

36. 液压试验

36.1 液压试验技术

36.1.1 有关液压试验技术的一些概念

(1) 液压试验技术

通过人的主观能动性和所具有的技术水平,将液压试验设备与测量系统有机地结合起来,为有效地完成规定的试验任务服务的一整套技术工作,统称为液压试验技术。

试验技术中一般包括的技术性工作有:试验前的准备工作(制定试验大纲和计划、试验设备的备置、测量仪器及系统的选择和标定、试验环境条件的准备等);试验油路及测量装置的安装、调试;试验数据的获取和记录、试验数据处理、误差分析;试验的结论和编写试验报告等。

(2) 液压试验设备

它是在液压试验中,为达到一定的试验目的所使用的设备的总称。主要包括有三部分:试验对象、基本设备和辅助设备。

试验对象 它可以是实际应用的液压元件和系统、新研制的样机;也可以是为某项试验目的而专门设计的试验装置。试验对象俗称为被试件。

基本设备 它是进行液压试验必备的主要设备。包括液压源、试验台和油箱等。

辅助设备 是为完成一定的试验任务所需的一些附加设备。如加载装置、冷却和加热装置、过滤设备、环境模拟设备和安全保护装置等。

(3) 液压试验设计

在接受某项试验任务后,为了使试验任务能在最佳的条件下,高效率、低成本地圆满完成,事先要对整个试验工作进行规划和设计,这就是“试验设计”。它包括的内容有:制定试验工作计划;拟定试验大纲测量仪器的选择与标定。

试验大纲是具体指导试验工作进行文件。它是根据试验任务书的要求、国家或部颁的试验标准及试验技术条件、具体实验室的实际情况来拟定的。试验大纲应包括的内容有:

- 试验的目的及意义;
- 试验的具体内容及要求;

- 试验的具体实施方案(包括油路,电路设计,测试方法及测量精度。如果试验对象需要设计的话,应提出工作原理及设计方案等)。

- 提出试验条件的要求。如试验要求的油源压力、流量的范围、稳压程度、油温允许的变化范围、工作油液的性能指标、环境模拟的要求等。

根据试验大纲规定的测试方案及精度要求来选择适用的参数传感器及测试仪器。选择时主要考虑的因素有三:

量程范围 要保证被测量的变化范围一定要在仪器的量程之内。

精度 仪器精度级别的选取应根据试验大纲规定的误差大小来定;或是根据试验结果总误差的要求,按误差分配原则来设计的。

快速响应 若要求进行动态测量,在选择测量仪器时,要求它具有快速响应能力。主要的指标之一就是仪器本身的固有频率或它的工作频率范围。关于动态测量和仪器固有频率的选取请参阅 35.1.1-(4)节。总的来说,在测量仪器的选择上应持科学、严肃、慎重的态度。

关于测量仪器的校准和传感器的标定工作,是试验前的一项重要准备工作。所谓仪器的校准是在规定的使用条件下,用标准量或高精度档次仪器的量值与被校仪器的量值进行比较,以判定后者的精度是否符合要求,或作出校正曲线的工作。这只是就仪器本身作出合格与否的鉴定,以保证它所测的量值的可靠性。而传感器的标定必须是在试验工作条件下,对它进行静态或动态标定,作出标定曲线。由于校准和标定工作都涉及标准仪器或标准量值的精度选取问题。这就要根据微小误差准则来进行设计,使选定的标准仪器的误差对标定结果总误差的影响小到可以忽略的程度。

对传感器、测量仪器进行标定和校准的一般原则如下:

- 在试验准备阶段,按“试验设计”而选取的测量仪器或传感器,都要在与试验工作条件相同的情况下进行校准或标定,作出校准或标定曲线。以确保试验数据的可靠性。当试验周期较长或在恶劣环境下工作

时,在试验的间隙中应对它们多次进行校准和现场标定。

- 高级、精密仪器除按规定的条件保存、运输、使用外,还必须定期送国家计量单位检验。

- 长期运转使用的仪器,在正常情况下建议一年内至少进行一次校检。

- 在试验进行期间,对所测得的数据产生怀疑时,应及时重新对仪器进行校检。一般在试验完成后,也还要对它们进行校核。

(4) 液压试验工作环境的要求和条件

温度和湿度 室温宜保持在 20℃ 左右。湿度宜在 80% 以下。

防尘 液压试验室应要求密封以防尘。要求高的试验应在密封净化间里进行。

空调和通风 由于试验间是密封的,故室内的水蒸汽、人呼出的二氧化碳气、液压油蒸发的废气等都将使室内湿度增加、空气污染,将直接严重影响工作人员的健康和仪器、设备的正常工作。所以要求强制通风或安装空调;但一定要监控室内的空气质量,否则将适得其反。

“文明生产”制度 实际是为保障液压试验能正常进行所必须规定的一些规章制度。

安全、防护措施的配备 这些设施包括防火、防爆、保障人身安全的设施,仪器设备的安全设施。如消防器材的配备、安全罩、液压油路的超压保护、电路的失压保护和不间断措施等。应通过各种尽可能办到的措施,以保障人身和国家财产的安全。

特殊的环境试验要求 在液压试验中,由于有些产品要根据其使用的特殊环境条件,要求在实验室条件下再现和模拟这些条件。如高、低温试验,盐雾环境试验,淋雨试验,道路模拟试验,振动及大加速度试验等。测试产品在这些条件下性能的变化和承受能力。

(5) 试验报告的编写

试验报告是试验工作成果的反映,是最后的表达形式。编写试验报告的能力是试验工作者的一项基本功。试验报告一般应包括的内容有:

- 试验项目;
- 试验油路及测试线路。应包括油路及测试工作原理说明;组成试验油路各元件的选择和简单计算;传感器、测量仪器的选择,包括型号、精度级别以及校准、标定方法和特性曲线等。
- 试验装置及试验方法简介。
- 试验条件说明。包括工作油液牌号、粘度、试验

油温、室温、过滤精度等。

- 试验所测得的数据。包括数据表格、特性曲线、试验照片、记录曲线等。

- 试验结果分析。包括试验数据误差分析;由试验得出的结论;试验中存在的问题和改进意见等。

(6) 液压试验的分类

一般有两种分类方法,按试验内容分和按试验的性质分。

A. 按试验内容分

性能试验 旨在获得被测对象的静态和动态性能参数(或指标)。如液压泵的排量、容积效率;溢流阀的压力—流量特性(启闭特性);电液伺服阀或电液伺服系统的频率特性等。

寿命试验(或耐久性试验) 目的在于考核被测对象在额定工况下,规定连续工作的时间之后的性能。是产品工作寿命的极限。在此时间之内,产品的性能应得以保证。这项试验只对批量产品进行抽试。

环境试验 目的在于考核被测对象对环境变化的适应能力。主要是根据产品具体的使用场合而提出的。如高、低温,盐雾,真空,振动,大加速度和耐污染等。

耐压试验 为了保证产品的安全、可靠性;并考核某些零件在高压下的强度和密封件的密封性能等需要进行此项试验。

B. 按试验的性质分

科研性试验 为某些科学研究的目的而专门进行的一些试验项目。

型式试验 主要是对产品进行全面性能的测试和考核。目的在于对产品的鉴定和新产品的定型。对于型式试验要进行的试验项目,我国在试验方法标准中有专门的规定。

出厂试验 主要是针对已定型并且有一定批量的产品,为了保证其使用性能,选出几项有代表性的性能指标作为合格的标准,在出厂之前必须进行试验考核。出厂试验的项目,在试验标准中有明确规定。

(7) 试验标准

为了统一液压元件的质量标准和适应日益发展的国际、国内的技术交流和贸易的需要而制定各种试验标准。对于液压元件的试验来说有:ISO 国际标准、国家标准局颁布的国家标准(GB)和各部颁布的部颁标准(如 JB、HB 等),另外还有企业自行制定的企业标准等。

一般液压元件的试验方法标准中都包括有以下基

本内容:

- 技术术语和符号的说明和规定;
- 试验条件的规定,包括试验用油液的粘度、油温及清洁度等级等;
- 试验项目和试验方法,包括试验回路,将有关液压元件和系统需要考核的性能定为试验项目,并规定试验内容和为获得这些性能指标的详细试验方法

等;还分别指明型式试验和出厂试验应作的试验项目。

- 参数测试点的配置和测量精确度等级的规定。

为了便于比较和正确地测试各有关参数,标准中规定了测量点的位置,如液压阀试验标准中规定上游测点要求距阀 $10d$ (d 为管径)处等。根据试验的不同要求,将测量的精确度分为不同的等级, A、B、C 三级,如表 36.1-1 所示。

表 36.1-1

测量参量	测量精确度等级		
	A	B	C
压力(表压力 $p \geq 0.2\text{MPa}$)/(%)	± 0.5	± 1.5	± 2.5
流 量/(%)	± 0.5	± 1.5	± 2.5
转 矩/(%)	± 0.5	± 1.0	± 2.0
转 速/(%)	± 0.5	± 1.0	± 2.0
温 度/ $^{\circ}\text{C}$	± 0.5	± 1.0	± 2.0

- 稳态工况时参数的允许变动范围;
- 数据处理和结果表达的要求。包括提供该项试验要用的计算公式、供参考的特性曲线形状,对试验报

告的格式和内容的要求,报告中应注明的事项以及由试验曲线上如何求取性能指标的方法等。

36.1.2 液压试验方法标准目录汇编

表 36.1-2

标准编号	标准名称
GB7936-87	液压泵、马达空载排量测定方法
GB7939-87	液压软管总成试验方法
GB7783-87	计量泵试验方法
GB8104-87	流量控制阀试验方法
GB8105-87	压力控制阀试验方法
GB8106-87	方向控制阀试验方法
GB8107-87	液压阀压差—流量特性试验方法
GB5861-86	液压快换接头试验方法
GB8720-85	O形橡胶密封圈试验的标准方法
GB9064-88	螺杆泵试验方法
GB/T 5563	胶管液压试验方法
GB/T 5568	高压胶管脉冲试验方法
GB/T 14041.1-93	液压滤芯结构完整性试验方法
GB/T 14041.2-93	液压滤芯材料与液体相容性试验方法
GB/T 14041.3-93	液压滤芯抗破裂性试验方法
GB/T 14041.4-93	液压滤芯额定轴向载荷试验方法
JB/JQ 20115-88	低速大扭矩液压马达试验方法 第一部分 径向柱塞马达
JB/JQ 20118-88	低速大扭矩液压马达试验方法 第二部分 钢球式和双斜盘式马达(试行)

续表

标准编号	标准名称
JB/JQ 20119 - 88	液压超高压定排量柱塞泵试验方法(试行)
JB/JQ 20121 - 88	液压超高压手动泵试验方法(试行)
JB/JQ 20123 - 88	低速大扭矩液马达试验方法 第三部分 摆线马达(试行)
JB/JQ 20127 - 90	液压齿轮马达试验方法第一部分 10~25MPa 齿轮马达(试行)
JB/JQ 20202 - 88	二通插装式液压阀试验方法(试行)
JB/JQ 20204 - 88	液压多路换向阀试验方法(试行)
JB/JQ 20205 - 88	叠加式溢流阀和电磁溢流阀试验方法(试行)
JB/JQ 20206 - 88	叠加式减压阀试验方法(试行)
JB/JQ 20207 - 88	叠加式顺序阀、顺序节流阀和顺序背压阀试验方法(试行)
JB/JQ 20208 - 88	叠加式压力继电器试验方法(试行)
JB/JQ 20209 - 88	叠加式单向阀和液控单向阀试验方法(试行)
JB/JQ 20210 - 88	叠加式节流阀和调速阀试验方法(试行)
JB/JQ 20211 - 88	叠加式多点压力表开关试验方法(试行)
JB/JQ 20213 - 88	液压溢流阀试验方法(试行)
JB/JQ 20215 - 88	液压减压阀试验方法(试行)
JB/JQ 20217 - 88	液压顺序阀试验方法(试行)
JB/JQ 20219 - 88	液压卸荷溢流阀试验方法(试行)
JB/JQ 20221 - 88	液压压力继电器试验方法(试行)
JB/JQ 20223 - 88	液压电磁换向阀试验方法(试行)
JB/JQ 20225 - 88	液电液换向阀、液动换向阀、手动换向阀、行程换向阀试验方法(试行)
JB/JQ 20227 - 88	液压单向阀试验方法(试行)
JB/JQ 20229 - 88	液压节流阀试验方法(试行)
JB/JQ 20231 - 88	液压调速阀试验方法(试行)
JB/JQ 20233 - 88	电液伺服阀试验方法(试行)
JB/JQ 20302 - 88	中高压液压缸试验方法(试行)
JB/JQ 20303 - 88	单作用液压缸试验方法(试行)
JB/JQ 20303 - 90	超高压机具用液压缸试验方法(试行)
JB/JQ 20503 - 88	摆线转阀式全液压转向器试验方法(试行)
JB/JQ 20405 - 90	液压超高压弯管机试验方法(试行)
JB/JQ 20403 - 88	液压胶管总成试验方法
JB/JQ 20501 - 88	液压元件内部清洁度检测方法 第一部分 颗粒计数法
JB/JQ 20502 - 88	液压元件内部清洁度检测方法 第二部分 称重法
JB/T 7033 - 93	液压测量技术通则
JB/T 7040 - 93	液压叶片泵试验方法
JB/T 7042 - 93	液压齿轮泵试验方法
JB/T 7044 - 93	液压轴向柱塞泵试验方法

续表

标准编号	标准名称
JB/T 58202-92	液压轴向定量柱塞马达试验方法(内部使用)
JB/T 58203-92	电液比例方向控制阀试验方法(内部使用)
JB/T 58204-92	电液比例压力控制阀试验方法(内部使用)
JB/T 58205-92	电液比例流量控制阀试验方法(内部使用)
JB/T 7037-93	液压隔离式蓄能器试验方法
ZB/T 63004.3-87	拖拉机液压齿轮泵试验方法
ZB/T 63003-90	农用双作用油缸试验方法(试行)
JJG 1001-91	通用计量名词及定义

36.1.3 液压试验设备

(1) 液压源

液压源是能提供符合要求的压力值、流量值的清洁液压油的装置。就液压试验而言,它是主要的基本设备之一,其性能和适应性直接关系到液压试验的质量和范围。

A. 液压源的种类

根据液压源输出的特征量不同分为恒压源和恒流源两种。

一般液压源由动力装置、液压泵、参数调节装置(包括压力阀、恒流阀以及恒压调节机构等)和过滤器、热交换器、油箱等辅助装置所组成。两种液压源的主要不同点在于调节装置的作用。

(A) 恒压源

恒压源就是在充分供给不同输出流量的条件下,保证其输出压力为常值。图 36.1-1 所示为最简单的恒压源油路。它主要由定量泵和溢流阀组成。其恒压原理是由溢流阀的稳压特性保证的。压力变化范围就是它的调压偏差。

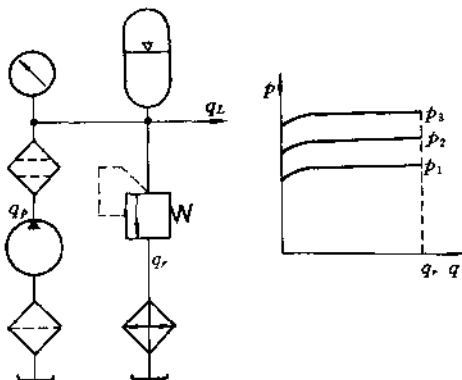


图 36.1-1 恒压源油路图

若采用这种恒压源油路的话,当试验系统要求提供的流量变化范围较大时,必然引起溢流阀的工作点变动,导致油源输出压力的变化。输出流量越多,则通过溢流阀的流量越少,输出压力则会降低,这是溢流阀特性所决定的,由于油源压力变化,势必影响被试对象特性的变化。所以在试验过程中,要求油源压力尽量保持不变或在允许的变化范围内。比如在电液比例方向阀和伺服阀的试验中就要求恒压源供油。进一步的详细分析将在 36.2.6 节中讨论。

(B) 恒流源

恒流源则是以输出恒值流量作为特征量的。最简单的恒流源油路方案就是定量泵和安全阀配合,如图 36.1-2 所示。

对液压源的要求主要是其输出压力和流量必须满足液压试验的要求,即容量要足够。一般要求液压源的参数为被试对象的最大要求值的 1.5 倍,且性能稳定。除此之外,对液压源的要求还有:

- 确保提供的油液清洁度应符合要求;
- 参数调节要方便,适应性要广;
- 油路方案要简单、实用、先进,且具有一定的安全保护措施和节能措施;
- 结构要紧凑、体积小、噪声低等。

有关液压源更为详细的资料,请参阅本手册中的液压源部分。

B. 液压泵的动力源及驱动方式

液压泵在液压系统及试验系统中主要是作为油源泵使用的。它本身还要求由其他的动力源来驱动。对作为油源泵而言,它对驱动装置的要求,一般只要具有足够的功率和稳定的转速匹配即可。而在液压试验系统中,液压泵还有两个主要的作用:一是作为加载装置;一是作为试验对象。这样它对驱动装置除功率

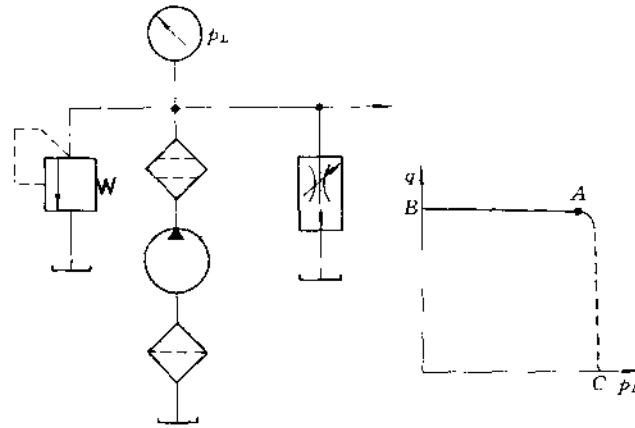


图 36.1-2 恒流源回路图

足够外,还需要有许多其它方面的要求,如转速的调节范围要宽,转速的保持精度要高;过载能力要强等等。

(A) 动力源的选择原则

- 输出功率一定要满足被驱动泵的要求,并具有一定的过载能力。

- 转速随负载的变化要小,即动力源的机械特性好。调节应方便。

- 噪声小、使用可靠、寿命长。

- 对自动化试验的适应性强。由于今后对试验过程的自动化要求愈来愈强,因而动力装置必须适应这方面的要求。如能够采用闭环控制回路来进行恒速控制;动力装置本身的动态特性好,对控制信号能快速作出响应;能在较宽的范围内对输出功率和转速进行自动地或方便地调节,通过接口装置可直接接受计算机控制等等。

- 成本要低、保养维护方便。

- 外型尺寸、重量和占地面积要小。

(B) 液压泵的驱动方式

交流电动机驱动 三相异步电动机直接驱动液压泵供油,是最简单的形式。且三相异步机具有一定刚度的机械特性、启动容易、价格便宜,是常用的动力装置。另外,常用的液压泵的转速也是按四极或六极电机转速设计的。

可变速交流电动机驱动或交流电动机通过离合器、变速箱来驱动,此方案也简单、易行。但都只能是有级变速,且调速范围窄,只适用于较低级的调速应用场合。现在已有通过变频调速装置来控制交流电动机实现无级调速。

柴油机或内燃机驱动 这种方式不易实现无级变

速、转速不易稳定、振动和噪音较大、还会排放大量的废气等。故它只适宜于较大功率的场合及野外工作的液压设备上。

可控硅整流调速装置控制直流电动机驱动 这种方式可达到无级变速,调节方便,调速范围较宽的目的。但线路复杂、价格昂贵、需要一定的维护条件和占地面积。

总的来说,不论交流电动机还是直流电动机都是常用的动力源。在不要求变速的情况下,交流电动机的优点突出,是公认的优良的动力装置。在要求无级变速、调速范围宽、并有一定稳速精度要求的情况下,多采用直流电动机为动力装置。而直流电动机需要一定功率的直流电源供电。一般直流电源的获得有两种办法:一是由专用的交一直流发电机组供电;另一是由可控硅整流调速装置供电,如图 36.1-3 所示。

虽然目前在很多应用方面,可控硅整流调速装置取代了直流发电机组,但直流发电机供电仍有可取之处,所以在两者之间作出选择时,需持慎重态度。两者的优、缺点比较如下:

发电机组具有比可控硅装置较强的过载能力。在电网和直流电动机之间,机组能起到隔离作用。使直流系统受电网电压、频率变化及干扰信号的影响小;另外反过来直流系统中突然的变化过程对电网的影响也较小。直流发电机输出的电流波形平稳。而可控硅装置的动态响应快、噪声低、没有机械旋转部分,振动小。输出电流波形脉动大,这将直接影响直流电动机的输出扭矩的平稳性。这两种设备占地面积和成本都差不多。可控硅设备为了解决和电网之间的相互影响而需要增加一些设备,如隔离变压器等。为了使输出波形

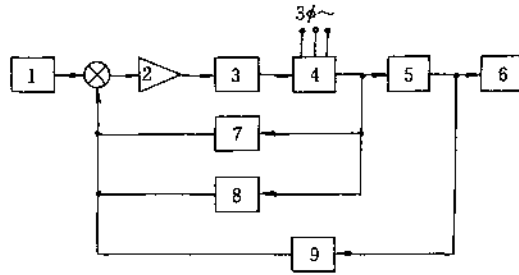


图 36.1-3 可控硅整流调速装置控制直流电动机系统原理框图

1—给定器；2—放大器；3—移相脉冲触发器；4—可控硅整流装置；5—直流电动机；6—负载；7—RC微分反馈网络；8—电压、电流反馈；9—测速发电机反馈

平滑，需要采用大型的平波电抗器滤波；为了稳速精度的提高而需要采用闭环速度调节系统等，这样势必造成费用提高和维护困难。

关于紧急停车保护问题。在试验过程中不可避免的会出现由于试验对象的偶然故障，因而造成突然的机械制动情况，导致动力源过载、测试设备及试验对象的损坏等。如果不采取紧急停车保护措施，势必整个直流电动机转动部分的全部惯量将加到试验系统的薄弱环节上，造成机件损坏，如转矩传感器的核心零件——扭力轴扭断或产生永久变形；试验对象严重损坏等。为此，在发电机组供电场合下，通过电流调节器使发电机激磁截止，输出电枢电压突降；进而使直流电动机电枢反电势短路，形成能耗制动，吸收部分惯量，造成紧急刹车保护。而在可控硅整流设备供电情况下，虽然当突然机械制动时，负载突增，通过电流保护线路可使可控硅的触发断开。但电动机转子得不到制动，因而它的全部惯量仍加到试验系统的薄弱环节上，造成永久性损坏。所以要增加一些保护措施，如转矩传感器超载保护装置等。

目前通过交流变频装置来控制交流电动机实现无级调速这一技术，已受到工程界的重视。在中、小功率的驱动电机上已获得满意的应用效果。

(2) 试验台、油箱及试验辅助装置

A. 试验台

按用途的广度，试验台习惯上分为专用试验台和通用试验台。专用者大都只能在其上进行试验对象的一项或几项试验。故它适宜于具有一定批量的工厂使用，如油缸密封强度试验台、液压泵寿命试验台、液压阀出厂试验台等。所谓通用试验台，实际上其通用性也是相对的，只不过指的使用范围更广些，能进行更多的试验项目而已，如能对不同型式的、中等功率的液压

泵进行试验的液压泵性能试验台、液压阀性能试验台等。

试验台的主要组成部分包括：

- 台面；
- 仪表安装板；
- 电控台；

——试验台本身的油路系统：包括液压源供油管路系统、试验回油管路系统、台面回油系统等。这部分还应包括各种操纵手柄，如远程调压手柄、压力表开关手柄等。

对试验台的基本要求有：

- 要求试验台架必须具有一定的刚度。否则由于试验过程中的振动和冲击等将引起整个试验台的振动；加载时试验台架变形等。这些都可能影响被试对象的特性，仪器、仪表的测量精度，情况严重时将使试验无法进行。

- 被试对象在试验台面上要装卸方便。如采用标准接头、快速接头、软管连接等。

- 参数调节方便、控制灵活、服务范围广阔；自动化适应性强。

- 结构简单、布局合理。

- 自带照明设备，保证工作环境明亮，读数清晰。

- 经济、实惠，造型美观。

由于在试验过程中，油和油雾对电器元件的侵蚀，将使其绝缘性能下降和绝缘材料老化变质，因而导致元件的使用寿命缩短，进而造成控制失灵和误动作等事故。为了可靠地工作，实践证明在设计 and 装配试验台时，应尽量使电器元件和液压元件分开安装，把电控柜和试验台分开配置。对于各种不同功率的液压元件试验，试验台、液压源、电控台的配置方法有：对于小功率液压元件试验，可把液压源安装在试验台后或台下，

因为小功率的液压泵和电机运转时噪音和振动都较小。但为了不使液压源的振动传到试验台上,还是要求液压源与试验台架不要刚性连接为好。如可采用增设防震垫和软管连接等措施。对于中等功率的液压试验,要求把液压源与试验台分置。在保证连接管道尽量短的前提下,最好把它们分别安置在两间房间内。这样既保证了隔音,又保证液压源的振动传不到台架上。当然也需要采取相应的消除压力脉动和减振措施。为了结构的紧凑性和维修、安装的方便性,可将大部分设备,如油箱、过滤器、调压装置、冷却器、电机启动设备等相对集中在油源间内;试验台和测试仪器在试验间内;在试验台旁设置独立的电控台。对于大功率的液压试验,由于被试对象比较笨重,动力驱动装置也较庞大,故试验台面就是在地面上铺设大型的带有T型槽的铸铁地板。这样可使液压源和试验台同时安装在试验间内;为了隔音和防振,可以将试验控制台、测试仪器等安装在与试验间用墙壁隔开的控制间内。但在墙上要开观察窗时,必须密封严实。

B. 油箱

在液压试验设备中,油箱的主要作用是作为液压源的一部分,用于贮存油液以保证充分供给液压泵的需要;并接受试验后的回输油液。由于回输油液中夹带着空气泡、污物等,故油箱必须通过其自身的结构设计尽量使空气逸出、污物充分沉淀或过滤掉。另外,通过其箱体壁还可使回油带入的热量散发,起到部分散热作用。有关油箱的更为详细的资料,请参阅本手册辅件中的油箱部分。

C. 油箱与液压泵、试验台的布置

油泵必须从油箱中吸入油液,油箱与泵的相互位置应保证泵吸油充分,而首要条件是要保证吸油管短而粗,其中的流速应限制在 0.5m/s 以下。若泵是自吸能力强,允许油箱可以安装在泵的下面。此时应注意泵的进油口超出液面的高度应小于该泵规定的吸油高度。如果以油箱盖作为油泵-电机组的安装板时,除上述吸油高度问题外,主要应考虑油箱体的刚度问题以及机组与油箱之间的减振问题。因为此时油箱相当于一个“共鸣箱”,将使噪音增大。作为试验室用的固定式油箱和泵站,一般使油箱底面高出泵的进油口一米左右,以保证泵工作时吸油绝对充分,还可省去压力供油泵。

由于油箱位置的升高,它与试验台之间就带来了无压回油不方便的问题。作为试验装置的主回油油液是通过管道强制回流,只不过使回油管压力稍增加一

点而已。而通常像试验台台面的油液、泵壳的外漏油液等都只能依靠高度差来自然流动回油的。今油箱位置提高,这部分油液就不能回流,必须在试验台下或较低处增设小油箱来收集这部分回油,然后再由附设的回油泵抽回主油箱。值得注意的是自然回流的回油管,其管口一定要在液面之上,否则一方面会造成回油困难;另一方面在停止回油时,由于虹吸现象可能使油箱之油液倒流,造成严重的漏油事故。

台面回油主要是在试验过程中,因安装或拆卸管路而流到台面的油液、被试对象的外漏口(L口)流出的油液、遥控调压阀的回油油液等汇集而成。因为台面是试验的工作场所,经常暴露在外面,不可避免的有工具上带来的污物、空气中的尘土、破碎的密封带、棉丝等杂质混在台面回油油液中,如果使其直接流回油箱当然是极不合适的。所以也需要通过台面的集油箱先过滤和沉淀。当收集到一定数量的油液后,由回油泵抽出,再经精滤油器过滤后送回主油箱。为了避免人员监控的疏忽而造成油满溢出事故,一般要根据集油箱液面的高度来控制回油泵驱动电机的启停。当液面升到预定高度时,使回油泵工作;当液面降到最低限时,使油泵自动停止。图36.1-4所示,液面高度的感测是依靠浮球。当浮球在最高液面位置时,通过杠杆使微动开关1的常开触点闭合,使油泵电机启动;由于油泵工作,箱中液面下降,浮球随着下降,当液面回落到最低液面时,杠杆使微动开关2的常闭触点断开,使电机断电,油泵停止工作。图36.1-5所示为控制电路简图。

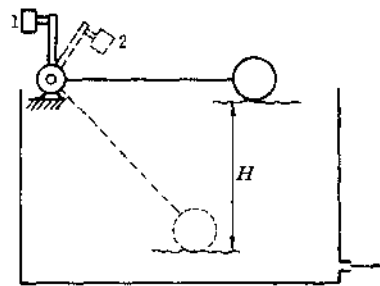


图 36.1-4 用液面高度控制回油泵启停原理图

D. 试验辅助装置

(A) 油温的控制

油温的控制是液压试验技术中的一个重要环节,主要因为油温直接影响油的粘度,而油的粘度变化其影响面是很广的。它直接影响被试对象的性能指标,

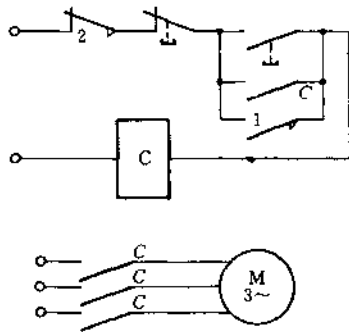


图 36.1-5 控制回油泵后停的电路图

如容积效率、系统的阻尼、流量计的量程及测试精度等。所以在试验条件中，油温是作为一个重要参数而规定的。规定试验用油的品种、粘度变化范围，都是以油温变化范围作为限制条件。故试验过程中应严格控制油温在所规定的范围之内。油温如何控制呢？根据油温的控制精度要求不同，可以采取不同的方法。总的来说不外乎是冷却和加热。一般最容易实现的是油箱油温控制。

为了要达到油温自动控制的目的，就必须对影响油温的一些因素加以控制，这些因素归纳起来有：

- 控制冷却水(或制冷剂)的通断时间或流量；
- 控制通过热交换器油液的流量；
- 控制电加热器电源的通断时间、电源电压的大小；或热水、蒸汽的流量。

根据要求控制的温度范围大小(或控制精度)，可以采取不同的控制方案。概括起来，油温控制方案有两种：继电器控制和连续式控制。

所谓继电器控制就是基于对被控因素实施通断控制的方法。一般采用电接点温度计作为油温的检测元件。它可以预先由人工装定所需要控制的温度变化范围，如试验要求油温保持在 $50 \pm 5^\circ\text{C}$ 范围，就将其下限调到 45°C 、上限调到 55°C 处。当油温降至 45°C 时，其下限触点闭合；当升至 55°C 时，上限触点闭合。在正常工作范围内时，上、下限触点均处于断开位置。若用电磁水阀控制冷却水的通断，用电加热器来加热油液的话，通过电接点温度计就可实现油温的继电器控制，如图 36.1-6 所示。当油温在下限以下时，下限触点常闭。一旦“自动”开关闭合或手动启动按钮 Q 按下，则接触器 C 线圈通电，触点 C 闭合，加热器通电，油温升高。当油温超过下限，下限触点断开，接触器 C 失电，切断加热器电源，停止加热。由于试验过程中使油温继续升高，达到上限值时，上限触点闭合，使继电器

J 线圈通电，从而使水阀线圈通电，冷却水进入冷却器，热油开始被冷却，油温逐渐下限。当降到上限值以下时，上限触点虽断开，由于保持触点 J 的作用，J 线圈仍处于通电状态，冷却器一直在工作，直到油温降到下限值时，加热器重新投入工作，由于在冷却线路中串联的常闭触点 C 断开，冷却停止。到此完成了一次加热、冷却的工作循环。此方案简单、易行，所采用的元件也比较少和便宜。但因为其工作原理是继电器式的，在系统的热惯性的作用下，油温在控制点附近有较大的摆动。

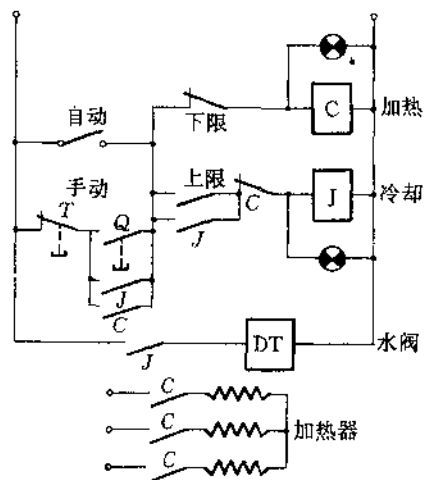


图 36.1-6 通过电接点温度计实现油温继电器控制原理图

所谓连续式控制就是根据自动控制原理对一个或多个与油温有关的因素进行调节控制。例如根据要求油温的控制精度，对冷却水的流量和加热器的电压进行控制来保证，如图 36.1-7 所示。由人工设定主令

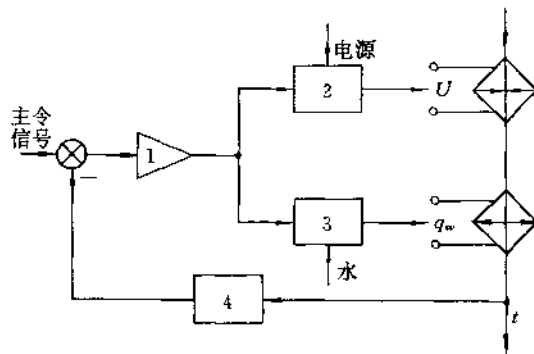


图 36.1-7 连续式油温自动控制原理图

1—电放大器；2—电压调节器；3—比例式水阀；4—温度传感器

信号,它与温度传感器检测的反馈信号进行比较,形成误差信号,经电放大器 1 放大后驱动两种执行器:一为比例式水阀 3 控制着进入冷却器的水流量 q_w ;一为电压调节器 2(如可控硅整流器)控制着电加热器的电源电压 U 。由于加热器和冷却器的综合作用,使通过它们的油液获得要求的温度。实际上这是一个完整的闭

环控制系统,结构比较复杂、价格也较高。但其控制精度可达 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 以上。

下面介绍一种较好的油温控制系统方案,图 36.1-8 所示为其简单工作原理。该系统主要由下列部件组成:

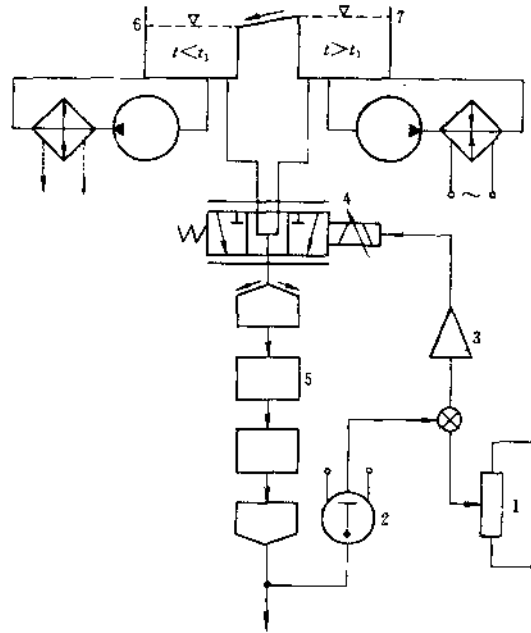


图 36.1-8 油温控制系统方案之一的工作原理图

1—主令电位计;2—温度传感器;3—伺服放大器;4—比例调节混合阀;5—混流装置;6—冷油箱;7—热油箱

冷油箱 6 和热油箱 7 油箱中的油温 t 低于要求的油温 t_L 的叫冷油箱 6; t 高于 t_L 的叫热油箱 7。这种状态的保持是分别由一套冷却系统和一套加热系统来完成。

比例调节混合阀 4 该阀是用来使冷、热油箱中的油通过此阀进行混合。当其主阀芯处于中立位置时,由冷、热油箱来的油液按同样流量混合;根据不同极性和大小的输入信号,冷、热油可按不同的比例混合。

混流装置 5 由混合阀流出的冷、热油混合流再经过此装置多次分流和汇合,使它们得到充分混合,以获得所要求温度的油液提供使用。

混合阀控制系统 混合阀是由一套闭环控制系统控制的。该系统由主令电位计 1、温度传感器 2、放大器 3、比例混合阀和温控油液所组成。主令电位计的

输出电压信号是由人根据所要求控制的温度值预先装定的。当由温度传感器测得的实际油温与装定值不符时,比较后得到误差信号,经放大器放大后驱动比例调节混合阀。若实际油温高于装定值时,使冷油流量加大,热油流量减少;反之亦然。

此系统对油温控制的精度取决于:冷、热油箱保持高于或低于给定值温度的稳定性;混流装置对冷、热油的混合均匀程度;温度传感器对实际油温变化的敏感程度等。

如果此系统所提供的液压油是直接输往液压泵进口的话,那么混合阀和混流装置的内部通道面积必须足够大,以保证沿程损失小,并确保吸油管中的压力不能低于 0.3kPa 。整个系统虽然比较复杂,但对油温的控制精度可达 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 以上。

(B) 液压试验系统用液压油的污染控制

液压系统和元件发生故障的重要原因之一就是工作油液被污染。因此任何液压设备,特别是含有精密液压控制元件如电液伺服阀、精密流量控制阀等,在各种使用工况下,都必须注意工作油液的被污染问题。由于液压试验系统是用来考核各种被试对象的性能的。因此,除了考核液压元件或系统对污染的灵敏度外,都必须首先要保证给它提供尽可能干净的工作油液,以保证不会因提供的油液不符合清洁度要求而影响测试性能。一般液压试验用液压源提供的油液过滤精度为 $3\sim 10\mu\text{m}$,油液清洁度等级:ISO4406标准中的13/10~17/14,相当于NAS1638标准中的4~8级。控制油液不受污染的办法主要是设置不同规格的滤油器和采取各种预防污物进入试验系统的措施。

36.2 液压试验方法

36.2.1 液压试验中的加载方法

在液压元件及系统的试验中都要求对它们的实际使用工况、额定工况、超载运行工况等进行模拟和考核。因此必须在充分了解各工况下的负载变化规律后,设计出合理的负载模拟装置和选择适当的测试装置,以达到能对试验对象从零件到整机进行全性能的充分检验和考核。

在液压试验中一般有下列形式的负载:各种转速下轴上的负载力矩;各种直线运动速度下的负载力;与位移成比例的弹性负载;与角位移成比例的铰链力矩负载;与速度成比例的粘性摩擦负载;各种阻尼负载等等。可见负载种类繁多,变化规律复杂。为了在试验中作出完善的模拟,在实际中就出现了各式各样的加载方法。液压试验中常用的加载方法有:

(1) 机械加载方法

A. 摩擦测功器加载

俗称“抱闸”加载,即对被试轴施加一定的摩擦转矩。改变闸皮箍紧程序,就改变了负载力矩大小。此法简单易行,但由于试验时能量将全部转变为摩擦产生的热能,故只适用于小功率和短期加载试验。此法所施加的负载力矩不稳定,脉动大。

B. 扭板弹簧产生铰链力矩负载

由被试轴带动一端固定的板簧,如图36.2-1所示。随着轴的转角增大,施于轴上的负载力矩线性增加。改变固定端的位置,即改变板簧有效长度,以改变弹簧刚度。

此方法所施加的负载力矩 T 与轴转角 θ 之间的关系为

$$T = k\theta$$

式中: k 为板簧的刚度。



图 36.2-1 扭板弹簧加载器原理简图

C. 惯性圆盘产生惯性力矩

由被试轴带动由不同材料、直径和厚度的均质圆盘,在不同的角加速度情况下,可获得不同大小的惯性负载力矩。此力矩与角加速度 $\dot{\omega}$ 之间关系为

$$T = J\dot{\omega}$$

式中: J 为圆盘的转动惯量。

D. 直线运动部件的负载力

若直线运动部件(如油缸杆)带动一定质量的重物,如砝码等。当匀速直线运动时,可获得一恒值负载力;当加、减速直线运动时,可获得一定的惯性力负载。

E. 直线运动部件的弹性负载力

直线运动部件与拉簧或压簧连接可以获得与位移成比例的弹性负载力。由于受弹簧体积的限制,此法只适宜于小功率的场合。

总的来说,机械方法加载都简单易行,但只能模拟变化规律简单的负载,且不能连续可调。由于各种限制均不适合于较大功率的情况。

(2) 液压加载方法

A. 液压泵的节流加载

在泵的输出油路中串联可变节流阀或溢流阀,以改变油路阻力,使压力改变,达到给被试泵加载的目的。也就是说,只要能作到使节流口的大小按要求的规律变化,即可实现各种规律变化的负载模拟。图36.2-2所示为液压泵节流加载的基本油路。

在泵出口串联合流阀、远控溢流阀、电液伺服阀、比例节流阀等均可达到节流加载的目的。若通过超低频信号发生器或函数发生器给出不同规律变化的信号,如低频正弦信号、方波阶跃信号或三角波信号等,再经过伺服放大器驱动电液伺服阀或比例阀,即可获得按不同规律变化的负载模拟。

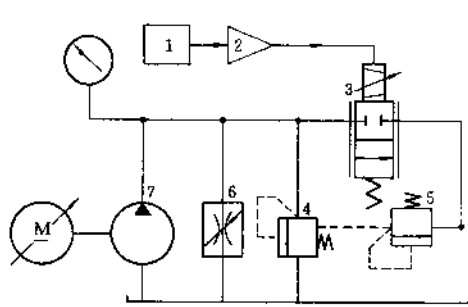


图 36.2-2 液泵节流加载原理图

1—函数发生器;2—伺服放大器(或控制器);3—电液伺服阀(或比例阀);4—溢流阀;5—先导阀;6—节流阀;7—液泵

为了实现被试泵的压力冲击试验,需要压力值多次重复突变。在图 36.2-3,所示油路中,只要给二位三通电磁阀的电磁铁接通和断开电源,即可获得油路中的压力突变。变化的间隔时间由电磁阀的控制电路调节;而油路中压力值的大小则由调节节流口大小来达到。当电磁阀断电时,两加载节流阀并联,压力为 p_1 ;当电磁阀通电时,则只有节流阀 B 起作用,得到的压力为 p_2 。由图示曲线上可见冲击压力的变化波形。

若被试泵为双向泵,由于泵轴旋转方向的变更,因而造成其进出口的对换。为了试验时不改变外接油路,采用如图 36.2-4 所示的双向加载油路。

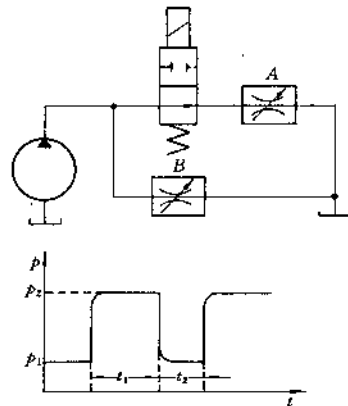


图 36.2-3 液泵压力冲击试验油路图

假设被试泵轴按某个方向旋转,对应一为低压吸油口,另一为高压输油口。供油泵 3 通过由四个单向阀组成的“整流油路”2 自动使油液供往吸油口,被试泵输油口排出的油液经单向阀油路输往加载节流阀 5。改变节流口的大小,就改变了泵的输出压力 p_L ,达到加载目的。若被试泵轴顺时针旋转,对应着油流方向按实线箭头所示的话,那么当轴旋转方向反向时,则自动转换为虚线箭头方向流动。因而达到不用改接外部油路,双向都可加载的目的。

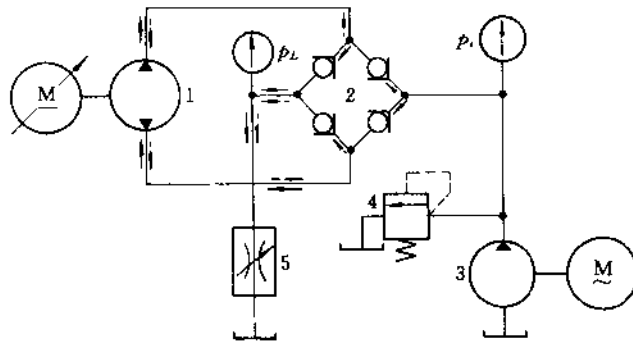


图 36.2-4 液泵双向加载油路图

1—被试泵;2—整流油路;3—供油泵;4—溢流阀;5—加载节流阀

如果将被试泵的动力源采用高速液压马达驱动时,则上述油路就变成了双向液压马达的加载油路了。原来的被试泵就成了加载泵,通过节流,改变加载泵系统中的压力,压力的大小对应着泵轴要求输入的转矩大小,这就给被试马达轴施加了负载。但此方法只适合于高速液压马达的试验。因为当被试马达低速运行

时,加载泵输出流量小,由于泵本身的容积漏损和其他消耗,将导致系统压力不稳定,甚至加不上负载。为此,要求采用如图 36.2-5 所示油路。在加载泵的輸出油路上并联补偿泵 3。当被试马达低速运行时,就能保证有足够的流量通过加载溢流阀 4,确保加载系统中压力的建立和稳定。为了压力的稳定,有时在泵

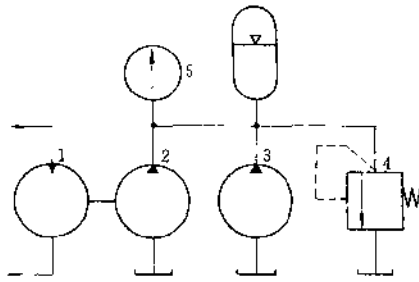


图 36.2-5 液压马达低速试验加载油路图

1—被试液压马达；2—加载泵；3—补偿泵；4—加载溢流阀；5—压力表

输出油路上还并联一定容积的蓄能器。

B. 液压马达试验的背压加载

如图 36.2-6 所示,这种方法不是直接将负载力矩施于被试马达轴上,而是在被试马达的回油路上串

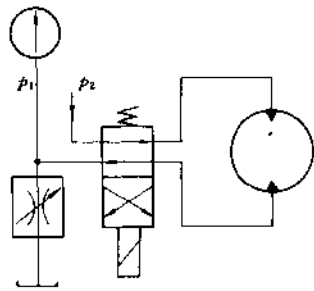


图 36.2-6 液压马达试验的背压加载油路图

联节流阀加载的办法。当试验系统液压源给被试马达供油时,由于其回油路上存在阻力,必然造成一定的背压 p_1 ,改变节流口大小,就改变了此背压值,也将导致马达入口压力 p_2 的变化。今以柱塞式液压马达为例来分析,虽然液压马达轴上没有负载力矩存在,但马达中与进油口相通的那些柱塞腔均有 p_2 的压力,将产生主动转矩使被试马达旋转。这部分柱塞与液压马达实际带载运行工况相同。 p_2 值的变化,即达到负载模拟的目的。而与回油口相通的另一些柱塞腔,由于有背压 p_1 的存在,它们将产生阻力矩反抗马达旋转,相当于液压泵中柱塞的工况。今背压值 p_1 与 p_2 相差不大,它们的差值只是为了克服液压马达内部的摩擦等机械损耗而产生的。实际上液压马达带载工作时,背压值是很小的,并不允许出现背压很大的情况。因此,此方法并不能完全模拟液压马达的带载工况。由于进出口压力差较小,将导致被试马达的内部漏损比实际

带载工况时小。由于所有柱塞腔都处于高压状态下,而实际带载工况时,只有与进油口相通的那些柱塞为高压,故此方案试验时,外漏油液将要增加一倍左右;另外液压马达中的受力零件其负荷也将增加近一倍。例如连接螺钉、止推轴承等就可能处于超载状态。由于试验系统提供的大部分能量在加载节流阀处转化为热能,故此方法也应属于节流加载。

综上所述,此种加载方法虽然简单易行,但不能完全模拟实际带载工况,缺点较多。所以它只适宜于刚装配好的液压马达的初步跑合和粗略的考核情况。

C. 油缸试验中的节流加载

为了给被试油缸杆上施加负载力,一般的方法是采用加载油缸对顶加载,如图 36.2-7 所示。在加载油缸两腔之间串联加载节流阀;另外还设置了一套补油系统,其作用是弥补漏损和保持低压腔具有一定压力而不致形成真空。

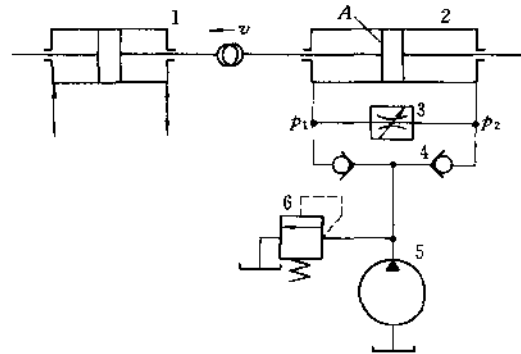


图 36.2-7 油缸试验的节流加载油路图

1—被试油缸；2—加载油缸；3—加载节流阀；4—单向阀；5—补油泵；6—溢流阀

当被试油缸活塞以一定速度 v 运动时,它带着加载缸活塞一起运动。若改变加载节流阀阀口的大小,就可获得不同的负载压力,即在被试油缸杆上施加了一定的负载力。假设被试油缸活塞面积为 A_1 时

$$(p_1 - p_2) = \left(\frac{A_1}{C_d a} \right) \frac{2B}{\gamma} v$$

所以被试油缸杆上作用的负载力 F

$$F = A(p_1 - p_2)$$

式中: A 为加载油缸活塞的有效面积; C_d 为节流口处的流量系数; a 为节流口过流面积。

此方法简单易行,但由于加载缸两腔油液通过加载节流阀后循环使用,加载造成的热量散发不出去,所以不适宜于高速、高压加载模拟试验。若采用双向整

流加载油路,将加载阀的回油经冷却器冷却后再回油箱,就可克服此缺点,如图 36.2-8 所示。

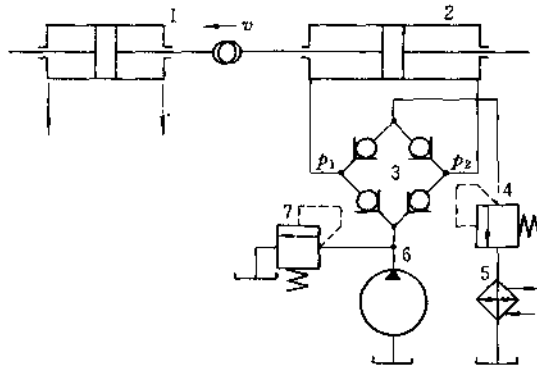


图 36.2-8 油缸试验的双向整流加载油路图

1—被试油缸;2—加载油缸;3—整流油路;4—加载阀;5—冷却器;6—补油泵;7—低压溢流阀

D. 粘性阻尼负载的模拟

所谓粘性阻尼指的是与运动速度成比例的阻力

$$F = k\dot{x}$$

一般采用粘性阻尼器来产生。图 36.2-9 所示为

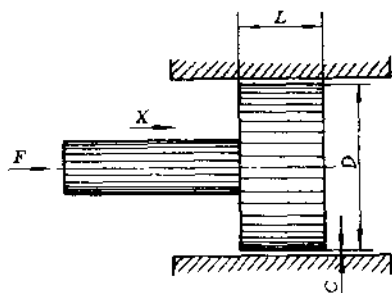


图 36.2-9 粘性阻尼负载模拟器原理图

一个典型的粘性阻尼器。它由一个可在圆筒内运动的活塞和固定的圆筒组成。它们之间径向间隙为 C , 并充满粘性液体。要使活塞运动, 必须在活塞杆上施加一定的力, 以克服液体内摩擦。此力的大小与活塞侧面积和运动的速度成正比, 而与油膜厚度(即间隙大小)成反比, 即

$$F = \frac{\mu \pi D L \dot{x}}{C}$$

式中: μ 为液体的动力粘度。

可见, 只要将活塞杆与被试的直线运动部件相连, 在试件运动时, 就可获得与速度成比例的粘性摩擦负载。

综上所述, 液压加载方法简单、易行, 所需元件数量少。但基于节流原理的加载方法, 由于能量损耗大, 油温升高快, 这将对试验带来一系列不利影响。所以节流加载方法只适宜于小功率试验和中等功率短期试验情况, 并要求有充分冷却条件配合。

(3) 电的加载方法

在液压试验中电的加载方法主要是用于对旋转轴施加负载力矩。原则上一般的电力测功机都能担负此任务。常见的有:

A. 电力测功机加载

通常作为测功机用的有直流平衡电机、涡流测功机和磁粉加载器等。

直流平衡电机加载 如图 36.2-10 所示, 所谓平衡电机是将电机外壳 2 由轴承支承的电机。作为加载器用时, 它是处于发电机状态。其转子轴 1 由被加载对象带动, 由于外壳(定子)与转子之间还可以有相对转动, 并且它通过杠杆将力传至测力计 3。由测力计测出的力值 F 与其力臂 L 之乘积, 即为施加于被试轴上的负载力矩。改变其电枢电流, 就可得到与电枢电流成比例的负载力矩施于被加载轴。由于电磁作用于外壳上的反力矩, 即可由测力计测出的力 F 与 L 的积得出。此方法一般适合于大功率试验的场合。

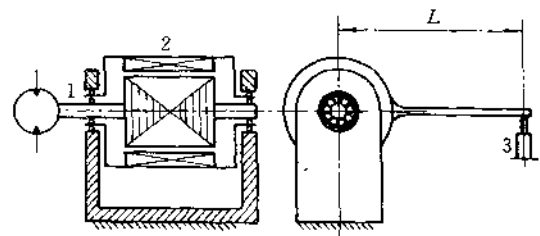


图 36.2-10 直流平衡电机加载原理图

1—转子轴;2—定子;3—测力计

涡流测功机加载 它的工作原理是基于实心金属圆盘作切割磁力线运动时, 其上形成涡流, 产生阻碍转动的涡流力矩。改变它的激磁电流大小, 就改变了磁场强度, 导致涡流力矩的改变。此力矩就是施于被试轴上的负载力矩。

磁粉加载器加载 图 36.2-11 所示为磁粉加载器的结构原理图。外壳 1 与转轴 6 之间可以相对转动。转轴 6 上固定着一个带有凸缘的由导磁材料制成的圆盘 3。件 3 与件 6 之间由铜环 4 隔磁; 外壳 1 也是导磁的, 件 1 与件 6 之间通过隔磁材料 5 隔开。在件 1

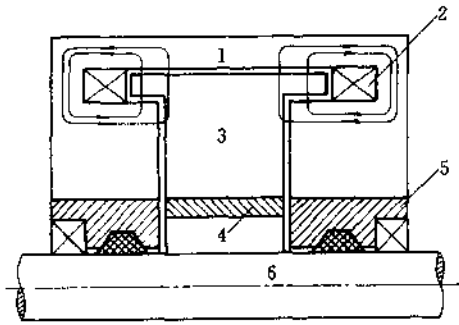


图 36.2-11 磁粉加载器结构原理图
1—外壳；2—线圈；3—圆盘；4—隔磁铜环；5—外壳隔磁部分；6—转轴

与件 3 之间的间隙里填充有导磁率高且剩磁小的磁粉，常用的有纯铁磁粉和铬钢磁粉。纯铁磁粉容易氧化、耐磨性较差；而铬钢磁粉其磁性能、耐热性、耐磨性、流动性都较好。在壳体 1 内还嵌有两份线圈 2。当转轴 6 由被加载轴带动旋转时，若线圈中没有电流，则没有磁通产生，间隙中的磁粉处于松散状态，对圆盘 3 不产生阻力矩。若给线圈 2 通入一定大小的直流电流时，产生磁通，磁力线如图所示。导致间隙中的磁粉极化连成链状，存在一定的磁粉间的连接力。由于圆盘随转轴 6 不停地旋转，因而需要克服此磁粉连接力和圆盘工作面与磁粉间的摩擦力，这就对被试轴施加了一定的阻力矩。此力矩与激磁线圈中的电流大致成比例。当电流增大到一定值后，由于磁饱和的原因，此力矩也就饱和了。另外此负载力矩大小还与在间隙中磁粉的填充程度有关。一般应填充到 90% 以上。

磁粉加载器是根据磁粉离合器和制动器的工作原理演变而来。离合器和制动器工作时基本是在无滑差的情况下；而加载器却不同，它的外壳与转轴之间必须一直工作在有相对转动的情况下，并由加载器提供负载力矩，吸收被试轴的输出能量。这些能量都将在工作面与磁粉间转变为热能。这样势必造成加载器本身的温升，导致磁粉烧结，磁性能下降；使磁粉熔敷在工作面上；线圈烧伤等。因而也就限制了它的使用功率。

五. 直流他激发电机作负载

其加载原理与平衡电机加载原理相同，只不过其外壳是固定在机座上，不能测转矩而已。

总之，电的加载方法在实际中应用还是比较多的。一般都有现成的产品可以买到。若采用直流发电机加载时，增加一些附加装置可以达到部分功率回收的效

果。与液压加载方法比较，虽然电加载时其能量要消耗于电阻的发热上，但这些能量转换成的热量是不会影响到液压试验系统的油温的。另外在考虑使用电方法加载时，必须注意具体的功率匹配、转速调节范围、负载变化的影响、试验的成本等因素。力求在保证完成试验任务的基础上，达到效率高、节约人力和能源等经济指标。

(4) 自动负载模拟器简介

随着科学技术的发展，对试验系统提出了各种进一步的要求，其中一个比较重要的方面就是自动负载模拟的问题。例如为了安全、高效和经济的目的，要求对飞行器作充分的地面试验，要求在实验室复现空中飞行时的舵面所受的负载变化情况；车辆在各种不同的路面和不同的行驶速度的情况都能在实验室中在道路模拟器上复现出来，这样对车辆的性能的考核与在野外实际工况下考核应该是完全等效的。

对自动负载模拟器的要求有：

- 能准确复现各种快速变化的负载；
- 通用性好，使用方便。通用性好指的是不仅仅只能实现一种固定的负载函数变化；
- 结构紧凑、体积要小、重量要轻。要求单位重量输出功率要大。

自动负载模拟器实际上是一套自动控制系统。在试验过程中，它按一定的控制信号自动地给被试对象施加某种规律变化的负载。一般它由四部分组成，如图 36.2-12 所示。

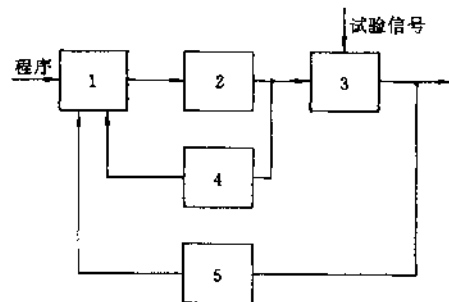


图 36.2-12 自动负载模拟器原理框图
1—控制器(计算机)；2—加载器；3—被试对象；4—负载值反馈；5—姿态参数反馈

控制器 控制器包括函数发生器、信号调节放大器、校正网络等。函数发生器根据被试对象的位置或状态反馈信号产生所需的负载变化信号，它可以是各

种函数信号。信号调节放大器和校正网络是提高加载系统静、动态品质指标所需的,如各种放大器,微分、积分校正等。

加载器 它是负载模拟系统的执行机构,直接给被试对象施加负载。如果自动加载系统为电液伺服系统的话,它就是由伺服阀控制的油缸或液压马达。

被试对象 它是承载的装置,可以是某种用途的电液伺服系统,如飞行器的舵机系统等。在试验过程中它有其本身的独立试验控制程序和系统。而自动加载系统的一些信号和效果检测是要由被试对象的工作中产生和获取的,所以它也应属于自动负载模拟系统的一部分。

反馈装置 实际是一些参数传感器,如属于负载值传感器的有力传感器、压力传感器、转矩传感器等;属于姿态传感器的有位置、角度、速度和加速度传感器等。它们是实现闭环控制所必须的。在系统中负载值反馈是作为比较信号,而位置或姿态值反馈是作为控制信号的一部分,使被试对象处于什么姿态时都能得到所要求的相应的负载。

对于高质量的自动负载模拟系统,可用数字计算机或模拟计算机作为控制器。形成以计算机为中心的自动负载模拟系统。

36.2.2 液压试验中的安全保护措施

(1) 试验系统的超压保护

在液压试验过程中,由于运动件的突然卡死、油路突然堵塞、溢流阀主阀芯阻滞不能开启等事故,都可能造成试验系统中压力突然升高。当压力升高到允许限以上时,就会造成各种严重的事故后果,如油管破裂、油泵损坏、测量或记录仪器由于超程导致的永久性损坏、驱动装置严重过载,甚至人身安全事故等。为此必须考虑超压保护的问题。解决的根本点就在于一旦出现超压时,只要能使试验系统立即卸压就行。超压保护措施有:

A. 液压源的超压保护

(A) 液压源输出油路中增设安全阀。即使是由溢流阀调压的系统也应安装安全阀,以确保试验系统压力在安全阀保护值以下。为了能通过电信号控制溢流阀卸荷,可以采用比例溢流阀或电磁卸荷溢流阀。后者在其远控口上安装了一只二位二通电磁换向阀,如图 36.2-13 所示。若在试验油路中安装电接点压力表或压力继电器,预先由人工调定应该保护的压上限值。当试验中压力突然升高到此值时,电接点压力表上限触点 K_p (或压力继电器的触点) 闭合,使继电

器线圈 J 通电,从而使电磁阀线圈 DT 通电,换向阀换向,远控口通大气或回油箱,溢流阀阀口全开,试验系统立即处于卸压状态,达到超压卸荷保护的日的。另外卸压的同时还可发出可闻的报警铃声和可见的灯光信号。此时电机并未停机,待超压原因排除后,只要按下解除按钮 K_j , 试验系统即可立即重新投入工作。这样也就避免了电机的频繁启动问题。

(B) 驱动电机本身的保护和超压时的停机保护。

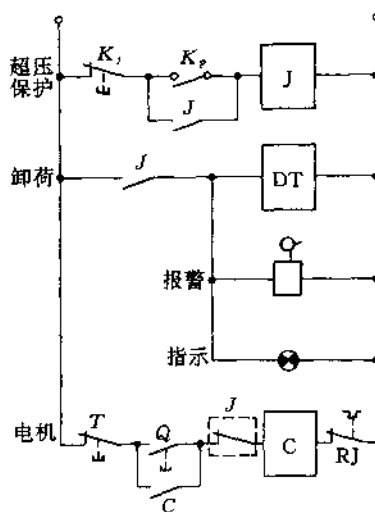
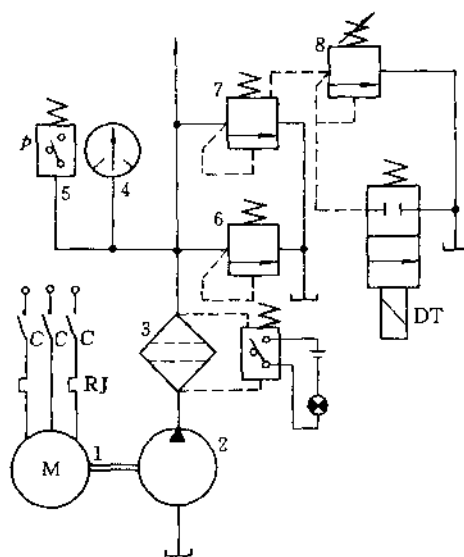


图 36.2-13 液压试验中的安全保护措施综合原理图

- 1—油泵电机; 2—油泵; 3—带差压报警滤油器;
- 4—电接点压力表; 5—压力继电器; 6—安全阀;
- 7—电磁卸荷溢流阀; 8—远控调压阀

当试验系统超压时,动力源电机处于超载运行工况。通过在电机电源线路中串联热继电器,当电流过大时,热继电器控制串在电机控制线路中的RJ常闭触点断开,使接触器C线圈失电,从而切断电机的电源;液压泵停止供油,起到保护作用。另外在电机控制线路中串入超压保护继电器J的常闭触点,通过电接点压力表上限触点闭合,DT通电卸荷的同时,也使电机停机,起到双重保护作用。

(C)若油源泵采用恒压变量泵或恒功率变量泵,它们都具有按调定的压力值自动改变泵的排量达到限压和限制功率的作用。所以也能使试验系统达到不会超压和动力源电机不会超载的目的。当然这些泵比一般的无控泵的价格要贵一些,这是选用时要考虑的一个因素。

B. 压力表的超压切断阀

在液压试验中,经常遇到油路的转换,某一点的压力可能时而为高压,时而为低压。例如双向液压泵或液压马达的进、出口油路中的压力,当转向改变时或变量机构过零反向时,就会出现高、低压腔变换。为了测量这样油路中的压力,如果只安装高量程表,固然可以测高压值,但当油路转为低压状态时,用高量程表测低压值显然是不准确的,甚至无法测出。因此必须同时安装一块低量程表。但当油路转为高压状态之前,必须预先用压力表开关将低压表油路切断。往往由于试验过程中一时疏忽,就会造成低量程表的永久性损坏。为此就要求对低量程表油路能自动进行超压切断。图36.2-14所示为低量程表超压切断阀的结构原理图和其图形符号。

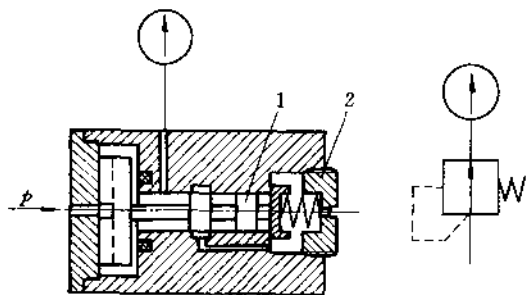


图 36.2-14 超压切断阀结构原理图

1—阀芯;2—调节螺盖

当阀芯所受油压的力小于右端所受的弹簧预压力时,阀芯顶于左端,压力 p 通过阀芯左端面上的沟槽和间隙达于压力表,压力表指示进出口压力 p 值。一

旦阀芯左端的油压造成的向右的力大于弹簧预压力时,阀芯右移,直到凸缘压着密封圈,切断压力 p 通往压力表的油路。若入口压力再升高,左端力增大,只会使密封面越压越紧。当阀芯凸缘靠紧密封圈时,阀芯使压力表的入口处与放油口(大气或油箱)相通,压力表指示归零。可见此阀可以达到超压切断的作用。调节弹簧预压力可以调节低量程表要求保护的数值。

(2) 滤油器滤芯的污染报警保护

试验系统的油液清洁度是由滤油器的过滤能力保证的。在实际使用中不论是表面型的还是深度型的滤油器,在工作一段时间之后,都会有堵塞的问题。由于滤芯的被堵塞,必然导致液阻增加,流通能力下降,前后压力差增大。为了能使用户了解滤芯堵塞的程度,以便及时更换,要求滤油器本身附有污染保护和报警装置。一般的措施如图36.2-15所示。

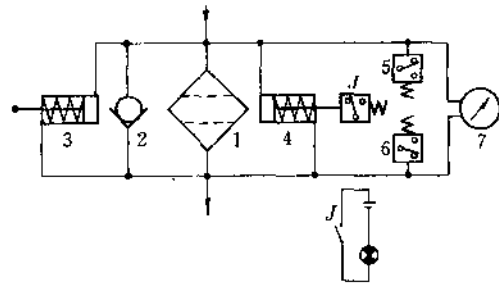


图 36.2-15 滤油器污染报警措施原理图

1—滤油器;2—单向阀;3—机械目视指示器;4—差压式污染报警信号器;5、6—压力继电器;7—差压表

A. 并联单向阀保护

在滤油器内部,进、出口之间并联设置单向阀,以保护滤芯。随着滤油器投入工作,滤芯逐渐被脏物堵塞,两口之间压力差增大,一旦达到并联单向阀的正向开启压力,就会有部分油液未经过滤通过单向阀而直接进入液压系统。这样虽可对滤芯有所保护,但使用者却不能从外观来确定堵塞程度。对于由它保护的后续试验元件或系统来说,此时实际已处于无滤油保护的状态了,这是非常危险的。

B. 滤芯的污染报警、指示器

它的工作原理是根据滤芯前后的压力差来判断堵塞程序的。

(A) 压差式污染报警信号器

这种信号器又称压差发讯器、电讯式阻塞信号器。它的基本工作原理是根据滤芯前后的压力差来控制触点开闭的。如图36.2-15所示,在进、出口之间并

联一小活塞油缸,有杆腔装有回程弹簧。活塞上所受的压差之力与弹簧力平衡。当压差达到规定值(如0.35MPa)时,活塞杆推压微动开关,使其常开触点闭合,通过此触点的开闭,可接通或断开某外电路。图示为指示灯电路。若指示灯亮,发出灯光报警,也可使警铃报警等。告之人们滤芯已堵塞,应及时更换。除压差式以外,还有压力式和真空压力式等,各有不同的应用场合。

(B) 机械目视式指示器

工作原理与上述信号器一样,只不过是活塞杆在压差作用下外伸,而杆端带有红色指示球。一旦压差达到规定值时,指示球正好在人们所能观察到的窗口中出现,告之应更换滤芯了。

在滤油器进、出口之间并联压差压力表,当表针进入红色区即表示滤芯堵塞需要更换了。

(3) 防止空气进入液压试验系统的措施

所谓空气进入试验系统的意思就是系统中本来应该由液压充满的空间,有一部分被空气所占有。不论空气是溶解在油中还是以气泡的形式悬浮在油中或在系统中某些高点处集成气团,都会占有一定的空间体积。由于低压空气的可压缩性约为油液的10000倍,这样就将大大降低油液的有效容积弹性模数。溶解在油中的空气可认为对此模数的影响很小。容积弹性模数的降低,就可能造成液压系统不稳定。而溶解在油中的空气,当压力降低时又会析出成气泡,当气泡突然受到压缩时会放出大量的热量,使油液局部过热,导致油液老化变质。这些也是形成气蚀、噪声、振动等的主要原因,对所进行的液压试验也是不利的。因此,必须想法防止空气进入液压试验系统。一般的措施有:

A. 在结构设计中防止空气进入

在油箱的结构设计中采取防止空气进入的措施可归纳为:主回油管口和吸油管口应在油面以下;增加油液在油箱中停留时间,保证气泡逸出;或增设消泡网等。

B. 液压系统中任何一点不出现负压

保证液压试验系统中任何一点不要出现负压;并同时保证整个系统具有良好的密封。因为在大气压下油液中所含空气溶解量是饱和状态,一旦出现负压,则变成过饱和状态,即会有气泡析出。在液压试验系统中容易出现负压的地方一般有两处:一是油泵的吸油管路;二是低压回油管中有节流口处,所以应使吸油管作成尽量短而粗;将管中流速限制在0.5m/s以下;或使油箱底面高出泵吸油口一米左右。

由于密封不良和内部负压是造成空气进入系统的主要条件之一。高压系统中实际上不可避免地存在压力波动和“油击”(水锤)现象,会出现瞬间的负压,由于持续时间较短,气泡不易生成;但外部空气就可能从密封不良处乘机而入。在低压管路中,密封往往不受人们重视。在试验系统中的吸油管路和低压回油管路,往往采用水暖零件。这些零件虽然价格低廉,但加工质量很差,如砂眼、气孔、连接螺纹加工粗糙等。特别其密封主要是采用石棉绳填充或不耐油橡胶密封件,故选用时一定要慎重。否则带来的将是严重漏油或吸入空气的后果。

C. 防止试验系统中残留空气

因为在压力作用下,残留在液压系统中的空气会很快地溶解到油液中去,压力愈高油液中能溶解的空气量愈多。而在压力降低时,它们又会重新逸出成气泡。特别是在第一次充油的新系统或重新组合试验系统时,这种现象更为严重。一般是在设计、安装试验系统时,应在适当的位置上(最高处或相对高处)安装放气阀;并在试验开始前,使整个试验系统需要运转一段时间,以便带走和减少残留在系统中的空气。

D. 液压试验中噪声的防治

近二十年来把噪声作为公害之一提出来,人们就开始对它的危害重视起来了。很多国家都制定了限制噪声的规定和标准。在液压技术领域,噪声在一定程度上反映着液压元件本身的设计、加工质量水平;表示着液压设备和液压系统安装的质量和参数匹配的合理性等,这也就促使液压界进行对噪声的产生和防止等问题的研究。在液压试验中由于动力源、液压元件、管道和被试对象本身的噪声;以及由于各元件的匹配、安装、使用不当而诱发出的噪声等都将带来一系列的危害。首先对人而言,噪声使人精神烦躁不安、容易疲劳,长期在高噪声下工作可引起耳疾、神经衰弱和心脏病等。由于噪声的干扰使试验人员之间无法交谈、听不见警报信号声响等将造成误动作和安全事故。由于机械振动、压力脉动等伴随着的噪声不仅影响着试验系统的正常工作,还会使液压元件寿命缩短、造成管接头松动而漏油;严重的情况可使试验无法进行。因此,对噪声的研究和采取一些有效措施使它降到最低水平是非常必要的。对于液压试验来说这些工作是属于安全保护措施范畴。

为了有效地防止和降低噪声,首先必须尽力查明噪声源及产生噪声的原因,然后采取“对症下药”的办法提出有效的防治措施。在液压试验中的噪声主要由

两方面的原因产生:

(A) 由机械原因产生的噪声

- 各种液压机械的结构振动和摩擦;
- 各种型式联轴节的振动和撞击;
- 动力源的振动和噪声,包括电磁噪声、风扇叶片旋转,扰动空气发出的气流噪声、变压器的交流声等。
- 减速器中的振动和撞击等形成的噪声。

(B) 由液压原因产生的噪声

形成噪声的液压原因主要是泵的流量脉动引起的压力脉动、“困油”现象、气穴现象和水锤现象等。这些原因使液压试验系统或某些元件的固体表面(如泵壳、阀体、管道壁等)振动,从而使其周围的空气振动,以声波形式扩散,传达到人耳的。

(C) 噪声的防治措施

为了降低噪声,一般有两种途径:一是从根本上着眼,旨在降低噪声源的噪声,这是治本的办法;一是采取声学处理的方法阻止噪声的传播,这当然是治标的办法。

降低声源噪声的措施 在液压试验中,主要声源是油源泵、动力装置、调压阀及管路。这就要求在试验系统设计选型时,采用低噪声的液压泵及动力装置。比如选用电动机作为动力源就比其他任何同功率的动力装置噪声都小。而在选择组成试验系统各种元件时,特别是远控溢流阀,在质量上应该是高标准的。尽管如此,如果在系统设计和安装上考虑不当,参数不匹配的话,并不能达到降低噪声的目的。特别应该注意的有以下几个方面:(a)要防止空气进入液压系统和杜绝

产生气穴的条件。(b)要尽量减小机械振动。除了设计出理想的联轴节外,要求作为液压源的油泵—电动机组合的基座下设置减振器、减振橡胶垫或减振弹簧等,以防机械振动外传造成噪声并使振动得到衰减,如图 36.2-16 所示。

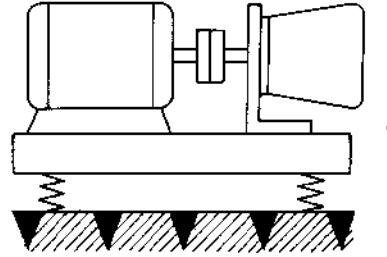


图 36.2-16 具有减振器的油泵—电动机组合

设计时应使此系统的固有频率 ω_n 为泵轴旋转频率的 1/2~1/4 或 0.4~0.2。可获得较好的隔振和减振效果。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

式中 k 为减振弹性零件的弹簧刚度; m 为油泵—电动机组合(带基座)的总体质量。(c)在泵的进、出口处安装一段软管,可以吸收部分高频振动和阻止振动沿压力管道传播和沿吸油管传至油箱引起共鸣。另外在安装油管时,弯曲半径不宜过小,并要求设计正确的管路支撑、支撑要求牢固、刚度要好。管道和支撑之间采用弹性管夹。这些对消除管路振动都是有效的。表 36.2-1 列出了推荐的管道弯曲半径和支撑距离的数据。

表 36.2-1

管道外径/mm	φ10	φ14	φ18	φ22	φ28	φ34	φ42	φ50	φ63
弯曲半径/mm	50	70	75	80	90	100	130	150	190
支撑距离/mm	400	450	500	600	700	800	850	900	1000

采取声学处理的方法阻止噪声的传播措施 首先是隔声,目的在于要使噪声源与人隔离。这样虽没从根本上解决问题,但人所感觉到的噪声却降低了,起到保护的作用,常用的办法就是采用隔声性能好的墙壁,使噪声大的试验间或油源间与人所在的控制间(或仪表、操纵间)分开。但如果隔声墙上有孔洞或缝隙时,隔声效果将显著下降。故对于穿过墙壁的油管或导线、墙上的观察窗等必须严格密封。另外还可采用隔声罩,把声源部分(如油泵—电动机组合)罩在一个密封的罩子里,如图 36.2-17 所示。但必须注意以下问

题:罩内装置的机械振动不能传至隔声罩上;罩内侧需要加吸声材料的衬里,以使罩内回声不会放大;由于隔

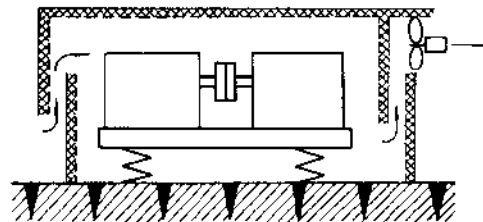


图 36.2-17 采取声学处理的油泵—电动机组合

声罩是尽可能密封的,所以必须注意里面装置的散热问题。

为了达到隔声的目的,还可以把作为噪声源的液压泵安装在油箱中液面以下,如图 36.2-18 所示。这样既可隔声,又可散热。但要求油箱的刚度要好。

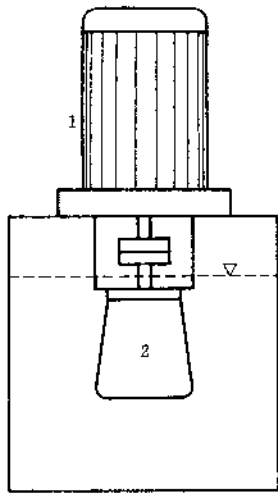


图 36.1-18 油泵安装在液面下的隔声装置

当然有条件的话,可在噪声大的油源间的四壁、天花板上都装上吸音材料或采取一些其他建筑上的消音措施等,使其整体封闭起来,隔声效果更为显著,但费用是较高的。以上措施的选用,要求慎重考虑,从必要性、可能性、投资多少、使用效率等多方面综合权衡之后才能决定。

由于很多试验设备的壳体都是由薄金属板制成;另外还有液压试验系统的连接管道和液压元件的外壳等,在试验进行当中都会由于振动而向四周辐射噪声。若能在这些外表面上涂覆一层阻尼材料,通过阻尼材料的粘性内摩擦可将部分振动机械能转变成热能,故可达到减振和消声的目的。一般的阻尼材料有石油沥青、沥青油毡、玻璃纤维、部分泡沫塑料等。而实际使用的阻尼涂料不是单一的材料而是复合性材料。为了使涂层能与金属表面结合牢固,低温不下裂、高温不软化等,都要求填加粘合剂、溶剂等。阻尼涂料在不同的使用条件下,要求它具有耐高温、耐严寒、抗腐蚀、阻燃、耐油、耐水、保温等性能。当然在具体的使用条件下,在性能上的要求是要有所侧重的。对于液压试验设备而言,要求的阻尼涂层除了有减振、消声效果外,还应具有防锈和保温的能力。另外要求阻尼涂层应有

可供选择的同颜色搭配,达到以外观颜色来识别管道的功能,这样就可部分取代一般油漆的作用。

其次是吸收压力脉动(或称脉动阻尼)。由于压力脉动是引起振动、产生噪声的振源之一,故必须加以衰减或消除。常用的办法有:

- 采用高压软管来吸收泵的输出管道中的压力脉动和阻止机械振动的传播。这是一种简单易行和有效的办法。

- 采用蓄能器也是有效的。特别是用皮囊式蓄能器。它的吸收效果与其充气压力和连接管道的尺寸等因素有关。一般要求连接管道短而粗;充气压力应为系统最低工作压力的 60%~80%,或系统平均工作压力的 50%。但它只对中频脉动(200~400Hz)比较敏感,效果较好。蓄能器在液压试验系统中有时还用来缓冲由于像水锤现象等造成的压力冲击。

- 采用各种型式的消声器。所谓消声器通常指通过综合考虑,目的在于减小整个系统的噪声而专门设计的装置。

- 最后是隔振,只要能采取各种有效的减振和隔振的措施,就能达到阻止振动的传播、降低噪声的目的。在大功率的动力源的地基周围控出一定宽度和深度的“防振沟”,里面填充疏松物质,就可防止动力源运转时的振动通过地基传播。

图 36.2-19 所示为液压油源间综合应用各种减振、隔声、降噪措施的实施原理图。

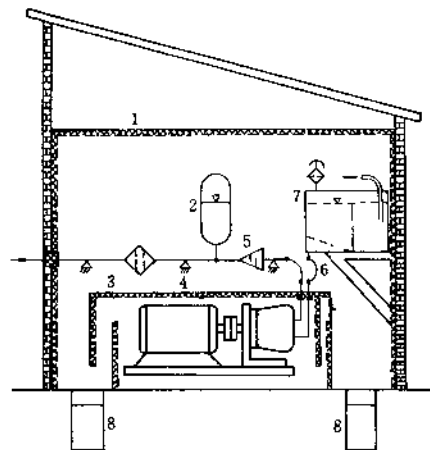


图 36.2-19 液压油源间实施减振、降噪措施综合原理图
1—吸音措施;2—蓄能器;3—隔声罩;4—管道支撑及管夹;5—消声器;6—软管;7—油箱;8—防振沟

E 转矩传感器的保护措施——保险销

当要求测量动力源与被试对象之间传递的转矩值时,要在它们之间安装转矩传感器,如图 36.2-20 所示。

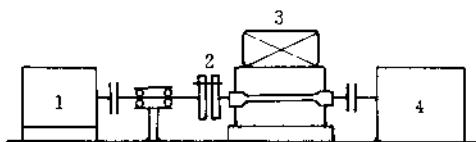


图 36.2-20 带保险销的转矩传感器的传动简图

1—动力源;2—带保险销的联轴节;

3—转矩传感器;4—被试对象

示。为了保证转矩传感器的安全,必须考虑在动力源与转矩传感器之间安装一种保护装置。若无此装置的话,一旦被试对象(如液压泵等)在试验过程中突然卡死,则势必动力源的超载转矩将全部加到转矩传感器的敏感元件——扭力轴上,造成扭力轴永久性变形,导致整个传感器报废。图 36.2-21 所示为保险销作为

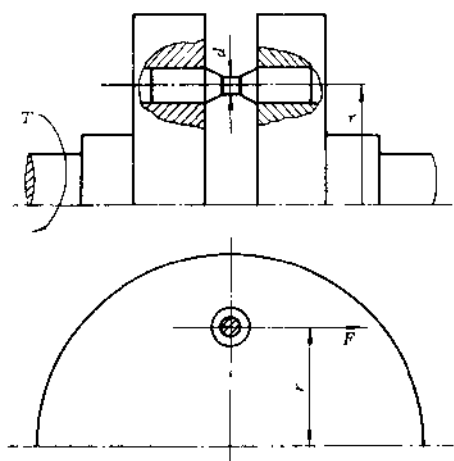


图 36.2-21 保险销结构图

保护装置的原理图。在联轴节两盘之间偏心地安装着一根保险销,它到旋转轴心的距离为 r 。当有转矩作用于主动轴上时,通过作用于保险销上的剪切力 F 而传递给从动轴(即扭力轴)

$$T = Fr$$

保险销的小直径 d 是根据所选用材料的剪切强度和规定的保险转矩值 T 而精确设计的。只要传递的转矩值大于设计值时,就会将保险销剪断,而使主动轴和传感器扭力轴脱开,起到保护的作用。

F. 其他的一些保护措施

人工急停按钮 在液压试验台的控制电路中一定要串联一个人工急停按钮。一旦发生事故而自动保护措施又失灵时,操纵员可通过按下此按钮使整个控制电路失电,恢复到起始状态。

泵吸油口开关阀的互锁保护 在泵的吸油口与油箱之间经常安装有开关阀(球阀),其目的:一是为了更换和维修泵时,不用将油箱之油放空,只要将此阀门关闭即可。另一目的是当泵不工作时,防止泵壳漏油,也要将此阀门关闭。但应注意的是:在泵启动之前,首先必须将此阀打开,否则泵将吸空,可能使泵损坏。为此,将此阀的手柄与一微动开关联动,此微动开关的触点串在液压泵电机的启动回路中,也就是说,只有阀门开启,手柄动作压下微动开关,使触点闭合,电机才能启动。

接地措施 为了保证试验人员的人身安全,要求整个试验系统有良好的接地措施。旋转部分应安装保护装置。在高噪声环境下工作的人员,除限制工作时间外,还应采用防噪声耳塞、耳罩等劳保措施。

36.2.3 液压泵的试验油路及方法

(1) 液压泵的主要性能表达式

因为试验油路是为一定的试验目的服务的,离不开具体的试验内容。要求测试液压泵的各种性能指标,而这些指标又与各种参数有关。有关液压泵的主要性能表达式有:

排量 V_p

$$V_p = (q/n) \times 10^3 \quad (\text{mL/r})$$

式中 q 为泵输出的实际流量(L/min);

n 为泵轴转速(r/min)。

泵的空载排量 V_{pk} 为空载时测出的排量最大值。

泵轴输入的理论转矩 T_{Pth}

$$T_{Pth} = \frac{V_{pk}(\rho_h - \rho_i)}{2\pi} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

$$= \frac{V_{pk} \Delta p}{2\pi}$$

式中: ρ_h 为泵的出口压力(MPa); ρ_i 为泵的进口压力(MPa)。

容积效率 η_{pv}

$$\eta_{pv} = (V_p / V_{pk}) \times 100\%$$

机械效率 η_{pm}

$$\eta_{pm} = (T_{Pth} / T_p) \times 100\%$$

泵轴输入功率 P_i

$$P_i = 1.05 \times 10^{-4} T_{pn} \quad (\text{kW})$$

式中: T_p 为泵轴输入转矩(N·m); n 为泵轴转速

(r/min)。

泵输出功率 P 。

$$P = \frac{\Delta p q}{60} \quad (\text{kW})$$

式中： Δp 为泵的进、出口压力差(MPa)； q 为泵实际输出流量(L/min)。

总效率 η_p

$$\eta_p = P_o/P_i = 159 \frac{\Delta p q}{T_p n} \times 100\%$$

实际输出流量 q

$$q = V_{pn} \times 10^{-3} \quad (\text{L/min})$$

漏损流量 q_l 。

$$q_l = V_{pn} \times 10^{-3} - q \quad (\text{L/min})$$

根据上述性能参数,可见需要在试验中测量的参数应包括:

进口压力 p_i 、出口压力 p_h 、输出流量 q 、壳体外漏流量 q_L 、泵轴转速 n 、泵轴输入转矩 T_p 等。属于试验条件的参数有:油温(进、出口处油温和回油管道油温等)、工作油粘度、室温、湿度等。为了考核系的全面性能,除了一般的性能试验外,还应包括:输出压力脉

动的测量,高、低温试验,自吸能力试验,可靠性试验(寿命试验、耐污染试验),振动和噪声的测量等等。

(2) 液压泵的性能试验油路及方法

A. 定量泵或单向变量泵的开式和闭式油路

试验油路,如图 36.2-22 所示。(a) 图为开式油路。所谓开式油路就是被试泵直接从油箱中吸油,而通过试验系统后的回油又直接返回油箱,不参加工作循环。这样油液在油箱中可得到充分沉淀和逸散气泡,油温也可以比较稳定。但此油路只适用于具有一定自吸能力的泵的试验,油路简单。(b) 图为闭式油路。其特点是试验后的回油不是返回油箱而是直接馈入被试泵入口。因此,被试泵所需油液不是直接从油箱中吸油,而是试验后回输的油液;由于试验时的中间环节的损耗,回油流量不能满足被试泵的需求,此部分差值流量由供油泵提供。由于试验后的回油状态是油温高、含有一定的脏物,不能满足试验对油液的要求,所以要求先经过过滤器和冷却器,以保证油液的清洁度和油温符合试验要求后再供给被试泵。被试泵入口压力由低压溢流阀调节。

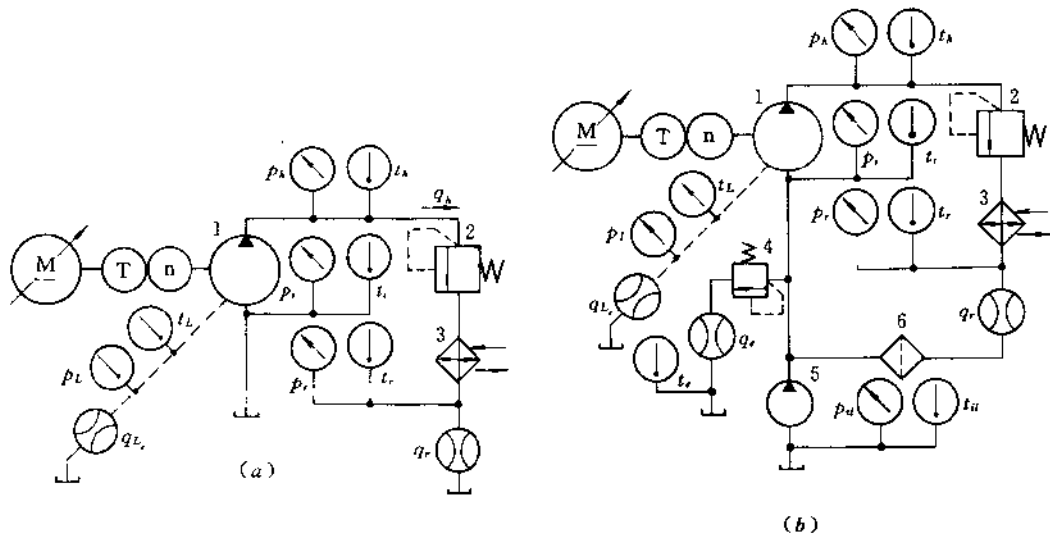


图 36.2-22 液压泵性能试验油路图

1—被试泵;2—加载溢流阀;3—冷却器;4—低压溢流阀;5—供油泵;6—回油滤油器

B. 双向变量泵的试验油路

图 36.2-23 所示为试验油路图。此油路属于闭式油路。当变量机构过零改变方向时,泵的进、出口互相易换。为了不改变外部油路,采用了由四个单向阀

组成的“整流油路”。在变量机构过零变向时,供油泵通过“整流油路”自动改变供油方向。为了保护主油路中的低量程压力表,在表前应串联超压切断阀。流量在回油路中测量。

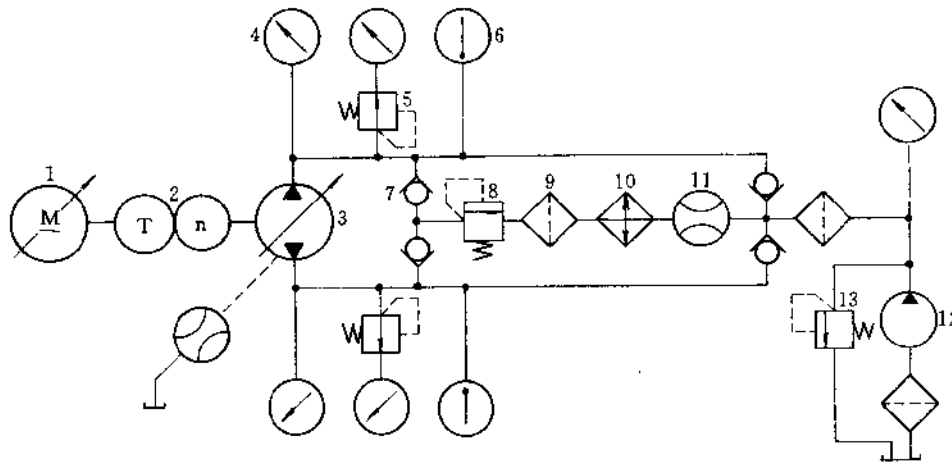


图 36.2-23 双向变量泵试验油路图

1—可调速直流电动机；2—转矩、转速仪；3—被试泵；4—压力表；5—超压切断阀；6—温度计；
7—单向阀×4；8—加载阀；9—过滤器；10—冷却器；11—流量计；12—供油泵；13—低压溢流阀

C 液压泵性能试验方法

(A) 泵的空载排量 V_{pk} 的测定

泵的排量是泵固有的结构参数，它可由公式计算获得，但由于零件制造时的公差等因素，所以计算出的为名义排量，真正的排量应由试验来测定，每台泵的具体排量值是不同的。国标 GB7936-87《液压泵、马达空载排量测定方法》中对如何测定有所规定。

首先规定了空载条件，即泵的输出压力不超过 5% 的额定压力或 0.5MPa 的工况。意味着要求泵出口的后续油路阻力要尽量小，目的在于保证空载条件，进而认为此时泵的漏损流量最小，使测出的排量数据可靠。具体的测定方法是在不同的转速 n 下测出空载工况下的流量 q

$$V_{pk} = q/n$$

由于所有的液压泵其输出流量都是脉动的，这是泵的固有特性。当脉动流量通过固定液阻时将要产生压力脉动，这就要引起输入转矩的脉动，也就要引起泵轴转速 n 的脉动。为了获得准确的空载排量值，在测定流量 q 和转速 n 时，一定要求是同一时刻的对应值。即是 q, n 要同时测量。

(B) 流量的测量

根据液压泵性能试验的工作原理，要求测量的流量是在一定压力工况下的容积流量 q_{vh} ，应该在泵出口和加载阀之间测量。在具体的试验时，由于找不到高压流量计，很多单位都将低压流量计安装在回油管

道中测量。此为低压下的回油流量 q_r 。也就是说 q_r 能否代表 q_{vh} 呢？因为测量的是体积流量，而油液的体积与压力和温度有关，压力和温度对体积的影响可由油液的可压缩率 C 和油液的体胀系数 α 来表征。 C 是与油液的等温容积模数 β 互为倒数的。泵输出压力 p_h 大于回油压力 p_r ；温度 $t_h > t_r$ ，因为流量计是安装在冷却器之后。可见所测出的回油流量 q_r 不能代表泵输出口高压下的流量 q_{vh} ，因而必须进行修正。由于压缩性的影响，低压处油的体积要膨大；由于温度的影响，温度较低的回油路中油的体积要缩小。故有

$$q_{vh} = q_r [1 + C(p_h - p_r) + \alpha(t_h - t_r)]$$

一般认为油液在大气压下约含 10% 的空气量，此时可取 $\beta \approx 700\text{MPa}$ 。对于石油基油液，体胀系数 $\alpha = 0.5 \times 10^{-3} (\text{F})^{-1} = 0.9 \times 10^{-3} (\text{C})^{-1}$ 。

(C) 输入转矩的测量

由于泵轴输入转矩对压力的误差和压力的变化很敏感，所以要求转矩值和泵输出压力值同时测量以减小压力波动的影响。

为了测量被试泵的总效率，由前述可知，总效率是泵输出的液压功率 $q(p_h - p_r)$ 与输入的机械功率 $(T_p n)$ 之比。而其中流量 q 与压力和泵轴转速 n 有关；转矩与泵进、出口压差有关，所以为了获得合理的、真实的总效率，要求此四个参数也必须是在同一时刻测量的值。而测量仪器对被测参数进行同步采样是可以做到的。

(D) 恒压变量泵恒压静特性曲线的自动连续描绘的试验方案

图 36.2-24 所示为此试验方案的油路图及测试原理图。加载阀采用比例溢流阀, 可以通过电信号来连续改变其节流口的大小, 使被试泵输出压力 p 达到连续可调。此电信号由超低频信号发生器 6 提供超低频的三角波信号。频率为 $0.01 \sim 0.02\text{Hz}$; 振幅由被试泵最大试验压力而定。泵出口压力由压力表 3a 监

控, 由压力传感器 3b 测量, 输出电压 U_p 代表所测压力。泵的输出流量 q 由流量传感器测量, 输出电压 U_q 代表所测流量。将 U_p 输往 X-Y 记录仪的 X 轴作为自变量; U_q 输往 Y 轴作为因变量。在三角波信号的激励下, 系统工作一个工作循环, X-Y 记录仪记录笔就自动连续描绘出恒压变量泵的流量—压力特性曲线, 即恒压静特性, 如图 (b) 所示。

(E) 液压泵性能试验的 CAT

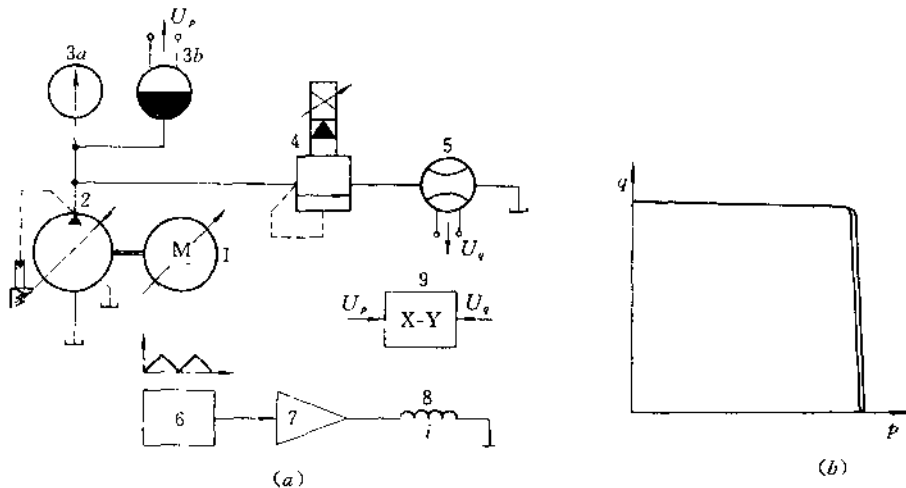


图 36.2-24 恒压变量泵静特性试验油路及测试原理图

1—可变速直流电动机; 2—被试泵; 3a—压力表; 3b—压力传感器; 4—加载比例阀; 5—流量传感器; 6—超低频信号发生器; 7—比例控制器; 8—比例电磁铁线圈; 9—X-Y 记录仪

因为试验方法标准中要求在不同的泵轴转速和出口压力下测量与效率有关的数据, 然后绘制性能曲线和等效率特性曲线图。这就要求试验的点数要足够多, 还要绘制很多中间的过渡曲线, 才能绘出比较连续的等效率、等功率曲线。既费时又费力。由于计算机进入液压试验领域, 通过开发 CAT 的软、硬件系统, 现已获得成功, 只要在压力和转速的规定范围内, 均匀分布 20~30 试验点, 就可在试验工作完成的同时, 计算机就可驱动绘图机自动绘出试验标准要求的特性曲线、等效率曲线和打印出的试验数据、误差分析数据等。图 36.2-25 所示为由 CAT 系统所得的曲线图。(a) 为被试泵的特性曲线; (b) 为等效率曲线图。

36.2.4 液压马达的试验油路及方法

(1) 液压马达的主要性能表达式

液压马达的排量 V_M

$$V_M = (q/n) \times 10^3 \quad (\text{mL/r})$$

如果是在空载条件下测出的流量和转速, 即认为

是液压马达的空载排量 V_{Mk} 。

容积效率 η_{MV}

$$\eta_{MV} = (V_{Mk}/V_M) \times 100\%$$

$$\text{或} = \frac{\text{空载时转速为 } n \text{ 下的流量 } q_0}{\text{有载时转速为 } n \text{ 下的流量 } q} \times 100\%$$

机械效率(或称转矩效率) η_{Mm}

$$\eta_{Mm} = T_M/T_{Mth}$$

式中: T_M 为液压马达轴输出转矩; T_{Mth} 为在没有漏损和摩擦损失情况下(理想情况), 为克服液压马达负载而输入的“液压转矩”。

$$T_{Mth} = \frac{V_{Mk} \times \Delta p}{2\pi} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

$$= T_M + T_f$$

式中: T_f 为液压马达本身内部摩擦等造成的阻力矩。

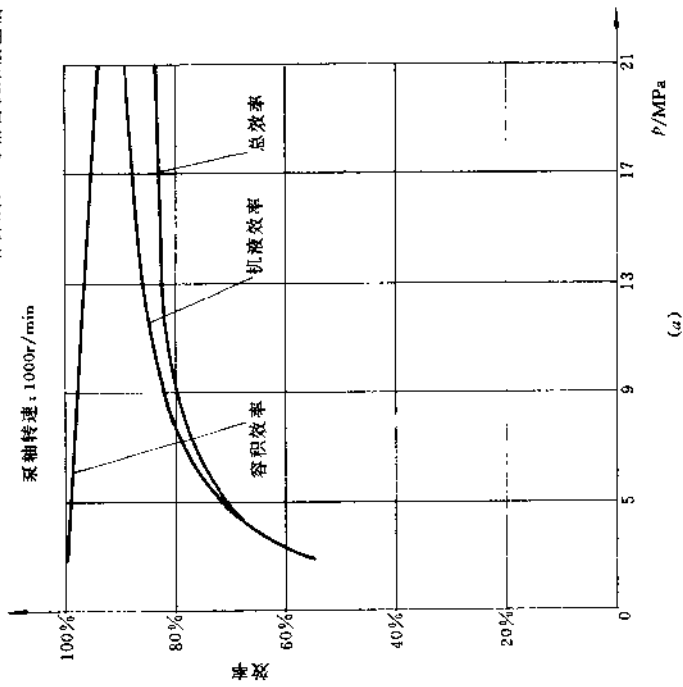
所以

$$\eta_{Mm} = T_M/T_{Mth} = T_M/(T_M + T_f)$$

$$= \frac{1}{1 + (T_f/T_M)} \times 100\%$$

液泵效率特性试验曲线

液泵型号: PVB45 0A31 空载排量: 98.87 mL/r 试验日期: 05-27-93
 制造厂名称: VICKERS 泵轴转向: 顺时针 试验时间: 15:13-15:29
 供油压力: 0.25~0.38 MPa 进口油温: 26.2°C~26.7°C
 工作介质: 30号精密机床液压油



液泵泵工作特性试验曲线

液泵型号: PVB45_0A31 空载排量: 98.87 mL/r 试验日期: 05-27-93
 制造厂名称: VICKERS 泵轴转向: 顺时针 试验时间: 15:13-15:29
 供油压力: 0.25~0.38 MPa 进口油温: 26.2°C~26.7°C
 工作介质: 30号精密机床液压油

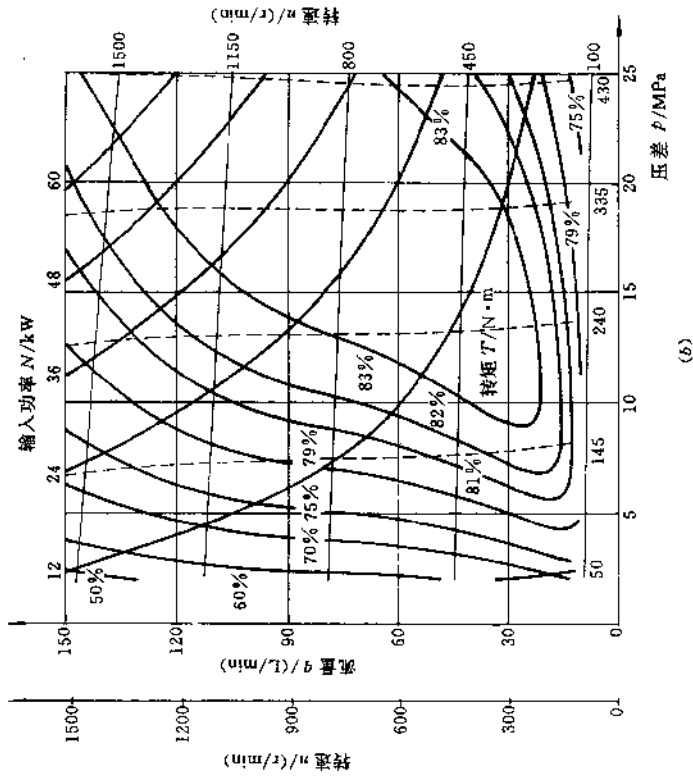


图 36.2-25 由 CAT 所得的液泵泵特性曲线图

总效率 η_M

$$\eta_M = \frac{T_M n}{\Delta p q} = \eta_{Mm} \eta_{MV}$$

由上述性能公式可见,在试验中只要测量被试液压马达的输出转矩 T_M ,轴转速 n ,进出口压力差 $\Delta p = p_h - p_r$,经过马达的流量 q_r 和壳体外漏流量 q_{L_e} 即可。但一般为了全面考核液压马达的性能,还应包括有:启动力矩试验测定,效率试验,高、低温试验,最低平稳转速,超速、超载试验,外漏、正反转、寿命试验,耐污染性能、振动和噪声测量等等。

(2) 液压马达的性能试验油路及方法

A. 一般性能试验的典型油路

图 36.2-26 所示试验油路是根据测试液压马达

一般性能参数而设计的。在不考虑油的压缩率时,油源提供的流量 $q = q_{L_e} + q_r$,壳体外漏流量 q_{L_e} 和经过液压马达的流量 q_r 都是由流量计直接测量的。所以其容积效率为

$$\eta_{MV} = \frac{V_{Mk} n}{q_r + q_{L_e}} 10^{-3}$$

因为液压马达输出转矩 T_M 和进出口压力差 $\Delta p = p_h - p_r$ 也是直接测出的,故机械效率为

$$\eta_{Mm} = \frac{2\pi T_M}{\Delta p V_{Mk}}$$

另外由直接测量值 q_r 、 V_{Mk} 和 n 可以求出液压马达在各加载工况下的内部漏损 q_{Li}

$$q_{Li} = q_r - V_{Mk} n$$

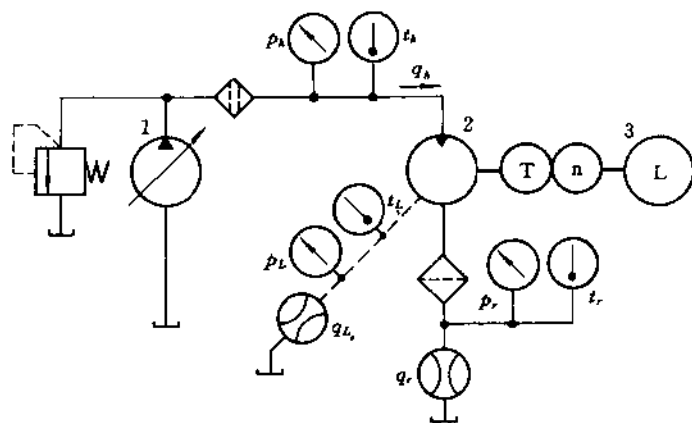


图 36.2-26 液压马达一般性能试验油路图

1—供油泵;2—被试马达;3—加载器

由油路图可见,此试验油路只能试验被试马达单向旋转时的性能。图 36.2-27 所示为双向液压马达试验油路。被试马达的旋转方向是由换向阀 6 控制的。为了测量通过被试马达的流量,流量计可安装在换向阀的回油路上。为了避免由于换向阀的漏损引起的测量误差,今采用由两单向阀和两液控单向阀组成的“桥式油路”,以保证不论被试马达转向如何,回流油液都经过流量计,除马达壳体外漏油液已有流量计测量外,中间没有渗入和漏出的环节。

B. 液压马达特殊性能的试验油路及方法

液压马达的特殊性能要求是根据液压马达的不同使用场合而提出的。它们包括有:

(A) 空载条件下的启动、运转和加速特性

在被试马达轴空载的工况下,使供油压力由零慢慢升高,直至被试马达开始转动,此时对应的压力即为空载启动压力,它表征着液压马达内部静摩擦阻力的大

小。此压力值应该在马达轴的不同位置下进行测量。

同样在空载工况下,被试马达以不同的转速运转时,测量对应的进出口压力差、流量和油温,这些参数表征着液压马达在恒速运转时的动摩擦阻力等的大小。

测定空载加速特性是为求取液压马达的时间常数。当给被试马达供给一阶跃变化的流量输入时,记录入口压力和轴转速对信号的响应曲线。当曲线上升到转速稳态值的 0.63 时的时间即为时间常数。它反映液压马达快速响应的能力。当然输入阶跃流量信号的质量和试验管路参数对试验的结果都有着很重要的影响,应予以充分注意。

(B) 液压马达启动转矩 T_S 的测定

由于液压马达内部的摩擦等阻力的存在,使其轴上的实际输出转矩 T_M 要比它的应输出的理论转矩(“液压转矩”) T_{Mk} 小一个摩擦损失转矩 T_f ,即

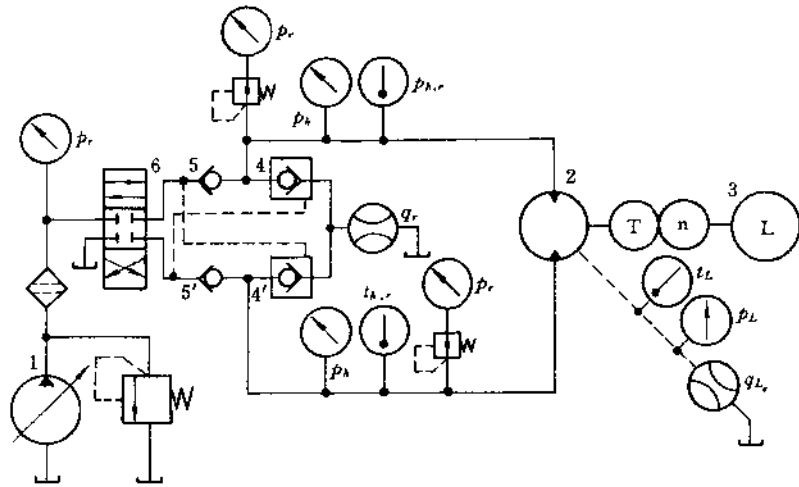


图 36.2-27 双向液压马达试验回路图

1—供油泵;2—被试马达;3—加载器;4,4'—液控单向阀;5,5'—单向阀;6—换向阀

$$T_M = T_{Mth} - T_f$$

因为 T_{Mth} 和 T_f 都随轴的角度移而脉动,故输出转矩 T_M 也是脉动的。这种脉动对液压马达的低速性

能和启动特性产生不利的影响,所以需要测定启动时的输出转矩(简称启动转矩) T_S 随轴转角的变化规律。一般测定的方法有五种。图 36.2-28 所示为这些方

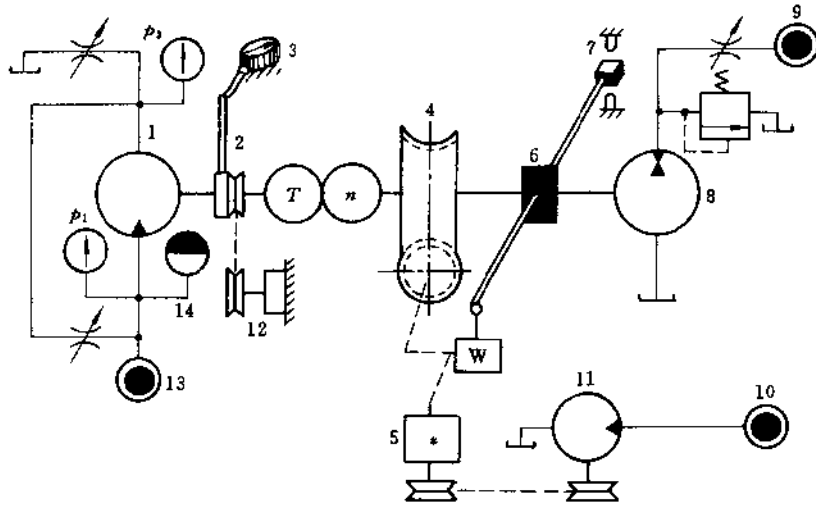


图 36.2-28 液压马达特殊性能综合试验装置原理图

1—被试马达;2—摆杆;3—千分表;4—蜗轮-蜗杆;5—减速器;6—力臂杆;7—限位装置;8—加载泵;

9—加载油源;10—油源;11—蜗杆驱动液压马达;12—测角电位计;13—被试马达油源;14—压力传感器

法的综合试验装置原理图。

蜗轮蜗杆法(又称每分钟一转法) 用此法测定启动特性时,要将上述装置中的千分表 3、力臂杆 6 去掉。油源 13 给被试马达 1 供给压力 p_1 保持常数的油液,此时其输出转矩大部分由加载泵 8 吸收,小部分由

蜗轮-蜗杆 4 吸收。由于蜗轮蜗杆自锁的缘故,轴不转。为了在加载泵系统中建立压力,必须由油源 9 向泵出口供油,此时它相当于液压马达的状态。另外由油源 10 给液压马达 11 供油,通过减速装置 5 带动蜗杆以很低的速度旋转,一般为 $1r/min$ 。其旋转方向是

保证蜗轮与被试马达旋转方向相同。由于它的放松，被试马达相当于启动时的状态。在马达轴以极低速转动时，由电位计 12 输出角位移信号；压力传感器 14 输出压力信号，转矩传感器输出转矩信号，即代表着启动转矩 T_s 。把它们同时输往 X-Y 记录仪，即可得到 p_1 、 T_s 与马达轴位置角 θ 的关系曲线。

试验中必须注意油源压力 p_1 自身波动的影响，要求 p_1 保持常数。此法实际上是属于恒压力法。

恒压力法(又称负载压力降低法) 采用此法时，在上述装置中取消蜗轮-蜗杆 4，并拆除妨碍被试马达旋转方向上的限位装置 7 中的一个挡块。若马达轴顺时针转动(从液压马达尾部看)，则去掉上挡块，保留下挡块。试验时，使油源 13 压力 p_1 保持为某常数，保证加载泵能平衡此输出转矩。若加载泵压力较高时，负载转矩将大于被试马达的输出转矩。此时，加载泵处于马达工作状态，带动被试马达反转，由下挡块限制其位置，轴不转动。逐渐减小加载泵压力，当负载转矩略小于被试马达输出转矩时，马达处于启动状态。记录此时的输出转矩与轴角位移的关系曲线，曲线中最低转矩值即为启动转矩 T_s ，如图 36.2-29 所示。

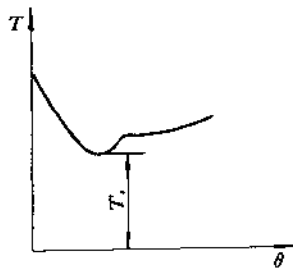


图 36.2-29 恒压力法测试的 $T-\theta$ 曲线

恒转矩法(又称油源压力升高法) 采用的试验装置与恒压力法相同。先调节加载泵油源 9，使加载系统压力为某常数，以建立恒定的负载转矩值。同样此时加载泵处于马达工况，其轴由于下挡块限位而不转。然后逐渐提高油源 13 供给被试马达的压力 p_1 ，直至被试马达启动为止。记录启动特性曲线，如图 36.2-30 所示。

此方法的缺点是负载转矩值与加载泵轴的位置有关，重复试验时，调节不方便。

悬臂梁法 实际上它也是恒转矩法。采用此法时，去掉液压加载系统。在力臂杆端加一定重量的砝码以获得恒定的负载转矩。此时力臂杆另一端由限位块限位。逐渐升高被试马达入口压力 p_1 ，使其输出转

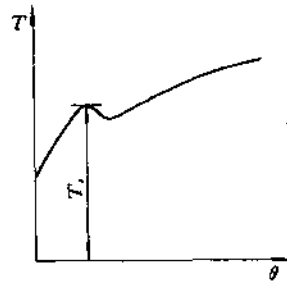


图 36.2-30 恒转矩法测试的 $T-\theta$ 曲线

矩增加，直至马达启动为止。力臂杆离开限位块时的输出转矩即为启动转矩 T_s 。

固定轴法(又称回线法) 采用此法时，液压加载系统，蜗轮、蜗杆和砝码均不要，只将力臂杆 6 和限位块之间夹上一块硬橡胶，以使轴只能运动一个微小的角度，如图 36.2-31 所示。若使被试马达入口压力 p_1 逐渐升高到试验规定压力，然后再逐渐降到零，在压力变化一个循环的过程中，记录不同的马达轴起始位置，不同规定压力的情况下的输出转矩 T 与入口压力 p_1 的关系曲线，如图 36.2-32 所示。上升曲线上每点都代表着--对启动转矩 T_s 和启动压力 p_1 值。改变轴的初始位置角可得到一系列启动特性曲线，由这些曲线可得出当压力 p_1 为常数时，启动转矩 T_s 与轴初始位置角 ϕ 的关系曲线，如图 36.2-33 所示。

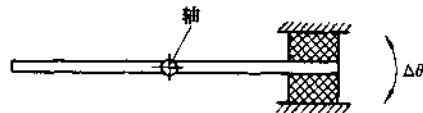


图 36.2-31 固定轴法试验原理图

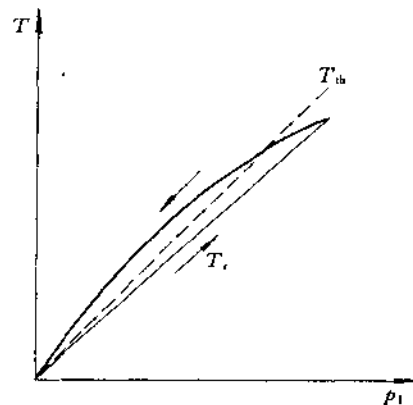
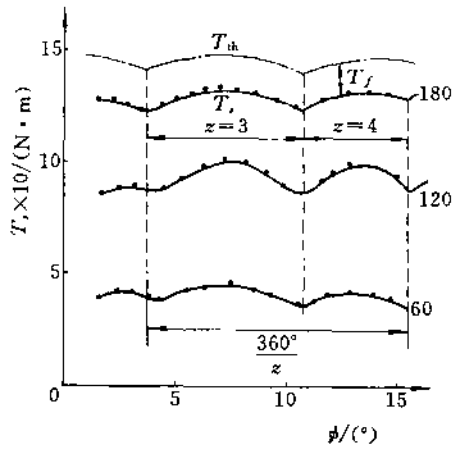


图 36.2-32 固定轴法测试的 $T-p_1$

图 36.2-33 试验所得 $T_t - \phi$ 曲线

综上所述,此五种方法实践证明都是可行的。若只测一点的数据不能代表液压马达的启动特性。需要测不同被试马达轴初始位置角(在 360° 范围内)的特性,要花费很长时间。比较起来每分钟一转法较好,效率高;但试验装置较复杂,费用昂贵。工厂一般采用固定轴法。在试验过程中必须尽量减小被试马达入口压力 p_1 的波动、轴的初始位置和马达带载停留时间长短等因素带来的影响。

除了上述液压马达的性能试验外,还需要测定在启动状态时低速范围内,马达内部摩擦阻力矩 T_f 随速度的变化,泄漏量随轴转角的变化等。因为这些低速特性直接影响液压马达在低速时的应用可能性。

(3) 液压马达和液压泵试验中的功率回收油路及方法

由于在试验过程中,要求对被试对象施加一定的负载,尽量模拟实际工况,因而这就要求试验用动力源提供足够的能量。这部分能量将被加载器所吸收或通过不同的途径消耗掉,例如转换成热能由冷却水带走;由散热器表面、元件外壳及管道壁散发掉等。对于大功率液压元件及系统试验、长时间的寿命试验、超载试验以及大批量产品的性能试验等来说,势必造成能量的大量浪费,显然是极不合理的。为了节约能源和降低成本起见,必须采取措施将这部分能量充分利用起来。因而在实践中就提出了试验功率回收的问题。在液压试验中,功率回收的试验系统主要用于液压泵、液压马达试验中。常用的功率回收方法有:

A. 机械补偿功率回收的液压泵和液压马达试验系统

图 36.2-34 所示为泵或马达机械补偿功率回收试验系统油路简图。驱动电机为一台双出轴直流可调速电动机,其轴一端与被试件相连,另一端与加载器相连。三者同轴传动,在运转时必然为同一转速,这是此系统的一个特点。被试件 1 若为液压泵,则加载器 2 就是加载用液压马达,反之亦然。泵的出口与液压马达入口直接相通。所以管道中的压力 p 是系统负载大小的反映,泵和马达互为负载,此为第二个特点。以液压泵试验为例,被试泵所需能量有两部分来源,一是由驱动电动机 3 供给;另外由加载马达 2 回输。其所以叫回输,是因为这部分能量是由被试泵以液压能的形式输给加载马达,再由液压马达转成机械能回输给被试泵的。可见此系统中的泵和马达是相互加载的。

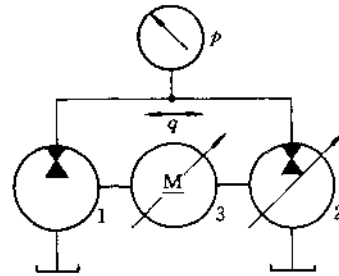


图 36.2-34 机械补偿功率回收试验系统简图

1—被试泵或被试马达;2—加载用
液压马达或泵;3—驱动电机

在实际应用这样的系统时,对系统的参数匹配应注意的问题有:

(A) 液压泵和马达的排量匹配

若被试泵与加载马达两者排量相等,即 $V_P = V_M$,由于加载运转过程中的容积漏损,必然造成两者的转速不一致。而此系统中转速相同为其正常工作的一个前提条件。

被试泵的输出流量 $q_{PO} = nV_P\eta_{PV}$

加载马达输入流量 $q_{MI} = nV_M/\eta_{MV}$

式中: η_{PV} 、 η_{MV} 分别为泵和马达的容积效率。

根据流量连续性原理 $q_{PO} = q_{MI}$, 可得

$$V_P = V_M / (\eta_{PV}\eta_{MV})$$

此式为在某一压力下的平衡方程式。为了改变试验系统中的压力值,以满足不同的加载要求,必须要求

$$V_P \geq V_M / (\eta_{PV}\eta_{MV})$$

当泵、马达同轴驱动时,泵才可能提供比马达所需的流量更多一些的油液。迫使系统中压力升高,才能

使此部分多余油液从活动缝隙处全部漏掉。故改变加载马达的 V_M 可以调节试验系统中的压力, 达到改变负载大小的目的。

(B) 转矩匹配

因为加载马达回输的功率是通过它们的轴直接驱动被试泵的。也就是说, 被试泵是它的负载。从传递的转矩大小来看

$$\text{泵所要求输入的转矩 } T_P = \frac{\rho V_P}{2\pi \eta_{Pm}}$$

$$\text{加载马达输出的转矩 } T_{M0} = \frac{\rho V_M}{2\pi} \eta_{Mm}$$

式中 η_{Pm} 、 η_{Mm} 分别为泵、马达的机械效率。

因为 $(V_M/V_P) \leq \eta_{Pv} \eta_{Mv}$, 可得

$$T_P \geq T_{M0} / (\eta_{Pv} \eta_{Pm} \eta_{Mv} \eta_{Mm})$$

可见加载马达回输的转矩不足以驱动被试泵, 相差部分 $\Delta T = T_P - T_{M0}$ 由同轴相连的电动机输出机械功率来补偿, 故将此方法称为机械补偿功率回收。这样, 驱动电动机的功率就不需要选取很大了。它向电网要求的功率也就是整个试验系统向外部需求的功率, 已大为减少了。这是该系统的第三个特点。

(C) 功率回收系数 ξ

此试验系统到底能回收多少功率呢? 将系统回收的功率与整个系统所需要的功率之比称为功率回收系数 ξ , 以此来衡量回收的程度。对此系统而言, 加载马达回输的功率 P_M 即为回收的功率; 被试泵要求输入的功率 P_P 为系统所需的功率。 $P_P = P_M + P_D$, P_D 为驱动电动机输出的补偿功率, 所以

$$\xi = \frac{P_M}{P_P} = \frac{P_M}{P_M + P_D}$$

由于 $P_P = \frac{\rho V_P \eta}{\eta_{Pm}}$; $P_M = \rho V_M \eta_{Mm}$

故

$$\xi = \frac{V_M}{V_P} \eta_{Pm} \eta_{Mm} = \eta_P \eta_M$$

若 $\eta_{Pv} = \eta_{Mv} = 0.98$, $\eta_{Mm} = \eta_{Pm} = 0.85$, 则

$$\xi = 0.69$$

可见此系统回收的功率可达 69%, 若被试泵和加载马达总效率越高, 回收效果越好。

(D) 驱动电动机的选取

因为

$$P_D = P_P - P_M = P_P - \xi P_P = P_P(1 - \xi)$$

令 ξ 为 0.7, 则驱动电动机功率只为被试泵所需输入功率的 30% 左右, 可见与无功率回收时相比, 电机功率大为减小。但由于被试件、加载器和电动机三者同

轴, 所以在选择电机时, 除考虑功率足够外, 还应考虑电机轴的强度能否承受试验中传递的最大转矩。

由于双出轴电机一般市场没有出售, 需要订货, 不易获得。另外驱动用小功率电机, 其轴的强度也是与功率相匹配的, 难以满足试验时要传递较大转矩的要求。实际应用中可采用如图 36.2-35 所示的连接方式。

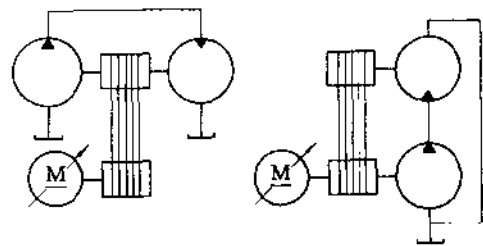
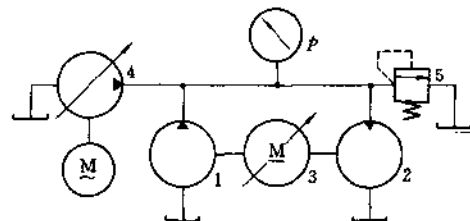


图 36.2-35 实际采用的电机驱动方案图

因为电机功率大为减小, 试验系统向外要求的能量也大为减少, 节约了能源, 系统本身的发热量也降低了。所以此试验系统适合于较大功率的试验场合和时间较长的寿命试验。但其压力调节是通过改变泵或液压马达的排量来实现的。一般情况下泵和马达的容积效率都较高, 故压力调节不方便, 且压力稳定性也差。为了改善试验系统的可操作性, 实际应用中采用的油路为并联补偿泵和调压溢流阀的机械补偿功率回收试验油路, 如图 36.2-36 所示。为了使系统压力 p 调



36.2-36 实际采用的机械补偿功率回收试验油路之

1—被试泵; 2—加载马达; 3—驱

动电机; 4—补偿泵; 5—溢流阀

节方便, 并联了溢流阀 5; 为了不受泵的排量 V_P 必须大于 V_M 的限制, 增设了并联补偿泵 4。此系统的特点是:

- 同轴相连的泵和马达都可以是被试对象, 且都可以是定量式的。没有 $V_P > V_M$ 的条件限制。因为并联的补偿泵可提供足够的流量补偿。

• 液压马达所需流量是由液压泵 1 和补偿泵 4 同时供给的。补偿泵 4 为变量泵,调节其排量可改变系统的转速。驱动电机也是可调速直流电动机。

• 调节并联溢流阀或节流阀可方便地改变系统压力。

这样,试验系统的调节性能增强了。但由于增加了补偿泵系统及调压阀使系统元件增加了,成本提高;另外因为油液通过调压溢流阀或节流阀将有部分能量损耗;向外要求的能量输入增加了,功率回收系数有所降低。以此代价换取了试验系统的可操作性的改善。

B. 液压补偿功率回收的液压马达试验系统

由前述可知,在泵和马达同轴驱动并互相加载的试验系统中,要求外部提供一定的能量来补偿。除前

述机械补偿外,还有液压补偿。通过设置补偿泵来提供一定流量的压力油,以液压能的形式来进行补偿。常见的液压补偿试验系统的油路有:

(A) 串联液压补偿功率回收液压马达试验系统

如图 36.2-37 所示为其试验油路图。被试马达 1 与加载泵 2 同轴机械连接;加载泵出口与被试马达入口直接相通;补偿泵 4 与加载泵是串联的。当启动补偿泵后,通过由四个单向阀组成的“整流”油路 3 先给被试马达 1 供油,马达启动后带动加载泵,此时通过整流油路 3 自动使补偿泵向加载泵供油,供油压力 p_1 。被试马达则转为由加载泵供油。由于预先使加载泵的排量 V_P 调到大于被试马达的排量 V_M ,由于同轴驱动和二者互相加载,在系统中形成压力 p_2 。

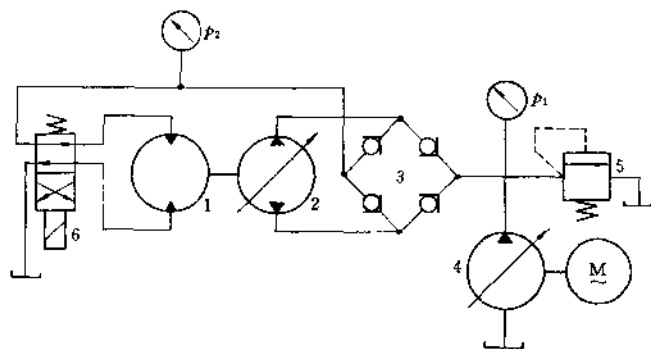


图 36.2-37 串联液压补偿功率回收液压马达试验系统油路图

1—被试马达;2—加载泵;3—“整流油路”;4—串联补偿泵;5—安全阀;6—换向阀

根据流量连续性原理,被试马达输入的流量等于加载泵的输出流量:

$$q_M / \eta_{MV} = q_P \eta_{PV}, q_P = q_M / (\eta_{PV} \eta_{MV})$$

所以 $V_P = V_M / (\eta_{PV} \eta_{MV})$

而补偿泵的理论流量 q_c

$$q_c = q_P / \eta_{cV} = q_M / \eta_{PV} \eta_{MV} \eta_{cV}$$

式中: η_{cV} 为补偿泵的容积效率; q_P 、 q_M 分别为加载泵和被试马达的理论流量。

因为补偿泵是串联供油,所以改变其排量 V_C ,可得到不同的供油流量,对应不同的被试马达转速。

根据被试马达的输出转矩 T_{MO} 要与加载泵输入转矩 T_{Pi} 相匹配,即 $T_{MO} = T_{Pi}$ 。而

$$T_{Pi} = \frac{(p_2 - p_1) V_P}{2\pi \eta_{Pm}}; T_{MO} = \frac{p_2 V_M}{2\pi} \eta_{Mm}$$

可见 p_1 值改变,即改变了加载泵的进出口压力差,也就改变了泵轴要求输入的转矩值。由于补偿泵的存在,在试验过程中它自动改变 p_1 的大小,以补偿加载泵和被试马达之间的转矩差值,保证被试马达始终足以带动加载泵。补偿泵油路中的安全阀 5,其作用是防止试验过程中突然发生卡死事故时,因油液没有通路, p_1 压力升高而造成补偿泵、驱动电机及试验系统的损坏。

由上式还可得

$$(p_2 - p_1) V_P = p_2 V_M \eta_{Pm} \eta_{Mm}$$

因为 $V_P = V_M / (\eta_{PV} \eta_{MV})$

所以 $p_2 - p_1 = p_2 \eta_P \eta_M$

$$p_1 = p_2 (1 - \eta_P \eta_M)$$

若 η_P 和 η_M 都为 0.8 的话, p_1 约为 p_2 的 40%。

此试验系统实际工作中,一般 $p_1 = (20\% - 40\%) p_2$ 。由于 p_1 为泵的入口压力, p_1 较高不符合液压泵的实际工况,故此试验系统不宜作泵的性能试验用。

从功率回收的效率看,此系统功率回收系数 ξ 为

$$\xi = \frac{P_{MO}}{P_{MO} + P_{CI}} = \frac{\eta_{PV}\eta_M\eta_C}{1 - \eta_M\eta_P + \eta_M\eta_{PV}\eta_C}$$

若取 $\eta_{PV}、\eta_{MV}、\eta_{CV}$ 为 0.98; $\eta_{PM}、\eta_{Mm}、\eta_{Cm}$ 为 0.85 则 $\xi \approx 0.69$ 。

此试验系统使用的元件较少,操作方便,适宜于作较大功率的液压马达试验或寿命试验,但不宜作液压泵的试验。并且还有 $V_P > V_M$ 的限制条件,系统压力调节不方便。

(B) 并联液压补偿功率回收液压马达试验系统

图 36.2-38 所示为其系统原理图。在连接加载泵出口和被试马达入口的管道中,串入一个节流阀 4。补偿泵 3 与加载泵 2 并联,二者同时给被试马达供油。加载泵为变量泵,可选最大排量与被试马达排量相同的泵,或排量略小于被试马达排量的定量泵。这是为了打破前述的 $V_P > V_M$ 的限制条件而采取的办法。为了改变试验系统中的压力,给被试马达轴施加负载转矩,可通过调节节流阀节流口大小,改变加载泵的出口压力 p_1 ,达到改变负载转矩的目的。但由于此系统 $V_P < V_M$,必然加载泵的输出流量满足不了被试马达同轴驱动的要求,不足的部分由补偿泵 3 来补偿,保证被试马达入口压力 p_2 ,造成被试马达的转矩输出。若改变补偿泵的排量,调节了系统的转速,破坏了原有转矩平衡,在新转速下达到新的平衡。

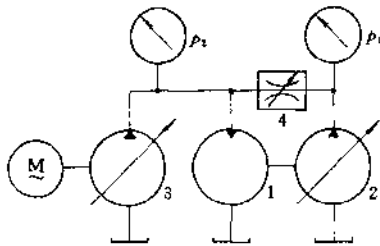


图 36.2-38 并联液压补偿功率回收试验系统原理图

1—被试马达;2—加载泵;3—并联补偿泵;4—节流阀

根据被试马达输出转矩要与加载泵输入转矩相匹配的条件,即

$$T_{MO} = T_P$$

因为

$$T_{MO} = \frac{p_2 V_M m}{2\pi}; T_P = \frac{p_1 V_P}{2\pi \eta_{Pm}}$$

可得

$$V_i = \frac{p_2}{p_1} V_M \eta_{Mm} \eta_{Pm}$$

即

$$q_c = \frac{p_2}{p_1} q_M \eta_{Mm} \eta_{Pm}$$

由此式可见必须进行流量补偿。

根据被试马达输入的流量是由加载泵和补偿泵并联供给的,故

$$q_M / \eta_{MV} = q_P \eta_{PV} + q_C \eta_{CV}$$

可得补偿泵的理论流量

$$q_c = \frac{q_M}{\eta_{MV}\eta_{CV}} \left(1 - \frac{p_2}{p_1} \eta_P \eta_M \right)$$

根据被试马达的输出功率,即为回收的功率;而此功率与补偿泵要求输入的功率之和为试验系统所需要的总功率。可求得功率回收系数 ξ

$$\xi = \frac{\eta_{Mm}}{\eta_{Mm} + \frac{[1 - (p_2/p_1) \eta_P \eta_M]}{\eta_{MV}\eta_C}}$$

当 $p_2 = p_1$ 时,即节流阀全开时,可估算出 ξ 约为 0.69。

此试验系统的优点与串联补偿相同,但不受 $V_P > V_M$ 条件的限制。它不仅适用于高速液压马达试验,也适用于低速大转矩马达试验。

(C) 串、并联液压补偿功率回收液压马达试验系统

图 36.2-39 所示为其系统原理图。它是前述两种油路的综合。将两台排量相同的双向液压马达轴对接起来,一台为被试马达;一台作为加载泵。补偿泵 5 是串联补偿;补偿泵 6 是并联补偿。此系统转速的改变主要靠改变补偿泵 5 的排量来调节。而系统的压力 p_2 则主要靠改变补偿泵 6 的排量和调节溢流阀 7 来改变的。泵 6 主要是补偿被试马达和加载泵之间的流量损耗并提供多余的油液通过溢流阀 7 的节流口,从而实现方便地调节压力 p_2 的。而转矩差则仍由补偿泵 5 调节压力 p_1 来自动补偿的。换向阀 8 用于改变被试马达的转向。

此试验系统虽然使用元件较多,但调节比较方便。它适宜于功率较大的液压马达和低速大转矩马达试验。

比较上述各功率回收试验系统的方案,可得出以下几点意见:

- 非功率回收的试验系统适用于中、小功率的泵、

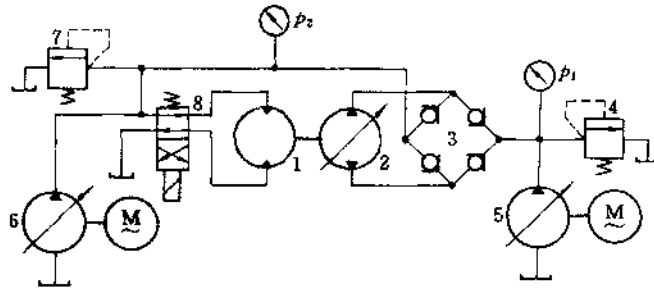


图 36.2-39 串并联液压补偿功率回收液压试验系统原理图

1—被试马达；2—加载泵；3—“整流”油路；4—安全阀；5—串联补偿泵；6—并联补偿泵；7—溢流阀；8—换向阀

马达试验或科研单位短期研究性试验等。从节约能源的经济角度和从减少系统发热方面来看,采用功率回收的试验系统效果显著。特别是对较大功率的试验对象和长时间的寿命试验,优越性更为突出。

- 对于生产厂作批量较大的、功率超过 30kW 液压泵和液压马达的性能试验时,功率超过 10 到 20kW 的寿命试验时,建议尽可能采用一些功率回收的措施。

- 机械补偿功率回收试验系统采用的元件比液压补偿功率回收系统少;它采用直流电动机调速较方便,特别是对液压泵和高速马达性能试验较适宜。当然直流电动机及其调速系统的价格还是比较高的,占地面积也大。液压补偿功率回收系统多用于高速液压马达、低速大转矩马达试验。

32.2.5 液压控制阀性能试验的试验油路及方法

在液压技术中应用的常规液压控制阀主要有三类:压力控制阀,流量控制阀,方向控制阀。由于各种阀的工作原理和应用场合不同,需要试验考核的性能也不同。这里只能就它们具有的共同特性和典型的阀特性的试验方法作些简单介绍。具体的、详细的内容请参照国标中有关液压控制阀试验方法标准。

关于液压控制阀的特性同样也可分为静态(或稳态)特性和动态(或瞬态)特性。

(1) 稳态压差—流量特性的测试方法

此特性是液压阀共有的静态特性,指的是在被试阀允许的流量范围内,当不同流量通过被试阀口时,测出相应的进、出口压力差值。图 36.2-40 所示为其试验油路。试验油源是由油源泵 1、安全阀 2 和调速阀 3 组成的恒流源。调节调速阀 3 可改变通过被试阀的流量。

对于被试阀为溢流阀来说,上述试验是阀处于卸

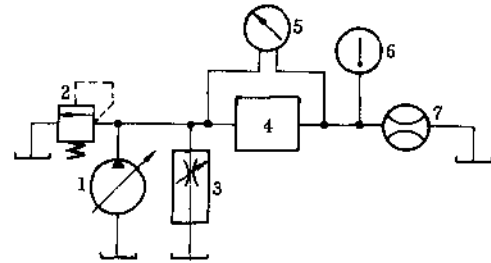


图 36.2-40 稳态压差—流量特性试验油路图

1—油源泵；2—安全阀；3—调速阀；4—被试阀；5—差压计；6—温度计；7—流量计

压二况下进行的。若被试阀为直动式的,就是将其调压弹簧全部放松;若为先导式的,则为先导口放空的情况。此时主阀芯的阀口开启最大。测量对应的阀口压降与通过的流量的关系。此特性表征着阀口的压力损失。这同样也适合于减压阀的卸压工况。

流量控制阀是在阀的各调节位置上(即各种设定的阀口开度上),通过不同的流量时,测出对应的阀口压降值即为流量控制阀的压差—流量特性。

对于方向阀而言,分为以下四种情况。若为换向阀,则测量各控制状态下,阀口的压降与通过流量的关系,如图 36.2-41(a)所示。若为直接作用式单向阀,即为正向流通时,阀压降与流量的关系;若为液控单向阀,当无控制压力($p_c = 0$)时,作为单向阀时的正向流通阀压降与流量的关系。当有控制压力,使阀口全开时,则需测量正向或反向流通时的压差—流量特性,如图 36.2-41(b)所示。

(2) 压力阀的稳态压力—流量特性的测试方法

对于溢流阀而言,稳态压力—流量特性就是平常所说的启闭特性。而减压阀则是在进口压力一定的条

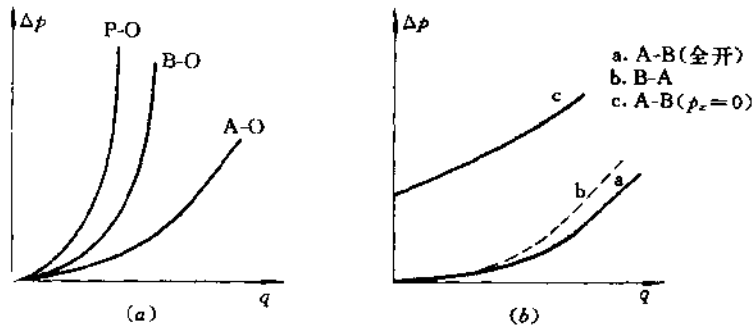


图 36.2-41 方向阀压差—流量特性曲线

(a) 换向阀的稳态压差—流量特性曲线；(b) 液控单向阀的稳态压差—流量特性曲线

件下，出口压力与流量的关系特性。图 36.2-42 所示，(a) 为溢流阀的稳态压力—流量特性；(b) 为减压阀的压力—流量特性。

试验油路如图 36.2-43 所示。当测溢流阀压力—流量特性时，去掉换向阀 3c，阀 2 为安全阀或溢流阀。将被试溢流阀调定在所规定的流量和压力的情况

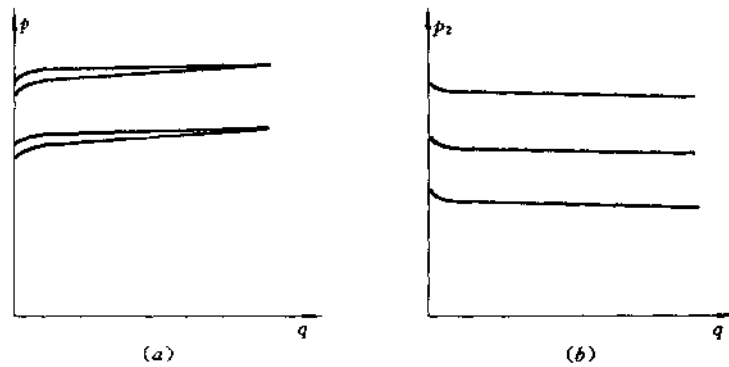


图 36.2-42 压力阀稳态压力—流量特性曲线

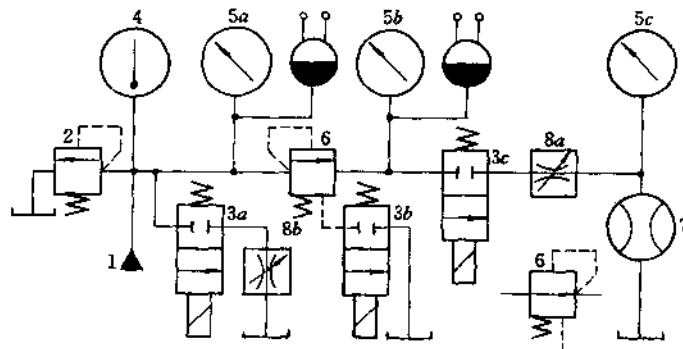


图 36.2-43 压力阀压力—流量特性试验油路图

1—液压源；2—安全阀(溢流阀)；3—换向阀；4—温度计；5—压力表；6—被试阀；7—流量计；8—节流阀

下,压力值由入口压力表 5a 测量;流量由流量计 7 测量。然后使流量由零逐渐增加到规定值,再以规定值慢慢降到零,测出相应的入口压力值,即得到压力—流量特性。改变不同的调定值,可得一系列压力—流量特性曲线。出口压力可为大气压或某一规定的背压,由节流阀 8a 调节,压力表 5b 测出。

当测减压阀的压力—流量特性时,油路中同样去掉换向阀 3c,阀 2 为溢流阀。将被试阀调定在规定的流量和出口压力值的情况下。出口压力由节流阀 8a 调节;压力由压力表 5b 测量。进油压力由溢流阀 2 调节,使其为被试阀额定压力,并在试验过程中保持恒定。然后使通过阀的流量由零逐渐增加到规定值,再从此值慢慢降到零,测量相应的出口压力值,即为减压阀的稳态压力—流量特性。

(3) 压力阀的动态特性的测试方法

动态特性对溢流阀而言,是当流量阶跃变化时,被试阀的压力响应特性;对减压阀而言,则是进口压力或出口流量阶跃变化时,被试阀出口压力响应特性。还有此两种阀的卸压和建压时间,也在一定程度上代表着阀的动态特性。为了便于比较和保证阶跃信号的质量,在液压控制阀的试验标准中,要求被试阀以及为产生阶跃信号而设置的试验管路,它的表观容积刚度应保证产生一定值的压力梯度,分为三种等级:

- A 级 3000~4000MPa/s
- B 级 600~800MPa/s
- C 级 120~160MPa/s

实际上这些指标就是代表着当流量突入时,在管道中(封闭容积)引起的压力飞升速率。理论上可由下式推导

$$\frac{dp}{dt} = \frac{qv\beta}{V}$$

式中 qv 为突然进入的体积流量; β 为管道系统和油液的综合容积模数; V 为管道及有关部分的总容积。由试验油路图可见,流量的突然变化是通过开关阀 3a 的突然切断来实现的。因此,流量的大小、油源泵的特性、开关阀 3a 的切换速度等都影响着压力的飞升速率。从容积模数来看,试验管道和油液中含空气量的多少,对它有较大的影响。容积 V 标志着可压缩容积的大小,它与油的体积和管道的变形等有关。为了提高压力飞升速率,关键在于选择切换速度快的开关阀。在一定流量的情况下,插装式阀比一般电磁换向阀的切换速度快。尽量减小可压缩容积,即管道和容腔尽量小;排除系统中油中的空气。一般要求开关阀

3a 的动作时间不得大于被试阀响应时间的 10%,最大值不要超过 10ms。根据上述公式计算出的 dp/dt 至少应为所测压力飞升速率的 10 倍。压力飞升速率(或压力梯度)指的是从起始稳态压力值与最终稳态压力值之差的 10% 上升到 90% 的时间间隔内的平均压力变化率,如图 36.2-44 所示。

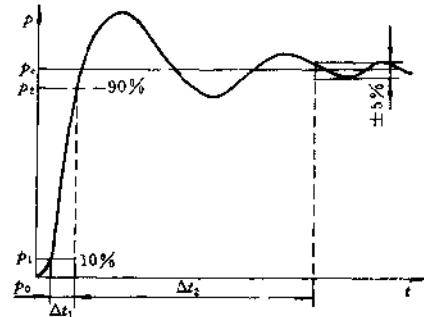


图 36.2-44 压力阀压力的阶跃响应曲线

p_c —最终稳态压力; p_0 —起始压力; $p_1=(p_c-p_0)\times 10\%$;

$p_2=(p_c-p_0)\times 90\%$; $dp/dt=(p_2-p_1)/(t_2-t_1)$;

由试验油路可知,当测溢流阀的动态特性时,将被试阀调定在所规定的流量和压力工况下。调节时先使阀 3a 处于关闭状态;然后使阀 3a 开启,调节节流阀 8b,使系统压力为起始压力,一般不大于最终稳态压力的 20%。当突然关闭阀 3a 时,在被试阀与油源泵之间的封闭油路中产生一个选定的压力飞升速率的压力突变。由阀 3a 的电磁铁的电源电压信号(或阀芯位移信号)作为阶跃信号;由压力传感器 5a 测出的压力响应曲线,即为被试阀的动态特性。如图 36.2-44 所示。在试验过程中安全阀不能漏油和开启。

当测减压阀的动态特性时,此时阀 2 为溢流阀,调节它使被试阀前压力为规定值。若为了测量进口压力阶跃时阀的出口压力响应,调节被试阀 6 和加载阀 8a,使通过阀的流量和出口压力为规定值,当然阀 3c 是开启的。然后使阀 3a 开启,系统压力下降到起始压力。突然关闭阀 3a,在进油路中产生一个压力阶跃信号。由出口压力传感器 5b 测量压力响应曲线。若为了测出口流量阶跃变化时的阀压力响应特性,与上述一样,先调好规定值后,使阀 3c 关闭,则输出流量为零,然后突然开启阀 3c,在出口油路中产生一个流量阶跃,测量此时出口压力的响应曲线。此时被试阀 6 与加载阀 8a 之间的油路容积刚度必须满足选定的压力梯度的要求。

至于压力阀的卸压和建压时间的测定,都需要在被试阀遥控口上连接一个开关阀 3b。将被试阀调定在规定的压力和流量工况下,突然开启或关闭阀 3b,测量阀的压力由最低工作压力升到规定压力,或由规定压力降到最低工作压力的变化曲线,由压力传感器 5a 或 5b 测出。由升压曲线上获得建压时间,由降压曲线上获得卸压时间。此时间间隔仍以两压力差值的 10% 到 90% 之间的时间来衡量。

(4) 流量控制阀特性的试验方法

流量控制阀的静特性就是在不同的调定位置上(即不同的阀口开度)的压差—流量特性。对于调速阀而言,主要要求考核当负载压力变化时,其调定的输出流量稳定的程度,如图 36.2-45 所示。

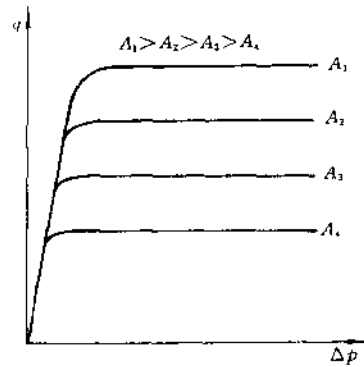


图 36.2-45 调速阀 $q-\Delta p$

流量控制阀的试验油路如图 36.2-46 所示。

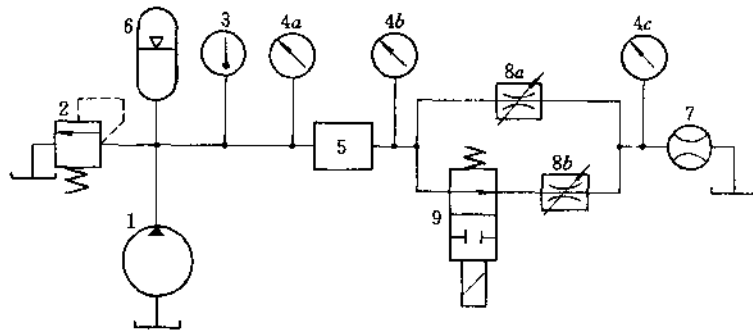


图 36.2-46 流量控制阀试验油路图

- 1—液压源;2—溢流阀;3—温度计;4—压力表(压力传感器);
5—被试阀;6—蓄能器;7—流量计;8—加载节流阀;9—开关阀

当作静态试验时,将被试阀流量控制装置调到规定的位置上;入口压力由溢流阀 2 调节为额定压力。改变加载节流阀 8a 的开口大小,使被试阀前后压差 Δp 值由小到大变化,测出相应的通过阀的流量即可。压力差由压力表 4a、4b 测量;流量由流量计 7 测量。此时流量计 7 为只要其精度符合要求的静态流量计即可。若要求测量调速阀的瞬态特性,则必须换成动态流量计,以测瞬时流量的变化。在被试阀 5 调定在规定的条件下,突然开闭阀 9,即得到被试阀出口的压力阶跃信号,测出相应的阀输出流量的响应曲线。目前此项试验的关键是动态流量计不易获得。用其他方法间接测瞬态流量误差较大。

(5) 方向控制阀特性的试验方法

方向控制阀包括换向阀和单向阀。这里只着重介绍换向阀的性能试验方法和油路。其余各阀请参阅国

家标准 GB8106-87《方向控制阀试验方法》

A. 静态特性

换向阀的静态特性除前述压差—流量特性外,主要就是其工作范围。此项试验目的在于测定换向阀能正常换向时的压力和流量的边界值范围。所谓能正常换向,就在当换向信号发出后,其阀芯能在位移的两个方向的全行程上移动。图 36.2-47 所示为换向阀的工作范围曲线。ABCD 曲线所包围的区域就是换向阀能正常换向的工作范围。A 点代表试验规定的最大压力;D 点对应的流量为规定的最大流量。OD 为阀口的压差—流量曲线。BC 为转换阀。

换向阀的试验油路如图 36.2-48 所示。

在换向阀电磁铁的最高稳定温度下,并以电磁铁线圈电压比其额定电压低 10% 的情况下进行试验。用溢流阀 3a 调节被试阀入口压力为额定值;用加载

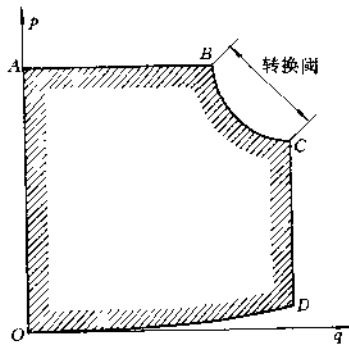


图 36.2-47 方向阀工作范围特性

溢流阀 3b、3c 调节其负载压力。使通过阀的流量由小逐渐加大到某规定的最大流量。在各流量点上通断电磁铁线圈电压，使换向阀换向。当达到某流量值时，换向阀不能正常换向，就降低入口压力再试，直至达到规定的最大流量为止。当加载溢流阀完全打开，使压力表 5b 或 5c 为最小负载压力下，然后在不同流量下，记录所对应的入口压力值，即为工作范围曲线的 OD 段。将所测结果画在同一坐标上，即为工作范围曲线。在 ABCDO 范围内，保证换向阀能正常工作。

B. 换向阀的动态特性

此项试验的目的在于测量换向阀阀芯对电磁铁输入的换向信号电压的响应速度。它既可以由阀芯位移

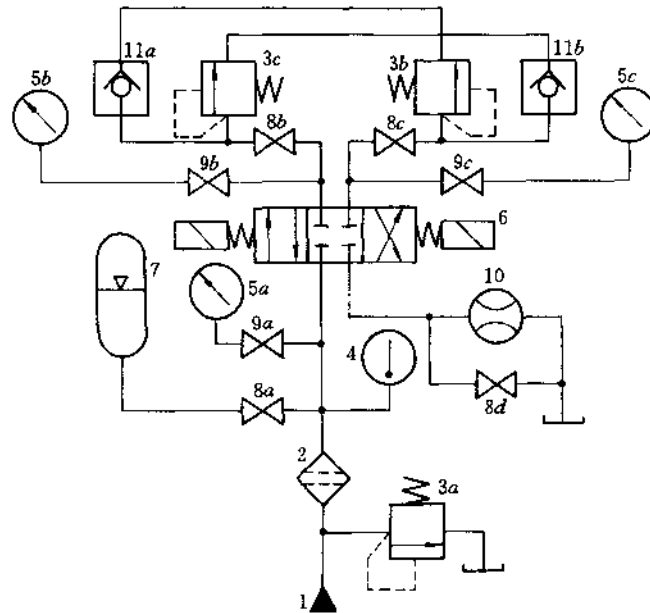


图 36.2-48 方向阀特性试验油路图

1—液压力源；2—滤油器；3—溢流阀；4—温度计；5—压力表；6—被试阀；7—蓄能器；8—截止阀；9—压力表开关；10—流量计；11—单向阀

对换向信号的响应；也可以由输出口压力的变化对换向信号的响应来表示。在调整好被试阀入口压力、负载压力和流量为规定值后，接通或切断电磁铁的控制电压。同时记录电压、阀芯位移 S 和出口压力 p 信号的变化，如图 36.2-49 所示。

36.2.6 电液伺服阀、比例阀性能试验的试验油路及方法

(1) 电液伺服阀的性能试验方法

电液伺服阀在广泛使用的电液伺服系统中，它是

将电控制信号转换成液压功率信号的关键元件，系统的品质直接受着该阀性能的影响。为了掌握它的特性参数和影响其性能的各种因素，以便更好地利用它，所以必须对它进行充分的试验。电液伺服阀的特性包括静态特性和动态特性。

A. 静态特性的测试方法

(A) 静态特性

空载流量特性 在负载压力差 Δp_L 为零和供油压力 p_s 为常数的情况下，输入电流 i 与输出流量 q 之

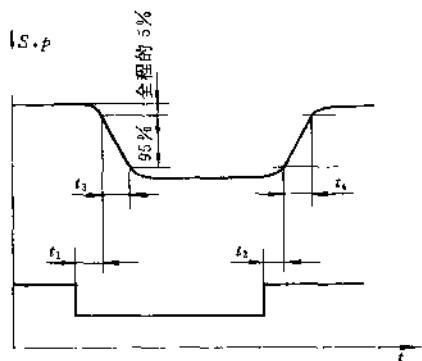


图 36.2-49 换向阀阶段响应特性
 t_1, t_2 —滞后时间; t_3, t_4 —响应时间

间的关系

$$\pm q = f(\pm i) \Delta p_L$$

当被试阀输入电流 i 变化一个工作循环(即由 $0 \rightarrow +i_{max} \rightarrow 0 \rightarrow -i_{max} \rightarrow 0$), 对应测出输出流量 q 的变化。所得曲线即为空载流量特性, 如图 36.2-50 所示。

负载流量特性 在输入电流 i 和供油压力 p_s 为常数的情况下, 输出流量 q 随负载压力差 Δp_L 的变化关系。

$$\pm q = f(\pm \Delta p_L), i = \text{常数}$$

负载压力差 Δp_L 的变化范围是从零变到 p_s , 在此范围内测出对应的输出流量 q 值。改变输入电流 i 为

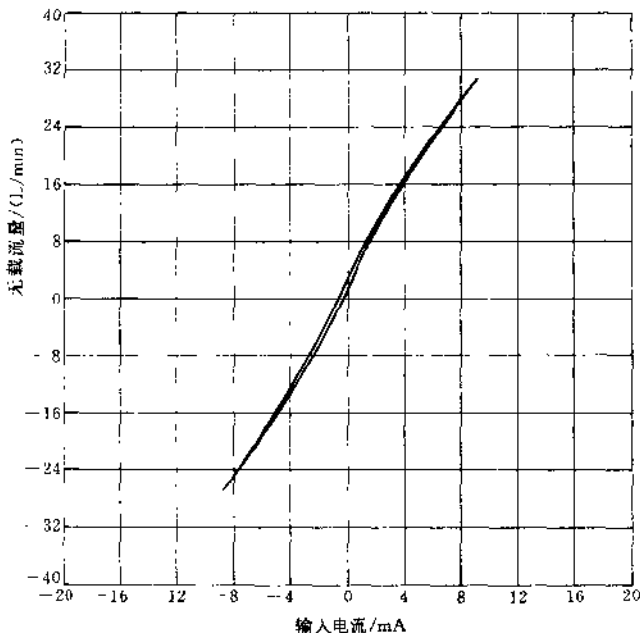


图 36.2-50 空载流量特性曲线

不同的常数, 可得到一族曲线, 即为负载流量特性曲线, 如图 36.2-51 所示。

压力增益特性 压力增益特性又称为堵死负载特性。在负载口(或称控制口; A、B 口)堵死即负载为无穷大或输出流量 q 等于零和供油压力 p_s 为常数的情况下, 负载压力差 Δp_L 与输入电流 i 的关系。

$$\pm \Delta p_L = f(\pm i)_{q=0}$$

当输入电流 i 变化一个工作循环, 对应测出两控制口之间的压力差值 Δp_L , 所得曲线即是压力增益特性, 如图 36.2-52 所示。

内部泄漏特性 在电液伺服阀输出流量 q 等于零和供油压力 p_s 为常数的情况下, 其回油口(O 口或 R 口)流出的流量 q_r 与输入电流 i 的关系。

$$q_r = f(\pm i)_{q=0}$$

将被试阀负载口堵死, 当输入电流由 $-i_{max} \rightarrow +i_{max}$ 变化时, 由阀回油口测流出的流量 q_r 的变化。所得曲线即为内部泄漏特性, 如图 36.2-52 所示。

其它的特性 电液伺服阀除上述特性外, 还应包括有: 伺服阀的分辨力; 零位随工作油温度、供油压力、回油压力和加速度等变化而漂移特性; 另外还应考核

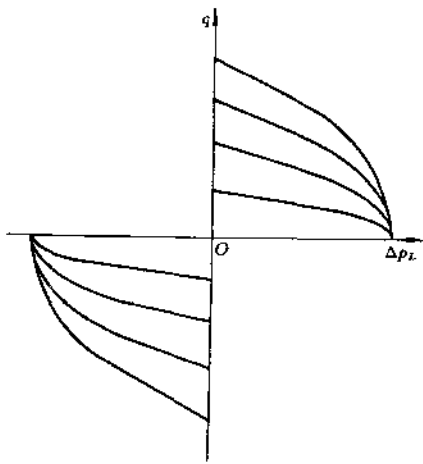


图 36.2-51 负载流量特性曲线

阀的抗污染能力、耐久性试验、压力脉冲试验、环境试验和耐压试验等等。

(B) 静态特性的测试方法及油路

综合上述电液伺服阀的静态特性可知,在试验中应该测量的参数有:输入电流 i 、输出流量 q 、内部泄漏流量 q_i 、供油压力 p_s 、回油压力 p_r 、负载腔(A、B口或

控制口)压力 p_A 、 p_B ,负载压力差 $\Delta p_L = p_A - p_B$ 、油液温度等。静态特性的试验方法可分为手动逐点描述法和自动连续描述法,今以连续法为例说明电液伺服阀静态特性试验油路及测试方法。图 36.2-53 所示为试验油路及测试原理图。

为了实现特性曲线的连续绘制,输入信号是由超低频信号发生器产生的三角波信号,频率为 0.01~0.02Hz,通过具有电流负反馈的伺服放大器,以电流信号输往伺服阀线圈。由与阀线圈串联的 1Ω 精密电阻上取出电压信号 U_i , U_i 与通过阀线圈的电流 i 成比例。将它输往 X-Y 记录仪的 X 轴,作为自变量。被试伺服阀的输出流量 q 是由串联在被试阀负载口 A、B 之间的流量传感器 8a 检测的,输出与流量成正比的电压信号 U_q 。由安装在被试阀回路上的流量传感器 8b 测量内部泄漏流量 q_i ;或由它直接测量 q 和 q_i 的综合流量。以电压信号 U_{q_i} 作为其输出信号。负载口 A、B 处的压力,由压力表和压力传感器 7a、7b 测量,输出与压力成比例的电压信号 U_{p_A} 、 U_{p_B} 。将此两信号相减,即得到与负载压力差 Δp_L 成比例的电压信号 $U_{\Delta p_L} = U_{p_A} - U_{p_B}$ 。若试验需要增加颤振(或抖动)信号时,则由音频信号发生器提供一定频率和振幅

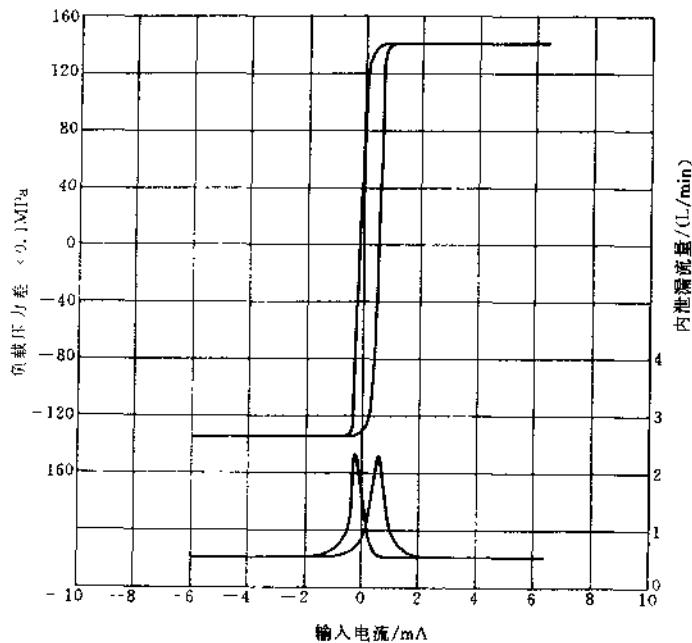


图 36.2-52 压力增益和内部泄漏特性曲线

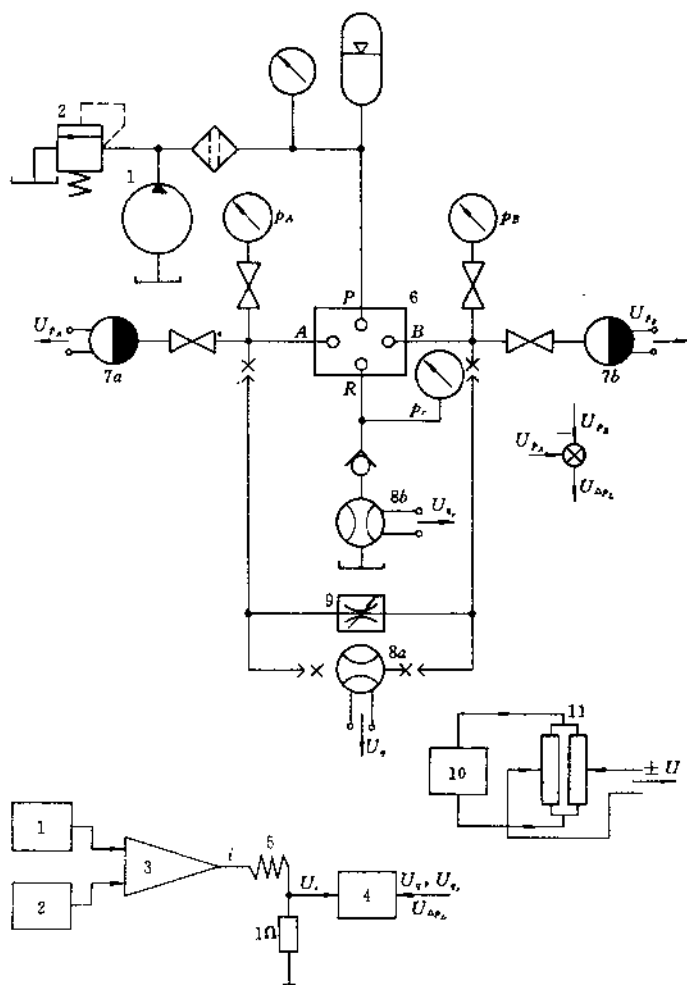


图 36.2-53 电液伺服阀静态特性试验油路及测试原理图

1—超低频信号发生器;2—音频信号发生器;3—伺服放大器;4—X-Y 记录仪;5—阀线圈;
6—被试阀;7—压力传感器;8—流量传感器;9—加载阀;10—稳压电源;11—信号电位计

的正弦信号。

当测量空载流量特性曲线时,将 U_x 输往 X-Y 记录仪的 X 轴;将输出流量信号 U_q 输往 Y 轴。此时 A、B 口之间的加载节流阀关闭。流量全部通过流量传感器。由于流量传感器所引起的压力损失较小,此时可认为是空载状况。随着超低频信号发生器产生的三角波工作一个周期,对应阀线圈中电流 i 变化一个工作循环,此时输出流量也变化一个工作循环。因而在 X-Y 记录仪的纸平面上就连续绘出了空载流量特性曲线图形。其测试原理框图如图 36.2-54 所示。

当测量负载流量特性时,因为要求输入电流为不

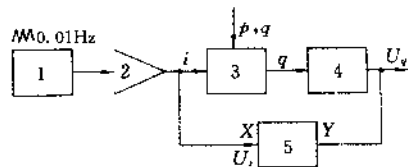


图 36.2-54 空载流量特性测试原理框图

1—超低频信号发生器;2—伺服放大器;3—被试阀;4—流量传感器;5—X-Y 记录仪

同的常值电流。只要采用图 36.2-53 所示由两电位计组成的桥式电路 11,它由稳压电源 10 提供稳定的

直流桥压。其滑臂在两个方向上的运动,就可输出正、负电压($\pm U$),将它输往伺服放大器3,在阀线圈中就可获得不同的恒定电流值。此时试验油路中,在A、B口之间去掉流量传感器,串入加载节流阀(若有高压正反向流量计的话,也可将流量计串入此油路中)。改变加载节流阀阀口大小,即可获得相应变化的负载压差 Δp_L 值。 Δp_L 的测量是由压力传感器分别测出 U_{p_A} 和 U_{p_B} ,将此两信号相减即为 $U_{\Delta p_L}$,并把它输往X-Y记录仪的X轴。输出的负载流量由串在回油路中的流量传感器测出,输出与流量成比例的电压信号 U_q ,并输往X-Y记录仪的Y轴。随着 Δp_L 由零增加到 p_L 值的变化,笔尖在纸面上绘出了负载流量特性。不同的输入电流*i*值,在正、负电流下可画出一簇曲线。其测试原理框图如图36.2-55所示。

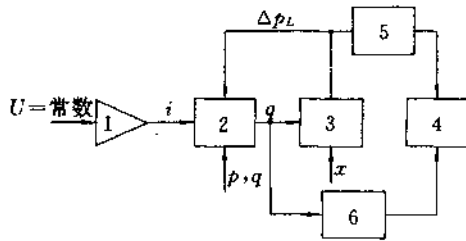


图 36.2-55 负载流量特性测试原理框图
1—伺服放大器;2—被试阀;3—加载节流阀;4—X-Y 记录仪;5—压力传感器;6—流量传感器

当测量压力增益特性时,要求在输出流量为零的条件下,此时只要将被试阀 A、B 口堵死即可。A、B 口压力差 Δp_L 仍由两压力传感器测出然后相减。或用压差传感器测出。被试阀的输入信号仍与空载流量特性试验时一样。必要时也可叠加颤振信号。 U_i 输往记录仪的 X 轴、 $U_{\Delta p_L}$ 输往 Y 轴。随着三角波变化一个周期,即得到压力增益特性曲线。其测试原理框图如图 36.2-56 所示。

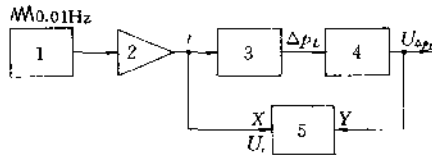


图 36.2-56 压力增益特性测试原理框图
1—超低频信号发生器;2—伺服放大器;3—被试阀;4—压力传感器;5—X-Y 记录仪

当测量内部泄漏特性时,也是在输出流量等于零的条件下,即将被试阀 A、B 口堵死。在回油口串接流量传感器,测量泄漏流量 q_r ,输出电信号 U_{q_r} 输往记录仪的 Y 轴;X 轴输入为阀电流信号 U_i 。当电流由 $-i_{max}$ 变化到 $+i_{max}$ 的过程中,记录仪笔尖所描绘的即为内部泄漏特性曲线。其测试原理框图如图 36.2-57 所示。

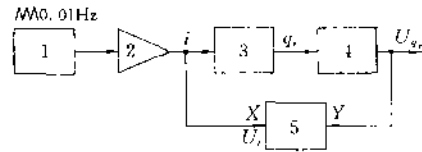


图 36.2-57 内部泄漏特性测试原理框图
1—超低频信号发生器;2—伺服放大器;3—被试阀;4—流量传感器;5—X-Y 记录仪

B. 动态特性测试方法

电液伺服阀的动态特性通常用它的频率特性(或称频率响应特性)或阶跃响应特性来表示。现只着重介绍频率特性的试验测试方法。

(A) 频率特性试验测试法的理论基础

因为元件或系统的频率特性等于输出信号的傅里叶变换与输入信号的傅里叶变换之比:

$$H(f) = Y(f)/X(f)$$

用复数极坐标形式可表示为

$$H(f) = |H(f)| e^{-j\varphi(f)}$$

式中: $|H(f)|$ 称为幅频特性; $\varphi(f)$ 称为相频特性。也就是说,当被试系统或元件(今为电液伺服阀)的输入信号为振幅不变而频率按不同规律变化(线性或对数)的正弦信号时,其输出信号必然也是同频率的正弦信号,只不过振幅和相位有所变化而已。输出与输入信号的振幅比随频率的变化就是幅频特性;两者之间的相位差随频率的变化就是相频特性。这就是传统的试验方法求取被试对象频率特性的理论基础。

对于随机信号而言,由于它不是周期信号,所以不能表示为傅里叶级数,也不能直接对它进行傅里叶变换而得频谱;只能通过其时域统计量相关函数的傅里叶变换来得到其频域特性。由谱分析理论可知,系统或元件的频率特性为

$$H(f) = \frac{G_{Dy}(f)}{G_{xi}(f)}$$

式中: $G_{Dy}(f)$ 为输入和输出信号的互功率谱密度函

数; $G_e(f)$ 为输入信号的自功率谱密度函数。可见当被试对象在随机信号的激励下, 只要能求出输入信号的自功率谱密度函数和输入、输出信号之间的互功率谱密度函数, 就可求得被试对象的频率特性。这就是用谱分析法(或称统计法)求取被试对象频率特性的理

论基础。

(B) 电液伺服阀的频率特性的试验油路及方法

a. 频域法测试

用古典频域法测试电液伺服阀频率特性的试验油路及测试方法如图 36.2-58 所示。

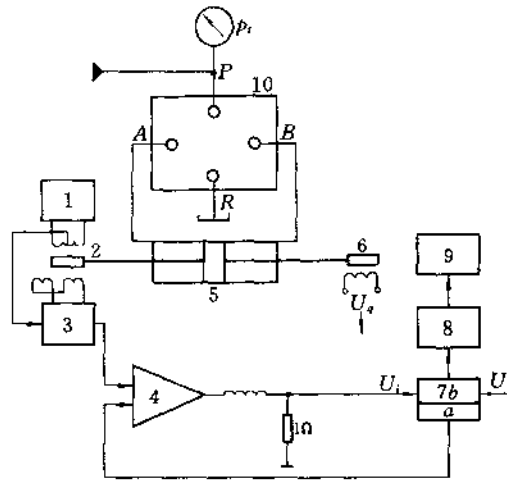


图 36.2-58 古典频域法测试电液伺服阀频率特性的试验油路及测试原理图

1—音频信号发生器;2—位移传感器;3—调制—解调器;4—伺服放大器;5—无载油缸;6—速度传感器;7—频率响应分析仪(a—信号发生器;b—相关器);8—记录仪驱动器;9—记录仪;10—被测阀

被试阀要求输入的正弦信号是由超低频信号发生器或频率响应分析仪中的信号发生器提供。要求提供频率按线性或对数扫描, 振幅保持常值的标准正弦波信号。此信号经伺服放大器转换成阀线圈中正弦变化的电流信号。由与阀线圈串联的 1Ω 精密电阻上取 U_i 信号作为输入信号。输出流量则由小质量、低摩擦的无载油缸作为流量传感器检测。油缸的速度与阀输出的空载流量成正比, 因为频率特性要求在空载条件下测定。而油缸的速度则通过活塞杆一端带动的速度传感器检测, 故其输出电压 U_o 是与阀输出流量 q 成正比的。此 U_o 信号作为被试阀的输出信号。测量在不同频率下的输出、输入信号的振幅比和相角差, 即为被试伺服阀的幅频特性和相频特性。

将此输入信号 U_i 和输出信号 U_o 同时输往频率响应分析仪中的相关器 7b, 通过记录仪驱动器带动 X-Y 记录仪, 即可绘出对数幅、相频率特性。图 36.2-59 所示为实测的某电液伺服阀的频率特性曲线。

b. 谱分析法(或称统计法)测试

由于用古典频域法测试电液伺服阀频率特性时, 必须使被试阀脱离实际的工况, 而处于专门的试验工况下来进行测试, 人们称这种状态为“离线”(Off line)状态。在测试过程中还要求在不同频率的正弦信号激励下, 只有输入和输出均达到稳态后才能测试其振幅比和相角差。因此, 当试验的频率范围较宽时, 完成一次频率特性的测试时间就较长, 使试验效率下降。人们往往希望被试阀是处于正常工作状态下进行测试, 即所谓“在线”(On line)状态。这就要求在测试过程中不能影响被试阀所处系统的正常工作。对于连续、长期工作的工艺流程中的元件和系统来说, 为了获得当前的性能或故障诊断和预测工作无疑都是极为重要的。

应用谱分析法测试就是想“在线”测试, 在被试阀或系统在正常工作信号激励的基础上, 叠加伪随机信号, 信号的幅度以不影响正常工作而又能使测试的信号足以完成各种运算, 以获得正确的被试阀频率特性为标准。图 36.2-60 所示为其试验油路及测试原理图。

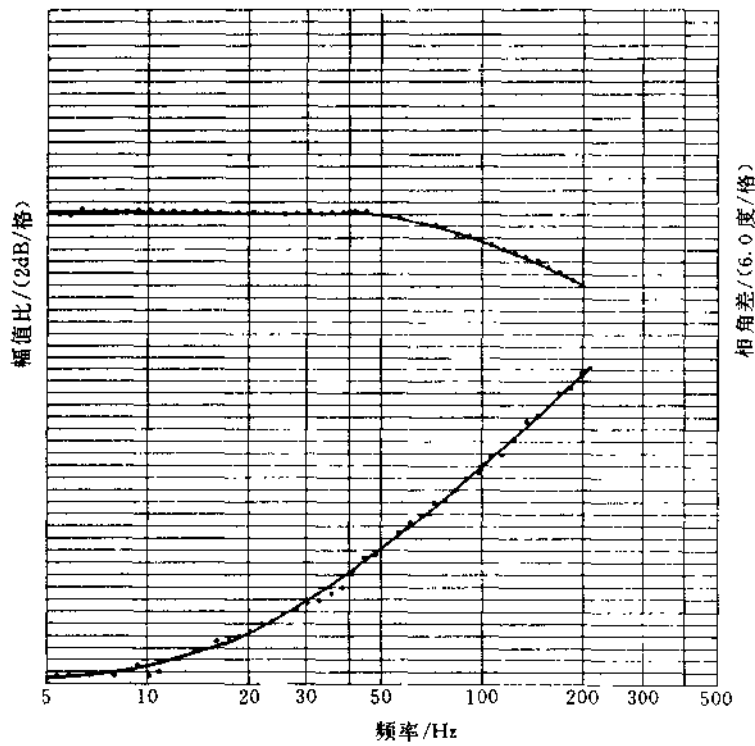


图 36.2-59 实测的电液伺服阀频率特性曲线

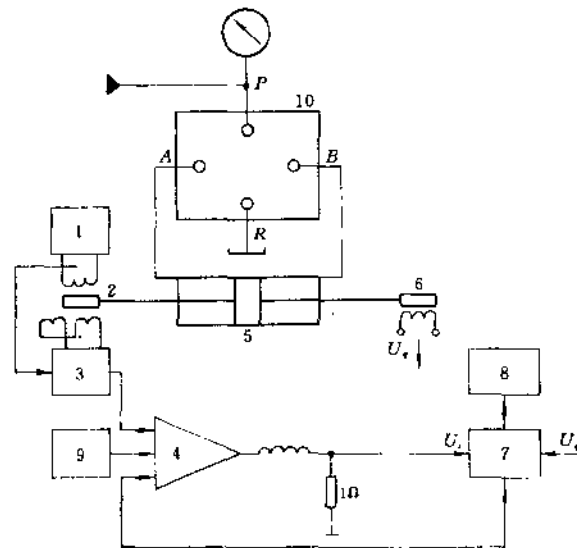


图 36.2-60 正弦分析法测试电液伺服阀频率特性的试验油路及测试原理图
 1—载波源;2—位移传感器;3—解调器;4—伺服放大器;5—无载油缸;6—速度传感器;7—信号处理仪;8—绘图机;9—信号发生器;10—被试阀;

这种试验油路只是为了说明谱分析法的应用的方案之一。由超低频信号发生器 9 产生正弦信号以模拟正常工作的信号, 输往伺服放大器。另外由信号处理仪 7 中的信号发生器输出伪随机信号 (PRBS) 也输往伺服放大器, 作为叠加输入的试验激励信号。因为目的在于测试被试阀输入电流点到输出流量点之间的频率特性。所以由与阀线圈串联的采样电阻上取出 U_i 作为输入信号; 由无载油缸杆带动的速度传感器检测

出的 U_o 作为输出信号。将此两信号同时输往信号处理仪, 经相关运算和 FFT 等分别求出两信号的互功率谱密度函数 $G_{io}(f)$ 和输入信号的自功率谱密度函数 $G_{ii}(f)$, 再求它们的比值即为被试阀的频率特性。最后由绘图机绘出对数幅、相频率特性曲线。图 36.2-61 所示为由谱分析法实测的某电液伺服阀的频率特性曲线。

(2) 电液比例阀的性能试验方法

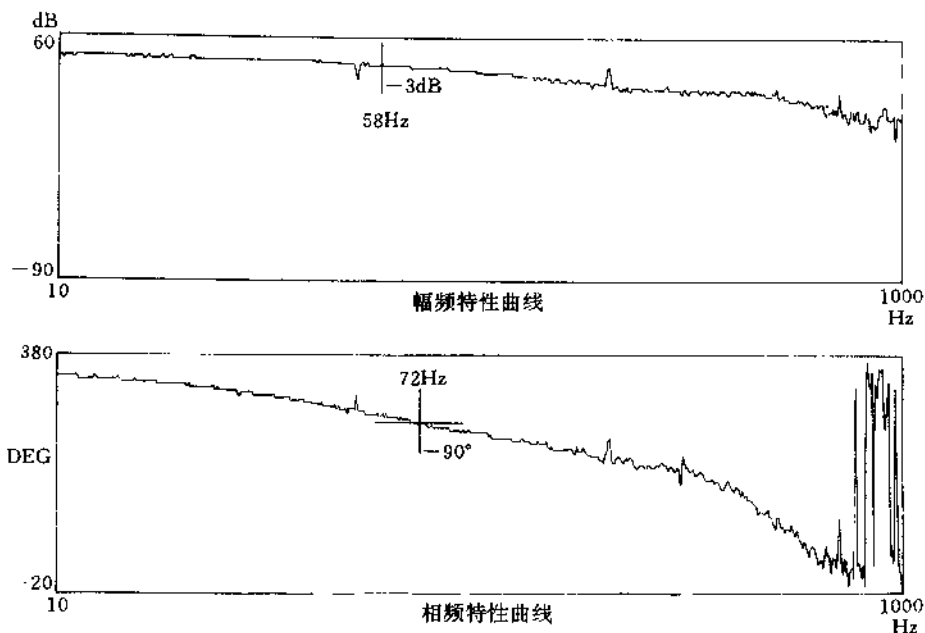


图 36.2-61 采用谱分析法测试的电液伺服阀频率特性曲线

电液比例阀包括电液比例压力控制阀(比例溢流阀和比例减压阀)、电液比例流量控制阀和电液比例方向控制阀。

A. 电液比例压力阀的性能特性试验

(A) 静态性能特性

a. 稳态压力控制特性

当通过阀的流量为规定值时, 对于比例溢流阀是入口压力 p 的受控情况。即测试入口压力 p 与输入电流 i 的关系。

$$p = f(i)_{q_v = \text{常数}}$$

对于比例减压阀而言, 为其出口压力 p_2 与输入电流 i 的关系。

$$p_2 = f(i)_{q_v = \text{常数}}$$

图 36.2-62(a) 所示为比例压力阀的稳态压力控制特性曲线。

b. 通流能力

所谓通流能力就是当被试阀阀口全开情况下, 通过不同流量时, 由阀口的压力降来表征。

对于比例溢流阀而言, 当输入电流 i 为零时, 对应着阀口全开; 而比例减压阀则是当输入电流 i 为最大时, 对应着减压最小、处于失压工况, 阀口全开。在阀口全开的工况下, 测量不同流量通过时, 阀口前后的压力差值, 即

$$\Delta p = f(q_v)$$

c. 稳态负载(等压力)特性

比例溢流阀的压力—流量特性 当电流 i 保持为不同常值时, 在通过被试阀全流量变化时, 其入口压力保持不变的能力。即平常所说的启闭特性。

$$p = f(q_v)_{i = (30\%, 70\%, 100\%) I_N}$$

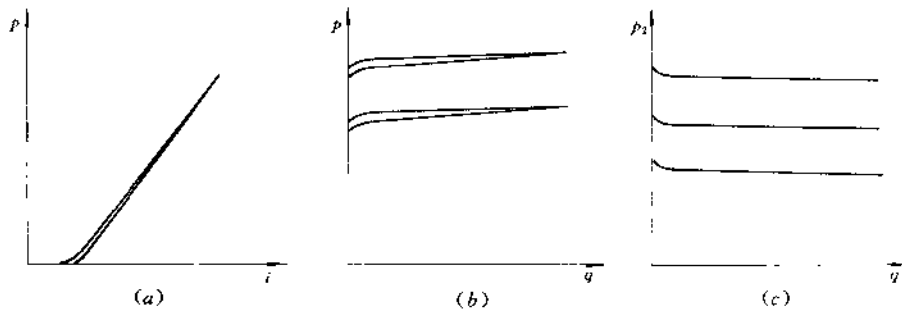


图 36.2-62 电液比例压力阀的静态特性

比例减压阀的稳态负载特性 当输入电流为不同常值时,油源压力为额定压力条件下,通过阀全流量变化时,其输出压力 p_2 保持常值的能力,即代表流量对输出压力的影响。

$$p_2 = f(q_V)_{i-\text{常值}}$$

图 36.2-62(b)、(c)所示为比例溢流阀和减压阀的稳态负载特性。

(B) 动态性能特性

a. 时域特性

比例压力控制阀的时域特性根据产生阶跃信号参数不同,又分为:

对输入电信号阶跃响应特性 对于比例溢流阀而言,在一定的流量和压力的工况下,使输入的电压信号由零(或某较低值)至规定值之间阶跃变化,测量入口

压力的响应特性。若是比例减压阀,则是测量出口压力 p_2 对电压阶跃的响应特性。

对负载流量阶跃响应特性 在一定的通过阀的流量和压力的工况下,使流量产生阶跃变化,测量压力(比例溢流阀为入口压力;比例减压阀为出口压力)的响应特性。当然此时输入电流为调定值。

b. 频域特性

对于比例压力阀而言,即为其输入电流和压力信号之间的频率特性。

当输入电流信号 I 为

$$I = B + A \sin \omega t$$

式中: B 为直流偏置; A 为正弦信号幅值。

I_a 为被试阀稳态压力控制特性曲线上的死区电流; I_N 为额定电流。图 36.2-63 所示为图解说明。

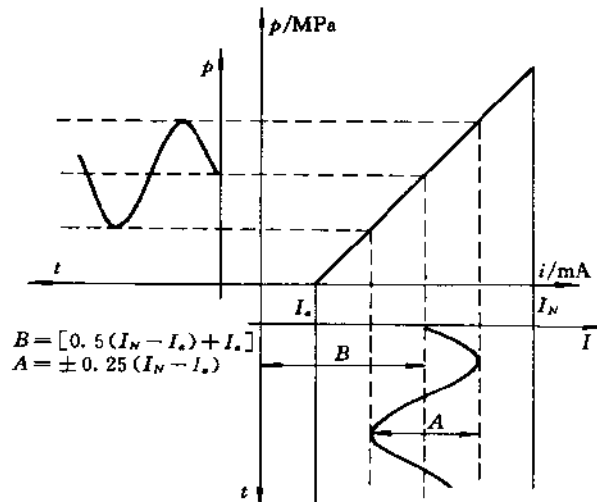


图 36.2-63 比例压力阀频率特性的图解说明

当以规定的流量通过被试阀,在上述输入的正弦电流作用下,不同信号频率时,测出相应的压力响应,可得各频率下的振幅比和相位差,即为被试阀的频率

特性。

(C) 电液比例压力控制阀的性能试验油路及方法
图 36.2-64 所示为试验油路及测试原理。

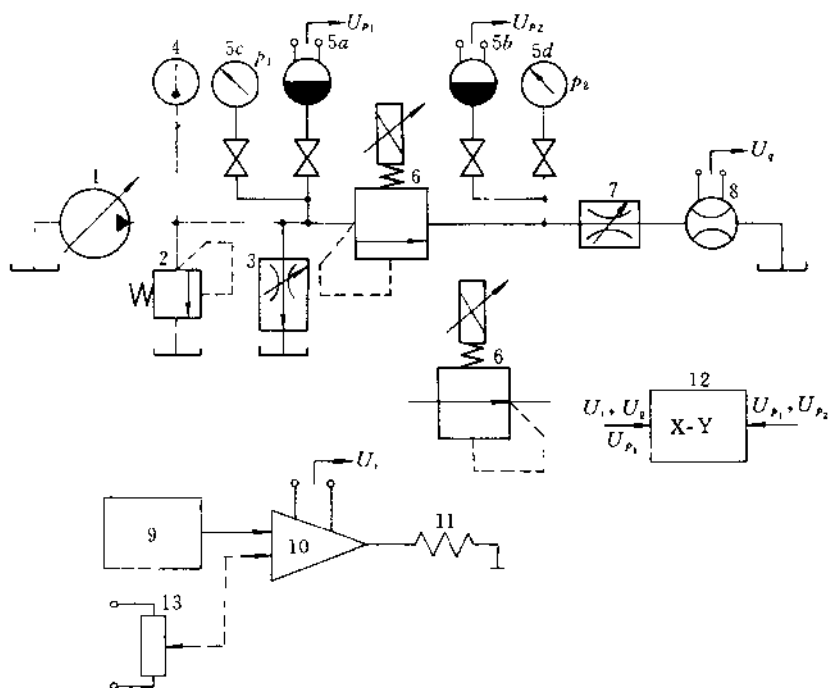


图 36.2-64 电液比例压力阀性能试验油路及测试原理图

1—油源;2—溢流阀(或安全阀);3—调速阀;4—温度计;5—压力表,压力传感器;6—被试阀;
7—加载节流阀;8—流量计(或流量传感器);9—超低频信号发生器;10—比例控制器;11—比例
电磁铁线圈;12—X-Y 记录仪;13—信号电位计

a. 测试比例溢流阀的压力—电流(稳态压力控制特性)特性

因为要求通过被试阀流量为常数(规定值),试验油路采用恒流源供油,阀 2 为安全阀。调节调速阀,使通过被试阀的流量为规定值。此时加载阀全开或去掉。由超低频信号发生器产生 0.01~0.02Hz 的三角波信号,输往比例控制器;由比例控制器上的电流检测孔输出 U_i 信号,它代表着线圈中控制电流 i 的大小。将 U_i 输往 X-Y 记录仪的 X 轴;通过阀的流量 q_v 由流量传感器 8 检测和监视。被试阀入口压力,由压力表 5c 监视;由压力传感器 5a 测量,其输出信号 U_{p1} 输往 X-Y 记录仪的 Y 轴。当三角波信号工作半个周期($0 \rightarrow i_{\max} \rightarrow 0$),记录仪笔尖就连续描绘出稳态压力控制特性曲线。

b. 测试比例减压阀压力控制特性

采用恒压源供油,阀 2 为溢流阀,使阀入口压力为

额定压力;调节加载阀(节流阀或调速阀)使阀流量为规定值。在超低频信号发生器产生的 0.01~0.02Hz 三角波信号激励下,测量被试阀出口压力 p_2 随控制电流 i 的变化情况。 U_i 输往记录仪的 X 轴;由压力传感器 5b 测量出口压力 p_2 ,将其输出电压信号 U_{p2} 输往记录仪 Y 轴,即可得到比例减压阀的压力控制特性曲线。

c. 测试比例溢流阀的压力—流量特性(启闭特性)

采用恒流源供油,阀 2 为安全阀。由电位计 13 给出输入信号为常值直流电压信号,对应线圈中为固定电流时;加载节流阀全开或去掉。当调速阀 3 的开口由最大逐渐关小的过程中,则通过被试阀的流量由零逐渐增大到规定值。由流量计或流量传感器 8 测出流量 q_v ;由压力表 5c 或压力传感器 5a 测出入口压力 p_1 。若要求连续描绘画曲线,则只要将阀 3 改为比例调速阀。由超低频信号发生器产生 0.01~0.02Hz 的

三角波信号, 输往比例调速阀的控制器, 即可得到通过被试阀的流量连续变化, 由流量传感器输出 U_q 信号输往 X-Y 记录仪的 X 轴; U_{p_1} 输往 Y 轴。在三角波工作半个周期时, 记录笔就会绘出比例溢流阀的压力-流量特性曲线。

d. 测试比例减压阀的负载特性

由电位计 13 给出恒定的直流电压信号, 即控制电流 i 为常值。被试阀由恒压源供油, 阀 2 为溢流阀, 使入口压力 p_1 为额定压力。改变加载阀 7 的开口量, 使通过被试阀的流量由零逐渐增大到规定值, 然后再逐渐降到零, 相应测出阀输出压力 p_2 的变化。若要求连续描述画曲线, 只要将加载阀 7 改为比例流量控制阀, 由超低频信号发生器产生 0.01~0.02Hz 的三角波信号, 输往其控制器, 即可获得通过被试阀流量的连续变化, 由流量传感器输出 U_q 信号输往 X-Y 记录仪的 X 轴; 压力传感器 5b 输出 U_{p_2} 信号输往 Y 轴。在三角波工作半个周期时, 记录笔就会绘出比例减压阀的稳态负载特性曲线。

e. 测试电液比例压力控制阀的动态特性

阶跃响应特性 在阶跃响应特性的测试中, 不论是流量阶跃信号的产生, 还是被试阀压力的响应信号的测量, 都与所在的试验油路的管路系统的特性、可压缩容积的大小等因素有关。所以在试验标准中规定了瞬态试验条件。像常规标准中规定的一样, 也是以压力梯度的大小, 分成 A、B、C 三种等级。主要考虑的就是试验回路中, 从油源泵出口到被试阀之间的连通容积, 应保证所要求的压力梯度(如要求达到 600~800MPa/s)。为此, 在实际工作中应尽量缩小此容积, 包括主油管的长度、各液压元件连接管道长度和材料, 最好采用钢管等; 要求选择时快速切断阀(或称开关阀)的切换速度应满足瞬态试验条件要求(如小于 10ms)。

图 36.2-65 所示为比例压力阀对输入电流阶跃信号, 其压力的响应特性试验油路及测试原理图。(a) 图为比例溢流阀试验油路; (b) 图为比例减压阀试验油路。以比例溢流阀的阶跃响应特性试验为例来说明。采用恒流源供油, 由变量泵的调节使通过被试阀的流量为规定值, 由流量计 5 监视。开关 7 闭合, 调节信号电位计滑臂, 改变比例电磁铁中电流值, 使入口压力 p 为规定值(如 $p = 75\% p_N$)。输入电压信号为 U_i ; 电流由比例控制器中电流检测孔输出 U_i 信号测量和监视; 入口压力 p 由压力表 3a 监视、压力传感器 3b

测量, 输出相应的电压信号 U_p 。此时即为试验所要求达到的最终稳态工况。断开开关 7, 整个试验油路处于原始试验工况。将电压 U_i 或代表电流的信号 U_i 和压力信号 U_p 同时输往暂态记录仪(它也可以是双迹记忆示波器, 磁带记录仪, 光线示波器等)。突然闭合开关 7, 即获得电压阶跃信号和压力响应信号, 都由暂态记录仪记录下来, 此时为压力上升的过渡过程; 当开关 7 断开时, 所获得的为压力下降的过渡过程曲线。

频率特性 图 36.2-66 所示为比例压力控制阀的频率特性试验油路及测试原理图。

调节油源溢流阀使被试阀入口压力为试验规定值(比例溢流阀为规定值; 比例减压阀为额定值); 调节调速阀 3, 使通过被试阀的流量为试验规定值; 流量由流量计 6 监视。由频率特性分析仪中的信号发生器 8a 产生振幅不变而频率按对数扫描的正弦信号

$$I = B + A \sin \omega t$$

其中

$$B = [0.5(I_N - I_a) + I_a]; A = \pm 0.25(I_N - I_a)$$

频率变化范围应根据被试阀的具体情况确定, 一般为 0.1~50Hz 左右。将此正弦信号输往比例控制器 9, 由线圈电流检测孔输出电压信号 U_i 作为被试阀的输入信号。若为比例溢流阀则由阀入口处的压力传感器 4 检测压力, 并输出 U_p 电压信号作为被试阀的输出信号(即响应信号)。将此两信号同时输往频率特性分析仪中的相关器 8b。在试验进行的同时, 即可由绘图机 7 输出被试阀的频率特性曲线。若为比例减压阀则由阀后出口处的压力传感器 4b 检测输出压力 p_2 , 并输出电压信号 U_{p_2} 。与输入信号 U_i 同时输往相关器 8b, 由绘图机输出即为被试阀的频率特性曲线。

B. 电液比例流量阀的性能特性试验

(A) 静态性能特性

a. 稳态流量控制特性

在供油压力为规定的常值(如 10MPa)条件下, 给比例流量阀输入不同的电流 i , 相应输出不同流量 q_v 值。它们之间的关系即为稳态流量控制特性。反映了输出流量受电流 i 控制的情况

$$q_v = f(i)$$

b. 稳态负载特性

在供油压力为规定值和输入电流 i 为常值的条件下, 测量比例流量阀的输出流量 q_v 受负载压力(或阀进出口压力差)的变化的影响程度。

$$q_v = f(\Delta p_i)_{i=\text{常值}}$$

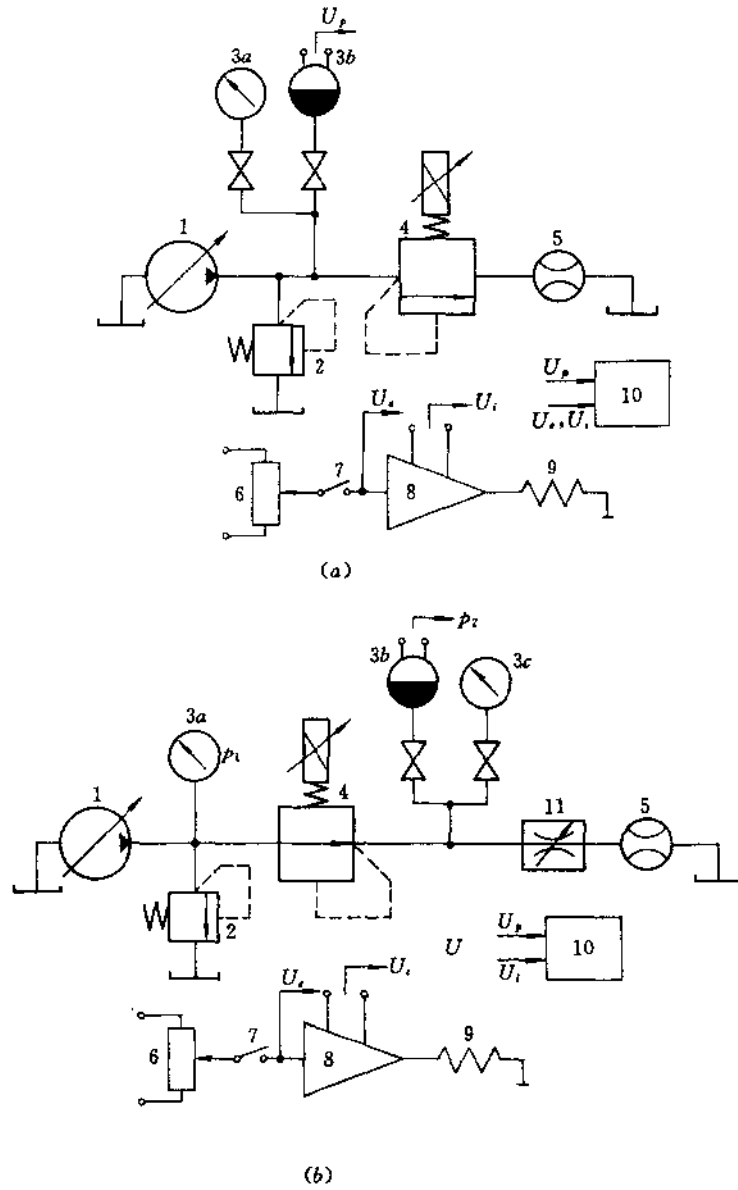


图 36.2-65 比例压力阶跃响应特性试验油路及测试原理图

- (a) 1—油泵; 2—安全阀; 3—压力表 *a*, 压力传感器 *b*; 4—被试阀; 5—流量计; 6—信号电位计; 7—开关; 8—比例控制器; 9—比例电磁铁线圈; 10—暂态记录仪
- (b) 1—油泵; 2—溢流阀; 3—压力表 *a, b*, 压力传感器 *c*; 4—被试阀; 5—流量计; 6—信号电位计; 7—开关; 8—比例控制器; 9—比例电磁铁线圈; 10—暂态记录仪; 11—加载阀

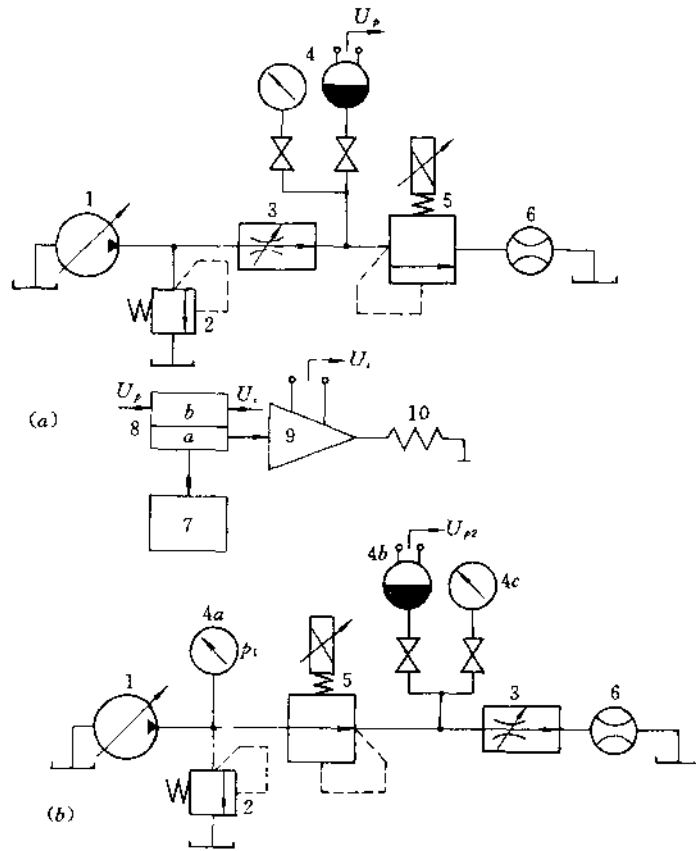


图 36.2-66 比例压力阀频率特性试验油路及测试原理图

(a) 1—油泵; 2—溢流阀; 3—调速阀; 4—压力传感器, 压力表; 5—被试阀; 6—流量计; 7—绘图机; 8—频率特性分析仪 (a 信号发生器, b 相关器); 9—比例控制器; 10—比例电磁铁线圈
 (b) 1—油泵; 2—溢流阀; 3—调速阀; 4—*a* 压力表, *b* 压力传感器; 5—被试阀; 6—流量计

图 36.2-67 所示为比例流量控制阀的流量控制特性和负载特性。其中 (b) 图为比例调速阀的负载特性 (或称等流量特性); (c) 图为比例节流阀的负载特性。

(B) 动态特性

a. 时域特性

对输入电信号阶跃响应特性 当供油压力为额定压力时, 通过比例流量阀的流量为规定值 (如 75% 的额定流量) 条件下, 使负载压力为额定压力的 10%。输入电的阶跃信号, 信号上限即对应着输出流量为额定流量 q_{VN} 的 75%。在此阶跃信号作用下, 测输出流量的响应特性, 如图 36.2-68(a) 所示。

负载压力阶跃响应特性 当供油压力为额定压力时, 通过输入电信号大小, 使阀输出流量为 70% ~

90% 的试验规定流量; 改变加载阀阀口大小, 使被试阀出口处负载压力 p_2 为 10% 额定压力 p_N 。通过快速开关阀使负载压力产生阶跃变化, 测出相应的阀流量的响应特性。

b. 频率特性

当供油压力为 1/3 的额定压力 p_N 时, 输入加偏置的正弦信号, 使比例电磁铁中电流

$$I = B + A \sin \omega t$$

式中: B 、 A 的大小参见比例压力控制阀动态特性试验。在正弦信号的激励下, 相应流量的变化, 由动态流量计测出。求出流量与电流之间在各种频率试验工况下的振幅比和相角差, 即为频率特性, 如图 36.2-68 (b) 所示。

(C) 电液比例流量控制阀的性能试验油路及方法

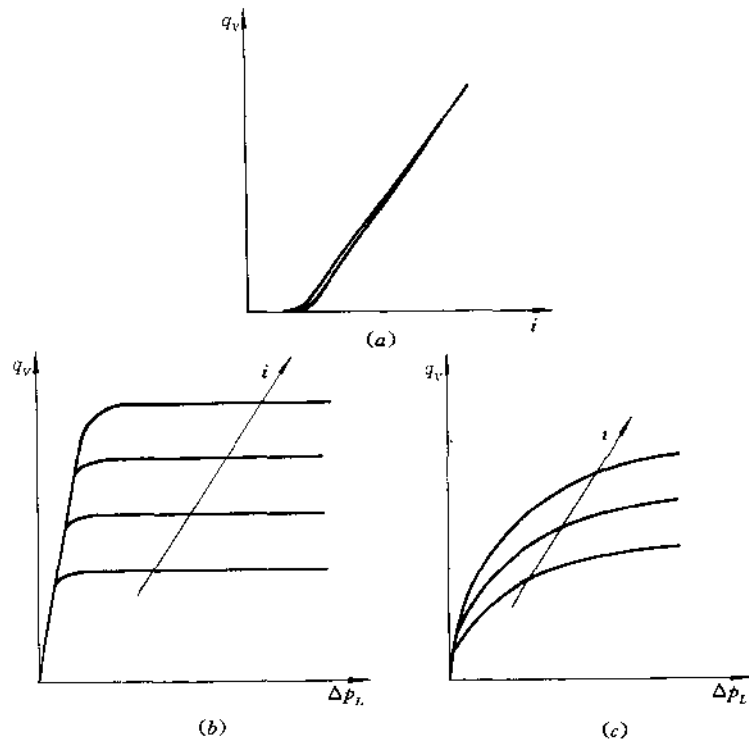


图 36.2-67 比例流量控制阀静态特性

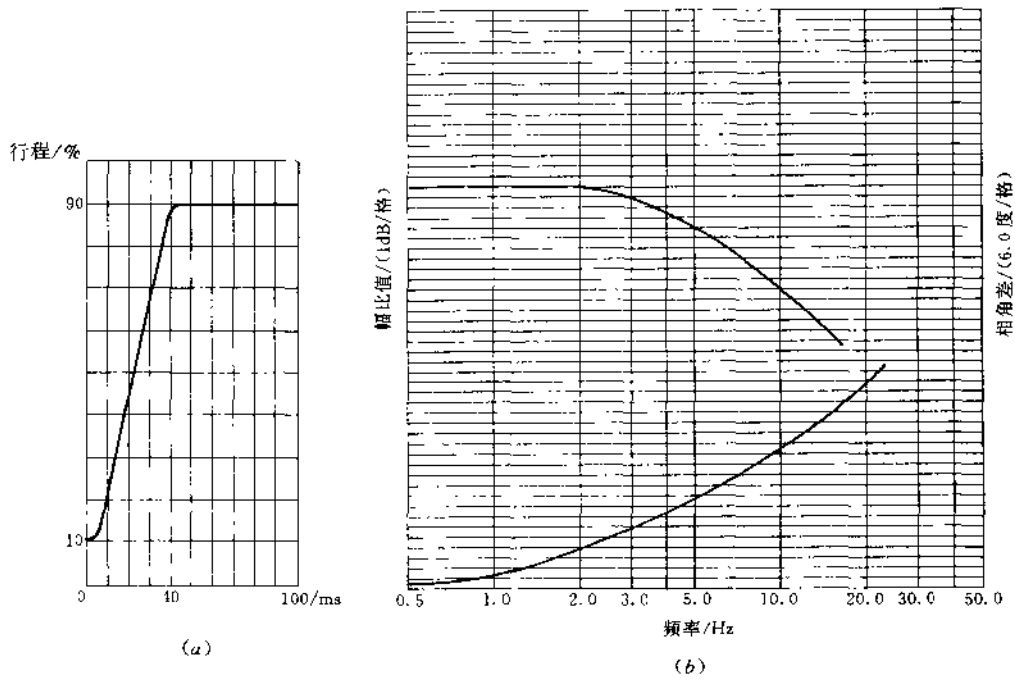


图 36.2-68 比例流量控制阀的动态特性曲线
 (a) 对输入电信号阶跃的响应特性; (b) 频率特性

a. 测试稳态流量控制特性

图 36.2-69 所示为比例流量阀的稳态流量控制特性的试验油路及测试原理。

采用恒压源供油,由溢流阀 2 调节,使被试阀入口压力为规定值(如 $p_1 = 10\text{MPa}$),由压力表 3 监视。当超低频信号发生器 7 产生三角波信号,频率为 $0.01 \sim 0.02\text{Hz}$,输往比例控制器 8,由其电流检测孔输出电压信号 U_i ,输往 X-Y 记录仪的 X 轴;被试阀输出流量由流量传感器 5 测量,输出电信号 U_q 输往 X-Y 记录仪的 Y 轴。在三角波工作半个周期中,记录笔就连续描绘出比例流量阀的稳态流量控制特性。

b. 测试稳态负载特性

图 36.2-70 所示为稳态负载特性试验油路及测试原理图。

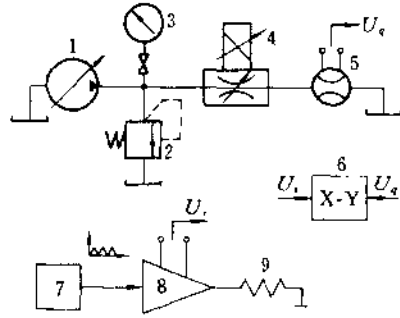


图 36.2-69 比例流量阀稳态流量控制特性试验油路及测试原理图

1—油泵;2—溢流阀;3—压力表;4—被试阀;5—流量传感器;6—X-Y 记录仪;7—超低频信号发生器;8—比例控制器;9—比例电磁铁线圈

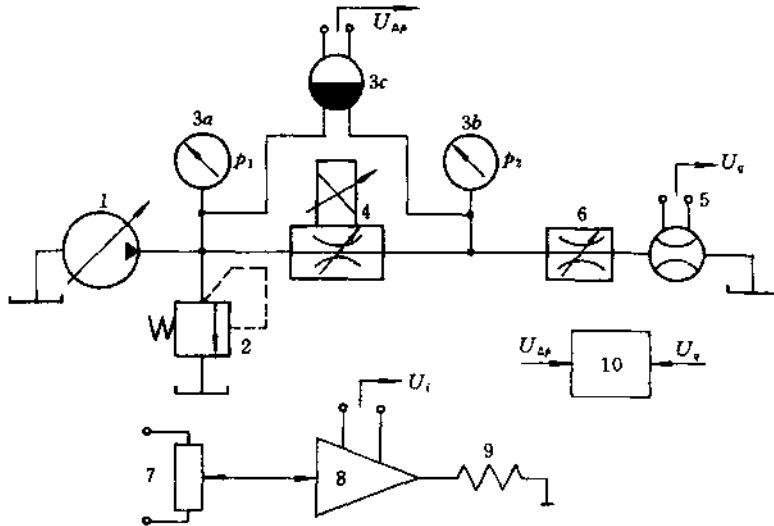


图 36.2-70 比例流量阀稳态负载特性试验油路及测试原理图

1—油泵;2—溢流阀;3—压力表 a、b 压差传感器 c;4—被试阀;5—流量传感器;6—加载阀;7—信号电位计;8—比例控制器;9—比例电磁铁线圈;10—X-Y 记录仪

采用恒压源供油,由溢流阀 2 调节,使被试阀入口压力为额定值,由压力表 3a 监视。由信号电位计 7,使阀线圈中的电流为不同的常值 ($i = 10, 50, 100\% I_N$)。在每一常值电流控制下,改变加载阀 6 节流口,由最小逐渐开启,使负载压力 p_2 逐渐减小, p_2 由压力表 3b 监视。此时被试阀前后的压力差 Δp ,由压差传感器 3c 测出,并以电压信号 $U_{\Delta p}$ 输出。将此 $U_{\Delta p}$ 信号输往 X-Y 记录仪的 X 轴。随着 p_2 的变化,通过阀的流量 q_v 由流量传感器 5 测出,并以电压信号 U_q 输

出。将此 U_q 信号输往 X-Y 记录仪的 Y 轴。在加载阀改变的过程中,记录仪就可绘出负载特性。为了更好的连续描绘画曲线,应将加载阀改为比例节流阀,由电信号的三角波来控制加载节流口的连续、均匀的变化,就可画出效果更好的负载特性。

C. 测试比例流量阀的动态特性

对输入电信号阶跃的响应特性 图 36.2-71 所示为被试阀对阶跃信号的响应特性的试验油路和测试原理图。

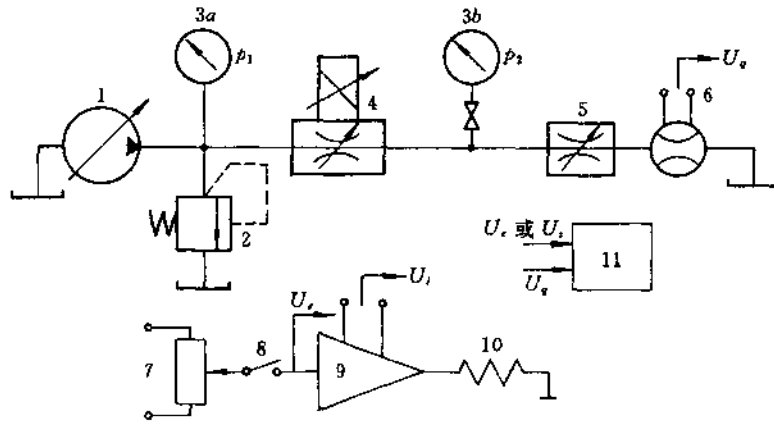


图 36.2-71 比例流量阀阶跃响应特性试验油路及测试原理图

1—油源泵;2—溢流阀;3—压力表;4—被试阀;5—加载阀;6—流量传感器;7—信号电位计;8—开关;9—比例控制器;10—比例电磁铁线圈;11—暂态记录仪

采用恒压源供油。阀 2 为溢流阀,调节它使被试阀入口压力为额定压力 p_N , 供油压力由压力表 3a 监视。将开关 8 闭合,调节信号电位计 7,改变比例电磁铁线圈 10 中的电流大小。当被试阀输出流量为规定的试验流量 q_T 的 75% 时,以此所对应的控制电压信号 U_c (或电压信号 U_i)作为电阶跃信号的上限值。调节加载阀 5,使负载压力 $p_2 = 10\% p_N$; p_2 由压力表 3b 监视;流量由流量传感器 6 测量,并输出信号 U_q 。这

就是调定的最终稳态工况。断开开关 8,即为阶跃前的原始工况。将 U_c (或 U_i)和 U_q 同时输往暂态记录仪。当突然闭合开关 8,即获得电信号的阶跃,记录仪则同时记录下电阶跃信号和流量的响应信号的波形。

对负载压力阶跃的响应特性 图 36.2-72 所示为被试阀对负载压力阶跃时输出流量的响应特性的试验油路及测试原理。

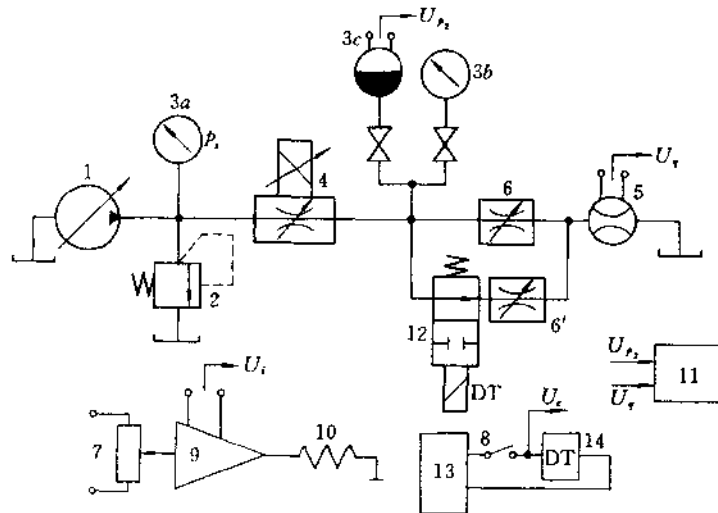


图 36.2-72 比例流量阀对负载压力阶跃响应试验油路及测试原理图

1—油源泵;2—溢流阀;3—压力表 a, b 压力传感器 c;4—被试阀;5—流量传感器;6, 6'—加载阀;7—信号电位计;8—开关;9—比例控制器;10—比例电磁铁线圈;11—暂态记录仪;12—快速开关阀;13—稳压电源;14—开关阀电磁铁线圈

采用恒压源供油,调节溢流阀 2 使被试阀入口压力为额定压力 p_N ;调节信号电位计 7 使被试阀线圈中电流改变,使阀输出流量为规定的试验流量的 70%;闭合开关 8,电磁铁通电,开关阀 12 使加载阀 6' 油路切断。调节加载阀 6 使负载压力 $p_2 = 10\% p_N$, p_2 值由压力表 3b 监视,压力传感器 3c 测量,并输出电压信号 U_{p_2} ;断开开关 8,电磁铁 DT 失电,调节加载阀 6',使 p_2 为要求的最低负载压力。这样 p_2 就是阶跃前的起始压力;闭合开关 8, p_2 则为阶跃后最终的稳态压力。将 U_{p_2} 和流量传感器的 U_q 信号同时输往暂态记录仪 11,在开关 8 闭合的同时,就可记录下负载压力的阶跃信号和流量的响应特性。

测试频率特性 图 36.2-73 所示为电液比例流量控制阀的频率特性的试验油路及测试原理。

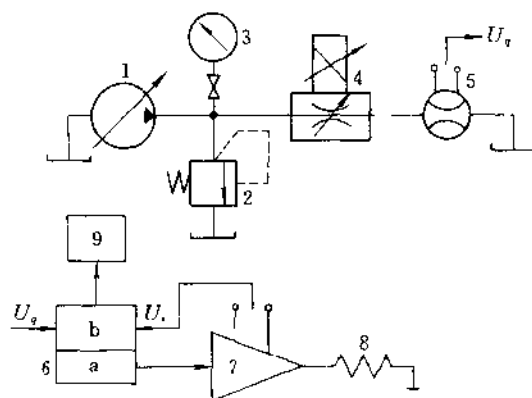


图 36.2-73 比例流量阀频率特性试验油路及测试原理图

1—油源泵;2—溢流阀;3—压力表;4—被试阀;5—流量传感器;6—频率特性分析仪
(a 信号发生器, b 相关器);7—比例控制器;8—比例电磁铁线圈;9—绘图机

• 在试验工作的实践中的关键问题是动态流量传感器的获得。目前国内尚无性能较好的流量计能满足动态测量的要求。

C. 电液比例方向控制阀的性能特性试验

(A) 静态性能特性

稳态流量控制特性 比例方向阀除可控制液流换向外,还有就是其输出流量是受输入的电流信号控制的。

在供油压力 p_s 为规定常值时,当阀压降为不同常值条件下,其输出流量 q_v 与输入电流 i 的关系,即为稳态流量控制特性 $q_v - f(i)_{p_s, p_v}$ 如图 36.2-74

采用恒压源供油,调节溢流阀 2,使被试阀入口压力为试验规定值(如 $1/3 p_N$),由压力表 3 监视,由超低频信号发生器或由频率特性分析仪中的信号发生器 6a 产生加偏置的正弦信号,使比例电磁铁线圈中的电流为

$$I = B + A \sin \omega t$$

式中: B 、 A 的大小参见比例压力控制阀动态特性试验。电流信号由比例控制器的电流检测孔输出 U_i 信号代表;对应的输出流量由流量传感器 5 测量,输出电信号 U_q ,将此两信号同时输往频率特性分析仪中的相关器 6b,就可获得比例流量控制阀的频率特性曲线,由绘图机 9 绘出。

比例流量控制阀的动态试验的说明

• 在动态试验油路的设置中,同样也应遵循试验方法标准中有关瞬态试验条件的规定。

(a)所示。

内泄漏量 在 P 口供油压力为额定压力 p_N 时,当控制电流 i 为零时,测量各油口(A、B、T)泄漏量的总和。

通流能力 在各种控制工况下,阀口全开时,测定通过不同流量时的阀口压力损失。

(B) 动态特性

对电信号阶跃的响应特性 对于比例方向阀而言,其输入的电信号阶跃变化时,可以以阀芯位移作为响应参数;也可以输出流量作为响应参数。但阀芯位移不好检测。如果被试阀带阀芯位移反馈时,可以利

用此检测的位移电信号对阶跃信号的响应。而输出流量的响应特性则与被试阀和流量之间的管路特性有关,所以在试验报告中应指明试验条件。此阶跃响应特性如图 36.2-74(b)所示。

频率特性 在供油压力 p_s 为常值(如 10MPa)时,输入控制电压为加偏置的正弦信号,使比例电磁铁中

的电流 $I = B + A \sin \omega t$ (B, A 的确定参见前述比例阀频率特性试验方法)。在正弦信号激励下,测量各频率工况下被试阀的阀芯位移或输出流量的响应,求出对电流信号的振幅比和相角差,即为频率特性,如图 36.2-74(c)所示。

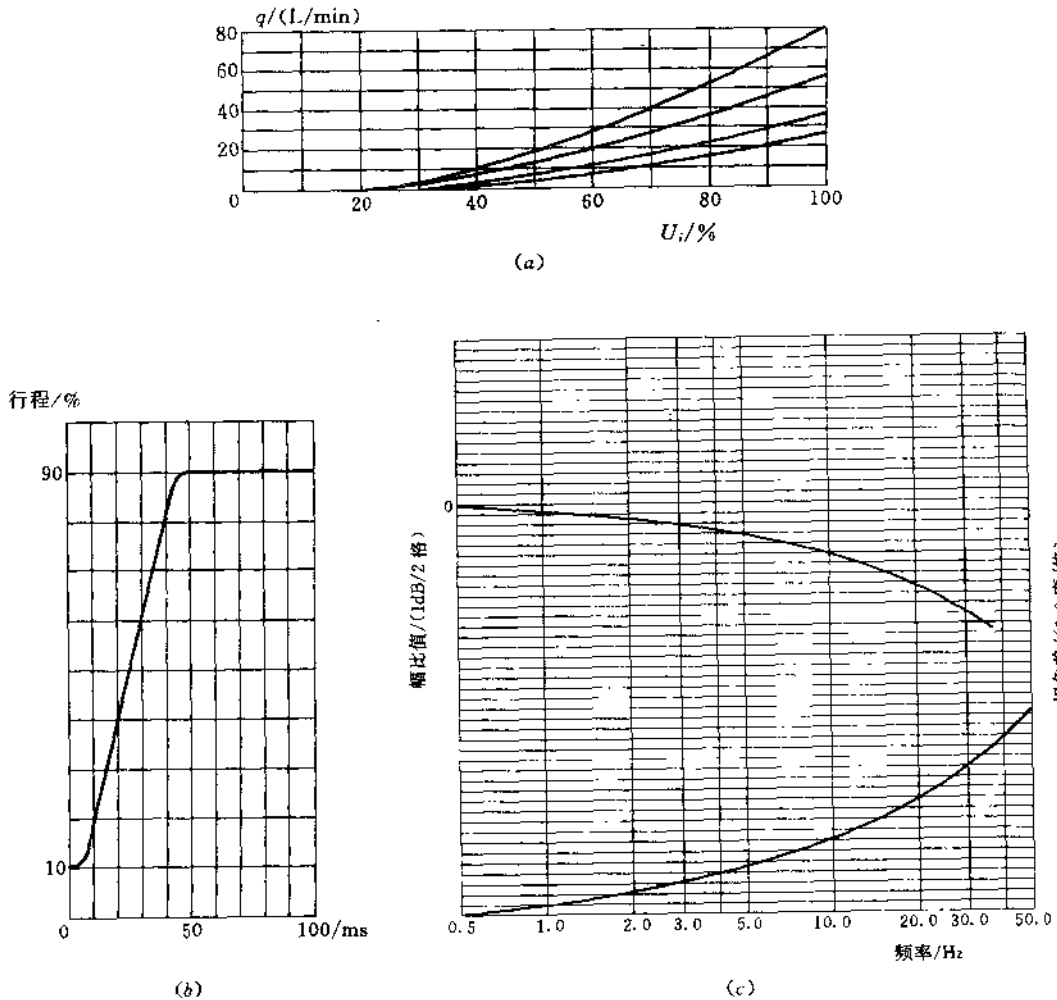


图 36.2-74 电液比例方向控制阀静、动特性

(C) 电液比例方向控制阀性能试验油路及方法

a. 测试稳态流量控制特性

图 36.2-75 所示为比例方向阀的稳态流量控制特性试验油路及测试原理。

由于稳态流量控制特性要求在恒定的阀压降条件下来测试输出流量 q_v 与输入电流 i 之间的关系。试验标准中推荐的具有压力补偿器的油路,由于压力补偿器在被试阀开度变化过程中,不能达到令人满意的

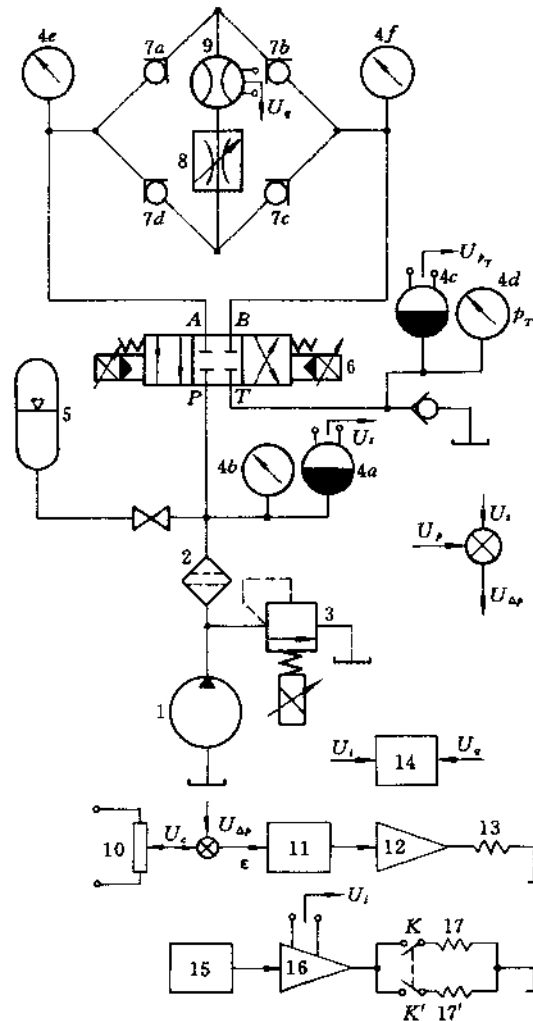


图 38.2-75 比例方向阀稳态流量控制特性试验回路及测试原理图

1—油泵泉;2—滤油器;3—比例溢流阀;4—压力表、压力传感器;5—蓄能器;6—被试阀;7—单向阀;8—加载阀;9—流量计或流量传感器;10—信号电位计;11—调节器;12—比例控制器;13—溢流阀的比例电磁铁线圈;14—X-Y 记录仪;15—超低频信号发生器;16—比例控制器;17—被试阀线圈(17')

保持阀压降恒定的效果,特别是在小流量的情况下;另外要改变为不同的阀压降值时也不方便,因此需要寻求新的途径。如图所示采用利用压差反馈来保持恒阀压降的控制方案。根据控制阀压降的主令信号 U_c 与反馈信号 $U_{\Delta p}$ 比较后,获得误差信号 ϵ ,经调节器 11 和比例控制器 12 来控制油源的比例溢流阀 3,以便在被试阀电流 i 改变(即阀口开度)过程中,随时调整使阀压降始终保持为规定的常值。

在调节为规定的不同阀压降 Δp_v 条件下,由超低频信号发生器 15 产生 0.01 ~ 0.02Hz 的三角波信号,经比例控制器 16 控制着被试阀的电流 i ,由电流检测孔输出电压信号 U_i 代表,将其输往 X-Y 记录仪的 X 轴;相应的被试阀输出流量 q_v 由流量传感器 9 检测,产生电压信号 U_q 输往记录仪的 Y 轴。当三角波工作半个周期中,记录笔就可连续绘出一个方向上的流量控制特性。当开关 K 换成 K' 闭合时,就可测试

另一个方向上的流量控制特性。

b. 测试动态特性

对电信号阶跃的响应特性 图 36.2-76 所示为比例方向阀动态特性试验油路及测试原理。

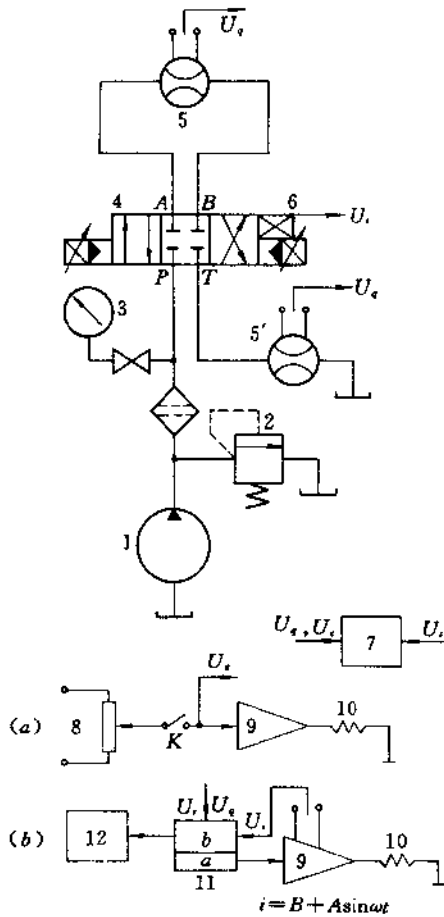


图 36.2-76 比例方向阀动态特性试验油路及测试原理图
1—油源泵;2—溢流阀;3—压力表;4—被试阀;5—流量传感器;6—阀芯位移传感器;7—暂态记录仪;8—信号电位计;9—比例控制器;10—阀线圈;11—频率特性分析仪(a 信号发生器, b 相关器);12—绘图机

在规定的供油压力 p_s 时,由(a)图中信号电位计调节不同的阶跃信号大小,闭合开关 K 即获得输入的电阶跃信号,将 U_i 输往暂态记录仪 7;同时若被试阀阀芯具有位移传感器 6 时,则可将其输出电信号 U_o 输往暂态记录仪,就可记录阀芯位移 S 对电信号阶跃的响应特性。若有动态流量计 5,可将其输出信号 U_q

输往暂态记录仪,就可记录输出流量对电信号阶跃的响应特性。

测试频率特性 在规定的供油压力 p_s (如 10MPa)时,由(b)图中的频率特性分析仪中的信号发生器 11a 产生加偏置的正弦信号,使被试阀线圈中电流为

$$i = B + A \sin \omega t$$

由比例控制器的电流检测孔输出 U_i 和流量传感器输出的电压信号 U_q 同时输往相关器 11b,由绘图机 12 就可获得被试阀的频率特性。

36.2.7 液压缸的性能试验油路及方法

(1) 液压缸的性能特性

最低启动压力 p_{qmin} 它是当活塞处于不同位置(两端和中央)时,在空载条件下,分别单独给有杆腔和无杆腔供压,测出活塞启动时对应的压力。此压力代表液压缸内各运动副之间的摩擦、加工和装配质量的情况。

内泄漏量 它反映活塞与缸筒之间密封的质量。由一腔供油,压力为额定压力 p_N 时测另一腔漏出的油液量。

负载效率 所谓负载效率是活塞实际输出力 F 与理论输出力 pA 之比

$$\eta = \frac{F}{pA} \times 100\%$$

式中: η 为负载效率; p 为活塞腔中液压力; A 为活塞受油压的有效面积。

液压缸全程检查 测量液压缸左、右运动全程的真实长度。

(2) 液压缸性能试验油路及方法

图 36.2-77 所示为液压缸性能试验油路及测试原理。

测试最低启动压力 在空载的条件下,即是加载缸脱开。使活塞处于两端和中间位置上,往一腔供油,使压力慢慢增加,直到活塞启动,记录相应的压力值就是最低启动压力。

测试负载效率 将加载油路 10 中的加载阀关死,即对应着加载缸 9 固定不动。调节溢流阀 2 使进入被试缸一腔的压力逐渐升高,测出不同压力值下对应的输出力大小。压力由压力表 3b 或 3c 测量;输出力由测力计或力传感器 8 测出,即可获得不同压力下的负载效率。

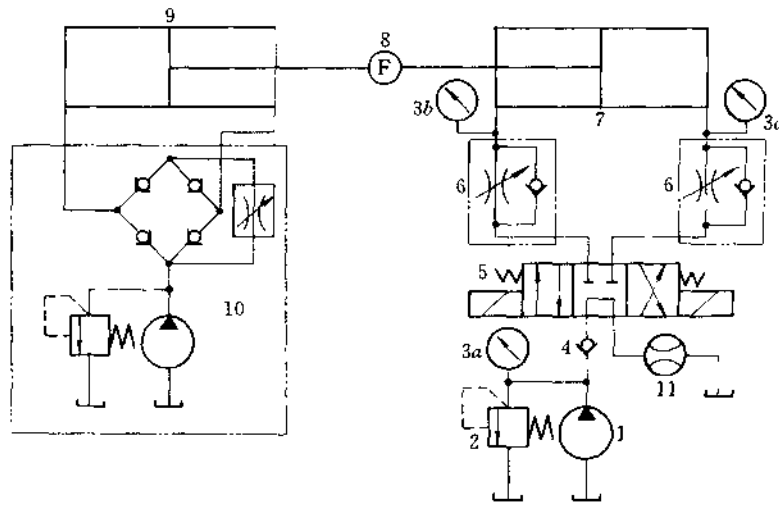


图 36.2-77 液压缸性能试验回路及测试原理图

1—油源泵;2—溢流阀;3—压力表;4—单向阀;5—换向阀;6—单向节流阀;7—被试缸;8—力传感器;9—加载缸;10—加载油路;11—流量计