  $Z_{11}$  与  $Z_{15}$  啮合， $Z_8$  与  $Z_{16}$  啮合， $Z_{15}$ 、 $Z_{16}$  的轴用离合器 17 连接起来。内燃机的燃料控制杆 18 上装有一个和它联动的开关，这个开关和选择开关 19 连接，选择开关 19 又和手控开关 20 相连，同时又连到离合器 10 上。当飞轮转速低即能量少时，燃料控制杆开关向选择开关发出“断开”指令；而当飞轮转速高时，向选择开关发出“接通”指令，起动开关 9 则与测定飞轮转速的传感器 21 和离合器 17 相联。内燃机停止后，飞轮还继续旋转。在起动时，如飞轮具有可使用的旋转速度，起动开关放在“接通位置”，由传感器检测后，起动开关内部电路自动转换，不给起动机构“接通”指令，而接上离合器 17。17 一接上，飞轮的旋转力就通过齿轮  $Z_{11}$ 、 $Z_{15}$ 、离合器 17、齿轮  $Z_{16}$ 、 $Z_8$  和  $Z_4$  传递到内燃机上。这样，应用飞轮的旋转力就能使内燃机起动。在运转时，通过操作手控选择开关 20，就能选择使用或不使用飞轮，使其与作业条件协调。另外，在燃料控制杆的行程中，当达到一定负载以上时，向选择开关发出“接通”指令，就能使用飞轮；在一定负载以下时，飞轮便与内燃机断开。这就利用飞轮蓄能解决了峰值负荷的问题，而使得车辆能使用马力小的小型内燃机，从而达到节能的目的。

### 6.7 提高加速性能、补充发动机动力的汽车驱动装置

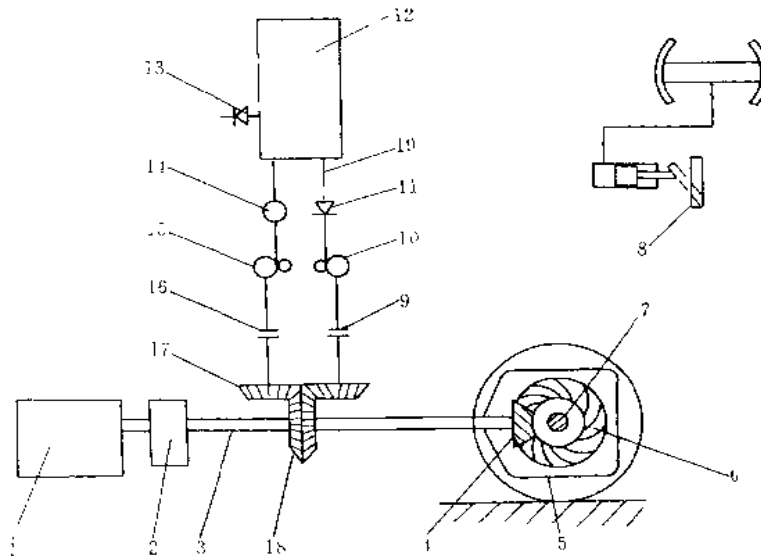


图 2-3-68 提高加速性能方案

- 1—发动机；2—变速箱；3—推进器轴；4—传动齿轮；5—后车轮；6—环形齿轮；7—后车轴；  
8—制动踏板；9—离合器；10—空气泵；11—单向阀；12—能量贮藏箱；13—安全阀；  
14—阀；15—马达；16—离合器；17—齿轮；18—齿轮；19—通路

以往的车辆驱动装置是将发动机的驱动力通过推进器轴传递给车辆的，这种车辆减速时，用车轮制动器（轮闸）吸收车辆的动能，因此动能以摩擦热的形式消耗掉。为此这里提出一种装置，能有效地利用减速时浪费的动能。

图 2-3-68 所示为一种利用汽车减速动能的车辆驱动装置。其特点是：制动时，由推进轴的旋转来驱动空气泵，而将车辆动能贮藏在能量贮藏装置中，增强了制动作用；踩下加速踏板时，利用上述能量贮藏装置中贮存的动能开动马达，将马达驱动力加到上述推进器轴上。

汽车制动时，即踩下制动踏板时，接上离合器，空气泵开动。空气泵产生的压缩空气通过中间设置单向阀的通路贮藏在贮藏箱内。因此，由制动时推进轴的驱动力来开动空气泵，只消耗推进器轴的一部分动能，就能产生制动作用。另一方面，加速运行时，即踩下加速踏板时，阀门打开，开动马达，同时接上离合器，



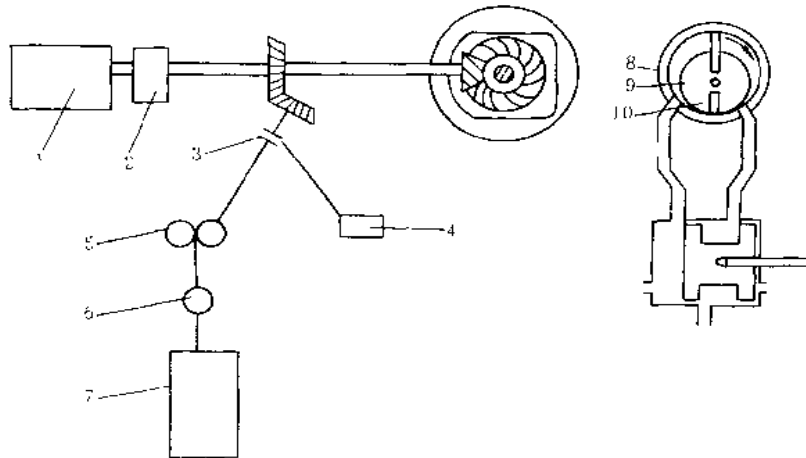


图 2-3-69 提高加速性能方案之二

- 1—发动机；2—变速箱；3—离合器；4—离合器控制回路；5—马达泵；  
6—切换阀；7—贮藏箱；8—马达泵；9—叶轮；10—叶片

马达的动力通过轴、齿轮传递到推进器轴上，因此能提高加速性能，同时补充发动机的动力。

图 2-3-69 所示为提高加速性能的驱动装置的另一方案，与图 2-3-68 所示装置的主要区别是：设置具有马达作用和泵作用的马达泵 5，并采用切换阀来调节从马达泵和贮藏箱来的压缩空气。

## 6.8 工程车辆能量贮存系统

图 2-3-70 所示为工程车辆能量贮存系统。轮毂由 5、14 两部分组成，并能在固定轴 2 上转动。液压机 1 装在轮毂上，轮毂上还固定有阀箱 15 和一对用螺栓连接的圆盘 6、13。胎面用普通橡胶制的轮胎 7 支承在圆盘的卷边上。轮胎内部放有包住高压蓄压器和低压容器 11 的弹性泡沫填料 9。在蓄压器中装有充满空气的环形气囊 12 和环形液室 8。液室焊接在环形外壳 10 上，构成容器 11。轮胎 7 侧壁与带有容器 11 的圆盘 6 相连，从而使蓄压器不会相对于轮毂转动。

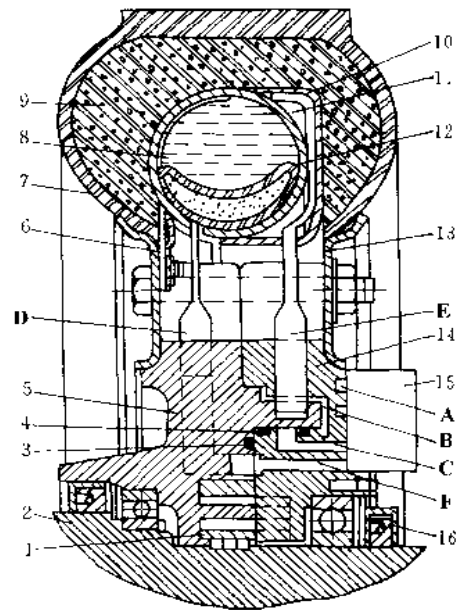
液压机具有通向阀箱的两个通道 A 和 B。阀箱通过低压管道 C 和高压管道，经过通道 D 和 E 与容器 11 及液室 8 相连。

阀箱内有三位四通分配器。当车辆沿公路运行时，轮子转动，而轴 2 不动。这时阀箱确保通道 A、B 和 C 接通，而通道 D 是常闭的，工作液体由于压力作用而保持在蓄压器中。

为了降低车辆的运行速度，分配器使液室 8 经通道 D 和 F 与液压机出口相连。同时液压机入口经通道 E 和 C 与容器 11 相连。液压机将工作液体从容器 11 输入蓄压器液室 8，腔室中的压力由环形气囊中的空气压力确定，可达到 10~20MPa。

当高压蓄压器最大限度地充满工作液时，分配器使通道 C 与液压机分离，同时把通道 A、B、C 接通，这对预防蓄压器中的压力超过允许压力是必要的。系统也可以采用保护装置，只使充满液室所必需的工作液体进入容器 11，但是这会在液压机中引起噪声。

为了加快车辆的速度（蓄压器由于压力作用充满液体），分配器调节到使通道 D 和 F 与液压机入口接通，而液压机出口

图 2-3-70 工程车辆能量贮存系统  
(美国通用汽车公司)

- 1—液压机；2—固定轴；3—O形密封圈；  
4—环形密封圈；5、14—轮毂；6、13—圆盘；  
7—轮胎；8—环形液室；9—弹性泡沫填料；  
10—环形外壳；11—容器；12—环形气囊；  
15—阀箱；16—密封圈

与通道 C、E 接通。受高压作用的工作液体，在对液压机入口作用时会将能量传递给车轮，以加快车辆的运行。由于在稳定条件下传递了附加能量，故可降低原动机的能量消耗。当蓄压器中的工作液压力下降时，分配器会重新关闭通道 F 并使通道 A、B、C 接通。

因此，当车辆制动时，液压机变成泵工况工作，在压力作用下将工作流体压送到蓄压器。在高压蓄压器中积蓄的能量，被用来加速以液压马达工况工作的液压机的运行。

轮毂的结合部分采用环形密封圈 4 和 O 形密封圈 3 密封，密封圈始终处于静止状态，进一步降低了泄漏的可能性。轴与液压机的连接部分靠密封圈 16 来密封，液体在这一区域用来润滑轴承。

本系统可用在工程车辆的任何车轮结构中。对于多轴重型自行式起重机，采用本系统时能明显地节省能量。

## 6.9 利用废气涡轮增压或气波增压器

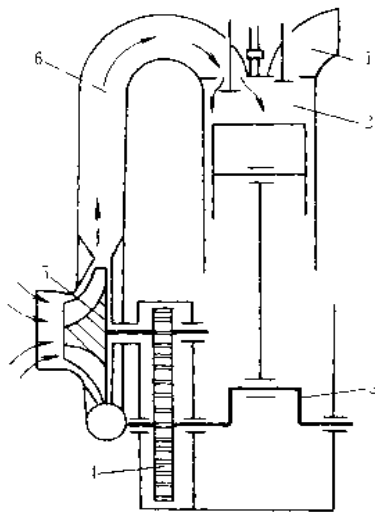


图 2-3-71 机械增压示意图

1—排气管；2—气缸；3—曲轴；4—齿轮；  
5—压气机；6—进气管

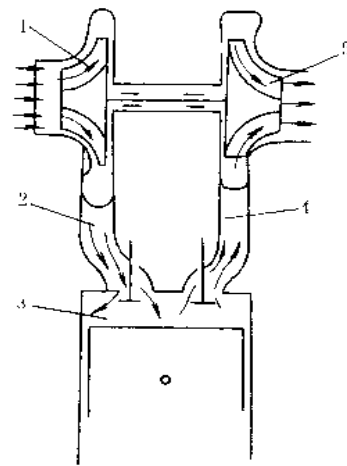


图 2-3-72 废气涡轮增压示意图

1—压气机；2—进气管；3—气缸；  
4—排气管；5—涡轮

图 2-3-71 为机械增压示意图。它是由柴油机曲轴通过齿轮驱动增压器，增压器可用离心式压气机或罗茨式压气机。这种增压方式结构比较复杂，体积增加，而且要消耗一部分有效功率。机械增压适用于增压压力比较低的情况。因为当增压压力提高时，消耗于驱动增压器的功率迅速增加，甚至达到一定程度时，消耗于驱动增压器的功率将大于柴油因增压所提高的功率。

图 2-3-72 为废气涡轮增压示意图。它是利用柴油机废气驱动涡轮，再由涡轮带动压气机，增压器与柴油机无任何机械联系。当增压压力较高时，为了降低增压空气进入柴油机气缸时的温度，在压气机出口和柴油机进气管之间还装有空气中冷器。由于驱动涡轮增压器的能量来源于柴油机排出的废气，因此采用废气涡轮增压除能提高柴油机的功率外，还可以改善其经济性。

图 2-3-73 为气波增压器，它是利用气体的压缩波和膨胀波来传递能量的一种新型能量交换器。转子 R 由轮壳、叶片及轮毂组成。空气定子 L 上有新鲜空气入口 e 和压缩的新鲜空气出气管 E，管 E 与发动机进气管连接，将压缩空气送入发动机。燃气定子 G 上有发动机排气管 A 和低压燃气出口 a。通过转子外面的转子外壳，将定子 L 和 G 连接起来。转子由曲轴通过两条皮带驱动。

在气波增压器的带有等截面长方形沟槽的转子中，柴油机排出的高压、高温燃气与低压、低温的新鲜空

气直接接触,前者对后者产生一压力波,对新鲜空气进行压缩,并通过空气出气管输入发动机气缸。同时,低压空气对高压燃气产生一膨胀波,使燃气在压力、温度下降后从低压燃气出口排出。当转子旋转时,气道就与定子L和G上的进、出气口周期性地连通与关闭,这样便形成了一系列的压缩波和膨胀波。增压器的能量转换就是通过这一系列的压缩波和膨胀波来实现的。

气波增压器在低速时也有较高的增压压力,因而气波增压发动机扭矩特性较涡轮增压器好,所以气波增压特别适合于拖拉机等工程机械。又因气波增压器靠压力波传递能量,故惯性很小,加速性能好。此外,气波增压器不存在喘振的限制,所以工作范围较广,并且它具有结构简单,加工方便,对材料要求低的特点。

其主要缺点是:利用不定常气流工作,故噪声较大;一般需由曲轴驱动,要消耗一些发动机输出功率;重量和尺寸比涡轮增压器大,而且安装位置受限制。针对这些情况,最新发展的浮动气波增压器取消了皮带传动,变成通过改变燃气和空气进入气道的方向,实现进气气流推动转子旋转的自由运转。

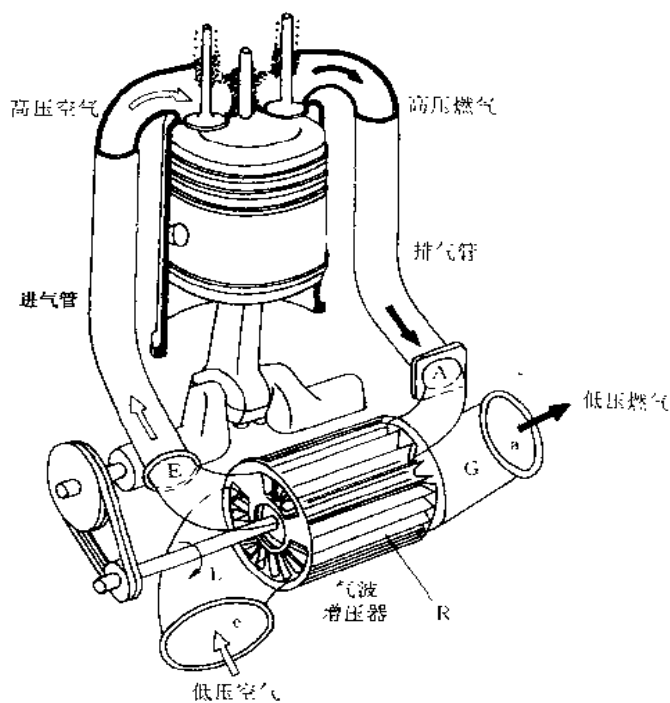


图 2-3-73 气波增压器示意图

## 6.10 利用活性炭回收汽车蒸发的汽油

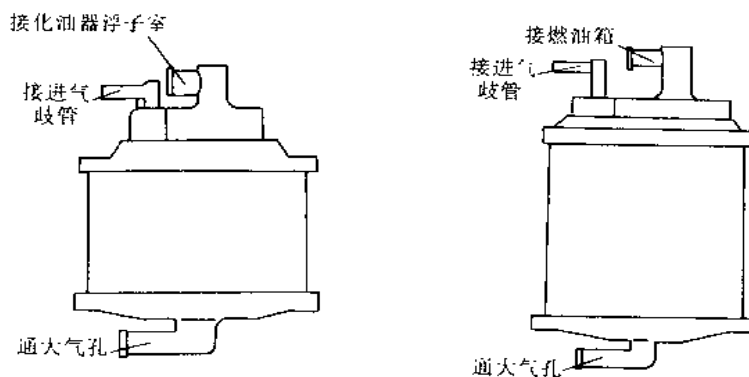


图 2-3-74 利用炭罐的燃油蒸发控制装置示意图

汽车燃油蒸发是指汽油在汽车运行和停放时从燃油箱和化油器等燃料系统向大气排放燃油蒸汽,它不但污染环境空气,而且浪费能源。

图 2-3-74 是利用炭罐的燃油蒸发控制装置示意图。它是利用活性炭具有良好的吸附和脱附性能来吸收燃油蒸气的贮存回收装置。由于汽油的挥发性很高,特别是盛夏或长途行驶后,甚至停车状态时经历昼夜温差和压力变化,以及运行后停车时,由于发动机的余热使燃油系统温度上升,都会导致汽油的蒸发,通过油箱及化油器散发到大气中。安装炭罐后,这些燃油蒸气被连接化油器和油箱的管子引入炭罐贮存起来,待发动机正常工作时,又被回收到发动机内,不但使燃油系统得到了净化,同时也节约了能源。

北京切诺基汽车装用炭罐后的整车试验结果见表 2-3-11。由表可见, 装上炭罐后, 燃油消耗降低了 2.8% ~ 7.8%。所以, 利用活性炭回收汽油是控制汽车燃油蒸发排放的有效措施。

表 2-3-11 等速行驶时燃油消耗量试验结果

								L/100km
车速, km/h	30	40	50	60	70	80	90	100
装炭罐装置	7.74	8.05	8.41	9.00	9.80	10.82	12.20	13.00
未装炭罐装置	8.40	8.51	8.78	9.26	10.00	11.05	12.30	13.95

## 6.11 控制化油器浮子室产生的汽油蒸气

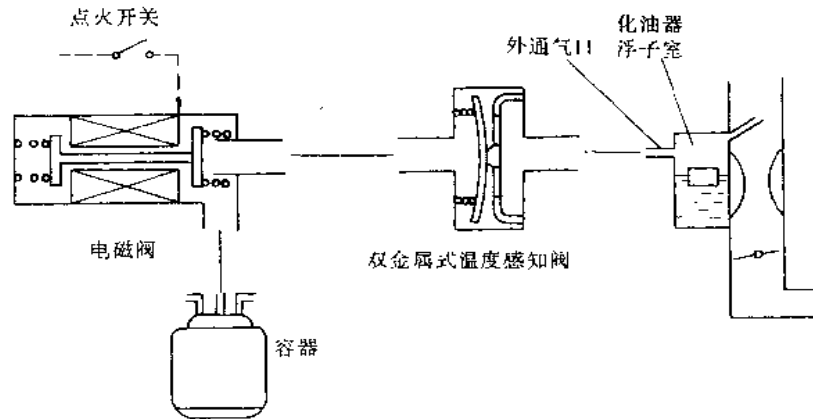


图 2-3-75 外通气口系统

为了控制化油器浮子室产生的汽油蒸气和确保发动机的再起动性, 过去发动机外通气口系统用转换阀采用了图 2-3-75 所示的电磁阀和双金属式温度感知阀。其中, 电磁阀在发动机运转时关闭外通气口通道, 使浮子室内的压力保持在最佳状态。在发动机停止时打开外通气口通道, 使汽油蒸气被推向容器。温度感知阀在发动机刚停止运转尚处于高温时, 打开外通气口通道, 经一定时间后感知发动机温度下降再关闭外通气口。

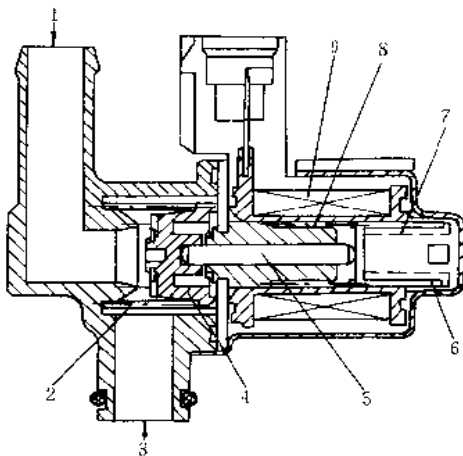


图 2-3-76 电磁阀

1、3—通气口通道；2、4—阀门；5—顶杆；  
6—温度传感器；7—回程弹簧；8—SMA 螺旋弹簧；9—电磁线圈

图 2-3-76 是一种新开发的、内装温度传感器和采用了形状记忆合金做弹簧的电磁阀。它把图 2-3-75 的两个转换阀合为一个, 且提高了从发动机停止后立即打开阀的时间精度。其作用原理是: 车辆行驶后的发动机停转时, 发动机舱内温度升高, 增大了 SMA 螺旋弹簧 8 的负荷, 使阀打开。其后, 随着时间的延长, 舱内温度逐渐下降, SMA 螺旋弹簧的负荷下降, 由回程弹簧力关闭阀。此外, 在发动机运转中, 由电磁线圈关闭阀。这种结构的特点是励磁线圈的发热能很快传递给 SMA 螺旋弹簧。由此, 在发动机运转中 SMA 螺旋弹簧充分受热后, 即可切断电流, 发动机停转, 不受发动机舱的环境温度的影响。能高精度的保持开阀的时间。

## 6.12 低压射流泵用于烘筒废水回收

图2-3-77所示为LJ型圆筒形混合室射流泵，它是一种低压液体引射装置。它以普通自来水作为引射水，经喷管加速形成低压区，从而把机器中的微压冷凝水引走。

在纺织印染行业中蒸汽的消耗量很大，减小蒸汽消耗或高效地利用它是节能工作的重要环节。蒸汽经过烘筒后温度下降成为高温冷凝水，过去被当作废水排放掉，一台机器每小时约排走温度为95~98℃的冷凝水约400~500kg。另外，机器在执行各种工序的操作过程中又必须不断补充自来水，再用蒸汽将它加热，这就需要一种简单的装置能将排放的冷凝水收集起来，补充热量重新流入机器内循环使用，这样既节能又节水。低压射流泵就是

这样一种节能设备，它用自来水引排冷凝水，同时将冷凝水与自来水混合，并将混合水送到指定的地方，如图2-3-78为LJ-1型射流泵用于烘筒废水回收系统。上海绒布厂和北京光华印染厂整机试用实测温度及流量得到的节能效果详见表2-3-12。以光华厂为例，该厂采用4台射流泵，每年可节煤400t，节水22500t，而一台这种射流泵投资仅600元。

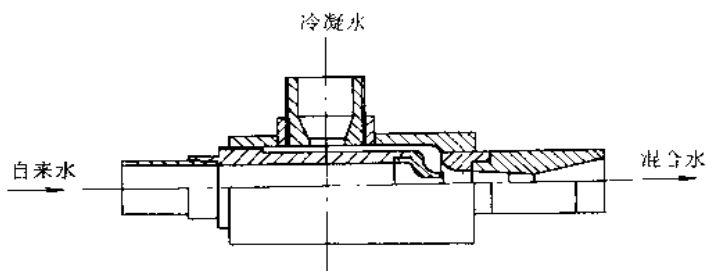


图 2-3-77 LJ型圆筒形混合室射流泵

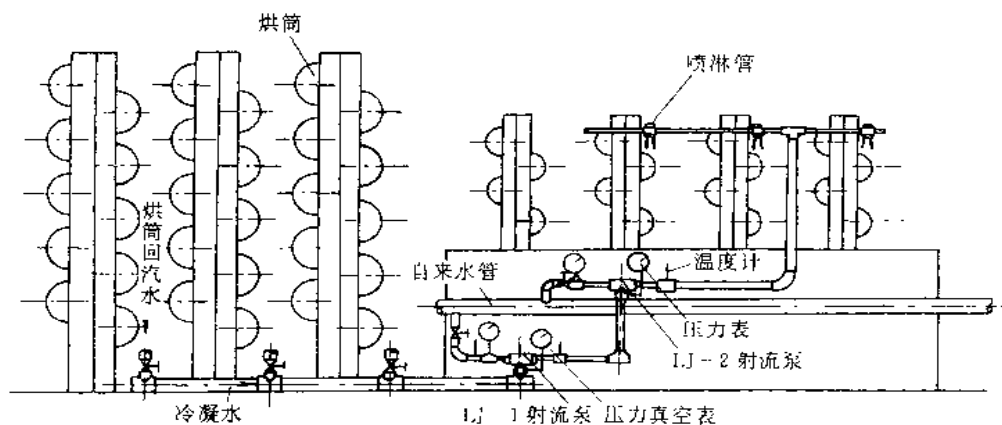


图 2-3-78 LJ-1型射流泵用于烘筒废水回收系统

表 2-3-12 实验结果

地点	时间	$t_1$ ℃	$t_2$ ℃	废水 $Q_1$ kg/h	自来水 $Q_2$ kg/h	$t_{\text{中}}, \text{℃}$		节水 吨/年	节能 卡/年	节煤 吨/年	锅炉 效率	备注
						实验	计算					
上绒厂	83.5.12	27	98	500	800	57	54.3	3000	$2.34 \times 10^8$	55.7	0.70	作平洗
上绒厂	83.6.	26	98	500	240	76~78	74.6	3000	$2.26 \times 10^8$	53.9	0.70	槽用水
上绒厂	83.6.18	26	98	500	420	65~68	65.2	3000	$2.17 \times 10^8$	51.6	0.70	
光华厂	83.6.20	26	95	495.7	692.3	56	54.8	3000	$2.13 \times 10^8$	50.9	0.70	
光华厂	83.6.20	26	95	450	1000	46	47.4	2700	$1.74 \times 10^8$	41.4	0.70	
光华厂	83.7.3	26	95	434	800	53	50.3	2600	$2.00 \times 10^8$	47.8	0.70	
光华厂	83.7.18	26	95	390	680	54	51.1	2340	$1.80 \times 10^8$	42.9	0.70	淋喷
光华厂	83.7.24	26	95	390	900	48	46.9	2340	$1.70 \times 10^8$	40.5	0.70	淋喷
光华厂	83.7.27	26	95	390	660	56	51.7	2340	$1.89 \times 10^8$	45.0	0.70	淋喷

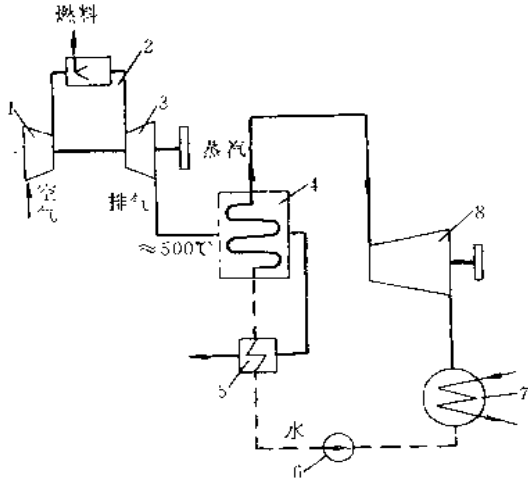


图 2-3-79 排气余热利用型联合循环装置  
1—压气机；2—燃烧室；3—燃气透平机；4—余热锅炉；  
5—给水加热器；6—给水泵；7—凝汽器；8—汽轮机

### 6.13 排气余热利用型联合循环装置

图 2-3-79 为排气余热利用型联合循环装置，这是最简单而且已成熟的方案。燃气轮机的约为  $500^{\circ}\text{C}$  的排气被引向余热锅炉，后者产生的蒸汽进入汽轮机，总的输出功率约是原燃气轮机的 1.3~1.5 倍。70 年代末，这类装置的热效率已达 42%~46%。随着燃气初温的提高，热效率可望达到 50% 以上。此外，它的运行机动性好，耗水少，基本投资低并且占地面积小。排气余热利用型除图中的无补燃的以外，还有一类是带补燃的。它们的区别在于：带补燃锅炉中除引入燃气轮机的排气外，还加入燃料燃烧，以提高进入汽轮机的蒸汽参数和

增大流量，使汽轮机的输出功率增加。在补燃时可采用价格较低的燃料。这类装置还可用来改造已有的蒸汽动力发电站，以提高其热效率。

## 7 减少辅助作业消耗

### 7.1 汽车冷却风扇用粘性离合器

图 2-3-80 是温控粘性离合器的结构图。它是汽车冷却系统中一种有效的新型节能产品。根据季节和使用情况不同，节油可达 5%~50%。它可以降低高速运转时的风扇噪声，保持发动机水温，提高发动机寿命。它装在发动机散热器后面的水泵轴与风扇 1 之间，当发动机热负荷增加时，散热器后的热气流温度随之上升，此时粘性风扇离合器前端的感温圈 6 受热而产生扭转变形，从而带动阀销总成 7 转动，阀孔随温升逐渐打开，油室 8 中硅油在离心力的作用下从阀孔流进工作腔，依靠高粘性（粘性剪切力）带动壳体与风扇一起高速旋转。反之负荷降低时，气流温度随之降低，阀孔逐渐关闭，循环油路被切断，壳体与风扇一起低速旋转。高速旋转的主盘外沿与泵油凸台组成的一个新型泵油机构，将硅油经泵油孔 2 和泵油通道 3 压回油室。风扇转速是由发动机的水温决定的，水温高，离合器传动作用大，风扇转速就高；水温低，离合器作用小，风扇转速就低，所以水温始终能保持在  $80^{\circ}\text{C}$  左右，发动机处于最佳工作状态。

据了解，国外除了上述温控式粘性离合器外，还有如图 2-3-81 所示的气动控制式及电磁控制的粘性离合器。

图 2-3-82 为北京 BCG 系列汽车用粘性温控调速离合器，180 系列适用于 15" 至 18" 直径的风扇，使用功率为 1~2 马力；200 系列适用于 16" 至 20" 直径的风扇使用功率为 1.5~2.5 马力。

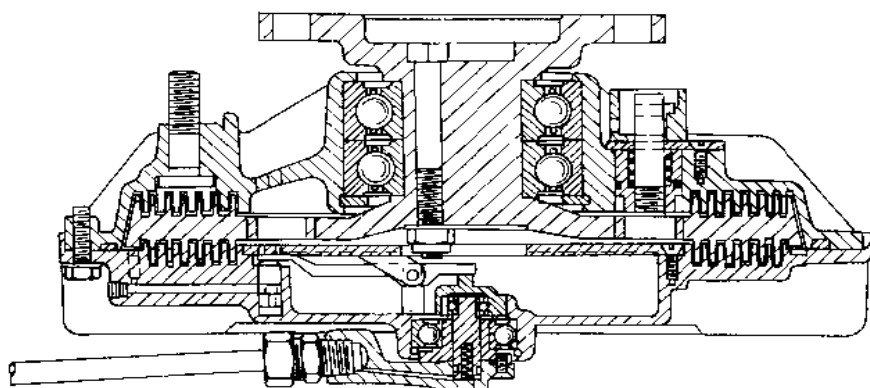


图 2-3-81 气动控制粘性离合器

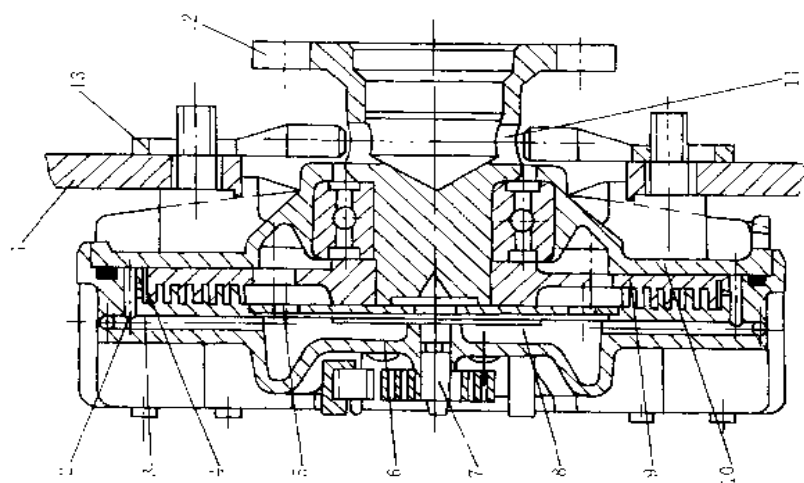
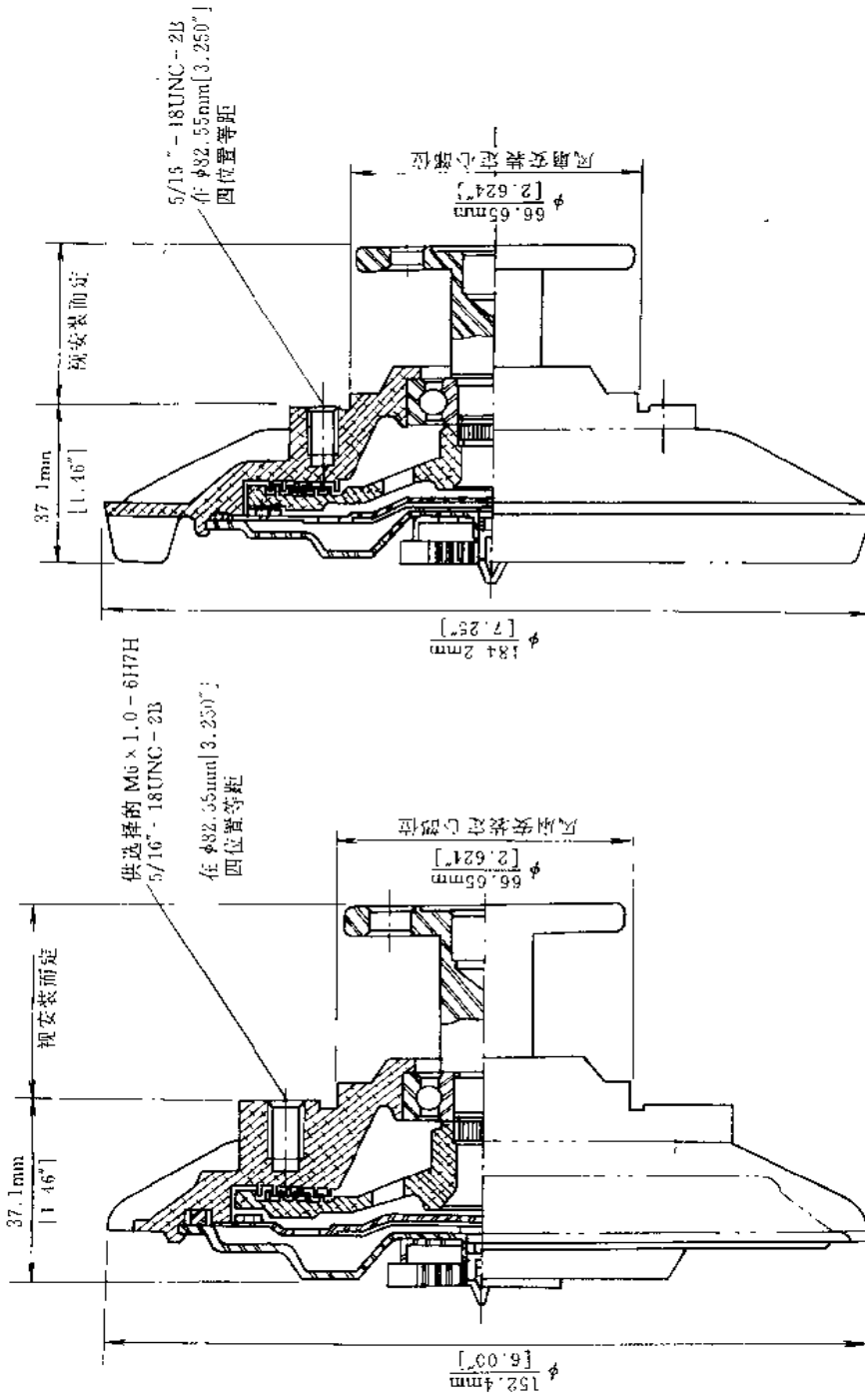


图 2-3-80 温控粘性离合器

1—风扇；2—泵油通道；4—泵油凸台；5—进油孔；  
6—感温圈；7—阀销总成；8—硅油室；9—主动盘；10—壳体；  
11—主动轴销孔；12—主动轴；13—保险销



(a) 183 系列

(b) 200 系列

图 2-3-82 北京 IG 系列汽车用粘性温控调速离合器



## 7.2 气动风扇离合器

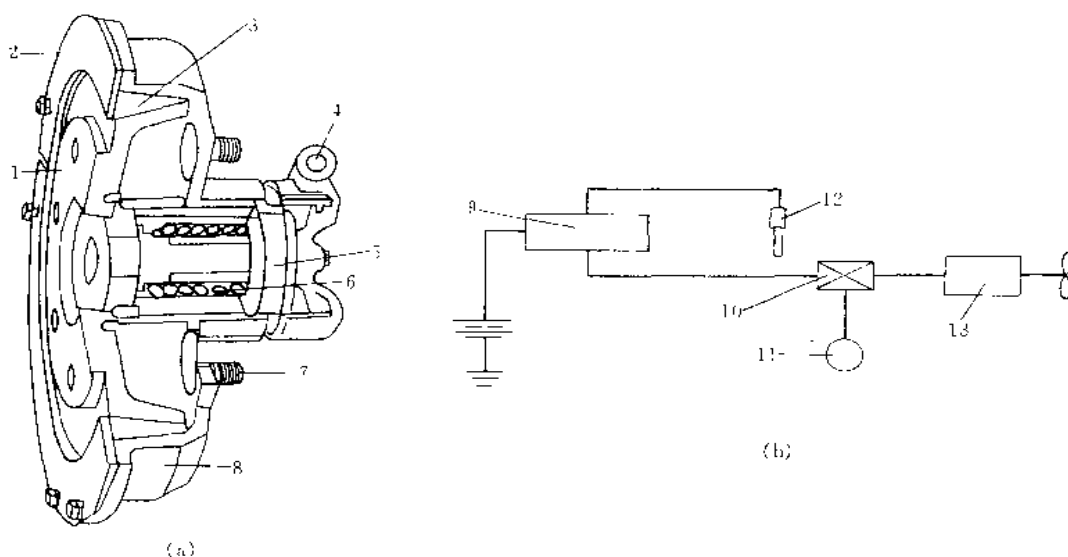


图 2-3-83 气动风扇离合器及其控制示意图

1—连接突缘；2—压板；3—摩擦片；4—进气口；5—轴承；6—气动弹簧；7—风扇紧固螺栓；  
8—轮毂；9—电子控制器；10—电磁阀；11—贮气筒；12—水温传感器；13—离合器 K-22

图 2-3-83 是一种结构新颖的气动风扇离合器。目前重汽集团公司生产的载重车（如斯太尔 91 系列）大多使用硅油风扇离合器，而许多欧美国家，已用气动风扇离合器取代了硅油风扇离合器。

气动风扇离合器主要由摩擦片、连接突缘、轮毂、气动弹簧、轴承等组成。当发动机出水温度达到  $(95 \pm 2)^\circ\text{C}$  时，由水温传感器传递至电子控制器，此时电子控制器发出指令，使电磁阀动作，关闭压缩空气管路，在气动弹簧作用下，摩擦片与连接突缘紧贴，使风扇处于工作状态。当出水温度低于滞后温度时，电磁阀开启，压缩空气克服气动弹簧的作用力，使摩擦片与连接突缘脱离，风扇停止工作，见图 2-3-83b。

气动风扇离合器的主要特点是：1) 节能效果明显。硅油风扇离合器脱离时仍以主动轴转速的 25% 旋转，而且温度滞后大。而气动风扇离合器脱离时，风扇的消耗功率为零，其滞后温度只有  $4^\circ\text{C}$  左右，远小于硅油离合器的  $20^\circ\text{C}$ ，因此节能效果明显。2) 可靠性高。在使用过程中，若电器元件及气动管路发生故障，离合器自动啮合，始终处于工作状态，保证了发动机冷却系统的正常工作，而硅油风扇离合器若失效，将出现风扇打滑不工作的现象，致使水温过高，容易出现涨缸，甚至捣破机体等恶性事故。

## 8 利用新型材料和材料特性的节能结构

### 8.1 利用新型三层复合材料减少拖动功率的导轨和轴承

传统的金属材料摩擦副损坏快、能耗高、污染环境严重。例如铸铁滑动导轨，其缺点是：不耐磨、摩擦系数大、能量消耗大，不能在无油时工作、低速小位移时易产生爬行，故许多地方被迫采用昂贵复杂的滚动、气浮和静压导轨。

图 2-3-84 所示为一种新型复合材料——JH 三层复合材料，与英国的 DU 属于同一类型的产品，是国家“七五”计划的“节能”、“节约有色金属材料”的重点推广项目。JH 三层复合材料是由优质冷轧钢板、青铜球粉、聚四氟乙烯以及其他的填充剂，用特殊工艺方法经两次复合而成的。它是一种综合金属及塑料优点为一体的新型机械工程的基础材料，具有以下特点

(1) 摩擦系数小，耐磨损性好。能减少机构中的拖动功率，节约



图 2-3-84 JH 三层复合材料示意图

1—聚四氟乙烯；2—青铜球粉；3—钢板

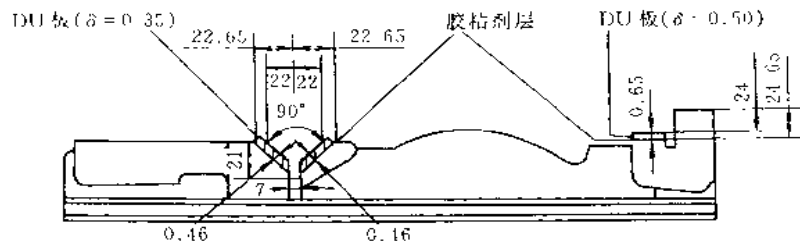


图 2-3-85 C620 车床拖板软带导轨结构

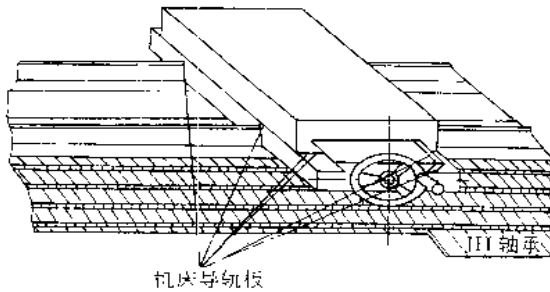


图 2-3-86 MG2110 磨床刀架示意图

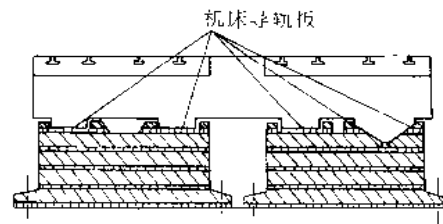


图 2-3-87 大型龙门刨床修复部位示意图

能耗。因为该材料在初始磨损时，塑料分子及固体润滑剂的一部分转移到配磨表面上，填平了它的微小凹坑，形成了一层极薄的、较为稳定的固体润滑转移膜，因而在摩擦面之间形成了塑料分子间的对磨，故摩擦系数和磨损都很小并且稳定。同时该材料的静、动摩擦系数比较接近，所以防爬、减爬性能良好，特别适合低速运动和定位精度要求较高的机构中，如与适当的传动系统连接，在运动开始就能实现较高的定位精度（每一脉冲可进微米级），已广泛应用在各种精密机床、数控机床、加工中心、激光测量机、刻线机、晶体拉拔机构及机械手等。

图 2-3-85 所示为 DU 板用作车床导轨的结构，与淬火铸铁导轨相比，可省去精加工和全部或部分开油槽、打油孔工序，不要淬火，节约能耗和润滑油，对导轨因有砂眼、疏松或硬度不合格而报废的废品可回收利用，综合节约是很可观的。

图 2-3-86 所示为成都某机床厂将 JH 复合材料用在 MG2110 磨床手动进给机构中的导轨和手轮处的结构示意图，大大降低了手轮力，提高了机床综合性能，见表 2-3-13。

表 2-3-13 铸铁导轨与塑料导轨副性能对比表

试验项目及技术条件		原铸铁导轨副	塑料—铸铁导轨副
拖动滑台力(即起动摩擦力,五次平均值),N	无油润滑	146	137
	有油润滑	130	94
拖动进给时的手轮力,N	粗进给	80	63
	细进给	120	32
进给准确性(连续 10 次的积累误差), $\mu\text{m}$	前段	4.4	0.2
	中段	2.4	0.3
	后段	1.3	0.5
试磨件在同一规范磨削下进行试磨	光洁度	$R_{\text{a}}0.80$	$R_{\text{a}}0.40$
	椭圆度,mm	0.003	0.002
	锥度,mm	0.025	0.002

图 2-3-87 所示为呼和浩特某橡塑机械厂使用 JH 机床导轨板修复的一台大型龙门刨床，跨距 3m，工作台行程 9m。经过两班制生产，一年多的运行，未发现任何异常现象，从各方面分析具有如下优点：1) 工作台的拖动功率有了明显的下降，过去经常由于过载而跳开过载保护装置的现象没有了，切削时吃刀深度反而有所增大；2) 单片轴测导轨板的磨损量约在 0.005mm 以下，表面与导轨板相配的整体床身导轨面都几乎无

磨损,原加工时用砂轮端面磨削所留下的网状花纹清晰可见,与未接触处花纹没有区别,所以该材料耐磨性能很好

湖南株洲某厂已将 JH-1 复合材料轴承及止推垫圈成批地用于新型的空空导弹中。

(2) 能在全无油或少油的工况条件下正常工作。因此,非常适用于不能加油或不好加油和需要防止污染的机械设备中,例如纺织、食品、医疗医药、印刷、办公等机械中。尤其对于润滑条件较差的机床立导轨,如立柱、摆角等处的导轨,效果更为显著。

图 2-3-88 所示为用 JH 轴承代替传统的半瓦式合金铜轴瓦的十五辊矫平机。其中共使用了这种新型轴承 76 只,使用了四年多,运转轻便灵活,噪声低。

上海某棉纺织厂在粗纱机上原锭管内装上 JH-1 复合材料轴承,改变了过去锭子直接相对锭管运动的方式,实现了不污染纱条的全无油润滑。自 1982 年投产至今,没有加油工作,一直运转良好。

(3) 具有异物嵌入性。能在工作的过程中,将铁屑、泥尘等异物嵌入塑料表面,减少自身和配合面的磨损。因此,非常适用于工况条件极其恶劣的特殊加工机床及矿山机械、建筑机械等露天工作的机械中,见图 2-3-89。例如引进瑞典技术生产的 CTT-4Z 凿岩车,一台车共装有九种规格(最大外径为  $\phi 100\text{mm}$ ) 共 200 多件 JH 轴承,在粉尘和泥沙飞扬、潮湿的岩洞中凿孔数十万米,没有发现问题。

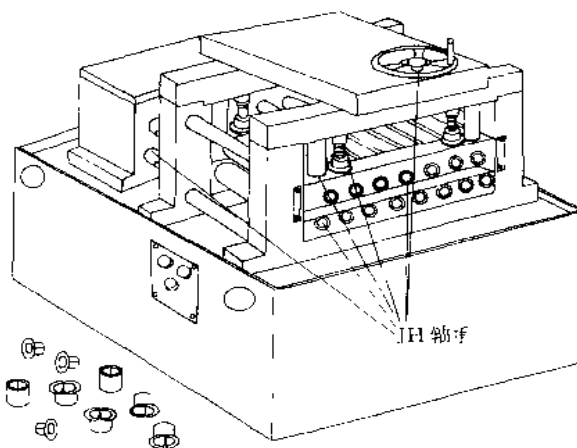


图 2-3-88 十五辊矫平机示意图

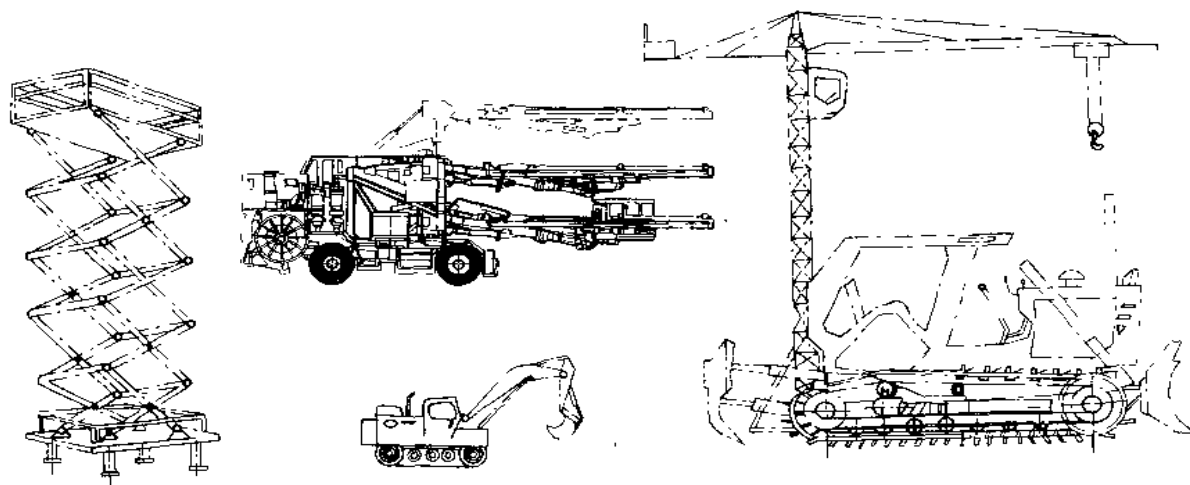


图 2-3-89 JH 复合材料在工程机械、矿山机械、开锋机中的油缸、铰链、支承轮、变速器及内燃机等处应用

图 2-3-90 为上海某传动机械厂利用 JH-1 导轨板,具有异物嵌入性和优越的自润滑性等改造摆线磨齿机实例。该机过去存在如下问题:1) 带砂粒的冷却油经常渗入到下工作台和工作台壳体二摩擦平面中,使二平面经常咬毛,而二导轨之间又无法密封;2) 拖板和立柱都是垂直导轨,润滑较差,靠手工压力油泵加油,常发生断油、少油现象,使拖板与立柱、压板、塞铁等摩擦面受损;3) 磨头与电机都安装在拖板上,若拖板间隙过大,磨头电机的微小振动影响拖板的行走及磨削齿面的光洁度;间隙过小,拖板行走又会产生爬行。使用 JH-1 导轨板后,解决了二导轨咬毛问题,保证了蜗轮副精度,而且节约了维修工作量;使各活动面之间基本无间隙,不产生自激振动,提高了磨头架的运动精度和机床的可靠性。

(4) 化学性能稳定。能在酸碱、盐的溶液中(如常浸在酸碱溶液中的印染机械中)使用以及在 50kV 高

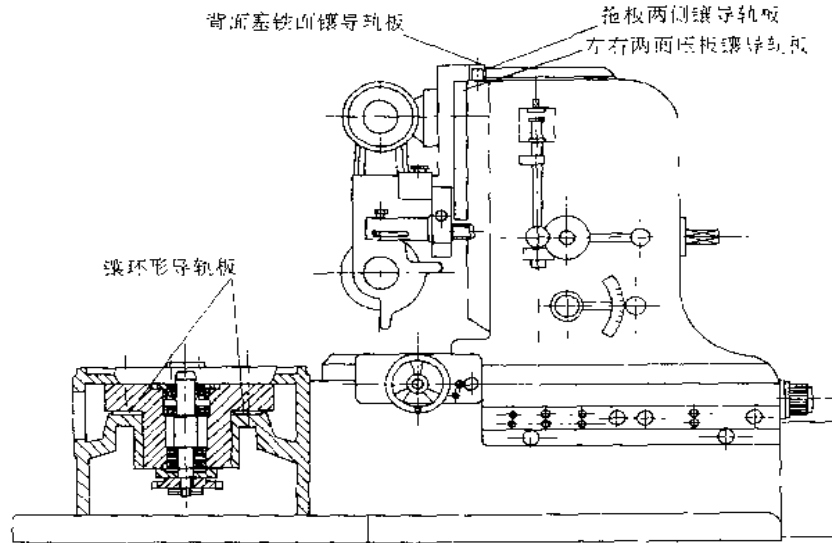


图 2-3-90 摆线磨齿机示意图

压断路器中的 SF6 气氛（受该气体禁油所限）中正常工作。还可用于潮湿、有盐雾的江轮、海轮的舱门铰接等处和露天工作的铁路扳道叉机构中，以及起重机械、工程机械、农业机械和在有腐蚀性的条件下工作的电镀生产线及化工设备中等。

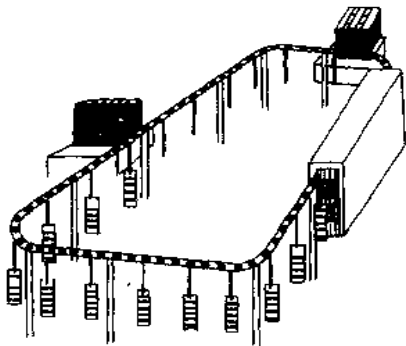
如在武钢引进德国生产的 1.7m 轧机设备中，用 JH-1 轴承作为连铸机水处理铁皮坑泵及热轧机轧辊的轴承，满足了使用要求。

(5) 具有良好的吸震性能和适应性能，对于机构运动中噪声的减少也非常有效。

在南京某起重机器厂生产的电动葫芦中，原设计采用滚针轴承。由于滚针的筛选与组装既麻烦又费事，而在使用中又经常出现折断针的现象，使得运转不灵活，并且卡住的现象时有发生，运转时的噪声也比较大。当采用了该轴承之后，运转灵活了，噪声也降低了，成本也减少了，相对的寿命也延长了。

北京某机床厂生产的 MG1432B 万能磨床的主砂轮架导轨原设计采用双滚柱导轨，使得砂轮架过于灵敏。由于电动机与砂轮动平衡的微小振动，使得砂轮架也产生微小的振动且定位精度降低。改为 JH-1 导轨板后，解决了上述的问题，消除了振动，减少了噪声，提高了加工零件的光洁度。

(6) 工作温度范围宽，能在  $-200 \sim 280^{\circ}\text{C}$  之间正常工作。例如：中日合资南常食品机械厂生产的采用 JH-1 轴承的羊肉片机在  $-30^{\circ}\text{C}$  无润滑油的环境下可以正常地工作，故在东北地区销售很好。JH 轴承还可应用在  $170^{\circ}\text{C}$  的烤漆生产线悬挂链铰链上（图 2-3-91）和在水蒸气下工作的屠宰生产线悬挂链铰链上。

图 2-3-91 JH 轴承应用在  
烤漆生产线悬挂链上

(7) 不会蓄积静电。不会像纯塑料轴承易产生和蓄积静电，故适用于半导体加工设备及超净环境下集成电路的加工设备中。例如，IBM 公司已将该材料用于 P6 型计算机显示器的托架上了。

(8) 耐核辐射。承受中子量  $2 \times 10^{15}/\text{cvt}$  及  $\gamma$  射线  $10^6\text{Gy}$  ( $10^8\text{rad}$ )。经辐射后，摩擦系数有所上升，但对性能无显著影响。现已在核电站工程及医疗设备中应用。

(9) 使用维护方便，寿命长，成本低。用此材料卷制成的带有缝隙的、薄壁结构的自（无油）润滑轴承，体积小，重量轻，结构紧凑，刚性好，耐磨性能好，承载能力大，机械强度高，其耐压强度可达  $300\text{MPa}$ ；有较小的热膨胀系数和较高的导热系数。可使整机缩小体积简化结构便于维护。在使用的过程中可免除加油与维护。

正常使用的过程中，在一个人修期内可以不做任何的维护，故有“免维护轴承”的美称，故在汽车工业中用量最大。

## 8.2 合成材料复合带

### 8.2.1 节能合成平胶带

由于V带厚度大，弹性差，可挠性差，挠曲损耗较大；它与轮槽间径向摩擦大，较易歪扭而加重摩擦，故易发热而损坏，愈来愈不适应技术的发展。现在国际上不断推出新材料的传动带。图2-3-92所示的节能合成平胶带主要用高分子材料复合而成，它以定向尼龙塑料片基3为带芯，以合成纤维布2和合成橡胶1作外包面。它的强度高，耗电少，伸长率小，结构致密，表面耐磨，曲挠性好、传递效率高，传递功率为0.1~3700kW，传动比可达1:20，转速可高达50m/s。传递效率达98%，用于织机一般可节电7%~20%。

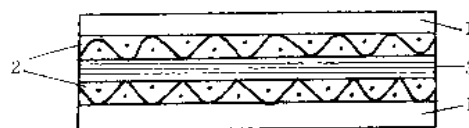


图 2-3-92 节能合成平胶带

1—丁氰橡胶；2—合成纤维布；3—尼龙片基

图2-3-93所示为复合平带，其结构分为三层：中心层由高强度涤纶、尼龙或芳纶纤维片，也可用强力锦纶片制成，是承受拉力的强力层；在中心层两侧粘贴尼龙织物，包住中心层，提高带的抗拉强度，中心层与尼龙织物粘接后经过浸渍处理形成保护性覆盖层；带的表面层为高温高压下硫化的生橡胶。环形的平带最长可超过90m。

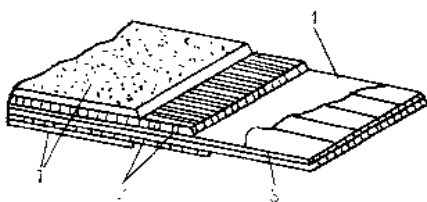


图 2-3-93 复合平带结构

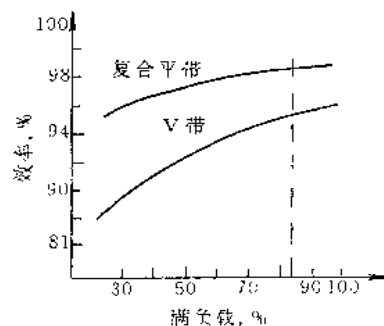


图 2-3-94 两种传动带效率比较

合成橡胶带表面具有较高的弹性模数，可减轻周期性的张力变动。带轮可长期使用。它工作平稳可靠，噪声低、尼龙的弹性可吸收带的冲击与振动。它的效率高达98%以上，在大多数额定功率范围内高于V带。图2-3-94是复合平带与V带传动效率的比较。可以看出，平带在满负载的85%时即可获得很高效率，而V带在100%满负载时才可获得高效率。由于复合平带弹性模数高，弹性变形小，故能量损失小。当多根V带同时传动时，每根带产生的张力不能完全一致，加上带的老化、磨损、硬化等情况也会降低V带的效率，而复合平带在一定的较长时间内能保持其摩擦值，故不易损坏。

### 8.2.2 底部有槽的窄型V带

为了克服普通V带的缺点，开发了一种新型的底部切齿的窄型V带，如图2-3-95所示。这种胶带采用聚氨酯类的合成橡胶制成，可提高胶带与轮槽之间的摩擦系数；其底面有圆弧形槽，可提高带的挠性，减轻带的重量，降低胶带工作的弯曲应力及离心力，改善散热性，减缓发热及老化，有效地提高带的寿命。因其挠性好，可采用小直径带轮，使整个传动装置紧凑，节省空间，传动效率高达97%。

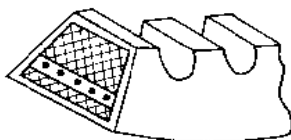


图 2-3-95 底部有槽窄型V带

## 8.3 塑料活塞环

填充PTFE的整体环如图2-3-96所示，其表面制有许多沟槽。整体环是把孔径比金属内环（或活塞）外径稍小、壁厚较薄的PTFE环，过盈套装在金属环上的一种结构。这种结构，

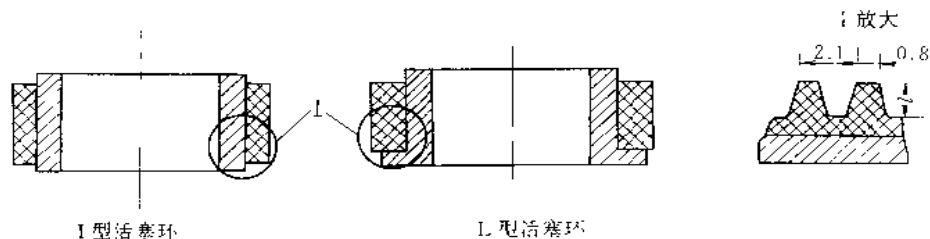


图 2-3-96 填充 PTFE 整体环

PTFE 环完全不受背压的作用, 从根本上消除了开口活塞环磨损严重的原因。由于 PTFE 环是过盈套装在金属环外面, 具有内部拉应力, 所以限制了整体环的热膨胀。整体环开始运转时稍有磨损, 经过一段时间后, 就几乎不再磨损了。磨损少是整体环的特点之一。因要密封气压, 故每个冲程中都存在发生静摩擦的状态, 所以小的静摩擦系数很重要。PTFE 活塞在小载荷条件下, 静摩擦系数比其他材料的活塞环低 25% ~ 75%。载荷愈大愈能发挥其优越性。它起动轻便, 往复轻巧, 并且节约能耗, 能够减小振动和噪声。

#### 8.4 塑料齿轮

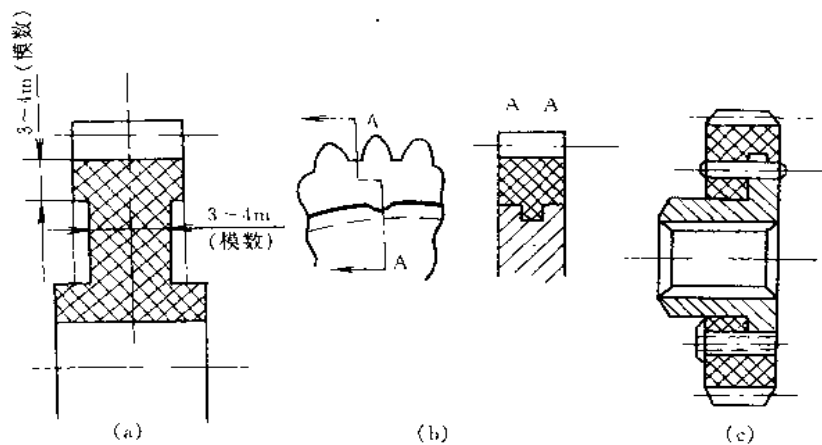


图 2-3-97 塑料齿轮的各种结构形式  
(a) 全塑型; (b) 镶嵌型; (c) 装配式

塑料齿轮的成功应用已有数十年的历史, 应用范围日渐广泛。如谐波齿轮, 构件的弹性变形很重要, 其柔轮常用疲劳寿命长、摩擦系数小及耐磨性良好的塑料制成, 以减轻重量、减小系统惯性、防震、防电蚀、降低噪声。不少家用电器及汽车电器采用聚甲醛斜齿轮以后, 性能提高, 成本降低了一半。造纸业中的干燥机齿轮, 直径近 2m, 原用铸铁制造。为了提高运转速度, 减少噪声又不用润滑剂, 改用铸型尼龙齿轮, 其重量只有铸铁的 1/7, 而且可以吸收起动和停车时的冲击, 避免了断齿。线速度由原来 200m/min 提高到 540m/min, 还降低了驱动功率, 延长寿命达 5 倍以上。总之, 塑料齿轮特别适合在防尘、无润滑、真空、有腐蚀、有辐射等的恶劣环境中使用。

图 2-3-97 所示为塑料齿轮的三种结构形式。图 a 为全塑型, 优点是成型方便, 成本低, 但强度、精度、导热性均较差。图 b 为镶嵌型, 可提高强度与刚度, 成型精度高, 齿轮与轴联接可靠, 但内应力较大。图 c 为装配式, 可消除内应力, 并可提高刚性及与轴联接的可靠性, 但成本较高。由于塑料齿轮可用模塑、汽塑成型等方法制成, 成本极低, 是当今大批生产中最廉价的齿轮。各类材料组成的齿轮副的耐磨性见表 2-3-14, 其中最常用的配对是塑料齿轮与金属齿轮啮合。这样可改善导热性, 并可减振消声, 摩擦系数与磨损也都较低。

表 2-3-14 各类材料组成的齿轮副的耐磨性

材料	钢	青铜	聚氨酯	聚碳酸酯	尼龙+ MoS <sub>2</sub>	尼龙-610	尼龙-66	聚苯烯	ABS	乙缩醛
乙缩醛	-		+	+	+	+	+	±	+	+
ABS			+	+	+	+	+		+	
聚苯烯	-	-	±	±	+	±	±	±		
尼龙-66	+	+	+	+	+	+	+			
尼龙 610	++	+	++	+	++					
尼龙+MoS <sub>2</sub>	++	+	++	±	++					
聚碳酸酯	+	±	+	+						
聚氨酯	+	±	+							
青铜	+									
钢	±									

注：+++极好；++好；+良好；-差。

## 8.5 高效永磁同步电动机

永磁同步电动机(图 2-3-98)与感应电动机相比,不需要无功励磁电流,可以显著提高功率因数,减少了定子电流和定子电阻损耗,而且在稳定运行时没有转子电阻损耗,进而可以因总损耗降低而减小风扇(小容量电机甚至可以去掉风扇)和相应的摩擦损耗,从而使其效率比同规格感应电动机可提高 2~8 个百分点。而且,永磁同步电动机在 25%~120% 额定负载范围内均可保持较高的效率和功率因数,使轻载运行时节能效果更为显著。这类电机一般都在转子上设置起动绕组,具有在某一频率和电压下直接起动的能力,又称为异步起动永磁同步电动机。

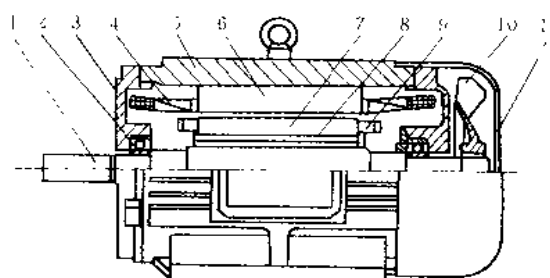


图 2-3-98 高效永磁同步电动机结构示意图

1—转轴；2—轴承；3—端盖；4—定子绕组；  
5—机座；6—定子铁芯；7—转子铁芯；8—永  
磁体；9—起动笼；10—风扇；11—风罩

## 8.6 磁性槽泥

磁性槽泥是可塑性的泥状物,在抹压操作中能“潜爬”到铁芯叠片缝隙里,既防止脱楔,又提高导磁效果,使气隙减少,而提高整机磁导。空载时,电动机产生同样的过磁通,但其空载磁势减少,空载电流  $I_0$  明显下降;承载时,电磁转矩中的磁通相对增加,同样载荷时使  $I_2$  变小,从而取得节能效果。表 2-3-15 为一组电动机的改造前后测试数据对比。

表 2-3-15 四台电动机填充磁性槽泥前后参数对比测试数据

型号	JR-L82-4	JR 82-4	JS <sub>2</sub> -100M-10	JR127-8
功率/kW	55	55	190	130
极数	4	4	10	8
电压/V	380	380	380	380
改前电流/A	32.93(空载)	27.64(空载)	295.72(负载)	65.31(空载)
改后电流/A	27.7(空载)	25.23(空载)	291.55(负载)	61.1(空载)
改前有功损耗/kW	2.552(空载)	2.196(空载)	162.6(负载)	4.832(空载)
改后有功损耗/kW	2.14(空载)	1.625(空载)	159.8(负载)	3.898(空载)
节电/kW	0.412(空载)	0.571(空载)	2.8(负载)	0.934(空载)
节电率/%	16.1(空载)	26(空载)	1.72(负载)	19.32(空载)

磁性槽泥的主要功能是减小电机定子、转子槽内效应产生的脉动损耗及表面损耗,它们合称杂损。脉动损耗的产生可从图 2-3-99 看出,定子、转子铁芯齿槽相同,转子两个齿 a 和 b 因相对定了的位置不同,其中的磁通密度是不一样的。转子齿 a 正对着定子齿,此时气隙磁阻最小,磁通密度最大;而对转子齿 b 正对着

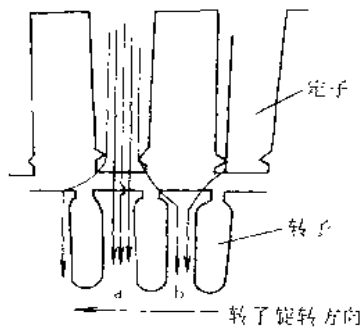


图 2-3-99 脉动损耗示意图

定了槽口,此时,气隙磁阻最大,磁通密度最小。当转子转过一个齿以后,齿b到达齿a的位置,齿b磁通密度就增大,而齿a的磁通密度减小。这样不断旋转,各齿中的磁通密度周而复始地发生振荡,其频率与齿数成正比,因而产生脉动损耗,而表面损耗也是由于转子转动在定子内表面层引起磁感应脉动而产生。由于在铁芯中的感应涡流集中在转子表面层上,这种电流产生的损耗是表面损耗。它们使铁芯发热,温度升高,因而使一部分输入电流散失于环境中,它们在空载时就存在,在整个负载过程中是一种固定损耗,约占电机杂散损耗的70%~90%。杂散损耗占电机总损耗的7%~22%,占电机额定功率的0.5%~2.3%,这是在电动机上应用磁性槽泥节能的主要范围,可使中小型电机提高效率1%以上,温度平均下降13℃左右,同时可减振降噪。这将为我国对3亿千瓦装机容量电机进行节能改造,延缓老电机淘汰,提供了一条有效途径。

磁性槽泥是鞍钢矿山动力厂研制出的新型节能材料,是对旧电机进行节能改造的新途径,近年来已被国家列为重点推广的节能项目。

## 8.7 利用石蜡的膨胀来控制流量的自动开关阀

图2-3-100是利用石蜡的膨胀特性来控制流量的自动开关阀。将它应用在严寒地区防止原油管道凝固用的蒸汽加热管上,可达到自动控制蒸汽流量、节约蒸汽的目的。

如图所示,随着温度的上升,石蜡开始熔化并膨胀,推动活塞工作。因为当石蜡的体积发生变化(固体→液体→固体)时,温度的变化极小,所以阀开关时的不灵敏区也非常小。这种机构的另一个优点就是利用当石蜡体积发生变化时,能同时产生强大的膨胀力(对于 $1^{\circ}\text{F}=0.56^{\circ}\text{C}$ 的温度变化,执行元件约有1mm的行程,此时的力就达到800N)。在给定的温度范围内,该自动开关阀能极精密地进行工作,可使摆动减到最小,温度控制非常平稳。在结构上采用通常的风箱形状,充分保证石蜡容器的壁厚,防止液体的泄漏。

一般蒸汽调节方式有电气配线恒温器方式和油压式,或者是工人依照日照状态和温度,一般用手动开关阀门的方式来调节。但油压阀、手动阀开关麻烦,不能做到操作严密,会使相当多的蒸汽白白浪费。

## 8.8 蜡式节温器

图2-3-101所示为双活门式液体节温器,上活门5接通发动机出水口,侧活门通过节温器外壳9上的窗

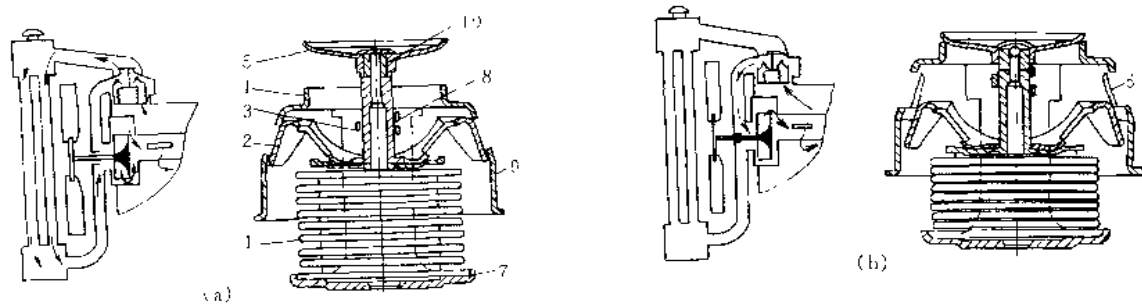


图 2-3-101 双活门式液体节温器

1—波纹管;2—侧活门;3—杆;4—阀座;5—上活门;6—导向支架;7—支架;8—旁通孔;9—外壳;10—通气孔



孔接通冷却系旁通水路。波纹管 1 的下端焊在固定于外壳 9 的支架 7 上，上端连接着两个活门，侧活门焊在上端面上，而上活门焊于波纹管上端杆的顶部。

波纹管由薄铜片压成，内装少许低沸点液体（如醚的水溶液）。当水温升高时，波纹管内液体逐步蒸发，蒸气压力增高，波纹管便胀开使上活门逐渐开启而侧活门逐步关小，迫使冷却水流入散热器以加强发动机的冷却。水温下降时则情况相反。

上活门上有一小孔 10，它用以保证在加注冷却水时水套内的空气可以通过孔 10 溢出，从而可以使水套内充满冷却水。

液体式节温器的波纹管刚性很低，对冷却水的压力变化十分敏感，因而工作可靠性差，波纹管的制造工艺也较复杂，因而有被石蜡节温器取代的趋势。

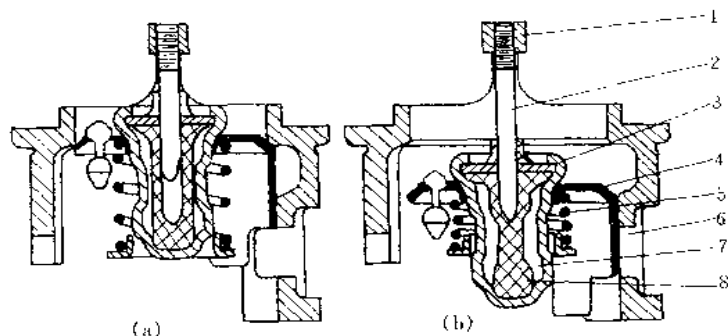


图 2-3-102 蜡式节温器

1—支架；2—中心杆；3—感应体；4—阀门；5—弹簧；6—水循环口；7—石蜡；8—胶管

图 2-3-102 为石蜡节温器。它的感温元件是在金属筒感应体 3 内充以特种石蜡 7 组成。石蜡内有胶管 8，中心杆 2 的一端插入胶管内，另一端固定在上支架 1 上。感应体 3 上装有阀门 4，当水温低于  $70^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$  时，弹簧 5 使阀门处于关闭状态（见图 2-3-102a），冷却水进行小循环。当水温超过  $70^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$  时，石蜡熔化，体积膨胀，胶管受挤压变形，因中心杆是固定的，石蜡的膨胀只能迫使感应体 3 连同阀门 4 下移，而使通向散热器水路打开（如图 2-3-102b）。在水温达  $80^{\circ}\text{C} \pm 3^{\circ}\text{C}$  时阀门完全开启。

石蜡节温器结构简单，制造方便，工作可靠，使用寿命长。

## 8.9 利用形状记忆合金控制的冰箱除霜装置

旧有的除霜结构在除霜过程中，蒸发器周围的热气从冷气排出口自然地流入冷冻室内，使冷冻室内变暖，再冷却时白白浪费电能。

图 2-3-103 所示结构是在通往冷冻室的冷气排出口处设置挡板，阻止蒸发器周围形成自然对流，力图节省能量。在使蒸发器冷气循环风机的冷气排出口处设置挡板，由控制杆开闭。用形状记忆合金制作的弹簧连接在控制杆上，该弹簧的另一端绕在装入蒸发器的散热管上。在蒸发器处于冷却状态时，形状记忆合金制作的弹簧显示超弹性，由于偏（斜）弹簧的拉伸力的作用，使控制杆被提起来，并使挡板保持水平状态，打开冷气排出口。在除霜过程中当散热管温度变高时，形状记忆合金做的弹簧变形到图中虚线所示位置，拉下控制杆，使挡板放下，关闭冷气排出口。

## 8.10 粉末冶金配流盘

图 2-3-104 所示为液压传动柱塞泵的配流盘，外形复杂、用量大，用传统的材料和加工工艺时，金属的利用率低，加工工时长，成本高。配流盘在特殊的工作条件下工作时滑动速度为  $4 \sim 10\text{m/s}$ ，缸体方向的工作压力为  $40\text{MPa}$ ，工作液的压力为  $32\text{MPa}$ 。

常规的配流盘为组装式构造，主体采用多元合金钢制作，其中

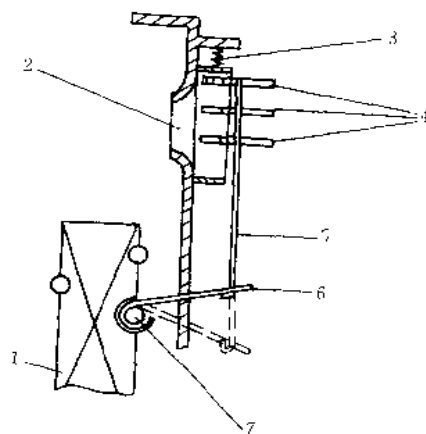


图 2-3-103 冰箱用除霜装置  
1—蒸发器；2—冷气排出口；3—斜置弹簧；4—挡板；5—控制杆；6—形状合金制弹簧；7—散热管

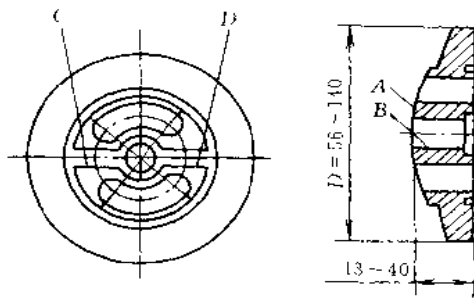


图 2-3-104 采用粉末冶金材料制造的配流盘

心孔内嵌配有青铜套，配流盘表面 A 与相耦合的青铜材质零件相接触，由于运转时互相摩擦，极易磨损。中心孔的内表面 B 起滑动轴承的作用，它与具有较高转速的销轴相配合。配流盘上的连接筋 C 和 D 在工作时承受压力油的周期性作用。

原苏联制造配流盘一直采用 38X2M10A 钢（相当于我国的 38Cr2MoAl 合金钢），既费时，又费料。1990 年苏联改用粉末冶金制造后，节约了大量资金，材料利用率高达 97%，加工工时减少了 2/3。他们试验用来制作配流盘的粉末冶金材料的成分（质量百分比）可选择为：0.2~0.4 的碳，1.0~1.5 的铬，1.5~3.0 的镍，0.1~0.5 的钼，其余为铁（属铁基粉末冶金材料）。用铁基粉末冶金材料压制而成的零件毛坯，要在 1200~

1500℃ 温度下烧结，在 920~950℃ 温度下进行碳氮共渗。该材料的技术参数如下：

粉末密度, $\mu\text{m}$	20~200	造型密度, $\text{g}/\text{cm}^3$	3.5
饱和密度, $\text{g}/\text{cm}^3$	2.6~2.8	体积收缩率, %	0.2~0.4
流动性*, s	26	压制密度, $\text{g}/\text{cm}^3$	6.8~7.0
在 700MPa 压力下的密度, $\text{g}/\text{cm}^3$	6.95~7.00	注: *50g 重的粉末流动时间。	

材料试样的金相组织是铁素体-球光体和由在铁的基底上弥散分布的碳的铬镍钼合金粒子组成的硬质夹杂物。其物理机械性能、耐磨性、硬度、化学热处理后的性能如表所列。经过热处理后，试样的金相组织转变为屈氏体-索氏体和含有铬、镍、钼、碳的硬质夹杂物。

表 2-3-16 为粉末冶金材料与合金钢的性能对比。由表可知，粉末冶金材料的强度极限和硬度虽然比 38X2M10A 热轧钢为低，但是在配流盘的特殊工况条件下，它可以满足使用要求，而且耐磨损方面效果要比热轧钢好。

表 2-3-16 粉末冶金材料与合金钢的性能对比

性能参数	粉末冶金材料	热轧 38X2M10A 钢
密度, $\text{g}/\text{cm}^3$	6.8~7.0	7.8
拉伸强度极限, MPa	400~500	900
弯曲强度极限, MPa	600~800	850(屈服点)
冲击韧性, $\text{kJ}/\text{m}^2$	150~200	900
硬度 HB, kPa	7.0~1.2	—
化学热处理后硬度 HV	350~450	$\geq 800$ (气体渗碳)
强化质点显微硬度, kPa	0.5~1.05	
热处理后摩擦系数	0.025	0.040
化学热处理后的磨损系数, $\text{kg}/\text{km}$	0.0017	0.0430

## 9 合理设计几何形状减少流体阻力

### 9.1 流体管道的局部减阻结构

在流体介质传动或运输系统中，管路的局部压力损失（通称局部阻力）是传动功率损失的一部分。管道入口应选用图 2-3-105a 所示的集流器入口，至少应做成图 b 的渐缩式入口。风机进口，图 c 不如图 d，图 d 设有可提高进口气流均匀性、削减涡流的分流板。为避免合流时的对冲干扰，应如图 e 所示装设合流板，分流处也应装如图 f 所示的分流板。三通支管、总管与支管联接角见图 g，应小于 30°。尽量避免与总管垂直联接。90°“T”形三通见图 h，应将棱角制成 45°的斜角，合流时的局部阻力系数可减小 30%~50%，分流时可减小 20%~30%。如将斜角改为圆倒角，阻力系数还能显著下降。管道变径处应采用图 i 的型式，有可能使阻力系数减小近一半，扩散角不宜太大。如果轴向空间长度有限，则可加隔板或用不同张角的同心渐扩管，以求得正常渐扩，如图 j 所示。在不得已情况下，为了简化制造工艺，可采用图 k 三段突扩管，其中间

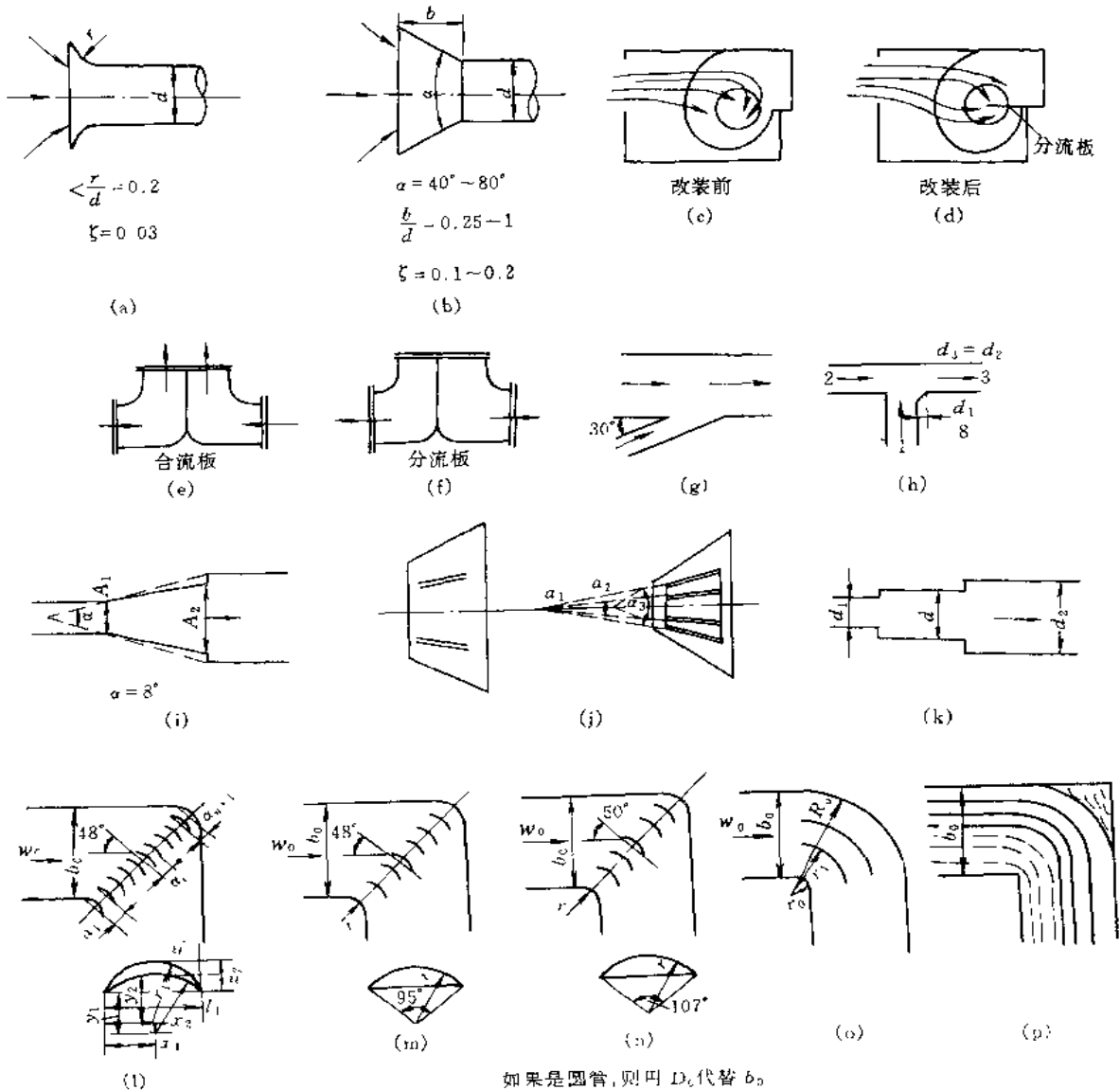


图 2-3-105 管道局部减阻结构

管的直径  $d = d_1 d_2 \sqrt{\frac{2}{d_1^2 + d_2^2}}$ 。三段突扩管的损失为二段突扩管的 1/2。少用弯头，尽可能用圆头弯头，尽量选用 90° 的弯头， $\frac{R_0}{b_0}$  (或  $\frac{R_0}{D_0}$ ) = 2。大尺寸 (直径) 的弯头为使流场均匀，避免产生流体分离及涡区，必须安装导叶，导叶板型式为：(l) 机翼型；(m) 圆弧型 (95°)；(n) 圆弧型 (107°)；(o) 同心型；(p) 分散型。导叶布置最好在内侧密些，外侧稀些。导叶型式一般采用图 m、n 的圆弧型。只有特殊的大流量弯头才用图 l 的机翼型，如大型风洞或水洞。导叶最佳片数为  $1.4D_0/r$  (或  $1.4b_0/r$ )。安装导叶后可使阻力下降 15%~22%。图 p 直角型涡流区太大，尽量不用。

## 9.2 合理的汽车车身外形设计

### 9.2.1 汽车行驶中的阻力

行驶中的汽车遇到的阻力有：滚动阻力、空气阻力、加速阻力和上坡阻力。若汽车在平坦的道路上等速

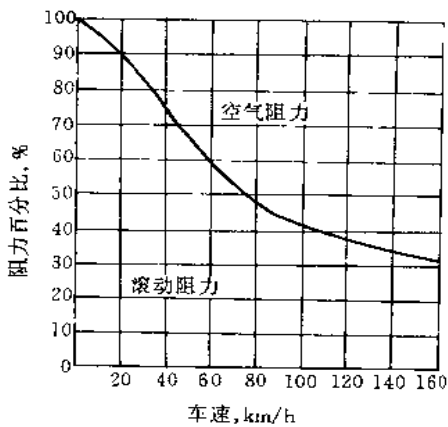


图 2-3-106 日本轿车空气阻力和滚动阻力所占全部阻力的百分数

行驶，则只有滚动阻力和空气阻力。此时这两个阻力所占的百分比，将随车速的不同产生相当大的变化，如图 2-3-106 所示。当车速为 70km/h 时空气阻力约占汽车行驶阻力的 50%，车速达 100km/h 时，增加到 60%，而且由于克服空气阻力所消耗的功率与车速成三次方的比例，

$$N = \frac{C_D A v_a^3}{76140} \text{ (kW)}$$

式中  $C_D$ ——空气阻力系数；  
 $A$ ——迎面面积，即汽车行驶方向的投影面积， $m^2$ ；  
 $v_a$ ——车速， $km/h$ 。

由此可见，减少空气阻力，特别是高速行驶时，对节能和提高燃油经济性有极重要的意义。

空气阻力可分为压力阻力和摩擦阻力两部分。

#### (1) 压力阻力

压力阻力是作用在汽车外形表面上法向合力的分力。图 2-3-107 为作用在车身表面上的法向压力分布图。从图中可以明显看出空气对车身各部分的作用力相差甚大：汽车的前端与挡风玻璃下部受较大的正压力；而车身各拐角处的负压较大，这是由于气流急剧转向而形成的真空所致。车身表面的压力大小及其分布状况，为车身通风进出口的位置选择和通风量的估计等提供依据，并且对于改善空气阻力和防止灰尘侵入等问题也具有参考价值。总的来说进气口尽可能选在正高压区，以便提高进气效率；排气口应尽可能开在负高压区，以使排气畅通。

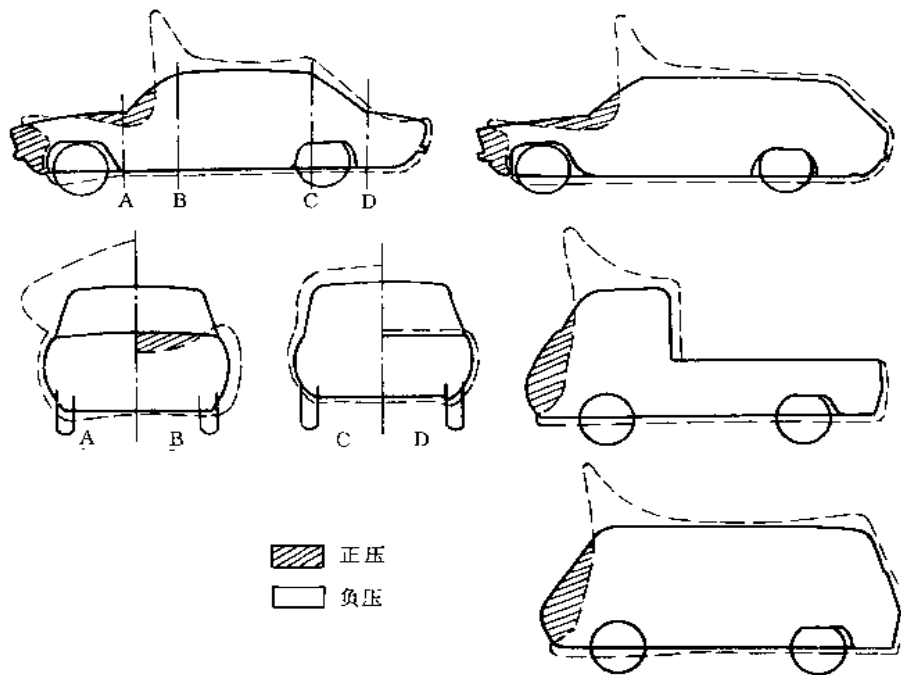


图 2-3-107 不同车型的车身表面压力分布特性 ( $C_p = 1$ )

压力阻力又可分为形状阻力、干扰阻力、内循环阻力和诱导阻力。形状阻力是车身正面气流和后部产生的涡流所引起的车身后部之间的压力差。车身表面的形状及其交接处转折状况是形状阻力的主要因素。干扰阻力是车身表面突出物引起的气流干扰而产生的阻力。内循环阻力是发动机冷却系统、车身通风等所需空气流经车体内部时所形成的阻力。诱导阻力是空气升力在水平方向的投影。在汽车行进的同时又要使汽车抬升，需要消耗动力，这就是诱导阻力产生的原因。

#### (2) 摩擦阻力

摩擦阻力是由于空气的粘性在车身表面产生的切向力的合力在行驶方向的分力。一般轿车空气阻力中各因素所占比例见表 2-3-17。

表 2-3-17

阻力名称	一般轿车( $C_D=0.45$ )	高速轿车( $C_D=0.20$ )	阻力名称	一般轿车( $C_D=0.45$ )	高速轿车( $C_D=0.20$ )
形状阻力	58%	70%	摩擦阻力	7%	0%
干扰阻力	14%	5%	其他	9%	20%
内循环阻力	12%	5%			

### 9.2.2 车身各部合理形状及参数

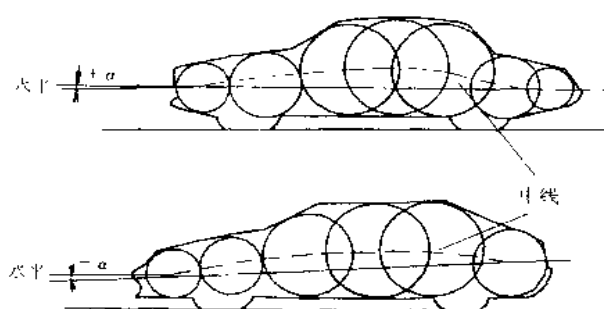


图 2-3-108 迎角的意义

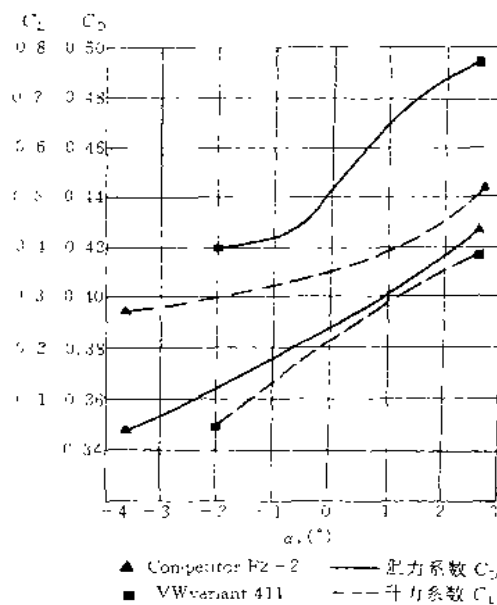


图 2-3-109 迎角与阻力、升力的关系

#### (1) 迎角

弦和水平线所成的夹角称迎角，如图 2-3-108 所示。汽车车身各个横断面形心的连线称为中线，其最前端和最后端分别称为前缘和后缘。前缘和后缘的连线称为弦。弦前高后低为正迎角  $+\alpha$ ，弦前低后高为负迎角  $-\alpha$ 。具有负迎角的汽车其空气阻力和升力均较小，如图 2-3-109 所示，故现代轿车多采用前部低矮而后部肥厚，向上翘的楔形车身。

#### (2) 车头部分

汽车向前行驶，需将迎面空气分开，因此车头部分的形状对空气阻力的影响很大。如图 2-3-110 所示，车头前端尽量低矮，其侧视图呈半圆形。为使气流能在各汽车表面过渡流畅，前风窗下缘的交接处，上部与车顶盖的交接处以及前风窗两侧的拐角等处都应尽可能圆滑过渡，挡风玻璃倾角成  $45^\circ$  时  $C_D$  较小。

##### 1) 车前端面的倾角与形状

当车前端面倾角(图 2-3-111)为负值时，有利于气流通过；倾角为正值时，容易造成气流阻滞而导致阻力和升力的增加。为减少空气阻力，车头前端圆角(前端与发动机罩的过渡)的曲率半径应大些，但与造型及结构布置会产生矛盾，需适当配合。图 2-3-112 所示为车前端角对阻力的影响。

##### 2) 前保险杠

前保险杠的形状应保证气流可以顺利地分流，并转折到后部，以减少气流阻滞现象。此外，前保险杠的位置应尽可能向前伸出，以减小急剧转折的气流形成涡流，使阻力增加。旧式汽车的保险杠与车身车体之间留有一定的间隙，而现代汽车车身与保险杠连成一体，气流状况改善，这既可提高空气进入散热器的效率，

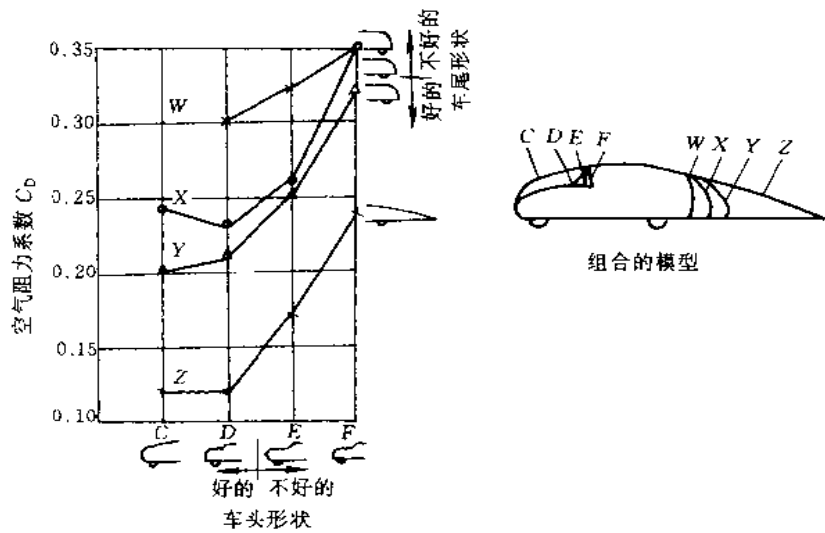


图 2-3-110 轿车模型的空气阻力系数  $C_D$  (4 种车头和 4 种车尾的组合)

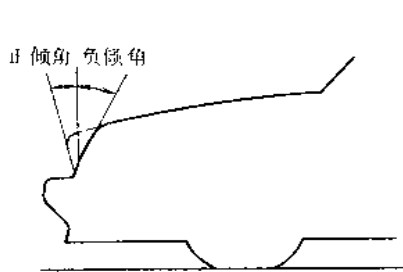


图 2-3-111 车前端面倾角

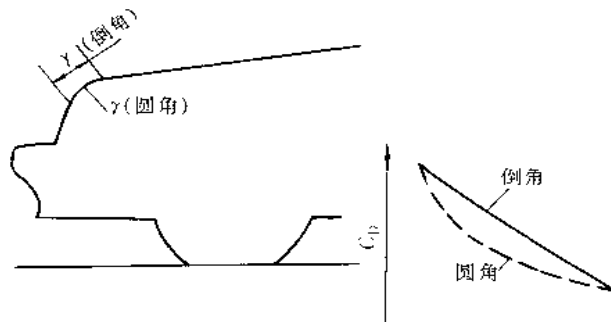


图 2-3-112 车前端圆角对阻力的影响

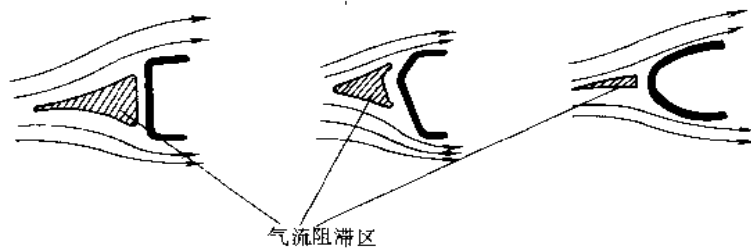


图 2-3-113 不同剖面前保险杠前方形成气流阻滞区的情况

又可减少阻力和升力。图 2-3-113 所示为不同剖面前保险杠前方形成气流阻滞区的情况。

3) 前阻流板

在汽车前端 (通常位于保险杠下面, 并向前伸出) 装有阻流板, 可减少升力和阻力, 如图 2-3-114 所示。

有些货车和半挂牵引车的驾驶室顶上装有减少空气阻力的导流板 (罩), 见图 2-3-115。它使气流紧贴车厢的前部流过, 这种效果最好。若把气流引渡得过高或过低, 都会使阻力增加。导流板是具有骨架的硬壳或由可伸缩变形的软膜做成。对于高速公路上长途运输的货车, 此种装置能节省相当多的燃料。

4) 前窗 (挡风玻璃) 倾角

前窗倾角是指前窗与垂直平面的夹角。倾角大时阻力变小, 但倾角达  $45^\circ$  后变化甚小, 如图 2-3-116 所示。

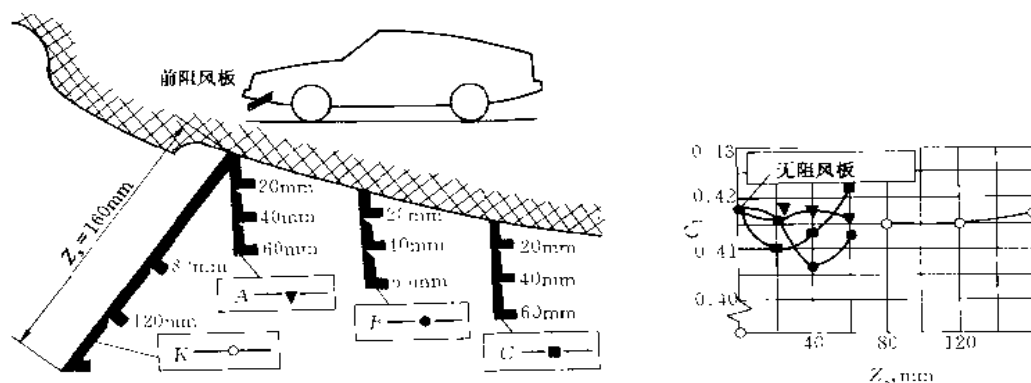


图 2-3-114 前阻风板对空气阻力系数的影响

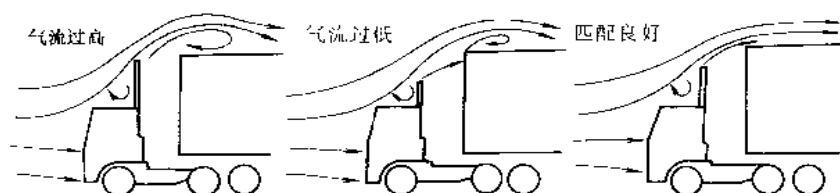


图 2-3-115 驾驶室的几种不同的导流情况

影响前窗气流状况的因素还有前窗俯视图曲线、顶盖形状、侧窗形状、刮水器位置及两侧前窗柱流水槽形式等。前窗倾角与车头前端倾角应相匹配,使阻力和升力均达到较小的最佳效果

### (3) 车尾部分

#### 1) 后部长度、后倾角和顶盖后端部

现今轿车的尾部造型有:普通阶梯式(或凹背式)、半斜顶式(半快背式)、斜顶式(快背式)和厢式(方背式)四种,见表 2-3-18。快背式和半快背式空气阻力较小。

后部长度  $l_0$  是指从顶盖后缘至车后端的投影长度,如图 2-3-118 所示。此长度  $l_0$  与车全长  $l$  之比值不同时,则每一种后倾角  $\alpha$  对  $C_D$  值的影响也不同。当  $l_0/l$  值增大,即后部较长时  $C_D$  值减小,当然后部的长度还要受车内空间的利用和占用的停车场地等要求的限制。

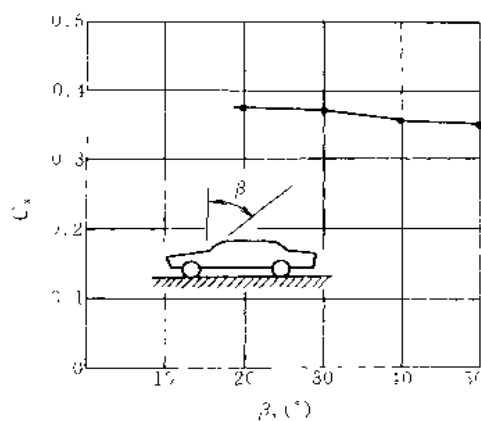


图 2-3-116 轿车挡风玻璃倾角和空气阻力系数

表 2-3-18 四种不同尾部轿车的阻力系数  $C_D$  和  $C_L$  比较

名称	车型	$C_D$	$C_L$
普通阶梯式		100%	100%
半斜顶式		85%	80%
斜顶式		85%	90%
厢式		93%	40%

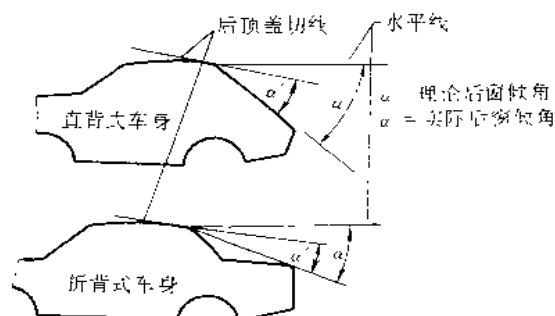


图 2-3-117 后倾角的求法

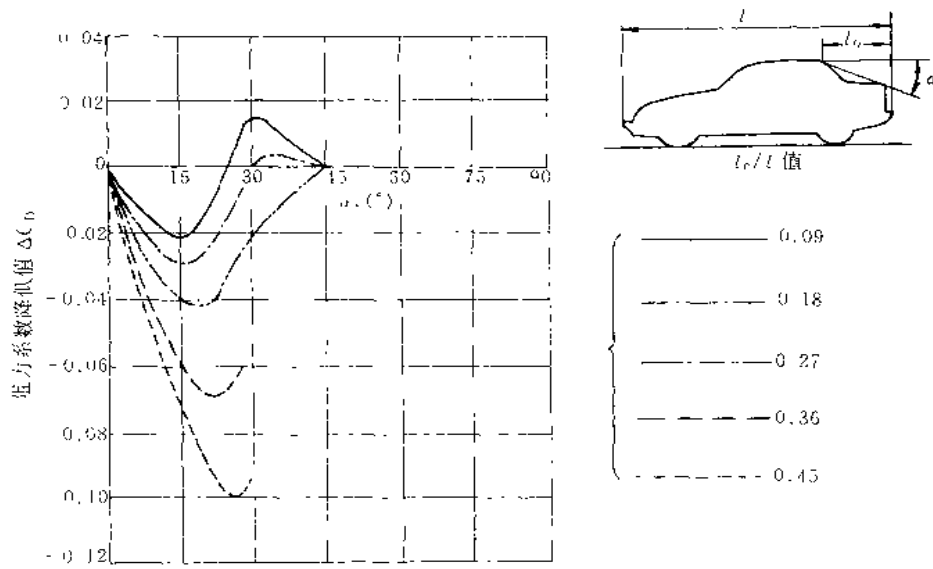


图 2-3-118  $l_0/l$  比值不同时, 不同后倾角对阻力变化的影响

后倾角如图 2-3-117 所示, 是从顶盖后缘与后行李箱盖上最后缘相切的直线与水平线的夹角。

顶盖后端部和后窗后部, 易形成涡流区, 应特别注意顶盖后侧转角处的形状, 它直接影响后窗后部的螺旋形涡流。这部分的最佳造型方案, 应通过风洞试验来取得科学依据。

2) 后扰流板

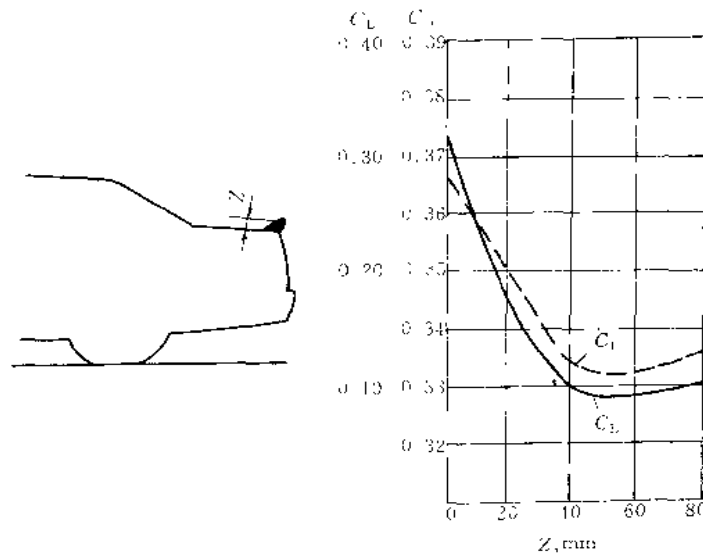


图 2-3-119 后扰流板尺寸对  $C_D$  和  $C_L$  值的影响

后扰流板位于后行李箱上部拐角处, 如图 2-3-119 所示。它控制车后部涡流的形成和发展, 推迟涡流的产生或形成一定方向的小涡流, 以填补后窗后部的低压区, 减小前风窗与后窗之间的压力差, 降低阻力和



升力。

#### (4) 车身底部

车身底部是指发动机底部、汽车底盘的传动及悬架等机构，它们多是凹凸不平的形状，对行进中的汽车形成涡流，增加汽车的阻力与升力。如图 2-3-120 所示为德国大众汽车公司对 Audi-100 III 型轿车底部形状采取最佳优化措施后，测出底部各部位减少的阻力系数。

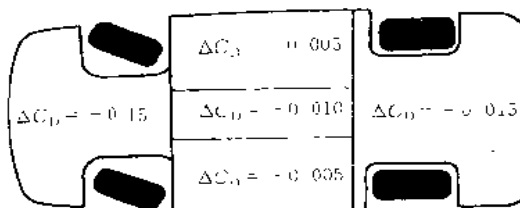


图 2-3-120 Audi-100 III 型车底部最佳化设计的效果比较

由图中可见，对中部和前部采取措施后影响较大，后部则很小。

#### (5) 离地间隙

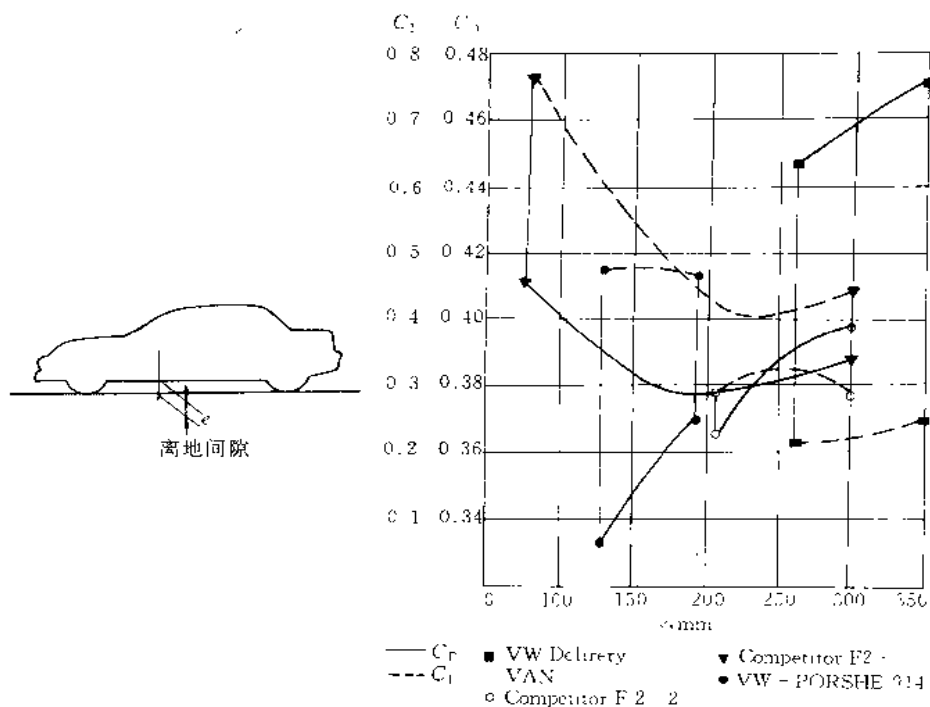


图 2-3-121 离地间隙与阻力、升力的关系

汽车底面与地面的平均距离称为离地间隙，如图 2-3-121 所示，由于汽车底面的不平整所引起的涡流与空气摩擦对  $C_D$  和  $C_L$  产生影响。此外，地表面气流中所形成的附面层也不可忽视。由图可见，当离地间隙为一定值时阻力和升力为最小，大于或小于此值时，两者都会增加。

#### (6) 后翼板侧后部翘起形状

图 2-3-122 所示为后部翘起形状对阻力和升力的影响。一般车型  $\alpha_D = 3^\circ \sim 6^\circ$  时阻力与升力均较小，翘起的高度  $h_D$  与起始点的位置也应考虑，靠前的翘起始点靠前，效果较好。

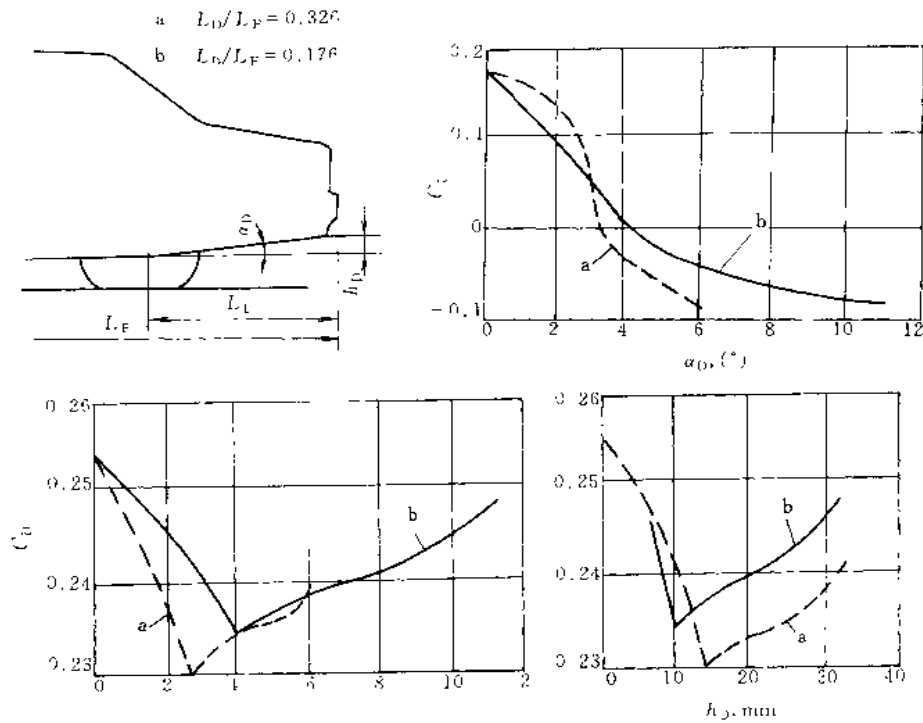


图 2-3 122 后翘起形状对阻力与升力的影响

### 9.3 厢式货车的外形选择

车型代号	整车外形	车厢外形变化说明	车型代号	整车外形	车厢外形变化说明
1		牵引车与挂车间距 $\alpha = 830\text{mm}$ ，挂车厢为直角边的原型车（简称 1 型车）	6		在 5 型车基础上，挂车下部两侧加装间断侧板
2		在 1 型车基础上，改挂车厢四周以 $R = 150\text{mm}$ 修圆	7		在 6 型车基础上，挂车下部两侧加装只露出车轮的长侧板
3		在 1 型车基础上，将牵引车驾驶室顶部加装整流壳	8		在 6 型车基础上，挂车下部两侧加装全遮蔽的长侧板
4		在 2 型车基础上，除挂车厢修圆，并在驾驶室上加装整流壳	9		在 8 型车基础上，挂车下底部又加装下底板
5		在 4 型车基础上，将间距缩小为 $\alpha = 630\text{mm}$	10		在 9 型车基础上，挂车后部加装尾部整流罩

(a)

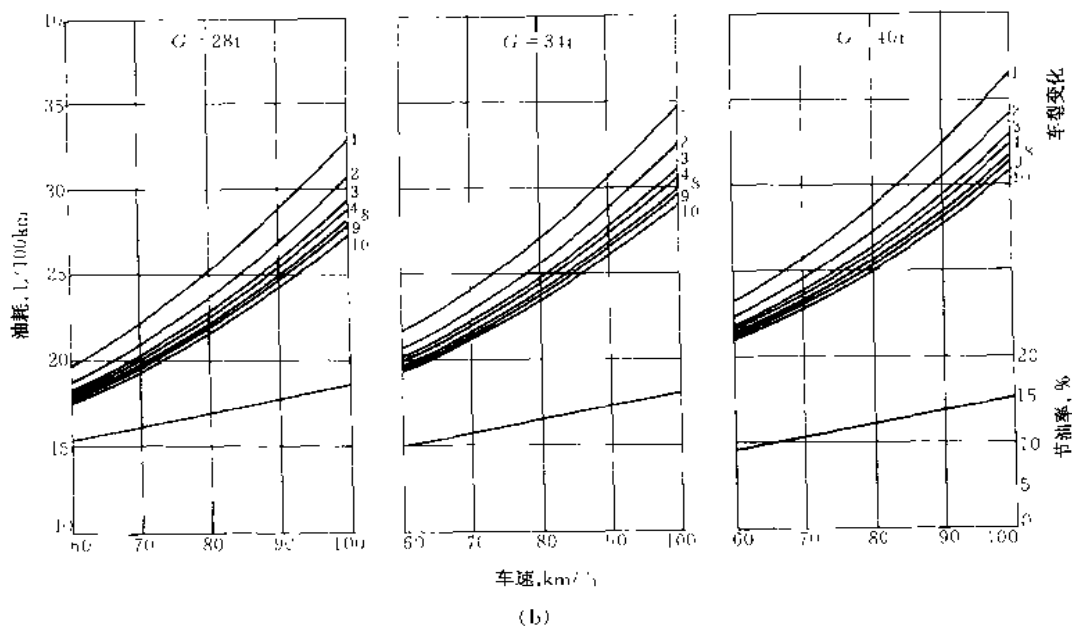


图 2-3-123 厢式货车外形选择图

图 2-3-123a 所示为德国 17355 载重牵引半挂车, 通过改变驾驶室, 挂车车厢各部分的外形以期达到减小空气阻力、提高动力的有效利用率、降低油耗的目的。10 型车相对原型车 (即 1 型车) 而言, 有六处变化: 1) 车距缩小为 630mm; 2) 驾驶室顶加装整流壳; 3) 车厢全部圆角化; 4) 挂车下部两侧加装全遮的长侧板; 5) 下底部加装下底板; 6) 后尾部加装整流罩。

图 2-3-123b 是 17355 三种载重 (28、34、40t) 车按图 a 10 种车型的油耗和节油率。车速为 60~100km/h。由曲线图可以看出: 1) 原型车 (即 1 号) 的油耗最高, 10 号车油耗最低, 说明车辆外形改进的节能效果明显; 2) 图 b 下部为 10 号车相对原型车在不同车速下的节油率, 车速愈高节油率愈高, 这是因为气动阻力所耗功率与车速的三次方成正比, 因此最佳外形的减阻作用更为显著。由图可见, 10 号车相对 1 号车而言, 其节油率在 9%~17% 之间。

## 9.4 船舶外形减阻节能

### 9.4.1 船首球鼻与船尾的球茎尾

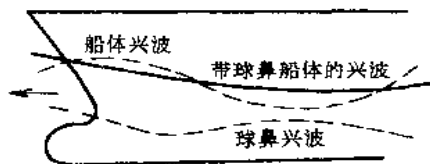


图 2-3-124 船体与球鼻的波浪干扰

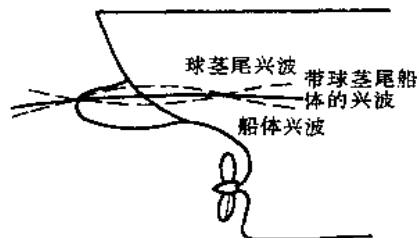


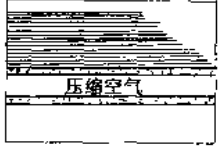
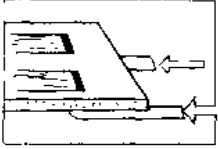
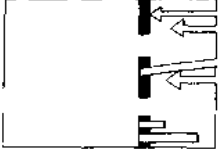

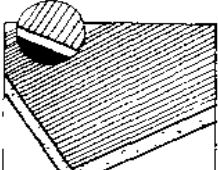
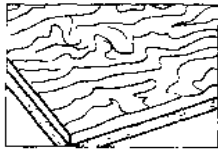
图 2-3-125 船体与球茎尾的波浪干扰

船舶航行时, 船体附近的水会激起波浪, 形成对船舶的兴波阻力。此外, 船体表面曲率变化大的地方, 由于粘性作用形成漩涡, 对船体形成粘压阻力。这些阻力会消耗掉一定的能量, 从而影响船舶的航速。当在船首的水线下加装一个设计合理的球鼻, 既可缓和船首处的曲率变化, 又能减少粘压阻力, 能产生一个与船首波浪相位相反, 振幅相等的波浪, 它们互相干扰, 削减船首的兴波阻力, 从而达到节能、提高航速的目的。其结构如图 2-3-124 所示。

船在航行中,同样也会在船尾处激起波浪,但它与船首处的流态不同。当船向前运动的瞬时,船尾处会形成一个真空区。水流会从船体两侧向真空区域急剧填补,形成大量漩涡,这些漩涡的运动要消耗船舶的一部分能量,纯是无功损耗,从而影响了航速。仿照船首球鼻的原理,在船尾中心线上装上一个向后突出的球茎尾,让它另外产生一个波来削弱船尾的波浪,球茎基长度稍大于1%船长,宽度较窄。由于球茎尾的存在,形成两波互相干扰,削弱波浪。其结构如图2-3-125所示。据有关装有球茎尾的3700t的客轮实航证明,航速每小时提高了0.46海里,船舶推进功率可节约5%。

#### 9.4.2 舰船表面减阻节能的方法 (表2-3-19)

表 2-3-19 舰船表面减阻节能方法

减阻节能方法	示意图	减阻原理
泡沫减阻		在舰船壳体与它的多孔外表面之间,将压缩空气以泡沫排出,它们定会升到边界层上面,减小表面摩擦阻力
聚合物减阻		在潜艇首部湍流边界层开一些环形缝隙,将浓度为 $20\mu\text{L/L}$ 的氧化聚乙烯水溶液沿壁喷射出去,它可使阻力下降35%
边界层吸水		在舰首的边界层内吸入部分水流,汇集后可以供给舰尾的喷水推进系统用,这样既可减少表面摩擦阻力又可增加舰的推力
壳体表面加热		将舰船吃水部分壳体加热到 $21^{\circ}\text{C}$ ,使它们比周围海水热一点,随着距壳体不同距离水的粘度发生变化,而使边界层内产生低阻力的平滑的层流。这也属于边界层控制原理
仿鲨鱼皮小槽		鲨鱼之所以既省力又游得快,就因为它的表皮有一些平行于水流方向似小槽的牙状突起物,起减小表面摩擦阻力的作用。因而也可在舰船的表面做一层仿鲨鱼皮的小槽来减阻
柔性覆盖层		在潜艇壳体上覆盖适当硬度和强度的柔性层,用某种支撑架来支撑它,并在其内充填入胶粘液体、仿海豚的皮肤,以消除湍流突发产生的附加阻力

## 10 改进或巧用能源的节能装置

### 10.1 用电液锤改造蒸汽锤和空气锤

电液锤是为了改造能耗大的蒸汽锤而开发的一种高效节能产品。蒸汽锤采用蒸汽动力站的饱和蒸汽驱动，其热效率平均仅为0.77%。空气锤采用空气压缩站的压缩空气驱动，其传动效率只有3%~5%。按效率法计算，电液锤总效率可达13%~20%，比原蒸汽锤的能源利用率提高90%~95%。按时间负荷法计算电液锤传动效率比空气锤提高70%左右。

电液锤属于双作用锤，即锤头在气压和重力或者在液压和重力的双重作用下获得打击动能，打击能量的调节除通过改变气压或液压之外，主要采用改变锤头行程来调节。其操纵方法为：自由锻电液锤采用传统的手柄操纵，但比原来的轻便，模锻锤延用踏板操作，有的已引入微机控制。改造方式仅是用电液锤动力头代替蒸汽锤的动力源（包括蒸汽或空气动力系统和锤本身的汽缸等），保留原锤的机架、砧座和基础不变，只需停机半个月就能重新开机生产，改造简单、节约。图2-3-126所示为DY系列自由锻电液锤外型。

下面介绍两种已用于生产的电液锤动力头产品。

#### 10.1.1 DY系统电液锤动力头

图2-3-127是北京理工大学开发的DY系列电液锤动力头的结构及其液压原理。它的基本原理为“气压驱动，液压蓄能”。打击时，通过主操纵阀使快速放液阀打开，主液缸中的液体通过阀泄入液箱。活塞下部失去液压支撑，同时上部气体的膨胀功和锤头系统的势能使锤头加速向下运动，进行打击。回程时，由主操纵阀关闭快速放液阀，由液泵与蓄能器同时供给主液缸高压液，活塞带动锤头回升，同时将主气缸内的气体压缩蓄能。

蓄能器上的发信装置在蓄能器充满液体后发出控制信号，通过先导卸荷阀通电使液泵电机组空转低压卸荷。一般情况下，锤头动能近似地和行程成正比，要改变打击能量，只需改变打击行程。锤头的回程位置可根据实际要求的打击能量决定。打击过程中也可急停收锤。

它的结构特点是：1) 采用组合传动恒压液源，有短时间提供大流量带压液体的能力，很适合锻锤间歇工作的情况，而且使整机关容量减少，仅是直接供液方式装机容量的一半，有显著的节能效果。2) 快放液式打击。主液腔内的液体压力通过快速放液阀在不到0.01s的时间内降至常压。常压下液体排放沿程阻力损失较小。3) 一阀多用。将完成打击、回程等主要功能的控制阀与完成对模慢升缓降等辅助功能的控制阀合成为一个主操纵阀，用一套控制系统操纵，既防止了动作间的相互干扰，保证锤头动作的可靠性，又简化了液控结构。4) 有防止液压冲击的多种保证措施。锤头换向频繁，经常以每分钟几十次的锻打频次启闭高升大流量的液流，这种换向带来的液压冲击，可由保险阀与减振活塞极大地缓解，从而提高了设备寿命。5) 采用细长锤杆并与锤头刚性连接，与原有锤杆相比本身质量小，挠性好，刚性连接零件少，拆装方便。6) 配置灵活。液压站既可顶置也可旁置（放在地面，通过管路与锻锤相连），根据具体情况确定，一般小吨位锤宜采用顶置方式。

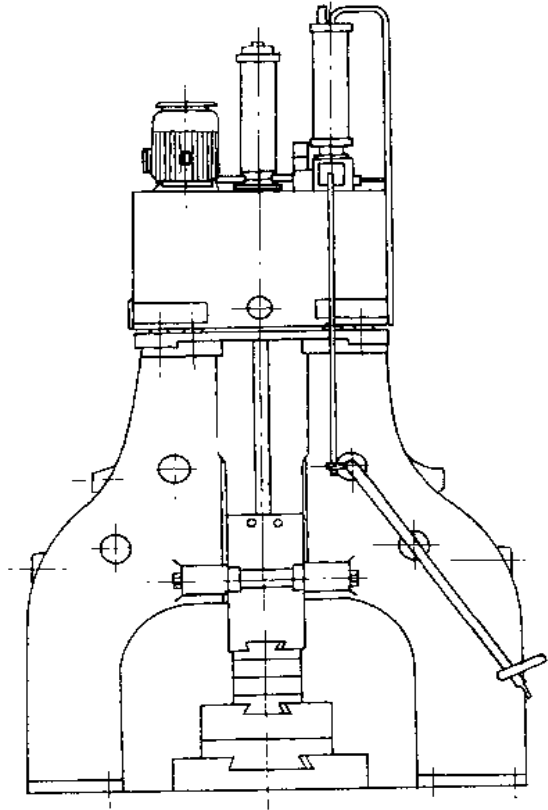


图 2-3-126 DY 系列自由锻电液锤外型

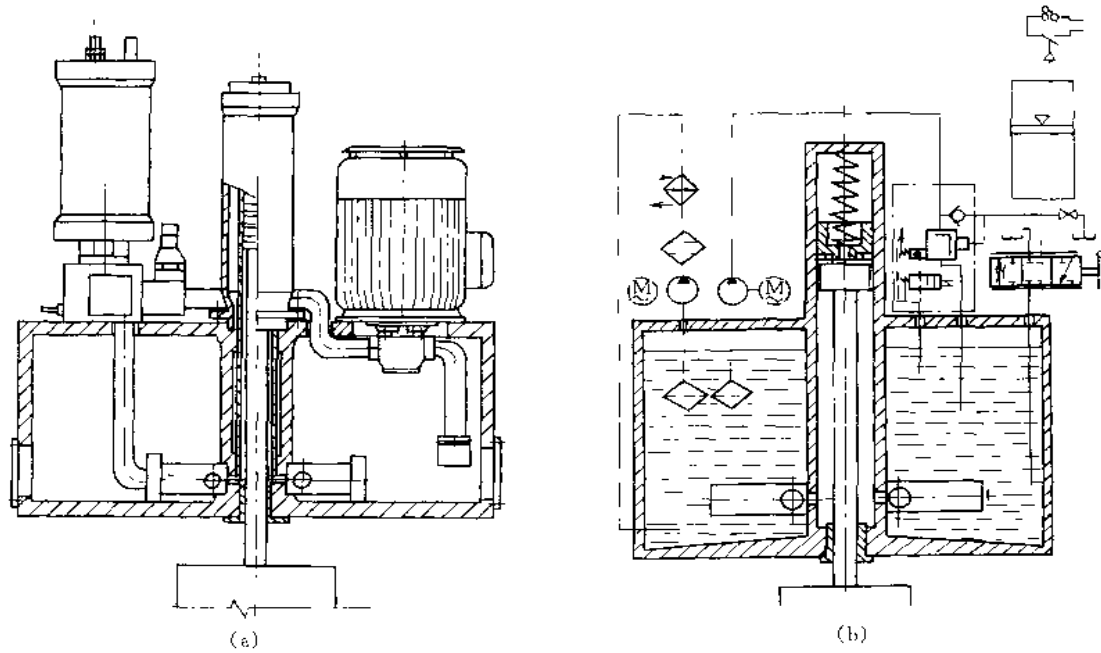


图 2 3-127 DY 系列电液锤动力头结构 (a) 和液压原理 (b)

10.1.2 CYZ-G 型电液锤动力头

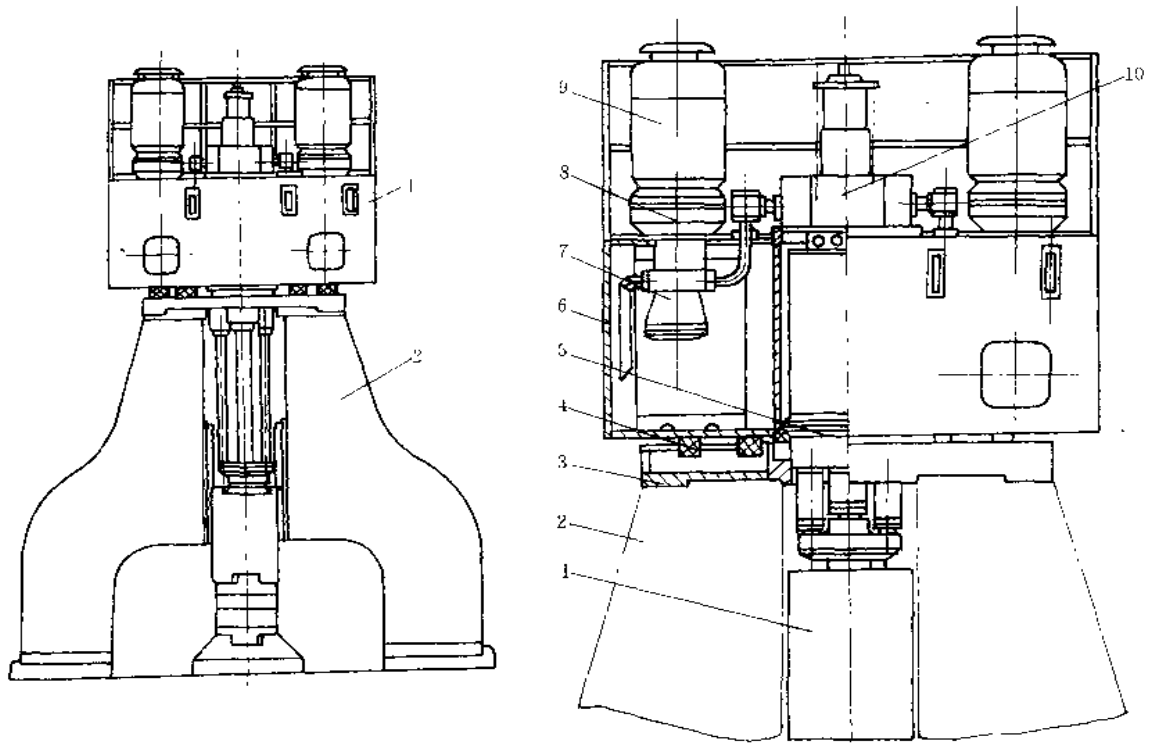


图 2 3-128 用 CYZ-G 型动力头改造的自由锻锤外形  
1—电液锤动力头；2—原蒸汽锤锤体

图 2 3-129 电液锤动力头结构  
1—锤头；2—锤身；3—座板；4—减振装置；  
5—工作缸部分；6—油箱；7—高压油泵；  
8—电机座；9—电机；10—阀组

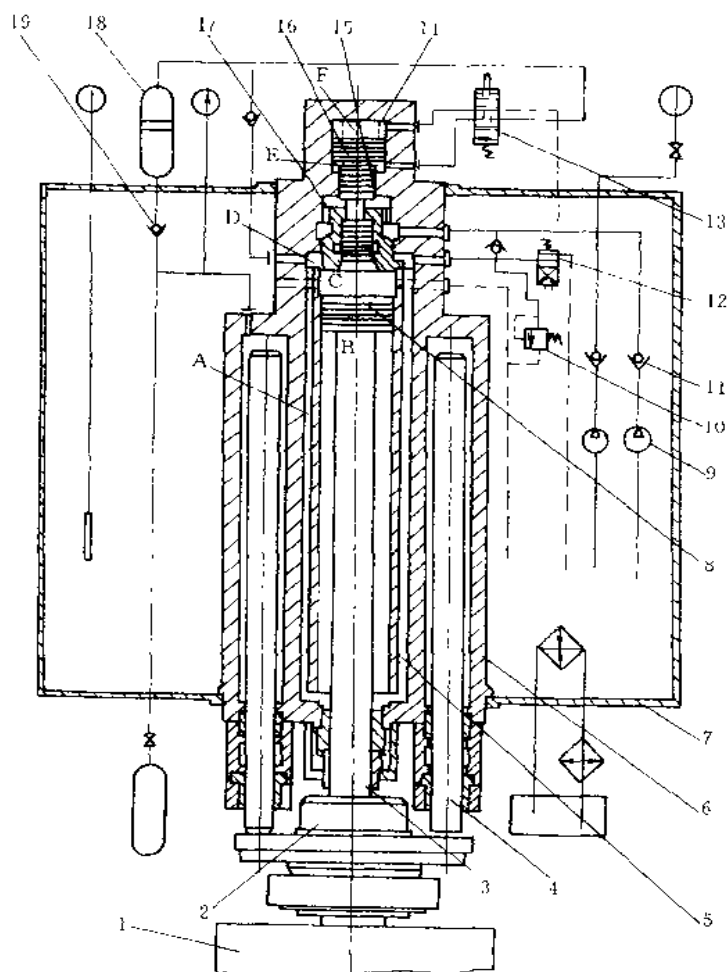


图 2-3-130 电液锤动力头原理  
 1—锤头；2—锤杆连接体；3—锤杆；  
 4—气动推杆；5—液压缸；6—气缸；  
 7—油箱；8—活塞；9—油泵；10—  
 安全阀；11—单向阀；12—慢降阀；  
 13—操纵滑阀；14—弹簧；15—循  
 环阀；16—活塞；17—主阀；  
 18—蓄能器；19—单向阀

图 2-3-129 和图 2-3-130 所示是西安重型机械研究所开发的 CYZ-G 型电液锤动力结构及其原理图。图 2-3-128 所示为 CYZ-G 型动力头改造的自由锻锤外形。图 2-3-130 中锤头 1 处于待打击状态，操纵滑阀 13、主阀 17 开启，活塞 8 下腔 B 的油快速排入上腔 C，锤头在重力和两侧气缸 6 内压缩气体膨胀共同做功进行打击；打击后，再操作滑阀 13，主阀 17 和循环阀 15 同时关闭，高压油进入 B 腔提升锤头，同时两气动推杆 4 压缩两气缸 6 中的气体蓄能，锤头重新回至待打击位置。操纵滑阀 13 还可使锤头在行程的任意高度进行打击，实现重击和轻击，也可使锤头停在任意高度。滑阀 12 控制锤头慢降，以满足靠模或某些锻造操作的要求。

它的特点是：1) 打击时，活塞下腔的油排入上腔而非排入油箱，解决了高速打击瞬间高的排油阻力问题，使锻锤效率显著提高。2) 打击时，作用于锤头的力主要是两侧气杆 4 的推力，而非靠锤杆活塞上腔的气压，在结构上将气缸和液压缸彻底分开，解决了油气互串问题，从而可采用较高气压和液压，提高锻锤的打击能量，保证了设备可靠性。3) 整个工作循环中，只有提升锤头 1 时液压系统才带压工作，其他过程和辅助等待时间油泵均处于卸载状态，有利于降低能耗和工作液体的温升。4) 控制液压系统加压和卸压的循环阀 12 是靠系统卸压空循环时 0.15MPa 的背压来动作的，不需要附加压力源。5) 气缸内的气体在提升锤头时压缩蓄能，打击时膨胀做功，反复作用不排放，气体的相对压缩比仅为 7%。气体在压缩或膨胀时压强、温度的变化很小，这不但增大了气体的膨胀功，也减少了压缩时的能量损失。6) 液压系统的功能元件高度集成化，排除了振动引起的管接头松动、断裂，同时也降低了流道阻力损失，提高了传动效率。7) 锤

杆与锤头连接采用了六个自由度的活动连接机构, 增设了压盘和缓冲垫, 这样可使锤杆在偏心锻造时免受弯曲力矩, 从而也减少了锤杆密封套和密封圈的磨损。打击时, 锤杆活塞 8 上端无压力, 也改善了锤杆受力状态, 提高了锤杆寿命。8) 采用多台泵集合直接传动方式, 大流量的油泵组能充分满足锻锤长时间连续高频重击的要求。当个别泵出现故障时也不会因此而停机。

## 10.2 用液压凿岩机代替气动凿岩机

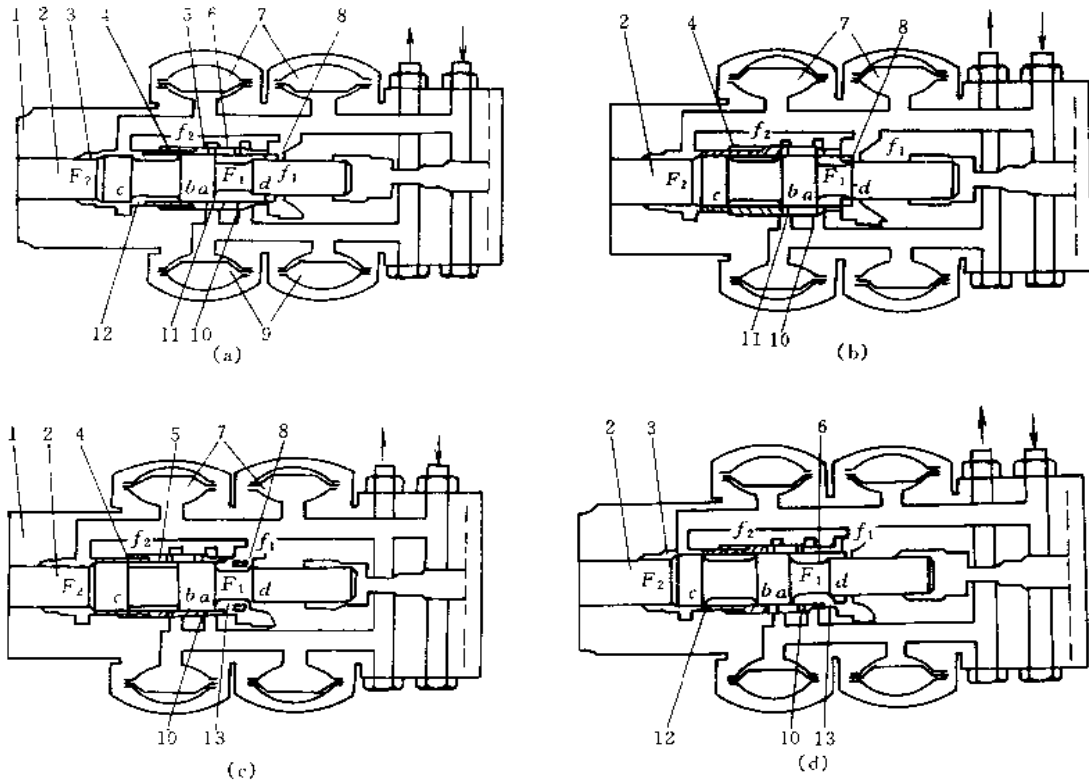


图 2-3-131 液压凿岩机工作原理图

1—液压缸; 2—活塞; 3—小腔; 4—配流室; 5—液动配流套; 6—大腔; 7—高压蓄能器; 8、10、11—油孔;  
9—低压蓄能器; 12、13—通道; a、b、c、d—活塞上三个凸肩的四个控制边;  $F_1$ —大腔有效  
受压面积,  $F_1=2F_2$ ;  $F_2$ —小腔有效受压面积;  $f_1$ —配流套 5 右端承受高压  
油的环形承压面积,  $f_1=0.5f_2$ ;  $f_2$ —配流套 5 左端在配流室 4 的有效承压面积

液压凿岩机比气动凿岩机的总效率提高二倍, 每分钟冲击次数提高一倍以上, 相同峰值应力的冲击功显著提高, 凿岩速度提高 2~3 倍, 寿命提高一倍, 能量消耗显著下降, 噪声减小 10dB, 并可避免在工作面上空气中产生油雾, 改善了操作人员的工作环境。而且, 液压凿岩机的适应性较好, 按照不同的岩石条件和工作条件改变液压压力和流量, 便可改变凿岩机的输出功率。

图 2-3-131 为一种阀套配流式液压凿岩机的冲击运动机构示意图。图 a 为活塞 2 处于最左端的情况。高压油从小腔 3 经控制边 c 打开的通道 12 流入配流室 4, 在  $f_2$  受压面上的液压力作用下, 配流套 5 被推向右端, 使液压缸大腔 6 经油孔 10 向回油管排油, 活塞 2 向右运动, 低压蓄能器 9 用来吸收回油管所受的液压冲击。图 b 所示为活塞 2 向右行至控制边 a 盖住油孔 10 时的情况, 控制边 d 打开油孔 8, 使压力脉冲得以泄出, 并由高压蓄能器 7 吸收; 同时, 控制边 b 打开油孔 11, 配流室 4 内的高压油被控制边 c 分隔开, 并经油孔 11 接通回油路。当配流室 4 的油压减小后, 套 5 右端面  $f_1$  受高压油的作用而左移, 从而关闭油孔 10; 同



时打开套 5 与缸体 1 间的通道 13, 如图 c 所示。此时, 活塞 2 已行至最右端, 高压油从油孔 8 和通道 13 同时进入液压缸大腔 6, 迫使差动缸活塞 2 由行程的最右端向左运动。这时, 高压蓄能器 7 辅助供油, 以加速活塞 2 向左猛烈冲击, 冲击作用在钎杆上。在活塞 2 向左冲击的过程中, 当控制边 c 打开液压缸小腔 3 到配流室 4 的通道 12 时, 如图 d 所示。这时, 套 5 在  $f_2$  面受高压油的作用下向右移, 而关闭通道 13, 切断大腔 6 的供油。同时套 5 上的孔 10 将大腔 6 和回油路沟通, 直到活塞 2 左冲到最左端, 达到图 a 所示的状态。此时, 活塞 2 立即返回, 重复上述过程, 周而复始的高频冲击钎杆。凿岩机的前部设有液压马达 (图上未示出), 驱使钎杆与钻头边旋转、边冲击岩层, 实现钻进。

### 10.3 利用回流水的位能获得清水的抽吸泵

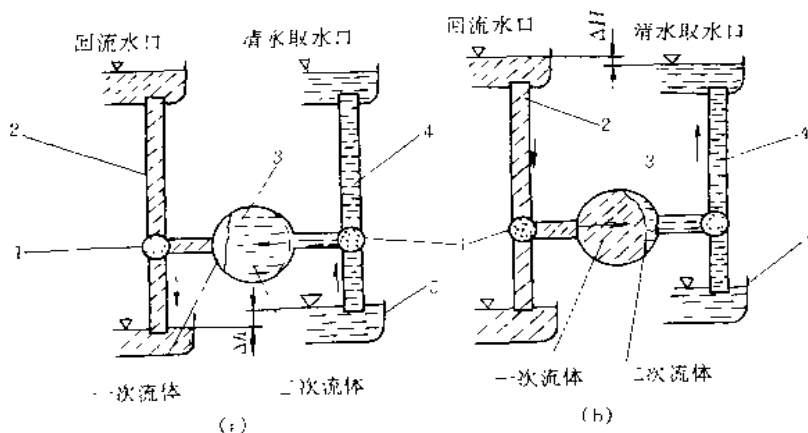


图 2-3-132 利用回流水位能的抽吸泵

1- 井; 2- 降水管; 3- 中间容器; 4- 升水管; 5- 井

随着用水量的增加, 矿井里会产生大量的回流水, 多数都不加利用就被排放到深井中。在某种情况下, 又必须用水泵从深井或其他深水源中抽吸清水。这是一种很大的能量浪费。为提升清水, 一般是利用回流水的能量来驱动发电机以产生电能, 然后再用电能来驱动水泵, 把清水提升到一定高度。

或用回流水来驱动水轮机, 由其带动水泵再提升清水。这两种方法的效率只有 40% - 60% 左右。

如果利用回流水的动能或位能的方法, 即所谓流体交换法, 可以明显地提高效率, 达到 85% - 90%, 在升高清水的过程中, 短缺的 10% - 15% 的能量是由其他装置供给。这种新方法是根据已知流体的转换原理, 利用一次流体 (回流水) 的位能来提升二次流体 (清水) 的问题。图 2-3-132 是按此方法设计出的原理图, 其实质是: 为提升二次流体而巧妙地利用虹吸作用。在吸排过程的吸水阶段, 将水送到比井高的中间容器 3 内 (图 a); 依靠连通器的作用 (一次流体的位能) 把二次流体从中间容器提升到取水口 (图 b)。

通过这样间隔交叉往返的两个阶段, 供给一定量的二次流体 (清水)。

同时, 这种方法不会使一次流体和二次流体产生混合, 其分界面是用隔膜隔开的。在降水管和升水管的管路中, 放入转换活栓。随着隔膜的动作, 活栓同时向下或向上交替启闭。

在这种装置中, 连通的中间容器高度要受到一定的限制, 即不能安置在超过二次流体的下取水槽内液位到虹吸顶的高度。

### 10.4 利用重力卸矿的侧底卸矿车

图 2-3-133 所示为井下运输采用的后底卸式和侧底卸式矿车。它代替原来的固定式矿车, 不但可连续装

矿, 而且利用重力后底或侧底卸矿, 既提高了生产率, 又大大减少了能量消耗。

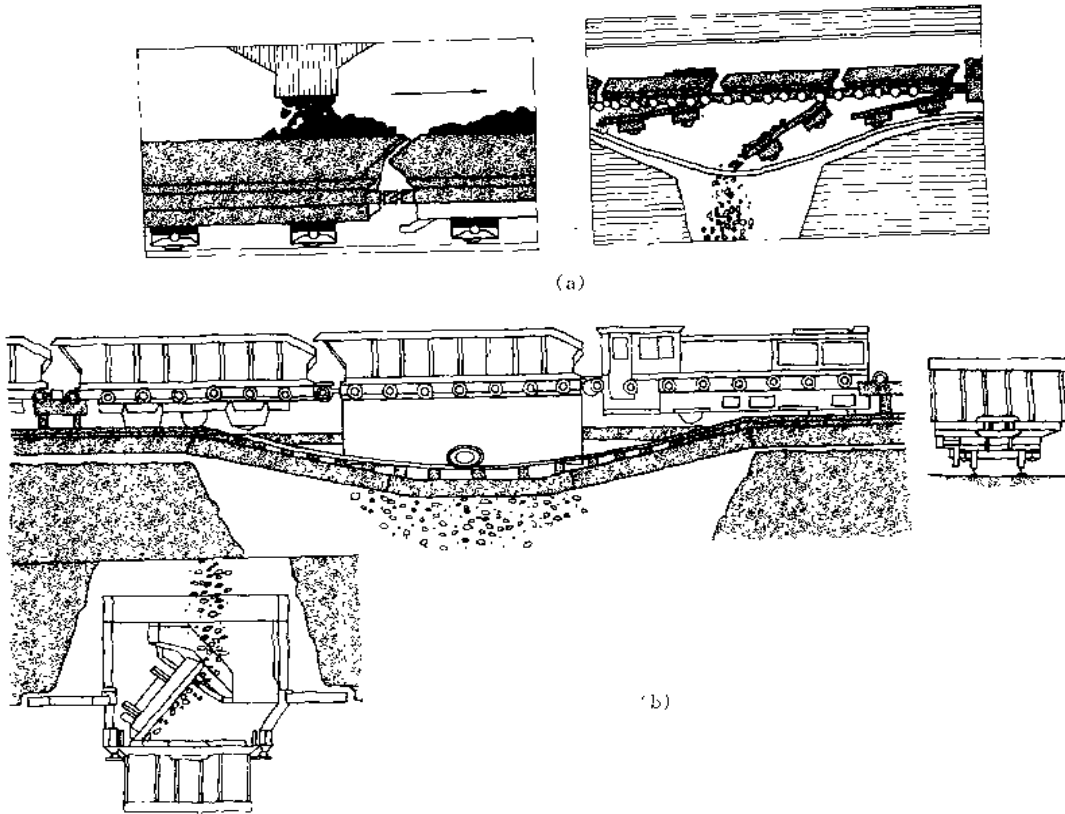


图 2-3-133 后底卸式 (a) 和侧底卸式 (b) 矿车

### 10.5 利用水锤的水锤泵

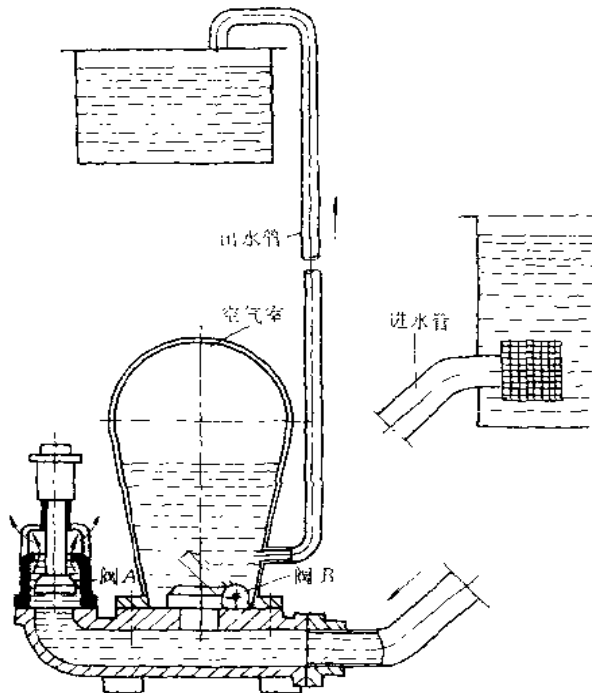


图 2-3-134 水锤泵示意图

水锤泵是利用流动中的水被突然制动时所产生的能量，将其中一部分水压升到一定高度的一种泵。图 2-3-134 所示为水锤泵的工作示意图。沿进水管向下流动的水流至单向阀 A（静重负载阀）附近时，水流冲力（只要流动速度足够大，就有足够的冲力）使阀迅速关闭。水流突然停止流动，水流的动能即转换成压力能，于是管内水的压力升高，将单向阀 B 冲开，一部分水即进入空气室中并沿出水管上升到一定的高度。随后，由于进水管中压力降低，阀 A 在静重作用下自动落下，恢复到开启状态。同时空气室中的压缩空气促使阀 B 关闭，整个过程遂又重复进行。利用水锤泵可以使进水管中流动的水大约 15% 压升到相当于 5 倍进水管落差的高度。水锤泵的效率为： $\eta = \epsilon \varphi$ 。式中  $\varphi$  为压升水流量与向下流动的工作水流量之比； $\epsilon$  为压升高加上出水管中损失水头与工作水落差之比。性能好的水锤泵效率可达 86%。进水管的安装倾斜度在 1:9—1:4 的范围内，以便使水流制动效果最好。水锤泵没有运动的工作元件，结构简单，而且不需要外部动

力源, 也无需专人看管。设计泵时须考虑泵构件的强度, 避免因水锤作用而破裂。

## 10.6 风力机械

### 10.6.1 风车

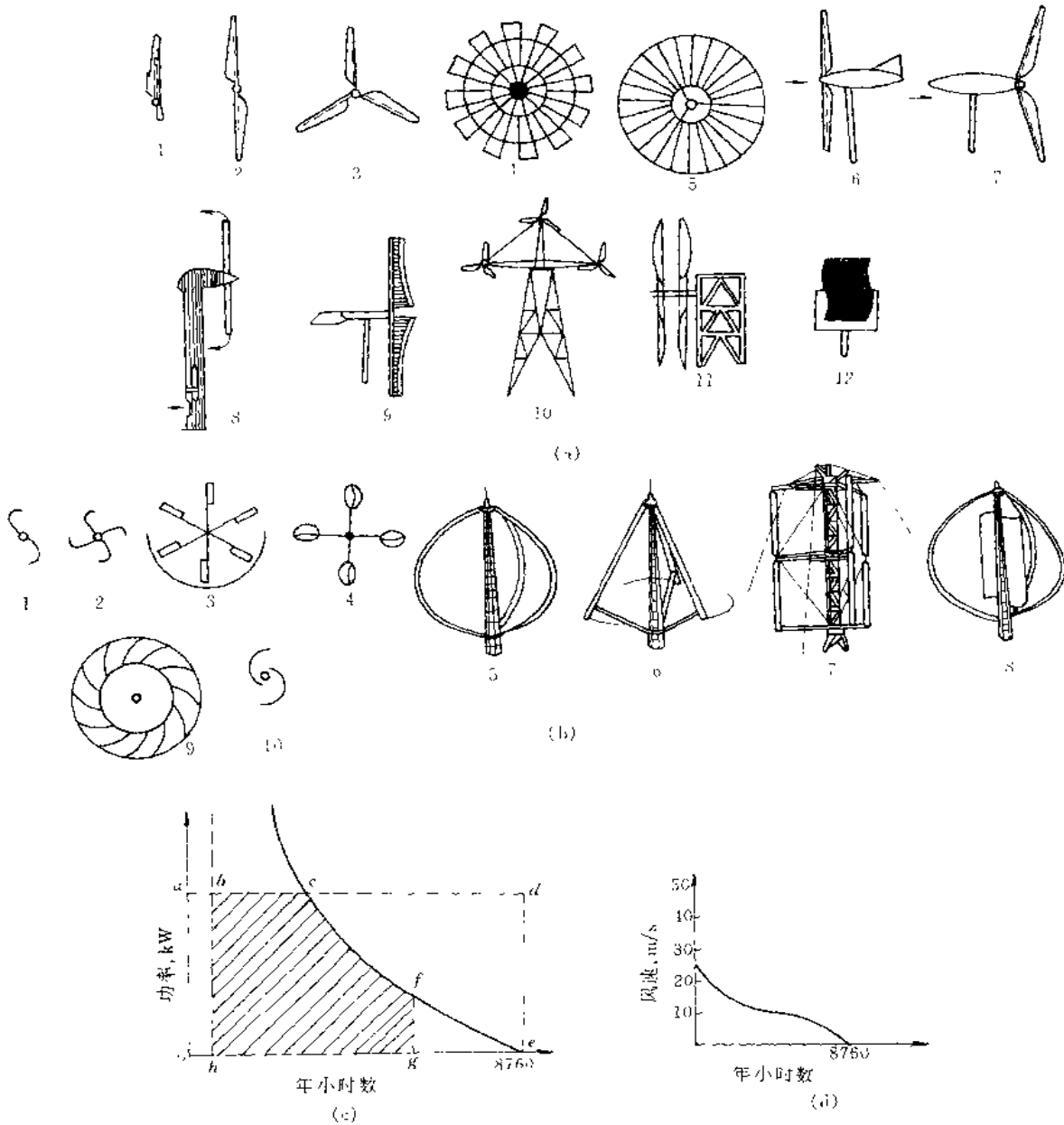


图 2-3-135 风车结构

(a) 水平轴结构; (b) 垂直轴结构; (c) 功率持续曲线; (d) 风速持续曲线

风车由风能接收装置、控制机构、传动系统和支承部件等组成, 现代风车还包括发电、蓄能等配套系统。风能接收装置是风力机的主要元件, 它在气流中产生不对称力, 以旋转、平移或摆动运动而发出机械功。风车大都按风能接收装置的结构形式和空间布置来分类, 一般分为平轴结构 (图 2-3-135a) 和垂直结构 (图 2-3-135b) 两类。

以风轮作为风能接收装置的常规风力机,按风轮转轴相对于气流方向的布置分为水平轴风轮式(转轴平行于气流方式)、侧风水平轴风轮式(转轴平行于地面,垂直于气流方向)和垂直轴风轮式(转轴同时垂直于地面和气流方向)。广义风力机还包括那些利用风力产生平移运动的装置,如风帆船和中国古代的加帆手推车等。

风的动能与风速的立方成正比。用  $v$  表示空气速度,用  $\rho$  表示密度,则单位时间内流过风轮扫掠面积  $A$  的空气质量  $m = \rho Av$ ,则空气动能为  $W = \frac{1}{2} mv^2 = \frac{1}{2} \rho Av^3$ 。由于气体的可压缩性,气体质点穿过风轮扫掠面——能量转换界面时,风速由  $v_1$  降为  $v_2$ ,即  $v_1 > v_2$ 。因自然风速  $v_1$  只能有一部分被利用,若以风能利用系数  $C_p$  表示利用程度,则可利用风能为  $W = C_p \left( \frac{1}{2} \rho Av_1^3 \right)$ ,其中  $C_p < 1$ 。根据气体动量理论推导出风能利用系数的最大可能值为  $C_{p\max} = \frac{16}{27}$  或 0.593,因此风轮输出功率与风轮的工作面积成正比。 $C_p$  取决于风轮和叶片的结构和工艺。旧式风车  $C_p \approx 0.10$ ,现代风力机  $C_p = 0.3 \sim 0.4$ ,最高达 0.5。另外,现代风力机在能量传输过程中大约还要损失 1/3 理论上应输出的功,则有效输出功为:

$$W_A = \frac{2}{3} \times \frac{16}{27} \left( \frac{1}{2} \rho Av^3 \right) \approx 0.2 \rho Av^3 \text{ 或 } W_A = 0.155 \rho D^2 v^3$$

式中  $D$  为风轮直径。

风力机的经济效益在很大程度上取决于安装地点的风力状态。通过气象测量可得到安装地点的一条风速持续曲线(图 2-3-135d)。图中横坐标为年小时数,总数为 8760 小时;纵坐标为风速。曲线上任意点都代表安装地点一年中出现超过此点风速的累计小时数。功率与风速的立方成正比,所以可由风速持续曲线得到一条与之类似的功率持续曲线(图 2-3-135c)。图中  $gfc$  三角区因风速太低,为不可利用区。 $g$  点对应的风速为 3m/s,此时有显著的功率输出。 $gf$  称为开始工作点。输出功率随风速增高逐渐增大,在  $c$  点风力机达到额定输出功率。当风速继续增高时,通过调节叶片桨距或采用其他方法可使功率输出稳定在额定值。 $b$  点对应的风速 27m/s 左右,为避免被风暴损坏,风力机在此点处应关机。功率曲线下的阴影面积  $befgh$  代表实际年输出能量。如果风力机全年满负荷运行,则  $adeo$  矩形面积代表全年输出的能量。 $befgh$  与  $adeo$  面积之比称为风力的年负载系数。将负载系数乘以 8760 就得到风力机一年中满负荷运行的当量小时数。

现代风力机的特点有:1) 提高了抗风暴能力;2) 采用玻璃纤维复合材料等轻质材料做风轮叶片;3) 提高了风能利用系数;4) 用微机控制,使风力机处于最佳运转状态;5) 风轮结构形式多样化,垂直风轮形式成为最有希望广泛应用的形式之一,它有  $\phi$  型、 $\Delta$  型、 $\gamma$  型和  $\diamond$  型等多种形式。它具有运转速度快、效率高和传动机构简单等优点,但需要辅助装置起动。还有其他新的形式,如旋涡集能式风力机,据估计这种系统的单机功率将是常规风力机的 100~1000 倍。

### 10.6.2 风力抽水机

图 2-3-136 所示为风力抽水机。它是利用风力的自由能量使风轮 1 旋转,带动驱动轴 3 和变速器 7,通过左右曲柄连杆 13 带动上平衡臂 6 和下平衡臂 10 作上下运动。上平衡臂 6 的前端是弧形泵杆导轨,用来导向位于平滑的上下槽中的垂直泵杆 4,与泵杆下部相连的是泵。上、下平衡臂带动泵杆上下往复运动,使泵杆底部缸内的滑阀通过管子将水提升到地面。这种风力机的特点是:

1) 在极低的风速下,一般为 5~8km/h 时就能有效地工作,比传统风力机要求开始风速超过 24km/h 时

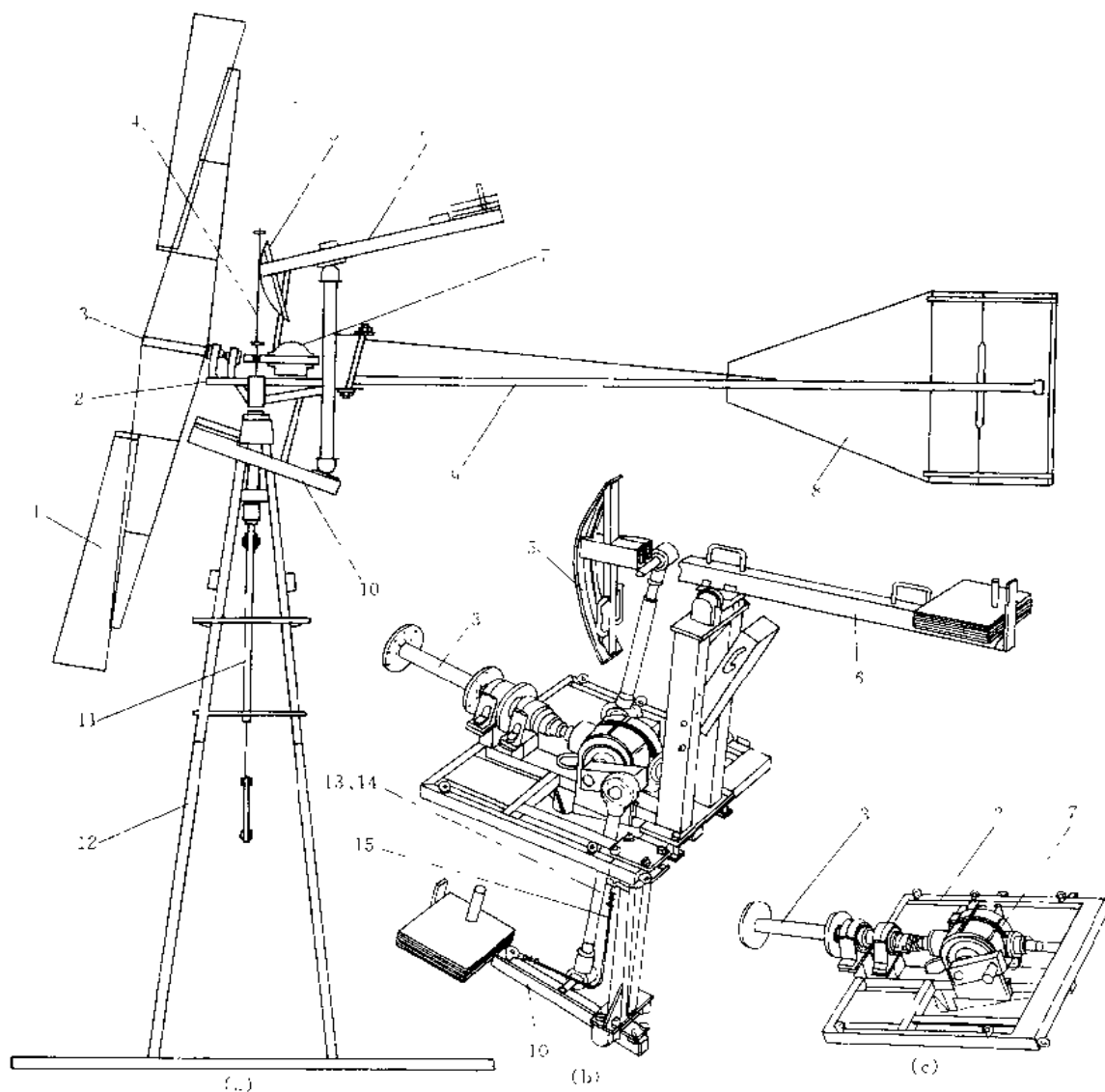


图 2-3-136 风力抽水机

- 1—风轮；2—主机座；3—驱动轴；4—泵杆（图 2-3-140）；5—弧形泵杆导轨；6—上平衡臂；  
7—变速箱；8—尾叶（图 2-3-143）；9—尾架（图 2-3-143）；10—下平衡臂；11—泵杆组  
件及风轮卷紧系统；12—塔架（图 2-3-144）；13—左右曲柄连杆；14—连杆吊臂  
轴承；15—下平衡臂停止钢绳（到位支撑钢绳）

才能工作，具有很大的适应范围。这一点是通过采用以平衡机构为主的多种措施，有效地释放能量来实现的。

2) 中间为不变传动，可根据深井或浅井的不同，使泵达到最佳输送效果。

3) 设有风力机保护机构。当风速超过 36~40km/h 时，风轮可以自动卷紧，即自动切断风源，防止破坏风力机。当风速下降时，能自动恢复正常工作。卷紧也能用人工操纵实现，这有利于维修或在季节变化时停车。旋转绞车设在风力机塔架的基架上。

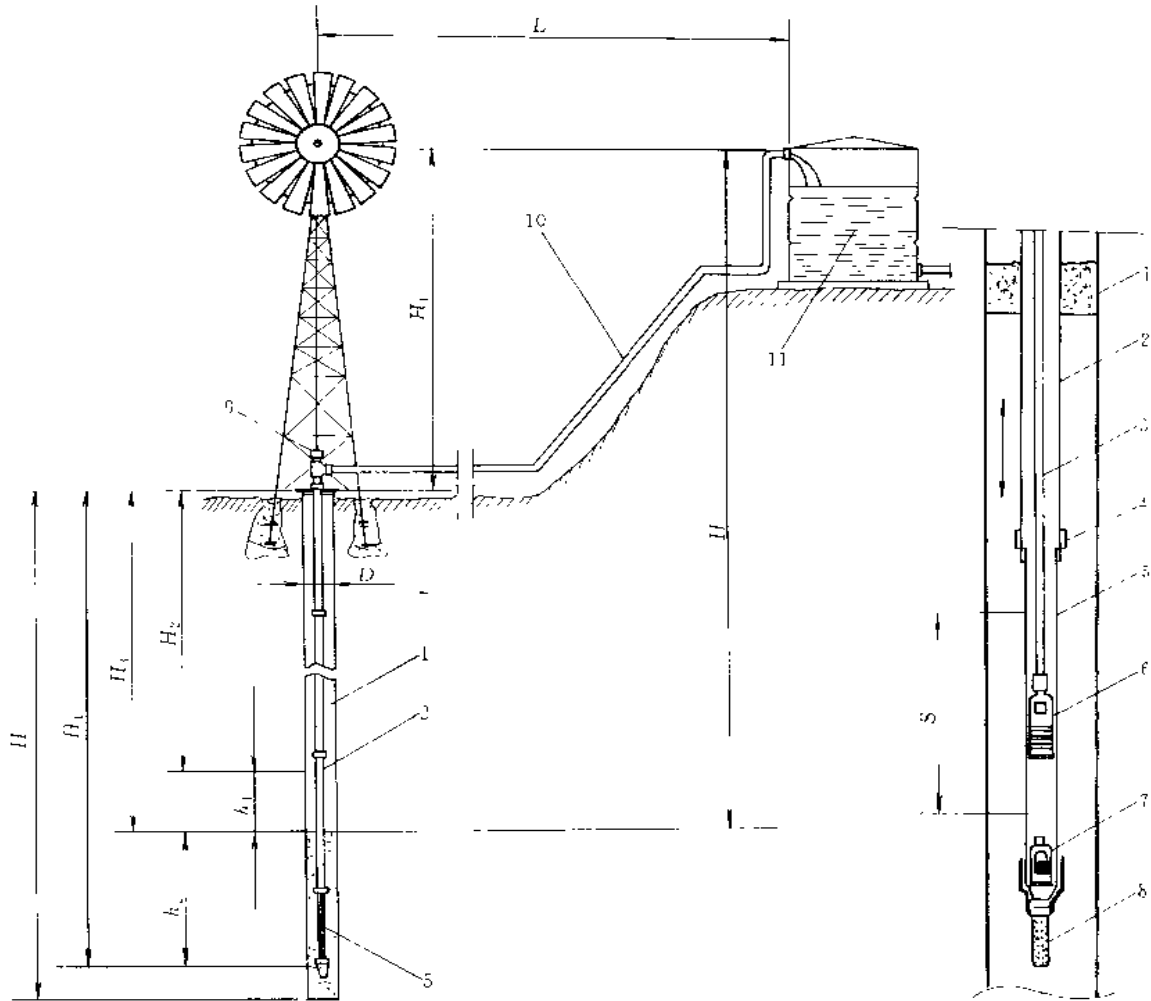


图 2-3-137 风力抽水机配置示意图

- 1—井壁；2—吊管；3—吸入杆（泵杆）；4—联管器；5—缸筒；6—滑阀（注塞阀）；7—底阀；  
8—过滤器；9—填料箱；10—水管；11—储水槽；L—水平距；H—总压头； $H_1$ —排放总压头； $H_2$ —静水位； $H_3$ —抽吸水位； $H_4$ —底阀安装深度； $H_5$ —井深； $k_1$ —吸入深度； $k_2$ —潜入深度；D—井径；S—注塞阀运动范围

图 2-3-137 所示为风力抽水机配置示意图。

图 2-3-138 所示为风力抽水机风的跟踪示意图。图 a 为风轮与风向垂直时的工作位置。风轮轴（主传动轴）4 与垂直支撑管（桅管）中心有一偏离距离，所以风轮中心在风向中变化，尾骨架摆动轴 2 在主传动轴的对侧面，与垂直支撑管也有一偏离距离。当风力对风轮的作用达到最有效的强度时（风速约为  $29 \sim 32 \text{ km/h}$ ），风轮绕支撑管旋转（如图 b），使风轮的受风作用面积减少一小部分，防止承受太大的风能和超速而造成风力抽水机塔架的破坏。尽管风轮的方向变化，风轮舵（尾翼）总是保持与风向平行。图 c 表示风轮轴线与尾骨架成  $90^\circ$ ，即轮子平行于风向时，是风轮处于全卷紧的位置，此时风轮转速接近于零。由于偏离垂直支撑管轴的尾骨架转轴的较少的偏斜，风轮在卷紧时，迫使尾骨架作弧形旋转。当风速减小时，重力又使风轮回到正常位置。

图 2-3-139 所示为风力抽水机风轮结构图。

图 2-3-140 所示为风力抽水机泵杆的安装示意图。图 a、b 为泵杆和拉紧器组件。图 c 表示将向上拉紧器固紧在泵杆小直径部分（距提升环约 48 英寸），并将向上拉紧器另一端钩在上平衡臂的弓形梁上方。同时在

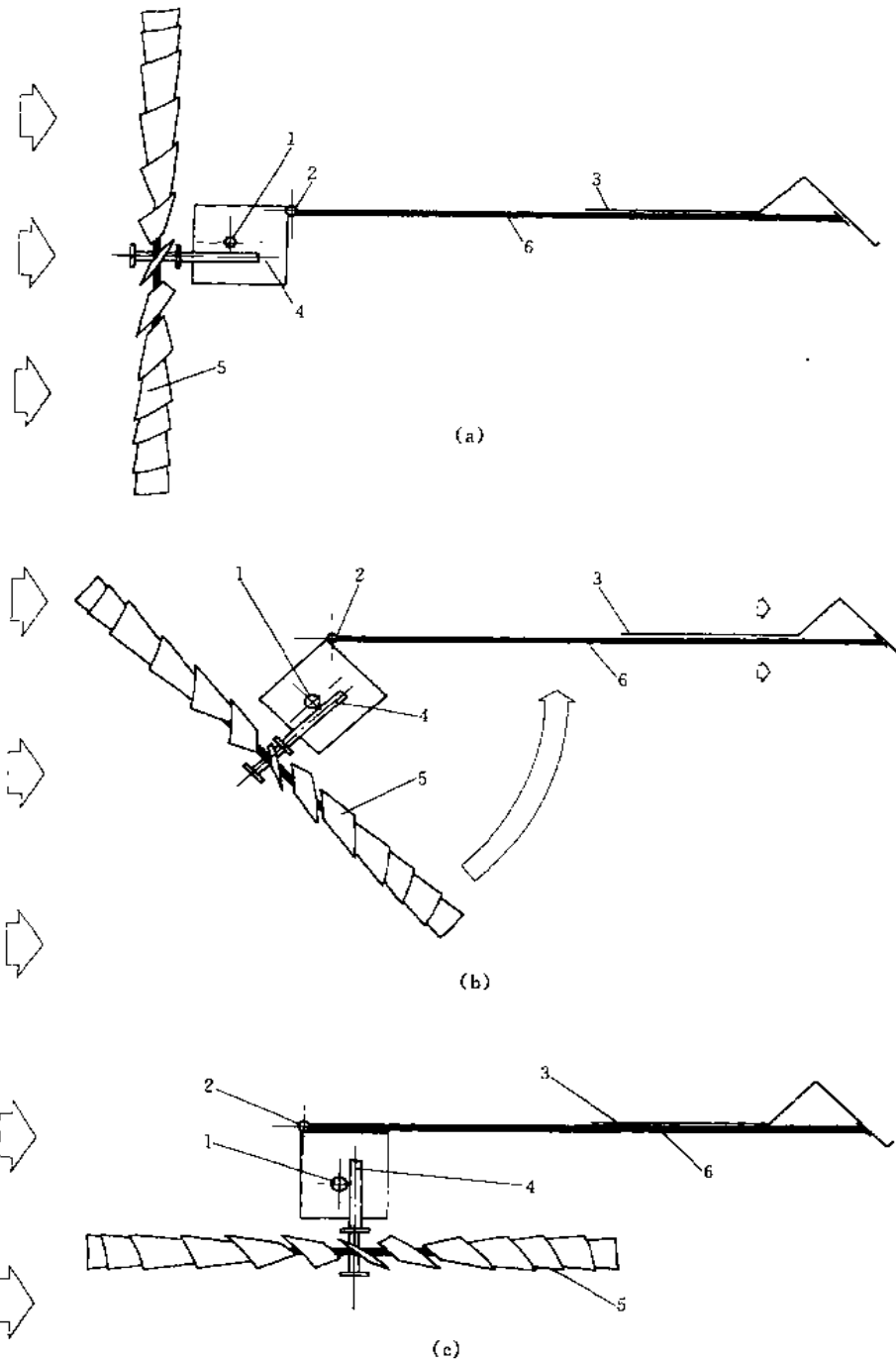


图 2-3-138 风力抽水机风的跟踪特点

1—桅管轴；2—尾管架摆动轴；3—风轮的保持平行风流方向；4—风轮轴；5—风轮；6—尾管架

泵杆提升环内穿上一根细索，通过卷紧管和支管，便可提升泵杆。图 d 表示滑动泵杆上方的向下拉紧器并钩在上平衡臂弓形梁下方，并尽可能拉紧拉紧器。用夹紧螺栓将向下拉紧器组件固紧在泵杆。应注意，向下拉紧钢绳必须安装在向上拉紧钢绳内（如图 b 所示），泵杆中心必须与垂直支撑管（桅管）中心一致。泵杆下端连接抽水泵。泵杆的旋转臂与泵杆的底部用螺纹联接并锁紧。

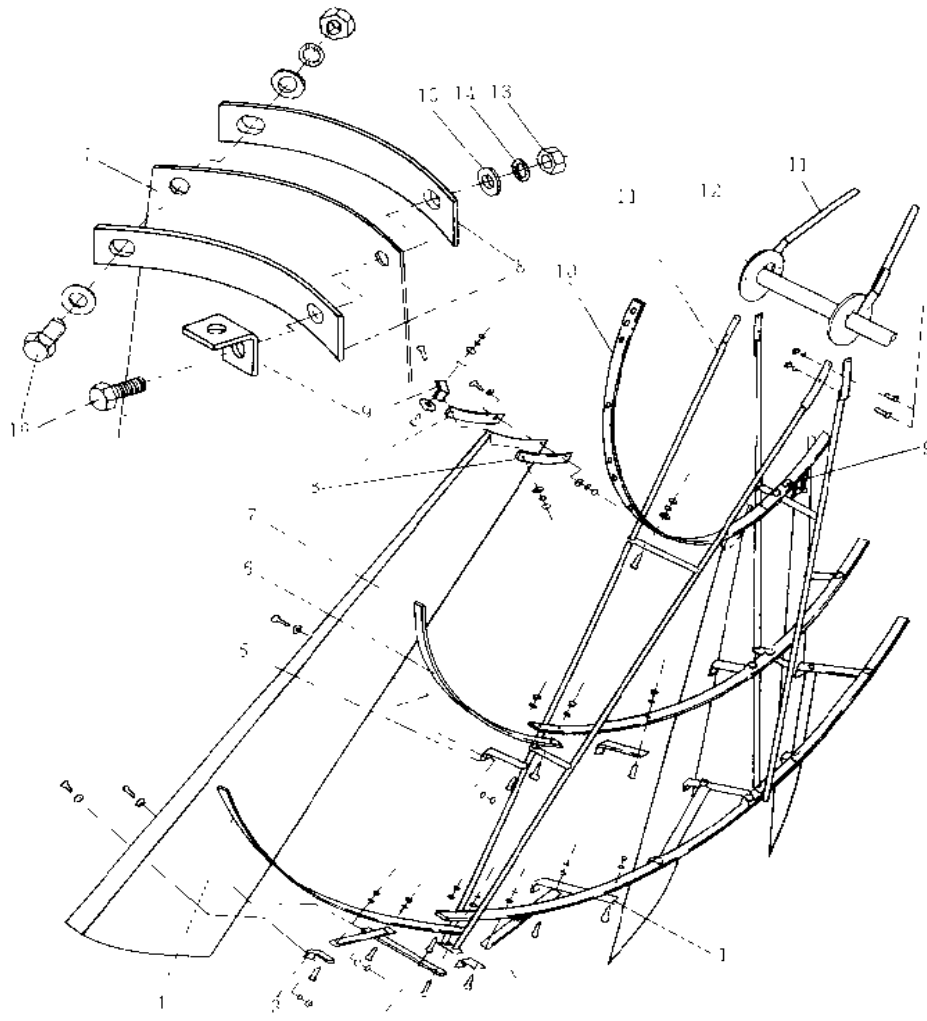


图 2-3-139 风轮

- 1—翼外端支撑杆；2—翼外端横撑；3—翼外端安装托架；4—外圈；5—中部支撑杆；6—中圈；  
7—风轮翼；8—翼端加强筋板；9—翼内端安装托架；10—内圈；11—风轮幅条焊接组件；  
12—风轮轴焊接组件；13—螺母；14—弹性垫圈；15—垫圈；16—六角螺栓

图 2-3-141 所示为风力抽水机泵杆组件及卷紧系统。当风力对风轮作用达到最有效的强度时，风轮及尾骨架在其风力产生的偏心力矩作用下如图 2-3-138 所示那样自动卷紧，避免塔架受破坏。平时收紧风轮可通过导引（手动或电动）钢绳 15，也可通过卷紧旋转接头组件 9、卷紧焊件 7 和卷紧链条 20，借助人力或电力依靠风轮和尾骨架产生对主管中的偏心力矩来收紧风轮。

为了使风力抽水机达到最佳性能，在上、下平衡杆上放置一定数量的平衡重，以保证机器的提升能力，最有效地满足系统的要求。平衡重一般设计为抽吸杆的总重加上被提升水量的一半，如果平衡重超过水负荷一半，则机器性能不好。平衡重分配方法如图 2-3-142 所示。

上、下部所需的平衡重根据缸的尺寸、总压头及抽吸杆的型式和长度来设计。上部平衡重设计成补偿抽吸杆的总重。为决定上臂所需的重量，必须知道吸杆总长，即从抽吸杆进入井的一点起，向下量到吸杆与滑阀的联接点，同时还要考虑吸杆的型式。下部平衡重设计成补偿提升水的重量的一半，水的重量由缸的大小和总压头（水的提升的垂直高度）来决定。总压头是从井内水平面到系统内水需被提升的最高点之间的距离。水平输送距离小于 400m 不予考虑，在计算中摩擦也不考虑。



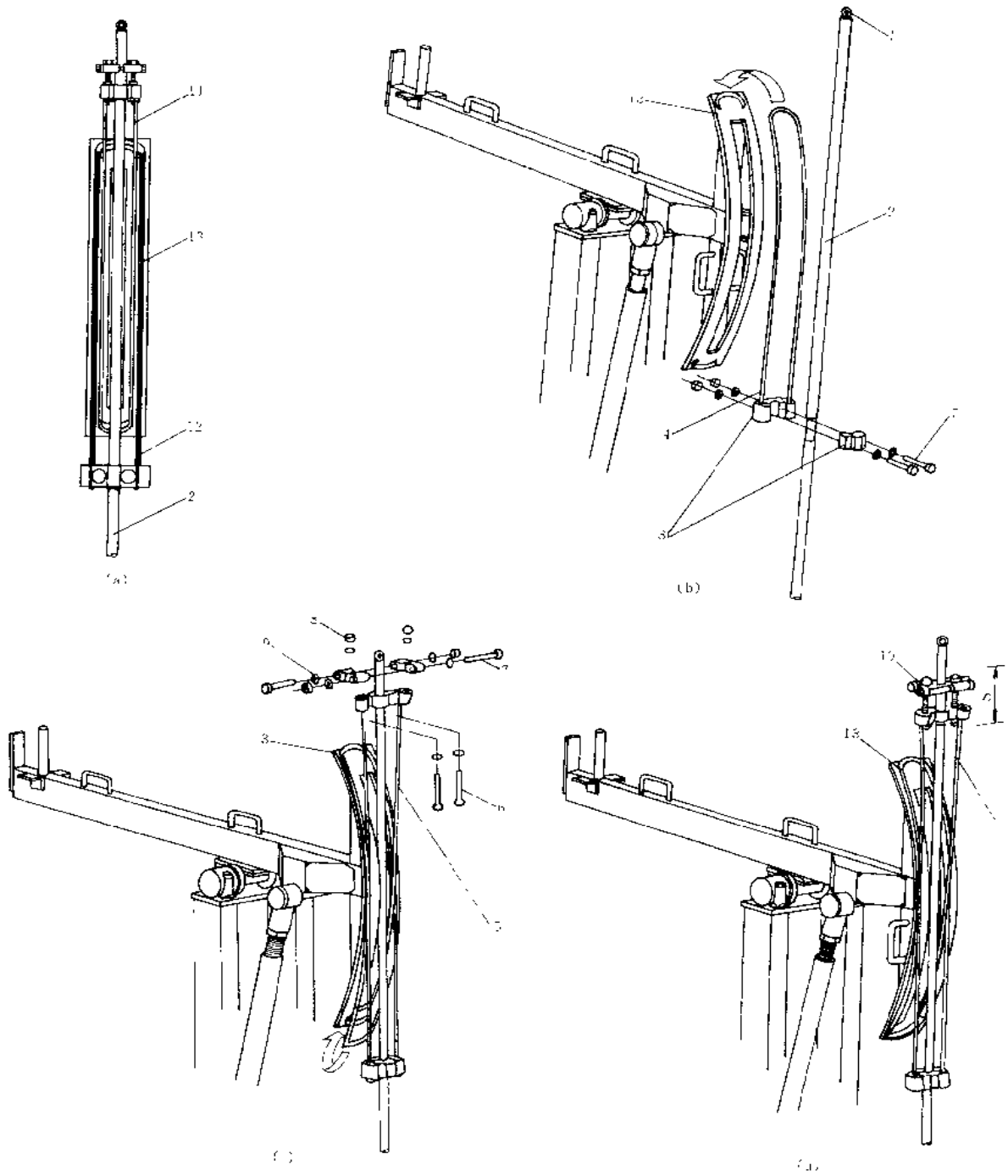


图 2-3-140 风力抽水机泵杆安装示意图

- 1—泵杆提升环；2—泵杆；3—拉紧器；4—向上拉紧器钢绳；5—向下拉紧器钢绳；  
 6—垂直（调节）螺栓；7—夹紧螺栓；8—螺母；9—弹性垫圈；10—调节螺栓座；  
 11—向下拉紧器组件；12—向上拉紧器组件；13—上平衡臂的弓形梁；  
 S—下拉紧钢绳的调节拉紧距离

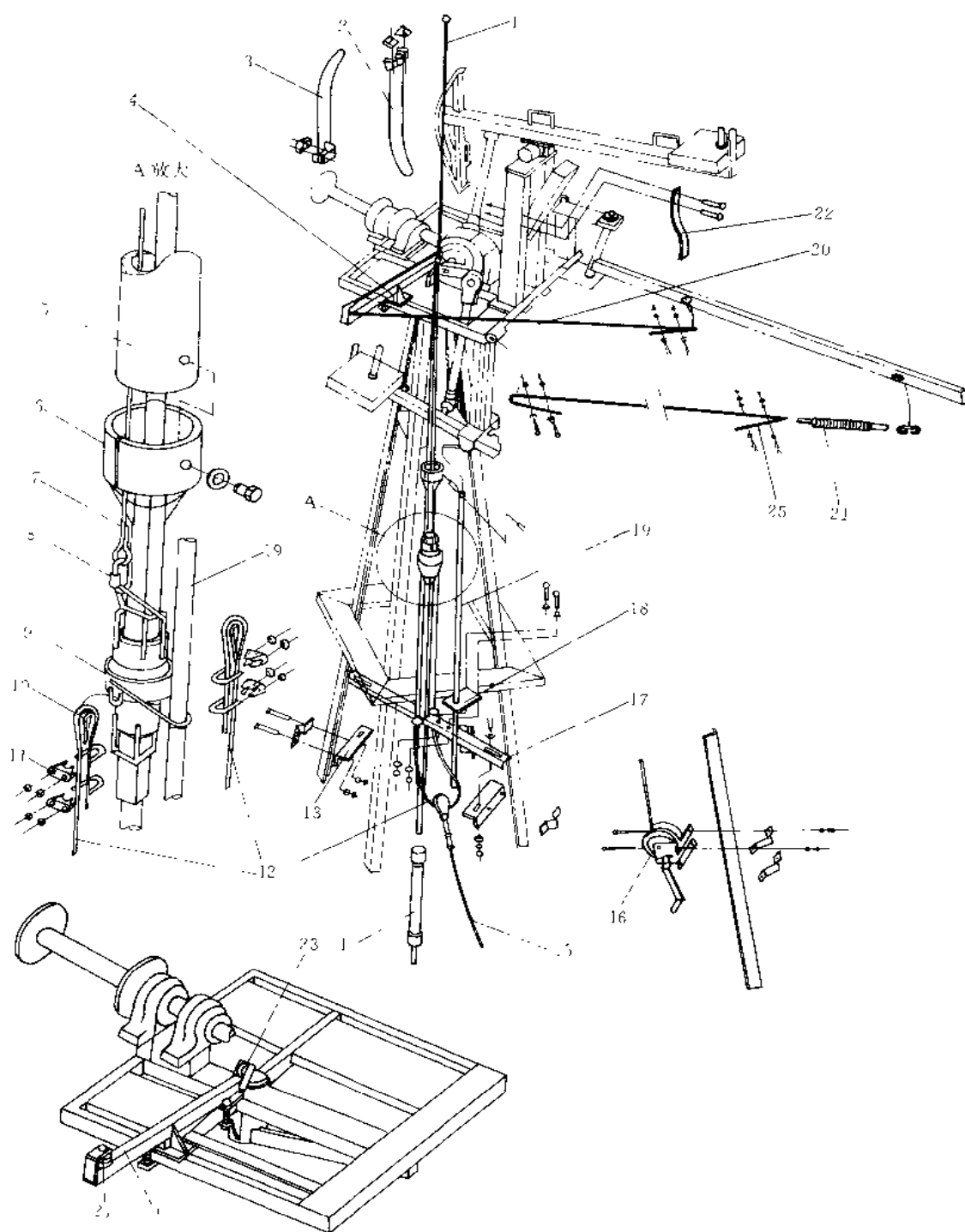


图 2 3-141 风力抽水机泵杆组件和卷紧系统

- 1—泵杆；2—下拉紧器组件；3—上拉紧器组件；4—卷紧链导向组件；5—主管焊件；6—导向管焊件；  
 7—卷紧焊件；8—连接链环；9—卷紧旋转接头组件；10—桃形环；11—钢绳卡箍；12—牵引钢绳；  
 13—支承托架；14—泵杆旋转接头组件；15—钢绳；16—手摇绞车组件；17—卷紧管支承槽钢；  
 18—导向板；19—校准杆；20—卷紧链条；21—缓冲弹簧；22—缓冲片簧；  
 23、24—导向链轮；25—缓冲链条

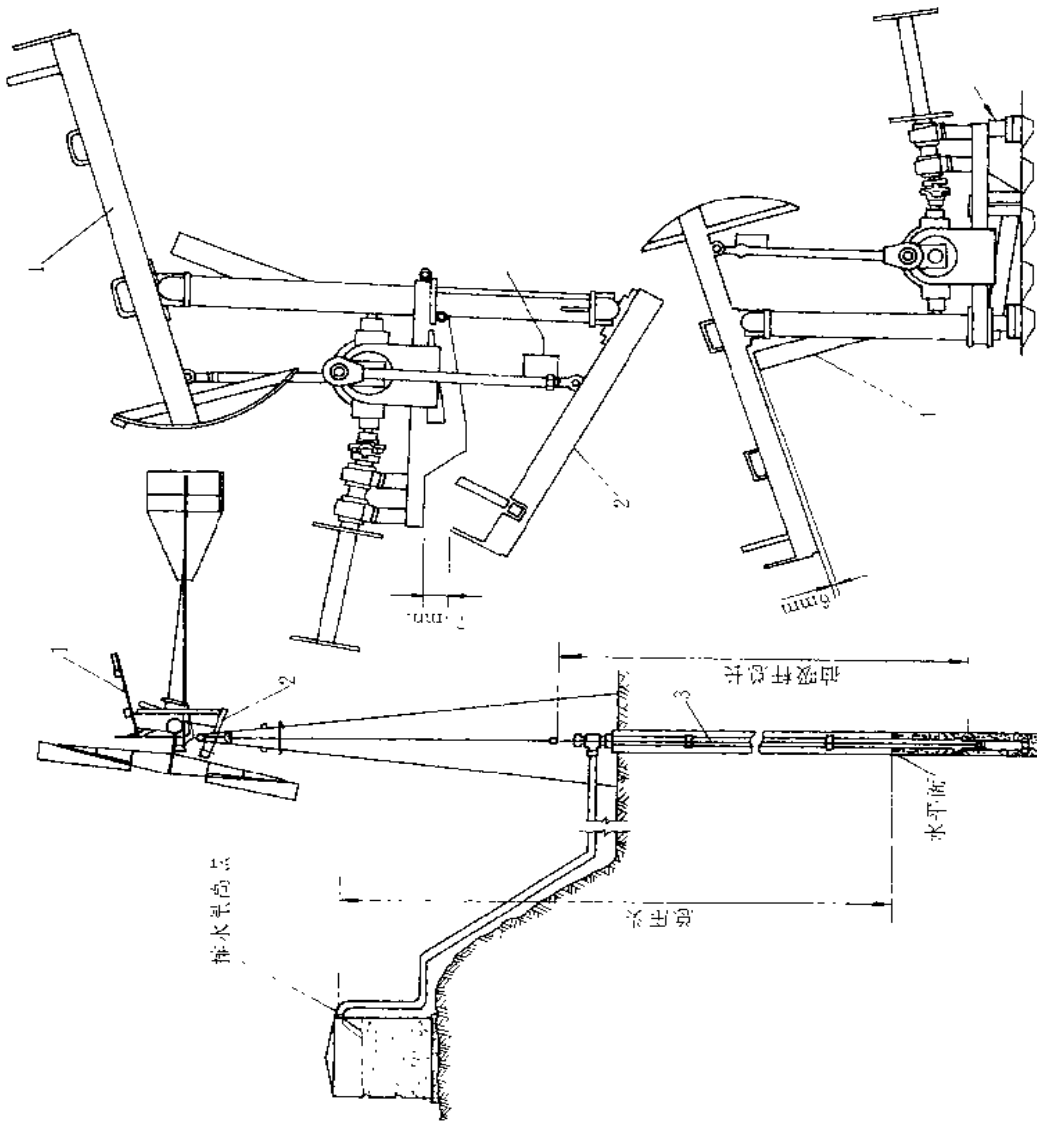


图 2-3-142 平衡重分配方法  
1—上平衡臂；2—卜平衡臂；3 抽吸杆；4—卜平衡臂止动器

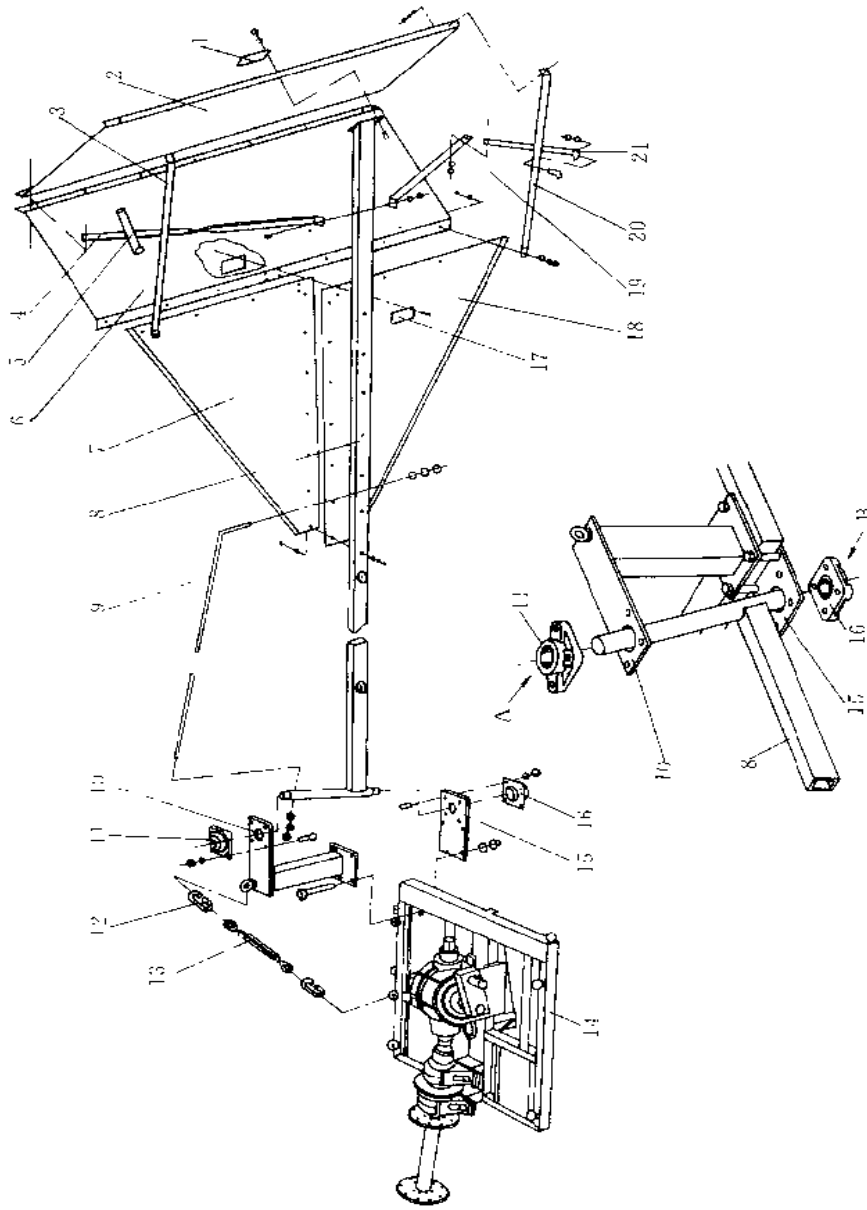


图 2-3-143 风力抽水机尾架及尾叶

- 1、17—夹板；2—后叶片；3—上水平叶片拉杆；4—叶片上斜拉杆；5—叶片上垂直拉杆；6—中叶片；7—前叶片；8—尾骨架；9—拉杆；10—尾骨架上法兰轴承；11—尾骨架下法兰轴承；12—连接链环；13—松紧螺套组件；14—主机座；15—尾骨架下法兰轴承；16—尾骨架下法兰轴承；18—下前叶片；19—叶片下斜拉杆；20—下水平叶片拉杆；21—叶片下垂直拉杆；A、B—安装油嘴

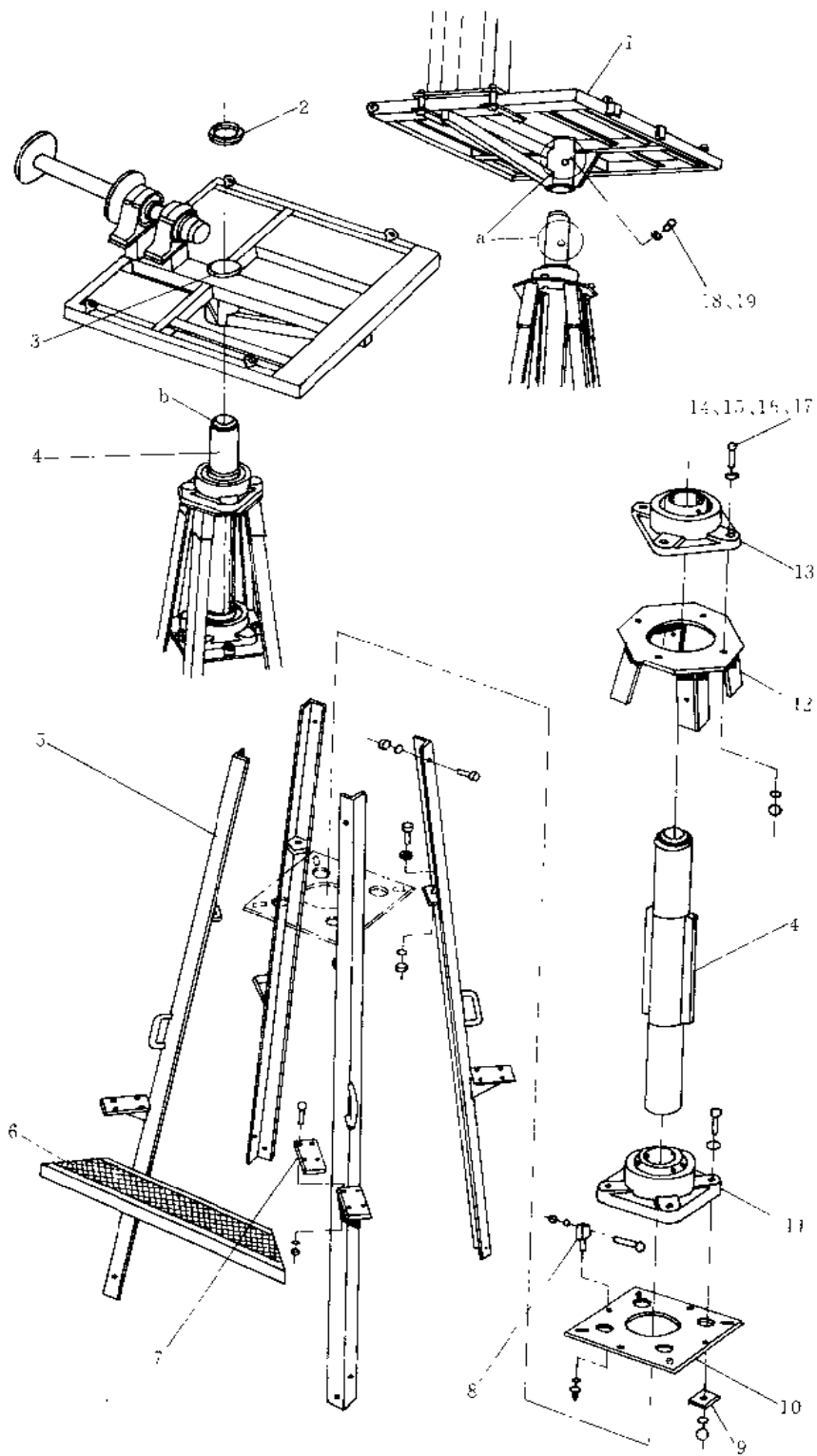


图 2.3-144 风力推  
水机塔架（顶部）

- 1—主机架；2—防松螺母；  
3—桅管套；4—桅管；5—  
角钢；6—防滑格栅木板；  
7—火板；8—螺栓支承；  
9—特殊垫圈；10—下轴承  
板；11—法兰轴承；12—顶  
部轴承托板架；13—法兰轴  
承；14—螺栓；15—垫圈；  
16—弹性垫圈；17—螺母；  
18—螺栓；19—弹性垫圈；  
a—安装时要确保主机架桅  
管套及桅管上这两孔对准中  
心；b—桅管螺纹部分用来  
安装防松螺母 2

## 10.6.3 风力发电机

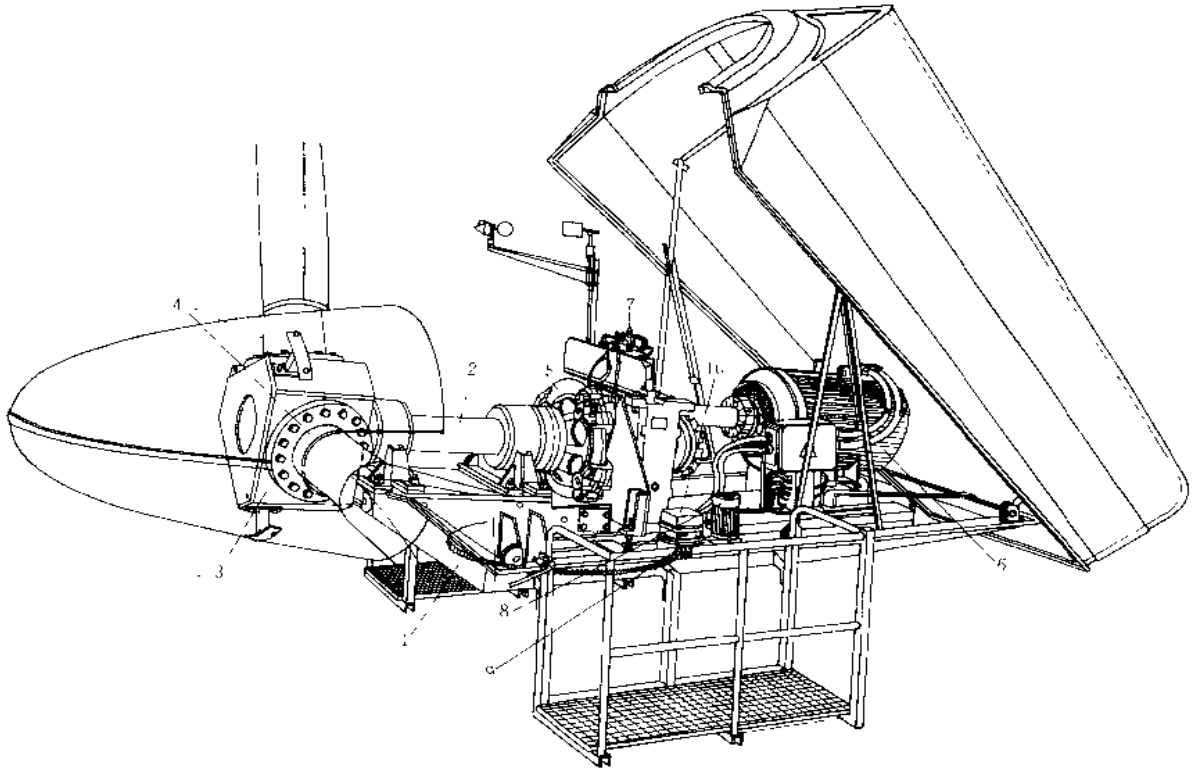


图 2-3-145 风力发电机简图

1—重型机架；2—主轴；3—（风）叶毂；4—风叶；5—盘形制动器；6—发电机；  
7—液压系统；8—偏转电动机；9—偏转环；10—偏转控制器

透平机安装在重型机座上，机座由管材和板材制成，这是为了使其平面内所有焊接点负荷最小。图 2-3-145 所示为风力发电机简图。锻造主轴 2 支承在两个球面滚柱轴承上，它们是分别单独安装的，轴承外壳和其托架是焊在一起的，这是为了吸收转子的径向力和轴向力。这个结构的特点是确保轴和轴承有一个较大的干油润滑面积，因此延长了无故障运行时间。风叶的叶毂用螺栓固定在主轴 2 上，风叶用螺栓固定在叶毂上。

带对开套筒夹紧联轴器的二速平行轴齿轮装在主轴后端。盘形制动器 5 装在低速主轴上，带 4 个液压盘形制动钳和没有石棉的制动缓冲垫。盘形制动器这样布置在主轴上，是确保制动时使齿轮箱所受冲击载荷最小。减速器输出轴借助了两个弹性联轴器驱动发电机 6。

液压系统 7 供给制动器需要的压力。偏转是由两台偏转电动机借助于两副蜗轮传动齿轮实现的，该蜗轮副安装在机座两边，它们和偏转环 9 啮合。这种方式均衡了载荷对齿轮间的冲击。偏转由一个电动风叶控制。透平机还可通过偏转控制器预防电缆扭转。

机座用尼龙环和球轴承从轴向和径向固紧安装在偏转平板上。偏转环用螺栓固定在井塔上。该风力发电机结构紧凑，可靠性高，便于保养维护，因此使用寿命长。

## 10.7 利用太阳能抽水的抽吸泵

图 2-3-146 是仅仅利用太阳能，几乎完全不需外部供给能量来进行抽水的装置。它由以太阳能作为热源的加热器和有压力调节阀的贮液槽组成。该装置按下列六个动作进行抽水：

- 1) 加热升压阶段：关闭阀  $V_1$ 、 $V_2$ 、 $V_3$ ，用太阳光来加热热交换物质，主槽内的空气被加热。槽内空气的温度、压力一起上升。
- 2) 等温降压阶段：打开漏泄阀  $V_1$ ，把槽内空气排放到大气中。这样，主槽内空气的温度不变，只是压力降低。
- 3) 冷却减压阶段：关闭漏泄阀  $V_1$ ，通过散热片冷却。这时主槽内空气的压力比大气压力低。
- 4) 吸入阶段：当打开吸入阀  $V_2$  时，水从水源被吸引上升。
- 5) 排出阶段：关闭吸入阀  $V_2$ ，打开漏泄阀  $V_1$  和排出阀  $V_3$ ，这样，水从主槽进入贮液槽。
- 6) 还原阶段：经过以上五个过程，抽吸过程结束，恢复到初期状态。

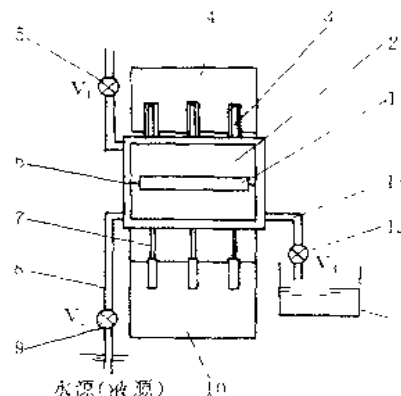


图 2-3-146 太阳能抽吸泵  
1—热交换体；2—主槽；3—散热片；  
4—绝热体；5—漏泄阀  $V_1$ ；6—主  
槽外壁；7—散热片；8—吸入管；  
9—吸入阀  $V_2$ ；10—绝热体；  
11—贮液槽；12—排出阀  $V_3$ ；  
13—排出管

## 11 改进工艺式加工设备

### 11.1 电路板的强对流重融焊机

重融焊机通过加热使电路板与板上元件间的焊膏内的焊料熔融，从而实现焊接。它既能确保要求的温度分布，提高焊接质量，又尽量顾及节约能源，降低运行成本。该设计是美国专利 5358166。

#### (1) 设计背景

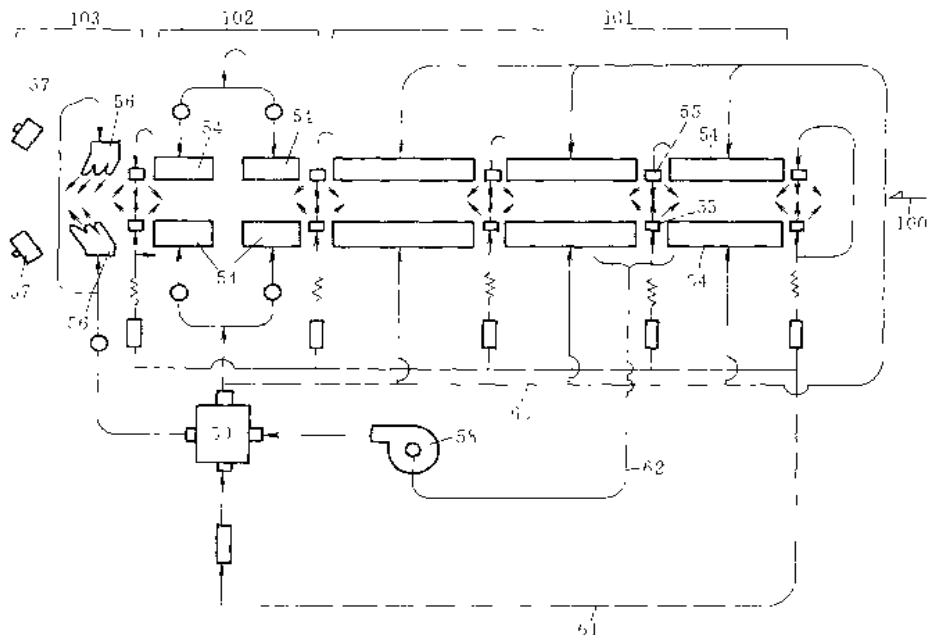


图 2-3-147 重融焊机设计示例

高密度表面安装电子电路板技术的发展, 焊膏内焊料颗粒粒度日益细化, 焊剂内固体物质成份日益减少, 过去的重融焊机不能适应新的情况, 由于焊料颗粒的氧化及焊膏焊剂活性成份不足而引起润湿不充分, 导致球珠焊点等缺陷。为此, 有必要采用保护气氛, 在焊机内提供氮气, 并设法确保温度分布合理, 减少低温死角。

图 2-3-147 是为适应新条件而采用的设计之一。氮气或其他惰性气体经管线 61 导入, 经喷嘴 55 进入机内各腔室; 同时, 经管线 60 通向各红外加热器, 加热后进入各腔室。腔室内的气体经管线 62, 再经过鼓风机 58 及热交换器 59 送向冷却喷嘴 56。工件电路板从入口 100 进入焊机, 经过预热区 101 及主加热区 102 实现焊接, 经冷却后送出。冷却区 103 内除装有冷风喷嘴外, 还有风扇 57。

该重融焊机存在以下缺点:

1) 惰性气体价格高, 需要尽量减少消耗量, 由此气流速度较低, 对流传导的作用较小, 辐射传导的重要性增加。但辐射效果受工件颜色影响, 工件不同部位的色彩差异导致温度分布差异。另外, 不同部位的热容量差异也导致温度差异。所以, 低温部位焊接质量缺乏保证。

2) 工件的情况及其运动位置对热气流有较大影响, 引起热流速度及工件温度的波动, 使焊接可靠性下降。若因此增加气流量, 提高气流速度, 则将增加气体消耗, 增加运行成本。

3) 实际运行中热气泄漏量较大, 既影响焊接温度, 又浪费能源。

(2) 强对流焊机设计方案之一

强对流焊机内设置较多鼓风机, 在各腔室形成环流, 大大提高了对流传导的作用, 还可减少惰性气体的消耗和机内热量的泄漏, 其结构如图 2-3-148 所示。

工件电路板从左侧入口 100 进入焊机, 在环形链条式传送器 44 上穿过预热腔 1 和 2、重融腔 4 及冷却腔 5, 从右侧送出。在邻近入口及出口处, 有迷宫式防泄漏结构 6 和 7。

(3) 强对流焊机方案之二

图 2-3-149 所示为强对流焊机另一设计方案。它有三个预热腔 1A、2A 及 3, 一个重融腔 4, 一个冷却腔 5, 适用于热容量大的工件。

(4) 强对流焊机的基本结构

红外加热器 15、18 及 37, 其中加热器 15 用于方案一的预热腔 1, 加热器 18 用于其他腔室, 加热器 37 用于重融腔 4 及方案二的预热腔 1A。

氮气经管线 51 和喷嘴 52 进入重融腔 4, 途中经过迷宫结构 7 内的盘管 41 及冷却腔 5 的盘管 40。重融腔 4 内富含氮气, 逐渐向前后各腔溢出, 其流量决定其他各腔的含氮率。

鼓风机 16 在各腔内形成环流, 温度传感器 19 装在鼓风机出口处, 温度控制器 20 根据温度信号指令功率调节器 21 改变加热器 18 的加热功率。

工件 43 在链条 44 上送进, 电机 47 经链轮 46 驱动链条 44 运动。

本焊机大部分功能部件都对布置, 在传送链条 44 的上方及下方各布置一套, 图中分别用附标 a、b 表示。

强对流焊机有以下结构特点:

1) 强化对流传热作用, 避免辐射导热而造成温度差异, 影响焊接效果。

2) 对流的气流由鼓风机产生, 不依赖供氮气流的微弱对流作用, 节约用氮; 并通过减少氮的溢出而减少热量流失, 节约能源。

3) 风机 16 的叶轮 48 宽度基本上等于腔室宽度 (见图 2-3-148), 使腔室内横向温度分布均匀。腔室内不布置导流片, 节约了能源, 降低了噪声。

4) 链条 44 上方与下方的加热器可以具有不同的加热功率, 使工件上部与下部的温度符合工艺要求, 避免不必要的热变形和功率消耗。



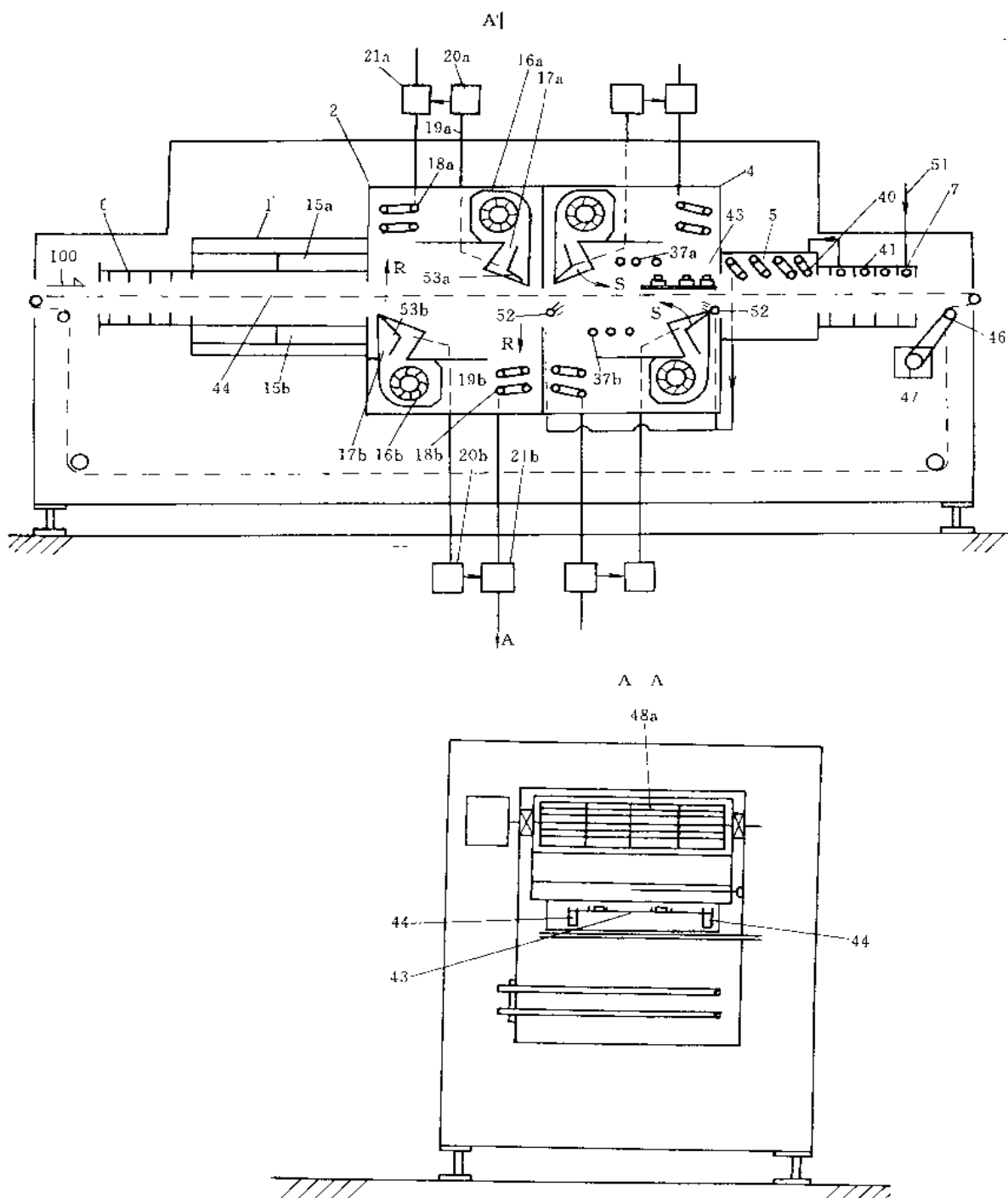


图 2-3-148 强对流焊机设计方案之一

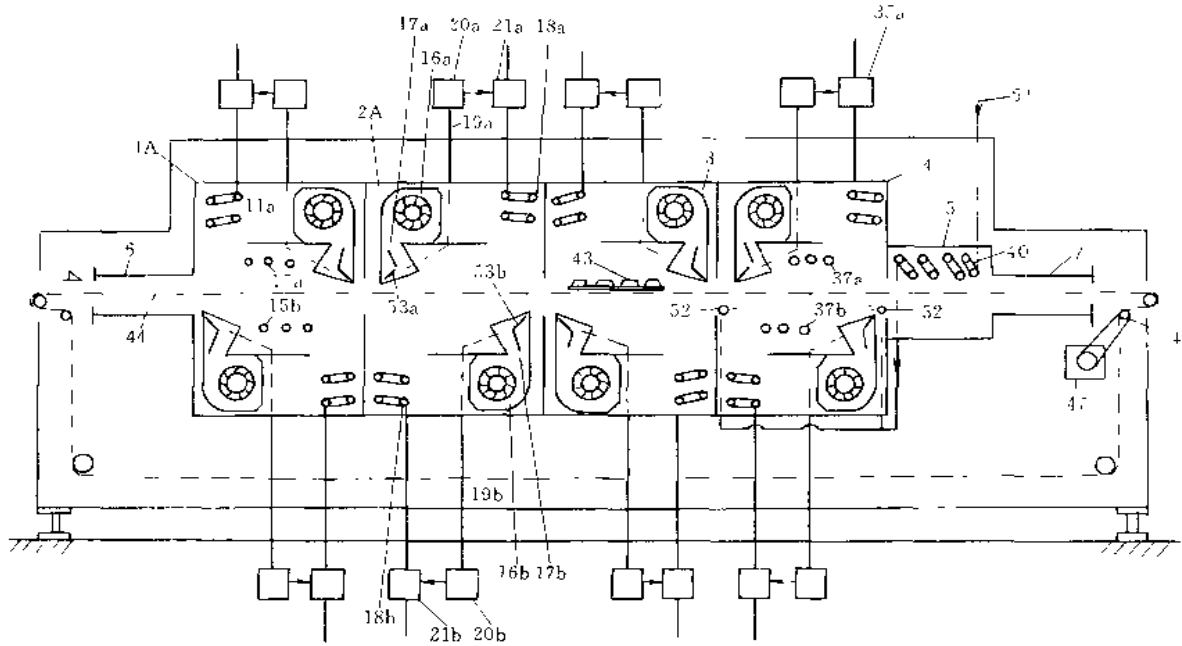


图 2-3-149 强对流设计方案之二

5) 鼓风机和加热器在每个腔室内均采用中心对称布置(对角布置),在相邻腔室之间均采用镜像对称布置(背靠背,对称于腔室间的分界面)。如此布置的效果是:当链条上没有电路板工作时,腔室内有方向为R的环流;当有工件时,方向为S,如图2-3-148所示。腔室之间的同向R气流有气帘效应,反向(背靠背)S向气流也具有抑制腔室之间气流进出的作用。这都有利于维持各腔室内的温度分布的稳定性,并节约能源。

6) 鼓风机出口的气流斜向吹向工件,气流有水平分量,冲刷电子元件周边,消除气流静区(死角),使工件温度分布均匀。即使在焊接多引线大尺寸元器件时,也能确保低处表面的焊接质量。

7) 风机16出口有分流结构17,分流结构中还可安装盖53。分流结构使气流状态更加符合要求。盖53可以选择在分流结构中的遮挡部位,改变其特性。不同腔室和不同工件特性可选择不同的分流及加盖结构。

8) 迷宫结构有利于节能。

9) 低温气源的氮气在盘管40及41处升温,使喷嘴52喷出的气流与腔室内原有气体之间的温差减小,有利于改善温度分布,并有利于节约能源。

以上5)~7)的设计均注重气流状态的改进。某些焊机,如日本专利JP-A-63-278668对此考虑欠妥,腔室间气流流量过大,工件产生的涡流效应未考虑,导致温度分布不良。

## 11.2 离心压缩机焊接隔板(扩压器和回流器)

离心压缩机的扩压器流道和回流器的流道和叶片,采用机械加工制造,提高了流道和叶片的几何精度和尺寸精度,降低了表面粗糙度,并减少了气流在扩压器和回流器中的流动损失和摩擦损失,提高了离心压缩机的效率。目前离心压缩机隔板(扩压器和回流器)由铸造

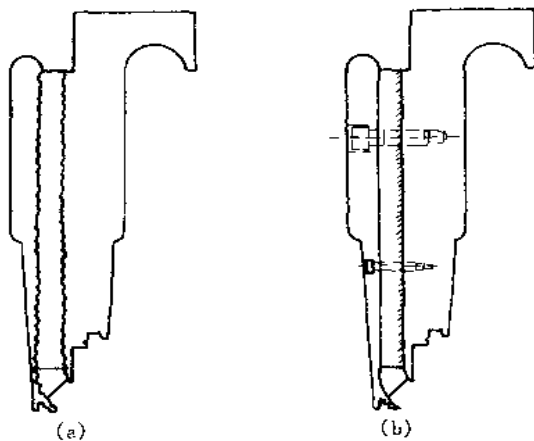


图 2-3-150 离心压缩机的隔板  
(a) 铸造隔板; (b) 焊接隔板

改为机械加工——焊接制造，见图 2-3-150。

## 12 几种新的节能方案

### 12.1 重量轻、体积小、能耗低的超导发电机

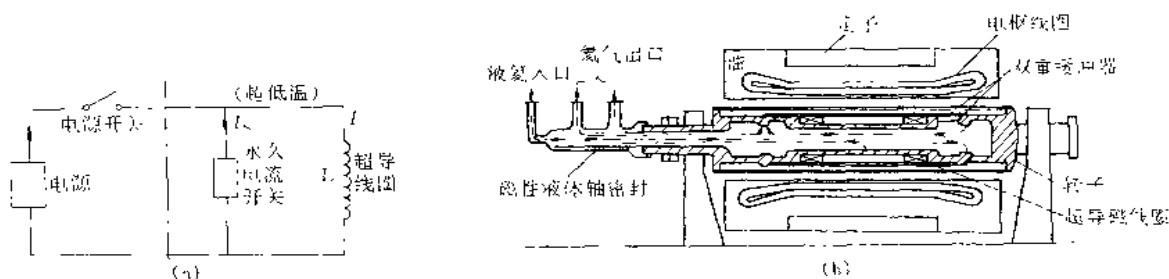


图 2-3-151 能耗低的超导发电机

一般金属冷却到低温时，电阻变小，高纯度的铜和铝在接近绝对零度（ $-273^{\circ}\text{C}$ ）时，其电阻是室温的  $1/100 \sim 1/1000$ 。所谓“超导材料”就是它具有同普通金属完全不同的特性，在某一温度（临界温度）以下，它的电阻会急剧降低到零。使用这种性质的超导材料，则能不耗电能通过大电流，产生强磁场。因为电流从闭合式超导线圈中流过时没有衰减，所以得到所谓的恒定电流。例如图 2-3-151a 所示回路中恒定电流在超导线圈内的运动过程。图中有个与超导线圈并联的开关，它就是以导通、切断加热源的动作来切换超导线圈，使之处于常导状态或超导状态的永久电流开关（超导线圈的周围设有加热源，导通加热源则加热超导线圈，产生电阻，切断加热源冷却超导线圈，电阻也就变为零）。激励这种线圈时，永久电流开关的加热源导通线圈变为常导状态。这时，超导线圈的电阻是零，因此，由自感  $L$ 、励磁速度  $dI/dt$  和开关的电阻  $R$ ，决定  $I = L/R \cdot dI/dt$ 。因只有一小部分电流能通过开关部分，故大部分电流就流入了线圈。若开关的电阻大、励磁速度慢，流经开关的电流就会变小。一旦线圈的电流达到了规定值，永久电流开关就会中止加热，同时永久电流开关就呈超导状态，电阻变为零。若减小电源电流，线圈中的电流则流过永久电流开关，最后当切断电源开关时，线圈中的电流就都流入恒定电流开关，此回路的电阻为零，从而实现了无电流衰减的永久电流状态。

这种超导现象被用于：1) 产生强磁场，例如至今最引人注目的磁流体发电、核反应堆、磁悬浮列车、电磁分离等的利用；2) 大电流输电；3) 超导元件等领域，对于节能和新能源开发具有重要的作用。

图 2-3-151b 是 6250kVA 超导电机的原理图。该电机转子使用超导线圈，是无铁芯式全新概念的发电机，与过去的同规格发电机相比，其重量是原来的  $1/3$ ，体积是原来的  $1/5$ ，而且还可节省燃料 25%。

### 12.2 不用风车的风力发电机

图 2-3-152 是应用电气流体力学 (EFD) 原理提出的不用风车的高效风力发电机方案。它由两组平行棒（电极）组成。其原理是：首先由胶质带电系统对其中一组吸引电极外加高电压，于是由带电系统所形成的单极性胶质粒子被风吹散，通过吸引电极，飞向接收电极。在这种场合接收电极的电压将依赖于负载和电流，不过带电粒子只有与空气中的中性粒子碰撞才能达到这样的高电位。由于运动的空气没有经过可动部件就直接产生了电力，这就构成了无风车高效风力发电机。图中的反馈控制系统起调整接收电极电压，恒定输出电压值，控制输出电流的作用。

这种风力发电机（电流体发电机）的可动部分就是由风来驱动的带电粒子，这时带电粒子的运动形式是从一个电极飞向另一电极，类似于电机的旋转。该发电机的特点是效率高，成本低，维修费用也低。这种初级电流体 (EFD) 发电机与理想的风车发

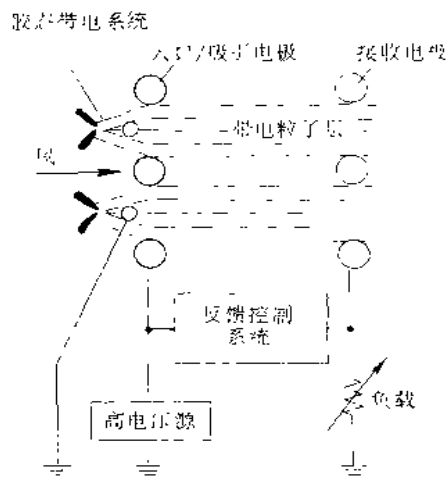


图 2-3-152 不用风车的风力发电机

电机相比,当风速在 31km/h 以下时,两者的特性基本相同,但随着风速的增加,电流体发电机的特性大体上与风速成正比而直线增加。

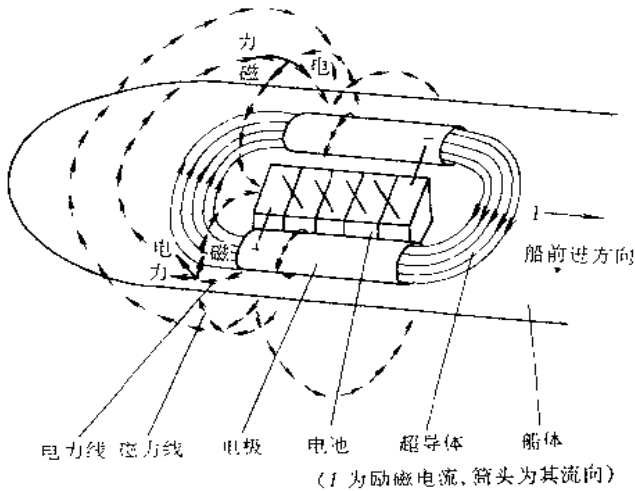


图 2-3-153 超导电磁推进船原理示意图

的大量特点是无需发动机和螺旋桨,行驶起来振动小、噪声低,而且能量损失小(可比同样吨位的其他船舶节省一半以上燃料),对环境也没有什么污染,因而被誉为“21 世纪的船”。

## 12.4 稀土类磁铁整流子的车轮

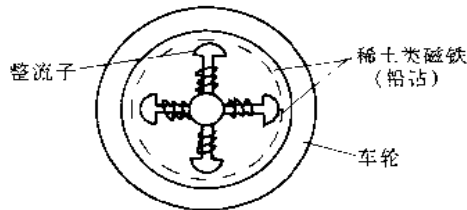


图 2-3-154 电动汽车用车轮马达工作原理

图 2-3-154 是一种将马达直接装在车轮上的电动汽车。普通马达内部是旋转的,而图示车轮马达内部则是固定的,四周是旋转的。这样马达产生的旋转能量即可不通过传动系统而直接传输到车轮上,从而减少了像一般汽车由一个马达驱动四个车轮方式的传动系统产生的能耗。

## 12.3 超导电磁推进船

以超导磁体作为行驶动力的新型船舶——超导电磁推进船,推进原理(图 2-3-153)应用了电磁学中的“左手定则”,即当电流通过与磁场成直角方向时,在两者的直角方向会产生一个电磁力。根据这一定则,利用具有超导电性的金属制成线圈,构成一个强大的超导磁铁,使之在船底附近形成磁场。与此同时,在船底两侧安装两个电极板,当电极板加上电压后,就有电流通过海水在两个电极板之间流过。这一电流与超导磁铁产生的磁场相互作用,就会凭借产生的电磁力将船底吸入的海水向后喷出,从而形成一股强大的推力,驱动船体向前行驶。

超导电磁推进船又被称为直线电动船,它的

## 第4章 小型化、轻量化结构

### 1 概 述

重量是衡量机械设备的一个重要指标,对于移动机械尤为重要。但重量不是唯一的指标,根据不同设备的功能要求,对重量也有不同的要求。例如,飞机和赛车之类机械,要求重量特别轻,因此成本也很高。而对于一般运输车辆就没有必要对其零、部件的重量过于苛求。又如,锻压机器,它必需适当加重机器的一些零、部件的重量,以便吸收冲击负荷。金属切削机床为了保证加工精度,应具有足够的强度、刚度和重量。铁路机车头则必须有足够的重量,以产生足够的粘着力。总之,在满足功能要求和优良性能的前提下,减轻机械设备重量是今后机械设计的发展趋势。而对于音像、家电及办公自动化等产品,则要求小型化、轻量化。

表2-4-1~表2-4-7列出了目前国内外几种设备(可认为是比较先进合理的)的重量指标。随着技术的发展,这些指标还将有所变化。

表 2-4-1 几种汽车的重量利用系数 K

类 型		K = 载重量 Q / 自重 P	类 型		载重量, t	K = Q / P
货 车	轻	0.8~1.1	国 产 载 货 车 ( 根 据 国 家 产 品 目 录 统 计 )	重型载货汽车(柴油机驱动)	8~15	0.96~1.44
	中	1.35		中型载货汽车	1~3	0.56~1.0
	重	>1.5		微型载货汽车	0.5~0.6	0.61~0.92
轿 、 客 车		K = 自重 P / 乘人数 N		微型载货汽车	0.35	0.35
	轻型轿车	200		重型自卸汽车	7~19.6	0.85~1.56
	中型轿车	180~250		中型自卸汽车	6	1.17
	人型轿车	290		中型自卸汽车	4.5~5	0.82~1.08
	30座以下的客车	160		轻型自卸汽车	0.5~1.8	0.54~0.72
	60座以下的客车	65~120		矿用自卸汽车	20~108	1.22~1.44

表 2-4-2 露天矿用汽车重量指标 (载重 77t)

公司及型号	美·卡特彼勒 777 B	Fekex 33-11D	日·小松 HD 785	美 Encla R 858
发动机功率, kW/r/min	686/1750	671/2100	783/2100	690/2100
空车总重, kg	58.514	59.775	60.400	62.080
车辆总重, kg	142.884	136.885	138.455	147.420
载重量/空车总重	1.44	1.29	1.29	1.37

表 2-4-3 液压履带底卸式挖掘机的重量指标 (1994 年资料)

公 司	德 DEMAG	日 小松	德 LIEBHERR	德 08K	日 日立
型号	111355	PC 1600-1	R 992	RH 75C	
铲斗容量, m <sup>3</sup>	9.5	9.5	8.6	8.0	10.3~14.5
操作重量, t	135	162	136	120	177
最大输出功率, kW	597	604	597	417	746
最大卸载伸出半径, m	5.1	7.14	6.0	7.0	6.9
最大卸载高度, m	9.5	10.2	10.0	8.5	10.4

续表

公 司		德 DEMAG	日 小松	德 LIEBHERR	德 08K	日 日立
爆发力,	kN	600	716	588	600	667
最大挖掘半径,	m	11.5	13.14	11.5	11.5	13.4
单位斗容折算重量,	t/m <sup>3</sup>	14.2	17.0	15.8	15	12.2~17.2
单位斗容折算功率,	kW/m <sup>3</sup>	62.8	63.6	69.4	52.1	72.4~51.4
单位功率折算重量,	kg/kW	226	268	228	288	237
美国卡特彼勒公司						
		正 铲		反 铲		
铲斗容积,	m <sup>3</sup>	1		3.3~3.8		1~3.3
单位斗容重量,	t/m <sup>3</sup>	18~20.3		17.4~19.5		13.6~21.4
单位功率重量,	kg/kW	168~227		224~241		200~230

注:从表中可以看出国外几家主要的大型液压铲的操作重量大约为14~17t/m<sup>3</sup>斗容,指标高的,则爆发力较大,最大卸载高度较大。

表 2-4-4 推土机的重量指标 (1994 年资料)

公司 型号		日本小松 D 375A-2	美·卡特彼勒 D 10N	附 注
推土刀重,	kg	10180	9978	据对卡特彼勒履带式推土机各种规格、型号统计,每千瓦功率配备的机器重量为126~169kg。对于该公司生产的对土压力为低压的履带式推土机,该指标为132~173kg/kW;对于农业拖拉机(小型的)则为96~156kg/kW
飞轮功率,	kW	391	388	
燃油耗率,	g/(kW·h)	215	231	
操作重量,	t	60.65	70.4	
单位功率重量,	kg/kW	155	181	

表 2-4-5 装载机重量指标

国 别	制造厂家	型 号	堆装容积 m <sup>3</sup>	平装容积 m <sup>3</sup>	飞轮功率 kW	操作重量 kg	单位堆装容积 重量, t/m <sup>3</sup>	平装重量 t/m <sup>3</sup>
日本	三菱	P 66F	3.5	2.9	164	20.834	5.95	
瑞典	VME Zentmet Sales AB	VOLVO BML 150	3.5	2.8	170	21.770	6.22	
韩国	Hyundai	HL 35	3.5	3.0	187	20.930	5.98	
日本	川崎重工	85 Z/V	3.2	2.7	158	19.150	5.98	
日本	小松	WA 420 1	3.1	2.6	152	18.670	6.02	
韩国	Samsung Co.	SL 250	3.5	3.0	191	20.630	5.89	
日本	日立建机	LX 200	3.1	2.7	179	21.250	6.85	
日本	古河	FL 330 1	3.0	2.6	162	19.595	6.53	
中国	宜春机械公司	ZL 60	3.1	2.7	155	20.000	6.45	
美国	卡特彼勒	斗容	单位斗容机器重量, t/m <sup>3</sup>					
		6.3m <sup>3</sup> 及以下	4.9~8.2					
		10m <sup>3</sup> 及以上	8.7~9.0					
		特种需要	16~17					

表 2-4-6 车床自重系数 (根据我国 90 年代车床产品统计)

		单位功率自重系数 $\alpha$ , kg/kW		注
普通卧式车床	一般	270~400		
单轴转塔自动车床		260~370 (450)		①
精密车床		210~580		②
精密高速车床		230~340		
四轴车床		140~160		③
数控程序车床		110~480		④

① 车床未改变仅功率改小,因而 $\alpha$ 值出现450。

② 同样功率而工件加长,车床床身也加长,单位功率的自重系数就加大。

③ 功率较大,故 $\alpha$ 值较小。

④ 根据控制系统不同, $\alpha$ 值的变化较大。

对照我国 70 年代车床的产品及苏联 50 年代的资料, 除个别车床的重量系数有所降低外,  $\alpha$  值基本上仍在上述的范围内。如苏联 50 年代提供的统计资料, 中型车床的单位功率的重量系数为 250~270, kg/kW, 自动和半自动车床的  $\alpha$  值为 450~460kg/kW。

表 2-4-7 内燃机的重量指标

固 定 式 内 燃 机	内燃机种类		升重量 $G_v$ kg/L		单位功率重 · 比功率重量 $G_p$ kg/kW		比功率重量 $G_s$ kg/kW <sup>1.5</sup>		单位体积重 量 $G_{sv}$ kg/m <sup>3</sup>		比容积 $V_v$ m <sup>3</sup> /L	
固 定 式 内 燃 机	四冲程大型煤气机		85~120		100~130		0.60~0.80		1000~1500		0.08~0.16	
	大型十字头式二冲程柴油机双作用式		110~140		34~100		0.2~0.8		1000~1500		0.06~0.12	
	大型十字头式二冲程柴油机单作用式		80~150		32~50		0.2~0.8		800~1400		0.08~0.15	
	四冲程中速柴油机(活塞直径 180~400)		60~200		6~20		0.08~0.8		400~1000		0.06~0.30	
	四冲程中速柴油机(活塞直径 250~650)		80~150		10~30		0.1~0.8		500~2000		0.08~0.28	
	四冲程高速柴油机		50~200		4~20		0.01~1.0		300~1000		0.06~0.26	
	二冲程筒形活塞柴油机		35~100		10~30		0.1~0.8		600~1200		0.08~0.14	
小 型 通 用 内 燃 机	筒形活塞二冲程汽油机		80~120		5~7		0.8~1.0		200~600		0.05~0.3	
	筒形活塞二冲程柴油机		50~150		5~20		0.2~2.0		350~1000		0.06~0.3	
	四冲程高速汽油机		50~150		4~15		0.6~10		200~1000		0.05~0.4	
	四冲程高速柴油机		50~150		5~20		0.2~10		250~1000		0.05~0.3	
车 用 内 燃 机	机器脚踏车和自行车用二冲程内燃机		60~100		3.6		0.7~10		250~800		0.05~0.3	
	摩托车用二冲程汽油机		40~100		4~7		0.8~10		200~1000		0.05~0.3	
	摩托车用二冲程汽油机		40~100		3~10		0.6~10		150~1000		0.05~0.3	
	轿车用二冲程汽油机		80~120		5~7		0.8~10		200~600		0.05~0.3	
	轿车用四冲程汽油机		50~150		4~15		0.8~10		200~600		0.05~0.4	
	轿车用四冲程柴油机		50~150		5~16		0.6~10		250~1000		0.05~0.3	
	载重汽车用二冲程柴油机		50~150		5~20		0.2~2		350~1000		0.05~0.4	
	载重汽车用四冲程柴油机		50~150		4~20		0.2~2		300~1000		0.05~0.3	
	载重汽车用二冲程柴油机		50~150		5~15		0.6~6		300~1000		0.05~0.3	
运 动 和 赛 车 内 燃 机	筒形活塞二冲程汽油机		40~60		0.4~0.8		0.02~0.1		150~500		0.05~0.3	
	筒形活塞二冲程柴油机		50~100		1.0~2.0		0.08~0.2		200~500		0.1~0.3	
	四冲程高速汽油机		50~60		0.5~1.0		0.02~0.05		200~500		0.05~0.4	
	四冲程高速柴油机		50~80		0.9~1.2		0.05~0.1		220~600		0.05~0.3	
航 空 内 燃 机	四冲程高速汽油机		20~50		0.6~3		0.01~0.3		200~500		0.05~0.15	
	四冲程高速柴油机		20~25		1.5~3		0.2~0.8		300~800		0.05~0.3	
	二冲程高速柴油机		25~35		1~1.5		0.1~0.6		300~700		0.05~0.3	
国 产 内 燃 机	单耗每千瓦功 率所占重量	功率(小时 制), kW	10以 下	10~50	10~50 叉车用	75~ 150	150~ 386	400 以上	1492	船用内 燃机	船用低速 内燃机	
		kg/kW	10.8~ 24.8	8.4~16	4~ 5.1	4.7~ 6.9	3.6~ 7.5	1.96~ 5.2	3.4	8~ 20.5	28~29	

注: 1. 对于各种不同用途的内燃机, 其重量指标有不同的要求。对于某一特定用途的内燃机, 比较其各有关参数, 可以说明该内燃机的设计、制造水平。

2. 单位工作容积重量  $G_v = G/V_H$   $G$ —内燃机重量, kg;  $V_H$ —活塞总排量, L;

单位功率重量  $G_p = G/P_L$   $G$ —内燃机重量, kg;  $P_L$ —内燃机功率, kW;

比功率重量  $G_s = G/P_{3/2}$   $G$ —内燃机重量, kg;  $P$ —内燃机功率, kW;  $G_s$  为表示材料消耗程度的指标;

单位容积重量  $G_{sv} = G/(L \cdot B \cdot H)$   $L$ —内燃机长;  $B$ —内燃机宽;  $H$ —内燃机高;  $G_{sv}$  为表示结构紧凑程度的系数;

比容积  $V_v = \frac{L \cdot B \cdot H}{z \cdot V_h}$  ( $L \cdot B \cdot H$ )  $L$ —内燃机长;  $B$ —内燃机宽;  $H$ —内燃机高;  $z$ —缸数;  $V_h$ —每个缸的工作容积。

## 2 零件的形状与截面

为了保证机械零件的强度、刚度和合理的安全系数，应使零件的形状和截面合理，使其用材最少，重量最轻，这是实现机械设备小型化、轻量化的重要因素之一。

### 2.1 用料最省的各种溜槽

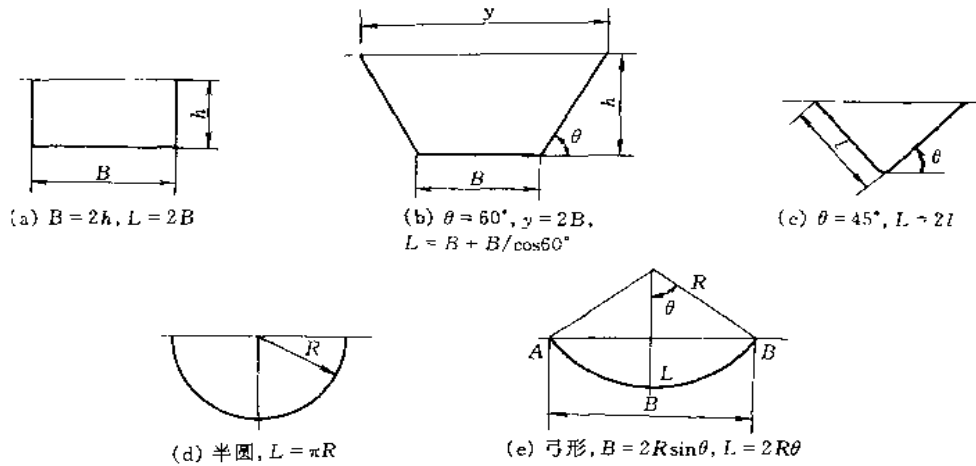


图 2-4-1 溜槽的截面

图 2-4-1 为几种无盖等壁厚溜槽的截面。用数学求极值的方法，可以求出周长一定时的最大截面。图中表示同一形状一定周长获得最大截面时的尺寸关系（同一周长围出面积最大）。图 e 为弓形，当弧长  $L$ 、弦长  $B$  一定时，其最大弓形的  $R$ 、 $\theta$  可以求出。在图 a~d 四种溜槽的截面形状下，具有相同截面积时，各形状所消耗的材料比为：方形：角形：梯形：圆形 =  $2:2:4\sqrt{12}:\sqrt{\pi} = 1:1:0.93:0.89$ 。

对于侧板和底板不一样厚的溜槽，如图 a 中侧板厚度只有底板厚度的  $k$  倍，则最经济的用料溜槽参数为  $B = 2kh$ （无盖时）， $B = kh$ （有盖时）。

### 2.2 容器的合理形状

#### 2.2.1 不需考虑内压力影响时的容器

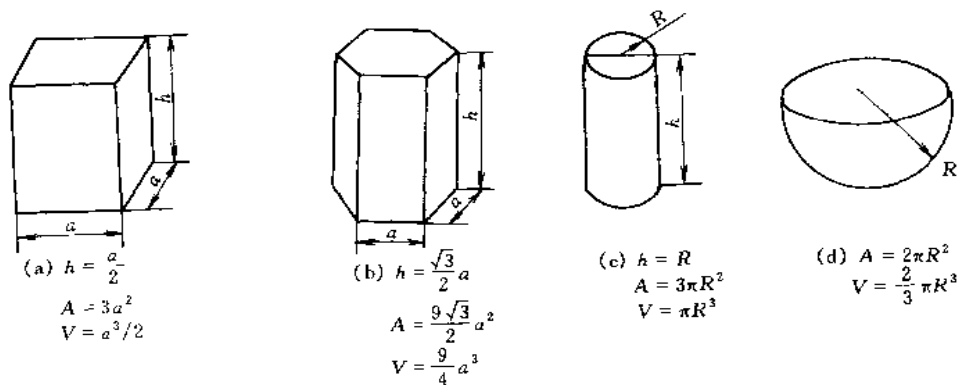


图 2-4-2 无盖容器

图 2-4-2 为几种无盖容器的形状。图中表示不同形状的容器，在表面积  $A$ （不包括顶面）一定的情况下，围成最大容积时的尺寸关系。各形状容器具有相同容积时，各表面积之比为：长方体：六角柱：圆柱：半



圆球 = 1:0.95:0.92:0.81。可见半球材料最省。对于有盖容器，在表面积一定的情况下，围成最大容器的尺寸关系为：方形  $h = a$ ，六角柱  $h = \sqrt{3}a$ ，圆柱形  $h = 2R$ 。同样，也是球形材料最省。

### 2.2.2 有内压的大型容器

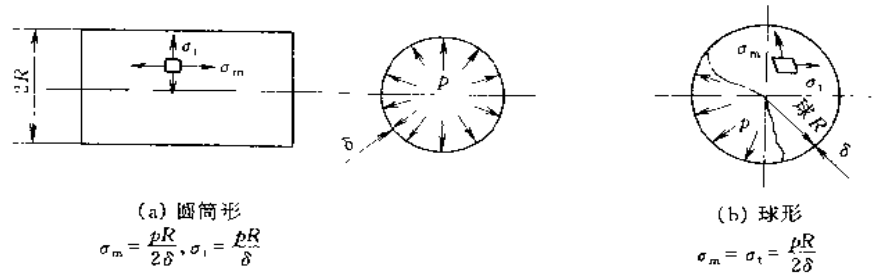


图 2-4-3 压力容器

图 2-4-3 为有内压  $p$  的圆筒形和球形压力容器。从图 2-4-2 可以看出，相同容积时球的表面积最小；从图 2-4-3 可知，承受相同的内应力时，球体的壁厚较小，可以更省材料。所以，一般大型压力容器常采用球罐。表 2-4-8 为圆筒形与球形容器的材料消耗表。

表 2-4-8 圆筒形容器与球形容器的钢材消耗比

容积, $m^3$	重量, $t$		钢材消耗比 (球/圆筒)
	圆筒形	球形	
120	15	11	0.734
5000	180	100	0.555
10000	300	190	0.634
30000	800	530	0.662

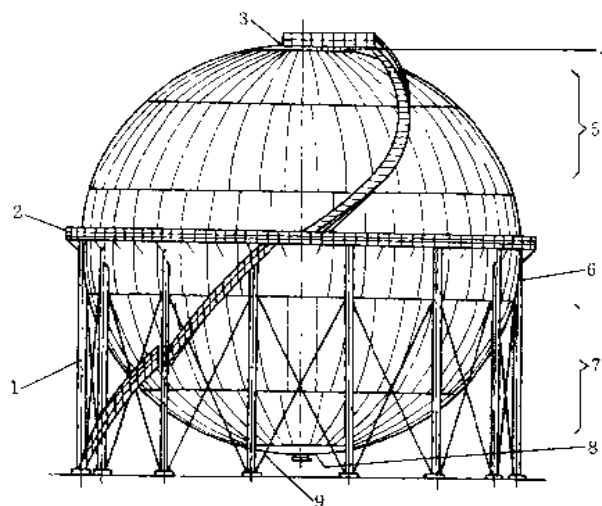


图 2-4-4 球形贮罐

1—支柱；2—中部平台；3—顶部操作平台；4—顶部极板（北极板）；5—上部温带板；  
6—赤道板；7—下部温带板；8—底部极板（南极板）；9—拉杆

图 2-4-4 表示球形贮罐的实例，不但材料消耗少，而且占地面积也小，底座基础工程和维修均较简单。

### 2.2.3 低压液体贮罐

(1) 贮存液体的常压开口式的圆形截面容器

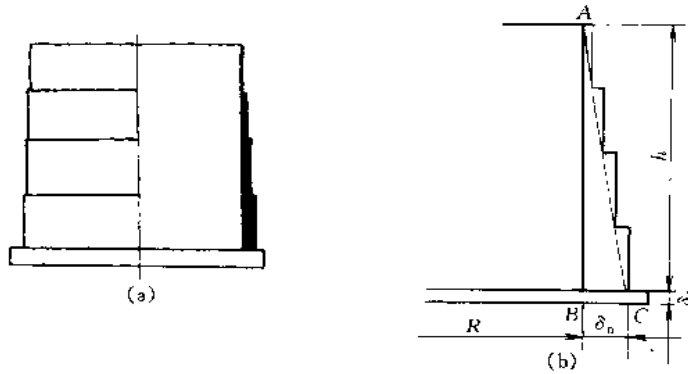


图 2-4-5 常压开口式圆形截面容器

对于等壁厚的液体贮罐，设壁厚为  $\delta$ ，底厚为  $\delta_1$ ，则罐高  $h = R \cdot \delta_1 / \delta$  时，罐用料最省。由于液体底部压力最大，可采用不等壁厚，如图 2-4-5a 所示。图 b 是壁厚的放大图。罐下部壁厚为  $\delta_0$ ，罐底板厚为  $\delta_1$ ，当罐高  $h = R \cdot \delta_1 / \delta_0$  时，贮罐的用料最省。由于罐下部厚度  $\delta_0$  决定于液体的压力，压力取决于容器的高度  $h$ ，因而高度  $h$  受到一定的制约。若罐底厚度  $\delta_1$  一定，半径为  $R$ ，则贮罐最省材时的经济高度  $h$  按下式计算：

$$h = \sqrt{\frac{[\sigma] \cdot \delta_1}{102\rho}} \text{ cm}$$

式中  $[\sigma]$  ——罐壁材料的许用应力，要计入焊缝的减弱等因素，MPa；

$\rho$  ——所盛液体的密度， $\text{g/cm}^3$ ；

$\delta_1$  ——罐底厚度，cm。

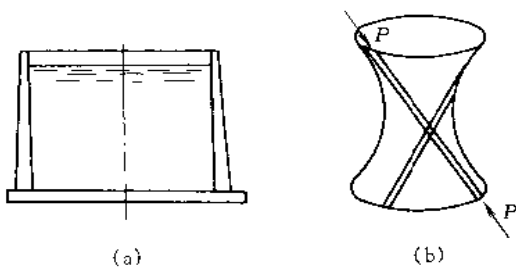


图 2-4-6 钢筋混凝土材料罐

图 2-4-6 为钢筋混凝土材料罐。图 a 下部壁厚，往上渐薄，也是液体静压的变化。图 b 是双曲面薄壳结构。它考虑了混凝土能承受较大压力的特点。这种结构罐壁上的单元体（如图示）仅受压力作用。

(2) 有盖液体贮罐

对于等壁厚的贮罐，当壁厚为  $\delta$ ，罐底厚  $\delta_1$ ，罐顶厚为  $\delta_2$ ，则当高  $h = R(\delta_1 + \delta_2) / \delta$  时，贮罐的用料最省。如果  $\delta_1 = \delta_2 = \delta$ ，则  $h = 2R$ 。

对于不等壁厚的有盖贮罐，当  $h = R(\delta_1 + \delta_2) / \delta_0$  时，贮罐的用料最省。同样，罐高  $h$  受到底部压力和壁厚  $\delta_0$  的制约，由下式决定：

$$h = \sqrt{\frac{[\sigma] (\delta_1 + \delta_2)}{102\rho}} \text{ cm}$$

式中  $\delta_2$  ——罐顶厚度，cm。其他同前式。

上式是罐底和罐顶为圆形平板时推导得出的。实际设计中，底板厚度可不同，顶板形式可多种多样。当罐壁的金属量约等于罐底和罐顶的金属量时，材料最省。

图 2-4-7 (a) 为拱顶罐、属无力矩悬链式顶；图 2-4-7 (b) 为波状拱顶罐。

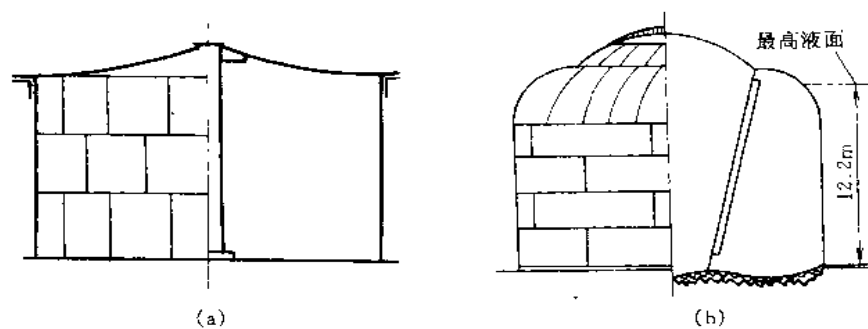


图 2-4-7 拱顶罐

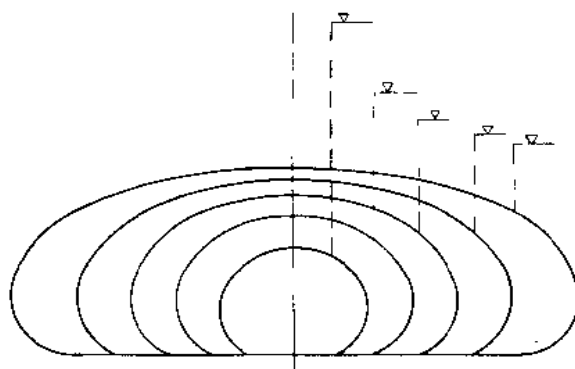


图 2-4-8 液滴式贮罐

图 2-4-8 为液滴式贮罐。它是根据各高度的压力使容器壁只承受拉力（双向）而设计的。图 2-4-9 是根据图 2-4-8 的原理实际建造的多节扁球形贮罐。

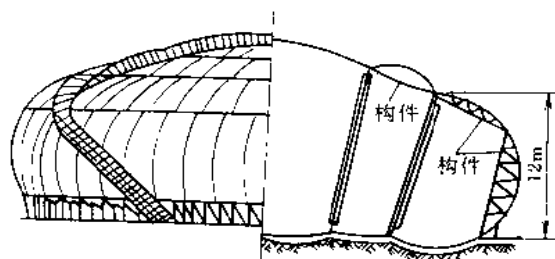


图 2-4-9 扁球形贮罐

## 2.3 梁的断面形状

### 2.3.1 梁的合理断面

图 2-4-10 表示梁的断面。如果分别切去有阴影的部分，图 a 当  $\delta = 0.011d$  时，则其截面模数  $W_z$  比原来增加 0.7%；图 b 切去部分高为  $0.27h$  时，截面模数  $W_z$  也会增加。不但减少了材料，而且提高了承载能力。

表 2-4-9 表示梁截面面积相同，但几何形状不同时，其力学性能的比较。

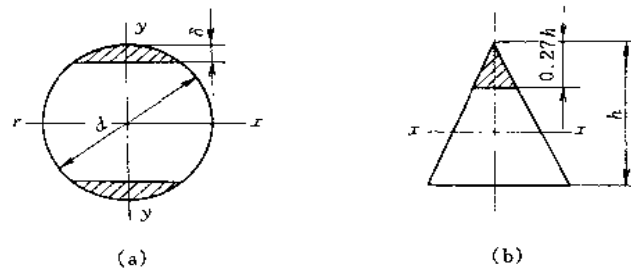


图 2-4-10 梁的断面

表 2-4-9 截面面积相同但几何形状不同的梁的力学性能比较

图形面积相同	面积相同时的截面模数 $W_x$ (承受弯矩应力能力之比)	面积相同时的截面惯性矩 $I$ (承受弯曲变形能力之比)	$W$ 相同时的面积 (弯曲应力相同时截面积之比)	$I$ 相同时的面积 (弯曲变形相同时截面积之比)
	0.42	0.24	1.77	2.05
	0.50	0.25	1.59	2.0
	0.71	0.5	1.26	1.41
	1	1	1	1

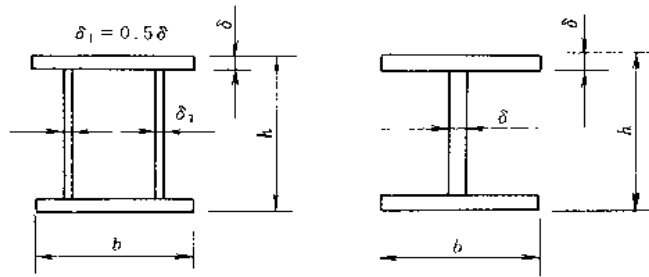


表 2-4-10 空心梁和工字形梁承受弯曲应力后变形的能力

	$b$	$h$	承受弯曲应力的能力	承受变形的能力
当 $\delta = 0.1h$ 时	$b = h$	1	1	1
	$b = 0.5h$	1.25	1.06	1.32
	$b = 1/3h$	1.38	1.05	1.45
	$b = 0.25h$	1.47	1.02	1.49
当 $\delta = h/30$ 时	$b = h$	1	1	1
	$b = 0.5h$	1.23	1.05	1.30
	$b = 1/3h$	1.35	1.04	1.40
	$b = 0.25h$	1.43	1.01	1.44
$\delta = 0.1$ 时 ( $\delta$ 不随 $h$ 变化)	$b = h$	1	1	1
	$b = 0.5h$	1.5	1.36	2.05
	$b = 1/3h$	1.8	1.50	2.69
	$b = 0.25h$	2.0	1.55	3.09

表 2-4-10 表示梁的截面积相同,  $h$ 、 $\delta$  变化时承受弯曲应力和变形的能力。可见采用空心梁和工字形梁, 可节省材料, 减轻重量。

### 2.3.2 钢板焊接梁代替型钢组合梁

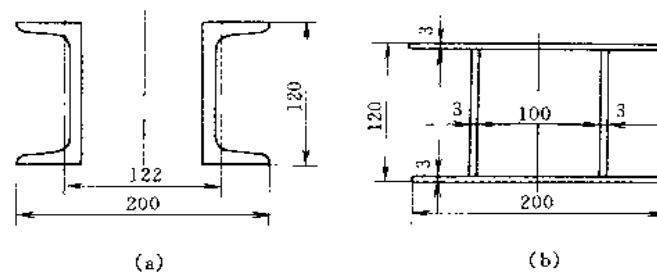
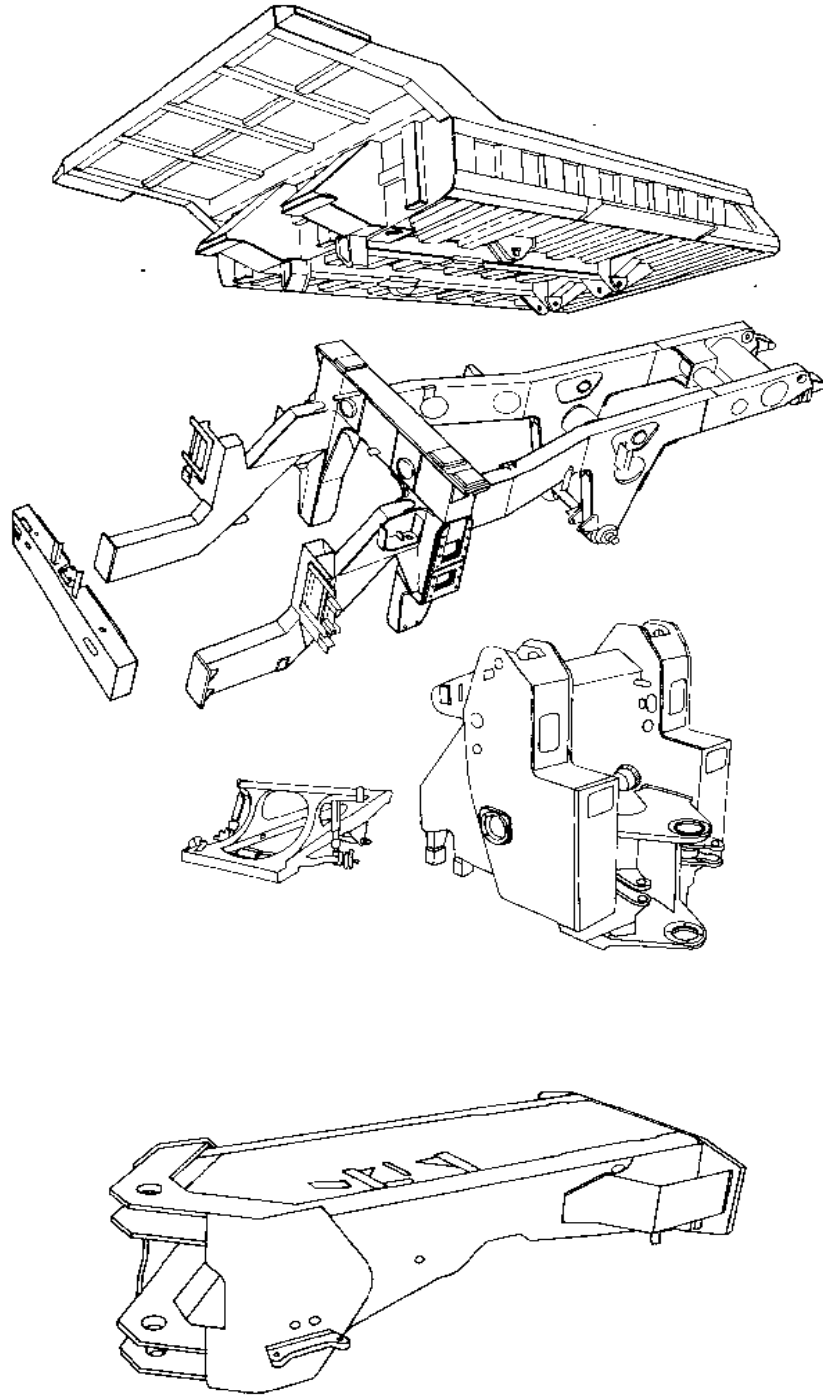


图 2-4-11 型钢组合梁和钢板焊接梁

图 2-4-11a 表示型钢组合梁, 图 2-4-11b 表示钢板焊接梁。当受到相同弯矩产生相同应力情况下, 钢板

焊接梁比型钢组合梁约节省材料40%。

图2-4-12为载重汽车、挖掘机和装运机的车斗、车架、斗臂、上部平台等箱形焊接结构和钢板焊接结构，既可提高抗弯和抗扭能力，又可降低重量。实用中都取得了很好的效果。



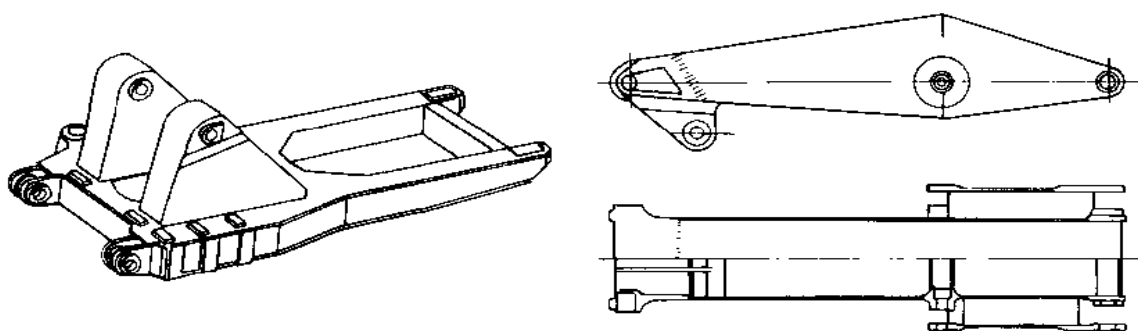


图 2-4-12 采用钢板焊接梁代替型钢组合梁的实例

## 2.4 受扭转零件的断面形状

### (1) 尽量采用圆形断面

表 2-4-11 面积相同形状不同的截面所能承受的扭矩比

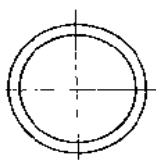
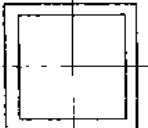
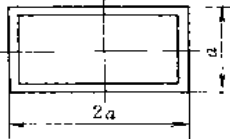

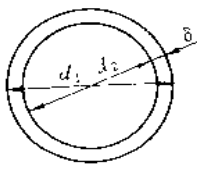
	圆 形	正 方 形	矩 形
图形不同面积相同			
扭矩比	1	0.737	0.616

表 2-4-12 面积相同的实心圆截面与空心圆截面所能承受的扭矩与扭转变形之比

		抗扭截面模数 $W_t$	抗扭惯性矩 $I_t$
 实心圆		1	1
 空心圆	$\delta = 0.1d_1$	2.73	4.55
	$\delta = 0.05d_1$	4.15	9.52

从表 2-4-11 可以看出, 受扭零件采用圆形截面能节省材料, 减小重量。从表 2-4-12 又可看出, 空心圆截面比实心圆截面更能节省材料。

### (2) 壁厚尽量均匀

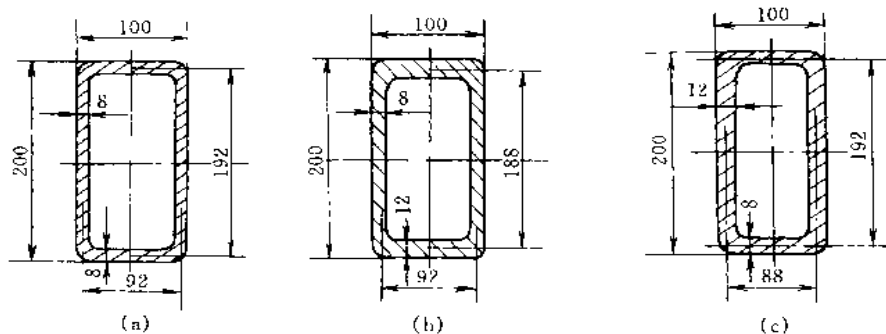


图 2-4-13 外形相同但壁厚不等的梁

图 2-4-13 表示外形相同壁厚不等的梁对承受相等的扭矩的影响是，设图 a 在承受扭矩后其最大剪应力为 1，截面重量为 1，则图 b 的最大剪应力（在长边中点）为图 a 的 1.02 倍，而重量增至图 a 的 1.15 倍，图 c 的最大剪应力（在短边中点）为图 a 的 1.05 倍，而重量增至图 a 的 1.32 倍。可见，对受扭矩作用的零件，应使壁厚尽量相等，能节省材料。

(3) 杆件上尽量不要开切口

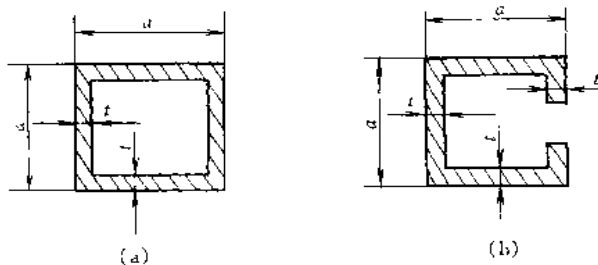


图 2-4-14 不开口杆件和开口杆件

图 2-4-14a、b 为两个等壁杆件，图 a 不开口，图 b 开口。当  $t = 0.1a$  时，根据计算，开口杆件的最大剪应力为闭口时的 15 倍，其扭转角是后者的 75 倍，即开口杆件的刚度大为降低。若  $t = 0.2a$  时，上面的相应数字为 7.5 倍和 18.8 倍。可见增加壁厚时，影响减轻。

### 2.5 受压柱的断面

受压柱的抗纵向稳定性与其截面形状有关。取相同的抗纵向稳定性，各种截面形状所需材料与系

数  $C = F/I^2$  成正比。F 为截面面积，I 为最小截面惯性矩。C 愈小，则消耗材料愈少。表 2-4-13 为不同截面的 C 值。

表 2-4-13 不同截面的 C 值

图形	矩形		圆形	工字形	槽形			L形	T形	Z形	十字形	圆管			
	$b:h$				$b:h$	$b:h$						$b:h$	$d:D$		
	10:1	3:1			2:1	1:2	1:1.5					1:1	1:1	0.8	0.9
C	11	6	4.9	3.5	3.3	2.7	2.6	2.6	2.6	2.3	1.9	1.9	1.7	1.1	0.8

相同截面形状的柱，在满足稳定性的条件下，从上到下柱的截面逐渐变粗，这样可以节省材料。如图 2-4-15 所示。



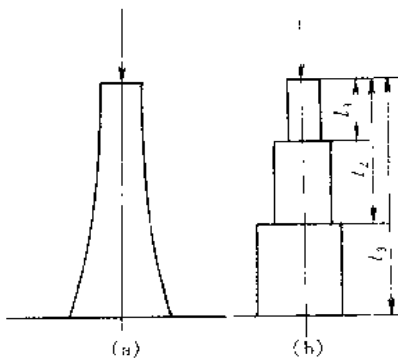


图 2-4-15 截面变化的柱

图 2-4-16 表示不同载荷  $P_0$  柱的形状，与等截面相比，其材料节省各为：

$P_0$ :	500	1000	1500	2000	4000	6974
节省材料, %:	12.7	12.1	11.8	10.9	7.2	0

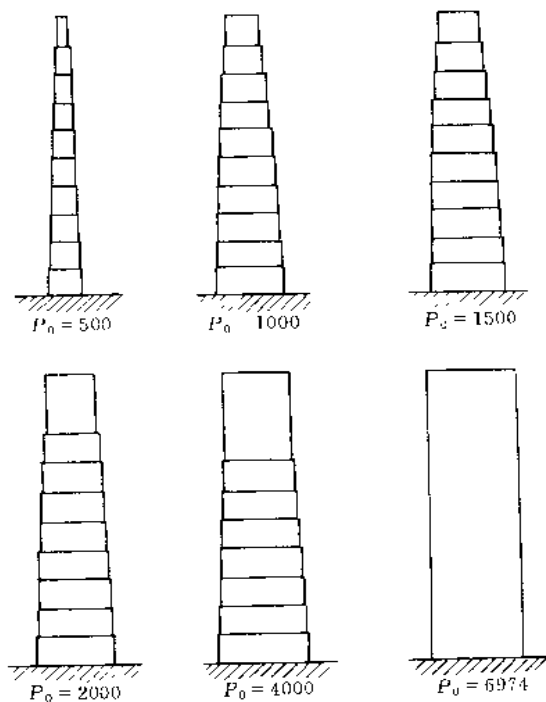


图 2-4-16 最优柱的外形

### 3 寻求合理结构

#### 3.1 采用合理零件与工艺

图 2-4-17 为高寿命铆接用的新型铆钉。提高铆钉的承载能力就能减轻铆钉的重量。为了提高铆钉的寿命，可采用图示带有补偿头的新型铆钉。铆接时，图中“1”处的补偿材料可使铆钉头紧密填满钉孔的沉头窝，在铆钉头斜面上产生残余压应力。这样，铆钉的寿命就大大高于普通铆钉的寿命。无头铆钉 2 是在数控铆接机上铆接的。在铆接过程中形成沉头并将沉头窝填满，铆后铲去凸出在外表面上多余的铆钉材料。

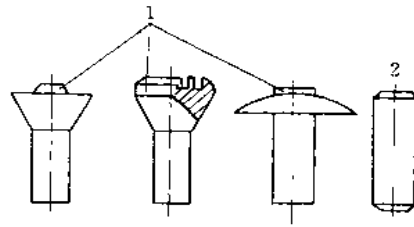


图 2-4-17 高寿命铆接用的新型铆钉

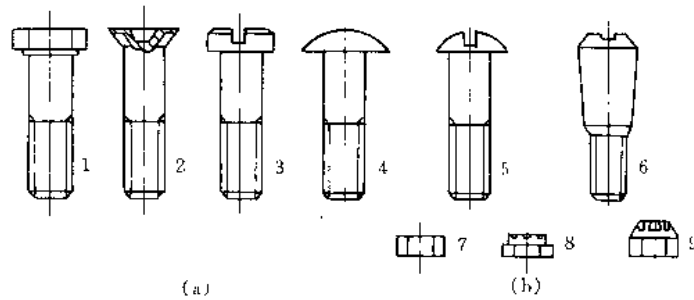


图 2-4-18 飞机和直升机结构中采用的螺栓和螺母的形式

(a) 螺栓; (b) 螺母

1 六方螺栓; 2—沉头螺栓; 3—圆柱头螺栓; 4—扁圆头螺栓;  
5—半圆头螺栓; 6—钎杆螺栓; 7 六方螺母; 8、9—冠状自锁螺母

图 2-4-18 为用于飞机上的几种螺栓及螺母, 主要采用精密配合, 锥杆与孔配合更为紧密。沉头、半圆头和扁圆头用于连接处于气流中的构件。

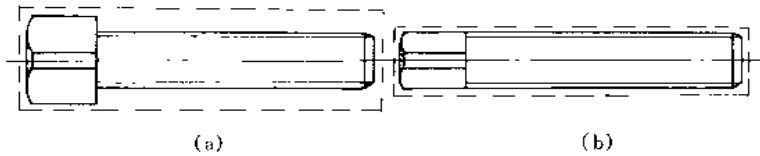


图 2-4-19 螺钉

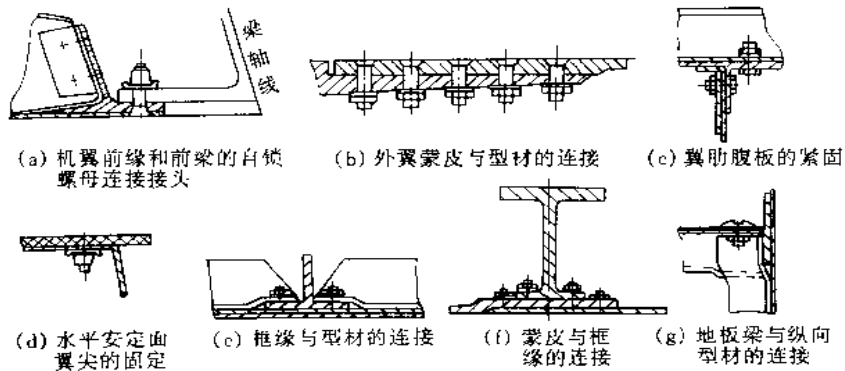


图 2 4 20 在剪力下工作的不活动式螺栓连接接头的典型结构

图 2-4-19 的结构表示, 当螺钉不承受很大的锁紧力时, 可采用图 b 的结构, 从而节省许多材料, 减少加工时间。

图 2-4-20 为在剪力下工作的不拆卸的螺栓连接。要求螺栓与螺孔的配合是精加工的。

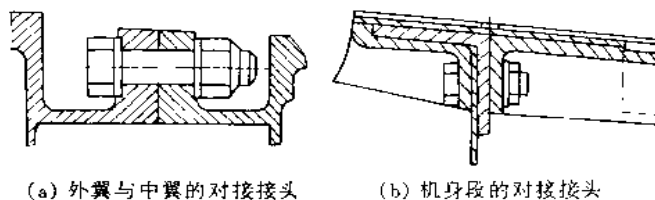


图 2-4-21 在拉力下工作的典型螺栓联接结构

图 2-4-21 为在拉力下工作的螺栓连接, 一般采用自锁螺母。

图 2-4-22 表示应根据受力情况, 合理布置螺栓位置, 充分发挥螺栓的作用。

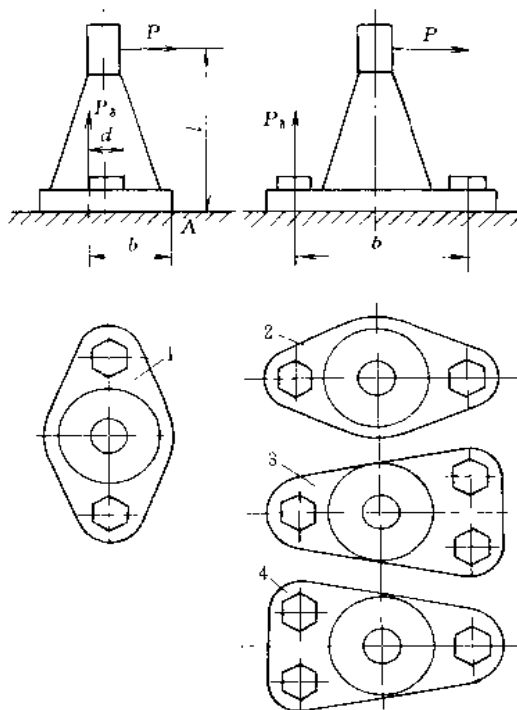


图 2-4-22 按作用载荷在对接面上布置螺栓

1—不正确; 2—正确; 3—不合理; 4—合理

图 2-4-23 表示传递横向力时的合理结构。图 a 受力后易使螺栓变形; 图 b 则大大减小了螺栓的剪力, 可使螺栓直径减小。

图 2-4-24 为承受横向力的悬臂杆件的固定方法, 2~6 均能减轻螺纹部分的受力。

图 2-4-25 表示安装滚珠轴承的轴肩结构。图 a 轴径较大, 图 b 采用了轴肩挡圈, 轴径可以减小。

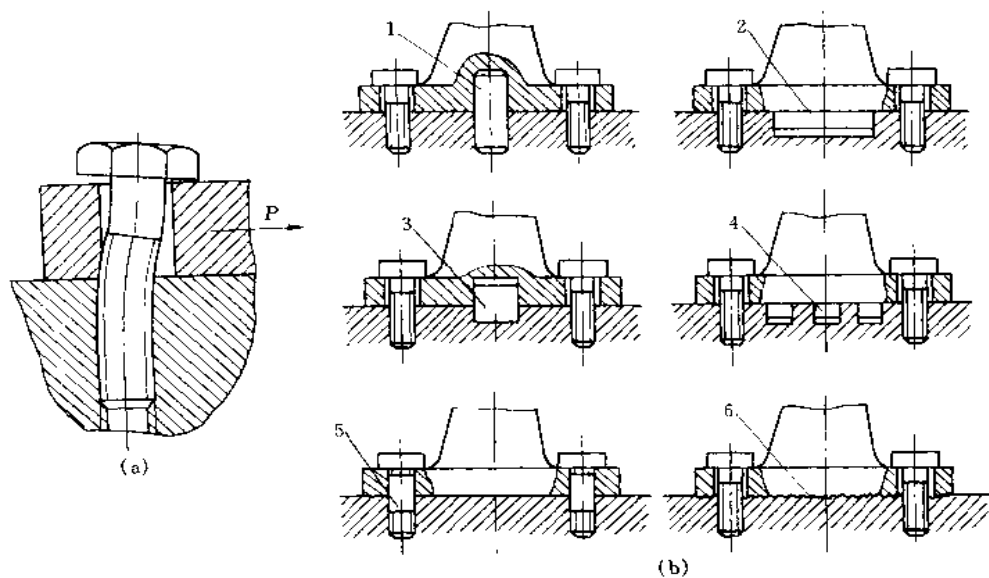


图 2-4-23 用于传递横向力的结构元件  
 1—销钉；2—定心轴肩；3—键；4—花键；5—抗剪螺栓；6—刻槽

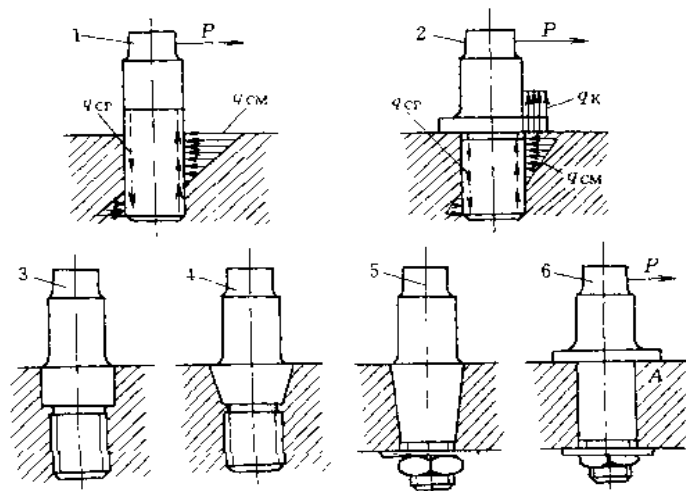


图 2-4-24 承受横向力的悬臂杆件的固定方法

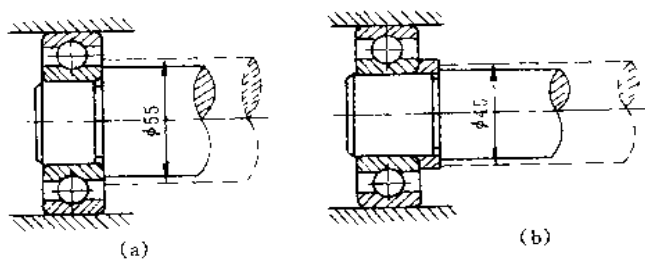


图 2-4-25 轴肩结构

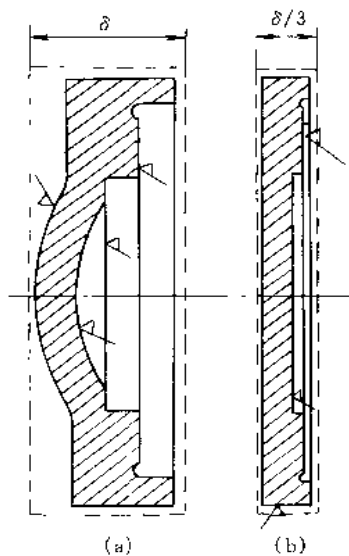


图 2-4-26 依靠改变零件形状的方法减少金属用量和废料

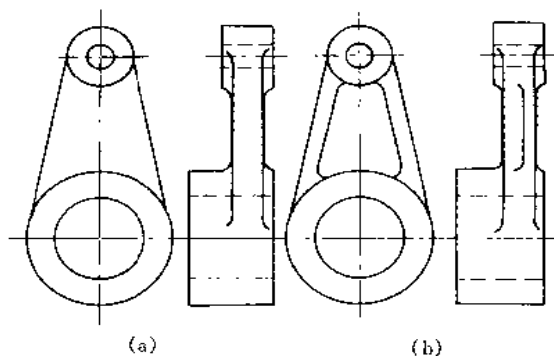


图 2-4-27 减少材料用量的一种方法

图 2-4-26 表示通过改变零件形状的方法达到减少材料的用量。

图 2-4-27 表示用图 b 代替图 a 也可减少材料用量。

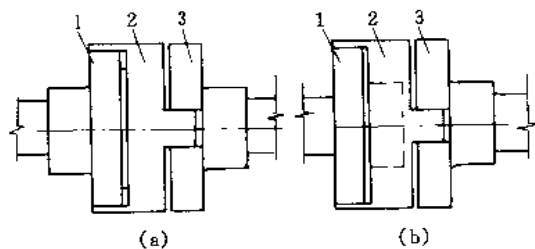


图 2-4-28 十字滑块联轴器

1—左半联轴器；2—圆盘；3—右半联轴器

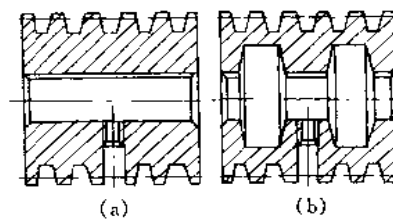


图 2-4-29 带轮

图 2-4-28 表示十字滑块联轴器的两种结构。图 a 轴向尺寸较大，也较重。若将图 a 中的左半联轴器反向安装于轴上，在圆盘 2 上制出相应的中心孔，这样不但使其轴向尺寸较小，也可减轻重量。

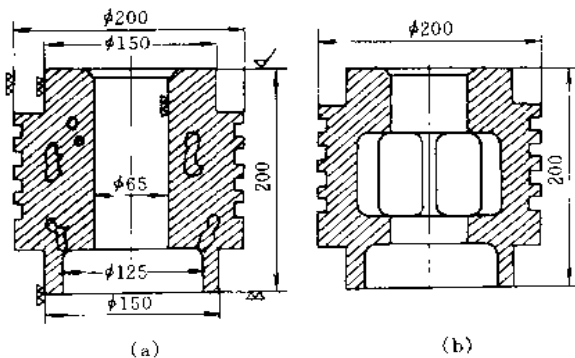


图 2-4-30 活塞

图 2-4-29 表示带轮的两种结构。图 b 能减轻重量。

图 2-4-30 表示活塞的两种结构- 图 b 能减轻重量，也能保证铸造质量。

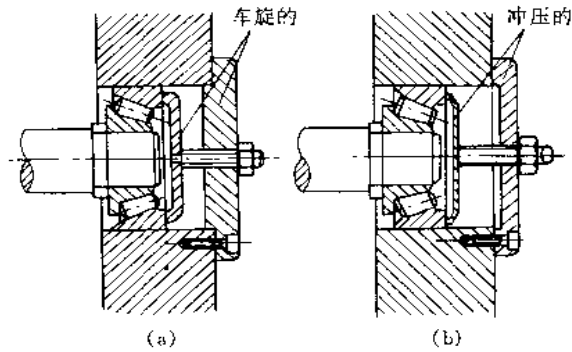


图 2-4-31 依靠使用冲压零件的方法节约金属和减少机械加工

图 2-4-31 表示用冲压件代替车旋件，既减轻重量，又减少机加工工作量。

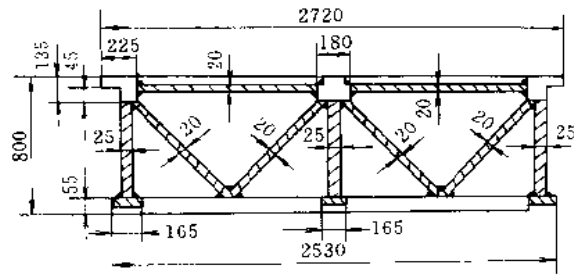


图 2-4-32 FZ-4000×12 龙门铣床床身

图 2-4-32 表示龙门铣床床身封闭式焊接结构。床身长 30 多米，分三段焊接后再用螺栓连接而成。采用对角加筋，抗弯抗扭刚度均较高，重量较轻。

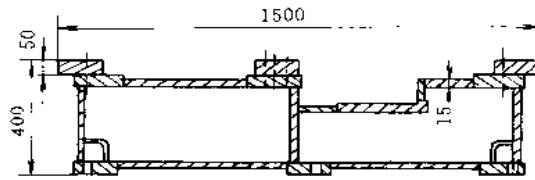


图 2-4-33 工作台式卧式镗床焊接床身

图 2-4-33 表示卧式镗床焊接床身。由于采用焊接，使结构较轻，工艺也较简单。

图 2-4-34 表示颚式破碎机的机架。图 a 为铸造结构，图 b 为焊接结构。图 b 不仅重量轻，而且轴承座与机架为一体，上下盖一起镗孔，更能保证左右轴承孔的同轴度。

图 2-4-35 为钻井机泥浆泵 V 形带轮的两种形式。图 a 为铸铁件，图 b 为锻焊结合件。图 b 重量比图 a 减少 60%。

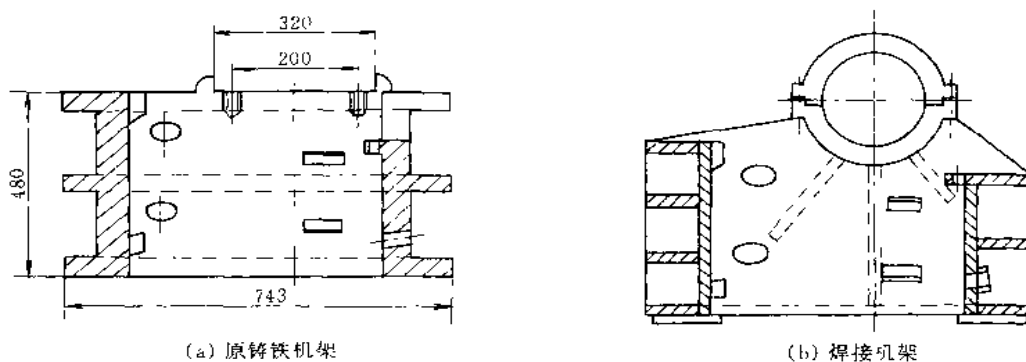


图 2-4-34 颚式破碎机机架

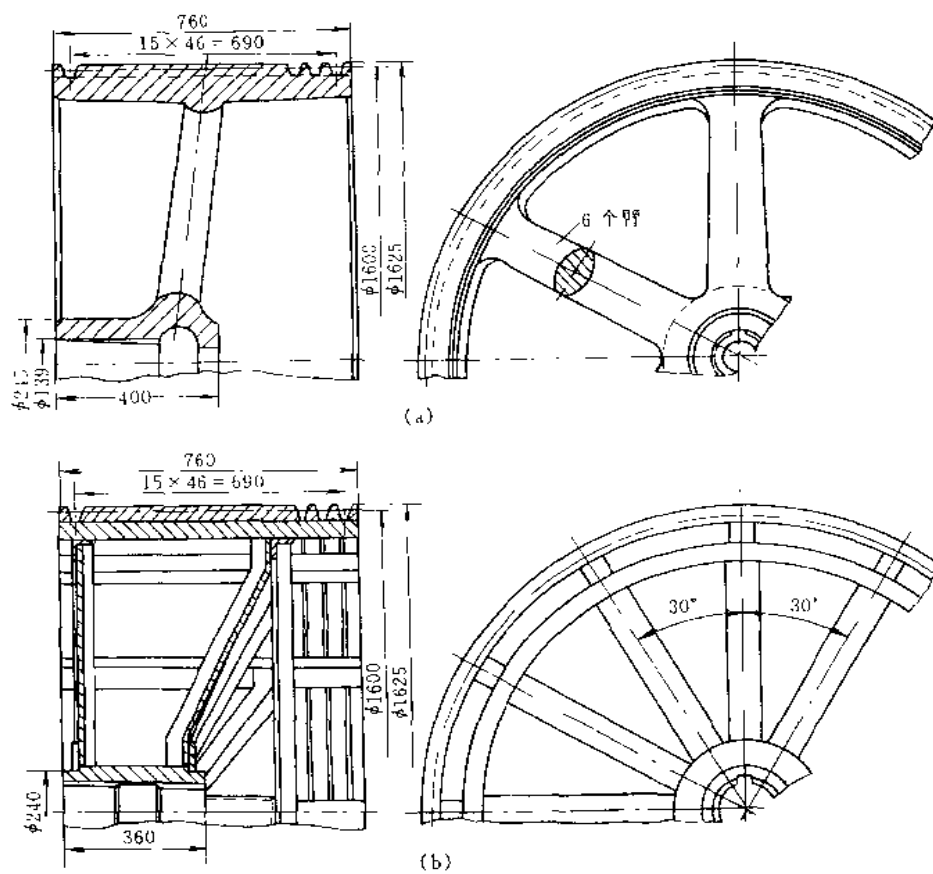


图 2-4-35 钻井机泥浆泵 V 形带轮的两形式

### 3.2 采用整体结构

图 2-4-36a 为飞轮的组装结构，改为图 b 的整体结构，重量可以减轻。

图 2-4-37 为辊式给料机齿轮箱与联轴器的结构。图 a 为组装结构，图 b 为整体结构。图 b 的制造费用比图 a 降低许多。

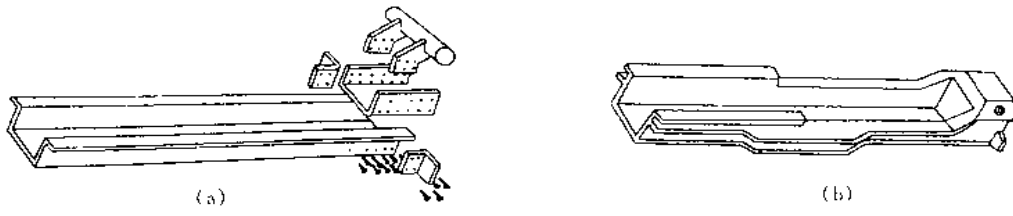


图 2-4-36 飞机的组装结构与整体结构

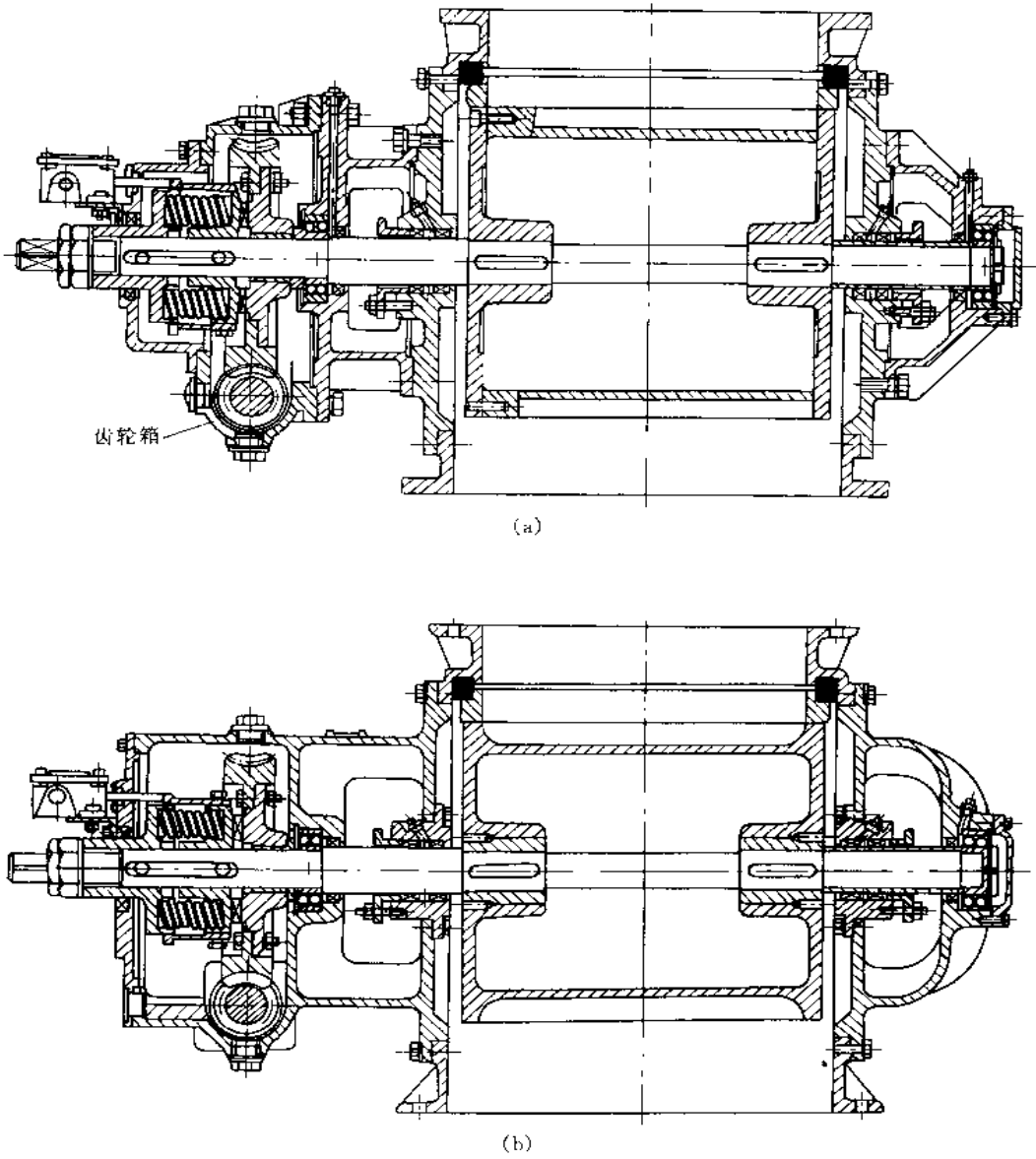


图 2-4-37 辊式给料机齿轮箱与联轴器的结构



### 3.3 采用集成结构

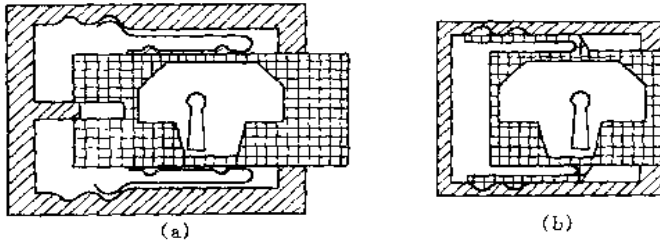


图 2-4-38 柜门锁

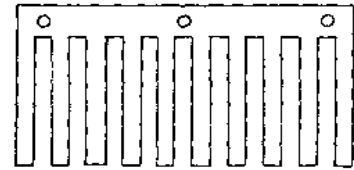
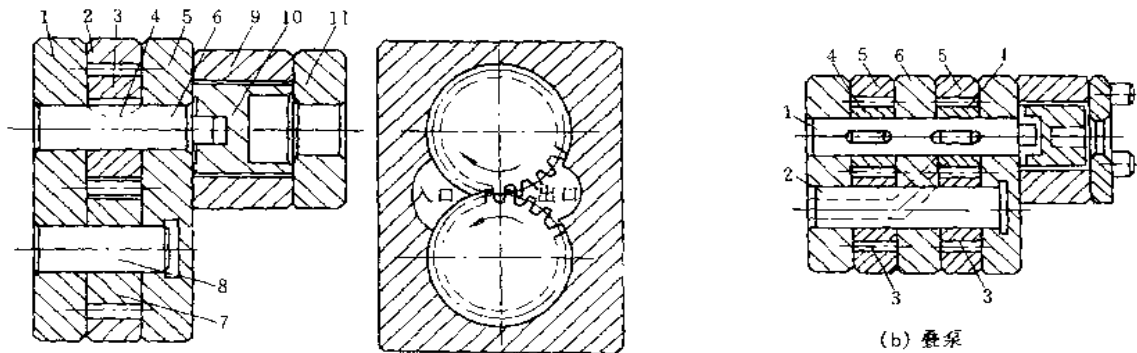


图 2-4-39 集成簧片元件

集成结构在液压集成块和集成电路中已广泛应用,可使结构尺寸、重量大为简化。图 2-4-38 为柜门锁,图 a 是锁栓-固定簧结构,用铆钉固定;图 b 采用集成结构,结构简化。图 2-4-39 为用于精密仪器中的簧片,原来用单片用紧固件连接,现在如图中所示采用簧片梳,减少了连接件,重量减轻。

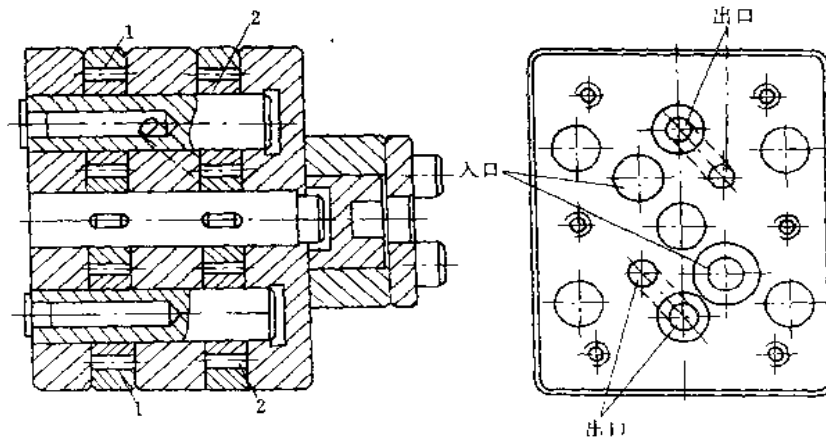
纺丝计量泵是化学纤维生产的关键零部件。它的作用是精确计量、均匀而连续地输送纺丝熔体(或纺丝溶液)至喷丝头组件,使熔体(或溶液)通过过滤层,从喷丝板压出细流经冷却(或凝固)形成纤维。它主



(a) 纺丝计量泵

1—外盖板; 2—中间板; 3—主动内轮; 4—键;  
5—内盖板; 6—主动轴; 7—从动内轮; 8—从  
动轴; 9—联轴套; 10—联接轴; 11—压板

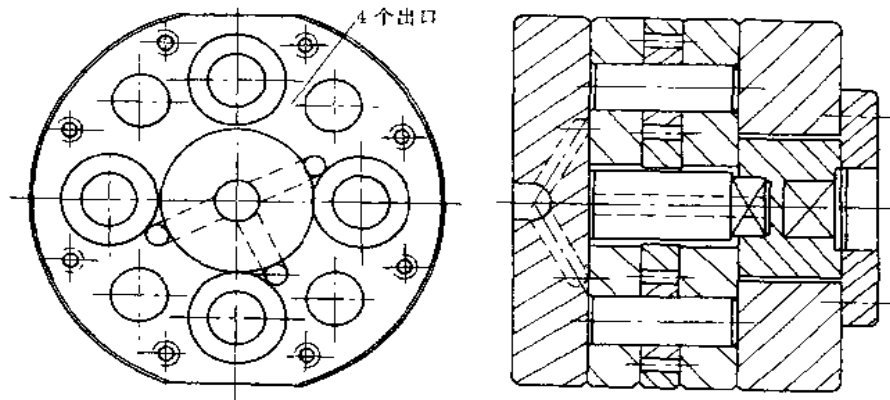
1—主动轴; 2—从动轴; 3—从动内轮;  
4—主动内轮; 5—中间板; 6—盖板



(c) 回泵

1—主动内轮; 2—从动内轮

图 2-4-40 纺丝计量泵 (a) ~ (c)



(d) 行星式多泵计量泵(四泵)

图 2-4-40 纺丝计量泵 (d)

要由一对外啮合的齿轮、中间板、内外盖板和上动轴等零件组成，见图 2-4-40a。

由于适纺品种和规格不同，计量泵需要无级变速传动。为长期保证其精密度，减少磨损，它的转速较慢，仅为  $10 \sim 40 \text{ r/min}$ 。因此计量泵的传动机构一般是由变频电动机通过针轮摆线减速器的减速而传动计量泵的主动轴的。计量泵出入口固定，故不能反转。工作时温度达  $300^\circ\text{C}$ （纺制涤纶和锦纶纤维时）。在长丝生产中，每一束丝单独地由一套上述传动机构拖动。而为了增加产量就要增加丝束数。这样，由于传动机构体积较大，不但数量多而且重复，丝束之间距离也必须拉大，使得整个纺丝机占地面积很大。于是就出现了图 2-4-40b 所示的叠泵（或称双泵），即将两对齿轮叠起来，由一根主动轴传动，两个熔体入口在内部联起来，而另一个熔体出口则从从动轴中心导出（图中虚线表示，从动轴是固定的心轴）。这样，两个泵只需一套传动机构，不仅简化了机构而且节省了成本。双泵也可以由单层三个齿轮组成，中间一个主动齿轮，两侧分别配置两个从动齿轮。一个入口两个出口。如果做成双层则可以为四泵，见图 2-4-40c。另外两个出口分别从两极从动轴中心导出。不管几泵并联，它们的入口都做成相通的。

最近，为了减少两层由于出口路程长短不一而造成的阻力不一致（这种差异造成上下层两个泵流量有差异，最终导致纺出的丝束粗细不均），发展成行星轮式的多泵结构，如图 2-4-40d 所示，为四泵结构。相同原理还有六泵结构。这样，更大大简化了传动机构而被广泛应用。

### 3.4 机构的合理组合

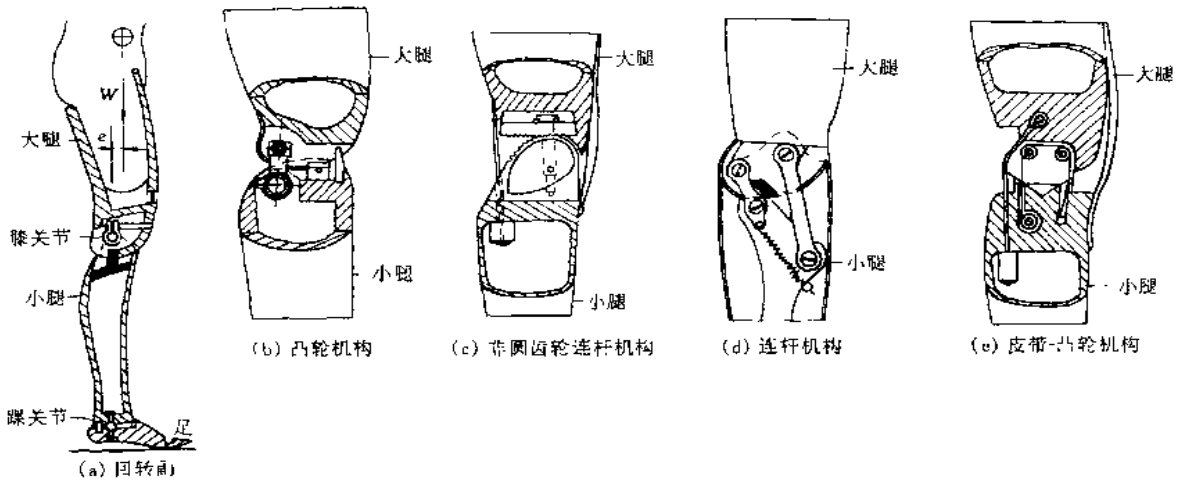


图 2-4-41 假肢膝关节

图 2-4-41 为假肢膝关节的机构。假肢膝关节要求既灵活又轻巧。如果仅从完成功能方面说，图中五种机构均可实现。但在现实设计中，综合材质的选用，应进行综合考虑，选用最佳方案。

### 3.5 零部件的组合与配置

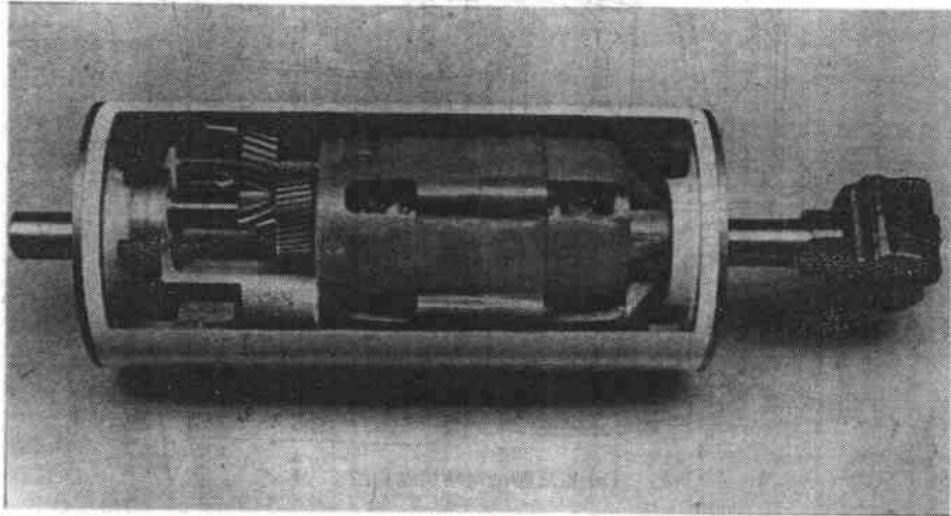
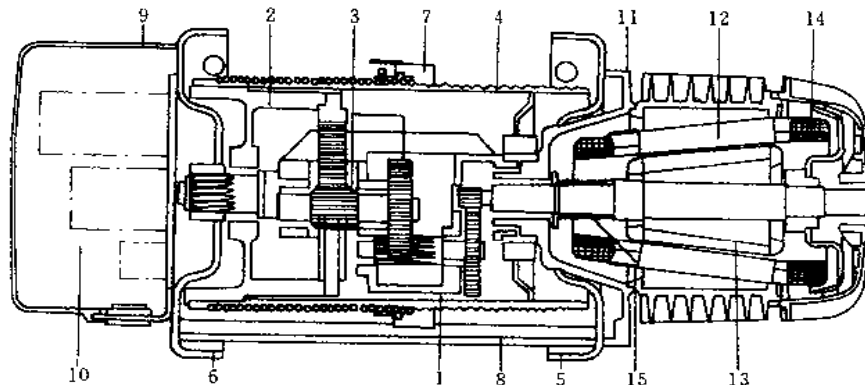


图 2-4-42 运输机带电机滚筒

图 2-4-42 为输送机的带电机滚筒，是将电动机、减速器、滚筒融为一体的装置，其结构十分紧凑，体积小，重量轻。

图 2-4-43a 为用于电动葫芦的卷筒结构。它是将电动机、制动器、减速器与卷筒组合在一起的电动葫芦卷筒。卷筒两端分别是锥形电动机（带制动器）和电气箱。安装用法兰 5、6 是铝合金板冲压而成，重量轻。电机采用双绕组变极双速电机，结构十分紧凑，充分利用了卷筒内部的空间。图 b 为锥形电动机结构，将制动器与电动机合为整体。制动锥瓦 7 的动作随转子轴 3 一起动作松闸。断电时靠弹簧 4 制动。电机轴的轴向移动量可用调整螺母 8 进行调整。

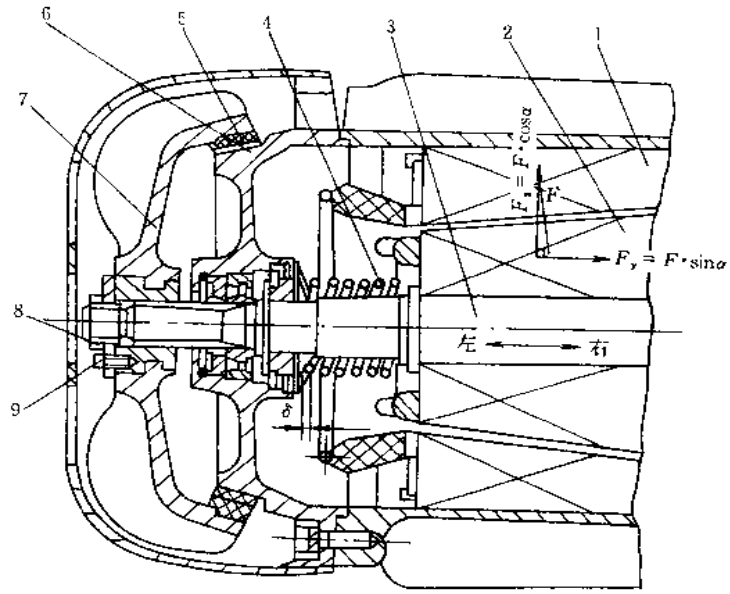
电动机、制动器和减速器三者组合成一体的驱动装置叫“三合一”驱动装置。图 2-4-44 为 GW 型“三



(a) PLV 型固定式电动葫芦卷筒结构

- 1—齿轮箱；2—卷筒支承法兰；3—小齿轮和齿轮；4—卷筒；5、6—安装用法兰；  
7—导绳器；8—卷筒外壳连接条；9—电气箱罩；10—电气装置；11—电机前端盖；  
12—定子；13—锥形转子；14—制动座（后盖）；15—制动弹簧

图 2-4-43 电动葫芦卷筒及锥形制动电动机结构 (a)



(b) 锥形制动电动机结构图

- 1—锥形定子；2—锥形转子；3—轴；4—弹簧；5—制动环；6—制动锥轮；7—制动锥瓦；8—调整螺母；9—定位螺钉

图 2-4-43 电动葫芦卷筒及锥形制动电动机结构 (b)

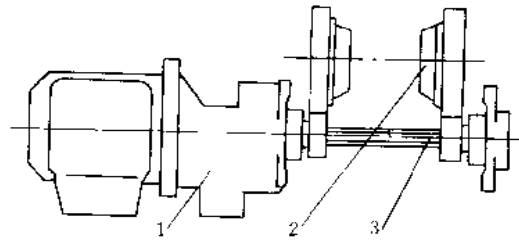


图 2-4-44 GW 型“三合一”葫芦运行小车  
1—“三合一”驱动装置；2—车轮装置；3—六方传动轴

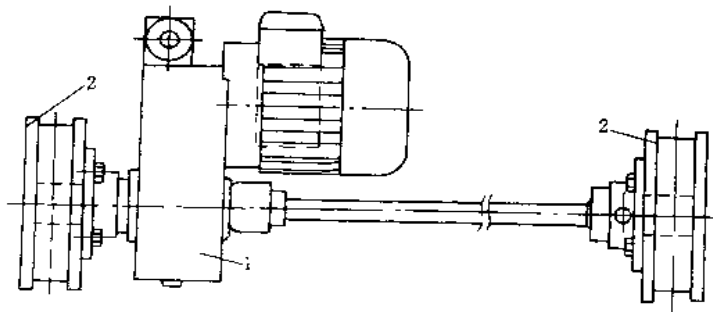


图 2-4-45 GO 型“三合一”支承式运行小车  
1—“三合一”驱动装置；2—车轮

合一”起重葫芦悬挂式运行小车。电机为单速 2 极或 4 极，或双速 2/8 极双绕组，制动器为平面制动器。图 2-4-45 为 GO 型“三合一”起重葫芦支承式运行小车，结构都很紧凑。

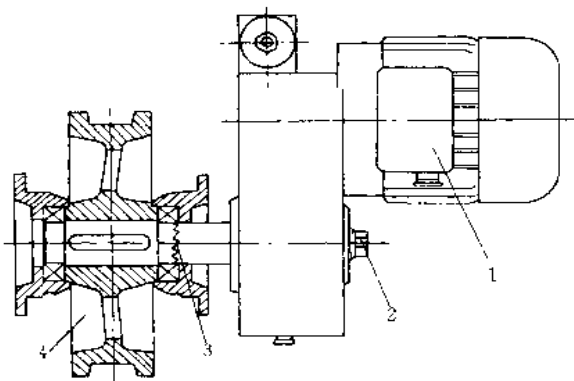


图 2-4-46 QL 型“三合一”起重机运行机构

1—“三合一”驱动装置；2—连接螺栓；  
3—端齿；4—车轮装置

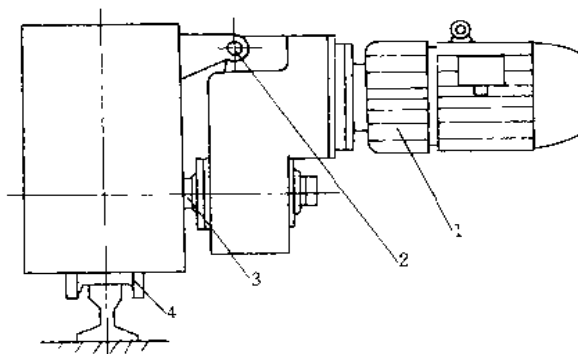


图 2-4-47 QS 型“三合一”起重机运行机构

1—“三合一”驱动装置；2—扭力支承；  
3—车轮轴；4—车轮装置

图 2-4-46、图 2-4-47、图 2-4-48 均为用于起重机上的“三合一”机构。图 2-4-46 为 QL 型“三合一”，用于起重机的运行机构。连接螺栓 2 穿过减速器空心输出轴，此轴端部的端面锥形齿与车轮轴的端面锥形齿内啮合连接。图 2-4-47 为 QS 型“三合一”，也是用于起重机运行机构上。通过减速器输出空心花键轴，套装在具有花键的车轮轴 3 上。

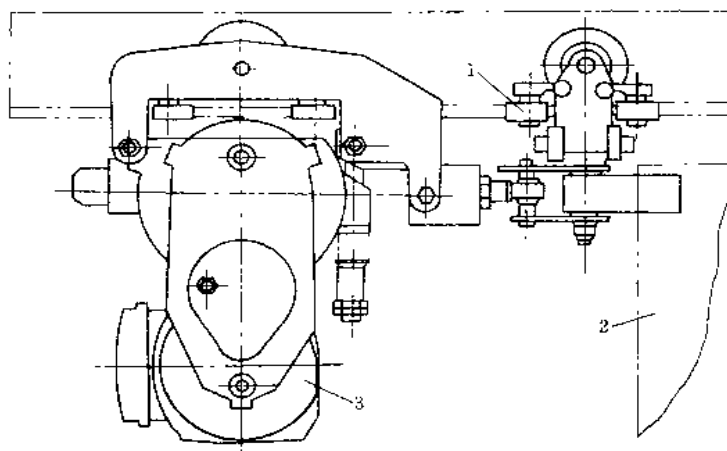


图 2-4-48 悬挂式“三合一”驱动小车

1—导向装置；2—轿厢；3—“三合一”驱动小车

图 2-4-48 为悬挂式“三合一”驱动小车，可挂在小车下，用来牵引轿厢，或提升抓斗等。“三合一”驱动装置由于其结构紧凑，尺寸小，可以用于各种机械装置上。

图 2-4-49a 为大型搅拌器的搅拌轴传动及支撑结构。这种结构的轴伸入搅拌槽很深，轴承相距较远，电机与减速器安装较高，外形尺寸大，支架高，设备重量大。图 b 为传动系统改为侧向传入，支座降低，设备重量减轻。图 c 也是从侧面传入，空心轴 2 上部的联轴器 3 与长轴 1 连接。由于有空心轴 2，能保证传动精度，同时允许长轴 1 端的叶轮可以适当摆动。

图 2-4-50 为一带轮结构。图 a 轴向尺寸较大，图 b 轴向尺寸较小，结构更为紧凑。

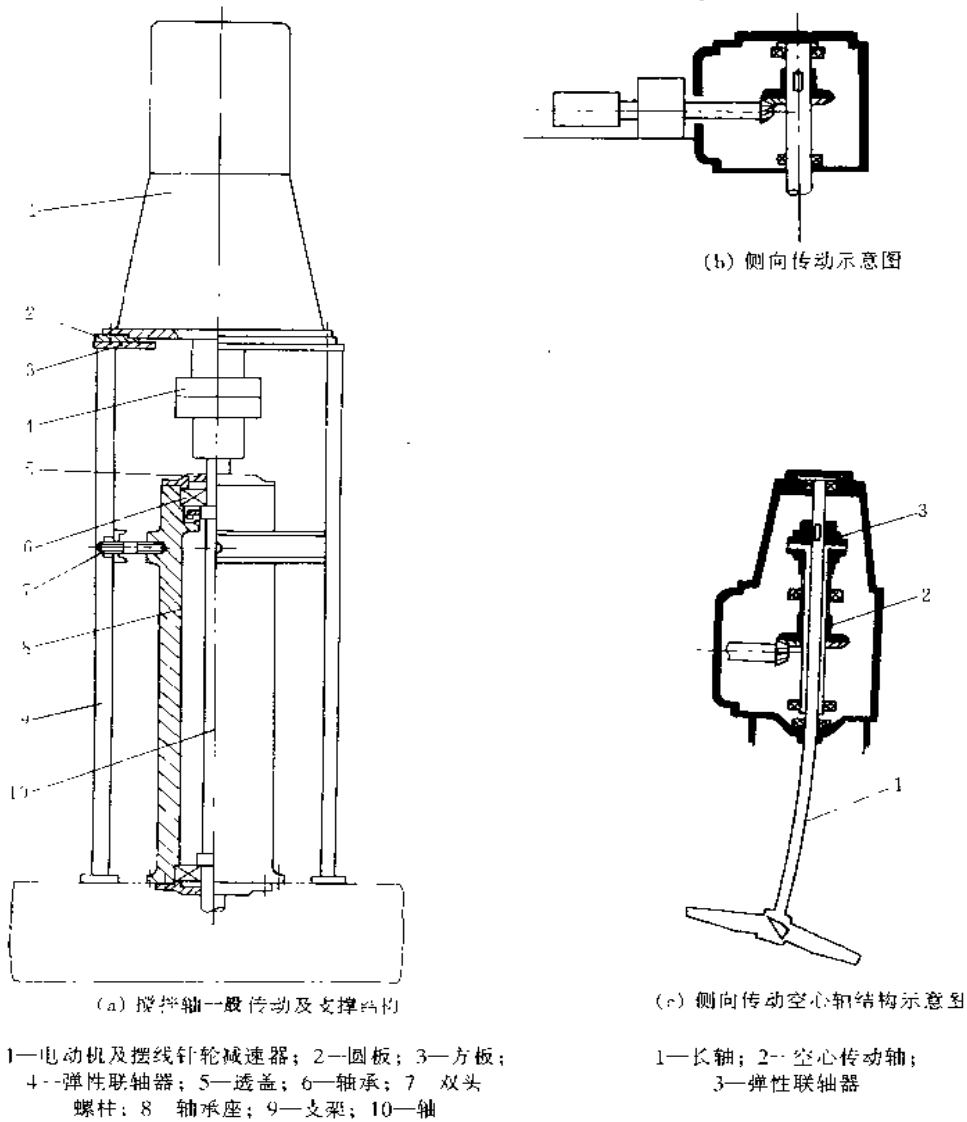


图 2-4-49 搅拌轴传动

图 2-4-51 是六轴半自动车床液压夹持机构。图 a 是分散的组装形式；图 b 是整体组装结构，取消了铜

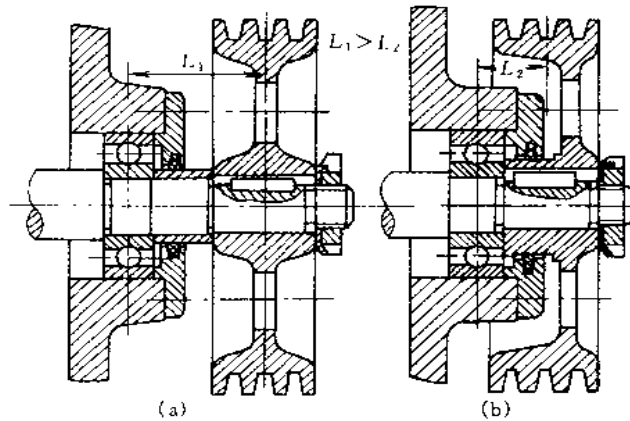


图 2-4-50 带轮结构

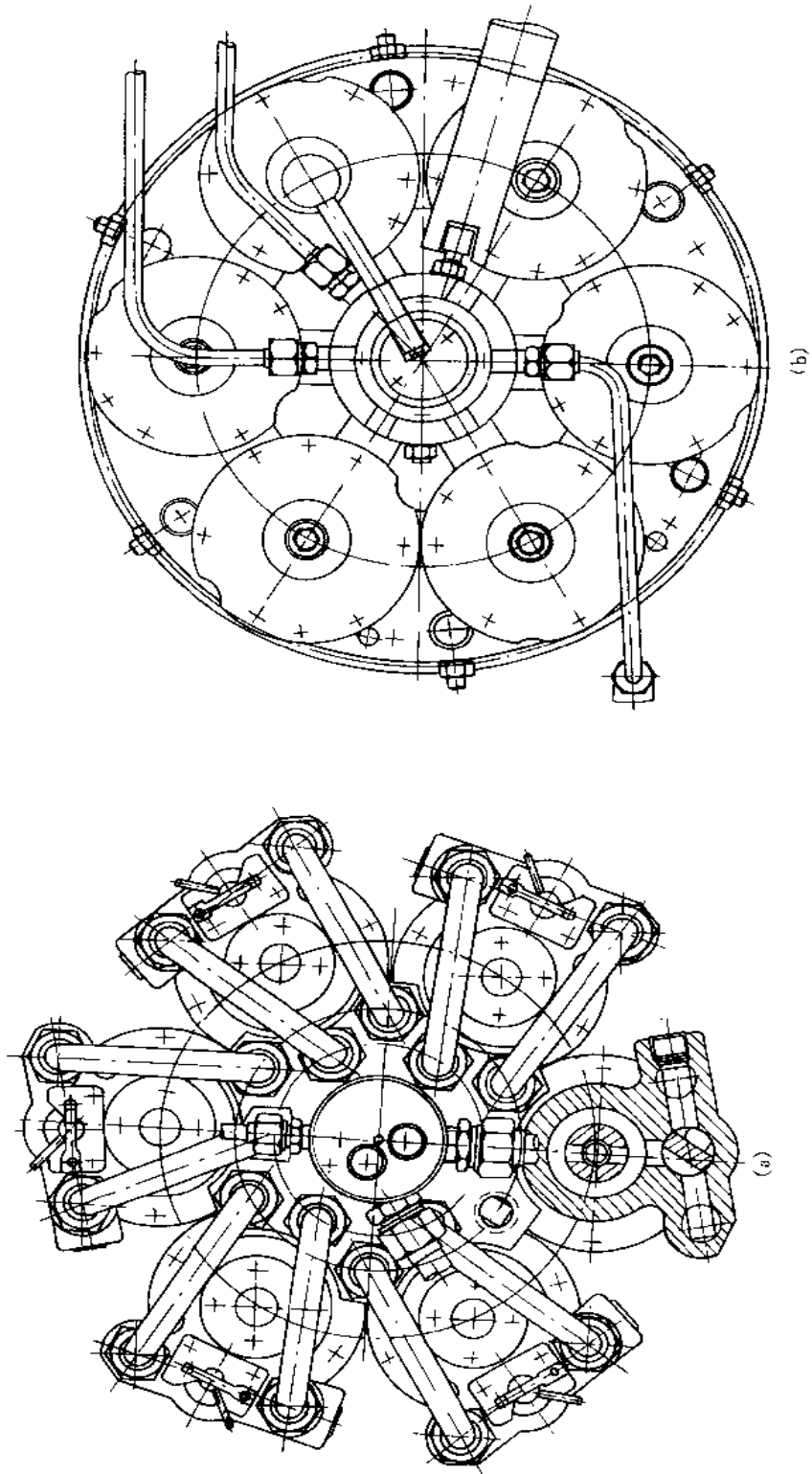


图 2-4-51 六轴半自动车床液压火持机构

管、管接头、螺母等零件，标准和非标准零件大为减少，机构简化，重量减轻。

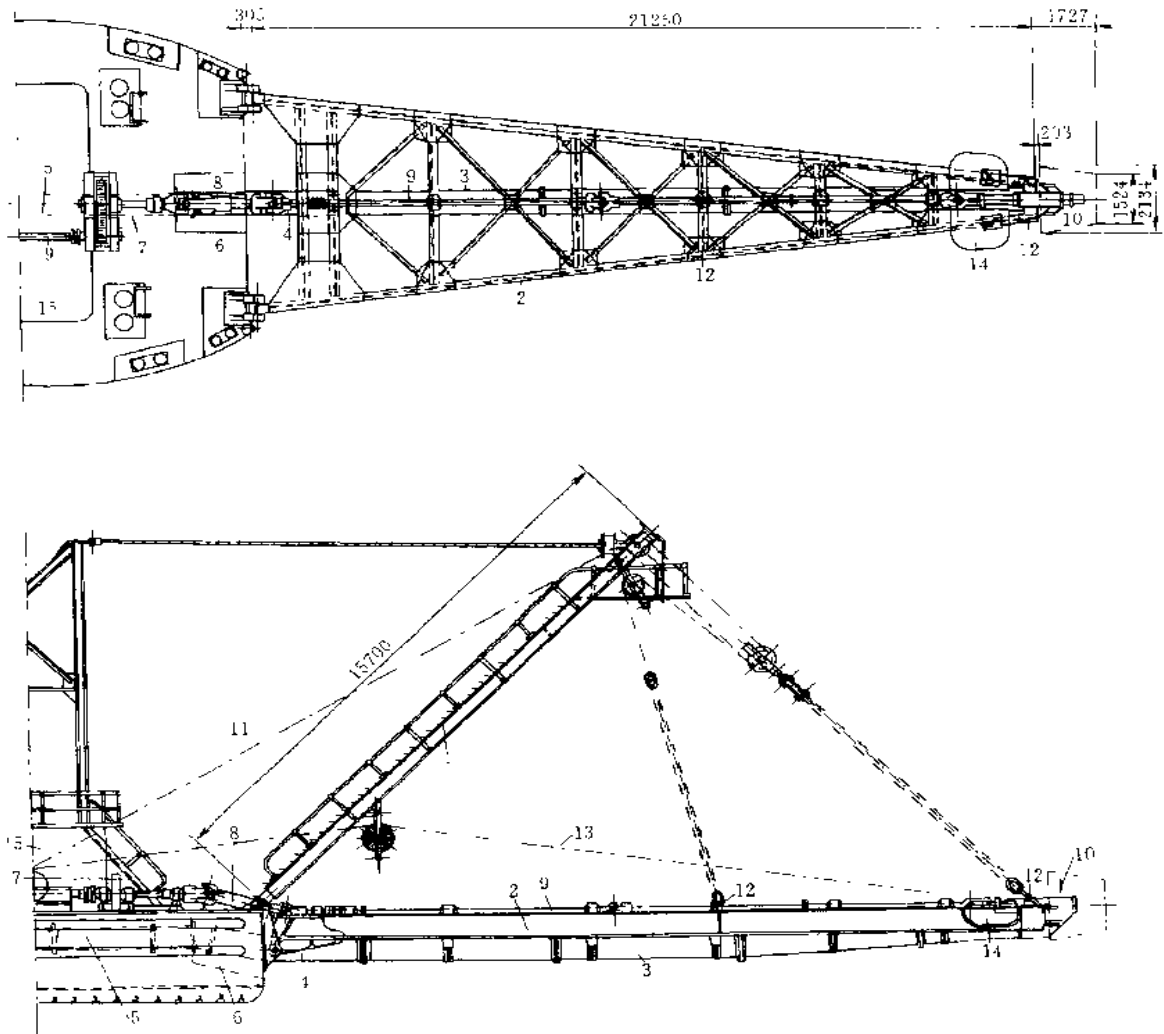


图 2-4-52 绞吸式挖泥船

- 1—吊架；2—吸泥管框架；3—吸泥管；4—长食管；5—船内部的吸泥管；  
 6—套管小开槽；7—绞刀轴齿轮箱；8—可伸缩的方向联轴节；9—绞刀轴；  
 10—绞刀；11—起吊吸泥管框架用的钢索；12—起吊索的眼板；  
 13—船首边钢索；14—放置船首边钢索导绳滑轮的平台；  
 15—操纵多鼓轮绞车的甲板室

图 2-4-52 为绞吸式挖泥船吊架与吸泥管框架。如果框架 2 仅在两端支点，则框架结构重量很大，挠度也较大，使绞刀轴 9 的挠度也较大，即使中部设置一个万向节也不能保证传动。若增设一个中间悬挂点 12，则框架重量可减轻，且能保证传动。

图 2-4-53 为摩擦片离合器的隐蔽液压缸示意图。传动机构中片式摩擦离合器的液压操作缸常与摩擦片组件在轴向位置上互相错开，其轴向尺寸总和较大，不能应用于轴向空间要求紧凑的场合。本设计将液压缸与摩擦片布置在同一轴向位置内，可将缸体看作是“隐蔽”在摩擦片组件之内，以便缩小轴向尺寸。资料来源于美国专利 5226517。

离合器的一组摩擦片 20 外周花键齿 86 伸入壳体 16 的花键槽 84 内，另一组摩擦片 18 内周花键齿 48 伸



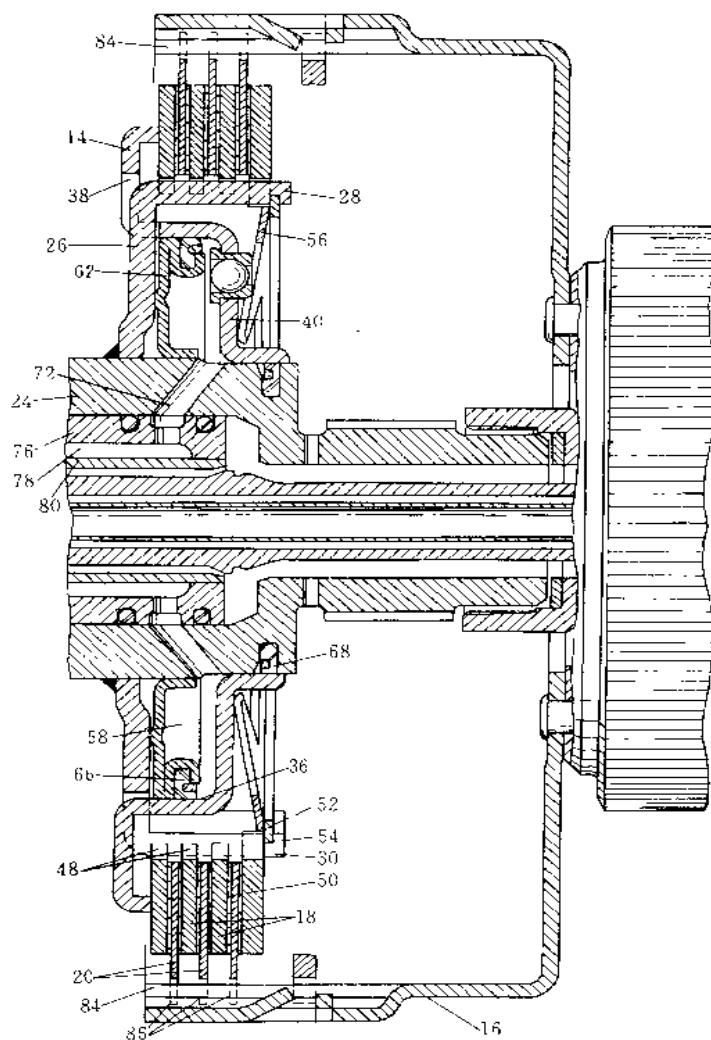


图 2 4 53 摩擦片离合器的隐蔽液压缸

入毂 26 的槽 30，槽 30 之间的实体为毂 26 的延伸爪 28。毂 26 焊在轴 24 表面。

液压缸 58 的环形腔室的四壁是：左壁金属环 62，其内边固定于轴 24，并以毂 26 为依托；内壁轴 24；右壁 40 及外壁 36 在轴 24 上可以轴向移动，并整体构成摩擦片组件的压紧环 14。环 14 上有在圆周布置的孔槽，爪 28 穿过孔槽向右伸出。唇形密封件 66 及 68 布置在运动表面之间。常规结构的双层套筒 76 及 80 之间的环形通道 78 经孔 72 向液压缸供应压力油，使环 14 压紧摩擦片。停止加压时弹簧 56 推环 14 向左松开摩擦片。孔用弹性挡圈 52 是摩擦片及弹簧 56 的轴向止挡。

图 2 4-54a 为细长轴的浮动辅助支承安装图，两个或二个互相平行的细长传动轴，为了减少齿轮径向力引起的挠度，有时不得不在轴的中段适当部位设置隔板。

浮动隔板是一种替代结构，它不固定于箱体。图 a 中隔板 1 用轴承 2 装在轴 4 及 5 上，限制轴间中心距的变化。图示轴承只有外圈 3 没有内圈，原设计用于大批生产的汽车变速箱。在其他场合下，也可以采用普通有内圈的轴承。资料来源于美国专利 5284067。

浮动隔板简化了箱体结构，降低加工成本，在某些情况下还可以方便装配操作。

图 b 为浮动轴承的结构示意图。

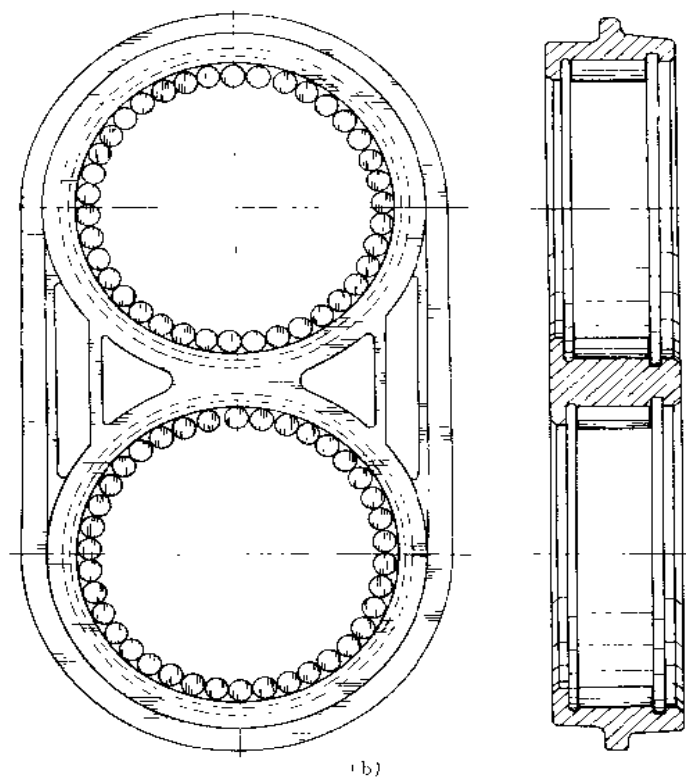
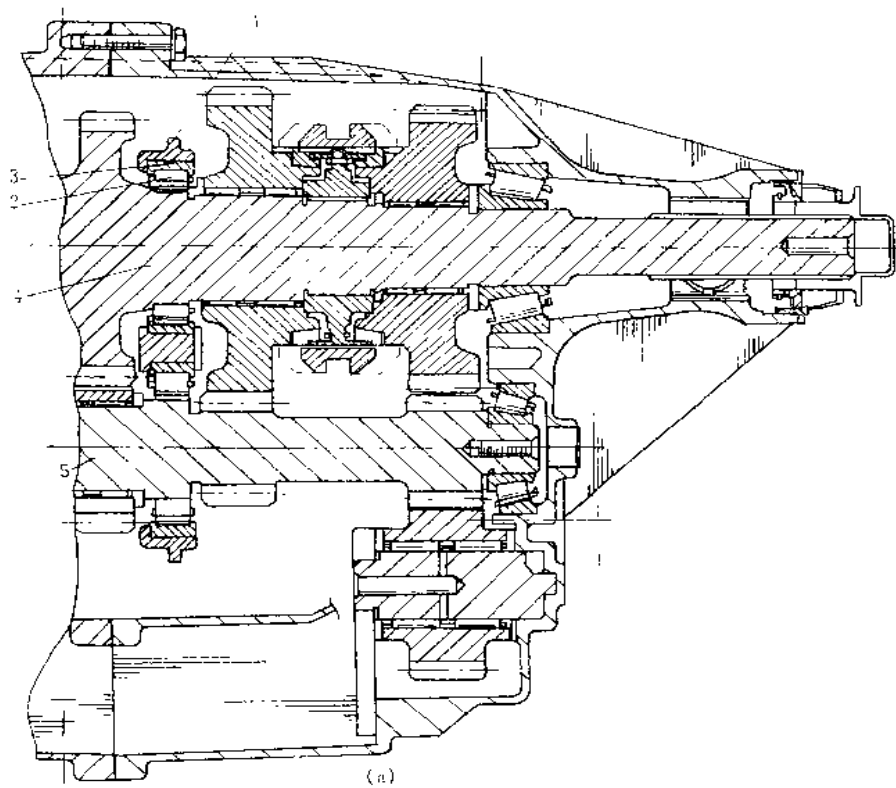


图 2-4-54 细长轴的辅助支承及浮动轴承结构

### 3.6 减速器、电动机、新型轴承、低速大扭矩液压马达

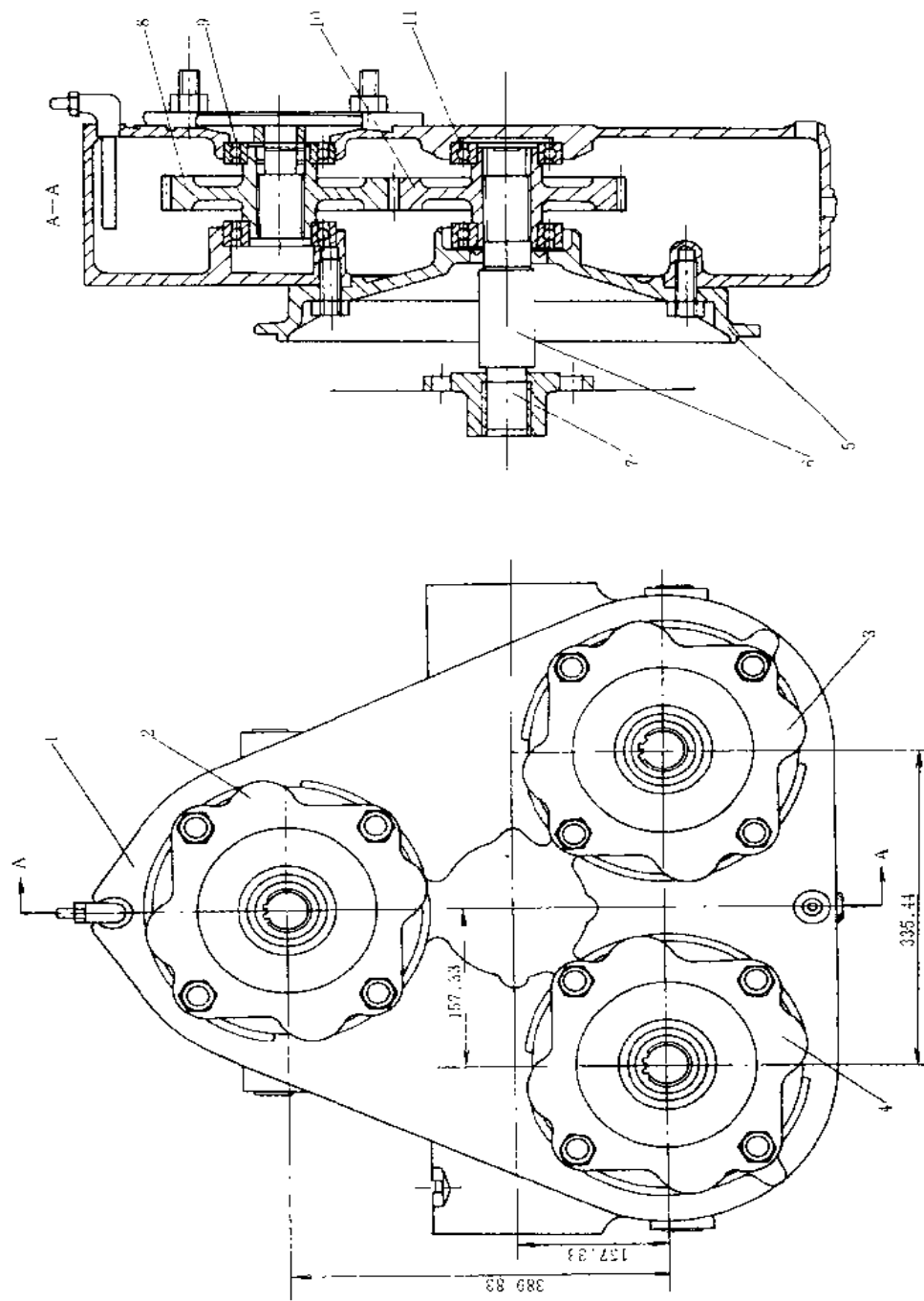


图 2-4-55 分动箱结构示意图

1 箱体；2—输出轴Ⅰ；3—输出轴Ⅲ；4—输出轴Ⅱ；5—连接盖；6—联轴器；7 联轴器；8—齿轮；9 轴承；10—中心轮；11—轴承

设计体积小、重量轻的减速器一直为设计者所重视。对于现代机械,除体积小、重量轻外,还要求传递高的转速和转矩,从而使设计增加了难度。除了寻求新材料、新工艺之外,紧凑的结构显得十分重要。下面列举一些减速器方面的结构实例,以供参考。

图 2-4-55 为中间电机驱动三个液压泵的传动装置分动箱结构图。一个电机通过分动箱驱动三个液压泵,结构较紧凑。

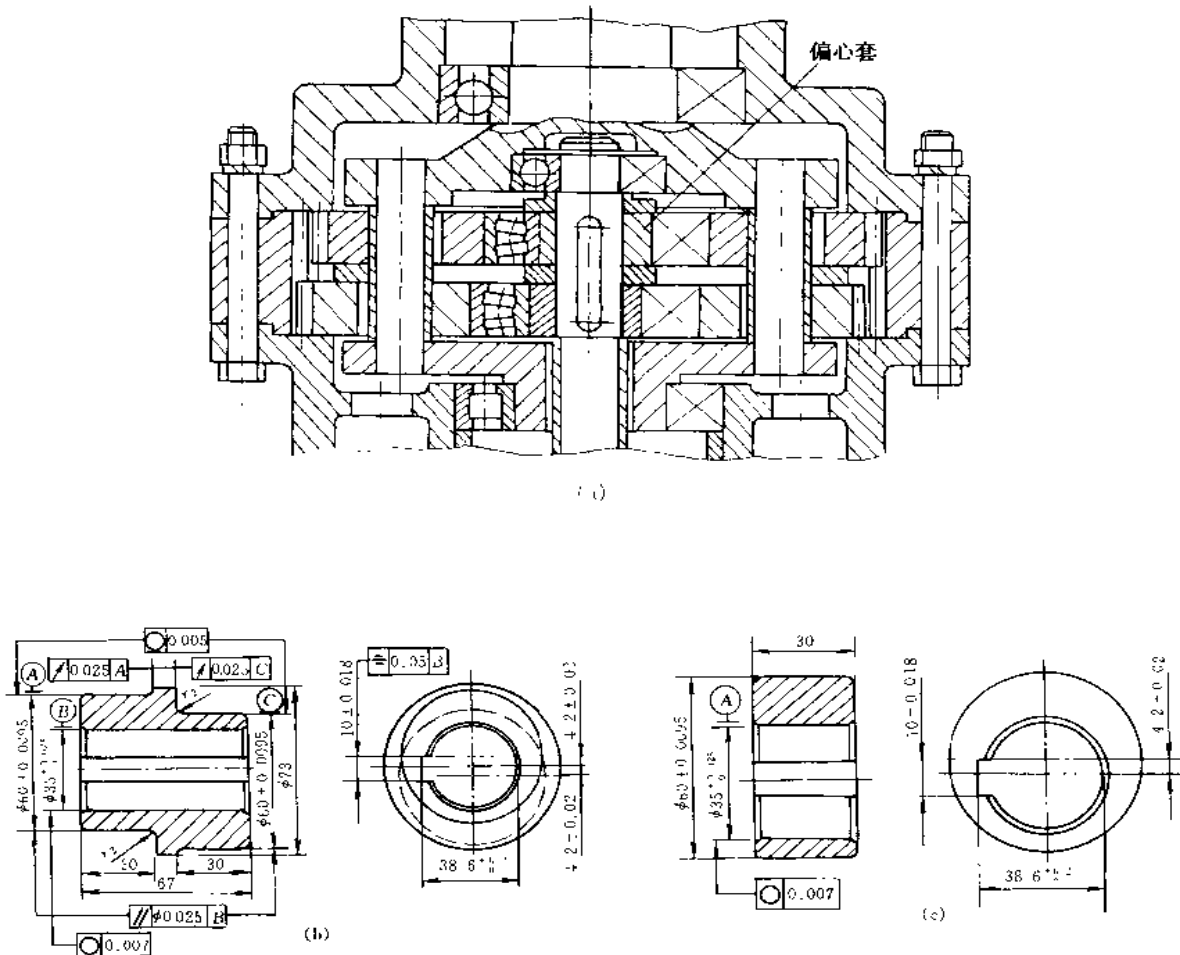


图 2-4-56 渐开线少齿差行星传动减速机构

图 2-4-56a 为塔式起重机回转机构的渐开线少齿差行星传动减速机构,传动比大,体积小。若将原来轴上整体式偏心套(如图 b)改成三段分离式偏心套(图 c),则使加工、检验的难度大为减小,拆装方便。

图 2-4-57 为焊接管道用的旋转-定心器的减速器。前两级为普通齿轮传动,传动比为 81,后一级为谐波齿轮传动,传动比为 134,总传动比为 13200。

图 2-4-58 为 K-162 型汽车起重机吊杆升降绞盘的结构,电机功率 7kW,传动比 180,是谐波传动减速装置。与蜗轮蜗杆和圆柱齿轮传动的绞盘相比,在相同条件下,其外形尺寸减小了  $\frac{1}{2}$ 。电机轴 1 通过联轴器 2 与谐波发生器的偏心轴 13 相连,中间圆盘 11 向一方向偏心,两侧圆盘 9、12 与圆盘 11 相反方向偏心,两侧圆盘利用穿过中间圆盘孔的螺栓 10 刚性连接。波发生器通过中间环 8 使柔轮 6 在两个方向变形,并使柔轮 6 与刚轮 7 相啮合。柔轮 6 与绞盘卷筒 5 连接在一起,卷筒 5 安装在支座 14 上。

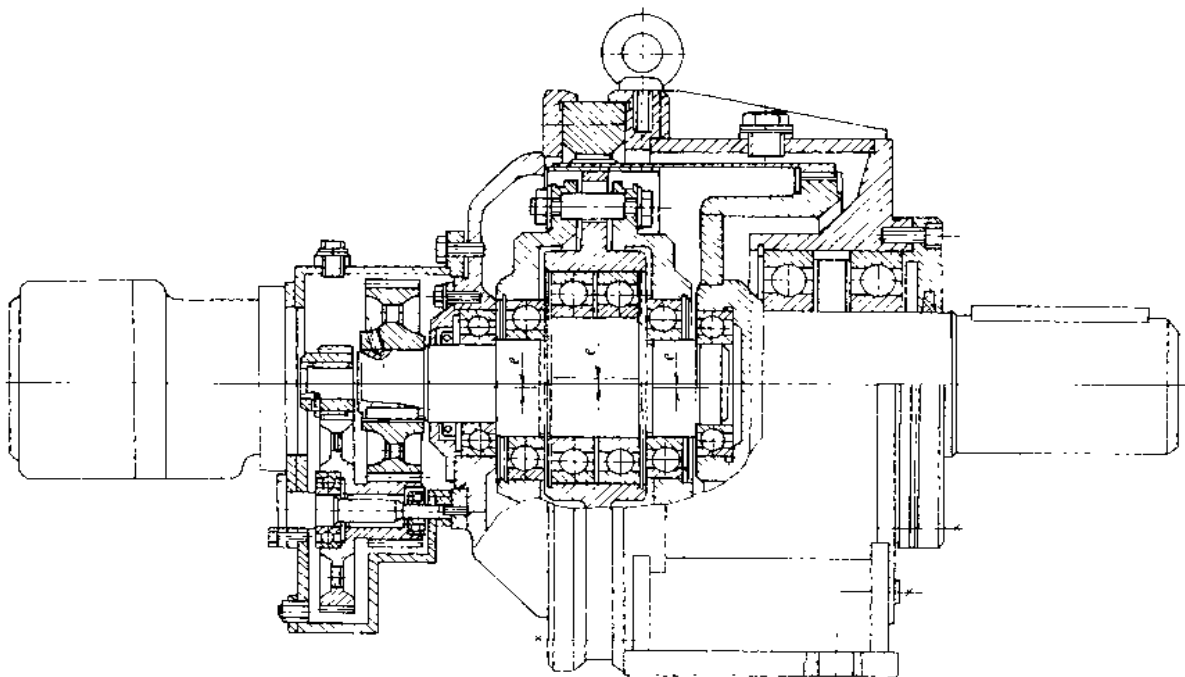


图 2-4-57 焊接管道用的旋转-定心器的减速器

板坯连铸机的拉矫力较大，一机需配置多台拉矫机。一般机架的上下辊同时驱动，传动方式主要有“电动机—减速器—联动齿轮座—方向接轴”上下辊集中传动（图 2-4-59）和“单独电动机—行星减速器—方向接轴”上下辊分别传动（图 2-4-60）两类。前一机型具有大传动比四级圆柱齿轮减速器和联动齿轮座，机构较复杂，造价高且占地面积大。后一机型虽不需设置联动齿轮座，却因要错开上下两辊分别传动两台减速器的位置，需采用两级行星减速器，机构较复杂，且机构拉开位置更大，所用行星减速器常因受尺寸限制承载不足而限制了拉矫能力。

图 2-4-61 系一台采用三环减速器传动的板坯连铸拉矫机，每台拉矫机可用一台或两台电动机经一台双输出轴三环减速器传动，主要参数如下：

铸坯断面：150mm×1050mm 和 240mm×1400mm；

最大拉坯力：1300kN；

矫直力：1700kN；

拉坯速度：0.3~2.5m/min；

辊径及长度：340/300mm×1500mm；

拉矫机台数：一机 8 台；

电动机：Z2-62，5.5kW，1500/750r/min；

三环减速器：LLSH420，传动比 320.44 及 282.74，许用输出转矩 24.5kN·m；

制动器：YWZ200/25，制动力矩 200N·m；

测速发电机：2ZYS-9A

光电转速传感器：SZGB-3

该三环减速器传动板坯拉矫机经使用考核表明，不仅承载能力强，保证了铸机 50 炉以上连浇，而且比

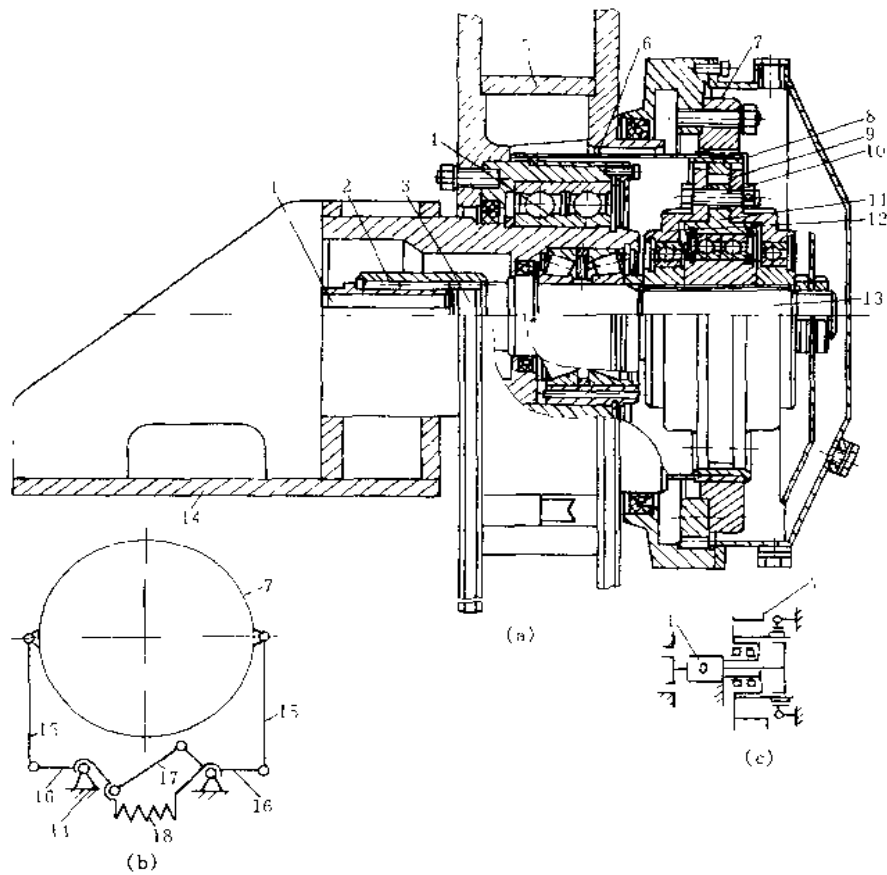


图 2-4-58 具有渐开线齿轮传动装置的汽车起重机吊杆升降绞盘

(a) 结构图; (b)、(c) 原理图

- 1 电动机轴; 2、3 - 复式内联联轴器; 4 轴承; 5 - 绞盘卷筒; 6 柔轮;
- 7 - 刚轮; 8 - 中间环; 9、12 - 两侧圆盘; 10 - 螺栓; 11 - 中间圆盘;
- 13 - 波发生器的偏心轴; 14 - 17 - 支座、杆件系统; 18 - 弹性垫块

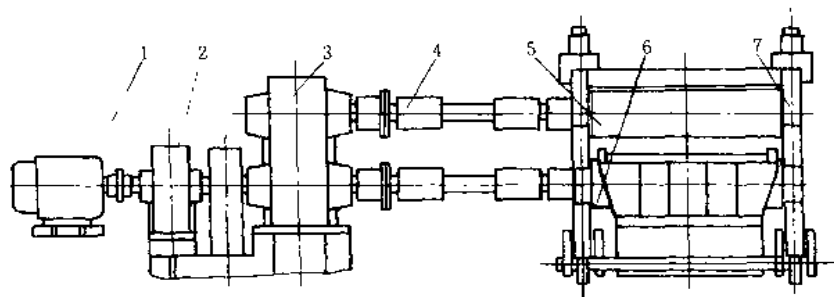


图 2-4-59 上下辊集中传动的板坯拉矫机

- 1 - 电动机; 2 - 减速器; 3 - 齿轮座;
- 4 - 方向接轴; 5 上辊; 6 下辊; 7 - 机架

图 2-4-60 机型传动机构重量轻约 10t, 机宽减小近 4m.

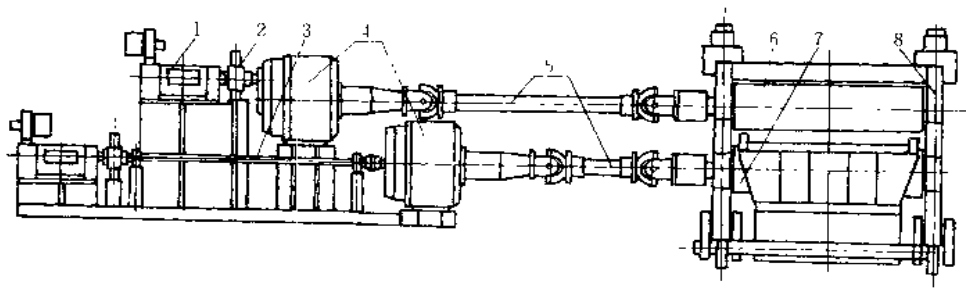


图 2-4-60 上下辊分别传动板环拉矫机

1—电动机；2—制动器；3—高速轴；4—减速器；5—方向联轴器；6—上辊；7—下辊；8—机架

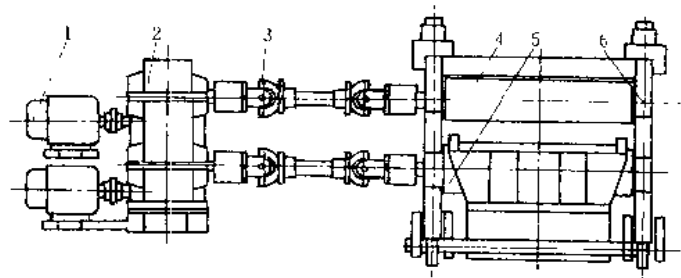


图 2-4-61 采用三环减速器的板环拉矫机

1—电动机；2—减速器；3—方向联轴器；  
4—上辊；5—下辊；6—机架

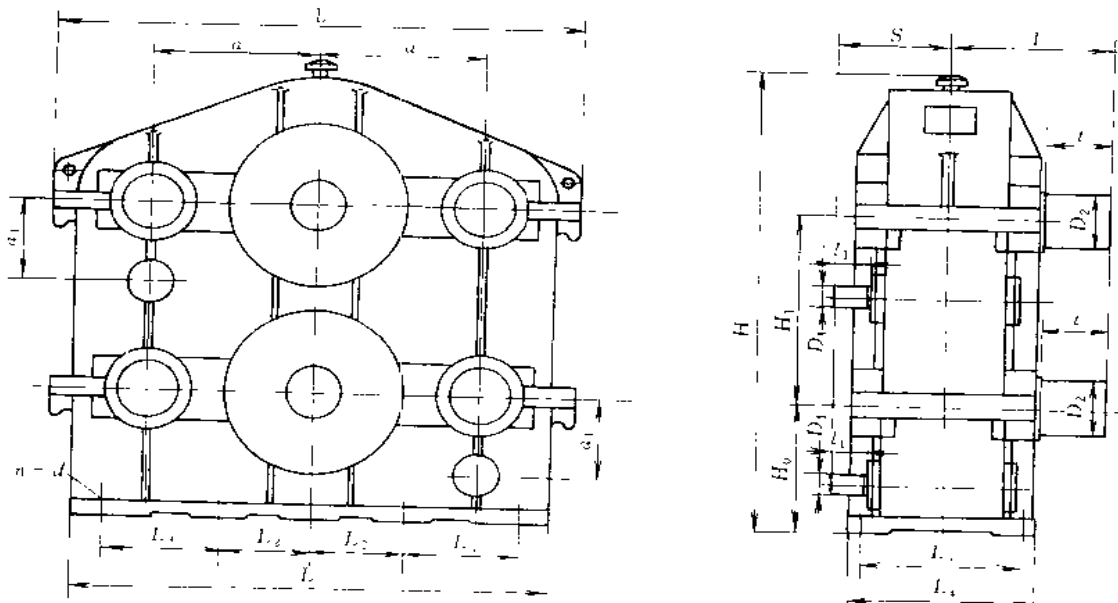


图 2-4-62 用于板环连铸拉矫机的 LSH 型三环减速器

图 2-4-62 各尺寸的具体数值见下表。

规格	$a$	$a_1$	$H$	$H_0$	$H_1$	$L$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$L_5$	$S$	$D_1$	$I_1$	$T$	$D_2$	$r$	$n-d$	质量 kg	输出转矩 N·m
300	300	160	1095	280	510	960	900	140	260	350	285	228	35k6	58	340	110m6	165	8-M24	930	10500
350	350	180	1283	325	605	1100	1020	165	290	410	350	275	42k6	82	395	130m6	200	8-M24	1270	15800
400	400	210	1400	355	660	1280	1170	190	340	445	385	338	48k6	82	438	150m6	200	8-M24	1830	24700
450	450	230	1575	400	750	1440	1320	215	380	510	430	332	55m6	82	500	170m6	240	8-M30	2500	35900
500	500	260	1773	500	945	1610	1520	240	450	570	490	375	60m6	105	510	180m6	240	8-M36	3450	48000

图 2-4-62 为一种三环减速器的外形尺寸, 在同等条件下与普通减速器比较, 它的尺寸小, 重量轻。新结构的采用, 是小型化、轻量化的主要途径。

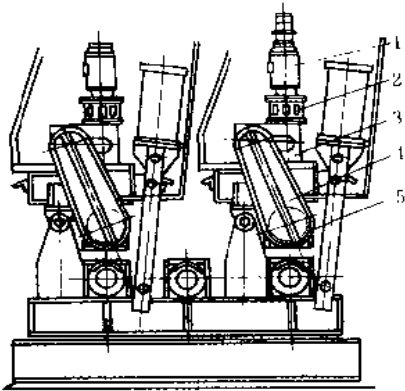


图 2-4-63 采用圆锥-圆柱齿轮减速器传动的方坯拉矫机  
1—直流电动机; 2—联轴器;  
3—圆锥-圆柱齿轮减速器;  
4—链条链轮; 5—上辊

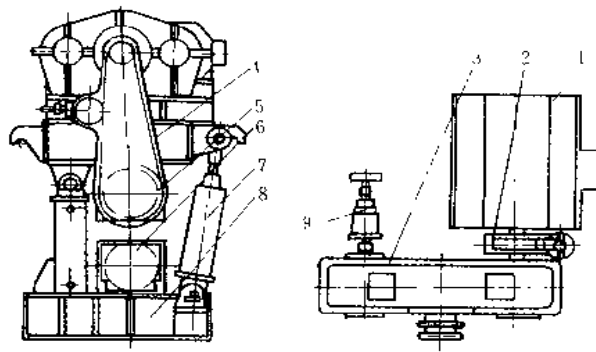


图 2-4-64 采用三环减速器传动的方坯拉矫机  
1—电动机; 2—制动器; 3—三环减速器; 4—传动链;  
5—上辊; 6—下辊; 7—压下气缸; 8—底座;  
9—测速电机及光电传感器

在冶金二业的连续铸钢机组中, 拉矫机用于将铸坯从结晶器及冷却段不间断地拉出并矫直, 以保持铸机连续顺畅出坯。其性能对连铸机组的功能及铸坯的产量和质量至关重要。

拉矫机主传动的减速器应具有以下特点:

- (1) 传动比大。拉矫辊转速通常低于 10r/min, 相应要求减速比为 80~500。
- (2) 短时过载能力强。连铸过程中由于钢温变化和“误车”影响, 导致拉矫机的转矩较大幅度变动。
- (3) 连续重载下持久可靠运行, 以保证长时间多炉连浇和高的年作业率。
- (4) 环境温度高。铸坯高温辐射和连接件的热传导使环境温度常超过普通减速器允许使用温度 40~50℃ 的限制。
- (5) 外形尺寸小。为使拉矫机的结构紧凑配置, 减速器的体积应尽量小。尤其按多机多流布置的机组, 因各机组流间距狭小, 必须尽可能缩窄传动宽度。
- (6) 多轴伸。为了对拉速和坯长的检测控制, 减速器除具有输入和输出轴伸外, 还应提供安装制动器和连接监测的轴伸。
- (7) 效率高, 在长时间工况下能耗小。
- (8) 便于配套、维护和检修。

一般拉矫机所用普通减速器, 大都不完全适应这些要求, 致使其传动系统的性能在一定程度上限制了铸机生产能力发挥, 而三环减速器在这些方面有明显优势。

多机多流方坯连铸机一般在三流以上, 而每流又须设置几台拉矫机, 其前后左右位置相当狭窄, 常迫使



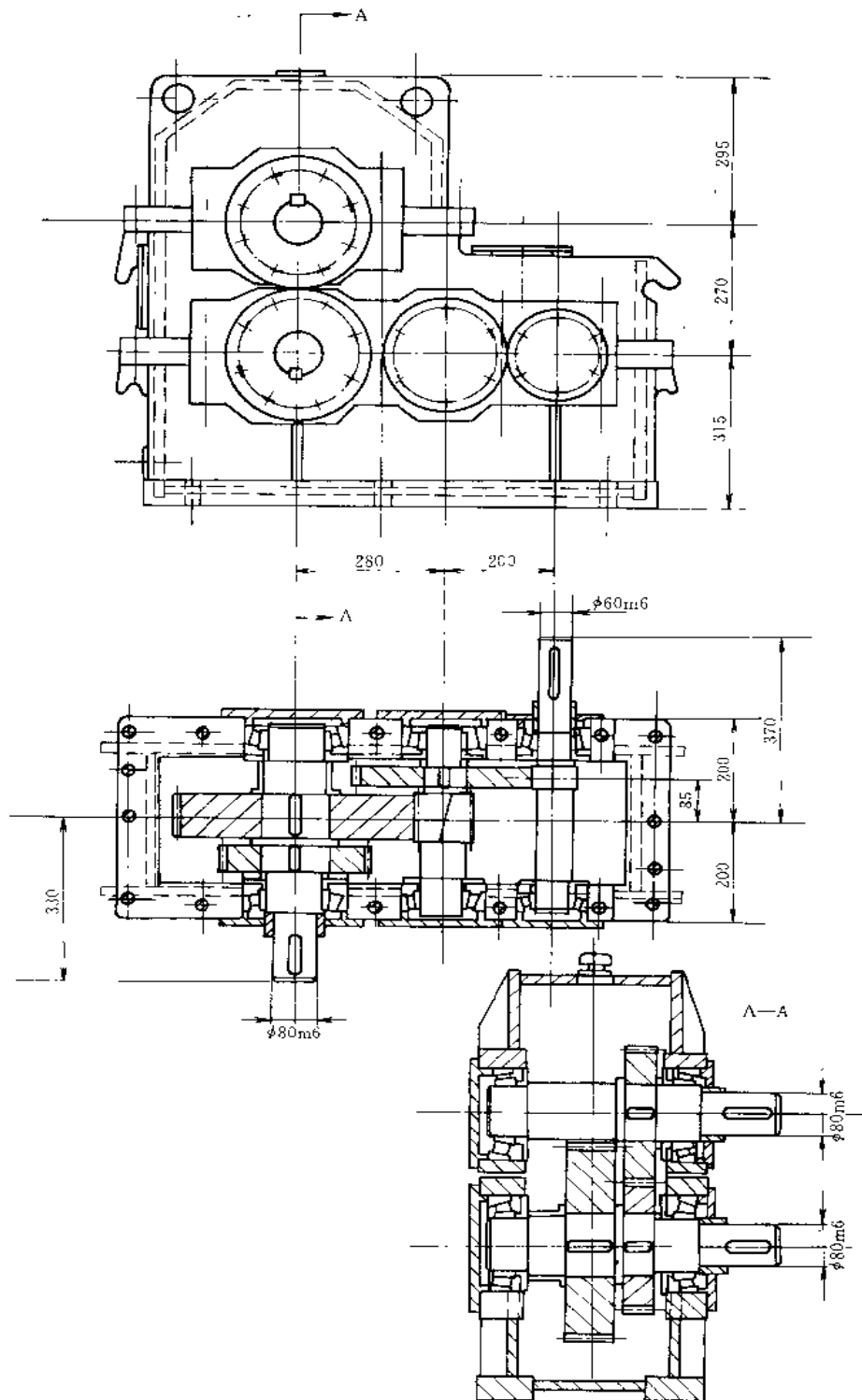


图 2.4-65 圆盘剪联合减速器

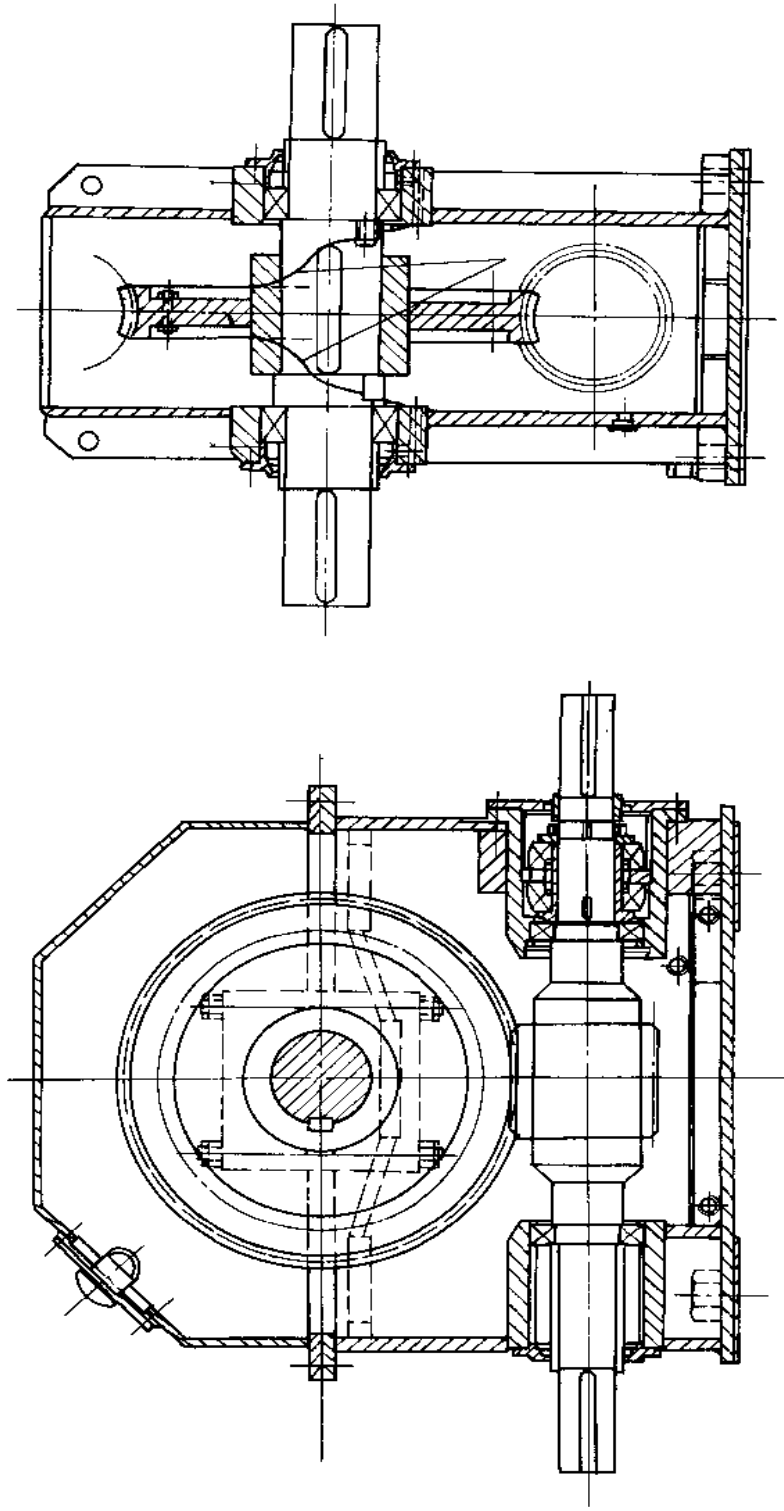


图 2-4-66 焊接型蜗轮减速器

拉矫机的传动系统配置在顶部。由此增加了传动机构设计与配置的难度，往往给铸机功能带来不利影响。

图 2-4-63 是一种具有代表性的德马克 (Demag) 式方坯拉矫机。其设置在拉矫机顶部的传动机构采取立式直流电动机 1 通过联轴器 2 与圆锥-圆柱齿轮减速器 3 连接，盘式电磁制动器装在二级高速轴端，输出轴通过链轮和链条 4 驱动上辊 5。这种机构的专用减速器和制动器不便配套，减速器高速级锥齿轮副要分担较大传动比，可靠性差，且制造和维修较难；某些用蜗杆减速器传动，其效率低能耗大；制动器装在二级高速轴上所需制动力矩较大；由于受减速器传动比所限，选用较低转速电机体积大；因减速器仅一个高速轴伸，不得不采用特制双出轴立式电动机，以便安装拉速和坯长检测器，致使整机高度增加。

图 2-4-64 系运用三环减速器传动的方坯拉矫机。利用三环减速器轴向尺寸小、传动比大和具有双高速轴的特点，使传动机构按简单的卧式布置。其电动机、减速器、制动器和监测器等都是通用产品，配套与维修方便；电动机与监测器分别连接减速器的两个高速轴，配置紧凑并降低了总高度；三环减速器具有较高的承载和过载能力，保证当铸坯温度偏低或处理事故时能强力拉坯，同时还有较好的高温适应性，加之传动装置底座通水内冷减缓热影响，可保证长时间多炉连续作业，与图 2-4-63 机型的传动机构性能相比有明显优势。

图 2-4-65 为圆盘剪联合减速器。传动电动机为 30kW，1375~100r/min。

减速器总速比为 10.523，由高速轴传入，通过二级减速，最后由第三级齿轮以速比 1:1 传入上轴使圆盘剪上下刀盘转动。由于减速器及齿轮座装在同一箱内，减轻了减速器重量。本减速器总重量为 1100kg，和一般结构相比节约重量 1/3 左右。

图 2-4-66 为焊接型蜗轮减速器的结构，其箱体及机盖均用钢板焊接。减速器中心距为 508mm，高速轴直径为  $\phi 90\text{mm}$ ，低速轴直径为  $\phi 165\text{mm}$ ，重量为 2380kg。根据原机械部标准，同样中心距的型式，若为铸造结构，其重量为 3600kg。比较之下，本焊接结构的重量减轻了 1/3 左右，且简化了制造工艺。

图 2-4-67a 为金属骨架塑料减速箱体。齿轮减速箱采用塑料箱体，内埋金属薄板骨架，可以简化结构，减轻重量，并降低噪声和成本。资料来源于美国专利 5156069。

箱体 1a 及 1b 的基本材料选用热胀系数与金属相差较小的纤维增强热塑性塑料，在模具内注射成形。注塑前金属骨架预热到塑料的注射温度（约 300℃），冷却后达到要求精度。

箱体由两件 1a 及 1b 拼合而成，拼接面有筋 2 及槽 3 定位，用塑料焊或粘接固定；也可考虑图 c 所示用螺栓 20 连接的结构，带圆柱 5 及孔 4 加强定位和 O 形圈 12 密封。图 c 还示出箱体壁内预埋的螺母 19，用于与其他部件的连接。

骨架 8 为两块金属板，厚 2mm，主要功能是保证轴承孔及与电机凸台 18 配合的孔的孔径和位置精度。骨架上轴承孔公差为  $\pm 0.015 \sim \pm 0.020\text{mm}$ 。可以数十片骨架板叠置，同时进行精密机械加工，以便达到 IT5 至 IT6 级齿轮的安装要求。骨架上有若干附加孔 11（见图 b），用以增加每块骨架板两侧塑料材料间的连结面积。箱体左壁与右壁结构形状有差别，但骨架板可以相同。左壁板的孔 10 无轴承定位功能，在注射后填满塑料，对强度并无不利之处。

各轴承在注射时预埋，可以简化轴承外圈轴向定位的结构。本箱体轴承不可更换。

注射加工的箱体上不难根据需要制出其他结构要素。例如，齿环形工作面 6 可用于承受箱体与其他部件间可能存在的大转矩作用力，孔 7 也可以与其他安装工作面协同承受转扭载荷。

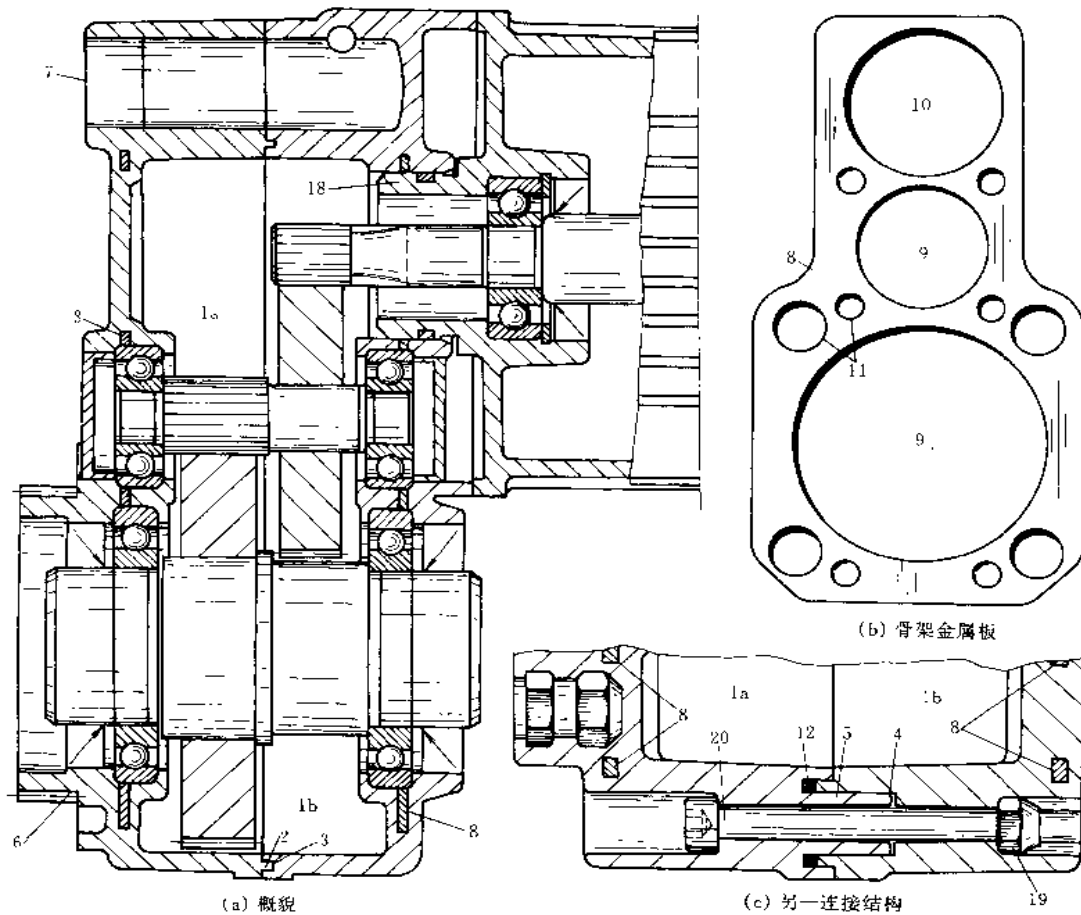


图 2-4-67 金属骨架塑料减速箱体

图 2-4-68 为电控双速驱动减速结构。本结构用两个电动机、一套蜗杆蜗轮减速器、一个电磁摩擦离合器和一个电控制动器使输出轴获得两种不同转速。资料来源于美国专利 5242039。

图 a 表示电机 106 工作时经蜗杆 118 驱动蜗轮 120。制动器 16 的线圈 156 通电时使压盘 144 克服弹簧 148 的弹力向右移动，摩擦片组件 140 松开，制动器松闸。制动器在线圈断电时由弹簧力作用使摩擦片压紧，蜗杆 118 被制动，在需要手动操作时，先转动偏心轮机构 168 及 170，使盘 144 右移，松开制动器，然后用手柄或手轮（图中未示出）装在轴头 134c 上，人工驱动蜗杆转动。

图 b 表示电机 106 工作、电机 22 不通电时，上述蜗轮 120 的低速转动通过轴 46、电磁摩擦离合器 18、轴 32、连接锥套 30 及电机 22 左端轴头 28 传递到右端轴头即输出轴 24。当电机 22 工作时，电机 106 停歇，离合器 18 分离，电机 22 右端轴头直接输出高速转动。

离合器 18 与制动器 16 相似，其摩擦片也由弹簧（82）的弹力作用使其结合，线圈（90）通电时摩擦片分离。不同的是其衔铁 78 与压盘 76 分为两个零件，其间用轴承 80 连接。两组摩擦片 56 与 58 交替叠置（见图 c），一组 56 的外径较小，内孔有齿 68；另一组 58 外圆有槽 72，内孔较大。它们分别以齿及槽与轴 32 及轴 46 啮合连接，均属常规设计，见图 b、c 及 d。特殊之处是四个螺栓 62 穿过摩擦片 58 的孔，经过内外螺纹件 62a 固定于压盘 76。在螺栓 62 上，有弹簧 64 装在每两片摩擦片 58 之间。同时，线圈与衔铁之间的间隙 92 要远远小于一般电磁摩擦离合器的气隙，以便提高电磁力，从而提高弹簧 82 的弹力幅度，目的在于提高离合器的转矩。对此，在后面将进行说明。为了缩小气隙，有关零件尺寸包括摩擦片的厚度公差均应从严控制。弹簧 64 的作用在于将有限的气隙在摩擦片分离时尽可能平均地分配在各片之间。

由于离合器 18 及制动器 16 均采用通电分离的模式，所以建议在电路上令电机 22 与离合器并联，电机 106 与制动器并联，或采用在效果上相同的其他接法。这样，当电机 22 通电时，离合器也通电分离，蜗轮

120 与输出轴断开，电机 22 直接输高速转动；当电机 106 通电时，电机 22 不通电，制动器通电分离，离合器不通电故结合，低速传动链接通。

此外，建议电路设计做到：当载荷机构高速运动接近指定位置时，在电机 22 断电后，应能使制动器不立即完全通电，而是用脉冲间歇通电，使它断续制动，以便克服原有高速运行的惯性，平稳过渡到低速，然后准确到达指定位置。

关于气隙的说明——缩小磁路气隙，提高离合器的转速，是本设计一个影响总体布局的关键细节。离合器 18 在低速传动链蜗轮减速环节之后，低速工作的离合器转矩相当大。过去曾有双速驱动结构采用电磁离

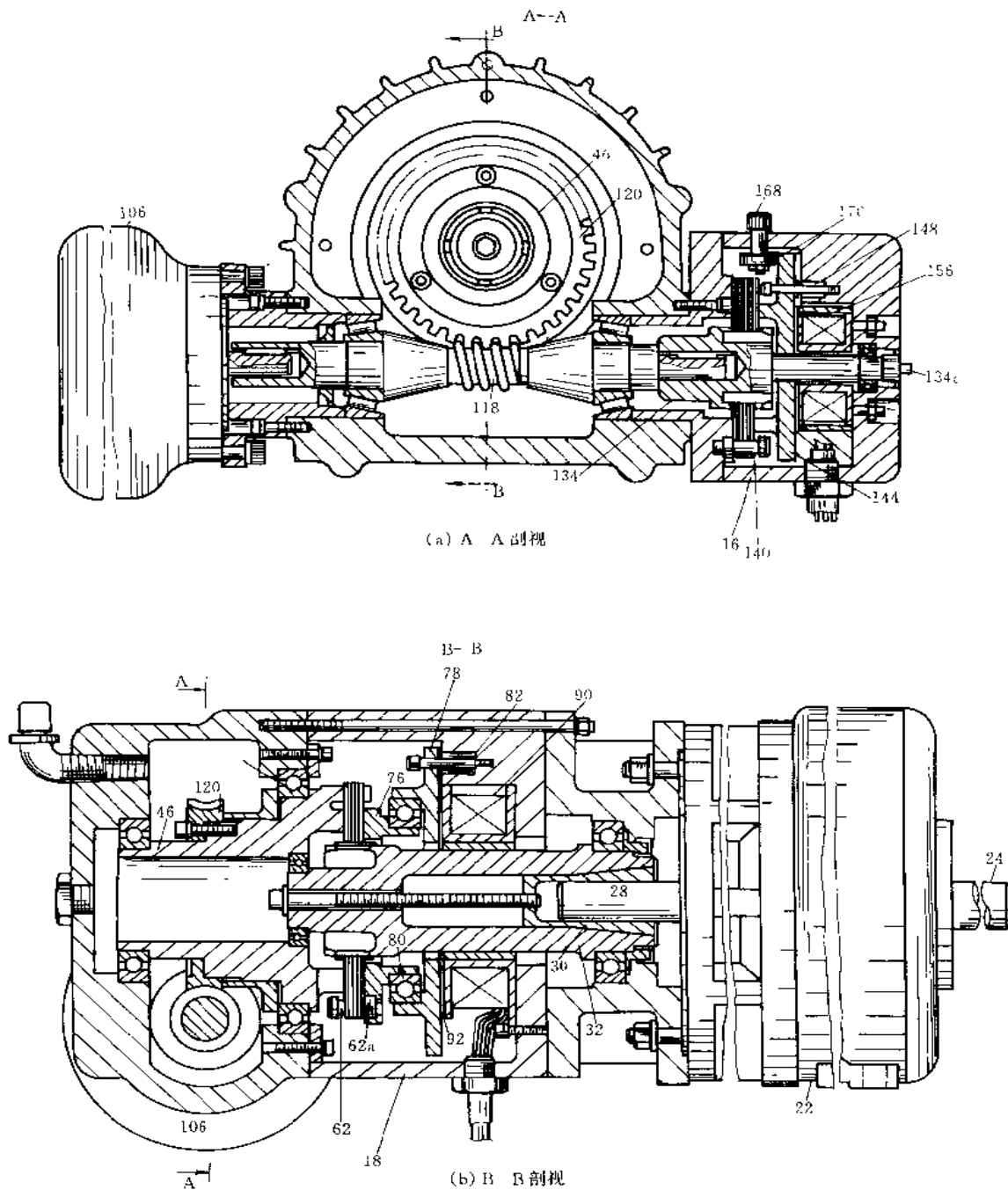


图 2-4-68 电控双速驱动机构 (a)、(b)

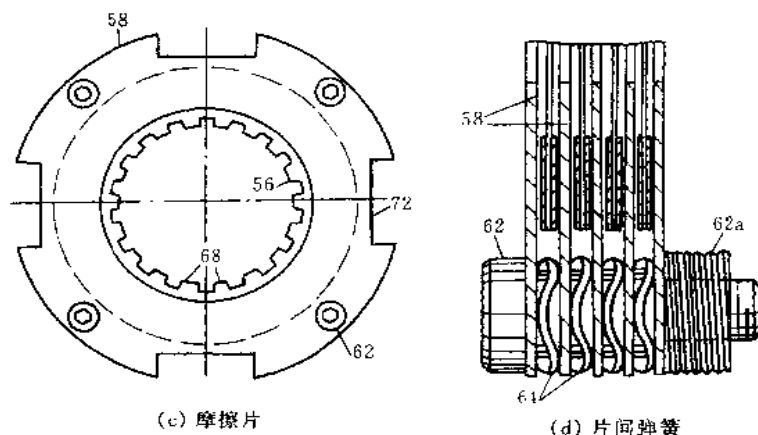


图 2-4-68 电控双速驱动机构 (c)、(d)

合器，属于干式，对电磁力要求不太高。缺点是干式摩擦片容易产生不均匀磨损，导致输出速度不均匀（类似于爬行），运动精度低。后来出现气控和液控摩擦离合器，活塞推力大于电磁力，故可采用湿式（油浸）摩擦离合器。但流体控制需要有外来流体动力源（如气源）或内加动力源（如油泵），由此引出其他问题。本设计采用油浸摩擦离合器，同时设法提高电磁力的有效功率，如果不能得到保证，整个设计就不能成立，所以十分关键。

图 2-4-69a 为减缩互锁结构的车用变速箱的基本结构。某些单双后轮摩托车及轻便汽车，其前进档和倒车档传动链及操作换档机构有交叉部分。为了避免矛盾干涉，通常在设计上专门设置互锁结构。本设计设法使换档机构本身具有互锁功能，将互锁结构减缩在换档机构之内，从而简化了结构。资料来源于美国专利 4879919 及 4713979。

图 a 简略表示变速箱的主要有关部分。凸轮 2 及 9 驱动三个拨叉 19、28 及 29 进行变速换档。其中拨叉 19 的右、中、左三个位置分别用于三类传动：右——低速前进；中——五个非低速前进档 1st、2nd、……；左——倒车。拨叉 28 及 29 的不同位置所对应的传动档从略。

由于拨叉 19 既用于选择低速与非低速，又用于选择前进与倒车，因而同时受两套操作机构的控制。以下说明在变速操作凸轮机构中安排互锁功能的设计，最后附带介绍有关凸轮的转动定位机构。

前进速度选择机构——见图 a。轴 5 经构件 6 及 7 转动凸轮 2。其中，构件 6 一端固定于轴 5，另一端有沟槽，沟槽内有构件 7 上的销柱；构件 7 经构件 8 固定于凸轮 2，因而可以带动凸轮转动。凸轮 2 由定位器 49 确定准确而可靠的转动位置。凸轮 2 独立控制拨叉 28 及 29，同时与凸轮 9 共同控制拨叉 19。

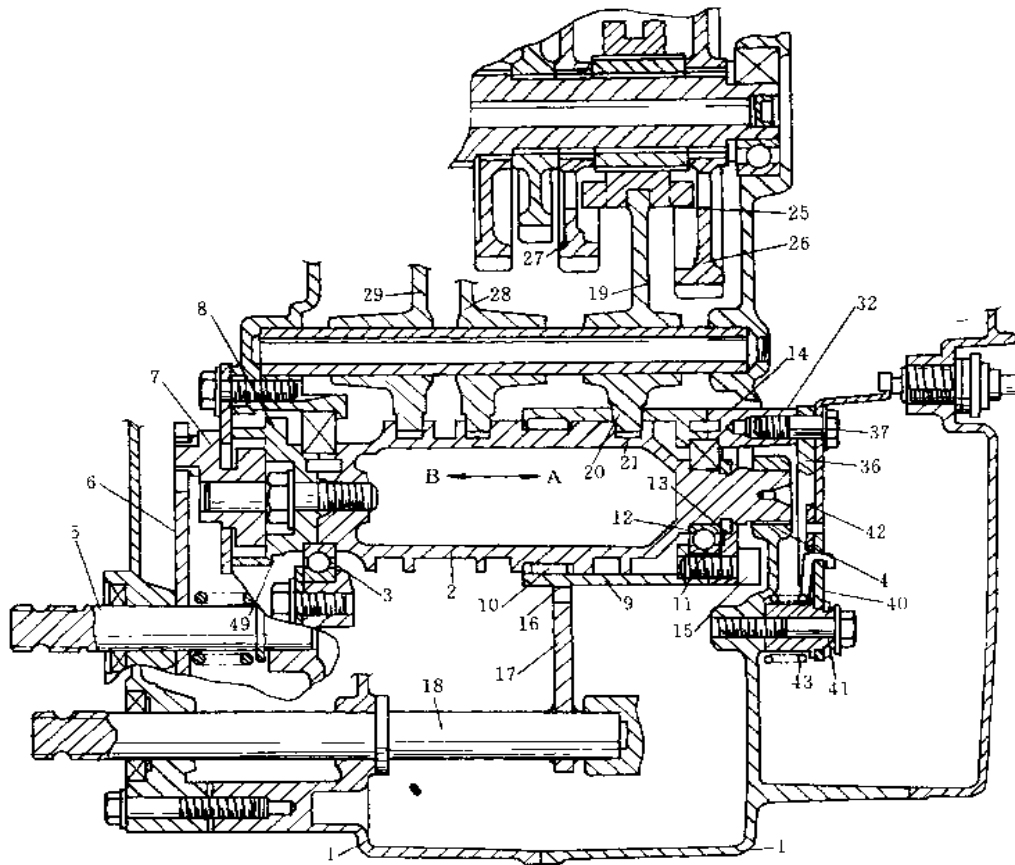
前进与倒车选择机构——见图 a。轴 18 经齿扇 17、齿弧 16 驱动凸轮 9 转动，控制拨叉 19 的倒车选择。

拨叉 19 的双重控制——凸轮 2 的右部与凸轮 9 内—外同轴套叠，拨叉 19 的柄部 20 同时插在两凸轮的沟槽 21 及 22 之内。参见图 a 及图 c。图 b 为拨叉柄 20 在沟槽中的位置示意。在各图的图示状态下，拨叉柄 20 在第一前进速度档（1st）。这时拨叉 28 及 29 在其应有的相应位置。

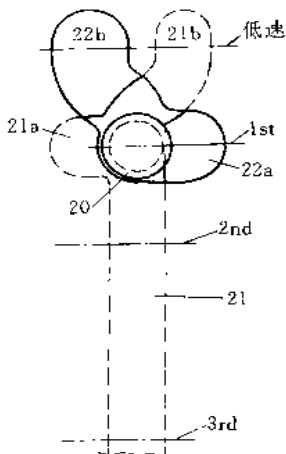
前进低速档，防止误操作之一——凸轮 2 从图 c 所示位置出发，按图 c 所示 C 向转动，柄 20 作 A 向移动，进入凸轮 2 沟槽 21 的 21b 部位和凸轮 9 沟槽 22 的 22a 部位。这时拨叉 19 在图 a 中右移，使结合于 25 与齿轮 26 啮合，加上拨叉 28 及 29 的位置与之配合，变速箱的低速前进传动链接通。在这个位置，假设操作者试图作出驱动凸轮 9（选择倒车档）的误操作，则由于沟槽 21b 两侧壁的限制，柄 20 不能作 B 向移动，又由于柄 20 本身不能作 C 向移动，因而凸轮 9 将无法转动，误操作得以排除。

其他前进档，防止误操作之二——凸轮 2 从图 c 所示位置出发，按图 c 所示 D 向转动，柄 20 不动，位于沟槽 21 的平直段（2nd、3rd、……等处），拨叉 28 及 29 按凸轮 2 的转角分别处于各有关档的要求位置，变速箱的第二、三、……前进档传动链接通。这时，由于沟槽 21 平直段槽壁的限制，选择倒车的误操作同样被排除。

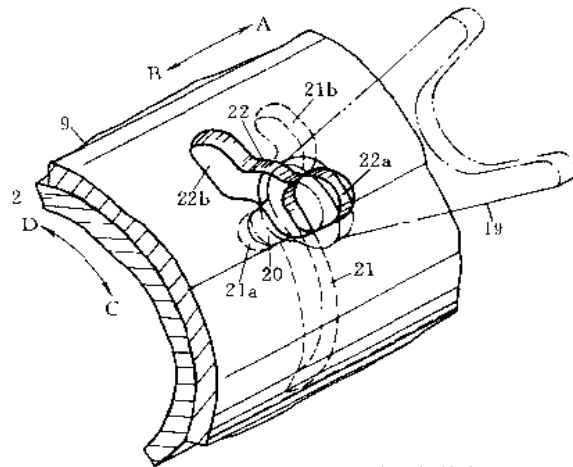
倒车档，防止误操作之三——凸轮 9 从图 c 所示位置出发作 C 向转动，柄 20 作 B 向移动，进入凸轮 9



(a) 基本结构



(b) 拨叉与凸轮槽位置示意



(c) 拨叉与凸轮局部放大

图 2-4-69 减缩互锁结构的车用变速箱 (a) ~ (c)

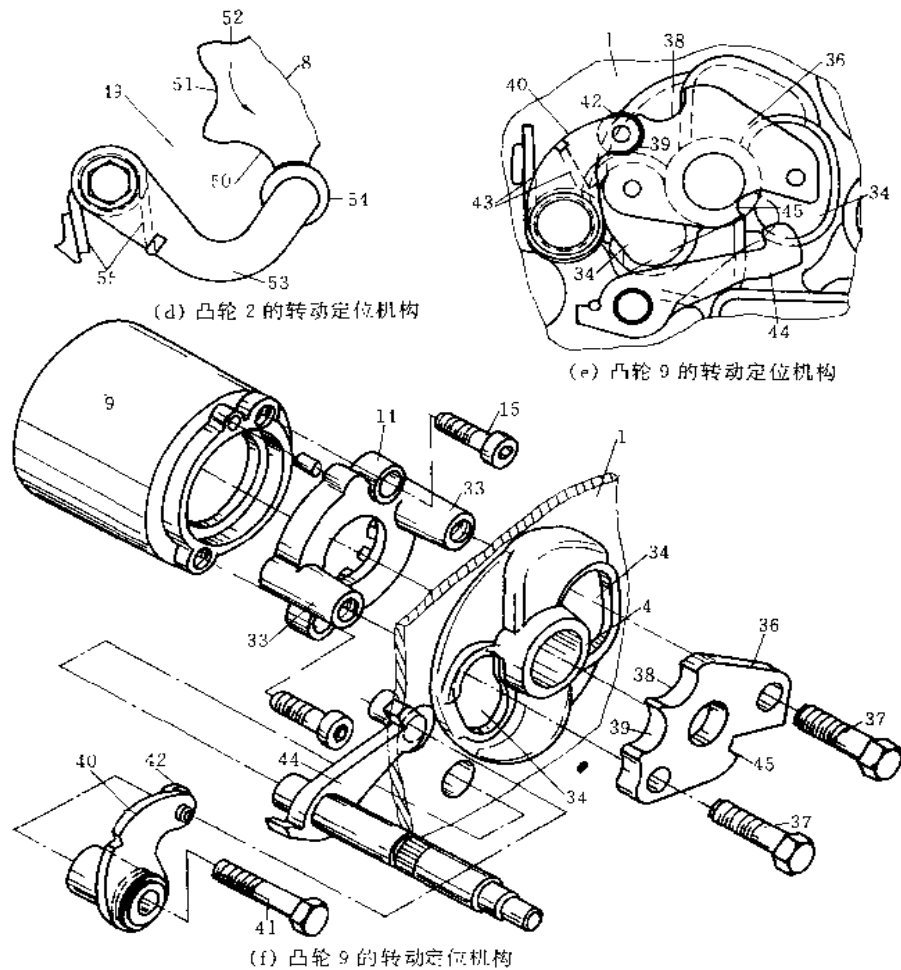


图 2-4-69 减缩互锁结构的车用变速箱 (d) ~ (f)

沟槽 22b 及凸轮 2 沟槽 21a 部位, 图 a 结合了 25 与齿轮 27 啮合, 加上拨叉 28 及 29 的配合, 变速箱的倒车传动链接通。这时, 假设操作者试图作出驱动凸轮 2 (选择其他速度) 的误操作, 则由于沟槽 21a 两侧壁的限制, 凸轮 2 不能转动, 误操作得以排除。

据上所述, 凸轮沟槽本身的轮廓形状保证了必要的互锁功能, 因而无须另行设置专门的互锁结构。

两个凸轮的转动定位问题——本设计曾采用“圆柱螺旋压缩弹簧+柱销+球窝”的转动定位机构, 箱体上的弹性柱销顶在凸轮构件的球窝里, 结构简单但欠可靠。以下是两凸轮的可靠定位机构。

凸轮 2 的定位机构——固定于凸轮 2 的构件 8 有凸轮外廓, 见图 a 及 d。变速箱体上有扭簧 55 加压的摇臂 53, 臂端的滚子 54 作用于凸轮 53 的一系列凹部 50、51、52、……, 分别对应于凸轮 2 的各不同速度档, 使凸轮 2 获得各档的可靠定位。

凸轮 9 的定位机构——固定于凸轮 9 的构件 36 为定位凸轮, 见图 a、e 及 f。此定位机构有两个方面的结构比较复杂:

其一是凸轮 36 与凸轮 9 的连接关系。由于凸轮 9 套在凸轮 2 上, 凸轮 2 右端有固定于箱体的轴承 4 (见图 a), 因而凸轮 36 必须穿过箱体才能与凸轮 2 连接。图 f 示出连接过渡件 14 及箱体 1 上的孔洞 34, 件 14 的柱 33 穿过孔洞 34 与凸轮 36 连接。凸轮 36 安装在箱体之外, 增加了结构的复杂性, 其目的在于方便维修检查。



其二是凸轮 36 有两种功能。一个功能是定位。扭簧 43 加压的摇臂 40 以滚子 42 作用于凸轮 36 的凹部 38 及 39 使凸轮 9 获得可靠定位。另一功能是倒车安全。摇臂 44 钩住凸轮 36 的凹部 45, 使凸轮 36 不能从图 e 所示前进档位置逆时针转动到倒车档位置。操作者必须用图中未表示的手柄经摇臂 44 的轴使摇臂离开凸轮凹部, 才能换到倒车档。

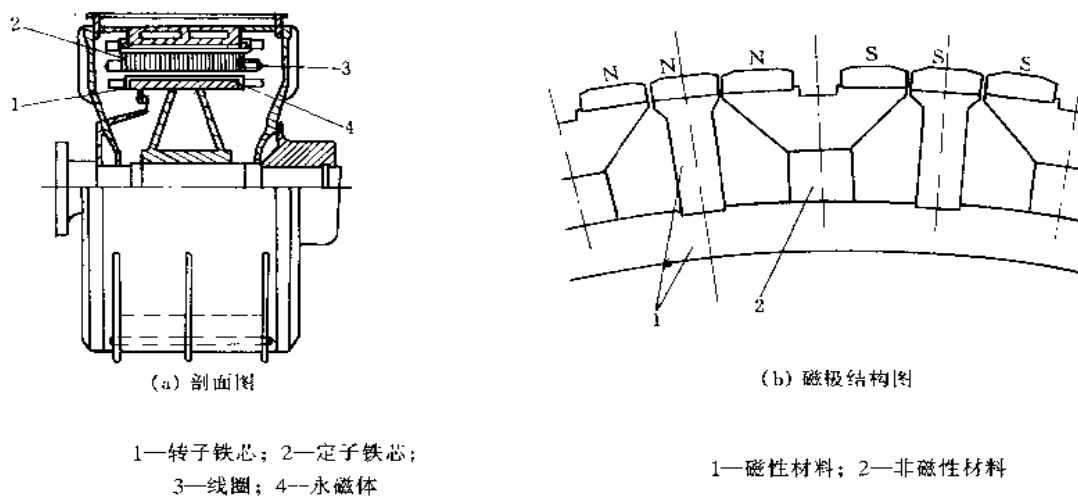


图 2-4-70 1095kW 永磁同步电动机

变频电源和交流电动机组成交流调速系统来替代直流电动机调速系统。在交流电动机中, 永磁同步电动机的转速在稳定运行时与电源频率保持恒定的关系, 这一固有特性使得它可直接用于开环的变频调速系统, 尤其适用于由同一变频电源供电的多台电机要求准确同步的传动系统中, 这可以简化控制系统, 还可以实现无刷运行, 而且较高的效率和功率因数可以减小价格昂贵的配套变频电源的容量, 因而在各种调速系统中的应用越来越广泛。这类电机通常由变频器频率的逐步升高来起动, 在转子上可以不设置起动绕组。德国制成 6 相变频电源供电的 1095kW、230r/min 稀土永磁同步电动机 (见图 2-4-70), 用于舰船的推进。与过去使用的直流电动机相比, 体积减少 60% 左右, 总损耗降低 20% 左右, 而且省去了电刷和换向器, 维护方便。

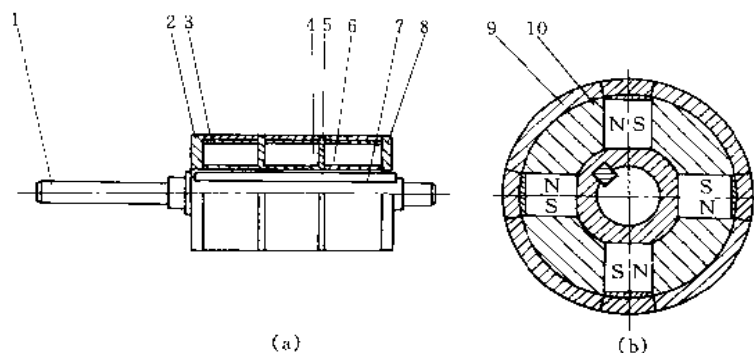


图 2-4-71 20000r/min 稀土永磁发电机转子结构图

- 1—转轴; 2 转子端板; 3—垫片; 4—稀土永磁体;  
5—隔板; 6—衬套; 7—键; 8—转子端板;  
9—套环; 10—极靴

图 2-4-71 为高速稀土永磁发电机转子结构图。永磁同步发电机不需要励磁绕组和直流励磁电源, 也就取消了容易出问题的集电环和电刷装置, 成为无刷电机, 因此, 结构简单, 运行更为可靠。采用稀土永磁后还可以增大气隙磁密, 并把电机转速提高到最佳值。这些都可以缩小电机体积, 减轻质量, 提高功率质量

比。目前，航天用高速稀土永磁同步发电机的功率质量比可高达  $20\text{kW/kg}$ 。这特别适合于航空、航天（在现代高空、高速飞行中，每千克设备约需  $15 \sim 20\text{kg}$  的辅助质量来支持）和其他要求高可靠性和高功率质量比的场合。

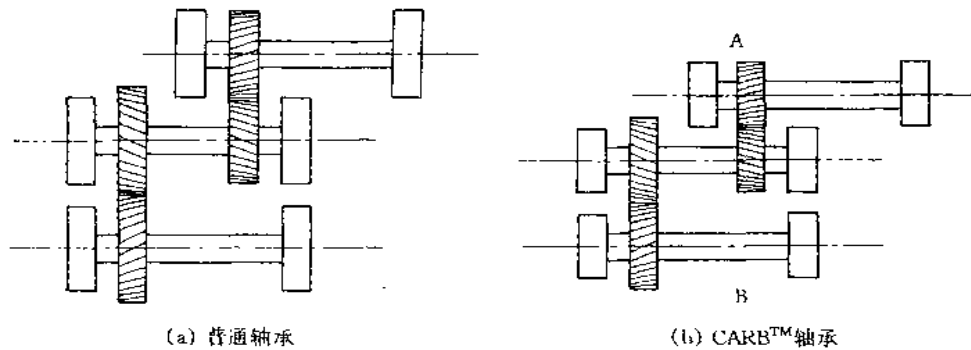


图 2-4-72 齿轮箱配置轴承的比较

CARB™轴承承载能力和适应制造误差：如锥形轴承箱内孔（ $>$ 外圈）变形，轴承箱内孔和轴承位置不同心；以及运行中的变形：如长或重轴的弯曲，轴承的不同心，轴或轴承箱座变形引起轴承圈的变形，以及受热外圈不能移动，引起轴向负荷，温度不均匀产生内外圈变形等，比普通轴承好。因此，同等工作条件下，采用 CARB™轴承可以缩小轴承尺寸，减少整个结构尺寸，如图 2-4-72b 中 A、B 部分。

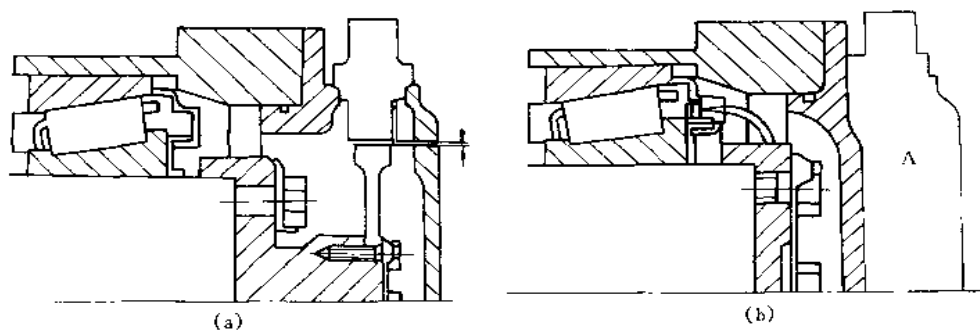


图 2-4-73 轴承箱上传感器的新旧设计比较

图 2-4-73a 为传统的设计。SKF 公司的新设计如图 b 所示，它是将传感器与轴承融为一体的设计，可缩小轴承箱尺寸，如图 b 中 A。

图 2-4-74 为带内曲线滚道的多作用径向活塞式低速扭矩液压马达（波克兰型）。自从 1958 年制出第一台用于液压挖掘机上车回轮的波克兰型低速大扭矩液压马达以来，这种产品已发展到第四代。现在的 S 系列马达的重量只有同等功率 1962 年产品的 50%，结构尺寸也大为减小。

波克兰液压公司第一和第二代马达采用轴配流的结构，1980 年开始生产第三代的“H”系列马达，改用了端面配流和采用了其他新技术，容积效率显著提高。在此基础上，1984 年又推出了第四代的“S”系列马达产品。新一代马达的重大革新之处是用一体化的柱塞-滚子副直接传力方式取代了前几代马达一直沿用的横梁传力方式，使得结构大为简化，径向尺寸和整体重量显著减小，并特别适应模块化的配置方式。

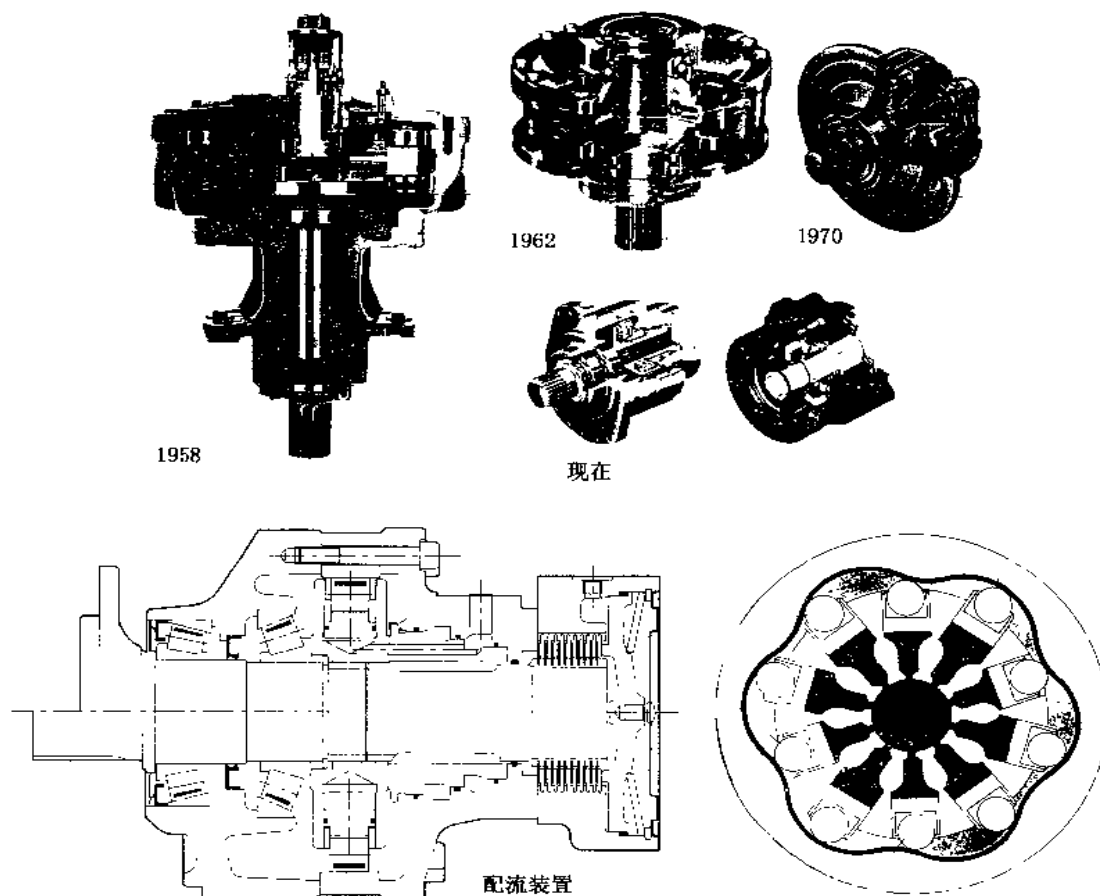


图 2-4-74 带内曲线滚道的多作用径向柱塞式低速大扭矩液压马达（派克兰型）

## 4 轻小结构设计实例

### 4.1 超小型机器人

图 2-4-75 为超小型机器人专利。该机器人外形尺寸为长宽高各 1cm 左右，体积约  $1\text{cm}^3$ 。资料来源为美国专利 5554914。

基本结构——图 a—g。机器人的外形见图 a 及 c。它的壳 10 形如甲壳虫，有两轮 36 及 38，底部有小圆凸 1 及 2 作为运动滑移接触面，上部有左右两个传感器 12 及 14。

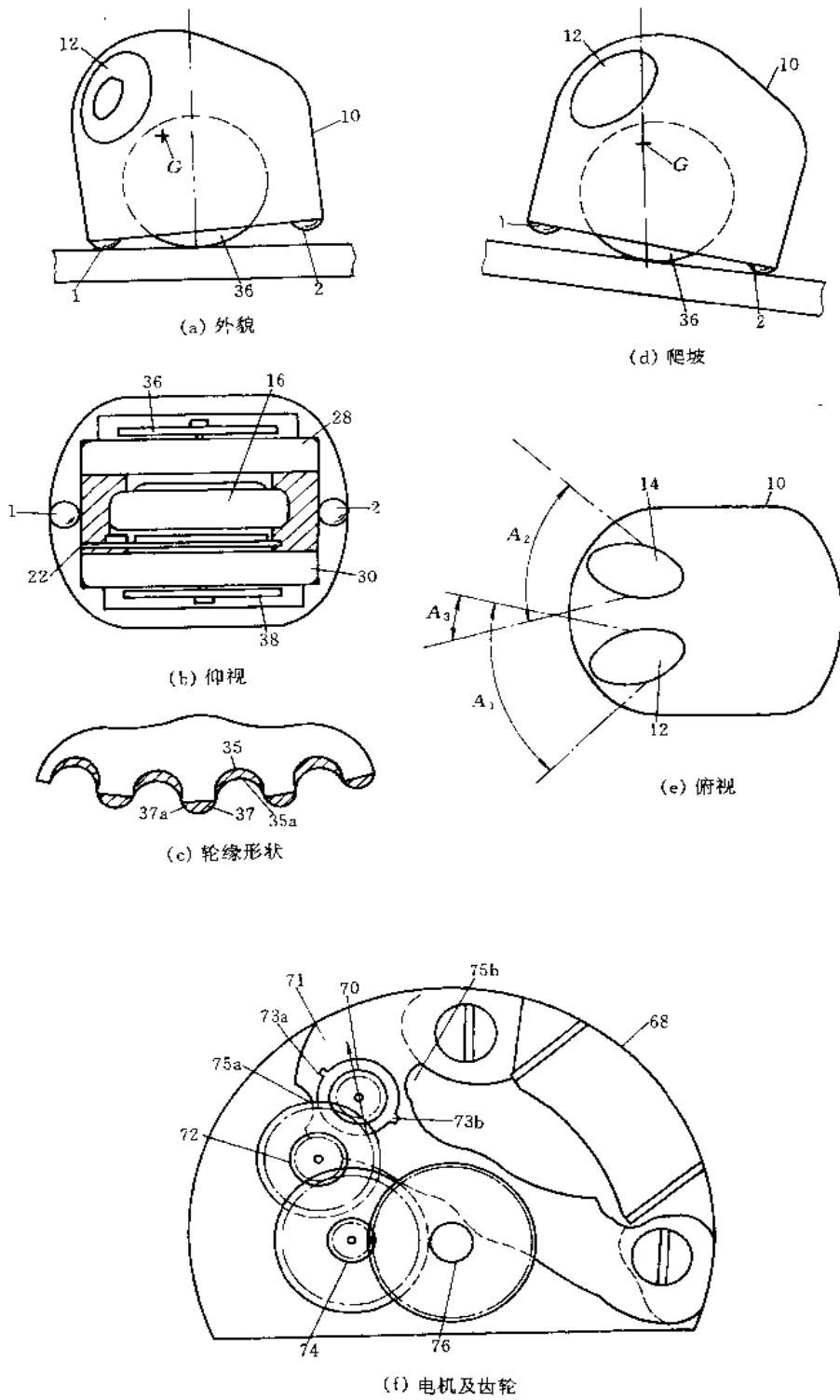
图 b 仰视图示出内部主要结构。电池 16 及电路板 22 布置在左右两个驱动机构 28 及 30 之间。如此布置可以使 16、22、28、30 均具有较大面积，使电路板 22 上可采用较大的集成电路，具有较复杂的功能。同时，还可以使电池、电路板离两驱动机构都很近，连接线的电阻小。此外，由于两驱动机构距离较大，其电动机的互相干扰比较小。

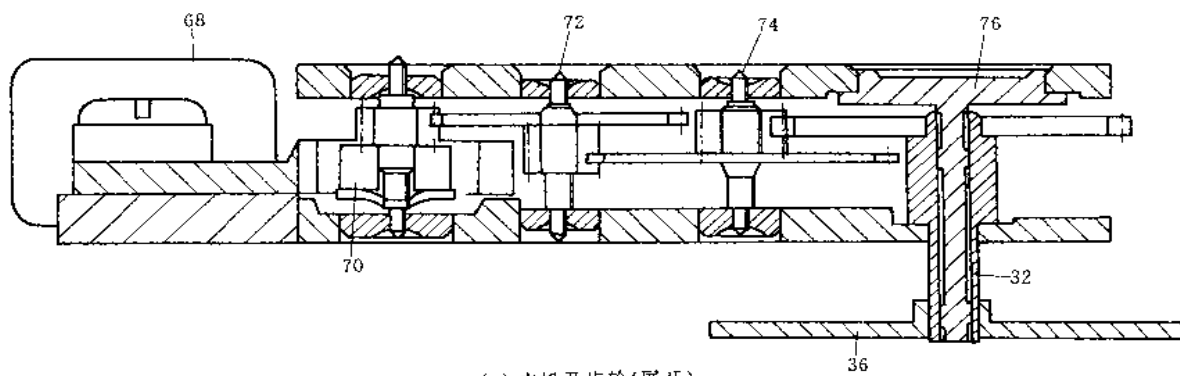
图 c 表示两轮 36 及 38 的轮缘形状。凹凸轮廓 35、37 有利于逾越障碍。轮缘涂覆高摩擦系数材料如橡胶、塑料等，提高爬坡能力。流体状态的材料涂覆后由表面张力的作用形成图示涂覆面 35a、37a 的形状，最后固化定形。轮缘也可采用其他形式。

总质心 G 布置在轮缘与地面相切点的偏前处，即轮轴中心偏前处（质心高度可以高于轮轴）。这样布置有利于前进时爬坡，参见图 d。

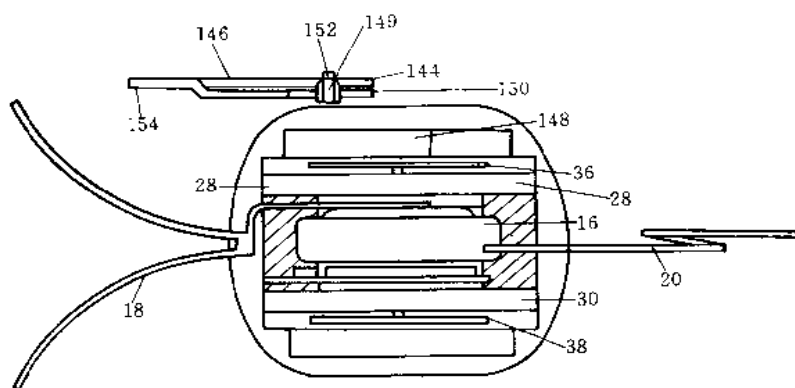
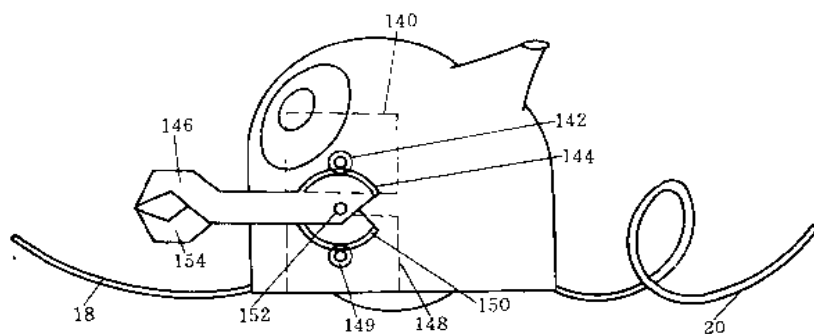
两个视觉传感器 12 及 14 是光敏元件，可以带发光元件，目标发光时可以不带发光元件。两传感器的视区  $A_1$  及  $A_2$  有重叠区  $A_3$ 。传感器 12 收到信号时，目标在  $A_1$  内，控制电路指令驱动机构 30 工作，轮 38 推

动机器人前进。这时，若轮 36 不转动，则机器人向左转弯。传感器 14 收到信号时运动情况类推。两传感器都收到信号时，两轮同时转动，机器人向正前方运动。





(g) 电机及齿轮(展开)



(h) 变型之一

图 2-4-75 超小型机器人 (a) ~ (h)

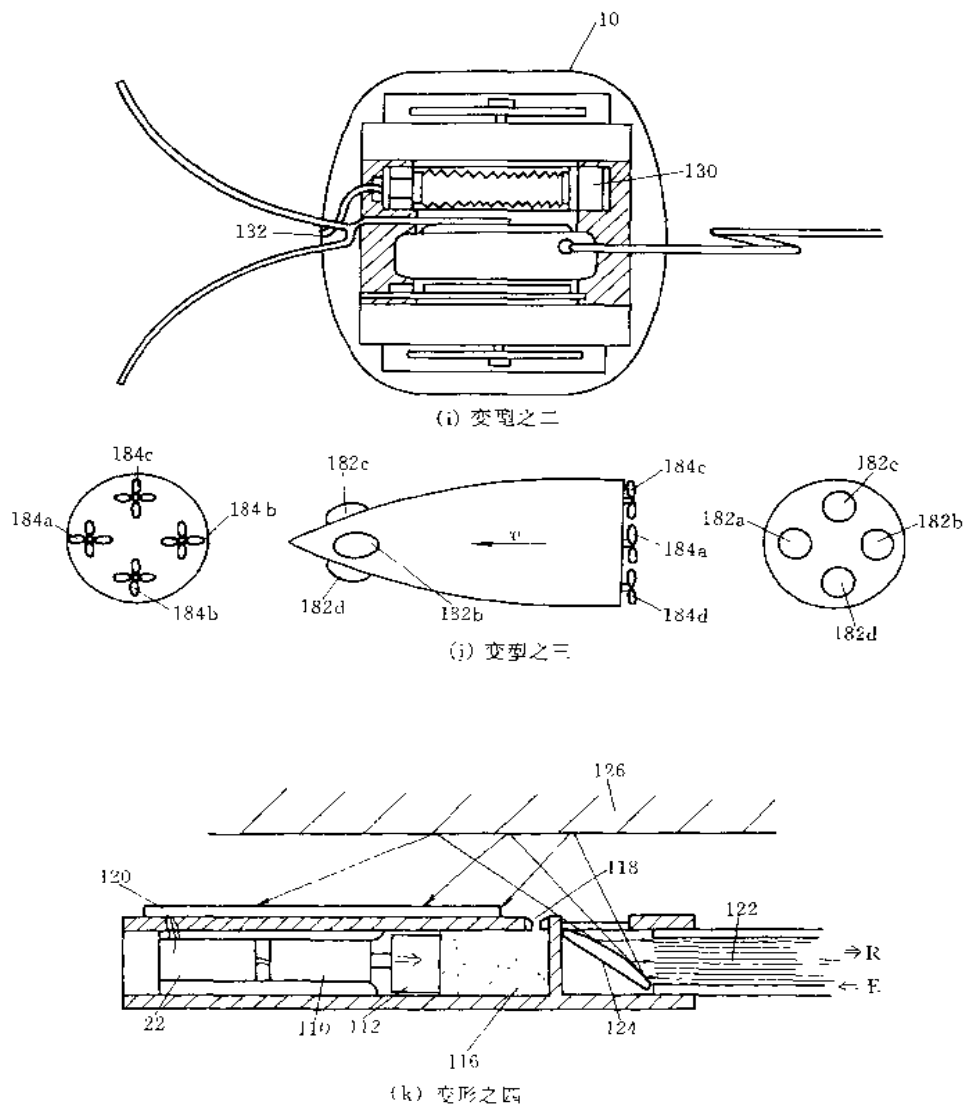


图 2-4-75 超小型机器人 (i) ~ (k)

图 a~g 基本结构零部件编号对照 (其他图的基本结构部分编号同此): 1、2—滑移面;  
10—壳; 12、14—传感器; 16—电池; 22—电路板; 28、30—驱动机构; 32—轴;  
35、37—凹凸部; 35a、37a—涂层; 36、38—轮; 68—线圈; 70—转子; 71—定  
子导磁件; 72、74—双联齿轮; 73a、73b—定子的槽; 75a、75b—定子的凹部;  
76—芯轴;  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$ —传感器视区; G—质心

机器人可以设置其他传感器和其他运动程序, 可以实现障碍回避等功能。

驱动机构 28、30 由电机及齿轮组成, 见图 f 及 g。二极步进电机有线圈 68, 定子导磁件 71, 永磁体转子 70。定子导磁件有一对凹部 75a 及 75b, 容纳转子的孔壁有一对槽 73a 及 73b。电机转子轴经三级内轮减速驱动轮轴 32 及轮 36 (或 38)。线圈 68 位置远离转子 70, 便于减小结构厚度。电机及齿轮均采用电子表零件。电机启动时脉冲宽度较大, 启动后宽度较小, 以便合理利用能源。

变型之一——图 h。

本变型有两个变型点, 互相独立, 实际上是两个变型设计。

变型点之一是运动滑移面小圆凸 1 及 2 改为两个细长挠性件 18 及 20。其中挠性件 18 可以是触觉传感器,并可兼作电池充电的端子。超小型接线端子的结构问题用此方法给予解决。细长挠性件不容易产生大的应力,故不易损坏。挠性滑移点远离机器人本体,与地面接触力小,摩擦阻力小(注:转弯时另行分析)。

变型点之二是增装了一套机械手。它有上下臂 146 及 154,绕销 152 摆动,分别由电机 140、148 经小齿轮 142、149 及齿轮 144、150 驱动。两电机转动方向相反时两臂作开合运动,两电机转动方向相同时两臂作俯仰运动。

变型之二——图 i。

用微型泵 130 注射药剂,喷嘴 132 位置酌定。

本机器人可以增装各种操作装置,例如温度、压力、图像、物件传感器,数据储存及传输装置,机械手,微型泵等。本机器人也可利用本体结构直接进行疏通孔道之类的活动。

变型之三——图 j。

本机器人可改为在液体中运动的型式。四个推进器 184a、184b、184c、184d,四个传感器 182a、182b、182c、182d。运动方向上下左右可控。在设置多达 4 个电机的情况下,它们的驱动脉冲在时间上应错开,以降低对电池的额定输出功率的要求。传感器可以选用光、磁、热(红外)、电磁波等不同类型。

变型之四——图 k。

将机器人用于内窥镜,取消了轮子及其驱动机构。直线运动驱动器 110 推动微型泵的活塞 112 注射药剂 116,喷嘴的位置及型式酌定。光线通过光纤 122 输入(F)或输出(R)。输入光线经镜 124 及管道内壁 126 反射,作用于光电元件 120;管道内壁的图像经镜 124 反射输出。输入光线包括两个方面的功能。一是作为电路 22 的能量补充;一是携带控制指令信号(由解码器处理)。操作者可根据图像信息决定机器人的“注药”等控制指令。

## 4.2 电动牙刷

图 2-4-76 为电动牙刷摆幅调节的轻小结构。图 a 所示电动牙刷的刷部 2 高速往复转动,频率约为 40~60Hz。牙齿和牙龈对牙刷运动的敏感程度因人而异,差别很大。有时,小心地用规范的牙刷也可能使牙龈受损、出血。在顾及人的生理条件时,人们通常只在刷毛选择(适当软)和压力控制(适当轻)方面加以注意。降低频率的作用不大,实际上,调节摆动幅度是一种有效措施。在一般的按摩中,减小运动幅度往往有明显效应。由此提出电动牙刷摆幅调节的机械设计问题。在电动牙刷的设计中,显然应以“轻”和“小”作为设计前提。以下几种设计资料来源于美国专利 4326314。

基本结构——图 a、b。

电动牙刷的较粗大的柄部有壳 1 和轴 3,它们之间显然应有良好的密封。刷部 2 可以更换,它与轴 3 之间有简单的插拔结构。

电机 6 最好是直流电机,采用适当的常用方法解决电源问题。

电机轴上有小齿轮 9,它经过齿圈 10a 驱动套 10 连续转动。套 10 上有斜杆 12,具有曲柄功能。导杆 4 固定于轴 3 下端,有导槽 5。槽内有滑块 17 和铰接球 18。斜杆 12 与导杆 4 组成空间曲柄导杆机构。套 10 的连续转动变换为导杆 4 的往复摆动,它驱动刷部往复摆动。

调节旋钮 14 有偏心销状凸出部 14a 伸入拨板 13 的横向槽 13a 内。拨板 13 上端弯曲部伸入套 10 中部的环形槽内。转动旋钮 14 使拨板 13 上下移动,从而使套 10 上下移动,改变曲柄导杆机构的曲柄有效半径,从而改变导杆的摆动幅度。调节机构在壳 1 上的开口部位显然应有良好密封。

图 a 及 b 分别表示摆幅调节到大、小两种极限状态, $\theta_{\max}$  约  $40^\circ\sim 60^\circ$ , $\theta_{\min}$  约  $10^\circ\sim 20^\circ$ 。

变型之一——图 c。

变型之一取消调节旋钮及拨板,代之以弹簧 21。工作时,斜杆传动使套 20 受到轴向力  $F_2$ 。牙刷压力越大,传动载荷越大,使轴向力  $F_2$  越大;弹簧压缩量就越大,曲柄有效半径就越小,牙刷摆幅就越小。

变型之二~四——图 d~f。

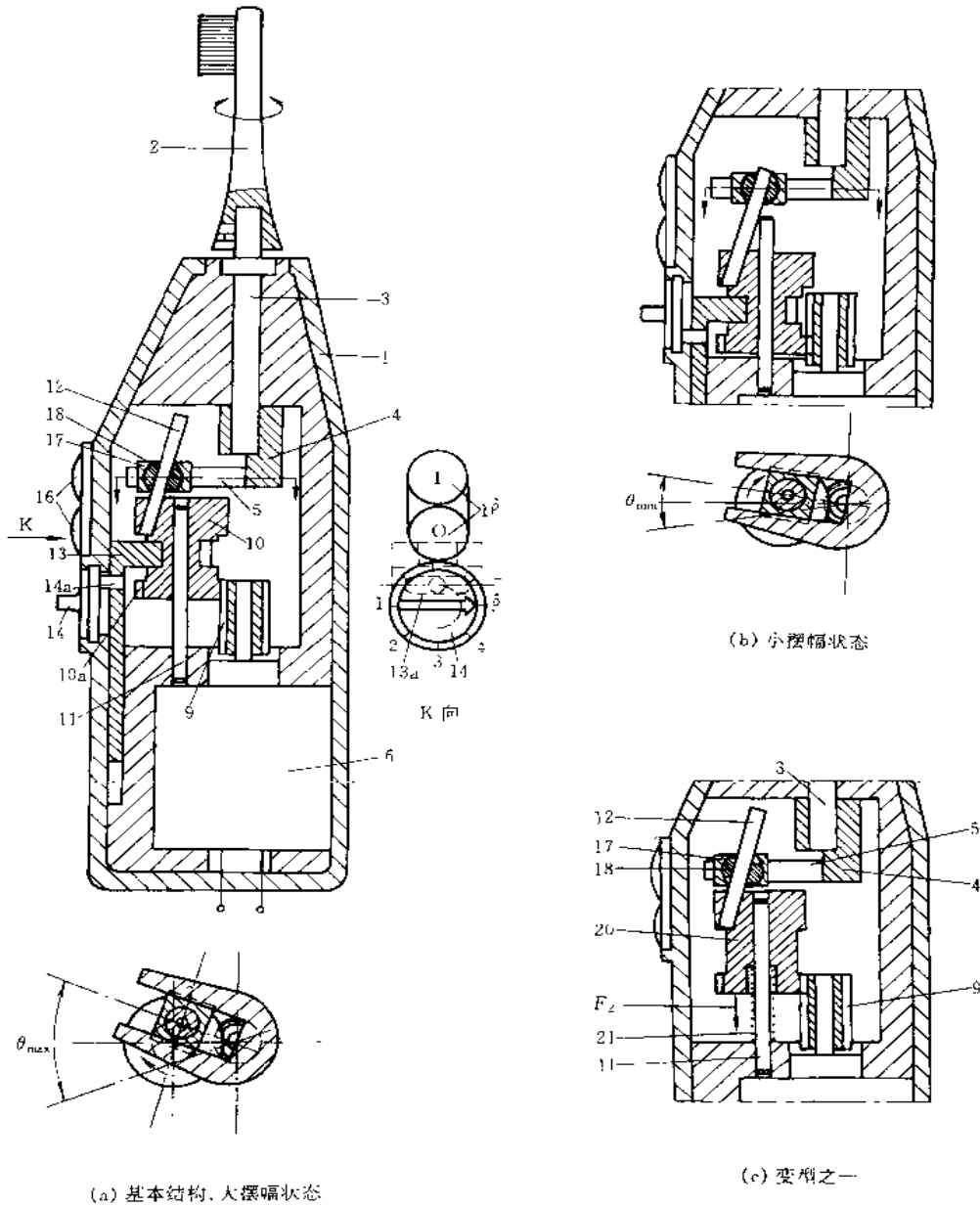
这是零件简化的三种变型。图 d 变型之二取消球铰,图 e 变型之三将斜杆变为曲杆 22,图 f 变型之四取

消滑块。这些变型使结构简化,但运动接触面由面接触改变为线接触或点接触。因此,有关零件的材质和结构的磨损寿命应加以斟酌。

变型之五——图 g。

变型之五将调节环节变为导杆轴心与曲柄轴心之间的有效距离。轴 3 的轴承布置在球体 55 内。球体 55 可以摆动,用拨钮 54 调节其摆动位置,从而改变空间曲柄导杆机构的曲柄轴与导杆轴的有效中心距。变型五也取消导杆槽内的球铰及滑块,当轴 3 与曲柄销 52 不平行时,销 52 与槽 5 基本上为点接触,同样应给予注意。

图 g①及②分别表示小摆幅与大摆幅的调节状态。





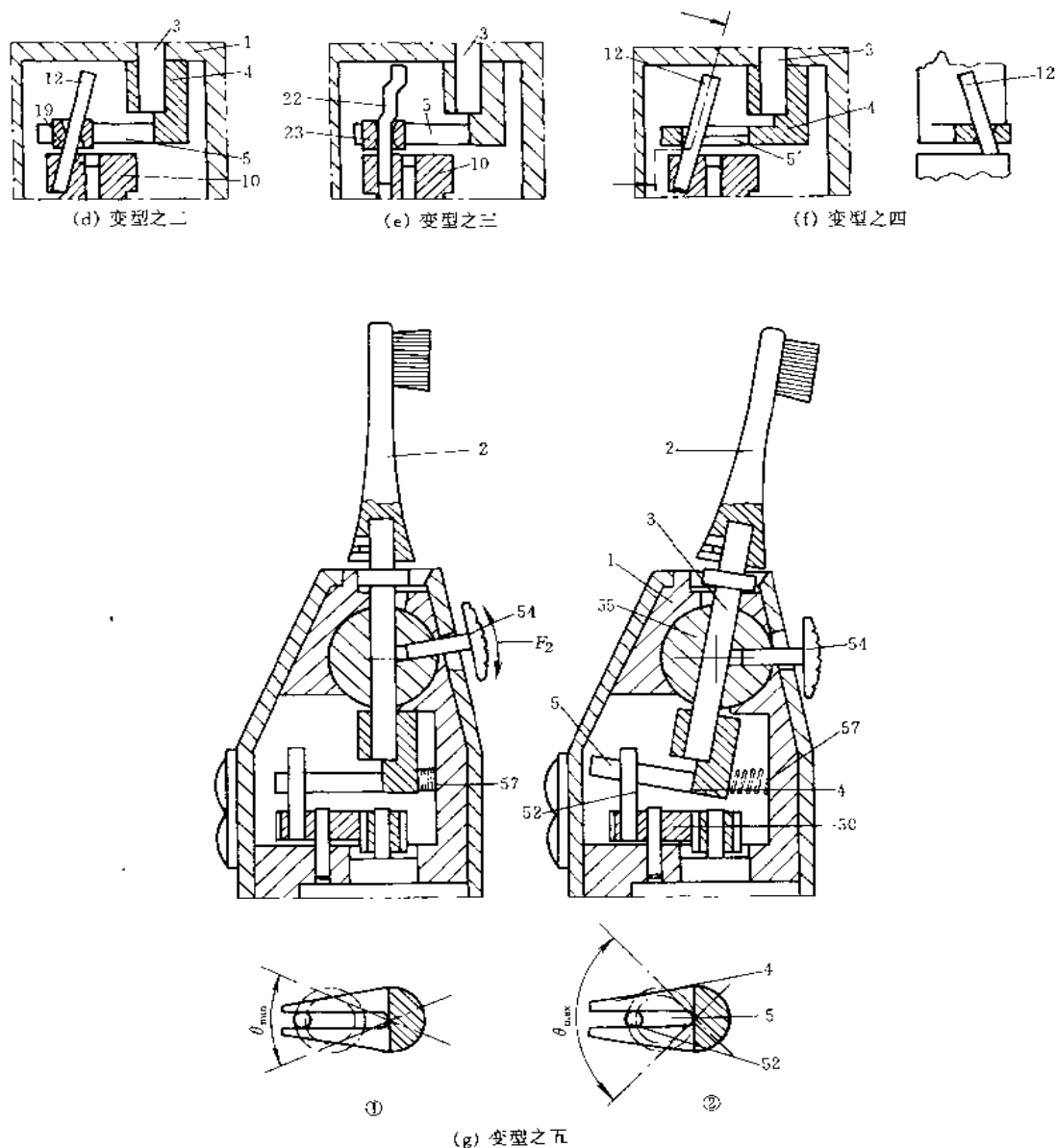


图 2-4-76 电动牙刷

图 a·h 零件编号对照:

- 1—壳; 2—刷部; 3—轴; 4—导杆; 5、5'—导槽; 6—电机; 9—齿轮; 10—套; 11—芯轴;  
 12—斜杆; 13—拨板; 13a—横槽; 14—旋钮; 14a—柱销状凸出部; 16—水密按钮开关;  
 17—滑块; 18—球铰; 20—套; 21—弹簧; 22—曲折杆; 23—滑块; 50—齿轮; 52—曲柄销;  
 54—拨钮; 55—球体; 57—弹簧;  $\theta$ —摆动角;  $F_2$ —轴向力

### 4.3 狭小空间的轴承调节结构

图 2-4-77 为狭小空间的轴承调节结构。车辆轮轴的轴承, 需要在狭小空间内布置其调节结构。资料来源于美国专利 5366300。

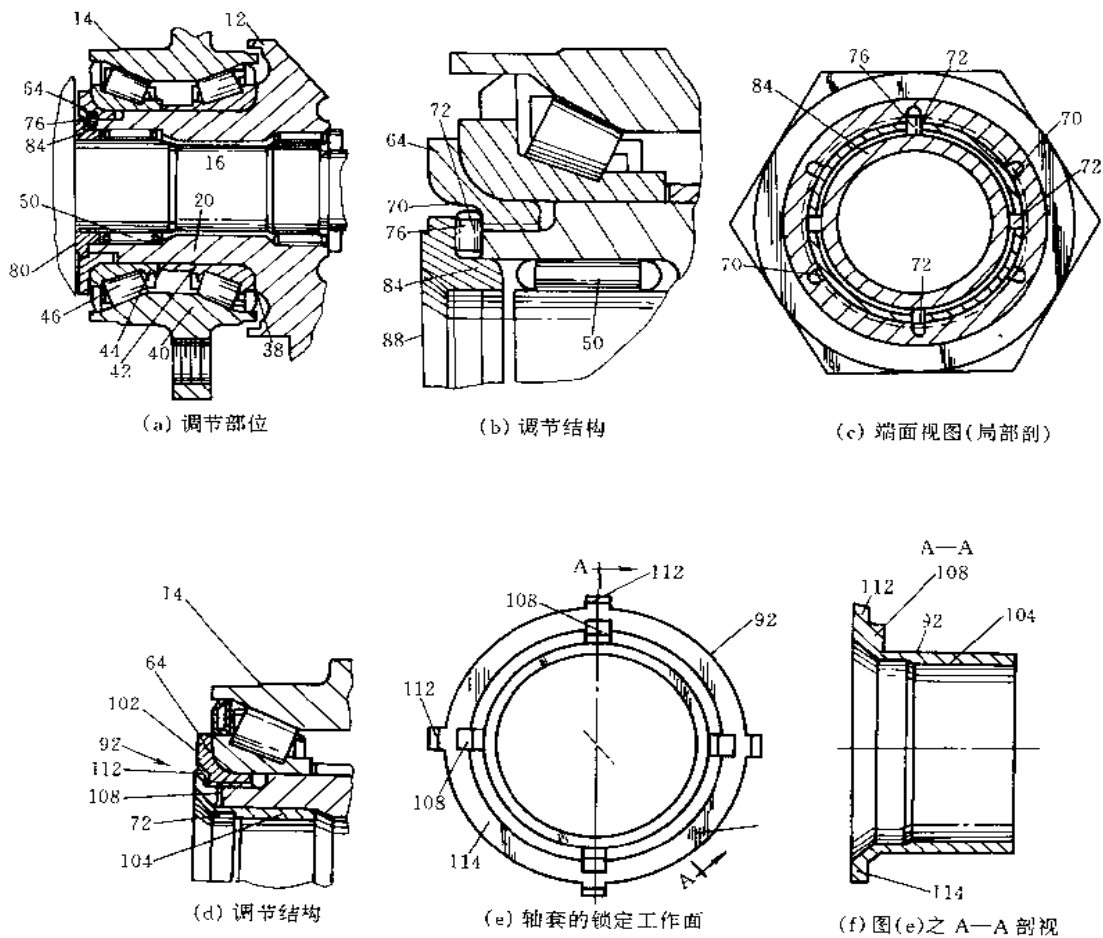


图 2-4-77 轴承调节结构

结构之一，如图 a~c 所示。车轮专用轴承 14 有异形外圈 40，两列锥辊 46 及两内圈 42 及 44。内圈距离的调节结构只能在空心轴 20 左端和车轮轴 16 的一处端面 80 之间的狭小空间内安排。图 b 示出调节螺母 64 和锁定短锁 76。图 c 示出螺母 64 端面及轴 20 端面有若干径向槽 70 及 72。螺母调节位置确定后，将销 76 装入能对齐的某一对槽（或不只一对槽）70 及 72 中，使螺母不能转动。最后，将挡圈 84 压装在空心轴 20 的端面处，其左端面 88 与轴 16 的有关结构端面 80 接触，因而不会脱落。挡圈 84 同时具有承受轴向载荷的功能，以防止端面 80 的限位力作用于螺母 64。

结构之二，如图 e~f 所示。结构之二用带凸缘 114 的轴套 92 代替结构一的销 76、挡圈 84 及图 a 中的滚针 50。轴套 92 的形状及其锁定工作面见图 e 及 f。两组凸出轮廓 112 及 108 分别可以嵌入螺母 64 的径向槽 70 和空心轴 20 左端的径向槽 72（参见图 c），使螺母不能转动。轴套 92 的套筒部分能承受径向载荷，其凸缘能承受轴向载荷。

结构之二的零件数量较少，并且易于检验其装配质量。结构之一装配完毕后不易检验其内部是否已装好锁定销 76。

#### 4.4 气缸内装行程位移传感器

图 2-4-78、2-4-79 为气缸内装行程位移传感器的结构。气缸行程位移传感器通常装在活塞杆或所驱动力的从动部件上。将位移传感器装在气缸内部的做法适用于外部空间安排有困难的情况。它在设计上尽量利用具体应用场合的有利条件，尽量维持原有的基本布局，具体结构也尽量少作改动。



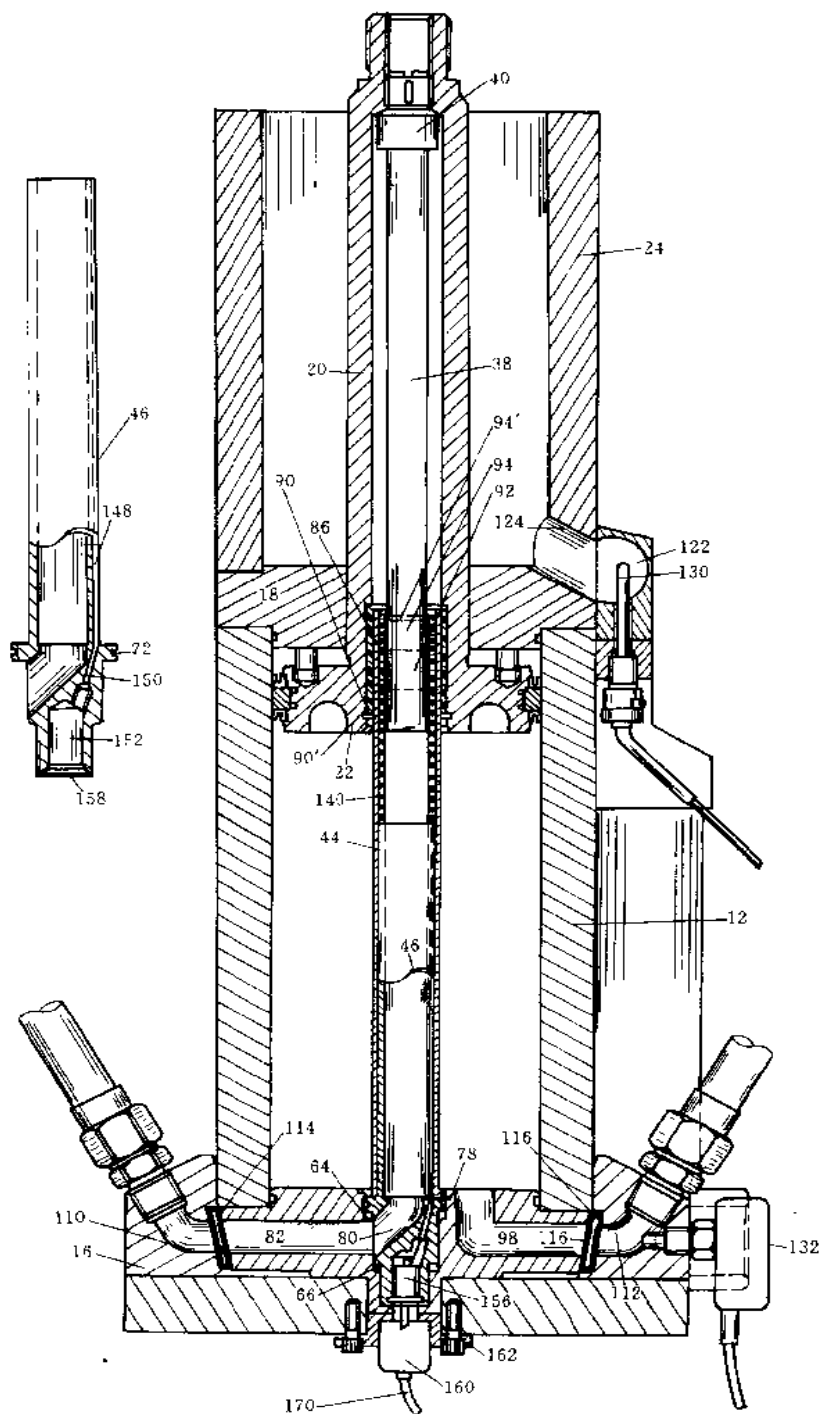


图 2-4.79 冷却气管内的传感器及其他

12—缸体；16—下端盖；18—上端盖；20—活塞杆；22—活塞；24—其他结构；38—管；40—接头；44—管；46—衬管；64、66—密封件；72—槽，装密封件；78—弹性挡圈；80、82—冷却气体通道；86、92—减摩衬套；90、94—密封件；90'、94'—弹性挡圈；98、112—空气通道；110—冷却气道；114及116—密封件；122、124—冷却回气通道；130—热电偶；132—压力传感器；140—线圈；148—小槽；150—小孔；152—孔，装插座；156—插座；158—弹性挡圈槽；160—插头；162—螺钉紧固件；170—同轴电缆

图 2-4-79 为结构二，在冷却气管内设置传感器，在冷却回气通道内设置热电偶等。资料来源为美国专利 5139559。

气缸有缸体 12，下端盖 16，空气通路 98，上端盖 18，上端盖的空气通路略。

冷却气路入口 110，通道 82、80，经过内外套装可伸缩的管 44 及 38 通向模具冷却结构，回气经通道 124 及 122 送出。管 44 借助衬管 46（参见图 2-4-79 左上角衬管局部剖视）固定在下端盖 16 上，用弹性挡圈 78 锁定以防脱落，有密封件 64。衬管的槽 72 中也可装密封件，主要用于防高压空气泄漏，密封件 66 用于防冷却气体泄漏。管 38 借助接头 40 固定于活塞杆 20 的上端，接头 40 有内螺纹与管 38 连接，有外螺纹与活塞杆连接，管 44 外圆表面与活塞 22 之间有减摩衬套 86 及密封件 90，用弹性挡圈 90' 锁定防脱落。管 38 与管 44 之间有减摩衬套 92 及密封件 94，用弹性挡圈 94' 锁定以防脱落。

传感器由两部分构成。其一为线圈 140，装在管 44 内。线圈上端邻接减摩衬套 92，下端邻接固定衬管 46。衬管一侧有小槽 148。线圈引线埋入小槽，向下引出，经过孔 150 到达孔 152。在孔 152 内有插座 156，在孔 152 下端边缘有槽 158，内装弹性挡圈用于固定插座 156。于是，插头 160 经插座 156 实现线圈的对外电连接。紧固件 162 用于固定插头 160。传感器的另一部分直接用管 38 下段结构兼替，它用非铁材料（如铝）制成。当活塞 22 远离向上行程终点时，管 38 穿过线圈 140 的孔，完全遮盖线圈的内表面。在活塞 22 向上行程的末段，管 38 下端高于线圈下端，管 38 只遮盖线圈内表面的一段。不同行程位置反映于遮盖段的不同长度，转换为电信号的参量向外输出。

本结构在冷却气流回流通道 122 内设置热电偶 130，测定回气温度；在压缩空气通路 112 处设置压力传感器 132，测定向上行程的进气压力。

#### 4.5 单旋钮粗精调转盘

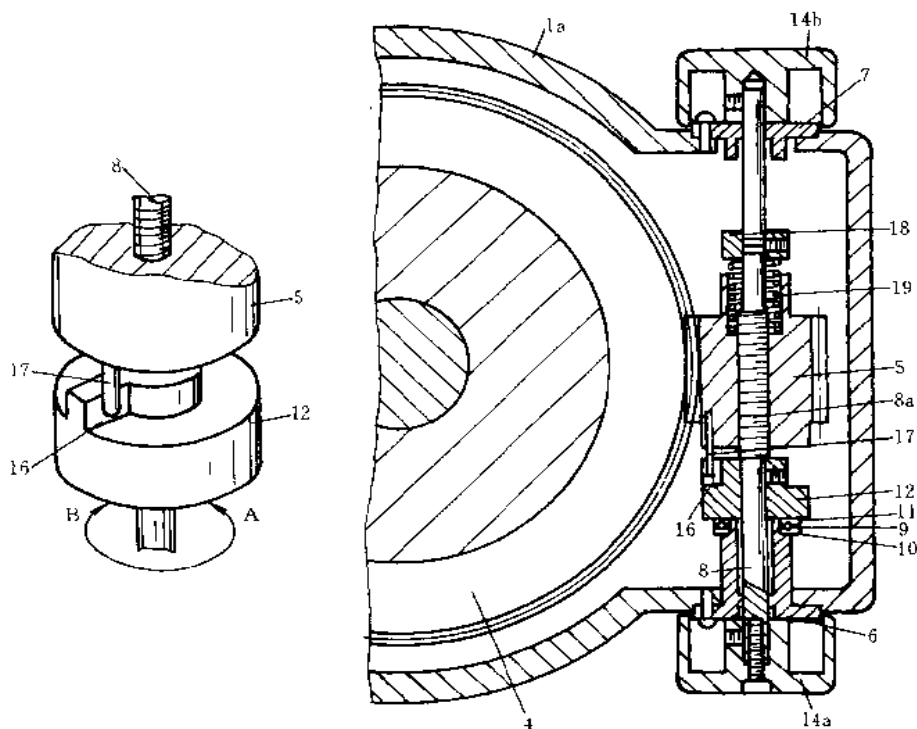


图 2-4-80 粗精调简化结构

图 2-4-80 为单旋钮粗精调转盘的简化结构图。用单一旋钮 14a 或 14b 使转盘 4 转动，调节其转动位置，既可以粗调，又可以精调，并且结构比较简单。资料来源于美国专利 5365801。

调节运动的主动轴 8 上固定装有旋钮 14a 及 14b，套 12、挡圈 18。轴衬件 6 及 7 固定于壳体 1a。盘 4 外周有蜗轮齿廓。蜗杆 5 与轴 8 以传动螺纹 8a 连接，弹簧 19 消除螺纹间隙对传动的的影响。蜗杆 5 上有销 17，

套 12 上有台 16, 它们互相接触时轴 8 可以驱动蜗杆转动, 参见图的左部。在图示状态下, 轴 8 可通过台 16 及销 17 驱动蜗杆 5 作 A 向转动。

蜗杆导程应取为螺纹导程的若干倍。例如, 螺纹导程 0.5mm, 蜗杆导程为 4~6mm 左右或更大。

初调时, 轴 8 驱动蜗杆 5 使蜗轮盘 4 转动。精调时, 轴 8 作反向 (与初调时轴的转动方向相反) 转动, 这时台 16 与销 17 之间不能建立传动关系, 蜗杆在蜗轮摩擦力作用下不转, 轴 8 与蜗杆 5 发生相对转动, 蜗杆按螺纹传动规律作轴向移动, 带动蜗轮盘微量转动。

当螺纹旋向与蜗杆齿旋向相反时, 从初调到精调的转变不会改变蜗轮盘的转动方向。

本装置在细节设计上应确保蜗轮盘作用于蜗杆的摩擦力矩明显小于螺纹传动工作面作用于蜗杆的摩擦力矩。例如, 如果螺纹面粗糙度过大, 或弹簧 19 的弹力过大, 就可能使精调传动失效。为了增加蜗杆蜗轮副的摩擦力, 可以考虑设置辅助蜗轮的结构。主辅蜗轮之间有少量相对转动余地, 互相用弹簧连接, 主辅蜗轮齿“夹紧”蜗杆齿, 产生额外的摩擦力。这本是消除间隙的常用结构。

在实际使用中, 精调量最好掌握在轴 8 转动 1/2 转左右的范围附近。台 16 及销 17 的结构决定了精调时轴 8 绝对不可能转动一整转。

通常轴 8 受力不存在主要方向。因此, 图示轴 8 有一个单向的滚动垫圈 9、10、11 在设计上欠合理。若限定调节运动的方向, 则可采用图示的单向减摩结构。

#### 4.6 微位移机构

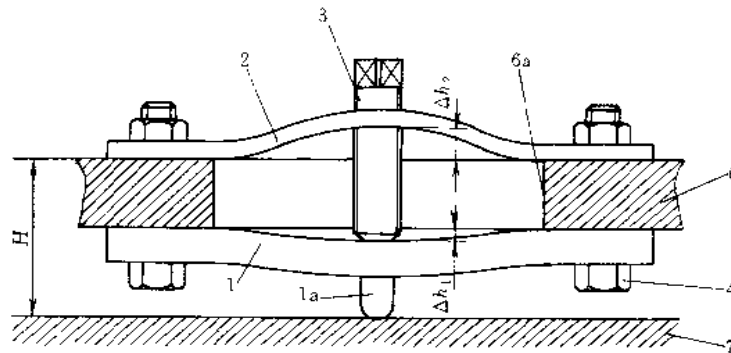


图 2-4-81 微位移机构

图 2-4-81 为简单可靠的微位移机构, 本机构与已有的微位移机构相比, 其结构简单而可靠。资料来源于美国专利 5287761。

基本结构及示例——平台 6 有孔洞 6a, 矩形钢板 1 及 2 用螺栓 4 将它们的两端固定于孔洞旁。板 2 有螺孔, 调节螺钉 3 经过螺孔顶在板 1 表面上。两板厚度不同, 因而螺钉进给引起的位移  $\Delta h_2 > \Delta h_1$ 。当厚度差充分大时,  $\Delta h_2 \gg \Delta h_1$ , 可以得到很小的微位移  $\Delta h = \Delta h_1$ , 它使台面高度  $H$  有微量变化。具体尺寸示例: 矩形板宽 20mm, 厚板 1 厚度 5mm, 薄板 2 厚度 2mm, 两螺栓为 M8, 间距 70mm, 螺钉为 M10×1。当螺钉转动  $3.6^\circ$  (相当于 0.01 周) 时,  $\Delta h = \Delta h_1 + \Delta h_2 = 0.01\text{mm}$  即  $10\mu\text{m}$ , 转矩  $35\text{N}\cdot\text{mm}$ 。这时  $\Delta h_1 = 0.6\mu\text{m}$ ,  $\Delta h_1/\Delta h = 1/17$ 、重复精度  $\pm 0.05\mu\text{m}$ 。外力作用下刚度  $100\text{N}/\mu\text{m}$ , 相当高。

一般结构说明:

(1) 关于变形件 1 及 2。它们的形状可以多样, 三角形、圆形、圆棒形均可。件 1 与 2 的形状可以不同。厚度差别可以较大, 可以不大。两件材质可以不同 (例如, 可以一钢一铜)。

(2) 变形件的固定方式 (与平台 6 的连接方式): 除螺栓外, 也可采用焊接或其他方式。可以两端固定 (双支梁), 也可单端 (悬臂梁), 还可周边固定 (如圆盘的周边)。

(3) 变形运动。除螺纹旋进外, 也可用斜楔、压电材料等。变形方向可以是张大 ( $\Delta h > 0$ ), 也可以是收小 ( $\Delta h < 0$ )。

(4) 输出位移工作面。位移输出点 1a 可以在变形件某种意义上的中央点, 也可以不在中央点; 可以在一个凸出轮廓上, 也可以直接利用变形件本身的某处表面。

(5) 总体结构。作为平台 6, 应该有三点定位以获得稳定的位置。所以一般情况下应有三套图示的基本结构。一个平台上应有三个适当布置的孔洞, 每个孔洞有一套微位移机构。若用于非平台的其他微位移场合, 则当别论。

#### 4.7 五位四通旋塞阀

图 2-4-82 为五位四通旋塞阀。本旋塞阀有 4 个通道可外接管路, 结构不复杂的旋塞在 5 个转动位置各有其不同的联通与截止功能。资料来源于美国专利 5365978。

旋塞的 5 个位置分别对应于 4 个外接通道 12、14、16 及 18 之间以下 5 种不同的联通与截止状态 (连线表示连通):

- I 12—16, 14—18
- II 12 截止, 14—16—18
- III 12—14, 16—18
- IV 14 截止, 12—16—18
- V 12—18, 14—16

主要结构见图 a、b 及 c。本阀除盖 30、手柄 46 及定位盘 48 外, 最主要的功能结构集中在阀体 20 和旋

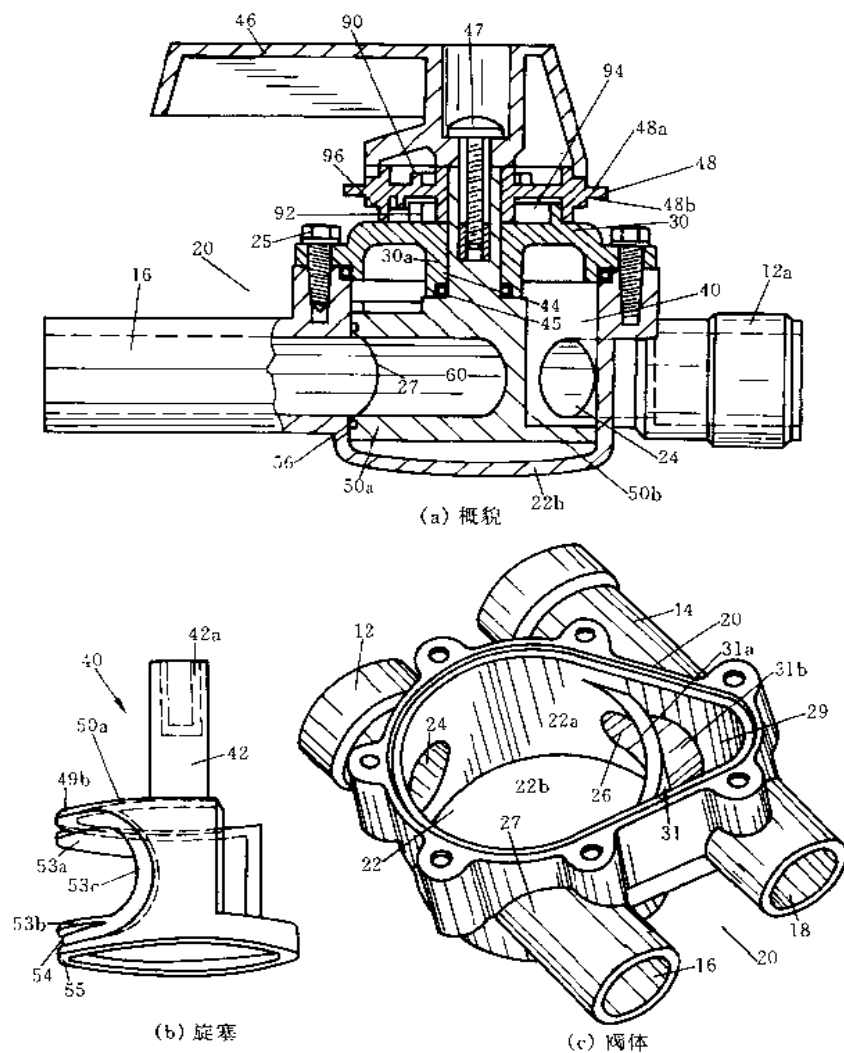


图 2-4-82 旋塞阀的主要结构及各种工作状态应用示例 (a) ~ (c)

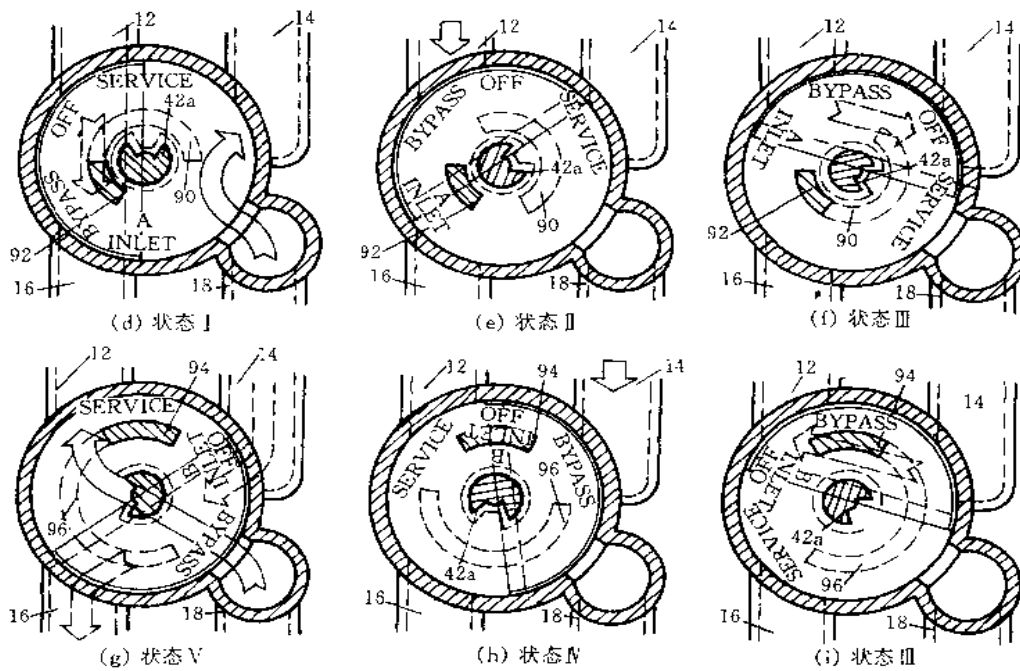


图 2-4-82 旋塞阀的主要结构及各种工作状态应用示例 (d) — (i)

塞 40 两个零件上。

阀体 20 的基本形状见图 c。它有主腔 22 及侧腔 29，两腔之间的隔板 31 的高度小于阀体 20 的高度。隔板 31 的上边沿 31a 与盖 30 的内表面之间是沟通两腔的通道。外通道 12、14 及 16 直接开口通往主腔 22，外通道 18 开口通往侧腔 29。隔板 31 有横向延伸部 31b 阻断通道 14 与 18 间的直接通路。

旋塞 40 的基本形状见图 b。上部有轴 42、键槽 42a 及中央螺孔镶件等结构（图中未明确表示）。下部为圆柱形，其高度与阀体隔板 31 相同，内部留出相当大的异形通道。它有一主通道，由弧形面 53c 及其延伸面 53a 及 53b 围成。通道边沿有装密封件的沟槽 54，O 形圈 56 压装在其内。下部其余部分除强度需要保留的实体外，大部分空间为容许流体活动的通道。

盖 30 及盘 48 的结构在功能说明中介绍。

功能及应用说明，见图 d~i。旋塞的主通道可以面对某一个外通道的开口或同时面对两个外通道的开口。图 e 及 h 表示主通道单独面对一个外通道 12 或 14。这时该外通道被密封件 56 截断，不能与其余外通道连通；其余外通道通过旋塞上表面 50a 与盖 30 之间的空间互相连通。这是状态 II 及 IV。其余各图表示主通道同时面对两个外通道。其中，图 d 主通道同时面对外通道 12 及 16，图 f 及 i 同时面对 12 及 14，图 g 同时面对 14 及 16。这时，另外两个外通道通过旋塞上方的空间互相连通，这是状态 I、III 及 V。

本阀的典型应用例是水处理设备的进水与送水控制。图 d、e 及 f 表示水源管路 12、向用户送水管路 14、水处理设备的进水管路 16 及出水管路 18。图 d 为正常服务状态，水源通向进水管，出水送往用户。图 f 为设备修理停歇状态，为了避免用户断水而将水源直接连通到用户，将未处理的水送给用户。图 e 表示用户拒绝接受未处理的水，因而将水源截断，停止向用户供水。

图 g、h 及 i 表示另一种管路接法，水源为 14，送水为 12，进水及出水不变。在这种接法情况下，图 g 为服务，图 h 为直接送水，图 i 为断水。

定位盘 48 用丁旋塞转动的定位。本阀有五个不同的工作位置，从实用角度出发，上述两种管路接法中每一种只用到其中三个位置。盘 48 的两个端面各设置一个弧形定位筋 90（半径较小）和 96（半径较大），分别用于一种接法。盖 30 上端面亦有两定位凸块 92（半径较小）和 94（半径较大）与之对应。图 d~f 为一组，g~i 为一组，分别示出盘 48 的筋 90 向下和筋 96 向下两种不同的装配方式的定位功能。图 a 表示筋 96 向下的装配方式，对应于图 g、h、i 管路接法的旋塞定位状况。每种接法的三种工作状态中，断水状态即图 e 及 h 没有明确的定位结构保证，仅由定位盘 48 边缘 48a 及 48b 上的文字标识“OFF”指示大体的定位



置。在改变管路接法时，只要改变盘 48 的装配方式即可适应。

在图 d~i 中，可以看到，从图 d 所示工作状态 I，旋塞逐步顺时针转动，依次为图 e 状态 II、图 f 及 i 状态 III、图 h 状态 IV 及图 g 状态 V。本阀实现五位四通的功能，结构比较简单，但存在流线局部欠平滑的缺点。

#### 4.8 建筑用可拆轻型支架

图 2-4-83 为建筑用可拆轻型支架。本支架主要用于建筑业现场浇制混凝土楼板时所用模板的支撑，特别适合于地下室、地下停车场及小型建筑等不能用起重机辅助工作的场合，其特点是轻型结构易于装拆。资料来源于美国专利 4841708。

概貌及上下两端——见图 a，它表示一个结构单元的结构形式。

本支架的主要构件为立柱 16、横条 68、斜条 70 及跨联条 120。

本支架为分层结构，图示两层，上层 14，下层 12。上下层之间为立柱连接件 104。下层 12 高度约 4ft (1.2m)，上层 14 高度约 6ft (1.8m)。本支架可根据需要确定层数。

本结构可以按跨装配。每两个立柱 16 及其间的两横条 68、一斜条 70 组成上层或下层的一跨。两跨用跨联条 120 连接成为一层。通常两层用连接件 104 连成一个单元。

上层支架的立柱上端可插入起重螺杆 29，它有必要的手柄 31。螺杆上端为 U 形支撑件 35，可用于支撑模板 41。立柱上端还可插装可伸缩的杆 33，用 U 形锁销 112 锁定其伸出长度。

下层支架的立柱下端可以直接设置底板 214，也可以加装起重螺杆 29（同样有手柄 31），还可插装可伸缩的杆（图中未示出）。

图 a 支架上下两端有上述各种不同形式的结构，仅用于示意，并不表示同一支架必须要有多种不同

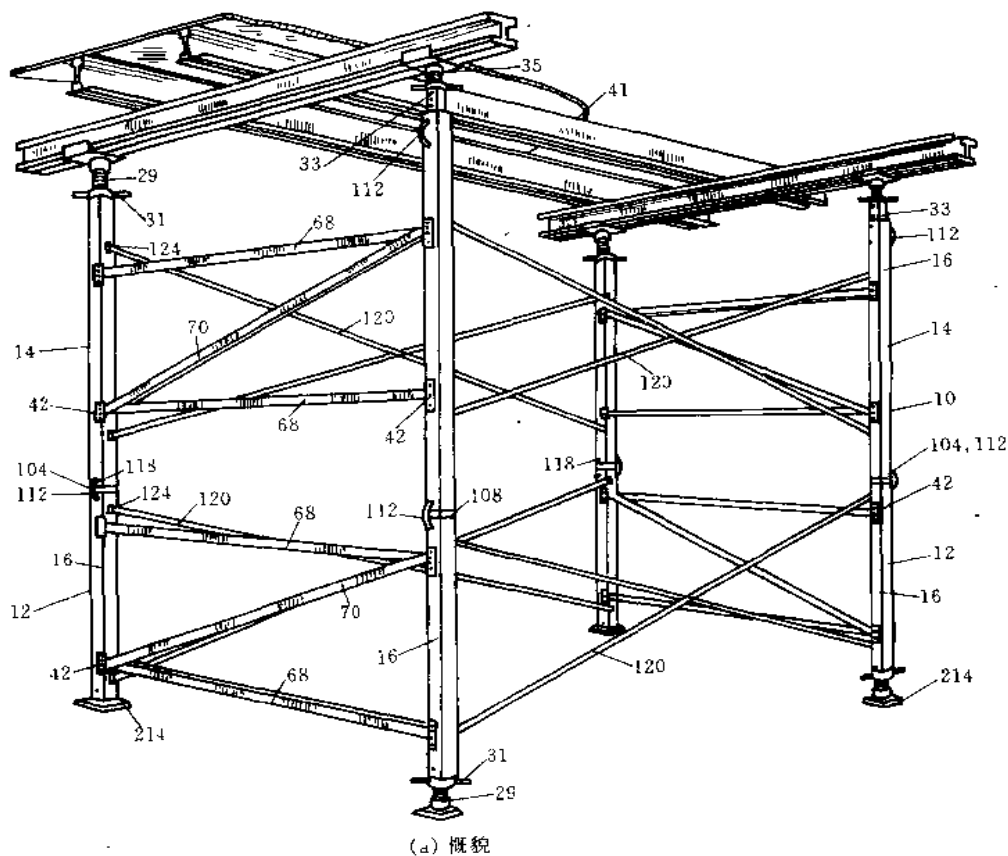
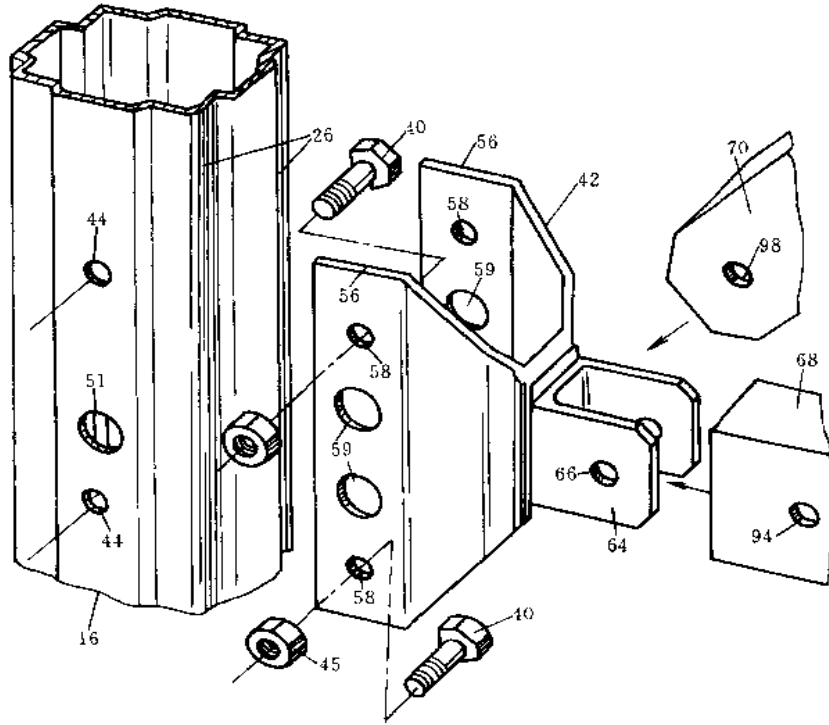
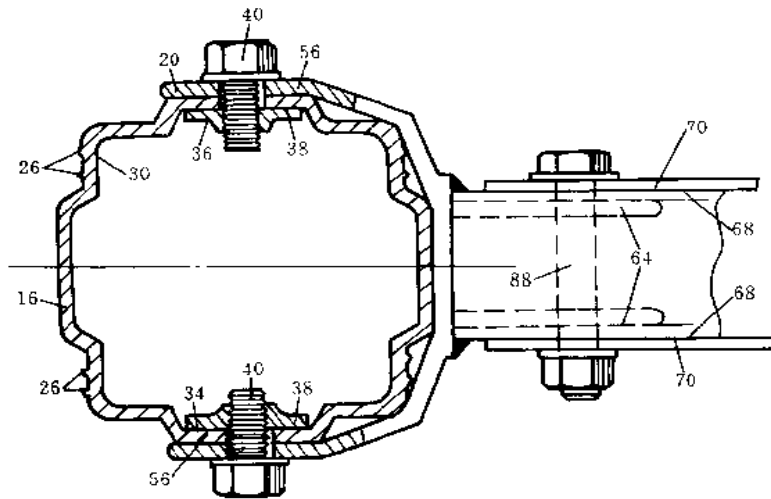


图 2-4-83 建筑用可拆轻型支架 (a)



(b) T形连接件(解题示意)



(c) T形连接件(局部剖视)

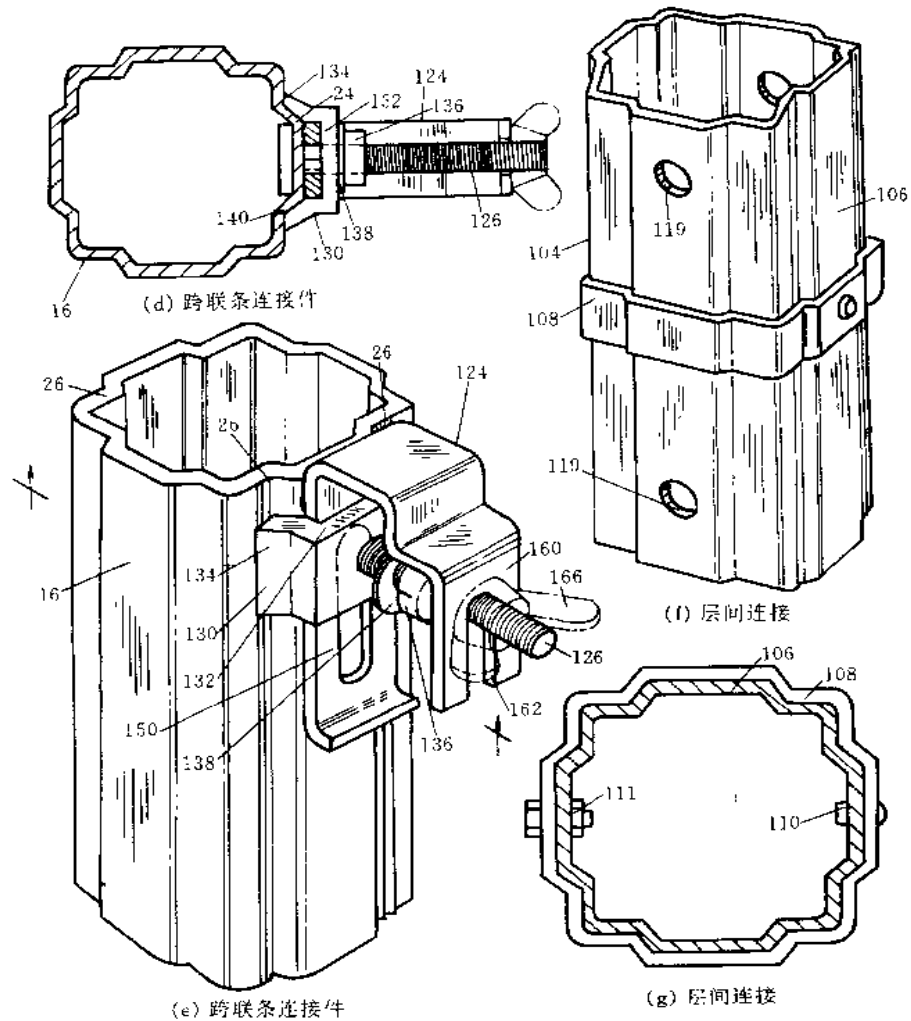


图 2-4-83 建筑用可拆轻型支架 (b) ~ (g)

结构。

主要构件的截面形状——见图 b 及 c。

立柱 16 截面形状如图 c 所示。其形状对称。立柱内外轮廓的平面和角可用丁各种连接件和插入件的导向和定位，例如以下将介绍的各种连接件。立柱表面还有细筋 26，也用于某些情况下的定位和受力。

横条 68 为管形件，方形或矩形。斜条 70 与横条结构形状相似，截面高度及宽度大于横条。

立柱、横条及斜条均为铝合金专用型材。

跨联条 120 可选用扁平、管形或角型型材，材质酌情确定。

横条、斜条及跨联条两端视装配结构要求适当加工成必要的形状。

T 形连接件——见图 b 及 c。T 形连接件 42 用于立柱 16 与横条 68 及斜条 70 之间的连接。它的两翼 56 包围在立柱的两侧，用螺栓 40 固定。一对螺栓 40 的螺母最好成对连成一体，可以制成长板形 38（两螺孔），也可以两螺母用杆相连（哑铃状）。立柱上的孔 44 与连接件上的孔 58 对齐，容纳螺栓。立柱上的孔 51 与连接件上一对孔 59 中之一孔对齐，容纳辅助装配的异形销（图中未示出），用于长板形双螺母 38 的预定位，双螺母的板体上有孔容纳该异形销。T 形连接件的横向延伸部分 64 用于与横条及斜条连接，用螺栓 88 穿过各件的孔 66、94 及 98 予以固定。管形横条及斜条的端部适当加工，使能叠置成如图 c 所示连接状态。（注：图 b 还表示单个分离的螺母 45 装配时螺栓 40 从内向外伸出，螺母在外。）

跨联条连接件 124，即带锁板的连接件——见图 d、e。它有两个板件 130 及 132。U 形板 130 用螺栓 126

及螺母 136 (加防松垫圈 138) 固定于立柱 16。U 形板的两翼 134 及 140 压在立柱 16 的细筋 26 上, 因而不会向两侧张开。锁板 124 的一部分 150 插入 U 形板与立柱表面之间的矩形空间, 有长孔容纳螺栓 126, 故可上下滑移; 其另一部分 160 有开口的长槽 162 容纳螺栓 126。当锁板向上提起时, 160 部分离开螺栓, 跨联条以其端部的孔套在螺栓上, 然后锁板落下, 可挡住跨联条不致脱出。必要时可加翼形螺母 166 固定。每个带锁板的连接件可装入 1、2 (甚至 4) 个跨联条。

层间连接件——见图 f、g。它由专用型材截切后倒角 (使切口易于插入立柱 16) 并装定位环 108 而成。定位环 108 用立柱 16 的型材截切制成, 可以用铆钉 110 或螺栓 111 固定于连接件本体 106。它在两层之间, 插入上层立柱的下端和下层立柱的上端。U 型锁定销的两支分别插入连接件的孔 119 及立柱上对应的孔, 用开口销使 U 形销不脱落。

参考数据——高 1.8m 两立柱连同两横条一斜条及装好的带锁板的连接件共重约 20kg。三层叠置后仍能承重 13600kg。此数据为跨间连接后平均每一对立柱的承重能力。普通的焊接钢架的对应重量为 60kg, 承重能力不大于本支架。

#### 4.9 转子平衡的简化配重结构

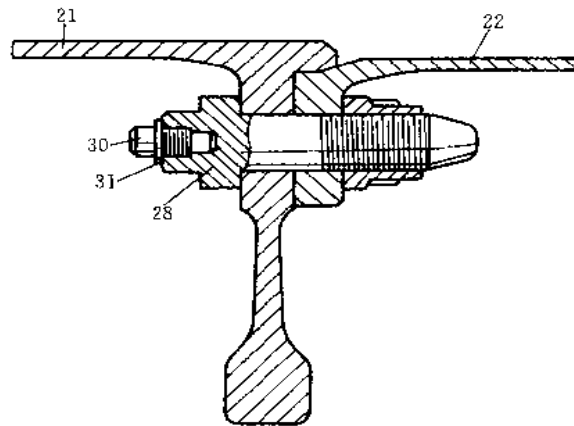


图 2-4-84 简化配重结构

图 2-4-84 为转子平衡的简化配重结构。为了调整燃气涡轮机转子的平衡, 需要以适当方式在转子上设置配重质量。例如, 不少机器在转子上专门设置便于安装配重块的结构。

英国罗尔斯·罗伊斯公司提出一种简化设计。它直接利用转子本体两部分 21 及 22 之间的连接螺栓 28。在螺栓上加螺孔, 装小螺钉 30 及平衡配重垫片 31。螺栓 28 圆周分布, 数量多, 可以满足配重片安装位置的选择要求。资料来源于美国专利 5285700。

当所需配重质量较大时, 螺钉本身也可成为配重的一部分。通过加减螺钉获得初步平衡, 再用垫片 31 精调。

#### 4.10 侧卸式矿车

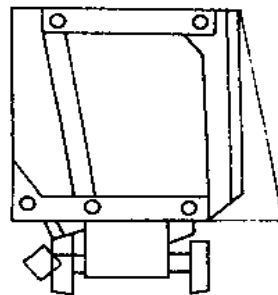


图 2-4-85 侧卸式矿车

合理的外形可使设备比体积小，少占空间，这对井下作业尤为重要。如图 2-4-85 点划线所示侧卸式矿车的断面形状，外形大，增加了巷道开凿量；改用实线断面后，不但缩小了外形，比体积小，而且大大节约了岩石开凿量，降低了成本。

#### 4.11 伸缩臂结构

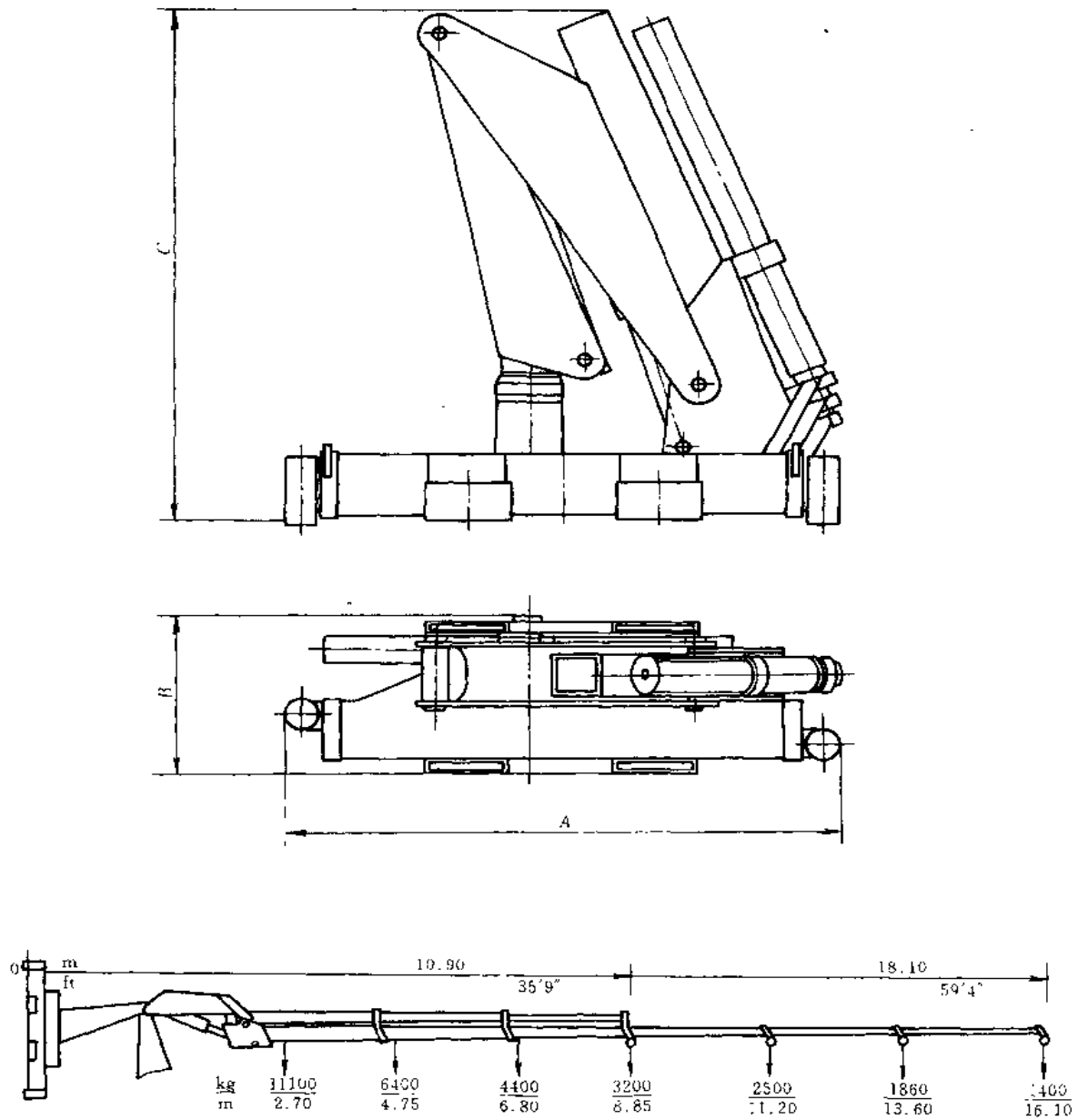


图 2-4-86 伸缩起重臂

图 2-4-86 为伸缩起重臂。利用伸缩机构可以减少外形尺寸，延伸工作半径。

图 2-4-87 为缩放器灯座。利用缩放器结构做灯座，安装空间小，调节范围大。

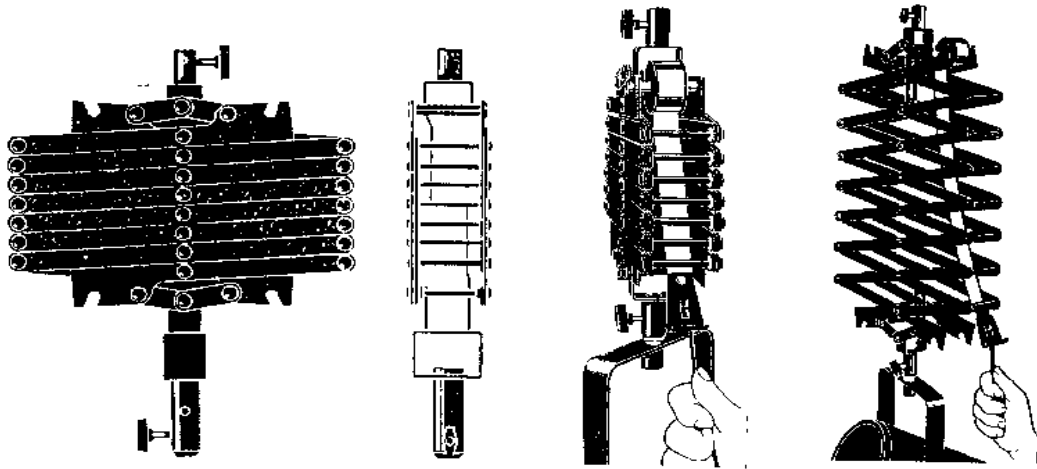


图 2-4-87 缩放器灯座

#### 4.12 螺旋式缆形传送带

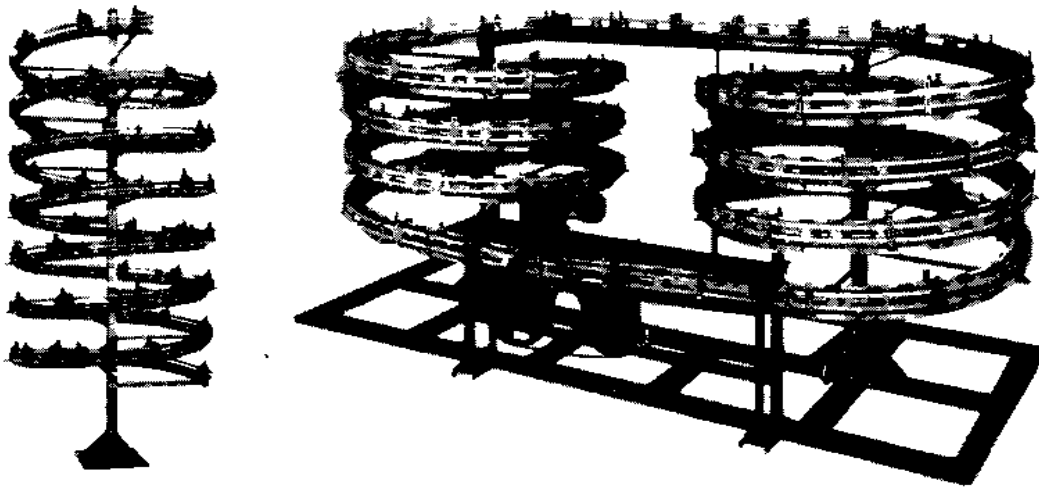


图 2-4-88 螺旋式 TM 缆形传送带

图 2-4-88 为螺旋式 TM 缆形传送带。利用螺旋式缆形传送带可在较小空间进行升降作业，可加高加长流水线。

#### 4.13 升降螺旋

图 2-4-89a 为升降螺旋。它包括一条螺旋带 D，其内外径之差远大于其垂直厚度，见图 b；一条盘带 E，它像钟表发条，可在其内、外端轴向拉开，此带内、外径之差远小于其垂直厚度；两条螺旋节距相等。升降螺旋中心是一个圆筒形的转子 A，它在锥形滚柱轴承 B 上旋转。一套与转子 A 相联并斜置的支承滚轮 c 将螺旋带 D 升起并提供盘带 E 嵌入的空间；滚轮 c 还务必支承螺旋带 D 和盘带 E，形成的螺旋管柱体见图 c。当不用时，螺旋带 D 存放在底座上、盘带 E 存放在旋转托架 F 上。上升时，滚子链式类似装置驱动上推轴承 B 下的小齿轮 G，固定在轴承 B 上的大齿轮 H 则使转子 A 与附在其上的支承滚轮 C 一同旋转，它们将螺旋带 D 升起并打开，在 I 点此开口足以使盘卷 E 嵌入并平稳定位；螺旋带 D 上开有连续的嵌槽，带 E 的边缘嵌在带 D 的连续槽内，形成一个断面为 I 型的连续的螺旋管，见图 c 和图 d；最终组件是一个坚固稳定的柱体，可以支承很重的载荷，见图 e。当反向驱动转子 A 时，柱体则拆成零件返回贮存位置。该机构的最大特点是

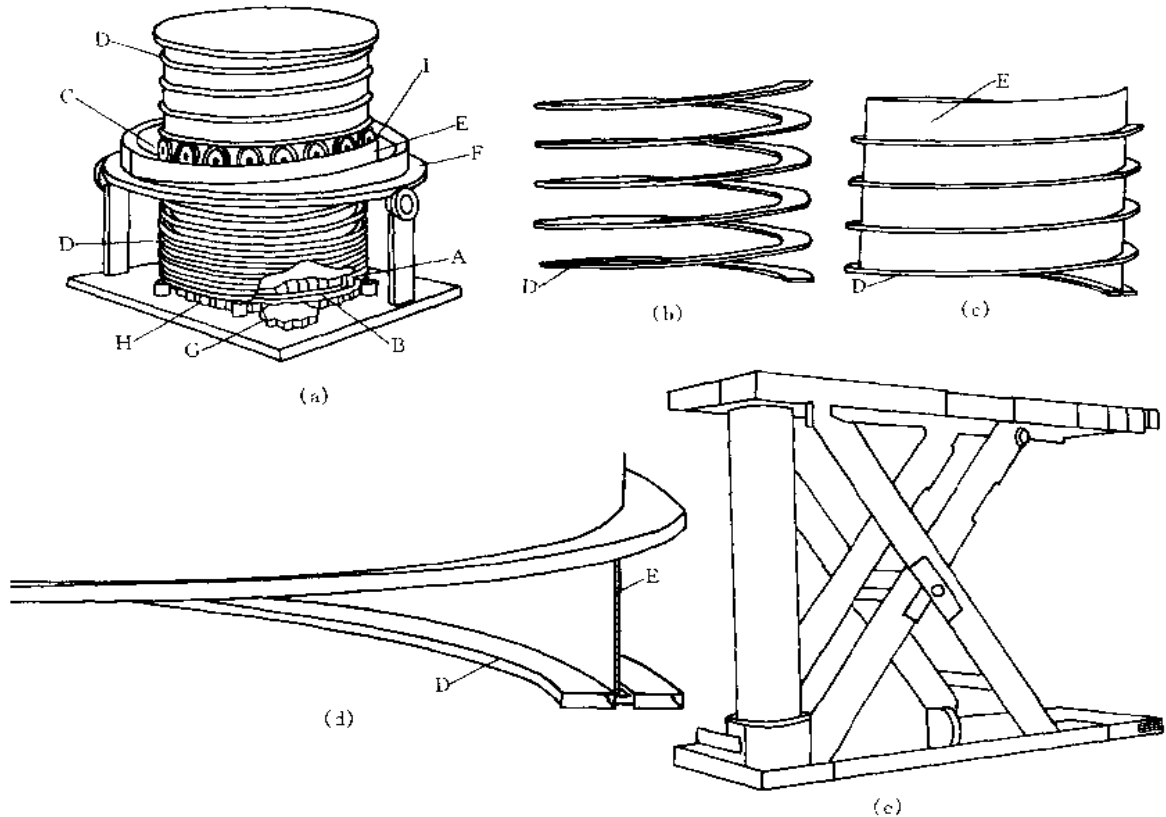


图 2-4-89 升降螺旋及应用实例

闭合高度低, 结构紧凑, 例如一台 18" 升降螺旋, 当行程为 11M 时, 其闭合高度仅为 860mm。

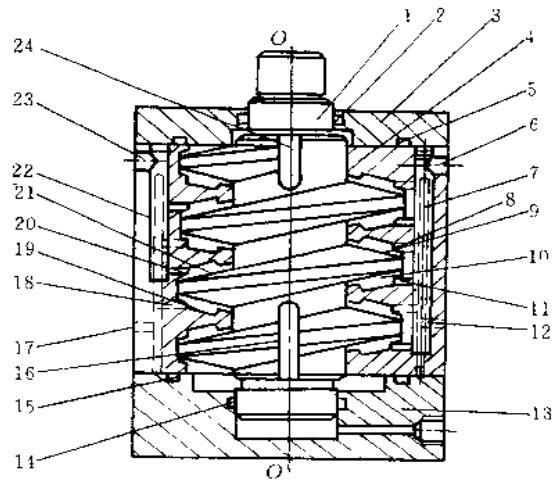
#### 4.14 螺旋式激振缸

图 2-4-90 为螺旋式激振缸。它是超大出力螺旋式激振器的关键部件, 由螺旋式活塞 (螺杆) 1、缸体 (螺母) 4、上端盖 3、底座 13、键和密封等组成。利用螺杆与螺母形成两侧的间隙为油腔, 由电液伺服阀向两侧油腔交替输入高压油液, 螺杆在油液推力作用下往复振动输出激振力。螺杆 (螺旋式活塞) 可视为多级活塞的重叠, 因而激振器外形尺寸和活塞质量大幅度减小, 而且整体式螺旋式活塞更具刚性。过去激振缸多采用单活塞式激振缸, 体积大, 质量重, 难于推广。

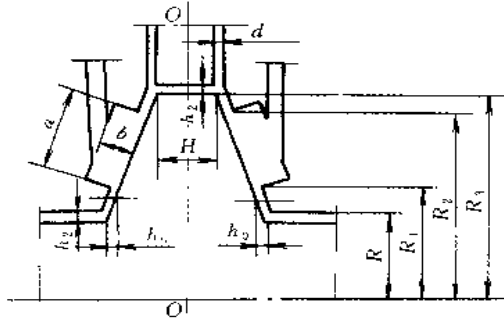
螺旋式激振器的工作框图如图 2-4-91 所示。其动作原理是将信号发生器输出的交变信号电流经功率放大后, 送给电液伺服阀线圈, 电液伺服阀便输出一个与之对应流量的压力油, 至螺旋式活塞的上侧腔和下侧腔, 推动其输出动态力, 同时油源还向激振缸的静力油腔输入压力油, 推动螺旋式活塞向被激振部件施加一个静态力, 可以是静态力上叠加动态力, 也可以是仅输出一个动态力。功率放大器还输出一高频扰动信号源, 使伺服阀的阀芯高频颤动, 以改善其静摩擦特性。

螺旋式活塞按梯形螺杆加工, 活塞与缸体的间隙为  $2h$ 。(图 2-4-90b)。为减小压力油液在沿螺旋式活塞而两侧油腔的压力损失, 在缸体螺母的螺旋面上加工出螺旋槽 19、21。上侧油腔的螺旋槽 21, 通过油道 20 和 22 与管孔 23 连通。下侧油腔的螺旋槽 19, 通过油道 11、7 与管孔 6 连通。当电液伺服阀将压力油输入管孔 6 时, 下侧油腔油压升至  $p_L$ , 推动螺旋活塞向上运动, 而当压力油进入管孔 23, 上侧油腔油压升高为  $p_L$ , 从而推动活塞向下运动, 循环往复, 螺旋式活塞输出动态力。平键 16、24 与螺旋式活塞做轴向固定, 其作用是阻断上侧油腔 9 和下侧油腔 10 的连通, 同时保持螺旋式活塞振动时不发生转动。

为保证活塞工作时有足够的振幅, 要求活塞启动后, 甚至受负载作用时, 也必须处于平衡位置, 从两侧油腔引出两细小油道 8、18 各自汇总到 92、7 且经过节流阀与油源接通, 以小孔节流调偏技术来纠正螺旋式活塞相对平衡位置的偏差。



(a) 螺旋式激振缸结构



(b) 螺旋活塞纵向截面牙形

图 2-4-90 螺旋式激振缸结构及螺旋活塞纵向截面牙形

1—螺旋式活塞；2、5、14、15—密封圈；3—上端盖；4—缸体；6、12、17、23—管孔；  
7、22—大径油道；8、11、18、20—细小油道；9、10—上、下侧油腔；  
13—底座；16、24—端平键；19、21—螺旋槽

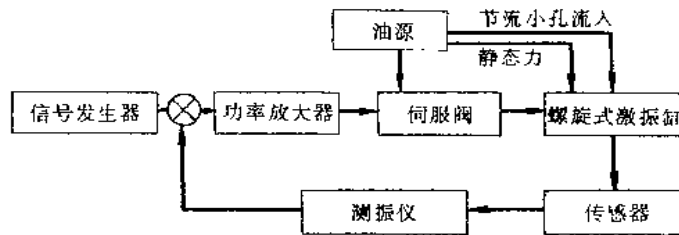


图 2-4-91 超大出力螺旋式激振器工作框图

### 4.15 曲柄滑块往复活塞式空压机

图 2-4-92 是一种新型曲柄滑块往复活塞式车用空压机，主要由缸盖、活塞、机体、滑块、曲柄、轴承



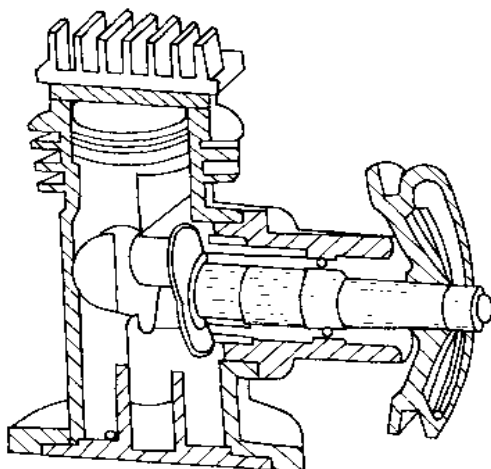


图 2-4-92 曲柄滑块往复式车用空压机

座、皮带轮、底盖等组成。该机无连杆，用一短圆柱形滑块将曲柄与活塞相连，滑块随曲轴旋转，同时在活塞上的圆筒形导轨上滑动，迫使活塞作往复运动。活塞下部有一小圆柱体导向段，其中心有孔，与底盖上的孔相配合，组成一柱塞式油泵并为活塞导向。工作时，润滑油直接通过小圆柱体内的孔进入活塞上的筒形导轨，润滑曲柄滑块机构。

该机与现有的国内外空压机相比，由于取消了连杆，无二阶及二阶以上往复惯性力，结构简单，振动小、重量轻，使用维护方便，制造成本低，是一种专为小四轮拖拉机设计的刹车气泵。

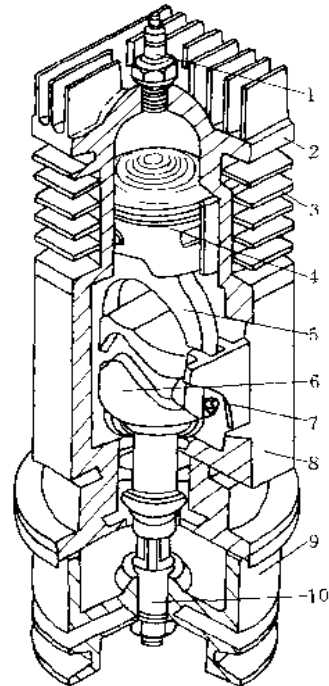
#### 4.16 无曲轴发动机

传统的四冲程式二冲程发动机汽缸中都有活塞，汽缸头部分产生的爆炸能向下推动活塞，而后再利用惯性和排气时的负压返回原来的位置。为了把上下运动变成旋转运动，从活塞伸出的连杆与曲轴相联，二者互相垂直，因而增大了发动机体积。图 2-4-93 所示为二冲程单缸无曲轴活塞发动机。利用带有圆柱凸轮的动力传动装置取代曲轴，把活塞的上下运动变成旋转运动，而后再传给输出轴，从而实现了发动机小型化。

无曲轴发动机的活塞端部连接叉形连杆，在连杆叉形端部装有沿凸轮沟槽流动的凸轮推杆滚轮，当活塞运动时，连杆便在滑动导轨 7 中作往复运动，推杆滚轮在凸轮槽中滚动，并带动输出轴 10 旋转。

凸轮在活塞往复两次时，旋转  $360^\circ$ ，而往复式发动机活塞往复一次即旋转一圈，因此前者输出轴转速为后者的二分之一。由于具有这样的减速，所以能以低转速取得高扭矩。与燃烧系统无关，因此既适用于二冲程也适用于四冲程发动机。

由于通过改变凸轮的形状，能获得高减速比，因此有可能被应用在船舶、重型机械等方面。

图 2-4-93 二冲程单缸无曲轴  
活塞发动机剖面图

1—点火火花塞；2—汽缸头；3—汽缸；4—  
活塞；5—连杆；6—圆柱凸轮；7—滑动  
导轨；8—发动机主体框架；9—飞轮  
和点火装置；10—出力轴

## 4.17 活塞式压缩机与螺杆式压缩机

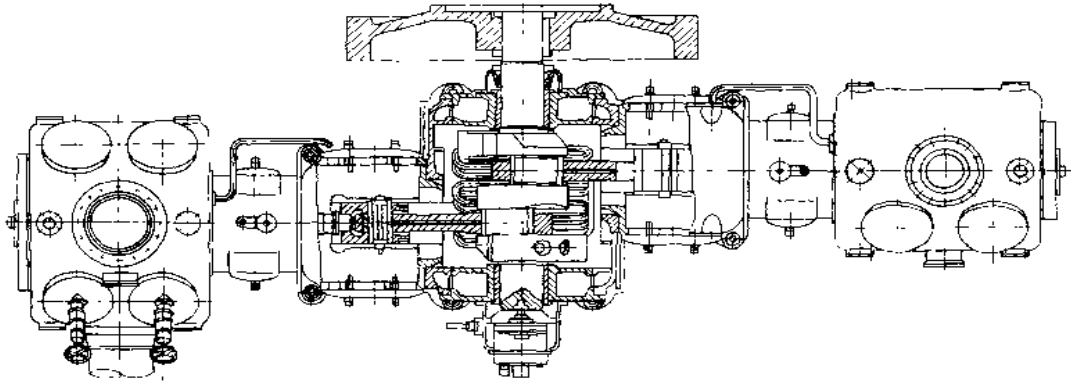


图 2-4-94 活塞式压缩机结构剖视图

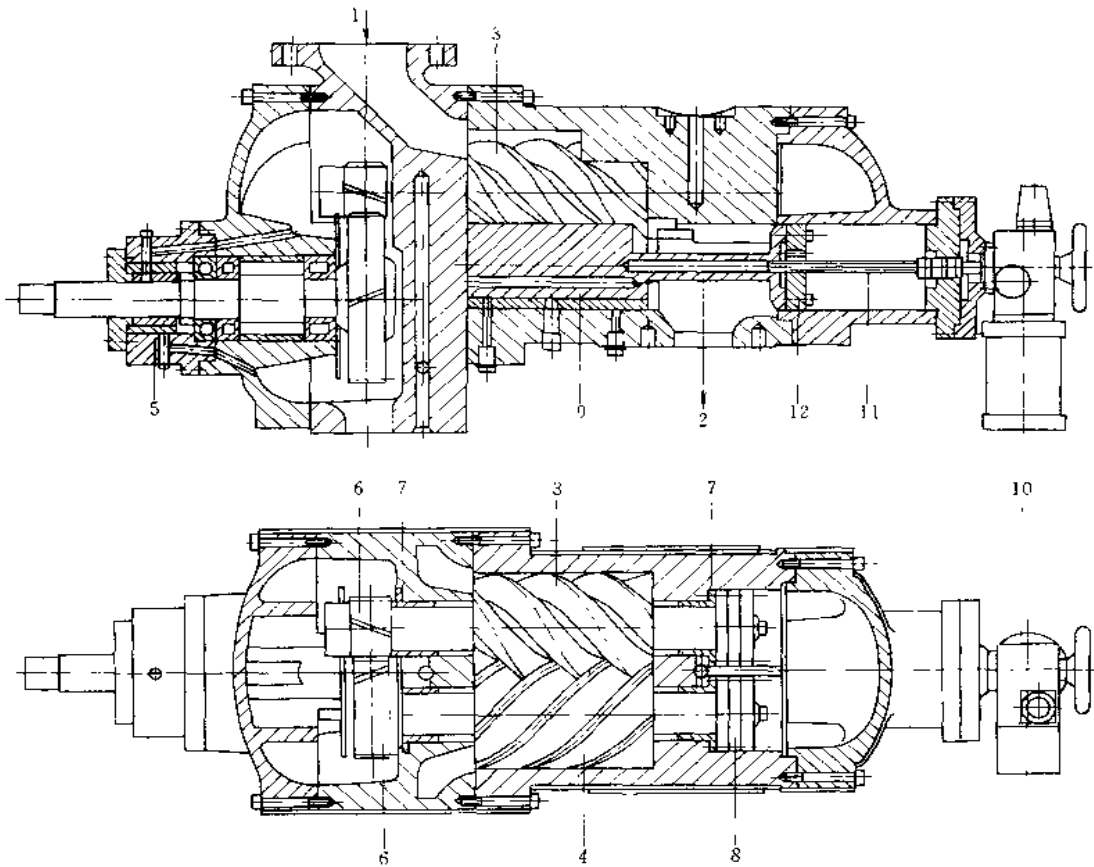


图 2-4-95 一台滑阀调节的制冷压缩机的剖面图 (GHH)

1—进口；2—出口；3—阳转子；4—阴转子；5—滑环密封；6—增速齿轮箱；7—径向滑动轴承；

8—推力轴承；9—调节滑阀；10—滑阀调整机构；11—调整杆件；12—平衡活塞

活塞式压缩机的主要缺点是：外形尺寸和重量较大，需要较大的基础，气流有脉动性，以及易损零件较多。

与活塞式压缩机比较, 螺杆压缩机具有几项决定性的优点, 使得这种机型得以迅速发展。其优点之一就是结构的改变使设备重量减轻, 尺寸紧凑。这是由于这种结构无不平衡的质量力。这使得机器能平稳地、无振动地运输, 实现高的工作转速。通常, 螺杆压缩机不需要特别的基础, 所以对于这种机型, 即使功率较大的机器, 也可用于移动式装置中。高转速造成小的结构容积和机械重量。一台螺杆压缩机的重量, 约为一台可比功率的活塞式压缩机重量的  $1/7 \sim 1/13$ 。这使得制造大功率而尺寸紧凑的机器成为可能。由于工作转速高, 可以直接选用价格便宜的原动机而不需装设减速器。图 2-4-94 和图 2-4-95 是两种型式压缩机的结构。

#### 4.18 拧锁式 $HP_{CP}$ 型喷射泵

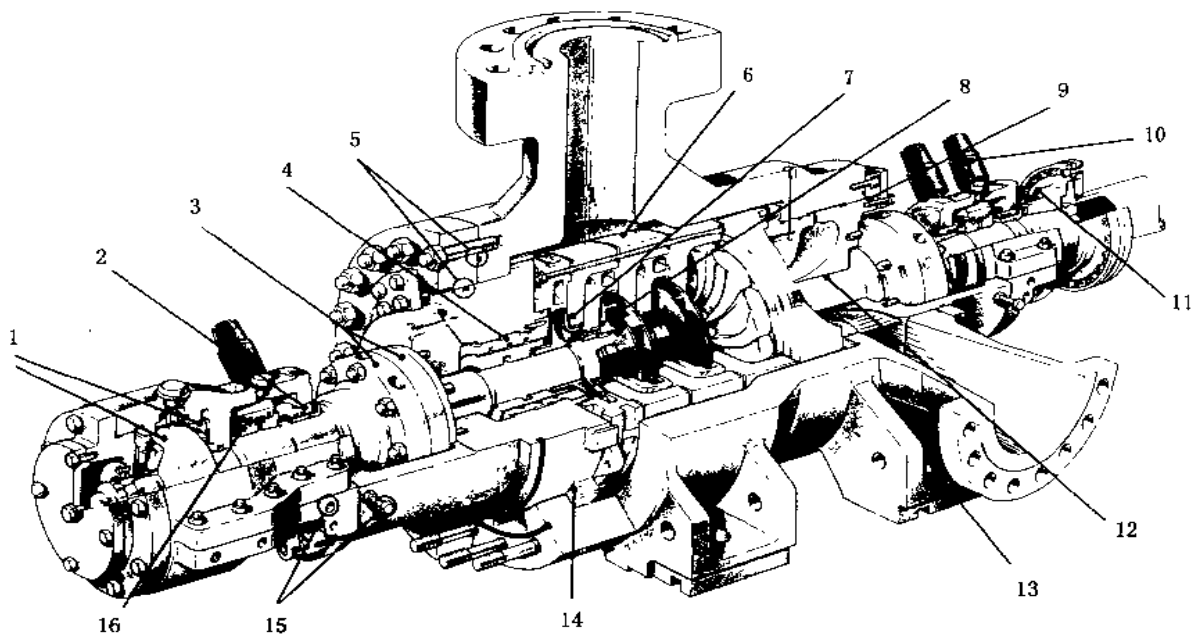


图 2-4-96 拧锁式  $HP_{CP}$  型喷射泵

- 1—双作用支点推力轴承；2—抛油环；3—机械密封；4—液力平衡装置；5—高压密封（可以不需拆除筒芯而更换）；  
6—筒芯（具备所有内部件，轴承及轴密封）；7—可更换的减磨环；8—冷缩配合的叶轮；9—吸入端泵壳接合；  
10—轴振动检测器；11—选用各种挠性联轴器；12—轴；13—壳体；14—拧锁齿；  
15—在结合之前调准转子；16—抗旋转轴颈轴承

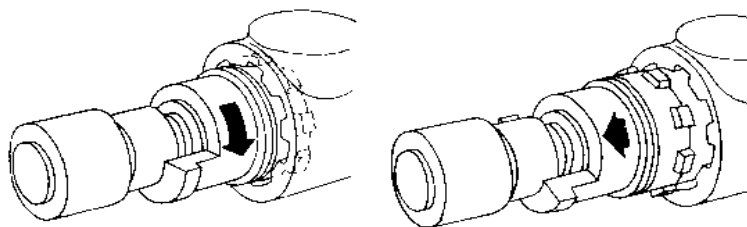


图 2-4-97 拧锁原理

图 2-4-96 为拧锁式  $HP_{CP}$  型喷射泵。拧锁原理如图 2-4-97 所示。其特点是以啮合方法代替了重的螺栓联接, 牙齿与泵壳及盖是整体的, 只需要小螺栓及法兰掩盖内部, 容易与高压轴封 (O 形环) 接触, 取出法兰后容易接触泵的内部。因而该泵与其他喷射泵比较: ①重量减少约 20%; ②总长减少达 26%; ③取出筒芯需要空间和时间较少; ④轴承支点距减少 10%; ⑤改进了转子动力状态; ⑥泵壳密封采用容易接触的 O 形环; ⑦停机时间减少。

## 4.19 自动波轮式洗衣机

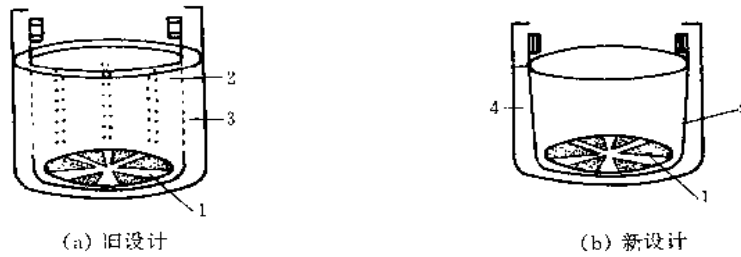


图 2-4-98 自动波轮式洗衣机

1—波轮；2—洗涤、脱水空间；3—死空间；  
4—无水空间；5—洗涤脱水桶

图 2-4-98a 为传统的自动波轮式洗衣机，有 30% 的水与洗涤剂进入死空间 3，造成浪费。新设计将桶 5 做成截头圆锥形，如图 b 所示。脱水时，旧设计中水在离心力作用下由圆柱形桶 2 四周孔中甩出；而在新设计中则由圆锥形上方排出，空间 4 不必放入洗涤剂与水，从而节省水和洗涤剂，并相应缩小整机体积。

## 4.20 机械停车库

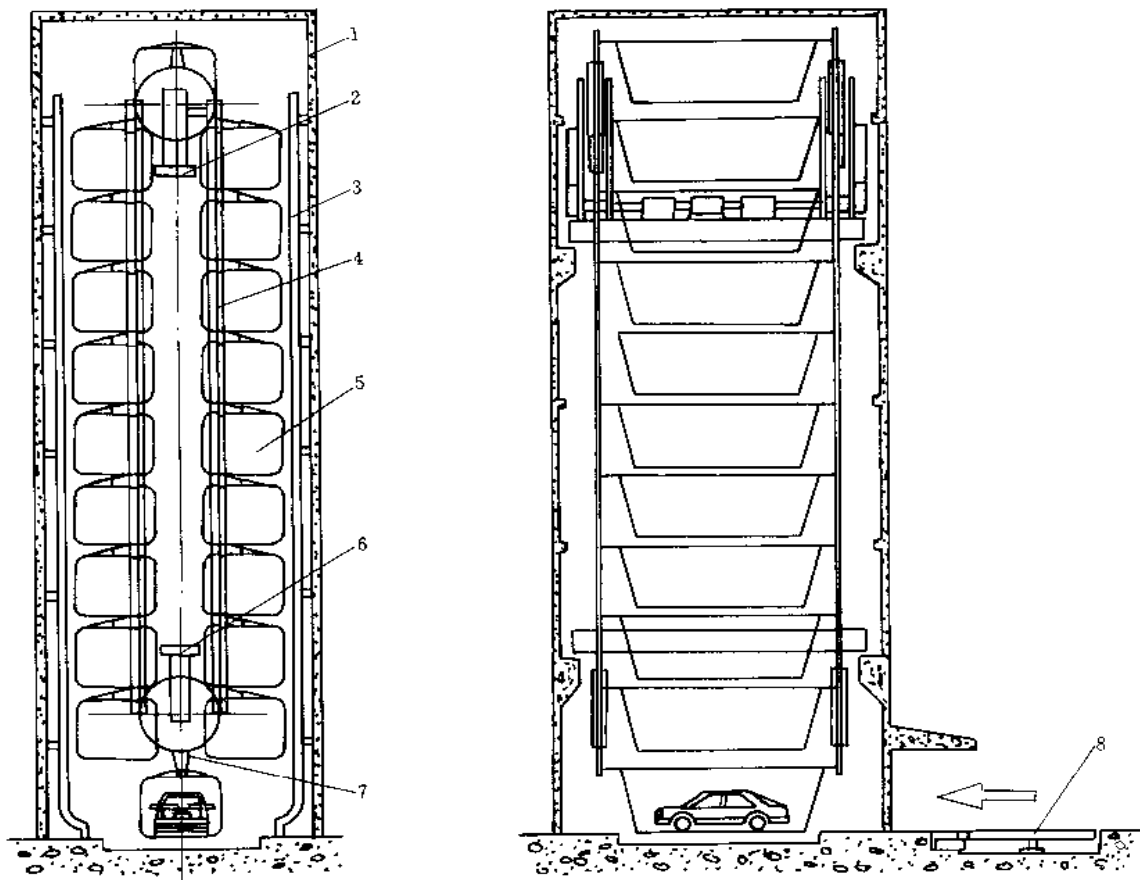


图 2-4-99 竖直循环式机械式车库

1—上建维护结构；2—主传动部；3—托架导轨；4—链条导轨；5—托架；  
6—张紧装置；7—主链条；8—回转盘

图 2-4-99 为垂直循环式机械停车库，是一种大型的机械停车系统。这种车库最大的优点，就是极大地节省占地：在 50m<sup>2</sup> 左右的面积内，最多可停放 32 辆小轿车，平均每辆车占地面积只有 1.6m<sup>2</sup>，大约是地面平面停车所需面积的二十分之一，而且这种车库，库内不需要车道，存取车只需在地面的车库出入口处进行，电脑控制，操作简单，安全，方便。

这种车库一般由两大部分组成：一部分是外围结构 1，常用的有两种，一种是钢筋混凝土的框架结构，一种是钢结构；另一部分是装于结构内的机械设备。机械设备则主要由上传动部 2、托架导轨 3、链条导轨 4、托架 5、张紧装置 6 和主链条 7 等组成。对于车库出入口处比较狭窄的地方，还可在出入口前设一回转盘 8，回转盘可以 360°任意转动，从而使出入库的车辆原地调头。

使用时，入库车辆由设于地面的出入口开上托架 5，托架悬吊在前后两条主链条 7 上；主传动部通过电机驱动大链轮，带动主链条 7 转动，从而带动托架 5 上下运动；这样悬吊于主链条 7 上任意位置的托架都可转到车库底部的出入口处，以便存取车。托架导轨 3 用来防止托架在运转过程中过度晃动。

这种车库，采用可编程程序控制器控制，可根据所调车位的位置，按最近路线，自动判断运转方向，以节省调车时间，整个操作自动化程度高，并设有完备的安全检测及互锁系统，以确保人员和车辆的安全。

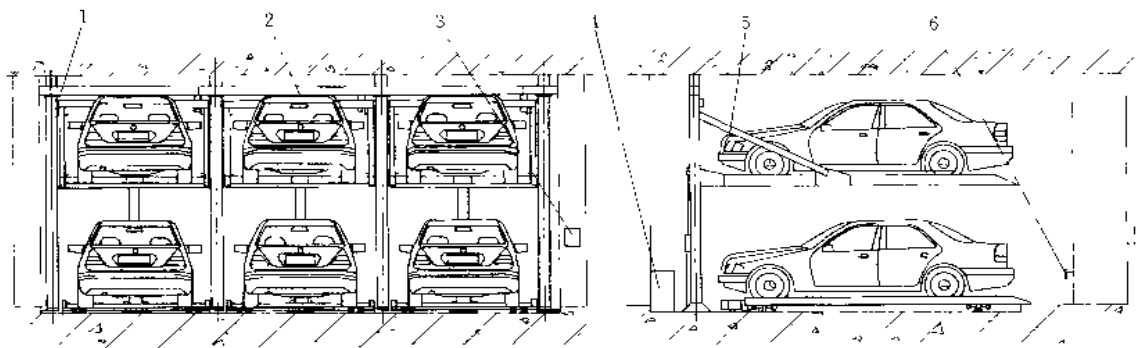


图 2-4-100 LSYZ 型 二层升降横移液压式机械停车库

1—承载框架；2—防坠机构；3—电控系统；4—液压系统；  
5—存车板；6—安全检查保护装置

北京恩非停车设备集团设计生产的 LSYZ 型二层升降横移液压式和 DSYZ 型三层升降横移液压式机械停车库（见图 2-4-100、图 2-4-101），适用于住宅小区、大楼地下室、地面建筑物的多余空间，如立交桥下等处。它结构简单、维护方便、成本低、配置灵活，可充分利用现有场地条件，扩大存车容量。这种液压式机械停车库的运行平稳、噪音低、耗电少、操作简单方便，设有自动、手动两套操作系统及完善的安全检查保护装置，是一种安全、方便、可靠的停车设施。

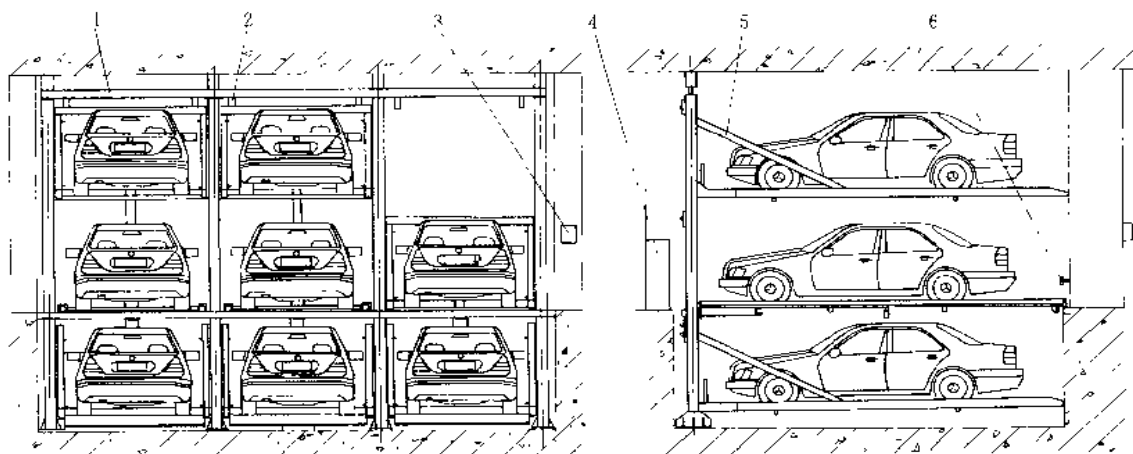


图 2-4-101 DSYZ 型三层升降横移液压式机械停车库

1—承载框架；2—防坠机构；3—电控系统；4—液压系统；  
5—存车板；6—安全检查保护装置

动作原理：顶层和地坑内的底层存车板只作升降运动，汽车出入口所在层的存车板只作横向平移运动，且每组少设一个存车板，以便其他层的存车板升（降）到出入口所在层，实现汽车出入库。

结构组成：①承载框架：承受传递荷载；

②防坠机构：防止存车板在静止及运行中因意外而坠落。

③电控系统：设备运行方式的电气控制。

④液压系统：设备升降运行的动力。

⑤存车板：汽车存放的载体。

⑥安全检查保护装置：检测汽车停车位是否正确、人员或物体意外进入工作区、误操作报警、运行遇障碍保护、紧急停止开关等。

## 5 新材料的应用

### 5.1 钛及钛合金的应用

由于钛及钛合金的密度较小（约  $3.5 \sim 4.5 \text{g/cm}^3$ ），强度高，耐腐蚀，耐高温，所以是十分重要的金属材料。由于价格贵，过去主要用于军事工业、航空工业，如马赫数 2.5 的 F15 战斗机钛用量达 31%，马赫数 0.92 的波音 747 客机钛用量达 9.2%。现在其他工业部门也在较广泛使用，如化工容器、换热器、风机、泵、阀等。

图 2-4-102 为部分钛材料的机械产品。



(a) 钛制标准件



(b) 钛制紧固件



(c) 钛制加热室



(d) 钛制风机叶轮



(e) 钛反应器

图 2-4-102 钛制零部件

## 5.2 铝及铝合金的应用

铝及铝合金的密度很小(均为  $2.65\sim 2.85\text{g/cm}^3$ ), 约为钢的  $1/3$ , 但机械强度很高, 部分牌号铝合金的

机械强度接近钢材。所以现代许多设备以铝代钢日益增多，是设备轻量化的重要途径之一。由于铝材刚度不如钢，在计算变形和压杆稳定性时应予以注意。

飞机制造业大量采用铝材已为大家熟悉。现代汽车工业也在广泛应用铝材与铸铝（用于发动机）来减轻汽车的重量。其他工业部门，如矿山提升容器、架空索道的客厢、机车、船舶等运输设备也都在广泛使用铝材，以减轻它们的重量。

图 2-4-103 为小型汽油机上采用的气缸套。

图 2-4-104 为铝-铁双金属熔接浇铸的气缸套。

图 2-4-105 为开槽镶碳素钢片的活塞。

图 2-4-106a 为组合活塞。上部用锻或铸钢或球铁，下部用铸铝或锻铝，上、下用螺栓连接。上部可承受高温，下部可减轻重量，用于大功率高负荷机车、船舶的柴油机上。在活塞的顶部内侧用压力润滑油强制冷却，有效地降低了活塞温度。

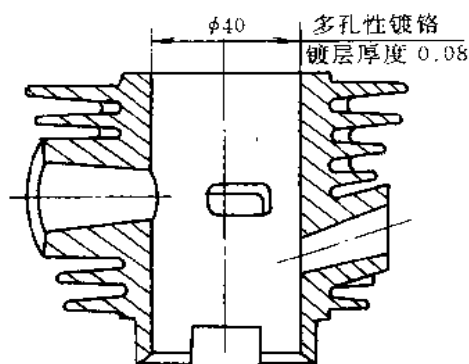


图 2-4-103 铝合金气缸套

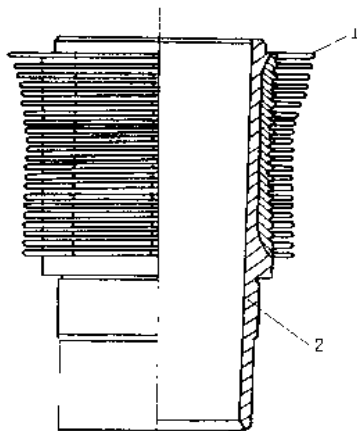


图 2-4-104 铝-铁双金属熔接  
浇铸气缸套  
1—铝合金散热片；2—铸铁气缸筒

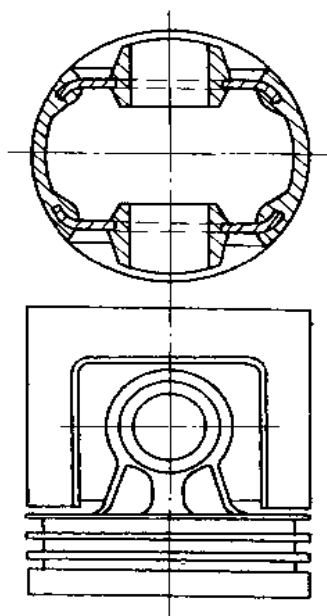
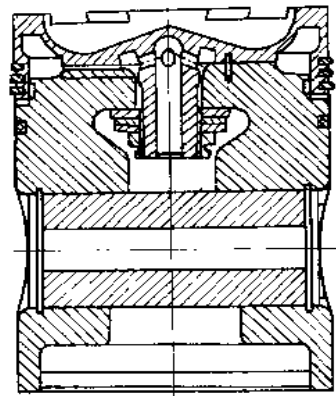
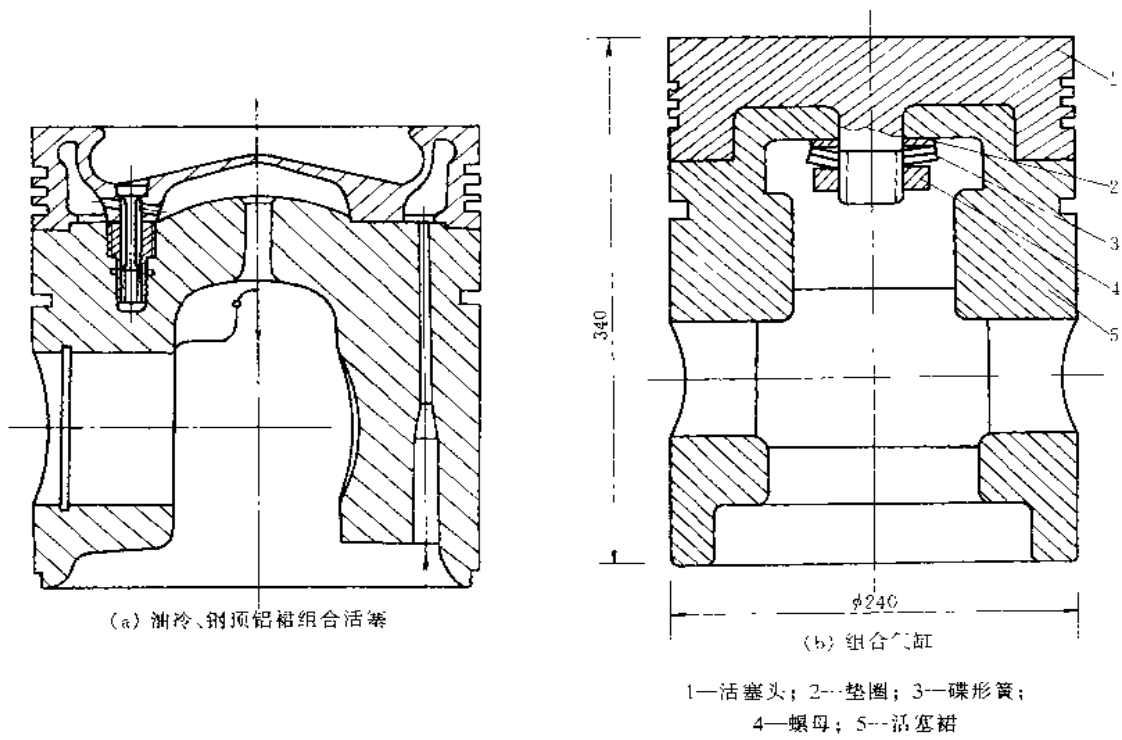


图 2-4-105 开槽并镶碳  
素钢片的活塞

图 b 为用于 2250kW 柴油机的组合气缸。活塞头 1 用 4Cr10Si2Mo 耐热钢，活塞裙 2 用 LD7 锻铝合金，比全部钢制要轻 1/3。

图 c 1. 部为耐热钢或铸铁，下部为锻铝结构。上部采用薄壁结构，同时采用较大的冷却油腔进行振荡冷却。





(c) 12V 240ZJ 型柴油机活塞

图 2-4-106 组合活塞和气缸

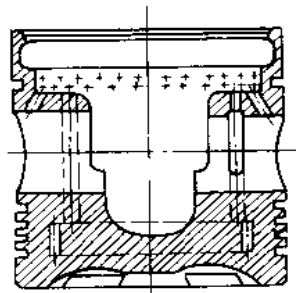


图 2-4-107 整体铝活塞

图 2-4-107 为中小型内燃机上的整体铝活塞。整体铝活塞与钢顶铝裙活塞相比，重量要轻 30%~50%。

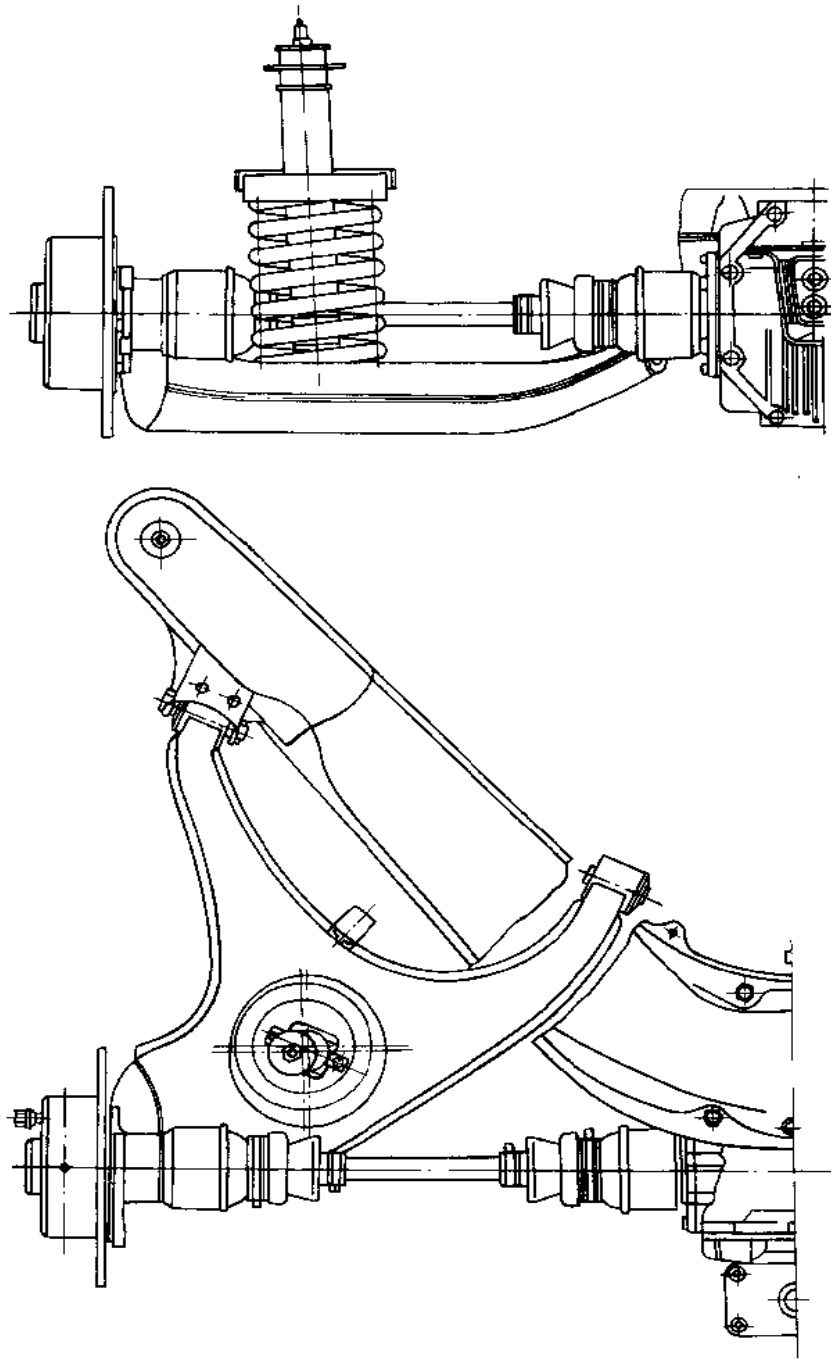


图 2-4-108 轿车用单斜臂独立悬架

图 2-4-108 为轿车用的单斜臂独立悬架，其材料为压铸铝。

### 5.3 塑料的应用

塑料由于其密度低、耐腐蚀及较高的机械性能，今天已广泛地用于飞机、汽车、化工、电气等工业的各个部门。它的种类繁多，性能各异，能适应多个部门的需要。

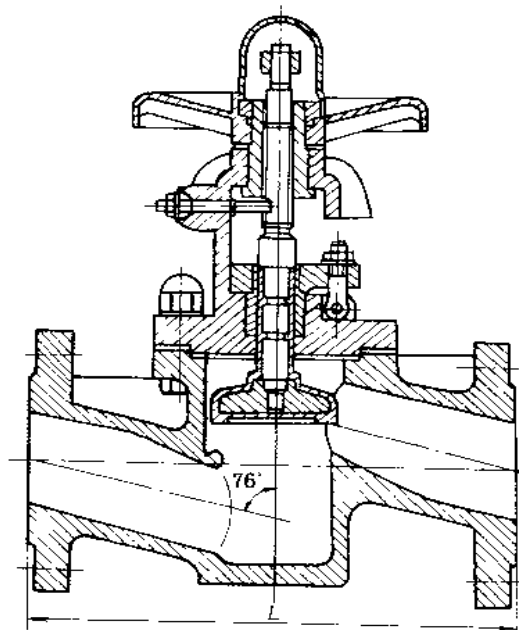
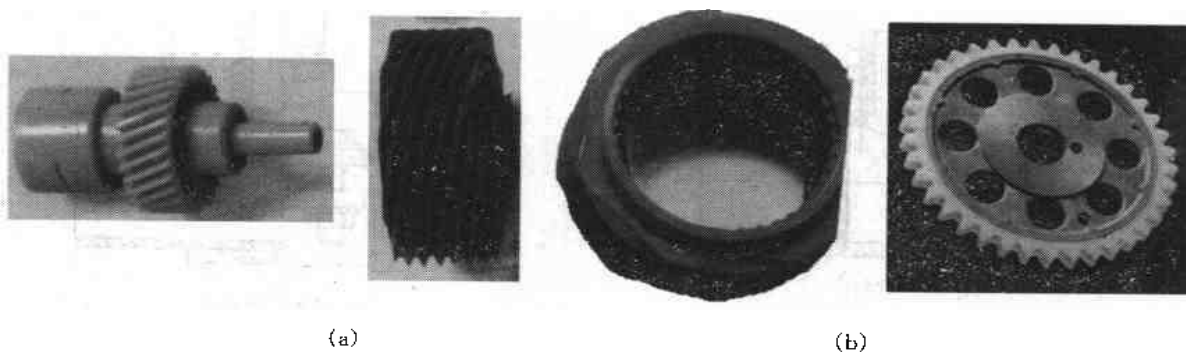


图 2-4-109 塑料阀门

图 2-4-109 为塑料阀门，公称直径为 25~100mm，工作压力为 0.6~1.0MPa。

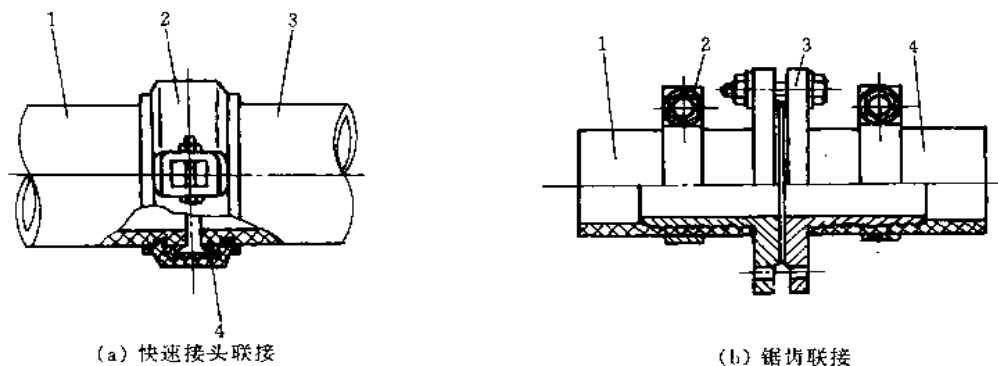


(a)

(b)

图 2-4-110 尼龙齿轮和链轮

图 2-4-110a 为加了稳定剂的尼龙树脂制造的传动齿轮、调速齿轮，磨损、噪声、重量均比金属齿轮小。  
图 2-4-110b 为用嵌铸法将图 a 尼龙套装在压铸轮体上的调速链轮，用于汽车上，重量很轻，噪声小。  
图 2-4-111a~h 为塑料管及其联接结构。



(a) 快速接头联接

(b) 锯齿联接

图 2-4-111 塑料管及其联接结构 (a)、(b)

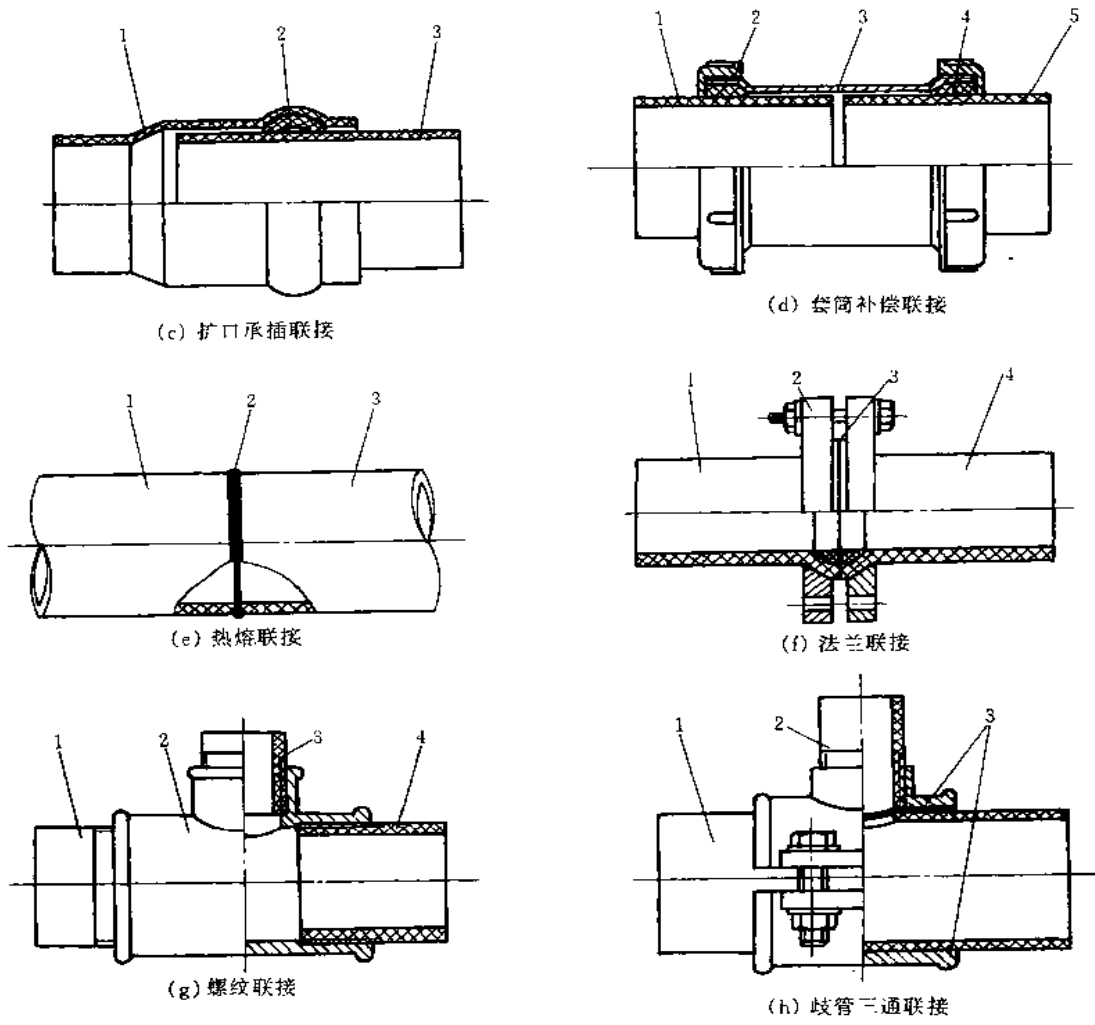
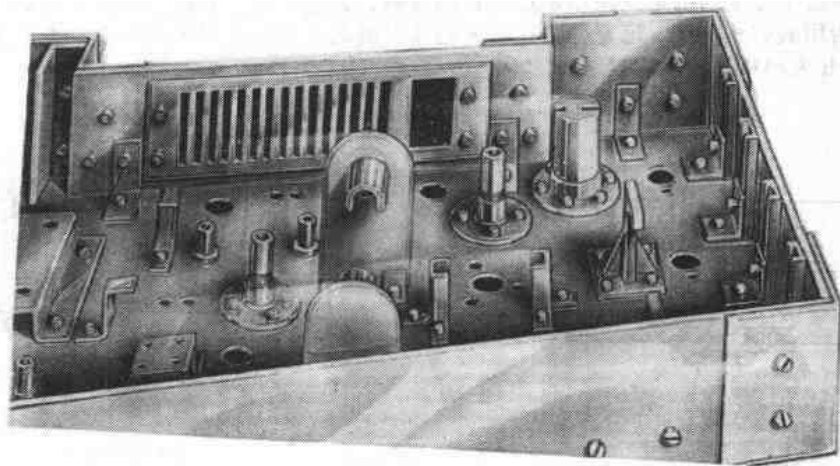
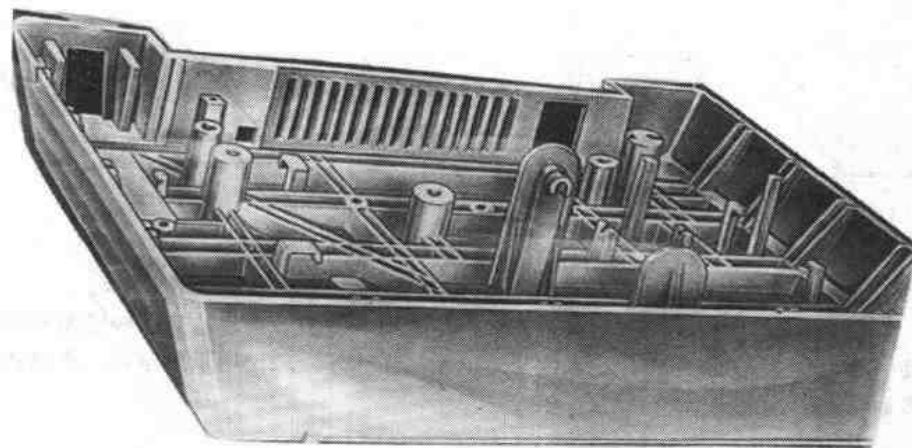


图 2-4-111 塑料管及其联接结构 (c) ~ (h)



(a)



(b)

图 2-4-112 以工程塑料模型代替金属加工制件

图 2-4-112 所示为以工程塑料模型代替金属加工制件的图例。二者的比较如下：

金属加工 (图 a)	工程塑料模型 (图 b)	金属加工 (图 a)	工程塑料模型 (图 b)
38 个零部件	1 个	需要涂漆	模塑色
52 个紧固件	无	易于腐蚀	防腐蚀
加工时间长达 10 小时	模制时间仅 35 秒	重达 17 lb (7.71kg)	重仅 0.875 lb (0.40kg)
装配时间 2.5 小时	无需装配		

#### 5.4 玻璃钢的应用

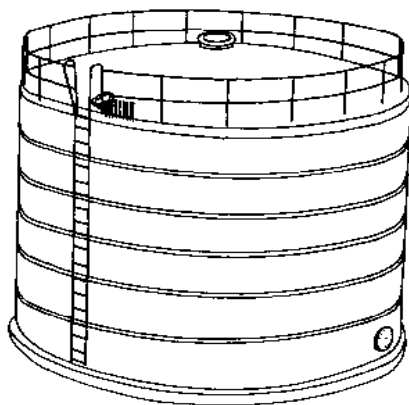


图 2-4-113 大型玻璃钢容器

玻璃钢是由玻璃纤维与树脂组成的复合材料。它密度小 ( $1.7\sim 2.0\text{g/cm}^3$ )，强度高 (抗拉强度一般可达 500MPa)，制造工艺简单，广泛用于工农业部门。如我国歼 6、歼 8 等飞机雷达均用玻璃钢制造；波音飞机上雷达使用玻璃钢制造，重量比原来减轻了 34%；美国垂直起落飞机 X-19 的螺旋桨，美国 BV-350 型直升机机身全用玻璃钢制造。对于重量要求严格的机械都可找到大量玻璃钢零部件。

图 2-4-113 为现场缠绕的大型玻璃钢容器，采用了螺旋缠绕技术。

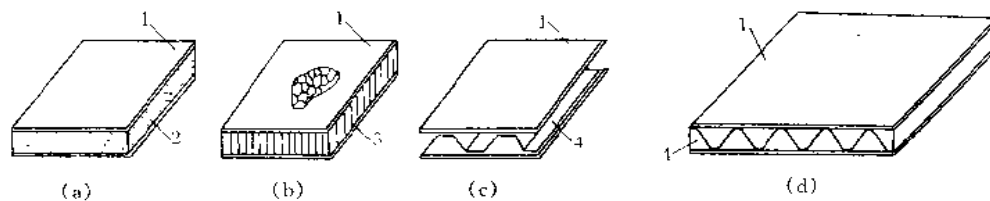


图 2-4-114 玻璃钢夹层结构

1—玻璃钢面层；2—泡沫塑料；3—蜂窝玻璃布夹芯；4—玻璃钢波纹板

图 2-4-114 为玻璃钢夹层结构。泡沫塑料芯子材料一般用聚氨酯、聚苯乙烯、酚醛塑料或聚氯乙烯等泡沫塑料，其密度一般为  $0.1 \sim 0.3 \text{g/cm}^3$ ，绝缘性与透电磁波性能好。广泛用于航空业、微波通讯、雷达以及建筑业与船舶等运输业中。

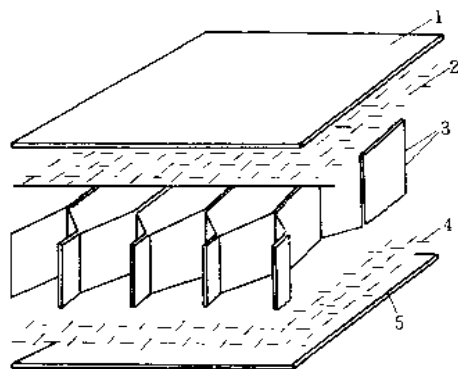


图 2-4-115 玻璃钢蜂窝夹层构件的分解

1、5—面板；2、4—留胶稀布  
(或窗纱)；3—蜂窝夹芯

图 2-4-115 为玻璃钢蜂窝夹层构件的分解结构。夹芯的形状基本上如图 2-4-116 所示的三种形状或如图 2-4-117 所示的四种派生形状。

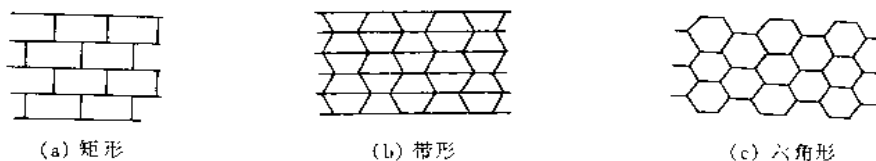


图 2-4-116 夹芯形状

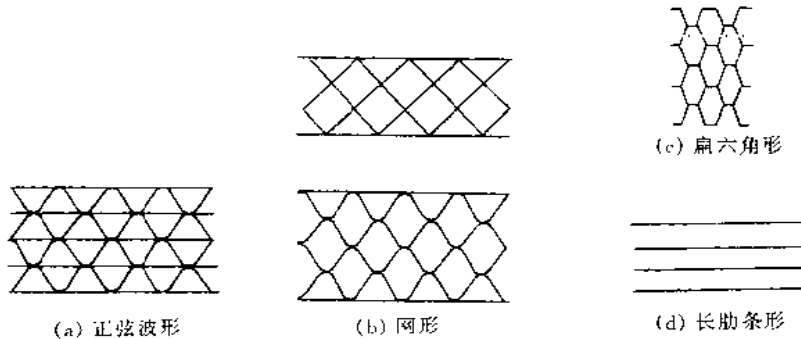


图 2-4-117 夹芯派生结构

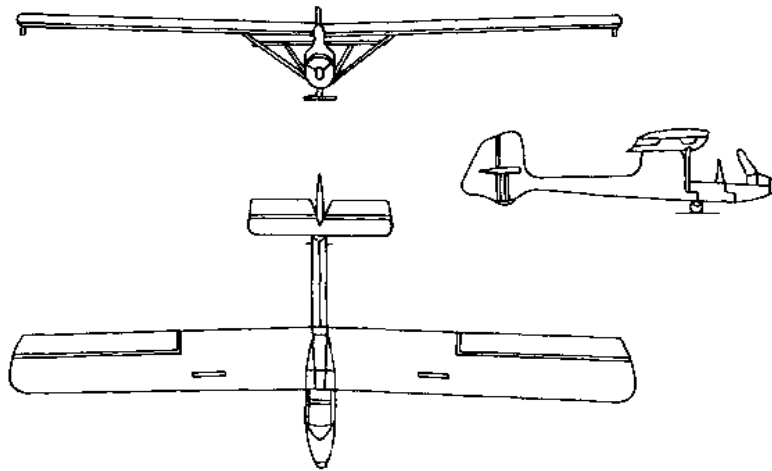


图 2-4-118 玻璃钢滑翔机三视图

图 2-4-118 为解放-7 型玻璃钢滑翔机三视图。其翼展长 13m，翼面积  $18\text{m}^2$ ，机身长 6.7m，机高 1.6m，最大滑翔速度  $150\text{km/h}$ ，最小滑翔速度  $50\text{km/h}$ ，空机重量 170kg，最大飞行重量 325kg。

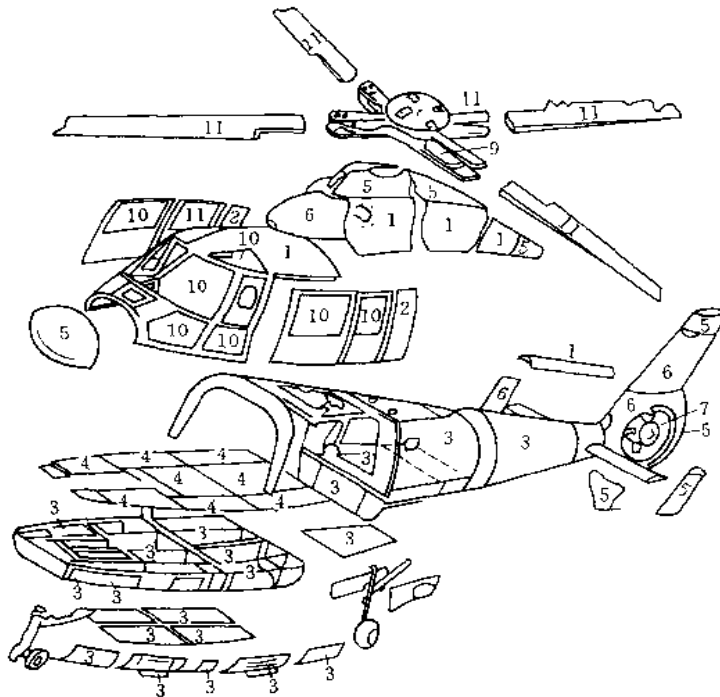


图 2-4-119 海豚直升飞机机体结构分解图

- 1—预浸玻璃布蒙皮-诺米克斯蜂窝夹层结构；2—预浸玻璃布蒙皮-泡沫塑料夹层结构；  
 3—铝合金蒙皮-诺米克斯蜂窝夹层结构；4—铝合金蒙皮-铝蜂窝夹层结构；5—预浸凯芙拉蒙皮-诺米克斯蜂窝夹层结构；6—预浸碳纤维蒙皮-诺米克斯、泡沫塑料夹层结构；  
 7—预浸碳纤维及玻璃布层压件；8—预浸凯芙拉蒙皮-泡沫塑料夹层结构；9—预浸玻璃布层压件；10—有机玻璃；11—预浸碳纤维、玻璃布蒙皮-泡沫塑料夹层结构

图 2-4-119 为海豚直升飞机机体结构分解图。其驾驶舱、胴体、旋翼、垂直尾翼等 80% 的表面使用了复合材料，使其重量人为减轻。

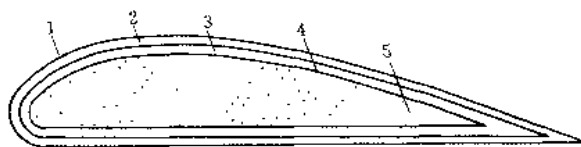
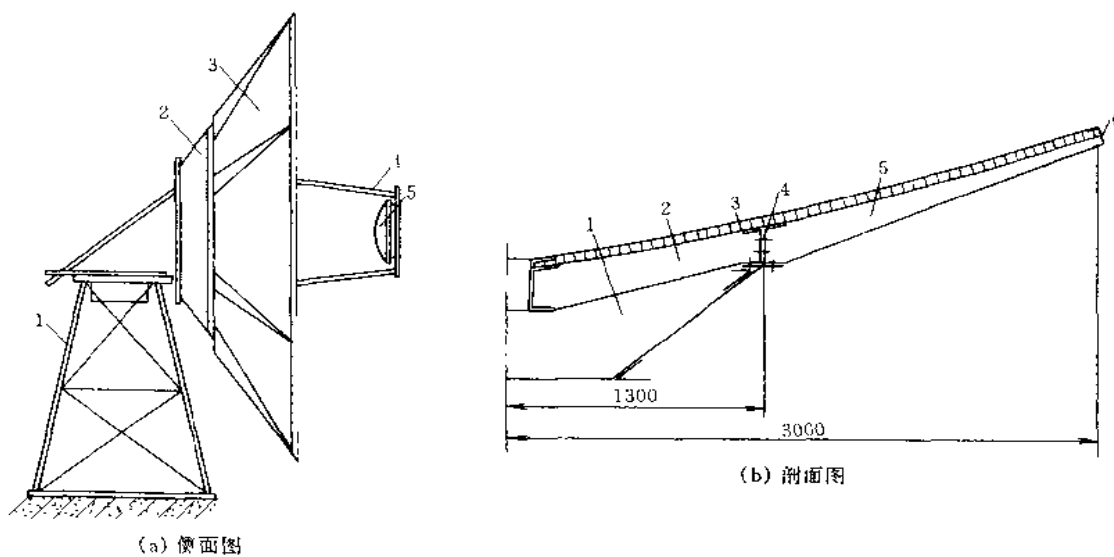


图 2-4-120 玻璃钢叶片剖面图

1—表面层；2—45°层；3—单向层；  
4—刚性层；5—泡沫塑料芯

图 2-4-120 为飞机螺旋桨叶片。为了提高叶片总体刚度，防止局部失稳，一般在空腹内充填硬质泡沫塑料或设置肋条。泡沫塑料芯子可先发泡好放入或在成型后在叶片空腔内现场发泡。常用的泡沫塑料为聚氨酯。



1—大线座；2—截锥壳体；3—反射面；1—截锥体；2—加强肋；3—反射面；  
4—副反射器支架；5—副反射器；4—连接环；5—径向肋；6—加强环

图 2-4-121 6m 全玻璃钢天线反射体

图 2-4-121 为 6m 全玻璃钢天线反射体，由玻璃钢蜂窝反射面板、双拼槽形径向肋与环，反射体和与天线座相连接的锥形壳体四部分组成。具有穿透电磁波的性能，且质量轻、强度高。

图 2-4-122 所示为玻璃钢艇体主要部位结构组成。玻璃钢是非磁性材料，很适用制造扫雷艇以代替高锰钢和高级木材。

图 2-4-123 为铁路冷藏车夹层玻璃钢结构。铁路车辆上的玻璃钢制品很多，如坐椅、装饰板、卫生间、铺床板、水箱、地板等。玻璃钢的采用，大大减轻了车辆的重量。



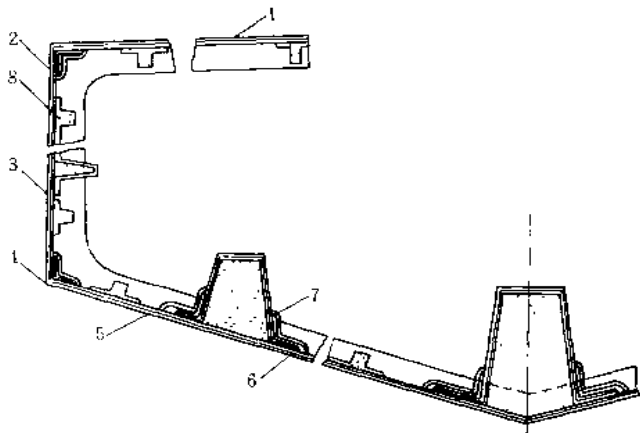


图 2-4-122 玻璃钢艇体主要部位结构组成

1—甲板一般部位；2—甲板与舷侧板连接处增强部位；3—一般侧板部位；4—舱部增强部位；5—一般船底板部位；6—纵梁与底板连接增强部位；7—肋骨与纵梁连接增强部位；8—扶强材与肋骨贯穿（连接）处增厚部位

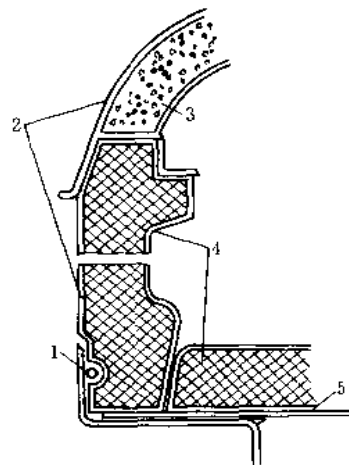


图 2-4-123 复合材料冷藏车的结构

1—圆钢；2—玻璃钢；3—聚氨酯泡沫塑料；4—聚氯乙烯泡沫塑料；5—胶合板

## 5.5 复合材料的应用

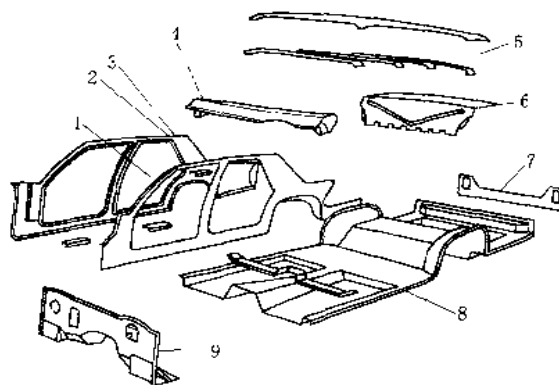


图 2-4-124 “无油漆石墨车身”的主要部件

1—车侧内层壳体；2—弦板；3—车侧外层壳体；4—整流器；5—车顶结构件；6—行李架；7—车身后底板；8—车身前底板；9—仪表控制板

碳纤维复合材料抗拉强度高，弹性模量大，重量轻。但由于价格昂贵，目前主要用于航天航空工业，汽车上也有应用。

图 2-4-124 所示为用于汽车的石墨纤维车体部件。属于无油漆车身。车体总成有 41 个石墨/环氧零件，代替了 104 个钢质零件，重量由 192kg 减轻到 73kg。汽车上还有框架、板簧、主动轴、发动机等都可用碳纤维制造。

图 2-4-125 为碳石墨纤维复合材料在航天飞机上的应用实例。

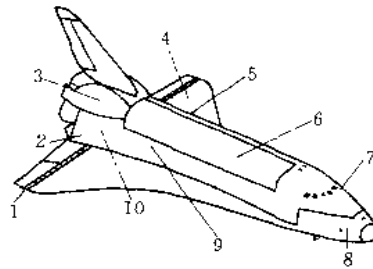


图 2-4-125 高级复合材料在航天飞机上应用的示意图  
 1—四氟乙烯表面涂层(许多部位都有); 升降装置门、着陆装置、副翼, 润滑性好, 阻燃; 辅助镜面涂层, 辐射效率高, 阻燃; 2—后推进器, 硼/环氧增强钛构架; 3—石墨/环氧尾舱, 纤维织物和带材混合增强剂, 比强度高; 4—柔软的可重复使用的表面绝热材料(FRSI), 缝制“Nomex”毡制品, 厚度0.4in, 隔750°F的高温热效应(比硅隔热材料轻350磅); 5—硼/铝中段机身构架, 比强度, 比刚度都很高; 6—石墨/环氧有效载荷舱门, 织物和带材的混合增强剂, 比强度高; 7—设备舱, 玻璃纤维面板, “Nomex”夹心结构, 结构效率高, 阻燃(比铝件轻160磅); 8—压力容器(氧、氮及氨), 玻璃纤维缠绕成型, 结构效率高, 安全性好(比金属件轻500lb); 9—排气管和通风道内衬,  $\phi=1\sim 11in$ , 玻璃纤维/环氧树脂, 结构效率高, 不易损坏, 噪音小(比铝板轻140磅); 10—低温内衬套筒, 玻璃纤维筒状编织物/聚氨酯树脂, 防冻, 吸湿, 轻、柔软, 阻燃

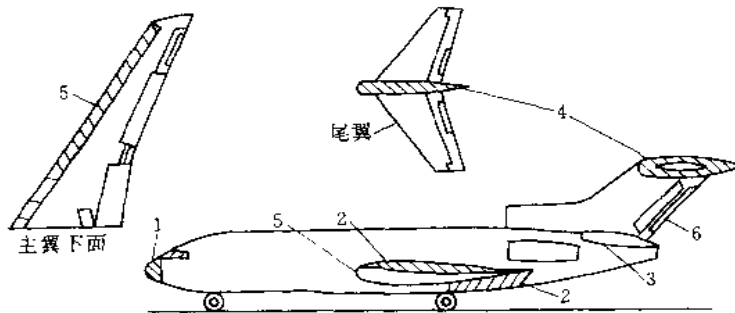


图 2-4-126 “波音 727”机上纤维增强复合材料示意图  
 1—雷达罩; 2—机翼前整流片; 3—飞机胴体与机翼间整流片; 4—安定面整流片; 5—机翼前缘加速器板; 6—安定面动翼整流片

图 2-4-126 为波音 727 飞机上碳纤维复合材料的应用实例。波音 727 飞机总重 77.1t, 复合材料总重 2.77t。

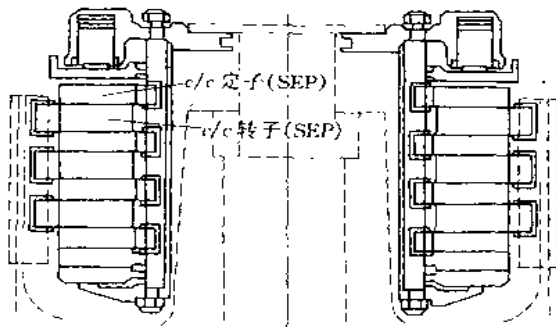


图 2-4-127 飞机盘式制动器示意图

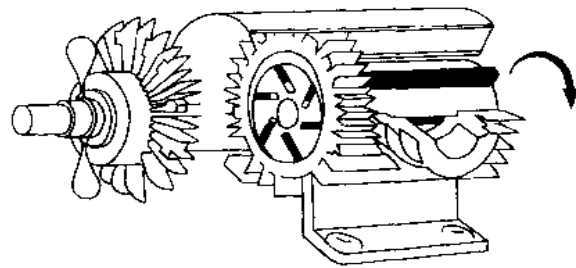


图 2-4-128 使用 CFRP 叶片的无油压缩机

图 2-4-127 为飞机盘式制动器示意图。其材料为碳-碳复合材料, 在高温达 2000°C 时仍有稳定的摩擦特性, 而重量只有钢的 1/4。F-15 战斗机、幻影 2000 和超音速协和飞机均采用碳-碳复合材料制动器。

图 2-4-128 为用碳纤维增强材料制造的旋转式压缩机叶片, 重量轻且不需润滑。

图 2-4-129 为分离轴 235 与轴 238 的离心机示意图。离心机内的旋转转筒转速高达 40000r/min, 只有质轻高强度的碳纤维才能适应。

图 2-4-130 所示为金属架自行车与碳纤维自行车的比较。

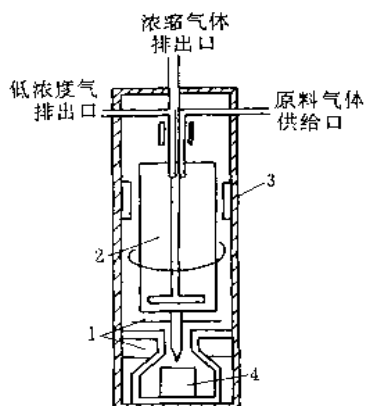


图 2-4-129 分离轴 235 的离心机

1—电动机；2—碳复合材料

高速转筒，约 40000r/min；

3—外筒；4—轴承

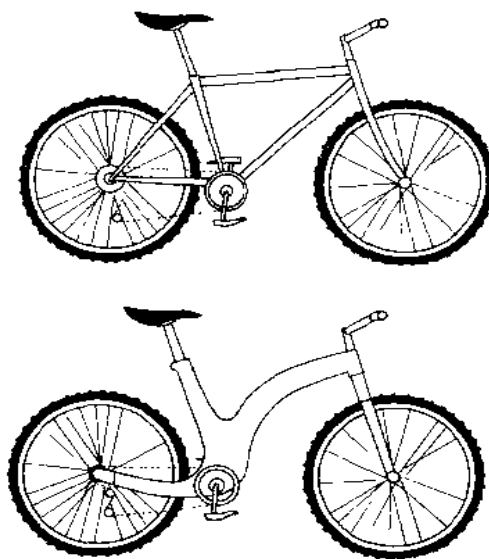


图 2-4-130 金属架自行车与碳纤维自行车比较

碳纤维自行车的重量和风阻都低于一般的自行车，因为碳纤维的重量轻，且强度极高，它不必做成 A 形架，进一步减轻了重量。可把碳纤维模压成一个无骨架式车身，如此便可避免焊接薄弱点。碳纤维自行车大约重 11kg，比金属架的车轻 1.5kg。

碳纤维结构的重心较低，而且后轮较一般自行车平稳。

新结构自行车在座架和后轮之间没有支杆，但通过改变后轮支架中 Kevlar 纤维和碳纤维混合物，可按个人爱好对车架进行调整，活动范围可达 5cm。

新型自行车无横梁。



图 2-4-131 利用复合材料带自动形成刚性管

图 2-4-131 为复合材料带——“柔性带杆”，可以平卷，也可以弯曲成刚性管。这实际上是钢卷尺概念的延伸。当展开时，复合带纵向弯曲成有一条缝的刚性管；展平时，又可像钢卷尺一样卷起，卷起后的体积比管的体积小很多。

它的最简单的应用是做可伸长手柄，手柄可以卷在带盒里。带有不同附件的单个手柄可以用于清扫水槽、下水道和管道等，还能用于擦窗户、地板和通风孔等。一个 3m 长的手柄可以卷在只有  $\phi 7.5\text{cm} \times 9\text{cm}$  的带盒内。

这种带还可进一步发展，从简单的夹送轮到齿条齿轮传动装置。在内轮齿条传动装置中，带的表面实际被制成齿条形状，以提供啮合传动。应用涉及机器人、照相灯杆、照相机支架、话筒悬臂等。

还可设想其他的应用，如封闭输送机。在两个滚轴之间运转的像普通传送带一样的柔性环带，因为它具有形成管的固有倾向，所以它在滚轴之间没有支承的地方成管形。像煤粉、粮食等物料都可以当带在滚轴部分露出时，送入带的平坦部分；带离开滚轴再向前一点就弯曲成管，包围住被输送的材料；当带靠近另一滚轴时，它又打开，物料可以卸下。

能作柔性带杆的材料包括多种塑料、弹簧钢和合金。所有材料都可以加柔性塑料外层，以减小磨损。

## 5.6 形状记忆合金的应用

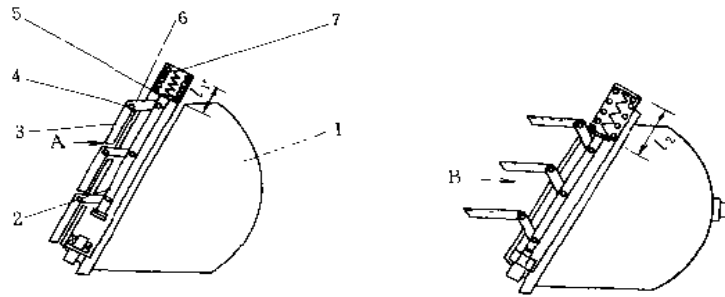


图 2-4-132 汽车前照灯罩打开机构

1—前照灯；2—连杆；3—灯罩；4—销；5—支持架；  
6—连接杆；7—形状记忆合金制螺旋弹簧

以往的前照灯罩开闭机构，其驱动装置是由电动机和减速机构构成的，所以又重又大。采用形状记忆合金制作的弹簧作为驱动机构，使开闭机构体积小，重量轻。如图 2-4-132 所示，在前照灯前面支持架的两侧，设置 3 列可由销钉转动的灯罩。各灯罩的连接杆由一根连杆连接，通过连杆的动作使灯罩开闭。连杆的一端有两根直径不同的螺旋弹簧被固定在同轴上。两个螺旋弹簧由形状记忆合金制作，使其中一个弹簧被加热到一定温度时伸长，而另一个弹簧缩短。而且当其中一个弹簧恢复到记忆形状时，另一个弹簧将自由伸缩。通过通电加热一个弹簧使连杆上下动作，从而开闭前照灯的灯罩。

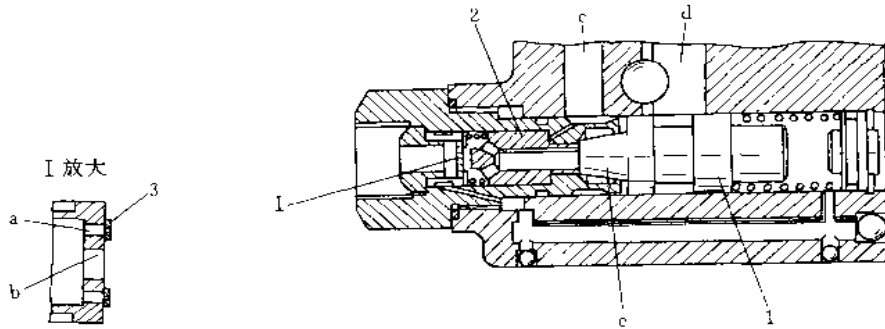


图 2-4-133 动力转向装置用流量控制装置

1—滑阀；2—控制滑阀；3—控制构件  
a、b—节流孔；c—供给通路；d—旁通路；e—控制节流

为了使供给流量随泵的转速上升而下降，动力转向装置上设置了流量控制。但低温时，压力流体的温度一提高，即使泵的排量不增大，供给流量也下降。图 2-4-133 所示结构是通过采用形状记忆合金制作的节流孔控制构件，它随着温度变化而改变节流孔开度，从而解决上述问题。

运转开始，在压力流体温度低的情况下，因为流体粘度大，“控制节流”的节流阻力大，其结果使控制滑阀滑动，其前端盖住第 1 个节流孔上，因此向动力转向装置供给的流量就要下降。但由于第 1 节流孔周围设置的第 2 节流孔的设定控制构件是由形状记忆合金制作的，低温时开口面积大，使供给流量不降低，这样就能实现正确的流量控制，也简化了结构。

对于一般油压伺服阀，由于其滑阀的移动采用电磁式，使用电磁线圈等大型电磁回路，所以伺服阀本身外形尺寸大，重量也重。

图 2-4-134 所示结构是通过形状记忆合金使滑阀移动，113 实现小型、轻量化。在油压伺服阀的滑阀两端设置形状记忆合金制作和疏卷线圈，可通过加热恢复到密卷线圈的形状。当一端的疏卷线圈流过电流时，

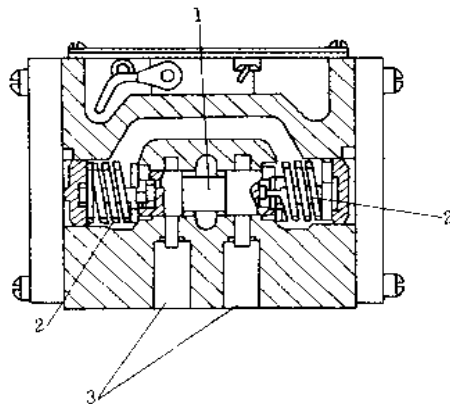


图 2-4-134 液压伺服阀

1—滑阀；2—形状记忆合金制弹簧；3—油路

由于线圈发热引起形状变化恢复成密卷线圈，滑阀被吸引的同时，另一端的疏卷线圈被拉伸，使油压回路与其一方的动作油路连接。接着当另一端的疏卷线圈里流过电流时，同样情况，使滑阀反向移动。这时与滑阀移动方向相反一侧的线圈在常温下被拉伸成为疏卷线圈。

## 第 5 章 延长寿命的结构

### 1 降低应力与改善载荷分布

#### 1.1 降低静应力的轴类零件结构设计

轴类零件多受弯曲和扭转力矩。合理地布置其支承的位置及设计轴类零件的截面可降低最大应力。

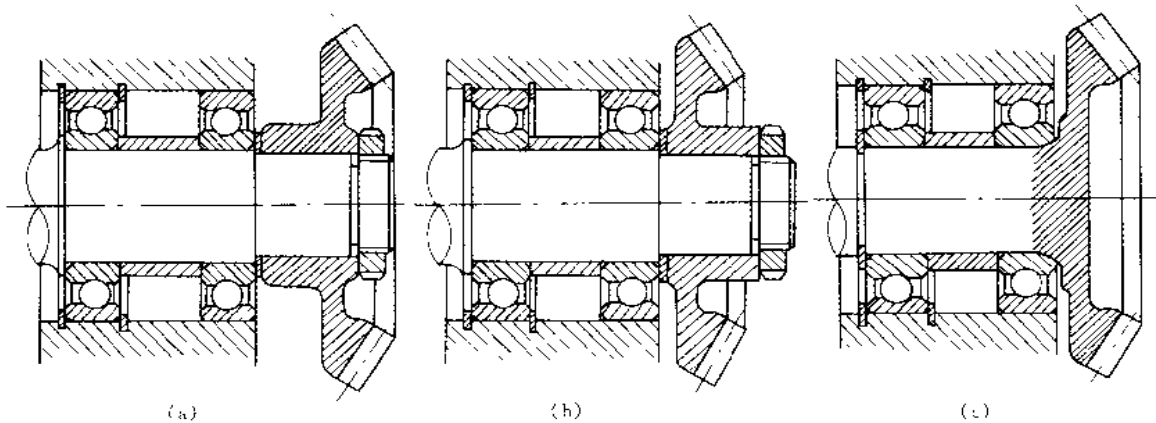


图 2-5-1 减小伸出端长度

图 2-5-1 为支承位置的改进。图 a 所示为悬臂支承的齿轮轴。图 b 改进锥齿轮轮毂结构，图 c 做成齿轮轴，伸出端长度都小于图 a，从而降低轴的最大弯矩和最大弯曲应力。

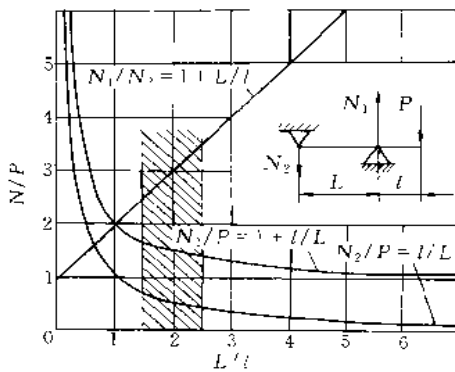


图 2-5-2  $L/l$  与支承受力的关系

图 2-5-2 给出了支点距离  $L$  与伸出端长度  $l$  的比值  $L/l$  对支承受力影响的曲线。习惯上常取  $L/l=4$ ，实际上取  $L/l < 4$  更为合理。综合考虑等径轴的弯曲应力、支承受力和结构紧凑性， $L/l$  的合理范围是 1.5~2.5。

对于图 2-5-3a 所示大尺寸的齿轮轴，不仅应缩短伸出端长度，还可将轴设计成锥形，如图 b，这样，既减小了最大弯矩，又使材料的分布与弯矩图相接近，使材料得以充分利用。

图 2-5-4a 所示悬臂行星轮轴，在图 c 中增加了支承板 3 和固定连接块  $m$ ，成为中间受力结构，使轴和支承的受力状况均得到改善。图 b 没有固定连接块，其块向载荷仍有悬臂因素。

图 2-5-5 所示表明：直径适当增大的空心轴比截面积相同的实心轴能显著降低最大扭转剪应力和弯曲应力。

图 2-5-6 所示是单位长度的质量  $G$  为常数时，不同  $d/D$  ( $=\alpha$ ) 值的环形截面轴的强度、刚度变化曲线。图中  $D_0$ 、 $W_0$ 、 $I_0$  代表  $\alpha=0$  (即实心轴) 时的直径、强度和刚度。可见，当  $d/D > 0.4$  时，空心轴比实心轴的强度和刚度显著提高。

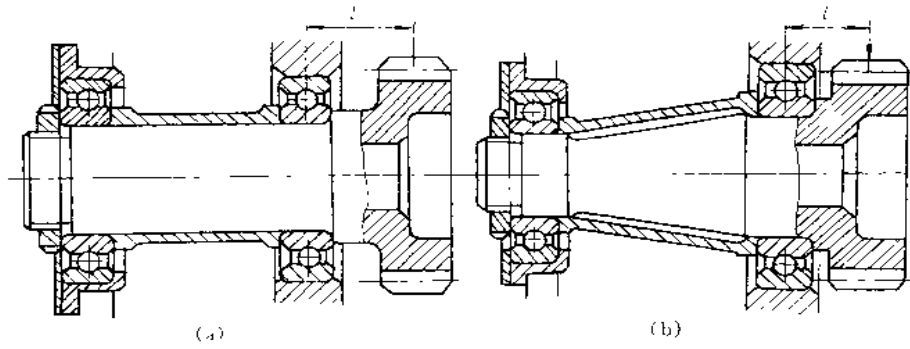


图 2-5-3 悬臂轴结构的改进

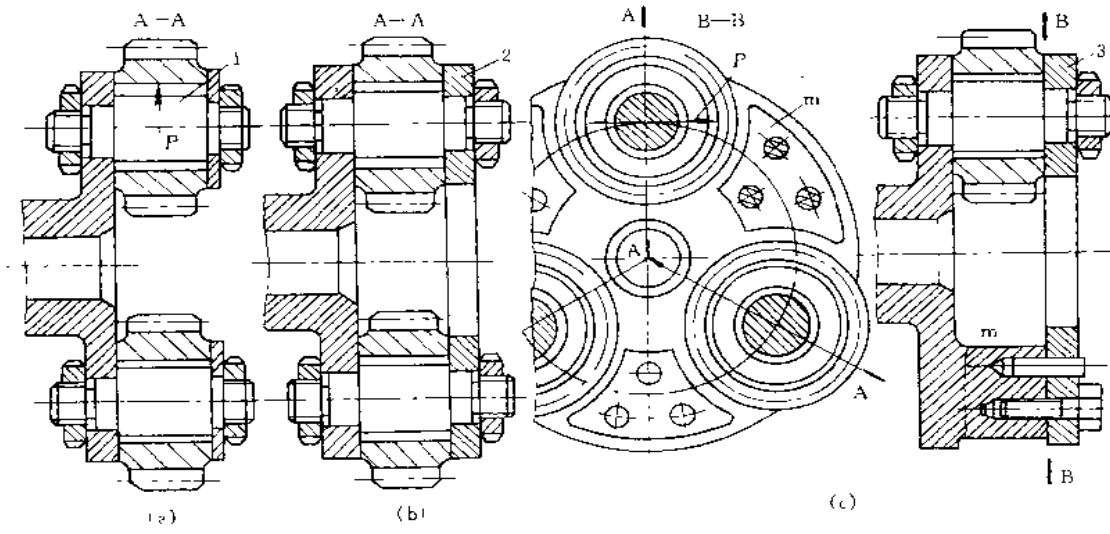


图 2-5-4 行星轮心轴结构的改进

1—行星轮轴；2、3 支承板

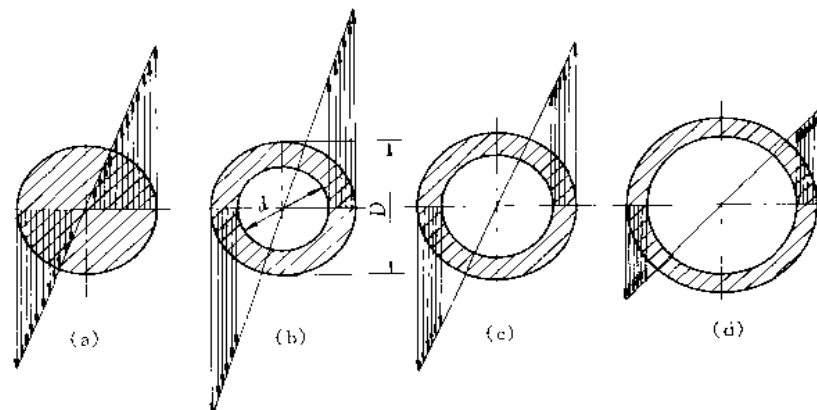


图 2-5-5 实心圆及环形截面的应力

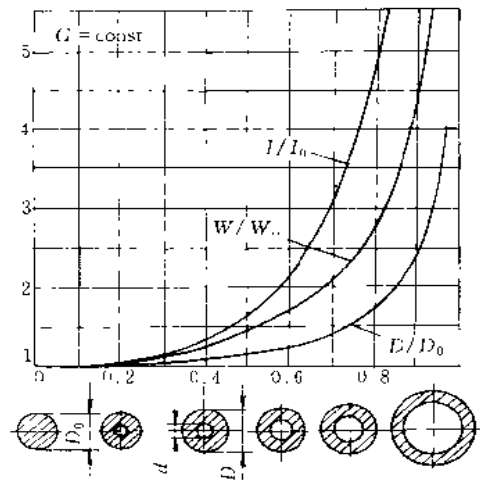


图 2-5-6 环形截面轴的强度与刚度

## 1.2 符合负荷特点的结构设计

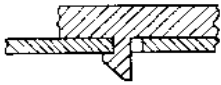
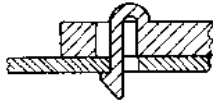
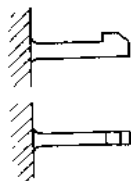
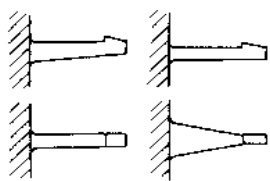
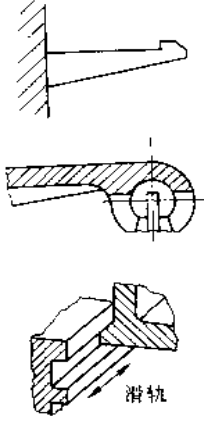
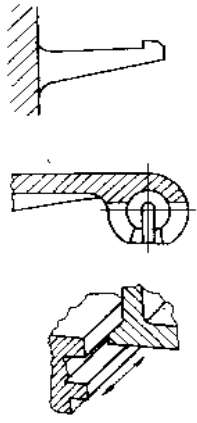
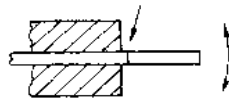
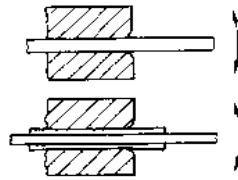
符合负荷特点的结构设计见表 2-5-1。

表 2-5-1

准 则	实 例	
	不 好	好
1. 避免因离心力而损害收缩接合 (过盈联接)		
2. 避免由于变形产生的内压力造成不密封		
3. 力求传导面的负荷均匀		



续表

准 则	实 例	
	不 好	好
4. 通过增大弹簧长度,减小弯曲应力(软弹簧特性)		
5. 力求具有恒定强度(应力)的梁		
6. 把切口修圆避免零件高应力部位的切口		
7. 在夹紧固定板带、缆索的时候,通过修圆夹紧固定部位或利用塑料阻尼减振器,来减小由于可能出现的振动而产生的弯曲交变应力,避免对夹紧固定部位的破坏		

### 1.3 载荷分担的设计

在滚动轴承组合的设计中,在一定的载荷、转速条件下,为了满足使用寿命的要求,常需要用两个以上的轴承承受一个支点的载荷。图 2-5-7 所示为铁路车辆轴系的一个支点了两个双列向心球面滚子轴承;图 2-5-8 所示为轧钢机用多列圆锥滚子轴承。

当轴系的一个支点承受径向载荷,同时承受大的轴向载荷时,两类载荷可用向心轴承和推力轴承分别承担,如图 2-5-9 所示。

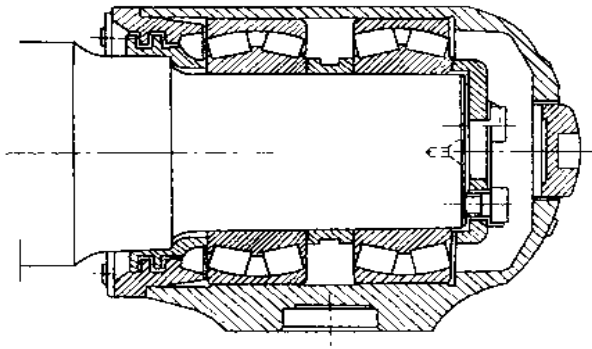


图 2-5-7 车辆滚动轴承组合

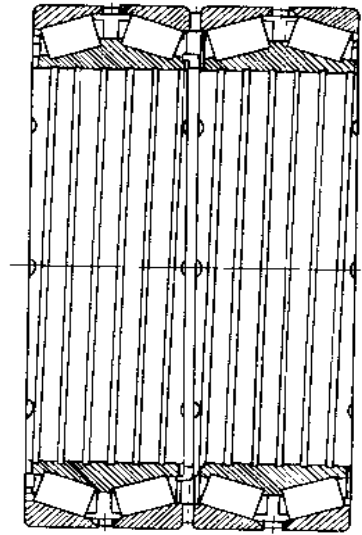


图 2-5-8 轧机用多列圆锥滚子轴承

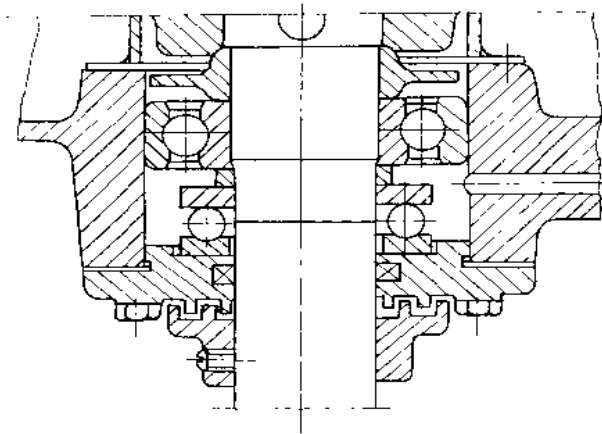


图 2-5-9 向心与推力轴承组合

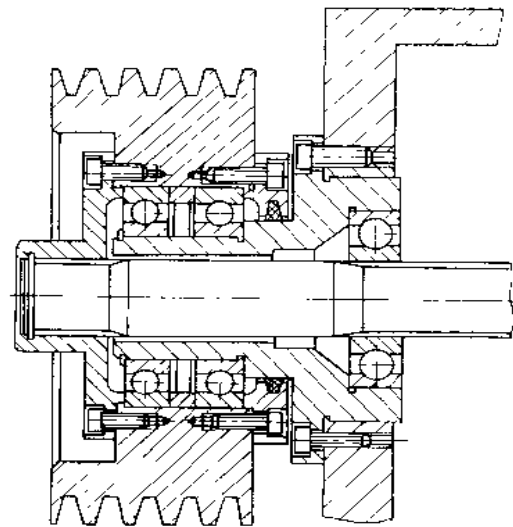


图 2-5-10 卸荷 V 带轮

图 2-5-10 所示为机床上常采用的 V 带传动卸荷带轮，花键轴端只受转矩，而将 V 带的压轴力经左面两个轴承及支座转移给箱体承受。

图 2-5-11 是涡轮机与发电机或压缩机之间的大型减速器，考虑到地基和轴承的热膨胀以及扭转特性，希望减速器输出端轴的长度尽可能小些，并且径向和扭转方向带柔性，所采取的载荷分流结构。传动齿轮装在一根支承距离尽可能短的刚性空心轴上，而带有径向和扭转方向柔性的轴，则做成从内部穿过的扭力轴。

图 2-5-12 所示的弹簧组合，是用两个套在一起的弹簧取代单一的弹簧材料截面尺寸大的弹簧。这样做，对于轴向载荷 20000N，压缩变形为 100mm 的要求，弹簧外径可减小 17%，重量可减轻近 20%。

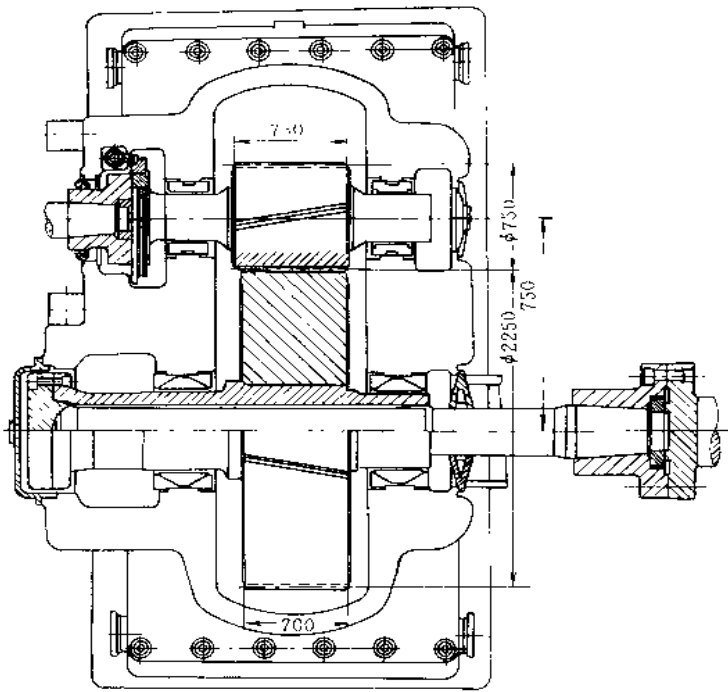


图 2-5-11 输出端带有扭力轴的  
大功率减速器

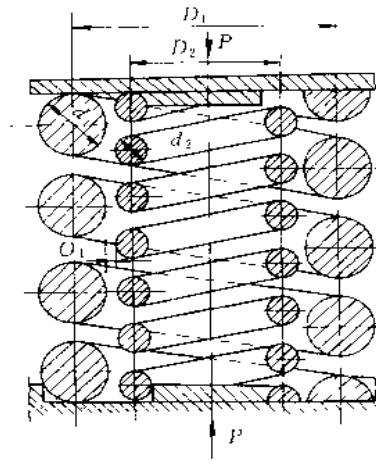


图 2-5-12 弹簧族

热蒸汽管的夹紧联接（图 2-5-13）可以同样地按照任务分配原理设计。传力和密封由不同的功能载体承担。焊接密封隔板承担密封的功能，同时夹紧的压力则通过焊接密封隔板的支承部分经过夹板传导。该密封几乎不能承受拉力或弯矩，否则其功能和耐用性就会遭到破坏。所有的管道力和弯矩均由按任务分配原理设计的夹紧联接装置承受。利用形锁合结构，由瓦块组成的夹子将力或力矩传过去。而压紧圈则以简单和合适的方式将夹紧瓦块靠摩擦力锁紧在一起。每一部分可以按照其功能进行优化结构设计，并能很好地计算。

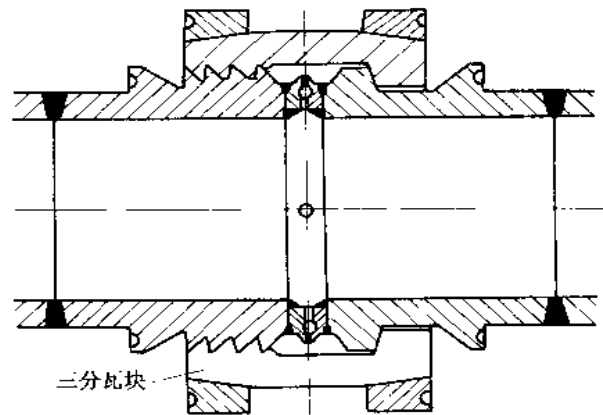


图 2-5-13 热蒸汽管的夹紧联接（契克什（Zikesch）型）

#### 1.4 兼顾应力分布并适应材料特性的结构

结构设计时，兼顾应力分布并适应材料的性能特点，可使结构设计得更合理。图 2-5-14 所示两铸铁支架，将图 a 改为图 b 的结构，更适合铸铁抗压强度高于抗拉强度的特点。同理，图 2-5-15 所示挂钩的截面，图 a 是合理的。

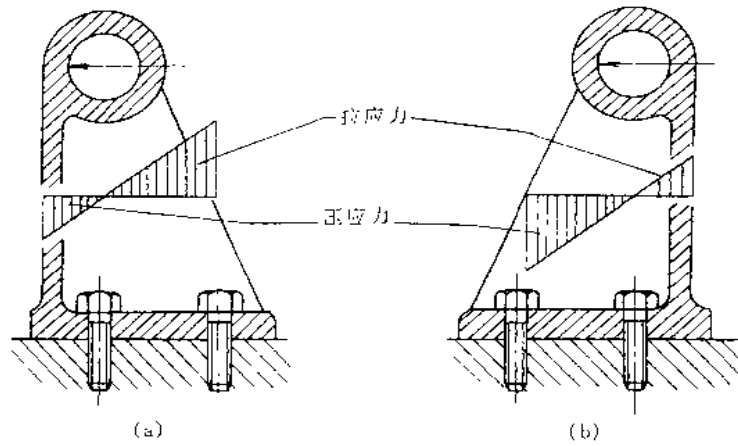


图 2-5-14 两铸铁支架的比较

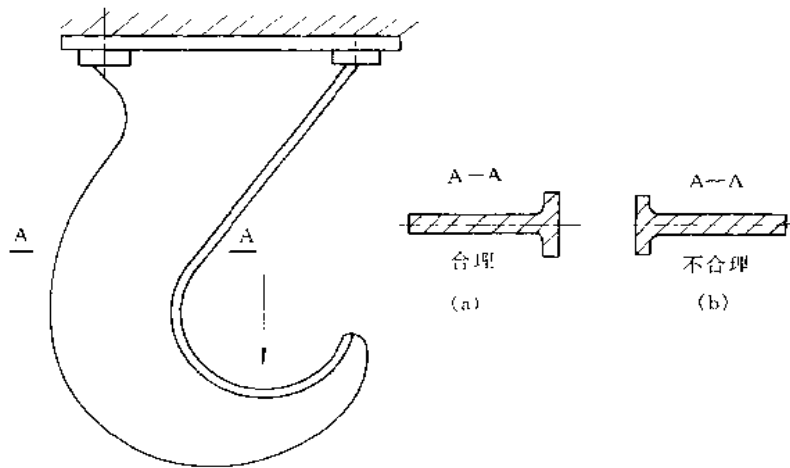


图 2-5-15 铸铁挂钩两种截面的比较

### 1.5 齿轮载荷的均衡设计

采取措施减小因结构制造及受力变形等原因导致的零件偏载程度，使载荷趋于均布，能有效地降低最大应力。

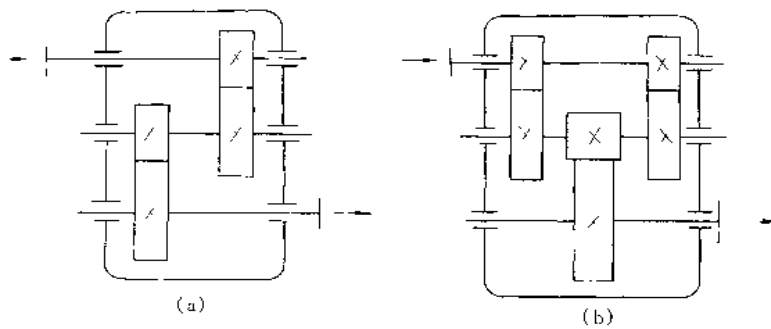


图 2-5-16 双级内轮减速器的两种不同布置

图 2-5-16b 所示的对称布置的二级齿轮减速器结构, 可以改善齿轮传动, 使沿齿宽的载荷分布均匀, 优于图 a 所示设计。

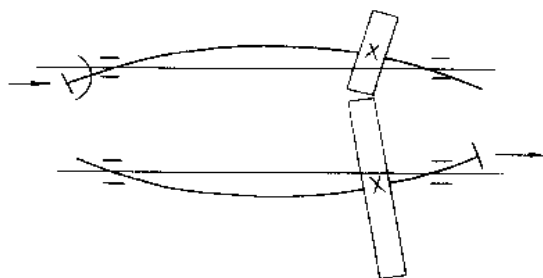


图 2-5-17 远离动力输入端

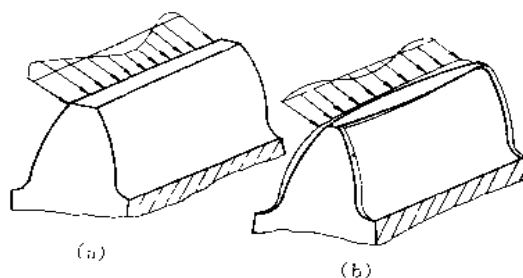


图 2-5-18 齿形修整与载荷分布

图 2-5-17 所示的将齿轮置于远离动力输入端, 轴的扭转变形可以部分地抵消因轴弯曲变形引起的载荷沿齿宽分布不均匀。

将图 2-5-18a 将齿轮轮齿修整成鼓形, 使齿的中间部分和端部的厚度差  $25 \sim 35 \mu\text{m}$  如图 b 所示, 可使载荷沿齿向趋于均匀。

图 2-5-19a 至 e 示出了 5 种减小齿轮端部局部刚度的方法, 以此缓解齿向载荷向端部的偏载。

小齿轮与轴的联接方式影响沿齿向的载荷分布。图 2-5-20a 至 f 给出的 6 种结构中, 图 c 所示之端键联接效果最差; 图 f 所示之过盈配合联接效果最佳。当齿宽系数  $\phi_d = b/d = 2$  时, 此两种条件下最大压力值可差两倍。

行星齿轮传动中, 2 (或 3) 个行星齿轮与太阳轮啮合, 需解决行星轮之间的均载问题。采用图 2-5-21 所示之行星轮浮动套有很好的均载效果, 浮动套与行星轮孔之间有适当的间隙, 工作时形成挤压油膜, 起均载作用。这种均载结构同时改善了沿齿宽的接触, 可使之接近完全接触。

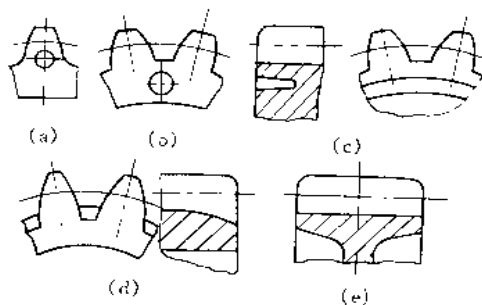


图 2-5-19 改变轮齿局部刚度

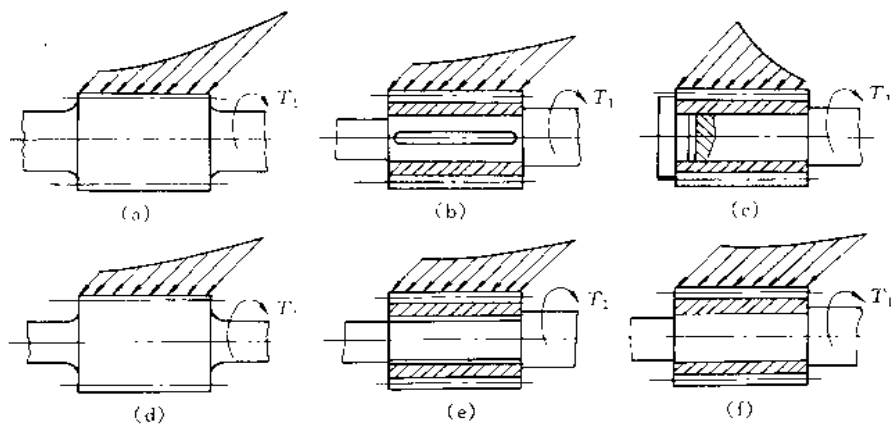


图 2-5-20 扭矩传递与轮齿受力

(a) 齿轮轴 (轴较粗); (b) 平键; (c) 端键; (d) 齿轮轴 (轴较细); (e) 双平键; (f) 过盈配合

相互啮合的平行轴 7~10 级圆柱齿轮轴系机座轴承孔, 两轴线的平行度须符合 6 级精度; 对于蜗杆传动或圆锥齿轮传动, 两轴线的垂直度须符合 7 级精度, 以保证齿面载荷的合理分布。

图 2-5-22 为蜗轮齿的改进。高速、重载的蜗杆传动, 因齿面相对滑动速度高, 磨损远较齿轮严重。在主平面附近接触时, 由于形成润滑油膜的条件差, 磨损更严重。图 2-5-22a 中所示之 a 点易磨损, 可将齿冠加工成如图 2-5-22b 所示形状, 有助于避免发生胶合和减轻其他形式的磨损。

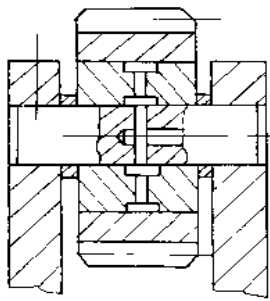


图 2-5-21 浮动套均载

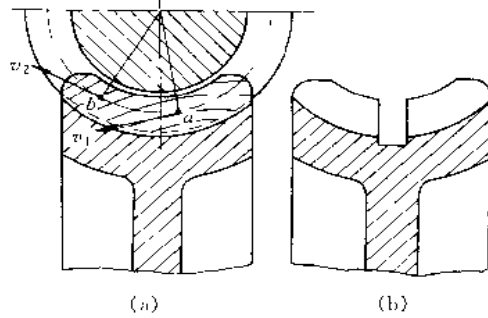


图 2-5-22 蜗轮轮冠结构

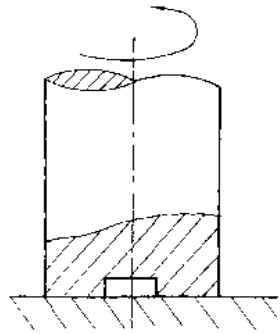


图 2-5-23 旋转止推面结构

图 2-5-23 所示之旋转止推面，其中心附近的相对滑动速度比远离中心处低，磨损缓慢，运转一段时间后，压强会明显比外边高。图 2-5-23 采取与图 2-5-22 相似的做法挖掉中心附近的材料，避免不良后果。

### 1.6 几种结构载荷分布的改善

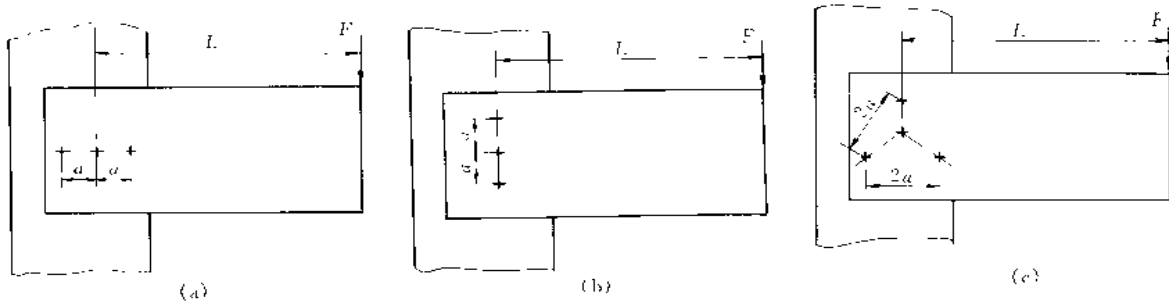


图 2-5-24 螺栓分布对受载的影响

当  $\frac{L}{a} = 8$ ,  $F = 300\text{N}$ , 取连接件所受最大横向外载荷: (a)  $R_{\max} = 1300\text{N}$ ,

(b)  $R_{\max} = 1204\text{N}$ , (c)  $R_{\max} = 781\text{N}$

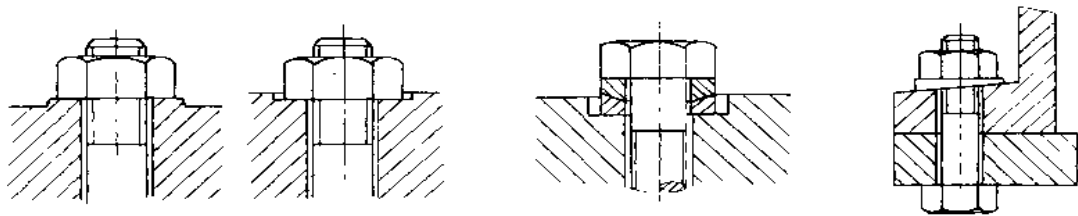


图 2-5-25 沉头座、球面垫圈等使支承面载荷均布

图 2-5-24 说明螺栓或铆钉连接中，联接件的分布对各联接件所受载荷的大小的重要影响。对于每一个螺栓，螺栓头及螺母的支承面与被联接件上结合面间载荷应均布，偏载将使螺栓的最大应力增大若干倍，从而影响螺栓联接的强度。图 2-5-25 给出了几种避免偏载的措施：凸台机加工面、镗沉头座（鱼眼坑）、球面垫圈。对于倾斜面，可设计出平台或采用斜面垫圈。

为了使重载螺母的载荷在沿螺母高度方向各圈螺纹间分布趋于均匀，图 2-5-26 给出了几种使受载均化的结构措施及相应的载荷分布曲线。这些都是由改变螺纹牙的刚度实现的。后两种方法简单易行，也能收到载荷均化效果。

在机械结构设计中，载荷均布的思想随处可见。例如，球面球轴承、球面滚子轴承及自位滑动轴承的应用，就是为了解决轴的转角或偏斜引起的轴承的偏载问题。再如，载运大型设备重型车辆，同时由几十个

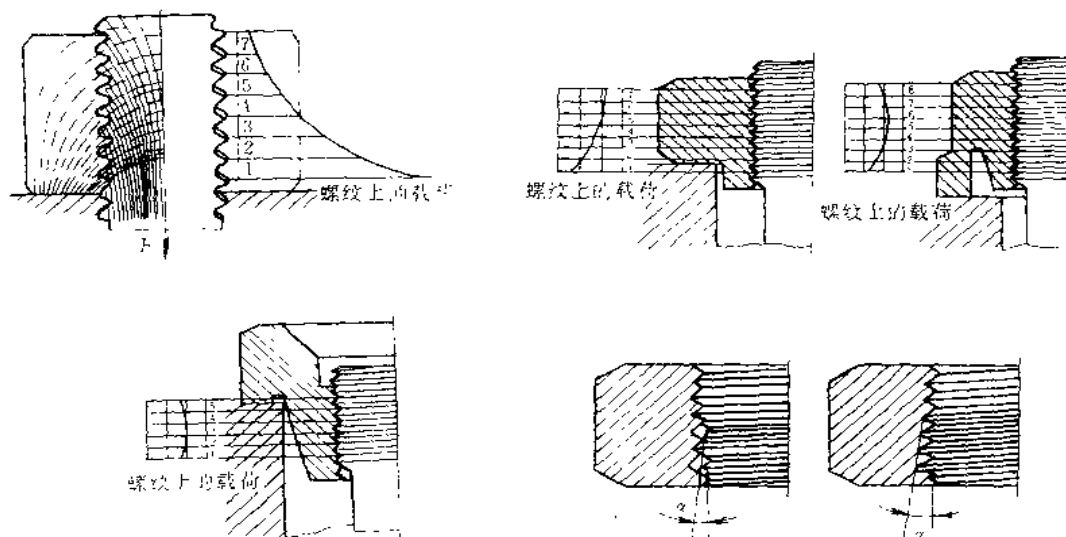


图 2-5-26 螺牙间的载荷均化

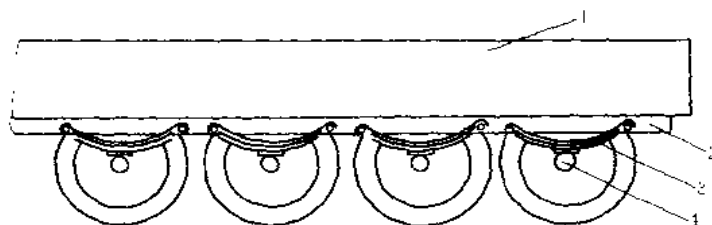


图 2-5-27 重型车辆车轮承载结构简图

1-车轴; 2-底盘; 3-板簧; 4-车轴

车轮承载, 是载荷分担和载荷均布的典型实例。图 2-5-27 诸车轮间的载荷均化是靠车体与车轮间的弹性结构实现的。

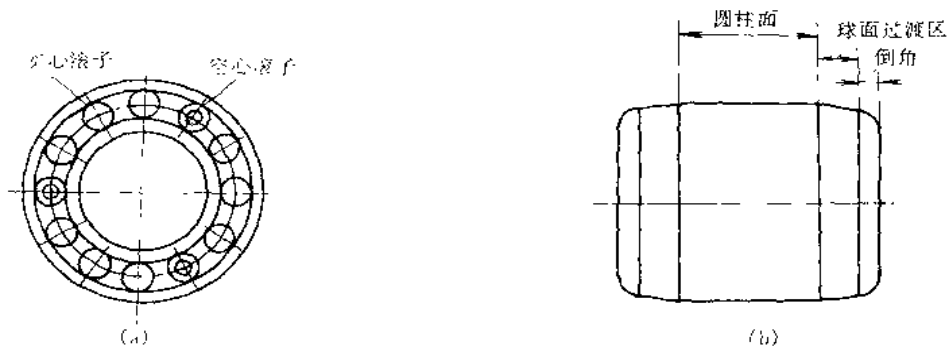


图 2-5-28 带有三个空心滚子的柔性轴承 (a) 和带凸度的滚子 (b)

图 2-5-28a 是带有三个空心滚子的柔性轴承。这是为了使保持架速度稳定, 在一套轴承中, 等距离地装配三个空心柔性滚子, 这些柔性滚子为薄壁截面, 在负荷下容易变形。空心滚子的外径大于实心滚子, 其差值略大于轴承的径向游隙。装配时, 三个柔性滚子被压缩在内、外圈滚道之间, 始终与内、外滚道保持接触。这种接触力使保持架有足够的旋转拖动力, 且可使轴承负荷合理分布。用于高速时, 其  $dn$  值可达  $1.5 \times 10^6$ 。

图 2-5-28b 是带凸度短圆柱滚子轴承的滚子，是滚子修形做成凸度滚子，使应力分布均匀，从而可大大提高轴承寿命。过去疲劳剥落而损坏的绝大多数圆柱滚子轴承，都是在滚子的边缘处开始损伤，就是因为滚子边缘处有很大的应力集中。

### 1.7 多绳提升的张力平衡

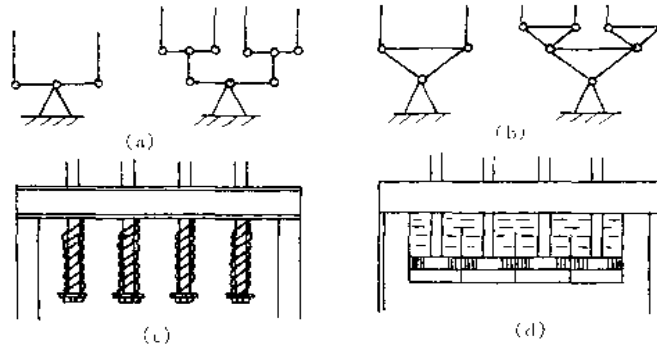
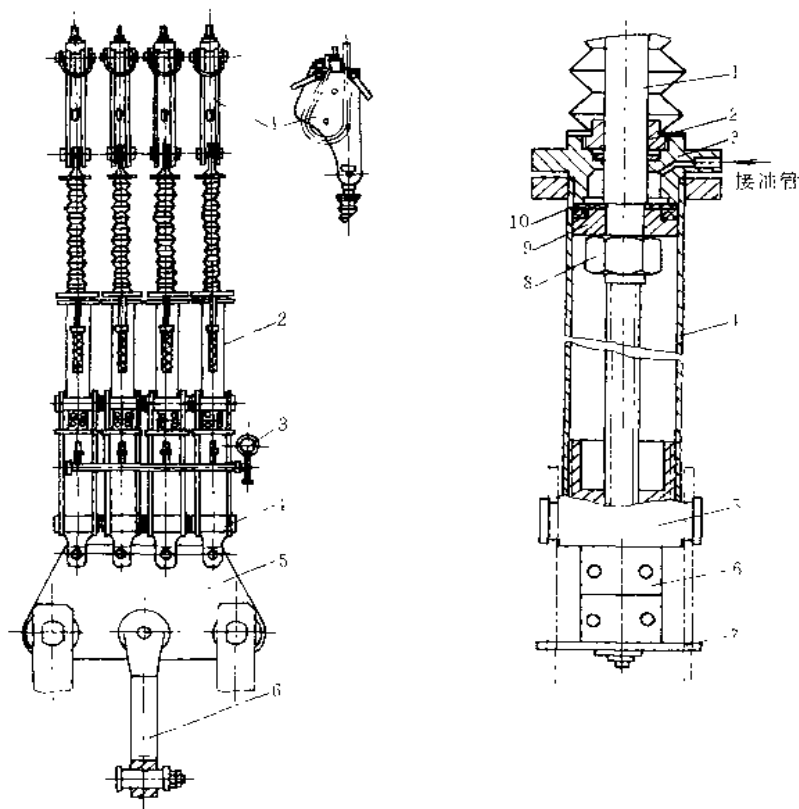


图 2-5-29 张力平衡装置示意图

(a) 平衡杆式平衡装置；(b) 角机杆式平衡装置；(c) 弹簧式平衡装置；(d) 液压式平衡装置



(a) 螺旋液压式调绳悬挂装置  
1—楔形绳环；2—螺旋液压调绳器；3—液压管路和压力表；4—连接组件；5—连板；6—主连杆

(b) 螺旋液压调绳器  
1—活塞杆；2—螺母；3—盖；4—液压缸；5—底盘；6—圆形螺母；7—底板；8—螺母；9—活塞；10—压板

图 2-5-30 螺旋液压式调绳悬挂装置及调绳器



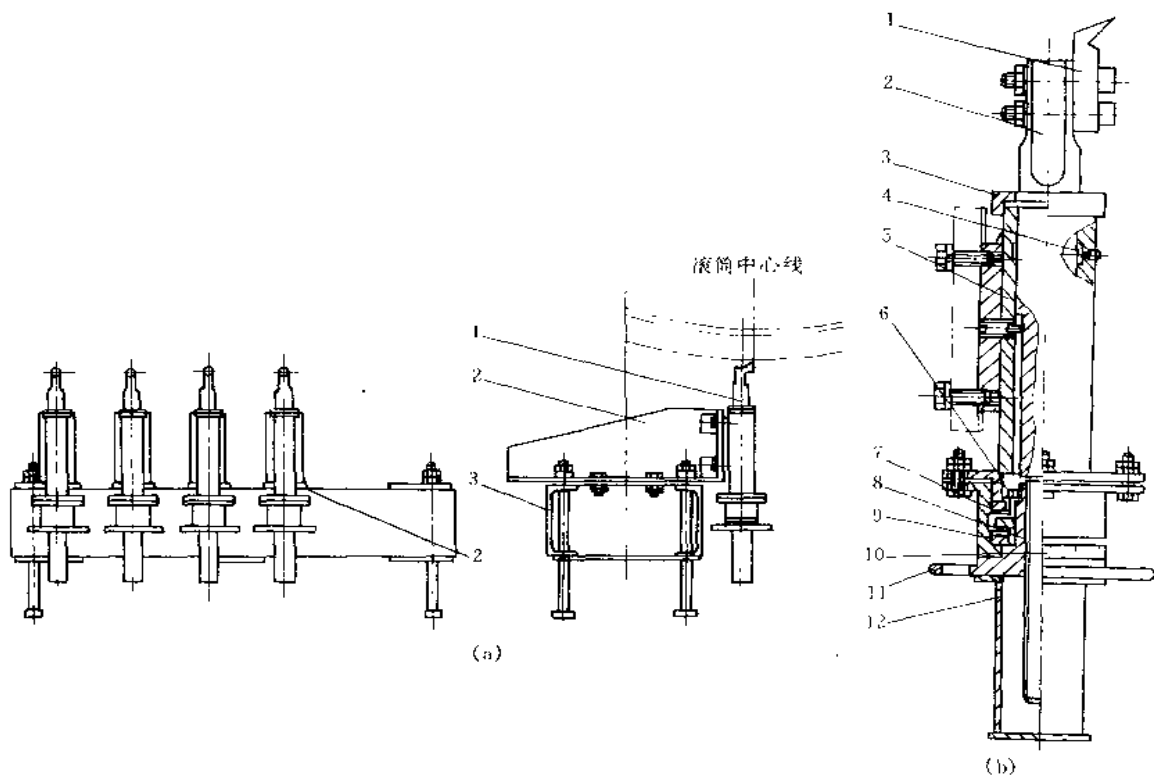


图 2-5-31 车槽 (a) 及车刀 (b) 装置

(a): 1—车刀装置; 2—支承架; 3—车槽架;

(b): 1—车刀; 2—刀杆; 3—防湿盖; 4—油杯; 5—刀杆导套;

6—圆螺母; 7—双列推力球轴承; 8—衬套; 9—杯形体; 10—刻度环; 11—手轮; 12—底座

多绳提升有数根钢丝绳同时工作。由于容器与钢绳联接时不能保证每根钢绳长度完全一样, 摩擦轮绳槽直径有加工误差, 受载后各钢绳伸长不等种种因素, 造成几根钢绳受力不均匀, 个别钢绳受力较大, 使它磨损加剧, 很快断丝乃至断绳, 并使各绳槽磨损不均匀, 为此要保证各钢绳受力均匀, 以达到提高钢绳和摩擦轮衬垫的使用寿命, 提高生产率。一般采用下列几种方法: 1) 钢丝绳张力平衡的悬挂装置如图 2-5-29。这些平衡装置的调整原理都是使受张力较大的钢绳自动减小其弹性变形, 同时把张力传给其余几根受力较小的钢绳, 使各钢绳的张力平衡, 只不过各有其不同的传动方式。图 a 和图 b 两种是利用杠杆传力, 图 d 用液压传递, 图 c 则利用弹簧, 使受力较大的钢丝绳的弹簧压缩量大些, 使张力平衡。2) 采用螺旋液压式调绳悬挂装置如图 2-5-30a, 效果很好。它是按照定期调整钢丝绳长度以调整各钢丝绳张力差的方法设计的, 但也可以把各液压缸互相连通, 实现提升过程中的自动平衡。螺旋液压式调绳器的作用是用来调整钢丝绳在安装时的长度偏差, 以及运转后由于不同的残余伸长所引起的长度偏差。调绳的最大长度不能超过液压缸中的活塞行程, 是微量调节。调绳量再大时, 就要用楔形绳环串绳。楔形绳环是钢丝绳与容器连接的主要部件, 当运转后, 钢丝绳产生较大的残余伸长 (约 400 毫米以上) 时, 就必须用它来调节绳长。楔形绳环左右两侧有挡板, 前后有夹板, 中间有楔子, 提升钢绳从一侧穿入后, 绕过楔子下部圆环端, 再从另一侧穿出, 钢绳承受拉力后, 楔子上移, 便自动卡紧钢丝绳, 承受压力越大, 卡紧力也越大。调绳时用手动起重葫芦把提升容器稍稍提起, 先解除钢绳的拉力, 然后利用顶丝杆将楔子向下顶推, 楔子与挡板间的间隙便增大, 钢丝绳就能随意串动, 这种楔形环安全可靠、操作方便。

螺旋液压调绳器结构如图 2-5-30b 所示。活塞杆 1 上端与楔形绳环连接, 下端为梯形齿螺杆, 穿过液压缸 4 和底盘 5 用圆形螺母 6 顶住, 载荷经由底盘、圆形螺母、活塞杆等直接传到提升钢丝绳上。在液压缸盖 3 上有小孔可以输入压力油, 而各液压缸之间是用高压软管互相连通的。调节绳长时, 将压力油输入各个液压缸内, 压力油推动活塞 9 向下移动, 圆形螺母 6 也下降, 离开底盘 5, 此时缸内液体承受了提升负荷。当

所有油缸底盘下面的圆螺母都离开时,各钢丝绳承受的张力完全相等。然后旋紧不承受载荷的圆螺母6,使它贴在油缸底盘下面,释放油压,调绳完毕。这种调绳装置调绳精确度高,操作迅速方便,还能实现提升过程中各钢丝绳张力自动平衡。3)采用弹性摩擦衬垫,这种衬垫由于弹性较大,因此可根据各钢丝绳的张力大小自动地调整绳轮直径,使各绳张力自动平衡。4)采用图2-5-31车槽装置保证车槽的准确等办法,都能在在一定程度上解决钢绳张力不平衡的问题。

## 2 载荷抵消的设计

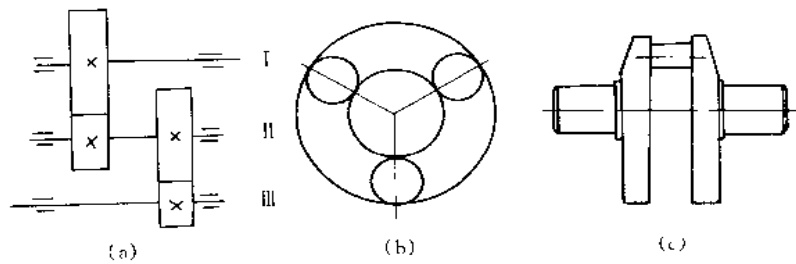


图 2-5-32 载荷抵消举例

(a) II轴齿轮轴向力相互抵消; (b) 行星齿轮径向力相互抵消; (c) 平衡质量

载荷抵消不是取消原有的外载荷,而是采取措施抵消其作用,使合力或合力矩最小。例如,图2-5-32中所示的齿轮轴上两斜内轮的轴向力可相互抵消;图b行星齿轮径向力互相抵消;图c曲轴质量的平衡。此外,如机床、塔式起重机悬臂结构对称方向施加的平衡重,乃至回转机械中转子的静平衡与动平衡,往复运动机械的动平衡,其目的都是经“抵消”、“平衡”使合力、合力矩减至最小。

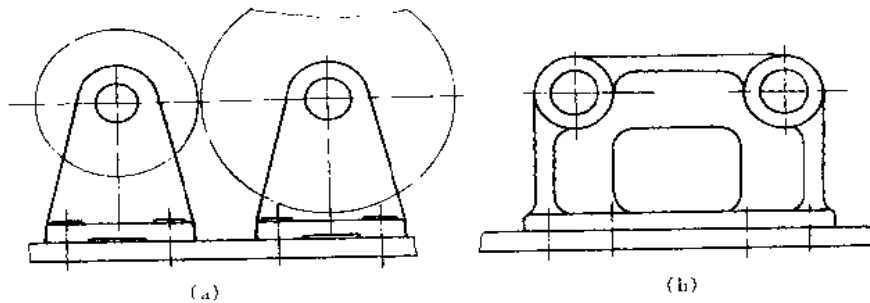


图 2-5-33 开式齿轮传动的轴承座设计

在外露的开式齿轮传动中,两根轴的轴承座如果分开,图2-5-33a则齿轮传递的力就要通过轴承座传到地脚螺栓,如果把这两个轴承座合并成一个整体,则合并成的双轴承座本身承受了大部分的力,即成为该双轴承座的内力。地脚螺栓受力就小多了,如图2-5-33b。

在传动零件中用人字齿轮传动,可以使其轴向力相互抵消而避免由轴承承受。

## 3 弹性强化和塑性强化

弹性强化是使零件在受工作载荷之前产生弹性预变形和与工作应力符号相反的预应力,在受工作载荷后,部分地抵消工作应力,从而降低最大应力。

图2-5-34a~f表示预应力工字梁。图a及b表示用拉杆使梁上部产生拉应力,下面产生压应力。图c表示工作载荷F使梁上部产生压应力,下部产生拉应力。相互抵消后,应力状况如图d所示。

图e所示是在工字梁下部轧制压入高强度钢丝,图f所示是在梁的下部焊接高强度钢板(轻合金用铆接)使梁产生预应力。

图2-5-35表示厚壁筒的结构。当它的内部受压力作用时,若将一个较厚的厚壁筒改为两个呈紧配合的较薄的厚壁筒,表征其强度的最大应力会有所减小。图a为较厚的厚壁筒内部受压时的应力状况,图b两较

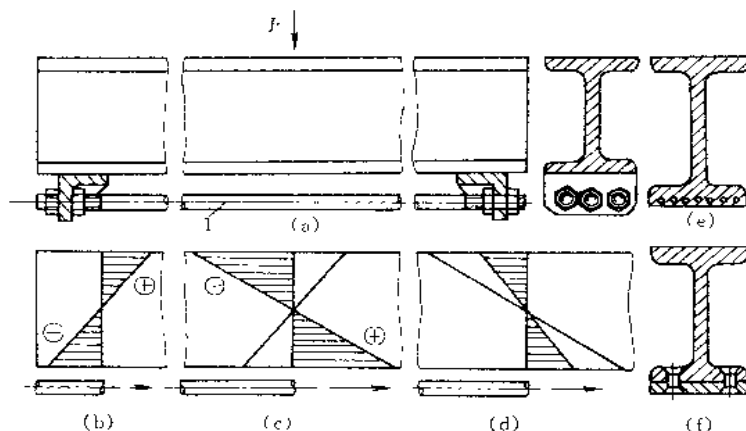


图 2-5-34 预应力梁

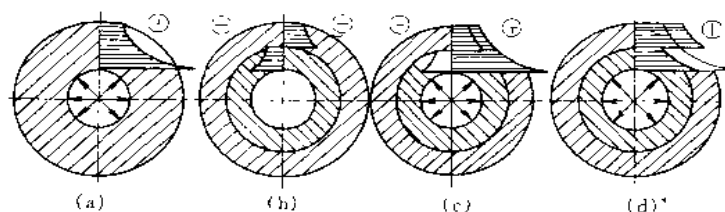


图 2-5-35 降低厚壁筒的最大应力

薄厚壁筒早紧配合时，内筒有压应力；外筒有拉应力；图 c 为内筒内部受压力作用时，各应力未叠加前的状况；图 d 说明应力叠加后，最大应力减小。

塑性强化是将工作状态下应力最大部位的材料预先经塑性变形，使产生与工作应力符号相反的残余应力，以此部分地抵消工作应力。这种方法仅适用于具有足够塑性的材料。

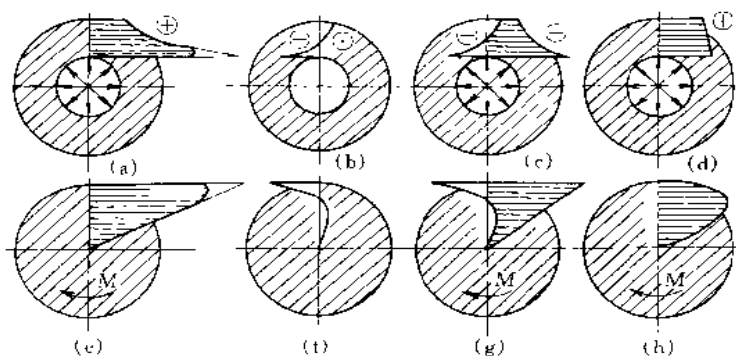


图 2-5-36 塑性强化与应力分布

图 2-5-36a 至 h 表示厚壁筒塑性强化的应力分布状况。图 a 为在筒内加足够大的压力，使应力最大的部位（内壁）产生适度的塑性变形；图 b 为去掉筒内压力，内壁附近部位存在残余压应力；图 c 为筒内作用以工作压力，工作应力与残余应力叠加前的状况；图 d 为各应力叠加后，最大应力减小。

图 e 至 h 表示受扭转力矩圆截面杆件塑性强化的扭转剪应力变化状况，同理，因存在与最大工作应力符号相反的残余应力而减小了最大应力。

导致产生塑性变形的超限应力不得超过  $(1.1 \sim 1.2) \sigma_{0.2}$ 。超限应力过大会使材料产生微裂纹，导致强度降低。

塑性强化仅适用于定向的、非对称循环的、具有一个方向优势的载荷。

## 4 降低应力集中, 提高疲劳强度

### 4.1 降低应力集中的设计

对于受载的零件, 在其钻孔、切槽及断面突变的过渡部位都存在应力集中, 该部位的最大应力比断面的平均应力可大 2-5 倍。降低应力集中对提高零件的疲劳强度有显著效果。

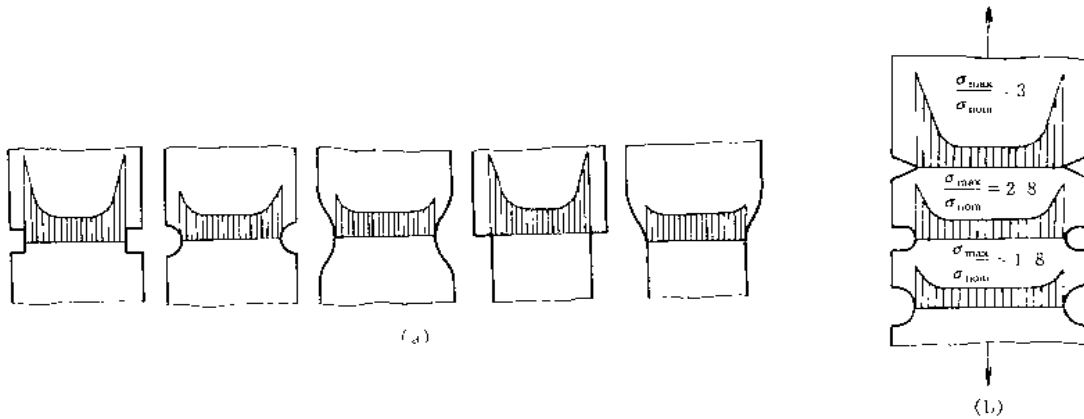


图 2-5-37 板的断面变化和切槽的应力集中

(a) 断面变化与应力集中; (b) 三种槽形的应力集中

图 2-5-37a 给出了板断面变化的 5 种不同形式及相应的应力集中状况。

图 2-5-37b 所示是板上 3 种不同槽形在受拉时的应力集中状况。它们的规律是: 断面变化缓和, 则应力集中轻微; 断面变化急躁, 则应力集中严重。图中  $\sigma_{MAX}$  为最大应力,  $\sigma_{NOM}$  为基准应力。

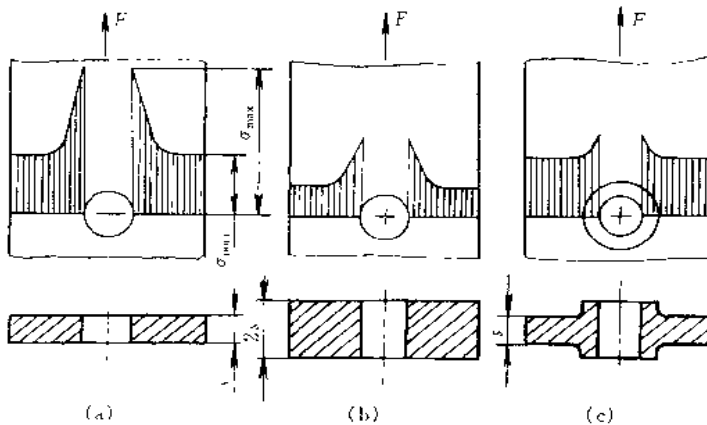


图 2-5-38 板的厚度、形状与应力集中

图 2-5-38 给出了有孔的板受拉时, 板的厚度、板的形状与应力集中的关系, 从中可发现节省材料又改善应力集中状况的方案。

用实验方法得到的三种不同材料的有孔板受拉时, 应力集中系数  $K = \frac{\sigma_{MAX}}{\sigma_{NOM}}$  与  $d/B$  的关系曲线见图 2-5-39,  $K_T$  为理论应力集中系数; 曲线 1、2、3 对应的材料分别为 T3 铝合金、正火碳钢及 AG5 铝合金。

对于圆形断面的试件, 若在给定的断面变化形式下受拉时的应力集中系数为  $K_t$ , 其受弯曲、扭转、压缩时, 应力集中系数  $K$  的试验值列于下表。从此可以了解各种条件下应力集中系数间的大致关系。

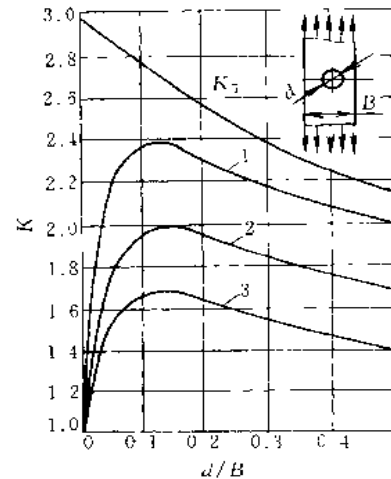


图 2-5-39  $K-d/B$  曲线

不同条件下的  $K$  值

断面变化形式	$K/K_1$		
	弯曲	扭转	压缩
切槽、横向孔	0.85	0.75	0.5
阶梯变化	1.2	0.85	0.6

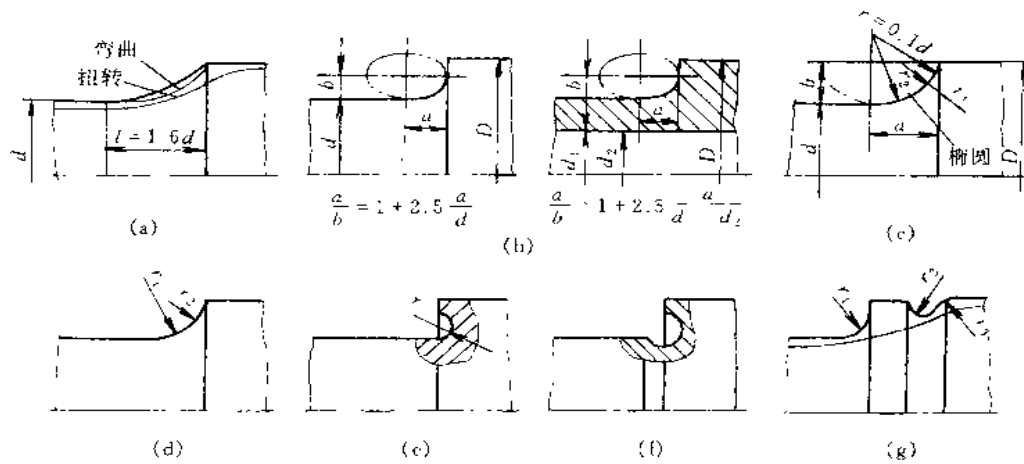
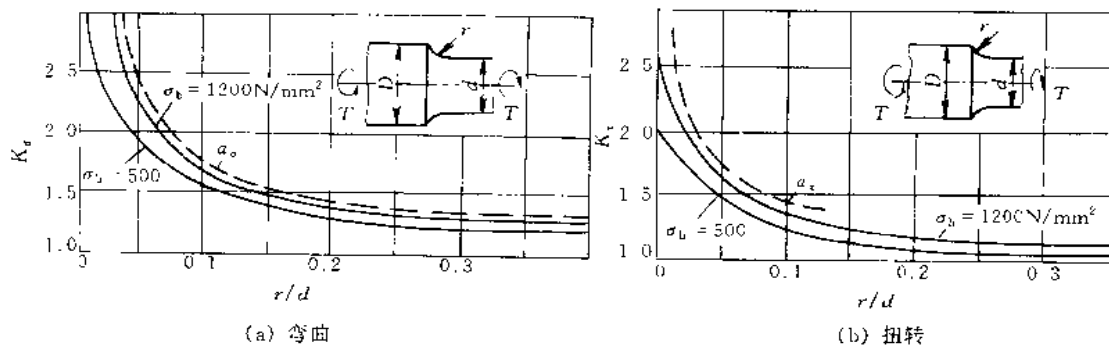


图 2-5-40 圆弧过渡的不同形式

阶梯轴两相邻轴段间须用圆弧过渡以降低应力集中。对于受载较重的轴，其过渡部分要精心设计。图 2-5-40 给出了 7 种过渡部位的结构。其中：图 a 所示者  $l \geq 1.6d$  时不再有应力集中；图 b 所示者，轴向过渡长度较小，降低应力集中的效果亦较好。图 c 与 d 是二圆弧、三圆弧结构，便于与小直径轴段衔接；图 e 与 f 所示者可有 一定的或较大的圆弧半径，又不减小或不过多减小较小轴径轴段圆柱面的有效长度；图 g 所示为具有卸荷槽的结构，效果更好。

图 2-5-41  $D/d=2$  时的  $K_a$  及  $K_t$ 

过渡圆弧半径的大小对应力集中的影响十分明显。图 2-5-41 所示为  $D/d=2$  时，轴受弯曲时的应力集中系数  $K_a$ 、轴受扭转时的应力集中系数  $K_t$  与  $r/d$  之间的关系曲线。以此可作确定圆弧半径的参考。此外，在机械设计手册中可以查到一般条件下采用的过渡圆弧半径数值及砂轮越程槽的结构。

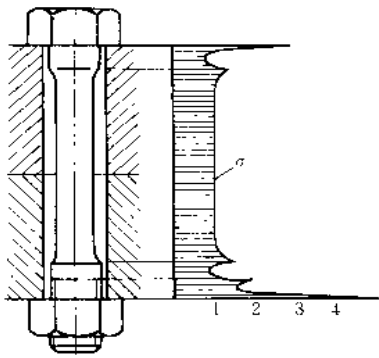


图 2-5-42 普通螺栓联接的应力集中

## 4.2 螺栓联接的应力集中改善

普通结构的螺栓与被联接件构成螺栓联接后，其应力集中是严重的，见图 2-5-42。下部与螺母结合部位的应力集中，可用改进螺母结构的方法改善。螺栓头与螺栓杆过渡部位的结构对应力集中程度的影响如图 2-5-43 所示。其中图 b、c、d 所示之结构均优于图 a 所示的普通结构的螺栓，尤以图 d 所示者效果更佳。在对称循环变载荷作用下的车、铣和磨制螺纹的螺栓，为使螺栓等强，过渡圆弧半径应取  $r' = (0.1 \sim 0.125)d_0$  ( $d_0$  为螺栓直径)；滚轧制或车、铣和磨后又经滚轧强化的螺纹，应取  $r' = (0.2 \sim 0.3)d_0$ 。

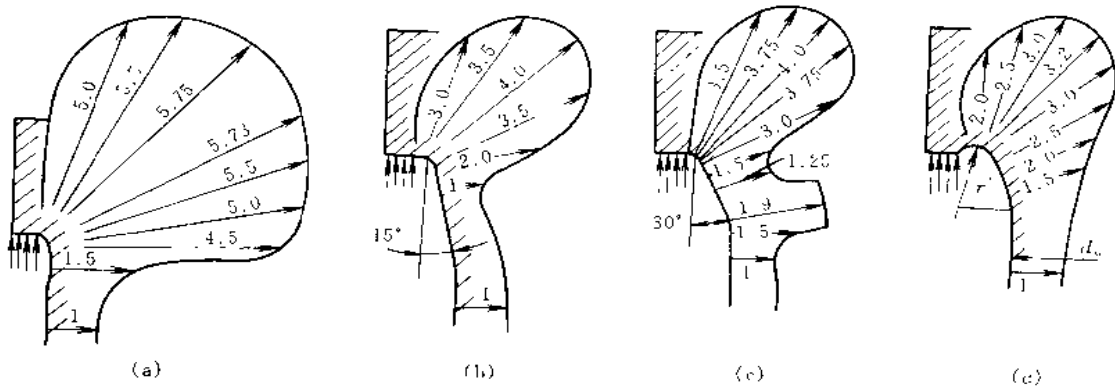


图 2-5-43 螺栓头部结构与应力集中

## 4.3 降低应力集中的活塞销座

在发动机的活塞上，活塞销座部分最容易因应力集中而产生疲劳裂纹，或出现活塞销和销座间的磨损和咬合。改善销座的应力分布是避免销座裂纹的主要方法。为了减小应力集中，一方面希望采用刚度较大的活塞销，减小活塞销的变形；另一方面也希望销座有一定的弹性，适应活塞销的变形。图 2-5-44a 是刚性销座，销座和顶部用直筋连接，销座内缘上侧应力很大。图 2-5-44b 是弹性销座，销座和顶部用双筋连接，销座上方开有一凹穴，销座内缘上侧应力明显减小，但销座到顶部过渡圆角产生较大的应力。因此弹性销座结构的应用必须十分仔细；凹陷太浅不起作用；凹陷过深又将削弱销座强度，并引起凹陷处应力集中。

此外，图 2-5-45a ~ d 说明改变销座孔边缘形状也可以减小销座孔上方的应力集中。

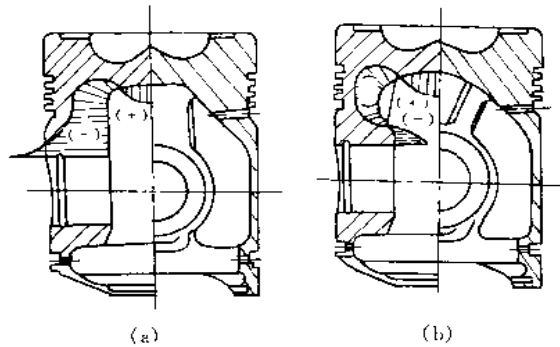


图 2-5-44 活塞销座内侧的应力分布

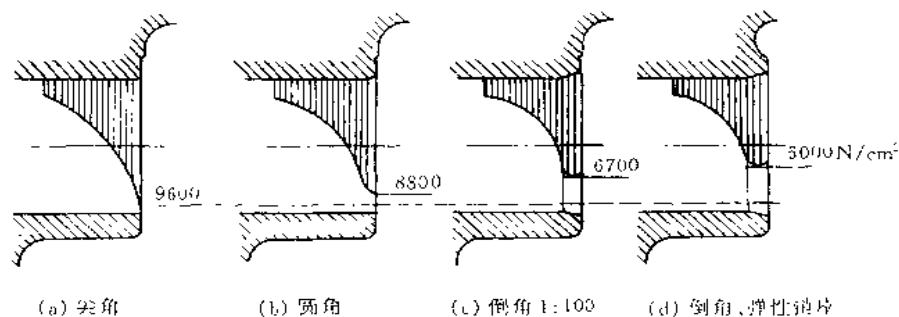


图 2-5-45 销孔边缘形状对应力集中的影响

#### 4.4 曲轴的抗疲劳设计

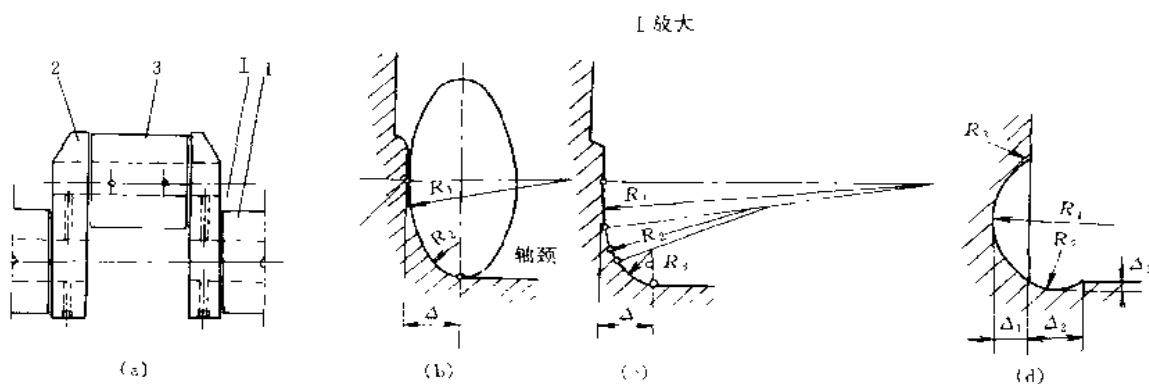


图 2-5-46 曲轴的抗疲劳设计

(a) 曲轴；(b)、(c)、(d) 过渡圆角的方案

曲轴的截面形状变化急剧，如图 2-5-46a 所示，在主轴颈与曲柄臂及曲柄臂与曲柄销的连接处应力集中现象特别严重。使用过程中曲轴受弯曲疲劳破坏，其疲劳裂纹起始于连接圆弧表面，而后向曲柄臂约  $45^\circ$  方向逐渐延伸，最终导致曲柄臂折断。加大连接圆弧的半径可使应力峰值下降；光洁的圆弧表面可减少磨削印痕，减少以至消除疲劳裂纹源；在工艺上采用圆弧表面滚压硬化或氮化处理，可使圆弧处疲劳强度明显提高。但是，在曲柄长度不变的条件下，连接圆弧半径愈大，则轴颈的有效支承长度就愈短，轴瓦的承载面积就愈小。为了克服过渡圆弧带来的弊病，图 b 采用变曲率圆弧过渡；图 c 采用几段相切圆弧；图 d 使圆弧部分地凹入曲柄臂，并采用双圆弧过渡。此外，采用空心轴颈可以提高曲轴的强度，缓和过渡圆角处的应力集中，使曲轴中应力分布比较均匀，还可减轻重量。

为了加强曲轴的强度和刚度，工程机械柴油机通常采用全支承曲轴（主轴颈比连杆轴颈多一个，称全支承曲轴）。适当加大主轴颈与连杆轴颈的直径，使有较大的重叠量；适当加大各轴颈与曲柄间的过渡圆角半径，以减少应力集中；将曲柄做成椭圆形，以提高其弯曲和扭转刚度。有的柴油机还在曲柄延伸方向加一块平衡块，如图 2-5-47 所示，用以在各局部范围平衡曲轴旋转质量产生的离心力矩，减轻曲轴的弯曲载荷和主轴承的载荷。

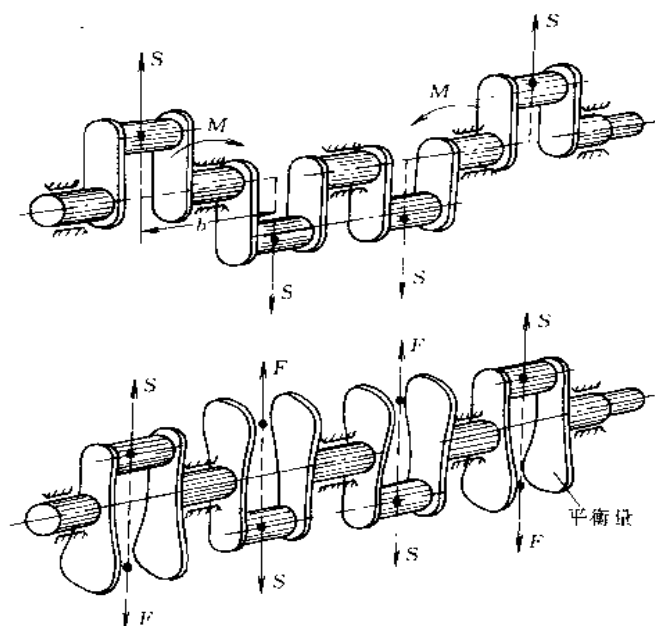


图 2-5-47 曲轴上离心力作用和加平衡重的示意图

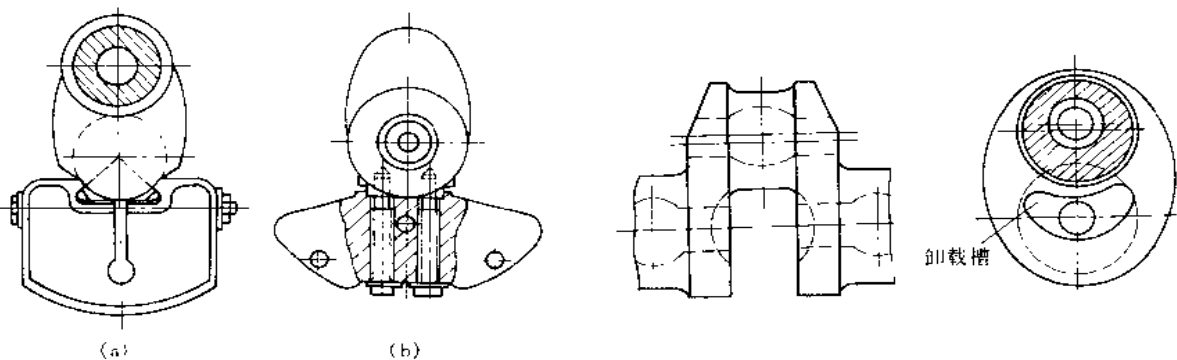


图 2-5-48 分开式平衡块固定法

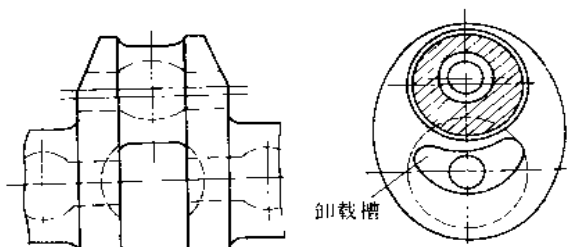


图 2-5-49 带卸载槽的整体铸造空心曲轴

但曲轴配置平衡块后质量增加,使曲轴系统的扭振效率有所降低。因此,应根据曲轴结构、转速、曲柄排列等因素配置平衡块和确定平衡精度要求。平衡块可与曲轴制成一体,也可与曲轴分开制造后再行装配。图 2-5-48 所示为分开式平衡块的固定法简图。

整体铸造曲轴的加工性能好,金属切削量少,成本低。铸造曲轴可以获得较合理的结构形状,如椭圆形曲柄臂、桶形空心轴颈和卸载槽等,从而使应力分布均匀,对提高曲柄的疲劳强度有显著效果,如图 2-5-49 所示。

对于应力集中严重的曲柄过渡圆角部位进行局部表面强化,可明显提高曲轴疲劳强度。曲轴强化常用方法见表 2-5-2。



表 2-5-2 曲轴强化常用方法

名称	软氮化,氮化和离子氮化	四角滚压	圆角淬火
作用	表面层产生残余压应力,可提高硬度和抗弯疲劳强度	表面层产生残余压应力,降低粗糙度并消除显微裂纹、针孔等缺陷可提高抗弯疲劳强度	将圆角部位连同轴颈一起进行感应淬火(采用特殊淬火介质),表面层产生残余压应力 要提高抗弯疲劳强度
抗弯疲劳强度提高效果	软氮化: 碳钢曲轴 60%~80% 低合金钢曲轴 20%~30% 球铁曲轴 50%~70% 氮化: 钢和球铁曲轴 30%~40% 离子氮化:钢、球铁曲轴 30%~50%	钢曲轴:20%~70% 球铁曲轴:50%~90%	钢或球铁曲轴 30%~100%
说明	同时提高轴颈耐磨性 应用广泛	中小型曲轴 应用广泛	方法简单、效果也好,但应注意控制曲轴变形等

## 4.5 连杆螺栓提高疲劳强度

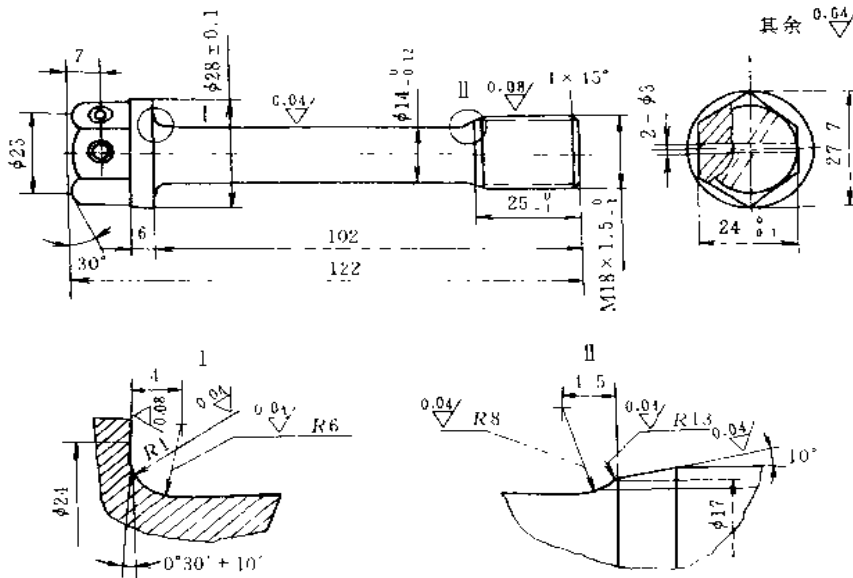


图 2-5-50 连杆螺栓

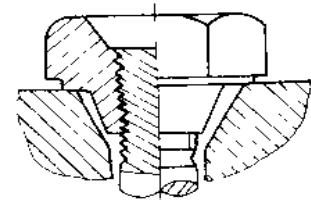


图 2-5-51 受拉螺母

图 2-5-50 连杆螺栓的光杆直径比螺纹直径稍细,一般可取螺纹直径的 0.8 倍。连杆螺栓的刚度虽有降低,但可以减缓连杆螺栓工作时的脉冲载荷,提高其疲劳强度。为了使螺纹的载荷分布均匀,将螺纹端部几圈切成  $10^\circ \sim 15^\circ$  倒角,可使一部分载荷转移到后面各圈的螺纹上去。它在截面变化处采用圆滑过渡,过渡圆弧的半径一般不应小于过渡外径的 0.2 倍,以减小应力集中。它采用细牙螺纹,对螺栓的削弱程度小,应力集中的情况也比粗牙螺纹好;另外,采用碾压螺纹代替车削螺纹,可使疲劳强度提高 50%。它的螺栓杆身及过渡圆角的粗糙度一般在  $0.04 \sim 0.08 \mu\text{m}$  以下,螺纹抛光到  $0.04 \sim 0.08 \mu\text{m}$ ,对螺纹根部进行滚压,这些都有利于提高疲劳强度。

图 2-5-51 为连杆螺栓可采用的受拉螺母,螺母有锥形悬置段,其刚度沿长度方向不同,有助于减少螺距变化差,使旋合各圈螺纹牙受力比较均匀,有利于提高螺栓疲劳强度。

## 4.6 提高摩擦压力机螺杆寿命

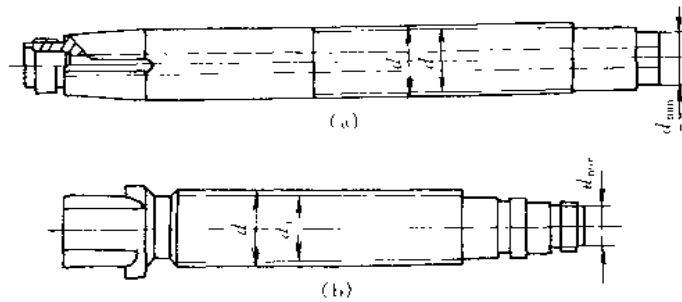


图 2-5-52 16MN 摩擦压力机的螺杆结构对比图

表 2-5-3 两种螺杆结构数据对比表

名 称	值		
	(a) FRRN400	(b) J53-1600	
螺杆直径 $d$ , mm	400	480	
螺杆直径系数 $K$	1	1.2	
螺孔螺纹内径 $d_1$ , mm	350	410	
螺纹内外径比 $K_1, \frac{d_1}{d}$	0.875	0.854	
螺孔最小光杆直径 $d_{\min}$ , mm	345	372	
$d_{\min}/d$	0.863	0.778	
材 料	牌号	34CrNi3Mo	35CrMo
	抗拉强度 $\sigma_1$ , Pa	740~890	650
	屈服强度 $\sigma_s$ , Pa	540	450
螺纹底径圆角 $R$ , mm	5	1	
螺纹底、侧粗糙度	$R_a 0.8$	$R_a 0.8$	
与飞轮的连接方式	锥面过盈连接加双键	切向键	

图 2-5-52 和表 2-5-3 是两根公称压力为 16MN 摩擦压力机的螺杆结构和数据的对比。图 a 为德国 SMS 哈森公司 FRRN400 型的螺杆，图 b 为我国 J53-1600 型的螺杆。可以看出，采取下列措施，可以有效地提高使用寿命。

1) 提高疲劳强度。为了减少切削刀痕的深度和应力集中，防止裂纹的产生和逐渐扩展，提高螺杆的疲劳强度，螺杆螺纹应采用精车和抛光，使螺杆底径和侧面粗糙度都达到  $R_a 0.8$ ，螺纹内外径和侧面的圆角半径达 3~4mm，螺杆与飞轮连接采用锥面过盈连接加双键。

2) 充分利用螺杆的材料强度，减小螺杆直径  $d$  和最小直径  $d_{\min}$  的差值。

J53 系列的螺杆直径比国外先进产品螺杆直径大，但因  $K_1$  小，同时因制动器装在螺杆上及螺杆与滑块连接方式决定其最小直径较小，其  $d_{\min}/d$  的比值与哈森公司的产品相差甚多，说明其材料强度并未充分发挥。若制动器和螺杆滑块连接结构设计合理，就有可能解决这个问题。

3) 使用优质钢材。建议用 35CrMo、40CrNi 或 40MnB。

## 5 降低接触应力，提高接触强度

## 5.1 降低接触应力的球面支承结构

图 2-5-53 示出六种球面支承结构，它们的综合曲率半径由图 a 至 f，依次增大。图 f，两物体不仅曲率半径分别都增大，且面向同向弯曲，所以其接触强度最高。

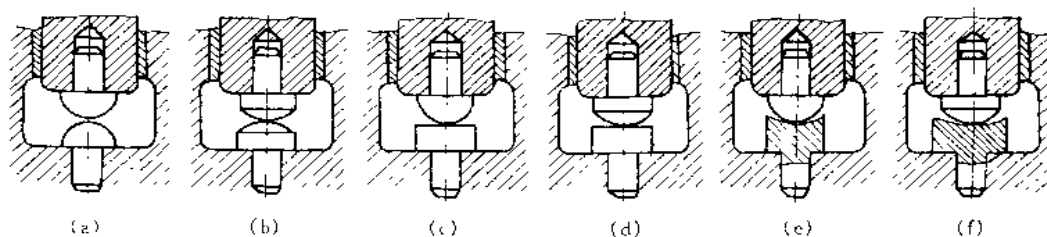


图 2-5-53 球面支承的组合形式比较

## 5.2 以面接触代替点接触的结构

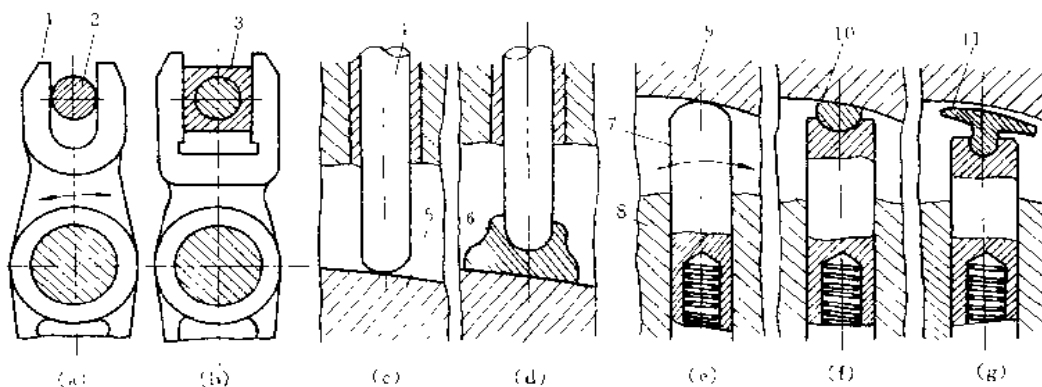


图 2-5-54 面接触代替点(线)接触

图 2-5-54a 中导杆 1 带动销轴 2 运动, 1 与 2 为线接触。图 b 增加零件 3, 成为面接触, 改善了接触状况和耐磨性。图 c 所示的斜面推杆机构中零件 4 与 5 为点接触; 图 d 增加了零件 6, 成为面接触; 图 e 所示的零件 7 与 9 之间为点(或线)接触; 图 f 增加了零件 10, 成为面接触。若将零件 10 改成如图 g 中 11 的形状, 则可产生流体动压效应, 改善润滑, 降低磨损。

## 5.3 增加接触点提高滚动轴承接触强度

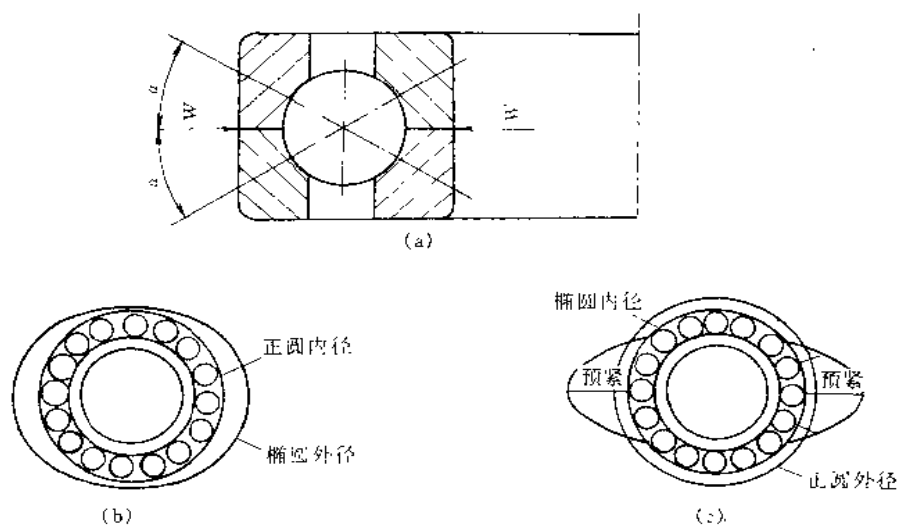


图 2-5-55 四点接触轴承 (a) 和椭圆滚道轴承 (b): 安装前, (c): 安装后)

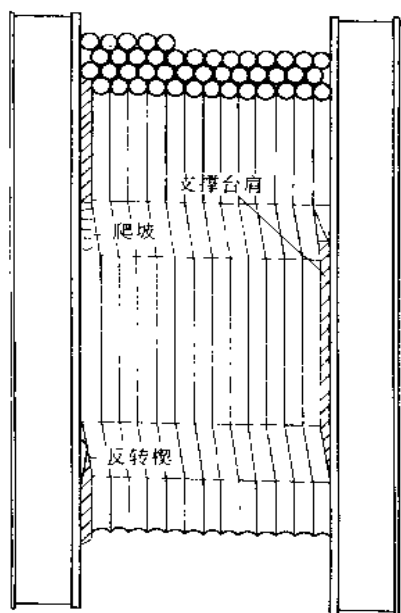


图 2-5-56 滚筒双阶螺旋开槽结构展开图

图 2-5-55a 是在不增大滚动轴承尺寸的情况下，增加接触点的多点接触轴承。

图 2-5-55b、c 为椭圆滚道滚子轴承。是将轴承外圈加工成椭圆，安装后在部分区域产生预紧力，形成径向预紧力，增加了承载滚子，减少了打滑和接触压力，从而提高了轴承寿命。

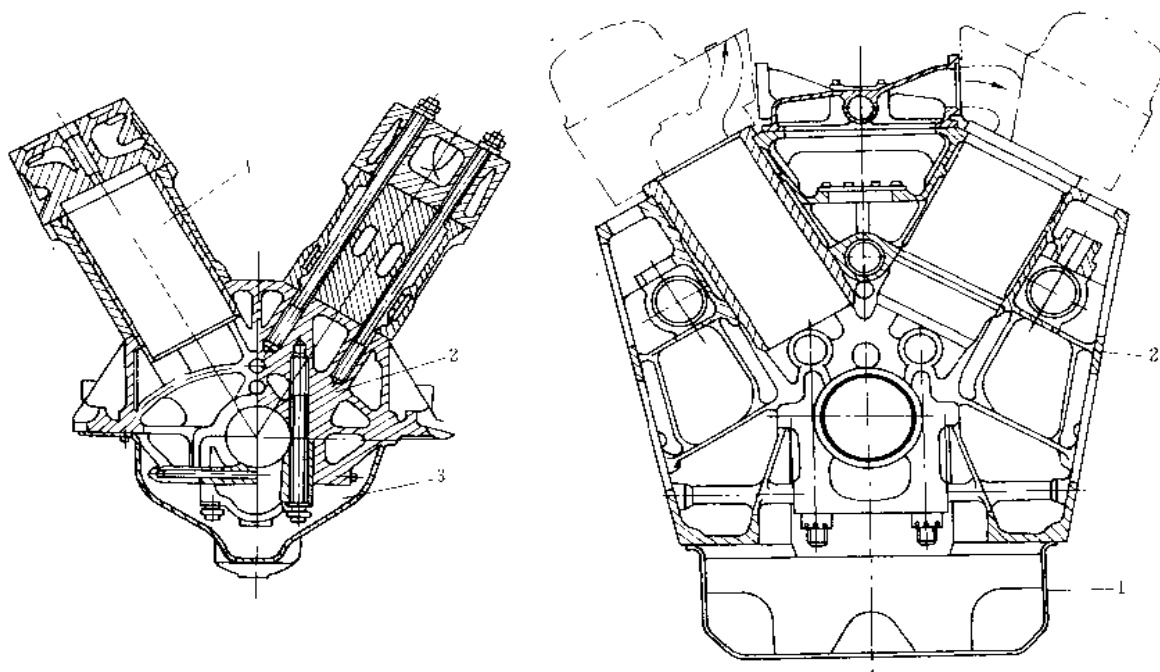
#### 5.4 以线接触代替点接触的双阶螺旋槽卷筒

图 2-5-56 为石油钻机绞车滚筒开槽结构，采用双阶螺旋开槽结构，由两段圆柱形槽和两段螺旋槽共四段组成。每段圆柱形槽对应的中心角为  $135^\circ$ ；每段螺旋槽对应的中心角为  $45^\circ$ 。又称“里巴斯”槽，可使排绳有序，提高钢丝绳的使用寿命。

双阶螺旋开槽的特点是：缠绕在滚筒上的细钢丝绳在中心角为  $270^\circ$  圆弧上是线接触，在  $90^\circ$  圆弧上是点接触，大大改善了光滚筒上钢丝绳在  $360^\circ$  圆弧上均是点接触的受力状态，因而提高了钢丝绳使用寿命。

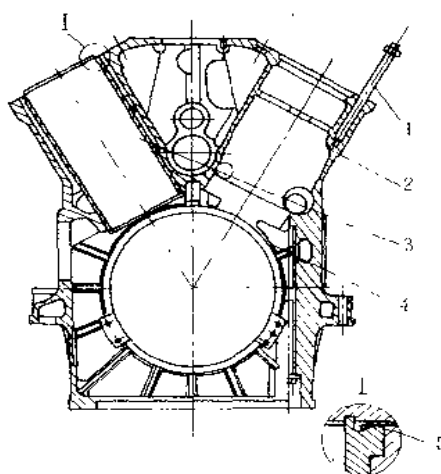
## 6 提高机体的刚度

图 2-5-57a 所示的“气缸体-曲轴箱-机座”三体式机体是大型柴油机的传统结构。气缸体、曲轴箱和机



(a) 12V150Q 型柴油机机体  
1—气缸体；2—机座；3—曲轴箱

(b) 龙门式机体  
1—油底壳；2—曲轴箱



(c) 隧道式机体

1—气缸盖螺栓；2—机体；3—气缸套；4—拉杆螺栓；5—气缸密封环

图 2-5-57 柴油机机体

座分开制造，有利于用较小规格的生产设备及较简单的工艺制造大型柴油机。但这种结构剖分面多，连接刚度低，对寿命有一定影响；并且机加工量大，因而成本较高，重量也比较大。现在多采用半隧道式（龙门式）机体和隧道式机体。

图 b 所示龙门式机体的特点为采用吊挂式曲轴，气缸体和上曲轴箱做成一体，内燃机的支座也设在上曲轴箱上，因此使下曲轴箱从受力系统中脱离出来，可用轻巧的油底壳代替较重的机座。把气缸体和上曲轴箱做成一个整体，并将上曲轴箱与油底壳的剖分面大大“下沉”到曲轴中心线以下，从而形成一坚固的空间构架，这大大增加了断面惯性矩，使机体获得较大刚度，有利于延长寿命。

图 c 表示整体浇铸的隧道式机体，其特点是气缸体和曲轴箱之间没有剖分面，而且主轴承剖分面也取消了。机体的高度大，并且下面不“开口”，增大了机体的断面惯性矩，因而机体有很好的刚性。

## 7 改善运动副结构，减少磨损

### 7.1 机械卸荷导轨结构

图 2-5-58 为滑台与导轨间采用的一种机械卸荷装置。它降低摩擦导轨面的载荷，延长使用寿命。支承在辅助面 a 上的滚动轴承 3 分担了导轨上的一部分载荷。卸荷力的大小可由螺纹件 1 和碟形弹簧 2 调节。为了使滚动轴承与辅助面 a 接触良好，可采用调心轴承。应注意不要将滚动轴承直接压在导轨上，以免出现压痕。

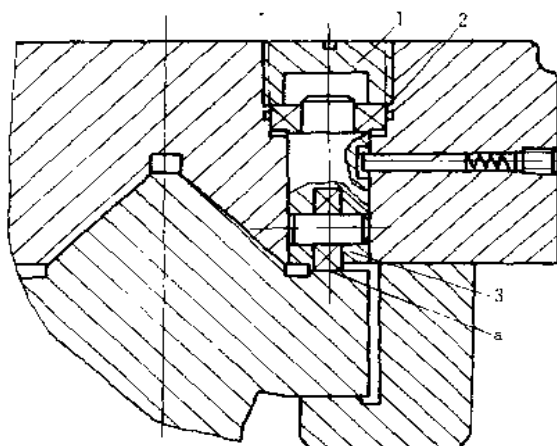


图 2-5-58 机械卸荷导轨

### 7.2 液压卸荷导轨结构

在摩擦表面间泵入压力油，用压力油产生的承载力部分地抵消导轨的载荷称为液压卸荷。

当导轨各部位间受载比较均衡时，可采用图 2-5-59a 所示之溢流阀控制系统，各部位卸荷力相同。卸荷力的大小可用溢流改变供油压力予以调节。

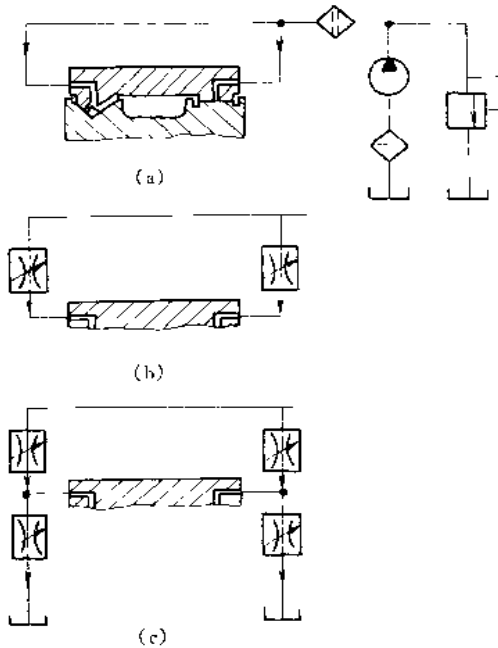


图 2-5-59 液压卸荷系统

若导轨各部位间受载不均衡时,可采用图 b 或图 c 所示的液压系统。图 b 用两个节流阀分别调节各自的卸荷单元。此系统简单,但当流量太小时,系统不稳定。图 c 采用分压系统,可保持必要的流量,使系统工作稳定。

图 2-5-60 所示是液压卸荷油腔及承载单元。一个单元卸荷力  $P_x$  的大小取决于油腔油压  $p$  (MPa)、油腔面积  $b \times l$  (mm<sup>2</sup>)、承载单元面积  $B \times L$  (mm<sup>2</sup>),

即: 
$$P_x = C_x \cdot B \cdot L \cdot p \text{ (N)}$$

式中  $C_x$ ——有效面积系数,  $C_x = \frac{1}{12BL} (2BL + lB + 8lb - lb)$ 。

通过选取卸荷系数  $G_x = \frac{P_x}{P}$  确定卸荷力的数值,  $P$  为单元的总载荷。 $G_x$  的范围为 0.4 - 0.7, 当重载时,以减轻载荷为主时取大值;当非重载时,为防止飘浮取小值。定位精度和稳定性要求高时,卸荷后,导轨的平均压强应不小于 0.025MPa。

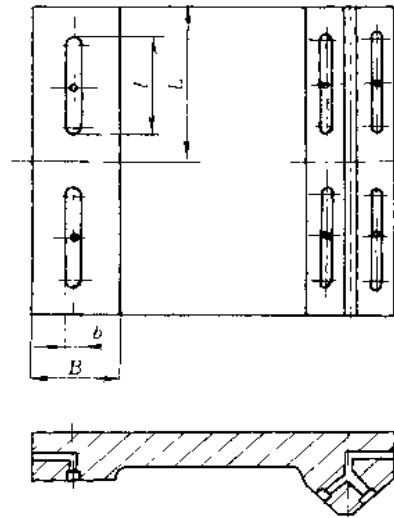


图 2-5-60 卸荷油腔及承载单元

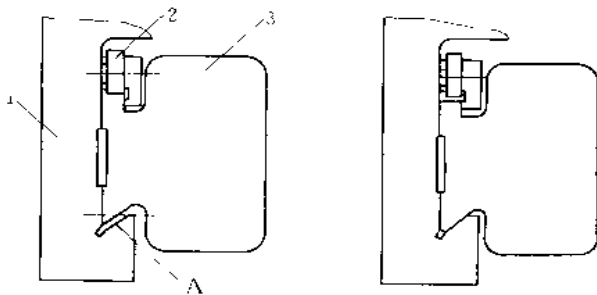


图 2-5-61 无运动磨损的导轨结构

### 7.3 无运动磨损的导轨结构

图 2-5-61 是一种摇臂钻主轴箱横向导轨。当主轴箱横向移动时,夹紧机构放松,主轴箱 1 稍向下移,箱的重量靠上部两滚动轴承 2 支承,下部的燕尾导轨脱离接触、避免磨损,保持了精度。当固定、夹紧时,主轴箱向上复位,仍以下部的燕尾导轨定位。此种结构原理可在不同的机械设备上推广应用。

### 7.4 减少磨损的浮动轴承

图 2-5-62a 及 b 所示浮动轴承实际上是套在轴上的浮动环,环与轴、环与轴承座之间都有间隙,其中充满润滑油。转子轴转动时,由于润滑油的摩擦力,使浮环以低于轴的转速旋转,浮环和轴之间相对速度下降,磨损减少。同时,由于浮环内外都有润滑油流,

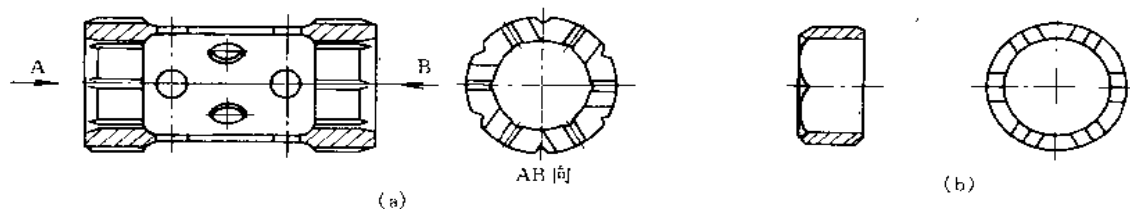


图 2-5-62 浮动轴承结构  
(a) 整体浮动轴承; (b) 双列式浮动轴承

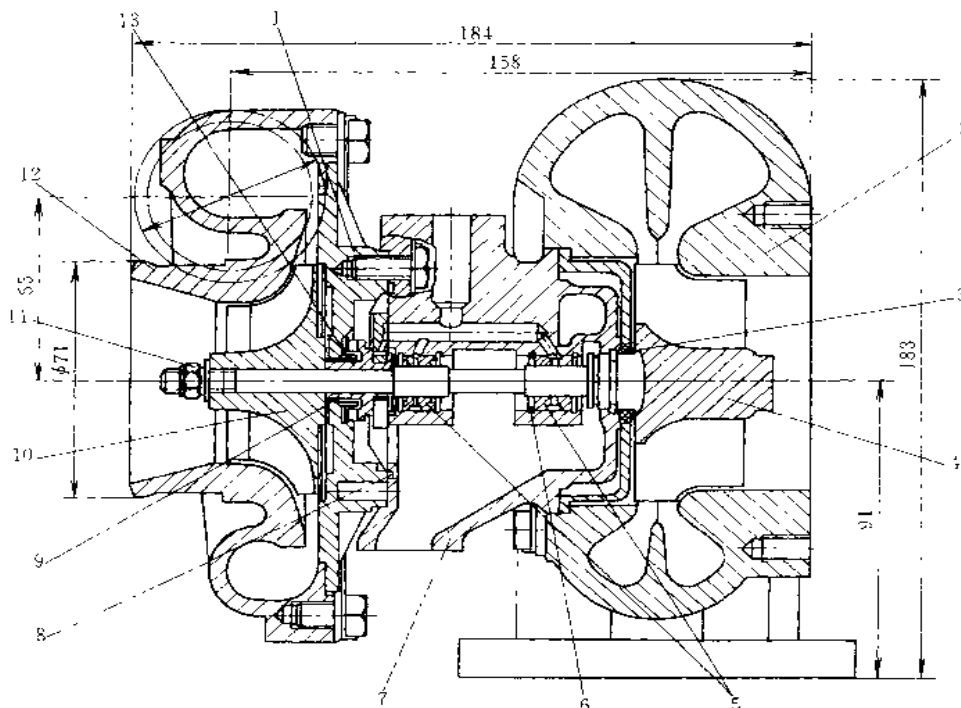


图 2-5-63 采用浮动轴承的涡轮增压器

1—压气机后体; 2—涡轮箱; 3—涡轮端密封环; 4—涡轮; 5—浮动轴承; 6—卡环; 7—中间环; 8—封油橡胶圈;  
9—密封环; 10—压气机叶轮; 11—压气机锁紧螺母; 12—压气机蜗壳; 13—带回油孔的止推套

带走大量的摩擦热, 具有冷却作用。此外, 浮环内外间隙的油层对转子轴有弹性支承作用, 减小转子的振动。轴承本身旋转, 有利于磨损均匀, 延长寿命。浮动轴承多采用锡铅青铜材料, 表面镀一层铅锡合金, 用以改善润滑, 降低摩擦系数。全浮动轴承可分整体式和双列式两种。图 a 整体浮动轴承零件数少, 可简化结构, 缩短增压器长度。但它一般仅用于小型增压器上, 这是由于大尺寸浮动环重量大难以浮动, 浮动套太长也难以加工。图 b 双列式浮动轴承则可用于大型设备, 并且工作稳定性好, 易于通用化、标准化。

图 2-5-63 为浮动轴承在柴油机增压器中的运用。

## 7.5 发动机挺柱延长寿命的结构

发动机中, 挺柱作为凸轮的从动件承受凸轮的作用力。图 2-5-64a 为柴油机平面挺柱, 结构简单, 重量轻, 但挺柱与凸轮表面之间系高速滑动的点接触或线接触, 因而接触表面的磨损大。凸轮与挺柱工作面之间, 在理论上是线接触, 或由于材料的弹性变形而形成微小的面接触, 但由于加工装配误差及零件受力变形等原因, 往往实际上接近于点接触, 局部接触应力过大, 造成挺柱工作面异常磨损。为此, 按图 b 将挺柱底平面加工成半径很大的球面, 例如取  $R=1200\text{mm}$ ; 同时使凸轮在宽度上有一很小的钝角 (一般取  $4^\circ \sim 10^\circ$ ),

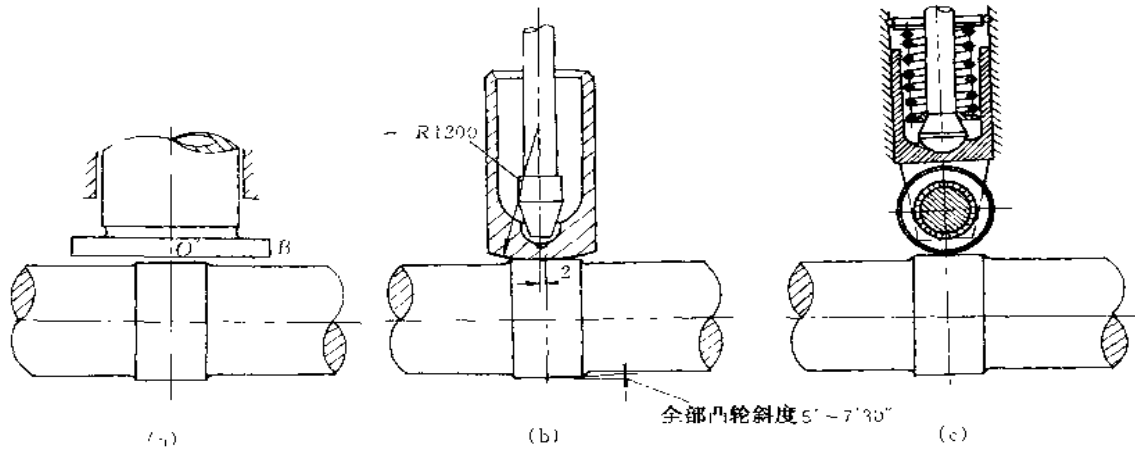


图 2-5-64 挺柱结构

将凸轮与挺柱的中心线错开一个距离，一般为  $1.5 \sim 3.0 \text{mm}$ ，使挺柱在工作时能缓慢地转动，有利于接触表面形成一层油膜，减少磨损。图 c 所示滚子挺柱带有滚轮，使挺柱与凸轮接触面由滑动摩擦变为滚动摩擦，可承受较大接触应力，减少磨损，一般用平面挺柱时许用表面接触应力为  $6 \sim 12 \text{kN/cm}^2$ ，而用滚子挺柱时许用应力可达  $300 \sim 5000 \text{kN/cm}^2$ 。

## 7.6 克服局部磨损，提高破碎机抗磨件寿命

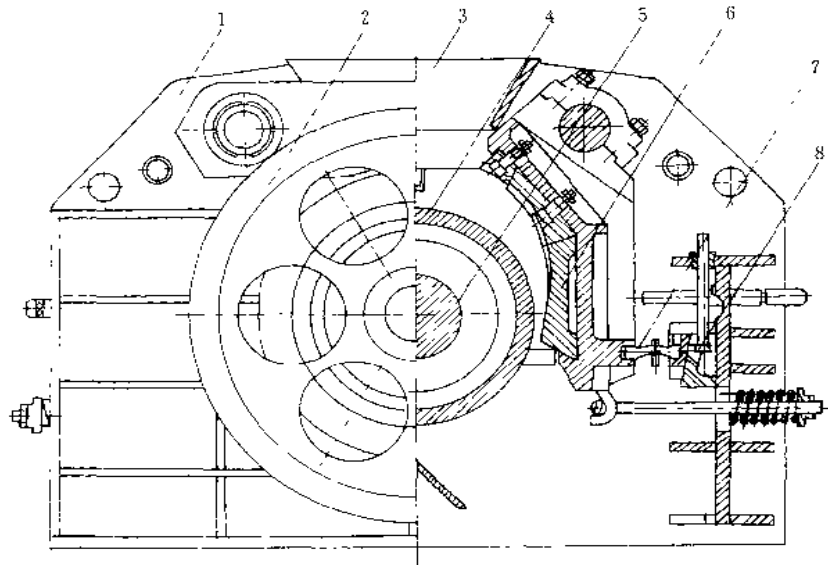


图 2-5-65 PSH 系列双腔回转破碎机

1 机体；2—飞轮及带轮；3—给矿漏斗；4—偏心轮；5—回转破碎辊；6—齿板；7—调整装置；8—拉紧装置

图 2-5-65 为回转破碎机。小偏心距高摆频的设计使该机有优越的超细碎性能，并促使机器工作时振动极小。回转辊与偏心轴之间有滚动轴承连接，所以，当回转辊作旋摆运动破碎物料产生摩擦时，辊面将发生与偏心轴旋转方向相反的慢转动。它不仅减小了物料对耐磨件的磨擦损坏，同时使辊面耐磨层能够得到均匀的磨损，克服了耐磨部件被局部严重磨损的现象，大大提高了该机耐磨件的使用寿命。



## 8 改善润滑，延长使用寿命

### 8.1 铁道车辆轮缘的润滑设计

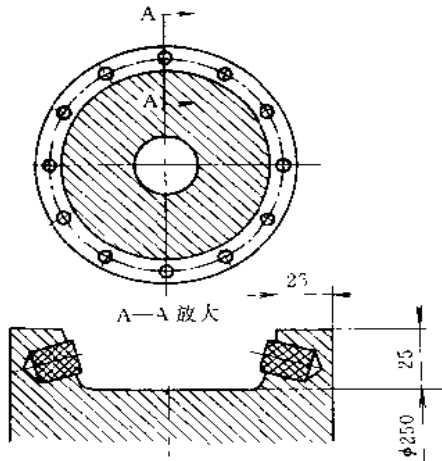
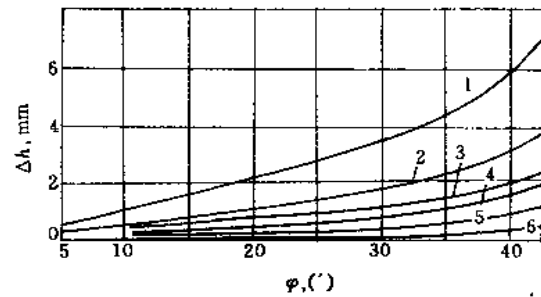


图 2-5-66 润滑棒在车轮轮缘内安装示意图



2-5-67 轮缘磨损  $\Delta h$  与车轮偏斜角  $\varphi$  的关系曲线

1—无润滑；2—胶状石墨；3—二硫化钼，润滑棒间距 70mm；  
4—铜；5—二硫化钼，润滑棒间距 35mm；6—铅

在车轮轮缘内安装固体润滑棒，如图 2-5-66 所示。车轮转速 65r/min，不同材料润滑棒的试验结果见图 2-5-67，它表明，二硫化钼、铅等润滑棒可使磨损大为降低。

### 8.2 推土机履带销密封润滑装置

由于履带的工作条件很差，履带销与销套容易磨损。近年来，某些推土机的履带销与销套间采用密封式润滑装置，如图 2-5-68 所示。从图中可看到，履带销 1 的中心钻有贮油孔 6，使销 1 与销套 7 之间的润滑不致中断。U 形密封圈 3 可有效地防止润滑油外漏，并阻止杂物侵入。止推环 5 用以保护密封圈使它不受销套 7 和链轨 2 之间的侧向压力。弹性橡胶圈 4 压在 U 形密封圈上，使它紧贴密封面，密封更为可靠。由于采用了密封润滑装置，使履带销与销套的寿命大大延长。

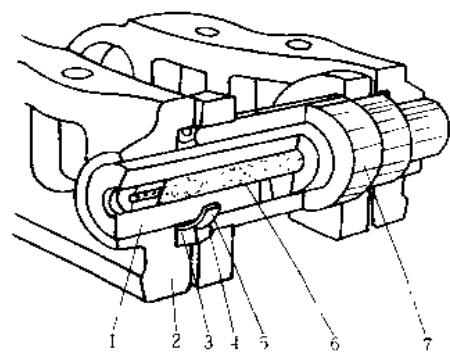


图 2-5-68 履带销密封润滑装置

1—履带销；2—链轨；3—U 形密封圈；4—橡胶圈；5—止推环；6—贮油孔；7—销套

### 8.3 采用合理的供油孔及油沟

图 2-5-69 所示径向轴承的特点为整体式、20 高锡铝基合金

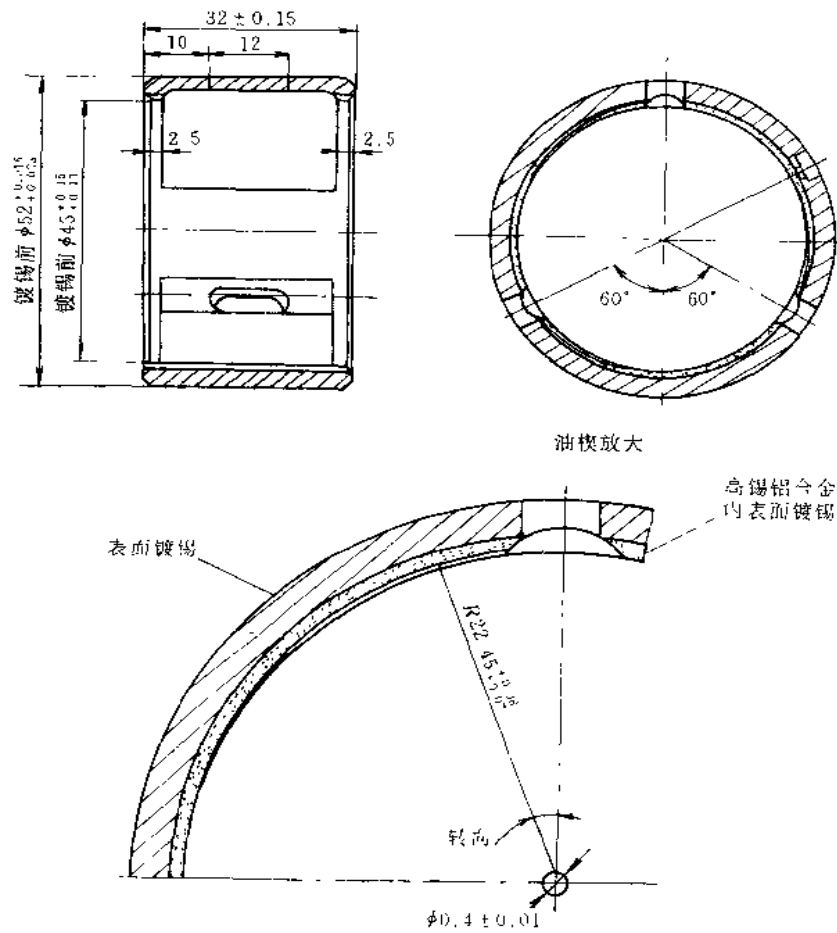


图 2-5-69 三油楔径向轴承

轴承。轴承背用 08Al 钢制成，为了改善轴承表面的磨合性，在合金层的表面镀有铝-锡层。在径向轴承的工作面上，沿圆周均匀布置三个楔形进油孔。润滑油从三个油孔进入轴承，可沿摩擦表面均匀分布，形成油膜，同时增加了流入轴承的润滑油量，降低轴承温度。

## 9 减少磨损，提高耐磨性与磨损补偿的结构

### 9.1 减少磨损的阀和泵

图 2-5-70 为 Truseal 阀，其结构具有如下特点：1) 旋转之前可使滑动件与阀体脱离，减少了开、关时对阀体的磨损；2) 采用弹性氟化橡胶密封，提供了可靠的关断，并在阀的上游和下游分别关断并泄放，见图中 b，阀杆填料密封为耐火石墨加 O 形密封环，密封可靠；3) 设有阀体泄压装置，提供了阀体泄压的方法，防止热膨胀压力使阀塞锁定；4) 双耳轴设计使阀在开关过程中，密封面与阀体保持正常的间隙；5) 低扭矩轻便操作，且不会出现突然关上现象，这样就消除了线性冲击的可能；6) 密封件可以由底部或顶部装卸，

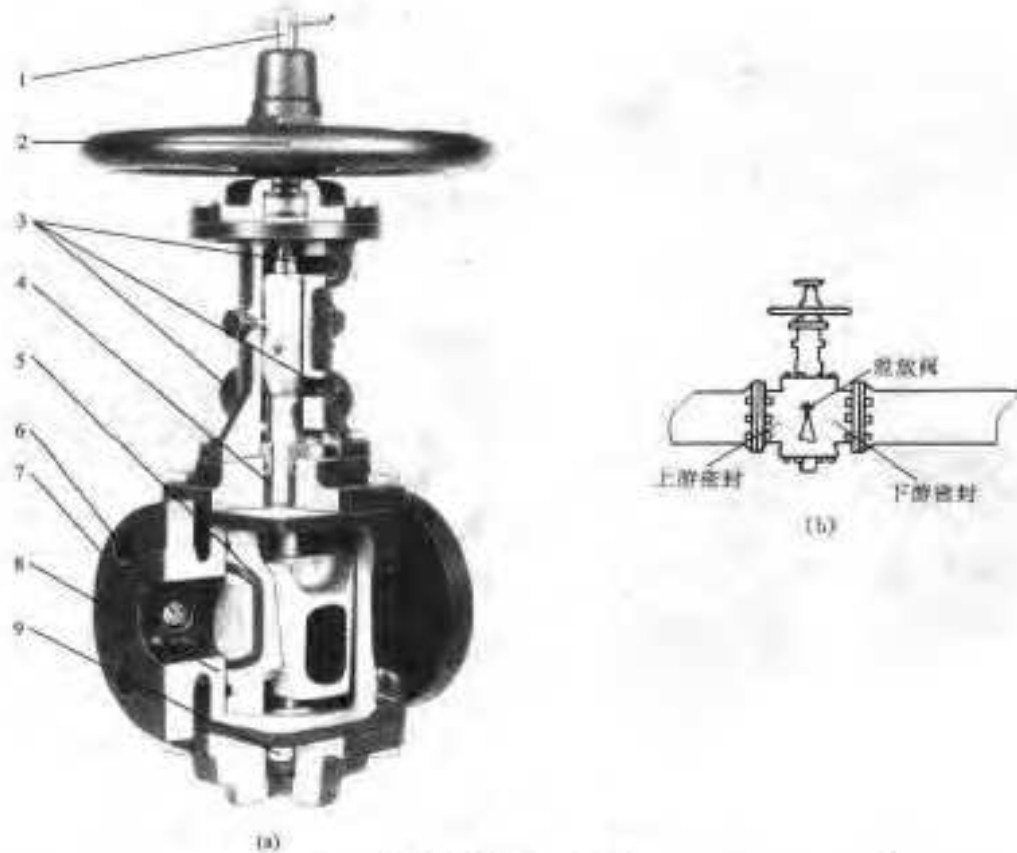


图 2-5-70 Trusval 阀

(a) 轴测结构图；(b) Trusval 阀管线安装情况

1—标记杆；2—手柄；3—附设安装凸台；4—阀杆密封；5—气垫密封；6—阀体泄压装置；

7—先进的内孔设计；8—金属与金属的紧密配合；9—耳轴

所以能在管线上进行维修。

由于以上特点提高了 Trusval 阀的使用寿命。

图 2-5-71 为 ORBIT 阀，其结构具有如下特点：1) 当阀芯从阀座上垂直回缩后，在旋转之前，流体迅速在阀座表面形成 360° 的流动，大大减少了密封区域内的聚积物，防止了阀座和球体的集中腐蚀或局部摩擦，实现了开、关无摩擦，从而消除了传统球阀、闸阀和旋塞阀常见的阀座磨损；2) 具有耐磨损硬表面的阀芯，同时配以柔性阀座，保证了密封的可靠性；3) 阀杆底部的锥体形状提供了在高或低压差的情况下，机械施压和调节静密封的手段；4) 无润滑密封；5) 密封无需弹性压载件或其他可能的阻隔装置，也简化了结构；6) 阀腔内不存液体或气体；7) 在操作过程中，补充的阀杆盘根材料可以通过盘根装置注入，而且盘根的设计可防止盘根材料几乎不能通过顶盖溢散；8) 单阀座设计消除了热膨胀问题，无需热释放和阀体自动泄放；9) 由于升杆原理和低关闭扭矩，使操作轻便，无需加长棒和冲击手柄，只对大尺寸阀门建议齿轮驱动；10)

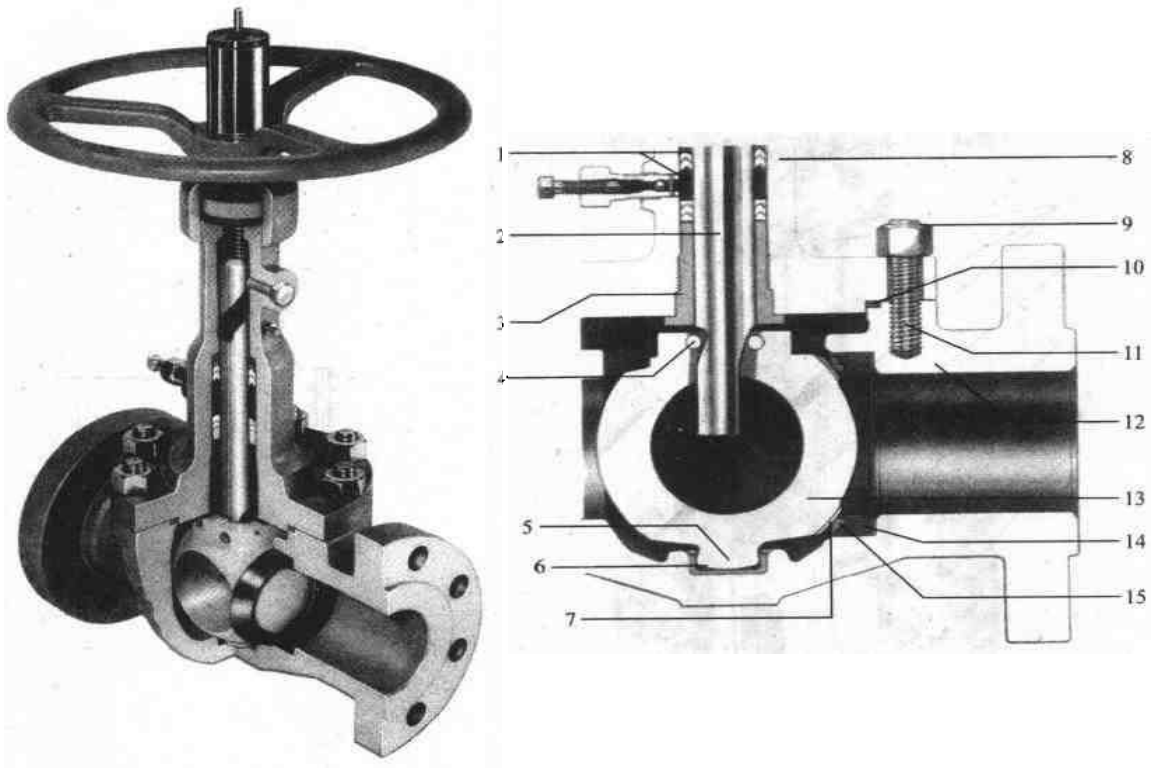


图 2-5-71 ORBIT 阀门

- 1—盘根；2—阀杆；3—阀盖衬套；4—阀芯滚动销；5—耳轴；6—耳轴衬套；7—阀芯密封面；8—阀盖；  
9—螺母；10—阀盖垫片；11—螺栓；12—阀体；13—阀芯；14—阀座体；15—阀座衬套

顶部装卸设计使阀门在管线上就可进行检查和维修。

由于以上特点提高了该阀的使用寿命。

图 2-5-72 为“奇好”活塞隔膜泵，用于输送高磨损性料浆。这种泵是在双缸、往复双向运动或三缸单方向运动中进行工作的。运转过程中，料浆在泵送过程中是用橡胶隔膜隔开（橡胶隔膜可连续工作达 8000~16000h），而不与活塞、缸套衬里等接触。因此，泵的正常消耗部件只是阀件。

由于泵的活塞直径大，从而可减少往复冲程的长度，使泵可以在每分钟仅 40 至 50 次冲程的低速条件下运行。降低了活塞往复冲程次数，即降低了活塞运动加速度，因而可增大阀的直径尺寸，使阀的开闭速度大大降低，达到 0.8 至 1.5m/s。此外，泵在低速往复运动时，可使阀的开闭次数大为减少。以上原因导致泵阀具有很长的寿命。

在输送很高磨损性铝土矿、料浆时，其最高排放压力 13MPa 时，泵阀寿命可达 4500~5500h。在输送铁矿浆时，阀的寿命可到 4000~6000h。

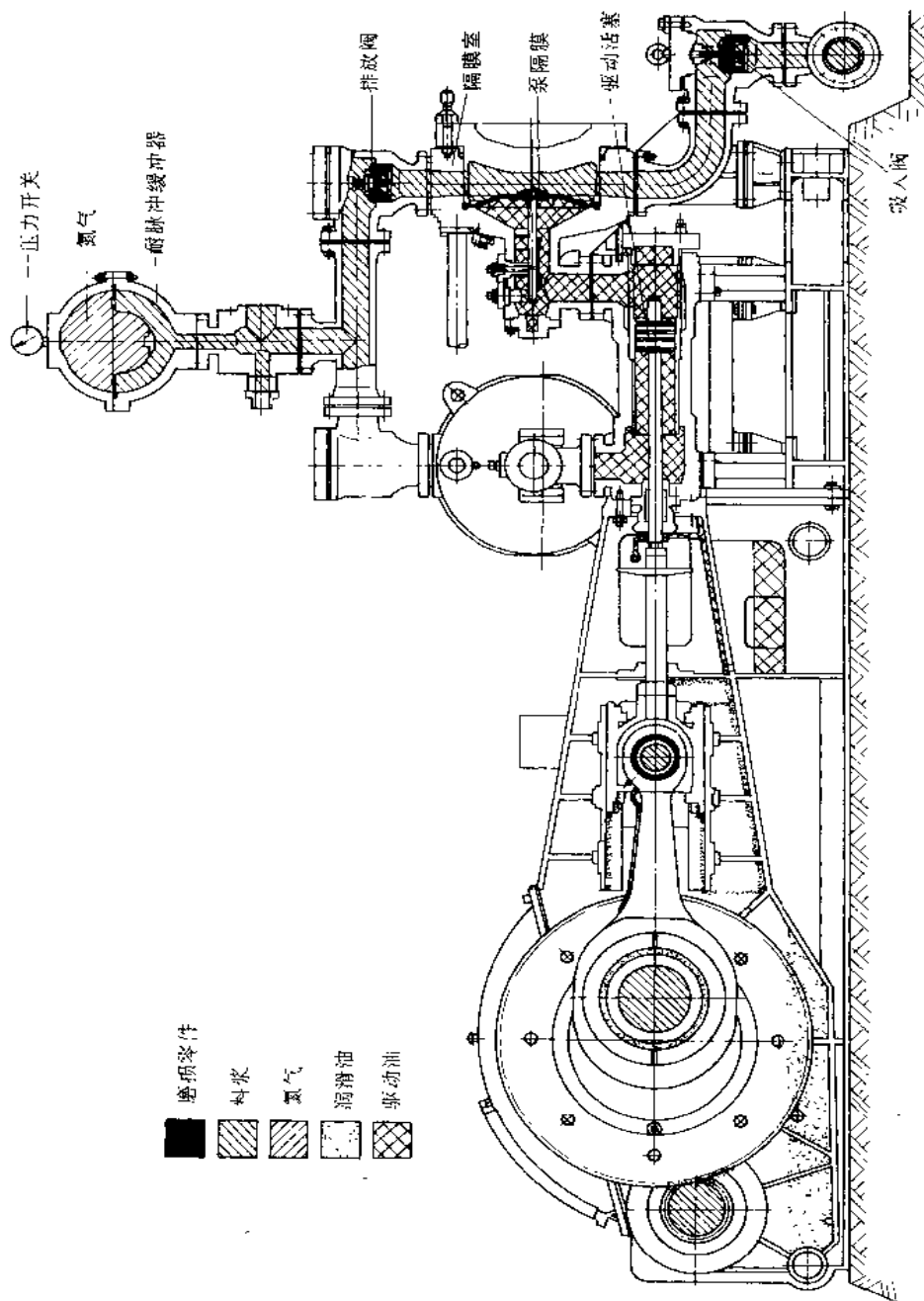


图 2-5-72 “奇好”活瓣隔膜泵(双缸、双向作用)

## 9.2 提高耐磨的措施

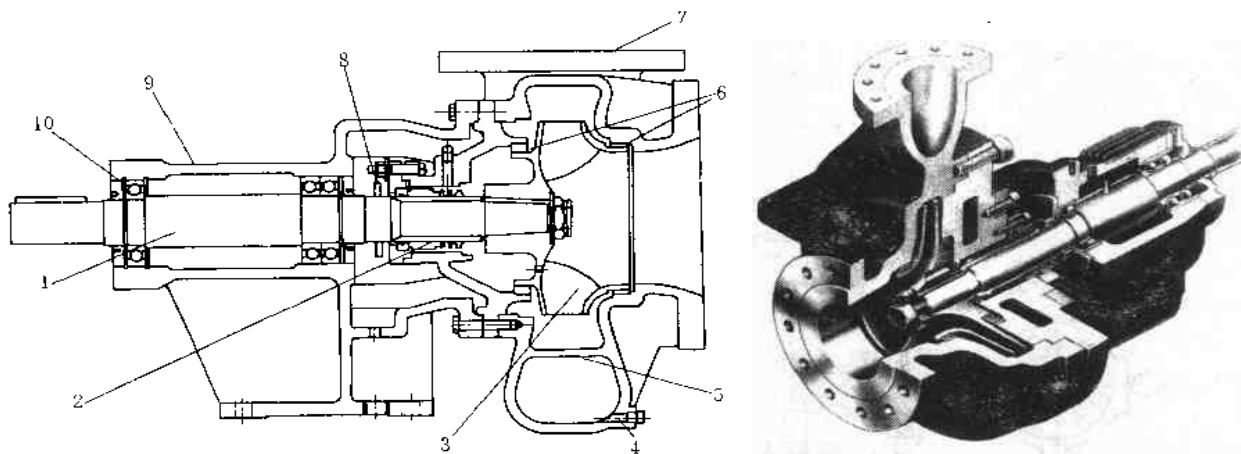


图 2-5-73 减少泵壳及有关零件磨损的措施

1—轴；2—轴套；3—封闭式叶轮；4—壳底排泄孔；5—双蜗壳；  
6—泵壳衬环；7—泵壳；8—甩水环；9—轴承座；10—轴承

图 2-5-73 所示为减少泵壳及有关零件磨损的措施。轴套 2 可防止机械密封或填料对轴的磨损；双蜗壳 5 可减少径向推力，提高密封和轴承寿命；泵壳衬环 6 可防止泵体磨损；8 为甩水环，可防止水进入轴承箱。

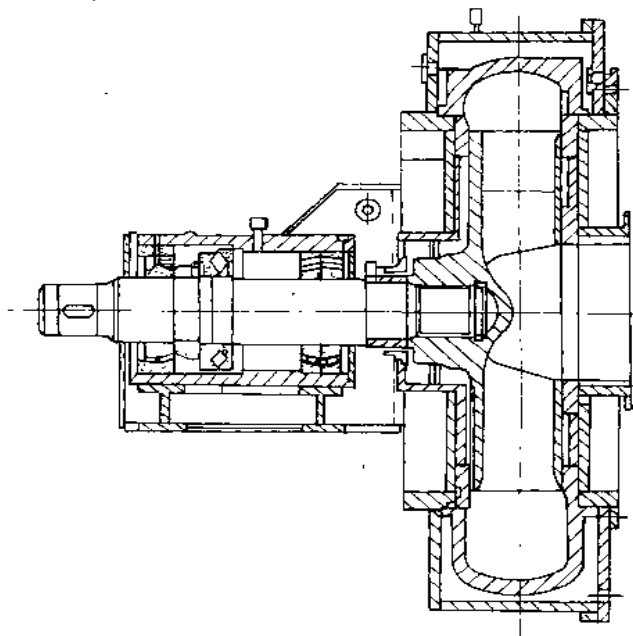


图 2-5-74 装有衬套盐泵图

图 2-5-74 所示为减少泵壳及有关零件磨损的措施。轴套 2 可防止机械密封或填料对轴的磨损；双蜗壳 5 可减少径向推力，提高密封和轴承寿命；泵壳衬环 6 可防止泵体磨损；8 为甩水环，可防止水进入轴承箱。

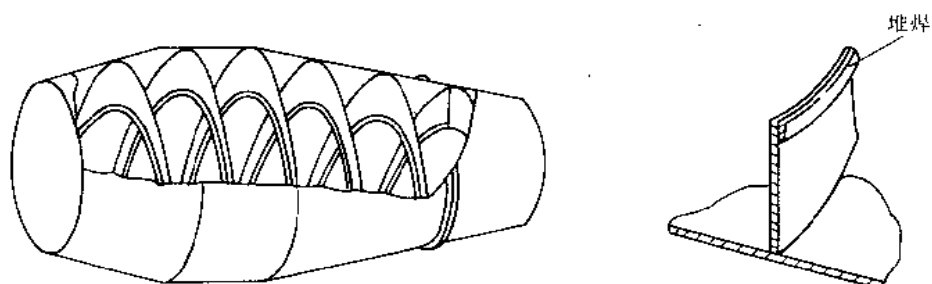
图 2-5-74 为盐浆泵。为了提高使用寿命，一般采用双层泵壳（即泵壳里加衬套），便于维修，衬套磨损后可即时更换，减轻了维修量，又可使盐泵水力性能保持在最佳状态。盐泵的轴侧、吸入侧均装有密封装置。

滚筒（图 2-5-75）所用材料为高强度细晶粒特种钢，螺旋线带有耐磨保护，如图中放大图所示。其使用寿命及耐磨强度均有明显提高。

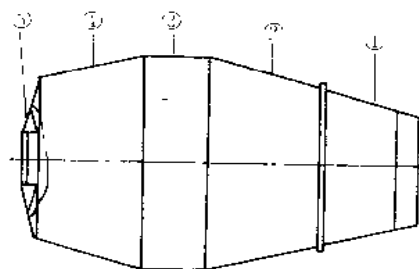
下面图例说明合理的设计橡胶衬里，可以提高球磨机衬里的使用寿命。

根据图 2-5-76 每套衬板在提升板形状、提升板高于平板的高度、提升板的间距与磨机的临界速度百分比之间，都有其一定的关系。图 2-5-77a 所示提升板间距过大，平板承受片状磨剥而造成过多的磨损。图 2-5-77b 表明与提升板高度比较，

提升板间距过狭，将导致提升板间形成被物料充满的袋状，或多或少地形成了光滑的衬里，使提升板顶端磨损很快。上述两种情况，都将导致磨损加快，磨机效率降低。图 2-5-78 示出提升板高度、距离与速度之间的关系。合理的橡胶衬里设计，可以提高衬里的使用寿命。



螺旋叶片放大图



滚筒规格, m <sup>3</sup>	板 厚				
	①	②	③	④	⑤
6	3.5	4	4.5	4	6
7	3.5	4	4.5	4	6
8	3.5	4	4.5	4	8
9	3.5	4	4.5	4	8

注：材料板厚只允许±公差。

图 2-5-75 搅拌机滚筒

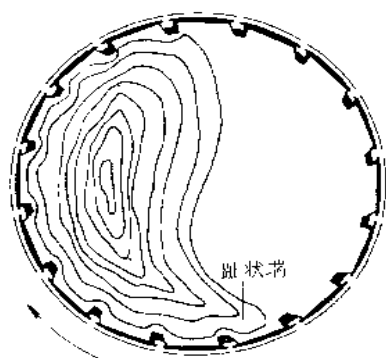


图 2-5-76 滑动磨损最小的平板与提升板设计

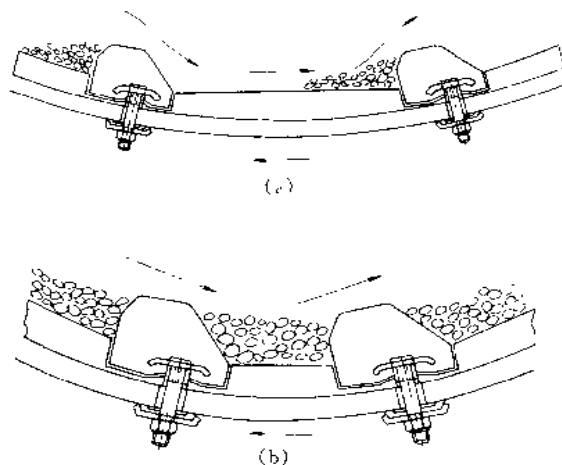


图 2-5-77

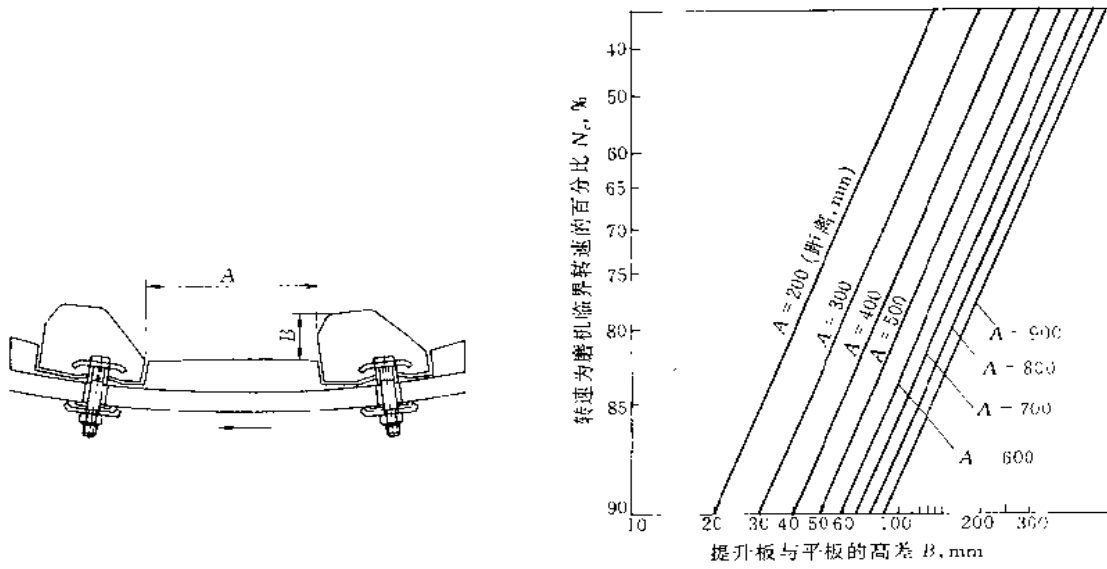


图 2-5-78 提升板高于平板的高度 (B) 与速度 ( $N_c$ ) 和距离 (A) 的关系

9.3 轴承磨损被偿结构

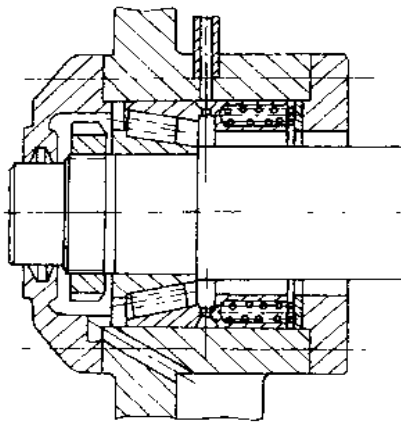


图 2-5-79 圆锥滚子轴承的磨损补偿

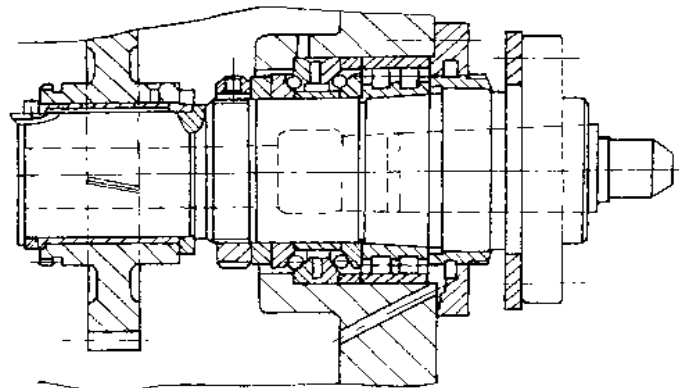


图 2-5-80 3182000 型轴承的磨损补偿

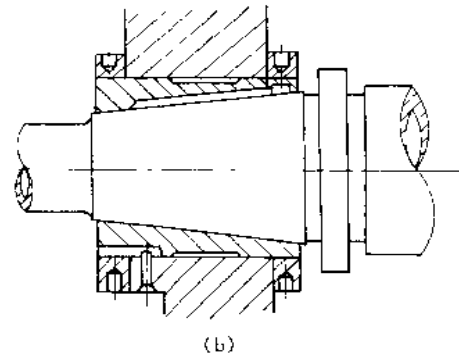
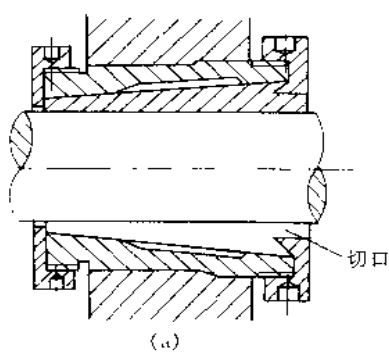


图 2-5-81 滑动轴承的磨损补偿



角接触球轴承（向心推力球轴承）和圆锥滚子轴承可通过调节其内、外圈的轴向相对位置补偿滚动体与滚道的磨损。图 2-5-79 所示之结构是用弹簧使圆锥滚子轴承预紧以提高支承刚度，同时，自动补偿磨损，消除其影响。许多场合可用调节垫片做定期补偿。

图 2-5-80 所示是一种车床主轴的前支承。它采用的 3182000 型双列向心圆柱滚子轴承的内孔为锥形孔。调节它在轴上的轴向位置，可实现径向预紧和补偿轴承磨损。

图 2-5-81a 所示带锥形孔的滑动轴承，调节两端螺母，使锥形套弹性变形，实现磨损补偿。图 2-5-81b 是借助锥形孔与锥形轴颈相对轴向位置的改变，调节滑动轴承间隙，补偿磨损。

#### 9.4 具有抗磨性的各种弯管结构

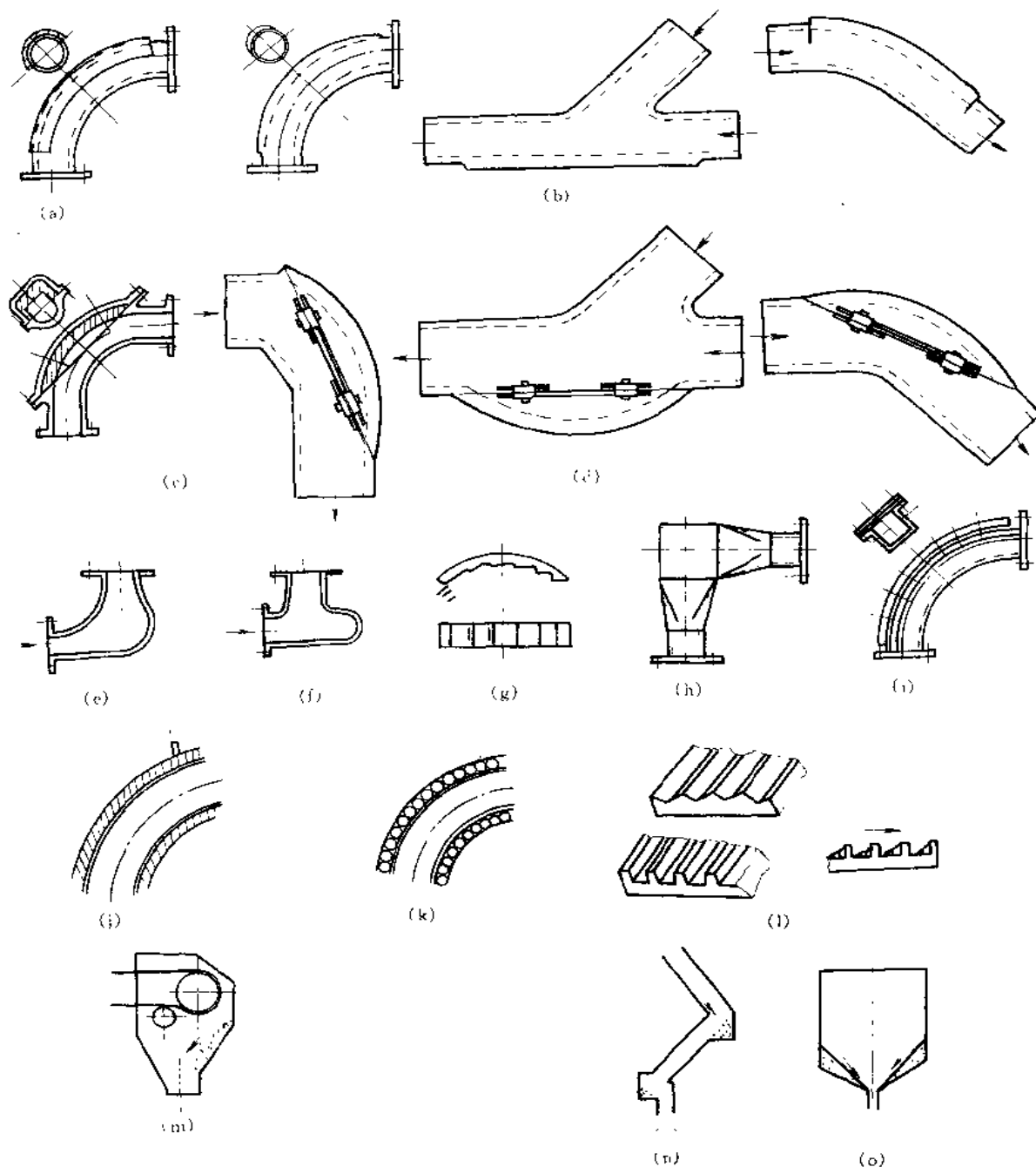


图 2-5-82 具有抗磨性能的各种弯管结构

弯管是最容易磨损的部件，为了减少磨损，延长使用寿命，可采用图 2-5-82 所示结构。为了缓和高速运动的物料与弯头壁面的撞击，制作弯头时应取弯头曲率半径为管道直径或当量直径（与非圆形管道截面面积相等的圆形管道直径）的 6~12 倍。如弯管制成方形或矩形截面，则其截面面积要与相邻联接的圆管截面面积相等；矩形的高度做成与弯管相邻输料管的直径相等。图中 (a)、(b) 是局部加厚的结构，(c)、(d) 是局部加厚、又便于更换的结构。

## 10 缓冲减振，减小冲击振动载荷

### 10.1 轴承及轴承座的减振结构

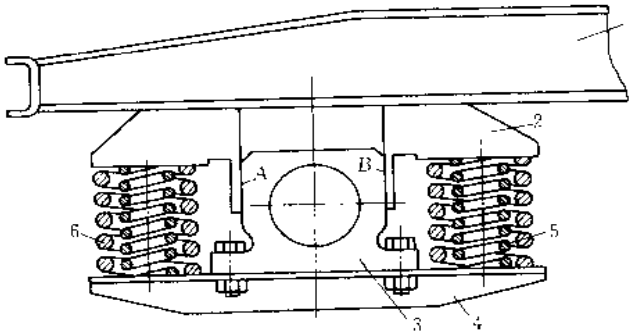


图 2-5-83 矿山车辆的车架结构

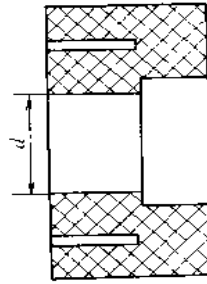


图 2-5-84 滑动轴承弹性结构

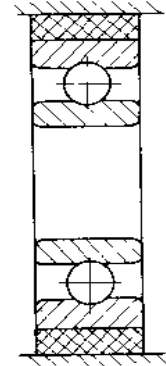


图 2-5-85 加弹性套的滚动轴承

图 2-5-83 为矿山车辆的车架弹簧缓冲结构，上横梁 2 固定于车架 1，下横梁 4 上固定了车轴的轴承座 3，轴承座 3 可相对于上横梁 2 上下滑动。上、下横梁之间有弹簧 5、6 起缓冲作用，减小轴承所受的冲击振动载荷。

图 2-5-84 是一种具有较大柔性的滑动轴承结构，由橡胶或弹性较大的材料制成，可以缓和冲击和振动。图 2-5-85 为弹性支撑的滚动轴承，外圈与机座之间有一层弹性材料。

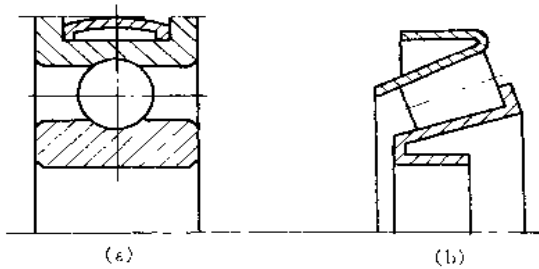


图 2-5-86 有弹性座圈的滚动轴承

图 2-5-86a 在轴承外圈上作出凹槽，装入弹性环。图 b 将圆锥滚子轴承内、外圈改为薄板压制，柔性较高。

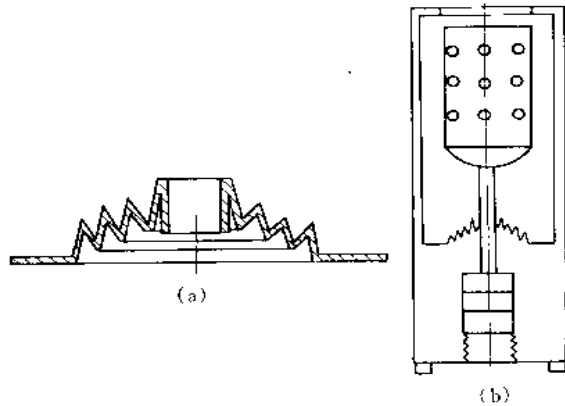


图 2-5-87 洗衣机甩干桶的弹性支承

图 2-5-87a 是由弹性材料制成的支承件，用于图 b 所示洗衣机甩干筒的轴，边缘部分刚度较大。当开始甩干时，振动冲击较大，由边缘部分吸收振动。正常运转时转速较高，振幅较小，由中间柔性部分吸收振动。

## 10.2 柔性减振回转体

图 2-5-88a 在回转元件中嵌入橡胶填料缓冲和吸收振动。在橡胶中加入铅粉，使其密度达  $3.5 \sim 4.5 \text{kg/dm}^3$ ，可以有较好的减振作用。在图 b 中，内环 1 上有向外的凸筋，外环 3 上有向内的凸筋，凸筋之间有多块（图中为 12 块）扇形弹性体 2。凸筋端部与内、外环间有间隙  $a$ 、 $b$ 。利用弹性体的弹性作用和内摩擦阻尼可以消减回转体的振动。

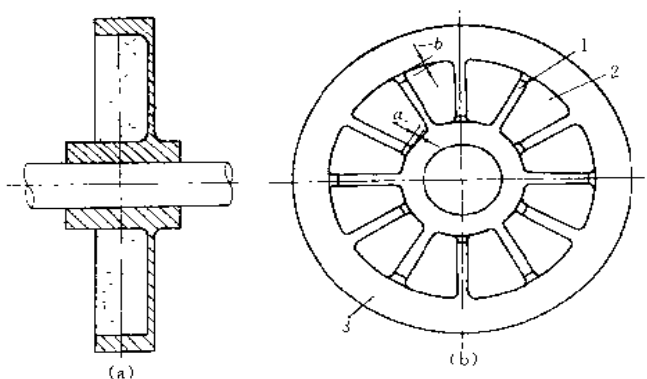


图 2-5-88 柔性减振回转体

## 10.3 柔性传动回转窑

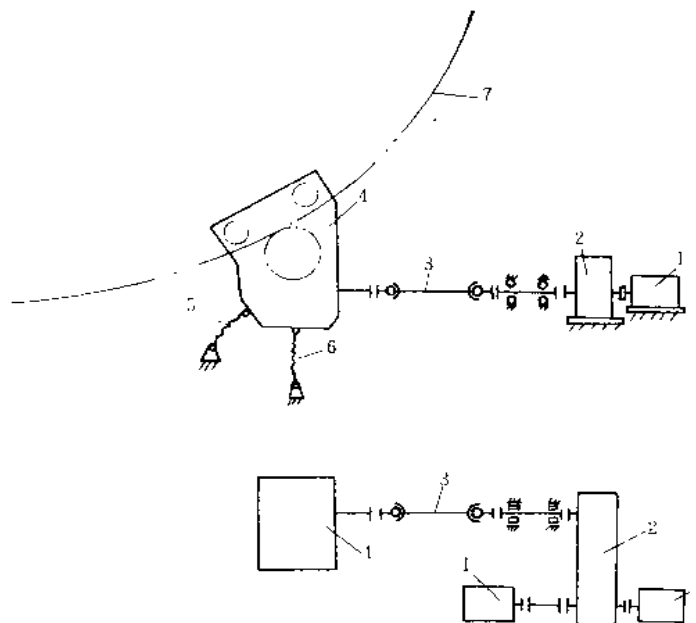


图 2-5-89 利用柔性传动解决回转窑传动冲击、偏差等问题

1—电动机；2—前置初级减速器；3—万向联轴器；4—蜗杆减速器；5—抗扭杆；6—弹簧重力平衡器；7—大齿轮

某厂锌浸出渣回转窑工作特点是：低速、重载、高温，窑体在运行中产生挠性变形，致使窑体上的大齿轮也产生位移，表现为大齿轮较大的径向和轴向跳动。为了避免大小齿轮、啮合中不致出现顶齿现象，不得不增大齿轮的中心距，这样在窑转动一周中，又会在其一角度内出现齿侧间隙过大，加大啮合的冲击动载荷。

为此采用了半悬挂式单点啮合柔性传动，如图 2-5-89 所示结构。其特点是：1) 悬挂蜗杆减速器 4 由于悬挂在大齿轮 7 上，它必将随着大齿轮的位移而位移，始终与大齿轮保持正确啮合位置；2) 当窑逆时针转动时，大齿轮的反扭矩将通过小齿轮作用在悬挂蜗杆减速器箱体上，这时抗扭杆 5 将起平衡反扭矩的作用，并利用自身的变形吸收窑起动和运行中的冲击载荷；3) 采用平面二次包络蜗杆副，传动精度高，不易磨损、

效率高；4) 采用万向联轴器保证了前置减速器与蜗杆减速器之间的正常扭矩传递；5) 弹簧重力平衡器可以减少大齿轮的负荷并改善悬挂轮的受力情况。6) 4 个悬挂轮为可调结构形式，通过调整悬挂轮的位置，可以保证窑身大小齿轮有正确的中心距与侧隙。通过 2 年运转实践证明，改造后的结构运转平稳，使用可靠，运转中电机电流的波动值降低了 50% 左右，并解决了由于窑体挠曲变形而造成大齿轮径向、轴间的过大跳动，致使大小齿轮传动中产生的冲击和偏载现象。

#### 10.4 膜片联轴器代替齿式联轴器

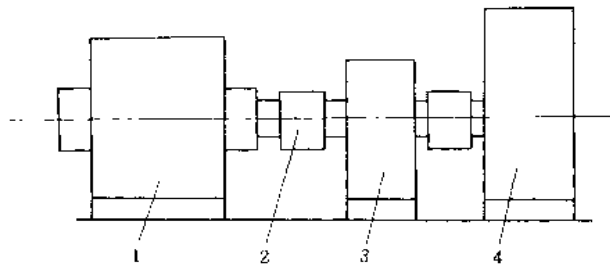


图 2-5-90 某化肥厂抽风机驱动系统示意图  
1—透平机；2—膜片联轴器（代替齿式联轴器）；  
3—减速箱；4—抽风机

某现代化大型化肥厂有一由抽风机、透平、减速箱组成的机组(见图 2-5-90)，抽风机的驱动透平与减速箱间，原采用进口齿式联轴器(脂润滑)，投产仅一年多，连续四次损坏，每套平均寿命仅 3 个多月，损坏过程是：投用接近 2 个月时，润滑脂开始变稀被甩出，随后透平和减速箱的振动开始不断上升，振动值均高达 40~60 $\mu\text{m}$ ，严重时高达 80~100 $\mu\text{m}$ ，甚至 120 $\mu\text{m}$ ，迫使机组停车更换联轴器。该厂生产流程为单系列，该机组又位于整个生产流程的前端，故引起全装置停车，造成超百万元的损失。失效形式是内、外齿轮之齿均被磨去约 2/3 厚，润滑脂的脂渣与齿轮磨下的铁粉混合，呈

红褐色粉末状，是较典型的因润滑不良而形成的严重的磨损损坏。采用润滑形式不当是造成失效的主要原因(齿式联轴器工作时速度较高，齿轮在高速度运转后，所产生的热量引起润滑脂中的稠化剂受热分解，基油析出，丧失润滑，因此原设计采用脂润滑不当，造成磨损失效)。后改用 614 所膜片联轴器(ZLG-28D 型)累计运转近 1 万小时，运转情况良好，从未发生任何事故。与齿式联轴器比较，有以下明显优点。

- 1) 可靠性好，寿命长。齿式寿命仅为三个月左右，而膜片式运行一年零两个月后，仍完好如初，寿命至少提高 4 倍以上，对连续生产系统来说，至关重要。
- 2) 吸振、补偿能力强。机组振动值齿式时，40~60 $\mu\text{m}$ ，甚至高达 100 $\mu\text{m}$  以上，曾使减速器烧瓦；膜片时，长期稳定在 10~20 $\mu\text{m}$  以内，运行稳定、安全，轴瓦完好。
- 3) 不要润滑，结构简单，配置简单方便，维护少，成本低。

#### 10.5 利用氮气垫缓冲的碎石器

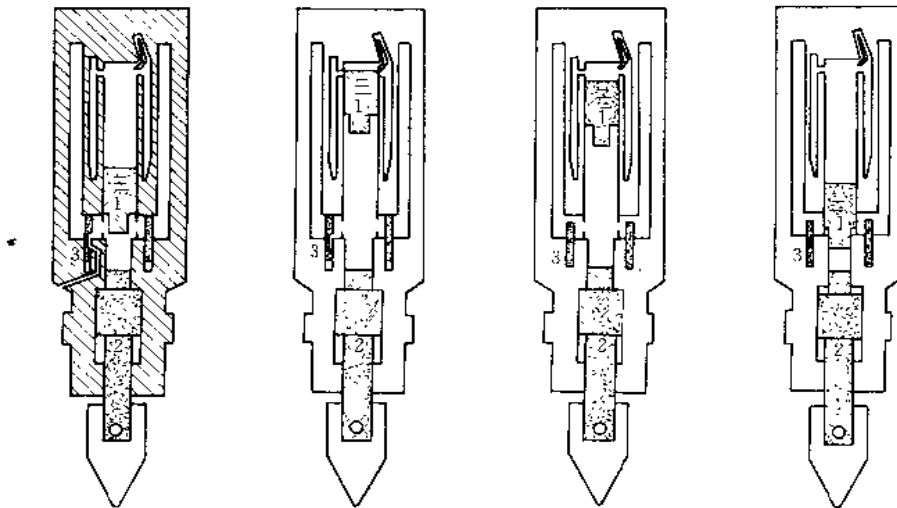


图 2-5-91 利用氮气垫的碎石器  
1—活塞；2—锤尾；3—阀

利用液压传动将氮气压缩，然后突然释放，利用氮气迅速膨胀，高速冲击活塞1，经压缩油冲击锤尾2进行碎石（见图2-5-91），有氮气垫缓冲，完全改变了过去钢碰钢的碎石办法，从而提高了活塞、锤头和整机的使用寿命，并且使冲击能大大提高，获得碎石的高效率。

## 10.6 潜孔冲击器的减振装置

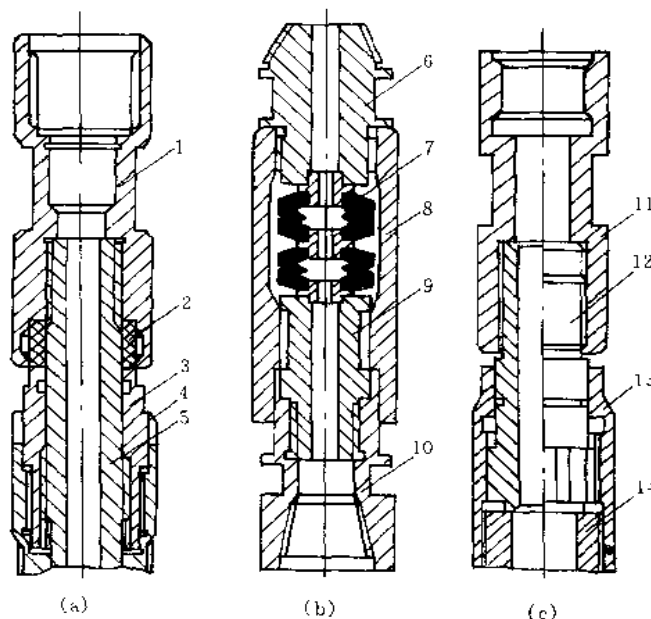


图 2-5-92 潜孔冲击器的减振装置

(a) A.S.S型冲击器的减振装置；(b) Mach型冲击器的减振装置；(c) LH型冲击器的减振装置

气动冲击设备工作时，常伴有设备的振动，这是十分有害的。振动使机械设备的工作效率降低，使机器零件早期破损报废，有时还产生有害操作者身心健康的机械噪声。

为了提高气动冲击设备的使用寿命，可在冲击器的后接头和冲击器之间加上减振装置，也有将减振装置加在钻杆和回转装置中间的。图2-5-92所示是有代表性的几种减振装置。

图2-5-92a所示为法国A.S.S.系列冲击器的减振装置。因活塞冲击而产生的震动，由导钎套、外缸传递到减振套4，再由减振套4传递给与其以螺纹联接的减振帽3上，由于减振帽3和减振活塞5之间为花键滑动接触，与后接头1之间又有减振胶圈2，借助减振胶圈的弹性变形，使振动减弱，不使其依次传递到后接头，乃至钻杆。

图2-5-92b为英国哈利法克斯工具公司生产的Mach型潜孔冲击器采用的减振装置。当冲击器工作时，由冲击器外缸传来的振动首先波及过渡接头10以及与其以螺纹相联接的滑动接头9。又通过滑动接头将振动传递给相串联的两个减振胶圈7上，使振动缓冲减弱。由于套管8与滑动接头9可沿花键滑动，使振动不致传递到后接头6和钻杆上。

图2-5-92c为奥地利LH系列潜孔冲击器采用的减振装置。在潜孔冲击器作业时，由活塞冲击造成的振动，从冲击器外缸14传给螺旋帽13，而螺旋帽13与中心滑动套12靠花键滑动联接。滑动套下端与冲击器外缸不直接接触，有一小的间隙，因此振动在这里得到缓冲，减小后才传到连接套筒11和钻杆上去。这种结构的减振效果不如前两种。

## 10.7 气囊式减振离合器

图2-5-93为减振离合器，可用于传动或制动，它有离合部分与减振部分。减振部分的弹性体远离离合部分闸瓦的摩擦生热区，有利于保护弹性体，延长整个离合器的使用寿命（根据美国专利5086899）。

离合部分由气囊18、闸瓦14及图中未示出的筒形鼓组成。当环形气囊充气膨胀时，对闸瓦施加向心压

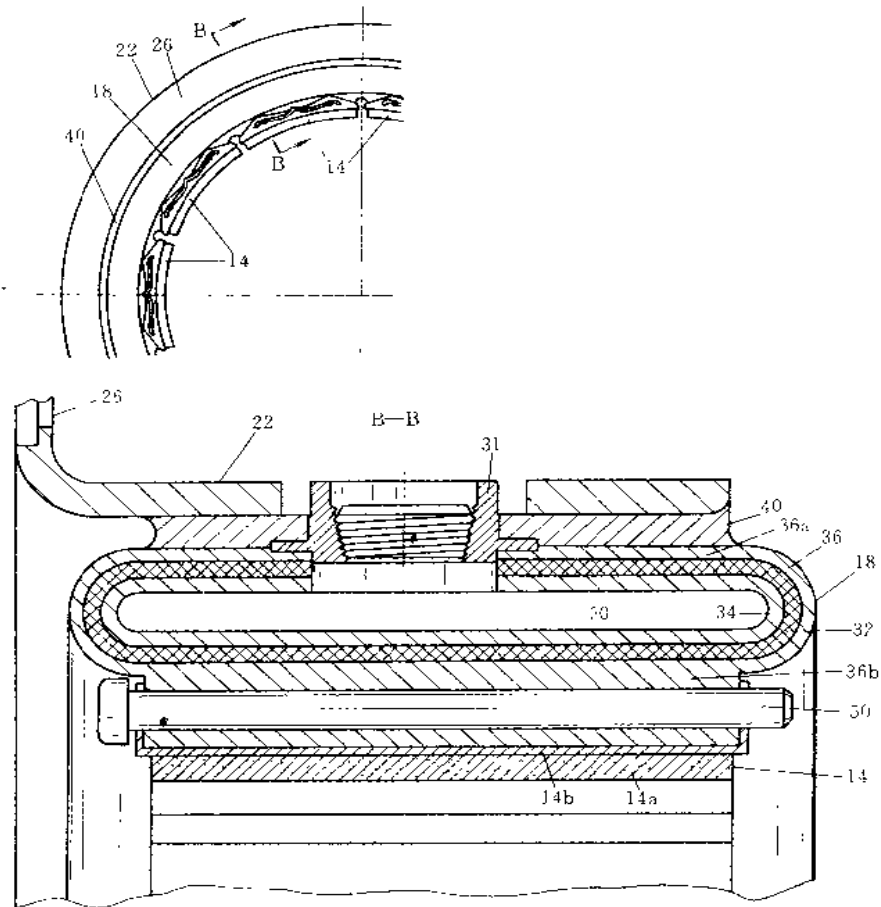


图 2-5-93 减振离合器

力，使它与筒形鼓的外圆柱面强力接触，实现摩擦传力连接。

扭转减振部分为弹性材料层 40，它的内外两表面分别与气囊 18 及环形结构件 22 连接。减振部分在环 22 与筒形鼓之间起隔振作用。

气囊 18 有加强层 32，增加其转矩载荷承受能力。加强层的材料是多层线网或带，层内及层间含天然聚异戊二烯或天然橡胶。衬层 34 的功能是防漏气，覆盖层 36 的功能是保护加强层并防漏。它们的材料是氯丁橡胶或特性相近的其他材料。减振部分 40 的材料是天然橡胶或天然聚异戊二烯。覆盖层 36 的硬度高于减振层 40。例如，覆盖层为肖氏硬度 60，减振层为肖氏硬度 35。它们的硬度也可以做成相同的。它们的材料也可以相同，例如，都采用人造聚异戊二烯、氯丁橡胶或乙烯、丙烯。还可以采用相同材料不同物理特性的设计。减振层 40 的厚度一般是覆盖层 36 的一倍以上，例如，减振层厚 1 英寸，覆盖层厚 0.5 或 0.25 英寸。

本设计建议采用美国专利 5057178 提出的在模具内使弹性材料成形的专用工艺方法。

## 11 利用超声振动提高磨具寿命

难加工材料磨削时，砂轮因磨损或堵塞而失去锋利性，使工件表面温度上升，表面质量变坏，甚至磨削无法正常进行，将超声波引入磨削过程可大大改善砂轮的磨削性能，提高砂轮的使用寿命。

图 2 5 94 是超声振动磨头示意图。发生器电能由电刷 1 送至换能器 2，换能器产生的纵向振动经波导杆 3 推动变幅杆 4，在变幅杆输出端安装砂轮 5。本装置所引入的超声振动是在轴向（垂直于砂轮切削速度方向）上的。

磨头引入超声振动后，磨削液对磨具的渗透性变得非常好，且超声振动使得磨屑与磨料间的摩擦系数激减。这样，磨削过程中镶嵌在磨具内部孔隙中的磨屑很容易从高速旋转的磨具内脱落下来被磨削液带走，加

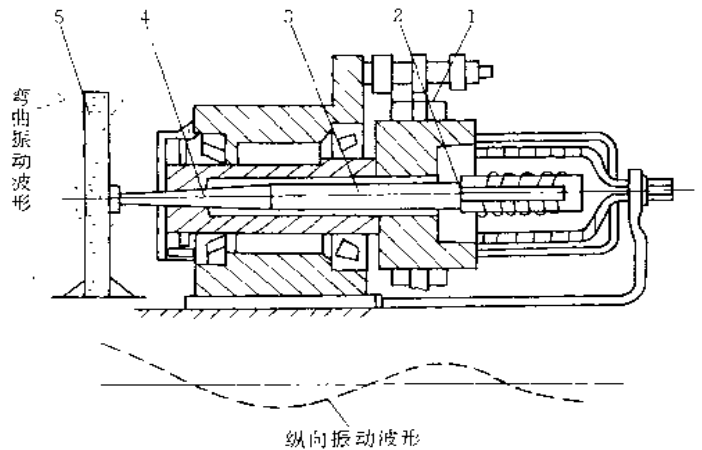


图 2-5-94 利用超声振动磨头改善磨削性能

1—电刷；2—换能器；3—波导杆；4—变幅杆；5—砂轮

工中磨具几乎不产生堵塞，可长期保持锋利状态，延长其使用寿命。另外，超声振动磨削使磨粒像很多微刃刀具，由普通磨削时的静态切削变为动态切削，强化了磨粒的切削过程，提高了磨削效率，同时降低了加工区工件表面的温度，改善了表面质量。实践证明，采用此工艺磨削耐热合金、淬硬钢等材料时，砂轮寿命比普通磨削可提高 1~2.5 倍，生产率可提高 1 倍以上，表面质量的各项指标也有较大改善。

## 12 利用形状记忆合金防止防振橡胶耐久限下降

做为引擎防振支持用的橡胶，是使用在耐热性良好的天然橡胶里加入苯乙烯、丁二烯的橡胶。但这种橡胶在变形大的场所，耐久性降低是个缺点。

图 2-5-95 所示结构是通过在橡胶的周围缠绕由形状记忆合金做成的弹簧，把变形抑制在一定的范围内，从而提高耐久性。构成防振支承装置的防振橡胶，就是用加入苯乙烯、丁二烯的天然橡胶制成的。防振橡胶做成鼓形，上下由安装板固定。防振橡胶的周围被鼓形形状记忆合金制作的弹簧缠绕着。

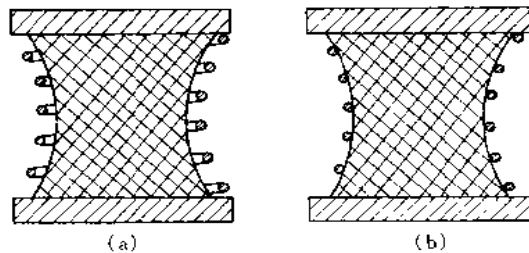


图 2-5-95 引擎防振支承装置

(a) 常温时；(b) 高温时

当环境温度超过预定值时，该形状记忆合金制的弹簧半径变小，使防振橡胶收紧起到抑制（变形）器的作用，因此可防止防振橡胶变形的增大，从而阻止其耐久性下降。

## 13 利用形状记忆合金抑制太阳能热水器水温过高

太阳能热水器要在一年之内都能使用，但是四季温度不同是正常现象，特别是夏季水箱内的温度过高会出现热水器本身材料老化过早等问题。图 2-5-96 所示结构可使浮球液位控制器的浮子随温度变化而达到抑制水温过高的目的。

支持浮子的可动轴用形状记忆合金制作，当水温处于所定温度以下的正常使用状态时，可动轴的中心线位于  $O$  的位置，浮子位于水面  $A$  的位置，保持停水状态。

当水温超过所定温度时，可动轴从  $X$  点弯曲，浮子中心线由  $O$  到  $O'$  的位置。这时，从出水口（向水箱）注水，水面将由  $A$  点上升到  $B$  点的位置，使水温下降到所定温度，抑制了水温过高。

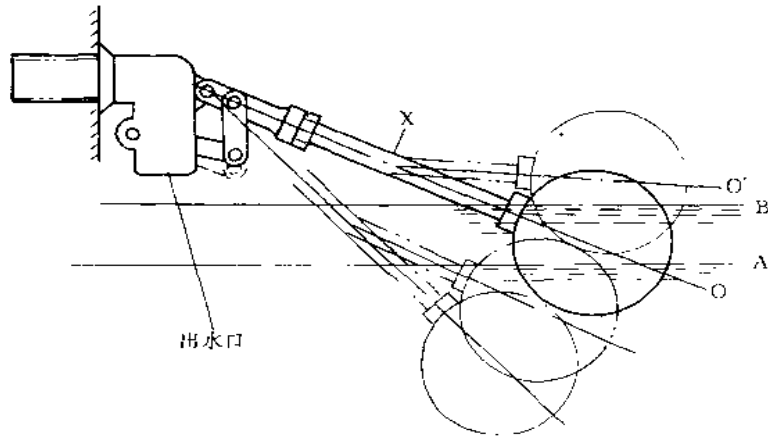


图 2-5-96 太阳能热水器液位控制器

## 14 改换轴承型式，提高可靠性

### 14.1 用 CARB 新型轴承代替传统轴承

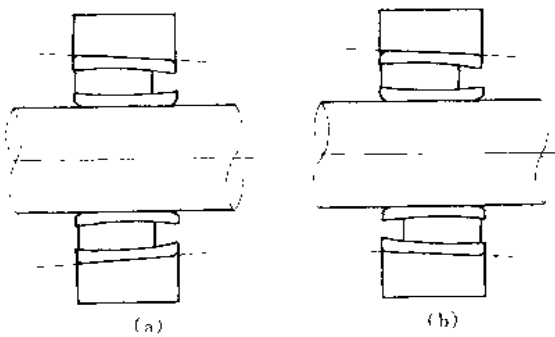


图 2-5-97 CARB 轴承适用轴承箱内孔和外圈变形 (a) 和不同心 (b) 的示意图

CARB 轴承是一种综合了短圆柱滚子轴承、球面滚子轴承和滚针轴承的优点，克服了它们的缺点的一种新型轴承，它可以调节变形、不同心（图 2-5-97）和轴向位移（图 2-5-98），因此其承载能力比传统轴承高。CARB 轴承用于轧机定位端，在轧制材料进入辊隙时，轴承受到极大撞击时，可以明显降低振动幅度，提高使用寿命。

在参赛的摩托车中，几乎所有时间发动机都在全力地工作，曲柄轴和曲柄箱会产生变形，曲柄轴的轴承会出现不同心。改用 CARB 轴承（如图 2-5-99b）可以调节其变形和不同心，从而提高轴承寿命。

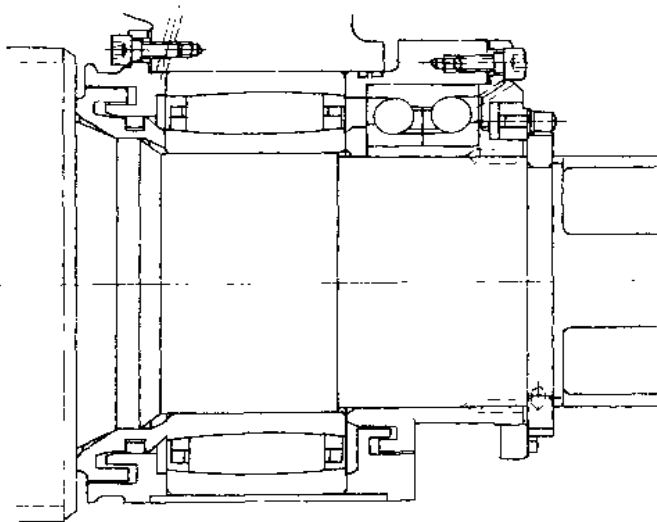


图 2-5-98 CARB 轴承用在轧机定位端



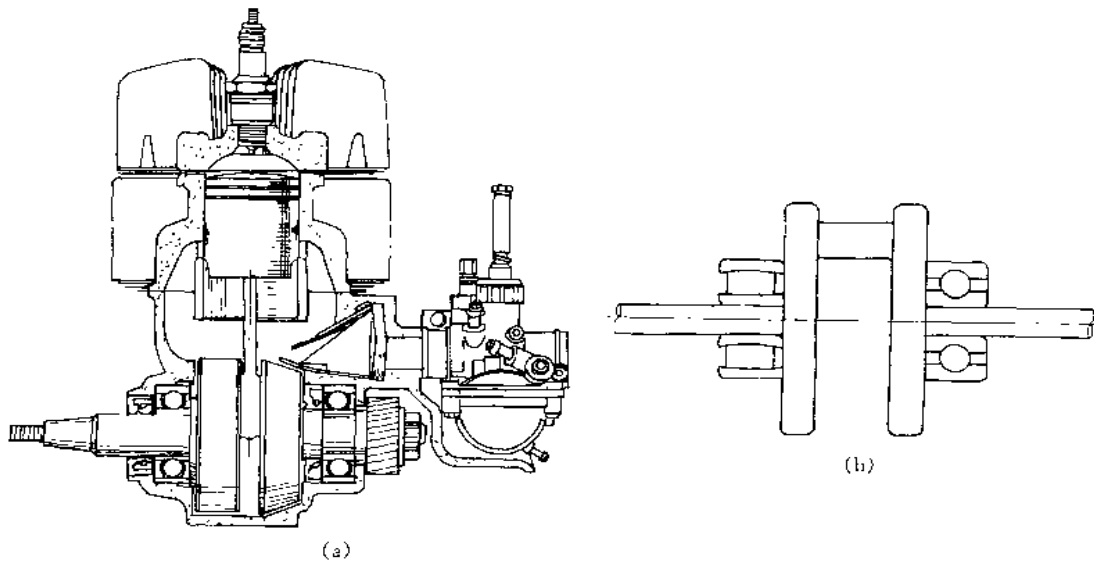


图 2-5-99 摩托车曲柄轴一般轴承配置 (a) 和新型赛车配置 (b)

## 14.2 轻型汽车变速器用圆柱、圆锥滚子轴承代替向心球轴承

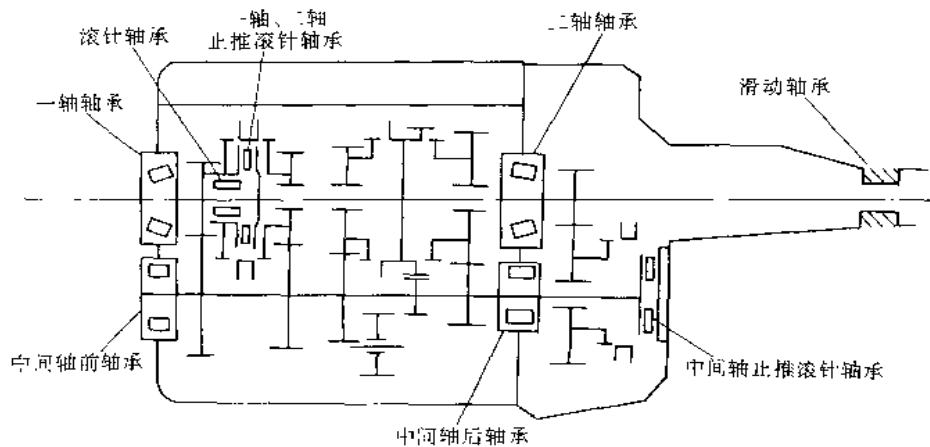


图 2-5-100 Borg Warner GCN 变速器示意图

国内轻型汽车变速器多选用向心球轴承，虽然这种轴承的效率较高，轴向安装定位简便，但其工作噪声较大，使用寿命短，往往成为变速器总成的薄弱环节。

近年来，为了提高轻型汽车变速器寿命，选用圆柱、圆锥滚子轴承的逐渐增多。这种轴承的额定动负荷一般是球轴承的两倍以上，且工作噪声小，其缺点是轴向定位以及游隙的调整比较复杂，要求对变速器的总体结构设计作相应的改动。图 2-5-100 为采用这两种轴承的 Borg Warner GCN 变速器示意图。

## 15 增强防腐性能的结构

### 15.1 减少缝隙腐蚀的结构

两块金属表面之间或金属与非金属表面之间的缝隙都可以产生浓差电池，成为腐蚀条件。在同样溶液中，这部分的腐蚀速度可能是全面正常腐蚀速度的几十至几百倍。

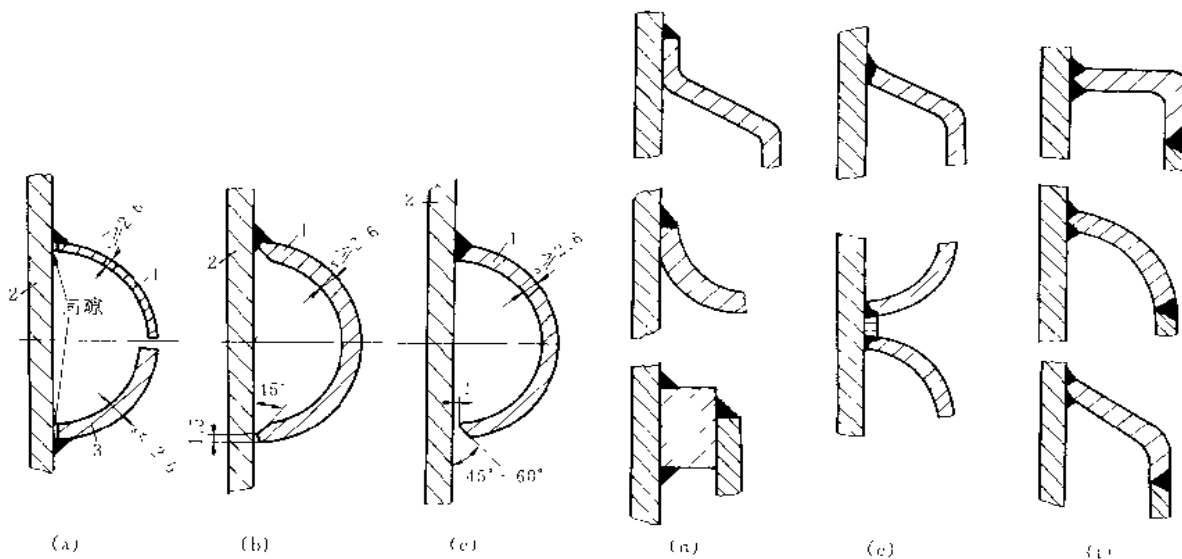


图 2-5-101 焊接结构  
(b)、(c)、(f) 好；(e) 较好；(a)、(d) 差

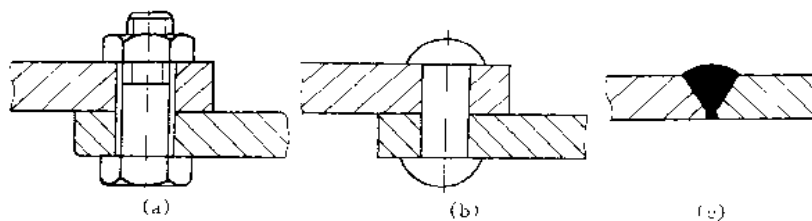


图 2-5-102 采用焊接代替螺栓或铆接以避免缝隙腐蚀

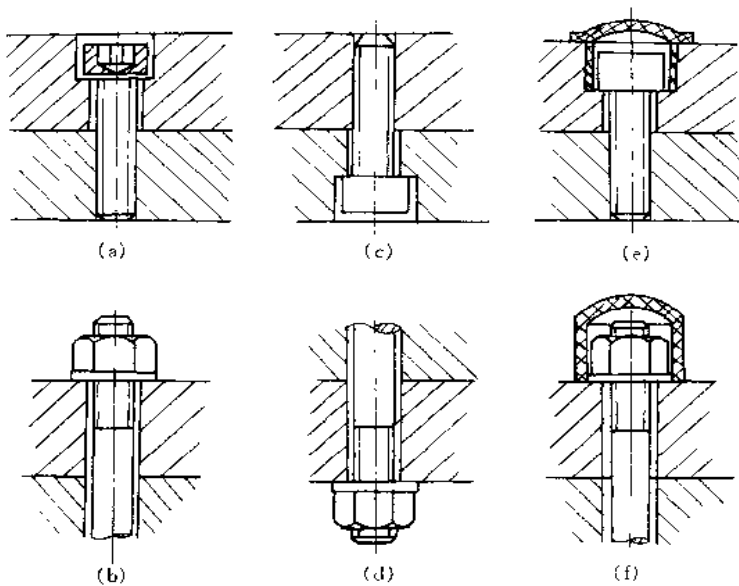


图 2-5-103 螺钉联接的抗腐蚀结构  
(a)、(b) 不正确；(c)、(d)、(e)、(f) 正确

如图 2-5-101a 在零件 1、3 与 2 之间采用焊接，留有小间隙，工作时可能发生剧烈的缝隙腐蚀。图 b 加大了两零件间的间隙，图 c 用焊缝将两零件紧密联接不留缝隙，都可以避免缝隙腐蚀。图 b 和 c 下部为焊前坡口加工情况。这两种情况钢板厚度都不应小于 2.6mm。图 d 中的焊接结构有大面积狭缝，会引起缝隙腐蚀，应使相邻两壁之间有足够大的空间，改进结构见图 e 及 f。

图 2-5-102a 的螺栓联接和图 b 的铆钉连接都可能产生缝隙腐蚀。图 c 的焊接结构可减轻缝隙腐蚀，但必须保证焊缝表面光滑并且没有缺陷。

图 2-5-103a 内六角螺钉头及图 b 六角头螺母与被联接件之间的间隙很小，可能积存腐蚀性介质并形成缝隙腐蚀。图 c 及 d 采用钉头在下的结构，图 e 及 f 加塑料保护盖，都可以减少腐蚀。

## 15.2 防电偶腐蚀的结构

有电势差的两种金属相接触并有电解质存在时，形成局部电解而使金属腐蚀，称为接触腐蚀或电偶腐蚀。两种金属在电解液中呈电解状态时，惰性较高的金属（阴极）被腐蚀的程度，比它单独受到作用时小，惰性较差的金属（阳极）的腐蚀程度比单独受到作用时大得多。常见的金属或合金时电偶序列（在海水中）见表 2-5-4。

表 2-5-4 海水中金属的电偶序列

腐蚀端 (阳极或 惰性最小)	镁	镁合金	锌	镀锌的钢	铝合金	低碳钢	可锻铸铁	铸铁	高镍铸铁	不锈钢(活性)	铅	锡	铜合金	因可镍合金	不锈钢(钝性)	银	钛	石墨	金	铂	保护端 (阴极， 惰性最大)
----------------------	---	-----	---	------	-----	-----	------	----	------	---------	---	---	-----	-------	---------	---	---	----	---	---	----------------------

注：因可镍合金 (Inconel) 为 Ni、Cr、Fe 耐热蚀合金。

不同金属和合金应当避免直接接触，特别是在电偶序中电极电位相差较大的金属材料之间应绝对避免直接接触。

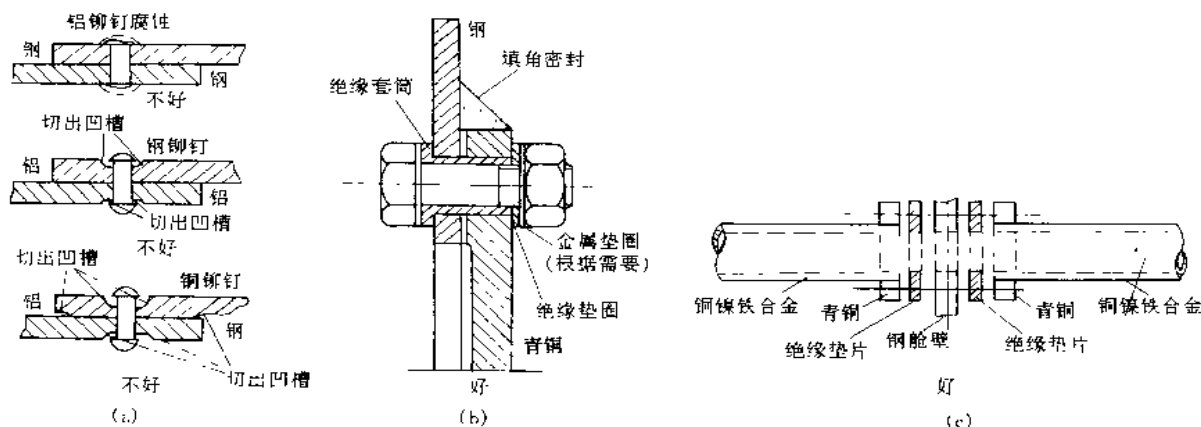


图 2-5-104 不同金属间采用隔离绝缘垫的设计

(a) 未绝缘；(b)、(c) 采用了绝缘垫

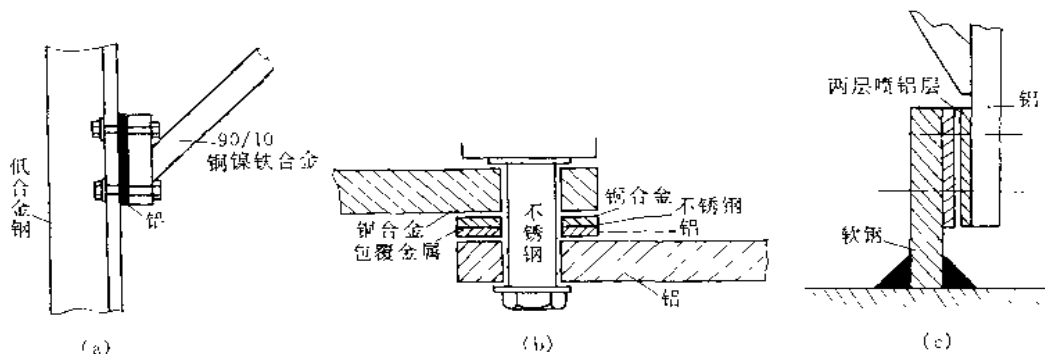


图 2-5-105 插入金属以降低两种金属间电位差的设计

(a) 隔离金属块；(b) 复合金属的叠层结构；(c) 两种金属连接处的金属喷涂层（固着的或可拆的）

为了防止电偶腐蚀，最普通的方法是在两金属之间隔入一个有机材料的绝缘物。图 2-5-104a 是两种不同金属直接在介质中相接触，没有绝缘，所以负电位金属腐蚀严重，而在图 2-5-104b、c 中的设计则有效地隔离了不同金属间的接触面。

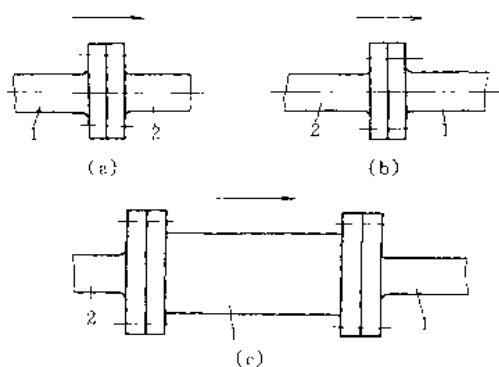


图 2-5-106 不同材料管道联接设计

1—钢；2—铜合金

管，腐蚀后便于更换。

### 15.3 改进结构，减少腐蚀

图 2-5-107a 的结构容易造成腐蚀物质淤积在死角，腐蚀结构。图 b 则消灭了死角，提高了防腐性能。

不同材料的螺栓联接结构，防止接触腐蚀最常见的方法是将两不同种类的金属用塑料垫片或塑料套筒、绝缘膏等绝缘开，如图 2-5-112b 所示，采用绝缘垫片时应注意避免图 a 所示的情形，即绝缘垫片不能过大，以免周边翘起引起间隙腐蚀。

也可以在两种异种金属材料偶接处加入第三种金属，这样会使两种金属间电位差降低，如图 2-5-105 所示。

管道中液体的流动方向，应该是由惰性较大材料制成的管道向惰性较小的材料制造的管道方向流动。如图 2-5-106a 至 c 由钢和铜合金材料制造的两段管道由凸缘联接，接管道内液体流动方向，应采用图 b 由铜合金到钢的方向，而不宜采用图 a 由钢到铜合金的方向。图 c 是为了延长管道寿命，在铜管与钢管之间加入一段直径较大的钢管制造的中间联接

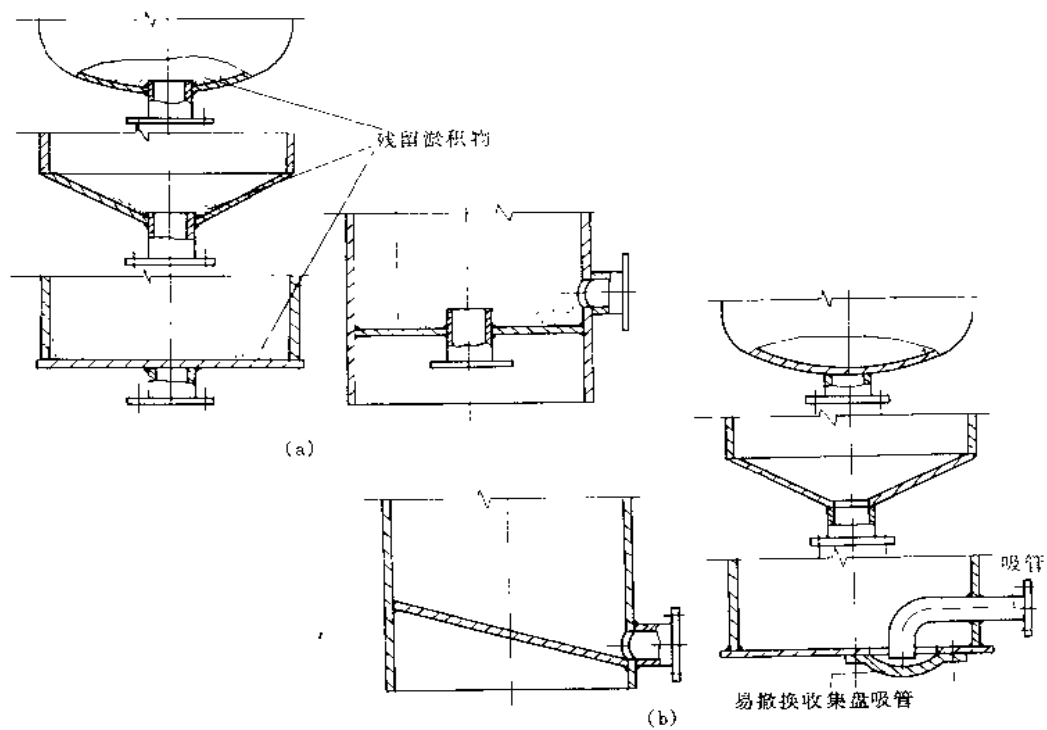


图 2-5-107 结构死角的改进  
(a) 易腐蚀结构；(b) 改进结构

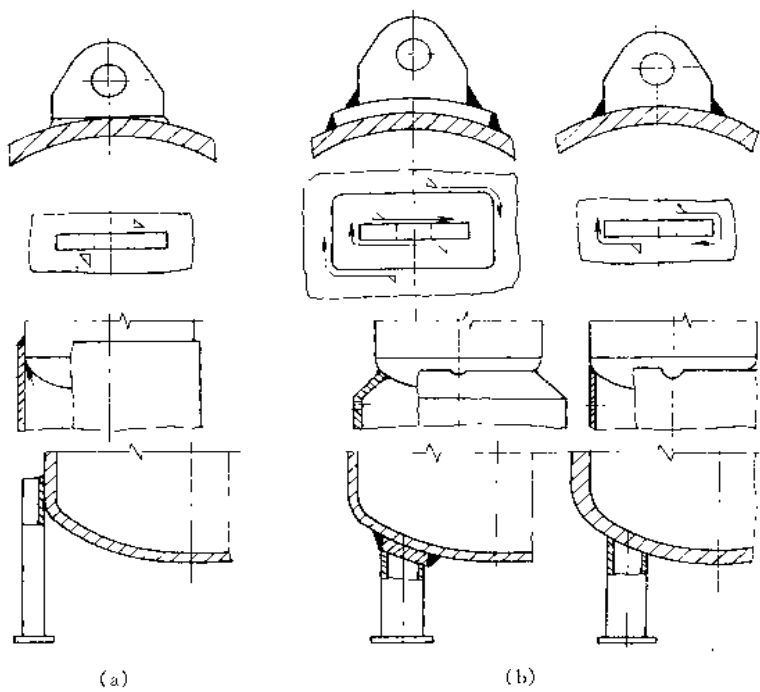


图 2-5-108 引起间隙腐蚀结构的改进  
(a) 易腐蚀结构；(b) 改进结构

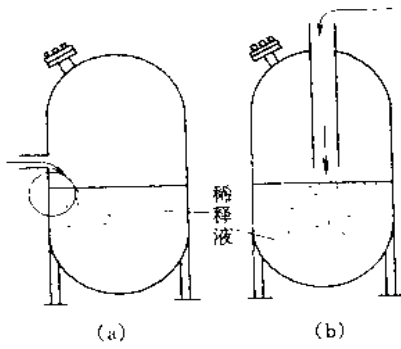


图 2-5-109 酸性物质入口的设置  
(a) 易腐蚀结构; (b) 改进结构

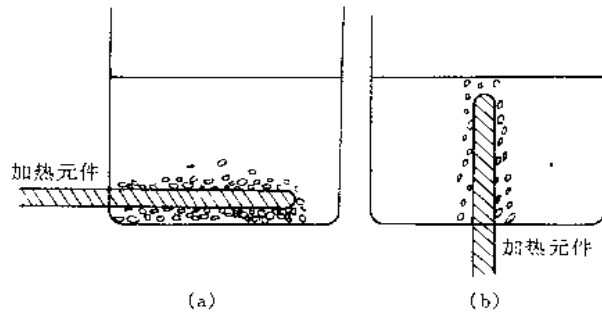


图 2-5-110 加热器安装 (防止过热)  
(a) 易腐蚀结构; (b) 改进结构

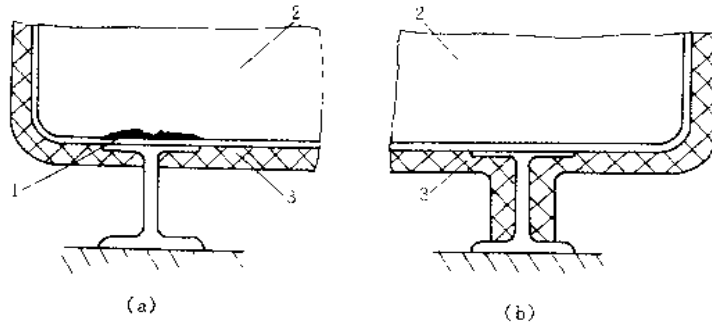


图 2-5-111 防止局部过冷  
(a) 易腐蚀结构; (b) 改进结构  
1—冷凝物; 2—热蒸汽; 3 保温层

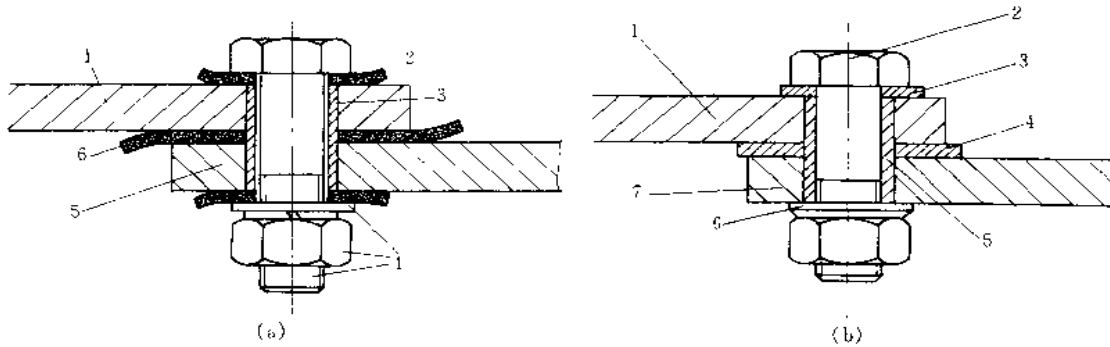


图 2-5-112 不同材料的螺栓联结结构  
(a) 易腐蚀结构; (b) 合理结构  
1—铝; 2 塑料垫片; 3 绝缘层; 4—铝或钢; 5—钢; 6—绝缘层  
1—铝; 2—钢; 3—塑料垫片; 4—绝缘层; 5—塑料套筒; 6—钢垫片; 7—钢

### 15.4 发动机缸套防穴蚀结构

在湿式气缸的冷却壁上, 由于受到机械振动、电化作用、化学作用、应力作用等影响, 会产生多种腐蚀。其中一种呈团状分布的小孔群称为“空穴腐蚀”, 简称“穴蚀”。气缸套活塞承压面的一侧容易出现穴蚀。

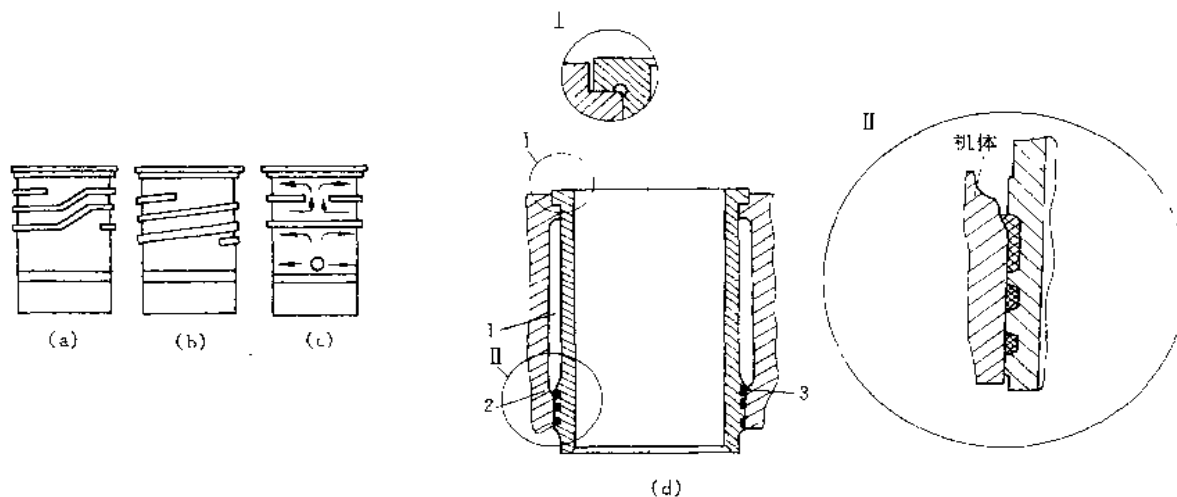


图 2-5-113 具有导流筋的气缸套

1—水套；2—机体；3—防穴蚀密封环

改善气缸冷却水循环系统和水套的结构，抑制真空泡的产生，可以减少穴蚀现象。将图 a、b 气缸套外面铸出的螺旋式引流筋，优于图 c 分流式设计可使穴蚀现象大大降低，图 d 缸套定位环与机体的配合面间有间隙，往往空穴生成较多、穴蚀较严重。为此，可采用三道密封橡胶圈。使最上面半个橡胶圈与水套中冷却水接触，减少缝隙穴蚀。

## 15.5 两级节流的流量控制阀

本阀有两级可调节流结构，可以分担节流压降；主流道倾斜布置，使液流平稳顺畅。这两点有利于减少空泡腐蚀。关键件用硬质合金制造，也有利于延长使用寿命（根据美国专利 5365978）。

进口 30 与出口 32 在阀体 12A 上同轴线布置，阀杆 72 倾斜 45° 布置，尽量减少液体流线的急剧弯折。

阀杆 72 下部中空，有横孔 68。阀腔中部有套 22A，用销 174 限制其转动，以其横孔 90 与阀杆横孔 68 构成第一个节流环节。阀杆 72 下方有转套 18 随阀杆转动，有定盘 16 不能转动。它们的纵向孔 44 及 54 构成第二个节流环节。阀杆的转动同时控制两个节流环节的开口度。

盘 16、18 及其下方的衬套 144 均形状简单，便于用硬质合金制造。

阀腔内的全部零件，连同阀杆 72 及盖 24A，均可视同一个组件，整体地装入或拨出。其中，底套 14A 上端有向内的凸缘 200，阀杆 72 下端有向外的凸缘 166，它们互相“钩住”，便于在拉出阀杆及有关零件时将底套 14A 连同盘 16 及 18 一齐拉出阀腔。两凸缘的形状见图 b 及 c，它们互相错开时可以装拆，转动 90° 后互相“钩住”。阀腔孔的尺寸均留适当间隙，方便装配，但腔孔底部有一小段 218 间隙较小。装配时，在底套 14A 接触该段孔壁之前，先使销 154 对齐有关的孔，然后推入间隙较小的部位，使有关零件获得较好的定位。

防止转动的销有 154、214 及 174，传递转矩的销有 198。销 178 用于装配盖 178 时的辅助定位。

密封件有 113、228、230、232、238、240，均可用 O 形圈。在阀杆 72 与盖 24A 之间的运动接触面上，从内向外的主要密封件为 238，辅助密封件为 240。在该两密封件之间，可用油嘴 172 经孔 170 注入润滑脂。当主密封件 238 有微量渗漏时，在密封件 240 附近有小孔 242 卸荷。

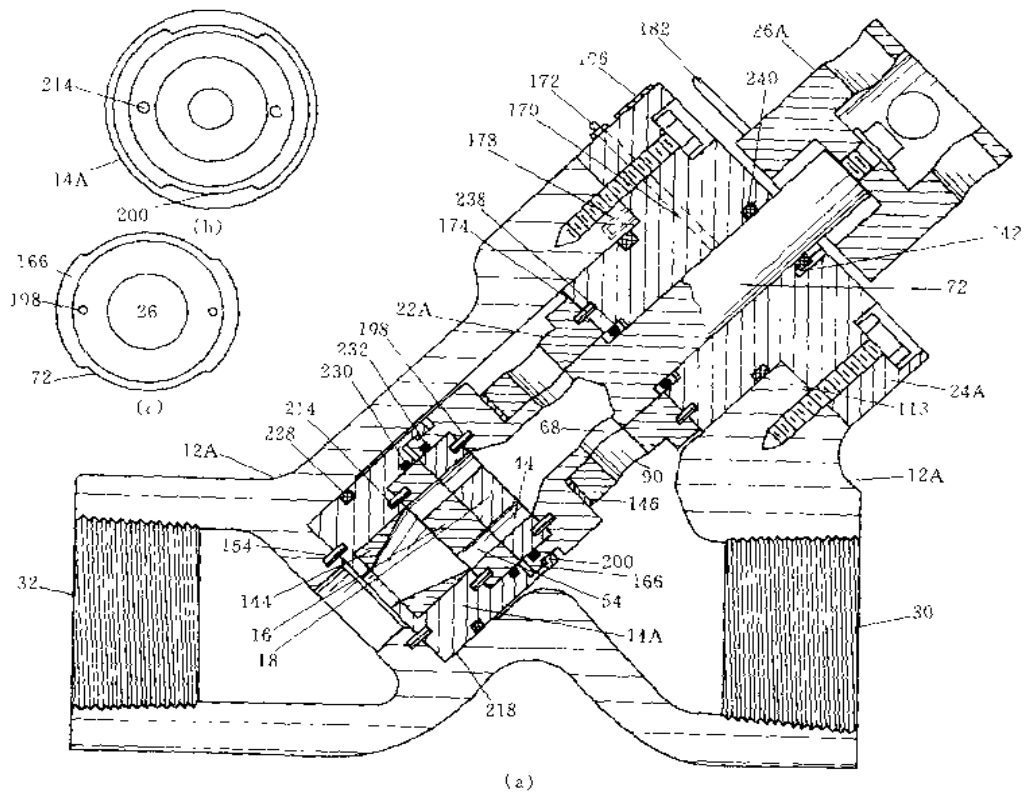


图 2-5-114 两级节流的流量阀

(a) 结构图；(b) 底套 14A 的上端面俯视图；(c) 阀杆 72 的下端面仰视图

手柄 26A 上有指针 182，盖 24A 上有刻度 106，它们的位置便于观察。

## 15.6 减小腐蚀面积的结构

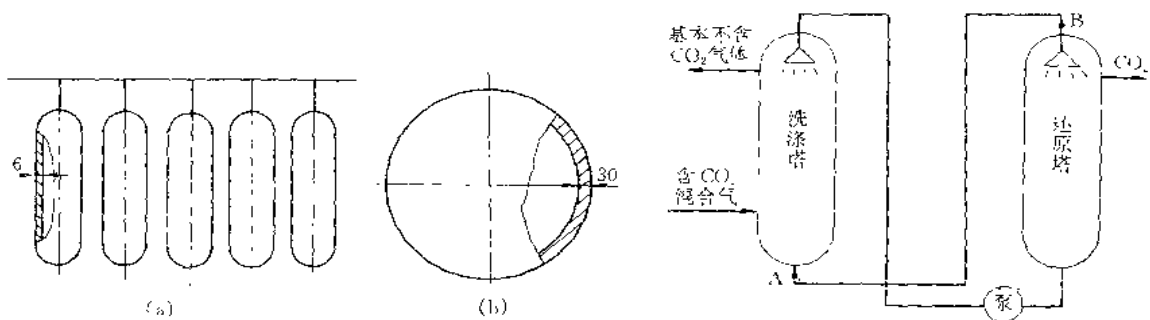


图 2-5-115 高压储气罐

图 2-5-116 还原塔的减压安排

图 2-5-115 为高压储气罐，气体压力 20MPa。图 a 有 30 个瓶状容器，每个容量  $0.05\text{m}^3$ ，容器壁厚 6mm。图 b 为一球状容器，容量为  $1.5\text{m}^3$ ，壁厚 30mm。方案 b 的受腐蚀面积（容器内壁）仅为方案 a 的六分之一，对同样腐蚀深度总腐蚀量较小。如预料 10 年后，容器的腐蚀深度为 2mm，对方案 a 影响很大，必须在设计



时将容量壁厚由 6mm 增到 8mm。对方案 b 而言, 由 30 增到 32mm, 重量增加较小。

图 2-5-116, 在左面的洗涤塔中, 用碱性溶液从高压气体中吸收  $\text{CO}_2$ , 经管道进入还原塔, 减压放出  $\text{CO}_2$ 。由洗涤塔流入还原塔时, 碱性溶液有两种减压方案。方案一在洗涤塔出口 A 处减压, 此时管内压力低, A、B 段管道管壁可以较薄, 但要用耐腐蚀合金钢制造。方案二在还原塔入口 B 处减压, 含有  $\text{CO}_2$  的碱性溶液腐蚀性弱, AB 之间的管道虽要求较厚, 但可用普通钢管。综合比较结果, 方案二优于方案一。

## 16 增加活动件的受力工作面

增加相对运动受力部位的受力面积 (包括多路传力), 减小受力强度, 可以提高机械的承载能力或有相对运动受力面的耐磨性和寿命。

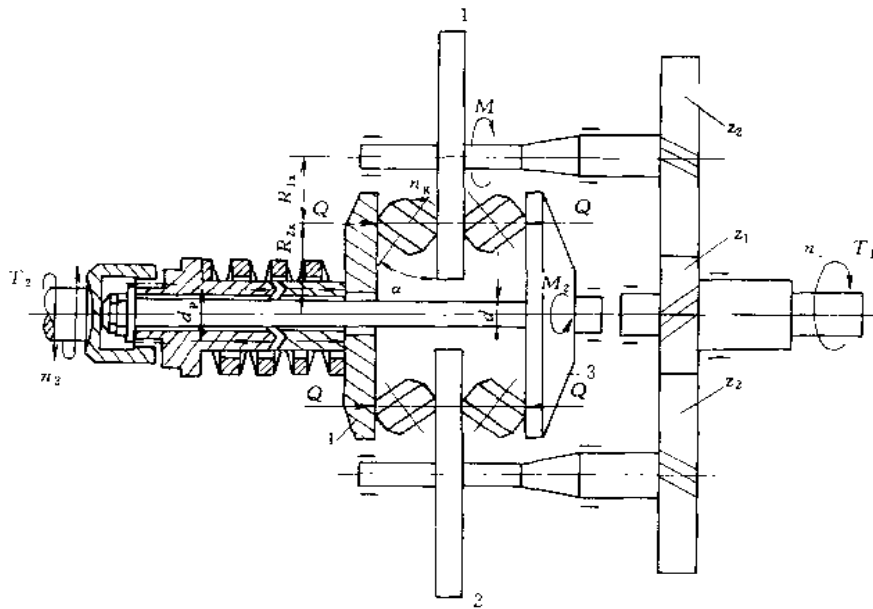


图 2-5-117 滚锥平盘式无级变速器

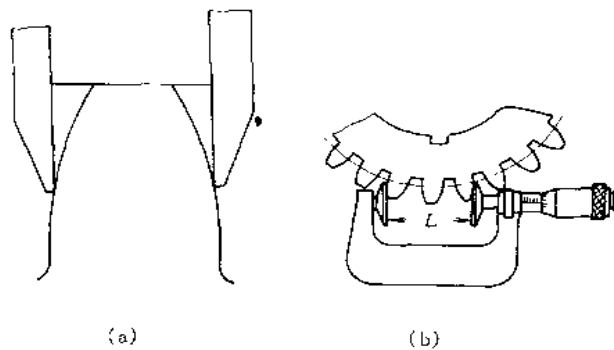


图 2-5-118 实际接触面积不同的两种卡尺

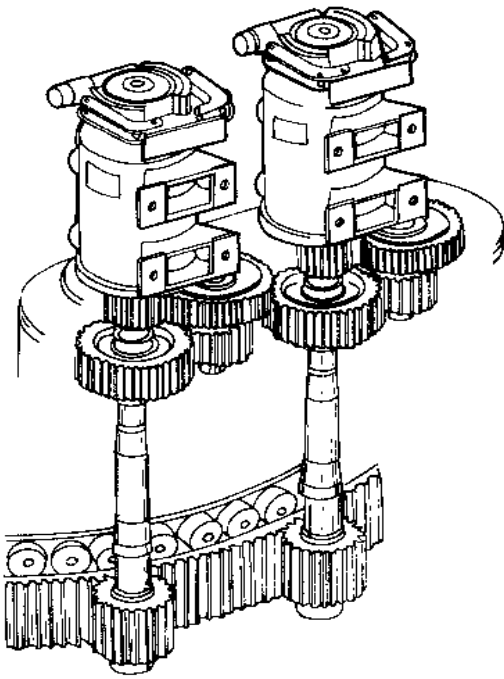


图 2-5-117 为滚锥平盘式无级变速器。转矩  $T_1$  由右轴输入到齿轮  $z_1$ ，经内轮  $z_2$  传给摩擦盘 1、2，再通过 4 个倾斜滚子将转矩传给摩擦盘 3、4。然后将 3、4 两摩擦盘的转矩合成为输出转矩  $T_2$ 。在这一结构中多处运用增加传力点的方法，提高承载能力，延长寿命。另外，多处使力互相平衡抵消，以减小轴和轴承受力。

图 2-5-118a 是测量齿轮分度圆弦齿厚的齿厚游标卡尺。其测量脚以尖棱与齿面接触，实际接触面积很小，磨损很高，使测量精度迅速降低。图 b 为公法线千分尺，测量以平面与齿面作相切的接触，虽然理论上仍为线接触，实际接触面积却大得多，使用寿命长。因此，在齿轮的轮齿厚度测量工作中，优先选用公法线千分尺。

图 2-5-119 是一种利用增多机组数量的办法来增加驱动力的回转机构，这不仅可以减小回转小齿轮与大齿圈之间的接触应力，使传动平稳，还可以减少回转机构的转动惯量，改善机组的运转特性，从而延长机组工作寿命。

图 2-5-119 大型挖掘机多机组驱动的回转机构

## 17 采用新工艺延长寿命的结构

### 17.1 连杆大头结合面断开新工艺

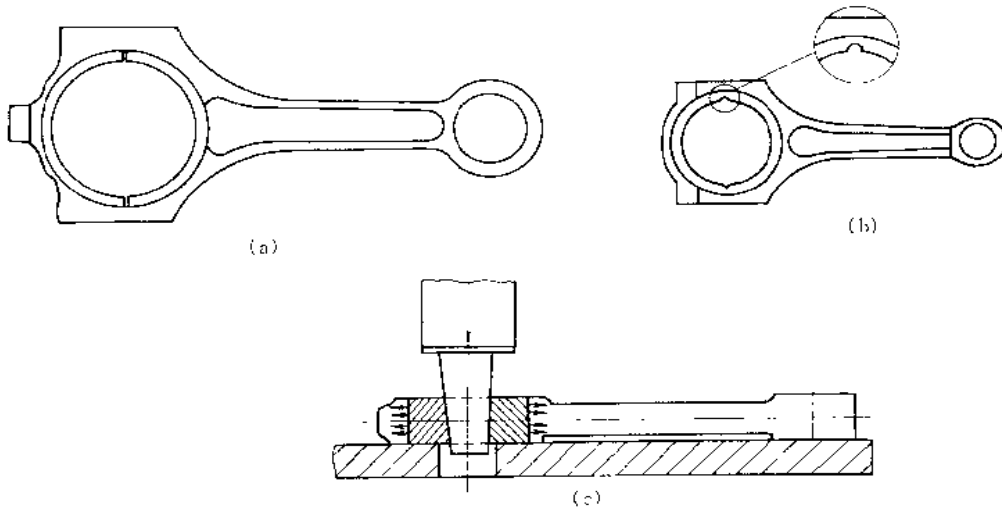


图 2-5-120 连杆大头结合面断开新工艺

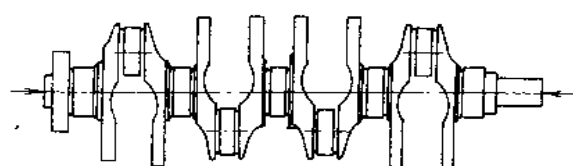
发动机连杆大头盖和杆身结合面不容易做到理想的吻合定位，因而在发动机运行时，容易出现对中定位不良、连杆螺栓承受附加弯曲及大头孔失圆等问题，直接影响到零件的使用寿命。因此连杆大头盖和杆身往往要采用复杂的配对加工，以便提高结合定位的精度及可靠性。

采用涨断工艺制造连杆和大头盖不是用传统的切削加工方法将连杆盖和连杆本体分开来加工，而是将它们先制成一个整体，同时在连杆和大头盖的分界处加工出两条 V 型应力集中槽，见图 2-5-120a，或在形成毛坯时就做出适当沟槽见图 b；最后再对连杆大头孔的侧面施加涨断力，见图 c，使其在槽处出现裂缝，把连杆盖从连杆体上涨断而分离下来。

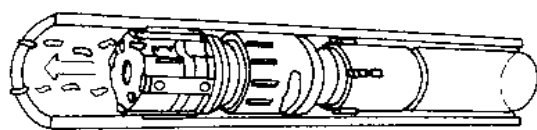
这种新工艺产生自然断口，接触面积大，承载能力强，有利于延长使用寿命。由于结合面是最完全的啮合，连杆和连杆盖装配时，也不再需要增加额外的精确定位，这样就省去了对螺栓孔的定位要求，也克服了传统工艺中螺栓孔定位加工带来的大头孔变形问题。这种涨断新工艺与传统工艺相比，简化了连杆及连杆大头盖的设计、加工要求，结合面不再需要磨削加工，减少了数十道工序，节省了大量加工、运输设备。

目前采用涨断工艺的连杆材料多为粉末金属、铸铁以及 70 号钢。

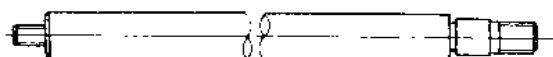
## 17.2 利用冷压强化提高疲劳强度



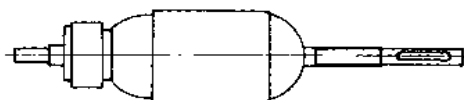
曲轴的推力支承表面和油封外圆表面  
 $R_s < 2.0 \mu\text{m}$  (钢)



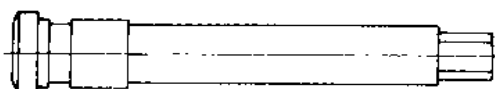
增压和气压缸内孔表面  
 $R_s < 2.0 \mu\text{m}$



活塞杆外圆表面  
 $R_s < 0.5 \mu\text{m}$

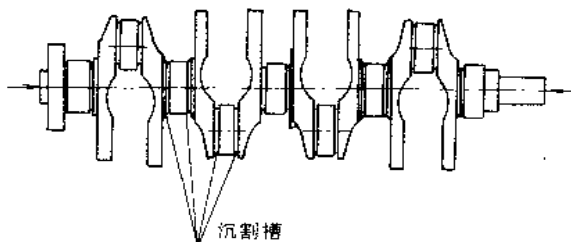


转子轴颈  
 $R_s < 0.5 \mu\text{m}$



阀杆密封外圆表面  
 $R_s < 1.0 \mu\text{m}$

图 2-5-121 滚光



沉割槽圆角深部滚压法放大图

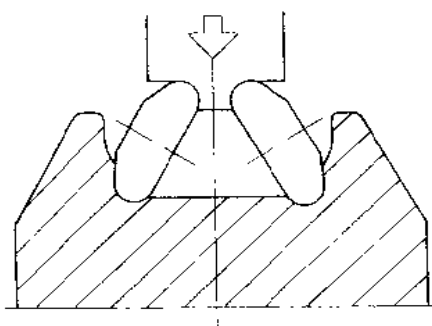


图 2-5-122 深部滚压

图 2-5-121 及图 2-5-122 是利用滚光和深部滚压以改善承受高应力的圆柱表面品质，并提高疲劳寿命。曲轴的连杆轴颈及主轴颈采用沉割槽圆角深部滚压法，可提高疲劳强度，如右表所示：

材料	百分率
钢	100% ~ 200%
球墨铸铁	100% ~ 300%

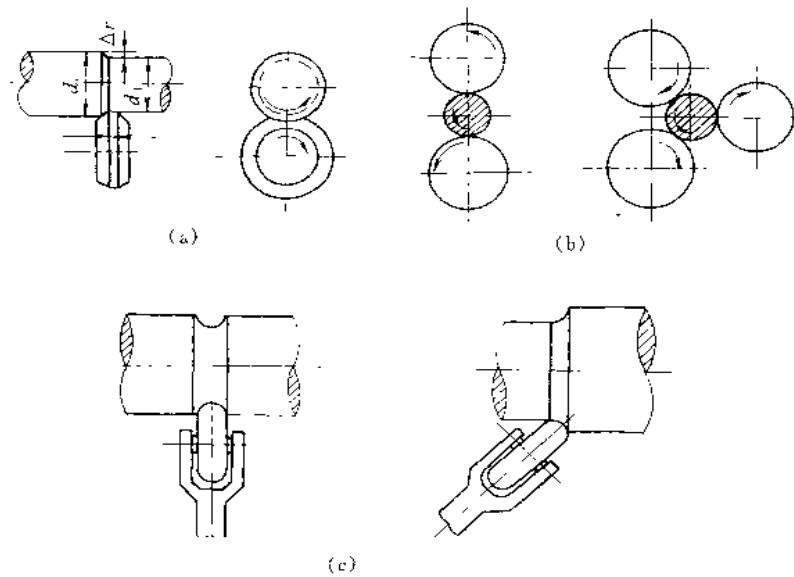


图 2-5-123 利用滚柱滚压加工提高零件疲劳强度

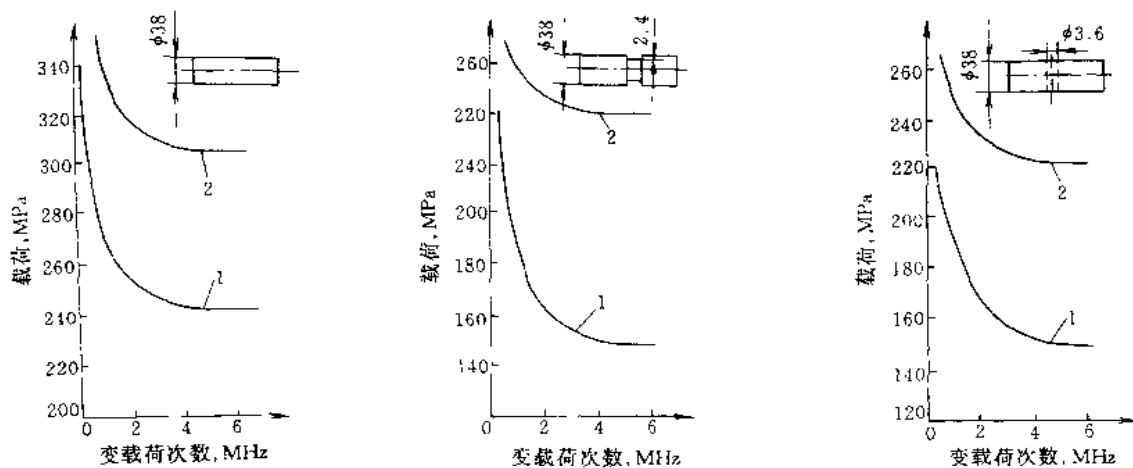


图 2-5-124 三种不同结构试件的疲劳试验结果

(a) 无应力集中的试件；(b) 带槽的试件；(c) 钻有横向小孔的试件

图 2-5-123 是提高零件疲劳强度的滚柱滚压方法。它是通过淬火钢滚柱在零件表面上进行滚压，也能使零件表面产生冷硬层和表面残余压应力，从而提高零件的承载能力和抗疲劳强度。加工时可用单个滚柱滚压，也可用几个滚柱滚压。图 a 为单滚柱滚压加工， $d_0$  为滚压前工件直径， $d_1$  为滚压后工件直径， $\Delta y$  为剩余变形量；图 b 为多滚柱滚压加工；图 c 为槽和凸肩滚压加工。

图 2-5-124 所示的曲线是不同结构试件的疲劳试验结果，图中曲线 1 是未经滚压加工的试验结果，曲线 2 是经滚压加工后的试验结果。

从这些实验曲线可知，滚压加工对零件的疲劳强度的提高是非常显著的。从图 a 可见试件的疲劳强度  $\sigma_{-1}$  从 245MPa，提高到 305MPa，提高约为 24%；对于有应力集中的试件来说，滚压加工的作用更为明显，如图 b 所示其疲劳强度  $\sigma_{-1}$  由 150MPa 提高到 240MPa，提高约 60%。又如图 c 所示，其疲劳强度  $\sigma_{-1}$  也由 150MPa 提高到 220MPa，提高约 46%。

图 2-5-125 是几种提高零件使用寿命的冷压强化方法。其中的喷丸强化是利用大量快速运动中的珠丸打

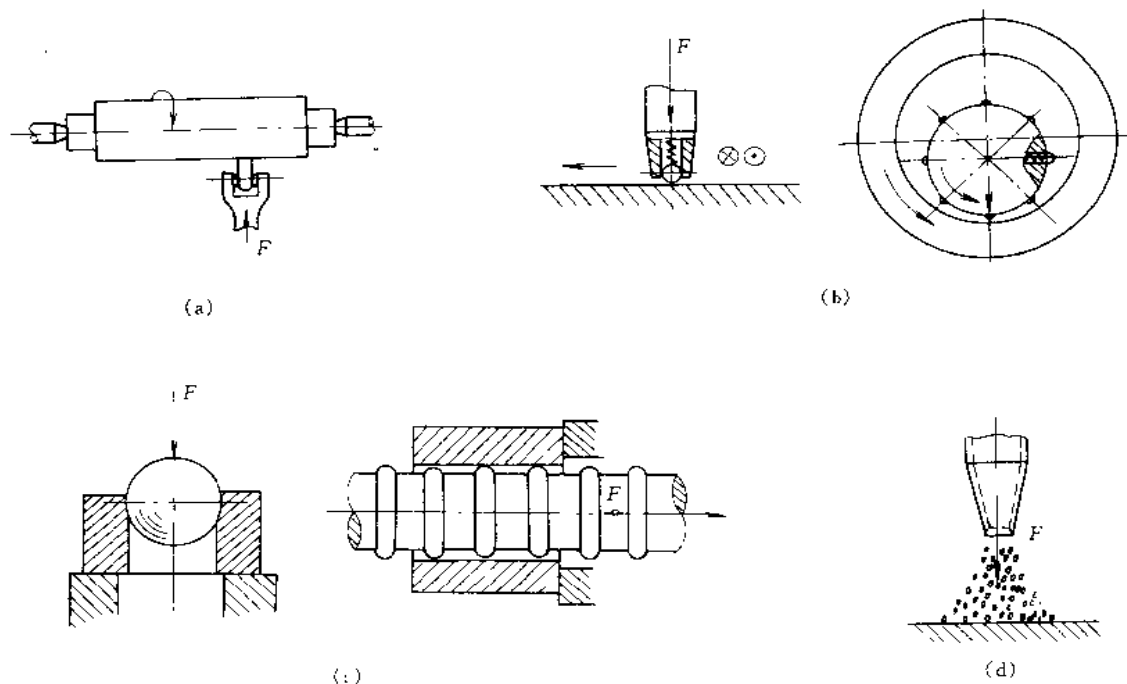


图 2-5-125 利用冷压强化提高零件使用寿命

(a) 单滚柱或多滚柱滚压；(b) 单滚球或多滚球弹性滚压；(c) 钢珠挤压和胀孔；(d) 喷丸强化

击零件表面，使其产生冷硬层和残余压应力。这时表层金属结晶颗粒的形状和方向也得到改变，因而有利于提高零件的抗疲劳强度和使用寿命。

喷丸强化工艺主要用于强化形状比较复杂不宜用其他方法强化的零件，如板弹簧、螺旋弹簧、深井钻杆、连杆、齿轮、曲轴等，其效果如表 2-5-5 所示。

表 2-5-5 喷丸强化加工对使用寿命的影响

零件名称	使用寿命提高, %	零件名称	使用寿命提高, %
板弹簧	600	内 轮	400
螺旋弹簧卷	5550	曲 轴	2900
连 杆	1000	履带销	1000
半 轴	1900	通风机焊缝	200

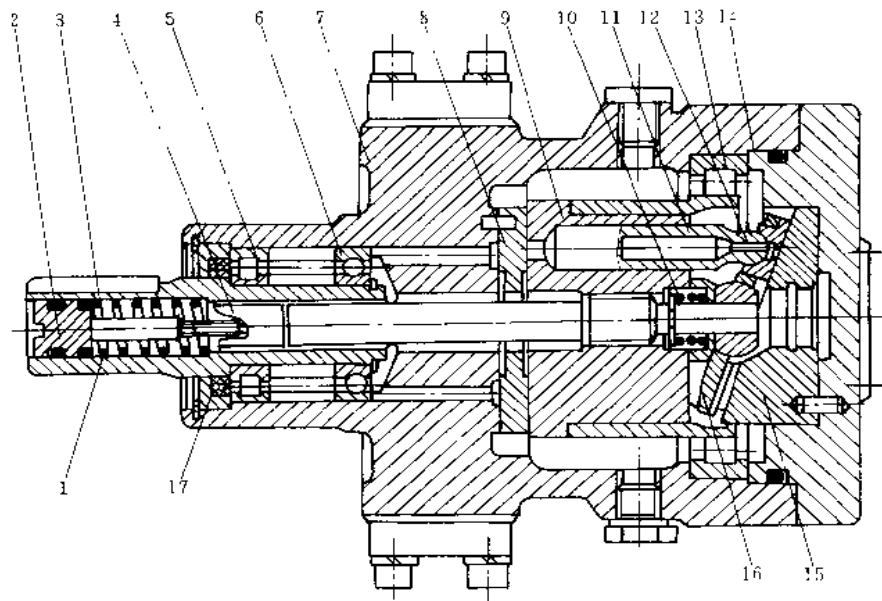
对于在腐蚀性环境中工作的零件，特别是淬过火而在腐蚀性环境中工作的零件，喷丸强化加工的效果就更为显著。

### 17.3 改进摩擦副材质及热处理提高柱塞泵寿命

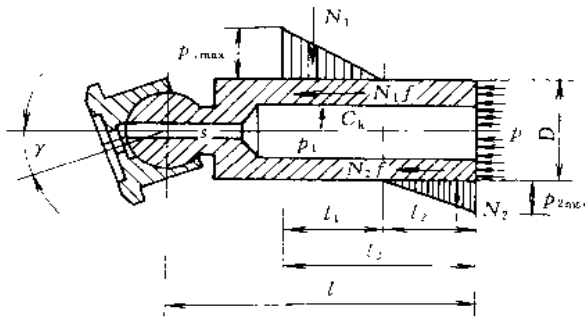
ZBD-75 轴向柱塞泵是一种定量泵（或定量马达），如图 2-5-126 所示。它具有平面配油盘和定斜盘、7 个柱塞同心均布在柱塞缸内，与缸体一起转动。因斜盘轴线与缸体轴线成  $20^\circ$  夹角，缸体在传动轴带动下作旋转运动时，柱塞则作直线往复运动。因此，前半周吸油，后半周排油，起液压泵泵油作用。反之，将一定压力的油输入则可作马达用。如改变进出油流向就可实现正反转。

从结构、原理及受力情况可知，缸体-柱塞是一对主要摩擦副。其好坏直接影响柱塞泵的运行及寿命。

原摩擦副材料、处理选配方案为：缸体的材料为 QA19-4 铝青铜，挤制料，退火处理，硬度 HB110 ~ 140；柱塞的材料为 GCr15，淬火硬度 HRC60 ~ 65。经批量生产发现柱塞有严重粘铜现象，并有突然卡死在



柱塞上的受力分析图



主要技术参数

理论排量, L/r	0.757
额定转速, r/min	1500
最高转速, r/min	2000
连续工作压力, MPa	20.58
柱塞直径 $\phi$ , mm	23
斜盘倾角, ( $^\circ$ )	20
重量, kg	63

图 2-5-126 ZBD-75 柱塞泵结构原理图

1、10—弹簧；2—拉紧螺钉；3—轴套；4—传动轴；5、6、13—轴承；7—泵体；8—配油盘；9—柱塞缸；11—柱塞；12—球铰；14—滑块；15—斜盘；16—压盘；17—油封

缸内的现象，造成传动件全部破坏。拆检发现缸体柱塞孔表面严重撕脱。

后改用新的摩擦副：缸体材料采用自配成分3号青铜，经热处理后硬度 HB165~230；柱塞按原设计，GCr15，硬度 HRC60~65。事故情况没有了，寿命提高了，如表 2-5-6 和表 2-5-7 所示。

表 2-5-6 不同摩擦副选配方案比较

摩擦副选配方案		硬 度	台数	卡死率%
原设计	缸体	QA19-4 HB110~140	批量生产	30~60
	柱塞	GCr15 HRC60~65		
新方案	缸体	3号青铜 <sup>①</sup> HB165~230	试验 10 台	0
	柱塞	GCr15 HRC60~65	批量生产 3000 台	0

① 3号青铜主要成分含铝9%~10%，铍3%~4%。

表 2-5-7 寿命试验结果比较

方 案	满载试验 时间, h	孔径磨损, mm		容积效率 $\eta_v$ , %
		缸孔磨大	塞孔间隙	
原设计	222	0.047	由 0.016 增 大到 0.0735	由 93.1 降到 87
新方案	1400	0.016	由 0.012 增 大到 0.0363	由 95.1 降到 89.9

## 17.4 电火花熔渗提高工模具寿命

电火花熔渗是由放电初期的熔化解过程、在工件表面进行的高温高压物理化学冶金过程和金属液滴在基体金属上的快速冷却过程形成  $50 \sim 70 \mu\text{m}$  厚的硬度高、抗腐蚀又有一定韧性的耐磨合金化层，对提高工模具使用寿命十分有利，实物的耐磨寿命试验见表 2-5-8。

放电处理时间与耐磨性的关系如图 2-5-127。随放电处理时间的增加，熔渗层厚度增加，耐磨性也增大，但到一定程度后急剧下降。这是因为当放电时间增加时，形成的碳化物量增多，耐磨性增大，但放电时间增长，熔渗层中将因热疲劳应力而出现显微网状裂纹，易脱落为颗粒，从而使磨损增大。

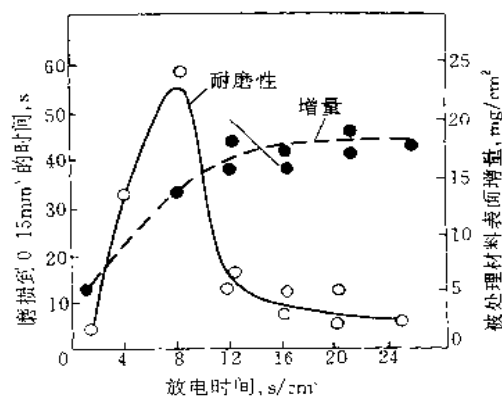


图 2-5-127 放电熔渗时间与耐磨性的关系

表 2-5-8 实物寿命试验

工 模 具		被加工件		电极材料	电 规 范	经熔渗强化 (冲次/一次刃磨)	未经熔渗强化 (冲次/一次刃磨)	提高倍数
名称	材 料	材 料	板厚 mm					
转子片	Cr12	硅钢片	0.5	YG8	粗 50V25 $\mu\text{F}$ , 精 40V2 $\mu\text{F}$	13.2~15.19 万	4 - 4.34 万	2~2.5
单槽模		覆铜箔 玻璃布板	1.5	YT30	粗 50V15 $\mu\text{F}$	4000 以上	1500	1.7
发动机 活塞销冷 挤冲头	W6Mo5Cr4V2	20Cr		YG8	粗 75V30 $\mu\text{F}$ , 精 50V4 $\mu\text{F}$	12000 (冲头未拉毛)	6000~7000 (冲头已拉毛)	1
$\phi 1.5$ 钻头	W18Cr4V1	GH132	10	YG8		2~3	1	1~2
灯泡支 架冲模	CrWMn	Q235	3	YG8	60V40 $\mu\text{F}$	6500 (因打偏而损坏)	3000	1.2

## 18 消除边缘接触

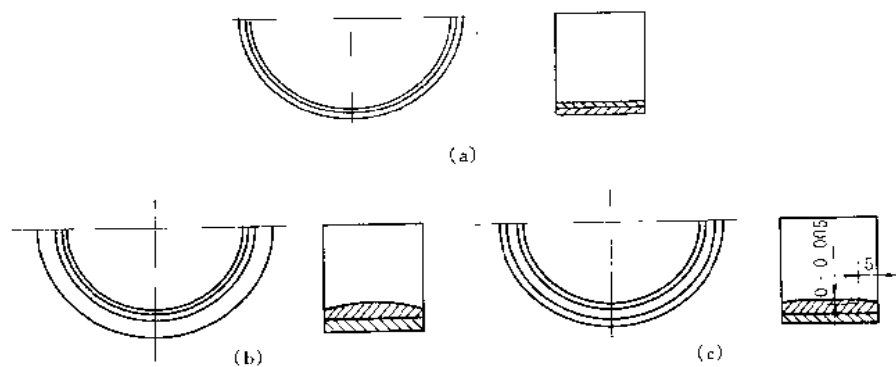


图 2-5-128 轴向变厚度轴瓦

(a) 普通轴瓦结构图; (b) 回转双曲面轴瓦示意图; (c) 两端带锥度轴瓦示意图

柴油机的连杆大头和曲轴主轴承均采用滑动轴承，通常由两片轴瓦组成，图 2-5-128a 是普通轴瓦结构图，图中轴瓦厚度包括瓦背厚度与合金层厚度。

由于对柴油机重量的限制，使曲轴不可能用加大直径的办法保证承压面积和弯曲刚度，只能采用强化轴颈表面（例如氮化）和高强度轴承，这就可能导致边缘负荷引起的弯曲变形问题。因此可以采用轴向变厚度轴瓦来克服弯曲变形的问题。即将轴承内表面不做成圆柱形而是加工成双曲面，如图 2-5-128b 所示，或者是两端带锥度的轴向变厚度的轴瓦，如图 2-5-128c 所示。

## 19 简化结构

### 19.1 运动零件少的结构

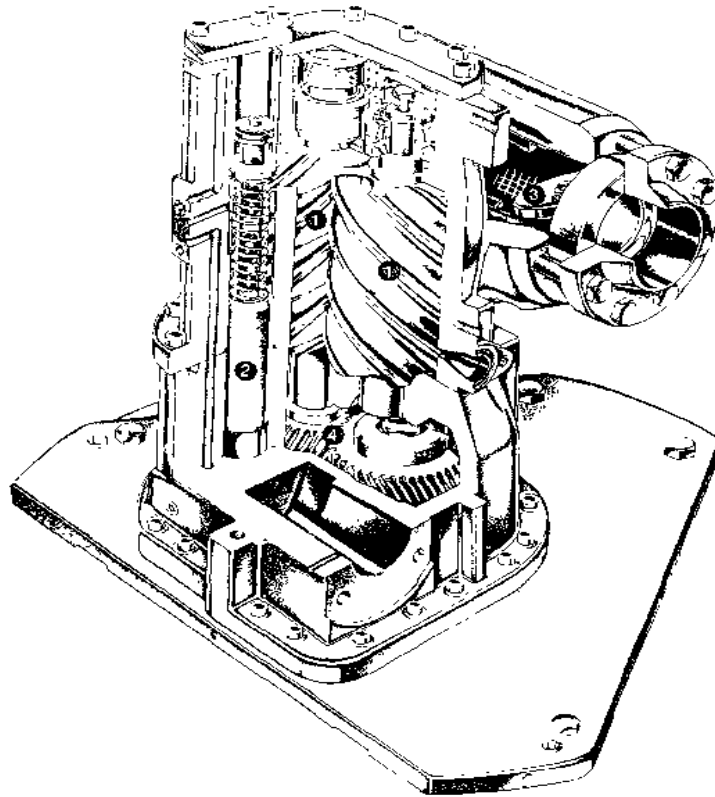


图 2-5-129 STAL-MINI 螺杆压缩机

相同排量的压缩机采用螺杆式压缩机（见图 2-5-129）可以延长使用寿命。在使用 3000h 后，往复式压缩机需要维修的比例不小于 60%，而螺杆式压缩机仅为 6%。在使用 20000h 后，螺杆式压缩机的需要维修比例也不大于 20%。

螺杆式压缩机经久耐用的原因很多，主要是运动零件较少，在一般往复式压缩机上，运动零件至少有数十，而 STAL-MINI 却最多只有 4 种运动零件：①一对螺杆、②排量控制柱塞、③止回流阀及④一对驱动齿轮。由于 STAL-MINI 没有像往复式压缩机所必须具有，但常会受液体回流而损坏的过排气阀。同时 STAL-MINI 的螺杆经独特设计，精密加工后的平衡度极高，在运转中无振动现象。

图 2-5-130 所示的液压凿岩机的核心是在活塞上面套一个配液阀套，即冲击机构只有 2 个活动部件，既可缩短油腔间的通道，减少压力损失，提高效率且低压供液，抗污染能力比高压供液系统强检修快（包括更换密封件一次，只需 2~3h），且能在现场维修间进行，提高了作业的可靠性。

图 2-5-131 所示的转子系统仅有单一的泵送元件，即内衬钢丝、使用寿命长的胶管，与混凝土直接接触，易于更换、维修迅速，提高了转子泵寿命。



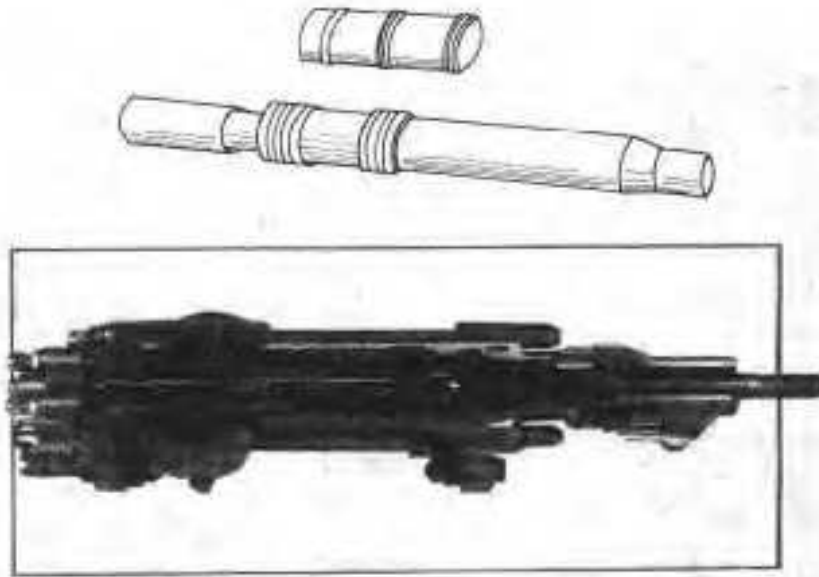


图 2-5-130 液压凿岩机

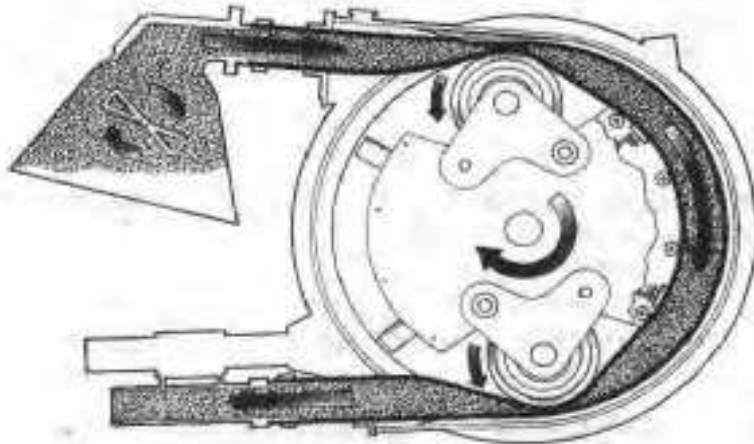


图 2-5-131 混凝土泵车转子泵系统

## 19.2 圆锥破碎机分矿装置的简化改进

图 2-5-132a 为选矿厂破碎车间用  $\phi 1200$  圆锥破碎机的分矿装置。该装置在矿石冲击及破碎过程中的震动下,容易产生松动,使生产极不正常。造成原因为:

(1) 联接组合件多,又都是刚性联接,受到冲击、震动时,各联接螺栓容易松动,从而造成分配盘与卡箍松动;

(2) 卡箍与轴接触面小,稳定性差,定位固定不良;

(3) 卡箍与分配盘锥面接触面小,在分配盘螺栓松动时,相互间产生相对滑动,造成锥面磨损,从而加剧松动,以致造成卡箍与分配盘的报废,配件消耗大。

(4) 卡箍对垫片及套没有一定的压紧力,套也易松动。

图 2-5-132b 及图 2-5-133 是改进后的装置及其压套为分配盘零件。采用三件一体结构,即集分配盘、卡箍、套于一体,取消套、卡箍、分配盘零件,减少了中间联接环节,并改进了定位固定方式:利用轴上部部后装螺孔,加工一个与该螺孔相配的 M56 $\times$ 5.5 大螺栓,用原装置的一个压套和压板,与大螺栓联结。在大

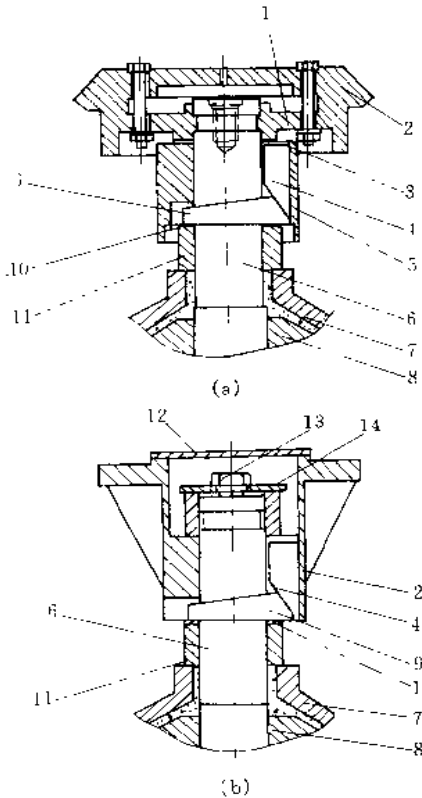


图 2-5-132 改进前 (a) 后 (b) 的分矿装置

- 1 对开卡箍; 2 分配盘; 3、10—垫片; 4、9—斜铁;  
5—套; 6—轴; 7—衬板; 8—驱体; 11—压套;  
12 盖板; 13—大螺栓; 14—压板

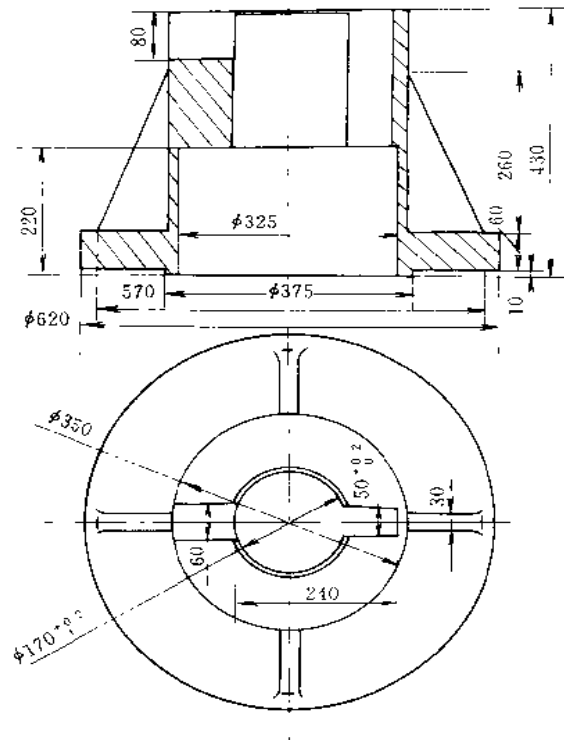


图 2-5-133 压套及分配盘零件

螺栓侧面加横铁与压套及分配盘内孔壁相连, 焊接防松。装配固定后, 在压套及分配盘上加厚度为 20mm 圆板焊接, 封住上部。

投产后, 使用效果良好, 未出现松动现象, 原装置的压套和分配盘的平均使用寿命为 12 个月和 4 个月, 改进后提高到压套及分配盘为 36 个月; 同时装配更简单, 维修更方便, 大大减轻了工人的劳动强度, 提高了劳动效率, 降低了成本。

## 20 管道连接端面密封件的保护结构

在两管 1 与 2 用螺母 4 连接时, 按通常设计, 螺纹连接的强大轴向压力完全由两管端面间的密封垫圈承受, 压力过大时使密封垫圈受损失效或降低性能。图 2-5-134 示出结构细节的改进 (根据美国专利 5366261)。

两管端面设置环形突起 7、8、9 及 10。密封垫圈 3 外套一个定位环 5, 其形状见图 b。

图 a 表示螺母尚未完全紧固时, 突出部 7 及 8 已接触垫圈 3, 而 9 及 10 与环 5 之间尚有间隙。完全紧固后该间隙消除, 垫圈 3 与突出部 7 及 8 接触处产生合理的变形, 获得良好的密封性。这时, 两管端面凹入部分 17 及 18 与垫圈 3 端面也产生一定接触应力, 承担一部分轴向压力, 并有利于防止垫圈的扭曲变形。

为了合理分配各接触面的轴向压力, 各环形端面的轴向尺寸应保持必要的加工精度, 可采取成形刀加工等工艺方法来实现。



(根据美国专利 4770208)。

阀座 11 及 12 为冷、热水进口, 孔 3 为温水出口, 手柄 4 绕销轴 5 的摆动控制流量, 绕轴线  $v$  的摆动控制冷热水的混合比例 (温度调节)。

手柄的运动结构——手柄 4 有球形关节, 在上盘 6 的球窝内可以自由摆动。销轴 5 中段在手柄球形关节中心的横孔内, 两端露出的部分在上盘 6 上端面的槽 (图中未表示) 内。该槽深度与销轴 5 的直径相同, 宽度较大, 因而销轴 5 在槽内可以绕  $v$  轴线摆动一定角度, 但始终保持水平方位不能倾斜。在此结构中, 手柄 4 有两个摆动自由度: 绕销轴 5 和绕轴线  $v$ 。

控制盘的结构与运动——控制盘 10 用陶瓷材料制成; 也可由两层 10' 及 10'' 固定连接成一体, 其下层 10' 用陶瓷材料制成。盘 10 上表面有小轴 15, 它伸入上盘 6 的槽 16 内, 参见 I-I 剖视; 还有孔 8, 与手柄 4 的拨杆部 7 球端配合。手柄 4 绕销轴 5 摆动时, 控制盘 10 横向移动, 其小轴 15 在槽 16 中移动; 手柄 4 绕  $v$  轴线摆动时, 控制盘 10 绕小轴 15 的轴线摆动。

温度与流量的调节——控制盘 10 的下表面有异形槽 20, 参见 II-II 部视及 a-a 展开图。在主剖视图中, 控制盘 10 在最大流量位置, 异形槽的两支路 20a 及 20b 与阀座 11 及 12 对齐, 冷热水在槽的 20c 处流出, 进入腔室 2, 再到出口 3。在 II-II 剖视图中, 控制盘在中等流量位置, 支路 20a 及 20b 与阀座 11 及 12 骑缝半对齐。从图示位置, 令控制盘再左移, 槽 20 与阀座完全错开, 为关闭位置。以上为流量调节。

控制盘 10 在 II-II 视图位置时, 槽 20 的两支路 20a 及 20b 以深度  $y$  (见 a-a 展开) 相同的部位与阀座 11 及 12 接通, 因而冷热水混合比为 1:1。当控制盘转动时, 两支路接通两阀座的部位的深度  $y$  呈相反变化, 一个增大, 一个减小, 从而改变冷热水的混合比。在控制盘转动的极限位置 (由销轴 5 在上盘内绕轴线  $v$  摆动的最大角度决定), 两阀座的开口一个为全开, 一个被关闭, 从而输出 100% 冷水或热水。这是温度调节。

阀座结构——阀座 11 及 12 为陶瓷材质, 由弹簧加压紧靠控制盘下表面。它们的端面面积小, 因而容易分别与控制盘 10 的下表面贴合。为了使冷热水限制在槽 20 内流动, 保证槽 20 形状对水流的节流性能的稳定性, 在阀座 11 及 12 周边设置副盘 30。副盘有孔容纳阀座 11 及 12, 有弹簧 31 使它紧靠控制盘 10 的下表面  $p_c$ 。

## 22 高速长寿命径向攻丝装置

自动反向退出丝锥的攻丝头在正向、反向转动的传动机构中存在冲击载荷, 引起颤动和振动, 并降低机器的使用寿命。在计算机数控机床中, 希望快速退出丝锥, 缩短加工时间, 冲击问题尤为突出。此外, 在轴向攻丝受限制的场合, 需要有径向 (与驱动轴垂直的方向) 攻丝的装置。这是本设计旨在解决的目标课题, 见图 2-5-136 (根据美国专利 5358362 及 5209616)。

壳体 12 及主动轴 (输入轴) 16 与机床及其驱动轴连接。轴 16 经锥齿轮 20 及两个从动齿轮 24、26 分别驱动正转套筒 28 及反转套筒 30 作正向与反向转动。正、反转套筒 28 及 30 的孔壁分别有异形花键 22 及 33, 它们的截面形状相似, 图 d 示出异形花键 22 的形状。

攻丝轴 34 在壳体内可以转动, 也可以轴向移动。拉簧 42 经环 44 及 46 将攻丝轴与壳体作弹性连接, 使攻丝轴趋向于向左缩入壳体。环 44 有轴承, 不妨碍攻丝轴的自由转动。

两个离合环 48 及 80 在攻丝轴 34 上可以在小距离内轴向移动, 弹簧 78 及 82 使两离合环保持各自的轴向相对稳定位置。轴 34 与两离合环通过驱动销 72 保持转动传动关系, 环的轴向移动不中断转动传动关系。环 48 及 80 通过球珠保持可离合的转动传动关系, 见图 d。

图 d 为图 a 的 d-d 剖视 (局部)。它示出轴 34 有窝容纳销 72, 离合环 48 孔壁有槽 66。轴 34 与环 48 有一定的相对转动范围。环 48 外周有窝 56, 容纳球珠 60, 球珠有一半在花键 22 的槽内。环 48 与正转套筒 28 的花键结构也有一定的相对转动范围。轴 34、离合环 80 及反转套筒 30 之间的转动传动关系与之相似。图 d 所示球珠 60 及销 72 都是沿圆周均布, 各三件。反转套筒与环 80 之间的球珠可以只有一个 (载荷较小)。

正反转的离合关系见图 a、b、c 的对比。图 a 为进行攻丝时的传动状态。这时轴 34 在向壳体内缩入的极限位置。离合环随轴左移, 环 48 带动球珠 60 进入异形花键 22 的花键槽内, 环 80 带动球珠 81 脱离异形花键 33 的花键槽。于是轴 16 经齿轮 20、24、正转套筒 28、花键 22、球珠 60、离合环 48、销 72、轴 34 及钻卡 38 驱动丝锥 40 正转攻丝。图 b 为攻丝完毕, 整个壳体左移, 丝锥停留在工件 84 的螺孔内, 轴 34 保留攻丝结束时的位置, 与壳体发生轴向相对运动, 向壳体外伸出一定距离时的状态。在图 b 状态, 球珠 60 已离开花键 22, 球珠 81 已接近花键 33, 但尚未进入花键槽。这时, 轴 34 停止转动。图 c 为壳体进一步左移, 轴

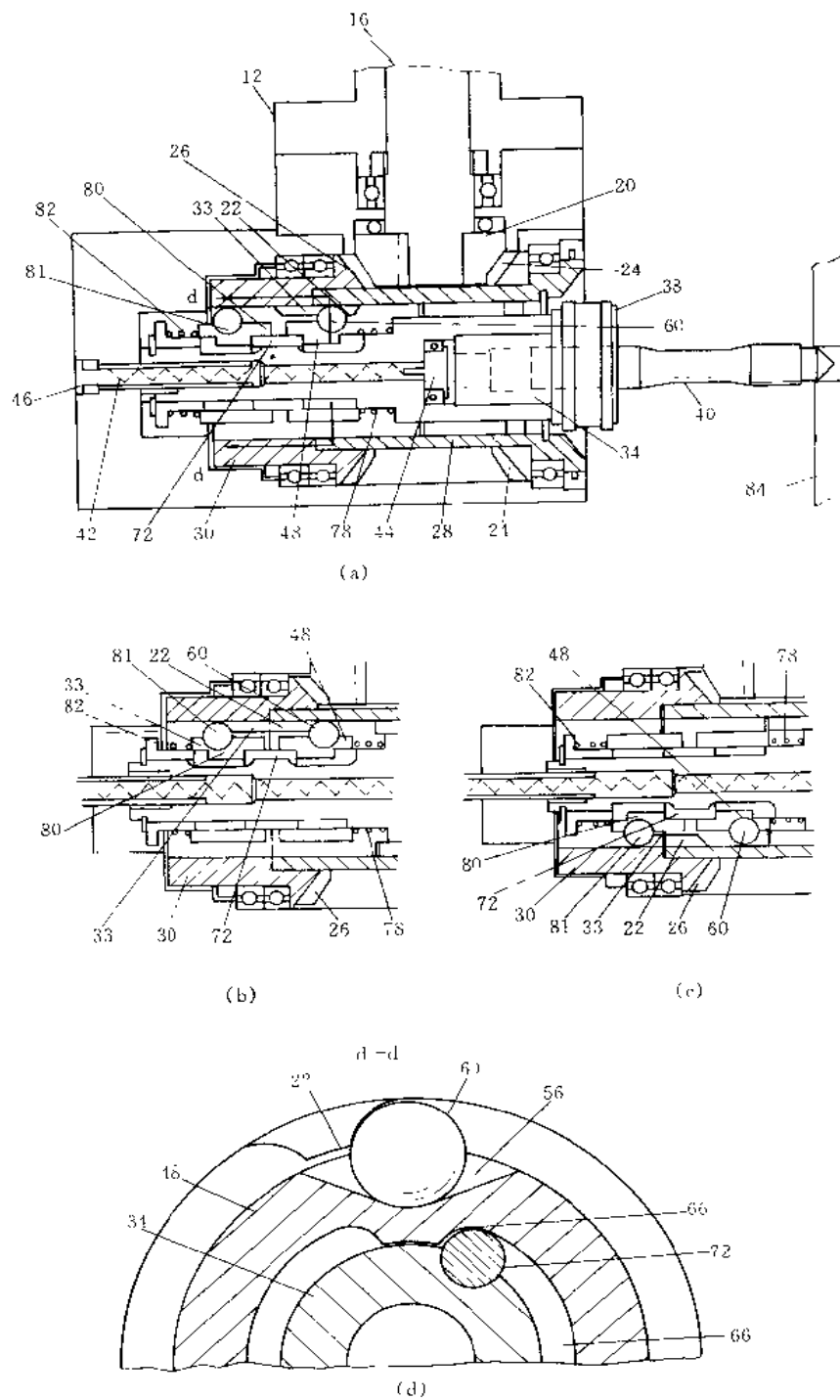


图 2-5-136 径向攻丝头

(a) 攻丝状态; (b) 中间状态; (c) 退刀状态; (d) 图 a 的 d-d 剖面

12—壳体; 16—输入轴; 20—主动齿轮; 22—异形花键; 24、26—齿轮; 28、30—正、反转套筒; 33—导形花键;  
 34—攻丝轴; 38—钻卡; 40—攻丝刀具(丝锥); 42—弹簧; 44、46—环; 48—离合环; 56—异形窝; 60—球珠;  
 66—槽; 66'—弧面; 72—驱动销; 78—弹簧; 80—离合环; 81—球珠; 82—弹簧; 84—工件

34 进一步伸出, 球珠 60 远离花键 22, 球珠 81 进入花键 33。这时, 轴 16 经齿轮 20、26、反转套筒 30、花键 33、球珠 81、离合环 80、销 72、轴 34 及钻卡 38 驱动丝锥 40 反转退出。

在上述 a、b、c 三种状态的转换过程中, 有可能发生球珠正对异形花键的顶部 (而不是槽部) 的情况。这时, 弹簧 78 或 82 压缩, 球珠作轴向缩让, 以免妨碍轴 34 与壳体 12 间的相对移动。这只是极短暂的缩让。由于正转及反转套筒始终在旋转, 球珠很快离开花键齿, 面对花键槽, 从而顺利进入花键槽, 弹簧复位。防止齿顶干涉, 是离合环的重要功能。若舍弃此功能, 则球珠可直接装在轴 34 上。

离合环上的球窝不采用半球形, 而是采用两侧有坡状曲面的轮廓, 如图 d 槽 56 所示。离合环与销 72 接触的圆弧面 66' 的曲率半径为销 72 半径的 1.1~1.5 倍, 这也是一个重要细节。这两个本设计特有的轮廓都旨在减缓换向啮合冲击, 使本攻丝装置能适应 CNC 机床高速工作的要求。

## 23 二级减速驱动桥的整体式壳体

二级减速驱动桥用于汽车等车辆的车轮驱动。它将输入的转动减速后分配到两个车轮轴。分体式驱动桥壳体不利于提高轴的定位精度, 不利于延长寿命、降低噪声, 并且加工制造较复杂。与之相对比, 整体式壳体优点较多, 但需解决装配困难的问题。

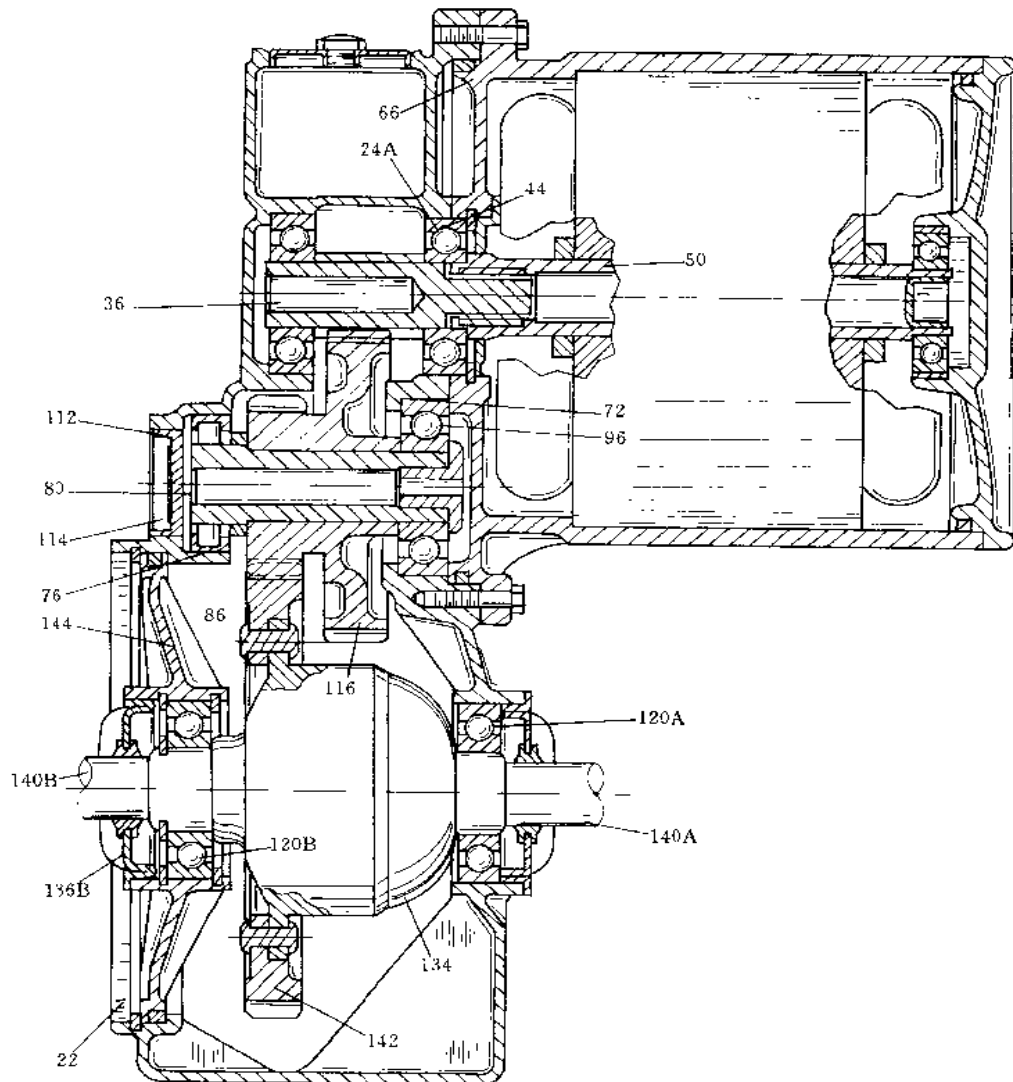


图 2-5-137 二级减速驱动桥的整体式壳体 (一)

图 2-5-137 为驱动桥整体式壳体的方案之一。本设计用于电动机驱动的车辆（根据美国专利 5295413）。

本驱动桥有一个输入轴组件 36，一个中间轴组件 80，一个输出轴组件由差速器 134 和两轴 140A 及 140B 组成。

输出转速低，转矩大，因而差速器 134 及齿轮 142 的尺寸大，用一个大孔 22 作装配通道，用轴承座 144 及轴承盖 136B 遮盖。差速器两端轴承 120A 及 120B 的密封属于常规设计。

输入轴 36 与电动机轴 50 用花键连接。电动机凸缘 66 直径大，遮盖了壳体的一个大窗口，包容了输入轴与中间轴右端的两个轴承孔 24A 及 72。输入轴 36 及其两端的轴承均由孔 24A 进入，用挡圈 44 作轴向定位。中间轴左端轴承 76 从上述孔 72 装入，尺寸较大的双联齿轮 86 及 116 从上述大孔 22 进入。中间轴本身从壳体左壁上的孔 112 装入，用压装的盖 114 将孔封闭。右端轴承内圈用螺纹件 104 作轴向定位，外圈由电动机壳的相关端面作轴向定位。

图 2-5-138 为驱动桥整体式壳体的方案之二（根据美国专利 4787267）。

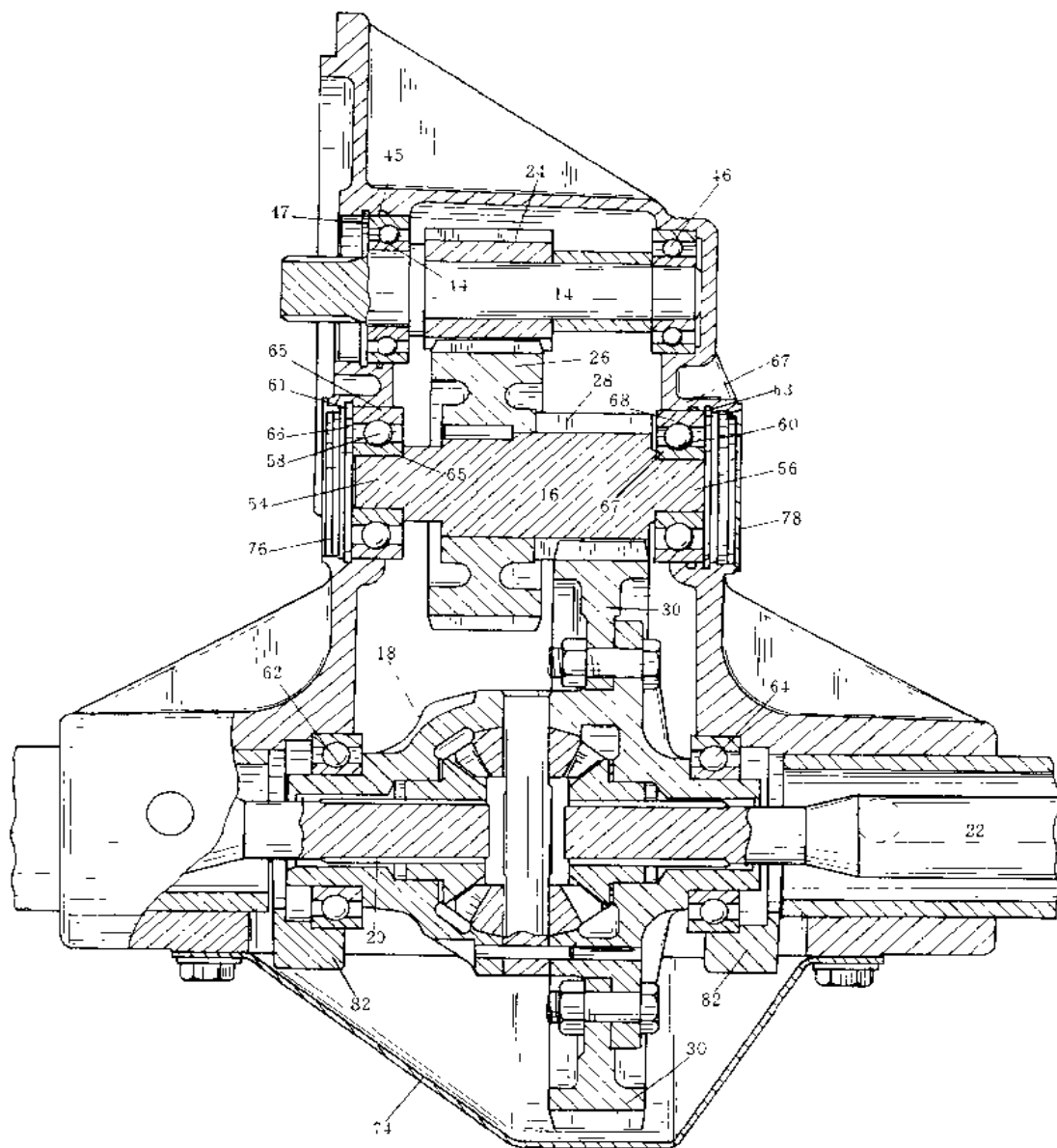


图 2-5-138 二级减速驱动桥的整体式壳体（二）

驱动桥有输入轴 14、中间轴 16 及一对输出轴 20 和 22，四个齿轮 24、26、28 及 30 和一个差速器 18。适用于小型汽油车，也可用于电动车。

壳体结构及相应的装配关系如下。

- 1) 整体式壳体用铝合金铸造后加工，以便减轻重量，这是小型车的常见做法。
- 2) 壳体底部有大面积开口，中间轴 16 及齿轮 26 从开口处进入。轴头 54 端偏向上，倾斜进入轴承孔 66；然后轴头 56 端部进入孔 68。轴 16 连同齿轮 26 到位后将两轴承 58 及 60 从壳体外侧进入，装配定位。差速器 18 从下方进入后，用两个半圆型轴承盖 82 将轴承 62 及 64 固定在壳体上两个半圆形窝内。大面积开口用深度充分大的底盖 74 封住，盖内可储油。
- 3) 轴 14 连同轴承 44 及 46 从壳体左壁外装入，轴承 44 外径大于齿轮 24 及轴承 46 的外径。齿轮 24 及 28 可以单独成为一个零件，也可与轴连成一体成为齿轮轴。
- 4) 按照上述安排，轴承 44 及 46 与轴的配合稍紧，与孔配合稍松；轴承 58 及 60 的轴与孔配合均稍松。轴承 44、58 及 60 均带密封盖，自润滑；外圈与孔之间有 O 形圈 45、65、67 及弹性挡圈 47、61 及 63。

## 24 提高热疲劳寿命的结构

### 24.1 热交换器冷却管支撑结构

核反应堆的气-液（如氦-水）热交换器有大量密集管道，承受高温差热应力，要求热应力疲劳寿命长，并要求管道间结构不影响流道通畅（根据美国专利 4570703）。

热交换器有外壁 52、内壳 42。冷却（热交换）区高 4.3m，直径 1.8m。有 696 根内外双层的热交换管，直径 35mm，分布在 8 个同心圆筒上，图 2-5-139a 仅简略地表示为 4 个圆周。外层管 26 上部用网格形结构 10 支撑，它位于管 26 从下到上 2/3 高度处。外管上端封闭，下端与底板 24 的孔的边缘焊接，与通道 22 连通。内管 27 上端在外管内敞开口（图中不可见），下端通往出口 28。

一次冷却剂气体（氦 He）从上方进入冷却区，初始温度为 1700°F（约 930°C），经管 26 外部热交换区向下流动，通过内壳 42 下部的孔 18 向出口 20 排出。二次冷却剂液体（水）从管道 22 进入管 26（即管 27 与 26 之间的通道）向上流动，经过管 27 上端开口进入管 27 向下流动，经出口 28 排出。水的初始温度不超过 200°F（约 85°C）。在支撑结构 10 处氦的温度可以按降温 1/3 估计为 1300°F（约 570°C）。在底板 24 处的温度可以按进水温度估计。这是结构不同部位的工作温度差异情况。在结构停止运行进行维修时，整体降低到室温。这是运行与非运行不同状态的温度变化情况。结构尺寸计算应顾及热胀效应。采用预应力设计计算方法，可以减少热应力。在制造时，令网格形结构 10 的管位间隔距离小于底板 24 的间隔距离。各管焊接时垂直于底板 24，管与管互相平行，上下间隔相同。装上网格结构后，各管不平行，有预变形，上部间隔小于下部。设备开始运行后，温度上升，从室温提高到不同部位的不同高温，上部间隔大于下部，各管反方向不平行。令预变形的变形量与运行变形量大小相等、方向相反，则运行变形量可以比无预变形的普通设计小 1/2，可以延长结构的疲劳寿命。

网格结构有 9 个同心圆环 36，6 根径向杆 38 及大量支撑板件 12 组成。板件 12 见示意图 d，两凸耳 48 在装配时插入环 36 对应位置的孔槽内。整个支撑结构在必要的连接部位用焊接固定。环 36 高 100mm，板件 12 高 75mm。



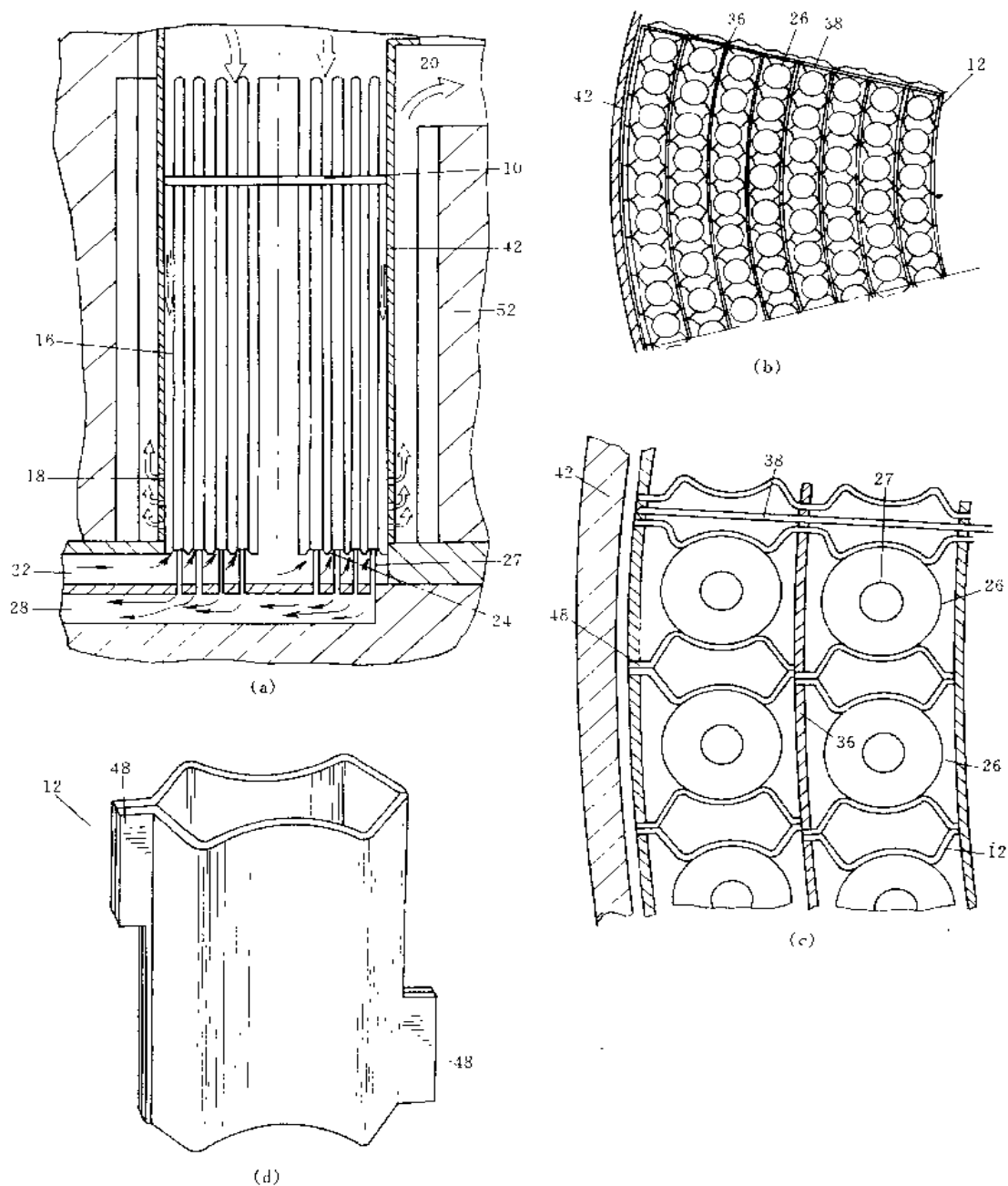


图 2-5-139 热交换器冷却管支撑结构

(a) 概貌示意; (b) 管道排列; (c) 支撑结构; (d) 支撑零件

## 24.2 铸轧机辊套热疲劳寿命的提高

铸轧辊由辊芯和辊套两部分组成。辊芯内有两个轴向给回水大孔和许多径向给回水小孔。辊芯的辊身部分有许多周向水槽，四条轴向水槽。辊套通过烘装紧紧地套在辊身上，内表面和辊身表面的水槽共同构成冷却水通道，与冷却水接触；外表面与高温铝液接触。传导并排放铝液的热量，使其迅速凝固，并对凝固的铝板进行压迫轧制。由于辊套受到循环载荷及冷热交变的作用，导致辊套表面产生裂纹。因此使用一定时间

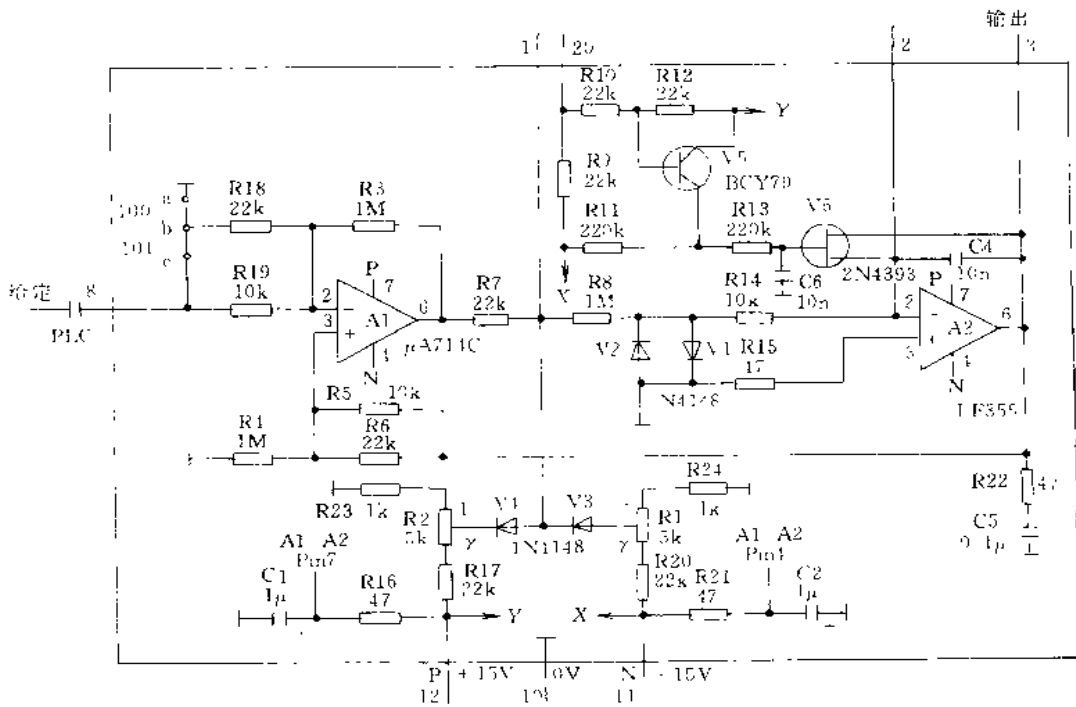
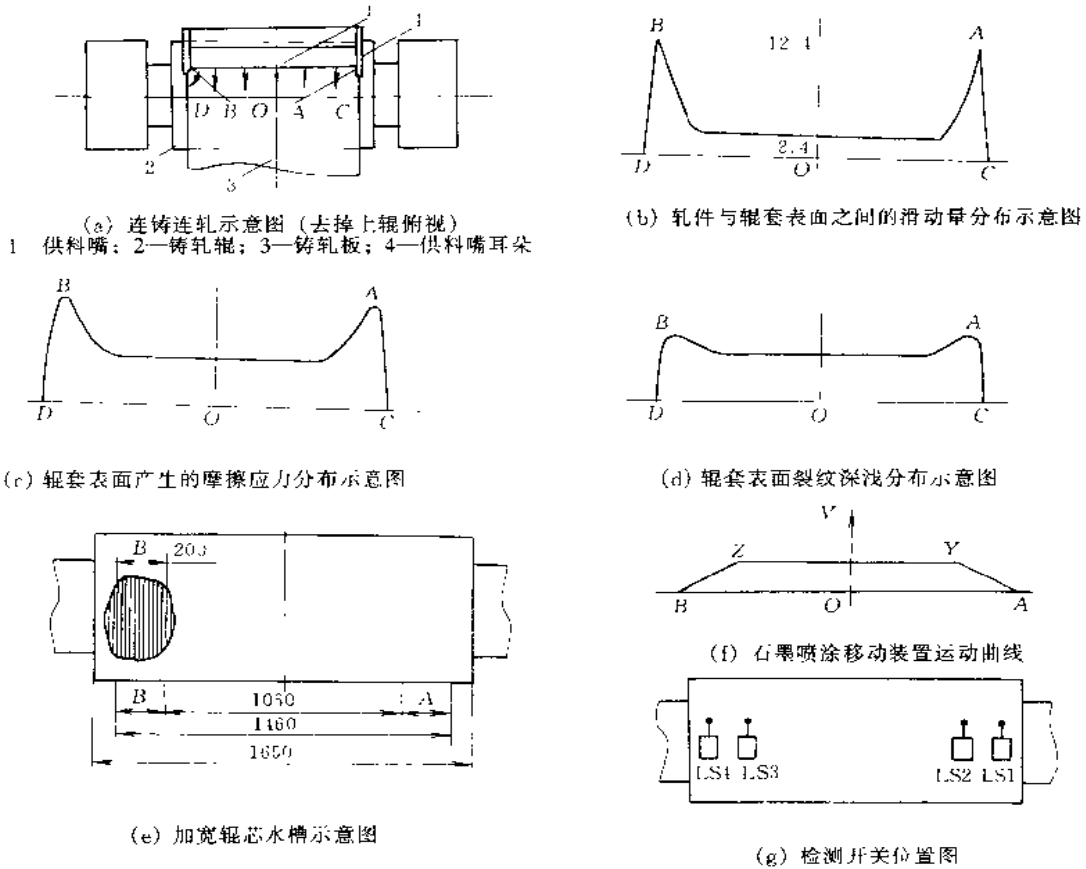


图 2-5-140 铸轧机辊套的改进

后，辊套必须重新研磨，去掉表面裂纹，以避免裂纹急剧加深加长，最终引起辊套断裂。

在压延阶段，轧件与辊套之间产生前滑及宽展。辊套表面与高温铝液接触瞬间的部分，近似如一段  $AB$  直线，见图 2-5-140a，当  $AB$  转到  $CD$  时，轧件在辊套表面不同位置产生不相等的滑动量，由图 b 可以看出轧件在辊套表面的滑动量  $A$ 、 $B$  两点的滑动量是  $O$  点滑动量的 5 倍多，相应的  $A$ 、 $B$  两点的滑动摩擦应力也最大，见图 c。同时， $A$ 、 $B$  两点与轧件之间的滑动量最大，相当于  $A$ 、 $B$  两点与高温轧件接触面积大，故传递的热量就多，所以  $A$ 、 $B$  两点沿径向由外到内温度降的绝对值也大，所受热冲击力大，而相应的热疲劳强度最低，因此套辊表面受损最严重的部位，在  $A$ 、 $B$  两点沿周向的一圈，裂纹最宽、最深，其分布为图 d。

为了减缓裂纹及麻点的发展，延长辊套使用寿命，采取下列措施。

(1) 把辊身周向均匀开槽改为不均匀对称开槽，加大  $A$ 、 $B$  点轴向移动范围内周向水槽宽度，把原来的槽宽 15mm 改为 18mm。如图 e 所示。这样不但加大了冷却水流量，也加大了辊套内表面与冷却水的接触面积，降低了  $A$ 、 $B$  两处的温度，使辊套表面轴向温度基本一致，提高了  $A$ 、 $B$  两处热疲劳强度。

(2) 改善起冷却和润滑作用的石墨喷涂移动装置的运动方式。原装置的运动方式基本上是直线匀速往复运动（国产），现将其在该运动的 two 端，设 1.5s 左右的停留时间（这两个时间是通过装在主操作台面板上的时间继电器来调定的），如图 f（引进装置上有，但厂方未重视使停留时间根本不在辊套的  $A$ 、 $B$  点上，而在铸轧板外部，不但未起停留本来目的，反而使铸轧板外部温度低的辊套表面喷涂的水分不能及时蒸发掉，石墨水溶液往下滴，还要加遮挡物）。即  $A$ 、 $B$  两点停留 0.5s， $AY$ 、 $ZB$  匀加速和匀减速运动， $YZ$  之间匀速运动。可用液压马达采用比例阀控制，或交流马达调频控制，或直流马达调压控制。在这三种马达的给定控制回路加入大惯性积分环节并配上四个位置检测开关。使积分环节的输出特性与图 f 所示曲线一致。积分环节见图 h，检测开关的安装位置见图 g。

另外在非结构改进上尚可科学安排轧板宽度。

在制定生产计划时，先轧宽板，待  $A$ 、 $B$  两处表面裂纹达到一定程度时，换成轧制窄板，依此类推，换轧次数越多，辊套寿命越长。

## 25 摩擦离合器的中间盘定位结构

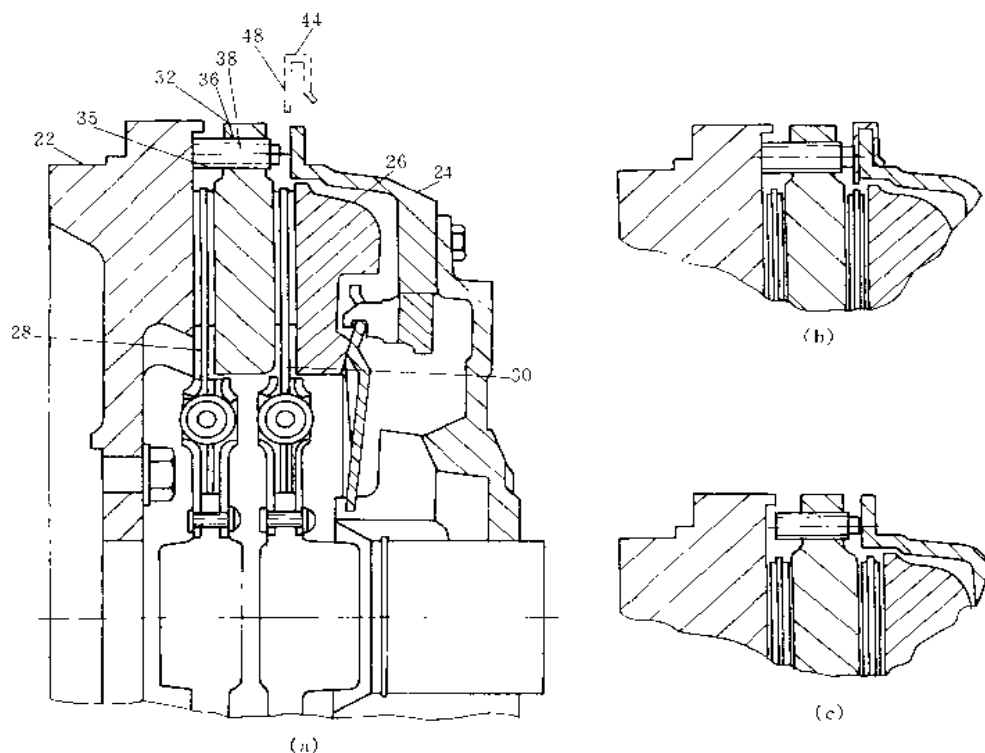


图 2-5-141 中间盘定位结构

图 2-5-141 旨在使双从动盘摩擦离合器在分离时其中间盘有较合理的轴向定位，使两摩擦盘的间隙分配

比较均匀,有利于延长使用寿命(根据美国专利 5226515)。

双从动盘摩擦离合器装在发动机输出轴飞轮 22 上。它有壳体 24, 固定于飞轮 22; 两个从动盘 28 及 30 与图中未表示的变速箱输入轴连接; 压紧盘 26 及中间盘 32 均随飞轮 22 转动, 但可相对于飞轮作轴向移动。

中间盘 32 上制出 4 个孔 36, 内装 4 套定位器, 由小套 35 及销 38 组成。套 35 与销 38 之间为比较紧的过渡配合, 套 35 与孔 36 之间为稍松的过渡配合。销 38 右端在套 35 右方露出一小段, 从套 35 的左端面到销 38 的右端面的距离称为定位器的有效长度。

定位器有效长度的调整确定——在壳体 24 边沿装 4 个弹性卡 44, 其爪 48 的厚度  $a$  为压紧盘 26 离合操作运动行程的  $1/2$ 。令销 38 在套 35 的右方多露出一些。壳体 24 尚未完全定位时, 卡子 44 的爪 48 的左右端面分别与销 38 及壳体 24 接触。用图中未表示的轴向螺栓的拉力强迫壳体 24 向左移动, 克服销 38 与套 35 之间的摩擦力, 使有效长度减小, 直到壳体 24 轴向到位, 见图 b。取去卡子 44, 定位器的有效长度就是调整要求的长度。

定位器在中间盘上轴向位置的调整确定——令压紧盘 26 压紧摩擦盘, 中间盘 32 带动定位器向左移动, 套 35 的左端面顶在飞轮 22 上, 强迫套 35 相对于中间盘取得应有的轴向位置。

调整完毕后, 在离合器结合时, 套 35 左端面与飞轮 22 接触, 见图 a; 离合器分离时, 销 38 右端面与壳体 24 接触, 见图 c, 这时两从动盘各具有游隙  $a$ 。由于套 35 与销 38 之间配合较紧, 所以有效长度相当稳定。

使用一段时间后, 从动盘磨损变薄。由于套 35 与孔 36 间的配合不太紧, 离合器结合时的压力可以使中间盘 32 克服摩擦力靠近飞轮 22, 消除磨损影响, 自动改变定位器在中间盘上的轴向位置。这时, 两从动盘的游隙总量加大, 分配不均匀, 但从动盘 28 的游隙仍不小于  $a$ 。

上述结构在初始装配时可以吸收零件制造误差, 减少离合器分离时的空转摩擦, 延长磨损寿命; 在使用中可以吸收摩擦面的磨损变化, 延长维护调整周期。

## 26 改进螺纹形式提高钎杆接头寿命

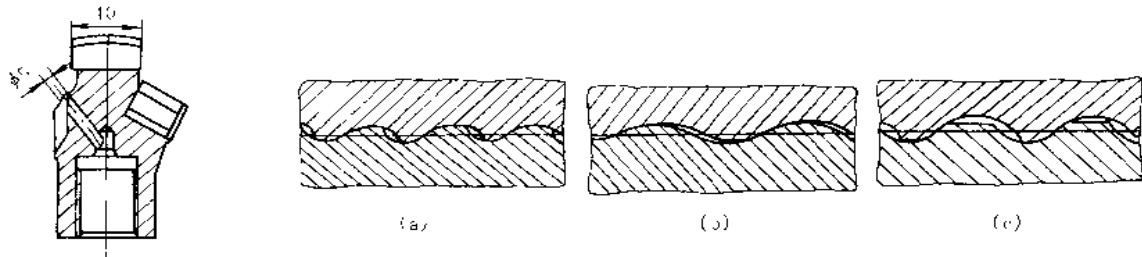


图 2-5-143 钎头联接螺纹

### 2-5-142 螺纹联接的钎头

(a) 锯齿形螺纹; (b) 波浪形螺纹; (c) 反锯齿形螺纹

接钎杆中的钎杆与钎头, 钎杆与钎杆间联接均为螺纹联接。对联接的要求是紧固、拆卸与接装方便, 又宜于加工制造。螺纹联接的钎头如图 2-5-142, 钎头联接螺纹如图 2-5-143。

对于螺纹联接, 要求螺母的节圆直径大  $0.25 \sim 0.3 \text{mm}$ , 以便在冲击力作用下有变形的可能。在结构上还应使钎杆的凸缘支持到钎头的底面或顶面, 使螺纹不受或少受冲击力。螺纹联接的螺旋方向应与凿岩机钎子转动方向相反。螺纹联接中, 以波浪形螺纹为最多, 其他还有锯齿形、矩形以及普通螺纹等。

锯齿形螺纹(图 2-5-143a)具有较小角度的压力斜面, 能够保证螺纹按全部齿长接触。因此, 外载荷能沿螺纹衔接部分均匀地分布, 能够可靠地传递冲击能量。此外, 锯齿形螺纹具有较小的齿高, 使螺纹抗折断能力较好。但是, 这种螺纹由于承载接触面积较大而使其拆卸困难。此外, 其车制也较困难。由于以上原因, 使其应用范围受到了限制。

波浪形螺纹(图 2-5-143b)由于可以保证联接处钎杆端面直接接触而能够有效的传递冲击能量。此外, 衔接螺纹间无应力集中处, 使其不易损坏, 衔接螺纹中存在着径向间隙使联接和拆卸钎杆容易, 因而使其在矿山中应用很广泛。但是, 波浪形螺纹也有它的缺点, 那就是螺纹的接触面积较小, 使得螺纹很快地磨损。它的这种缺点, 已被反锯齿形螺纹所克服。

反锯齿形螺纹(图 2-5-143c), 亦称 HI-LEED 型螺纹。它吸收了锯齿形与波浪形螺纹的特点, 不仅螺纹

峰点宽度较大，而且这种螺纹允许的磨损面积较大，寿命可提高 50%。

## 27 提高刹车副寿命的配置

图 2-5-144a、c 为石油钻机的刹车配置，包括带刹车及辅助刹车。带刹车有较大的包角和自增强作用，刹车轮网内腔有强制循环水冷却，以增强散热效果，提高刹车副的使用寿命。

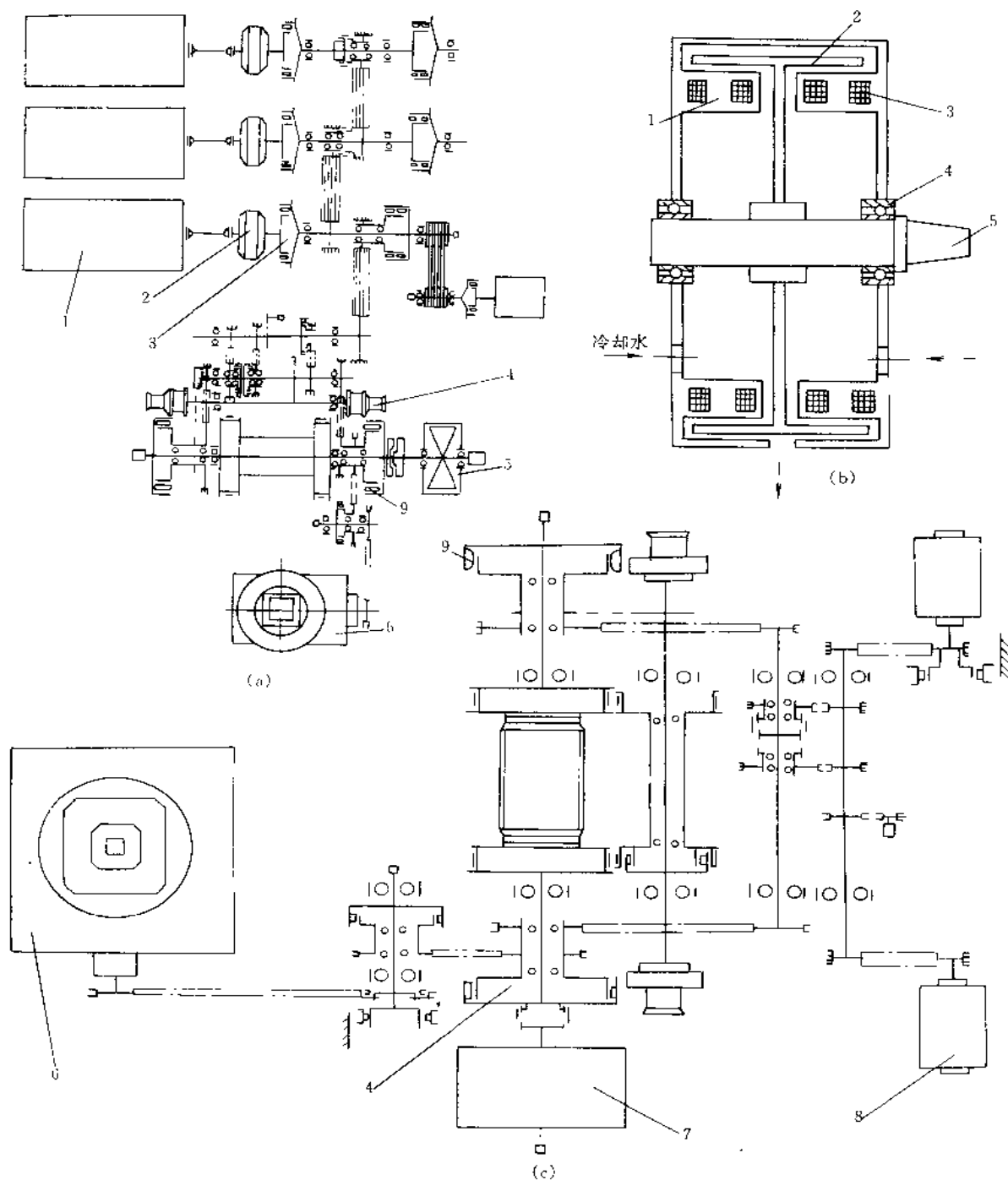


图 2-5-144 石油钻机的刹车配置及辅助刹车 (a) ~ (c)

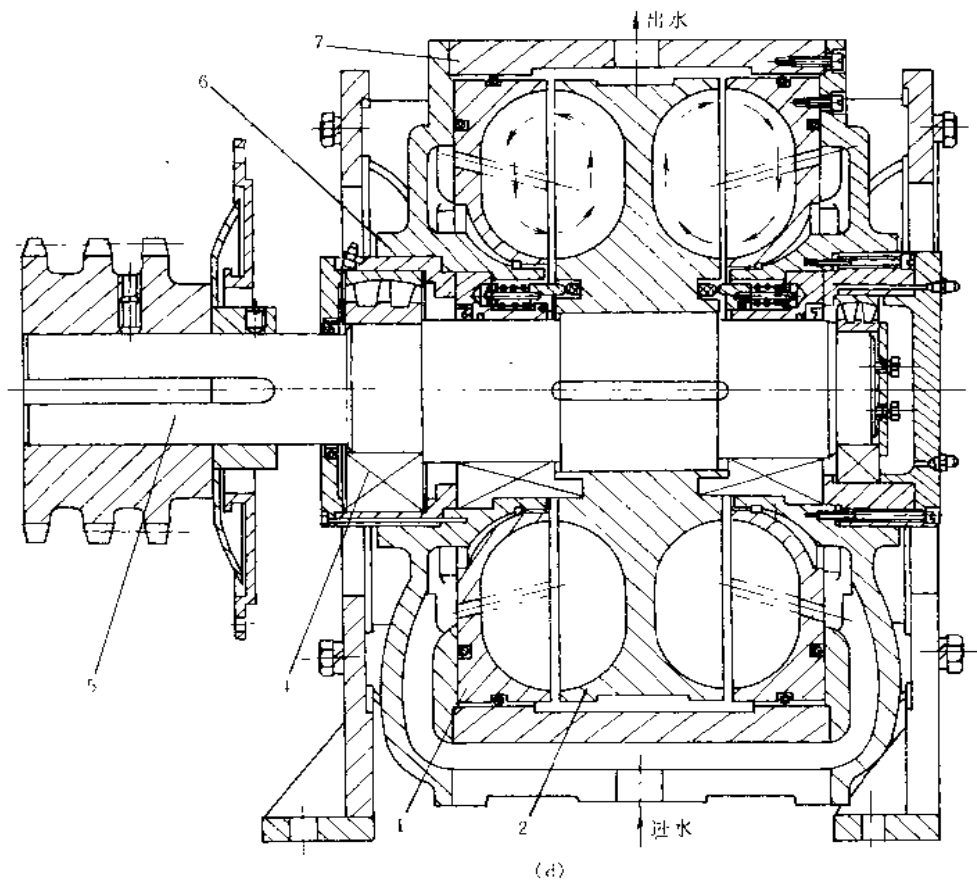


图 2-5-144 石油钻机的刹车配置及辅助刹车 (d)

- (a)、(c): 1—柴油机; 2—液力变矩器; 3—离合器; 4—绞车; 5—水刹车; 6—转盘;  
7—电磁涡流刹车; 8—直流电动机; 9—带刹车  
(b)、(d): 1—定子; 2—转子; 3—线匝; 4—轴承; 5—轴; 6—侧盖; 7—外壳

石油钻机还加有辅助刹车: 电磁涡流刹车(图 b), 或水刹车(图 d)。主要用于吸收下钻时的能量, 减少带刹车负荷与磨损, 提高使用寿命和确保下钻安全。辅助刹车只起辅助作用, 刹住时必须使用绞车带刹车。

电磁涡流刹车见图 b, 利用电磁涡流产生与固定磁场相反的磁场, 阻止转子在磁场中运动, 产生刹车转矩。

电磁涡流刹车线圈由单玻璃丝聚酰胺漆包线经绕制而成, 并经过两次真空浸漆处理, 绝缘等级为 F 级或 H 级, 线圈有可靠的密封结构。水冷电磁涡流刹车, 转子和线圈的下半部分浸泡在水中, 刹车过程中产生的热量由循环冷却水带出去。

水刹车典型结构如图 d, 它的转子与定子叶片均为辐射状直叶片, 叶片角度与运动方向成  $45^\circ$  角, 但两者叶片角度方向相反, 转子相对于定子有一定的偏心值, 下部间隙大, 上部间隙小, 以便将水箱的冷水吸入水刹车, 将其内部的热水排到水箱进行冷却。

下钻时, 滚筒轴带动水刹车转子旋转, 转子叶片水腔中的水受离心力作用甩向外缘, 被导流到定子叶片水腔, 并由外缘向心部流动, 又被导流到转子叶片水腔, 如此连续循环并形成小涡流, 转子叶片切割高速循环的液流, 形成刹车转矩。

## 28 利用真空主动轮驱动减少磁带磨损

图 2-5-145 是利用真空吸引主动轮传送磁带的驱动方式，用于数字电子计算机的磁带运行。转动的主动轮具有多孔的表面，磁带静止时，从这些孔吹出空气以减少磁带与主动轮之间的摩擦，走带时抽取内部空气使磁带与主动轮粘着，这种方法不会使磁带受损。

与真空主动轮带动磁带的方式相适应，带盘控制三种方式（图 2-5-146a~c）中也有利用真空拉引磁带的，如图 c。这种利用真空积带箱的控制方式，积带缓冲器惯性很小，故可高速动作，但由于磁带缓冲长度受到装置尺寸的限制，故不能很长，带盘伺服系统也不能太快。图中，在 A、B、C、D 四个阀的位置上检测出压力，以便控制磁带的弯曲部分处在 AB 和 CD 之间。

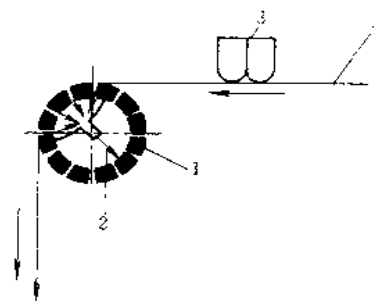


图 2-5-145 真空主动轮驱动方式  
1—空气主动轮；2—抽真空；  
3—磁头；4—磁带

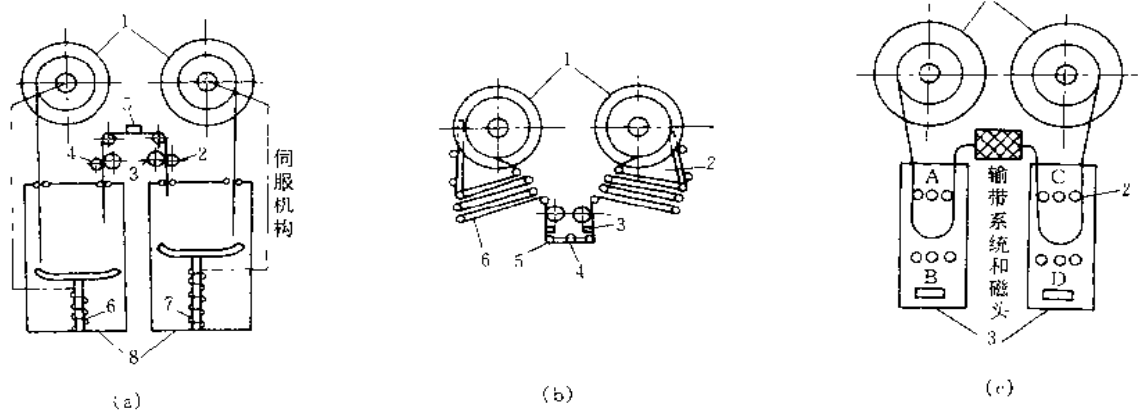


图 2-5-146 带盘控制方式

(a) 积带缓冲方式：1—磁带盘；2—压带轮；3—主动轮；4—压带轮；5—制动器；6、7—重量检测机构；8—积带器

(b) 张力杆方式：1—磁带盘；2—张力杆；3—衬垫；4—主动轮；5—磁头；6—磁带

(c) 真空积带箱控制方式：1—磁带盘；2—阀；3—真空泵

## 29 颚式破碎机带轮与偏心轴联接改进

过去矿山 PE400×600 颚式破碎机的带轮与偏心轴的联接一般都用键联接，轴端部用压板螺钉压紧，如图 2-5-147a，由于生产中冲击振动大，压板螺钉经常被拉断，加大螺钉后，键槽又被压溃，维修量大，也未很好解决，生产很不正常。

现改用双锥套胀紧联接如图 2-5-147b 后，保证了联接配合部位的过盈配合，提高了工作可靠性，延长了使用寿命。双锥套结构见图 2-5-148。

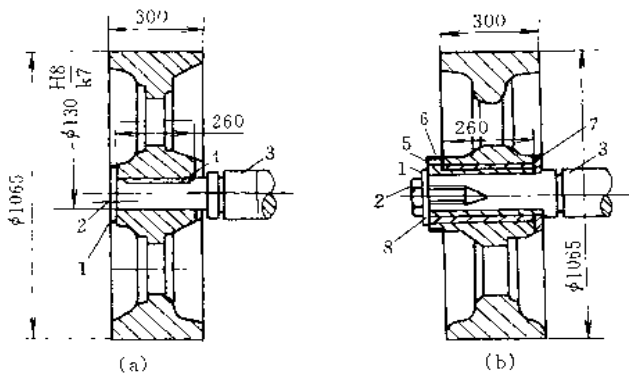


图 2-5-147 联接改进前后结构图

(a) 原联接结构; (b) 改进后双锥套结构

1—压板; 2—压板螺钉; 3—偏心轴; 4—平键; 5—外锥套; 6—控制垫; 7—内锥套; 8—顶卸螺钉

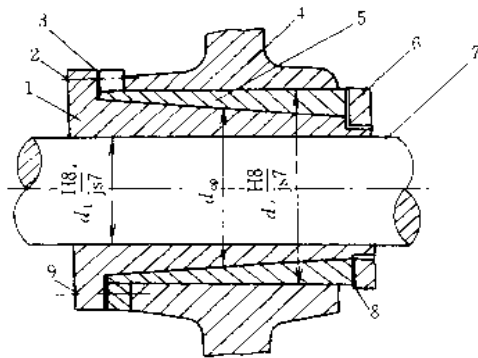


图 2-5-148 双锥套结构图

1—外锥套; 2—锁紧螺钉; 3、8—限位垫板; 4—轮毂; 5—内锥套; 6—锁紧螺母; 7—轴; 9—顶卸螺钉

### 30 塑料管件的金属镶件

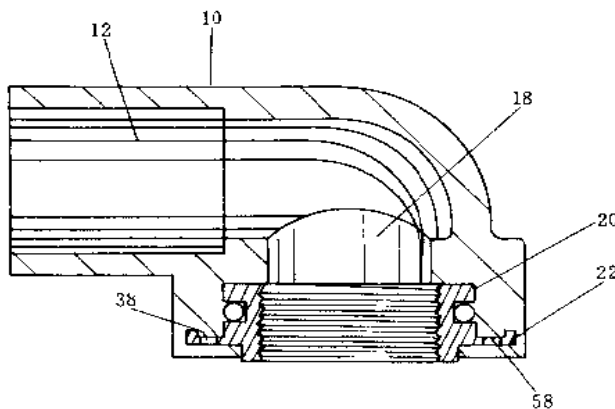


图 2-5-149 塑料管件的金属镶件

图示弯头以孔 12 与塑料管连接。

塑料管件耐腐蚀性好而强度差, 连接部位常因装配时受力过大而开裂。图 2-5-149 所示金属镶件可提高强度 (根据美国专利 5366257)。

镶件 18 用黄铜、青铜、铝、钢或不锈钢制成, 两圆面 20 及 22 滚花, 槽 38 防止金属与塑料热胀差别引起的分离。O 形圈防止局部分离引起的渗漏。镶件上还可加工孔 58, 有利于提高连接性及塑料部分的强度。

### 31 闸阀闸门的密封结构

图 2-5-150 为闸阀阀体上与闸板作运动接触部位的密封结构, 主要着眼于提高密封的可靠性及寿命 (根据美国专利 5366199)。

闸板 2 与阀体 1 之间主要密封件为密封环 5A 及 5B。该环用弹簧 11 紧压在闸板上。为了减小环的变形, 在弹簧与密封环之间布置垫环 10。为了防止管道 18 内的异物进入弹簧 11 的空间, 保证弹簧的正常功能, 设置了密封层 9。为了防止密封环被闸板的强大摩擦带动产生位移 (即便是小位移, 也容易损伤密封层 9), 在密封环内外两侧布置了保持环 17 及 14, 它们分别用螺钉 15 及 13 固定于盘 7, 盘 7 用螺栓固定于阀体 1。为了使盘 7、保持环 14 及 17 的位置稳定不变, 在各件接触面上分别制出凸凹定位结构 20、20' 及 22。为了



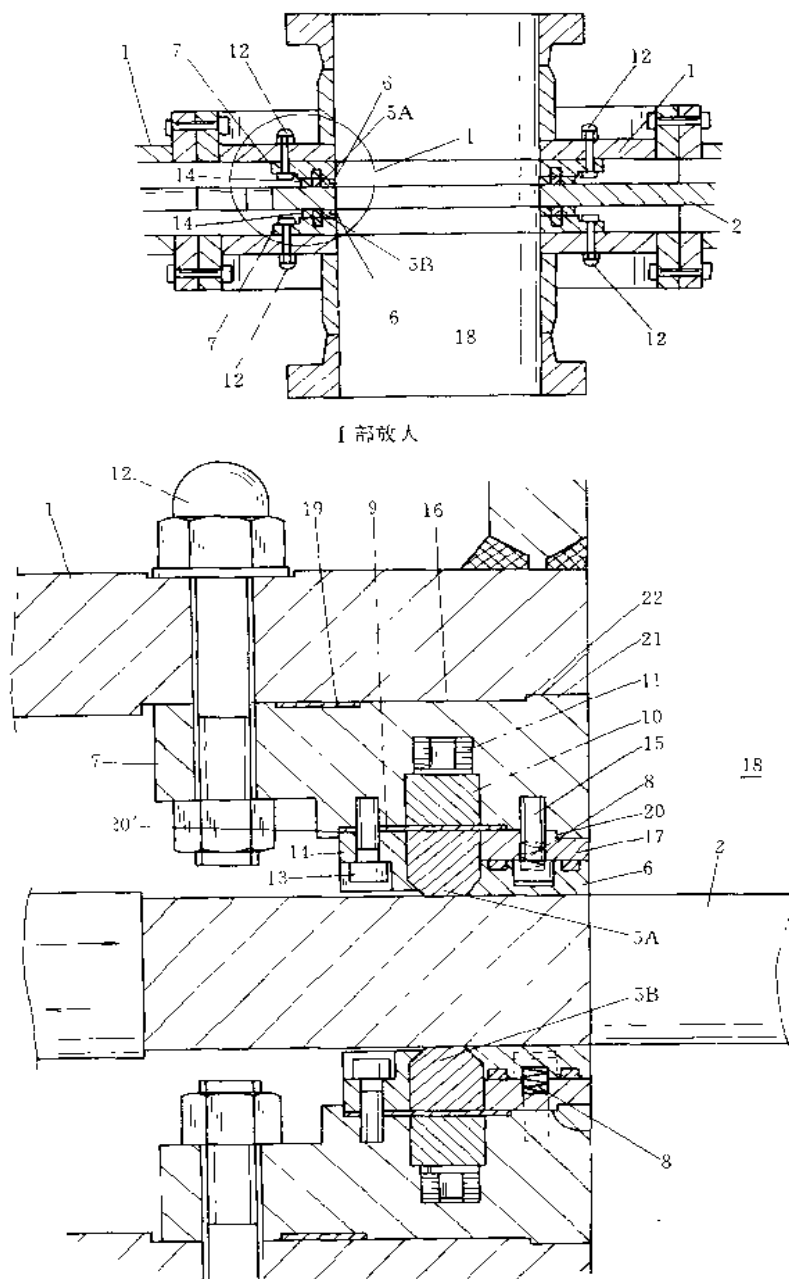


图 2-5-150 闸阀闸门的密封结构

保护密封环与闸板之间接触面的洁净度，减少密封环的磨损，在其内侧设置刮污环 6，它用弹簧 11 压在闸板表面上。此外，还设置密封层 19，防止盘 7 与阀体 1 之间的泄漏。

密封环 5A 及 5B 为软石墨材料，含 SC 碳及金属箔，如美国联合碳化物公司生产的产品，商品名 Grafoil。

当管道 18 内流体流向恒定时，例如，图示闸板 2 的上方恒为上游方，下方恒为下游方，则下游方的密封环 5B 可以省去弹簧 11 及垫环 10。

## 32 组合式驱动链轮

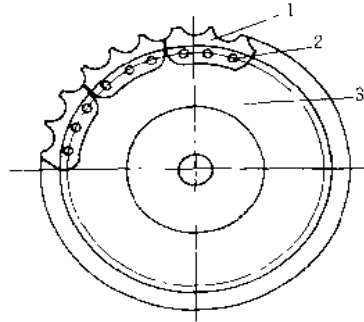


图 2-5-151 组合式驱动链轮示意图

1—齿圈节；2—固定螺钉；3—驱动轮毂

近年来，为保养维修的方便，在某些推土机上采用组合式驱动轮（图 2-5-151）。这种驱动轮由齿圈与轮毂组成，而齿圈则由几段齿圈节分别用螺钉紧固在驱动轮轮毂上组合而成，当某段齿圈节磨损后，即可就地更换，而无需拆卸其他零件，这不仅给保养维修带来很大方便，而且延长了驱动轮的使用寿命。

## 32 组合式驱动链轮

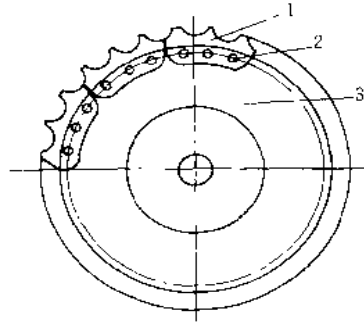


图 2-5-151 组合式驱动链轮示意图

1—齿圈节；2—固定螺钉；3—驱动轮毂

近年来，为保养维修的方便，在某些推土机上采用组合式驱动轮（图 2-5-151）。这种驱动轮由齿圈与轮毂组成，而齿圈则由几段齿圈节分别用螺钉紧固在驱动轮轮毂上组合而成，当某段齿圈节磨损后，即可就地更换，而无需拆卸其他零件，这不仅给保养维修带来很大方便，而且延长了驱动轮的使用寿命。

## 32 组合式驱动链轮

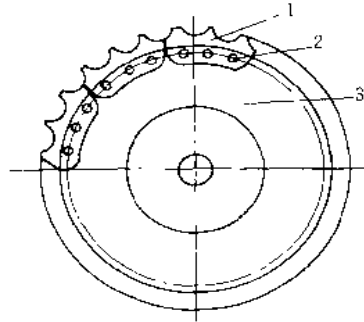


图 2-5-151 组合式驱动链轮示意图

1—齿圈节；2—固定螺钉；3—驱动轮毂

近年来，为保养维修的方便，在某些推土机上采用组合式驱动轮（图 2-5-151）。这种驱动轮由齿圈与轮毂组成，而齿圈则由几段齿圈节分别用螺钉紧固在驱动轮轮毂上组合而成，当某段齿圈节磨损后，即可就地更换，而无需拆卸其他零件，这不仅给保养维修带来很大方便，而且延长了驱动轮的使用寿命。

## 32 组合式驱动链轮

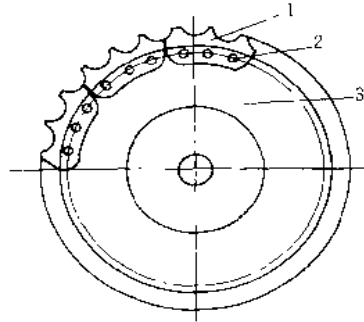


图 2-5-151 组合式驱动链轮示意图

1—齿圈节；2—固定螺钉；3—驱动轮毂

近年来，为保养维修的方便，在某些推土机上采用组合式驱动轮（图 2-5-151）。这种驱动轮由齿圈与轮毂组成，而齿圈则由几段齿圈节分别用螺钉紧固在驱动轮轮毂上组合而成，当某段齿圈节磨损后，即可就地更换，而无需拆卸其他零件，这不仅给保养维修带来很大方便，而且延长了驱动轮的使用寿命。

## 32 组合式驱动链轮

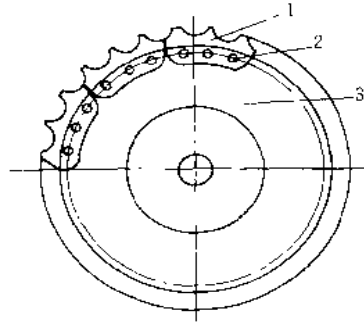


图 2-5-151 组合式驱动链轮示意图

1—齿圈节；2—固定螺钉；3—驱动轮毂

近年来，为保养维修的方便，在某些推土机上采用组合式驱动轮（图 2-5-151）。这种驱动轮由齿圈与轮毂组成，而齿圈则由几段齿圈节分别用螺钉紧固在驱动轮轮毂上组合而成，当某段齿圈节磨损后，即可就地更换，而无需拆卸其他零件，这不仅给保养维修带来很大方便，而且延长了驱动轮的使用寿命。

## 32 组合式驱动链轮

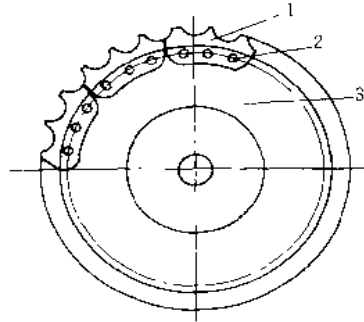


图 2-5-151 组合式驱动链轮示意图

1—齿圈节；2—固定螺钉；3—驱动轮毂

近年来，为保养维修的方便，在某些推土机上采用组合式驱动轮（图 2-5-151）。这种驱动轮由齿圈与轮毂组成，而齿圈则由几段齿圈节分别用螺钉紧固在驱动轮轮毂上组合而成，当某段齿圈节磨损后，即可就地更换，而无需拆卸其他零件，这不仅给保养维修带来很大方便，而且延长了驱动轮的使用寿命。

## 32 组合式驱动链轮

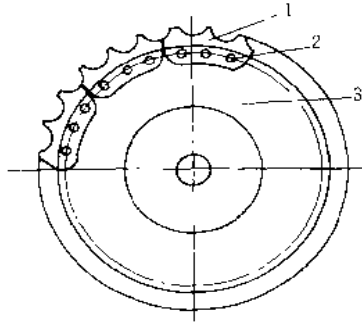


图 2-5-151 组合式驱动链轮示意图

1—齿圈节；2—固定螺钉；3—驱动轮毂

近年来，为保养维修的方便，在某些推土机上采用组合式驱动轮（图 2-5-151）。这种驱动轮由齿圈与轮毂组成，而齿圈则由几段齿圈节分别用螺钉紧固在驱动轮轮毂上组合而成，当某段齿圈节磨损后，即可就地更换，而无需拆卸其他零件，这不仅给保养维修带来很大方便，而且延长了驱动轮的使用寿命。



## 32 组合式驱动链轮

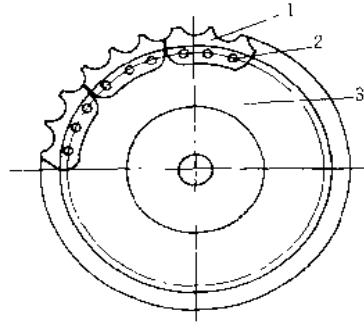


图 2-5-151 组合式驱动链轮示意图

1—齿圈节；2—固定螺钉；3—驱动轮毂

近年来，为保养维修的方便，在某些推土机上采用组合式驱动轮（图 2-5-151）。这种驱动轮由齿圈与轮毂组成，而齿圈则由几段齿圈节分别用螺钉紧固在驱动轮轮毂上组合而成，当某段齿圈节磨损后，即可就地更换，而无需拆卸其他零件，这不仅给保养维修带来很大方便，而且延长了驱动轮的使用寿命。

## 32 组合式驱动链轮

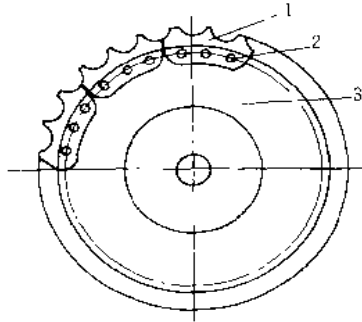


图 2-5-151 组合式驱动链轮示意图

1—齿圈节；2—固定螺钉；3—驱动轮毂

近年来，为保养维修的方便，在某些推土机上采用组合式驱动轮（图 2-5-151）。这种驱动轮由齿圈与轮毂组成，而齿圈则由几段齿圈节分别用螺钉紧固在驱动轮轮毂上组合而成，当某段齿圈节磨损后，即可就地更换，而无需拆卸其他零件，这不仅给保养维修带来很大方便，而且延长了驱动轮的使用寿命。

## 32 组合式驱动链轮

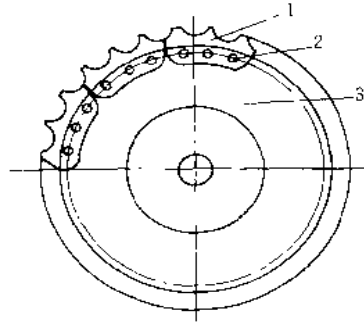


图 2-5-151 组合式驱动链轮示意图

1—齿圈节；2—固定螺钉；3—驱动轮毂

近年来，为保养维修的方便，在某些推土机上采用组合式驱动轮（图 2-5-151）。这种驱动轮由齿圈与轮毂组成，而齿圈则由几段齿圈节分别用螺钉紧固在驱动轮轮毂上组合而成，当某段齿圈节磨损后，即可就地更换，而无需拆卸其他零件，这不仅给保养维修带来很大方便，而且延长了驱动轮的使用寿命。