

液压气动系统设计运行 禁忌 470 例

YE YA QI DONG XI TONG SHE JI YUN XING JIN JI 470 LI

周士昌 主编



 机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

液压气动系统设计运行 禁忌 470 例

周士昌 主 编
曹鑫铭 副主编



机械工业出版社

本书根据作者的实践经验及理论分析,对液压气动设备在设计和运行时容易出现的问题,以正误对比及优劣对比的办法予以说明,目的是使读者对液压气动设备进行设计和运行时能做到最合理,能避免一些常见的错误。

图书在版编目(CIP)数据

液压气动系统设计运行禁忌 470 例/周士昌主编.
-北京:机械工业出版社,2002.9
ISBN 7-111-10791-8

I. 液… II. 周… III. ①液压系统-系统设计
②液压系统-运行③气动设备-系统设计④气动设备-
运行 IV. ①TH137②TH138

中国版本图书馆(CIP)数据核字(2002)第061203号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

责任编辑:曲彩云 版式设计:冉晓华 责任校对:魏俊云
黄丽梅

封面设计:张静 责任印制:闫森

北京京丰印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

2002年10月第1版·第1次印刷

1000mm×1400mm B5·5.75印张·218千字

0 001-3 000册

定价:16.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换
本社购书热线电话(010)68993821、68326677-2527
封面无防伪标均为盗版

前 言

液压与气动技术在机械行业中是比较新的技术，在现代工业中得到愈来愈广泛的应用。液压与气动虽然是机械技术的一个分支，但其工作原理却与一般机械不同，因此对机械技术熟悉，而对液压与气动技术不甚熟悉的人，在应用液压与气动设备时往往不能做到最合理或最佳，有时甚至出错。

本书根据作者的实践经验及理论分析，对液压气动系统在设计和运行时容易出现的问题，以正误对比及优劣对比的办法予以说明。目的是使读者对液压气动设备进行设计和运行时能做到最合理，能避免一些常见的错误。

参加本书编写的人员如下：周士昌（第1章），周恩涛（第2、3章及第5章的5.34~5.43条），刘春荣、区永军（第4章），从恒斌（第5章5.1~5.33，5.52~5.56条），陈建文（第6章、第8章及第5章5.44~5.51条），宋锦春（第7章），曹鑫铭（第9~11章），张志伟（第12~14章），徐学新（第1.23，2.55~2.58，3.19~3.21，4.39~4.43，5.57~5.68，6.55~6.76，7.37~7.44各条）。本书由周士昌任主编，曹鑫铭任副主编。

由于我们水平有限，书中错误和不足之处在所难免，敬请读者批评指正。

编者

2002年4月

目 录

前言

第 1 章 传动系统的选型

1.1	功率重量比要求大时宜采用液压传动	1
1.2	轻载高精度位置控制宜尽量采用电气传动	1
1.3	负载大响应要求快时不宜采用气压传动	1
1.4	要求无级变速, 调速范围大时宜采用液压传动	1
1.5	要求低速稳定性高时不宜采用气压传动	2
1.6	直线往复运动宜选用液压或气压传动	2
1.7	要求刚度大的系统不宜采用气压传动	2
1.8	要求价格低廉, 能用电动机带动简单机械机构实现的简单运动在 负载不大控制精度要求不高的场合不宜选用液压传动	2
1.9	要求定位精度高的场合不宜选用气压传动	2
1.10	有冲击载荷的场合宜用液压传动	2
1.11	环境防污染要求高的场合不宜用液压传动	3
1.12	要求效率高的场合不宜用液压传动和气压传动	3
1.13	温度变化大的场合用液压系统不易获得高的控制精度	3
1.14	易燃易爆、多尘多水等环境恶劣的场合一般不宜用液压传动	3
1.15	对降低噪声要求高的场合不宜用液压传动和气压传动	3
1.16	能用普通液压传动系统完成的动作不用液压比例系统, 能用液压 比例系统完成的动作不用液压伺服系统	3
1.17	除简单功能外, 不宜用纯液压或纯气动系统完成控制功能, 最好 采用机电液(气)一体化系统来完成	4
1.18	超高速旋转或往复运动的场合不宜用电气或液压传动, 应选用气压传动	4
1.19	低速大转矩场合不宜用气压传动和电气传动, 应选用液压传动	4
1.20	有过载保护要求的场合宜用液压或气压传动	4
1.21	传动比要求严格的场合不宜用液压或气压传动	4
1.22	远距离传输功率时不宜用液压传动	5
1.23	冬季北方严寒地区, 野外不宜采用液压传动	5

第 2 章 液压缸的设计与运行

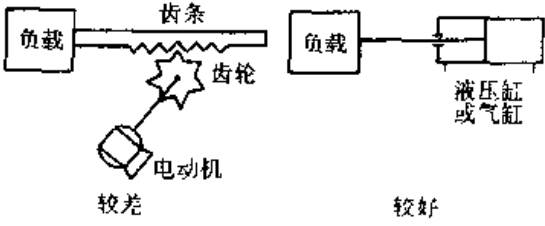
2.1	柱塞缸不能靠液压力回程	6
-----	-------------	---

第 1 章 传动系统的选型

机械传动、电气传动、液压传动及气压传动是目前工业中最常用的几种传动方式，其中机械传动是最基本也是最常用的传动方式，而电气传动、液压传动和气压传动都须与机械传动结合后才可能把动力传递给负载。它们各有各的特点及运行条件，并不是任何场合几种传动方式都可以任意选用。设计者应当根据设备应用场合及运行条件的不同而选用最合适的传动方式。

设计运行应注意的问题	说 明
1.1 功率重量比要求大时宜采用液压传动	由于液压系统的工作压力可以较高（例如 32MPa 或更高），故相应的传输功率与执行机构（液压缸、液压马达）的重量之比就较大。而电气传动或气压传动所能传输的功率与其执行机构（电动机、气缸）的重量之比就较小，（例如液压马达的重量仅为同功率电动机的 10%~12%），因此在功率重量比要求较大的场合应选用液压传动
1.2 轻载高精度位置控制宜尽量采用电气传动	在负载不大而要求控制精度高的场合，最好采用电气传动，因为电气传动的控制精度较高，电源比较容易获得（只要用电线就可以）。相应的液压传动和气压传动需要液压源或气源，液压源和气源的建立比电源复杂得多，电气传动也能获得较高的控制精度。因此负载不大而精度要求高时应首先选用电气传动
1.3 负载大响应要求快时不宜采用气压传动	由于气压传动的压力不能太高（一般常用气压不大于 1MPa），所以其驱动负载力也不能太大。另外由于气体有压缩性，气容较大，因此其响应较慢，故对动态响应要求快时，气压传动就不能满足要求
1.4 要求无级变速、调速范围大时宜采用液压传动	液压系统只要调节流量就能达到变速的目的。一般用调速阀便可达到无级变速，而且调节范围也比较大例如液压系统的调速范围可达 200 以上，而电动机的调速范围只有 20 左右

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
1.5 要求低速稳定性高时不宜采用气压传动	气压传动由于压力不高,因此负载不能太大。而相对来说,摩擦力在总负载中所占的比例就比液压或电气传动的比例大,而且低速时摩擦力的变化也较大(特别是动摩擦和静摩擦相互(或反复)转换时),故在低速时,气动设备容易出现爬行现象,又由于气体有压缩性,更加剧了爬行的产生。因此要求低速稳定性高的场合不宜采用气压传动,宜用液压传动
1.6 直线往复运动宜选用液压或气压传动 	由于电动机输出的是旋转运动,如要求负载作直线往复运动,就必须加机械机构(如齿轮齿条机构),将电动机输出的旋转运动转变为直线运动,而液压缸或气缸一般都是作直线往复运动的,故可直接带动负载作直线往复运动,所以结构简单
1.7 要求刚度大的系统不宜采用气压传动	由于气体的压缩性大,因此气压系统的刚度比液压系统小,所以要求刚度大的系统不宜采用气压传动,而宜用液压传动
1.8 要求价格低廉,能用电动机带动简单机械机构实现的简单运动在负载不大控制精度要求不高的场合不宜选用液压传动	由于液压传动需配备液压源,液压源的结构较复杂,价格较高,因此整个液压系统的成本也就较高,如为简单运动配备一套油源系统是不合算的。相对来说用电动机加简单机械机构来实现这种简单运动其成本就较低。但如用一个油源供应多个执行机构动作的场合,则使用液压系统就比较合适了
1.9 要求定位精度高的场合不宜选用气压传动	由于气体压缩性较大,所以气压系统流量控制的精度相对于液压系统的控制精度差。另外气压系统在低速范围容易出现爬行,而零位附近总是在低速范围运行,因此气压系统的定位精度比液压系统差,在要求定位精度高的场合不宜采用气压传动
1.10 有冲击载荷的场合宜用液压传动	电气传动的抗冲击能力较差,而液压系统可以用溢流阀、蓄能器等来吸收冲击使系统压力及运动速度平稳,因此抗冲击能力较强。在冲击载荷大的场合宜选用液压系统

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
1.11 环境防污染要求高的场合不宜用液压传动	由于液压系统常出现漏油等现象,清理比较费事,容易污染环境,所以对抗污染要求高的场合不宜用液压传动
1.12 要求效率高的场合不宜用液压传动和气压传动	由于液压系统及气压系统的流量调节大多用节流式,阻力损失较大,因此效率较低,一般整个系统效率不超过50%。即使采用容积调速,其总效率也不会超过85%,而电气传动加齿轮传动系统的总效率常可达90%以上,因此要求效率高的场合宜用电气传动,不宜选用液压或气压传动
1.13 温度变化大的场合用液压系统不易获得高的控制精度	液压油的粘度与温度有关,温度愈高,则粘度愈小。因此温度变化较大时,其粘度变化也大,相应的系统泄漏量变化也较大,同时管道的流动阻力变化也较大(因为流动阻力与粘度成比例)。因此原来调定的参数在温度变化较大时参数的变化也大,产生温度飘移。使系统的控制精度相应降低
1.14 易燃易爆、多尘多水等环境恶劣的场合一般不宜用液压传动	一般液压介质是石油基液压油(特殊的抗燃液压介质除外)因此不宜于易燃易爆的环境使用,多尘环境易使液压介质污染从而引起元件磨损,泄漏增加,甚至引起元件报废。因此在易燃易爆,多尘的场合不宜用液压传动
1.15 对降低噪声要求高的场合不宜用液压传动和气压传动	液压传动(主要是液压油源及换向阀等)及气压传动(主要是气源及气缸、气阀等)在工作时噪声都较大(一般大于60dB)。因此对降噪要求高的场合不宜采用液压及气压传动
1.16 能用普通液压传动系统完成的动作不用液压比例系统,能用液压比例系统完成的动作不用液压伺服系统	从抗污染要求来说,依次是液压传动系统、液压比例系统、液压伺服系统。从系统的造价来说,也是按这一顺序而逐渐增加的。因此无论从设备投资或维护运转费用来说,都是液压伺服系统大于液压比例系统,液压比例系统大于液压传动系统。所以能用液压传动系统完成的动作不用液压比例系统,能用液压比例系统者不用液压伺服系统

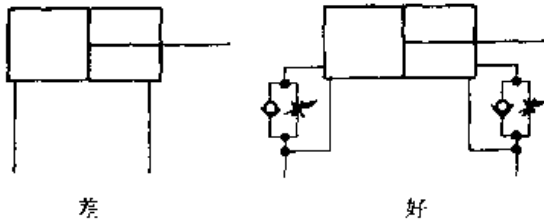
设计运行应注意的问题	说 明
1.17 除简单功能外,不宜用纯液压或纯气 动系统完成控制功能,最好采用机电液(气)一 体化系统来完成	液压或气压一般是用来驱动执行机构以带 动负载完成直线或回转运动。至于运动的定 位、变速、信号传递等功能一般都要由电气元 件来配合完成。而若要进行逻辑运算或对运动 的动态特性进行控制则由电子元件或计算机 来完成更为方便,单纯用液压或气压元件来完 成复杂的逻辑运算或动特性控制功能是相当 困难的。最好的方案是把电子技术、计算机技 术与液压气动技术结合起来完成设备的总体 功能,即所谓机电液一体化
1.18 超高速旋转或往复运动的场合不宜用 电气或液压传动,应选用气压传动	要使电动机高速旋转,须加增速齿轮装置, 增速比大时体积大摩擦力也大。液压传动也不 易获得太高的运转速度。只有气压传动由于气 体粘性小阻力小,可以有很高的流速。故运动 速度可以很高,如气动内圆磨头转速可达 10^3 r/min,气动凿岩机的冲击次数可达每分钟 往复3500次
1.19 低速大转矩场合不宜用气压传动和电 气传动,应选用液压传动	对低速大转矩的场合,气压传动不易获得大 的转矩,而电气传动不易获得稳定的低转速 (必须另加减速器)。只有在液压传动系统中采 用低速大转矩液压马达,才能实现低速大转矩 的要求,其最低稳定转速可达1r/min,最大转 矩可大于 4×10^4 N·m
1.20 有过载保护要求的场合宜用液压或气 压传动	液压传动及气压传动系统可以用安全阀简 单地实现过载保护,而且过载结束后能自动继 续运转,不需重新启动。而电气传动或机械传 动则过载保护装置比较复杂,而且过载结束后 常须重新启动
1.21 传动比要求严格的场合不宜用液压或 气压传动	由于液压系统的内、外泄漏量随工作压力及 温度而变化,因此其传动比就难以保持恒定。 至于气压传动,则由于空气的压缩性大,更难 以保持恒定的传动比。所以液压及气压传动不 如机械传动那样能保持严格的传动比

(续)

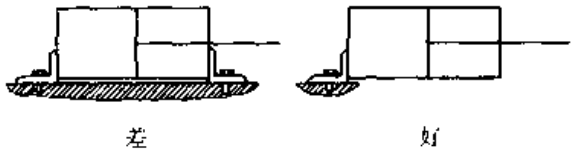
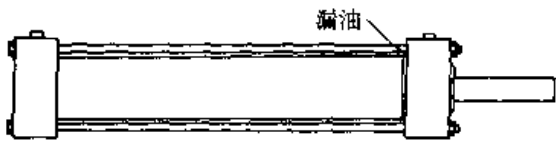
设计运行应注意的问题	说 明
1.22 远距离传输功率时不宜用液压传动	由于液压传动的功率传输是用管道来实现的。因此远距离传输时管道长度将很长。安装布置不方便而且成本增加,另外管路长其功率损失也大。所以远距离传输功率时最好用电气传动
1.23 冬季北方严寒地区,野外不宜采用液压传动	冬季气温达到零下25℃以下,即使采用抗凝液压油,野外作业的液压设备也不能可靠的工作,如在此条件下工作,将会对泵中的零件及液压缸密封件带来不同程度的损坏

第 2 章 液压缸的设计与运行

设计运行应注意的问题	说 明
2.1 柱塞缸不能靠液压力回程	由于柱塞缸只有一个控制油口，因此只能驱动正向负载，也就是说柱塞缸只能用在回程有外力（如负向负载或有回程液压缸等）的场合，否则不能回程
2.2 应避免活塞杆失稳	活塞杆直径的确定要考虑许多因素，如正反向面积比、标准尺寸、强度等问题。而按应力强度设计的活塞杆直径一般都偏小，因此在驱动正向负载时必须考虑受压的活塞杆的稳定性问题。否则易引起失稳、卡住、漏油等现象
2.3 间隙密封活塞的液压缸不宜承受重载	当液压缸的活塞与缸筒之间采用间隙密封时，液压系统的压力不宜太高、负载也不宜太大，否则容易产生大量泄漏，降低系统的效率。负载过大则活塞寿命将会明显缩短
2.4 快速动作液压缸应设置缓冲装置	<p>当液压缸运动速度较快时，由于负载及液压缸活塞及活塞杆本身的质量较大，故运动的动量很大，因而在行程终点突然停止时易产生很大的冲击及噪声。这种冲击不仅会引起液压缸的损坏，而且会引起各类阀、配管及相关机械部件的损坏，具有很大的危害性。为消除这类冲击，可在液压回路中设置相应的元件对液压缸速度进行控制，也可在液压缸上设置缓冲装置（如固定式或可调式液压缸缓冲装置等）</p>



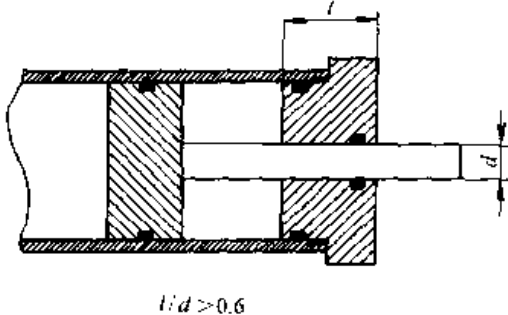
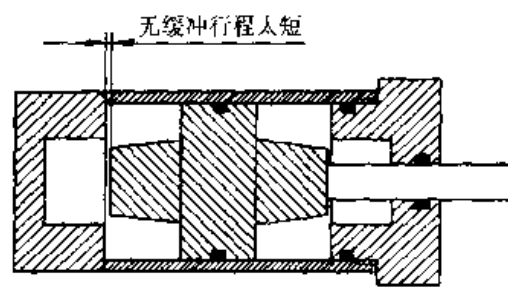
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>2.5 液压缸固定安装时应避免两端都固定</p> 	<p>一般说来, 液压缸中流过的液压油的温度总是变化的, 在温度变化不太大时, 不会有问题, 但当油温变化较大时, 液压缸缸体总要发生不同程度的热胀冷缩现象。若这时液压缸采用的是两端固定式安装, 则可能对缸体产生非常大的应力, 甚至破坏液压缸结构。因此在安装固定液压缸时, 应尽量避免采用两端固定的安装方式</p>
<p>2.6 液压缸设计应尽量避免采用非标尺寸</p>	<p>液压缸的很多尺寸都是根据具体需要设计的, 但是在选取这些尺寸时, 必须靠到标准尺寸上。尤其是缸筒内径、缸杆直径等与密封圈有关的尺寸更不能按实际需要任意选取。否则可能选不到合适的密封圈</p>
<p>2.7 液压缸的安全系数不能过小</p>	<p>液压缸在工作过程中要承受液压力、机械力。同时, 由于材料、材料的均一性、各种应力集中、加工精度及材料疲劳极限的影响, 使得液压缸的工作强度变化范围较大。因此, 必须有足够的安全系数。一般应在 5 以上</p>
<p>2.8 长液压缸应避免使用拉杆结构</p> 	<p>当液压缸长度大于 1500 ~ 2000mm 时, 不宜采用拉杆式结构。尽管拉杆式液压缸有工艺性和维护性能都较好的特点, 但由于液压力的作用, 容易使拉杆拉长变形, 从而引起泄漏</p>

(续)

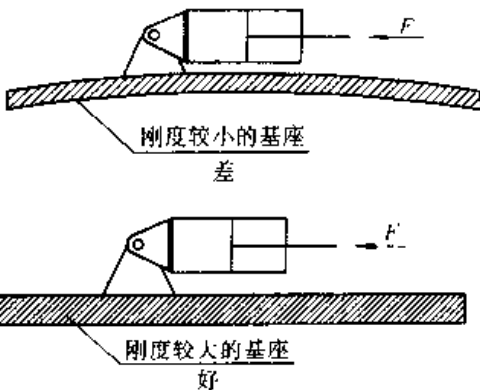
设计运行应注意的问题	说 明
2.9 拉杆结构的液压缸不宜用于恶劣的工作环境	<p>在使用条件过于恶劣而需要经常更换活塞杆的密封圈和导向套的场合, 以及使用液压缸的设备不允许卸去液压缸的场合, 液压缸都不宜采用拉杆式结构。其原因在于: 拉杆式液压缸在更换活塞杆的密封圈和导向套时必须首先将液压缸卸下, 再拆掉四根拉杆, 然后才能进行更换, 很不方便。在这种情况下采用芯筒式结构比较好。</p>
2.10 大型液压缸活塞的滑动表面宜软不宜硬	<p>所谓大型液压缸是指直径、行程较大的液压缸。此类液压缸成本较高, 维修费用大, 因此应考虑液压缸各部件的耐久性问题。由于液压缸中必然存在侧压和油中杂质问题, 为防止缸筒内壁的划伤, 常在活塞滑动表面焊上一层软质的金属如铜合金等。这样, 在油中有杂质时, 杂质颗粒能嵌入铜合金内, 不致损伤缸筒内表面。</p>
2.11 工程机械设备上不宜使用普通液压缸	<p>工程机械的工作条件与固定设备的工作条件不同, 因而对液压缸的要求也不同。一般说来, 工程用液压缸要求重量小, 安装空间受限, 冲击压力一般较大, 因此要求液压缸强度较大, 且大多不需要缓冲装置。相对于精度和性能而言, 其使用的可靠性和耐久性显得更加重要。因此其结构上就有与普通液压缸不同的地方。普通结构的液压缸一般都不能满足工程机械的使用要求, 因此不宜采用。</p>

(续)

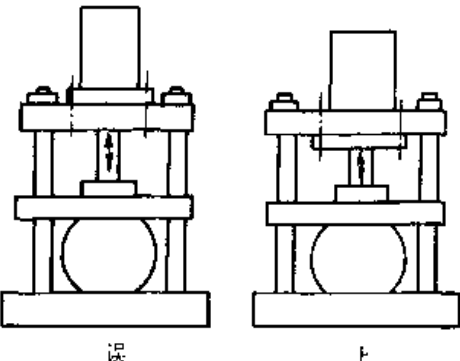
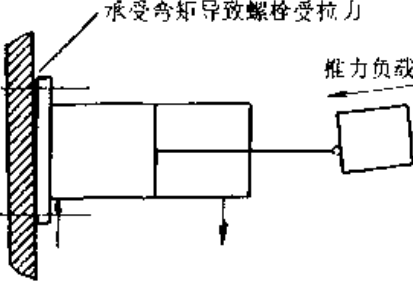
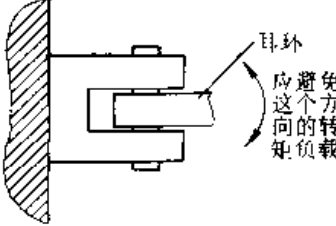
设计运行应注意的问题	说 明
2.12 缸筒内表面粗糙度的要求	一般要求液压缸缸筒的内表面尽量光滑,但并非粗糙度越低越好,当表面粗糙度过低时会造成完全密封,因此不能形成表面油膜而变成干摩擦滑动,结果反而加剧了活塞和缸筒的磨损
2.13 活塞杆导向套长度不宜过小  $l/d > 0.6$	导向套的长度 l 一般因液压缸的大小和活塞杆密封的种类和用途而异,但一般应在活塞杆直径的 0.6 倍以上,以保证活塞杆有足够的稳定度
2.14 高速、长行程液压缸的导向套应采用特殊结构	对于速度大于 1000mm/s 、行程在 4000mm 以上的液压缸来说,由于高速动作所产生的局部过热,会造成导向套显著磨损并出现金属粉末。这不仅应从构造上对导向套的表面进行强制润滑,而且也需要对活塞杆表面进行高频淬火等特别处理。同时,也可考虑使用静压轴承
2.15 短行程液压缸不宜用两端缓冲装置  无缓冲行程太短	当液压缸行程较短(小于 100mm)时,原则上应采用无缓冲装置的液压缸。如果非常必要,只能在一个动作方向上放置一个缓冲装置。否则将会导致非缓冲行程太短,甚至没有非缓冲行程

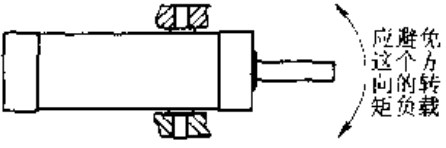
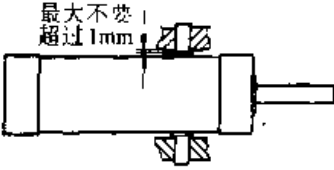
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
2.16 低速液压缸不必采用缓冲装置	<p>缓冲装置的作用就是要在行程终点减低活塞杆的速度，以免引起冲击。当液压缸速度较低（小于100mm/s）时，缓冲装置已经失去意义。因此，低速液压缸不必采用缓冲装置。</p>
2.17 大型液压缸不宜由安装螺栓承受负载	<p>大型液压缸的输出力一般比较大，液压缸的安装螺栓的主要功用是将液压缸固定在工作位置上。当然螺栓可以承受一定的负载，但是，当液压缸较大，负载较重时，就不应该用液压缸的安装螺栓来承受负载。理由是，这时的负载很大，也就要求安装螺栓的数量较多或螺栓直径较大，这将引起结构上的不合理。因此大型液压缸的安装固定方式必须考虑负载情况，用其它的机械方法固定液压缸，如增加挡块等。</p>
2.18 液压缸基座必须有足够的刚度	<p>液压缸的安装基座必须牢固，具有一定的刚度。若安装基座不坚固，无论安装方法如何正确，工作时液压缸体将呈弓状向上翘起，严重时会造成活塞杆弯曲、卡死及活塞杆折损等事故。</p>



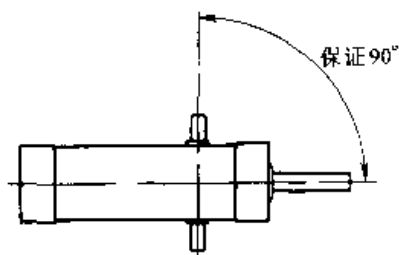
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>2.19 法兰式安装的液压缸不宜由螺栓承受负载</p> 	<p>法兰式安装的液压缸应根据负载情况选择安装方法。总的原则是使安装螺栓只起定位作用，而以法兰体承受负载，不应以安装螺栓来承受负载</p>
<p>2.20 尾部法兰固定式液压缸不能使固定螺栓承受弯矩</p> 	<p>当液压缸以尾部法兰方式安装时,应注意液压缸体的受力状态,应力图使尾部法兰上的固定螺栓只起支持液压缸的作用,在法兰处不应承受任何弯矩</p>
<p>2.21 耳环式安装的液压缸应注意负载方向</p> 	<p>液压缸采用耳环式安装时,允许负载在一个方向上有相当大的摆动范围。但是在与其垂直的另一个方向上却不允许有摆动或串动。否则,液压缸就会受到以耳环为支点的弯曲荷重。有时会由于活塞杆的弯曲发生杆端头部螺纹折断的现象。而且,由于活塞杆处于弯曲状态下进行往复运动,容易拉伤缸筒内表面,使导向套的磨损不均匀,并造成密封不匀,导致泄漏。这是必须避免的</p>

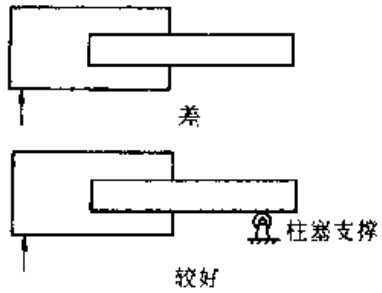
设计运行应注意的问题	说 明
<p>2.22 耳轴式安装的液压缸应注意负载方向</p> 	<p>与耳环式安装的液压缸类似, 液压缸采用耳轴式安装时, 也允许负载在一个方向上有摆动。但是在与其垂直的另一个方向上却不允许有任何摆动或串动。否则, 液压缸就会因受到弯曲荷重而造成螺纹折断现象。而且, 由于横向力的作用, 容易拉伤缸筒内表面, 使导向套的磨损不均匀, 并造成密封不均, 导致泄漏</p>
<p>2.23 耳轴支座应尽量靠近耳轴根部</p> 	<p>耳轴支座内侧应尽量靠近耳轴的根部, 最好不留间隙。若实在需要, 则最大距离不能大于1mm。这是出于减小耳轴承受弯矩考虑的。上述间距越大, 耳轴承受的总应力越大。详细分析可参考本章2.52</p>
<p>2.24 不能带压拆卸液压缸</p>	<p>作为一种安全规定, 无论在任何情况下, 都不能带压拆卸液压缸。即便是认为在绝对安全的情况下, 也不能带压操作。带压拆卸液压缸对操作者有危险甚至威胁生命</p>
<p>2.25 拆卸液压缸活塞时不能硬性操作</p>	<p>新液压缸的活塞一般比较紧, 用旧的液压缸活塞一般比较容易取出。但当遇到活塞卡在缸筒内不易取出时, 为保证缸筒内壁不受损伤, 不能使用器具硬性将活塞打出。否则容易损伤缸筒, 甚至使整个液压缸报废</p>
<p>2.26 活塞杆导向套不均匀磨损不能太大</p>	<p>一般说来, 活塞杆导向套的内表面有些伤痕, 对实际使用不会产生严重的影响, 但不能太大。当不均匀磨损的深度在0.2~0.3mm以上时, 就必须更换新的导向套。否则可能会发生泄漏</p>

(续)

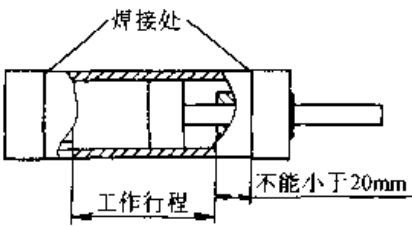
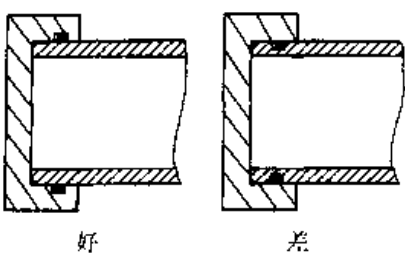
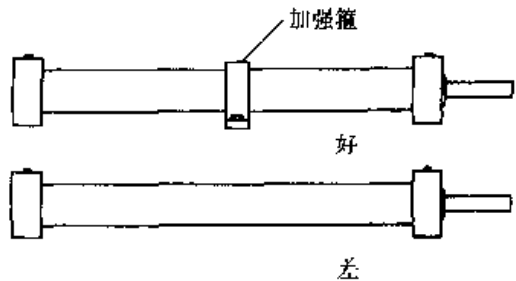
设计运行应注意的问题	说 明
2.27 新组装的液压缸应进行耐压试验	<p>新组装完毕的液压缸，应进行动作和耐压试验。特别是在耐压试验之后，应对各个紧固螺栓进行再次拧紧，以防止各螺栓的负荷不等，造成螺栓逐个损坏。实践证明，这项工作很重要，但由于有些操作人员对此理解不深，往往忽略此工序。</p>
2.28 液压缸的缓冲结构中单向阀通流能力不能太小	<p>当液压缸的缓冲装置设计得不尽合理时，容易使液压缸在从有缓冲装置一侧启动时，启动后有突然停止或后退现象。这是由于缓冲装置中的单向阀通流能力太弱造成的。当活塞高速启动时，由于单向阀通流能力有限，不能将缓冲容腔充满油液，使得容腔内出现真空现象，当缓冲柱塞脱离端盖的时候，就会引起活塞突然停止甚至后退现象，待介质容积足够以后，液压缸才能继续动作。因此，在设计液压缸缓冲装置时应充分考虑单向阀的通流能力。只有在单向阀的通流能力足够时才能避免上述现象的发生。</p>
2.29 耳轴式液压缸的耳轴必须与液压缸轴线成直角	<p>耳轴类液压缸在安装时，必须保证缸体轴心线与摆动方向成直角关系。若有偏差的话，两个耳轴不可能均匀地分担负载，严重时可能导致液压缸耳轴断裂。</p>

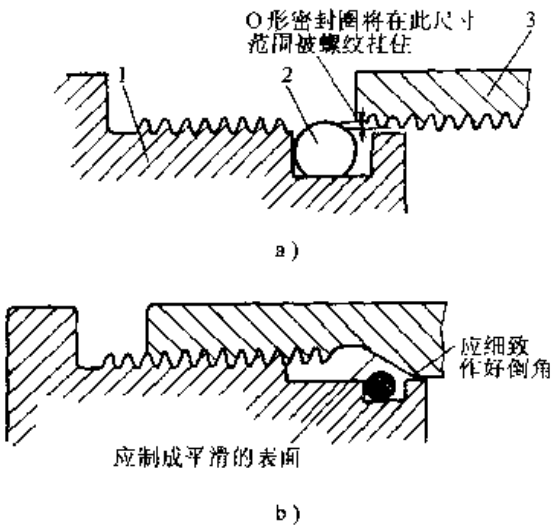
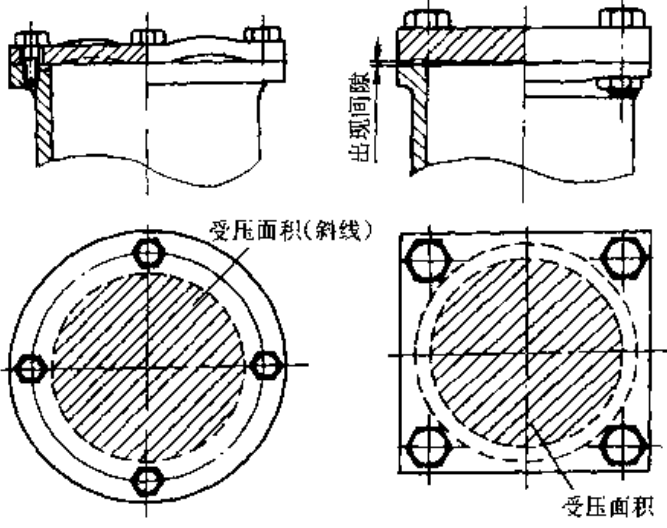


(续)

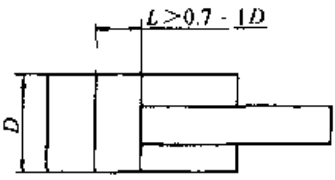
设计运行应注意的问题	说 明
<p>2.30 柱塞缸不宜水平放置</p> 	<p>除非不得已, 不要将柱塞缸水平安装。虽然柱塞缸有缸筒内壁加工简单的优点, 但由于柱塞缸只能承受压力, 从刚度角度考虑, 缸杆一般都比较粗; 同时其径向支撑点也与普通液压缸有所不同, 导致柱塞缸一般体积、重量都比较大。水平位置安装时, 柱塞易压在某一侧, 造成导向套和密封圈单向磨损。若确有必要水平安装, 则需设置柱塞托架, 以防止柱塞下垂, 引起弯曲和增大初始挠曲而产生卡死现象</p>
<p>2.31 缸筒必须保证必要的形位公差</p>	<p>为保证液压缸有较低的启动压力和运动中不发生“别劲”现象, 应对缸筒的形位公差给以足够的注意。通常情况下, 液压缸的缸筒应有专用的加工设备, 以设备、夹具和工艺过程的正确性保证缸筒的形位公差。但也有许多从事液压缸生产的小型企业并不具备完善的加工条件, 这时应特别注意保证缸筒的形位公差。一般情况下:</p> <p>缸筒内径的圆度、圆柱度误差不能大于缸筒直径尺寸公差的一半</p> <p>缸筒轴线的直线度误差每500mm 长度上不大于 0.03mm</p> <p>缸筒端面对缸筒轴线的圆跳动每100mm 不大于 0.04mm</p>
<p>2.32 液压缸耳环的位置公差</p>	<p>耳环式液压缸的耳环孔对缸筒轴线的位罝误差不大于 0.03mm</p>
<p>2.33 销轴式液压缸的位置公差</p>	<p>销轴式液压缸轴销的轴线位置公差不大于 0.1mm, 垂直度误差在100mm 长度上不大于 0.1mm</p>

(续)

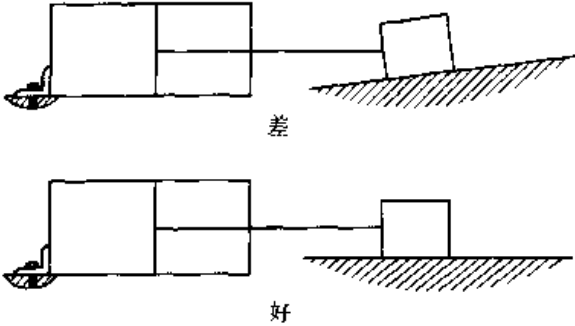
设计运行应注意的问题	说 明
<p>2.34 端部焊接焊缝应距液压缸工作表面有一定距离</p> 	<p>采用端部焊接形式的液压缸时,其焊接部位距离液压缸的工作表面的距离不能小于 20mm。这是由于端部焊接后的液压缸筒内表面也就是工作表面在焊接之后不再加工,而焊接工艺会在一定程度上引起缸筒的变形,若距离过近,会导致液压缸在运动到端部附近时摩擦力增大甚至卡死</p>
<p>2.35 缸筒内壁的形位公差</p>	<p>为保证液压缸工作正常并具有一定的使用寿命,必须保证液压缸筒内壁达到一定的形位公差要求。具体数据为:</p> <p>内孔圆柱度误差不大于 0.04mm</p> <p>内孔轴线直线度误差不大于 0.1/100mm</p>
<p>2.36 密封沟槽不宜设置在缸筒上</p> 	<p>除端盖为卡环式安装的液压缸以外,一般液压缸缸筒与端盖的连接尽量不要采用将密封沟槽开在缸筒上的结构。这主要是由缸筒的安全厚度值所限制的,若在缸筒上开密封沟槽必定要增加缸筒厚度,使液压缸体积增大,成本提高。同时密封圈的安装也不方便</p>
<p>2.37 高压长液压缸的特殊问题</p> 	<p>当液压缸的长度特别大且工作压力较高时,应采用特殊的结构,以保证液压缸的变形不致过大。具体解决方法是在液压缸缸筒的中部加装加强箍</p>

设计运行应注意的问题	说 明
<p>2.38 端盖采用螺纹连接时应注意的问题</p>  <p>1-端盖 2- 密封圈 3-缸筒</p>	<p>端盖与缸筒采用螺纹连接时（缸筒内螺纹，端盖外螺纹），应特别注意在装配过程中不能损坏密封圈。这就要求缸筒上的内螺纹牙尖的直径要大于置于端盖上的密封圈的外径。否则，在装配端盖过程中，必然损坏密封圈如图 a</p> <p>另外，由于密封圈进入缸筒后的开始受压点无法掌握。因此在缸筒上的内螺纹尾部应加工出适当的引导过渡区，以免装配过程中损伤密封圈如图 b</p>
<p>2.39 端盖不宜过薄</p> 	<p>液压缸的端盖承受的液压力比较大，若端盖太薄且螺栓间距过大，则在液压力的作用下容易产生局部间隙，从而导致漏油</p>

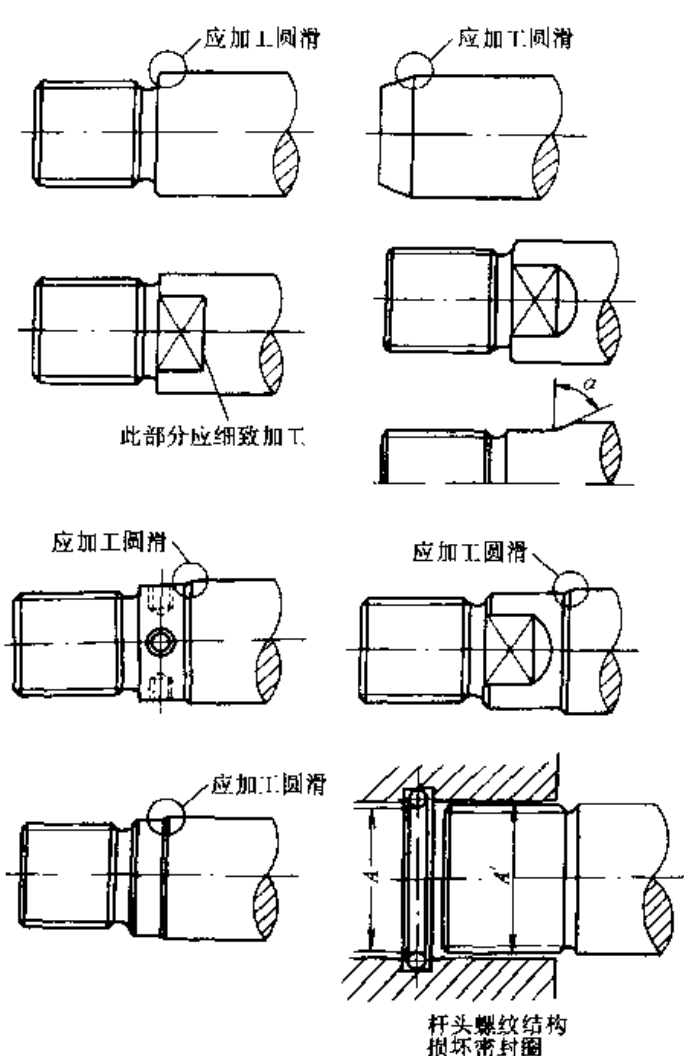
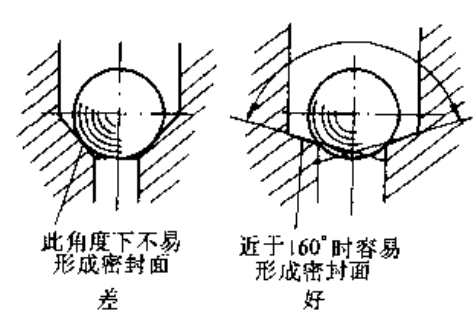
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
2.40 活塞与缸筒的配合必须符合标准	<p>活塞在运动时，既要密封住液压缸两侧的液压油，又要和缸筒有相对摩擦运动，因此活塞和缸筒应该采用较高精度的间隙配合。这种配合不能太紧也不能太松。过紧会增加摩擦力，使最低启动压力提高，降低机械效率，同时也容易降低密封和缸筒内壁的寿命。而过松则会使液压缸内泄漏增加，降低容积效率，对密封组件也没有益处</p>
2.41 活塞长度不宜过短 <div style="text-align: center; margin: 10px 0;">  </div>	<p>虽然从设计思想的角度考虑不希望活塞承受径向力，但受实际结构的限制，液压缸的活塞不可避免地要承受相当部分的径向外力。为此，液压缸活塞的长度必须适当，一般取活塞外径的0.7~1.0倍。以增加活塞的导向作用和加大支承表面积，从而达到降低磨损、提高液压缸使用寿命的目的</p>
2.42 活塞应要求足够精度的形位公差	<p>液压缸的质量很大程度上取决于活塞的质量，因此对于活塞的加工应要求有足够精度的形位公差。一般说来，活塞外径、内孔的圆度、圆柱度误差不能大于其尺寸公差的一半；活塞外径对内孔及密封沟槽的同轴度公差要在0.02mm以内</p>
2.43 液压缸端面的形位公差	<p>一般要求液压缸的端面对液压缸轴线的垂直度公差要小于0.04mm/100mm</p>

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
2.44 活塞杆的形位公差	<p>一般要求活塞杆的直线度公差要小于 $0.02\text{mm}/100\text{mm}$。圆度等其它几何精度公差不大于外径公差的 $1/2$。与活塞内孔配合的轴径与外圆的同轴度公差不大于 $0.01\sim 0.02\text{mm}$；安装活塞的轴肩与活塞杆轴线的垂直度公差不大于 $0.04\text{mm}/100\text{mm}$</p>
2.45 应注意防止液压缸动作时产生别劲现象 	<p>大部分液压缸是承受压力负载的,因此,若液压缸与负载导轨之间不平行,将产生径向力,当负载较大时就可能因缸杆的变形而引起卡死或别劲现象。因此应尽量使负载作用在液压缸杆的中心线上。</p>
2.46 活塞杆端部螺纹损坏的原因	<p>若液压缸采用轴线摆动式安装形式,当连接耳环的摆动与液压缸轴线的摆动不在一个平面内时,活塞杆的端部必然承受弯矩作用,会以疲劳形式损坏连接螺纹</p> <p>若液压缸采用固定式安装形式,当活塞杆与负载的运动轨迹不在一条直线上时,活塞杆的端部螺纹也必然承受弯矩作用,易以疲劳形式损坏</p> <p>若活塞杆端部螺纹的旋合长度过短,也容易引起连接螺纹的损坏</p>

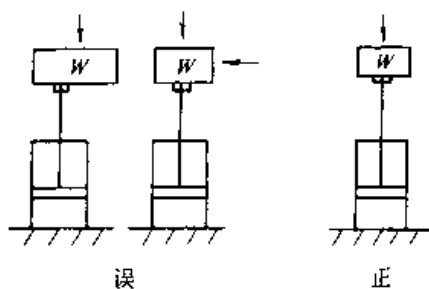
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>2.47 活塞杆轴径过渡必须圆滑</p>  <p>应加工圆滑</p> <p>应加工圆滑</p> <p>此部分应细致加工</p> <p>应加工圆滑</p> <p>应加工圆滑</p> <p>应加工圆滑</p> <p>杆头螺纹结构损坏密封圈</p>	<p>虽然活塞杆轴径的过渡形状对液压缸本身的工作并无直接关系，但是活塞杆上的密封圈在安装时必须经过这些轴径的过渡区间。因此要求活塞杆轴径的过渡区间必须是圆滑无刃边的形状。否则在装配过程中容易损坏密封圈，从而导致泄漏</p>
<p>2.48 钢球式排气阀座的接触表面角度不能任意</p>  <p>此角度下不易形成密封面 差</p> <p>近于160°时容易形成密封面 好</p>	<p>液压缸上的排气阀多采用钢球式，其阀座一般直接用钻头镗出。常用钻头的角度一般为120°，经验证明该角度的密封性并非最佳。角度小，易于对钢球导向，而密封性不好。角度大容易密封但导向性能差。根据经验，此角度以160°左右为最佳</p>

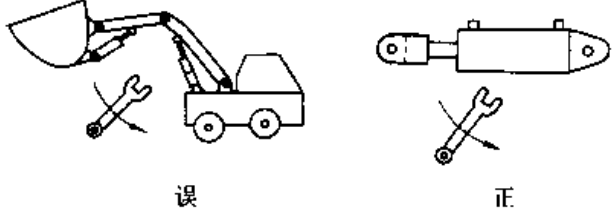
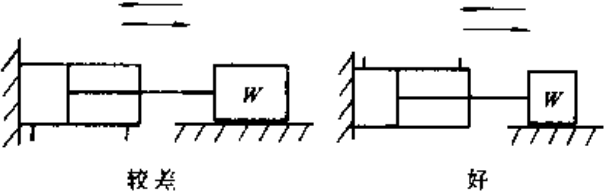
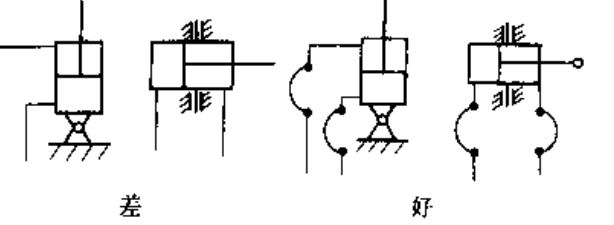
设计运行应注意的问题	说 明
<p>2.49 锥阀式排气阀产生泄漏的主要原因</p>	<p>锥阀式排气阀由密封锥阀和螺塞套组成，锥阀的杆穿过螺塞套的中间孔。当螺塞套的螺纹的轴线偏移过大时，将导致锥阀与阀座单边接触，发生泄漏</p> <p>另外，如果螺塞套的轴向尺寸过小，全部旋入时仍不能压紧锥阀，则同样会引起泄漏。锥阀阀头的锥角应在 $60^{\circ}\sim 90^{\circ}$ 之间。过大时，因接触面增大增宽，用相同的拧紧力不易得到理想的密封线。过小则容易塞死</p>
<p>2.50 液压缸轴线应与负载运动方向严格一致</p>	<p>采用轴线固定式安装的液压缸，如脚架式、法兰式等，其轴线必须与负载的运行方向保持严格的一致性，运动轨迹不能有交叉情况。否则，液压缸在运行中必然要承受交变的横向负载，轻者使活塞杆弯曲、运动摩擦阻力加大、效率降低；重者会造成有关零部件损坏失效</p>
<p>2.51 不宜用固定安装的液压缸驱动摆动式负载</p>	<p>摆动式负载的受力作用点随负载的状态而移动，且不一定在液压缸的中心线上。采用各种机械方法消除别劲现象的效果都不会是非常理想的。应考虑采用铰接式液压缸驱动摆动负载</p>

(续)

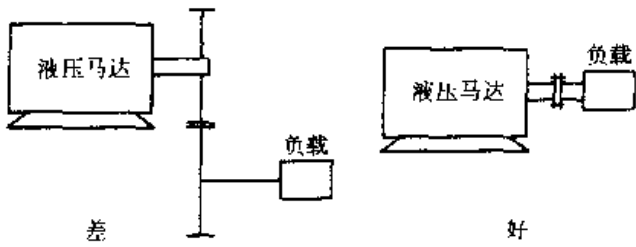
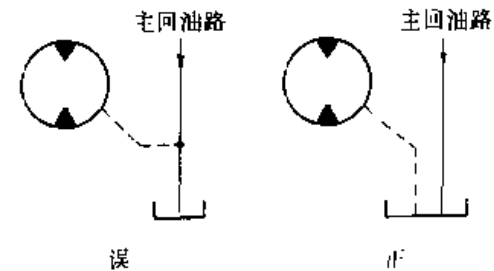
设计运行应注意的问题	说 明
2.52 耳轴式液压缸不宜采用球面轴承	<p>当液压缸采用耳轴式安装时,其耳轴上的轴承不能采用球面轴承。这种轴承在其中心线产生倾斜时能自身微调,这对轴承本身来说是有利的。但对于液压缸的耳轴来说却是不利的。原因在于:若采用滑动轴承,则耳轴只承受剪切应力;若采用球面轴承则耳轴除了要承受同样的剪切应力外,还要附加一个因耳轴轴线倾斜而产生的弯矩。受力情况明显恶化。因此不能在耳轴上安装球面轴承</p>
2.53 液压缸中的摩擦副应避免采用相同材料	<p>相同材料的摩擦副摩擦系数较大,所有需要润滑的相对运动的两个表面都应避免使用。对于液压缸也一样,活塞和缸筒、活塞杆和导向套之间都应避免使用相同的材料,以利于润滑,减小摩擦</p>
2.54 液压缸位置布置应考虑拆装方便	<p>液压缸的位置布置一般是由设备的结构形式确定的。在设计主体设备时,应考虑液压缸的安装、拆卸等过程的需要,至少要留有足够的操作空间便于对液压缸进行操作。工程中确有液压缸安排位置不合理导致维护和检修非常困难的情况。这在整体设备设计中是必须考虑的</p>
2.55 避免液压缸活塞杆承受较大径向力	<p>要保证液压缸沿轴向承受载荷,避免液压缸活塞杆承受较大的偏载或径向载荷。如有上述情况应采用导轨及导向柱等来消除,防止液压缸活塞密封损坏造成漏油</p>



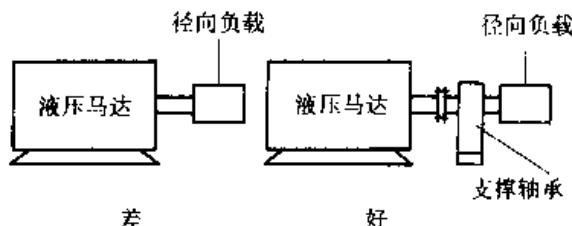
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>2.56 检修主机上的液压缸应使活塞杆缩回并泄压后进行</p>  <p style="text-align: center;">误 正</p>	<p>液压缸检修前应将主机上的液压缸的活塞杆缩回并泄掉液压缸两腔中的压力,支稳活塞杆所推部件,拆卸油管放净油液后,取下液压缸再进行检修</p>
<p>2.57 液压缸正式运行前需排净缸内的气体,卧式液压缸进出油口最好向上</p>  <p style="text-align: center;">较差 好</p>	<p>液压缸正式运行前需将液压缸内的气体排净,否则会造成缸内存留的气体被压缩,造成液压缸的抖动或爬行,甚至造成液压缸不能正常工作,卧式液压缸进出油口最好向上,便于气体的排出</p>
<p>2.58 采用耳环或铰轴的液压缸,油口需采用软管联接</p>  <p style="text-align: center;">差 好</p>	<p>当采用耳环及铰轴的液压缸,运动过程中进出油口要有摆动,故需采用软管联接,如采用钢管联接会造成接口漏油</p>

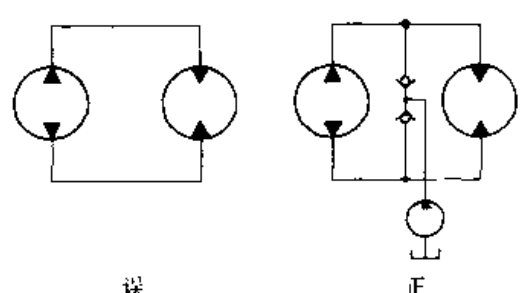
第 3 章 液压马达的选择设计与运行

设计运行应注意的问题	说 明
<p>3.1 液压马达的转速不能太低</p>	<p>液压马达的输入功率由输入液压马达的油液的压力和流量所确定。在一定的系统压力下，马达的转速与流量成正比。当马达转速很低时，必然是流量很小的结果。这时的驱动力与马达运动副之间的动、静摩擦相比将会很接近，经常会出现马达爬行现象。因此不能使液压马达的运行转速过低。液压马达的标牌上一般都标有该马达的最低转速，使用时应尽量高于该转速</p>
<p>3.2 液压马达与变速箱不宜配套使用</p> <div style="text-align: center;">  </div>	<p>液压传动的特点之一就是功率重量比大，而且一般情况下，液压马达回路本身就能够完成通常的调速、变速功能。因此如果液压马达再配上齿轮变速箱一起使用就失去了液压控制的特点，同时也使设备的体积和成本显著增加</p>
<p>3.3 液压马达的泄油口应单独回油箱</p> <div style="text-align: center;">  </div>	<p>虽然从一般概念上看所有的回油压力都不高（接近大气压），但是很多液压系统中的回油还是具有一定的压力，而液压马达的泄油腔不允许有压力（液压马达的泄油口的内部是和壳体容腔相连的，马达轴的轴封只起密封作用，不耐压。若将此口同其它回油管路连接在一起，很容易引起马达轴封损坏，导致漏油），因此，不允许将液压马达的泄油口和其它回油管路接在一起</p>

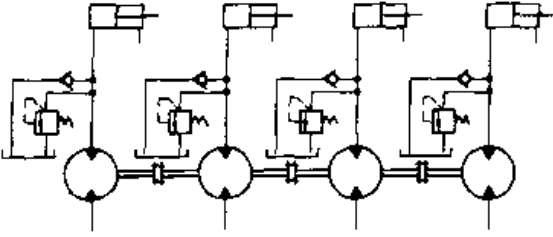
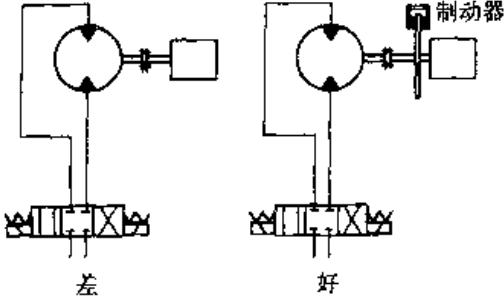
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
3.4 柱塞式马达首次使用时应将壳体内充满油液	虽然液压马达都有自润滑的特点,但柱塞式液压马达在首次使用时最好将壳体内事先注满油液。这对于保护液压马达、保证顺利启动都有好处。否则,柱塞马达的转子可能处于干摩擦状态,容易导致损坏
3.5 液压马达轴端不能承受径向力 	由于液压马达的支撑轴承抗径向力的能力很弱,因此液压马达的输出轴只能承受转矩。如果在使用中使马达输出轴承受径向力,则可能在很短时间内液压马达的轴承就会损坏,导致整个液压马达报废。对于需要承受径向力的情况,建议采用支撑轴承
3.6 液压马达输出轴与负载必须保证同轴度	液压马达在和负载连接时必须保证有足够的同轴度,一般情况下,同轴度偏差不能大于0.1mm。若同轴度偏差过大,将会使液压马达的轴承受由此产生的周期性径向负载,轴承会很快失效,引起马达故障
3.7 液压马达在驱动大惯性负载时不宜突然停车	液压马达在驱动大惯性负载时,不能简单地用关闭换向阀的方法使其停车。当液压马达由惯性负载带动旋转时,液压马达的工作状态就由液压马达变为液压泵。若用关闭换向阀的方法使其停车,将导致原来的回油路上的压力突然大幅度升高,严重时可能会将管路上的薄弱环节冲击损坏或者使液压马达的部件断裂失效。为此,应在马达的回路上设置合适的安全阀,以保证液压系统的正常工作

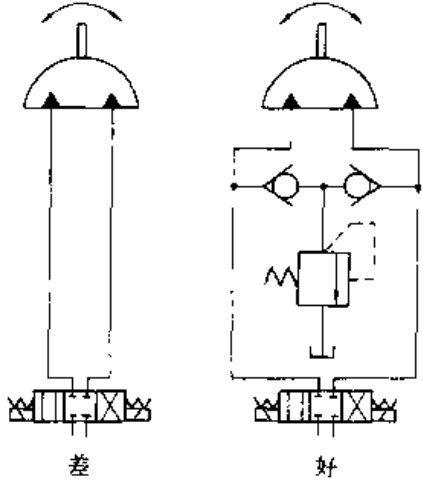
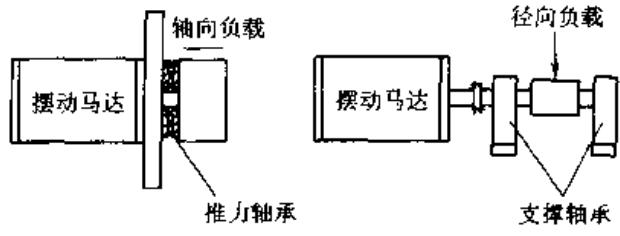
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
3.8 液压马达内不宜进入空气	<p>液压系统在初始工作时,不可避免地会在系统的管路中含有空气。系统调试的一个重要内容就是要将系统中的空气排尽。这对于液压马达尤其重要。液压介质在马达中有一个从高压突然变为低压的过程,而且该过程频率很高,平均在每转10次左右。当进入马达的液压油含有空气时,会在压力突变处局部产生气蚀现象,使马达很快损坏</p>
3.9 闭式马达回路中的流量匹配必须合理 	<p>从理论上说,没有补油回路的闭式马达回路中泵和马达的流量只要相等就可以了。但实际上,马达所需要的流量绝不能大于或等于泵的流量。原因在于液压系统中的泵和马达都是以变化容积来工作的,在此过程中泄漏不可避免,而且随着工作时间的推移会越来越严重。因此,若闭式马达回路中泵和马达的流量相等,则马达不可能获得需要的输出功率</p>
3.10 启动液压马达时液压介质的粘度不宜过低或过高	<p>在启动液压马达时,若介质粘度过低或过高,则马达的润滑性能会受到影响。粘度过高则有些部位得不到有效润滑;粘度过低则整个马达的润滑性都不好。因此,应尽量避免在液压油粘度不正常的情况下启动马达</p>
3.11 中大功率液压马达不宜采用节流调速	<p>节流调速的效率很低。当液压马达的功率较大时,若采用节流调速则系统效率会很低,产生的热量会很大,系统温升较快,不利于液压系统的正常工作。因此,中大功率液压马达系统若有调速要求,则应采用容积调速</p>

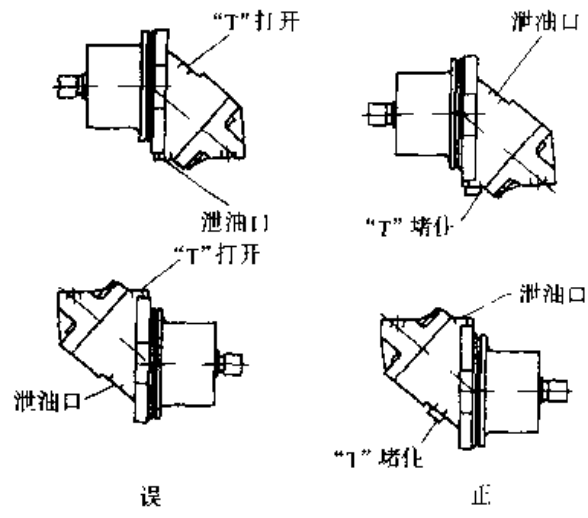
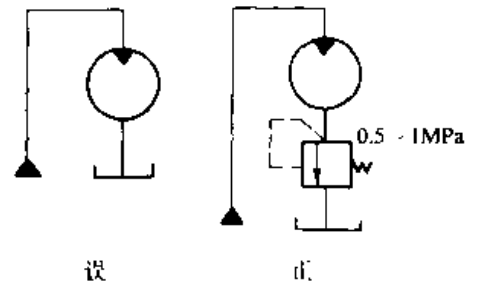
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>3.12 将多个液压马达的输出轴用机械方法连接在一起实现同步时应有补油回路</p> 	<p>将多个液压马达的输出轴用机械方法连接在一起可实现同步驱动,一般是驱动多个液压缸同步动作。这种同步回路中对每个马达都必须设置适当的补油回路。所谓同步是指向每个液压缸都输送相同容积的液压油,但是,不可能保证每个液压缸的容积效率都完全一致,这样在几个周期之后,必然导致位置不同步。另外,液压马达的容积效率也不可能完全一致。因此,必须设置终点补油回路</p>
<p>3.13 曲柄连杆式液压马达的回油不宜直接回油箱</p>	<p>曲柄连杆式液压马达在转速较高时,其连杆会时而贴紧曲轴表面,时而脱离曲轴表面,发生撞击现象。多作用内曲线液压马达做回程运动的柱塞和滚轮也就因惯性力的作用会脱离导轨曲面。为保证不发生撞击和脱空现象,就必须使液压马达的回油具有一定的背压。因此,这种马达的回油不宜直接回油箱</p>
<p>3.14 行走或起重驱动用液压马达必须加限速阀</p>	<p>驱动行走机械或起重机械用的液压马达在液压回路上必须设置起限速作用的液压元件,以避免在行走机械下坡或起重设备吊起重物迅速下落时使速度失控,发生超速,从而造成严重事故</p>
<p>3.15 长时间保持制动状态的液压马达必须使用制动器</p> 	<p>由于液压马达总是有泄漏,因此用关闭液压马达的进出油口来实现制动状态是不可靠的。关闭了进出油口的液压马达仍然会有轻微滑动。所以当需要长时间保持制动状态时,必须另行设置防止转动的制动器</p>

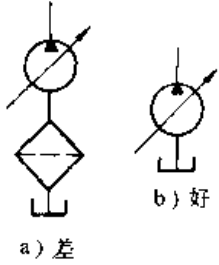
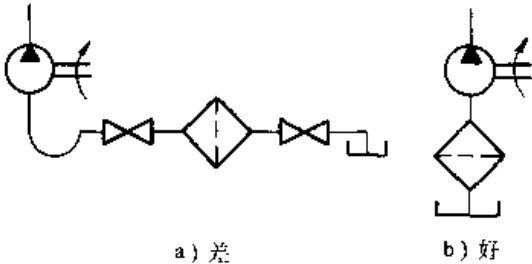
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
3.16 带载启动的液压马达应注意不要超载	<p>在需要满负荷启动的使用场合,应注意液压马达启动转矩值。因为液压马达启动转矩普遍比额定转矩小,所以如果忽视启动转矩数值,可能会使工作机构无法启动</p>
<p>3.17 摆动液压马达应考虑液压冲击的吸收问题</p> 	<p>当液压驱动的摆动负载运动方向急剧变换时,会在马达的进出油口两腔内产生高压,虽然摆动马达的设计已经考虑了这个压力,但当该冲击压力过大时,必须考虑在摆动马达进出油口附近设置高灵敏度的溢流阀,以免将摆动马达损坏</p>
<p>3.18 摆动液压马达不能承受轴向和径向载荷</p> 	<p>普通摆动液压马达在额定压力下使用时,不允许外加轴向或径向载荷。在低于额定压力下使用时,可以在一定程度上容许外加轴向载荷。但是原则上无论轴向还是径向载荷都应由其它的轴承来承担</p>
3.19 安装马达的机架应该有足够的刚度	<p>安装马达的支架、机座均须有足够的刚度,来承受马达输出转矩时作用给它的反力。如安装马达的机架刚度不足将会产生振动或变形,甚至会发生事故,无法保证驱动机与马达轴之间的联接的同心度控制在 0.1mm 以内的要求</p>

(续)

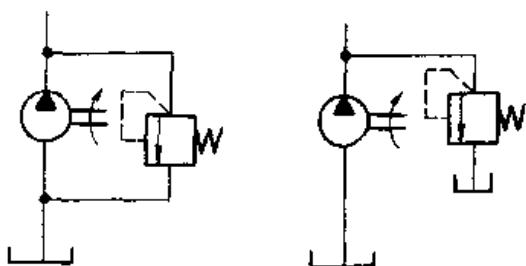
设计运行应注意的问题	说 明
<p>3.20 马达泄油管的安装方位应向上</p> 	<p>液压马达的泄油口应尽可能安装在壳体的最高处，泄油管安装时的最高点应高于壳体使壳体内部充满油液，保证主轴承及内部运动机构获得良好的润滑，泄油管内的泄漏油回油箱应畅通</p>
<p>3.21 内曲线马达出油口应具有 0.5~1MPa 左右的背压</p> 	<p>内曲线液压马达是一种不可逆的液压元件，其出油口应具有 0.5~1MPa 左右的背压。避免滚轮副脱离导轨而引起噪声，撞击和零部件损坏等不良现象</p>

第 4 章 液压泵的选择及其系统设计与运行

设计运行应注意的问题	说 明
<p>4.1 自吸性差的液压泵，避免在其吸油管上装设过滤器</p> 	<p>如图 a 所示，自吸性差的液压泵如果其吸油口再装设过滤器，随着过滤器压降的日渐增加，液压泵的最低吸入压力将得不到保证，而造成液压泵吸油不足，容积效率也急剧下降，并出现振动及噪声，直至损坏液压泵</p>
<p>4.2 配管时，避免造成液压泵吸油阻力过大</p> 	<p>如图 a 所示，液压泵的吸油管路上有几段硬管、截止阀、过滤器和一段软管，需要的管接头较多。可见管路上的总的压力损失将会很大，如果配管时再造成管路局部通流面积变小，则问题将更严重，致使液压泵吸油不足，直到造成液压泵损坏。所以应如图 b 所示为好。如果软管和截止阀等是必不可少的，则应将其通径适当加大，以确保液压泵要求的吸入压力</p>
<p>4.3 液压泵吸油管漏气时，避免继续使用</p>	<p>液压泵吸油管漏气时，空气将会被吸入液压泵，导致液压泵吸油不足，同时产生很大噪声。空气进入液压系统，除引起气穴，增加噪声外，还会使油液变质。因此，液压泵吸油管漏气，务须及时处理</p>

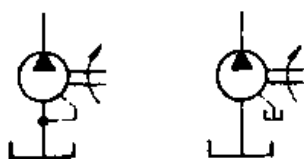
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
4.4 避免液压泵的安装基础不牢	<p>液压泵的安装基础必须牢固,即安装基础要有合适的强度和刚度。因为液压泵和原动机的轴之间不仅有同轴度要求,而且通常需要通过弹性联轴节联接。若液压泵的安装基础不牢,装配后将会引起基础变形,同时受原动机和液压泵工作中机械振动的影响,很容易导致液压泵和原动机的轴之间失去同轴度的最低要求,导致液压泵的损坏</p>
4.5 液压泵轴与原动机轴装配后同轴度超差应禁止液压泵运转	<p>若装配后,发现液压泵轴和原动机轴同轴度超差,不及时修正,强行运转危害很多。用不了多长时间,液压泵的轴封就会损坏,再有泵内的有关零件受力情况也会变得很恶劣,过早导致液压泵的损坏</p>
4.6 避免将溢流阀的排油管与液压泵的吸油管相连	<p>溢流阀的排油管与液压泵的吸油管相连,因溢流阀排出的是热油,将使液压泵乃至整个液压系统温度升高,而且是恶性循环,最终导致元件或系统故障</p>
4.7 避免将液压泵的外泄漏油管与该泵的吸油管相连	<p>因为液压泵的外泄漏油管排出的是热油,容易使泵体温度升高,对泵的使用寿命很不利。另外,在有些情况下,泵的外泄漏油管与该泵的吸油管相连,还会造成泵体里未充满所需的液压油,这更是不利的</p>



a) 差

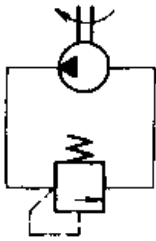
b) 好



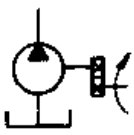

a) 差

b) 好

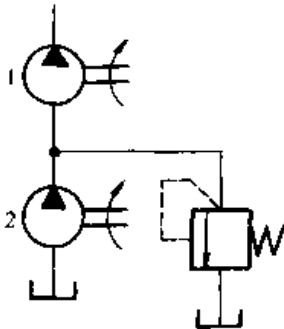
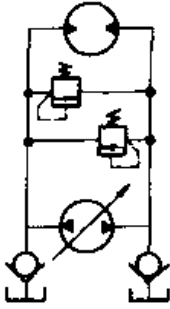
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>4.8 避免液压泵带负载启动</p> 	<p>液压泵带负载启动意味着在启动的瞬间,泵的转子由静止变为转动,与此同时,其吸油腔压力下降,而其排油腔又必须建立起相应于负载的压力来,这种状态对液压泵是相当不利的。尤其是柱塞泵更是如此,往往导致液压泵的损坏</p>
<p>1.9 在带负载启动不可避免的情况下,应采取相应措施</p>	<p>在有的液压系统中,液压泵带负载启动是不可避免的,在这种情况下,应采取相应措施,如通过适当设计液压回路,可使泵在启动前用另外的非带负载启动的液压泵建立起相应的压差来平衡外负载,之后再启动那个泵,并且在泵启动且正常运转后,再平稳地将非带负载启动的泵的工作压力过溢到该泵上来</p>
<p>1.10 液压泵内装溢流阀不宜做系统调压用,只宜用作安全阀</p>	<p>在某些型号的液压泵内装有一个简单的、直动式溢流阀,该阀的通径较小,通常不宜用作系统调压用,而只宜用作安全阀。溢流阀和安全阀的结构类似,但两类阀的通径不同,使用的目的也不同。作为系统调压的溢流阀要求阀的通径大,主要用于使系统压力稳定,通过流量大小不一。而安全阀主要用于保护系统压力不过载,通常通径较小,通过流量小,也能使系统压力回到正常。因此液压泵内装溢流阀不宜做系统调压用,只宜用作安全阀</p>

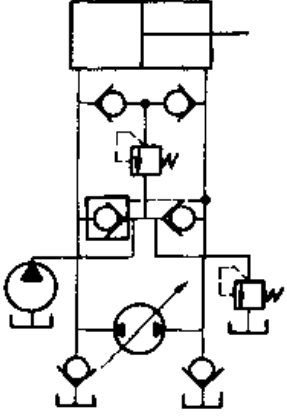
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
4.11 避免在油温偏低或偏高的情况下,启动运转液压泵	油温偏低时启动运转液压泵,因油的粘度大而导致液压泵吸油困难,严重时会使泵很快造成泵的损坏;油温偏高时,油的粘度下降,又会导致不能形成正常油膜,液压泵内的摩擦副过热,严重时会使泵烧结在一起
4.12 避免液压泵传动轴承受较大径向力 <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;">  <p>a) 差</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>b) 好</p> </div> </div>	除经专门设计的液压泵能承受较大的径向力外,大多数液压泵的传动轴不能承受较大径向力,这种泵如其轴承受径向力较大,将会使泵内的有关零件受力情况很恶劣,或使泵内的密封容积不能正常形成,从而较早地导致液压泵的损坏
4.13 避免液压泵较长时间在最大压力下运转	液压泵在最大压力下运转时,泵内有关零件的受力情况,泵的内、外泄漏等都和额定工况大有不同,较长时间在最大压力下运转,有的零件将会提前丧失工作能力,对泵的使用寿命是很不利的,有的厂家在产品样本上明确规定,泵在最大压力下运转的时间不超过3分钟就是这个道理
4.14 避免液压泵较长时间在最高转速下运转	相对运动的零件表面间,不仅接触应力有一定限制,而且相对速度也是有限制的。液压泵长时间在最高转速下工作,意味着有些相对运动的零件之间的摩擦速度长时间超过设计时的限定值,也会导致有的零件提前丧失工作能力。再有,泵在最高转速下运转,其吸油阻力也会大大增加,这也是对泵的正常工作的一个相当不利的因素

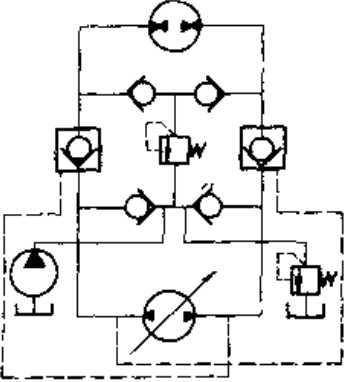
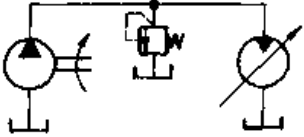
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
4.15 避免液压泵较长时间在转速偏低的情况下运转	在液压泵的泄漏量变化不大的情况下,其容积效率将会随转速的下降而下降,液压泵较长时间在偏低转速下运转,容积效率也会偏低,总效率当然也相当偏低,这当然不是人们所希望的
4.16 避免主泵与其辅助泵之间的启动或停止的时间间隔过短	 <p>如图,主泵 1 由辅助泵 2 供油,启动时,应先启动辅助泵 2,经过一定时间后,再启动主泵 1,停泵时,顺序则相反。显然,主泵及其电动机的功率均较辅助泵 2 及其电动机的功率大得多,相应的主泵和电动机的转动惯量也较辅助泵和电动机的转动惯量大得多。如主泵与其辅助泵之间的启动或停止时间间隔过短,会造成主泵吸油不足,这对主泵是有害的。闭式系统中的主泵和其补油泵之间也有类似情况</p>
4.17 使用手动伺服变量泵控制执行机构换向的闭式液压系统应避免自吸补油	 <p>用手动伺服变量泵控制执行机构换向的过程中,伺服变量泵的变量机构必然经过零位(即变量泵没有流量输出时的位置),停机时,一般也将变量泵的变量机构置于零位。由伺服变量泵的变量原理可知,要实现变量,必须有压力油才行,而采用自吸补油,变量机构在零位时,是不会有压力油产生的</p>

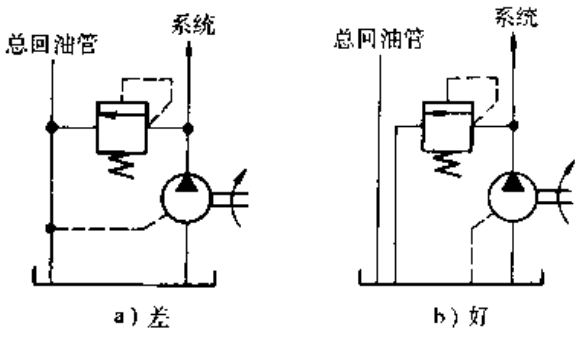
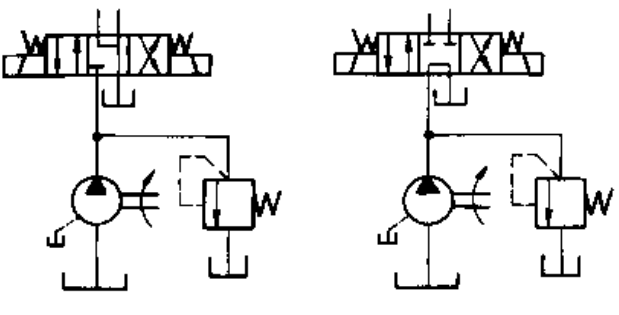
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>4.18 用变量泵与单杆缸组成闭式液压系统应采取相应措施</p> 	<p>图中, 变量泵与单杆液压缸组成闭式液压系统, 当活塞杆伸出时不会有什么问题, 可当活塞杆缩回时, 液压缸的排油量要比其进油量大得多, 如不采取措施, 此时液压缸是动作不了的</p>
<p>4.19 壳体内未注满油的液压泵应禁止启动</p>	<p>液压泵启动前, 必须确保其壳体里已充满油, 否则不能启动。并且还须保证, 再次启动或运转时, 泵体内始终是充满油的, 不然的话, 液压泵会很快损坏, 有的柱塞泵甚至会立即损坏</p>
<p>4.20 向泵和马达壳体内通油进行冷却, 避免使壳体内压力偏高</p>	<p>有时需要向液压泵和马达的壳体通油, 以便使液压泵和马达得到冷却, 这是必要的, 但切记不要使壳体内油的压力偏高, 否则, 将会导致液压泵和马达轴封的损坏, 同时对有的柱塞泵还会增加吸油腔柱塞向外伸出的阻力</p>
<p>4.21 避免壳体涂有油漆的液压泵安装在油箱内的油面以下</p>	<p>壳体涂有油漆的液压泵装在油箱内油面以下时, 即使是用耐油油漆, 但由于液压油和油漆种类繁多, 性质各异, 时间久了, 往往会引起化学变化, 导致油液变质。再有油漆脱落的情况也时有发生, 这些都会造成液压系统故障</p>

(续)

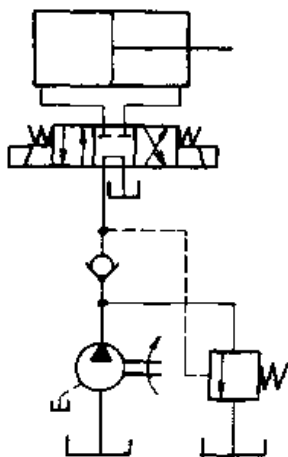
设计运行应注意的问题	说 明
<p>4.22 在变量泵和马达组成的闭式系统中，在马达作泵运行的工况，避免主泵承受工作压差</p> 	<p>图中，当变量泵的变量机构置于零位时，马达在外界动力的作用下作泵运行，调节溢流阀可控制马达作泵运行时的工作压差，该工作压差也作用于主泵，只不过是此时由于主泵的变量机构置于零位而成为截止阀。但主泵的高压腔却要承受高压，高压腔的有关零件相当于承受静止的高压，这是很不利的。再有，当因振动等原因，主泵的变量机构偏离零位时，会使系统压力突然下降，引起事故</p>
<p>4.23 恒功率调速回路避免单独使用</p> 	<p>图中，定量泵和变量马达组成所谓恒功率调速回路。通常都要求调速回路具有较大的速度刚性。但该回路的速度刚性是和马达排量的平方成正比的，但变量马达的排量减小时，速度刚性会急剧下降，并且所能输出的转矩也在减小，因而这种回路很少单独使用</p>
<p>4.24 避免几台泵的泄油管并联成一根等直径管后再通往油箱</p>	<p>几台液压泵的泄油管并联成一根油管，并且这根油管又和泵体上的泄油管等直径，那么泵在工作时，泵体内的油压力将比较高，几台泵同时工作时更是如此。泵体内的压力高会损坏轴封，同时也给液压泵的吸油带来不利影响。接纳各泵泄油管并联的管子应当有适当的直径，且将其单独通往油箱</p>

(续)

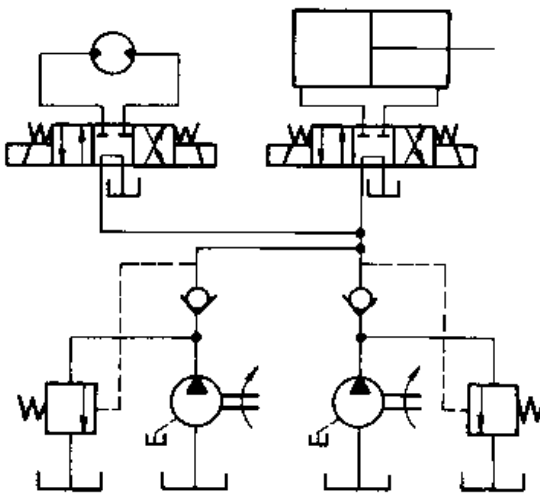
设计运行应注意的问题	说 明
<p>4.25 避免将液压泵的泄油管与系统的总回油管相连</p>  <p>a) 差 b) 好</p>	<p>液压系统的总回油管内压力一般都较液压泵的泄油压力高, 并且有时还伴有压力冲击。如将液压泵的泄油管与系统的总回油管并连在一起, 显然泵体内的压力要求较高, 同时也要受到系统总回油管压力冲击的影响</p>
<p>4.26 避免用较软的胶管或塑料管作泵的吸油管</p>	<p>用较软的管子如塑料管或胶管等作为液压泵的吸油管当然都是用在吸油管内的压力小于大气压力的情况。在外面大气压力的作用下, 吸油管可能变形而使实际的通流面积大大减小, 增加吸油阻力, 影响泵的正常工</p>
<p>4.27 液压泵初次启动避免泵内空气无排出通路</p>  <p>a) 差 b) 好</p>	<p>有些泵, 如车辆用叶片泵因泵的内泄漏较大, 在初次启动时, 泵体内的空气就较难排出, 造成泵的吸入不良。尤其是泵出口所接的是“Y”型等换向阀时更是如此。把“Y”型换向阀改为泵出口可以排出空气的“M”型换向阀即可。当然, 也可以通过放松泵出口的有关接头来解决</p>

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>4.28 变量泵为主泵的闭式系统避免以该泵在系统中的实际流量为依据确定所需的补油量</p>	<p>在变量泵为主泵的闭式系统中, 需要补油是必然的。但仅以变量泵在系统中的实际流量作为确定补油的依据, 有时会造成补油量不足。如变量泵的额定转速为 1500r/min, 而在系统中变量泵的转速仅为 1000r/min, 或在系统变量泵的实际最大流量才设为该泵额定流量的 90% 等等, 都会产生补油不足的隐患。当然, 确定闭式液压系统的补油量时, 尚须考虑管路、阀件与执行机构所产生的泄漏</p>
<p>4.29 从原理上来说, 液压马达可以作泵运行, 但泵作马达运行是有条件的</p>	<p>在有的液压系统中, 要求同一个元件 (泵或者马达) 有时作泵运行, 有时作马达运行。选择这样的元件时就应该注意到: 从原理上讲, 液压马达可以作泵运行, 但泵作马达是有条件的。例如有的齿轮泵作马达时只能单向旋转, 用单向阀配油的泵根本不能用作马达等等</p>
<p>4.30 管路压力损失过大导致恒功率变量泵输出流量达不到预计要求</p>	<p>如图, 恒功率变量泵的出口经单向阀和换向阀等与液压缸相连, 液压缸的回油也须经相应的阀流到油箱。由于有的阀其规格选的偏小, 造成压力损失偏大, 结果使泵的输出流量较预计的小得太多, 达不到液压缸快速动作的要求</p>

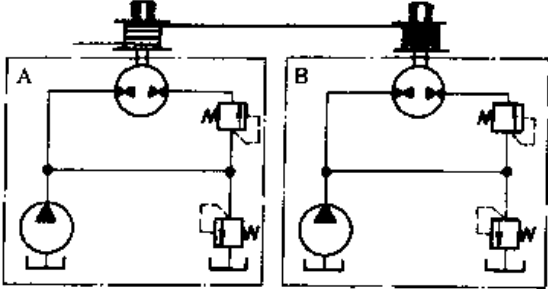
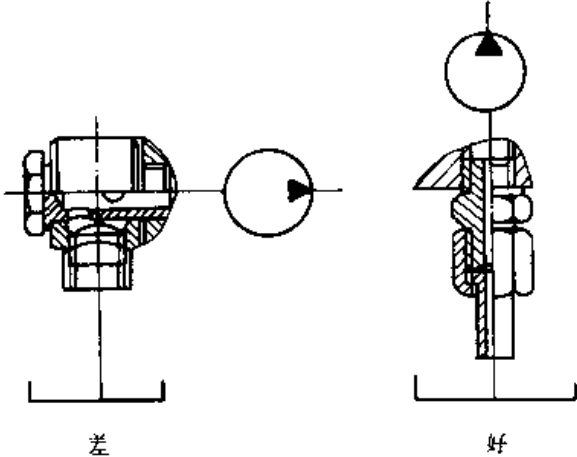


(续)

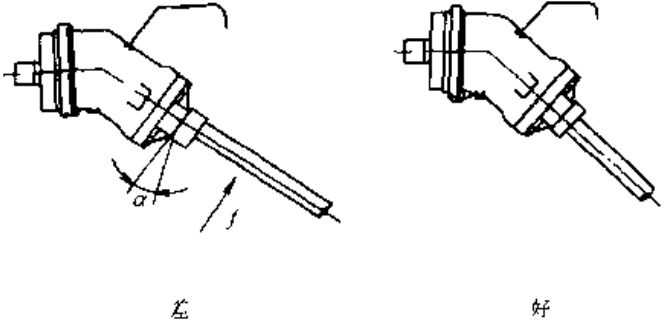
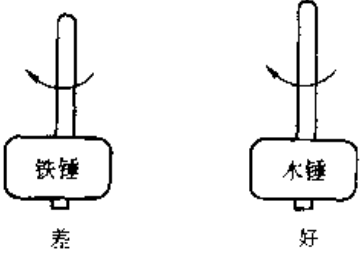
设计运行应注意的问题	说 明
4.31 液压泵吸油口或排油口的过滤器应该清洗时，避免继续使用	液压泵的吸油口或排油口的过滤器在使用一段时间后，由于有污物阻塞可导致泵工作时的噪声大、压力波动严重或输出油量不足，这时应该清除过滤器上的污物，避免继续使用，否则易使泵出现更为严重的故障
4.32 多执行机构采用节流调速时避免只采用一个泵供油 	系统中有多执行机构时，各个机构不能始终保持对流量、压力要求的协调一致，而采用节流调速回路却不可避免的存在溢流损失和节流损失。此时若只采用一个泵供油，必定以系统所需最高压力和流量为泵的选择依据，不能很好适应低压小流量和高压大流量的情况，致使系统的效率很低
4.33 避免用普通电动机的前端盖悬臂支撑液压泵	普通电动机例如 B35 电动机，其前端盖虽然能悬臂支撑液压泵，但这只能是在无法通过别的方式支撑液压泵的情况下才能采用，并且最好是用于固定设备。如用于工程机械上，由于通常都存在一定的振动，则会对电机的前端盖造成一定的损害
4.34 避免液压泵泵体上泄油口所接的油管的最高部分低于泵的轴线	液压泵泵体的泄油口容腔所容纳泄油还起着润滑泵轴运动副的作用，若泄油口接油管的最高部分低于泵的轴线，泄油口液压油完全排空，润滑作用就会失效

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p data-bbox="225 405 956 479">4.35 设计泵—马达组成的重物起升闭式系统时，应考虑开车瞬间重物下滑情况</p> <div data-bbox="236 622 941 1093"> </div>	

设计运行应注意的问题	说 明
<p>4.37 泵与电动机的联轴器的螺栓不宜凸出在联轴器之外</p>	<p>泵与电动机的联轴器的螺栓如凸出在联轴器之外,有可能卷进异物,对周围的人和设备有一定的危险,存在安全隐患,可以采用螺栓凹进去的联轴器或加安全防护罩</p>
<p>4.38 尾部张力液压控制回路应采用优先供油方式</p> 	<p>如图所示,该系统为一放线系统。B回路带动线圈,控制尾部张力,A回路控制放线速度和放线张力。在正常工作状态下,系统不会有问题,但是初次启动和停止后再次启动时,优先给尾部张力控制回路供油,建立起尾部张力后,再松开A回路的机械刹车装置,使系统进入正常工作状态。若不采取优先供油方式,没有尾部张力。松开刹车后,线圈将处于松弛状态或对A回路转轴造成巨大冲击</p>
<p>4.39 泵吸油口不宜采用铰接管接头</p> 	<p>铰接管接头由于结构所限吸油阻力远远大于直通式管接头,会造成泵吸油不充分而引起的噪声,降低了液压泵的使用寿命</p>

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>4.40 避免液压泵配管别劲</p> 	<p>液压泵作为动力元件振动较大，当配管别劲时会造成管接头松动，密封失效，严重时铸件壳体产生裂纹，造成液压泵报废</p>
<p>4.41 避免液压泵支承架（弯板）刚度不够</p>	<p>安装液压泵的支承架（弯板）均需有足够的刚度，如刚度不够，将会产生振动或变形，甚至会造成事故，无法保证原动机与液压泵之间联接时同心度需控制在 $0.05 \sim 0.1\text{mm}$ 之间，两轴的角度误差应控制在 0.5° 以内的要求</p>
<p>4.42 避免安装泵轴端联轴节时采用铁锤</p> 	<p>液压泵的轴伸内部结构形式，不能承受轴向力，联轴节的内孔与泵轴伸一般采用二级间隙配合，不采用过盈配合，如选用的配合不得当，采用铁锤打击往往会造成液压泵内部轴承及轴承座的窜动或损坏</p>
<p>4.43 变量泵采用自吸式向系统提供较小流量时，避免在较小偏角时启动</p>	<p>液压泵如在较小偏角启动，则不能保证自吸。会使油液在液压泵内部循环不畅，造成发热，使泵的温度迅速上升而烧伤液压泵，故系统应使泵在大偏角启动后，再用变量机构改变液压泵的输出流量</p>

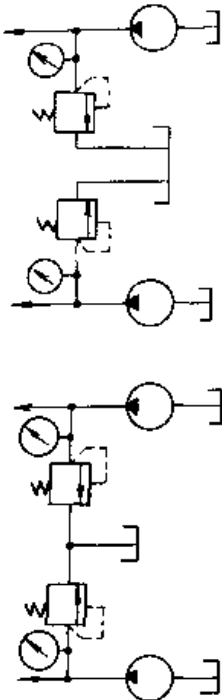
第 5 章 液压控制阀的选择及其系统设计及运行

设计运行应注意的问题	说 明
<p>5.1 使用遥控卸荷溢流阀时，避免其溢流口所接液压元件的泄漏量偏大</p> <div style="text-align: center;"> <p style="margin-left: 100px;">a) 差</p> <p style="margin-left: 300px;">b) 好</p> </div>	<p>如图 a 所示，当液压泵启动后，再使二位四通电磁阀的电磁铁带电，系统压力应升到设定压力，例如 14MPa，如二位四通电磁阀 A 泄漏量大，则达不到设定压力，只能达到较低压力，例如 12MPa。若将 A 阀换成如图 b 所示的泄漏量小的 B 阀，系统压力就能升到设定压力</p>
<p>5.2 两个规格和调定参数相同的溢流阀易产生共振</p> <div style="text-align: center;"> <p style="margin-left: 100px;">a) 差</p> <p style="margin-left: 300px;">b) 好</p> </div>	<p>如图 a 所示，溢流阀 A 和 B 的规格和调定值均相同，当两个泵并联供油时，有时溢流阀发出很强的噪声，当把两个溢流阀的调定压力彼此错开时，噪声则可以基本消除。这说明两个调定值相同的溢流阀易产生共振，应尽量避免为好。如另外选择一个溢流阀，并把它接在 C 点，如图 b 所示，上述的噪声问题可以得到解决</p>

设计运行应注意的问题

说明

5.3 配管不当引起溢流阀产生噪声

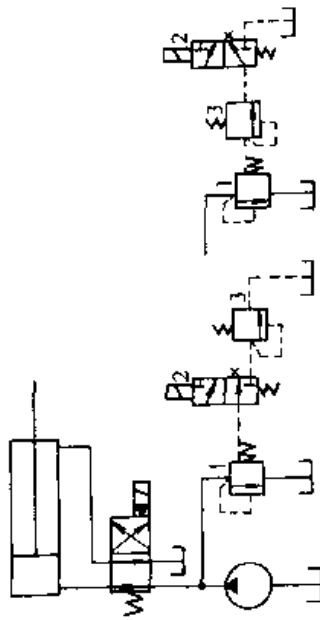


a) 差

b) 好

如图 a 所示, 两个液泵各自给不同的执行机构供油, 当只有一个液泵工作时, 溢流阀没有噪声, 而当两个液泵相距很近并同时工作时, 溢流阀噪声很大, 并且两个压力表的指针摆动很厉害, 这是配管不当引起的。当将两个溢流阀的回油管分别接回油箱, 如图 b 所示, 噪声得以消除

5.4 溢流阀的遥控口所串联的小型溢流阀和换向阀, 应注意它们的先后顺序



a) 差

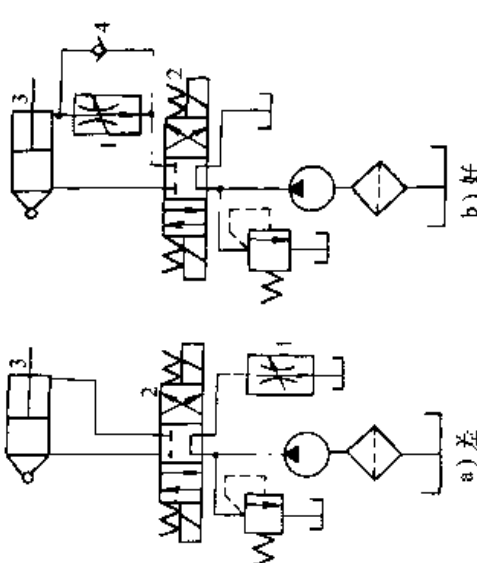
b) 好

如图 a 所示, 溢流阀 1 和 3 以及换向阀 2 组成两级调压回路, 例如溢流阀 1 调定 14MPa, 溢流阀 3 调定为 2MPa, 当电磁换向阀由断电变为带电, 即使系统压力由 14MPa 变为 2MPa 时, 结果发生冲击, 而当如图 b 所示, 即把电磁阀 2 和溢流阀 3 的位置倒过来时, 冲击就几乎消除了, 这是由于图 a, 电磁阀 2 带电前, 溢流阀 3 的进出口均为零压, 而电磁阀 2 由断电变为带电时, 溢流阀 1 的遥控口的压力要瞬时下降到零之后再升到 2MPa, 因而产生了冲击

5.5 避免将压力表接在溢流阀的遥控口上

液压系统工作时, 若将压力表接在溢流阀的遥控口上, 则压力表指针抖动, 且溢流阀有一定声响。将压力表改接在溢流阀的进油口, 则问题得到了解决。原因是压力表中的弹簧管和溢流阀先导阀的弹簧(含动阀)易产生共振。还需指出, 把压力表接在溢流阀的遥控口也不能正确反映溢流阀的进口压力

(续)

设计运行应注意的问题	说明
<p>5.6 溢流节流阀只能接在执行机构的进油路上。</p>	<p>溢流节流阀中的节流阀其进出口的压差与作用在溢流阀芯上的弹簧力平衡，该弹簧是个较弱的弹簧，若将溢流节流阀用于执行机构的回油路上，其出口必然通油箱，亦即溢流节流阀的弹簧腔通油箱，此时假若负载减小，溢流节流阀的进口压力就要增加，该压力很容易克服弹簧力，使进入溢流节流阀的油主要经溢流节流阀中的溢流阀口流回油箱，而不能再由节流阀来控制。</p>
<p>5.7 节流调速回路中的调速元件在回路中位置不当，使油温偏高</p> 	<p>如图 a 所示系统，工作一段时间后，油液温升高，影响系统正常工作，其原因为：(1) 液压缸 3 处于停止位置时，系统没有卸荷，泵输出的压力油全部通过阀 2 中位和阀 1 流回油箱，损失的压能转换为热量，使油温升高。(2) 液压缸 3 回程时，阀 2 右位，回油也要经阀 1 回油箱，其节流损失使油温升高，这说明在设计出口节流调速回路时，应设置好节流调速元件的位置，将系统改为图 b 所示，在液压缸的出口与电磁换向阀之间安置调速阀，并增一个单向阀 4，使其与调速阀并联，达到快速时进油路经单向阀直接进入液压缸有杆腔，实现快速动作行程。可避免油液温升高。</p>
<p>5.8 避免通过同步阀的实际流量较之其额定流量小得太多</p>	<p>设计同步阀（分流阀）时，规定了其额定流量和相对分流误差等参数，相对分流误差是和同步阀的入口流量的平方成反比，如果实际流量偏小，将使相对分流误差大大地增加。</p>

(续)

设计应注意的问题	说明
5.9 高压下, 避免突然使溢流阀卸荷	当高压时, 如果突然使溢流阀卸荷, 将导致液压力远大于弹簧力而失衡, 使弹簧损坏。溢流量过大会使液缸产生冲击振动造成溢流阀和缸体的损坏, 产生经济损失而严重的影响正常工作。
5.10 选型不当导致溢流阀动作缓慢	溢流阀分直动式和先导式, 直动式是液压力直接与弹簧力平衡, 即 $P_A = F_s$ 。先导式是进口压力与导阀弹簧力和主阀弹簧 F_s 的平衡。若选用先导式溢流阀, 当拧紧溢流阀的调压螺钉或手柄, 阀从卸荷状态转为调压状态的瞬时, 主阀芯紧靠阀盖而上阀完全开启溢流。当升压调节时, 主阀芯与阀体保持一微小开口, 溢流阀主阀芯从卸荷位置下落到调压所需开度所经历的时间即为溢流阀的回升滞后时间。由于选型不当而致使滞后时间较长, 溢流阀动作缓慢。解决办法主要是: 适当增大主阀芯阻尼孔直径, 减小主阀芯的抬起高度
5.11 避免设计液压回路选择液压阀时只从原理出发而不考虑结构	对于液压阀的选取不仅要原理正确, 而且还要考虑结构, 例如液控单向阀, 同一工作原理但结构上分为内泄式和外泄式, 先导式和非先导式, 要根据液压系统的工作状态和流量阀的特点来正确选用。否则将导致系统不能正常工作

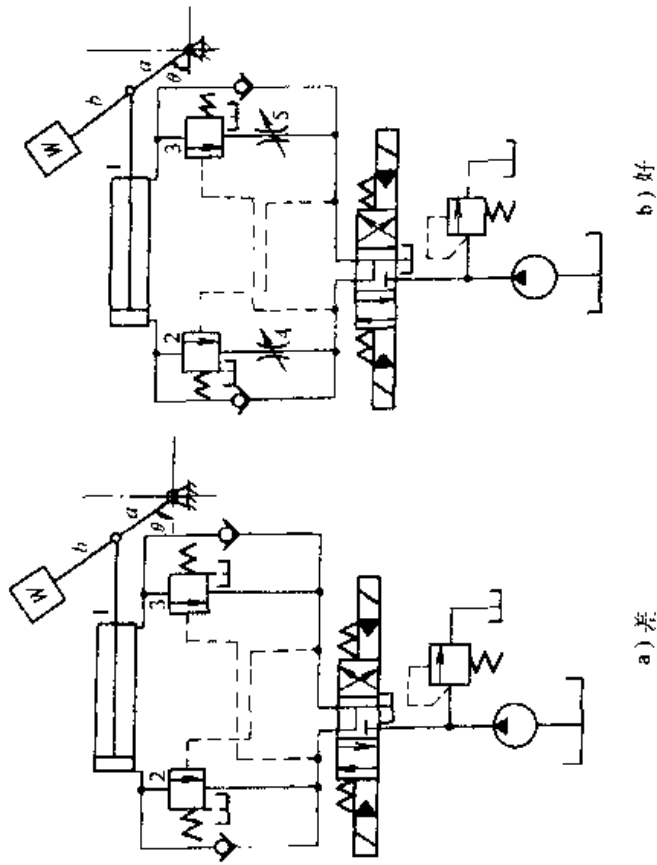
(续)

设计运行应注意的问题

5.12 避免执行机构负载交变导致冲击

说明

如图 a 所示, 为一平衡回路, 当液压缸 1 带动负载往复运动过程中负载力 $F > 0$, 担当负载越过中线向下摆动时, 出现负值负载, $F < 0$ 时, 液压缸回歇动作, 产生强烈的震动和冲击。要解决此问题可在外控顺序阀 2 和 3 的出油管路上设置节流阀 4 和 5, 如图 b 所示

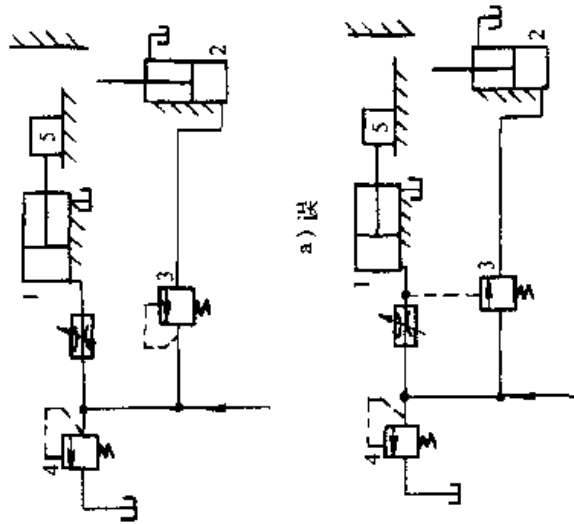


a) 差

b) 好

设计运行应注意的问题

5.13 同时进行速度和顺序控制的回路，顺序阀的控制方式应慎重考虑



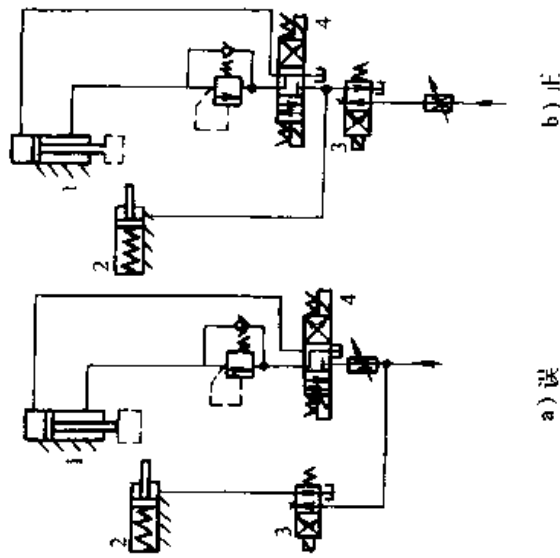
说明

同时进行速度和顺序控制的回路，顺序阀的控制方式应慎重考虑。例如：设计要求：夹紧缸1把工件5夹紧后，进给缸2才能动作，并且要求缸1速度能够调节。图a要通过节流阀对缸1进行速度控制压力阀1必然是溢流阀（常开压力阀），则回路一定是一恒压回路，其压力 p_1 是由阀4调定的。这样，顺序阀3的开启压力 p_2 只能是 $p_2 \leq p_1$ ，于是缸2只能先动作或和缸1一起动作（暂不考虑两缸的负载差异），达不到预期的目的。图b顺序阀内控方式改为外控方式，即二次（控制）压不是由一次压引出，而是由节流阀出口引出。这样当缸1在运动过程中，由于节流阀必然存在压差，二次压总小于一次压，直到缸1夹紧工件停止运动，二次压才等于一次压，缸2才开始动作，实现所要求的顺序动作。

(续)

设计运行应注意的问题

5.14 避免回路设计不当导致垂直下落的平衡回路产生干涉故障



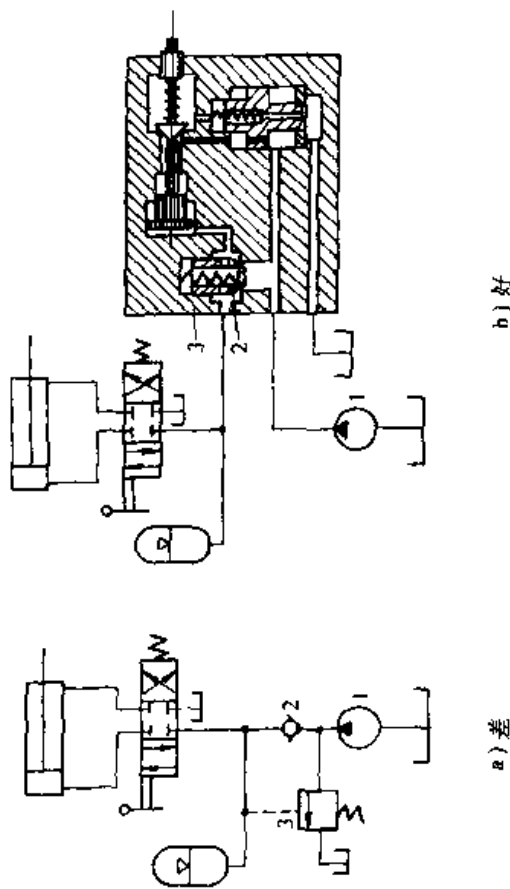
说明

回路设计不当导致垂直下落的平衡回路产生干涉故障。例如：一个防止垂直机构下落的平衡回路。图3由于采用的是滑阀式单向顺序阀，活塞不能严格地停留在确定位置，所以，回路中又采用了由液压缸2操纵的机械锁紧机构。然而如阀3由于某种原因不复回左位，锁紧机构还没有松开，由于主动缸1动作（阀4右位）而造成干涉事故。改为图b则一旦阀3失灵而不复左位，即使阀4处于右位，由于压力油路被阀3所切断而不会发生干涉现象，从根本上消除了前者的不安全因素

(续)

设计运行应注意的问题

5.1.5 长时间卸荷的液压系统宜采用先导式卸荷溢流阀



说明

图 a 为一要求动作间歇时间长, 执行元件需要高速运动的液压系统, 当液缸停止不动时, 液泵 1 的出口压力升高时低, 不能持续地卸荷, 致使系统功耗大, 油温高。这是由于回路中某个元件或管路存在泄漏, 外控顺序阀反复启闭所引起的。因此, 图 b 选用先导式卸荷溢流阀来代替原回路的阀 2 和阀 3。卸荷时柱塞对先导阀阀芯施加一额外的推力保证泵 1 卸荷通路畅通, 即使回路有泄漏使蓄能器中压力降低, 也能使泵 1 处于持续卸荷状态, 满足系统要求

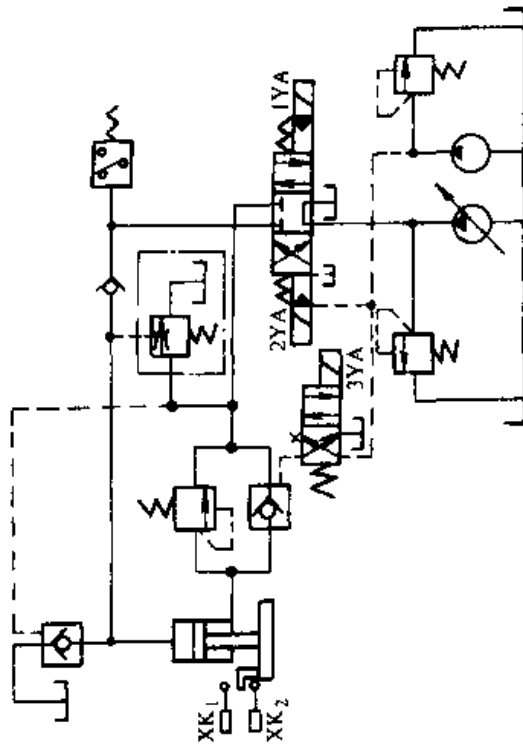
(续)

设计运行应注意的问题

5.16 卸压回路设计不当导致“炮鸣现象”

说明

如图 a 所示大型液压机系统、主缸回程时，产生强烈的冲击和巨大的“炮鸣”声响，造成机器和管路振动，影响液压机正常工作。要解决上述问题，就要使主缸上腔有控制的卸压，使其上腔压力降至较低时再转入回程。参见图 b, c

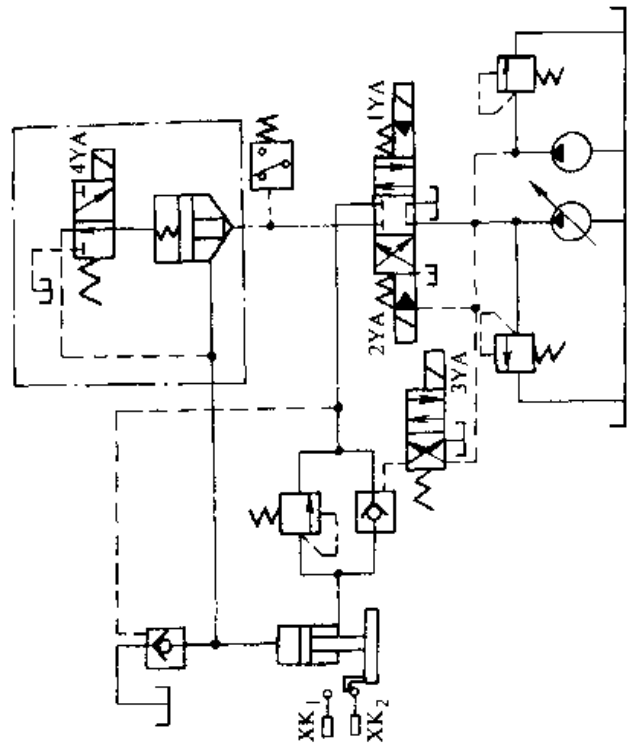


a) 差

(续)

设计运行应注意的问题

说明



b) 好

(续)

设计运行应注意的问题

说明

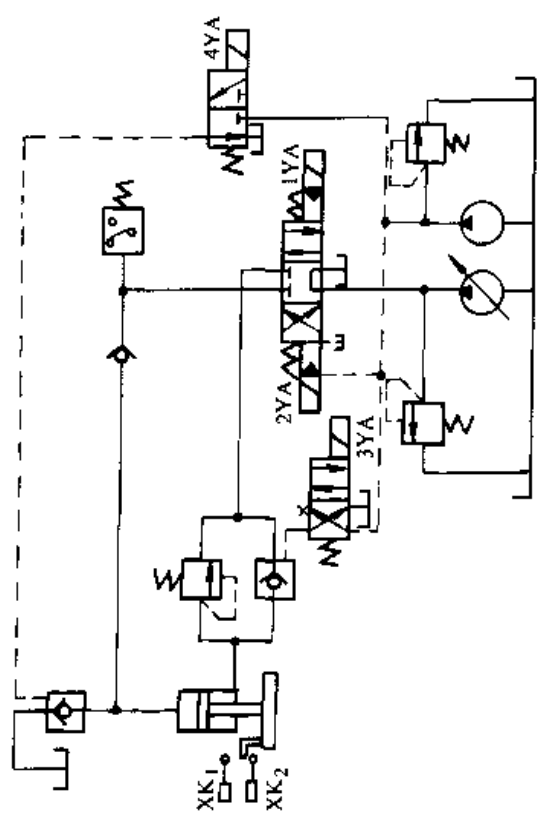


图 (c)

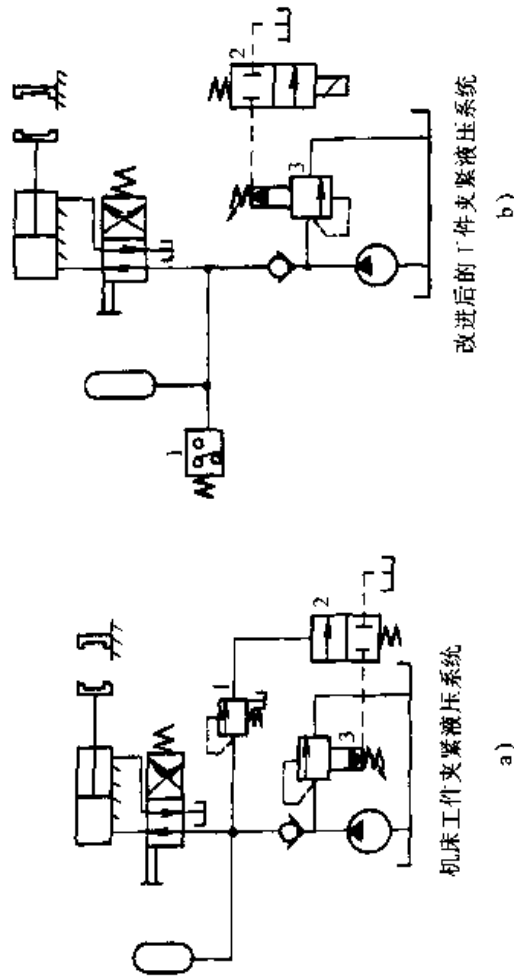
(续)

设计运行应注意的问题

说明

5.17 避免回路设计不合理导致液压卡紧系统出现工件松动

如图 a 为工件夹紧液压系统,当顺序阀 1 关闭后,液泵不能立即向蓄能器充油,致使工件常出现松动甚至脱落现象,此时可采用图 b 系统,工作时手动换向阀置左位,泵向蓄能器和液缸缸供油,并推动活塞右移。当接触工件后系统压力升高直至压力继电器发出信号,使电磁阀 2 通电而通过阀 3 使泵卸荷,蓄能器保持系统压力,补充系统泄露。当压力下降到压力继电器下限,继电器使电磁换向阀断电,液泵泵继续向系统和蓄能器供油。此例说明设计用蓄能器保持系统压力的卸荷回路时,一定要使液压回路设计组成合理



机床工件夹紧液压系统

a)

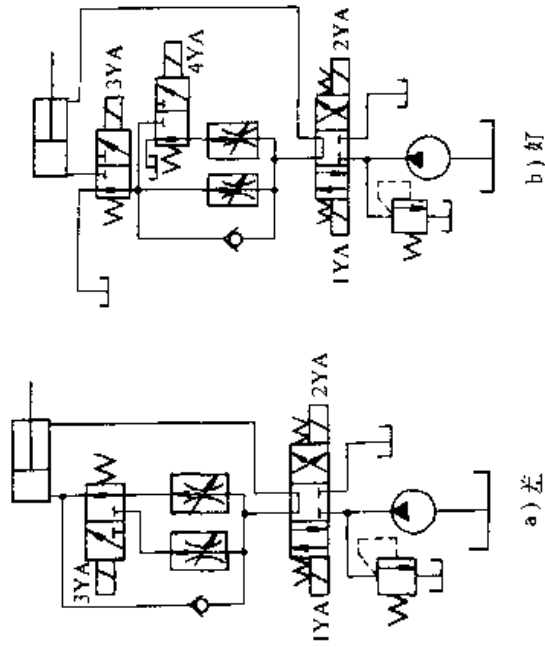
改进后的工件夹紧液压系统

b)

(续)

设计运行应注意的问题

5.18 调速阀流量瞬间跳跃导致压力冲击



说明

图 a 是某专用机床液压系统二次进给回路。它实现一工进→二工进→快退→停止的動作循环。在由一工进向二工进速度换接时，液壓缸产生较大冲击，这是调速阀压力补偿机构在开始工作时发生流量的跳跃现象引起的。在图 b 回路中增加了一个二位三通电磁换向阀 1，不难看出，调速阀在速度换接时总有压力油通过，避免了液壓冲击的发生。

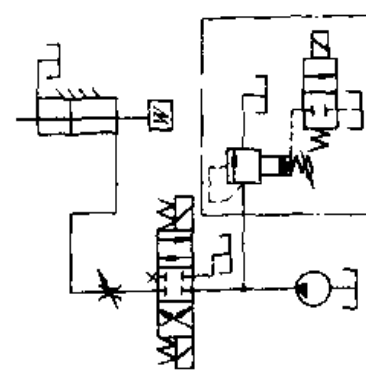
5.19 流量阀结构不合理导致调节手轮费力

流量阀是在调节手轮和复位弹簧作用下，使阀芯在阀体内移动，从而改变节流口的大小、调节流量。如果流量阀结构不合理，导致漏油、节流口阻塞、或阀芯卡住，调节手轮要克服其他阻力（包括液压力、摩擦阻力等），从而使调节手轮费力。

	设计运行应注意的问题	说明
5.20	所选顺序阀的结构不当导致压力失控和噪声	<p>顺序阀按结构分为直动式和先导式、内控式和外控式。若选择错误，(1)使调压弹簧腔的油液压力等于出口压力，阀芯在液压力作用下使阀口关闭，顺序阀变成一个常闭阀。(2)相反也可能当系统未达到顺序阀的设定压力时，压力油却从二次油出口流出，这些都会造成系统压力波动大，控制失控并伴有噪声</p>
5.21	避免累计误差不能消除导致分流阀同步回路不同步	<p>因缸径的制造误差，使得尽管在各个支路流量相同时，缸的行程有误差，并且长行程的累积误差不能消除而导致分流阀同步回路不同步。可以通过将多液缸机械刚性联结，使液压力油通过分流阀达到合理分配，自动调节而达到同步，此方法主要用于负载不太大的场合</p>
5.22	避免换向阀突然回到中位，导致激烈压力冲击	<p>换向阀突然回到中位时，由于压力油流动的惯性作用以及执行机构自身的惯性，液缸或液马达一端油腔内油液受到压缩，致使压力突然升高，导致激烈的压力冲击，消除措施如下：(1)改进换向阀阀芯，在阀芯回油控制边上开轴向三角槽，使换向阀动作时，液流运动状态逐渐改变，降低液压力冲击。(2)应用缓冲式液缸使液缸活塞在运动到其一端时，其运动速度慢下来，避免较大冲击。(3)可以采用缓冲回路，在液缸缸口处分别接入溢流阀，当换向阀的动作产生激烈冲击时，溢流阀迅速开启，消除较高的压力峰值</p>

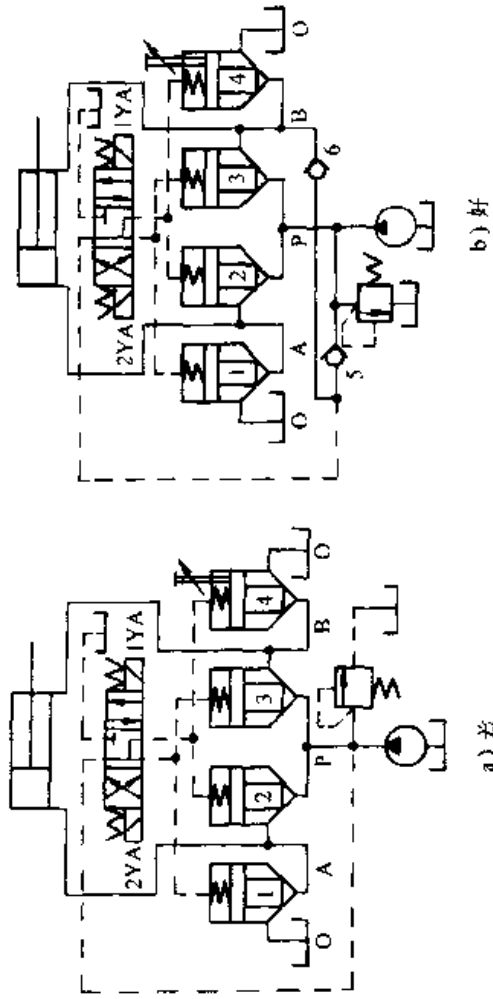
(续)

设计运行应注意的问题

	说明
<p>5.23 溢流阀的设定压力不当导致液缸运动速度达不到要求</p> 	<p>图 5.23 位移升降液压系统。回路要求升降时运动平稳,速度调节范围大,活塞可停止在任意位置。但在运行时,调节升降机的上升速度时,在很大范围内速度不变化,只有在节流阀开口调至很小时,上升速度才有所变化,达不到应有的性能要求。这是由于溢流阀压力调高了的缘故。溢流阀的调定压力应是液泵工作压力恰好等于液缸负载压力和泵全部流量通过节流阀时所需压力降之和</p>
<p>5.24 节流调速回路未考虑负载变化,导致液缸速度不稳定</p>	<p>在节流调速回路中,如不能保持调速元件压差为一定值,执行机构运动速度就不稳定,即工作参数调节不当,尽管回路合理,也同样导致液缸速度随负载变化</p> <p>如调速阀,因有减压阀和节流阀两个液阻串联,所以在正常工作时,至少要有 0.5MPa 的压差,压差若小于 0.5MPa,定差减压阀便不能正常工作,也就不能起压力补偿作用,使节流阀前后压差不能恒定,通过流量随外负载变化,导致液缸速度不稳定。可考虑适当提高回路溢流阀调定压力,保证外负载增大时,调速阀工作点不超过定差减压阀起补偿作用的临界点 (P-Q 特性曲线),以保证执行机构速度稳定</p>

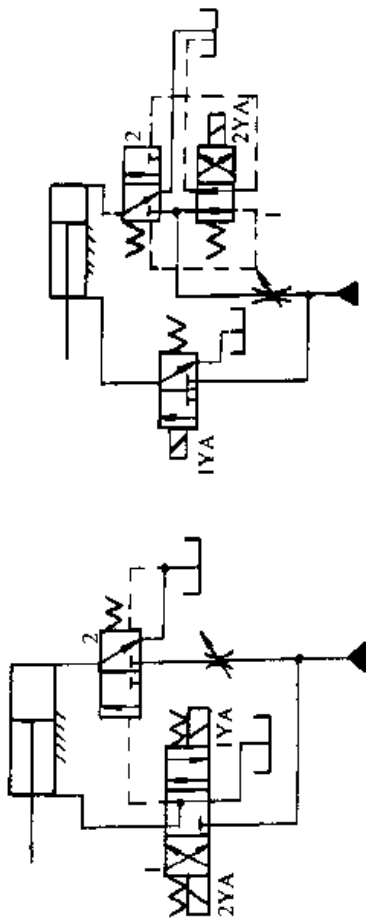
(续)

设计运行应注意的问题	说明
<p>5.25 减压阀阀芯的阻尼孔部分堵塞造成二次压力不稳定</p>	<p>减压阀主阀芯阻尼孔堵塞, 使减压阀出口油液不能顺利流入主阀和导阀之间的容腔, 导阀也就降低了对减压阀出口二次压力的控制作用, 造成二次压力不稳定</p>
<p>5.26 未考虑局部调整对全局的影响导致插装阀节流调速系统调速适得其反</p>	<p>如图 a, 系统要求实现液压缸的前进, 后退和任意位置停止, 在规定的范围内实现出口节流调速。但在实际调试中, 随阀 4 开度的减小, 其入口压力随之增大, 当开度减小到一定值, 其入口压力作用使阀 3 开启, 液压缸有杆腔回油 Q, 先后通过阀 3、2 流入液压缸无杆腔, 此时液压缸为差动连接, 作差动运动, 因而速度变快, 阀 4 开度越小, Q 越大, 缸速度越快, 出现了与预期相反的效果。经分析是系统工作中局部压力调整对全局产生的影响, 图 b 在三位四通电磁阀的压力油口设单向阀 5、6, 分别与液压泵的出口和液压缸有杆腔连接, 情况得到改进</p>



设计运行应注意的问题

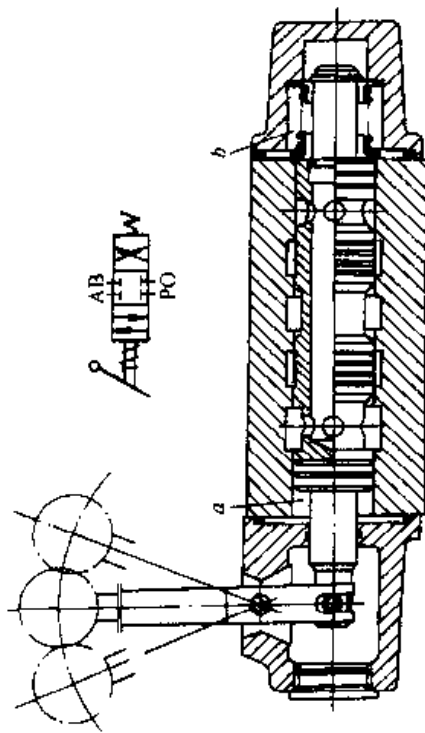
5.27 液动换向阀的控制油的回油避免与背压偏高的回油管路相接



a) 差

b) 好

5.28 使用没有单独泄油口的手动换向阀应避免回油背压较高或泄油管路过长过细



说明

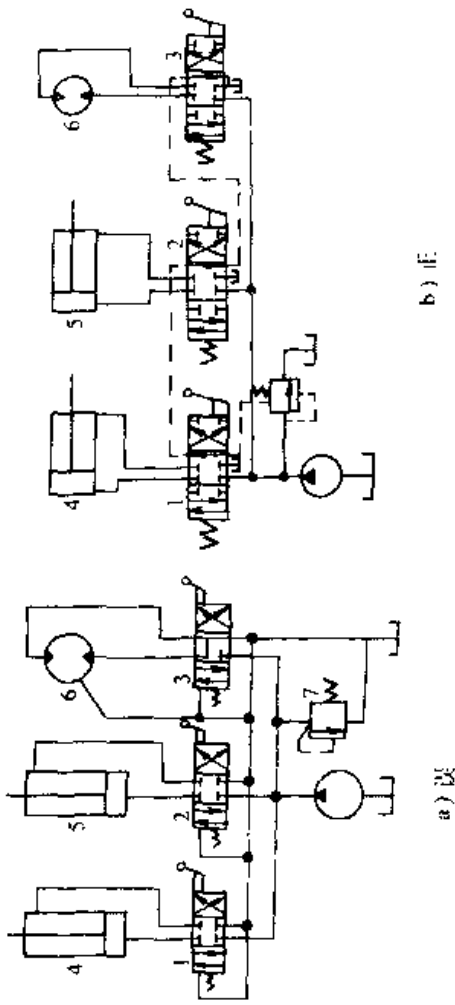
当回油管路与控制管路相关联时，必须注意回油管路的背压对控制管路的可能干扰问题。如图 a 所示，要求实现液压缸的前进，后退，而且使其在行程中任意位置停下，但调试发现，活塞向充运动，如果 21Y1 断电，按设计要求，阀 1 处于中位，阀 2 右位，活塞停止运动，但活塞走完全程才停下，这是由于阀 2 的左腔控制油与具有一定背压的液压缸有杆腔回油管相同的缘故。改进后如图 b 所示，就可避免上述问题

手动换向阀阀体和阀芯间从左端渗漏的油流入左端弹簧 a 腔，右端流入右端弹簧 b 腔，再从泄漏孔引出接回油箱。如果没有单独泄油口，回油背压又较高或泄油管路过长过细，使泄漏油无法回油箱，从而在阀芯两端产生背压，泄漏油积聚到一定程度，会自动推动阀芯移动，产生错误动作甚至发生事故。结构图见图

设计运行应注意的问题

说明

5.29 避免将多个换向阀的泄油管直接并联成一个回油管而回油



如图 a 所示, 手动换向阀 1, 2, 和 3 分别控制液压缸 4, 5 和液缸 6, 但当马达 6 工作时, 液缸缸卸自行动作, 原因就在于二个换向阀的泄油, 马达的泄油以及两个执行机构的回油最终汇到一起, 通过一根管路流回油箱, 而管路相对较细且有弯头, 因而导致背压过大, 而换向阀的阀芯两端作用面积不等, 当泄油管路压力较高时, 便推动阀芯动作使相应执行机构产生误动作。此时可以采取如图 b 所示的进回油阀串并联组合, 这样各阀工作时, 其他阀均被切断, 使各缸互不干扰

5.30 液动换向阀芯动作过快导致换向时产生冲击

阀芯动作过快产生液压冲击时, 系统的瞬时压力峰值比正常工作压力高出好几倍, 因此而引起设备震动和噪声, 影响系统的正常工作。减少措施主要是在液动换向阀中设置单向节流阀, 通过改变节流阀的开度来调节阀芯的动作速度

5.31 使用中位具有卸荷功能的电液换向阀不能换向的原因分析

致使电液换向阀不能换向的原因有: 电磁铁力量不足, 滑阀拉伤或摩擦力过大、弹簧力过大或折断、控制压力油压力太小, 滑阀产生不平衡力而形成液压卡紧。相应措施如下: 更换电磁铁, 清洗修研滑阀, 更换适当弹簧, 提高控制压力油的压力, 滑阀外圆开均压槽

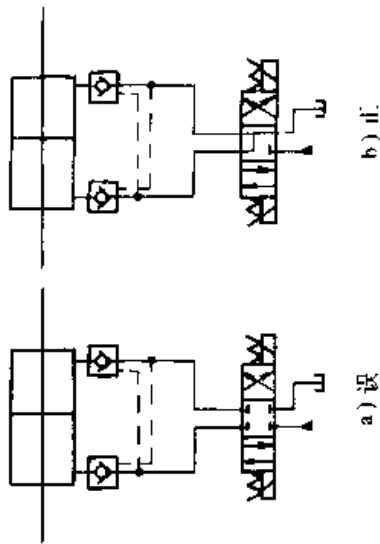
(续)

设计运行应注意的问题	说明
5.32 避免通过换向阀的实际流量远大于该阀的额定流量	<p>对于电磁换向阀, 最大的通流量一般应在额定流量之内, 不得超过额定流量的 120%, 否则容易导致压力损失过大, 引起发热和噪声。如果无合适的换向阀, 压力和流量大一些的也可选用, 只不过经济性差一些, 流量超过 63L/min 时, 不能选用电磁换向阀</p>
5.33 避免单纯用换向阀的中位机能来锁定要求定位精度高的执行机构	<p>本图 a 为应用中位位置卸荷的三位四通换向阀, 活塞可以在行程的任何位置上锁紧的系统。由于滑阀内部的泄漏, 故不能绝对锁紧。一般在锁紧精度要求不是很高的场合下, 这种系统是比较简单和廉价的。修正的方法可以是使用液控单向阀的锁紧回路。如图 b 所示</p> <div style="text-align: center;"> <p>用 M 型换向阀的锁紧回路 a) 差</p> <p>用液控单向阀的锁紧回路 b) 好</p> </div>

设计运行应注意的问题

说明

5.34 用液控单向阀锁紧执行机构时其控制油口一定要接油箱

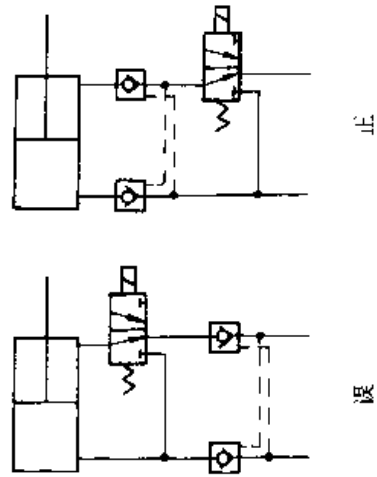


a) 误

b) 正

当用液控单向阀锁紧执行器时,必须使其控制油口在锁紧状态时接在无压的油箱中。否则可能达不到真正的锁紧目的。图 a 所示的锁紧回路,其负载惯性较大。当换向阀从工作位置切换到中位时,由于其中位机能是“O”型的,因此液压缸和换向阀之间的油路被封闭,在一段时间内仍保持一定的压力,使液控单向阀不能彻底关闭。只有在换向阀的内泄使这段油路中的压力降低到一定程度后,液控单向阀才关闭。这将导致液压缸出现不能准确定位问题。要解决这个问题,应将系统改为图 b 的形式,锁紧时,液控单向阀的控制油口直接和油箱连接

5.35 在锁紧回路内不允许有泄漏

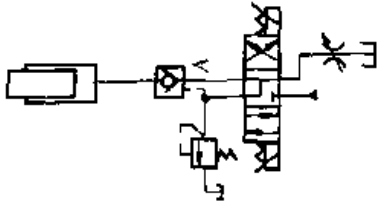
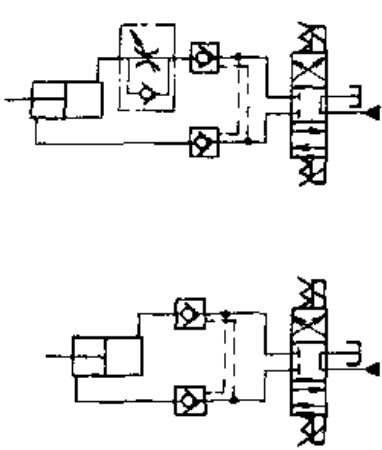


误

正

由于液压油的弹性模量很大,因此很小的容积变化就会带来很大的压力变化。锁紧回路是靠液压缸两腔的液压油密封住来保持液压缸不动的,但是如果锁紧回路中的液控单向阀和液压缸之间还有其它可能发生泄漏的液压元件,那么就可能会因为这些元件的轻微泄漏,导致锁紧失效。正确的做法应该是双向液控单向阀和液压缸之间不设置任何其它液压元件,以保证锁紧回路的正常工作

设计运行应注意的问题

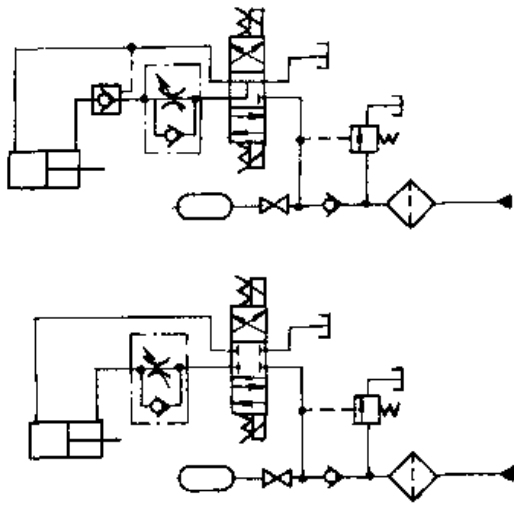
	说明
<p>5.36 液控单向阀选型不当可能导致工作不正常</p> 	<p>图中所示系统中的液控单向阀为内泄式。当换向阀左位工作时，负载向下运动。从原理上分析，工作原理是正确的。但在实际工作中，每当负载下降时，总会发出有节奏的噪声，振动严重。经分析原因如下：负载向下运动时，液控单向阀的A口由于节流阀的作用，产生相当高的压力，而此时液控单向阀的控制油口仍为原来的调定压力。由于内泄式单向阀的A口压力作用面积与控制腔控制压力作用的面积相差不大，因此在A口压力的作用下单向阀要关闭，这时A口压力下降，单向阀再次打开。这个过程反复进行，导致了有节奏的振动噪声</p> <p>解决的方法可从以下几个方面考虑：</p> <ol style="list-style-type: none"> (1) 提高控制油压力 (2) 将节流阀设置在液控单向阀之上。 (3) 选择外泄式液控单向阀
<p>5.37 重力负载向下运动时可能导致液缸驱动一侧油路压力过低</p> 	<p>如图a所示的液压系统的重力负载较大，在下降过程中导致负载出现快降、停止交替的不连续跳跃、振动等非正常现象。这主要是由于负载较大，向下运行时由于速度过快，液压泵的供油量一时来不及补充液缸上腔形成的容积，因此在整个进油回路产生短时负压，这时右侧单向阀的控制压力随之降低，单向阀关闭，突然封闭系统的回油路使液缸突然停止。当进油路的压力升高后，右侧的单向阀打开，负载再次快速下降……，上述过程反复进行，导致系统振荡下行</p> <p>这种问题的解决方法之一是在下降的回油路上安装一个单向节流阀，如图b。这样就能防止负压的产生。另外，如将换向阀的中位机能改为卸荷型如“H”型的，锁紧效果会更好</p>

(续)

设计运行应注意的问题

说明

5.38 换向阀内泄可能导致液缸缓慢滑动



a) 差 b) 好

图 a 所示的液压系统在实际工作中发现,当换向阀处于中位时,负载会缓慢地向下滑动。检查各个元件未发现任何外泄,液缸也没有内泄。经分析,确认这种现象的原因在于换向阀的内泄。当换向阀处于中位时,由于阀芯和阀套之间是靠金属间隙密封的,压力油就会从 P 口泄漏到 A 口和 B 口, A 口和 B 口的油也会泄漏到 O 口。这样液缸和“O”型中位机能换向阀实际上就构成了一个差动回路,当产生的推力足以克服负载时,就会使液缸运动

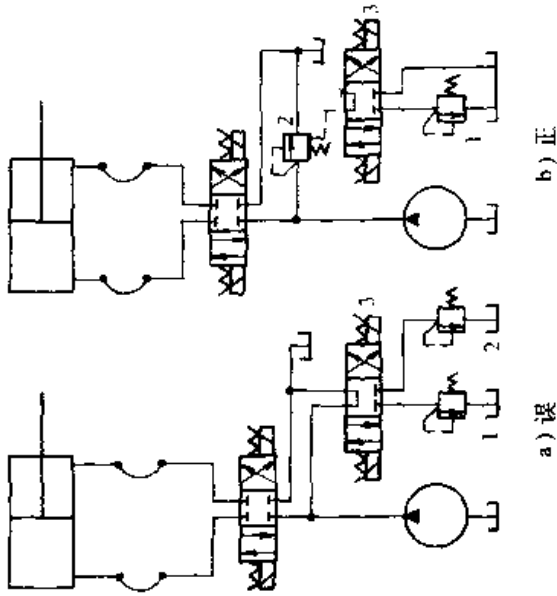
针对这种情况,解决方法之一就是换向阀的中位机能换成“Y”型的,这样就可以使液缸的阀腔都为 0 压,形不成推力。另外,为防止重力拉动液缸,在液缸下行的回油路上增加一个液控单向阀,以进一步确保液缸可靠停止。改进的系统如图 b 所示

5.39 电液换向阀的换向平稳性要好于电磁换向阀

虽然电液换向阀一般只用于大流量系统,但当系统对执行机构的换向平稳性要求较高时,可以考虑用电液换向阀代替普通的电磁换向阀。电磁换向阀的动作比较生硬,切换时间很短,很容易使液缸突然启动或停止;而电液换向阀的主阀芯由小直径电磁阀驱动,并且其驱动油路的阻力可以调节,这就使得主阀芯的动作速度在一定范围内可控,也就是说可以在一定程度上使电液换向阀的主阀芯以较慢的速度打开或关闭。这就减小了液压系统的冲击,提高了系统的换向稳定性。

设计运行应注意的问题

5.40 液压泵的出口在任何瞬间都不允许封闭

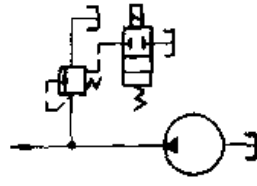


说明

图 a 所示为一个调压回路,能对系统压力在溢流阀 1 和溢流阀 2 所调定的两个压力之间切换,换向阀 3 左位时,系统压力由溢流阀 1 调定,右位时由溢流阀 2 调定,中位时系统卸荷。该系统使用一段时间后发生软管爆裂事故。经分析发现事故原因是系统设计不合理。换向阀 3 在做压力切换过程中必须经过一个阀口完全关闭的一个短暂过程,在此过程中,由于泵的输出油无路可走,使系统压力突然升高,反复的压力冲击使液压软管疲劳爆裂

解决的方案之一如图 b 所示。由此得到的经验是,即使是非常短的输出封闭,也会给液压系统造成很大的压力冲击。若系统中没有软管,时间一长,必然导致液压泵的损坏

5.41 溢流阀遥控口必须封闭严密



当使用溢流阀的遥控口时,必须保证连接在该口上的阀件封闭性能良好。如图所示为常用的以遥控口实现卸压的回路。在此类回路中,如果换向阀的阀芯磨损严重或其它情况的泄漏发生,将导致系统的调定压力受到影响,一般情况是系统压力达不到设定值。由于溢流阀打开所需要的遥控口流量非常小,因此由于泄漏引起的很小流量也会使溢流阀主阀微微打开,使系统在未达到设定值之前就开始了溢流。当这种情况发生时,应立即更换换向阀

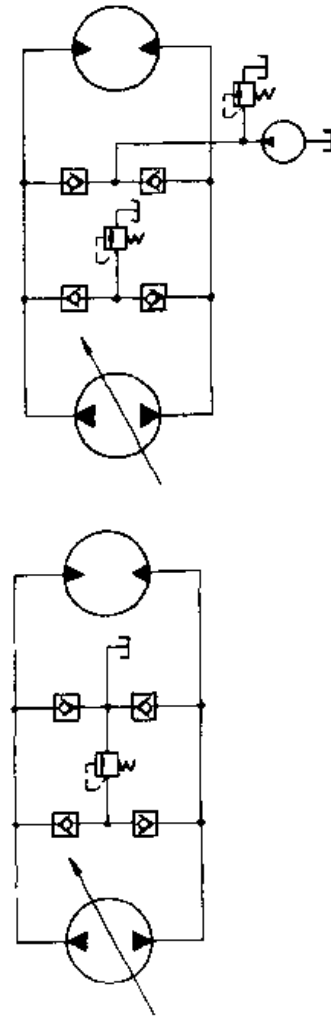
设计运行应注意的问题

说明

液压元件中有许多阀上带有泄漏油口，这些泄漏油口必须直接与油箱相连。不能与其它的回油管路连接在一起。按照原理图，回油管路是0压，好象与油箱没有区别，但实际上，回油总是有背压的，流量越大背压越高。例如，若将外泄式顺序阀的泄漏油口接在回油管路上的现象，当背压较高时，就会使顺序动作不能按要求实现；有外泄油口的换向阀，尤其是手动换向阀，若将其外泄油口接在系统回油管路上，当背压较高时，就会出现无法操作或被推向一个方向上。总之，阀上的外泄口上不能有压力，这是阀的结构设计限定的。在使用中必须建立系统的回油管有一定背压的概念

5.42 阀的泄漏油一定要直接回油箱

5.43 液压力驱动换向的双向变量泵应注意变换方向时在零排量处失去驱动力

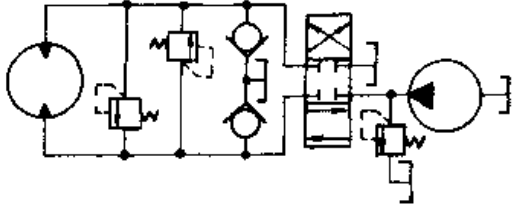


a) 误

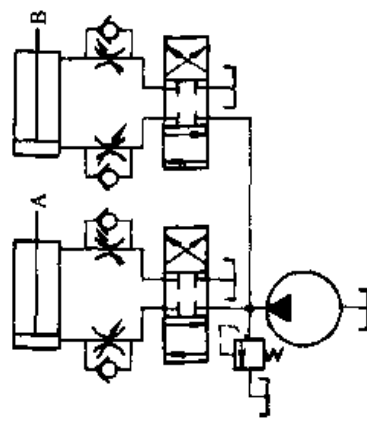
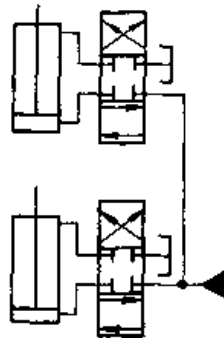
b) 正

除直接手动变量的小功率变量泵以外，绝大部分变量的泵都靠液压力泵本身的压力驱动变量。当使用这种液压力泵时，应注意在从一个方向向另一个方向变换时，必然要经过零排量点，在这一点上，泵的排量为零，没有流量输出，因而也就不能在系统中建立压力。切换过程可能在这一点上停止。一般双向泵系统都设计成闭式的，所以可利用另外的一个小功率泵兼做补油和驱动能源。图 a 所示的系统虽然原理无误，但在零排量点要出现无法动作的故障。若该系统的变量泵是液压力驱动变量的，则应改成图 b 所示的系统

设计运行应注意的问题

	说明
<p>5.44 大惯量且频繁启动系统，应兼顾功能与节能</p> 	<p>图 5.44 所示回路当马达启动时，在马达加速过程中，需要的流量小于定量泵的供油流量，而制动过程中，马达的排油经制动溢流阀排回油箱。这两个过程均产生大量的能量消耗。因此，在系统设计中应考虑采用变量泵或蓄能器等元件，在保证回路功能的前提下，尽量减少不必要的损失</p>
<p>5.45 高精度同步系统宜采用比例控制或伺服控制</p>	<p>多缸系统的同步控制是液压技术中经常遇到的实际问题，在一般精度要求的系统中，可采用同步阀、调速阀甚至节流阀等元件获得一定的同步效果，或者采用同步缸、串联缸、机械同步等多种手段来实现同步。但普通的同步手段控制精度较低。对于同步要求严格的情况，必须采用伺服控制或比例控制技术，结合电子计算机控制系统才能获得良好的控制效果</p>

设计运行应注意的问题

	说明
<p>5.46 负载差异大的多缸系统，应注意节能</p> 	<p>图示系统中，A、B两油缸的流量、压力差异较大时，液压泵按最大流量与压力参数选取，但实际上两液缸单独工作时的输出功率可能远小于液压泵的输出功率，从而造成效率低，发热大的现象，此时可选用变量泵、高低压组合泵或采用多级调压回路，以改善系统的性能</p>
<p>5.17 多缸同时动作的系统，应注意负载不同而引起的互相干扰</p> 	<p>图示系统中，若两缸工作过程中负载变化而造成两液缸油压不能同时驱动各自的负载时，油压低的缸运动，而另一缸则因输出力不足而无法正常工作。此时，可在相应的油路中增设附加阻力（如设置节流阀或调速阀）或双泵分别供油等，以保证两缸能够同时正常工作</p>
<p>5.18 不可忽略液压元件的内泄漏对系统的影响</p>	<p>液压系统中的常用元件如滑阀、换向阀或先导式压力阀等。出于工艺上的原因，均存在一定的间隙，因而存在少量的内泄漏流量。若系统的控制对象控制精度要求较高，而应注意此内泄漏的问题，滑阀式系统中可设置液控单向阀等元件以防执行机构因内泄漏而产生滑移。对于小流量的压力控制系统，宜采用点动式压力阀，以消除内泄漏的影响</p>

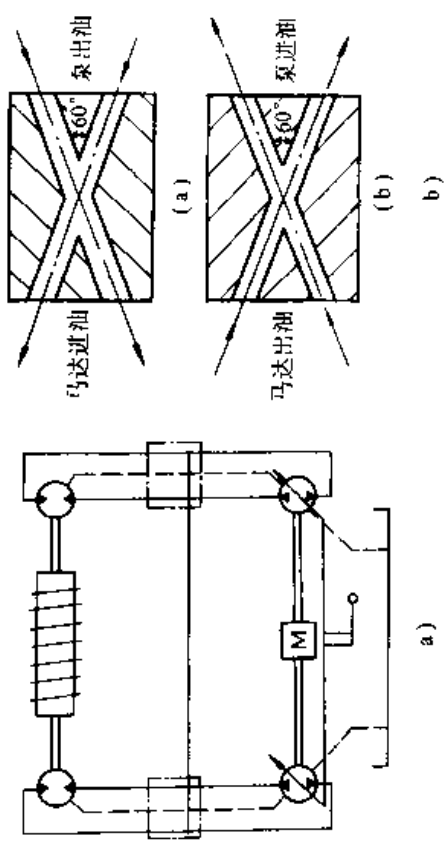
	设计运行应注意的问题	说明
5.49	油箱散热面积应足够大,以免系统温升过大	<p>液压系统中,油箱的基本作用之一就是散热,以保证系统的正常工作温度,若油箱容积过小,则散热面积必然不足,而且液压介质在油箱中的滞留时间也会缩短。从而缺乏充分的热交换时间。因此,油箱的散热面积应根据热平衡关系计算选择,切勿草率行事。另外,在计算散热面积时,应注意油箱上盖与油箱底面的散热状况不良而合理设计油箱结构。如果受空间限制,油箱尺寸不能满足散热需要的,应设置冷却器</p>
5.50	大功率液压系统中忌用节流调速	<p>液压系统采用节流调速方式时,由于多余流量均需从溢流阀排至油箱,因而造成很大的功率损失。系统中为满足执行机构力参数的要求,溢流阀压力一般都比较高,而系统最大流量较大时,液压泵的排量相应提高,这样,在系统低速运行时,大量的流量在高压下溢流,从而大幅度降低系统的效率,造成能量的浪费及油温的升高。在大功率系统中,宜采用容积式调速方式</p>
5.51	液压系统中切忌残留空气	<p>液压系统中的气体一般是由于系统安装过程中残留于系统中的,密封失效也是空气进入系统的原因。空气进入系统后,对液压介质的使用寿命会产生很大的影响。在执行机构中残存气体会导致爬行,冲击等不良后果。在伺服控制系统中则会使系统的动特性严重劣化,甚至导致系统失稳。因此,在系统安装完成后,应在正式工作前将残留空气彻底排除。必要时,可在系统中设置排气阀</p>

设计运行应注意的问题

说明

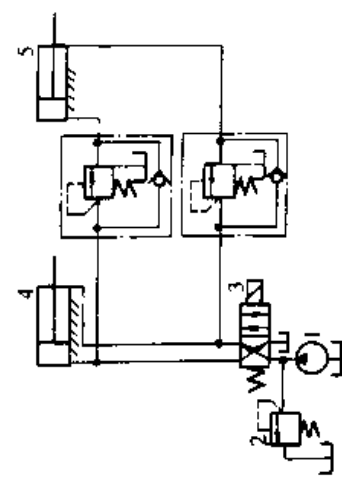
5.52 两套闭式液压系统并联，由于设计不当导致两执行机构功率相差过大

如图 a 所示，为稳定土拌和机驱动液压系统。该系统采用两套并联闭式液压回路，有两只液马达从两边驱动刚性转子 1。由于设计不当，左右侧液马达驱动功率过大，甚至出现做负功现象。产生上述原因，是由于回路设计不周，管路结构配置也不合理，再加上左右马达排量泄漏系数不一致，导致两边压力不对称，功率流向不对称，不均匀 因此，将原机上的两只接头块取消，设计一只双“x”形连通接头块，如图 b 所示，就可以解决上述问题



5.53 溢流阀和顺序阀调节参数不当导致顺序动作达不到要求

如图 5-53 所示，为专用机床双缸顺序动作液压系统。由于溢流阀和顺序阀调节参数不当，导致液缸 4 运动速度能达到设计值，而液缸 5 的速度比预定的低。产生上述原因是由于压力阀 2 在该开启时开启，将泵的流量分流了，即溢流阀 3 调定的开启的压力值低于顺序阀通过液泵全部流量时的最高压力值，或溢流阀 3 调定的开启压力值等于或略高于顺序阀开启后通过液泵全部流量时的最高压力值。液缸不能全速运行或速度时大时小，因此，要将溢流阀 3 的压力调到比顺序阀开启后的最高压力高 0.5~0.8MPa，系统出现的问题便可解决

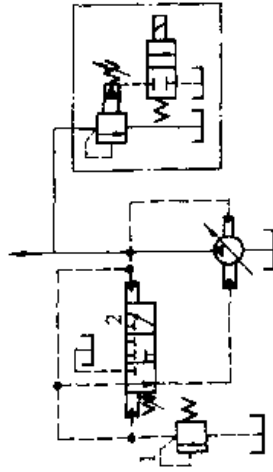


1—液泵 2—压力阀 3—溢流阀 4、5 液缸

(续)

设计运行应注意的问题

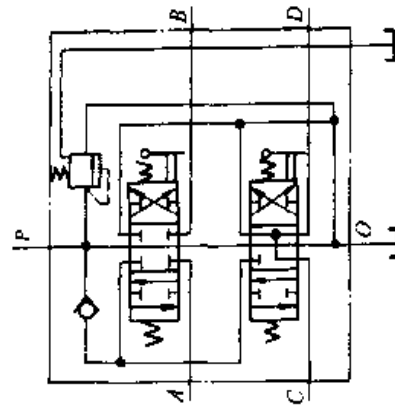
5.54 压力调定参数不当导致恒压泵供油系统油温过高



说明

如图 5-54 所示,为恒压泵动力源回路,由于压力调定参数不当,导致系统运行时油温过高。产生上述原因由于压力阀 1 调定的系统压力 P_r 低于阀 2 调压弹簧调定的压力 P_t ,使恒压泵始终在最大排量下工作,多余流量 Q_r 以压力 P_r 溢流回油箱,并全部转变为热量,使系统温度升高,因此,把阀 1 作安全阀使用,将其压力调到比系统所需最高压力大 $0.5 \sim 1 \text{MPa}$,上述问题就可解决了

5.55 多路阀等阀体内的溢流阀只宜用作安全阀



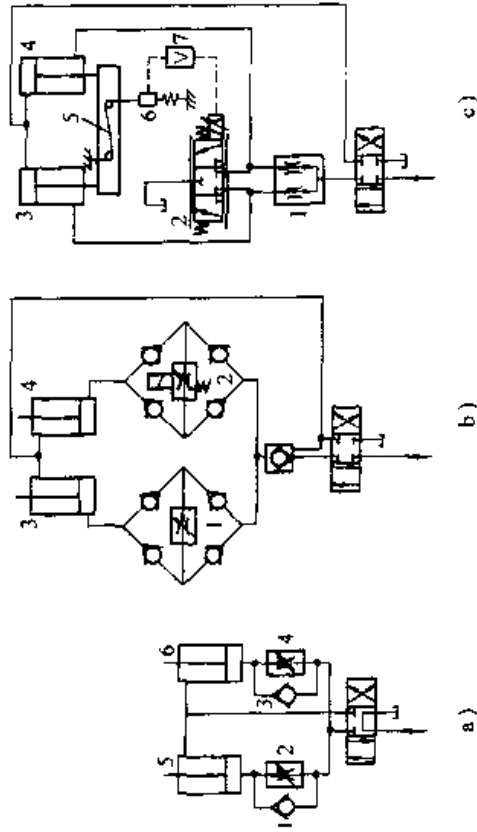
多路阀是一种集中布置的组合式动换向阀,它有并联,串联组合等多种形式,并且各个换向阀控制不同的执行元件,因此液泵提供的压力就不相同,比如说,串联式多路换向阀,泵提供的压力至少等于各执行元件的负载压力之和,或大于所有工作的执行元件两腔压差之和,因此,为防止液压系统过载,宜将溢流阀作安全阀使用,起安全作用,如图

(续)

设计运行应注意的问题

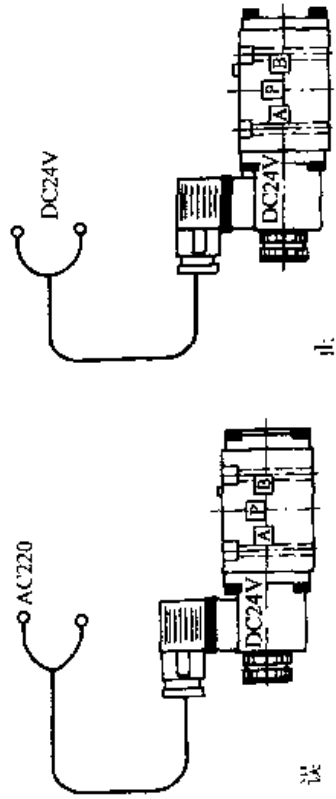
说明

5-56 有同步要求的液压缸不宜简单并联



从理论上讲, 两液缸有效工作面积相同, 输入流量相等的情况下, 可以实现同步, 但由于负载分配的不均衡, 摩擦力不相等, 制造上的差异, 以及泄漏量不同等原因, 都能使它们不同步, 因此, 有同步要求的液缸不宜简单并联, 为克服这些影响, 一般采用容积式, 伺服式同步控制回路, 如图 a-c 所示

5-57 电磁换向阀应注意控制电源参数应与电磁阀一致



电磁换向阀是依靠电磁铁的推力达到换向目的, 电磁铁分直流或交流, 电磁铁应与控制电源参数相一致, 否则有可能造成换向阀不能正常工作或烧毁电磁铁

(续)

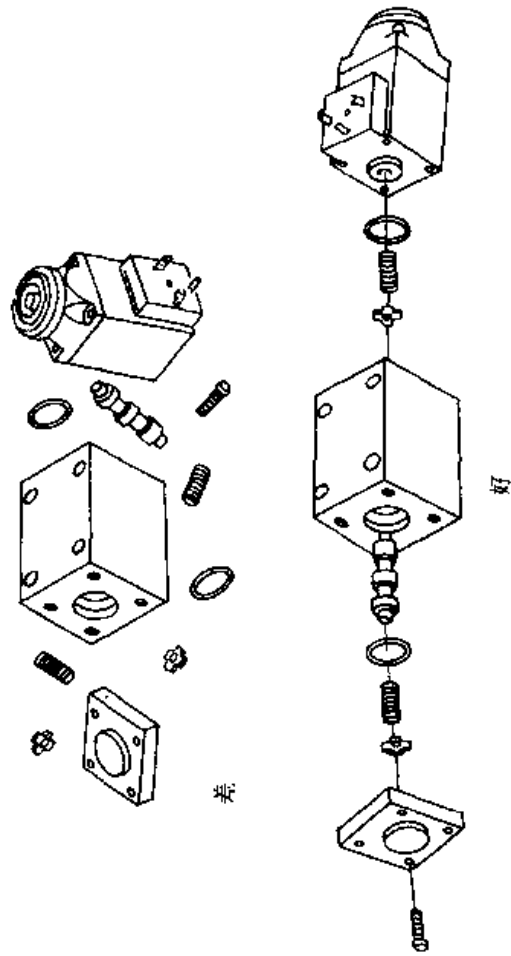
设计运行应注意的问题

5.58 电液换向阀应注意先导阀控制形式与阀功能一致

说明

先导阀控制形式分内控、外控、内泄、外泄、分别组合后可有四种形式，如阀本身是一种控制形式，而实际配管则按另一种控制形式完成，该阀将不工作或不能可靠工作

5.59 检修换向阀时应注意阀芯的装配方向

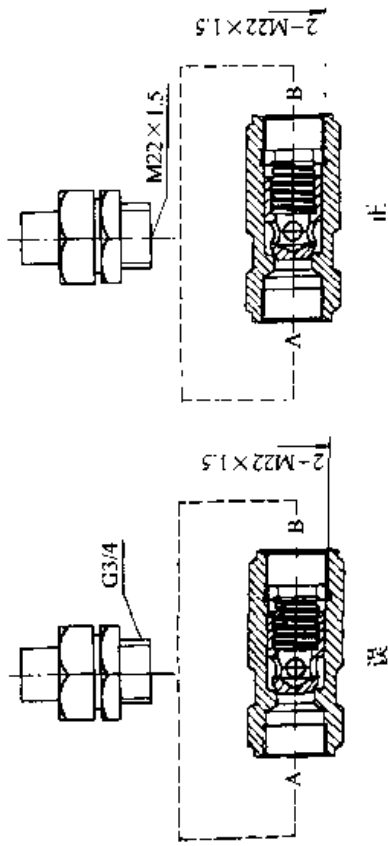


一般换向阀体两侧内的台肩是对称的，而阀芯两侧台肩的距离大多数情况是不对称的，故装配时应具有方向性，故检修时最好按顺序排列，如不注意，装反就会造成动作失灵

(续)

设计运行应注意的问题

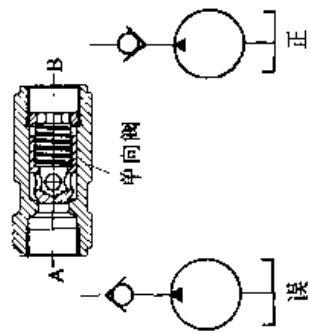
5.60 管式液压元件之间配管时忌讳采用的螺纹形式及尺寸参数不对



说明

液压配管时随着进口元件的增多,遇到的螺纹标准也较多,如普通螺纹,圆柱管螺纹,60°圆锥螺纹,米制锥螺纹,美制,英制螺纹等,螺距等尺寸参数也有差异,在配管时不注意就会造成乱扣、松动,其后果是比较严重的

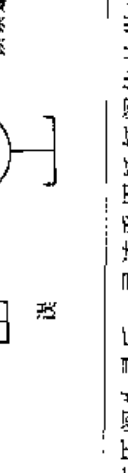
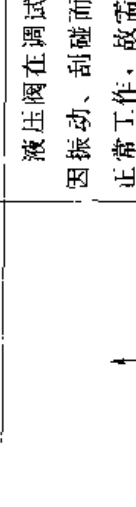
5.61 管式阀避免在进出油口未判明时进行配管



管式阀少者2个接口,多者5~6个接口,在未判明油口名称的情况下,草率配管往往会造成严重后果,轻者动作失灵,重者发生事故

(续)

设计运行应注意的问题	说明
5.62 电液换向阀先导控制压力应符合产品样本中的使用范围	电液换向阀先导控制压力的使用范围,是以保证电液换向阀能可靠工作为前提的,如小于最低先导控制压力时,电液换向阀就不能工作或不能正常可靠的工作
5.63 液压阀调节手柄忌讳在调节后不锁紧	液压阀在调试成功后,调节手柄所限定的位置不能因振动、刮碰而改变,使其参数发生变化,影响主机正常工作,故需在调节完成后,用锁紧螺母等方式将其手柄锁紧,保证所限定的位置保持不变
5.64 液压阀失灵后,忌讳采用锤打阀体的做法	液压阀失灵后,不应采用锤打阀体的方法使其通过振动恢复正常,往往由于采用锤打使阀体局部变形造成对阀体永久性的伤害,尤其带压时锤打,甚至会造成人身事故

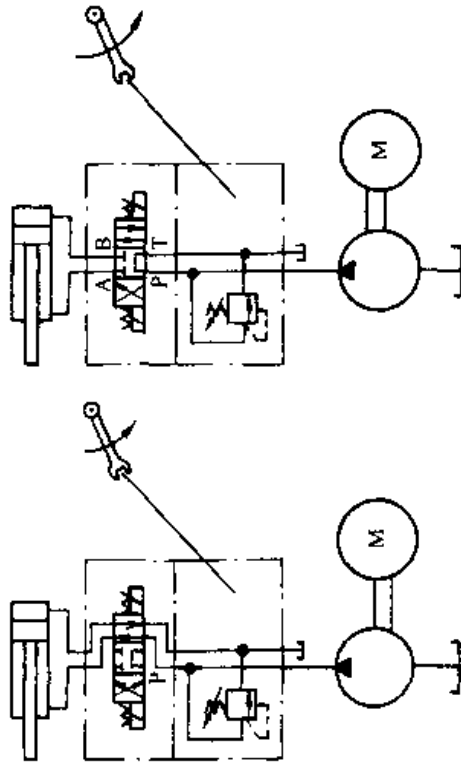


(续)

设计运行应注意的问题

说明

5.65 液压系统在运行中忌带压进行维修



误

正

严禁液压系统在运行中对带压部分进行维护,原因是压力管路中的压力较高,流速较快,一旦发生泄漏,其冲出的动能能非常人,对人的伤害是严重的,故液压系统维护须知均注明此项规定

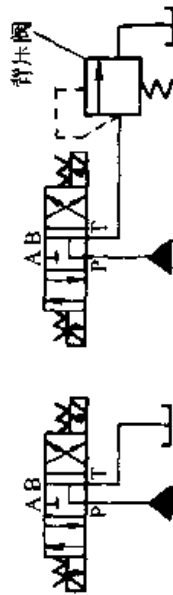
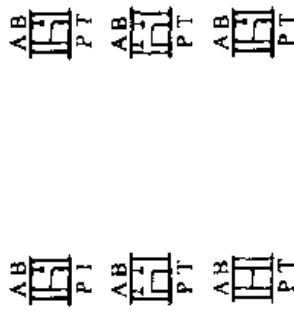
5.66 完成配管的液压系统忌在未进行循环清洗的状态下投入运行

配管时都会给管路内造成一些残留物,如各种粉尘、氧化铁皮、焊渣等,都会对液压系统造成污染,使元件失灵,使液压系统无法正常工作,故通过对系统进行循环清洗,滤除系统中存在的杂质,保证液压系统具有较高的清洁度,使其能可靠地工作

(续)

设计运行应注意的问题

5.67 电液换向阀采用内控形式所不能采用的几种滑阀机能



说明

电液换向阀采用内控形式时,是靠主阀P腔给导阀提供压力,当主阀阀芯中位机能会造成主阀P腔失压时,先导阀就失去了控制主阀换向的压力,该阀就不能工作。例如:力上乐系列电液阀中位机能代号为F;G;H;P;S;T;V型等会造成主阀P腔失压,故以上中位机能的阀均不宜采用内控形式,如一定要用上述中位机能的阀的时候,必须在主阀体内安装一个预压阀,或在阀回油管路中加一个背压阀,以便采用内控时保证主阀阀芯能可靠换向

(续)

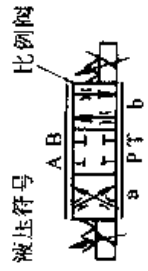
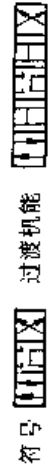
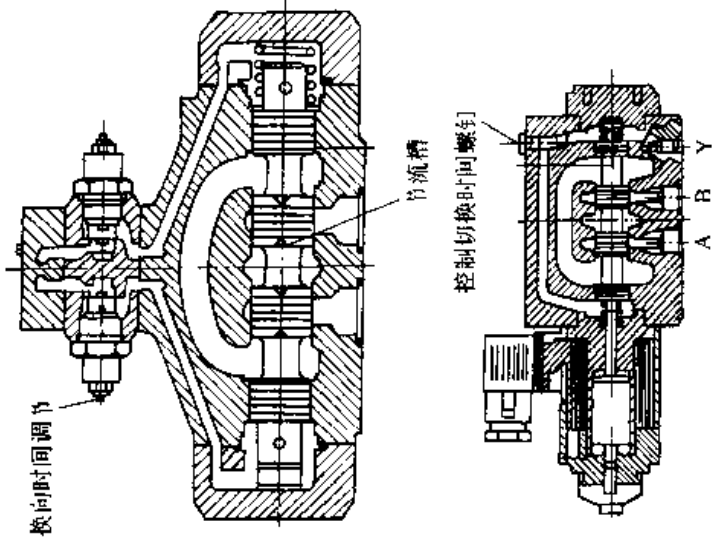
设计运行应注意的问题

说明

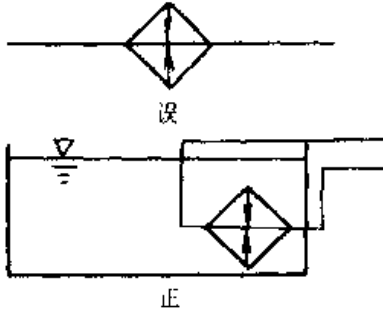
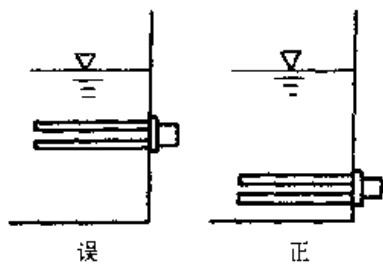
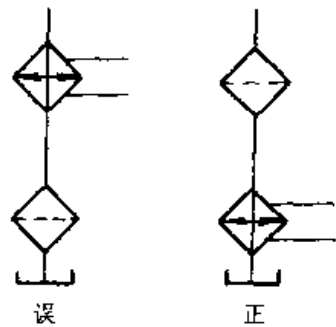
5.6.8 防止或减少换向冲击宜采取的几种措施

防止或减少换向冲击产生的换向冲击,常采用如下措施:(1)延长换向时间。(2)合理选择滑阀的过渡和中位机能。(3)控制换向推力

具体做法:(1)采用软切换阀,通过调节节流孔大小来控制阀芯端面的泄油速度来限制阀芯的移动速度;(2)通过在阀芯棱边加工出节流槽或采用叠加式双向节流阀来控制上阀芯移动速度;(3)用比例电磁铁来改变阀芯的推力达到延长换向的时间



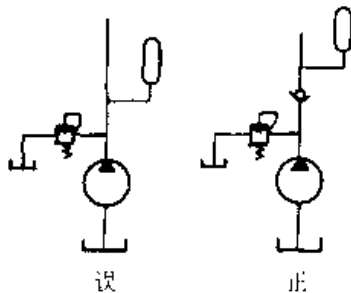
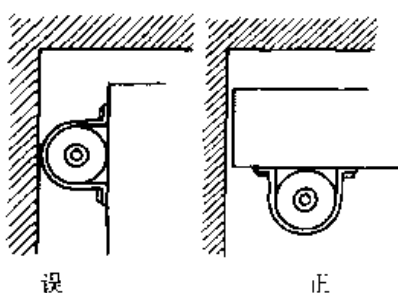
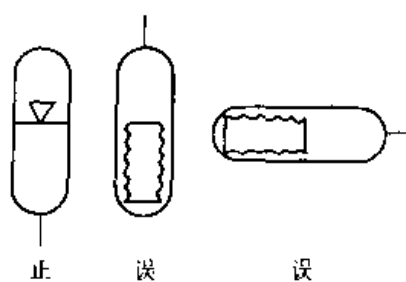
第 6 章 液压辅件的选择设计及运行

设计运行应注意的问题	说 明
<p>6.1 加热器不宜设置于管路中</p> <div style="text-align: center; margin-top: 10px;">  <p style="margin-top: 10px;">误</p> <p style="margin-top: 10px;">正</p> </div>	<p>由于管路长度有限，容纳的油液体积较小。当管中油液流速过低或由于误动作启动加热器可能造成局部油温过高甚至引发火灾等事故。应在油箱中设置加热器，并保证油液合理温度的措施。如加温度继电器及相应的控制线路来限制最高油温</p>
<p>6.2 加热器安装位置不宜过高</p> <div style="text-align: center; margin-top: 10px;">  <p style="margin-top: 10px;">误</p> <p style="margin-top: 10px;">正</p> </div>	<p>由于热量向上传导，加热器位置过高，一来下面油液不易受热，影响加热效果，二来当系统工作时，油面波动，可能使加热器露出油面，损坏加热元件或引发事故，应使加热器置于油箱底部，并与箱底保持一定距离</p>
<p>6.3 冷却器不宜放置于回油过滤器前</p> <div style="text-align: center; margin-top: 10px;">  <p style="margin-top: 10px;">误</p> <p style="margin-top: 10px;">正</p> </div>	<p>过滤器设置于冷却器后，因经冷却器后油温降低，粘度增大，会使过滤器通流能力受到削弱，应尽量使冷却器处于回油过滤器后，必要时可采用单独冷却回路</p>

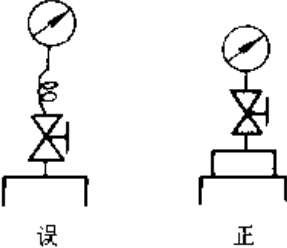
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
6.1 冷却器散热面积应足够	<p>在液压系统工作过程中,经溢流阀及系统流动损失会消耗一部分能量,这部分能量转化为热能,使油液温度升高。当油液温度升高时,一方面会增加泄漏,另一方面会缩短油液使用寿命。采用冷却器是控制油温的主要手段之一。散热面积是冷却器的关键参数,该数值应经过对系统认真分析,计算得出。选择散热器规格时,如没有计算值对应的散热面积,应选用散热面积稍大的规格</p>
6.5 冷却器通流能力不能过低	<p>冷却器一般位于液压系统的回油管路中,其散热效果与冷却器中液流速度直接有关,因冷却器的散热量与通过的冷却介质流量成正比。如果冷却器通流能力降低,会使冷却效果差;另外,流动中压力的变化对系统动作可能带来不利影响,若流经冷却器的压差过高,可能导致冷却器结构的破坏</p>
6.6 辅助供油或作应急能源用蓄能器容量不能过小	<p>蓄能器是液压系统的储能元件,常用于辅助供油或作应急能源、保持系统压力以及吸收冲击与压力波动。作辅助供油或应急能源时,必须有足够的容量,以保证系统能够达到速度要求或紧急情况下能够使各执行元件移动到相应位置(一般为退回原位)</p>

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>6.7 蓄能器与液压泵间应设置单向阀</p>  <p style="text-align: center;">错 正</p>	<p>由于蓄能器在工作过程中存贮有一定压力的油液。当系统停止工作时，蓄能器中的油压会直接作用到液压泵的出口，引起液压泵反转，影响液压泵的使用寿命。在蓄能器与液压泵间设置单向阀后，可有效防止油液倒流。</p>
<p>6.8 蓄能器安装位置应便于检修</p>  <p style="text-align: center;">错 正</p>	<p>在油箱安装位置受现场环境限制较大时，在蓄能器的位置选择上应尽量避免死角，设置于检修人员易于操作的位置上，必要时可单独设立蓄能器安装架。</p>
<p>6.9 蓄能器安装方向应合理</p>  <p style="text-align: center;">正 错 错</p>	<p>对于非隔离式蓄能器及气囊式蓄能器必须直立放置，油液应在蓄能器的下部。</p>
<p>6.10 液位计不宜过长或过短</p>	<p>液位计是反映油箱中液位高低的指示装置，应能反映出油箱中的最高及最低液面装置。液位计过长易造成油箱中的油液充足的错误判断，过短则不能反映出允许的最低液面，导致频繁补油，增加不必要的维护作业。</p>

(续)

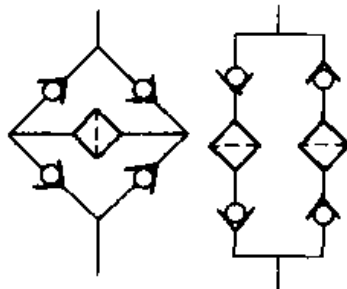
设计运行应注意的问题	说 明
6.11 液位计选型应考虑使用环境	常用液位计多用透明塑料等材料制成, 在工作环境中可能出现磕碰、低温, 较强振动等情况时, 易使液位计受损, 此时需另行选用其它类型的液位指示装置, 如有机玻璃油标尺等
6.12 安装压力表的支撑强度应足够 	安装压力表时, 应注意安装结构的刚度与强度, 尤其是在振动较大的工作环境中, 应避免安装件变形或振动对压力表计示精度及寿命产生不良影响。应使压力表安装得牢固可靠
6.13 压力表量程选择应适当	压力表的量程应根据实际工作压力选择。量程过大时, 计示精度不足, 量程太小又可能因工作过程中压力的异常波动而造成压力表损坏。一般压力较平稳时, 压力值不应超过测量上限的 $2/3$; 压力波动时, 其压力值不应超过测量上限的 $1/2$, 最低压力不能低于测量上限的 $1/3$
6.14 过滤器通流能力不能过低	液压系统中过滤器一般位于泵入口、系统回油管、关键元件入口处、单独过滤通路等。通流能力低时, 易在过滤器上产生较大压降, 在泵入口处, 造成泵的入口压力太低, 易导致泵的损坏, 在压油或回油管中则降低系统效率, 另外当过滤器承受的压差过大时, 会使滤芯受到破坏。一般过滤器的通油能力应大于正常工作时流量的二倍

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
6.15 应合理选择过滤器滤芯	<p>液压系统中，过滤器用来保证工作介质的清洁度，过滤器选型是否适当，对系统的工作性能影响很大。滤芯的选择除了应满足系统过滤精度的要求以外，其结构型式亦需予以注意。常用高精度滤芯主要有线隙式、纸质、烧结式等，线隙式结构强度大，但体积较大；烧结式有一定的结构强度，但使用中有时会产生颗粒脱落现象，影响过滤效果；纸质式结构轻便，但应注意过滤器进出口压差不应过大，以免滤芯结构破坏，过滤失效</p>
6.16 过滤器安装法兰孔不宜过小	<p>对于安装在油箱上的过滤器，其安装法兰孔应在保证密封可靠的前提下适当加大，尤其是吸油过滤器。较大的法兰孔除了方便安装、更换工作外，对于结构较小的油箱，可兼作清洗手孔，简化油箱结构</p>
6.17 切忌过滤器中液流方向不固定	<p>由于过滤器阻留下的污染物积聚于进油腔一侧，若油流在过滤器中双向流动，将会使阻留的污染物再次排出过滤器而失去保证系统清洁度的作用。此时可采用与单向阀联合使用的方法保证过滤器中油流方向固定不变</p>



设

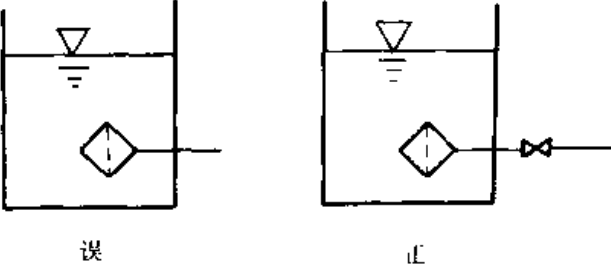
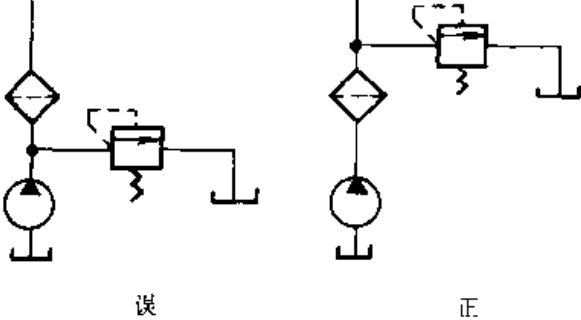


正

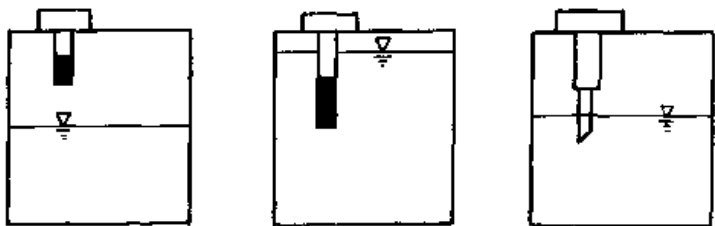
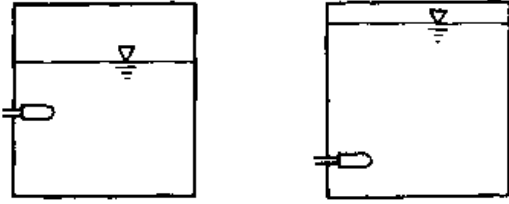
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
6.18 吸油过滤器精度不宜过高	吸油过滤器位于液压泵入口管路中,其作用是防止较大污染物颗粒进入液压泵内,其通流能力的大小对液压泵正常工作有很大影响。过滤器精度过高,其通流能力减弱,同时易于在过滤器上积聚污染物,从而进一步减低通流能力。在吸油管上一般选用粗过滤器或普通精度过滤器
6.19 液压泵吸油口设过滤器应注意液压泵的具体要求	一般在液压泵入口加入的过滤器,只能对泵的工作起到最基本的保障作用,但对于自吸能力较差的泵或易于发生研磨损坏的泵,一般不宜设置吸油过滤器,如某些种类的柱塞泵,就不允许设吸油过滤器。在设计时应注意仔细查阅样本资料,以免造成设计失误
6.20 高压过滤器应注意拆装空间	在管路系统中的高压过滤器,随着污染物的不断积聚,当进出口压差达到规定值时,必须更换滤芯,此时需拧下过滤器的壳体,并沿轴向移动取下,若过滤器下方空间不足,将会使维护过程变得困难
6.21 管路中设置过滤器应有堵塞报警装置	管路中的过滤器应定期检查维护。滤芯的堵塞情况是更换滤芯的标志。此时选用的过滤器应带有堵塞指示与报警装置,以便于检修维护

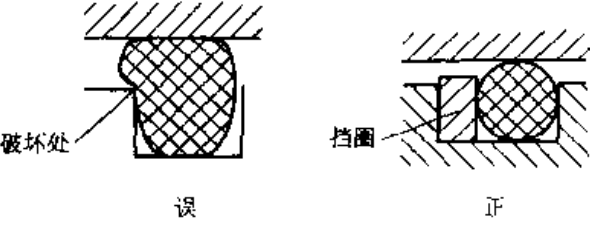
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>6.22 油箱底部设过滤器时应考虑更换元件时的防漏</p> 	<p>如果过滤器安装于油箱液面以下, 此时应注意系统检修或更换管道中元件时, 要确保油箱中的油液不会通过管道外溢。此时, 可选用自封式过滤器或在管路中设置球阀、蝶阀等开关元件</p>
<p>6.23 防止冷却水管表面结露</p>	<p>由于空气中存在潮湿气体, 与较冷的水管接触后, 凝结成水, 会造成对金属的腐蚀, 甚至影响电气系统的安全, 应采用隔热手段, 以防结露</p>
<p>6.24 高压过滤器应放在溢流阀之前</p> 	<p>高压过滤器放在溢流阀之前, 可使过滤器中的流量恒定, 同时, 对溢流阀起到保护作用</p>
<p>6.25 回油过滤器的通流能力不能简单地按液压泵的流量来选择</p>	<p>一般液压系统中的过滤器的通流能力要依据其中流过的液压介质流量来确定。对于回油过滤器的通油能力选择应考虑系统工作过程中的最大回油流量。一般液压系统中的液压缸往往采用单杆缸, 此时要特别注意, 由于活塞两侧有效面积的不同而引起的流量差异, 不能简单地按泵的流量选取</p>

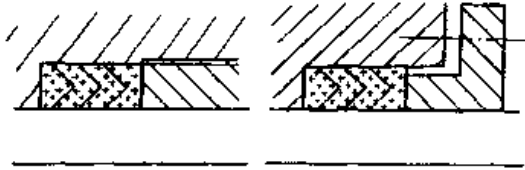
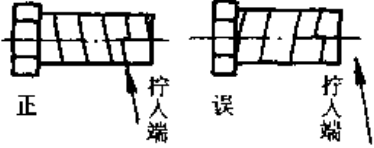
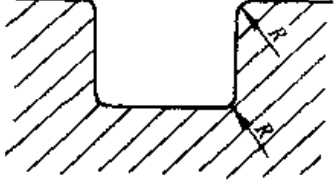
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
6.26 过滤器应尽量安排在油箱外部,以便更换滤芯	过滤器是液压系统中保证工作介质清洁度的关键元件,一般应按规程进行定期维护、更换滤芯。因此,过滤器的安装位置应尽量设置于便于人工操作的地方,避免在死角处或其它维护人员难于接近的位置设置过滤器
6.27 直接装于油箱上的回油过滤器应置于回油液面以下  误 正 正	回油过滤器出油口于液面以上时,回流油液经空气后再流回油箱液面以下,易使空气进入介质中。应采用右侧两图所示结构,以免空气混入系统
6.28 温度传感器温包位置不宜过高  误 正	液压介质的工作温度是液压系统正常工作的重要指标之一,而油温的测试大多采用温度传感器完成。若温包位置过高,则由于工作过程中液面的变化,有可能使温包处于液面之上,此时温度传感器无法正确测量油液温度,从而引起油温过高的现象,设计中应注意避免
6.29 空气过滤器型号不宜过小	液压系统中,空气过滤器是用来保证油箱内液面变化时,液面上的气压始终与大气压相等,以保证液压泵的正常吸油与系统的正常回油。除此以外,液压系统中也常通过空气过滤器作为加油口进行加油工作,若过滤器型号过小,会造成油箱充油困难

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
6.30 密封沟槽设计应合理	<p>密封圈沟槽尺寸的设计,对密封件的使用寿命及密封效果有着关键性的影响。密封圈沟槽深度影响压缩率,宽度影响密封件的安装及工作时的轴向位移量。密封沟槽应严格按标准进行设计</p>
6.31 软密封安装不宜过紧	<p>对于液压系统中常用的O型密封圈等软密封装置,其安装时应注意保证适当的压缩率,如常用管接头不宜拧得过紧,以免使密封元件发生塑性变形,失去应有的密封效果</p>
6.32 密封法兰安装螺钉应对称放置	<p>安装螺钉的位置直接影响密封件结合面的密封状态,尤其在工作压力较高的情况下,若安装螺钉分布不均匀,会使密封圆周边的间隙在分压下出现较大的差异,从而影响密封效果</p>
6.33 拆装密封圈时应尽量用专用工具	<p>在密封圈的装卸过程中,应注意保护密封件及密封沟槽的工作表面不受破坏,因此需用专用工具小心拆装,切勿强行操作</p>
<p>6.34 O型密封圈用于高压时应有挡圈</p> 	<p>由于O型圈的密封作用,当O型圈一侧受分压作用时,会使密封圈压向低压侧,由于配合面有一定的间隙,因此会将O型圈压入低压侧缝隙中,随着O型圈运动,易使O型圈受切割而破坏,此时应在低压侧设置挡圈</p>

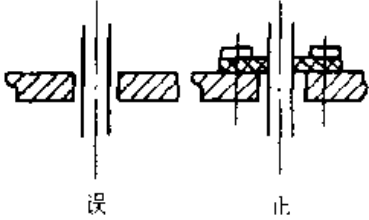
(续)

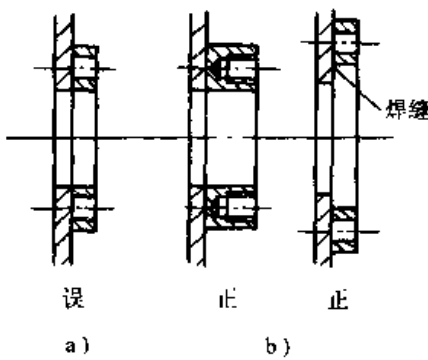
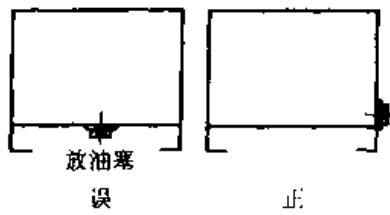
设计运行应注意的问题	说 明
6.35 正确安装防尘密封圈	安装防尘圈时应注意防尘唇边的方向能防止灰尘进入液压设备内部,若方向装反,则失去应有作用
6.36 不宜用螺纹端压盖来压紧 V 型圈等密封填料 	安装 V 形圈压紧装置时,应用右图所示结构而不能采用螺纹旋压盖压紧。原因在于安装过程中螺纹易对 V 形圈造成破坏,而且压紧 V 形圈时操作费力
6.37 注意密封带缠绕方向应使密封带愈拧愈紧 	液压系统安装过程中,经常用生料带进行密封。使用此种密封方法时应注意生料带的缠绕方向。若方向绕反,在旋入螺纹时,由于摩擦力的作用,会使缠绕好的生料带展开、脱落
6.38 密封圈沟槽边缘应倒角但倒角半径 R 不能太大 	为防止密封圈在安装工作中破坏,一般密封圈沟槽边缘应倒角。但,若倒角半径 R 过大,则在高压作用下,密封圈易被挤入倒角与间隙中而遭受破坏。因而倒角半径 R 不宜过大
6.39 密封圈安装时应防止拧扭	安装密封圈时应注意的是安装后的密封圈能否保持其正常形状。若发生扭曲,密封边缘与被密封件间的正常密封状态就会受到破坏,甚至可能造成密封圈断裂
6.40 唇形密封圈安装时应有导向套	由于唇形密封圈唇部有压缩余量,在安装过程中不易进入安装位置,强行安装易造成唇部翻转、变形甚至破坏,此时应用专门的导向工具进行安装

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
6.41 旋转密封处速度不宜过高	橡胶在受拉力作用下, 受热时会产生明显的收缩作用, 当旋转密封处转速过高时, 摩擦发热加大, 会导致密封圈寿命急剧缩短
6.42 动密封用 O 型圈压缩量应小于静密封 O 型圈压缩量	对于静密封结构, O 型圈与被密封件无相对运动, 可选用较大的压缩量; 而在动密封中, 由于被密封件与 O 型圈存在相对运动, 压缩量大时, 摩擦力增大, 机械效率降低, 而且摩擦产生的热量会使 O 型圈工作状态恶化, 影响使用寿命
6.43 密封轴表面粗糙度不宜过低	安装过程中, 由于密封圈需沿轴向进行安装, 若轴表面粗糙度过低, 则容易在安装过程中造成密封件刮伤, 另外也会影响密封效果
6.44 密封轴表面硬度应合理选择	一般橡胶密封圈密封时, 轴表面硬度为 HRC30~40, 硬度高时, 耐磨作用较好, 对密封效果有利, 但硬度过高, 耐磨性反而会降低, 从而影响密封效果
6.45 密封圈安装结构应合理, 以免损伤密封圈	在安装密封圈时, 有时由于结构上的原因, 需经过花键轴、螺纹等结构, 此时应注意合理选择密封圈的尺寸, 以免在安装过程中, 划伤密封件

(续)

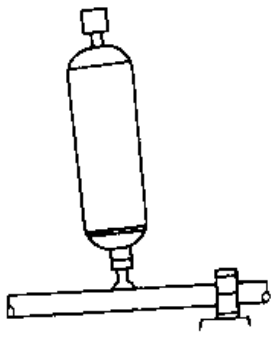
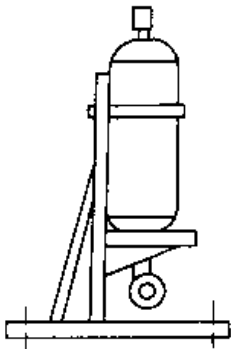
设计运行应注意的问题	说 明
6.46 连接螺栓应有足够刚度	<p>在液压系统中，由于工作介质压力较高且压力变动较大，因此密封件的连接螺栓应有较高的刚度，以免在交变高压下发生变形，破坏密封效果</p>
6.47 进出油箱管路应密封良好 <div style="text-align: center; margin-top: 20px;">  </div>	<p>在油箱上的进出油箱管路应进行有效密封，以免灰尘、水汽通过间隙进入油箱，使油液变质</p>
6.48 集成块体积不宜过大	<p>在油路间壁厚允许的情况下，应尽量减少集成块体积，以使液压系统紧凑。如果集成块体积加大，除生产成本增加以外，块中的孔道深度相应增加，工艺性变差，且孔道位置精度难于控制，增加废品率</p>
6.19 联轴器选型应合理	<p>在液压系统中，为弥补泵与电动机的同轴度误差，可选用弹性联轴器，同时还可有效减低液压泵的振动噪声，并且可以对轴向位移作一定程度的补偿。系统设计时应尽量避免采用刚性联轴器</p>

设计运行应注意的问题	说 明
<p>6.50 联轴器应设轴向定位装置</p>	<p>液压泵与电动机间有联轴器，在工作过程中可能出现轴向偏移，若联轴器与液压泵端面发生摩擦。一则降低机械效率，再则摩擦产生的局部高温直接影响液压泵的工作性能与寿命。若联轴器与液压泵的密封圈直接发生摩擦，会引起油液外泄。因此应在联轴器上设置轴向定位装置</p>
<p>6.51 截止阀应有足够耐压能力</p>	<p>高压管路上的截止阀选型时，除要考虑系统的最高工作压力外，还应估计到系统的瞬间压力变化，以防损坏</p>
<p>6.52 油箱连接法兰结构应合理，以防漏油</p> 	<p>图 a 所示结构，油液可经法兰与箱壁的缝隙处通过螺纹孔外泄。此时可选用图 b 所示的两种结构</p>
<p>6.53 放油塞位置应合理，以便维修</p> 	<p>在设置放油塞时，应安置于工人易于操作的位置。另外应距地面有一定高度，便于收集经放油孔排出的残油</p>

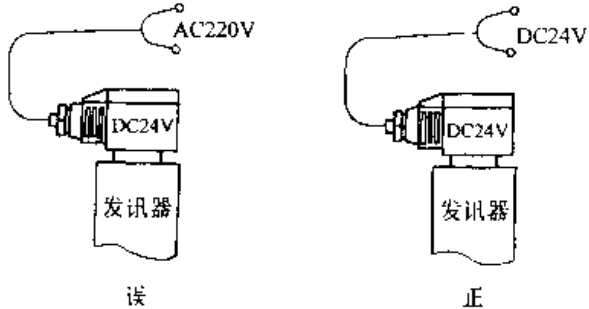
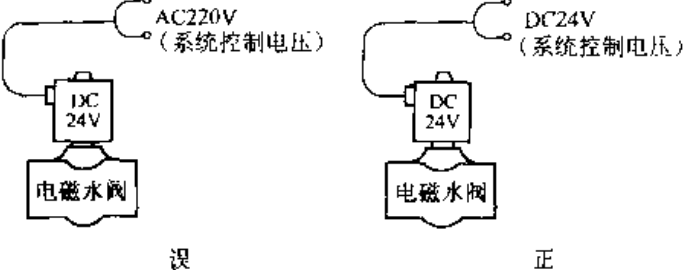
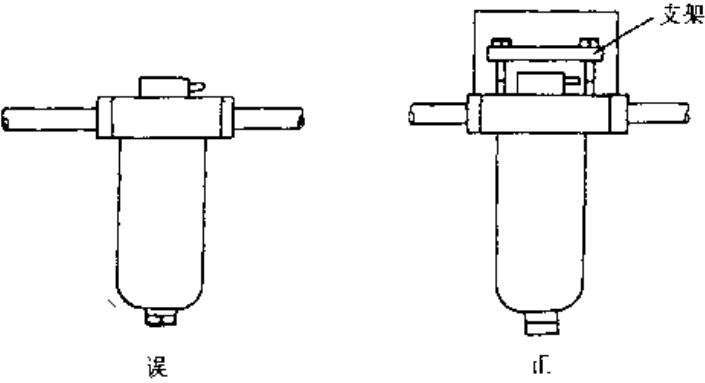
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
6.54 液压泵吸油口截止阀通径不宜过小	<p>为便于维修，一般在液压泵入口处设有截止阀，这样会增大泵入口的液流阻力，因此该截止阀通径必须足够大，以免造成液压泵入口的真空度过高</p>
6.55 加热器安装面不宜采用橡胶材料密封 <div style="text-align: center; margin-top: 10px;"> </div>	<p>油箱内的工作液是靠安装在油箱上的加热器进行加温的，加热器在加热过程中温度很高，会通过加热管传递到安装法兰上，较高的温度会使密封橡胶迅速老化，失去弹性，造成密封部位漏油，应采用耐热耐油橡胶石棉板制成的密封垫</p>
6.56 选择冷却器的冷却面积时应考虑现场提供冷却介质的条件	<p>水做为冷却介质被广泛应用，当冷却器的冷却面积及传热系数不变时，冷却水的参数就显得很重要了，由于季节和地域不同，所能提供冷却水的温度也不同，当冷却水温低时冷却效果就好，反之则差，另一方面当冷却水管较粗，进回水压差大时，单位时间通过的水流量就大，冷却效果就好，反之则差，故选择冷却器时应了解现场冷却水的条件</p>
6.57 蓄能器专用截止阀通径大小应根据系统使用情况适当选择	<p>选择蓄能器专用截止阀时往往比较重视阀的公称压力，接口尺寸，对其通径大小不太注意，合理的选择专用截止阀通径的大小，应根据系统中蓄能器的实际使用情况来定。如蓄能器需瞬间向系统补油或吸收冲击及脉动时，为提高响应时间应选择大通径。如为某支路提高保压效果时可选择小通径</p>

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>6.58 蓄能器安装时忌讳用管路作为支撑</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;">  <p>误</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>正</p> </div> </div>	<p>作为高压容器的蓄能器其自身的重量和体积都很大,如直接用管路作为支撑,其稳定性较差,会造成局部管路受力而变形,如产生液压冲击会增大管路的振幅,造成接头松动漏油。因此液压系统通用技术条件标准中规定,管路不允许用来支承设备或油路块,故作为高压容器的蓄能器更不允许用管路作为支撑了</p>
<p>6.59 不允许在蓄能器上进行加工和焊接</p>	<p>蓄能器作为高压容器,国家标准对其有着严格的要求,在其表面进行加工及焊接对其都会造成伤害,表面应力和强度的减弱都是非常危险的,按有关标准要求是绝对不能允许的</p>
<p>6.60 蓄能器充气应注意的问题</p>	<p>蓄能器作为高压容器必须充稳定性好的惰性气体如:氮气,充气值必须小于蓄能器的额定压力,充气值不应随意确定,要视系统用途对照相应公式计算后确定。充气工具上的压力表要求灵敏、准确、量程满足使用要求,充气阀要求灵活不漏气</p>
<p>6.61 选择充氮工具要注意的问题</p>	<p>充氮工具是蓄能器的必备辅件,选取时应注意公称压力应与蓄能器的公称压力相符,配用的压力表应灵敏、量程及精度要满足使用要求,充气胶管长度应适中,以方便使用为宜</p>

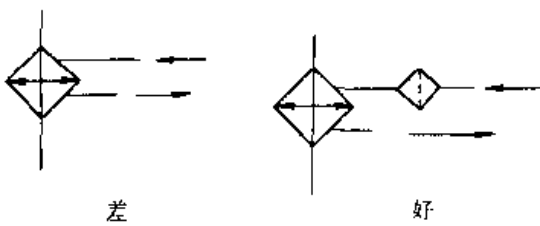
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>6.62 辅件中发讯器的使用电压应与系统控制电压相一致</p> 	<p>辅件中如过滤器上采用的污物发讯器装置的额定电压有 DC: 12V; 24V; 110V, AC: 220V 等若干种, 设计选型时应充分考虑到这一点, 从简化电气降低制造成本的角度出发, 其额定电压应与系统其它控制电压相符, 避免随意选型造成器件的损毁或失灵</p>
<p>6.63 电磁水阀的使用电压应与系统控制电压一致</p> 	<p>电磁水阀作为控制冷却器进水口的控制阀门而被列入液压附件中, 选型、采购时往往只注意了阀门的额定压力及通径, 而忽略了控制电压, 常造成与系统控制电压不一致而损毁器件的事故, 因此需特别注意</p>
<p>6.64 过滤器不能用管路作为固定支撑</p> 	<p>国家液压系统通用技术标准中规定: 管路不允许用来支承设备或油路块, 由于过滤器的体积和重量均较大, 如无稳固可靠的支撑, 管路的振动会使过滤器接口松动产生漏油, 严重时会造成壳体的损坏</p>
<p>6.65 使用水乙二醇介质时, 选择过滤器要特殊标明</p>	<p>水乙二醇介质与未经阳极化处理的铝是不相容的, 而过滤器中一部分件均采用铝制品, 如外壳、滤芯、骨架及发讯装置, 因此不适用水乙二醇工作介质, 故需特殊标明, 制造厂将根据标注采用不锈钢材料替代金属铝, 满足使用要求</p>

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>6.66 在油箱内测温元件的温包应远离加热器和回油、冷却油管</p>	<p>准确、可靠的检测和控制油箱内油温，是保证系统正常工作的前提，如测温元件的温包靠近加热管或冷却器回油管，检测出的油温与实际油箱油温误差较大，不利于系统油液温度的控制</p>
<p>6.67 棒式磁滤器安装时应远离液位发讯器</p>	<p>插入油箱内的棒式磁滤器，插入部分其周围的磁场强度非常大。而插入油箱中的液位发讯器上的浮子属于磁性浮子，当浮子在标尺上滑动时，如遇到镶在标尺内的磁感式继电器时，继电器动作发出信号，当两种液压辅件安装时靠的太近，就会对液位发讯器产生严重干扰，造成继电器误动作，使控制系统失灵</p>
<p>6.68 过滤器的过滤精度应满足元件对介质精度的要求</p>	<p>因各类液压元件内的配合精度和系统应用场合重要程度各不相同，故保证系统可靠工作所需的清洁度指标也不相同，所以要求过滤器的过滤精度通过循环过滤后，能达到系统及元件所要求的清洁度指标。一般液压阀系统建议选用 $10\sim 20\mu\text{m}$；比例阀系统建议选用 $5\sim 10\mu\text{m}$；伺服系统建议选用 $1\sim 3\mu\text{m}$ 过滤精度的过滤器</p>

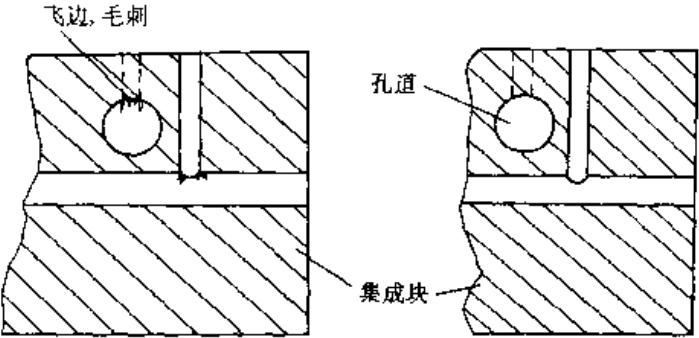
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
6.69 防止冷却器管路结垢的方法	为防止水垢形成要求冷却水温尽可能低些,水流量要大一些为宜,另外最好能采用软化处理过的水源,为防止污垢形成应在进水管路上设置水过滤器
6.70 冷却器进水管路应根据实际情况设置水过滤器 	除民用自来水外,其余水源(如地下水、工业循环水等)都应根据实际情况在冷却器进水管路上设置水过滤器,防止冷却器内逐渐形成污垢或造成局部阻塞,降低换热效果
6.71 提高冷却器冷却效果的方法	加大进水流量,开大进回水阀门,排出冷却器内的空气,清除冷却器内的水垢及污垢,冷却器投入工作时应按程序缓慢打开水阀,切忌快速开启,避免冷却管表面形成导热性很差的“过冷层”而影响冷却效果
6.72 普通冷却器不宜采用海水作为冷却介质	冷却器的使用寿命主要取决于冷却介质对换热器材料的腐蚀速度,而影响腐蚀速度的因素是采用的材料及冷却介质的种类。普通冷却器产品只适用于淡水作冷却介质,不适用于海水,如需采用海水应特殊注明,制造厂将采用不锈钢材料同样可保证其正常的使用及寿命

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>6.73 无缝钢管忌讳的几种煨管形状</p> <p>The diagram illustrates four different pipe bend configurations. The first two, labeled '不合格' (不合格), show bends with sharp, irregular curves and uneven wall thickness, indicating poor quality. The last two, labeled '合格' (合格), show smooth, uniform 90-degree bends with consistent wall thickness, representing the correct manufacturing method.</p>	<p>液压管路中的弯管推荐采用弯管机进行冷弯制，既能保证了质量，工作效率也能提高。但现场如不具备条件也可采用加热法煨管，此法技术操作难度大，质量不易保证，易产生废品如图所示</p>
<p>6.74 选取密封件时必须注意与工作介质的相容性</p>	<p>密封件的选取要根据系统所采用的工作介质而定，选择不适当时会造系统密封失效事故，应引起注意。如丁腈橡胶密封件与磷酸酯介质不相容；聚氨脂橡胶密封件仅与石油基和矿物基油品相容，对水—乙二醇及磷酸酯介质不相容；硅橡胶密封件与水—乙二醇介质不相容；氟橡胶及聚四氟乙烯密封件与上述几种工作介质都相容</p>
<p>6.75 集成块加工后宜采用化学防锈处理</p>	<p>材质是铸铁及钢件的集成块，加工后的内孔及外表面极易生锈，并且孔道内的锈蚀很难清除，影响了系统的清洁度。外表面的锈蚀又会影影响设备的美观。实践证明采用化学镀处理方法是解决上述问题最佳方案</p>

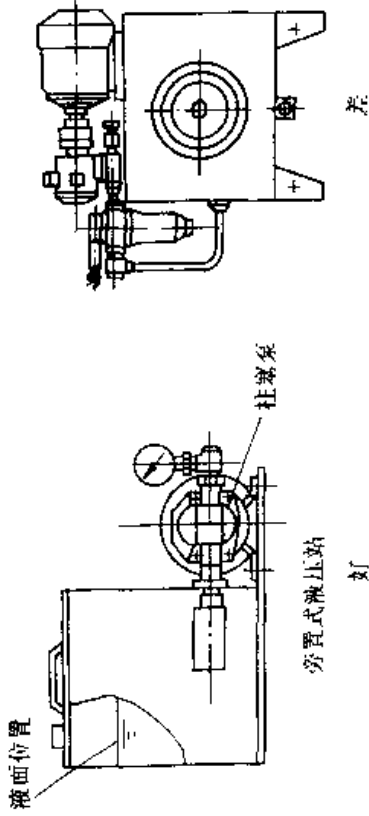
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p data-bbox="276 389 823 421">6.76 集成块内孔道加工后需去除毛刺飞边</p>  <p data-bbox="427 831 501 857">加工前</p> <p data-bbox="852 831 925 857">加工后</p>	<p data-bbox="1050 389 1404 734">集成块内孔道常采用钻床来加工，当两孔相交贯通时会留下大小不等的飞边及毛刺，如不消除，一旦被油液冲下来，会给液压系统留下隐患，应采用各种方法认真清除，才能保证系统的安全性及可靠性</p>

第7章 液压站、油箱、管路及管接头的设计和运行

设计运行应注意的问题

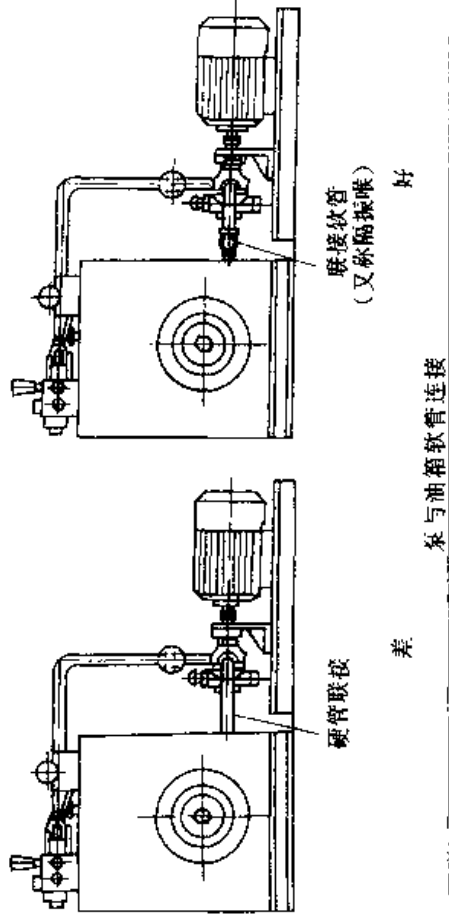
7.1 柱塞泵安装位置应低于油箱液面



说明

柱塞泵与其它形式的液压泵比较，其自吸性能差。如果柱塞泵吸油口距离油液面较高，则容易吸空而使泵损坏，因此，通常将柱塞泵置于低于油箱中油液面，这样可以使油液以一定的压力流入泵的吸油口，从而解决了其自吸能力差的问题。

7.2 大功率液压站泵与油箱应采用软管连接



泵的吸油口必须与油管相连来吸取液压力油。对于大功率液压系统，电动机的功率很大，泵的流量和压力也很高，会产生较大的机械振动。为了使泵、电动机的振动不直接传到油箱而引起油箱的共振，应采用橡胶软管来连接油箱和泵的吸油口。

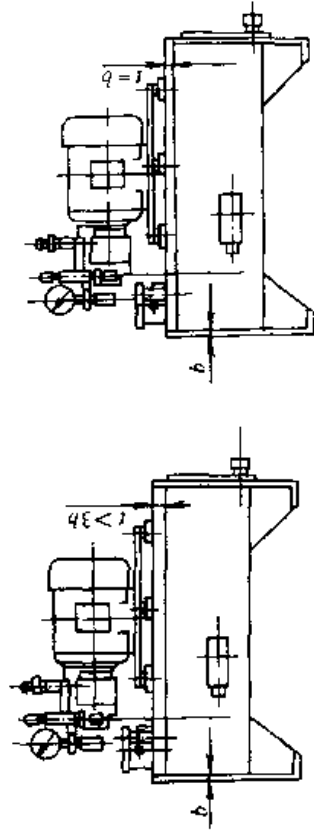
泵与油箱软管连接

设计运行应注意的问题

说明

7.3 液压泵置于油箱盖之上，油箱盖应有足够的强度

有些小型液压站为了节省占地而设计成液压泵和电动机置于油箱盖之上。这样，就要求油箱有足够的强度以避免振动和噪声的产生。根据液压泵和电动机功率的大小，油箱盖的厚度应为油箱侧壁厚的三倍以上。对油箱盖较大的情况，应设置加强强度的辅助结构



上置式液压站(卧式安装)

好

劣

液压泵和电动机置于油箱盖之上的安装方式

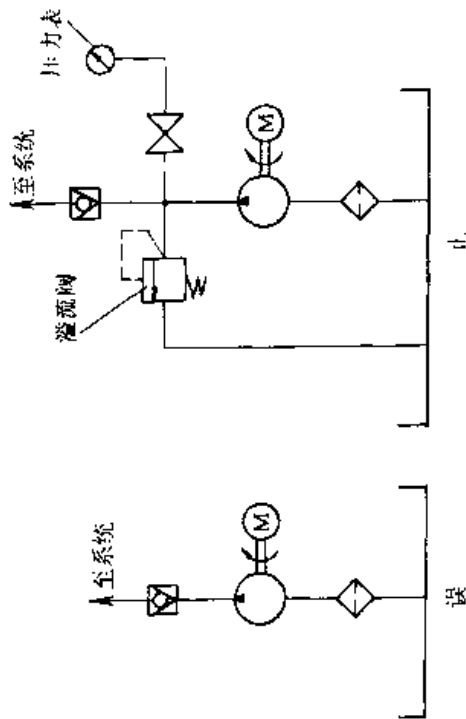
7.4 液压泵的转速不宜过高

液压泵有额定转速，不允许在使用中转速过高，以免造成泵吸油不充分、磨损加剧、寿命降低等问题。通常齿轮泵和叶片泵最大转速为2000转/分，而柱塞泵在转速为1000转/分下工作为宜，不得超过1500转/分

(续)

设计运行应注意的问题

7.5 液压系统必须设置压力调节和显示装置

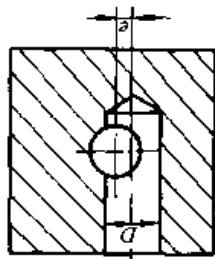


液压油源系统

说明

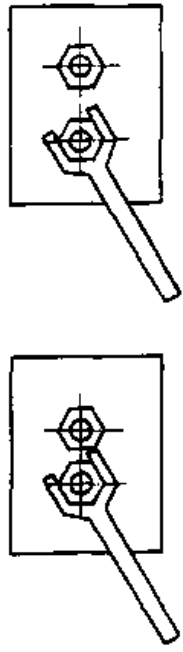
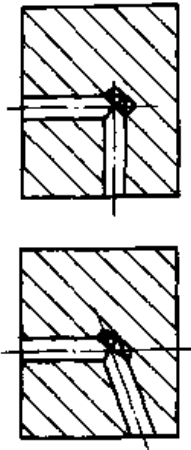
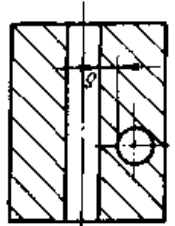
一个完整的液压系统必须有压力调节装置，如溢流阀，以维持系统的压力稳定，并防止系统超压爆裂的危险，设置了调压装置，还要有观测压力的显示装置，如压力表，这样可以知道压力设定值，超压溢流

7.6 液压集成块钻相交孔最大偏心距不大于规定值

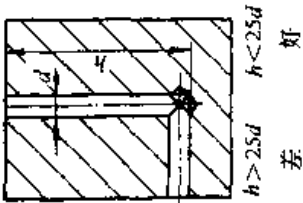
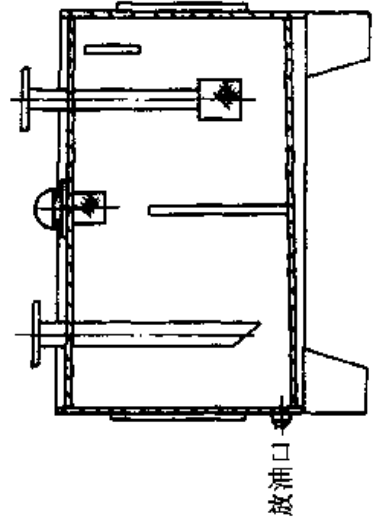


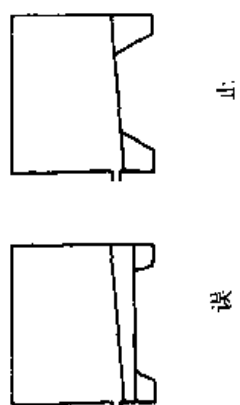
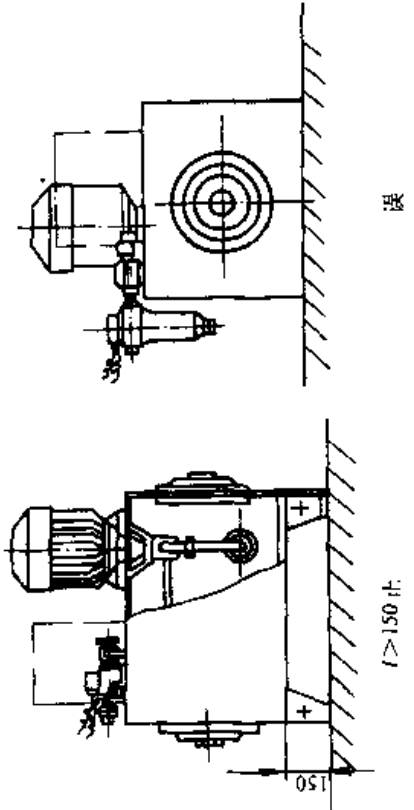
$\frac{e}{D} > 30\%$ 差
 $\frac{e}{D} < 30\%$ 好

集成块钻孔多为直角相交，有时两个直角相交孔的轴线不完全相交，称其偏心为 e ， e 相对于孔径 D 之比称为相对偏心率，即 $E = e/D$ 。经实验及回归分析得到局部阻力系数 ξ 的经验公式， $\xi = 1.60 \pm 0.16E^{0.61}$ ，当 E 小于 30% 时，阻力系数 ξ 可以接受

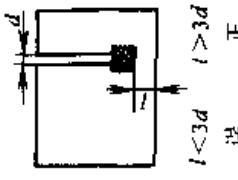
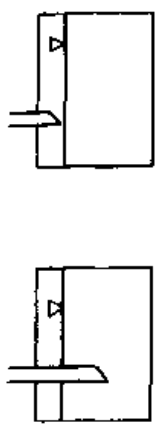
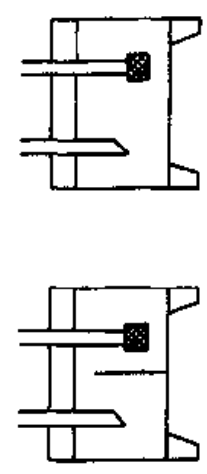
设计运行应注意的问题	说明
<p>7.7 液压集成块油口间的间距应注意管接头旋转空间</p> 	<p>集成块油口应为内螺纹，而拧入的管接头为外六角，这样就应有接头旋转和扳手空间，应避免油口之间距离太近而产生干涉</p>
<p>7.8 液压集成块通道应尽量避免斜孔</p> 	<p>集成块孔道的加工为斜孔，为了防止钻头损坏应尽量避免斜孔</p>
<p>7.9 液压集成块孔间壁厚不宜小于 5mm</p> 	<p>集成块钻孔时，两个孔道间的壁厚应有足够的强度以免油压破坏孔壁、通常设计壁厚大于 5mm</p>

(续)

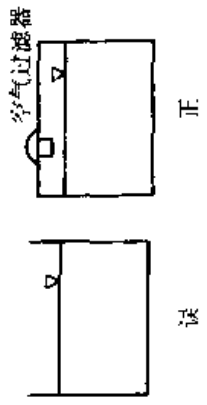
设计运行应注意的问题	说明
<p>7.10 液集成块深孔应考虑加工可能性</p>  <p style="text-align: center;"> $h > 2.5d$ 去 $h < 2.5d$ 好 </p>	<p>集成块孔道为钻孔、钻深孔时，钻头容易损坏，通常钻孔深度不宜超过 25 倍孔径</p>
<p>7.11 油箱底面应设计成斜坡状</p>  <p style="text-align: center;">放油口</p>	<p>液压系统运行一段时间后，需要换液压油，为了使液压油能排放尽并带走底部的沉淀，油箱底面应设计成斜坡状</p>

设计运行应注意的问题	说明
<p>7.12 油箱底面不可做成双层底而</p>  <p>误 止</p>	<p>由于油箱具有散热作用，在设计油箱时不能因为油箱要求斜形底面，而再加一层底面形成双层底面，不利于散热</p>
<p>7.13 油箱底面不应与地面接触</p>  <p>150 $t > 150$ 误</p>	<p>考虑到使油箱底面充分散热，油箱应带有油箱腿，而不应该让底面直接落在地面上，通常油箱腿高不小于150mm</p>

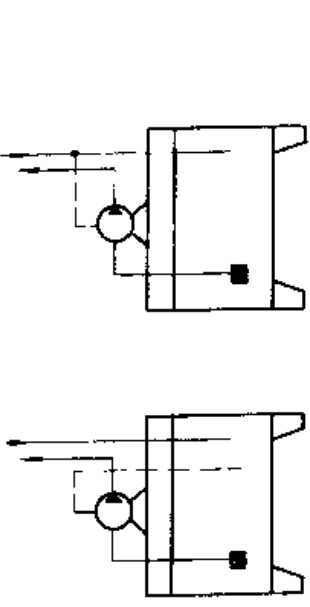
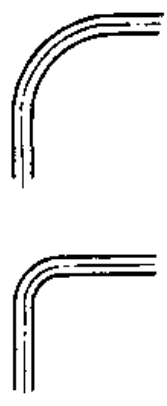
(续)

设计运行应注意的问题	说明
<p>7.14 泵吸油管不可离油箱底面太近</p> 	<p>在油箱底面会沉淀一些油液中的杂质。设计泵吸油管时，应尽量避免吸油管太低而将杂质吸入泵内，一般吸油管应高于底面 3 倍管径的距离</p>
<p>7.15 液压系统回油管出口应浸在液面以下</p> 	<p>油箱中的系统回油管应伸到油面以下，这样可以避免回油飞溅而产生气泡和噪声</p>
<p>7.16 较大油箱应设置隔板将吸油、回油管隔开</p> 	<p>对于容积较大的油箱，应中间设置隔板，使系统吸油管与回油管分别置于隔板的两侧，这样可以增加液流循环途径，提高散热、分离空气的效果。隔板还可有效地挡住回油杂质进入吸油一侧</p>

设计运行应注意的问题	说明
7.17 油箱隔板应有适宜高度以免液泵吸空	油箱设置隔板,隔板的高度应当适当,隔板过低不起作用,过高则在泵吸油时,油箱吸油侧油面将下降,因为隔板太高,回油侧的油液不能及时经过隔板上端进入吸油侧,则造成液泵吸空
7.18 油箱应封闭防尘	为了防止灰尘、杂质等进入油箱内污染油液,油箱设计应密封防尘,油箱盖与箱体之间应采用橡胶垫密封,而箱盖上设置空气过滤器使油箱与大气相通,但空气中的灰尘不能进入油箱之内
7.19 油箱装置空气过滤器大小应按泵流量考虑	封闭的油箱,只通过空气过滤器与大气沟通。当泵开始抽油时,油箱液面下降,空气则通过空气过滤器进入油箱而补充液面下降出现的空间,液面下降的速度与液泵的流量有关,为了及时补充足够的空气以避免油箱内出现真空,空气过滤器的通流量应大于液泵泵的流量,以便空气及时补充液位的下降
7.20 吸油管密封要严,不得漏气	从泵的吸油口到油液面以下的吸油管路,在安装运行时一定要确保密封,不得与空气接通,以免被泵吸入空气造成因吸油不足而产生相关故障

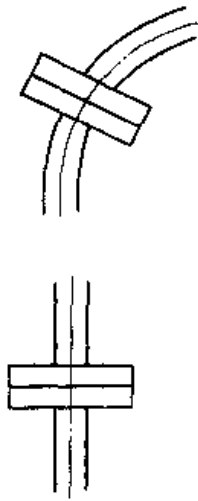


(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>7.21 具有外泄漏的元件的泄漏油管与回油管连通时,不得有背压</p> 	<p>有些液压元件带有外泄漏油接口,如柱塞泵、摆线马达等。这些泄漏油通常要求直接引回油箱。如果与回油管连通而间接回油,回油管一定不得有背压,因为如果有一定的背压可能造成元件密封的损坏</p>
<p>7.22 管路较长时应使用管夹</p>	<p>为了减小液压管路的振动,对于较长的管路,每隔2米间距应使用管夹将管路固定</p>
<p>7.23 尽量减少接头、转弯的数量及管子的长度</p>	<p>为了减小液流的局部阻力损失,应减小接头和转弯的数量,尤其减少直角弯头数量。为了减少液流沿程阻力损失,管子长度不宜过长</p>
<p>7.24 弯曲管路的曲率应尽可能小</p> 	<p>管路弯曲应注意防止其被压扁,其圆周的形状偏差应小于5mm。这样可以减小局部阻力损失,因此弯曲管路的曲率应尽可能小</p>

(续)

设计运行应注意的问题	说明
7.25 使用焊接式管接头的管路应保证拆卸方便	使用焊接式管接头配置管路比较方便,但应注意管子两端应都是可拆卸的活接头。对于较长的管子,应当接入一些活节,以便拆卸管路
7.26 管子用法兰连接时,法兰必须在管路平直部分接合	使用法兰连接的管路,为了保证法兰连接处的密封效果,法兰必须在管路平直部分接合,且无应力存在
7.27 在管路适当地方应设置测压孔,以便检查	对于液压系统应测量出各工作位置的压力情况,因此通常在—些适当的管路位置设置测压点,接入测压接头以便检查
7.28 油管配置后应进行酸洗	系统油路预配管后,将油管拆下来进行酸洗。以便清除铁锈及杂质。酸洗时螺纹处必须涂耐酸材料
7.29 执行机构的液压胶管应避免与其它构件摩擦	液压执行机构存在移动时,应用胶管来连接油路。安装时应避免胶管与其它构件接触,相对移动摩擦能使胶管损坏



正

误

(续)

设计运行应注意的问题

说明

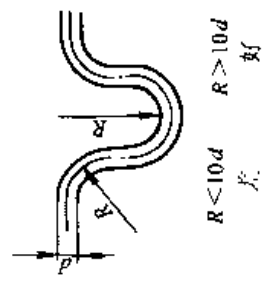
7.30 胶管的弯曲同胶管接头的安装应在同一运动平面上，以防扭转

胶管安装接通油路应注意当胶管移动时，胶管不允许受到扭曲力。因此，胶管只能在同一运动平面移动，弯曲，对于胶管的安装可综合参考左面示图

正确	不正确	正确	不正确	正确	不正确

(续)

设计运行应注意的问题	说明
7.31 胶管连接管路应有一定的余量	采用胶管连接管路,在长度上不能连接太紧,应留有一定的长度余量,使胶管有一定的弯曲力以防止将胶管拉坏
7.32 胶管曲率半径应大于管径10倍以上	胶管在系统管路连接中存在弯曲,或随执行机构运动弯曲量不断变化,使用中,为了避免胶管折坏或折偏,其曲率半径应大于其管径10倍以上
7.33 平行或交叉布置的管路之间应有10mm以上的空隙	为了方便拆装管路接头和安装管夹,以及防止管路振动相互传导,管路之间应留有10mm以上的间隙
7.34 系统不允许在执行元件运动状态下调节系统工作压力	在执行元件运动时调节工作压力是不正确的。因为执行元件运动时只是克服摩擦力,而表压也只能反映出克服摩擦力的压力,不能反映出调整所需求的工作压力。正确的方法是执行元件停止运动(即死挡铁状态)时,调定系统溢流阀来确定系统工作压力
7.35 无压力表的液压系统不可盲目调压	通常液压系统必须配有压力表以显示系统压力。对于无压力表的系统,切不可轻易进行调压,因为盲目调压可能会使压力过高而造成重大事故

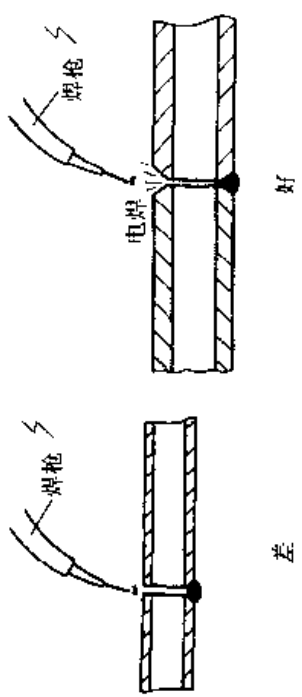


(续)

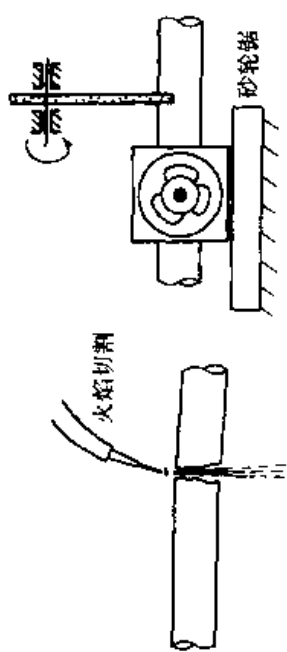
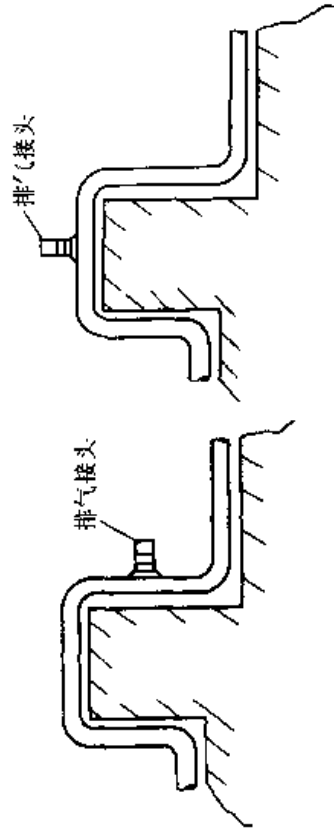
运行应注意的问题

	说明
<p>拆卸管路前，必须先将其蓄能器中油压卸掉</p>	<p>装有蓄能器的液压系统，正常工作，蓄能器中充满了压力油液。如果要拆卸管路进行维修，必须先将其蓄能器中油压通过阀门使其卸压。否则拆卸管路时，蓄能器内压力突然释放，使管件崩开、油液外泄，甚至造成人身伤害</p> <p>向油箱内注入新的液压油，需达到液压系统对工介质的清洁度指标的要求，否则将会对系统造成污染，整桶的油品购入时其清洁度指标不能满足普通液压系统正常工作要求，为保证液压系统能安全可靠运行，应采用适当过滤精度的滤油小车进行加油，加油过程应汗意清洁、防止污染物的侵入</p>
<p>宜加工成15°斜断面</p>	<p>油管端部制成45°斜断面，以加大吸油管及油管端部的断面面积，使流经此处的油流速度减缓，避免流速过快造成吸油阻力大、吸空及气蚀现象，另一方面，回油冲溅大，不利于油液的沉淀及气体的分离</p>

	说明
<p>设计应注意的问题</p> <p>7.39 油箱内壁宜采用喷塑工艺</p>	<p>除特殊的不锈钢油箱外,均采用普通钢板制作,由于使用环境、气候、油温变化大等因素,油箱内壁极易锈蚀、造成对油液的污染,为此人们采用过多种处理工艺,如内壁喷漆、涂树脂、喷涂氧化铅、镀锌、喷塑等,从目前使用、观察来看,内壁采用喷塑工艺效果最佳,塑料以它耐酸碱性、附着力好、抗冲击力强、塑层均匀美观、光亮等优点,受到使用者的好评</p>
<p>7.40 油箱应根据需要设置相应的清洗口</p>	<p>设置清洗口是为了方便油箱内部的维护,如定期的清洗油箱,清除沉淀物,观察防护层,调整、更换内置式液位发讯器等,清洗口的大小、数量及位置要根据油箱的大小、隔板的位置而定,总之以方便用户徒手进行维护为目的</p>
<p>7.41 管路焊接前管子端面需打磨口</p>	<p>无缝钢管壁厚小于或等于3mm时,其焊接端面均需加工“V”型坡口,以采用机加方法为好,其目的是使管路焊接彻底、牢固、强度高、耐压好,另一方面焊缝平整美观,坡口常采用双边60°形式</p>



(续)

	设计运行应注意的问题	说明
<p>7.42 管路切割忌讳用火焰切割</p> 	<p>管路的切割一般采用切管机、砂轮锯以及专用工具等切割方式。只有当直径较大的管子，用上述方式无法切割时，才可考虑采用火焰切割，切割后要用砂轮机对管口进行打磨、规整，去除熔渣、氧化铁皮及修磨产生的砂粒等，因此清除的工作量较大，如处理的不彻底，将对系统造成污染</p>	
<p>7.43 压力管路应在管路高点位置设置排气接头</p> 	<p>液压系统在安装、维修及长期停工过程中都会造成气体的渗入，由于气体有很大的可压缩性，尤其存积在压力管及吸油管路中，对系统的危害最大，会使运动部件产生爬行，使系统产生冲击、振动、噪声及发热等一系列故障。所以应在压力管路高点设置排气接头，将管路中存积的气体排出</p>	


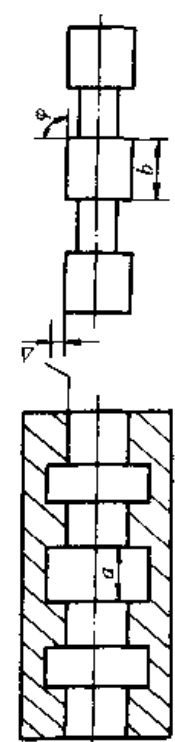
(续)

设计运行应注意的问题	说明
<p>7.44 不允许在管路表面采用焊接形式固定管道</p> <p>The diagram illustrates two methods of pipe fixation. On the left, labeled '误' (Incorrect), a pipe (管路) is shown attached to a support (预埋件) via a weld point (焊点). On the right, labeled '正' (Correct), a pipe (管路) is shown supported by a clamp (管夹) without any welding.</p>	<p>系统在换向和卸压过程中均会造成管路的冲击及振动现象，为减小管路的振动，通常采用液压管夹将其固定，不要为方便配管将管路 with 机架或在预埋件上采用焊接管子的方法进行固定，这种错误会造成管路无法进行维护，另外在管壁上的焊点会造成对压力管路局部强度的伤害，长期振动疲劳后容易发生事故，所以这种方法是允许的</p>

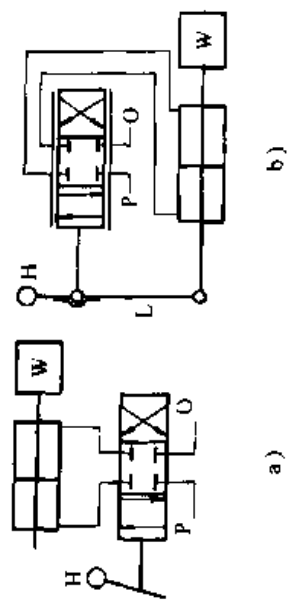
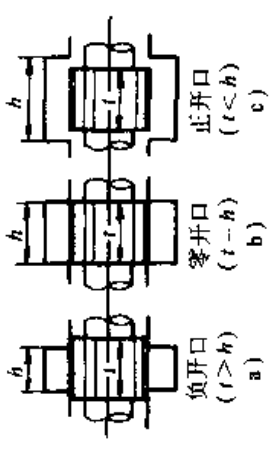
第 8 章 液压介质的选择及使用

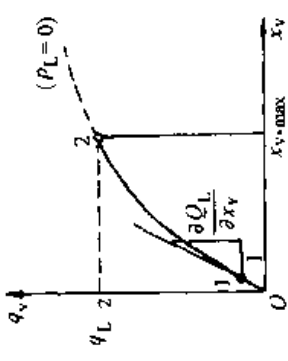
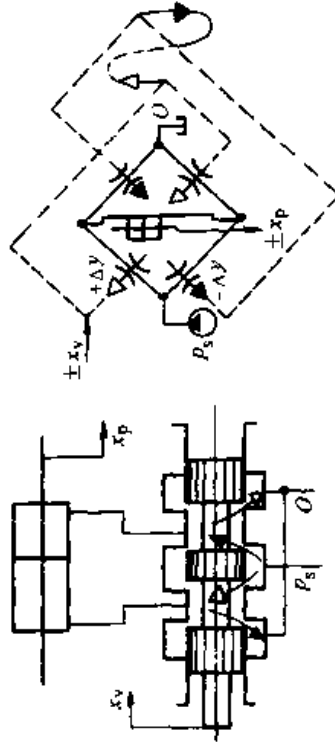
设计运行应注意的问题	说 明
8.1 不同型号液压油不可混合使用	液压系统的工作介质粘度应当在合理的使用范围内,并具有良好的粘温特性。尽量选用同种油液作工作介质,不可将不同型号的液压油随意混合使用,以免造成不必要的损失
8.2 新油液使用前必须过滤	所谓新油液是指采购来尚未注入液压系统的油液。油液在储存、运输过程中,难免受各种因素影响而含有一定的污染物,因而在注入液压系统前应经过过滤处理,才能保证油箱中油液的清洁度
8.3 油液粘度不宜过高或过低	油液粘度的选择应考虑使用环境的温度、压力及运动速度及液压系统中元件的具体情况。粘度过高会使流动损失加大,降低系统的效率,易在液压泵入口处产生气蚀等现象;粘度过低则增加了系统的泄漏,甚至会造成系统的压力达不到规定值的情况,因而在选择油液粘度时,应严格按有关标准进行
8.4 乙烯橡胶、丁基橡胶密封件不能用于矿物油系液压介质中	这两种材料与矿物油系液压介质不相容,密封件无法正常使用
8.5 乙烯橡胶、丁基橡胶密封件不能用于油包水型乳化液	这两种材料与油包水型乳化液不相容,密封件与这两类介质接触,会变质,从而失去密封作用,应选用丁腈橡胶、氟化橡胶密封件
8.6 硅橡胶、聚氯烷橡胶密封件不能用于水乙二醇液压介质	材料与介质不相容,应选用丁基橡胶、氟化橡胶、丙烯脂橡胶
8.7 丁腈橡胶不能用于磷酸脂液压介质	材料与介质不相容,应选用丁基橡胶、氟化物橡胶等密封材料
8.8 水乙二醇不能用于温度高于 65°C 的系统	水乙二醇介质是由 30%~50%的水、20%~40%的乙二醇(或丙烯乙二醇)加 10%~15%的聚烯化乙二醇作增粘剂制成。高温水汽蒸发严重,应及时加水补充
8.9 乳化液介质不能用于 0°C 以下及 65°C 以上的系统	乳化液介质的稳定性受静止时间与温度影响很大,在 0°C 以下或 65°C 以上时,油水分离严重,无法正常使用

第 9 章 机液伺服阀及系统设计运行

设计运行应注意的问题	说 明
<p>9.1 注意机液伺服阀与普通换向阀的图形符号是有区别的</p> <div style="text-align: center;">  <p>a) b)</p> </div>	<p>普通换向阀 a 和机液伺服阀 b 在阀芯功能上看不出区别。但后者有上、下两条平行线,它表明阀芯可以在阀套的任意位置上工作。</p>
<p>9.2 注意机液伺服阀与普通换向阀相比,在尺寸精度上有较高的要求</p> <div style="text-align: center;">  </div>	<p>机液伺服阀的阀芯与阀套之间的间隙 Δ 要小,尽可能减少泄漏。轴向尺寸如 a、b 的精度要高,阀芯的控制边角度 φ 应为 90°,不许倒圆,这些都是为了提高机液伺服阀的控制特性。</p>

(续)

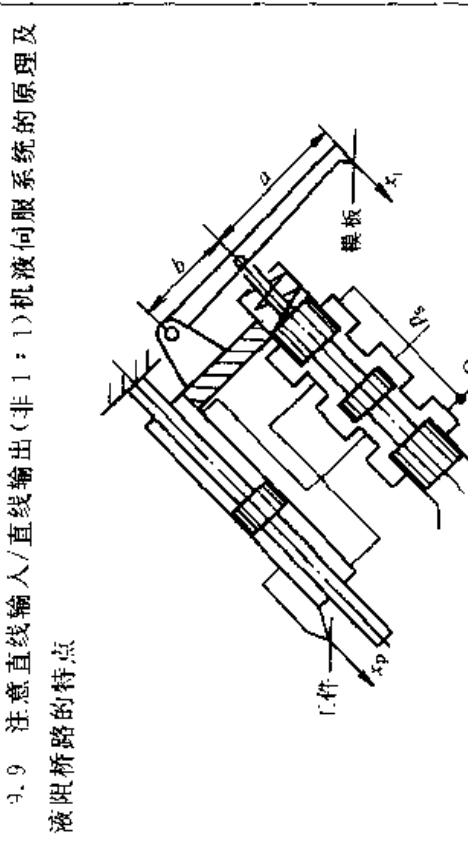
设计运行应注意的问题	说明
<p>9.3 注意用机液伺服阀控制液压缸与用普通换向阀控制液压缸有本质的区别</p>  <p>The diagram shows two hydraulic circuits. Diagram (a) illustrates a solenoid valve circuit where a hand lever (H) controls a valve that directs pressure (P) to either a cylinder (O) or a load (W). Diagram (b) shows a servo valve circuit where a hand lever (H) controls a valve that directs pressure (P) to either a cylinder (O) or a load (W), with a feedback loop (L) connecting the load back to the valve.</p>	<p>用普通换向阀对液缸的控制图中 a 是开环的。即负载 W 的位置与换向把手 H 的位置之间无确定关系。而机液伺服阀控制液缸图中 b 是闭环控制。这是由于有了反馈杠杆 L, 负载 W 的位置与换向把手 H 的位置是一一对应的</p>
<p>9.4 注意机液伺服阀与普通换向阀开口型式上的区别</p>  <p>The diagram shows three cross-sectional views of valve openings. (a) Negative opening ($r > h$), where the valve diameter is smaller than the seat diameter. (b) Zero opening ($r = h$), where the valve diameter matches the seat diameter. (c) Positive opening ($r < h$), where the valve diameter is larger than the seat diameter.</p>	<p>阀的开口型式有负开口如图 a、零开口如图 b、正开口如图 c。普通换向阀都为负开口。而机液伺服阀为零开口或正开口</p>

设计运行应注意的问题	说明
<p>9.5 注意与普通换向阀不同,机液伺服阀需要考虑其阀位移~流量曲线($x_v \sim Q_L$)及流量增益(K_q)问题</p> 	<p>图中 0-1-2 是机液伺服阀的位移(x_v)—流量(q_v)曲线(当负载压力 $P_L=0$ 时)。阀的位移量是在 0~$x_{v,max}$ 之间变化。曲线在 0 点附近的斜率即为流量增益 $K_q \left[K_q = \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right]$。而普通换向阀的位移通常是由 0 突变为最大开口量 $x_{v,max}$, 流量由 0 几乎突变到 $q_{L,2}$。</p>
<p>9.6 机液伺服阀对执行器的控制,可以用液阻桥路图表示(未表示反馈方式)。这种表示法有利于进一步的分析</p>  <p> $\uparrow +\Delta P$ — 开口量加入(液阻减小) $\downarrow -\Delta P$ — 开口量减小(液阻加大) </p>	<p>图中 a 表示机液伺服控制液缸的结构原理图(以正开口阀为例), b 表示其液阻桥路图。执行器 液缸,是由桥路上四个联动液阻(用虚线连接)进行控制的。x_v 是输入量, x_p 是输出量</p>

(续)

	设计运行应注意的问题	说明
<p>5.7 注意普通三位四通换向阀也可用液阻桥路图来表示它对液缸的控制</p>		<p>图中 a 表示三位四通换向阀控制液缸的结构原理图, b 表示其液阻桥路图。执行器—液缸, 也是由桥上四个联动液阻控制的, 它与机液伺服阀不同点在于: 液阻不是连续变化, 其液阻值或者是无限大 (阻塞开口) 或者是接近零 (全开口)。可见, 任何液缸执行器都可表示成由液阻全桥来控制的</p>
<p>9.8 注意直线输入/直线输出 (1:1) 机液伺服系统的原理及液阻桥路的特点</p>		<p>直线位移信号 x_i 输入阀芯后, 液阻桥路失去平衡, 液缸产生位移 x_p, 同时通过阀套进行 1:1 的负反馈, 使液阻桥路达到新的平衡。这样 x_p 就能对 x_i 进行位移跟踪。该系统可在液缸助力器上得到使用</p>

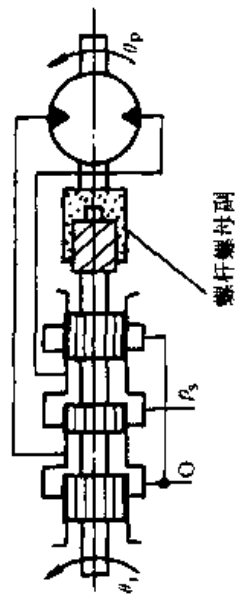
(续)

设计运行应注意的问题	说明
<p>3.9 注意直线输入/直线输出(非 1:1)液阻伺服系统的原理及液阻桥路的特点</p>  <p>a) 结构原理图</p> <p>b) 液阻桥路图</p>	<p>直线位移信号输入 x_1 与输出量 x_p 的负反馈是通过 a/b 杠杆作用在阀芯上。在液阻桥路上就出现两个 $b/a + b$ 的方框。这样 x_1 就能对 x 进行按一定比例的位移跟踪。该系统可用于机床仿形刀架上。 x_1 提取模板形状信号 x_p 为刀具加工出的工件外形信号</p>

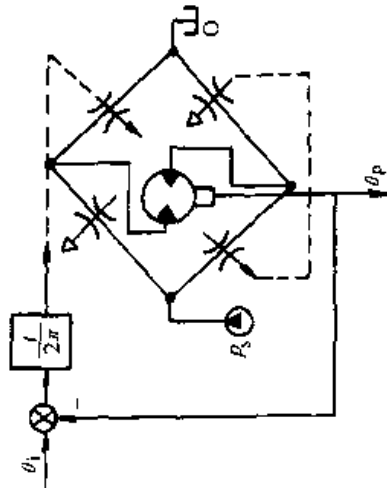
(续)

设计运行应注意的问题

9.10 注意旋转输入/旋转输出机液伺服系统的原理及液阻桥路的特点



a) 结构原理图

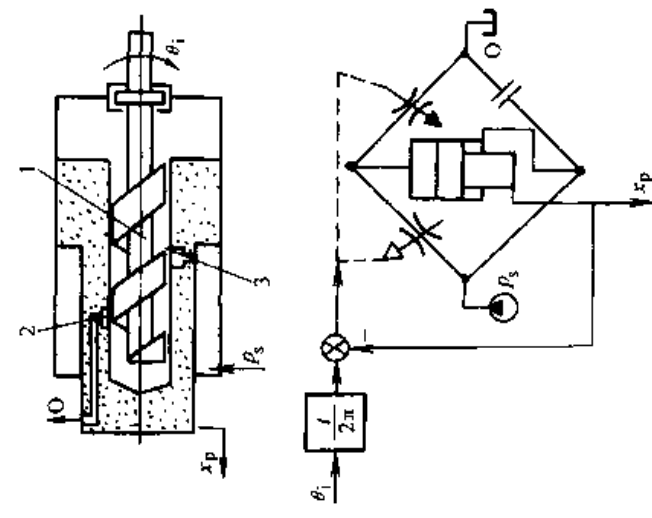


b) 液阻桥路图

说明

旋转角位移输入信号 θ_1 与输出量 θ_p 的负反馈, 通过螺母副作用在阀芯上。在液阻桥路中出现一个 $\frac{1}{2\pi}$ 方框。由于 θ_p 是直接负反馈, θ_p 就能对 θ_1 进行一一对应的角位移跟踪。该系统用于力矩放大装置中

(续)

	设计运行应注意的问题	说明
<p>9.11 注意旋转输入/直线输出伺服系统的原理及液阻桥路的特点</p>	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;">  </div>	<p>角位移输入信号 θ_i 作用在螺杆 1 上。方螺纹顶部移动,使控制口 2、3 形成的液阻桥路失去平衡,活塞输出位移 x_p, 并进行负反馈,使液阻桥路达到新平衡。这样, x_p 就能一一对应地跟踪 θ_i。该系统可用于步进液压缸装置中。输入轴与步进电机相连,活塞的位移量 x_p 与步进电机的电脉冲输入累积数成正比</p>

(续)

设计运行应注意的问题	说明
<p>9.12 机液伺服系统要能正常工作,必须考虑其稳定性问题。不稳定的现象为:当输入量有一个突然变化时,输出量经过较长时间的多次摆动后才能跟随输入量。严重时,输出量摆动不停而振荡不已。</p>	<p>机液伺服系统不稳定的原因是系统的固有频率过低。改进的方法为:适当增加液压缸的有效面积(或液压马达的单转排量);减少阀、缸之间的管道空间;排除油中气体;增加系统阻尼尼度。</p>
<p>9.13 注意机液伺服系统还存在精度问题。在理想情况下输出量能严格跟随输入量的变化。实际的输出量与理想输出量之间存在误差,误差越小精度就越高。</p>	<p>机液伺服系统的精度问题也就是它的稳态误差问题。稳态误差与输入信号的形式(如阶跃、等速、等加速)有关,也与负载干扰形式有关。为了提高系统精度,应尽量减少系统阻尼尼度。这将与提高系统的稳定性相矛盾。故设计时需进行折中考虑,否则需对系统进行补偿。</p>
<p>9.14 注意机液伺服系统的响应问题。当输入量缓慢变化时,输出量能跟上输入量的变化。当变化频率加快后就会出现跟不上的现象,这就是响应问题。</p>	<p>向机液伺服系统输入某一幅值的缓慢正弦波信号时,输出量尚能跟踪其变化。随着输入正弦波信号频率的增加,输出量正弦波的幅值将逐渐减小,相角差将逐渐增加。在自动控制理论中,通常定义输出量的幅值衰减到原有幅值的0.707时的正弦波频率为频宽。可见机液伺服系统的频宽越大,响应就越高。该系统就越能在快速变化的输入信号下工作。</p>

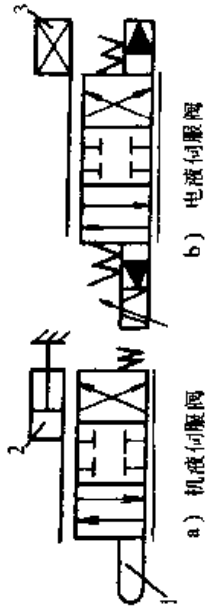
第 10 章 电液伺服阀及系统设计运行

设计运行应注意的问题	说 明
<p>10.1 电液伺服阀基本功能</p> <p>电液伺服阀种类繁多,但首先必须了解其基本功能。即用微弱的电信号控制强大的液压动力</p> <div data-bbox="678 1366 837 1668" data-label="Diagram"> </div>	<p>表现出以下特点:(1)输入量是经过转换运算后的连续变化的电信号一般为数十毫安,这反映出快速简便的优点;(2)输出量是强大的液压功率,能量是由液压动力源(液压机)提供的;(3)输出量能高精度地快速跟踪输入量的变化</p>
<p>10.2 电液伺服阀与电液换向阀在图形符号上的区别</p> <div data-bbox="1045 1209 1189 1836" data-label="Diagram"> </div>	<p>图中 a) 为电液换向阀的图形符号,其阀心有三种固定的连通状态,信号的输入只有“有”、“无”两种状态。图中 b) 电液伺服阀的图形符号。上、下两平行线表示阀心与阀套之间的相对位置是连续变化的,线圈信号上的箭头表示输入电信号是连续变化的模拟量</p>

(续)

设计运行应注意的问题

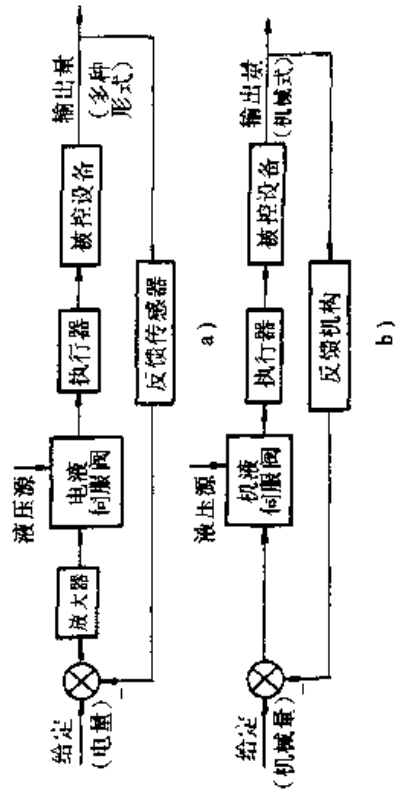
10.3 电液伺服阀与机液伺服阀在图形符号上的区别



说明

图中 a 为机液伺服阀的图形符号,1 表示阀心用机械方法驱动,2 表示执行机构进行机械负反馈;b 为电液伺服阀的图形符号,电液驱动,3 表示电量进行负反馈

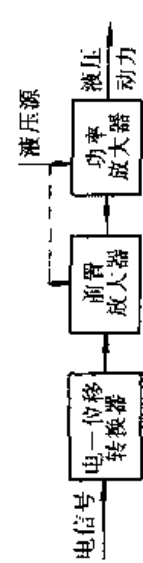
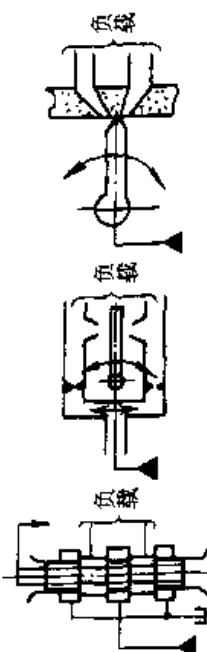
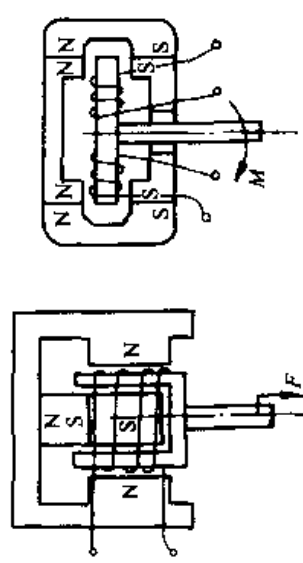
10.4 电液伺服系统与机液伺服系统在控制系统和框图上的区别



主要区别:

项 类	给定方式	比较环节	伺服阀	输出量的形式	反馈
机液伺服系统	机械量	阀心与阀套间进行	机液伺服阀	机械位移为主	机械反馈装置
电液伺服系统	电量	给定电压与反馈电压进行比较	电液伺服阀	位移、速度、力及多种物理量	被输出的多种传感器

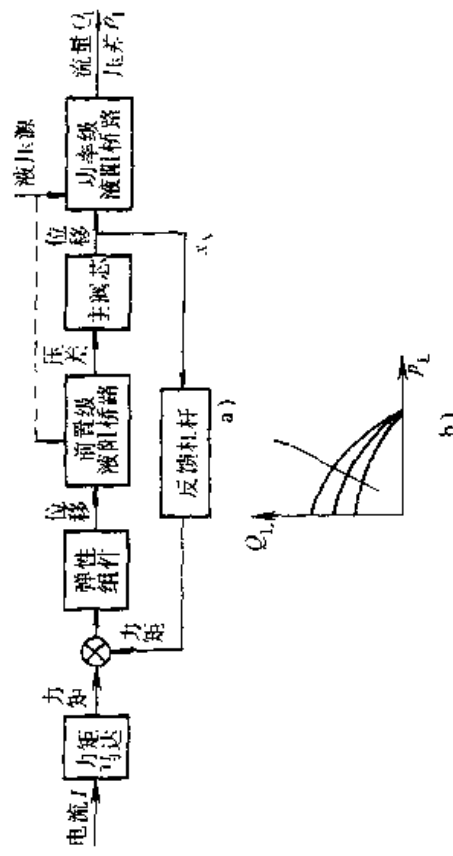
(续)

设计运行应注意的问题	说明
<p>10.5 电液伺服阀的三大组件</p> 	<p>电一位移转换器,是将电信号转换成微小的机械位移;前置放大器,是一个液阻桥路系统,它用微小的位移控制功率级的运动;功率级,直接控制主油路流体参数</p>
<p>10.6 电液伺服阀有3种前置放大器 即滑阀式;喷嘴挡板式;射流管式</p> 	<p>(1) 三种型前置放大器的负载都是功率级的主阀心;(2)滑阀式前置放大器的桥路可变液阻是由阀心与阀套间的节流口形成的;(3)喷嘴挡板式前置放大器的桥路液阻的可变液阻,是由挡板与喷嘴之间的可变间隙形成的;(4)射流管式前置放大器是靠两射流接收口的动量差而工作的</p>
<p>10.7 力矩马达与力马达的工作原理不同</p> 	<p>a 为力马达。带电线圈及框架在永磁隙中可作直线运动,作用力与电流大小成正比;b 为力矩马达。带电线圈及衔铁在永磁桥路中作偏转运动,作用力矩与电流大小成正比</p>

(续)

设计运行应注意的问题

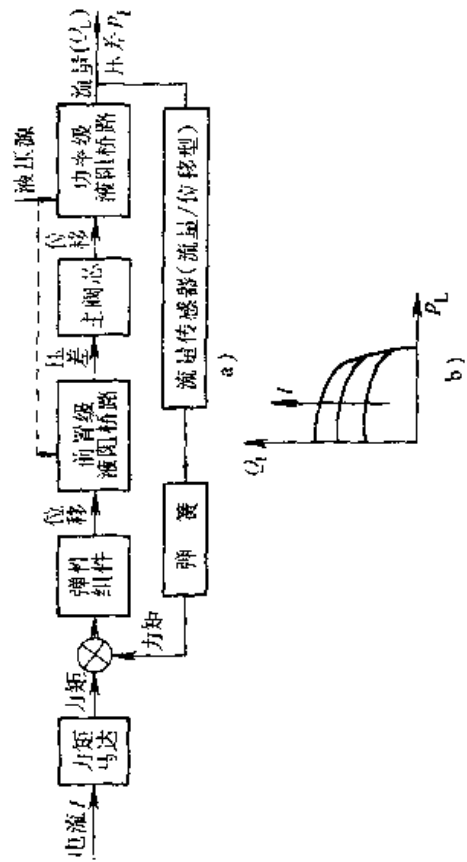
10.8 力反馈两级电液伺服阀的控制原理框图特点



说明

力反馈两级电液伺服阀的特点是主阀芯的位移进行力矩负反馈,如图中 a 所示。一个给定电流值 I 就对应一个主阀芯的位移 x , 其流量 $(Q_L) \sim$ 压力 (P_L) 曲线如图中 b 所示

10.9 流量反馈两级电液伺服阀的控制原理框图特点



流量反馈两级电液伺服阀的特点是:阀的负载流量通过流量传感器进行力矩负反馈,如图中 a 所示。一个给定电流值 I 就对应一个负载流量 Q_L 。其流量 $(Q_L) \sim$ 压力 (P_L) 曲线如图中 b 所示

(续)

	设计运行应注意的问题	说明
10.10	<p>压力反馈两级电液伺服阀的控制原理框图特点</p> <p>a)</p> <p>b)</p>	<p>压力反馈两级电液伺服阀的特点是：阀的负载压力通过压力传感器进行力矩负反馈，如图中 a 所示。一个给定电流值 I 就对应一个负载压力 P_L，其流量 (Q_1) 压力 (P_L) 曲线如图中 b 所示</p>
10.11	<p>两级电液伺服阀无输入电流时，也要消耗流量（静耗流量）</p>	<p>静耗流量由两部分组成，一部分是前置级，如喷嘴挡板的泄漏量，另一部分是功率级的径向回隙形成的泄漏量。控制电流为零时，静耗流量最大</p>

(续)

设计运行应注意的问题

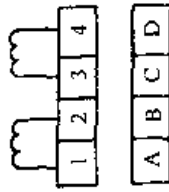
10.12 电液伺服阀的几个动态指标
电液伺服阀的动态指标可用幅频宽度 $Hz(R)$ 或相频宽度 $Hz(\phi)$ 表示

说明

将正弦电流输入电液伺服阀,流量输出也是个正弦波。当输入频率逐渐增加,输出流量的幅值衰减到原来(51%)幅值的 0.707 倍时的输入频率值称为电液伺服阀的幅频宽度 $Hz(R)$ 。此外,当输入频率逐渐增加,输出流量的正弦曲线也产生相位滞后,当滞后相位角为 $\pi/2$ 时的输入频率值称为电液伺服阀的相频宽度 $Hz(\phi)$ 。幅频宽度与相频宽度有所不同

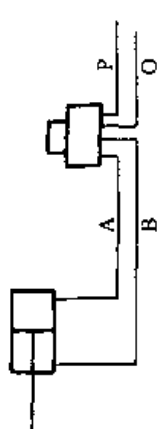
10.13 电液伺服阀线圈的接法
注意电液伺服阀有两个独立线圈 4 个接点,与外输出端有五种连接方

式



控制方式	连接方式
1. 单线圈控制	
2. 双线圈控制	
3. 线圈串联控制	
1. 线圈并联控制	
5. 线圈差动控制	

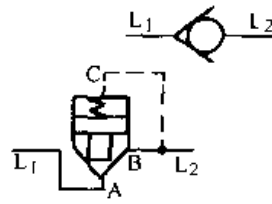
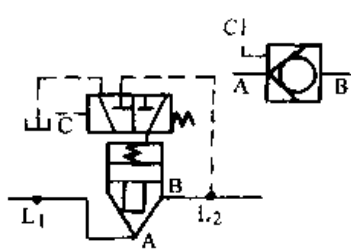
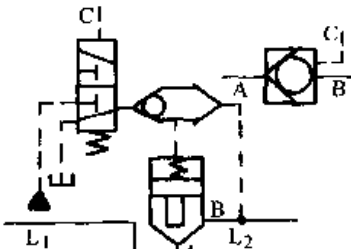
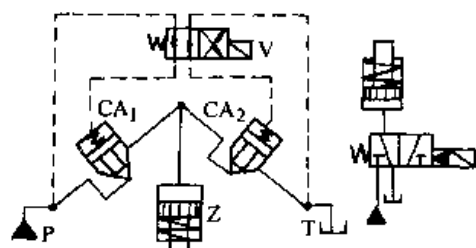
(续)

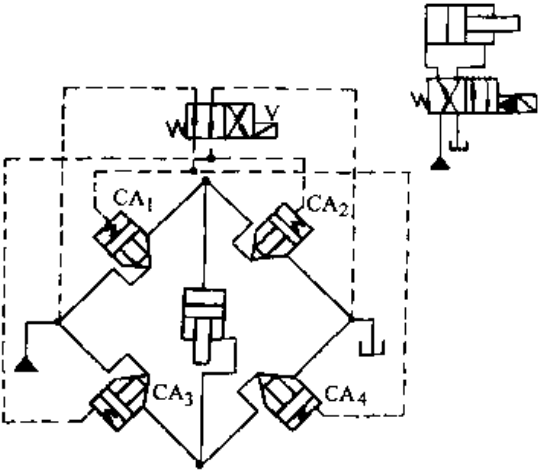
	设计运行应注意的问题	说明
10.14 电液伺服阀的安装位置应尽可能靠近液压执行器(液压缸或液马达)		电液伺服阀出口至液缸的A、B油管应尽可能短。这样才能减少其间的有效容积,提高液压固有频率,从而提高系统的频宽
10.15 电液伺服阀与执行机构之间尽量避免使用软管,管内应排尽气体		软管和气体的存在都会降低系统的弹性模数,降低液压固有频率,从而减少系统的频宽
10.16 电液伺服系统要使用过滤精度高于 $5\mu\text{m}$ 的过滤器,以除去介质中的固体颗粒		因为电液伺服阀主阀心与阀套之间配合精密,喷嘴挡板之间尺寸细小。为了避免卡死及阻塞现象出现,对油液清洁度的要求,应高于液压传动系统
10.17 电液伺服系统在使用前应进行预先清洗		首先对管路和油箱进行酸洗、中和清洗等净化处理。然后用清洗油循环冲洗,用通路板替代电液伺服阀,在清洗回路中加入 $10\mu\text{m}$ 的过滤器,常更换滤芯,直到油液清洁度达到要求。最后排去循环油,加入合格的工作油液。工作油液必须经过过滤器滤过
10.18 电液伺服系统应定期维修		为了使电液伺服系统能长时间地正常工作,必须进行定期维修制度,其中包括:(1)至少每隔2~3个月检查及更换精过滤器;(2)至少半年清洗泵入口过滤器;(3)检查油液酸度及其污染度;(4)检查、维修系统的泄漏处,以防污物混入系统

第 11 章 插装阀系统设计及运行

设计运行应注意的问题	说 明
<p>11.1 插装阀基本单元的组成</p>	<p>插装的基本单元组成如下：</p> <ul style="list-style-type: none"> 插装阀基本单元 { <ul style="list-style-type: none"> 阀芯 1 阀套—2 弹簧—3 控制盖板 -5 通道块—6 密封圈 -4
<p>11.2 插装阀有各种功能单元 图为插装阀的溢流功能单元</p>	<p>使用不同功能的控制盖板,与插装阀基本单元进行特定的组合,形成插装阀的各种功能单元。插装阀的各种功能单元的功能都能与普通阀的各种类型相对应。例如插装阀的溢流功能单元其功能与普通溢流阀相同</p>
<p>11.3 插装阀的减压功能单元</p>	<p>插装阀减压功能单元的功能与普通减压阀相同。其二次压力油路的油压 p_2 由先导溢流阀 E 调定 ($p_2 < p_1$), 它不随一次压力 p_1 而变化</p>

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>11.4 插装阀的单向功能单元</p> 	<p>插装阀单向功能单元,其功能与普通单向阀相同。插装阀控制口接在主油路的不同位置上, L_1 或 L_2, 单向阀的截止方向就不同</p>
<p>11.5 插装阀的液控(通导型)单向功能单元</p> 	<p>在普通液控(通导型)单向阀中,当 C 口有控制油压时, $B \rightarrow A$ 方向也通导。在插装阀液控(通导型)单向功能单元中,当 C 口有控制油压时,插装阀控制口排油, $B \rightarrow A$ 方向也通导</p>
<p>11.6 插装阀的液控(截止型)单向功能单元</p> 	<p>在普通液控(截止型)单向阀中,可以做到当 C 口有控制油压时, $A \rightarrow B$ 及 $B \rightarrow A$ 双向都截止。在插装阀液控(截止型)单向功能单元中,插装阀的控制口加入一个梭阀,当 C 口有控制油压时,压力油经两位三通阀,通过梭阀进入插装阀控制腔,阀芯紧压阀座, $A \rightarrow B$、$B \rightarrow A$ 双向都截止</p>
<p>11.7 插装阀的两位三通换向功能单元</p> 	<p>在插装阀的两位三通换向功能单元中,用一个先导换向阀 V 控制两个插入元件 CA_1、CA_2, 就可使单作用液压缸 Z 分别接通高压油源 P 或低压油箱 T, 可作往复运动。其功能与一个普通两位三通换向阀功能相同</p>

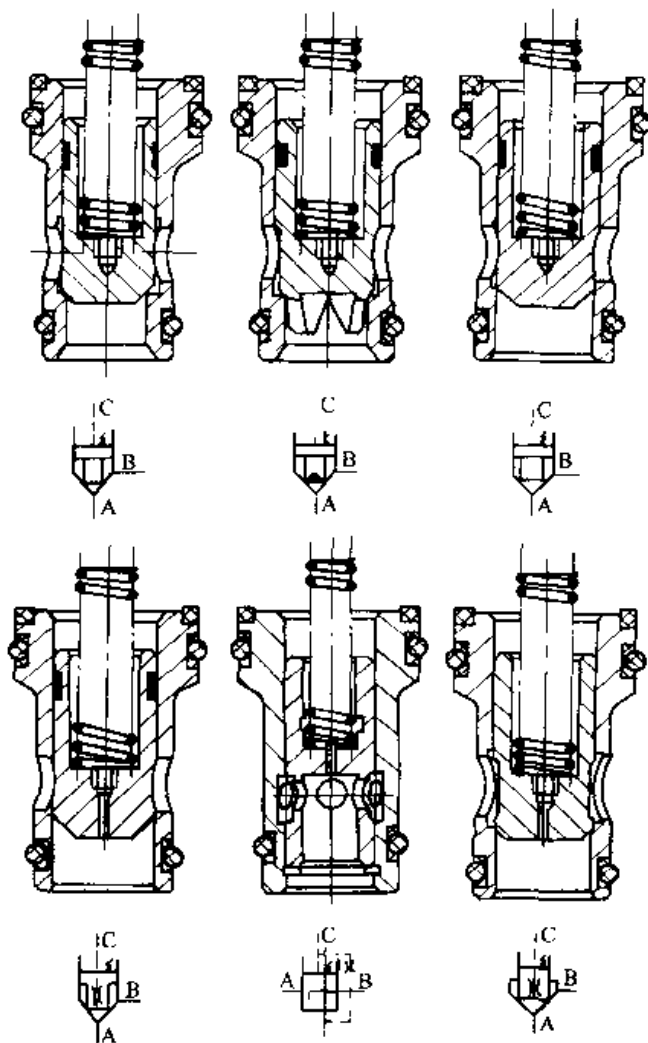
设计运行应注意的问题	说 明
<p>11.8 插装阀的两位四通换向功能单元</p> 	<p>在插装阀的两位四通换向功能单元中,用一个先导换向阀 V 控制四个插入元件 CA₁、CA₂、CA₃、CA₄,就可使双作用液压缸 Z,作往复运动。其功能与一个普通两位四通换向阀功能相同。在插装阀的换向功能单元中,用 4 个插入元件,在控制盖板中利用不同品种和数量的先导阀类,可以组成各种功能的换向功能单元</p>
<p>11.9 插装阀的诸多特点</p>	<p>插装阀的特点:(1)阀内阻小适宜大流量工作;(2)阀口采用锥面密封,泄漏小,对乳化液等低粘度介质也适用;(3)结构简单,工作可靠,标准化程度高;(4)便于液压系统集成化,从而减少了管道联接件及由管道引起的漏油噪声等故障;(5)对于大流量、高压、较复杂的液压系统,可以显著地减少尺寸和重量</p>
<p>11.10 插装阀通道块设计应注意的事项</p>	<p>设计插装阀通道块应注意的事项:(1)装入插入元件的孔道有尺寸标准可循;(2)合理布置立体交叉的主油管道及控制管道,在保证管与管之间有足够的安全尺寸条件下通道块体积应尽可能减小;(3)与控制盖板、先导元件的结合面应有足够的光洁度;(4)注意所有配合面之间密封件的质量和安装的合理性;(5)注意布设系统关键部位的测压孔</p>

(续)

设计运行应注意的问题

说 明

11.11 如何正确选择插装阀的阀芯



对于不同功能的插装阀,有6种阀芯结构型式可供选择

项目 分类号	面积比 (FB/ FC)	阀芯结 构型式	用途
1	50%	标准阀芯	换向
2	50%	带缓冲节 流口阀芯	换向, 节流
3	7%	标准压 力阀芯	压力 阀、换 向阀
4	7%	带阻尼孔	压力阀
5	100%	常开式	减压阀
6	100%	带阻尼孔	压力阀

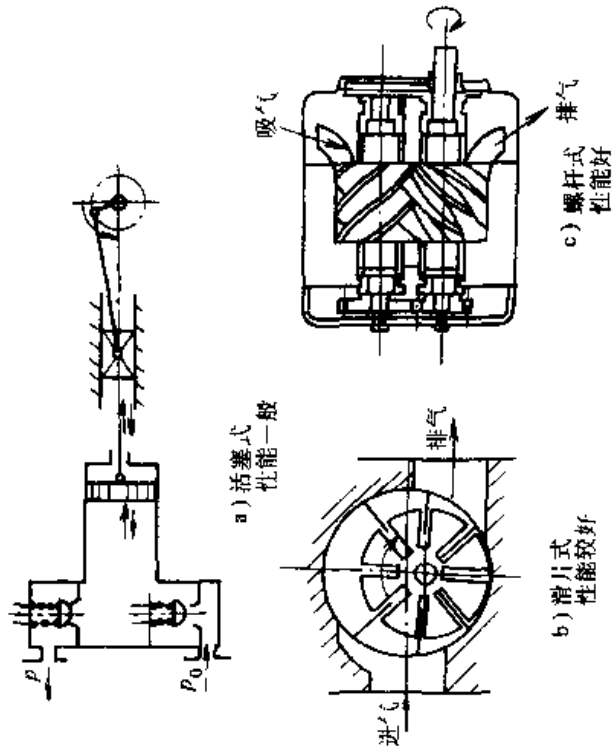
11.12 插装阀液压系统的运行及维护

注意事项:(1)对加工后的通道块应进行仔细检查,检查各孔道的位置、长度、孔径及孔端是否符合设计要求,检查不该相通的孔道是否存在穿透的隐患;(2)清除孔道中加工后的碎屑;(3)酸洗、中和、清洗通道块中所有孔道;(4)检查密封表面及密封件,不应有泄漏现象

第 12 章 气源装置及气动辅件的选择设计和运行

设计运行应注意的问题

12.1 必须正确选择空压机的种类



说明

不同结构型式的空压机具有不同的额定压力,当然制造成本也不同;设计时应选用性能指标适用,价格适宜的类型。活塞式性能一般,价格低廉;滑片式较好,价格也较高;螺杆式最好,价格最高

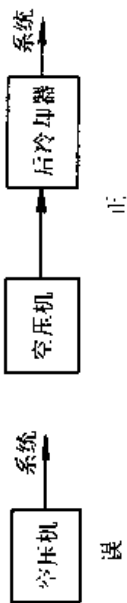
(续)

	设计运行应注意的问题	说明
12.2 有些特殊场合必须选用无油润滑空压机		空压机分为有油润滑和无油润滑两种类型,有油润滑的空压机输出气体中混有润滑油雾。当压缩空气供给激光加工、气动仪表、食品及食品包装设备时,必须选用无油润滑空压机为系统供气,但其制造成本很高
12.3 自由空气流量和压缩空气流量不能混淆		自由空气是未经压缩的标准大气压下的空气,压缩空气是由空压机压缩以后的高压气体。气动系统设计计算中引入的流量为压缩后的空气流量;而空压机的铭牌流量为自由空气流量,设计人员必须进行换算匹配;否则会使所选空压机的规格过小,而不能满足系统的需要
12.4 空压机铭牌流量值的确定必须考虑三种因素		空压机特别是大型空压机选型时,除了满足现有用气设备理论计算值外,必须附加下列三种因素的影响,即 $Q_0 = \psi K_1 K_2 \sum_{i=1}^n Q_i$ 式中 K_1 —漏损系数(1.15~1.5) K_2 —备用系数(1.3~1.6) ψ —利用系数(<1)

(续)

设计运行应注意的问题

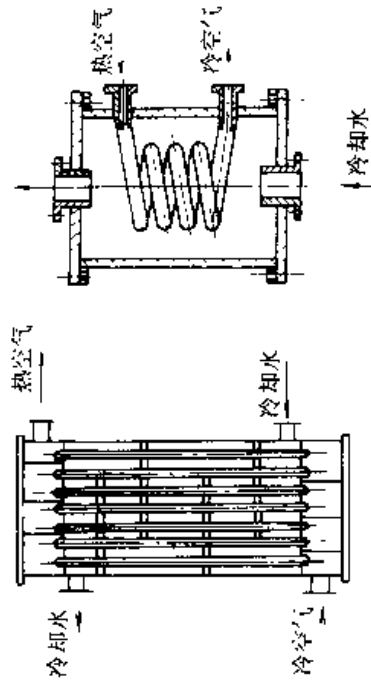
12.5 后冷却器在空压站中不可缺少



空压机排出的压缩空气温度高达140~170°C,通过后冷却器降至40~50°C。后冷却器必须紧随空压机的排气口设置,用来冷却压缩空气,使气化的水、油凝结出来

说明

12.6 后冷却器的类型及规格应正确选择



a) 列管式
适用:低中压、大容量

b) 蛇管式
适用:小流量、各压力级

列管式适用于低、中压,大容量的压缩空气冷却;蛇形管式适用于排气量较小的任何压力范围,目前普遍采用

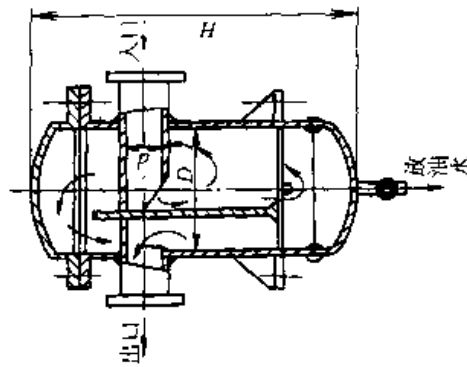
推荐冷却水放出温度比入口温度高10°C左右来计算其散热面积

设计运行应注意的问题

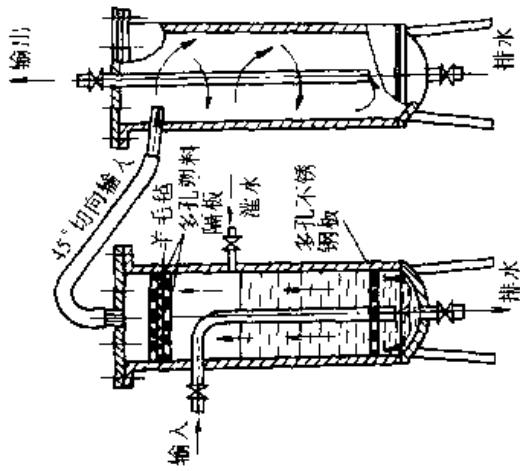
说明

12.7 油水分离器类型选择应正确

油水分离器用于分离压缩空气
凝聚的水分,油分等杂质
撞击折回并回转式分离效果一般,
但制造成本低
水浴并旋转离心串联式分离效率
高,但制造成本较高



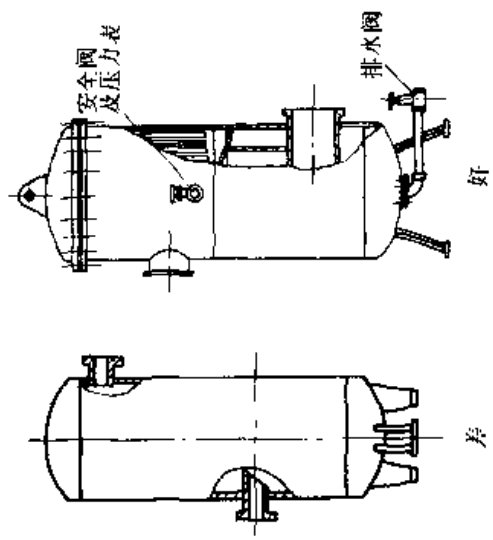
a) 撞击折回并回转式油水分离器
效率较低



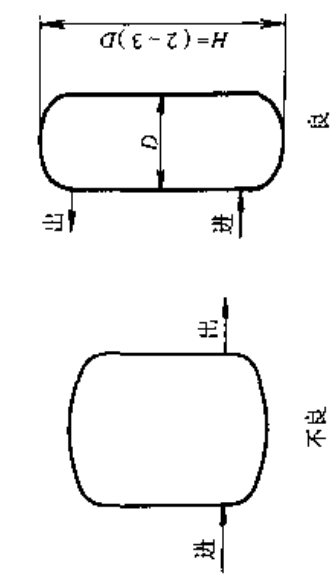
b) 水浴并旋转离心串联式油水分离器
效率较高

(续)

	设计运行应注意的问题	说明
12.8	油水分离器的结构必须合理	<p>为保证较好的分离效果,必须使气流回转后上升速度缓慢,其速度 v 应小于 $(0.3 \sim 0.5)\text{m/s}$; 同时应保证其足够的上升空间。必须保证</p> <p>内径: $D \geq \sqrt{v \cdot d}$ 高度: $H \geq (3.5 \sim 4)D$</p>
12.9	贮气罐应配置必要的辅件	<p>贮气罐上要用于消除压力波动、储存一定数量的压缩空气,进一步分离水分和油分。为满足这些功能和安全性,必须设置安全阀、压力表、清洗操作孔及排放油水的管阀</p>



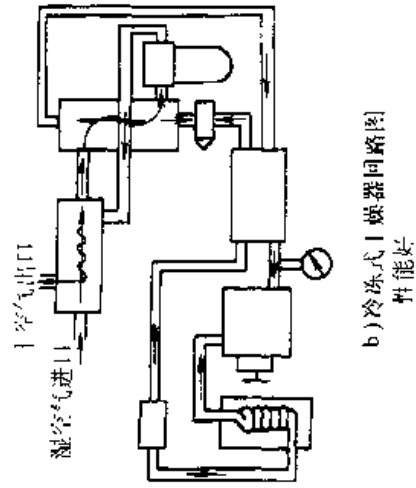
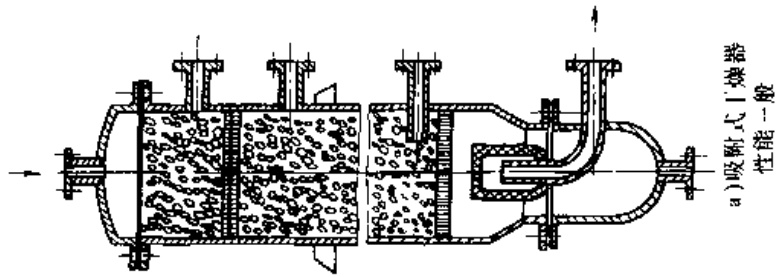
(续)

	设计运行应注意的问题	说明
<p>12.10 贮气罐容积不宜过小</p>		<p>(1) 贮气罐以消除压力波动为目的时,其容积 V 一般参考下式: $Q < 6m^3/min$ 时, $V_1 = 0.2Qm^3$ $Q = 6 \sim 30m^3/min$ 时, $V_1 = 0.15Qm^3$ $Q > 30m^3/min$ 时, $V_1 = 0.1Qm^3$ 注: Q 为空压机自由空气排气量 (2) 以储存压缩空气,调节用气量为目的, V_1 则需按实际所需储存和调气量来设计</p>
<p>12.11 贮气罐结构设计应符合规范</p>	 <p>The diagram illustrates two configurations for an air storage tank. The left configuration, labeled '不良' (Poor), shows a tank with an inlet at the bottom and an outlet at the top. The right configuration, labeled '良' (Good), shows a tank with an inlet at the bottom and an outlet at the top, with a height dimension $H = (2-3)D$.</p>	<p>(1) 贮气罐高度 $H = (2 \sim 3)D$ (2) 进气口在下、出气口在上,两者距离尽可能大 (3) 进行耐压试验(水压): $p_{试} \geq 1.5p_{in}$</p>

(续)

设计运行应注意的问题

12.12 干燥器的选型应合理

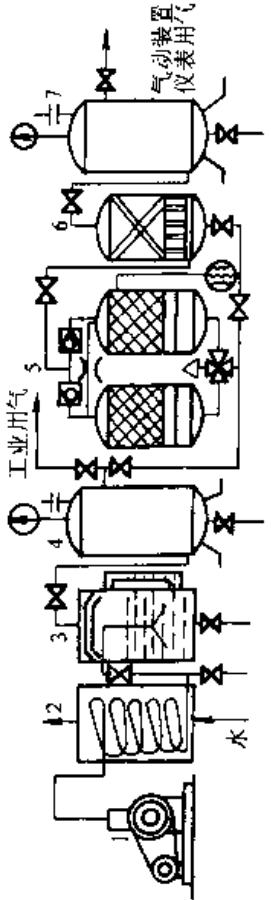


说明

对于某些高精度的气动仪表系统，供给的压缩空气需进行特殊干燥处理。采用吸附法的干燥器效果一般，制造成本低，冷冻式干燥器效果好，但投资成本较大

(续)

设计运行应注意的问题

说明	
<p>空压站内各设备总的作用是向气动系统提供具有一定的压力和足够流量,达到一定干燥度和净化程度的压缩空气;必须按图示顺序排列</p> <p>1 为空压机,2 为后冷却器,3 为油水分离器,4 为贮气罐,5 为干燥器,6 为过滤器,7 为贮气罐</p>	 <p>压缩空气站设备组成和布置示意图</p>
<p>因空气本身具有很大的膨胀性,(约为水的73倍);受压力容器如果以压缩空气进行耐压试验,很可能产生爆裂而造成安全事故。因此国家制定了严格的标准,只能用水作介质进行耐压检测;并保证:</p> $p_{max} \geq 1.5 p_{in}$	<p>12.14 气源装置均应进行水压试验</p>
<p>因气动系统的气源压力本身有限,故必须使气体在通过各个部位的流速不能过高而增大压力损失;因此分水滤气器的规格应按相关规定选取。即入、出口压力关系应满足下式:</p> $\left \frac{p_A - p_B}{p_A} \right \leq 5\%$	<p>12.15 分水滤气器规格不宜过小</p>

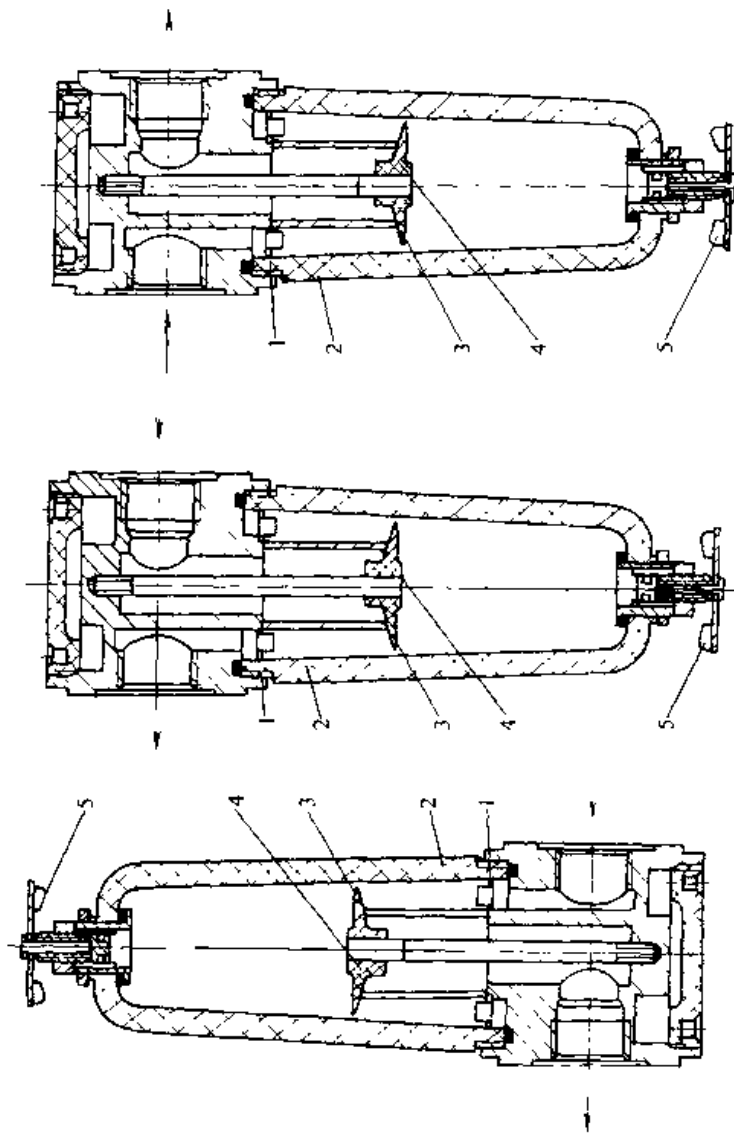
(续)

设计运行应注意的问题

说明

12.16 分水滤气器安装方向不能颠倒

因分水滤气器的存水杯 2 中存留所滤除空气中的水分、油分及杂质；如果倒装，污水等杂质又将随同气流进入系统；如果将其输入、出口接反，会使得气流进入水杯后不能形成旋风流，而使水分分离效果变差



误

误

正

分水滤气器工作原理图

- 1 旋风叶子
- 2 存水杯
- 3 挡水板
- 4 滤芯
- 5 手动排水阀

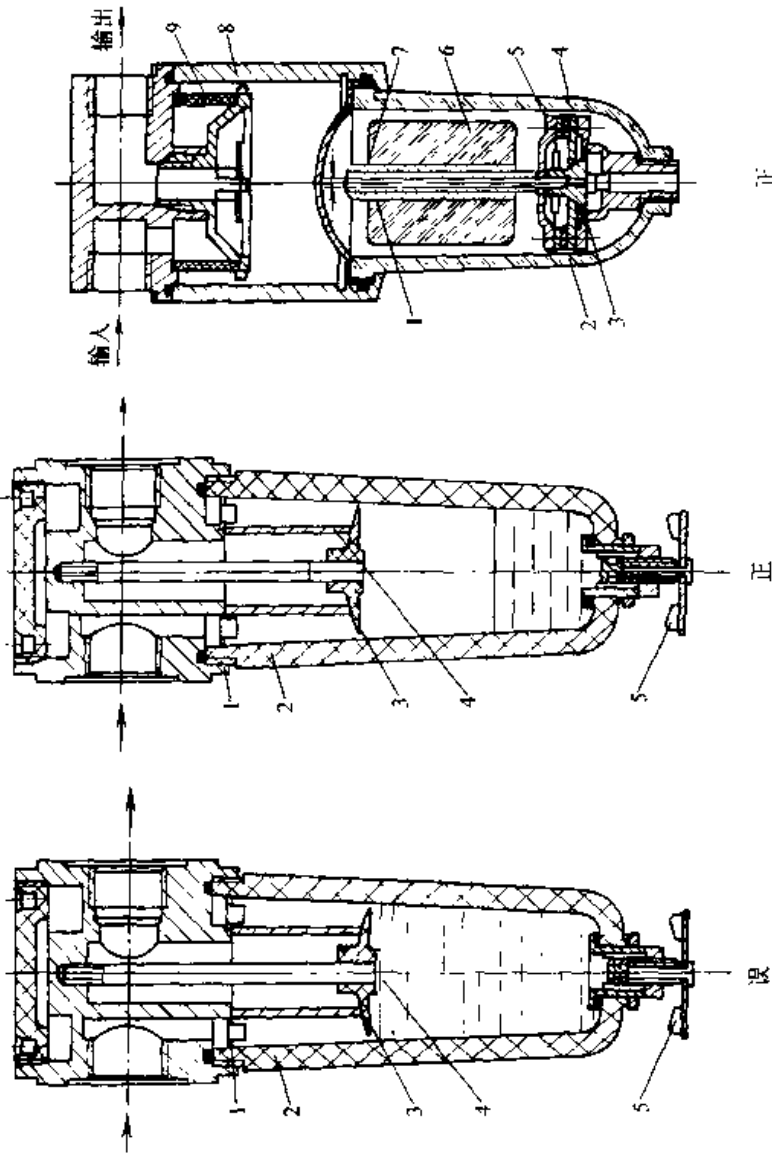
(续)

设计运行应注意的问题

说明

12.17 分水滤气器必须自动排水或不定期手动排水

存水杯中的污水水位不能过高,否则会出现污水随气流卷走的后果,从而降低空气净化程度。手动排水式应随时观察存杯中污水水位,到上线后及时擦动排水阀将污水排出



分水滤气器工作原理图

1 旋风叶子 2-存水杯 3-挡水板 4-滤芯 5-手动排水阀

自动排水式分水滤气器

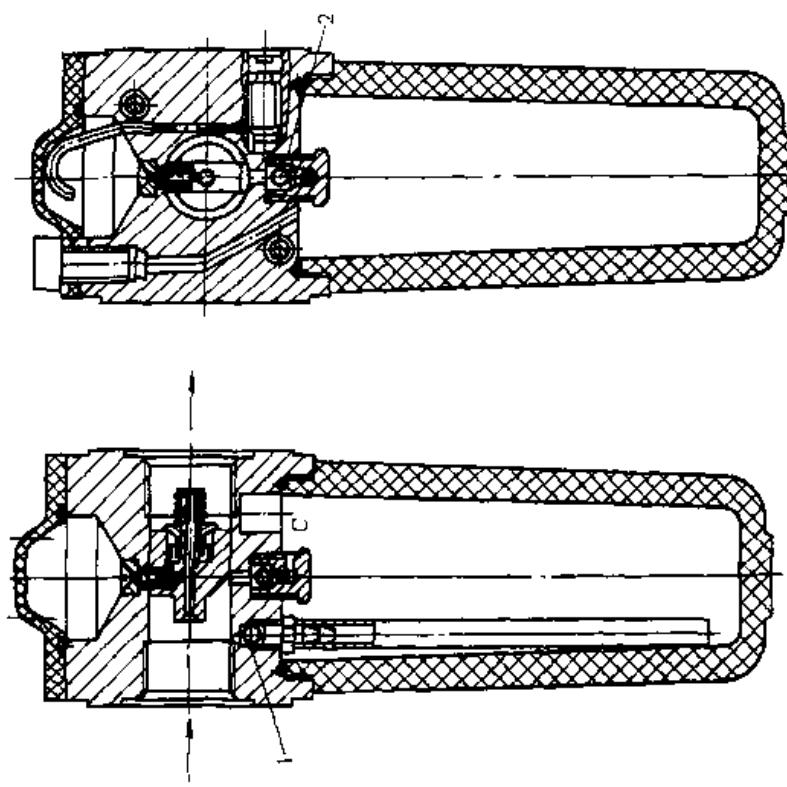
1、3--节流孔 2--进水孔 4 排水阀 5、7-膜片 6--浮筒 8 旋风叶片 9-过滤片

(续)

	设计运行应注意的问题	说明
12.18	分水滤气器滤芯必须定期清洗或更换	滤芯是用来阻挡灰尘等颗粒杂质的,使用时间的延长,会使其通气小孔逐渐堵塞,而使其通流面积减小,致使气流通过分水滤气器的压力降增大。因此应设法保证滤芯具备足够的通流面积
12.19	油雾器的规格不宜过小,也不宜过大	压缩空气的气压不高,因此必须严格控制各环节的压力损失即流速。故油雾器的规格选取首先要确保气流通过具的压力降满足下式: $\frac{p_A - p_B}{p_A} \leq 5\%$ 同时应注意“起雾流量”指标,如果过分增大规格,会使通过油雾器的气流过低而不能起雾,而起不到润滑元件的作用
12.20	油雾器安装距离不能过远	普通油雾器的油雾粒径为20~35 μm ,故其输送距离有限;因此油雾器应尽量靠近换向阀,与阀的距离不能超过5m;油雾器与换向阀之间的管道容积应为气缸行程容积的80%以下,当管路中有节流装置时,上述容积比例需减半

(续)

	设计运行应注意的问题	说明
12.21	油雾器油杯中的润滑油位应适中	<p>工作中,油杯中润滑油位应始终保持在油杯的上、下限刻度线之间。油位过低会导致油管露出液面而吸不上油;过高液面会导致油液直接接触,带走过多的润滑油造成管道油液沉积</p>
12.22	油雾器注油时不应停气	<p>打松注油油塞,油杯中的压缩空气逐渐排空,钢球的上下表面压力差增大,钢球2被压缩空气压在阀座上,基本切断了压缩空气进入油杯腔的通路,又由于钢球1的作用,封住了吸油管,压缩空气也不会从吸油管倒灌到油杯中。因此可存在不停气状态下从油塞口加油</p>



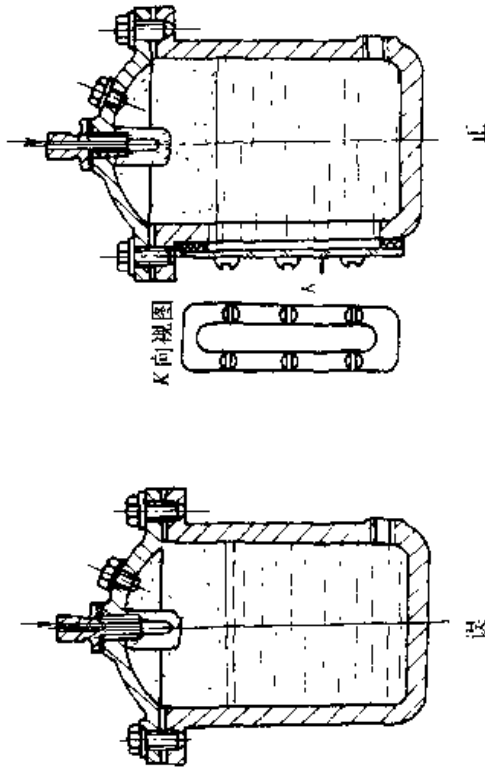
(续)

设计运行应注意的问题		说 明
12.23 油雾器润滑油的流量必须适中		油雾器滴油管上部有透明油窗,可观察节流阀调节的滴油量。滴油量一般以每分钟 30~50 滴为宜。太慢会导致阀及执行机构的运动副表面润滑不良,加剧磨损;过快会造成润滑油的沉积,造成浪费
12.24 选择消声器的种类应考虑降噪的频率		吸收型主要消除中、高频噪声。约降低 20dB 膨胀干涉型主要消除中、低频噪声,尤其是低频噪声 膨胀干涉吸收型既可消除中、高频,也能消除低频噪声。但制造成本较高
12.25 消声器规格不宜过小		消声器是用来降低作功排向大气的压缩空气所产生的噪音,规格过小,会增加气流通过消声器时的流速,削弱其降噪的效果。其规格一般根据其安装阀口规格配套或适当增加

(续)

设计运行应注意的问题

12.26 气液转换器侧壁应配置视窗



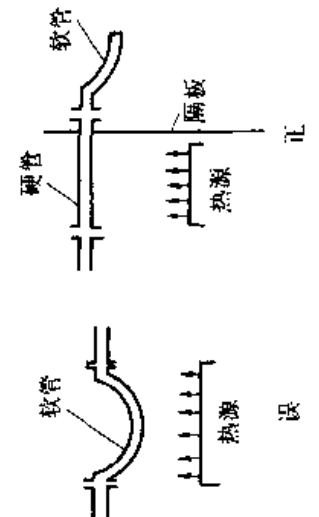
说明

气液转换器是把气信号转换成液压输出信号的装置,为保证所控制的液压装置正常工作,必须储存足够的油液,在工作过程中存在损耗,故须随时观察转换器内的液面高度及时进行补充

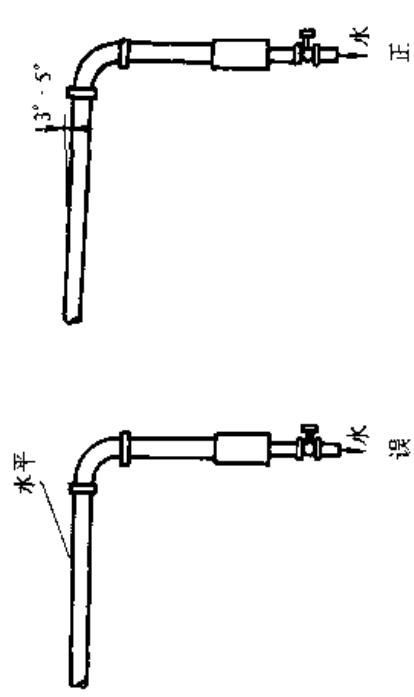
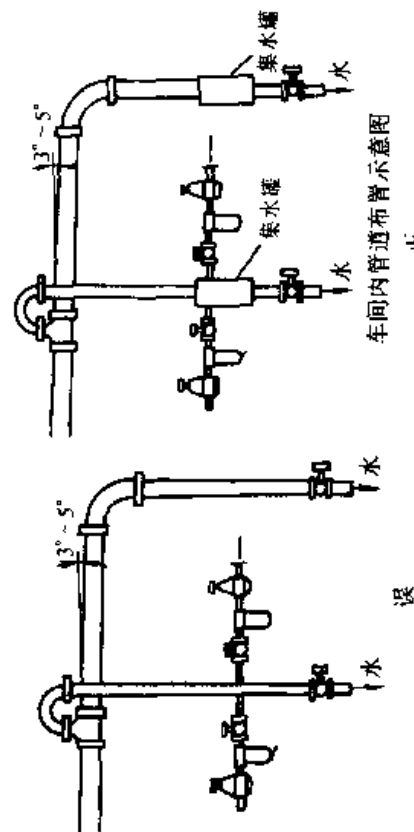
12.27 气液转换器的规格应适中

规格过小,因泄漏等损耗须经常向液压部分补充油液;而过大将加大了转换器的所占空间及投资;通常转换器的有效容积为执行机构所需油量的1.5倍左右

(续)

	设计运行应注意的问题	说明
<p>12.28 气动软管只适于无热源的气动系统中</p>		<p>目前常用的气动软管为尼龙管和PV管,受到高温热辐射会使其耐压能力大大降低,极易出现管路爆裂,同时长期处于这种环境下其极易老化而缩短使用寿命。这种场合应布置金属硬管</p>
<p>12.29 气动硬管应选用不易生锈的管材</p>		<p>进入气动管路的压缩空气虽然经过了一系列的处理,但其中仍含有一定的水分,这些水分中的一部分会逐渐沉积下来,残留在执行元件及管路中,导致锈蚀而产生污染。因此气动硬管应尽量选用紫铜管;也可用镀锌钢管</p>
<p>12.30 气动管接头应考虑拆卸的便利</p>		<p>气动元件需定期检修及更换,故设备内部配管应尽量选用单手即可拆装的快插接头;外部之间的主管路尽量选择带单向阀的快换接头</p>

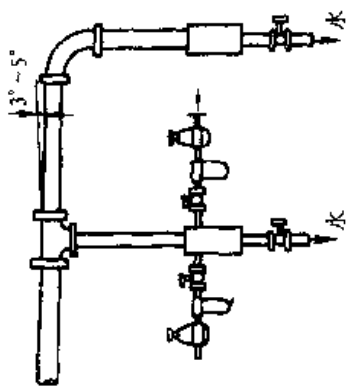
(续)

设计运行应注意的问题		说	明
12.31	<p>厂区及车间干线管道应有一定角度的倾斜</p> 	<p>压缩空气干线管道应沿墙或柱子顺气流动方向向下倾斜 $3^{\circ}\sim 5^{\circ}$, 以使沉积在管道中的积水, 污物顺管流出</p>	
12.32	<p>干线管道及支线管道终点应设置集水罐</p> 	<p>为了收集压缩空气主管路中的积水、污物, 必须在干管和支管的终点(最低点)设置集水管(罐), 以便定期排放沉积的污水等</p>	

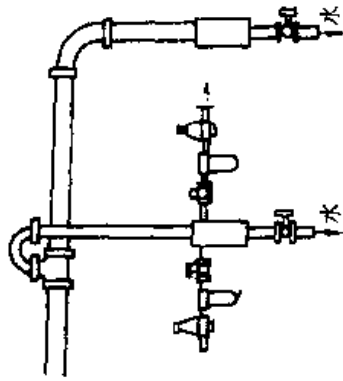
(续)

设计运行应注意的问题

12.33 支管必须在干管的上部采用大角度拐弯后再向下引出



车间内管道布置示意图
误



车间内管道布置示意图
正

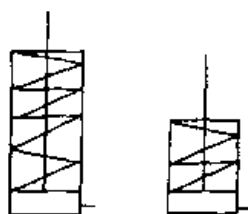
说明

为了尽量减少污水进入到即将与用气设备相连的支路,布管时支管必须从干管的上部大拐弯再向下

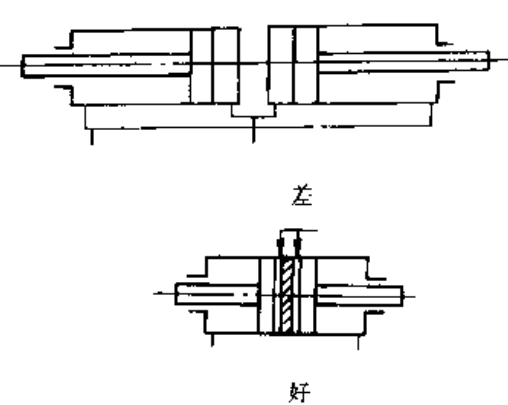
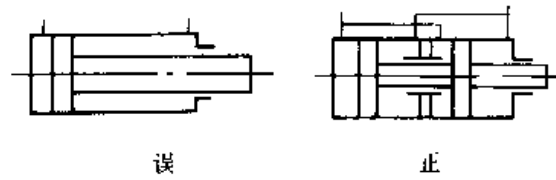
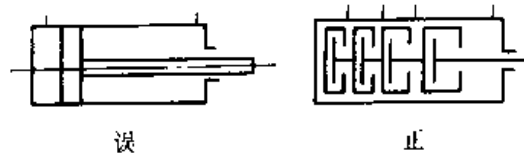
(续)

	说 明
12.34 设计运行应注意的问题 各干管和支管的空气流速不能太高	因压缩空气通常为集中供气,输送距离较远,而压缩空气的供气压力又相对较低,因此必须严格控制管路沿程压力损失,即管路空气流速。I区内:8~10m/s;车间内:10~15m/s
12.35 必须严格控制整个供气系统的压力损失	空压站出口的供气压力一般为0.6~0.8MPa,而气动系统的设计使用压力不低于0.5MPa。因此对压缩空气输送管道,阀门等的总的压力损失都有规定: 流水生产线上压力损失应小于0.01MPa 车间内压力损失应小于0.05MPa 全厂范围内压力损失应小于0.1MPa
12.36 空压站输出的压缩空气相对湿度必须小于90%	我国现行气动产品使用条件中都有明确规定;所用介质必须是洁净压缩空气,其相对湿度小于90%。如果含湿量过大,会导致气动元件的腐蚀和失效

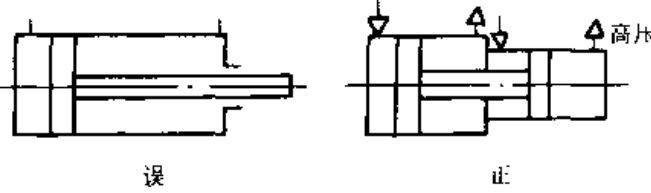
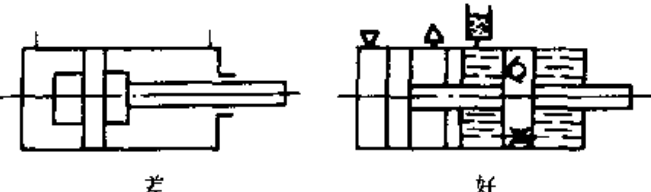
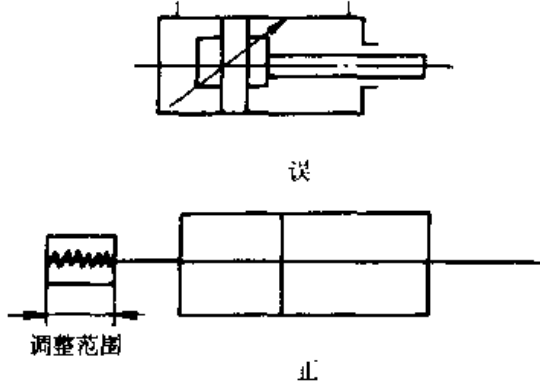
第 13 章 气动执行机构的选择设计和运行

设计运行应注意的问题	说 明
<p>13.1 气缸输出力(动载荷)计算时,必须考虑其“负载率”</p>	<p>气缸设计应考虑尽量使气缸动特性参数较为优化,它涉及运动准备段时间,运动段时间,运动总时间,最高运动速度,平均速度及缓冲效果,综合考虑后,采用负载率“η”计入公式,输出力为:</p> $F = A \cdot p \cdot \eta$ <p>A 为活塞面积, p 为工作压力</p> <p>一般取 $\eta = 0.3 \sim 0.5$,运动速度较高时取 0.3 左右,运动速度较低时取 0.5 左右</p>
<p>13.2 弹簧复位单动气缸行程不能过大</p> <div style="text-align: center;">  <p style="margin-left: 100px;">差 好</p> </div>	<p>其输出力必须克服弹簧的反作用力,行程越大,其弹簧压缩量越大,对其输出力影响也越大;因此,一般 $\phi 25$ 以下气缸(单动)行程 $\leq 150\text{mm}$,$\phi 40$ 单动气缸行程 $\leq 200\text{mm}$</p>
<p>13.3 薄膜式气缸只能适用于短行程</p>	<p>以膜片代替活塞的气缸,缸体内壁不须加工,结构简单,轴向尺寸小,但行程受薄膜的变形量限制,只能加工成短行程</p>
<p>13.4 气缸运动速度较高时,必须选用可调缓冲型气缸</p>	<p>缓冲效果的计算至今尚无精确方法,因此需要根据实际运行情况调节;运动速度较高、冲击能也较大,因此必须调节缓冲节流阀的开度来获得较好的缓冲效果</p>

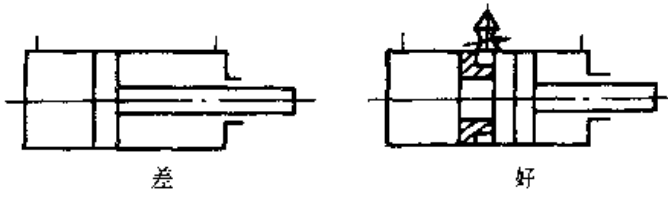
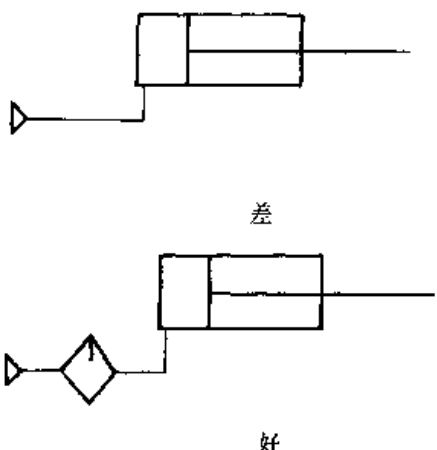
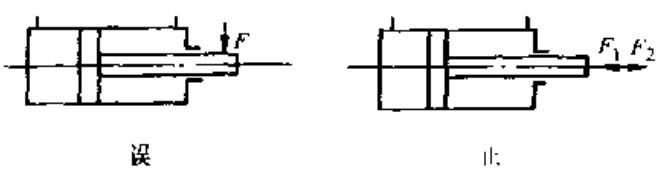
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
13.5 安装空间受限时宜选用薄型气缸	当气缸的轴向空间受限时,应考虑选用薄型气缸,其轴向基本长度只有普通气缸的1/3左右
13.6 为实现反向同步宜选用双活塞气缸 	利用双活塞气缸实现反向同步运动,既能大大缩小轴向结构尺寸,又能保证较好的同轴度。比较分立式普通气缸更经济,简便
13.7 径向尺寸受限而须增大输出力时宜选用串联气缸 	由于压缩空气的工作压力受集中供气的压缩空气站的约束,一般气压为0.5MPa左右,当径向尺寸不能过大,而输出力较大时,只有通过选用串联气缸(增大有效作用面积)来实现
13.8 为获得多个精确定位控制,宜选用数字气缸 	由于压缩空气具有很大的压缩性和膨胀性,气缸本身不能实现精确定位,故只能采用数字气缸通过机械结构本身获得精确定位

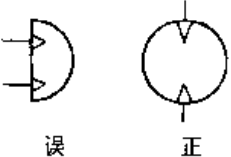
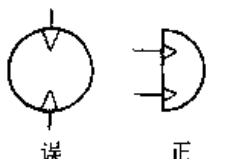
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>13.9 为获得局部超高压压缩空气,宜选用增压气缸</p> 	<p>集中供气的空压站所供气压一般为 0.6~0.8MPa,如某个局部需要超高压气体,只能利用增压气缸来实现。其增压后压力:</p> $p_2 = \frac{A_1}{A_2} p_1$ <p>式中 A_1、A_2—分别为大、小活塞有效面积</p> <p>p_1—空压站输出压力</p> <p>p_2—小活塞端输出的超高压气体压力</p>
<p>13.10 为获得稳速运动,宜选用气—液阻尼缸</p> 	<p>由于气体具有可压缩性,工作速度稳定性较差;利用气缸出力、液压缸调节速度的气液阻尼缸;即充分利用液体不可压缩和流量易于控制的优点而获得活塞杆的稳速运动</p>
<p>13.11 为获得高精度位置控制时,宜选用气可调行程气缸</p> 	<p>当用气缸作执行机构而需要输出精确的工作行程时,应尽量选用行程可调气缸;这种气缸通过机械结构可以精确调整的范围为 0~50mm</p>
<p>13.12 超长行程气缸应设置加强环</p>	<p>当气缸的行程与气缸活塞杆径之比大于 10 时,应在活塞杆上设置加强环,以增加其导向距离,避免别劲和自锁(由于运动中的偏载而引起)</p>

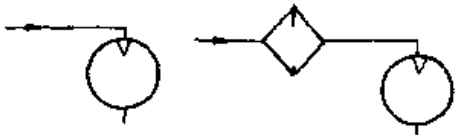
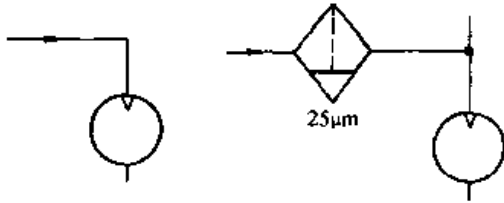
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
<p>13.13 为获得较大的冲击动能,宜选用普通型冲击气缸</p> 	<p>当需要利用较大的冲击能做功时,应选用冲击型气缸来实现,其冲击能(同规格尺寸)比普通气缸大几十倍,甚至上百倍</p>
<p>13.14 为延长气缸寿命,应保证良好的润滑</p> 	<p>气缸活塞与缸筒,活塞杆与端盖之间都采用软质密封,为减小密封圈磨损,应在运动副表面涂以润滑脂,气源入口应设油雾器,并调节适当的滴油量</p>
<p>13.15 气缸运动速度不宜过低</p>	<p>当利用气缸作执行机构,由于气体具有可压缩性,设计其最低运动速度应大于等于50mm/s,否则会产生失稳(爬行)现象</p>
<p>13.16 气缸不能承受径向力</p> 	<p>气缸相对运动的配合处都装有密封圈,故在安装时,活塞杆只能承受拉压力载荷,而不允许承受偏心或径向载荷;否则会加速密封圈局部磨损而导致气缸失效</p>
<p>13.17 输出力在40kN以上时,不宜选用气缸驱动</p>	<p>由于气缸的工作介质—压缩空气的工作压力一般为0.5~0.8MPa,另外气缸结构尺寸不宜过大,因此总输出力$\geq 40\text{kN}$时,一般应选用液压缸驱动</p>

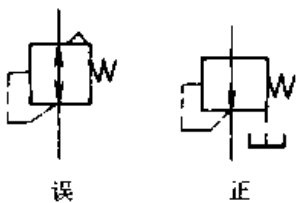
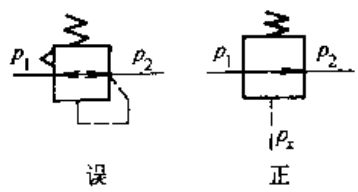
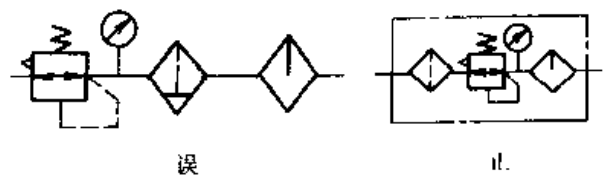
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
13.18 气缸尽量不使用满行程	采用气缸驱动时,考虑安装调整的便利性,并避免活塞撞击端盖而损伤气缸.设计时,应按机构所需行程多加 10~20mm 的行程余量
13.19 连续回转宜选用气马达驱动 	连续回转机构的驱动宜选用气马达驱动,既可无级调速,还能方便实现正、反转,适应于恶劣环境;且能带载启动
13.20 往复回转运动宜选用摆动气马达驱动 	在某个角度范围内的往复运动机构宜选用摆动式气马达驱动。达到换向灵活,速度调节方便,转动角度控制方便
13.21 高速小转矩宜选用叶片式气马达	当机构旋转速度较高,而转矩较小时,可直接选用叶片式气马达驱动;最高转速可达 $5 \times 10^4 \text{rpm}$,最低转速不能低于 500rpm
13.22 低速大转矩宜选用活塞式气马达	活塞式气马达启动,低速工作性能好,能在低速下拖动重负载;其最低稳定转速可达 100rpm
13.23 工作环境恶劣时宜选用气马达	气马达采用压缩空气驱动,在易燃、易爆、高温、振动、潮湿、粉尘等恶劣条件均能正常工作;且具有过载保护功能,可以直接带负载启动;可长时间满载连续运转
13.24 在变载荷工况下,选择气马达应考虑速度范围及力矩	选择气马达主要从负载状态出发,由于气马达输出特性为软特性;其输出转矩随转速升高而减小,因此应参照所选马达的特性曲线兼顾二者

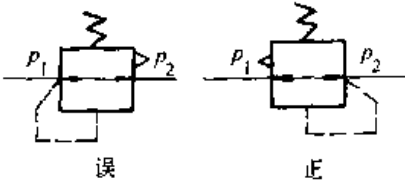
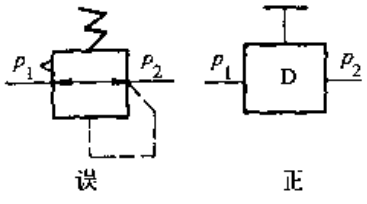
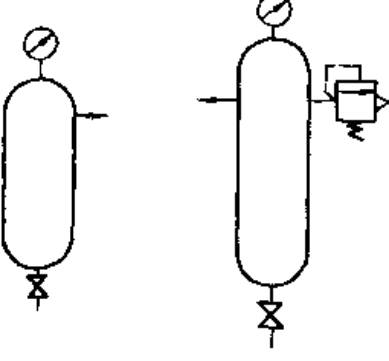
(续)

设计运行应注意的问题	说 明
13.25 在均衡载荷下,选择气马达应着重考虑工作速度	当工作机构承受转矩为一恒定值时,这时应着重选择一合适转速的马达来驱动。工作转速应在马达额定转速的 25%~75%之间为佳
13.26 气马达运转中必须保证良好的润滑  误 正	润滑是气马达正常工作不可缺少的一环,在保证良好的润滑条件下,两次检修期间至少实际运转 3000h;故须在马达操纵阀前配置油雾器,按期在油杯中注油,并调节适当的滴油量
13.27 供给气马达的压缩空气必须达到规定的清洁度  误 正	由于气动马达运动副之间的相对运动速度很高,另外运动副之间大都为金属直接接触;为保证马达正常运行和较长的使用寿命,进入马达的压缩空气的过滤精度必须高于 25 μ m
13.28 气马达应定期检修	气马达,特别是叶片式气马达,其转速较高,零部件磨损较快;每运行 2500h 左右进行一次大修和清洗,更换必要的零部件,避免出现毁灭性的破损;能大大延长马达整机的寿命
13.29 叶片式马达工作转速低于空载最大转速的 25%时,应改用活塞式气马达	由于叶片式气马达是利用叶片顶部与马达定子内表面紧密接触而保证密封的;如果转速过低,离心力太小,而会导致其内泄漏大大增加而降低效率;这时就应选择额定转速较低的活塞式气马达驱动

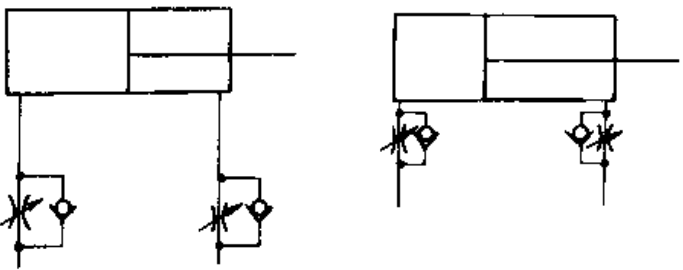
第 14 章 气动控制元件的选择 设计及系统设计运行

设计运行应注意的问题	说 明
<p>14.1 通过某些特殊气体时(有毒、有害),应选择非溢流式减压阀</p> <div style="text-align: center;">  </div>	<p>溢流式减压阀在工作时经常通过溢流孔向大气中排出少量气体,如果通过减压阀的气体为有毒或易燃易爆等气体,这将对大气造成污染或危及附近工作人员安全。这种情况下,必须选择非溢流式减压阀</p>
<p>14.2 有远程调压需要时,应选用外先导式减压阀</p> <div style="text-align: center;">  </div>	<p>当减压阀安装位置较高或环境较危险,致使调压困难时,这时应选用外先导式减压阀作主阀,另外选用小型直动式减压阀来控制主减压阀的出口压力值</p>
<p>14.3 气动减压阀的规格不宜过小</p>	<p>由于气源压力有限,一般$\leq 0.8\text{MPa}$,如果减压阀的规格过小,输出流量增大会导致其阀口压降过大,使得其出口压力过低,能耗过大。通常用作稳压阀时,阀口压降应控制在0.1MPa以内</p>
<p>14.4 气动减压阀应安装在过滤器与油雾器之间</p> <div style="text-align: center;">  </div>	<p>气动减压阀内部结构有阻尼孔和喷嘴,这些小孔很容易被杂质堵塞而导致减压阀工作失灵;因此,进入减压阀的气体应先进行过滤处理;而为了保证雾化后的油雾尽量不被阻碍,油雾器一般尽量靠近换向阀安装</p>

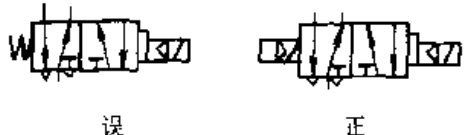
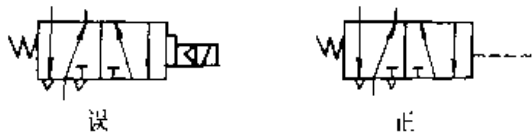
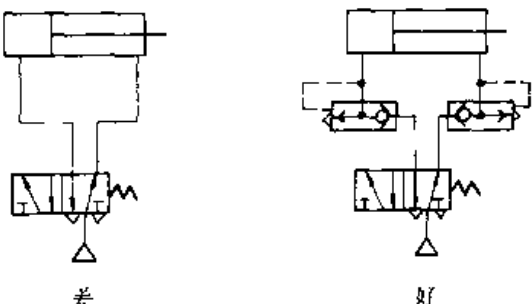
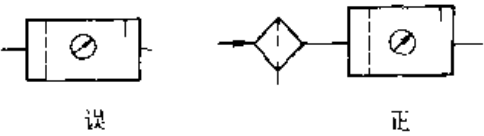
(续)

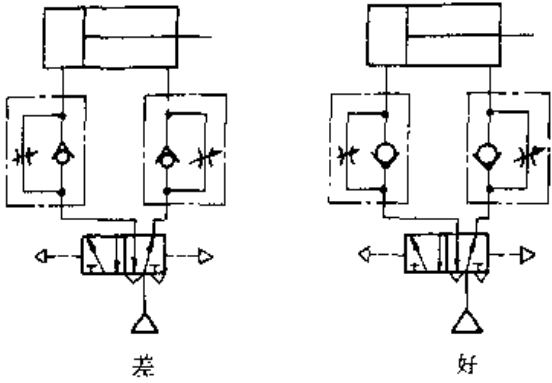
设计运行应注意的问题	说 明
14.5 减压阀不使用时,应放松其调压旋钮	气动减压阀的稳压是利用橡胶膜片上下的弹簧力与气体压力的相互平衡而实现的;当减压阀不工作时阀腔无气体压力作用,如不放松调压旋钮,则膜片在弹簧力的经常作用下而产生变形,从而使减压阀的性能大大降低
14.6 减压阀的进、出口不能颠倒 	因气动减压阀内部结构上利用出口的压缩空气与调压弹簧相平衡来稳定其出口压力,如果将其进出口接反,则减压阀就不能起到稳定出口压力的作用
14.7 为获得高精度的稳定气压,应选择定值器 	定值器在先导式减压阀的结构上增加了恒压降装置,使喷嘴得到稳定的气源流量,从而大大提高了稳压精度。先导式减压阀的出口压力波动 $\Delta p_2 \leq 5\% p_2$, 定值器: $\Delta p_2 \leq 1\% p_2$
14.8 空压机及贮气罐上必须设置安全阀(溢流阀) 	由于压缩空气具有很大的膨胀性,容器破裂会产生很大的危害,因此在空压机和贮气罐上必须设置安全阀,其设定值为其最大工作压力加 $\pm 0.05\text{MPa}$ 为宜

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
14.9 气动节流阀不能保证气动执行机构稳速运动	因气体具有压缩性,故当执行机构承受变动的载荷时,其速度也会随之变化;运时应借助液压或机械装置来补偿。例如气液联动
14.10 气动节流阀应尽量安装在执行机构附近  <div style="display: flex; justify-content: space-around; width: 100%;"> 差 好 </div>	因压缩空气具有较大的膨胀性和压缩性,容腔越大,变化量越大;当然对运动速度平稳性的影响也越大;为使执行机构的速度尽量稳定,故应尽量选用管接头式节流阀,将其直接安装在执行元件的进、排气口上
14.11 通过气体流量较大时,应选用截止式换向阀	截止式换向阀的阀芯移动量很小就可以使阀完全开启,同时采用软质材料密封,内泄漏很小。而滑阀可动部分重量大、惯性大;因而需要把承受冲击部件设计成抗冲击的结构;故不宜制造成大口径的规格
14.12 要保证较好的密封性能,应选用截止式换向阀	由于空气的粘度非常小,极易造成泄漏;截止式换向阀均采用软质材料(橡胶)密封,且当阀口关闭后始终存在背压作用,几乎达到零泄漏状态
14.13 压缩空气的质量较差时,应选用截止式换向阀	因滑阀的密封是依靠阀芯与阀套配合保证的,当气体介质的清洁度,油雾状态不佳时,极易导致滑阀卡死或磨损而失效;截止式阀芯与阀体之间不存在配合表面,从而对介质要求不高

(续)

设计运行应注意的问题	说 明
14.14 要实现“记忆”功能时,应选用滑阀式换向阀 	由于滑阀结构的对称性。静止时用气压保持轴向力平衡,采用双电磁铁就能实现阀的“记忆”功能;即用短信号控制长信号,大大延长电磁铁的使用寿命
14.15 工作环境恶劣时,宜选用气控换向阀 	气控换向阀是以气压为动力切换主阀,从而避免了电磁铁通、断电瞬间的电火花,或潮湿导致的漏电等;对于易燃、易爆、潮湿、多粉尘场合,应以全气控为佳。确保操作安全可靠
14.16 为提高气缸往复运动速度,应采用快速排气阀 	将快排阀安装在换向阀和气缸之间,使气缸的排气不需通过换向阀而直接从快排阀排出,缩短了气路,加快了换向速度
14.17 进入大型用气设备的气源管路上应设置主路过滤器 	气源处理三联件中的分水滤气器的处理能力有限,如果气流很大,必须在主进气管上设置专用的过滤装置;其处理能力是同规格的三联件的10倍。性能也好,寿命更长
14.18 多个控制元件串联的系统,应复核其合成“S”值是否满足要求	因为合成“S”值的大小直接影响到系统的流通能力,即执行元件的运动速度;而元件串联之后的合成“S”值将小于所有元件中最小的“S”值;故必须进行综合核算。 $\frac{1}{S_n^2} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{S_i^2}$

设计运行应注意的问题	说 明
<p data-bbox="209 409 900 483">14.19 为提高气缸运动的平稳性,应尽量采用排气节流调速方式</p> 	<p data-bbox="935 409 1347 618">因排气节流调速回路的进气阻力小,受外载变化影响小,其运动平稳性相对效果也好些。故除垂直安装的气缸举升重物之外,一般应采用排气节流</p>

参 考 文 献

1. 雷人觉主编. 新编液压工程手册, 2版. 北京: 北京理工大学出版社, 1998
2. 宋学义主编. 袖珍液压气动手册. 北京: 机械工业出版社, 1995
3. 马玉贵、马治武主编. 新编液压油使用与维修技术大全. 北京: 中国建材工业出版社, 1996
4. 齐文杰等编著. 液压设备故障诊断分析. 黑龙江省机械工程学会. 北京: 机械工业出版社, 1994
5. 史纪宇、褚光玉编著. 液压系统故障诊断与维修技术. 北京: 机械工业出版社, 1990
6. 江泽欣、田振翔著. 液压传动系统的故障与修理. 北京: 电子工业出版社, 1980
7. 阿托斯电子. 液压产品. 样本. 1991
8. 门泰. 著. 液压缸和气缸的故障分析. 柴志浦译. (第一版). 煤炭工业出版社, 1980
9. 姜继海、宋锦春、高常识主编. 液压与气压传动(第一版). 北京: 高等教育出版社, 2002
10. 陆望龙编著. 实用液压机械故障排除与修理大全. (第一版). 湖南: 科学技术出版社, 2001
11. 吴宗泽. 机械设计禁忌. 1. 1. 北京: 机械工业出版社, 1996
12. 官忠范、李笑、杨敢编著. 液压系统设计、调节失误实例分析(第一版). 北京: 机械工业出版社, 1997
13. 曹鑫铭主编. 液压伺服系统. 冶金工业出版社, 1991
14. 徐灏等主编. 机械设计手册. 第二卷. 第2版. 北京: 机械工业出版社 2001
15. 郑世生主编. 气压传动及控制. 北京: 机械工业出版社, 1988
16. 宋锦春. 液压阀块直角孔道漏力分析. 液压气动与密封, 1993, No. 1
17. 赵应麒. 常用液压缸与其修理. 上海交通大学出版社, 1996