

X iandai G ongcheng Jix ie Y eya Y u Y eli X itong

# 现代工程机械液压与液力系统

## ——基本原理·故障分析与排除

颜荣庆 李自光 贺尚红 编著

人民交通出版社

内 容 提 要

本书内容分为两篇,第一篇是介绍现代工程机械中液压与液力传动的基本知识,包括液压传动、液压泵和液压马达、液压缸、液压控制阀、液压辅助装置和液力传动等;第二篇是介绍液压与液力传动中出现的故障及其排除方法,包括基本概论,汽车式、履带式起重机械液压系统分析,土方工程机械液压系统分析,路面工程机械液压系统分析,水泥混凝土机械液压系统分析等,可供各施工部门的管理、使用和维修人员使用,亦可作为高等院校、中等专业学校的师生阅读以及设计、科研部门的技术人员参考。

现代工程机械液压与液力系统  
——基本原理·故障分析与排除  
颜荣庆 李自光 贺尚红 编著

版式设计:刘晓方 责任校对:刘高彤 责任印制:  
人民交通出版社出版发行  
(100013 北京和平里东街 10 号 010—64216602)  
各地新华书店经销  
印刷厂印刷

开本: 787× 1092  $\frac{1}{16}$  印张: 插页: 字数: 千  
2001 年 4 月 第 1 版  
2001 年 4 月 第 1 版 第 1 次印刷 总第 1 次印刷  
印数: 0001—4000 册 定价: 39.00 元  
ISBN 7-114-03916-6  
U · 02856

# 前 言

液压与液力传动技术在现代工程机械中应用日益广泛,尤其是从国外大量引进各种先进的液压传动工程机械之后,显得更为突出。但是,在实际使用中,往往由于对液压传动知识了解不够,以致工程机械中经常出现的许多液压技术上的故障难以诊断和排除,造成经济损失的事例举不胜举。针对这种情况,应有关公路、水电、建筑等工程使用部门的要求,我们编著了本书。该书是在原出版的《液压与液力传动》、《现代工程机械应用技术》、《滑模式水泥混凝土摊铺机及施工工艺》、《现代工程机械液压系统分析》等书的基础上,同时参考了国内外现代工程机械液压及液力传动系统技术中较为成熟的液压故障分析与排除的书籍、文献和大量的实际经验编著而成的。

本书内容分为两篇。第一篇主要介绍现代工程机械中液压与液力传动的有关基本知识。第二篇主要是通过国内目前在用的一些典型的国内、外工程机械(重点是公路工程及有关建设上使用的起重机械和筑路机械等)系统分析,从而重点介绍了液压与液力传动中出现的故障及其排除方法。因此,本书主要供各建设工程机械化施工部门从事管理、使用及维修的人员使用,也可作为高等院校、中等专业学校师生及设计科研部门技术人员参考。

本书由长沙交通学院颜荣庆教授、李自光教授、贺尚红副教授担任主要编著者,朱福民高级工程师及李万莉副教授参加部分编著工作。另外,参加本书编著的人员还有:湖南省公路管理局曹继昌高级工程师、广东省公路管理局柯建雄高级工程师、广东省筑路机械租赁联营公司符传进高级工程师、广州新绿兰科技实业有限公司颜蔚工程师、广西壮族自治区公路管理局陆天标高级工程师、湖南省公路桥梁建设总公司张宁高级工程师及湖南省公路管理局李学俊工程师等。

本书编著过程中还得到了CM I公司、湖南省三一重工集团、宝钢十三冶建设公司、湖南省公路局、湖南省道路桥梁建设总公司、广东省筑路机械租赁联营公司、广西壮族自治区公路管理局及有关国内外起重机械、工程机械厂家等单位的大力支持,在此一并表示衷心感谢。

限于编著者水平和实际经验有限,书中错误或不足之处在所难免,恳请有关专家和广大读者批评指正。

编著者

2000年5月于长沙

# 目 录

## 第一篇 液压与液力传动基本知识

第一章 液压传动基本知识.....	1
第一节 液压传动基本原理及工作特点.....	1
一、液压传动基本工作原理 .....	1
二、液压传动基本特征 .....	2
三、液压系统的组成 .....	2
四、液压传动的特点 .....	3
第二节 液压油.....	3
一、液压油的分类 .....	4
二、液压油的物理化学性能 .....	4
三、液压油的选择 .....	8
第三节 静止液体力学基本规律.....	9
一、液体静压力及其特性 .....	9
二、液体静力学基本方程和帕斯卡定律 .....	9
三、压力的表示方法 .....	10
第四节 流动液体力学基本规律 .....	10
一、流动液体的基本概念 .....	10
二、流动液体的流量连续方程 .....	11
三、流动液体能量方程(伯努利方程) .....	12
四、流动液体动量方程式 .....	13
第五节 液体流动中的能量损失 .....	14
一、液体流动中的沿程压力损失 .....	14
二、液体流动中的局部压力损失 .....	15
三、减小压力损失的措施 .....	15
第六节 液体在节流孔中的流动 .....	15
一、液体流经小孔的流量及压力变化规律 .....	15
二、3种节流形式的特点及应用 .....	16
第七节 液体在缝隙中的流动 .....	16
一、平行面缝隙流动 .....	17
二、圆环缝隙流动 .....	17
三、楔形平面缝隙流动 .....	18
第八节 液压冲击、气穴与气蚀、振动和噪声 .....	19

一、液压冲击 .....	19
二、气穴和气蚀 .....	20
三、振动和噪声 .....	20
第二章 液压泵和液压马达 .....	21
第一节 液压泵和液压马达的基本概念 .....	21
一、液压泵和液压马达的作用、工作原理和分类 .....	21
二、液压泵和液压马达的基本参数 .....	22
第二节 齿轮液压泵和齿轮液压马达 .....	25
一、齿轮液压泵 .....	25
二、齿轮液压马达 .....	26
第三节 叶片液压泵和叶片液压马达 .....	27
一、叶片液压泵 .....	27
二、叶片液压马达 .....	29
第四节 柱塞式液压泵和柱塞式液压马达 .....	29
一、径向柱塞式液压泵和径向柱塞马达 .....	29
二、轴向柱塞式液压泵和马达 .....	33
第五节 液压泵和液压马达的选择和使用 .....	35
一、液压泵的选择 .....	35
二、液压马达的选择 .....	36
三、泵和马达的使用 .....	36
第三章 液压缸 .....	37
第一节 液压油缸的种类和特点 .....	37
第二节 工程机械用液压缸 .....	39
一、单杆双作用液压缸的构造 .....	40
二、单杆双作用液压缸底部结构 .....	40
第四章 液压控制阀 .....	42
第一节 液压控制阀概述 .....	42
一、液压控制阀概述 .....	42
二、液压控制阀的分类 .....	43
三、对液压控制阀的基本要求 .....	43
第二节 方向控制阀 .....	43
一、单向阀 .....	43
二、换向阀 .....	45
第三节 压力控制阀 .....	47
一、溢流阀 .....	47
二、减压阀 .....	51
三、顺序阀 .....	54
四、平衡阀 .....	55
五、背压阀 .....	55
六、压力继电器 .....	56

第四节 流量控制阀 .....	56
一、概述 .....	56
二、节流阀 .....	56
三、调速阀 .....	57
四、同步阀 .....	58
五、稳流分流阀 .....	59
第五节 多路换向阀 .....	61
一、多路阀结构形式 .....	61
二、多路阀连通方式 .....	61
三、典型结构介绍 .....	61
第六节 伺服阀 .....	63
一、伺服阀工作原理 .....	63
二、电液伺服阀工作原理 .....	63
三、电液伺服系统工作原理 .....	64
第七节 电液比例阀 .....	65
一、电液比例压力先导阀 .....	65
二、电液比例调速阀 .....	66
三、电液比例换向阀 .....	67
第八节 逻辑阀 .....	67
一、逻辑阀的锥阀式基本单元 .....	68
二、由逻辑元件组成逻辑阀 .....	68
第五章 液压辅助装置 .....	70
第一节 蓄能器 .....	70
一、蓄能器的类型及工作原理 .....	70
二、蓄能器的作用 .....	70
三、蓄能器的安装及使用 .....	71
第二节 滤油器 .....	71
一、滤油器的作用和要求 .....	71
二、滤油器的种类 .....	72
三、滤油器典型结构介绍 .....	73
四、滤油器在液压系统中的安装位置及维护 .....	74
第三节 液压油油箱 .....	75
一、液压油油箱容积的确定 .....	75
二、液压油油箱结构 .....	75
第四节 密封 .....	76
一、间隙密封 .....	76
二、接触密封 .....	76
第五节 液压油油管 and 管接头 .....	78
一、液压油管 .....	78
二、管接头 .....	79

第六节 冷却器 .....	80
第六章 工程机械液压传动系统的基本概念 .....	81
第一节 工程机械液压传动系统的组成及要求 .....	81
一、液压系统的组成 .....	81
二、对工程机械液压系统的要求 .....	81
第二节 液压系统基本型式 .....	82
一、开式、闭式系统 .....	82
二、单泵、多泵系统 .....	83
三、定量、变量系统 .....	84
四、分功率变量、总功率变量系统 .....	85
五、执行元件串、并、串并联系统 .....	87
六、有级调速、无级调速及复合调速系统 .....	88
第三节 液压系统的性能指标及基本要求 .....	90
一、液压系统的效率(经济性指标) .....	90
二、功率利用(节能性指标) .....	91
三、调速范围和微调指标(调速指标) .....	91
四、液压系统刚度(机械特性指标) .....	92
五、负载能力(工作性能指标) .....	92
第七章 液力传动 .....	92
第一节 液力传动简介 .....	92
一、液力偶合器 .....	93
二、液力变矩器 .....	95
三、液力传动的优缺点 .....	97
第二节 液力传动的水力学知识 .....	97
一、液体流动的一些基本概念 .....	97
二、进、出口速度三角形 .....	98
三、能量转换力矩方程式 .....	98
四、相似理论和力矩公式 .....	102
第三节 液力变矩器工作原理及特性曲线.....	104
一、工作原理 .....	104
二、特性曲线 .....	106
第四节 液力变矩器的结构类型.....	108
一、第一类型和第二类型 .....	108
二、向心、轴流和离心涡轮式 .....	108
三、单级、双级和多级 .....	108
四、简单式和综合式 .....	109
五、液力机械变矩器 .....	109
第五节 综合式液力变矩器.....	110
第六节 液力变矩器与发动机共同工作.....	113
一、共同工作输入特性曲线 .....	114

二、共同工作的输出特性曲线 .....	114
三、功率匹配及速度匹配 .....	115
四、变矩器选择 .....	118
第七节 液力变矩器的补偿系统.....	121

第二篇 工程机械液压与液力系统分析与使用、维修及故障排除

第一章 液压与液力系统故障及排除基本概论.....	123
第一节 液压系统故障分类及诊断方法.....	123
一、液压故障分类 .....	123
二、故障诊断方法 .....	124
第二节 液压油及液压元件的故障与排除概述.....	128
一、液压油污染的危害(是否混入水、空气、固体杂质) .....	128
二、液压泵故障 .....	128
三、液压马达 .....	128
四、液压缸 .....	129
五、溢流阀 .....	129
六、减压阀 .....	129
七、顺序阀 .....	129
八、液控单向阀 .....	129
九、电磁换向阀 .....	130
十、电液换向阀 .....	130
十一、多路换向阀 .....	130
十二、管道 .....	130
第三节 齿轮泵与齿轮马达故障与排除.....	130
一、对齿轮泵的要求 .....	130
二、齿轮泵故障与排除 .....	131
第四节 叶片泵与叶片马达故障与排除.....	134
一、对叶片泵的要求 .....	134
二、叶片泵与叶片马达故障与排除 .....	134
第五节 柱塞泵和柱塞马达.....	137
一、轴向柱塞泵的安装,使用与维护 .....	137
二、常见故障分析及排除 .....	138
第六节 液压缸故障与排除.....	140
一、柱塞缸 .....	140
二、活塞缸 .....	141
三、液压缸的安装、使用和维护 .....	146
第七节 液压阀的故障与排除.....	149
一、单向阀 .....	149
二、换向阀 .....	150



三、溢流阀 .....	154
四、减压阀 .....	158
五、顺序阀 .....	159
六、流量控制阀 .....	161
七、电液伺服阀 .....	163
八、电液比例阀(比例阀) .....	164
九、压力继电器 .....	164
第八节 辅助元件的故障与排除 .....	165
一、油箱 .....	165
二、蓄能器 .....	166
三、滤油器 .....	166
第九节 液压传动介质的污染 .....	166
一、认真选好适用的工作介质 .....	166
二、防止水分、化学制品、空气、固体杂质混入液压系统 .....	167
第十节 液压传动系统常见故障与排除 .....	169
一、正确使用工作油 .....	169
二、正确使用液力系统 .....	170
第十一节 液压工程机械的维护 .....	173
一、使用要求 .....	173
二、维护 .....	174
三、常用液压元件的维修配合间隙 .....	175
第十二节 液压系统常见故障与排除 .....	176
一、液压系统振动和噪声 .....	176
二、液压系统泄漏 .....	177
三、液压冲击 .....	177
四、液压系统中的“爬行” .....	178
五、液压系统中的液压卡紧 .....	179
六、液压系统中的温升 .....	179
第二章 汽车式、履带式起重机液压系统分析 .....	180
第一节 起重机械常用液压回路 .....	180
一、起升机构液压回路 .....	180
二、伸缩臂机构液压回路 .....	180
三、变幅机构液压回路 .....	181
四、回转机构液压回路 .....	182
五、支腿机构液压回路 .....	182
六、转向机构液压回路 .....	183
第二节 汽车式起重机 .....	185
一、QY 16 型汽车式起重机液压系统 .....	185
二、LOKOM 系列汽车起重机液压系统 .....	192
三、NK 800 型汽车式起重机液压系统 .....	196

四、T G 1500E 型汽车式起重机液压系统 .....	202
第三节 履带式起重机械.....	229
一、C C 2000 型履带式起重机液压系统 .....	229
二、K H 100 型履带式多功能起重机液压系统 .....	235
第三章 土方工程机械液压系统分析.....	242
第一节 铲土运输机械.....	242
一、推土机 .....	242
二、铲运机 .....	247
三、装载机 .....	250
四、平地机 .....	258
五、振动压路机 .....	266
第二节 液压挖掘机.....	277
一、Y W 160 液压挖掘机 .....	277
二、日本 1.8m <sup>3</sup> 液压挖掘机.....	279
三、E X 400 型液压挖掘机.....	284
第三节 稳定土拌和机.....	287
一、W B Y 210 型全液压稳定土拌和机 .....	287
二、M P H -100 型液压稳定土拌和机 .....	290
三、稳定土拌和机液压系统常见故障、故障原因及排除方法 .....	292
第四章 路面工程机械液压系统分析.....	294
第一节 沥青混凝土摊铺机.....	294
一、L T U 4 型沥青混凝土摊铺机 .....	294
二、T I T A N 411 沥青混凝土摊铺机.....	301
三、S A 125 型履带式沥青混凝土摊铺机 .....	309
四、沥青摊铺机的维修及故障排除 .....	311
第二节 水泥混凝土摊铺机.....	320
一、轨道式水泥混凝土摊铺机 .....	320
二、滑模式水泥混凝土摊铺机 .....	326
第五章 水泥混凝土机械液压系统分析.....	347
第一节 水泥混凝土搅拌输送车.....	348
第二节 水泥混凝土输送泵.....	349
一、B P 750R 型混凝土泵的液压系统分析 .....	351
二、混凝土泵的使用维护与故障排除 .....	353
第三节 水泥混凝土泵车.....	358
一、搅拌回路 .....	360
二、清洗回路 .....	360
三、冷却和润滑回路 .....	360
四、混凝土泵送回路(主液压回路) .....	361
五、回转油路、悬臂伸缩回路、支腿工作回路 .....	361
参考文献.....	365

# 第一篇 液压与液力传动基本知识

## 第一章 液压传动基本知识

### 第一节 液压传动基本原理及工作特点

流体传动是指研究以流体能量来产生、控制和传递动力的技术。可以说,流体动力是驱动现代工业的“臂膀”,可以用来驱动几乎所有的工业机器。例如,采用流体动力操纵和控制汽车、发射航天飞机、开垦土地、收获庄稼、采煤、驱动机床、控制飞机、加工食品等。

在工程机械上,传动是指能量或动力由发动机向工作装置的传递,通过不同的传动方式使发动机的转动变为工作装置各种不同的运动形式。例如:车轮的转动、推土机铲刀的升降、起重机转台的回转、挖掘机动臂、抖杆及铲刀的复杂运动等。

目前常用的传动形式根据工作介质的不同可分为机械传动、流体传动和电力传动等。其中流体传动有液体传动和气体传动两种形式。以液体为工作介质传递能量和进行控制的传动方式叫液体传动,根据所利用的液体能量形式,液体传动又包括利用液体压力能的液压传动和利用液体动能的液力传动。

#### 一、液压传动基本工作原理

图 1-1-1 所示是液压千斤顶的工作原理,液压千斤顶的小油缸 1、大油缸 2、油箱 6 以及连接管道构成一个密闭的工作容腔,里面充满液压油。在开关 5 关闭的情况下,当提起手柄时,小油缸 1 的柱塞上移使其工作容积增大形成真空,阀 4 在负载压力作用下处于关闭状态,油箱 6 里的油液便在大气压力作用下通过滤网 7 和单向阀 3 进入小油缸;压下手柄时,小油缸的柱塞下移,挤压其下腔的油液,阀 3 处于关闭状态,这部分压力油便顶开单向阀 4 进入大油缸,推动大柱塞从而顶起重物。再提起手柄时,大油缸内的压力将力图倒流入小油缸,但此时单向阀 4 自动关闭,使油不能倒流而只能进入大油缸以将重物顶起。这样,当手柄反复提起和压下时,小油缸不断交替进行着吸油和排油,压力油不断进入大油缸,并将重物一点点地顶起。当需放下重物时,打开开关 5,大油缸的柱塞便在重物作用下下移,将大油缸中的液压油挤回油箱 6。

图 1-1-1 油压千斤顶工作原理  
1-小油缸;2-大油缸;3、4-单向阀;5-开关;6-油箱;7-滤油器

由液压千斤顶工作过程可以看出液压传动有以下几个基本条件： 以在空间上连续分布且具有流动性的液体为介质,从而实现能量的传递； 液体在密闭工作容腔中任意一点的压力(此处压力是指物理学中的压强)以等值沿各方向传递,即帕斯卡原理。

二、液压传动基本特征

通过分析上述油压千斤顶工作过程,可得出液压传动的几个基本特征：

1. 力的传递与变换

设小油缸作用面积为  $A_1$ ,作用外力为  $F_1$ ,大油缸作用面积为  $A_2$ ,外负载力为  $F_2$ ,小活塞移动速度为  $v_1$ ,大活塞移动速度为  $v_2$ ,忽略一切能量损失和元件泄漏。其作用力  $F_1$  和  $F_2$  之间有如下关系：

$$F_1 / A_1 = F_2 / A_2 \text{ (帕斯卡原理)}$$

即：  $F_2 = F_1 (A_2 / A_1)$  (1-1-1)

在这里显然有： $A_1 < A_2$ ,则  $F_2 > F_1$ ,即实现了力的放大。液压千斤顶正是利用液压传动这一特征通过在手柄上输入极小的机械力而将重物举起。

2. 速度的传递和变换

根据质量守恒定律,在小活塞向下压时单位时间(忽略液压油的压缩性)压出的液体体积应与进入大油缸下腔的液体体积相等,因此有：

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2$$

即：  $v_2 = v_1 (A_1 / A_2)$  (1-1-2)

因： $A_1 < A_2$ ,则  $v_2 < v_1$ ,即实现了速度变换。一般来讲执行元件工作速度远小于原动机的工作速度,此外,速度的变换包括大小、方向和速度类型(即直线运动方式和旋转运动方式)的变换。

3. 能量的转换和守恒

由式(1-1-1)和(1-1-2)可得： $F_1 \cdot v_1 = F_2 \cdot v_2$ ,适当变换后得：

$$F_1 \cdot v_1 = p \cdot Q = F_2 \cdot v_2 \text{ (1-1-3)}$$

式中： $p = F_1 / A_1 = F_2 / A_2$  (Pa),称为液压油的压力(压应力)；

$Q = v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2$  (m<sup>3</sup>/s),称为液压油的流量(单位时间流经过流截面的液体体积)。

以  $p$  和  $Q$  为能量特征的能量形式称为液压能。

由上可知从动力机(此例为小油缸 1)到工作机(大油缸 2)其能量经过了：“机械能 液压能 机械能”的变换过程,且符合能量守恒定律。

因此从能量的角度来说,液压传动是通过动力机将机械能转化成液压能,再利用流体的流动性将液压能向工作机传递。然后再通过工作机将液压能转化成机械能拖动工作负载。即以液压能为能量媒体利用液体的流动性来实现动力机与工作机的能量传递和变换。

4. 信息的传递

在上述工作过程中,还伴随有信息的流动,控制信息通过控制元件的协调(本例中的阀 3、4 和 5)在系统管道中合理流动,从而保证系统协调工作。

三、液压系统的组成

分析液压千斤顶各元件的作用,可看出该系统由以下几个部分组成：

1. 动力元件：即液压泵,其作用是将原动机的机械能转变成液压能。液压千斤顶的小油缸

1 即起到油泵的作用(实际上是一个手动泵)。

2. 执行元件:即液压缸或液压马达,其作用是将液压能转化成机械能对外做功。油压千斤顶中的大油缸 2 就是液压执行元件。

3. 控制元件:即各类控制阀,其作用是调节液压系统油液工作压力、流量和运动方向,以满足工作机械的要求。油压千斤顶中的单向阀 3、4 和开关 5 就是控制液流方向的,开关 5 还可以控制液流流量以控制重物下降的快慢。

4. 辅助装置:包括油箱、滤油器、密封件、冷却器及管道等。其作用是负责油液的贮存、净化、输送、散热和密封等辅助性工作。油压千斤顶中的油箱 6、油路及滤网 7 即为辅助元件。

5. 工作介质:即液压油,其作用是传递液压能,同时还起散热和润滑作用。

液压系统各部分组成一个有机联系的整体,各部分性能都直接影响系统工作特性。

#### 四、液压传动的特点

传递动力有 3 种基本方法:机械传动、电力传动、流体传动。实际上多数应用是采取这 3 种方法的综合,以获得有效的完善系统。

与其他形式的传动系统相比,液压传动具有以下几个方面的显著优点:

1. 质量轻、体积小;即单位重量输出功率大,因而使得机械质量轻、结构紧凑。如一个液压系统能简单、有效地将力从千分之几牛顿放大到数万牛顿输出。通常泵和液压马达单位功率的重量指标是发电机和电动机的 1/10。而且随着液压系统工作压力的提高,这一特点将更加突出。

2. 动作迅速,换向快;与电力系统相比,液压马达比电动机有较高的力矩—惯量比。液压马达的力矩—惯量比是 20,而电机是 2,所以其加速性能较强,液压马达可实现高频正反转。

3. 可实现无级调速,调速范围大,且运动平稳、不易受外界负载的影响。这是一般机械传动所无法实现的。液压传动的调速范围可达 1000 : 1。

4. 可实现恒力和恒转矩运行。对于液压系统,不管速度怎样变化,它总能提供一个恒力或恒转矩。无论工作输出量是以每小时几厘米还是每分钟几百厘米的速度运动,或是每小时几转,还是每分钟几千转的转速运行,都能保持恒力或恒转矩。

5. 液压系统借助安全阀等可自动实现过载保护,同时以液压油为介质,相对运动表面间可自行润滑,故使用寿命长。

尽管液压传动系统具有这些高度理想的特性,但对于所有动力传输问题它也不是一种万灵药方。液压传动也有其自身的缺点:如液压油比较肮脏,并且要完全消除泄漏是不可能的,外泄会造成环境污染并造成液压油的浪费,内泄会降低传动效率;液压元件制造精度要求高,因而目前液压系统成本较高;液压油粘度受温度影响大,高温和低温环境下传动性能受影响。

## 第二节 液 压 油

液压系统中最重要的材料是工作介质。因此液压油的物理、化学性能对设备的性能和寿命有决定性的作用。在正常情况下,使用清洁、高质量的液体对于达到液压系统高效率工作的目的是最重要的。

大多数现代化液压流体是为了满足工作要求而仔细配制的复杂化合物。除基本的液体外,液压油还含有特殊的添加剂,以提供所要求的特性。

液压油通常应具有 4 种主要功能：

- 1) 传递动力；
- 2) 润滑运动零件；
- 3) 密封表面粗糙零件之间的间隙；
- 4) 散热。

一、液压油的分类

目前液压系统采用的液压油主要有两大类：一类是矿物型液压油，一类是不燃或难燃性液压油。矿物油主要成分是石油，加入各种添加剂（抗氧化、耐高温）精制而成。矿物油润滑性好、腐蚀小、化学安全性较好，因而被大多数液压系统所采用。

不燃或难燃液压油分高水基液压油和合成型液压油两类：高水基液压油的主要成分是水，加入某些防锈、润滑等添加剂。高水基液压油价格便宜、不怕火，其缺点是润滑性差、腐蚀性大及适用温度范围小，故只在液压机（水压机）上使用。合成液压油是由多种磷酸脂和添加剂用化学方法合成，国内研制成功 4611、4602- 1 等品种，其润滑性较好、凝固点低、防火性能好，适用于对防火有特殊要求的场合。

二、液压油的物理化学性能

（一）密度和重度

对于均质的液体来说，单位体积所具有的质量叫做密度，单位体积所具有的重量叫做重度。

$$= m / V \quad (kg / m^3) \tag{1-1-4}$$

$$= \gamma g \quad (N / m^3) \tag{1-1-5}$$

式中：m —— 液体质量(kg)；  
V —— 液体体积(m<sup>3</sup>)；  
g —— 重力加速度(m / s<sup>2</sup>)。

液体的密度和重度都随温度和压力的变化而变化，随压力的变化体现在液压油的压缩性，随温度的变化体现在液压油的热胀冷缩特性。但是在一般条件下，温度和压力引起的密度和重度变化很小，可近似认为液压油的密度和重度是固定不变的。

（二）压缩性

液体受压力的作用发生体积变化的性质叫压缩性。由于液体的压缩性极小，所以在很多场合下是忽略不计的。但是在压力较高或在进行动态分析时就必须考虑液体的压缩性。液体压缩性的大小可用体积压缩系数来表示，是指液体所受的压力每增加一个单位压力时，其体积的相对变化量，即：

$$= - \frac{1}{p} \gamma \frac{V}{V} \tag{1-1-6}$$

式中：p —— 液体压力的变化值(Pa)；  
V —— 液体体积在压力变化 p 时，其体积的变化量(m<sup>3</sup>)；  
V —— 液体的初始体积(m<sup>3</sup>)。

式中负号是因为压力增大时，液体体积反而减小，反之则增大。为了使为正值，故加一负号。液体体积压缩系数的倒数，称为液体体积弹性模量，用 K 表示，即：

$$K = 1/ \quad (1-1-7)$$

常用液压油的压缩系数  $= (5 \sim 7) \times 10^{-10} \text{m}^2/\text{N}$ , 故  $K = (1.4 \sim 2) \times 10^9 \text{Pa}$ , 而钢的弹性模量为  $2.06 \times 10^{11} \text{Pa}$ , 可见液压油的弹性模量仅为钢的弹性模量的 1.65% 左右。

在实际液压系统中, 如果液压油中混入一定量的处于游离状态的气体, 会使实际的压缩性显著增加, 也就是使液体的弹性模量降低。

### (三) 液压油的粘性

液压油在流动过程中, 其微团间因有相对运动而产生内摩擦力。流动液体内部产生粘性内摩擦力的这种性质称为粘性。粘性是流体固有的属性, 但只有在流动时才呈现出来。静止流体不呈现出粘性, 粘性是液压油最重要的特性之一。

#### 1. 粘性的度量

粘性的大小用粘度来表示。粘度是液体流动的缓慢程度的度量。当粘度较低时, 液体较稀很容易流动, 难流动的液体具有较高的粘度。

太高的粘度将招致: 对流动的阻力较大, 使液体的运动缓慢; 由于摩擦损失, 增加了功率的消耗; 在阀门和管路上增加了压降; 由于摩擦而产生较高的温度。

另一方面, 如果粘度太低, 其结果是: 增加了密封处的泄漏损失; 由于运动零件之间的油膜破裂, 加快了零件的磨损。

液体粘度表示方法常用动力粘度、运动粘度和条件粘度 3 种形式。

#### (1) 动力粘度

根据牛顿内摩擦定律而导出的粘度单位叫动力粘度, 通常用  $\mu$  表示。在 SI 单位制中, 动力粘度单位为帕·秒 ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ), 即:  $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ 。常用的 SI 倍数关系为  $\text{mPa} \cdot \text{s}$ 。在物理单位制中单位为达因·秒/厘米<sup>2</sup>, 称为泊 (P)。换算关系为:

$$1\text{P} = 0.1\text{Pa} \cdot \text{s}; 1\text{cP} (\text{厘泊}) = 1\text{mPa} \cdot \text{s}$$

考虑图 1-1-2 所示两块面积很大的光滑平板内液体流动, 上块受  $F = \tau A$  ( $A$  为上板面积, 是液体与板面的切应力) 的力作用以常速  $v$  平行于液面运动。上下板接触的液体速度分别为  $v$  和零, 板间流速  $u$  沿高度方向成线性分布, 速度梯度  $du/dz = v/h$ , 油的动力粘度可以表示为:

$$\mu = \frac{\tau}{v/h} \quad (1-1-8)$$

式中:  $\tau$  — 相邻流层之间的粘性内摩擦力;

$\mu$  — 动力粘度;

$h$  — 油膜厚度。

由上可得出动力粘度的物理意义: 动力粘度就是当速度梯度为 1 时接触层间单位面积上的内摩擦力。

图 1-1-2 平行平板液流速度分布

#### (2) 运动粘度

由于许多流体力学方程中出现有动力粘度与液体密度的比值, 于是流体力学中把同一温度下这一比值定义为运动粘度, 以  $\nu$  表示。即:

$$\nu = \mu/\rho \quad (1-1-9)$$

应当明确,运动粘度已超出基本力学涵义,本身不能像  $\mu$  一样直接表示粘性大小,但对密度相同或相近的液体(如各种液压油),显然有相同的度量比较效果,使得它能够作为粘度单位。之所以称为运动粘度,是因为其单位中含有速度与位移这种运动学的要素——时间和长度的量纲。

运动粘度的单位,在 SI 单位制中为  $m^2/s$ ,其倍数的选择为  $mm^2/s$ ,称为厘斯(cSt),厘斯的 100 倍称为斯。换算关系为:

$$1m^2/s = 10^4St = 10^6cSt$$

机械油所标明的牌号表示该液压油在 50℃ 时其运动粘度平均值的厘斯值。所以机械油的牌号可以帮助我们明确该油的运动粘度。

动力粘度和运动粘度是理论分析和推导中经常使用的粘度单位。因采用 SI 制及其倍数单位中的绝对单位制,故称为绝对粘度。各种毛细管粘度计就是用来测定绝对粘度的,但因这种方法较难掌握,一般不采用。

(3)条件粘度

条件粘度是指在规定条件下可以直接测量的粘度。根据测定条件的不同,各国采用的条件粘度单位不同,美国用赛氏粘度 SSU ,英国用雷氏粘度 R,我国、德国和原苏联用恩氏粘度 E。

恩氏粘度是被测液体与水的粘性的相对比值。它用恩氏粘度计来测量。其测定办法是在某个标准温度 T 下,将被试液体 200cm<sup>3</sup> 装入恩氏粘度计的容器中,测定这些液体经容器底部小孔(直径 2.8mm)流尽的时间  $t_1$ ,又在 20℃ 时将 200cm<sup>3</sup> 蒸馏水装入恩氏粘度计的同一容器中,测出这些水经容器底部小孔流尽的时间  $t_2$ 。时间  $t_1$  和  $t_2$  的比值就是被试液体在该标准温度 T 下的恩氏粘度。

$$E = t_1 / t_2 \tag{1-1-10}$$

式中:  $t_1$  为 200cm<sup>3</sup> 的被试液体在温度 T 下流尽的时间(s);  $t_2$  为 200cm<sup>3</sup> 的蒸馏水在温度为 20℃ 时流尽的时间(s),  $t_2$  的平均值是 51s。

工业上一般用 20℃ 和 50℃ 和 100℃ 作为测定恩氏粘度的标准温度,并相应地以符号 E<sub>20</sub>、E<sub>50</sub> 和 E<sub>100</sub> 来表示。而一般以 50℃ 作为测量标准温度。

通常采用如下经验公式作为恩氏粘度和运动粘度的换算式:

$$\nu = 0.0731 E - \frac{0.0631}{E} \quad (St) \tag{1-1-11}$$

或: 
$$\nu = 7.31 E - \frac{6.31}{E} \quad (cSt)$$

还可以利用各种手册上绘制好的粘温图及标尺来进行粘度换算。

2. 压力对粘性的影响

一般说来,液压油的粘度随压力的增加而增大。但压力值在 20MPa 以下时,变化不大,实用上可忽略不计。当压力很高时粘度将急剧增大,不容忽视。在实际应用中,当压力在 0 ~ 50MPa 的范围内变化时,可用下列公式计算油的粘度:

$$\nu_p = \nu_0 (1 + b p) \tag{1-1-12}$$

式中:  $\nu_p$ ——压力为 p 时的运动粘度;

$\nu_0$ ——在一个大气压下的运动粘度;

p——油压力;

b——系数,对于一般液压油有,  $b = 0.002 \sim 0.003 (Pa)^{-1}$ 。



3. 温度对粘性的影响

液压油的粘性对温度十分敏感,在低温范围内表现得特别强烈。液压油的粘温特性表现为温度升高粘性降低。油液粘性变化会直接影响液压系统的工作性能,因此希望液压油的粘性随温度的变化越小越好。油温在 20~80 范围内,粘温关系可用如下经验公式表示:

$$\mu = \mu_0 e^{-(t-t_0)} \tag{1-1-13}$$

式中:  $\mu, \mu_0$ ——分别为温度为  $t$  和  $t_0$  时该油液的动力粘度,  $\mu_0$  为取决于油液物理性能的粘温系数。对矿物系液压油可取  $\mu_0 = 1.8 \sim 3.6 \times 10^{-2} [Pa \cdot s]$ 。

液压油的运动粘度还可以从粘温图上查得。

液压油的粘性随温度变化而变化的程度可用粘度指数来衡量。粘度指数的代号为 VI。它表示被试油液的粘性随温度变化的程度与标准液压油的粘性随温度变化的程度之间的相对比较值。粘度指数越大的液压油其粘性随温度的变化越小,即粘温特性好。

过去,为了使油的粘度指数在 0~100 之间变化,将当时粘温特性最差的环烷基油定为 VI = 0;而将当时粘温特性最好的石蜡基油定其 VI = 100,以此两类油作为确定粘度指数的标准油。近年来,由于炼油技术的发展,油的品种大增,粘度指数高于 100 和低于 0 的油相继出现,因而原来设定的标准只剩下参考的价值,而 VI = 0 和 VI = 100 也失去作为液压油粘温变化界限的意义。目前,液压油的粘度指数一般要求在 90 以上,优良的在 100 以上。

在国标《GB 1995—80 石油产品粘度指数算法》中规定粘度指数计算公式如下:

(1)粘度指数 VI = 0~100 时,

$$VI = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \tag{1-1-14a}$$

(2)粘度指数 VI > 100 时,

$$VI = \frac{10^{N-1}}{0.00715} + 100 \tag{1-1-14b}$$

其中:

$$N = \frac{\lg H - \lg U}{\lg U}$$

式中:L、U、H 分别为标准油液 VI = 0、VI = 100 及 VI 待求油液在温度 40 时的运动粘度,其单位均为 cSt。

在计算时,H、L 的数值在国标 (GB 1995—80) 中有表可查用。但在实际工作中,只要知道液压油在 40 和 100 时的运动粘度 (cSt) 后,其粘度指数值可在国标《GB 2541—81 石油产品粘度指数计算表》中直接查到,不用计算。

4. 调和油的粘度

有时,一种液压油的粘度不符合要求,必须用几种液压油调节达到要求的粘度,则此调和油的粘度可用下式计算:

$$\eta = \frac{a \eta_1 + b \eta_2 - c(\eta_1 - \eta_2)}{100} \tag{1-1-15}$$

式中:  $\eta_1, \eta_2, \eta$  ——参加调和的两种油及调和后的粘度,而且  $\eta_1 > \eta_2$ ;  
a、b ——参加调和的两种油各占的百分数,  $a + b = 100$ ;  
c ——试验所得的系数,见表 1-1-1。

调和油的系数

表 1-1-1

a(%)	10	20	30	40	50	60	70	80	90
b(%)	90	80	70	60	50	40	30	20	10
c	6.7	13.1	17.9	22.1	25.5	27.9	28.2	25	17

(四) 其他性能

液压油还有许多其他性能,有热力学特性、抗燃性、空气的溶解性、润滑性、耐腐蚀性和防锈性、与密封材料的相容性、抗乳化性和抗泡性、热稳定性和氧化稳定性等。

三、液压油的选择

(一) 液压系统对工作油的要求

1. 具有适当的粘度和粘温特性。其粘度应能使系统的漏损和摩擦之功率损失总和为最小,且使系统的优良工作性能不受温度变化的影响。一般液压系统所用液压油的粘度大多在 2 E50(11.5cSt)到 8 E50(60cSt),液压油的粘度指数要求在 90 以上,优异者在 100 以上。
2. 具有良好的润滑性和足够的油膜强度,使系统中的各摩擦表面获得足够的润滑而不致破坏。
3. 热膨胀系数低,比热高、闪点和燃点高。一般液压油闪点在 130 ~ 150 之间。
4. 具有良好的化学稳定性,能抗氧化、抗水解、在贮存和使用过程中不易变质。
5. 不含有蒸气、空气及容易气化的杂质,否则会起泡。气泡是可压缩的,而且在其突然被压缩时会放出大量的热,造成局部过热,使周围油液迅速氧化变质。气泡还是产生剧烈振动的主要原因之一。
6. 不含有水溶性酸和碱等,以免腐蚀机件和管道,破坏密封装置。

(二) 液压油的选择

液压传动一般常采用矿物油,在选择液压油时,除了按照泵、阀等元件出厂规定以外,一般可作如下考虑:

1. 液压油的粘度选择应考虑环境温度的高低及变化情况。环境温度高时,应采用粘度较高的液压油;反之,应采用粘度较低的液压油。例如在寒冬时使用 10 号机械油,在而在盛夏使用 30 号机械油。
2. 考虑液压系统中工作压力的高低。通常工作压力高时宜选择粘度高的液压油,因为高压时的泄漏问题比克服粘阻问题更为突出。在工作压力较低时,则宜选用低粘度的液压油,例如当工作压力小于 7M Pa 时多选用 50 时 20 ~ 40cSt 的液压油,当压力为 7 ~ 20M Pa 时,就可采用 50 时 60cst 的液压油。
3. 考虑运动速度的高低。当工作装置运动速度很高时,油液速度也高,液压损失随之增大,而泄漏量相对减少,故宜选用粘度较低的液压油;反之,当油的流速低时,泄漏量相对增大,将对工作机构的运动速度产生影响,故宜选用粘度较高的液压油。

除了对上述方面需要进行综合考虑外,还应考虑粘度对传动效率、润滑和密封等方面的影响。

当无适当的液压油时,可用两种不同粘度的液压油按一定比例调合来解决。

4. 工程机械液压系统中常用的液压油有以下几种:

机械油——氧化稳定性差,常用于条件要求不高的场合。

汽轮机油——具有较高的抗氧化性、抗乳化性,比机械油纯净,用于要求较高的液压系统中。

柴油机油——油中加有抗氧化、防锈蚀和去垢剂。润滑性能较好,粘度指数高。在工程机械液压系统中,夏季常用 11 号,冬季常用 8 号。

稠化液压油——是我国近年来新试制的专用液压油,有“上稠”、“兰稠”等牌号。它的凝固点低、氧化安定性好、防锈、润滑、粘温特性好,可用于低温条件,工作时泡沫少,声音小。

### 第三节 静止液体力学基本规律

#### 一、液体静压力及其特性

由于外力作用的结果在液体内部产生压应力,这种压应力称为液体静压力。它是指液体处于静止状态下,单位面积上所受的力,以符号  $p$  表示,其单位为  $N/m^2$ ,在液压传动中所谓压力都是指液体静压力。液体静压力的产生来源于液体自重及其表面所受的作用力。

液体静压力有两个基本特性:

- 1. 液体静压力永远垂直于作用面的内表面,即液体静压力永远指向液体表面内法线方向,是压缩力。这是因为液体只能抵抗压缩,不像其他材料那样可以受拉或剪切。
- 2. 液体内部任意一点的液体静压力沿各方向大小相等。

#### 二、液体静力学基本方程和帕斯卡定律

流体静力学基本方程式是用来计算液体内部静压力大小的。我们研究静止液体在重力场中的情况。

如图 1-1-3 所示为一容器处于 XOZ 坐标中,自由液面上的压力为  $p_0$ ,由于液体自重作用,上层液体对下层液体产生压力。设容器底部面积为  $S$ ,液柱高度为  $h$ ,则容器中液体体积为  $S \cdot h$ 。设液体重度为  $\gamma$ ,则整个容器中液体重量为  $S \cdot h \cdot \gamma$ ,则底面上任意一点所受的液体静压力为:

$$p = \frac{p_0 \gamma S + S \gamma h}{S} = p_0 + \gamma h \tag{1-1-16}$$

可见,液体自重所产生的压力( $\gamma \cdot h$ )与离开液面的深度成正比。液体不仅对底面有压力,而且对容器侧面也有压力,液柱越高,侧压力越大。在同一液柱高度平面上,液体对底面和对侧面的压力相等。压力相等的所有点组成的面叫做等压面。重力作用下静止油液的等压面为水平面。

将上式作进一步推广,如图 1-1-3 所示:位置 1 和位置 2 处的压力  $p_1$  和  $p_2$  有如下关系:

$$p_2 = p_1 + \gamma(z_1 - z_2)$$

即:  $p_1/\gamma + z_1 = p_2/\gamma + z_2 \tag{1-1-17}$

压力是单位体积液体所具有的一种能量形式,是一种势能, $p/\gamma$  和  $z$  是长度的量纲,前一项称之为压力水头,后一项称之为位置水头。从上式可看出其物理意义为: 在仅有重力作用的静力场中,其任一点处的压力势能(或压力水头)和位

图 1-1-3 重力场中静压力作用

置势能(或位置水头)之和恒为一定值,即满足能量守恒定律; 两种势能可以相互转化。

根据方程式(1-1-16)可以得出如下结论:对液体自由表面上的压力  $p_0$  改变多少,则液体  
内任一点的压力  $p$  也改变多少(因为  $\rho \cdot h$  一项仅与液柱重量有关)。在密闭容腔内,处于平衡  
状态下的液体对施加于它表面上的压力,在液体各方向等值传递的原理,称为帕斯卡原理。

通常在液压传动中,由外力所引起的压力比由液柱重量所引起的压力大许多倍,在实际应  
用中一般忽略由液体自重所引起的压力。

### 三、压力的表示方法

在地球表面上,一切物体都受到大气压的作用。在工程上所遇到的各种物体所受的大气压  
是自成平衡的。因而在液压系统或其他工程应用中,在进行各种力分析时都只考虑外力所引起  
的液压力而不考虑大气压。在绝大多数仪表中,大气压力并不能使仪表动作,它测出的是高于  
大气压的那部分压力,而不是被测压力的绝对值。因而,为了实用和测量方便,对压力的测试有  
两种不同的基准。一是以绝对零压力为基准,测得的压力值称为绝对压力。另一种是以当地大  
气压力为基准,测得与大气压力的那部分压差称为相对压力又称表压力。液压系统中泛指的压力  
都是指相对压力。

绝对压力和相对压力的关系是:绝对压力= 相对压力+ 大气压力。

如果液体中某点的绝对压力小于大气压,那么习惯上说此点具有真空度,而称绝对压力不  
足于大气压的数值即相对压力的绝对值为该点的真空度。

真空度= 大气压力- 绝对压力= 负的相对压力。

绝对压力是以绝对真空为基准的压力,所以均为正值;相对压力是以大气压力为基准算起  
的压力,其值可正可负:在基准以上的正值叫表压力,在基准以下的负值的绝对值叫真空度。

压力的计量单位很多,在 SI 制中用  $N/m^2$  即帕(Pa)作为压力单位,允许用与帕并用的巴  
(bar)和标准大气压。在工程应用上还用  $kgf/cm^2$ 、工程大气压、液柱高度等来表示。其换算关  
系为:

$$1Pa= 1N/m^2; 1bar= 1 \times 10^5 Pa; 1 \text{ 工程大气压} = 1kgf/cm^2 = 9.8 \times 10^4 Pa。$$

## 第四节 流动液体力学基本规律

上节研究了静止液体的力学规律及其应用。由于液体处于静止或相对平衡,没有相对运  
动,故液体的粘性不起作用。在实际液压系统中元件里的油液经常是流动的,因而粘性起着重  
要的作用。液体表面所显示的表面力除压力外,还出现切应力。

流动液体的连续性方程、能量方程与动量方程是描述流动液体力学规律的 3 个基本方程。  
前两个方程用来解决压力、流速和流量之间的关系,动量方程用来解决液体与固体壁面作用力  
的关系。

### 一、流动液体的基本概念

#### 1. 理想流体与稳定流动

液体是有粘性的,而且只有在流动时才呈现出来。因此研究流动液体必须考虑其粘性。但  
液流的粘性阻力是一个很复杂的问题,所以在开始分析时,可以假设液体没有粘性。然后再考  
虑粘性的作用,并通过实验验证的方法对假设的理想结论进行补充修正。对于液体压缩性亦可

以采用同样的办法处理。用这种处理问题的方法,不仅使问题简单化,而且得到的结论在实际应用中亦有足够的精确度。因此把既无粘性又无压缩性的液体称为理想流体;而把事实上既有粘性又有压缩性的液体称为实际流体。

液体流动时,如果液体中任一点的压力、速度和密度等运动参数都不随时间变化,则这种流动称为稳定流动;反之,如果压力、速度和密度中的任一个参数随时间变化,则称这种流动为非稳定流动。在液压传动一般研究静态特性时,可认为流动是稳定流动;而在研究其动态性能时则必须按非稳定流动来考虑。

2. 流量和流速

流量 Q:单位时间内流过流截面的液体体积,称为流量。设液流中某一微小过流截面 dA 上的流速为 u(图 1-1-4a),则通过 dA 的微小流量 dQ= udA,对此式进行积分,可得经过通流截面 A 的流量为:

$$Q = \int_A u dA \tag{1-1-18}$$

图 1-1-4 流量和平均流速

式(1-1-18)中要求得 Q,必须先知道流速在整个过流截面上的分布规律,如图 1-1-4b)是按抛物线分布的。在液压技术中可采用一种平均速度 v 来求流量,v 定义为:

$$v = Q / A = \int_A u dA / A$$

3. 层流和紊流

流体的流动有两种状态:层流和紊流。当流速较低时,液体微团只有轴向运动而无横向运动。此时,流体微团之间的粘性摩擦力起主导作用,液体呈层流状态;当流速增加到一定值时,液体微团除轴向主运动外,还会产生径向运动。流体微团除相互摩擦外,还会相互碰撞,呈现出无序的状态,此时流体微团的惯性力起主导作用,这种状态称为紊流。

物理学家雷诺通过实验证明,液体流态不仅仅取决于流速,还与液体粘性、密度及管道的水力直径有关,可通过雷诺数来判定。

定义:  $Re = \frac{vd}{\nu}$ , 为雷诺数,当  $Re < R_{ce}$  时,液流处于层流状态;而  $Re \geq R_{ce}$  时,液流状态为紊流。 $R_{ce}$  为临界雷诺数,对于金属圆管,一般取  $R_{ce} = 2320$ 。 $\nu$  为运动粘度,d 为管径。 $v$  为平均流速。

二、流动液体的流量连续方程

当理想液体在管中作稳定流动时,假定液体是不可压缩的,即密度  $\rho$  是常数,从宏观上说液体微团是连续均布的。因此在稳定流动时,根据物质不灭定律,液体在管内既不能增多,也不能减少,因此在单位时间内流过管子每一截面的液体质量一定是相等的。这就是液流的连续性

原理。

如图 1-1-5 所示,设截面 1 和 2 的面积为  $A_1$  和  $A_2$ ,两截面中液流的平均流速为  $v_1$  和  $v_2$ ,根据连续性原理,在单位时间内,流经截面 1 和 2 的液体质量应相同,即:

$$\rho v_1 A_1 = \rho v_2 A_2 = \text{常量}$$

图 1-1-5 液流连续性简图

得:  $v_1 A_1 = v_2 A_2$  (1-1-19)

根据流体力学理论,我们把截面 1 和 2 之间的液体空间作为一个控制体,则在任何时刻,流入控制体的流量应与流出控制体的流量保持相等;即有:

$$Q_{\text{入}} = Q_{\text{出}} \tag{1-1-20}$$

这就是流动液体流量连续方程。

液流的连续性方程应用很广,上面的情况是单管的情况,在分叉管和汇合管中则有类似关系,例如在图 1-1-6 所示的分叉管中,则应具有下列关系:

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 + v_3 A_3$$

或  $Q_1 = Q_2 + Q_3$  (1-1-21)

根据上述关系,如保证  $Q_1$  不变,其他两项中任改变一项,另一项相应发生变化,这就是后面节流调速回路所应用的原理。

三、流动液体能量方程(伯努利方程)

图 1-1-6 分叉管液流分配图

1. 理想流体能量方程

图 1-1-7 所示,设流体为理想流体,流动过程中截面上速度均匀分布,在位置 1,重量  $W$  的流体具有标高  $z_1$ ,压力  $p_1$  和平均速度  $v_1$ 。当到达位置 2 时,它的标高为  $z_2$ ,压力为  $p_2$ ,平均速度为  $v_2$ 。17 世纪意大利科学家丹尼尔·伯努利,将两个总能量相等但位置不同的流体的能量方程公式化为:

图 1-1-7 导出伯努利方程的管道

$$W \rho z_1 + W \rho \frac{p_1}{\rho} + W \rho \frac{v_1^2}{2g} = W \rho z_2 + W \rho \frac{p_2}{\rho} + W \rho \frac{v_2^2}{2g}$$

因而有:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2g} \tag{1-1-22}$$

或  $z + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2g} = \text{常数}$  (1-1-23)

式中：  $\gamma = mg/V$  为液体重度。

式(1-1-22)或(1-1-23)称为理想流体的能量方程式,也称为理想流体的伯努利方程式。

式中： $\frac{p}{\gamma}$ ——压力水头(或比压能)；

$\frac{v^2}{2g}$ ——速度水头(比动能)；

$z$ ——位置水头(比位能)。

因此,伯努利方程式所表达的物理意义为：

作稳定流动的理想流体具有 3 种形式的能量,即动能、位置势能和压力势能；

流场中各截面总能量为常量,即满足能量守恒定律；

3 种能量形式可以相互转化。

从伯努利方程式可以看出:当管道水平放置,管内各截面的位置高度可认为相等或位置高度的影响可以忽略不计时,液体的速度越高,它的压力越低。例如在粗细不等的管道中流动,在截面细的地方,液体的流速较高,液体的压力就较低,相反,在截面粗的部分,则流速较低,而压力较高。

2. 实际流体能量方程

上面是理想液体的情况,但实际液体是有粘性的,运动时就会产生摩擦力,因而要消耗一部分能量。同时由于粘性的存在,管道过流截面上液流速度分布也不是均匀分布,而理想流体伯努利方程中动能项是按平均流速来考虑的,将该方程应用到实际流体时要进行修正,则实际流体的伯努利方程可以表示为：

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_w \tag{1-1-24}$$

式中： $\alpha_1、\alpha_2$ ——截面 1 和 2 的动能修正系数  $= \frac{\text{实际动能}}{\text{平均动能}} = \frac{\int_A u^3 dA}{v^3 A}$ ；

$h_w = p_w / \gamma$  ——能量损失水头, $p_w$  为压力损失,有关  $p_w$  的计算,下节专述。  $\gamma$  为液体重度；  
 $u$ ——截面 A 上的质点速度。

式(1-1-24)是伯努利方程的一般形式,该方程实际上包含了静压力和理想流动液流两种情况：

- 当  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$  时,液体处于静止状态,自然有  $h_w = 0$ ,方程为静压力方程；
- 当  $\alpha_1 = 0$ , 或  $\alpha_2 = 0$ ,  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ ,  $h_w = 0$  时,对应于理想流体伯努利方程；
- 对于流动状态为层流的情况,  $\alpha = 2$ ;对于流动状态为紊流的情况,  $\alpha = 1$ 。

四、流动液体动量方程式

流动液体的动量方程式也是流体力学基本方程之一。它是研究液体运动时动量的变化与作用在液体上的外力之间的关系。对于理想流体稳定流动可推导出动量方程表示为：

$$F = \rho Q (v_2 - v_1) \tag{1-1-25}$$

式中： $F$  ——作用在控制体上的合外力；  
 $\rho$  ——流体密度；  
 $v_2、v_1$  ——出入口平均速度；  
 $Q$  ——流量。

上式为矢量式,使用时应根据具体情况将式中各个矢量分解为所需研究方向的投影值,再列出该方向上的动量方程。

例：在图 1-1-8a)与 b)所示的滑阀中,液体流动方向相反,试计算阀芯受到的液流作用,设液体为理想流体,流动为稳定流动。

解：取图中阀体与阀芯形成的容腔为控制体,研究该控制体中液体受力情况和动量变化。  
对于图 1-1-8a),液流初速在轴向的分量为  $v_1 = v \cdot \cos \alpha$ ,液流末速在轴向的投影为零,则这部分液体在轴向受到阀芯的作用力为：

$$F = Q(0 - v_1 \cos \alpha)$$

从而,液流对阀芯的作用力为：

$$F = - F = Q v_1 \cos \alpha$$

力 F 的方向与液流速度 v 沿阀芯轴向投影方向相同,即向右。

对于图 1-1-8b),液流初速在轴向投影为零,末速在轴向的分量为  $v \cdot \cos \alpha$ ,则这部分液体在轴向受到阀芯的作用力为：

$$F = Q v_2 \cos \alpha$$

从而,液流对阀芯的作用力为：

$$F = - F = - Q v_2 \cos \alpha$$

图 1-1-8 液体流经滑阀时的液动力

方向与 v 沿阀芯轴向的投影方向相反,即向右。  
本例中由于液体通过阀口流动而产生的对阀芯的轴向作用力通常叫做液动力。由以上分析可看出,只要阀口处于开启状态,不论液流方向如何,都会产生液动力使阀芯有关闭的趋势。由于阀口流速很高,因而此力往往很大,相应的操纵力也须很大,尤其是对大流量的阀在高压下工作(此时 v 也很大),这个力更大,所以对大流量的换向阀则要求采用液动或电-液动操纵。

## 第五节 液体流动中的能量损失

液体在管道中流动时,克服由液体粘性而产生的摩擦阻力所消耗的能量称为能量损失。能量损失可分为两种：一种是沿管路分布的沿程能量损失,用  $p$  表示；另一种是由于流体流经局部装置时因截面突然变化、液流方向或大小迅速改变引起流场重新分布而产生的局部能量损失,一般用  $p$  表示。

### 一、液体流动中的沿程压力损失

沿程压力损失取决于液流速度、粘性、管道长度以及管道内径。经理论推导液体流经等径 d 的直管时,长度 l 段上的压力损失计算公式为：



$$\rho = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \tag{1-1-26}$$

式中： $v$  为液流平均流速； $\rho$  为液体密度； $\lambda$  为沿程阻力系数，对于层流条件，理论值  $\lambda = 64/Re$ ，实际计算时，金属管应取： $\lambda = 75/Re$ ；橡胶管取： $\lambda = 80/Re$ 。紊流时，当  $2.3 \times 10^3 < Re < 10^5$  时，可取： $\lambda = 0.3164 \cdot Re^{-0.25}$ 。

### 二、液体流动中的局部压力损失

一个完整的管路系统，除了等截面的直管外，还有许多接头、弯头、开关以及某些附件和特殊装置，这些附件和装置统称为局部装置。流体在流经这些局部装置时，流速的方向和大小发生剧烈变化，形成涡流、脱落。因而使液体质点相互碰撞和摩擦，造成能量损失。这种能量损失表现为局部能量损失，其计算公式为：

$$\rho = \xi \frac{\rho v^2}{2} \tag{1-1-27}$$

式中： $\xi$  ——局部阻力系数。

由于流动情况极为复杂，影响因素多， $\xi$  取决于局部装置的形式，除极少数情况可通过理论计算得到外，一般可通过试验或经验公式得到，可参考有关计算手册。

### 三、减小压力损失的措施

管路系统中的总压力损失等于沿程压力损失和局部压力损失之和，即  $p_w = p + p$ 。管路的压力损失将耗费功率和使油液发热，在设计管路时应尽量减小压力损失，一般在设计时从以下几点考虑：

1. 在不加大结构尺寸的情况下限制流速。在中高压工程机械液压系统中：  
 压力管路： $v = 3 \sim 6 \text{ m/s}$       阀口： $v = 5 \sim 8 \text{ m/s}$   
 回油管路： $v = 3 \text{ m/s}$       吸油口  $v = 0.5 \sim 1.5 \text{ m/s}$
2. 减小液阻。减小管壁粗糙度，尽可能缩短输管长度、增大输管直径，减少弯头、接头，采用等径管道，选用压降小的阀件，提高配管质量，都能减小液阻。

## 第六节 液体在节流孔中的流动

在液压元件和系统中会经常遇到液体流经小孔的情况，在控制阀中可利用节流孔来控制局部流量，也可以用来增加元件阻尼以改善运动平稳性。本节旨在研究各种节流孔形式的出流特性及其应用。

### 一、液体流经小孔的流量及压力变化规律

流道上存在的突然收缩之过流段称为节流孔口，在液压传动中，常用调节孔口截面积的办法来改变液阻，从而实现工作油路压力和流量的分配。根据节流孔口的长径比，节流孔分为薄壁节流孔、厚壁节流孔和细长节流孔 3 种类型。

图 1-1-9 薄壁孔出流

1. 薄壁节流孔

所谓薄壁节流孔是指  $d/l < 0.5$  的节流孔。

如图 1-1-9 所示,在 1k 1 断面上管流即将收缩,但仍附壁。由于流体质点具有惯性,管流收缩和扩大均不会出现流线突折,因而,管流必在孔前开始收缩,且其咽喉必在孔后,接着管流又逐渐扩大附壁。

根据伯努利方程、流量连续方程及实验修正,可推导出薄壁孔出流特性方程:

$$Q = C_0 \sqrt{\rho} A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} p} \tag{1-1-28}$$

- 式中:  $A_0$ ——孔口节流面积;
- $C_0$ ——孔口流量系数,通常  $C_0 = 0.60 \sim 0.65$ ;
- $p$ ——孔口前后压差;
- $Q$ ——孔口流量。

研究表明,薄壁节流口或阀口的形状对  $C_0$  基本上没有影响,环缝和圆孔几乎一样。

2. 厚壁节流孔

当  $0.5 < d/l < 4$  时的节流孔称为厚壁孔。其流动特点是液体流经入口收缩后又很快在厚壁孔内扩大附壁,厚壁孔出流特性方程形式与薄壁节流孔出流特性方程(1-1-28)有相同的形式,不同之处在于:通常  $C_0 = 0.82$ 。

3. 细长孔出流

当  $d/l > 4$  时的节流孔称为细长孔,孔内为层流时,如果忽略孔口起始段效应,则流量特性方程为:

$$Q = \frac{\pi d^4}{128 \mu l} p \tag{1-1-29}$$

二、3 种节流形式的特点及应用

3 种节流形式的出流特性方程可以统一表达为:  $Q = K \cdot A_0 \cdot (\rho p)^m$ 。

- 式中:  $m$  ——由节流孔几何特征决定的指数,  $0.5 \leq m \leq 1$ ; 其极值对应于薄壁孔和标准细长孔。
- $K$  ——由节流孔形式及油液性质决定的出流特性系数。

对于细长孔,  $K = \frac{\pi \cdot d^4}{32 \mu l}$ ,  $K$  受粘度影响,因温度对粘度影响最大,因此其出流特性受系统温度影响,因此不宜用于液阻控制元件,此外,细长孔流量  $Q$  与压差  $p$  成正比,常用作液压阀中的阻尼控制元件,以改善运动平稳性。

对于薄壁孔和厚壁孔,  $K = C_0 \cdot \frac{2}{\rho}$ ,  $K$  仅与密度有关,不受油液粘度影响。薄壁孔长径比小,节流路径短,不易堵塞,且节流面积容易控制,因此常用来作控制阀中的液阻控制元件,以使  $Q$  较稳定。厚壁孔因出流特性不理想,应用很少。

第七节 液体在缝隙中的流动

缝隙流动是流体在两固体壁面所夹成的窄缝中流动。这里所说的缝隙是指缝隙的高度与其长度和宽度相比较通常是很小的。这种流动在液压元件中是经常会遇到的,如柱塞式油泵中

的柱塞与柱塞孔之间;滑履与斜盘之间以及转子端面与分油盘之间等都属于缝隙流动。

缝隙在液压元件中是必然会存在的,因为缝隙可使相对运动的两零件表面之间保存一层油膜,以增加润滑,减小摩擦和减轻零件表面磨损。但由于缝隙的存在,就会造成缝隙间的漏损和能量损失,如果缝隙不均匀,还会使有些零件(如滑阀中的阀芯)受力不均匀,而造成液压卡紧等问题。因此缝隙的大小,对液压元件的性能有很大的影响。在近代机械工程中,人们已利用缝隙间的油膜来承受一定的外载荷,这种原理就是所谓的动压和静压支承。

一般来说,流体在缝隙中的流动是比较复杂的,但如果缝隙高度比起长度和宽度来说小得很多的话,我们可以认为缝隙的流动为层流运动。工程上的缝隙形式是各种各样的,而基本的形式主要有平行平板缝隙、圆环缝隙、倾斜平板缝隙等。

一、平行面缝隙流动

如图 1-1-10 所示为两固定平行板的压差流动,缝隙高度  $h$  恒定,长度为  $l$ ,宽度为  $b$ ,压差为  $p$ ,经理论推导可得流量方程:

$$Q = \frac{b \cdot h^3}{12 \mu l} p \tag{1-1-30}$$

分析式(1-1-30)可得如下结论:

$Q \propto h^3$ , 泄漏流量受缝隙高度影响最大,因此要控制泄漏量最有效的手段是提高配合面加工精度;

$Q \propto p$ , 压差增加,泄漏量增大,因此液压系统向高压发展,密封将变得困难,因而对配合面的加工精度提出更高的要求;

$Q \propto 1/l$ , 增加密封长度,可使泄漏减小,在有些液压元件中为了增加密封长度而采用多级密封;

$Q \propto b$ , 泄漏宽度增加,泄漏增加,因此要控制泄漏要尽量减小密封周长;

$Q \propto 1/\mu$ , 油液粘度减小可使泄漏增加,液压油温度升高引起油液变稀,粘度降低,因而引起泄漏增加,因此要必须严格选择适当粘度的液压油及控制液压系统的工作温度。

二、圆环缝隙流动

图 1-1-11 所示同心圆环缝隙流动可当作缝隙宽度为  $d$  的平板间隙流动,可求得流量表达式为:

$$Q = \frac{\pi d \cdot h^3}{12 \mu l} p \tag{1-1-31}$$

在实际生产中由于加工或装配误差,相配合的圆柱面往往存在偏心,例如柱塞和柱塞孔有时可能就不是同心的,而是有一个偏心量,这样就形成了偏心圆环缝隙,其流量计算公式如下 ( $e = e/h$ , 为偏心量,  $e = R - r$ ):

图 1-1-11 同心圆环缝隙流动

$$Q = \frac{\pi d \pi h^3}{12 \mu l} (1 + 1.5 \epsilon) p \quad (1-1-32)$$

由式(1-1-32)可知, 环形缝隙由于偏心使泄漏增加。如果  $\epsilon = 0$ , 相当于同心圆环缝隙的情况, 如果  $\epsilon = 1$ , 即:  $e = h$ , 这时通过偏心圆环缝隙的流量为同心时的 2.5 倍。因此为了减小泄漏, 应尽量使配合体之间保持同心。

### 三、楔形平面缝隙流动

如图 1-1-12a) 所示, 设上平板相对下平板倾斜某一角度, 缝隙  $h$  是随  $x$  而增加的, 假定入口的缝隙高度为  $h_1$ , 出口的缝隙  $h_2$ ,  $h_1 < h_2$ 。设入口距离为  $x$  的位置缝隙为  $h$ , 压力为  $p$ , 在  $x + dx$  处压力为  $p - dp$ , 可以将  $dx$  这微段看作平行平面缝隙, 可推导出压力随缝隙高度变化的关系式为:

$$p = p_1 - p \frac{1 - (h_1/h)^2}{1 - (h_1/h_2)^2} \quad (1-1-33)$$

其中:  $h = h_1 + (h_2 - h_1) \pi x / l$   
 则压力  $p$  沿  $x$  方向分布规律为递减的凹函数, 如图 1-1-12b) 所示。

如图 1-1-13a) 所示, 如果两平板之间形成渐缩形缝隙, 则  $h_1 > h_2$ , 压力沿  $x$

图 1-1-12 液体在渐扩形平面缝隙中的流动  
 方向分布函数仍为 1-1-33, 此时, 曲线形状为递减的凸函数, 如图 1-1-13b) 所示。

如图 1-1-14 所示, 如果柱塞和柱塞孔之间形成渐扩形缝隙的压差流动, 柱塞与柱塞孔有向上的偏心, 上部缝隙中压力分布曲线为 A, 下部缝隙中压力分布曲线为 B, 由于偏心的存在, A 比 B 的凹度大。因此在上、下缝隙之间就会产生作用于柱塞上的不平衡力, 其作用力方向指向偏心的方向。这样就会使得柱塞偏心加剧, 由此引起的不平衡力会变得更大。如此恶性循环, 直至柱塞贴紧柱塞腔, 加大摩擦力甚至卡死, 这就是液压卡紧现象。

图 1-1-13 液体在渐缩形平面缝隙中的流动

从上述分析可知, 液压卡紧的产生是由于加工和配合的误差而产生不平衡力引起的, 而不论制造和装配手段有多高的精度, 这种误差总是难以避免的。因此要消除或减轻液压卡紧, 只有在现有结构上采取措施, 减小柱塞上的不平衡力。消除液压卡紧最常用的方法是在柱塞上开环形平衡槽(图 1-1-15), 因通常缝隙都是很小的, 平衡槽的深度比缝隙大得多, 因而可以认为槽中各处的压力是相等的。这样, 平衡槽就把柱塞分成几段, 每一段的径向不平衡力就很小了, 各段加起来, 总的径向不平衡力也比原来小得多。因此可以有效地改善柱塞的受力情况。试验证实, 在滑阀的工作台肩上开一个平衡槽, 可使卡紧力(在加压下活塞停止片刻, 再使它移动所需的轴向力)减少到原来的 40%; 开 3 个等距的平衡槽可减少到原来的 6.3%; 开 7 条槽可

减少到 2.7%。平衡槽的尺寸可尽量小,宽度通常为 0.3~0.5mm,深为 0.8~1mm (一般为缝隙的 10 倍左右)。切槽时必须注意使槽的侧壁同柱塞的外表面垂直,以免油中污物楔入缝隙。当采用三角形或弧形截面的切槽时,应保证环槽在整个圆周上宽度不变,以防止这些槽中液体压力产生附加的不平衡侧向力。

图 1-1-14 液压卡紧产生的机理

图 1-1-15 平衡槽的作用

开平衡槽会减少封油长度,但开了平衡槽有助于保证同心,会减少因偏心的环形缝隙造成的泄漏量,所以开平衡槽反而常常使泄漏量减少。

如果柱塞存在一锥度且与柱塞孔装配有偏心,柱塞和柱塞孔之间沿液体流向形成渐缩形缝隙的压差流动,如图 1-1-16 所示。上部缝隙中压力分布曲线为 A,下部间隙中压力分布曲线为 B,由于偏心的存在,显然 A 比 B 的凸度大。因此在上下缝隙之间就会产生作用于柱塞上的不平衡力,其作用力方向使柱塞偏心减小,这样使得柱塞自动回正。在液压元件中,因配合缝隙的液体流向或压差是变化的。因此,渐缩形缝隙流动柱塞自动对中这一特点因反向流动时液压卡紧的存在而没有实际应用价值。

图 1-1-16 柱塞的自动对中

## 第八节 液压冲击、气穴与气蚀、振动和噪声

## 一、液压冲击

在液压系统中,控制元件或工作负载的状态发生突变时,由于液流和负载质量的惯性作用,致使系统中的局部压力急剧升高并交替变化,这种现象称为液压冲击。液压冲击所产生的冲击压力可高达正常工作压力的好几倍,常使得密封元件、管道或其他液压元件损坏,并产生振动和噪声,严重时可使系统完全破坏造成损失,如国外曾有飞机因液压冲击造成液压管道爆裂造成机毁人亡的事故。

在液压系统中,为了减轻液压冲击,主要可以采取以下措施:

1. 在容易出现液压冲击的地方设置限制压力上升的溢流阀;
2. 设容易出现液压冲击的地方安装适当的蓄能器;
3. 在油管出入口连接橡胶管来吸收油缸换向时的液压冲击能量;
4. 在满足工况的要求下采取各种措施增大阀门关闭时间;
5. 限制管中流速,例如在一般液压系统中最大流速限制在  $5 \sim 7 \text{ m/s}$ 。

## 二、气穴和气蚀

在液压系统管路或通道中,当局部压力过低到空气分离压以下时,溶解于油液中的空气大量从油中分离出来产生气泡,当压力继续降低到当时温度的饱和蒸汽压以下时,油液即汽化沸腾而产生大量气泡,这些气泡呈游离状态混杂在油液中,使原来充满在管道和元件中的液体成为不连续状态,这种现象称为气穴现象。

气穴现象的出现,对管路系统的正常工作极为不利。因为气穴现象所形成的气泡会被液流带到高压区而溃灭,此时气穴的体积将要急剧减小,当此过程在瞬间发生时,其周围的液体便以高速流向原来气泡所占据的容积。因而引起局部猛烈的液压冲击,使局部位置的压强和温度急剧上升,从而引起管路中强烈的噪声和振动,使系统性能变坏。液压附件的壳体和导管壁在反复的液压冲击作用,以及在高温下游离出来的空气中的氧气侵蚀下,其内壁表面容易受到腐蚀而剥落,这种现象称为气蚀。

在液压系统的节流部位上、突然开启的阀门上、在吸油不畅或安装过高的油泵吸油管入口处、液压马达在运转中突然停止或换向的地方,都有可能产生气穴现象。因此,要计算这些部位的压强,并规定不允许产生气穴现象的界限。由于油液的饱和蒸汽压比空气分离压要低得多,而且油液中不可避免地含有大量空气。所以在通常的液压系统中,以局部压强低于空气分离压作为产生气穴现象的标志。

为了防止气穴现象的发生,对于液压泵来讲,液压泵的管路特别是吸油管道要有足够的管径,在管路中尽量避免有狭窄处或急剧拐弯处,以保证吸油畅通,管路中各处的压强都不低于油液的空气分离压。

为了提高元件的抗气蚀能力,可增加零件的机械强度,采用抗腐蚀能力强的金属材料、并提高零件的表面光洁度,改善热处理,提高零件的表面质量。

## 三、振动和噪声

振动和噪声已成为公害而受到社会的关注,许多国家都提出不少法令和标准。目前液压技术朝高压、高速及大功率方向发展,噪声问题也越来越受到关注。

液压系统的振动(噪声)可分为机械振动(噪声)和流体振动(噪声),而且两大类振动产生

耦合作用,作用机理极为复杂,其理论研究是一个很复杂的问题。

振动和噪声是同一物理现象的两种表现,振动带来噪声,它影响着液压系统的正常工作和性能,缩短液压元件的寿命,使管道接头松动,引起漏油和破坏。

### (一)机械性噪声及防止

1. 泵和电机组是最大的噪声源:电机转子轴、电机端盖和框架的不同心,泵和电机的轴不同心等均会产生振动和噪声。这种振动和精度低的轴承以及回转件的动态不平衡结合起来,将会引起系统动力装置的结构性共振,大大扩大其噪声值。因此在安装时应注意校准水平,泵和电机的连接要使用弹性联轴节。对于地面大功率电机泵组可设计专用的隔声罩来进行噪声屏蔽;降低电机转速,有助于降低噪声,发生噪声的轴承要及时加润滑油。

2. 配管的安装对振动和噪声的传递产生很大影响。在布管时要尽量避免急剧的弯曲,不论是软管还是硬管都要用弹性托架或带弹性衬套的管夹系紧管道,以减少振动。

3. 把泵和电机安装在油箱上面,将会引起振动和噪声。因油箱表面积大,是一个最大的辐射源,在结构上不能避免这种情况时,必须在泵的安装板和油箱之间,装上一个厚的橡胶或弹性衬垫,以隔离由泵产生的噪声。

### (二)流体噪声及防止

1. 油泵是主要的流体噪声源。液压泵除了其回转体不平衡而产生机械振动外,在其排油过程中,其固有的周期性容积变化过程及由于液压泵困油现象,而产生的回油脉冲使液压泵输出脉动流量,作用在泵口的动态负载上产生压力脉动并引起管路振动和噪声。改善液压泵的流量品质,只可从泵的结构设计中加以考虑。如在柱塞泵中配油盘上设置预压区和减压区,齿轮泵中齿轮模数及轮齿数的合理设计,叶片泵中过渡曲线的设计及提高加工精度等都可以改善泵的流量品质。

2. 液压系统中工作机构的突然换向或停止、工作负载的突然变化等都会引起管路系统产生压力冲击而引起管路振动产生噪声。因此要尽量防止系统产生液压冲击,如在容易产生液压冲击的地方加装蓄能器,在油缸油口连一段软管对减轻液压冲击都会产生积极作用。

3. 液压系统中气穴也是产生液压噪声的重要原因之一。当油液中出现游离的空气时,会产生局部高压和冲击,因此要尽量防止系统产生气穴。

4. 研究表明单纯从提高单个元件动态品质出发并不一定能设计出满意的低噪声液压系统,而元件之间的合理匹配和优化组合可从根本上改善系统固有动态品质而使系统流量脉动和压力脉动最低。而在系统回路及元件确定的情况下,可通过在管路安装专用的流体滤波器的方式吸收和反射压力脉动能量而改善系统固有特性,如在泵口安装缓冲瓶,在管路中安装直通蓄能器(一种专用于吸收压力脉动的广谱滤波器)等,都可以在一定程度上降低压力脉动和噪声。

## 第二章 液压泵和液压马达

现介绍液压泵(动力元件)和液压马达(执行元件)的压力、流量、效率、功率等基本参数,各种典型液压泵和液压马达的基本结构、工作原理、性能特点以及合理地选用这些元件的基本知识。

# 第一节 液压泵和液压马达的基本概念

## 一、液压泵和液压马达的作用、工作原理和分类

在液压传动中,液压泵和液压马达是能量转换装置。液压泵将驱动它工作的电动机(或其他发动机)输入的机械能转换为油液的压力能,是液压系统的“心脏”。

反过来液压马达则是将流动油液的压力能再转换为旋转运动形式的机械能。从原理上讲,液压泵和液压马达是可逆的,同类型的液压泵和液压马达在结构上是相似的。但由于使用目的不同,导致结构上的某些差异。有关液压马达的工作原理,在介绍液压泵过程中一并介绍。

现以液压千斤顶的液压泵为例说明液压泵的工作原理,如图 1-2-1 所示。当压杆 1 向下运动时,活塞 2 向上运动,使泵腔中体积扩大形成真空,于是单向阀 3 在弹簧作用下关闭,单向阀 6 在大气压作用下打开,液体经吸油管 5 吸入泵腔内。当压杆向上时,活塞 2 向下运动,腔内油压上升,单向阀 6 关闭,而将单向阀 3 推开,油液经油管 4 排出。这就是最简单的单缸活塞泵的工作原理。从上述泵的工作过程,可以得出液压泵工作的必要条件:

- (1)具有良好密封的工作容腔。
- (2)具有合适的配油关系,吸油过程与压油过程互不相通;吸油时与液压油箱相通,油箱液面受的压强越大,吸油性越好;排油时与外负载相通,外负载越大,排出压力越高。
- (3)由吸油腔体积扩大吸入工作液体,靠压油腔体积缩小排出(相同体积的)液体。即液压泵靠“容积变化”进行工作(转变成液体的压力能)。
- (4)具有使工作容积发生增大和减小的动力源。单位时间里油量排出多少,与单位时间内动力源转速或往返作用次数成正比。

液压泵(马达)的类型很多,按排量是否可调分为:定量泵(马达)和变量泵(马达),按结构形式可作如图 1-2-2 的分类。

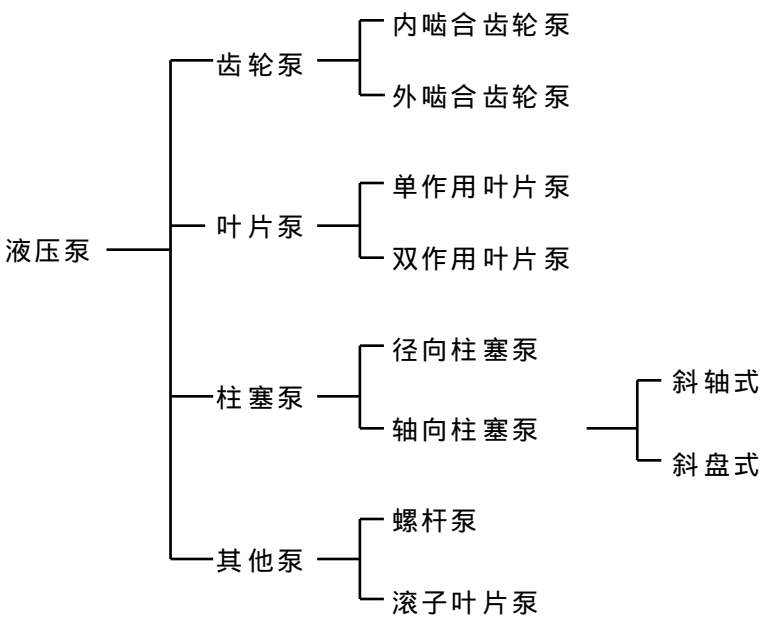


图 1-2-1 液压泵工作原理  
1-压杆; 2-活塞; 3、6-单向阀; 4-排油管; 5-吸油管

图 1-2-2 液压泵(马达)分类

## 二、液压泵和液压马达的基本参数

### (一) 液压泵的基本参数



1. 压力

液压泵的工作压力主要由执行机构所驱动的负载所决定,负载增大时,压力升高,负载减小时,压力降低。如果负载由于故障而无限增大,泵的压力便无限升高,直至使机件破坏。这就是液压系统中常设置安全阀,限制泵的最大压力,起过载保护作用的原因。

液压泵压力参数有额定压力与最高压力之分。额定压力是指在连续运转情况下所允许使用的工作压力,在这个压力下可以保证泵较高的容积效率和使用寿命。但是额定压力不是泵工作时的实际压力,泵工作时的实际压力取决于外负载和管路阻力。最大压力是指泵在短时间内超载所允许的极限压力,由液压系统的安全阀限定,主要由密封性能和零件强度所决定,在此情况下,油泵仍能满足允许的最低容积效率要求。

2. 排量、流量和容积效率

液压泵的排量是指泵每旋转一个弧度或每旋转一周所排出液体的体积,以  $q_p$  表示。排量恒定不可调节的泵,称为定量泵,排量可变的泵,则称为变量泵。

液压泵的流量是指泵在单位时间内排出液体的体积,以  $Q_p$  表示。流量等于排量与转速的乘积或等于排量与角速度 的乘积。液压泵的流量有理论流量和实际流量之分。因为在一定压力下工作的液压泵,其中部分零部件间存在着相对运动,要求有配合间隙,所以油泵工作腔里的油液不可避免地要经间隙产生泄漏,漏油总是从高压往低压处泄漏,有内泄漏和外泄漏之分。若泄漏流量为  $Q_p$ ,则可得实际流量  $Q_p$  与理论流量  $Q_{p0}$ 之间的关系为:

$$Q_{p0} = q_p i \alpha \tag{1-2-1}$$

$$Q_p = Q_{p0} - Q_p \tag{1-2-2}$$

液压泵的泄漏程度可用容积效率来表示,它等于液压泵输出流量的实际值与理论值之比,即:

$$\eta_{pv} = Q_p / Q_{p0} \tag{1-2-3}$$

液压泵的排量仅取决于泵的结构参数,在转速恒定的情况下,液压泵的理论流量是一个定值,而与工作压力无关。但泵的实际流量随着压力的升高而减小,因为压力增高,泄漏量增加,泵的实际流量就不再是个恒定量。同理液压泵的容积效率也随泵的工作压力升高而降低。实际上,由于泵在零压下的泄漏损失很小,容积效率接近 100%。所以常把泵在零压下的流量作为理论流量,在某一压力下的容积效率即为该压力下泵的实际流量与泵在零压下(空载运行)流量的比值。常见液压泵的容积效率如表 1-2-1 所示。

液压泵的转速有额定转速和最高转速之分。额定转速即是泵的正常工作转速,在该转速下,泵具有一定的自吸能力和最高效率,寿命长、振动噪声小。最高转速是泵的允许达到的转速上限,但处于最高转速下工作的液压泵工作条件会变坏,因而只能作短时间运行,不宜长期工作。

常见液压泵容积效率 表 1-2-1

效 率	齿 轮 泵	叶 片 泵	柱 塞 泵
容积效率 $\eta_{pv}$	0.7 ~ 0.9	0.8 ~ 0.95	0.85 ~ 0.98
总效率 $\eta_p$	0.6 ~ 0.8	0.75 ~ 0.85	0.75 ~ 0.9

3. 转矩和机械效率

外部动力机械经泵传动轴传给泵的转矩叫输入转矩  $M_p$ (实际值),用于输送压力油液的转矩是理论转矩  $M_{p0}$ ,二者相差一个转矩损失值  $M$ ,用于克服零件相对运动的摩擦损失及液体粘性阻力损失。机械效率  $\eta_{pm}$  可用下式表示:

$$\rho_m = M_{p0} / M_p \tag{1-2-4}$$

4. 功率和总效率

液压泵的实际输出功率  $P_p$  与输入功率  $P_{pi}$  之比就是总效率  $\rho$ 。它反映泵对输入功率的有效利用程度,总效率又应等于两项分效率——容积效率和机械效率的乘积。表 1-2-1 列举了常见几种泵的总效率。

$$\rho = \rho_v \cdot \rho_m \tag{1-2-5}$$

液压泵的输入功率为:

$$P_{pi} = P_p / \rho \tag{1-2-6}$$

5. 自吸能力

液压泵的自吸能力是指泵在额定转速下,从低于液压泵进口以下的开式液压油箱中自行吸油的能力。自吸能力的大小,常以吸油高度(油箱液面与泵吸油口中心线的距离)或真空度来表示。一般油泵安装位置使吸油高度不宜过大,否则将造成吸油不充分或油泵吸油口处的绝对压力小于液压油的气体分离压力,甚至小于液压油的饱和蒸汽压力而吸入大量气体,产生气穴和气蚀,使泵的工作环境恶化。一般泵的吸油高度不超过 500mm。对吸油能力差的泵,为了保证正常工作,应采取以下措施:

- 使油箱液面高于泵的进油口中心线标高,即形成负吸油高度,靠油的自重强制向泵内供油;
- 采用压力油箱,在密闭油箱液面上加压 0.05 ~ 0.25MPa,向泵内强制供油;
- 采用补油泵向主泵中强制供油,补油泵压力一般为 0.3 ~ 0.7MPa。

(二) 液压马达的基本参数

液压马达的基本参数与液压泵的分析方法类似。

1. 排量、流量和容积效率

液压马达每旋转一弧度所排出的液体体积称为排量,与液压泵相同,液压马达的排量取决于液压马达的具体结构,而与液压马达的工况无关,是一个理论值。液压马达每单位时间排出的液体体积称为流量。显然,液压马达的理论流量  $Q_{m0}$  也等于排量与角速度的乘积。即:

$$Q_{m0} = q_m \cdot \omega \tag{1-2-7}$$

排量不变的液压马达叫定量马达;排量可调的液压马达称为变量马达。液压马达的流量有实际输入流量和理论流量之分。由于理论流量和泄漏流量方向相同,因此理论流量小于实际流量  $Q_m$ ,泄漏流量等于实际流量减去理论流量,其容积效率定义为理论流量和实际流量之比,常见马达容积效率见表 1-2-2。

常见液压马达容积效率					表 1-2-2
型式 效率	外啮合 齿轮 马达	内啮合 齿轮 马达	叶片 马达	径向 柱塞 马达	轴向 柱塞 马达
容积效率 $\rho_v$	0.8 ~ 0.9	0.85 ~ 0.9	0.88 ~ 0.94	0.90 ~ 0.98	0.93 ~ 0.98
总效率 $\rho$	0.6 ~ 0.9	0.6 ~ 0.95	0.75 ~ 0.9	0.80 ~ 0.92	0.85 ~ 0.95

$$\rho_v = Q_{m0} / Q_m \tag{1-2-8}$$

注意这里的容积效率定义与液压泵的容积效率定义不同:液压泵的容积效率是实际值与理论值之比。

2. 转矩和机械效率

液压马达机械效率等于实际输出转矩  $M_m$  与理论转矩  $M_{m0}$  之比,即:

$\eta_m = M_m / M_{m0}$  (1-2-9)

对液压马达,希望有较高的机械效率,特别是起动时的机械效率,以便获得较大的起动转矩。液压马达的起动转矩是指在额定压力下,马达从静止状态到即将起动状态( 马达转速为零)时输出轴上所产生的转矩,即在额定压力下起动时的实际输出转矩。这时的效率就称为起动机械效率,受静摩擦力矩影响。常见液压马达起动机械效率,见表 1-2-3。

常见液压马达起动机械效率 表 1-2-3

马 达 型 式	外 啮 合 齿 轮 马 达	内 啮 合 齿 轮 马 达	叶 片 马 达	径 向 柱 塞 马 达	轴 向 柱 塞 马 达
起 动 机 械 效 率 ( % )	70 ~ 80	75 ~ 85	70 ~ 90	85 ~ 95	80 ~ 90

3. 转速

液压马达输出转速为：

$n = Q_m \cdot i_{mv} / q_m$  (1-2-10)

对液压马达常常规定最高转速和最低稳定转速,即给出液压马达的转速范围,并且依此分为高速马达和低速马达。

4. 液压马达的制动性能

当液压马达进出油口关闭时,由于负荷的作用,在高压闭锁腔仍有泄漏发生,导致液压马达输出轴慢慢滑转。这种性质又称为液压马达的滑移特性。马达的密封性越好,滑转也越小,而且负载力矩和油液粘度不同时,马达的滑转值也不同。

马达的制动性能通常用额定转矩作用下的滑移值来评定,实际上由于马达不可避免地存在泄漏,因而无法保证完全制动。必要时应加制动器才能可靠地停车。在各种液压马达中,柱塞式液压马达的制动性能最好。

5. 总效率

液压马达的总效率等于实际输出功率  $p_m$  和输入功率  $p_{mi}$  的比值,并等于容积效率与机械效率的乘积。即：

$\eta_m = \eta_{mv} \cdot \eta_{mm}$  (1-2-11)

液压马达的机械效率影响其起动特性,如果机械效率太低,起动转矩小,势必起动困难。液压马达的容积效率则影响马达的制动特性,如果容积效率低,即泄漏量太大,则导致制动缓慢。

第二节 齿轮液压泵和齿轮液压马达

一、齿轮液压泵

齿轮液压泵是一种定量泵,具有结构简单、紧凑、成本低、工作可靠、使用维修方便、自吸性能好及滤油精度要求不高等优点,因此在液压系统中得到了广泛的应用。目前我国生产的适用于工程机械使用的中、高压齿轮泵,其压力已可达 21M Pa 以上。

齿轮泵一般可分为外啮合和内啮合两种。二

图 1-2-3 外啮合齿轮泵工作原理

者对比,内啮合齿轮泵结构紧凑,运转平稳,噪声小,有良好的高速性能,但加工复杂,流量脉动大,高压低速时容积效率低;外啮合齿轮泵工艺简单、加工方便。所以,目前渐开线圆柱直齿形的外啮合齿轮泵使用得比较多。

(一) 齿轮泵工作原理

外啮合齿轮泵的工作原理如图 1-2-3 所示。在泵体内,一对互相啮合的齿轮与泵体相配合,把泵体内部分为上下两个互不相通的空腔,分别与排油口和进油口相通。当主动轴带动齿轮按图 1-2-3 所示方向旋转时,在下腔,由于一对对牙齿脱开,形成局部真空,油箱内的油液在大气压力作用下吸入下腔,填满牙齿脱开时所形成的空间,随着齿轮的旋转,吸满的油液被带往上腔;在上腔,由于一对对牙齿相继啮合(一个齿轮的牙齿进入另一齿轮的齿谷),齿间的油液被挤压出来而排到泵外。这样齿轮不停地旋转,则下腔和上腔不断地吸油和排油。

(二) 外啮合齿轮泵排量计算

齿轮泵的排量就是主动齿轮旋转一弧度时,两个齿轮的齿间从吸油腔带入压油腔的油液体积。若先假设齿间的工作容积等于牙齿的体积,则齿轮泵的排量就等于一个齿轮的齿间容积和其牙齿体积总和的环形体积除以 2。

$$\begin{aligned} q_p &= \frac{1}{2} \pi D h B / 2 \\ &= Z h B m^2 \quad (m^3 / r) \end{aligned} \tag{1-2-12}$$

式中: D——齿轮节圆直径,m;  
h——齿轮有效工作高度( $h= 2m$ ),m;  
B——齿轮宽度,m;  
m——齿轮模数,m。

实际上,齿间的容积比牙齿的体积稍大一些,特别是修正齿轮的排量比按上式计算的值要大一些,且齿数越少,差值越大。考虑这一因素,引进修正系数 K (值为 1.05 ~ 1.15),因此齿轮泵的排量公式为:

$$q_p = K \pi Z h B m^2 \quad (m^3 / r) \tag{1-2-13}$$

齿轮在旋转的过程中,对应于牙齿的不同啮合位置,排油腔排出油液的体积是不同的,这就造成齿轮泵的流量是脉动的。流量脉动的大小与轮齿啮合长度有关,啮合长度长,流量脉动就大,当齿轮节圆直径相同时,齿数越多,则啮合长度变小,流量脉动减小。但这样会使泵的流量减小,此时 Z 增大而 m 减小。因此齿轮泵齿轮 Z 选择要适当,低压齿轮泵的齿数一般取 13 ~ 19,高压齿轮泵齿数 Z 一般取 6 ~ 13。

为了保证齿轮泵的正常工作,使吸油腔与压油腔被齿与齿的啮合接触线隔开而不连通,就要求齿轮的重叠系数 大于 1,通常取 = 1.05 ~ 1.1。由于重叠系数大于 1,当一对轮齿尚未脱开啮合前,后一对轮齿就开始进入啮合。在这一小段时间内,同时有两对轮齿进入啮合,在它们之间形成一个封闭的容腔,称为闭死容积。由于闭死容积在两对轮齿啮合过程中其大小是变化的,当容积减小时,会造成液体压力的急剧升高而产生瞬时压力冲击,而当容积增大时,会形成局部真空,这种现象称为困油现象。困油现象使齿轮泵工作时产生噪声,容积效率降低,并影响齿轮泵的工作平稳性和寿命。为减轻困油现象造成的危害,可在结构上采取措施,一般是在侧板或轴套上开卸荷沟槽。

在齿轮泵的总容积损失中,主要有齿轮端面间隙漏损和径向间隙漏损,但端面间隙漏损约占总漏损的 75% ~ 80%。所以对高压齿轮泵,为了提高容积效率,一般采用浮动轴套或浮动侧板,通过施加外力(弹簧力)或利用泵口压力使轴向间隙能自动补偿。

## 二、齿轮液压马达

齿轮液压马达工作原理如图 1-2-4 所示。

当高压油进入齿轮马达的进油腔(由齿 1、2、3 和 1、2、3、4 的表面以及泵体和端盖的有关内表面组成)之后,由于啮合点半径  $x$  和  $y$  永远小于齿顶圆半径,因而在齿 1 和 2 的齿面上,便产生如箭头所示的不平衡的液压力。该液压力就相对于轴线  $O_1$  和  $O_2$  产生转矩。在该转矩的作用下,齿轮马达按图示箭头方向旋转,拖动外负载做功。

随着齿轮的旋转,齿 1 和 1 所扫过的容积要比齿 3 和 4 所扫过的容积小,这样进油腔的容积不断增加,高压油便不断进入。同时又被不断地带入回油腔排出。这就是齿轮马达按容积变化进行

图 1-2-4 齿轮液压马达工作原理

工作的原理。

在齿轮马达的排量一定时,马达的输出轴转速只与输入流量有关,而输出转矩随外负载而变化。随着齿轮的旋转,啮合点是在不断变化的(即  $x$  和  $y$  是变量),即输入的瞬时流量为一定值时,齿轮马达的输出转速和输出转矩也是脉动的。所以齿轮马达的低速性能不好。

齿轮马达和齿轮泵的结构基本一致,但由于齿轮马达需要带负载起动,而且要能正、反方向旋转,所以齿轮马达在实际结构上和齿轮泵还是有差别的,主要体现在以下几个方面:

- (1)进、出油通道对称,孔径相同。以便正、反转时性能一样。
- (2)采用外泄漏油孔。因为马达回油有背压,另一方面马达正、反转时,其进回油腔也互相变化。如果采用内部泄油,容易将轴端密封冲坏,所以齿轮马达与齿轮泵不同,必须采用外泄漏油孔。
- (3)轴向间隙自动补偿的浮动侧板,必须适应正、反转时都能工作的结构。同时解决困油现象的卸荷槽必须是对称布置的结构。
- (4)应用滚动轴承较多,主要为了减少摩擦损失而改善起动性能。

## 第三节 叶片液压泵和叶片液压马达

### 一、叶片液压泵

叶片泵具有运动平稳、噪声小、流量均匀和容积效率高等优点。但也有自吸能力差、转速不宜太高,对液压油的污染比较敏感,结构较复杂等缺点。

叶片泵分单作用叶片泵和双作用叶片泵。单作用叶片泵可作变量泵使用,但工作压力较低,双作用叶片泵均为定量泵,工作压力可达  $6.5 \sim 14\text{MPa}$  或更高,在工程机械

图 1-2-5 单作用叶片泵工作原理  
1-转子;2-定子;3-叶片

上应用的一般都是双作用叶片泵。

(一)叶片泵工作原理

1. 单作用叶片泵

单作用式叶片泵的工作原理见图1-2-5。叶片泵主要由定子 2、转子 1、叶片 3 和配油盘、端盖等组成。定子具有圆柱形内表面,定子和转子间有偏心距  $e$ 。叶片装在转子槽中,并可在槽内滑动。当转子回转时,由于离心力的作用(有时还在叶片槽底部通进压力油),使叶片紧压在定子内壁。这样在定子、转子、叶片和配油盘之间形成若干个密闭的工作容腔,当转子旋转时,这些密闭的工作容腔是在变化的,如按图 1-2-5 所示方向旋转时在图的右半部叶片间的工作容腔容积由小到大变化,形成吸油过程;在图的左半部,叶片间的工作容腔容积由大到小变化,形成排油过程。两侧的配油盘紧贴在定子上,与转子和叶片间有一定的间隙。配油盘上的右边腰形口为吸油窗口,与其对称的腰形口为排油窗口。由于两窗口之间的距离大于相邻两叶片间的距离,因此形成封油区,将吸油腔和排油腔隔开。转子每转一周,每个工作容腔完成一次吸油和排油,因此称为单作用式叶片泵。它的主要缺点是转子受到来自排油腔的单向压力,使轴承上所受的载荷较大即径向力不平衡,因此也称为非卸荷式叶片泵。这种泵不宜用在高压。它的优点是当改变转子和定子的偏心距  $e$  时,可改变泵的排量,因而可制成变量泵。

单作用叶片泵排量计算公式为:

$$q_p = 2R \cdot \pi B \cdot e \quad (m^3/r) \tag{1-2-14}$$

式中:  $R$ ——定子半径,  $m$  ;

$e$ ——偏心距,  $m$  ;

$B$ ——转子宽度,  $m$  。

2. 双作用叶片泵

双作用式叶片泵的工作原理见图 1-2-6。该泵也是由定子 1、转子 2、叶片 4 和配油盘 3、端盖等组成。转子和定子中心重合,定子内表面近似椭圆形,由两段长半径为  $R$  和两段短半径为  $r$  的圆弧和四段过渡曲线组成,在转子每转一周的过程中,每个工作容腔完成两次吸油和排油,所以称为双作用式叶片泵。如图 1-2-6 所示,当转子顺时针方向旋转时,与配油窗口 II 和 IV 相通的叶片工作腔容积增加,液压油由吸油口吸入,与配油窗口 I 和 III 相通的叶片工作腔容积减小,液压油由排油口排出。这种泵由于有两个吸油区和排油区,并各自对称,所以作用在转子上的液压力互相平衡,因此也称为卸荷式叶片泵。为了使径向力完全平衡,工作油腔数(即叶片数)应当是偶数。由于这种泵的转子与定子是保持同心的,所以排量是固定的。与单作用叶片泵相比,同样体积可得到较大流量,且流量均匀。

图 1-2-6 双作用叶片泵工作原理  
1-定子;2-转子;3-配油盘;4-叶片

双作用叶片泵平均流量计算公式为:

$$q_p = (R^2 - r^2) \cdot \pi B \quad (m^3/r) \tag{1-2-15}$$

式中：R——定子长半径,m；  
r——定子短半径,m；  
B——转子宽度,m。

(二)叶片油泵的使用要点

- (1)为了使叶片泵可靠地吸油,其转速必须在 500 ~ 1500r/m in 的范围,转速太低时,叶片不能紧压定子的内表面和吸油;转速过高则造成泵的“吸空”现象,泵的工作不正常。油的粘度在 2.5 E50 ~ 5 E50 之间,粘度太大,吸油阻力增大;油液过稀因间隙影响,真空度不够,都会对吸油造成不良影响。
- (2)叶片泵对油中的污物很敏感,工作可靠性较差,油液不清洁会使叶片卡死,因此必须注意油液良好过滤和环境清洁。
- (3)因泵的叶片有安装倾角,故转子只允许单向旋转,不应反向使用,否则会使叶片折断。

二、叶片液压马达

双作用叶片马达的工作原理如图 1-2-7 所示。  
液压马达是将液压能转换为机械能的液压元件。因此其进油腔必须是高压油,而出油腔为低压油。因为叶片 2、6 位于高压腔之中,且径向放置,叶片两侧受高压,相邻叶片 1 和 3 的相关表面受高压作用,而且叶片 3 伸出面积大于叶片 1 伸出面积,因此产生转矩。同理,叶片 7 伸出面积大于叶片 5 的伸出面积,也产生转矩,其合成转矩驱动转子旋转并带动外负载做功。这就是叶片马达的工作原理。

图 1-2-7 双作用叶片马达  
工作原理

第四节 柱塞式液压泵和柱塞式液压马达

柱塞式液压泵是利用柱塞在缸体柱塞孔中作往复运动时,产生的容积变化来进行工作的。由于柱塞和柱塞孔都是圆柱形零件,加工时可以达到很高的配合精度。因此容积效率高,一般都作为高压泵。根据柱塞分布方向的不同,柱塞泵分为径向柱塞泵和轴向柱塞泵。

一、径向柱塞式液压泵和径向柱塞马达

(一)径向柱塞式液压泵

柱塞轴线与缸体轴线垂直的柱塞泵称为径向柱塞泵,按其配流(吸油和排油)方式的不同,又可以分为配流轴式和配流阀式两种结构型式。

1. 配流轴式径向柱塞泵

配流轴式径向柱塞泵的工作原理见图 1-2-8。我们通常说的径向柱塞泵往往是指这种泵。泵由柱塞 1、定子 2、缸体(转子)3,配流衬套 4 和配流轴 5 等基本零部件组成。柱塞沿径向呈辐射状安装在缸体中,依靠离心力的作用(有些结构是靠弹簧或低压补油的作用)头

图 1-2-8 配流轴式径向柱塞泵工作原理  
1-柱塞;2-定子;3-缸体(转子);4-配流衬套;5-配流轴

部顶在定子的内壁上。由于定子和转子间有偏心距  $e$ , 所以当传动轴带动转子旋转时, 柱塞就在缸体内往复运动。当转子顺时针旋转时, 柱塞绕经上半周时向外伸出, 底部工作柱塞腔容积逐渐增大, 形成局部真空, 通过配油衬套上的油孔从配流轴的进油口吸油。当柱塞转到下半周时, 定子内壁将柱塞向里推, 柱塞底部的工作容积逐渐减小, 向配流轴的排油口压油。配流轴是一根不动的心轴, 油液从上半部的两个油孔吸入, 从下半部的两个油孔排出。在吸油腔和排油腔之间有封油区。如果改变偏心距  $e$  的大小, 就可以调节泵的流量; 如改变偏心距  $e$  的方向, 进、出油口就可以互相变换。因此, 这种径向柱塞泵的流量调节和换向比较方便。

这种类型的径向柱塞泵由于采用配流轴配油, 为了防止配合面卡死, 往往需要较大的配合间隙, 由于间隙泄漏的影响, 使压力提高受到限制, 通常不超过  $20\text{ MPa}$ 。由于体积和质量较大, 工程机械上目前较少使用。

## 2. 配流阀式径向柱塞泵

配流阀式径向柱塞泵工作原理可由图 1-2-9 来说明。曲轴 1 的旋转运动带动柱塞 2 作往复运动, 当柱塞 2 向左运动时, 柱塞油腔容积增大, 形成真空, 将进油单向阀 5 打开, 从油箱吸油, 此时排油单向阀 6 因压力作用而关闭; 当柱塞向右运动时, 柱塞油腔容积减小, 油液冲开排油单向阀 6 进入工作系统, 此时吸油单向阀 5 因油压作用而关闭。这样, 曲轴不停地旋转, 泵也就不停地吸油和排油。

图 1-2-9 配流阀式径向柱塞泵工作原理  
1-曲轴; 2-柱塞; 3-连杆; 4-泵体; 5-进油单向阀; 6-排油单向阀

国产  $1\text{ m}^3$  履带挖掘机上的 JB 型曲轴式径向柱塞泵, 其额定工作压力为  $32\text{ MPa}$ 、额定转速为  $1500\text{ r/min}$ 。理论流量为  $150\text{ L/min}$ , 我国还生产有  $86$ 、 $110\text{ L/min}$  两种规格。该泵由两组直列对称布置的柱塞组成, 每组 3 个柱塞。它的出油口可以合并起来作为一个泵使用, 流量较大; 也可以把两组分开作两个单泵使用。

这种泵采用阀式配流, 没有相对滑动的配合面, 柱塞受侧向力也较小, 因此对油的过滤要求低、工作压力比较高, 一般可达  $20 \sim 40\text{ MPa}$ 。而且耐冲击, 使用可靠、不易出故障、维修也较方便。采用阀式配流密封可靠, 因而容积效率可达  $95\%$  以上。但转速受限制, 高转速时单向阀的惯性大, 阀的启闭产生明显滞后, 导致泵的容积效率急剧下降。特别是吸油单向阀, 为减小吸油阻力, 弹簧往往比较软, 滞后更为严重。所以吸油单向阀的阀芯要求尽量做得轻。即使这样, 曲轴转速一般也不能超过  $2000\text{ r/min}$ 。

这种泵难以作成变量型式, 外形尺寸和质量都较大, 所以在移动式机械上应用较少。

## (二) 径向柱塞式液压马达

前面所叙述的液压马达, 其转速高、转矩小, 通常叫高速液压马达。而工程机械上的工作机构多为转速低而转矩大, 例如起重机的卷筒, 履带挖掘机的履带驱动轮等, 转速一般为  $100\text{ r/min}$  以下, 而转矩有时却要求若干个吨·米。因此使用高速马达时, 还必须装上减速装置, 使结构变得复杂, 如用低速大转矩马达直接驱动工作装置, 则机构可大为简化。

对工程机械来说, 马达具有较大的输出转矩才能实现低速, 否则就不能传递较大功率。而增大转矩, 根据马达转矩公式可知, 可增大压力  $P$  和排量  $q$  来达到。低速马达工作压力多在  $10 \sim 20\text{ MPa}$ , 有的达到  $25 \sim 30\text{ MPa}$ 。压力增高会受到材料强度的限制, 因而增大排量  $q$  是低速马



达增大转矩的主要方向。

径向柱塞式液压马达可分为单作用曲轴式和多作用内曲线式两大类。前者是以增加柱塞直径  $d$  为主的,而后者是以增大柱塞数和作用数  $x$  为主的。

1. 曲轴连杆式低速大转矩马达

曲轴连杆式低速大转矩马达是国内外应用较早的一种,国外也称“斯达发”(Staffa)马达。太原矿山机器厂已系列生产的 JM D 马达即属此种。其额定工作压力 16M Pa,最大工作压力 22M Pa,转速  $0 \sim 400\text{r/m in}$ ,排量  $0.201 \sim 6.140\text{L/转}$ 。

该马达工作原理可用图 1-2-10 示意。在壳体 1 的圆周放射状均匀布置了 5 个(或 7 个)缸。缸中的柱塞 2 通过球铰与连杆 3 相连接。连杆端部的圆柱面与曲轴 4 的偏心轮(偏心轮的圆心为  $O_1$ ,它与曲轴旋转中心  $O$  的偏心距  $OO_1 = e$ )相接触。曲轴的一端通过十字接头与配流轴 5 相连。配流轴上“隔墙”两侧分别为进油腔和排油腔。

图 1-2-10 曲轴连杆式马达工作原理  
1-壳体;2-柱塞;3-连杆;4-曲轴;5-配流轴

高压油进入马达进油腔后,经过壳体的槽 、 、 引到相应的柱塞缸 、 、 中去。高压油产生的液压力作用于柱塞顶部,并通过连杆传递到曲轴的偏心轮上。例如柱塞 作用在偏心轮上的力为  $N$ ,这个力的方向沿着连杆的中心线,指向偏心轮的圆心  $O_1$ ,作用力  $N$  可分解为两个力:法向力  $F_f$ (力的作用线与连心线  $OO_1$  重合)和切向力  $T$ 。

切向力  $T$  对于曲轴的旋转中心  $O$  产生转矩,使曲轴绕逆时针方向旋转。

柱塞缸 和 也与此相似,只是由于它们相对于主轴的位置不同,所以产生转矩的大小与缸 不同。使曲轴旋转的总转矩应等于与高压腔相通的柱塞缸(在图 1-2-10 所示情况下为 、 、 )所产生的转矩之和。

曲轴旋转时,缸 、 、 的容积增大, 、 的容积变小,油液通过壳体油道 、 经配流轴的排油腔排出。

当配流轴随马达转过一个角度后,配流轴“隔墙”封闭了油道 ,此时缸 3 与高、低压腔均不相通,缸 、缸 通高压油,使马达产生转矩,缸 和缸 排油。当曲轴连同配流轴再转过一个角度后,缸 、 、 通高压油,使马达产生转矩,缸 、 排油,由于配流轴随曲轴一起旋转,进油腔和排油腔分别依次与各柱塞缸接通,从而保证曲轴连续旋转。

将马达的进出油口对换后,可实现马达的正、反转。

以上是壳体固定、曲轴旋转的情况。如果将曲轴固定,进、排油管直接接到配流轴中,就能达到外壳旋转的目的。外壳旋转的马达用来驱动车轮、卷筒十分方便。

曲轴连杆式马达的结构比较简单,工作比较可靠。是应用较多的一种低速马达。但连杆球头的加工、壳体通道的铸造均较困难。

这种马达尚有以下不足之处有待进一步改进:

单作用马达本身液压不平衡力引起径向载荷较大,将影响轴承寿命。

连杆大端与曲轴接触面和小端球铰处的比压较大,磨损较严重,有时会发生咬合。

起动转矩比较小。连杆鞍形底面摩擦损失是引起马达转矩损失的主要原因,除此之外,柱塞和缸孔侧面、柱塞和连杆球头之间、配流轴和轴套之间均有摩擦,所以这种马达起动转矩较小,通常只有理论转矩的 80% ~ 85% 。

低速稳定性较差。五柱塞连杆马达脉动率约为 7.5% ,这样在高速运转时会造成压力脉动。低速时,转速显著不均匀,在 10r/min 以下即会产生所谓低速“爬行”现象。引起“爬行”不仅是因为马达脉动率,另一个重要原因是连杆底面比压较大,低速时润滑条件即滑动配合面处油膜厚度减薄,甚至破坏,以至转化为干摩擦,引起摩擦和发热急剧增大,从而造成马达转速不稳。摩擦力变化还会产生油压波动,加剧漏损,促使马达转速稳定性更差。因此,这种马达不宜在 10r/min 以下工作。

## 2. 内曲线径向柱塞式低速大转矩液压马达(简称内曲线马达)

内曲线低速大转矩马达是低速大转矩马达主要型式之一,其主要特点是作用数  $x \geq 3$  , 及其排量  $q$  较大。由于它具有结构紧凑、质量轻、传动转矩大、低速稳定性好、变速范围大、起动效率高等优点,故在许多部门得到越来越广泛的应用。

一个内曲线马达基本上都是由壳体(也称定子)、缸体(也称转子)、配油轴、柱塞和滚轮组等主要零件组成。

图 1-2-11 是汽车式起重机起升机构的内曲线马达的结构原理。其额定工作压力 25MPa、排量 0.32L/转。

壳体是整体式的,其上有 6 个形状相同的导轨曲面两条,每个导轨曲面可分成对称的 a、b 两段。缸体和输出轴通过螺栓连成一体。柱塞、滚轮组组成柱塞组件。缸体有 8 个径向布置的柱塞孔,柱塞安放其中。柱塞顶部做成大半径球面(或锥面)顶在滚轮组的横梁上。横梁呈矩形断面,可在缸体内的径向槽内沿直径方向滑动。滚轮在柱塞腔室内油压作用下顶在壳体的导轨曲面上,并在其上作纯滚动,推动缸体旋转。配流轴由微调凸轮限制其相对壳体周向固定不动。配流轴圆周上均匀分布 12 个配流窗口,这些窗口交替分成二组,通过配流轴的两个轴向孔分别和进回油口相通。每一组的 6 个配流窗口应分别对准 6 个同向半段曲面 a 或 b 上。微调凸轮就是为了校正因加工误差引起配油不准而设的。

以图 1-2-11 为例分析内曲线马达是如何转起来的。假定内曲线的 a 段对应高压区,b 段对应低压区。在图示瞬时,柱塞一、五处于高压油的作用下;柱塞三、七处于回油状态;柱塞二、六、四、八处于过渡状态(即高低压均不通)。柱塞一、五在压力油的作用下产生轴向推力  $P$  (径向力),作用在滚轮组的横梁上。使滚子紧紧压在曲线的轨道面上,于是产生一反作用力  $N$  ,  $N$  的径向分力  $P$  与柱塞轴向推力  $P$  平衡,切向分力  $T$  则经横梁传到缸体上,推动缸体沿顺时针旋转。随着缸体旋转,柱塞外伸,越过顶点进入 b 段,使其和回油相通,使柱塞内缩。柱塞滚轮组在 a 段向 b 段过渡的一瞬时,柱塞油孔被配油轴密封间隔封闭,此时柱塞应没有径向位移,以免发生困油(或气蚀)现象。凡处于相应于 a 段的柱塞都进油,处于 b 段的柱塞都回油,而设计时使曲线数(作用数  $x$ )和柱塞数不相等。因此总有一部分柱塞处于导轨曲面的 a 段(相应的总有一部分柱塞处于曲面的 b 段),使得缸体和输出轴能均匀地连续旋转。

图 1-2-11 内曲线马达

内曲线液压马达带动履带用于行走机构时,多做成双排的。两排柱塞处于一个缸体中,外形上如同一个液压马达。因此改变各排柱塞之间的组合,就相当于几个液压马达的不同组合,便能实现变速。

## 二、轴向柱塞式液压泵和马达

径向柱塞式液压泵的柱塞是径向排列的,这种泵的径向尺寸大、相对速度高、磨损大、惯性也大。如把柱塞改为轴向排列,那么既有径向柱塞泵密封良好、容积效率高的优点,又具有结构紧凑、外形尺寸小、惯性小的特点。根据传动轴与缸体是同一轴线还是与轴线相交,轴向柱塞泵(马达)从结构上可分为斜盘式和斜轴式两大类。

### (一)斜盘式轴向柱塞式液压泵(马达)

斜盘式轴向柱塞泵主要结构如图 1-2-12 所示。柱塞 3 的头部安装有滑靴,滑靴底面始终

图 1-2-12 轴向柱塞泵工作原理

1-传动轴;2-斜盘;3-柱塞;4-缸体;5-配油盘

贴着斜盘 2 平面运动。当缸体 4 带动柱塞旋转时,由于斜盘平面相对缸体平面存在一倾斜角,迫使柱塞在柱塞腔内作直线往复运动。如果缸体按图示 n 方向旋转,位于配油窗口 a 范围内的柱塞由下止点开始不断伸出,柱塞腔容积不断增大,直至上止点止。在这个过程中,柱塞腔刚好与配油盘吸油窗口相通,油液被吸入柱塞腔内,这是吸油过程。随着缸体的不断旋转,在配油窗口 b 范围内,柱塞在斜盘约束下由上止点开始不断进入腔内,柱塞腔容积不断减小,直至下止点止。在这个过程中,柱塞腔刚好与配油盘排油窗相通,油液通过排油窗排出。这就是排油过程。由此可见,缸体每转一周,各个柱塞有半周吸油、半周排油。如果缸体不断旋转,泵便能连续地吸油和排油。

设柱塞直径为 d,柱塞数为 Z,柱塞轴线分布圆直径为 R,斜盘倾角  $\alpha$ ,当缸体每转动一周时,每个柱塞在柱塞腔内的行程为  $2R \cdot \tan \alpha$ ,泵的排量为:

$$q_p = \frac{1}{4} d^2 \pi R \tan \alpha Z \pi n \quad (m^3/r) \quad (1-2-16)$$

从泵的排量公式(1-2-16)可以看出:柱塞直径 d、分布圆直径 D、柱塞数 Z 都是固定结构参数,并且当原动机确定以后传动轴转速 n 也是不变的量,要想改变泵输出流量的大小和方向,只可以通过改变斜盘倾角  $\alpha$  来实现。

(二) 变量机构

轴向柱塞泵通过变量机构改变斜盘倾斜角  $\alpha$  以改变输出流量的大小和方向。

变量机构的型式很多,按控制方式,可分为手动式、电动式、液动式、电液比例控制式等;按变量执行机构可分为机械式、液压伺服式等;按照性能参数可分为恒功率式、恒压式、恒流量等。各种型式的变量机械常常组合使用,现介绍几种典型的变量机构。

1. 手动机械变量机构

手动机械变量机构是最简单的变量机构,用于不经常变量的液压系统。变量时用手轮转动丝杠,丝杠上的螺母直线运动带动斜盘改变倾斜角实现变量。这种变量机构,由于采用手动操纵,操纵力小,不能在高压大流量下工作。

2. 手动伺服变量机构

该机构通过与斜盘连接的端部壳体上设计一个带负反馈的闭环伺服控制系统,用机械方式通过操纵伺服阀阀芯位移,利用变量泵本身出口压力油来操纵斜盘运动改变斜盘倾角来实现变量。如图 1-2-13 为手动伺服变量机构原理图,伺服变量机构由双边控制阀和差动变量缸组成。控制阀的阀套与变量活塞杆相连,变量缸的缸体与泵体相连。当控制阀处于中位时,变量缸两腔封闭,斜盘稳定在一定的位置。变量时,若控制阀芯向右移动,阀工作在左位机能,变量缸两腔都是泵出口压力,由于油缸两腔面积不同,变量活塞在差动液压力作用下向右运动,推动斜盘倾斜角增加,排量也随之增加。与此同时,由于阀套与活塞杆相连,阀套也向右移动逐步关闭油路回到中位状态,于是斜盘稳定在新的位置上。

反之,控制阀阀芯向左移动,阀右位机能工作,变量缸小腔接压力油,大腔与回油路相通,变量活塞在小腔液压力作用下向左移动,使斜盘倾角减小,排量也减小。同理,由于控制阀阀套的反馈移动,使斜盘稳定在新的位置。

这种利用机械反馈的伺服变量机构减少了控制力,大大提高了变量的性能和精度,变量信号输入可以是手动,也可以是电动。如用外部液压源则可实现远程无级变量。因此,这种变量型式广泛用于频繁变速的行走车辆、工程机械、机床等许多液压系统中。

3. 恒功率变量机构

恒功率变量机构是根据泵出口压力调节输出流量,使泵的输出流量与压力的乘积近似保持不变,即原动机输出功率大致保持恒定。变量机构原理如图 1-2-14 所示。恒功率变量机构

仍由双边控制阀和差动变量缸组成。与手动伺服变量机构不同的是控制阀 C 端由弹簧预压调定,D 端用控制油路接通泵出口管路。利用液压力与弹簧力平衡的关系控制变量活塞,改变斜盘倾角。工作原理与手动伺服变量机构类似。

图 1-2-13 手动伺服变量机构原理示意图

图 1-2-14 恒功率变量机构原理及特性图

为使泵功率为一恒值,理论上,泵出口压力与输出流量应保持双曲线关系。但是,实际泵的变量机构都是采用弹簧来控制的。因此只能用一段折线(一根弹簧)或两段折线(两根弹簧)来近似代替双曲线。

恒功率变量是常用的变量型式之一,能充分发挥原动机的功率效率,并使液压设备体积小、质量轻。常用于压力经常变化的压力机、重型设备及工程机械液压系统中。

## 第五节 液压泵和液压马达的选择和使用

前面介绍了齿轮式、叶片式、轴向柱塞式和径向柱塞式液压泵和液压马达,在工程机械上都有应用。在选择时,应根据主机工况、功率大小、元件效率、寿命和可靠性等进行全面分析、合理选择。下面根据泵和马达的性能介绍它们的选择。

### 一、液压泵的选择

选择液压泵时,首先应满足流压系统所提出的要求,例如工作压力,流量等。然后还应对泵的性能,成本等方面进行综合考虑,选择泵的型式。

选择泵的型式时,要使泵具有一定的压力储备,一般泵的额定工作压力应比系统压力略高。

工程机械液压系统应尽可能采用高压,以便重量轻、尺寸小。因此,泵和马达必须向高压和高转速方向发展。

液压泵转速的选择,必须根据主机的要求和泵允许的使用转速、寿命、可靠性等进行综合考虑。泵的使用转速不能超过泵最高转速。提高转速会使泵吸油不足、降低寿命,甚至会使泵先期破坏。

目前,在工程机械上广泛使用高压齿轮泵和柱塞泵。齿轮泵均为定量泵,只能用在定量液压系统中。

轴向柱塞泵在起重机械上应用斜盘式(ZB 型)较多,而在挖掘机中应用斜轴式较多。由于轴向柱塞泵易于实现变量,所以在定量泵系统和变量泵系统中均得到广泛应用。

由于齿轮泵的转动部分为对称旋转体,允许高速旋转,最高转速可达 6000 r/m in。但提高压力受到漏损的限制,由于采用浮动侧板,目前国产齿轮泵压力可达 16M Pa。齿轮泵的径向力不易平衡,提高压力会使轴承负载过大。

齿轮泵具有成本低,制造较简单,对油液的过滤要求较低等优点,因而在中小型工程机械上获得广泛应用。

## 二、液压马达的选择

高速马达的性能与同类型泵的性能相类同,不再详述。只介绍径向柱塞式大转矩马达的性能及其选择。

使用压力是马达主要参数之一,多作用马达与单作用马达相比,由于柱塞较多,缸体本身受力平衡、主轴承不受径向载荷等原因,所以使用压力可较高。目前,国内、外多作用马达的额定工作压力可达 25 ~ 30M Pa,单作用马达则在 16 ~ 21M Pa 之间。

压力进一步提高,除效率限制外,对多作用马达则表现为滚轮轴承的寿命短,横梁传递切向力机构的比压和导轨接触应力较大。对单作用马达则为轴承和摩擦副寿命较短。

马达的转速决定于进口的流量,但对某一种马达来说,由于惯性力的影响和内部通道流速限制,有一个最高工作转速。例如内曲线马达柱塞加速度与其角速度的平方成正比,因此转速提高,防止柱塞组脱离轨道的背压也要随之提高,过高的背压会使损失增加、经济性下降。

马达的最高转速,随结构不同而异,就是同一系列的马达,随着排量增大,最高转速也迅速减小。多作用马达的柱塞组,在一转中往复次数多,所以最高转速比单作用马达低。例如排量 1L / 转左右时,多作用马达的转速一般不大于 150r/m in,而单作用马达的转速可达 300r/m in。

马达最低稳定转速单作用在 10r/m in 左右,质量好的可达 2r/m in,而多作用马达为 0.2 ~ 0.5r/m in。这主要是因为后者的流量脉动理论上可等于零的缘故。

马达效率随设计制造质量和使用条件不同而有较大的变化,但就一般而论,多作用马达的泄漏线长,特别是内漏的地方,密封长度短,最易泄漏。试验数据表明,内漏约为外漏的 8 ~ 10 倍,甚至更大。因此容积效率比单作用式低。质量好的可达 90% ~ 93%,后者为 93% ~ 95%。

效率的高低除影响最低稳定转速外还影响马达的起动转矩效率。

起动转矩效率是指起动时马达输出转矩与理论转矩之比。这一指标在有载起动的场合特别重要,例如起重机卷筒将重物吊在空中停下,过低的起动转矩甚至无法重新起动。影响起动转矩大小的因素主要是静摩擦阻力和马达转矩的脉动,因起动有可能正好在马达的最小转矩位置。单作用马达摩擦副多,有转矩脉动,所以起动转矩效率较小,约为 80% ~ 90%,多作用马达则可达 98%,往往比运转工况下的机械效率高,因为起动没有水力阻力损失,选择时应考虑马达的起动效率。

## 三、泵和马达的使用

要想使泵和马达获得满意的使用效果,单靠产品本身的高质量是不能完全保证的。在实际使用中,马达往往由于安装、使用、维护以及油路设计不当,在未到设计寿命期限就先期损坏。这里仅就与泵和马达直接有关的问题简述如下:

(一)使用条件不能超过泵和马达性能所允许范围

1. 转速、压力不能超过规定值。
2. 若泵旋转方向有规定,则不得反向旋转,特别是叶片泵和齿轮泵反向旋转可能会引起

低压密封甚至泵本身损坏。

3. 泵的自吸真空度应在规定范围内,否则会造成吸油不足而引起气蚀、噪声和振动。

4. 若泵入口规定有供油压力时,则应充分予以保证。

5. 通常对低速马达的回油口应有足够的背压,对内曲线马达更应如此,否则滚轮有可能脱离导轨曲面而产生撞击,轻则产生噪声降低寿命,重则击碎滚轮使整个马达破坏。一般背压值约为  $0.3 \sim 1 \text{ MPa}$ ,转速越高,背压应越高。

(二)安装时要充分考虑泵和马达的正常工作要求

1. 泵和马达与其他机械连接时要保证同心,或采用柔性连接。

2. 要了解泵和马达承受径向力的能力,不能承受径向力的泵和马达不得将皮带轮、齿轮等传动件直接装在输出轴上。

3. 具有相位微调机构的马达,调整后不得任意拨动。采用浮动配流机构的马达,其进、回油口应用软管连接,以保证配流机构的浮动性。

4. 泵和马达泄漏油管要畅通,一般不接背压。若泄漏油管太长或因某种需要而接背压时,其大小也不得超过低压密封所允许的数值。

5. 外接的泄漏油管应能保证壳体里充满油,防止停车时壳体里的油全部流回油箱。

6. 起动时,热元件不用冷油,冷元件不用热油,以防相对运动零件由于温差太大,膨胀不一,致使间隙缩小,产生咬死现象。为了避免上述现象发生,可使马达壳体的油口无背压回油箱。另一油口通过节流阀和背压油路相通,使马达壳体内有一定流量的预热油液循环流动。

7. 停机时间较长的泵和马达,不应满载起动,待空运转一段时间后,再行正常使用。

## 第三章 液 压 缸

液压缸是液压系统中的执行元件,用来执行直线往复运动或小于  $360^\circ$  的回转运动。其特点是:

1. 结构简单、制造容易、维修方便、工作可靠;
2. 重量轻、传力大、寿命长;
3. 运动惯性小、制动精度高、可作频繁换向;
4. 易于实现运控和自控。

因而,在工程机械、起重运输机械及矿山机械等类型机械中获得广泛应用。

### 第一节 液压油缸的种类和特点

液压缸的种类

为了满足不同型式机械的不同用途的需要,液压缸相应地具有多种结构和不同性能的类型。如按运动形式来分,可分为直线移动缸和摆动液压缸;按液压执行情况来分,有单作用缸和双作用缸;如按结构形式则又可分为活塞缸、柱塞缸、伸缩套筒缸和摆动缸。

(一)单作用柱塞式液压缸



图 1-3-1 为单作用柱塞式液压缸的工作原理。它主要由缸体 1、柱塞 2、导向套 3 和密封装置 4 等组成。

压力油从缸底部通油孔 5 进入,将柱塞连同柱塞上端所加的外负荷一起推起。柱塞返回通常是借助柱塞自重和外负载的压力,或用两个柱塞油缸对顶等办法复位。这样单作用柱塞缸的进、出油口同是一个通油孔。

导向套用来保持柱塞运动的纵向稳定性。密封装置是保持缸内高压油不外泄的重要措施,要求与柱塞表面接触的摩擦力要小,通常采用 V 形密封圈等。

柱塞总是在受压工作状态,且杆较长,因而柱塞直径都较粗,有时作成空心柱塞结构。又因柱塞不与液压缸内表面接触,所以液压缸筒内壁只需粗加工或不加工(如用无缝钢管时可不加工),因而使制造工艺简化。柱塞式液压缸常用作叉车的升举缸以及起重机的变幅缸和伸缩缸等,后者必须在臂架外于最大仰角时才能自行缩回。

图 1-3-1 柱塞式液压缸工作原理  
1-缸体;2-柱塞;3-导向套;4-密封装置;5-油孔

(二) 伸缩式套筒液压缸

图 1-3-2 是伸缩式套筒液压缸示意图。它由缸体、套筒和活塞等组成。缸体两端开有两个油口。缸体内孔与套筒活塞外圆配合,套筒内孔与活塞配合,可作相对滑动。套筒壁内开有油路,液压缸工作时行程可以相当长,但不工作时,体积却可以收缩得较小,也就是说,行程大而体积紧凑,一般各节套筒顺次伸出,液压缸的有效面积是逐级变化的。因此,在液压缸工作过程中,若液压缸的工作压力  $p$  及流量  $Q$  保持不变,则液压缸的推力及速度亦是逐级变化的。

这种液压缸的起动推力很大,随着行程的逐级伸长,推力随之逐渐减小,这种推力变化情况,正好与工程车辆负荷阻力(力矩)随液压缸行程的增大而减小的工况相吻合。伸缩套筒式液压缸常用于汽车起重机伸缩臂液压缸、自卸汽车用的翻斗液压缸等。

图 1-3-2 伸缩套筒式液压缸

(三) 活塞式液压缸

单杆双作用活塞式液压缸是各类液压机械应用最广泛的液压缸,图 1-3-3a)、b)、c)是油缸在 3 种不同工况时油路连接情况。

图 1-3-3a) 中压力油进入无杆腔  $A_1$  (设进油压力为  $p$ ) , 有杆腔  $A_2$  回油 (为简便起见, 设回油压力  $p_2$  为零) , 活塞运动速度为  $v_1= Q/ A_1$  , 作用力为  $P_1= p \cdot A_1$ 。

图 1-3-3 单杆双作用式液压缸工作原理图  
a) 无杆腔进油; b) 有杆腔进油; c) 差动连接

图 1-3-3b) 中压力油进入有杆腔  $A_2$  , 无杆腔  $A_1$  回油, 活塞运动速度为  $v_2= Q/ A_2$  , 作用力为  $P_2= p \cdot A_2$ 。

比较上述两种工况, 有:  $v_1 < v_2$ ;  $P_1 > P_2$  , 即由于油缸两腔有效作用面积不同, 无杆腔进油时牵引力大速度慢, 有杆腔进油时牵引力小速度快。这一特点与一般机械的作业要求基本相同, 即工作行程要求力大速度慢, 而回程时要求力小速度快。一般把  $v_2$  与  $v_1$  之比称为此种液压缸的速比, 用  $\lambda$  表示:

$$\lambda = v_2 / v_1 \tag{1-3-1}$$

在设计此种油缸时, 通常  $\lambda$  值可根据工作要求确定。

若将液压缸两腔连接起来 (图 1-3-3c) 通压力油, 这时液压缸两腔压力相同, 但活塞两边有效作用面积不同, 作用在活塞两边的液压力产生一个不平衡的合力  $P_3$  推动活塞向有杆腔方向运动, 这种连接方式称为差动连接。差动连接油缸推力  $P_3$  和速度  $v_3$  计算如下:

$$P_3 = p (A_1 - A_2) = p A_{杆} \tag{1-3-2}$$

$$v_3 = Q / A_{杆} \tag{1-3-3}$$

双杆双作用活塞液压缸, 两根活塞杆一般具有相同的直径, 活塞两边的有效作用面积相等。如果输入到两边的油液压力及流量相等, 液压缸正反向运动的速度和推力便完全一致。双杆双作用活塞缸的特点在于: 无论是活塞固定缸体移动还是缸体固定活塞移动, 其往返行程的速度和推力相等, 故可串联成同步机构或用于需要往返速度相同的工况。

(四) 摆动液压缸

摆动液压缸是执行往复回转摆动的液动机, 在结构上可分为单叶片和双叶片两种形式。单叶片摆动缸最大摆幅可达 300 °; 转速较高但输出转矩相对较小。双叶片摆动缸的最大摆幅不超过 150 °; 转速相对较慢但输出转矩较大。摆动液压缸由于能直接输出转矩, 故亦称摆动液压马达, 适用于半回转式 (小于 360 °) 机械的回转机构。在工程机械如小型挖掘机动臂的回转中有时采用摆动液压缸。

第二节 工程机械用液压缸

液压缸在工程机械上应用十分广泛。其使用条件有以下特点:

- 1. 工作强度高, 经常承受作用在工作装置上及由液压缸驱动的惯性质量引起的冲击压力。

- 2. 工作环境恶劣,经常在充满了泥水砂石及灰尘的环境中工作。
- 3. 工程机械大都是移动式设备。安装在其上的液压缸,质量要轻、体积要小(这种要求是靠提高系统工作压力来达到的)。所以质量轻、体积小、压力高也就成了工程机械用液压缸的一个特点。
- 4. 工程机械工作场所的环境温度变化大,要求液压缸所用材料能适应高温和低温。工程机械所用液压缸中以单杆双作用活塞式最多,下面着重介绍单杆双作用缸的结构特点。

一、单杆双作用液压缸的构造

图 1-3-4 为这种液压缸的结构图。它是由缸底 2、缸筒 11、缸盖 15、以及活塞 8 和活塞杆 12 等组成。缸筒一端与缸底焊接,另一端与缸盖采用螺纹连接,以便于拆装检修,两端设有油口 A

图 1-3-4 双作用单杆活塞液压缸结构图

1-油嘴;2-缸底;3-挡圈;4-卡键帽;5-卡键;6-小 Y 形密封圈;7-挡圈;8-活塞;9-支承环;10-O 形密封圈;11-缸筒;12-活塞杆;13-导向套;14-O 形密封圈;15-缸盖;16-Y 形密封圈;17-挡圈;18-定位销;19-防尘圈;20、21、22-耳环组件

和 B。利用卡键 5、卡键帽 4 和挡圈 3 使活塞与活塞杆构成卡键连接,结构紧凑便于装卸。缸筒内壁表面粗糙度要求较高( $Ra0.20\mu m$ ),为了避免与活塞直接发生摩擦而造成拉缸事故,活塞上套有支承环 9,通常由聚四氟乙烯或尼龙等耐磨材料制成,但不起密封作用。缸内两腔之间的密封是靠活塞内孔的 O 形密封圈 10,以及外缘两个背靠背安置的小 Y 形密封圈 6 和挡圈 7 来保证,Y 形密封圈的唇边就会张开贴紧活塞和缸壁表面,压力越高贴得越紧,从而防止内漏。活塞杆表面同样具有较高的光洁度( $Ra0.20\mu m$ ),为了确保活塞杆的移动不偏离中轴线,以免损伤缸壁和密封件,并改善活塞杆与缸盖孔的摩擦,特在缸盖一端设置导向套 13,是用青铜或铸铁等耐磨材料制成。导向套外缘有 O 形密封圈 14,内孔则有防止油液外漏的 Y 形密封圈 16 和挡圈 17。考虑到活塞杆外露部分会沾附尘土,故缸盖孔口处设有防尘圈 19。在缸底和活塞杆顶端的耳环 21 上,有供安装用或与工作机构连接用的销轴孔,销轴孔必须保证液压缸为中心受压。销轴孔由油嘴 1 供给润滑油。此外,为了减轻活塞行程完了时对缸底或缸盖的撞击,两端设有缝隙节流缓冲装置,当活塞快速运行临近缸底时,活塞杆端部的缓冲柱塞将回油口堵住,迫使剩油只能从柱塞周围的缝隙挤出,于是速度迅速减慢实现缓冲,回程亦用同样原理获得缓冲。

二、单杆双作用液压缸底部结构

1. 缸筒构造

工程机械液压缸的缸筒通常是用无缝钢管制成,如缸筒上焊有缸底、耳轴或管接头等零件

时宜采用 35 号钢调质,无焊接零件则用 4 号钢调质。此外,亦有用锻钢、铸钢或铸铁等材料制成,在特殊情况下还可用合金钢的无缝钢管做成。缸筒内径需较高加工精度,需研磨或滚压,外部表面可不加工。为了不损伤活塞和缸盖上的密封圈,缸筒在入口处及有密封圈滑过的孔槽口均应做成 15° 的坡口。

## 2. 缸底构造

缸底可用 45 号或 45 号钢的锻件、铸件、圆钢或焊接件制成,也可采用球墨铸铁或灰铸铁。缸筒结构有焊接连接、螺纹连接、卡键连接、法兰连接和钢丝卡圈连接等形式。焊接缸体,特点是加工简单、可靠、尺寸小,但容易产生焊接变形。常把缸底止口与缸筒内孔的配合尺寸用过渡配合,来限制焊后的变形。螺纹连接的质量轻、外径小,但结构复杂、工艺性差。卡键连接,外卡键由两个半环组成,构造简单紧凑,拆装亦较方便,缺点是键槽对缸壁强度有所削弱。法兰连接,结构简单,便于加工和装拆,缺点是外形和重量都大。钢丝卡圈连接,其特点是结构简单、径向尺寸小,但轴向尺寸略有增大,承载能力小。

## 3. 缸盖与缸筒连接

缸盖材料一般用 35 号、45 号钢锻件或 ZG 35、ZG 45 铸件,也可采用球墨铸铁或灰铸铁。缸盖和缸筒的连接方式常用的有以下几种:

1) 法兰连接:其优点是连接坚固、可靠、装拆方便。缺点是外形尺寸较大。一般多用于大型液压缸,特别是以铸铁、铸钢等为材料的液压缸。

2) 螺纹连接:分为外螺纹连接和内螺纹连接两种。螺纹连接的优点是重量轻、外径较小。缺点是端部结构复杂、加工不便,装拆时要用专门工具。一般用于直径较小的液压缸。

3) 卡键连接:优点是结构紧凑、重量轻,缺点是卡键槽对缸体强度有削弱。

4) 卡簧连接:优点是结构紧凑、加工方便。缺点是工作可靠性较差。

以上 4 种连接方式中,目前以螺纹连接和卡簧连接较多,法兰连接是大型液压缸的主要连接方法。

## 4. 活塞杆结构

活塞杆可用 35 号、40 号钢或无缝钢管做成实心或空心杆,活塞杆的强度一般是足够的,主要是考虑细长活塞杆在受压时的稳定性。因此不强调采用高强度合金钢或进行调质处理。为了提高耐磨性和防锈性,活塞杆表面需镀铬并抛光,对于挖掘机、推土机或装载机用的液压缸的活塞杆,由于碰撞机会多,工作表面宜先经过高频淬火,然后再镀铬。

## 5. 活塞结构

活塞材料通常采用钢或铸铁,也有用铝合金制成。它在构造上需考虑的主要问题是活塞杆之间的连接和密封,以及与缸壁之间的滑动和密封。

活塞与活塞杆之间的连接方式有多种,焊接形式构造简单容易加工,轴向尺寸紧凑,但不易拆换,而且活塞内外径以及活塞杆外径和端部配合面等 4 个面的同心度要求高;螺纹连接,活塞可用各锁紧螺母固紧在活塞杆的连接部位,其优点是连接稳固,活塞与活塞杆之间无轴向公差要求,缺点是螺纹加工和装配较麻烦;卡键连接,活塞轴向用卡键(两个半环)定位,然后用套环防止卡键松开,再以弹簧挡圈挡住套环。这种连接形式构造和装拆均简单,活塞借径向间隙可有少量浮动不易卡滞,但是活塞与活塞杆的装配有轴向公差,这种轴向间隙会造成不必要的窜动。

活塞与活塞杆之间为动配合,配合面之间的密封为固定密封,采用 O 形圈密封,密封槽通常开设在轴上,比较方便。

活塞与缸筒内壁之间的滑动和密封,根据目前使用情况来看,主要有这样几种方案:第一种方案是靠活塞直接与缸壁滑动,密封由 O 形密封圈来实现,这种方案构造简单,摩擦阻力小,但密封件寿命低,而且活塞与缸筒配合面工艺要求高。第二种方案是采用 V 形密封圈,这种密封圈的特点是可以支承一定的径向力,并能通过螺母调整补偿,可代替活塞的支承作用,使活塞脱离与缸壁接触,从而降低配合表面的工艺要求,但活塞运动时摩擦阻力大。第三种方案是目前工程机械液压缸最普遍应用的一种,活塞上套一个用耐磨材料(尼龙或聚四氟乙烯)制成的支承环,用以代替活塞与缸壁接触摩擦,可降低摩擦系数和提高液压缸寿命。它不起密封作用,密封靠一对小 Y 形密封圈。第四种方案是一种新的密封形式,除了两边有对称的支承环外,同时在 O 形密封圈外面套一个与支承环同样材料的摩擦环,使 O 形密封圈脱离与缸壁的滑动摩擦,基本上成为固定密封,故提高了密封件的寿命。

6. 缓冲装置

液压缸一般是用以带动质量较大的部件运动,有时运动速度也较快,当活塞运动到液压缸两端时,将与端部发生冲击,产生噪声,严重时会引起有关机件的损坏。为了减小或防止这种冲击,在有些液压缸上需设置缓冲装置。缓冲装置一般有节流缓冲和卸压缓冲两种形式。

如图 1-3-5 所示为节流缓冲原理,锥形柱塞 2 进入端盖凹缘 1 处开始减速,限制了缸体内的液压油向油口的流量。当行程进入最后部位时,液压油应通过一个可调油口 3 排出。缓冲器上还装有一个单向阀 5 允许活塞反向时液压油能自由流入。

7. 液压缸排气装置

空气混在油液中会严重地影响工作部件运动的平稳性,为了及时排除积留在液压缸内游离的空气,油液最好从液压缸的最高处引出。要求运动平稳性高的液压缸常在缸两端高位处分别装有排气塞。拧开排气塞,使活塞全行程空载往返数次,缸内空气即可排出。空气排净后,需把排气塞拧紧,再进行正常工作。

图 1-3-5 缓冲原理

1-缸体凹缘;2-锥形柱塞;3-可调油口;4-调节螺钉;  
5-单向阀

## 第四章 液压控制阀

### 第一节 液压控制阀概述

一、液压控制阀概述

在液压系统中,专门用来控制液流的方向、压力和流量的元件统称为液压控制阀。根据各种液压设备性能要求的不同,只要将液压阀进行相应的组合,就能够对液压设备进行控制。

各类液压阀的本质是相同的,都是依靠改变阀孔口的大小,使其通流面积和压力差发生变化来实现对液流控制的。只不过是由于某一特点得到了特殊发展,才演变出各种不同的阀类。根据其内在联系、外部特点、结构和用途等的不同,可将液压阀作以下分类,以便从不同角度对其进行研究、分析、使用 and 选择。

## 二、液压控制阀的分类

按用途可分为:

1. 方向控制阀:控制和改变液压系统中各油路通断状态的阀,如单向阀、换向阀、截止阀和压力开关等。
2. 压力控制阀:控制和调节液压系统中液流压力的阀,如溢流阀、减压阀、顺序阀和平衡阀等。
3. 流量控制阀:控制和调节液压系统中液流流量的阀,如节流阀、调速阀和分流(集流)阀等。

按连接方式可分为:

1. 螺纹连接:又称管式连接。它是通过阀体上的螺纹,经管接头直接安装在管路中。这种连接方式简单、布局方便、质量轻,在小流量液压系统和移动式液压设备中应用较广。缺点是元件分散布置,装卸维护不够方便。
2. 板式连接:这类阀需要通过专门的连接板才能与管路连接。但由于元件集中布置,装卸维护及操作调整方便,故应用极广。
3. 法兰连接:它是通过阀体上的螺钉与管件上的法兰接头连接在一起的,也是一种管式连接。适用于大流量液压系统。

液压技术在许多领域里得到了日新月异的发展,从而推动了液压控制阀的品种和规格迅速增多,而高压化、小型化和集成化则是其发展的总趋势。例如,把若干个阀直接叠加起来构成无管路连接的叠加阀、多个阀类元件在一个公用阀体内组成的复合阀和由插装件组成的适合于大流量液压系统集成用的二通插装阀等,这些进展必将为液压工程带来更加广阔的前景。

## 三、对液压控制阀的基本要求

对控制阀的基本要求如下:

1. 动作准确、灵敏、可靠、工作平稳、无冲击和振动;
2. 密封性好、内外泄漏少;
3. 结构简单、通用性好、制造装配方便。

# 第二节 方向控制阀

方向控制阀简称方向阀,主要用来通断油路或切换油液流动的方向,以满足对执行元件的启停和运动方向的要求。按其用途可分为两大类:单向阀和换向阀。

## 一、单向阀

单向阀在系统中的作用是只允许油液朝一个方向流动,不能反向流动。相当于电子学中的二极管,正向导通,反向截止。常用的单向阀有直控单向阀和液控单向阀两种。

1. 直控单向阀

直控单向阀就是常说的单向阀。它的作用是只允许油液向一个方向流动,而不能反向流动。单向阀结构见图 1-4-1,由阀芯 2(锥阀或球阀)、阀体 1 和弹簧 3 等基本元件组成。当压力油由压缩弹簧的方向进入时(图 1-4-1a),液压力顶开阀芯油液自由流动;反之,当液压油从另外一口流入时(图 1-4-1b),油压力和弹簧力将阀芯压紧在阀座上,油液不能通过。单向阀均采用锥阀式结构,这有利于保证良好的反向密封性能。单向阀开启压力一般为  $0.035 \sim 0.05 \text{ MPa}$ 。单向阀也可以用作背压阀,将软弹簧更换成合适的硬弹簧,就成为压力阀,作背压阀使用时,常安装在液压系统的回油路中,用以产生  $0.2 \sim 0.6 \text{ MPa}$  的背压力。

图 1-4-1 单向阀工作原理  
a) 正向流通;b) 反向截止  
1-阀体;2-阀芯(锥阀或球阀);3-弹簧

2. 液控单向阀

(1) 内泄式液控单向阀

内泄式液控单向阀的工作原理见图 1-4-2a)。与普通单向阀相比,还有控制活塞 6,当控制口 K 的控制压力  $p_k = 0$  时,液流从阀的 A 腔顶开阀芯 2 到达 B 腔形成正向流动,反向不能导通,这时液控单向阀和普通单向阀完全相同。若控制口 K 加上控制压力  $p_k$ ,即便 A 腔为低压,B 腔为高压,控制活塞 6 在  $p_k$  作用下,顶开阀芯 2 使 B、A 腔连通,形成反向导通,油自 B 腔可流到 A 腔。此类阀无专门的泄油口,A 腔的液压力  $p_A$  作用在控制活塞的上端面上,形成控制压力  $p_k$  的阻力。若  $p_A = 0$  且较大时,控制活塞可能会因阻力太大而无法推开,液控单向阀失效。因此,这种液控单向阀适合反向流动时下游(A 口)接油箱的工况。

(2) 外泄式液控单向阀

外泄式液控单向阀原理见图 1-4-2b)。与内泄式液控单向阀相比,增加了专门的外泄口 L(接油箱),反向流动时,压力  $p_A$  作用在控制活塞上

图 1-4-2 液控单向阀  
a) 内泄式液控单向阀;b) 外泄式液控单向阀  
1-阀体;2-阀芯;3-弹簧;4、7-阀盖;5-阀座;6-控制活塞

的阻力大为减小(作用面积仅为控制阀杆面积),使控制活塞在任何时候都能正常工作。因此其使用工况没有内泄式单向阀那种限制。

### 3. 液压锁

在工程机械上常将两个液控单向阀组合成液压锁,其工作原理如图 1-4-3。图中两个液控单向阀共用一个阀体 1 和控制活塞 2,两个锥阀芯 4 分别置于控制活塞的两侧,锥阀芯 4 中装有卸荷阀芯 3。当  $p_1$  腔通压力油时,一方面打开左面的锥阀芯 4 使  $p_1$  腔与  $p_2$  腔相通;另一方面由于控制活塞右移,先顶开右面的卸荷芯 3,进而顶开右面的锥阀芯 4,使  $p_4$  腔与  $p_3$  腔也相通。同样, $p_3$  腔通压力油时也可使两个锥阀同时打开。即  $p_1$ 、 $p_3$  中任一腔有压力油时可使  $p_1$  与  $p_2$  以及  $p_3$  与  $p_4$  导通;而  $p_1$  和  $p_3$  腔都不通压力油时, $p_2$  和  $p_4$  腔被两个单向阀封闭。这种阀常用在系统停止供油时,要求执行元件仍保持锁紧的场合。

图 1-4-3 液压锁结构原理  
1-阀体;2-控制活塞;3-卸荷阀芯;4-锥阀芯

## 二、换向阀

换向阀的作用是利用阀芯和阀体间的相对运动,来变换油液流动的方向。以实现工作机构的直线往复或正反转,也可利用换向阀来接通或关闭油路。

根据阀芯的运动方式,换向阀可分为滑阀式和转阀式两种;滑阀式应用较多。

根据操作方式,换向阀可分为手动换向阀、电磁换向阀、电液动换向阀等。

根据工作位数,换向阀可分为二位、三位等。

根据控制阀的通口数,换向阀可分为两通、三通、四通、五通等。

控制油路数在两组以上时,换向阀可做成组合式或整体式的多路换向阀。

### 1. 换向阀工作原理

换向阀主要由阀体及阀芯组成,阀体内加工了几条环形通道,阀杆上加了几个台肩与之配合(有的阀芯内部有通孔),以使某些通道连通,而另一些通道被封闭。当阀芯在阀体内移动时,可改变各通道之间的连通关系。

如图 1-4-4 为四通阀的工作原理。可以看到,

图 1-4-4 换向阀换向原理



液流通过阀可以有 4 条通路,P 通压力油,T 通油箱,A 和 B 分别接执行元件两腔,由阀芯位置决定通过哪两条通路。

阀芯位置 1(图 1-4-4 上左):液流可以从 P 口流到 B 口,从 A 口流向 T 口。

阀芯位置 2(图 1-4-4 上右):液流可以从 P 口流到 A 口,从 B 口流向 T 口。

图 1-4-4 下图为上述两个流通情况对应的机能符号图。

换向阀机能用标准符号表示,其含义为:

- 用方格表示滑阀的工作位置,二格即二位,三格即三位,四格即四位。
- 靠近弹簧的一格或两端控制符号相同的对称格,表示常态下换向滑阀的工作状况位置。
- 靠近外加控制信号的一格表示在控制信号作用下的滑阀工作状况位置。
- 三位换向滑阀常用常态位置(中间位置)油路情况所像形的英文字母来命名,如图 1-4-5 所示。

图 1-4-5 三位滑阀机能符号  
a)O 型;b)H 型;c)Y 型;d)P 型;e)K 型;f)J 型;g)M 型

- 箭头表示油流方向。
- 箭头和方格的交点表示油的通路,交点数表示通路数。
- 截断符号“i”或“q”和方格的交点表示此油路被闭死。

2. 操纵方式  
(1)手动操纵

阀芯位移通过手柄操纵,扳动手柄可控制阀芯位置。有的手动换向阀定位机构为自动复位式,这种换向阀不能在两端位置上定位,当放松手柄时,阀芯在弹簧作用下自动恢复到中间位置。当流量大、压力高时,换向阀操纵力要很大,手动操作不方便。因此,中高压、高压手动换向阀的公称通径都在 50mm 以下。当流量大时(公称通径大时),宜采用液动或电液动换向阀。

- (2)电磁操纵
- 电磁换向阀是利用电磁铁推动阀芯移动来控制油流方向的,其原理可用图 1-4-6 说明,当线圈 1 通电时,衔铁 2 吸合推动阀杆 3 使滑阀移动。

采用电磁换向阀可以使操作轻便,提高自动化程度。

电磁换向阀按电源的不同可分为交流(D 型)和直流(E 型)两种。D 型适用于 220V 交流电源,E 型适用于 24V 及 110V 电源。电源电压波动不得超过额定值的  $\pm 15\%$ ,换向频率不大于 0.5Hz。交直流电磁阀,只是电磁铁及推杆不同,阀的结构完全相同。

图 1-4-6 电磁铁控制阀芯位移的原理  
1-线圈;2-衔铁;3-阀杆

电磁换向阀由于受到电磁铁吸力较小的限制,由于稳态液动力的作用,高压和中压系统的流量都在 30L/min 以下(公称直径有 6、8、10mm 三种)。流量大的换向阀,一般采用液动或电

液控制。

(3)液动操纵

液动阀依靠压力油的作用进行换向。液动操纵是通过将阀芯端部容腔外接油路,与外部控制回路相连,利用控制回路所提供的压力来进行控制。这种操纵方式操纵力较大,适用于大流量的高压系统,但需设计专用的控制回路。

(4)电液操纵

电液换向阀是电磁阀和液动阀的组合阀,图 1-4-7 所示为电液换向阀工作原理图,由电磁阀和液动阀两部分组成。电磁阀起先导作用,液动阀进行工作油路换向。从电磁阀两个负载油口来的压力油通过阀体内开通的控制油路通到液动阀阀杆的两端。电磁阀换向时,电磁阀负载油路一个进油,另一个回油,使液动阀阀杆移动,从而实现主阀(液动阀)的换向。图 1-4-7 中,电磁阀左边电磁铁通电时,电磁阀左位机能工作,控制压力  $p$  作用在液动阀阀杆左端,推动液动阀芯右移,液动阀工作在左位机能;同样,电磁阀右边电磁铁通电时,液动阀工作在右位机能。电液换向阀用容量较小的电磁铁控制较大的油流换向,并能实现远距离控制,且易实现自动化。所以在需要较大流量的自动化液压系统中被广泛应用。

图 1-4-7 电液换向阀工作原理

a) 电液换向阀工作原理;b) 电液换向阀机能符号

在实际应用中,有时要求电液换向阀的换向时间能够控制,因为换向太快,容易产生液压冲击;太慢会影响生产效率。因而需根据工作要求对换向时间加以控制。控制的办法是在图 1-4-7 所示的电磁阀和液动阀之间的控制通道上加装可调单向节流阀以限制控制油路的液流速度。

### 第三节 压力控制阀

在液压传动中,用来控制和调节液压系统压力高低的阀类称压力控制阀。按其功能和用途不同可分为溢流阀、减压阀、顺序阀和压力继电器等。

一、溢流阀

溢流阀的功能是靠阀芯的调节作用,可使阀的进口压力不超过或保持调定值。根据结构不同,溢流阀可分为直动式、差动式和先导式 3 种形式。

1. 溢流阀的结构和工作原理

(1)直动式溢流阀

直动式溢流阀按其阀芯形式不同分为球阀式、锥阀式、滑阀式等。其工作原理如图 1-4-8 所示。P 为进油口,被控压力油由 P 口进入溢流阀,经阻尼孔进入阀芯下腔作用在阀芯的底面上。当进口压力较低时,阀芯在弹簧力作用下处于最下端位置,将 P 口和溢流口隔断,阀处于关闭状态,没有溢流(图 1-4-8a);当进油压力升高致使作用在阀芯底面上的液压力大于弹簧力时,阀芯上升,阀口打开,油液由 P 口经溢流口排回油箱(图 1-4-8b)。当通过溢流阀的流量改变时,阀口开度也改变,但因阀芯的移动量小,作用在阀芯上的弹簧力的变化量也很小。因此可以认为,当油液流过溢流阀阀口时,溢流阀进口处的压力基本上保持定值。调节调节弹簧的预紧力,也就可调节溢流阀的溢流压力(即系统压力)。阀芯上的阻尼孔对阀芯的运动形成阻尼,从而可避免阀芯产生振动,提高阀的工作平稳性。直动式溢流阀利用作用于阀芯上的液压力直接与弹簧力相平衡的原理来控制溢流压力(直动式溢流阀由此得名)。随着工作压力的提高,直动式溢流阀上的弹簧力要增加,弹簧刚度也要相应增加,这就使得溢流量变化时,溢流压力的波动也将加大。所以这种形式的溢流阀一般只用于低压液压系统或用作安全阀,也可用作小流量情况下的先导阀。

(2)先导式溢流阀

调压范围大、调压精度高是溢流阀主要技术要求,要得到大的调压范围,需采用较大刚度的弹簧,而要满足调压精度高的要求,则需采用较低的弹簧刚度。直动式溢流阀因只有一根弹簧,要同时满足上述两个要求显然是不可能的。如能设计两套弹簧系统,分别满足这两个互不相容的技术要求,问题则迎刃而解。先导式溢流阀正是这一构想的完美结合。先导式溢流阀由主阀和先导阀两部分组成。先导阀的结构原理与直动式溢流阀相同,先导阀一般都为圆锥形座阀式结构。

图 1-4-9 是先导式溢流阀的一种典型结构。现以此为例来说明先导式溢流阀的工作原理。压力油由进油口 P 进入后作用于主阀芯 1 活塞下腔,并经主阀芯上的阻尼孔 f 进入主阀芯活塞上腔,然后经通道 c 和缓冲小孔 g 进入导阀阀芯 4 上。当作用在锥阀上的液压力小于调压弹簧 2 的预压力  $F_s$  时,锥阀在弹簧力的作用下处于关闭状态。此时阻尼孔 f 中没有油液流动,主

图 1-4-8 直动式溢流阀工作原理  
a)关闭状态;b)开启状态

图 1-4-9 先导式溢流阀工作原理  
1-主阀芯;2-调压弹簧;3-调压手柄;4-导  
阀阀芯;5-遥控口;6-主阀弹簧

阀上下两腔油压相等,主阀 1 在弹簧 6 的作用下处于最下端,进、回油口被主阀芯切断,溢流阀不溢流。当作用在锥阀上的液压力大于弹簧力时,锥阀打开,压力油经阻尼孔  $f$ 、通道  $c$ 、锥阀阀口、主阀中央孔至出油口  $O$  后流回油箱。由于油液流过阻尼孔  $f$  时要产生压力降,主阀上腔压力小于下腔压力。当通过锥阀的流量达到一定值时,主阀上、下腔压力差所形成的液压力超过弹簧 7 的预紧力及摩擦力总和时,主阀芯向上移动,使进油口  $P$  和出油口  $O$  相通,压力油液从出油口  $O$  溢回油箱。在主阀芯上的全部作用力处于某一平衡状态时,溢流口保持一定的开度,溢油压力也保持某一定值。调节先导阀弹簧 2 的预紧力,即可调节溢油压力(即系统压力)。

为使主阀关闭时有足够的密封力,通常取主阀芯上腔面积稍大于下腔面积,当溢流阀处于溢流工况时,大部分流量经主阀芯溢流,为了提高调压精度,因此主阀弹簧很软。这样,主阀溢流量变化引起主阀开口量  $x$  的变化对溢流压力的影响很小。而先导阀的溢流量仅为主阀额定溢流量的 1% 左右。因此先导阀的承压面积和开口量均很小,调压弹簧刚度不必很大就能得到较大的溢流压力。另外,也可通过更换导阀弹簧来满足调压范围要求。一般高压、大流量溢流阀均为先导式溢流阀。

先导式溢流阀有个与主阀上腔相通的遥控口 5,这使得它比直动式溢流阀具有更多的功能。例如将遥控口与另一个先导压力阀的入口连接,此阀可以远离主阀,当此阀的调节压力低于主阀中先导压力阀的调节压力时,可以通过它调节主阀的溢流压力,即实现远程调压,另接的先导压力阀称为远程调压阀。如进一步通过电磁换向阀使遥控口分别与多个远程调压阀入口连通,则可实现多级调压。又如通过电磁换向阀使遥控口和油箱连通,则可使液压系统压力(即溢流压力)降至零(或接近于零),即系统卸荷等。

## 2. 溢流阀的规格

额定压力  $p_H$  和额定流量  $Q_H$  是溢流阀的主要规格。它表示阀的最大许用压力和在此压力下的最大溢流量。中低压溢流阀的额定压力通常在型号中以大写拉丁字母标注,额定流量以数字标注;中高压阀的额定压力即压力范围上限,通常亦在型号中以大写拉丁字母标注,而额定流量以对应的公称通径表示。

## 3. 溢流阀的主要性能

溢流阀的主要性能可分静态特性和动态特性两个方面。

### (1) 溢流阀的静态特性

溢流阀的静态特性包括阀的启闭特性、调压范围和卸荷压力等。

#### 启闭特性

溢流阀开启过程的  $p - Q$  特性称为开启特性,关闭过程的  $p - Q$  特性称为闭合特性。开启和关闭过程的  $p - Q$  特性称为启闭特性。

阀口完全关闭时的压力称为闭合压力,用  $p_k$  表示。 $p_k$  与调定压力  $p_n$  之比称为闭合压力比。阀芯在开启和闭合过程中,摩擦力方向是相反的,所以开启与闭合曲线不重合,如图1-4-10所示,2 为无摩擦时的启闭曲线,1、3 分别为有摩擦时的实际开启和闭合曲线。因摩擦力的影响,将产生附加的调压偏差。

#### 调压范围

调压范围就是溢流阀的使用压力范围。要求溢流阀在调压范围内压力变化均匀、无尖叫声和剧烈振动。调压范围与调压弹簧的刚度有关,弹簧刚度愈大,其调压范围愈宽。但当溢流阀在中低压范围内工作时,采用刚度大的弹簧调节困难。所以,有时将调压范围分成几段,不同阶段采用不同刚度的弹簧。

卸荷压力

当阀通过额定流量卸压时, 阀的压力损失称为阀的卸荷压力。其值愈小愈好, 以尽量减小功率损失和油液发热。一般溢流阀的卸荷压力为 1 ~ 2M Pa, 最大不超过 4.5M Pa。

压力稳定性

溢流阀压力稳定性有两种涵义。一是指在规定压力下, 工作一段时间后, 规定压力的偏移量。压力偏移的原因主要和阀芯摩擦力、油温变化、油液清洁度等有关, 是一种静态特性。另一种涵义是指溢流阀在调定压力下, 负载流量没有变化时, 规定压力的振摆值。它和泵源的流量脉动以及阀和管路的动态特性有关, 是一种综合的动态指标。

(2)溢流阀的动态特性

溢流阀的动态特性可以通过试验得到, 在设计阶段, 也可通过动态分析得到。动态特性通常包括快速性、稳定性、压力超调量。

压力超调量

溢流阀在零压力不溢流条件下突变为在额定压力  $p_H$  下以  $Q_H$  溢流, 则系统将出现较大的瞬间压力峰值  $p_m$ , 定义  $\sigma = p_m - p_H$  为压力超调量。压力超调给系统的影响类似于液压冲击, 因此希望溢流阀的压力超调量小。

压力超调稳定时间

从溢流阀自零压不溢流受控突变以  $p_H$ 、 $Q_H$  溢流时起, 至压力稳定在  $p_H$  之静差内为止, 这段时间称压力超调稳定时间。它反映的是溢流阀的快速性。除此之外, 快速性还包括溢流阀的卸荷时间和卸荷后的压力回升时间。良好的快速性就是上述时间应尽量短。

4. 溢流阀的应用

根据液压系统中油泵和负载的不同形式, 溢流阀主要用作定压阀(常称溢流阀)和作安全阀, 以组成调压回路。此外, 与其他阀相配合, 还可以用于系统卸荷、远程调压和多级调压, 总是以定值压力负载并联于被控油路。

(1)作溢流阀用

在图 1-4-11 所示的定量泵节流调速的液压系统中, 调节节流阀的开口大小可调节进入执行元件的流量, 定量泵多余的油液则从溢流阀流回油箱。在工作过程中, 溢流阀总是有油液通过(溢流), 液压泵工作压力决定于溢流阀的调定压力, 且基本保持恒定。

(2)作安全阀用

在图 1-4-12 所示的容积调速回路中, 泵的全部流量进入执行元件, 平时溢流阀是关闭的, 只有当系统压力超过溢流阀调定压力时, 阀才打开, 油液经溢流阀流回油箱, 系统压力不再增高。因而该阀用以防止液压系统过载, 起限压、安全作用。

(3)作背压阀用

将溢流阀装在回油路上, 调节溢流阀的调压弹簧, 即能调节执行元件回油腔压力的大小, 见图 1-4-13。

图 1-4-12 溢流阀起安全阀作用

图 1-4-10 溢流阀的启闭特性

1-开启曲线;2-理想启闭曲线;3-闭合曲线

(4)远程调压回路

利用远程调压阀的远程调压回路,见图 1-4-14。应注意,只有在溢流阀的调整压力高于远程调压阀的调整压力时,远程调压阀才能起调压作用。如主溢流阀远控口通过电磁换向阀与油箱或多个远程调压阀连接,则可实现系统卸荷或多级远程调压。

图 1-4-13 溢流阀起背压阀作用

图 1-4-14 溢流阀的远程调压

二、减压阀

当液压系统只有一个液压油泵,而不同的部分需压力不同时,则使用减压阀。例如,起重机上供起升马达使用的主油路需要较高的压力,控制制动器和离合器的油路需要较低的压力,这就可以从主油路接装减压阀来获得低压油路。常见的减压阀有定值减压阀和定差减压阀两种。其中定值减压阀应用最广。

1. 定值减压阀

定值减压阀的基本工作原理是使高压油通过阀口缝隙,以达到节流降压的目的。从结构上来看,定值减压阀也有直动式和先导式两种。

图 1-4-15 为直动式减压阀的工作原理。

工作时压力油(一次压力)从 A 口进入,通过滑阀阀芯 1 和壳体 2 之间的缝隙 B 产生节流损失,使出口 C 处压力  $p_c$  (二次压力)比一次压力低,即所谓减压。C 口的压力油经孔道进入滑阀下腔,对滑阀产生一个向上作用力  $p_c s$  (s 为滑阀面积)。若滑阀的开口量为  $x$ ,弹簧预压缩量为  $x_0$ 、刚度为  $k$ ,则滑阀受力平衡式为: $p_c s = k(x_0 + x)$ ,则有: $p_c = k(x_0 + x) / s$ 。阀开口量  $x$  一般变化很小,因此  $k(x_0 + x) / s \approx kx_0 / s$ ,即出口压力基本保持不变。这也可从阀的工作原理看出:在某瞬时,滑阀处于平衡, $p_c < p_A$ 。当阀进口压力  $p_A$  因某种原因升高,则出口压力会立即随之升高,滑阀底部油压升高使滑阀上移,关小开口  $x$ ,使节流效果增加,压差增大,从而使出口压力又降到原来压力为止;当阀的进口压力因某原因降低时,则出口压力随之降低,滑阀底部油压也降低,在弹簧作用下,滑阀下移增大开口  $x$ ,使节流效果减弱,压差减小,出口压力又上升到原来的值。如果阀进口压力  $p_A$  不变,通过的流量增加时,则压差增大,使出口压

图 1-4-15 直动式减压阀的工作原理  
1-滑阀阀芯;2-壳体

力降低,滑阀底部油压也降低,滑阀下移,增大开口,减弱节流效果,使出口压力上升到原来值。反之,流量减小,则会出现相反的过程。因此,减压阀因为其开口量  $x$  能随出口压力的升降而自动地关小或开大,从而保证出口压力为恒定。

由上述分析可知,使用压力越高,弹簧应越粗大,促使阀的尺寸增大。因此在高压系统中最常见的是先导式减压阀。

先导式减压阀结构原理,见图 1-4-16。

与先导式溢流阀一样,也由导阀和主阀两部分组成。主阀弹簧 4 将主阀芯往下压,力图使开口  $x$  加大。工作时,一次压力油从 A 口进入,经阀芯 1 与壳体形成的缝隙 B,通到 C 口,由于流过缝隙 B 而产生节流作用,出口 C 处二次压力  $p_c$  比一次压力低。C 口压力油可经主阀芯轴向沟槽 D 进入主阀下腔,产生一个使主阀芯上升的力  $p_c s$  ( $s$  为主阀芯轴向投影面积),再经主阀芯的中心阻尼孔 E 到达上腔 F,继而进入导阀右腔。上腔 F 的压力  $p_F$  由导阀调定。若阀开口量为  $x$ ,弹簧预压缩量为  $x_0$ ,刚度为  $K$ ,则阀芯受力平衡式为: $p_c s - p_F s - k(x - x_0) = 0$ ,则有: $p_c = p_F + k(x + x_0)/s$ 。

弹簧 4 一般较软( $K$  较小),阀开口量  $x$  变化较小,弹簧预压缩量  $x_0$  一般较大,所以  $k(x + x_0)/s$  数值变化不大, $p_F$  是由导阀确定的常数,取决于导阀弹簧的预压缩量。由上式可知  $p_c$  也是常数。其自动调节原理如下:当出口压力  $p_c$  小于减压阀的调定值时,锥阀 3 在弹簧 2 的作用下,关闭导阀阀口,使主阀芯 1 上下腔的油压都等于出口压力。因此,主阀芯在弹簧 4 的作用下,处于下端位置,这时主阀全开,节流作用最弱。

图 1-4-16 先导式减压阀结构原理  
1-主阀滑阀;2-调压弹簧;3-导阀阀芯;4-主阀弹簧

如果出口压力超过调定值,锥阀被打开,使小量压力油经阻尼孔 E 从导阀阀口溢出。由于阻尼孔的节流作用,就使主阀上下腔存在着压力差,即下腔油压大于上腔油压。当压差达到一定数值时,主阀便克服弹簧 4 的作用力上移,使主阀缝隙减小,增加了节流作用,致使出口 C 处的二次压力基本上保持调定压力值。

导阀有远控口 K,当接上远程调压阀(即直动式可调溢流阀)时,可实现远程调压。使用减压阀时应注意,导阀回油孔应直接接油箱,油路要保持畅通,此处的压力变化将影响二次压力的稳定。另外与减压阀相连的出口油路不能处于卸载状态,否则主阀全开,油路建立不起压力。

高压系列成批生产的减压阀压力调定范围为 0.6 ~ 31M Pa,共分 0.5 ~ 8、0.4 ~ 16、8 ~ 20、16 ~ 31M Pa 四级,额定流量为 40 ~ 500L/m in,有 4 种规格。

减压阀的应用实例如图 1-4-17 所示。由液压泵 1 来的油分两路:一路经顺序阀 2 到工作机构主油路;另一路经减压阀 3、手动换向阀 4、液控单向阀 5 到起重机离合器的操纵液压缸 6。这就是起重机的操纵油路。当操纵液压缸进油时,离合器接合,制动器松开,起升机构卷筒便与驱动轴相接合,于是起升机构便可起吊重物。由于离合器的操纵力较小,为此采用了减压阀操纵油路,压力一般为 2 ~ 3M Pa。为了防止离合器松开重物下落,设置了液控单向阀。只有换向阀手柄左移(重物下降方向)时,离合器才有可能脱开。顺序阀 2 的作用是,只有当液压泵的压力达到顺序阀的调定压力时,压力油才能被引进工作机构。这是防止工作机构负载压力低

于减压阀的调定压力时,造成减压阀出口压力下降,致使离合器不能接合(关于液控单向阀、顺序阀的工作原理将在下面谈到)。

## 2. 定差减压阀

定差减压阀不但出口压力低于进口压力,而且不管进口压力如何变化,总是使进出口压力差保持一个常数。

定差减压阀的工作原理如图 1-4-18 左所示,图 1-4-18 右为职能符号图。高压从 A 口进入(压力为  $p_A$ ),经缝隙 B 从 C 口流出(压力为  $p_C$ )。A、C 两压力口通过孔道分别和滑阀下腔和上腔接通。若弹簧刚度为  $k$ ,预压缩量为  $x_0$ ,滑阀开口量为  $x$ ,滑阀轴向投影面积为  $s$ ,则滑阀平衡方程式为: $(p_A - p_C)s = k(x_0 + x)$ ,则有: $p_A - p_C = k(x_0 + x)/s$ 。通常情况下, $x$  相对  $x_0$  变化很小,则: $p_A - p_C \approx kx_0/s$ ,即近似保持一个常数。这可从阀的工作原理看出:当滑阀处于某一平衡位置时,作用于滑阀上下腔油压力合力和弹簧力处于平衡状态,进口压力  $p_A$  经缝隙 B 节流下降为  $p_C$ ,且两者差为某定值。若进口压力  $p_A$  增大,则滑阀上移,使开口  $x$  增大,节流效果减弱,出口压力  $p_C$  便随之增大,仍保持原来之差值。反之,进口压力  $p_A$  减小,滑阀下移,开口量减小,节流效果增加,使  $p_C$  下降,仍保持原来之差值。若出口压力  $p_C$  变化,其原理同上分析一样可自动调整,保持进出口压差为某定值。

图 1-4-17 减压阀应用实例

1-液压泵;2-顺序阀;3-减压阀;4-手动  
换向阀;5-液控单向阀;6-液压缸

图 1-4-18 定差减压阀工作原理



### 三、顺序阀

顺序阀是用来控制液压系统中某几个执行元件(例如两个液压缸)的先后顺序。控制顺序阀动作的作用力可以是进油路自身压力,也可以是外来油源压力。这里仅介绍利用进油路自身压力控制的顺序阀工作原理。图 1-4-19 是其结构原理图。

压力油(一次油)由液压泵或某一执行元件来,从一次进油口 A 进入,并通过下盖 6 的孔道作用于阀芯 5 的下端的控制活塞 7,阀的二次油出口 B 可通往另一执行元件。泄油口 L 通油箱。阀芯 5 在弹簧 3 作用下将阀进出口截断。当一次油压力上升到一定值时,阀芯下端的油压作用力大于弹簧力,阀芯上移,阀开启,一次油口 A 与二次油口 B 接通。拧动调压螺栓可以调整阀的开启压力。

这种由一次油直接控制的顺序阀,叫直控顺序阀(图 1-4-19 左上)。如果将下盖转过 180°使阀芯下端的控制油不再与一次油路接通,将远控口 K 的螺钉拧掉接外部控制油路,便可实现远控(图 1-4-19 左中);外部油压达一定值时,远控顺序阀便开启;若远控顺序阀的二次油口接油箱,便成为卸荷阀(图 1-4-19 左下),当外部控制油压达一定值时,一次油便通过该阀直接回油箱而使系统卸荷,在这种情况下,由于二次油口 B 是直接回油箱的,阀的上盖便可以转过 180°,使泄油口 L 与二次油口 B 连通,将泄油口堵死,这样可以省去泄油管。

由于存在上述几种情况,拆装时应特别注意上下盖方向。

图 1-4-20 为单向顺序阀结构原理图。动作原理与顺序阀一样。但顺序阀不能反向流动;而单向顺序阀油可经单向阀 1 反向流动,反向流动时不能产生顺序动作。

图 1-4-19 顺序阀原理图

1-调压杆;2-上阀盖;3-弹簧;4-阀体;5-阀芯;6-下阀盖;7-控制活塞

图 1-4-20 单向顺序阀

1-单向阀

顺序阀和单向顺序阀在结构上也分为直动式和先导式两种,先导式使用压力较高。

由上述可知,顺序阀的结构和工作原理与溢流阀基本相似,不同的是顺序阀的出油口(二次油口)是流向系统中的某一压力油路,而溢流阀的出油口直接通油箱。此外,顺序阀由于一次油口和二次油口都是压力油,所以它的泄油口要从阀的外部单独接回油箱。

单向顺序阀在工程机械上用于前后支腿液压缸的顺序动作,如图 1-4-21 所示。当需要放

下支腿时,手动换向阀左位机能工作,后支腿液压缸 A 缸上腔先进油,该油缸的回油经单向顺序阀 II 的单向阀回油,后支腿着地后,液压缸内油压升高。当油压升高到单向顺序阀 I 的开启压力时,该阀开启,油进入前支腿液压缸 B 上腔。当需要收起支腿时,手动换向阀右位机能工作,前支腿液压缸 B 下腔先进油,压力油将首先进入前支腿,待前支腿完全收起后,油压升高,打开单向顺序阀 II,油才进入后支腿液压缸 A。前、后支腿按这样的顺序工作,有利于保持机械的稳定。

#### 四、平衡阀

在液压系统工作时,如果液压缸或马达负荷为一荷重,且作用方向与运动方向一致时,就要用平衡阀使回油路上产生油流阻力,防止液压缸或液压马达的运动失去控制。平衡阀在液压起重机的起升、变幅和伸缩油路中应用较多。例如在起升油路中,起重钩带重物下降时,如果起升马达的回油路上没有平衡阀,则在重力作用下,液压马达会越转越快,甚至会产生事故。

平衡阀的工作原理见图 1-4-22,当提升载荷时,油从 A 端经平衡阀中的单向阀进入马达 1;下放载荷时,油从 D 端进入液压马达。这时液压马达排出的油进入平衡阀,由于马达进油路上有一定压力,此压力油从控制油路 2 进入平衡阀内,将平衡阀主阀芯 3 推开,马达排出的油经主阀芯(平衡阀芯)3 开口处排出。如果重物下降速度太快,超过马达的进油量所决定的转速时,将使进油路 D 压力降低,这时平衡阀芯 3 在弹簧 4 的作用下使开口量减小,使马达回油路阻力增加,从而阻止了马达转速的升高。

可以看出,图 1-4-22 实际上是一个把二次油口接回油路的远控单向顺序阀。从原理上讲,单向顺序阀可以作平衡阀用,此时泄漏油内接回油路。但在实际应用中由于液压泵的压力决定着平衡阀的开度,因此泵的压力脉动将使平衡阀的开度忽大忽小,此外,在重物下落过程中,液压马达或液压缸负荷的变化,再加上阀芯与阀体的摩擦力,弹簧的振动等,这些因素都影响通过平衡阀流量的稳定性。当负荷大时,如果用一般的单向顺序阀作平衡阀,由于振动实际上无法使用。因此,目前工程机械上使用的平衡阀都是专门设计的,其形式也很多。

图 1-4-22 平衡阀的工作原理图

1-马达;2-控制油路;3-主阀芯;4-弹簧

专用的平衡阀在单向顺序阀原理基础上主要有如下几处改进: 设有专用的控制阀芯,控制阀芯及主阀芯上设计了阻尼孔,以改善主阀芯开启的运动稳定性; 主阀芯开口处设计成带槽的结构,使主阀芯开启和关闭时通过的流量缓和; 主阀芯与阀座之间采用锥密封,当需对执行元件油腔锁定时,主阀芯在弹簧力作用下紧压在阀座锥面上将油液密封。

#### 五、背压阀

背压阀一般装在液压系统的回油路中,目的是使回油路上建立起一定的压力(一般是 0.2 ~ 0.7M Pa),而不是压力为零。有了背压阀,可增加工作机械运动的平稳性和防止空气从回油

路混入系统中。

背压阀的结构与单向阀基本一样。不同之处在于单向阀中的弹簧是一个软弹簧(其弹簧力很小,用来克服摩擦阻力,液流经过时,压力降很小),而背压阀中弹簧则是一个较硬的弹簧(刚度系数由所需的背压来决定),使进口油液要有  $0.2 \sim 0.7 \text{ MPa}$  的压力才能通过。

## 六、压力继电器

压力继电器是利用液体压力来启闭电气触点的液电信号转换元件。当系统压力达到压力继电器的调定压力时,压力继电器发出电信号,控制电气元件(如电机、电磁铁、电磁离合器、继电器等)的动作,实现泵的加载、卸荷,执行元件的顺序动作、系统的安全保护和联锁。

压力继电器由两部分组成。第一部分是压力 $k$ 位移转换器,第二部分是电气微动开关。

按压力 $k$ 位移转换器的结构特点压力继电器有柱塞式、弹簧管式、膜片式和波纹管式 4 种。其中柱塞式的最为常用。

压力继电器工作原理均很简单,以柱塞式压力继电器为例,当系统的压力达到压力继电器的调定压力时,作用于柱塞上的液压力克服弹簧力,通过顶杆,使微动开关的触头闭合,发出相应的电信号。调整弹簧的预压缩量,可改变压力继电器的调定压力。而其他压力继电器则通过敏感元件(弹簧管、膜片、波纹管等)感受压力后,产生形变直接驱动微动开关发出相应的电信号。

# 第四节 流量控制阀

## 一、概述

液压系统的执行机构(液压缸、液压马达)的运动速度,往往需要改变(调节),以适应工作要求。液压系统的调速可以分为节流调速、容积调速和容积节流调速 3 大类。节流调速就是在定量泵系统中,用流量阀来改变输入到执行机构的流量。以达到调节速度的目的。

流量阀是一种能对液流进行节流为特征的液压元件。所谓节流是指液体流经突然收缩的过流断面(如流经小孔、缝隙或细长管道)而受到显著的阻力(即发生较大的液压损失)的现象。任何一个流量阀都有节流部分,其节流程度一般可以调节。所以流量阀在液压系统的作用就是一个可调液阻。

在节流调速系统中流量阀总是与某负载油路并联工作。用流量阀改变并联支路的液阻比率,液阻小的油路,流过的流量大,反之则相反,这就是利用流量阀调节速度的原理。

## 二、节流阀

节流阀的主要用途是以节流形式改变通过流量的大小,使执行元件获得不同的运动速度,也可以作为背压阀使用。

图 1-4-23 为可调式单向节流阀的结构和符号。单向节流阀用在需要单方向控制流量的系统中。当压力油从  $p_1$  进入时,经阀芯 2 上的三角节流沟槽后从  $p_2$  流出,这时起节流作用。旋转螺母 3 可改变阀芯 2 的轴向位置,从而使流通面积相应发生变化。当反向通流时,在压力油作用下阀芯 2 克服软弹簧 5 的作用力下移,油液不再经过节流口而直接从油口  $p_1$  流出,这时只起单向阀作用。

图 1-4-23 可调式节流阀

a) 结构原理图; b) 职能符号

1-阀体; 2-阀芯; 3-旋转螺母; 4-调节杆; 5-定位弹簧; 6、7-油口

在液压系统工作时,当节流口的通流面积调好后,希望通过节流阀的流量稳定不变,以保证执行元件的速度稳定。由节流阀流量特性可知,在节流面积确定以后,流量与阀口前后压差、流量系数有关。当采用薄壁节流孔时,流量系数与粘度无关,因此可排除流量阀特性受环境因素的影响。另外,液压系统在工作时,外负载是经常变化的,则节流阀进出口压差是随外负载的变化而变化的,通过节流阀的流量必然会发生变化。所以节流阀只用于外负载变化较小或流量变化对工作机构影响不大的系统中。

在负载经常变化而又要求调节流量稳定的液压系统中,必须采用调速阀。

### 三、调速阀

图 1-4-24 为压力补偿调速阀的工作原理及职能符号图。液压泵供应的压力油经调速阀后进入执行机构。压力补偿调速阀由定差减压阀与节流阀组成。这时调速阀进油口的压力  $p_1$  就是液压泵的供油压力(略去管道损失),由溢流阀调整,基本上是不变的。 $p_1$  经减压口 5 减压后压力为  $p_2$ ,  $p_2$  即为可调节流阀 7 的入口压力,且作用在减压阀芯的环面 4 及端面 6,节流阀 7 出口压力  $p_3$  与外负载相连,并作用于减压阀弹簧腔。其压力补偿原理为:当载荷  $R$  增大时,  $p_3$  也

图 1-4-24 压力补偿调速阀工作原理

a) 结构原理; b) 详细符号图; c) 简化符号图

1-弹簧; 2-减压阀芯上端面; 3-减压阀阀芯; 4-阀芯环面; 5-减压阀口; 6-阀芯下端面; 7-节流阀

增大,这时作用在减压阀阀芯弹簧腔的力量增大,使减压阀芯 3 下移,减压阀进油口处的开口增大,压力降减小。因此  $p_2$  也相应增大,结果保持节流阀前后的压力差  $p_2 - p_3$  基本不变。相反,如果载荷  $R$  减小,则  $p_3$  减小,阀芯上移,使进油口处的开口减小,压力降增大, $p_2$  相应减小,仍能保持  $p_2 - p_3$  基本不变。

因为减压阀弹簧 1 很软,当减压阀阀芯上下移动时弹簧力数值变化不大,所以节流阀前后的压力差  $p = p_2 - p_3$  基本上为一常量,即通过调速阀的流量基本不变,故可使液压缸的运动速度保持稳定。

当压差很小时,减压阀的阀芯被弹簧推到最下端位置,这时性能就和普通节流阀一样。所以调速阀正常工作时,一般最少应保证有  $0.4 \sim 0.5 \text{ MPa}$  的压力差。

但是对压力补偿调速阀来说,液压泵输出的压力是一定的,等于溢流阀的调定压力。这个压力要能满足最大负载时的要求,当负载需要的流量小时,进入负载的有用功率很小,大部分液压能经溢流阀损失掉了。因此,用这种调速阀、液压泵消耗的功率大,系统效率低。

溢流调速阀可在很大程度上克服上述调速阀的缺点,又能保证流量恒定。其工作原理见图 1-4-25a)。从泵输出的一部分油经节流阀进入执行机构,另一部分油经溢流阀阀芯的溢流口流回油箱。溢流阀阀芯弹簧腔同节流阀后的油液相通,压力为负载压力。其压力补偿调节过程为:当外负载增大时,压力  $p_2$  即溢流阀芯上腔压力增大,使溢流阀芯下移,关小溢流口  $x$ ,促使液压泵的供油压力  $p_1$  增加,这样节流阀前后的压差  $(p_1 - p_2)$  基本保持不变。当外负载减小时压力  $p_2$  也减小,溢流阀芯上腔压力减小,溢流阀芯上移,使溢流口  $x$  加大,压力  $p_1$  就下降,结果压力差  $(p_1 - p_2)$  仍基本上保持不变。实现了流量恒定。

图 1-4-25 溢流调速阀  
a)原理图;b)详细符号图;c)简化符号图

因为阀芯溢流时位移小,弹簧也较软,所以节流阀前后压差基本为一常数。因而能保持通过节流阀的流量稳定。

同压力补偿调速阀相比,溢流调速阀的入口压力,即泵压力  $p_1$  随外负载变化,当外负载  $(p_2)$  减小时,泵供油压力  $p_1$  也随之降低。压力差通常取  $0.3 \sim 0.5 \text{ MPa}$ ,这样可减少泵的负荷,减少动力损耗和系统发热。但该阀较前述压力补偿调速阀的稳定性要差一些。

溢流调速阀一般多附有一个安全阀,可防止系统过载。由于安全阀装在节流口之后,所以其控制的是阀出口油压,溢出的仅是泵的部分流量。因此,可使用较小流量的安全阀。

四、同步阀

同步阀根据用途不同,可分为分流阀、集流阀和分流集流阀 3 种。在液压系统中,分流阀能将压力油按一定流量比率分配给两个液压缸或液压马达,而不管它们的载荷怎样变化。集流阀则相反,能将压力不同的两个分支管路的流量按一定的比率汇集起来。兼有分流阀和集流阀机能的就叫做分流集流阀。

同步阀根据流量比率的不同,又可分为等量式和比例式两种。等量式同步阀目前应用较多,用以将液压泵的流量一分为二,或者使两液压缸或液压马达排出的流量相等,从而实现两个液压缸或液压马达运动速度的同步。图 1-4-26 为分流时的工况。压力为  $p$  的油流从油口进入中间容腔后,分两路分别经过固定节流孔  $a$  和  $b$  而进入环槽  $g$  和  $h$ ,最后经过两个可变节流孔  $c$  和  $d$ ,从  $A$ 、 $B$  口流出。阀芯可以在阀体内自由轴向移动,其上有两个轴向孔分别将  $e$ 、 $h$ 、 $g$ 、 $f$  腔沟通。

由于阀芯的尺寸是严格控制的,并且左右对称,固定节流孔  $a$  和  $b$  大小相等。因此当两边出口的负载压力  $p_A$  和  $p_B$  相等时,两边油路完全对称,阻力相同,两边流量相等。实

图 1-4-26 等量分流原理

际上,阀在工作时两边出口的负载压力往往不等,例如某时刻  $p_A > p_B$ ,这时如果阀芯处于中间位置不动,那么从  $B$  口流出的流量  $Q_B$  就要比出口  $A$  流出的流量  $Q_A$  多,从而通过固定节流孔  $a$  和  $b$  所造成的压力降  $(p - p_g)$  和  $(p - p_h)$  就不相等,使  $p_g > p_h$ ,阀芯受力不平衡,阀芯左移,将可变节流口  $d$  逐渐关小, $c$  则相应增大,使  $p_h$  增加, $p_g$  减小,直到  $p_h = p_g$  阀芯在新的位置上达到平衡状态。两个固定节流孔前后的压力差  $(p - p_g)$  和  $(p - p_h)$  相等,因此维持  $Q_A = Q_B$ 。

集流阀工作原理与分流时相似。

同步阀的压力损失(相对于载荷较大的那一边而言)约为  $0.5 \sim 1.0 \text{ MPa}$ ,同步阀精度约为  $2\% \sim 3\%$ 。

## 五、稳流分流阀

稳流分流阀也属流量控制阀的一种,主要用来限制流量并使之保持稳定。工程机械较多用的是单泵单路稳流分流阀和双泵单路稳流分流阀两种。

### 1. 单泵单路稳流分流阀

单泵单路稳流分流阀(简称单支稳流阀)能保证单路输出流量的稳定,而不管泵输出的流量如何变化。例如有的叉车用同一泵给工作油缸和转向油缸供油(图 1-4-27a),使用了单支稳

图 1-4-27 单支稳流阀的应用  
a)符号图;b)结构原理图

流阀后,能使流向转向液压缸的流量稳定,保证转向的稳定性。

单支稳流阀结构如图 1-4-27b)所示,实质上是由一个定差减压阀 1 和固定节流孔  $d_0$  组成。高压油从 P 进入阀后分成两路,一路从 A 口进入工作系统(不要求稳流);另一路由节流孔  $d_0$  经 B 进入稳流系统,由定差减压阀保证通过固定节流孔的压差基本不变,从而保证通过固定节流孔的流量恒定。其单路稳流原理如下:

若阀芯平衡在某一工作位置,B 口负载即 b 腔压力  $p_b$  减小时,造成瞬时压差  $(p - p_b)$  增大,使  $Q_b$  增大。但此时阀芯失去平衡而在 a 腔压力作用下右移,开大 A 口,使 A 口节流效果减弱,压力 p 即下降,压差  $(p - p_b)$  又恢复到原来差值,使流量  $Q_b$  又下降到原来值。若 B 口负载增大, $p_b$  也增大,压差  $(p - p_b)$  减小,使  $Q_b$  瞬时减少,但此时阀芯失去平衡而在 b 腔压力作用下左移,关小 A 口,使 A 口节流效果增强,则压力 p 上升,压差又恢复到原值,使流量又上升到原值。或者,若 A 口负载压力变化时阀芯会自动开大或关小 A 口,保证压差恒定,使流量稳定。

## 2. 双泵单路稳流阀

双泵单路稳流阀能保证在一定的发动机转速范围内,两个泵供给一个液压系统以要求的稳定流量。这种阀已被使用在铰接式装载机的转向系统中。例如图 1-4-28 所示装载机系统有 3 个液压泵,泵 1 为专供转向系统用的转向泵,泵 2 为可供工作和转向系统使用的辅助泵,泵 3 为专供工作系统用的工作泵。泵 2 通过双泵单路稳定阀起到一个补偿作用,根据发动机转速不同向转向系统补偿一定的流量,使转向系统在一定的发动机转速范围内获得一个稳定流量。该系统使用双泵单路稳流阀后,转向速度不随发动机转速变化而变化,转向稳定、可靠。同时转向泵可选用一个较小的泵。

双泵稳流阀工作原理如图 1-4-28 所示。它主要由一个阀芯 5 和两个固定节流孔 8、9 组成。转向泵 1 的流量通过两个固定节流孔直接供给转向系统,而辅助泵 2 的流量在 a、b 口均开的情况下(B 位),分两路,一路经 a 口经单向阀 6 及固定节流孔 9 进入转向系统,多余流量经 b 口及单向阀 7 进入工作系统。转向系统的工作油(压力为  $p_3$ )可进入阀芯的右端,转向泵 1 的工作油(压力为  $p_1$ )可进入阀芯左端。根据阀芯 5 两端控制油压合力与弹簧力的平衡关系,阀 4 有三个工作位置的可能:C 位(b 口关闭 a 口开),B 位(b、a 口均开)和 A 位(b 口打开 a 口关闭)。这样,发动机转速低时,在阀芯弹簧的作用下 C 位工作,正好解决转向泵 1 流量不足,辅助泵全部流量供给转向系统;当发动机转速增高到中速时即正常运转速度时,B 位工作,辅助泵 2 部分流量补偿给转向系统,多余的部分补偿给工作系统。当发动机高速时,由于  $p_1$  压力高,所以阀芯向右移,即阀在 A 位工作,转向泵已足够供转向系统之需,辅助泵 2 的流量可全部供给工作系统。总之,根据发动机转速不同,使转向系统始终有稳定流量。

图 1-4-28 双泵稳流阀的应用

1-转向泵;2-辅助泵;3-工作泵;4-阀组;5-阀芯;6、7-单向阀;8、9-节流孔

## 第五节 多路换向阀

工程机械为达到预定的作业目标,往往需要工作装置中的几个执行元件通过协同的动作来完成作业工况。为此,要将各单个换向阀组合起来,根据动作的需要,再配以单向阀、过载阀或补油阀等,这种经组合而成的以换向阀为主的组合阀称为多路换向阀,简称多路阀。它主要用于工程机械及其它要求集中操纵多个执行元件运动的行走机械。

### 一、多路阀结构形式

从结构上说,多路阀主要分为整体式和组合式两种。

整体式多路阀是在一个铸造的阀体内,按机器的作业要求,设置各换向滑阀和附加的单向阀等。整体式多路阀结构紧凑、质量轻、压力损失也小。但缺点是通用性差,制造时废品率高和工艺复杂。整体式多路阀一般用于联数较少的场合,如推土机、叉车和轮式装载机等。

组合式多路阀是由几个单片换向滑阀和附加阀按作业的要求组合而成,并用连接螺栓加以固定。组合式多路阀由于各片阀结合较为自由,因此发挥的功能也较多。各单片阀工艺较整体式简单,维修和更换方便,废品率相应较低。组合式多路阀各片阀可以是铸造结构,也可锻造结构。其缺点是:体积和质量较大,各片阀间的密封和加工精度要求较高。组合式多路阀多适用于全液压式起重机和全液压式挖掘机等。

### 二、多路阀连通方式

多路换向阀本身的组合方式有并联、串联和串并联式 3 种。下面用简单的三联(多于三联依此类推)多路阀加以说明。

图 1-4-29 所示为并联式,特点是压力油并联地通向阀 1、2、3 的进油口,可以使 3 个换向阀各自控制的执行元件中的任意一个单独运动;也可以同时操纵 3 个阀向 3 个执行元件同时供油。这时负载小的执行元件先动作或各支路按各自的负载大小分配流量使执行元件按各自的速度运动,其速度比单个动作要慢。3 个阀都在中位时油泵卸荷。

图 1-4-30 所示为串联情况,特点是第一个阀的回油与第二个阀的压力油口连通,第二个阀的回油与第三个阀的压力油口相通。在同时操纵几个执行元件时,油路是串联的,泵的供油压力等于各执行元件负载压力之和。因此同时需要几个执行元件运动时,克服负载的能力就要降低。3 个执行元件可以单独动作,也可同时动作。

图 1-4-31 所示为串并联式,特点是操纵前一个阀使该阀所控制的执行元件动作时,切断通向后一个阀的进油路,使以后各阀所控制的执行元件不能动作。即各执行元件只能按阀的前后次序单独优先动作。例如阀 1 控制的执行元件动作时,阀 2、3 控制的执行元件就不能动作;阀 2 动作时,阀 3 不起作用;如要后一联阀工作,前一联阀必须处于非工作(中位)状态。

实际系统中,还可以采用并联、串联和串并联这 3 种组合方式的复合油路。

### 三、典型结构介绍

图 1-4-32 是 ZLS-L20 型多路阀的职能原理图(弹簧自动复位),目前有不少厂家生产此



系列的多路阀,在回转式挖掘机上采用了这种阀以操纵动臂的升降和铲斗的倾翻。

图 1-4-29 并联式多路换向阀  
1-第一联;2-第二联;3-第三联

图 1-4-30 串联式多路换向阀  
1-第一联;2-第二联;3-第三联

图 1-4-31 串并联式多路换向阀  
1-第一联;2-第二联;3-第三联

图 1-4-32 ZFS- L20C 型多路换向阀

该多路阀采用并联油路,换向阀的联数可根据需要增减,阀体为铸件,各片阀之间有金属隔板,板上开孔装设密封圈。该多路阀阀杆尾部有弹簧自动复位和工位弹跳定位两种结构形式。

该多路阀只在进油阀体上装有一个单向阀,以防止换向时,工作口的高压油经进油口向回油口倒流而产生动臂升起时的“点头”现象。在进油阀体内装有安全阀,当液压系统中油压超过该安全阀的开启压力时,该阀开启,高压油便从此阀口直通回油阀体。ZFS- L20C 型多路阀的机能可以很多,如图 1-4-33 所示,除 O 型和 Y 型

图 1-4-33 ZFS- L20C 型多路换向阀机能

外,还有 A 型和 B 型。这种多路阀上没有设过载阀和补油阀,因而是其应用受到限制的原因之一。

## 第六节 伺 服 阀

伺服阀是一种方向控制阀,具有无级变速能力。因此,不仅能控制液体流动的方向,还能控制其流量。伺服阀与反馈传感装置相结合,为执行机构提供极精确的位置、速度、加速度控制。

### 一、伺服阀工作原理

图 1-4-34 表示一种机—液伺服系统,实际上是一个用于位置控制的力的放大器。在此结构中,一个很小的输入力 1 将伺服阀的阀芯向右推动一个规定的量,进油 7 的压力油经油口  $p_1$  流入,液压缸右移,反馈连杆 5 的作用使阀套 2 向右移动直至关闭去液压缸的通路。这样一个给定的输入运动产生一个确定输出运动的控制量,这种输出被反馈回来修正输入的系统叫做闭环系统。这类机—液伺服阀最通常的应用之一是自动机车和其他的运输车辆的液压操纵系统。

图 1-4-34 机液伺服阀工作原理

1-输入;2-阀套;3-液压缸;4-输出;5-反馈连杆;6-去油箱;7-进油口

### 二、电液伺服阀工作原理

电液伺服阀是一种电气和液压联合控制的多级液压伺服元件,可以发挥电气和液压两方面的优点,把很小的输入信号放大为功率很大的液压能量输出。

因为它放大倍数高、快速性好、灵敏度高、体积小、精度高,因而成为液压伺服系统的核心元件,得到非常广泛的应用和发展。

电液伺服阀的结构包括把输入电信号转换为力或力矩的力马达或力矩马达,及起到力或功率放大作用的液压放大器两大部分组成。图 1-4-35 为电液伺服阀的工作原理图。压力为  $p$  的油液由进油口进入阀内,经过滤油器 8 后,再分别经两个节流孔 7,进入滑阀 9 两端的油腔,然后再从两个喷嘴 6 与挡板 5 中间的隙缝流出,排回油箱。当力矩马达还没有控制电流输入时,挡板处于两个喷嘴端面的中间位置。这时,两个喷嘴孔和两个固定节流孔的压力油参数相等,因而滑阀 9 两端油压相等 ( $p_{a1} = p_{a2}$ ),滑阀处于中间平衡位置,关闭各通道,伺服阀没有压力输出,执行机构(液压缸或液压马达)不动作。当输入控制电流  $I = I_1 - I_2 > 0$  时,衔铁 3 带动挡板 5 顺时针偏转一个角度。这时左喷嘴与挡板的间隙减小,而右喷嘴与挡板的间隙增大,因此滑阀左端油液压力增大,滑阀右端油压降低。在滑阀两端压力差的作用下,滑阀被推向

右移。由于挡板 5 本身是一个弹簧片,在电磁力和滑阀推动力作用下产生弯曲变形。弹簧片 5 的变形,一方面使挡板偏移量减小,从而使滑阀两端的压力差也相应减小;另一方面弹簧片变形产生的弹性反作用力阻止滑阀向右移动,因此滑阀移动到它所受的油液作用力与弹簧片反作用力相互平衡为止,这时弹簧片 5 起了反馈作用。当四边滑阀向右移动偏离中间位置时,右边滑口打开,压力油经过入口、滤油器 8、滑阀右口,由  $p_2$  进入执行机构,使执行机构动作。从执行机构流回的油液  $p_1$  经阀口流回液压油箱。

输入的控制电流越大,滑阀的偏移量也越大,输出的流量就越多,因而执行机构的速度越快。

如果输入的控制电流  $I = I_1 - I_2 < 0$ ,则衔铁反时针方向旋转,滑 9 右端油压大于左端,滑阀向左偏移,压力油由左边阀口经  $p_1$  输往执行机构,使之反向运动。

可见,控制电流  $I_1$ 、 $I_2$  的大小,就决定了执行机构的运动方向和运动速度。

### 三、电液伺服系统工作原理

电液伺服阀用于闭环控制系统的工作原理可用图 1-4-36 所示。

电液伺服阀接到经过电子放大器放大以后的输入信号后,滑芯产生位移,由液压能源提供的压力油进入执行元件,带动工作机构运动。工作机构的位移量或其他运动参数用各种传感器通过检测装置变为电信号,并反馈到输入端与输入信号比较,所得到的偏差信号作为电子放大器的控制信号。电液伺服阀在该偏差信号作用下控制执行元件的工作,当偏差信号为零时,执行元件停止运动达到新的平衡位置。从向系统输入指令到执行元件输出相应运动参数达到新的平衡状态,其控制过程是一个被控量不断反馈和修正的动态过程。

分析上述工作过程,可知液压伺服系统主要由以下几种功能不同的元件(装置)组成:

图 1-4-35 电液伺服阀工作原理  
1-磁隙;2、4-磁铁;3-衔铁;5-挡板;6-喷嘴;7-节流孔;8-滤网;9-滑阀;10-阀体;11-弹簧管;12-线圈

图 1-4-36 电液伺服系统工作原理

1. 执行元件:接收伺服阀输入信号,并产生与输入信号相适应的输出量。
2. 伺服阀:用以接收输入信号,并控制执行元件的动作。
3. 检测及反馈装置:包括传感器及相应的电子装置,其作用是检测执行元件的输出信号并反馈到输入端。反馈的目的是消除原来的偏差信号,是一种负反馈。
4. 外界能源:为了用一个很小的输入信号来获得作用力很大的输出信号,必须有外界液压能源,以得到力或功率的放大。

液压伺服系统与一般的液压系统相比,具有以下几个特点:

执行元件能自动跟随输入信号的变化而动作。

执行元件的输出力或输出功率远远大于系统输入信号的作用力或功率,即具有力和功率的放大。

反馈作用是伺服系统不可缺少的重要环节,没有反馈就没有随动。

液压伺服系统也存在一定的缺点:如加工精度要求高,油液质量和净化要求较严格,使用维护较复杂等。

## 第七节 电液比例阀

电液伺服系统采用了电液伺服阀为核心的反馈闭环控制,既能达到很高的控制精度和响应速度,又具有电气控制的明显优点。但电液伺服阀结构精密,对油液清洁度要求很高,从经济性 & 维护方面来看均使其应用受到限制。

近年来发展的电液比例阀,能根据电信号的大小对压力或流量按比例进行远距离控制,但不是一般的电液伺服阀,而是在普通液压阀基础上加上电气控制部分发展起来的。电气控制部分包括电放大器及比例电磁铁。将控制信号加入电放大器,使比例电磁铁按比例产生控制力与位移,就能实现对压力和流量的比例控制。

电液比例阀由于具有比例控制性能,所以可用来实现设备的自动化。虽然其控制精度不太高,动态性能也较差,却能满足一般机械控制的要求,如机床的进给系统控制、注塑机的送料液压缸控制等。但电液比例阀需要使用功率较大的比例电磁铁以及专用的功率放大器,因此其应用有一定的局限性。

电液比例阀如同普通控制阀一样,也可分为 3 大类。

电液比例压力阀:其输出压力与输入的电信号成比例。包括电液比例先导阀、电液比例溢流阀、电液比例减压阀、电液比例顺序阀等。

电液比例流量阀:其输出流量与输入电信号成比例。包括电液比例节流阀、电液比例调速阀等。

电液比例方向阀:其输出压力和流量与输入电信号成比例,并能按输入电信号的极性改变输出液流方向。

### 一、电液比例压力先导阀

电液比例压力先导阀是在一般的压力先导阀上取消调压手轮,以比例电磁铁 1 代替,如图 1-4-37。由图可见,当处于平衡状态的阀芯 3 刚要打开时,弹簧 2 右端作用的电磁力等于弹簧左端作用的液压力,即:

$$p A = k(x_0 + x)$$

式中： $p$ ——液体压力；  
 $A$ ——阀芯的受压面积；  
 $k$ ——弹簧刚度；  
 $x_0$ ——弹簧预压缩量；  
 $x$ ——锥阀位移量。

图 1-4-37 电液比例压力先导阀  
1-比例电磁铁；2-弹簧；3-阀芯

上式表明：油液压力与力马达吸力成正比。

比例阀的电磁铁吸力与控制电流近似为成正比关系，则控制压力  $p$  可以通过给定电流  $i$  的大小来调整，并且  $p$  与  $i$  按比例变化。

电液比例压力先导阀可以与二级式溢流阀、减压阀、顺序阀的主阀组成相应的电液比例压力控制阀。

这种阀具有以下特点：能实现远距离控制；压力变化时，因为可以按预定规律连续变化，故不会出现冲击现象；能用于自动控制系统中，并且费用低廉；能与常用的手调式压力阀进行互换，通用性好；使用维护方便。

## 二、电液比例调速阀

在调速阀中，将节流阀的节流口大小由比例电磁铁来控制就成了电液比例调速阀，如图 1-4-38 所示。这里，节流阀的阀芯 2 处于弹簧 4 的作用力与电磁铁 1 的吸力相平衡的位置上。由于控制电流与比例电磁铁的吸力成比例，电磁吸力（与弹簧 4 的作用力相平衡）与电磁铁铁芯的位移  $x$ （即节流阀开口量）成比例，在定差减压阀 3 压差不变的前提下，节流口的开口量  $x$  与通过的流量  $Q$  成比例，因此，比例电磁铁控制电流与通过节流口的流量  $Q$  成比例。

图 1-4-38 电液比例调速阀  
1-电磁铁；2-阀芯；3-定差减压阀；4-弹簧

### 三、电液比例换向阀

电液比例换向阀是电液比例压力阀与液动换向阀的组合。一般用电液比例减压阀作为先导级,利用电液比例减压阀的出口压力来控制液动换向阀的正向和反向开口量的大小,从而控制流量大小和液流方向。

图 1-4-39 所示为电液比例换向阀的结构示意图。当直流电信号输入电磁铁 5 时,电磁铁将电信号转换为机械位移,使双向减压阀芯 4 向右移动。这时从 P 口进入的压力为  $p_b$  的液压油经减压阀减至  $p_1$  后从油道 D 流到液动换向阀芯 2 的右端,阀芯 2 左端油腔则通对称的通道与泄漏口 L 相通,推动阀芯 2 向左移动,使 p 与 B,A 与 O 相通。在油道 D 上有反馈油孔 C,将  $p_1$  引至减压阀芯 4 的右端,当  $p_1$  作用在减压阀芯右端的液压力与电磁铁的电磁力相等时,减压阀芯即处于平衡状态。与此相对应,液动换向阀有一定的开口量。当输入电信号加至电磁铁 3 时,液动换向阀芯 2 向右移动,使 p 与 A,B 与 O 相通。因此,阀的输出流量大小和液流方向可以由输入电信号的大小及方向来控制。此外,在液动换向阀的两端盖子上分别设有节流阀 1 和 6,根据需要可以调节液动换向阀的换向时间。

图 1-4-39 电液比例换向阀

1、6-节流阀芯;2-液动换向阀芯;3、5-电磁铁;4-减压阀芯

为了避免负载变化对执行元件速度的影响,往往将电液比例换向阀与定差减压阀或溢流阀组合在一起,成为比例复合阀。

电液比例换向阀结构比较简单、价格便宜、抗污染性能好,但响应速度比较慢。适用于对一般机械的速度、力、位置的控制,是一种用途比较广泛的电液比例控制元件。

## 第八节 逻辑 阀

逻辑阀,是以标准的逻辑元件按需要插入阀体内的孔中并配以不同的先导阀而形成各种控制阀甚至整个控制系统。它具有体积小、功率损失小、动作快、易于集成等优点。特别适用于大流量液压系统的控制和调节,解决了大流量液压系统难于集成的困难。

逻辑元件是一种插入式的锥阀,故通常也将逻辑阀称为插装阀或插入式锥阀。根据用途不同,逻辑阀也可分为逻辑压力阀、逻辑流量阀和逻辑换向阀。

一、逻辑阀的锥阀式基本单元

1. 逻辑换向阀锥阀式元件

图 1-4-40 所示为逻辑换向阀锥阀式元件结构原理图。它由阀芯 3、阀套 2 和弹簧 1 等零件组成。对外有两个工作接口 A、B 和一个控制接口 C。上下两头外圆上有 O 形密封圈用来插入阀体后起密封作用。如果忽略锥阀的质量和阻尼力的影响,则作用在阀芯上的力平衡关系为:

$$F_t + F_y + p_c A_c - p_B A_B - p_A A_A = 0$$

式中:  $F_t$ ——作用在阀芯上的弹簧力;

$F_y$ ——轴向稳态液动力;

$p_A$ 、 $p_B$ 、 $p_c$ ——分别为油口 A、B、C 的压力;

$A_A$ 、 $A_B$ 、 $A_c$ ——分别为阀芯上压力  $p_A$ 、 $p_B$ 、 $p_c$  作用的轴向投影面积。

由上式可知,锥阀的工作状态不仅取决于控制口 C 的压力,而且还取决于工作油口 A、B 的压力,以及弹簧力  $F_t$  和液动力  $F_y$ 。

当控制口 C 接油箱卸荷时,阀芯下部的液压力克服上部的弹簧力将阀芯打开。而液流的方向则视 A、B 口液压力的大小而定。当  $p_A A_A > p_B A_B$  时,液流由 A 至 B;当  $p_B A_B > p_A A_A$  时,液流由 B 至 A。

图 1-4-40 逻辑换向阀锥阀式元件  
1-弹簧;2-阀套;3-阀芯

当控制口 C 接压力油路,且  $p_c A_c > p_A A_A$ ,  $p_c A_c > p_B A_B$ ,则阀芯在上下端压力差和弹簧作用下关闭,油口 A 和 B 不通。由此可见,逻辑换向阀的锥阀式元件实际上相当于一个液控二位二通阀。

2. 逻辑压力锥阀式元件

图 1-4-41 所示为逻辑压力锥阀式元件原理图。由于压力阀为进口压力控制(溢流阀、顺序阀)或者出口压力控制(减压阀)。因此压力锥阀式元件的油口 A 需要通过阀芯上的阻尼小孔与阀芯上部的控制口 C 相通,C 口接压力先导阀。

3. 逻辑节流阀锥阀式元件

图 1-4-42 所示为逻辑节流阀锥阀式元件的工作原理图。它是在逻辑换向阀或逻辑压力阀的锥阀式元件的控制部分增加阀芯行程调节装置而成的。利用阀芯行程调节装置来控制流量,就构成了逻辑节流阀。

图 1-4-41 逻辑压力阀锥阀式元件

二、由逻辑元件组成逻辑阀

现以逻辑换向阀为例说明逻辑阀的组成。如前所述,改变锥阀式元件控制口 C 的通油情况,可以操纵锥阀的开启和关闭,起一个液控二位二通换向阀的作用。这里,用来改变控制口 C 通油情况的阀称为先导控制阀。因为通过先导控制阀的流量很小,所以一般采用小型电磁换向滑阀或球阀式换向阀。

如图 1-4-43 所示,将两个锥阀式元件组合起来,通过先导阀控制阀 1 和 2 的启闭,可以得到 4 种不同的工作状态:

锥阀 1 开启,锥阀 2 关闭,则 p、A 相通,A 通压力油。

锥阀 1 关闭,锥阀 2 开启,则 A、O 相通,A 回油。  
锥阀 1、2 都关闭,则 p、A、O 都不相通,A 封闭,起支承保压作用。  
锥阀 1 和 2 都开启,则 A、p、O 都相通,系统卸荷。

图 1-4-42 逻辑节流阀锥阀式元件

图 1-4-43 逻辑阀组成

由此可见,这样就构成了一个四位三通逻辑换向阀。

图 1-4-44 所示为采用不同的先导控制时,得到不同工作状态的情况:

- (1)采用二位四通电磁换向阀作为先导阀,如图 1-4-44a)所示。当电磁铁断电时,A、O 相通,A 回油;当电磁铁通电时,p、A 相通,A 进油。其作用相当于一个二位三通电液换向阀。
- (2)采用三位四通电磁换向阀作为先导阀,如图 1-4-44b)所示。当电磁换向阀处于中位时,p、A、O 均不相通,A 封闭;当电磁铁 1CT 通电时,A、O 相通,A 回油;当电磁铁 2CT 通电时,P、A 相通,A 进油。其作用相当于一个三位三通电液换向阀。

图 1-4-44 三通逻辑阀

a) 相当于二位三通电液换向阀;b) 相对于三位三通电液换向阀

与此相似,当采用的锥阀式元件组成的逻辑换向阀时,通过先导阀控制,可以得到各种滑阀机能。这是逻辑换向阀的一个显著优点,可以大大减少换向阀的品种。



# 第五章 液压辅助装置

液压系统的辅助装置,包括密封件、油管及管接头、滤油器、蓄能器、液压油油箱、冷却器和加热器等。

从液压系统各组成部分在系统中的作用来看,上述各元件虽仅起辅助作用,但实践证明,由于设计、安装和使用时对辅助装置的疏忽大意,往往造成液压系统不能正常工作。因此对辅助装置的正确设计、选择与使用应予以足够的重视。

## 第一节 蓄 能 器

### 一、蓄能器的类型及工作原理

蓄能器按结构不同,分为弹簧式、重锤式和充气式等3类。前两种形式已很少采用。充气式按构造不同,又分为气液直接接触式、隔膜式、气囊式和活塞式等几种。机械工业上主要应用气囊式和活塞式。下面以气囊式蓄能器说明其工作原理。

这种蓄能器主要由充气阀1、壳体2、气囊3和提升阀4等组成(图1-5-1)。气囊用耐油橡胶与充气阀座一起压制而成,靠压紧螺母固定在壳体的上端。充气阀仅在蓄能器工作前对其充气用,蓄能器工作后始终关闭。气囊的充气压力为系统最低工作压力的60%~70%。气囊内的气体体积随蓄能器内油压力的高低而压缩或膨胀。提升阀的作用是防止油液全部排出时气囊膨胀出容器之外。气囊式蓄能器的特点是漏气损失小,反应灵敏,可以吸收急速的压力冲击和脉动,重量轻和体积小,是目前应用最广的一种蓄能器。折合型气囊容量大,适合于蓄能;波纹型气囊容量小,适用于吸收冲击。国内生产的这类产品有:10、20、31.5MPa三种,有效容量为0.006~0.063m<sup>3</sup>。

### 二、蓄能器的作用

蓄能器是一种能够贮存液体压力能并在需要时把它释放出来的能量贮存装置,在液压系统中的主要作用如下:

#### 1. 作辅助动力源

对于周期性循环动作的液压系统,当在短时间内需供应大量压力油时,可采用蓄能器。其工作过程是:当执行机构(油缸或油马达)在某一时间需要大量压力油时,由蓄能器和油泵同时供应压力油。当执行机构不工作或不需大量压力油时,油泵使蓄能器蓄压,供执行元件下次需要时再放出使用。这样,就可以不按工作循环短时间所需最大供油量,而按平均的需油量来选择油泵,其结果就可选择较小的液压泵和电动机,降低了功率,减少了费用,而且液压油油箱、起动装置、滤油器都可选得较小。

#### 2. 保持系统压力

图 1-5-1 气囊式蓄能器  
1-充气阀;2-壳体;3-气囊;4-提升阀

有些执行机构停止工作后,仍要求保持恒定的压力(如压力机、夹紧装置等)。此时,可利用蓄能器来保持系统压力并补偿泄漏,而使油泵卸荷。这样,可减小功率损耗和减少系统发热。当蓄能器压力下降到低于规定数值时,再开动油泵将压力油贮入蓄能器。

此外,在停电或油泵发生故障时,蓄能器作为应急能源,在一段时间内保持系统压力避免油泵突然中断后损坏机件。

### 3. 吸收脉动压力和冲击压力

液压系统的压力脉动,主要由油泵的流量脉动及溢流阀的脉动所造成。液压系统中的压力脉动会引起管路及元件的振动而产生噪声,如发生共振,可能会造成系统的疲劳破坏。在泵口安装蓄能器可在一定程度上吸收压力脉动,降低系统噪声,改善系统性能。

液压冲击因液流的激烈变化所引起,如:油缸的开停、换向阀的突然换向,油泵的突然停止等。液压系统的冲击会引起执行机构运动不均匀,往往造成仪表、元件和密封装置发生故障,甚至损坏或管道破裂。若在冲击源前面装设蓄能器可很快地吸收回路的冲击压力,起安全保护作用。

## 三、蓄能器的安装及使用

蓄能器的安装与使用时应注意以下问题:

1. 蓄能器是压力容器,搬运和拆装时应将充气阀打开,排出充入的气体,以免因振动或碰撞而发生意外事故。
2. 蓄能器应将油口向下竖直安装,且有牢固的固定装置。
3. 液压泵与蓄能器之间应设置单向阀,以防止停泵时,蓄能器的压力油向泵倒流。蓄能器与液压系统连接处应设置截止阀,供充气、调整或维修时使用。
4. 用于吸收液压冲击和脉动的蓄能器,应尽可能地装在冲击源或脉动源附近,并便于检修。
5. 蓄能器的充气压力应在系统最低工作压力的 90% ~ 25% 之间选取,蓄能器的容量,则应根据其用途而用不同的方法确定,必要时可参考液压设计手册通过计算确定。

## 第二节 滤油器

### 一、滤油器的作用和要求

#### 1. 滤油器的作用

液压传动系统中的液压油不可避免地含有各种杂质。其来源主要有:虽经清洗但仍然残留在液压系统中的机械杂质,外部进入液压系统的杂质,如经加油口、防尘圈等处进入的灰尘;工作过程中产生的杂质,如密封件受液压作用形成的碎片、运动件相对磨损产生的金属粉末、油液因氧化变质产生的胶质、沥青质、炭渣等。这些杂质混入液压油后,随着液压油的循环作用,将到处起破坏作用,严重妨碍液压系统的正常工作。如,导致液压元件中相对运动部件之间的很小间隙以及节流小孔和缝隙卡死或堵塞;破坏相对运动部件之间的油膜,划伤间隙表面,增大内部泄漏,降低效率,增加发热;加剧油液的化学作用,使油液变质。根据生产实际统计,液压系统的故障中的 75% 以上是由于液压油中混入杂质造成的。因此,维护油液的清洁,防止油液的污染,对液压系统十分重要。

清除混入液压油中杂质的最有效办法,除利用液压油油箱沉淀一部分大颗粒杂质外,主要是利用各种滤油器来滤除。因此,滤油器作为液压系统中必不可少的辅助元件,具有十分重要的地位。

## 2. 滤油器的要求

一般滤油器主要由滤芯(或滤网)和壳体(或骨架)组成,由滤芯上的无数微小间隙或小孔构成油液的通流面积,当混入油液中杂质的尺寸大于这些微小间隙或小孔时,被阻隔从油液中滤清出来。由于不同的液压系统有着不同的要求,而要完全滤清混入油液中的杂质既是不可能的,有时也是不必苛求的。因此,对滤油器的要求,应根据具体情况来定,其基本要求包括:

(1)能满足液压系统对过滤精度的要求。

滤油器的过滤精度,是指油液通过滤油器时,滤芯能够滤除的最小杂质颗粒度的大小,以其直径  $d$  的公称尺寸(以  $\text{mm}$  为单位)表示。颗粒度越小,滤油器的过滤精度越高。一般将滤油器分为 4 类:粗的( $d = 0.1\text{mm}$ )、普通的( $d = 0.01\text{mm}$ )、精的( $d = 0.005\text{mm}$ )、特精的( $d = 0.001\text{mm}$ )。不同的液压系统,对滤油器过滤精度的要求不同。

(2)能满足液压系统对过滤能力的要求。

滤油器的过滤能力,是指在一定压差下,允许通过滤油器的最大流量。一般用滤油器的有效过滤面积(滤芯上能通过油液的总面积)来表示。对滤油器过滤能力的要求,应结合滤油器在系统中的安装位置考虑。如安装在液压泵吸油管路上的滤油器,其过滤能力应为液压泵流量的两倍以上。

(3)滤油器材料应具有一定的机械强度,保证在一定的工作压力下不会因液压力的作用而受到破坏。

## 二、 滤油器的种类

滤油器按过滤精度分为粗、普通、精、特精 4 类。

除按过滤精度分类外,按过滤方法可分为:机械式、吸收式和吸附式。

1. 机械式。这种型式一般含有金属滤网、或一系列由薄垫片隔开的圆盘状金属网。机械式滤油器只能滤除液体中相对粗的颗粒。

2. 吸收式。这种滤油器是多孔和可渗透的材料,如纸、木材浆料、硅藻土、织物、纤维素和石棉。纸滤常用树脂浸渗,以增加强度,在这种滤油器中,当液体渗透材料时,颗粒实际上都被吸收了。

3. 吸附式。吸附作用是一种表面现象,可产生颗粒依附滤油器表面的趋势,因此,这种滤油器的过滤能力取决于有效表面积的大小。所用的吸附材料包括活化粘土和经化学处理的纸,而活性碳和硅藻土不应使用,因为它们会除去液压油中某些必要的添加剂。

滤油器按滤芯的结构可分类为:

1. 网式滤油器。液流流经此滤油器时,由滤网(金属网)上的小孔起滤清作用。

2. 线隙式滤油器。滤芯由金属丝绕制而成,依靠金属丝间的微小间隙来过滤混入油液中的杂质。

3. 纸质滤油器。滤芯为多层酚醛树脂处理过的微孔滤纸,由微孔滤除混入油液中的杂质。

4. 磁性滤油器。依靠永久磁铁,利用磁化原理来滤除混入油液中的铁屑。

5. 烧结式滤油器。滤芯为颗粒状青铜粉等金属粉末压制烧结而成,利用颗粒之间的微孔滤去混入油液中的杂质。

6. 不锈钢纤维滤油器。滤芯为不锈钢纤维压制而成,由纤维丝之间的间隙滤除混入油液中的杂质。这种滤油器的过滤精度高( $0.001 \sim 0.01\text{mm}$ ),可承受  $20\text{MPa}$  的压差,可以清洗。但因为滤芯价格昂贵,一般液压系统并不采用,只推荐在高压伺服系统中应用。

7. 合成树脂滤油器。滤芯由一种无机纤维经液态树脂浸渍处理制成。由于微孔很小、牢度很大,因此过滤精度高( $0.001 \sim 0.01\text{mm}$ ),且能承受  $21\text{MPa}$  的压差。

三、 滤油器典型结构介绍

1. 网式滤油器(滤油网)

图 1-5-2 所示网式滤油器由一层或两层铜丝网 1 包围着四周开有很大窗口的金属或塑料圆形(或方形)骨架 2 做成。网式滤油器一般装在液压系统的吸油口上用作泵的粗滤。安装时网的底面不宜与油管的吸油口 3 靠得太近(吸油口离网底要有  $2/3$  网高的距离),否则会使泵吸油不畅。

网式滤油器的特点是结构简单,通油性能好,压力降小(一般为  $0.025\text{MPa}$  左右)。但过滤精度差,使用时铜质滤网会使油液氧化加剧。因为需要经常清洗,安装时要注意便于拆装。

2. 线隙式滤油器

线隙式滤油器的过滤部分由直径为  $0.4\text{mm}$  的铜丝绕成,依靠铜丝间的微小间隙来滤除混入油液中的杂质。线隙式滤油器分为压油管路用滤油器和吸油管路用滤油器两种。当用于吸油管路时,不用外壳,滤芯部分直接浸入油液中。压油管路用滤油器的过滤精度分为  $0.03\text{mm}$  和  $0.08\text{mm}$  两类,压力损失小于  $0.06\text{MPa}$ ;吸油管路用滤油器的过滤精度分为  $0.05\text{mm}$  和  $0.1\text{mm}$  两类,压力损失小于  $0.02\text{MPa}$ 。

线隙式滤油器结构简单,通油能力大,过滤精度比网式滤油器高。缺点是不易清洗。一般用于低压回路( $< 2.5\text{MPa}$ )或辅助油路。

3. 纸质滤油器

如图 1-5-3 所示,纸质滤油器的滤芯 1 由厚度为  $0.35 \sim 0.7\text{mm}$  的平纹或皱纹的酚醛树脂或木浆微孔滤纸组成,滤芯围绕在骨架 2 上。油液经过滤芯时,通过微孔滤去混入的杂质。为了增大滤芯强度,一般滤芯分为 3 层:外层采用粗眼钢板网;中层为折叠成 W 形的滤纸;里层由金属丝网与滤纸一并折叠在一起。滤芯的中央还装有支承弹簧。

纸质滤油器的过滤精度高,通过将内层滤纸折叠成 W 形可使表面积很大的滤纸装入比较小的容器中,结构紧凑、质量轻、通油能力大。它的工作压力可以达到  $38\text{MPa}$ 。缺点是不能清洗,因此要经常更换滤芯。为了保证纸质滤油器能够正常工作,不因杂质逐渐聚集在滤芯上导致压差增大而压破纸芯,纸质滤油器的上方装有堵塞状态的发讯装置与滤油器并联。当滤芯被堵塞时,发讯装置发出信号。

4. 磁性滤油器

磁性滤油器用来滤除混入油液中的能磁化的杂质效果很好,特别适用于经常加工铸件的机床液压系统。缺点是维护较复杂。

图 1-5-2 网式滤油器

1-铜丝网;2-骨架;3\* 吸油口

图 1-5-3 纸质滤油器滤芯

1-滤芯;2-骨架

磁性滤芯可以与其它过滤材料(如滤纸、铜网等)组成组合滤芯。

### 5. 烧结式滤油器

金属烧结式滤油器的滤芯由球状青铜颗粒,用粉末冶金烧结工艺高温烧结而成,利用颗粒间的微孔滤去油中的杂质,其过滤精度可达  $10 \sim 100 \mu\text{m}$ 。滤芯可制成杯状、管状、板状和碟状等多种形式。

烧结式滤油器的压力损失一般为  $0.03 \sim 0.2 \text{ MPa}$ ,过滤精度较高。它的主要特点是:强度高,承受热应力和冲击性能好,能在较高温度下工作(青铜粉末可达  $180^\circ\text{C}$ ,低碳钢粉末可达  $400^\circ\text{C}$ ,镍铬粉末可达  $900^\circ\text{C}$ );有良好的抗腐蚀性;性能稳定;制造简单;再生性好。是一种很有前途的过滤材料。其主要缺点是:易堵塞,堵塞后很难清洗;使用中烧结颗粒容易脱落。

## 四、 滤油器在液压系统中的安装位置及维护

### 1. 安装位置

滤油器的连接形式有板式、管式和法兰式 3 种,可以安装在以下位置。

#### (1) 安装在液压泵的吸油管路上

将粗滤油器(一般为网式或线隙式滤油器)装在液压泵的吸油管路上,主要目的是保护液压泵免遭较大颗粒的杂质的直接伤害。为了不致影响液压泵的吸油能力,装在吸油管路上的滤油器的通油能力应大于液压泵流量的两倍。滤油器应经常清洗,以免过多增加液压泵的吸油阻力。

#### (2) 安装在压油管路上

在压油管上可以安装各种型式的精滤油器,用来保护除液压泵以外的其它液压元件。这样安装的滤油器,因为在高压下工作,因此有以下几点要求:滤油器要有一定的强度;滤油器的最大压力降不能超过  $0.35 \text{ MPa}$ ;滤油器要装在溢流阀之后或与安全阀并联,有时还装有堵塞状态发讯装置。安全阀的开启压力应略低于滤油器的最大允许压力差。

#### (3) 安装在回油路上

安装在回油管路的精滤油器可以保证流回液压油油箱的油液是清洁的。它既不会在主油路造成压力降,又不承受系统的工作压力。因此,回油管路用的滤油器的强度可以较低,体积和重量也可以小一些。为了防备堵塞,也要并联一个安全阀(安全阀的开启压力应略低于滤油器的最大允许压力降)和堵塞状态发讯装置。

#### (4) 安装在辅助泵的输油路上

在一些闭式液压系统的辅助油路上,辅助液压泵工作压力不高,一般只有  $0.5 \sim 0.6 \text{ MPa}$ 。因此,

可将精滤油器安装在辅助液压泵的输油管上,从而保证杂质,不会进入主油路的各液压元件。

综上所述,除了在液压泵的吸油管上必须装粗滤油器,在重要液压元件前装精滤油器外,一般应将滤油器安装在低压回油管路上。

2. 滤油器的维护及注意事项

随着液压装置的大型化、自动化、精密化程度的不断提高,对滤油器的要求也不断提高。除使用时严格按照维护规定,经常观察、定期清洗滤油器外,为了保护滤油器,需要并联起安全作用的压力阀和起报警作用的滤油器堵塞状态发讯装置。

图 1-5-4 滤油器安装在液流方向需要经常改变的油路上

由于滤油器只能单方向使用,因此必须注意:滤油器不要安装在液流方向经常改变的油路上。如果需要这样设置时,应如图 1-5-4 所示适当加设滤油器和单向阀。

第三节 液压油油箱

液压油油箱用以储存系统所需的足够油料,并有散热、沉淀杂质、分离油中气泡等作用。液压油油箱可分为开式、隔离式和压力式 3 种,前者直接与大气相通,后两者则不然。液压油油箱容积决定了散热面积和储液量的大小,故对系统的工作温度有很大的影响。

一、 液压油油箱容积的确定

液压油油箱的容积必须保证在设备停止运转时,系统中的油液在自重作用下能全部返回液压油油箱。为了能很好的沉淀杂质和分离空气,液压油油箱的有效容积(液面高度只占液压油油箱高度 80% 时的油箱容积)通常要大于泵每分钟流量的 3 倍(行走装置为 1.5 ~ 2 倍)。通常低压系统取为每分钟流量的 2 ~ 4 倍,中高压系统取为每分钟流量的 5 ~ 7 倍。若是高压闭式循环系统,其油箱的有效容积应由所需外循环油或补充油油量的多少而定。对工作负载大,并长期连续工作的液压系统,油箱的容量需按液压系统的发热量,通过计算确定。

二、 液压油油箱结构

开式油箱一般用钢板焊接而成,形状依主机总体布置而定,但要考虑有利于散热、沉淀污物、清洗和更换油液。结构上要考虑以下几方面:

1. 油箱常设置一隔板,如图 1-5-5 所示,隔板将吸、排油管隔开,以减小液流的速度,防止同一液流连续再循环。同时,由于油液的循环距离加长,有更多的时间使气泡逸出、污物沉淀和冷却油液,并使杂质多沉淀在回油管一侧,隔板高度一般为液面高度的 3/4。

图 1-5-5 隔板的作用

2. 油箱底面应略带倾斜,并在最低处设置放油孔,以便清洗时把脏物放出;油箱上部设置

带滤网的加油口,平时用堵塞或盖子封闭;油箱上部设有带空气滤清器的通气孔,进气面积要足够大,使油箱压力保持一个大气压;在侧壁易见处设置油位指示器,必要时还要装设测量油量、油温的装置,此时还应开设安装、清洗、维护等用的窗口。

3. 吸油口和回油管应尽量远,回油油口切成 45 角的斜口,并使斜口面向与管子距离最近的箱壁,以增大排油口面积,同时使热油迅速流向箱壁。

4. 回油口距箱底应大于管径的 3 倍。吸油管口要装设有足够通过能力的滤网,其底面距箱底要有一定距离,以便四面进油,滤网精度可为 100 ~ 200 目,通过能力应大于泵流量的 2 倍。

## 第四节 密 封

液压传动是依靠密闭容积的变化来传递力和速度的。因此,在有可能泄漏的表面间和连接处都需要有可靠的密封。否则,会造成系统的内部或外部泄漏,从而降低系统的效率并污染工作环境。所以,密封装置性能的好坏是提高系统压力、效率和延长元件使用寿命的重要因素。

对密封件的基本要求是:有良好的密封性能;动密封处的摩擦阻力小;耐磨且寿命长;在油液中有良好的化学稳定性;有互换性;制造和使用方便等。

密封装置按工作原理,可归纳为两大类:非接触式密封(如间隙密封)和接触式密封(如密封圈等)。

按密封部分的运动特性可分为固定连接件间的静密封和用于相对运动件间的动密封。

### 一、 间隙密封

间隙密封是依靠相对运动件配合表面之间的微小间隙所形成的液流阻力来防止泄漏。是一种最简单的动密封。多用于油泵、阀类和油马达中,如柱塞泵的配油盘和转子两端、滑阀的阀芯与阀套间以及直径较小、压力较低的油缸缸体和活塞间都常用间隙密封。

在圆柱形配合面的间隙密封中,往往在配合表面上开几条环形的平衡槽,当油液从高压腔向低压腔过漏时,由于油路截面突然改变,在小槽中形成涡流而产生阻力,实际上就相当于一连串的环形节流孔不断地形成压降,从而达到密封的目的。

间隙密封简单、阻力小、磨损小和润滑性能好。但不能自行补偿磨损的影响,随着压力的升高,泄漏量增大,加工要求很高。不能用于严禁外漏的地方。

### 二、 接触密封

接触密封是靠密封件在装配时的预压缩力和工作时密封件的油压力作用下发生弹性变形所产生的弹性接触力来实现的。其密封能力一般随压力的升高而提高,并在磨损后具有一定的自动补偿能力。这些性能靠密封材料的弹性、密封件的形状等来达到。就密封材料而言,要求在油液中有较好的稳定性,弹性好,永久变形小,有适当的机械强度,耐热、耐磨性好,摩擦系数小,与金属接触不互相粘着和腐蚀。目前应用最广的是耐油橡胶(主要是丁腈橡胶),其次是聚氨脂。

密封件的形状应使密封可靠、耐久,摩擦阻力小,容易制造和拆装,特别是应能随压力的升高而提高密封能力和有利于自动补偿。目前常用的密封件以其形状命名有 O 形、Y 形、小 Y 形、V 形等。

#### 1.0 形密封圈

O 形密封圈一般用耐油橡胶制成。其结构简单,密封性好、体积小,使用方便,摩擦力小。所以,它广泛应用于固定密封和运动密封。其静密封压力可达 100M Pa;在往复运动速度较低时,其动密封压力可达 35M Pa。同时它也可用于圆周速度小于 0.2m /s 的回转运动密封。其缺点是启动摩擦力较大(约为动摩擦力的 3~4 倍);在高压下容易被挤入间隙。

O 形圈在装配时,应有一定的压缩量,以便在密封面上产生预压紧力,当密封面上的单位压紧力大于液体压力时,即构成了密封。而且当液体压力升高时,密封圈因受到挤压而使密封面上的压紧力相应提高,故仍起密封作用。为了使摩擦力不致过大,安装时应有合适的压缩率 K。压缩率是指预压缩量与密封圈断面直径之比。K 值过大会增加压缩应力和摩擦阻力,易使密封圈产生扭曲破坏;太小又易因制造误差,装配偏心而引起泄漏。所以,在保证密封的前提下,K 应尽可能取小的值。静密封时,取  $K = 15\% \sim 25\%$ ;往复运动时,由于摩擦力随 K 值增大而增加,所以应取较小的值, $K = 10\% \sim 20\%$ 。旋转运动用 O 形密封圈的內径比轴径大 5%,外径给以 5%~8% 的压缩率。这样做是因为橡胶有一种特殊的反常现象,当它在拉伸状态下受热时,不是膨胀,而是急剧地收缩。所以,当旋转轴与密封圈之间发生相对运动时,O 形圈将因受热收缩而紧抱轴面,使作用在旋转轴密封面上的摩擦力加大,继而摩擦热增加,收缩加剧,加速 O 形密封圈的烧损。所以,使 O 形圈的內径比轴径大 5%,可使摩擦热引起的橡胶收缩,在密封面上获得合适的压紧力。

O 形圈被损坏的原因之一是被挤入间隙。因为橡胶既像一种固体材料,又像一种具有极高粘性的液体材料。在压力作用下,橡胶会流动并产生形变,直到它的内部剪应力等于外力时为止。所以,一旦外力的作用大到使其内应力不能维持某种平衡时,密封件就将被破坏。挤入间隙现象与油压的高低,间隙大小及密封件材料的硬度有关。油压愈高、间隙愈大、密封材料的硬度愈低,挤入现象愈容易发生。为防止这种现象发生,动密封时若油压大于 10 M Pa,则在 O 形密封圈的侧面设置挡圈:单向受压时,在不承油压的一侧设置一个挡圈,双向受压时,在 O 形圈的两侧都设置挡圈。挡圈通常用聚四氟乙烯、尼龙 6 或尼龙 1010 来制作。

2.Y 形密封圈

Y 形密封圈的结构如图 1-5-6 所示,密封侧呈唇形,常用耐用橡胶制成。工作时,油液压力使两唇分开并紧贴密封表面。所以,Y 形密封在使用时,唇边一定要面对压力油腔。随着油压升高,唇口将变形伸展,并能对磨损自行补偿。它具有结构简单、摩擦阻力小、往复运动速度较高也能使用等优点。适于  $p < 20\text{M Pa}$  时作內径或外径的滑动密封用。

近年来,Y x 形密封圈(俗称小 Y 形)的应用越来越多。所谓 Y x 形是指断面高宽比为 2 以上的 Y 形密封圈,采用聚氨脂橡胶制成。这种密封圈的硬度高、弹性、耐油性及耐压性均好,但耐热性不好。可用于相对运动速度较快时的密封。它的

图 1-5-6 Y 形密封圈

a)Y 形;b)小 Y 形(轴用);c)小 Y 形(孔用)

图 1-5-7 V 形密封圈



径向断面尺寸较小,对减小液压元件的结构尺寸有利。

Y x 形密封圈分轴用(图 1-5-6b)和孔用(图 1-5-6c)两种。孔用时,其内唇和轴面间有相对运动;轴用时,外唇和缸内壁间有相对运动。这种密封圈的两唇高度不等,在有相对运动的一侧较低,这样可以防止运动件切伤密封圈,提高其使用寿命。

### 3.V 形密封圈

如图 1-5-7 所示,是由支承环 a)、密封环 b)和压环 c)3 个形状不同的零件组成。当压环压紧密封环时,支承环可使密封环产生变形而起密封作用。其工作压力可达 50M Pa,工作温度为- 40 ~ + 80 。当工作压力在 10M Pa 以下时,使用一个密封环就可保证密封。增加密封环的个数后,可高达 100M Pa。安装时,也应使其唇口面对压力油腔,因为它也是靠唇边张开起密封作用。

## 第五节 液压油管和管接头

液压油管的作用是保证液压系统工作液体能量的传输。管接头用以液压油管之间或液压油管与元件连接起来而构成管路系统。液压油管和接头应有足够的强度、良好的密封、小的压力损失和拆装方便。

### 一、 液压油管

在工程机械液压传动系统中,液压油管主要采用冷拔无缝钢管、耐油橡胶软管和紫铜管,有时也用一些塑料管和尼龙管。液压油管材料的选择是依据液压系统各部位的压力、工作要求和各部件间的位置关系等。各种材料的液压油管特性及适用范围如下:

1. 无缝钢管。耐油性、抗腐蚀性比较好,耐高压,变形小。装配时不易弯曲,但装配后能长久地保持原形,所以在中、高压系统中得到广泛应用。无缝钢管有冷拔和热轧两种。冷拔管的外径尺寸精确,质地均匀,强度高。一般多选用 10 号、15 号冷拔无缝钢管。吸油管和回油管等低压管路,允许采用有缝钢管,其最高工作压力不大于 1M Pa。

2. 橡胶软管。可用于有相对运动的部件间的连接,能吸收液压系统的冲击和振动,装配方便。但软管制造困难,寿命短,成本高,固定连接时一般不采用。橡胶软管分为高压软管和低压软管两种,高压软管用夹有钢丝的耐油橡胶制成,钢丝有交叉编织和缠绕两种,一般有 2 ~ 3 层。钢丝层数多,管径越小,耐压力越高,最高使用压力可达 35M Pa ~ 40M Pa,低压软管是由夹有帆布的耐油橡胶制成,适用于工作压力小于 1.5M Pa 的场合。

3. 紫铜管。容易弯曲成所需的形状,安装方便,且管壁光滑,摩擦阻力小。但耐压力低,抗振能力弱,只适用于中、低压油路(一般压力不大于 5M Pa)。由于铜和油接触能加速油的氧化,且铜材较缺,故应尽量不用或少用铜管,通常只限于用做仪表和控制装置的小直径油管。

4. 耐油塑料管。价格便宜、装配方便,但耐压力低,使用压力一般不大于 0.5M Pa,可用有些回油管和泄漏油管。

5. 尼龙管。国内已试制生产,可用于中、低压油路,有的使用压力可达 8M Pa。

液压油管安装不合理时,不仅会给安装检修带来麻烦,而且会造成过大的压力损失或出现振动、噪声等不良现象。

液压管路应能使高压、低压、吸油、回油等管路有所区别,最好涂色区别,以便检修。应与泵、阀等标准件连接的液压油管,其管径一般由这些元件的接口尺寸决定。其他部分的液压油管(如与液压缸相连的液压油管等)的管径和壁厚,亦可按通过液压油管的最大流量、允许的流

速及工作压力计算确定。液压油管的安装应注意下列几点。

1. 管路应尽量短,布置整齐,转弯少,避免太小的转弯半径,并保证管路必要的伸缩变形余地。规定硬管弯曲半径大于其直径的 3 倍,管径小时还要加大。弯曲后管径的椭圆度不得大于 10%,不应该有波浪变形,凸凹不平及压裂扭坏等现象。液压油管悬伸太长时要有支架。布置接头时要保证拆装方便,系统中的主要管道或辅件应能单独拆装而不影响其他元件。

2. 管路最好平行布置,少交叉。平行或交叉的液压油管间至少应有 10mm 的间隙,以防接触振动,并给安装管接头留有足够的空间。

3. 对安装前的管子以及因贮存不当而造成内部锈蚀的管子,一般要用 20% 的硫酸或盐酸进行酸洗。酸洗后用 10% 的苏打水中和,再用温水洗净后,进行干燥、涂油,并作预压试验,确认合格后再安装。

4. 安装软管时还应注意:

(1) 弯曲半径应不小于软管外径的 9 倍。弯曲处管接头的距离至少是外径的 6 倍。如果结构要求必须小于弯曲半径时,则应选用耐压性较好的胶管。

(2) 在安装和工作中不允许有拧扭现象。

(3) 软管在直线安装时要有一定的长度裕量,以防胶管受拉并满足工作时(油温变化、受拉、振动等因素引起的)- 2% ~ 4% 的长度变化的需要。

(4) 胶管不能靠近热源,不得已时要安装隔板。

## 二、 管接头

在液压系统中,金属管之间以及金属管与元件之间的连接,可以采用直接焊接、法兰连接和管接头连接。直接焊接时,焊接工人要在安装现场进行,一般要进行试装、焊、除渣、酸洗等一系列工序。安装后拆卸不便,而且焊接质量不易检查,因此很少采用。法兰连接工作可靠,拆装方便,但外形尺寸较大,而且要在液压油管上焊接或铸出法兰,一般多用于直径较大的液压油管,外径大于 50mm 的金属管,目前一般都采用法兰连接。对于小直径的液压油管,目前普遍采用管接头连接,其形式很多,常用的有焊接管接头、卡套式管接头、扩口接头等。

焊接管接头制造工艺简单、工作可靠、拆装方便,对被连接的液压油管尺寸精度(指直径)要求不高,工作压力可达 32MPa 或更高,是目前应用较多的一种形式。其缺点是对焊接质量要求高,当工作压力高时,焊缝往往成为它的薄弱环节。此外,焊缝可能会残存少量焊渣或金属屑等,在冲击振动脱落后会影响系统的正常工作。

卡套式管接头使用压力可达 2MPa,不用密封件,工作可靠,拆装方便,特别是避免了焊接管接头的缺点。但卡套制造工艺要求高,而且要求被连接的液压油管精度较高(要用冷拔无缝钢管)。卡套式管接头连接性能的好坏,除与材料、制造精度和热处理质量等有关外,与装配质量的关系也较大。因此,其装配工艺和装配方法应该严格按照卡套式管接头标准技术条件(JB 1989—77)中规定的方法进行。

扩口管接头适于铜管和薄壁钢管的连接。先将管口扩成喇叭口(约  $74^{\circ} \sim 90^{\circ}$ ),再用螺母把导套连同接管一起压紧在接头体上形成密封。

铰接管接头可用于液流成直角形的连接,与普通直角接头比,其优点是可以任意调整布管方向,安装方便、占用空间小。

当系统中某一局部不经常需要压力油源,或一个压力油源要间断地分别供给几个局部时,为了减少控制阀和复杂的管路安装,有时采用快速接头与胶管配合使用。图 1-5-8 是快速接头

的结构示意图。图中各零件的位置为油路接通时的位置,外套 8 把钢球 7 压入槽底使接头体 9 和 3 连接起来,单向阀阀芯 2 和 5 互相挤紧顶开使油路接通。当需要断开油路时,可用力把外套 8 向左推,同时拉出接头体 9,油路断开。与此同时,单向阀阀芯 2 和 5 分别在各自的弹簧 1 和 6 的作用下外伸,顶在件 3 和接头体 9 的阀座上使两边管子内的油闭在管中不至流出,弹簧 4 则使外套 8 回位。

图 1-5-8 快速接头的结构示意图

1、6-弹簧;2、5-单向阀阀芯;3、9-接头体;4-弹簧;7-钢球;8-外套

软管与金属管或软管与元件之间的连接,都采用软管接头,其形式也很多,目前常用的有可拆式和扣压式两类。上述各式管接头已有标准或试行标准,设计或选用时应采用标准规格。

## 第六节 冷 却 器

液压系统在工作过程中,由于油液粘性不断产生热量,这些热量大都转化为油液的内能而使油温升高,液压油的温度过高会给系统带来不利影响:

油液粘度降低,泄漏增加,整个系统效率显著下降;

油液粘度下降,使活动部位油膜破坏,摩擦阻力增加,引起系统发热,执行元件会产生低速“爬行”;

油温过高,引起热膨胀,使不同材料运动副之间的间隙变化,造成动作不灵或“卡死”,以及工作性能和精度降低;

油温超过 55℃ 时,油液氧化加剧,使用寿命缩短。据有关资料介绍,当油温超过 55℃ 时,油温每升高 9℃,油的寿命要缩短一半。

对一般工程机械而言,由于多为行走式设备,液压油油箱的容量较小,因而散热面亦小,且其工作环境、条件较劣,故在空间允许的情况下设置冷却器。

同理,在寒冷的地方和高空,油温也不能过低。因为油温过低会使油的粘度增大,使阻力损失增加,并使油泵启动吸油困难。一般规定油温最低不能低于 15K,否则,必须在油中设置加热器。

对冷却器的基本要求是:在保证散热面积足够大、散热效率高和压力损失小等前提下,要求结构紧凑坚固、体积小、质量轻。最好有自动控温装置,以保证油温控制的正确性。

冷却器按冷却介质的不同,可分为风冷和水冷两种。

风冷式油冷却器包括风扇(或鼓风机)和由许多带散热片的管子所组成的油散热器两部分。它迫使周围空气穿过带散热片的管子表面,而热的油通过这些管子从散热片的内部流过。风冷式冷却器适用于移动式液压系统。它的缺点是空气换热系数很小,冷却效果较差。

水冷式油冷却器可设计成多种形式,其中最简单的是在液压油油箱中安装一根蛇形水管。水在管内流动,把油的热量带走,但由于油在油箱中作自然对流,故冷却效果较差。近年出现的翅片式冷却器,效果较为理想,这种冷却器在除了水管外面通油外,在液压油管外面又装设了横向或纵向的散热片(厚度为 0.2~0.8mm 的铝片或铜片)。因而散热效果好、结构紧凑,且造价低、不生锈。

在多数情况下,油温的升高是由于大量高压油从溢流阀中溢出引起的。此时,冷却器可装在溢流阀的泄液压油管路上。

# 第六章 工程机械液压传动系统的基本概念

## 第一节 工程机械液压传动系统的组成及要求

### 一、 液压系统的组成

工程机械液压传动系统,和机械传动系统、电传动系统一样,是工程机械整机传动系统的一种重要的传动系统之一。由于它具有机构简单、重量轻、工作平稳冲击小、无级调速及调速范围大、易于实现自动化等优点,近年来发展得很迅速,已成为高科技的重要领域之一。

工程机械液压传动系统可以是不一样的,但它总不外乎是由一些基本液压回路所组成。每个液压基本回路在系统中一般只用来完成某一项作用,例如调压、减压、增压、卸荷、缓冲补油等压力回路,调速、限速、制动、同步等调速回路,换向、顺序、锁紧、浮动等换向回路等。这些液压传动系统基本回路又是由有关的液压元件所组成。例如调压回路,一般是利用溢流阀来调定系统的最大工作压力。在执行机构进程和回程所需工作压力相差悬殊的工况下,还可以利用两个或两个以上溢流阀与二位二通电磁阀组成双级或多级调压回路等。

学习和掌握液压传动系统基本回路的组成、原理及其特点,是为了能对实际工程机械液压系统变复杂为简单地去认识和分析。但必须指出,任何一个具体的回路方案都不是一成固定不变的,随着人们对液压技术的进一步掌握,必然会创造出更多先进的液压元件,组成更合理的液压回路。

### 二、 对工程机械液压系统的要求

工程机械对液压系统主要要求是应保证主机具有良好的工作性能。为此,一个好的或比较好的液压系统应满足以下几个要求:

- (一)当主机在工作载荷变化大,并有急剧冲击和振动的情况下工作时,系统要有足够的可靠性。
- (二)系统应具有较完善的安全装置,如执行元件的过载卸荷、缓冲和限速装置等。
- (三)减少系统的发热量,保证系统连续工作液压油温不超过 65 。

- (四)由于工程机械在野外作业为多,工作条件恶劣,为了保证系统和元件的正常工作,系统必须设置良好的加油、吸油及压油过滤装置。
- (五)大型工程机械应考虑有应急能源。为了减轻驾驶员劳动强度,可采用先导操纵。
- (六)系统要尽可能简单、易于安装和维护修理。

## 第二节 液压系统基本型式

根据不同分类方法,液压系统的基本型式主要有以下几种。

### 一、 开式、闭式系统

按油液循环方式的不同,液压系统可分为开式系统和闭式系统。

#### (一)开式系统

开式系统(图 1-6-1)是指液压泵 1 从液压油箱 5 吸油,通过换向阀 2 给液压缸 3(或液压马达)供油以驱动工作机构,液压缸 3 的回油再经换向阀流回液压油箱。

在泵出口处装溢流阀 4。这种系统结构较为简单。由于系统本身具有油箱,因此可以发挥油箱的散热、沉淀杂质的作用。但因油液常与空气接触,使空气易于渗入系统,导致工作机构运动的不平稳及其它不良后果。为了保证工作机构运动的平稳性,在系统的回油路上可设置背压阀,但又会引起附加能量的损失,使油温升高。

在开式系统中,采用的液压泵为定量泵或单向变量泵,考虑到泵的自吸能力和避免产生吸空现象,对自吸能力差的液压泵,通常将其工作转速限制在额定转速的 75% 以内,或增设一个辅助泵。工作机构的换向则借助于换向阀。换向阀换向时,除了产生液压冲击外,运动部件的节流损失将转变为热能,而使油温增加。但由于开式系统结构简单,因此仍为大多数工程机械所采用。

#### (二)闭式系统

在闭式系统(图 1-6-2)中,液压泵的进油管直接与执行元件的回油管相联,工作液体在系统的管路中进行封闭循环。闭式系统结构较为紧凑、泵的自吸性好、系统与空气接触的机会较少,空气不易渗入系统,故传动的平稳性较好。工作机构的变速和换向靠调节泵或马达的变量机构实现,避免了在开式系统换向过程中所出现的液压冲击和能量损失。但闭式系统较开式系统复杂,由于闭式系统本身没有油箱,油液的散热和过滤的条件较开式系统差。为了补偿系统中的泄漏,通常需要一个较小容量的补油泵和油箱,因此这种系统实际上是一个半闭式系统。

一般情况下,闭式系统中的执行元件若采用双作用单活塞杆液压缸时,由于大、小腔流量不等,在工作过程中,会使功率利用下降。所以闭式系统中的执行元件一般为液压马达。如大型液压挖掘机、液压起重机中的回转系统,全液压压路机的行走系统与振动系统中的执行元件均为液压马达。

图 1-6-1 开式系统

1-液压泵;2-换向阀;3-液压缸;4-溢流阀;5-液压油箱;6-滤油器

图 1-6-2 闭式系统

1-液压泵;2-液压马达;3-单向阀;4-补油泵;5-油箱

二、 单泵、多泵系统

按系统中液压泵的数目,系统可分为单泵系统、双泵系统和多泵系统

(一) 单泵系统

由一个液压泵向一个或一组执行元件供油的液压系统,即为单泵液压系统,如图 1-6-3 所示。单泵系统适用于不需要进行多种复合动作的工程机械,如推土机、铲运机等铲土运输机械的液压系统。对某些工程机械如液压挖掘机、液压起重机的工作循环中,既需要实现复合运动,又需要对这些动作能够进行调节,采用单泵系统显然是不够理想的。为了更有效地利用发动机功率与提高工作性能,就必须采用双泵系统或多泵系统。

(二) 双泵系统

图 1-6-4 为双泵液压系统图。双泵液压系统实际上是两个单泵系统的组合。每台泵可以分别向各自回路中的执行元件供油。每台泵的功率是根据各自回路中所需要的功率而定,可以保

证进行复合动作。当系统中只需要进行单个动作而又要充分利用发动机功率时,可采用合流供流方式,即将两台液压泵的流量同时供给一个执行元件。这样可使工作机构的运动速度加快一倍。这种双泵液压系统在中小液压挖掘机和起重机中已被广泛采用。

(三)多泵系统

为了进一步改进液压挖掘机和液压起重机的性能,近年来在大型液压挖掘机和液压起重机中开始采用三泵系统。图 1-6-5 所示为三泵液压系统原理图。这种三泵系统的特点是回转机构采用独立的闭式系统,而其它两个回路为开式系统。这样可以按照主机工作情况,把不同的回路组合在一起,以获得主机最佳的工作性能。

三、 定量、变量系统

按所用液压泵型式不同,系统可分为定量系统和变量系统

(一)定量系统

采用定量泵的液压系统称为定量系统,定量系统中所采用的液压泵为齿轮泵、叶片泵或固定斜盘的柱塞泵。

液压泵的功率是按理论功率  $P = p_{max} Q$  选取的。对定量泵,当发动机转速一定时,流量  $Q$  也一定。而压力是根据工作循环中需要克服的最大阻力确定的,因此液压系统工作时,液压泵功率是随工作阻力变化而变化的。在一个工作循环中液压泵达到满功率的情况是很少的。据统计,在挖掘机中定量泵功率的平均利用率约为 54% ~ 60% (图 1-6-6)。

图 1-6-3 单泵系统

液压系统中液压泵的理论功率与发动机有效功率之比约为 0.8 ~ 1.2。对定量泵,其功率比值可取在 1 以上,但应小于发动机的功率储备,以免突然过载时造成发动机熄火而影响正常工作。

(二)变量系统

变量系统中所用的液压泵为恒功率控制的轴向柱塞泵,泵的恒功率控制原理及功率特性曲线如图 1-6-7 所示。从图中可以看出,功率调节器中控制活塞右面有压力油作用,控制活塞左面有弹簧力作用。当泵的出口压力低于弹簧预压紧力时,弹簧未被压缩,液压泵的摆角处于最大角度,此时泵的排量也最大。随着液压泵出口压力的增高,弹簧被压缩,液压泵的摆角也就随着减小,排量也就随之减少。液压泵在出口压力和弹簧预压紧力相平衡时的位置,称为调节起始位置时,作用在功率调节器中控制活塞上的液压力称为起调压力。当液压泵的出口压力大于起调压力时,由于调节器中弹簧压缩力与其行程有近似于双曲线的变化关系。因而在速度恒

图 1-6-4 双泵液压系统

1-双联液压泵;2-换向阀;3-多路换向阀;4-变速阀;5-先导阀;6-行走马达;7-缓冲制动阀;8-回转马达;9-回转马达换向阀;10-回转接头

定时,液压泵出口压力与流量也呈近似于双曲线的变化。这样液压泵在调节范围之内始终保持恒功率的工作特性。由于液压泵的工作压力是随外载荷的大小而变化的,因此,可使工作机构的速度随外载荷的增大而减小,或随外载荷的减小而增大,使发动机功率在液压泵调节范围内得到充分利用。变量泵的起调压力  $p_0$  是由弹簧的刚度和液压系统的要求决定的。调节终了压力  $p_{max}$  液压系统决定,由安全阀调定。相应于起调压力时的摆角为最大,相应于调节终了时的摆角为最小。

变量泵的优点是在调节范围之内,可以充分利用发动机的功率,缺点是结构和制造工艺复杂、成本高。

为了防止发动机因过载而突然熄火,一般将液压泵的理论功率与发动机有效功率之比限制在  $0.8 \sim 1$  之间。

#### 四、 分功率变量、总功率变量系统

变量系统按其对发动机功率利用情况的不同,可分为分功率变量系统和总(全)功率变量



图 1-6-5 三泵液压系统原理图

图 1-6-6 定量系统与变量系统功率利用对比

图 1-6-7 变量泵的恒功率控制原理及功率特性曲线

因为变量系统一般多为双泵回路,故它又分为分功率调节和总功率调节两个基本类型。

分功率调节系统中的两个主泵,各有一个恒功率调节器(图 1-6-8),每一个泵的流量只受泵所在回路负载压力的影响,而不受另一回路负载的影响,不能保证相应的同步关系。每一回路所利用的发动机功率最多不超过 50%。为了改善功率利用,在进行单回路动作时,分功率变量系统可采用合流供油。

总功率调节变量系统如图 1-6-9 所示。图 1-6-9a)是采用机械联动调节总功率变量系统。两个泵的缸体连接在一起,由一个直接作用调节缸来调节双泵的摆角。泵 1 和泵 2 的压力油通过阻尼孔分别作用于调节缸的 a 腔和 b 腔,因此是按两台泵工作压力之和( $p_z = p_1 + p_2$ )来进

图 1-6-8 分功率调节变量系统

行流量调节的。调节过程中,两泵摆角相等。输出流量相等。两台泵功率总合始终保持恒定,使其不超过发动机的驱动功率。图 1-6-9b)是液压联动总功率调节变量系统。每台泵各自有调节器,同样,它们的摆角是按两台泵工作压力之和来调节的,而实现双泵同步变量。

图 1-6-9 总功率变量系统

总功率变量系统有以下特点:

1. 发动机功率能得到充分利用。发动机功率可按实际需要在两泵之间自动分配与调节。在极限情况下,当一台泵空载时,另一台泵可以输出全部功率。
2. 两台泵流量始终相等。可保证履带式全液压挖掘机两条履带同步运行,便于驾驶员掌握速度。
3. 两泵传递功率不等,因此其中的某个泵有时在超载下运行,对泵的寿命有一定的影响。

## 五、 执行元件串、并、串并联系统

按向执行元件供油方式不同,可分为串联、并联及串并联系统。

### (一) 串联系统(图 1-6-10a)

在系统中,当一台液压泵向一组多路换向阀控制的执行元件供油时,上一个执行元件的回油是下一个执行元件的进油时,此系统称为串联系统。

串联系统有以下几个主要特点:

1. 液压泵的流量(系统最大流量)是按动作中最大的一个执行元件流量选取的。
2. 液压泵的压力(系统压力)是同时动作的执行元件所有压力之和。
3. 当液压泵的流量不变时,串联系统中各液压缸或液压马达的速度与负载无关。
4. 当主泵向多路阀控制的各执行元件供油时,只要液压泵出口压力足够,便可实现各执行

元件同时工作,且各执行元件工作速度与外负载无关。但由于执行元件的压力是重叠的,所以克服外负载的能力将随执行元件的数量增多而降低,或者泵的压力要较大。

(二) 并联系统(图 1-6-10b)

在系统中,当一台液压泵向一组多路换向阀控制的执行元件供油时,各执行元件时能获得系统来的一部分油,则此系统称为并联系统。

并联系统有以下几个主要特点:

- 1. 液压泵的流量是按可同时动作执行元件之和选取的,可见泵的流量要求比较大。
- 2. 液压泵的压力是按各执行元件中最高一个所需压力(执行元件中最高一个工作压力及其油路压力损失之和)选取。
- 3. 当液压泵流量不变时,并联油路中的执行元件的速度将与外负载有关,且随外负载增大而减小,随外负载减小而增大。
- 4. 当主油泵向多路换向阀控制的各执行元件供油时,流量的分配是随各执行元件上外负载的不同而变化的,首先进入外负载较小的执行元件,也就是说,只有当各执行元件上外负载相等时,才能实现同时动作,否则由于各执行元件上外负载的不同而有先后动作。由于并联系统在工作过程中只需克服一次外负载,因此克服外负载的能力较大。

(三) 串并联系统(图 1-6-10c)

在系统中,当一台液压泵向一组多路换向阀控制的执行元件供油,在中位时,各单联换向阀的进油路是串

图 1-6-10 执行元件供油方式

联,回油路是并联,或者当后一联阀工作时,前面各联阀就不能工作的油路,此系统称为串并联系统。

串并联系统有以下几个主要特点:

- 1. 液压泵的流量和压力均按系统中单动执行元件动作中最大的一个流量和压力值进行选取。
- 2. 当液压泵的流量不变时,动作的执行元件速度与负载无关。
- 3. 当前一单联换向阀工作进油时,其后各单联换向阀得不到进油而不工作,也就是说,后面各单联换向阀要工作进油,其前各单联换向阀均不能工作保持在中位。系统在任何时候只能是一个执行元件在动作,因此这种串并联连接方式系统又称单动顺序系统或优先油路系统。可见这种系统不能实现复合动作,可防止误操作。

六、 有级调速、无级调速及复合调速系统

按调速方法不同分有级调速、无级调速及复合调速系统。

液压传动的工程机械,其液压传动系统可以保持原动机的功率和转速不变的情况下,方便地实现大范围的调速。调速的方法:只要改变进入执行元件的流量或改变液压泵和液压马达的排量即可。液压传动调速,一般分为有级调速、无级调速及复合调速 3 大类。

(一)有级调速系统

在一些较大功率又要求有很大调速范围的液压工程机械上常采用有级调速。有级调速办法有许多,有用合流阀来改变系统内是单泵供油或双泵供油的两级调速;有用顺序阀(顺序阀作卸荷阀用)解决低压大流量泵与高压小流量泵是否合流供油的有级调速;有用双速阀或二位四通电磁阀来改变内曲线马达作用柱塞数、有效作用次数、液压马达串并联从而调节系统速度的有级调速等。

(二)无级调速系统

不管采用流量控制阀(工程机械上更多的是采用手动换向阀调节进入执行元件的流量),还是靠改变液压泵或液压马达的排量来实现的调速,均能在一定范围内实现无级调速。无级调速一般有节流调速、容积调速及容积节流调速 3 种。

1. 节流调速

节流调速由于结构简单,使用维护方便、调速范围大(调速比可达 100 以上),低速微动性能好,所以在工程机械上得到广泛的应用。

节流调速是按节流阀安装在执行元件的进油路上、回油路上、旁油路上的不同而有进油节流调速、回油节流调速、旁油节流调速或任意组合的复合节流调速几种。

一般,复合节流调速由于微动性能优良、调速范围最大、刚度好,尽管其效率低,仍在工程机械中应用较多。回油节流调速由于其热油直接回油箱,有一定的背压存在,可使系统工作平稳,所以尽管其它指标不如复合节流调速,但也仍有应用。

进油节流调速由于溢流损失大、系统效率低,一般很少单独应用。旁油节流调速尽管油液发热有改善,能量利用尚合理,但其调速性、刚度、工作稳定性均较差,一般也不单独应用。

2. 容积调速系统

容积调速由于它不存在节流或溢流的能量损失,因此系统发热少、效率高、能量利用合理,在大功率工程机械的液压系统中获得更广泛应用。

容积调速的种类、调速特性,见表 1-6-1。

容 积 调 速 表 1-6-1

	变量泵- 定量马达		定量泵- 变量马达	变量泵- 变量马达	
	定 载 荷	变 载 荷	变 载 荷	定 载 荷	变 载 荷
组成示意图					
调速特性示意图					
$n_2 = (q_1 / q_2) n_1$	因 $q_1$ 变化, 故 $n_2$ 可变	因 $q_1$ 变化, 故 $n_2$ 可变	因 $q_2$ 变化, 故 $n_2$ 可变	$q_1$ 从 $q_{1min}$ 调到 $q_{1max}$ , $q_2$ 固定为 $q_{2max}$ , 故 $n_2$ 可变	$q_2$ 从 $q_{2min}$ 调到 $q_{2max}$ , $q_1$ 固定为 $q_{1max}$ , 故 $n_2$ 可变

续上表

	变量泵- 定量马达		定量泵- 变量马达	变量泵- 变量马达	
	定 载 荷	变 载 荷	变 载 荷	定 载 荷	变 载 荷
$M_2= 1.59 \ p q_2$	因 $p, q_2$ 不变, 故 $M_2$ 不变	因 $p$ 变化, 故 $M_2$ 可变	因 $q_2$ 变化, 故 $M_2$ 可变	因 定 载 荷 $q_2$ 固 定, 故 $M_2$ 不变	因 恒 压 马 达 $p$ 不 变, 但 $q_2$ 变 化, 故 $M_2$ 变 化
$P_2= (M_2n_2)/974$	因 $n_2$ 可 变, 故 $P_2$ 可 变	恒 功 率 泵, 故 $P_2$ 不 变	定 量 泵, 故 $P_2$ 不 变	因 相 当 定 载 荷 的 变 量 泵 $k$ 定 量 马 达, 故 $P_2$ 可 变	因 相 当 变 载 荷 的 定 量 泵 $k$ 变 量 马 达, 故 $P_2$ 不 变
结 论	速 度 可 调 转 矩 恒 定 功 率 可 变	速 度 可 调 转 矩 可 变 功 率 恒 定	速 度 可 调 转 矩 可 变 功 率 恒 定	速 度 可 调 转 矩 恒 定 $i_1= n_2/n_{2m in}$ 功 率 可 变	速 度 可 调 转 矩 可 变 $i_2= n_{2max}/ n_2$ 功 率 恒 定

3. 容积节流调速

由上可知, 节流调速回路结构简单、调速比大、调速方便, 具有较好的微调性, 但节流调速能量损失大、油温升高快; 容积调速效率高、能量利用合理、不存在节流溢流能量损失, 但因变量泵和变量马达均存在死区。所以调低速困难, 同时也存在速度随负载增加而降低及成本高等缺点。用节流阀(手动换向阀)配合变量泵来进行的容积节流调速, 具有效率高、调速方便、工作稳定等优点。工程机械上的恒功率变量泵- 手动换向阀- 执行元件及限压式变量泵- 调速阀- 执行元件调速的采用, 就是容积节流调速的具体应用。

(三) 复合调速系统

复合调速系统已在许多大型工程机械液压系统上应用。它将有级调速、容积调速等组合在一起应用(例如 NK 800 型液压起重机等液压系统), 从而使这些液压系统获得工程上所需要的各种调速及性能要求。

### 第三节 液压系统的性能指标及基本要求

液压工程机械性能的优劣取决于液压系统性能的好坏。而液压系统性能的好坏则又以系统中所用元件的质量好坏和所选择的基本回路恰当与否为前提。对工程机械液压系统的评价, 应该从液压系统以下的几个指标加以评定。

#### 一、 液压系统的效率(经济性指标)

在保证主机性能要求的前提下, 应该使液压系统具有尽可能高的效率。液压系统效率的高低反映了液压系统中能量损失的多少。这种能量损失最终是以热的形式出现, 使系统的油温增高。系统中引起能量损失的因素很多, 主要有以下几个方面。

1. 换向阀换向制动过程中出现的能量损失。当执行元件及其外负载的惯性很大时, 在制动过程中压力油和运动机构的惯性都迫使执行元件继续运动, 同时压入回油腔的液体, 使回油腔的压力增高, 严重时可达几倍的工作压力。液体在此高压作用下, 将从换向阀或制动阀的开口缝隙中挤出, 从而使运动机构的惯性能变为热耗, 使系统油温升高。在一些换向频繁、负载惯性很大的系统中, 如挖掘机的回转系统, 由于换向制动而产生的热耗是十分可观的, 有可能成为

系统发热的主要因素。

2. 元件本身的能量损失。元件的能量损失包括液压泵、液压马达、液压缸和制元件等的能量损失,其中以液压泵和液压马达的损失为最大。

液压泵和液压马达中能量损失的多少,可用效率来表示。液压泵和液压马达效率的高低,是作为其质量好坏的主要指标之一。液压泵和液压马达的效率等于机械效率和容积效率的乘积。机械效率和容积效率是与多种因素有关,如工作压力、转速和工作油液的粘度等。一般,每一台液压泵和液压马达在一个额定的工作点,即在一定的压力和一定的转速下,具有最高的效率,当增加或降低转速和工作压力时,都会使效率下降。

管路和控制元件的结构,同样也可以影响效率。因为油液流动时的阻力与其流动状态有关,为了减少流动时的能量损失,可在结构上采取改进措施:管件增大截面积以降低流动速度;控制元件增大结构尺寸,以增大通流量。但增加的结构尺寸超过一定数值时,就会影响到经济性。此外,在控制元件的结构中,两个不同截面之间的过渡要圆滑,以尽量减少摩擦损失。

3. 溢流损失。当液压系统工作时,工作压力超过溢流阀(或安全阀、过载阀)的开启压力时,溢流阀开启,液压泵输出的流量全部或部分地通过溢流阀溢流。出现溢流工况是:回转机构的启动与制动过程;负载太大,液压缸中的工作压力超过溢流阀的开启压力而仍继续工作;工作机构液压缸到达终点极限位置,而换向阀尚未回到中位。

在系统工作时,应尽量减少溢流损失。这可以从设计因素和操作因素上采取措施。

4. 背压损失。为了保证工作机构运动的平稳性,常在执行元件的回油路上设置背压阀。背压越大,能量损失亦越大。一般讲液压马达的背压要比液缸大;低速液压马达的背压要比高速马达大。

为了减少因背压引起的发热,在保证工作机构运动平稳性的条件下,尽可能减少回油背压,或利用这种背压做功。

二、 功率利用(节能性指标)

液压系统的功率利用反映了主机的生产率。一般讲,采用恒功率变量泵的变量系统,其功率利用要比定量系统高。在双泵系统中,为了提高功率利用,除采用变量系统外,还可采用合流供油。

三、 调速范围和微调指标(调速指标)

工程机械的特点是工作机构的负载及其速度的变化范围比较大,这就要求工程机械液压系统应具有较强的调速范围。不同的工程机械其调速范围是不同的,即使在同一工程机械中,不同的工作机构其调速范围也不一样。调速范围的大小可以用速比*i*衡量。

对液压马达:

$$i_M = n_{M \max} / n_{M \min}$$

式中:  $n_{M \max}$  k k 液压马达最大转速;  
 $n_{M \min}$  k k 液压马达最小转速。

对液压缸:

$$i_G = n_{G \max} / n_{G \min}$$

式中:  $n_{G \max}$  k k 液压缸最大转速;

$n_{G \cdot min} k$  液压缸最小转速。

#### 四、 液压系统刚度(机械特性指标)

液压系统的速度受到外负载影响的程度,常用刚度来评定。液压系统刚度越大,说明该系统速度受负载波动的影响越小。例如在节流调速系统中,复合节流调速系统刚度大,最差的是旁油路节流调速系统。又如,对于容积调速系统,对定量马达而言,所选排量越大,回路刚度越大;对变量液压马达,当最大排量选定后,其调节参数  $r_m$  ( $r_m = \text{变量马达排量 } q_m / \text{变量马达最大排量 } q_{m \max}$ ) 越大,回路刚度越大,即低速时回路刚度较高速时为好。

#### 五、 负载能力(工作性能指标)

对于一般的液压系统,除满足上述性能指标外,还有以下基本要求:

1. 系统尽可能简单,所用液压元件尽可能少,做到既满足工况要求,又达到效率高、成本低、使用维护方便、寿命长。
2. 结构紧凑,尽可能选用系列元件。
3. 操作控制简单、灵活、正确。
4. 工作性能稳定、安全可靠、振动和噪声小等。

上述性能指标和基本要求,仅作为分析和鉴别一般液压系统:“好”、“坏”的相对标准。对于具体系统的实际“定量”要求和特殊要求,则应首先满足。

## 第七章 液 力 传 动

液力传动是利用液体传递功率(转矩)的一种传动方式。虽然液力传动同液压传动一样是以液体作为工作介质的一种能量转换方式,但零部件的结构型式及工作特性等都不一样,因此应用场合也不同。本章的重点是介绍有关液力传动的的基本传动原理、工作特性、结构形式、变矩器的选择及补偿和冷却系统使用维修及故障排除等项内容。

### 第一节 液力传动简介

在工程机械中,发动机的运动通过机械传动或液体传动的方式传到工作机械或行走机构。以行走机构为例,机械传动一般由发动机 主离合器 变速器 主传动 轮边减速 车轮的顺序组成,是采用最早的传动方式。由于工程机械工作负荷变化剧烈,需要根据负荷大小,不断改变工作机构的速度(换档),以取得必要的作业能力和生产率,并防止发动机熄火、驾驶员劳动强度很大、生产率低、作业能力小。

液力传动主要用于发动机后底盘传动前这段传动,其组成形式见图 1-7-1。相当于把机械传动中的机械式主离合器用液力偶合器或液力变矩器代替,即在发动机与工作机构之间,装上液力传动元件(液力偶合器或液力变矩器),其它基本不变。当改用液力传动后,上述缺点即可大为改善,机械作业能力显著提高。生产率可提高 15% ~ 30%,驾驶员劳动强度大为减轻,发动机不会熄火,可以重载起动,简化变速器结构,减少档数,还可延长机械使用寿命等。由于具

有这些优点,所以近年来液力传动在工程机械上越来越得到发展和重视。图 1-7-2 所示就是液力传动在装载机上的应用。

一、 液力耦合器

图 1-7-3 所示为液力耦合器工作原理图。原动机与离心泵轮 1 连接,工作机与涡轮 2 轴连接。当原动机旋转时,带动离心泵 1 工作,液体从油箱吸入泵内,油在泵内被加速,增加了能量(主要是动能),从输油管

图 1-7-1 液力传动应用示意

3 高速进入涡轮,“冲击”涡轮 2 叶片,把能量传给涡轮机,推动其旋转,通过涡轮机轴带动工作机构作功。在整个工作过程中,油从油箱依次经吸油管、泵轮、输油管、涡轮、回油管后又流回油箱,不停地循环,原动机的能量不停的被油泵从泵轮传到涡轮而输出。在整个能量传递过程中。离心泵 1 的作用是把发动机的机械能变成液压油的动能,是能量输入装置,涡轮机的作用是把液压油的动能又变为机械能而输出。在能量变换或传递时,动力元件和工作元件(即泵轮和涡轮)的工作容积从不发生变化,仅液压油的动能在变化。这种以液体为介质,利用液体动能变化来传递能量的过程就叫做液力传动或动液传动。

图 1-7-2 装载机液力传动的应用

1-柴油发动机;2-飞轮;3-液力变矩器;4-液力传动操纵装置;5-变速箱;6-传动齿轮;7-前差速器;8-前轮;9-后轮;10-后差速器;11-传动轴与万向节

图 1-7-3 所示的液力传动,由于离心泵、涡轮机、管路损失能量大,故效率低(一般不超过 70% ),结构庞大。现在应用的液力传动有两类:液力耦合器和液力变矩器。这两类都是在图 1-7-3 所示工作原理的基础上改成的。

图 1-7-4 是液力耦合器结构示意图,与图 1-7-3 不同的是省去吸油管、输油管和回油管、油箱等,并将泵轮和涡轮做成盆状,叶片都成平面径向(图 1-7-4 右)。两轮之间无机械联系,但很靠近,仅留有不大的间隙。使泵轮的出口与涡轮的入口相对,泵轮的入口与涡轮的出口相对。这样泵轮旋转时,事先充入其中的液压油,便在泵轮叶片

图 1-7-3 液力耦合器的原理图  
1-离心泵轮;2-涡轮;3-输油管



的作用下,带动液体一同旋转。因液体有质量,故在液体质点上就作用着离心惯性力,质点必然在此力的作用下由泵轮轮心处向轮缘处流动。同时,由于涡轮的角速度  $\omega_2$  小于泵轮的角速度  $\omega_1$ ,涡轮入口轮缘处的压头小于泵轮出口轮缘处的压头,液体质点在此压头差的作用下,液体便如图箭头所示方向流动,形成所谓环流。油流过涡轮时,把能量传给涡轮,推动涡轮旋转。与图 1-7-3 相比,图 1-7-4 的结构使液流路程大为缩短、结构大为简化。因而提高了效率、缩小了尺寸、减轻了质量。

图 1-7-4 液力耦合器结构示意图  
1-泵轮;2-涡轮;3-叶片

在稳定运动时,若忽略摩擦阻力,则液力耦合器中的液压油受到的外力矩只有泵轮传给之力矩  $M_1$  和涡轮传给之力矩  $M_2$ 。按液压油的平衡条件有:

$$M_1 + M_2 = 0$$

或

$$M_2 = - M_1$$

即液偶力合器在工作时,泵轮轴与涡轮轴上的力矩大小相等,方向相反。由此可见,耦合器只能传递力矩,而不能改变输出力矩。这和简单的机械联轴器一样,所以液力耦合器也被称作液力联轴器。

设泵轮的输入功率为  $P_1$ ,转速为  $n_1$ ,涡轮的输出功率为  $P_2$ ,转速为  $n_2$ ,耦合器的效率为:

$$\eta = P_2 / P_1 = M_2 n_2 / M_1 n_1 = n_2 / n_1 = i$$

$i$  叫传动比。此式说明,液力耦合器的效率与传动比相等。传动比越大,效率越高,所以液力耦合器总希望在较高的传动比下工作。正常工作时,传动比  $i$  一般为 0.95 ~ 0.99,可见液力耦合器的效率是相当高的。

因为效率不能大于 1,故耦合器的传动比  $i$  ( $= n_2 / n_1$ ) 不能大于 1,即涡轮转速总是小于泵轮转

速( $n_2 < n_1$ )。这可以解释如下:由于工作轮是对称的,只有  $n_1 > n_2$  当时,泵轮出口压力(由泵轮离心力造成)才能大于涡轮进口压力(由涡轮离心力造成)。才能形成图 1-7-4 中箭头所示方向的环流,从而才能传递能量。否则,当  $n_1 = n_2$  时,泵轮出口与涡轮入口离心力相等,压力差等于 0,液体不会流动,因而不能传递能量。

由于液力耦合器的效率和输出力矩与工作轮叶片形状无关,为了简单、易制,耦合器的工作轮一般都做成平面径向叶片。

液力耦合器的特性,通常用泵轮的转速等于常数时, $M_2$  与  $n_2$  的关系曲线表示,如图 1-7-5 所示。

$M_2$  与  $n_2$  的关系由实验测出,是一条曲线,由该曲线看出,输出力矩(阻力矩)随涡轮的转速的减小而增大。

这是由于当  $n_1$  一定时,若  $n_2$  减小,则  $n_1$  与  $n_2$  之差增大,引起环流的压力差增大,从而使传递力矩增大。

当外载过大时(大于图 1-7-5 中  $M_0$ ),涡轮便停止不动,即  $n_2 = 0$ 。此时加到发动机轴上的力矩  $M_0$  叫做制动力矩,是由液力耦合器的结构和尺寸决定的,与外载荷无关(注意  $M_0$  与  $n_1$  有关)。不管外载荷多大,加到发动机轴上的载荷最大只到  $M_0$ 。这是液力传动的最大特点之一。利用这个特性,通过合理的选择液力耦合器,可以有效地防止发动机过载,并能改善发动机的起动性能,使能重载起动。

一般用于防止过载和改善起动性能的液力耦合器(通常称为安全型液力耦合器), $M_0$  都较小,如图 1-7-5 中虚线所示。

目前,液力耦合器在国内主要用于安全保护和改善起动性能,如用于矿山机械中的皮带运输机等。

图 1-7-5 液力耦合器的特性曲线

## 二、 液力变矩器

图 1-7-6 是液力变矩器的结构示意图,与耦合器不同的是增加了固定不动的导轮 3,此外,泵轮、涡轮、导轮的叶片都是曲面形。当发动机带动泵轮旋转时,泵轮叶片迫使预先冲入其中的油跟随泵轮一起旋转,与耦合器一样,泵轮的作用是把机械能变为液压油的动能,涡轮的作用是把这种动能又变为机械能而输出。导轮装在涡轮与泵轮之间,一般是在涡轮之后,泵轮之前(顺液流方向看)。冲击涡轮后的液流,部分地又通过导轮使其反回泵轮,如此循环流动,形成液力变矩器的正常运转。变矩器内叶片布置及液体流动状况,可见图 1-7-7 所示。液力变矩器最大特点,是由于导向轮的作用,使输出力矩增大,故名变矩器。导轮的作用原理,可用图 1-7-8 示意说明:泵轮使液流冲击涡轮叶片时,涡轮就开始旋转,而同时沿着涡轮叶片落下冲击到导轮叶片上。这时导轮因固定,接受液流后叶片又使它改变流向,对泵轮叶片(背面)又进行了冲击,使泵轮增大了对涡轮的输出转矩。现在,我们再从理论上说明一下变矩器输出力矩可增大的原因:设在稳定运动时,泵轮作用于液体的力矩为  $M_1$ (设力矩以反时针为正,即为  $M_1$  正),涡轮作用于液体的力矩为  $M_2$ ,导轮作用于液体的力矩为  $M_3$ ,并设涡轮、导轮与泵轮旋向相同如图 1-7-9,按液体平衡条件有:

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0 \quad \text{或:} \quad M_2 = - (M_1 + M_3) \tag{1-7-1}$$

图 1-7-6 液力变矩器的结构示意图  
1-泵轮;2-涡轮;3-导轮

图 1-7-7 变矩器办液流流动状态图

图 1-7-8 导轮作用原理图

1-泵轮;2-涡轮;3-导轮;4-原动机;5、6、7-泵轮、涡轮、导轮叶片

$M_2$  为负(一般取  $M_1$ 、 $M_3$  同向且逆时钟方向为正),表示真正的  $M_2$  的方向与假设的涡轮的旋转方向相反,也就是  $M_2$  与  $M_1$  相反,故输出力矩  $M_2$  为阻力矩。

上式说明,在液力变矩器中,涡轮的输出力矩不等于泵轮力矩,而等于泵轮和导轮作用给液体的力矩之和。可见导轮的作用是改变输出力矩,使液力变矩器的输出大于输入力矩,这是液力变矩器与液力耦合器的主要区别。

设液力变矩器输入功率为  $P_1$ ,转速为  $n_1$ ,输出功率(负载功率)为  $P_2$ ,转速为  $n_2$ 、效率为  $\eta$ ,

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1} = K \cdot i \tag{1-7-2}$$

图 1-7-9 工作轮对液体的作用力矩  
1-泵轮;2-涡轮;3-导轮;4-液体

式中：
$$i = \frac{n_2}{n_1} \tag{1-7-3}$$

$$K = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_1 + M_2}{M_2} = K \tag{1-7-4}$$

K 叫做变矩系数，其大小随工况而变，是传动比 i 的函数，一般当 i 减小时 K 增大。i= 0 时 K 达到最大值，以 K<sub>0</sub> 表示，叫做制动变矩系数。

因为  $M_1n_1 = M_2n_2$ ，所以当输入功率  $M_1n_1$  一定时， $n_2$  随阻力矩  $M_2$  的增大而减小，随  $M_2$  的减小而增大。即：当负荷增大时，转速  $n_2$  减小，负荷减小时，转速  $n_2$  增大。这样，液力变矩器能随负荷变化自动调整工作速度，这叫做自动适应性。这种性能，对负荷变化剧烈的工程机械非常有利：可以充分利用发动机的功率，提高生产和增大作业能力，减少换档，防止发动机熄火等。

三、 液力传动的优缺点

根据实践证明，液力传动的主要优缺点是：

- 1. 能根据负荷大小，自动地无级地调整工作速度，适应作业要求，防止发动机熄火，提高作业能力和生产率，并能减少变速器排挡数。
- 2. 由于主、从动之间无机械关系，故能消除和减缓来自工作机构的冲击和震动，提高机械的使用寿命。
- 3. 可使发动机重载起动，而且起动平稳，对发动机有安全保护作用。

主要缺点为：成本较一般机械传动高，效率低。

变矩器在工程车辆上已经广泛应用。

第二节 液力传动的水力学知识

研究液力传动元件的性质，需要具备一些水力学知识。下面仅作简单介绍。

一、 液体流动的一些基本概念

(一) 流线：

是指液流中这样的线，在这个线上，所有液体质点的速度向量都和此线相切。对于非稳定流动，流线是随时改变形状或位置的；对于稳定流动，流线不随时间而变，与液体质点运动的轨迹相重合。在液力变矩器中，流线的形状像绕在轮胎上的螺旋线，见图 1-7-10。它在轴面（通过变矩器轴线的平面）上的投影，叫做流线的轴面投影，简称轴面流线。流线连续地充满所研究的液流空间，如图 1-7-11 所示。

(二) 理想液体

为了简化问题，使研究方便，常忽略一些次要因素，如忽略液体的粘性，压缩性等。认为“液体不可压缩、无粘性，并且连续地充满所研究的空间”。这样的液体叫理想液体。

(三) 相对速度、牵连速度和绝对速度：

在变矩器中，液体除跟随工作轮一起旋转外，还沿叶道（工作轮叶片之间的液体通道）相对于叶片运动。如图 1-7-12 所示，把跟随工作轮旋转的运动，叫做牵连运动，其速度以 U 表示；把沿叶道的运动叫做相对运动，其速度以 w 表示；U 和 w 的合成运动，就是绝对运动，其速度以

v 表示,根据速度向量叠加原理有:

$$v= U+ W$$

v、U、W 三向量构成的三角形叫做速度三角形,图 1-7-13 中,  
 $v_u= V\cos$  ,是绝对速度在圆周方向的分速度,表示流体的旋转程  
度;而  $v_m= V\sin$  是绝对速度的径向分速度,由速度三角形可以看  
出:

$$v_m= (U- v_u) \operatorname{tg}(180^\circ - \alpha) = - (U- v_u) \operatorname{tg}$$

由此得:

$$\begin{aligned} v_u &= U - v_m \operatorname{ctg}(180^\circ - \alpha) \\ &= U + v_m \operatorname{ctg} \end{aligned} \tag{1-7-5}$$

式中:  $\alpha$  为相对速度与圆周速度之间的夹角,一般称为安放角。也  
有把  $(180^\circ - \alpha)$  称为叶片角的。

二、 进、出口速度三角形

根据理论分析,液力变矩器各工作轮进、出口处的速度,对能  
量转换影响较大。一般把各工作轮进出口处的速度三角形,叫做  
该工作轮的进出口速度三角形如图 1-7-14。并以脚码 1 表示泵  
轮,2 表示涡轮,3 表示导轮;以字母右上角带“ ”者表示进口,不带  
者表示出口,例如图 1-7-14 中  $A_1B_1C_1$  表示泵轮的出口速度三  
角形,  $A_1B_1C_1$  表示泵轮进口速度三角形,  $A_2B_2C_2$  表示涡轮出  
口速度三角形,  $v_3$  表示导轮出口速度等。

图 1-7-10 液流的螺旋运动  
a)轴面流线;b)液体的螺旋运动  
B-泵轮;T-涡轮

当工作轮叶片进口处的安放角  $\alpha_1$  (如图 1-7-15 中的  $\alpha_{1n}$ ) 和该  
处液流速度的进口角  $\beta_1$  相等时 (如当  $\alpha_{1n} = \beta_1$  时),液流进入工作轮平顺,冲击损失较小,效率  
最高。这种情况仅在设计工况上工作时才能出现,实际上 (由于其他原因,设计工况与最高效率  
工况不一定能完全重合)。如果偏离设计工况,则  $\alpha_{1n} \neq \beta_1$ ,进口相对速度与叶片工作面不相切,  
液流进入工作轮时,冲击损失大,使效率降低。偏离设计工况越大,冲击损失越大,效率越低。

液力变矩器的效率曲线 (图 1-7-15 中 1) 与液力耦合器的效率曲线 (图 1-7-15 中 2) 不同,  
近似为一条二次抛物线。

三、 能量转换力矩方程式

我们把水力学中的液流动量矩定律应用于液力变矩器,可推导出能说明能量转换实质的  
力矩方程式。为了简单,我们假设液体是理想液体,液流是轴对称的。由于轴对称,可以取其中  
一小束液流来研究,其结果可应用于全液流。

设在泵轮中取一束正在运动着的流体段 abcd 如图 1-7-16,这段流束的 ab 面即将进入叶  
片,cd 面即将离开叶片,经过极短时间  $\Delta t$  后,这段流束达到 a' b' c' d' 的位置,即 ab 面刚进入  
叶片到达 a' b' 位置,cd 面刚离开叶片到达 c' d' 位置。我们研究  $\Delta t$  时间内,这段流束对泵轮轴  
心线的动量矩变化。设以 L 表示其动量矩,则:

$$L' = L_{a'b'c'd'} - L_{abcd}$$

式中:  $L'$ —— 动量矩的变化 (增量);  
 $L_{a'b'c'd'}$ —— 流束在 a' b' c' d' 位置时的动量矩;

图 1-7-11 变矩器的轴面流线图

1-泵轮 ;2-涡轮 ;3-导轮 ;4-输出轴 ;5-输入轴

$L_{abcd}$ ——流速段在  $abcd$  位置时的动量矩。

由力学知,物体对某一轴的动量矩等于其各个部分对同一轴的动量矩之和。因此上式可写为:

$$\begin{aligned} L' &= L_{a'b'c'd'} - L_{abcd} \\ &= (L_{a'b'cd} + L_{cdc'd'}) - (L_{aba'b'} + L_{a'b'cd}) \\ &= L_{cdc'd'} - L_{aba'b'} \end{aligned}$$

由于  $\Delta t$  很短,所以  $ab$  面离  $a'b'$  很近,可用泵轮进口边的平均速度来代表  $aba'b'$  这段流束的速度。同理可以用出口速度代表  $cdc'd'$  的速度。这样,按图 1-7-16,流束段  $cdc'd'$  的速度为  $v_1$ ,其圆周分速度为  $v_{1u} = v_1 \cos \alpha_1$ ,流束段  $aba'b'$  的速度为  $v_2$ ,其圆周分速度为  $v_{2u} = v_2 \cos \alpha_2$ 。设泵轮进、出口平均半径为  $r_2$  和  $r_1$ ,则其对轴心线的动量矩为  $m_2 v_{2u} r_2$  和  $m_1 v_{1u} r_1$ 。故有:

$$L' = L_{cdc'd'} - L_{aba'b'}$$

图 1-7-12 工作轮的速度三角形

$$= m_1 V_{1u} r_1 - m_1 V_{1u} r_1$$

式中： $m_1$  为  $cdc'd'$  的质量， $m_1$  为  $aba'b'$  的质量，按流体不可压缩且连续的假设（理想体）， $m_1 = m_1 = m$ 。并且有：

$$m = \frac{1}{g} Q \frac{A_b}{A} t$$

式中： $g$ 、 $\gamma$ ——重力加速度和液体的重度；

$Q$ ——环流量；

$f$ ——泵轮进口过流断面积；

$A$ ——所取流段的过流断面积。

把  $m$  代入上式得：

$$\begin{aligned} L &= m_1 V_{1u} r_1 - m_1 V_{1u} r_1 \\ &= m (V_{1u} r_1 - V_{1u} r_1) \\ &= \frac{1}{g} Q \frac{f}{A} t (V_{1u} r_1 - v_{1u} r_1) \end{aligned}$$

此式是对所取过流断面面积为  $f$  的流束所说的，对整个泵轮而言，只需把式中的  $f$  换成  $A$  就可以了。这是由于假定泵中的液流是轴对称的，一小束的流动情况和全泵的流动情况一样。设整个泵中液体的动量矩的变化为  $L$ ，则：

$$L = \frac{1}{g} Q \frac{f}{A} t (v_{1u} r_1 - v_{1u} r_1)$$

设泵轮作用给液体的力矩为  $M_1$ ，则根据动量矩定律(液体动量矩对时间的变化率等于作用于该液体上的外力矩)有：

$$M_1 = \frac{L}{t} = \frac{1}{g} Q (v_{1u} r_1 - v_{2u} r_1) \tag{1-7-6}$$

这就是我们所要求的力矩方程式，它适用于一切涡轮机械，是液力传动的理论基础。式中  $v_{ur}$  叫做速度矩，从(1-7-6)式可以看出：

- 1. 泵轮作用给液体的力矩，用于使液体旋转，增加液体的速度矩。
- 2. 能量的转换似乎与叶片中间情况无关，仅取决于进、出口情况。但事实并非如此，原因如下：

(1) 液体从入口到出口相对于叶片流动时，与叶片表面有摩擦阻力，流道形状变化或弯曲时有局部阻力。这些阻力对液流产生阻力矩  $M_{阻}$ ，但在推导上式时，只考虑了泵轮作用力矩  $M_1$ ，忽略了  $M_{阻}$ ，这对理想液体才是允许的，实际上液体是有粘性的， $M_{阻}$  不可忽略。

(2) 圆周分速度  $v_u$  从入口到出口的变化是在整个叶片作用下沿叶片长度连续进行的，不可能孤立地仅在进、出口处突然转变。如果叶片中间段不合理，即使进、出口处的状态很“理想”，也不能得到所要求的值  $v_u$ 。

(3) 在推导(式 1-7-6)时，应用了“轴对称流”的假设。完全的轴对称流只有在叶片为无限多、无限薄时才能得到。

这么一说，似乎(1-7-6)式又成了问题！回答是要一分为二：  
以(1-7-6)式为基础近似地研究涡轮机械的能量转换问题，由于它忽略了次要因素，因而比较简单、清楚，能较明确地定性分析一些问题。

最早应用的涡轮机械叶片设计方法，就是以(1-7-6)式为基础进行计算，然后用实验进行反复修正。虽然实验工作量较大，但由于计算简单，工作量少，因而直到现在一些设计者还在应用。

(1-7-6)式没有具体反映出叶片中间形状对能量转化的影响，是其主要缺点。

#### 四、相似理论和力矩公式

力矩方程式一般只作为理论研究之用，特点是用于定性的分析一些问题。在液力传动实际计算中，不直接应用力矩方程式，而是用由相似理论导出的所谓力矩公式。

在流体力学中，把满足下面 3 个条件的液流，叫做相似液流，并认为，当两个液流相似时，它们具有相同的水力特性。这 3 个条件简单地说起来就是：

- 1. 几何相似：两个液流对应尺寸成比例，对应角相等；
- 2. 运动相似：两个几何相似的液流，对应点的速度三角形相似；
- 3. 动力相似：几何相似且运动相似的两个液流，对应点作用着方向一致的同名力，力的大小成比例。

建立在这 3 个条件基础上的、研究液流相似问题的理论，称为相似理论。

实际上，完全的动力相似是不可能达到的，实用时，一般是按照所研究问题的性质，找出其主要的的作用力，只要主要作用力满足动力相似就可认为该液流是相似的。把相似理论应用于变矩器中的液流，上述 3 个条件可叙述为：

- 1) 几何相似：变矩器过流通道对应尺寸成比例、对应角相等，几何相似的变矩器叫做同一系列的变矩器。



2) 运动相似:几何相似的变矩器中液流对应点的速度三角形相似。运动相似时,叫做在相似工况下工作。

3) 动力相似:同一系列的变矩器在相似工况下工作时,液流对应点作用着方向一致、大小成比例的同名力即为动力相似(力学相似)。

变矩器液流中主要作用是惯性力和粘性力,为了简单,通常也忽略粘性力,只考虑惯性力。据此可以推导出几个主要关系式,其中对我们较有用的是所谓力矩公式。

设有两个变矩器 1 和 2 呈力学相似,则根据相似条件,它们的泵轮间有:

$$\frac{D_{11}}{D_{12}} = \frac{r_{11}}{r_{12}} = \frac{r_{11}}{r_{12}} = \text{常数}$$

$D_{11}$ 、 $r_{11}$ 、 $r_{11}$ 表示变矩器 1 的有效直径、有效出口半径、有效进口半径,  $D_{12}$ 、 $r_{12}$ 、 $r_{12}$ 表示变矩器 2 的有效直径、有效出口半径、有效进口半径。同理有:

$$\frac{v_{11}}{v_{12}} = \frac{v_{11u}}{v_{12u}} = \frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{r_{11}}{r_{12}} \frac{r_{11}}{r_{12}} = \frac{n_{11} D_{11}}{n_{12} D_{12}} = \text{常数}$$

$$\frac{v_{11}}{v_{12}} = \frac{v_{11u}}{v_{12u}} = \frac{u_{11}}{u_{12}} = \frac{r_{11}}{r_{12}} \frac{r_{11}}{r_{12}} = \frac{n_{11} D_{11}}{n_{12} D_{12}} = \text{常数}$$

$$\frac{Q_{11}}{Q_{12}} = \frac{A_{11} v_{11m}}{A_{12} v_{12m}} = \frac{A_{11} v_{11}}{A_{12} v_{12}} = \frac{D_{11}^2 n_{11} D_{11}}{D_{12}^2 n_{12} D_{12}} = \frac{D_{11}^3 n_{11}}{D_{12}^3 n_{12}} = \text{常数}$$

式中: $A$  为泵轮进口过流断面面积。  $v_m$  为绝对速度的径向速度。两变矩器力矩之比为:

$$\begin{aligned} \frac{M_{11}}{M_{12}} &= \frac{\frac{1}{2} Q_{11} (v_{11u}^2 - v_{11r}^2)}{\frac{1}{2} Q_{12} (v_{12u}^2 - v_{12r}^2)} \\ &= \frac{\frac{1}{2} Q_{11} \frac{n_{11}^2 D_{11}^2}{n_{12}^2 D_{12}^2} (v_{12u}^2 - v_{12r}^2)}{\frac{1}{2} Q_{12} (v_{12u}^2 - v_{12r}^2)} \\ &= \frac{\frac{1}{2} n_{11}^2 D_{11}^5}{\frac{1}{2} n_{12}^2 D_{12}^5} = \frac{n_{11}^2 D_{11}^5}{n_{12}^2 D_{12}^5} \end{aligned}$$

或写为

$$\frac{M_{11}}{n_{11}^2 D_{11}^5} = \frac{M_{12}}{n_{12}^2 D_{12}^5} = \text{常数}$$

此式说明,同一系列的变矩器,在相似工况下工作时,其泵轮的力矩与液体重度、转速  $n$  的平方、直径  $D$  的五次方成比例。因此泵轮的力矩的一般形式可以写为:

$$M_1 = \gamma_1 n_1^2 D_1^5 \tag{1-7-7}$$

式中:  $\gamma_1$  为比例系数,称为泵轮力矩系数,其值由实验确定,同一系列变矩器在相似工况下工作时,  $\gamma_1$  等于常数;  $\gamma$  为工作质油液的重度。

同理,我们也可得同一系列变矩器涡轮的力矩公式:

$$M_2 = \gamma_2 n_2^2 D_2^5 \tag{1-7-7}$$

式中:  $\gamma_2$  是涡轮力矩系数。

以上两式参数单位:

$M_1$ 、 $M_2$  单位是“ $\text{kgf} \cdot \text{m}$ ”

$\gamma_1$  或  $\gamma_2$  单位是“ $\text{m} \cdot \text{in}^2 / \text{m} \cdot \text{转}^2$ ”

单位为“ $\text{kg}/\text{m}^3$ ”

$n_1、n_2$  单位为“ r/ m in ”

$D_1$  (或  $D_{11}, D_{12}$ ) 为变矩器泵轮的有效直径,单位为“ m ”。

根据上式泵轮的力矩公式,变矩系数  $K$  为:

$$K = \frac{M_2}{M_1} = \frac{{}_2 n_2^2 n_2^5}{{}_1 n_1^2 D_1^5} = \frac{{}_2 n_2^2 n_2^5}{{}_1 n_1^2 D_1^5} \quad (1-7-8)$$

### 第三节 液力变矩器工作原理及特性曲线

#### 一、 工作原理

在第一节中我们简单介绍了变矩器的工作过程,并指出,泵轮、涡轮和导轮在能量转换过程中的作用。现在我们用力矩方程式来研究一下这个问题。

对图 1-7-17 中的泵轮 1、涡轮 2 和导轮 3,分别用力矩方程式得:

$$M_1 = \frac{1}{g} Q (V_{1u} r_1 - V_{1u} r_1) \quad (1-7-9)$$

$$M_2 = \frac{1}{g} Q (V_{2u} r_2 - V_{2u} r_2) \quad (1-7-10)$$

$$M_3 = \frac{1}{g} Q (V_{3u} r_3 - V_{3u} r_3) \quad (1-7-11)$$

图 1-7-17 三工作轮示意图  
1-泵轮;2-涡轮;3-导轮

由于在两个工作轮之间,例如泵轮与涡轮之间,液体不受外力作用,故外力矩  $M = 0$ ,因而必有(速度矩保持定律):

$$V_{1u} r_1 = V_{2u} r_2$$

$$V_{2u} r_2 = V_{3u} r_3$$

$$V_{3u} r_3 = V_{1u} r_1$$

将此 3 式代入(1-7-9)、(1-7-10)、(1-7-11)式,并相加则得:

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0 \quad (1-7-12)$$

或:

$$\begin{aligned} M_2 &= - (M_1 + M_3) \\ &= \frac{1}{g} Q (V_{2u} r_2 - V_{2u} r_2) \\ &= - \frac{1}{g} Q (V_{1u} r_1 - V_{3u} r_3) \end{aligned} \quad (1-7-13)$$

由于  $M_2$  是阻力矩为负值(见 1-7-1 式),故必须  $V_{2u} r_2 > V_{2u} r_2$ ,即涡轮进口速度矩比出口速度矩大。液流通过涡轮后速度减小,即旋转程度减小。由(1-7-13)式知,其减小值等于泵轮和导轮速度矩的增加值。于是可以说变矩器的工作过程是这样:

动力机的能量通过泵轮传给液体,使液体旋转,速度矩增加。具有一定旋转速度的液流进入涡轮后带动涡轮旋转,由于受到涡轮叶片的“阻碍”(实际上是负载的阻碍),液流的旋转程度被减小,即速度矩减小,其减小值正比于输出矩(阻力矩)值。导轮的作用是帮助泵轮增加液流旋转,即增大泵轮进口处的  $V_{1u} r_1$ 。这样,在同样的  $M_1$  下,泵轮出口处的  $V_{1u} r_1$  便可增大,也就

是使涡轮进口处的  $V_{2u} r_2$  增大,从而提高了输出力矩  $M_2$ ,这就是导轮改变力矩的实质。

应该指出,导轮中的液流遵守能量方程(即伯努力方程),导轮并不增大或减小液体的能量,仅改变了液流的方向。这是由于导轮和液流之间尽管有力矩相互作用,但导轮不旋转,  $\omega_3 = 0$ ,故功率  $M_3 \omega_3 = 0$ ,即无功率输出与输入。因此导轮中所具有的能量,是泵轮输入的或涡轮“剩下的”。

1. 要增大变矩器系数  $K$ ,按公式(1-7-4)显然应该增大  $M_3$ 。为此,按公式(1-7-11)就要增大  $V_{3u} r_3$ ,即使导轮液流的旋转程度增大。为此由图 1-7-14 可看出减小导轮叶片出口安放角  $\beta_{3n}$ ,这就是使导轮叶片变得弯曲。此外,当  $V_{3u} r_3$  增加时,在一定的  $M_1$  下,  $V_{1u} r_1$  增大,使涡轮进口处的速度矩  $V_{2u} r_2$  增大,由图 1-7-14 可看出,当  $V_{2u}$  增大时,  $\beta_{2n}$  减小,使涡轮叶片也变得更加弯曲。从以上分析可知,当增大  $K$  时,导轮和涡轮的叶片变得更弯曲。叶片越弯曲,对液流阻力越大,液流通过损失的能量越多,因而效率就越低。可见  $K$  的增大,受到效率的限制。一般简单式单级变矩器的  $K$  多为 2.5 ~ 3.0。当要求  $K$  很大时,为了使叶片不太弯曲,可把涡轮叶栅分成几段,各段之间插入相应的导轮叶栅,构成所谓多级式变矩器。

2. 设变矩器在  $n_1 =$  常数下工作,此时环流流量  $Q =$  常数(实际上有变化,但变化不大,不影响所研究问题的本质)。若工作机构负载增大即  $M_2$  增大,我们分析一下  $n_2$  如何变化:

由于  $n_1$ 、 $Q$  不变,故泵轮进出口速度三角形不变,涡轮进口处的速度矩  $V_{2u} r_2$  也不变,等于  $V_{1u} r_1$ 。由方程(1-7-13)并利用公式(1-7-5)得:

$$\begin{aligned} M_2 &= \frac{1}{g} Q (V_{2u} r_2 - V_{2m} r_2) \\ &= \frac{1}{g} Q [(U_2 + V_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2) r_2 - V_{2u} r_2] \end{aligned}$$

由于:  $U_2 = \omega_2 r_2 = \frac{2 \pi n_2}{60} r_2$ , 则:

$$M_2 = \frac{1}{g} Q \left[ \frac{2 \pi n_2}{60} r_2 + V_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2 r_2 - V_{2u} r_2 \right]$$

得:

$$n_2 = \frac{30}{\pi} \frac{V_{2u} r_2}{r_2} + \frac{g}{Q} M_2 - V_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2$$

由 1-7-1 知  $M_2$  为负,故当  $M_2$  增大时(指绝对值),由上式看出,  $n_2$  减小(注意  $Q$  不变时,  $V_m$  不变),当  $M_2$  减小时,  $n_2$  增大。这就是第一节中已经提到过的自动适应性。图 1-7-18 表示负载依次增大时,  $U_2$  (代表  $n_2$ ) 依次减小的速度三角形变化情况。

应当指出尽管  $n_2$  随  $M_2$  的增大而减小,随  $M_2$  的减小而增大,但它们并不成反比关系。因为由(1-7-2)式知,当输入功率  $M_1 n_1$  不变时,不是  $M_2 n_2$  等于常数,而是  $M_2 n_2 / \eta$  等于常数,而  $\eta$  是随  $n_2$  变化的。

图 1-7-18 外负载与转速关系图

## 二、 特性曲线

液力变矩器的性能,一般用曲线表示,这些曲线通常是:

### (一)输出特性曲线:

也称作外特性曲线,是由试验和计算得出的下列关系曲线:

1.  $M_1 = \text{常数}$ 时,测量  $M_2 = f(n_2)$ 、 $n_1 = f(n_2)$ ,并按公式(1-7-2)计算  $\eta = f(n_2)$ ,如图 1-7-19a)所示。

2.  $n_1 = \text{常数}$ 时,测量  $M_2 = f(n_2)$ 、 $M_1 = f(n_2)$ ,并计算  $\eta = f(n_2)$ ,如图 1-7-19b)所示。

### (二)原始特性曲线

$K = f(i)$ 、 $\eta = f(i)$ 、 $i = f(i)$ 的关系曲线称谓原始特性曲线如图 1-7-20 所示,或称谓无因次特性曲线(实际上  $i$  是有因次的)。原始特性曲线是根据公式(1-7-2), (1-7-3)和(1-7-7)利用输出特性曲线计算得到的。同一系列所有变矩器的原始特性曲线都一样,有了原始特性曲线,就可以作该系列的任一变矩器的输出特性曲线,而不需每一个都去作试验。

### (三)输入特性曲线(也称为负荷抛物线):

$M_1 = f(n_1)$ 的关系曲线称为输入特性曲线或负载抛物线如图 1-7-21 所示。由  $M_1 = \eta i n_1^2 D^5$  可知,对给定的变矩器( $D$ 一定时),用给定工作液体( $\eta$ 一定),在给定的工况下( $i$ 一定),  $\eta D^5$  等于常数,得出的输入特性曲线为一条通过坐标原点的抛物线;而在变工况下,因  $i = f(i)$ ,输入特性曲线为一组抛物线束,抛物线束

图 1-7-19 变矩器输出特性曲线

图 1-7-20 变矩器原始特性曲线

的宽度由  $i$  的变化幅度决定(穿透性)。输入特性除  $i = 0$  的一条一般由实验测得外,其余均根据原始特性曲线用计算方法得出。研究变矩器和发动机的配合时,要用到输入特性曲线。

通常在变矩器特性曲线下取 3 个工况:制动工况( $i = 0$ )、最高效率工况( $i = i^*$ )和偶合器工况( $i = i_m$ )作为变矩器的评价特性(图 1-7-20)。但仅由上述 3 个工况不足以评价变矩器的全部特性。因此引入工作变矩器系数  $K$  这一概念。工作变矩器系数相应于机器主要运转工况所允许的最低效率值(图 1-7-20),工程机械通常取最低允许效率值  $\eta_p = 75\%$ ,汽车通取  $\eta_p = 80\%$ 。

这样,  $K_o$ 、 $K_p$ 、 $K^*$  (变矩性能),  $i_{max}$ 、 $i_M$  (经济性能)以及  $i_0$ 、 $i_{max}$ 、 $i_M$  和穿透性能 (负荷性能)是变矩器特性的主要评价参数,这些参数除 外一般越高越好,而且高效率( 75% )的范围要宽。

(四) 穿透性

变矩器输出轴负荷对输入特性的影响程度叫做变矩器的穿透性。穿透性用穿透系数 来度量:

$$= \frac{i_0}{i_M}$$

- $i_0$  为  $i = 0$  时的泵轮力矩系数。  $i_M$  为偶合器工况的泵轮力矩系数。
  - $i$  不随  $i$  而变化的特征( = 1)称为具有不透性,如图 1-7-22 中曲线 1。
  - $i$  随  $i$  的减小而增大的特性( > 1),称为正透性,如图 1-7-22 中曲线 2。
  - $i$  随  $i$  的减小而减小的特性( < 1),称为负透性,如图 1-7-22 中曲线 3。
- 不少向心涡轮变矩器具有混合穿透性,如图 1-7-22 中曲线 4,就是在小于某一值的工况下为负透性,在大于该值以后为正透性。这种变矩器的透穿系数,用  $= \frac{i_{max}}{i_M}$ 表示最为适宜。

图 1-7-21 正透变矩器输入特性曲线

图 1-7-22 变矩器的透穿性

透穿性对输入特性曲线有影响。不透变矩器,由于  $i$  不随  $i$  变化,故只有一条负荷抛物线如图 1-7-23。

正透变矩器的负荷抛物线位于  $i = 0$  的抛物线的右侧如图 1-7-21。负透性变矩器的负荷抛物线则位于左侧如图 1-7-24。混合透穿性不具有上述规律。

如果把其他性能相同,只是透穿性不同的不透和正透两种变矩器的输出特性曲线以同一比例画在同一座标内,如图 1-7-25 所示,就可以看出,以实线表示的正透变矩器,较虚线表示的不透变矩器具有好多优点,高效区域展宽,变矩系数增大,在一定的  $M_2$  下可以使涡轮轴得到较大的转数  $n_2$ ,使在车辆传动系速比一定的情况下,使车辆具有较大的速度,在一定的  $M_1$  下使涡轮力矩  $M_2$  增大,改善了车辆的牵引特性,有利于车辆起步。目前工程机械多采用具有不大的正透、不透性和混合穿透性的变矩器,极少采用负透性变矩器。

图 1-7-23 不透变矩器输入特性曲线

图 1-7-24 负透变矩器输入特性曲线

## 第四节 液力变矩器的结构类型

工程机械中目前所有液力变矩器,按结构可分为以下几种:

### 一、 第一类型和第二类型

顺循环圆中液流流动方向看,导轮在泵轮前面放置的为第一类型、简称 123 型(1-7-26a),在后面放置的为第二类型、简称 132 型(图 1-7-26b)。正常工作时,123 型涡轮转向与泵轮一致,也称作正转变矩器。132 型一般涡轮转向与泵轮相反故称做反转变矩器。造成反转的原因是由于位于涡轮前面的导轮叶片,改变了进入涡轮的液流方向。132 型由于液流方向变化剧烈,使损失增大,效率低。此外由于涡轮位于泵轮之前,涡轮出口液流对泵轮影响较大,故透穿性较大,一般为正透性。

图 1-7-25 不透和正透变矩器输入特性曲线比较

工程机械绝大多数用 123 型变矩器。

图 1-7-26 正转和反转变矩器

### 二、 向心、轴流和离心涡轮式

按涡轮中液流的方向,变矩器可分为向心涡轮式( $r_2 > r_1$  图 1-7-27a),轴流涡轮式( $r_2 = r_1$  图 1-7-27b)、离心涡轮式( $r_2 < r_1$  图 1-7-27c)。其  $K = f(i)$ ,  $\eta = f(i)$  曲线示意图 1-7-27d。一般向心涡轮式具有正透性;离心涡轮式透穿性不大;轴流式一般为不透性。

图 1-7-27 向心、轴流、离心涡轮工变矩器

工程机械大都采用向心式。

### 三、 单级、双级和多级

把循环圆中的涡轮翼栅分成几段(或叫做几列)。在各段之间分别插入导轮翼栅,即构成多级式变矩器,如图 1-7-28a)为单级式;图 1-7-28b)为双级式;图 1-7-28c)为三级式等。当级数增多时,结构复杂,能量损失增大,效率下降。所以一般都在三级以下。多级变矩器由于结构复杂,价贵,且在中、小传动比范围内  $\eta$  和  $K$  提高不大,故近年来逐渐缩小应用范围,被单级单相或单级多相式代替。

图 1-7-28 单级、双级和多级变矩器

#### 四、 简单式和综合式

由泵轮、涡轮和一个固定不动的导轮组成的变矩器,叫简单式变矩器(图 1-7-29)。其优点是简单、可靠、制造容易、成本低、尺寸小。适用于吊装运输、装卸、平地等工程机械。缺点是效率区较窄。

若将上述简单式变矩器的导轮,做成可以单向旋转时,则构成所谓综合式变矩器,其结构及工作原理见第五节。

#### 五、 液力机械变矩器

由液力变矩器和两自由度的机械元件组成的双流或多流传动

图 1-7-29 简单式变矩器

机械称谓液力机械变矩器。它把功率分流,然后又总合到输出轴上。国产 Z450 装载机就是采用双涡轮液力机械变矩器,见图 1-7-30。其工作原理如下:

泵轮 I 和主动轴 4 连接,泵轮后配置第一涡轮  $2_I$  和第二涡轮  $2_{II}$ ,  $2_I$  和中间轴 5 连接,5 同时又和齿轮 6 连接,  $2_{II}$  和空心轴 12 接,12 又同时和齿轮 11、10 连接, 齿轮 10 和从动轴 7 刚性连接,而齿轮 8 通过超越离合器 9 和轴 7 连接。导轮 3 和固定不动的壳体连接。

负载小时 ( $i > i_i$  范围),  $2_{II}$  转速提高, 而齿轮 10 转速超越齿轮 8 ( $2_I$  通过齿轮 6、8 减速), 此时 9 脱开,  $2_I$  在液流中自由旋转, 主动轴传给泵轮的功率只通过  $2_{II}$ 、齿轮 11 和 10 传给轴 7。负荷增大迫使  $2_{II}$  降低, 转速到  $i = i_i$  时, 齿轮 10 转速降低到和齿轮 8 转速相同时, 9 楔紧, 于是  $2_I$  和  $2_{II}$  按一定速比旋转, 主动轴传给泵轮的功率分流为两路: 一路通过涡轮  $2_{II}$ 、齿轮 11 和 10 传给轴 7, 另一路通过涡轮  $2_I$ 、齿轮 6、8 和 9 总合到轴 7 上。

这种变矩器的主要优点为:

- 1. 变矩系数大,  $K_0 = 4.7$ 。高效区宽。
- 2. 两个涡轮速度转换时, 相当于两档速度, 随外负载荷自动变速。

变矩器根据各工作轮相互配合作用的数目分为单相、二相和三相。作用数的变换借助单向自由轮或其他机械方法的离合器或制动器等产生。简单式变矩器为单级单相(图 1-7-29);单导轮综合式变矩器(图 1-7-32)为单级二相;双导轮综合式变矩器(图 1-7-35)为单级三相;图 1-7-30 所示双涡轮液力机械变矩器为单级二相等。

图 1-7-30 双涡轮液力机械变矩器

## 五节 综合式液力变矩器

前已说明,变矩器工作时,如偏离设计工况,则因损失增加而效率下降,其效率曲线为二次抛物线;耦合器的效率等于传动比,是一条直线。如把两者画在同一条图上,则如图 1-7-15 所示。由图 1-7-15 可看出,当传动比  $i$  在  $0 \sim i_m$  ( $i_m$  为  $K = 1$  即耦合器工况时的变矩器的传动比)之间时,变矩器效率高于耦合器效率。当  $i > i_m$ ,耦合器效率高于变矩器效率。一般的车辆,例如汽车,经常在高传动比下工作,其目的是多拉快跑。但是,如果汽车装上一级简单式变矩器,则如图 1-7-15 曲线所示,在高传动比时效率很低,损耗能量多,工作情况恶化。为了使变矩器能满足行走机械的要求,在高传动比下有较高的效率,可以采用两种办法:

1. 采用闭锁变矩器,见图 1-7-31,在高传动比时,利用锁紧装置把泵轮和涡轮锁死,使其成为一个刚体,像一般刚性联轴器一样工作。

图 1-7-31 可闭锁变矩器  
1-泵轮;2-涡轮;3-导轮;4-单向离合器;5-闭锁装置

2. 采用综合式变矩器

综合式变矩器工作时,传动比在  $0 \sim i_m$  范围内,在变矩器工况下工作,其效率为图 1-7-15



中曲线取  $OPM$  ;传动比大于在  $i_m$  时,在偶合器工况下工作,其效率曲线为图 1-7-15 中的直线  $MB$ 。  
整个综合式变矩器的效率曲线为图 1-7-15 中的曲线  $OPMBA$ 。  
综合式变矩器与简单式变矩器的区别是前者的导轮可以单向转动,即装有所谓的单向自由轮,如图 1-7-32 所示。

图 1-7-32 综合式变矩器

1、2、3-泵轮、涡轮、导轮;4-主动轴;5-外壳;6-从动轴;7-单向离合器;8、9、10-导轮来流方向

图 1-7-32d)是单向自由轮的结构原理图。图中内圈作成像棘轮一样具有若干斜面。在斜面上放滚柱。每一只滚柱都用弹簧把它沿斜面向外推。设轴反时针为正,外圈的转速为  $n_3$ ,内圈的转速为  $n_0$ ,当  $n_3$  小于  $n_0$  的趋势时(即外圈相对内圈顺时针转时),滚柱就将内、外圈楔住,成为一体。反之,当  $n_3$  有大于  $n_0$  的趋势时(即外圈相对内圈逆时针转时),则内、外圈就松开,互不干涉。如将内圈固连(与壳体连接),外圈与导轮连接,则当外圈受顺时针方向力矩作用时(负向),则导轮被楔住不能转动。当受反时针方向力矩作用时(正向),则导轮被松开,可以自由转动。导轮被楔住不动时为变矩器工况;当导轮被松开可以自由转动时为偶合器工况,在偶合器工况时,导轮不起作用,随液流自动转动。

由上述可看出,综合式变矩器究竟在变矩器工况还是偶合器工况,完全取决于导轮所受力矩的方向。

导轮所受力矩  $M_{\text{导}}$  与导轮作用给液流的力矩  $M_3$  大小相等、方向相反。按 (1-7-11) 式：

$$\begin{aligned} M_{\text{导}} &= - M_3 = - \frac{1}{g} Q (V_{3u} r_3 - V_{3u} r_3) \\ &= \frac{1}{g} Q (V_{2u} r_2 - V_{1u} r_1) \end{aligned}$$

为了简单，设当负荷变化时， $n_1$  和  $Q$  不变。由于  $n_1$ 、 $Q$  不变，泵轮进、出口速度三角形不变。上式中的  $V_{1u} r_1$  不变。由于自动适应性，当外载荷变化时，上式右端仅  $V_{2u} r_2$  在变化，实际上就是  $V_{2u}$  在变化。且当外载荷足够大时， $V_{2u}$  很小，使  $M_{\text{导}}$  为负，即  $M_{\text{导}}$  顺时针方向，导轮被楔紧，为变矩器工况；当外载荷减小时， $V_{2u}$  增大，使  $M_{\text{导}}$  为 0 或为正，即  $M_{\text{导}}$  逆时针方向，导轮松脱，为偶和器工况。

图 1-7-33 为当载荷依次减小时，涡轮出口速度三角形的变化情况。由图可看出  $V_{2u}$  随载荷的减小而增大。按 (1-7-15) 式  $M_{\text{导}}$  也随载荷的减小而改变方向： $M_{\text{导}}$  从“ - ”变到“ + ”。这就是说，当载荷大时， $M_{\text{导}}$  为“ - ”，顺时针方向，导轮被楔紧；当载荷小时， $M_{\text{导}}$  为“ + ”，反时针方向，导轮被松开。为了清楚，列于表 1-7-1。

图 1-7-33 外载荷依次减小时涡轮  $V_{2u}$  变化图

$V_{2u} > V_{3u}$ ， $M_{\text{导}} = +$ ， $n_3$  转动； $V_{2u} = V_{3u}$ ， $M_{\text{导}} = 0$ ， $n_3$  可动； $V_{2u} < V_{3u}$ ， $M_{\text{导}} = -$ ， $n_3$  不动 ( $n_1 = \text{常数}$ ， $Q = \text{常数}$ )

当导轮被楔紧时：

$$\begin{aligned} M_3 &= -M_{\text{导}} > 0 \\ K &= M_2 / M_1 = (M_1 + M_3) / M_1 > 1 \end{aligned}$$

为变矩器工况。

综合变矩器工况变化 表 1-7-1

导轮情况 载荷大小	$U_2$	$V_{2u}$	$M_{\text{导}} = \frac{1}{g} Q (V_{2u} r_2 - V_{1u} r_1)$	导轮情况
当载荷大时	小	小	负 (顺时针)	楔紧
当载荷小时	大	大	正 (反时针)	松开

当导轮被松开时，导轮随液流自由旋转，不起作用 (即对液流无力矩作用)：

$$\begin{aligned} M_3 &= -M_{\text{导}} = 0 \\ K &= M_2 / M_1 = (M_1 + M_3) / M_1 = 1 \end{aligned}$$

为偶合工况。

实际上,从图 1-7-33 所示  $M_{\text{导}} = 0$  的情况起,就转入偶合器工况,不可能再出现  $M_{\text{导}}$  为“+”的情况。因为导轮自由转动的结果。恒使  $V_{3u} = V_{3u}$  因而使  $M_{\text{导}} = -M_3 = 0$  的情况一直存在,除非导轮被楔紧。

图 1-7-34 双导轮变矩器结构示意图

上述综合式变矩器的原始特性曲线如图 1-7-32 所示。综合式变矩器的进一步发展,便是双导轮的结构,如图 1-7-34 所示。图 1-7-35 是其工作和特性图,两只导轮分别在不同的时刻,先后解脱约束,因而便可进一步改善变矩器的性能。这种变矩器在我国目前应用很多,如红旗牌轿车、Z14 牵引车等都采用这种形式的变矩器。

图 1-7-35 工作特性

## 第六节 液力变矩器与发动机共同工作

液力变矩器做为动力机械与工作机械之间的一个传动元件,总是与一定的动力机械联合工作的。一般工程机械用液力变矩器,大都与柴油机共同工作的。发动机与液力变矩器配合后,

可以看成为一种新的动力装置,它具有新的外特性。经验证明,一台性能良好的发动机与一台性能良好的液力变矩器匹配,不一定能获得优良性能的动力装置,若匹配不当,反而使性能变坏。共同工作的特性曲线一般用下列曲线表示:

一、 共同工作输入特性曲线

把发动机扭矩曲线和液力变矩器负荷抛物线按同一比例画在一起,它们的交点就是发动机与变矩器的共同工作点。若发动机已选定,则其特性曲线为已知,只要把已选变矩器的输入特性曲线(即负荷抛物线按同一比例画在其上即得)。该变矩器与发动机共同工作的输入特性曲线,如图 1-7-36 所示。

图 1-7-36 变矩器与发动机的共同工作图  
a) 不透;b) 负透;c) 正透

共同工作的输入特性曲线用以评价匹配的优劣,供核查所选变矩器是否合理之用。  
图 1-7-36 中  $N_z$  和  $M_z$  是扣除辅助装置消耗后的发动机功率和转矩 ( $M$ 、 $N$  是未扣除消耗的转矩、功率)。  
从图 1-7-36 可看出透穿性对共同工作的影响。不透变矩器在全供油的情况下有一个工作点(A 点),部分供油下,工作点沿此抛物线变化。工作范围为该条抛物线上的一线段。可透变矩器共同工作范围较大,为发动机全供油时的力矩曲线与最外两条抛物线所围的一部分面积。

二、 共同工作的输出特性曲线

是指  $M_2$ 、 $M_1$ 、和  $K$  随涡轮转速  $n_2$  变化的关系曲线。从共同工作的输出特性曲线可以看出变矩器工作时力矩、效率、变矩系数的变化情况,用以进行车辆的牵引计算。  
共同工作的输出特性曲线按下列方式作出:  
根据共同工作的输出特性曲线的工作点,求得对应于每一个传动比  $i$  的一系列  $M_1$  和  $n_1$ ,再由原始特性曲线求出对应于每个的变矩系数  $K$  和效率。按公式  $n_2 = i n_1$ ,  $M_2 = K M_1$  即可求

得  $M_2 = f(n_2)$  和  $\omega = f(n_2)$  等如图 1-7-36 所示。图 1-7-36 为原始特性曲线。

如果把共同工作的输出特性曲线和发动机力矩曲线按同一比例画在一起,则可以看出共同工作范围比发动机工作范围大为扩大。例如图 1-7-37 就是国产某装载机的简单式液力变矩器和某些柴油机共同工作范围比较图。图中 abcdef 为柴油机的可能工作范围, gpjdef s 为共同工作的工作范围。可见共同工作时的工作范围大大超出发动机的工作范围。在低速范围,它保证在发动机不可能运转的面积 gjaf s 所包含的工况运转。这样,变矩器发挥发动机达不到的牵引性能。只是在高速的小面积 jcd 范围,共同工作达不到的。但上节图 1-7-31 提到的闭锁装置可以改善这个缺点,便在 icd 范围以内仍可运转。图 1-7-50a) 中的闭锁离合器 16 也是为此而设置的。

图 1-7-37 发动机与变矩器共同工作范围

三、 功率匹配及速度匹配

(一) 功率匹配问题

工程机械的发动机,除把功率传给变矩器外,同时还有一部分功率还要传给其它装置,如传给工作液压泵和转向液压泵等。因此,在考虑匹配时就存在这个问题:该机变矩器是按发动机的全功率来选择,还是扣除了其它装置所需的功率来选择,即所谓全功率匹配还是部分功率匹配?

考虑问题的焦点,工作装置液压泵是否经常和变矩器共同工作。这和工程机械具体情况有关。如装载机的工作装置液压泵便经常和变矩器共同工作(装载机一面前进、铲斗一面铲装物料),而推土机的铲刀提升液压泵则不经常和变矩器共同工作。故推土机变矩器可按全功率匹配。如果不是这样功率将是有较大浪费。

以装载机为例,发动机除了把功率传给变矩器外,同时还带动液压工作系统的主泵。主液压工作泵消耗的功率有时占发动机功率的 50%。在这种情况下,若仍按全功率匹配来选择装载机的变矩器,由于变矩器和主工作泵同时工作,就会过分压低发动机转速,使发动机功率得不到发挥,从而使装载机的生产率降低。为了清楚,我们以图 1-7-38 所示例来说明。

图中:

$$N_z = N - N_f$$

$$M_z = M - M_f$$

$N$ 、 $M$  为发动机全共油时的功率和转矩;

$N_f$ 、 $M_f$  为辅机及其它工作装置消耗的功率和转矩;

$N_z$ 、 $M_z$  为扣除了辅机及其它工作装置消耗后的发动机功率和转矩。

从图中可以看出:如果我们希望充分利用发动机功率,按全功率匹配的观点选择了一个变

矩器,其负荷抛物线中相应高效率的一条(即  $i = i_{\text{全}}$  的一条)与发动机转矩曲线( $M$  实线)交于  $A$  点。但实际上由于辅机及其它液压工作泵等消耗了一部分功率,功率曲线和转矩曲线都降低到图上的  $N_z$  及  $M_z$  虚线所示位置。这时若还按全功率匹配观点选择变矩器,图中最高效率时的负荷抛物线不可能与  $A$  点相结合,而是交于  $C$  点。 $C$  点对应的实际发动机功率较小。也就是说,发动机的最大功率不能充分利用。

按部分功率匹配时,图中虚线( $i_{\text{分}}$ )所示的方案,就是扣除了实际的辅机及其它工作液压泵等装置消耗的功率,然后根据发动机剩下的功率来选的变矩器。所得  $B$  点就较  $A$  点功率利用合理。这对装载机变矩器与发动机的匹配是较为合适的。

图 1-7-38 变矩器与发动机的全功率、部分功率匹配

但是,实际工作中,液压工作主泵等也不可能经常满载工作,即工作过程中的曲线不可能完全与虚线重合,也就是说变矩器与发动机即使按部分功率匹配也不能达到较理想的匹配之目的,更不能有能按机械实际工作情况自动实现合理匹配的可能。

所以,较为理想的匹配方案是,当全功率牵引(液压主泵不工作)时,使  $i^*$  工况的负荷抛物线如图中的实线所示,而部分功率牵引(液压主泵工作)时,使  $i^*$  工况的负荷抛物线为虚线所示,介于全功率匹配和部分功率匹配时的工况,处在实线与虚线之间所围的面积内。双泵轮液力变矩器的发展可以解决了这个难题。它可以根据实际功率牵引情况而自动的改变泵轮力矩系数,从而改变泵轮力矩,实现与发动机的理想匹配。

图 1-7-39 双泵轮变矩器结构简图

这种结构的液力变矩器如图 1-7-39 所示。导轮  $D$  与支座固连,主泵轮  $B_1$ (内泵轮)与外壳连在一起并通过齿圈与发动机相连,使动力输入,在外壳里装一活塞,油可通入其中,并且油压可调。另一个辅助泵轮  $B_2$ (外泵轮),其与主泵轮间设置离合器,结合时与主泵轮一起传递力矩;不结合时则空转。结合与否可人为操纵(此操纵与工作泵联动)。 $B_2$  通过滚针轴承支承在  $B_1$  上。 $B_2$  的外环背面与离合器被动盘联接,被动盘置于活塞与主动盘( $B_1$  外环的背面,并与  $B_1$

固联)之间。涡轮 T 通过轴支承在支座上。轴向力由止推轴承承受。

工作过程是:根据地面附着性调定离合器最大操纵油压。当活塞缸通入压力油时, $B_1$  就与  $B_2$  结合在一起共同传递力矩。调整油压,则可改变活塞施于摩擦片的正压力,即可调整传到  $B_2$  上的最大力矩。

当工作液压泵工作时,如装载机提铲时,活塞缸的压力油卸压, $B_2$  空转。此时的输入特性如图 1-7-40 虚线所示。当工作液压泵不工作时,压力油进入活塞缸, $B_1$  与  $B_2$  结合。此时输入特性如图上的实线所示。图 1-7-41 是该种变矩器泵轮的力矩特性。

图 1-7-40 双泵轮变矩器工作特性图

图 1-7-41 双泵轮变矩器的力矩特性

(二)速度匹配问题

是指变矩器最大效率工况匹配在发动机特性曲线上那一点。是匹配在高转速处的额定效率点,还是匹配在低转速处的最大转矩点。说得直观就是使图 1-7-42 上的  $i'$  的一条抛物线与发动机力矩曲线交于 C 点还是交于 A 点(图 1-7-42 上是交于 B 点)。

实际上目前主要是从动力性和经济性等两个方面来衡量匹配的优劣。从动力性方面要求共同工作时涡轮轴平均输出功率最大;从经济方面要求共同工作时平均燃料消耗最少。即认为共同工作时涡轮轴平均输出功率最大,发动机平均燃料消耗最少的匹配是最好的匹配——称为最合理的匹配。要达到最合理的匹配,需要准确地知道工作机的负荷变化规律,这在目前还很难作到。此外,匹配时还应考虑共同工作时的噪声、发热等问题。要同时满足这些要求,一般是不易达到的。由于工程机械所用柴油机转矩曲线比较平,所用变矩器大都具有不大的正透或混合穿透性,因此,目前匹配时大都是使发动机最大功率点位于  $i = i_p$  ( $i_p$  为  $= 0.75$  时的传动比)的两条负荷抛物线之间的范围内。因为这样,在正常工作范围内,可以利用发动机功率。作为匹配较好的例子,可举出国产某装载机其柴油机与变矩器的匹配曲线,如图 1-7-43。图中  $N_z$  和  $M_z$  为扣除后的功率和转矩。

图 1-7-42 变矩器的高速匹配、低速匹配

由于变矩器主要用于改善牵引性能,因此,匹配必须和牵引计算结合进行,以使能达到最好的牵引性能。液力变矩器与发动机的匹配问题是比较重要的问题,这个问题的解决还有待进一步实验,实践和必要的理论研究。

四、 变矩器选择

(一)利用系列型谱选择

根据最合理的匹配原则来选择变矩器,从理论上讲,每一种机械就得配一种尺寸的变矩器。这样,变矩器的数目就太多了。这很不利于生产,不利于通用化和标准化。我们希望以最少尺寸规格和型式的变矩器来满足工程机械所有不同种类机械的要求。为此要进行变矩器系列化的设计与制造。并且在系列内,使零件尽量通用化、标准化。当有了系列后,选择变矩器的系列就很简单。只需要发动机转矩(或功率)和转速在系列型谱中找出与之相应的变矩器,再校核一下它们共同工作性能是否合乎要求就可以了。例如在图 1-7-44 所示变矩器系列型谱上,当已知发动机的转速  $n = n_1$  和转矩  $M = M_1$  时,从已知  $n_1$  作一垂线, $M_1$  作一水平线,两线相交得一点,若此点正好在某一斜线上,则选该斜线所代表的变矩器;若该点在两斜线之间,则当用综合式变矩器时选用上面一条斜线所代表的变矩器(尺寸较大),当用简单式时用下一条所代表的规格(尺寸较小)。

图 1-7-43 某装载机发动机与变矩器的匹配图

适合我国工程机械用的 375 液力变矩器系列,它的循环圆形状不是梨形而基本上是圆形,有单导轮和双导轮的不同形式。该系列按有效直径共分 270、295、320、345、375、405、440、475 八个尺寸系列,64 个品种规格。其功率为 29.4 ~ 294kW ,发动机转速为 1500 ~ 2400r/m in。

(二)利用相似原理选择

在没有系列型谱时,为工程机械选择变矩器,一般是根据现有变矩器在生产中的使用情况,选一性能良好的变矩器作为基型,然后根据相似理论将基型放大或缩小,使其适合于我们的要求。下面介绍一下这个方法:

设工程机械的工作条件、性能要求等为已知。基型变矩器也已确定,其原始特性为已知。剩下的工作是如何根据相似理论确定出所需变矩器的尺寸。

根据力矩公式:

得:

$$M_1 = \quad_1 \quad n_1^2 D^5$$
$$D = \frac{1}{\sqrt[5]{\frac{M_1}{n_1^2}}} \tag{1-7-16}$$



由此可见,对同一系列的变矩器( $i_1$  相同), $D$  与所传力矩的转速有关,当知道了所传力矩和转速时即可确定出有效直径  $D$ 。一般  $M_1$  和  $n_1$  取共同工作特性曲线上计算工况点的发动机的  $M_1$  和  $n_1$ ;  $i_1$  取变矩器原始特性曲线上最高效率工况所对应的  $i_{HOP}(=i_H)$ ,如图 1-7-45 所示。所谓计算工况点一般是指共同工作特性曲线上传动比所代表的抛物线与发动机转矩曲线的交点,如图 1-7-46 中 A 点。这个点的决定,要考虑到全功率匹配还是部分功率匹配等问题。一般对柴油机,可使 A 点位于发动机额定功率处。对装载机可用部分功率匹配,对推土机可用全功率匹配。

变矩器用油目前一般为 22 号透平油,其重度  $\gamma$  可近似取为 0.9kg/L。

根据(1-7-16)式求出  $D$  后,设基型变矩器的直径为  $D_{基}$ ,则保持基型各叶片安放角等角度不变,将基型的所有尺寸乘以  $D/D_{基}$  即得所要的变矩器尺寸。

图 1-7-44 变矩器系列型谱图例

由于工程机械一般都采用具有一定穿透性的变矩器,其工作点不是一点,因而求出  $D$  后,

图 1-7-45 变矩器原始特性曲线

图 1-7-46 变矩器输入特性曲线

还要校核一下其它非计算工况点是否合乎要求。通常需要校核制动工况( $i=0$ )和偶合工况( $i=i_m$ )。至于最高效率工况,则因上述计算中的  $i_1$  就是按最高效率工况进行的,所以无需再重校核。

校核  $i = 0$  和  $i = i_m$  两工况的方法如下：

作出共同工作输入特性曲线如图 1-7-47, 图中  $i = 0$  工况的抛物线与发动机力矩曲线交于 A 点, A 点的纵坐标表示车辆起动时的力矩, 其值要大。A<sub>1</sub> 点的纵坐标代表发动机的起动机阻力矩, 其值要小。这两点是矛盾的。可以用缩小有效直径 D 的办法, 使抛物线向右移动一个位置, 以减小 A<sub>1</sub> 点的纵坐标, 以利于起动。此时因柴油机力矩曲线比较平坦, A 点纵坐标降低很少。

对于  $i = i_m$  的工况 (即  $k = 1$  的工况), 有时会遇到这样的情况:  $i_m$  所代表的抛物线与发动机转矩曲线的交点 C 太偏右, 以致涡轮在高速时, 不能利用发动机的全部力矩, 使发动机只能在部分特性下工作。这时可以用向左移增大 D 的办法适当调整 C 点的位置。

图 1-7-47 共同工作输入特性曲线

(三) 关于确定综合式变矩器的有效直径的问题

对综合式变矩器,  $i = i_m$  以后的耦合器工况。从作为变矩器来说, 它的尺寸因按  $i < i_m$  的某一工况确定, 例如按  $\eta = \eta_{max}$  时的  $\eta = \eta_{HOP}$  来确定 (图 1-7-48); 从作为耦合器来说, 为了以较高的效率传递功率, 一般应按  $\eta = 0.97 \sim 0.98$  时的  $i_m$  计算。显然变矩器算出的 D 小, 按耦合器算出的 D 大。这是不能同时满足的, 因为同一个变矩器, 不能采用两个 D。

图 1-7-49 是按变矩器选择的 3 条抛物线 ( $i = 0$ 、 $i = i'$ 、 $i = i_m$ ) 分别和发动机力矩曲线交于 M、D、H 三点。如果 H 点的转数很接近发动机的最大转数, 则耦合器工况实际上无法实现, 因为更高的转数将使交点超出发动机的最大转速。如果按偶和器来选择 D, 则如图 1-7-49 中虚线所示, 使变矩器工况大为恶化 (起动困难、效率降低)。为了解决这个矛盾, 一般选择不同的几个 D, 作分析比较, 从中确定在经济性、动力性等方面都比较好的方案。

图 1-7-48 变矩器原始特性

图 1-7-49 变矩器输入特性

根据实际应用情况。综合式液力变矩器, 变矩器工况仅在道路困难及低速行驶时用, 故一般选择的 D 都比按变矩器工况选择的 D 大些, 这样就大大扩大了耦合器工况下工作的可能性, 而在变矩器工况下性质也不太差。与装有普通的车辆比较, 综合式变矩器在偶和器工况下工作时, 其效率要低些。为了要提高行驶的效率, 在不少综合式变矩器传动系统中, 都设有闭锁装置, 当车辆高速行驶时, 就使综合式变矩器闭锁一体, 完全削除液力元件中功率的损失。

综合式变矩器在耦合器工况工作时, 可能得到最高效率大约为  $0.94 \sim 0.95$ , 这是一般简

单变矩器远达不到的。

应当指出,变矩器的最后选定,一般应在牵引计算之后,视牵引性能而定。

## 第七节 液力变矩器的补偿系统

变矩器正常工作时,需要解决下述 3 个问题:

1. 一般变矩器工作时,平均效率大约为 0.7 左右,平均约有 30% 的能量损耗掉。损耗的能量使油及有关零件的温度升高。据测量,变矩器内部油液温度往往高达 100℃ 以上。如果热量不能及时散出,致使油温太高时,会产生气泡,加速油的氧化,使油很快劣化。而且温度高时,粘度下降,起不到润滑作用,甚至破坏密封,增大漏损。因此变矩器工作时需要考虑散热和冷却问题。根据运行和试验,一般变矩器出口油温不准许超过 120℃,油温受到密封材料和润滑要求等的限制。

2. 变矩器中,特别是泵轮进口处,存在着“气蚀”问题。显然,为了不发生气蚀,需使该处压力高于油在该工作温度时的“气体分离压”。根据实验,泵轮进口压力一般应在 0.4MPa 以上。

3. 变矩器在工作时,油是有漏损的,需要考虑及时补充。

为了解决上述 3 个问题,工程机械变矩器都设置有油的补偿系统:工作时一部分油在一定的油压下不停地通过变矩器外循环进行强制冷却,以使变矩器中保持一定的油量、油压和油温。

图 1-7-50 所示是装载机或推土机上通常采用的变矩器工作的几种补偿系统。目前,一般都将变矩器与传动系的工作油路接通,而多采用水冷式的油冷却器。

图 1-7-50a)中的液压泵 6 除为变矩器补偿供油外,还供动力变速器换档等之用油,压力一般较高(约 1.7MPa)。供变矩器补偿用的油,经压力阀 9 后,从变矩器进口处进入变矩器。溢流阀 10 的作用是保持变矩器进口处的压力恒定,不因负荷等而变化。其调整压力一般为 0.45 ~ 0.5MPa(也有高达 0.7 ~ 0.8MPa),是保证不发生气蚀所必须的压力,压力阀的调整压力一般为 1.5MPa 左右。

变矩器的油从涡轮出口处引出,经过背压阀 11,冷却器 13 等流回油箱 4。背压阀的调整压力一般为 0.2 ~ 0.3MPa。

图 1-7-50b)补偿系统包括下列一些部件:滤油器、齿轮泵、油冷却器和 3 个压力阀。其中前 3 个不是附属于变矩器的独立部件,而 3 个压力阀往往与变矩器装在一起。

3 个压力阀是保证变矩器正常工作所不能缺少的部件,其作用是:

从泵 6 出来的压力油先经过第一个压力阀 9(定压阀),作用是限定去变速器离合器的操纵阀的油压力(一般为 1.1 ~ 1.4MPa)。在油压低于此值时,补偿油液不进入液力变矩器,而是优先保证油动力变速器离合器的操纵油压。

第二个压力阀是溢流阀 10,它控制工作液体进入泵轮时的压力,一般为 0.35 ~ 0.4MPa。同时也起着控制进入液力变矩器循环圆中冷却油流量的作用。在工作液体进入泵轮而由涡轮流出的情况下,当泵轮和涡轮之间的传动比  $i$  由低变高时,泵轮入口压力是变化的,而且随  $i$  增高而增高;在  $i$  低时,由于效率低,油温升高很快,需要更多的冷却器来冷却,而此时恰好油路中的压力较低,溢流阀关闭,冷却油的全部油量进入液力变矩器;当  $i$  增高时,由于效率提高,油温升高较慢,因而不需要过多的冷却油量。此时油路中的压力较高,因而将溢流阀时常打开溢流,只有部分冷却油进入液力变矩器。故此压力阀可使变矩器根据工作油温的不同,对冷却

油量进行必要的调整。

图 1-7-50 液力变矩器压力补偿与冷却系统

a)、d)-补偿液体入泵轮入口进入 ;b)、c)-补偿液体入涡轮出口进入

1-泵轮;2-涡轮;3-导轮;4-油箱;5-粗滤油器;6-液压泵;7-精滤油器;8-压力表;9-压力阀;10-溢流阀;11-背压阀;12-油温表;13-冷却器;14-变速器离合器冷却;15-变速器润滑;16-闭锁离合器;17-手动二位三通操纵阀;18-溢流阀;19-变速器离合器

第 3 个压力阀是背压阀 11,它保证液力变矩器中的压力不得低于背压阀所限定的压力 (0.25 ~ 0.28M Pa)以防止工作时液力变矩器因压力过低产生气蚀现象或工作液体全部流空。

## 第二篇 工程机械液压与液力系统分析与使用、维修及故障排除

### 第一章 液压与液力系统故障及排除基本概论

#### 第一节 液压系统故障分类及诊断方法

##### 一、液压故障分类

液压工程机械的故障最终主要表现在液压系统或其回路中的元件损坏,伴随漏油、发热、振动、噪声等现象,导致系统不能发挥正常功能。

故障按性质,可以分为突发性(急性)及缓发性(慢性)两种。突发性的特点是具有偶然性。它与使用时间无关,如管路破裂、液压件卡死、油泵压力失调、速度突然下降、液压振动、噪声、油温急剧上升等,故障难以预测与预防;缓发性的特点是与使用时间有关,尤其是在使用寿命的后期表现最为明显,主要是与磨损、腐蚀、疲劳、老化、污染等劣化因素有关,故障通常可以预防。

故障按在线显现情况,可分为实际和潜在两种。实际故障又称为功能性故障,由于这种故障的实际存在,使液压(力)系统不能工作或工作能力显著降低,如关键液压元件被损坏等;潜在故障与缓发性(或渐进性)故障相似,尚未在功能性方面表现出来,但可以通过观察及仪器测试出来它的潜在程度。

故障按发生的原因,可分为人为的和自然的两种。由于设计、制造、运行安装、使用及维修不当等造成的故障均称为人为的故障;由于不可抗拒的自然因素(如磨损、腐蚀、老化及环境等因素)产生的故障均属于自然故障范围。

液压设备的故障,一般在初期因设计、制造、运输、安装、调试等原因而故障率较高,随着运用时间延长及故障的不断排除,故障率将逐渐降低。到了设备使用后期,由于长期使用过程中的磨损、腐蚀、老化、疲劳等而逐渐使故障增多。只有在使用中期,设备故障才趋于随机的较稳定期,也就是设备的有效工作寿命期。但如果由使用不当或对潜在的故障不及时诊断与排除,即使在有效寿命期也不能排除出现突发性的各种严重故障。故认真研究和总结各设备故障及诊断技术,则是正确及时地排除各种故障的前提。

二、故障诊断方法

故障诊断的最基本方法有观察法、逻辑分析法及仪器检测法。观察法、逻辑分析法是一种定性分析方法,仪器检测法具有定量分析的性质。

(一)观察诊断法

观察诊断,实际就是凭人的眼、鼻、耳、手的观察、嗅觉、听觉及触摸感觉与日常经验结合起来的分析液压设备是否存在故障、故障部位及原因的一种最初的直观诊断法。

一般情况下,任何故障在演变为大故障之前都会伴随有种种不正常的征兆,例如:

- 1. 出现不正常的振动与噪声,尤其是在液压泵、液压马达、液压阀等液压元件处。
- 2. 出现液压执行元件(液压马达、液压缸)工作速度下降,压力降低及无力现象。
- 3. 出现工作油液温升过高及有焦烟味等现象。
- 4. 出现管路损伤、松动等现象。
- 5. 出现压力油变质、油箱液位下降等现象。

上述这些现象只要勤检查、观察,不难被发现。将这些现场现象作为第一手资料,根据经验及有关图表、资料数据,就很快地能判断出是否存在故障、故障性质、发生的部位及故障具体产生的原因,就可以着手进行采取排除故障的措施或作出预防大故障的发生。

日常检查的项目,见表 2-1 -1。

日常检查项目举例列表 表 2-1 -1

检 查 项 目	检 查 方 法	判 断 标 准	处 理 方 法
外观不正常现象	眼观	有无泄漏、管接头松动、管路损伤	进行修理、拧紧、维护
油箱油量、油变质、油污染	眼观	油位是否正常、滤油器是否堵塞、油液是否变质	补足油量、清洗滤油器、更换液压油等
振动、噪声不正常	眼观、耳闻	是否正常	比正常值大时立即查明原因进行修理
油温不正常	手摸后发现不正常再用温度计测量	是否正常	超过正常允许值时,查明原因处理
工作速度不正常	眼观	不正常,太慢	流量不足、泄漏、定压太低等,查明原因进行处理
工作压力不正常	眼观	无力	定压太低、供油不足以及其它故障的查处

(二)逻辑分析法

逻辑分析法主要根据设备液压系统工作基本原理进行的逻辑推理方法,也是掌握故障判断技术及排除故障的最主要的基本方法。它是根据该设备液压系统组成中各回路内的所有液压元件有可能出现的问题导致执行元件(液压缸或液压马达)故障发生的一种逼近的推理查出法。这种方法有叙述法、列表法及框图法。现分别介绍如下。

1.叙述法

现以图 2-1-1 简单的液压系统举例说明叙述法故障分析的方法。

液压系统中液压缸动作不灵,其故障是:

1) 液压油箱 5 内液面太低

故障原因:长期损耗或泄漏,以致供油量不足。

排除方法:加足液压油至油箱容积的 80% 处。

2) 滤油器 6 堵塞

故障原因:液压油受到污染。

排除方法:检查液压油或换油,清洗或更换滤油器。

3) 液压油污染或变质

故障原因:由于液压油在运输、装注过程中,雨水浸入、元件使用过程中的磨损、高温、气蚀氧化等现象使油污染或变质,致使液压执行元件动作不良。

排除方法:检查液压油污染程度、变质情况,更换液压油。

4) 吸油管 7 堵塞或管太细长引起吸油不足

故障原因:吸油管因氧化腐蚀、污物堵塞或设计过细过长,使吸油阻力增大,吸油性变差。

排除方法:疏通、减低管路长度、加粗管径等。

5) 泵自吸性差

故障原因:液压泵自吸性差的原因,可用图 2-1-2 来进行分析说明。

图 2-1-1 某简单液压系统图

1-液压泵;2-换向阀;3-液压缸;4-溢流阀;5-液压油箱;6-吸油滤油器;7-吸油管道;8-压力管道

取断面 1- 1、2- 2,各断面压力、流速、液面高度分别用  $p_1$ 、 $v_1$ 、 $z_1$ 、 $p_2$ 、 $v_2$ 、 $z_2$  表示,吸油高度(表示泵自吸性好的参数)为  $H (= z_2 - z_1)$ 。

令  $z_1 = 0, v_1 = 0, p_1 = 1 \text{ 个大气压} = 0.1 \text{ MPa} = P_a$

$r$ ——压油重度; $h_w$ ——能量损失; $P_a$ ——大气压

则有:

$$\frac{p_1}{r} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{r} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_w$$

得:

$$H = z_2 - z_1 = \frac{p_1 - p_2}{r} - \frac{v_2^2}{2g} + h_w = \frac{P_a - p_2}{r} - \frac{v_2^2}{2g} + h_w$$

从而可以看出:

(1) 要增大自吸高度  $H$  (即提高自吸性)在常压下必须减少  $p_2$ 、 $v_2$ 、 $h_w$ ,即提高吸油管至泵吸油口内的真空度,减小进油速度  $v_2$ ,减少管内能量损失  $h_w$ 。

(2) 提高管与泵接头密封性,可以减小  $P_2$ ,从而提高自吸性。

(3) 由于  $v_2$  一般在吸油管路内最小值为  $0.15 \sim 1.5 \text{ m/s}$ ,不可能更小; $p_2$  一般不能低于空气分离压,否则油将发生气蚀现象,所以也不可能更小。为此要提高  $H$  值,只有减少能量损失  $h_w$ 。

(4) 能量损失  $h_w$  与沿程压力损失  $h$ 、局部压力损失  $h$  有关。因为

$$h_w = h + h = \frac{L}{d} \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{L}{d} + \frac{v_2^2}{2g}$$

所以,要减少能量损失以提高自吸性能,就必须:

图 2-1-2 自吸性检查

减少自吸管道内沿程阻力( )及局部阻尼( )损失,也就是保持管道内光滑程度,防止自吸管道弯曲等。

增大自吸管道直径 d ,减少自吸管道长度 L。

尽可能减小自吸流速  $V_2$  ,因为  $V_2$  增大,能量损失  $h_w$  与其平方成正比。这也是在正常压力下泵转速不能过分增大的原因。

提高  $p_1$  压力,是从根本上改变常压下提高液压泵的自吸性能的措施。也就是可以改变开式液压油箱为闭式压力油箱,使油箱内压力  $P_1$  提高(一般在  $0.5 \sim 3P_a$ )或可以在泵的上端设立副油箱以提高自吸性能等。

6) 液压泵故障(液压泵故障与排除,可详见本章第三、四、五节)。

7) 溢流阀 4 故障

溢流阀出的毛病现象,一般是调压失灵及溢流不正常或不按要求溢流。故障原因一般可能是阻尼孔堵塞,主滑卡死,导阀密封性不良,弹簧疲劳或折断等。

8) 换向阀 7 故障

换向阀毛病一般可能是间隙过大,泄漏现象严重或阀芯发生卡紧现象等。

9) 液压缸 3 故障

液压缸本身存在毛病,如密封件损坏、活塞与缸体存在间隙、内外泄漏存在、缓冲装置有毛病、缸内存在空气等。

10) 压力管道 8 故障

压力管道一般存在接头松动,管内阻尼太大,弯头太多,弯头处存在空气等。

这些现象找出后,视情况均可进行对症下药予以排除。

2. 列表法

列表法是利用表格将系统中发生的故障、故障原因及故障排除方法简明地列出的一种常用方法,见表 2-1-2。

表 2-1-2

故 障	故 障 原 因 分 析	故 障 排 除 方 法
油 温 上 升 过 高	使用了粘度高的工作油,粘性阻力增加,油温升高; 使用了消泡性差的油,由于气泡的绝热压缩,工作油变质使油温上升; 在高温暴晒下工作,工作油劣化加剧,使油温上升; 其他如过猛操作换向阀,经常处于系统溢流等也会使油温加速上升。	更换合格合适的液压油平稳操作,防止冲击尽可能减少系统溢流损失等
工 作 油 中 气 泡 增 多	工作油中混入空气,停机时气泡积存于配管,执行元件排气不良时,同样会出现更多的气泡 噪声增加 油温上升	检查工作油量是否过少,尤其要注意工作油在倾斜厉害的状况下长时间使用时,油面应比油泵进油口高。 检查泵密封好不好,吸油管管夹松动了没有,松了要拧紧。 使用消泡性好的工作油



3. 框图法

框图法是利用矩形框、菱形框(或左右两端是半圆的圆边框)、指向线和文字组成的描述故障及故障判断过程的一种图式方法。有了框图,即使故障复杂,也能做到分析思路清晰,排除方法层次分明,解决问题一目了然。

框可分为两种。一种是矩形框,称叙述框,表示故障现象或要进行解决的问题,它只有一个入口和一个出口;另一种是菱形框,它表示进行故障的原因分析,是检查、判断框,一般有一个入口,两个出口,判断后形成两个分支,在两个出口处,必须注明哪一个分支是对应满足条件的(常以“是”)表示,哪一个分支是对应不满足条件的(以“否”表示)。

现举例说明框图法(图 2-1-3)的应用。

(三) 仪器检测法

仪器检测法是使用仪器、仪表进行故障诊断的办法。这些仪器、仪表是在不拆卸液压设备的情况下进行参数测量后与正常值相比较从而断定是否有故障。一般地说,用仪器仪表检测是较准确有效。

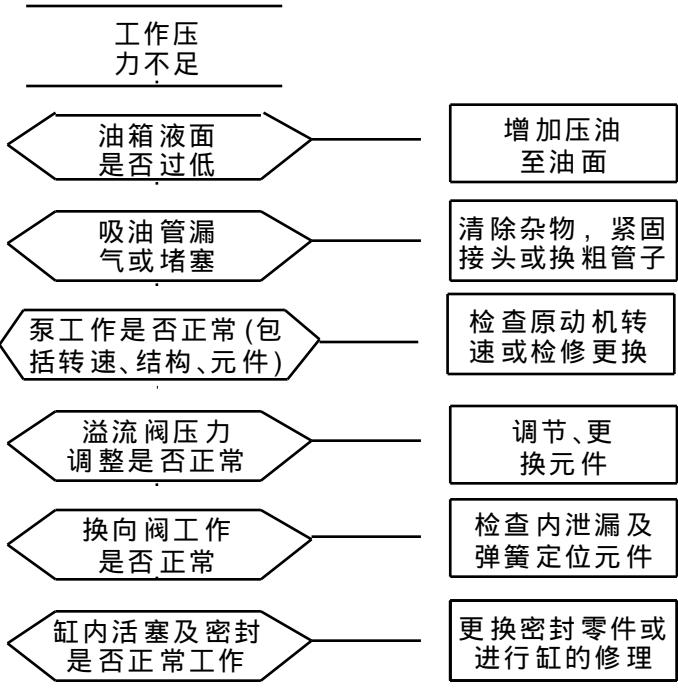


图 2-1-3 框图法

目前,国内外对液压系统检查的仪器都有一定性能要求,如能测出液流量、压力、温度、泵或马达的转速等;能对系统压力进行调节,且调节要迅速、准确,使系统温度保持在初测与终测后在 $\pm 3^\circ\text{C}$ 以内,以保证所测参数的准确性;结构轻便、工作可靠、价格低廉、操作简单,适用于施工工地、修理厂等场所。下面介绍几种产品如下:

1. 美制 SP3600 液压系统检测仪。该仪器由转换器和仪表盒两部分组成。转换器由涡轮流量计、热电阻、压力表接头和用伺服电机控制的节流式加载阀等组成;仪表盒板面上有压力表、温度表、转速表和流量表等。转换器和仪表盒之间用一根高压软管和一根电缆连接。高压软管传递油压信号,以测量系统压力。电缆传递热敏电信号和流量计电信号等,以测液流温度和流量。该检测仪还可以对液压系统各回路的漏损进行检测,判断泵、缸、阀是否有故障,从而进一步再单个对泵、缸(马达)进行流量、压力、转速的测定。

2. 日本建机株式会社研制成功的 H I C L A S - A 型液压泵故障早期诊断器为手提箱型。结构紧凑、重量轻、携带方便。可直接在液压设备上对油泵的检测。它在测试时,将测得的振动波形与正常波形相比较,诊断油泵的磨损程度并可计算出某个部位(如柱塞泵的滑履)的残余寿命。

3. PFM 型万能液压故障检测仪。该仪器可以直接在液压设备上对每一个液压元件进行检测。它也是具有体积小、携带方便等优点。测试时,通过转动调节手柄将系统压力调到被测元件所规定的工作压力,然后接通被测元件,得到被测元件的状态参数与正常值相比较,诊断流量、温度和转速,诊断是否发生故障。

4. 计算机诊断

计算机高科技的发展,使人工智能专家咨询系统将得以实现。它可以根据人们事先安排好的程序进行有条不紊的逻辑判断和推理,模拟人类专家的思维过程。它关键是仍要依靠人们在日常工作中逐渐积累起来的大量经验与计算机判断结合起来才能得到正确判断。

此外,对于液压系统中某些元件如泵、马达、缸等主要元件,还应按规定取油样,对油样进行光谱分析或铁谱分析,以确保这些元件的磨损程度,以便及时发现、修理、更新,避免酿成大患。

## 第二节 液压油及液压元件的故障与排除概述

### 一、液压油污染的危害(是否混入水、空气、固体杂质)

液压油中固体颗粒(型砂、切屑、磨料、焊渣、锈片、漆皮、纤维等)危害最大,造成系统工作性能变坏,元件磨损、密封体损坏、寿命缩短甚至产生破坏。

混入液压油中的水分(包括各种化学溶剂、沉淀物和表面活性物质等)会腐蚀元件、粘度变小,使油变质、结冰、油液乳化等。

混入空气,引起系统气穴、气蚀、振动、噪声、响应变坏及爬行等。

系统故障的 75% 由液压油污染引起,故对液压油污染问题应引起使用、管理人员最为首要的重视。这正是我国液压技术界对现场人员最感到重视不足的问题,也正是为什么一台全液压机械一到我国工程技术人员或操作者手中立即会出现故障的原因之一。

### 二、液压泵故障

#### 1. 泵噪声

原因:由流量压力剧变或脉动增大、气穴及机械振动、空气进入、装配不良、零件磨损及紧固松动等引起。

2. 泵不排油或排油不足:泵转速不够;吸油量不足;吸油口漏气;滤油器或吸油管堵塞;油面位置过低;油粘度过高吸油不畅;油粘度过小内泄漏太大。

3. 泵压力不足、无力:溢流阀定压太低;其它控制元件及执行元件泄漏;泵吸油不足或不吸油;泵内泄漏严重;叶片泵叶片安装错误等。

#### 4. 泵温过高

油温 55 为宜,泵可高达 65 。

原因:由设计、装配、调整及使用不当,系统卸荷不当、管道流速过高、压力损失过大等造成。

#### 5. 泵内泄漏

由于零件加工(卸荷槽位置问题、槽深浅问题等)、装配不当(密封性或划伤)、使用不当(进出口装错)等原因造成。

### 三、液压马达

#### 1. 马达输出力矩不足、运转迟缓

由于泵发生故障引起供油不足等原因造成。

2. 内泄漏大,主要是与工作压差、油粘度、马达结构型式、排量大小及加工装配有关,尤其在低速时更显得突出。

3. 外泄漏主要是密封及油粘度过小等原因造成。

#### 4. 爬行

由于摩擦阻力大小不均、油粘度不合适、空气进入、液压油被污染及元件磨损等原因造成。

5. 马达脱空、撞击:主要是背压不足等原因造成。

6. 噪声(希望在 80dB 以下)

机械噪声:由轴承、联轴节或其它运动件松动碰撞等产生

液压噪声:主要是由于压力与流量脉动、容积变化、气蚀及液压冲击等原因产生。

#### 四、液压缸

1. 推力不足或动作不灵

由于内漏,缸筒加工不良,以及装配问题等产生。

2. 爬行

由于空气混入,活塞杆与活塞不同心,活塞杆弯曲,缸筒生锈、拉毛(含铁屑杂质等),以及零件间间隙过大等原因造成。

3. 冲击、振动

由于缓冲间隙过大,运动密封过紧,零件装配不良等原因造成。

4. 泄漏

由于密封不良、拉伤及液压油粘度问题等原因产生。

#### 五、溢流阀

1. 压力波动:由于弹簧刚性太小或变形,锥阀接触不良,压力表不准,滑阀动作不灵敏及液压油不清洁等原因造成。

2. 振动、噪声:由于弹簧变形,空气进入,回油阻力过大及油量过大等原因产生。

3. 漏油:由于锥阀接触不良或磨损,滑阀间隙过大等原因造成。

4. 压力升不上去:由于弹簧折断,滑阀卡紧,阻尼孔堵塞,进出口接反等原因产生。

#### 六、减压阀

1. 减压失灵

因油污染,主阀阻尼孔堵塞,主阀卡死,锥阀与阀座接触不良及弹簧变形等原因造成。

2. 阀心径向卡紧

因油污染及因制造精度问题等导致液压卡紧。

3. 压力脉动

因进油不稳定(例如供油泵来油压力脉动)及有空气等问题造成。

#### 七、顺序阀

顺序压力与调定压力不符;调压弹簧调整不当;弹簧变形,高压上不去;滑阀卡死;拆洗后阀体方向装错等。

振动与噪声:油管不合适,回油阻力过大。

#### 八、液控单向阀

噪声:与其它阀发生共振;油液流量超过允许值。

逆流时密封不良:阀芯与阀座接触有缝隙;阀口有脏物;阀口有磨损。

控制不良:控制压力过低。

### 九、电磁换向阀

不能换向:系统内受污染;流量超过阀的设定值;电气故障;电磁铁损坏或吸力不足;弹簧力超过电磁吸力;弹簧折断。

电磁线圈发热过高或烧坏:线圈绝缘不良;电磁铁心不合适电磁阀线圈短路;电压过高。

交流电磁阀噪声:电磁铁接触不良。

外漏:密封圈或保护环损坏;螺栓连接松动;电磁阀损坏。

### 十、电液换向阀

阀芯不能动:阀芯损坏;阀体变形;控制压力不足;复位弹簧折断。

电磁铁烧坏:绝缘不良;铁芯不合适;电压太低;换向压力、流量及油口背压过高。

噪声:推杆过长或过短。

### 十一、多路换向阀

压力波动及噪声:弹簧弯曲、太软;阀内溢流阀阻尼孔堵塞;单向阀关闭不严。

阀杆动作不灵:复位弹簧损坏等。

泄漏:锥阀与阀座接触不良;双头螺钉未紧固。

### 十二、管道

1. 泄漏:接头松动。

2. 管内堵塞:杂物及氧化腐蚀等造成。

3. 管径变小。

4. 转弯过多,角度太小。

## 第三节 齿轮泵与齿轮马达故障与排除

### 一、对齿轮泵的要求

1. 齿轮泵作为液压动力源,必须正确选用液压油,特别要注意粘度。粘度过高,会引起齿轮泵吸油不足;粘度过低易引起泄漏增加,从而降低泵的容积效率。液压油的粘度性能要好,  $v$  值要大于 90 以上,且有良好的润滑性及化学稳定性。

推荐使用上稠 30- 1 或兰稠 30- 1 的液压油。夏天可选用 30 号机油,冬天选用 20 号机械油。一般一年左右换一次油,工作条件较好时,可以适当延长使用期,否则更换期要短。

2. 齿轮泵的传动方式应采用弹性联轴节,两轴之间的同轴度不大于  $0.1 \sim 0.2\text{mm}$ 。

3. 进油管滤油器过滤精度为  $50\mu\text{m}$ , 滤油器通流面积要大于进油管口面积的二倍。

4. 进油管与齿轮泵联轴节处不得漏气,当进油口采用法兰连接时,法兰要保持平整。密封环质量符合要求,螺栓要按规定拧紧,严防吸入空气,产生气蚀和漏油。

5. 泵的位置尽可能接近油箱,吸油总高度不大于  $500\text{mm}$  否则会造成吸油不足,产生气蚀

和噪声。

6. 油箱容量为齿轮泵流量的 3 ~ 6 倍, 油箱还应设置空气滤油器及液压油滤油器等。

## 二、齿轮泵故障与排除

### 1. 齿轮泵密封性差产生漏气

(1) 减小内漏方法: 适当调整泵的运动间隙, 如泵体与前后端盖因装配时有毛刺或平面度不良造成时, 用油石修整毛刺; 在平板上用金刚砂石研磨或在平面磨床上修磨, 使平面度不大于 0.005mm。

(2) 现有泵盖有采用塑料压盖的, 但因塑料冷缩, 造成密封不良。这时的解决办法: 可用丙酮或无水酒精将前后端盖孔和压盖清洗干净, 再用环氧树脂胶粘剂涂敷密封, 待胶干后才能启动泵。

(3) 吸油口管道密封不严, 齿轴(主动轴)密封损坏, 混入空气。可紧固吸油口管道密封螺母, 检查密封圈是否损坏, 否则更换。若因时间太久, 密封圈内弹簧太松, 无法使与齿轴密封, 可取下弹簧, 将另一端(非锥形端)在砂轮上磨去一小段。

(4) 油箱油面过低, 吸入空气

要求进油管浸入池的 2/3 高度, 否则更换进油管, 及时注意油箱加油。

### 2. 噪声大、压力波动厉害

(1) 首先, 从外部检查。检查油管、安装架、机架是否松动。若有松动, 要紧固。否则, 将产生共振。

(2) 齿形精度不高或接触不良

调换齿形精度高的齿轮; 也可采用对研修整(对研后要拆开泵清洗重新装配)。

(3) 泵内进入空气(从进油管中、泵轴密封处或泵体泵盖处渗入空气)。

按上述 1 处理, 也可更换油封或纸垫。

(4) 齿轮与端盖间的轴向间隙过小。

将齿轮拆下放在平面磨床上磨去少许, 使齿厚比泵体薄 0.02 ~ 0.04mm。

(5) 泵与电动机连接的联轴器碰擦。

泵与电动机应采用柔性联接, 并适当调整其位置, 使其不再发生碰擦。若联轴器中的圆柱、橡胶圈损坏, 应进行更换, 且安装时应保证两者同轴度在 0.1mm 范围内。

(6) 检查油箱液面, 加足液压油。

(7) 油液粘度过高, 检查工作温度时的粘度。

(8) 进、回油管布局不当, 在低液面时, 回流产生涡流, 带有气泡, 应加足油液。

(9) 泵进油管口径太小, 检查流速不超过 1.2 ~ 1.5m/s。

(10) 油液脏否。尘埃、砂粒、异物进入齿轮泵, 使泵损坏。

(11) 齿轮泵零件松动。必须将松动零件拧紧。

(12) 齿轮泵卸荷槽设计不佳使困油现象未消除, 从而产生较大噪声和压力脉动。

### 3. 容积效率低, 流量不足, 压力提不高

(1) 齿轮磨损或齿面咬毛, 齿啮合间隙太大, 产生内泄, 需更换新泵。

(2) 轴向、径向间隙过大, 内泄严重。

重新选择泵体, 保证轴向间隙在 0.02 ~ 0.04mm 之间, 径向间隙在 0.03 ~ 0.1mm 之间。

侧板用 1200 号金刚石研磨平整,表面粗糙度为 0.008mm。

(3)各管道连接处产生泄漏,紧固各连接处螺母。若发现管道破裂,接口套损坏等情况,更换新的。

(4)因溢流阀故障使压力油泄入油池。

检查溢流阀:滑阀内阻尼孔堵塞或滑阀有毛刺被卡死需清洗,并用金相砂纸将滑阀修光。

弹簧断裂或质量不好,更换弹簧。

滑阀与阀体孔磨损严重,更换溢流阀。

(5)进油口油管进油位置太高

进油管高度不大于 500mm。

(6)泵不排油或压力不足。检查泵转向、转速。改变电机转向来改变泵的转向,转速低需要用转速高的电机或加速器。

(7)泵轴或驱动连接件损坏,如键被剪断,需要换新件。

(8)进油管路、滤油器堵塞,须检查液油清洁度,清洗进油管及更换滤芯。

#### 4. 机械效率低

(1)轴向、径向间隙较小,啮合齿轮旋转时,与泵体孔或前,后端盖碰擦,重新配间隙,且重新配的轴向、径向间隙尺寸在要求范围内。

(2)装配时,前后端盖孔与轴的同轴度欠佳,滚针轴承质量较差或损坏,影响轴的旋转,两轴上的弹性挡圈因挡圈脚太长,轴旋转时碰擦端盖。

重新装配调整。手动旋转主动轴感觉无碰擦感觉。滚针轴承有问题更换。

(3)泵与原动件的联轴器同轴度未调整好,要求同轴度不大于 0.1mm。

#### 5. 密封圈被冲出

(1)密封圈与泵前盖配合太松,应稍有过盈的配合

(2)泵体方向装反,使出油口接通卸荷槽而产生压力,将密封圈冲出。应纠正装配方向。

(3)泄漏管道污物堵塞,清除污物。

#### 6. 压盖在运转时活塞被冲出

(1)压盖堵塞了前后盖板上的回油管道,造成回油不畅而产生很大压力。将压盖冲出。

将压盖倾角增大一些。使压盖压入端盖后不会堵塞回油通道。

(2)泄漏通道被污物阻塞,产生了压力

疏通污物。

#### 7. 泵的压力低或者完全没有压力

泵空载时无压力是自然现象,但有载荷时,无压力就应检查。

(1)进油管是否漏气,堵塞。

(2)泵内漏是否过大。

(3)溢流阀压力调得是否过低,工作是否正常。

(4)泵中齿轮,轴承是否损坏,零件是否松动。

齿轮泵的常见故障、原因和排除方法,见表 2-1-3。

齿轮泵的常见故障、原因和排除方法

表 2-1-3

故 障	原 因	排 除 方 法
噪 声 大 或 压 力 波 动 严 重	过滤器被污染物堵塞或吸油管贴近过滤器底面	清除过滤器铜网上的污物;吸油管不得贴近过滤器底面,否则会造成吸油不畅
	油管露出油面或伸入油箱较浅,或吸油位置太高	油管。露应伸入油箱内 2/3 深,吸油位置不得超过 500m m
	油箱中的油液不足	按油标规定线加注油液
	CB 型齿轮泵由于泵体与泵盖是硬性接触(不用纸垫),若泵体与泵盖的平直性不好,泵旋转时会吸入空气;泵的密封性不好,接触面或管道接触处有油漏,也容易使空气混入	若泵体与泵盖的平直性不好,可在平板上用金刚砂研磨,使其平直度不超过 5 μm (同时注意垂直度要求),并且紧固各连接件,严防泄漏
	泵和电动机的连轴器碰撞	连轴器中的橡皮圈损坏需要调换,装配时应保证同轴度要求
	轮齿的齿形精度不好	调换齿轮或修整齿形
	CB 型齿轮泵骨架式油封损坏或装配时骨架油封内弹簧脱落	检查骨架油封,若损坏则应更换,避免吸入空气
输 出 油 量 不 足 或 压 力 提 不 高	轴向间隙与径向间隙过大	修复或更新泵的机件
	连接处有泄漏,因而引起空气混入	紧固连接处的螺钉,严防泄漏
	油液粘度太高或油温过高	选用合适粘度的液压油,并注意气温变化对油温的影响
	电动机旋转方向不对,造成泵不吸油,并在泵吸油口处有大量气泡	改变电动机的旋转方向
	过滤器或管道堵塞	清除污物,定期更换油液
	压力阀中的阀芯在阀体中移动不灵活	检查压力阀,使阀芯在阀体中移动灵活
泵 旋 转 不 通 畅 或 咬 死	轴向间隙或径向间隙太小	修复或更换泵的机件
	装配不良	根据“修复后的齿轮泵装配注意事项”进行装配
	压力阀失灵	检查压力阀中弹簧是否失灵、阀上小孔是否堵塞、阀芯在阀体中移动是否灵活等,视具体情况采取措施
	泵和电动机的连轴器同轴度不好	使两者的同轴度在规定范围内
	油液中杂质被吸入泵体内	严防周围灰尘、铁屑及冷却水等污物进入油箱,保持油液清洁
CB 型 齿 轮 泵 的 压 盖 或 骨 架 油 封 有 时 被 冲 击	压盖堵塞了前后盖板的回油通道,造成回油不畅通而产生很高压力	将压盖取出重新压进,并注意不要堵塞回油通道
	骨架油封与泵的前盖配合松动	检查骨架油封外圈与泵的前盖配合间隙,骨架油封应压入泵的前盖。若间隙过大,应更换新的骨架油封
	装配时,若泵体装反,使出油口接通卸荷槽,形成压力,冲击骨架油封	纠正泵体的装配方向
	泄漏通道被污物阻塞	清除泄漏通道上的污物
泵 严 重 发 热 (泵 温 应 低 于 65 )	油液粘度过高	更换适当的油液
	油箱小、散热不好	加大油箱容积或增设冷却器
	泵的径向间隙或轴向间隙过小	调整间隙或调整齿轮
	卸荷方法不当或泵带压溢流时间过长	改进卸荷方法或减少泵带压溢流时间
	油在油管中流速过高,压力损失过大	加粗油管,调整系统布局

续上表

故 障	原 因	排 除 方 法
外 泄 漏	泵盖上的回油孔堵塞	清洗回油孔
	泵盖与密封圈配合过松	调整配合间隙
	密封圈失效或装配不当	更换密封圈或重新装配
	零件密封面划痕严重	修磨或更换零件

## 第四节 叶片泵与叶片马达故障与排除

### 一、对叶片泵的要求

叶片泵多作为中、低液压源使用。注意使用液压油的粘度,推荐使用 2.5 ~ 5 ℰ<sub>50</sub>粘度的油液,定期检查油液或成分;油箱容量应为泵每分钟流量的 3 ~ 6 倍等。要注意防止承受轴向力,否则会导致配油盘的早期磨损,引起压力和效率的下降。叶片泵进油管不得漏气。在安装、使用时要注意以下两点。

(1)叶片泵的转速要求较高,当转速过低启动时,叶片泵不能紧贴定子内表面,压力建立不起来,转速过高会造成泵吸油不足而产生吸空现象。

(2)叶片泵的抗污染能力比齿轮泵差。为此,进油路滤油器精度设为 30 μm。

### 二、叶片泵与叶片马达故障与排除

#### 1. 泵不出油,压力表显示没有压力

(1)油箱液面过低

向油箱内加液压油。

(2)吸油管或滤油器污物堵塞

清除污物。

(3)吸油腔部分(油封,泵体吸油管接头)漏气

吸油腔是否有砂眼或气孔,有则更换泵体。

吸油管是否有裂缝,管接头螺母是否拧紧,油封密封性能及质量。

(4)叶片在转子槽内被卡住,根本抛不出来,或者叶片折断,叶片折断造成高、低压腔形成互通。叶片与槽配合过紧 应为滑动配合,其配合间隙为 0.015 ~ 0.02m m ,并应去毛刺。

(5)配油盘缺损及配油盘与泵体接触不良,造成密封区域被沟通,配油盖侧面有微小变形,修整配油盘与转子的接触面。

(6)电机反转

将电机反向旋转。

(7)泵的转速太低

调整转速更换电机。

(8)油液粘度过大

改用适当粘度的油液。

(9)未装连接器或花键轴不转或花键轴扭断等



装上连接键,更换花键轴。

(10)吸油管过长

使泵靠近油箱,即相应缩短了进油管的长度。

(11)泵体质量(砂眼、气孔等)

调换新泵体。

2. 容积效率低,压力提不高

(1)叶片或转子装反

纠正。

(2)叶片与转子槽的配合间隙过大

根据叶片槽尺寸重新配制叶片。叶片与叶片槽的配合间隙,应控制在  $0.013 \sim 0.018\text{mm}$  范围内。

(3)定子吸油腔处磨损严重,叶片顶端缺损或拉毛

可将定子翻转  $180^\circ$ ;使吸油腔、压油腔互换,并重新加工定位孔位;叶片顶端重新修整或者调换。

(4)泵定子内曲线磨损

在专用磨床上修整或调换。

(5)轴向间隙太大,内泄严重

修配定子、转子、叶片,控制轴向间隙在  $0.04 \sim 0.07\text{mm}$ 。

(6) 进油不通畅

清洗过滤器,更换工作油液。

(7)油封安装不良或损坏

重新改装或更换。

(8)系统有泄漏

检查系统内各管道、管接头、各阀泄漏状况。

3. 噪声大

(1)定子曲线表面不光滑

抛光定子曲线表面。

(2)配油盘端面与内孔,叶片端面与侧面垂直度差

修配配油盘端面与叶片侧面,使其垂直度在  $0.01\text{mm}$  内。

(3)配油盘压油窗口的三角槽太短

修锉三角槽,保证相邻两叶片间沟通。

(4)进油口密封不严,混入空气

检查进油管及管接头,拧紧。

(5)进油不顺畅,泵吸油不足

清除过滤器或进油管内的污物,加足工作油液。

(6) 泵在超压下工作

须低于额定压力下工作。

(7)电机或其他机械引起的振动

如花键轴与原动机轴不同轴度问题、是否有橡胶垫减振问题等。

(8)当感到泵的运转噪声大时,应注意以下几点:如是否存在空穴现象(噪声的频率高,说明空穴现象存在);若有,这时要从进、回油管的气密性不良进行检查和排除。如产生的频率与

平常噪声不相同的异常噪声时,可以认为是与泵的旋转部件有关,其故障可能是:

- 1) 联轴节松动或与主轴不同心。应固紧或调节,使其同轴度不大于 0.2mm。
- 2) 叶片中有装反或叶片高度不一或叶片倒角太小  
应分别更正方向,高度差小于 0.1mm,将倒角改为  $\propto 45^\circ$  或圆角。
- 3) 叶片被卡死,应选配叶片,保证间隙。
- 4) 其他故障的原因与排除
  - (1) 困油现象。应修理配油盘的三角槽。
  - (2) 定子曲线表面拉毛,应进行修磨和抛光。
  - (3) 配油盘端面与内孔不垂直,造成偏磨。应修磨配油盘,使端面与内孔的垂直度为 0.01mm。
  - (4) 配油盘的端面被划伤。应重新修研。
  - (5) 由泵的压力及流量脉动引起的。

4. 油量不足

- (1) 径向间隙过大。  
配油盘内孔或花键轴磨损较严重,需更换。
- (2) 轴向间隙过大  
控制间隙在 0.04 ~ 0.07mm 内。
- (3) 叶片与转子槽的配合间隙过大  
重新研配叶片间隙,要求将间隙控制在 0.013 ~ 0.018mm 内。
- (4) 定子内曲线磨损  
在专用磨床上修磨或更换定子。
- (5) 进油不畅  
清洗过滤器,定期更换工作油液。

5. 漏油

- (1) 密封圈安装不良或损坏  
重新安装更换。
- (2) 油封材料选择不当  
应选用耐油橡胶的油封。
- (3) 各密封面接触不良  
检查叶片泵内各结合面是否产生变形或有毛刺,并进行修整,例如配油盘与转子之间的轴向间隙过大,其值为 0.015 ~ 0.02mm。
- (4) 油封背压过高  
应保证油封背压在耐压值以下。

6. 压力脉动大

叶片泵从理论上说,压力脉动应该很小,但实际上存在较大的压力脉动。大多数情况下,可以认为是溢流阀的振动所引起的。但是,也有由泵的流量脉动而引起的。泵的压力脉动一大,将激振管路,使机器整体产生噪声。若进行噪声频率分析,则存在着 1000Hz 以下的频率峰值声压。

作为压力脉动大的原因有:泵内部泄漏的变化,叶片异常,定子曲线异常磨损。拆卸修理或更换。

叶片泵常见故障及排除方法,见表 2-1-4。

叶片泵常见故障及排除方法			表 2-1-4
故 障	原 因	解 决 办 法	
输 油 量 不 足, 提 不 高 压 力	各连接处密封不严,吸入空气	检查吸油口及各连接处是否泄漏,紧固各连接处	
	个别叶片移动不灵活	不灵活的叶片应单槽配研	
	轴向间隙和径向间隙过大	修复或更换有关零件	
	叶片和转子装反	重新装配,纠正转子和叶片的方向	
	配油盘内孔磨损	严重损坏时需更换	
	转子槽和叶片的间隙过大	根据转子叶片槽单配叶片	
	叶片和定子内环曲面接触不良	定子磨损一般在吸油腔。对于双作用式叶片泵,可翻转 180 装上,在对称位置重新加工定位孔	
	吸油不通畅	清洗过滤器,定期更换工作油液,并加油至油标规定线	
噪 声 和 振 动 严 重	有空气侵入	详细检查吸油管和油封的密封情况及油面的高度是否正常	
	配油盘端面与内孔不垂直,或叶片本身垂直度不好	修磨配油盘端面和叶片侧面,使其垂直度在 10 μm 之内	
	配油盘上的三角形节流槽太短	可用什锦锉刀将其适当修长	
	个别叶片过紧	详细检查,进行研配	
	油液粘度过高	适当降低油液粘度	
	连轴节的安装同轴度不好或松动	调节同轴度至要求范围内,并将螺钉紧固好	
	叶片倒角太小或高度不一致	可将原 0.5× 45 倒角加大为 1× 45 或加工成圆弧形;修磨或更换叶片,使其高度一致	
	转速过高	适当降低转速	
	轴的密封圈过紧(用手摸轴和轴盖有烫手现象)	适当调整密封圈,使之松紧适度	
	吸油不畅,或油面过低	清理吸油油路,使之通畅,或加油至油面要求高度	
	定子曲线面拉毛	应抛光或修磨	

## 第五节 柱塞泵和柱塞马达

柱塞泵由于柱塞和柱塞孔加工容易保证配合精度,密封性好,所以这种泵具有高压,高速,容积效率高的特点。由于结构型式很多,不能一一举例。下面以 ZB 型斜盘式泵为例进行讨论。因为 ZB 型斜盘泵既可作液压泵又可作液压马达使用,具有可逆,对其它结构型式也可作参考。

### 一、轴向柱塞泵的安装、使用与维护

1. 安装
- (1)泵的安装支架有足够刚度,管道过长要安装支架固定,以防振动
- (2)泵与驱动机构联接,推荐采用弹性联轴节,两轴的同轴度为 0.2m m ,不许采用万向节等有冲击和径向载荷的传动方式。联轴节与传动轴的配合尺寸应选择合理,从液压泵(液压马

达)上拆装联轴节时,不得用锤敲打。

(3)泵体上有两个漏油口,有两种连接方法。

作漏油用:将最高处漏油口接上通往油箱的油管,管道阻力不应使泵体内压力超过0.1 MPa,另一孔堵死。

作漏油及冷却用:高处的仍通油箱,低处的通入冷却油,管道阻力不应使泵体内压力超过0.1 MPa。

(4)作液压泵使用时,应用辅助泵低压供油,供油压力为0.3~0.7 MPa;在开式油路中,辅助泵供油量为主泵额定流量的120%。在闭式油路中为15%以上。

(5)安装管道及元件,必须严格保持清洁,不得有任何杂物混入,管道必须经耐压试验,试验压力为工作压力的二倍,并应进行酸洗,如有条件再经磷化处理。

(6)压力油路应设置过滤精度为10~25 μm的滤油器,推荐使用铜基粉末冶金滤油器。

## 2. 使用

1)检查轴的回转方向与排油管的连接是否正确可靠。

2)从滤油口往泵体内注满工作油。

3)溢流阀调整压力不应调至最低值。

4)调整变量机构,作泵用时排量应为最小值,作马达用时排量应为最大值。

5)应先启动辅助泵,排除管道中的空气。调整辅助泵的溢流阀,然后再启动主泵(轴向柱塞泵)。

6)初始使用或长期存放后,运转时,应在压力为2.5 MPa左右跑合1~2h。

7)根据系统工作压力,将溢流阀调整到系统工作压力的110%~120%。

8)工作压力和使用转速,必须按铭牌上的规定值:按峰值压力连续工作的时间不应超过1min,按峰值压力间断工作的累计时间不应超过运转时间的10%。

9)泵运转过程中,经常检查漏油量,如发现异常泄漏、温升、噪声、振动时,应立即停车。先关主泵,待主泵停稳后再关辅助泵。

10)正常工作油温范围为16~65℃,油箱内工作油粘度为2~6 E<sub>50</sub>。推荐泵的用油:在环境温度15℃以上可用20号、30号机床液压油、上稠40-2稠化液压油;

在环境温度-5~15℃,可用上稠20-1稠化液压油;

在环境温度-30~15℃,可用上稠YH-10航空稠化液压油;

## 3. 检查与维护

(1)定期检查工作液压油中的水分、机械杂质、酸渣,如超过原牌号规定值,应更换液压油,绝对禁止使用已用过的未经过滤的旧油。

(2)液压件非必要不能随意拆卸。非要拆卸也得保持场地、元件、工具清洁。防止任何细小杂物留在元件内,弹簧挡圈的拆卸应用专门工具。

(3)定期检查滤油器。长期存放不用,应将泵体内工作油放净,而存满含酸值较低的液压防锈油,各油口用螺栓堵住。

## 二、常见故障分析及排除

### 1. 液压泵输出流量不足或无流量输出

(1)泵吸入量不足。原因可能是泵的转向、油箱液压油过低,油温过高,进油管漏气,滤油器堵塞等。

(2)泵泄漏量过大。主要原因是密封不良造成的。例如泵体和配油盘的支承面有沙眼或裂痕,配油盘被杂质划伤,变量机构及其中单向阀各元件之间配合或密封不好等。这可以通过检查泵体内液压油中的异物来判断泵中损坏或泄漏的部位。故障排除则根据不同的原因进行。如研磨配油盘及缸体端面,单向阀密封面重新研磨,更换有砂眼或裂纹的零件,当柱塞孔严重磨损或损坏,就应该将缸孔重新镀铜、研磨等加工修理。若变量机构的活塞磨损严重,可更换活塞,保证活塞与活塞孔间隙为 $0.01 \sim 0.02\text{mm}$ 。当配油盘与泵体之间没有贴紧而造成大量泄漏,则应拆开液压泵重新组装。如果是液压油粘度过低,从而使各部泄油增加,要更换液压油等。

(3)泵斜盘实际倾角太小,使泵排量小,这需要调整手动操纵杆或伺服操纵系统(包括各种操纵阀),增大斜盘倾角。

(4)压盘损坏。当柱塞泵压盘损坏,泵不仅无法自吸,而且是碎渣部分进入液压系统,没有流量输出,除应更换压盘外,系统应进行排除碎渣等。

## 2. 斜盘零角度时仍有排油量

斜盘式变量轴向柱塞泵斜盘零角度时不应有流量。但是在使用是,往往出现零角度时尚有流量输出。其原因在于斜盘耳轴磨损,控制器的位置偏离、松动或损坏等。这需要更换斜盘或研磨耳轴,重新调零、紧固或更换有控制器元件以及调整控制油压力等来解决。

## 3. 输出流量波动

(1)若流量波动与旋转速度同步,有规则的变化,则可认为是与排油行程有关的零件发生了损伤,如柱塞与柱塞孔、滑履与斜盘、缸体与配油盘等。

(2)若流量波动很大,对变量泵可以认为是变量机构的控制作用不佳。如异物混入变量机构,控制活塞上划出伤痕等,引起控制活塞运动的不稳定。其它如弹簧控制系统可能伴随负荷的变化产生自激振荡,控制活塞阻尼器效果差引起控制活塞运动的不稳定等。

流量的不稳定又往往伴随着压力的波动。出现这类故障,一般都需要拆开液压泵,更换受损零件,加大阻尼,改进弹簧刚度,提高控制压力等。

## 4. 输出压力异常

### (1)输出压力不上升

原因有:溢流阀有故障或调整压力过低,使系统压力上不去,应检修或更换溢流阀,或重新检查调整压力;单向阀、换向阀及液压执行元件(液压缸、液压马达)有较大泄漏,系统压力上不去,这需要找出泄漏处,更换元件;液压泵本身自吸进油管道漏气或因油中杂质划伤零件造成内漏过甚等,可紧固或更换元件,以提高压力。

### (2)输出压力过高

系统外负荷上升,泵压力随负荷上升而增加,这是正常的。若负荷一定,而泵压力却超过负荷压力的对应压力值时,则应检查泵外的元件,如换向阀、执行元件、传动装置、油管等,一般压力过高应调整溢流阀进行确定。

## 5. 振动和噪声

### (1)机械振动和噪声

泵轴和原动机不同心,轴承、传动齿轮、联轴节的损伤,装配螺栓松动等均会产生振动和噪声。

如果泵的转动频率与组合的压力阀的固有频率相同时,将会有共振,可用改变泵的转速来消除共振。

## (2)管道内液流产生的噪声

当进油管道太细,粗滤油器堵塞或通油能力减弱,进油管道中吸入空气。油液粘度过高,油面太低吸油不足,高压管道中有压力冲击等。均会产生噪声,必须正确设计油箱,选择滤油器、油管、方向控制阀等。

## 6. 液压泵过度发热

主要由于系统内,高压油流经各液压元件时产生节流压力损失所产生的泵体过度发热。

因此正确选择运动元件之间的间隙,油箱容量、冷却器的大小,可以解决泵的过度发热、油温过高的现象。

## 7. 漏油

液压泵的漏油可分为外漏与内漏两种。

内漏在漏油量中比例最大,其中缸体与配油盘之间的内泄漏又是主要。为此要检查缸体与配油盘是否被烧蚀、磨损,安装是否合适等。检查滑履与斜盘间的滑动情况,变量机构控制活塞的磨损状态等。故障排除视检查情况进行,如必要时更换零件、油封、加粗或疏通泄油管孔外,还要适当选择运动件之间的间隙,如变量控制活塞与后泵盖的配合间隙为应  $0.01 \sim 0.02\text{mm}$ 。

## 8. 变量操纵机构操纵失灵

变量操纵机构有时因油液不清洁、变质或粘度过大或过小造成操纵失灵,有时也因机构出现问题造成操纵机构失灵。

对于手动伺服式变量泵,有时操纵杆停不住,其原因可能有以下几点:

- 1) 伺服阀芯对伺服阀套油槽的遮盖量不够,这时需检查阀套位置,更换阀芯。
- 2) 伺服阀芯被卡死,这可以清洗、研磨、更换阀芯。
- 3) 变量控制活塞磨损严重,造成漏油和停不住。
- 4) 伺服阀芯端部折断,需要更换阀芯。

伺服阀芯与伺服阀阀套配合间隙为  $0.005 \sim 0.015\text{mm}$ 。

液控变量泵的变换速度不够,原因是:

控制压力太低,应提高控制压力,达到  $3 \sim 5\text{MPa}$ 。

控制流量太小,增加控制流量。

# 第六节 液压缸故障与排除

## 一、柱塞缸

### (一)推力不足

#### 1. 液压系统压力不足

检查溢流阀,提高系统压力。

#### 2. 柱塞和导向套磨损后,间隙增大,漏油严重。

更换导向套,其内孔与柱塞外圆配合间隙在  $0.02 \sim 0.03\text{mm}$ 。

#### 3. 进油口管接头损坏或螺母未拧紧,严重漏油。

更换管接头或拧紧螺母。防止漏油。

### (二)工作时有爬行

#### 1. 柱塞缸轴心线偏心受压。平行度应在 $0.1 \sim 0.2\text{mm}$ 内。

2. 柱塞缸轴心线与作用端面不垂直。垂直度应为  $0.1\text{mm}$  左右。
3. 柱塞与导向套配合间隙太小。要求在  $0.02 \sim 0.03\text{mm}$  范围内。

## 二、活塞缸

### (一) 液压缸产生爬行或局部速度不均匀

#### 1. 缸内混入气体

打开排气阀,快速使缸运动排气。无排气阀的增设排气阀。

#### 2. 活塞杆与活塞同轴度有误差,同轴度应在 $0.04\text{mm}$ 范围内。

#### 3. 活塞杆局部产生弯曲

校正。杆全长校正值应在  $0.2\text{mm}$  以内。

#### 4. 密封圈压得过紧或过松

要保证松紧合适,能人力推动而试车时无漏油。

#### 5. 安装精度低

其平行度,垂直度应在使用范围内。

#### 6. 缸内锈蚀或拉毛。

轻微时,修去锈斑和毛刺。严重时,要经过镗床加工。

#### 7. 杆端螺母拧得太紧,使活塞杆产生变形

杆端螺母不宜拧得太紧,一般稍为拧紧(小缸用手拧紧即可),使活塞杆处于自然状态,再用两把扳手将双螺母锁紧。

### (二) 活塞杆或缸不能运动

#### 1. 长期不用锈蚀

拆洗,修去锈斑,严重时,重新镗磨,再配活塞。

#### 2. "O"形密封圈老化,失效,内泄严重

更换。

#### 3. 缸内精度差,表面粗糙或损坏,使内泄增大

修复或更换。

#### 4. 脏物进入润滑部件

拆洗,必要时更换油液。

#### 5. 缸端密封圈损坏

更换。

#### 6. 缸装配质量差(杆、活塞与端面之间的同轴度误差,安装精度低等)

重新装配和安装,不合格零件应更换。

### (三) 推力不足,工作速度慢。

#### 1. 缸孔与活塞配合间隙太小或开槽太浅,使"O"形密封圈形成阻力太大

重新配制间隙,车深开槽。

#### 2. 缸体与活塞间隙太大,使活塞两面高低压互通

重新配制活塞。

#### 3. 活塞杆弯曲

校正。全长在  $0.2\text{mm}$  范围内。

#### 4. 端面内密封圈压得太紧

适当放松压紧螺钉,以不泄漏为限。

#### 5. 系统泄漏,造成压力和流量不足

查出系统泄漏部件,紧固接头或作有关密封处理。流量不足时,更需要检查泵输出流量及压力是否达到额定值。

#### 6. 缸油管因装配不良被压扁

更换油管,且避免再次出现压扁。

#### 7. 系统压力调整较低

调整溢流阀系统压力在规定的范围内。

#### 8. 油温过高

超过油温规定值时,应使系统冷却后再进行工作。

### (四) 外泄漏严重

外泄漏是液压缸故障中问题最多的一种,也是最影响安全、环境的。

#### 1. 活塞杆泄漏

##### (1) 密封件磨损引起的泄漏

密封件磨损的原因,通常是衬套在滑动磨损后的微粒所引起的。密封件损伤引起的泄漏,Y形密封圈最关键的是唇边。安装密封件时,绝对不能使唇边损伤。密封件应无毛刺。过渡部分应光滑。密封唇不能装错或装配不当,更不能装反。对小Y形(即Y<sub>x</sub>形),注意轴用、孔用两种,其短唇边应为有相对运动侧(对活塞而言,小Y<sub>x</sub>形的短唇边为与缸体相对运动侧),千万不能弄错。有时,密封圈虽然没有损伤,但密封件唇边相对粗糙,也会引起泄漏。

##### (2) 密封橡胶压缩后永久性变形引起的泄漏

由于密封件材质问题,长期压缩使用,橡胶失去弹性,因而产生泄漏。

##### (3) 密封件外界杂质的进入引起的泄漏

密封唇有时因外部极小的砂粒从缸杆活动端混入而引起损伤产生油泄漏。为此,在野外作业更应采用密封防尘罩进行保护。

(4) 错误的采用气缸用的密封圈。对于V形密封件来说,气缸用的密封V形圈唇边端部是尖角的,使活塞杆在作往复运动时,起到刮油作用,从而使活塞杆产生油滴下落现象。而液压缸用密封V形圈唇边端部是圆角的,它使活塞杆上形成一薄油膜,起到润滑作用。

#### 2. 缸筒与端盖接合部产生的外泄漏。

缸筒与端盖的接合分螺栓紧固和螺纹连接等方式。

(1) 螺栓紧固方式。螺栓紧固方式有法兰连接、半环连接和固定螺栓连接等。这种方式又有O形圈密封与端面密封方式。在O形圈密封方式中,从配合间隙产生泄漏;在端面密封方式中螺栓紧固不良,都会产生泄漏。

(2) 螺纹连接方式,螺纹连接方式有内螺纹和外螺纹连接两种。在大直径时,由于紧固端盖的力量往往达不到额定转矩而可能增加泄漏。所以一定要有专用工具进行拧紧且达到额定需要的转矩值。

#### 3. 液压缸进油口引起的泄漏

这主要原因是,因进油压力冲击或工作中的振动而引起的管口松动所致,需要经常检查及拧紧。

液压缸故障原因与排除方法,见表 2-1-5。



液压缸故障原因与排除方法

表 2-1-5

故障现象	原 因 分 析		排 除 方 法
(一) 活 塞 杆 不 能 动 作	1. 压 力 不 足	(1) 油液未进入液压缸 1)换向阀未换向 2)系统未供油	1)检查换向阀未换向的原因并排除 2)检查液压泵和主要液压阀的故障原因并排除
		(2) 虽有油,但没有压力 1)系统有故障,主要是泵或溢流阀有故障 2)内部泄漏严重,活塞与活塞杆松脱,密封件损坏严重	1)检查泵或溢流阀的故障原因并排除 2)将活塞与活塞杆紧固牢靠,并更换密封件
		(3)压力达不到规定值 1)密封件老化、失效,唇口装反或有破损 2)活塞杆损坏 3)系统调定压力过低 4)压力调节阀有故障 5)通过调速阀的流量过小,因液压缸内泄漏,当流量不足时会影响压力不足	1)更换密封件,并正确安装 2)更换活塞环 3)重新调整压力,达到要求值 4)检查原因并排除 5)调速阀的通过流量必须大于液压缸内的泄漏量
	2. 压 力 已 达 到 要 求,但 仍 不 动 作	(1)液压缸结构上的问题 1)活塞端面与缸筒端面紧贴在一起,工作面积不足,故不能启动 2)具有缓冲装置的缸筒上单向回路被活塞堵住	1)端面上要加一条通油槽,使工作油液迅速流向活塞的工作端面,缸筒的进出口油口位置应与接触表面错开 2)排除
		(2)活塞杆移动“别劲” 1)缸筒与活塞、导向套与活塞杆配合间隙过小 2)活塞杆与夹布胶木导向套之间的配合间隙过小 3)液压缸装配不良(如活塞杆、活塞和缸盖之间同轴度差、液压缸与工作平台平行度差)	1)检查配合间隙,并配研到规定值 2)检查配合间隙,修配导向套孔,达到要求的配合间隙 3)重新装配和安装、对不合格零件应更换
		(3)液压回路引起的原因,主要是液压缸背压腔油液未与油箱相通,回油路上的调速节流口调节过小或连同火油的换向阀未动作	检查原因并消除
(二) 速 度 达 不 到 规 定 值	1. 内 泄 漏 严 重	(1)密封件破损严重	(1)更换密封件
		(2)油的粘度太低	(2)更换适宜粘度的液压油
		(3)油温过高	(3)检查原因并排除
	2. 外 载 过 大	(1)设计错误,选用压力过低	(1)核算后更换元件,调大工作压力
		(2)工艺和使用错误,造成外载比预定值增大	(2)按设备规定值使用
	3. 活 塞 移 动 时 “ 别 劲 ”	加工精度差、缸筒孔锥度和圆度超差	检查零件尺寸,对无法修复的零件应更换
		(3)装配质量差 1)活塞、活塞杆与缸盖之间同轴度差 2)液压缸与工作平台平行度差 3)活塞杆与导向套配合间隙小	1)按要求重新装配 2)按要求重新装配 3)检查配合间隙,修配导向套孔,达到要求的配合间隙

故障现象	原 因 分 析		排 除 方 法
	4. 脏物进入滑动部位	(1)油液过脏	(1)过滤或更换油液
		(2)防尘圈破损	(2)更换防尘圈
		(3)装配时未清洗干净或带入脏物	(3)拆开清洗,装配时要注意清洁
	5. 活塞在端部行程速度急剧下降	(1)缓冲节流阀的节流口调节过小,在进入缓冲行程时,活塞可能停止或速度急剧下降	(1)缓冲节流阀的开口度要调节适宜,并能起缓冲作用
		(2)固定式缓冲装置中节流孔直径过小	(2)适当加大节流孔直径
		(3)缸盖上固定式缓冲节流环与缓冲柱塞之间间隙过小	(3)适当加大间隙
	6. 活塞移动到中途,发现速度变慢或停止	(1)缸筒内径加工精度差,表面粗糙,使内泄量增大	(1)修复或更换缸筒
		(2)缸壁发生胀大,当活塞通过增大部位时,内泄量增大	(2)更换缸筒
(三) 液压缸产生爬行	1. 液压缸活塞杆运动“别劲”	见本表(一)2	见本表(一)2
	2. 缸内进入空气	(1)新液压缸,修理后的液压缸或设备停机时间过长的缸,缸内有气或液压缸管道中排气不净	(1)空载大行程往复运动,直到把空气排完
		(2)缸内部形成负压,从外部吸入空气	(2)先用油脂封住结合面和接头处,若吸空情况有好转,则将螺钉及接头紧固
		(3)从液压缸到换向阀之间的管道容积比液压缸内容积大得多,液压缸工作时,这段管道上油液未排完,所以空气也很难排完	(3)可在靠近液压缸管道的最高处加排气阀。打开排气阀,活塞在全行程情况下运动多次,把气排完后,再把排气阀关闭
		(4)泵吸入空气	(4)拧紧泵的吸油管接头
		(5)油液中混入空气	(5)油缸排气阀放气,或换油(油质本身欠佳)

故障现象	原 因 分 析		排 除 方 法
( 四 ) 缓 冲 装 置故障	1. 缓 冲 作 用 过 度	(1)缓冲节流阀的节流开口过小	(1)将节流口调节到合适位置并紧固
		(2)缓冲柱塞“别劲”(如柱塞头与缓冲环间隙太小,活塞倾斜或偏心)	(2)拆开清洗,适当加大间隙,对不合格零件应更换
		(3)在柱塞头与缓冲环之间有脏物	(3)修去毛刺并清洗干净
		(4)固定式缓冲装置柱塞头与衬套之间间隙太小	(4)适当加大间隙
	2. 失 去 缓 冲 作 用	(1)缓冲调节阀处于全开状态	(1)调节到合适位置并紧固
		(2)惯性能量过大	(2)应设计合适的缓冲机构
		(3)缓冲节流阀不能调节	(3)修复或更换
		(4)单向阀处于全开状态或单向阀阀座封闭不严	(4)检查尺寸,更换锥阀芯和钢球,更换弹簧,并配研修复
		(5)活塞上的密封件破损,当缓冲腔压力升高时,工作液体从此腔向工作压力一腔倒流,故活塞不减速	(5)更换密封件
		(6)柱塞头或衬套内表面上有伤痕	(6)修复或更换
		(7)镶在缸盖上的缓冲环脱落	(7)更换新缓冲环
		(8)缓冲柱塞锥面长度与角度不对	(8)给予修正
	3. 缓 冲 行 程 段 出 现“ 爬 行 ”	(1)加工不良,如缸盖、活塞端面不合要求,在全长上活塞与缸筒间隙不均匀;缸盖与缸筒不同轴;缸筒内径与缸盖中心线偏差大,活塞与螺母端面垂直度不合要求造成活塞杆弯曲等	(1)对每个零件均仔细检查,不合格零件不许使用
		(2)装配不良,如缓冲柱塞与缓冲环相配合的孔有偏心或倾斜等	(2)重新装配,确保质量
( 五 ) 有 外 泄 漏	1. 装 配 不 良	(1)液压缸装配时端盖装偏,活塞杆与缸筒定心不良,使活塞杆伸出困难,加速密封件磨损	(1)拆开检查,重新装配
		(2)液压缸与工作台导轨面平行度差,使活塞杆伸出困难,加速密封件磨损	(2)拆开检查,重新安装,并更换密封件
		(3)密封件安装差错,如密封件划伤、切断、密封唇装反,唇口破损或轴倒角尺寸不对,装错或漏装	(3)更换并重新安装密封件
		(4)密封件压盖未装好 1)压盖安装有偏差 2)紧固螺钉受力不均 3)紧固螺钉过长,使压盖不能压紧	(4)重新安装 重新安装,拧紧螺钉并使受力均匀 按螺孔深度合理选配螺钉长度

故障现象	原 因 分 析		排 除 方 法
	2. 密封件质量不佳	(1)保管期太长,自然老化失效	更换密封件
		(2)保管不良,变形或损坏	
		(3)胶料性能差,不耐油或胶料与油液相容性差	
		(4)制品质量差,尺寸不对,公差不合要求	
	3. 活塞杆和沟槽加工质量差	(1)活塞杆表面粗糙,活塞杆头上的倒角不符合要求或未倒角	表面粗糙度应为 Ra0.2 μm ,并按要求倒角
		(2) 沟槽尺寸及精度不合要求 1)设计图样有错误 2)沟槽尺寸加工不符合标准 3)沟槽精度差,毛刺多	1)按有关标准设计沟槽 2)检查尺寸,并修正到要求尺寸 3)修正并去毛刺
	4. 油的粘度过低	(1)用错了油品	更换合适的油液
		(2)油液中渗有乳化液	
	5. 油温过高	(1)液压缸进油口阻力太大	(1)检查进油口是否通畅
		(2)周围环境温度太高	(2)采取隔热措施
		(3)泵或冷却器有故障	(3)检查原因并排除
	6. 高频振动	(1)紧固螺钉松动	(1)应定期紧固螺钉
		(2)管接头松动	(2)应定期紧固管接头
		(3)安装位置变动	(3)应定期紧固安装螺钉
	7. 活塞杆拉伤	(1)防尘圈老化、失效	(1)更换防尘圈
		(2)防尘圈内侵入砂粒、切屑等脏物	(2)清洗更换防尘圈,修复合活塞杆表面拉伤处
		(3)夹布胶木导向套与活塞杆之间的配合太紧,使活动表面产生过热,造成活塞杆表面各层脱落而拉伤	(3)检查清洗,用刮刀修刮导向套内径,达到配合间隙

三、液压缸的安装、使用和维护

(一)液压缸的安装

液压缸在工程机械中的安装应考虑到它是直接拖动负载的装置,即要考虑到它与负载大小、性质、方向有关,在安装时必须给予考虑。如:

1.连接的基座必须有足够的刚性。如果基座不坚固,加压时,刚筒将呈弓形向上翘起,致使活塞杆弯曲或折损。

2.大直径、行程在 2~2.5m 以上的大行程液压缸,在安装时,必须安装活塞杆的导向支承环和缸筒本身的中间支座,以防活塞杆和缸筒的挠曲。因为挠曲结果,轻则产生缸体与活塞杆、活塞杆与导向套之间的间隙不均匀,造成滑动面不均匀磨损和拉伤,轻则使液压缸出现内漏和外漏;重则使液压缸不能应用。

3.耳环式液压缸是以耳环为支点,它可以在与耳环垂直的平面内摆动的同时,作直线往复

运动。所以,活塞杆顶端连接转轴孔的轴线方向,必须与耳轴孔的方向一致。否则,液压缸就会受到以耳轴孔为支点的弯曲荷重,有时还会发生由于活塞杆的弯曲,使杆端的头部螺纹折断;而且,由于活塞杆处于弯曲状态下进行往复运动,容易拉伤缸筒表面,使导向套的磨损不均匀,发生漏油等现象。

4. 当要求耳轴式液压缸能以耳轴孔为中心作自由回转时,可以使用万向接头或万向联轴节。采用万向接头后,液压缸整体能自由摆动,可将扭别现象减到最小。

5. 铰轴式液压缸的安装方法应与耳轴式液压缸作相同考虑,因为液压缸是以铰轴为支点的,并在与铰轴相垂直的平面内摆动的同时,作直线往复运动。所以,活塞杆顶端的连接销,应与铰轴位于同一方向。若连接销与铰轴相垂直,则液压缸就会变形弯曲,活塞杆顶端的螺纹部分会折断,加之有横向力作用,活塞杆导向套和活塞面容易发生不均匀磨损和拉伤,这是造成破损和漏油的原因。

### (二) 液压缸的调整

液压缸安装好后,需进行试运转。

安装后试压时无漏油现象时,首先应当排气。将工作压力降至  $0.5 \sim 1.0 \text{ MPa}$  进行排气。排气方法是:当活塞运动到终端,压力升高时,将处于高压腔的排气阀螺栓打开点,使带有浊气的白泡沫状油液从排气阀喷出,喷出时带有“嘘、嘘”的排气声。当活塞由终端开始返回的瞬间关闭该阀。如此多次,直至喷出澄清色的油液为止。然后再换另一腔排气,排除方法同上。一般要将空气完全排除需要进行 25min 左右时间。排气操作必须注意安全及谨慎。

液压缸设有缓冲阀的,还应对缓冲调节阀进行调整,主要调整缓冲效果和动作的循环时间。当液压缸上作用有工作负载条件时,活塞速度按小于  $50 \text{ mm/s}$  运行,逐渐提高。开始先把缓冲调节阀放在缓冲节流阻力较小位置,然后逐渐增大节流阻力,使缓冲作用逐渐加强,一直调到符合缓冲要求为止。

### (三) 液压缸的拆卸、检查

#### 1. 拆卸

首先将活塞移到适于拆卸的一个顶端位置。

松开溢流阀,使溢流阀卸荷,系统压力降为零。

切断电源,使液压装置停止运动。

一般缸的拆卸顺序应是:卸下缸进、出油口的配管,松开活塞杆端的连接头、端盖及安装螺栓,拆卸活塞杆、活塞和缸筒等。拆卸时一定要注意不应硬性将活塞杆、活塞从缸筒中拔出,以免损伤筒内表面。

#### 2. 液压零件的检查和判断

##### 缸筒内表面

缸筒内表面有很浅的线状摩擦伤或点状伤痕,是允许的,对使用无妨。如果是纵状拉伤时,必须对内孔要进行研磨,或可用极细的砂纸或油石修正。当无法对纵状拉伤进行修正时,必须更换新缸筒。

##### 活塞杆

在与密封圈作相对滑动的活塞杆滑动面上,产生的拉伤或伤痕,其判断及处理方法同缸筒内表面。但是,活塞杆滑动面一般是镀硬铬的,如果镀层的一部分因磨损产生脱离,形成纵状深痕时,对外漏油将会有很大影响。此时必须除去旧有镀层,重新镀铬,抛光。镀铬厚度为  $0.05 \text{ mm}$ 。

## 密封件

检查活塞、活塞杆密封件,应当首先观察密封件的唇边有无受伤,密封摩擦面的磨损情况。发现唇口有轻微伤痕,摩擦面略有磨损时,最好能更换新的密封件。

## 导向套

导向套内表面有些伤痕,对使用没有多大影响。但是,如果伤痕深度在  $0.2\text{mm}$  以上时,就应更换新的导向套。

## 活塞

活塞表面有轻微的伤痕时,不影响使用,当伤痕深度在  $0.2\text{mm}$  以上时,就应更换新的活塞。另外,还得检查活塞上是否有与端盖碰撞引起的裂缝。如有,则必须更换活塞。

## 其他

其他部分的检查,随液压缸构造及用途不同而异。但检查应留意端盖、耳环、铰轴是否有裂纹,活塞杆顶端螺纹和油口螺纹有无异常等。

### (四) 液压缸组装时的注意事项

#### 1. 检查加工零件上有无毛刺或锐角。

在密封技术中,如何保护誉为密封圈生命的唇边,是十分重要的。若缸筒内壁上开有排气孔或是通油孔,应检查,去除孔两端开的导向锥面上的毛刺,以免密封件在安装过程中损坏。并检查密封圈接触或摩擦的相应表面,如有伤痕则必须研磨、修正。否则即使更换新的密封件也不能防止漏油。当密封圈要经过螺纹部分时,可在螺纹上卷上一层密封带,在带上涂上润滑脂,再进行安装。

#### 2. 装入密封件时,要用高熔点润滑脂

在液压缸的拆卸和组装的过程中,采用洗涤油或汽油等,将各部分洗净,再用压缩空气吹干,然后在干筒内表面及密封圈上涂上一些润滑脂。这样,不仅能使密封圈容易装入,而且在组装时能保护密封圈不受损坏,效果较显著。

#### 3. 切勿装错密封件方向

密封有方向性。对于 V 形、Y 形等密封圈,一般高压朝着密封圈的唇口一边。如果是 O 形圈,就没有方向性,但 O 形圈后面要加保护环,O 形圈前面受压,背后的保护环是防止 O 形圈受压后变形及被挤出拧扭。

### (五) 液压缸的试验

液压缸安装好后要进行试验。试验项目一般有几项:

#### 1. 运动平稳性检查

在最低压力  $p_1$  下运行  $5 \sim 10$  次,检查活塞运动是否平稳、灵活,无阻滞现象。最低压力与密封件种类有关。推荐:O 形、Y 形和 V 形夹织物密封圈  $p_1$  取  $0.3\text{MPa}$  左右,V 形夹织物密封圈  $p_1$  取  $0.5\text{MPa}$  左右,活塞环取  $p_1$  为  $0.15\text{MPa}$ 。

#### 2. 负荷试验

在活塞杆上加最大工作负荷,此时缸中的压力  $P$  为最大工作压力。在  $P$  作用下,运行 5 次全行程往复运动,此时缸活塞杆移动平稳、灵活,且缸的各部分部件没有永久变形和其他异常现象。

#### 3. 液压缸的外部泄漏试验

在  $P_2 (= 1.5P)$  作用下,活塞往复运动约为  $5 \sim 10\text{mm}$ ,各密封和焊接处不得漏油。

#### 4. 液压缸内部泄漏试验

在活塞杆上加一定的静负荷  $F$  ( $F = pA$ ,  $A$  为活塞有效工作面积), 在 10m in 内, 活塞移动距离不超过额定值。

5. 液压缸强度试验

从缸两端施加试验压力  $p_3$  [ $p_3 = (1.5 \sim 1.75)p$ ] 试验 2m in, 各零件不得破损或永远变形。

6. 试验后再度紧固

在以上各项试验之后, 可能出现缸的紧固的松弛现象。所以, 为慎重起见在试验后应再度拧紧拉杆, 紧固压盖螺栓等。此项工作往往被人疏忽。否则, 在耐压试验后直接使用, 由于各螺栓上的荷重的不均匀, 而使螺栓逐个破坏, 最终造成严重的故障。

(六) 定期检查

以上各项工作进行之后, 仍应建立定期检查制度, 以防或减少不测事故的发生。

第七节 液压阀的故障与排除

一、单向阀

1. 不起单向控制作用

1) 单向阀密封不良: 若钢球精度差, 则调换钢球; 若阀芯与阀体孔座接触不好, 则需配研, 使其密封良好。

2) 阀芯被卡住: 阀芯与阀体孔配合太小, 则需研配控制配合间隙为 0.008 ~ 0.015m m ; 若因阀芯被锈蚀、拉毛或被污物堵塞, 则需拆卸清洗, 并用金相沙纸抛光阀芯外缘表面。

3) 弹簧断裂: 更换。

单向阀常见故障及排除方法, 见表 2-1-6。

单向阀常见故障及排除方法 表 2-1-6

现 象	原 因	方 法
发 生 异 常 声 音	油的流量超过允许值	更换流量大的阀
	与其它阀共振	可略为改变阀的稳定压力, 也可调试弹簧的强弱
	在卸压单向阀中, 用于立式大液压缸等回路, 没有卸压装置	补充卸压装置回路
阀 与 阀 座 有 严 重 泄 漏	阀座锥面密封不好	重新研配
	滑阀或阀座拉毛	重新研配
	阀座碎裂	更换并研配阀座
不 起 单 向 阀 作 用	阀体孔变形, 使滑阀在阀体内咬住	修研阀体孔
	滑阀配合时有毛刺, 使滑阀不能正常工作	修理, 去毛刺
	滑阀变形胀大, 使滑阀在阀体内咬住	修研滑阀外径
结 合 处 渗 漏	螺钉或管螺纹没拧紧	拧紧螺钉或管螺纹

2. 液控单向阀不能起互通作用

1) 油压不足:适当提高油压。

2) 弹簧太硬阀芯打不开:更换弹簧。

3) 液控口漏装“O”形密封圈,或密封圈损坏,使液控油泄漏。补装或更换“O”形密封圈。

液控单向阀常见故障及排除方法,见表 2-1-7。

液控单向阀常见故障及排除方法

表 2-1-7

故障现象	原因分析		排除方法
(一) 油液不逆流	单向阀打不开	(1)控制压力过低	(1)提高控制压力,使之达到要求值
		(2)控制管道接头漏油严重或管道弯曲或被压扁使油不通畅	(2)紧固接头,消除漏油或更换管子
		(3)控制阀芯卡死(如加工精度低,油液过脏)	(3)清洗修配,使阀芯灵活
		(4)控制阀端盖处漏油	(4)紧固端盖螺栓,并保证拧紧力矩均匀
		(5)单向阀卡死(如弹簧弯曲,单向阀加工精度低,油液过脏)	(5)清洗、修配,使阀芯移动灵活;更换弹簧;过滤或更换油液
		(6)控制滑阀泄漏腔泄漏孔被堵(如泄漏孔处泄漏管未接,泄漏管被压扁,泄漏不通畅;泄漏管错接在压力管路上)	(6)检查泄漏管道,泄漏管应单独回油箱
(二) 逆流方向不密封,有泄漏	逆流时单向阀不密封	(1)单向阀在全开位置上卡死 1) 阀芯与阀孔配合过紧 2) 弹簧弯曲、变形、太弱	1) 修配,使阀芯移动灵活 2) 更换弹簧
		(2)单向阀锥面与阀座锥面接触不均匀 1) 阀芯锥面与阀座同轴度差 2) 阀芯外径与锥面不同轴 3) 阀座外径与锥面不同轴 4) 油液过脏	1) 检修或更换 2) 检修或更换 3) 检修或更换 4) 过滤油液或更换
		(3)控制阀芯在顶出位置上卡死	(3)修配达到移动灵活
		(4)预控锥阀接触不良	(4)检查原因并排除
(三) 噪声	1. 选用错误	通过阀的流量超过允许值	更换适宜的规格
	2. 共振	和别的阀发生共振	更换弹簧,消除共振

## 二、换向阀

### (一) 电气故障

#### 1. 电气线路故障

(1) 电气线路被拉断,电磁铁不通电,无控制信号

更换电线,使电磁铁通电。



(2)电极焊接不良,接头松脱

重新焊接,焊接接头。

(3)电压太低或不稳定

检查电磁铁两端电压,其变化值应在额定电压的 10% 以内。

## 2. 电磁铁线圈发热至烧毁

(1)线圈绝缘不良,产生漏电

更换线圈。

(2)电磁铁铁心不合格吸不住

更换电磁铁铁心。

(3)推杆过长,电磁铁铁心不能吸到位

修整推杆到适当位置。

(4)电磁铁在高频下工作,铁心干摩擦而引起发热膨胀,使铁心卡死

检修或更换铁心。

## (二)机械故障

### 1. 电磁换向阀动作不灵

一般当发现电磁换向阀动作不灵时,可用下法判断检查:

左手压下电磁铁铁心,右手向阀体中 P 孔进油孔注些油,若能从 A 或 B (工作油孔)孔中冒出,而向 O 孔回油口)注油,却从 B (或 A)孔冒出;再放松左手同样先向 P 孔注油,而能从 B (或 A)孔冒出,而向 O 孔注油,却从 B (或 A)孔冒出,这说明电磁阀内滑阀位置正确,否则需拆开阀体进一步检查。

#### 故障原因分析

(1)阀芯与阀体孔配合间隙太小,摩擦阻力太小,阀芯不能到位

检查配合间隙:当阀芯直径小于 20mm 时,配合间隙 0.008~0.015 mm;当阀芯直径大于 20 mm 时,配合间隙为 0.015~0.025 mm。配合间隙小于上述直径时,应配研阀体孔或阀芯外圆。

(2)阀芯或阀孔几何精度差,移动时有卡死现象

修复阀芯或阀体孔的精度。

(3)弹簧太硬或太软,太硬使阀芯行程不足,太软使阀芯不能复位

更换适当弹簧。

(4)连接螺钉紧固不良,使阀孔变形。

重新紧固螺钉,并使之受力均匀,同时检查精度是否良好,底垫厚度是否均匀。

(5)油温太高,使零件产生变形,而产生卡死现象

检查油温过高原因,采取措施降低油温。

(6)油粘度太高,使阀芯运动不灵活

更换适宜的油液。

(7)油过脏,使阀芯被卡住

过滤或更换油液,清洗阀芯与阀体内孔。

### 2. 液动换向阀动作不灵

(1)阻尼器单向阀封闭性差

更换钢球,配研阀座孔。

- (2)阻尼器当采用针形节流阀时，调节性能差,或节流阀加工精度差,调节不出最小流量改用精度高的三角槽节流阀。
- (3)节流阀控制流量过大,阀芯移动速度过快而又产生冲击调小节流口,减慢阀芯移动速度。

3. 电液换向阀常见故障及排除方法(表 2-1 -8)

电液换向阀常见故障原因与排除方法表 2-1 -8

故障现象	原    因    分    析	排    除    方    法
------	------------------	------------------

(一)主 阀 芯 不 动 作	1. 电 磁 铁 故 障	(1)电磁铁线圈烧坏	(1)检查原因,进行修理或更换
		(2)电磁铁推动力不足或漏磁	(2)检查原因,进行修理或更换
		(3)电气线路出故障	(3)消除故障
		(4)电磁铁未加上控制信号	(4)检查后加上控制信号
		(5)电磁铁铁心卡死	(5)检查或更换
	2. 先 导 电 磁 铁 故 障	(1)阀芯与阀体孔卡死(如零件几何精度差,阀芯与阀孔配合过紧,油液过脏)	(1)修理配合间隙达到要求,使阀芯移动灵活;过滤或更换油液
		(2)弹簧弯曲,使滑阀卡死	(2)更换弹簧
	3. 主 阀 芯 卡 死	(1)阀芯与阀体几何精度差	(1)修理配研间隙达到要求
		(2)阀芯与阀体孔配合太紧	(2)修理配研间隙达到要求
		(3)阀芯表面有毛刺	(3)修去毛刺,冲洗干净
	4. 液 控 系 统 故 障	(1)控制油路无油 1)控制油路电磁阀未换向 2)控制油路被堵塞	1)检查原因并排除 2)检查清洗,并使控制油路畅通
		(2)控制油路压力不足 1)阀端盖处漏油 2)滑阀排油腔一端节流阀调节得过小或被堵死	1)拧紧端盖螺钉 2)清洗节流阀并调整合适
	5. 油 液 变 化	(1)油液过脏使阀芯卡死	(1)过滤或更换油液
		(2)油温升高,使零件产生热变形,而产生卡死现象	(2)检查油温过高原因并排除
		(3)油温过高,油液中产生胶质,粘住阀芯表面而卡死	(3)清洗,消除高温
		(4)油液粘度太高,使阀芯移动困难而卡住	(4)更换适宜的油液
	6. 安 装 不 良	阀体变形 1)安装螺钉拧紧力矩不均匀	1)重新紧固螺钉,使之受力均匀
		2)阀体上连接的管子“别劲”	2)重新安装
	7. 复 位 弹 簧 不 符 合 要 求	(1)弹簧力过大 (2)弹簧弯曲、变形,致使阀芯卡死 (3)弹簧断裂不能复位	更换适宜的弹簧

续上表

故障现象	原 因 分 析	排 除 方 法
------	---------	---------

(二) 阀芯换向后通过的流量不足	开口量不足	(1)电磁阀中推杆过短	(1)更换适宜长度的推杆
		(2)阀芯与阀体几何精度差,间隙太小,移动时有卡死现象,不到位	(2)配研达到要求
		(3)弹簧太弱,推力不足,使阀芯行程达不到终端	(3)更换适宜弹力的弹簧
(三) 压力降过大	使用参数选择不当	实际通过流量大于额定流量	应在额定范围内使用
(四) 液控换向阀阀芯换向速度不易调节	可调装置故障	(1)单向阀封闭性差	(1)修理或更换
		(2)节流阀加工精度差,调节不出最小流量	(2)更换节流阀
		(3)排油腔阀盖处漏油	(3)更换密封件,拧紧螺钉
		(4)针形节流阀调节性能差	(4)改用三角槽节流阀
(五) 电磁铁过热或线圈烧坏	1. 电磁铁故障	(1)线圈绝缘不好	(1)更换
		(2)电磁铁心不合适,吸不住	(2)更换
		(3)电压太低或不稳定	(3)电压的变化值应在额定电压的10%以内
		(4)电极焊接不好	(4)重新焊接
	2. 负荷变化	(1)换向压力超过规定	(1)降低压力
		(2)换向流量超过规定	(2)更换规格合适的电液换向阀
		(3)回油口背压过高	(3)调整背压使其在规定值内
	3. 装配不良	电磁铁铁芯与阀芯轴线同轴度不良	重新装配,保证有良好的同轴度
(六) 电磁铁吸力不够	装配不良	(1)推杆过长	(1)修磨推杆到适宜长度
		(2)电磁铁铁芯接触面不平或接触不良	(2)清除污物,重新装配达到要求
(七) 冲击与振动	1. 换向冲击	(1)大通径电磁换向阀,因电磁铁规格,吸合速度快而产生冲击大	(1)需要采用大通径换向阀时,应选用电液动换向阀
		(2)液动换向阀,因控制流量过大,阀芯移动速度太快而产生冲击	(2)调小节流阀节流口减慢阀芯移动速度
		(3)单向节流阀中的单向阀钢球漏装或钢球破碎,造成无阻尼作用	(3)检修单向节流阀
	2. 振动	固定电磁铁的螺钉松动	紧固螺钉,并加松垫圈

(三) 液压系统故障

1. 控制管路无油

(1)控制管路电磁阀不换向

检查电磁阀不换向原因,针对原因进行检修。

(2)控制管路被堵塞

检查清洗,使控制管路畅通。

2.控制管路压力不足

(1)控制阀端盖处漏油

拧紧控制阀端盖螺钉。

(2)滑阀回油腔一端节流阀调节过小或被堵死

清洗节流阀并调整适宜。

### 三、溢流阀

#### (一)系统无压力

1.油液过脏或装配时滑阀阻尼孔未清洗干净,使阻尼孔被堵塞,滑阀不能移动过滤或更换液压油,清洗阀使阻尼孔畅通。

2.滑阀弹簧断裂或弯曲,滑阀不能复位

更换滑阀弹簧。

3.滑阀在开启位置卡死

拆开检修,若滑阀有锈蚀或拉毛,可用金相砂纸抛光,若阀体有毛刺,须作整修。

4.先导阀弹簧拆断

更换。

5.先导阀主体阀损坏

更换。

6.进出油口装反,没有压力油去推动滑阀移动

调换进出油口油管。

7.液控口油直通油箱

在液控口加装堵塞,并护紧密封,防止泄漏。

#### (二)压力波动大

1.滑阀拉毛或弯曲变形,使滑阀在阀体孔内移动不灵活,有时产生卡住现象  
去除毛刺或更换滑阀。

2.油液不清洁,使阻尼孔时堵时通

更换油液,清除阀体内杂质及阻尼孔内污物。

3.阻尼孔径太小,阻尼作用差

可将原阻尼孔封闭,重新加工阻尼小孔(一般为1mm左右)。

4.液压系统中存在空气

排除系统内空气。

5.锥阀破损锥阀与阀座配合不好,磨损不均匀

调换锥阀和研配阀座。

6.弹簧变形或太软,使滑阀难以复位

更换合适的弹簧。

7.调节压力的螺钉由于锁紧螺母松动而使压力变动

调压后即将锁紧螺母锁紧。

8. 液压泵压力和流量波动大,使溢流阀无法起平衡作用  
更换或修理液压泵。

### (三) 产生噪声

1. 滑阀与阀体孔的圆度误差大或间隙太大,引起泄漏  
研磨阀体孔。重配滑阀,并使各项精度达到技术要求。

2. 滑阀与阀体孔间隙过小,滑阀移动不灵活  
修磨滑阀或研配阀体孔,控制间隙在要求范围内。

3. 调压弹簧弯曲变形

更换。

4. 锁紧螺母锁紧或已松动  
调压后应立即紧固锁紧螺母。

5. 先导阀与阀座孔接触不良  
表面粗糙,圆度误差大,使调压弹簧受力不平衡,锥阀振荡加剧,产生尖叫声。

研磨座孔。将封油的圆度误差控制在  $0.005 \sim 0.01 \text{ mm}$ ,表面粗糙度值  $R_a \ 0.8 \mu\text{m}$ 。修磨锥阀,其表面粗糙度值应达到  $0.4 \mu\text{m}$ 。

6. 先导阀弹簧轴心线与端面垂直误差,使锥阀倾斜,与阀座接触不均匀。  
更换端面经磨削过的并与轴心线相垂直的弹簧,防止锥阀倾倒。

7. 液压泵进油不畅,供油不足  
清除进油口处过滤器污物,适当增加进油面积。

8. 阀回油管回油不畅  
调节回油管高度,应离油箱底面  $50 \text{ mm}$  以上。

### (四) 泄漏严重

1. 滑阀与阀体孔配合间隙过大  
重制滑阀与配研。

2. 密封件损坏  
更换。

3. 锥阀与阀座接触不良或磨损严重  
修磨锥阀,研磨阀座孔,使其配合紧密。

4. 阀盖与阀体孔配合间隙过大  
重配阀盖,控制配合间隙。

5. 结合面处纸质垫被冲破  
更换耐油纸垫,应注意不可盖住通油孔,保证油孔通畅。

6. 各连接处螺钉未紧固  
紧固各连接螺钉。

先导式溢流阀常见故障及排除方法,见表 2-1-9。

先导式溢流阀常见故障原因与排除方法

表 2-1-9

故障现象	原 因 分 析		排 除 方 法
(一)无压力	1. 主 阀 故障	(1)主阀芯阻尼孔被堵(装配时主阀芯未清洗干净,油液过脏)	(1)清洗阻尼孔使之畅通,过滤或更换油液
		(2)主阀芯在开启位置卡死(如零件精度低,装配质量差,油液过脏)	(2)拆开检修,重新装配;阀盖紧固螺钉拧紧力要均匀;过滤或更换油液
		(3)主阀芯复位弹簧折断或弯曲,使主阀芯不能复位	(3)更换弹簧
	2. 先 导 阀故障	(1)调压弹簧折断	(1)更换弹簧
		(2)调压弹簧未装	(2)补装
		(3)锥阀或钢球未装	(3)补装
		(4)锥阀破碎	(4)更换
	3.装错	进出油口装错	纠正
	4. 液 压 泵故障	见表 2-1-3 和表 2-1-4	见表 2-1-3 和表 2-1-4
(二)压力升不高	1. 主 阀 锥 阀 有 故 障	(1)主阀芯锥面封闭性差 1)主阀芯锥面磨损或不圆	更换并配研
		2)阀座锥面磨损或不圆	
		3)锥面处有脏物粘住	清洗并配研
		4)主阀芯锥面与阀座锥面不同轴	修配使之结合良好
		5)主阀芯工作有卡滞现象,阀芯不能与锥面严密结合	修配使之结合良好
		(2)主阀压盖处有泄漏(如密封垫损坏,装配不良压盖螺钉有松动等)	(2)拆开检修,更换密封垫,重新装配,并确保紧固螺钉拧紧力均匀
	2. 先 导 阀故障	(1)调压弹簧弯曲,或太弱或长度过短	(1)更换弹簧
		(2)锥阀与阀座接合处封闭性差(如锥阀与阀座磨损,锥阀接触面不圆,接触面太宽容易进入脏物或被胶质粘住)	(2)检修更换,使之达到要求
(三)压力突然升高	1. 主 阀 故障	主阀芯工作不灵敏,在关闭状态突然卡死(如零件加工精度低,装配质量差,油液过脏)	检修更换零件过滤或更换油液
	2. 先 导 阀故障	(1)先导阀阀芯与阀面接合面突然粘住,脱不开	(1)清洗修配或更换油液
		(2)调压弹簧弯曲造成卡滞	(2)更换弹簧

故障现象	原 因 分 析		排 除 方 法
(四) 压力突然下降	1. 主 阀 故障	(1)主阀芯阻尼孔突然被堵死	(1)清洗过滤或更换油液
		(2)主阀芯工作不灵敏,在开启状态突然卡死(如零件加工精度低,装配质量差,油液过脏)	(2)检修更换零件过滤或更换油液
		(3)主阀盖处密封垫突然破损	(3)更换密封垫
	2. 先 导 阀故障	(1)先导阀阀芯突然破裂	(1)更换阀芯
		(2)调压弹簧突然折断	(2)更换弹簧
(五) 压力波动不稳定	1. 主 阀 故障	(1)主阀芯动作不灵活有时有卡死现象	(1)检修更换零件,压盖螺钉拧紧力应均匀
		(2)主阀芯阻尼孔有时堵有时通	(2)拆开清洗,检查油质,更换油液
		(3)主阀芯锥面与阀座锥面接触不良,磨损不均匀	(3)修配或更换零件
		(4)阻尼孔孔径太大,使阻尼作用差	(4)适当缩小阻尼孔孔径
	2. 先 导 阀故障	(1)调压弹簧弯曲	(1)更换弹簧
		(2)锥阀与锥阀座接触不好,磨损不均匀	(2)修配或更换零件
		(3)调压螺钉由于锁紧螺母松动而使压力变动	(3)调压后应把锁紧螺母锁紧
(六) 振动和有噪声	1. 主 阀 故障	主阀在工作时径向力不平衡,导致性能很不稳定。造成径向力不平衡的原因: 1) 阀体与主阀芯几何精度差,棱边有毛刺 2) 阀体内黏附有污物,使配合间隙增大和不均匀	1)检查零件精度,对不合要求的零件应更换,并应去除毛刺 2)检修更换零件
	2. 先 导 阀故障	(1)锥阀与阀座接触不良,圆周面的圆度不佳,表面粗糙度数值大,造成调压弹簧受力不平衡,使锥阀振荡加剧产生尖叫声	(1)把封油面圆度误差控制在 0.01m m 以内
		(2)调压弹簧轴心线与端面不够垂直,这样锥阀会倾斜,造成接触不均匀	(2)提高锥阀精度,表面粗糙度应达 Ra 0.4 μm
		(3)调压弹簧在定位杆上偏向一侧	(3)更换弹簧
		(4)装配时阀座装偏	(4)提高装配质量
		(5)调压弹簧弯曲	(5)更换弹簧



故障现象	原 因 分 析		排 除 方 法
	3. 系 统 存在空气	泵吸入空气或系 统存在空气	排除空气
	4. 使 用 不当	通过流量超过允许值	在额 定流量 范围内使用
	5. 回 油 不畅	回油管内阻力过高或回油管贴近油箱底面	适当增大管径,减少弯头,回油管口应离油箱底面二倍管径以上
(七)显 著漏油	1. 主 阀 芯精度差	(1)主阀芯与阀盖孔配合间隙过大	修理更换零件
		(2)主阀芯锥面与阀座接触不良或磨损严重	
	2. 先 导 阀精度差	锥 阀与阀座接触不良或磨损严重	修理更换零件
	3. 日 常 维护差	各主要部件的螺钉,管接头未定期紧固,接合面的密封件未定期更换	要定期紧固,定期更换

四、减压阀

1. 不起减压作用

(1)直动式减压阀有的将顶盖方向装错,使回油孔堵塞  
重新装配顶盖,将顶盖上的回油孔与阀体上的回油孔对准。

(2)滑阀与阀体孔的制造精度差,滑阀被卡住  
研配滑阀与阀体孔,使之移动灵活无阻滞。

(3)滑阀上的阻尼小孔被堵塞  
清洗并疏通滑阀上的阻尼孔。

(4)调压弹簧太硬或发生弯曲被卡住  
更换软硬、长度合适的弹簧。

( 5)钢球或锥阀与阀座孔配合不良  
更换钢球或修磨锥阀,并研配阀座孔。

(6)泄漏通道被堵塞,滑阀不能移动  
清洗滑阀和阀体,使泄漏通道畅通。

2. 压力不稳定

(1) 滑阀与阀体配合间隙过小,滑阀移动不灵活  
修磨滑阀并研磨滑阀孔,使配合间隙符合要求。

(2) 滑阀弹簧太软,产生变形或在阀芯中被卡住,使滑阀移动困难  
更换软硬合适的弹簧。

(3) 滑阀阻尼孔时通时阻塞

更换液压油,清洗并疏通滑阀上的阻尼孔。

(4) 锥阀与锥阀座接触不良,如锥阀磨损、有伤痕,锥阀、阀座孔不圆  
修磨锥阀,并研磨阀座孔,使之配合良好。

(5) 锥阀调压弹簧变形

更换调压弹簧。

(6) 液压系统内进入空气

排除液压系统内空气。

### 3. 泄漏严重

(1) 滑阀磨损后与阀体孔配合间隙太大

重制滑阀,与阀体孔配磨,使其间隙至规定值。

(2) 密封件老化或磨损

更换密封件。

(3) 锥阀与阀座孔接触不良或磨损严重

修磨锥阀,研磨阀体孔,使其配合紧密。

(4) 各连接处螺钉松动或拧紧力不均匀

紧固各连接处螺钉。

## 五、顺序阀

### 1. 出油腔始终出油不能关闭

(1) 由于制造精度差或配合间隙过小,使滑阀在打开位置上卡死  
研磨滑阀与阀体孔,使配合间隙符合要求。

(2) 油液太脏,滑阀在打开位置上被卡死

检查油质,过滤或更换,清洗滑阀与阀体,使滑阀能灵活移动。

(3) 锥阀与锥阀座孔接触不良或磨损严重

修磨锥阀并研磨座孔,使之密封良好。

(4) 调压弹簧断裂

更换弹簧。

(5) 滑阀弹簧太软,使滑阀不能复位

更换软硬合适的弹簧,使滑阀在弹簧力下能复位。

### 2. 出油腔不出油始终关闭

(1) 滑阀与阀体孔配合间隙太大,使滑阀两端窜油,滑阀不能移动  
重配滑阀,保证配合间隙在规定范围内。

(2) 滑阀与阀体孔制造精度差或配合间隙过小,使滑阀在关闭位置上卡死  
修磨滑阀并研磨体孔,使配合间隙符合要求。

(3) 油液太脏,阻尼孔被堵塞或使滑阀在关闭位置上卡住

检查油液质量,若不符合要求,应对油液进行过滤或更换。清洗滑阀与阀体,使阻尼孔畅通无阻。

(4) 液控管路被压扁或堵塞

更换或清洗疏通液控管道。

(5) 液控油压力不足或液控管路接头螺母未拧紧,使液控油液泄漏  
提高液压控制压力,拧紧液控管道螺母。

(6) 调节弹簧太硬或压力调得太高  
更换软硬合适的弹簧,适当调整压力。

3. 调定压力不符合要求

(1) 滑阀拉毛或弯曲变形,使滑阀在阀体孔内移动不灵活  
用金相砂纸抛光滑阀外圆,若弯曲变形严重校正困难时,须调换滑阀。

(2) 调压弹簧调整不当  
重新调整所需要的压力。

(3) 调压弹簧变形,最高压力调不上去  
更换调压弹簧。

4. 泄漏严重

(1) 滑阀磨损后与阀体孔配合间隙太大  
重换滑阀,与阀体孔配研,使之达到规定值。

(2) 锥阀与阀座接触不良  
修磨锥阀,研磨阀座孔,使其密合。

(3) 密封件老化或损坏  
更换密封件。

(4) 各连接螺钉松动或拧紧力不均匀  
紧固各连接处螺钉。

顺序阀常见故障与排除方法,见表 2-1-10。

顺序阀常见故障原因与排除方法 表 2-1-10

故障现象	原 因 分 析	排 除 方 法
(一) 始终出油,因而不起顺序作用	(1) 阀芯在打开位置上卡死(如几何精度差,间隙太小;弹簧弯曲,断裂;油液太脏)	(1) 修理,使配合间隙达到要求,并使阀芯移动灵活;检查油质,过滤或更换油液;更换弹簧
	(2) 单向阀在打开位置上卡死(如几何精度差,间隙太小;弹簧弯曲,断裂;油液太脏)	(2) 修理,使配合间隙达到要求,并使单向阀芯移动灵活;检查油质,过滤或更换油液;更换弹簧
	(3) 单向阀密封不良(如几何精度差)	(3) 修理,使单向阀密封良好
	(4) 调压弹簧断裂	(4) 更换弹簧
	(5) 调压弹簧漏装	(5) 补装弹簧
	(6) 未装锥阀或钢球	(6) 补装
	(7) 锥阀或钢球碎裂	(7) 更换

故障现象	原 因 分 析	排 除 方 法
(二)不出油,因而不 起顺序作用	(1) 阀芯在关闭位置上卡死(如几何精度低,弹簧弯曲,油液脏)	(1) 修理,使滑阀移动灵活更换弹簧;过滤或更换油液
	(2) 锥阀芯在关闭位置上卡死	(2) 修理,使滑阀移动灵活;过滤或更换油液
	(3) 控制油液流动不畅通(如阻尼孔堵死,或遥控管道被压扁堵死)	(3) 清洗或更换管道,过滤或更换油液
	(4) 遥控压力不足,或下端盖结合处漏油严重	(4) 提高控制压力,拧紧螺钉并使之受力均匀
	(5) 通向调压阀油路上的阻尼孔被堵死	(5) 清洗
	(6) 泄漏口管道中背压太高,使滑阀不能移动	(6) 泄漏口管道不能接在排油管道上一起回油,单应独排回油箱
	(7) 调节弹簧太硬,或压力调得太高	(7) 更换弹簧,适当调整压力
(三) 调定压力值不符合要求	(1) 调压弹簧调整不当 (2) 调压弹簧变形,最高压力调不上去 (3) 滑阀卡死	(1) 重新调整所需要的压力 (2) 更换弹簧 (3) 检查滑阀的配合间隙,修配使滑阀移动灵活;过滤或更换油液
(四) 振动与噪声	(1) 回油阻力(背压)太高	(1) 降低回油阻力
	(2) 油温过高	(2) 控制油温在规定范围内

六、流量控制阀

1. 节流作用失灵

(1)油液太脏,节流口被阻或堵塞

检查油质,过滤或更换油液,清洗阀内各元件。

(2)节流阀和阀体孔的配合间隙过大,造成泄漏严重

重配节流阀,使之与阀体孔配合良好。

(3)减压阀阀芯与阀体孔精度差或间隙太小,使阀芯在关闭位置上卡死

修配减压阀阀芯,研配阀体孔,使阀芯移动灵活。

(4)减压阀弹簧弯曲变形使阀芯被卡住

更换弹簧。

(5)单向阀(如单向节流阀、单向调速阀中的单向阀)密封不良

更换钢球,研磨阀座,使之密合。

(6)节流阀阀芯与阀体孔配合间隙太小或锈蚀,不能转动

用金相砂纸去除阀锈,若仍不行,则研磨阀体孔,直至达到要求。

2. 工作机构速度不稳定

- (1)油液不清洁,节流口或小孔处积有污物,造成时堵时通  
拆卸清洗节流阀,过滤或更换液压油。
- (2)节流阀内、外泄漏  
检查零件精度及它们之间的配合间隙,若达不到要求应更换清洁油。
- (3)油温过高,油液粘度相应降低,使速度逐步增长  
增加油温冷却、散热装置,或在温度稳定后调整节流阀。
- (4)阀内弹簧弯曲变形,或弹簧端面与轴向不垂直  
更换弹簧。
- (5)液压系统内进入空气  
排除系统内空气。
- 流量控制阀常见故障与排除方法,见表 2-1-11。

流量控制阀常见故障原因与排除方法

表 2-1-11

故障现象	原因分析	排 除 方 法	
(一) 调节节流阀手轮,不出油	1. 压力补偿阀不动作	压力补偿阀芯在关闭位置上卡死 1) 阀芯与阀套几何精度差,间隙太小 2) 弹簧弯曲,变形而使阀芯卡住 3) 弹簧太弱	1) 检查精度,修配间隙达到要求移动灵活 2) 更换弹簧 3) 更换弹簧
	2. 节流阀故障	(1) 油液过脏,使节流口堵死	(1) 检查油质,过滤油液
		(2) 手轮与节流阀芯装配位置不合适	(2) 检查原因,重新装配
		(3) 节流阀阀芯上连接失落或未装键	(3) 更换键或不装键
		(4) 节流阀阀芯因配合间隙过小或变形而卡死	(4) 清洗、修配间隙或更换零件
		(5) 控制轴的螺纹被脏物堵住,造成调节不良	(5) 拆开清洗
	3. 系统未供油	换向阀阀芯未换向	检查原因并排除
(二) 执行机构运动速度不稳定(流量不稳定)	1. 压力补偿阀故障	(1) 压力补偿阀阀芯工作不灵敏 1) 阀芯有卡死现象	1) 修配,使之移动灵活
		2) 补偿阀的阻尼孔时堵时通	2) 清洗阻尼孔,若油液过脏应更换
		3) 弹簧弯曲、变形、或弹簧端面与弹簧轴线不垂直	3) 更换弹簧
		压力补偿阀阀芯在全开位置上卡死	
		1) 补偿阀阻尼小孔堵死	1) 清洗阻尼孔,若油液过脏,应更换
		2) 阀芯与阀套几何精度差,配合间隙小	2) 修理使之移动灵活
		3) 弹簧弯曲,变形而使阀芯卡住	3) 更换弹簧

续上表

故障现象	原因分析	排 除 方 法	
	2. 节 流 阀 故 障	1) 节流口处积有污物,造成时堵时塞	1) 拆开清洗,检查油质,若油质不合格应更换
		2) 简式节流阀外载荷变化会引起流量变化	2) 对外载荷变化大的,或执行机构运动速度要求非常平稳的系统,应改用调速阀
(二) 执 行 机 构 运 动 速 度 不 稳 定 (流 量 不 稳 定)	3. 油 液 品 质 变 化	1) 油温过高,造成通过节流口流量变化	1) 检查温升原因、降低油温,并控制在要求范围内
		2) 带有温度补偿调速阀的补偿杆敏感性差,已损坏	2) 选用对温度敏感性强的材料做补偿杆,坏的应更换
		3) 油液过脏,堵死节流口或阻尼孔	3) 清洗,检查油质,不合格的应更换
	4. 单 向 阀 故 障	在带单向阀的流量控制阀中,单向阀的密封性不好	研磨单向阀,提高密封性
	5. 管 道 振 动	1) 系统中有空气	1) 应将空气排净
		2) 由于管道振动使调定的位置变化	2) 调整后用锁紧装置锁住
	6. 泄 漏	内泄和外泄使流量不稳定,造成执行机构工作速度不均匀	消除泄漏,或更换新元件

七、电液伺服阀

电液伺服阀系统故障与分析

(一)电液伺服阀系统的故障分析与排除

如果说普通液压系统引起的故障原因中,75% 是由于液压油中污染造成的,则电液伺服系统故障 90% 以上是污染造成的。所以电液伺服阀的故障分析与排除问题,实际上就是对液压油中的污染的分析与排除问题。

油液污染会使阀慢慢卡死,甚至很快卡死。

油液中的颗粒物冲击,会使阀的控制边锐角增加,使阀的灵敏度迅速下降。

油液污染物常来自以下几个方面:

- 1. 新油中的污物。新油由于保存时间长、运送及加油等过程,也不一定干净,可能包含各种污物,影响伺服阀的正常工作。
- 2. 系统工作时各种灰尘、杂质侵入油液。特别是液压元件运动副的摩擦微粒常侵入油液中,造成严重污染。
- 3. 系统通油管道和执行元件等未能认真清洗,管壁上的污物、焊渣、毛刺等混入油液中。
- 4. 机械加工中残留的金属粉末和毛刺、铸件的砂粒、氧化皮、密封件橡胶末、研磨剂以及管

接头粘合剂等都可能带入油液中。这些油液中的污物或堵塞滤油器,或堵塞喷嘴至挡板间隙和固定节流小孔,或嵌入阀芯与阀套的径向间隙中,都将造成不同程度的故障。

(二) 预防故障的措施

1. 管路及其安装 电液伺服阀系统的油管可用冷拔钢管、铜管或不锈钢管。伺服阀最好直接安装在执行元件的壳体或总成上,不能装在执行元件上时,也应尽量缩短连接油管的长度。

管路中应尽量不使用螺纹连接的管接头和焊接接头。必须采用时,应将铁屑、焊渣等彻底清理,以免混入油液中。在管接头连接处,不要用粘合剂。

伺服阀压力油管流速不超过  $3\text{m/s}$ ;回油管速度不超过  $1.5\text{m/s}$ 。回油管流速太高时,容易引起背压变化增大而影响伺服阀性能。

所有管路及执行元件,必须经过酸洗,酸洗后用干净的压缩空气吹干。切勿用容易掉毛的棉丝等物去擦拭连接面。

应在伺服阀的进油路上安装名义精度为  $10\mu\text{m}$  (绝对精度为  $25\mu\text{m}$ ) 的滤油器。

其有效过滤面积应取得大一些。例如比公称通油面积大  $2\sim 3$  倍。滤油器最好有堵塞显示报警装置。

2. 油箱必须密封,并加空气滤清器,要进行酸洗,冲洗等,油箱内同样勿用容易掉毛的棉丝织品去擦拭,但可用生面粉团粘擦,效果很佳。

3. 电液伺服阀及其安装应注意事项

电液伺服阀是精密元件,在使用时应按产品说明书的规定进行安装和维护。安装前切勿拆下阀的保护板和力矩马达上盖,更不准许随意拨动伺服阀的调零机构,以免引起污染、零部件损伤和阀性能变差等现象。伺服阀安装是在油管和油箱安装并冲洗完毕后才能进行。安装前首先要检查连接板表面是否光滑、平直及是否有污染物附着,进出油口是否接好,“O”形密封圈是否完好,定位销孔是否正确等。

4. 使用中应注意的事项

伺服阀用液压油要求比一般的液压传动阀用的液压油质量要求要高,使用时应特别注意。工作油液应定期抽样检查,至少每年更换一次。为延长油液使用寿命,易使油温保持在  $40$  左右,避免在超过  $50$  时长期使用,滤芯应视情每  $3\sim 6$  个月更换一次。

伺服阀应按产品说明书所规定的数使用,输入电流不应超过规定值。

当伺服阀系统发生严重的零偏或其它故障时,应首先检查和排除电路和伺服阀以外的各环节故障。如果确认伺服阀有故障时,应首先检验和清洗伺服阀的内芯。如故障仍未排除,才可拆下伺服阀按检修规程进行检修。检修后的伺服阀,应在实验台上调试合格并铅封之,然后重新安装使用。

八、电液比例阀(比例阀)

电液比例阀(简称比例阀)控制系统具有伺服阀控制的基本功能,然而其主阀和先导阀都是普通阀。因此,比例控制阀的故障与维修和普通阀相同。这也正是比例控制阀的重要优点之一。普通阀的故障排除已在前面介绍,电液比例阀的故障排除可参考普通阀和伺服阀的有关内容。

九、压力继电器

压力继电器的作用是在液压系统控制中,利用液压力与弹簧力的平衡是否来控制电气触

头的分离或接触,从而将液压信号转变为电信号,使电气元件动作,实现自动控制,并起连锁保护作用。

压力继电器常见故障与排除:

(一)输出量不合要求或无输出

1. 若微动开关损坏,需要更换。
2. 若电气线路故障,检查原因,排除故障。
3. 若阀芯卡死或阻尼孔堵死,清洗、修配。
4. 若进油管道弯曲、变形,使油液流动不畅通,更换管子。
5. 若调节弹簧太硬或压力调得过高,更换适宜得弹簧或按要求调节压力值。
6. 管接头处漏油,拧紧接头,消除漏油。
7. 与微动开关相接的触头未调整好,则需重新精心调整,使接触点良好。
8. 弹簧和杠杆装配不良,有卡滞现象,则要重新装配,使动作灵敏。

(二)灵敏度太差

1. 杠杆柱销处摩擦力过大,或钢球与柱塞接触处摩擦力过大,则需检查元件加工精度及重新装配,使动作灵敏。
2. 微动开关接触行程太长,合理调整位置。
3. 接触螺钉、杠杆等调节不当,合理调整螺钉和杠杆位置。
4. 阀芯移动不灵活或“别劲”,重新修理、装配或清洗。

(三)发信号太快

1. 进油口阻尼孔太大,适当改小阻尼孔,或在控制管路上增设阻尼管。
2. 膜片碎裂,更换膜片。
3. 系统冲击压力太大,在控制管路上增设阻尼管,以减弱冲击压力。
4. 电气系统设计有误,要按工艺要求设计电气系统。

## 第八节 辅助元件的故障与排除

### 一、油箱

1. 油箱有效容积是指油液高度的 80% 时的油箱尺寸贮油量(容积)。移动式一般油箱有效容积为泵每分钟流量的 2~6 倍。注意,定量泵系统油箱大些,变量泵油箱可小一些。系统停止工作时,能贮存系统全部的回油。能散发工作是所产生的热量,使油温不超过允许温度。

2. 在工作时,油箱液体能保持适当的高度,切忌吸油滤油器露在油箱之外。

3. 开式油箱的结构要求:

箱底适当倾斜,最低处设存放油塞,以便清洗;箱壁上装有最低与最高指示器,以保持油位适当;吸油管和回油管应插入到离油箱底 60~100mm,以防止吸入空气及回油冲溅产生气泡,两者距离尽可能远,中间设有隔板,有利增加油液循环距离和沉淀杂质及逸出气泡,管口处向箱壁切成 45°角,以增加流通面积;箱盖上设有带滤油网的加油器和油温度计;吸油管与箱底、箱壁的距离均应大于管径的 3 倍,以防止吸入沉淀物。

4. 压力油箱(闭式压力油箱)

箱体密闭,不直接通大气,上部通以经滤清、干燥及减压后的压缩空气,油箱内油面上保持



的压力一般为 0.5~0.15M Pa,油箱上安全阀的调定压力一般为 0.07~0.15M Pa。为避免压力有时不足,还要装设电接点压力表和报警器。

## 二、蓄能器

一般使用气囊式蓄能器。气与油完全隔离,惯性小,反应灵敏,可以吸收急速的压力冲击和脉动,且质量轻,体积小。但注意只能在 20~70 范围内工作。充气压力为油液最低工作压力的 60%~70%。允许工作压力为 3.5~32M Pa,应垂直安装(油口向下),且尽可能安装在振源附近。

## 三、滤油器

1. 粗滤油器(网式,铜网)  
有 80 μm (200 目)、100 μm (150 目)、180 μm (100 目)3 种标准等级(目——每英寸网长的孔数)。

其结构简单,压力损失小于 10M Pa,通油能力大,清洗方便,过滤精度低,多用于吸油管路上。

2. 精滤油器(纸质)  
过滤精度可达 10 μm,但易堵塞,无法清洗,需要更换纸芯,一般与其它滤油器联合使用。因为精度可达 10 μm,所以允许压差具有 0.12~0.8M Pa,因此其旁一般并联一个压力为 0.3~0.4M Pa 的安全阀,以保护纸芯。

3. 其它滤油器:  
线隙式(用金属线密绕而成)强度低,用于低压。  
烧结式(青铜等冶金粉末烧结成),过滤精度在 10~100 μm 之间,强度大,但有的产品颗粒易脱落,反而影响过滤精度。

# 第九节 液压传动介质的污染

## 一、认真选好适用的工作介质

在液压系统中应用的油液工作介质,人们统称为液压油。过去由于我国液压油品种少,而应用最广的是机械油(有时要求高的也采用汽轮机油)。目前许多单位仍采用它作为液压系统的工作介质。由于机械油不完全具备液压油应具有的性能(氧化安定性、抗泡沫性、抗乳化能力、粘温特性和抗磨性均较差,容易因为氧化而生成胶质沉淀物,使用寿命短(换油期为半年),只能用于要求不高的 8M Pa 以下的中低压系统,从而造成液压设备使用寿命短、运转不正常和液压元件严重磨损的恶果。

1983 年,石油部、商业部和机械工业部联合成立液压油小组,根据国内、国外液压油技术发展情况及对液压油的要求,编制了我国液压油系列。此系列共分 5 个大类 22 个品种。这 5 个系列是:普通液压油、抗磨液压油、低温液压油、抗燃液压油及液力传动油。平时许多单位使用的机械油、透平油(汽轮机油)均属过渡的代用品而已。表 2-1-12 所列出的是适于工程机械中、高压以上用的液压油和适合车辆用的液力传动油的部分品种,供有关单位选用参考。

适于工程机械用液压与液力油

表 2-1-12

种 类	牌 号			备 注
	油名	代号	原名	
普 通 液 压 油	N 32 液压油	Y A —N 32	20 号精密机床液压油	适 用 于 7 ~ 14M P a 液 压 系 统
	N 46 液压油	Y A —N 46	30 号精密机床液压油	
	N 68 液压油	Y A —N 68	40 号精密机床液压油	
抗 磨 液 压 油	N 32 抗磨液压油	Y B —N 32	20 号抗磨液压油	适 用 于 - 15 以 上 高 压 高 速 液 压 系 统
	N 46 抗磨液压油	Y B —N 46	30 号抗磨液压油	
	N 68 抗磨液压油	Y B —N 68	40 号抗磨液压油	
低 温 液 压 油	N 32 低温液压油	Y C —N 32	低凝液压油为上稠— 40 兰稠—40 等	适 用 于 - 25 以 上 高 压 高 速 液 压 系 统
	N 46 低温液压油	Y C —N 46		
	N 68 低温液压油	Y C —N 68		
液 力 传 动 油	N 32 普通液压油	Y L A —N 32	6 号液力传动油 8 号液力传动油	适 用 内 燃 机 车 适 用 于 南 方 为 小 轿 车 用 油
	N 46 普通液压油	Y L A —N 46		
	N 68 普通液压油	Y L A —N 68D		

这里要特别指出的,液力传动油才是用于液力传动设备(液力偶合器、液力变矩器)上的专用工作介质,有些单位将液压油代替液力油使用是错误的。因为液力油才能保证液力传动设备的抗氧化、旋转速度(1000 ~ 3600r/m in)、油流速(可达 20m / s)、油温(可高达 110 左右)等要求。

二、防止水分、化学制品、空气、固体杂质混入液压系统

- (一)防止水分的混入
- 1. 液压油中混入的水分占 1% 以上时,液压新油立即呈现乳浊化,润滑性下降;
  - 2. 液压油中的混入水分对油将起氧化媒介作用,加速液压油氧化变质;
  - 3. 水分与液压油中的微细金属粉粒生成不溶性的成分,增加了油液的污染物来源;
  - 4. 液压油蒸汽压增高,容易产生气蚀现象;
  - 5. 水分形成水蒸汽之后,夜间凝结成水滴成结露,腐蚀金属表面。久之,金属被锈蚀,甚至穿孔。脱落的锈皮对液压系统污染更是危害大。

了解了水分对液压系统危害后,首先要知道混入液压油的水分之途径,以便采取措施减少或排除它。

- 水分进入系统的主要途径为:
- (1)潮湿空气、雨水和冲洗机器时的水,通过油箱加油口、呼吸器及缝隙进入;
  - (2)有冷却器和加热器的机器,其工作介质是水或水蒸汽,从而渗入液压油中;
  - (3)由于液压件与管道或管道之间密封不严而导致外面水分的进入;
  - (4)由于液压油在运输、保管过程中,或由于加油时加油设备有水分等。

由此可见,可采用以下措施,防止水分进入液压油:

保持液压系统的良好密封。每次检修对损坏了的或老化了的密封材料更换掉,最好把全部旧密封材料换掉;

机械最好能防止雨水及潮湿空气进入液压油。如设置防风雨篷或罩盖,油箱盖上装设扰

性隔离器,使油箱与外界空气隔绝。

定期从油箱底部取样检查水分和杂质,确保含水量不超过 0.2%。如果含有的水分太多,则要进行加热、脱水处理,然后再用滤纸过滤几遍。

## (二)防止化学制品的污染

液压油中化学制品污染的种类有:溶剂、液压油分解沉淀物和表面活性物质。

氯化溶剂是所有溶剂中是剧烈的一种,通常它在系统中水解成盐酸,腐蚀元件金属表面。

与水、气体混合在一起的液压油,当系统温升到一定程度剧烈的气化作用,产生树脂颗粒、元素硫的羧酸等产物,使液压油增加了污染,而形成的硫酸又会对系统元件金属表面起腐蚀作用。

表面活性化合物作为清洗剂来说,可以消除元件表面的固体污物和水。但是,被清洗掉的产物将会扩散到整个液压系统中,使系统污染更为严重。

## (三)防止空气的混入

混入尤其是溶解在液压油中的空气,在通常工作压力下,其影响可忽略不计。但低压状态下,溶解的空气将会逸出,产生气泡,形成气穴现象。其影响性很严重,将会产生如下情况,因此必须注意防止空气进入液压系统。

1. 气泡到了高压区受到急剧压缩及击碎,不仅仅发生了噪声、振动,而且使油温过热。
2. 空气的可压缩性,使工作装置产生爬行,影响了工作的平稳性。
3. 油液因混入或溶入大量空气及产生的气泡,使油液变质,降低使用寿命,特别是因气穴现象油液产生局部高温后,油液氧化变质加剧。
4. 因气穴发生的冲击及气蚀,使液压元件很快在内部受损,影响了液压系统工作的可靠性、寿命等。

根据空气进入系统的不同途径,应当采取以下措施:

1. 保证油箱油面在规定高度上,吸油管、回油管应保证在油面以下,且中间有隔板。
2. 防止系统内出现 1 个大气压以下的低压(真空)现象。
3. 经常检查密封装置是否损坏、管接头及各接合面处螺钉是否拧紧。
4. 在液压缸上部等处要设置排气阀等。

## (四)防止固体杂质的混入

液压油被固体杂质污染后,其结果是:

1. 破坏润滑油膜,增加机体磨损。机器的故障中,约有 60% 以上是由于液压油中固体粒子对机体磨损所造成的。而且这种磨损程度随着离子浓度、粒子硬度及粒子的粒度增大而增加。机体滑动面磨损后,间隙增大,泄漏增加,机器功率下降、元件寿命缩短,甚至损坏。

2. 粘着和堵塞节流小孔、过滤器孔、各种间隙、通道,从而使阀失灵,使泵运转困难,产生气蚀或噪声。例如,任何一个液压系统少不了的溢流阀,其主阀芯上的细长节流小孔一般在 0.8mm 左右,极易被固体颗粒粘结和堵塞,造成溢流阀失灵,使整个液压系统建立不起压力,这是许多操作者所忽视的。又如油泵因磨损,吸不进油,就会形成局部真空,产生气蚀,使液压系统产生一系列的严重问题。

3. 使密封材料磨损,增加外泄量。

4. 固体杂质中的金属和金属化合物粒子会对油的氧化、变质起催化作用。油变质后产生的腐蚀物质又会增加对机器的腐蚀。

防止固体杂质进入液压油中最常用的方法就是过滤。

液压油使用前必须过滤,注入液压油时要通过滤油器。一个液压系统要同时设有粗滤油器(吸油管端)、精滤油器(压力管、回油管路上)。过滤精度要求:一般 7 ~ 14M Pa 为 50 ~ 10 μm , 14 ~ 21M Pa 为 10 ~ 5 μm 。

## 第十节 液压传动系统常见故障与排除

液力传动系统的正确使用与合理维护是提高系统寿命和可靠性的重要保证。这里特别提出的是要能正确使用工作油、正确使用各种液力元件,以及作好定期检查和维修。

### 一、正确使用工作油

由于液力传动机械功率越来越大,作业条件恶劣,负荷变化大而频繁,故对工作油的要求也越来越高。

液力传动的功率与工作液体重度成正比。因此,在传递功率不变的情况下,采用重度大的工作油可使液力元件相对小些。一般,液力传动工作液体的重度为  $8.00 \times 10^3 \sim 9.50 \times 10^3 \text{ N/m}^3$ 。

为满足不同工况的需要,要求工作油粘度随温度的变化很小。低温时,粘度应不太高,以保持较高的传动效率和提高低温启动性能。一般,液力传动工作油运动粘度  $V_{50} = 55 \sim 54 \text{ cst}$ 。粘温性,一般要求  $V_{50}/V_{100}$  的比值愈小愈好,一般小于 4.5(如 8 号液力传动油则小于 3.60)。如用粘度指标表示,粘度指数要求大于 170 以上(国外已达 210),高粘度指数意味着粘度随温度变化较小。

液力传动装置在工作时的工作温度允许值可达 70 ~ 110 ,若长时间在低效区工作,甚至可达 120 左右。所以,液力传动工作液的闪点应大于 180 ,不得低于 155 。工作液的凝点随不同地区和季节而异,一般均高于 - 20 。酸值一般应低于 0.15m gKOH/g。过高会加剧金属的腐蚀。但也不能太低,因为液力传动工作介质中有些添加剂本身就是由高分子有机酸组成,会使工作液的酸值提高。如果工作液中发现水溶性酸碱,则将对金属起强烈的腐蚀作用。此时必须更换工作液。

此外,对临界载荷值、抗氧化安定性、抗乳化性、抗泡性、含水量及机械杂质等,均要按有关性能指标给予保证。

美国材料和试验学会、石油学会把液力传动油分为 3 类。PTF - 1 型:对低温粘度要求较高、较严,对抗磨性、抗泡性也要求严格。PTF - 2 型:对抗磨、极压性要求较高,适用于重负荷的全自动和半自动液力传动系统,对低温流动性的要求则放宽。PTF - 3 型:适用于低速、高负荷的机械,对抗磨性要求高,对低温粘度也要求严格。

我国现已生产的数种液力传动油。过去它是按 100 时运动粘度分为 6 号和 8 号,现在分为 N 32<sup>+</sup> (相当于原 6 号变矩器油)、N 46<sup>+</sup> (相当于原 8 号变矩器油)、N 46D<sup>+</sup> 普通液力油和 N 68<sup>+</sup> 抗磨液力油(表 2-1-13)。

N 32<sup>+</sup> 号液力传动油用于内燃机车、越野车、工程机械等,颜色为浅黄色透明液体,相当于国外的 PTF - 2 类。这种油主要以 22<sup>+</sup> 汽轮机油为基础,再加入其它添加剂制成。

工作油在使用过程中的状态经常发生变化,应经常观察,防止使用变质油液。对于工作油气泡、水油混合物、污染等要特别注意。工作油的使用期取决于它的清洁程度,它与机器作业条件、工作油质量、油温和过滤精度有关。新油,过滤精度 40 μm 时,使用 100h 后要更换;过滤精

度 20 μm 时,使用 500h 后应立即更换。对工程机械来说,每次换油时间约为 1000h。酸值达到 2m gK O H /g 时,必须更换。对于液力偶合器,连续运行的最高油温规定为 90 左右;对于液力变矩器的最高油温规定不超过 120 。当油温超过规定值时,应立即卸载进行空运转,待油温正常后再作业。必要时检查过热原因并予以排除。

工作液更换要注意以下几点:液力系统放油时,油应该是温的,同时更换或清洗所有的滤清器、滤网,检查工作液中有否金属渣粒或高温作业产生出来的碳积物。变速器放油,首先分别取下变速器管接头处及壳体的放油塞,然后取下滤清器在不挥发的矿物油里用软毛刷清洗。液力元件放油指的是部分油要排到变速器里,只要挪开液力油的进油管,起动发动机,以 1000r/ m in 的转速运转 20 ~ 30s 即可。液力系统注油,是通过变速箱加油孔注入适当工作液后起动发动机,在变速器空档、怠速运转 2m in 后,加足规定的油即可。

我国液力油的主要参考质量指标 表 2-1-13

项 目 牌 号	新	N 32*	N 46*	N 46D*	N 68*
	旧	6 号	8 号		
运 动 粘 度,厘 斯,40		32	46	46	68
50		18 ~ 32	27 ~ 32		
100 ,不 小 于		6	8	8	9
低 温 粘 度,- 20 ,不 大 于				2000	
粘 度 指 数(VI)		170	170	170	170
凝 点, ,不 高 于		- 35	- 25	- 50	- 25
闪 点(开 口), ,不 低 于		160	155	155	155
抗 氧 化 性,h,不 低 于		1000	1000	1000	1000
防 锈 性		通 过	通 过	通 过	通 过
铜 片 腐 蚀(100 ,3h)		合 格	合 格	合 格	合 格
抗 泡 性(93 ),m L,不 大 于		5%	5%	5%	5%
抗 乳 化 性,(40- 37- 3),m in,不 大 于		30	30	30	30
用 途		工 程 机 械	轿 车	寒 区 轿 车	拖 拉 机
相 当 国 外 液 力 油 类		PTF- 2	PTF- 1		PTF- 3

注： 水分、机械杂质、水溶性酸碱等指标与其它液压油相同。

二、正确使用液力系统

检查变矩器与发动机的同心度:检查发动机曲轴对发动机飞轮壳端面的偏差,不应超过 0.33m m 。如果发现发动机和变矩器不同心度过大,应进行校正后再装变矩器,否则,不正常载荷加在轴承上将促使轴承过早损坏。

导轮是否正常工作的检查:导轮工作是否正常,可通过观察油温下降的快慢来检查。在发动机油门全开,使变矩器出口油温升高到 100 ,然后松开变矩器的输出轴,使输出转速到最大值,立即检查油温下降速度。温度应该在 15s 之后开始下降。温度下降速度慢,表示导轮可能闭锁,自由轮卡死,如果温度迅速下降,导轮工作正常。

变矩器零速工况的检查:变矩器零速工况的检查,目的是判断发动机和变矩器是否合理匹配和正常运转。在变矩器零速工况下(不要超过 30s)使发动机在油门全开时,记录下发动机的转速、变矩器进口油压以及润滑油压(注意变矩器出口油温不要超过 120 ,变矩器进口油压

不应少于 0.35M Pa, 润滑油压力不应少于 56M Pa), 比较一下在变矩器零速工况检测到的发动机实际转速和推荐的发动机转速是否一致(利用发动机与变矩器的匹配性能曲线)。

液力变矩器进口压力的检查办法是发动机油门全开、变矩器零速工况下, 供油泵的压力即为此时的变矩器进口油压力。这时, 供油泵压力最低为 0.35M Pa, 最高为 0.54M Pa; 在发动机油门全开、变矩器空载工况下所允许的最高工作压力为 0.85M Pa。一般不超过所规定的极限值, 否则会发生故障。

变矩器要有到油箱的合适的油封泄油管路。泄油管内径至少应为 10m m。油路要保持通畅, 不能有扭结或弯折。油管都必须装载变矩器中心线以下 90m m 或更下一点。如果安装不好, 则导致油通过变矩器泵轮壳密封或输出轴双油封而过多的泄漏。

变矩器使用中一定注意油温过高的危害。油温过高, 不仅油质变坏, 而且引起积碳, 使密封泄油管路不畅通, 引起泵轮壳密封处压力增高, 导致泵轮壳密封的失效或完全报废。

装有变矩器的工程机械, 如暂不使用, 需存放一个月以上时, 可将原工作液排空, 更换滤清器, 装上放油塞, 然后用防护油充到作业油位, 运转设备使油温升高到最高工作油温后停止运转, 待设备逐渐冷却到能触摸时, 将所有的开口和通气孔用防潮湿胶布或软木塞封好。所有外露部分未刷漆表面均涂上优质防护脂即可。

液力传动设备常见故障的排除

液力传动设备的使用过程中, 由于使用、维护等不当, 常见故障及一般排除方法可参见表 2-1-14、表 2-1-15。

调速型液力偶合器常见故障原因及排除方法 表 2-1-14

故 障	可 能 原 因	排 除 方 法
1. 达 不 到 额 定 转 速	原动机故障或接线错误 工作机卡死 工作机功率消耗过大 充液过多, 电机达不到额定转速 充液太少 偶合器漏油	检查原动机的转速和消耗的功率 检查并消除卡死原因 检查功率消耗是否超过标准数据, 并检查原因 检查并调整充液量 检查并加油 排除
2. 油 温 过 高	冷却效果不良 偶合器箱体油位过高 滤清器堵塞 供油泵安全阀故障 使用工作液不合要求 油温控制器调温不正确 油路堵塞 风冷却散热	清洗或更换冷却器 调整到规定油位 清洗过滤器 检查弹簧安装是否合适, 滑杆密封是否良好, 弹簧是否损坏, 必要时予以更换 按规定更换新油 按规定重新调定 疏通、清洗油路 检查并清理风冷却器
3. 涡 轮 不 转	安全阀调定压力过小 油冷却器堵塞 导油口方向不对 油泵损坏 偶合器旋转方向不对 油箱充液量太大 油泵入口漏气	调至正确压力 清理或更换冷却器 改变导管口方向 修理或更换油泵 纠正旋转方向 加油至规定油位 拧紧吸入油管和法兰

故障	可 能 原 因	排 除 方 法
	导管控制杆损坏 电动机转速不对 L 滤清器堵塞 工作机卡死	修理或更换机杆 换电动机 L 清洗滤清器 清除卡死原因
4. 不 能 降速	导管口不对 导管杆系统没装好或损坏	纠正导管口方向 调整或修理
5. 油 路 系 统 无 压 力	安全阀调定值过低 油泵安装错误 电动机转动方向不对 电动机转速过低 滤清器堵塞 油泵入口漏气 循环管路堵塞	调至正确压力 重新调整安装 改变接线 换电动机 清洗或更换 拧紧油泵入口各接头 疏通管路
6. 润 滑 油 系 统 无 压力	润滑泵的安全固定压力过低 没装节流板或节流阀孔过大 换向阀动作失灵 滤清器堵塞 管路堵塞或损坏 润滑油泵转速过低 油泵安装不正确	调至正确压力 装上有合适孔径的节流板 检查换向阀并修好 清洗滤清器 疏通修理或更换 更换电机 按要求重新安装
7. 滑 动 轴 承 油 温 过高	润滑油压力低或无压力 轴承间隙过大 轴承工作面划伤 测温电阻安装过紧 滤清器堵塞 工作液不合格 管路堵塞	参见故障 5 换轴承 修理工作面 重装测温电阻并修好因电阻过紧而损坏部位 清洗滤清器 更换符合规定工作液 疏通油路
8. 轴 端 漏油	油封损坏 油封没有装好 联轴器产生吸油效应	换油封 正确安装油封 加一挡板
9. 振 动 超差	电机振动过大 工作机振动过大 基础刚性不良 偶合器与电机或工作机不同心 连轴器不平衡 轴承间隙过大或损坏	隔振或消除振动 隔振或消除振动 加固基础 重新找正不同心度、允差 0.05m m 将连轴器进行平衡 换轴承

液力变矩器常见故障原因及排除方法			表 2-1-15
故 障	可 能 原 因	排 除 方 法	
1. 供 油 压力低	油 箱油位低 油 管泄漏或放油塞松动 流到变速箱的油过多 (压力阀卡在开启位置) 进油管过滤网堵塞 油 泵不合格或磨损严重 油 起泡沫 溢流阀损坏或卡在开启位置 密封环磨损破裂或夹入杂质	加 油到规定油位 排 除泄漏、拧紧放油塞 检查离合器压力阀,变矩器旁通阀和变速箱从 动泵工作情况 检查、清洗或更换 检查、修理或更换 检查油是否变质、换新油 修理或更换溢流阀 清洗检修或更换新的密封环	
2. 油 温 高	油 位不当 油 压高、压力 阀卡在关闭位置 冷 却系统水位低 变矩器油 位压力低 冷却器、滤清器或管路堵塞 变矩器在低速范围作业太长 (过速或过载) 导 轮卡死 单 向离合器无滚柱或弹簧 用油质量 不合格	加 油或排油至规定油 位 修 理或更换压力 阀 加 水并检查泄漏原因 参 考故障 1 清 洗或更换 调 整作业周期、改善作业工况、纠正过速过载 拆 检修理或更换 拆 开装上 更 换用油	
3. 噪 声	轴 承失效 油 泵磨损 与发动机的连接有故障 变矩器连接部分不紧	更 换轴承 检 修或更换 拆 修检查、调整对中 拆 卸修理	
4. 功 率 损失	导 轮的单向离合器有故障 变矩器供油压力低 变矩器叶 轮间有磕碰 轴 承磨损	修 理或更换 参 考故障 1 拆 检修理 更 换轴承	

## 第十一节  液压工程机械的维护

  液压工程机械的正确使用与重视维护可以使设备经常处于良好的技术状态,更可以防止设备的过早损坏,从而延长使用寿命。

### 一、使用要求

1. 按设计规定和工作要求,合理使用工作压力及工作流量。
2. 按厂家使用说明书要求选用液压油或液力传动油。在油注入油箱时必须过滤。使用中定期取样化验。
3. 工程机械液压油工作温度不得超过 60 ,一般控制在 50 左右;液力油工作温度不得超过 120 ,一般控制在 90 左右。



4. 电磁阀使用时,保证电压稳定,其波动值不应超过额定电压的 5% ~ 15% 。
5. 发生液压系统某部位故障时,要及时停机处理。
6. 注意定期检查润滑管路及其元件,润滑油量是否充足。
7. 检查蓄能器充气及油气混合情况。
8. 经常注意紧固管接头、法兰盘。密封件、高压软管要定期检查及更换。
9. 主要液压件要进行定期性能测定及定期维修、更换。

## 二、维护

液压工程机械维护除满足一般要求外,尚应注意其一些特殊要求:

1. 熟悉液压设备系统工作原理、主要液压件的作用。
2. 重点对液压系统的工作压力、流量、温度进行观察。
3. 开动设备前注意油箱油位、电磁阀是否处于原始状态。
4. 冬季在开机工作前,要使液压泵空运转一会,使油箱内油温达到。
5. 保持设备清洁,防止灰尘、金属磨粒、棉纱等杂质进入油箱。
6. 保证经常性定检及定期维护内容的进行,让故障排除在萌芽状态。
7. 液压工程机械检修重点与检修项目的维护检修周期,见表 2-1-16。

维 护 检 修 周 期 表

表 2-1-16

检 修 重 点 与 项 目	维护、检修、周期	检 修 方 法 与 检 修 目 的
泵的声音异常	1 次/ 日	听 检。检查油中混入空气和滤网堵塞情况:检查异常磨损等
泵的吸入真空度	1 次/ 3 个月	靠近吸油口安装真空计,检查滤网堵塞情况
泵壳温度	1 次/ 3 个月	检查内部机件的异常磨耗;检查轴承是否烧坏等
泵的输出压力	1 次/ 3 个月	检查异常磨耗
联轴器声音异常	1 次/ 1 个月	听 检。检查异常磨耗和定心的变化
清除过滤网的附着物	1 次/ 3 个月	用溶剂冲洗,或从内侧吹风清除
液压马达的声音异常	1 次/ 3 个月	听 检。检查异常磨耗等
各个压力计指示情况	1 次/ 6 个月	查明各机件工作不正常情况和异常磨耗等。压力表指针的异常摆动也要检查校正
液压执行部件的运动速度	1 次/ 6 个月	查明各工作部件的动作不良情况和异常磨耗引起的内部漏油增大情况等
轴承温度	1 次/ 6 个月	轴承的异常磨损
蓄能器的封入压力	1 次/ 3 个月	如压力不足,应用肥皂水检查
压力表、温度计和计时器等的校正	1 次/ 年	与标准仪表作比较校正
胶管类检查	1 次/ 6 个月	查明破损情况
各元件、管道及密封件	1 次/ 3 个月	检查各密封处的密封状态
液压泵的轴封、液压缸活塞杆的密封、漏油情况	1 次/ 6 个月	检查各密封处的密封状态
各元件安装螺栓和管道支承松动情况	1 次/ 6 个月	检查振动特别大的装置更为重要

续上表

检 修 重 点 与 项 目	维 护、检 修、周 期	检 修 方 法 与 检 修 目 的
全部液压设备	1 次/ 年	各元件及执行部件拆卸、清洗、冲洗管道
工作油液一般性能和油的污染状况	1 次/ 3 个月	如不合标准,应予以更换
油温	1 次/ 日	超出规定值应即查明原因进行修理
油箱内油面位置	1 次/ 月	油面低于标记时应加油,并查明漏油处所
测定电源电压	1 次/ 3 个月	因电压有异常变动,会烧坏电气元件和电磁阀,还有可能导致绝缘不良等
测定电气系统的绝缘阻抗	1 次/ 年	如阻抗低于规定值应对电动机线路、电磁阀和限位开关等进行逐项检查,找出故障并排除

三、常用液压元件的维修配合间隙

液压元件使用到一定程度,由于零件磨损或疲劳或密封件老化失效、技术指标已达不到使用要求,但还未达到完全不能用的程度就应该进行修理。修理后经试验其技术指标和性能达到要求的仍可继续使用。如不进行修理而继续使用下去,不仅使系统工作不可靠,且会造成无法修复的后果。修理各种液压元件时,对相互配合的零件应使其达到要求的配合间隙。常用的液压件修理时的配合间隙,见表 2-1-17。

常用液压元件的维修配合间隙 表 2-1-17

液 压 元 件 名 称 与 部 位	配 合 间 隙 (mm )
中低压齿轮泵:齿顶圆与壳体内孔 轴向间隙	0.05 ~ 0.10 0.04 ~ 0.08
中高压齿轮泵:齿顶圆与壳体内孔 轴向间隙	0.05 ~ 0.10 0.03 ~ 0.05
中低压叶片泵:叶片与转子槽 叶片与配油盘 转子与配油盘	0.02 ~ 0.03 0.01 ~ 0.03 0.02 ~ 0.04
柱塞泵:柱塞与缸体内孔 配油盘与缸体之间(轴向)	d 12 0.01 ~ 0.02 d 20 0.015 ~ 0.03 d 35 0.02 ~ 0.04 0.01 ~ 0.02
中低压滑阀:阀芯与阀套 (d——滑阀直径)	d 16 0.008 ~ 0.025 d 28 0.010 ~ 0.03 d 50 0.012 ~ 0.035 d 80 0.015 ~ 0.04

续上表

液 压 元 件 名 称 与 部 位	配 合 间 隙 (mm)
高压滑阀: 阀芯与阀套 (d——滑阀直径)	d 16 0.005 ~ 0.015
	d 28 0.007 ~ 0.02
	d 50 0.009 ~ 0.025
	d 80 0.011 ~ 0.03

第十二节 液压系统常见故障与排除

一、液压系统振动和噪声

1. 液压泵及吸油管路的气穴现象产生的振动噪声

当吸油管路在阻力很大时,油液来不及填充管路及泵腔,产生局部真空,形成低压。当压力低到“空气分离压”时,溶解在工作油液中的空气(通常有 9% 的体积量)大量分解出来,形成气穴气泡。气泡到高压区被压缩、击破,又会产生高频冲击,其压力值有时可高达系统压力的 10 倍以上,这时不仅会使系统产生“气蚀”现象,伴随着冲击振动、噪音及高温。排除方法有:

- 1) 增大吸油管直径,减少或避免吸油管道的弯曲,减少管道阻力。
- 2) 经常清洗滤油器。
- 3) 液压泵吸油高度尽可能小(不能超过 0.5m )。

2. 液压泵困油现象产生的振动噪声

液压困油造成高压油部分使泵内某些零件受到高频撞击负荷增大而产生噪声,局部真空部分使溶于液压油中的空气产生气穴气泡,引起流量、压力的不均匀和振动,从而产生噪声。排除方法:对齿轮泵主要检查端盖上卸荷槽尺寸位置,若相差不多,可用锉刀修锉,否则需换端盖。

对叶片泵主要检查三角沟槽是否加工太短,可用三角锉刀进行修锉。

3. 控制阀引起的噪声

- 1) 调压弹簧损坏。  
更换弹簧。
- 2) 阀座密封不良。
- 3) 更换钢球或修该锥阀修研阀座密封结合面,使钢球与阀座结合面接触良好。  
滑阀在阀体内移动不灵活。将滑阀用金相砂纸研光,并清除污物。
- 4) 滑阀阻尼孔被堵塞。清洗疏通阻尼孔。
- 5) 节流阀口开得太小,流速高产生喷流。减少节流阀进出口液压差,或采用小规格节流阀,使得在流量很少的情况下,节流阀开口较大。
- 6) 电磁换向阀快速切换,产生液压冲击。在电磁换向阀油路中设置缓冲装置。

4. 液压系统的机械噪声

- 1) 原动机与泵联轴器同轴度误差或产生松动或轴承损坏,提高联轴器同轴度在 0.1mm 内,更换已损坏的轴承。
- 2) 管路安装不良,进油管与回油距离太近,适当拉开进油管与回油管距离,主要的管道应

用管夹装置定位。

## 二、液压系统泄漏

### 1. 系统压力调整过高,使密封件或密封面处泄漏

适当降低液压系统压力,但仍应根据机器说明书的要求,将液压系统压力调整到规定范围内,不可调得太高。

### 2. 阀内产生内泄漏

滑阀磨损使间隙增大。研磨阀体孔,重新制作滑阀,根据阀体孔实际尺寸来配间隙,一般应控制在  $0.005 \sim 0.01\text{mm}$  范围内。

### 3. 密封件泄漏

密封件损坏、老化,使密封不良,应更换这些密封件;有方向性的密封件装配方向装错时,应重新安装。

### 4. 接合面间产生泄漏

#### 1) 两接合面本身的平面度误差,或表面受到损伤

研磨或修磨接合面。

#### 2) 接合面上的纸垫被压力油损伤

更换纸垫。

#### 3) 接合件上的螺钉未拧紧

拧紧或更换新的螺钉。拧紧时应按对角方向逐步拧紧,防止接合面发生倾斜。

## 三、液压冲击

### 1. 液流换向时产生冲击

可使换向阀阀芯控制边切制成  $1.5^\circ \sim 4^\circ$  的锥角(其原值长视密封边长而定)或开轴向三角缓冲槽。

### 2. 节流缓冲装置失灵产生冲击

有的是液压缸缓冲装置中的钢球与阀座封油不良、端盖处纸垫损坏、活塞的锁紧螺母产生松动、活塞与缸体孔配合间隙过大等原因。

调换钢球、研磨阀座接合处,更换新纸垫,旋紧锁紧螺母或重新制作活塞(与缸体孔配合间隙为  $0.03\text{mm}$ )。

有的液压缸缓冲活塞端的缓冲柱塞上设有三角槽,油液经三角槽回油时进行缓冲,当缓冲柱塞外缘与端盖内孔磨损而配合间隙过大时,三角节流槽将不起缓冲作用。可根据端盖内孔尺寸重新做活塞及缓冲柱塞,或将此缓冲柱塞磨圆后,表面镀一层硬铬,再根据端盖内孔尺寸配磨间隙。

有的液压缸在缓冲缸端体外设有节流阀。节流阀中节流螺母松动或调整不当,产生液压冲击。紧固螺母或重新调整。

有的液动换向阀两端设有单向节流阀(阻尼器),若此单向节流阀中节流阀调整不当或单向阀密封不良时,均会使工作装置在换向时产生冲击。这时拧紧些节流阀调节螺钉,适当增大缓冲阻尼,若仍有冲击,可判断为单向阀密封存在问题,从而再检查单向阀及其阀座密封问题。

3. 液压系统内存在大量空气,换向阀内空气时而被压缩,时而被释放,造成液压冲击检查空气进入处,采取防止措施,排除系统内存在的空气。

#### 四、液压系统中的“爬行”

“爬行”是液压传动中经常出现的不正常运动状态。轻微的“爬行”使运动件产生目光不易觉察的振动,显著的“爬行”使运动件产生大距离地跳动。“爬行”现象是很有害的,因此消除“爬行”现象对于改善液压系统稳定性和提高机床加工精度是非常重要的。

##### 1. 驱动刚性差引起的“爬行”

空气进入油液中后,一部分溶于压力油液中,其余部分就形成气泡浮游在压力油中。因为空气有压缩性,使液压油产生明显的弹性,造成驱动刚性差而引起“爬行”。空气混入液压系统中的原因是:

- 1) 在往复运动的零件之间,需要有一定的配合间隙,空气易从这些间隙混入。
- 2) 液压管接头松动或密封不严,空气由此进入系统中。
- 3) 液压元件的精度差,密封件性能不良而造成各种泄漏。
- 4) 吸油管设置不当而吸入空气。或因被污物堵塞而形成局部真空。
- 5) 油箱中油液不足或吸油管插入深度不够造成吸油时吸入空气。
- 6) 液压系统中局部压力低于空气的分离压力,使溶于油液中的空气分离出来。
- 7) 系统设计不合理,在机械停止工作时,液压缸左、右腔互通并通过回油路,油液在位能作用下流回油箱,在系统中形成局部真空,空气从各个渠道进入系统。针对上述原因,采取措施如下:

- (1) 在制造和修配零件时,应严格达到公差要求,装配时要保证配合间隙。
- (2) 紧固各管道连接处,防止泄漏。
- (3) 均匀紧固各接合面处的连接螺钉,密封垫应均匀,不允许用多层纸垫。
- (4) 油箱中进出油管应保持一定的距离,也可增加隔板使之隔开。
- (5) 清除附着于滤油器上的脏物,应采用容量足够的滤油器。
- (6) 油箱要保证足够油液,使之不低于油标指示线。
- (7) 为了保证系统中各部分能经常充满油液应在泵出口处安装单向阀,在回油路上设置背压阀。
- (8) 改进液压系统,设法防止系统中出现局部真空,并设置必要的排气塞或放气阀。

##### 2. 液压元件间隙大而引起的“爬行”

1) 运动件低速运动引起的“爬行”运动件低速运动时,一旦发生干摩擦,阻力增加。这时要求液压泵提高压力,但由于液压泵间隙大而严重漏油,不能适应执行元件因阻力的变化而形成的压力变化而产生的“爬行”。此时应修复或更换液压泵内零件,保证装配要求的间隙,以减少液压泵的泄漏。

2) 控制阀失灵引起的“爬行”各种控制阀的阻尼孔及节流口被污物堵塞,阀芯移动不灵活等,使压力波动大,造成推力或流量时大时小而产生“爬行”。因此要经常保持油液清洁,定期清洗并更换,加强元件的维护,以防液压油污染。

3) 元件磨损引起的“爬行”由于阀类零件磨损,使配合间隙增大,部分高压油与低压油互通,引起压力不足。另外液压缸活塞与缸体内孔配合间隙因磨损而增大,发生内泄漏,使液压缸两腔压差减小,以致推力减小,致使在低速时因摩擦力的变化而产生“爬行”。具体措施是认真检验配合间隙,研配或重做元件,保证配合间隙,并更换已损坏的密封件。

##### 3. 摩擦阻力变化引起的“爬行”

这种现象在液压缸出现的较多,主要是因为:液压缸中心线与活塞杆不平行,活塞杆局部

或全长弯曲,缸筒内圆被拉毛刮伤,活塞与活塞杆不同轴,缸筒精度达不到技术要求,活塞杆两端油封调整过紧等因素会引起“爬行”。采取措施是逐项检验液压缸的精度及损伤情况,并进行修复或更新。液压缸安装精度应符合技术要求。

### 五、液压系统中的液压卡紧

液压系统中产生液压卡紧,一般是指当阀芯停止运动一段时间(大约 2~5min)后,产生很大阻力,致使阀芯重新移动十分困难。这种现象容易增加滑阀的磨损,降低元件的使用寿命,同时会使系统运行产生不良后果。

#### 1. 径向力不平衡引起的液压卡紧

液压滑阀副几何形状误差和同轴度变化引起径向不平衡的液压力,是产生液压卡紧的主要原因。

#### 2. 油液中极性分子的吸附作用产生的卡紧

在产生液压卡紧之后,由于油液中的极性分子的吸附作用,使液压卡紧现象会在稍长的时间才会消失。

#### 3. 杂质楔入间隙引起的液压卡紧

油液中杂质楔入间隙也会形成液压卡紧。

因此应在阀芯上开有环形平衡槽,又称均匀槽,以减少径向不平衡力。同时应严格控制阀芯与阀孔的制造精度,配合间隙要合理,过大会增加泄漏,过小则会在温度过高时,阀芯会因热膨胀卡死。另外要精密过滤油液,保证油液的洁净度。

### 六、液压系统中的温升

#### 1. 液压系统设计不合理产生的系统温升

液压系统在工作过程中有大量压力损失而使油温过高,诸如液压元件规格选用不合理;系统中存在多余的元件和回路;节流方式不当;系统在非工作过程中,无有效的卸荷措施,使大量的压力油损耗而使油液发热。因此可针对上述不合理设计,给予改进完善。

#### 2. 压力损耗大使压力能转换为热能

最常见的是管路设计、安装不合理,致使压力损失加大以及管路维护清洗不及时所造成。应在调试、维护时给予改善。

#### 3. 容积损耗大而引起的油液发热

应在液压泵、各连接处、配合间隙等处,防止内外泄漏、减少容积损耗。

#### 4. 机械损耗大而引起的油液发热

机械损耗经常是由于液压元件的加工精度和装配质量不良,安装精度差、密封件安装不当而造成的。特别是密封件松紧调整要合理,使得密封装置密封性能良好,主要从改进密封结构,并按规定的压缩量调整,以减少摩擦阻力。

#### 5. 压力调整过高而引起的

不能在不良的工况下,采用提高系统压力来保证正常工作。这样会增加能量损耗,使油液发热。

#### 6. 油箱体积小、散热条件差

应当改善散热条件,适当增加油箱容量,有效地发挥箱壁的散热效果。必要时应采取强迫冷却措施。

## 第二章 汽车式、履带式起重机 液压系统分析

移动式起重机械最常用的是汽车式和履带式两大类。移动式起重机械广泛用于国民经济各部门,主要用于对物料进行起吊、运输、装卸及安装等。在交通建设事业中,起重机械在装卸设备器材、安装大型施工机械、吊装建材制品和模板等作业中无处不见。臂架类移动式起重机,除发动机、底盘传动系统外,其工作装置主要是指起升、回转、变幅和伸缩,即起重机械的“四大机构”。

### 第一节 起重机械常用液压回路

工程起重机常用液压回路有:起升、伸缩、变幅、回转、支腿及转向等机构液压回路。这里介绍一些简单而典型的液压回路。

#### 一、起升机构液压回路

工程起重机需要用起升机构,即卷筒-吊索机构实现垂直起升和下放重物。液压起升机构用液压马达通过减速器驱动卷筒,图 2-2-1 是一种最简单的起升机构液压回路。当换向阀 3 处于右位时,通过液压马达 2、减速器 6 和卷筒 7 提升重物 G,实现吊重上升。而换向阀处于右位时下放重物 G,实现负重下降,这时平衡阀 4 起平稳作用。当换向阀处于中位时,回路实现承重静止。由于液压马达内部泄漏比较大,即使平衡阀的闭锁性能很好,但卷筒-吊索机构仍难以支撑重物 G。如要实现承重静止,可以设置常闭式制动器,依靠制动液压缸 8 来实现。在换向阀右位(吊重上升)和左位(负重下降)时,泵 1 压出液体同时作用在制动缸下腔,将活塞顶起,压缩上腔弹簧,使制动器闸瓦拉开,这样液压马达不受制动。换向阀处于中位时,泵卸荷,压出口接近零压,制动缸活塞被弹簧压下,闸瓦制动液压马达,使其停转,重物 G 就静止于空中。

某些起升机构要求开始举升重物时,液压马达产生一定的驱动力矩,然后制动缸才彻底拉开制动闸瓦,以避免重物 G 在马达驱动力矩充分形成前向下溜滑。所以在通往制动缸的支路上设单向节流阀 9,由于阀 9 的作用,拉开闸瓦的时间放慢,有一段缓慢的动摩擦过程;同时,马达在结束负重下降后,换向阀 3 回复中位,阀 9 的单向阀允许迅速排出制动缸下腔的液体,使制动闸瓦尽快闸住液压马达,避免重物 G 继续下降。

#### 二、伸缩臂机构液压回路

伸缩机构是一种多级式伸缩起重臂伸出与缩回的机构。图 2-2-2 为伸缩臂机构液压回路。臂架有三节,I 是第 1 节臂,或称基臂;II 是第 2 节臂;III 是第 3 节臂;后一节臂可依靠液压缸相对前一节臂伸出或缩进。3 节臂只要两只液压缸:液压缸 6 的活塞与基臂 I 铰接,而其缸体铰接于第 2 节臂 II,缸体运动 II 相对 I 伸缩;液压缸 7 的缸体与第 2 节臂 II 铰接,而其活塞铰接于第 3 节臂 III,活塞运动使 III 相对于 II 伸缩。

图 2-2-1 起升机构液压回路

1-液压泵;2-液压马达;3-换向阀;4-平衡阀;  
5、6-减速器;7-卷筒;8-制动液压缸;9-单向节  
流阀

图 2-2-2 伸缩臂机构液压回路

1-液压泵;2-手动换向阀;3-电磁阀;4-平衡阀;5-  
平衡阀;6-液压缸;7-液压缸

第 2 和第 3 节臂是顺序动作的,对回路的控制可依次作如下操作:

1. 手动换向阀 2 左位,电磁阀 3 也左位,使液压缸 6 上腔压入液体,缸体运动将第 2 节 II 相对于基臂 I 伸出,第 3 节臂 III 则顺势被 II 托起,但对 II 无相对运动,此时实现举重上升。

2. 手动换向阀仍左位,但电磁换向阀换右位,液压缸 6 因无液体压入而停止运动,臂 II 对臂 I 也停止伸出,而液压缸 7 下腔压入液体,活塞运动将 III 相对于 II 伸出,继续举重上升。连同上一步序,可将 3 臂总长增至最大,将重物举升至最高位。

3. 手动换向阀换为右位,电磁换向阀仍为右位,液压缸 7 上腔压入液体,活塞运动臂 III 相对于 II 缩回,为负重下降,故此时需平衡阀 5 作用。

4. 手动换向阀仍右位,电磁换向阀换左位,液压缸 6 下腔压入液体,缸体运动将 II 相对于 I 缩回,亦为负重下降,需平衡阀 4 作用。

如不按上述次序操作,可以实现多种不同的伸缩顺序,但不可能出现两个液压缸同时动作。

伸缩臂机构可以不同的方法,即不采用电磁阀而用顺序阀,液压缸面积差动,机械结构等办法实现多个液压缸的顺序动作,还可以采用同步措施实现液压缸的同时动作。

### 三、变幅机构液压回路

变幅机构在起重机、挖掘机和装载机等工程机械中,用于改变臂架的位置,增主机的工作范围。最常见的液压变幅机构是用双作用液压缸作液动机,也有采用液压马达和柱塞缸。图 2-2-3 为双作用液压缸变幅回路。

液压缸 6 承受重物 G 及臂架重量之和的分力作用,因此,在一般情况下应采用平衡阀 3 来达到负重匀速下降的要求,如图 2-2-3a)所示。但在一些对负重下降匀速要求不很严格的场合,可以采用液控单向阀 4 串联单向节流阀 5 来代替平衡阀,如图 2-2-3b)所示。其中阀 4 的作用有:一是在承重静止时锁紧液压缸 6;二是在负重下降时泵形成一定压力打开控制口,使液



压缸下腔排出液体而下降。但阀 4 却没有平衡阀使液压缸匀速下降的功能,然而这种功能由单向节流阀 5 来实现。由于节流阀形成足够压力的动态过程时间较长,所以实际上液压缸在相当长时间内加速下降,然后才实现匀速,这一点就不如平衡阀性能好。

四、回转机构液压回路

为了使工程机械的工作机构能够灵活机动地在更大范围进行作业,就需要整个业架作旋转运动。回转机构就是实现这种目的。回转机构的液压回路如图 2-2-4 所示。液压马达 5 通过小齿轮与大齿轮的啮合,驱动作业架回转。整个作业架的转动惯量特别大,当换向阀 2 由上或下位转换为中位时,A、B 口关闭,马达停止转动。但液压马达承受的巨大惯性力矩使转动部分继续前冲一定角度,压缩排出管道的液体,使管道压力迅速升高。同时,压入管道液源已断,但液压马达前冲使管道中液体膨胀,引起压力迅速降低,甚至产生真空。这两种压力变化如果很激烈,将造成管道或液压马达损坏。因此必须设置一对缓冲阀 3、4。当换向阀的 B 口连接管道为排出管道时,阀 4 如同安全阀那样,在压力突升到一定值时放出管道中液体,又进入与 A 口连接的压入管道,补充被液压马达吸入的液体,使压力停止下降,或减缓下降速度。所以对回转机构液压回路来说,缓冲补油是非常重要的。

图 2-2-3 双作用液压缸变幅回路  
1-液压泵;2-手动换向阀;3-平衡阀;4-液控单向阀;5-单向节流阀;6-液压缸

五、支腿机构液压回路

对轮胎式工程机械来说,为了扩大作业面积和增加整体稳定性,需要在车架上向轮胎外侧伸出支腿,将整体支撑起来,使重心可以在轮胎覆盖范围以外、支腿覆盖范围以内变化。支腿种类有蛙式、H 式、X 式和辐射式等。这里仅以 H 式支腿的一种液压回路为例,说明回路的一些特点。

图 2-2-4 回转机构液压回路

1-液压泵;2-手动换向阀;3-缓冲阀;4-缓冲阀;5-液压马达

H 式支腿由四组液压缸组成,每组包括一个水平缸和一个垂直缸。图 2-2-5a)为一组液压缸的作用示意图,水平液压缸 1 将支腿推出轮胎覆盖范围,而用垂直液压缸 2 将车架顶起,使轮胎从地面抬起不再支撑车架,这样整体就在支腿机构的支撑下进行作业。

图 2-2-5b)是这种机构的液压回路图。换向阀 2 控制四个水平液压缸 5 的伸缩。在水平缸动作时,支腿机构尚未起作用,轮胎未离开地面,负载阻力不大,而且只要伸到适当位置即可,所以水平液压缸的控制很简单。换向阀 3 控制四个垂直液压缸 6 的升降。4 个垂直液压缸的升程应能使车架整体保持一定程度的高度水平,所以需要司机操作车架调平用的转阀 4。转阀在 I 位时,同时控制四个液压缸,在 II、III、IV、V 位时,分别控制液压缸 6a、6b、6c、6d,而在 VI 位时,4 个液压缸都无液体进出,这时支腿将车架支撑在理想的作业位置。若地面高低不平,操作调平转阀,调节 4 个垂直液压缸的升程,使车架保持水平。4 个双向液压锁 7 分别控制一个垂

图 2-2-5 支腿机构液压回路

a) 一组液压缸的作用示意图 ; b) 支腿机构液压回路图

1-水平液压缸 ; 2-垂直液压缸 1-液压泵 ; 2-手动换向阀 ; 3-手动换向阀 ; 4-六位六通转阀 ; 5-水平液压缸 ; 6-垂直液压缸 ; 7-双向液压锁

直缸,当支腿支撑车架静止时,垂直液压缸上腔液体承受重力负载,为了避免车架沉降,故需要用连通上腔的液控单向阀起锁紧作用,防止俗称的“软腿”现象。当轮胎支撑车架时,垂直液压缸下腔液体承受支腿本身的重量,为了避免支腿降到地面,防止俗称的“掉腿”现象,故需要用连通下腔的液控单向阀起锁紧作用。

## 六、转向机构液压回路

工程机械在行走和作业过程中,需要改变整个车体的运动方向,即所谓转向。对偏转车轮型车辆来说,驾驶员操纵转向盘,通过转向机构使车轮转一个角度。而对铰接车架型车辆来说,使起导向作用的那部分车架转一个角度,这样就可以引导整车改变方向。现以偏转轮型为例分析液压转向原理。

转向机构有人力直接驱动和功率放大(动力转向)两种方式。在人力直接驱动方式中,驾驶员施加于转向机构的操作动作,不但发出转向的输入(或称控制)信号,也产生导向部分所需要的功率。这种方式虽然简单,但只适用于轻型车辆。工程机械转向时,导向部分受到很大的转向阻力矩,要求转向机构产生很大的驱动力矩,同时还要有足够的转动速度,这是人力远远满足不了的。因此必须应用功率放大方式。液压功率放大是最理想的方式,因其转向功率大,但重量却很轻,操纵轻便而平稳。

对液压功率放大原理、概念和术语,这里结合一种典型的液压转向机构作概括的分析。如图 2-2-6 所示的转向机构,驾驶员操作转向盘 1,假定顺时针转动  $\alpha$  角,最终车轮转过相应的角,整车就被准确转向到所希望的行驶方向。在液压转向机构中,控制阀 2 的阀芯 2a 与转向盘连接并随其顺时针转过  $\alpha$  角。由于阀体 2b 没有转动,控制阀 2 就由中位变至上位通路,即 P

口与 C 口相通,泵的高压液体压入液压马达 3 的 3C 腔,而液压马达 3D 腔的排出液体,通过控制阀 2 的 D 口流向 B 口。由于液压马达的输出轴上几乎没有阻力矩,所以 B 口压力与 C 口压力很相近。B 路液体送入液压缸 4a 的有杆腔和 4b 的无杆腔,使 4a 杆拉动而 4b 杆推动杠杆机构 8,从而车轮顺时针转动 角。同时,液压缸 4a 和 4b 的排出液体汇集在一起,通过控制阀 2 的 A 口,经 O 口流入油箱。

图 2-2-6 转向机构液压系统图

1-转向盘;2-控制阀;3-液压马达;4-液压缸;5-液压泵;6-缓冲阀;7-缓冲阀;8-杠杆机构

必须强调,上述工作过程并没有达到控制的最终目的,因为驾驶员虽然将转向盘拨到最终的 角,但由于控制阀 2 处于上位,液压马达 3 和液压缸 4a 和 4b 都继续动作,车轮的偏转动作将持续下去,有可能超过与 角相对应的 角,导致方向失控。由于转向机构具有一种特殊措施,能实现所谓位置反馈的功能,即液压马达的输出轴与控制阀 2 的阀体 2b 连接在一起,当控制阀开始进入上位时,液压马达的输出轴就开始转动,拖动阀体跟踪阀芯顺时针旋转,于是就有关闭阀口 C、D、A、B 的趋势,也就是使控制阀恢复中位的倾向。但由于驾驶员还未将转向盘拨足 角,所以转向盘和阀芯继续旋转,而阀体总是稍稍落后地跟踪着阀芯,所以控制阀不会回到中位。一旦转向盘和阀芯在 角上停下来,阀体终究会被拖到使控制阀实现中位的位置上。这时,液压马达和液压缸就地停止运动,而车轮恰恰达到驾驶员所希望的偏转角。所以这种位置反馈措施,促使转向机构准确地实现控制目的。

必须指出,这里的液压马达和一般传动系统的液压马达作用不同。第一,它实际上起着把一定体积 V 的液体送入液压缸,以形成一定的位移 x 最终产生准确的车轮偏转角 ,所以人们把液压马达 3 称为“ 计量马达 ”。第二,它的输出轴只要在反馈过程中克服拖动控制阀体的阻力矩,这只要求液压马达输出很微小的驱动力矩,并不像一般液压马达输出轴要驱动很大的负载力矩。

通过以上分析可知,驾驶员只要用很小的力量,轻轻拨动控制阀的阀芯,就可使液压缸发出很大的功率,使承受很大阻力矩的车轮转向,这就是液压功率放大的作用。

当驾驶员操作转向盘逆时针转动,使控制阀由中位变至下位通路,与上述情况类似,车轮将转向相反方向。

当发动机熄火,泵 5 停止压出液体时,这种液压转向机构仍能进行人工转向。其原理如下:在实际装置中,转向盘 1 的轴与计量马达 3 都在一根轴线上,但在一情况下,二者不相连。在发动机和泵正常工作时,驾驶员拨动转向盘,计量马达即以液压原理跟踪阀 2 的转动,所以转向盘和计量马达之间的角度差,或者没有 (稳态时),或者很小 (动态时)。当发动机熄火而泵停止工作时,液压控制系统不起作用,驾驶员拨动转向盘,计量马达不再跟踪,二者角度差就不断增大,当转向盘转到大于某角度 以后,此装置中装有键销 (图 2-2-6 中未示出),转向盘轴就可以通过键销以机械方式强行带动计量马达 3 旋转,使它以人力驱动的“ 泵 ”的特点工作,将液体压入 4a 和 4b 缸的同一腔,同时两个缸的另一腔排液,由 3 吸入。4a 的 4b 的运动,通过杠杆机构 8 实现转向,称为人力转向,这是一种应急措施。

## 第二节 汽车式起重机

### 一、QY16 型汽车式起重机液压系统

图 2-2-7 所示为国产 QY 16 型汽车式起重机液压系统。该起重机最大起升高度为 19m, 起重量为 16t。液压系统属开式、多泵定量系统。液压系统由支腿、回转、伸缩、变幅及起升液压回路组成。支腿换向阀 3、4、5、6 为并联油路, 但与换向阀 2 组成串并联油路。变幅换向阀 15 与伸缩换向阀 14 为并联油路。三联泵中, 泵 I 主要给支腿回路和回转回路供油; 泵 II 主要给伸缩及变幅回路供油;

泵 III 主要给起升回路供油。

有关这 5 个基本回路情况简要介绍如下。

#### (一) 支腿液压回路

由泵 I 来油后, 若阀 2 处中位, 液压油可供回转回路。回转回路不工作时, 液压油直接返回油箱。

阀 3、4、5、6 不工作, 仅阀 2 处左、右位时, 各支腿液压缸 (42、43) 也不能动作。

只有当阀 2 处于左、右位及阀 3、阀 4、阀 5、阀 6 也同时或单独动作时, 支腿水平油缸和垂直油缸才能单独伸出或缩回。

#### (二) 回转液压回路

阀 2 处中位, 操纵换向阀 13, 泵 I 来油即可使回转马达 37 运转。在进压力油的同时, 配合脚踏缸 27 的动作, 通过梭阀 32、二位三通制动阀 34 可实现液压马达制动闸 33 (常闭式) 的及时松闸。

#### (三) 伸缩液压回路

由泵 II 供油, 压力油经三位六通手动换向阀 14 右或左位、平衡阀 27 即可使伸缩缸 38 伸出或缩回。

伸缩缸液压油压力由远控溢流阀 20、二位三通电磁阀 19 进行控制。当油路压力超过调定值时, 安装在进油路上的压力继电器会使电磁阀 19 通电, 从而实现压力油卸荷之目的。

#### (四) 变幅液压回路

变幅液压回路由泵 II、换向阀 15、远控溢流阀 20、过载阀 23、平衡阀 28 及变幅液压缸 39 等组成。

此回路尚设置有应急手动液压泵 46, 当泵 II 因故不能供油时, 利用应急泵 46 及快速接头 47 的设置可以保证动臂实现应急下降。

#### (五) 起升液压回路

起升液压回路由泵 III、泵 II、五位六通手动换向阀 17 (有二位属过渡位)、远控溢流阀 21、过载补油阀 24、选择阀 25、二位十通液动阀 26、单向节流阀 31、平衡阀 29、30、制动缸 35、36 及液压马达 40、41 等组成。操纵阀 17 不同位工作, 可使起升液压马达处于正、反转 (起升、下降)。

阀 25 的不同位, 是选择主、副起升机构用。单向节流阀 31 用于缓慢松闸、快速上闸之目的。阀 24 在下降工况时, 过速下降将起进油路的补油之用。

阀 21 与阀组 19 组成远控溢流卸荷之用。

利用溢流阀 16 远控口, 向阀 26、31 提供液控操作油及向制动缸提供操作油。

阀 18 为五位五通转阀,操作在不同位,就能观察不同回路进油路的液压油的压力值。

泵 II、泵 III 在变幅缸不工作时,通过阀 15 中位及单向阀 7 可合流供油。

使用、维护及故障排除

### 1. 起重机的润滑

起重机所需的工作油和润滑油脂,不但能保证各部分工作正常还能延长使用寿命,充分发挥应有的机能。因此,必须按规定的油脂和润滑点按期进行润滑。

润滑应注意事项

(1)应先把注油口、润滑油杯等清扫干净,才能进行注油。

(2)对衬套、轴和轴承注入润滑脂时,应灌注到能把旧润滑脂挤出外面为止。

### 2. 起重机使用期间的检查与维护

#### (1)底盘部分的检查(开车前的例行检查)

检查车辆外形的完整性,检查油、水是否充足;油管、气管、水管各连接管处是否有渗漏现象;

检查轮胎气压是否符合  $6.86 \times 10^5 \text{ Pa}$ , 轮胎是否损坏;

蓄电池接线桩柱是否牢固可靠;

各种仪表、灯光、信号、刮水器工作是否正常;

转向系统、制动系统各部件是否灵活安全可靠;

传动轴万向节螺栓、钢板弹簧螺栓、轮毂螺栓紧固是否可靠,钢板弹簧有无断裂;

排除储气筒内的积水。

#### (2)起重机各作业机构的检查

检查各部分的润滑情况,应按规定加油,特别是液压油箱,应加到规定刻线;

检查液压系统油路及各泵、阀、缸、马达等有无渗透漏现象;

支腿、变幅、伸缩机构各软管连接是否松动;

齿轮油泵传动连接部分是否紧固可靠;

卷扬钢丝绳、吊臂伸缩用钢丝绳是否损坏严重;当钢丝绳出现下列情况之一,应予更换:一股中的断丝数超过 10%,直径减少超过名义直径 7%,钢丝绳出现扭结,显著的松脱,严重的锈蚀;

各仪表、指示灯及安全装置是否正常,必要时应进行调整;

各操纵手柄位置是否正确、灵活、可靠;

检查各回转支承、回转机构、起升卷扬机构等连接螺栓是否紧固可靠,如发现松动,应加以拧紧;

定期检查(可半年一次)吊臂滑块的磨损情况,滑轮是否有损坏;

L 升起吊臂,作空载的变幅、伸缩、回转、卷扬等动作的运转,以检查有无异常现象。

#### (3)作业后的检查

检查各部分有无漏油,并进行必要的准备;

检查螺母、螺栓有无松动,对当天发现的不正常现象,应进行及时必要的修理,不得带故障作业;

作业完毕后,进行必要的清扫工作,如各活动部位、油缸活塞杆的外露部分等;

检查工具和附件的数量是否符合;

记录运转情况和异常症状。

3. 液压系统调整

液压系统中,支腿操纵机构、吊臂的伸缩、变幅、回转、起升卷扬机构均设有溢流阀,以保护系统不会过载操作保证安全作业。其中支腿操纵机构溢流阀的压力调整为 21.5M Pa,吊臂伸缩、变幅机构的溢流阀压力调整为 21M Pa,起升卷扬机构的溢流阀压力调整为 21M Pa。在出厂时各溢流阀的压力均已调好,一般情况下不应任意变动。当更换溢流阀或确需重新调整时,应由有经验的技工在熟悉本液压系统构造后,按规定的数值进行调整。调整时请按下述方法依次进行。

(1)先将备用的压力表装在泵 I 出口的三通接头上(大约位置见液压系统原理图),把水平支腿伸出,然后将支腿操纵阀溢流阀调整螺钉松开,扳动垂直支腿的操纵手柄于“收”的位置,然后逐渐将支腿操纵阀溢流阀的调整螺钉拧紧,并注视安装在三通接头的压力指示,直到压力升高到 21.5M Pa 为止,随即将调整螺钉锁定;

(2)调整伸缩、变幅机构溢流阀。此时将该机构溢流阀调整螺钉松开(位于操纵室下部,注意已调整好的溢流阀调整螺钉不能动)。然后将伸缩机构操纵手柄置于“缩臂”位置,并逐渐拧紧溢流阀的调整螺钉。同时注视操纵室内的压力表,待压力升到 21M Pa 时,随即锁定调整螺钉;

(3)调整卷扬机构溢流阀。先将支腿打好,呈作业状态,此时将卷扬机构的溢流阀调整螺钉松开(注意:其它二个已经调整好的溢流阀不能动),将吊臂全缩于起重机尾部,幅度为 3m 处,吊住预先准备好的 20t 左右的重物(注意:重物只能拉住,不能吊起),扳动卷扬机构操纵手柄置于“起升”位置。然后逐渐将溢流阀调整螺钉拧紧,注意操纵室内的压力表,待压力升至 21M Pa 为止,随即调整螺钉锁定。

液压系统压力即调整结束,注意必须按以上顺序依次进行,不能用其他方法调整。

4. 其他调整工作

- (1)各操纵手柄可转动底部叉形接头或下部拉杆的调节螺母进行调整,使之高低相等;
- (2)驾驶员座可根据驾驶员体格前后移动,进行必要的调整。

5. 起重机使用过程中常见故障与排除

起重机在吊重作业过程中,如果出现故障时应进行全面的调查的分析,找出故障的真正原因,采取恰当的方法去消除。现将一般故障及排除方法列于表 2-2-1 以供参考。

起重机使用过程中常见故障与排除方法 表 2-2-1

故 障	原 因	排 除 方 法
取 力 器 控制失灵	气压不够; 气路堵塞或漏气; 手动气阀失 灵	提高气压; 检修气路; 修理气阀
油 路 漏 油	接头松动; 密封件损坏; 管道破裂	拧紧接头; 更换密封件; 焊补或更新
油 压 升 不上	油箱液面过低或吸油管堵塞; 溢流阀开启压 力过低; 油泵排油量不足; 元件泄漏过大; 油 泵损坏或泄漏过大	加油、检查吸油管; 调整溢流阀; 加大油 门,提高柴油机转速; 检修油路,特别注意各阀、 中心回转接头、马达等处; 检修油泵

续上表

故 障	原 因	排 除 方 法
油 路 噪 声严重	管道内存有空气； 油温太低； 滤油器堵塞； 油箱油液不足； 管道及元件没有紧固	多动作几次,以排除元件内部气体； 检修油 泵,吸油管不能漏气； 更换滤芯； 加油到液面； 紧固
油 泵 发 热严重	内部泄漏过大； 压力过高； 环境温度过高； 平衡阀失灵	检修元件； 调节溢流阀； 停车冷却； 检修 平衡阀
支 腿 收 放失灵	双向液压锁失灵	检修双向液压锁
吊 重 时 支 腿 自 行 收缩	双向液压锁中的单向阀密封性不好； 油缸内 部漏油	检修双向液压锁中的单向阀； 检修活塞上的 密封元件
压 力 表 不指示	阻尼塞堵塞； 压力表损坏或进油路堵塞； 压力表转换开关没有放在正确档位上	检修、调整
吊 臂 伸 缩 时 压 力 过 高 或 有 振动现象	平衡阀阻尼孔堵塞； 固定部分和活动部分之 间的摩擦力过大或有异物堵塞	清洗平衡阀； 检修并在滑块处涂润滑脂
第 三 节 臂 伸 不 到 头 或 缩 不 到底	伸缩臂用钢丝绳长度不合适	将吊臂完全缩回靠紧,利用调节螺栓、螺母调整 钢丝绳长度
变 幅 落 臂 时 有 振 动	缸筒内有空气； 平衡阀阻尼孔堵塞	空载时多起落几次,进行排气补油； 清洗平 衡阀
吊 重 制 动 停 留 时 重 物 缓 慢 下降	制动器制动力不够	去除制动盘片表面油液,排除向制动器内渗油的 故障
油 门 操 纵 调 速 失 灵	主动作用油缸和作用油缸中有空气	从分泵的放气螺钉处排油
空 载 油 压 过 高	整个管路系统有异物堵塞； 滤油器堵塞	拧开接头排异物； 调换清洗滤油器芯子
吊 重 不 能 起 升	油压过低	检查调整泵及溢流阀
不 能 回 转	油压过低； 双向缓冲阀开启压力过低	检查、调整泵及溢流阀； 调整双向缓冲阀开 启压力,检查弹簧是否失效

续上表

故 障	原 因	排 除 方 法
吊 钩 不 能 作 自 由 下 放	离合器分离不彻底； 制动器分离不彻底	调整、检修、检查蹄体复位弹簧是否失效； 保证制动带松开时与制动毂有间隙，检查弹簧是否失效
停 车 时 蓄 能 器 压 力 下 降 快	接头松动； 密封件损坏； 组合阀中单向阀内泄漏； 离合器操纵阀内泄漏	拧紧； 更换密封件； 检修组合阀及更换； 检修

起重机在得到正确的操作维护后,作业一般不会出现大问题。为了以防万一,当油路系统出现问题而采取一般方法排除故障又可能造成事故时,可先采取以下应急措施给以卸载,然后再排除故障,此项操作必须十分小心。

变幅不能下降,拧开进变幅缸上腔的油管接头,并拧紧从平衡阀至变幅油缸下腔的油管接头,让油慢慢溢出,落下吊臂;

吊臂不能缩回,拧开伸缩油缸上腔的油管接头,然后拧松平衡阀与伸缩油缸相通的油管接头,然后缓慢起臂,使吊臂缩回。若靠自重尚不能缩回时,或在吊钩上适当加载,使其缩回。

6. 安全系统概述

为了确保起重作业安全可靠,起重机装有较完善的安全装置,以便在意外的情况下,起到保护机件或提醒操作人员注意,从而起到安全保护作用。

(1)液压系统中各溢流阀:可抑制回路中的异常高压,以防止液压油泵及马达的损坏,并防止处于过载状态。

(2)吊臂变幅安全装置:当不测事故发生,吊臂变幅油缸回路中的高压软管或油管爆裂或切断时,液压回路中的平衡阀就起作用,锁闭来自油缸下腔的工作油,使吊臂不致下跌,从而确保作业的安全性。

(3)吊臂伸缩安全装置:当不测事故发生,吊臂伸缩油缸回路中的高压软管或油管爆裂或切断时,液压回路中的平衡阀就起作用,锁闭来自油缸下腔的工作油,使吊臂不会自己缩回,从而确保作业的安全性。

(4)高度限位装置:吊钩起升到规定的高度后,碰触限位重锤,打开行程开关,“过绕”指示灯即亮,同时切断吊钩起升、吊臂伸出、吊臂伏到等动作的操作而确保安全。这时只要操纵吊钩下降,吊臂缩回或吊臂仰起(即向安全方向操作)等手柄时,使限位重锤解除约束,操作即恢复正常。在特殊的场合,如仍需要作微量的过绕操作,可按下仪表盒上的释放按钮,此时限位的作用便解除,但此时的操作必须十分谨慎小心,以防发生事故。

(5)支腿锁定装置:当不测事故发生,通往支腿垂直油缸的高压软管或油管破裂或切割时,液压系统中的双向液压锁能封锁支腿油缸两腔的压力油,使支腿不致回缩或甩出,从而确保起重作业的安全性。

(6)起重量指示器:起重量指示器设置在基本臂的后侧方(即操纵室的右侧面),操作者坐在操纵室内便能清楚地观察到,能准确地指示出吊臂的仰角及对应工况下起重机允许的额定起重量。

(7)起重特性表:设置在操纵室内前侧下墙板上,该表列出了各种臂长和各种工作幅度下



的额定起重量和起重高度,以便操作时查阅。起重作业时,切不可超过表中规定的数值。

7. 起重机的一般注意事项

(1) 新车使用注意事项

起重机在使用初期全部机构的零件正处于磨合状态,所以新车在最初 100h 使用时期内应做到:最大起重重量不应 12t(倍率为 7 时),并且不允许用最高速度工作。

(2) 起重机行驶时的注意事项

起重机在行驶前必须将吊臂放在支架上,吊钩用连环与加车架上的小钩连接,然后用压板固定。收起支腿,锁住起重机上车操纵室外门,取力器开关应在脱开位置。

(3) 起重作业时的注意事项

作业前的准备

检查作业现场地面应坚实平整。如遇软地基或起伏不平地面,一定要垫上适当的木块(木块的尺寸不得小于 450×450mm),并在确认安全后才可以开始工作。

按润滑图表规定给各润滑点加油。检查液压油箱油面是否在规定的刻线范围内。

检查吊臂伸缩用钢丝绳的引力和磨损情况。

检查起升制动器及离合器是否可靠以及各部分零件的紧固情况,检查吊具、索具的牢固程度。

严禁在不使用支腿的情况下进行作业,或提吊重物时移动起重机。作业开始前必须先放下支腿,并利用水准仪确保机体的水平度。

作业场地附近有架空高压线时,起重臂距高压电线的距离应符合有关部门的规定。

液压泵起动时,应以低速运转,以获得充分的暖机效果。空载运转数分钟,观察有无漏油或异常现象。

起重作业时的注意事项

起重臂下严禁站人。

整机工作前要调平。

风力大于 6 级应停止工作。

起重作业时,不要扳动支腿操纵阀手柄。如需要调整支腿,必须将重物放至地面,吊臂位于下前方或下后方,再进行调整。

重物作较大时间停止在空中时,驾驶员不许离开操纵室。

操作应平衡、和缓,严禁猛拉、猛推、猛操作,严禁带载伸缩。

不要用起重机吊拔埋在地下或冻住的物件。

起升卷扬筒上的钢丝绳圈数,在任何吊重情况下不得小于 3 圈。

重物的起升和下降操作

吊索要有足够的强度。

操作者应经常注意油压表指示的压力。

额定起重重量是根据机件的强度及整机的稳定性而确定的,因此任何时候不得超载作业,以免发生事故。

过载起重、横向拖拉以及急剧的转换作业都会造成重大的危险,应严格禁止。

回转操作

回转时,后方视野将受到很大的影响。因此,必须十分注意附近的人或障碍物。可鸣喇叭以引起周围人的注意,确保作业安全。

作业中应平衡地操作,急剧地回转停止和转向是很危险的,必须避免。

#### (4) 液压系统应注意事项

起重机是以液压为动力的,设有各种液压装置。因此,如不确实遵守运转维护规则,不仅不可能充分发挥应有的性能,还将缩短机件的使用寿命。因此,在进行作业时,必须切实遵守以下的事项。

作业前,应由油箱液位窗口确定液压油是否按规定加足,低于规定刻线以下,则必须加以补充。加油时,一定要经过加油滤网注入,并十分注意不能混进不同牌号的油或水等不纯物质。

滤油器滤芯在工作 250h 后,应进行检查,必要时进行清洗或更换。

液压油箱应每隔半个月从底部放油口清除水分和杂质一次,并每隔一年(或工作满 2000h)更换全部液压油(在油液未发生变质的情况下,可适当延长换油周期)。当起重机在使用环境特别恶劣的情况下作业时,油液的更换周期应相应缩短。

液压系统的各种阀门在出厂前已经充分试验,并已调整好压力和流量,切不可随便触动。

各种机件,特别是液压系统各装置,都切忌污垢附着。在作业以后,一定要把灰尘、油污清除干净。

#### (5) 高度限位装置注意事项

副臂处于非工作状态时,副臂的高度限位重锤应可靠地固定在副臂的头部安装处。

副臂处于工作状态时,主臂的高度限位重锤应悬挂在主臂头部左侧板上的挂钩处,避免因吊臂工作时产生的振动而使其剧烈摆动。

#### (6) 运输、保管

起重机的运输可用自己的动力在公路上行驶,也可采用火车及其它运输工具将起重机作长距离运输。在运输过程中,应用斜木将四轮前后卡住,用绳索将起重机固定,门窗锁紧,并采取必要的防雨措施。

起重机在较长时间处于不使用状态(半年以上)时,应采取以下保管措施:

- a) 擦去机体的灰尘和油垢,保持机体清洁,
- b) 将各油缸各活塞杆全部缩回至最短位置。
- c) 将轮胎充足规定的气压,用木块垫起,使轮胎离地。
- d) 将蓄电池取下存放在干燥通风处,并定期充电。
- e) 全部外露加工表面涂以润滑脂,以防锈蚀。
- f) 清除钢丝绳上的尘砂,重新涂以 ZG -3 钙基石墨润滑脂。

## 二、LOKOM 系列汽车起重机液压系统

LOKOM 系列汽车起重机是由芬兰等欧洲数国联合设计制造的最大起重量为 36t 的起重机。由于上下车功率相差较大,用下车发动机驱动上车液压系统不经济,因而上下车各有独立的液压系统,同时省去了中心回转接头。

下车支腿油路与一般汽车起重机相同,不再重述。

上车液压系统如图 2-2-8 所示。发动机直接驱动变矩器 44、液压泵 38、补油泵 39 和回转机构液压泵 40;由变矩器 44 驱动液压泵 41A 和 41B,向起升、变幅和伸缩机构油路供油。变矩器直接安装在发动机的输出端,这就从根本上改善了发动机的输出特性,能使供油泵 41A 和 41B 随负载压力的增加而自动降低流量,满足机构重载低速的要求。而发动机本身则始终保持

较高的转速,避免过载熄火。同时也大大地提高了工作机构的平稳性和微动性。

此系统是多泵系统。起升马达 42、变幅液压缸 34 和伸缩液压缸 35 的回油直接进入 41A、41B 液压泵的吸油口。回转马达 45 回油直接进入液压泵 40 吸油口。避免液压泵吸空以提高液压泵的容积效率。为了满足闭式系统各油路循环油温不致过高和补偿泄漏损失,系统采用了一个流量较大的补油泵 39。它从油箱吸油,输出的油经 14、18、24 等相应单向阀向起升马达 42 和回转马达 45 油路补油以及向液压泵 40、41A、41B 进油口补油。液压泵 41A、41B 进油口压力由溢流阀 6 控制调定压力为 1.1M Pa,并限制油泵的补油压力。

图 2-2-8 LOKOMA 331N 型汽车起重机上车液系统

1、2-多路换向阀;3-换向阀;4-二位二通电磁阀;5-行程开关二位三通电磁卸荷阀;6、7、20-溢流阀;8-过载补油阀;9、19-溢流调速阀阀组;10-压力阀;11-阀组;12-双平衡阀组;13-起升液压马达制动器液控阀组;14、18-负压补油单向阀;15-平衡阀;16、17-单向阀;21-可双向调节节流阀;22-互通同步阀;23-单向可调节节流阀;24-单向阀;25-可调节流阀;26-液压油冷却器;27、28、29、30-滤油器;31-节流阀;32-回转液压马达制动器;33-起升液压马达制动器;34-变幅液压缸;35-伸缩液压缸;36-储能器;37-脚踏泵缸;38-变矩器补偿油泵;39-辅助供油泵;40-回转液压泵;41-起升、变幅、伸缩供油液压泵;42-起升液压马达;43-可调背压阀;44-变矩器;45-回转液压马达

下面分析各机构的油路:

(一)起升机构

起升机构由液压马达 42 驱动,可由泵 41A 或 41B 单独供油,也可由泵 41A 和 41B 合流供油以加快马达转速,提高起升速度。该机构由换向阀 1-1 和 2-2 操纵。在中位时泵 41A 和 41B 卸荷。当换向阀 1-1 和 2-2 右位工作时,液压泵 41A 和 41B 卸荷油路被切断,两泵的压力油通

过平衡阀 12 中的单向阀合流进入马达 42。在换向阀 1-1 控制的压力油进入马达 42 的同时,还有一股压力油经液控阀组中 13a 通过单向可调节流阀 23 的节流孔进入制动器 33 液压缸,使制动器松闸,于是马达转动。马达回油经换向阀 1-1 和 2-2 返回泵 41A 和 41B 进油口。通过阀 13a 的油不能全部进入制动器液压缸,有一部分油通过阀 13b 回油箱。也就是说在起升工况时制动器液压缸进油始终有个旁通油路。马达在起升中突然停止转动,阀 13a 在回位过程中总会有滞后的,制动器液压缸回油速度就会受到影响,制动器不能迅速制动,重物就会因短时间失去控制而下滑。由于起升工况时阀 13b 处于图示位置就可避免上述问题的产生。当起升机构为下降工况时,换向阀 1-1 和 2-2 左位工作,马达另一侧进油。在换向阀 2-2 所控制的压力油进入马达的同时,有一股油进入双向可调式节流阀 21 的可调节流孔推动双平衡阀 12 处于节流位置工作。马达回油通过该节流孔分别经换向阀返回泵 41A 和 41B 进油口。这时液控阀 13b 的控制油口与高压油路相通使阀 13b 在截止位置工作,将制动器液压缸旁通油路切断。制动器制动虽然略滞后也不会产生上述失控问题,因有双平衡阀 12 产生支承压力支持重物。重物下降速度决定于液压泵的供油量,由双平衡阀 12 和双向可调式节流阀 21 控制。当重物在重力作用下加速下降时,进油压力降低,于是双平衡阀 12 减小或关闭通道,回油量减少,马达 42 转速降低,进油压力升高,双平衡阀再次开大或打开通道,马达转速升高。由此可看出阀 12 是处于动态下工作,该阀芯在开或闭动作时,控制油都通过双向可调式节流阀 21,使其动作受到阻尼作用,因此动作平稳,不会突然开闭。事实上该阀处于动平衡状态,始终可保持马达进排油量相等,保持下降速度稳定。单向可调节流阀 23 是使马达 42 的制动器液压缸进油慢回油快,也就是使制动器松闸时间略滞后于马达的起动时间。单向阀 14 是控制马达 42 由补油泵 39 进行补油的单向补油阀。溢流调速阀组 9 的溢流阀 9a 是起升机构的既保证稳流又保证过载溢流或卸荷的阀。当起升高度达到极限位置时,控制该阀远控口油路的电磁阀 5-1 断电,电磁阀处于图示位置,溢流阀 9a 的远控口与回油路接通,变成卸荷阀,使进回油路相通,停止起升。溢流阀 9b 在急速过载时用以保护马达,使下降速度平稳。同时限制降落重物时压力不超过  $15\text{MPa}$ 。

## (二) 变幅机构

该起重机变幅机构由两个单作用柱塞式液压缸 34 驱动,由液压泵 41b 供油,由换向阀 1-2 操纵。换向阀 1-2 左位工作时,液压泵 41b 压力油经单向阀 17 进入变幅液压缸以举升臂架;换向阀 1-2 右位工作,同时电磁阀 4 通电换向至截止位置工作,将脚踏泵 37 与油箱 36 通路切断。踩脚踏泵 37 活塞向单向阀组 17 中的液控单向阀提供压力油,将液控单向阀打开,在自重作用下液压缸 34 的柱塞缩回,油液经液控单向阀和换向阀通过可调背压阀 43 回油箱,臂架降落。下降速度完全由操作者通过操纵脚踏泵 37 控制。控制油路中的油从压力油箱 36 补充。

在两个变幅液压缸的进油口用一根油管将两个互通阀 22 连接起来,以保证两个缸的同步。当其中一个液压缸外载荷增大时,使其外伸速度降低,缸内压力升高将进油口液控阀换向至截止位置,防止缸内压力油流向另一缸。

## (三) 伸缩机构

伸缩机构由两个双作用液压缸 35 驱动第一节活动臂并通过链条驱动第 2 节活动臂。相应第 3、4 节活动臂由另一组液压缸和链条驱动。伸缩油路由泵 41A 供油,由换向阀 2-1 操纵。当换向阀 2-1 左位工作时,泵 41A 的压力油通过平衡阀 15 中的单向阀经液控单向阀 16 进入液压缸 35 的大腔使活塞杆外伸。小腔的油通过换向阀 2-1 返回 41A 进油口。换向阀 2-1 右位工作时,泵 41A 的油直接进入液压缸 35 小腔,当小腔进油压力达到能打开压力阀 10 的调定值

时,阀 10 打开并使平衡阀 15 节流位置工作。同时打开液控单向阀 16。液压缸大腔的油才能通过液控单向阀 16、平衡阀 15 的节流孔、换向阀 2-1 而返回泵 41A 的进油口,活塞杆缩回。为使两缸同步,两液压缸的进油口装置两个互通阀 22 并用油管连接两进油口。先导式溢流阀 9 为伸缩机构行程限制阀。当伸缩机构伸出至极限位置时,行程开关使电磁阀 5-2 断电处于图示状态,将溢流阀 9 远控油路与回油路接通,变成卸荷,使进回油路相通停止伸缩。

此油路中平衡阀 15 的控制压力由压力阀 10 限制,使得该阀开启平稳。与压力阀 10 并联一个单向阀,保证平衡阀关闭迅速。

(四)回转油路

回转机构由液压马达 45 驱动,泵 40 供油,换向阀 3 操纵,组成一个独立的闭式油路。双向溢流阀组 8 在起动或制动时起缓冲及补油作用。单向阀 18 可在两个方向由补油泵 39 向马达 45 进行补油,以避免停车时由于惯性旋转造成马达吸空。该回转机构还装置了常闭式制动器,用弹簧力制动,用油压松闸,此种机构简单安全可靠。制动器液压缸的压力油用电磁阀 5-3 控制,当电磁阀 5-3 通电时该阀处于上位工作,将回油路与制动器液压缸的油路接通,用回油的背压(由溢流阀 6 保证的背压力)推动活塞压缩弹簧打开制动器。当电磁阀 5-3 断电处于图示位置,切断制动器液压缸回油通路,制动器油路与油箱接通,在弹簧作用下制动器闸紧回转机构。

节流阀 25 可使回转油路的热油有一部分(约 8L/m in)经该阀返回油箱进行散热。

从上面分析可知,25t 汽车式起重机液压系统的起升、回转可同时动作。低速起升时,也就是 41A、41B 不合流工况,变幅机构可同时动作。

该系统各油路都设有压力检查接头(图中 ~ L)供装接检测压力用。

图中先导式溢流阀如阀 9,其主阀与导阀是分开画出的。

发动机直接驱动液压泵 38,向变矩器补油。变矩器的入口压力由溢流阀 7 调定 0.8M Pa,变矩器的出口压力由溢流阀 20 调定 0.56M Pa。

常见故障及排除方法(表 2-2-2)

常见故障及排除方法		表 2-2-2
故 障	故 障 原 因 分 析	故 障 排 除
泵 不 出 油 或 出 油 不 足	1.所有泵不出油或出油不足。(1)发动机损坏或功率不足。(2)发动机与泵,变矩器连接的联轴器出毛病。2.与变矩器连接的泵 41A,41B 不出油或出油量不足(1)变矩器及其补油系统有故障。(2)泵 41A,41B 本身有毛病,如泄漏等。3.泵 38,39,40 不出油或出油不足(1)与发动机连接的联轴节,齿轮箱出毛病。(2)泵自身存在毛病,如泄漏等	检查发动机,变矩器及联轴器,并进行检修,更换。检查变矩器,重点检查调压阀及液力油量,检查泵自身是否泄漏严重。并进行检修或更换。检查联轴节,齿轮箱及泵并进行检修或更换
回 转 不 动 或 回 转 速 度 过 低	1.泵出油量少或无油。2.调压过低。3.换向阀 3 存在阀芯卡死或滑动不灵。4.过载补油阀 8 调压过低。5.液压马达 32 出毛病。6.制动器 45 失灵。7.油箱油量不足	检查回转回路各液压件是否调压适当,是否损坏或卡死,内泄情况,油液是否污染,加足等并进行检修,更换

续上表

故 障	故 障 原 因 分 析	故 障 排 除
伸 缩 臂 伸 缩 不 出 或 伸 出 速 度 过 慢	1.泵 41A 供油不足或不供油。2.调压阀压力过低。3.换向阀 2-1 内泄过大或阀芯卡住,动作不灵。4.限速平衡阀组(10,5 组成)出现毛病。5.同步阀(22,16)出现毛病。6.伸缩液压缸 35 出现内泄。7.油箱油量是否足够	检查伸缩回路内各液压元件是否存在内泄,阀芯卡死,弹簧失灵。油箱油量是否加足,是否受油污染或有杂质拉伤元件等,并进行相应维修或更换
变 幅 缸 动 作 失 灵	1.举升动臂无力,速度过慢。(1)泵 41B 故障,如内泄等。(2)换向阀 1-2 阀芯卡死或内泄过大。(3)液压缸 34 内泄。(4)同步阀 22 失灵。(5)调压阀压力调得不适当。(6)油量不足。2.动臂下降不了或速度失控。(1)泵 41B 故障,不供油,或供油不足。(2)换向阀 1-2 内泄或阀芯卡死。(3)电磁阀 4 失灵,使液控单向阀 17 打不开,缸不能回油。(4)背压阀 43 失灵	检查变幅举升回路各元件是否存在内泄,阀芯卡死及调压过低等现象,并进行维修及更换。加足油量。检查动臂下降回路各元件是否有毛病,如内泄,阀芯卡死,弹簧折断,电磁阀动作不了等,并进行相应维修或更换。
卷 扬 起 吊 回 路 失 灵,起吊无 力 或 无 动 作	1.泵 41A ,41B 含油供油失灵或无油供油出现。2.换向阀 2-2,1-1 合流控制,是否阀芯卡死或动作不灵或存在内泄等。3.控制阀如阀 9、12、13、21 及 23 等元件是否损坏或受污染,杂质影响。4.液压马达存在内泄或损坏。5.溢流阀调压是否适当。6.液压油内是否存在杂质,污染及油箱内是否符合要求。7.油温过高	检查变矩器与泵有否故障。检查阀芯与阀体配合情况。检查油液污染及元件内弹簧等是否符合要求。检查液压马达泄漏或损坏情况进行维修或更换。重新调整压力,检查油质,油量。否则加足油或更换油。检查油温,检查冷却器 26 是否起作用,否则进行维修或更换

### 三、NK800 型汽车式起重机液压系统

N K 800 型汽车式起重机最大起重量 80t(幅度 3.5m )。主臂长(5 节臂伸出时)44m ,副臂长 9.5 ~ 15m ,最大臂长为 59m 。主臂伸缩速度 0.18m / s。吊臂回转速度 0.16r/m in。钢丝绳绞升速度(主、副卷筒)高速时 108m / m in,低速时 54m / m in ,最大车速 55km / h。

全车分上车和下车两部分,分别由两台八缸 V 型四冲程水冷柴油发动机驱动。

主车发动机的最大功率为 193.8PS/ 2000r/m in (PS 米制马力的法文符号,它约等于 0.736kW ),最大转矩 800N · m / 1200r/m in。它驱动三个其轴串联的齿轮泵,将压力油供给三个不同的管路,其中一个管路通过三个其轴串联连接的分流增压器,又将压力油分成三路。这样便得到总数为五条压力油路,分别驱动上车的各执行机构回路。齿轮泵 1(300L / m in)通过三个分流增压器 5(75L / m in)、6(125L / m in)、7(100L / m in)将压力油分成三个回路,其中分流器 5 用于起重臂伸缩回路,并可作为起升卷扬回路加速之用;分流器 6 用于起重臂变幅回路;分流增压器 7 用于起重臂回转。齿轮泵 2(125L / m in)用于起升卷扬回路。齿轮泵 3(125L / m in)用于变幅、伸缩和起升卷扬的合流加速。

上车的变幅、回转、起升和伸缩四大机构中,变幅机构由两个前倾式液压缸控制变幅;回转机构由一个径向柱塞马达通过两级行星齿轮减速器带动一个小齿轮旋转,与固定不动的大齿圈啮合,进行回转,其上还装有盘式辅助制动器和机械锁定装置;起重臂由 1 节基本臂、4 节伸缩臂和 2 节副臂组成;起升机构由一个双斜盘轴向柱塞变量泵液压马达通过一个两级圆柱齿

轮减速器带动主、副卷筒转动,主、副转筒上均装有内涨式常开离合器和外抱式常闭制动器,并有棘轮锁定装置。

上车部分还有安全过载保护装置(ACS自动力矩限制器),它根据臂长、臂与地面仰角所调定的参考值与力矩的实际值进行比较,当实际值小于参考值时,绿灯亮,起重机可安全工作;当实际值与参考值相差5%时,蜂鸣器鸣音报警;当实际值达到参考值时,红灯亮,自动力矩限制器起作用,从而保证起重机的安全操作。

下车发动机的最大功率为282PS/2000r/min,最大扭矩为1030N·m/1200r/min。它同时又驱动两台液压泵,一台叶片泵为转向机构回路提供压力油,一台齿轮泵为支腿机构回路提供压力油。

现介绍一下上车液压系统各组成回路情况,如图2-2-9所示。

### (一)变幅回路

变幅液压缸33、35的动作由手动换向阀15控制。换向阀15位于下位时,液压缸外伸,工作压力由溢流阀19调定(28MPa);换向阀上位时,液压缸回缩,工作压力由溢流阀20调定(7MPa)。

轻载时,使换向阀67于下位,分流增压器6与泵3合流供液压油,液压缸外伸(起重臂仰起)速度加快,工作压力由溢流阀69限定(21MPa)。

在该回路中,设置液动二位二通阀32、34主要有以下几点作用:在液压缸伸缩时,使其动作平稳;在管路破裂时,闭锁液压缸,起安全保护作用;起两变幅液压缸的同步作用。

在变幅液压缸回缩(起重臂下落)时,为避免带载超速下降的失控现象,回路设置平衡阀29。

单向阀14、68是为避免换向时液压油倒流向液压泵而设置的。

### (二)回转回路

该机回转机构为全回转式,由径向柱塞式低速大扭矩液压马达28驱动。

液压马达的运转由分流增压器7供油及由手动换向阀17控制。平衡阀21主要有两个作用:一是在换向阀于中位时,与单向阀22、23一起起到制动闭锁油路作用;二是限制液压马达超速运转。

差压式过载溢流阀25、26起着起动时平稳和制动时缓冲补油之作用。

在换向阀的回油路上,设有节流阀和溢流阀构成的背压阀16,是径向柱塞式液压马达在结构上的要求。

回转工作压力由溢流阀8调定(21MPa)。

### (三)起升回路

起升回路具有四种调速方式:通过定量泵2、变量马达83实现容积调速;

通过控制手动五位六通换向阀56实现无级节流调速,从而得到良好的微调性能;

通过泵2、泵3和增压器5的合流供压力油,实现有级调速,提高轻载起升速度;

通过变量液压马达本身的斜盘角度变化,实现两级容积调速。后者调速方式是通过控制液压缸82实现的。若液控阀81于左位工作(阀76上位,74下位时),由蓄能器77来的压力油便充满控制液压缸的左右两工作腔,在压差作用下,活塞杆右移至右极限位置,使液压马达斜盘角度变化至最小位置,液压马达高速运转;当外负载增大时,液压马达进油压力增大,液动二位三通阀81右位工作,控制液压缸82左腔卸压,活塞杆左移至极限位置时,斜盘角度变化至最大位置,液压马达低速运转。这就是该液压马达两级容积调速的过程。

为保证液压马达由低速过渡到高速比较迅速或由高速过渡到低速比较平稳,在控制液压缸大腔的进油路上设置了节流阀 75 和单向阀 73。

平衡阀 79 用以避免重物下降时发生超速现象,可以限速;在液压管路破裂时,锁定液压马达。阀 80 为过载补油阀。

在起升机构中,有主、副两个卷筒,由同一马达驱动。主、副卷筒上都分别设有离合器和制动器。制动器液压操作缸为 47 和 48;离合器液压缸为 49 和 50。当各液压缸无杆腔不通液压油时,离合器脱开、制动器由弹簧抱闸。

在起升重物时,进油路中的压力油通过梭阀 71 控制油路推压先导阀 38 于上位,从而将蓄能器 77 中的压力油引至离合器与制动器回路,然后变换手控阀 36(或 37),使主卷筒(或副卷筒)离合器接合,制动器抱闸。

脚踏泵 39、40 为助力装置用以实现自由落钩。液控阀 41、42 为液压助力装置供油二位三通液动阀。

在制动器液压缸的进油路上,设置有并联着的单向阀与节流阀,它起着滞后松闸、迅速抱闸的作用。

由上述可看出,液压马达两级容积调速回路与离合器、制动器回路所需要的压力油均来自蓄能器 77。该蓄能器中的预加压力为  $6\text{M Pa}$ ,最低工作压力为  $8.4\text{M Pa}$ ,最高工作压力为  $12\text{M Pa}$ ;它的蓄压与液压马达的工作是交替进行的,工作压力油靠液压泵 2 提供。

单向阀 61 用于给蓄能器保压。液控阀 57 是控制起升回路起升、下降工况工作时或不工作时向蓄能器不供油或供油的二位二通液控阀。

液控二位三通阀 76、38 由换向阀 56 来油,通过梭阀 71 控制动作。

滤清器用以保证制动器、离合器回路及调速回路对液压油的精度要求。

压力继电器 78 在蓄能器压力低于  $8.4\text{M Pa}$  时,通电报信。

起升调定压力为  $24\text{M Pa}$ ,下降调定压力为  $12\text{M Pa}$ 。

#### (四)伸缩回路

该起重机的伸缩机构由 1 节基本臂和 4 节活动臂共为 5 节箱形伸缩臂组成。它采用全液压伸缩方式,由 4 个双作用液压缸分别驱动 4 节活动臂的伸缩。

伸缩回路由液压泵 1 的增压器 5 和泵 3(合流泵)供油、换向阀 62 操纵。因设有单向阀 65,保证轻载合流,压力由阀 69 调定为  $21\text{M Pa}$ ;重载不合流,压力由阀 64 调定为  $24.5\text{M Pa}$ 。液控二位二通阀 66 则保证缩臂时不能合流,以实现限速之目的。

伸缩时,液压缸 110、111、112 三缸可同步动作,另外通过操纵手控阀 100、101、102 可实现三液压缸的单独动作(实际上是动作那个控制阀,那个液压缸不动作)。三液压缸外伸时速度相同(由分流器保证)。在液压缸回缩时,各液压缸有杆腔压力相同,故平衡阀 115、116、117 的阀芯开口量也相同,但由于各液压缸承受的负载量不同,则各液压缸无杆腔中的油压不同,从而各缸回油速度不同,造成同步误差。为了清除这种误差,在承载较大的 110、111 两液压缸回油回路上设置了单向节流阀 106 和 104。我们知道,节流口的流量与节流口前后压差及通流面积有着一定的函数关系,要使两液压缸在不同压差的情况下保持回油量相同,只要使两节流口分别具有一定的大小即可。

第四液压缸 113 是单独动作的。其操作过程如下:伸臂时,先使电磁阀 99 工作,目的可让二位三通液动阀 103 换至右位。再按下先导阀 100、102、101,目的使二位三通液动阀 95、96、97 也换至右位。这样,由分流器 84、85 来的压力油经液动阀 95、96、103 的右位(阀 97 不参与合



流),通过平衡阀 114 的单向阀即进入第四缸 113 的大腔,使其伸出。由于来油是分流器 84、85 的合流供油,所以第四缸的外伸速度可提高一倍。同理,缩臂时,该缸大腔回油,也一定要同上一样,先把上述各二位三通液动阀操纵至右位,回油经各阀后经分流器回油。也可直接通过操作先导阀 94 后,使溢流阀 93 远控口接通油箱后,让回油经单向阀 87、88、89、溢流阀 93 至油箱。

单向阀 90、91、92 主要用于补油用。

在起重臂回缩工况的进油路上,设置单向溢流调速阀组 72,起着稳定流量和平稳回缩的作用。双单向阀组(单向阀 109、108)起到回油时有背压(与阀组 72 中节流阀配合)、进油时可保压防倒流作用。

紧靠油缸设置的四个平衡阀可避免每一个油缸回缩时发生超速现象;另外在管路破裂时还可锁定油缸起安全作用。

臂架伸缩压力调整值为 24M Pa。

其它有关液压元件的作用:

针阀 130 和压力表 131 用于测量各液压回油的压力值。打开那个针阀,即可从压力表上读出该液压回路的压力值。

为了保证液压油能够在正常的温度范围内(30 ~ 70 )工作,在回油路上并联有一个片式风冷散热器 52。当液压油的温度高于正常使用温度(70 )

或在夏季工作时,可打开手动闸阀 127,使液压油经散热器回油箱。冬季可将闸阀 127 关闭,使液压油直接流回油箱。

脚踏泵缸 118、119 分别辅助控制发动机的油门和气门。控制气门之目的,是为了在冷车启动时,顶开气门,以减小气缸内的压缩阻力,辅助发动机启动。

闸阀 129 为放油阀。

电磁阀 11 由 ACS 自动力矩限制器控制,当有超负荷时,它通电控制溢流阀 19、55、64、69 的远控口,使它们接通油箱,液压回路卸压。从而起到了限制力矩的安全保护作用。

N K 800 全液压起重机常见故障与排除方法(表 2-2-3)。

NK800 全液压起重机常见故障与排除			表 2-2-3
故 障	原 因	排 除 措 施	
起 重 机 不动作	取力器未挂上; 油泵驱动装置损坏; 发动机转速低; 储油箱油量不足; 油泵排油压力低; 油泵安全阀设定压力低; 换向阀不良	检查气压、电磁阀、取力器及其指示灯; 检查油泵驱动轴; 检查发动机及油门装置; 加油达规定液面; 检查液压泵; 检查调整安全阀; 检查是否汛油或卡滞	
液 压 泵 发出噪音	进油口吸入空气或管路堵塞; 油泵轴密封损坏而渗透入空气; 油泵固定螺栓松动; 液压油规格不符或太脏; 液压泵损坏	检查油箱液位及滤油器; 更换密封; 紧固; 更换适当液压油; 检修或更换	
供 油 压 力过低	油箱内液面太低; 安全阀调定压力过低; 油泵磨损严重; 油泵或轴承损坏; 泵体或端盖密封不良; 回路有泄漏或有空气	加注至规定液位; 重新调定至规定值; 检修或更换液压泵; 更换; 检修; 分段检测	

续上表

故 障	原 因	排 除 措 施
油 泵 过 热	油泵内磨损严重； 泵轴承过紧或损坏； 工作压力过高,超负荷工作时间长； 油液粘度不适或污染； 油箱油量不足或散热不良	合理或更换； 检修； 调整压力,减轻负荷； 更换适宜的液压油； 加足油量或检查冷却器
支 腿 不 动	锁定销未取； 供油压力过低； 支腿油缸内泄漏严重； 支腿液压锁工作不良	取出锁定销； 调整安全阀,检查液压泵； 检修支腿油缸； 检查及修理
支 腿 动 作 迟 缓	支腿梁被泥沙、砾石堵塞； 液压油粘度不适或污染； 控制阀或管路有泄漏； 支腿缸内漏； 供油压力不足	清理并润滑支腿梁； 更换粘度适宜的液压油； 检查并修理； 检修、更换密封； 调整安全阀或检查液压泵
支 腿 下 沉	支腿液压锁工作不良； 支腿垂直缸漏油	检修或更换； 检修并更换密封
回 转 机 构 工 作 不 良	转台锁仍锁固； 供油压力不足； 回转马达发生故障； 减速器发生故障； 回转轴承损坏或固定螺栓松动； 控制阀泄漏或卡住	释放转台锁； 检查并调整安全阀或油泵； 检修或更换； 检修或更换； 紧固或检修； 检修或更换
回 转 过 速	回转制动器发生故障； 减速器发生故障； 回转机构液压阀故障； 供油压力过高	检修并调整； 检修或更换； 检修或更换； 检查调整安全阀
吊 钩 不 能 自 由 降 落	卷筒制动未被释放； 离合器摩擦片未分离； 离合器控制阀式动力缸工作不良； 液压助力缸工作不良	检查并调整制动带； 检查并调整离合器衬片间隙； 检修或更换； 检修或更换
吊 钩 不 能 提 升	卷筒制动未释放； 供油压力不足； 卷筒离合器打滑； 离合器接合力不足； 卷扬马达发生故障； 卷扬减速器发生故障； 自动停止装置处于动作状态	调整制动带或检查动力缸； 检查调整安全阀、控制阀、液压泵； 检查清洗调整离合器摩擦衬片； 检查蓄能器、离合器控制阀及动力缸； 检修或更换； 检修或更换； 检查 ACS 系统及自停电电磁阀
吊 钩 不 能 下 降	卷筒制动未释放； 供油压力不足； 卷筒马达发生故障； 背压平衡阀发生故障； 卷扬减速器发生故障； ACS 处于动作状态	检查制动带或检查动力缸； 检查调整安全阀、控制阀、液压泵； 检修或更换； 检修或更换； 检修或更换； 检查 ACS 系统联动开关及电磁阀

续上表

故 障	原 因	排 除 措 施
吊 钩 不 能 空 中 停 留	卷筒制动器摩擦衬片磨损过大； 卷筒制动摩擦衬片有油脂； 背压平衡阀动作不良； 液压马达漏油量过多	调整或更换摩擦衬片； 清洗摩擦片； 检修或更换； 检修或更换
变 幅 缸 缩不回	背压平衡阀漏油； 变幅缸内漏严重； 供油压力不足	检修或更换； 检修或更换密封； 调整安全阀
变 幅 缸 伸不出	变幅缸内漏； 供油压力不足； ACS 系统处于动作状态	拆检变幅缸,更换密封件； 检查并调整安全阀、液压泵、控制阀； 检查 ACS 系统及自停电磁阀
变 幅 自 动缩缸	变幅缸内漏； 平衡阀发生故障； 油缸或管路等向外漏油	拆检变幅缸或更换密封件； 检查并修理； 检查并排除漏油
臂 杆 伸 不出	伸缩缸内漏； 供油压力不足； 臂杆伸缩部分被卡住； 末节臂架伸出,钢丝绳断裂； 臂杆伸缩选择阀工作不良； ACS 系统处于动作状态	拆检油缸。更换密封； 检查安全阀、油泵及控制阀； 检查滑动板、臂杆弯曲等； 更换伸缩钢丝绳； 检查电磁阀及导线； 检查 ACS 系统及自停电磁阀
臂 杆 不 能缩回	伸缩缸锁紧阀工作不良； 臂杆缩回,钢丝绳断裂； 臂杆卡住； 选择阀工作不良； ACS 系统处于动作状态	检修； 更换； 检查臂杆、活塞杆及滑动杆； 检查电磁阀； 检查 ACS 系统及自停电磁阀
臂 杆 自 动缩回	伸缩缸内漏； 伸缩缸锁紧阀工作不良； 油缸或管路向外漏油	拆检并更换密封； 检修； 检修
臂 杆 伸 出时波动	伸缩液压回路油压不足； 臂杆润滑不良； 臂杆变形、卡住； 伸缩缸活塞杆弯曲； 伸缩液压回路中混入空气	检查安全阀、液压泵、控制阀； 润滑； 检查臂杆、调整滑动板； 拆检校正； 检查其管路并排气

#### 四、TG1500E 型汽车式起重机液压系统

TG—1500E 液压汽车起重机是日本多田野公司生产的一种特大型多节伸缩臂式起重机。最大起重量为 150t。主臂有 5 节,全伸出时长度为 45m；副臂有 2 节,全伸出时长度为 19m。较普通的汽车式起重机而言,它还增设了前支腿,这样可以承受部分前方载荷,实现全圆周 360°起吊。它还配备有微机控制的 AML (automatic moment limiter)系列全自动力矩限制器,可以避免在使用过程中发生翻倒或者折臂事故,增加了操作安全。

TG 1500E 型起重机分为上车和下车两部分。上车部分主要由上车动力系统、上车操纵室、

起升机构、主臂变幅机构、主臂伸缩机构、回转机构、上车液压系统和电控制系统组成。下车部分即底盘部分,主要由下车动力系统、传动系统、行走系统、油气悬挂系统、转向系统、行走系统和电液控制系统等组成。

TG 1500E 型汽车式液压起重机采用 6 桥传动,其中 1、4、5 桥为驱动桥,1、2、3、6 桥为转向桥。发动机动力通过 3 元件综合式液力变矩器、主变速器分别到达行走系统、转向系统及下车液压系统各部分。

现就下车、上车液压传动系统分别介绍如下。

### (一) 下车液压传动系统

下车液压系统总图如图 2-2-10 所示。它由液压支腿、转向及液压油气悬挂 3 个回路组成。系统属开式、3 泵、定量系统。两台主泵中,主泵 1 用于给液压转向系统供油,主泵 8 用于给液压支腿系统及油气悬挂系统供油,辅助泵 5 用于给液压转向回路补油用。

#### 支腿液压回路

全车共有前支腿、左前支腿、左后支腿、右前支腿及右后支腿等 5 个支腿。支腿液压缸为并联方式供油,故可实现液压支腿单独或同时伸缩动作。

支腿液压回路由液压泵 8,插装式电磁流量控制阀组 25,手动多路支腿换向控制阀 9,三位三通液控滑阀 10 及前、左前、左后、右前、右后等支腿伸缩油缸等组成。

插装式电磁流量阀 25 是一个阀组,在回路中是作为一个控制主油路流量之用。

它由 1 个插装阀和 1 个二位四通电磁阀组成。图示位置时,由于插装阀阀芯上腔控制油通过二位四通电磁阀,部分或全部流入液压油箱,从而使主泵 8 来的油部分或全部流回油箱,回路流量减少或全部回油;当电磁阀接通到右位工作时,插装阀不起作用,主泵来的油直接去支腿多路阀组 9。

支腿多路阀 9 是一个手动操纵的换向阀组,它由溢流阀 RV 5、手动换向阀(由 I、II、III、IV、V、VI 等各阀片组成)及液控单向阀组成。在回路中主要用于操纵控制前支腿、左前支腿、左后支腿、右前支腿、右后支腿等之用。

三位三通液动阀 10 与多路控制阀组 9 相邻接。它在各支腿伸出工况时,能自动处于上位工作,使各支腿过多的压力油能返回到主进油路中去;它在各支腿缩回工况时,能自动处于下位工作,从而使过多的来油能直接进入主回油路中去;只有在中位工作时,上下液控端均接回油路,保持阀的平衡。

下面介绍支腿回路工作情况

支腿油路不工作状态,如图 2-2-10 所示多路阀组 9 处中位状态,液压泵来油经中位回油。

支腿油路工作工况(伸出工况或缩回工况)

#### 1. 前支腿伸缩、缩回工况

##### (1) 前支腿伸出工况

多路控制阀 9 中的阀 I、阀 II 均处上位,由主泵 8 来的压力油分别进入阀 I、阀 II 上位后,进入前支腿 16 液压缸无杆腔(大腔)内,支腿伸出,有杆腔内的液压油经多路控制阀组 9 内的液控单向阀、阀 I 上位回油。

##### (2) 前支腿缩回工况

多路控制阀 9 中的阀 I 处下位,阀 III 仍处上位,这时由于前支腿液压缸 16 进、回油方向改变,通过多路控制阀组 9 内的液控单向阀 28 来油的有杆腔为进油腔,通过无杆腔端液控单向阀 11、阀 II 上位回油的无杆腔为回油腔,前支腿液压缸缩回。

## 2. 左、右支腿伸出、缩回工况

左、右各支腿液压缸分为水平支腿液压缸 14、15 和垂直支腿液压缸 12, 水平伸缩液压缸又分为第 1 节液压缸 15、第 2 节液压缸 14。由于左前、左后、右前、右后四个支腿液压缸为并联油路, 可以单独或同时操作伸缩, 其工作原理相同, 故仅以图示左后支腿为例进行介绍。

### (1) 左、右水平支腿的伸出工况

阀 I 处上位, 阀 IV 处下位, 液压油进入水平支腿的液压缸 15、14, 回油经多路阀组 9 内的液控单向阀、阀 I 上位回油, 水平支腿全伸出。

阀 I 处上位, 阀 IV 处上位, 液压油进入垂直支腿的液压缸 12 无杆腔, 其有杆腔的油同样经多路阀组 9 内的单向阀 17、阀 I 上位回油, 垂直支腿全伸出。

由上可知, 当水平支腿缸或垂直支腿缸伸出到位后, 压力油会很快增加, 这时达到一定压力的压力油同时会打开三位三通液动阀 10, 使之上位工作, 多余的及增压后的进油可立即返回进油路, 由进油路溢流阀(设在多路阀组 9 进油路上)进行溢流卸荷。

### (2) 左、右水平支腿的缩回工况

阀 I 处下位, 阀 IV 处下位, 由于供油方向改变, 水平支腿缸进、回油方向改变, 有杆腔进压力油, 无杆腔回油, 从而水平支腿缩回。

阀 I 处下位, 阀 IV 处上位, 同理垂直支腿缩回。

同理, 由于支腿缸缩回到位后进油路压力油压力继续升高, 达到一定压力的控制油使三位三通液动阀下位工作, 从而使增压的压力油可以卸荷。

## 转向液压回路

本车液压转向桥分别是 1、2、3、6 桥, 故转向缸有 4 对, 油路连接也是并联方式供油。

转向液压回路由主液压泵 1、辅助补油泵 5、稳流阀组 2、双泵合流阀组 3、转向组合阀 6 及转向液压缸 7 等组成。转向液压回路工作原理如下。

液压泵 1 向稳流阀组 2 供油, 经双泵合流阀组 3、单向阀 4 进入转向组合阀 6。

压力油首先由油口 1 进入转向组合阀 6。当转向组合阀内的三位四通阀处于中位时, 压力油回油箱, 显然转向液压缸不工作。当三位四通阀处于右位工作时, 压力油经油口 3 向各转向液压缸供油, 图示各对上面的液压缸缩回, 下面的转向液压缸伸出, 汽车起重机向右转; 同理, 当三位四通阀处于左位工作时, 压力油经油口 4 向转向液压缸供油, 汽车起重机就向左转。

转向组合液压阀 6 内, 设有行程终端限制器, 与汽车起重机的人工机械操作转向机构相连锁。当车辆转向盘向右转向时, 行程限制器也向右转动, 这时因上面的二位二通阀在左位工作, 使从油口 3 来的压力油截止。下面的二位二通阀在右位工作, 使双泵稳流阀中溢流阀的远控油通回油, 从而使转向油路卸荷, 右转向停止, 只有在转向盘继续向右转, 上述动作又重复。同理, 当车辆转向盘向左转, 上述动作又重复。可见行程终端限制器的设置, 起到车辆转向时的反馈装置的作用。

稳流阀组 2 是 1 个组合阀, 由 1 个二位三通液动阀、1 个可调节流阀及 2 个溢流阀组成。它是利用节流阀前后的压差来控制二位三通液动阀工作的。当节流阀前后压差不大时, 由液压泵 1 来的油液直接通过二位三通阀上位而工作; 当节流阀前后压差增大到一定值时, 节流阀前油液压力也增大到一定的值时, 二位三通液动阀处于下位工作, 进油被分流, 其中一部分压力油至回油路。这样, 不论外负荷或进油路压力如何变化, 转向油路均能保持一个稳定的压力油。稳流阀内的两个溢流阀作用, 它与双泵合流阀组 3 内的固定节流阀相配合, 起到液动阀上、下工作时两油路的溢流之作用。

双泵合流阀组 3 是由 1 个固定节流阀、2 个单向阀、1 个二位二通带压力继电器的电磁开关阀、1 个二位四通液动阀及 1 个溢流阀组成。阀组 3 的主要作用是在必要时可以使辅助泵 5 在转向回路需要时给予补油用。通常情况下,主泵 1 单独供油,辅助泵 5 不对转向油路供油。当出现主泵 1 供油流量不足时,二位四通阀弹簧端工作,使泵 1、泵 5 双泵合流工作,从而保证了转向油路稳定的油源。

### 液压悬挂回路

TG 1500E 汽车起重机的车架(或车身)与车桥(或车轮)之间的传力、减振是由油气悬挂系统的液压悬挂回路来实现的。

整车液压悬挂回路是由液压泵 8、多路换向阀组 9、悬挂控制阀组 18、悬挂液压缸 21(图上仅画出两对 4 个)、截止阀 22、单向节流阀 23、蓄能器 24 等组成。其回路工作原理如下:

当多路换向控制阀组 9 的阀 1 处下位时,阀组 18 通压力油。当手动二位三通换向阀处于右位,压力油进入分流阀组 27(阀组 27 由 4 个单向阀、2 个截止阀、2 个过载溢流阀等组成),通过阀内的 2 个单向阀后,直接进入 4 个悬挂控制缸 21 的大腔,悬挂缸两腔均有压力油(小腔与蓄能器 24 相通),悬挂系统工作。当手动二位三通阀处于左位,泵来的压力油不能进入回路,悬挂回路封闭,只有当打开分流阀组中的截止阀,此高压油方能经单向阀回油。

悬挂回路尚能通过自动控制实现车身悬挂自动调节。在每桥的两侧悬挂液压缸的液压油管上都装有压力传感器。当两侧车轮的中心不在同一水平面上时,压力传感器就会感应出压力差,感应出的信号通过 A/D 转换送到计算机系统,计算机系统再根据已有的程序对感应出的信号进行修正,并发出电信号到电气系统,再通过电信号控制悬挂液压缸动作,使液压悬挂油缸不断地自动伸缩调节,最终获得车身的水平。

### (二) 上车液压传动系统

TG 1500E 多田野汽车起重机上车液压系统,由重物起升、动臂变幅、上车回转、动臂伸缩、软管卷放以及配重装卸等液压回路组成。上车液压系统工作原理如图 2-2-11 所示。上车液压系统属开式多泵变量系统。主泵 P1、P2 为斜盘变量泵,P3 为定量齿轮泵。下面将各液压回路分别分析如下。

#### 起升液压回路

TG 1500E 型汽车式液压起重机起升液压回路有主起升(主吊重物之用)回路和副起升(作辅助性起吊之用)回路。

主起升液压回路由主泵 P1、P2、多路换向阀组 A、逻辑回油阀组 B、增速阀组 C、过载补油阀组 E、液压马达以及液压制动器等组成。现将其液压回路各种工况时的工作原理简介如下。

图示位置时,整个上车液压系统全不工作。液压泵 P1、P2、P3 即使在运转,也各自卸荷:P1、P2 泵来油分别经 UV1、UV2 阀远控口、单向阀组 O1、二位二通 SL1 电磁阀上位而卸荷;P3 泵来油则通过选择阀 D、回转换向阀 K 中位卸荷。

当换向阀 I 处于图示下位工作时,由液压泵 P2 来的液压油经阀 I 过载补油平衡阀组 E1 的单向阀进入液压马达,同时液压油经主起升回路的梭阀、主起升回路二位三通液控阀组 G1,松开主卷筒液压马达制动器(其压力油由蓄能器来),液压马达旋转。液压马达回油是经换向阀 I 下位实现。需要加速起升工况,可让增速阀 C 工作,例如使二位三通电磁阀 SL12 通电,电磁阀左位工作后,由 P1 泵来的控制油使三位四通液动阀下位工作,实现了两台主泵合流供油,起升加速。

当换向阀 I 处于图示上位时,由液压泵 P2 来的压力油可直接进入液压马达,液压马达反

向运转,其回油由平衡阀组 E1 实现。液压马达的松闸同起升工况原理一样,由进油路上的压力油通过梭阀、二位三通液动阀 G1 进控制油实现。下降工况也可实现合流供油以加速运转。同起升工况一样,加速选择合流是在速度选择阀处高速位实现的。当速度选择阀处于低速位时,增速阀 C 不工作,这时 SL10 电磁阀工作,P1 泵来油经 IV 阀、III 阀中位、L1 逻辑阀及 SL10 阀左位卸荷,这时只有 P2 泵单独工作。

平衡阀组 E 中尚有过载补油阀,其作用是:当旋转的液压马达突然因换向控制阀处中位不供油时,由于惯性作用,液压马达原进油侧将出现真空,原回油侧将出现高压,由于设有过载补油阀使液压马达的高压侧可实现卸载、真空低压侧可进行补油。

变量泵变量马达组成的容积调速系统,调速范围宽,且可根据不同的外负载情况组成多种容积调速。液压马达斜盘调节阀组 F,通过自控油自动操作二位三通电磁阀(起升速度高-低速选择开关)进行斜盘倾角的控制,以实现轻载高速、重载低速的要求。

副起升液压回路工作原理同主起升液压回路,它由换向阀 II 具体进行起升、下降工况的操作。

单向阀组 J 和减压阀组 H 是为蓄能器提供一定的经减压的压力油的。

#### 变幅液压回路

变幅机构是指在回转类起重机中,用来改变起吊后吊物中心线到起重机旋转中心间的幅度的。汽车式起重机幅度的改变有两种方法,一是通过吊臂俯仰角度来改变幅度值;一是通过吊臂伸缩长度来改变幅度值。一般变幅液压回路是指第一种通过吊臂俯仰角的改变的液压变幅机构回路。

TG 1500E 变幅机构液压回路是由液压泵 P1、P2、手动换向阀组 A 中的阀 IV、平衡阀 L、合流增速阀组 C 及两个变幅液压缸等组成。

当阀 IV 处于中位时(图示位置),P1、P2 泵来液压油不能进入变幅液压缸,变幅机构不能动作。

当阀 IV 处于下位时,液压泵来的液压油经阀 IV、平衡阀单向阀至变幅液压缸无杆腔,活塞杆伸出,动臂起仰。变幅缸有杆腔内的液压油经阀 IV 下位返回油箱。

当阀 IV 处上位时,进入阀 IV、变幅液压缸的来油改变方向,变幅液压缸带动动臂下降。

操作合流增速阀组 C 内的转换阀二位三通电磁阀 SL12,可实现 P1 泵和 P2 泵合流供油。

平衡阀 L 在变幅回路中起到限速下降、安全暂停、锁闭等作用。

#### 回转液压系统

TG 1500E 起重机为全回转式,其液压回路由 P3 泵、液压选择阀组 D、回转换向阀组 K、速度选择阀 Q 及液压马达组成。

当回转换向阀组 K 处于中位时,由 P3 泵来的压力油,因手动三位六通阀处于中位而直接回油箱,回转不能实现。

当操作手动三位六通阀处于上位时,由 P3 泵来的压力油,通过换向阀组 K、速度选择阀 Q 下位,为并联供应两液压马达旋转,实现低速大扭矩回转。

当手动换向阀组仍处于上位时,由 P3 泵来的压力油,通过换向阀组 K、速度选择阀 Q 上位,则为串联供应两液压回转马达,实现高速小扭矩回转。

RA、RB2 个过载阀在阀组内实现防止过载及惯性补油之作用。二位四通电磁阀 SL6 及 RC 阀联用,可以实现卸荷控制。

受 SL14 控制的二位四通液控阀是一个速度选择阀(或称双速阀),可以选择使液压马达

串联或并联供油用,从而实现高速或低速回转。液动阀的控制油由蓄能器提供。

操作手动三位六通阀处下位,则回转液压马达反转。

一对单向阀组 R,供液压回转马达作真空补油用。

液压马达的制动系统主要由二位三通电磁阀 SL13(制动器开关)、增压缸 M 及液压马达制动缸组成。制动控制油也由蓄能器提供。

#### 伸缩液压回路

臂架伸缩机构的作用是改变臂架长度,以获得所需要的起升高度和幅度。伸缩机构液压传动部分,称为伸缩液压回路。

伸缩液压回路由 P1 泵、P2 泵、多路阀 A 中的手动伸缩液压换向阀 III、流量分流器 N、伸缩控制阀组 S 及平衡阀、伸缩臂(其中由 1 节基本臂、4 节伸缩臂组成的主臂和由 2 节桁架式折臂组成的副臂,共 7 节臂 64m 长)等元件组成。

整机伸缩液压回路采用图示 1、2、3 节动臂同步伸缩与顶臂 4 单独操作的液压回路。下面就其伸出工况、缩回工况分别分析如下。

伸出工况油泵 P1 来油经手动伸缩换向阀 III 上位、控制阀组 Z 的二位四通液动阀下位、分流流量器 N,伸缩控制阀组 S、平衡阀、伸缩油缸 1、2、3 的无杆腔,有杆腔回油直接经快速接头、多路阀 A 的阀 III 上位回油箱,第 1、2、3 节动臂同步伸出。若还需要伸出顶臂 4 时,可操作 Z 阀组中的 SL5 电磁阀,使二位四通液动阀为上位工作,由换向阀 III 来的压力油可直接去 4 号液压伸缩油缸(即顶臂),顶臂伸出。

缩回工况要使全伸出的各节动臂缩回,使阀 III 处下位,液压油改变方向,顶臂首先开始缩回,当顶臂缩回后,动臂顶部检测开关切断 Z 阀组中的 SL5 电源,二位四通液动阀回位,图中的伸缩液压缸 1、2、3 三节伸缩臂可同时回油,同步缩回。

操作电磁阀 SL11 可实现 P1 泵与 P2 泵合流供油给伸缩回路,实现了快速伸缩的目的。

伸缩控制阀组 S:由 3 个二位二通电磁阀(SL2、SL3、SL4)、3 个梭阀、3 个逻辑压力阀、3 个单向阀、1 对双向单向阀、1 个单向节流阀、及 1 个溢流阀 RV 等组成。3 个电磁阀的通电与否,可决定对应伸缩缸是否伸出或中途停止,且任意 2 个电磁阀的通电,对应第 3 个电磁阀的伸缩液压缸就可以实现单独工作。逻辑阀与电磁阀联合应用是为了使该液压缸卸荷,当各缸收缩时尚可以实现真空补油。单向节流阀是保证图示第 1 节伸缩臂的快速伸出和缓慢缩回。

#### 软管卷放液压回路

由于起重机动臂在伸缩过程中,软管的长度不断发生变化,故需设置相应的软管的放收回路,以配合伸缩臂的动作需要。

软管卷筒装置一般由液压马达驱动卷筒而成,其液压回路由单向阀组 J、减压阀 H、液压马达组 W 及一对液压制动缸等组成。

动臂伸出时,软管是被强行拉出,此时卷筒液压马达相当于液压泵。不起作用。只有当动臂收缩时,液压马达才工作,驱动软管卷筒运转。

减压压力值一般稍大于制动缸的弹簧力锁定值即可。

#### 配重装卸液压回路

为了使起重机在工作时增加平稳性,车上装有平衡配重,为此而设置了配重装卸液压回路。

配重装卸液压回路设有竖向和横向装卸机构,竖向配重装卸又有左、右两部分液压回路。

配重装卸液压回路由液压油泵 P3、液压选择阀组 D、配重装卸换向阀组 Y、平衡阀及装卸



液压缸等组成。

当二位三通电磁阀 SL 7 通电,从蓄能器来的控制油经滤油器进入二位三通阀 SL 7 阀左端,使液动二位四通阀上位工作,由液压泵 P3 来的压力油就可经此阀后进入配重装卸换向阀 Y ,控制 Y 阀内各电磁阀,从而使阀组内竖向和横向配重装卸换向阀组的 II、III 阀有一定压力 (由定压阀 B 控制)的压力油供应,控制 SL 51、SL 52、SL 53、SL 54 及 SL 55,就可以实现横向和竖向各装卸缸的动作。

回路中最大压力同由压力阀 RV 设定。A 阀为压力阀,可为三位四通阀 I 提供控制用液压油 (例如,当 SL 52 通电,有控制油到阀 II 上位,给液控单向阀 F 控制油,使配重装卸卸荷)。E 阀是为阀 I 控制油定压的。

上车液压系统故障分析与排除方法(表 2-2-4)。

上车液压系统故障分析与排除方法

表 2-2-4

1.起重机不动作

故障现象	可 能 的 原 因	排 除 方 法
起 重 机 不 动 作	发动机转速过低	调整发动机转速到规定值
	油泵驱动装置损坏	检查、维修或更换
	油箱油面过低	添加液压油到规定值
	油泵不供油	检查泵的机械传动、是否吸空、是否污染
	油泵排油压力达不到要求,内泄漏严重	检查泵中柱塞与孔的磨损;检查配油盘与缸体是否漏油;看流量是否达到要求
	油泵起不动、卡滞	油泵是否吸空、安装是否正确,清洗油泵,必要时更换油泵
	发动机功率不足	检查发动机

2.起升机构工作不良

故障现象	可 能 的 原 因	排 除 方 法
不 能 起 升	起升马达有故障	检修或更换
	制动器未打开	电磁阀工作是否正常,调整制动油缸供油是否达到正常
	溢流阀调节压力过低	调整
	控制阀出故障	修理
	电系统出故障	修理
不 能 下 降	起升马达有问题	同上进行检查、修理、更换
	制动器未打开	
	电磁阀卡住关不上	
	平衡阀有故障	检查或更换

续上表

故障现象	可 能 的 原 因	排 除 方 法
下 降 不 平 稳	回路油路内有空气	排除、检查或更换
	平衡 阀工作不灵	排除、检查或更换
	随动 阀组不能正常工作	检查、检修或更换
重 物 在 空 中 不 能 停 滞	制动器摩擦衬片磨损过多	更换
	摩擦衬片摩擦系数过小	更换大摩擦系数的衬片
	平衡 阀工作不良	检查或更换
	马达泄漏量过大	更换、维修
起 升 速 度 慢 高 度 不 够	泵供有不足	检查液压泵
	蓄能器液压随动油缸工作不良	检查油缸是否磨损
	合流 阀位于低速位,或不能合流	检查、调整或维修、更换

### 3. 伸缩臂工作不正常

故障现象	可 能 的 原 因	排 除 方 法
臂 杆 伸 不 出 去	溢流 阀调节压力过低	调整
	伸缩缸磨损太大,内漏严重	修复或更换
	控制 阀内漏	检查
	臂杆内钢丝绳断裂	更换
	电 阀 门卡住	检查
1、2、3 号 臂 不 能 同 时 伸 缩	分流器不能分等量流量	检查维修或更换,检查发动机
	逻辑 阀故障	测定压力,检查发动机
	快速 接头有问题,有泄露	检查,更新调定
	各卷筒不能同时动作或钢丝被卡住,断了	检查或更新
臂 杆 缩 不 回 来	臂杆缩回,钢丝断裂	更换
	臂杆卡住	检查臂杆,活塞及密封件
	平横 阀出故障	修理,更换
	电 磁 阀卡死	修理,更换
臂 杆 有 回 缩 的 现 象	伸缩缸有内漏	检查,拆换内封件
	平横 阀工作不良	更换
	油缸内,外泄漏	重新密封或更换,修复,重组
臂 杆 伸 缩 不 平 稳 , 有 波 动	伸缩回路压力不足	检查溢流阀设定压力是否过低
	平横 阀工作不良	更换
	回路中有空气	排气,检查管路密封
	臂杆润滑不良	加润滑剂
	臂杆变形,弯曲,下滞	调整或更换
臂 杆 伸 缩 速 度 太 低	合流 阀工作失灵,合流供油失效	检查电磁阀是否正常工作状态,调整
	泄漏严重	检查密封或更换泄露严重的元件

### 4. 变幅机构工作不良

续上表

故障现象	可 能 的 原 因	排 除 方 法
不 能 变 幅	变幅油缸内漏	检查更换密封
	变幅系统供油压力过低	把溢流阀压力设定值提高
变 幅 不 平稳,空中 不能停滞	平衡阀工作不灵	检修或更换
	油缸内泄	检修或更换密封
	油路内泄	检修或更换元件

5. 回转机构工作不良

故障现象	可 能 的 原 因	排 除 方 法
不 能 回 转	回转马达出故障	检修马达
	回转制动器锁定	检修
	回转系统油压过低	调整溢流阀和油泵出油压力
	马达泄漏量严重	更换或检修
只 往 一 个 方 向 回 转	电磁控制阀失灵	检查、更换
	回转马达出故障	检查马达
	操作阀总成油路堵塞	清洗、疏通油路
	其中一个制动器有故障	检查制动器
回 转 速 度过快,回 转 不 平 稳 或 回 转 速 度过慢	供油压力不稳定,或高或低	检查调整安全阀、油泵压力
	过载阀工作失效	检修或更换
	补油阀工作失效	更换
	速度选择阀未在正确的设置状态	检查控制回路是否正常,设置正确的状态
	油路有空气	排除
	制动器工作不良	更换制动器

6. 软管卷筒工作不灵

故障现象	可 能 的 原 因	排 除 方 法
液 压 马 达 回 转 不 动或过缓	减压阀压力过低	调整压力值或更换减压阀
	马达有故障或内泄大	检修马达或更换

7. 配重回路工作不良

故障现象	可 能 的 原 因	排 除 方 法
不 能 起 吊 重 物 或 起 吊 时 不 平稳	左右配重系统油缸工作不良,或内泄,或磨损严重,或卡住	检修或更换
	平衡阀工作不良使油缸供油压力不足	更换
	有空气存在	排除空气
	换向阀工作不良,有泄漏或磨损严重	检修或更换
	供油压力及流量波动	检查供油泵

8. 液压泵工作存在故障

故障现象	可 能 的 原 因	排 除 方 法
液 压 泵 出现 噪音	油量不足	加油
	吸油管接头进气	修理
	安装螺栓松弛	拧紧
	液压油污染	过滤或换油
	传动轴振动	修理
	万向节磨损	更换
	液压泵故障	检查、更换

下车液压系统故障分析与排除方法

- 1. 起重机不动作。原因:发动机故障、泵故障、油量不足、泵转速不够、压力不足等。
- 2. 泵(1、5、8)压力不足。原因及排除： 溢流阀压力太低,应适当调整； 控制元件及执行元件泄漏,修理； 油不足或泵内泄漏,加油及检修。
- 3. 泵不排油或排油不足。原因及排除： 转速不够； 吸油不足； 吸油口漏气； 滤油器或吸油管堵塞； 油不足； 粘度太大吸油不畅； 粘度太小内泄太大。
- 4. 噪声。一般是流量压力剧变或脉动增大,发生气穴,机械振动等引起。原因有:空气进入、装配不良、零件磨损紧固松动等引起,采取相应的修理或换件。
- 5. 泵温过高。原因有:设计、装配、调整及使用不当造成、泵系统卸荷不当、流速太高、压力损失过大等因素。
- 6. 泵内泄漏。一般是零件加工、装配不当、使用不当及磨损严重等引起。
- 7. 液压缸常见故障与原因及排除。
  - 1) 推力不足或动作不灵。原因:内漏原因;缸筒加工不良原因;装配问题。
  - 2) 爬行。原因: 空气混入; 活塞杆与活塞不同心; 活塞杆弯曲; 缸筒生锈; 拉毛零件间隙过大。
  - 3) 冲击、振动。原因: 缓冲间隙过大; 运动密封过紧; 零件装配不良。
  - 4) 泄漏。
  - 5) 支腿油缸(14、15)。

支腿不能动作(压力偏低)。原因:a) 安全阀芯与其阀座夹住液压油中的夹杂物,形成液压油旁通现象,或者因夹住杂物而阀座受到损伤。排除:分解以后加以修理或更换;b) 安全阀的调整螺钉松弛。排除:拧紧一下螺钉,如发现处于松弛状态时,应重新调整安全阀的预定压力值,然后牢固的拧紧防松螺母;c) 辅助阀与其阀座夹住液压油中的夹杂物,形成液压油旁通现象,或因夹杂物而阀座受到损伤,分解以后修理或更换;d) 柱塞滑阀的移动量达不到所规定的行程值,修理或更换;e) 因液压泵受到损伤而不能排出所规定的排油量,要检查泵或液压油; f) 缸泄漏。

支腿不能动作(压力正常):a) 发生过载现象;b) 在液压回路外部的相联机构发生较大的机械性阻力;c) 液压回路被较大的夹杂物所堵塞,或者因配管弯曲而发生较大的阻力;d) 柱塞滑阀的移动量达不到所规定的行程值。

- 6) 悬挂活塞缸(21)与转向油缸(7)。
  - 产生爬行或速度不均匀。a)缸内混入气体,打开排气阀,快速使缸运动排气,设排气阀;
  - b) 活塞杆与活塞轴误差应在 0.04m m 范围内;c) 活塞杆局部产生弯曲,应校正;d) 密封圈压得

过紧或过松,要保证松紧合适,能从力推动而行车时无漏油;e)安装梯度低,其平行度、垂直度应在使用范围内;f)缸内锈蚀或拉毛轻微时,修去锈斑和毛刺,严重时要经过镗床加工;g)杆端螺母拧得太紧,使活塞杆产生变形。

活塞杆或缸不能运动。a)生锈;b)“O”形密封圈老化,失效,内泄严重;c)缸内精度差,表面粗糙或损坏,使内泄增大,修复或更换;d)脏物进入润滑零件,拆洗,必要时更换油液;e)缸端密封圈损坏,更换;f)缸装配质量差,重新装配和安装,不合格零件应更换。

推力不足,工作速度慢。a)缸孔与活塞配合间隙太小,或开槽太浅使“O”形密封圈形成阻力太大,重新配制间隙,车深开槽;b)缸体与活塞间隙太大,使活塞面高低压互通,重新配制活塞;c)活塞杆弯曲,校正,全长在0.2mm 范围内;d)端面内密封圈压得太紧,适当放松压紧螺钉,以不泄漏为限;e)系统泄漏造成压力和流量不足;f)缸油管因装配不良被压偏,更换油管,且避免再次出现压偏;g)系统压力调整过低,调整溢流阀系统压力在规定的范围内;h)油温过高,超过油温规定值时,应使系统冷却后再进行工作。

外泄漏严重。a)活塞杆泄漏,密封件磨损引起的泄漏,密封橡胶压缩后永久性变形引起泄漏,密封件外杂质的进入引起的泄漏,错误的采用气缸用的密封圈;b)缸筒与端盖接合部分的外泄漏,螺栓紧固方式,在端面密封方式中螺栓紧固不良,产生泄漏;c)液压缸进油口引起的泄漏,这主要原因是因进油或工作中的振动而引起的管口松动所致,需要拧紧。

## 7) 液压阀的故障与排除

### (1) 单向阀:

a.不能起单向控制作用。密封不良,调换缸球或配研; 阀芯被卡住,配合间隙太小,被锈蚀、拉毛或污物堵塞,则应研配、清洗等; 弹簧断裂,更换。

b.液控单向阀不起互通作用。油压不足,适当提高油压; 弹簧太硬阀芯打不开,更换弹簧; 液控口漏装“O”形密封圈或其损坏使液压油泄漏,更换。

### (2) 换向阀:

a.电器故障。 电器线路故障:a)线路被拉断,电磁铁不通电无控制信号,更换电线;b)电极焊接不良,接头松脱,重新焊接;c)电压太低或不稳定,稳定电压。 电磁铁线圈发热至烧毁:a)线圈绝缘不良,产生漏电,更换;b)电磁铁铁心不合格吸不住,更换;c)推杆过长,电磁铁铁心不能吸到位;d)电磁铁在高频下工作,铁心干摩擦而引起发热膨胀,使铁心卡死,更换。

b.机械故障。 电磁换向阀动作不灵:a)阀芯与阀体孔配合间隙太小;b)阀芯或阀孔几何精度差,移动时有卡死现象;c)弹簧太硬或太软,太硬行程不足,太软阀芯不能复位;d)连接螺钉紧固不良,使阀孔变形。 油温过高,使零件变形,产生卡死现象。 油年度太高使阀芯运动不灵活。 油过脏,使阀芯被卡住。

c.液动换向阀动作不灵。其阀芯及油问题同上述基本相同,下面主要介绍控制管理故障。

控制管路电磁阀出故障; 控制管路被堵塞; 控制阀盖处漏油; 滑阀回油腔一端节流阀调节过小或堵死。

### (3) 溢流阀:

a.系统无压力。 油液过脏阻尼孔堵塞,换油清洗; 滑阀弹簧断裂或弯曲,更换; 滑阀在开启位置被卡死,一般为拉毛、锈蚀所致; 先导阀弹簧拆断; 先导阀主体阀损坏; 进出油装反; 液控口直通油箱。

b.压力波动大。 滑阀拉毛或弯曲变形; 油液不清洁,使阻尼孔时堵时通; 阻尼空位太小,阻尼作用差; 液压系统中存在空气; 锥阀破损与阀座配合不好,磨损不均匀; 弹簧

变形或太软,使滑阀难以复位; 调节压力的螺钉由于锁紧螺母松动而使压力变动; 液压泵压力和流量波动引起。

c. 噪声。 滑阀与阀体孔的配合差引起泄漏; 配合间隙小,运动不灵活; 调压弹簧弯曲变形; 锁紧螺母锁紧松动; 接触不良; 液压泵进油不畅,供油不足; 阀回油管回油不畅。

d. 泄漏严重。 配合间隙过大; 密封件损坏; 锥阀与阀座接触不良或磨损严重; 阀盖与阀体孔配合间隙过大; 接合面处纸质垫被冲破; 各连接处螺钉未紧固。

(4) 节流阀:

油液太脏,节流口被堵塞; 节流阀和阀体孔的配合间隙过大,泄漏严重; 减压阀阀芯与阀体孔精度差或间隙太小,使阀芯在关闭位置上卡死; 减压阀弹簧弯曲变形使阀芯被卡住; 节流阀阀芯与阀体配合间隙太小或锈蚀,不能转动。

8) 辅助元件故障

(1) 油箱。 油箱应保证有一定的有效容积; 在工作时,油箱内油液能保持适当高度,切忌滤油器漏在油箱之外; 油箱的位置距离泵的高度应适当,如泵的自吸性不好,可抬高油箱。

(2) 蓄能器。 工作温度要在 20~70 范围之内; 空气压力为油液最低工作压力的 60%~70%,允许工作压力为 3.5~32M Pa; 安装应垂直安装(油口向下),且尽可能安装在振源附近。

(3) 滤油器。其故障一般都是堵塞,注意应在吸油管上安装粗滤油器,在回油管和中间起保护作用的应安装细滤油器。油压不能超过起额定范围。

9) 液压油

在液压系统中故障 75% 由液压油污染引起。

(1) 液压油中固体颗粒危害最大,造成系统工作性能变坏,元件磨损密封体损坏,寿命缩短甚至产生破坏。

(2) 混入油中的水分会腐蚀元件,粘度变小,使油变质、结冰、油乳化等。

(3) 混入空气,引起气穴、气蚀、振动、噪声、响应变坏、爬行等。

10) 本液压系统常见故障与排除总结

(1) 液压系统发出噪声

原因与排除: 进油吸入空气或管路堵塞,检查油液位及滤清器;

油泵轴油封损坏而渗入空气,更换;

液压油规格不符或太脏,更换适当的液压油;

油泵固定螺钉松动,紧固;

液压泵损坏,检修或更换。

(2) 供油压力不足

原因及排除: 油箱内液面太低,加注至规定液位;

安全阀调定压力过低,重新调定到规定值;

油泵磨损严重,检修,更换;

油泵损坏或轴承损坏,更换;

泵体或端盖密封不良,检修;

回路有泄漏或有空气,分段检测。

(3) 油泵过热

原因及排除: 油泵内部磨损严重,修理或更换;

油泵轴承过紧或损坏,检修;  
工作压力过高,超负荷工作时间长,调定压力,减轻负荷;  
油液粘度不适,过污染,更换;  
油箱油量不足或散热不良,加足油量或检查油冷器。

#### (4)支腿不动

原因及排除: 锁定销未取,取出;  
供油压力过低,调整安全阀,检查泵;  
支腿油缸内泄,检修;  
支腿液压锁工作不良,检查及修理。

#### (5)支腿动作迟缓

原因及排除: 支腿梁被泥沙、砾石阻塞,清理检修;  
油粘度不适或污染,更换;  
控制阀或管路有泄漏,检修;  
支腿缸内漏,检修;  
供油压力不足,调整安全阀或检查液压泵。

#### (6)支腿下沉

原因及排除: 支腿液压锁工作不良,检修,更换;  
支腿垂直缸漏油,检修,换密封件。

#### (7)转向失灵

原因及排除: 换向阀卡死,清理或更换;  
换向阀内漏,换密封件;  
转向缸内漏,检修;  
转向缸卡死,换油,或检修换缸;  
转向行程限位器出现毛病,检修换件。

#### (8)悬挂油缸下沉

原因及排除: 悬挂液压锁工作不良,检修更换;  
悬挂油缸漏油,检修更换。

#### (9)悬挂油缸不动

原因及排除: 供油压力过低,检修更换液压泵、溢流阀等;  
油缸内漏严重,检修油缸;  
单向节流阀工作不良,检修;  
供油压力不足或无,检修。

### 液压汽车起重机的维修

#### (一)液压起重机的主要部件

**上部结构** 绝大多数液压汽车起重机的上部结构是由能作 360° 旋转的转台、驾驶室、臂架、吊具、配重以及液压系统所组成。大多数液压汽车起重机的上部结构还装有发动机。

**臂架旋转** 系统装在转台和底盘之间的大直径滚子轴承可保证转台在任意方向作 360° 的旋转。转台是借助油马达通过齿轮传动系统来驱动的。传动系统一般是由太阳齿轮和行星齿轮组成的,每分钟可使转台旋转几转。

**臂架起落系统** 臂架一般由两个(有时是一个)双作用推力油缸执行起落。在最常见的起

重机上,臂架可降落到水平位置以下,便于穿绳、安装副杆和进行维修。

**臂架伸缩系统** 双作用油缸多半安装在伸缩臂架的内部,但也有装在外部的。副臂架用机械动力控制,有时用机械和插销控制,也有时是用人工伸出,并用插销固定。

**液压吊升系统** 主(副)液压吊升系统必须确保荷载提升或下放的动力。动力来自油马达。吊升绞筒是油马达通过行星齿轮减速系统来驱动的。

**液压支腿伸缩系统** 为保证吊装作业中的稳定性,起重机的水平外伸横梁和可垂直升降的支腿的动力来源于双作用油缸。

## (二) 液压系统

**液压油** 液压油是液压起重机动力传递的介质,同时也是润滑系统的润滑剂。因此,正确选用液压油是确保起重机循环系统顺利作业和延长使用寿命的极为重要的保证。对液压油的要求主要有两项:

**抗磨性** 在液压油中加入抗磨添加剂。

**粘度** 采用一定粘度的液压油是为了在系统工作温度下确保油膜不破裂。

为保证最佳作业条件,适宜的液压油是:

曲轴箱油如果能满足美国石油研究院(A P L )M IL -L -2102C 使用标准的要求,曲轴箱油最为理想。

**抗磨液压油** 这类油型没有通用的标准,但必须满足 M IL -L -2104C 曲轴箱油的抗磨质量要求。

液压油在低温时粘度变大,流动性差,因此在起重机工作之前,必须空载预热。在整个液压系统温升还不足以保证充分润滑之前,应避免油泵高速动转。

液压油受到气、水或灰尘的污染,或在高温、高压的情况下,就会分解,甚至在正常使用的情况下,也会变质,防锈、防氧化和防泡沫的添加剂会失效。

遵守推荐的换油时间间隔和程序,在油分解之前就应将油排出液压系统,防止变质油损伤液压系统。

**排放和清洗** 不论何时需要换油,换油必须要有理由。如果只是因为粘度的原因,仅仅排放液压油箱中的油是不够的。因为大量的液压油是在液压系统内,特别是在油缸内。

如果是因为元件损坏致使金属屑或磨料进入液压系统而换油,则必须对系统进行全面检查,逐一清洗管路和可能受污染的元件。

专门清洗油是含清除污垢和凝结散落锈屑的化合物,粘度范围很宽。在液压系统换用正规油之前,可先使用这类油达 50h。并经常地检查和清洗过滤器。在换用正规油时,应防止正规油与清洗油的混合。

注意:清洗油缸时,可只拆卸回油管路。换上新的液压油以后,液压系统须作短时作业,然后重新检查油箱液面,补加已被油泵输入管路和元件内的液压油。

清洗程序:

1. 取放油箱排放塞堵。待油流停止排放后,稍停 3m in,待四壁上的油流下后排出。
2. 放回排放塞堵。向油箱添加燃油与液压油的 1 : 1 混合油。
3. 将起重机作全部液压动作几次,然后将吊臂收位。
4. 取下油箱排放塞堵,彻底排放、清洗,然后重新放回排放塞堵,重新将油箱注满清洁的液压油。

**油泵的检查** 油泵检查可分为外观检查和功能检查,外观检查即要检查油泵有元损伤、锈



蚀、漏油,零件有无松动或失落,油泵是否正确安装。功能检查则要检查油泵压力、流量等。检查程序如下:

1. 检查油泵是否漏油
- 1) 将发动机转速增至推荐的转速,并断续增压 3 分钟左右。
- 2) 将发动机转速减至空转转速,并运转 5 分钟左右。
- 3) 关闭发动机,检查油泵是否漏油。
- 4) 检查油泵供油量。
2. 检查油泵供油量
- 1) 在油泵的工作(输出)段拆卸压力油管。
- 2) 在拆卸压力油管处,接装流量表。
- 3) 起动起重机上的发动机,将转速调整到推荐的转速。
- 4) 对照油泵技术规格中规定的转速检查流量表上的读数。
- 5) 发动机减速至空转转速:关闭发动机,对油泵的其他工作段重复上述程序。
- 6) 油泵的故障与排除,见表 2-2-5。

油泵故障及其排除方法

表 2-2-5

故 障	可 能 的 原 因	排 除 方 法
油 泵 不 能 供 油	联轴器或轴裂或脱开	检查泵传动是否正常,如果传动轴断裂或联轴器损坏,则须将之卸下修理,或在必要时更换
	油箱至油泵的供油管路破裂或堵塞。吸油管内进气。油泵不能起动	清洗、修理,或在必要时更换管路。检查所有管路是否紧固,歧管有无开裂,安装是否正确
	油泵内部污染	修理或更换油泵。排放、清洗或用推荐的润滑油重新加注系统
增 压 过 高	系统泄荷阀设定值过高	采用精确的压力表,调整系统的卸荷阀
	泵至控制阀间的管路堵塞	清洗、修理,或在必要时更换管路
泵 噪 声 (油箱内伴有泡沫)	吸油管内进气	检查所有管路是否紧固,坡管是否开裂,安装是否正确。紧固、修理,或在必要时更换部件。油箱内油面必须加足到油尺上的高度标记

- 油泵的拆卸
1. 将吸油管路由油泵上拆下,封堵管路两端和开口。
2. 将压力管路做好标记,由油泵上拆下,封堵管路两端和开口。注意:由传动箱上拆卸油泵时,应尽可能使油泵保持水平,防止损伤键槽。
3. 卸下在传动箱上固定泵用的螺栓和垫片;卸下油泵并封堵开口。在拆卸和复装的过程中

不要直接钳夹或接触切削加工的表面。

为避免对新的或复装后的油泵产生可能的损伤,在起动油泵前应降低主溢流阀中的压力。当油泵在零压下传动 5min 左右后(所有操纵杆均居中间位置),调整卸荷阀的设定值。如有失误,就会使卸荷压力设定值过大,直接造成油泵的损坏。

### (三) 液压起重机的控制阀

各组控制阀通过杆与起重机驾驶室内的操纵柄连接。控制起重机各种动作的用油量。

**检查** 检查控制阀有无明显损坏、阀芯有无滞阻和漏油的迹象。如果在工作过程中,阀芯位于阀的中间位置时出现严重内漏。这可能是由阀芯和阀体工作段孔中间出现严重磨损,超过规定极限而引起的。如果存在这种情况,阀芯和阀体必须成对更换。

主溢流阀与控制阀总成。溢流阀体内的控制弹簧的压缩量控制着先导阀内的卸荷口的大小。当先导阀开启,液压油就会推开阀内的主阀阀芯,从而防止液压系统元件内的油压高于设定油压。

主溢流阀只能由熟练技术人员采用适当的设备进行调整。

如果液压阀出现严重滴漏,应立即将起重机停下及时进行修理。

外漏有时出现在管接头和密封处。阀芯漏油容易发现,因为阀芯容易磨损。压力过高会损坏密封,阀芯上存积污物和残存油漆也会擦伤密封。密封损坏后应立即更换。

安装表面翘曲不平可损坏总成件,从而引起漏油。为了检查阀有无损坏,可稍将安装螺栓放松。当将螺栓略作逆转时,若漏油现象减轻,则便可查知漏油是安装表面不平引起的。为了消除这一情况,可将阀组成水平面加衬垫,然后将安装螺栓重新拧紧。

元件工作效率降低说明控制该元件的压力阀已失灵。如果预先检查表明,供给工作阀组的油量充足,压力阀调整正确,各元件又无损坏,则下一步可检查阀的零件是否擦伤或磨损。

**污染造成的擦伤** 污染是液压系统中的头号问题,显明的后果是造成阀的零件的擦伤。灰尘造成的外部污染或零件腐蚀或液压油的氧化造成的内部污染均会划伤或严重磨损阀中的零件。损坏零件必须及时更换。

阀孔有无被锈蚀也应检查。因为锈铁或积垢会阻碍阀芯的自由滑动,使其偏离实际中心位置。

系统压力过大会使阀产生内、外滴漏,或产生噪声。因此溢流阀应由熟练的技术人员采用适当的设备进行调整甚为必要。

**阀芯粘滞的原因** 阻滞阀芯运动或干扰阀芯动作的常见原因是系统过热、超压、油污染或变质,或安装扭曲。当原因是液压油变质或污染时,系统应进行清洗并重新加注清洁的油。当原因是阀严重擦伤时,应将阀拆开进行修理。当原因是安装底板不平或因机械损坏而变形发生安装扭曲时,则应加垫片找平。

表 2-2-6 所列为起重机换向控制阀组总成的故障及其排除方法。

**安全阀故障的原因** 绝大多数控制阀的结构中都附设有必要的卸荷安全阀。

如经最初压力检查表明,安全阀的压力设定值与规定的压力值不符,则需作调整。安全阀的调整只能由技术水平较高的维修人员来完成。

### (四) 液压系统过滤器

液压起重机液压系统的过滤器一般安装在油箱回油管路上。滤芯呈卷筒形,一般在起重机作业满第一个 50h 后进行更换。以后滤芯更换的时间间隔视液压起重机作业的环境而定。在正常气候条件下,滤芯宜在使用 200h 后进行更换。如果机械在非正常污染环境下作业,宜增加

滤芯的更换次数。

更换滤芯时,为避免液压油不必要的损失,应将外伸支腿伸出,将臂架升到最大角度并外伸。

- 1. 将排放塞堵由过滤器底部卸下,将残油排出并更换塞堵。
- 2. 将外壳与底座的紧固螺栓和垫圈卸下,取下外壳。如果发现滤芯十分脏污,则应将系统中的油排放、清洗并重新加注清洁的液压油。
- 3. 取出并扔掉脏的密封圈和过滤器芯。
- 4. 用软毛刷和清洁液压油和燃油的 1 : 1 混合油清洗外壳。
- 5. 安装外壳的新的密封圈和滤芯。

起重机换向控制阀总成的故障及排除方法 表 2-2-6

故 障	可 能 原 因	排 除 方 法
阀 芯 滞 粘	油温过高	消除管路或过滤系统中的任何阻塞物
	油内有灰尘	换油并清洗系统
	管接头过紧	检查转矩。按需要重新调整转矩
	阀因安装变扭	将阀拆开检查
	阀内压力过高(卸荷阀工作不正常)	检查进油管和工作口的压力
	手柄或联杆滞阻	放松联杆
	隔板弯曲	换阀
	复位弹簧损坏	换弹簧
	弹簧或阀盖滞阻	拧松阀盖,重新调整并重新拧紧
	阀未充分温升	留出系统的温升时间
密 封 渗 漏	密封上、下有残漆	拆下密封件并清洗
	回压过高	打开油箱或加大油箱管路的管径
	密封下面积灰	卸下清洗
	阀芯擦伤	换阀
	密封板松动	清洗并拧紧密封板
	密封件断裂或擦伤	更换失效的密封体
阀 芯 不 能 进 出	阀内积灰	清洗阀
	阀芯盖充满油	更换密封
	连接杆滞阻	放松连接杆
阀 芯 从 中 间 位 置 移 动 时 负 荷 下 降	压力阀内积灰	拆卸并清洗压力阀
	压力阀架或阀座擦伤	更换阀架或将其接在阀座上
液 压 系 统 工 作 效 率 下 降 或 失 灵	泵损坏	检查压力或更换泵
	溢流阀内有积灰	拆卸并清洗溢流阀
	溢流阀损坏	更换溢流阀

续上表

故 障	可 能 原 因	排 除 方 法
液 压 系 统 工 作 效 率 下 降 或 失 灵	油缸或油马达磨损	修理或更换损坏的零件
	负荷过大	减少负荷
	内阀断裂	换阀
	阀芯达不到全行程	检查运动情况和联接杆
	油箱内油面低	补加油。加满至油尺上的注满标记
	系统过滤器堵塞	清洗或更换滤芯
	管路堵塞	清洗管路,视需要清洗或更换

(五) 液压起重机的回转系统

典型液压起重机旋转系统包括油马达、液压制动器和机构制动器、转台齿轮箱和转台轴承。由安装在转台齿轮箱顶部的油马达驱动。通过起重机转台能使上部机构作 360° 的连续旋转。换向阀控制柄控制转台正、反旋转动作,踏板则是控制转台制动器动作。

转台齿轮箱 转台齿轮箱在工作每 2500h,或每 12 个月以后须放排、清洗和重新加油(齿轮油)。

表 2-2-7 所列为起重机旋转系统故障及排除方法。

转台轴承的内座圈可以用规定等级的 8 个螺栓固定在底盘上的安装板上。同样,转台轴承的外座圈也可用同等数量的螺栓固定在上部结构上。

值得推荐的是,在起重机最初作业 300h 以后,按需要应对螺栓连接进行检查和重新调整转矩。螺栓由于振动、冲击以及温度变化而发生松动。因此,在以后使用中对螺栓应每作业 500h 后进行定期检查。

注意:如所有的转台螺栓连接不能保持正确的固紧,则起重机就会损坏,甚至会造成人身伤亡。

反复调整转台螺栓的转矩可造成螺栓被拉长,如果螺栓不能保持正常的固紧,则可用相应等级和尺寸的新螺栓更换。

起重机的回转系统故障及排除方法
表 2-2-7

故 障	可 能 的 原 因	排 除 方 法
臂 架 在 各 个 方 向 的 回 转 作 业 失 常	卸荷阀损坏	更换卸荷阀
	发动机转速过低	重新调整或更换必要的零件
	液压油面低	将液压油加高到正确的液面
	控制杆居中位置不正确。转台轴承上的润滑剂不足	将控制杆徐徐推入中间位置,保持平衡的停止动作,正确润滑轴承
	机械未能找平	采用外伸支腿,找平机械
	油马达损坏	更换油马达
	严重超负荷	减少负荷
	液压软管或接头受阻或部分堵塞。油泵在转弯段内出现气穴	更换软管或接头
	转台螺栓扭矩不正确	均匀地重新调整转台螺栓的转矩
	上、下小齿轮轴轴承上预负荷过大	根据需要调整
	油马达螺栓拧紧,扭矩不正确	重新调整油马达螺栓,拧紧转矩
	回转套失灵	卸上回转套并做必要的修理
	油泵磨损或损坏	修理或更换损坏的零件

续上表

故 障	可 能 的 原 因	排 除 方 法
臂 架 只 在 一 个 方 向 上 回 转 作 业 失 灵	卸荷阀不工作	清洗、重新调整或更换卸荷阀
	起重机不平	找平
	由于连续极限回转,转台轴承失灵	将机械在两个方向回转 360 几次并润滑转台轴承
	软管或接头堵塞	更换软管或接头
	遥控转换调压阀失灵	更换转换调压阀
	转台小齿轮损坏	更换小齿轮
臂 架 在 任 何 方 向 都 不 能 回 转	溢流阀损坏	卸下、清洗并修理或更换溢流阀
	油马达损坏	修理或更换油马达
	油马达联轴器损坏	更换联轴器
	转台制动器不能正确释放	根据需要修理
	交换卸荷压力全失效	更换交换压力阀
	回转套发生内磨损	卸下回转套并修理
	油泵截面磨损或损坏	更换油泵截面
各 方 向 的 回 转 作 业 缓 慢	卸荷阀损坏	调整、修理或换阀
	转台制动器调整不正确	重新调整
	交换卸荷阀调整不正确	调整阀门
	转台轴承润滑不正确	按推荐规范润滑轴承
	软管和接头的安装尺寸不正确	参考制造厂的推荐规范调整
	液压软管或接头堵塞	清洗或更换损坏的零件
	输出轴轴承磨损或损坏	更换轴承
	外伸支腿选择开关损坏	修理或更换开关
	油马达磨损或损坏	修理或更换马达
	油泵磨损或损坏	修理或更换控制泵
当 转 台 控 制 杆 位 于 中 间 位 置 时 油 马 达 继 续 工 作	控制阀损坏或阀芯卡滞	修理或更换控制阀
油 马 达 回 转 方 向 错 误	油口连接不正确	改正油口连接
油 马 达 噪 声 较 大	系统内有空气	从循环的最高部位排除空气并重新加满油
	油马达失灵	修理或更换油马达

(六) 液压回转连接器(回转接头)

1. 卸下电气回转连接器。
2. 标记并拆卸连接液压回转连接器筒体的液压管路,封好管口和开口。
3. 卸下固定连接回转结构与转台的螺栓和垫圈。

4. 充分抽出回转连接器,由其底部卸下液压管路。

5. 由起重机上抽出液压回转连接器。

注意:凡需要拆卸液压回转连接器的维修,也应包括更换密封圈和卡环。按拆卸的次序排好报废的密封圈和卡环,以助新的密封圈和卡环的安装。安装时,应避免拉伸密封圈或擦伤密封圈和压盖表面。

检查 采用适当的溶剂清洗芯体和筒体并用压缩空气吹干。检查芯体和筒体有无刻痕和擦伤等。如果发现深度超过 0.12mm 的刻痕,则该装置应予更换。

#### 装配

1. 润滑芯体。

2. 在芯体上安装新的密封圈和卡环。

3. 将芯体轻轻插入筒体。

4. 安装顶板。

#### 安装

1. 按拆卸前做好的标记,将液压管路接入回转连接器的底部。

2. 用螺栓和垫圈将底板固定在转台上。

3. 将液压管路接入筒体。

4. 按照规程安装电气回转连接器。

功能检查 启动液压系统。旋转上部结构,并循环起动外伸支腿。观察外伸支腿工作是否正常。检查液压回转装置有无漏油。

#### (七) 液压伸缩臂架总成

多节伸缩臂架总成安装在转台上,包括臂架各节独立的嵌装套和臂架各节内部安装油缸。加有石墨的抗磨垫片减少伸缩过程中的摩擦,可调抗磨垫可保证臂架正确对中。

液压臂架的检查 目测每节臂架,检查润滑是否充足。观察伸出的臂架有无开裂、扭曲或其他损坏。定期检查臂架抗磨垫的严密程度。检查臂架端头上的滑轮稳定性和滑动情况。

臂架对中和维护 润滑臂架总成各部位上的垫片可使其保证对中。调整程序如下:

注意:外伸支腿必须正确外伸。

1. 彻底润滑臂架。

2. 调整侧边抗磨垫片,使其贴紧臂架各节。

注意:在对中过程中伸缩臂架时,若突然遇到障碍,应立即停止臂架移动,重新调整抗磨垫片,确保各臂节伸缩自如。

3. 伸、缩臂架。在各节臂节通过最宽部位的抗磨垫片时,检查最高的部位。

4. 收缩各节臂架,通过调整四周的抗磨垫片,对准杆节上的最高部位。

5. 旋拧调整螺钉,使其紧贴臂节,然后向外调整 1/8 圈。

6. 吊钩挂重(不得超过装吊能力)并将臂架全部伸出。检查臂架的侧偏情况。如果臂架向左偏,则可将左前方的可调抗磨垫片向里调整,左后方的抗磨片向外调整,继之以同样的方式调整其他臂节。右前方可调抗磨垫片向里调整,右后方垫片向外调整。

臂架拆卸顺序:

1. 伸出并设置好吊车外伸支腿。

2. 卸下吊钩组件并将钢丝绳卷回提升卷筒。

3. 徐徐起吊臂架,至露出得升油缸活塞杆端部的固定轴。确保臂充分收回。必须保证制动

或提升装置要以支撑臂架总成。

4. 制动或将臂架悬置。
5. 将提升装置挂接在提升油缸连接件的前后。
6. 插入软管卷轮制动销。
7. 标记并拆卸伸缩油缸的管路。盖封管路和开口。
8. 将臂架提升油缸作安全制动。稍有失误将会酿成人身事故。
9. 从固定轴的紧固件卸下有头螺钉和垫片,取下固定轴。
10. 开动液压系统,从连接件中取出提升油缸活塞杆端。
11. 卸下提升油缸的安全制动,放上提升油缸。
12. 卸下臂架角度指示器。注意:在进行前卸下全部液压动力机构。
13. 卸下枢轴。
14. 将臂架吊离其起重车,将臂架入下进行修理。

按相反的程序可进行液压臂架的安装。

注意;装复时装错任何一片在拆卸回转机构过程中取下的垫片,都会造成卡滞并损伤臂架枢轴。

**臂架起伏缸偏移的检查** 臂架起伏时,若液压起重机臂架有向下移位的倾向,则可以遵守下列检查程序,予以消除。

**平衡阀有泄漏**

1. 将臂架由水平位置起升大约 200mm。
2. 从平衡阀上卸下落杆循环管路。如果阀漏泄,则应重新接上液压管路,将臂架落下,并停止作业。
3. 检查密封有无损伤,检查阀门有无划痕磨损和有无外来杂质;修理并视需要更换。

**臂架只在一个起伏位置:**

- 1) 将臂架升到发生偏移的部位。
- 2) 从每个油缸上卸下落杆循环管路。
- 3) 检查有无漏泄,找出已损伤的油缸修理或视需要更换。

**臂架在所有角度均偏移:**

- 1) 将臂架由水平位置上升约 200mm。
- 2) 停止一切作业,从每一个提升油缸上拆卸落杆循环管路。
- 3) 将过量液压油由油嘴排出。如果液压油连续不断由油缸口排出,则说明油缸已损坏。需要修理或更换。

#### (八) 液压提升机构

标准的液压提升机构即为油马达驱动的绞车,由基座、传动机构和提升卷筒组成。初始传动和是终传动箱紧固在提升机构基座上,卷筒在滚动轴承内转动,轴承由卷筒任一端伸向传动箱内。制动器总成和油马达装在初始传动箱中。

**检查** 检查液压连接件和管路有无漏油迹痕,并检查一般的提升作业条件和提升机构安装螺栓的紧固程度。

**对准** 和提升机构安装应对准起重机臂架,这对于保持钢丝绳水平缠绕、最佳使用寿命以及避免提升机构轴承和齿轮箱负荷不平衡十分重要。对准调整是一项较为简单的工艺,所需设备极少。如果对准误差超过  $1/2^\circ$ ;必须立即做正确调整。

调整对准度的步骤:

1. 将臂架下放至水平位置。

2. 在提升卷筒顶端拉一条线,使其与卷筒轴线保持平行,其步骤如下:

采用米拉合金测针,紧对卷筒顶部的每个凸缘取 0 测点。注:如果不宜采用这种专用设备,也可采用钢直尺,紧贴两卷筒凸缘的切削加工内表面上,即取得足够的定心精度。

在提升机构卷筒凸缘之间划一条线,贯通其上的两个点,然后在线上取中间点。

3. 在杆节两端划一条线穿过臂节的顶部,垂直于其长度,然后在线上取蹭点。

4. 按下列步骤检查,提升机构是否正好垂直于臂架:

从外臂架中心线的一点用粉笔划一条线,穿过基杆中心线和卷筒中点。

拉一条线,正好对准通过提升卷筒中点的顶端。

利用量角器测量粉笔线和在提升机构上划的横线之间的角度。如果测定的角度超过  $90^\circ \pm 1/2$  误差,必须重新调整对准度。

5. 如果需要重新调整对准度,根据需要卸下提升机构安装螺栓和悬置的提升吊具,取得最小的角度误差。对于螺栓孔和止动楔可能需要试差位置。如果所有螺栓不能重新插入,或止动楔与接直线有误差,可稍许将螺栓孔加长成椭圆,或者用砂轮打磨安装销钉。特别注意避免校正过量,因为微量调整即可造成角度较大的改变。

提升机构的拆卸与安装

进行提升机构的维修,须按下列步骤拆卸:

1. 在开始拆卸提升机构以前,将全部钢丝绳放脱并由提升卷筒取下。

2. 将适当的吊具挂在提升机构上。

3. 标记并提升机构和提升机构油马达上拆卸液压管路。将提升机构吊离垫座卸下。

注意:需要拆解液压提升机构的任何维修应与更换密封垫和密封圈同时进行。

提升机构在完成必要的维修以后,应按照下列步序重新组装:

1. 采用相应的吊具将提升机构吊起,将其就位在安装板上。

2. 利用连接件在所需要的部位,将提升机构固定在安装架上。

3. 用塞尺在最终连接点,检查安装架和提升机构之间的间隙。如果需要可加垫片,取得水平的安装表面。

4. 将液压管路接在提升机构和提升马达上,注意各管路必须正确接入相应的管口(拆卸前做好标记)。

5. 从提升机构上卸下吊具。

6. 在提升机构上重新穿入钢丝绳。

7. 调整安装精度和必要的对准度。

提升机构的功能检查

1. 加负荷,通过沿直线提升、降落负荷对提升机构进行功能检查。

2. 检查制动系统的平衡度和有效作业情况。

3. 检查提升机构的液压元件和连接管线的紧密程度,杜绝滴漏。

(九) 液压软管绞盘

液压起重机软管绞盘系用于自动收存臂架伸油缸的液压软管的。软管绞盘总成的主要部件是绞盘、盘座、轮毂、弹簧和弹簧套。绞盘由内、外法兰和贯通中心的分隔板组成。弹簧套装在内法兰的外侧上,其中的弹簧在软管绞盘上保持固定张力。



检查 目视检查软管绞盘安装的严紧程度。随着臂架完全收缩,观察液压管路在绞盘上的回缠情况。

软管绞盘弹簧经绞盘左侧、中轴上的进油孔润滑。建议每作业 50h 润滑一次。随着臂架完全收缩,马达油在压力下喷入绞盘弹簧套内。弹簧宜浸泡在油内。

#### 拆卸步骤

1. 标记并从软管绞盘上拆卸液压软管,盖封管口和开口。
2. 插入软管绞盘制动销。
3. 标记并从伸缩油缸上拆卸液压软管,盖封管口和开口。
4. 卸下固定软管绞盘和支架的螺栓和垫片。

注意:由软管绞盘上卸取轴承时,注意避免损伤内座圈。由弹簧罩上提升绞盘时尤应注意。如果外罩损坏,弹簧扩张,切勿用手卸取弹簧!

#### (十) 液压外伸支腿

液压起重机外伸腿系统一般主要由控制盘、双套支架,伸缩臂、外伸油缸、垂直油缸和下落就位的液压悬臂外伸支腿组成。

液压起重机控制盘上的电气开关一般决定作业模式(外伸或收缩)和预定油缸的选择。

检查 目视检查外伸支腿架有无过多灰尘积存。认真观察伸出的支腿架的直线度和外伸支腿总成的一般情况。

1. 开动液压系统,稍稍伸出外伸腿,将提升装置挂接在臂架上。
2. 在外伸支腿套的对侧:
  - a) 卸下端盖。
  - b) 卸下轴和支腿套的固定螺钉,取出轴。
  - c) 卸下轴和支腿伸油缸的液压管路。盖封管口和开口。
3. 将相应的吊具挂接在外伸支腿架上。
4. 将支撑垫块置于架的附近。
5. 抽取外伸支腿架并放置在支撑垫块上。

当找出故障并排除后,基本上按与上述相反的步序重新装复液压臂。

#### 外伸支腿油缸的拆卸

1. 开动液压系统,稍稍外伸相应支腿,外露卸取固定杆和固定稍的部位。
2. 稍稍外伸相邻的支腿,外露拆卸相应支腿液压管线的部位。注意:先卸除液压动力设备。
3. 从外伸支腿套上卸下端板。
4. 标记并拆卸油缸的液压管路。盖封所有管口和开口。
5. 卸下外伸油缸的锚杆。
6. 从外伸支腿架上卸下外伸油缸。

#### 伸缩油缸的拆解

1. 从外伸油缸内排油。
2. 卸下固定连接端板和缸体的螺栓。特别注意拆取和放置油缸活塞杆。损伤缸杆表面会造成不必要的维修和开支。
3. 从缸体内抽取油缸活塞杆总成。盖封油缸缸体开口,防止灰尘污染。
4. 将油缸活塞固定,防止杆端移动;从缸杆上卸下活塞锁紧螺母。
5. 从缸杆上卸下活塞、隔片、杆头和端板。

6. 从活塞、杆头和端板上取下所有密封和密封环。装复时一律改换新密封和密封环。
7. 用溶剂清洗所有零件并用压缩空气吹干。检查所有零件的使用性能。
8. 零件砂磨并抛光后再次用溶剂清洗并用压缩空气吹干。

表 2-2-8 所列为外伸支腿故障及排除方法。

(十一) 电气系统

一般说来,液压起重机电气系统的动力由底盘上交流发电机和铅酸蓄电池供给。电气系统利用机械结构件作为接地电线,是单路的。通常,起重机的点火或起动机、仪器仪表指示灯、挡风板雨刷、预热器、外伸支腿和力矩指示器都是电气控制和驱动的。

电气系统的维修主要是指起重机的电气元件的维护,如保持蓄电池充电、定期检查对交流发电机的输出和调节电源变压器、更换交流发电机等。装有交流发电机的发动机的标准修理和调整亦适用于电气系统。

电气系统小维修包括修理或更换损坏的电线、开关、指示器和盘面指示灯等。必须更换时,宜检查标准的配线情况。

外伸支腿的故障及排除方法

表 2-2-8

故 障	可 能 原 因	排 除 方 法
外伸支腿的推力油缸操作迟缓或失常	卸荷阀损坏	卸下卸荷阀,清洗或更换
	液压油面低	重新注满至正确的液面
	电磁阀阀芯粘结	修理或更换阀芯
	电磁阀底板接地不正确	正确接地
	O 形密封圈损坏	更换 O 形密封圈
	换向开关失灵	清洗或更换开关
	滑环脏物或积垢	清洗或清除污垢
	连接电磁开关的电线损坏	更换电线
	换向器电刷弹簧无弹性	更换电刷弹簧
	外伸油缸(内部零件)损坏	卸下外伸油缸,视需要修理
	活塞杆弯曲	更换活塞杆和密封
	外伸支腿架上杂物过多	清理外伸支腿架
	外伸支腿架卡滞	修理或更换外伸支腿架
	分配阀损坏	修理或更换阀体
	电磁阀线圈损坏	更换线圈
	主油泵内有空气或存在气穴	更换或紧固软管和接头
	液压分配阀阀芯部分错位	拆解、清洗,将阀芯和阀座用细纱布抛光(水砂纸)
	电磁阀工作电压不足	电磁阀至少需要 9.5V 才能激磁。检查外伸支腿电线线路和发电机换向器
	活塞密封损坏	更换所有油缸的密封
	油泵零件磨损或损坏	修理或更换油泵零件

续上表

故 障	可 能 原 因	排 除 方 法
-----	---------	---------

机 械 行 走 时 液 压 缸 伸 出	油缸缸体擦伤	修理或更换伸出机构
	活塞断裂或损坏	更换活塞或所有油缸密封
	活塞杆上活塞松动	更换所有油缸密封件和拧紧活塞锁紧螺母
外 伸 支 腿 垂 直 油 缸 迟 缓 或 失 常	液压油面低	加油至正确的液面
	主卸荷阀损坏	修理或更换阀体
	平衡阀密封损坏	更换平衡阀密封件
	油缸活塞杆弯曲	更换油缸活塞杆和密封件
	外伸支腿套卡滞	修理或更换外伸支腿套
	O 形密封圈损坏	更换 O 形密封圈
	支腿臂上积垢	清洗支腿臂
	电磁阀阀芯卡滞	修理或更换阀芯
	电磁阀电线接线断路	修理或更换电线
	电刷弹簧弹力减弱	更换电刷弹簧
	换向器积垢	清洗换向器或排垢
	换向开关失灵	清洗或更换开关
	主油泵气穴	更换或紧固软管和接头
	油泵零件磨损或损坏	修理或更换油泵零件
千 斤 顶 油 缸 在 负 荷 下 收 缩	活塞密封损坏	更换所有油缸密封
	平衡阀损坏	更换阀总成
	油缸体擦伤	修理或更换油缸
	活塞断裂或损坏	更换活塞和油缸的所有密封
	缸杆上活塞松动	更换油缸所有密封,拧紧锁紧螺母
机 械 行 走 时 , 垂 直 油 缸 伸 出	活塞密封损坏	更换油缸所有密封
	油缸缸体擦伤	更换垂直油缸
	活塞断裂或损坏	更换活塞和密封
	油缸杆上活塞松动	更换密封和重新紧固
外 伸 支 腿 系 统 不 工 作	液压油面低	向系统补加液压油
	开关上的电线松动或断路	修理或更换电线
	管路或接头堵塞、破裂或松动	清洗、紧固或更换管路或接头
	卸荷阀损坏	修理或更换卸荷阀
	控制阀损坏	修理或更换控制阀
外 伸 支 腿 系 统 工 作 , 但 不 能 按 预 定 做 选 择 性 收 缩 外 伸 和 下 放	液压管路或接头堵塞、断裂或松动	清洗、紧固或更换管路或接头
	控制阀或电磁阀上电线松动或断路	修理或更换电线
	电磁阀损坏	修理或更换阀体
	控制阀损坏	更换控制阀
	油缸损坏	修理或更换油缸

续上表

故 障	可 能 原 因	排 除 方 法
外 伸 支 腿不就位	动作程序不正确	起动单独的控制开关,然后起动系统的控制开关
两 个 外 伸 支 腿 由 单 一 控 制 开关起动	电磁阀损坏	修理或更换电磁阀
一 个 或 两 个 支 腿 不 能 就 位 或收存	液压闭塞	重新循环单独的外伸支腿
单 一 外 伸 支 腿 不 能 就 位 或 收存	活塞密封损坏	更换密封
	安全阀损坏	修理或更换电磁阀
	控制阀或电磁阀上电线松动或断路	修理或更换电线
	电磁阀损坏	修理或更换电磁阀

注意:进行电气维修时,应卸除所有环形电路,监测件和装饰件。这些件因火线突然接地或短路严重烧损。修理前就应拆除蓄电池。不得采用小直径电线作为更换件。

蓄电池 12V 并联铅蓄电池的主要功能是供给起动上部机构发动机的电能。检查过程中应检查电瓶和电缆有无断裂、腐蚀和其他明显损坏。检查电解液面、密度,决定充电情况。

电解液密度 充注新蓄电池用的电解液正确密度为 1.275g/cm<sup>3</sup>。虽然有的蓄电池在干燥(或潮湿)气候有损其使用寿命,但一般情况下多使用密度 1.275~1.300g/cm<sup>3</sup> 的电解液。

检查电解液密度的程序如下:

- 1.从蓄电池上卸下所有通气盖。
- 2.采用密度计,检测每个蓄电池槽内电解液的密度。如果有一个槽内的电解液密度低于 1.250g/cm<sup>3</sup>,则表明该蓄电池需要充电或更换。
- 3.重新盖好通气孔盖。

发动机仪表 发动机仪表一般装在吊车驾驶室内仪表盘上,使驾驶员便于目测水温、油压、蓄电池状况、燃油量和发动机转速。仪表工作需要的电能来自驾驶室内 20A 的主线路断路器。

功能检查开动起重机的发动机并观察指示仪表、观察选定的指示器功能是否正确。若发现系统失灵,可通过修理或更换指示器或相应相线进行排障。

注意:在进行任何电气修理之前,必须断开蓄电池。

电气开关检查 目视检查开关外壳有无开裂、接头、电线绝缘和端子有无损伤。开关的可用性可采用电流表或断路检查指示灯下按以下两项进行检查:

- 1.检查开关在开位时端子之间有无断路。
- 2.检查开关闭位时,电流表是否回零。

功能检查 按所选系统的正确功能说明,旋动开关。如发现系统失灵,须通过修理或更换开关或有关电线排除故障。

(十二)外伸支腿

外伸支腿控制盘起动控制外伸支腿作业的电磁阀由外伸支腿控制盘进行。控制盘装在驾驶室内,由装在上部结构构件和底盘之间的电动液压回转接头底盘的电气系统传递液压油和电脉冲。控制盘上布有 8 个按钮开关和一个弹簧负荷开关,3 个位置开关。在液压系统中装有泄荷阀,以消除起动外伸支腿时,压力增大的可能性。

外伸支腿电磁阀电磁阀用于控制外伸腿液压油的分配。电磁磁阀共分两组,每组 4 个,为滑动阀芯的二通阀。

目视检查阀体和液压接头有无漏油的痕迹和其他损坏。检查电气接头的严密性。检查电气配线有无击穿和损坏。

### 第三节 履带式起重机械

#### 一、CC2000 型履带式起重机液压系统

图 2-2-12 所示为德国 DEM AG (德马克)CC2000 型 300t 履带式起重机。桁架臂结构,最大起吊高度可达 132m。该机是一种载质量大、提升高度高、机动性好和使用范围广的超重型起重机。

该起重机液压系统主要由回转、起升、变幅、辅助卷筒、限位液压缸及系统操纵机构等回路组成。多泵开式系统。回转回路由液压泵 37 供油;右行走、副起升由恒功率变量泵 39 供油;左行走、变幅、主起升由恒功率变量泵 38 供油;限位液压油缸回路由液压泵 91 供油;操纵控制机构由液压泵 92 供油;辅助卷筒可由起升、变幅回路供油。恒功率变量泵 38、39 为总功率调节。在起升时,可实现单泵供油或双泵合流供油。在起升、变幅时为一般总功率调节的流量,而在行走时,还可实现大流量同步运行。因此,本系统调速范围较宽,具有无级容积节流调速、无级节流调速(回转回路)、有级调速等多种的调速方法。

下面将按各回路分别作简要介绍如下。

##### (一) 操纵机构回路

本机各回路操纵轻便、灵活,这和有独立的操纵控制回路设置有关。并且在操纵回路中还特别设置有安全保护的电液元件,使系统工作安全、可靠。所以,尽管吨位大,吊得高,但驾驶员劳动强度小,是本机液压系统的一个特点。

由操纵液压泵 92 的液压油分别输给几个并联的支路油路。主要可进行:通过减压阀式先导操纵阀 96、99、112 分别控制行走、回转和起升等执行机构的主换向阀,实现液控操作换向和节流调速;通过电磁阀控制各工作装置的制动、行走高低速变换、主副卷扬选择、主副变幅选择、发动机熄火、安全装置和液压泵 38、39 的功率调节选择等。

溢流阀 88 限制操纵总回路压力为 7M Pa。

减压阀 98 又使减压阀式先导操纵阀 96、99、112 的工作压力限定为 3M Pa。

节流阀 101 的作用是控制操纵回路进油量,并使流量平稳,保证控制可靠,减小液压泵供油量波动的影响。

滤油器 103 保证节流阀 101 和各控制阀的液压油的清洁、工作可靠。

各电磁阀的作用:

S1:由力矩限制器控制,保证在起重力矩过载时变幅不能落臂,起升卷扬不能提升。

S2:实现变幅上限控制:当主臂上升至 85 时停止,当再按一下强制按钮,主臂尚可继续上

升至 88°。当起重机机臂作塔式吊车使用时,副臂上升到 75°时即停止。由仰角位置行程开关控制。

S3:主、副变幅选择。

S4:主、副起升卷扬制动选择。

S5:限位液压缸卸压。

S6:控制回转制动器。

S7:发动机熄火。

S8:总功率变量控制。

S9:实现行走时卷扬机构不能动作,与 S8 联锁。

S10:行走高、低速控制。

S11:主、副起升卷扬选择。

## (二) 回转机构液压回路

回转回路由斜轴式轴向柱塞马达 16 驱动,由齿轮泵 37 单独供油,回路压力由溢流阀 1 限定为 21MPa。多盘制动器设置在液压马达和回转装置之间,制动器是液压释放,弹簧上闸。

回转工作时,先释放常闭式阀制动器,用减压式先导操纵阀 99 控制三位六通液控换向阀 4 换向,从而达到左、右回转的目的。在换向阀 4 中位时,由于其滑阀机能为“Y”型,液压马达 16 停止回转。

在给液压马达 16 供油的同时,从液压泵 37 输出的压力油有一部分不进入液压马达 16,而从两条旁通油路回油箱。两条旁通油路上分别设置有节流阀 10、7。当回转阻力增大时,液压马达 16 两边压差增加,这时节流口的压差  $p$  也随着增加,根据流过节流口的流量公式  $Q = K A p^m$  可知,从旁通油路泄出的流量就相对增多。由于泵的流量不变,所以减少了进入液压马达 16 的流量,使回转速度有所减慢,从而保证了工作平稳、冲击小、调速性能好。

回转油路中利用脚踏制动阀 8 和平衡阀 9、11 配合,对回转系统进行调速和制动。如图中所示,当制动时,踏下脚踏板,即压缩弹簧切断制动阀 8 中的回油路,使阀 8 前压力升高,控制平衡阀的远控口,使平衡阀关闭,切断回转液压马达的油路,从而利用背压控制液压马达制动。如果脚踏板弹簧没有完全压缩,即制动阀 8 没有关死,只是开口大小有变化,则阀 8 前油压也相应变化,从而使平衡阀 9 开口大小也有变化,回油量变化,导致液压马达转速可调,特别是可以进行微动调节。

滤油器 14 起净化液压油、防止节流口 10 被杂质堵塞的作用。

平衡阀 9、11 除起背压制动调速作用外,尚具有防止过载、自控卸荷和过载补油等作用。

单向阀 15 是补油阀。

三位六通液控换向阀 4 在中位时,从泵来的输出压力油经压力为 0.5MPa 的背压阀 3 回油箱。该背压阀 3 在回转油路中有三个作用: 在不回转的情况下,从液压泵 37 来油通过节流阀 2 卸荷; 在要回转时,因始终存在一个 0.5MPa 的背压,所以减少了换向冲击,使起动平稳; 与两个节流口配合,使回转调速和制动平稳。

在该回转机构油路中设置以上一些特殊的控制元件和旁通油路,虽然在能量和功率利用上有一定的损失,但它们保证了回转机构的工作平稳性、可调速性,从而满足了超重型起重机回转机构的特殊性和重点的工况要求。

## (三) 行走机构液压回路

行走机构的两条履带分别由斜轴式轴向柱塞马达 17、22 驱动,为了充分利用发动机功率,

满足在不同路面的行驶速度与同步性,除有总功率调节的两台 38、39 液压泵供油保证同步性外,尚有高低速转换调速阀 21、26 保证液压马达的高低速度转换。双泵总功率调节工作原理见图 2-2-13 所示。

如图 2-2-12 所示,总功率变量泵 38、39 各有一个调节器,用液压联系,用两泵压力之和来控制调节器,使两泵输出流量始终保持相等,保证液压马达转速一样,从而实现两条履带同步行驶。电磁阀 S8 作用是使泵 92 的出口压力作为外控制令控制两泵斜盘角度,实现行走时大流量,不行走时小流量。

单向阀 18、20、23、25 是为该液压马达不工作时自成闭式循环回路时供补油用。

安全阀 36、45 的作用是限制回路压力。

#### (四)起升机构液压回路

起升机构的主、副卷筒分别由斜轴式轴向柱塞马达 49、60 驱动,两台联动的总功率调节变量泵 38、39 供油。低速升降时仅用泵 39 供油,高速时两泵合流供油,如图 2-2-13 所示。

当需要两泵合流供油时,控制起升高低速开关,使二位四通电磁换向阀 111 接通上位,控制压力油同时使三位六通换向阀 31、47 换至工作位,泵 38、39 合流向主卷扬或副卷扬的驱动液压马达供油。

主、副卷扬选择用电磁阀 S4 的通电与断电,控制油路 2 可同时使主副卷扬选择换向阀 52 和主副卷扬制动器选择换向阀 51 移至相应的阀位实现油路转换。

制动器控制操作用油由 S11 阀的控制油路 5 供给。

液控换向阀 53 起平衡阀作用,其右侧控制油路由两个不等孔径的单向可调节流阀组成,如图 2-2-14 所示。

节流孔 c 小于 d 孔即在压力油通过较小的节流口 c 时,在下降工况时,由于节流阻力的作用,使换向阀 53 缓慢移到右位,接通油路,保证重物下降起动平稳。

当下降超速时,进油压力降低,控制油在阀 53 弹簧力作用下经单向阀 a 和较大节流口 d 较快流出,使换向阀 53 向左位移动速度较快,以便关小或关闭回油通路,使液压马达下降转速受到限制。

该起升回路中为了减小功率损耗,溢流损失,根据工况的不同,采用 3 种压力保证系统安全。起升时的最高工作压力由溢流阀 28、46 限定为 32M Pa,低速下降时,考虑到载荷和自重的因素,工作压力由溢流阀 44 限定为 8M Pa,而高速下降时则由溢流阀 34 限定为 7M Pa。

#### (五)变幅机构液压回路

变幅机构的主、副卷扬由泵 38 供油。通过操纵减压式先导阀 99 控制三位六通换向阀 32 向斜轴式液压马达 61、62 供油。

变幅油路中的元件设置基本和起升油路相同。所不同的是:变幅机构工作时,臂架和吊重均进行运动,因此惯性力比起升机构升降重物时更大,所以要求工作更加平稳、缓慢。

为了满足上述工作要求,在变幅油路中与平衡阀 69 并联的顺序阀 68 代替了起升油路中与平衡阀并联的单向阀。另外主、副变幅制动器释放,都由工作油路压力油通过梭阀 67 来实现。顺序阀 68 开闭特性比单向阀好,使臂架变幅上升或下降起动和停止都很平稳。

主、副变幅的选择是通过电磁阀 S3 控制液控换向阀 66、65 进行换位来实现的。

要臂架下降,操作减压式先导阀 99 时,控制压力油达到 0.7M Pa。常闭式压力继电器 b11 断开,它所控制的电磁阀 S5 复位,使限位液压缸得到较大工作压力随臂架下落。

变幅油路采用两种压力保证系统安全,臂架上升最高工作压力由溢流阀 28 限定为

32M Pa,臂架下落最高工作压力由溢流阀 35 限定为 8M Pa。

(六)辅助卷筒液压回路

该机为重型起重机,起重量范围大,不但起重钢丝绳较粗,而且在不同起重段钢丝绳倍率更变也多,人工缠绕钢丝绳有一定的困难。为了减轻工人劳动强度、减少作业准备时间和提高生产率,特设置了缠绕钢丝绳的辅助卷筒,由液压马达 78 进行执行操作。

转阀 58 和转阀 57、72 配合用来选择辅助卷筒液压马达的工作油源是从变幅油路或起升油路来。当向起升机构缠绕钢丝绳时,以变幅油路作油源;反之亦然。

手动转阀 55、71 用来沟通辅助卷筒液压马达制动器控制油路,同时释放供油的液压马达制动压油,使之上闸。

辅助卷筒工作时需要驱动力不大,油路中工作压力可以比较低,为了减少功率损失和油溢流发热,系统压力由溢流阀 74 限定为 15M Pa。

桥式节流阀组 75、76 起双向可调节流作用,通过或调节流阀 75 来控制液压马达 78 的转速,使辅助卷筒与起升卷扬或变幅钢丝绳卷筒的转速相配合。

(七)限位液压缸液压回路

当臂架上升在大仰角工作时,为了防止后倾事故,用限位液压缸和变幅钢丝绳来固定臂架仰角或限制最大仰起角。同时在接副臂架做塔式起重机使用时,限位液压缸与车架、主臂架构成三角形结构,作为主臂的一个辅助支撑,从而增加臂架根部刚度和稳定性。

限位油缸由齿轮泵 91 供油,为单泵单回路。此回路除有臂架限位作用对臂架产生一定的支撑力外,还兼有冷却系统液压油和净化液压油的作用。

溢流阀 83、85 按工况分别限定系统压力为 13M Pa、1.2M Pa,单向阀 84 锁止限位液压缸,同时防止液压油倒流向液压泵。

两液压缸油路上都有固定式节流阀 81,起限流和稳流的作用,使液压缸压力变化平稳,防止液压缸伸出或缩回时的压力波动过大,造成支撑力的大幅度变化,导致起重臂的晃动。

当限位油缸不需要供油时,压力继电器 b11 是常闭的,电磁阀 S5 接通上位工作,使泵 91 的油经过滤清器 87 以 1.2M Pa 的压力打开溢流阀 85,通过冷却器 89 回油箱。这时,油路对液压油起滤清、冷却的作用。在主臂架下降工况,控制油路压力达到 0.7M Pa 时,b11 断开,使 S5 也断电,S5 下位工作,使泵 91 来的压油断流,使得压油只有通过阀 83 所定的高压(13M Pa)来进行调压溢流。

限位液压缸供油时,溢流阀 82 调定压力为 14.5M Pa,确定限位液压缸缩回和正常工作时对臂架的支撑力。

本机尚设有力矩限制器、防止过卷绕装置、变幅仰角限位开关等安全装置。

常见故障及排除方法:

1. 液压油

液压油是液压系统的关键。经验告诉我们,液压油的好坏直接影响着系统的好坏,液压系统的 75% 以上的故障是由于液压油的直接或间接造成的。油液的污染会给系统和元件带来很多异常现象,这种状况不仅可能使系统工作不正常,而且也加速元件的磨损,使寿命降低。降低液压油性能和寿命的主要因素有热、水、空气、杂质和使用材料的相配性等。因此,在使用和维护时,应注意以下几个问题:

1) 针对液压油易被污染的原因,应采取相应措施来防止油液被污染。由于起重机工作时,其工作环境较为恶劣,粉尘大。因此要注意系统的密封,以防尘埃入侵。油液的保存应注意保



持清洁,应密封存放在室内通风良好的地方,切勿放在露天暴晒雨淋。往油箱内加注油液时应注意进行过滤,应保持罐口、桶口及漏斗等器皿的清洁。

2)控制油温。油箱内温度不宜过高,最高温度不宜超过液压油所允许的温度,具体措施是开动冷却器或停机降温或加大油箱的散热面积。

3)为了防止空气进入系统应采取如下措施: 将所有回油管都接入油箱液面以下,并将回油管口切成斜断面以减少旋涡或搅拌作用。 泵的吸油口应远离回油管,以保证从系统回油到泵重新吸入油的中间必须有充足的时间使回油中的空气逸出。 使用合理的排气阀。 保证系统完全密封(特别是泵的吸油管口)以防止空气吸入。

4)尽量避免采用能在油中起催化作用的锌、铅等材料作油箱材料,油箱内部应刷耐油油漆或加垫层,密封材料的耐油性要好。

5)定期检查液压油的质量:方法: 现场观察,可取油样与标准油进行比较,观察色泽及透明度的不同,机器散发气味的变化,有无沉淀杂质等; 实验分析鉴定:应检查色泽、密度、闪点、粘度及氧化物及污垢的微粒浓度等。

6)定期检查液压油箱中油液面的高度,如低于油标下时,必须加油至规定的高度,添加的液压油必须是同一牌号,严禁把液力油与液压油混合。

## 2. 液压泵

1)噪声大或压力波动严重可能的原因分析: 油器被污物堵塞或吸油管贴近油器底面; 油管露出油面或伸入油箱液面太浅, 或吸油位置太高, 吸油不顺畅; 吸油管到吸油泵之间的密封不好, 有空气吸入。排除措施: 拆下滤油器, 清洗滤油器, 吸油管口不得贴近滤油器底面; 吸油管口应伸入油面下  $2/3$  深, 吸油位置高度应在  $500\text{mm}$  以上; 调整或更换密封件。

2)泵旋转不顺畅或咬死可能的原因分析: 轴向间隙或径向间隙过小; 装配不良; 压力阀失灵; 油液中的杂质被吸入泵体内。排除措施: 修复或更换泵的机件; 根据装配时的注意事项进行装配; 检查压力阀中弹簧是否失灵, 阀上小孔是否堵塞, 阀芯在阀体孔中移动是否灵活等; 严禁油液中有较大颗粒存在, 因其会加速泵的磨损, 危害更大的铁屑不允许存在。

3)输油量不足或压力不正确可能的原因分析: 周向间隙或径向间隙过大, 使泄露增大。 泵的吸入口与吸油管连接松动, 引起空气进入。 滤油器或管道阻塞, 使吸油不顺畅。 压力阀中的阀芯在阀体中移动不灵活。 泵的转速太低。 油箱中油量不足。 溢流阀有故障。排除措施: 修复或更新泵的机体, 调整间隙。 拆洗滤油器及管道或更换油液。 检查密封件, 并紧固有关管接头。 检查更换压力阀。 检查电机功率及有无打滑现象。 检查油面高度, 并使吸油管插入液面以下。 检查溢流阀有否毛病。

4)油温太高可能原因: 装配不当轴向间隙太小, 油膜破损, 形成干摩擦, 机械效率低。 油液粘度不当(过高或过低)。 油液污染变质。排除措施: 检查装配质量, 调整间隙。 改用适当粘度的液压油。 更换液压油并清洗整系统。

## 3. 液压马达的常见故障:

1)转速低可能的故障原因: 液压泵供油不足可能因为:a)发动机转速不够;b)吸油滤油堵塞;c)油量不足;d)密封不严, 有泄漏, 空气进入内部;e)油的粘度不大;f)泵轴向及径向间隙过大。 液压泵输入油压不足的原因:a)液压泵效率太低;b)溢流阀损坏, 节流阀堵塞;c)管道细长阻力太大, 布置不当;d)油温较高黏度下降, 内部泄漏增加。 液压马达内有严重泄漏。

液压马达内部零件磨损严重。排除措施：排除故障改善供油条件。提高油压。检查密封件及紧固螺栓等。

2) 泄漏严重主要原因：产生内泄的原因：a) 配油盘与端面磨损严重，轴向间隙过大；b) 弹簧损坏或夹死；c) 柱塞与缸体磨损严重。外部泄漏：a) 轴向密封不良或密封圈损坏；b) 接合面拧紧螺纹松动。排除措施：对应故障原因采取排除措施，例如磨损严重件应更换零件或调整间隙。

3) 异常声音可能原因：液压泵进油口被堵塞，马达及泵无油供给；密封不良或吸入空气，产生气泡；液压油中产生气泡；联轴器装配不良，不同心；液压油粘度过大；液压马达的径向尺寸严重磨损；外界振动的影响。排除措施：清除堵塞物，更换新油液；检查各密封部件；校正同心；更换粘度适中的油液；修复缸体，修复柱塞，或更换。

#### 4) 换向阀

(1) 阀芯不动或不到位产生原因：滑阀卡住：a) 阀芯与阀体配合间隙过小；b) 油污使阀芯与阀体卡死；c) 装配不良产生轴向卡死。控制油压力不够或电控线路出现故障。排除方法：研磨或更换阀芯；过滤或更换新油；修正几何偏差及同心度，消除液压卡紧；检查控制油路，检查电控线路。

(2) 换向冲击与噪声产生原因：单向阀阀芯与孔配合间隙过大，弹簧漏装，阻尼失效；液压冲击声使其他元件振动而形成噪声；滑阀时卡时动或局部摩擦力较大。排除方法：修理或调整局部间隙，补装弹簧；控制回路中压力偏差大，可检查系统找出原因；研修或更换滑阀。

#### 5. 溢流阀

1) 振动与噪声原因分析：滑阀与阀孔之间配合不适当；弹簧产生弯曲变形；调压螺母松动；出油口油路中混有空气；与系统中其他元件产生振动。排除方法：调整间隙，更换弹簧，检查元件的安装和管件的固定有无松动。

2) 压力波动原因分析：控制阀芯刚度不够；油液污染严重，阻尼孔堵塞，滑阀移动困难；锥阀或钢球与阀座配合不良；滑阀动作不灵活。排除方法：更换弹簧；换油；正通阻尼孔；清除污物或修磨阀座；清洗；修磨或更换阀芯。

3) 压力调整无效原因分析：弹簧损坏(断裂)或未装；阀芯、阀体被卡死；锥阀与阀座泄漏。排除方法：更换或补装弹簧；检查，清洗阀；油液污染严重则须更换；更新修配锥阀及阀座。

4) 泄漏原因分析：锥阀与阀座接触不良；滑阀与阀体配合间隙过大；管接头没有拧紧或密封不良。排除方法：修整阀座更换锥阀；调整间隙；更换密封件或拧紧接头。

#### 6. 液压缸

1) 爬行原因分析：混入空气；活塞杆变形与活塞不同心；缸体拉毛；缸体内拉毛，甚至被卡死；液压缸运动零件之间间隙过大。排除方法：排气或增设排气装置；修正各部件尺寸与精度；修复或更换缸。

2) 冲击或振动产生原因：缓冲装置失灵；运动件密封过紧；装配配合不良。排除措施：修正或更换缓冲装置；调整密封件；重新装配。

3) 推力不足产生原因：内泄漏过大或密封件损坏；各部件配合过紧或密封过紧。排除方法：减小间隙，更换密封件；修正配合间隙；检查密封件；调整进油压力。

## 二、KH100 型履带式多功能起重机液压系统

KH 100 型起重机是履带式桁架臂起重机,最大起重量为 30t,它同时还可以改装成塔式起重机、打桩机、挖掘机、拉铲及蛤壳式抓斗,是一种多用途的起重、桩工机械。

KH 100 型履带式起重机由一台发动机驱动四台液压泵,由此四台液压泵负起整个液压系统的供油。其中 1、2 泵为轴向柱塞变量泵,采用恒功率调节,分别依靠外控指令(从减压阀式先导阀输来的操纵液压油),内控指令(自身泵输出的液压油)、互控指令(从另一变量泵输出的液压油)和补偿指令(由液压泵 3 输出的液压油)等进行多种调节。液压泵 3 为齿轮泵,为回转机构油路单独供油。泵 4 为定量叶片泵,给控制系统供油。KH 100 型履带式起重机液压系统主要由起升、变幅、行走、回转四个工作机构回路和液压泵变量调节及操纵控制回路六个部分组成。变幅、行走(左)、起升机构由泵 2 供油,为串联系统;起升、行走(右)由泵 1 供油,也为串联系统;回转、行走液压马达制动器用油及第三卷扬(打桩时用)回路由泵 3 供油,组成串并联系统。整个液压系统为开式系统。各个机构均采用减压阀式先导阀操纵液控换向阀达到换向和调速的目的。液压系统调速方式采用的是容积节流调速,即恒功率变量泵的无级调速和换向阀的节流调速。另外,起升通过泵 1、泵 2 合流还可以实现两级有级调速。

下面对系统进行介绍,如图 2-2-15 所示。

### (一)恒功率变量泵调节回路

KH 100 型履带式起重机的两个变量泵的恒功率调节是依靠二个变量调节阀组自动控制的。这两个阀组分别装在两个变量泵的原体上。可自控和相互控制,从而改变两变量泵的斜盘角度达到恒功率变量的目的。因为  $N = pQ$ ,所以功率  $N$  不变时,流量的大小是随压力  $p$  的大小而自动调节的。下面首先介绍该机恒功率调节回路的 4 种调节情况。

图 2-2-16 所示是以一个变量泵(如以泵 1)为例,来说明变量泵恒功率调节工作原理的。泵 2 的调节就完全一样,可不必多述。

图中符号  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$  分别表示由泵 1、泵 2、泵 3 排出的压力油路, $D_1$  代表从减压阀式先导阀来的外控指令压力油路, $C_1$ 、 $C_2$  分别代表控制斜盘角度变化的控制液压缸的有杆腔和无杆腔; $P_1$  为接受外控  $D_1$  指令的伺服阀, $P_2$  为接受泵 2、泵 3 及自身泵(泵 1)指令的伺服阀, $P_3$  为由减压阀式先导阀组中行走回路 1 来的控制指令控制其进行接通、关闭用的二位三通液动阀; $MN$  则代表与斜盘联动的随动机构; $U$ 、 $V$ 、 $W$  则代表两个伺服阀的右端控制腔。

可见,调节器基本上由指令部分(两个伺服阀  $P_1$  和  $P_2$ 、一个二位三通阀  $P_3$  和从动部分斜盘控制液压缸)组成。斜盘控制液压缸  $C_1$  腔始终与自身泵(泵 1)输出的压力油相接, $C_2$  腔与伺服阀连接,各指令信号对  $P_1$ 、 $P_2$  伺服阀的综合作用,使接入  $C_2$  腔控制信号油压与  $C_1$  腔自身泵反馈油压信号作对比,使控制液压缸产生运动,改变液压油泵斜盘角度,使泵 1 流量随上述指令得到自由调节。

#### 1. 由减压阀式先导操纵阀来外控指令( $D_1$ 指令)

$D_1$  指令来到  $P_1$  阀右端后,推动滑阀芯左移,结果阀  $P_1$  处右位工作,此时,由于  $P_2$  阀无指令, $P_2$  阀处于非工作位(左位),结果  $C_2$  腔也有从  $P_2$  阀左位、 $P_1$  阀的右位来的泵 1 的压力油,又因  $C_2$  腔有效工作面积比  $C_1$  腔大,使斜盘控制缸塞向左移,推动斜盘角度增大,使泵 1 输出流量增大;与此同时,随动机构  $S_1$  随着斜盘转角增大而向左移也增加,使伺服阀  $P_1$  重新处于中位平衡位置,液压泵 1 流量稳定在与该指令相应的平衡状态下工作;若指令  $D_1$  减小时,泵

1 输出流量也减小到与该指令相应的平衡新状态下工作。

可见,泵 1 输出流量的大小正比于  $D_1$  指令压力的大小。

## 2. 由自身泵输出的液压油来的内控指令( $A_1$ 指令)

泵 1 自身输出的压力油作控制指令时,即  $A_1$  指令进  $P_2$  阀右端 V 腔,阀芯克服弹簧向左移,使阀处右位工作。由于  $P_1$  阀此时无指令尚处于非工作位(左位),则使  $C_2$  腔接通油箱。斜盘控制缸的活塞杆向右运动,使斜盘转角变小。与此同时,随动机构  $S_2$  也向左移,使  $P_2$  阀处于某一平衡位置下工作。泵 1 输出流量相应减小在某一值上。

当  $A_1$  指令因外负荷增大而指令压力增大时,泵 1 输出流量同上原理将重新平衡在一个新的减小值上;当  $A_1$  指令因外负荷减小时,泵 1 输出流量也同上原理一样平衡在一个新的增大值上。从而自动实现负载大速度小、负载小速度大的恒功率调节。

## 3. 由另一变量泵 2 来的互控指令( $A_2$ 指令)

当泵 1、泵 2 分别在驱动行走机构时,则泵 2 必将有  $A_2$  指令来影响泵 1。这时  $A_1$  与  $A_2$  指令将进行对泵 1 的互控(正是总功率调节控制情况,并注意与挖掘机例子的分功率调节控制的区别)。互控结果,两左右行走机构将同速运行。

$A_2$  指令从操作泵 2 驱动右行走机构运行时的减压阀式先导阀处来。使二位三通阀  $P_3$  处左位工作,从泵 2 排出的  $A_2$  压力指令则可经  $P_3$  阀左位至  $P_2$  阀右端的 W 腔,与  $A_1$  指令共同使  $P_2$  阀右位工作。和自控指令调节一样,当  $A_2$  指令越强,泵 1 输出流量越小;反之,当  $A_2$  指令越弱,泵 1 输出流量将越大。

## 4. 由泵 3 来的补偿控制指令( $A_3$ 指令)

当泵 3 工作时,因  $A_3$  指令使伺服阀  $P_2$  内的滑动缸的 y 腔进油,其结果使  $P_2$  阀处右位工作,从而如上所述,使泵 1、泵 2 的输出流量在负载不变的情况下减小,即使泵 1 和泵 2 输出功率降低。且泵 3 的  $A_3$  指令越强,上述结果越显著。

若以上 4 种情况下的指令同时都进行,虽然互有影响,但仍以控制指令较强者为优先执行指令。

同理,若以泵 2 为自身泵为例时,其调节过程和泵 1 的上述调节过程完全一样。

由此也可知道,当操作左右行走机构运行时,不管左右两边行走阻力如何,由于两变量泵输出流量始终相等,所以保证左右液压马达转速一致,同步运行;而在其它工况时,都为分功率调节。尽管高速起升时,因两泵合流供油,两泵负载也尽管一样,结果两泵输出流量也一样,但还不是总功率调节,它只能属分功率调节的一种调节特例。

## (二)起升回路

起升回路是由驱动主、副卷筒的液压马达 15(径向柱塞式)、平衡阀 16、换向阀(6)、换向阀(3)等组成,此外,还设有卷筒的离合器和制动器油路等。为了满足不同起重负载、速度的要求,起升回路调速主要有:恒功率变量泵与改变换向阀开口的无级容积调速;泵 1 和泵 2 合流的有级调速。

当起升机构不工作时,减压阀式先导阀(10)关闭,起升控制换向阀(3)、(6)都处于中位,泵 1、2 来油直接回油箱。

起升开始时,先导阀的手柄 10 向图示左向或右向推压,换向阀(6)、(3)左端或右端进先导操纵控制油,推动换向阀左或右位工作,起升液压马达作正转(提升)或反转(下降)。

先导阀手柄具有两个档位,一档控制的油压力为  $0.5 \sim 1.25 \text{ MPa}$ ,二档为  $1.25 \sim 2.5 \text{ MPa}$ 。在控制操纵油路上,还有两组单向阀组 50、52 和 51、53。它们开启压力也不同,前者为 0,后者

为 1M Pa。这样,可以控制泵组的先后或同时工作的顺序。

当起升开始,先导阀 10 的操纵手柄于左面一档位置时,起重机为低速起升工况,由于单向阀组 50 先开启,主泵 2 先得外控指令而工作并向阀 3 供油;当先导阀 10 手柄处于左面二档位置时,起重机为高速起升工况,因为单向阀 50、51 同时使主泵 1、主泵 2 得到外指令而工作,同时向阀(6)、(3)供油,为合流供油工作,故为高速起升工况。

同理,低速下降和快速下降工况也一样,只是先导阀 10 手柄推压在右面的一档或二档位置上的不同而已。

泵 1 和泵 2 的供油压力由溢流阀 39、38 调定为 21M Pa。

合流供油时,由于阀 6 后动作,故在阀 6 的进油口设有单向阀,而阀 3 进油口设有单向阀,以防止来自泵 2 回路里的压力油倒灌。

平衡阀 16 在重物下落时,限制下落速度,防止超速下降。重物下落制动时,进、回油路均被切断,由于运动部件和油液的惯性作用,液压马达右侧油路受到很大的液压冲击,而在左侧油路却出现负压。阀 16 内的过载阀起缓冲作用防止液压冲击。油路中出现负压时,还可以通过换向阀 6 的“N”型滑阀机能进行补油,防止进油路出现真空。

另外,由于泵 1、泵 2 的油路是闭式回路,所以单向阀 33 更重要的作用是维持主泵吸入回路有一定的压力,以提高泵的容积效率和自吸能力。回油路中还设有过滤器 31,使回油净化。

起升机构的主、副卷扬都装有各自的离合器和制动器。离合器液压缸由控制液压泵 4 供油,并由操纵阀 17 控制,以实现自由落钩。

制动器液压缸采用液压助力器 43、44 可进行液压、机械制动,保证制动性能良好。

回路中的电磁阀 22,当吊钩过绕时,电磁阀 22 通电左位工作,先导操作控制油路中断,换向阀(3)、(6)回中位,液压马达停止工作,限制吊钩最大起升高度。

### (三)变幅机构液压回路

变幅机构是由一个径向柱塞液压马达驱动变幅卷筒,使桁架臂俯仰而达到变幅的目的。泵 2 负责供油,可实现容积节流无级调速。

变幅液压马达不运转时,泵 2 来油经换向阀中位回油箱。换向阀(4)属于“N”型滑阀机能。

臂架起升时,先导阀(11)向左压下,单向阀 54 打开,控制油路向泵 2 发出工作外控指令,使泵 2 工作输出压力油。换向阀(4)左位工作,泵 2 来油通往液压马达,使液压马达旋转起重臂仰起。

同理臂架下落时,只要将手柄向右压下即可。油路中设有液动梭形阀 24,在先导阀开启的同时,梭阀左(右)位工作,使泵 4 来的控制压力油接通制动器液压缸,使制动器打开,液压马达旋转。先导阀回中位,梭形阀也失去先导控制压力回中位,制动器液压控制缸压力油回油箱,制动器在弹簧作用下制动,液压马达停止转动。

油路中平衡阀 8 作用与起升油路中作用相同。阀 7 起过载补油作用。

控制油路中电磁阀 23 原理与起升机构中电磁阀 22 相同,限制臂架最大仰角。

### (四)行走机构液压回路

本系统分左、右履带行走两部分。行走液压马达为内曲线径向柱塞式低速大扭矩马达。右行走液压马达 12 由泵 2 供油,左行走液压马达 9 由泵 1 供油。左、右行走是对称的,右行走液压马达 12 由先导阀 13 操作,换向阀 7 控制,左行走液压马达 9 由先导阀 12 操作,换向阀 5 控制。

以右行走机构为例,说明行走液压回路系统工作过程。

当液压马达不工作时,三位六通换向阀 7 处于中位,液压马达被锁紧。工作时,可将减压阀式先导阀 13 向左按下,控制油路接通。单向阀 59、60 打开向泵 1 发出控制指令,使泵 1 工作。在控制油压力作用下,换向阀 7 处于左位工作,使泵 1 来油通往液压马达右油路。此时高压油分成两路:一路使液动三位五通阀 14 处于右位工作,液压马达旋转;另一路则使制动器阀 13 打开。当压力油升高到  $1.9 \sim 2.2 \text{ MPa}$  时,制动器阀处于右位,保持开启压力一定,不受工作油路因负荷不同而产生的压力变化的影响。

制动缓冲平衡阀组 14 (同 11) 上部的缓冲补油阀,作用与变幅系统中相同。制动阀组 14 (三位五通液控阀),当液压马达转速加快时,进油量会减少,压力降低,在回位弹簧作用下,阀芯向中位移动,结果部分遮断回油路,从而提高液压马达回油压力,这样限制马达的狂跑。制动阀组中三位五通阀中的节流阀,其作用是使制动器 10 滞后打开,保证一定的起动力矩;还有使制动器阀 10 平稳打开的作用。单向阀防止在坡道上行驶时,在启动油压未建立之前,油倒流,从而防止滑坡事故的发生。同时中位两个单向阀也有锁闭行走机构的作用。

行走转向时,改变两先导阀手柄的不同开度,即向泵 1、泵 2 发出的指令不同,从而泵 1、泵 2 的流量不同,达到转向的目的。

换向阀(5)是“Y”型机能,为液压马达制动时提供补油。

左行走液压马达的操作也同理。

#### 回转机构液压回路

回转机构由径向柱塞马达 5 驱动,泵 3 供油。系统调定工作压力为  $18.5 \text{ MPa}$ 。

为使回转制动良好,本系统除采用液压制动外,还有机械锁定装置,液压制动油缸由先导阀(8)操作,控制泵 4 供操作油。液压制动器是盘形制动器。当先导阀(8)手柄压下时,使制动器制动;手柄回中位时,制动器松开。

回转液压马达由先导阀(9)操作,多路换向阀(2)控制的,其工作原理同其它机构相同。

回转制动时会有一定的液压冲击。换向阀(2)换到中位,因换向阀(2)中位是“Y”型机能,所以能起缓冲补油作用。为了加强制动时的真空补油效果,在回路内还设有两单向阀。

#### (五)减压阀式先导阀操纵控制回路

此回路由泵 4 供油。其主要功用是负责向手动减压阀式先导阀、起升液压助力器、液压离合器的液压油缸、蓄能器、变幅制动液压油缸和回转制动液压油缸的供油。

控制系统中设有滤清器 26,起净化液压油的作用,保证各控制阀性能稳定,工作可靠。溢流阀 40 限制控制油路的最高压力。单向阀 63 中保持蓄能器压力和单向供油用。

蓄能器 41 保证制动器、离合器有足够的稳定压力。单向阀 62 防止制动对离合器干扰,保证离合器工作压力。

另外,在系统的回油路上还设置了冷却器 21,因为 KH 100 是多功能起重机,当作为挖掘机使用时,其回转工况频繁,所以能量消耗较多,油温升高也较快,所以冷却器设置在回油路上是较合理的。

第三卷筒液压马达 49 也是由泵 3 供油,用换向阀(1)控制。换向阀(1)与换向阀(2)在多路换向阀 20 内以串并联方式组合。回路中平衡阀 48 起限速和缓冲补油作用。第三卷筒制动器 47 由液控梭形阀 46 控制来实现制动与松闸的。

KH 100 型起重机常见故障与排除

本机是可用于起重、打桩等一机多用的机械,液压系统先进、可靠,一般情况下,如使用、维修得当,故障现象不多。常见故障一般在操纵、动力及执行回路上,表 2-2-9 重点列举出这些故障的主要现象、原因及排除要点。

KH100 型起重机常见故障与排除方法

表 2-2-9

故障现象	故 障 原 因	排 除 方 法
操 作 系 统失 灵	<div>1.减压阀式先导操纵阀失灵使控制油路无油或压力不足</div> <div>(1)减压阀阀芯与调压弹簧松脱</div> <div>(2)调压弹簧变形或折断</div> <div>(3)回位弹簧变形或折断</div> <div>(4)导杆、推杆、钢球及压盘等零件有损坏</div> <div>(5)液压油污染堵塞进回油口</div> <div>2.主换向阀(液动换向阀)故障</div> <div>(1)主阀芯卡死,阀体与阀芯配合太紧</div> <div>(2)主阀芯表面有毛刺</div> <div>(3)油液污染,杂质使阀芯与阀体配合失调</div> <div>(4)油温过高,使阀芯卡死</div> <div>(5)油粘度太高,使阀芯移动困难或卡死</div> <div>(6)主阀安装不良,阀体变形</div> <div>(7)复位弹簧不符合要求</div> <div>3.先导阀阀体、主阀阀体与连接的管子“别劲”</div>	<div>检查减压阀式先导操纵阀并进行清洗、修理、更换零件或新阀。</div> <div>修配间隙,去除毛刺,检查液压油质量、油温、粘度。</div> <div>重新安装</div> <div>更换弹簧</div> <div>检查,重新安装</div>
泵 工 作 不良	<div>1.双联轴向柱塞恒功率变量泵组</div> <div>(1)各泵恒功率调节器出现故障</div> <div>(2)自控、互控、远控指令油路故障</div> <div>(3)泵组内操作缸及斜盘机构故障</div> <div>(4)因油质量、油温造成变量系统故障</div> <div>2.定量泵(齿轮泵、叶片泵)出现故障</div> <div>(1)不出油</div> <div>(2)压力或流量不足</div> <div>(3)脉动过大</div>	<div>检查调节控制器</div> <div>检查控制油路</div> <div>检查操纵机构组成</div> <div>检查液压油质量及油温</div> <div>按齿轮泵、叶片泵故障排除法进行检修或更换</div>

执 行 元 件回路(起 升、回 转、 变幅、行走 回 路 ) 无 力,速度低	1.溢流 阀(安全 阀)调压 太低 2.溢流 阀出现 故障 3.各回路 操纵阀内 泄漏过大 4.各回路 液压马达 出现 故障 5.油液 污染或油 温过高引 起 6.过载 补油阀出 现故障,如 压力调得 过低等,造 成真空、气 蚀 7.起升回路 平衡阀失 灵	检查及重新 调整溢流 阀压力 检查回路 控制阀并 进行修复 或更换 检查液压 马达 检查液压 油质量及 油温 检查过载 补油阀并 进行重新 调整 检查阀并 调整平衡 阀控制压 力
---	--	--



# 第三章 土方工程机械液压系统分析

## 第一节 铲土运输机械

### 一、推土机

#### (一)TY 320(D I55A )推土机

##### 1.工作装置液压系统

工作装置液压系统可分为 4 大部分:液压动力元件(液压油泵);控制元件(各种液压阀);执行元件(液压油缸);辅助元件(油箱、油管、滤油器等)。现以 TY 320 履带推土机为例进行分析。图 2-3-1 所示为 TY 320 推土机工作装置液压系统图。

图 2-3-1 TY 320(D I55A )推土机工作装置液压系统

1-柴油机;2-液压油泵;3-溢流阀;4、6-单向补油阀;5、7-止回阀;8-过载阀;9-液压油箱;10-精滤油器;11-滤油器安全阀;12-铲刀升降操纵阀;13-松土器升降操纵阀;14 -铲刀垂直倾斜操纵阀;15-铲刀升降油缸;16-松土器升降油缸;17-铲刀垂直倾斜油缸;18-粗滤油器

液压动力元件 2 为 CBG 2160 型齿轮油泵,系统压力为 14M Pa,流量为 320L/m in ,油泵由柴油机 1(12V 135A K 型,254kW ,2000r/m in)带动的分动箱驱动。执行元件包括 1 对铲刀升降

油缸 15、1 个铲刀垂直倾斜油缸 17、1 对松土器升降油缸 16。控制元件包括铲刀升降操纵阀 12、铲刀垂直倾斜操纵阀 14、松土器升降操纵阀 13。操纵阀全为滑阀式结构。阀 12 是四位五通手动换向阀, 阀 13、14 是三位五通手动换向阀。由于阀 12 的作用, 能使铲刀根据作业状况具有上升、固定、下降、浮动 4 个位置。

浮动位置是使油缸两腔与进油路、回油路均相通, 铲刀自由支地, 随地形高低而浮动。这对仿形推土及铲刀例行平整地面作业是很需要的。

溢流阀 3 用来限制油泵 2 的出口最大压力, 以防止液压系统过载, 当油压超过 14M Pa 时, 溢流阀 3 打开, 压力油自动卸载回油箱。一般选择溢流阀的开启压力为系统压力的 110% 左右。

当铲刀或松土齿下降时, 在铲刀或松土齿自重作用下, 下降速度加快, 可能引起供油不足形成油缸进油腔局部真空, 发生气蚀现象。此时, 由于进油腔压力下降, 在压力差作用下, 单向补油阀 4 及 6 打开, 从油箱补油至油缸进油腔, 避免真空使油缸动作平稳。

止回阀 5 和 7 是保证任意工况下, 压力油液不倒流, 避免作业装置意外重力下降。

当松土齿于固定位置作业时, 由于突然的过载, 油缸一腔油压突然骤增, 造成油缸超载。装设了过载阀 8 后, 当达到过载阀 8 开启压力 16M Pa 时, 过载阀 8 打开, 油液卸载, 从而避免液压元件的意外损坏。过载阀的开启压力一般大于系统压力 15% ~ 25% 。

溢流阀 11 和滤油器 10 并联, 当油中杂质堵塞滤油器时, 回油压力增高, 溢流阀 11 被打开, 油液直接通过溢流阀 11 流回油箱。

粗滤油器 18 及精滤油器 10 都是为了保持油液的清洁, 滤去杂质使液压系统正常作业。一般粗滤油器安置在油泵吸油管上, 以减小吸油阻力。精滤油器安置在回油管上, 使滤油器不受高压作用。

液压油箱 9 起储油、散热作用。油箱容积主要考虑到油液的散热, 一般取为 2 ~ 4 倍油泵每分钟流量。

## 2. 液力传动补偿系统

液力机械传动的液压控制系统, 主要对动力换档变速箱进行液压换档, 并对液力变矩器的循环用油和传动系统的润滑用油进行控制。图 2-3-2 所示为 D 155A 推土机液力机械传动系的液力补偿系统。

控制系统液力油从油泵 3 流出, 经精滤油器 4 (内置安全阀), 流入动力换档变速箱的操纵阀组。此后油流分成两路, 一路通往变速箱换档离合器的操纵油缸; 另一路通过调压阀 5、变矩器进口压力阀 11, 流入液力变矩器 16。从变矩器溢出的液力油, 经变矩器出口压力阀 12、冷却器 13, 与变矩器进口压力阀溢出的油合流, 流入变速箱的润滑系统。背压阀 14 除防止液力补偿系统产生气蚀外, 尚能控制润滑油油压。

变速器的操纵阀组主要由调压阀 5、快回阀 6、减压阀 7、变速阀 8、起动安全阀 9、换向阀 10 等组成。调压阀 5 和快回阀 6 用来控制换档离合器的工作压力和转矩容量。压力达到一定值时, 阀 6 处左位, 阀 18 同时处下位, 系统及变矩器均可工作。否则, 当压力不够时, 阀 6 立即快速回到右位, 系统及变矩器油路均回油, 无压油可工作。减压阀用以控制 5 档离合器的油压。这是由于 5 档离合器是旋转油缸, 降低油压对保护旋转油封, 延长其使用寿命有利。变速阀是四位多路阀, 通过与换向阀的配合操纵, 可使各换档离合器及换向离合器协调动作, 从而得到推土机所需的行走速度和方向。起动安全阀是起动安全装置, 可防止挂档起动发动机时, 推土机自行起步。

3. 液压转向系统

履带推土机通常采用液压转向,其液压系统如图 2-3-3 所示。液压油从后桥箱内经粗滤油器 2 进入油泵 3。油泵排出的压力油经精滤油器 4(内置安全阀,进入转向阀 7 和 9。转向时,分别操纵转向阀,使压力油进入左或右离合器油路,打开左或右的常闭式转向离合器 10 和 6,实现转向。不转向时,油从旁路回油箱。背压阀 11 用以调压,以对变速器进行强制润滑。

图 2-3-2 推土机液力机械传动系的液力补偿系统  
1-油箱;2-粗滤油器;3、15-油泵;4-精滤油器;5-调压阀;6-快回阀;7-减压阀;8-变速器动力换档阀;9-起动安全阀;10-换向阀;11-变矩器进口压力阀;12-变矩器出口压力阀;13-冷却器;14-背压阀;16-液力变矩器;17-溢流阀;18-二位三通液动阀

图 2-3-3 履带推土机转向系统  
1-油箱;2-粗滤油器;3-油泵;4-精滤油器;5-安全阀;6-右转向离合器;7-右转向阀;8-调压阀;9-左转向阀;10-左转向离合器;11-背压阀;12-变速器

(二)D 355A 推土机

国外大型推土机在液压操纵系统方面更趋完善。例如美国卡特皮勒 D 9G 及日本小松 D 355A 推土机,铲刀升降高度在 2m 以上,为了缩短辅助时间,提高作业效率,设有铲刀快落阀 19(图 2-3-4),使铲刀下降速度提高。快落阀由滑阀、单向阀、节流孔等组成。当铲刀下降时,由于压力差使滑阀移动,单向阀打开,小腔油回流到大腔,流量加大,使下降速度加快。溢流节流阀 20 装置在铲刀垂直倾斜操纵阀 14 的进油管上,能自动调节油缸进油流量。通过松土器倾斜油缸 21,能够随时微量调整松土角,以提高作业效率。当配备单齿松土器时,松土齿杆高度的调整也可通过液压操纵实现。它是通过齿杆和齿架固定销上装设的闭锁油缸 22 来实现的。国外有的推土机,铲刀升降和倾斜、松土器升降和倾斜均为一根操纵杆,简化了操纵,有利于作业效率的提高。

1-柴油机;2-油泵;3-安全阀;4、5、6-单向止回阀;7-铲刀单向补油阀;8-过载阀;9-油箱;10-滤油器;11-滤油器安全阀;12、23-

图 2-3-4 D 355A 推土机工作装置液压系统图

铲刀升降操纵阀;13-松土器升降、倾斜操纵阀;14-铲刀垂直倾斜操纵阀;15-铲刀升降油缸;16-松土器升降油缸;17-铲刀垂直倾斜油缸;18-松土器单向补油阀;19-快落阀;20-溢流节流阀;21-松土器倾斜油缸;22-松土齿杆调整固定操纵缸;24-电磁阀;25-转换阀;26-两位二通液动阀

(三) 推土机的故障与维护(表 2-3-1)

推土机的故障与维护

表 2-3-1

故 障	故 障 原 因	排 除 方 法
1. 推土板升不起或上升力弱	溢流阀压力调节不符合要求	调整压力到要求值
	油缸内泄	检查或更换油缸组件
	换向阀卡紧或内泄	检查或更换阀组件
	油面过低、进油滤油器堵塞	加足油,清洗滤油器
	供油泵有毛病	检查或更换泵
2. 松土器升降不起或上升力弱	溢流阀压力调节不符合要求	调整压力到要求值
	油缸内泄	见上项 、 、 、 的排除方法
	换向阀卡紧或内泄	
	油面过低、进油滤油器堵塞	
	供油泵有毛病	
	单向阀泄漏	检查单向阀芯与阀座磨损情况,单向阀弹簧是否疲劳、变形等
3. 推土板垂直倾斜动作无力	见故障 1	见故障 1 排除方法
4. 推土机自由下落量大	油缸内泄	更换组件
	控制阀内泄	
5. 操作杆沉重	操作杆机构有毛病	检查、调整、更换不合格零件;清洗阀件;检查液压油清洁度
	控制阀阀芯卡紧(制造、安装问题、污物问题)	
6. 液力变矩器及补偿系统有毛病,如液力变矩器无力,动力换档失灵,油温过高等。	1)液力变矩器无力 液力油量不足 调压不当 背压不足	检查变矩器油质量(是否误用液压传动用油)、用量,检查变矩调压阀、背压阀及其调定压力值
	2)动力换档失灵 快回阀、减压阀、动力变速阀、换向阀出现卡死、内泄漏 油污染严重	检查阀卡死原因并作相应排除,过滤或更换液力油
	3)油温升高过大	检查冷却器是否有毛病,检查液力油质量品牌
7. 转向不灵活	转向器有毛病	检查转向器、阀件、弹簧及油液质量,并作相应排除措施
	转向阀阀芯卡死或内泄过大	
	转向离合器内弹簧失灵	
	油污染严重	

## 二、铲运机

### (一)CLZ—9 型铲运机

CLZ—9 型由单轴牵引车及斗门自装式铲运机配套组成。其斗门自装式铲运机利用牵引车上的液压泵提供动力油使铲斗获得动力的。由于斗门装土过程中通过自己不断地扒土,不用助铲机能自装满土,故叫斗门自装式铲运机。

本机主要性能参数:

斗容量:浅装  $7\text{m}^3$ , 满装  $9\text{m}^3$ , 属中型铲运机。

最小转向半径:7.8m。

各档速度(km/h):第一档 0~8.1;第二档 0~18.9;第三档 0~30.5;第四档 0~39.1;倒一档 0~6.6;倒二档 0~9.1

变矩器闭锁时最高速度:40km/h。

铲斗切土深度:5~15cm;

装土高度:20~60cm;

卸土高度:30~40cm;

卸土长度:10~15m。

CLZ—9 斗门自装式铲运机主要由辕架、前斗门、铲斗、斗底门、后斗门、后轮、卸土液压油缸及推拉杠杆、尾架等组成。液压缸通过推拉杆先拉开斗底门,接着再把后斗门向前推,完成卸土。液压缸换向后,斗底门被反向往前推,后斗门往后拉至原位。

图 2-3-5 所示为铲运机工作机构的液压系统图。该系统为单泵定量开式系统,工作执行元

图 2-3-5 CLZ-9 型铲运机工作机构液压系统

1-先导式溢流阀;2-直动式溢流阀;3-蓄能器;4-电液换向阀;5-手动三联多路阀;6-电液换向阀;7、8-压力继电器;9、10-顺序阀;11-同步阀;12、13-斗门升降油缸;14、15-斗门扒土油缸;16、17-铲斗升降油缸;18-卸土油缸;19-液压油泵;20-回油路过滤器;21-液压油箱

件(液压油缸)共有 7 个。斗门扒土液压缸 14、15 及斗门升降液压缸 12、13 有手动多路阀 5C 控制方法及有电液换向阀 6 自动控制两种方法,两种方法的液压油由二位四通电磁切换阀 4 实现。手动操纵时,液压缸 14、15 先通过分流阀 11 进、回油实现同步动作,当活塞达到缸内上、下顶端位置后,压力油增高,顺序阀打开,液压缸 12、13 才能进、回油;自动操纵时,缸 14、15、12、13 动作由电液阀 6、压力继电器 7、8 及蓄能器 3 配合进行操作,动作过程同手动方法,是增加了两个压力继电器 7、8 进行配合动作(如当斗门上升到顶时,油压升高使压力继电器 8 动作,从而使阀 6 自动换向。斗门下降到底后,压力继电器 7 动作,又使阀 6 自动换向,如此循环数次后自动停止。

系统内另一特点是,同时装有直动式溢流阀和先导式溢流阀,从而发挥了直动式的灵敏度高和先导式的高压大流量体积小的优点,使系统过载溢流更加迅速及安全。

CLZ-9 型铲运机液压转向操纵系统主要由转向器、转向泵、转向阀、滤油器、液压油箱、双作用安全阀、换向阀、转向液压缸及管路等组成(图 2-3-6)。

转向器 20 由方向盘操纵,其结构为球面蜗杆滚轮式。转向液压泵 3 为整个系统提供压力油。由转向阀 7 控制液压油的流向。转向阀为单滑式,由转向器 20 通过摇臂和拉杆将滑阀从滑体中拉出或推入,从而改变操纵用的压力油流向,油流通过双作用安全阀 19、换向阀组 17 进入转向液压缸 14,从而控制辕架牵引座的左右回转达到转向的目的。

(二)前苏联铲运机

图 2-3-7 为前苏联铲运机的液压系统图。铲斗升降油缸上装有液压锁 10 和单向节流阀 9。液压锁的主要作用是:防止铲运机在远行时高压油管受到很大动载而破坏,同时也可避免当铲运机在运输工况时,由于油液泄漏而使铲斗下落。单向节流阀的作用是使液压缸大腔快速进油,缓慢回油。

多路换向阀用电液阀操纵。一般油泵在牵引车上经回转接头接至分配阀的油管只需两根;如分配阀放在牵引车上需六根油管经回转接头连至各油路缸。但是分配阀布置在斗车上,分配阀的操纵不宜采用机械杠杆式,需要采用电磁阀远距离操纵。

(三)日本小松公司铲运机

图 2-3-8 为日本小松公司铲运机的液压系统图。采用优先油路,其优先供油的顺序是:铲斗油缸 斗门油缸 后斗壁油缸。上游油缸工作,下游油缸得不到油泵压力油,起到一定的连锁作用。此液压系统还有以下特点:

多路换向阀采用气压操纵。铲斗升降和斗门开闭的换向阀上都装有一个过载阀和两个单向补油阀。过载阀的作用是防止过载;单向补油阀的作用是当油缸中产生真空时自动补油。

图 2-3-6 CLZ-9 型铲运机转向液压系统  
1-液压油箱;2-滤油器;3-液压油泵;4-安全阀;5-安全控制阀;6-控制油路;7-转向分配阀;8-转向分配阀组;9、10、12、13、15、16、18-外管路;11-双作用安全阀;14-转向油缸;17-换向阀;19-单向阀;20-转向器

图 2-3-7 前苏联铲运机工作装置液压系统图  
1-液压油箱;2-液压油泵;3-溢流阀;4-多路换向阀;5-后斗壁油缸;6-斗门油缸;7-溢流  
阀;8-铲斗升降油缸;9-单向节流阀;10-液压锁;11-滤清器

铲斗升降油缸中装有快落阀,是两位  
阀由气压操纵。在气压作用下,快落阀处于铲  
斗油缸两腔切断位置。在弹簧作用下,快落阀  
处于铲斗油缸两腔相通位置,其作用是:使铲  
斗快速下降,提供作业效率;另外当操纵气压  
降低到规定值以下时(气压操纵系统出故障)  
铲斗会自动放下,起紧急制动作用。

后斗壁推移油缸采用串联布置的并联  
油缸,且一个油缸行程较短。开始卸土时,两  
个油缸共同作用,卸土推力增加一倍,解决卸  
土开始时阻力大的问题,待短油缸走到头,仅  
一个油缸作用,使卸土速度增加。

图 2-3-8 日本小松铲运机工作装置液压系统图  
1-多路换向阀;2-过载阀;3-快落阀;4-铲斗油缸;5-斗门油缸;  
6-后斗壁油缸



(四)故障分析与排除

国内、外铲运机液压系统故障及排除 (表 2-3-2)

国内外铲运机液压系统故障及排除			表 2-3-2
故 障 部 分	故 障 原 因 分 析	排 除 方 法	
卸土回路,卸土缸不动作或动作无力,速度过慢	卸土缸内泄严重或损坏 换向阀内泄严重 泵不出油或流量不大 油箱油量不足 溢流阀定压太低 压油污染严重 油温过高	检查卸土缸、换向阀内泄原因及排除;检查回路液压件是否损坏,并进行维修及更换;检查液压泵是否损坏;换件;重新调整溢流阀压力;加足油箱内油液,检查油液是否污染,工作油温是否过高,并进行更换油液	
铲斗升降回路:升降缸不动作或动作无力,速度过慢	升降缸内泄严重或损坏。 、 、 、 、 、 同卸土回路	同卸土回路排除方法	
斗门扒土油缸、斗门升降油缸不动作或动作无力,速度过慢	、 、 、 、 、 、 同卸土回路 顺序阀压力调得过少,阀内芯卡死,弹簧折断等。 同步阀因油污染堵塞 压力继电器故障	除同卸土回路故障排除方法外,尚要检查顺序阀、同步阀、压力继电器的故障及更换损坏元件	
系统内单向阀、液压锁及单向节流阀出现毛病	油液污染 单向阀磨损及弹簧疲劳或折断	检查油质,修复或更换球形阀芯,更换弹簧	
转向回路出现毛病。	转向器及转向分配阀出现故障 过载补油阀(双作用安全阀)出现故障 换向阀组出现故障 转向缸出现故障	检查转向器传动件是否出现损坏或松动,并进行修复;检查转向回路内各阀件阀芯是否卡死,弹簧是否失灵,并进行修复;检查转向液压缸是否内泄外漏等,并进行修复及更换	
多级调压阀组失灵,高低压力调不出来	两个溢流阀是否出现故障 节流阀故障 二位二通电磁阀出现故障	检查调压阀阀芯及弹簧,检查及调整压力 检查节流阀是否堵塞,进行清洗 检查电磁阀是否损坏,维修或更换	

三、装载机

装载机主要用来对散装物料进行铲装、搬运、卸载及平整场地等作业,也可用来进行轻度铲掘工作等,是使用十分广泛的一种工程机械。其主要工作装置是动臂及铲斗。下面主要对轮式装载机进行一些典型液压系统的分析。

(一)ZL 100 装载机

图 2-3-9 所示为 ZL 100 装载机液压系统。该机斗容量为  $5\text{m}^3$  ,发动机驱动功率为 294kW 。本系统由 3 个 CB -G 型齿轮泵驱动。工作装置液压泵 3、辅助泵 2 和转向泵 1 组成两个液压回路。而这两个回路是通过辅助泵联系起来的。

图 2-3-9 ZL 100 装载机液压系统图

1-转向液压泵;2-辅助供油泵;3-工作主泵;4-稳流阀;5-溢流阀;6-转向阀;7-单向节流阀;8-转向液压缸;9-储气筒;10-行程压力电磁阀;11-合流阀;12-溢流阀;13-手动先导阀组;14-液动多路换向阀组;15-压力转换阀组;16-卸荷阀;17-动臂液压缸;18-转斗液压缸

工作装置动作包括动臂升降和铲斗翻转动作。两者构成单动顺序回路,特点是液压泵在同一时间内只能按先后次序向一个机构供油,各机构和进油通路按前后次序排列,前面的转斗操纵阀动作,就把后面的动臂操纵阀进油通路切断。只有前面的阀处于中位时,才能搬动后面的阀使之动作。

1. 手动先导阀 13 与液控多路换向阀 14

先导阀 13 为分片组合双联滑阀式多路换向阀。控制转斗油缸换向阀的先导阀是一个三位六通阀;控制动臂提升油缸换向阀的先导阀是四位六通阀。组阀内装有过载阀,起缓和液压冲

击、保护液压元件的作用。当连杆机构运动发生干涉时,亦能及时泄油,其调整压力为 18.5M Pa。多路阀 14 由进油阀片、转斗阀片、动臂阀片和回油阀片组成,转斗(或动臂)阀片的两个出油口与转斗(或动臂)油缸的上下腔管道相通,当操纵转斗(或动臂)的先导阀阀杆时,控制油流过先导阀通往并操纵分配阀内的阀杆左右移动,压力油通过换向阀流往转斗油缸(或动臂油缸),完成转斗或动臂的升降动作。进油阀片内装有溢流阀,其调整压力为 16M Pa。进油道装有单向节流阀和补油阀,回油道装有背压阀,以防止产生局部真空,增加油缸运动的平稳性。

这种先导阀控制分配阀有以下特点:

控制油路为主油路的分支,不需增添泵元件;

利用先导阀杆的微动,即可控制进油阀片中卸荷阀可口的大小,实现转斗或动臂提升的微动;

发动机熄火或停车时,仍能操作铲斗前倾或动臂的下降,提高了机器的安全性;

转斗和动臂阀片内部都设有上下小锥阀,起补油和对油缸上下腔起双作用安全阀的作用;

分片组合式分配阀,内部油路简单。

## 2. 卸荷阀

卸荷阀见图 2-3-9 中的 16,当工作装置不动作时,先导阀两阀杆均处于中间位置(图示位置),油泵来的油通过卸荷阀的阻尼孔,经先导阀回油箱。油流经阻尼孔产生节流作用,造成卸荷阀左右腔的压力差,并克服弹簧力,推动卸荷阀杆向左移动,接通回油路,使系统处于低压 0.1~0.2M Pa 时,空循环运转。

系统中压力转换阀 11 在系统压力低于 12M Pa 时,该阀处于图示状态,辅助泵 2 与工作泵 3 同时向工作系统合流供油。加快工作装置的作业速度,缩短循环时间,提高生产率。当系统压力超过 12M Pa 时,卸荷阀切断辅助泵向工作装置供油的通路,使之卸荷,将功率转移到装载机切入运动时所需要的功率上,以增加铲切牵引力。该系统为组合回路,依靠在工作过程中切换液压泵来改变供油量,可以随系统中压力变化自动进行有级调速。即在油压低于卸荷阀的调整压力时,两个泵合流同时向工作装置系统供油,在油压超过卸荷阀的调整压力时,卸荷阀动作使辅助泵 2 接通油箱卸荷,只剩高压泵供油,流量减少。达到轻载低压大流量,重载高压小流量的目的,能更合理地使用发动机功率。

## 3. 稳流阀

转向油路要求供给比较恒定的稳定流量,但转向系统常采用定量泵,定量泵的流量是随转速而变化的,当发动机低速转动时,转向油路的流量将减少,使转向速度迟缓,容易发生事故。如采用大流量泵,在发动机高转速时,将多余的油液以溢流的形式排出,则功率损失大,油液容易发热,亦不经济。比较合理的方法是选用辅助泵和稳流阀 4,辅助泵的压力油通过稳流阀的控制,随发动机转速的变化,全部或一部分流入转向回路,以保证转向油路流量,剩余的油液流入工作油路。

转向泵的流量通过两个固定的节流孔直接供给转向回路,辅助泵的流量随阀芯位置的不同有 3 种情况:

当发动机转速低于 600r/m in 时,转向泵和辅助泵流量较少,流经两个固定节流孔所产生的压差较小,不足以使阀芯克服弹簧力而移动,阀芯位于左端位置,辅助泵和转向泵的流量全部进入转向油路。

发动机转速由 600r/m in 逐渐增加到 1320r/m in 时,通过二节流孔流量增加,使二节流

孔前后的压差增加,阀芯克服弹簧力,略向右移,此时辅助泵的油液分为两部分,分别向转向和工作装置供油。

随着发动机的转速进一步增加,节流孔压差进一步增大,当阀芯移向左端极限位置,则隔断辅助泵流向转向油路,辅助泵流油液全部进入工作装置油路,可使工作装置作业速度提高。

为提高生产率,也避免液压缸活塞杆经常伸缩到极限位置而造成安全阀频繁地启闭,在工作装置和先导阀上装有自动复位装置,以实现工作中铲斗的自动放平、动臂提升自动限位动作。分别在动臂后铰点和转斗油缸处装有自动复位行程开关,当行程开关碰到触点后电磁阀 10 通电,使储气筒 9 的压缩空气经电磁阀进入转斗或动臂先导阀回位阀体,使滑阀回位。当行程开关脱开触点,电磁阀断电,电磁阀复位,关闭进气通道,回位阀体的压缩空气从放气孔排出。

### (二)KLD80 装载机液压系统

日本川崎 KLD80 轮式装载机系斗容量为  $2.4 \sim 2.8\text{m}^3$ 、额定负载为 4800kg 的中型轮式装载机。该机发动机型号为五十铃 E120PK 型四冲程水冷直喷式柴油机,在额定转速为 2200r/min 时功率为 150.7kW。

结构上采用三元件单级液力变矩器、动力换档定轴式变速箱、四轮驱动、液压操纵、铰接转向等。

该液压系统(图 2-3-10)为开式多泵定量系统。系统主要由工作装置(又分为动臂和铲斗两个回路)和转向装置两大回路组成。3 个齿轮泵(工作泵 1、转向泵 2 和辅助泵 3)提供系统液压能源。系统采用压力油箱,充气压力保持在  $0.05 \sim 0.15\text{MPa}$ ,从而提高了液压自吸能力。同时结构紧凑,降低了噪声和振动。工作装置的两个回路由阀 12 操纵。两联手动换向阀 15、16 分别操纵动臂液压缸和铲斗液压缸。由于两联换向阀为串并联油路,故动臂和铲斗只能单独动作,不能联动。转向回路中因设有双泵单路稳流阀 5,故在发动机低速时,也能使转向有足够稳定压力油供应。

下面简要介绍各液压回路工作原理。

动臂回路由工作泵 1 供油,换向阀 15 操纵动臂液压缸。该四位六通换向阀 15 的右位系动臂浮动位置,右二位系下降位置,回油时阀内设有单向阀起背压作用,减小铲斗因常载或自重作用下落时的冲击。左位系举臂位置,进油路上换向阀内设有单向阀防止起动瞬时大腔内压力油的倒流。

铲斗回路由工作泵 1 供油,由换向阀 16 操纵铲斗液压缸 8 的动作。此三位六通换向阀的特点是,在其右位阀内设有真空补油阀。当铲斗卸料时,由于料重、自重,铲斗会加速翻转,出现进油腔(铲斗液压缸有杆腔)压力油来不及供给而造成进油路的真空现象,这时从回油腔(铲斗液压缸无杆腔)返回的部分液压油通过单向阀向进油腔补油。铲斗回路在液压缸和换向阀之间设有两个过载阀 18,起安全保护作用,其调定压力为  $21\text{MPa}$ 。进油时,溢流阀 17 调定压力为  $17.5\text{MPa}$ 。上述动臂、铲斗工作装置回路,主要由工作泵 1 供油,但在中速、高速工作时,辅助泵 3 将部分地或全部地补充供油,以满足工作装置机构速度的流量需要。

转向回路主要由转向泵 2、辅助泵 3、稳流阀 5、转向控制阀组 6、转向液压缸 7 组成。

转向回路主要由转向泵 2 供油。为防止发动机转速变化,保证低速时转向性能有稳定地工作,在回路中设有稳流阀 5,使辅助泵可通过该阀向转向回路提供全部或部分压力油,补充转向泵 2 所供压力油之不足。该稳流阀 5 为双泵单路稳流阀。

图 2-3-10 KLD80 装载机液压系统图

1、2、3-工作、转向、辅助用液压泵；4、13-细滤油器；5-双泵单路稳流阀；6-转向控制阀组；7、8、9-转向、铲斗、动臂液压缸；10-压力油箱充气及安全装置；11-压力油箱；12-多路换向阀；14-粗滤油器；15、19-手动三位六通、四位六通换向阀；16-节流阀；17、22-溢流阀；18、25、26-过载阀；20、21、24、27-单向阀；23-手动三位四通换向阀；28-液动二位四通阀；29-单向节流阀

转向操纵控制阀组 6 主要由溢流阀 22、三位四通手动换向阀 23、二位四通换向阀 28、单向阀 24、27、过载阀 25、26 组成。

三位四通手动换向阀 28 由转向盘操纵。例如转向盘右转时，阀杆左移，使阀右位工作；同理转向盘左转，阀杆右移，使阀左位工作。具有节流阻尼作用的 H 型滑阀机能与过载阀 25、26 配合，保证在直线行驶时，两侧车轮遇到不平衡阻力时转向机构能随路面不同阻力情况而作适应性的弹性微量调整。二位四通液动阀 27 主要有两个作用，一是在换向阀 23 中位时，起转向液压缸的锁紧作用；一是当换向阀 23 工作时，接通液压缸的回油通路。单向节流阀 29 主要起到快速使液动二位四通阀换至工作位置（右位），而当回位时又起到缓慢平稳之作用。阀 25、26

是转向液压缸两个工作腔过载安全阀。

操纵时,由泵 2 或泵 3 合流来的压力油在三位四通换向阀动作后(如左位工作时),一路经单向节流阀的单向阀去推动阀 28 使右位工作;一路经阀 23、单向阀 24 至转向液压缸,使转向液压缸 71 小腔进油,72 大腔进油,车体左转,两缸的回油则经阀 28 右位回油箱。如果三位四通换向阀处右位工作,同理转向缸使车轮右转向,进油路压力由溢流阀 22 调定。

装载机液力传动部分是三元件简单式变矩器,其补偿油路如图 2-3-11 所示。

(三)CA T 966D 型装载机

CA T 966D 型装载机液压系统如图 2-3-12 所示。

图 2-3-11 KLD80 装载机液力传动补偿油路  
1-变矩器补偿液压泵;2-滤油器;3-调压器;4-液力变矩器;5-背压阀;6-冷却器;I-泵轮;II-涡轮;III-导轮;7-变矩器内空间

图 2-3-12 CA T 966D 型装载机工作装置液压系统图

1-液压油箱;2-油泵组;3-单向阀;4-动臂举升先导阀;5-转斗先导阀;6-先导油路调压阀;7-转斗油缸换向阀;8-动臂举升换向阀;9、10-过载阀;11-补油阀;12-液控单向阀;13-转斗油缸;14-动臂举升油缸;15-主油路溢流阀;A-主油泵;B-转向油泵;C-辅助油泵

- 该系统有以下几个特点:
- 1. 运用减压阀式先导阀操纵动臂和转斗。
  - 2. 辅助泵 C 除可向转向油路供补充油外,主要是向减压阀式先导操纵阀油路供操纵油。操纵油压力由阀 6 调定。
  - 3. 当发动机突然熄火时,通过动臂工作油缸大腔及单向阀 3 可紧急供应操纵油。
  - 4. 两个工作油缸有杆腔通过单向阀或液控单向阀可实现真空补油。
  - 5. 转斗液压缸两腔有过载安全阀设置。
  - 6. 此机在转斗液压缸上设有两组自动限位机构,分别可控制转斗(铲斗)的最高位置和最低位置。

佳切削角位(图中未画出)。  
(四)维护概要

1. 每日(每 10h)检查维护

检 查 部 位	内 容
发 动 机	检查发动机油位 检查燃油量 检查冷却水量 检查风扇皮带拉力 检查空气滤清器的指示器 检查各紧固部位
液力变矩器及变速器	检查油量(变矩器用) 检查离合器工作情况,有无噪声异常现象 检查各紧固部位
行驶轮	检查轮胎气压情况
转向装置	检查转向盘间隙 检查各处紧固件
制动装置	检查油量、工作情况及漏油等异常现象 气缸的排放
电器装置	检查蓄电池的液容量 检查电路配线
装卸装置	加油 检查工作油箱油量(液压油) 检查各处紧固件 检查各部位的损坏、漏油情况
车身装置	加油(润滑油) 检查各处紧固件 检查各处有否变形、断裂情况 检查磨损件

2. 清理、检查、调整及更换时间

部 位	作 业 内 容 及 运 转 时 间
发 动 机	更换机油(每 200h) 更换滤油器滤芯(每 200h) 清理离心式滤油器(每 300h) 检查清理燃油过滤器滤芯(每 300h) 更换燃油滤油器滤芯(每 600h) 清理供油泵滤油器(每 1200h) 清理燃油箱内部(每 600h) 清理通气孔(每 300h) 清理散热器片(每 100h) 更换冷却水(每 600h)

续上表

部 位	作 业 内 容 及 运 转 时 间
	清理发动机冷却系统内部 (每 1200h) 清理空气滤清器滤芯 (每 100h) 更换空气滤清器滤芯 (每 1200h) 紧固气缸盖螺栓 (每 1200h) 检查喷嘴喷射压力 (每 300h) 检查、调整气门间隙 (每 1200h) 检查发动机压缩压力 (每 1200h) 检查发电机启动器 (每 600h)
液力变矩器变速器	更换液力变矩器油 (每 600h) 更换进油路滤油器滤芯 (每 600h)
行走装置	驱动轴加油 (每 100h) 检查各处紧固件 (50h 检查第一次后每 100h 再检查一次) 检查差速器和末端齿轮油量 (每 300h) 更换差速器和末端齿轮油 (每 1200h) 检查车轮螺帽松动 (每 100h)
转向装置	检查齿轮箱油量 (每 300h) 更换齿轮箱油 (每 1200h) 转向纵拉杆加油 (每 100h)
制动装置	检查盘形制动器衬垫的磨损 (每 50h) 检查盘形制动器安装螺栓的松动 (每 100h) 检查软管管道的漏油、损伤和安装状况 (每 100h) 空气主控器加油 (每 600h) 更换制动油 (每 1200h) 拆修空气主控器 (每 1200h)
装卸装置	换油 (每 1200h) 更换回油滤油器滤芯 (每 1200h) 定位器加油 (每 100h)
车体装置	悬挂装置加油 (每 100h)
电器装置	测定蓄电池电解液密度 (每 300h)

### 3. 定期更换的安全部件

表 2-3-4 所列零件对保证作业和行车安全是非常重要的,因此在到达一定使用期限时必须注意更换成新零件。另外即使在使用年限前,发现有个别异常现象时,也要更换新的零件。不要因为过分考虑经济问题而忽略长期性及安全性作业。



定期更换的安全部件			表 2-3-4		
序 号	定期更换 部件	更换时间	序 号	定期更换 部件	更换时间
1	制动器软管	每一年	4	空气主控器油封类	每一年
2	转向装置用软管	每两年	5	盘形制动器油封类	每两年
3	转向油缸用油分类	每两年	6	燃油软管	每两年

#### 四、平地机

平地机是一种平整作业机械。利用机械所装的刮刀平整场地,刮刀位于两轮轴中间,能够升降、倾斜、回转和向外伸出,动作灵活准确,操作方便,平整道路和广场(机场)有较高的精度,适用于推土、运土、大面积平整、挖道路边沟、刮修边坡等作业,也可用于扫除积雪,推送颗粒物料,搅拌路面混合料,以及道路养护等作业。平地机还有耙齿、推土铲刀、接长刮刀、刮边坡刀、挖沟刀、扫雪器等。

还可进行多种其它作业。

平地机包括自行式和拖式两种,目前所说的一般是指自行式平地机。在自行式平地机上采用铰接式车架是平地机结构上的一项重大革新。铰接式平地机的明显优势在于可使整机的转弯半径减小 40%,在大大提高了平地机机动性能的同时,不必缩小为保证平地精度而需要的轴距。此外,铰接机构还能使整机具有折腰转向的作用,使后驱动轮行使在硬地面上,从而承担像刮坡一类的作业。在侧推土时,有助于削减机身所受侧向力,提高了整机工作的稳定性。

平地机除平地铲刀外,还有多种工作装置可供选用,如推土板、加长铲刀、松土器、各种形状的挖沟刀和扫雪器等。平地机铲刀可在水平面进行 360°回转,使平地机可侧移推料,甚至在往返工作时,不必调转机头,只将铲刀回转 180°即可倒退作业。铲刀还能非常灵活的置于与地面成垂直位置,可对任何坡度乃至垂直工作面进行加工。现代平地机的工作,这种集机、电、液于一体。较为新型的平地机安装自动调平作业系统,调平装置主要有两种:电子型和激光型。最为新型的是激光调平系统,该系统有发光器、收光器、控制器及一套液压元件组成。发光器在发光的同时可作 360°旋转,转速为 900r/min,从而构成一个激光平面作为刮平的基准,其有效半径为 200m 左右。分别安装在牵引架的两侧,以检测铲刀与激光基准面的偏移量,从而自动地控制铲刀的升降与倾斜角度。但激光调平装置在面积较大的场地起作用,而在道路作用中,应用较普及的是机械基准线电子控制自动调平装置,即以预设的钢绳、轨道、平整好的地面为标准,通过装在铲刀端部而沿基准线移动的搭杆、托板等将信号输入传感器,再通过电液自动控制系统实现对铲刀的高度和角度的控制。最近,日本又在研制一种利用超声波传感器自动控制铲刀的自动调平系统。它以道路旁的边石、水平面或即成路面为基准,利用超声波传感器检测整机的前后左右的倾斜,并据此自动调整铲刀位置。平地机上安装自动调平装置后,有以下优点:

1. 平整精度显著提高。过去用手工操纵时,精平整作业达到精度要求的仅占 65% 左右,而采用自动装置后,达到精度要求的为 95% 左右,其作业平整度可达 ± 5mm。
2. 由于平整精度提高,可将建筑材料的覆盖层保持到规定覆盖厚度的最小值,从而大量节省了建筑材料。
3. 可提高车速而不影响作业精度,同时在夜晚也可施工,大大提高了工效。
4. 安装自动调节装置后,可降低对操作人员的技术水平和熟练程度的要求,驾驶员使机器

行驶几次,就可以达到平地的目的,而无需进行繁杂的程度调整,减轻了操作人员的劳动强度和精神负担,在可调驾驶台上装有电子监控系统,通过装有发光二极管的监控板,集中显示机械作业中所需要的数据,如发动机冷却液的液面和燃料油液面高度、机油压力、制动系统的气压、液压系统的油温、交流发电机的输出功率和各系统的故障等。并据此分3种等级向驾驶员发出警报:提醒驾驶员k 要求驾驶员作出反应k 立即停车。过去平地机的工作装置是靠机械方法调整的。现在平地机则实现了完全在驾驶室内对工作装置进行液压操作。

平地机的轴距越长,则平整精度越高,但过长的机身会使其机动性和通过性下降。为此有些国家准备开发研制有较高平整性能的短轴距平地机,如伸缩式平地机等。原苏联在这方面已有专利出现。

工程机械机电液一体化的最佳目标是使机器具有触觉、视觉智能,制成完全自动化的高科技机器。未来的平地机将采用具有眼睛和耳朵功能的传感器,并完全由微电脑控制。日本小松的研究队伍正在这方面积极研究,以保持住其在这领域的世界领先地位。

平地机的工作装置将更为多样化,而不仅仅主要用于平整地面,很可能会出现与当今概念完全不同的多功能平地机。进入90年代以后,这种趋势已经显现出来,日本川崎重工于1990年推出的新机械-KB7多功能平地机,其质量7.35t,全液压全轮驱动,它不但可平地、松土,还能完成装载和振动、捣实等作业。

#### (一)PY 180 平地机

PY 180 平地机是我国天津工程机械厂引进外国技术生产的新型平地机。它的主要工作装置是回转铲刀,此外还有松土耙、前推土板和重型松土器等。

PY 180 平地机的液压系统由工作装置回路、转向回路的制动回路等组成。

液压系统工作原理见图2-3-13。该液压系统为开式多泵定量系统,液压油箱为压力油箱。

##### 1. 工作装置液压回路

该回路由左、右铲刀升降7、8、前轮倾斜1、铲刀摆动6、铲刀引出5、铲刀角度变换3、铲刀回转2、前推土板升降1、后松土器升降10等液压回路等组成。各液压回路的液压油由双联齿轮泵13供给。其中铲刀升降液压缸7、铲刀摆动液压缸6、前轮倾斜液压缸11、铲刀回转马达2、前推土板液压缸1等由液压泵I经转换阀18、多路换向阀20分别供给;铲刀升降液压缸8、铲刀引出液压缸5、铲刀转向液压缸9、铲刀角度变换液压缸3、松土器液压缸10等由液压泵II经换向阀18、多路换向阀19分别供给。泵I、泵II分别向两个独立的工作液压回路(工作装置及制动回路)供油(如图2-3-13所示位置),但通过液动分流阀16和转换阀18可以实现合流供油。当油路换向阀18处于液压系统图示位置时,泵I和泵II所形成的双回路可分别独立工作,平地机的工作装置可通过操纵对应的手动换向阀改变和调整其工作位置。

双回路液压系统可以同时工作,也可以单独工作。调节铲刀升降位置时,则应采用双回路同时工作,这样可以保证左右铲刀升降油缸同步移动,提高工作效率。

为了提高工作装置的运动速度,可将油路转换阀18置于左位工作,此时,可将泵I和泵II的双液压回路合为一个回路,也称合流回路。系统合流后,流量提高一倍,工作装置的运动速度也可提高一倍,进一步缩短了平地机的辅助工作时间,有利于提高平地机的生产率。在铲刀左右升降油缸上设有双向液压锁26,可以防止牵引架后端悬挂重量和地面反作用垂直载荷冲击引起闭锁油缸产生位移。为实现前推土板平稳下降和铲刀左右平稳摆动,在前推土板油缸

1 的下腔(有杆腔)和铲刀摆动油缸 6 的上下腔均设有单向节流阀,控制回油速度,确保推土板和铲刀双向运动无惯性冲击。在前轮倾斜油缸 11 的两腔设有两个单向节流阀,可实现前轮平稳倾斜。为防止前轮倾斜失稳,在前轮倾斜换向操纵阀上还设有两个单向补油阀,当倾斜油缸供油不足时,可通过单向补油阀从压力油箱中补充供油,以防止气蚀造成前轮抖动,确保平地机行驶和转向的安全。为满足左右铰接回转油缸 9 对铰接转向和前后机架定位的要求,在铰接转向换向阀的回油道上设有补油阀 25,当系统供油不足时可直接从压力油箱中补油,可实现平地机稳定铰接转向和可靠定位。

在平地机各种工作装置的并联液压回路中,由于铲刀左右升降油缸 8、7 的两端均装有液压锁 26,故铲刀升降油缸的进油腔的液压油在油缸活塞到达极限位置时,不可能倒流回油箱。其它工作装置油缸和铲刀回转油马达均未设置双向液压锁,为防止各工作装置液压油或液压马达进油腔的液压油出现倒流现象。同时避免换向阀进入中位时发生油流倒流,故在后松土器、铲刀铲土角变换、铰接转向、铲刀引出、前推土板、铲刀摆动、前轮倾斜和铲刀回转诸回路中,负封闭式换向操纵阀的进油口均设有单向阀。

PY 180 平地机采用的油箱 24 为封闭式压力油箱。压力油箱上装有进排气阀 30、可控制油箱内的压力保持在 0.07M Pa 的低压状态下工作,有助于工作装置油泵和转向油泵正常吸油。进排气阀还可根据压力油箱压力的变化适时进入空气量,或排出多余气压。封闭式压力油箱可防止气蚀现象的产生,防止液压油污染,减少液压系统故障,延长液压元件使用寿命。

### 2. 转向液压回路

PY 180 平地机的转向液压系统由转向泵 14、紧急转向泵 15、转向阀 22、液压转向器 23、转向油缸 4、冷却器 28、旁通指示阀 21 和封闭式压力油箱 24 等主要液压元件组成。平地机转向时,由转向泵 14 提供的压力油经转向阀 22,以稳定的流量进入液压转向器 23。然后进入前桥左右转向油缸的不同的工作腔,推动左右前轮的转向节臂,偏转车轮,实现左右转向。左右转向节用横拉杆连接,形成前桥转向梯形,可近似满足转向时前轮纯滚动对左右偏转角的要求。

转向器安全阀(在液压转向器 23 内),可保护转向液压系统的安全。当系统过载,系统油压超过 15M Pa 时,安全阀即开启卸荷。当转向油泵 14 出现故障无法提供压力油时,转向阀 22 则自动接通紧急转向泵 15,由紧急转向泵提供的压力油即可进入前轮转向系统,确保系统正常工作。紧急转向泵由变速箱输出轴驱动,只要平地机处于行驶状态,紧急转向泵即可正常运转。当转向泵或紧急转向泵发生故障时,旁通指示阀 21 接通,监控指示灯即显示信号,用以提醒驾驶员操作人员。

### 3. 制动液压回路

制动回路由泵 11、分流阀 16、制动阀 17 及制动缸 12 组成。通过操作制动阀(右位),可向制动阀大腔供油,使制动缸伸出,从而实现制动。制动为单作用液压缸,当制动阀 17 处于左位时(图示位置),制动缸回油,制动缸缩回,制动解除。制动阀 17 为手动五位三通阀,进油、回油均有二位,以保证制动的平稳和可靠性。

### (二)美国卡特皮勒 G 系列平地机

图 2-3-14 是卡特皮勒 G 系列平地机的一种液压系统。该系统采用中高压开式系统,执行元件并联供油。系统中主要组成有一个双级压力变量轴向柱塞泵,一个专供冷却油用的辅助泵,两组具有流量控制的换向阀组(阀组内根据执行元件的多少,每组可配置 4 个左右的换向阀),一个全液压转向器以及溢流阀、卸荷阀、减压阀等。

下面对系统中主要元件及其工作原理加以介绍。

双级压力变量液压泵

G 系列内,双级液压泵是一个轴向柱塞斜盘泵,大排量的(131m L/ r 以上)一般均装在大型平地机上。变量泵的变量控制是依靠补偿控制器来实现图 2-3-15 所示的特性。补偿器(图 2-3-16)由减压阀、伺服阀和压力升档自动控制器 3 部分组成。

减压阀部分,实际上是一个定比减压阀。带节流小槽的柱塞 2 左端面上作用有  $p_1 \cdot \pi/4 \cdot d_{12}^2$  的力,大柱塞的右端作用有  $p_2 \cdot \pi/4 \cdot d_{22}^2$  的力及弹簧  $R_s$  力。若略去弹

图 2-3-15 双级压力变量泵 Q-P 特性图

$$p_2 = p_1 \cdot d_{12}^2 / d_{22}^2 = 0.15 p_1$$

式中 0.15 是由实物测得两直径数之比例的值。结果说明  $p_2$  远比  $p_1$  为小,但与  $p_1$  成比例地减小变化。因此, $p_2$  可代替  $p_1$  去控制变量机构,以减小平衡弹簧的尺寸。

图 2-3-16 变量泵补偿控制器

1-减压阀体;2-带节流槽的小柱塞;3-大柱塞;4-随动套;5-伺服阀芯;6-大活塞;7-顶柱;8-小活塞;9-控制活塞;10-弹簧;11-切换阀;12-升档活塞;13-调整螺钉; $R_1$ -压力补偿弹簧; $R_2$ -跟踪弹簧; $R_s$ -减压阀平衡弹簧

液压伺服部分:伺服阀由随动套 4、阀芯 5、大活塞 6、压力补偿弹簧  $R_1$ 、跟踪弹簧  $R_2$  等组成。大活塞 6 腔中的油压力产生一种使斜盘角度和排量增大的推力。随动套 4 在随动弹簧  $R_2$  推动下,通过顶柱 7 及大活塞 6 压向斜盘。阀芯 5 上有一面积差,大直径  $D_4$  环面上作用着减压阀来的  $p_2$  压力油,该油压力与  $R_1$  相平衡。

大活塞 6 腔随阀芯 5 与随动套 4 相对位置的不同,可与泵出口相通或通过泵壳与油箱相通。

伺服弹簧  $R_1$ 、 $R_2$  有一定顶紧力,使斜盘处在全排量位置上。当压力达到 13M Pa 时, $p_2$  上

升到能克服伺服弹簧  $R_1$ 、 $R_2$  的顶紧力, 阀芯 5 向右移动, 切断大活塞腔与泵的通路, 同时通过槽 S 接通中心小孔 H, 油经阀芯上的油道排出。

于是在小活塞 8 上的油压力推动斜盘转动, 减少泵的排量, 直至最小。此最小流量可以补偿泵的内泄漏, 并维持 15M Pa 低压力级的待用压力, 并冷却和润滑油泵。

最小流量可由螺钉 13 调整。

工作装置工作时, 若油缸上负荷减小, 则泵的输出压力也减少, 同样  $p_2$  也减小, 阀芯 5 左移, 使  $p_1$  压力油与大柱塞腔连通, 推动斜盘增大摆角, 增大泵的流量。

压力升档自动控制机构部分: 该机构由切换阀 11、弹簧 10、控制活塞 9 及升档活塞 12 组成。

当工作装置控制阀起作用时, 代表最大工作装置负荷的信号压力经过管路而作用到控制活塞上, 并产生一种力图去压缩弹簧 10 的力, 当信号压力达到克服弹簧 10 的顶紧力时, 切换阀移动, 并把  $p_2$  压力油接到升档活塞 12 处, 这相当于减少了阀芯 5 上  $D_3$  与  $D_4$  的面积差, 使  $p_2$  只有在比第一级变量起始压力为高的压力时, 才能使泵变量 (图 2-3-15)。

不管那一个工作装置上的负荷压力达到 15M Pa 时, 都会发生上述升档过程, 在压力达到 20M Pa 以前, 泵保持最大排量, 其后随压力的继续升高泵的排量减小。

工作装置换向控制阀组

该阀组有两组, 每组可多至 6 联阀。每一联阀由主阀 1、定压差减压阀 2、梭阀 3、单向阀 4 组成, 阀体上有固定节流孔  $O_1$  及  $O_2$ 。其作用原理如图 2-3-17。

当主阀 1 在中立位置时, 切断油泵来油路, 但油缸孔 A、B 与油箱连通。定压差减压阀与主换向阀之间的油道 G 中, 存在一近似为泵出口压力之半的中间压力, 该压力作用在定压差减压阀杆的左端, 使它克服弹簧力向右移动, 而弹簧腔的油则经由单向阀 4 排向油箱。由于油道 G 中有压力, 在中位位置时, 有少量油围绕主阀而泄漏。

当主阀移动, 油泵与一个油缸口相通, 而另一油缸口与油箱相通, 此时, 从压力油缸口来的油同时也经梭阀 3 传至减压阀 2 的弹簧腔。此外, 全部油缸口的油必须通过阀体上的流量控制节流孔  $O_1$  或  $O_2$ 。

图 2-3-17 换向阀工作原理

1-换向阀; 2-定差减压阀; 3-梭阀; 4-单向阀

阀体上节流孔  $O_1$ 、 $O_2$  的前端压力作用在减压阀 2 的左端, 而后端的压力与弹簧一起作用在减压阀 2 的右端。这样, 定压差减压阀将以一定的比率控制流量, 以维持阀体上节流孔  $O_1$  或  $O_2$  二端压降不变, 以保持不变的最大流量流过节流孔。

若要获得较小的流量, 则应移动主阀杆 1, 以产生一个附加的节流阻力。

G 系列平地机要求油缸伸缩速度相等, 这靠节流孔  $O_1$  及  $O_2$  的大小来保证, 因为油缸大小腔的面积比为 1.5 : 1, 因此节流孔  $O_1$  及  $O_2$  通道面积也应保持同样的比例。

阀体中单向阀 4 的作用是: 当控制阀操作时, 通过梭阀 3 把 A、B 中高压腔的油送到油泵升档活塞处 (即进入图 2-3-16 升移控制阀油道中去), 供泵压力升级用。由图 2-3-14 可见, 当各阀均工作时, 只有压力最高的油路上之单向阀打开, 使油通到升档机构中去。

G 系列平地机所用各阀的基本流量范围为 28.4 ~ 114L / m in。

锁阀

G 系列上用的锁阀有三种类型：

- 1. 基本型,只包含一个双路液控单向阀,它适用于工作装置的重力没有显著影响的地方。
- 2. 具有两个单向节流阀的锁阀,此节流阀位于锁阀与工作装置控制阀之间的油路上,适用于重力负荷有影响的场合(如铲刀侧立油缸、铰接车架及附属装置等回路等处),当油缸排出的油经节流孔时,产生液压阻力,以平衡重力负荷。
- 3. 带有节流阀与溢流阀的锁阀,安装在左提升油缸处,此油缸由于连杆机构杠杆臂拉动活塞杆时,向外的拉力会引起油缸小腔压力高于系统压力,当压力达 28M Pa 时,溢流阀开启,活塞杆被拉出,直到活塞杆上拉力不足以保持溢流阀开启时为止。

铲刀缓冲回路

该回路作用原理如图 2-3-18 所示。当铲刀遇到障碍并产生冲击时,可把电气开关处“开”的位置,于是常闭电磁二位二通阀开启,常开电磁二位二通阀关闭,液压泵来油(压力近似为 15M Pa)通向双液控单向阀(液压锁)的控制活塞处,并打开液压锁,液压缸大腔与蓄能器接通,铲刀缸的液压冲击被蓄能器吸收。蓄能器中氮气的充气压力为 2.1M Pa。

转向机构液压回路

平地机前桥转向由奥比托全液压转向器完成。转向压力由组合阀中的减压阀来提供。转向压力一般为 15M Pa 左右。回路中设有两个溢流阀作双向过载及补油阀用。

图 2-3-18 铲刀缓冲液压回路  
1-常闭电磁阀;2-常开电磁阀;3-蓄能器;4-液控单向阀;5-油缸;6-带节流溢流阀的锁阀;7-带节流阀的锁阀

(三) 自行式液压平地机常见故障与排除

自行式液压平地机常见故障与排除方法,见表 2-3-5。

自行式液压平地机常见故障与排除方法 表 2-3-5

故 障	故 障 原 因 分 析	排 除 方 法
1. 作业装置操纵失灵,不能选定位置	操纵杆不能回中位	回位弹簧太软或折断。更新
	油泵的故障	更换油泵
	工作油量不够	增调适当油量
	进油管堵塞或破损	检修或更换
	调压阀压力不正确或不能保持	检修或更换
2. 执行元件动作缓慢	油泵的流量不够	更换泵组件
	调节压力低	调整调节压力
3. 执行元件动作不稳,如铲刀颤动等	引起气穴现象	清洗吸油滤油器; 工作油不够时作适量补充
	油泵吸进空气	检查油口,不能吸进空气
	导向间隙过大	更换,磨导板衬套

续上表

故        障	故    障    原    因    分    析	排    除    方    法
4. 平整刀片振厉害	油缸吸进空气	排除空气
	引起气穴	清洗吸油滤油器； 工作油不够时作适量补充
	油泵内吸进空气	排除空气
	调节压力低	调节到规定的压力
5. 油缸因自重下落量大	油缸内泄漏	更换活塞密封或油缸组件
	液控单向阀的内泄漏多	更换阀零件
6. 驾驶手轮沉重	泵流量不足	补充工作油至油面线； 更换泵组件
	控制阀液压卡紧	换阀组件
	调节压力低	调整到调节压力
7. 液压轴向失灵	液压转向器损坏； 液压转向泵损坏	检查损坏情况进行修理或更换
	前轮摆振转向缸或拉杆轴承磨损	更换新轴承或相应的球锁
8. 铲刀不能旋转	液压马达接头渗漏	更换密封件
	液压马达中零件有磨损	
9. 泵供油量太小， 泵量噪音太大	油箱中油太少	加足油
	液压泵中大量进入空气	排除空气，紧固进油管与泵接头
	液压泵有毛病	检查或更换泵
10. 油温过高	油位太低	加足油
	冷却器积垢或堵塞	清除洗清，维修冷却器
	过长时间使用高档或低档	变换不同档次行驶速度
	变矩器有故障	按变矩器结构及补偿油路进行维修，检查调压阀

五、振动压路机

振动压路机已被广泛用于土石填方和沥青混合料路面的压实作业。振动压路机是依靠机械自身质量及其激振装置产生的激振力共同作用，以降低被压材料颗粒间的内摩擦力，将土粒楔紧，达到压实土壤的目的。振动压路机具有压实效果好、生产率高、适应能力强、使用范围宽等优点。采用振动压实较之静力压实均匀、密实度高。在相同的条件下，振动压实的最佳深度可达500mm。自行式振动压路机普遍采用液压传动和全液压铰接转向技术，并装有调频调幅装置、电子速度控制和电子监控检测装置，可随时检测压实层的密实度和均匀性。下面介绍两种典型的现代振动压路机的液压系统。

(一)SP-60D/PD 型振动压路机

SP—60D/PD 型铰接式振动压路机是美国英格索公司生产的一种大型全液压振动压路

266

机。其主要用于矿山、堤坝、机场和高速公路等大型路基工程的压实作业。该机的主要技术参数如下：

重量运输质量(kg)	18008
工作质量(kg)	19323
轮距(m m )	1811
轴距(m m )	3695
最小转弯半径(碾滚外侧)(m )	7
转向角度( °)	± 40
碾滚摆动角( °)	± 15
激振力(kN )	4560.8
碾滚总作用力(kN )	3778.5
振动频率(H z)	25
振幅(m m )	3
最大爬坡能力	46%
车速(km / h)	
前进 I 档	0 ~ 7
前进 II 档	0 ~ 10.5
后退 I 档	0 ~ 7
后退 II 档	0 ~ 10.5
轮胎规格	23.5× 25
发动机型号	6V -71N
额定功率(kW )	154
额定转速(r/m in)	1950

该机为静液压驱动,其液压系统如图 2-3-19 所示,可分为液压驱动行走回路、液压驱动振动回路和液压转向回路。

1. 液压驱动行走回路

该回路是由一个变量轴向柱塞泵 1 和两个并联的定量轴向柱塞马达 11、12 组成的闭式容积调速回路。该回路可以实现前进、后退、停车及作业速度的无级调速。

驱动泵 1 为美国森特(Sundstrand)公司 24 系列变量泵,排量为 118.6cm<sup>3</sup>/r,转速为 2370r/m in,最高工作压力为 35M Pa。前桥驱动马达 12 为美国森特公司 23 系列定量马达,排量为 89.1cm<sup>3</sup>/r,调整压力为 35.1M Pa,碾滚驱动马达 11 也为美国森特公司 23 系列定量马达,安全阀调速压力为 35.1M Pa。驱动泵 1 安装在分动箱左侧,由发动机经分动箱带动。碾滚驱动马达 11 和前桥驱动马达 12 是并联的,因此两个马达 11 和 12 同时由一个控制阀组控制。液压驱动系统工作压力在平地工作时为 4.2 ~ 9.8M Pa,爬坡 20% 坡度时为 14.0 ~ 28.1M Pa,变量泵调节装置由辅助泵通过三位四通电磁阀供油。辅助泵同时也可向主泵油路供油。前桥驱动马达经二级变速器、差速机构和轮边减速器而驱动前轮胎。碾滚驱动马达经行星减速器驱动碾滚。在前桥马达 12 上装有过载溢流阀,以实现安全保护和液压缓冲制动。二位二通电磁阀实现驱动轮的制动。三位三通液动换向阀组实现低压油路冷却。

2. 液压振动回路

该回路由变量轴向柱塞泵 2 和定量马达 7 组成的闭式容积调速回路,可以实现碾滚振动



图 2-3-19 SP-60D/PD 型振动压路机液压系统图

1-行走泵总成;2-振动泵总成;3-液压油冷却器;4-精滤油器;5-液压油箱;6-行走液压马达控制阀组;7-振动液压马达控制阀组;8-转向压力控制阀组;9-全液压转向器;10-转向液压缸;11、12-行走液压马达;13-转向泵

频率的无级调节。同时也可根据行车方向,改变泵输出液流的方向,从而改变起振偏心块的旋转方向,使其与行车方向一致以获得最佳压实效果。振动马达 7 直接带动主动挠性轴,然后通过挠性轴再带动振动偏心块,偏心块在高速转动下产生离心力,由其离心力(最大 272kN )致使碾磙产生振动。振动泵 2 为森特公司 21 系列变量泵,排量为  $51.6\text{cm}^3/\text{r}$ ,转速为  $2730\text{r}/\text{min}$ ,最高工作压力为  $35\text{M Pa}$ 。振动马达 7 为森特公司 23 系列定量马达,排量为  $89.1\text{cm}^3/\text{r}$ ,调整压力为  $35.15\text{M Pa}$ 。液压回路工作原理基本与行走液压回路相同。

3. 转向液压回路

该回路主要由转向泵 13、全液压转向器 9 和转向油缸 19 组成的开式回路。

全液压动力转向具有转向轮结构紧凑等特点,转向器可随驾驶室一起旋转  $180^\circ$  以适应多操纵位置的需要。当发动机熄火,转向泵不供油时仍能实现手动转向。压路机可实现  $\pm 40^\circ$  的转向,同时碾磙还可以相对前桥倾斜  $\pm 15^\circ$  以适应不平路面作业的需要。转向泵 B 为齿轮泵,流量为  $45.42\text{L}/\text{min}$ ,转速为  $2730\text{r}/\text{min}$ ,调节压力为  $15.82\text{M Pa}$ 。转向液压缸内径为  $101.6\text{mm}$ ,行程  $260\text{mm}$ 。该回路装有过载阀以防止系统过载,并装有溢流阀、节流阀以保持回路流量基本恒定。该回路工作压力为  $0 \sim 12.3\text{M Pa}$ 。

(二)BW 217D/PD 型振动压路机

BW 217D/PD 型振动压路机属德国宝马公司产品。由振动碾、机架、驾驶室配重、发动机、

268

液压系统及两只低压宽断面驱动轮组成。

该压路机技术性能参数如下：

操作质量(kg)	17552
前轴负载(kg)	10570
后轴负载(kg)	6630
最小转弯半径(内圈)(m m )	4645
纵向爬坡能力	45%
带振时	30%
行走速度(km / h)	
I 档	0 ~ 3.7
II 档	0 ~ 7.9
III 档	0 ~ 10.3
IV 档	0 ~ 13.4

发动机型号:D eutzF 6L 413 风冷式柴油机

N e= 123kW ,ne= 2300r/m in

振动频率(H z)	29 或 35
振动幅度	高或低

该机的液压系统由行走回路、振动回路、转向回路组成，其液压系统如图 2-3-20 所示。

1. 行走回路

该回路由双向变量泵 11 和三个内曲线行走马达 6、7、8 组成。轴向柱塞泵同时向三个内曲线马达供油。通过行走操纵杆 14 的左右移动控制双向变量泵的压力油流向。

压路机换向装置由手动三位四通流量伺服阀 22、液控压力位移比例阀 23 和行走油泵双向变量联动机构组成。液压换向装置的工作原理见图 2-3-17，伺服阀 22 的入口压力油由辅助定量油泵 28 提供，辅助泵输出的压力油经滤清器过滤后，以低于 1.6M Pa 的恒定压力输入伺服阀 22 的入口（当油压超过 1.6M Pa 时，溢流阀 27 即开始溢流卸荷）。这样，压路机在前进或后退运行过程中，从伺服阀 22 输出的液控压力油可稳定控制压力位移比例阀 23 的阀芯的位移量，并通过双向变量联动机构保持行走油泵 11 斜盘的倾角不变，从而保证行走油泵柱塞的排油行程不变，排油量不变，即可稳定输出流量，使压路机在一定负载范围内（行走液压回路系统压力不超过 42M Pa）具有稳定的作业和运输速度。BW 217D 和 BW 217PD 型振动压路机均有 4 个行驶速度范围（由行走电磁阀 1、2 实现），每一速度范围都可以操纵行走方向，操纵十分简便。

当需要紧急停车或工作结束时需要停车制动，按下停车制动阀 3，位于后驱动轮轮毂内的制动油缸回油，制动盘靠弹簧压力压在轮毂上实现机械制动。锁定阀 5，当压路机由于意外事故造成发动机熄火，这时停车制动将自动起作用，靠弹簧的压力制动住轮毂。当需要牵引压路机时，可推动锁定阀换位，然后通过方向盘的转动，向轮毂内的制动油缸提供压力油，使制动解除，这时压路机才能拖动。锁定阀压力油来自转向油缸出口油。

由于液压马达是内曲线双向液压马达，故在液压马达的回路上均需设置背压阀组 20。当压路机在作业或行驶过程中突然过载时，行走油泵 11 的输出油压将随之迅速上升，若系统工作压力超过 42M Pa，行走油泵 11 的安全阀 21 则迅即开启，直接卸荷，确保行走系统

安全。

## 2. 转向回路

该回路由液压泵 13、全液压转向器 17、溢流阀 24、缓冲补油阀 18 和转向油缸 19 组成。转向时,向左(逆时针方向)或向右(顺时针方向)转动转向盘,即操纵转向器的控制阀相对阀套转动一个角度,则可改变转向阀的液流方向。反向推动左右转向油缸,迫使前后铰接机架向左或向右偏转,实现压路机折腰转向。

全液压式转向器 17 包括阀体、阀套、控制阀和计量马达等主要零部件。计量马达在转向时具有随动作用,在转向过程中转子可带动阀套跟踪控制阀,实现液压机械反馈,自动回正,恢复转向器“中立”位置。紧急情况下,也可实现人力转向,此时计量马达将作为手动泵,通过操纵转子改变油流方向,实现左右转向。人力转向操纵费力,但可保证压路机在发动机突然熄火的情况下不致失去方向控制能力,确保压路机的行驶和作业安全。

## 3. 振动回路

本系统振动回路是一个双向变量泵 10 与一个双向定量振动液压马达 9 组成的容积式调速回路。双向变量泵的伺服系统由两个频率选择阀(可调式电磁减压阀 15、16)、压力位移比例阀 23、三位四通伺服阀 22 等来控制。通过这两个阀的控制,可改变双向变量泵的压力油流方向,从而改变了振动马达 9 的转向,而振动马达转向的变化又引起偏心块之间夹角的变化,从而达到两频率和双振幅的作业要求。

液压振动回路由变量柱塞油泵 10、可调式电磁减压阀 15、16 及其伺服调频装置、双向定量振动油马达 9 及其平衡阀 29 等液压元件所组成。当柴油机达到额定转速后,激振器才能正常起振。液压振动油马达可双向驱动激振动,得到高、低两个相应的固定振动频率。当确定适合被压层的振动频率后,先应接通与之对应的可调式电磁减压阀 15、16。此时,由振动辅助油泵提供的压力油(其油压与行走油泵伺服调速装置液控油路压力相等)通过电磁减压阀减压后,控制压力位移比例阀 23、振动柱塞油泵伺服阀 22 及其联动机构,即可确定柱塞振动油泵斜盘的倾斜方向,使振动液压马达按预定的旋转方向旋转。然后,再通过液控压力位移比例阀改变振动油泵的斜盘倾角,调节振动油泵的输出流量,获得所需要的固定振动频率。电-液伺服阀具有控制振动油马达正、反旋向两个工作位置,分别由两个可调式电磁减压阀 15 和 16 控制。当振动油泵 10 输出的压力油改变流向时,振动油马达 9 的旋向也随之改变,其输出转速也得到改变。故压路机的振动频率随着旋向的变化而得到调节。在振动油马达的排油道上也设有液控背压阀组 20,除保证有足够背压值满足马达结构要求外,且当回油背压超过额定值  $1\text{M Pa}$  时,振动液压油马达回油道将通过溢流阀节流卸荷,尚可稳定振动液压油马达的转速,防止惯性冲击,提高振动压实质量。

行走马达和振动液压马达分别装在振动碾的两侧。内曲线行走马达 8 可实现振动碾的低速高转矩作业的要求。振动碾与机架由高强度的橡胶缓冲块粘接来支持。

振动油泵与行走油泵由发动机共轴驱动。当液压系统油温过高时油温控制阀 4 换向,系统的回油经冷却后再回油箱。

该机通过振动测试器可以随时了解作业层的压实情况,这套测试器由变频器、信号处理器及模拟显示器组成。变频器装在振动碾行走马达的轴承盖上,振动碾在工作时的瞬间振幅传到变频器,变频器把振幅以电信号形式送到信号处理器,处理后的信号运动模拟显示器,从模拟显示器上就可以直观地了解到作业层的压实程度。当模拟显示器上刻度微小变化或完全不变时,就显示压实工作可以结束。

### (三)Y Z18 型振动压路机

Y Z18 型振动式压路机是我国生产的新型压路机。采用全液压控制、双轮驱动、单钢轮、自行式结构。驱动车部分和振动轮部分之间通过中心铰接架铰接在一起。由于采用铰接式转向,提高了整车的通过性和机动性。

振动轮部分包括振动轮总成、前车架以及刮泥板总成等部件。振动轮内的偏心轴与振动马达相连,由液压泵组中的振动轮泵供高压油给振动马达带动偏心轴旋转而产生强大的激振力(260~380kN)。振动频率和振幅可通过液压系统的控制来进行调整,可以得到混凝土的频率和振幅,满足混凝土工况的要求。振动轮还可以从行驶泵输出的高压油来驱动振动轮左边的液压马达旋转,从而驱动振动轮行驶,使振动轮还具有自身行走的功能。

驱动车部分是压路机自身行驶和供给行驶、振动及转向 3 大系统回路压力有的动力源。发动机、行驶、振动、转向系统、操纵装置、驾驶室、电器系统、安全保护装置等均装在车上。

本机采用道依茨 BF6M 1013 涡轮增压型水混凝土柴油发动机,额定功率为 133kW / 2300r/min。

液压系统见图 2-3-21,包括行驶、振动、和转向 3 个液压回路。三联液压泵组中,分别有行驶、振动和转向用泵,行驶还配有辅助齿轮泵,以提供行驶轮液控油及制动器用等。

行驶液压回路采用一台泵(斜盘式双向变量泵)双液压马达(柱塞式双向变量马达),行走及振动轮行驶采用并联闭式回路。回路工作压力为 42MPa。行驶液压泵通过手动操纵三位四通伺服阀控制变量速度及换向。手动液压伺服制动。

振动液压回路采用单泵(斜盘式双向变量泵)单马达(定量式双向柱塞式斜轴马达)闭式式,工作压力为 38MPa。通过操纵三位四通电磁阀,可以使振动泵斜盘具有两种方向的斜盘斜角,从而使泵输出不同方向和流量的高压油,使振动轮实现高频低幅(35Hz、0.95mm)和低频高幅(29Hz、1.9mm)两种功能,以有效地压实混凝土种类及厚度的铺料层。

转向液压回路由齿轮泵、溢流阀、过载补油阀、全液压转向器、两个转向液压缸等组成,装在后车架上。系统工作压力为 14MPa,采用开式油路。

#### 压路机的维护、故障分析与排除

为保证压路机经常处于优良的技术性能状态,应充分重视技术维护规范。压路机技术维护重点一般分为日常维护、周期性维护、长期停放维护及故障处理。

##### 日常技术维护

清洁压路机:清除压路机表面堆积的泥块和粘砂;清除发动机、液压元件和各部件表面上的尘土油垢。注意切莫将污物弄进各加油口和空气滤清器内。

检查压路机各零部件的连接和紧固情况,特别是减振块是否在正常压缩状态下工作,轴承座与振动轮的连接螺栓、驱动轮的轮辋连接螺栓是否松动或断裂,对松动和断裂者予以紧固或更换。

检查和排除压路机各部位的渗漏油现象。

检查发动机的机油、燃油及液压油油量并按规定加入新油至油标指示刻度。

检查振动轮内的冷却润滑油是否处于正常油位。方法如下:转动振动轮,使一个油口处于轮轴正上方(可向另一个油口方向稍偏),拧开另一个油口上的螺塞,此时若有油溢出则正常。否则,应从正上方的油口加注新的 Mobil—629 冷却润滑油至有油溢出为止。

油料和辅助用料,见表 2-3-6。

油料和辅助用料一览表

表 2-3-6

用料名称	牌号及标准	所用部位	用量	季节或环境温度
轻柴油	- 10 号或 00 号	发动机燃油箱	340L	冬季用 - 10 号
机油	20 号 (30 号) 机油	发动机曲轴箱	适量	冬季用 20 号 夏季用 30 号
工业润滑油	20 号 (30 号) 齿轮油	后桥减速器	适量	冬季用 20 号 夏季用 30 号
	M ob il629	振动轮	22L	全年
润滑脂	锂基润滑脂	振动轮十字轴承	按需	全年
	钙基润滑脂	各操纵装置油嘴		
液压油	美孚 68 号抗磨油	液压油箱	150L	全年
不冻水		发动机冷却水	4 瓶 (有暖气装置时另加一瓶)	全年

- 周期性技术维护
1. 发动机 50h 磨合后的技术维护
- 在投入使用之前,压路机应进行 50h 以磨合柴油机为目的的试运行,否则不得投入正式使用。
- 50h 磨合运行,按发动机使用说明书中有关规范进行。
- 磨合试转结束后,须按以下内容进行技术维护。
- 更换柴油机机油。热车时放进旧机油,然后注入新机油,经短期运行后检查机油油位是否在规定高度。
- 更换机油滤清器。
- 更换柴油滤清器。
- 检查液压油油位,加液压油至规定量。
- 检查减振块是否有裂纹,如裂纹长度大于 10m m 必须更换。
- 检查振动轮、后桥及液压系统是否有渗漏现象,有则必须排除。
- 柴油机每工作 50h,必须清理空气滤清器。
2. 压路机每工作 100h 要进行技术维护
- 进行日常技术维护的全部项目。
- 按发动机使用说明书中 100h 技术维护项目进行柴油机的维护。
- 向振动轮十字轴承加注锂基润滑脂。
3. 压路机工作 200h 技术维护

重复 100h 技术维护全部项目。

按发动机使用说明书中 200h 技术维护项目进行柴油机的维护。

检查压路机振动频率,必要时进行调整。

后桥各部件油位检查或加油、换油维护。

#### 4. 压路机每工作 600h 技术维护

重复 200h 技术维护全部项目。

按发动机使用说明书中 200h 技术维护项目进行柴油机的维护。

检查减振块的弹性,对变形大已破裂缺损的予以更换。

检查后桥、车架、振动轮等各重要部件的焊接处有无裂纹,传动件有无变形。如有则予以更换。

检查后桥和振动轮的轴承径向间隙,必要时予以调整。

检查轮辋和轮毂的连接情况,损坏的必须立即更换,

检查振动开关、操纵监视装置的电气线路是否正常。如有损坏则需立即修复。

检查振动马达与偏心轴之间 YZ18.6.3-2 弹性联轴垫的完好情况,若损坏则更换。

#### 5. 压路机每工作 1200h 技术维护

重复 200h 技术维护全部项目。

按发动机使用说明书中 200h 技术维护项目进行柴油机的维护。

更换液压油和液压油滤清器。

给振动轮中十字轴承及转向油缸关节轴承加注润滑脂。

除以上介绍的周期性技术维护外,压路机在每年的冬季须进行大维护——对压路机进行一次全面检查维修,并更换振动轮内的润滑油。

#### 6. 振动轮等冷却润滑油的更换

将压路机停在水平地面上,使振动轮两个油口之一位于轮轴的正下方,拧开螺塞放尽旧油。然后,将压路机稍许移动,使振动轮两个油口之一转至轮轴的正上方,拧开另一个螺塞,从正上方的油口注入规定标号的润滑油(约 22L),直至另一个油口溢出为止。最后,将油口螺塞擦净并重新装上、拧紧,换油完毕。

当后桥主减速器、轮边减速器、附加减速器中润滑油使用已经达到 1000 ~ 1200h 后,亦应在大维护中予以更换。

#### 长期停放技术维护

如果压路机将停放 3 个月不使用,应按下列要求维护:

按发动机使用说明书要求作长期停放的技术维护,作防锈处理。

将压路机内外表面清洗干净,有条件时应停放在库房里,露天应停放在通风处,用帆布盖好。

平行垫起前车架,调整垫块厚度,直至减振块完全不产生剪切、拉伸变形为止。

用中央铰接架固定装置将前后车架固定在一起。

对压路机各润滑点加注新油或润滑脂。

#### 故障检查与排除

振动、行驶、转向以及其它回路故障分析与排除,见表 2-3-7、表 2-3-8、表 2-3-9。

振动回路故障分析与排除

表 2-3-7

故 障 特 征	故 障 发 生 原 因	排 除 方 法
只有单档振动	振动开关至振动控制电磁阀电路断路。	检查振动开关至振动控制电磁阀电路,将断点接好。
两档振动均无反应或只有微弱振动	振动开关至振动控制电磁阀电路断路。 联轴器尼龙套损坏。 液压泵内部磨损严重。 液压马达内部磨损严重	进行电路检查,方法同上。 当确认电路正常,电磁阀工作正常时可将振动马达从振动轮上抽出,检查联轴器尼龙套是否损坏,若损坏,则进行更换。 检查液压泵。如其内部磨损严重,则需专业人员维修。 检查液压马达。如其内部磨损严重,则需专业人员维修
振动压实无力或振动时整车抖动	发动机工作正常,功率不够。 液压滤芯堵塞。 液压泵内部磨损严重。 液压马达内部磨损严重。	发动机功率不够,检修发动机。 更换滤芯。 检查液压泵,如其内部磨损严重,则需专业人员维修。 检查液压马达。如其内部磨损严重,则需专业人员维修
液压系统中进入了空气	液压油箱中油量不够。 吸油管不密封	检查油位,加注新油。 检查吸油管,拧紧其连接元件。
振动液压泵效率低	密封元件磨损。 元件磨损	拆检并更换新密封件。 拆检并更换新元件
振动马达效率低	密封圈冲坏。 元件磨损。 花键轴或花键套切齿	拆检并更换新密封件。 拆检并更换新元件。 更换新件
液压回路阻塞	油箱中油液过脏。 液压软管或接头处阻塞。 过滤网堵塞。 液压油冷却器内部阻塞	过滤或更换新油。 查出阻塞处并进行清除。 拆下并清洗干净。 拆下并清洗干净
振动频率异常	振动液压系统故障(如:效率低、漏油、压力不适)。 振动偏心块油腔间油液过多或过少。 油门操纵机构不适。 发动机转速不适	检查并排除振动液压系统故障。 检查偏心块油腔,放出多余油液或加到合适量。 检查并调整油门操纵机构。 调整合适转速

行驶回路故障分析与排除

表 2-3-8

故 障 特 征	故 障 发 生 原 因	排 除 方 法
行驶无力	发动机功率不够。 液压油过滤器滤芯堵塞。 液压泵、液压马达内部磨损。	进行发动机检修。 清洗或更换滤芯。 由专业人员排除。
液 压 系 统 中 进 入 空气	液压油箱中油量不足。 吸油管不密封。	检查油位,加注新油。 检查吸油管,拧紧其连接元件。
行 驶 时,前 进 正 常、后退单向无力。	泵内部控制阀失灵	由专业人员排除
停 车 制 动 失 灵。	摩 擦 片 磨 损 严 重 或 损 坏	由专业人员调整摩擦片间隙或更换摩擦片
行走速度异常	发动机油门操纵机构松脱。 轮胎气压不足。 发动机转速不适	重新调整油门操纵机构。 给轮胎充气到合适压力。 调定合适转速
传 动 系 统 有 较 大 的 冲击声或转动不 灵活	齿轮过度磨损或断齿。 齿轮间夹有污垢。 轴承过度磨损。 润滑油脂不足。	更换新件。 消除污垢。 更换新件。 加足润滑油脂

转向及其它回路故障分析与排除

表 2-3-9

故 障 特 征	故 障 发 生 原 因	排 除 方 法
铰 接 转 向 架 转 动 不灵活或有冲击	球铰轴承间隙过大或过度磨损。 螺栓松动或退出。 定位销松动或退出	调整球铰轴承间隙或更换新件。 重新拧紧螺栓。 重新拧紧定位销或配上合适的销钉
转 向 液 压 泵 效 率 低	密封件磨损严重。 元件磨损严重	检查并更换新密封件。 拆检并更换新元件
全 液 压 转 向 器 失 效	压力不适。 滤网或管路堵塞。 漏油	调整压力。 检查滤网和管路,清除堵塞物。 更换接头或密封件
转 向 油 缸 故 障	油缸无力,内泄严重。 外部漏油。 螺纹拉脱。 关节轴承磨损严重	检查活塞处密封情况,更换密封圈。 更换密封圈。 更换螺纹连接件。 更换新关节轴承
照 明 灯 不 亮 或 很 暗	灯泡烧坏。 导线损坏。 蓄电池电量不足	更换灯泡。 检修导线。 给蓄电池充电



## 第二节 液压挖掘机

挖掘机是 70% 的土石方开挖的主要机械设备,包括有各种类型与功能的挖掘机。单斗挖掘机不仅作土石方的挖掘工作,而且通过工作装置的更换,还可以用作起重、装载、抓取、打桩、钻孔等多种作业。它在各种工程施工中已经成为首要机械化施工设备考虑之一。

单斗液压挖掘机由工作装置、回转机构和行走机构 3 大部分组成。工作装置包括动臂、斗杆以及根据施工需要而可以更换的各种换装设备,如正铲、反铲、装载斗及抓斗等。

### 一、YW160 液压挖掘机

#### (一)主要技术性能参数

正铲斗容量	1.6m <sup>3</sup>
液压泵型号	2ZBZ140
系统工作压力	28M Pa
最大排量	2× 140m L / r
回转液压马达型号	ZM 732
最大排量	140m L / r
行走液压马达型号	ZM 732
最大排量	2× 140m L / r

#### (二)系统特点

Y W 160 挖掘机液压系统为双泵双回路总功率变量系统(图 2-3-22)。双泵有各自的调节器,两调节器之间采用液压联系,液压泵工作时始终保持两台泵的摆角相等,输出流量也就相等。

液压泵 A 输出的压力油通过多路换向阀组 I 供给斗杆缸、回转马达和左行走马达外,还通过合流阀 18 向动臂或铲斗缸供油,以加快起升或挖掘速度。液压泵 B 输出的压力油通过多路换向阀组 II 供给右行走马达、动臂缸、铲斗缸和开斗缸。

Y W 160 挖掘机液压系统具有以下特点:

1. 多路换向阀采用手动减压阀式先导阀操纵。手动减压阀式先导阀的控制油路由齿轮泵 4 单独供油,组成操纵回路。操纵先导阀手柄和不同方向和位置,可使其输出压力在 0~3M Pa 压力范围内变化,以控制液控多路阀的开度和换向,使驾驶员在操纵先导阀时,既轻松又有操纵力和位置的感觉。为保证有一定的操纵压力,并在液压泵不工作或损坏时仍能使工作机构运动。在操纵回路中设置了蓄能器。

本机有 5 个操纵手柄,各控制以下动作:

手柄 I 前后动作时,操纵相应的减压式先导阀的接通或断开,以改变斗杆缸的液控换向阀的开度和位置,来控制斗杆的升降;手柄 I 左右动作时,控制回转马达的左转和右转。

手柄 II、IV 分别控制左右履带的前进与后退;手柄 III 向前动作,动臂举升并向动臂缸合流供油;向后动作,动臂下降;向右动作,向铲斗缸合流供油并进行转斗挖掘;向左动作,铲斗退出挖掘;手柄 V 向前动作,控制开斗缸以卸载,向后动作控制关斗。

2. 除了提高液压泵的工作转速,避免产生吸空,改善自吸性能,采用了压力油箱。

3. 除了主油路、泄油路和控制油路外,还有独立的冷却循环油路,由齿轮泵供油,经散热器

图 2-3-22 YW 160 挖掘机液压系统

1-压力油箱;2-限压阀;3-滤油器;4-操纵齿轮泵;5-蓄能器;6-冷却齿轮泵;7-双联泵(PA、PB);8-散热器;9、17-液控多路换向阀;10-开斗缸;11-铲斗缸;12-动臂缸;13、14-行走马达;15-回转马达;16-斗杆缸;18-合流阀;I、II、III、IV、V-先导阀操纵阀

回油箱。这样可使回油背压小。保护冷却器安全。

4. 回转和行走机构采用高速马达配减速机构,即采用高速方案,高速马达和液压泵的型号,规格相同。

## 二、日本 1.8m<sup>3</sup> 液压挖掘机

图 2-3-23 是日本生产的斗容为 1.8m<sup>3</sup> 的全液压挖掘机液压系统图。

该系统是开式多泵系统。主液压回路是双泵双回路。液压泵组 1 包括两台轴向柱塞恒功率变量液压泵和一台齿轮液压泵。前者为工作主泵、后者为操纵用泵。两个主泵  $P_1$ 、 $P_2$  分别向多路换向阀 2、3 控制的各工作回路供液压油。多路换向阀 2、3 均各有四联三位六通液控换向阀,由减压阀式先导操纵阀手动操纵。操纵压力油由泵  $P_3$  供给,通过减压阀式先导操纵阀后,除一部分供操纵换向阀外,另一部分进入泵组调节器,作为以外控指令油压调节相应的主泵进行恒功率变量。两个恒功率变量主泵对两组换向阀回路实行分功率调节。工作回路除用恒功率变量泵与定量马达(液压缸)组成容积调速外,尚有恒功率泵与改变换向阀开口大小组成的容积节流调速和有由动臂液压缸进行双泵合流的有级调速。这样,调速范围大,低速性能好,功率利用合理,从而效率较高。

本机液压系统主要由以下各回路组成:分功率变量泵组调节回路、减压阀式先导阀操纵控制回路、回转回路、行走回路、动臂回路、斗杆回路及铲斗回路。液压泵  $P_1$  和  $P_2$ ,正常工作压力 21M Pa(转速 2354r/m in)由溢流阀 23、24 调定。 $P_1$  泵驱动左行走液压马达 20、斗杆液压缸 12 和回转液压马达 7; $P_2$  泵驱动右行走液压马达 8、动臂液压缸 9、10 和铲斗液压缸 11。各多路阀内的换向阀系并联。下面分别简要地介绍一下各液压回路。

### (一)分功率变量泵组调节回路

调节变量泵  $P_1$ 、 $P_2$  的调节器分别是 31、32。它们由 3 种不同控制指令进行调节:即减压阀式先导阀来操纵油压力为外控指令、由泵自身输出的工作油压力为内控指令和由上述两者指令组成的复合指令。无论那种指令都是不同程度地使液压主泵斜盘 M N 的两个控制液压缸 5、6 产生相应动作(图 2-3-23),从而使斜盘转角改变,以达到流量调节目的。

现以一个工作主泵  $P_1$  的调节器为例说明调节器的工作原理。

#### 1. 以液压泵自身输出油压力为控制指令(内控指令)

调节器尚未工作时,其内的伺服阀 1、2、控制液压缸 5、6 及斜盘 M N 所处位置如图 2-3-24 所示。

设液压泵调节器 31 内仅由液压泵自身来控制油(内控指令)而无减压阀式先导阀来的外控制油(外控指令)时,当液压泵工作时,由液压泵自身来的压力油(内控指令)进入调节器伺服阀 1 的右端控制腔时,液压力增大到克服伺服阀 1 左端弹簧 7 的弹簧力后,伺服阀 1 阀芯向左移,伺服阀 1 处右位工作。与此同时,因伺服阀开始时无控制指令进入,故伺服阀 2 仍处在左位。因控制液压缸 5 卸压、控制液压缸 6 内始终接入有由液压泵 1 来的压力油,故主泵 1 斜盘 M N 将在控制液压缸 6 的推动下向倾斜角减小方向移动,液压泵流量随之减少。随着斜盘 M N 的动作,由机械反馈带动伺服阀套 3 也向左移,伺服阀 1 又处中位。与此同时,伺服阀套 4 向右移,伺服阀 2 处右位,液压控制缸 5 卸压通道中断,斜盘停止转动,斜盘转角也就固定在某一相应的值上。只是当液压泵来的内控指令变化时,调节器才会如上述工作过程一样,重新变化调节到一个新的平衡位置值。压力与流量成恒功率关系变化调节。

#### 2. 以操纵减压阀式先导操纵阀来的压力油为控制指令(外控指令)

设液压泵工作时泵内自身控制油很弱,主要是减压阀式先导操纵阀来油(外控指令)操纵时,如图 2-3-25 所示。当伺服阀 2 右端接入由先导阀操作系统回路来的外控指令而伺服阀 1 几乎没有内控指令时,同前述动作原理一样。伺服阀 2 阀芯左移,阀处右位工作,伺服阀 1 仍处

图 2-3-23 日本 1.8m<sup>3</sup> 的全液压挖掘机液压系统图

1-液压泵组;2、3-多路换向阀;4、5、6-减压阀式先导操纵阀;7-回转液压马达组合;8、20-行走液压马达组合;9、10-动臂液压缸;11-铲斗液压缸;12-斗杆液压缸;13、14-平衡阀;15、18、19、21-滤油器;16-中心回转接头;17-冷却器;22-单向阀;23、24-溢流阀;25、26、27、28、29、30-过载安全阀;31、32-调节器;33-压力油箱

图 2-3-24 内控原理

1、2-伺服操纵阀；3、4-伺服阀随动套；5、6-控制液压缸

左位工作。这时，两个液压控制缸 5、6 同时有压力油作用着，因存在控制液压缸有效面积差别，斜盘 M N 的倾角向增大方向动作，并且是随着外控指令值的增大(减小)而增大(减小)，从而使液压泵的输出流量也增大(减小)。

图 2-3-25 外控原理

1、2-伺服操纵阀；3、4-伺服阀随动套；5、6-控制液压缸

### 3. 内控指令和外控指令同时作用(复合指令)

当内控指令和外控指令同时作用时，则按控制指令压力较强者为执行指令进行工作。这时按上述两种情况表现出斜盘所得转角，液压泵输出相应的流量。

由于两台主液压泵有自己的调节器，互不干扰，所以两泵以分功率调节系统供油。

#### (二) 减压阀式先导操纵阀操纵控制回路

控制回路由  $P_3$  泵供油，工作压力由  $P_3$  泵出口处的溢流阀 1 调定为 2.5M Pa。

从控制泵  $P_3$  输出的压力油，经过滤器 18，并联进入 3 个减压阀式先导操纵阀 4、5、6。阀 4 控制斗杆(合流控制)和回转液压回路，单手柄四方位操纵，分别控制两个工作装置的正反工作

状态。阀 6 控制动臂(合流控制)和铲斗液压回路,操作同上;阀 5 由两个手柄进行操纵,每个手柄有前、后两个操纵位置,分别是控制左、右行走液压回路。

(三)回转回路

回转油路 7 由主泵  $p_1$  供油,由多路阀组 2 中的  $B_4—B_2$  联换向阀控制换向,由减压阀式先导阀 4 进行液控操作。回转液压马达是一台曲轴连杆式低速大转矩马达,工作压力 18M Pa,转矩为  $1920N \cdot m$ 。

回转制动阀包括过载阀和制动阀两部分。过载阀调定压力为 18M Pa,制动阀具有以下几点主要作用,见图 2-3-26。

1. 平稳起动作用。由于制动阀 1 的两端控制油路上,均设有单向节流阀 5、4,故使起动平稳无冲击。

2. 限速、补油作用。当液压马达在任何情况下有失速现象时,由于液压泵对液压马达进油腔的供油不及,制动阀 1 将因液控端压力不足而将向中位移动,从而使液压马达回油逐渐关小,到限速作用;在极限情况下,失速严重时,液压马达制动阀完全可回到中位,使回路通路切断,马达停止旋转。这时进油端将会出现负压现象,则可通过中位单向阀进行补油。

3. 制动、锁紧作用。液压马达在制动时,由于液压泵来的进油中断(换向阀处中位时),制动阀回中位。此时中位的二个单向阀将对液压马达起到可靠的锁定作用。

图 2-3-26 回转制动阀工作原理图  
1-制动阀部分;2-控制端弹簧;3-过载阀部分;  
4、5-单向节流阀;6、7-控制端缸大、小腔

(四)左右行走回路

左、右行走机构的回路 20、8 完全相同。但分别由  $P_1$  泵、 $P_2$  泵供油,由多路换向阀 2 的  $C_3—C_2$  联换向阀和多路换向换 3 的  $C_1—C_4$  联换向阀控制换向。液压马达为轴向柱塞式,通过减速器驱动履带行走。工作压力调定为 21M Pa。液压回路中的制动阀与回转回路制动阀相似,仅过载调定压力较回转回路的 18M Pa 高。定为 25M Pa。

(五)动臂回路

两动臂液压缸 10、9 由两个多路换向阀组中的  $A_1—A_3$  联换向阀液压缸驱动,要求驱动功率较大,故采用双泵合流供油。两动臂液压缸为刚性同步,即两液压缸与动臂相连,靠连接刚度实现强行同步。回路中设有一平衡阀 14,用以制动及限制动臂下降速度,防止动臂失速。阀 25 为过载阀,调定压力为 25M Pa,它与平衡阀 14 配合,防止因动臂带载下降突然受阻时、液压缸有杆腔内压力超载而出现的损坏液压元件或破坏管路的现象发生。如图 2-3-27 所示,平衡阀内弹簧调定压力为 23.5M Pa。当动臂下降时,在一般控制压力下,平衡阀凸台 D 半开,动臂液压缸无杆腔回油可经 f、g、B 回油。若发生上述动臂液压缸上腔压力急增,当进入控制口 C 的油压作用力也大于滑阀弹簧调定的 23.5M Pa 时,凸台 D 将 g 口半闭,动臂液压缸下腔回油闭死,动臂下降动作停止,从而保护了液压回路的安全。在这同时,进油路

图 2-3-27 平衡限速阀

上的油压力必定达到或超过阀 25 调定的 25M Pa 压力, 阀 25 过载溢流, 从而起到动臂下降时进油路的安全保护作用。

(六) 斗杆回路

斗杆液压缸 12 也是由两个多路换向阀中的 B 1—B 3 联换向阀进行方向控制的。由于斗杆动作频繁, 且要承担一定挖掘力, 因此, 斗杆液压缸也系双泵合流供油。以满足速度和驱动功率的要求。在斗杆液压缸小腔进油路上设有平衡阀 13, 其作用是防止斗杆伸出时, 因有铲斗、铲斗内物料及斗杆自重等负载同向作用下的失速现象。平衡阀内又设有过载阀 30, 其作用是防止斗杆在中位时因铲斗的动作对斗杆的影响, 如造成斗杆液压缸有杆腔内过载时可卸荷、无杆腔内为负压时可补油。阀 30 调定压力为 25M Pa。

(七) 铲斗回路

铲斗液压缸 11 由液压泵 P<sub>2</sub> 供油, 并由多路换向阀 3 的 A<sub>4</sub>—A<sub>2</sub> 联换向控制阀。换向阀为 O 型滑阀机能, 以保证液压缸在不工作时的闭锁。在换向阀压力油出口处均设有安全阀。

(八) HD 1800 型挖掘机的故障与排除

本机液压系统常见故障现象, 故障产生的原因及排除方法, 见表 2-3-10、表 2-3-11。

HD- 1800 型挖掘机的故障及排除表

表 2-3-10

故 障 现 象	故 障 原 因	排 除 方 法
减 压 阀 式 先 导 操 作 系 统 失 灵	1. 减压阀式先导操纵阀故障： 手柄、压盘、钢球、推杆、导杆、调压弹簧磨损、变形、折断。 回位弹簧变形, 折断。 液压油污染造成阀内及油口卡死, 泄漏及堵塞。 2. 减压阀式先导操纵阀与主液控阀连接油管管路松动, 进气, 泄漏油及“别劲”。 3. 油粘度不合适或油温过高	检查减压阀式先导阀。检查液压油温, 油液质量
液 压 泵 不 供 油, 或 供 油 不 足。	1. 两台分功率调节变量泵中有一台出现故障： 主泵内零件磨损。 调节器失灵。 因油温过高, 油液内杂质使泵运转失灵。 自控, 互控, 远控油路油管堵塞。 2. 泵组内定量泵(齿轮泵)出现故障	视故障情况进行检修, 若换新泵, 则同时换两台泵。检查油温, 油液质量, 过滤或更新油
回 转 回 路 故 障	回转动作失灵或速度过慢： 压力值调节过低。 主换向阀内泄严重。 制动阀失灵。 过载阀失灵。 回转液压马达损坏	检查回转液压回路各元件及油液质量, 并进行检修或更换
动 臂 回 转 故 障	动臂举不起或速度过慢： 压力值调定过低。 主换向阀内泄严重。 平衡阀故障。 动臂缸内泄。 合流管路出现故障, 无合流流量	检查动臂液压回路各元件及油液质量, 并进行检修或更换
行 走 回 转 故 障	左右行走不动或速度失调： 压力值调定不适当。 主换向阀内泄严重。 行走马达总成内(液压马达, 过载补油阀, 制动阀)故障	检查行走回路各液压元件及液压油质量, 并进行检修或更换

续上表

故 障 现 象	故 障 原 因	排 除 方 法
斗杆回转故障	斗杆动作失灵或速度过慢： 调力值调定不当。 主换向阀内泄严重。 过载补油阀失灵。 合流管路出现故障,无合流流量	检查斗杆回转各液压元件及进行检修或更换
回转接头故障	出现有异常声音	检查回转接头,看看轴和转子之间或推力板附近是否滞塞,进行检修或更换

HD - 1800 型挖掘机液压装备的目测、听闻、手触故障检查表

表 2-3-11

检 查 项 目	检 查 方 法	故 障 鉴 定	排 除
外观	目 测	碰撞与破损,金属和涂料的锈蚀与脱落	如即刻影响使用,则予以修理,否则在周期检查时修复
油箱内液面油液	目 测	过滤器积垢不能多,液面应在规定线上	积垢过多,查明原因,过滤或更换油液,加足油液
振动过大,异常噪音	接触,查看或听闻	应无异常	如超过正常状态,查明原因,并予以修理
温度升高	手 触 或 用 温度计测量	应正常	如超过正常要求,查明原因,并予以修理
压力	查看压力表	应正常,无波动	若波动过大,查明原因,予以检查,排除

一般要求液压元件尽可能少拆卸,只有在以下情况时,主要液压件才允许拆卸检修。1. 液压泵： 当泵在运转中,温度升高过多时； 泵体发出异常音响时； 泵的流量减少时。2. 液压缸： 密封装置的渗漏过大时； 正常运转的反应过慢时； 爬行现象严重时。3. 液压阀： 渗漏过大时； 噪声、振动声及油温过高时； 阀芯卡住导致故障时。4. 液压马达： 效率显著降低时； 壳体温升过高时； 内、外泄漏发生时。

### 三、EX400 型液压挖掘机

图 2-3-28 是日立公司生产的 EX 400 型全液压挖掘机液压系统工作原理图。

动力装置是一台四冲程六缸水冷带涡轮增压器的 206kW 额定功率的柴油发动机。

挖掘机铲斗容量为 1.82m<sup>3</sup> 整机工作装置包括动臂、斗杆、铲斗、回转及行走机构等组成。因此,整车的液压系统也是由各工作装置的液压系统所组成。整机液压系统属多泵变量系统。泵组 22 中含三台液压泵,前后泵为主泵,是恒功率斜轴式轴向柱塞泵,主要用于向各工作装置回路供压力油;中间的是台辅助性齿轮泵,主要用于向各工作装置提供操作控制用压油。下面分别就各工作装置液压回路介绍如下。



图 2-3-28 EX 400 型全液压挖掘机液压系统工作原理图

1-平衡阀;2-二位三通液动阀;3-二位三通电磁阀;4、36-过载阀;5-刹车制动缸;6-斜轴倾转活塞;7-高压主安全阀;8-低压主安全阀;10-液压开关液动阀;12-液控三位八通换向阀;13、17、18、23、24、25-过载补油阀;14-铲斗液压缸;16-动臂液压缸;15、19、28、30、31-减压阀式远程操纵阀;20-油温冷却器;21-背压阀;22-泵组(前泵、后泵、辅助泵);26、11、9、44、46-三位八通液控换向阀;27-三位九通液动阀;29-斗杆缸;32、47-单向阀;33-溢流阀;34-蓄能器;35、38-制动阀;37-回转液压马达;41-速度调节阀;42-电液阀;43-液控三位十通阀;45-液控三位八通阀(回转);46-液控三位八通阀(斗臂换向阀);48、49-梭阀

### (一)主泵液压调节回路

由两台主泵供油的两组多路换向阀出口油路端各设有一个固定节流阀 F、G,它的作用是可以调节液压泵在空载时的流量,使之流量减小。当各换向阀处中位不工作时,由于节流阀节流作用,阀前压力增大,此增大的压力油反馈进入变量泵控制调节缸内,推动调节缸移动,使斜轴泵倾斜角变小,从而减少了该泵的输出流量。

只有当多路阀内任一换向阀工作时,节流阀前后压差增加不大,不影响或不改变泵斜轴斜倾角,从而使泵输出流量增加,以满足挖掘机各工况的速度要求。

### (二)动臂液压回路

动臂的动作由换向阀 26、46 联合供油,液动换向阀的控制由手动减压阀式远控操纵阀 30 控制,其控制油由辅助泵(齿轮泵)供给。当阀 30 向左操纵时,从辅助泵来的操纵压力油经单向阀 32 到达阀 30 及阀 26 的左端、阀 46 的右端,使阀 26 左位工作,阀 46 右位工作。从前泵来的液压油经换向阀 46 到达 A 点,从后泵来的压力油经换向阀 26 到达 B 点,共同流入动臂的无杆腔,使动臂举升,有杆腔的油分别经阀 26、46 回油箱。同理,当阀 30 向右操纵时,动臂下降。

动臂举升设定压力由过载阀 17 保证,设定压力为 32M Pa;动臂下降设定压力由过载阀 18 保证,为 30M Pa。

### (三)斗杆液压回路

当手动减压阀式远控操纵阀 19 右位工作时,同上原理一样,斗杆换向阀 44 左位、43 右位工作,两主泵压力进油在 E 点处汇合进入斗杆缸 29 的无杆腔,斗杆缸伸出,有杆腔回油经换向阀回油。此工况过载阀 24 设定压力为 32M Pa。

当阀 19 左位工作时,换向阀 44 右位、43 左位工作,两主泵液压进油在 D 点汇合进入斗杆缸的有杆腔,斗杆缩回,无杆腔回油经各自换向阀直接回油箱。此工况过载阀 25 设定压力为 30M Pa。

### (四)铲斗液压回路

铲斗液压回路由手动减压阀式远控操纵阀 15、液动换向阀 12、铲斗液压缸 14 及前泵等组成。

同上工作原理一样,减压阀式远控操纵阀 15 操纵在左、右侧不同位置,换向阀 12 就在左位、右位不同工作,从而使铲斗缸大腔或小腔进压力油,铲斗就进行挖掘或卸料作业。挖掘时过载阀 13 设定压力为 30M Pa。

### (五)回转液压回路

回转液压回路由手动减压阀式远控操纵阀 31、回转换向阀 45、斜盘式回转液压马达 37、二位三通液动阀 38、制动液压缸 39 及后泵等组成。

当减压阀式远控操纵阀 31 处于左、右侧时,换向阀 45 就在右位或左位工作,从而使液压马达向左、向右转动。

液压马达的过载及真空补油由各自回转液压马达回路上的过载阀 36 及单向阀解决。过载压力设定为 24.5M Pa,两个反向单向阀供真空补油用。

当换向阀 45 处于中位时,从辅助泵来的压力控制油流到二位三通液动阀液控端,使二位三通阀处于下位工作,此时从辅助泵来的压力油又进入制动液压缸 39 的下腔(有杆腔),压缩制动缸上腔(无杆腔)弹簧,活塞上升,从而带动制动机构装置抱紧液压马达,实现液压马达制动停止运转。

当换向阀 45 处于左、右位工作位置时,由于二位三通阀无控制液压油,阀处上位工作,刹

车控制缸处于不刹车的放松状态。

(六)履带行走液压回路

履带行走液压回路由液压泵(前泵、后泵及辅助泵)、三位八通液动换向阀 9、11、平衡阀组 1、过载阀组 4、二位三通电磁阀 3、二位三通液动阀 2、二位二通液动阀 41、斜轴式液压行走马达 40、斜轴液压马达转角控制缸 6、斜轴液压马达制动缸 5、高低压力安全阀 7、8、梭阀及减压阀式手动远控操纵阀 28 等组成。

当操纵手动减压阀式远控操纵阀 28 处于左、右不同位置时,液动换向阀 9、11 也同时处于右、左不同工作位置,后、前泵来的压力油经液动换向阀到达左、右行走液压马达,驱动履带朝前或朝后运动。

液压回路中,为了限速、平衡、调速、制动等要求,设立了较多的控制阀或阀组,其简要工作原理及作用介绍如下。

为了使行走马达能实现限速、真空补油,设有液压平衡阀组 1(含单向阀及液控三位四通平衡阀);为了能选择回路压力,设有二位三通电磁阀 3,以便通过梭阀能实现选择高压安全阀 7 及低压安全阀 8 的控制;为了能实现制动液压马达及控制斜轴液压马达的倾斜转角,回路中设置了二位三通液控阀 41、制动缸 5 及斜轴转角控制缸 6。

整车液压系统内的许多回路,可以实现合流复合操作。它们是:动臂回路与斗杆回路的合流复合操作;回转回路与行走回路的合流复合操作;动臂回路与行走回路的合流复合操作;斗杆回路与行走回路的合流复合操作;铲斗回路与行走回路的合流复合操作。

动臂回路与斗杆回路的合流复合动作是通过阀 30、19 左位,以实现动臂、斗杆的上举及外伸;回转回路与行走回路的合流复合动作是通过阀 31 的操作,使阀 45 处左、右工作位后,再操纵阀 42 为上位,使阀 10 左端卸荷,则可使二位二通液动阀 10 右位工作,从而使既要供回转回路,又要供左行走液压马达的负荷大的后泵得到了由前泵通过阀 47 来的补充流量;动臂回路与行走回路的合流复合动作、斗杆回路与行走回路的合流复合动作以及铲斗回路与行走回路的合流复合动作其基本工作原理与上述相同。

第三节 稳定土拌和机

稳定土拌和机用于道路或机场等工程基层土壤的加固工作。通过它完成土壤混合料的制备(包括粉碎土壤、喷洒粘结料、混合料拌和和摊铺)。

铣刀式稳定土拌和机又称路铣机。它的关键设置是有一个铣削筒(又称转子),用于粉碎土壤、搅拌混合料,并使粘结料发生搅拌。铣削筒与机器纵轴垂直安装,在沿筒轴的长度方向上,安装有一定数量及角度的叶片铣头。铣筒带有外罩,罩内为粉碎土壤、喷洒粘结剂、搅拌混合料等的密闭工作腔。

稳定土拌和机按机组数、履带式还是轮胎式、机械传动还是液压传压传动、铣筒数量等分为许多种。下面简介两种型号(W BY 210 和 M PH -100)的稳定土拌和机。

一、WBY210 型全液压稳定土拌和机

本机适用于道路、机场、货场等工程施工现场土壤稳定土的拌和作业。

主要技术参数

柴油发动机型号 6135K -5

功率	117.6kW
工作装置型式	单转子后悬挂式
拌和深度(m m )	100 ~ 130
拌和宽度(m m )	2100
转子转速(r/m in)	137、164
工作速度(km / h)	0 ~ 1
最高运动速度(km / h)	5.5
最大爬坡度( °)	20
主传动系统压力(M Pa)	32
辅助传动系统压力(M Pa)	14

该机采用了封闭式专用刀具拌和、转子滚切、粉碎、拌和的工作原理,通过切、撞、磨等作用实现均匀拌和的目的。拌和工作装置为后悬挂式,它由悬挂架、转子、浮动罩及升降机构等部件组成。

悬挂架与后机架相铰接,用来支撑转子并借助液压缸控制拌和深度或将转子提升到拌和机的运行状态。在悬挂左右侧板上附有链条减速机构。定量柱塞马达通过侧减速装置带动转子工作。

转子是直接拌和装置。在转子轴上焊有几个刀盘,每个刀盘上均布 4 把拌和刀,拌和刀在转子轴线方向按螺旋线方式排列。随拌和材料的改变选用相应的刀具。

浮动罩装置由吊架、罩壳和平衡杠杆组成。在非拌和状态时,罩壳随转子的升降而升降;在拌和状态时,罩壳不随转子拌和深度的变化而改变高低位置,始终浮动在地面上。浮动罩装置保证了转子拌和室有良好的密封性,还有利于材料的刮平工作。平衡杠杆使浮动罩在浮动过程中相对轴线保持平移运动,借以防止在铺料不平或碰到障碍物时浮动罩与转子之间出现卡滞现象。

该机的液压系统如图 2-3-29 所示。柴油发动机动力输出轴通过传动万向节传动轴与分动箱相连接,从而带动安装在分动变速器上的 5 个泵(2、3、28、26、35)工作。

该液压系统为多泵开式系统。分动变速器为一有两档速度和 5 个动力输出的箱体。5 个液压泵中,其中有两台大流量的斜轴式定量柱塞泵 2 和 3,两台小流量的轴向手动变量柱塞泵 26、28 和一台齿轮泵 35。

该系统由转子驱动回路、行走回路以及控制回路等组成。

1. 转子驱动回路由两台斜轴式定量柱塞泵 2 和 3、两个二位三通手动换向阀 6 和 7、两个溢流阀 4 和 29、一个过载保护安全阀 10 以及两台斜轴式定量马达 11 和 12 等组成。两台斜轴式定量泵排出的高压油合流后经三位四通手动换向阀 9 驱动定量马达 11 和 12。当手动换向阀 9 位于中位时,压力油经过换向阀 9 再经过冷却器 24 和精滤油器 23 流回油箱。当手动换向阀 9 位于左、右位时,就驱动两个马达 11 和 12 正、反向旋转,从而带动转子工作。溢流阀 10 是防止转子过载,起安全保护作用,一定程度上保证刀具的使用寿命。由于分动变速器有两个档位,相应的液压泵的流量也得到改变,因此转子的转速也可得到两档速度。二位四通手动阀 6 和 7 为合流阀。

2. 行走驱动回路由两个手动变量柱塞泵 28 和 26、三位四通手动换向阀 30 和 31 以及内曲线液压马达 13 等组成。通过调节手动变量泵 26、28 的排量,其行走速度可实现无级变速。当换向阀 30 和 31 均在左、右位(阀 8 和 32 均在右位)时,就实现了整机的前进、后退。当换向阀

30、31 一个在中位,另一个不在中位时,即一个马达旋转,一个不旋转,就实现了拌和机的左(或右)转向。

各自的溢流阀 25、27 起过载保护作用。二位四通手动阀 34、32 为合流阀。

3. 控制回路是由齿轮泵 35、多路换向阀 19、20、22、工作装置升降油缸 14、和尾门油缸 16 等组成的开式回路。

齿轮泵 35 排出的高压油通过组合阀分别控制工作装置液压缸 14 的升降、尾门液压缸 16 的开启以及风冷却液压马达 17。当 19、20、22 三个换向阀均位于中位时,齿轮泵排出的高压油经过冷却器 24、滤油器 23 流回油箱。当手动换向阀 22 在左、右位时,高压油只控制工作装置液压缸 14 的升降,单向节流阀 33 的作用是控制升降速度。两个液压锁是为了保证工作装置保持其一定的升降速度,保证一定的拌和深度。当换向阀 20 位于左、右位时,就实现尾门液压缸的下降、上升。当换向阀 19 位于左、右位时,就只驱动风冷马达 17 运转,启用冷却液系统。可变节流阀 18 的作用是根据气温情况调节控制马达 17 的转速。

## 二、MPH-100 型液压稳定土拌和机

MPH-100 型液压稳定土拌和机是德国宝马(BOMAG)公司生产的。该机具有操作轻便,自动控制,行走系统采用轮胎式底盘运行速度快,全液压转向,转向灵活轻便,转子可以进行无级调速和无冲击换向等优点。

该机的主要参数

发动机型号	GM C8U -71
功率	223.4kW
转子转速(r/min)	0 ~ 135(破碎)      0 ~ 270(拌和)
工作速度(m/min)	0 ~ 6.4
运行速度(km/h)	0 ~ 25

该机前面为轮胎式拖拉机,后面悬挂着路铣工作装置。该机的液压系统如图 2-3-30 所示。整个液压系统由行走回路、转子回路、转向回路、转子升降回路、尾门开闭回路、制动回路等构成。

1. 行走回路

由斜轴式变量泵(见泵组总成 17)以及定量马达 22 等组成。主泵向定量马达 22 提供高压油带动马达旋转,驱动行走机构行走。辅助泵一方面向主油路的低压管路提供一定的补偿油,另一方面向控制回路提供控制油。控制油通过液动二位三通阀和三位四通阀控制主泵的两个伺服油缸,使其斜盘倾角变化,从而达到控制主泵的输出流量和液流方向,实现无级变速和无冲击换向。节流阀作用是调节进入控制油路的流量。二位二通液动阀控制油是由转子泵总成 18 提供的。

2. 转子回路

该回路由一个变量泵 18、两个转子马达 11、过载阀 13、单向阀 14 以及滤油器 15 等组成。主油泵是通过手动两档速度阀 12 进入液压马达,驱动转子工作。

单向阀 14 起补油作用。当发动机突然停止工作或换向阀突然处中位时,主泵不能向主油路提供压力油,由于转子的惯性作用,转子马达就暂时处于泵的工作状态,使进油路的油吸空,此时单向阀 14 打开,向进油路补油,防止主进油路气蚀现象的产生。

手动两档速度控制阀 12 可使转子得到两个速度:破碎时为 0 ~ 135r/min、拌和时为 0 ~ 270r/

m in.

滤油器 15 的作用是过滤主油路的工作油液中的杂质,使工作油始终保持清洁,保证工作的顺利进行。

当转子遇到大的石块或其它障碍物时,主油路的进油路压力升高。此时高压油就打开单向阀,推动变量泵中的二位三通液动阀,使其处右位工作,变量泵操纵油路卸荷,保证了转子的安全。

3. 转向回路

该回路通过一个辅助泵 25 提供压力油。通过全液压转向器 26 控制转向油缸 1 的收缩,从而实现转向。全液压转向器为开式有反应型,驾驶员有一定的路感。

4. 控制回路

辅助泵 25 的另一部分油通过滤油器 29 再经过流量控制阀 28 分别进入控制制动回路和尾门、转子升降回路。

手动阀 16 是控制制动油缸的,当阀芯位于左腔时,制动油缸工作起制动作用;位于右腔时,工作油就通过手动阀回油,制动解除。

3 个三位六通手动控制阀组 3 分别控制转子升降液压缸 5 的升降和尾门升降油缸 6 的升降,以及伸缩液压油缸 9 的伸缩。C 阀控制转子的升降,从而控制拌和机拌和的深度。B 阀控制尾门的开启。A 控制油缸 9 的伸缩。

辅助泵 25 通过滤油器 24 从油箱中吸油。

转子回路、行走回路的回油和泄漏油通过油冷却器 27,使油温不致过高,以保证系统的正常工作。

三、稳定土拌和机液压系统常见故障、故障原因及排除方法

稳定土拌和机液压系统常见故障及故障原因及排除方法,见表 2-3-12。

常见故障、故障原因及排除方法			表 2-3-12
故障现象	故障原因		排除方法
行走液压回路	压油不足或无压油,使行走速度慢或不行走	主泵有故障 操作泵及操纵系统出现故障 泵与动力源连接轴出现问题 行走马达总成内出现严重泄漏 节流阀堵塞,主泵变量系统失灵 单向阀泄漏	检查动力源功率;检查主泵及辅助泵;检查操纵系统;检查液压马达总成及单向阀磨损
	油温升高或过高	马达总成三位三通梭阀及卸荷阀出现故障 冷却器故障	检查梭阀及冷却器
转子回转回路	转子回转无力或转速过低	调压太低 主泵变量调节系统失灵 节流阀堵塞 单向阀泄漏 手动调速阀内故障	检查调压阀及变量调节系统;检查单向阀磨损;检查液压油污染情况
	振动、噪声严重	调整相应负荷 过载补油阀失灵 压力调节不适应 回转马达故障 回路内存在空气	检查外负荷;检查过载补油阀;检查液压马达;排除回路空气

续上表

故障现象	故障原因		排除方法
转向回路	转向不灵或不能转向	转向泵定压不适应 节流阀堵塞 液压转向器出现故障 转向缸泄漏严重	检查供油泵节流阀,转向器及液压缸,进行维护与修理
转子升降回路	转子升降缸动作不灵,或升降速度过慢	液压缸泄漏 换向阀泄漏 调压阀压力不适应,调压过低 单向阀故障 供油不足	检查回路内缸、阀泄漏;检查单向阀是否磨损或泄漏;重新调压;检查供油泵供油情况
	转子升降缸停不住	液压锁、单向阀失灵 液压缸本身存在内泄漏	检查液压锁、单向阀、缸泄漏
尾门回路	尾门缸起闭不灵或速度过慢	供油不足 调压过低 尾门缸及换向阀存在内漏	检查供油泵压力、泄流阀调压情况及缸、换向阀内泄存在否
制动回路	制动不灵或制动力不足	流量控制阀内压力调节过低 二位三通阀存在内泄 制动缸弹簧劳、折断 调速阀堵塞	检查回路内各元件是否损坏、内泄;检查制动缸弹簧;检查液压油及清除污染物
冷却回路	系统油温过高	冷却器或冷却回路失去作用 冷却回路风冷液压马达损坏,造成风量不足 回路供油泵来油流量不足 换向阀内泄严重 冷却器堵塞或损坏 调速阀堵塞	检查回路内各液压元件,进行维修或更换 检查冷却器是否堵塞损坏,进行维修或更换
液压油污染变质	使用了质量不合格液压油 使用了粘度不适合液压油 液压油长期使用从未过滤或更换 不断进入灰尘、泥沙及其他杂物 使用温度过高,氧化变质 进入水份及空气,产生气蚀等 过滤器堵塞		检查液压油质量;定期过滤;定期清洗过滤器;更换液压油