

液压气动习题库 填空题（1-100）答案

- 1、一部完整的机器一般主要由三部分组成，即动力部分、执行部分、传动部分。
- 2、液体传动是主要利用压力能、位能、动能的液体传动。
- 3、传动机构通常分为机械、电气、液压、气压。
- 4、液压传动由四部分组成即动力部分、执行部分、控制部分、辅助元件。
- 5、液压传动主要利用液体压力能的液体传动。
- 6、液体传动是以液体为工作介质的流体传动。包括液压和气压。
- 7、油液在外力作用下，液层间作相对运动时产生内摩擦力的性质，叫做粘性。
- 8、作用在液体内部所有质点上的力大小与受作用的液体质量成正比，这种力称为静压力。
- 9、作用在所研究的液体外表面上并与液体表面积成正比的力称为液面压力。
- 10、液体体积随压力变化而改变。在一定温度下，每增加一个单位压力，液体体积的相对变化值，称为液体弹性模量。
- 11、液压流体流动中，任意一点上的运动参数不随时间变化的流动状态称为定常流动，又称恒定流动。
- 12、伯努利方程是以液体流动过程中的流动参数来表示能量的一种数学表达式，即为能量方程。
- 13、液压泵是一种能量转换装置，它将机械能转换为液压能，是液压传动系统中的动力元件。
- 14、液压传动中所用的液压泵都是靠密封的工作容积发生变化而进行工作的，所以都属于容积式泵。
- 15、泵每转一弧度，由其几何尺寸计算而得到的排出液体的体积，称为排量。
- 16、在不考虑泄漏的情况下，泵在单位时间内排出的液体体积称为泵的理论流量。
- 17、泵在额定压力和额定转速下输出的实际流量称为泵的额定流量。
- 18、液压控制阀按用途分为方向、压力、流量三类。
- 19、液压控制阀按结构形式可分为：滑阀、转阀、锥阀、球阀、插装阀、叠加阀六类。
- 20、液压控制阀按连接方式可分为管式、板式、法兰、叠加、集成块五类。
- 21、根据结构不同，溢流阀可分为直动式、先导式两类。
- 22、直动型溢流阀可分为滑阀、锥阀、球阀三种形式。
- 23、溢流阀卸荷压力是指：当溢流阀作卸荷阀用时，额定流量下进、出油口的压力近似为零称卸荷压力。
- 24、顺序阀的功用是以控制压力作为控制信号，使多个执行元件自动地按先后顺序动作。
- 25、流量控制阀是通过改变截面积来改变局部阻力的大小，从而实现对流量的控制。
- 26、减压阀是使出口压力低于进口压力的减压装置。
- 27、定压输出减压阀有直动式和先导式两种结构形式。
- 28、节流阀主要是由阀体、阀芯、弹簧、调节螺栓四部分组成的。
- 29、节流阀主要是通过改变截面积来限制流量的。
- 30、负载变化时，通过节流阀的流量是变化的。
- 31、调速阀是由定差减压阀、节流阀构成的。
- 32、负载变化时，通过调速阀的流量是不变的。
- 33、进油节流调速时的流量阀是装在缸的进油路上。
- 34、回油节流调速时的流量阀是装在缸的回油路上。
- 35、旁油节流调速时的流量阀是装在缸的旁油路上。
- 36、低速轻载时一般选用进油节流调速和回油节流调速。
- 37、液压系统有速度稳定性要求时一般选用调速阀。
- 38、一个插装阀有三个油口，它们是控制口、进油口、出油口。
- 39、用多个插装阀的组合，可以构成压力阀、换向阀、流量阀。
- 40、叠加阀通过改装阀的进出油口，形成各个阀之间的直接连接。
- 41、蓄能器的作用是贮存和释放能量。

- 42、过滤器的作用是 滤去油液中的杂质。
- 43、密封件的作用是 防止泄漏。
- 44、锁紧回路的功用是在执行元件不工作时，切断其 进油路、回油路，准确地使它停留在 指定位置上。
- 45、浮动回路是把执行元件的进、回油路连通或同时接通油箱，借助于自重或负载的惯性力，使其处于无约束的 自由状态。
- 46、时间控制顺序动作回路是 用定时器 使多个缸按时间完成先后动作的回路。
- 47、所谓基本回路，就是由有关的 元件 组成，用来完成特定功能的典型油路。
- 48、增压回路用提高系统中 某一局部 的压力。它能使局部压力远远高于油源的压力。
- 49、卸荷回路的功用是，在液压泵的驱动电机不频繁起闭，且使液压泵在接近零压的情况下运转，以减少 功率损失 和 油液发热，延长泵和电机的使用寿命。
- 50、速度换接回路的功用是使 执行元件 在一个 运动 中，从一种运动速度变换到另一种运动速度。
- 51、节流调速回路它用定量泵供油，用节流阀(或调速阀)改变进入执行元件的流量使之变速。根据流量阀在回路中的位置不同，分为 进油、回油、旁油 三种回路。
- 52、速度控制回路包括 快速、调速、速度换接 三种回路。
- 53、液压系统设计的步骤一般有五步，它们是 工况分析、拟定液压系统图、计算和选择液压元件、计算压力损失、发热和温升、编制技术文件。
- 54、工况分析包括 运动分析 和 负载分析。
- 55、启动阶段的负载有 惯性力、静摩擦力、密封件摩擦力。
- 56、快进阶段的负载有 动摩擦力、密封件摩擦力。
- 57、工进阶段的负载有 动摩擦力、密封件摩擦力、负载。
- 58、空气压缩机简称空压机，是气源装置的核心，用以将原动机输出的机械能转化为 气压能。
- 59、空气压缩机按工作原理可分为 容积型、速度型 两种。
- 60、冷却器安装在空压机输出管路上，用于降低 压缩空气 的温度，并使压缩空气中的大部分水汽、油汽冷凝成水滴、油滴，以便经油水分离器析出。
- 61、目前使用的干燥方法主要是 加热 和 吸附。
- 62、过滤器用以除去 压缩空气 中的油污、水分和灰尘等杂质。
- 63、干燥器是为了进一步 分离 和 吸收 空气中的水分、油分，使之变为干燥空气，以满足品质要求较高的气动仪表、射流元件组成的系统使用。
- 64、气电转换器是把 气信号转换成电信号 的装置，即利用输入气信号的变化引起可动部件的位移来接通或断开电路，以输出电信号。
- 65、冷冻法是利用制冷设备使空气冷却到一定的 温度，析出空气中超过饱和水蒸汽压部分的水分，以降低其含湿量，增加干燥程度的方法。
- 66、油雾器可分为 一次油雾器、二次油雾器 两种。
- 67、吸附法是利用 硅胶、铝胶、分子筛、焦碳 等吸附剂吸收压缩空气中的水分，使压缩空气得到干燥的方法。
- 68、油水分离器主要是用 重力、离心力、碰撞 等方法使压缩空气中凝聚的水分、油分等杂质从压缩空气中分离出来，让压缩空气得到初步净化。
- 69、气压传动简称气动，是指以 压缩空气 为工作介质来传递动力和控制信号，控制和驱动各种机械和设备以生产实现生产过程机械化、自动化的一门技术。
- 70、典型的气压传动系统由 气源、执行装置、控制部分、辅助部分 四个部分组成。
- 71、执行元件是以压缩空气为工作介质，并将压缩空气的 气压能 转变为 机械能 的能量转换装置。
- 72、控制元件又称操纵、运算、检测元件，是用来控制 气动系统 的压力、流量和流动方向等。
- 73、对于单作用气缸而言，压缩空气 使气缸朝一个方向运动，气缸另一个方向的运动由 弹簧力或自重完成。
- 74、磁耦合式无杆气缸的活塞运动时，通过 活塞上的磁环 带动缸体外的滑块运动。

- 75、流量控制阀通过控制阀的过流面积来控制气动执行元件的运动速度。而气体流量的控制是通过改变流量控制阀的流通面积来实现的。
- 76、按控制方法不同气缸分为双作用、单作用两种。
- 77、减压阀的功用是将系统压力减到每台装置需要的压力并保证减压后压力值稳定。减压阀按调压方式分为定值和定差两大类。
- 78、气动逻辑元件的特点是气流通径口径较大、抗污染能力强、结构简单、成本低、工作寿命长、响应速度慢。
- 79、气动逻辑元件按逻辑功能分为与门、或门、是门、非门、禁门、双稳。
- 80、要使逻辑与的输出端有信号，必须使输入信号和控制信号同时有信号。
- 81、要使逻辑或的输出端无信号，必须使输出端与排气口相通。
- 82、要使逻辑非的输出端有信号，必须使控制端无信号。
- 83、要使逻辑与非的输出端有信号，必须使控制端同时无信号。
- 84、要使逻辑或非的输出端无信号，必须使控制端同时有信号。
- 85、一套缸阀单元包括一个单杆缸、一个两位五通双气控换向阀、两个行程阀。
- 86、在 X-D 图中，动作线用粗实线表示，起点是圆圈，终点是叉叉。
- 87、在 X-D 图中，信号线用细实线表示，起点是圆圈，终点是叉叉。
- 88、原始信号是没有经过逻辑处理的信号。
- 89、执行信号是经过逻辑处理的信号。
- 90、有障信号包含有障段和无障段两段。
- 91、所谓消障，就是要消除有障信号的有障段。
- 92、画完整的 X-D 图，一般是先画格式，再填动作线，再填信号线，再判别有无障碍，再消除障碍。
- 93、常用的消除障碍的方法有原始信号和增加中间记忆元件。
- 94、电子气动主要是用电子控制来取代气动控制，实现电子技术和气动技术的结合。
- 95、数字量传感器主要用于信号检测。
- 96、数字量传感器从使用角度分为位置、速度、角度。
- 97、光电传感器是将光信号转变为电信号的能量转换器件。
- 98、透射式光电传感器几乎可检测所有材质的物质。
- 99、电磁式传感器是通过感性磁场的变化来检测物质，只能检测磁性物质。
- 100、电容式传感器是通过电容量的变化来检测物质，它能检测非磁性物质。

选择题（101-200）答案

- 101、液压传动是利用液体的B来传递运动和动力的。
A 动能 B 压力能 C 位能 D 前三者都是
- 102、液压传动是利用液体的压力能与D之间的转换来传递能量的。
A 动能 B 势能 C 位能 D 机械能
- 103、液压与气压传动都是利用密封容积的A来实现能量传递的。
A 变化 B 恒定 C 变大 D 变小
- 104、千斤顶的增力原理为C。
A 杠杆增力 B 液压增力 C 杠杆增力和液压增力 D 前三者都是
- 105、千斤顶在工作时，小活塞上受的力（压强）与大活塞上受的力（压强）A。
A 相等 B 小活塞上受的力大 C 小活塞上受的力小 D 三者都不是
- 106、千斤顶在工作时，小活塞比大活塞运动得A。
A 快 B 慢 C 相等 D 前三者都不是
- 107、液压传动中的功率 P 可以用C乘积来表示。
A 压力 p 和速度 v B 速度 v 和流量 q C 压力 p 和流量 q D 前三者都不是
- 108、液压与气压传动系统除工作介质外，由C部分组成。
A 二个 B 三个 C 四个 D 五个

- 109、动力元件是将原动机输入的机械能转换成流体的 C，为系统提供动力。
A 动能 B 位能 C 压力能 D 压力
- 110、执行元件是将流体的 C 转换成机械能。
A 动能 B 位能 C 压力能 D 压力
- 111、控制元件可以控制系统的 D。
A 压力 B 流量 C 流动方向 D 前三者都是
- 112、下列元件不是辅助元件的是 D。
A 油管 B 管接头 C 蓄能器 D 换向阀
- 113、下列元件不是控制元件的是 A。
A 油缸 B 溢流阀 C 节流阀 D 换向阀
- 114、下列元件不是执行元件的是 D。
A 油缸 B 气缸 C 液压马达 D 换向阀
- 115、下列元件不是动力元件的是 C。
A 齿轮泵 B 空压机 C 液压马达 D 叶片泵
- 116、液压传动可以实现大范围的 A。
A 无级调速 B 调速 C 有级调速 D 分级调速
- 117、液压传动不宜用于 C 的场合。
A 大传动比 B 小传动比 C 精确传动比 D 变传动比
- 118、气压传动中空气的粘度很小，因而空气流动时的 B。
A 阻力损失大 B 阻力损失小 C 流量损失大 D 流量损失小
- 119、液体在流动时产生 C 的特性称为粘性。
A 摩擦力 B 外摩擦力 C 内摩擦力 D 静摩擦力
- 120、静止液体不显示 A。
A 粘性 B 压力 C 温度 D 密度
- 121、常用的粘度有 D。
A 动力粘度 B 运动粘度 C 相对粘度 D 前三者都是
- 122、动力粘度的法定计量单位为 A。
A Pa.s B Pa.m C Pa.ms D Pas.m
- 123、运动粘度的法定计量单位为 C。
A Pa.s B m/s C m^2/s D Nm/s
- 124、流体的粘度随温度的增加而 B。
A 变大 B 变小 C 不变 D 不确定
- 125、当系统的工作压力较高时，宜选用粘度 A 的液压油。
A 较高 B 较低 C 不变 D 不确定
- 126、静止液体中任一点的静压力在各个方向上是 D。
A 较高的 B 较低的 C 不等的 D 相等的
- 127、 $p=p_0+\rho gh$ ，式中的 p_0 为 A。
A 液面压力 B 大气压力 C 液体压力 D 固体压力
- 128、静止液体具有的能量形式为 C。
A 压力能 B 位能 C 压力能和位能 D 动能和位能
- 129、等压面是由同一种液体中压力 D 点构成的水平面。
A 较高的 B 较低的 C 不等的 D 相等的
- 130、密封容器中静止液体的液面压力发生变化，则静止液体中任一点的 B 也同样变化。
A 流量 B 压力 C 方向 D 速度
- 131、液压系统的工作压力完全取决于 D。
A 流量 B 压力 C 方向 D 外负载
- 132、流量连续性方程是 C 在流体力学中的表达形式。
A 能量守恒定律 B 动量定理 C 质量守恒定律 D 其他
- 133、伯努力方程是 A 在流体力学中的表达形式。
A 能量守恒定律 B 动量定理 C 质量守恒定律 D 其他
- 134、液体流经薄壁小孔的流量与孔口面积的 A 和小孔前后压力差的 成正比。

- A 一次方, 1/2 次方 B 1/2 次方, 一次方
C 二次方, 一次方 D 三次方, 一次方
135. 双作用叶片泵具有 B 的结构特点。
A 作用在转子和定子上的液压径向力不平衡
B 作用在转子和定子上的液压径向力平衡
C 作用在转子和定子上的液压轴向力不平衡
D 作用在转子和定子上的液压径向力平衡
136. 单作用叶片泵具有 A 的结构特点
A 改变定子和转子之间的偏心可改变排量
B 改变定子和叶片之间的偏心可改变排量
C 改变叶片和转子之间的偏心可改变排量
D 改变叶片和叶片之间的偏心可改变排量
137. 一水平放置的双伸出杆液压缸, 采用三位四通电磁换向阀, 要求阀处于中位时, 液压泵卸荷, 且液压缸浮动, 其中位机能应选用 D。
A O 型 B M 型 C Y 型 D H 型
138. 一水平放置的双伸出杆液压缸, 采用三位四通电磁换向阀, 要求阀处于中位时, 液压泵卸荷, 且液压缸闭锁不动, 其中位机能应选用 B。
A O 型 B M 型 C Y 型 D H 型
139. 有两个调整压力分别为 5MPa 和 10MPa 的溢流阀串联在液压泵的出口, 泵的出口压力为 B。
A 5MPa B 10MPa C 15MPa D 20MPa
140. 有两个调整压力分别为 5MPa 和 10MPa 的溢流阀并联在液压泵的出口, 泵的出口压力为 A。
A 5MPa B 10MPa C 15MPa D 20MPa
141. 在下面几种调速回路中, C 中的溢流阀是安全阀。
A 定量泵和调速阀的进油节流调速回路
B 定量泵和旁通型调速阀的节流调速回路
C 定量泵和节流阀的旁路节流调速回路
D 定量泵和变量马达的闭式调速回路
142. 在下面几种调速回路中, A 中的溢流阀是稳压阀。
A 定量泵和调速阀的进油节流调速回路
B 定量泵和旁通型调速阀的节流调速回路
C 定量泵和节流阀的旁路节流调速回路
D 定量泵和变量马达的闭式调速回路
143. 为平衡重力负载, 使运动部件不会因自重而自行下落, 在恒重力负载情况下, 采用 顺序阀 作平衡阀,
A 内控内泄式 B 内控外泄式 C 外控内泄式 D 外控外泄式
144. 为平衡重力负载, 使运动部件不会因自重而自行下落, 在受重力负载情况下, 采用 B 顺序阀作限速锁。
A 内控内泄式 B 内控外泄式 C 外控内泄式 D 外控外泄式
145. 顺序阀在系统中作卸荷阀用时, 应选用 A 型,
A 内控内泄式 B 内控外泄式 C 外控内泄式 D 外控外泄式
146. 顺序阀在系统中作背压阀时, 应选用 C 型。
A 内控内泄式 B 内控外泄式 C 外控内泄式 D 外控外泄式
147. 双伸出缸液压缸, 采用活塞杆固定安装, 工作台的移动范围为缸筒有效行程的 B。
A 1 倍 B 2 倍 C 3 倍 D 4 倍
148. 双伸出缸液压缸, 采用缸筒固定安装, 工作台的移动范围为活塞有效行程的 C。
A 1 倍 B 2 倍 C 3 倍 D 4 倍
149. 对于速度低、换向次数不多、定位精度要求高的外圆磨床, 采用 B 液压操纵箱。

- (A) 时间制动控制式 B 行程制动控制式 C 时间、行程混合控制式 D 其他
150. 要求多路换向阀控制的多个执行元件实现两个以上执行机构的复合动作，多路换向阀的连接方式为 B。
- A 串联油路 B 并联油路 C 串并联油路 D 其他
151. 要求多路换向阀控制的多个执行元件实现顺序动作，多路换向阀的连接方式为 A。
- A 串联油路 B 并联油路 C 串并联油路 D 其他
152. 在下列调速回路中，A 为流量适应回路，
- A 限压式变量泵和调速阀组成的调速回路
B 差压式变量泵和调速阀组成的调速回路
C 定量泵和旁通型调速阀（溢流节流阀）组成的调速回路
D 恒功率变量泵调速回路
153. 当 a 或 b 任一孔有气信号，s 口就有输出的逻辑元件是 C。
- A 与门 B 禁门 C 或门 D 三门
154. 当 a、b 两孔同时有气信号时，s 口才有信号输出的逻辑元件是 A。
- A 与门 B 禁门 C 或门 D 三门
155. 容积调速回路中，C 的调节为恒功率调节。
- A 变量泵—变量马达 B 变量泵—定量马达 C 定量泵—变量马达 D 定量泵—定量马达
156. 已知单活塞杆液压缸的活塞直径 D 为活塞杆直径 d 的两倍，差动连接的快进速度等于非差动连接前进速度的 D。
- A 1 倍 B 2 倍 C 3 倍 D 4 倍
157. 已知单活塞杆液压缸的活塞直径 D 为活塞杆直径 d 的两倍，差动连接的快进速度等于快退速度的 C。
- A 1 倍 B 2 倍 C 3 倍 D 4 倍
158. 用同样定量泵，节流阀，溢流阀和液压缸组成下列几种节流调速回路，B 能够承受负值负载。
- A 进油节流调速回路 B 回油节流调速回路 C 旁路节流调速回路 D 其它
159. 用同样定量泵，节流阀，溢流阀和液压缸组成下列几种节流调速回路，C 的速度刚性最差，回路效率最高。
- A 进油节流调速回路 B 回油节流调速回路 C 旁路节流调速回路 D 其它
160. 为保证负载变化时，节流阀的前后压力差不变，使通过节流阀的流量基本不变，往往将节流阀与 B 串联组成调速阀。
- A 减压阀 B 定差减压阀 C 溢流阀 D 差压式溢流阀
161. 为保证负载变化时，节流阀的前后压力差不变，使通过节流阀的流量基本不变，将节流阀与 C 并联组成旁通型调速阀。
- A 减压阀 B 定差减压阀 C 溢流阀 D 差压式溢流阀
162. 在定量泵与调速阀的节流回路中，调速阀可以安放在回路的 D。
- A 进油路 B 回油路 C 旁油路 D 前三者均可
163. 旁通型调速回路调速阀只能安放在回路的 C。
- A 进油路 B 回油路 C 旁油路 D 前三者均可
164. 液压缸的种类繁多，A 不能作双作用液压缸。
- A 柱塞缸 B 活塞缸 C 摆动缸 D 伸缩缸
165. 液压缸的种类繁多，A 只能作单作用液压缸。
- A 柱塞缸 B 活塞缸 C 摆动缸 D 伸缩缸
166. 下列液压马达中，A 为低速马达。
- A 齿轮马达 B 叶片马达 C 轴向柱塞马达 D 径向柱塞马达
167. 三位四通电磁换向阀的液动滑阀为弹簧对中位，其先导电磁换向阀中位必须是 C 机能，
- A H 型 B M 型 C Y 型 D P 型
168. 为保证锁紧迅速、准确，采用了双向液压锁的汽车起重机支腿油路的换向阀应选用 B 中位机能。

A H型 B M型 C Y型 D P型

169、为保证锁紧迅速、准确，采用液控单向阀的压力机保压回路，在保压工况液压泵卸载，其换向阀应选用A中位机能。

A H型 B M型 C Y型 D P型

170. 液压泵单位时间内排出油液的体积称为泵的流量。泵在额定转速和额定压力下的输出流量称为C。

A 实际流量 B 理论流量 C 额定流量 D 流量

171、液压泵单位时间内排出油液的体积称为泵的流量。泵在没有泄漏的情况下，根据泵的几何尺寸计算而得到的流量称为B，它等于排量 and 转速的乘积。

A 实际流量 B 理论流量 C 额定流量 D 流量

172. 在实验中或工业生产中，常把零压差下的流量（即负载为零时泵的流量）视为B。

A 实际流量 B 理论流量 C 额定流量 D 流量

173、有些液压泵在工作时，每一瞬间的流量各不相同，但在每转中按同一规律重复变化，这就是泵的流量脉动。瞬时流量一般指的是瞬时B。

A 实际流量 B 理论流量 C 额定流量 D 流量

174. 对于双作用叶片泵，如果配油窗口的间距角小于两叶片间的夹角，会导致不能保证吸、压油腔之间的密封，使泵的容积效率太低；又由于加工安装误差，难以在工艺上实现，配油窗口的间距角不可能等于两叶片间的夹角，所以配油窗口的间距夹角必须A两叶片间的夹角。

A 大于 B 小于 C 等于 D 都不是

175. 双作用式叶片泵中，当配油窗口的间隔夹角>定子圆弧部分的夹角>两叶片的夹角时，存在A。

A 困油现象 B 无困油现象 C 不能吸油 D 不能压油

176、双作用式叶片泵中，当定子圆弧部分的夹角>配油窗口的间隔夹角>两叶片的夹角时，存在B。

A 困油现象 B 无困油现象 C 不能吸油 D 不能压油

177、当配油窗口的间隔夹角>两叶片的夹角时，单作用叶片泵A。

A 困油现象 B 无困油现象 C 不能吸油 D 不能压油

178、当配油窗口的间隔夹角<两叶片的夹角时，单作用叶片泵B。

A 困油现象 B 无困油现象 C 不能吸油 D 不能压油

179. 双作用叶片泵的叶片在转子槽中的安装方向是B。

A 径向安装 B 前倾一角度 C 后倾一角度 D 轴向安装

180、限压式变量叶片泵的叶片在转子槽中的安装方向是C。

A 径向安装 B 前倾一角度 C 后倾一角度 D 轴向安装

181. 已知单活塞杆液压缸两腔有效面积 $A_1=2A_2$ ，液压泵供油流量为 q ，如果将液压缸差动连接，活塞实现差动快进，那么进入大腔的流量是B。

A $0.5q$ B $1.5q$ C $1.75q$ D $2q$

182、已知单活塞杆液压缸两腔有效面积 $A_1=2A_2$ ，液压泵供油流量为 q ，如果不差动连接，则小腔的排油流量是A。

A $0.5q$ B $1.5q$ C $1.75q$ D $2q$

183. 在泵—缸回油节流调速回路中，三位四通换向阀处于不同位置时，可使液压缸实现快进—工进—端点停留—快退的动作循环。试分析：在C工况下，缸输出功率最小。

A 快进 B 工进 C 端点停留 D 快退

184. 系统中中位机能为 P 型的三位四通换向阀处于不同位置时，可使单活塞杆液压缸实现快进—慢进—快退的动作循环。试分析：液压缸在运动过程中，如突然将换向阀切换到中间位置，此时缸的工况为D。（不考虑惯性引起的滑移运动）

A 停止运动 B 慢进 C 快退 D 快进

185、系统中中位机能为 P 型的三位四通换向阀处于不同位置时，可使单活塞杆液压缸实现快进—慢进—快退的动作循环。试分析：液压缸在运动过程中，如将单活塞杆缸换成双活塞杆缸，当换向阀切换到中位置时，缸的工况为A。

A 停止运动 B 慢进 C 快退 D 快进

186. 在减压回路中, 减压阀调定压力为 p_j , 溢流阀调定压力为 p_y , 主油路暂不工作, 二次回路的负载压力为 p_L 。若 $p_y > p_j > p_L$, 减压阀阀口状态为 A。

A 阀口处于小开口的减压工作状态

B 阀口处于完全关闭状态, 不允许油流通过阀口

C 阀口处于基本关闭状态, 但仍允许少量的油流通过阀口流至先导阀

D 阀口处于全开启状态, 减压阀不起减压作用

187. 系统中采用了内控外泄顺序阀, 顺序阀的调定压力为 p_x (阀口全开时损失不计), 其出口负载压力为 p_L 。当 $p_L > p_x$ 时, 顺序阀进、出口压力间的关系为 D。

A $p_1 = p_x$, $p_2 = p_L$ ($p_1 \neq p_2$)

B $p_1 = p_2 = p_L$

C p_1 上升至系统溢流阀调定压力 $p_1 = p_y$, $p_2 = p_L$

D $p_1 = p_2 = p_x$

188. 当控制阀的开口一定, 阀的进、出口压力差 $\Delta p < (3 \sim 5) \times 10^5 \text{Pa}$ 时, 随着压力差 Δp 变小, 通过节流阀的流量 B。

A 增加 B 减少 C 基本不变 D 无法判断

189. 当控制阀的开口一定, 阀的进、出口压力差 $\Delta p < (3 \sim 5) \times 10^5 \text{Pa}$ 时, 随着压力差 Δp 变小; 通过调速阀的流量 C。

A 增加 B 减少 C 基本不变 D 无法判断

190. 当控制阀的开口一定, 阀的进、出口压力差 $\Delta p > (3 \sim 5) \times 10^5 \text{Pa}$ 时, 随着压力差 Δp 增加, 压力差的变化对节流阀流量变化的影响 A。

A 越大 B 越小 C 基本不变 D 无法判断

191. 当控制阀的开口一定, 阀的进、出口压力差 $\Delta p > (3 \sim 5) \times 10^5 \text{Pa}$ 时, 随着压力差 Δp 增加, 压力差的变化对调速阀流量变化的影响 C。

A 越大 B 越小 C 基本不变 D 无法判断

192. 当控制阀的开口一定, 阀的进、出口压力相等时, 通过节流阀的流量为 A。

A 0 B 某调定值 C 某变值 D 无法判断

193. 当控制阀的开口一定, 阀的进、出口压力相等时, 通过调速阀的流量为 A。

A 0 B 某调定值 C 某变值 D 无法判断

194. 在回油节流调速回路中, 节流阀处于节流调速工况, 系统的泄漏损失及溢流阀调压偏差均忽略不计。当负载 F 增加时, 泵的输入功率 C。

A 增加 B 减少 C 基本不变 D 可能增加也可能减少

195. 在调速阀旁路节流调速回路中, 调速阀的节流开口一定, 当负载从 F_1 降到 F_2 时, 若不考虑泵内泄漏变化的因素时, 缸运动速度 v 可视为 C。

A 增加 B 减少 C 不变 D 无法判断

196. 在气体状态变化的 A 过程中, 系统靠消耗自身的内能对外做功。

A 等容过程 B 等压过程 C 等温过程 D 绝热过程

197. 在气体状态变化的 C 过程中, 无内能变化, 加入系统的热量全部变成气体所做的功。

A 等容过程 B 等压过程 C 等温过程 D 绝热过程

198. 每立方米的湿空气中所含水蒸气的质量称为 B。

A 绝对湿度 B 相对湿度 C 含湿量 D 析水量

199. 每千克质量的干空气中所混合的水蒸气的质量称为 C。

A 绝对湿度 B 相对湿度 C 含湿量 D 析水量

200. 在亚声速流动时, 管道截面缩小, 气流速度 C。

A 增加 B 不变 C 减小 D 不确定

液压气动习题库（判断题）

(201-300)

1. 1. 液压缸活塞运动速度只取决于输入流量的大小, 与压力无关。 (○)

2. 液体流动时，其流量连续性方程是能量守恒定律在流体力学中的一种表达形式。（×）
3. 理想流体伯努力方程的物理意义是：在管内作稳定流动的理想流体，在任一截面上的压力能、势能和动能可以互相转换，但其总和不变。（○）
4. 雷诺数是判断层流和紊流的判据。（×）
5. 薄壁小孔因其通流量与油液的粘度无关，即对油温的变化不敏感，因此，常用作调节流量的节流器。（○）
6. 流经缝隙的流量随缝隙值的增加而成倍增加。（×）
7. 流量可改变的液压泵称为变量泵。（×）
8. 定量泵是指输出流量不随泵的输出压力改变的泵。（×）
9. 当液压泵的进、出口压力差为零时，泵输出的流量即为理论流量。（○）
10. 配流轴式径向柱塞泵的排量 q 与定子相对转子的偏心成正比，改变偏心即可改变排量。（○）
11. 双作用叶片泵因两个吸油窗口、两个压油窗口是对称布置，因此作用在转子和定子上的液压径向力平衡，轴承承受径向力小、寿命长。（○）
12. 双作用叶片泵的转子叶片槽根部全部通压力油是为了保证叶片紧贴定子内环。（×）
13. 液压泵产生困油现象的充分且必要的条件是：存在闭死容积且容积大小发生变化。（○）
14. 齿轮泵多采用变位齿轮是为了减小齿轮重合度，消除困油现象。（×）
15. 液压马达与液压泵从能量转换观点上看是互逆的，因此所有的液压泵均可以用来做马达使用。（×）
16. 因存在泄漏，因此输入液压马达的实际流量大于其理论流量，而液压泵的实际输出流量小于其理论流量。（○）
17. 双活塞杆液压缸又称为双作用液压缸，单活塞杆液压缸又称为单作用液压缸。（×）
18. 滑阀为间隙密封，锥阀为线密封，后者不仅密封性能好而且开启时无死区。（○）
19. 节流阀和调速阀都是用来调节流量及稳定流量的流量控制阀。（×）
20. 单向阀可以用来作背压阀。（×）
21. 同一规格的电磁换向阀机能不同，可靠换向的最大压力和最大流量不同。（○）
22. 因电磁吸力有限，对液动力较大的大流量换向阀则应选用液动换向阀或电液换向阀。（○）
23. 串联了定值减压阀的支路，始终能获得低于系统压力调定值的稳定的工作压力。（×）
24. 增速缸和增压缸都是柱塞缸与活塞缸组成的复合形式的执行元件。（×）
25. 变量泵容积调速回路的速度刚性受负载变化影响的原因与定量泵节流调速回路有根本的不同，负载转矩增大泵和马达的泄漏增加，致使马达转速下降。（○）

26. 采用调速阀的定量泵节流调速回路，无论负载如何变化始终能保证执行元件运动速度稳定。（×）
27. 旁通型调速阀（溢流节流阀）只能安装在执行元件的进油路上，而调速阀还可安装在执行元件的回油路和旁油路上。（○）
28. 油箱在液压系统中的功用是储存液压系统所需的足够油液。（×）
29. 在变量泵—变量马达闭式回路中，辅助泵的功用在于补充泵和马达的泄漏。（×）
30. 因液控单向阀关闭时密封性能好，故常用在保压回路和锁紧回路中。（○）
31. 同步运动分速度同步和位置同步，位置同步必定速度同步；而速度同步未必位置同步。（○）
32. 压力控制的顺序动作回路中，顺序阀和压力继电器的调定压力应为执行元件前一动作的最高压力。（×）
33. 为限制斜盘式轴向柱塞泵的柱塞所受的液压侧向力不致过大，斜盘的最大倾角 α_{\max} 一般小于 $18^\circ \sim 20^\circ$ 。（○）
34. 当液流通过滑阀和锥阀时，液流作用在阀芯上的液动力都是力图使阀口关闭的。（×）
35. 流体在管道中作稳定流动时，同一时间内流过管道每一截面的质量相等。（○）
36. 空气的粘度主要受温度变化的影响，温度增高，粘度变小。（×）
37. 在气体状态变化的等容过程中，气体对外不做功，气体温度升高，压力增大，系统内能增加。（○）
38. 气体在管道中流动，随着管道截面扩大，流速减小，压力增加。（×）
39. 在放气过程中，一般当放气孔面积较大、排气较快时，接近于绝热过程；当放气孔面积较小、气壁导热又好时，则接近于等温过程。（○）
40. 气动三大件是气动元件及气动系统使用压缩空气质量的最后保证。其安装次序依进气方向为减压阀、分水滤气器、油雾器。（×）
41. 液面压力就是大气压力。（×）
42. 减缓阀门的关闭速度可以降低液压冲击。（○）
43. 液压传动中对管道内油液的最大速度不加以限制。（×）
44. 液压传动中的压力是能量的一种表现形式。（○）
45. 静止液体不表现出粘性。（○）
46. 流动液体是不可压缩的液体。（×）
47. 液压传动中的能量损失就是压力损失。（○）
48. 齿轮泵的密封容积是不变的。（×）
49. 齿轮泵的困油容积是变化的。（○）
50. 外啮合齿轮泵的径向泄漏最大。（×）
51. 外啮合齿轮泵的径向力是不平衡的。（○）
52. 双作用叶片泵的转子转一整转，完成两次吸油和两次压油。（○）
53. 双作用叶片泵的定子内表面的易磨损区在压油区。（×）
54. 双作用叶片泵的叶片是前倾安装的。（○）
55. 双作用叶片泵的叶片底部与吸油腔相通。（×）

56. 双作用叶片泵的密封容积与配油盘无关。(×)
57. 双作用叶片泵的定子与转子是偏心安装。(×)
58. 单作用叶片泵的定子与转子是偏心安装。(○)
59. 单作用叶片泵的定子相对于转子是可以移动的。(○)
60. 径向柱塞泵的径向尺寸比较小。(×)
61. 流量不变的泵称为定量泵。(○)
62. 液压马达与液压泵在原理上是可逆的。(○)
63. 如果结构允许, 液压泵可以作液压马达使用。(○)
64. 单杆缸就是差动缸。(×)
65. 差动连接时缸的运动速度加快, 缸的输出力减少。(○)
66. 单杆缸就是单作用缸。(×)
67. 单柱塞缸就是单作用缸。(○)
68. 单作用缸只有一个方向的运动是由液压油驱动的。(○)
69. 双作用缸只有一个方向的运动是由液压油驱动的。(×)
70. 换向阀的位就是换向阀的阀芯相对于阀体的稳定的工作状态。(○)
71. 换向阀的可动部件是阀芯。(○)
72. 换向阀的通就是油能通过换向阀流过。(×)
73. 换向阀的通就是换向阀对外连接的主油管数。(○)
74. 换向阀的常态位置就是阀芯受弹簧力作用的位置。(○)
75. 三位四通换向阀的 M 型中位机能, 能使泵卸荷。(×)
76. 三位四通换向阀的 O 型中位机能, 能使泵卸荷。(×)
77. 三位四通换向阀的 Y 型中位机能, 能使泵卸荷。(○)
78. 溢流阀是用进口油压力与阀芯上的弹簧力相平衡的。(○)
79. 常态时溢流阀的进出油口是相通的。(×)
80. 常态时减压阀的进出油口是不通的。(×)
81. 减压阀是用进口油压力与阀芯上的弹簧力相平衡的。(×)
82. 压力继电器的进出油口是不通的。(×)
83. 压力继电器只有一个进油口。(○)
84. 液控单向阀的控制活塞的面积比阀芯的面积大。(○)
85. 通过节流阀的流量随负载的变化而变化。(○)
86. 通过调速阀的流量随负载的变化而变化。(×)
87. 调速阀由定差减压阀和节流阀组成。(○)
88. 由定量泵、单杆缸、节流阀就可以组成直油节浪调速回路。(×)
89. 由定量泵、缸就可以组成调压回路。(○)
90. 缸阀单元由一个缸、两个行程阀、一个双气控二位四通换向阀构成。(○)
91. 产生障碍的原因是控制信号存在的时间比它所控制的动作时间长。(○)
92. 产生障碍的原因是控制信号存在的时间比它所控制的动作时间短。(×)
93. 双稳元件具有记忆功能。(○)
94. 双稳元件不具有记忆功能。(×)
95. 两个二位三通阀构成与门, 必须是并联。(×)
96. 两个二位三通阀构成与门, 必须是串联。(○)
97. 确定液压系统的工作压力时只能按负载来选择。(×)
98. 确定液压系统的工作压力时只能按设备类型来选择。(×)
99. 顺序阀控制的顺序动作回路用的是单向顺序阀。(○)
100. 行程控制的顺序动作回路用的是单向顺序阀。(×)

思考题 (301-400)

301. 简述帕斯卡原理 (静压传递原理)
(在密闭容器内, 施加于静止液体上的压力将以等值同时传到液体各点。)
302. 什么是系统压力?

（系统中液压泵的排油压力。）

303. 什么是运动粘度

（动力粘度 μ 和该液体密度 ρ 之比值。）

304. 什么是液动力

（流动液体作用在使其流速发生变化的固体壁面上的力。）

305. 什么是层流

（粘性力起主导作用，液体质点受粘性的约束，不能随意运动，层次分明的流动状态。）

306. 什么是紊流

（惯性力起主导作用，高速流动时液体质点间的粘性不再约束质点，完全紊乱的流动状态。）

307. 什么是沿程压力损失

（液体在管中流动时因粘性摩擦而产生的损失。）

308. 什么是局部压力损失

（液体流经管道的弯头、接头、突然变化的截面以及阀口等处时，液体流速的大小和方向急剧发生变化，产生漩涡并出现强烈的紊动现象，由此造成的压力损失）

309. 什么是液压卡紧现象

（当液体流经圆锥环形间隙时，若阀芯在阀体孔内出现偏心，阀芯可能受到一个液压侧向力的作用。当液压侧向力足够大时，阀芯将紧贴在阀孔壁面上，产生卡紧现象。）

310. 什么是液压冲击

（在液压系统中，因某些原因液体压力在一瞬间突然升高，产生很高的压力峰值，这种现象称为液压冲击。）

311. 简述气穴现象；气蚀

（在液压系统中，若某点处的压力低于液压油液所在温度下的空气分离压时，原先溶解在液体中的空气就分离出来，使液体中迅速出现大量气泡，这种现象叫做气穴现象。当气泡随着液流进入高压时，在高压作用下迅速破裂或急剧缩小，又凝结成液体，原来气泡所占据的空间形成了局部真空，周围液体质点以极高速度填补这一空间，质点间相互碰撞而产生局部高压，形成压力冲击。如果这个局部液压冲击作用在零件的金属表面上，使金属表面产生腐蚀。这种因空穴产生的腐蚀称为气蚀。）

312. 什么是排量

（液压泵每转一转理论上应排出的油液体积；液压马达在没有泄漏的情况下，输出轴旋转一周所需要油液的体积。）

313. 什么是自吸泵

（液压泵的吸油腔容积能自动增大的泵。）

314. 什么是变量泵

（排量可以改变的液压泵。）

315. 什么是恒功率变量泵

（液压泵的出口压力 p 与输出流量 q 的乘积近似为常数的变量泵。）

316. 什么是困油现象

（液压泵工作时，在吸、压油腔之间形成一个闭死容积，该容积的大小随着传动轴的旋转发生变化，导致压力冲击和气蚀的现象称为困油现象。）

317. 什么是差动连接

（单活塞杆液压缸的左、右两腔同时通压力油的连接方式称为差动连接。）

318. 什么是往返速比

（单活塞杆液压缸小腔进油、大腔回油时活塞的运动速度 v_2 与大腔进油、小腔回油时活塞的运动速度 v_1 的比值。）

319. 简述滑阀的中位机能

（三位滑阀在中位时各油口的连通方式，它体现了换向阀的控制机能。）

320. 简述溢流阀的压力流量特性

（在溢流阀调压弹簧的预压缩量调定以后，阀口开启后溢流阀的进口压力随溢流量的变化而波动的性能称为压力流量特性或启闭特性。）

321. 什么是节流阀的刚性

（节流阀开口面积 A 一定时，节流阀前后压力差 Δp 的变化量与流经阀的流量变化量之比

$$T = \frac{\partial \Delta p}{\partial q}$$

为节流阀的刚性 T:

322. 简述节流调速回路

(液压系统采用定量泵供油,用流量控制阀改变输入执行元件的流量实现调速的回路称为节流调速回路。)

323. 简述容积调速回路

(液压系统采用变量泵供油,通过改变泵的排量来改变输入执行元件的流量,从而实现调速的回路称为容积调速回路。)

324. 什么是功率适应回路(负载敏感调速回路)

(液压系统中,变量泵的输出压力和流量均满足负载需要的回路称为功率适应回路。)

325. 什么是速度刚性

(负载变化时调速回路阻抗速度变化的能力。 $k_v = -\frac{\partial F_L}{\partial v}$)

326. 简述相对湿度

(在某一确定温度和压力下,其绝对湿度与饱和绝对湿度之比称为该温度下的相对湿度。

$$\phi = \frac{x}{x_b} \cdot 100\%$$

327. 什么是气动元件的有效截面积

(气体流过节流孔时,由于实际流体存在粘性,其流束的收缩比节流孔实际面积还小,此最小截面积称为有效截面积)

328. 什么是马赫数

(气流速度 v 与当地声速 c 之比称为马赫数。)

329. 简述非时序逻辑系统

(系统的输出只与输入变量的组合有关,与变量取值的先后顺序无关。)

330. 什么是时序逻辑系统

(系统的输出不仅与输入信号的组合有关,而且受一定顺序的限制。也称为顺序控制或程序控制系统。)

331. 是门元件与非门元件结构相似,是门元件中阀芯底部有一弹簧,非门元件中却没有,说明是门元件中弹簧的作用,去掉该弹簧是门元件能否正常工作,为什么?

答:当“是门”元件正常工作时,气流由气源流向输出口 S,若由于某种原因使气源压力 p 为零而输出仍保持压力,则输出口 S 气流会回流到气源口,输出口 S 的污秽会进入是门元件甚至是门元件前的其它控制阀。这种情况应该避免。故采用弹簧使是门元件阀芯复位,防止输出口 S 气流回流。此中情况下非门元件输出口 S 回流气流正好使阀芯关断,故不需弹簧。

332. 简述压缩空气净化设备及其主要作用。

答:压缩空气净化设备一般包括后冷却器、油水分离器、贮气罐、干燥器。后冷却器安装在空气压缩机出口管道上,它将压缩空气中油雾和水汽达到饱和使其大部分凝结成滴而析出。油水分离器安装在后冷却器后的管道上,作用是分离压缩空气中所含的水分、油分等杂质,使压缩空气得到初步净化。贮气罐的主要作用是贮存一定数量的压缩空气,减少气源输出气流脉动,增加气流连续性,进一步分离压缩空气中的水分和油分。干燥器的作用是进一步除去压缩空气中含有的水分、油分、颗粒杂质等,使压缩空气干燥。

333. 试比较截止式气动逻辑元件和膜片式气动逻辑元件的特点。

答:(1)在工作原理上:高压截止式逻辑元件的动作是依靠气压信号推动阀芯或通过膜片变形推动阀芯动作,改变气流的通路以实现一定的逻辑功能;高压膜片式逻辑元件由带阀口的

气室和能够摆动的膜片构成，它通过膜片两侧造成压力差使膜片向一侧摆动，从而开关相应的阀口，使气流的流向、流路切换，以实现各种逻辑控制功能。

（2）在性能上各有长处：高压截止式逻辑元件的阀芯是自由圆片或圆柱体，检查、维修、安装方便，行程短，流量大。高压膜片式逻辑元件结构简单，内部可动部件摩擦小，寿命长，密封性好。

334. 简述冲击气缸的工作过程及工作原理。

答：它的工作过程可简单地分为三个阶段。第一段，气源由孔 A 供气，孔 B 排气，活塞上升并用密封垫封住喷嘴，气缸上腔成为密封的储气腔。第二段，气源改由孔 A 排气，孔 B 进气。由于上腔气压作用在喷嘴上面面积较小，而下腔作用面积较大，可使上腔贮存很高的能量。第三段，上腔压力增大，下腔压力继续降低，上下腔压力比大于活塞与喷嘴面积比时，活塞离开喷嘴，上腔的气体迅速充入到活塞与中盖间的空间。活塞将以极大的加速度向下运动，气体的压力能转换为活塞的动能，利用这个能量对工件冲击做工，产生很大的冲击力。

335. 使用气动马达和气缸时应注意那些事项？

答：气动马达在使用中必须得到良好的润滑。一般在整个气动系统回路中，在气动马达控制阀前设置油雾器，并按期补油，使油雾混入空气后进入气动马达，从而达到充分润滑。

气缸在使用时应注意环境温度为 -35°C ~ $+80^{\circ}\text{C}$ ；安装前应在 1.5 倍工作压力下进行试验，不应漏气；装配时所有工作表面应涂以润滑脂；安装的气源进口处必须设置油雾器，并在灰大的场合安装防尘罩；安装时应尽可能让活塞杆承受轴线上的拉力载荷；在行程中若载荷有变化，应该使用输出力充裕的气缸，并附设缓冲装置；多数情况下不使用满行程。

336. 简述气压传动系统对其工作介质—压缩空气的主要要求。

答：气动系统要求压缩空气具有一定的压力和足够的流量，具有一定的净化程度，所含杂质（油、水及灰尘等）粒径一般不超过以下数值：气缸、膜片式和截止式气动元件—不大于 $50\text{ }\mu\text{m}$ ，气动马达、硬配滑阀—不大于 $25\text{ }\mu\text{m}$ ，射流元件— $10\text{ }\mu\text{m}$ 左右。

337. 液压传动中常用的液压泵分为哪些类型？

答：1）按液压泵输出的流量能否调节分类有定量泵和变量泵。定量泵：液压泵输出流量不能调节，即单位时间内输出的油液体积是一定的。变量泵：液压泵输出流量可以调节，即根据系统的需要，泵输出不同的流量。

2）按液压泵的结构型式不同分类有齿轮泵（外啮合式、内啮合式）、叶片泵（单作用式、双作用式）、柱塞泵（轴向式、径向式）螺杆泵。

338. 如果与液压泵吸油口相通的油箱是完全封闭的，不与大气相通，液压泵能否正常工作？

答：液压泵是依靠密闭工作容积的变化，将机械能转化成压力能的泵，常称为容积式泵。液压泵在机构的作用下，密闭工作容积增大时，形成局部真空，具备了吸油条件；又由于油箱与大气相通，在大气压力作用下油箱里的油液被压入其内，这样才能完成液压泵的吸油过程。如果将油箱完全封闭，不与大气相通，于是就失去利用大气压力将油箱的油液强行压入泵内的条件，从而无法完成吸油过程，液压泵便不能工作了。

339. 什么叫液压泵的工作压力，最高压力和额定压力？三者有何关系？

答：液压泵的工作压力是指液压泵在实际工作时输出油液的压力，即油液克服阻力而建立起来的压力。液压泵的工作压力与外负载有关，若外负载增加，液压泵的工作压力也随之升高。

液压泵的最高工作压力是指液压泵的工作压力随外载的增加而增加，当工作压力增加到液压泵本身零件的强度允许值和允许的最大泄漏量时，液压泵的工作压力就不再增加了，这时液压泵的工作压力为最高工作压力。

液压泵的额定压力是指液压泵在工作中允许达到的最高工作压力，即在液压泵铭牌或产品样本上标出的压力。

考虑液压泵在工作中应有一定的压力储备，并有一定的使用寿命和容积效率，通常它的工作压力应低于额定压力。在液压系统中，定量泵的工作压力由溢流阀调定，并加以稳定；

变量泵的工作压力可通过泵本身的调节装置来调整。应当指出，千万不要误解液压泵的输出压力就是额定压力，而是工作压力。

340. 什么叫液压泵的排量，流量，理论流量，实际流量和额定流量？他们之间有什么关系？

答：液压泵的排量是指泵轴转一转所排出油液的体积，常用 V 表示，单位为 ml/r 。液压泵的排量取决于液压泵密封腔的几何尺寸，不同的泵，因参数不同，所以排量也不一样。

液压泵的流量是指液压泵在单位时间内输出油液的体积，又分理论流量和实际流量。

理论流量是指不考虑液压泵泄漏损失情况下，液压泵在单位时间内输出油液的体积，常用 q_t 表示，单位为 l/min （升/分）。排量和理论流量之间的关系是： $q_t = nV/1000(l/min)$ 式中 n ——液压泵的转速 (r/min)； q ——液压泵的排量 (ml/r)

实际流量 q 是指考虑液压泵泄漏损失时，液压泵在单位时间内实际输出的油液体积。由于液压泵在工作中存在泄漏损失，所以液压泵的实际输出流量小于理论流量。

额定流量 q_n 是指泵在额定转速和额定压力下工作时，实际输出的流量。泵的产品样本或铭牌上标出的流量为泵的额定流量。

341. 什么叫液压泵的流量脉动？对工作部件有何影响？哪种液压泵流量脉动最小？

答：液压泵在排油过程中，瞬时流量是不均匀的，随时间而变化。但是，在液压泵连续转动时，每转中各瞬时的流量却按同一规律重复变化，这种现象称为液压泵的流量脉动。液压泵的流量脉动会引起压力脉动，从而使管道、阀等元件产生振动和噪声。而且，由于流量脉动致使泵的输出流量不稳定，影响工作部件的运动平稳性，尤其是对精密的液压传动系统更为不利。通常，螺杆泵的流量脉动最小，双作用叶片泵次之，齿轮泵和柱塞泵的流量脉动最大。

342. 齿轮泵的径向力不平衡是怎样产生的？会带来什么后果？消除径向力不平衡的措施有哪些？

答：齿轮泵产生径向力不平衡的原因有三个：一是液体压力产生的径向力。这是由于齿轮泵工作时，压油腔的压力高于吸油腔的压力，并且齿顶圆与泵体内表面存在径向间隙，油液会通过间隙泄漏，因此从压油腔起沿齿轮外缘至吸油腔的每一个齿间内的油压是不同的，压力逐渐递减。二是齿轮传递力矩时产生的径向力。这一点可以从被动轴承早期磨损得到证明，径向力的方向通过齿轮的啮合线，使主动齿轮所受合力减小，使被动齿轮所受合力增加。三是困油现象产生的径向力，致使齿轮泵径向力不平衡现象加剧。

齿轮泵由于径向力不平衡，把齿轮压向一侧，使齿轮轴受到弯曲作用，影响轴承寿命，同时还会使吸油腔的齿轮径向间隙变小，从而使齿轮与泵体内产生摩擦或卡死，影响泵的工作。

消除径向力不平衡的措施：1) 缩小压油口的直径，使高压仅作用在一个齿到两个齿的范围，这样压力油作用在齿轮上的面积缩小了，因此径向力也相应减小。有些齿轮泵，采用开压力平衡槽的办法来解决径向力不平衡的问题。如此有关零件（通常在轴承座圈）上开出四个接通齿间压力平衡槽，并使其中两个与压油腔相通，另两个与吸油腔相通。这种办法可使作用在齿轮上的径向力大体上获得平衡，但会使泵的高低压力区更加接近，增加泄漏和降低容积效率。

343. 为什么称单作用叶片泵为非卸荷式叶片泵，称双作用叶片泵为卸荷式叶片泵？

答：由于单作用式叶片泵的吸油腔和排油腔各占一侧，转子受到压油腔油液的作用力，致使转子所受的径向力不平衡，使得轴承受的较大载荷作用，这种结构类型的液压泵被称作非卸荷式叶片泵。因为单作用式叶片泵存在径向力不平衡问题，压油腔压力不能过高，所以一般不宜用在高压系统中。双作用叶片泵有两个吸油腔和两个压油腔，并且对称于转轴分布，压力油作用于轴承上的径向力是平衡的，故又称为卸荷式叶片泵。

344. 双作用叶片泵如果要反转，而保持其泵体上原来的进油口位置不变，应怎样安装才行？

答：要使一个向前倾斜的双作用叶片泵反转，而反转时仍保持叶片前倾状态，须将泵拆开后，把转子及其上的叶片，定子和配流盘一块翻转 180° （即翻转过去），这样便可保持其转子叶片仍处于前倾状态。但也由于是反转了，吸油口便成了压油口，而压油口又变成了吸油口。为了保持其泵体上原有的进出口不变，在翻转 180° 的基础上，再将它们绕转子的轴线转 90° ，然后再用定位销将定子，配流盘在泵体上相对应的孔中穿起来，将泵装好即可。

345. 限压式变量叶片泵适用于什么场合？有何优缺点？

答：限压式变量叶片泵的流量压力特性曲线如图所示。

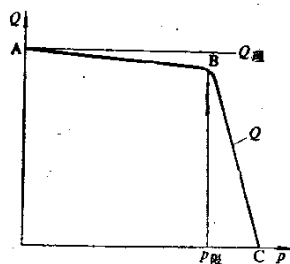


图 3-10 泵的流量与压力的关系
 $Q_{理}$ —泵理论流量
 $p_{限}$ —调整压力
 ABC—流量变化曲线

在泵的供油压力小于 $p_{限}$ 时，流量按 AB 段变化，泵只是有泄漏损失，当泵的供油压力大于 $p_{限}$ 时，泵的定子相对于转子的偏心距 e 减小，流量随压力的增加而急剧下降，按 BC 曲线变化。由于限压式变量泵有上述压力流量特性，所以多应用于组合机床的进给系统，以实现快进→工进→快退等运动；限压式变量叶片泵也适用于定位、夹紧系统。当快进和快退，需要较大的流量和较低的压力时，泵在 AB 段工作；当工作进给，需要较小的流量和较高的压力时，则泵在 BC 段工作。在定位、夹紧系统中，当定位、夹紧部件的移动需要低压、大流量时，泵在 AB 段工作；夹紧结束后，仅需要维持较高的压力和较小的流量（补充泄漏量），则利用 C 点的特性。总之，限压式变量叶片泵的输出流量可根据系统的压力变化（即外负载的大小），自动地调节流量，也就是压力高时，输出流量小；压力低时，输出流量大。

优缺点：1) 限压式变量叶片泵根据负载大小，自动调节输出流量，因此功率损耗较小，可以减少油液发热。2) 液压系统中采用变量泵，可节省液压元件的数量，从而简化了油路系统。3) 泵本身的结构复杂，泄漏量大，流量脉动较严重，致使执行元件的运动不够平稳。4) 存在径向力不平衡问题，影响轴承的寿命，噪音也大。

346. 什么是双联泵？什么是双级泵？

答：双联泵：同一根传动轴带动两个泵的转子旋转，泵的吸油口是公共的，压油口各自分开。泵输出的两股流量可单独使用，也可并联使用。

双级泵：同一根传动轴带动两个泵的转子旋转，第一级泵输出的具有一定压力的油液进入第二级泵，第二级泵将油液进一步升压输出。因此双级泵具有单泵两倍的压力。

347. 什么是困油现象？外啮合齿轮泵、双作用叶片泵和轴向柱塞泵存在困油现象吗？它们是如何消除困油现象的影响的？

答：液压泵的密闭工作容积在吸满油之后向压油腔转移的过程中，形成了一个闭死容积。如果这个闭死容积的大小发生变化，在闭死容积由大变小时，其中的油液受到挤压，压力急剧升高，使轴承受到周期性的压力冲击，而且导致油液发热；在闭死容积由小变大时，又因无油液补充产生真空，引起气蚀和噪声。这种因闭死容积大小发生变化导致压力冲击和气蚀的现象称为困油现象。困油现象将严重影响泵的使用寿命。原则上液压泵都会产生困油现象。

外啮合齿轮泵在啮合过程中，为了使齿轮运转平稳且连续不断吸、压油，齿轮的重合度 ε 必须大于 1，即在前一对轮齿脱开啮合之前，后一对轮齿已进入啮合。在两对轮齿同时啮合时，它们之间就形成了闭死容积。此闭死容积随着齿轮的旋转，先由大变小，后由小变大。因此齿轮泵存在困油现象。为消除困油现象，常在泵的前后盖板或浮动轴套（浮动侧板）上开卸荷槽，使闭死容积限制为最小，容积由大变小时与压油腔相通，容积由小变大时与吸油腔相通。

在双作用叶片泵中，因为定子圆弧部分的夹角 $>$ 配油窗口的间隔夹角 $>$ 两叶片的夹角，所

以在吸、压油配流窗口之间虽存在闭死容积，但容积大小不变化，所以不会出现困油现象。但由于定子上的圆弧曲线及其中心角都不能做得很准确，因此仍可能出现轻微的困油现象。为克服困油现象的危害，常将配油盘的压油窗口前端开一个三角形截面的三角槽，同时用以减少油腔中的压力突变，降低输出压力的脉动和噪声。此槽称为减振槽。

在轴向柱塞泵中，因吸、压油配流窗口的间距 \geq 缸体柱塞孔底部窗口长度，在离开吸（压）油窗口到达压（吸）油窗口之前，柱塞底部的密闭工作容积大小会发生变化，所以轴向柱塞泵存在困油现象。人们往往利用这一点，使柱塞底部容积实现预压缩（预膨胀），待压力升高（降低）接近或达到压油腔（吸油腔）压力时再与压油腔（吸油腔）连通，这样一来减缓了压力突变，减小了振动、降低了噪声。

348. 柱塞缸有何特点？

答：1）柱塞端面是承受油压的工作面，动力是通过柱塞本身传递的。

2）柱塞缸只能在压力油作用下作单方向运动，为了得到双向运动，柱塞缸应成对使用，或依靠自重（垂直放置）或其它外力实现。

3）由于缸筒内壁和柱塞不直接接触，有一定的间隙，因此缸筒内壁不用加工或只做粗加工，只需保证导向套和密封装置部分内壁的精度，从而给制造者带来了方便。

4）柱塞可以制成空心的，使重量减轻，可防止柱塞水平放置时因自重而下垂。

349. 液压缸为什么要密封？哪些部位需要密封？常见的密封方法有哪几种？

答：液压缸高压腔中的油液向低压腔泄漏称为内泄漏，液压缸中的油液向外部泄漏叫做外泄漏。由于液压缸存在内泄漏和外泄漏，使得液压缸的容积效率降低，从而影响液压缸的工作性能，严重时使系统压力上不去，甚至无法工作；并且外泄漏还会污染环境，因此为了防止泄漏的产生，液压缸中需要密封的地方必须采取相应的密封措施。

液压缸中需要密封的部位有：活塞、活塞杆和端盖等处。

常用的密封方法有三种：1）间隙密封 这是依靠两运动件配合面间保持一很小的间隙，使其产生液体摩擦阻力来防止泄漏的一种密封方法。用该方法密封，只适于直径较小、压力较低的液压缸与活塞间密封。为了提高间隙密封的效果，在活塞上开几条环形槽，这些环形槽的作用有两方面，一是提高间隙密封的效果，当油液从高压腔向低压腔泄漏时，由于油路截面突然改变，在小槽内形成旋涡而产生阻力，于是使油液的泄漏量减少；另一是阻止活塞轴线的偏移，从而有利于保持配合间隙，保证润滑效果，减少活塞与缸壁的磨损，增加间隙密封性能。2）橡胶密封圈密封 按密封圈的结构形式不同有O型、Y型、Yx型和V型密封圈，O形密封圈密封原理是依靠O形密封圈的预压缩，消除间隙而实现密封。Y型、Yx型和V型密封圈是依靠密封圈的唇口受液压力作用变形，使唇口贴紧密封面而进行密封，液压力越高，唇边贴得越紧，并具有磨损后自动补偿的能力。3）橡塑组合密封装置 由O型密封圈和聚四氟乙烯做成的格来圈或斯特圈组合而成。这种组合密封装置是利用O型密封圈的良好弹性变形性能，通过预压缩所产生的预压力将格来圈或斯特圈紧贴在密封面上起密封作用。O型密封圈不与密封面直接接触，不存在磨损、扭转、啃伤等问题，而与密封面接触的格来圈或斯特圈为聚四氟乙烯塑料，不仅具有极低的摩擦因素（0.02~0.04，仅为橡胶的1/10），而且动、静摩擦因素相当接近。此外因具有自润滑性，与金属组成摩擦付时不易粘着；启动摩擦力小，不存在橡胶密封低速时的爬行现象。此种密封不紧密封可靠、摩擦力低而稳定，而且使用寿命比普通橡胶密封高百倍，应用日益广泛。

350. 液压缸为什么要设缓冲装置？

答：当运动件的质量较大，运动速度较高时，由于惯性力较大，具有较大的动量。在这种情况下，活塞运动到缸筒的终端时，会与端盖发生机械碰撞，产生很大的冲击和噪声，严重影响加工精度，甚至引起破坏性事故，所以在大型、高压或高精度的液压设备中，常常设有缓冲装置，其目的是使活塞在接近终端时，增加回油阻力，从而减缓运动部件的运动速度，避免撞击液压缸端盖。

351. 液压缸工作时为什么会出现爬行现象？如何解决？

答：液压缸工作时出现爬行现象的原因和排除方法如下：

- 1) 缸内有空气侵入。应增设排气装置，或者使液压缸以最大行程快速运动，强迫排除空气。
- 2) 液压缸的端盖处密封圈压得太紧或太松。应调整密封圈使之有适当的松紧度，保证活塞杆能用手来回平稳地拉动而无泄漏。
- 3) 活塞与活塞杆同轴度不好。应校正、调整。
- 4) 液压缸安装后与导轨不平行。应进行调整或重新安装。
- 5) 活塞杆弯曲。应校直活塞杆。
- 6) 活塞杆刚性差。加大活塞杆直径。
- 7) 液压缸运动零件之间间隙过大。应减小配合间隙。
- 8) 液压缸的安装位置偏移。应检查液压缸与导轨的平行度，并校正。
- 9) 液压缸内径线性差（鼓形、锥形等）。应修复，重配活塞。
- 10) 缸内腐蚀、拉毛。应去掉锈蚀和毛刺，严格时应镗磨。
- 11) 双出杆活塞缸的活塞杆两端螺帽拧得太紧，使其同心不良。应略松螺帽，使活塞处于自然状态。

352. 液压马达和液压泵有哪些相同点和不同点？

答：液压马达和液压泵的相同点：1) 从原理上讲，液压马达和液压泵是可逆的，如果用电机带动时，输出的是液压能（压力和流量），这就是液压泵；若输入压力油，输出的是机械能（转矩和转速），则变成了液压马达。2) 从结构上看，二者是相似的。3) 从工作原理上看，二者均是利用密封工作容积的变化进行吸油和排油的。对于液压泵，工作容积增大时吸油，工作容积减小时排出高压油。对于液压马达，工作容积增大时进入高压油，工作容积减小时排出低压油。

液压马达和液压泵的不同点：1) 液压泵是将电机的机械能转换为液压能的转换装置，输出流量和压力，希望容积效率高；液压马达是将液体的压力能转为机械能的装置，输出转矩和转速，希望机械效率高。因此说，液压泵是能源装置，而液压马达是执行元件。2) 液压马达输出轴的转向必须能正转和反转，因此其结构呈对称性；而有的液压泵（如齿轮泵、叶片泵等）转向有明确的规定，只能单向转动，不能随意改变旋转方向。3) 液压马达除了进、出油口外，还有单独的泄漏油口；液压泵一般只有进、出油口（轴向柱塞泵除外），其内泄漏油液与进油口相通。4) 液压马达的容积效率比液压泵低；通常液压泵的工作转速都比较高，而液压马达输出转速较低。另外，齿轮泵的吸油口大，排油口小，而齿轮液压马达的吸、排油口大小相同；齿轮马达的齿数比齿轮泵的齿数多；叶片泵的叶片须斜置安装，而叶片马达的叶片径向安装；叶片马达的叶片是依靠根部的燕式弹簧，使其压紧在定子表面，而叶片泵的叶片是依靠根部的压力油和离心力作用压紧在定子表面上。

353. 液压控制阀有哪些共同点？应具备哪些基本要求？

答：液压控制阀的共同点：1) 结构上，所有的阀都由阀体、阀芯和操纵机构三部分组成。2) 原理上，所有的阀都是依靠阀口的开、闭来限制或改变油液的流动和停止的。3) 只要有油液流经阀口，都要产生压力降和温度升高等现象，通过阀口的流量满足压力流量方程

$$q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$$

，式中 A 为阀口通流面积， Δp 为阀口前后压力差。

对液压控制阀的基本要求：1) 动作灵敏，工作可靠，冲击和振动尽量小。2) 阀口全开时，油液通过阀口时的压力损失要小。3) 阀口关闭时密封性能好，不允许有外泄漏。4) 所控制的参数（压力或流量）稳定，受外干扰时变化量小。4) 结构要简单紧凑、安装调试维护方便、通用性好。

354. 使用液控单向阀时应注意哪些问题？

- 答：1) 必须保证有足够的控制压力，否则不能打开液控单向阀。
- 2) 液控单向阀阀芯复位时，控制活塞的控制油腔的油液必须流回油箱。
 - 3) 防止空气侵入到液控单向阀的控制油路。
 - 4) 在采用液控单向阀的闭锁回路中，因温度升高往往引起管路内压力上升。为了防止

损坏事故，可设置安全阀。

5) 作充液阀使用时，应保证开启压力低、过流面积大。

6) 在回路和配管设计时，采用内泄式液控单向阀，必须保证液流出口侧不能产生影响活塞动作的高压，否则控制活塞容易反向误动作。如果不能避免这种高压，则采用外泄式液控单向阀。

355. 什么是换向阀的“位”与“通”？各油口在阀体什么位置？

答：1) 换向阀的“位”：为了改变液流方向，阀芯相对于阀体应有不同的工作位置，这个工作位置数叫做“位”。职能符号中的方格表示工作位置，三个格为三位，两个格为二位。换向阀有几个工作位置就相应的有几个格数，即位数。

2) 换向阀的“通”：当阀芯相对于阀体运动时，可改变各油口之间的连通情况，从而改变液体的流动方向。通常把换向阀与液压系统油路相连的油口数（主油口）叫做“通”。

3) 换向阀的各油口在阀体上的位置：通常，进油口 P 位于阀体中间，与阀孔中间沉割槽相通；回油口 O 位于 P 口的侧面，与阀孔最边的沉割槽相通；工作油口 A、B 位于 P 口的上面，分别与 P 两侧的沉割槽相通；泄漏口 L 位于最边位置。

356. 选择三位换向阀的中位机能时应考虑哪些问题？

答：1) 系统保压 当换向阀的 P 口被堵塞时，系统保压。这时液压泵能用于多执行元件液压系统。

2) 系统卸载 当油口 P 和 O 相通时，整个系统卸载。

3) 换向平稳性和换向精度 当工作油口 A 和 B 各自堵塞时，换向过程中易产生液压冲击，换向平稳性差，但换向精度高。反之，当油口 A 和 B 都与油口 O 相通时，换向过程中机床工作台不易迅速制动，换向精度低，但换向平稳性好，液压冲击也小。

4) 启动平稳性 换向阀中位，如执行元件某腔接通油箱，则启动时该腔因无油液缓冲而不能保证平稳启动。

5) 执行元件在任意位置上停止和浮动 当油口 A 和 B 接通，卧式液压缸和液压马达处于浮动状态，可以通过手动或机械装置改变执行机构位置；立式液压缸则因自重不能停止在任意位置。

357. 电液换向阀有何特点？如何调节它的换向时间？

答：1) 电液换向阀的特点：电液换向阀由电磁换向阀和液动换向阀两部分组成，其中电磁换向阀起先导阀作用，而液动换向阀起主阀作用，控制执行元件的主油路。它换向平稳，但

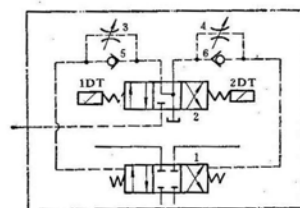


图 5-4 电液换向阀

1,2—换向阀 3,4—节流阀 5,6—电磁阀

换向时间长；允许通过的流量大，是大流量阀。

2) 换向时间的调节：电液换向阀的换向时间可由单向阀进行调节。如图，当 1DT 通电时，液动换向阀的阀芯向右移动的速度（即换向时间）可用改变节流阀 4 开度的办法进行调节；2DT 通电时，液动换向阀向左移动的速度（即换向时间）可用改变节流阀 3 的开度的办法进行调节。节流阀开度大，则回油速度高，即换向时间短；反之，则低，换向时间长。

358. 溢流阀在液压系统中有何功用？

答：溢流阀在液压系统中很重要，特别是定量泵系统，没有溢流阀几乎不可能工作。它的主要功能有如下几点：

1) 起稳压溢流作用 用定量泵供油时，它与节流阀配合，可以调节和平衡液压系统中的流量。在这种场合下，阀口经常随着压力的波动而开启，油液经阀口流回油箱，起稳压溢流作用。

2) 起安全阀作用 避免液压系统和机床因过载而引起事故。在这种场合下, 阀门平时是关闭的, 只有负载超过规定的极限时才开启, 起安全作用。通常, 把溢流阀的调定压力比系统最高压力调高 $10\sim 20\%$ 。

3) 作卸荷阀用 由先导型溢流阀与二位二通电磁阀配合使用, 可使系统卸荷。

4) 作远程调压阀用 用管路将溢流阀的遥控口接至调节方便的远程调节进口处, 以实现远控目的。5) 作高低压多级控制用 换向阀将溢流阀的遥控口和几个远程调压阀连接, 即可实现高低压多级控制。

6) 用于产生背压 将溢流阀串联在回油路上, 可以产生背压, 使执行元件运动平稳。此时溢流阀的调定压力低, 一般用直动式低压溢流阀即可。

359. 何谓溢流阀的开启压力和调整压力?

答: 当油压对阀芯的作用力大于弹簧预紧力时, 阀芯开启, 高压油便通过阀口溢流回油箱。将溢流阀开始溢流时打开阀口的压力称为开启压力。溢流阀开始溢流时, 阀的开口较小, 溢流量较少。随着阀口的溢流量增加, 阀芯升高, 弹簧进一步被压缩, 油压上升。当溢流量达到额定流量时, 阀芯上升到一定高度, 这时的压力为调整压力。

360. 使用顺序阀应注意哪些问题?

答: 1) 由于执行元件的启动压力在调定压力以下, 系统中压力控制阀又具有压力超调特性, 因此控制顺序动作的顺序阀的调定压力不能太低, 否则会出现误动作。

2) 顺序阀作为卸荷阀使用时, 应注意它对执行元件工作压力的影响。由于卸荷阀也可以调整压力, 旋紧调整螺钉, 压紧弹簧, 使卸荷的调定压力升高; 旋松调整螺钉, 放松弹簧, 使卸荷的调定压力降低, 这就使系统工作压力产生了差别, 应充分注意。

3) 顺序阀作为平衡阀使用时, 要求它必须具有高度的密封性能, 不能产生内部泄漏, 使它长时间保持液压缸所在位置, 不因自重而下滑。

361. 试比较先导型溢流阀和先导型减压阀的异同点。

答: 相同点: 溢流阀与减压阀同属压力控制阀, 都是由液压力与弹簧力进行比较来控制阀口动作; 两阀都可以在先导阀的遥控口接远程调压阀实现远控或多级调压。

差别: 1) 溢流阀阀口常闭, 进出油口不通; 减压阀阀口常开, 进出油口相通。2) 溢流阀为进口压力控制, 阀口开启后保证进口压力稳定; 减压阀为出口压力控制, 阀口关小后保证出口压力稳定。3) 溢流阀出口接油箱, 先导阀弹簧腔的泄漏油经阀体内流道内泄至出口; 减压阀出口压力油去工作, 压力不为零, 先导阀弹簧腔的泄漏油有单独的油口引回油箱。

362. 影响节流阀的流量稳定性的因素有哪些?

答: 1) 节流阀前后压力差的影响。压力差变化越大, 流量 q 的变化也越大。

2) 指数 m 的影响。 m 与节流阀口的形状有关, m 值大, 则对流量影响也大。节流阀口为细长孔 ($m=1$) 时比节流口为薄壁孔 ($m=0.5$) 时对流量影响大。

3) 节流口堵塞的影响。节流阀在小开度时, 由于油液中的杂质和氧化后析出的胶质、沥青等以及极化分子, 容易产生部分堵塞, 这样就改变了原来调节好的节流口通流面积, 使流量发生变化。一般节流通道的越短, 通流面积越大, 就越不容易堵塞。为了减小节流口堵塞的可能性, 节流口应采用薄壁的形式。

4) 油温的影响。油温升高, 油的粘度减小, 因此使流量加大。油温对细长孔影响较大, 而对薄壁孔的影响较小。

363. 为什么调速阀能够使执行元件的运动速度稳定?

答: 调速阀是由节流阀和减压阀串联而成。调速阀进口的油液压力为 p_1 , 经减压阀流到节流阀的入口, 这时压力降到 p_2 再经节流阀到调速阀出口, 压力由 p_2 又降到 p_3 。油液作用在减压阀阀芯左、右两端的作用力为 $(p_3A + F_s)$ 和 p_2A , 其中 A 为减压阀阀芯面积, F_s 为弹簧力。当阀芯处于平衡时 (忽略弹簧力), 则 $p_2A = p_3A + F_s$, $p_2 - p_3 = F_s / A = \text{常数}$ 。为了保证节流阀进、出口压力差为常数, 则要求 p_2 和 p_3 必须同时升高或降低同样的值。当进口压力 p_1 升高时, p_2 也升高, 则阀芯右端面的作用力增大, 使阀芯左移, 于是减压阀的开口减小, 减

压作用增强,使 p_2 又降低到原来的数值;当进口压力 p_1 降低时, p_2 也降低,阀芯向右移动,开口增大,减压作用减弱,使 p_2 升高,仍恢复到原来数值。当出口压力 p_3 升高时,阀芯向右移动,减压阀开口增大,减压作用减弱, p_2 也随之升高;当出口压力 p_3 减小时,阀芯向左移动,减压阀开口减小,减压作用增强了,因而使 p_2 也降低了。这样,不管调速阀进、出口的压力如何变化,调速阀内的节流阀前后的压力差(p_2-p_3)始终保持不变,所以通过节流阀的流量基本稳定,从而保证了执行元件运动速度的稳定。

364. 调速阀和旁通型调速阀(溢流节流阀)有何异同点?

答:调速阀与旁通型调速阀都是压力补偿阀与节流阀复合而成,其压力补偿阀都能保证在负载变化时节流阀前后压力差基本不变,使通过阀的流量不随负载的变化而变化。

用旁通型调速阀调速时,液压泵的供油压力随负载而变化的,负载小时供油压力也低,因此功率损失较小;但是该阀通过的流量是液压泵的全部流量,故阀芯的尺寸要取得大一些;又由于阀芯运动时的摩擦阻力较大,因此它的弹簧一般比调速阀中减压阀的弹簧刚度要大。这使得它的节流阀前后的压力差值不如调速阀稳定,所以流量稳定性不如调速阀。旁通型调速阀适用于对速度稳定性要求稍低一些、而功率较大的节流调速回路中。液压系统中使用调速阀调速时,系统的工作压力由溢流阀根据系统工作压力而调定,基本保持恒定,即使负载较小时,液压泵也按此压力工作,因此功率损失较大;但该阀的减压阀所调定的压力差值波动较小,流量稳定性好,因此适用于对速度稳定性要求较高,而功率又不太大的节流调速回路中。旁通型调速阀只能安装在执行元件的进油路上,而调速阀还可以安装在执行元件的回油路、旁油路上。这是因为旁通型调速阀中差压式溢流阀的弹簧是弱弹簧,安装在回油路或旁油路时,其中的节流阀进口压力建立不起来,节流阀也就起不到调节流量的作用。

365. 什么是液压基本回路?常见的液压基本回路有几类?各起什么作用?

答:由某些液压元件组成、用来完成特定功能的典型回路,称为液压基本回路。常见的液压基本回路有三大类:1)方向控制回路,它在液压系统中的作用是控制执行元件的启动、停止或改变运动方向。2)压力控制回路,它的作用利用压力控制阀来实现系统的压力控制,用来实现稳压、减压,增压和多级调压等控制,满足执行元件在力或转矩上的要求。3)速度控制回路,它是液压系统的重要组成部分,用来控制执行元件的运动速度。

366. 液压系统中为什么要设置背压回路?背压回路与平衡回路有何区别?

答:在液压系统中设置背压回路,是为了提高执行元件的运动平稳性或减少爬行现象。这就要在回油路上设置背压阀,以形成一定的回油阻力,一般背压为 $0.3\sim 0.8\text{MPa}$,背压阀可以是装有硬弹簧的单向阀、顺序阀,也可以是溢流阀、节流阀等。

无论是平衡回路,还是背压回路,在回油管路上都存在背压,故都需要提高供油压力。但这两种基本回路的区别在于功用和背压的大小不同。背压回路主要用于提高进给系统的稳定性,提高加工精度,所具有的背压不大。平衡回路通常是用于立式液压缸或起重液压马达平衡运动部件的自重,以防运动部件自行下滑发生事故,其背压应根据运动部件的重量而定。

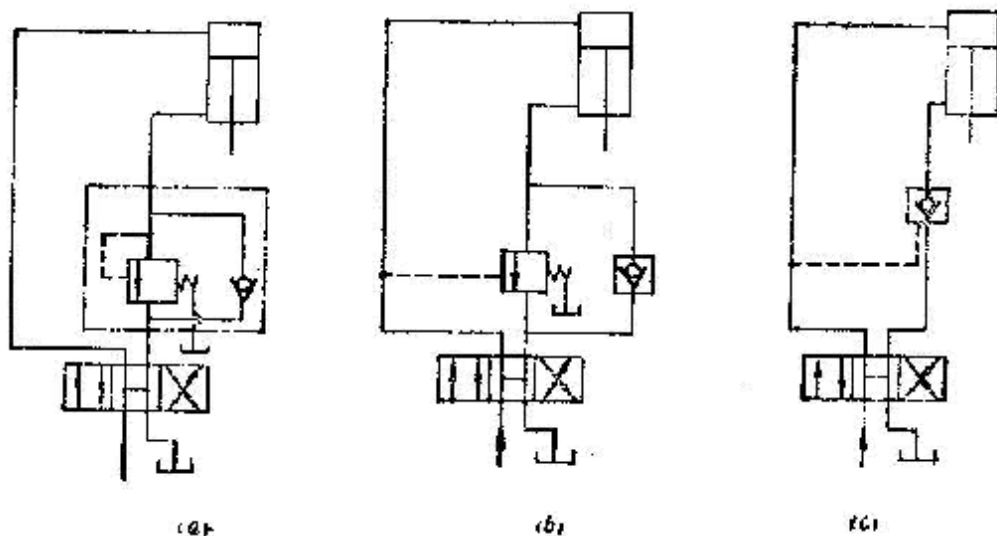
367. 图示为三种不同形式的平衡回路,试从消耗功率、运动平稳性和锁紧作用比较三者在性能上的区别。

答:图a为采用单向顺序阀的平衡回路,运动平稳性好,但顺序阀的调定压力取决于活塞部件的重量,运动时消耗在顺序阀的功率损失较大。由于顺序阀是滑阀结构,锁紧性能较差。多用于重物为恒负载场合。

图b为采用远控平衡阀的平衡回路,远控平衡阀是一种特殊结构的远控顺序阀,它不但具有很好的密封性,能起到长时间的锁闭定位作用,而且阀口大小能自动适应不同负载对背压的要求,保证了活塞下降速度的稳定性不受载荷变化的影响,且功率损失小。这种远控平衡阀又称为限速锁。多用于变负载场合。

图c为采用液控单向阀的平衡回路,由于液控单向阀是锥面密封,故锁闭性能好。单向阀接通后液压缸不产生背压,功率损失小。但最大的缺点是运动平稳性差,这是因为活塞下行过程中,控制油失压而使液控单向阀时开时关,致使活塞下降断断续续。为此应在回油路上串联一单向节流阀,活塞部件的重量由节流阀产生的背压平衡,保证控制油路有一定压

力，其运动平稳性和功率损失与节流阀开口大小有关。



368. 多缸液压系统中，如果要求以相同的位移或相同的速度运动时，应采用什么回路？这种回路通常有几种控制方法？哪种方法同步精度最高？

答：在多缸液压系统中，如果要求执行元件以相同的位移或相同的速度运动时，应采用同步回路。从理论上讲，只要两个液压缸的有效面积相同、输入的流量也相同的情况下，应该做出同步动作。但是，实际上由于负载分配的不均衡，摩擦阻力不相等，泄漏量不同，均会使两液压缸运动不同步，因此需要采用同步回路。

同步回路的控制方法一般有三种：容积控制、流量控制和伺服控制。容积式同步回路如串联缸的同步回路、采用同步缸（同步马达）的同步回路，其同步精度不高，为此回路中可设置补偿装置；流量控制式同步回路如用调速阀的同步回路、用分流集流阀的同步回路，其同步精度较高（主要指后者）；伺服式同步回路的同步精度最高。

369. 液压系统中为什么要设置快速运动回路？实现执行元件快速运动的方法有哪些？

答：在工作部件的工作循环中，往往只要部分时间要求较高的速度，如机床的快进→工进→快退的自动工作循环。在快进和快退时负载小，要求压力低，流量大；工作进给时负载大，速度低，要求压力高，流量小。这种情况下，若用一个定量泵向系统供油，则慢速运动时，势必使液压泵输出的大部分流量从溢流阀溢回油箱，造成很大的功率损失，并使油温升高。为了克服低速运动时出现的问题，又满足快速运动的要求，可在系统中设置快速运动回路。

实现执行元件快速运动的方法主要有三种：1) 增加输入执行元件的流量，如双泵供油快速运动回路、自重充液快速运动回路；2) 减小执行元件在快速运动时的有效工作面积，如液压缸差动连接快速运动回路、增速缸的增速回路、采用辅助缸的快速运动回路；3) 将以上两种方法联合使用。

370. 什么叫液压爬行？为什么会出现爬行现象？

答：液压系统中由于流进或流出执行元件（液压缸，液压马达）的流量不稳定，出现间隙式的断流现象，使得执行机械的运动产生滑动与停止交替出现的现象，称为爬行。产生爬行现象的主要原因是执行元件中有空气侵入，为此应设置排气装置。

371. 若先导型溢流阀主阀芯或导阀的阀座上的阻尼孔被堵死，将会出现什么故障？

答：若阻尼孔完全阻塞，油压传递不到主阀上腔和导阀前腔，导阀就会失去对主阀的压力调节作用，这时调压手轮失效。因主阀芯上腔的油压无法保持恒定的调定值，当进油腔压力很低时就能将主阀打开溢流，溢流口瞬时开大后，由于主阀上腔无油液补充，无法使溢流口自行关小，因此主阀常开系统建立不起压力。若溢流阀先导锥阀座上的阻尼小孔堵塞，导阀失去对主阀压力的控制作用，调压手轮无法使压力降低，此时主阀芯上下腔压力相等，主阀始终关闭不会溢流，压力随负载的增加而上升，溢流阀起不到安全保护作用。

372. 简述单杆缸的差动原理

单杆缸的差动连接时，由于缸的一腔有活塞杆，在活塞杆的面积上没有液压油的作用，故当缸的两腔同时进油时，无杆腔的推力大，有杆腔的推力小，利用这个压力差来实现缸的运动。其运动速度比没有差动连接时有所提高，但其输出力却有所下降。

373. 简述 O 型密封圈的密封原理

在安装时，使 O 型密封圈产生变形，并使 O 型密封圈贴紧在两个需要密封的零件上，利用 O 型密封圈的受挤压后所产生的弹性变形的反弹力，来起作用。

374. 简述间隙密封的原理

间隙密封是使运动副间配合间隙控制油液能通过的最小间隙以下，阻止油液从配合面通过。

375. 简述缸的法兰式连接

缸的法兰式连接就是将缸体端部和端盖均加工成法兰的形式，再用螺栓连接起来。

376. 简述滤油器的安装位置

安装在液压泵的吸油路上，安装在压油路上，安装在回路上。

377. 简述梭阀的结构和工作原理

梭阀相当于两个单向阀的组合阀。其主要结构有阀芯、阀体，阀体上有三个气口，两个为进气口，一个为工作口，只要有一个进气口通气，工作口就有气流通过。

378. 简述双压阀的结构和工作原理

双压阀相当于两个单向阀的组合阀。其主要结构有阀芯、阀体，阀体上有三个气口，两个为进气口，一个为工作口，双压阀的工作原理为：只有当两个进气口同时通气，工作口才有气流通过。

379. 什么是缸阀单元？

气动系统中，由一个单杆缸，两个行程阀，一个二位四通的双气控换向阀构成的单元称为缸阀单元。

380. 什么是障碍？

在纯气控的多缸气动系统中，是用行程阀的信号来控制缸的动作。如果行程阀的信号存在的时间比它所控制的动作的时间短，则没有障碍，如果行程阀的信号存在的时间比它所控制的动作的时间长，也就是下一个动作要执行，而前面的控制信号还没有消失，这个没有消失的控制信号阻碍了下一个动作的实现，称为有障碍。

381. 用单个原始信号消除障碍的原理是什么？

是按消障的法则，“发-受-消，受-发-消”，针对某一个具体的障碍，来寻找能消除这个障碍的原始信号，找到后，将原始信号与有障碍的信号进行逻辑与，即可消除障碍。

382. 为什么要加中间记忆元件消障？

首先是在程序中找不到单个的原始信号作为消障信号。采取的办法是增加中间记忆元件，利用中间记忆元件的输出作为消障信号。方法是针对某一个具体的障碍，将中间记忆元件的一个输出信号与有障碍的信号进行逻辑与，即可消除障碍。

383. 如何判别程序中的障碍？

是按缸序规则：“顺序无障，错序有障，逐缸比较，从头至尾”。

384. 什么是电子气动技术？

电子气动就是将电子技术和气动技术结合起来，利用电子信号作为控制信号，利用气动执行元件来实现系统的动作。电子气动系统具有控制灵活，动作可靠，能方便地实现复杂的控制功能，是目前具有广阔发展前景的技术之一。

385. 应用电子气动技术的关键控制元件是什么？

应用电子气动技术的关键控制元件是电磁换向阀。电磁换向阀一方面受电子信号的控制，另一方面将气源的压缩空气送至系统的执行元件，实现利用电信号来控制气动系统工作的目的。

386. 在电子气动系统中如何消除障碍？

跟纯气动控制系统一样，如果气动系统中有单个的原始信号作为消除障碍的信号，就将消障信号与障碍信号串联起来，消障信号在前，障碍信号在后。如果气动系统中没有单个的原始信号作为消除障碍的信号，则要增加中间记忆元件来消障，即要增加中间继电器来消障。

387. 怎样组装电子气动系统？

- 1) 按工作要求选择气动元件和电子元件；
- 2) 将气动元件大致地布置好；
- 3) 将主气路连接起来；
- 4) 根据系统的动作要求连接电子线路；
- 5) 排除故障，调试系统。

388. 如何用二位三通单气控换向阀实现逻辑或功能？

逻辑或功能是： $s=a+b$ ，将二位三通单气控换向阀的控制口作为 a ，将二位三通单气控换向阀的工作口作为 s ，将二位三通单气控换向阀的气源口连气源，将二位三通单气控换向阀的另一个口作为 b （常态时 s 与 b 相通），即能实现逻辑或的功能。

389. 如何用二位三通单气控换向阀实现逻辑与功能？

逻辑与功能是： $s=a*b$ ，将二位三通单气控换向阀的控制口作为 a ，将二位三通单气控换向阀的工作口作为 s ，将二位三通单气控换向阀的气源口作为 b ，将二位三通单气控换向阀的另一个口作为排气口（常态时 s 与排气口相通），即能实现逻辑与的功能。

390. 如何用二位三通单气控换向阀实现逻辑非功能？

逻辑非功能是： $s=\overline{a}$ ，将二位三通单气控换向阀的控制口作为 a ，将二位三通单气控换向阀的工作口作为 s ，将二位三通单气控换向阀的气源口连气源（常态时 s 与气源不通），将二位三通单气控换向阀的另一个口作为排气口，即能实现逻辑非的功能。

391. 如何用二位三通单气控换向阀实现逻辑非功能？

逻辑非功能是： $s=\overline{a}$ ，将二位三通单气控换向阀的控制口作为 a ，将二位三通单气控换向阀的工作口作为 s ，将二位三通单气控换向阀的气源口连气源（常态时 s 与气源相通），将二位三通单气控换向阀的另一个口作为排气口，即能实现逻辑非的功能。

392. 简述气动延时换向阀的工作原理

气动延时换向阀的控制口连接了一个气容，在气容的进气口连接了一个单向节流阀，气容的进气量由节流阀的开度决定。如果将节流阀的开度调小，则压缩空气充满气容的时间长，延时的时间就长，换向阀延时一段时间换向。

393. 简述气动调压阀的结构和工作原理

气动调压阀由阀芯、阀体、调压弹簧、复位弹簧、调压手柄等主要结构组成。常态时，进排气口是相通的。排气口的压力与调压弹簧的压力相平衡，用来自动控制减压阀的减压口的开度。调压手柄用于调节减压阀的减压口的开度。当调压手柄的位置一定时，若出口压力上升，则在出口压力的作用下，减压阀口的开度减小，减压作用增强，使出口的压力降下来。若出口压力下降，则调压弹簧使减压口的开度增加，使出口的压力也增加。由此，减压阀具有调压和稳压的双重作用。

394. 什么是一次控制回路？

一次压力控制回路用于使贮气罐输出的压力不超过规定的压力。通常贮气罐上装有一只安全阀，同时装有带电触点的压力表，压力超出时，立即断开空气压缩机，不再向贮气罐充气。

395. 什么是二次压力控制回路？

二次压力控制回路用于气动控制系统气源压力的控制。以保证气动系统使用的气源压力为一稳定值。该回路通常由空气过滤器、减压阀、油雾器（气动三大件）组成。

396. 为什么气动逻辑元件的进气要接在油雾器之前？

因为逻辑单元中不能加入润滑油。

397. 简述排气节流阀的作用？

排气节流阀安装在执行元件的排气口上，调节排出气体的流量以控制执行元件的运动速度。同时，气体经消声套排出，可以起到降低排放气流噪声的作用。

398. 什么是气液联动回路？

气液联动回路以气压为动力，利用气液转换器把气压传动转变为液压传动，或者采用气液阻尼缸来作为执行元件，这种回路不需要液压动力源，却能具备传动平稳、定位精确、可无级调速的特点。

399. 简述气电转换器的作用

气电转换器是将压缩空气的气信号转变成电信号的装置，即用气信号（气体压力）来接通或断开电路的装置。也称为压力继电器。

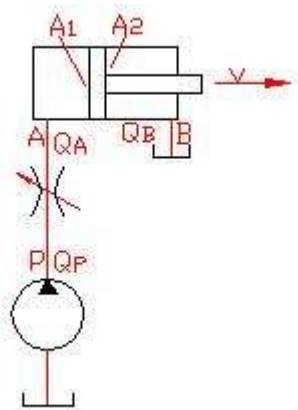
400. 简述冲击气缸的原理

冲击气缸在结构上包含头腔、尾腔、贮能腔三个工作腔。具有一个带喷嘴和排气小孔的中盖。当活塞封住中盖上的喷嘴时，贮能腔进气，压力逐渐上升，并通过中盖上的喷嘴口作用在活塞上，这部分面积仅为活塞面积的 $1/9$ ，当贮能腔的压力能够推开活塞时，贮能腔的压力突然作用在整个活塞的面积上，于是，活塞瞬间加速达到很高的速度，形成冲击。

液压气动习题库

（分析题 401-467）

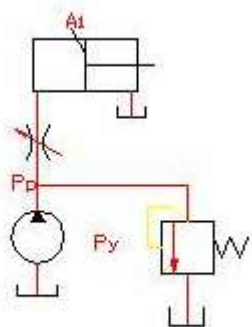
401. 如图所示定量泵输出流量为恒定值 q_p ，如在泵的出口接一节流阀，并将阀的开口调节的小一些，试分析回路中活塞运动的速度 v 和流过截面 P, A, B 三点流量应满足什么样的关系（活塞两腔的面积为 A_1 和 A_2 ，所有管道的直径 d 相同）。



解：图示系统为定量泵，表示输出流量 q_p 不变。根据连续性方程，当阀的开口开小一些，通过阀口的流速增加，但通过节流阀的流量并不发生改变， $q_A = q_p$ ，因此该系统不能调节活塞运动速度 v ，如果要想实现调速就须在节流阀的进口并联一溢流阀，实现泵的流量分流。

连续性方程只适合于同一管道，活塞将液压缸分成两腔，因此求 q_B 不能直接使用连续性方程。根据连续性方程，活塞运动速度 $v = q_A / A_1$ ， $q_B = q_A / A_1 = (A_2 / A_1) q_p$

402. 如图所示节流阀调速系统中，节流阀为薄壁小孔，流量系数 $C=0.67$ ，油的密度 $\rho=900\text{kg/cm}^3$ ，先导式溢流阀调定压力 $p_y=12 \times 10^5\text{Pa}$ ，泵流量 $q=20\text{l/min}$ ，活塞面积 $A_1=30\text{cm}^2$ ，载荷 $F=2400\text{N}$ 。试分析节流阀开口（面积为 A_T ）在从全开到逐渐调小过程中，活塞运动速度如何变化及溢流阀的工作



状态。

解：节流阀开口面积有一临界值 A_{T0} 。当 $A_T > A_{T0}$ 时，虽然节流开口调小，但活塞运动速度保持不变，溢流阀阀口关闭起安全阀作用；当 $A_T < A_{T0}$ 时，活塞运动速度随开口变小而下降，溢流阀阀口打开起定压阀作用。

$$p_1 = \frac{F}{A_1} = \frac{2400}{(30 \times 10^{-4})} = 8 \times 10^5 \text{ Pa}$$

液压缸工作压力

$$p_p = p_1 + \Delta p$$

液压泵工作压力

式中 Δp 为节流阀前后压力差，其大小与通过的流量有关。

403. 已知一个节流阀的最小稳定流量为 q_{\min} ，液压缸两腔面积不等，即 $A_1 > A_2$ ，缸的负载为 F 。如果分别组成进油节流调速和回油节流调速回路，试分析：1) 进油、回油节流调速哪个回路能使液压缸获得更低的最低运动速度。2) 在判断哪个回路能获得最低的运动速度时，应将下述哪些参数保持相同，方能进行比较。

解：1) 进油节流调速系统活塞运动速度 $v_1 = q_{\min}/A_1$ ；

出口节流调速系统活塞运动速度 $v_2 = q_{\min}/A_2$

因 $A_1 > A_2$ ，故进油节流调速可获得最低的最低速度。

2) 节流阀的最小稳定流量是指某一定压差下 ($2 \sim 3 \times 10^5 Pa$)，节流阀在最小允许开度 $A_{T\min}$ 时能正常工作的最小流量 q_{\min} 。因此在比较哪个回路能使液压缸有较低的运动速度时，就应保持节流阀最小开口量 $A_{T\min}$ 和两端压差 Δp 相同的条件。

设进油节流调速回路的泵压力为 p_{p1} ，节流阀压差为 Δp_1 则：

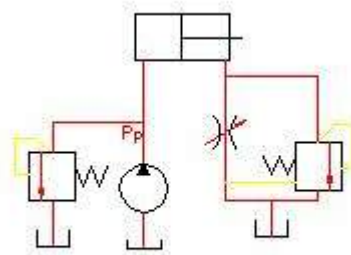
$$p_{p1} = F/A_1 + \Delta p_1 \quad \Delta p_1 = p_{p1} - F/A_1$$

设出口调速回路液压缸大腔压力（泵压力）为 p_{p2} ，节流阀压差为 Δp_2 ，则：

$$A_1 p_{p2} = F + \Delta p_2 A_2 \quad \Delta p_2 = p_{p2} A_1/A_2 - F/A_2$$

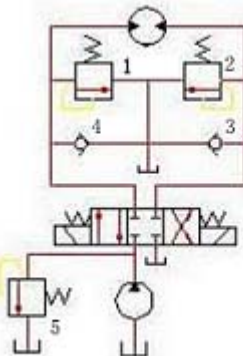
由最小稳定流量 q_{\min} 相等的定义可知： $\Delta p_1 = \Delta p_2$ 即： $p_{p1} = p_{p2} A_1/A_2 + F/A_1 - F/A_2$ 为使两个回路分别获得缸最低运动速度，两个泵的调定压力 p_{p1} 、 p_{p2} 是不相等的。

404. 在图示的回路中，旁通型调速阀（溢流节流阀）装在液压缸的回油路上，通过分析其调速性能判断下面哪些结论是正确的。(A) 缸的运动速度不受负载变化的影响，调速性能较好；(B) 溢流节流阀相当于一个普通节流阀，只起回油路节流调速的作用，缸的运动速度受负载变化的影响；(C) 溢流节流阀两端压差很小，液压缸回油腔背压很小，不能进行调速。



解：只有 C 正确，当溢流节流阀装在回油路上，节流阀出口压力为零，差压式溢流阀有弹簧的一腔油液压力也为零。当液压缸回油进入溢流节流阀的无弹簧腔时，只要克服软弹簧的作用力，就能使溢流口开度最大。这样，油液基本上不经节流阀而由溢流口直接回油箱，溢流节流阀两端压差很小，在液压缸回油腔建立不起背压，无法对液压缸实现调速。

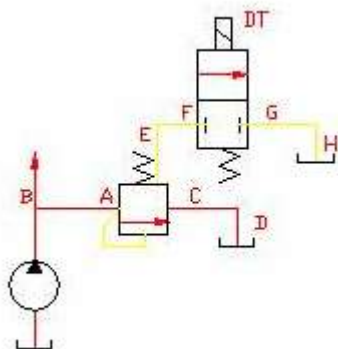
405. 如图所示的回路为带补油装置的液压马达制动回路，说明图中三个溢流阀和单向阀的作用。



解：液压马达在工作时，溢流阀 5 起安全作用。制动时换向阀切换到中位，液压马达靠惯性还要继续旋转，故产生液压冲击，溢流阀 1、2 分别用来限制液压马达反转和正转时产生的最大冲击压力，起制动缓冲作用。另一方面，由于液压马达制动过程中有泄漏，为避免马达在换向制动过程中产生吸油腔吸空现象，用单向阀 3 和 4 从油箱向回路补油。

406. 如图所示是利用先导式溢流阀进行卸荷的回路。溢流阀调定压力 $p_y = 30 \times 10^5 Pa$ 。要求考虑阀芯

阻尼孔的压力损失，回答下列问题：1) 在溢流阀开启或关闭时，控制油路 E, F 段与泵出口处 B 点的油路是否始终是连通的？2) 在电磁铁 DT 断电时，若泵的工作压力 $p_B = 30 \times 10^5 Pa$ ，B 点和 E 点压力哪个压力大？若泵的工作压力 $p_B = 15 \times 10^5 Pa$ ，B 点和 E 点哪个压力大？3) 在电磁铁 DT 吸合时，泵的流量是如何流到油箱中去的？

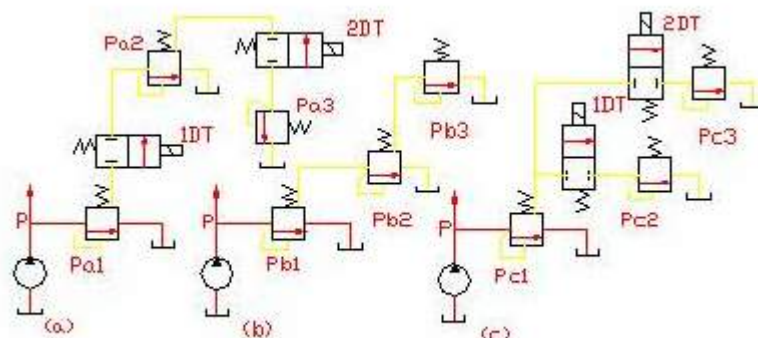


解：1) 在溢流阀开启或关闭时，控制油路 E, F 段与泵出口处 B 点的油路始终得保持连通

2) 当泵的工作压力 $p_B = 30 \times 10^5 Pa$ 时，先导阀打开，油流通过阻尼孔流出，这时在溢流阀主阀芯的两端产生压降，使主阀芯打开进行溢流，先导阀入口处的压力即为远程控制口 E 点的压力，故 $p_B > p_E$ ；当泵的工作压力 $p_B = 15 \times 10^5 Pa$ 时，先导阀关闭，阻尼小孔内无油液流动， $p_B = p_E$ 。

3) 二位二通阀的开启或关闭，对控制油液是否通过阻尼孔（即控制主阀芯的启闭）有关，但这部分的流量很小，溢流量主要是通过 CD 油管流回油箱。

407. 图(a), (b), (c)所示的三个调压回路是否都能进行三级调压(压力分别为 $60 \times 10^5 Pa$ 、 $40 \times 10^5 Pa$ 、 $10 \times 10^5 Pa$)？三级调压阀压力调整值分别应取多少？使用的元件有何区别？

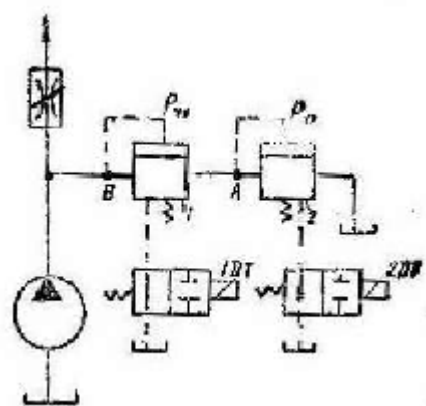


解：图(b)不能进行三级压力控制。三个调压阀选取的调压值无论如何交换，泵的最大压力均由最小的调定压力所决定， $p = 10 \times 10^5 Pa$ 。

图(a)的压力阀调定值必须满足 $p_{a1} = 60 \times 10^5 Pa$ ， $p_{a2} = 40 \times 10^5 Pa$ ， $p_{a3} = 10 \times 10^5 Pa$ 。如果将上述调定值进行交换，就无法得到三级压力控制。图(a)所用的元件中，a1、a2 必须使用先导型溢流阀，以便远程控制。a3 可用远程调压阀（直动型）。

图(c)的压力阀调定值必须满足 $p_{c1} = 60 \times 10^5 Pa$ ，而 p_{c2} 、 p_{c3} 是并联的阀，互相不影响，故允许任选。设 $p_{c2} = 40 \times 10^5 Pa$ ， $p_{c3} = 10 \times 10^5 Pa$ ，阀 c1 必须用先导式溢流阀，而 c2、c3 可用远程调压阀。两者相比，图(c)比图(a)的方案要好。

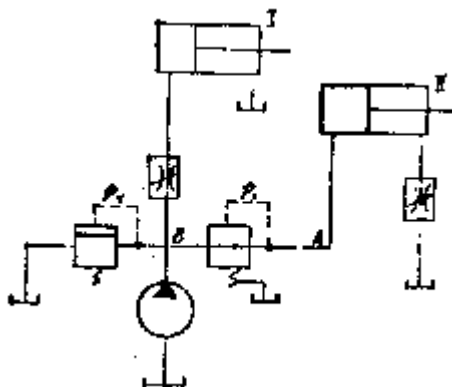
408. 如图所示的系统中，两个溢流阀串联，若已知每个溢流阀单独使用时的调整压力， $p_{y1} = 20 \times 10^5 Pa$ ， $p_{y2} = 40 \times 10^5 Pa$ 。溢流阀卸载的压力损失忽略不计，试判断在二位二通电磁阀不同工况下，A 点和 B 点的压力各为多少。



解：电磁铁	1DT—	2DT—	$p_A=0$	$p_B=0$
	1DT+	2DT—	$p_A=0$	$p_B=20 \times 10^5 Pa$
	1DT—	2DT+	$p_A=40 \times 10^5 Pa$	$p_B=40 \times 10^5 Pa$
	1DT+	2DT+	$p_A=40 \times 10^5 Pa$	$p_B=60 \times 10^5 Pa$

当两个电磁铁均吸合时，图示两个溢流阀串联，A 点最高压力由 p_{y2} 决定， $p_A=40 \times 10^5 Pa$ 。由于 p_A 压力作用在溢流阀 1 的先导阀上（成为背压），如果要使溢流阀 1 的先导阀保持开启工况，压力油除了克服调压弹簧所产生的调定压力 $p_{y1}=20 \times 10^5 Pa$ 以外，尚需克服背压力 $p_A=40 \times 10^5 Pa$ 的作用，故泵的最大工作压力： $p_B = p_{y1} + p_A = (20+40) \times 10^5 = 60 \times 10^5 Pa$ 。

409. 如图所示的系统中，主工作缸 I 负载阻力 $F_1=2000N$ ，夹紧缸 II 在运动时负载阻力很小可忽略不计。两缸大小相同，大腔面积 $A_1=20cm^2$ ，小腔有效面积 $A_2=10cm^2$ ，溢流阀调整值 $p_y=30 \times 10^5 Pa$ ，减压阀调整值 $p_j=15 \times 10^5 Pa$ 。试分析：1) 当夹紧缸 II 运动时： p_a 和 p_b 分别为多少？2) 当夹紧缸 II 夹紧工件时： p_a 和 p_b 分别为多少？3) 夹紧缸 II 最高承受的压力 p_{max} 为多少？

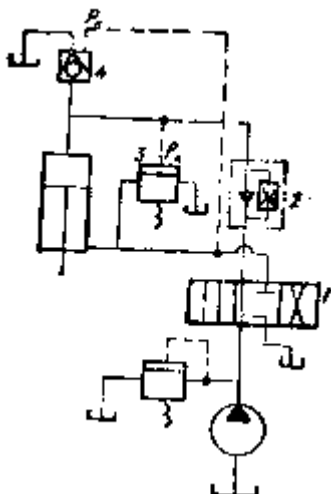


解：1) 2) 由于节流阀安装在夹紧缸的回油路上，属回油节流调速。因此无论夹紧缸在运动时或夹紧工件时，减压阀均处于工作状态， $p_A=p_j=15 \times 10^5 Pa$ 。溢流阀始终处于溢流工况， $p_B=p_y=30 \times 10^5 Pa$ 。

3) 当夹紧缸负载阻力 $F_H=0$ 时，在夹紧缸的回油腔压力处于最高值：

$$p_{max} = (A_1/A_2)p_A = (2 \times 15) \times 10^5 = 30 \times 10^5 Pa$$

410. 图示为大吨位液压机常用的一种泄压回路。其特点为液压缸下腔油路上装置一个由上腔压力控制的顺序阀（卸荷阀）。活塞向下工作行程结束时，换向阀可直接切换到右位使活塞回程，这样就不必使换向阀在中间位置泄压后再切换。分析该回路工作原理后说明：1) 换向阀 1 的中位有什么作用？2) 液控单向阀（充液阀）4 的功能是什么？3) 开启液控单向阀的控制压力 p_k 是否一定要比顺序阀调定压力 p_x 大？



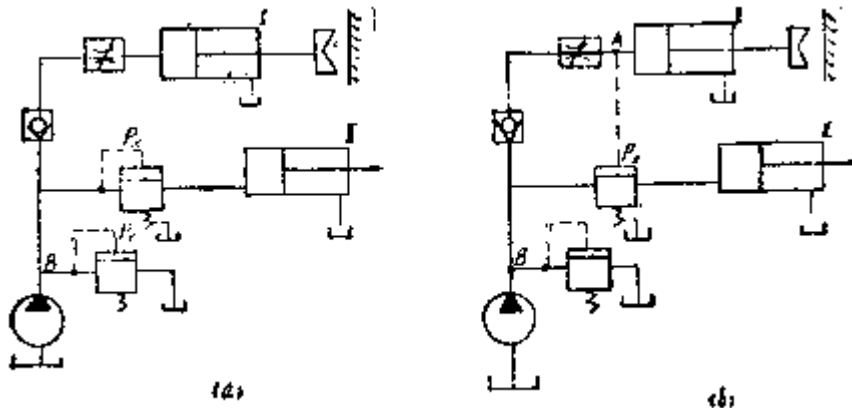
解：工作原理：活塞工作行程结束后换向阀 1 切换至右位，高压腔的压力通过单向节流阀 2 和换向阀 1 与油箱接通进行泄压。当缸上腔压力高于顺序阀 3 的调定压力（一般为 $20 \sim 40 \times 10^5 Pa$ ）时，阀处于开启状态，泵的供油通过阀 3 排回油箱。只有当上腔逐渐泄压到低于顺序阀 3 调定压力（一般为）时，顺序阀关闭，缸下腔才升压并打开液控单向阀使活塞回程。

1) 换向阀 1 的中位作用：当活塞向下工作行程结束进行换向时，在阀的中位并不停留，只有当活塞上升到终点时换向阀才切换到中位，所用的 K 型中位机能可以防止滑块下滑，并使泵卸载。

2) 由于液压机在缸两腔的有效面积相差很大，活塞向上回程时上腔的排油量很大，管路中的节流阀将会造成很大的回油背压，因此设置了充液阀 4。回程时上腔的油可通过充液阀 4 排出去。当活塞利用重力快速下行时，若缸上腔油压出现真空，阀 4 将自行打开，充液箱的油直接被吸入缸上腔，起着充液（补油）的作用。

3) 图示的回路中在换向时要求上腔先泄压，直至压力降低到顺序阀 3 的调定压力 p_x 时，顺序阀断开，缸下腔的压力才开始升压。在液控顺序阀 3 断开瞬间，液控单向阀 4 反向进口承受的压力为 p_x （ $20 \sim 40 \times 10^5 Pa$ ），其反向出口和油箱相通，无背压，因此开启液控单向阀的控制压力只需 $p_k = (0.3 \sim 0.5) p_x$ 即可。

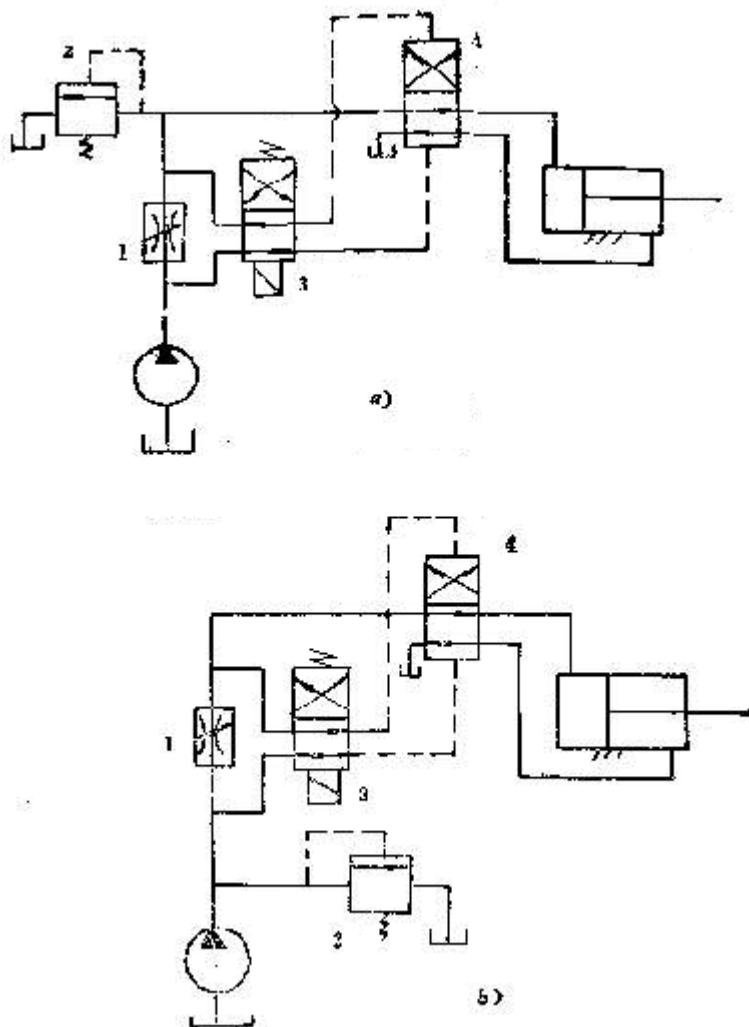
411. 图示的液压回路，原设计 requirements 是夹紧缸 I 把工件夹紧后，进给缸 II 才能动作；并且要求夹紧缸 I 的速度能够调节。实际试车后发现该方案达不到预想目的，试分析其原因并提出改进的方法。



解：图（a）的方案中，要通过节流阀对缸 I 进行速度控制，溢流阀必然处于溢流的工作状况。这时泵的压力为溢流阀调定值， $p_B = p_y$ 。B 点压力对工件是否夹紧无关，该点压力总是大于顺序阀的调定值 p_x ，故进给缸 II 只能先动作或和缸 I 同时动作，因此无法达到预想的目的。

图（b）是改进后的回路，它是把图（a）中顺序阀内控方式改为外控方式，控制压力由节流阀出口 A 点引出。这样当缸 I 在运动过程中，A 点的压力取决于缸 I 负载。当缸 I 夹紧工件停止运动后，A 点压力升高到 p_y ，使外控顺序阀接通，实现所要求的顺序动作。图中单向阀起保压作用，以防止缸 II 在工作压力瞬间突然降低引起工件自行松开事故。

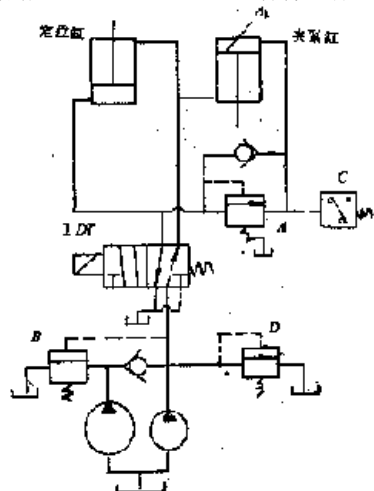
412. 图（a），（b）所示为液动阀换向回路。在主油路中接一个节流阀，当活塞运动到行程终点时切换控制油路的电磁阀 3，然后利用节流阀的进出口压差来切换液动阀 4，实现液压缸的换向。试判断图示两种方案是否都能正常工作？



解：在（a）图方案中，溢流阀 2 装在节流阀 1 的后面，节流阀始终有油液流过。活塞在行程终了后，溢流阀处于溢流状态，节流阀出口处的压力和流量为定值，控制液动阀换向的压力差不变。因此，（a）图的方案可以正常工作。

在（b）图方案中，压力推动活塞到达终点后，泵输出的油液全部经溢流阀 2 回油箱，此时不再有油液流过节流阀，节流阀两端压力相等。因此，建立不起压力差使液动阀动作，此方案不能正常工作。

413. 在图示的夹紧系统中，已知定位压力要求为 $10 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，夹紧力要求为 $3 \times 10^4 \text{ N}$ ，夹紧缸无杆腔面积 $A_1 = 100 \text{ cm}^2$ ，试回答下列问题： 1) A, B, C, D 各件名称，作用及其调整压力； 2) 系统的工作过程。

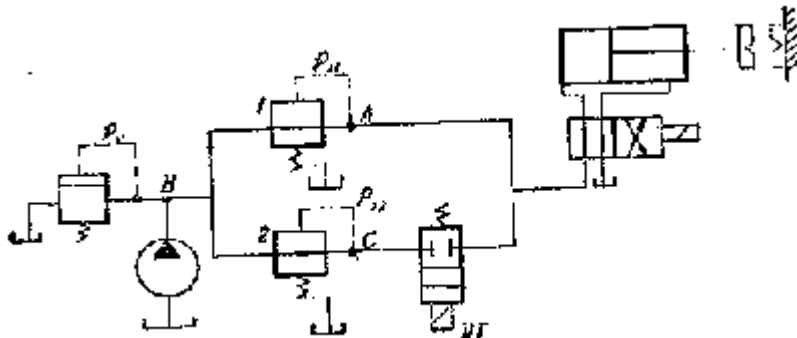


解：1) A 为 内控外泄顺序阀，作用是保证先定位、后夹紧的顺序动作，调整压力略大于 $10 \times 10^5 \text{ Pa}$ ；

- B 为卸荷阀，作用是定位、夹紧动作完成后，使大流量泵卸载，调整压力略大于 $10 \times 10^5 Pa$ ；
 C 为压力继电器，作用是当系统压力达到夹紧压力时，发讯控制其他元件动作，调整压力为 $30 \times 10^5 Pa$ ；
 D 为溢流阀，作用是夹紧后，起稳压作用，调整压力为 $30 \times 10^5 Pa$ 。

2) 系统的工作过程：系统的工作循环是定位—夹紧—拔销—松开。其动作过程：当 1DT 得电、换向阀左位工作时，双泵供油，定位缸动作，实现定位；当定位动作结束后，压力升高，升至顺序阀 A 的调整压力值，A 阀打开，夹紧缸运动；当夹紧压力达到所需要夹紧力时，B 阀使大流量泵卸载，小流量泵继续供油，补偿泄漏，以保持系统压力，夹紧力由溢流阀 D 控制，同时，压力继电器 C 发讯，控制其他相关元件动作。

414. 图示系统为一个二级减压回路，活塞在运动时需克服摩擦阻力 $F=1500 N$ ，活塞面积 $A=15 cm^2$ ，溢流阀调整压力 $p_y=45 \times 10^5 Pa$ ，两个减压阀的调定压力分别为 $p_{j1}=20 \times 10^5 Pa$ 和 $p_{j2}=35 \times 10^5 Pa$ ，管道和换向阀的压力损失不计。试分析：1) 当 DT 吸合时活塞处于运动过程中， p_B 、 p_A 、 p_C 三点的压力各为多少？2) 当 DT 吸合时活塞夹紧工件，这时 p_B 、 p_A 、 p_C 三点的压力各为多少？3) 如在调整减压阀压力时，改取 $p_{j1}=35 \times 10^5 Pa$ 和 $p_{j2}=20 \times 10^5 Pa$ ，该系统是否能使工件得到两种不同夹紧力？



解：1) DT 吸合，活塞运动时：

$$p_L = \frac{F}{A} = \frac{1500}{15 \times 10^{-4}} = 10 \times 10^5 \text{ Pa}$$

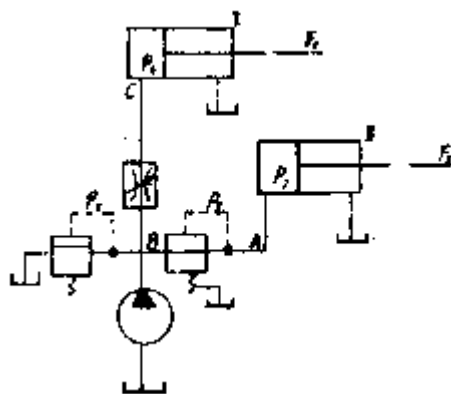
因 $p_L < p_j$ ，减压阀阀口处于最大位置，不起减压作用， $p_A = p_C = p_L = 10 \times 10^5 Pa$ ， $p_B = 10 \times 10^5 + \Delta p_j Pa$ ， Δp_j 为油液通过减压阀时产生的压力损失。

2) DT 吸合，活塞夹紧工件：

溢流阀必然开启溢流， $p_B = p_y = 45 \times 10^5 Pa$ 。对于减压阀 1，由于 p_L 的作用使其先导阀开启，主阀芯在两端压力差的作用下，减压开口逐渐关小，直至完全闭合；对于减压阀 2，由于 p_L 的作用使其主阀口关小处于平衡状态，允许 $(1 \sim 2) l/min$ 的流量经先导阀回油箱，以维持出口处压力为定值， $p_C = p_A = p_{j2} = 35 \times 10^5 Pa$ 。

3) 由以上分析可知，只要 DT 一吸合，缸位于夹紧工况时，夹紧缸的压力将由并联的减压阀中调定值较高的那一减压阀决定。因此，为了获得两种不同夹紧力，必须使 $p_{j1} < p_{j2}$ 。如果取 $p_{j1} = 35 \times 10^5 Pa$ ，则无法获得夹紧缸压力 $p_{j2} = 20 \times 10^5 Pa$ 。

415. 在如图所示系统中，两液压缸的活塞面积相同， $A=20 cm^2$ ，缸 I 的阻力负载 $F_I=8000 N$ ，缸 II 的阻力负载 $F_{II}=4000 N$ ，溢流阀的调整压力为 $p_y=45 \times 10^5 Pa$ 。1) 在减压阀不同调定压力时 ($p_{j1}=10 \times 10^5 Pa$ 、 $p_{j2}=20 \times 10^5 Pa$ 、 $p_{j3}=40 \times 10^5 Pa$) 两缸的动作顺序是怎样的？2) 在上面三个不同的减压阀调整值中，哪个调整值会使缸 II 运动速度最快？



$$p_2 = \frac{F_{II}}{A} = \frac{4000}{20} = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$$

解：1) 启动缸 II 所需的压力：

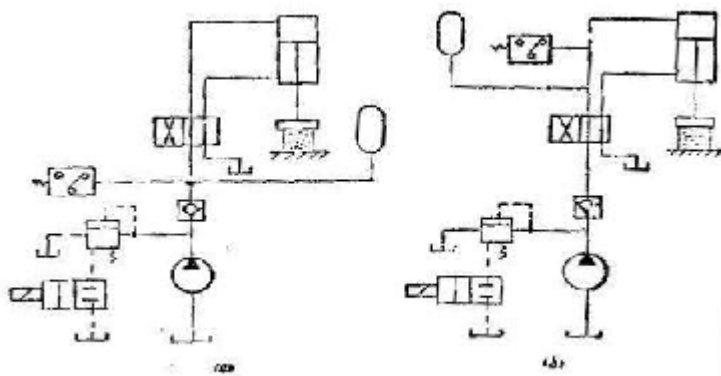
$p_{j1} = 10 \times 10^5 \text{ Pa} < p_2$ ，减压阀处于工作状态，由于出口压力不能推动阻力 F_2 ，故缸 II 不动， $v_2=0$ 、 $p_A=10 \times 10^5 \text{ Pa}$ ， $p_B=p_y=45 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，压力油使缸 I 右移。

$p_{j2} = 20 \times 10^5 \text{ Pa} = p_2$ ，减压阀处于工作状态，流量根据减压阀口、节流阀口及溢流阀口的液阻分配，两缸同时动作。

$p_{j3} = 40 \times 10^5 \text{ Pa} > p_2$ ，减压阀口全开、不起减压作用，若不计压力损失， $p_B \approx p_2 = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，该压力不能克服缸 I 负载，故缸 II 单独右移，待缸 II 运动到端点后，压力上升 $p_A=p_j=40 \times 10^5 \text{ Pa}$ ， $p_B=p_y=45 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，压力油才使缸 I 向右运动。

2) 当 $p_{j3} = 40 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时，减压阀口全开、不起减压作用。泵的压力取决于负载， $p_B = p_2 = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。因为溢流阀关闭，泵的流量全部进入缸 II，故缸 II 运动速度最快， $v_{II}=q/A$ 。

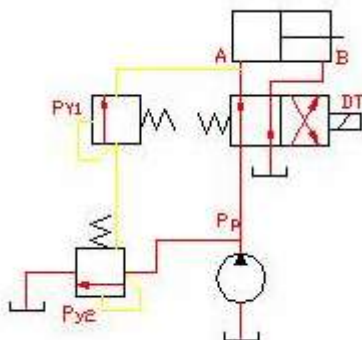
416. 如图所示采用蓄能器的压力机系统的两种方案，其区别在于蓄能器和压力继电器的安装位置不同。试分析它们的工作原理，并指出图 (a) 和 (b) 的系统分别具有哪些功能？



解：图 (a) 方案，当活塞在接触工件慢进和保压时，或者活塞上行到终点时，泵一部分油液进入蓄能器。当蓄能器压力达到一定值，压力继电器发讯使泵卸载，这时，蓄能器的压力油对压力机保压并补充泄漏。当换向阀切换时，泵和蓄能器同时向缸供油，使活塞快速运动。蓄能器在活塞向下向上运动中，始终处于压力状态。由于蓄能器布置在泵和换向阀之间，换向时兼有防止液压冲击的功能。

图 (b) 方案，活塞上行时蓄能器与油箱相通，故蓄能器内的压力为零。当活塞下行接触工件时泵的压力上升，泵的的油液进入蓄能器。当蓄能器的压力上升到调定压力时，压力继电器发讯使泵卸载，这时缸由蓄能器保压。该方案适用于加压和保压时间较长的场合。与 (a) 方案相比，它没有泵和蓄能器同时供油、满足活塞快速运动的要求及当换向阀突然切换时、蓄能器吸收液压冲击的功能。

417. 在图示的系统中，两溢流阀的调定压力分别为 $60 \times 10^5 \text{ Pa}$ 、 $20 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。1) 当 $p_{y1} = 60 \times 10^5 \text{ Pa}$ ， $p_{y2} = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，DT 吸合和断电时泵最大工作压力分别为多少？2) 当 $p_{y1} = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$ ， $p_{y2} = 60 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，DT 吸合和断电时泵最大工作压力分别为多少？

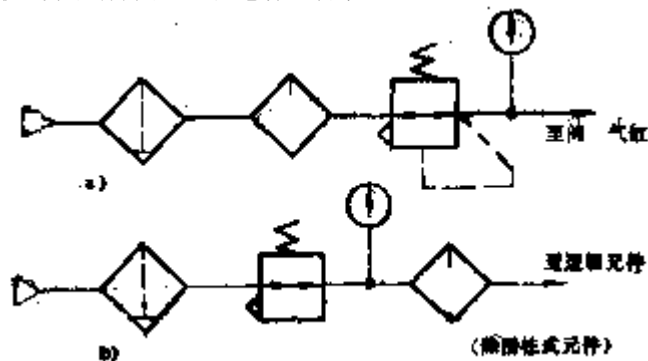


解：1) DT 失电时活塞向右运动，远程调压阀 1 进出口压力相等，由于作用在阀芯两端的压差为零，阀 1 始终处于关闭状态不起作用，泵的压力由 p_{y2} 决定： $p_{\max} = p_{y2} = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$ ；DT 吸合时活塞向左运动，缸的大腔压力为零，泵的最大工作压力将由 p_{y1} 、 p_{y2} 中较小的值决定： $p_{\max} = p_{y2} = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。

2) 同上一样，DT 失电时活塞向右运动，远程调压阀 1 不起作用，泵的压力由 p_{y2} 决定： $p_{\max} = p_{y2} = 60 \times 10^5 \text{ Pa}$ ；DT 吸合时活塞向左运动，泵的最大工作压力将由 p_{y1} 、 p_{y2} 中较小的值决定： $p_{\max} = p_{y1} = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。

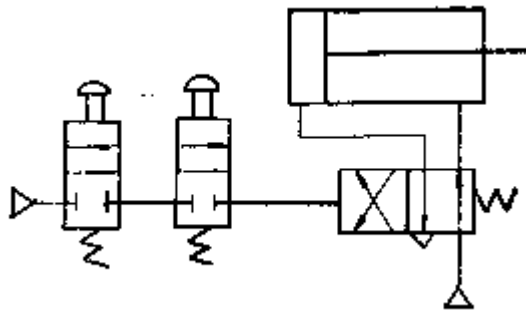
$10^5 Pa$ 。

418. 下列供气系统有何错误？应怎样正确布置？



解：气动三大件是气动系统使用压缩空气质量的最后保证，其顺序分水滤气器、减压阀、油雾器。图 a) 用于气阀和气缸的系统，三大件的顺序有错，油雾器应放在减压阀、压力表之后；图 b) 用于逻辑元件系统，不应设置油雾器，因润滑油会影响逻辑元件正常工作，另外减压阀图形符号缺少控制油路。

419. 有人设计一双手控制气缸往复运动回路如图所示。问此回路能否工作？为什么？如不能工作需要更换哪个阀？

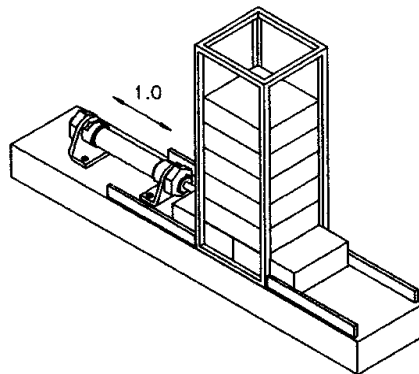


解：此回路不能工作，因为二位二通阀不能反向排气，即二位四通换向阀左侧加压后，无论二位二通阀是否复位，其左侧控制压力都不能泄压，这样弹簧就不能将它换至右位，气缸也就不能缩回；将两个二位二通阀换为二位三通阀，在松开其按钮时使二位四通换向阀左侧处于排气状态，回路即可实现往复运动。

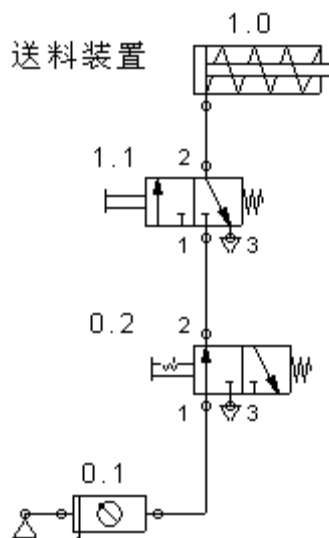
420、送料装置

送料装置将阀门块件送到加工位置。

按下按钮开关，单作用气缸(1.0)的活塞杆前向运动。当松开按钮开关，活塞杆返回（见示意图）。



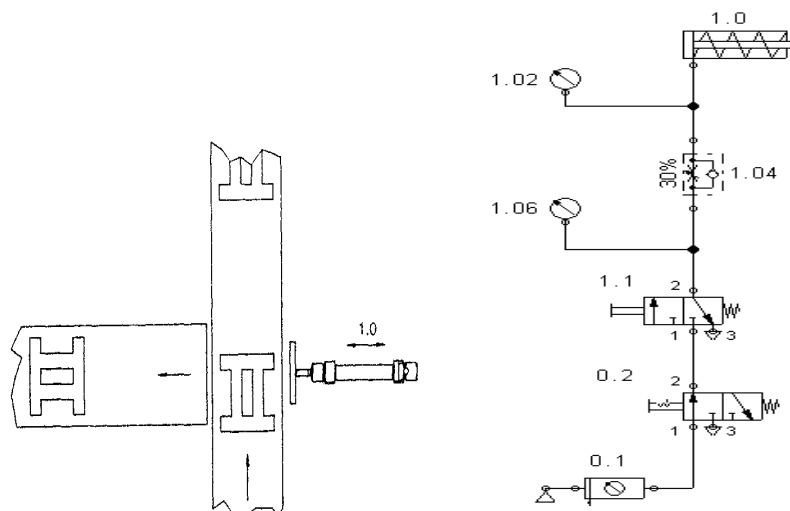
解：回路设计图



回路分析：将二位三通手动换向阀按一下，单作用气缸(1.0)的活塞杆前向运动一次。将二位三通手动换向阀松开，单作用气缸(1.0)的活塞杆退回。完成一次送料。

421、金属冲压的分拣装置

通过一个安在先导式控制阀上的按钮开关来分拣金属冲压片，将乱放的金属片拣出送到第二条传输带上。单作用气缸(1.0)的活塞杆的前向冲程时间为 0.4s。当松开按钮开关，活塞杆返回尾端位置。系统中还用了两个压力表。（见示意图）

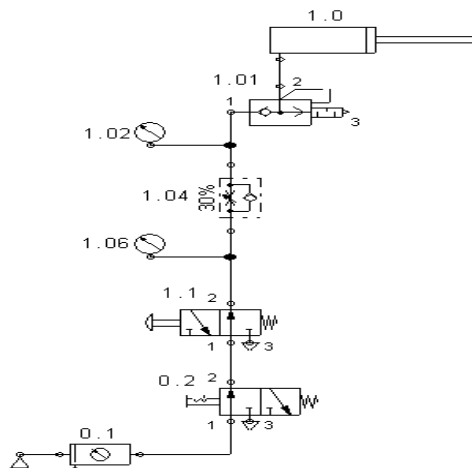
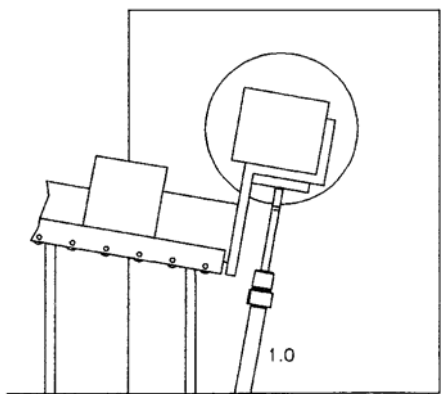


解：回路设计图（排气节流与进气节流）

回路分析：将二位三通手动换向阀按一下，单作用气缸(1.0)的活塞杆前向运动一次。将二位三通手动换向阀松开，单作用气缸(1.0)的活塞杆退回。完成一次拣料。调节节流阀的开度，可以控制拣料的时间。

422、邮包的分发

邮包分发机构将从斜坡传送带滑下的邮包送到 X 射线机(检查)。通过按钮开关使单作用气缸(1.0)带着邮包托盘迅速回程，当松开按钮开关，活塞杆作前向运动，将邮包前送，前向运动时间 $t=0.9s$ 。在节流止回阀前后各装一个压力表（见示意图）。



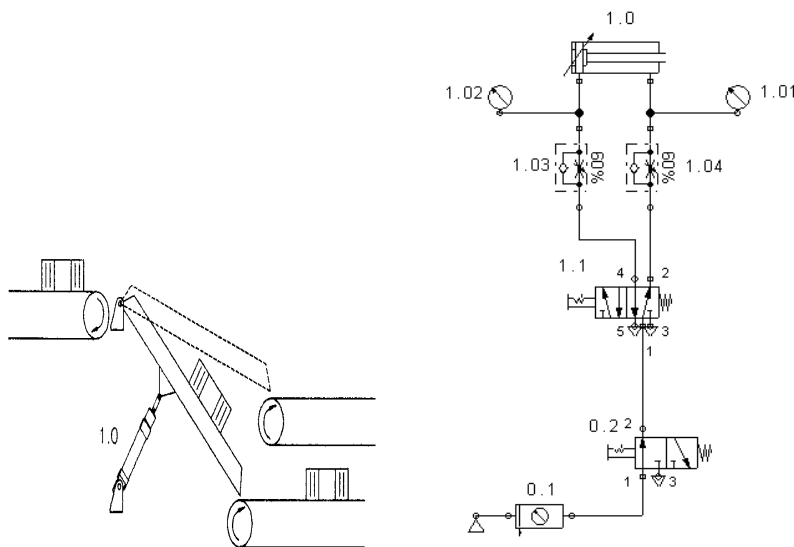
解：回路设计图

回路分析：将二位三通手动换向阀按一下，单作用气缸(1.0)的活塞杆前向运动一次。将二位三通手动换向阀松开，单作用气缸(1.0)的活塞杆退回。完成一次送料。调节节流阀的开度，可以控制送料的时间。从气缸（1.0）到快速排气阀的连结塑料管越短越好，越短活塞回程越快。

423、出送煤块的垂直活动支点臂机构

借助于垂直活动支点臂，将冷煤<褐煤>砖按选择需要送到上、下两条传输带上。

通过控制阀上的定位开关来决定是送到上面一条还是下面一条传输带。双作用气缸的向上运动时间 $t_2=3s$ 。向下运动时间 $t_2=2.5s$ 。活塞两端的压力用二个压力表指示。设气缸的初始位置是在尾端位置（见示意图）。



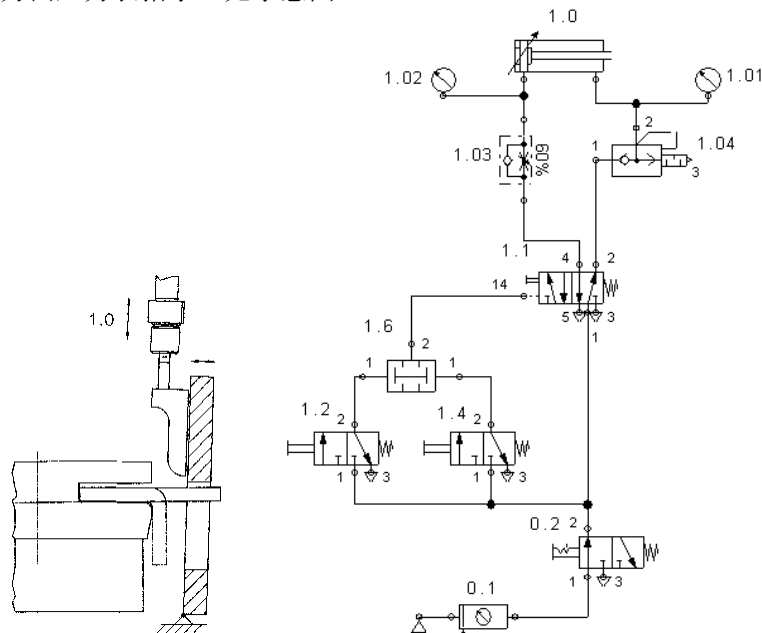
解：回路设计与回路分析：将二位五通手动换向阀按一下，双作用气缸(1.0)的活塞杆前向运动一次。将二位五通手动换向阀松开，双作用气缸(1.0)的活塞杆退回。完成一次送料。调节节流阀的开度，可以控制送料的时间。送到上面的传输带还是送到下面的传输带由操作人员观察来控制。

424、折边装置

通过操作二个相同阀门的按钮开关，使折边装置的成形模具向下锻压，将面积为 $40 \times 5 \text{cm}$ 的平板折边。

松开二个或仅是一个按钮开关，都将使气缸(1.0)缓慢退回到初始位置。气缸两端的压

力由压力表指示（见示意图）。

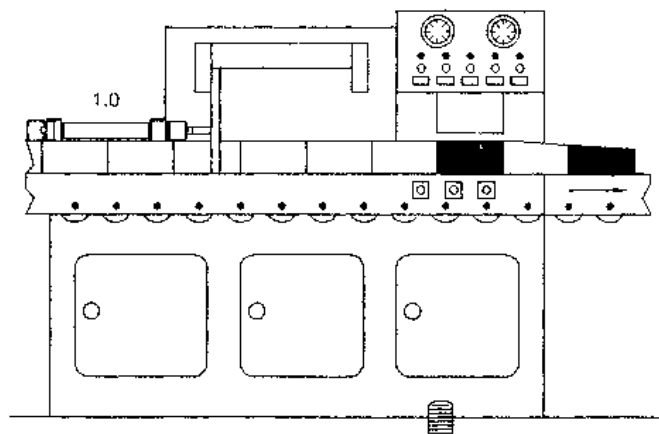


解：回路设计图（实现另一途径的“与”的功能）

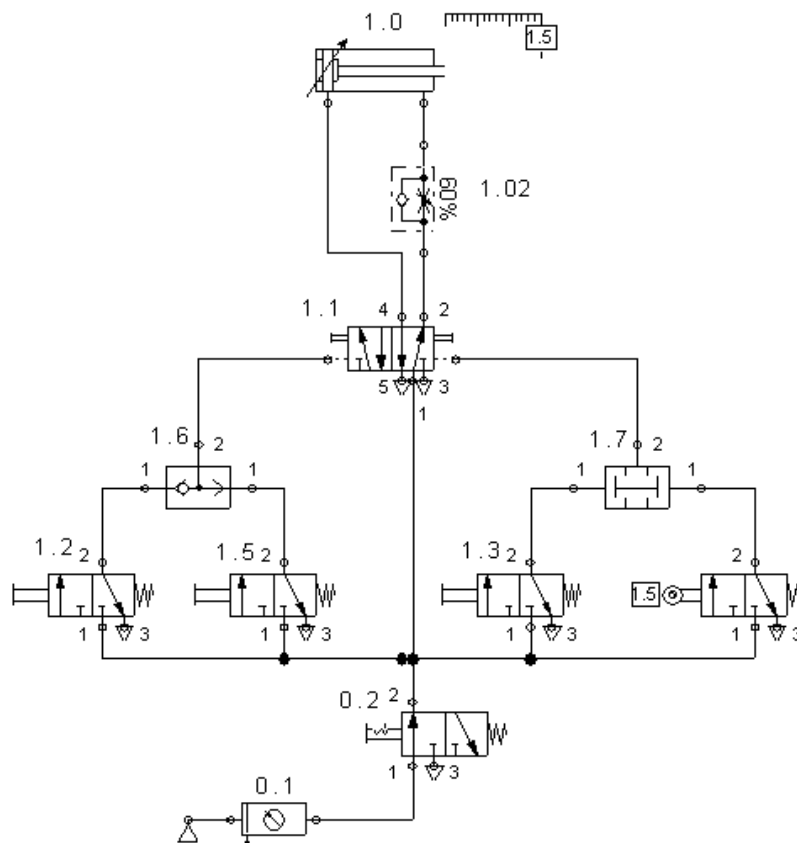
回路分析：通过操作二个相同阀门的按钮开关（1.2 和 1.4），双手操作可以起到保护作用。使折边装置的成形模具向下锻压，将面积为 40x5cm 的平板折边。松开二个或仅是一个按钮开关，都将使气缸（1.0）缓慢退回到初始位置。

425、标杆上色机

作为标杆(测量杆)的松木杆长 5 米或 3 米，须以 200mm 的间隔标上红色。通过二个按钮开关控制具有排气节流控制的气缸(1.0)，将木杆推进（见示意图）。



解：回路设计图

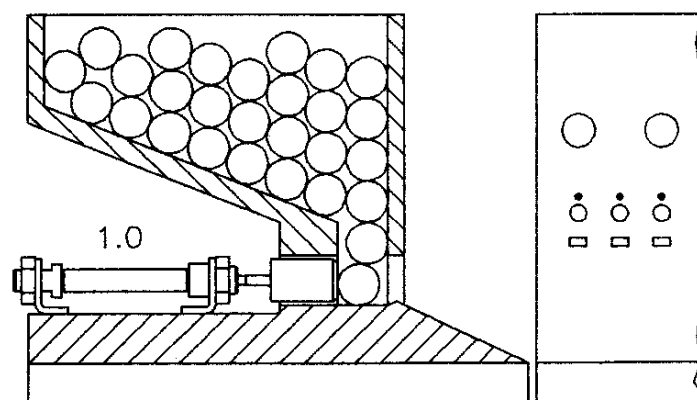


回路分析：作为标杆(测量杆)的松木杆长 5 米或 3 米，须以 200mm 的间隔标上红色。通过二个按钮开关控制具有排气节流控制的气缸(1.0)，将木杆推进，到位后，压下行程开关 1.5，同时按下二位三通手动换向阀 1.3，缸返回。

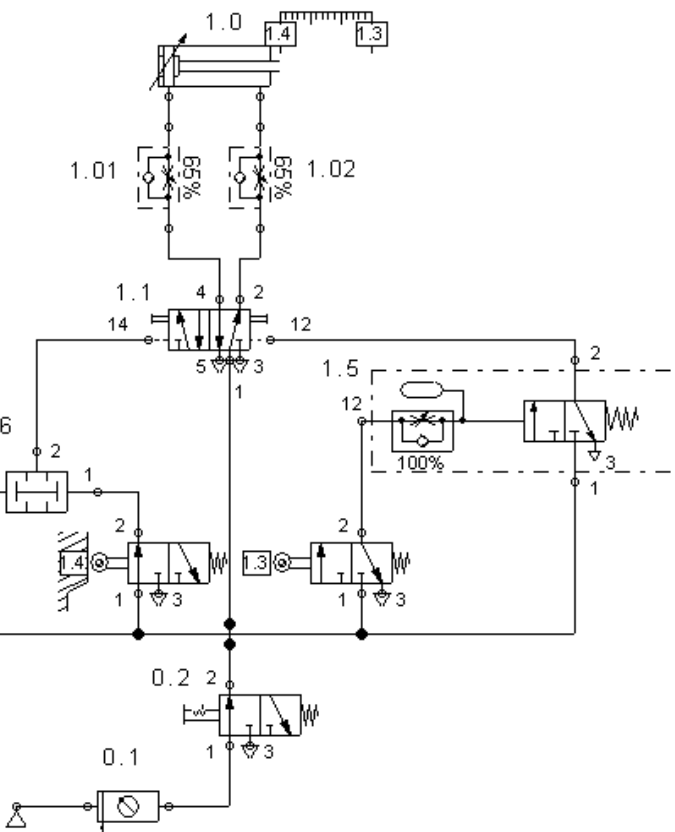
426、气缸插销的分送机构

用双作用气缸(1.0)将气缸插销送入量测机。气缸插销用往复运动的活塞杆分送。这种有节奏的运动采用带定位开关的控制阀来启动。

气缸前向冲程的时间 $t_1=0.6s$ 。回程时间 $t_3=0.4s$ 。停止在前端位置的时间 $t_2=1.0s$ 。因此一个工作循环时间 $t_4=2.0s$ （见示意图）。



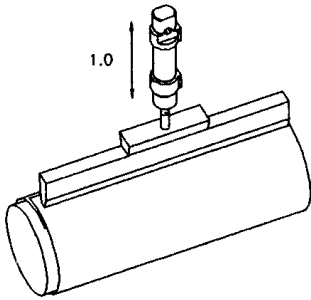
解：回路设计图（用压力顺序阀代替延时阀/调节工作压力为 1bar，会有什么情况？）



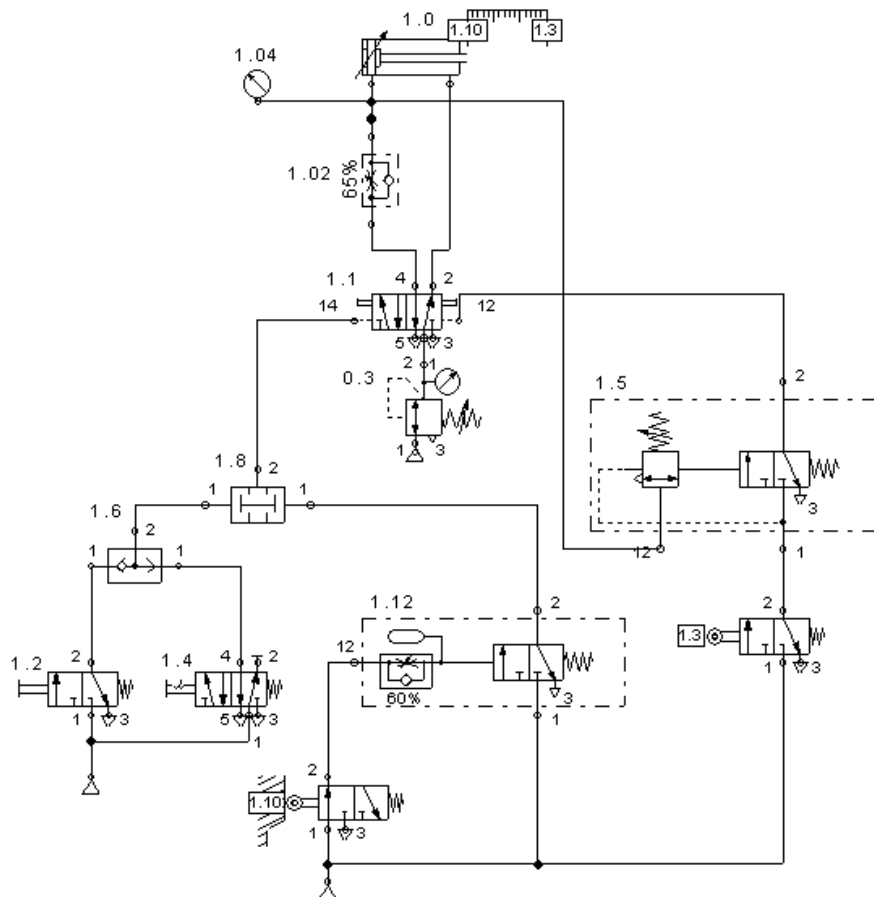
回路分析：用双作用气缸(1.0)将气缸插销送入量测机。气缸插销用往复运动的活塞杆分送。这种有节奏的运动采用带定位开关的控制阀来启动。

气缸前向冲程的时间 $t_1=0.6s$ 。回程时间 $t_3=0.4s$ 。停止在前端位置的时间 $t_2=1.0s$ 。因此一个工作循环时间 $t_4=2.0s$ 。用压力顺序阀代替延时阀/调节工作压力为 $1bar$ ，会出现时间不确定。

427、圆管焊接机
(见示意图)。



解：回路设计图



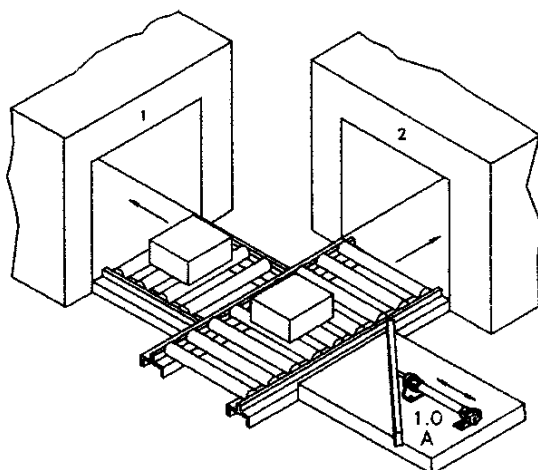
回路分析：用双作用气缸将电热焊接压铁压在卷在可旋转的滚筒上的塑料板片上，将塑料板片焊接成圆管。按下按钮开关使气缸作前向冲程运动，用带有压力表的压力调节阀将最大气缸压力调至 $P=400\text{kPa}=4\text{bar}$ ，(因为焊接压铁不得损伤金属的滚筒)。回程运动只有在达到前端位置且活塞后部压力达到 $P=300\text{kPa}=3\text{bar}$ 才能发生。

气缸的压缩空气进给受到节流控制，应调节节流阀使得压力在气缸活塞杆达到前端位置后 3s 才增至 $300\text{kPa}=3\text{bar}$ 。塑料板片重叠在一起通过焊接压铁随着压力的增加而加热焊接。

重新启动必须在气缸回到尾端位置 $t_2=2\text{s}$ 后才能动作。定位开关二位五通阀可将过程切换到连续循环工作状态

428、工件岔道转向装置

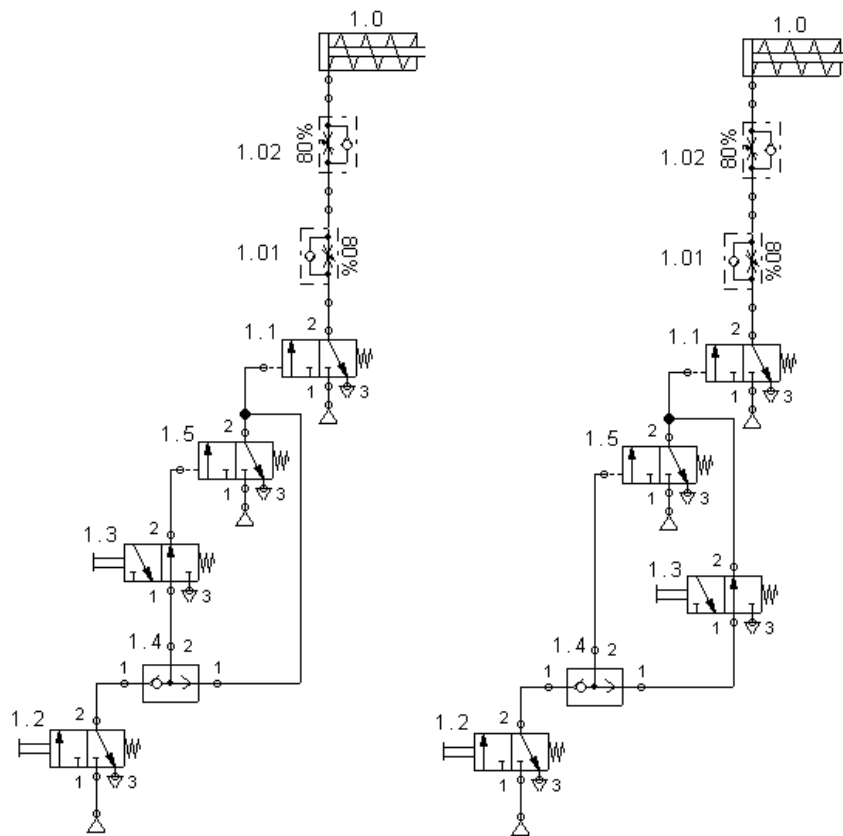
[示意图]



解：回路设计图

按下 1.2 按钮开关，气缸向前运动

按下 1.3 按钮开关，气缸回程



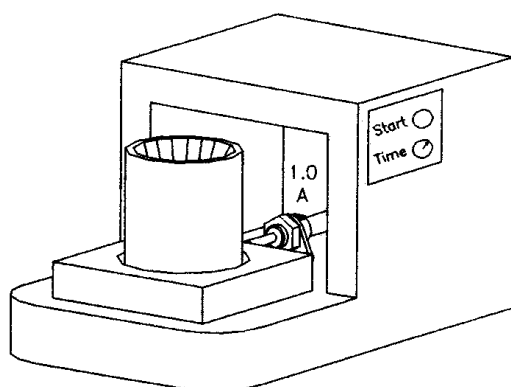
回路分析：用于制造大阀门的铸件将送到加工线 1 和 2。通过短促地按一下按钮开关，启动单作用气缸(1.0)在节流控制下前向运动。当按下另一个按钮开关，气缸在节流控制下回程。用弹簧复位的单端气控阀作为气缸的控制阀。前向运动信号用“中断优先”的自锁回路来记忆。

简略的符号表达形式： A+ A-

A+ 表示气缸(1.0)的活塞杆前向运动

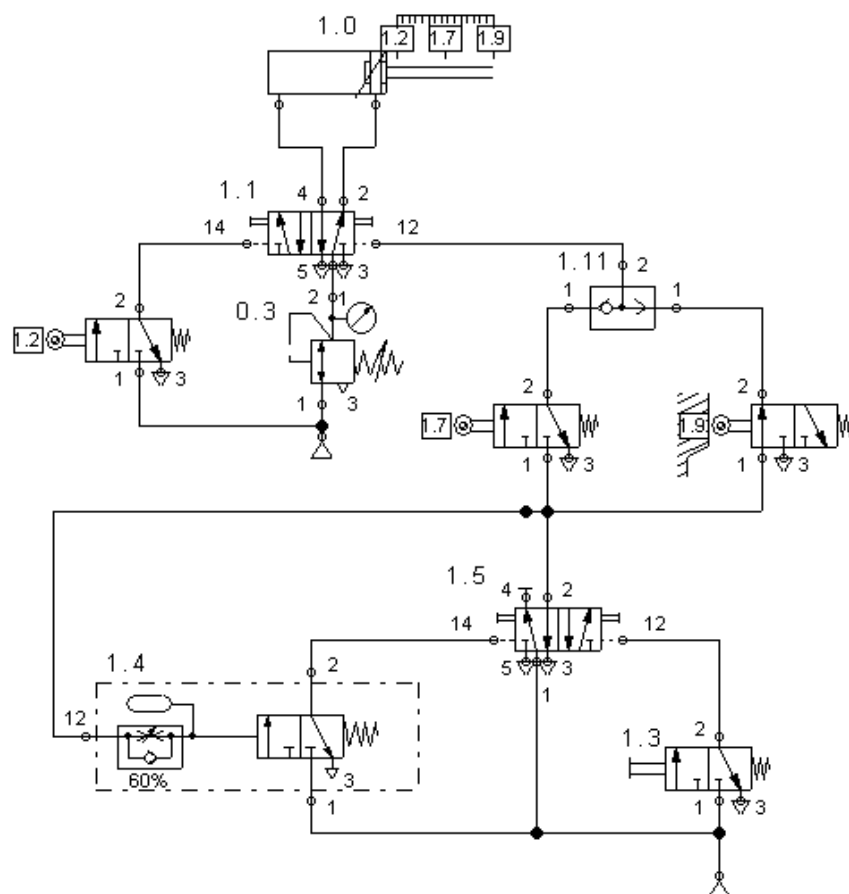
A- 表示气缸(1.0)的活塞杆回程

429、颜料桶震动机



[示意图]

[回路设计图]



回路分析：当各种液体颜料倒入颜料桶中，要用震动机将它们搅合。

按下按钮开关，伸出的气缸(1.0)的活塞杆退回到尾端位置，并在尾端某行程范围内作往复运动。其震动的行程范围用处于尾端和处于冲程中部的行程开关—滚轮杆行程阀来限位。震动频率的调节是通过压力调节阀控制供气量来实现。将工作压力置于 $p=4\text{bar}$ 。

当特定的时间间隔达到后，震动停止。双作用气缸的活塞杆完全伸出，达到前端位置，并压下前端的滚轮杆行程阀。设定的震动时间 $t=10\text{s}$ 。

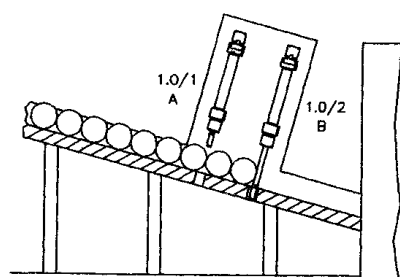
用压力调节阀 0.3 改变主控阀的供气量，观察气缸的动作

将主控阀 1.1 的输入端口直接与压缩空气相接，观察气缸的动作

在主控阀 1.1 的排气口连接上节流止回阀，调节节流阀的开启口，观察气缸的动作

通过排气节流控制，使前向和反向冲程以不同的速度运动

430、传输分送装置

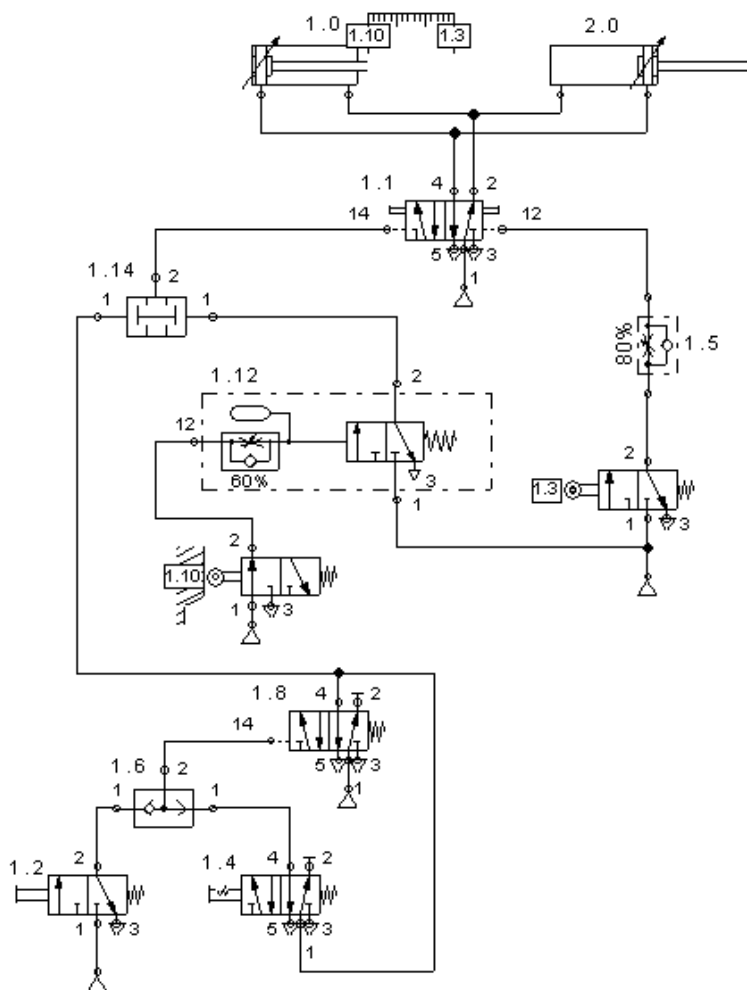


[示意图]

[回路设计图]

（用一个主控阀控制的两个双作用气缸的一进一退的交替运动）

提示：用节流止回阀（1.5）和一段长约 1m 的软管代替延时阀接到主控阀，产生的效果基本相同，但要注意这会产生信号流失。



回路分析：火花塞的圆柱栓将两个、两个地送到多刀具加工机上加工，为此，采用两个双作用气缸在一个控制器控制下作一进一退的交替运动。在初始位置，上方的气缸(1.0 / 1)位于尾端，下方的气缸(1.0 / 2)位于前端，圆柱栓被气缸(1.0 / 2)的活塞杆拦住。

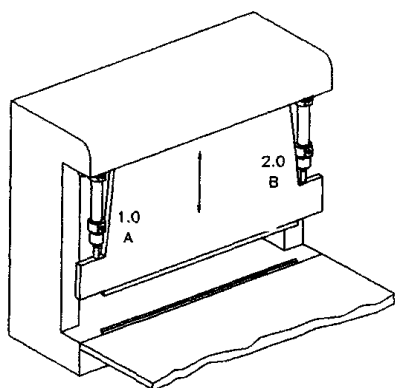
启动信号使气缸(1.0 / 1)作前向运动，气缸(1.0 / 2)作反向运动。两个火花塞栓滚入加工机。在设定的时间 $t_1=1s$ 后，气缸(1.0/2)回程，气缸(1.0 / 2)同时进程。下一个工作循环将在时间间隔 $t_2=2s$ 后进行。

系统的启动是通过装在阀门上的按钮开关。并用一个定位开关阀门来选择单循环或是连续循环工作状态。在供气中断后，分送装置不得自行恢复工作循环。

简略的符号表达形式： $A+(B-), A-(B+)$ 即： $B-$ 与 $A+$ ， $B+$ 与 $A-$ 同时发生。

在主控阀 1.1 输入端 1 接入一个压力调节阀，调节工作压力，观察气缸动作

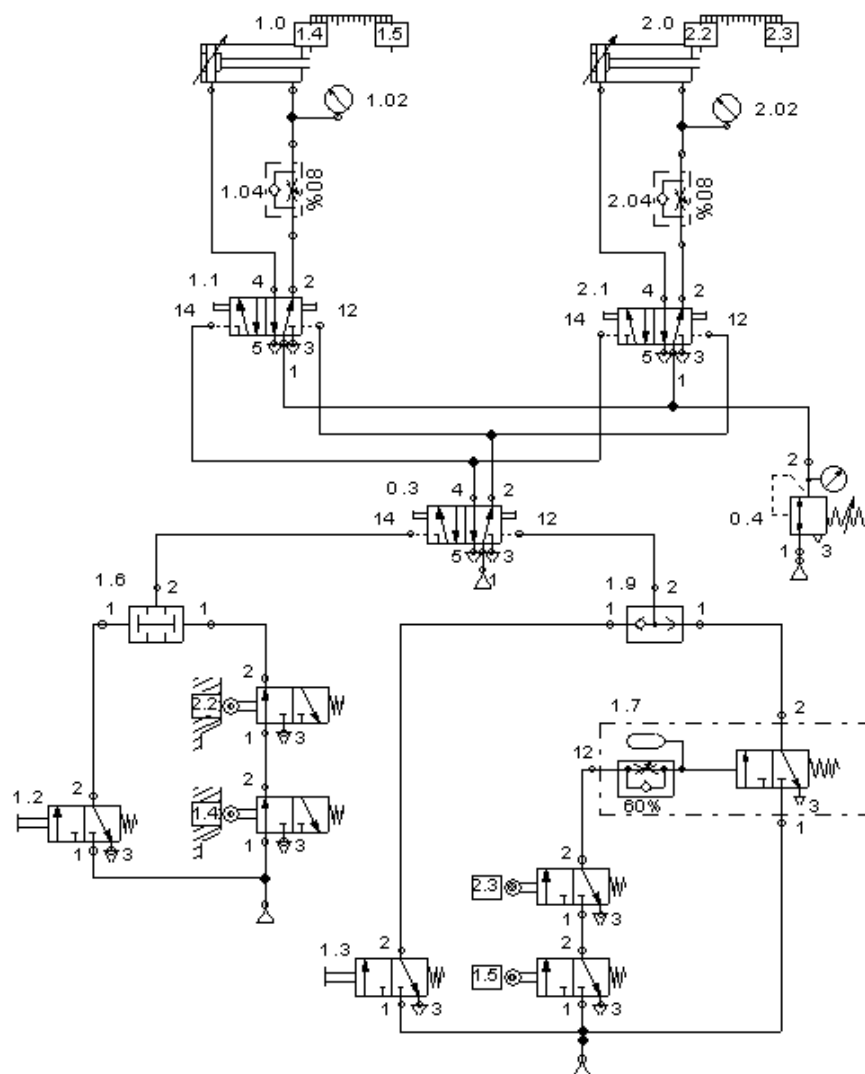
431、热塑板片的焊接机



[示意图]

[回路设计图]（用二个主控阀控制两个双作用气缸的同步平行运动）

提示：如滚轮行程阀不够，则 (2.3) 可以省去。



回路分析：两个双作用气缸一起装在电加热的闸板上，推压闸板将二块热塑板片焊接在一起。板片的厚度范围是 1.5mm 至 4mm，接缝长度可以任意。两气缸的活塞压力用压力调节阀限制为 $p=400\text{kPa}=4\text{bar}$ 。

按下间接启动按钮开关，两气缸在排气节流下平行前向运动。为了便于调节，在气缸和节流止回阀之间接了压力表。气缸的两端位置都安有行程开关。

压下时间 $t=1.5\text{s}$ 后，闸板返回初始位置。用另一个按钮开关也可使气缸立即回程。

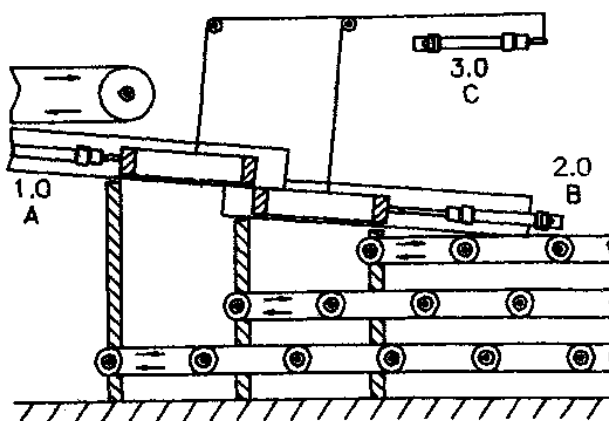
简略的符号表达形式： $A+(B+)$, $B-(A-)$

用压力调节阀将工作压力以 $p=1\text{bar}$ 依次下降，观察气缸动作情况，并读取压力表数值

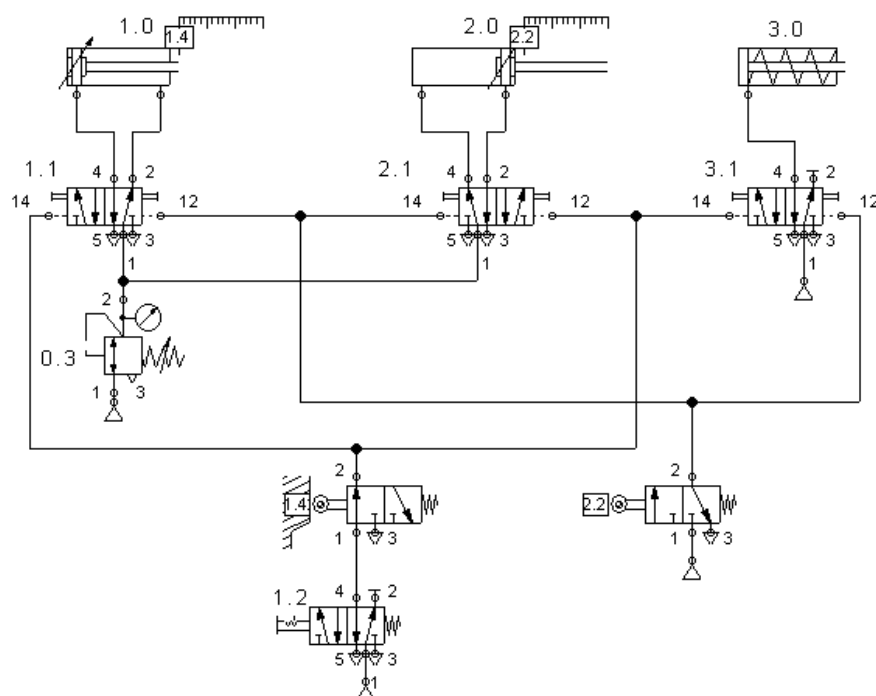
用惰轮杆行程阀代替滚轮杆行程阀 2.3，通过调节节流止回阀 1.04 和 2.04，观察控制系统的工况

432、矿石筛选机

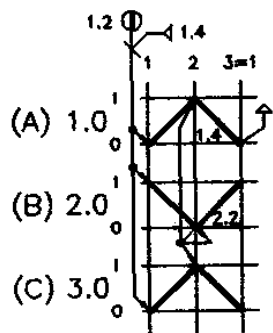
[示意图]



[回路设计图] (用二个滚轮杆行程阀和三个主控阀控制两个双作用气缸和一个单作用气缸)



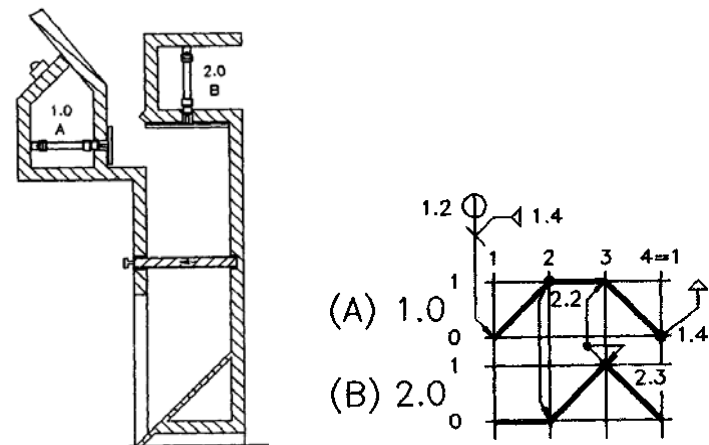
回路分析：矿石从碎石辊机(粉碎机)中通过传送带送到震动筛里筛选，上方的细筛(1.0)与下方的粗筛(2.0)作相反方向的交替运动。通过调节供气量将两个双作用气缸的震动频率设置为 $f=1\text{Hz}$ 。反向运动是由处于端点的行程开关——滚轮杆行程阀来控制的。第三个气缸(3.0)通过二根缆绳使筛上下震动。筛选机的启动与停止是用一个定位开关阀控制。



位移步骤图

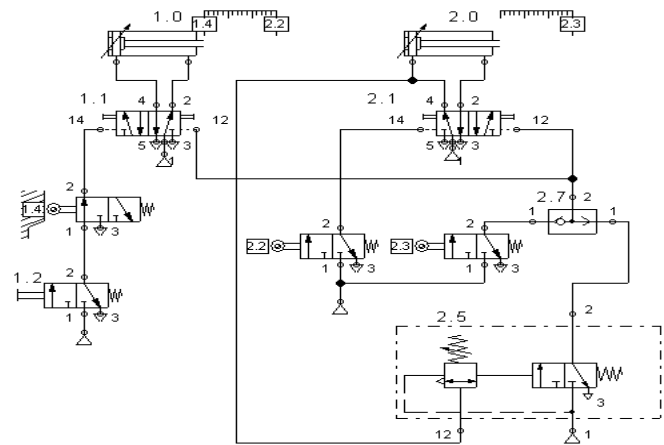
433、垃圾集装压实机

[示意图]



[回路设计图]（主控阀受控于信号发生器—按钮开关、滚轮杆行程阀、惰轮杆行程阀）

提示：如果在气缸和主控阀之间接上节流止回阀（前向冲程的排气节流控制），则可使运动明显放慢，达到较好的效果。

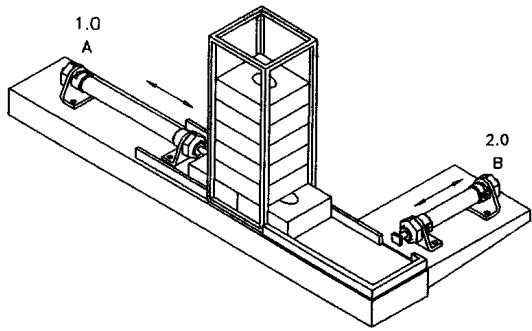


回路分析：垃圾集装压实机的模型工作在最大工作压力 $P=300\text{kPa}=3\text{bar}$ 的工况下，它装有预压实机(1.0)，包括玻璃破碎机以及主压实机(2.0)。主压实机的最大工作压力 $F=2200\text{N}$ 。当压下启动开关按钮。预压实机前向运动，然后主压实机前向运动。两个气缸的回程运动是同步的。

当垃圾箱装满时，主压实机的气缸不能达到前端位置，这时两气缸的回程则由压力顺序阀来控制。压力顺序阀设置在 $P=280\text{kPa}=2.8\text{bar}$ 时动作。

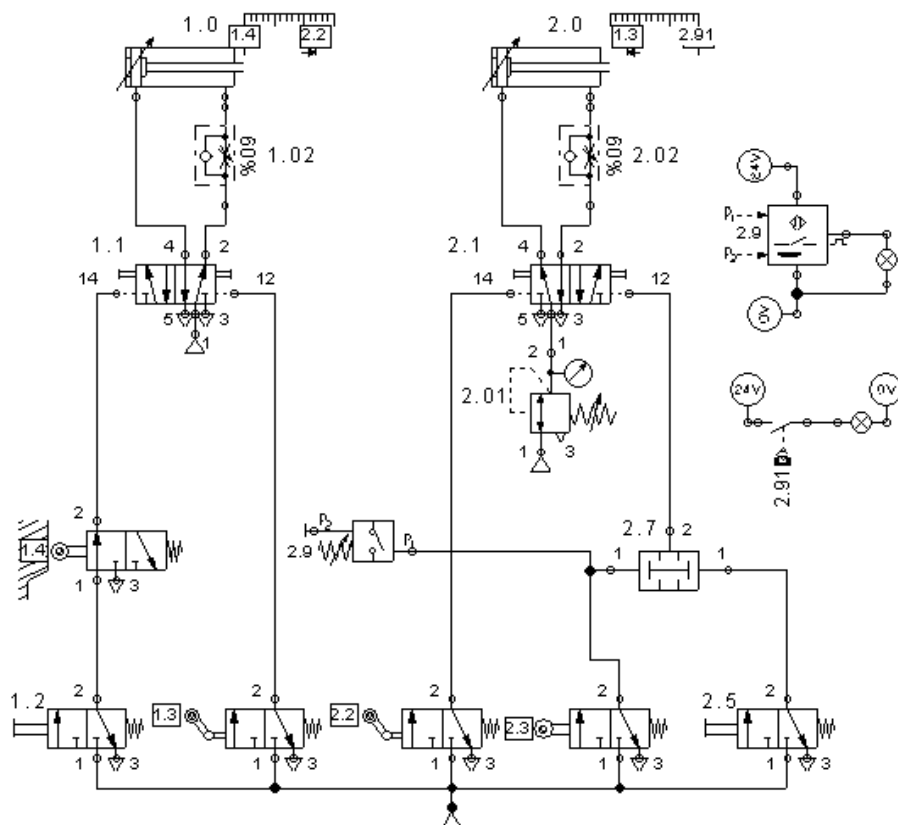
434、摄影箱的加工夹紧

[示意图]



[回路设计图]

（主控阀受控于信号发生器—按钮开关、滚轮杆行程阀、惰轮杆行程阀）



回路分析：当按下按钮开关，阀门动作，双作用气缸(1.0)将从料斗中落下的用作摄影箱体的铸件推到加工台并夹紧。

而后，双作用气缸(2.0)在限定压强下与气缸(1.0)成 90° 直角伸出，将铸件夹紧。压力调节阀将压力限定在 $P=400\text{kPa}=4\text{bar}$ 。两气缸的前向运动时间 $T_1=T_2=1\text{s}$ 。用气动指示灯显示工件已被夹紧。

当摄影箱加工完毕，按下另一个按钮开关，两气缸以相反的次序(气缸(2.0)先回程，然后气缸(1.0))依次在无节流情况下回程。

将惰轮杆行程阀 1.3 和 2.2 换成一般的滚轮杆行程阀，系统会发生什么情况/

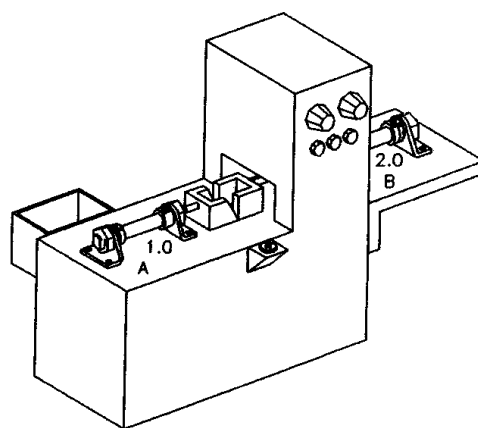
435、摄影箱的加工夹紧

[回路设计图]（采用换向阀进行控制）

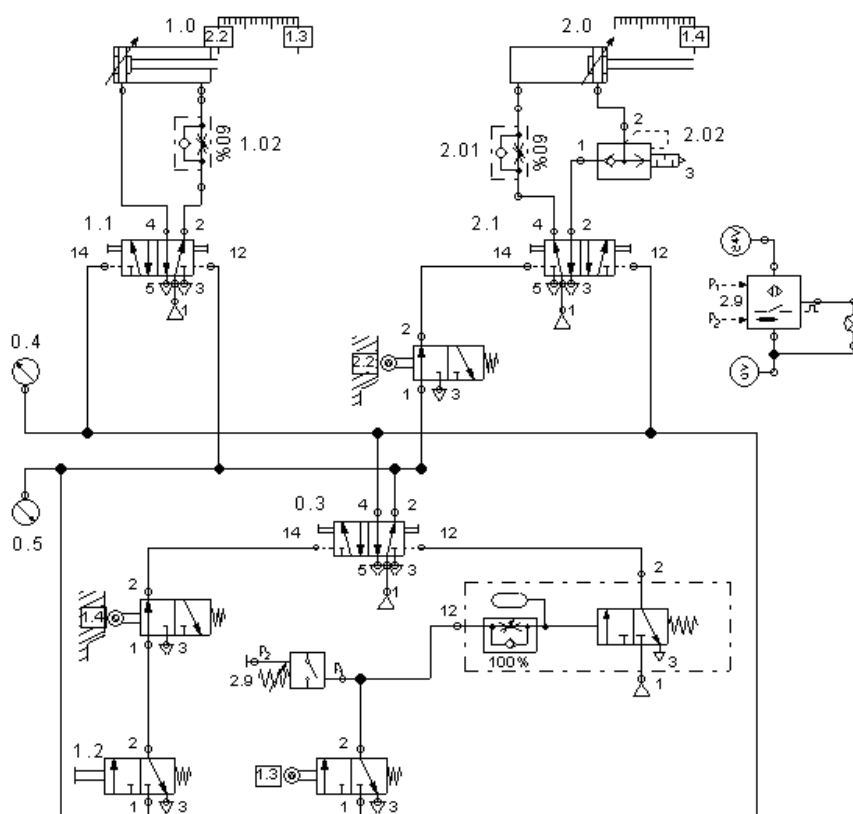
提示：主控阀上相对的信号的关断是采用换向阀（0.3）。用这种方法，可以不用惰轮杆行程阀，而且增加了工作的可靠性。

而后,双作用气缸(2.0)在限定压强下与气缸(1.0)成 90° 直角伸出,将铸件夹紧。压力调节阀将压力限定在 $P=400\text{kPa}=4\text{bar}$ 。两气缸的前向运动时间 $T_1=T_2=1\text{s}$ 。用气动指示灯显示工件已被夹紧。

436、激光切割机的输入夹具 [示意图]



第 47 页 共 79 页



回路分析：一块厚 0.6mm 的不锈钢片用手放到输入夹具中。当按下按钮开关，推出气缸(2.0)在排气节流情况下回程，与此同时，夹紧气缸(1.0)也在排气节流情况下作前向运动，将钢片推进并夹紧。

经过 5s 后，激光切割机已将钢片制成细筛，这时，夹紧气缸(1.0)在无节流情况下回程，随后，推出气缸将制成的细筛迅速推出。

在换向阀的 S1 和 S2 两条管路上各装一个压力表以便校核。

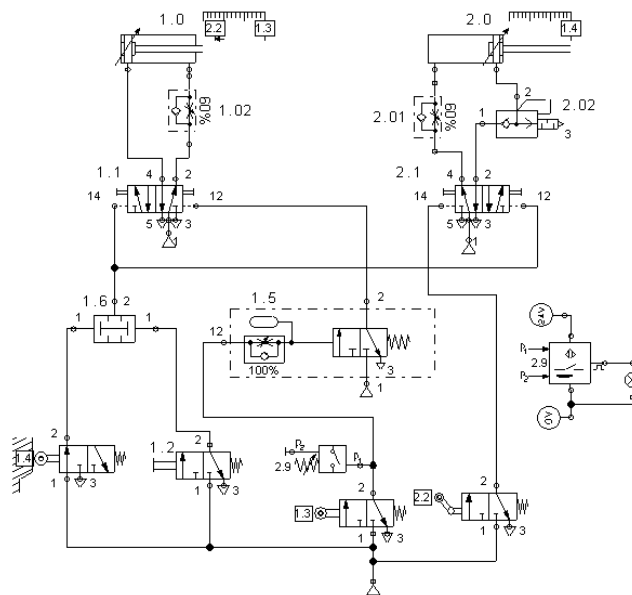
437、激光切割机的输入夹具

[回路设计图]（用换向阀和主动信号发生器进行控制）

经过 5s 后,激光切割机已将钢片制成细筛,这时,夹紧气缸(1.0)在无节流情况下回程,随后,推出气缸将制成的细筛迅速推出。

438、激光切割机的输入夹具

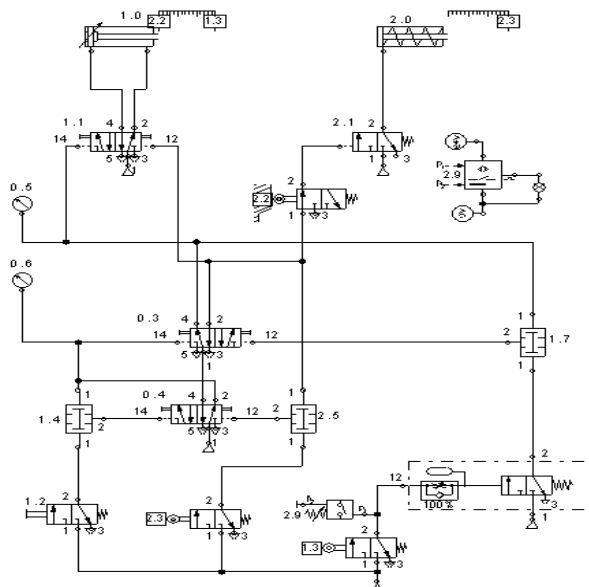
[回路设计图] (用惰轮杆行程阀的控制系统)



第 49 页 共 79 页

440、半自动的内磨机床

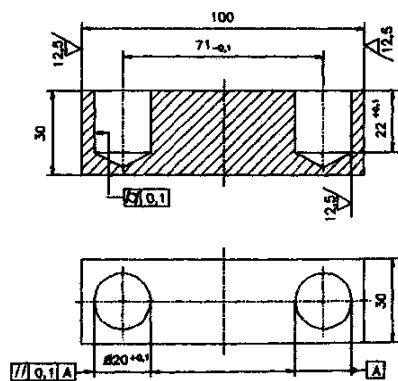
[回路设计图]（用换向阀和主动信号发生器进行控制）



回路分析：具有液压缓冲气缸的气动线性进给装置将装有磨具的轴杆送入工件内壁，进行研磨加工，而后通过另一个气缸将工件推出。

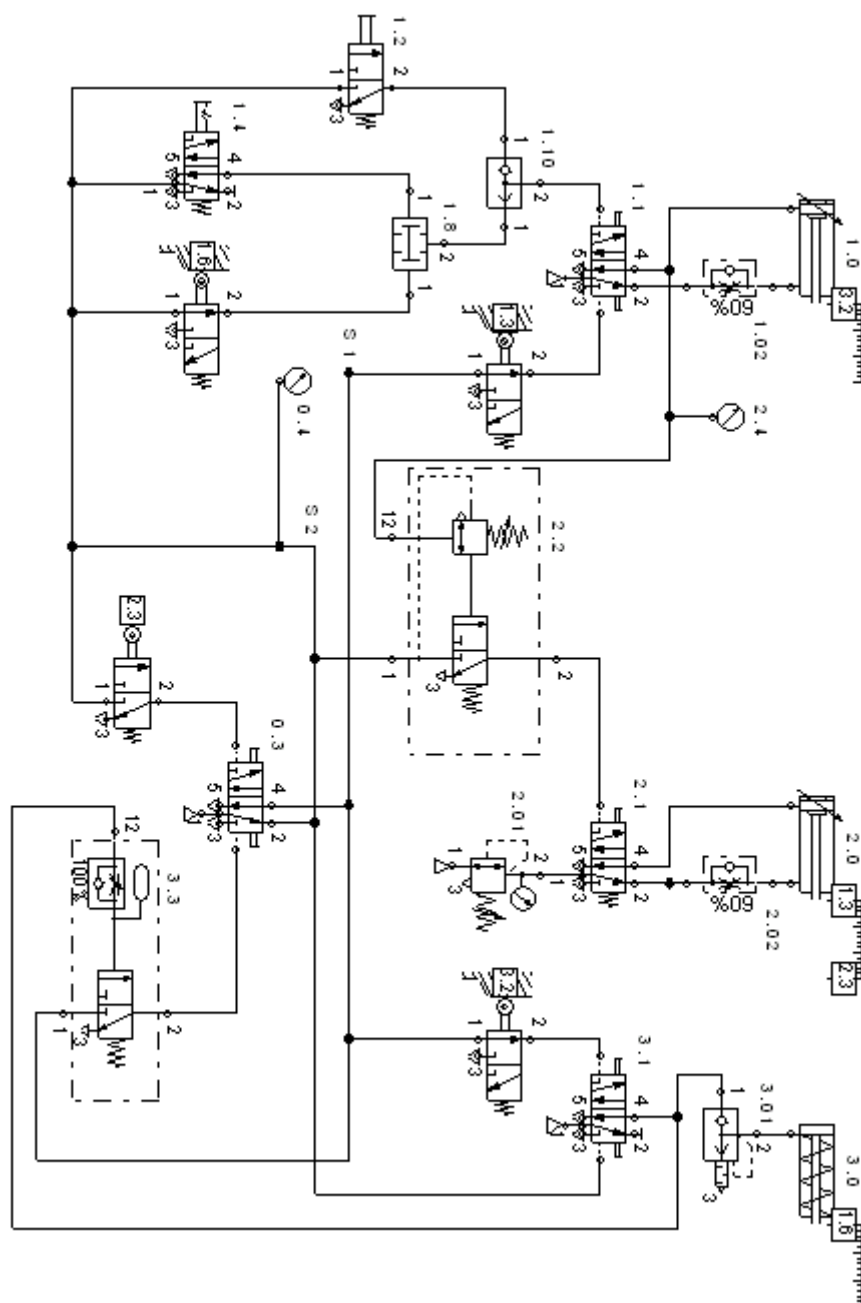
按下信号输入阀门的按钮开关，气动线性进给装置(1.0)缓慢地前向运动，进行工件内壁的研磨加工。当达到前端位置，停留 $t=2s$ 以完成研磨加工，而后回程，在达到尾端位置时压下滚轮杆行程阀，从而使推出气缸(2.0)作前向运动。推出气缸是单作用气缸，它由一个弹簧复位的主控阀控制。当它在前端压下另一个滚轮杆行程阀便产生回程运动。在管路 S1 和 S3 上装有压力测量表。

441、四钻头钻床



[示意图]

[回路设计图]（主控阀受控于三个换向阀和其他信号发生器）



回路分析：料斗中的方形钢块将送到钻床里，夹紧、加工，加工完后从钻床中推到成品箱中。

首先是一个水平安装的双作用气缸(1.0)在排气节流情况下将料斗中落下的工件推到钻头的下方，并将工件顶在固定台上夹紧。当达到要求的夹紧压力 $p=400\text{kPa}=4\text{bar}$ 时，钻头在具有液压缓冲缸的线性进给装置驱动下前向运动，为进行缓冲的攻钻采用排气节流，并用压力调节阀设定最大的进给力，压力设在 $p=500\text{kPa}=5\text{bar}$ 。当达到设置的攻钻深度，用行程开关—滚轮杆行程阀(2.3)使进给停止，并在无节流情况下回程。当回程运动结束，单作用气缸(3.0)将加工完的成品推出。在 $t=0.6\text{s}$ 后，单作用气缸迅速回程，在尾端位置压下了第四个滚轮杆行程阀，该行程阀开通的信号标志着可以开始新的工作循环。一个压力表用来显示气缸(1.0)的夹紧压力，另一个压力表装在管路 S2 上。

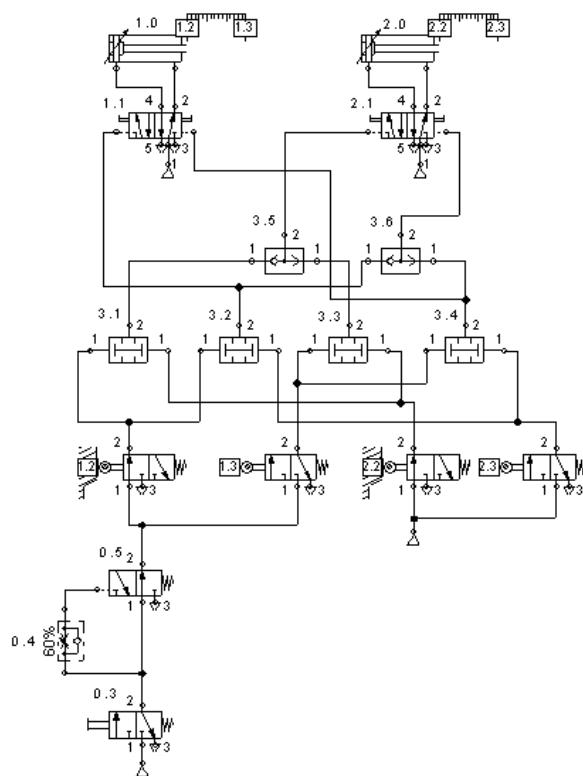
系统的启动运行是用一个按钮开关，连续循环工作的选择是用一个定位开关阀门。

简略的符号表达形式： A+ B+ B- A- C+ C-

443、装有料斗的钻床

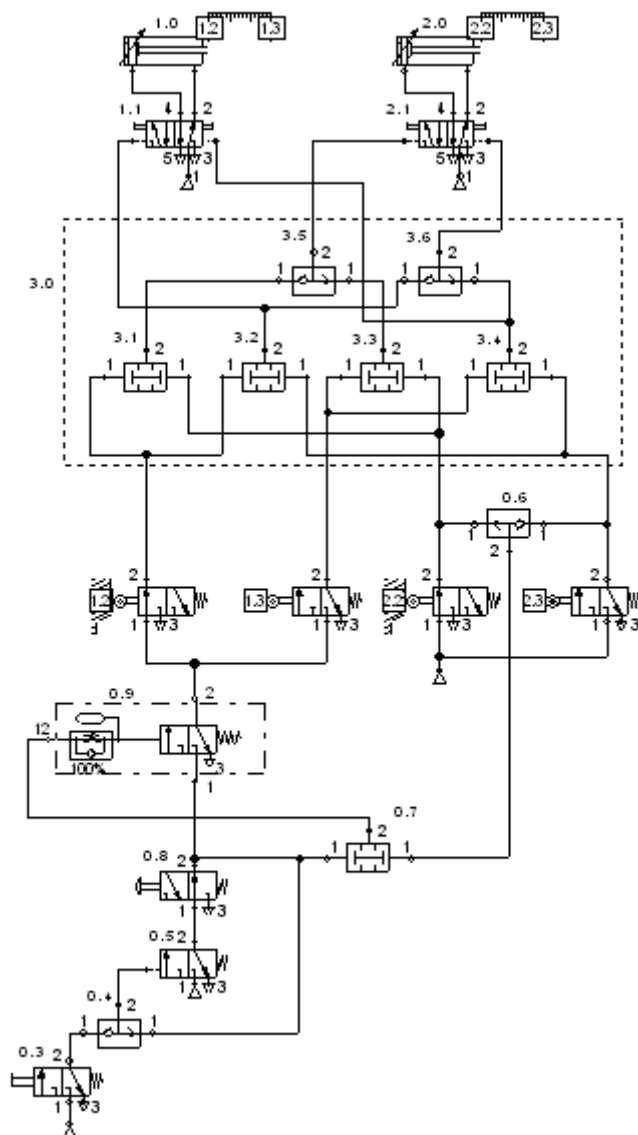
[回路设计图]（用两个换向阀和主动信号发生器进行控制）

[回路设计图]



要求设计一个具有 4 个输入, 4 个输出的完全气动的处理器(3.0); 使得气动计数器每收到一个信号, 计数增加 1, 即: 如从 2 到 3, 从 3 到 0, 从 0 到 1, 从 1 到 2, 如此步进循环。

回路设计图

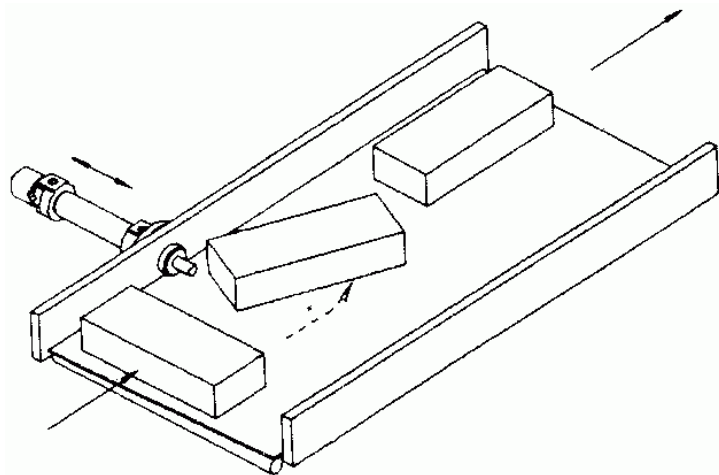


回路分析：用两个双作用气缸可以表示4个二进制状态，00，01，10，11。用二个主控阀(1.1)和(2.1)控制该两气缸(1.0)和(2.0)。四个滚轮杆行程阀(1.2),(1.3),(2.2)和(2.3)作行程开关将气缸的运动状况输入给处理器。连续计数的信号是用一个按钮开关阀(0.3)给出的。

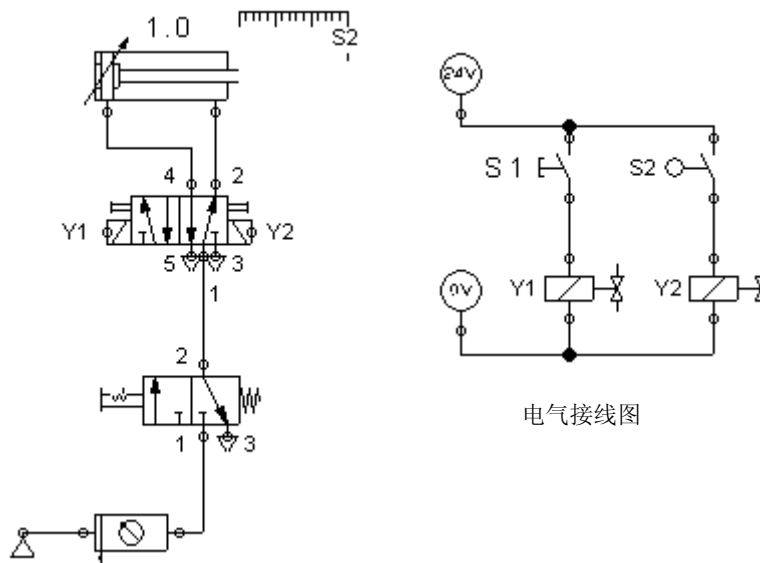
要求设计一个具有4个输入，4个输出的完全气动的处理器(3.0)；使得气动计数器每收到一个信号，计数增加1，即：如从2到3，从3到0，从0到1,从1到2，如此步进循环。

446、转向装置

[示意图]



[气动回路图/电气接线图]



气动回路图

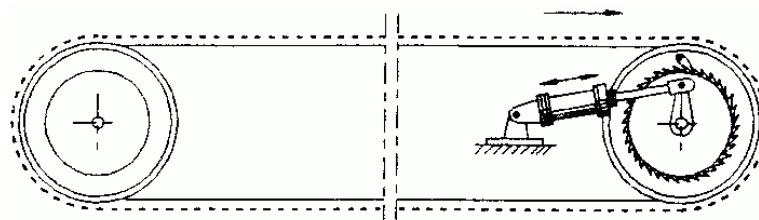
电气接线图

回路分析：用转向装置使传送带上的部件定向排列并继续传送

按下按钮开关，气缸活塞杆使部件转到正确的方位并继续传送。松开这个按钮开关，活塞杆回复到初始位置

447、传送带

[示意图]

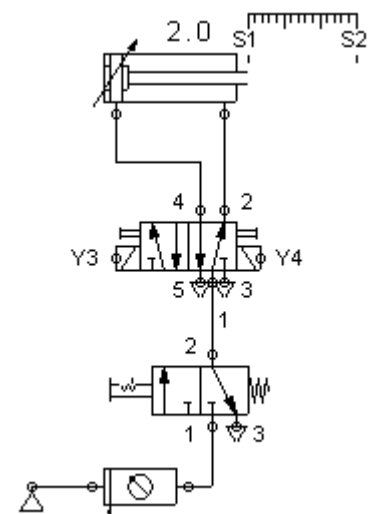
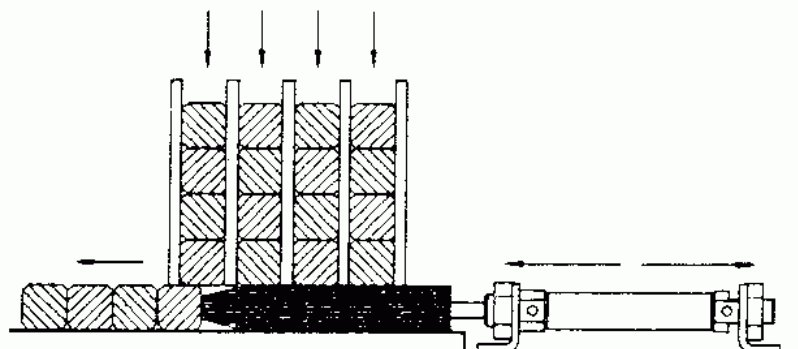


[气动回路图/电气接线图]

回路分析：传送带按节拍将部件传送到按序排列的工作位置上去
通过作用一个控制开关，使做往返运动的气缸活塞杆通过一个定位销带动主动轮按节拍地转动；再一次作用这个控制开关，则停止运转。

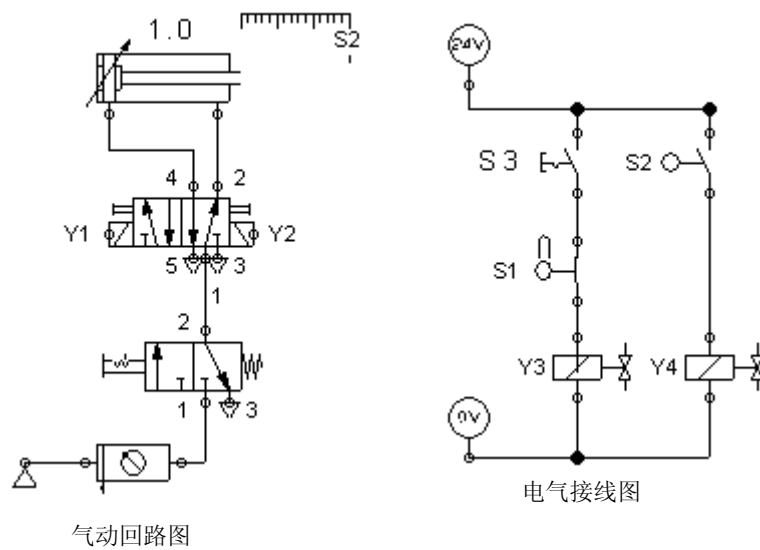
448、多路井状料仓

[示意图]



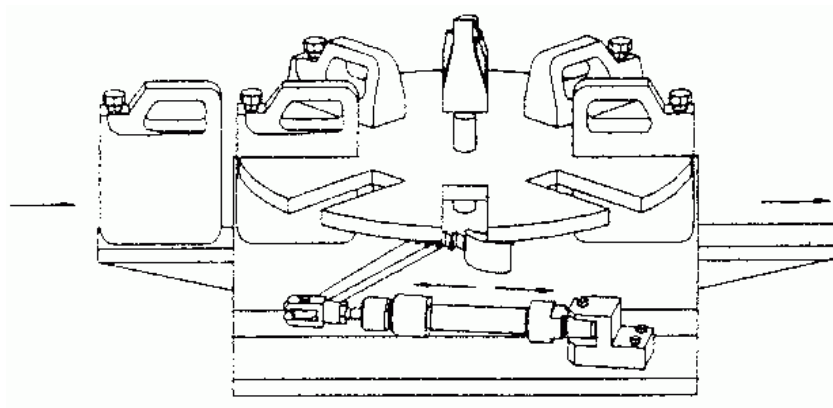
气动回路图

[气动回路图/电气接线图]

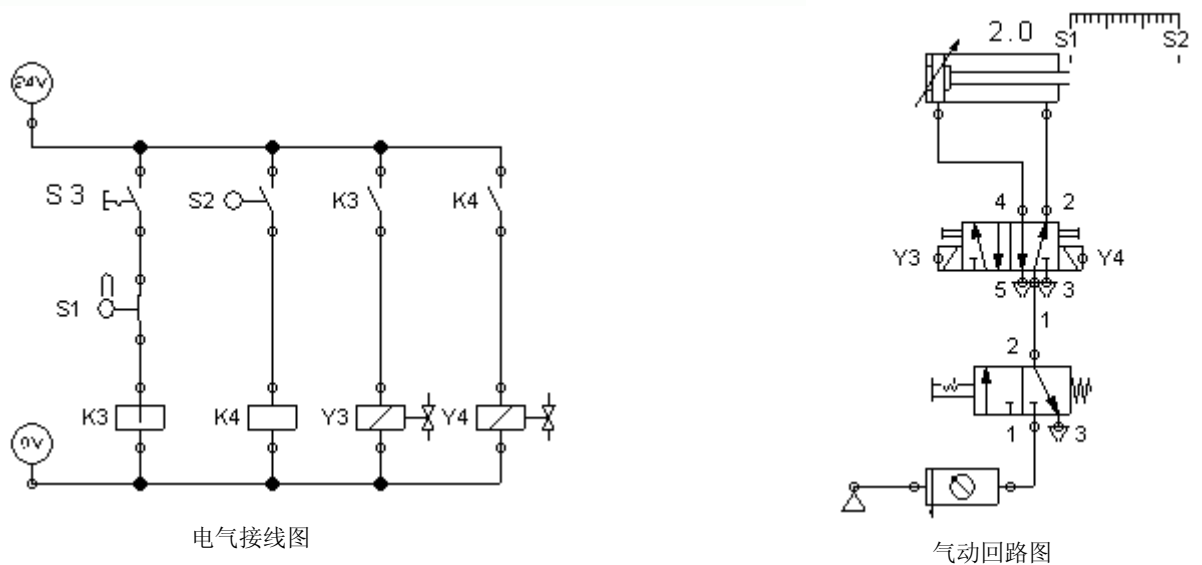


回路分析：将井状料仓中的木块推送到一个接收设备中
按一下按钮开关，滑板将木块推出井状料仓，到达前端位置后，滑板返回到初始位置

449、圆周进给工作台
[示意图]



[气动回路图/ 电气接线图]

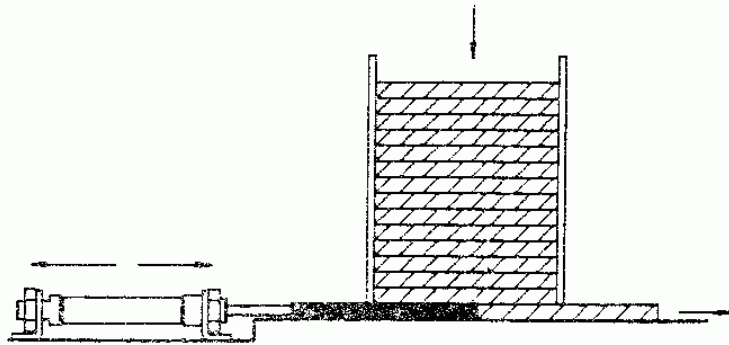


回路分析：圆周进给工作台使部件等间隔地排列开来

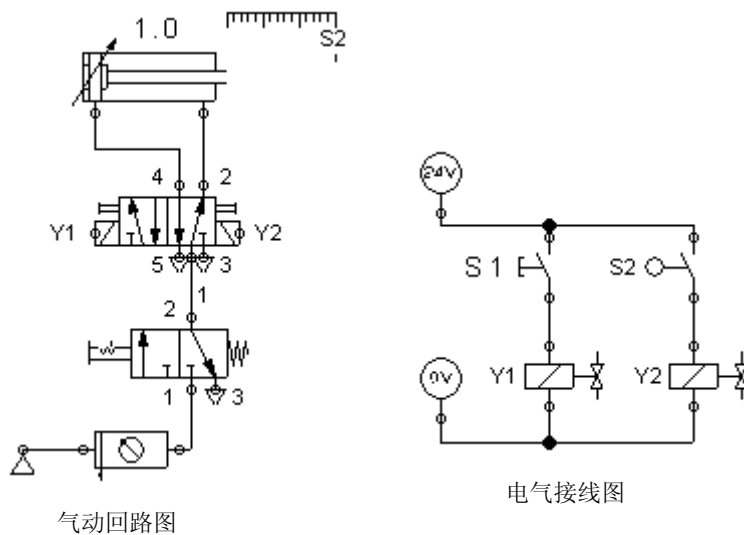
通过作用一个控制开关，使做往返运动的气缸活塞杆通过一个定位销带动主动轮按节拍地转动；再一次作用这个控制开关，则停止运转

450、井状料仓

[示意图]



[气动回路图/ 电气接线图]

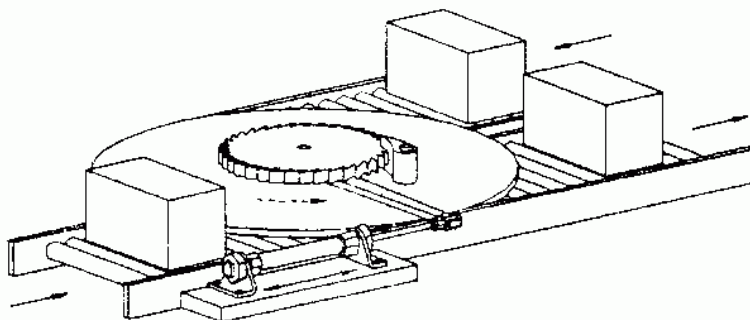


回路分析：将井状料仓中的木块推送到一个接收设备中

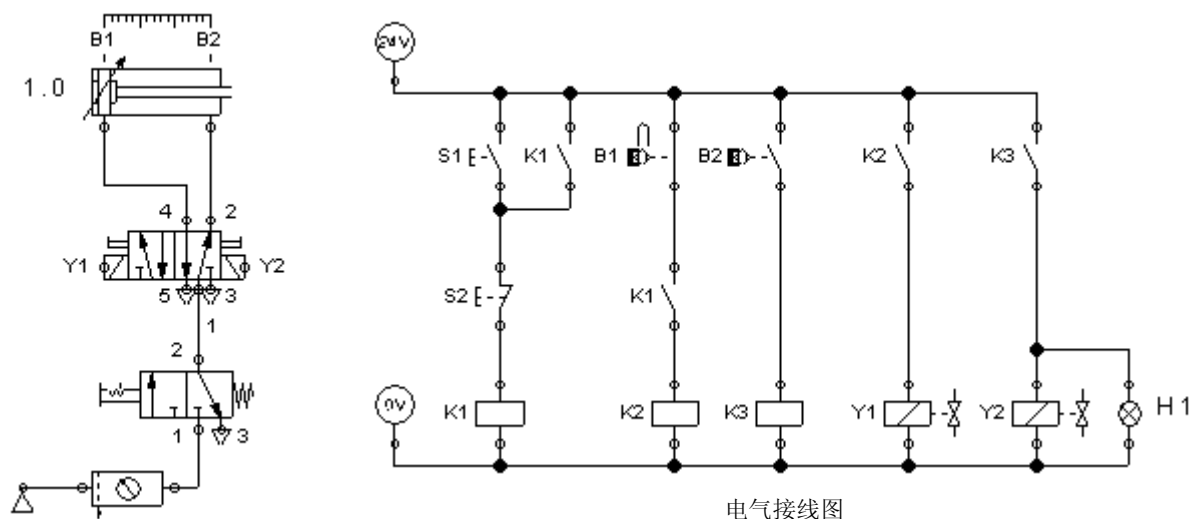
按一下按钮开关，滑板将木块推出井状料仓，到达前端位置后，滑板返回到初始位置

451、转向设备

[示意图]



[气动回路图/电气接线图]



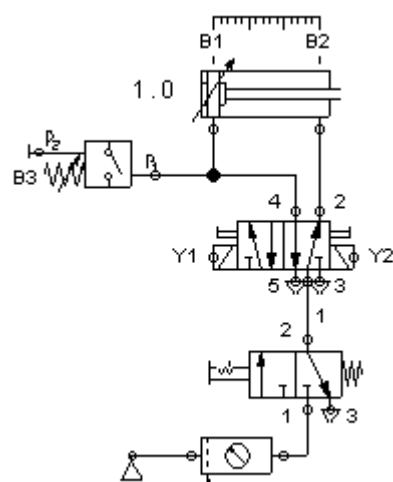
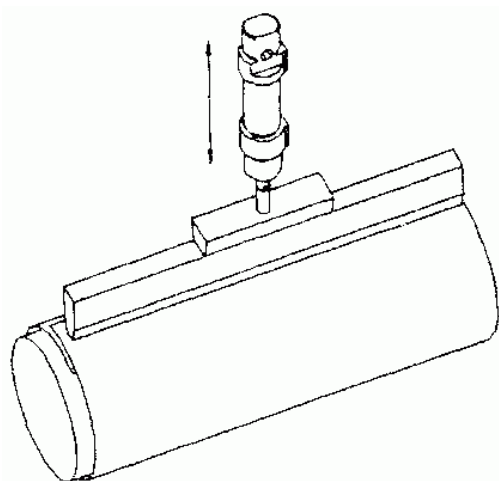
气动回路图

回路分析：转向设备将部件按节拍地从一条传送带转到另一条传送带上去
按一下按钮开关，往复运动的气缸活塞杆通过一个定位销带动转盘按节拍转动；按下另一个按钮开关则停止运行

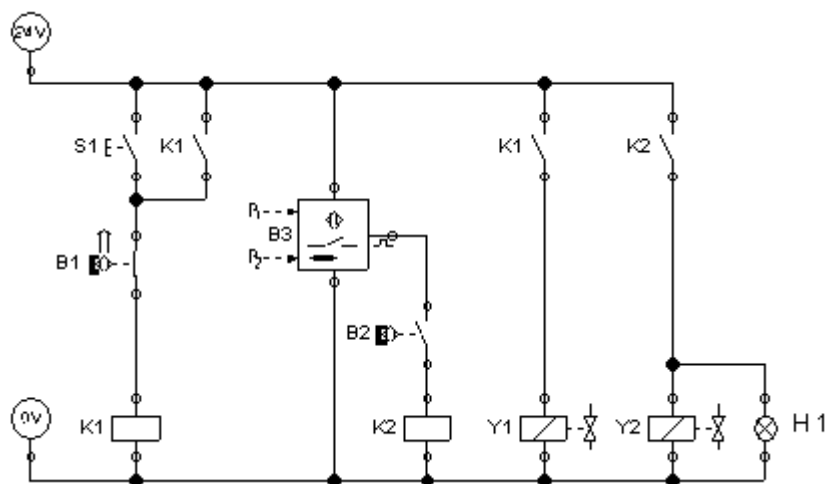
452、热压模

[示意图]

[气动回路图 / 电气接线图]



气动回路图

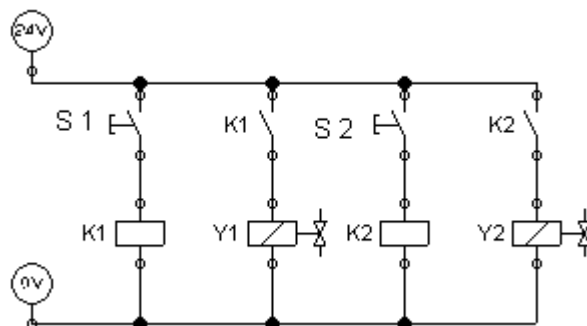
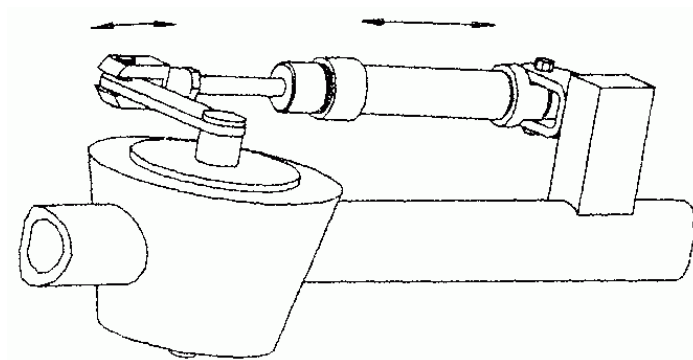


电气接线图

回路分析：在温度和压力的作用下，用热压模粘贴包装纸按一下按钮开关，加热压板被推进并对包装纸粘贴处加热，达到了粘贴压力后，加热压板返回到初始位置

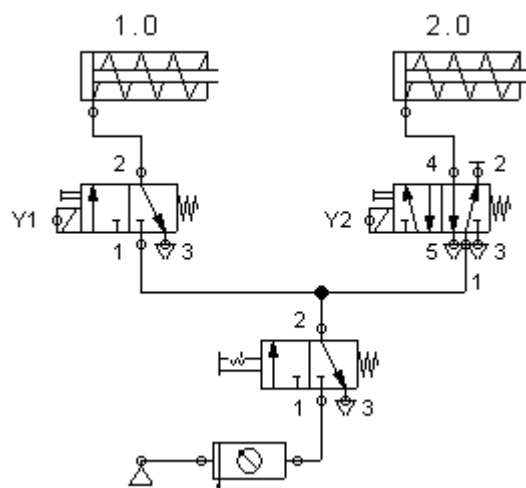
453、阻断装置

[示意图]



电气接线图

[气动回路图/电气接线图]

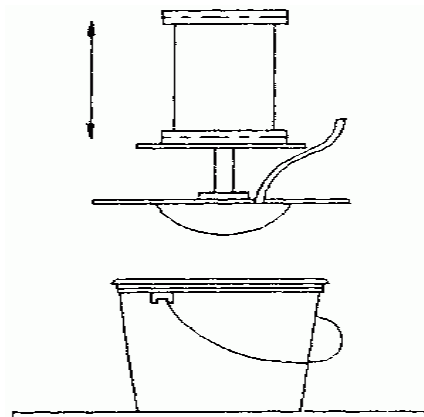


气动回路图

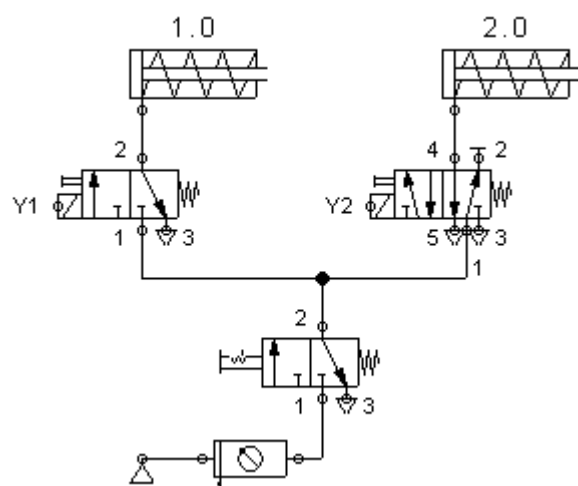
回路分析：用阻断装置使一个管道阀门开启和关闭
按下按钮开关，阀门被打开；松开按钮开关，阀门被关闭

454、压盖器

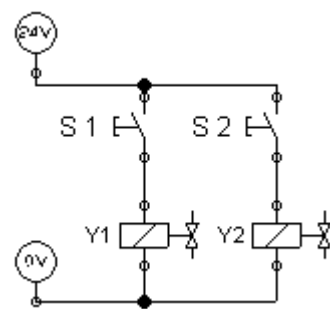
[示意图]



[气动回路图/电气接线图]



气动回路图



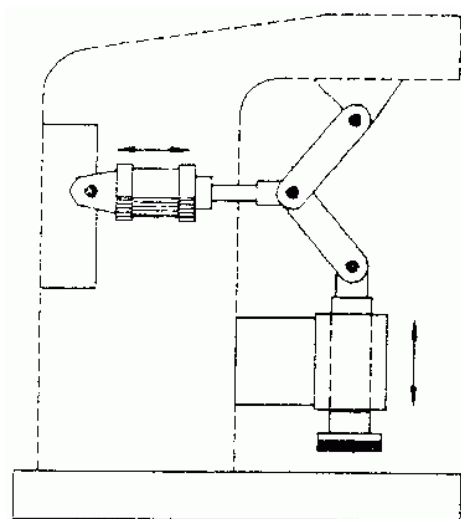
电气接线图

回路分析：用压盖器件卷边盖压在塑料桶上

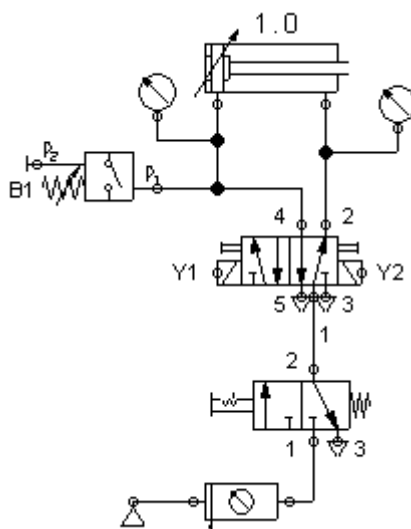
按下按钮开关，把压模向前推进并把卷边盖压在塑料桶上。松开这个按钮开关，压模回到原来位置

455、压模装置

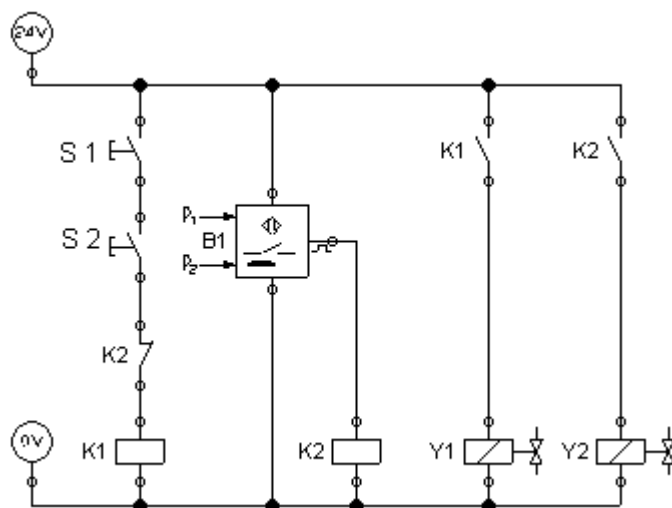
[示意图]



[气动回路图/电气接线图]



气动回路图



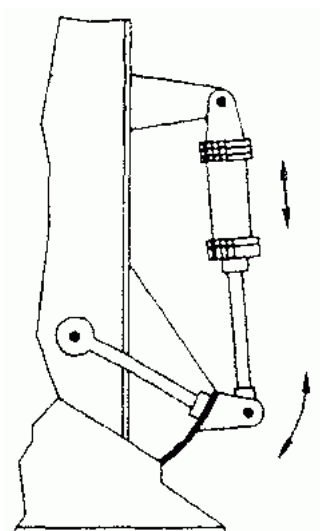
电气接线图

回路分析：用压模装置冲压部件

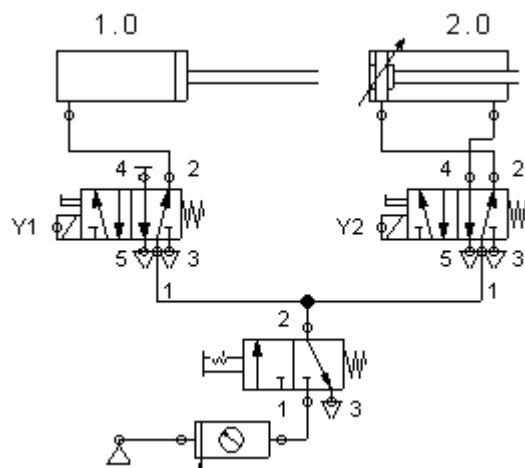
按下两个按钮开关，冲压模具向前推进并冲压部件；到达一定的冲压压力后，冲压模具返回到初始位置

456、挡料板

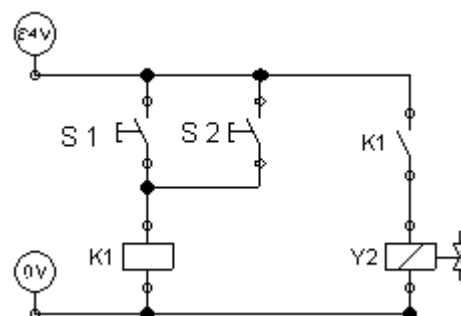
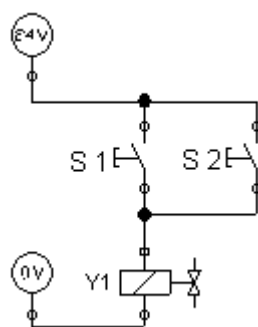
[示意图]



[气动回路图/电气接线图]



气动回路图



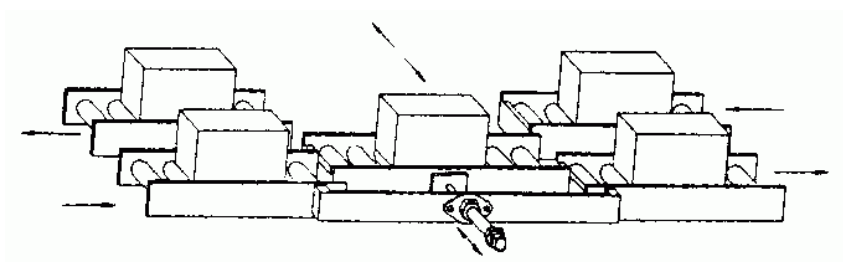
电气接线图

回路分析：用挡料板可使散装物料从料斗中倒出来

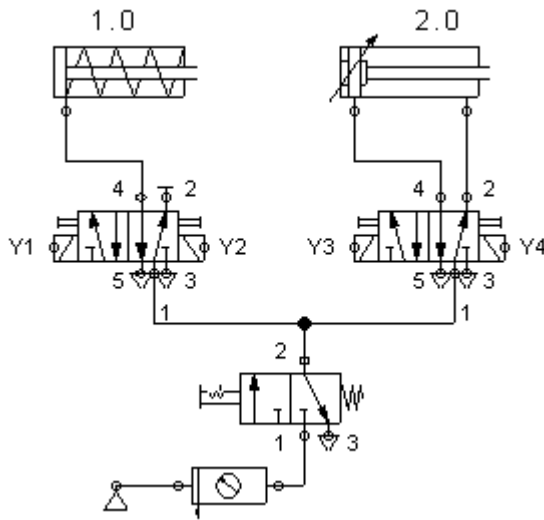
按下一个按钮开关，使挡料板打开，散料就从料斗中倒出来。松开这个按钮开关，则使挡料板关闭

457、导向装置

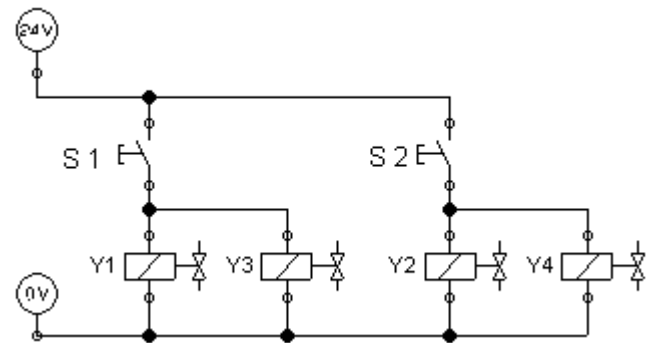
[示意图]



[气动回路图/电气接线图]



气动回路图



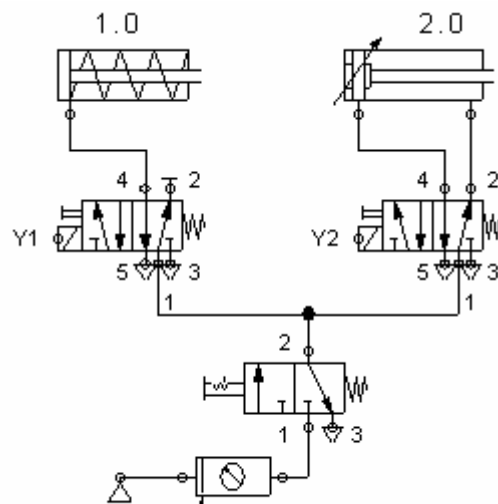
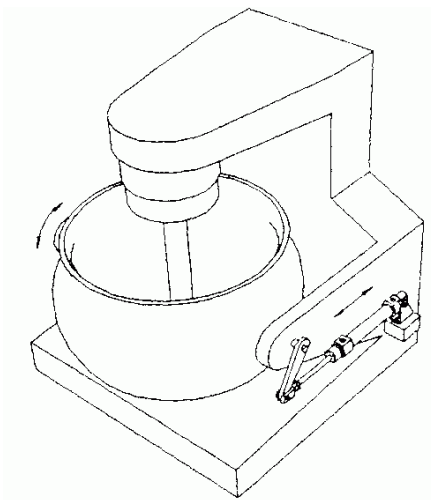
电气接线图

回路分析：用导向装置把一条传送带上的部件放到另一条传送带上去

按下一个按钮开关，导向架向前推进，导向架上的部件放到另一条传送带上，并向相反方向继续传送；按下另一个按钮开关，导向架回到初始位置

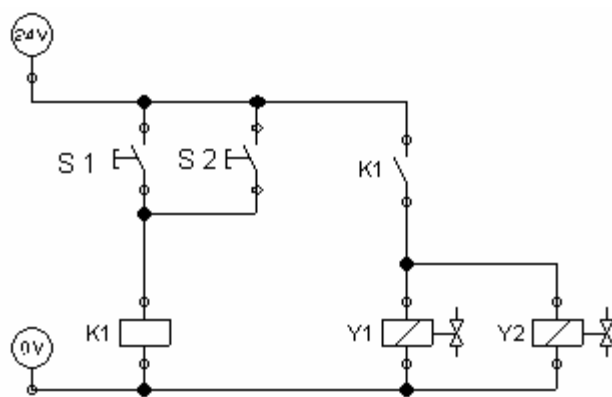
458、翻转装置

[示意图]



气动回路图

[气动回路图 / 电气接线图]



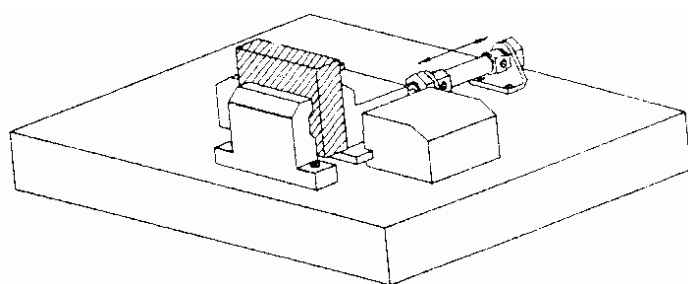
电气接线图

回路分析：用翻转装置将液体物料从一个容器中倒出来

按下一个按钮开关，将容器翻过来，把液流物倒空。松开这个按钮开关，则使回复到初始状态

459、夹紧装置

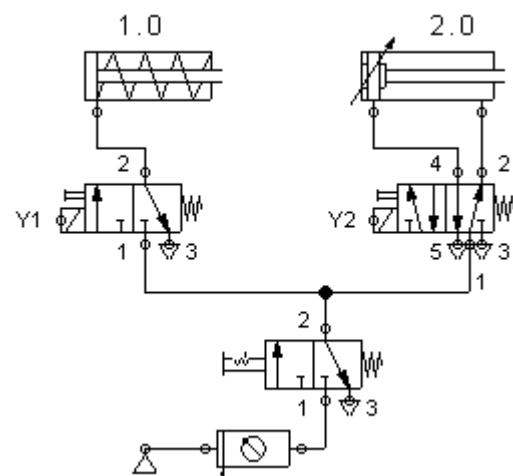
[示意图]



回路分析：用夹紧装置来夹紧部件

按一下按钮开关，可活动的夹具向前推进并夹紧部件，按下另一个按钮，可活动的夹具返回到初始位置

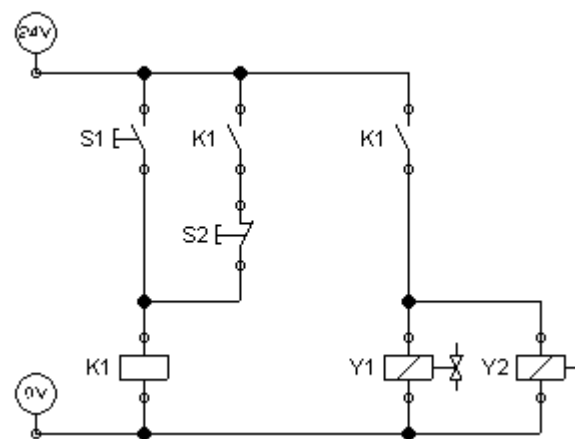
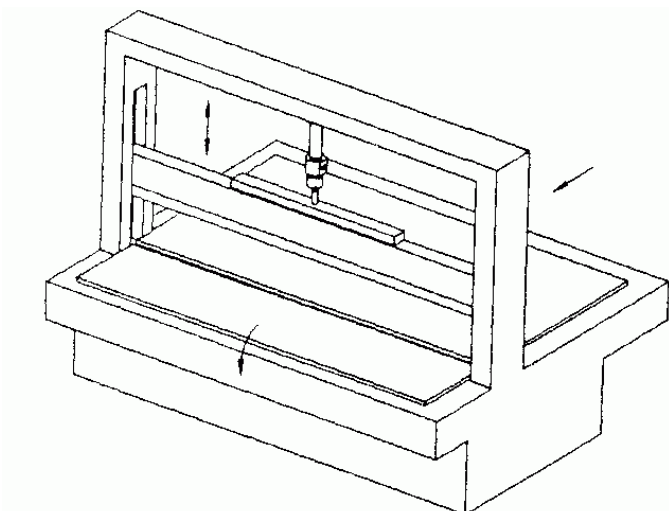
[气动回路图 / 电气接线图]



气动回路图

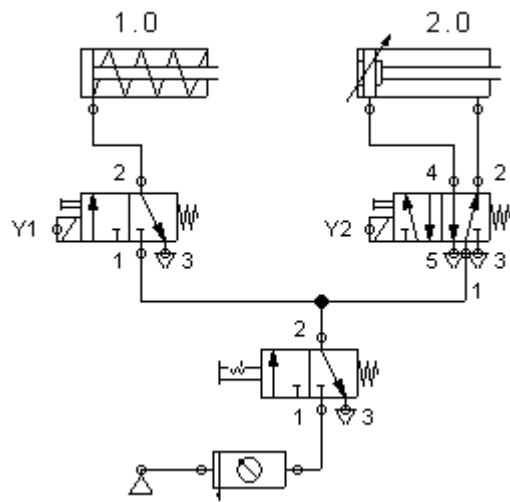
460、切割装置

[示意图]

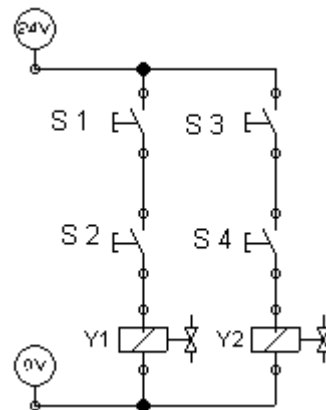


电气接线图

[气动回路图 / 电气接线图]



气动回路图



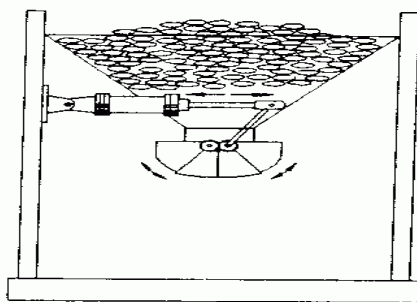
电气接线图

回路分析：切割装置用于纸张切割

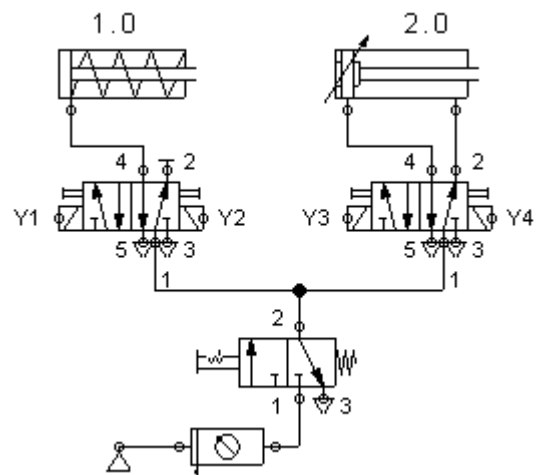
按下两个按钮开关，割刀横梁向前推动并切割纸张。松开一个按钮开关，割刀横梁返回到初始位置

461、散料斗

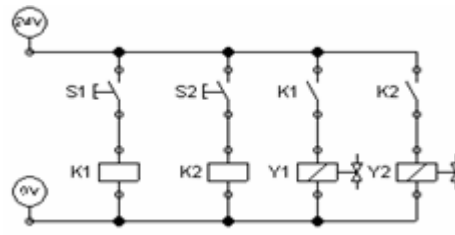
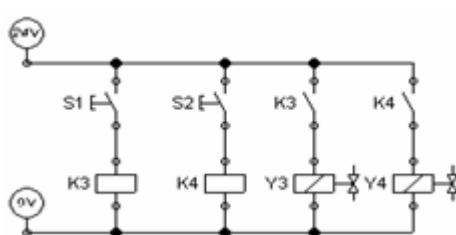
[示意图]



[气动回路图 / 电气接线图]



气动回路图

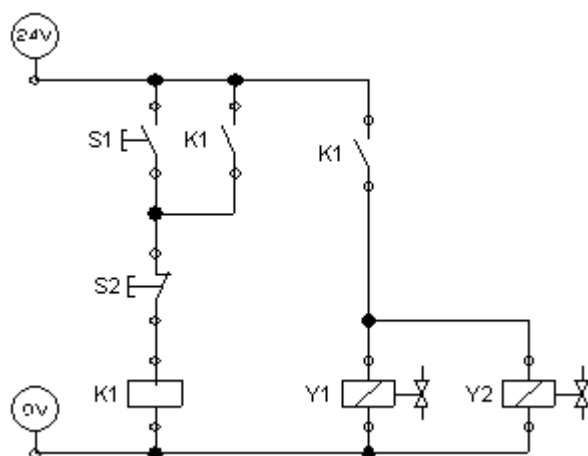
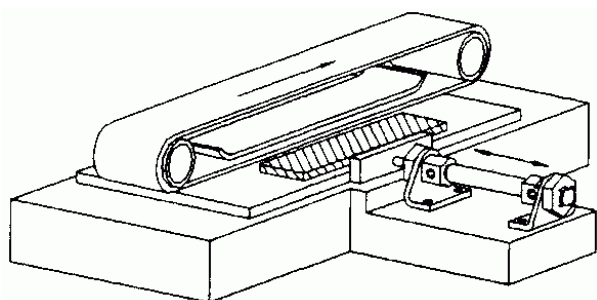


回路分析：使散料物从料斗中倒出来

按下一个按钮开关，散料斗打开，散料倒出。按下另一个按钮开关，则关闭料斗中

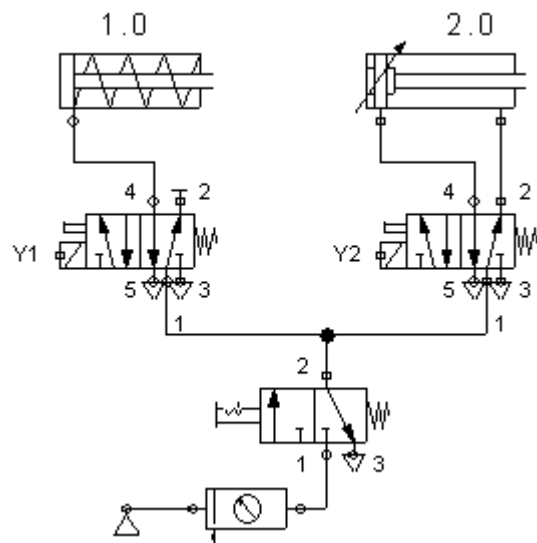
462、移动台

[示意图]



电气接线图

[气动回路图 / 电气接线图]



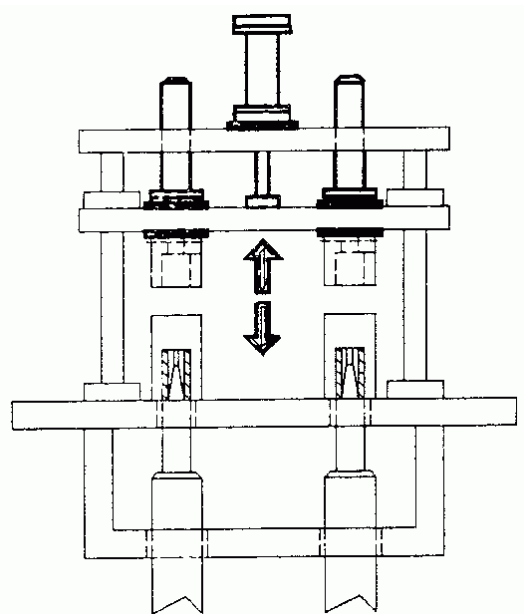
气动回路图

回路分析：用这个移动台将木板推送到一个带式磨床下面

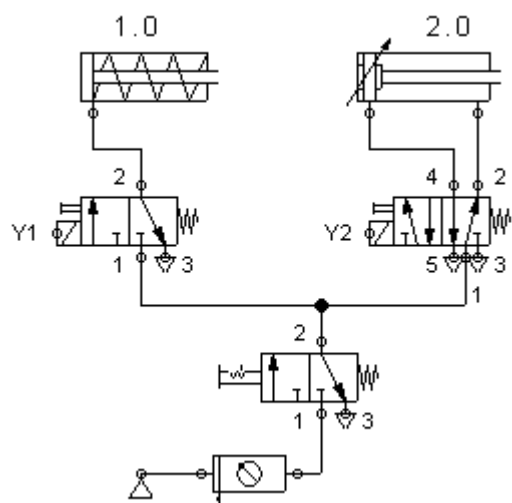
按一下按钮开关，气缸将上面放有木板的移动台推到带式磨床下面，按下另一个按钮开关，移动台返回到初始位置。

463、装配合

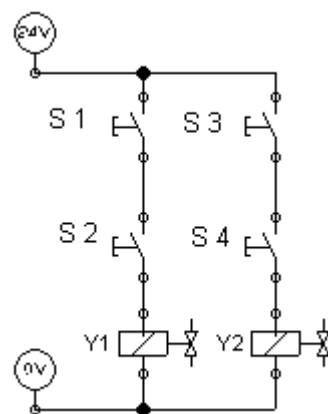
[示意图]



[气动回路图 / 电气接线图]



气动回路图



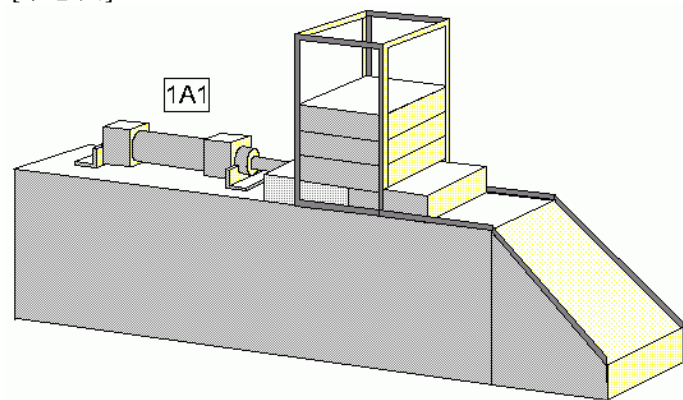
电气接线图

回路分析：在装配台上组装部件

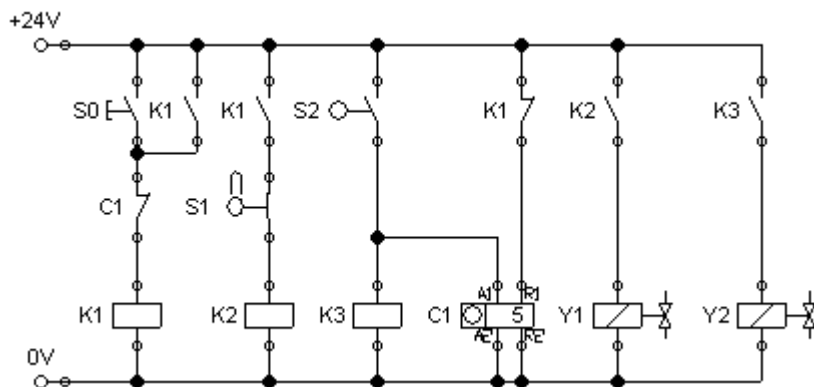
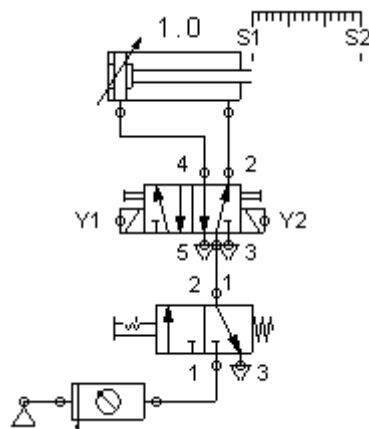
按下两个按钮开关，装置被向前推进，将部件组装在一起。松开一个按钮开关，装置就回到原来状态

464、计数器

[示意图]



[气动回路图 / 电气接线图]



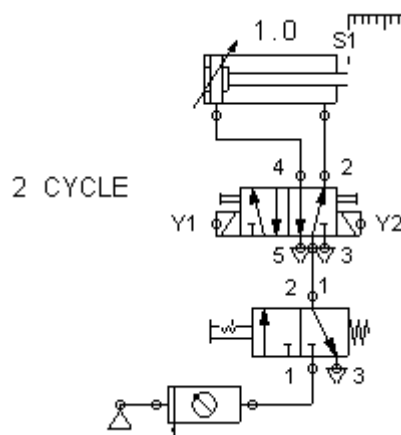
电气接线图

气动回路图

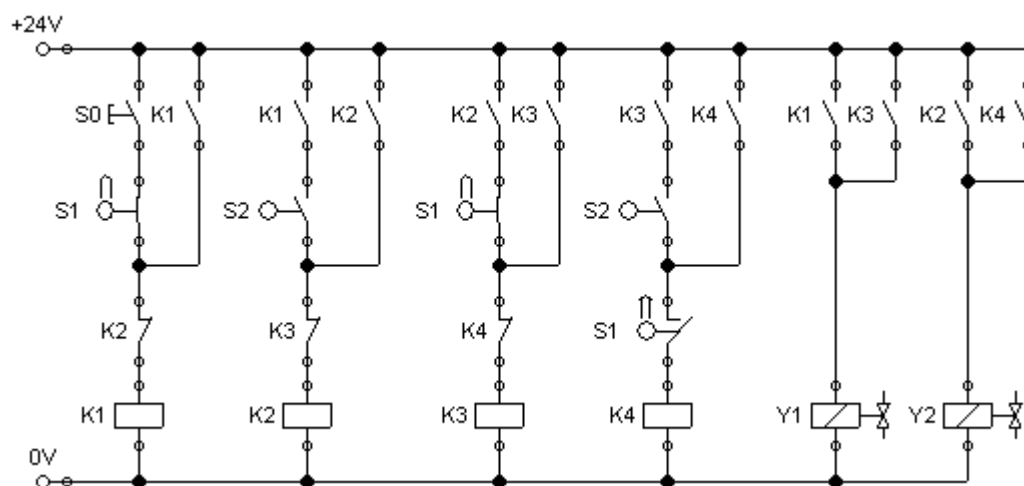
回路分析：用这个工作台将多个工件连续推送到一个设备。
按一下按钮开关 S0，气缸将 5 工件连续推送到下一个工作站。再按一下按钮开关 S0，气缸又将 5 工件连续推送到下一个工作站...。

465、计数器

[气动回路图 / 电气接线图]



气动回路图

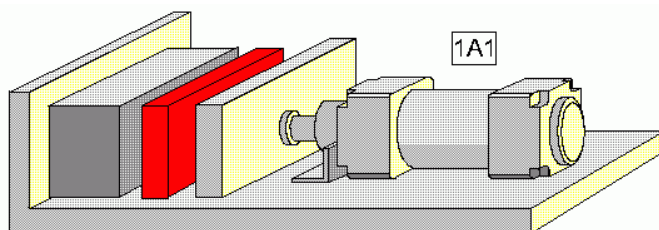


电气接线图

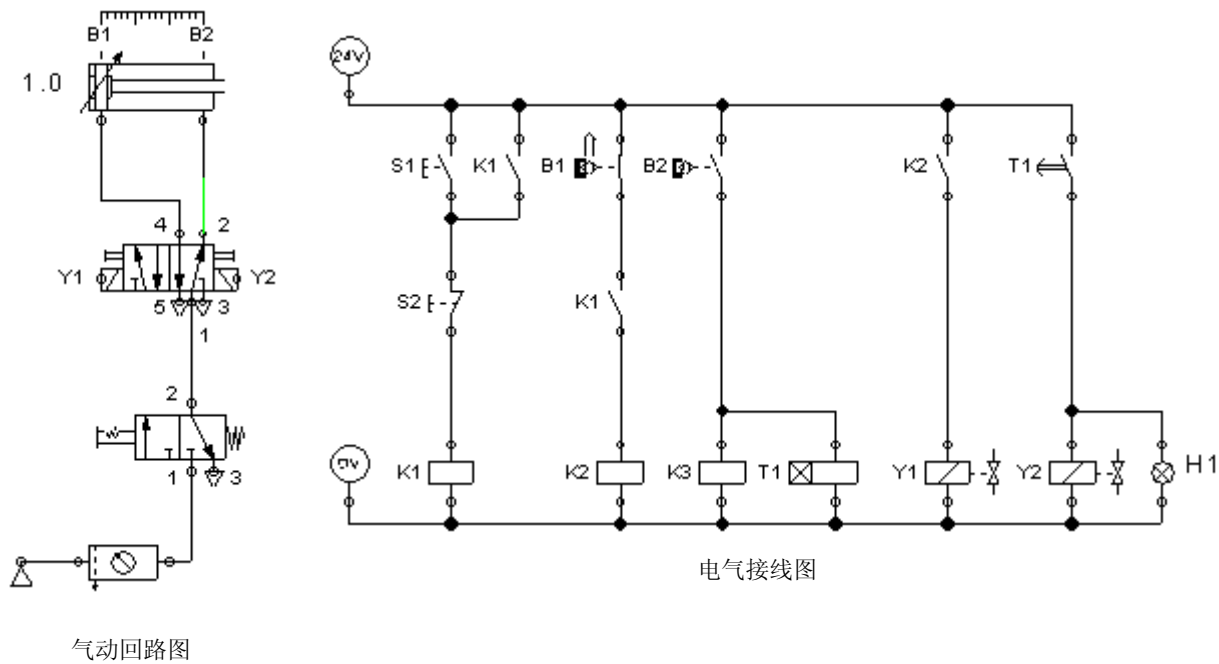
回路分析：用这个工作台将多个工件连续推送到一个设备。
按一下按钮开关 S0，气缸将 5 工件连续推送到下一个工作站。再按一下按钮开关 S0，气缸又将 5 工件连续推送到下一个工作站...。

466、通电延时

[示意图]

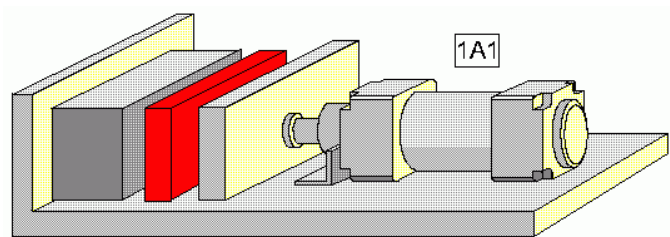


[气动回路图 / 电气接线图]

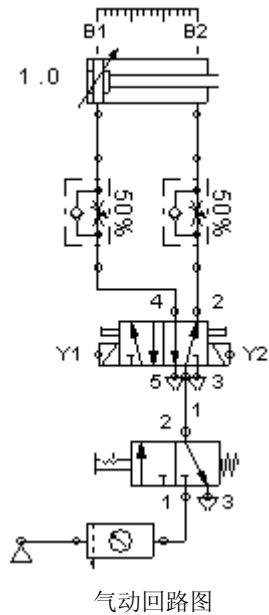


回路分析：用这个工作台将工件挤压成行。
按一下按钮开关 **S1**，气缸将工件进行挤压；气缸延时一段时间后返回。当到达初始位置时，又开始下一个工件的循环。按下另一个按钮开关 **S2**，系统完成该工件的加工后返回到初始位置。

467、断电延时
[示意图]



[气动回路图 / 电气接线图]



回路分析：用这个工作台将工件挤压成行。
按一下按钮开关 **S1**，气缸将工件进行挤压；按下另一个按钮开关 **S2**，气缸延时一段时间后返回到初始位置。

设计计算题（468-500）

468. 某轴向柱塞泵直径 $d=22\text{mm}$, 分度圆直径 $D=68\text{mm}$, 柱塞数 $z=7$, 当斜盘倾角为 $\alpha=22^\circ 30'$, 转速 $n=960\text{r/min}$, 输出压力 $p=10\text{MPa}$, 容积效率 $\eta_v=0.95$, 机械效率 $\eta_M=0.9$ 时, 试求: 1) 泵的理论流量; (m^3/s) 2) 泵的实际流量; (m^3/s) 3) 所需电机功率。(kW) (0.0012; 0.00114 ; 11.3)

$$\text{解: } l=D\sin \alpha=68*\text{tg} \alpha=28.12 \quad v=(\pi/4)d^2*1=0.785*22*22*28.12=10684\text{mm}^3$$

$$q_l=zvn=7*10684*960/60=0.0012 (\text{m}^3/\text{s})$$

$$q_s=q_l*\eta_v=0.00114 (\text{m}^3/\text{s})$$

$$N=p*q_s/\eta_M*\eta_v=11.3 (\text{kW})$$

469. 有一径向柱塞液压马达, 其平均输出扭矩 $T=24.5\text{Nm}$, 工作压力 $p=5\text{MPa}$, 最小转速 $n_{\min}=2\text{r/min}$, 最大转速 $n_{\max}=300\text{r/min}$, 容积效率 $\eta_v=0.9$, 求所需的最小流量和最大流量为多少? (m^3/s) (1.1×10^{-6} ; 170×10^{-6})

$$\text{解: } T=pv/2\pi \quad v=2\pi T/p=6.28*24.5/5=30.772$$

$$q=vn/\eta_v=30.772*2/(60*0.9)=1.14\times 10^{-6} (\text{m}^3/\text{s})$$

$$q=vn/\eta_v=30.772*300/(60*0.9)=171\times 10^{-6} (\text{m}^3/\text{s})$$

470. 有一齿轮泵, 铭牌上注明额定压力为 10MPa , 额定流量为 16l/min , 额定转速为 1000r/min , 拆开实测齿数 $z=13$, 齿宽 $B=21\text{mm}$, 齿顶圆直径 $D_e=45\text{mm}$, 求: 1) 泵在额定工况下的容积效率 $\eta_v(\%)$; 2) 在上述情况下, 当电机的输出功率为 3.1kW 时, 求泵的机械效率 η_m 和总效率 $\eta(\%)$ 。(91.95; 93.53; 86)

$$\text{解: } 1) m=D_e/(z+2)=45/15=3 \quad v=\pi D^2*2.25m*B=3.14*39*2.25*3*21=17358.7 (\text{mm}^3)$$

$$q=nv=1000*17358.7=17.4\text{l/min} \quad \eta_v=16/17.4*100\%=91.95\%$$

$$2) \eta*100\%=10000*16/60*3100*100\%=86\%$$

$$3) \eta_m=86/91.95=93.53\%$$

471. 用定量泵驱动单活塞杆液压缸, 已知活塞直径 $D=100\text{mm}$, 活塞杆直径 $d=70\text{mm}$, 被驱动的负载 $\Sigma R=1.2\times 10^5\text{N}$. 有杆腔回油背压为 0.5MPa , 设缸的容积效率 $\eta_v=0.99$, 机械效率 $\eta_m=0.98$, 液压泵的总效率 $\eta=0.9$. 求: 1) 当活塞运动速度为 100mm/s 时液压泵的流量 (l/min); 2) 电机的输出功率 (kW). (47.6; 14.866)

$$\text{解: } 1) q=v*60*\pi D^2/4=47.1 (\text{l/min}) \quad q_s=47.1/0.99=47.6 (\text{l/min})$$

$$2) p=\Sigma R*4/\pi D^2+0.5\times 10^5*4/\pi(D^2-d^2)=1.2\times 10^5*4/3.14*0.01+2\times 10^5/3.14*0.051=152.87\times 10^5+12.49\times 10^5=165.36\times 10^5 \text{N/m}^2$$

$$N=pq/0.98*0.9=165.36\times 10^5*0.1*3.14*0.1*0.1/4*0.98*0.9*0.9=14.866 (\text{kW})$$

472. 有一液压泵, 当负载压力为 $p=80\times 10^5\text{Pa}$ 时, 输出流量为 96l/min , 而负载压力为 $100\times 10^5\text{Pa}$ 时, 输出流量为 94l/min . 用此泵带动一排量 $V=80\text{cm}^3/\text{r}$ 的液压马达, 当负载扭矩为 120N.m 时, 液压马达机械效率为 0.94 , 其转速为 1100r/min . 求此时液压马达的容积效率。($\%$) (93)

$$\text{解: } T=pv/2\pi \quad p=2\pi T/V=6.28*12000/80=942000\text{Pa} \quad \text{则: } q_B=96-14.2*(96-94)/(100-80)=94.58 \text{l/min}$$

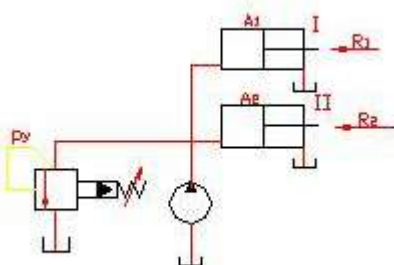
$$q=vn/\eta_v \quad \eta_v=vn/q=80*1100/94580=0.93=93\%$$

473. 增压缸大腔直径 $D=90\text{mm}$, 小腔直径 $d=40\text{mm}$, 进口压力为 $p_1=63\times 10^5\text{Pa}$, 流量为 $q_1=0.001\text{m}^3/\text{s}$, 不计摩擦和泄漏, 求出口压力 p_2 和流量 q_2 各为多少? (MPa 、 m^3/s) (31.9; 0.198×10^{-3})

$$\text{解: } p_2=63\times 10^5\times 90\times 90/(40\times 40)=318.9\times 10^5 \text{Pa}$$

$$q_2=0.001\times 16/81=0.198\times 10^{-3} (\text{m}^3/\text{s})$$

474. 在图示液压系统中, 泵的额定压力为 $p_s=25\times 10^5\text{Pa}$, 流量 $q=10\text{l/min}$, 溢流阀调定压力 $p_y=18\times 10^5\text{Pa}$, 两油缸活塞面积相等, $A_1=A_2=30\text{cm}^2$, 负载 $R_1=3000\text{N}$, $R_2=4200\text{N}$ 其他忽略不计. 试分析: 1) 液压泵启动后两个缸速度分别是多少 (m/s); 2) 各缸的输出功率和泵的最大输出功率可达多少 (W). (.056、.056 ; 167、233、300)



$$\text{解: } 1) p_1=R_1/A_1=3000/30=100\text{N}/\text{cm}^2=10\times 10^5\text{Pa}$$

$$p_2=R_2/A_2=4200/30=140\text{N}/\text{cm}^2=14\times 10^5\text{Pa}$$

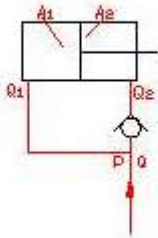
$$v_1=q/A_1=10\times 10^{-3}/30\times 10^{-4}\times 60=1/18=0.056=v_2 (\text{m/s})$$

$$2) N_1=p_1*q=10\times 10^5*10\times 10^{-3}/60=166.7 (\text{W})$$

$$N_2 = p_2 \cdot q = 14 \times 10^5 \times 10 \times 10^{-3} / 60 = 233.3 \text{ (W)}$$

$$N_B = p_y \cdot q = 18 \times 10^5 \times 10 \times 10^{-3} / 60 = 300 \text{ (W)}$$

475. 如图所示, 如果液压缸两腔的面积 $A_1 = 100 \text{ cm}^2$, $A_2 = 40 \text{ cm}^2$, 泵的供油量 $q = 40 \text{ l/min}$, 供油压力 $p = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$, 所有损失均忽略不计, 试求: 1) 液压缸在该工况下可能产生的最大推力 (N); 2) 差动快进管内允许流速为 4 m/s , 管径 d 应选多大 (mm)? (12000 ; 18)

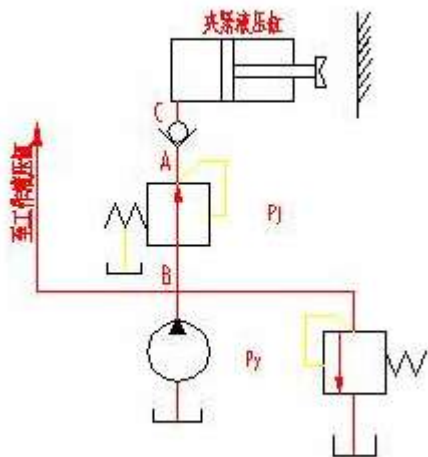


解: 1) $F = p \cdot (A_1 - A_2) = 20 \times 10^5 \times 60 \times 10^{-4} = 12000 \text{ (N)}$

2) $d = \sqrt{4q/pv} = \sqrt{4 \times 40 \times 10^6 / 3.14 \times 4000 \times 60} = \sqrt{212.3} = 14.6 \text{ (mm)}$

应选管径 $d = 18$

476. 如图所示的夹紧回路中, 如溢流阀的调整压力 $p_y = 50 \times 10^5 \text{ Pa}$, 减压阀调整压力 $p_j = 25 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。试分析下列各种情况, 并说明减压阀阀芯处于什么状态。 1) 当泵压力为 $50 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时, 夹紧液压缸使工件夹紧后, A 点、C 点压力为多少 (10^5 Pa)? 2) 当泵压力由于其它工作缸的快进, 压力降至 $p_b = 15 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时 (工件原先处于夹紧状态): 这时, A 点、C 点压力各为多少 (10^5 Pa)? 3) 夹紧缸在未夹紧工件前做空载运动时, A、B、C 三点压力为多少 (10^5 Pa)? (25、25 ; 15、25; 0、0、0)

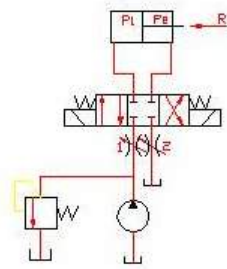


解: 1) 夹紧液压缸使工件夹紧后, A 点、C 点压力为减压阀调整压力 $p_j = 25 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。

2) 当泵压力为 $15 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时, A 点压力为 $15 \times 10^5 \text{ Pa}$, C 点压力为减压阀调整压力 $p_j = 25 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。

3) 夹紧缸在未夹紧工件前做空载运动时, 没有负载, A、B、C 三点压力为 0。

477. 如图所示的回路采用进油路与回油路同时节流调速。采用的节流阀为薄壁小孔型, 两节流阀的开口面积相等, $f_1 = f_2 = 0.1 \text{ cm}^2$, 流量系数 $C_d = 0.67$, 液压缸两腔有效面积 $A_1 = 100 \text{ cm}^2$, $A_2 = 50 \text{ cm}^2$, 负载 $R = 5000 \text{ N}$, 方向始终向左。溢流阀调定压力 $p_y = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$, 泵流量 $q = 25 \text{ l/min}$ 。试求活塞往返运动速度各为多少 (cm/s), 两者有可能相等否? (0.003; 0.003; 有可能)



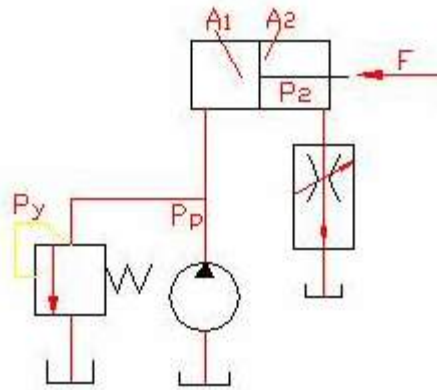
解: $q_1=q_2=C_d \cdot f_1 \cdot \Delta p^{1/2}$ (ml/s) 不论是左腔进油还是右腔进油, 流量均取决于回油路上的节流阀:

$$p_1=R/A_1=5000/0.01=5 \times 10^5 Pa \quad \Delta p=p_y-p_1=15 \times 10^5 Pa$$

$$q_1=0.1 \cdot 0.67 \cdot (5)^{1/2}=0.1 \cdot 0.67 \cdot 2.235=0.1497 \text{ (ml/s)}=8.98 \text{ l/min}$$

$$v_1=q_1/A_2=0.1497/50=0.003 \text{ cm/s}=v_2$$

478. 在图示的回路中, 液压缸两腔面积 $A_1=100 \text{ cm}^2$, $A_2=50 \text{ cm}^2$, 当缸的负载 F 从 0 变化到 30000N 时, 缸向右运动速度保持不变, 调速阀最小压差 $\Delta p=5 \times 10^5 Pa$, 试求: 1) 溢流阀最小调定压力 p_y 为多少 (调压偏差考虑) ($10^5 Pa$) 2) 负载 $F=0$ 时泵工作压力是多少? ($10^5 Pa$) 3) 缸可能达到的最高工作压力是多少? ($10^5 Pa$) (32.5 ; 32.5 ; 65)



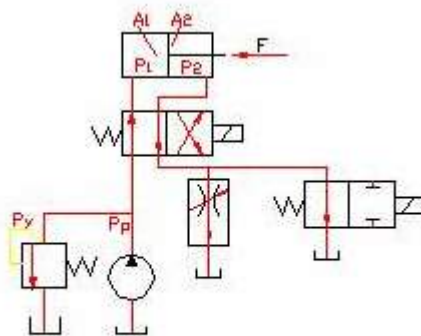
解: 1) $p_2=(p_F A_1-F)/A_2=5 \times 10^5 Pa$

$$p_F=F/A_1+p_2 A_2/A_1=30000/100 \times 10^{-4}+2.5 \times 10^5=32.5 \times 10^5 Pa \quad p_y=p_F=32.5 \times 10^5 Pa$$

2) 负载 $F=0$ 时: 泵工作压力是溢流阀最小调定压力 p_y 为 $32.5 \times 10^5 Pa$

3) 缸可能达到的最高工作压力是: 当负载 $F=0$ 时, $p_2=2p_y=65 \times 10^5 Pa$

479. 图示为某专用液压铣床的油路图。泵输出流量 $q_p=30 \text{ l/min}$, 溢流阀调定压力 $p_y=24 \times 10^5 Pa$, 液压缸两腔有效面积 $A_1=50 \text{ cm}^2$, $A_2=25 \text{ cm}^2$, 切削负载 $F_t=9000N$, 摩擦负载 $F_f=1000N$, 切削时通过调速阀的流量为 $q_T=1.2 \text{ l/min}$, 若元件的泄漏和损失忽略不计。试求: 1) 活塞快速接近工件时, 活塞的运动速度 v_1 (cm/s) 及回路的效率 η_1 ; (%) 2) 当切削进给时, 活塞的运动速度 v_2 (cm/s) 及回路的效率 η_2 。 (%) (10 、 100 ; 0.8 、 6.7)



解: 1) $v_1=q_p/A_1=30 \times 10^3/50 \times 60=10 \text{ (cm/s)}$

$$\eta_1 = v_1 A_1 / q_p = 100\%$$

$$2) q_1 = 2q_T = 2.4 \text{ l/min}$$

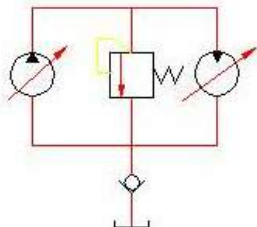
$$p_2 = (p_F A_1 - F) / A_2 = (24 \times 10^5 \times 50 \times 10^{-4} - 10000) / 25 \times 10^{-4} = 8 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$v_2 = q_T / A_2 = 1.2 \times 10^3 / 25 \times 60 = 0.8 \text{ (cm/s)}$$

$$\eta_2 = (p_1 q_1 - p_2 q_2) / p_y q_p$$

$$= (2.4 \times 24 \times 10^5 - 1.2 \times 8 \times 10^5) / 30 \times 24 \times 10^5 = (57.6 - 9.6) / 30 \times 24 = 0.067 = 6.7\%$$

480. 在图示的回路中，变量泵的转速 $n_p = 1200 \text{ r/min}$ ，排量 $V_p = 0 \sim 8 \text{ cm}^3/\text{r}$ ；安全阀调定压力 $p_y = 40 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，变量马达排量 $V_M = 4 \sim 12 \text{ cm}^3/\text{r}$ 。试求：马达在不同转速 $n_M = 200、400、1000、1600 \text{ r/min}$ 时，该调速装置可能输出的最大转矩 T ($\text{N} \cdot \text{m}$) 和最大功率 P 是多少？ (W) (7.64、160；7.64、320；6.11、639.5；3.82、639.7)



解：低速段：变量泵加定量马达；高速段：定量泵加变量马达；

$$1) n_M = 200 \text{ r/min 时: } V_M = 12 \text{ cm}^3/\text{r}$$

$$T = p_v / 2\pi = 40 \times 10^5 \times 12 \times 10^{-6} / 6.28 = 7.64 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$N = 2\pi n T = 6.28 \times (200/60) \times 7.64 = 160 \text{ (W)}$$

$$2) n_M = 400 \text{ r/min 时: } V_M = 12 \text{ cm}^3/\text{r}$$

$$T = p_v / 2\pi = 40 \times 10^5 \times 12 \times 10^{-6} / 6.28 = 7.64 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$N = 2\pi n T = 6.28 \times (400/60) \times 7.64 = 320 \text{ (W)}$$

$$3) n_M = 1000 \text{ r/min 时: } V_p = 8 \text{ cm}^3/\text{r}$$

$$V_M = V_p \cdot n_p / n_M = 8 \times 1.2 = 9.6$$

$$T = p_v / 2\pi = 40 \times 10^5 \times 9.6 \times 10^{-6} / 6.28 = 6.11 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$N = 2\pi n T = 6.28 \times (1000/60) \times 6.11 = 639.5 \text{ (W)}$$

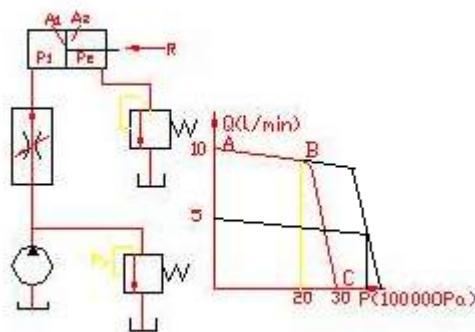
$$4) n_M = 1600 \text{ r/min 时: } V_p = 8 \text{ cm}^3/\text{r}$$

$$V_M = V_p \cdot n_p / n_M = 8 \times 0.75 = 6$$

$$T = p_v / 2\pi = 40 \times 10^5 \times 6 \times 10^{-6} / 6.28 = 3.82 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$N = 2\pi n T = 6.28 \times (1600/60) \times 3.82 = 639.7 \text{ (W)}$$

481. 图(a)为限压式变量泵及调速阀组成的联合调速回路，图(b)为限压式变量泵的特性曲线。调速阀正常工作时所需压差为 $5 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，背压阀调定值为 $4 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，活塞两腔有效面积 $A_1 = 50 \text{ cm}^2$ ， $A_2 = 25 \text{ cm}^2$ ，在调速阀通过流量为 5 l/min 时，试求：1) 缸能克服多大负载阻力；(N) 2) 如需推动 14000 N 的负载，其他条件不变，应将泵特性曲线调成何种形状系统效率最高（画出特性曲线图）。(9000；图示黑线所示，调整压力调节螺钉即可)



解：1) 直接按曲线作图：弹簧的斜率为 $10 \times 10^5 \text{ Pa}$

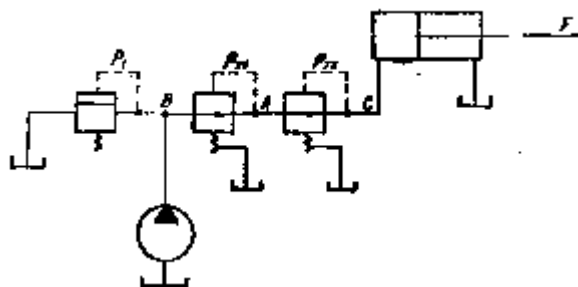
在调速阀通过流量为 5 l/min 时，泵的工作压力为 $25 \times 10^5 \text{ Pa}$

则： $F = p_1 A_1 - p_2 A_2 = 20 \times 10^5 \times 50 \times 10^{-4} - 4 \times 10^5 \times 25 \times 10^{-4} = 9000 \text{ (N)}$

2) $p_1 = (F + p_2 A_2) / A_1 = (14000 + 1000) / 50 \times 10^{-4} = 30 \times 10^5 \text{ Pa}$ 考虑调速阀正常工作时所需压差为 $5 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，则：将曲线调至 $35 \times 10^5 \text{ Pa}$ 画图。

482. 将二个减压阀串联成图示系统。取 $p_y = 45 \times 10^5 \text{ Pa}$ ， $p_{j1} = 35 \times 10^5 \text{ Pa}$ ， $p_{j2} = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，活塞运动

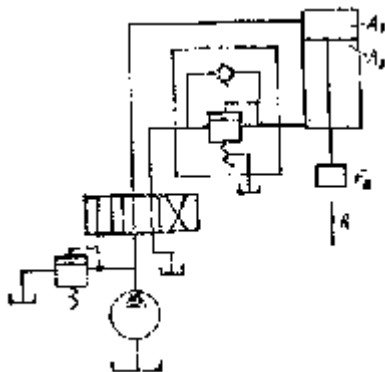
时, 负载 $F=1200\text{N}$, 活塞面积 $A=15\text{cm}^2$, 减压阀全开时的局部损失及管路损失不计。试确定: 1) 活塞在运动时和到达终端位置, A, B, C 各点处的压力等于多少? (10^5Pa) 2) 若负载阻力增加到 $F=4200\text{N}$, 所有阀的调整值仍为原来数值, 这时 A, B, C 各点的压力为多少? (10^5Pa) (运动时 8、8、8, 终端 35、45、20; 35、45、20)



解: 1) $p_F=F/A=1200/15 \times 10^{-4}=8 \times 10^5\text{Pa}$ 则: A、B、C 各点处的压力等于 $8 \times 10^5\text{Pa}$

2) $p_F=F/A=4200/15 \times 10^{-4}=28 \times 10^5\text{Pa}$ 减压阀起作用。则: C 点压力为 $20 \times 10^5\text{Pa}$; B 点压力为 $45 \times 10^5\text{Pa}$; A 点压力为 $35 \times 10^5\text{Pa}$ 。活塞在运动时和到达终端位置压力不发生变化。

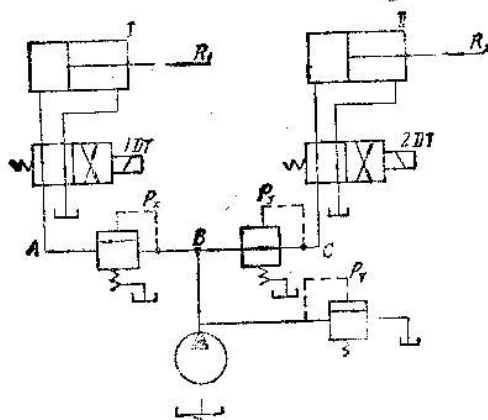
483. 在图示系统中。 $A_1=80\text{cm}^2$, $A_2=40\text{cm}^2$, 立式缸活塞与运动部件自重 $F_G=6000\text{N}$, 活塞在运动时的摩擦阻力 $F_f=2000\text{N}$, 向下工作进给时工件负载 $R=24000\text{N}$, 系统停止工作时保证活塞不因自重而下滑。试求: 1) 顺序阀的最小调定压力为多少? (10^5Pa) 2) 溢流阀的最小调定压力为多少? (10^5Pa) (≥ 75 ; ≥ 150)



解: 1) $p_2=28000/40 \times 10^{-4}=70 \times 10^5\text{Pa}$, 顺序阀的最小调定压力为 $(70 + (3-5)) \times 10^5\text{Pa} = 75 \times 10^5\text{Pa}$

2) $p_1=2p_2=150 \times 10^5\text{Pa}$

484. 图示的系统中, 缸 I 为进给缸, 活塞面积 $A_1=100\text{cm}^2$, 缸 II 为辅助装置缸, 活塞面积 $A_2=50\text{cm}^2$ 。溢流阀调整压力 $p_Y=40 \times 10^5\text{Pa}$, 顺序阀调整压力 $p_X=30 \times 10^5\text{Pa}$, 减压阀调整压力 $p_J=15 \times 10^5\text{Pa}$, 管道损失不计, 要求: 1) 辅助缸 II 工作时可能产生的最大推力为多少? (N) 2) 进给缸 I 要获得稳定的运动速度且不受辅助缸负载的影响, 缸 I 允许的最大推力 R_1 应为多少? (N) (7500; 25000)



解: 1) $F_2=p_J \cdot A_2=15 \times 10^5 \times 50 \times 10^{-4}=7500\text{ (N)}$

2) 考虑顺序阀的压力损失 5×10^5 , 则: $F_1=(p_X-5) \cdot A_1=25 \times 10^5 \times 100 \times 10^{-4}=25000\text{ (N)}$

485. 泵和马达组成系统, 已知泵输出油压 $p_p=100 \times 10^5\text{Pa}$, 排量 $V_p=10\text{cm}^3/\text{r}$, 机械效率 $\eta_{mp}=0.95$, 容

积效率 $\eta_{vp}=0.9$ ；马达排量 $V_M=10\text{cm}^3/\text{r}$ ，机械效率 $\eta_{mm}=0.95$ ，容积效率 $\eta_{vm}=0.9$ ，泵出口处到马达入口处管路的压力损失为 $5 \times 10^5 \text{Pa}$ ，泄漏量不计，马达回油管和泵吸油管的压力损失不计，试求：1) 泵转速为 1500r/min 时，所需的驱动功率 P_p ；(W) 2) 泵输出的液压功率 P_{op} ；(W) 3) 马达输出转速 n_M ；(r/min) 4) 马达输出功率 P_M ；(W) 5) 马达输出转矩 T_M 。(N.m) (2924; 2500 ; 1215; 2137.5; 15.13)

解：1) $N_{ip}=P_p \cdot V_p \cdot n_p / \eta_{mp} \cdot \eta_{vp} = 100 \times 10^3 \times 10 \times 10^{-6} \times 1500 / 60 \times 0.95 \times 0.9 = 2924 \text{ (W)}$

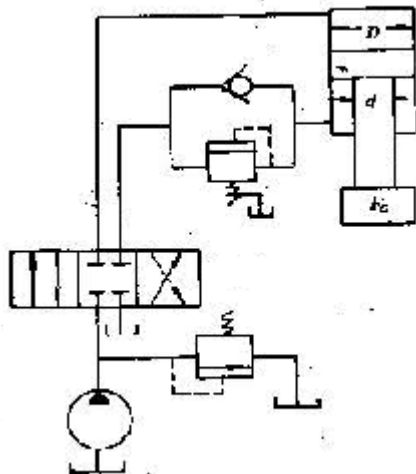
2) $N_{op}=P_p \cdot V_p \cdot n_p = 100 \times 10^3 \times 10 \times 10^{-6} \times 1500 / 60 = 2500 \text{ (W)}$

3) $n_M = V_p \cdot n_p \cdot \eta_{vm} \cdot \eta_{vp} / V_M = 1500 \times 0.9 \times 0.9 = 1215 \text{ (r/min)}$

4) $N_M = N_{op} \cdot \eta_{mm} \cdot \eta_{vp} = 2500 \times 0.95 \times 0.9 = 2137.5 \text{ (W)}$

5) $T = P_M V_M / 2\pi = 95 \times 10^3 \times 10 \times 10^{-6} / 6.28 = 15.13 \text{ (N.m)}$

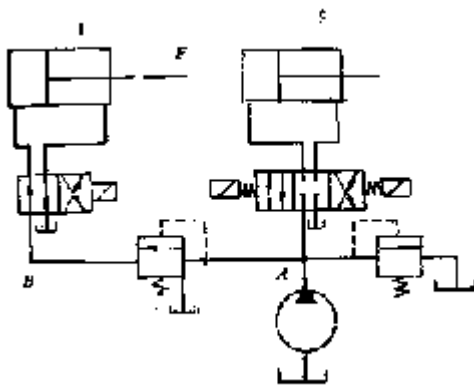
486. 在图示的液压系统中，液压缸活塞直径 $D=100\text{mm}$ ，活塞杆直径 $d=70\text{mm}$ ，活塞及负载的总重量 $F_G=15000\text{N}$ ，提升时要求在 0.15s 内均匀地达到稳定上升速度 $v=6\text{m/min}$ ，停止时活塞不能下落，若不计损失，试确定溢流阀及顺序阀的调整压力。(10⁵Pa) (40; 37.5)



解：1) 顺序阀的调整压力： $p_x = F_G \cdot 4 / \pi (D^2 - d^2) = 15000 \cdot 4 / 3.14 (0.1^2 - 0.07^2) = 15000 \cdot 4 / 0.016 = 37.5 \times 10^5 \text{Pa}$

2) 溢流阀的调整压力： $p_y = p_x + F_G \cdot 6 / 60 \times 0.15 \times 10 = (37.5 + 0.1) \times 10^5 = 37.6 \times 10^5 \text{Pa}$ 将溢流阀的压力调整到 $40 \times 10^5 \text{Pa}$

487. 如图示液压回路，已知溢流阀的调定压力为 $p_y = 50 \times 10^5 \text{Pa}$ ，顺序阀的调定压力为 $p_x = 30 \times 10^5 \text{Pa}$ ，液压缸 I 的有效面积 $A_1 = 50 \text{cm}^2$ ，负载 $F = 10000\text{N}$ 。当两换向阀处于图示位置时，试求活塞 I 运动时和活塞 I 运动到终端后，A、B 两处的压力各为多少？(10⁵Pa) 又当负载 $F = 20000\text{N}$ 时，A、B 两处的压力各为多少？(10⁵Pa) (管路压力损失不计) (30、20、50、50 ; 40、40)

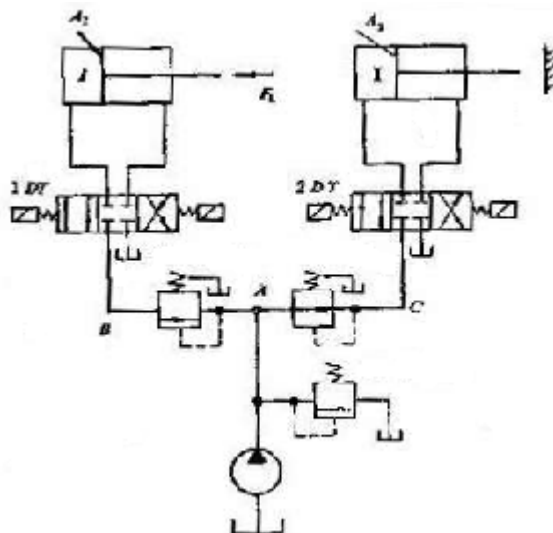


解：1) 活塞 I 运动时压力： $p_B = F / A_1 = 10000 / 50 \times 10^{-4} = 20 \times 10^5 \text{Pa}$ $p_A = p_x = 30 \times 10^5 \text{Pa}$

2) 活塞 I 运动到终端后的压力： $p_B = p_A = p_y = 50 \times 10^5 \text{Pa}$

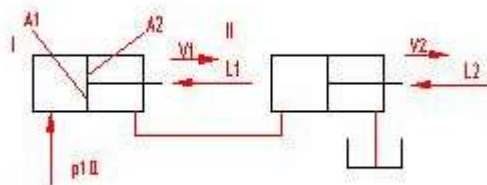
3) 当负载 $F = 20000\text{N}$ 时： $p_B = F / A_1 = 20000 / 50 \times 10^{-4} = 40 \times 10^5 \text{Pa}$ $p_A = p_B = 40 \times 10^5 \text{Pa}$

488. 图示液压系统，液压缸的有效面积 $A_1 = A_2 = 100 \text{cm}^2$ ，缸 I 负载 $F = 35000\text{N}$ ，缸 II 运动时负载为零。不计摩擦阻力、惯性力和管路损失。溢流阀，顺序阀和减压阀的调定压力分别为 $p_y = 40 \times 10^5 \text{Pa}$ 、 $p_x = 30 \times 10^5 \text{Pa}$ 、 $p_j = 20 \times 10^5 \text{Pa}$ ，求在下列三种工况下 A、B、C 处的压力。(10⁵Pa) 1) 液压泵启动后，两换向阀处于中位； 2) 1DT 得电，液压缸 I 活塞运动时及活塞运动到终点停止运动时； 3) 1DT 失电，2DT 得电，液压缸 II 活塞运动时及碰到挡块停止运动时。 (40、40、20; 35、35、20; 40、40、20; 0、不定、0; 40、40、20)



- 解: 1) 液压泵启动后, 两换向阀处于中位: $p_A = p_B = p_Y = 40 \times 10^5 \text{ Pa}$ $p_C = p_J = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$
 2) 1DT 得电, 液压缸 I 活塞运动时: $p_B = F/A_1 = 35000/100 \times 10^{-4} = 35 \times 10^5 \text{ Pa}$ $p_A = p_Y = 40 \times 10^5 \text{ Pa}$
 $p_C = p_J = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$
 1DT 得电, 活塞运动到终点停止运动时: $p_A = p_B = p_Y = 40 \times 10^5 \text{ Pa}$ $p_C = p_J = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$
 3) 1DT 失电, 2DT 得电, 液压缸 II 活塞运动时:
 $p_A = p_C = 0$ p_B 的压力不确定。
 液压缸 II 碰到挡块停止运动时: $p_A = p_B = p_Y = 40 \times 10^5 \text{ Pa}$ $p_C = p_J = 20 \times 10^5 \text{ Pa}$

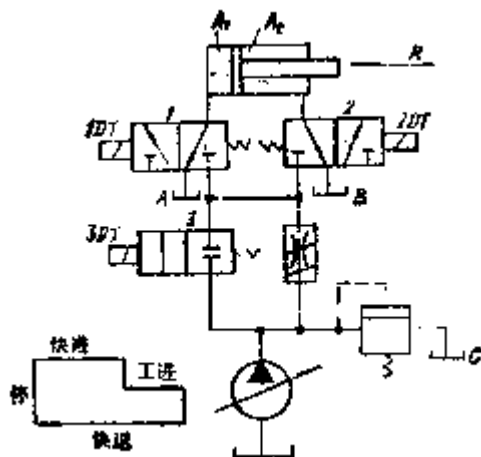
489. 如图所示, 两个相同的液压缸串联起来, 两缸的无杆腔和有杆腔的有效工作面积分别为 $A_1=100 \text{ cm}^2$, $A_2=80 \text{ cm}^2$, 输入的压力 $p_1=18 \times 10^5 \text{ Pa}$, 输入的流量 $q=16 \text{ l/min}$, 所有损失均不考虑, 试求: 1) 当两缸的负载相等时, 可能承担的最大负载 L 为多少; (N) 2) 当两缸的负载不相等时, 计算 $L_{1\text{max}}$ 和 $L_{2\text{max}}$ 的数值; (N) 3) 两缸的活塞运动速度各是多少? (m/min) (10000; 18000、22500 ; 1.6 、1.28)



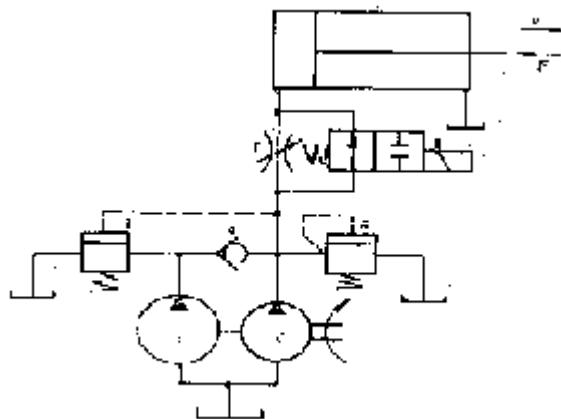
- 解: 1) $p_1 A_1 = F + p' A_2$ $p' = F/A_1$ $F(1 + A_2/A_1) = p_1 A_1$
 $F = p_1 A_1^2 / (A_1 + A_2) = 18 \times 10^5 \times 100 \times 100 \times 10^{-4} / 180 = 10000 \text{ (N)}$
 2) $F_2 = 0$ 时: $F_1 = p_1 A_1 = 18 \times 10^5 \times 100 \times 10^{-4} = 18000 \text{ (N)}$
 $F_1 = 0$ 时: $F_2 = p_1' A_1$ $p_1' A_2 = p_1 A_1$ $F_2 = p_1 A_1^2 / A_2 = 18 \times 10^5 \times 100 \times 100 \times 10^{-4} / 80 = 22500 \text{ (N)}$
 3) $v_1 = q/A_1 = 16 \times 10^3 / 100 \times 10^{-4} = 1.6 \text{ (m/min)}$
 $v_2 = v_1 \times A_2/A_1 = 1.6 \times 0.8 = 1.28 \text{ (m/min)}$

490. 图示系统中, 缸的两腔面积为 $A_1=2A_2=100 \text{ cm}^2$, 泵和阀的额定流量均为 $q_s=10 \text{ l/min}$, 溢流阀的调定压力 $p_y=35 \times 10^5 \text{ Pa}$, 在额定流量下通过各换向阀的压力损失相同 $\Delta p_n=2 \times 10^5 \text{ Pa}$, 节流阀流量系数 $C_d=0.65$, 油液密度 $\rho=900 \text{ kg/m}^3$ 。若不计管道损失, 并认为缸的效率为 100%。计算: 1) 差动快进时, 流过换向阀 1 的流量 (l/min); 2) 差动快进时, 泵的工作压力 (10^5 Pa); 3) 负载 $R=30000 \text{ N}$ 、节流阀开口面积 $f=0.1 \text{ cm}^2$ 时活塞运动速度 (m/s) (此时不计换向阀的压力损失)。 (15; 5; 1.45×10^{-3})

- 解: 1) $q_1 = q + q \times A_2/A_1 = 10(1 + 0.5) = 15 \text{ (l/min)}$
 2) $p_B = (2 + 2 + 1) \times 10^5 = 5 \times 10^5 \text{ Pa}$
 3) $p_F = F/A_1 = 30000/100 \times 10^{-4} = 30 \times 10^5 \text{ Pa}$ $q = C_d \times f \times 5^{1/2} = 0.65 \times 0.1 \times 2.235 = 0.145 \text{ (ml/s)} = 8.7 \text{ (ml/min)}$
 $v_1 = q/A_1 = 0.145/100 = 1.45 \times 10^{-3} \text{ (m/s)}$



491. 图示液压系统中, 已知泵 1 的流量 $q_{p1}=16\text{l/min}$, 泵 2 的流量 $q_{p2}=4\text{l/min}$, 液压缸两腔的工作面积 $A_1=A_2=100\text{cm}^2$, 溢流阀调定压力 $p_y=2.4\text{Mpa}$, 卸载阀调定压力 $p_x=1\text{Mpa}$, 工作负载 $F=20000\text{N}$, 不计泵和缸的容积损失, 不计换向阀、单向阀及管路的压力损失, 求: 1) 负载为零时活塞的快速速度 v (m/min); 2) 工进时泵的出口压力 p_p (MPa)。 (2; 2.4;)



解: 1) $v=(q_1+q_2)/A_1=20 \times 10^{-3}/100 \times 10^{-4}=2$ (m/min)

2) $p_p=p_y=2.4\text{Mpa}$

492. 计算基准状态下空气的密度(kg/m^3)。(气体常数 $R=287\text{J/kg}\cdot\text{K}$, 压力为 $1.01325 \times 10^5\text{Pa}$) (1.29)

解: $\rho=p/RT=1.01325 \times 10^5/287 \times 273=1.293(\text{kg/m}^3)$

493. $p_0=6 \times 10^5\text{Pa}$, $T_0=20^\circ\text{C}$, 阀的最小截面积 $A=5 \times 10^{-5}\text{m}^2$, 问容积为 $V=0.01\text{m}^3$ 的容器, 从初始压力 $p_H=1 \times 10^5\text{Pa}$ (绝对压力) 充到 p_0 所需的时间(s)。 (0.81)

解: $\tau=5.217V/kA \sqrt{(273/273+T_0)}=5.217 \times 0.01 \times 10^3 \times 0.9649/1.4 \times 50=0.72\text{s}$

$t=(1.285-1/6) \tau=0.81\text{s}$

494. 为测定一气阀有效截面积, 在 $V=100\text{L}$ 的容器内充入压力 $p_1=0.5\text{MPa}$ (相对), 温度为 20°C 的空气, 通过一测试阀将罐内空气放入大气, 放气后罐内剩余压力 $p_2=0.2\text{MPa}$ (相对), 放气时间 6.15s 。试求此被测阀有效截面积(mm^2)。 (50.1)

解: $\tau=t/(1.285-p_H/p_0)=6.15/(1.285-0.2/0.5)=6.95$

$A=5.217V \sqrt{(273/273+T_0)}/k \tau=5.217 \times 100 \times 0.9469/1.4 \times 6.95=50.1(\text{mm}^2)$

495. 单作用气缸内径 $D=0.125\text{m}$, 工作压力 $p=0.5\text{MPa}$, 气缸负载率 $\eta=0.5$, 复位弹簧刚度 $C_f=2000\text{N/m}$, 弹簧预压缩量为 50mm , 活塞的行程 $S=0.15\text{m}$, 求此缸的有效推力 (N)。 (11866)

解: $F=\eta \cdot (p \cdot \pi D^2/4 - C_f(X_{X_0}+X_1))=0.5(5 \times 10^4 \times 3.14 \times 0.125^2/4 - 2000 \times 0.2)=106.64$ (N)

496. 把绝对压力 $p=0.1\text{Mpa}$, 温度为 20°C 的某容积 V 的干空气压缩为 $1/10V$, 试分别按等温、绝热过程计算压缩后的压力和温度。

解: 1) 等温过程:

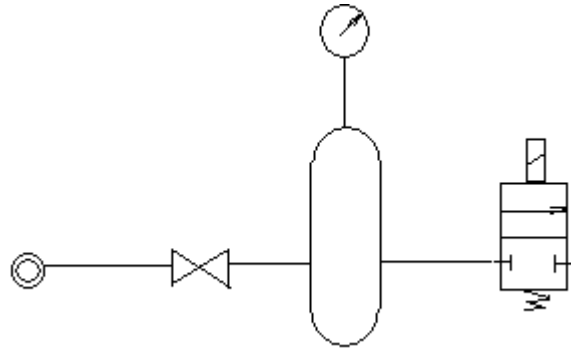
$p_1v_1=p_2v_2 \quad p_2=p_1v_1/v_2=0.1 \times 10=1\text{Mpa} \quad T_2=T_1=20^\circ\text{C}$

2) 绝热过程:

$p_2=p_1(v_1/v_2)^k=0.1 \times 10^{1.4}=2.512\text{Mpa}$

$T_2=T_1(v_1/v_2)^{k-1}=(273+20) \times 10^{0.4}=293 \times 2.512=736\text{K} \quad t_2=736-273=463^\circ\text{C}$

497. 如果所示: 气罐的初始压力为 0.5Mpa (表压), 温度为 20°C 。试求打开换向阀迅速放气到大气压后立即关闭时, 罐内空气的温度和回升到室温时气罐内的压力。



解: $T_2 = T_1(p_2/p_1)^{(k-1)/k} = (273+20)(0.1/0.6)^{0.4/1.4} = 0.6 \times 293 = 175.5\text{K} = -97.5^\circ\text{C}$
 $p_3 = p_2(T_3/T_2) = 0.1(273+20/175.6) = 0.167\text{ Mpa}$ (绝对压力)

498 将温度为 20°C 的空气从 0.1 Mpa (绝对压力) 压缩到 0.7 Mpa (绝对压力), 求温升 Δt 为多少?

解: $T_2 = T_1(p_2/p_1) = (273+20)(0.1/0.7) = 2051\text{K}$
 $\Delta t = 2051 - 293 = 1958^\circ\text{C}$

499 空气压缩机向容积为 40L 的气罐充气至 0.8 Mpa (绝对压力) 时停止, 此时气罐内温度为 40°C , 又经过若干小时, 气罐内温度降至室温 20°C , 问: 此时罐内表压力为多少? 此时罐内压缩了多少室温 20°C 的自由空气?

解: 1) $p_1 = p_2(T_1/T_2) = 0.8/2 = 0.4\text{ Mpa}$ (绝对压力)

2) $p_1 v_1 = p_2 v_2 \quad v_2 = p_1(v_1/p_2) = 0.4 \times 40/0.1 = 160\text{L}$

500 通过总有效面积为 50mm^2 的回路, 将容积为 100L 的气罐内压力从 0.5Mpa (表压) 放气成大气压。试求放气时间。气罐内原始温度为 20°C 。 $p_e = 0.192\text{ Mpa}$

解: $\tau = 5.217V/kA \sqrt{(273/273+T_0)} = 5.217 \times 0.1 \times 10^3 \times 0.9649/1.4 \times 50 = 7.2\text{s}$

$t = \{2k/(k-1) [(p_1/p_e)^{(k-1)/2k} - 1] + 0.945 (p_1/p_a)^{(k-1)/2k}\} \tau = 16.1\text{s}$