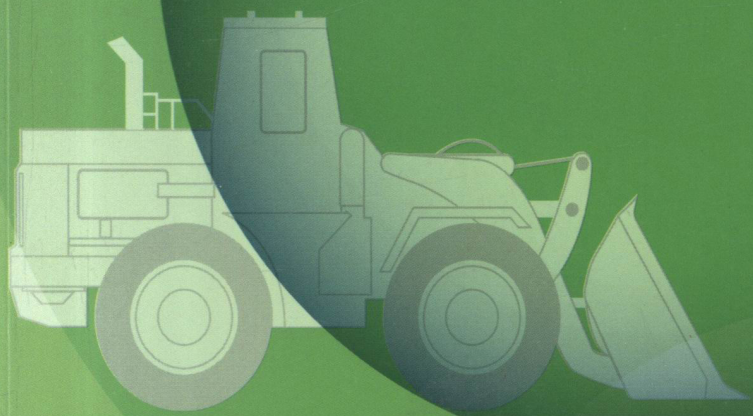
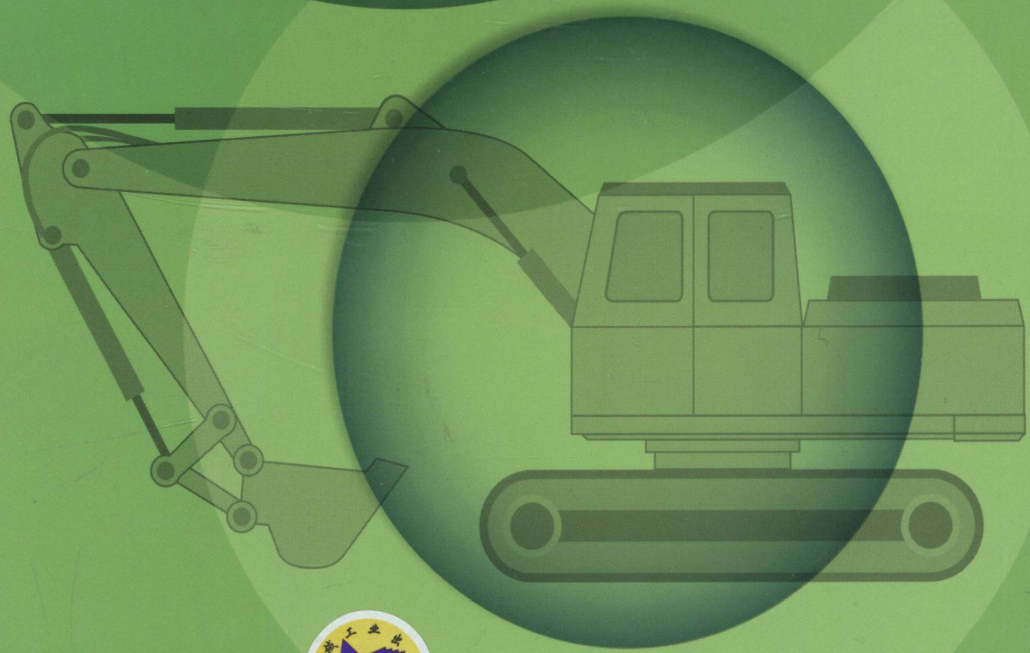
挖掘与铲土运输机械液压故障案例分析

黄志坚　王起新　编著





机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

挖掘与铲土运输机械液压故障案例分析

黄志坚　王起新　编著

机 械 工 业 出 版 社

挖掘机、装载机、推土机、铲土机、平地机等在当代工业、交通运输及国防等领域得到广泛应用，发挥重要作用。故障分析是工程机械液压系统维修过程极为重要的一环。本书通过案例分析各类挖掘机、装载机、推土机、铲运机、平地机液压系统故障。液压故障案例包括故障现象、故障原因、故障机理、故障诊断与排除的思路、过程、要领与技巧。

本书可供挖掘机械与铲土运输机械研究、开发、设计、制造、使用、维修人员，机电专业的大学生、研究生、教师参考；亦可供相关专业的人员阅读。

图书在版编目（CIP）数据

挖掘与铲土运输机械液压故障案例分析/黄志坚，王起新编著. —北京：机械工业出版社，2013.7

ISBN 978-7-111-43373-6

Ⅰ.①挖… Ⅱ.①黄…②王… Ⅲ.①挖掘机械-液压系统-故障诊断②铲土运输机械-液压系统-故障诊断 Ⅳ.①TU602.7

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2013）第 158472 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037）

策划编辑：沈 红 责任编辑：沈 红 版式设计：常天培

责任校对：肖 琳 封面设计：姚 毅 责任印制：杨 曦

北京云浩印刷有限责任公司印刷

2013 年 10 月第 1 版第 1 次印刷

184mm×260mm · 19.25 印张 · 477 千字

0001— 3000册

标准书号：ISBN 978-7-111-43373-6

定价：59.00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

策划编辑：（010）88379778

电话服务 网络服务

社服务中心：（010）88361066 教材网：http://www.cmpedu.com

销售一部：（010）68326294 机工官网：http://www.cmpbook.com

销售二部：（010）88379649 机工官博：http://weibo.com/cmp1952

读者购书热线：（010）88379203 **封面无防伪标均为盗版**

前　言

挖掘机、装载机、推土机、铲土机、平地机等在当代工业、交通运输及国防等领域得到广泛应用，发挥重要作用。

挖掘机械与铲土运输机械液压系统工作环境十分恶劣，多是露天作业，受风雨、日晒、天气、泥石流、粉尘影响和侵蚀，故障频繁。施工生产的特性决定了它们工作在各工地上，分散性大，流动性强。土方机械及液压元件种类纷繁，技术要求也不尽相同，现场资料往往不全或资料与实物不符。维修人员在液压系统维修工程中困难不少。

故障分析是工程机械液压系统维修过程极为重要的一环。为帮助广大专业技术人员进一步掌握挖掘机械与铲土运输机械液压故障诊断与维修技术并快速准确地解决各类实际问题，编著了此书。

本书通过案例分析各类挖掘机、装载机、推土机、铲运机、平地机液压系统故障，故障案例包括故障现象、故障原因、故障机理、故障诊断与排除的思路、过程、要领与技巧。

作为案例，它既非常具体，又有代表性和典型意义。本书选入的案例可在较大范围与不同角度为挖掘机、装载机、推土机等液压故障诊断与排除提供参考、比照与借鉴的依据。在液压故障诊断维修中，相关人员可直接运用案例中的方法或数据排除故障；也可结合具体情况参照案例进行相似推理，进而得出结论；同时也可将实际的案例与书中的案例进行对比或类比，对液压故障进行总结归纳或分类。

本书取材新颖广泛，数据详实，思路清晰、侧重实用，力求反映各类型挖掘机、装载机、推土机等液压装置诊断维修的具体过程、步骤、细节。

本书由黄志坚与王起新编著。其中1.6、2.4、3.2、4.1由王起新执笔，其余由黄志坚执笔。研究生沈文轩、王佩、肖浪、郭敬恩、左智飞、林荣珍参与了资料整理工作。

本书在编写过程中难免错漏，敬请读者批评指正。

目　录

前言

第 1 章　挖掘机液压故障案例分析 …… 1

1.1　挖掘机液压系统概述 …… 1

1.1.1　对液压挖掘机的基本要求 …… 1

1.1.2　挖掘机液压系统的分类 …… 1

1.2　挖掘机液压泵故障案例分析 …… 3

1.2.1　挖掘机液压泵 …… 3

1.2.2　挖掘机液压泵常见故障的分析及排除 …… 7

1.2.3　挖掘机液压泵故障测试诊断 …… 10

1.2.4　CAT330 型挖掘机主泵故障及排除 …… 10

1.2.5　CAT225 型挖掘机液压泵故障及排除 …… 12

1.2.6　CAT330 型挖掘机工作速度慢的诊断与排除 …… 12

1.2.7　CAT 型液压挖掘机功率下降的处理 …… 14

1.2.8　卡特 E240 型挖掘机电液控制原理及故障检测 …… 15

1.2.9　EX220—1 型挖掘机液压系统动力不足故障的诊断与处理 …… 18

1.2.10　EX220—5 型液压挖掘机主泵的调整 …… 19

1.2.11　EX200—5 型挖掘机泵振动故障的分析 …… 22

1.2.12　日立挖掘机挖掘无力故障的测试与诊断 …… 22

1.2.13　日立 EX200—2 型挖掘机失速故障的测试与诊断 …… 23

1.2.14　EX300—3 型挖掘机“憋机”故障的诊断 …… 26

1.2.15　日立 EX 系列挖掘机动作慢的测试与诊断 …… 29

1.2.16　EX300—2 型挖掘机液压系统故障快速排除 …… 32

1.2.17　大宇挖掘机液压泵控制原理与故障诊断 …… 34

1.2.18　大宇 DH220LC—V 型全液压挖掘机液压泵故障的排除 …… 36

1.2.19　PC200—6 型挖掘机主泵异常噪声故障的排除 …… 37

1.2.20　加藤 HD500—Ⅶ型挖掘机故障诊断与排除 …… 37

1.2.21　加藤 HD—900VⅡ型挖掘机液压故障的排除 …… 38

1.2.22　液压挖掘机泵口消振闭端支路措施 …… 40

1.2.23　22t 液压挖掘机能量损失分析与改进 …… 43

1.2.24　挖掘机泄漏故障诊断与排除 …… 45

1.3　挖掘机液压控制阀故障案例分析 …… 47

1.3.1　小松 PC—5 型挖掘机多路阀 …… 47

1.3.2　Parker AV—170 型液压控制多路阀 …… 51

1.3.3　挖掘机控制阀常见故障排除 …… 54

1.3.4　EX200—1 型挖掘机行走和回转无力故障的排除 …… 56

1.3.5　EX—200 型液压挖掘机上部工作体无力故障排除 …… 56

1.3.6　CAT320B 型挖掘机大臂支撑无力的故障分析 …… 57

1.3.7　CAT320C 型挖掘机铲斗不能工作故障的排除 …… 58

1.3.8　CAT320 型挖掘机动作慢故障的排除 …… 59

1.3.9　CAT330BL 型挖掘机工作无力及温度升高故障的分析与排除 …… 60

1.3.10　CAT320A 型挖掘机动作慢及挖掘无力的故障诊断与检修 …… 62

1.3.11　PC200—6 型挖掘机热车后整机工作无力故障诊断与排除 …… 64

1.3.12　PC300—1 型挖掘机动作错乱故障的排除 …… 66

1.3.13　WY80 型挖掘机不能进行单一运动的故障排除 …… 66
1.3.14　WY60 型挖掘机动作失控故障的排除 …… 67
1.3.15　WY80 型液压挖掘机左行走无力故障的分析与排除 …… 68
1.3.16　WY1.5 型挖掘机液压控制系统的改进 …… 69
1.3.17　用三合一测试仪检测液压挖掘机主泵比例阀 …… 71
1.4　挖掘机液压缸故障案例分析 …… 73
1.4.1　液压缸常见故障分析与排除 …… 73
1.4.2　YC35 型挖掘机液压缸的故障分析及改进 …… 75
1.4.3　加腾 HD700—V 型挖掘机液压故障的分析与排除 …… 77
1.4.4　挖掘机液压缸螺纹故障分析与改进 …… 77
1.5　挖掘机行走部件液压故障案例分析 …… 80
1.5.1　挖掘机行走液压装置 …… 80
1.5.2　EX200LC 型液压挖掘机右行走无力故障分析 …… 80
1.5.3　EX1100—1 型挖掘机左行走故障的诊断及排除 …… 81
1.5.4　PC220—5 型挖掘机铲斗缸和左行走马达工作无力故障的排除 …… 82
1.5.5　PC300—6 型液压挖掘机左行走无力的故障处理 …… 83
1.5.6　小松 PC200—6A 型挖掘机行走故障分析 …… 85
1.5.7　小松 PC 系列挖掘机液压马达故障一例 …… 87
1.5.8　CAT330BL 型挖掘机行走故障的检修 …… 88
1.5.9　卡特彼勒 320D 型液压挖掘机跑偏故障的排除 …… 91
1.5.10　神钢 SK450—6 型挖掘机行走跑偏故障的分析 …… 91
1.5.11　换位对比判断挖掘机行走液压故障部位 …… 93
1.5.12　挖掘机限速阀复位弹簧的失效分析 …… 94
1.6　挖掘机回转部件液压故障案例分析 …… 96
1.6.1　挖掘机回转马达故障分析及排除 …… 96
1.6.2　EX200—1 型挖掘机回转马达故障的分析 …… 97
1.6.3　EX220—5 型挖掘机不能回转故障的排除 …… 98
1.6.4　小松 PC 系列挖掘机回转装置故障的排除 …… 99
1.6.5　小松 PC200—7 型挖掘机典型故障剖析 …… 100
1.6.6　PC300 型挖掘机回转故障的排除 …… 102
1.6.7　W4—60C 型挖掘机回转马达故障的排除 …… 102
1.6.8　W4—60C 型挖掘机转台异响的故障排除 …… 103
1.6.9　DH220—C 型挖掘机动臂只能向左转故障的排除 …… 104
1.7　挖掘机工作装置液压故障案例分析 … 105
1.7.1　PC300 型液压挖掘机工作装置故障排除 …… 105
1.7.2　PC400 型挖掘机动臂上升速度缓慢的原因分析 …… 107
1.7.3　PC200 型挖掘机动臂自动下降故障的分析与排除 …… 109
1.7.4　动臂断续下降故障的分析 …… 110
1.7.5　大宇 DH220—C 型挖掘机动臂液压缸活塞杆断裂故障 …… 111
1.7.6　PC200—6 型挖掘机斗杆挖掘无力故障原因分析及处理 …… 112
1.7.7　挖掘机斗杆伸出不能收回的故障排除 …… 113
1.7.8　斗杆液压缸拉缸的分析 …… 114
1.7.9　液压挖掘机铲斗液压缸自动下行故障分析 …… 114
1.7.10　铲斗装不满直至不能正常工作的故障 …… 115
1.7.11　挖掘无力故障的排除 …… 115
1.8　支腿液压故障案例分析 …… 116
1.8.1　支腿液压缸工作过程中回缩现象分析 …… 116
1.8.2　GYL200G 型轮式挖掘机支腿故障的排除 …… 118

1.8.3 W4—60C 型挖掘机左支腿时右支腿也动故障分析与排除 …… 118
1.8.4 DH220—C 型挖掘机支腿缸下沉故障的排除 …… 120
第 2 章 装载机液压故障案例分析 …… 121
2.1 装载机液压系统及维修概述 …… 121
2.1.1 装载机液压系统 …… 121
2.1.2 装载机液压系统的检测 …… 123
2.1.3 装载机液压系统故障的分析 …… 124
2.2 装载机液压泵故障案例分析 …… 126
2.2.1 ZL50G 型装载机齿轮泵损坏问题的分析与解决 …… 126
2.2.2 液压泵严重磨损原因分析及改进 …… 128
2.2.3 轮式装载机变速齿轮泵故障分析及解决 …… 129
2.2.4 装载机齿轮泵油封窜油的分析 … 132
2.2.5 装载机变速泵的噪声分析与改进措施 …… 133
2.2.6 提高装载机变速泵及吸油系统的吸油能力 …… 134
2.2.7 ZLM30 型装载机液压系统罕见故障的排除 …… 137
2.3 装载机液压系统及辅件故障案例分析 …… 139
2.3.1 改进装载机油箱焊接结构与工艺提高油箱清洁度 …… 139
2.3.2 装载机液压过滤系统对液压阀的影响 …… 141
2.3.3 装载机液压系统泄漏的原因分析和治理 …… 144
2.3.4 ZL50 型装载机液压系统发热的治理 …… 146
2.3.5 装载机液压系统过热问题的分析 …… 147
2.3.6 液压油散热器在装载机上的应用和改进 …… 150
2.3.7 ZL50 型装载机液压系统的高温故障排除 …… 154
2.3.8 某轮式装载机液压水冷却器异常损坏排查 …… 156
2.4 推土机液压阀故障案例分析 …… 159
2.4.1 降低整体式多路阀故障的措施 … 159
2.4.2 装载机多路阀操纵系统的改进 … 162
2.4.3 新型数字电液比例系统在大中型装载机中的应用 …… 165
2.4.4 装载机液压过载补油阀故障分析与改进 …… 167
2.5 装载机工作装置液压故障案例分析 … 170
2.5.1 CAT980 型装载机工作装置液压系统故障的排除 …… 170
2.5.2 ZL50C 型装载机工作液压缸工作物理故障分析 …… 172
2.5.3 ZL50 型装载机铲斗失控回落故障分析及排除 …… 174
2.5.4 装载机动臂下沉原因分析及故障排除 …… 175
2.5.5 装载机动臂与铲斗自动沉降的原因 …… 177
2.5.6 装载机工作液压系统故障分析与排除 …… 177
2.5.7 装载机先导液压系统的故障分析和改进 …… 181
2.5.8 Tee 试验诊断 ZLM30 型装载机液压系统故障 …… 184
2.5.9 用 Tee 试验法检测 ZL50 型装载机液压系统故障 …… 187
2.5.10 装载机工作装置液压系统故障测试诊断 …… 189
2.5.11 装载机液压缸活塞杆失稳原因综合分析及改进措施 …… 190
2.5.12 装载机液压故障体外诊断 …… 193
2.6 装载机液压转向与制动故障分析 …… 195
2.6.1 ZL50C 型轮式装载机液压转向系统的故障分析 …… 195
2.6.2 轮式装载机转向液压系统的振动控制 …… 196
2.6.3 双泵合/分流负荷传感型全液压转向系统的应用 …… 199
2.6.4 装载机液压转向装置的改进 …… 201
2.6.5 装载机行驶时前车架摆动故障分析 …… 204
2.6.6 蓄能器充气压力不足引发制动故障 …… 205
2.6.7 装载机全液压制动系统冲击问题分析 …… 207

2.6.8　装载机全液压制动系统的改进 … 209
第3章　推土机液压故障案例分析 …… 214
3.1　推土机液压系统及维修概述 …… 214
3.1.1　推土机液压系统 …… 214
3.1.2　推土机液压系统故障与维护 …… 216
3.2　推土机液压泵站和系统故障案例分析 …… 219
3.2.1　推土机液压系统故障故障树分析 …… 219
3.2.2　全液压推土机状态监测及故障诊断系统 …… 221
3.2.3　TY220 型推土机热机不能行走故障的排除 …… 224
3.2.4　SD7 型推土机液压系统油温过高故障的分析与排除 …… 225
3.2.5　D85A—18 型推土机液压系统油温过高故障的排除 …… 226
3.2.6　数字式流量测试仪用于小松D85A—21 型推土机液压元件检测 …… 227
3.3　推土机工作装置液压故障案例分析 … 229
3.3.1　TY180 型推土机工作装置液压系统故障及诊断 …… 229
3.3.2　D9R 型推土机铲刀不能动作故障的排除 …… 231
3.3.3　D85 型推土机铲刀下降过快原因与修复方法 …… 232
3.3.4　D375A—2 型推土机铲刀提升系统改进 …… 233
3.3.5　T 140 型推土机液压系统故障诊断 …… 236
3.3.6　推土机推土板浮动状态故障 …… 237
3.3.7　角铲推土机推土铲自然下降量大的故障分析及排除 …… 238
3.3.8　卡特 D8N 型推土机液压系统故障分析 …… 239
3.3.9　卡特 D10N 型推土机不能提升故障的处理 …… 242
3.3.10　液压系统故障的快速诊断与排除 …… 242
3.3.11　SD8 型推土机松土器工作故障排除 …… 243
3.3.12　TY120 型推土机工作装置换向阀浮动位不正常的解决 …… 246
3.3.13　TQ200 型推土机提铲冲击现象测试及解决措施 …… 248
3.4　推土机液压控制问题案例分析 …… 251
3.4.1　140—2 型推土机先导液压系统的改进 …… 251
3.4.2　推土机工作装置液压系统先导阀与多路阀的匹配 …… 253
3.4.3　PWM 液压阀在工程机械工作机构改装中的应用 …… 255
3.5　推土机液压系统密封故障案例分析 … 258
3.5.1　推土机橡胶密封件的检查与安装 …… 258
3.5.2　TY220 型推土机松土器液压缸漏油故障分析 …… 260
3.5.3　野外快速修复推土机 …… 261
3.6　推土机转向与行走液压故障案例分析 …… 262
3.6.1　履带式液压推土机无转向故障的检查与排除 …… 262
3.6.2　T140—1 型推土机转向液压系统故障的诊断与排除 …… 263
3.6.3　TY220 型推土机行走无力故障的排除 …… 264
3.6.4　D155A—1 型推土机变速系统故障分析 …… 265
3.6.5　PD220Y 型推土机电操纵换档系统设计及油压测试 …… 267
3.6.6　TY220 型推土机变速液压故障的排除 …… 269
第4章　铲土运输机与平地机液压故障案例分析 …… 273
4.1　铲土运输机液压故障案例分析 …… 273
4.1.1　铲运机液压系统 …… 273
4.1.2　铲运机液压系统故障分析与排除 …… 275
4.1.3　CT—500HE 型铲运机液压系统故障分析与处理 …… 280
4.1.4　国产齿轮泵替代铲运机进口柱塞泵 …… 281
4.1.5　铲运机液压系统发热故障的分析与处理 …… 283
4.2　平地机液压故障案例分析 …… 286

4.2.1 平地机及液压系统概述 …… 286
4.2.2 液压平地机常见故障与排除 …… 287
4.2.3 PY 160 型平地机常见故障的排除 …… 287
4.2.4 全液压平地机同步性能改进 …… 290
4.2.5 卡特彼勒 16G 型液压平地机柱塞泵修复 …… 295
参考文献 …… 297

第 1 章　挖掘机液压故障案例分析

1.1　挖掘机液压系统概述

按照液压挖掘机工作装置和各个机构的传动要求，把各种液压元件用管路有机地连接起来的组合体，称为挖掘机的液压系统。液压挖掘机的基本液压系统是由能使挖掘机完成基本作业动作，并以手动控制为主的基本功能回路所构成的液压系统。液压挖掘机的主要运动有整机行走、转台回转、动臂升降、斗杆收放、铲斗转动等，液压系统把发动机的机械能转变为液压能，传送给液压缸、液压马达等，再转变为机械能，传递给各种执行机构，实现各种运动。

1.1.1　对液压挖掘机的基本要求

1. 作业动作要求

液压挖掘机的液压系统应满足的作业动作要求如下：① 保证液压挖掘机动臂、斗杆和铲斗可以各自单独动作，也可以相互配合实现复合动作。② 保证工作装置的动作与回转平台的回转动作既能单独进行，又能作复合动作，以提高液压挖掘机的作业效率。③ 履带式液压挖掘机的左、右履带应能分别驱动，使挖掘机行走转弯方便灵活，并能实现原地转向，以提高挖掘机的机动性。④ 保证液压挖掘机工作安全可靠，对各机构及液压执行元件应具有完善的安全保护措施。例如，对回转机构和行走装置有可靠的制动和限速；防止动臂因自重而下降过快；防止机器下坡行驶时超速溜坡等。

2. 技术要求

根据液压挖掘机的作业动作和环境特点，对液压系统提出的要求如下：① 液压挖掘机的液压系统应具有较高效率，以充分发挥发动机的动力性和燃油经济性。② 液压系统和液压元件在大负载和剧烈振动冲击作用下，应具有足够的可靠性。③ 选择轻便、适用、耐振的冷却散热系统，减少系统总发热量，使液压系统工作温度及温升在规定范围内。④ 由于液压挖掘机作业现场尘土多，液压油容易被污染，因此液压系统的密封性能要好，整个液压系统要设置过滤器和防尘装置。⑤ 在必要时采用液压先导或电液伺服操纵装置，提高液压挖掘机操作的舒适性，减轻操作人员的劳动强度。⑥ 在液压系统中采用先进的自动控制技术，提高液压挖掘机的技术性能指标，使液压挖掘机具有节能、高效和自动适应负载变化的特点。

1.1.2　挖掘机液压系统的分类

1. 开中心系统和闭中心系统

按多路阀中位的形式可分为开中心系统和闭中心系统。即：① 开中心系统是指当换向阀阀芯在中位时，液压泵的排油通过换向阀的中位直接回油箱。当阀芯换向时，中位油路逐

渐关闭，工作油路的压力逐渐升高，直到克服负载压力，使执行元件动作。它是通过回油节流产生的压力克服负载压力，因此调速特性受负载压力和液压泵流量的影响。负载较轻时，操纵性能较好，调速范围大。但随着负载的增加，调速范围变小，调速特性曲线变陡，导致操纵阀开口稍作变化，流量变化就很大，阀的调速稳定性能变差。且当一个液压泵给多个执行元件供油时，流量总是流向轻负载的执行元件，故影响复合动作的稳定性。② 闭中心系统是指当换向阀在中位时，油路是封闭的，液压油不直接回油箱，液压泵只提供系统内部泄漏所需的流量。当阀芯换向时，液压油才流向执行元件，这样就避免了开中心系统所固有的旁路回油损失。闭中心系统的优点是进行复合动作时，每个执行元件的速度只与阀芯位移有关，与负载和液压泵的流量无关，多个执行元件之间相互无干扰。

2. 按反馈控制方式分类

按反馈控制方式的不同，有分功率控制、总功率控制、交叉功率控制、正流量控制、负流量控制、负荷传感控制等。

1）分功率控制只是简单地将两个恒功率液压泵组合在一起，两个泵调节器只对自身泵起作用。优点是两个液压泵的流量可以根据各自回路的负载单独变化，对负载的适应性较好。缺点是当其中一个液压泵工作于起调压力之下时，另外一个液压泵不能吸收柴油机空余出来的功率，使柴油机功率得不到充分利用，因此这种系统在国外大、中型挖掘机上基本被淘汰。

2）总功率控制是指两个泵的功率的总和保持不变，功率调节器同时调节两泵的排量，使两泵输出的流量相等。随着负载的变化，两泵的压力可以不同，两台泵的输出功率也就不同。总功率控制可以充分利用发动机功率，但由于两个系统的排量一致，当挖掘机做单一地动作时，其中一个泵就会输出多余的流量，造成系统发热和功率损失。因此总功率控制通常与其他控制结合起来，如负流量控制、正流量控制等。

3）交叉功率控制是一种特殊的总功率调节，与总功率控制不同之处在于两个液压泵的排量可以不同。通过交叉连接，使每个液压泵的输出流量与其自身和另一个泵的出口压力有关。交叉功率控制既能根据每个液压泵的负载大小调整其流量，又能充分利用柴油机的功率。

4）正流量控制是指将操纵阀的先导压力作为控制压力来控制泵的变量机构，随着控制压力的升高，变量泵的排量变大。正流量控制在调速性、系统效率等方面有了很大程度的提高，但正流量控制需要一些梭阀，结构比较复杂，尽管流量取决于需求，但也受负荷压力的影响 。

5）负流量控制是指将多路阀中位回油的流量作为一种控制信号作用于泵的变量机构，使控制压力与泵的排量呈反比关系的一种控制方式，其原理如图 1-1 所示。这种系统可以通过流量检测装置检测到多路阀中位回油的流量，反馈到变量泵的流量调节机构，对减小能量的浪费起到一定的作用。但阀口的流量特性受负载的影响，旁路回油压力的大小直接影响系统的操作性。当泵的空载输出压力较低时，在多路阀离开中位时，因为负载压力的影响旁路回油流量没有明显地减少，流量检测元件不能检测到明显的流量变化，所以泵的响应速度降低，造成系统刚性差，司机操作时有滞后感。

6）负荷传感是指系统能自动地将负载所需的压力和流量变化的信号传到负载敏感阀或负载敏感泵的变量控制机构，使其流量发生变化，仅向系统提供负载所需要的流量，最大限

度的减少压力与流量的损失，其原理如图 1-2 所示。负荷传感控制能使泵的输出压力和流量自动适应负载需求，大幅度提高液压系统效率，其节能效果显著。流量控制精度高，不受负荷压力变化的影响。为保证系统正常工作，泵输送的压力只能与最高负荷压力相适应。但是当系统要求的流量超过泵供油能力的极限时，最高负荷回路上的执行元件的速度会迅速降低直至停止，从而使挖掘机失去复合动作的协调能力。为解决这一问题，力士乐公司开发了 LUVD 系统，这种系统在多路阀后加流量分配型压力补偿阀。系统最高负载压力传递给所有的压力补偿阀，使多路阀所有的输出压力都限定在统一的最高压力之下，从而使多路阀的各阀口压差相等。因此即使泵的输出流量不足，无法维持多路阀上正常的负荷敏感压差。但在溢流型压力补偿阀的作用下仍然可以使各个阀口压差保持一致。此时，虽然各个执行机构的运动速度降低，但是各运动速度的比例关系保持不变。

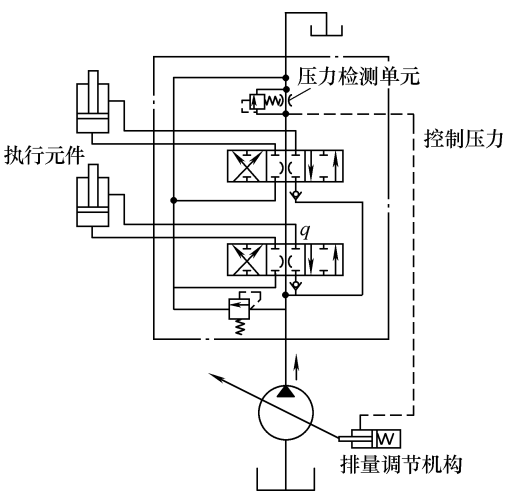


图 1-1　负流量控制系统原理图

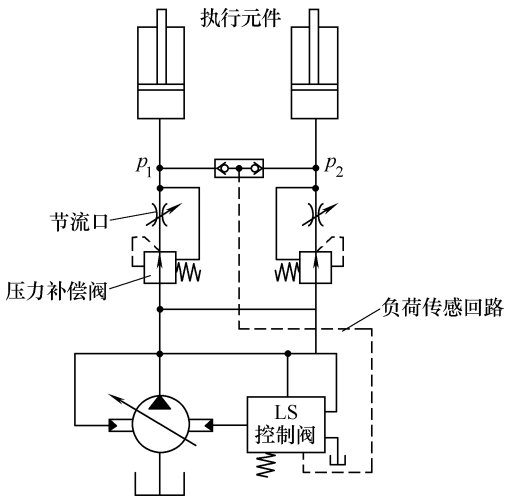


图 1-2　负荷传感系统原理图

1.2　挖掘机液压泵故障案例分析

液压泵作为挖掘机液压系统的能源装置，在液压系统中占有至关重要的地位，如果液压泵出现故障，将会影响到整个液压系统的正常工作。

1.2.1　挖掘机液压泵

以 K3V 系列液压泵为例介绍挖掘机液压泵结构与功能。K3V 型泵是日本川奇公司生产的双联、旋转斜盘式变量柱塞泵，常用于挖掘机。

1. 概况

如图 1-3 所示是泵的外形图，如图 1-4 所示是泵的控制图，如图 1-5 所示是泵的剖面图，各部件名称见表 1-1。

表 1-2 所示为用于某挖掘机的 K3V-112-DT-112-R-9NOA 型泵的说明。

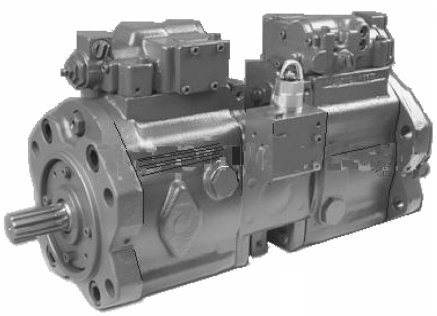


图 1-3　K3V 型泵外形图

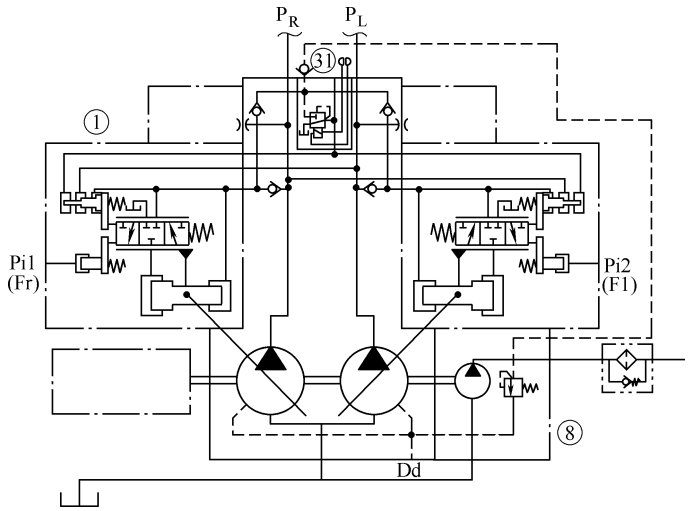


图 1-4　K3V 型泵控制图

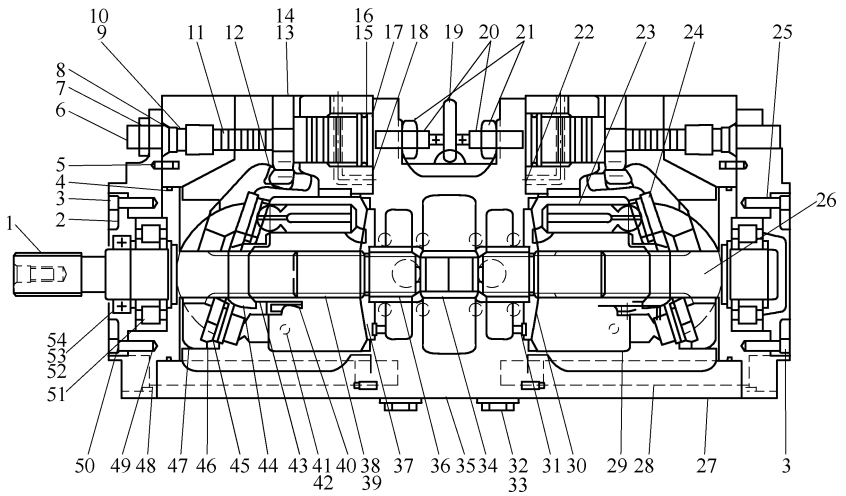


图 1-5　K3V 型泵剖面图

表 1-1　K3V 型泵各部件名称

序号	名　　称	序号	名　　称	序号	名　　称
1	传动轴	25	封盖	22	O 形环
26	传动轴	27	液压泵壳体	18	O 形环
34	花键齿条耦合	35	阀块	33	O 形环
51	轴承	37	阀板	42	O 形环
36	轴承	30	阀板	9	O 形环
54	轴承隔离件	28	螺丝	53	油封
29	液压缸体	3	螺丝	10	托环
23	活塞	32	可变螺距塞	15	托环
24	包脚	41	排油螺塞	7	锁定螺母
45	设定板	48	塞子	21	锁定螺母
44	球面轴瓦	14	倾斜销	52	卡环
40	液压弹簧	11	伺服活塞	31	阀板销
43	隔离件	17	止块	5	弹簧销
46	包脚板	8	止块	19	吊环螺栓
47	旋转斜盘	13	回馈销	6	调节螺钉
12	倾斜轴瓦	16	O 形环	20	调节螺钉
49	旋转斜盘支承	50	O 形环	38	铭牌
2	封盖	4	O 形环	39	销

表 1-2　K3V-112-DT-112-R-9NOA 型泵的说明

K3V-112-DT-112-R-9NOA			
K3V	K3V 系列	R	从轴端观察曲轴转动 R(顺时针) L(逆时针)
112	尺寸(排量单位为 m^3)		
DT	S(单一泵) D(串联类型双重泵)		
112	设计系列(mm)	9NOA	调节器类型

2. 液压泵操作原理

(1) 操作

1) 此液压泵总成包括两个由花键齿条耦合 34 连接的液压泵。当发动机动力传输到前传动轴 1 时，两个液压泵同时被驱动。抽油与出油接口整合在两液压泵的连接部分内，即阀块 35。前后两个液压泵都有共同的抽油接口。前后液压泵的结构与操作原理相同，所以只需要说明前泵即可。该泵包括旋转组件、旋转斜盘与阀块组件。

2) 驱动组件包括前传动轴 1、液压缸体 29、活塞 23 或者包脚 24、设定板 45、球面轴瓦 44、隔离件 43 和液压弹簧 40。转动轴由轴承 51、36 支撑。包脚 24 填嵌在活塞内，形成一个球面耦合。它有一个凹孔以释放由负荷压力形成的推力，创造液压平衡，这样可轻便的滑过包脚板 46。

次组件包括一个活塞与一个包脚，由于液压弹簧通过设定板与球面轴瓦的动作而压在包脚板上，同样，液压缸体由于液压弹簧的动作而压在阀板 37 上。

3) 旋转斜盘组件包括旋转斜盘 47、包脚板 46、旋转斜盘支承 49、倾斜轴瓦 12、倾斜销 14 及伺服活塞 11。旋转斜盘由其滑动表面反面的一个液压缸式部件与旋转斜盘支承 49 支持。

当调节器控制的液压油流到位于伺服活塞两端的工作腔时，伺服活塞就会移动到右边或左边。伺服活塞的动作作用在倾斜销上的动力引起旋转斜盘在旋转斜盘支承 49 上的滑动，改变倾斜角度 α。如图 1-6所示。

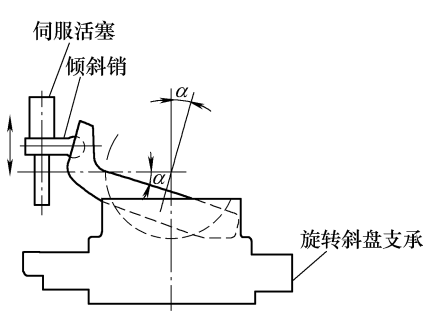


图 1-6　旋转斜盘运动

4) 阀块组件包括阀块 35、阀板 37 及阀板销 31。阀块连在阀板上，有两个半月形接口出油并从液压缸体收集液压油。通过阀块排出的液压油经过阀板被导向一个外部油管管线。

5) 液压泵轴由发动机驱动，通过一个花键钻孔转动液压缸体。如果旋转斜盘倾斜，安装在液压缸体内的活塞做相对于液压缸体的往复运动，同时与液压缸体一起翻转。

一个单一活塞将做 180°动作，朝向阀板（机油排除冲程），此时液压缸旋转。当旋转斜盘倾斜角度为零时，活塞不做冲程或排出机油的动作。

(2) 最大流量调整　通过松开锁定螺母 21 和拧紧（或松开）调节螺钉 20 来调整油流(图 1-5)。只有最大油流可调整而无需改变其他控制特性，如图 1-7 所示为最大流量调整。

(3) 最小流量调整　通过松开锁定螺母 7 和拧紧（或松开）调节螺钉 6 来调整油流（图

1-5)。与最大油流调整相似，其他特性不会改变。但是，如果拧得太紧，要达到最大供油压力所要求的马力就会增加。如图 1-8 所示为最小流量调整。

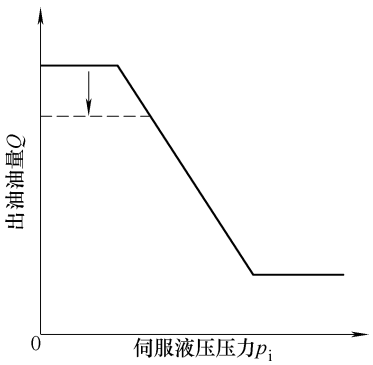


图 1-7　最大流量调整

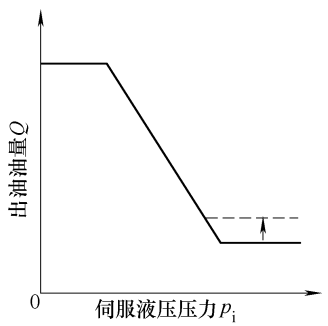


图 1-8　最小流量调整

3. 保养

（1）使用注意事项

1）不建议 1 年以上的长期保存；如果安装在一台机器上，要不时操作一下机器；如果存放在仓库，要不时转动一下液压泵；如果在仓库已保存 1 年以上，要考虑实际安装检查。

2）液压泵转动方向在铭牌标记上有图示。

（2）润滑与空气排净

1）用专用液压油通过 P1、P2 接口加注液压泵壳体；修理或更换液压泵时，有必要先润滑内部部件，以防止轴承和滑动部件划痕、磨损、卡住等。

2）继续液压系统处理，排净来自液压泵油路的空气，方法是松开液压泵壳体上面的塞子。

（3）起动

1）连接到液压泵前先检查接口内或管道内有无杂质。

2）检查旋转方向以及吸油/出油方向。

3）检查液压箱内的油液面。

4）起动时，让发动机怠速运转，以排净油路中的空气。

5）检查液压泵总成的润滑油泄漏情况。

6）检查是否有异常声音或振动。

7）在运转一段时间后，检查是否有异常的温度增加。

（4）一般注意事项

1）在拆卸前，要判断异常现象的性质。重点检查问题是否出在油路内部，或由调节器、辅助阀、损坏液压泵或电动机引起。

2）在拆卸前要通读保养手册，根据规定程序小心操作。

3）在拆卸任何局部时，注意不要让杂质进入液压泵。

4）因为部件都经过精密加工，处理这些部件要格外小心，以免损坏。

（5）检查液压泵有无非正常情况　液压泵通常配备有一个调节器、助动阀门或一个注油泵、辅助阀门或一个辅助液压泵，所以难以找到故障原因。检查下列主要元件，辨认有无

异常情况。

1）检查过滤器元件是否有异常杂质。如果包脚与液压缸老化，可能会出现少量金属碎屑。如果金属碎屑太多，说明包脚部分已经损坏。同样的，应该检查液压泵壳体内有无排出的油。

2）检查液压泵是否有异常声音或振动。如有，检查是否为调节器频率声音，例如调节器的释放阀的自激振荡。如果是异常振动或杂音，可能是由于汽蚀或液压泵内部损坏。

3）检查使用了两个液压泵的油路对于由两个单一液压泵或一个串联双重泵的油路来说，需要将一个液压泵的管子与另一个的管子一起更换。这样更换的结果是，可判断故障是出在液压泵本身，还是出在液压泵油流下游的部件。

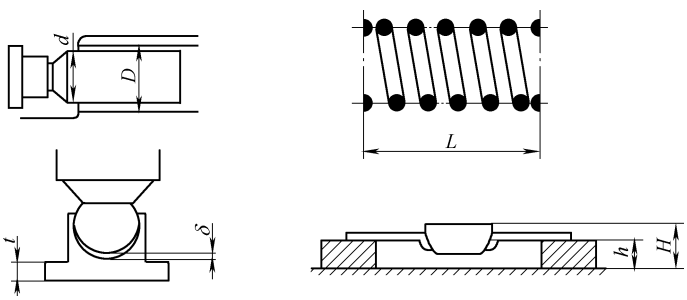


图 1-9　液压缸、阀板和旋转斜盘的磨损极限

$D-d$：活塞与液压缸孔之间的间隙；δ：活塞与包脚之间的间隙；t：包脚厚度；L：液压弹簧自由高度；$H-h$：设定板与球面轴瓦装配高度。

4）如果故障是控制方面的一个问题，就没有必要对液压泵解体检修，而在油路的不同测量点测量压力进行检查。

5）液压缸、阀板和旋转斜盘的磨损极限如图 1-9 所示。部件保养与更换标准见表 1-3，当某一部件超过了下列标准，或明显有严重损坏，就应该更换或调整。

表 1-3　部件保养与更换标准　　单位：mm（in）

检查项目	标准规格/建议替换数值				纠正
	K3V63	K3V112	K3V140	K3V180	
活塞与液压缸孔（$D-d$）之间的空隙	0.028/0.056（0.0011/0.0022）	0.039/0.067（0.0015/0.0026）	0.043/0.070（0.0071/0.0027）	0.0375/0.078（0.0015/0.0031）	更换活塞或液压缸
活塞与包脚板填嵌部分之间的间隙（δ）	0.1/0.3（0.0044/0.012）	0.1/0.3（0.004/0.012）	0.1/0.3（0.004/0.012）	0.1/0.35（0.004/0.014）	更换活塞与包脚组件
包脚厚度（t）	3.9/3.7（0.153/0.146）	4.9/4.7（0.192/0.185）	5.4/5.0（0.212/0.197）	5.4/5.0（0.212/0.197）	更换活塞与包脚组件
液压弹簧自由高度（L）	31.3/30.5（1.232/1.200）	41.1/40.3（1.618/1.586）	47.9/47.1（1.886/1.854）	40.9/40.1（1.610/1.578）	更换液压弹簧
设定板与球面轴瓦装配高度（$H-h$）	10.5/9.8（0.413/0.386）	12.0/11.0（0.47/0.43）	13.5/12.5（0.531/0.492）	13.5/12.5（0.531/0.492）	更换设定板或球面轴瓦

1.2.2　挖掘机液压泵常见故障的分析及排除

1. 液压泵吸不上油或无压力的原因及排除

具体情况如下：① 原因：原动机与液压泵旋向不一致；排除方法：纠正原动机旋向。② 原因：液压泵传动键脱落；排除方法：重新安装传动键。③ 原因：进出油口接反；排除方法：按说明书选用正确接法。④ 原因：油箱内油面过低，吸入管口露出液面；排除方法：

补充油液至最低油标线以上。⑤ 原因：转速太低吸力不足；排除方法：提高转速达到液压泵最低转速以上。⑥ 原因：油粘度过高，使叶片运动不灵活；排除方法：选用推荐粘度的工作油。⑦ 原因：油温过低，使油粘度过高；排除方法：加温至推荐正常工作油温。⑧ 原因：吸入管道或过滤装置堵塞造成吸油不畅；排除方法：清洗管道或过滤装置，除去堵塞物，更换或过滤油箱内液压油。⑨ 原因：吸入口过滤器过滤精度过高造成吸油不畅；排除方法：按照说明书正确的选用过滤器。⑩ 原因：系统油液过滤精度低导致叶片在槽内卡住；排除方法：拆洗、修磨液压泵内脏件，仔细重装，并更换液压油。⑪ 原因：小排量液压泵吸力不足；排除方法：向泵内注满液压油。⑫ 原因：吸入管道漏气；排除方法：检查管道各连接处，并予以密封、紧固。

2. 流量不足达不到额定值的原因及排除

具体情况如下：①原因：转速未达到额定值；排除方法：按说明书指定额定转速选用发动机转速。②原因：系统中有泄漏；排除方法：检查系统，修补泄漏点。③原因：由于液压泵长时间工作振动使泵盖螺钉松动；排除方法：适当拧紧螺钉。④原因：吸入管道漏气；排除方法：检查各连接处，并予以密封、紧固。⑤原因：油箱内油面过低吸油不充分；排除方法：补充油液至最低油标线以上。⑥原因：入口过滤器堵塞；排除方法：清洗过滤器或选用通油能力为液压泵流量 2 倍以上的过滤器。⑦原因：吸入管道堵塞或通径小；排除方法：清洗管道，选用不小于液压泵入口通径的吸入管。⑧原因：油粘度过高或过低；排除方法：选用推荐粘度的工作油。⑨原因：变量泵流量调节不当；排除方法：重新调节至所需流量。

3. 压力升不上去的原因及排除

具体情况如下：①原因：液压泵不上油或流量不足；排除方法：向泵内注满工作油。②原因：溢流阀调整压力太低或出现故障；排除方法：重新调整溢流阀压力或修复溢流阀。③原因：系统中有泄漏；排除方法：检查系统、修补泄漏点。④原因：由于液压泵长时间工作振动，使泵盖螺钉松动；排除方法：适当拧紧螺钉。⑤原因：吸入管道漏气；排除方法：检查各连接处，并予以密封、紧固。⑥原因：吸油不充分；排除方法：向泵内注满工作油。⑦原因：变量泵压力调节不当；排除方法：重新调节至所需的压力。

4. 液压泵中的液压油变白、混浊、有气泡的原因及排除

具体情况如下：①原因：液压泵连接管老化，接头松动；排除方法：应更换橡胶密封件，紧固接头。②原因：油箱的液压油油量不够；排除方法：应添加标准的液压油至规定值。③原因：吸油滤网堵塞；排除方法：应更换滤网，清除异物。④原因：液压油中有水混入；排除方法：应更换液压油，或将原液压油作除水处理。

5. 液压泵供油不足的表现、原因及排除

（1）空气侵入柱塞泵工作腔引起排量减小

故障原因：挖掘机的作业环境比较恶劣，在此环境下很容易出现柱塞泵的吸油口处密封不严或吸油管破裂等现象，从而使泵吸进空气。柱塞泵在工作中，如果柱塞工作腔内的油进了空气，那么当柱塞处于压油口位置时，柱塞将对腔内的空气和油液增压。当柱塞运动到缸体孔底部时，其底部总会存有部分剩余容积，即有部分增压的油液滞留于腔内剩余容积中。当柱塞继续运行到吸油口位置时，随着腔内容积的增大，内部油液压力降低，滞留在剩余容积中的空气随之膨胀，这样工作腔中的部分容积将被这部分空气所占据，使得柱塞泵实际吸油量减少。当进入油液中的空气达到一定量时，将会造成系统供油不足甚至出现不供油情

况。如果液压油不能及时流入吸油口，泵吸油口将会产生气穴，从而引起柱塞密封过早损坏以及柱塞缸壁汽蚀等故障现象。为此，必须采取相应措施来减少或杜绝空气进入液压系统。

排除方法：

1）确保所有进油管路的连接处无泄漏。为保证其密封良好，应拧紧所有油管接头；对于柱塞泵，必须具有较严密的密封装置。

2）避免吸油软管吸扁和破裂。应尽可能控制吸油口液体的流速（对于吸油软管，其液流速度一般不应超过 3 ~ 5m/s），防止吸油管路各点压力低于大气压而形成真空，造成橡胶软管吸扁、漏气和侵入空气。

3）控制油箱油面高度。一般情况下油箱的最低油面与吸油口的垂直距离应小于 0. 5m；若系统许可，油箱内油面的高度应高于泵的吸油口，并且使液压系统回油管的末端经常处于油面以下，这样可避免产生气泡。

4）定期检查和清洗吸油过滤器，防止吸油过滤器堵塞，否则给空气的进入创造了条件，可导致液压吸空。

5）如果油箱中存有大量气泡，应及时排除。若油液中存有相当量的空气时，可将柱塞泵出口处管接头拧松，以排出泵内空气。

（2）柱塞泵本身的技术状态恶化、吸油管结构不合理或油液质量差

故障原因：

1）吸油管内液流阻力较大。诸如吸油管长度较长、直径较小、转弯处太多、转弯角度太小等，均会引起吸油阻力增大，从而造成泵流量下降、供油不足或压力上不去等现象。

2）泵内泄漏引起泵的供油量降低。随着泵使用时间的延长（如使用时间达到 5000h），泵的容积效率将会明显下降，从而引起供油量减少。这主要是由于泵内零件各摩擦副间的密封性能下降，当摩擦副间的配合间隙超过 0. 05mm 时，将会引起内泄漏增大。另外，挖掘机长期处于环境较恶劣的情况下工作，灰尘、砂粒等侵入油液中。当液压油的污染程度达到 CF 级以下时，就必须更换油液。因为在此情况下很容易造成柱塞杆与缸孔、柱塞杆球头与滑靴球窝、配流盘与缸体配流面、滑靴与斜盘等处配合面上的油膜被破坏，使金属间产生直接接触磨损，在其配合面处出现划痕、烧蚀和脱落等现象，这样不但使内泄漏增加，还可造成泵的报废。

排除方法：

1）优化吸油管结构。应尽量缩短吸油管长度，油管直径不应太小，并避免严重弯曲。一般吸油管直径应大于排油管直径，吸油过滤器的通油能力必须要大于泵的最大流量。

2）严格控制油液的污染，保证液压系统油液清洁。可采用封闭式油箱，并在油箱入口处安装具有一定精度的空气过滤器；新泵及管路在使用前必须进行严格清洗；油液在使用前必须经过过滤，保证油液的初始清洁度，以保证初始油液符合系统和元件的要求。

3）作业时，油温控制在 50℃左右比较理想，一般情况应限制在 80℃以下。因为出现油温连续升高的现象，除环境温度高及系统压力损失大造成的之外，对泵来说，主要是由于泄漏量增大引起的，泵的容积效率下降，势必造成排油量不足。

4）采取措施保证油液清洁。应注意如下几方面：油箱内钢板表面应经过喷油处理或钢刷除锈；加工液压元件时，应清除飞边；管道内如采用酸洗时，应进行中和处理并冲洗干净并保证油料的清洁，加入油箱的油液要进行沉淀处理。

5）所选用油的粘度应适宜。如果油液粘度太大，则管道中的流动阻力增大，使泵吸油困难；粘度过小，又会使泄漏增加、润滑性能变差、运动部件的磨损增加等。

1.2.3 挖掘机液压泵故障测试诊断

液压泵的故障与诊断方法可分为“四觉”诊断法和仪器诊断法。“四觉”诊断法即利用触觉、视觉、听觉和嗅觉来初步诊断液压泵的技术状态和故障。

（1）快速油质分析　根据现场迅速检测出的液压油的各项理化性能指标（主要是油的粘度、酸值、清洁度、水分等），判断液压泵故障是否因液压油变质引起。

（2）温度测试　通过测试液压泵液压油温度和泵壳温度之差来判断故障。如果泵壳温度高于油温5℃以上则可能是液压泵的机械磨损较大、机械效率太低；如果温差在10℃以上而油质没有问题，系统压力调定没有问题，则可能是液压泵磨损严重、轴向间隙大、泄漏增加、容积效率降低。

（3）噪声测试　通过精确测试液压泵噪声来诊断故障。挖掘机液压泵的正常噪声极限值为105dB，如果超过此极限值则可能是液压泵磨损太大或空气进入内部，也可能是电动机与泵传动轴不同心造成。

（4）压力测试　挖掘机液压泵是恒压控制，系统压力的大小不能表征液压泵的工况。但可通过压力表指针的摆动来判断液压泵故障。如果压力表指针的偏摆超过+200kPa或摆动过于迟缓，均为异常现象。

（5）液压系统测试仪测试　挖掘机液压泵的压力在调节范围内保持恒定。因此可通过液压系统测试仪实测液压泵的流量来判断其工况。液压测试仪一般由流量计、压力表、转速表等组成，根据测试仪在管路中的接法，可分为旁通测试法和直通测试法。将测试仪用旁通法安装在液压泵高压管路上，使液压泵在额定转速下运转，液压油温在60℃左右。观察并记录测试仪在空载时的流量读数，然后用加载阀加载，使负载压力逐渐上升到系统的额定压力，观察并记录此时的流量读数。如果实测流量比空载时下降了25%，说明液压泵已有故障；如果流量读数减少了50%，则可判定液压系统的故障是由液压泵引起的，必须解体检修。

1.2.4 CAT330型挖掘机主泵故障及排除

挖掘机在使用一段时间后，容易出现如下故障：发动机憋车，水冷系统、液压系统高温，整车工作无力，作业速度变慢，系统效率降低，发动机起动困难，挖掘机不能正常作业等。一般情况下，在确认发动机没有故障的前提下，这类故障大多都是由于主泵电液系统故障造成的。

1. CAT330主泵电液系统工作原理

如图1-10所示为CAT330挖掘机主泵电液原理。设油压p_n作用于活塞1的净面积A_1，油压p_s作用于

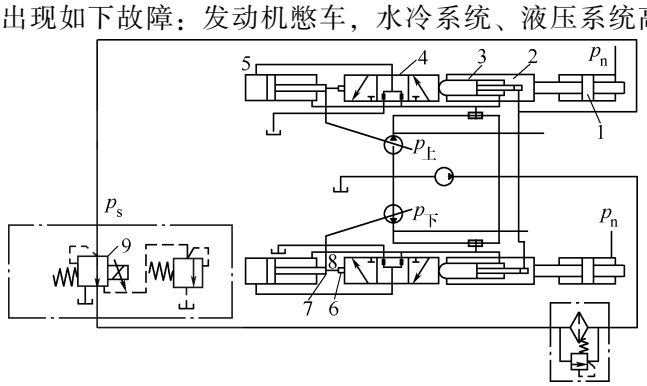


图1-10　CAT330挖掘机主泵电液原理

1—活塞　2—阀套　3、5—控制活塞　4—控制阀
6—弹簧1　7—弹簧2　8—弹簧3　9—比例减压电磁阀

控制活塞 3 的净面积 A_2，$p_{上}$、$p_{下}$ 作用于控制活塞 3 的净面积 A_3，弹簧 1、弹簧 2、弹簧 3 的刚度分别为 K_1、K_2、K_3，压缩量为 X_1、X_2、X_3。负流量 p_n 推动活塞 1，活塞 1 推动阀套 2，阀套 2 推动控制活塞 3，先导油经比例减压电磁阀转变为功率切换压力 p_s，p_s、$p_{上}$、$p_{下}$ 分别推动各自的控制活塞 3，控制活塞 3 又作用于控制阀，弹簧 1、2、3 分别作用于各自的控制活塞 3，当外界载荷不变时，活塞弹簧力与油压力满足如下关系：

$$-K_1X_1-K_2X_2-K_3X_3+p_nA_1+p_sA_2+p_{上}A_3=0$$

$$-K_1X_1-K_2X_2-K_3X_3+p_nA_1+p_sA_2+p_{下}A_3=0$$

这表明主泵伺服系统控制阀处于平衡状态，当挖掘机负荷变化时，这种平衡被打破。活塞 1、控制活塞 3、控制阀都将移动一个距离 S。

当外界载荷变大时，$p_{上}$、$p_{下}$ 变大，发动机转速传感器、油门旋钮、动力模式选择开关都给电控器一个电信号，电控器感知这些电信号后，给比例减压电磁阀一个较强的电信号，先导油经由比例减压电磁阀后，产生的油压信号 p_s 会增大，使得油压对活塞的作用力与弹簧对活塞的作用力的合力不为 0，即

$$p_sA_2+p_{上}A_3+p_nA_1-K_1X_1-K_2X_2-K_3X_3>0$$

$$p_sA_2+p_{下}A_3+p_nA_1-K_1X_1-K_2X_2-K_3X_3>0$$

因此，控制活塞 3、控制阀左移，控制阀移至右位，油压 $p_{上}$ 经由控制阀的右位推动控制活塞 5，使斜盘角度变小，液压油流量变小，控制活塞 5 推动弹簧 1、2、3，使得弹簧 1、2、3 的压缩量变大，弹簧又推动控制阀，控制阀又移至中位，这样伺服系统又达到新的平衡状态，使得油压对活塞的作用力与弹簧对活塞的作用力的合力为 0，保证发动机始终以恒功率工作。反之，外界载荷变小时，$p_{上}$、$p_{下}$ 变小，电控器会给比例减压电磁阀一个较弱的电信号，使得经由比例减压电磁阀的先导油产生小的 p_s 压力信号，使得油压对活塞的作用力与弹簧对活塞的作用力的合力不为 0，即

$$p_sA_2+p_{上}A_3+p_nA_1-K_1X_1-K_2X_2-K_3X_3<0$$

$$p_sA_2+p_{下}A_3+p_nA_1-K_1X_1-K_2X_2-K_3X_3<0$$

控制活塞 3、控制阀右移，控制阀移至左位，油压 $p_{上}$ 经由控制阀的右位推动控制活塞 5，使斜盘角度变大，液压油流量变大，控制活塞 5 推动弹簧 1、2、3，使得弹簧 1、2、3 的压缩量变小，弹簧又推动控制阀，控制阀又移至中位，这样伺服系统又达到新的平衡状态，使得油压对活塞的作用力与弹簧对活塞的作用力的合力为 0，保证发动机始终以恒功率工作。液压系统功率为

$$p_H=pQ$$

式中，p 为液压系统压力（N/m^3）；Q 为液压系统流量（m^3/s）。

液压泵流量与压力成反比关系，即流量越大，压力越小；流量越小，压力越大，液压系统功率始终与发动机系统功率相匹配，液压系统功率主要取决于泵输出油路压力 $p_{上}$、$p_{下}$ 及功率切换压力 p_s。

2. 故障现象分析与排除

1）发动机起动困难，一旦操作机具，发动机会立即熄火。产生这类故障的原因是主泵斜盘角度过大，液压油流量过大，导致发动机的功率远远小于液压系统功率，使得发动机憋车熄火。

影响调节斜盘角度的因素有：一个是油压信号 p_s，另一个是 $p_{上}$ 或 $p_{下}$。可能有如下故障：比例减压电磁阀损坏、比例减压电磁阀导线短路或断路；油压信号油道堵塞，$p_{上}$ 或 $p_{下}$ 油道堵塞；先导油压系统先导液压泵损坏，安全阀损坏。

例如，某一工地，挖掘机在工作过程中，发动机突然冒黑烟，憋车熄火，并伴随着机油压力报警，而泵没有异响，一直工作正常。检查过程：首先检查发动机，在确认发动机润滑系统、燃油系统、起动电路系统、曲轴等没有问题的情况下，再次起动发动机，起动困难，而且起动发动机后，一旦操作机具，发动机会立即熄火。然后检查比例减压电磁阀电路，发现比例减压电磁阀损坏，更换了一个电磁阀并对其进行标定设定，再次起动发动机，挖掘机工作恢复正常。

2）整车无力，作业速度慢，水温、液压油温度高，发动机憋车。一般出现这种故障后，首先检查发动机的冷却系统是否有问题，发动机的燃油系统是否有问题，发动机的低怠速、高怠速是否达到标准，在确保发动机正常的情况下，这种故障是由于主泵内的伺服活塞过度磨损引起的。对于泵的这种磨损，一般采用镗销伺服阀孔，加大伺服活塞及电镀伺服阀等方法来解决，经实践检验，这种方法经济技术性可行。应当注意的是，新加工的伺服阀配合间隙必须小于0.03mm，必须保证精确的加工定位。

3）挖掘机工作速度太快、憋车或太慢，但是液压系统压力都正常。故障可能原因是：伺服阀卡死在液压油流量大的位置。液压系统压力正常，液压系统功率变大，挖掘机工作会产生憋车现象。伺服阀卡死在液压油流量小的位置，液压系统压力正常，功率变小，挖掘机工作速度会变慢。

4）挖掘机主泵内有异响，突然不能工作。如果出现这样的故障现象，一般都是主泵内机械零件损坏严重，应当拆下来检查。

1.2.5 CAT225 型挖掘机液压泵故障及排除

某CAT225型挖掘机已工作2×10^4h，先后出现过行走马达、液压缸、先导泵及回转减速机故障。该机两个液压泵因严重磨损进行维修，在试机前进行了液压泵、分配器油管和液压油箱的清洗，并更换了液压油和全机滤芯。试机达到正常工作状态，但工作约1000h后，前变量泵再次出现故障。

故障现象：前泵有异常响声，泵体发热，高压油管剧烈抖动，对应的运动部件几乎没有动作；检查液压油全流过滤器，发现大量的铜质颗粒。

根据以上现象，判断该泵故障。拆检发现有一柱塞卡死在缸筒内，滑履绞碎，滑履压盘断裂，配流盘与缸筒严重拉伤。柱塞卡死，大多因液压油不清洁所致，试机前虽更换了新液压油，清洗了部分管路，但并没有进行液压系统的彻底清洗，液压泵磨损产生的细小金属颗粒仍然存在于液压系统中。由于该机液压泵吸油管路没有设置吸油过滤器，当液压油全流过滤器滤芯太脏时，过滤器安全阀在压力作用下开启，液压油中的杂质会直接进入液压油箱，并被液压泵吸入，造成液压泵损坏。

对前液压泵换件修理后，将后泵也做了拆解清洗，发现缸筒、柱塞和配流盘之间也有拉伤，故进行了研磨修复。在清洗液压系统时发现，液压油箱和液压泵吸油管内有大量金属颗粒，经仔细清洗并更换液压油及滤芯后，试机一切正常，未再发生故障。

1.2.6 CAT330 型挖掘机工作速度慢的诊断与排除

1. 故障现象及可能原因

某CAT330型挖掘机出现工作速度变慢，挖掘无力的现象。引发的原因可能是：①主泵

有泄漏；②主安全阀有泄漏；③主泵调节器有泄漏；④主控制阀（分配器）有泄漏。

2. 故障检测、分析及排除

按常规先检测各部分的压力，所得数据为：上泵，中位，4MPa；大臂，极限，28MPa，加温 5min 后 28MPa；下泵，中位，4MPa；大臂，极限，28MPa，加温 5min 后 12MPa；比例减压电磁阀，3.5MPa；先导泵压力，3.5MPa，加热 5 min 后，3.5MPa。

从以上数据可以看出主泵输出压力偏低，且下泵温升后压力下降太快，这说明该系统有泄漏。先导压力正常。

对主泵安全阀进行调整，上泵极限压力可由 28MPa 调高至 32MPa；而下泵极限压力无法调整到 32MPa，说明下泵系统有泄漏。通过上泵系统压力的调升说明了主安全阀是好的，没有泄漏。

为了确定泄漏点，用袖珍式流量计检测下泵（含泵调节器）。下泵检测数据与标准参数对照见表 1-4。

表 1-4　下泵检测数据与标准参数对照

工况	实际测量		标准参数		工况	实际测量		标准参数	
	压力/MPa	流量/(L/min)	压力/MPa	流量/(L/min)		压力/MPa	流量/(L/min)	压力/MPa	流量/(L/min)
中位(高速)	4	250	4	253	调节点(高速)	5	170	15	253
加载(高速)	12	→0	12	253	最小流量	—	—	32	85

通过上面的检测对照表可看出如下问题：①该系统调节点（即主液压泵变量开始点）出现太早；②加外载 12MPa 时流量趋于零，调节变量机构有问题。

根据检测数据分析有两种可能：①该系统调节器有严重泄漏，破坏了调节功能，使斜盘倾角总处在不正常位置；②该系统主泵有泄漏，外载越大漏得越快。

为了进一步判断调节器和主泵到底谁出了问题，采取将该泵变成一个定量泵的方法进行检测，用一段 100mm 长的钢管将该泵伺服活塞顶死在大端，使泵斜盘倾角处在大角度上，此时再通过流量计观察到的数据如下：中位（高速）时，压力为 4MPa，流量为 235L/min；加载（高速）时，压力为 10MPa，流量为 200L/min；加载（高速）时，压力为 30MPa，流量为 195L/min。

上述数据表明该泵泄漏量很小，基本完好，故障出在该系统的调节器上。调节器的工作原理（在泵开始变量之后）如图 1-11 所示，调节器故障的检测方法如下：

首先对油道 13 打气，发现从泵压检测点漏气，这说明油道 13 和油道 23 通了，出现此现象的原因是由于控制柱塞 11 和油道 14 磨损严重有泄漏。正常情况下，主泵传递油压应在 p_D 和 p_S 合力达到一定压力时，克服弹簧 9、16 和 18 的联合反力使油道 14 打开，油道 12 关闭，主泵压力 p_D 进入油道 13 到达卡环 21 底面将柱塞 20 顶起，使斜盘倾角变小。但是由于油道 14 泄漏，没等主泵压力 p_D 和功率变换压力 p_S 的合力达到可以使控制柱塞 11 克服弹簧 9、16 和 18 的合力下行而打开油道 14 时，主泵油压 p_D（5MPa）就自行泄漏到油道 13 到达卡环 21 的底部将柱塞 20 顶起开始调节。

至于外载加到 12MPa，流量趋近于 0，这主要是由于泄漏到油道 14 的主泵压力 p_D，除了去油道 13 还有部分通过油道 12 进入了弹簧腔 15 而回油箱，这就使油道 23 中的压力 p_D 下降，无法和油道 13 中的压力相抗衡。所以油道 13 中的主泵压力 p_D 只需克服弹簧 16、17

和 18 的合力，就可以很快使斜盘倾角变小，因此，当 p_D 为 12MPa 时，流量趋近于 0。

更换了新调节器（带泵盖），机器的工作速度和挖掘力恢复正常，故障得以排除。

1.2.7 CAT 型液压挖掘机功率下降的处理

任何一台机器经过长时间使用，都会出现功率下降的情况。其主要原因是一些主要部件如活塞、活塞环、缸套等的磨损。通常采取的办法是将这些部件更换，由于具体情况不同，所采取的措施应当因机而异，否则将造成不必要的浪费。

CAT 挖掘机的工作主要是靠液压系统完成的，液压系统由发动机驱动的主泵供油。主泵又分为上泵和下泵，两泵均为斜盘式柱塞泵，各主泵后面均有一个主泵调节器。通过对主泵调节器的调整，可以改变斜盘的倾斜角度，从而改变柱塞的有效行程，使其输出量增大或减小，即提高或降低了主泵的功率吸收能力。但是由于长时间的使用，发动机的功率输出会有所下降，主泵斜盘的倾斜角度会有所增大，主泵自身的功率吸收能力也会有一定的下降，这样就会造成整个液压系统吸收的功率有明显地减少，主要表现为动臂的升降、斗杆的伸缩、上车的回转以及整机的行走等动作变慢。这时所采取的措施是对主泵调节器进行调整。因为最初主泵吸收的功率不等于发动机输出的功率，而是有一个差值，并且主泵自身的功率吸收能力初始状态也不在极限位置。因此在发动机输出功率有所下降的情况下，通过对主泵调节器的调整，使主泵的功率吸收能力增大，要稍大于初始状态主泵的功率吸收能力。这样不但可以弥补主泵自身功率吸收能力的下降，而且还可以弥补由于发动机功率的下降所造成的主泵吸收功率的不足。调整后仍然可以保证液压系统吸收的功率等于或接近于正常工作的功率值，从而保证挖掘机继续正常工作。

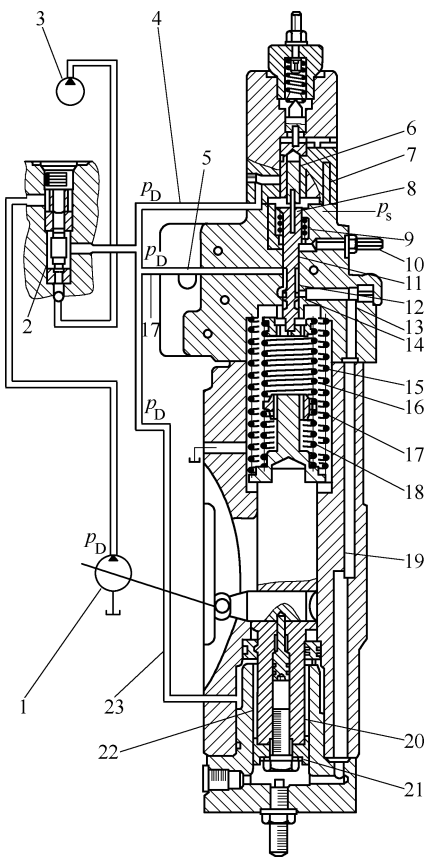


图 1-11　调节器的工作原理（泵开始变量之后）

1—上泵　2—梭阀　3—先导泵

4、5、7、12、13、14、23—油道

6、11—控制柱塞　8—销　9、16、17、18—弹簧

10—调整螺钉　15—弹簧腔　19—枢销

20—柱塞　21—卡环　22—柱塞腔

p_D—主泵传递压力　p_s—功率变换压力

CAT 挖掘机的主泵调节器通常有 3 个调整螺钉，分别是负流量控制压力调整螺钉、功率变化压力调整螺钉、最大斜盘角度调整螺钉。一般的做法是只动其中的一个，而不动另外两个调整螺钉。当找出这个调整螺钉的调整方向与功率变化的关系时，再将该调整螺钉恢复到原位。用同样的方法再去依次找出另外两个调整螺钉的调整方向与功率变化的关系。最后再将 3 个调整螺钉都朝功率增大的方向调整，这样就可以达到增大液压系统功率吸收能力的目的。

调整后的 CAT 挖掘机可以持续使用一年之久，当发动机大修时，工作时间可达 2 ×

10^4h，其经济性相当可观。但是必须说明，这种主泵调节器只能被调整一次。当液压系统再次出现明显的功率下降时，需要对发动机进行大修。

1.2.8　卡特 E240 型挖掘机电液控制原理及故障检测

卡特 E240 型挖掘机电液控制系统是三级恒功率变量液压系统，主要由负荷反馈控制系统、电液功率自动调节系统、发动机转速自动控制 AEC 系统和备用应急系统等组成。通过控制发动机和液压泵的输出功率，使挖掘机适应不同的工况，从而达到节能、环保和高效的目的。

1. 电液控制的工作原理

（1）液压系统　E240 型挖掘机的电液控制系统如图 1-12 所示。

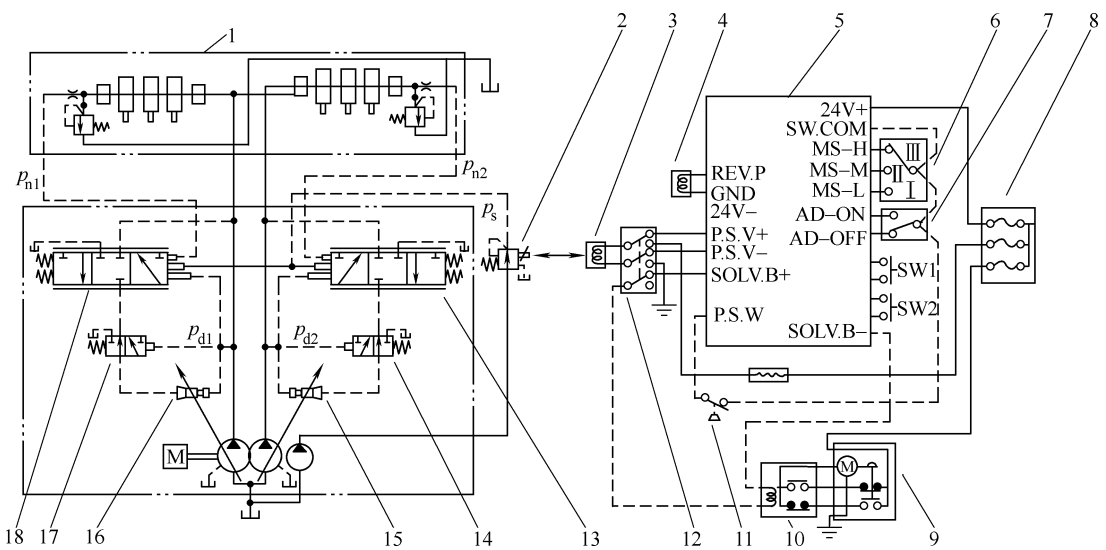


图 1-12　E240 型挖掘机电液控制系统示意图

1—多路换向阀　2—比例减压阀　3—比例减压阀线圈　4—转速传感器　5—控制器
6—功率模式开关　7—AEC 开关　8—熔丝盒　9—AEC 马达　10—AEC 继电器　11—AEC 压力开关
12—备用开关　13、18—伺服活塞　14、17—切断阀　15、16—变量伺服阀

（2）负荷反馈控制系统

1）反向流量控制。如图 1-12 所示，来自多路换向阀中心旁通油道的信号油压 p_n 作用在泵调节器的伺服阀上，p_n 越大，泵的排量越小。p_n 只在下列两种情形下起作用：①多路换向阀中位时；②进行微调操作，先导操纵阀微动时，由于多路换向阀微开起节流作用，流过中心旁通油道的信号油压 p_n 减小，使得泵的排量增大，其排量大小由先导阀、多路换向阀的开度决定。当先导阀移至最大位置时，多路换向阀关闭中心旁通油道，p_n 为 0，泵排量最大。当多路换向阀回到中位时，流过中心旁通油道的油突然增加，当达到反向流量控制溢流阀设定压力时，p_n 最大，p_n 使泵斜盘角度最小，泵流量变为最小，这样可减小环流损失，达到中位节能的目的。同时，AEC 系统使发动机转速降至 1300r/min，达到自动降低空载油耗的功效。

2）切断阀控制。当主泵出口负载压力接近主溢流阀调定压力时，信号油压 p_d 使切断阀

换位产生节流作用，使泵斜盘角度变小，从而使得溢流功率损失减小。

（3）功率自动调节系统　如图 1-12 所示，来自功率模式开关、转速传感器的信号，经系统控制器处理后，输出指令给比例减压阀，使之输出相应的功率转换信号油压 p_s。p_s 作用于泵调节器变量伺服阀上，使泵斜盘角度最佳，发动机功率得到有效利用，达到恒功率调节的目的。

该电子控制系统可提供Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ三种功率模式。功率模式Ⅲ用于重负荷工况，此时油门控制杆置于最大位置，控制器首先存储发动机空载转速，并标定发动机作业时的转速。当工作负荷增大时，控制器会根据发动机转速变化，输出指令给比例减压阀，使之输出相应的功率转换信号油压 p_s，来降低泵的排量，增大挖掘力。相反，当工作负荷减少时，p_s 会使泵的排量增大。泵的出口压力与流量变化如图 1-13 中的特性曲线Ⅲ，在特性曲线上泵的最大恒功率输出与发动机功率是相匹配的。如表 1-5 所列及图 1-13 所示中 C 点，比例减压阀信号油压 p_s 为 1570kPa，此时泵的输出压力 p_d 为 13700kPa。

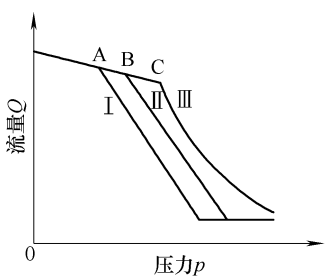


图 1-13　压力-流量特性曲线

表 1-5　三种功率模式下的信号油压和泵的输出压力

油门控制杆位置	最高怠速位置		
功率模式	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ
功率转换起始点	A	B	C
信号油压 p_s/kPa	2400	2150	1570
泵输出压力 p_d/kPa	4700	7850	13700

功率模式Ⅱ用于一般作业，其功率约为模式Ⅲ的 85%。功率模式Ⅰ用于轻微作业，约等于模式Ⅲ功率的 70%。Ⅰ、Ⅱ两种模式，比例减压阀输出的信号油压 p 见表 1-5。

（4）发动机转速自动控制　AEC 系统是对发动机的高低两速实行自动控制的系统。利用蜗轮蜗杆使油门控制杆件左右移动来控制发动机转速。挖掘机工作时使发动机油门处于高速位置，空载时低速运转。

（5）备用应急系统　当电子控制器失效时，操作者可以启用备用开关，通过图 1-12 中备用开关 12 的切换，扳向另一位置，通过辅助模式电阻向电磁比例减压阀提供恒定的电流值，使挖掘机处于功率Ⅱ模式继续工作，此时仪表盘上的辅助模式指示灯常亮。

2. 故障诊断

该控制系统有自检功能（表 1-6），是用九个发光二极管的显示组合来组成故障代码，指示故障情况，同时用安培表和压力表进一步检查故障元件。

表 1-6　E240 型挖掘机的自诊断功能

序号	故障名称	故障指示灯编号及状态								
		L9	L8	L7	L6	L5	L4	L3	L2	L1
1	工作正常	☼	○/☼	○	☼	○	☼	○	○	○
2	控制器故障	☼	=	=	=	☼	=	=	=	=
3	控制器记忆故障	☼	○/☼	○	☼	○	◎	○	☼	☼
4	比例减压阀系统故障	☼	○	☼/○	◎/○	○	☼	○	○	☼

（续）

序号	故 障 名 称	故障指示灯编号及状态								
		L9	L8	L7	L6	L5	L4	L3	L2	L1
5	功率模式开关系统故障	☼	○/☼	○	☼	○	☼	○	☼	☼
6	发动机转速传感器故障	○	○	○	☼	○	☼	☼	○	☼
7	高怠速输入不正确	☼	○/☼	○	☼	○	☼	☼	☼	○
8	AEC 开关系统故障	☼	○	○	☼	○	☼	☼	○	○

注：发动机在运转状态，☼指示灯亮；○/☼当 AEC 起作用时亮；◎指示灯每 1s 亮 0.5s；○指示灯熄灭；☼/○故障时亮，正确时灭；◎/○指示灯每 2s 亮 0.5s = 无法预计。

（1）工作正常

（2）控制器故障　控制器本身损坏，不能正常输出电信号给比例减压阀、AEC 马达。其现象是发动机失速熄火或缓慢无力，AEC 马达不工作或操纵杆中位时发动机不能降速。

（3）控制器记忆故障　控制器内的调整回路和识别功能损坏，不能正确输出电信号给比例减压阀。此时可检测控制器输出信号：

1）用万用表测量通过比例减压阀电磁线圈的电流，用量程为 6000kPa 压力表检测信号油压 p_s。

2）按住开关 SW1 检查，万用表读数在 4s 内必须是 1A 和 0.1A，同时压力表读数相应为 3450kPa 和 980kPa。若符合上述情况，则控制器未损坏，重新调试即可；否则控制器损坏，应更换。

（4）比例减压阀故障　若有断路或短路，功率转换信号油压 p_a 为 0，泵流量变为最大，发动机会失速熄火。拆开比例减压阀的接头，检查接头是否接触良好，用万用表测量电磁阀线圈电阻应为 27 ~ 40Ω。比例减压阀修理或更换后应进行如下调试：

①用量程为 6000kPa 压力表检测信号油压 p_s。②功率模式开关置于Ⅲ位置。③关掉 AEC 开关，使发动机高怠速运转，并查看 L1 ~ L4，只有 L4 亮时，表明控制器、电信号系统正常。④按住开关 SW2，当功率转换压力 p_s 达到（2250 ± 100）kPa 时，按下开关 SW1 约 1s。⑤释放开关 SW1、SW2，完成 p_s 标定操作。⑥移动操纵杆（如铲斗操纵杆）使液压缸完全伸出一次或两次。当操纵杆在中位时，确保功率转换压力 p 为（2250 ± 100）kPa。否则，需校准比例减压阀。⑦比例减压阀的校准如图 1-14 所示，拧进（减小 p_s）或拧出（增大 p_s）调整螺母，直到正确标定功率转换压力 p 为（2250 ± 100）kPa。每转一圈压力改变约为 35kPa。

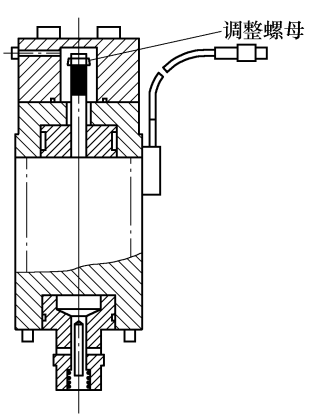


图 1-14　比例减压阀简图

（5）功率模式开关故障　功率模式开关或其回路不正确，功率模式会保持在故障发生前的状态。检查如下：①置主开关在 ON 位，L4 亮。②按开关 SW1，使 L4 熄灭。③按住开关 SW1 时，操作功率模式开关。若功率模式开关正常，则当开关在Ⅲ位时，L1 会亮；当开关在Ⅱ位时，L2 会亮；开关在Ⅰ位时，L1 和 L2 会亮。

（6）发动机转速传感器故障　传感器发生故障，控制器会自动地改变功率，转换压力 p_s 变为（2250 ± 100）kPa，接近模式Ⅱ的工作状态。检查时可拆下传感器接头，用万用表测

得电阻应为 110 ~ 280Ω，在线检查输出电压为交流 30 ~ 60V，频率为 1 ~ 5kHz。若电阻值正常，应检查传感器安装及调整间隙，如图 1-15 所示。发动机熄火后，松开锁紧螺母 2，慢慢拧进转速传感器 1 直到接触齿圈 4，再退回 1/4 ~ 1/3 圈，其间隙刚好为 0.55 ~ 0.83mm。拧紧锁紧螺母 2，起动发动机，检查 L4 灯亮时，即调整正确，否则，须重新调整间隙。

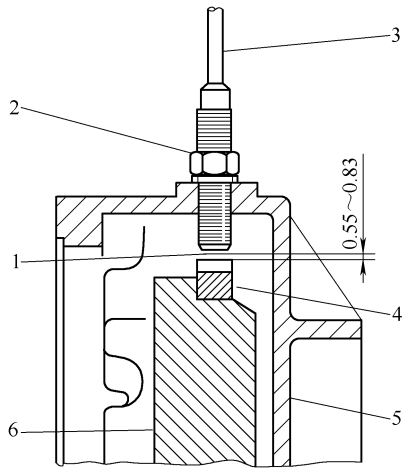


图 1-15　发动机转速传感器安装简图
1—转速传感器　2—锁紧螺母　3—插接线
4—齿圈　5—飞轮壳　6—飞轮

（7）高怠速输入不正确　控制器更换后，最高怠速标定不正确，应重新输入标定存储。发动机最高怠速为 2350r/min，标定转速为 2200r/min。

（8）AEC 开关系统　主要有以下问题：①让发动机怠速运转，释放安全锁。②按下开关 SW1。③当按下 SW1 开关的同时，使 AEC 开关置于 ON，如果正常，则 L3 会亮。④保持上一步的状态，移动操纵杆，将压力开关置于 ON 位置，如果一切正常，L4 会亮。否则，进行相关检查。

3. 应急措施

若比例减压阀控制器元件有故障，暂时无法及时修复时，可断开比例减压阀电源，直接调整 p_s 为（2250 ± 100）kPa，再调整泵功率调整螺钉，使挖掘机固定在模式Ⅱ状态下工作。

1.2.9　EX220—1 型挖掘机液压系统动力不足故障的诊断与处理

某 EX220—1 型挖掘机怠速点火时，发动机一切正常，一经扳动操纵手柄，发动机冒黑烟，液压速度缓慢，动作没劲，发动机水温过高。对发动机进行彻底大修，更换 6 个配套组件，涡轮增压器、喷油嘴、柱塞副，经磨合后试车 机车仍冒黑烟，发动机水温偏高，液压速度缓慢。

因此将整车进行彻底检查。先对液压系统的管路进行检查，主泵射流传感控制管 SD、SE、SF 连接有误，随即更换。结果动作没有明显好转。对液压主泵进行性能测试，通过流量计做测试，性能参数见表 1-7 所示。

表 1-7　两种温度下压力-流量特性 1

油温 t = 25℃							油温 t = 80℃						
p（压力）/MPa	5	10	15	20	25	30	p（压力）/MPa	5	10	15	20	25	30
Q（流量）/（L/min）	198	190	160	100	90	45	Q（流量）/（L/min）	180	170	130	90	60	0

通过对液压主泵性能实验测试，发现此液压主泵在油温低和油温高时差别较大，说明液压泵本身泄漏且性能下降，已不能够满足正常工作需要。对液压主泵进行拆检，发现其主泵配流盘工作表面（铜面）严重剥落，主泵后盖滑道严重拉伤，缸体工作面有沟痕。检查缸体与柱塞的配合间隙，在允许的范围内没有超过使用极限，可以继续使用。主泵配流盘铜表面已剥落，无法使用，只能更换新的。对主泵后盖滑道进行处理，使其表面达到光滑，同时对其基准面进行相应加工，使其相对尺寸保持不变。将主泵缸体与配流盘（旧）先做相应

处理，使缸体表面拉伤相应减小，再利用新的配流盘与之相配合。然后通过粗研、精研，最后抛光处理，使其缸体表面与配流盘的配合表面达到均匀接触。最后通过对各工作部件的处理（彻底清洗）后开始组装，重新试验，试验结果见表 1-8 所示。然后将主泵安装到车上，进行整车调试。调整多路控制阀，试车一切正常。

表 1-8　两种温度下的压力-流量特性 2

油温 $t=25℃$							油温 $t=80℃$						
p（压力）/MPa	5	10	15	20	25	30	p（压力）/MPa	5	10	15	20	25	30
Q（流量）/（L/min）	212	210	209	158	121	80	Q（流量）/（L/min）	212	209	206	152	116	78

1.2.10　EX220—5 型液压挖掘机主泵的调整

EX220—5 型挖掘机液压泵系统由齿轮传动箱、液压泵、调节器、泵输出油压力传感器、发动机转速传感器和先导泵组成，发动机通过液压泵的齿轮箱驱动 2 个左右并列的主泵，2 个主泵均带有调节器，改变主泵的排量。2 个主泵为 HPV102FW-RE23A 型斜轴式轴向变量柱塞泵，液压泵主要由驱动轴、缸体、柱塞、中心轴、中心弹簧、配流盘、端盖、伺服活塞、调节器、壳体组成。由于液压泵长时间使用，发动机的功率输出会有所下降，主泵斜盘的倾角会有所增大，导致主泵自身的功率吸收能力也会有一定的下降，这样造成整个液压系统吸收的功率明显减少，主要表现为大臂的升降或整机的行走有所缓慢，这时应采取的措施是首先对主泵流量进行检测与调整，而主泵流量的调整主要通过调节器来进行。

1. 主泵调节器的流量调节原理

（1）主泵调节器的主要结构　调节器其结构如图 1-16 所示，主要由调压弹簧、阀套 B、阀芯 B、柱塞、载荷柱塞、阀塞 A、阀套 A、外弹簧和内弹簧组成。

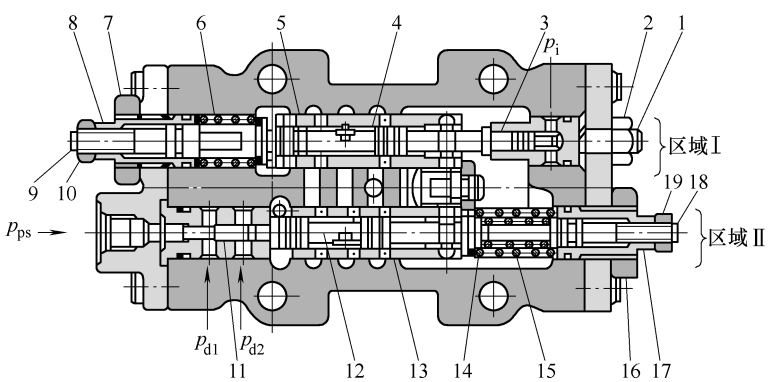


图 1-16　主泵调节器结构

1、9、18—调节螺钉　2、7、10、16、19—锁紧螺母　3—柱塞　4—阀芯 B　5—阀套 B　6—调压弹簧
8、17—调节螺套　11—载荷柱塞　12—阀芯 A　13—阀套 A　14—外弹簧　15—内弹簧

（2）主泵调节器的流量调节原理　调节器的功能就是控制液压泵的流量，主泵的控制压力 p_i 传到调节器区域Ⅰ，2 个主泵的压力 p_{d1}、p_{d2} 和液压泵电磁阀（SD）的先导压力 p_{ps}，传到调节区域Ⅱ（图 1-16）。调节器收到上述压力信号后，对伺服阀输出一个先导压力，以改变配油盘、缸体的倾斜角度，从而控制主泵的排量。主泵调节器的流量调节原理如图1-17

所示。

1）利用液压泵流量控制压力来进行流量控制。当液压泵流量增加时，主操作阀的阀芯发生移动，液压泵控制压力 p_i 增大，迫使柱塞1推动阀芯B和调压弹簧4向左移动，伺服活塞9的大油腔8与液压油箱管路相通，伺服活塞移动，伺服活塞的活塞销就带动配油盘和缸体移动，使配油盘和缸体的倾斜角度增大，液压泵排量增加。伺服活塞移动时可以带动阀套B向着阀芯B已经移动的方向移动，当移动距离相等时，大油腔与通往液压油箱的管路断开，伺服活塞停止移动，这样液压泵的流量就不再增加。

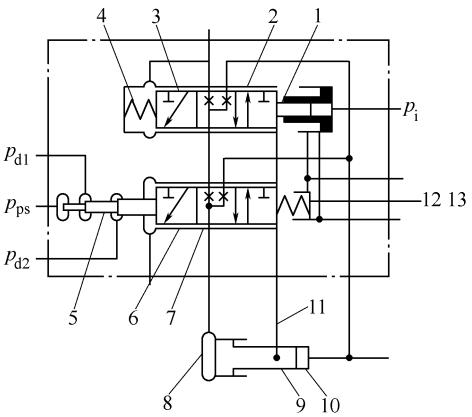


图1-17　主泵调节器流量调节原理

1—柱塞　2—阀套B　3—阀芯B　4—调压弹簧
5—载荷柱塞　6—阀套A　7—阀芯A
8—大油腔　9—伺服活塞　10—小油腔
11—连杠　12—内弹簧　13—外弹簧

2）利用两个主泵的输出压力进行流量控制。当液压泵流量增加时，来自主泵的输出压力 p_{d1} 或 p_{d2} 减少，内弹簧12和外弹簧13推动阀芯A7和载荷柱塞5向左移动，伺服活塞9的大油腔8与液压油箱管路相通，伺服活塞移动，液压泵的排量角度变大，流量增加。伺服活塞9移动时可以带动阀套A向着阀芯A已经移动的方向移动，当移动距离相等时，伺服活塞9停止移动，这样液压泵的流量就不再增加。

3）利用调节器电磁阀输出的先导压力进行流量控制。利用调节器电磁阀输出的先导压力进行控制：对发动机目标转速和发动机的实际转速进行处理之后，主控器对调节器电磁阀发出电信号，当调节电磁阀（SD）接收到来自主控制器的电流信号后，输出先导压力 p_{ps}，其压力的大小与信号电流的大小成正比，先导压力 p_{ps}，p_{d1} 和 p_{d2} 共同作用在柱塞1上，柱塞1推动阀芯A、内弹簧12和外弹簧13，使阀芯A向右移动，这样作用在小油腔10中的先导压力油被接通到大油腔8中，伺服活塞移动，使液压泵的排量角度减小，排量减少，当阀套与阀芯移动距离相等时，连通到大油腔8的先导压力油被切断，伺服活塞停止移动，这样就阻止液压泵流量继续减少。

（3）主泵调节器各调节螺钉的功能　液压泵流量的调节实际上是液压泵调节器的调整，要正确调整主泵流量，除要知道调节器的结构和原理外。还要知道各调节器、各调节螺钉的功能。主泵调节器结构名称如图1-16所示，调节螺钉的功能见表1-9，其中 p 为压力，Q 为流量。主泵流量检测参数见表1-10。

表1-9　调节螺钉的功能

图1-16标号	名称	功　能	图1-16标号	名称	功　能
2	锁紧螺母	用于最小流量的调节	8	调节螺套	用于先导压力特性的调整
1	调节螺钉	用于最小流量的调节	16	锁紧螺母	用于 p-Q 曲线调整
10	锁紧螺母	用于最大流量的调节	17	调节螺套	用于 p-Q 曲线调整
9	调节螺钉	用于最大流量的调节	19	锁紧螺母	用于 p-Q 曲线调整
7	锁紧螺母	用于先导压力特性的调整	18	调节螺钉	用于 p-Q 曲线调整

表 1-10　主泵流量检测参数

输油压力/MPa	主泵流量/(L/min)	发动机额定转速/(r/min)	液压油温度/℃
14.12	190～199	2000	50±5
19.81	154	2000	50±5
34.72	74～94	2000	50±5

2. 主泵流量的检测与调整

（1）主泵流量的检测

1）选择开关位置。①发动机表盘：快速慢车；②行走方式开关——快速方式；③E 方式（把发动机的转速降低到某一固定的值）开关：OFF；④HP 方式（当进行斗杆收回作业的过程中需要稍微增加液压功率时，能够立即增加发动机的转速）开关：OFF；⑤工作方式选择器：一般用途方式；⑥ 自动慢车开关：OFF。

2）调整主溢流阀和对斗杆油路进行溢流，以便从表 1-10 中获得每个规定的压力，并测量流量和发动机的转速，对表 1-10 中规定的压力值要重复调整，测量 3 次以上，并计算平均值。

（2）调整项目和调整方法

1）最小流量的调整。拧紧锁紧螺母 2，转动调节螺钉 1，并将调节螺钉 1 顺时针转动 1/4 圈，把主泵的最小排量增加到 6.47mL/r，在转动调节螺钉 1 时不应该超过两圈，并在调整后拧紧螺母 2。

2）最大流量的调整。拧紧锁紧螺母 10，转动调节螺钉 9，并将调节螺钉 9 顺时针转动 1/4 圈，把主泵的最小排量增加到 5.39mL/r，在转动调节螺钉 9 时不应该超过两圈，不要逆时针转动调整螺钉 9，但是，在对先导压力进行调整之后，将要求增加最大流量，并在调整后拧紧螺母 2。

3）先导压力特性的调整。拧紧锁紧螺母 7，转动调节螺套 8，将调节螺套 8 顺时针转动 1/4 圈，把主排量减少到 10.77mL/r，在转动调节螺套 8 不超过 1 圈，在顺时针转动调节螺套 8 时，最大流量可以减少，为使最大流量保持不变，可使调节螺钉 9 逆时针旋转的圈数是调节螺套 8 顺时针旋转圈数的两倍，调整后拧紧锁紧螺母 7。

4）转矩的调整如图 1-18 所示。A，B 分别为两种不同项目的调整。

在调整 A 项目时，拧紧锁紧螺母 16，转动调节螺套 17，将调节螺套 17 顺时针转动 1/4 圈，把主泵的最大排量增加到 10.77mL/r；在调整 B 项目时，拧紧锁紧螺母 19，转动调节螺套 8，将调节螺钉 18 顺时针转动 1/4，使主泵的最大排量增加到 2.60mL/r 。在转动调节螺钉 18 和调节螺套 17 不能超过 1 圈，在转动调节螺栓和调节螺套时要注意发动机的性能，调整后拧紧锁紧螺母 16 和 19。

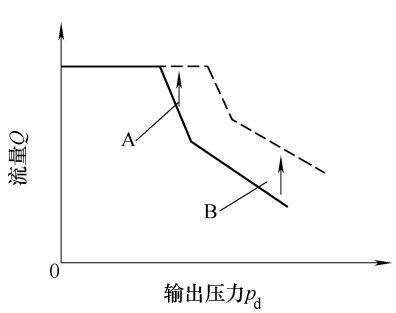


图 1-18　p-Q 曲线（转矩调整）

主泵调节器多次调整后，液压系统多次出现明显的功率下降，但通常无论怎样调节，效果并不是很好时，需要对发动机进行大修。

综上所述，通过合理调整主泵调节器，使主泵的功率吸收能力增大，调整后可以保证液压系统吸收的功率等于或接近于正常工作的功率值。当不清楚 3 个调整螺钉的调整方向与功

率变化的关系时，不要盲目调整螺钉，以防出现调整后相互抵消的情况。一般的做法是只调其中的 1 个，而另外 2 个不调，当找出这个调整螺钉的调整方向与功率变化的关系时，再将该调整螺钉恢复到原位，用同样的方法再去依次找出另外 2 个调整螺钉与功率变化的关系，最后再将 3 个调整螺钉都朝功率增大的方向调整，这样就可以达到增大液压系统功率吸收能力。

1. 2. 11　EX200—5 型挖掘机泵振动故障的分析

某日立 EX200—5 挖掘机工作 7000h 左右，操作时输出油管抖动严重，经常爆管及断接头。诊断试车，尤其在憋车溢流阀卸压时，抖动加重，并有较大“嘟嘟”声。

产生爆管原因主要是由于液压油振动，噪声源有液压泵、溢流阀、柱塞马达、液压缸、管路。对 EX200—5 挖掘机的“嘟嘟”声位置进行初步判断，确定振源大致在液压泵。

泵产生噪声的原因有：①吸空现象；②液压泵内部元件过度磨损；③液压泵的配油盘问题。

液压泵噪声排除：

1）吸空原因很多，如：①过滤器太脏，进油管堵塞。液压油液粘度过高或太脏。②液压泵、先导泵轴端油封损坏或进油管密封不良。③油箱油位过低导致吸空。对以上三项检查时，发现机器工作 7000h 未曾更换油液及过滤器；且检查过滤器时发现已严重穿孔损坏，需更换油液及过滤器，其他两项正常。另外，由于先导泵单独供油，检查泵体及连接管路无损坏和抖动现象。

2）分析噪声原因②、③的检查。首先拆洗压力调节器，装好后试车故障仍存在，且“嘟嘟”声仍未消失。据此判断问题出在泵内元件磨损和配流盘部分。拆检泵体内部元件，柱塞与柱塞孔、柱塞泵上的缸有一定磨损，未有拉伤。造成液压泵输出高压、小油量油液时会产生流量脉动，从而产生较高噪声。在检查配油盘时，发现表面磨损、穴蚀严重，油泥沉积也较多。这将影响卸荷位置改变，产生困油现象，引发较高噪声，“嘟嘟”声即由此所致。更新泵内磨损元件和配油盘后，加油、排气试机时“嘟嘟”声消失，爆管问题解决。

1. 2. 12　日立挖掘机挖掘无力故障的测试与诊断

挖掘无力是挖掘机典型故障之一。对于挖掘无力可分为两种情况：① 挖掘无力，但发动机不憋车，感觉负荷很轻；②挖掘无力，但当动臂或斗杆伸到底时，发动机严重憋车，甚至熄火。

1. 挖掘无力，发动机不憋车

挖掘力的大小由主泵输出压力决定；发动机是否憋车由发动机转矩与液压泵吸收转矩间的平衡关系决定。发动机不憋车说明液压泵吸收转矩较小，发动机负荷轻。如果挖掘机的工作速度没有明显异常，应重点检查主泵的最大输出压力，即系统溢流压力是否不足。

测量 EX 系列挖掘机系统溢流压力，并相应调整的具体方法如下：

1）关闭发动机，用 6mm 六角扳手松开并拆下主液压泵出油口上的螺塞，连接上压力表，然后起动发动机，检查压力表的接口是否漏油。

2）选择各开关的位置：将动力方式选择器置于 P 方式；工作方式选择器置于一般用途方式；自动慢车开关置于 OFF。

3）检查卸荷阀弹簧设定值：将换向阀处于中位，测量主液压泵的输出压力（观察压力表），即为卸荷阀弹簧设定压力。若此压力不合规定，则缓慢旋动卸荷阀上的调整螺钉（顺时针转动压力增加，反之减少，）直至规定值。

说明：EX 挖掘机采用中位闭式换向阀，换向阀中位时封住了液压泵到工作元件的出口，卸荷阀的卸荷油口通过梭阀及换向阀与油箱相通，压力为零。此时液压泵压力即为卸荷阀弹簧设定压力，可打开卸荷阀卸荷。

4）检查系统溢流压力：依次缓慢地全行程操作大臂、小臂和铲斗的操作杆，使之溢流，并测量压力。在回转动作中，使铲斗顶着一个不能回转的物体，测量溢流压力。

在行走动作中，将下部行走机构顶着一个不能移动的物体，测量溢流压力。

在测量中，如果几次测量值都相同，则该测量值即为系统溢流压力。若系统溢流压力值不合规定，则缓慢旋动卸荷溢流阀上的调整螺钉（顺时针转动，溢流压力增加，反之减少），同时观察压力表直至规定值。如果任何一次溢流压力值低于其他值，表明该机构液压回路的过载溢流阀设定值不正确，其设定值小于系统溢流压力，将导致该机构过早溢流、工作无力。调整方法为：再次操作该机构使其溢流，慢慢转动过载溢流阀上的调整螺钉（顺时针转动显示溢流压力增加），同时观察压力表直至与其他机构的溢流压力相等，此时即为系统溢流压力。然后继续顺时针转动调整螺钉一定圈数，使过载溢流阀设定值高于系统溢流压力。

2. 挖掘无力、发动机严重憋车

发动机憋车表明液压泵的吸收转矩大于发动机输出转矩，致使发动机超载。对于此故障，首先检查速度传感系统是否正常。

1）速度传感系统的功能是充分利用发动机的功率，防止发动机熄火。EX 系列挖掘机重载挖掘时，将发动机动力方式选择开关置于 P 方式：它使发动机工作在最大功率点，同时起动速度传感系统功能，保持最大功率点的稳定。稳定功率的方法是通过稳定最大功率点对应的转速，达到稳定功率的目的。

2）已知速度传感系统的功能通过液压泵变量系统实现，液压泵变量系统失效后就可能导致发动机超载、憋车。如果变量系统失效后，液压泵排量保持在较大值不变化，发动机超载、憋车成为必然。因为即使液压泵输出压力没有达到最大，但液压泵的吸收转矩已经超过了发动机的输出转矩。因此在挖掘无力的同时，必然出现发动机超载的现象。

确诊变量系统失效后，应进一步全面检查：各传感器接线是否松动；各传感器信号是否正常输出及电磁阀芯是否断裂或卡死等机电故障。经过以上细致的检查与排除故障，发动机速度传感系统恢复正常功能，发动机憋车现象消失，挖掘力的大小就会恢复正常。

1. 2. 13　日立 EX200—2 型挖掘机失速故障的测试与诊断

日立 EX200—2 型液压挖掘机主泵为可变流量柱塞泵，主泵斜盘角度和发动机负荷分别由 PVC（主泵、阀控制电脑）和 EC（发动机控制电脑）控制，液压系统各种传感器采集的参数输入到 PVC 和 EC，经电脑分析、对比后，将各种命令传给发动机，控制马达和主泵排量电磁阀等执行机构，使发动机工况始终与挖掘机整机工况相适应，获得最佳工作效率。挖掘机主泵排量角度传感器或线束损坏，将使 PVC 不能接收到正确的斜盘角度信号，因此引起发动机失速。

1. 液压及电控系统工作原理

该挖掘机主泵的柱塞套筒在伺服活塞的作用下，在2°～24°的范围内变化，当柱塞套筒与输入轴夹角为2°时，主泵输出流量最小；当柱塞套筒与输入轴夹角为24°时，主泵输出流量最大。电控信号传输如图1-19所示，液压及电控原理如图1-20所示。主泵柱塞套筒夹角的大小由“A”传感器即主泵排量角度传感器测量，并将数据传输给PVC主泵控制电脑，同时转速传感器（N-传感器）和压力传感器（P-传感器）也将信号传给控制电脑，经电脑将这些数据综合分析、比较后，输出信号给1号排量电磁阀和2号排量电磁阀，通过1号和2号排量电磁阀开与关的相互组合来调整主泵排量的大小。

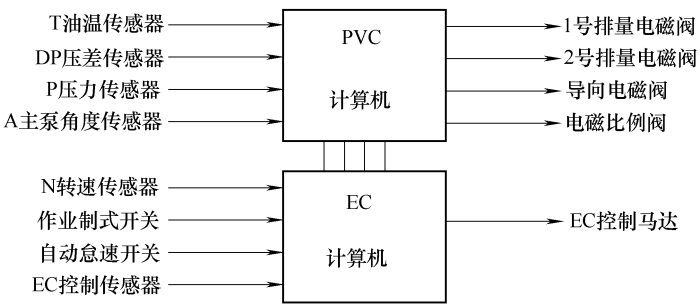


图1-19　电控信号传输示意图

当主泵柱塞套筒轴线夹角在2°位置（即流量最小位置）时，1号排量电磁阀关闭，2号排量电磁阀打开，液压油在先导液压泵的作用下进入伺服活塞缸的底端，伺服活塞缸大腔内的液压油经2号排量电磁阀回油箱。

当1号排量电磁阀打开，2号排量电磁阀关闭时，液压油在先导液压泵的作用下同时进入伺服活塞缸的大、小腔，由于大、小腔内油压相等，大腔截面积大于小腔截面积，因此伺服活塞克服小腔压力而向底端移动，主泵柱塞套筒与轴线夹角增大，主泵输出流量也就增大。当PVC电脑输出指令使1号和2号排量电磁阀都关闭时，伺服活塞缸大腔端液压油的回路被断开，伺服活塞不能移动，所以主泵轴线夹角保持在一个稳定的位置，主泵的输出流量保持不变。

2. 故障现象

发动机顺利起动并能在怠速下稳定运转，选择I、L、E、P作业制式开关中任一模式，发动机转速无变化，操纵任一动作，发动机就熄火。

3. 故障诊断

（1）使用诊断仪检查故障

1）点火开关置于“OFF”位置，把EX专用诊断仪与PVC主泵电脑诊断座连接起来。

2）打开点火开关，读取故障代码，EX诊断仪屏幕上显示代码为“29”，该代码表示故障在A传感器，即主泵排量角度传感器，其输入信号电压大于4.75V，可能的原因是A传感器损坏或传感器与PVC电脑之间的线束有短路现象。

（2）检查PVC电脑和A传感器之间的线束

1）关闭点火开关，拆下A传感器的线束接头。

2）打开点火开关，测量线束接头1号端头（+）和3号端头（-）之间的电压，正常值为（5±0.5）V。经测量电压正常，说明PVC电脑与A传感器之间的线束连接正常（图1-21）。

3）打开EX专用诊断仪，按下按键F7，把线束接头的1号和2号端头用导线短路，这时如果EX诊断仪显示A传感器为最大值，则说明PVC电脑端头的32针孔与A传感器的2号端头之间的线束正常。实际测量为13.1°，说明PVC电脑和A传感器之间的线束正常。

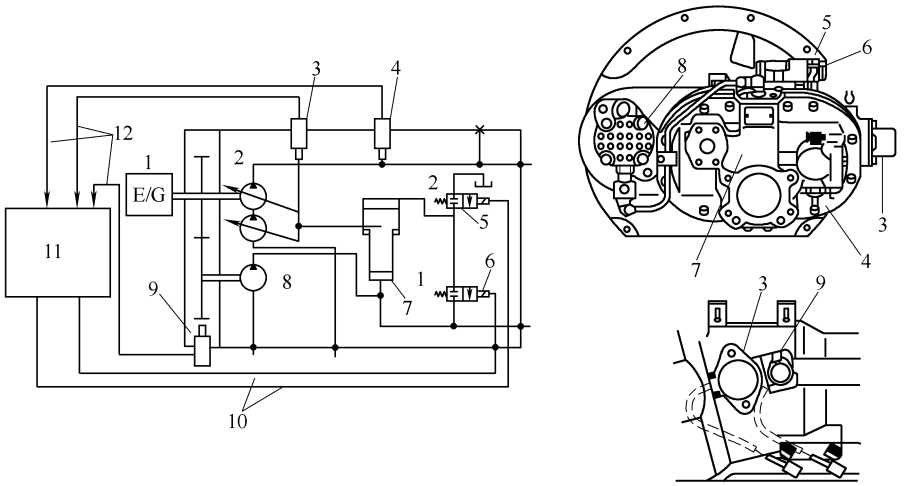


图 1-20　液压及电控原理图

1—发动机　2—主泵　3—A（角度）传感器　4—P 压力传感器　5—2 号排量电磁阀　6—1 号排量电磁阀　7—伺服活塞　8—齿轮泵　9—N（转速）传感器　10—输出信号线　11—电脑　12—输入信号线

（3）检查 A 传感器　用万用表测量 A 传感器电阻：1 号和 3 号之间的电阻值为 0.06Ω；2 号和 3 号之间的电阻值为 0.04Ω。说明 A 传感器内部已经短路，与故障代码“29”表述的内容相同。

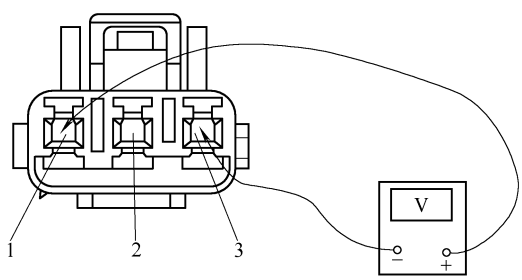
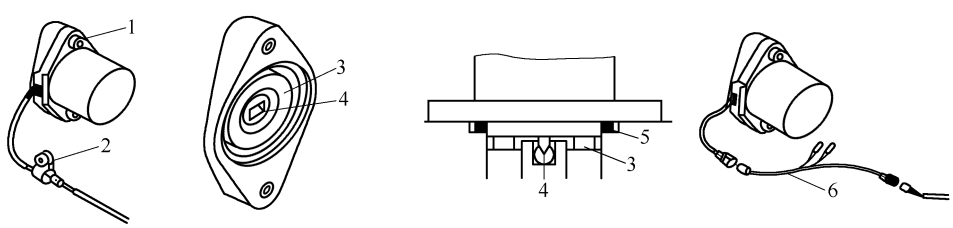


图 1-21　测量线束接头 1 号端头（+）和 3 号端头（-）之间的电压

（4）更换 A 传感器　在更换 A 传感器时，必须按下列步骤进行（图 1-22）：①拆下 A 传感器线束。②拆下线束接头螺钉和传感器安装螺钉。③拆下 A 传感器，注意不要将内芯垫片和卷簧丢失。④安装一个新的 A 传感器。⑤将 O 形密封圈安装在传感器座上，将少许润滑脂涂在卷簧上后，将簧闩销插入信号反馈轴槽口内。⑥当将簧闩销插入信号



a)拆下线束接头螺钉和传感器安装螺钉　b) 拆下A传感器　c) 安装新的A传感器　d) 接线

图 1-22　A 传感器的安装步骤

1—传感器安装螺钉　2—线束接头螺钉　3—卷簧　4—簧闩销　5—O 形密封圈　6—线束

反馈轴槽口内时，一定要注意将 A 传感器闩销上的记号与传感器壳体上的记号对准，否则，A 传感器会传输错误的信号给 PVC 电脑。⑦将传感器两个螺钉暂时拧紧。⑧起动发动机，使之在怠速状态下运转。⑨拆下主泵顶上的两个排量电磁阀的线束接头，等待 3～4min 直至主泵达到最大流量位置。⑩关闭发动机。⑪用数字式万用表测量传感器线束 2 号和 3 号之间的电压，然后调整传感器的位置，直到万用表的读数达到（4.40 ± 0.03）V。⑫拧紧传感器的固定螺钉，连接好两个排量电磁阀的线束插头，至此，A 传感器及线束全部检查安装完毕。起动发动机试车，故障排除。

（5）确认 A 传感器工作时的参数　步骤如下：①关闭点火开关。②将 EX 诊断仪与 PVC 电脑诊断口连接。③起动发动机，预热液压系统，使之达到 55℃。④打开 EX 诊断仪，按下按键 F7。⑤按挖掘机的工作状态核查 A 传感器在不同状况下的参数值，见表 1-11。⑥经实际操作检查各种状态下的参数值，达到各项要求。

至此，确认主泵排量角度传感器及其线路正常。

表 1-11　传感器在不同状况下的参数值　（单位：V）

检查点	控制杆在中立位		以均速回转		斗杆动作超过系统溢流压力	
	I 制式	P 制式	I 制式	P 制式	I 制式	P 制式
传感器角度	3.2 ± 1.0	3.2 ± 1.0	13 ± 4.0	9.0 ± 3.0	3.4 ± 1.0	3.5 ± 1.0

1.2.14　EX300—3 型挖掘机“憋机”故障的诊断

1. 故障现象

某 EX300—3 型挖掘机，使用 1 万多小时后，一到工地就出现了“憋机”现象。一有动作发动机就会降速，排气管排出大量黑烟，负荷一大就熄火。经观察，故障为做动作或带负荷时，发动机都不会熄火，排气烟色基本正常，但发动机降速幅度过大，约降 400r/min，水温升得过快，作业 1h 后水温就升到 100℃，需要休息一会才能继续作业。

2. 故障分析

考虑到发动机降速过大及水温上升快，可从发动机及液压系统两方面分析。

（1）发动机　发动机燃油系统进空气；燃油过滤器堵塞；高压液压泵柱塞、出油阀磨损产生泄漏，供油量降低；喷油器磨损、雾化不良，燃烧不完全；点火时间不正确；气缸密封不良。这些是致使发动机动力不足，一带负荷就降速的原因。点火时间不正确，发动机积炭过多，水箱水垢，是发动机水温升得过快的原因。

（2）液压系统　系统内各元件泄漏是油温升高的一个原因。系统压力调整过高，致使负荷过大时不能卸荷，液压泵负荷过大使发动机降速，并且使液压油、冷却水升温过快。液压泵磨损、有飞边、装配不当等原因，致使摩擦阻力过大，发动机负荷增高。伺服阀故障导致液压泵流量异常，液压泵负荷增加。

3. 故障排查

按照从简到繁、从外到内的原则，作了以下检修。

（1）发动机

1）停止发动机后，用手油泵压油，手油泵有明显阻力，排气螺塞没有气泡，证明燃油低压系统没有问题。

2）发动机运转时，废气管内废气量很小，排气管无蓝烟，询问操作手机油消耗情况是

正常的，证明活塞环及缸套无磨损。

3）发动机在降速时，排气管烟色正常，没有明显的黑烟排出，证明进气道畅通，用手触摸高压油管，没有压油时的脉动感，说明高压液压泵及喷油器存在问题。拆卸喷油器检查，发现有 3 个喷油器喷出的油呈线状，其余的雾化不良。拆卸高压液压泵上试验台进行检测，发现供油量不足；分解高压液压泵后，发现柱塞偶件及出油阀磨损严重。更换以上零件后重新把高压液压泵供油量及喷油器压力调整到规定值。

4）散热器及缸体内用除垢剂清洗。

经过以上检修，在不带负荷的情况下，发动机排气烟色正常，急加速、减速反应灵敏，水温正常，证明发动机已无多大问题。但作业时故障没有什么改变，发动机降速范围在 100r/min 左右，这时重点检查液压系统。

（2）液压系统

1）通过液压测试仪检测，发现各工况的压力均不足，最大峰值压力只有 19MPa，调整主溢流阀没有任何反应，检拆两个主溢流阀，没有发现问题，说明左右两泵都有磨损，有泄漏。于是拆修左右主泵，发现如下问题：连接主泵分动箱内过桥齿轴承损坏；齿面有损伤；两泵配流盘、缸体内部、柱塞均有明显拉伤。

更换修理以上部位后，检测压力，各工况均能达到要求的压力，但故障现象仍然存在，而且温度升高速度更快，在作业约 10min，水温就迅速上升到 100℃，发动机降速范围仍然在 100r/min 左右。

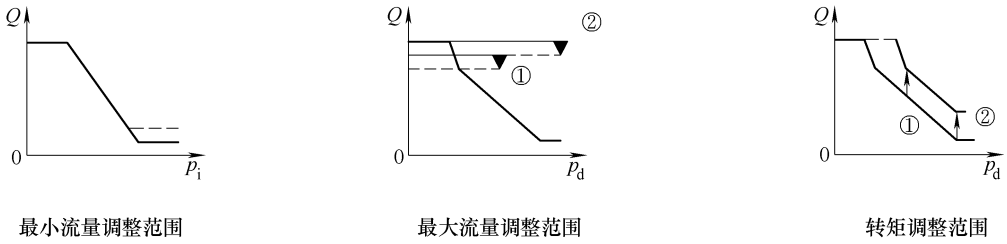
2）利用液压流量计检测两个液压主泵的流量，测量结果及与标准值对比见表 1-12。通过图表的对比，发现液压泵功率过大，高压时泵的流量过大，在高压时流量约大于标准值 50L/min 以上，经过询问以前的使用单位，得知该机曾经更换过伺服阀的 O 形密封圈。分析认为，可能是动过调整螺钉后没有调整到正常值，因此造成液压泵负荷过大，导致油温升高快，发动机水温也升得快，液压泵功率超出发动机功率，发动机表现出“憋机”现象。因此，将重点放在液压泵流量的调整上。

表 1-12　测量结果及与标准值对比

右泵测量值					左泵测量值				
压力/MPa	发动机转速/r/min	测量值/L/min	Q_c/(L/min)	标准值/(L/min)	压力/MPa	发动机转速/r/min	测量值/L/min	Q_c/(L/min)	标准值/(L/min)
5	980	126	271	274	5	860	110	270	274
10	2010	255	267	270	10	2010	253	265	270
14.4	2010	250	262	271	14.4	2010	252	264	271
15	2000	243	256	258	15	2000	243	256	258
16	2000	232	245	245	16	2000	232	245	245
18.7	1980	228	243	207	18.7	1980	220	234	207
20	1980	223	237	196	20	1980	208	221	196
22	1960	209	225	180	22	1960	201	216	180
25	1950	189	204	150	25	1950	185	200	150
30	1940	153	166	116	30	1940	151	164	116
33.6	1930	128	140	85	33.6	1920	134	147	85
35	1920	126	138	84	35	1910	131	145	84

4. 故障处理

在伺服阀上有 3 个调整螺钉，分别是用来调整压力在最大值流量、最小值流量的压力及



最小流量调整范围　　最大流量调整范围　　转矩调整范围

图 1-23　液压泵调整范围曲线示意图

液压功率（图 1-23）。调整前在主泵出油口串接上流量计，全开流量计的阀门，起动运转发动机，使油温升到 50℃以上，然后缓慢关闭流量计的阀门，取不同的压力点测量出该点的流量，再在不同的压力点测出发动机的转速，利用公式：

$$Q_c = \frac{n_p}{i_v n_e} Q$$

式中　Q_c 为泵的计算流量（L/min）；i_v 为传动比（$i_v = 0.9487$，参照各机型说明书）；n_p 为泵标准转速（2000r/min，参照各机型说明书）；n_e 为发动机测量转速（r/min）；Q 为测量的流量。

经简化，得

$$Q_c = \frac{2000}{0.9487 n_e} Q = \frac{2108}{n_e} Q$$

通过计算出的流量，与标准值对比，确定要调整的流量，反复对流量进行调整，直到接近标准值的状态。

通过调整，该机液压主泵的流量达到了接近标准值的状态。试车后，除了工作时动作有轻微的减慢外，其他故障现象全部消失，开始正常作业。

综上所述，在维修过程中发现有下列两方面的主要问题：①液压油的污染比较严重，各液压元件磨损严重，液压滤芯有破损；②在拆修的元件中，发现有漏装的现象。

液压机械的液压元件，对油品的质量要求很严格，细小的杂质进入液压系统中，就可能造成元件的拉伤，致使元件表面金属脱落进入系统，导致更大的损害。第一方面的问题说明了原使用单位在使用保养管理上的不足，首先对液压油液和滤芯的定期更换不及时，或是在更换时只放出了油箱中的油液，而马达、液压缸中大量的液压油没有排掉，更换不彻底导致了这些部位的旧油及杂质在机器运转时与新油混合，将新油液污染。其次在维修时没有严格按照操作规程，拆装接头时不注意仔细清洗，致使杂质进入液压系统。因此，作为现场机器的管理人员，一定要注意加大日常保养的管理，使用合格的滤芯，不能因为抓工期等原因，延长设备的保养周期，导致设备的早期损坏，缩短机器寿命。

此故障中伺服阀的调整不当及漏装现象，说明了技术及维修人员在修理中的一些常见问题。由于现代施工机械机型多、功能结构各异、更新换代快、加上现在一些厂家的技术保密等多方面的原因，使技术维修人员对设备的结构原理了解不详细，事先不查阅技术资料，在没有搞清楚元件原理作用的情况下就盲目拆卸导致该故障的产生。在日常修理中，维修人员还常采用拆开来找故障的方法，这种方法费时费力，也容易损坏零件。对于液压设备来说，

在不了解原理及作用的情况下随意拆装调整元件，就会造成新的故障。

要解决好这个问题，应当做好以下工作：①加强对设备技术资料的收集和研究；②提高机械技术维修人员的业务水平，对于机械设备，必须先弄清其结构原理才进行维护；③事先通过对故障现象的观察，利用滤芯内杂物，采用“觉检法”等手段对故障进行分析，提出假设，用推理使假设成立，将修理范围缩小到最低；④借助各种仪器，利用原理图，使用测量的数据来分析故障；⑤遵循从简到繁、从外到内的原则，避免大拆大卸。

1. 2. 15　日立 EX 系列挖掘机动作慢的测试与诊断

1. 概述

日立 EX 系列液压挖掘机采用微机控制，机电液一体化集成度较高，检查故障时要考虑机、电、液三方面的影响，因此故障的定位比较困难。

日立 EX 系列挖掘机液压系统工作原理如图 1-24 所示。判定挖掘机工作速度快慢的测试方法是：先预热机器，当油温达到 50～55℃ 后，按生产作业方式操作机器，记录其循环时间，与参考标准对照：动臂、斗杆或铲斗每往复一次 10s，回转速度 3r/min。当超标较大时，可以判定挖掘机动作速度变慢。挖掘机挖掘力的大小由主泵输出压力决定，作业速度的快慢由流量决定。当挖掘机整机作业速度变慢时，应考虑系统流量不足，需重点检查以下三个方面问题：发动机功率不足，变量泵变量失效，主泵容积效率降低，对此需要一一鉴别。

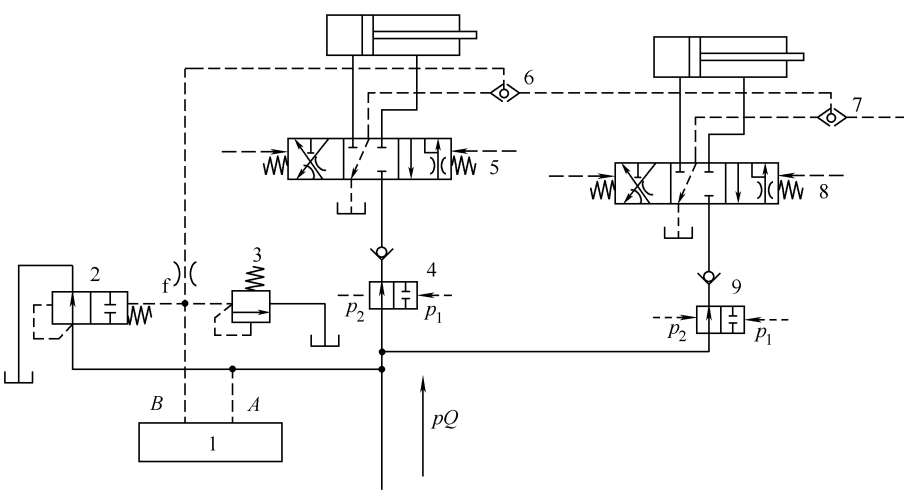


图 1-24　日立 EX 系列挖掘机液压系统示意图（中位状态）

1—压差传感器　2—泄荷阀　3—泄荷溢流阀　4、9—可变压力补偿阀　5、8—主滑阀　6、7—梭阀

2. 发动机功率不足

挖掘机工作时，发动机功率转化为液压功率，液压功率 = 流量 × 压力。因为液压力是克服负载、完成工作所必需的，所以当压力一定时，发动机功率增大，系统流量会增大，全车速度会变快；发动机功率减小，系统流量会减少，全车速度会变慢。

（1）发动机功率的检查方法　由于无外载测功技术的发展，发动机功率的测量已经十分方便，但由于发动机任何一个构件、系统的故障都会影响功率输出，因此功率的测量具有很大的概括性，缺乏对故障部位、故障类型的定位。建议对发动机实行定期无外载测功，同

时抽取机油油样做铁谱分析，间隔可设置为 200～250h 这样可使测量结果更加实用、有效。如果功率下降超标，但铁谱分析正常，说明发动机两大机构没有发生异常磨损，需重点检查燃油系、气门间隙等调整不当问题，及气门、气缸垫等密封失效问题。此类故障可以很快修复，发动机可以正常使用。如果功率正常，铁谱分析超标，说明发动机两大机构已经发生异常磨损，应该再取一个油样分析以排除分析误差。若再次确认存在异常磨损，发动机应及时停机拆检。如果两项检测都正常，说明发动机状况良好，可继续工作至下一检测周期。

（2）检测设备　目前无外载测功仪的生产厂家很多，且价格便宜；而铁谱分析仪的研发成本高，研制单位少。国内比较著名的有中国矿业大学的旋转铁谱仪和与之配套的磨粒定量仪，杭州轴承试验中心的旋转铁谱仪和配套的光密度测量仪，西安交通大学的在线式铁谱仪，中国人民解放军装甲兵工程学院的铁量仪，中国农业机械化研究院的气动式铁谱仪等。

3. 变量泵变量失效

（1）概述　现代挖掘机普遍采用负荷传感技术控制泵的流量输出，变控阀节流调速为容积调速，以减少流量损失。日立 EX 系列挖掘机应用压差传感器实现负荷传感控制：压差传感器识别执行元件的流量需求，然后发送信号给微机控制器（PVC），PVC 对泵的输出流量进行控制，以使泵的输出流量与执行元件的流量需求相一致。压差传感器与微机控制系统的关系如图 1-25 所示，与液压系统的关系如图 1-24 所示。在压差传感器上有两个液压力，一个来自液压泵的压力（A），一个来自梭阀检测出的最高负荷压力（B）。压差传感器测定油口 A 与油口 B 之间的压力差，并将此差值传送到 PVC，与 PVC 存储的规定差值 DP 进行比较。当压差大于规定值时，泵的输出流量降低；当压差小于规定值时，泵的输出流量增加。PVC 的控制目标是使泵的供油压力始终高出最高负载压力一个较小差值（DP），泵的输出流量为维持此差值的流量，从而保证泵的输出功率与负载相适应。泵的输出流量与压差的对应关系如图 1-26 所示。

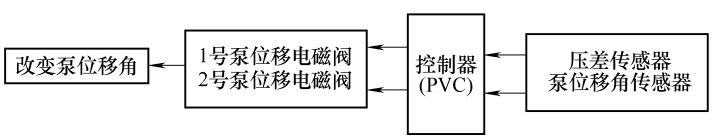


图 1-25　日立 EX 系列挖掘机泵流量微机控制系统

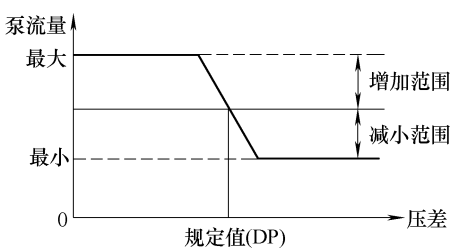


图 1-26　泵的输出流量与压差的对应关系

如果液压泵变量系统失效，并且液压泵位移角保持在较小值不能变化，则泵的输出流量不再与执行元件的流量需求相一致，当操作杆行程变大时，作业速度明显变慢。

（2）变量系统检查方法　依据容积调速的原理，缓慢改变动臂或斗柄操作杆行程，则压差传感器、泵位移角传感器的输出电压应该变化；2 个电磁阀的通、断电状态应该变化。压差传感器、泵位移角传感器的电压输出正常范围如图 1-27、图 1-28 所示。

（3）测量结果　改变操作杆行程时，如果 2 个电磁阀均无电压输入，或者 2 个传感器任意一个无电压输出或输出值不变，则变量系统失效，不再变量。如果泵位移角传感器电压输出为零或过小，表明泵位移角保持在较小值不变，泵的输出流量过低，机器动作变慢。确

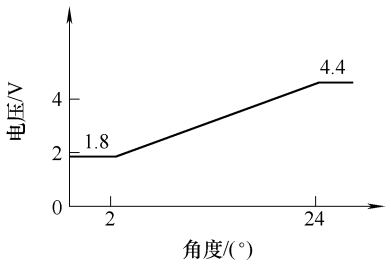


图 1-27　泵位移角传感器的工作范围

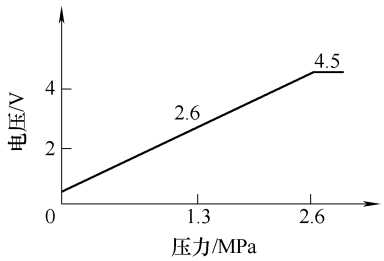


图 1-28　压差传感器的工作范围

认变量系统失效后，应重点检查压差传感器的输出电压是否正常，因为压差传感器对泵的输出流量有重要影响。同时进一步全面检查各传感器接线是否松动、虚接；电磁阀阀芯是否断裂或卡死等机电故障。经过以上细致的检查与排除故障，变量泵可恢复变量，作业速度也将恢复正常。

4. 主泵容积效率降低

液压系统正常使用中主要失效形式是因元件磨损或密封件老化而产生的内泄漏。泄漏产生的直接结果是容积效率降低，导致机器动作迟缓、无力。通过液压测试仪的流量试验，可以准确地为故障定位，大大减少人力、时间和资源的浪费。但是测试流量需要把测试仪接入系统，不但操作麻烦费力，而且有可能对液压系统造成新的污染，因此在诊断动作迟缓故障时，应先排除发动机功率不足和变量泵变量失效的可能，最后考虑容积效率降低的问题。如果结合液压油样铁谱分析，则可首先确定液压元件是否存在泄漏问题，可以避免不必要的液压测试。测试流量试验时，液压测试仪的连接方式如图 1-29 所示。在液压泵的出口处装上一个 T 形接头，测试仪与液压泵并联在 T 形接头与油箱之间。

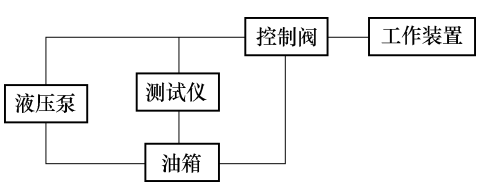


图 1-29　测试仪的连接

判断泄漏的定量指标为流量损失百分比，其表达式为

$$\text{流量损失百分比} = \frac{\text{系统基准流量} - \text{系统流量}}{\text{系统基准流量}} \times 100\%$$

式中，系统基准流量是按图 1-29 连接的测试仪加载阀不加载时测得的流量；系统流量是调整加载阀，使油压上升到主溢流阀设定值 1/2 时，测试仪测得的流量。

1）测量方法：①使变量泵处于最大排量。对于日立 EX 系列挖掘机，断开压差传感器的外接线插接器，压差传感器对 PVC 的电压输出为零，PVC 控制变量泵增大到最大泵位移角。② 测量系统基准流量。③ 依次缓慢地全行程操作动臂、斗柄和铲斗的操作杆，使液压缸运动到极限位置时测量系统流量，计算流量损失百分比；依次缓慢地将回转与行走的操作杆推向工作位置，并使铲斗顶着一个固定物，测量系统流量，并计算流量损失百分比。

2）测量结果：①如果各工作回路的流量损失百分比都很大并接近，说明液压泵泄漏（正常情况下 EX 系列挖掘机柱塞泵的流量损失≤10%）。②如果各回路的流量损失百分比不同，某一回路损失较大，则应进一步试验，以判定该回路的阀或工作元件是否泄漏。具体方法：在控制阀的下游、工作元件的进油管路中装上密封挡板，测试密封挡板安装前后，通过

测试仪的流量差，该差值即为工作元件的泄漏量。

3）测试设备：几种液压测试仪的性能参数见表 1-13，可根据需要选用。

表 1-13　液压测试仪性能参数

型号	YC-40	GYC-25	IU9551	5P3600	PFM
压力表量程/MPa	0～32	0～20	0～42	0～42	0～35
流量表量程/(L/min)	40～400	25～160	0～750	0～750	0～500
温度表量程/℃	-20～100	0～150	10～120	0～150	0～150
外形尺寸/mm	350×250×120	300×200×150	255×215×205	—	—
质量/kg	—	10	11.4	—	—
附件	—	采用计算机数据处理	—	可直接读出流量损失百分数	—
生产商	长春液压件厂	长春液压件厂	美国卡特彼勒	美国卡特彼勒	日本小松

1.2.16　EX300—2 型挖掘机液压系统故障快速排除

某 EX300—2 型挖掘机在向前和倒退行驶中，均出现向左侧跑偏，跑偏值大于标准所允许的范围。

1. 故障分析

（1）定位排查　故障的直接原因是左侧驱动功率低于右侧驱动功率。根据 EX300—2 型液压系统图（图 1-29）可知，前泵驱动右行走马达，后泵驱动右行走马达。在行走时，液压系统驱动功率为：$P=p\cdot Q$（p、Q 分别为工作压力和流量）。可能出现故障的元件有：行走马达、管路中的控制阀、管路接头、液压泵等。

高压管路接头如出现故障，往往会引发较大的泄漏，通过外观检查即可初步排除；主泵吸油管路为前、后泵双泵共用，如出现故障对前、后泵都有影响；管路中的控制如果出现故障会引起其他功能故障，不仅仅是行走跑偏问题。经初步分析，可以判定主泵或行走马达出现故障的可能性较大。

交换前、后泵出口油管，挖掘机在前进或倒退时的跑偏方向改变。即原来向左侧跑偏变为向右侧跑偏。据此可以判定行走马达没有问题，很有可能主泵出现故障。通过测定，主泵各出油口的压力值均在正常范围内。根据以上分析，基本上可以确定故障的原因是后泵的输出流量小于前泵的输出流量，以致左侧行走马达输入流量小于前泵的输出流量，导致行走向左跑偏。

（2）处理方式　EX300—2 型挖掘机主泵是总功率变量泵，由两个斜轴式轴向柱塞泵组成，两泵输出功率一般不相等，但两泵输出功率之和近视恒定。斜轴式轴向柱塞泵的排量取决于斜盘的倾角，斜盘倾角由所谓的“伺服机构”调节。

由此可以确定排除故障有两种方式可选取：一是调整伺服机构，适当增大后泵输出流量；二是调整伺服机构，相应减少前泵输出流量。

2. 排除故障

（1）主泵排量调节系统如图 1-30 所示。通过对主泵排量调节工作原理的分析可知，先导阀主要是控制主泵最大排量和最小排量，调节阀主要控制主泵的输出功率。

（2）调节主泵排量调节器　主泵的最大排量和最小排量，一般是一个设定值。机器在行走或作业时，主泵的压力流量特性按折线变化，排出压力取决于负载。因此，调整先导阀，改变主泵的最大排量或最小排量，不能解决机器行走跑偏的问题；调整调节阀，使主泵

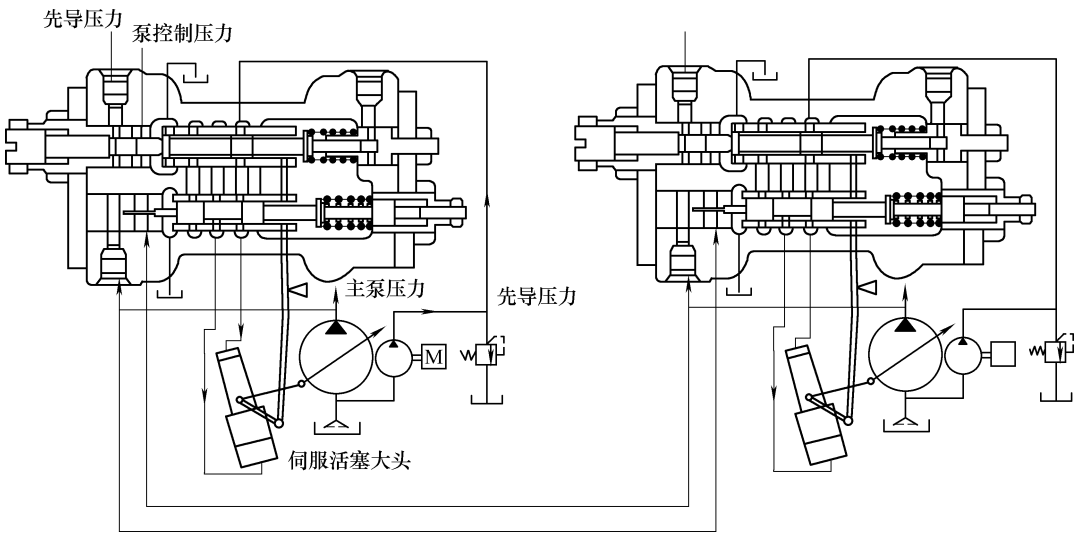


图 1-30　主泵排量调节系统

压力流量特性折线外移（或内移），在相同的排 出压力下，可增大（或减小）排出流量，可以解决机器行走跑偏的问题。流量调整如图 1-31 所示。

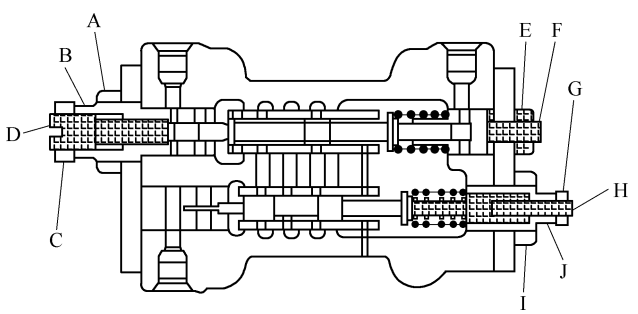


图 1-31　流量调整

1）松开螺母 E，调整螺钉 F，是对最小流量的调整，顺利针方向旋转的流量压力折线变化如图 1-32 所示（旋转不能超过两周，调定后应拧紧螺母）。

2）松开螺母 A、C，调整螺钉 B 或 D，是对最大流量进行调整，顺利针方向旋转螺钉 B，折线变化如图 1-33②所示（旋转不能超过 1 周，不能反向调整来增大最大流量）。

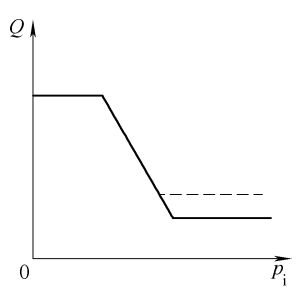


图 1-32　最小流量的调整

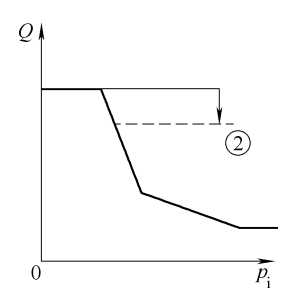


图 1-33　最大流量的调整

3）松开螺母 l、调整螺钉 J 和松开螺母 G、调整螺钉 H，是对输出功率进行调整。顺时针方向旋转螺钉 J，流量压力折线变化如图 1-34①所示；顺时针方向旋转螺钉 H，流量压力折线变化如图 1-34②所示（在调整前应注意检查发动机工作状况，旋转不能超过 2 周）。

综上所述，根据调整原理，松开后泵螺母 G，按顺时针方向旋转螺钉 H，调整到适当角

度后，挖掘机跑偏故障排除。值得注意的是：在调整时，应检查发动机工况，因为增大主泵输出功率，实际上是增加了发动机的负载。当然，也可以反向调整前泵调节阀排除故障。

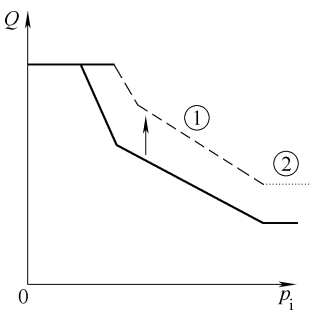


图 1-34　输出功率的调整

1.2.17　大宇挖掘机液压泵控制原理与故障诊断

大宇挖掘机（DH220、280 等型号）所用液压泵为 K3V 系列斜盘式轴向柱塞泵，其结构为通轴型的双联柱塞泵，后接齿轮泵用作辅助泵，为远程控制等提供动力。主泵由可变量柱塞泵和控制排量的调节器组成。前、后主泵各配置一个调节器，分别控制前、后泵排量的变化。通过调节器可实现恒功率控制、改变功率设定值和流量的控制。

1. 液压泵控制原理

如图 1-35 所示为主液压泵排量调节原理图，前、后泵控制原理相同。差动缸 1 用于推动泵斜盘倾角变化，伺服阀 2 用于控制变量活塞的运动方向，而伺服阀的换向则受流量控制活塞和功率控制活塞的控制。p_1 为泵本身输出的液压油的压力，p_2 为另一泵的输出压力，p_f 为辅助泵输出的油液压力，p_{fl} 为经电磁比例减压阀输出的二次压力，p_i 为多路换向操纵阀中央回油通道的背压。主液压泵排量调节过程如下：

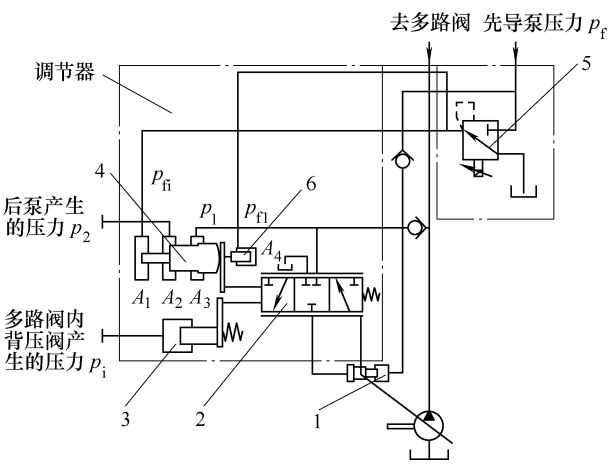


图 1-35　主液压泵排量调节原理

1—差动缸　2—伺服阀　3—流量控制活塞　4—功率控制活塞
5—电磁比例减压阀　6—功率设定活塞

（1）流量控制　差动缸小腔始终通过辅助泵或主泵（二者中压力较高的）输出压力油，差动缸大腔通过伺服阀可与主泵输出压力油接通或与油箱接通。在非作业状态，多路换向阀处于中位，主泵输出的油由中央回油通道经背压阀回油箱，背压阀前产生一定的背压 p_1，具有 p_1 压力的油液产生的压力克服流量控制活塞右端的弹簧力，流量控制活塞向右移动的同时推动伺服阀换向，伺服阀处于左位工作，主泵输出的油（压力约为 p_1）进入差动缸大腔，差动缸向右移动，斜盘倾角减至最小（但不为零，由限位螺钉调定），反馈机构也同时将伺服阀拨回中位，此时主泵输出压力较低（为 p_1）、排量较小，泵处于卸荷状态，而发动机又可进入自动怠速状态，节约了燃油消耗；当多路换向阀换向时（发动机会自动由怠速变为设定运转速度），多路阀中央回油通道被切断，没有油液通过背压阀，背压阀前压力 p_1 变为零，流量控制活塞又会在弹簧力的作用下向左移动，带动伺服阀处在右位工作，差动缸大腔油液通油箱，差动缸向右运动，斜盘倾角变大，当斜盘角最大时，通过反馈机构使伺服阀回到中位，而后便可根据负载情况由功率控制机构进行功率调节。

（2）恒功率控制　功率控制活塞所受向右的液压力是作用于面积 A_1、A_2、A_3 液压力的

和，而向左的力为弹簧力和功率设定活塞（面积为 A_4）的液压力之和。则功率控制活塞的受力平衡方程为

$$p_{fl}A_1 + p_2A_2 + p_1A_3 = kx_0 + p_{fl}A_4$$

式中，k 为弹簧的压缩系数（N/m）；x_0 为弹簧的预压缩量（m）。

液压力的作用面积和弹簧压缩系数为常量，功率设定后，p_{fl} 和 x_0 亦为定值。当泵自身的排油压力 p_1 或另一个泵排油压力 p_2 上升时，功率控制活塞所受向右的力增加，平衡被打破，功率控制活塞向右移动，弹簧的压缩量加大后建立新的平衡，主液压泵的压力越高，则控制活塞的位移量越大。控制活塞向右移动会带动伺服阀芯向右移动，差动缸大腔通主泵输出压力油，差动缸向右移动，使泵的斜盘倾角自动减小，泵的排量也随之减小。把泵的输入转矩控制在规定值以下，使泵在该压力状态下所需功率与发动机的输出功率相匹配，不使发动机过载，差动缸移动时反馈机构使伺服回到中位。这样不同的 p_1、p_2 压力值便对应着不同排量。同理当 p_1、p_2 减小时，泵的排量向大的方向调节增加作业速度。总之通过恒功率控制，可实现工作机构的轻载高速、重载低速的控制，充分利用发动机输出功率，提高作业效率。

（3）功率设定　调节器上设置了电磁比例减压阀 5，改变比例减压阀输入电流值指令，可改变功率的设定值。电磁比例减压阀的二次压力油被引至调节器的功率控制机构。由于 $A4 > A1$，如果改变比例减压阀的二次压力值 p_{fl}，就可改变平衡方程的平衡点，使功率控制活塞开始移动时的主泵压力 p_1 和 p_2 发生变化，即泵的功率设定值发生改变；根据作业条件、操作指令使发动机获得最佳运转状态（设定了发动机在不同作业条件下的功率输出值），工作机构获得最佳作业速度。

通过上述分析可知，挖掘机双联液压泵的液压功率之和应与发动机输出功率相匹配，当负载变化时两个泵的排量应同时进行调节，否则挖掘机将不能正常工作。

2. 典型故障分析

（1）故障 1　挖掘机回转与左侧行走动作缓慢，而右侧行走与铲斗运动速度正常，大臂与小臂的速度变化不太明显，发动机无异常现象。

检测结果：辅助泵工作压力在正常范围；多路换向阀处于中位时，前、后泵输出压力正常；在作业状态，加载后，前、后泵均可达到调定压力；将左侧履带支起，使左侧行走马达处于空载时，驱动轮速度很低，与重载时速度基本相同。

故障分析：在挖掘机液压系统中，回转与左侧行走马达由前泵供油，右侧行走与铲斗的动作由后泵单独完成，而大臂与小臂液压缸可实现双泵合流工作，因此，首先判定前泵工作正常。在非作业状态（多路换向阀处于中位），前、后泵压力和辅助泵供油压力正常，说明泵在流量控制时能实现泵的卸荷，即控制变量的差动缸已经推动斜盘使其倾角变为最小，差动缸活塞处于最右端，与控制原理相符。当只操纵左侧行走手柄时，前泵斜盘倾角应立即被调至最大，实现轻载高速和重载低速的功率调节，而速度测试结果表明，前泵没有完成流量控制中排量变大的控制，泵始终处于小排量状态，液压功率小于发动机输出功率，发动机转速和声音无异常，泵无需进行功率调节。加载后压力可达到调定值，执行元件速度与轻载时变化不明显，可证明由于泵内泄漏造成速度缓慢的可能性很小。因此，判定为流量控制活塞或差动缸活塞卡死。

故障处理：根据从易到难的检查原则，首先拆下调节器内流量控制活塞，发现流量控制

活塞运动自如，无卡紧现象，所以故障点不在此处；再检查差动缸活塞，发现该活塞卡死，证明故障是由于该活塞卡死引起。拆下差动缸活塞进行清洗等处理后，涂抹清洁液压油装配，经检查活塞能自由运动，再将调节器按规定装配，然后起动发动机试车，故障现象消失。

（2）故障2　轻载时（如挖掘机回转）工作基本正常，重载时（如操作大臂或复合动作）发动机过载甚至熄火。

检测结果：发动机供油、进气及功率输出基本正常，辅助泵工作压力在正常范围；多路换向阀处于中位时，前泵输出压力正常，后泵输出压力较高且超过正常值。

故障分析与处理：由挖掘机液压泵的控制原理可知，挖掘机正常工作时液压泵的吸收功率应接近发动机的输出功率，因此泵要根据负载情况及时调节泵的排量，否则会造成发动机过载。检测结果中，后泵在操纵阀中位时压力超过正常值，而此压力是由后泵输出液压油经过背压阀产生。造成这种现象的原因有两个：一是背压阀本身，但从系统组成上，背压阀由一个节流阀和一个溢流阀并联，正常时油液通过节流阀而产生背压，节流阀堵塞后溢流阀打开产生背压，从概率角度讲两个阀同时出现故障的可能性较小；二是后泵输出流量过大。通过分析断定后泵输出流量过大，当挖掘机工作遇到大的负载时流量仍不能通过调节器调小，造成发动机过载，因此判定控制后泵排量的差动缸活塞被卡死在左端位置。通过拆检与处理（同故障1）挖掘机恢复正常。

1.2.18　大宇 DH220LC—V 型全液压挖掘机液压泵故障的排除

某大宇 DH220LC—V 型全液压挖掘机，挖掘机驾驶员反映液压主泵内部响声异常。通常情况下，主泵周围产生异常噪声的可能原因如下：液压油不够造成主泵吸空；吸油管路中混入了空气；吸油滤芯堵塞导致主泵吸空；主泵内部磨损，致使主泵工作出现异常噪声。

故障判别过程如下：

1）先将工作装置调整至油位检测位置，检查发现液压油箱的油位处于油标的正常位以内，初步排除泵吸空或油路中混入了空气的可能。

2）起动发动机运转机器，用手握住主泵的前泵和后泵的输出油管，感觉两根输出管振动的情况。检测结果是后泵输出高压油管的振动明显大于前泵的输出油管，其剧烈的振动使手有握不住的感觉。

3）检查主泵的输出油压。通过观察仪表板上的油压表显示，前泵油压明显高于后泵，分别为33MPa 和26MPa。

4）检查回油箱中的回油过滤器，上面无明显金属粉末，用手在回油箱底部摸索，发现较多的金属粉末和较大的金属颗粒，其中包含有黄色的铜质颗粒。

5）把主泵前后泵上的调节器总成拆下，发现后泵调节器拆下后流出的液压油中含有大量的金属粉末、颗粒。而前泵调节器中流出的液压油中却没有金属颗粒。

根据以上现象，可以初步得出以下结论：主泵中的后泵柱塞损坏。因为后泵输出油压剧烈振动，说明后泵有问题，进而发现后泵有金属粉末流出且有黄色铜质粉末颗粒。而泵内的柱塞均有一个铜套，因此该铜套被绞坏的可能性较大，且损坏后的故障现象与上述均相符。现场拆下主泵，并将其外部清洗干净，仔细解体主泵。主泵经解体证实，后泵中的柱塞破碎了3个，其余未见明显损伤。应更换全套（共18个）柱塞，但因现场正好有5个较新的同

型号旧柱塞，于是先替换了后泵中损坏较严重的五个旧柱塞，并尽量均匀分布刚换上的柱塞的安装位置，以力求主泵旋转时受力均衡。更换了主泵油封、回油过滤器，把各部件清洗干净，重新组装主泵，最后还更换了全部液压油。检查无误后，发动机器，各动作基本正常，油压也基本恢复。运行一天，驾驶员又来电告知，挖机行走严重跑偏，且右边快于左边，此现象是修理后才出现的。查资料得知，前泵的油供应左边行走，后泵的油供应右边行走。现在右边快于左边，可能是后泵压力高或是后泵流量大于前泵造成的。后泵刚换了 5 个柱塞，而前泵还是以前的柱塞，新换柱塞间隙小，由此产生的油压可能会高于旧柱塞产生的，同时泄漏少，流量也大，使得前后泵的出油量不一样，从而引起左右轮速不同的现象。经讨论决定不再拆卸主液压泵，而是采用调节前后泵的流量来解决此问题。为此调节后泵调节阀上的调节螺栓，使之向内旋转 90°，调小后泵流量。而把前泵调节阀上调节螺栓向外旋转 90°，调大前泵流量，最后把调节螺栓外圈的紧固螺栓拧紧。起动、试车，行走跑偏现象明显改善。然后再用前述方法调节前后泵流量，试车，消除了跑偏现象。

1. 2. 19　PC200—6 型挖掘机主泵异常噪声故障的排除

某 PC200—6 型全液压挖掘机在起动后，行走、回转及工作装置的各种动作均可实现，但是主泵周围有异常噪声出现。经初步分析，可能是泵吸空或者是油路中混入了空气才会产生此现象。故先将工作装置调整至油位检测位置，后经检查，液压油箱油位处于油标的低位以下，属于不正常位置。经询问操作工得知，通向斗杆液压缸大腔的高压油管密封圈在工作过程中曾因漏油更换过，而更换后没有及时检查油位，给液压油箱加油至标准油位后，经试车检查，发现异常噪声有所好转，但仍然存在。为此，通过主泵排气阀对主泵进行排气后重新试车，发现此异常噪声仍然存在，由此可见，此噪声不可能完全是由泵吸空所引起的。

接下来对液压油箱的吸油滤芯和回油滤芯进行检查，发现吸油滤芯变黑、有油泥，而回油滤芯上粘有褐色金属颗粒，为此将滤芯予以更换。同时考虑到回油滤芯上粘有褐色的金属颗粒，所以，将主泵放油堵头拆掉，对放出的液压油进行检查，发现也有褐色的金属颗粒，由此可以断定主泵内部存在损坏。对主泵解体后，经检查发现，活塞、配流盘、斜盘等均无损坏现象，而滑靴却产生了磨损，在将其更换后，严格按要求进行装配，清洁该系统，并将系统内的液压油予以更换，再次起动试车，此时主泵周围的异常噪声消失，说明该故障已被排除。

在通常情况下，主泵周围产生的异常噪声可能是由于以下几个原因引起：①液压油不够，使得主泵产生了吸空现象；②吸油管路中混入了空气；③吸油滤芯堵塞，导致主泵吸油口供油不足而产生了吸空；④主泵内部磨损，导致主泵工作异常。

该机的异常噪声产生的直接原因是由于液压油不够和主泵内滑靴产生磨损。而产生这两方面的根本原因则是因液压油量不足，导致液压泵工作时出现吸空现象，使得液压油中混入了空气。液压油经过液压泵后，使得液压油中的部分气泡高压爆破，造成主泵活塞的滑靴在某一瞬间浮起不充分，导致滑靴与斜盘之间不能形成良好的润滑油膜，从而使两者之间的摩擦加剧，最终导致了滑靴的损坏而引起主泵工作异常。

1. 2. 20　加藤 HD500—Ⅶ型挖掘机故障诊断与排除

在故障分析的过程中，可能会遇到这样的情形，即出现 2 个或 2 个以上的症状，表面上看，它们似乎没有什么关系，但事实上，它们是同一个故障的不同表现，这种情形下，要分

别查找症状的原因，症状 A 的可能原因与症状 B 的可能原因中的重叠部分或公共部分便是可能性最大的故障原因。

某加藤 HD500—Ⅶ型挖掘机，同时出现三个方面的症状：回转时有振动，动臂与斗杆动作有些不顺畅，一履带在行走时与另一侧履带相比较慢。故障现象虽不同，但回转马达、动臂与斗杆、速度慢的履带是由同一液压泵驱动的，液压泵是三者的公共部分，故液压泵故障的可能性很大。解体液压泵，发现液压泵缸体与配流盘接触的弧形面上有几处金属剥落形成的缺口，正是这些缺口造成压力脉冲现象，引起以上故障。

1.2.21 加藤 HD—900VⅡ型挖掘机液压故障的排除

1. 工作原理

加藤挖掘机是通过四冲程柴油发动机提供动力，驱动液压泵产生高压液体，高压液体通过液压阀控制液压马达和液压缸，实现挖掘机挖掘、行走和回转动作。液压泵由两个相同功率的变量柱塞泵 P1 和 P2，并附有导向齿轮泵 P3，从两个可变量柱塞泵 P1 和 P2 出来的高压液压油通过液压阀，到达执行装置（如马达和液压缸），形成液压泵动力源回路、移动装置回路、超重装置回路、动臂回转装置回路、铲斗挖掘装置回路等七大部分，以实现各工况动作，导向齿轮泵 P3 出来的高压液压油，通过控制卸压阀保持整个液压系统调定的油压。

2. 故障现象

某加藤 HD—900VⅡ型挖掘机故障频繁，严重影响生产。主要故障为挖掘机回转缓慢，铲斗、动臂均无力，伸缩动作太慢，整机行走吃力，稍有坡度时驾驶员必须加大油门才能缓慢爬上去。从故障现象看，属于挖掘机动力输出不够而导致各工况动作缓慢。

3. 故障原因分析

由于该机运行时各工况动作均无力，采取分段测试，根据工作原理逐步分析查找原因找到症状所在。

（1）检测液压系统

1）外观检查：油箱储油量是否达到规定油位、油质量好坏程度、液压管路有无外泄漏、接头密封性是否良好，从而确保液压系统无外泄漏。

2）检查各测压点的压力值：通过检查操纵动臂大臂液压缸、小臂液压缸的测压点的压力值，发现液压压力只有 18MPa，远低于液压系统额定工作压力（28.5MPa）；再检测挖掘回转装置，检测结果工作压力为 16MPa，远低于此装置额定工作压力（25MPa）；检测行走装置，检测结果工作压力 25MPa，低于此装置额定工作压力（33.5MPa）；检测各控制阀，控制阀工作良好。

（2）检测柴油发动机动力输出

1）检测柴油机发动机输出功率：发动机功率是发动机动力输出的重要指标，发动机零件磨损 及点火、供油、冷却、润滑等系统工作不良，必然引起功率下降，因此必须检查发动机各系统工作状况。加藤 HD—900VⅡ型挖掘机，发动机型号为 6D15—T 柴油机，属六缸四冲程水冷直喷式，缸径为 113mm 行程为 115mm，它在 2200r/min 下的额定功率为 153 马力（1 马力 =0.735kW）。

利用转矩计和转速计在转速为 2200r/min 时，测量相关数值，根据下式计算输出功率（kW），并判断其是否符合额定功率标准。

$$P_e = 2\pi M_e n/(60\times 1000)$$

式中，$M_e n$ 为有效转矩（N·m/rad）；n 为转速（r/min）。

2）检测柴油发动机技术参数：主要检测柴油机发动机燃油消耗量、气缸压力、机油压力等技术参数，测量值符合设计标准。通过对发动机功率及其他技术参数测定，说明发动机技术状况良好，能在各工况下输出足够动力。

（3）检测液压系统压力　液压泵压力公式：

$$p = \frac{Mn\eta_v\eta_m}{1.59Q_{理}}$$

式中，M 为液压泵输入转矩（N·m/rad）；n 为液压泵转速（r/min）；η_v 为液压泵容积效率；η_m 为液压泵机械效率；$Q_{理}$ 为液压泵平均理论排量（L/min）。

由上式可知，输入转矩一定、转速一定、机械效率一定时，液压泵的压力和容积效率成正比例变化，而容积效率大小主要取决于内泄漏量，液压泵压力与内泄漏量成正比。加藤挖掘机液压系统由 2 个斜轴式变量轴塞泵 P1 和 P2（型号为 A8Vll5ER6.2）提供液压系统动力，和 1 个挖掘液压压力源的导向齿轮泵 P3 组成，从泵 P1 出来的高压油通过控制阀，到达摆动马达、动臂液压缸、起重杆液压缸和左移动马达，而泵 P2 出来的高压油通过控制阀，到达起重液压缸、铲斗液压缸、动臂液压缸和左移动马达，齿轮泵 P3 出来的高压油通过控制卸压阀保持液压系统规定的油压。从测压点测得压力值低于标准值，确定发动机线输出额定转矩，排除液压管路、液压阀泄漏外，说明 2 个斜轴式变量轴塞泵内漏严重。2 个功率相同的斜轴式变量轴塞泵合成在一个阀体上，加上一根输入轴和一对直齿轮组成液压泵总成，可单独或同时作各种控制动作。把柱塞泵拆开，明显发现柱塞泵配流盘和阀体的接合面严重磨损起沟槽，不能起到很好的密封作用，引起卸压，导致压力下降，当柱塞在缸体的柱塞孔中作往复运动时，由柱塞与柱塞孔组成的密闭工作空腔发生容积变化，柱塞从缸体内外伸时，柱塞孔封闭容积增大，形成部分真空。油液便在压差的作用下经配流盘的吸入腔进入柱塞孔，完成吸油过程；柱塞被斜盘压入柱塞孔时，封闭容积减小，原来充满在柱塞孔中的油液便经配流盘上的压出腔强制压出，完成排油过程。改变斜盘倾角的大小和方向，可以调节流量大小和改变油流方向，如图 1-36 所示。斜轴式轴向柱塞泵是它的传动轴与缸体轴线倾斜一个角度，由于柱塞泵额定压力在 14MPa 以上，零件配合精度要求十分高，需进一步检测柱塞杆与缸体柱塞孔、缸体端面与配流盘、斜盘平面与滑靴 3 对摩擦副的配合间隙，结果这 3 对摩擦副配合间隙在允许极限范围以内。

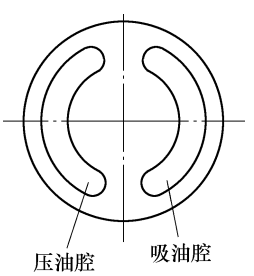


图 1-36　配流盘结构

4. 解决措施

1）通过以上检查和测定，可确定液压系统压力低和挖掘机运行费力的原因是两个斜轴变量柱塞泵损坏。柱塞泵的配流盘和变量阀体接合面精度要求十分高，通过买新阀体配件装配好，经过一段时间的磨合后，操作动臂、大斗、小斗、行走动作，在各测压点进行检测，测量值基本能达到额定压力，故障彻底排除。

2）检查液压管路控制阀→检测各种工况动作及其各工作装置液压系统的压力→检测发动机的动力输出→把油箱液压油添加到指定油位→将柱塞泵与发动机机体连接部分拆除→从挖掘机发动机机体上吊下柱塞泵→解剖分散柱塞泵→检测柱塞泵零件间隙→换上新配件装配

好一组装好的柱塞泵吊上挖掘机发动机机体→加入液压油到油箱标记处→低速磨合。

3）挖掘机在使用过程中液压油箱和滤网必须清洗干净，液压泵拆检组装时要保持干净，不能有杂物进入，液压泵组装时要注意安装顺序和方向，添加的抗磨液压油必须干净无污染

4）通过磨合使用后，进行液压系统测试，已全部符合标准，驾驶员实际操作后反映，已达到发生故障前的车况，性能良好。液压泵、液压马达等液压元件使用寿命的长短，与平时的维护保养、液压油的数量和质量、油液清洁度等关系重大。

1.2.22 液压挖掘机泵口消振闭端支路措施

1. 概述

液压挖掘机在作业时，主泵不断地为整个液压系统提供着高压油，同时也承受着来自多个方面造成的压力冲击：主要执行机构经常起动、制动、换向，动作繁复；外负荷变化大，瞬间冲击大；主泵本身流量的不均匀性造成了持续的高压脉动。

降低主泵承受的液压冲击是一项很必要的工作，这不仅可以延长泵的工作寿命，降低维护成本，而且可以增加系统的工作效率，对节能也有重大的意义。如图 1-37 所示为某 23t 级液压挖掘机主泵口安装闭端支管 2 的实物图。

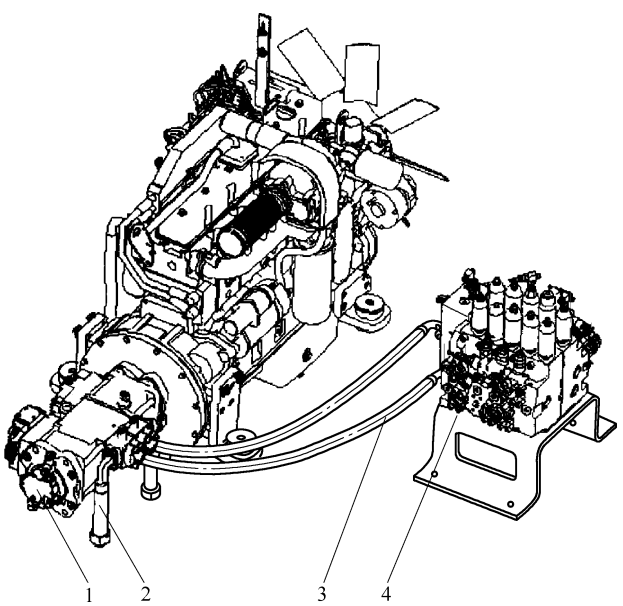


图 1-37 某 23t 级液压挖掘机主泵口安装闭端支管示意图

1—液压主泵 2—闭端支管 3—主管 4—主控阀

2. 压力脉动分析

挖掘机系统的液压主泵主要承受来自上述三个方面的液压力冲击。此处重点分析第三种压力冲击即由主泵排出流量的不均匀性造成的液压脉动力。根据界定粘性阻力影响的理论，计算得到挖掘机流量脉动频率值和工作介质的粘度值，忽略粘性阻力对压力波传递过程的影响，按波动法求解。

当液压挖掘机工作时，操作先导控制手柄，对应的主换向阀阀芯打开，这时液压主泵排出的高压油以一定的速度 v 流经主换向阀到达相应的执行机构，同时高压油中的压力波以声速 c 向前传播。当高压发射波自主泵到达换向阀阀口处时，由于阀口开启的大小程度不同，压力波会相应地、不同程度地反射（反射系数为 R_L 滞后角 α），反射波大小为发射波和反射系数的乘积。一般说，R_L 值为 $-1 \sim 1$，值为 $0 \sim 2\pi$。根据波的谐振原理，当反射波与发射波的相角相差 $2n\pi$ 时，即滞后角 α 值为 $2n\pi$ 时，两波会发生谐振，其危害将倍增；当滞后角 α 值为 $(2n-1)\pi$ 时，就会避免谐振，获得消振的效果。

挖掘机液压系统中，有很多因素会对上述高压波谐振产生影响。其中，压力波的行程即主泵至主阀的主管（图 1-37 中 3）长度是至关因素。所以，在设计时，主管管长不仅要考

虑空间因素，还要考虑尽量避开容易发生谐振的管长，即谐振管长 L_r。

但由于空间限制，主管长度往往很难等于某一消振管长 L，这就需要在主泵口加装闭端支路（支管的材料，管型要与主管完全一致）。如果支管管长合适即等于某一消振管长，此时反射系数 $R_L=1$，滞后角 $\alpha=(2n-1)\pi$，则两波重叠处，强度为 0，全部波动由闭端支管引走，主管路内获得平稳的液流而达到消振的效果。

3. 计算

总结消振管长和谐振管长的理论计算公式为

$$\begin{cases} c=\sqrt{\dfrac{K_e}{\rho}},\lambda=\dfrac{60c}{nZ} \\ L=\left(n-\dfrac{1}{2}\right)\lambda,\ L_r=n\lambda \end{cases}$$

式中，K_e 为液压油等效体积模量；ρ 为液压油密度；c 为液压油中的声速；λ 为压力波波长；n 为主泵的转速；Z 为主泵柱塞的数目；L 为消振管长；L_r 为谐振管长。

考虑到液压油体积模量在实际工况中会发生变化，对参数值进行修正。高压油在橡胶软管中的等效体积模量会随着压力和温度的变化而改变，当压力超过 10MPa 时，K_e 值主要受液压油温度的影响。

一般的，主泵压力口处的油温会比油箱内油温高 5～10℃。在挖掘机液压系统中，环境温度（表 1-14）下液压油的 K_e 值为 1600～1700MPa，在测试油温 T 下主管内高压油的 K_e 值会降低到 40～250MPa，计算得到的闭端支管长度为 315～650mm。

4. 测试

如图 1-38 所示，采用多通道测试仪 CHPM460 同时对挖掘机液压系统的温度值和两个主泵的压力值进行测试。另外准备了 800mm、600mm、450mm、300mm、200mm 共五种不同长度的支管，用于实验测试。

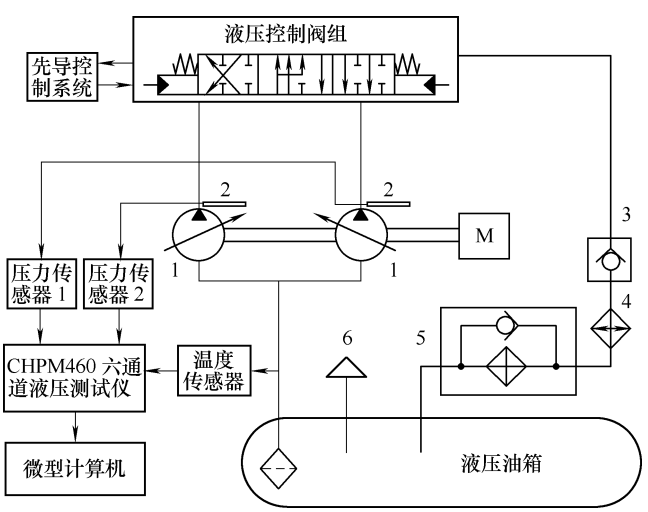


图 1-38　泵口压力对比测试与数据处理系统原理图

1—液压主泵　2—闭端支管　3—背压阀　4—水冷器

5—回油过滤器　6—呼吸阀

依据测试原理图 1-38，连接测试设备，按如下测试方法进行数据采集和处理：①测试前准备，确保排净支管内的空气。如果支管内存有残留空气，声速就会发生变化，结果将失准。②起动机器，油温升到测试油温 T（表 1-14）。③发动机在测试转速 N 即额定转速下，同时操作左右手柄，使动臂、斗杆溢流 15s，记录、保存数据（重复做三次）。④停机、泄压，按照步骤②、③，依次测试其余几支闭端支管。⑤待 5 种支管测试完毕后，停机、泄压，取掉两个闭端支管，再重复步骤②、③。⑥用专门的数据处理软件对测试中采集的 6 组数据进行时域处理和频谱分析，获得数据的时域曲线和幅频曲

线。经对比，发现闭端支管长度为 300mm 时的主泵口高压脉动波的减振效果最为明显。

表 1-14　对比测试的有关边界条件和元件参数值

序号	参量名称	参数值	序号	参量名称	参数值
1	工作介质	46 号耐磨液压油	5	测试压力 p	32MPa
2	环境温度 T_0	30℃	6	介质密度 ρ	900kg/m^3
3	测试油温 T	50～55℃	7	柱塞数 Z	9
4	主泵转速 n	2200r/min			

5. 测试曲线分析和结论

图 1-39 和图 1-40 分别为未安装闭端支管时的压力脉动曲线和对应的幅频特性曲线；图 1-41 和图 1-42 分别为安装闭端支管（300mm）时泵口的压力脉动曲线和幅频特性曲线。

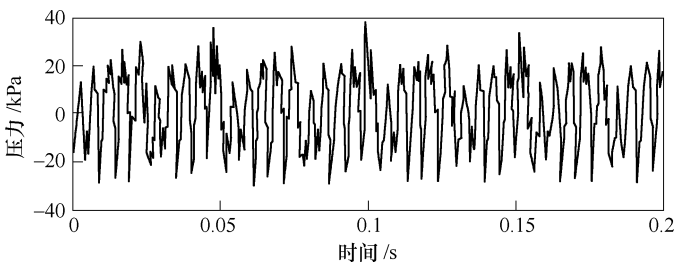


图 1-39　未安装闭端支管时的压力脉动曲线

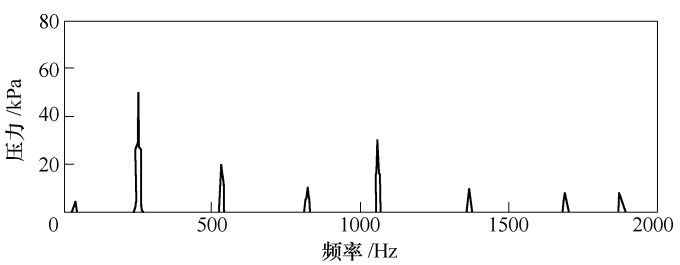


图 1-40　未安装闭端支管脉动力的幅频特性曲线

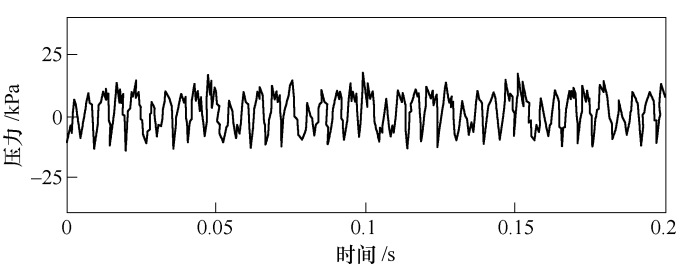


图 1-41　安装闭端支管（300mm）时的压力脉动曲线

分析与结论：

1）图 1-39 的脉动值为 50kPa，图 1-41 的脉动值为 28kPa，后者较前者减小 44%，可以看出支管对泵口的压力脉动有明显的减振效果。

2）图 1-40、图 1-42 的横轴各有 8 个谐振频率点，皆为主管道的固有谐振频率。由图

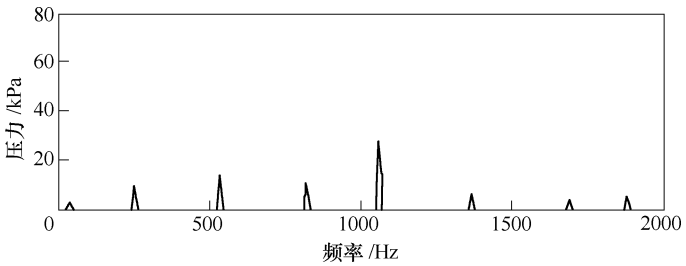


图 1-42　安装闭端支管（300mm）脉动力的幅频特性曲线

1-40 看出，主泵口脉动力在固有谐频 250Hz 时振幅最大。图 1-42 较图 1-40 在谐频点 250Hz 处，脉动幅值有了显著降低，表明闭端支管在此频率段具有良好的消振功能，而在其他频率段的消振功能相对比较小。

3）谐振频率 250Hz 与主泵流量输出脉动频率（330Hz）最接近，但仍相差 80Hz，说明主管的设计长度避开了产生谐振的长度。

4）减振效果证明了管路长度理论设计公式中的参数修正是合理的。

所以，在挖掘机主泵口加装合适长度的闭端支路，可以有效地降低主泵本身流量的不均匀性造成的液压脉动力，也可以延长泵的寿命，提高系统工作效率，并实现节能目的。

1. 2. 23　22t 液压挖掘机能量损失分析与改进

1. 液压挖掘机的能耗问题

挖掘机的传统节能方法主要集中于液压系统的改进和发动机与负载功率匹配这两个方面。其中液压系统的改进主要通过电液比例控制技术，提高液压系统性能，实现节能。

目前所生产的大部分液压挖掘机上，动力系统都采用由发动机驱动泵的方式。因此发动机的输出功率随着负载的变化波动很大，经常偏离其理想的经济区，从而导致发动机的能耗大，排放量大。在这种传统的驱动方式中，为减小发动机的油耗和降低发动机的排放，通常采用的是对动力系统（发动机—液压泵）进行功率匹配。常用的控制方法有发动机负载自适应控制、自动怠速控制、恒功率控制、分工况控制、压力切断控制、转速感应控制和发动机功率匹配等。

混合动力技术在汽车上的成功应用，给各个领域的节能和环保研究带来新的希望，尤其在工程机械领域。先行混合动力液压挖掘机采用比例电子液压阀的开式液压系统和混合动力系统。对于混合动力液压挖掘机的研究只是集中到混合动力结构和动力控制策略，仍用以前的液压系统。因混合动力的采用，液压挖掘机整机效率被提高了，但是通过动力控制策略的改善大幅度提高液压挖掘机节能效果很难做到。

2. 液压挖掘机能耗分析及节能途径

挖掘机工作过程中存在巨大能量损失，对挖掘机功率损失进行分析是对其进行节能控制的前提。典型混合动力液压挖掘机的结构，如图 1-43 所示。如图 1-44 所示，一般液压挖掘机能量损失分成两个部分；液压系统的损失和发动机的损失。液压系统的损失有液压泵、液压马达、液压缸、液压阀的损失（进油损失、回油损失、旁路损失）。从图 1-44 可以看到发动机的能量转化损失占能量损失比较大的一部分。采用混合动力技术可以降耗。

液压系统的能量损失基本上可以分成三个部分：液压元件本身的损失，主控制阀的节流

损失和溢流损失。液压元件内部损失有液压泵、液压马达、液压缸的损失。对于液压元件，由于技术已经较为成熟，不可能再有较大的改进。

某挖掘机仿真结果见表 1-15。传统的液压挖掘机上液压系统进油节流损失、回油节流损失、旁路节流损失的总和各占液压泵输出的总能量的 13.13%、48.59%、38.22%。溢流损失占 1% 以下。旁路节流损失占的比率较大。

同一系统采用比例阀作为液压泵排量控制信号，在同一条件下进行仿真，仿真结果见表 1-16。液压泵所做的总功减少一半，旁路节流损失大幅度地减少了。

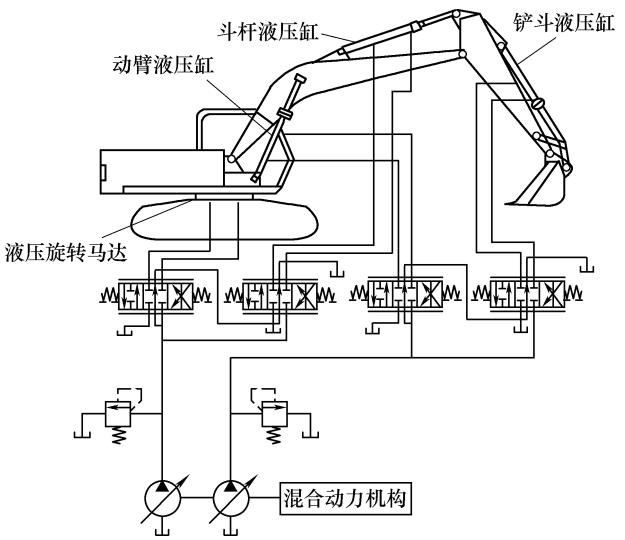


图 1-43　典型混合动力液压挖掘机结构

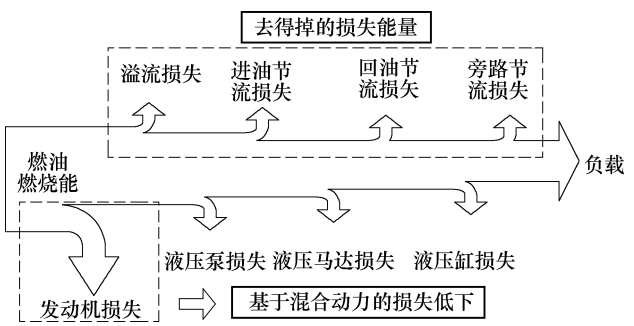


图 1-44　传统液压挖掘机的能量流

表 1-15　挖掘机主控阀和溢流阀能量损失仿真结果

损失分类	执行机构	损失(%)	合计(%)
进油节流损失	回转液压马达	2.19	13.13
	斗杆液压缸	3.69	
	动臂液压缸	4.51	
	铲斗液压缸	2.74	
回油节流损失	回转液压马达	18.36	48.59
	斗杆液压缸	4.75	
	动臂液压缸	17.61	
	铲斗液压缸	7.87	
旁路节流损失	回转液压马达	4.11	38.22
	斗杆液压缸	18.49	
	动臂液压缸	6.41	
	铲斗液压缸	9.21	
溢流损失		0.89	
液压泵的功			475.1kJ

表 1-16　改进的主控阀和溢流阀能量损失仿真结果

损失分类	执行机构	损失(%)	合计(%)
进油节流损失	回转液压马达	0.98	9.43
	斗杆液压缸	3.45	
	动臂液压缸	2.59	
	铲斗液压缸	2.41	
回油节流损失	回转液压马达	44.76	82.71
	斗杆液压缸	8.02	
	动臂液压缸	18.79	
	铲斗液压缸	11.49	
旁路节流损失	回转液压马达	1.15	2.15
	斗杆液压缸	0.87	
	动臂液压缸	0.06	
	铲斗液压缸	0.07	
溢流损失		0.1	
液压泵的总功			228kJ

主控阀旁路损失产生的原因主要在于传统液压挖掘机采用的开环液压系统。当主控阀阀芯接近中位时，旁路通道打开，液压泵的部分流量通过旁路通道流回油箱。通过闭环液压系统交替打开的液压系统，能减少旁路损失。但是执行机构的运动速度控制一定采用泵控制方案。

采用泵控制方案和闭环系统，回油节流损失没有减少，回油损失占 82%。回油损失大的原因在于液压挖掘机的工作特性。液压挖掘机回转部分的止动能量和工作机构下降时，可能回收的能量比较多。特别是回转部分和动臂回收的能量可能相对比较多。为了把其回油损失回收再利用，可采用液压马达的专用能量回收液压系统和混合动力结构，如图 1-45 所示。

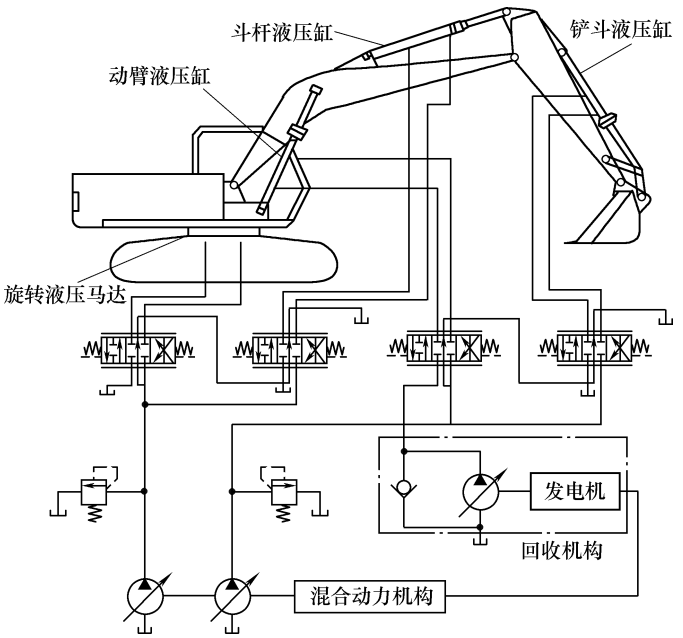


图 1-45　采用能量回收液压系统的混合动力挖掘机

进油节流损失、回油节流损失、旁路节流损失存在的基本原因在于传统液压挖掘机采用的是节流控制。如果液压挖掘机利用闭环的液压系统和依据液压泵的排量控制进行液压执行机构的速度调节，那么就可以减小节流损失。

综上所述，液压系统的合理构成在液压挖掘机节能环节上是不能忽略的关键。闭环的液压节能系统与混合动力结合起来可以达到较大的节能效果。在未来的研发中，要开发没有节流的液压元件和能量回收的液压系统。

1. 2. 24　挖掘机泄漏故障诊断与排除

某挖掘机的工作装置、回转机构及行走机构三大部分的每一个动作均缓慢无力，且从分动齿轮箱的加油口处往外冒液压油。

1. 故障分析

液压系统原理如图 1-46 所示，分为上车和下车两部分。上车液压系统位于旋转平台以上，有 7 个液压缸及液压泵、回转马达、控制阀等元件；下车液压系统处于履带底盘上，有 4 个行走液压马达。上车液压油通过中心回转接头进入下车液压系统，驱动行走液压马达旋转，使整机行驶。

液压泵 A、B 为双联斜盘轴向柱塞式，泵的排量为 $2\times1.04\times10^{-5}\mathrm{m}^3/\mathrm{r}$，额定工作压力为 32MPa。液压系统由两个独立的回路组成。泵 A 输出的液压油经多路阀块 I 驱动回转马达、右行走马达、铲斗液压缸和副臂液压缸，是一独立的串联回路。当该组执行元件不工作时，合流阀 5（左位）使泵 A 的供油进入泵 B 的供油回路，两泵合流向动臂液压缸、斗杆液压缸供油，从而加快动臂或斗杆的工作速度。泵 B 输出的液压油经多路阀块Ⅱ驱动动臂

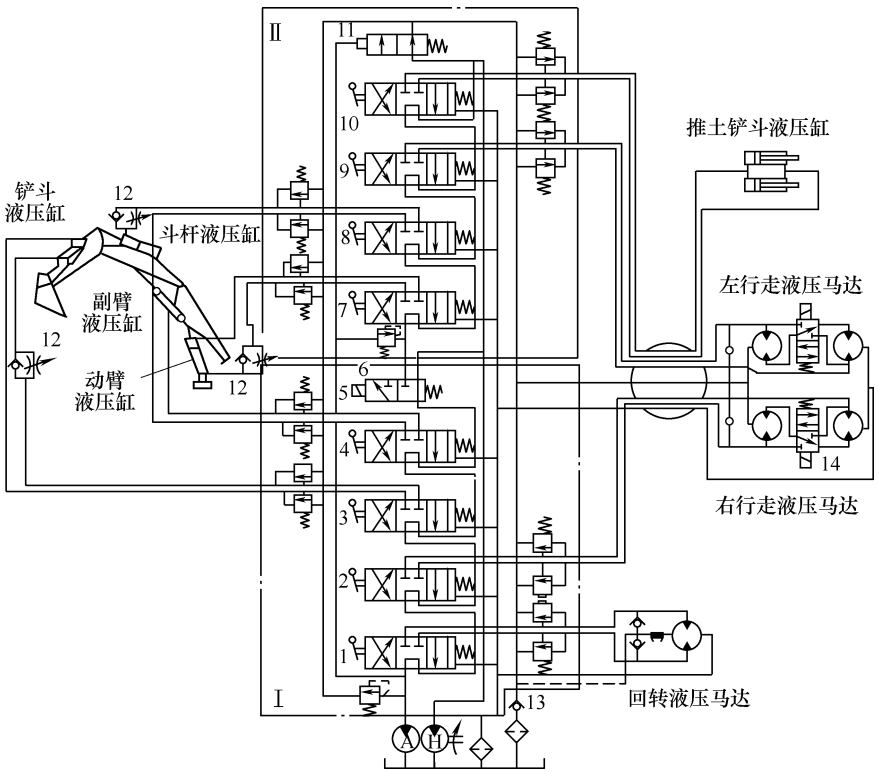


图 1-46　挖掘机液压系统图

1—回转马达换向阀　2—右行走马达换向阀　3—铲斗液压缸换向阀　4—副臂液压缸换向阀　5—合流阀
6—梭阀　7—动臂液压缸换向阀　8—斗杆液压缸换向阀　9—左行走马达换向阀　10—推土铲刀液压缸换向阀
11—限速阀　12—单向节流阀　13—回油背压阀　14—变速阀

缸、斗杆缸、左行走马达和推土缸，是另一独立的串联回路。由 2 个溢流阀分别控制 2 个回路的工作压力。

行走液压马达及回转液压马达均为内曲线多作用低速大转矩马达。挖掘机每条履带均由双排液压马达驱动。两个变速阀 14 分别置于液压马达的配油轴中，其操纵形式是电磁的。当变速阀 14 处于图示位置时，两排马达串联，行走马达转速高，但输出转矩小，处于高速小转矩工况。当操纵变速阀 14 使其处于另一工位时，高压油并联进入每个马达的两排油腔，行走马达处在低速大转矩工况，常用于道路阻力大或上坡等工况。因而挖掘机具有两种行走速度。

工作过程中，动臂、斗杆和铲斗都可能发生重力超速现象，故在回路中采用了单向节流阀的限速措施（图 1-46 中 12 所示）。行走马达在下坡时也会产生重力超速现象，为防止超速溜坡，在回路中设置了限速阀 11，限速阀的控制油压通过梭阀 6 引入。当两条履带均超速时，限速阀才起作用。

进入液压马达内部（柱塞腔、配油轴内腔）和马达壳体内（渗漏低压腔）的液压油的温度不同，使马达各零件膨胀不等，会造成密封滑动面卡死，为此在马达壳体内（渗漏腔）引出两个油口，一油口通过节流阀与有背压的油路相通，另一油口直接与油箱相通（无背压）。这样，背压油路中的低压油（约 0.8 ~ 1.2MPa）经节流阀减压后供给马达壳体，使马达壳体内保持一定的循环油，从而使马达各零件内外温度和液压油温保持一致。壳体内油液

的循环流动还可冲洗掉壳体内的磨损物。

在该机液压系统回路上设置强制风冷式冷却器，使系统在连续工作条件下，油温保持在 50 ~ 70℃范围内，最高不超过 80℃。

由液压系统原理可知，只有共用元件出了问题，才会出现上述故障。根据故障可以初步判定：

1）双联液压泵（主泵 A、主泵 B）的轴向油封漏油，才能从分动齿轮箱的加油口处往外冒液压油；

2）双联液压泵 A、B 同时内漏或液压油太稀、太少、太脏、吸油口堵塞、回油路堵塞、2 个主溢流阀同时泄荷，才能使其所有动作缓慢无力。

2. 故障的确定和排除路线

（1）故障的确定

按先简后繁的次序排查故障。用经验法先排除简单的故障可疑点，再用替换法确认故障。具体步骤如下：①检查发动机。工作正常，整机无故障。②检查液压油。液压油虽在标准刻度线以下，但不足以影响供油流量；再检验液压油粘度，正常。加液压油到标准刻度线。③检查吸油口油管及滤网、回油滤网，均没堵塞。显然液压油洁净。④背压阀、溢流阀待查。没确定故障前，压力阀类最好不要乱调压力。⑤拆除液压泵周边管子，取下液压泵 A、B，换上同型号的正常双联液压泵试车，三大部分的每一个动作都正常。分动齿轮箱加油口处也不往外冒油了。证明是双联液压泵 A、B 出了故障。

（2）故障的排除　具体步骤如下：①拆下双联液压泵 A、B，发现其泵轴骨架油封磨破，导致液压油泄漏到分动齿轮箱，又从齿轮箱加油口处冒出来。更换此骨架油封。②拆开液压泵 A、B，逐个清洗零件；检查发现泵轴花键有台阶，且磨损间隙过大。应进行更换。③轴承间隙过大，应进行更换。④两组配流盘与缸体的接触面都有坑坑洼洼的麻点，导致内漏。分别研磨配流盘与缸体的接触面，去除麻点，可留用。⑤用千分尺分别测量每组柱塞，其直径远远超差，与缸体孔之间间隙过大，吸、压油无力，导致系统工作压力达不到额定值，最终导致挖掘机各个动作缓慢无力，分别更换每组柱塞。⑥认真清洗所有零件后分别装配液压泵 A、B，同时泵体内充满液压油，再安装到液压系统中重新试车。故障现象消失，各个部件动作正常。

1.3　挖掘机液压控制阀故障案例分析

挖掘机多路阀，除了要满足对动臂、斗杆、铲斗、回转马达、左右行走马达等 6 个执行元件进行换向、单动、复合动作、双泵合流供油控制以及对元件的过载保护等功能外，还要向主泵提供流量控制信号，控制泵的流量，以满足执行元件的需要，保证整机性能的稳定性。

1.3.1　小松 PC—5 型挖掘机多路阀

1. 概况

小松 PC—5 型挖掘机多路阀如图 1-47 所示。

2. 回转优先阀的功能

当回转和斗杆同时动作时，大部分的油流到负荷较小的斗杆液压缸，流到回转马达的油较少，斗杆运动速度比回转速度快，使联合操作困难。为了改善这种操作性，多路阀中设置

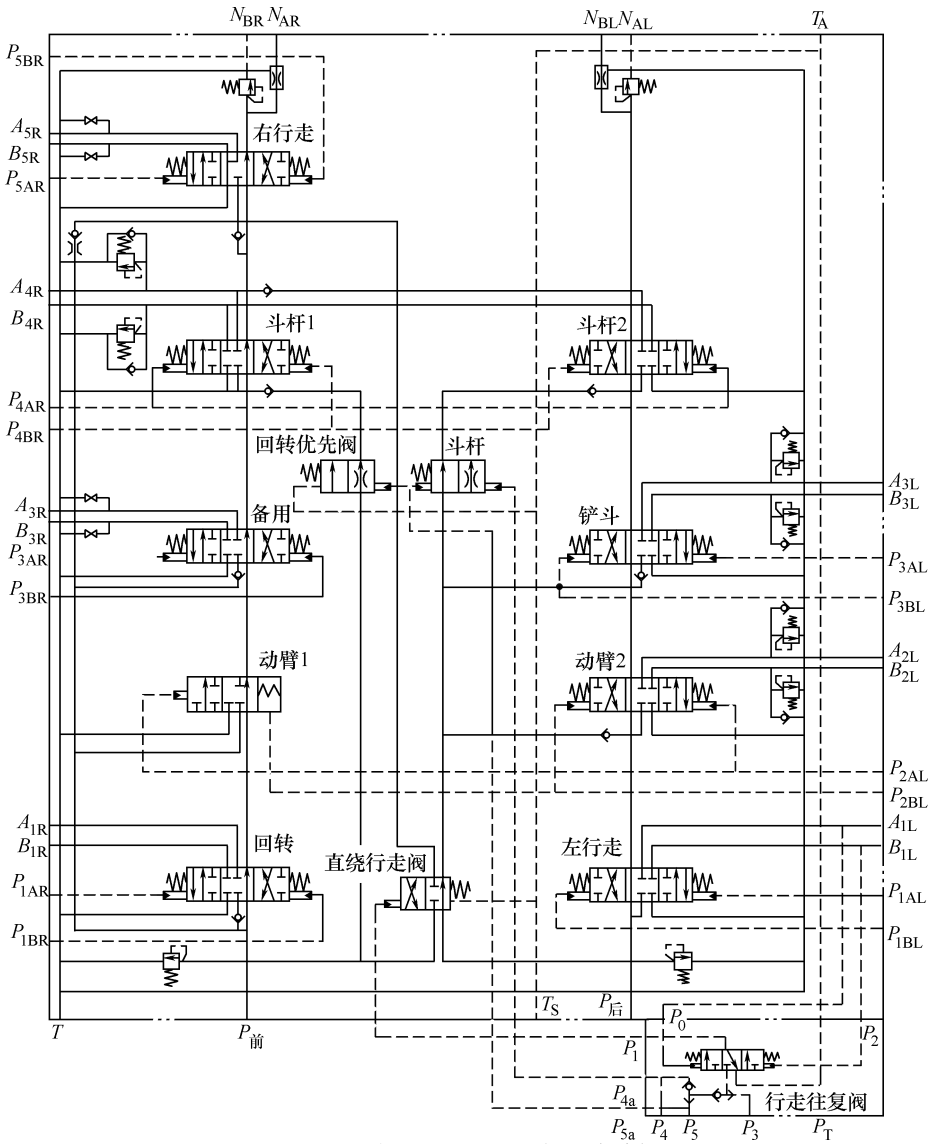


图 1-47　小松 PC—5 型挖掘机多路阀

P_{5BR}、P_{5AR}—接右行走马达伺服控制阀　P_{4BR}、P_{4AR}—接斗杆液压缸伺服控制阀　P_{3BR}、P_{3AR}—备用　P_{1BR}、P_{1AR}—接回转马达伺服控制阀；T—回油口　$P_{前}$—前泵进油口　P_{1BL}、P_{1AL}—接左行走马达伺服控制阀　P_{2BL}、P_{2AL}—接动臂液压缸伺服控制阀　P_{3BL}、P_{3AL}—接铲斗液压缸伺服控制阀　N_{AL}、N_{BL}—接后泵反向控制阀的两端　A_{5R}、B_{5R}—接右行走马达进出油口　A_{4R}、B_{4R}—接斗杆液压缸大小腔　A_{3R}、B_{3R}—备用　A_{1R}、B_{1R}—接回转马达进出油口　T_S—控制油回油口　$P_{后}$—后泵进油口　A_{1L}、B_{1L}—接左行走马达进出油口　A_{2L}、B_{2L}—接动臂液压缸大小腔　A_{3L}、B_{3L}—接铲斗液压缸大小腔　N_{AR}、N_{BR}—接前泵反向控制阀的两端

了回转优先阀来限制流到斗杆液压缸的油液，使回转和斗杆的运动速度相匹配。

如图 1-47 所示，当斗杆和回转同时动作时，P_5（回转伺服控制阀来的信号油）推动回转优先阀使其右位工作，由于回转优先阀右位位置设置有节流阀，使得进入斗杆 1 的油液被节流，油液按照调定的比例分配到回转马达和斗杆液压缸，使两者的运动速度相匹配，顺利实现联合作业。

3. 斗杆节流阀的功能

当同时操纵斗杆和动臂（或铲斗）时，油液流向负荷较小的斗杆液压缸，斗杆运动速度比动臂（或铲斗）快，使联合作业困难。为了改善这种操作性，多路阀中设置了斗杆节流阀来限制流到斗杆液压缸的油液，使斗杆和动臂（或铲斗）的运动速度相匹配。

如图 1-47 所示，当斗杆和动臂（或铲斗）同时动作时，P_4（动臂和铲斗伺服控制阀来的信号油）推动斗杆节流阀使其右位工作，由于斗杆节流阀右位位置设置有节流阀，使得进入斗杆 2 的油液被节流，油液按照调定的比例分配到斗杆液压缸和动臂液压缸（或铲斗液压缸），使两者的运动速度相匹配，顺利实现联合作业。

4. 直线行走阀的功能

直线行走阀的主要功能是保证整机行走的同时，动臂、斗杆、铲斗、回转马达等 4 个执行元件之一或其中任意 2 个也可以单独动作或复合动作，满足挖掘机特殊作业需要。为此要求多路阀能将一般作业状态下一个主泵向左行走马达、动臂液压液压缸、铲斗液压缸供油，另一个主泵向右行走马达、回转马达、斗杆液压缸供油，自动地切换成一个主泵同时向左右行走马达供油，另一个主泵向其他的执行元件供油的方式。在多路阀中设置了直线行走阀和行走往复阀，来实现这两种工作方式的切换。

如图 1-48 所示，当整机只有行走动作时，前泵的油通过回转、动臂 1、备用、斗杆等阀的中位供给右行走马达，后泵的油供给左行走马达，使整机前进或后退。这时 P_1（左行走马达前进油路来的信号油）或 P_2（左行走马达后退油路来的信号油）推动行走往复阀，使其处于左位或右位，这样就使得 P_3（斗杆伺服控制阀来的信号油）、P_4（动臂和铲斗伺服控制阀来的信号油）、P_5（回转伺服控制阀来的信号油）通过行走往复阀内部通道与 P_0（到直线行走阀）相通，但由于斗杆、动臂、铲斗、回转等伺服控制阀没有动作，P_3、P_4、P_5 就没有信号油，直线行走阀处于右位工作，这样前、后泵分别供油给右、左行走马达。

当行走和斗杆（动臂、铲斗、回转）同时动作时，P_1（或 P_2）的来油推动行走往复阀左位（或右位）工作，P_3（P_4 或 P_5）与 P_0 相通，推动直线行走阀，使其处于左位，这样前泵的油除了供给回转、动臂 1、备用、斗杆 1 外，还通过直线行走阀供油给动臂 2、铲斗、斗杆 2；后泵的油除了供给左行走外，还通过直线行走阀供给右行走。由于后泵的油关闭了单向阀，加上单向阀前设置的节流阀的作用，前泵的油不能通过节流阀和单向阀到达右行走马达。这样就实现了整机边行走边工作的特殊工作需要。

5. 主泵流量控制信号

挖掘机在提高生产效率的同时，为了尽量降低能量损失，要求回路中在没有执行元件动作时，主泵的排量自动降到最小；当执行元件工作时，主泵的排量自动地与执行元件所需要的流量相适应，从而减小阀芯处于中位及在微动过程中系统的溢流损失。为了实现这些功能，多路阀中在两条中位回油通道上设置了 2 个喷嘴传感器（即溢流阀和节流阀），将两回路中节流压力信号 N_{AL}、N_{BL}和 N_{AR}、N_{BR}反馈到两个主泵的 NC 阀（即负向流量控制阀）的两端，如图 1-47 和图 1-49 所示（图 1-49 中的 P_1 是控制液压泵来油，P_2 是来自另外一个主泵的信号油）。

当回路中所有换向阀的阀芯都处于中位时，泵的全部流量穿过卸荷阀，通过节流口的流量达到最大值，则 $\Delta P = N_{BR} - N_{AR}$的值也达到最大值，NC 阀阀芯向右移动，$P_1$ 信号油经过 NC 阀后减到最小，P_1 的另一路油通过伺服阀到达泵的调节机构，使液压泵的斜盘倾角最

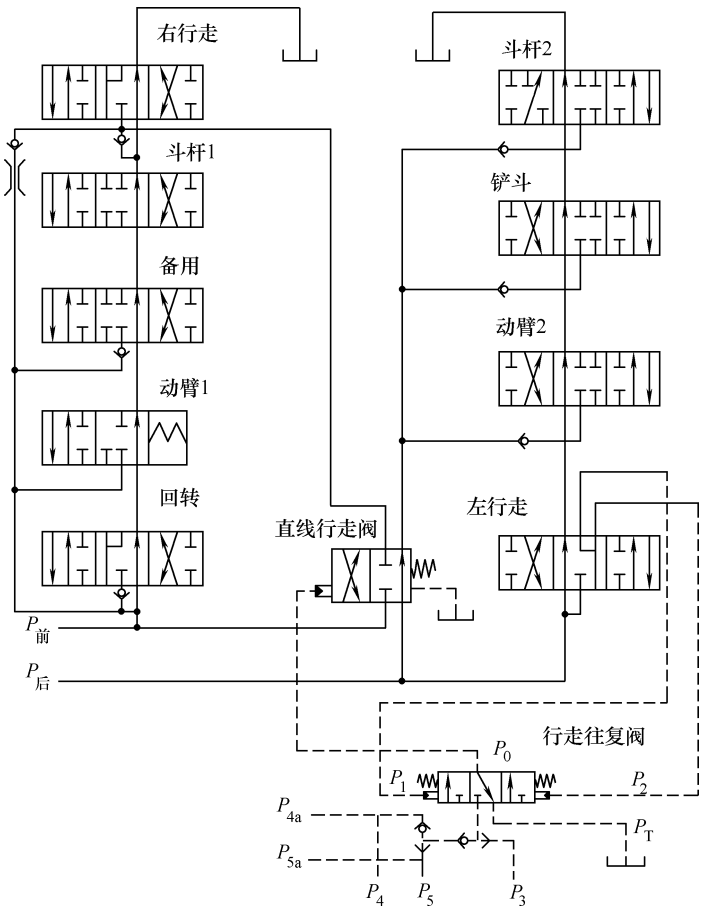


图 1-48　直线行走阀和行走往复阀工作方式的切换

小，液压泵的排量最小，实现多路阀中位小流量，从而达到节能效果。

当回路中某换向阀全开时，由于主泵的流量几乎全部进入相应的执行元件，通过卸荷阀和节流口的流量几乎为零，则 $\Delta P = N_{BR} - N_{AR}$ 的值也几乎为零，NC 阀右位工作，P_1 信号油经过 NC 阀后推动伺服阀换向，P_1 的另一路油通过伺服阀到达泵的调节机构，调整泵的斜盘倾角，使泵的排量自动增加到最大，以满足作业速度的需要。

当回路中换向阀阀芯处于微动时，主泵的流量一部分进入相应的执行机构，另一部分经减压阀和节流口回到油箱，这部分流量介于上述两者之间，则 ΔP 介于最大和最小值之间，主泵的排量介于最大和最小之间，并且与执行元件的需求相适应，既满足了作业速度的要求，又降低了不必要的溢流损失。

小松 PC—5 型挖掘机多路阀除了具有上述的主要功能外，还有动臂和斗杆阀内合流的功能。

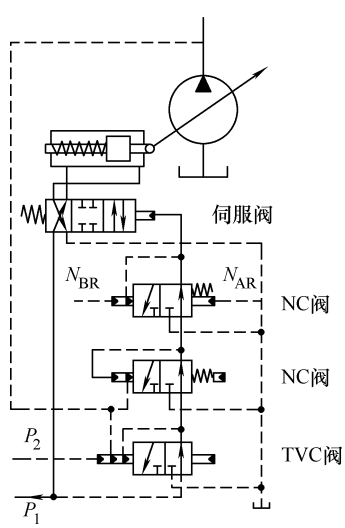


图 1-49　主泵流量控制信号

1.3.2　Parker AV—170 型液压控制多路阀

在此以 Parker AV—170 型液压控制多路阀为例，简要介绍挖掘机液压控制多路阀结构与功能。

1. 概述

Parker AV—170 型液压控制多路阀用于液压挖掘机。该多路阀可以很好地实现液压挖掘机的直线行走、铲斗挖掘合流、斗杆挖掘合流和动臂举升合流等功能，同时该多路阀还带有负流量溢流阀，可以实现负流量控制，能很好地利用发动机功率，满足用户的需求。其液压原理如图 1-50 所示。

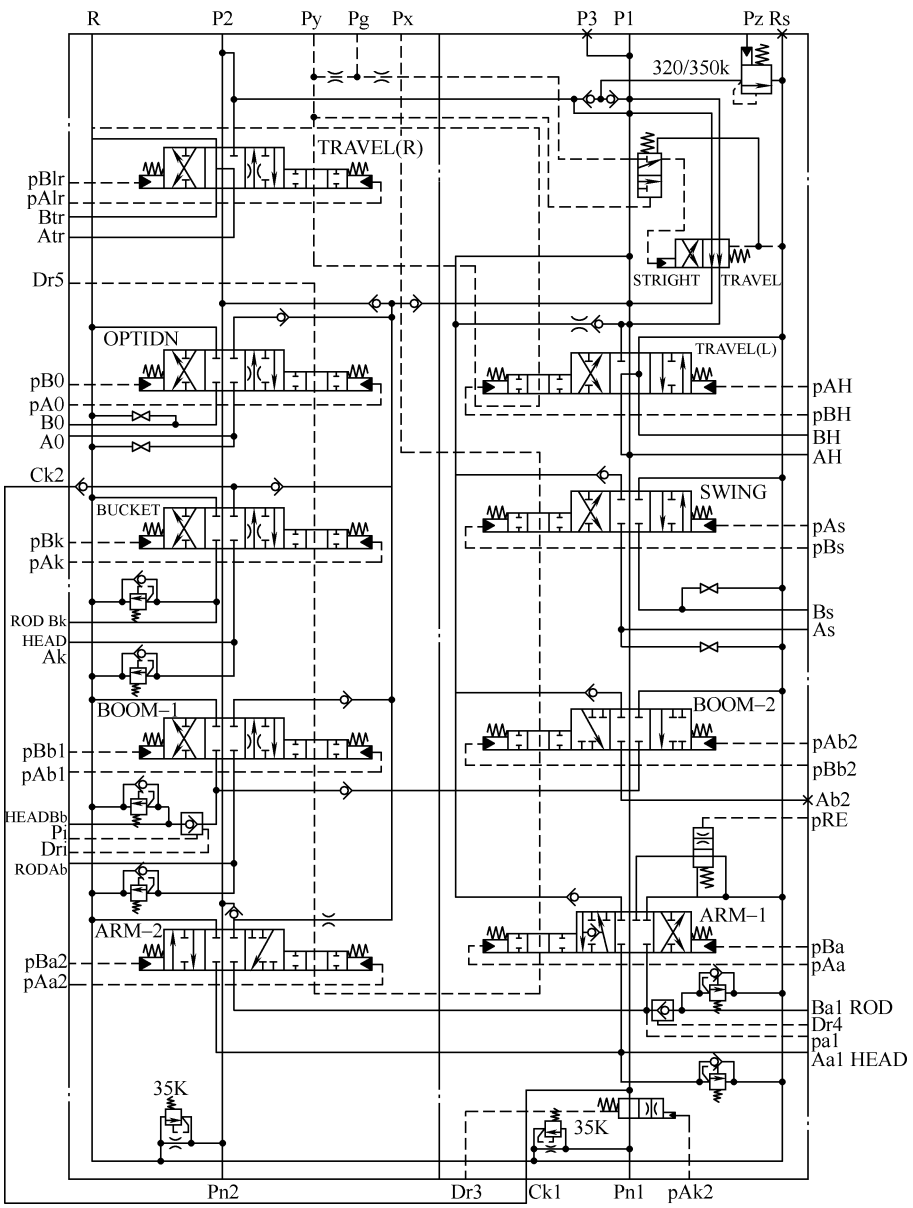


图 1-50　Parker AV—170 型液压控制多路阀液压原理图

直线行走时，除了左、右行走马达动作，还会有其他执行机构动作。P1 泵的液压油分为两路，一路到 P1 泵的主油路供给其他执行机构动作，另一路经直线行走阀和单向阀到 P2 泵的主油路供给其他执行机构动作。此时 P2 泵只供左、右行走马达动作。

如图 1-51 所示，左行走阀 TRAVEL（L）前有一节流阀，而 P1 泵供给的其他执行机构前没有此节流阀，由于该节流阀的作用使得 P1 泵的液压油只供给除了左、右行走马达之外的其他执行机构动作。P2 泵只供给左、右行走马达动作，流量平均分配，从而保证左、右行走马达直线行走。

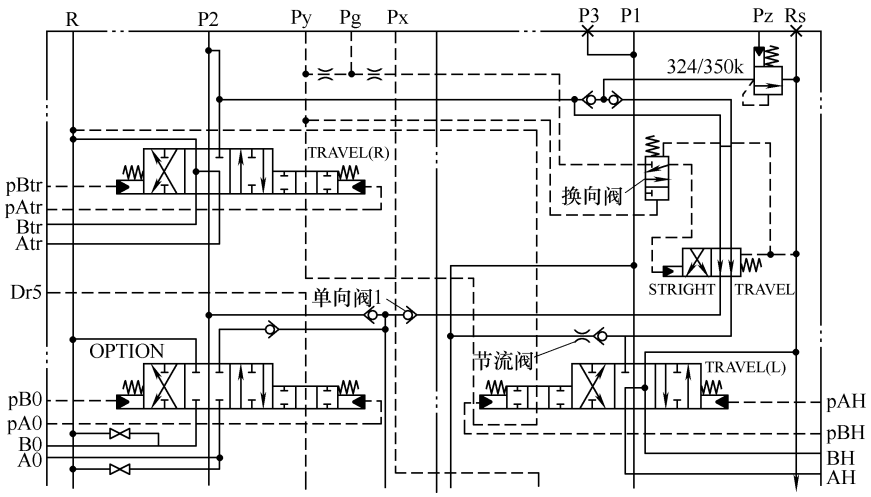


图 1-51　直线行走液压原理图

2. 铲斗、斗杆、动臂合流功能的实现

1）铲斗挖掘合流。先导油口 pAk 与 pAk2 阀外部合流，Ckl 与 Ck2 连通。当先导手柄控制先导油口 pBk 通油时，BUCKET 阀左位工作，铲斗液压缸收缩，如图 1-52 所示。当先导手柄控制先导油口 pAk 通油时，BUCKET 阀右位工作。因为先导油口 pAk 与 pAk2 阀外部合流，如图 1-53 所示，铲斗挖掘合流阀右位工作，铲斗挖掘合流阀右位有一节流阀，从而使 P1 泵卸荷回油箱的油大大减少，大部分油通过 Ck1 与 Ck2 连接的油路实现 P1 泵与 P2 泵合流，共同供给 BUCKET 阀工作，铲斗液压缸伸出，铲斗挖掘，实现铲斗挖掘合流的功能。

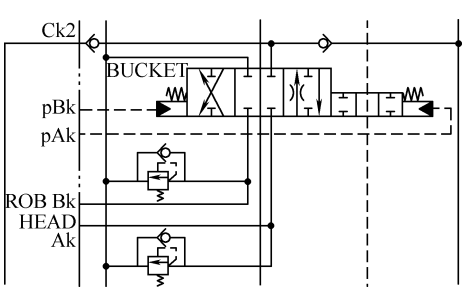


图 1-52　BUCKET 阀液压原理图

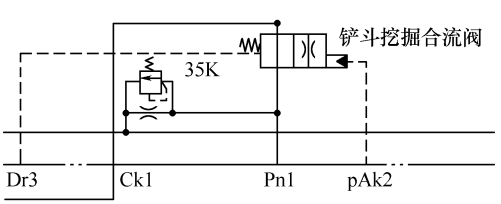


图 1-53　铲斗挖掘合流阀液压原理图

2）斗杆挖掘合流与再生。先导油口 pBa 与 pBa2 阀外部合流，先导油口 pAa、pAa2、pRE、PaL 阀外部合流。当先导手柄控制先导油口 pBa 通油时，ARM-1 阀右位工作，因为先

导油口 pBa 与 pBa2 阀外部合流，所以 ARM-2 阀左位工作，此时 P1 泵通过 ARM-1 阀右位与 P2 泵通过 ARM-2 阀左位共同给斗杆液压缸有杆腔供油，两泵合流，使斗杆液压缸收缩，如图 1-54 所示。当先导手柄控制先导油口 pAa 通油时，ARM-1 阀左位工作，因为先导油口 pAa、pAa2 阀外部合流，ARM-2 阀右位工作，此时 P1 泵通过 ARM-1 阀左位与 P2 泵通过 ARM-2 阀右位共同给斗杆液压缸无杆腔供油，两泵合流，使斗杆液压缸伸出，实现斗杆挖掘合流。

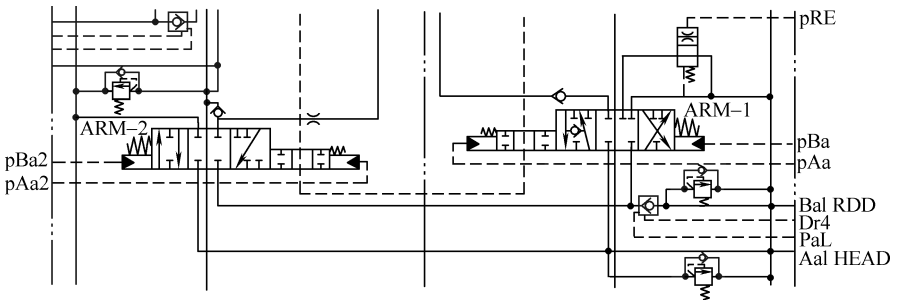


图 1-54　斗杆挖掘合流与再生液压原理图

先导油口 pAa 与 PaL 阀外部合流是为了使液控单向阀打开，从而使斗杆液压缸有杆腔回油。先导油口 pAa 与 pRE 阀外部合流是为了使液控换向阀上位（带有节流阀）工作，此节流阀使回油箱的油大大减少，从而使大部分油通过 ARM-1 阀左位的单向节流阀与进油合流，实现斗杆再生功能。

3）动臂举升合流。先导油口 pBb1 与 pBb2 阀外部合流，先导油口 pAb1 与 Pi 阀外部合流。当先导手柄控制先导油口 pBb1 通油时，BOOM-1 阀左位工作，因为先导油口 pBb1 与 pBb2 阀外部合流，所以 BOOM-2 阀左位工作，此时 P2 泵通过 BOOM-1 阀左位与 P1 泵通过 BOOM-2 阀左位共同给动臂液压缸无杆腔供油，两泵合流，使动臂液压缸伸出，实现动臂举升合流，如图 1-55 所示。当先导手柄控制先导油口 pAb1 通油时，BOOM-1 阀右位工作，此时先导油口 pAb1 与 P1 阀外部合流是为了使液控单向阀打开，从而使动臂无杆腔回油，BOOM-1 阀右位带有的节流阀是为了使动臂液压缸下降缓慢，减小动臂下降冲击。

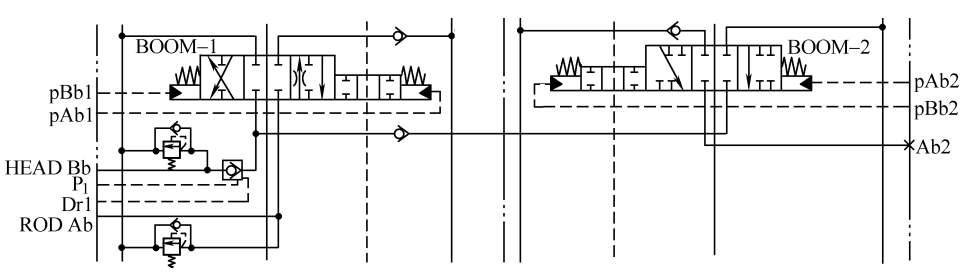


图 1-55　动臂举升合流液压原理图

3. 负流量控制功能的实现

在 Parker AV—170 型液压控制多路阀的底部有两个负流量溢流阀，如图 1-56 所示，此溢流阀的调定压力为 35kPa。当所有执行机构均不动作处于中位时。液压泵输出的液压油通过中位卸荷油路经负流量溢流阀的节流阀回油箱，由于液压泵输出的油液全部经过节流阀，

故在节流阀前端会产生一个压力信号，通过 Pn1、Pn2 反馈到液压泵调节器，使液压泵的排量随外控压力的增大而减小，实现液压泵卸荷，避免了传统的挖掘机靠溢流阀溢流控制的方式，从而最大限度地减小溢流功率损失和系统发热。

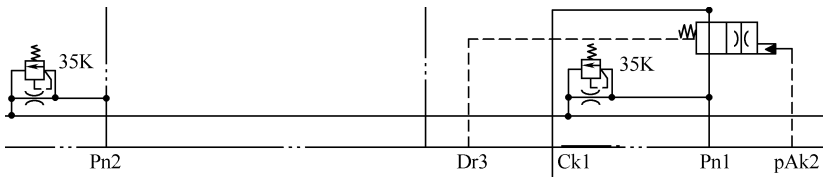


图 1-56　负流量控制液压原理图

操纵挖掘机控制手柄使其处于作业状态，多路阀中至少有一组阀换向，此时多路阀中位通路被切断，节流阀前的压力信号降为零，通过 Pn1、Pn2 反馈到液压泵调节器，使液压泵的排量调至最大，以满足工作要求。

4. 其他功能的实现

Parker AV—170 型液压控制多路阀利用 OPTION 阀接液压破碎锤，可以更好地提高液压挖掘机的工作性能，OPTION 阀如图 1-57 所示。由于液压破碎锤是单回路形式，所以只需 A0 与 B0 其中的一个油口接通，另一个油口堵死，其对应的先导油路直接回油箱。

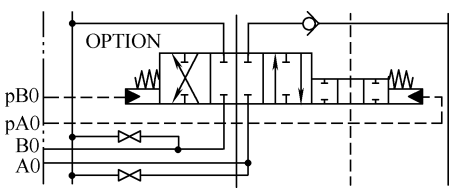


图 1-57　OPTION 阀液压原理图

此外，Parker AV—170 型液压控制多路阀还具有行走自动加压功能，如图 1-58 所示，当采用行走自动加压功能时，Py 和 Pz 用一个梭阀连通。

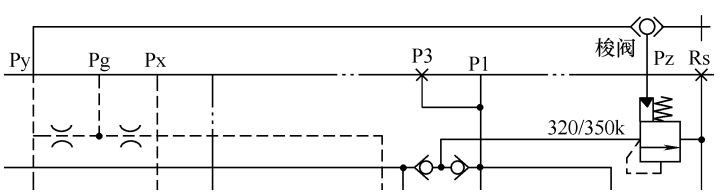


图 1-58　行走自动加压液压原理图

1.3.3　挖掘机控制阀常见故障排除

主控制阀故障及排除见表 1-17，排除步骤主要有以下几方面：①如果发现异常情况，必须判断这些部件是否有故障，例如控制阀、主泵、伺服液压泵或油路元件和遥控阀、马达与中央通道等。②检查主释放阀，各油路释放阀及先导压力。③检查 P1/P2 液压泵油流量。④检查软管与管道是否有损坏。⑤检查过滤器液压油是否有杂质。

表 1-17　主控制阀故障及排除

故障现象	原　因	说　明
运行不动 起动速度慢(怠速) 反应慢	运行释放阀故障 ① 主阀芯与阀座之间,先导阀芯与阀座之间有污垢杂质 ② 主阀芯卡死 ③ 弹簧断裂或疲劳 ④ 主阀座管口堵塞	测量运行释放阀压力 ① 拆卸并清洗该阀门。如果损坏,要将整个组件装置更换 ② 在卡死处用砂布打磨光滑 ③ 更换弹簧 ④ 去除杂质
	伺服液压油路内管口堵塞	去除杂质

（续）

故障现象	原　　因	说　　明
在行走与挖掘装置同时操作时，机器不直行	直行阀故障 ① 阀芯卡住 ② 弹簧断裂或疲劳 ③ 阀孔与阀芯之间空隙过大 ④ 管口堵塞	测量伺服液压压力 ① 在卡住的阀芯上用砂布打光 ② 更换弹簧 ③ 更换阀芯 ④ 去除杂质
	第 3 与第 4 阀芯侧中央旁通阀故障 ① 阀芯卡住 ② 弹簧断裂或疲劳 ③ 在左右壳体与阀芯之间空隙过大 ④ 阀芯内油道堵塞	测量伺服液压压力 ① 在卡住的阀芯上用砂布打光 ② 更换弹簧 ③ 更换阀芯、左与右壳体 ④ 去除杂质
	逻辑阀故障 ① 随转尾座与底座之间有污垢杂质 ② 损坏了的随转尾座或底座表面 ③ 弹簧断裂或疲劳	① 拆开并清洗阀门 ② 如果损坏，更换随转尾座或底座 ③ 更换弹簧
	行走释放阀故障	排除行走部分故障
空档位置液压缸过分驱动	在壳体与阀芯之间空隙过大	更换控制阀部分
	阀芯不完全在空档位置 ① 在壳体与阀芯之间有杂质，或阀芯卡住 ② 弹簧断裂或疲劳 ③ 伺服液压油路内堵塞	测量基本与辅助伺服液压的压力 ① 拆开、清洁并用砂布打光卡住部分 ② 更换弹簧 ③ 去除杂质
	释放阀故障	测量释放阀压力
	防汽蚀止回阀故障 ① 随转尾座与壳体之间有污垢杂质 ② 弹簧断裂或疲劳	① 拆开并清洗阀门 ② 更换弹簧
伸出液压缸时会首先收缩	负荷止回阀故障 ① 阀内有污垢杂质 ② 阀座卡住 ③ 弹簧断裂或疲劳	① 拆开并清洗阀门。如果损坏就更换 ② 用砂布打光 ③ 更换弹簧
铲斗、大臂、小臂单独工作。减慢到起动速度（怠速）反应慢	主阀芯故障 ① 阀内空隙过大 ② 阀内有污垢杂质 ③ 阀芯卡住 ④ 回位弹簧断裂或疲劳 ⑤ 伺服液压油路内堵塞	测量基本与辅助伺服液压的压力 ① 更换控制阀部分 ② 拆开并清洗阀芯 ③ 用砂布打光 ④ 更换弹簧 ⑤ 去除杂质
铲斗、大臂、小臂单独工作。减慢到起动速度（怠速）反应慢	主释放阀故障	测量主释放阀压力
	释放阀故障	测量释放阀压力
	伺服液压释放阀故障	测量伺服液压压力
	操纵手柄过滤器堵塞	清洁过滤器
回转装置优先功能不起作用	逻辑阀故障	① 在卡住的阀芯上用砂布打光 ② 更换弹簧 ③ 更换阀芯、左与右壳体 ④ 去除杂质
	伺服液压油路内管口堵塞	去除杂质
回转装置不动作	中央旁通阀故障	① 拆开并清洗阀门 ② 如果损坏，更换 ③ 更换弹簧
虽然操纵杆在空档位置，负压控制不起作用，不能将油流降低到最小	脚动释放阀故障 ① 阀内有污垢杂质 ② 弹簧断裂或疲劳 ③ 阀座管口堵塞 ④ 过滤器堵塞	测量脚动释放阀压力 ① 拆卸并清洗该阀门。如果损坏，要将整个组件装置更换 ② 更换弹簧 ③ 去除杂质 ④ 更换过滤器

先导阀故障的排除见表 1-18。

表 1-18　先导阀故障的排除

故障现象	原　因	纠　正
辅助压力不升高	① 基本压力过低 ② 弹簧断裂或老化 ③ 阀内空隙过大 ④ 在手柄部分有空隙	① 调整基本压力 ② 用新零件更换 ③ 更换组件 ④ 拆卸并修理手柄部分或更换
辅助压力不稳定	① 滑动部分卡住 ② 油箱管线压力起伏不定 ③ 液压油路中有空气	① 修理或更换部件 ② 回流机油直接返回油箱 ③ 执行操作数次,以便将空气从系统中排出
辅助压力过高	① 油箱管线压力过高 ② 滑动部分卡住	① 回流机油直接返回油箱 ② 修理或更换损坏部件

1.3.4　EX200—1 型挖掘机行走和回转无力故障的排除

某 EX200—1 型挖掘机在施工中出现了左侧行走和回转缓慢无力的故障。挖掘机中心接头的作用是将挖掘机上部旋转体与下部行走体的管路连接起来，以便于行走和回转。如果中心接头的油封损坏，将造成油路相互串通，行走出现无力。首先检查油封，没有问题；接下来测得先导泵的输出压力和前、后主泵的输出压力均正常；检查泵流量调节器，工作也正常；打开左侧行走马达溢流阀和回转马达溢流阀，没有发现卡滞现象。至此，就将故障查找范围缩到了九路主控制阀（九路阀）上。九路阀是一个具有 4 个滑阀的右部阀组与一个具有 5 个滑阀的左部阀组结合而成的整体型控制阀组。前泵的压力油供给右部阀组，后泵的压力油供给左部阀组。右部阀组由右行走控制阀、铲斗控制阀、动臂控制阀Ⅰ和斗杆控制阀Ⅱ组成；左部阀组由左行走控制阀、动臂控制阀Ⅱ、斗杆控制阀Ⅰ、回转控制阀和一个备用控制阀组成；右部阀组与左部阀组之间设有合流油路；控制阀能够控制信号操作和复合操作两种操作中的油流量，先导阀控制这些滑阀，且在回路上以并联或串联连接；两阀组上分别设有主安全阀、超载安全阀、补充阀、泵控制安全阀、开关阀和主压力选择阀。先打开主压力选择阀，没有发现卡滞现象，它的作用是变换主回路压力，当进行受先导压力控制的行走以外的全部操作时，回路压力为 27.9MPa，进行行走操作时的回路压力为 31.9MPa，测得两压力均正常。再打开开关阀，发现阀套与阀座之间的胶圈损坏，单向阀回位弹簧断裂。开关阀的作用是，当操作行走和其他滑阀时，先导泵的输出压力油被滑阀截止，开关阀的先导压力升高，阀中的滑轴被移动，前泵的压力油从行走部分的右部阀组通过开关阀中滑轴的油道推开单向阀，压力油流到左部阀组，使左右控制阀组的油量、油压一致，挖掘机保持直线行走。

当胶圈和弹簧损坏后，开关阀的先导压力油从阀体阀套间泄漏，先导压力油的压力不足，打不开左部阀组与右部阀组的油路，使左部阀组的压力降低，油量不足，行走和回转均缓慢无力。换上新胶圈和弹簧后，故障排除，系统工作一切正常。

1.3.5　EX—200 型液压挖掘机上部工作体无力故障排除

某 EX—200 型液压挖掘机，在工作中出现了上部工作体无力的故障。

经检测，其上部工作压力为 7.8 ~ 9.8MPa，行走部分压力为 31.9MPa。这一情况说明主安全压力选择阀可能有故障，因为这个阀是为了变换主回路内压力而设定的，除行走以外的全部操作回路压力为 27.9MPa，进行行走操作时工作压力为 31.9MPa。当打开主安全压力选择阀时，发现有一铁渣卡在里面。

清除铁渣并清洗元件后，装车试验，故障排除，液压系统恢复了正常工作。

1.3.6　CAT320B 型挖掘机大臂支撑无力的故障分析

某 CAT320B 型挖掘机进行大修后，准备开上拖车运往工地时，由于大臂支撑无力，无法将车身顶起，同时铲斗液压缸动作缓慢，机器不能单边行走。

1. 操作检查及压力测试

大臂举升压力：4900 ~ 5000psi（145psi = 1MPa）；大臂支撑最大压力：1500psi。

小臂升出压力：4950psi；小臂向内压力：4950psi。

铲斗打开压力：500psi；铲斗闭合压力：1500psi。

机器左、右同时压力：1500psi。

机器单边行走：0 ~ 100psi。

经对比只有大臂举升压力和小臂工作压力在正常范围内。

2. 诊断与排除

首先，打开液压油箱，发现有两块小金属块附在液压回油滤芯上，于是怀疑主泵或主控阀有磨损。根据测试数据，先打开主阀上左、右行走阀芯，没有发现磨损痕迹；然后再卸下铲斗控制阀及主阀阀芯，仍然没有查出问题；最后检查行走直线阀时，发现直行阀不能自由活动，已卡在阀体内。用锤子强行敲打出来，发现外来的金属块已嵌在阀芯和阀体之间，致使阀芯不能正常工作。

直行阀两个主泵的供油，通过直行阀芯分配到各直行阀芯去，通过逻辑回路的动作产生各阀芯动作，改变油路走向，达到直行目的，如图 1-59 所示。当阀芯 36 在某一位置卡塞后，主泵的流量不能顺利进入各控制阀，流量减少，动作缓慢。尤其是右泵 7 的油

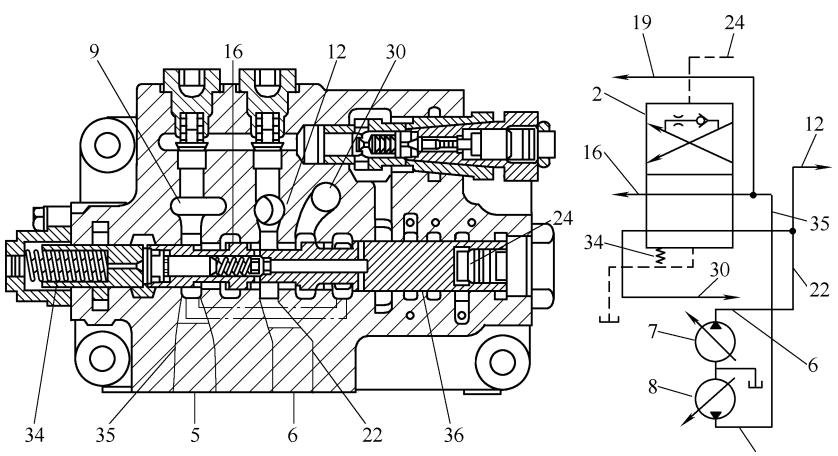


图 1-59　直行阀供油油路

注：图中 2 为阀体　7、8 为主泵　34 为弹簧　36 为阀芯，其余为油路或油口。

截流，使进油口 30 供给铲斗液压缸油量减少。当空车同时行走时，能克服行走阻力，但当试车单边行走时，因转矩不足，而使单边不能动作。更换阀芯，打磨芯套后，故障排除。

1.3.7 CAT320C 型挖掘机铲斗不能工作故障的排除

1. 故障现象

某 CAT320C 型挖掘机在工作中突然出现铲斗工作失控：铲斗缸活塞杆完全收回，铲斗处于完全张开状态，且不论如何操纵铲斗控制阀，铲斗均不能进行挖掘，发动机功率也明显下降，但动臂、斗杆、旋转、行走等部分的工作均正常。发动机熄火后铲斗在自重下回落。重新起动发动机，在未开启液压控制阀（即液压锁）时，铲斗缸活塞杆又完全收回，挖掘机不能正常工作。

2. 故障分析

经过分析，造成铲斗不能动作的原因可能是：①液压系统油液不足；②液压系统主安全阀损坏；③先导控制阀损坏；④铲斗控制阀的溢流阀损坏；⑤铲斗控制阀弹簧断裂或阀芯被卡住。

排除故障的步骤：

1）如果油箱的油液不足，则所有的工作装置动力均不足。检查液压油箱，发现油箱油量充足。

2）通过对液压系统进行分析可知，如果是主安全阀损坏，则整个系统达不到系统的工作压力，动臂、斗杆、行走、旋转等部分的工作都会发生异常。但经观察，上述工作装置均工作正常，因此可排除主安全阀故障。

3）如果铲斗控制阀的溢流阀损坏，则通往铲斗缸的工作油液将不能建立起压力，即操纵先导阀时，不能使铲斗动作，而起动发动机时铲斗始终处于收回动作，由此可排除溢流阀故障。

4）经过上述分析，可将故障原因集中在铲斗控制阀上。铲斗控制阀的工作原理如图 1-60所示。

① 当不操纵铲斗控制阀时，先导控制阀不动作，即不向先导油口 5 和 6 输油。主控制阀的阀杆在弹簧的作用下处于中位，液压油经中心旁路通道 8 接通油箱，油口 3 和 4 被关闭，铲斗缸的供油被切断而不工作。

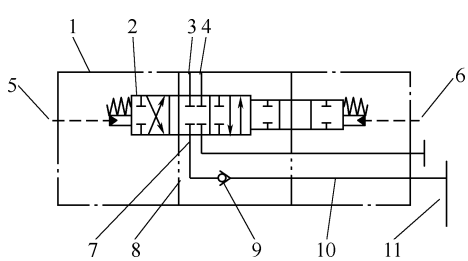


图 1-60　铲斗控制阀简图（空档位置）

1—铲斗控制阀　2—弹簧　3、4—油口　5、6—先导油口

7—通道　8—中心旁路通道　9—负载单向阀

10—回油通道　11—平行供油通道

② 当操纵铲斗控制手柄时，先导控制阀动作，先导压力油通过油路向先导油口 6 输油，使铲斗控制阀的阀杆向左移动，关闭中心旁路通道 8，铲斗控制油路接通，平行供油通道 11 中来自液压泵的油，流经负载单向阀 9 和通道 7 进入油口 3，铲斗缸活塞杆收回，使铲斗缸无杆腔排出的油液进入油口 4，并沿回油通道 10 返回液压箱。

通过对铲斗控制阀原理和出现的故障现象进行分析，在液压锁开启时，工作装置的其他动作正常，铲斗缸始终处于收回状态；关闭液压锁，铲斗缸仍处于收回状态，但其他装置不能动作，可排除先导控制阀的故障。发动机熄火，关闭液压锁，铲斗在自重下回落，直到平衡。重新起动发动机，在未开启液压锁时，铲斗缸仍进行收回动作。所有迹象表明故障的原因是铲斗控制阀弹簧折断或阀芯被卡住，使铲斗控制阀处于常开状态，铲斗缸始终进行收回动作。

3. 故障排除

在确定故障的原因后，拆检铲斗控制阀，发现阀芯偏离中位且不能移动，使铲斗控制阀始终处于打开位置，铲斗缸始终处于收回动作。使用压接钳夹住阀芯，通过旋转、移动取出阀芯。检查阀芯和阀座的磨损状况，无严重拉痕。用磁铁在阀座的油口处吸附，取出一直径约 4mm 的金属碎屑，再吸取时无其他颗粒。经分析，是此金属颗粒卡住了阀芯，使阀芯不能正常动作。经对该金属颗粒的分析，判定此金属颗粒为维修液压缸时滞留在系统中的，取出后不会影响液压系统的正常工作。重新组装铲斗控制阀，同时更换了液压系统的回油滤芯，挖掘机铲斗工作恢复正常。

1.3.8　CAT320 型挖掘机动作慢故障的排除

1. 故障之一的分析与排除

现象：CAT320 型挖掘机动作慢，挖掘无力；当动臂或斗杆伸到底时，发动机严重憋车。

由于挖掘速度和挖掘力是由计算机根据外界负荷变化通过比例电磁阀控制先导油路，从而改变变量泵斜盘角度来实现的。所以应首先检查先导油压，测定为 3.9MPa，属正常。用直流钳型表（置毫安档）夹在比例电磁阀单根导线上，将模式开关置重负荷，发动车，做动作，钳型表无电流指示。测得输入端电压约 24V，属正常。测得比例电磁阀端电阻为无穷大，说明比例电磁阀线圈断路。检查比例电磁阀，发现进线胶封处导线已疲劳折断。重新焊接胶封后装回试车，做动作时直流钳型表读数在 250～600mA 之间变化，全车功能正常，故障排除。

2. 故障之二的分析与排除

现象：CAT320 型挖掘机动作慢，挖掘无力，但不憋车，感觉发动机负荷很轻。

挖掘机速度的快慢是由流量决定的，挖掘力的大小是由主泵输出的压力决定的。所以，本故障需从流量和压力控制两方面进行检查。用故障 1 的方法检查，直流钳型表的读数在 280～600mA 之间变化，比例电磁阀输出的压力在 1.5～3.7MPa 之间变化，说明比例控制系统和先导油路工作均正常。测上、下主泵输出压力，均在 26MPa 左右，偏低。经询问，该机此前被人调过，说主溢流阀坏了，压力调不上去。将发动机升到额定转速，调多路阀组中间的主溢流阀。如图 1-61 所示，将调节杆拧到底，压力才升到 27MPa，说明主溢流阀确有问题。卸下主溢流阀清洗，并将溢流阀上活

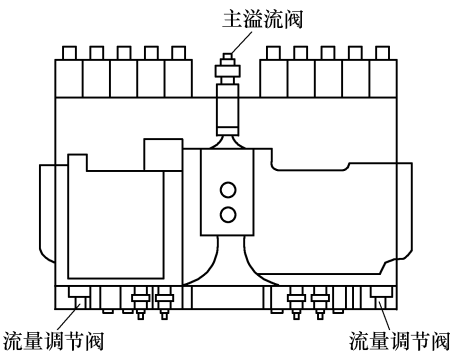


图 1-61　多路控制阀组

塞腔体往里拧四圈，然后装回主溢流阀并调整，压力上升，将主泵压力调至32MPa。此时挖掘力上来了，但全车动作还是非常慢。接着调上、下主泵的功率调整器，调整螺钉往里拧，功率增大；往外退，功率减小。因液压功率＝流量×压力，当压力一定时，增大功率，系统流量会增大，全车速度会变快。第一次将调整螺钉拧进1/4圈，速度没有变化，再往里拧1/2圈，速度还是没有变化，说明故障出在多路控制阀中的流量调节阀。图1-61中上、下主泵的流量调节阀和装在多路控制阀组的左、右两端的底面。卸下流量调节阀发现阀芯内被过滤器的纸屑堵满了。打开液压油箱盖，回油过滤器已被吸破了两个大洞。立即放油，清洗液压系统，更换过滤器，重新加油。将流量调节阀清洗干净装回，试车，速度出人意料的快，但发动机稍感憋车。然后将功率调整器的调整螺钉慢慢往外退，直到速度适中但又不憋车为止。至此，故障彻底排除。

3. 故障判别方法

若CAT320型挖掘机出现动作慢，发动机憋车故障，在先导油路正常的情况下，多为比例电磁阀和电磁阀控制电路的故障。应重点检查控制器输出线路、比例电磁阀线圈有无搭铁、短路和断路。因电脑挖掘机动作的快慢和挖掘力的大小是随外界负荷的大小而变化的，所以当比例控制电路出现故障时，泵的输出就不能自动调节，发动机的转速就会不断地降低，直到熄火，出现严重憋车现象。此故障的诊断与排除适合所有的电脑挖掘机。

如出现动作慢、挖掘无力但发动机不憋车的现象，那么在先导油路正常的情况下多为压力和流量调整系统有故障。首先应调主溢流阀，将主泵压力调到30～32MPa，然后再调流量。如不能通过功率调节器将流量调到要求范围，则可调节流量调节阀。流量调节阀是通过增减垫片来调整的增加垫片流量增大，减少垫片流量减小。如有流量测试仪，将流量传感器串入每一个单泵回路，并将发动机升至额定转速，在空载情况下将流量调到240L/min。若无流量测试仪，只能靠做动作的快慢，凭经验和感觉来调整流量。

1.3.9 CAT330BL型挖掘机工作无力及温度升高故障的分析与排除

某CAT330BL型挖掘机到故障时共使用了7000h，在冷机时工作正常，但是工作1～2h后，液压油油温就升到警戒线，高达93℃，并且整机工作及行走都无力，机器无法正常工作。

1. 故障的可能原因

CAT330BL型挖掘机泵站液压回路如图1-62所示。

从故障现象可知，该机工作无力是由液压油油温升高所致，液压油油温升高的原因有：

1）油箱和油路太脏，导致散热不良。

2）液压油散热器太脏或堵塞，导致散热不良。

3）液压油质量差：液压油的黏温性差，粘度变化大；液压油油液污染严重；液压油油液中含有大量水分造成润滑不良。

4）外界热源高，散热条件差。

5）泄油管压扁或堵死。

6）某些液压缸变形或内泄严重。

7）发动机工作是否正常：风扇传动带是否过松、打滑或断裂；风扇是否已坏或装反；发动机在热机时性能是否良好。

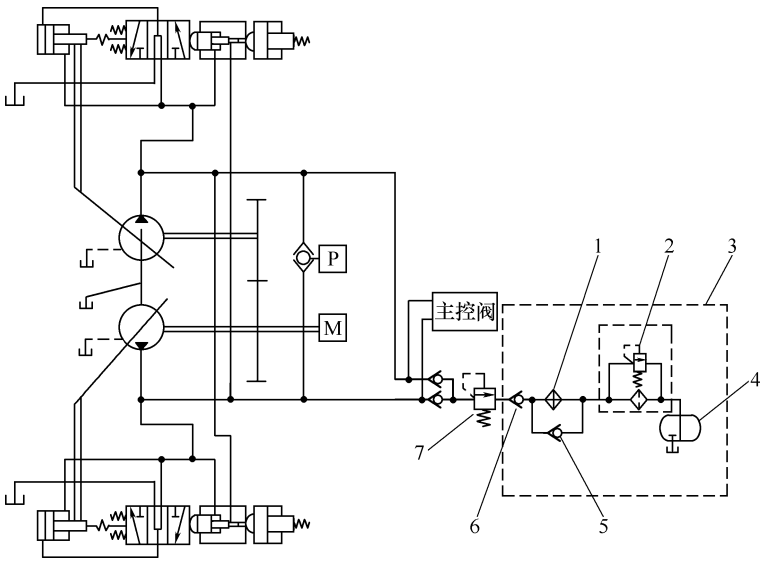


图 1-62　CAT330BL 型挖掘机泵站液压回路

1—冷却器　2—回油过滤器　3—回油路　4—油箱　5—旁路单向阀　6—慢回油单向阀　7—主溢流阀

8）传动部分同轴度变差，不符合技术要求。

9）轴承质量差造成运转不灵活。

10）经过轴承的润滑油排回油箱的通油口不畅通：具体原因：①通油口螺塞未打开；②回油道有脏物堵住；③回油道有压扁现象。

11）液压泵吸气严重：具体原因：①液压油箱油位太低；②液压油吸油过滤器堵塞或通过面积太小；③液压泵和液压吸油管口密封不严；④液压油吸油管局部有堵塞现象；⑤液压油油液的粘度过高；⑥液压泵内吸入腔通道不畅通；⑦使用不当，液压泵的转速太高；⑧液压油箱中通气孔被堵；⑨液压泵泵轴油封失效。

12）主溢流阀的调定压力太高。

13）旁路单向阀损坏或卡死。

14）液压油回油滤芯太脏，通过面积太小。

15）内部泄漏大，容积效率过低，过度发热，具体原因：①柱塞泵柱塞与缸体孔磨损严重；②柱塞泵配油盘与缸体端面磨损严重。

2. 检查与故障排除

1）检查液压油箱的通气孔、油位和液压油箱中是否有气泡。结果发现液压油箱中通气孔未堵，液压油箱油位在规定范围，液压油箱中无气泡。

2）检查外界热源和散热条件。检查结果是外界热源不高，散热条件良好。

3）检查发动机工作性能、风扇及风扇传动情况。检查结果是发动机工作性能良好，风扇及风扇传动都正常，工作时按操作规程操作，液压泵的转速在规定范围。

4）检查泄油管、经过轴承的润滑油排回油箱的回油道和通油口螺塞。检查结果是油管无压扁，通油口螺塞已打开。

5）检查液压油质量，确定使用的液压油为抗磨 68 号，液压油干净并无水分。

6）拆检液压油吸油滤芯及液压油回油滤芯，发现液压油吸油滤芯和液压油回油滤芯都

比较干净，并且质量都很好。

7）因液压油吸油滤芯、液压油回油滤芯、液压油箱都干净，液压油油质良好且干净。于是可以判断液压油路也应该比较干净，油液的粘度过高和油路局部堵塞的可能性被排除。

8）检查液压泵和液压油吸油管口密封。检查结果是液压泵和液压油吸油管口密封良好。

9）用观察法检查液压缸。检查结果是液压缸无变形现象。

10）用触摸法检查液压泵、液压马达及液压缸是否有温差。检查结果是无温差，于是可以将传动部分同轴度差及轴承质量差的原因排除。

11）用压力表测试主溢流阀的调定压力，测试结果为30MPa，理论值为35MPa。调整主溢流阀的压力至规定值，故障现象依然存在，测试大臂升、中臂、行驶的调定压力为36.8MPa，测试大臂降、回转的调定压力为29MPa，说明主溢流阀良好，液压马达、液压缸无内泄，液压泵有内泄现象。

12）拆检液压泵，发现柱塞泵配油盘与缸体端面属正常磨损，配油面无泄漏。检查柱塞泵柱塞与缸体孔磨损比较严重，测量其配合间隙为0.05～0.08mm，并且缸体有明显的偏磨迹象。决定换新的缸体、配油盘及柱塞，当换上新的产品后故障依旧存在。

13）拆检旁路单向阀，发现旁路单向阀弹簧变形失效，单向阀总是打开，换新后测量液压油温度为65℃，属正常范围，挖掘机工作无力现象解决。

14）将旧的柱塞泵配油盘、缸体、柱塞装回试机两个月后，机况仍然正常，因此柱塞与缸体的配合间隙在0.05～0.08mm仍然可以使用，并且可以允许有偏磨现象，液压工作泵内泄属于正常范围。

该故障是由于旁路单向阀弹簧变形失效而导致部分回油不经过液压油散热器散热而直接进入液压油油箱，液压油散热不及时，液压油温升高，导致整机工作及行走无力的现象。

1.3.10 CAT320A型挖掘机动作慢及挖掘无力的故障诊断与检修

CAT320A型挖掘机系卡特早期产品，动作慢，挖掘无力是CAT320A型挖掘机二手机的常见故障。

1. 电路系统的故障检修

故障现象：一台CAT320A型挖掘机，动作慢，挖掘无力；当动臂或斗杆伸到底时，发动机严重憋车。

该挖掘机其挖掘速度和挖掘力是由计算机根据外界负荷变化，通过比例电磁阀控制的，所以应首先检查先导油压。测得该压力为3.9MPa，为正常；然后按图1-63所示方法检查比例电磁阀，先导油路。直流钳型表（置mA档）夹在比例电磁阀单根导线上，将模式开关置重负荷，起动发动机，做动作，钳型表无电流指示。拔下插头，打开钥匙开关，测输入端电压约24V，正常；测比例电磁阀端电阻为无穷大，说明比例电磁阀线圈断路。拆下比例电磁阀1检查，发现进线胶封处导线已疲劳折断。重新焊接胶封后装回试车，

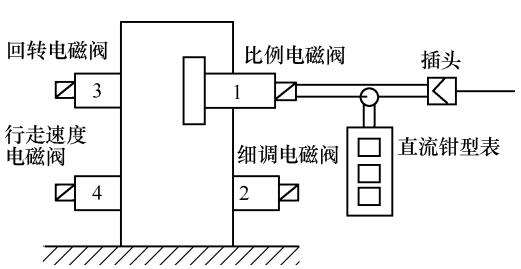


图1-63 电磁阀组

做动作时，直流钳型表读数在 250 ~ 300mA 之间变化，全车功能正常，故障排除。

2. 液压系统的故障检修

故障现象：某 CAT320A 型挖掘机，动作慢，挖掘无力，但不憋车，感觉发动机负荷很轻。

挖掘机速度的快慢是由流量决定的，挖掘力的大小是由主泵输出的压力决定的。所以本故障还需从流量和压力控制两方面进行检查。

首先按图 1-63 方法检查，直流钳型表的读数在 280 ~ 600mA 之间变化，同时测得比例电磁阀输出的压力在 1. 5 ~ 3. 7MPa 之间变化，说明比例控制系统和先导油路工作均正常。然后测上、下主泵输出压力，均在 26MPa 左右，偏低。经询问，该机此前曾被调过，因主溢流阀坏了，压力调不上去。将发动机升到额定转速，调多路阀组中间的主溢流阀 1，如图 1-64 所示。将调节杆拧到底，压力才升到 27MPa，说明主溢流阀确有问题，卸下主溢流阀清洗，并将溢流阀上活塞腔体往里拧 4 圈，然后装回主溢流阀并调整，压力上升，将主泵压力调至 32MPa，此时挖掘力上来了，但全车动作还是非常慢。

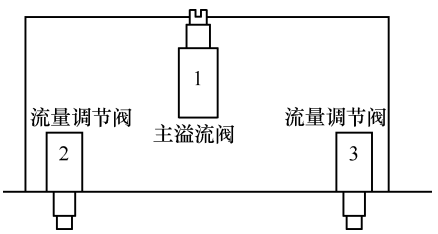


图 1-64　多路控制阀组

接着调上、下主泵的功率调整器，调整螺钉往里拧，功率增大，往外退，功率减小。因为，液压功率 = 流量 × 压力。当压力一定时，增大功率，系统流量会增大，全车速度会变快。第一次将调整螺钉拧进 1/4 圈，速度没有变化，再往里拧 1/2 圈，速度还是没有变化，说明故障出在多路控制阀中的流量调节阀。上、下主泵的流量调节阀 2 和 3 装在多路控制阀组的左、右两端的底面，如图 1-64 所示。卸下流量调节阀 2、3，发现阀芯内被过滤器的纸屑堵满了，然后打开液压油箱盖，发现回油过滤器已被吸破了两个大洞，接下来立即放油，清洗液压系统，换过滤器，重新加油。将流量调节阀清洗干净装回，试车，速度出人意料的快，但发动机稍感憋车。然后将功率调整器的调整螺钉慢慢往外退，直到速度适中，但又不憋车为止。到此，故障彻底排除。

挖掘机若出现动作慢，发动机憋车故障，在先导油路正常的情况下，多为比例电磁阀和电磁阀控制电路的故障，应重点检查控制器输出线路、比例电磁阀线圈等有无搭铁、短路和断路等故障。因为，挖掘机动作的快慢和挖掘力的大小是随外界负荷的大小而变化的。外界负荷增大，发动机的转速降低。当电脑检测到泵的转速下降时，输入到比例电磁阀的控制电流会减小，通过先导油路控制变量泵斜盘角度变小，泵输出的流量减小，发动机负荷减小，转速上升，直到和发动机设定的转速相等为止。此时发动机即工作在油门设定位置的最佳状态，发动机既发挥了最大效率也不会憋车和熄火。当比例控制电路出现故障时，泵的输出就不能适应外界负荷的变化，当外界负荷持续增大时，由于泵的输出不能自动调节，发动机的转速就会不断地降低，直到熄火，所以出现严重憋车现象。此故障的诊断与排除适合所有带电脑的挖掘机。

如果出现动作慢，挖掘无力，但发动机不憋车的故障。在先导油路正常的情况下，多为压力和流量调整系统有故障。首先应调主溢流阀，将主泵压力调到 30 ~ 32MPa，然后再调流量。如果调节功率调节器不能将流量调到要求范围，可调节流量调节阀。流量调节阀的调整是通过增减垫片来调整的，垫片增加，流量增大，垫片减小，流量减小。如有流量测试仪，

将流量传感器串入每一个单泵回路，并将发动机升至额定转速，在空载情况下，将流量调到240L/min。若没有流量测试仪，只能靠做动作的快慢，凭经验和感觉来调整流量。

1.3.11 PC200—6型挖掘机热车后整机工作无力故障诊断与排除

某PC200—6型挖掘机冷车时工作正常，随着液压油温度的升高，动作逐渐变慢，表现为热车后整机工作无力、动作缓慢。

1. 主泵输出流量控制原理

小松PC200—6型液压挖掘机为双泵双回路变量液压系统，1个泵为左行走、动臂和铲斗供油，另一个泵为右行走、回转和斗杆供油。主泵总成（双泵）由主泵、PC阀和LS阀构成，两个泵通过集流块合流后进入主控阀，从而使某些工作装置能实现合流。PC200—6型挖掘机液压系统采用了闭式中心负荷传感系统（CLSS）。如图1-65所示为闭式中心负荷传感系统里主泵输出流量的控制原理图。从图1-65可以看出，LS阀是感知负荷，对流量进行控制的阀。LS阀依据主泵压力p_P与操作阀输出压力p_{LS}（p_{LS}的大小由操作阀的开度大小决定的）的压差$\Delta p_{LS}=p_P-p_{LS}$，控制主泵输出流量，Δp_{LS}称为LS阀的压差。LS阀的压差Δp_{LS}和主泵输出流量Q的关系如图1-66所示。

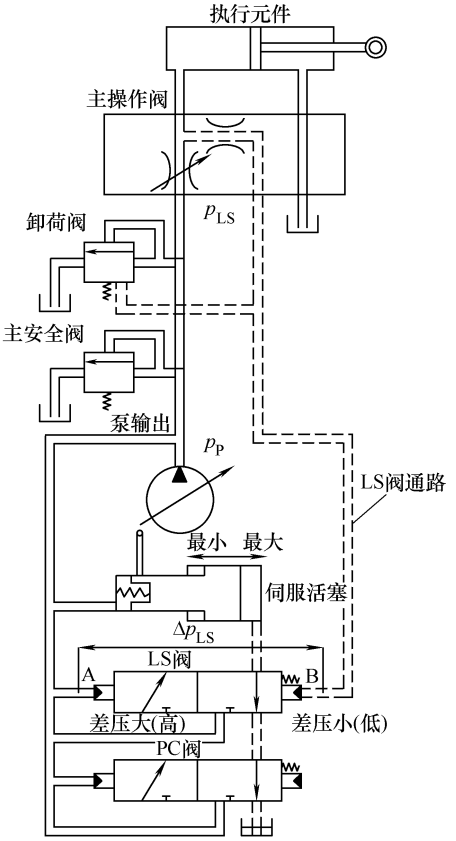


图1-65 主泵输出流量控制原理图

当LS阀的压差Δp_{LS}比LS阀的设定压力低时（设定压力为2.2MPa），主泵变量机构摆角朝增大的方向变化；当LS阀的压差Δp_{LS}比LS阀的设定压力高时，主泵变量机构摆角朝减小方向变化。Δp_{LS}的大小依据操作阀芯的行程而定。

主泵的工作过程如下：

1）当主操作阀处于中立位置时，LS阀A端作用主泵压力p_P，B端为操作阀出口压力，即LS压力p_{LS}。主操作阀处于中立位置时，p_{LS}为0（与泄油管相同）。LS阀压差变大，LS阀向右移动，使伺服活塞大腔与主泵油道相通，由于伺服活塞两端的面积差，使变量机构摆角向最小方向移动，主泵的流量变小。

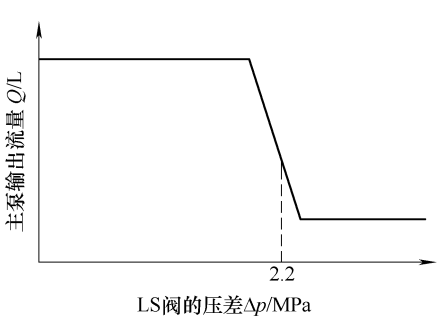


图1-66 LS阀的压差Δp_{LS}和主泵输出流量Q的关系

2）当主操作阀开口面积变大时，LS阀的压差变小，LS压力p_{LS}与弹簧力形成合力，使LS滑阀向左移动，使伺服活塞的大腔与泄油（回路）接

通。由于伺服活塞的面积差，将伺服活塞推向右侧，使变量机构摆角向流量增大的方向流动。

3）随主操作阀开口面积变小，p_{LS} 变小，Δp_{LS} 增大，LS 阀向右移动，当 Δp_{LS} 增大 2.2MPa 时，LS 滑阀处于中间位置，伺服活塞大腔压力由于 LS 阀节流作用而变为主泵压力的一半，伺服活塞在该位置停止，使变量机构摆角不变。此时，伺服活塞两端受压面积的关系是：

$$A_0 : A_1 = 1 : 2$$

式中，A_0 为伺服活塞小端的受压面积；A_1 为伺服活塞大端的受压面积。

平衡时加在两端的压力比为

$$p_P : p_{EN} = 2 : 1$$

式中，p_P 为主泵压力；p_{EN} 为伺服活塞大端的压力。

4）当 Δp_{LS} 进一步增大到大于 2.2MPa 时（即 p_{LS} 与弹簧的合力小于主泵压力 p_P），LS 阀向右移动，使伺服活塞大腔的输入压力升高，将伺服活塞推向右侧，变量机构摆角向流量较小的方向移动。

2. 故障诊断与排除

通常液压油温度每上升 10℃，液压油的粘度大约将下降到 1/6。随着液压油粘度的逐渐下降，液压系统的内泄量增大。根据冷车时系统工作正常的情况初步判断，可能是因为系统某些部件磨损或是阀芯卡死造成内泄量超过允许量，导致热车后系统压力下降，工作无力。根据以上故障原因分析，进行以下步骤，诊断并排除故障。

1）首先在主导和先导测压点安装压力表测试，冷车时主泵压力为 33MPa，先导压力为 4MPa，系统压力均正常，速度也正常。当温度上升至 77℃左右时，主压力下降到 23MPa，先导压力为 4MPa。可见先导压力正常，主泵压力不正常。正常情况下，减压阀能够将主泵的输出油压降低并稳定在 3.7MPa 左右，形成先导控制油压。如果减压阀的锥形阀芯磨损等原因造成关闭不严，导致热车时，减压阀输出压力偏低，使主控阀的阀芯移动偏小，引起主控阀的方向阀换向不到位（开度不够）。从而导致流向工作装置的流量也偏小，造成整机工作无力。

2）主溢流阀、卸荷阀阀芯与阀座拉伤或严重磨损，造成液压系统严重泄露，热车建立不起所要求的压力，导致其动作缓慢无力。拆检主溢流阀、卸荷阀未见明显磨损。

3）液压泵缸体与配油盘或缸体与柱塞之间因严重磨损或拉伤造成间隙过大，使两者之间建立不起油膜，导致热车时泵的容积效率过低，输出压力偏低，反映到机械的工作装置就会出现整机工作无力的现象。而且此车刚因热车慢而大修过液压泵，液压泵的缸体、柱塞、配油盘、斜盘等均进行了更新，液压泵应该不会有问题。

4）热车后工作装置液压缸的沉降量均在正常值范围内，说明主控阀正常。

5）在液压泵的出油口的测压点、伺服活塞大腔的测压点和 LS 油道上分别安装压力表测试。发现冷车状态下，在抖杆溢流时，系统压力、速度均正常，主泵输出的压力（p_P）几乎是伺服活塞大腔的压力（p_{EN}）的一倍，LS 回路压力（p_{LS}）和主泵压力（p_P）几乎相同，这说明泵的流量控制正常，即 LS 阀、PC 阀、PC-EPC 电磁阀工作正常。随着温度的升高，p_P 和 p_{EN} 之间的压差逐渐缩小，p_P 和 p_{LS} 之间的压差逐渐增大。当液压油温度上升到 70℃左右时，主泵压力 p_P 下降至 23MPa。p_P 和 p_{EN} 的压差几乎为零，p_P 和 p_{LS} 的压差更大。

可见伺服活塞大腔的压力 p_{EN} 太高，压力 p_{LS} 偏低，两者均不正常。

综上所述，斗杆溢流时，导致伺服活塞大腔压力和主泵压力相同的原因是：作用于 LS 阀左端的主泵输出压力 p_P 和作用于 LS 阀右端的压力 p_{LS} 的压差 Δp_{LS} 大于 LS 阀设定压力（2.2MPa），使 LS 阀向右移动，伺服活塞大腔油路与主泵压力相同，由于伺服活塞两端面积差，从而使斜盘角度移动到最小，主泵的流量变为最小，热车表现为慢动作；理论上斗杆溢流时 p_{LS} 压力应与主泵压力相同，这也说明 p_{LS} 压力偏低，p_{LS} 压力低从而间接导致卸荷阀常开，使卸荷阀建立不起高压，系统的主压力变低，热车表现为动作无力。可见 p_{LS} 压力低是造成故障的主要原因。

那么热车 p_{LS} 压力为什么会变低呢？根据以上分析，说明 LS 管道中有内漏。拆检了 LS 旁通阀、LS 梭阀、卸荷阀等均未发现故障；最后拆下主控阀解体，通过吹气施压检测，发现 LS 油路在卸荷阀与回油道之间漏气严重。再次拆检卸荷阀，发现由于长期使用磨损，导致卸荷阀 LS 输入端与回油道之间间隙过大，从而造成 LS 油泄漏到回油道，随着温度上升液压油粘度下降，LS 泄漏量逐渐增大，致使 p_{LS} 逐渐下降。

更换卸荷阀后，故障当即排除。

1.3.12 PC300—1 型挖掘机动作错乱故障的排除

挖掘机有时无需操纵而自己出现一些动作，这种现象的本质是在工作回路本应关闭时却有压力油进入到执行元件使之动作。

可能的故障点：与故障动作有关的操纵杆及先导阀（机械式操纵的机器应为拉杆）、操纵阀阀芯及阀体。

具体检查方法：堵住相应的到操纵阀的先导油管后试机，假如故障消失，说明故障在操纵杆及先导阀部分，否则应检查阀芯是否卡死、过度磨损或装配错误等；若阀芯正常，应继续检查与阀芯配合的阀体和其他元件（如油封）等是否损坏。

某 PC300—1 型挖掘机每次在工作一段时间后，左边履带会自动行走，长时间停机后再起动，故障消失，再工作一段时间后又重复出现前述现象。此种机型为机械拉杆式操纵，将操纵左边履带的拉杆拆掉，故障不消失。检查发现阀芯已不在中位，拆开阀芯另一端的密封盖，阀芯回到中位，故障消失。后经仔细检查发现阀芯座孔中有一条油封，阀芯从这条油封中穿过，油封在阀体与阀芯之间起密封作用。由于这条油封老化，密封作用减弱，使得阀体中的压力油能慢慢沿着阀芯座孔流至阀芯有密封盖的一端，当密封盖内的油压达到一定程度时，就将阀芯推向靠近拉杆的一端，阀芯离开中位，使履带行走。更换油封后故障消失。

1.3.13 WY80 型挖掘机不能进行单一运动的故障排除

某 WY80 型挖掘机出现下列情况：不能进行左向单履带行走、单一回转、卸土及动臂下降等单一运动，但可进行复合运动，如左向单履带行走，转弯不正常；而双履带行走，转弯正常。

根据该车的液压系统工作原理如图 1-67 所示。首先检查了多路换向阀、液压油管等容易出问题的部件，发现均正常。最终将注意力放到了主液压泵 A8V 型双联泵上。

双联泵中 P1 泵的油经过多路换向阀分别驱动回转马达、斗杆缸和左行走马达，在多路换向阀均不换向的情况下，操纵一组合流阀，油流可进入动臂缸大腔或铲斗缸大腔，从而加

快动臂提升和铲斗挖掘；P2 泵的油经另一个多路换向阀，驱动铲斗缸、动臂缸和右行走马达等。按照液压系统分析，在左向单履带行走、回转、铲斗卸土或动臂下降四种工况下，恒功率变量泵中只有 P1 泵工作，而 P2 泵的压力油与油箱相通，建立不起压力。从变量双泵的工作原理可知，当操作单一运动先导阀手柄时，压力建立不起来的一个最直接原因可能是 P1 与 P2 的压力油相通，流向了油箱。而当操纵两个先导阀时，由于两个泵的油经过两个多路换向阀的阀杆换向后，都分别流入执行机构，油压都能升高，所以操纵两个先导阀手柄时，各种机构的运动均正常。据此判断出现这种单边不工作，而双边工作的原因就是双联泵出油口的单向阀损坏，致使两个泵的压力油都和回油路相通，建立不起压力，单一功能无法实现。

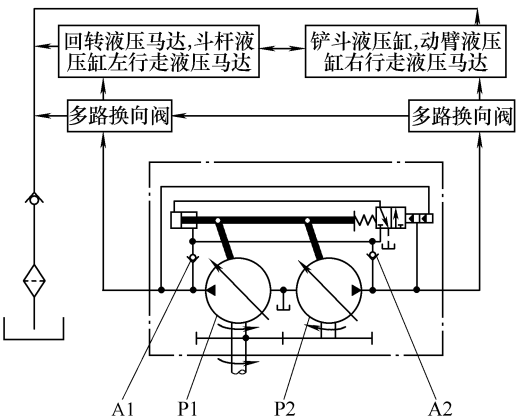


图 1-67　WY80 型挖掘机的液压系统简图

根据情况，拆下变量泵出油口的高压油管，将两个单向阀取出，发现 P2 泵的单向阀弹簧已折断，球阀脱落。更换单向阀 A2，重新进行工作，一切正常。

由于变量双泵的高压腔经常要承受脉冲冲击载荷，而安装不牢的单向阀在受到多次冲击后会造成弹簧疲劳断裂或球阀脱落，从而丧失单向阀作用。由于经两个单向阀到变量机构的油管很细，因此从理论上讲，若单向阀出故障，则会导致动作速度很慢或完全没有动作。本例中出现的是完全没有动作的情况，在实际工况中应具体分析。

1. 3. 14　WY60 型挖掘机动作失控故障的排除

某 WY60 型挖掘机维修保养完毕后，试车时发现故障：当操纵“铲斗收”的动作时，铲斗收动作的同时，动臂也明显下降；当操纵“动臂降”动作时，动臂却不下降；操纵“动臂升”的动作时，动作正常；操纵其他液压缸及行走，回转动作时均正常。

仔细研究该机的液压系统原理图如图 1-68 所示。在动臂升的两条进油路上分别有一个单向节流阀 6 和一个单向阀 5，动臂合流升与铲斗合流收铲都是同一个液压多路阀控制。从原理上分析，单向节流阀的作用是防止动臂下降过快或动臂点头的作用，因此单向节流阀 6 装在动臂升降阀与动臂下腔油路之间。当动臂液压缸下腔回油时，如果单向节流阀仅靠单向阀的一节流小孔流油，则回油量大大减小，从而起到防止动臂下降过快的作用。单向阀 5 的作用是动臂下降时截止，即使铲斗收时，也能保证动臂回油油路不

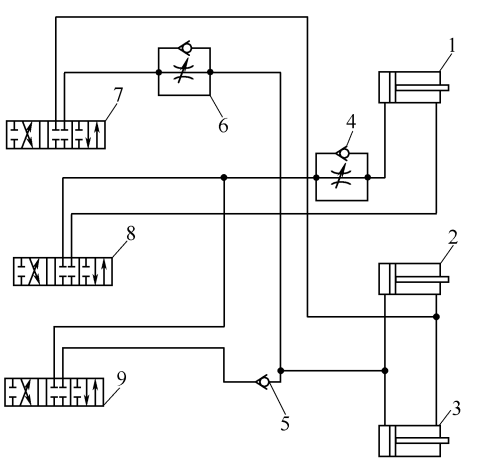


图 1-68　WY60 型挖掘机液压油路

1—铲斗液压缸　2、3—动臂液压缸　4、6—单向节流阀　5—单向阀　7、8、9—多路阀

通。而该机故障现象为操纵“动臂降”时，动臂不下降，这表明单向节流阀小孔被堵死，在功能上成了单向阀。“铲斗收”时，动臂自动下降，表明单向阀 5 实际不起作用，此路油路畅通。油路走向为：动臂下腔回油→单向阀 5（此时实际为单向节流阀 6）→多路阀 9→过滤器→油箱。

根据以上分析，可以判断是单向节流阀 6 与单向阀 5 位置装反，因为这两种阀的外形、连接、安装尺寸完全相同，内部结构单向节流阀仅多一个小孔，而单向阀没有。两者位置互换后，故障被排除。

1. 3. 15　WY80 型液压挖掘机左行走无力故障的分析与排除

1. 故障现象

某 WY80 型液压挖掘机时，直线行走向左偏，左行走无力，在软土上向右转弯困难，且发动机低速时，右边能行走，左边则不能。

2. 故障原因检查

根据该挖掘机行走动力传递顺序，进行如下检查：

1）液压泵。该挖掘机主液压泵除供行走马达高压油外，还为小臂液压缸、大臂液压缸供油。而该机大臂液压缸、小臂液压缸均正常工作，故确定该泵没有问题。

2）先导控制系统。该挖掘机主控制阀由先导油路控制，若先导油路压力低，先导油推不动行走阀阀杆，或推动行走阀阀杆行程小，则均会导致左行走无力。用压力表测试了进入控制左、右行走马达主控制阀的先导油压力，其左、右先导油压力均为 4MP，故确定该挖掘机先导控制系统正常。

3）控制阀。控制阀的故障主要表现为：主安全阀压力调得太低，油口溢流阀压力调得太低，阀杆与阀孔的磨损使得其配合间隙增大。以上故障均可导致左行走无力。首先，由于大臂液压缸、小臂液压缸均能正常工作，因此主安全阀压力应正常。将油口溢流阀压力调高试验，故障依旧，因此，不应是油口溢流阀的故障。为了检查阀杆与阀孔的配合间隙是否增大，将左、右行走油管互换，结果发现原先是左行走无力，现在却是右行走无力，证明阀杆与阀孔的配合间隙增大，导致泄漏而引起了左行走无力。

为了进一步确诊，继续对其他液压件进行了检查。

1）回转接头。如果回转接头内部产生泄漏、高压油泄漏到回油管，也会导致行走无力。将控制阀里出来的高压油直接用高压管连接到行走马达上，不经过回转接头，其故障依旧，说明故障与回转接头无关。

2）行走马达。行走马达内部泄漏，也会导致行走无力。将左、右行走马达互换，结果左边行走仍然无力，右边行走有力，这说明两个行走马达均无故障。

3）行走减速装置。行走马达到行走驱动轮之间的动力传递正常，无异响，减速装置中的油温、油品质、油位均正常，可以排除行走减速装置故障的可能性。

根据以上检查，可以确定故障是由阀杆与阀孔的配合间隙过大所引起。

3. 检修

拆下该挖掘机主控制阀、发现该阀阀孔严重磨损，修复相当困难，故决定更换该主控制阀。更换后，该机行走恢复正常。

1.3.16　WY1.5 型挖掘机液压控制系统的改进

实现挖掘机的电液比例控制、液压伺服控制及远程无线控制，可大大减轻驾驶员的重复操作，把挖掘机驾驶员从传统的杠杆操纵和恶劣的工作环境中解放出来。基于以上思想，把一台 WYl.5 型液压挖掘机的杠杆操作系统改装设计成电液比例控制的液压系统，并基于 E1 型移动车辆控制器来实现对整车的控制。

1. WY1.5 型挖掘机液压系统

WY1.5 型液压挖掘机液压系统由油箱、三联齿轮液压泵（1 个 3mL/r、2 个 8mL/r）、多路换向阀、溢流阀、节流阀、动臂液压缸、斗杆液压缸、铲斗液压缸、工作装置偏转液压缸、推土铲液压缸、左右行走马达、整机回转马达、散热器和过滤器等组成。推土铲供油由 1 个 3mL/r 的齿轮泵单独完成，当推土铲不工作时，其高压油直接返回油箱。在整机回转马达控制阀后加装一换向阀，实现整机回转马达和工作装置偏转液压缸之间的油路切换控制。其余液压系统为典型的双泵、双回路、中位回油、可合流系统。

2. 电控液压系统的改进

（1）电液比例液压系统设计　为实现各机构的电液比例控制，在不改变原有杠杆操纵系统功能的基础上并联一套电控系统。为安全起见，两套系统设计成不能同时工作，在优先级上当电控系统工作时杠杆操纵系统无法使用，而当电控系统停止工作时杠杆操纵自动恢复正常工作。如图 1-69 所示，为实现此功能，选取二位二通的电磁换向阀 1 、2 来实现高压油在电控系统和杠杆操纵系统中的切换。电磁阀的控制基于软件编程实现，其响应时间、响应速度均与操作者的熟练程度没有关系，因此选用电磁换向阀 3 来实现整个系统不工作时的卸荷（回流）。电磁换向阀 4 用于系统的双泵合流。原杠杆操纵系统在动臂提升时，发现有先短暂下降后正常提升的现象。究其原因，液压系统不工作时所有换向阀处于中位回油位置，泵出口处压力处于低压状态，当要提升动臂时，换向阀切换到提升位置，这时泵出口与杠杆操纵阀之间的管路内的压力仍处于低压状态，而动臂液压缸下腔中的液压油要支撑整个动臂、斗杆、铲斗及其液压缸的重量，具有相当的压力，所以在换向阀刚刚切换到提升位置时，动臂液压缸下腔的液压油要流向压力低的管路系统，表现为动臂早期下降；随着齿轮泵的工作，系统的压力不断升高，当与动臂液压缸下腔中的压力相等时，动臂停止下降；此后，系统压力逐渐高于动臂液压缸下腔中的压力，动臂开始提升。这个过程存在的时间很短，动臂下降的幅度也不大，但对挖掘机作业是一个不可忽视的安全隐患，所以在新的电控系统设计中加装了液控单向阀 5，以保证动臂提升的安全准确。其他控制系统的设计基本采用了原杠杆操纵系统的方案。其工作原理如图 1-69 所示。

（2）液压阀的选取　经查阅大量的数据，液压阀样本对比，选用了北京华德液压工业集团有限责任公司的液压阀体。

电磁换向阀的滑阀机能如图 1-69 所示，为 A 型换向阀。而控制各执行机构动作的直动式电磁比例阀只有通径为 6 与 10 两种型号可选择。为减少液压阀板的设计难度和加工费用，换向阀也在通径 6 与 10 中选取。为减少因误操作引起线圈烧毁的损失，选用湿式可更换线圈电磁铁。与图 1-69 中的液压泵匹配的 L375 柴油机的最低稳定转速为小于 650r/min；最高转速为 2650r/min；外特性曲线中的最低油耗点在 1950r/min。单个齿轮泵的排量为 8mL/r，可计算出换向阀 1、2、3 的流量都应为 5.2 ~ 21.2L/min，经济油耗流量为 15.6L/min。换向

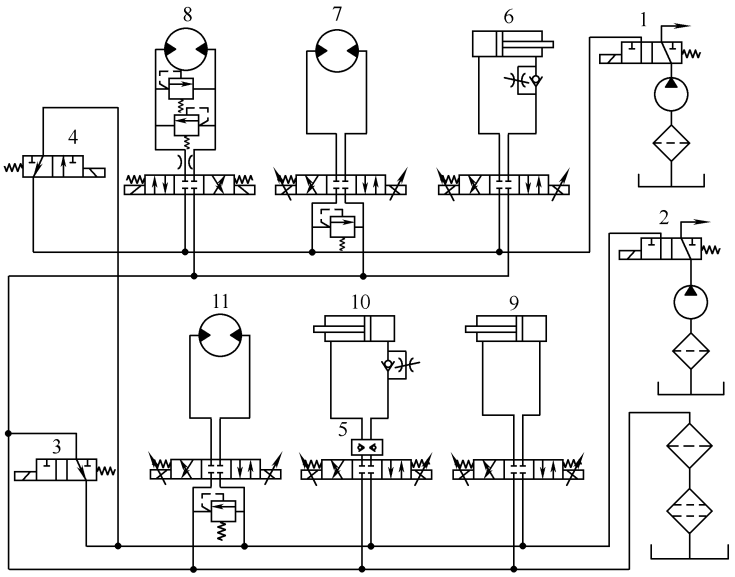


图 1-69　电液比例控制系统图

1—切换阀　2—切换阀　3—卸荷阀　4—合流阀　5—液控单向阀　6—斗杆液压缸　7—左行走液压马达
8—回转液压马达　9—铲斗液压缸　10—动臂液压缸　11—右行走液压马达

阀 4 的流量是换向阀 1、2、3 的两倍。根据 6 通径、10A 型湿式可更换线圈电磁铁换向阀的特性曲线，可以看出流动方向 P-A，P-B，通径 6 与 10 的换向阀在流量小于 20L/min 时，其压降差别不大，均在 0.1 ~ 0.2MPa 之间；而在流量大于 20L/min 后，6 通径换向阀压降随流量的增加升高很快。故此换向阀 1、2、3 选用 6 通径，即 3WE6A-61B/CG24N9ZSL 型换向阀；而换向阀 4 选用 10 通径，即 3WE10A-31B/CG24N9Z5L 型换向阀。

该挖掘机中的六个执行机构（左行走、右行走、整机回转马达、动臂、斗杆、铲斗液压缸）的控制均采用比例换向阀，比例换向阀的机能为如图 1 所示的 E 型。由于电控挖掘机的铲斗运动轨迹要做精确控制，所以动臂、斗杆、铲斗液压缸的控制选取带阀芯位置电气反馈的 4WRE 型比例换向阀。左行走、右行走、整机回转马达采用普通型的 4WRA 型比例换向阀。

单个泵的流量在 5.2 ~ 21.2L/min 之间，经济油耗流量为 15.6L/min。结合液压挖掘机的实际工作情况，行走时每个马达基本由一个泵供油；整车回转过程中具有较大的转动惯量，在停止回转时所产生的冲击振动会对车辆回转部件的使用寿命产生较大影响，故回转速度不宜过大，即不宜采用双泵合流。结合 6 通径、10 通径 4WRA 型比例换向阀的流量、输入值和阀压降的特性曲线可知，在控制精度要求不高的情况下，6 通径、名义流量 17L/min 比例换向阀可满足左行走、右行走及整机回转马达的要求，故选用 4WRE6E20-10B/24NZ4/M 型比例换向阀。

由液压挖掘机的实际工作情况知，动臂、斗杆、铲斗液压缸的供油均存在双泵合流工况，单泵供油时其控制阀的流量为 5.2 ~ 21.4L/min，双泵供油时其控制阀的流量为 10.2 ~ 42.4L/min，对应的经济油耗流量为 15.6L/min 或 31.2L/min。结合分析 6 通径与 10 通径 4WRE 型比例换向阀的流量、输入值和阀压降的特性曲线，可以看到所有曲线都在其输入值

的 30% ~80% 之间最为平直，线性程度好，易于实现精确控制，加之在实现挖掘机电液比例控制时希望在液压阀进出口的台肩总压降最小。结合以上数据与原则选取了 10 通径、名义流量 64L/min 的比例换向阀，即 4WRE10E64-10B/24ZA/M 型比例换向阀。

其他溢流阀、节流阀、单向节流阀、液控单向阀的选取均根据与其连接的换向阀和原机设计的工作压力、流量而定。

挖掘机电液比例控制液压系统改造后，系统控制采用德国 INTER CONTROL 公司的 EI 型移动车辆控制器，开发软件并调试成功，可近程有线遥控操作，也可按程序自动完成事先预定的动作，实现了原机杠杆操纵系统所能完成的全部功能，为下一步实现挖掘机的远程遥控操作奠定了坚实的基础。

1.3.17　用三合一测试仪检测液压挖掘机主泵比例阀

液压挖掘机上主泵控制器（俗称泵控电脑板）的作用是，向电液比例阀输出电流信号，再由比例阀对先导油进行减压后输出二次油压，调节主泵伺服活塞的作用力，从而改变主泵的流量。可见，主泵比例阀是挖掘机的一个重要元件。

利用三合一电子/电气测试仪，可能很方便地检测和诊断比例阀的故障。

1. 比例阀特点

比例阀（图 1-70）在结构和性能上是介于普通电磁开关阀与电液伺服阀之间的一种电控液压阀。它对液压油清洁度的要求不像电液伺服阀那样苛刻，而且价格要低得多；与变气隙的开关型直流电磁铁不同，比例阀中电磁铁的气隙是恒定的，因此比例阀输出的压力可随输入电流成正比地变化。

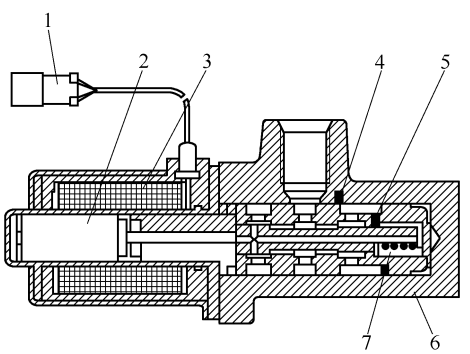


图 1-70　EPC-PC 比例阀结构

1—电气插件　2—磁铁心　3—电磁线圈

4—阀套　5—阀芯　6—阀体　7—弹簧

由于比例阀相对伺服阀在性价比上有优势，国内外液压挖掘机上大多采用比例阀作为主泵的控制元件，例如小松挖掘机上的 EPC-PC 阀和 DEPC-LS 阀，卡特机的 EPR 阀、日立机的 SD 阀，现代机的 EPPR 阀等。当比例阀的输入电流过大或过小，或者比例阀磨损或卡滞时，都可能导致挖掘机动作迟缓，或发动机失速甚至熄火等。

2. 检测方法

比例阀在出厂前已经过严格的质量检验，包括静态特性测试（输入电流-压力特性试验、内泄漏试验、负载特性试验）和动态特性测试（频率响应试验、瞬间响应试验）。现场作业故障诊断时则是在机器上做在线检测，包括比例阀电磁线圈电阻的测定、输入电流的测试及输出的二次油压的测试。

1）电磁线圈电阻的测定。关闭点火开关，脱开主泵比例阀与泵控制器输出接口之间的插头 CN（图 1-71），测定两线之间电阻值和地线与机体之间电阻值，判断比例阀电磁线圈有无短路、断路或搭铁。

2）比例阀输入电流的测定。断开比例阀的一根导线，串入万用电表，按不同机型各自

的测试条件测定输入电流，如图 1-72 所示。用直流钳形表进行测试时相当简便，无需拔开插头 CN，也无需断开导线（图 1-73）。在不同的动力模式或不同的发动机转速下，根据泵控制器输出至比例阀的直流电流信号的正确与否，就能判断出比例阀之前的电子控制部分是否有故障。

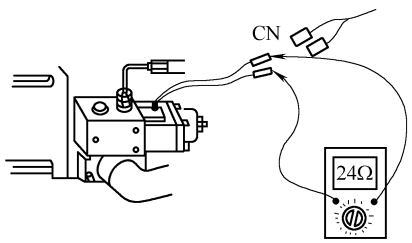


图 1-71　测定比例阀电阻

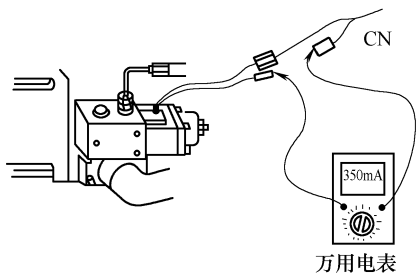


图 1-72　用万用表测定比例阀电流

3）比例阀输出压力的测试。如图 1-74 所示，在二次油压的测点上接好量程为 6MPa 的压力表，对不同机型按各自的测试条件检查比例阀输出的压力，如果压力不正确，可进行调节。对于不可调的比例阀，在确认输入的先导油压与比例阀的电流正常之后，应拆检阀芯进行清洗或更换该比例阀。

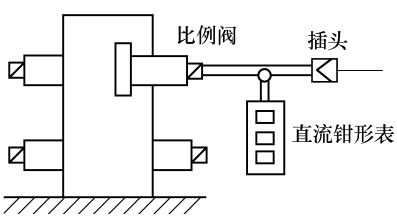


图 1-73　用钳型表测定比例阀电流

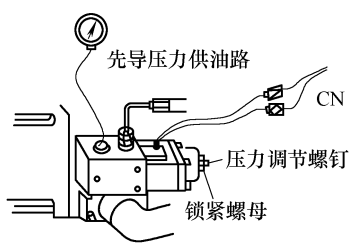


图 1-74　检测比例阀二次油压

3. 检测实例

1）利勃海尔挖掘机比例阀的测试。以 R984 型挖掘机的主泵调试为例，比例阀检测参数的标准值见表 1-19。

表 1-19　利勃海尔挖掘机比例阀测试结果

泵号	发动机转速/(r/min)	输入电流/mA	二次油压/kPa
主泵 P1(BPR260) 主泵 P2(BPR260)	1800	345 + 10	1000 ± 100
	1650	< 210	< 400
主泵 P3(BPR186)	1800	600 + 15	1600 ± 100
	1650	< 300	< 700

2）卡特彼勒挖掘机比例阀的测试。以 CAT320B 型挖掘机为例，在进行 EPR 比例阀的扫描测试时，需通过监控板输入密码，进入维修模式，油门旋钮位于“10”处，操作手柄全置中位；在 EPR 比例阀输出端（二次油压 p_s 测点）接入量程为 6MPa 的压力表，将钳形电流表套入 EPR 阀导线；发动机熄火，但起动开关接通。

在 20s 扫描周期内，当电流由 200mA 增到 1750mA 时，若二次油压由 490kPa 提高到

3450kPa，则说明 EPR 阀正常。

3）神钢挖掘机比例阀的测试。以 SK—6 系列挖掘机的主泵用比例阀为例，其上的线圈电阻值应为（17.5 ±1）Ω，输入电流与二次油压检测参数的标准值见表 1-20。

表 1-20　神钢挖掘机比例阀测试结果

测 试 条 件	SK200—6		SK230—6		SK320—6	
	输入电流 /mA	二次油压 /kPa	输入电流 /mA	二次油压 /kPa	输入电流 /mA	二次油压 /kPa
操纵杆中立，发动机中速运转	700 ±70	2646 ±260	720 ±72	2744 ±270	700 ±70	2646 ±260
操纵杆中立，发动机高速运转	750 ±75	2940 ±290	770 ±77	3038 ±300	770 ±77	3136 ±310
发动机高速运转 测 P1 泵（右侧履带空转） 测 P2 泵（左侧履带空转）	350 ±35	588 ±60	350 ±35	588 ±60	350 ±35	588 ±60

4）小松挖掘机比例阀的测试。以小松 PC200—6 型和 PC220—6 型挖掘机为例，若线圈的电阻为 7 ~ 14Ω，地线与机体之间的电阻在 1MΩ 以上，即为正常。

起动开关通电，发动机置于最大油门位置，操作手柄中立，若输入电流在（320 ±80）mA，即为正常。

5）大宇挖掘机比例阀的测试。以大宇 DH220IJC—Ⅲ型挖掘机为例，比例阀检测参数的标准值见表 1-21。

表 1-21　大宇挖掘机比例阀测试结果

动力模式	作业模式	输入电流/mA	一次油压/kPa
H（Ⅰ速）	挖掘	400 ±40	147 ±15
	装车	600 ±60	284 ±28
S（Ⅱ速）	平整	0	0

6）现代挖掘机比例阀的测试。以现代 R290—3 型挖掘机为例，进行 EPPR 阀测试时，起动发动机后，在规定的动力模式与发动机的转速下操作铲斗控制手柄，铲斗回路在溢流位置时的输入电流和对应的二次油压检测参数的标准值见表 1-22。

表 1-22　现代挖掘机比例阀测试结果

动力模式	发动机转速/（r/min）	输入电流/mA	二次油压/kPa
H	2050 +50	240 ±24	392 ±39
S	2050 +50	290 ±29	784 ±78
L	1850 +50	450 ±45	1960 ±19
F	1550 +50	600 ±60	3234 ±32

1.4　挖掘机液压缸故障案例分析

1.4.1　液压缸常见故障分析与排除

在液压缸运行故障的众多原因中，安装、使用和维护不当是造成其故障的重要原因。

1. 液压缸不能动作

1）执行运动部件的阻力太大。排除方法：排除执行机构中存在的卡死、楔紧等问题；改善运动部件导向与润滑状态。

2）进油口油液压力太低，达不到规定值。排除方法：检查有关油路系统的泄漏情况并排除泄漏；检查活塞与活塞杆处密封圈有无损坏、老化、松脱等现象；检查液压泵、压力阀是否有故障。

3）油液未进入液压缸。排除方法：检查油管、油路、特别是软管接头是否已被堵塞，应依次检查从缸到泵的有关油路并排除堵塞；检查溢流阀的锥阀与阀座间的密封是否良好；检查电磁阀弹簧是否损坏或电磁铁线圈是否烧坏；油路是否切换不灵敏。

4）液压缸本身滑动部件的配合过紧，密封摩擦力过大。排除方法：活塞杆与导向套之间应选用 H8/f8 配合；检查密封圈的尺寸是否严格按标准加工；如采用的是 V 形密封圈，应将密封摩擦力调整到适中程度。

5）由于设计和制造不当，当活塞行至终点后回程时，压力油作用在活塞的有效工作面积过小。排除方法：改进设计、重新制造。

6）活塞杆承受的横向载荷过大，特别别劲或拉缸、咬死。排除方法：安装液压缸时，应保证缸的轴线位置与运动方向一致；使液压缸承受的负载尽量通过缸轴线，避免产生偏心现象；当液压缸水平旋转时，活塞杆因自重产生挠度，使导向套、活塞产生偏载，导致缸盖密封损坏、漏油。对此可采取如下措施：加大活塞调节，将活塞外圆加工成鼓凸形，使活塞能自定位，改善受力状况，以减少和避免拉缸；活塞与活塞杆的连接采用球形接头。

7）液压缸的背压太大。排除方法：减少背压。其中液压缸不能动作的主要原因是进油口油液压力太低，即工作压力不足。造成液压系统工作压力不足的原因，主要是液压泵、驱动电动机和调压阀有故障，其他原因还有：过滤器堵塞、油路通径过小、油液粘度过高或过低；油液中进入过量空气；污染严重；管路接错；压力表损坏等。

2. 动作不灵敏（有阻滞现象）

液压缸动作不灵敏不同于液压缸的爬行现象。此现象是指液压缸动作的指令发出后，液压缸不能立即动作，需经短暂的时间后才能动作，或时而能动时而又停止不动，出现运行很不规则的现象。此故障的原因及排除方法主要有：

1）液压缸内有空气。排除方法：通过排气阀排气。检查活塞杆往复运动部位的密封圈处有无吸入空气，如有，则更换密封圈。

2）液压泵运转有不规则现象，泵转动有阻滞或有轻度咬死现象。排除方法：根据液压泵的类型，按其故障形成的原因，分别加以解决。

3）带缓冲装置的液压缸反向起动时，常出现活塞暂时停止或逆退现象。排除方法：单向阀的孔口太小，使进入缓冲腔的油量太少，甚至出现真空，因此在缓冲柱塞离开端盖的瞬间会出现上述故障现象。对此，应加大单向阀的孔口。

4）活塞运动速度高时，单向阀的钢球跟随油流流动，以致堵塞阀孔，致使液压缸动作不规则。排除方法：将钢球换成带导向肩的锥阀或阀芯。

5）橡胶软管内层剥离，使油路时通时断，造成液压缸动作不规则。排除方法：更换橡胶软管。

6）液压缸承受一定的横向载荷。排除方法：与“液压缸不能动作”原因的排除方法

相同。

3. 运动有爬行现象

（1）液压缸之外的原因

1）运动机构刚度太小，形成弹性系统。排除方法：适当提高有关组件的刚度，以减小弹性变形。

2）液压缸安装位置精度差。排除方法：提高液压缸的装配质量。

3）相对运动件间的静摩擦因数与动摩擦因数差别太大，即摩擦力变化太大。当相对滑动面为金属且有液体润滑时，摩擦力矩与速度的变化规律如图 1-75 所示。

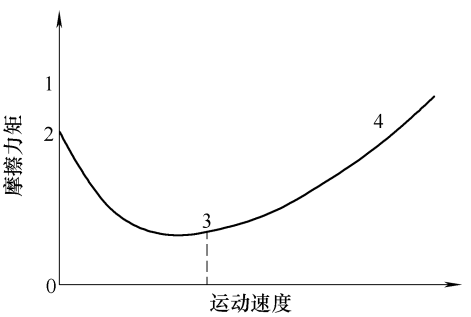


图 1-75　摩擦力矩与运动速度关系图

从图 1-75 中可以看出，点 1 到点 2 为摩擦力矩由静力矩转为动力矩；点 2 到点 3，随着转动速度增加，摩擦力矩下降，即所谓的摩擦力矩负阻尼特性（也称摩擦力矩降落特性），是产生低速爬行的主要原因。此时，摩擦力矩随运动速度增加而下降的原因，主要是由于润滑条件的变化。物体静止时，两润滑面间的润滑油被挤出，呈干摩擦或近似于干摩擦，直到速度增加到点 3 时，两金属面间建立了一层油膜，被油分子隔开，摩擦方式完全转化为湿摩擦，此时摩擦力矩呈正阻尼特性，能阻止物体产生高速振动。运动速度继续增大，摩擦力矩也继续增大是因为润滑油有粘性，当运动速度增大到一定数值时摩擦力矩不再随速度变化而变化。排除方法：在相对运动表面之间涂一层防爬油（如二硫化钼润滑油），并保证有良好的润滑条件。

4）部件制造与装配质量差，使摩擦力增加，受力情况不好。排除方法：提高制造与装配质量。

（2）液压缸自身原因

1）液压缸内有空气，使工作介质形成弹性体。排除方法：充分排除空气，检查液压泵吸油管直径是否太小，吸油管接头密封好否，以防止泵吸入空气。

2）密封摩擦力过大。排除方法：活塞杆与导向套的配合采用 H8/f8 的配合，密封圈的尺寸应严格按标准加工；采用 V 形密封圈时，应将密封摩擦力调整到适中程度。

3）液压缸滑动部位有严重磨损、拉伤和咬着现象。

1.4.2　YC35 型挖掘机液压缸的故障分析及改进

液压缸的故障问题是影响玉柴 YC35 型液压挖掘机整机产品可靠性的最大关键。

1. YC35 型液压挖掘机液压缸存在的问题

YC35 型液压挖掘机用的液压缸为国产液压缸，经过一年多的跟踪调查分析，发现液压缸出现的故障为漏油和活塞杆断裂，其中前期故障以漏油为主，随着使用时间的增加，故障以断裂为主。漏油主要是杆漏和内漏，断裂主要表现为斗杆液压缸和动臂液压缸的杆头焊接部位及螺纹部位断裂、铲斗液压缸的活塞杆中部断裂等。

2. YC35 型液压挖掘机液压缸故障原因分析

（1）液压缸断裂原因分析　根据断裂的使用时间及断裂端面的结构情况分析，发现液压缸的断裂主要是疲劳断裂。从使用情况看，用户使用 YC35 型液压挖掘机完成的主要工作有平土、挖沟、破碎、装卸等，其中以平土和挖沟为主。在平土作业中，经常出现动臂液压缸和斗杆液压缸的活塞杆冲到尽头的动作，这样对活塞杆会形成瞬时脉冲式的冲击力，经模拟计算和试验测定，YC35 型液压挖掘机的斗杆液压缸在活塞杆冲到尽头时，其冲击力达到 270kN。此外，平土时用户经常使用铲斗对土进行夯实作业，在这个作业中，铲斗液压缸也承受瞬时脉冲式的冲击压力。为减少这种冲击 ，动臂液压缸和斗杆液压缸的小腔都设计有一个缓冲套 ，但如果缓冲套制造质量不好或在使用过程中缓冲失效，当挖掘机反复作业，液压缸反复承受活塞杆冲到尽头而产生脉冲冲击力时，就会在活塞杆疲劳强度低的位置产生断裂，如杆头、螺纹阶梯或杆身有隐患的地方。因此减少断裂的方法是：保证液压缸有优良的缓冲性能并保证缓冲性能保持长久的稳定性，提高活塞杆的抗疲劳强度。

由于铲斗液压缸在活塞杆中间断裂较普遍，经分析其断裂原因除受冲击应力外，主要还受到弯曲应力的影响。斗杆体、摇杆、连杆和铲斗液压缸组成了一个连杆机构，当斗杆上的衬套和销轴磨损、摇杆变形、或液压缸的两销孔平行度超差时，活塞杆销孔位置中心轴线将偏移缸筒的中心轴线，活塞杆往复工作时，就会受到侧压力，从而产生弯曲应力，偏移越大，受到的应力就越大。

（2）液压缸漏油原因分析　造成液压缸漏油的主要原因有：

1）密封件质量差。

2）缸盖和活塞密封槽的加工精度差。

3）液压缸装配过程中使密封圈损伤、变形和变位。

4）在使用过程中液压缸活塞杆产生大的侧压力，使油封、支承环偏压或偏磨。产生侧压的因素有以下几种原因：销轴中心线与缸筒中心线垂直度差；动臂、斗杆、摇杆、平台的加工精度不高或变形；缸盖内径、缸筒内径、活塞杆径等相互安装尺寸之间的同轴度超差等。

5）在使用中活塞杆受到外物撞击损伤后造成密封件失效。

6）液压缸在使用中产生真空或有空气，在压缩后产生液压冲击和绝热高温，使密封件失效。

3. 提高国产液压缸可靠性应采取的措施

提高 YC35 型液压挖掘机的液压缸可靠性的关键是避免断裂和防漏。

（1）提高液压缸缓冲性能及保持缓冲性能长久稳定　经过统计分析及试验分析，YC35 型液压挖掘机的液压缸，其缓冲性能大部分在出厂时能保证，但大约有 10% 的液压缸存在缓冲性能不符合要求，主要表现在：过缓冲或无缓冲（也叫缓冲效果差）。产生过缓冲的原因是缓冲套间隙过小；无缓冲的原因是缓冲套间隙过大。只有保证合理的缓冲套间隙才能保证优良的缓冲性能。保证合理间隙的工艺方法是：提高缓冲内、外套的加工精度及粗糙度；采用选配方法装配缓冲套。

若想保持缓冲性能长久稳定，就要避免缓冲失效，或延长缓冲失效时间。目前，造成缓冲失效的因素有：缸盖上 O 形密封圈失效或缓冲套磨损。所以对应措施是：采用性能优良的进口 O 形密封圈和 O 形密封圈挡圈；提高缓冲套的机械强度和表面加工精度。

（2）提高活塞杆的抗疲劳强度　方法有：采用合理的焊缝结构，避免应力集中；确保焊缝质量 ，避免焊缝裂纹和虚焊，要对液压缸进行超声检测；对焊缝进行消除应力处理；加工部位的工艺圆弧采用滚压工艺，或者活塞杆端头采用整体锻造结构。

（3）其他

1）对于液压缸重要部位的密封件，要求液压缸厂家必须采用进口的派克密封件，并建立供货质量检验和验收手段，确保密封件合格。

2）提高缸盖、活塞、活塞杆的加工精度及位置精度，特别是密封槽的加工精度。

3）对于容易在装配时造成密封件损伤的螺纹、倒角、圆弧等部位的飞边等，装配前要修正，并配备专用的装配工具。

4）保证自制件动臂、斗杆、摇杆、平台等的加工精度。

5）提高销轴和衬套的耐磨性 。

1.4.3　加腾 HD700—V 型挖掘机液压故障的分析与排除

某 HD700—V 型加腾反铲挖掘机施工中，驾驶员报修并反映该机的中臂挖掘时无力，小臂举升困难，动作缓慢。

现场试机后，发现该机其他部位的动作均很正常，小臂在收拢和伸开时动作缓慢、无力。经分析，排除了主泵和发动机方面的故障，而引起该类故障现象的原因有三个方面：①分配阀梭阀弯曲或被卡住，引致动作缓慢；②小臂液压缸的液压溢流阀被卡住或失效；③小臂液压缸内泄严重，高、低压油腔被窜通。

按照分步检查方法，拆下并检查了分配梭阀和小臂液压缸溢流阀，都未发现故障，最后确定为小臂液压缸的内泄是引起上述故障的主要原因。拆卸小臂液压缸唇，发现液压缸活塞的双向油封已严重破损，活塞导向环和液压缸内孔均都严重拉伤。

在更换小臂液压缸、双向油封及导向耐磨环后，故障排除，机具工作正常。

这类故障其实在初期应该有较明显的症状反映，如果驾驶员经验不足，未予重视，勉强使用，将会造成经济上较大的损失。

1.4.4　挖掘机液压缸螺纹故障分析与改进

挖掘机工作液压缸的活塞杆部位的螺纹在使用中常常发生断裂，连同 $8\times\phi50$mm 销都被拉断。因而工作时需要经常更换调整液压缸或连接销，这就限制了生产能力的发挥，同时也给安全生产带来较大的隐患。

1. 故障分析和理论研究

如图 1-76 所示，由于液压缸活塞部分活塞杆与活塞的联接是采用螺纹联接，根据液压缸的受载状态，活塞杆的功能类似大螺栓，而活塞部分的件 8 是个大螺母。现就单个螺栓的联接情况作受力分析：由液压缸的工作原理可知，螺栓属于受拉状态。受拉螺栓在轴向拉力（包括预紧力）的作用下，螺栓杆和螺纹部分可能发生塑性变形或断裂。根据液压缸已经破坏的情况分析，活塞杆螺纹的拉伸强度不够。

（1）活塞部分螺纹连接的预紧力　绝大部分的螺纹连接在装配时都必须拧紧，使连接在承受工作载荷之前受到预紧力的作用。预紧的作用在于增强连接的可靠性和紧密性，以防止螺纹受载后在连接件之间出现缝隙或发生相对滑移现象。适当选用较大的预紧力，对于提

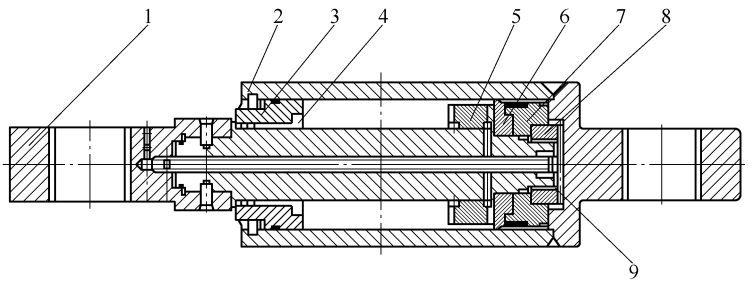


图 1-76　原总图

1—耳座　2—缸体　3—导向套　4—铜套　5—距离套　6—活塞垫

7—活塞　8—大螺母　9—销（8×50）

高螺纹连接的可靠性及连接件的疲劳强度都是有利的。液压缸活塞部件的连接也是这样。通常情况下，拧紧后的螺纹连接件的预紧力不得超过其材料的屈服极限 σ_S 的 80%。

（2）液压缸工作状态下的受力　在受力状态下，液压缸的活塞部分受力属于既承受预紧力又承受工作拉力的紧螺栓连接。这种紧螺栓的连接在承受轴向载荷后，由于螺栓与被连接件的弹性变形，螺栓所受的总拉力 F 并不等于预紧力和工作拉力之和。据理论分析螺栓的总拉力：

$$F = F_0 + F_P \times C_b/(C_b + C_m)$$

式中，F_0 为螺栓的预紧力（N）；F 为液压缸工作拉力（N）；C_b 为螺栓的钢度（N/m）；C_m 为被连接件的钢度（N/m）；$C_b/(C_b + C_m)$ 为螺栓的相对刚度。

由于液压缸的工作介质是油，故 C_m 值接近于 0，$C_b/(C_b + C_m) \approx 1$，那么

$$F = F_0 + F_P = F_0 + p \times A_2$$

根据液压缸的技术要求，安全阀的开启压力为 32MPa，故设定 $p = 32\text{MPa}$；A_2 为液压缸左侧环形截面积（m^2）。考虑到液压缸活塞杆活塞部分在总压力 F 的作用下，得到螺栓的拉伸条件为

$$\sigma = 4F/\pi d_0^2 \leqslant [\sigma]$$

$$[\sigma] = \sigma_S/n$$

式中，$[\sigma]$ 为螺栓的屈服极限，取值 $[\sigma] = 900\text{MPa}$；d_0 为活塞杆内腔孔直径 $d_0 = \phi 30\text{mm}$；n 为安全系数，取 $n = 1.3$ 经代入上面各式可得，活塞杆部分的螺纹区域直径 $d_1 \geqslant \phi 75.7\text{mm}$。尽管后部用 $8 \times \phi 50\text{mm}$ 销连接，但在不连续的冲击作用下，原先设计的活塞杆部件的螺纹直径（$d_1 = \phi 70\text{mm}$）就显得不够。

2. 提高螺栓连接的改进设计

（1）活塞部分结构参数的改变　根据上述计算结果，结合液压缸现有结构的实际情况，同时考虑受力的不连续性、冲击性，选用活塞杆螺纹部分的直径 $d_2 = \phi 90\text{mm}$，原活塞部位活塞杆直径 $\phi 90\text{mm}$ 改为 $\phi 105\text{mm}$，如图 1-77 所示。

液压缸活塞杆的材料选用 40Cr 是比较合理的，一方面活塞杆本身强度所需，另一方面

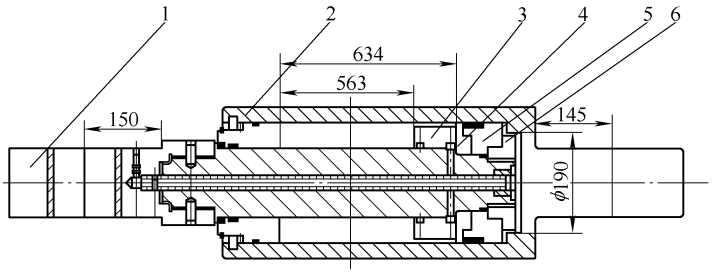


图 1-77　改进型设计

1—耳座　2—缸体　3—距离套　4—活塞垫　5—活塞　6—大螺母

液压缸在工作时，经常会发生冲击、振动。因此选材时，选用螺母的材料强度级别应低于螺栓材料的强度级别，螺母的硬度稍低于活塞杆螺纹部分的硬度（约低于 20 ~ 40HB），以减少磨损及避免螺旋咬死，同时更换螺母也比较方便。原设计采用 45 钢，现采用 35 钢或 45 钢。

（2）改善螺纹牙间载荷分布不均的现象。以上结构件的改变，可以大大增加液压缸的寿命。不论螺栓连接的具体结构如何，活塞部分的总拉力都是通过螺纹牙面相接触来传递的。由活塞杆与其螺母的刚度及变形的性质不同，即使制造和装配精度都很高，各圈螺纹上的受力也是不同的。如图 1-78 所示。

活塞杆相对受拉时，活塞杆外螺纹的螺距增大，螺母受压缩，内螺纹的螺距减小。螺纹距离的变化差以旋合的第一圈为最大，依次逐减。如图 1-79 所示是旋合螺纹间载荷分布图。可以证明，约有 1/3 的载荷集中在第 1 圈上，第 8 圈后的螺纹牙几乎不承受载荷。因此增加螺母厚度并不能提高连接的强度。所以把原设计件 8 的大螺母改制成如图 1-80 所示的大螺母结构形式，使螺母有 30mm 长的旋合部分全部受拉，其变形性质与活塞杆螺纹部分相同，从而可以减少两者的螺距变化差，使螺纹牙上的载荷分布趋于均匀，这样也大大提高了连接件的寿命。

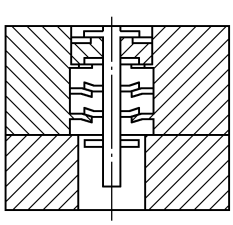


图 1-78　旋合螺纹的变形示意图

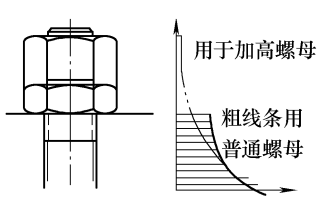


图 1-79　旋合螺纹间的载荷分布图

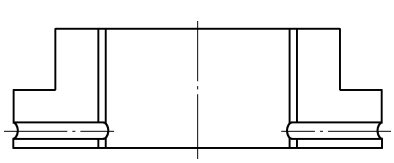


图 1-80　大螺母

再者，考虑到制造成本，图 1-76 中的导向套 3 连同铜套、弹簧挡圈等，改造成图 1-77 所示的导向套结构形式，并用 DM130 ×3 ×45 导向环导向。这不仅使加工工艺简单，还省去材料费较贵的铜套，而且更换导向套也方便。

1.5 挖掘机行走部件液压故障案例分析

1.5.1 挖掘机行走液压装置

挖掘机多采用液压系统作行走驱动装置。液压技术之所以能在挖掘机领域占据如此重要的地位，是与它优异的可调控控制性、良好的布局适应性和较高的功率密度，这样一些对于行走机械十分重要的特性是分不开的。

行走驱动装置输出端的液压马达的形式是多种多样的，可分为液压泵-高速液压马达系统与液压泵-低速大转矩液压马达系统两种方案。

按泵及马达的排量变化情况，可将系统组合分成如下四种形式：

1）定量泵-定量马达系统，常用在传动功率小，负荷波动小的小型工程机械上，由于泵及马达结构参数（排量）不可调，所以该系统控制方式只能为阀控方式，工作过程中既有节流损失，还伴有溢流损失，系统功率损失主要转化为液压油温的急剧升高。

2）定量泵-变量马达系统，称作“恒功率”驱动，在这种结构形式中，功率正比于负载压力。

3）变量泵-定量马达系统，称为“恒转矩”驱动，实际上此转矩总是正比于系统压力的，系统的压力由负载决定。

4）变量泵-变量马达系统组合提供了恒转矩和恒功率驱动两者的特点，但是驱动系统为变参数结构，需要同时对泵参数和马达参数两者共同进行参数控制才能实现综合最优控制。

如图 1-81 所示为某型挖掘机行走液压油路，它主要由行走马达/变速器及相关控制阀组成，系统具有制动、补油（防汽蚀）、防液压冲击、高/低速切换、直线行走等功能。

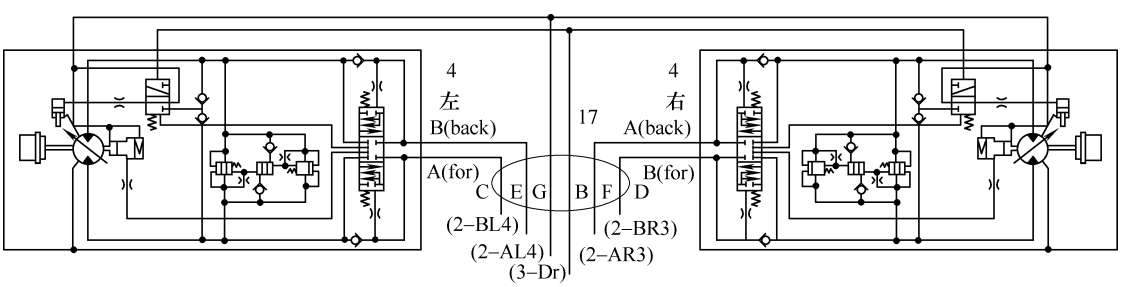


图 1-81 行走液压油路图

1.5.2 EX200LC 型液压挖掘机右行走无力故障分析

某 EX200LC 型液压挖掘机工作到 7500h 时，右行走出现故障。作业时右行走无力，平坦路面直行时明显向右偏移，右转弯时正常，向左转弯时十分缓慢；右行走马达运转有抖动现象，这时发动机需高速运行；爬坡时右行走基本不动，左侧正常。

针对故障现象，根据以往使用中的经验、挖掘机行走动力传递顺序和控制方式等，可从以下方面进行分析查找。

1）主泵：由于其他部分工作正常，故判定主泵无故障。

2）控制阀：控制阀包括主阀杆、可变压力补偿阀、安全阀、电磁阀和先导阀等。控制阀故障一般有行走阀杆不动或行程较小；阀杆与阀孔的配合间隙大，存在内泄漏；安全阀压力低，电磁阀控制电路有问题。这些问题都可能引起右行走无力。经检查，左右先导阀正常。但关于主阀杆的行程如何，内部有无泄漏、安全阀压力是否降低等，一时难以确定。将左右行走高压油管在中心接头上方加长，将左右行走油管对调连接。如果在油管对调连接后故障也相应转移，则可以判定控制阀有故障。试验结果是右行走仍然无力。通过以上检查，判断故障不在控制阀，也不在控制电路方面。

3）中心接头：中心接头把液压油从挖掘部分（上部）传到行走驱动装置（下部），如果中心接头（回转接头）内部产生泄漏，将有一定量的高压油流向回油管，从而导致行走无力。该车使用了 7500h，其中心接头内部有无泄漏，在不解体的情况下不好判断，故暂作为一个疑点。

4）右行走马达：由于在挖掘机行走时，测听和触摸行走马达及高压油管均不便，且不安全，于是以铲斗为支撑使右行走履带悬起。在发动机怠速下，慢慢操作右行走操纵杆，在驱动轮未转时，可以听到马达有轻微的“嘶嘶”声；继续操作操纵杆履带，开始转动，但十分缓慢；将发动机转速提高后，右行走转速仍比正常转速低很多，且“嘶嘶”声也加大。又用同样方法测试左行走部分，没发现以上异常现象。由此判定右行走马达内有泄漏，致使马达输出转矩减小，行走无力。至于行走减速装置，由于它动力传递正常无异响，减速装置中的油温、油质、油位都正常，故可以排除减速装置存在故障。

根据上述分析检查，决定先解体查看右行走马达。解体马达后发现，配流盘支撑阀板稳定销磨损严重，阀板移动，致使进回油路相通，压力油内泄，这与分析结果相符。重新加工两根稳定销，装上后故障消失。

1. 5. 3　EX1100—1 型挖掘机左行走故障的诊断及排除

1. 故障现象及故障原因诊断

某 EX1100—1 型挖掘机在使用过程中，左行走突然无动作。

根据此挖掘机行走动力传递顺序，进行下列检查：

1）检查液压泵。左、右行走马达各由一液压泵供油，将两液压泵的排油管对调，对调后左行走仍然没有动作，而右侧正常，故可确定液压泵没有问题。

2）检查控制阀。左、右行走操作阀阀杆行程相同，阀杆操作无问题。但阀杆与阀孔内部有无泄漏、安全阀的压力值是否降低，暂时还不能确定，故将左、右行走控制阀油管互换，互换后左行走仍然全无动作，而右侧正常，故可确定左侧控制阀没有问题。

3）检查中心回转接头。液压油从挖掘机上部传到下部行走驱动装置，必须经过中心回转接头，如果回转接头内部油封损坏就会产生泄漏，一定量的高压油流向回油管，导致行走无力甚至不能行走，在初期判断故障时，为避免解体的麻烦，暂把该部位当作一个疑点。

4）检查行走马达。在拆卸左行走马达油管时发现液压油中含有大量的金属屑，而右侧没有。怀疑左行走马达出现损坏，将其拆卸下来打开检查，未发现异常情况。

5）检查行走减速装置。在马达拆离减速器过程中，一股带有大量金属屑的齿轮油涌

出，且油质暗黑，可以断定减速器已出问题。

2. 故障排除

对减速器进行拆解，发现减速器端盖轴承、止推座已严重磨损，轴承卡簧槽也因磨损严重而无法安装卡簧，不能起到止推作用，使太阳轮、行星架与端盖接触摩擦，在齿轮油中产生大量的金属屑，造成马达在旋转过程中产生很大的阻力。检查各级行星减速机构，未发现异常。

更换行走减速器端盖、止推座、端盖轴承、卡簧，重新安装后，挖掘机进行平地行走，马达运转正常，但爬坡较困难。此时尚需解决的唯一故障点就是中心回转接头，如果回转接头内部油封损坏就会产生泄漏，一定量的高压油流向回油管，导致爬坡无力。拆解中心回转接头后发现其内 5 道油封均已损坏，中间 3 道油封已不知去向，故决定更换中心回转接头总成。同时，针对液压油中含有金属屑现象，对液压系统进行了清洗、换油。重新装复后，设备工作恢复正常。

1.5.4 PC220—5 型挖掘机铲斗缸和左行走马达工作无力故障的排除

某 PC220—5 型挖掘机工作 8500h 后出现铲斗缸和左行走马达工作无力的故障，但回转动作和右行走工作正常，其余动作略显迟缓。

根据液压系统图分析可知，可能引起铲斗缸和左行走无力的原因有：①控制铲斗或控制左行走的先导油路故障。②控制铲斗或控制左行走的控制阀阀芯卡死或严重磨损。③铲斗回路安全补油阀卡死。④铲斗缸、活塞或油封严重损坏。⑤左行走马达故障或中央回转接头窜油严重。⑥主卸荷阀卡死。⑦后泵或其控制系统故障。

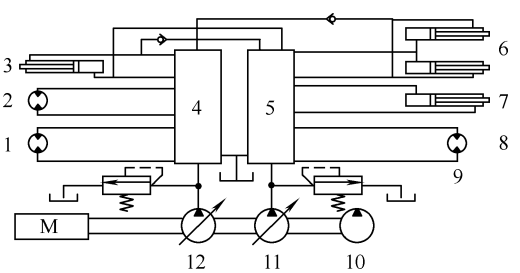


图 1-82　液压系统图

1—右行走液压马达　2—回转液压马达　3—平杆液压缸
4、5—控制阀　6—动臂液压缸　7—铲斗液压缸
8—左行走液压马达　9—主卸荷阀
10—先导泵　11—后泵　12—前泵

由液压系统图（图 1-82）可知，铲斗缸和左行走马达都是靠后泵单独供油的。由于铲斗缸和左行走马达同时出现工作无力，因此故障最可能出现在主卸荷阀或后泵及其控制系统上。将前泵、后泵的高压油管更换，然后试机后发现：铲斗缸和左行走马达工作正常，而相应回转马达和右行走马达工作无力。由此说明铲斗缸和左边行走马达及伺服操纵系统工作正常，故障出在为铲斗缸和左行走马达单独供油的后泵或其控制系统。需先检查后泵的控制系统，如图 1-83 所示。具体检查如下：①由于前泵工作正常，证明前泵、后泵共用的控制先导泵和 TVC 阀工作正常。②在 NC 阀出口处装一个量程 6MPa 的压力表测量该处油压 p_t，（因 CO 阀出口压力没有测点），将 CO 阀调节螺栓紧 2 ~ 4 圈，发现 p_t 上升，再将调节螺栓调回原位，p_t 下降到原来的压力。检测结果符合 CO 阀工作特性，说明 CO 阀工作正常。③将 NC 阀调节螺栓调紧 2 ~ 4 圈，发现 p_t 上升，再将调节螺栓调回原位，p_t 降到原来的压力。检测结果符合 NC 阀工作特性，说明 NC 阀工作正常。④拆检伺服阀时发现：回位弹簧无折断且弹性良好，连杆机构没有脱落，阀芯无卡滞和磨损现象，由此说明伺服机构工作正常。

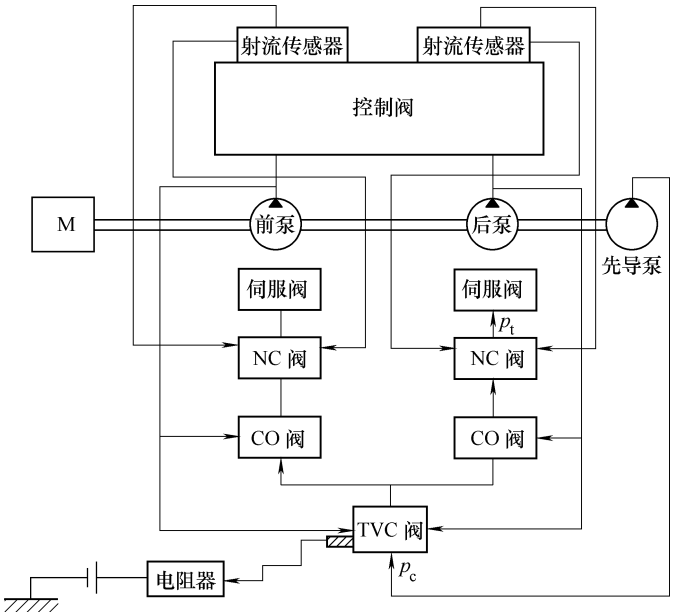


图 1-83　后泵控制系统

由上述检查结果可知，后泵的控制系统工作正常，铲斗和左行走无力，只能是后泵本身故障引起的。拆下液压泵总成，经解剖检查发现：前泵各部分零件完好无损，后泵损坏较为严重，柱塞缸端面与配油盘接触的表面有明显的沟槽，柱塞缸端面有轻度拉伤，其余液压元件无明显的磨损现象。显然，后泵不能正常工作是因为柱塞缸与配油盘接触面严重磨损，并形成较多的沟槽，造成液压油严重泄漏，使油压建立不起来，从而导致由后泵单独供油的铲斗缸和左行走马达工作无力。

鉴于柱塞缸端面损伤不大，而配油盘损坏严重，无法修复的情况，采用修磨柱塞缸端面和更换新配油盘的维修方案。用手工对研柱塞缸端面和配油盘，使其接触面积达到 95% 以上。将研磨好的柱塞缸和配油盘装配使用，挖掘机工作恢复正常。

1.5.5　PC300—6 型液压挖掘机左行走无力的故障处理

1. 故障概况

故障现象：某 PC300—6 型液压挖掘机，新机工作至 170h 时，用户反映机器突然出现左行走无力，仪表盘显示故障代码 E02，并报警。

如图 1-84 所示，泵斜盘倾角（泵的排量）由泵输出压力 p_P 与操纵阀出口 LS 压力 p_{LS}（液压缸负荷压）的压差 Δp_{LS} 进行控制，使之达到固

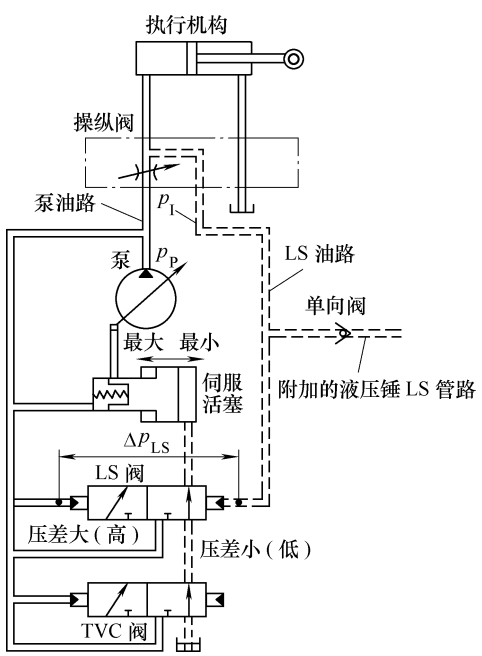


图 1-84　PC300—6 型挖掘机液压系统

定的值。若 LS 压差 Δp_{LS}小于 LS 阀的设定压力（执行机构荷载压力高时），泵斜盘向最大位置移动；若高于 LS 阀设定压力（执行元件荷载压力低时），泵斜盘向最小位置移动。

2. 故障检查

1）现场发现用户自行加装了液压破碎锤管路系统，该管路系统加装在液压双联泵的后泵出口管路中，用户解释说液压锤改装后（试机正常后拆除锤头，换回挖斗）已正常工作近 50h，且另一台 PC300—6 型挖掘机也进行了同样的改装，现一直工作正常，故认为液压锤管路问题不大。

2）首先把仪表盘设置到故障自诊断显示，显示 E02，并报警，进一步显示服务代码为 E233 和 E237，说明 TVC 阀（扭变阀）系统有故障 测量前、后泵 TVC 阀螺线管电阻分别为 16Ω 和 20Ω，均正常（标准值：10～22Ω）。拆检 TVC 阀螺线管的接线插头，发现插头内有油（用户安装液压破碎锤时溅入），清洗干燥后，E02 故障代码消失。

3）交换了中央回转接头到左右行走马达的进出油管后，出现了左行走正常，右行走无力，与交换前的情况相反，说明左右行走马达本身均正常，管路恢复原位。拆检主控阀上左行走阀芯及 LS（负荷传感）梭阀，无异常发现。

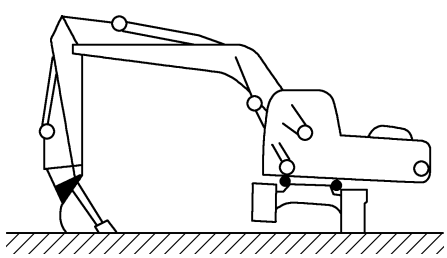


图 1-85　测量负荷传感压差时的操作状态

4）压力测试。因工作装置均为前、后泵合流，而行走操作为前、后泵分流，且单独测试前、后泵压力较为方便，故采取分流状态测试。测量负荷传感压差时的操作状态如图 1-85 所示。测试结果和测试数据标准分别列于表 1-23～表 1-25。

表 1-23　主泵溢流压力

（单位：MPa）

	前泵压力	后泵压力	是否正常
单侧左行走溢流时	4	35	正常
单侧右行走溢流时	35	4	正常
直线行走操作行进中	15	4	后泵压力不正常

表 1-24　前后泵的 LS 压力差

（单位：MPa）

	前泵 LS 压力差	后泵 LS 压力差	是否正常
操纵杆中立位置	4－0＝4	4－0＝4	正常
右行走杆半行程	8.4－6＝2.4	—	正常
左行走杆半行程	—	4－0＝4	后泵 LS 压力差异常

表 1-25　测试数据标准

项目	测量工况		新机器标准值/MPa	使用极限值/MPa
负荷传感压差/Δp_{LS}	油温：45～55℃ 发动机在油门全开状态	所有的控制杆在空档	3.92±0.98	3.92±0.98
	在重载方式	行走控制杆在一半位置上	2.45±0.1	2.45±0.1

由压力测试结果可以看出，后泵 LS 压力始终为 0，即后泵 LS 压力差始终保持在最大值 4MPa，后泵卸载管路开启（正常情况下 LS 压力引入卸载阀的弹簧室，确保系统压力由溢流

阀设定压力 35MPa 来控制，只在操作杆中位时为减少液压损失，而由卸载阀设定压力 4MPa，控制系统压力），后泵压力始终为 4MPa（最小）；后泵 LS 压力差始终等于 4MPa，后泵一直处于最小流量、最小泵压状态。外在表现为左行走无力，动作减缓。

5）拆检主控阀上后泵 LS 压力出口管发现，用户将液压锤管路的 LS 管路并联在后泵 LS 管路上，液压锤的 LS 管路中安装了一个单向阀（只允许液压锤的 LS 压力油流向后泵 LS 阀）。用户为了缩短外接管线的长度，将内带单向阀的一根长的液压锤 LS 油管去除了（原液压锤 LS 管为两个软管对接起来的）只留用了一根不带单向阀的短油管，导致后泵 LS 压力油通过液压锤管路直接流回油箱，后泵 LS 压力始终为 0，引发故障。重新装上带单向阀的液压锤 LS 软管后，故障消除。

1.5.6　小松 PC200—6A 型挖掘机行走故障分析

1. 小松 PC200—6A 型挖掘机行走液压系统

小松 PC200—6A 型挖掘机行走液压系统原理如图 1-86 所示。其左侧（右侧相似）行走马达液压工作油路如下：将左行走操纵杆推向前，左行走主阀芯左移，挖掘机主泵液压油经主控制阀、压力补偿阀 2、中央回转接头到达油口 B，接着进入左行走制动系统和左行走马达（图 1-87）。

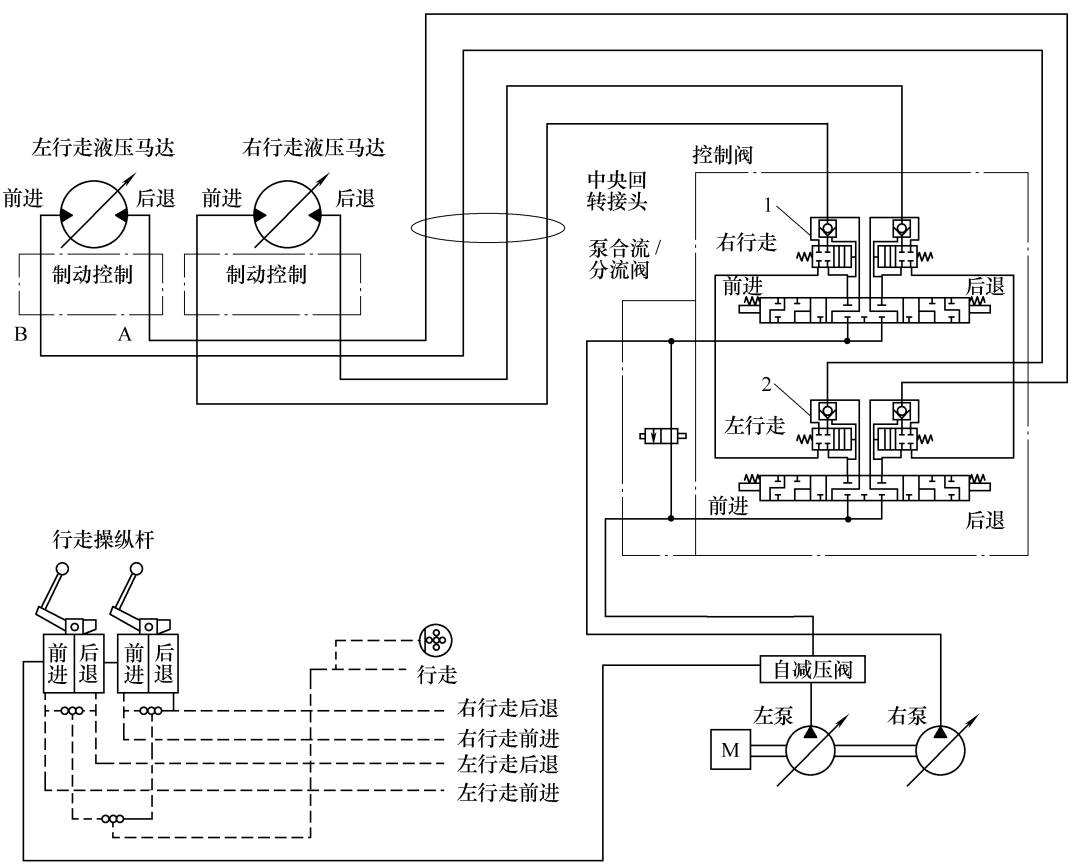


图 1-86　小松 PC200—6A 型挖掘机行走液压系统

1—右前进压力补偿阀　2—左前进压力补偿阀

由图 1-87 可知，当 B 口进油时，C 端压力升高，平衡阀 6 阀芯左移，液压油从 I 进入制动液压缸，推动制动活塞 5 压缩制动弹簧解除对左马达的机械制动，同时液压油经单向阀 2 到达马达入口 B，马达出口 H 处液压油经平衡阀 6 回油箱（A 口接通回油），从而使得左马达开始旋转。当将左操纵杆拉回中位时，左行走主阀芯回中位使 B 油口供油停止，平衡阀 6 也回中位，油路 I 处无压力，已处于压缩状态的制动液压缸中的弹簧推动制动活塞 5 前进，对左马达进行机械制动（该制动力矩为 406N · m），防止挖掘机由于停在倾斜地面而引起滑移。另一方面，如果外部牵引力或挖掘机本身惯性克服制动力，那么左马达会有转动趋势，但由于此时左马达的回油被单向阀 1、4 及平衡阀 6 切断，从而阻止马达转动，形成液压阻尼制动。同理，当挖机正常下坡时，如果重力的下滑分力大于地面摩擦力，左马达将加速旋转导致机器失速，此时，由于左马达入口 E 处形成负压，平衡阀 6 回中位，马达出口油被单向阀 1、4 及平衡阀 6 切断，左马达液压油出口被堵塞，从而产生很高的液压阻力，迅速阻止马达失速。

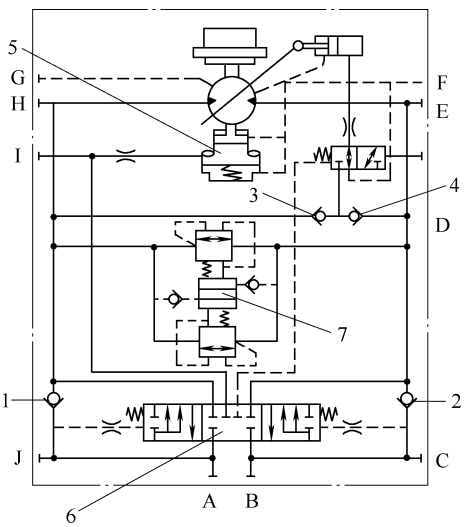


图 1-87　制动液压系统原理图

1、2、3、4—单向阀　5—制动活塞

6—平衡阀　7—油路缓冲柱塞

2. 故障分析

某小松 PC200—6A 型挖掘机在平地实行吊装作业时，驾驶员在单独操作右行走操纵杆使机器向前左转弯时，左、右行走马达都向前直线行走，不能实现转向。当机器离开施工现场下坡时，左边行走速度明显快于右边；当左、右行走操纵杆都回中位后，右侧停止行走而左侧继续前进，带来很大安全隐患。

现场维修人员对行走控制先导管、左右行走压力补偿阀进行互换，更换了中央回转接头密封件组件，但故障并未消除。在现场对机器故障进行再检查时发现：该挖掘机直线行走前进、后退正常，没有跑偏现象，单边操作左行走操纵杆，能实现前进右转弯、后退左转弯，单边操作右行走操纵杆后退右转弯时正常，前进左转弯时挖掘机左右两边行走马达向前直线行走，下坡时若引导轮在后，行走马达在前，那么行走操纵杆拉回中位时，没有自动行走现象。

根据上述行走液压系统原理和现场检查情况判断，该挖掘机行走系统出现故障的原因有以下两种可能：①在单独操作右行走操纵杆使机器前进时，左行走马达前进进油口有异常压力油输入，两边马达同时向前行走。②左行走马达制动失效，在右行走马达前进驱动力牵引下，挖掘机左侧被动向前行走，不能实现前进左转弯；下坡时在重力及惯性作用下出现下坡前进失速，左右行走操作杆拉回中位时，右侧马达停止，而左侧马达继续前行。

由挖掘机行走液压系统原理分析可知，造成第①种可能性，即左行走马达输入压力油异常的来源有三个地方：①行走主控阀阀芯异常开启，前泵压力油通过主阀芯进入左行走马达。②压力补偿阀 1、2 窜油，右行走高压油窜入左行走油路。③中央回转接头故障导致右

行走高压油窜入左行走油路。小松 PC200—6A 型挖掘机行走时两主泵单独供油，如果左行走主阀芯异常开启，前泵输出压力应达到工作压力。将监控面板置于服务模式，调出压力测试菜单，单独操作右行走操纵杆出现故障现象时，后泵压力 20MPa，前泵压力 3MPa。下坡将操纵杆回中位时，前后泵压力均为中位压力 3MPa，说明出现故障时前泵并未工作，左行走主控阀阀芯并未打开，压力油不是经主控制阀流入。如果压力补偿阀 1、2 窜油，那么左侧前进时，右侧行走也将出现异常，但反复试机都未出现这种现象，而且现场维修人员对行走马达压力补偿阀进行了互换，故障现象并未消除，因此问题也不在压力补偿阀上。现场维修人员对中央回转接头密封组件进行更换，并检查回转接头总成正常后故障依旧，因此故障也不是由中央回转接头引起的。至此，可以排除左马达是由压力油驱动而主动行走的可能。

排除第 1 种可能性后，该挖掘机故障原因应为左行走马达前进制动失效。行走马达制动由两部分组成，即机械制动和液压阻尼制动。对机械制动进行分析可知，制动部件及油路为前进后退共用，左马达后退正常而左马达前进异常，那么作为共用部件的机械制动系统应没有问题。另一方面，对机械制动进行测试，即在机器出现故障的下坡路段，使机器处于引导轮在前位置，用铲斗支起右侧履带，左侧履带着地，长时间停车后没有出现左侧履带滑移现象，从而排除了故障是由机械制动失效引起的可能。至此，可以肯定故障是由左行走马达前进液压制动失效造成的。对左行走马达前进阻尼制动元件进行检查，发现单向阀 4 的锥面磨损严重而且还粘附一小块黑色胶状物，对单向阀 4 进行修复并清洗了部分管道后故障消除。由此可以确定单向阀 4 表面磨损严重，加上黑色胶状物粘附于阀的锥面，使单向阀关闭不严，是阻尼制动不能建立的直接原因。

调查黑色胶状物来源时，发现该机在品质保障期过后，一直未更换液压油，液压回油滤芯也未按保养更换时间要求进行更换，只对液压泵进油口滤芯进行了多次清洗。液压油及液压回油滤芯未按保养要求更换，使已经劣化的液压油未能有效过滤，因而油箱中含有脏物，而且在未放油情况下清洗液压泵进油口滤芯，使脏物进入液压系统，从而造成了单向阀的故障。

1.5.7　小松 PC 系列挖掘机液压马达故障一例

小松系列液压挖掘机所使用的液压马达无论是回转马达还是行走马达，其结构、动作原理基本相似。某单位几台小松挖掘机仅使用了 3450h，其行走马达就出现了严重损坏。

PC400—3 型液压挖掘机的行走马达是带有停车制动器的斜轴式轴向柱塞变量马达。它的结构如图 1-88 所示。机器不行走时，该马达始终处于制动状态；机器行走时，高压油推动制动活塞，解除马达制动。挖掘机在南方作业时，由于气温比较高，机器本身的散热性能不足以保证充分的热交换，导致液压油油温过高，造成了制动活塞上的油封老化、破损，并使其密封能力下降；一旦出现内泄漏，液压马达制动活塞缸的容积效率和机械效率均会不同程度地下降。

在制动活塞受压面积不变的情况下，容积效率下降，直接导致制动活塞的运动速度变小，使解除制动所需的时间延长，也就是说解除制动动作缓慢。另外，制动活塞的液压推力也会因机械效率的降低（压力损失变大）而变小，当液压马达开始工作时，由于解除制动的动作缓慢，同时推动制动活塞的液压推力变小，而制动弹簧的弹力保持不变，使制动未能完全解除，造成机器行走乏力，即出现解除制动拖滞现象，从而引起了制动盘间产生摩擦并

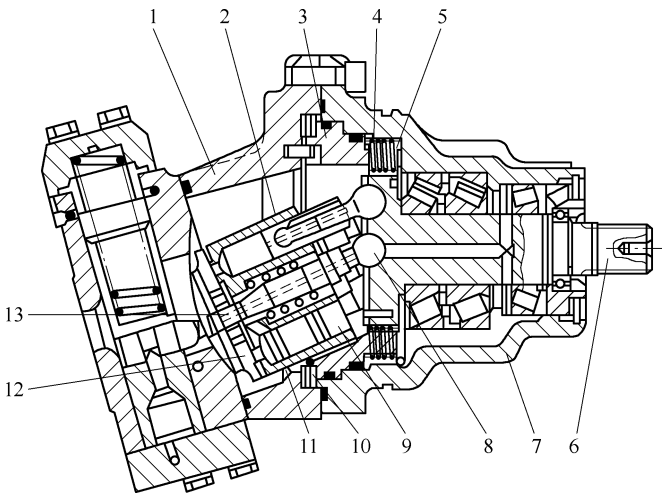


图 1-88　PC400—3 型液压挖掘机行走马达

1—壳体　2—缸体　3—制动活塞　4—外齿制动盘　5—内齿制动盘　6—输出轴　7—制动箱
8—中心球　9—柱塞　10—制动弹簧　11—弹簧　12—配流盘　13—中心轴

导致磨损，造成内齿制动盘的内齿与液压马达的输出轴的圆盘齿轮部分产生相对运动；外齿制动盘的外齿与液压马达壳体上的内齿部分也产生相对运动。这样，内、外制动盘上的内、外齿部位就会产生不正常磨损与冲击，较长时间的运转后可导致内、外齿部分破损。并且，由磨损或破损所产生的金属颗粒和碎片将进入马达的柱塞、缸体和滑阀等部位，从而造成了这些零部件的严重损坏。同时，摩擦产生的热量将使油温进一步升高，加剧马达的损坏。

针对上述分析原因可采取以下预防措施：①每隔 2000h 更换一次液压马达制动器制动活塞的油封。②每月清洗一次液压油散热器，以保证其良好的散热效果。③按使用说明书的要求选用符合技术标准的液压油，并按时更换液压油过滤器。

自从采用了上述措施，几台小松液压挖掘机未出现过上述故障。

1.5.8　CAT330BL 型挖掘机行走故障的检修

1. 故障现象

某 CAT330BL 型挖掘机左行走部分出了故障：当机器向后直线行走时，如右操纵杆保持不变，左边回中位（即停车），此时右履带继续倒退，而左履带滑移 800 ~ 1000mm 后才停止。

2. 现场试验

分析液压系统图（图 1-89）后对问题进行判断，可能引发上述故障的部位有：主泵及其控制系统、先导控制阀、行走主控阀、中心回转接头和行走马达等几部分。

为了找出故障部位，进行如下试验：

1）使机器向前行驶。左操纵杆回中位，右操纵杆保持不变，此时行走正常，即左履带制动，右履带前进。

2）斜坡停机试验。如图 1-90 所示。在坡度约为 12°的斜坡上，使驱动马达向前（向上），在斜坡上停机。此时，左右履带正常，原地不动。改为把驱动马达向后（向下），引

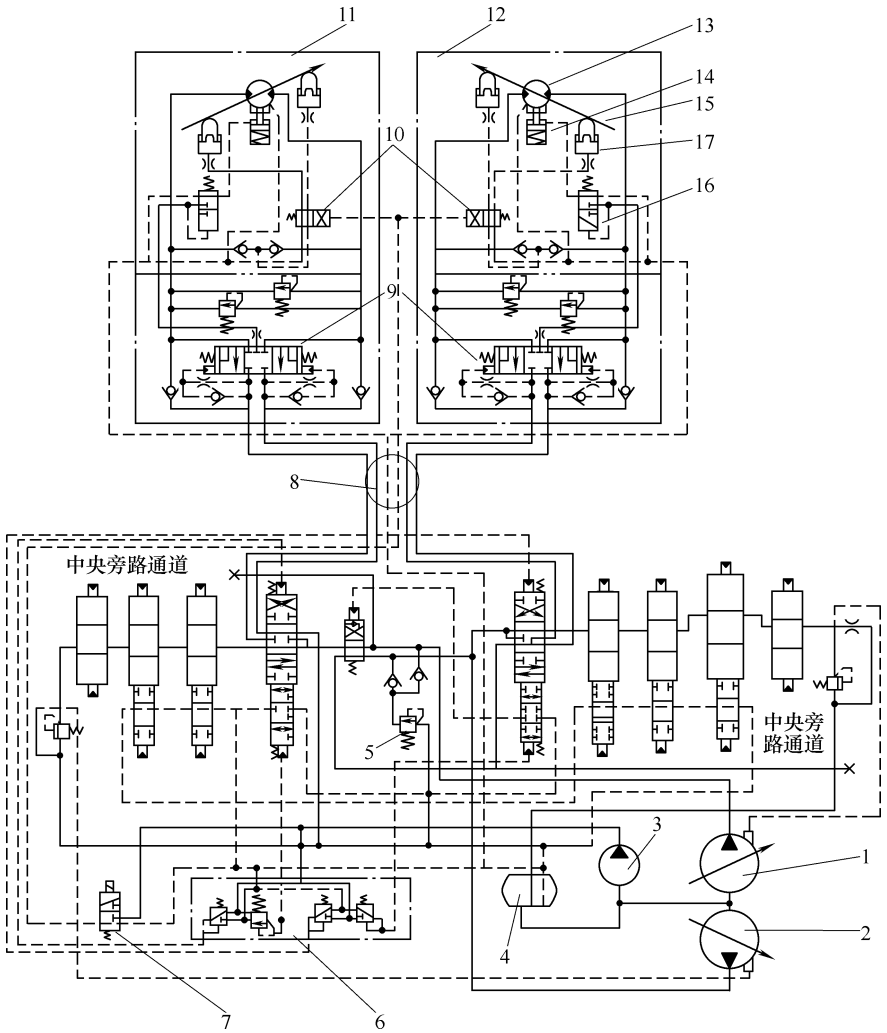


图 1-89　挖掘机的行走液压系统图

1—上泵　2—下泵　3—先导泵　4—油箱　5—主安全阀　6—行驶先导控制阀　7—行驶速度电磁阀
8—中央回转接头　9—平衡阀　10—排量变换阀　11—左行驶马达　12—右行驶马达
13—马达旋转组件　14—停车制动器　15—斜盘　16—制动器先导阀　17—斜盘控制柱塞

导轮向前（向上），在斜坡上停机，此时右履带正常，不动；而左履带出现了先前的故障，即向下滑移 500mm 以上才停止。

3）测量系统压力。把大臂举升到极限使其系统压力升至最高，此时用压力表测得系统压力即泵的压力为 34. 3MPa，属正常。

4）对行走系统压力的测试。对左行走驱动轮进行外制动（挡销卡死驱动轮），同时用铲斗和大臂撑起履带使其悬空（图 1-91），再向前操纵左行走操作杆，此时测得马达驱动压力值（下泵压力）为

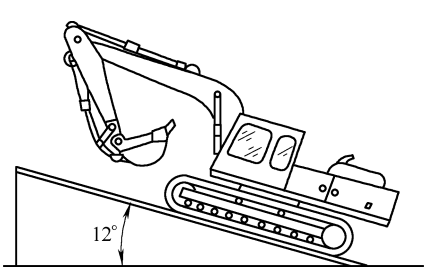


图 1-90　斜坡停机试验

10.5MPa，无法再上升。同样的方法测得右行走系统压力值（上泵）压力为34.3MPa，即主溢流阀的最高设定值。

5）把中心回转接头下的四根主油管拆下，使左右两对油管相互对换，上紧后再操纵两行走操作杆，发现左行驶故障仍存在。

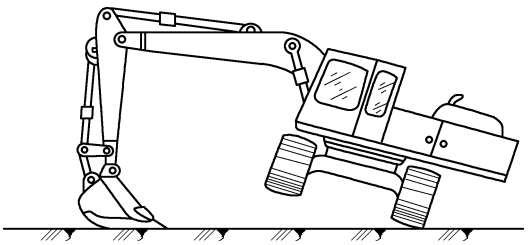


图1-91　测试行走系统压力的方法

3. 分析判断及故障排除

根据以上试机检测结果，结合液压系统图可以用排除法推断故障的原因：

根据试验3）的结果，即上下泵压力值为34.3MPa，属于正常情况，即可排除主泵及其控制系统存在故障的可能。

根据试验5）的结果，可以判定中心回转接头、先导控制阀及行走主控阀不存在故障。

由试验4）的结果（左行驶系的压力只有10.5MPa）及行走试验1）和斜坡停机试验2）可以断定故障在左行驶马达内部，可能是停车制动机构、平衡阀或过载阀损坏。

经过将左右行走马达的行驶平衡阀和过载阀总成对换，发现左行驶故障仍然存在。即可判定平衡阀，过载阀总成并无问题。

进一步对左马达进行检修，从机器上拆下左行走马达总成，用管子钳钳住其输入花键轴套，用力扳管子钳，花键套没有转动，说明其停车制动器良好。

经过以上的检测结果可以断定故障在马达内部。

对马达进行解体检查发现：其配油盘与缸筒接触面之间有磨伤痕迹且起沟槽（图1-92），因此可以判定故障在此处。

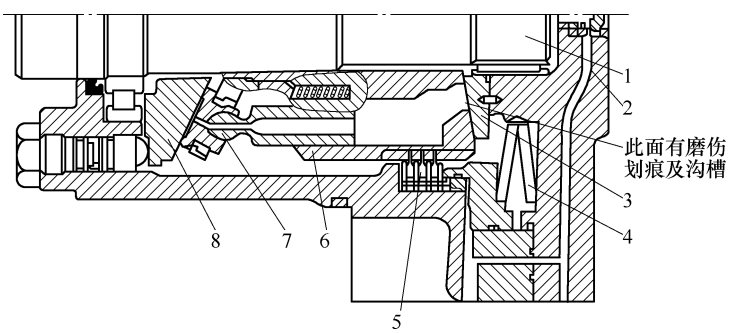


图1-92　马达的结构（磨损的配油盘）

1—主动轴　2—进油道　3—配油盘　4—制动器弹簧　5—摩擦片　6—缸筒　7—活塞　8—斜盘

其故障机理为：当机器向后行驶时，左行走操纵杆回中位，右行走操纵杆仍然在后退位置时，左行走马达因配油盘与缸筒密封不严（有磨伤沟槽）而致使高低压油腔串通，压力升不起来（只有10.5MPa）。行走制动过程中（还没有完全制动时），左履带因自身和马达惯性作用及右履带的牵引作用，继续滑移一段距离（先前的故障现象），等刹车完全制动后才停止。

但当机器向前行驶时，左行驶操纵杆回中位，没有上述现象。原因是：由于此时驱动轮将履带从下向上带动，马达的惯性力及右履带的牵引力无法克服机器自重。因此行驶试验1）和斜坡停机试验2）的后一种工况没有滑移现象。

左行走液压马达经换件大修后，重新安装、试机，故障得以排除。

1.5.9　卡特彼勒 320D 型液压挖掘机跑偏故障的排除

某卡特彼勒 320D 型液压挖掘机，在正常情况下直线行走时，机器会发生跑偏现象，但若驾驶员任意操作某一装置（动臂、斗柄或者铲斗），跑偏现象就消失。

该故障在工地是常常发生的，特别是对于已工作 1 ~ 2 年之后的机器。320D 型挖掘机液压系统的最大工作压力约为 35 ~ 36MPa 左右，机器的工作速度由两个主液压泵的输出流量来控制。每台机器往往有几个驾驶员，每个驾驶员的手感有所不同，有些驾驶员总感觉机器速度慢，就私自调节主液压泵的功率控制阀芯。由于该阀芯是双层弹簧设计，两根弹簧的相对位置和预紧力是有严格要求的，并且在出厂前预先调整，否则会引起满负载时发动机憋车或者泵的排量变小。每个驾驶员调节时往往不在调节螺母上做记号，导致不能很好复原，因此会造成两个主液压泵的输出流量不均，从而影响左右行走马达的转速，表现为机器跑偏。

关于操纵工作装置后跑偏现象就消失的问题，其实也不难解释，因为 320D 型液压挖掘机是由 2 个主液压泵提供压力油的，当驾驶员动了任一装置后，机器的直线行走电磁阀就会得电，便会由单泵给 2 个行走马达同时供油，表现为机器不发生跑偏，但行走速度减慢。

1.5.10　神钢 SK450—6 型挖掘机行走跑偏故障的分析

1. 液压系统概况

某 SK450—6 型挖掘机工作时间已有 8000h。

该机是由 3 个系统实现驱动和控制的，分别为主液压系统、先导液压系统和电子控制系统。

发动机直接驱动 P1 泵、P2 泵和先导泵，液压油自 P1 泵、P2 泵分别进入主控制阀。机器在不进行行走和其他动作的操作时，P1 泵、P2 泵的液压油分别经阀体进入油箱。此时，来自主控制阀的负反馈信号反馈至上、下泵的控制器中，控制上、下泵的斜盘摆角，使机器空转时液压泵的排量减至最小。当进行行走等操作时，主控制阀在相应先导压力油的控制下，将液压泵的液压油引向左、右行走马达等执行元件。该系统为先导负反馈恒功率变量自动控制系统，其最大工作压力由主溢流阀控制，设置压力为 320kgf/cm^2，各功能单元都设有过载保护阀。

紧挨发动机的为 P1 泵，中间是 P2 泵，最后为先导齿轮泵。

具体控制：关闭直线行走，正常工作时 P1 泵给左边行走、铲斗缸伸缩、大臂上升及下降供油、小臂伸缩供油；P2 泵给右行走、回转、铲斗缸伸缩、大臂上升、小臂供油；起动直线行走控制时，左右行走都由 P2 泵供油，P1 泵控制其他动作。

行走马达为变量马达，使行走速度分为快速和慢速两档，通过模式设定按钮设定，控制行走马达的斜盘倾斜角度。

2. 行走跑偏故障诊断

故障现象：当机器向前行走 30m 后，整机已向左偏移 2m；向后行走 30m 后，整机也向左偏移 2m。

（1）故障检测　可能发生的部位有：P1 泵、P2 泵及其控制系统、先导控制阀、主控制阀、中心回转接头和行走马达等几部分。为了更快、更准确地找出故障的部位，进行了如下

试验及测量。

1）人工控制直线行走测试。将挖掘机停放在长约25m且平整坚硬场地上的一端，起动发动机，同时推下左、右行走先导控制阀，使机器向前直线行走约25m，结果整机向左偏移了1.3m。然后，推下左、右行走先导控制阀，使机器向后直线行走约25m，发现整机也向左偏移1.3m。

2）自动直线行走测试。设定行走模式为直线行走。当操纵行走控制阀使挖掘机直线行走时，无论高速档还是低速档，机器都不存在左偏的故障。

3）系统压力的测量。将铲斗液压缸活塞缩回至极限位置，使液压系统压力升高，此时用压力表测得系统的压力为320kgf/cm^2，此为溢流阀的设定压力。

4）行走系统过载压力的测试。松开主溢流阀的锁紧螺栓，顺时针转动调整螺钉1.5圈，调高主溢流阀的压力，测试行走过载阀的压力，测试方法：用挡销卡死后左侧驱动轮，再向前操纵左行走操纵杆，此时压力表测得的系统压力为P1泵的压力，为335kgf/cm^2；反之用挡销卡死后右侧驱动轮，再向前操纵右行走操纵杆，此时压力表测得的系统压力为P2泵的压力，仍为335kgf/cm^2。

5）对换回转接头的油管。将中心回转接头下的4根主油管拆下，使左、右两对油管相互对换，拧紧后再操纵两行走操纵杆，进行测试步骤1）的测试，发现机器向右偏移。

6）对换P1泵、P2泵的油管。将P1泵、P2泵的出油管拆下，使P1泵、P2泵的出油管相互对换，拧紧后再进行步骤2）的测试，发现机器行走速度明显变慢。

（2）诊断与排除　根据以上的故障检测结果，并结合液压系统的工作原理（图1-93），可以推断出故障的原因。

根据故障检测1）的结果，可判断系统存在故障，但不是太严重。

根据故障检测2）的结果，可判断中心回转接头、左右行走马达、先导控制阀及行走主控制阀、行走平衡阀不存在故障。故障检测3）的结果表示系统压力设置没有问题。而故障检测4）的结果则表明行走过载阀不存在故障，P1泵、P2泵都能输出足够压力。故障检测5）表明P1泵系统可能存在问题。通过故障检测6）的结果，则进一步表示P1泵流量不足。

根据以上故障检测结果，可以判断P2泵不存在故障，故障的根源应在P1泵。根据图1-93的主泵系统原理图，可以确定泵体本身间隙配合等很正常，其流量不足是由控制器故障引起。于是从挖掘机上拆下泵控制器，发现先导阀柱塞和缸套都有磨伤痕迹，且已起了沟

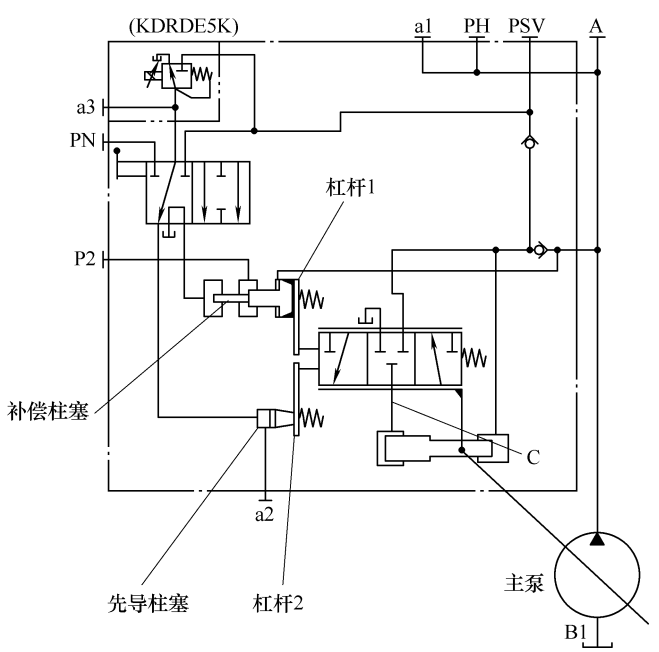


图1-93　主泵系统原理图

槽。由此可以确定，故障原因应在此处。

根据上述情况，对该故障可解释为：当机器直线行走时，P1 泵的泵流量调节器的先导阀内泄，缸体无法转到泵调节器的最大角度位置，使 P2 泵无法形成最大排量，最终致使左侧行走马达的速度变慢，机器即向左偏移。

换件修理泵调节器后，重新安装试机，故障被排除，机器工作恢复正常。

1.5.11　换位对比判断挖掘机行走液压故障部位

某 YW—160 型挖掘机，控制方框图如图 1-94 所示，该机主系统为双泵双回路总功率变量系统，它由一对斜轴式变量轴向柱塞泵、两组由先导阀操纵的液控多路换向阀及液压缸和马达所组成，由单独的齿轮泵通过手动减压式先导阀控制操纵回路。

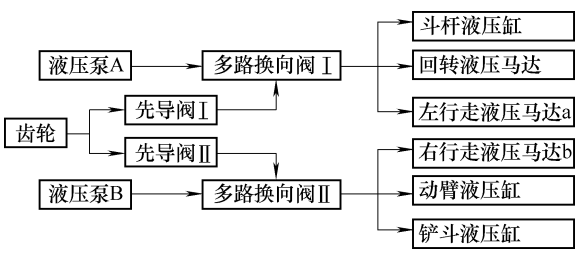


图 1-94　YW—160 型挖掘机控制方框图

1. 故障现象

行走向左跑偏严重，左驱动轮转速较右驱动轮慢。

2. 原因分析

由图 1-94 可知，导致该故障的原因可能有：①液压泵 A 供油不足。②先导阀损坏，使多路换向阀没有完全打开。③多路换向阀内泄，供给左行走马达的压力油量不足。④左行走马达磨损，效率降低。

3. 判断的方法

将左、右马达换位，目的是用以判断左行走马达 a 的好坏。其出发点基于假设两条回路中行走马达前面的系统元件均是正常的，如果交换位置后，故障现象从向左跑偏变为向右跑偏，说明左行走马达 a 有问题。如果故障现象依旧，则说明左行走马达 a 没有问题。

实际操作时，左、右马达的安装位置并不动，而是将它们的供油管路对调（图 1-95）。判断故障方法应是：如果交换左、右马达的供油管路后，故障现象依旧，则说明左马达有问题。若故障现象发生变化，则说明左马达没有问题。同理，将液压泵、多路阀、先导阀等换位，就可以分别判断出它们是否有问题。

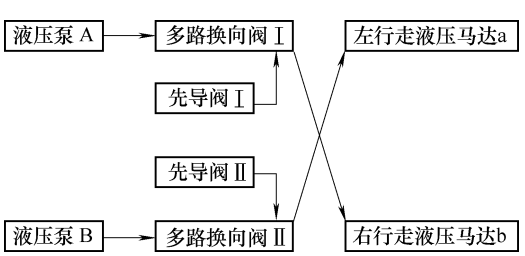


图 1-95　左、右液压马达供油管路对调

具体做法是：

1）在挖掘机转台上部中央回转接头处，将左、右马达的进、出油管对应交换位置后重新接好（马达的实际位置不变），起动液压泵进行观察，若发现左马达转速变为正常而右马达转速变慢，说明早期故障现象发生了改变，故左马达没有问题，从而排除了原因④。

也可以将压力表分别接于两回路中，系统压力显示：左行走马达回路压力低，右行走马达回路压力正常。当左、右马达的进出油管对应交换位置后，检测到的两回路压力值较前均没有发生变化，说明马达没有问题，问题出在供油环节上。

2）将液压泵 A 和 B 换位，用以判断液压泵的好坏（图 1-96）。将两台液压泵出口换

位到多路阀进口处，将其压力油管交换，若发现故障现象没有改变，则说明液压泵是好的。

3）将先导阀Ⅰ和Ⅱ换位，可判断出其好坏（图 1-97）。从驾驶室后面的先导阀控制油路软管接头处，将油管交换后，观察故障现象仍未发生改变，说明先导阀也是好的。

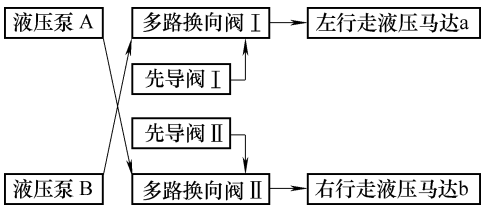


图 1-96　液压泵 A 和 B 换位

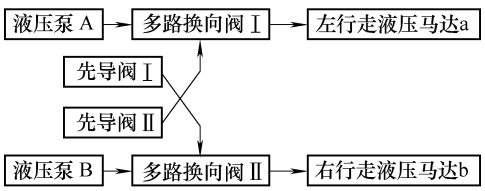


图 1-97　先导阀Ⅰ和Ⅱ换位

通过上述三步，排除了原因①、②、④；此时可以推断出，造成向左跑偏的原因出在多路换向阀Ⅰ上。由于左马达是由多路换向阀Ⅰ控制，在更换了多路换向阀Ⅰ后，故障被排除。

1.5.12　挖掘机限速阀复位弹簧的失效分析

1. 限速阀工作原理

WY100 型全液压挖掘机液压系统中，执行元件按 4-4 分组。左、右行走液压马达各由一多路阀控制。但所有执行元件的回油均通过限速阀后返回油箱。液压系统原理图如图 1-98所示。液压系统中，限速阀为带节流口式的二位二通弹簧复位式液控换向阀。限速阀在液压系统中的工况，如图 1-99 所示。

限速阀两个工作位置的切换，是由限速阀液控口压力与其复位弹簧力的大小比较决定的。当压力小于复位弹簧预紧力时，限速阀右位接入，使系统的回油通过节流口后返回油箱，对系统的回油流量起限制的作用，同时它对回油油路产生一定的背压，达到降低和限制执行元件运动速度的目的；当压力增大到一定值时，限速阀阀芯右移压缩复位弹簧，使限速阀左位接入系统，系统的回油则在无阻力的状态下返回油箱。从图 1-99 可知，系统中任一执行元件正常工作时，系统压力均较高，限速阀液控口直接引入系统油压，故限速阀左位接入系统，各执行元件将无背压回油。当挖掘机行驶在下坡路时，其自重使其行走速度加快，造成行走液压马达超速运转而泵供油不足，导致系统失去负载而压力降低，此时，限速阀在弹簧力的作用下，右位接入系统，阀中节流口对行走液压马达的回油实现节流限制，降低了行走液压马达的转速，从而限制了挖掘机下坡的行驶速度。

2. 弹簧失效故障分析

如图 1-98 所示挖掘机液压系统是一个多执行元件系统。工作时除有挖掘作业时不行走，行走时不挖掘作业的限制外，其他各执行元件可单独动作和配合动作。当系统中任一执行元件进入工作时，系统即产生较高的油压。由于限速阀的液控口与泵出口直接连通，则系统压力的大小直接由限速阀复位弹簧所感受。所以，升高的油压使复位弹簧处于被压缩的工作状态。挖掘机在挖掘—提升及回转—卸载—返回整个作业循环中，其负载的变化很大，即液压系统压力变化很大，频繁变化的系统压力使复位弹簧在不规则的交变应力作用下频繁地改变着自己的工作状态，其表现为产生一些不必要的无效动作。

根据对液压挖掘机在开挖土石方时作业循环的分析，该液压系统限速阀阀芯的无效动作约为正常工作时有效动作的三倍以上。所以，限速阀阀芯动作次数剧增，造成了限速阀复位弹簧因频繁工作而疲劳，产生蠕变和折断，以致限速阀失去限速功能。

众所周知，弹簧的蠕变变形和折断故障，除与弹簧的质量有关外，还与弹簧的工作环境（压力、温度）和工作次数有很大关系。因此，挖掘机液压系统工作压力随负载变化而频繁变化，对限速阀阀芯动作的干扰是造成限速阀复位弹簧失效的根本原因。

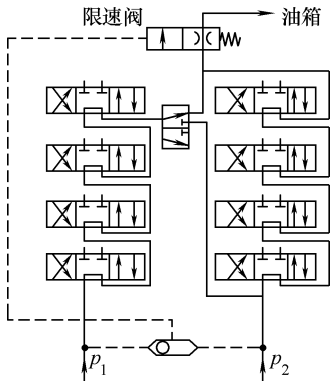


图 1-98　挖掘机液压系统原理简图

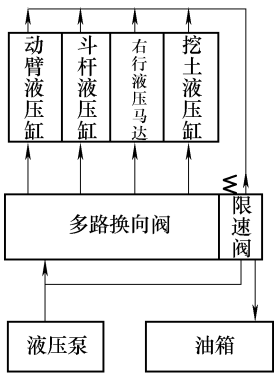


图 1-99　限速阀工况图

3. 现场诊断故障方法

1）问，操作手询问故障机器的基本情况。主要了解机器有哪些异常现象；故障是突发的还是渐发的；使用中是否存在违规操作；维修保养情况；液压油牌号是否正确及更换的情况；故障发生的时机，即是在工作开始时还是在作业一段时间后才出现的等等。获得这些信息后，即可基本确定该液压系统出现故障的特点。一般来说，突发性故障，大多是因液压油过脏或弹簧折断造成阀封闭不严引起的。

2）看，通过眼睛查看限速阀复位弹簧的工作情况。如油箱内的油量是否符合要求，有无气泡和变色现象（机器的噪声、振动和爬行等常与油液中的大量气泡有关）；密封部位和管接头等处的漏油情况；故障部位有无损伤、连接件脱落和固定件松动的现象。

3）听，用耳朵检查限速阀复位弹簧有无异常响声。正常的机器运转声响有一定的节奏和音律，并保持稳定。因此，熟悉和掌握这些规律，就能准确地诊断出限速阀复位弹簧是否工作正常；同时，根据节奏和音律的变化情况，以及异常声音产生的部件，就可确定故障发生的部位和损伤程度。

4）试，操作一下机器限速阀复位弹簧的执行元件，从其工作情况判定故障的部位和原因。根据液压系统的设计功能，逐个做实验，以确定故障是在局部区域还是在全区域。如全机动作失灵或无力，则应首先检查先导操纵压力是否正常，离合器（联轴器）是否打滑松脱，发动机动力是否足够，液压油油量是否充足和液压泵进口的密封情况。如一台挖掘机地故障症状仅表现为动臂自动下降，则故障原因可能在换向阀、过载阀或液压缸的油路之中，与液压泵及主安全阀无关。

4. 改进措施

限速阀复位弹簧失效故障产生的根本原因，是限速阀液控口控制油压随系统负载压力的

变化而变化，造成了限速阀阀芯频繁的无效动作，陡增了复位弹簧工作次数，且受压条件恶劣，因此将限速阀液控口油压稳定在某一值下，则可大大地减少限速阀阀芯的无效动作，改善复位弹簧的受力情况，从而提高复位弹簧的使用寿命。图 1-100 为改进后的系统原理图。

将定值输出减压阀串接在梭阀与限速阀之间的控制油路上，利用减压阀本身具有的自动调节功能，使控制油压基本为一定值，从而减小系统压力变化对限速阀阀芯动作的干扰。改进后的多路换向阀组，其功能和特点与改进前完全一样。由于减少了系统压力变化对限速阀阀芯动作的影响，使阀芯无效动作的频率大大减小，有效工作频率接近于限速阀的理想工作频率，达到了延长限速阀复位弹簧使用寿命的目的。

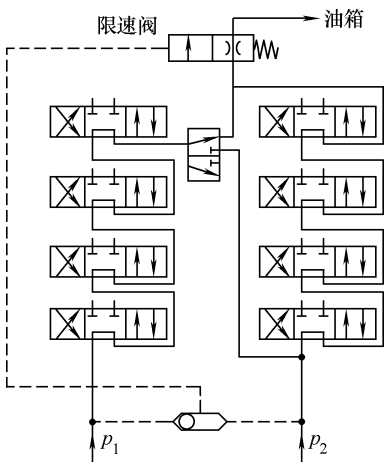


图 1-100　改进后的系统原理图

1.6　挖掘机回转部件液压故障案例分析

1.6.1　挖掘机回转马达故障分析及排除

1. 概述

某型挖掘机回转液压系统油路如图 1-101 所示，它主要由回转液压马达、回转环形齿轮及控制阀组成，系统具有制动、补油（防汽蚀）、防液压冲击、回转优先等功能。

全液压挖掘机中的回转马达是回转机构的关键部件，它是将主泵提供的油压转变为机械能，输入到减速器。其工作性能的好坏，将直接影响整机的回转速度、驱动转矩、回转停车和驻车制动，是决定整机生产率的关键。回转马达分为低速大转矩马达和高速回转马达两大类。

低速大转矩马达由于体积大、质量较重，在现代挖掘机的回转机构中较少采用，而高速回转马达体积小、质量轻，便于回转机构的合理布局，还可满足不同回转速度和转矩要求，故被广泛采用。

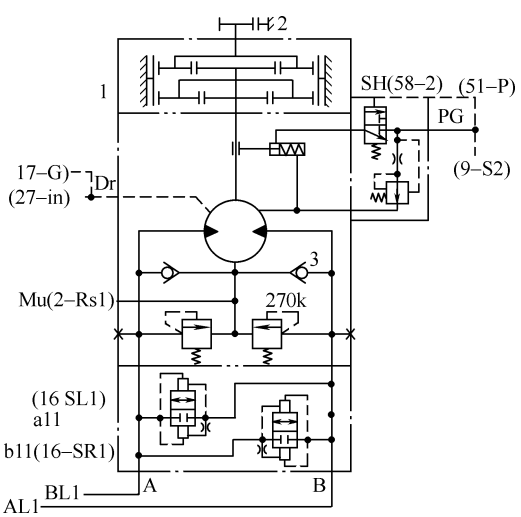


图 1-101　回转液压系统油路图

1—回转液压马达　2—回转环形齿轮　3—单向阀

高速回转马达又分为斜盘式和斜轴式定量柱塞马达两大类。斜轴式马达以力士乐公司 A F 系列为主，在 20 世纪 80 ~ 90 年代广泛用于引进德国技术的各类挖掘机上，其性能有一定的不足之处。目前国内外挖掘机广泛采用斜盘式通轴回转马达。为使制动平稳，该马达除安装液压制动（即湿式多片制动器）外，还设计安装了液压自行控制的制动缓冲阀。

挖掘机经过长时间工作，其回转机构的回转马达常出现回转无力、回转不平稳等现象。

2. 故障现象与原因分析

当挖掘机在温度比较低的情况下工作时，驱动力和回转速度无明显下降，当油温升到 60 ℃以上时，即出现回转无力，回转转速不稳，转速忽高忽低的现象。

出现上述故障，除回转系统中的泵、阀等部件外，主要是由于回转马达内部运动配合偶件产生磨损，间隙增大，泄漏量加剧，回油不能及时排出，加之高压油液大量泄漏，壳体内压力增大，油液温度升高，粘度下降等所致。

3. 检测

（1）压力测试　用盲板将回转马达油路与主油路隔离，用油压表测试回转马达正转和反转进出油口的油压，即取得了回转马达的压力值。再将油路接通，使其处于正常的工作状态，挖掘机铲斗落下并插在地面上，回转平台负载增大，再测试马达驱动时溢流阀的压力，将两组测试数据比较，即可判定故障的状态。

（2）流量测试　将 PFM-6 流量计串联接在油路上，测试回转马达进、出口流量和压力，判定回转马达输出转矩和转速是否达到其技术性能指标，同时可判断回转马达出现故障的部位。

4. 故障排除

1）柱塞与缸体柱塞孔间隙磨损增大，产生严重的间隙泄漏。需更换柱塞。

2）回位弹簧疲劳，弹力下降，导致缸体高低压油路串通。需更换弹簧。

3）滑靴与柱塞球磨损，加速了滑靴与承压板滑动干摩擦，导致回转阻力增大。需进行修复或更换。

4）回转马达轴承损坏，轴承定位失效。需更换规定型号轴承。

5）安全阀密封面磨损。需进行修复或更换。

6）停车制动液压缸密封件老化、失效、漏油，导致制动器不能完全解除，回转阻力增大。需更换密封元件。

7）配流盘及缸体配油面磨损，导致内部泄漏，回转无力。需进行修复或更换。

8）密封元件啃伤、老化、失效。应进行更换。

综上所述，挖掘机在使用过程中，出现上述故障，是常遇到的问题，通过总结、分析以及找出故障所发生的部位进行维修，来保证挖掘机回转马达正常稳定地工作。

1.6.2　EX200—1 型挖掘机回转马达故障的分析

某 EX200—1 型挖掘机在工作中出现回转起步困难，且无力；回油管跳动，并伴有响声的故障，其他部位工作均正常。

针对这一故障现象，按从简到繁、由表及里的原则进行诊断。

首先用压力表检测先导压力，压力正常（3.9MPa）。接着检测主泵压力，压力也正常（27.9～31.9MPa）。卸下主控制阀上的回转溢流阀，进行清洗和检查，没有发现异常。这样，便把故障查找范围缩小到回转马达上。打开回转马达上盖，抽出缸体和柱塞，发现配流盘与缸体密封面有轻微拉伤，九个柱塞铜座严重拉伤。

故障原因找到了，先用气门砂将配流盘与缸体互研，把拉伤面研平后涂上润滑油再对磨，直到磨光为止；用车床将柱塞铜座车去 0.5mm，然后按原样车出润滑油道，在玻璃板

上磨光，装好后试车，工作恢复正常。

原因分析：高压油通过配流盘进入缸体的柱塞中，推动缸体高速运转；当配流盘与缸体密封面和柱塞铜座与斜盘密封面泄油严重时，造成油压低，高压油克服不了上部回转体的阻力，便会出现起步困难，回油量增大，油管出现跳动并伴有响声的故障现象。

1.6.3 EX220—5 型挖掘机不能回转故障的排除

某 EX220—5 型液压挖掘机在开始工作时动作正常，但工作一段时间后，出现左右两个方向皆不能回转的现象，随后发动机自动怠速功能也消失了。

1. 故障部位判断

该机型为双泵液压系统，其中一个主泵供右行走、铲斗、动臂Ⅰ及斗杆Ⅱ；另一个主泵供左行走、动臂Ⅱ、斗杆Ⅰ、回转及备用。从故障现象看，左、右行走和工作装置动作均正常，可基本确定造成故障原因应该在回转油路系统，原因可能是：回转马达出了故障；主控制阀控制回转的部分出了问题；回转制动不能解除；工作回转装置压力开关不能正常工作。

2. 故障的检测和排除

为了判断故障所在部位，首先将回转马达上盖打开，把停车制动器活塞上的制动弹簧去掉，重新将其装复，试运转。此时，回转马达左右回转正常，说明回转马达、主控阀等都是正常的。故可以判定，该机是因回转系统的停车制动解除失效而使回转系统不能正常工作。该机操纵回转时，停车制动解除油路的液流流向是：先导释放压力油经左先导控制阀、回转换向阀换向，先导信号压力回油路被切断，先导信号压力上升，再经斗杆、动臂、铲斗、工作回转装置的压力开关、回转停车制动器打开停车制动释放阀，先导释放压力油推动停车制动器活塞右移，压迫制动弹簧解除制动，工作原理如图 1-102 所示。

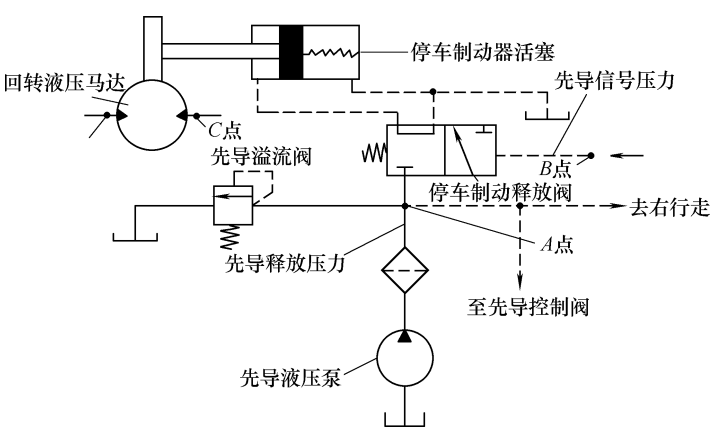


图 1-102　停车制动器的工作原理

从图 1-102 可以看出要解除停车制动就必须保证 *A*、*B* 点的油压达到 4MPa 的额定标准值。为此，决定检测停车制动解除的控制油路压力，利用三通将 10MPa 压力表分别接在 *A*、*B* 处，发动机器，操纵回转机构，结果发现 *A* 点压力为 4MPa；*B* 点压力为 0.8MPa。从测得数据可以判定 *B* 点压力不足是该机产生故障的直接原因，即因 *B* 点的先导信号压力过低，导致停车制动释放阀不能打开（换向），先导释放压力油不能进入停车制动器的活塞腔内，停车制动无法解除，使得回转机构左右不能动作。同时由于先导信号压力过低，也使工作回转装置的压力开关不能工作，造成发动机自动怠速随着消失。造成先导信号压力过低的原因可能是：

1）停车制动释放阀泄漏严重。可用该机的先导油压来检查，即将停车制动释放阀的阀芯中的弹簧取下，使阀芯固定在换向位置，然后操纵回转机构，发现左右回转自如，说明回

转刹车已解除，这证明了停车释放先导压力是达标的，该释放阀并无泄漏。再者，假如该阀有泄漏，故障现象一般也不会突然出现，首先应有制动缓慢、不灵活等现象。这也说明停车制动释放阀是正常的。

2）主控阀内先导信号压力回路有堵塞或泄漏。解体清洗主控阀时发现先导释放压力油在进入主控阀的 *A* 点入口处的分流阀内的滤网、节流孔有污物堵塞，造成经停车制动释放阀的先导信号压力回路的流量不足，压力过低。这是导致该机回转机构停车制动不能解除，发动机失去自动怠速功能的根本原因。对回转主控阀分流阀的滤网和节流孔进行仔细清理后重新装复，试机时故障现象消失，一切恢复正常。

1.6.4　小松 PC 系列挖掘机回转装置的故障排除

1. PC300—3 型挖掘机的回转结构

PC300—3 型挖掘机的回转结构是由斜盘柱塞定量马达、行星齿轮减速器、大回转齿圈、回转轴承构成的。在回转马达壳体内装有摩擦片式的停车制动机构和作业时高压溢流阀的制动机构，这两种制动机构的作用不同。

2. PC300—3 型挖掘机回转系统的液压回路

如图 1-103 所示，回转先导操纵阀 1 动作时，先导油经过先导操作阀 1 流向压力开关 8 和回转主换向阀 2，流向压力开关 8 的先导油，达到 1.4MPa 时，压力开关动作，停车制动电磁阀 5 通电换向，先导油进入停车制动器 4，解除刹车。

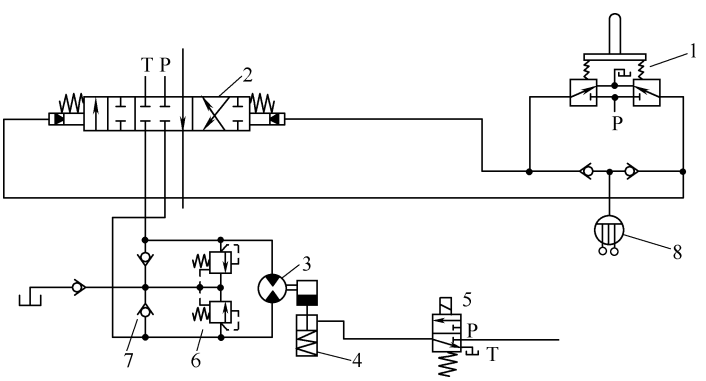


图 1-103　回转系统的液压回路图

1—先导操纵阀　2—回转主换向阀　3—回转液压马达　4—停车制动器
5—停车制动电磁阀　6—溢流阀　7—单向阀　8—压力开关

流向回转主换向阀的先导压力油，推动主换向阀向相应方向换向，从主液压泵来的高压油进入回转马达起旋，经行星减速器减速增扭，推动回转盘回转。当需要停车时，先导操纵阀 1 回中位，这时主换向阀 2 阀芯的两端在回位弹簧作用下也回到中位。由于挖掘机的惯性作用，回转盘通过行星减速器带动回转液压马达 3 回转，这时液压马达变成液压泵，向原来的回油一侧排油。但因主换向阀的封闭作用，油管内压力不断上升，上升至设定压力 28MPa 时，溢流阀 6 开启泄压，油经单向阀 7 回油箱。同时，回转马达也给行星减速器施加相应的制动力矩，迫使回转盘减速制动。这个过程约为 1～2s，由于回转盘的惯性继续带动马达旋转，迫使原回油一侧的油压交替上升、下降，溢流阀 6 在这段时间内频繁地开启关闭，通过回转马达持续对回转盘制动直到停止，设定溢流阀的压力对马达有保护作用。为避免因回油侧压力过高损坏回转马达，原进油口的单向阀向马达的另一侧补油，以免马达吸空而导致气蚀损坏马达。

先导操纵阀 1 回中位时，停留如超过 5s，压力开关 8 延时回路断电，停车制动电磁阀回位，停车制动器在强大的蝶形弹簧作用下，压紧摩擦片，使马达刹车，也就是挖掘机不连续

回转作业时，停车制动器才动作。一般停车制动器只是在挖掘机暂时停车，或长时间停车时才动作。作业时的频繁回转制动，则是由高压溢流阀起制动作用，这点尤其要分清楚。

3. 故障排除

挖掘机在作业时，有时会发生某一侧刹不住车，从以上液压回路可以看出，这种故障一般发生在相应溢流阀没有关严或相应的换向阀阀芯拉伤严重的情况下。但从实践上看，大部分故障是由于溢流阀设定压力不足而引起的。这可能是溢流阀阀芯因油脏卡住在半开通状态或弹簧折断。

挖掘作业时，有时工作速度很慢，回转马达异常发热，这是由于停车制动器没有解除刹车而引起摩擦片间强烈摩擦发热。由于在现场维修困难，特别对维修力量不强的单位或应急维修时，可采取在停车制动电磁阀上装上一个螺钉的方法，直接将电磁阀顶开，让停车制动器处于打开状态，这样挖掘机就可以很快恢复使用。停车时间长时，由于制动器的内漏作用，靠弹簧力又可以使摩擦片锁住马达输出轴。这种办法虽然是应急的，但由于对挖掘机性能基本没有大的影响，因此可以使用。

1.6.5 小松 PC200—7 型挖掘机典型故障剖析

PC200—7 型液压挖掘机主要技术参数如下：SAA6D102E—2—A 型柴油机额定功率为 1067kW，转速为 1950r/min；铲斗容量为 0.8m^3；最大挖掘深度 6620mm；最大挖掘半径为 9875mm；最大卸载高度 7110mm；工作装置最小回转半径为 3040mm；最大挖掘力为 1383kN；回转速度为 12.4r/min；斜面回转最大角度为 20°；爬坡能力为 35°；回转溢流压力为 29MPa。

该挖掘机回转机构采用斜轴式柱塞马达，通过对往复运动的柱塞上施加高压的液压油所产生的反作用产生转矩，该转矩施加在驱动轴上而输出动力，经过回转减速器减速后输出动力，作用在回转支撑上使挖掘机上部车体实现左回转与右回转。

1. 回转锁定功能

当操作手将回转锁定开关置于“ON”位置时，回转马达的制动活塞与摩擦片在弹簧力的作用下压紧上部车体无法回转。

（1）回转锁定状态（图 1-104） 当回转锁定开关置于“ON”位置时，回转锁定电磁阀断电，阀芯在弹簧力的作用下左移，回转马达 MB 口的油液通过回转锁定电磁阀回到液压油箱制动弹簧向下推动制动活塞并与摩擦片压紧，从而对马达进行制动。

回转锁定开关置于“OFF”位置时，回转锁定电磁阀通电，阀芯克服弹簧力向右移，从自压减压阀来的压力油通过回转锁定电磁阀进入回转马达 MB 口，克服制动弹簧的弹力，将制动活塞向上推动，使摩擦片与制动活塞分开，制动排除。

（2）回转作业 操纵回转手柄，先导油压通过回转操作手柄到达回转主阀芯的两端，克服弹簧的作用力，使主阀芯移动。由主泵形成的高压油通过回转主阀芯到达马达的 MA 口，MA 口压力上升，推动马达开始旋转，从马达出来的低压油经 MB 口通过回转主阀芯回到液压油箱。

（3）回转停止 回转操作手柄置于中位时，回转主阀芯在弹簧力的作用下回到中位，从主泵出来的高压油不能到达回转马达的 MA 口，并且从回转马达 MB 口出来的液压油在回转主阀芯处被切断。回转马达在惯性力的作用下继续旋转，MB 口处的压力上升且低于安全

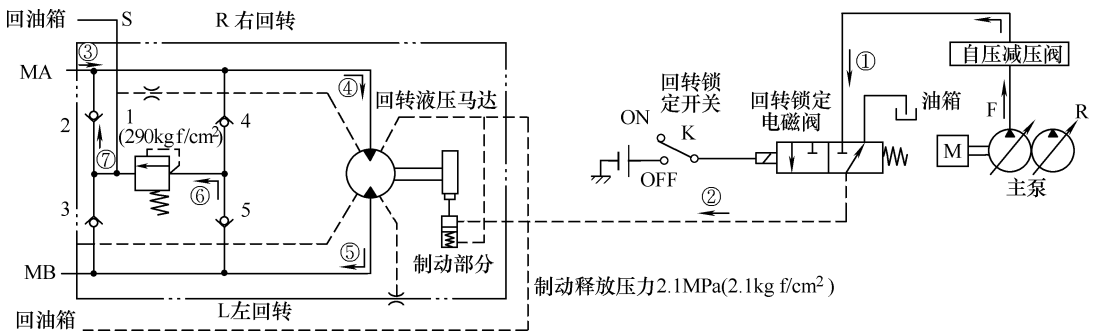


图 1-104　PC200—7 挖掘机液压系统

1—安全阀　2、3—吸油阀　4、5—梭阀

阀设定压力（29MPa），对回转马达产生制动作用。如果马达继续旋转，压力超过 29MPa 后，高压油推开梭阀 5，然后打开安全阀，同时打开吸油阀 2，油液进入 MA 口，以防止产生汽蚀现象。

2. 典型故障

（1）挖掘机上体不能回转

1）故障现象：挖掘机工作时其他工作装置运转正常，仅挖掘机上体不能回转。

2）故障分析：根据挖掘机回转马达的工作原理可知，挖掘机无法回转的故障与主泵，自压减压阀，回转操纵手柄、回转锁定开关，回转锁定电磁阀、回转马达、回转减速器、回转轴承等有关，按照从简到繁的原则，为了避免盲目拆卸，造成不必要的损失，应对有关元件逐一进行分析、排除，即：①因为其他工作装置运转正常，而主泵和自压减压阀为挖掘机液压部分共用元件，说明主泵和自压减压阀没有出现故障。②询问操作者得知，出现故障前没有出现异常噪声或振动现象。根据经验，如果回转减速器或者回转支撑出现故障，就一定会出现异响或振动现象，因此排除了回转减速器与回转轴承出现故障的可能。③测量回转操纵压力。压力为 33MPa，在正常范围值内。检查回转主阀芯，主阀芯在阀体内运动灵活，无卡滞现象，说明主油路能够顺利到达回转马达。④检查回转锁定开关（在 OFF 位置），用万用电表测量开关两端电压均为 24V，测量回转锁定电磁阀线圈的电阻，阻值在正常范围内，说明线圈无断路或短路，工作正常。在回转电磁阀控制油路的出口处接上三通接头并连接一块 4MPa 的压力表，操作挖掘机进行回转，结果发现此处压力只有 0.1MPa，这说明流向解除制动的油压太低，无法排除制动，从而使挖掘机不能回转。

3）故障排除：拆卸回转锁定电磁阀时发现阀芯被卡住无法移动。把阀芯取出后，发现里面有一小段破损的 O 形密封圈。清洗各元件，重新安装后试车，操纵回转操作手柄，回转动作正常，故障得到排除。

（2）上体回转角度偏大

1）故障现象：当回转操作结束、操作手柄在中位时，挖掘机在惯性力的作用下，回转偏转角度往往偏大，无法处于操作手想要到达的部位。

2）故障分析：根据回转马达的工作原理，这种故障现象是由于回转制动不及时或制动力不足造成的。由图 1-104 可知，它与解除制动油压小、回转锁定电磁阀、回转制动片、回转马达制动密封等有关，如：①回转锁定阀电路部分。线路连接牢靠、无短（断）路，电

磁阀测量线圈及阀芯工作正常，说明电路部分无故障。②测量解除制动油压。压力测量值为3MPa，说明此压力正常，因此故障应在回转马达。

3）故障排除：拆卸回转马达，检查弹簧弹力正常、无折断，制动压盘上的密封圈也完好；检查制动回油路时发现，在回油路的节流孔处有一胶质的颗粒，节流孔没有完全被堵死，导致回油过慢、时间延长、制动部分起作用的时间相应向后推迟。因此回转运动停止时滑移量（即偏转角度）过大。清洗各元件，特别注意节流孔、细小油道。安装各元件后试车，回转滑移量在规定范围内，故障得以排除。

1.6.6 PC300 型挖掘机回转故障的排除

某 PC300 型挖掘机，工作中转盘回转时突然不能停止，等停下来后就不能再转动，而机器的其他动作全部正常。

分析过程如下：①由于是两个方向都不能转动，马达的溢流阀、补油阀故障可排除；②检查回油滤网，没有发现异常，可推测马达本身应无问题；③起动后操作回转，听发动机的声音有负荷感觉，用手触摸回转马达的油管，明显感到有压力油进入马达，由此推断操作手柄、先导油路、操纵阀工作均正常。

综合①、②、③，回转减速箱成了主要怀疑对象。假如工作中回转减速系统因元件损坏等造成传动突然中断，那么回转马达与转盘的联系也将中断。转盘转动起来后，当马达停止时，制动不了转盘，转盘在惯性的作用下继续转动，当转盘停止后，再操作回转动作时，即使马达工作正常，但动力不能传递至转盘，所以机器不能回转。根据此假设分析，将马达总成拆下，发现回转马达输出轴与花键套相配合的内齿损坏，不能啮合，回转马达与回转减速箱的动力联系中断，因而出现此故障现象。

1.6.7 W4—60C 型挖掘机回转马达故障的排除

1. 故障现象及检查

某 W4—60C 型挖掘机在动臂回转时，机器出现剧烈振动并伴有“咯噔、咯噔”的响声，而且回转缓慢无力，制动不干脆。

在动臂回转时，用手摸回转马达有明显的振动感，将斗杆伸展开，回转换向阀杆处于中立位置，发动机熄火，这时在平地用一人之力便能轻松将动臂推动回转。分析以上现象认为故障可能出在回转马达及马达安全阀上，进一步分解回转马达时发现马达上端用于轴向定位滑靴的定位环松脱，且被搅成铁屑状，上斜盘盘面有许多麻坑，配油盘上出现沟槽。在分解马达安全阀时，发现安全阀的阀芯与阀座因磨损已密封不严。

2. 故障排除

将回转马达清洗干净，将上斜盘盘面麻坑车削掉，并用研磨砂研磨光滑，将配油盘出现的沟槽研磨平，重新加工一定位环，然后将马达装复；另将马达安全阀的阀芯与阀座修磨好后装复。试机时故障现象消失。

3. 故障原因分析

该机械配用的回转马达为双斜盘轴向柱塞马达，马达的柱塞缸体与传动轴做成一体，柱塞与滑靴铰接，滑靴平面滑动，由于轴向定位滑靴的定位环松脱，定位环在马达的旋转中被切削成铁屑状，而滑靴在沿斜盘平面滑动时由于铁屑的摩擦阻力作用将斜盘冲击成许多麻

坑，在回转时每当滑靴经过这些麻坑，机器便会出现剧烈振动，并发出“咯噔、咯噔”的响声。另由于配油盘密封面划伤的沟槽较深，马达进油时便由此泄油，因此马达进油压力降低而使回转无力。当高于 9.8MPa 的高压油流经马达安全阀时，高压油将其阀芯推开，经回油道泄油，使压力保持在 9.8MPa；当反方向进入高压油时，另一安全阀则起作用。当需要回转平台停止回转时，只需将操纵阀杆处于中立位置，此时液压马达内原来的排油腔与油腔均被关闭，由于惯性作用，原排油腔内压力升高，产生制动作用，当压力高达 9.8MPa 时从安全阀泄油，并流进液压马达油腔中，同时也起补油阀的作用。本例由于马达安全阀的阀芯与阀座因磨损而密封不严，马达排油腔始终泄压，所以使回转制动不干脆 。

1.6.8　W4—60C 型挖掘机转台异响的故障排除

某 W4—60C 型挖掘机施工作业中，回转平台向右回转后，停止转动时，出现回转平台自动滑行，不能定位，并伴随着“咔吱、咔吱”的异常响声。如果在有坡度的工地上作业，故障现象更为明显，除此以外挖掘机的其他工作状况正常。

1. 故障分析

从故障现象及发现响声的部位可判断，引发该故障的原因有两个，一是回转机构有故障，二是液压回路的故障。回转机构包括回转减速器和回转支承两部分，仅从发生的“咔吱、咔吱”的异常响声分析，首先想到的是由机械部分发出，似乎是机件损坏造成了该响声，似乎是回转支承中轴承的钢球破碎或回转减速器中的齿轮破损，在其转动中发出的异常声音；但实际上异常响声仅在回转平台向右回转后，停止转动时出现。所以可断定“咔吱、咔吱”的异常响声不是回转机构某一部件损坏引起的，即回转机构各部件没有损坏。

控制液压马达的液压回路如图 1-105 所示，该回路是 W4—60C 型挖掘机工作装置液压系统的一部分。控制液压马达的液压回路主要有回转液压马达、缓冲限压阀、马达操纵阀组成回转液压马达采用斜盘轴向柱塞式结构。当回转液压马达的某个运动零件损坏时，有时也会发出“咔吱、咔吱”响声。如果液压马达损坏那么其异常响声在回转平台左、右转动及停止时都应出现，因此该故障也不是液压马达引发的。W4—60C 型挖掘机工作装置液压系统采用的是多路换向阀，该阀组共有 9 片，马达操纵阀是其中的一片阀，用来控制液压马达转向。如果液压马达操纵阀磨损严重或换向不到位，会出现挖掘机回转平台转动时起动无力，制动时又停不住的现象，但停转时不会出现“咔吱、咔吱”的异常响声，所以可断定该故障不是液压马达操纵阀引发的。缓冲限压阀有两个装在一个阀体内、其结构采用差压直动型的溢流阀，主要功能是起动液压马达时，保证液压马达起动转矩，其调整压力是 9.8MPa。当制动液压马达时，另一缓冲限压阀保证其制动转矩，迫使液压马达迅速停止转动，其调整压力也是 9.8MPa，同时与液压马达进口相通的补油阀为其补油。假若缓冲限压阀出现漏油、失压的故障，会使挖掘机回转平台转动时出现起动无力、制动无力的现象，但不会出现“咔吱、咔吱”明显的响声，因此可以断定缓冲限压阀没有损坏。实际检测缓冲限压阀的压力值为 9.82MPa，可证实缓冲限压阀工作正常。

补油阀如图 1-106 所示，其结构实际上是单向阀，由阀体与阀芯（钢球）组成，共有两个分别装在马达操纵阀体的两端。其作用是防止液压马达腔出现真空，即当液压马达腔出现真空时，通过该阀将油箱的油引入到液压马达的真空腔。具体工作过程是在停止回转平台回转时，需将马达操纵阀置于中立位置，此时由于回转平台的惯性作用，带动减速机构推动液

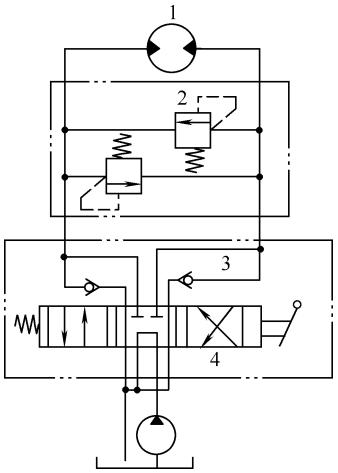


图 1-105　控制液压马达的液压回路

1—液压马达　2—缓冲限压阀

3—补油阀　4—马达操纵阀

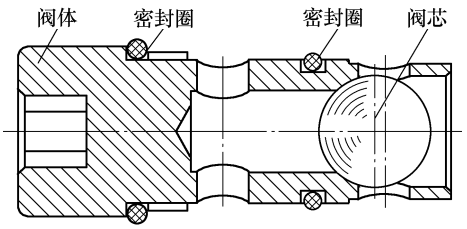


图 1-106　补油阀

压马达继续转过一定的角度，液压马达变成了泵的功能。液压马达出油腔的油需打开缓冲限压阀进入液压马达的进油腔，但由于液压马达、马达操纵阀等有泄漏，液压马达出油腔的油不可能全部进入液压马达进油腔，进而造成液压马达进油不足。致使液压马达进油腔出现真空，此时补油阀可为液压马达进油腔补充液压油，从而防止该腔出现真空。如果补油阀出现内漏的故障，挖掘机回转平台转动中会出现运动缓慢或无法转动的现象。如果补油阀出现阻塞或打不开的现象，会使减速器中的齿轮出现“咔吱、咔吱”的打齿异常声音，因为补油阀阻塞后，当液压马达停止转动时，不能为液压马达补油，液压马达进油腔出现真空，使液压马达制动过程中减速不均匀，从而使减速器中的齿轮出现“咔吱、咔吱”的打齿异常声响。齿轮的异常声响又干扰了操作手，造成操作手有一种制动不住或制动不到位的错位感觉。所以最终认为，该挖掘机回转平台异常响声的故障是因补油阀阻塞造成的。

2. 故障排除

从马达操纵阀上拧下补油阀，发现阀芯挤压在阀座上不能活动，用力磕才将阀芯磕出。检查补油阀，发现阀座及阀芯有锈蚀，阀孔内壁有划伤痕迹，显然阀芯不能活动的原因是阀芯被杂质卡在阀孔中及阀芯与阀座锈蚀造成的，仔细观察主要是被杂物卡住。

观察从该补油阀处流出的液压油，发现有许多小颗粒，拧松油箱底壳放油螺塞，流出的油中明显含有水泡，所以该故障的最终原因是液压系统中液压油污染严重。更换液压油和补油阀后机器工作正常、故障现象消失。

1.6.9　DH220—C 型挖掘机动臂只能向左转故障的排除

某 DH220—C 型挖掘机作业时出现动臂只能向左转动而不能向右转动的故障，并且转动速度也较正常时的慢。

经分析，故障原因可能出在回转液压油路中的安全阀、回转马达或回转操纵阀等处。

检查安全阀和操纵阀，未见异常；拆卸回转马达检查其上的零部件，结果也都完好；装复后试车时，故障现象依旧。但是，在推动右转的操纵杆时，却发现安全阀至回转马达之间

的高压胶管出现“嘣、嘣”的状态，像是油被憋住了。拆下此高压胶管检查，见其内部已脱皮、呈鱼鳞状，当高压油进入该油管时，鱼鳞状的表皮就将管路堵死（回油时稍好一些）。更换了此油管后，动臂可立即向右转动了。

可知，长期使用后的胶管其内部极易发生老化脱皮的现象，从而造成油液流动不畅、系统工作不良。

1.7　挖掘机工作装置液压故障案例分析

1.7.1　PC300 型液压挖掘机工作装置故障排除

挖掘机的作业环境较恶劣，当其使用较长时间后，由于液压元件在一定程度上的磨损、疲劳、损坏，致使液压元件工作不良，频繁出现工作装置（动臂、斗杆、铲斗）运动速度低（现场操作人员所谓的工作装置无力）、工作装置不动作等故障。

1. 工作装置运动速度慢

（1）工作装置运动速度慢的原因　工作装置运动速度慢的直接原因是工作装置液压缸活塞端的液压油压力不够。影响因素为：①过滤器堵塞；②液压泵内泄严重，泵不出有足够压力的液压油；③液压系统中的导管有破损，管路中进入空气或液压油外泄；④前后主泵及控制泵的主溢流阀的压力调整过低，溢流阀的主阀芯被脏物卡死；⑤工作装置主控制阀的阀体与阀体孔的配合间隙过大；⑥扭力控制阀（TVC）的压力调整不当，或主阀芯被卡死；⑦工作装置液压缸的密封圈损坏或磨损等，都可能造成液压油压力不合要求。

（2）工作装置运动速度慢的排除

1）检查过滤器。若堵塞则清洗或更换。观察油液，若有变质，则更换油。

2）查看液压系统中管路。若导管、接头有破损，则更换或焊补。

3）检查液压缸活塞密封圈是否失去密封作用。将工作装置即动臂、斗杆、铲斗的液压缸逐一收到底，再将液压缸大缸出口接头的高压油管拆下，继续操纵控制相对应液压缸的操纵手柄，使液压缸进一步收回活塞杆。由于此时活塞杆已收到底，不能再动而使油压升高，仔细观察液压缸大腔出口处是否有油液流出。若仅有最少的油从出口处流出，则液压缸的密封圈没有失效；若形成较大的油流，则液压缸活塞密封圈失效，应对液压缸检修，更换密封圈。

4）在发动机高速空转，斗杆卸载的条件下，逐步测定控制泵和前后主泵的溢流压力，测定扭力控制阀的压力。其规定值：控制泵的溢流压力为 3 ~ 3.8MPa，前后主泵的溢流压力为 31 ~ 34.5MPa，扭力控制阀（TVC 阀）的压力为 1.8 ~ 2.0MPa。

当控制泵、前后主泵的溢流压力及 TVC 阀的设定压力都在规定值之内，且前后主泵都溢流时，则主泵有内泄，应对主泵检修。当控制泵、前后主泵的测定溢流压力都在规定值之内，而测量 TVC 阀设定压力不在 1.8 ~ 2.0MPa 时，调整 TVC 阀的设定压力至规定范围之内，则故障消除。若 TVC 阀的压力调整不了，可判断 TVC 阀有故障，应对 TVC 阀解体清洗。若 TVC 阀主阀芯被卡死，则对阀芯孔进行研磨修理，使之能自由推动为止，否则更换 TVC 阀。

5）如果控制泵的溢流压力在 3 ~ 3.8MPa 之内，而前后主泵溢流压力不在 31 ~ 34.5MPa 之内，则应调整前后主泵的主溢流阀的溢流压力至规定值，使故障消除。若主溢流阀的压力

调整不了，则主溢流阀有故障，应对主溢流阀解体清洗。若主溢流阀被卡死，则清洗主阀芯，使之能自由推动即可。当阀芯不能自由推动时，可对主阀芯孔进行研磨修理，或更换主溢流阀。

6）如果控制泵的溢流压力不在3～3.8MPa之内，则应调整其溢流压力至规定值，使故障消除。当控制泵的溢流压力调整不了时，应按图1-107分别切断1～6回路。测量控制泵的溢流压力，若其值在3～3.8MPa之内，则相应控制元件有严重内泄，应对相应的控制元件进行检修；若压力不在3～3.8MPa之内，则检查从控制泵出口过滤器处排泄的油中，是否有铁粉及外来杂物。若有，对控制泵进行检修或更换；若没有，应对控制泵溢流阀的主阀芯进行清洗，研磨主阀芯孔或更换控制泵主溢流阀。

7）当排查到PPC阀液压控制元件是否有故障时，还应对主控制阀控制工作装置的阀芯与阀体进行清洗。同时检查阀芯与阀体的间隙，正常值为0.015～0.025mm，最大间隙不得超过0.04mm。若间隙过大，或阀芯磨损严重，则应更换这一组控制阀；检查弹簧，若有变形、变软或断裂，则应更换。

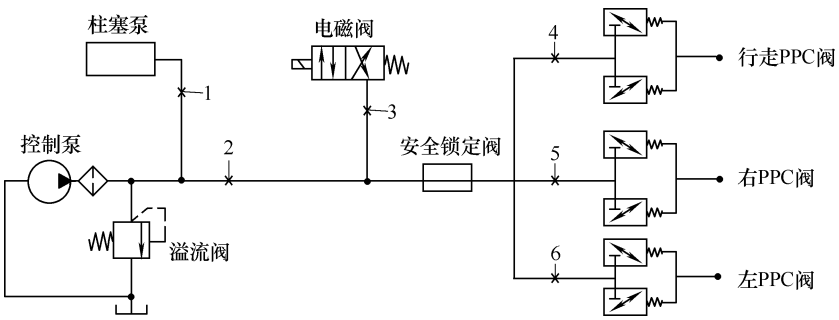


图1-107　控制回路

1—柱塞泵进口油　2—控制泵出口油　3—电磁阀进油口　4—行走PPC阀进油口
5—右PPC阀进油口　6—左PPC阀进油口

2. 工作装置不动作

（1）工作装置不动作原因　在发动机运转正常情况下，造成工作装置不动作的因素：①液压油箱无油；②过滤器严重堵塞；③液压系统管路破裂；④控制泵主溢流阀被卡死在溢流位置；⑤主泵轴断裂；⑥控制泵轴断裂或内泄严重。

（2）工作装置不动作的排除

1）检查油箱内润滑油状况，若油面不在规定的油面位置，则应加油至规定值。

2）检查过滤器是否严重堵塞，若堵塞严重，则应更换过滤器。

3）查看液压系统管路及接头是否有破损。若有破损，则应更换相应的油管和接头。

4）卸下主泵测压阀，打开调速器马达接线器，将调速杆拨至不喷油位置，起动马达，观察主泵测压阀是否有油流出。若没有油流出，则主泵轴断裂，或减振器有故障，则应对主泵及减振器进行修理。

5）按步骤1）～4）观察主泵测压阀是否有油流出。若有油流出，分别截断图1-107控制回路的1～6回路，让发动机高速空转，测定控制泵的溢流压力是否在3～3.8MPa之内。若压力在3～3.8MPa之内，则说明相应的控制液压元件有故障。应对其检修或更换；若压力不在3～3.8MPa之内，则应检查从控制泵过滤器出口处排泄的油中是否有铁粉及杂物，

若有铁粉及杂物，则检修控制泵，并检查控制泵两啮合齿轮之间的磨损情况及间隙、泵的端面间隙、齿轮与壳体的径向间隙、泵齿轮轴是否断裂等；若没有铁粉及杂物，则是控制泵主溢流阀的溢流压力过低，调整溢流压力到 3 ~ 3. 8MPa 内。若压力调整不到规定范围，应对控制泵溢流阀进行清洗、研磨修理或更换。

3. PC300 液压挖掘机工作装置故障排除实例

【例 1】 某 PC300 液压挖掘机在作业时，多次出现伸斗和收斗速度缓慢的现象。

排除方法：检查过滤器、导管、接头、液压缸的活塞密封效果，都很正常；用 6MPa，60MPa 油压测量表各一块，分别对控制泵、前后主泵的主溢阀、FVC 阀的设定压力进行测定，测得控制泵的压力为 3. 4MPa，前后主泵的溢流压力分别为 32. 4MPa、32. 8MPa，TVC 阀的压力为 1. 3MPa，测量结果是 TVC 阀的压力不够。当调整 TVC 阀压力时，TVC 阀的压力凋整不了，拆下 TVC 阀，解体后发现主阀芯被卡死。更换 TVC 阀，重新调整其设定压力为 1. 9MPa，挖掘机作业时，伸斗、收斗的速度正常，故障消除。

【例 2】 某 PC300 挖掘机在挖装作业时，斗杆、铲斗突然不动作，重新操纵控制手柄，仍然不动作。

排除方法：①检查过滤器、管路、油面高度都正常；②卸下主泵测压塞，观察到有油流出，主泵正常；③按图 1-107 分别截断 1 ~ 6 回路，发动机高速运转，测得控制泵主溢流阀的压力为 2. 1MPa。查看控制泵过滤器处的外泄油中有铁粒及铁粉，拆下控制泵，解体发现控制泵主动齿轮轴已断。更换主动齿轮轴，安装控制泵，调整其控制压力为 3. 5MPa，则工作装置动作正常，故障消除。

1. 7. 2　PC400 型挖掘机动臂上升速度缓慢的原因分析

1. 故障现象

某 PC400 型液压挖掘机，动臂上升速度缓慢，生产效率低。之后针对该车的故障进行了分析与排除。

影响工作装置动作速度的可能原因：①液压系统油量不足；②主泵控制系统出现故障，致使主泵始终处于最小排量状态；③阀杆卡死，不能实现动臂上升时的前后泵合流。

本着先易后难、先外后内的维修原则进行分析检查。该机 2 个主泵控制的动作见表1-26。

表 1-26　主泵及其控制的动作机构

泵	前泵	后泵
控制的阀杆	回转阀杆	左行走阀杆
	动臂高速阀杆	动臂低速阀杆
	斗杆高速阀杆	铲斗阀杆
	右行走阀杆	斗杆低速阀杆

现场测定，动臂上升速度为 7s，正常值为 4s。经检查液压油箱油量足够，液压油清洁度也在标准范围内。测量其他动作（铲斗、斗杆）的速度均符合要求，可以断定主泵控制系统运行正常。

2. 测量液压系统压力

1）测量条件：液压油温 45 ~ 55℃，发动机高速空转。

2）主泵溢流压力（p）及先导控制泵压力 p_c 标准值：

$$p = (32.5 \pm 1)\ \text{MPa}$$

$$p_c = (3.2^{+0.6})\,\text{MPa}$$

3）因先导泵控制压力对 TVC 阀出口压力 p_{t2} 影响较大，测量之前应先测量先导压力，并将其调整在标准范围内。

4）操纵工作装置各动作，使主溢流阀溢流。测量结果见表 1-27。

表 1-27　测量结果　（单位：MPa）

动作	p_c	p_1	p_2	p_{t2}
铲斗伸、缩	3.2	2.0	32.5	2.0
斗杆伸、缩		32.0	32.5	1.1
动臂上升		9.0	32.5	1.7

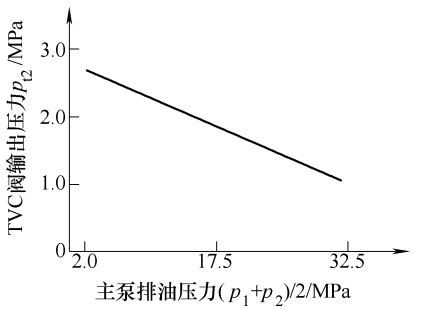


图 1-108　TVC 阀出口压力 p_{t2} 与主泵排油压力 $(p_1+p_2)/2$ 的关系（主泵空载压力约为 2.0MPa）

3. 分析判断

1）主泵溢流压力和先导控制泵溢流压力均正常。

2）铲斗是单泵（后泵）供油，$(p_1+p_2)/2 = 17.3\text{MPa}$ 时，$p_{t2} = 2.0\text{MPa}$，与图 1-108 曲线上的理论值相符。

3）斗杆是双泵（前、后）合流状态，$(p_1+p_2)/2 = 32.5\text{MPa}$ 时，$p_{t2} = 1.1\text{MPa}$，与图 1-108 曲线上的理论值相符。

4）动臂上升也是双泵合流，而实际测量压力值为 1.7MPa，大于双泵供油时的压力，接近于单泵供油时的压力值。

问题可能在主阀上，经查询，用户对该车曾进行过维修和保养，并拆卸过主阀。动臂上升时，前、后泵合流是在主阀内进行的。由表 1-27 测量结果知，前泵压力低，后泵压力在标准范围内，说明动臂低速阀正常，动臂高速阀出了问题。对主阀进行解体检查后发现了问题所在，原因是用户在修理主阀时，将动臂高速阀的弹簧座装反（旋转了 180°）（图 1-109）。从图 1-109 可以看出，弹簧座装反后，弹簧与弹簧座之间间隙减小、装配长度增加，造成了弹簧与弹簧座干涉，阀芯运动不灵活，有卡阀现象。在动臂上升过程中，动臂低速阀起作用，而动臂高速阀进油处于节流调速状态，所以动臂上升速度缓慢。将弹簧座按图 1-110 正确装配后，故障排除。

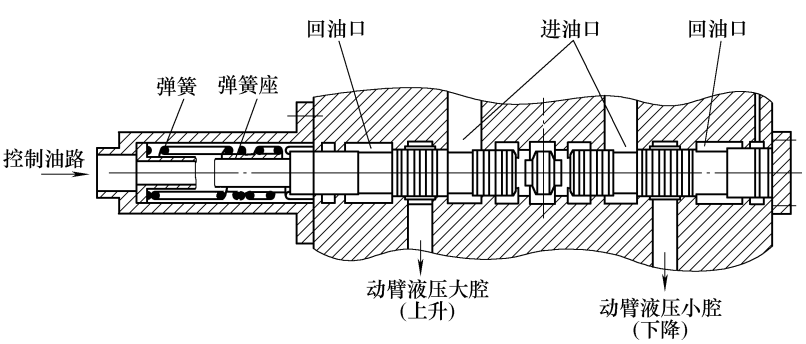


图 1-109　动臂高速阀弹簧座装反后

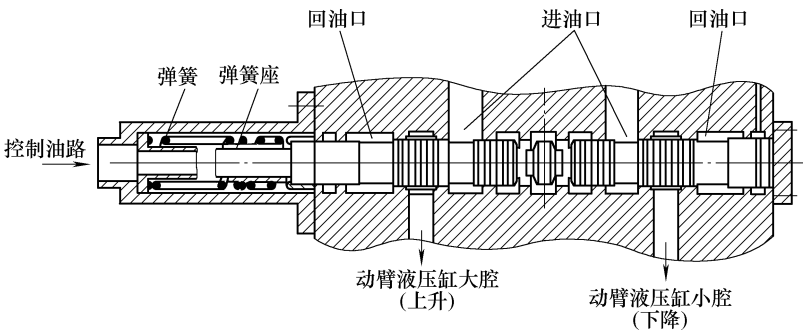


图 1-110　动臂高速阀正常装配时

1.7.3　PC200 型挖掘机动臂自动下降故障的分析与排除

某小松 PC200 型挖掘机在工作一段时间后，出现动臂自动下降现象，致使动臂起升速度减慢很多，严重影响了工作效率。

1. 常见的故障判断排除方法

1）顺序检查法。从液压泵开始，顺着油液流动方向至故障点，对各个相关液压元件进行外观的判断检查。

2）分段堵截法。在液压系统中选择适当位置将油路堵死，使其前后断开，以判断油路前后的部件是否工作正常。

3）置换法。将相似或相同液压元件调换，以判断和排除故障。

4）调整排除法。根据系统原理图，通过改变或调整某些功能元件的状态，观察系统的反应。逐步判断和排除可能发生故障的部件。

2. 引起故障的主要原因

根据液压系统原理图分析可知，出现上述故障的主要原因有以下四个方面：

1）动臂控制阀有故障。

2）动臂液压缸密封件损坏，导致内泄严重。

3）控制该动作的过载阀故障。

4）控制该动作的先导控制阀有故障。

3. 逐步分析和诊断

1）顺序检查法：先用最简单易行的顺序检查法来判断。从油箱、液压泵开始，顺着液压管路的路线到总安全阀、控制阀、动臂缸，逐步观察每个总成部件、管路的外观及工作情况，检查有无渗漏、异常发热、噪声或振动等现象；经过仔细检查后，未发现异常。

2）分段堵截法：在控制阀的进油口接头处和动臂缸的进油口接头处，用一合适的钢板堵死管路，然后短时间开动机器，利用油路上的原有压力表或自接压力表，观察其工作压力即可判断液压泵是否完好和控制阀或动臂缸有无故障。据分析判断，液压泵是完好的（从其他工作装置正常也可判断），初步判断可能是控制阀或动臂缸有故障。但在从控制阀到动臂缸的油路中，设有过载阀、先导控制阀和安全锁定阀等，因此还需要进一步的检查和判断。

3）置换法：用故障判断排除方法中的置换法，将控制动臂的过载阀与控制铲斗或斗杆

的过载阀互换来判断过载阀有无故障。具体方法是：先确定控制铲斗或斗杆的过载阀正常，在装车状态下再将各自过载阀互换，然后切断过载油路与回油油路，若动臂不会下降，则表明过载阀有故障。过载阀出现故障的主要原因有：调压弹簧折断或弹簧弹性降低；锥阀与阀座密封不好：主阀芯磨损。但按上述方法置换后，动臂仍然下降，说明控制动臂的过载阀是正常的。

4）调整排除法：全液压挖掘机先导油路中，均设有工作装置控制油路总开关的安全锁定阀，以起安全保护作用。当其锁定时，到控制阀的先导油路被切断，因此可通过锁定阀的开与关来判断先导控制阀的好坏。具体方法：将挖掘机处于额定负载和动臂举升的装车位置，并将安全锁定阀分别置于锁定和自由两位置，如果动臂下降速度改变，则说明先导控制阀有故障。一般先导控制阀出现故障的原因主要有：转动盘与活塞有间隙，造成主要控制杆在空档位置时动臂下降，其正常调整间隙应在 0.3 ~0.5mm 范围内；弹簧损坏；滑阀磨损。

按上述方法检查后，发现动臂下降速度没有改变，故可证明先导控制阀没有故障。当判断先导控制阀和过载阀正常后，在装车状态下操纵挖掘机动臂控制阀为中位位置和锁定阀开的位置。使发动机停车，同时操纵动臂先导控制阀在举升位置。如果跌落速度增快，则证明液压缸密封件损坏。假设液压缸密封件损坏，当工作装置处于上述操纵状态时，液压缸大腔受压，油压升高，液压油通过损坏的密封件流向小腔。如果液压缸不发生外泄，则当小腔压力增加时，按其容积比例将保持其平衡压力，此时下降速度变慢；如果随后操纵先导控制阀在举升位置时，液压缸小腔的液压油与回油油路接通，此时小腔液压油流入回油路，平衡即被破坏，于是下降速度变快。但按上述方法检查后，发现下降速度没有变化，则表明液压缸的密封件没有损坏，因此判断可能是控制阀有故障。

对控制阀进行解体拆检，发现控制动臂的控制阀阀芯、阀孔出现严重的拉沟和划伤，将其更换后装机，故障消失。

4. 故障排除中应注意的问题

1）在没有认真分析、确定故障产生的位置和范围时，不要盲目拆卸、自行调整元件，以免造成故障范围的扩大和产生新的故障。

2）由于故障的多样性、复杂性，在排除故障的过程中应考虑其他因素，如机械、电气故障的作用。

3）在对元件进行调整或置换时，要注意调整或置换的数量，每次调整变量应仅有一个，以免其他变量干扰。如果调整或置换后故障无变化，应及时复位。

4）在检修、拆卸时要特别注意液压元件及系统的清洁。

1.7.4 动臂断续下降故障的分析

1. 故障现象

当挖掘机操作手柄搬到“动臂下降”的位置后，动臂不能平稳下降，而是出现一降一停的间断性下降，进而造成整机沿动臂方向前后剧烈摇晃，以至于无法正常工作。故障树分析如图 1-111 所示。

2. 可能原因的检测

经压力表检测，主油路系统压力为 27.8MPa，符合规定，其他动作速度和力量均正常，可排除主油路压力与流量不足的原因。经压力表检测，先导控制系统油压为 2.94MPa，符合

规定，其他动作操纵正常，可排除先导控制油压不足的原因；经拆检右多路阀中的动臂阀杆，发现阀杆有些卡滞，但无异物，且阀杆表面无划伤；经拆检动臂下降限速阀，发现单向阀关闭良好，无弹簧折断现象。因此初步判断，故障是动臂阀杆失圆变形所致。

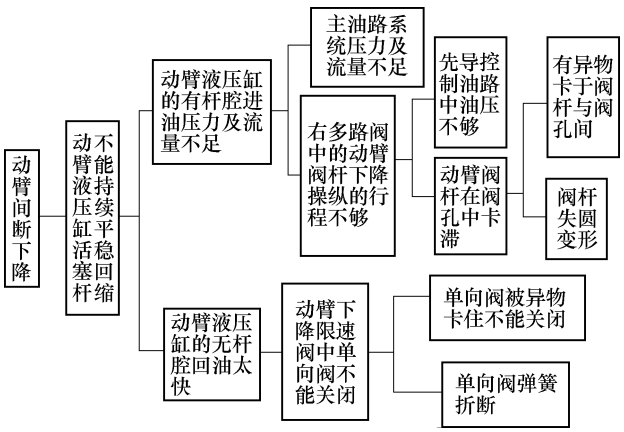


图 1-111　动臂间断下降故障树

经查阅资料发现，多路阀中的动臂阀杆和斗杆阀杆的结构和尺寸完全相同，可以互换，于是把两者对调安装，再试机发现整机前后摇晃现象消失，动臂下降平稳，而斗杆操纵时动作出现不平稳现象。这证明上述判断正确。先从库存的一个旧多路阀中取出动臂阀杆代用，即可马上恢复工作。

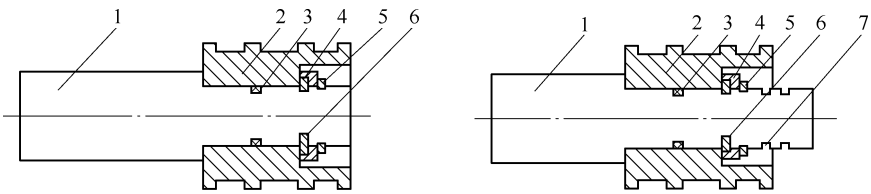
3. 故障的分析

由于动臂阀杆失圆变形，造成下降操作时行程不到位，动臂液压缸有杆腔的进油路中出现节流现象，使进油不足；而动臂在整个工作装置重力矩的作用下强行下降，使得动臂液压缸有杆腔的容积增大速度大于进油速度，这就造成了动臂液压缸的有杆腔内出现真空现象(即负压)。在负压作用下，从无杆腔产生一个指向有杆腔的对活塞的反作用力，阻止动臂下降，真空度越大，反作用力也越大。当反作用力矩与工作装置的重力矩达到平衡时，动臂下降被迫停止。动臂下降停止后，动臂液压缸有杆腔容积不再增大，而进油仍在继续，这时又造成真空度减小，反作用力减小，其力矩不能再支撑工作装置的重力矩，于是动臂又继续下降，接着有杆腔内再产生真空，动臂下降再停止。这样，动臂下降过程就是一个下降→停止→再下降→再停止→……的交替过程。在这个动臂下降过程中，由于动臂有周期性的速度变化，因而会产生一个对整机的周期性的沿动臂方向的前后倾翻力矩，在该倾翻力矩作用下，整个挖掘机在动臂下降过程中沿动臂方向前后摇晃，而且越来越加剧，以致不能继续工作。

1.7.5　大宇 DH220—C 型挖掘机动臂液压缸活塞杆断裂故障

某大宇 DH220—C 型挖掘机动臂液压缸不能动作，而且当动臂液压缸的操纵杆处在工作位置时，油压只有 1.5MPa。如图 1-112a 所示。拆卸检查后发现，该液压缸的活塞杆从卡键的环槽处断裂。故障的主要原因是：当液压缸小腔进油时，活塞的推力通过卡键传递给活塞杆，因此卡键的环槽处受力较大；由于此部位是整个活塞杆截面积最小的部位，因而也是强度最差的部位；由于加工时无过滤圆弧而形成应力集中或热处理不当形成裂纹等。当出现断裂后，因进、出油口可通过活塞的中心孔而相通，不能形成油压，因而出现不能上升和下挖无力的现象。

修复时，一般情况下可以更换活塞杆，但活塞杆只能到生产厂家去订购，且造价高、周期长，所以在无特殊要求的情况下，采用了下述修复方法：车削原活塞杆，使活塞杆端部的



a) 未断裂前的配置　　b) 修复后的配置

图 1-112　活塞、活塞杆配置示意图

1—活塞杆　2—活塞　3—O 形密封圈　4—卡键护碗　5—卡簧　6—卡键　7—焊接点

形状及尺寸与原来的相同，只是其相对位置向左移动一段，如图 1-112b 所示；将断下的活塞杆头部焊接到原活塞杆上即可。断头如不焊上，会出现活塞外端座抵住导向套和防尘圈的现象。

用此法修复的挖掘机，其举臂高度虽有所下降，但一般情况下并不影响使用。因此，此方法实用、简单、易行。

1.7.6　PC200—6 型挖掘机斗杆挖掘无力故障原因分析及处理

1. 概述

PC200—6 型液压挖掘机选用小松 S6D102E 柴油发动机作动力，发动机额定输出功率为 99.3 kW，在同级别挖掘机中发动机功率最大。该机采用了性能可靠的全液压控制系统，系统采用 2 个可变容量活塞式液压泵，不仅使工作设备的复合动作平稳可靠，而且缩短了循环周期，管线串联的 PPC 过滤器、钨极惰性气体保护焊接的管道、耐压软管和经过加强的液压缸活塞密封圈，使液压系统保持了清洁并能良好冷却。系统的闭式负荷感应系统使操作人员操作起来更方便。系统没有液压的干扰，同时进行几项操作时，液压泵的输出按照作业的需要而分配，减少了工作中的液压损失，从而使操作更方便。PC200—6 型挖掘机具有较大的斗杆和铲斗挖掘力，对粗整地、反铲挖掘和深挖沟十分理想。

2. PC200—6 型液压挖掘机的故障诊断

1）故障现象。在作业时斗杆挖掘无力，最高压力为 23MPa。

2）故障原因分析。在现场了解该机当时的工作情况及以前的工作状况，如液压泵是否能起动，系统油温是否过热，系统的噪声是否过大，液压缸是否能带动负载等，并核实操作者提供的情况。在掌握了有关的一些情况后，根据该挖掘机的液压系统图，查看实物及液压图分析斗杆的工作原理（图 1-113），由于斗杆收进回路上设有再生回路，因此斗杆下降时缸头压力大，缸底压力小，部分缸头压力油由滑阀 1 槽进入油道 C，另一部分缸头压力油回到了油箱道，再由经单向阀 2 进入 D 道和 E 道流入液压缸缸底，加快下降的速度；斗杆挖掘时，缸头压力小，缸底压力大，油道口底压力大，单向阀 2 关闭，油道 D 压力可以保持。铲斗、小臂（斗杆）的液压回路上，最主要的是主阀芯装置（主溢流阀），它是一个 6 联阀，分别控制铲斗、动臂、斗杆、左行走、右行走、回转 6 个部件的工作。主阀芯的移动方向决定压力油的流向，移动距离大小决定出口经过的流量大小。这条回路上除主阀芯外，还有一些其他阀，如主溢流阀、卸荷阀、安全吸油阀，它的液压回路上还装有单向阀。结合系

统液压原理图、各个控制阀的工作原理以及故障的表现，分析可能有以下原因：①再生回路上单向阀堵塞；②主溢流阀的柱塞有一 ϕ0.5mm 的小孔被脏物堵死；③ 由于斗杆再生回路上最高压力只有 23MPa，低于设定的压力值 36.5MPa，故有可能是安全阀损伤。

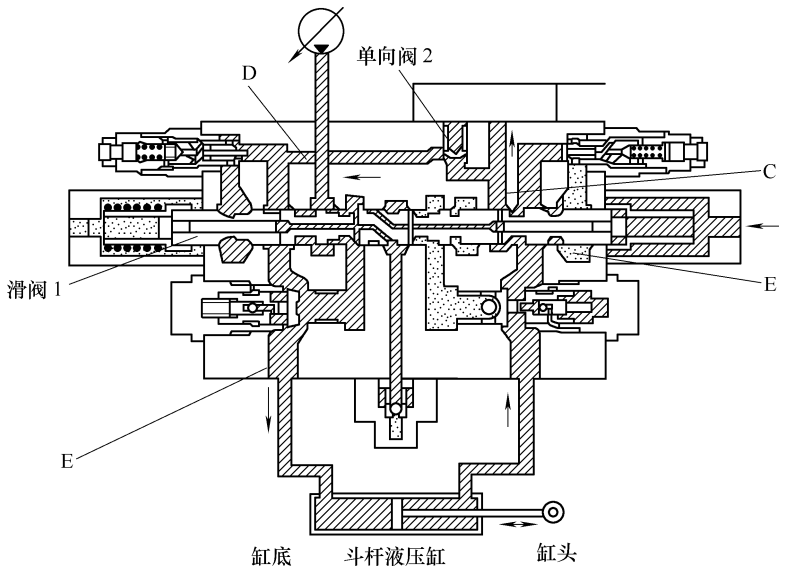


图 1-113　挖掘机斗杆液压原理

C、D、E—油道

首先检查这个回路上控制铲斗、斗杆的铲斗液压缸，斗杆液压缸以及再生回路上的单向阀，安全阀。打开回路上的单向阀，打开阀盖后发现单向阀小孔堵死，单向阀常开。经分析导致这一结果的原因是由于该车超过 6800h 未更换液压油，而按保养手册规定，运行达到 5000h 时就应更换液压油。此次由于液压油太脏堵塞了单向阀小孔，导致单向阀没有背压以致单向阀无法关闭，而挖掘时高压油道是通过单向阀与油道连通的，从而导致挖掘时斗杆无力。

3）故障处理。故障找出来后，取下单向阀对它进行了清洗并更换液压油滤芯，清洗了油箱及相关油管，安装好后经试验，斗杆挖掘无力这一故障得到了排除。

与该项故障有牵连的原因很多，如果不认真仔细分析，在毫无把握或毫无分析的情况下动手拆零件，只能增加工作量，导致其他操作阀的盲目拆卸，从而延长停车时间，增加生产成本。

1.7.7　挖掘机斗杆伸出不能收回的故障排除

某全液压挖掘机在作业时，出现了斗杆伸出后无法收回的故障，即通过操作手柄无法使其完全收回，松开手柄后，斗杆自行伸出，而其他动作可以实现。

上述现象说明控制油路有供油，初步估计可能是斗杆液压缸发生了内泄或主阀出现卡滞现象。基于此考虑，首先排查斗杆液压缸。将斗杆液压缸的高压油管拆下后发现：液压缸大腔高压管内侧有碰伤现象，由此断定高压油路中进入了硬质杂物，由于液压缸的活塞是由螺栓固定的，估计可能是此处的螺栓松动、脱落。对液压缸解体检查后发现，果然是此处螺栓

脱落，但活塞的密封良好。对液压缸处理后重新按要求安装完毕，再次试验，发现故障仍然存在。所以液压缸内泄的故障估计是主阀出现了卡滞现象。接下来再检查主阀，将控制斗杆液压缸的滑阀盖拆卸后，发现阀芯不在中位，用手推阀芯时发现只能向一个方向运动，并且不能回归中位，果然是阀芯卡滞；拆卸阀芯，经检查阀芯表面未发现异常，再次安装后，手推阀芯可来回自由滑动，由此可断定阀芯未被损坏。最后，估计问题是相应的节流孔流通不畅，产生回油背压，使得阀芯运动受阻卡滞，从而影响斗杆的回收。通过使用清洁的高压气体对节流孔吹气处理，并将系统予以清洁，更换液压油；严格按照要求安装后，再次试车，这时斗杆可以回收，并且各种复合动作均可顺利完成，说明故障已被排除。

综上所述，产生此故障的原因是由于斗杆液压缸活塞的固定螺栓脱落，并且在高压油的压力作用下，产生杂质，使得节流孔流通不畅，导致主阀卡滞；即使操作手柄处在中位时，斗杆液压缸小腔仍存在供油，从而引起斗杆伸出不能完全收回。

1.7.8 斗杆液压缸拉缸的分析

从反铲工作的受力情况分析，铲斗每次切土时主要使用的是斗杆缸，即由斗杆缸活塞杆伸出，斗杆缩进来完成切土。不过在每次铲斗刚吃土和吃土基本完成时也有利用铲斗缸的动作加以配合的情况，可是每次吃土受力最大的是斗杆缸。在吃土过程中斗杆缸系统压力经常要达到限压阀的最高限定压力。这就是说，斗杆缸的密封元件、导向环、活塞等经常受系统最高压力的作用，使它们的磨损、热变形加剧，不但其使用寿命缩短，而且在工作中突然发生损坏的概率增高。

根据日常维护保养经验，斗杆缸在发生拉缸之前的一段工作时间内，液压缸必定存在内泄漏，只是驾驶员没有发觉，或置泄漏于不顾，只要还能挖土就继续使用，直到挖不了土或导致拉缸而被迫停工。当液压缸严重内漏时，工作中高压油就会把密封元件导向环冲坏，活塞失去导向而偏向一边，与缸壁直接接触摩擦，最后拉坏缸壁、损坏活塞。从发生拉缸后的损坏情况也证实了这一点。

为此，应向驾驶员不断重申避免经常性的满负荷或超负荷作业，并经常检查斗杆缸的内泄漏情况，结合密封元件实际使用时间进行综合分析，一旦发现内泄漏超标准或急剧加重，就应立即加以修复，预防拉缸事故的发生。

1.7.9 液压挖掘机铲斗液压缸自动下行故障分析

某小松 PC200—5 型液压挖掘机在使用一段时间后，操作杆在中立位置时，铲斗液压缸的活塞杆因铲斗的重力而自动下行，工作时，铲斗挖掘力不够。

这一现象说明液压系统内泄，根据该机的液压系统原理图分析，内泄有两种可能：①铲斗液压缸的活塞密封件密封不严，液压缸内泄漏；②主控阀的阀芯与阀体磨损，密封不严，液压油由铲斗液压缸的有杆腔经油管、主控阀，流回油箱。主控阀的阀芯与阀体已作特殊处理，正常使用阀芯与阀体不易损坏。由此判断铲斗液压缸内泄。

拆开液压缸发现，活塞环与密封环断裂，液压缸拉缸。为避免这一损失，根据该零部件的设计寿命，建议两年更换一次液压缸密封件。

1.7.10　铲斗装不满直至不能正常工作的故障

某 WY80 型液压挖掘机在刚开始施工时铲斗挖掘速度缓慢，其他各项动作都正常；工作一段时间以后，随着油温的升高铲斗缸逐渐变得无力，铲斗装不满直至不能正常工作。

检查先导压力。机器刚开始工作时，油温较低，先导压力为 3.5MPa，铲斗进行挖掘工作时，先导压力降至 2.5MPa；当油温升高至 55℃以上后，先导压力为 3.0MPa，若此时进行铲斗挖掘，先导压力即降至 2.0MPa 以下。可见是铲斗挖掘先导油路有泄漏，致使先导压力油不能完全打开主换向阀，故铲斗挖掘速度缓慢。

该机的液压系统共有 2 个主液压泵，分别为动臂缸和铲斗缸供油，必要时再由一换向滑阀实现合流，使动臂和铲斗能快速动作。在铲斗缸和动臂缸的先导油路中连有一个液控换向阀，进油口 A 与铲斗缸先导操作阀相连；控制油口 D 与动臂缸的先导操纵阀相连；出油口 C 与铲斗缸、动臂缸共用的合流换向滑阀相连；油口 B、E 为回油口，与先导回油路相连。机器只进行铲斗挖掘工作时，阀芯在弹簧的作用下位于左侧，油口 A 与 E 相通，此时铲斗先导操纵阀可同时控制铲斗换向滑阀和合流换向滑阀动作，向铲斗缸的大腔供油；当动臂起升与铲斗挖掘同时工作时，由于动臂缸和铲斗缸的大腔共用 1 个合流阀，使两液压缸不能同时快速动作；当油口 D 进油时，推动阀芯右移，堵住油口 A、C 通道，打开油口中 B、C 通道，这样，C 口的压力油卸荷，使动臂缸可以快速动作，而铲斗缸只能通过一个换向滑阀供油，故不能快速动作；当铲斗进行挖掘工作时，如果阀芯磨损严重，先导油就会从油口 B 处泄漏，导致先导油压力降低，发生如上所述的故障。

用一块小薄铁片堵住进油口 A，当铲斗挖掘时，先导油压力不再降低，但合流换向滑阀不能合流，铲斗缸由于只有 1 个液压泵供油，工作速度缓慢，挖掘有力，铲斗能满装，但这种方法只能在应急时采用。拆下液控换向阀，拆开后发现其阀芯已严重磨损，与阀体的配合间隙很大。当堵住油口 C，从油口 A 注入煤油时，煤油很快就泄漏掉，这表明阀芯和阀体的磨损量已超过了允许的极限值，导致油液泄漏量大。更换液控换向阀后故障被排除。

1.7.11　挖掘无力故障的排除

某大宇挖掘机挖掘硬物料时挖不动；挖掘松散物料时不满斗且非常吃力。

根据液压系统工况的分析，挖掘无力故障原因主要是：液压油不足、主泵磨损、主安全阀调整压力偏低、操纵阀磨损严重、铲斗缸活塞油封损坏。

排除故障的步骤如下：

1）首先查看液压油箱，发现液压油充足，即可排除此故障的可能性。

2）通过液压系统的分析可知，如主泵磨损或主安全阀调整压力偏低，整个系统就达不到额定的系统工作压力，那么动臂、斗杆、回转马达及液压支腿等部分工作都将发生异常。但经观察，其余工作装置均工作正常，未发现任何异常的情况，因此可排除主泵磨损及主安全阀调整压力偏低这两个故障原因。

3）经上述故障原因的分析，可将故障原因集中在操纵阀严重磨损与铲斗缸的活塞油封损坏上，由于这两个故障比较隐蔽，仅通过现象观察难以判断，究竟是两个故障同时发生了还是只发生其中的一个，但如果盲目拆检又代价太大。在此情况下可进行堵漏试验，即应用仪器测量回路的流量，即可迅速判断故障所在。但由于条件的限制，施工单位不一定都配备

有此类故障的检测仪，此时可根据液压系统的结构特点进行分析。铲斗回路出现故障并不影响其他回路执行部件（如动臂、斗杆等）的动作，而且各回路调定压力大小均相同。又由于斗杆回路与铲斗回路的油管尺寸完全相同，因此可以利用斗杆回路来进行故障的分析和判断，具体操作：将铲斗与斗杆进油及回油油管分别互换连接后，重新观察铲斗与斗杆的工作情况，发现铲斗工作仍不正常，而斗杆工作却正常，这样就可以判定故障是发生在铲斗缸上。

于是，拆检铲斗缸，看到活塞上油封已断裂损坏，因而造成液压缸上下腔泄漏严重，致使铲斗挖掘无力。更换油封后，铲斗工作即恢复正常。

掌握液压系统的工作原理和一些技术数据，利用液压系统本身回路的一些规律，通过仔细观察，冷静判断，一般都能找出故障的根源。对于一些隐蔽的故障，可以利用仪器来检测系统的技术性能，如压力、流量和温度等来定量分析，就可迅速地找出故障部位。

1.8 支腿液压故障案例分析

1.8.1 支腿液压缸工作过程中回缩现象分析

支腿是保证轮式挖掘机进行稳定挖掘作业的基本构件，支腿液压缸的好坏直接影响整机的正常工作。在某型号轮式挖掘机的使用过程中发现，支腿液压缸在承受额定载荷时，活塞杆出现自行收缩现象（闭锁不好）。

为确保该机型支腿的稳定工作，及不因油路系统的泄漏造成支腿的收缩，在支腿液压缸原进回油腔上安装了双向液压锁，控制油路如图 1-114 所示。

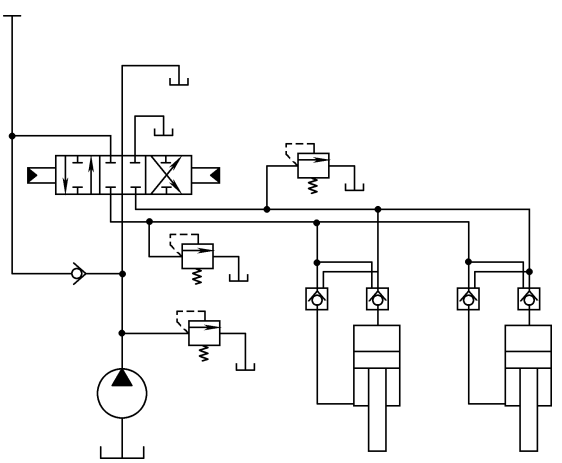


图 1-114　支腿液压缸控制油路

发生故障后，从外观检查并未发现液压缸外漏油现象。因液压缸拆卸比较困难，故按从易到难的方法，先分析液压锁可能存在密封故障，所以更换双向液压锁，但试机故障仍存在。再分析原因，可能是液压缸自身故障，对液压缸进行了拆检。拆检过程中发现：①从外观上，可见液压缸缸筒中部发生了外凸变形；②活塞密封圈损坏。

液压缸缸筒中部为什么会发生外凸变形呢？该液压缸结构参数为：液压缸内径 D = 110mm，液压缸外径 D_1 = 130mm，液压缸行程为 455mm，活塞杆直径 d = 60mm，正常最大工作压力约为 30MPa。根据计算并参照设计手册，缸筒的材料和壁厚均合理，安全系数满足要求，正常工作时缸筒中部不应发生外凸变形。结合活塞密封圈损坏，我们进行了分析。图 1-115 和图 1-116 是液压缸活塞密封圈未损坏与损坏的两种工作状态示意图。液压缸活塞密封圈未损坏时，液压缸承受外载荷的有效工作面积为活塞面积 A_1（图 1-115）。液压缸活塞密封圈损坏后，液压缸大小腔连通，承受外载荷的有效工作面积由原来的活塞面积 A_1 变为

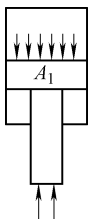


图 1-115　活塞密封圈未损坏

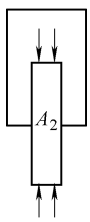


图 1-116　活塞密封圈损坏

活塞杆面积 A_2（图 1-116）。在同样外载荷 F 的作用下，双向液压锁的封闭造成支腿液压缸内的压力急剧增加。

当活塞承受外载荷时，液压缸内的压力：

$$p_1 = F/A_1$$

当活塞杆承受外载荷时，液压缸内的压力：

$$p_2 = F/A_2$$

相同工况下且最大负载相同时，有：

$$p_1A_1 = p_2A_2$$

根据液压缸的结构，有

$$p_2 = p_1(A_1/A_2) = 3.36p_1$$

可见，活塞密封失效后，液压缸支承相同负载时液压缸内工作压力将数倍增加。液压缸缸筒内径变形量：

$$\Delta D = \frac{pD^2}{E(D_1^2 - D^2)}[(1-2\mu)D^2 + (1+\mu)D_1^2]$$

式中，ΔD 为缸筒内径伸长量（mm）；p 为缸筒内工作压力（MPa）；D 为缸筒内径（mm）；D_1 为缸筒外径（mm）；E 为材料的弹性模量，取 $E = 2.1 \times 10^5$MPa；μ 为泊松比，取 $\mu = 0.3$。

正常工作时，缸筒内工作压力 $p = p_1 = 30$MPa 时，缸筒内径变形量：

$$\Delta D = \frac{pD^2}{E(D_1^2 - D^2)}[(1-2\mu)D^2 + (1+\mu)D_1^2]$$

$$= \frac{30 \times 110^2}{210000(130^2 - 110^2)}[(1-2\times0.3)\times110^2 + (1+0.3)\times130^2]\text{mm} = 0.087\text{mm}$$

密封损坏后，缸筒内工作压力 $p = p_2 = p_1(A_1/A_2) = 3.36p_1 = 100.8$MPa 时，缸筒内径变形量：

$$\Delta D = \frac{pD^2}{E(D_1^2 - D^2)}[(1-2\mu)D^2 + (1+\mu)D_1^2]$$

$$= \frac{100.8 \times 110^2}{210000(130^2 - 110^2)}[(1-2\times0.3)\times110^2 + (1+0.3)\times130^2]\text{mm} = 0.295\text{mm}$$

从计算看，在原设计液压缸工作压 30MPa，活塞密封失效后相同工况下，液压缸内工作压力 100.8MPa，如此高的工作压力，造成液压缸缸筒产生弹性变形直至塑性变形，从而出现了支腿在外载荷作用下的收缩现象。

由此可认为：

1）对工作于类似这种闭锁工况的支腿液压缸，设计中应特别注意密封件的选取，增加必要的高压挡圈，同时合理考虑活塞与缸筒的配合间隙。

本例中，采用O形密封圈加装聚四氟乙烯挡圈，活塞与缸筒的配合间隙控制为0.04～0.09mm。半年实际使用中未发生活塞密封失效现象，工作可靠，实践证明分析和采取的措施正确。

2）双向液压锁将液压缸内容积封闭，油压无法通过控制阀上的过载阀卸压；建议在双向液压锁的结构上增加过载溢流阀，并设定合理的过载溢流压力（40MPa），同时，配装压力开关低于过载溢流压力（38MPa）时进行报警，提示操作者检测，以确保构件正常工作，防止高压油的突然外泄，保证人身安全。

1.8.2 GYL200G型轮式挖掘机支腿故障的排除

1. 故障现象

扳动支腿手柄，支腿液压缸无力伸出，车轮无法离开地面，作业时轮胎负荷加重。

2. 原因分析

经分析判断，可能有六个方面的原因造成：

1）主油路工作压力达不到额定值（30MPa）。

2）中央回转接头密封圈磨损泄压。

3）支腿操纵阀阀芯磨损严重或弹簧折断。

4）支腿单向阀弹簧折断或弹性减弱。

5）系统连接阀块密封圈损坏。

6）先导压力控制阀阀芯接触面磨损泄压。

3. 检测诊断

先将测压表接入主泵测压接头上，将支腿手柄扳到支腿完全伸出位置静置，观察表的指数，发现主泵压力不够，调整支腿操纵阀的调整螺钉，主泵压力还是上不去，检测主安全阀压力却正常，初步判断中央回转接头密封圈磨损造成泄压。拆下中央回转接头，仔细检查并更换一组新密封圈，试车发现故障依然存在。继续检查系统支腿液压锁，无脏物卡滞和漏油现象。拆检支腿操纵阀，发现阀芯被硬物卡磨了一个小凹坑，怀疑此处出了问题，在无新配件更换的情况下，将支腿操纵阀芯和动臂操纵阀芯对换，并进行试验，压力达到了额定值(30MPa)，可见故障出在支腿操纵阀的阀芯上。

4. 排除方法

首先对液压油进行清洁过滤；然后清洗液压循环系统；最后更换支腿操纵阀的阀芯。挖掘机支腿压力恢复正常，达到了支腿收、放自如的状态。

1.8.3 W4—60C型挖掘机左支腿时右支腿也动故障分析与排除

1. 故障原因分析

某W4—60C型挖掘机，在工作中出现了动左支腿时右支腿也动的故障现象。

出现此现象时，故障一般出自中央回转接头，这是因为W4—60C型挖掘机上中央回转接头位于转盘和转台的中心上，主要用于连通转盘与车架及行驶机构之间的油、气路，以保证转盘转到任何角度时都能使前桥、悬挂装置、支腿缸和转向缸接通。该回转接头内12个

O 形密封圈如损坏，会导致油、气路互相窜通，使机器工作失常。本例由于出现动左支腿时，右支腿也动的现象，即左、右支腿油路已互相窜通，根据以上原因和经验，可基本判断故障是因中央回转接头 O 形密封圈损坏造成。而故障排除通常的做法就是更换 O 形密封圈即可。

2. 中央回转接头 O 形密封圈的更换

（1）更换中央回转接头 O 形密封圈的传统方法

1）首先卸掉上传动箱与机体的相关连接部件和固定螺栓，并用吊车将其吊下，取出垂直传动轴。

2）卸掉中央回转接头与各油、气管路连接（注意做好记号，便于装复）和固定螺栓，用吊车将回转接头吊出，并在平地上用方木垫好。

3）拧掉配油盘上 4 个螺钉（它是和芯子拧在一起的），取下端盖、O 形密封圈，拆卸压盖，取下塞子。

4）将方木垫在芯子上用大锤打或用压力机压，以使芯子和外壳分开，拆下 O 形密封圈。

5）分解开回转接头的芯子和外壳后，即可更换全部 12 个 O 形密封圈。具体步骤如下：①在回转接头芯子外周涂上液压油或机油，以便于安装，并防止密封圈因安装不当而损坏；②换上选好的 O 形密封圈，组装芯子和外壳，装复配油盘；③用吊车将中央回转接头吊回机架原位处并固定，插入垂直传动轴，连接油、气管，装复拨叉式固定板，吊装上传动箱并连接固定好。

（2）更换中央回转接头 O 形密封圈的新方法

上述更换挖掘机中央回转接头 O 形密封圈的方法既费时又危险，并受场地和设备的限制，而且将中央回转接头外壳和芯子分解开也非常困难，故无法快速更换或在野外进行抢修。下面介绍一种快速更换该 O 形密封圈的方法：更换时从下部入手，不需动用吊车、压力机，不需拆下中央回转接头总成和任一根油、气管，只需将芯子从外壳内拉出即可更换 O 形密封圈，该方法可提高工效 15 ~ 20 倍。

1）首先卸掉下传动箱与前、后传动轴、垂直传动轴相连接的万向传动节的连接螺栓和固定螺栓，再用可升降架车（或卧式千斤顶）托住下传动箱，先升高约 2cm 并将其旋转一定角度（以下传动箱下降时无阻挡为好），然后下降小推车，将下传动箱拽到一边。

2）卸掉回转接头固定板，用断油器将中央回转接头回油管截流（以免拉出芯子时有大量的液压油顺着芯子流出），拧下配油盘上的 4 只固定螺钉。

3）将拉器两边的铁钩挂在芯子两边相对称的油管接头上，中间顶住垂直传动轴，将芯子拉出后即可更换 O 形密封圈。

4）检查待装的 O 形密封圈是否符合质量要求，安装前应在各个 O 形密封圈上涂液压油或润滑油，以减少安装时的磨损。安装时不要装错位置，回转接头芯子上有 23 个环形槽 ，其中 12 个相间的槽是装 O 形密封圈的。安装时按照“由上向下”的顺序进行，这样可减少安装时 O 形密封圈被环槽卡坏的可能性，安装后要保证 O 形密封圈不扭曲。

5）往外壳内安装芯子时，用顶套托住中央回转接头芯子，然后用 1. 5t 的千斤顶将芯子顶回壳内，拧紧配油盘上的 4 只固定螺钉，装复与垂直传动轴连接的接头，装复固定板（如固定板孔和螺钉孔对不正、螺钉装不上时，可起动机器缓慢转动转盘，使芯子随着外壳

转过 1 个角度，即可对正螺钉孔，装上固定板）。用架车或卧式千斤顶将下传动箱举升到机器台架上，对正螺孔并固定，连接前、后传动轴。整个过程可单人作业也可协同作业，无需拆卸任何 1 根油管。可升降式架车可自制，也可用卧式千斤顶代用，如没有升降设备用人力也可，而断油器、拉器可自制，拉器主要由底板和可调节铁链组成，配上千斤顶便可完成。整个作业不需其他辅助设备，所用工具也非常简单。

1.8.4 DH220—C 型挖掘机支腿缸下沉故障的排除

某大修的一台大宇 DH220—C 型挖掘机，液压支腿支起时工作良好，收起后在自重作用下支腿缸缓慢下沉（大约 2h 下沉 1cm）。分析其原因大致有两个：支腿液压缸油封损坏或支腿液压锁有故障。

首先接通液压泵，操纵换向阀将支腿缸顶起；拆下液压锁上连接换向阀的两根油管，检查支腿缸是否下沉，液压锁是否封闭不严往回窜油。结果支腿缸并未下沉（说明活塞杆上油封良好），液压锁两油口并未窜油。分析认为，此时支腿缸无杆腔的压力较高，而有杆腔是负压，两油口未见窜油即说明液压锁连接无杆腔一侧的工作状态良好，起到了“锁止”的作用。接上两根油管，将支腿收回，然后再拆下液压锁上的两根油管，此时发现支腿缸有杆腔一侧的液压锁进油口有液压油溢出，而无杆腔的进油口则无此现象。由此证明，故障在与有杆腔相连通一侧的液压锁上。

分解液压锁时发现，液压缸有杆腔一侧液压锁的内部阀套上的密封圈已严重磨损，支腿缸的液压油在支腿自重的作用下，经液压锁阀套外圆的缝隙流回液压油路中，造成支腿缸下沉，而无杆腔一侧液压锁阀套上的密封圈良好，故液压油无法倒流，所以支腿支起时支腿缸无下沉现象。

更换有杆腔一侧液压锁的内部阀套上的密封圈后，故障即消除。

第 2 章　装载机液压故障案例分析

装载机是一种广泛用于公路、铁路、建筑、水电、港口、矿山等建设工程的土石方施工机械，它主要用于铲装土壤、砂石、石灰、煤炭等散状物料，也可对矿石、硬土等作轻度铲挖作业。换装不同的辅助工作装置还可进行推土、起重和其他物料如木材的装卸作业。在道路、特别是在高等级公路施工中，装载机用于路基工程的填挖、沥青混合料和水泥混凝土料场的集料与装料等作业。此外还可进行推运土壤、刮平地面和牵引其他机械等作业。由于装载机具有作业速度快、效率高、机动性好、操作轻便等优点，因此它成为工程建设中土石方施工的主要机种之一。

2.1　装载机液压系统及维修概述

2.1.1　装载机液压系统

在此，以 ZL100 型装载机为例，介绍装载机液压系统结构与功能。

1. 概况

如图 2-1 所示为 ZL100 型装载机液压系统。该机斗容量为 $5m^3$，发动机驱动功率为 294kW。系统由 3 个 CB-G 型齿轮泵驱动。工作主泵 3、辅助供油泵 2 和转向液压泵 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。

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，才能扳动后面的阀使之动作。

2. 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。控制转斗液压缸换向阀的先导阀是一个三位六通阀；控制动臂提升液压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 18.5MPa。多路换向阀 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）液压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液压缸（或动臂液压缸），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 16MPa。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，增加液压缸运动的平稳性。

这种先导阀控制分配阀有以下特点：① 控制油路为主油路的分支，不需增添泵元件；② 利用先导阀杆的微动，即可控制进油阀片中卸荷阀开口的大小，实现转斗或动臂提升的微动；③ 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；

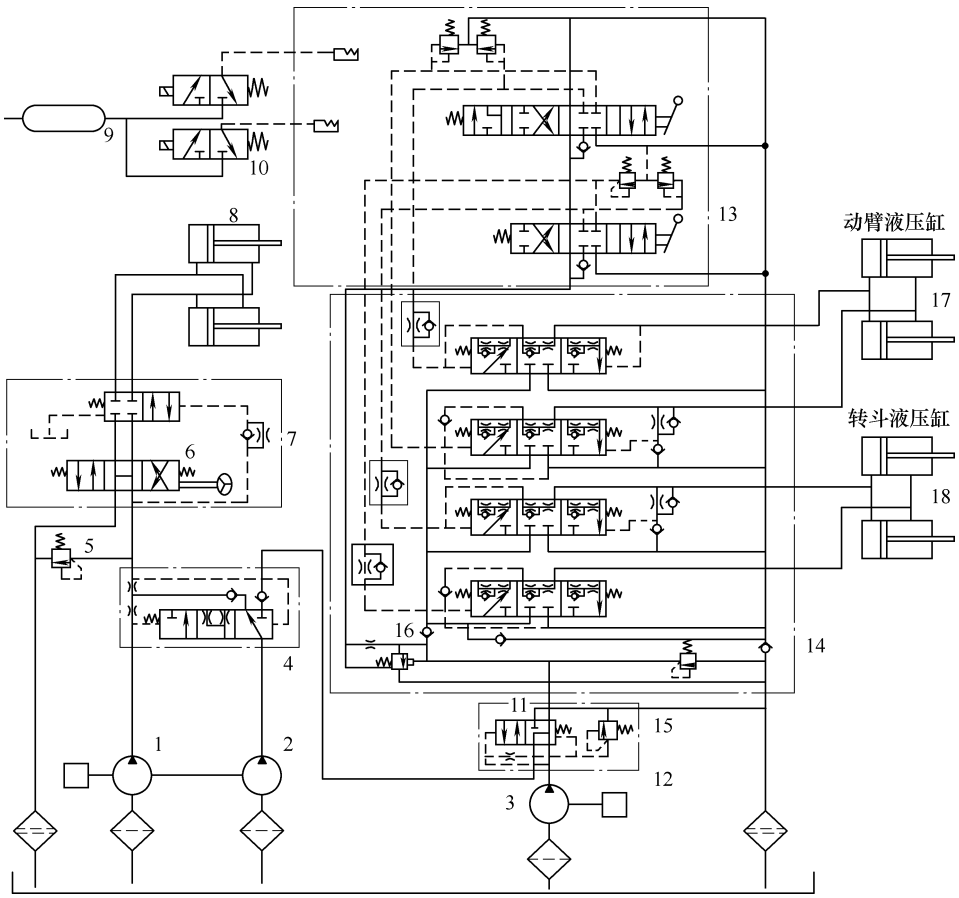


图 2-1　ZL100 型装载机液压系统图

1—转向液压泵　2—辅助供油泵　3—工作主泵　4—稳流阀　5、12—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　13—手动先导阀组
14—液控多路换向阀组　15—压力转换阀组　16—卸荷阀　17—动臂液压缸　18—转斗液压缸

④ 转斗和动臂阀片内部都设有上下小锥阀，起补油和对液压缸上下腔起双作用安全阀的作用；⑤ 分片组合式分配阀，内部油路简单。

3. 卸荷阀

卸荷阀如图 2-1 所示的 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），液压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. 2MPa 时，空循环运转。

系统中压力转换阀组 15 在系统压力低于 12MPa 时，辅助供油泵 2 与工作主泵 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 12MPa 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。

4. 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变化而变化的，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，当发动机高转速时，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，也不经济。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三种情况：

1）当发动机转速低于 600r/min 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。

2）发动机转速由 600r/min 逐渐增加到 1320r/min 时，通过 2 个节流孔流量增加，使 2 个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。

3）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时，将隔断辅助泵流向转向油路的通路，辅助泵的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液压缸处装有自动复位行程开关，当行程开关碰到触点后，行程压力电磁阀 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。

2.1.2　装载机液压系统的检测

1. 工作液压系统压力的检测

首先在多路换向阀的进油口旁边的测压口，接上量程 40MPa 的抗振压力表，使发动机怠速运转，然后操纵多路换向阀使举升液压缸有杆腔进油、无杆腔回油（注意：此时举升液压缸已经缩回，还要继续使有杆腔进油）。这样做的目的是使举升液压缸在死点时，检测多路阀中主溢流阀的压力是否正常，若压力偏低，按使用说明书规定的压力调整好。若压力调不上去，可能有两方面原因：①主溢流阀损坏，即阀芯与阀座的密封部位磨损，或调压弹簧变形。解决方法：有条件的，可以加工修理，否则更换主溢流阀。②主泵严重磨损。检测方法：采用上面的方法加载 10min，看该泵是否发热超常，若超常一定是主泵严重磨损，需更换或修理。若正常，则是主溢流阀损坏。

2. 举升缸液压沉降的检测

举升液压缸内部油封老化造成内泄，检测方法：①在举升液压缸完全缩回的位置（即

铲斗放在地面上时），用工具拆下无杆腔的进油接头，在发动机怠速运转状况下，操纵多路换向阀，使举升液压缸有杆腔进油、无杆腔回油（注意：此时一定要操作正确，否则会从松开的油管处喷出液压油），观察是否从举升液压缸的无杆腔出油，若出油，说明举升液压缸沉降是该缸内部油封老化造成的。②举升液压缸沉降的过程中听声音，若无声，就是举升液压缸内部油封老化造成的。

多路换向阀严重磨损的检测方法：①参照上面的方法，若拆下无杆腔进油接头不出油，则是由于多路换向阀阀芯严重磨损造成的。②举升液压缸沉降的过程中听声音，若有咔咔声，是多路换向阀严重磨损造成的。

3. 液压缸翻铲无力或沉降的检测

1）翻铲液压缸内部油封老化。检测方法：操纵多路换向阀使翻铲液压缸缩回，用工具拆下无杆腔的进油接头，发动机怠速运转，操纵操纵杆使翻铲液压缸有杆腔进油，无杆腔回油（注意：此时一定要操作正确，否则会从拆开的油管处喷出液压油），观察是否从翻铲液压缸的无杆腔出油，若出油，则是该缸内部油封老化造成的。

2）多路换向阀的翻铲阀块上的过载阀严重磨损失效。检测方法：在完成上面的检测翻铲液压缸内部油封无故障的情况下，接好拆下的接头，操纵翻铲阀使铲斗沉降，听是否有咔咔的声音，若有声音，则是换向阀阀芯严重磨损造成的泄漏：若无声音，则是过载阀损坏。

4. 主泵向变速器窜液压油的检测

主泵轴油封损坏的检测方法：拆卸该泵，用手堵住进油口（大口），按照和泵工作方向的反向旋转，看泵轴处是否冒泡，若无反应，该泵无故障；若冒泡，则是该泵有故障，需修理或更换。

转向液压泵泵轴油封损坏的检测方法同上。比较主泵和转向液压泵，通常转向液压泵比较轻，一般先检测该泵以判断故障。

5. 主泵轴键或键套损坏的检测

松开主泵的出油管看出油是否正常，若不正常，说明主泵没有转动，可判断传动部分有故障。

6. 转向液压系统的检测

单方向打不动时，可能是转向器上的压力阀块损坏，需更换；也可能是转向液压缸内部油封老化。若双方向都打不动，可能是转向液压泵损坏。打方向 10min，触摸该泵是否过热，如过热，可判断该泵有故障。如转向器压力阀块损坏，也会导致双向打不动。当有助力但方向跑偏时，可能是转向器损坏（内部复位弹簧片损坏，需更换修理转向器还需注意正确组装）。检测方法：将转向器油口向上，用台钳夹牢，向进油口和回油口加油，用活动扳子旋转转向器轴，观察油口出油情况。左转时，接液压缸的一个油口出油，反转时，接液压缸的另一个油口出油才正确，否则试机时转向盘会将手打伤。

2.1.3 装载机液压系统故障的分析

1. 概述

液压系统故障按性质可以分为突发性故障和缓发性故障。突发性故障的特点是具有偶然性，它与使用时间无关，如管路破裂、液压泵压力失调、液压振动、噪声、油温急剧升高等。缓发性故障的特点是与时间有关，如磨损、腐蚀、老化等，故障可以预防。

故障按在线显示情况，可分为实际的和潜在的两种。实际故障又称功能性故障，由于这种故障实际存在，使液压系统不能工作或工作能力下降。潜在故障尚未在功能性方面表现出来，但可以通过观察及仪器测试它的潜在程度。

装载机液压系统组成主要由油箱、工作泵、双联泵、多路换向阀、先导阀、转向器、优先阀、工作液压缸、转向液压缸、钢管、胶管、过滤器、接头等元件组成。装载机液压系统的油液在所有元件中循环，组成系统的任一个元件失效就会导致整个系统不能正常工作，对整机性能来说，当系统中所有元件都正常工作时，系统才能正常工作。装载机液压系统的故障最终主要表现在液压系统或回路中的元件损坏，伴随压力和流量波动、漏油、发热、振动、噪声等现象，致使系统不能发挥正常功能。一般在初期因设计、制造、运输、安装、调试等原因故障率较高，随着运行时间延长及故障的不断排除，故障率将逐渐降到最低。到设备使用后期，由于长时间使用过程中的磨损、腐蚀、老化、疲劳等逐渐使故障增多。

2. 造成液压系统故障的元件

（1）高压管　高压管属橡胶软管，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。故障原因主要为管路质量、腐蚀、老化等和管路密封件失效。主要故障形式为漏油，发生部位以液压冲击和振动较大处为多。因为在液压管路设计中没有充分考虑到与工作装置的干涉问题及制造质量问题，高压管经常漏油，由于高压管一般泄漏小，分布广，很难从压力或流量上反映出来，但能通过视觉有效检测出来，因此没必要安装传感器在线诊断，通过加强质量管理和维修可有效防止这些故障发生。要及时注意各管路的渗漏油情况，油污一旦长期附着管路，会使管路加快老化，特别是橡胶管，所以应及时擦洗及更换管件。

（2）钢管　钢管耐油性、抗腐蚀性比较好，耐高压，变形小。故障原因主要为管路质量、腐蚀、老化等和管路密封件失效。主要故障形式为漏油，发生部位以液压冲击和振动较大处为多。

（3）液压缸　液压缸是液压系统中的执行元件，故障形式是液压缸爬行、不能运动、推力不足、外泄漏等。液压缸的泄漏占液压缸故障的 33%，泄漏分为内泄漏和外泄漏。内泄漏主要影响液压缸的技术性能，使之出现力不足、运动速度缓慢和工作不平稳等现象。因此若发现动臂提升能力明显降低，或当阀在中位时动臂仍以较快速度下降，而整个液压系统又观察不到有显著的外部泄漏，就基本上肯定产生了较严重的内泄漏。外漏将导致环境污染和能源的浪费。液压系统的泄漏量一般采用液压缸或工作装置位移量指标。

发现位移量超标，可能是液压缸发生泄漏故障。但是由于要安装的传感器较多，开发成本过高，还可以采取经验诊断法。诊断液压缸泄漏的经验方法可用“问、检”二字概括。具体来讲，“问”就是维修人员向操作人员询问故障机械的基本情况。主机有哪些异常现象；故障是突发的，还是渐发的。“检”主要是维修人员亲自检查液压系统的工作情况，使液压缸运动到极限位置，观测液压系统的工作压力，一旦工作压力达不到规定值，并且通过调节安全阀压力仍不发生变化时，则可能是液压缸内泄。

（4）油箱　油箱除了盛油，还用于散热、沉淀污染物、逸出气泡。主要故障形式是油箱焊接问题及油箱泄漏等，故障原因多为油箱制造和安装质量问题。

（5）多路阀　多路阀的作用是在先导控制油的作用下，通过其滑阀不同的开启方向，改变工作油液的流动方向，实现转斗液压缸和动臂液压缸的不同的运动方向，完成相应工作装置的不同动作。故障形式是工作装置操作失灵、工作缓慢、动臂下沉等。原因为卡阀、阀

芯阀体磨损、弹簧失效、外漏等。组合阀体精度高，里面一有杂质，便会影响回路的正常运行。对这些阀体要定时清洗、检修，调整压力到额定压力。调定压力过高或过低，都会使阀芯失控，导致出口压力过高或过低等。

（6）工作泵　工作泵的故障形式为噪声大、压力波动严重、输出油量不足、压力提不高、发热和外泄漏等。故障原因很多，主要有轴断裂、传动系统断开、外泄严重、其他外泄、进油管漏气或堵塞、进油滤网堵塞严重、磨损严重、油箱液位低于工作泵进油管。

（7）转向器　转向器的故障形式为转向沉重、转向圈数多、转向失灵或不能转向、转向器不能自动回中等。故障原因是转向器阀体内钢球单向阀失效、转向器磨损、转向器弹簧片损坏、拨销或联动轴开口折断、转子和定子咬死、阀芯阀体和阀套三者相互间有咬死、转向柱与阀芯不同心、转向柱轴向顶死阀芯、转向柱轴向阻力太大等。

（8）低压管　低压管属橡胶软管，用于有相对运动部件间的连接，能吸收冲击和振动。故障原因主要为管路质量、腐蚀、老化及管路密封件失效。故障形式为漏油，发生部位以液压冲击和振动较大处为多。

（9）转向液压泵　转向液压泵的主要故障形式为噪声大、压力波动严重、输出油量不足、压力提不高、发热和外泄漏等。故障原因很多，主要有转向液压泵的轴断裂、传动系统断开、外泄严重、其他外泄、进油管漏气或堵塞、进油滤网堵塞严重、磨损严重、油箱液位低于转向液压泵进油管等。

2.2　装载机液压泵故障案例分析

2.2.1　ZL50G 型装载机齿轮泵损坏问题的分析与解决

1. 故障现象

装载机使用一段时间（大约 1 ~ 2 月）后，普遍出现动臂举升缓慢，铲装无力、转向沉重、液压油向变矩器变速器串油等现象。拆下工作泵及双联泵（转向泵和先导泵串联而成），发现两泵（均为齿轮泵）损坏，侧板严重磨损，轴端骨架油封损坏。更换齿轮泵后，故障仍然发生。

首先以为泵输入轴与连接的变矩器泵驱动轴的内花键配合间隙不合适，引起泵齿轮端面与侧板偏磨，造成泵的损坏。为此，根据齿轮泵连接的技术条件要求，严格控制泵输入轴与连接的变矩器泵驱动轴的内花键配合间隙，并对内外花键轴的同轴度和垂直度进行了更高的精度要求，但试验后，问题并未得到解决。

随后，又对全液压转向器、优先阀、多路阀、压力选择阀等液压元件和有关管路进行了更换。试验结果排除了这些液压元件引起泵损坏的可能。

接着，又对液压系统的压力与结构进行了调整，调低了系统压力，在管路中增加了溢流阀和单向阀，消除了压力过高和不稳定对泵的影响和破坏。重新试验后，故障仍旧发生。

最后，从液压系统的源头——液压油箱和吸油管路进行了分析和改进，将泵吸油胶管直接插入油箱，并去除过滤装置，然后进行作业试验。结果令人满意，相同试验情况下未发生原有故障现象。

2. 故障原因分析

通过多次分析、改进与试验，初步断定：原有油箱和吸油管路结构的不合理，引起气蚀，造成齿轮泵损坏。

在大气压力下，液压油中约含有 6% ~12% 体积的溶解空气；另外，如果吸油管路密封不好，液压油中也会掺混空气（气泡油液混和）。随着油液压力降低，空气逐渐分离出来。当油液中的绝对压力降低至空气分离压力时，溶解在油液中的空气分离出来形成大量的气泡。若压力进一步下降，达到油液的饱和蒸气压力时，液压油大量气化，形成更多的气泡。这些气泡混杂在油液中，使管路或元件中的液压油成为不连续状态，即产生所谓“气穴”。

齿轮泵工作时，如果吸油阻力较大，油液来不及填充泵腔，造成过大的局部真空，当压力低于空气分离压时，产生大量的气穴。气穴的产生使油液的流动特性变坏。特别是气穴被油液带到高压部位时，周围的高压使气泡绝热压缩，迅速崩溃，局部产生高温（可达 1000℃以上）和冲击压力（是工作压力的几倍乃至十几倍）。局部的高温、高压冲击及空气的酸性，一方面使金属疲劳，另一方面使油液变黑，对金属产生腐蚀。久而久之，元件表面剥落，或出现海绵状的小洞穴，这种现象称为气蚀。

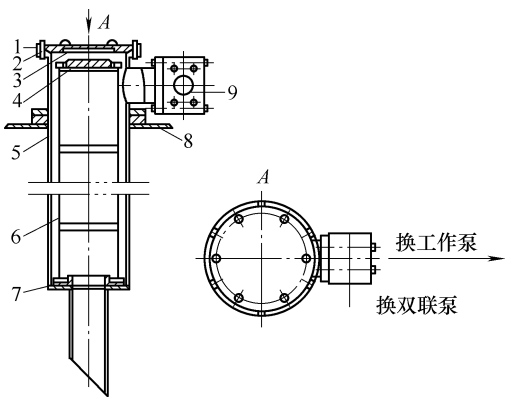


图 2-2　改进前油箱吸油管路结构

1—法兰盖　2—密封垫　3—压紧弹簧
4—压板　5—吸油钢管　6—吸油过滤器
7—过滤接盘　8—油箱顶板　9—三通块

如图 2-2 所示，油箱的吸油管为粗长的钢管，插入油液液面下，为工作泵和双联泵共用；网式吸油过滤器装于钢管内，通过弹簧用压板固定；钢管上部焊有固定法兰，各吸油管固定在油箱顶板上，侧面焊有钢管及连接法兰。通过三通块分别向两泵供油；吸油管顶部用橡胶垫和法兰盖进行连接密封。

经过分析认为，此结构存在以下缺点：

1）吸油钢管虽然置于液面以下，但直径太大，而且出油口在侧面而不是顶部最高位置，容易造成油液不能填充顶部空腔，引起吸油困难。

2）吸油过滤器由于放在钢管内部，外形尺寸受到限制，通流能力偏小，容易堵塞造成供油不足。

3）吸油时，顶部存在空腔，顶部法兰盖由于加工误差和弹簧支承力作用，容易造成密封不好，引起泵吸入空气或吸油困难。

4）由于两泵共用一个吸油管路，通过三通块分流，容易引起两泵“争油”现象，使其中吸油阻力较大的泵吸油不足。

5）整个吸油管路存在许多局部变化区域，如管路直径突变，90°方向过渡，分流三通块等，油液经过这些区域将产生压力损失。

总之，由于上述泵吸油困难、吸油不足或吸油压力损失大等问题的存在，很容易导致气蚀现象的发生，不可避免地造成泵的损坏；而泵的损坏将引起泵轴端骨架油封损坏，使液压油窜入变速器中，导致工作无力、转向沉重等故障发生，严重时，机器陷入瘫痪状态。

3. 解决措施

根据以上分析，对原有液压油箱和吸油管路进行了改进，如图 2-3 所示。将原来的两泵共用一个吸油管改为各自直接从油箱中吸油，杜绝“争油”现象；将吸油过滤器尺寸加大、加粗、加长，将两吸油钢管插入其中，增加通流能力，解决供油不足问题；将法兰座直接与吸油钢管焊在一起，固定于油箱顶部，避免空气的吸入；取消分流三通块，两吸油钢管通过胶管直接与泵吸油口相连，去掉管路中的管路直径突变，局部 90°换向采用大圆角，减小局部压力损失。

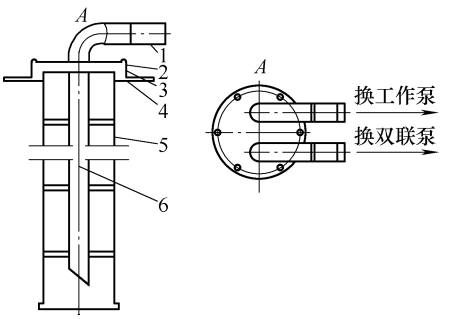


图 2-3　改进后油箱吸油管路结构

1—胶管接头体　2—法兰盖　3—密封垫　4—油箱顶板　5—吸油过滤器　6—吸油钢管

改进后，进行了长时间的试验，没有再出现以前故障。

保障吸油管路的畅通、减少吸油阻力和压力损失对齿轮泵的安全、可靠、正常的使用具有重要的意义。在液压系统尤其是管路设计中，要采取措施防止液压系统因压力过低而产生气蚀现象。如减少吸油管路的弯曲和突变；选用适当的吸油过滤器，并经常清洗；尽量降低吸油高度；管路连接处严格密封，防止空气吸入等。

2.2.2　液压泵严重磨损原因分析及改进

1. 故障现象及原因分析

某厂生产的 ZL04 型轮式装载机，常出现空载大节气门时动臂缓慢起升、重载时不动作的故障现象。该机液压系统为单泵串联回路，如图 2-4 所示。

在维修时，从以下三点查找故障原因，并对系统进行改进。

1）检查动臂液压缸的内漏情况。把动臂升起，看其是否有明显的自由下降。若下落明显，则拆卸液压缸，检查密封圈，如已磨损应予更换。

2）检查操纵阀。首先清洗安全阀，检查阀芯是否磨损，如磨损应更换。安全阀安装后若仍无变化，再检查操纵阀阀芯磨损情况，其间隙使用限度一般为 0.06mm，磨损严重应更换。

3）测量液压泵的压力。若压力偏低，则进行调整，如压力仍调不上去，则说明液压泵严重磨损。

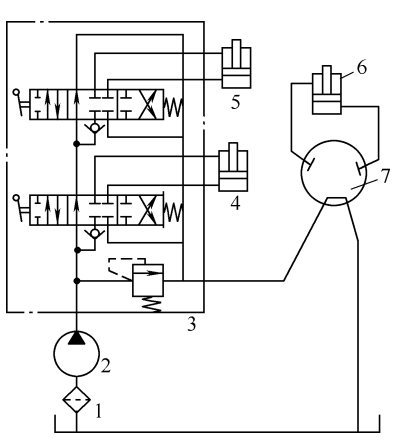


图 2-4　改进前液压原理图

1—进油过滤器　2—液压泵　3—操纵阀　4—卸料液压缸　5—动臂液压缸　6—转向液压缸　7—全液压转向器

经以上三点检查测量，液压泵的压力仅为 5 ~ 7MPa，明显低于液压系统的额定压力。拆卸液压泵后发现轴套已磨损，低压区泵壳内壁被齿轮严重“扫镗”，侧壁也稍有磨损。由此可见，造成动臂带载不能提升的主要原因是：①液压泵严重磨损。在低速运转时泵内泄漏严重；高速运转时，泵压力稍有提高，但由于泵的磨损及内泄，容积效率显著下降，很难达到额定压力。液压泵长时间工作又

加剧了磨损，油温升高，由此造成液压元件磨损及密封件的老化、损坏，丧失密封能力，液压油变质，最后导致故障发生。②液压元件选型不合理。动臂液压缸规格为 70/40 非标准系列，密封件亦为非标准件，制造成本高且密封件更换不便。动臂液压缸缸径小，导致系统调定压力高。③液压系统设计不合理。由图 2-4 可知，操纵阀与全液压转向器为单泵串联，安全阀调定压力为 16MPa，而液压泵的额定工作压力也为 16MPa。液压泵经常在满负载或长时间超负荷（高压）情况下工作，并且系统有液力冲击，长期不换油，液压油受污染，加剧液压泵磨损，以致液压泵泵壳炸裂（后曾发现此类故障）。

2. 改进及效果

1）改进液压系统设计。经过多次论证，最后采用先进的优先阀与负荷传感全液压转向器形式，如图 2-5 所示。新系统能够按照转向要求，优先向其分配流量，无论负载大小、方向盘转速高低均能保证供油充足，剩余部分可全部供给工作装置回路使用，从而消除了由于转向回路供油过多而造成的功率损失，提高了系统效率，降低了液压泵的工作压力。

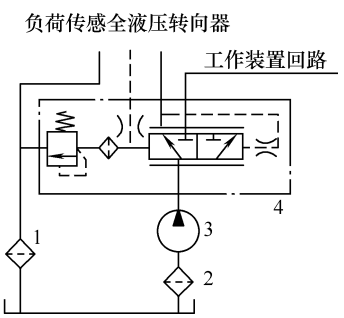


图 2-5　改进后液压原理图
1—回油过滤器　2—吸油过滤器
3—液压泵　4—优先阀

2）优化设计动臂液压缸和液压泵造型，降低系统工作压力。通过优化计算，动臂液压缸采用标准系列 80/45。液压泵排量由 10mL/r 提高为 14mL/r，系统调定压力为 14MPa，满足了动臂液压缸举升力和速度要求。

3）在使用过程中还应注意装载机的正确使用与维护，定期添加或更换液压油，保持液压油的清洁度，加强日常检查和维护。

经改进，齿轮泵工作更加平稳，不再出现过载情况。同时油路设计合理，而且充分发挥整机使用性能，提高了工作效率。转向动作平滑可靠，避免了高速时转向“飘”的现象。

2.2.3　轮式装载机变速齿轮泵故障分析及解决

1. 故障概况

某公司新购进的 ZL20、ZL30 型轮式装载机使用不到 1 个月，就出现了工作无力现象，到后期根本就无法工作。通过分析故障原因，初步得出结论，变速齿轮泵有问题。维修人员拆下齿轮泵后发现，与大齿轮相邻的泵盖端面、泵体端面及与大齿轮外圆相邻的泵体内孔均出现了严重的刮削磨损。由于泵体、泵盖材质均为 HT200 灰口铸铁，而大齿轮材质为 20CrMnTi，其齿面及两端经渗碳淬火处理，表面硬度为 56～62HRC，两种材质硬度相差甚远，所以被刮削磨损的是泵体和泵盖。其刮削磨损深度达到 0.5mm 以上，而齿轮泵技术要求规定大齿轮端面装配间隙为 0.135～0.169mm。由于刮削磨损的原因，大齿轮端面及周边间隙逐渐增大，齿轮泵的压力和流量随之逐渐下降，供给变矩器传动和变速器换档用的油液从流量到压力均逐渐减少，所以造成装载机工作无力（齿轮泵技术规范要求：工作压力 $p=1.5$MPa、流量 $Q=114$L/min、最大转速 $n_{max}=2000$r/min。由于压力不足，还出现换档时摩擦片打滑等现象。当刮削磨损间隙达到一定量后，齿轮泵无法泵油而失效。

2. 刮削磨损产生的原因

大齿轮出现刮削泵体、泵盖的现象，分析认为可能是在机加工或装配中的某个环节出现了问题，也有可能是工艺问题。从齿轮泵的工作原理可知，由变速器内的轴齿轮带动齿轮泵的大齿轮旋转做功，这就存在轴齿轮与大齿轮是如何连接的问题。一般轴齿轮带动大齿轮旋转是靠矩形花键连接，并以轴齿轮的花键大径定心，如图 2-6 所示，大齿轮的内花键孔如图 2-7 所示。由于轴齿轮的花键大径和大齿轮的内花键槽都需要在表面渗碳淬火处理之前进行机加工，渗碳淬火处理之后会产生变形，造成尺寸偏差，这主要是因为 20CrMnTi 渗碳钢一般需要 870 ~ 880℃温度进行淬火处理，加上轴齿轮外花键比较单薄，而大齿轮的花键槽经渗碳淬火也存在一定的变形。正是由于薄弱处的变形导致轴齿轮的外花键与大齿轮的内花键槽装配发生困难，几乎无法直接装配。而厂家采取的补救措施是：选择装配加磨削轴齿轮花键外径的办法，选择装配即某一轴齿轮配某一大齿轮。由于渗碳淬火处理造成变形量的不均，因此轴齿轮花键大径的磨削余量较大，轴齿轮与大齿轮花键孔的配合间隙不可能是均匀的，致使大齿轮在旋转过程中无法定心，大齿轮始终不能在一根轴线上转动。由于大齿轮在

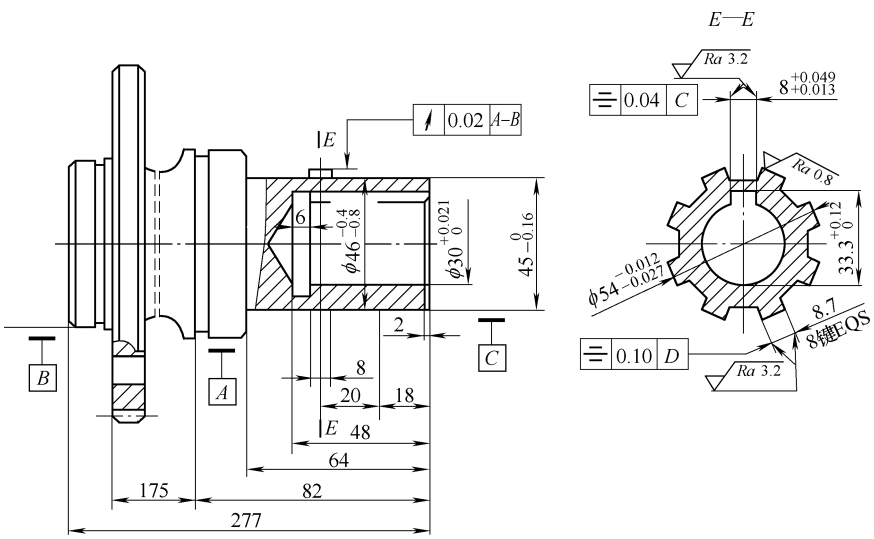


图 2-6　原轴齿轮花键配合尺寸情况

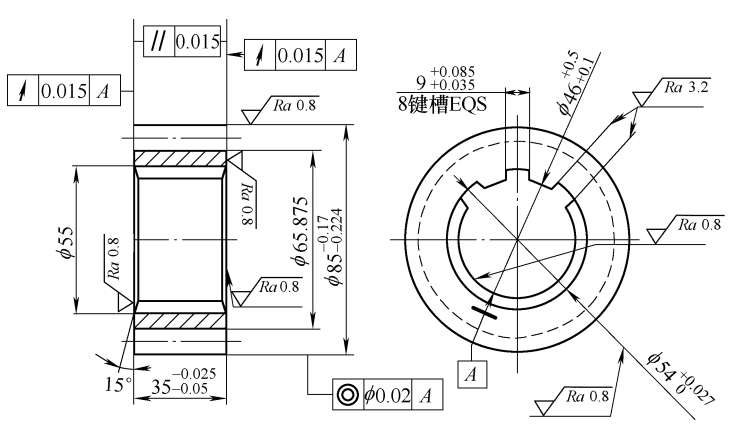


图 2-7　原大齿轮内花键槽配合尺寸情况

高速旋转中不能定心，摆动较大，其结果就会出现大齿轮严重刮削泵体、泵盖端面及泵体的内圆周面。当刮削磨损达到一定量后，齿轮泵因无法泵油而失效。

3. 消除方法

通过分析，可以在不改变轴齿轮和大齿轮形状和尺寸的情况下，来解决大齿轮的定心问题。具体措施是：改变原采用的轴齿轮花键大径定心方式，将轴齿轮上的外花键与大齿轮上的内花键孔按如图 2-8、图 2-9 所示的尺寸制造，即在最后磨削时将大齿轮花键孔按 $\phi46^{+0.027}_{0}$mm 来制作，而将轴齿轮花键两侧光轴的外径按 $\phi46^{+0.027}_{-0.027}$mm 制作。装配后的最大间隙为 0.054mm。轴齿轮外花键处的小径用 $\phi60\sim\phi80$mm 铣刀铣至 $\phi44.8^{0}_{-0.5}$mm，使其不影响大齿轮与轴齿轮的装配。另外，为了防止渗碳淬火后轴齿轮花键齿（厚度 8mm）变形导致装配困难，将轴齿轮花键大径按 $\phi54^{+0.40}_{-0.80}$mm 制作，而大齿轮花键孔大径按 $\phi54^{+0.40}_{0}$mm 制作，该处配合有 0.4～1.2mm 的间隙。对于键槽宽度，轴齿轮按 $8.70^{0}_{-0.20}$mm 制作，大齿

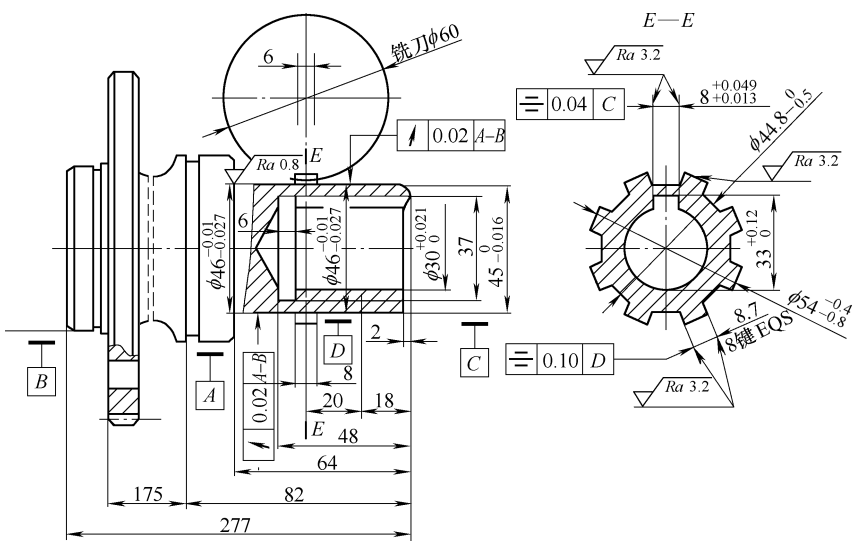


图 2-8　改进后轴齿轮花键配合尺寸情况

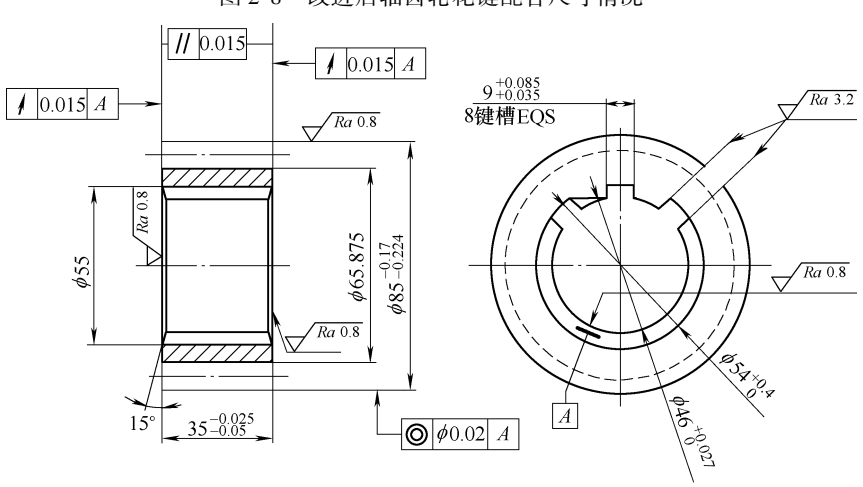


图 2-9　改进后大齿轮内花键槽配合尺寸情况

轮按 $9^{+0.085}_{-0.035}$mm 制作。由于大齿轮键槽是通孔，因此不存在装配困难的问题。

4. 效果

通过改变轴齿轮与大齿轮的连接配合部位，以及严格控制装配间隙，使大齿轮转动有了确定的轴心，改变了原来大齿轮高速旋转时无法定心的问题，从而有效地控制了大齿轮刮削磨损泵体、泵盖端面及内圆周面的现象。改进后的齿轮泵（变速用）使用寿命大有提高。一般能达到两个大修期以上，而且不增加任何成本，加工方便，轴齿轮与大齿轮也不需要选配。从根本上解决了变速齿轮泵早期刮削磨损失效的问题，取得了明显的经济效益。

2.2.4 装载机齿轮泵油封窜油的分析

“齿轮泵窜油”，即液压油将骨架油封击穿而溢出，此现象在实际工作中普遍存在。齿轮泵窜油严重影响装载机的正常工作和齿轮泵的使用可靠性且污染环境。

1. 零部件制造质量的影响

1）油封质量。如油封唇口几何形状不合格，缩紧弹簧太松等，造成气密性试验漏气，齿轮泵装入主机后窜油。此时应更换油封并检验材质及几何形状。

2）齿轮泵的加工、装配。如若齿轮泵加工、装配有问题，致使齿轮轴回转中心与前盖止口不同心，会造成油封偏磨。此时应检查前盖轴承孔对销孔的对称度、位移量，骨架油封对轴承孔的同轴度。

3）密封环材质及加工质量。若存在此问题，致使密封环产生裂纹和划伤，造成二次密封不严甚至失效，压力油进入骨架油封处（低压通道），因而油封窜油。此时应检查密封环材质及加工质量。

4）变速泵的加工质量。通常与变速泵组装在一起的齿轮泵油封窜油问题较严重，因此变速泵的加工质量对窜油也有较大的影响。变速泵装在变速器输出轴上，齿轮泵又通过变速泵止口定位而装在变速器输出轴上，如果变速泵止口端面对齿轮回转中心的跳动超差（垂直度），也会使齿轮轴回转中心与油封中心不重合而影响密封。变速泵加工、试制过程中，应检查回转中心对止口同轴度及对止口端面的跳动。

5）齿轮泵骨架油封与密封环之间的前盖回油通道不畅通，造成此处压力升高，从而击穿骨架油封。需对此处做改进。

2. 齿轮泵与主机安装质量的影响

1）齿轮泵与主机的安装要求同轴度小于 0.05。通常工作泵安装于变速泵，变速泵又安装于变速器。如果变速器或变速泵的端面对花键轴回转中心的跳动超差，形成累积误差，就会使齿轮泵在高速旋转状态下承受径向力，从而造成油封窜油。

2）部件之间的安装间隙是否合理。齿轮泵外止口与变速泵内止口及齿轮泵外花键与变速器花键轴内花键，两者间隙配合是否合理，都对齿轮泵的窜油有影响。因为内、外止口属于定位部分，配合间隙不宜太大；内、外花键属于传动部分，配合间隙不宜太小，以消除干涉。

3）齿轮泵窜油与其花键滚键也有关系。由于齿轮泵轴外伸花键与变速器输出轴内花键有效接触长度短，而齿轮泵工作时传递的转矩较大，其花键承受大转矩而发生挤压磨损甚至滚键，产生巨热，造成骨架油封橡胶唇口烧伤、老化，从而出现窜油现象。建议主机厂选用齿轮泵时应校核齿轮泵轴外伸花键强度，保证足够的有效接触长度。

3. 液压油的影响

1）液压油清洁度超差，污染颗粒大，各种液压控制阀及管道内的粘砂、焊渣等也是造成污染的原因之一。因为齿轮轴轴径与密封环内孔间隙很小，油中的较大固体颗粒进入其间，造成密封环内孔的磨损、划伤或随轴旋转，致使二次密封的压力油进入低压区（骨架油封处），造成油封击穿，此时应过滤或更换新抗磨液压油。

2）液压油粘度下降、变质后，油液变稀，在齿轮泵高压状态下，通过二次密封间隙的泄漏增大，由于来不及回油，引起低压区压力升高，从而击穿油封。建议定期化验油液，选用抗磨液压油。

3）当主机大负荷工作时间过长及油箱油面较低时，油温可升高到 100℃，致使油液变稀、骨架油封唇口老化，从而引起窜油。应定期检查油箱液面高度，避免油温过高。

2.2.5　装载机变速泵的噪声分析与改进措施

变速泵是装载机变矩器、变速器液压系统中的专用液压泵，具有安装使用方便等优点。变速泵在系统中的工作压力为 1.08 ~ 1.47MPa，最高工作转速 2000 ~ 2200r/min，工作介质为液力传动油，工作油温为 85℃。变速泵输出的油液除供变速阀换档用外，大部分油液供变矩器补油循环冷却用。因此该泵的性能直接影响到整机的工作效率和可靠性。

1. 装载机变速泵的噪声源分析

1）变速泵属外啮合齿轮泵，工作时齿轮啮合将引起噪声，特别是齿轮的齿形精度和运动精度较差时，啮合噪声将明显增加。

2）变速泵的从动齿轮用滚针轴承支承在轴上而且从动齿轮的最大转速可达 3000r/min。装配时轴承间隙太大或太小及支承轴的圆度超差，也会产生明显的噪声。

3）因变速泵的吸油区为负压，油液进入泵体后在高速旋转下受离心力作用，齿根部将产生空穴，当油液转到高压区时，在压力作用下空穴会迅速缩小，因发生气蚀而产生噪声。

4）由变速泵的结构（图 2-10）可见，骨架密封 7 可防止油外泄，同时也防止空气进入变速泵内。在靠近泵盖一端（与变速器相连的一端）的输入轴上没有油封，齿轮与泵盖之间的间隙为 0.07 ~ 0.08mm，在高压区油液经径向间隙与大气相通，在低压区由于是负压，空气很容易经缝隙被吸入变速泵内而发生气蚀，并产生噪声。根据试验和装机运行观察，泵的气蚀是引发噪声的主要原因，特别是发动机的转速超过 1800r/min 时，噪声更大，油箱油液中出现的气泡也明显增多，而且变速泵的排量也会从理论排量 70mL/r（1000r/min）下降到 64 ~ 65mL/r（2000r/min）。这是因为当转速提高后，变速泵的进口流速相应增加，根据流体动力学原理，变速泵进口处的压力 p_λ 由下式确定：

$$p_\lambda = -(\rho g h + \rho v^2/2 + \sum \Delta p)$$

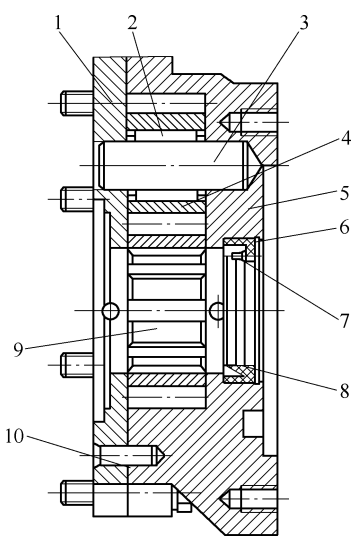


图 2-10　变速泵结构图

1—泵盖　2—滚针轴承　3—轴销　4—小齿轮　5—泵体　6—孔用挡圈　7—骨架密封　8—密封环　9—大齿轮　10—圆柱销

式中，p_λ为泵进口处压力（Pa）；h 为油箱液面到泵进口处的垂直高度（m）；ρ 为油的密度（kg/m^3）；g 为重力加速度（m/s^2）；v 为油在泵进口处的流速（m/s）；$\sum\Delta p$ 为油从油箱流到变速泵进口处因沿程和局部阻力所引起的压力损失（Pa）；$\sum\Delta p = \sum\xi\rho v^2/2$，其中，$\sum\xi$ 为总的阻力系数。

当系统确定以后，式中的 h、ξ 均为常数。由上述两式可知，变速泵进口处的压力与进口处流速平方成正比。当变速泵进口压力降低到一定程度时，就发生气蚀。

2. 装载机变速泵的降噪措施

在上述几种产生噪声的因素中，齿轮啮合及滚针轴承运行时产生的噪声，可通过提高零件的加工精度和装配精度来达到降噪的效果。对气蚀引起的噪声则要根据流体力学的原理，针对不利因素采取如下改进措施，提高变速泵的自吸能力，才能达到降噪的目的。

1）为了使变速泵在高转速时油液还能充满齿根部，可在吸油区齿轮两侧面的相邻泵体及泵盖上各铣一个圆形槽（图 2-11），让圆形槽与两齿轮根部相切。当齿轮转动时，齿宽内的油液在离心力作用下压向齿顶的同时，两侧圆形槽内的油液就会流向齿根部，从而减轻或消除齿根吸空现象，此时变速泵的排量也将有所增加。

2）为防止空气在大气压力作用下进入吸油腔，在齿轮两侧的泵体和泵盖上分别加工出一条环形密封槽和一条引流槽，使困油槽与环形密封槽相通（图 2-12），当密封槽内的油压超过大气压力时，空气就无法进入吸油腔，从而消除因吸入空气而产生噪声。由于把高压油引到密封槽中，导致泵的径向泄漏增加，因而降低了泵的容积效率。可以通过试验改变引流槽的大小，把容积效率控制在一定的范围以内。

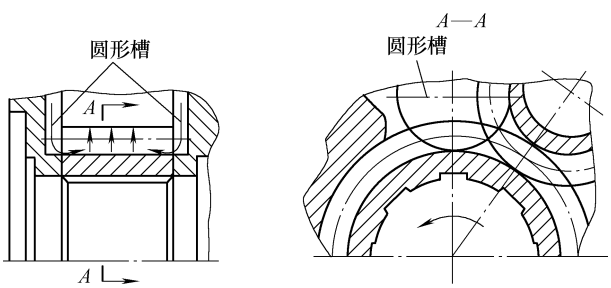


图 2-11　圆形槽的位置

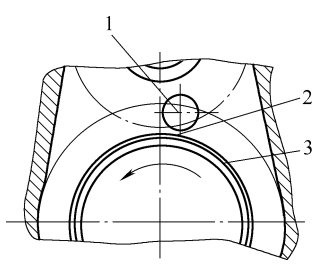


图 2-12　困油槽的位置

1—困油槽　2—引流槽　3—密封槽

上述降低噪声的机理分析和措施，是从变速泵本身加以考虑的，其目的是尽量提高泵的自吸性能。对于不同类型和规格的泵，国家均制定了不同自吸性能标准。但在使用中，有时对泵的自吸性能提出过高的要求，实际上是不科学和不经济的。因为从计算式可见，参数 H、ξ 和 v 都会直接影响泵进口处的真空度，因此合理设计吸油的油路也是至关重要的。

2.2.6　提高装载机变速泵及吸油系统的吸油能力

1. 变速泵及吸油系统的吸油能力相关因素

装载机变速泵是装载机变矩器及变速器液压系统中的专用液压泵，变速泵及吸油系统的吸油能力和通常的液压系统一样，取决于吸油油路的阻力大小及泵的吸上性能，变速泵的工作油箱就是装载机的齿轮变速器，因此它不可能采用加压油箱。泵吸油是依靠变速泵工作时

在泵的吸油区形成真空负压，油在大气压力的作用下流经过滤器及油管路而吸入泵内。根据流体动力学原理，为避免泵产生汽蚀现象，确保变速泵正常工作，变速泵吸油腔的压力，必须满足以下不等式。

$$p_x > p_g$$

式中，p_x 为泵吸油腔的压力（Pa）；p_g 为油的空气分离压力，即当液体压力低于 p_g 时溶解在液体中的空气就分离出来而产生大量气泡时的压力。

另外，p_x 由下式来确定：

$$p_x = p_A - (\rho g H + \rho v^2/2 + \sum \Delta p)$$

式中，p_A 为大气压力（常数）（Pa）；H 为油箱液面到泵吸油腔的垂直高度（m）；ρ 为油的密度（kg/m^2）；g 为重力加速度（m/s^2）；v 为吸油管中油的平均流速（m/s）；$\sum \Delta p$ 为油从油箱流到变速泵吸油腔处因沿程和局部阻力所引起总的压力损失（Pa）。

在额定工况下，显然 $\sum \Delta p$ 的大小直接影响 p_x 的值，下面主要是讨论如何减小 $\sum \Delta p$ 值。$\sum \Delta p$ 随着吸油管路及泵进油口的通径状况不同而不同。为了便于讨论，这里分成两段来考虑。第一段是油从过滤器到变速泵进口以前的压力损失 $\sum \Delta p_G$，第二段是油从泵进口前到泵吸油腔产生的压力损失 $\sum \Delta p_B$。

从上述两式可看出，要避免发生气蚀则要尽量减少油在吸油管系统内和泵进口处的压力损失。

2. 减少装载机变速泵吸油管系统的压力损失 $\sum \Delta p_G$

$\sum \Delta p_G$ 由吸油管系统沿程阻力损失和局部阻力损失组成，根据水力学原理：

$$\sum \Delta p_G = \sum \xi \rho v^2/2$$

式中，$\sum \xi$ 为总的阻力系数。从上式可见 $\sum \Delta p_G$ 和 v 平方成正比，为了减少压力损失，应尽量降低吸油管中油液的流速，在一般液压系统中 v 不要超过 2m/s。当前市场上 ZL—40、ZL—50 型装载机变速泵吸油管有 ϕ20mm、ϕ30mm 两种规格。当发动机转速达 2000r/min 时，装载机变速泵吸油管中油液的流速分别达 5.8m/s 和 2.6m/s。

这里对两种管径做了管路压力损失实验，实验数据见表 2-1（油为 46 号变矩器油，油温为 50～55℃）。

表 2-1　管路压力损失实验数据

转速/(r/min)	1000	1200	1500	1800	2100
ϕ20mm 通径进口压力/MPa	0.028	0.036	0.044	0.050	0.058
ϕ30mm 通径进口压力/MPa	0.012	0.014	0.017	0.0195	0.0205

试验表明油在通径 ϕ20mm 系统较 ϕ30mm 系统压力损失大一倍多，也就是说同一个泵在 ϕ20mm 系统中吸油要比在 ϕ30mm 系统中吸油困难得多，更容易形成吸空而产生噪声。特别在超过 1800r/min 以后。

3. 减少变速泵进口处的压力损失 Δp_B

减小 Δp_B 的值，对于一般的泵较容易做到，只要增加泵进口过流面积，就可将 Δp_B 降到一定值。但对变速泵来说由于受到泵的安装尺寸的限制，扩大过流面积有一定的难度。当前变速泵吸油口是内螺纹连接 M30 × 1.5，内螺纹加上管接头后通径只剩下 ϕ20mm，对于油

管采用 ϕ20mm 进油管影响并不大，而对于采用通径 ϕ30mm 的油管显然产生了瓶颈效应。为解决瓶颈效应问题，在不改变泵与变速器安装尺寸的情况下，将泵进油口内螺纹连接改成外螺纹连接，使泵进口的通径达 ϕ30mm，过流面积增加一倍多。如图 2-13，图 2-14 所示分别为改进前和改进后泵进油口通径变化情况。对改进前和改进后的泵进行了进口压力损失和泵吸上性能试验。试验是在转速可调的变速泵试验台上，并在同样吸油装置即吸油管通径为 ϕ30mm 情况下进行。考虑到泵出口系统客观上存在阻尼而产生背压，为了便于比较，试验时将背压调到同一个值（均为 0.5MPa），同时认为泄漏量也不变。

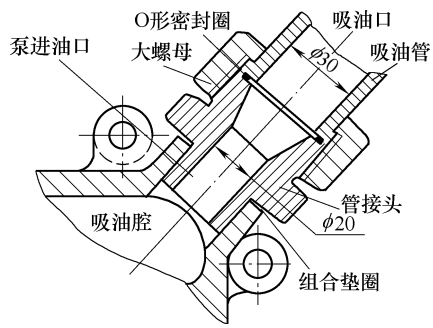


图 2-13　原变速泵进油口装置

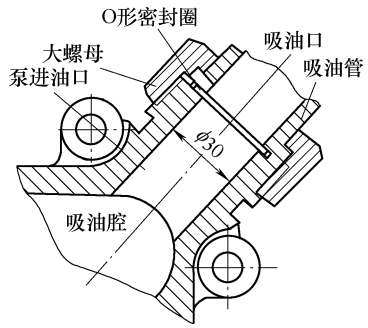


图 2-14　改进后变速泵进油口装置

试验表明在同一转速下当前的泵进口损失较改进后的泵明显偏大，1800r/min 时当前泵 Δp_B 为 17.7kPa，而改进后 Δp_B 为 6kPa；工况在 2200r/min 时当前泵 Δp_B 为 23kPa，而改进后 Δp_B 为 5.5kPa。

另外，从表 2-2 可看出改进前泵在 1800r/min 时，吸油腔真空度为 37.7kPa，出现吸空，到 2200r/min 时，吸油腔真空度为 47kPa，吸空就相当严重。

从表 2-3 试验数据可看出改进后的泵在 1800r/min 时，吸油腔真空度为 22.5kPa，在 2200r/min 时，吸油腔真空度只有 31kPa，整个试验过程未出现吸空现象。

可见改进后的自吸性能得到明显提高。

表 2-2　装置改进前的变速泵试验数据

油温/℃	转速/(r/min)	泵进口处压力/MPa	吸油区压力/MPa	流量/(L/min)	排量/(mL/r)	备注
50	1002	0.013	0.019	71.13	70.99	
50	1500	0.0175	0.032	103.27	68.85	
50	1600	—	0.034	110.54	69.09	
50	1700	—	0.036	116.77	68.69	
50.5	1800	0.020	0.0377	121.21	67.34	出现吸空噪声
51	1900	—	0.0395	125	65.79	
51.5	2000	0.0225	0.043	131.86	65.93	
52	2100	0.023	0.0455	136.67	65.08	吸空噪声严重
53	2200	0.024	0.047	140.36	63.8	吸空噪声严重

表 2-3　改进后变速泵试验数据

油温/℃	转速/(r/min)	泵进口处压力/MPa	吸油区压力/MPa	流量/(L/min)	排量/(ml/r)	备注
50	1000	0.012	0.012	70.59	70.59	
50	1500	0.017	0.019	103.06	68.71	
50	1600	—	0.021	110.35	68.97	
51	1700	—	0.023	117.57	69.16	
52	1800	0.0195	0.0255	124.35	69.08	
52	1900	—	0.0265	130.80	68.84	
53	2000	0.0225	0.028	137.45	68.73	
54	2100	0.024	0.0295	144.37	68.75	
55	2200	0.0255	0.031	150.56	68.44	

这里主要从泵吸油系统角度提出改善泵吸油条件，从而避免因吸空而引起的噪声。根据上述的分析和试验可得出：①采用原变速泵和 ϕ20mm 吸油管，泵在高速运转时，吸油困难极易产生吸空噪声；②采用原变速泵和 ϕ30mm 吸油管，吸油条件得到明显改善，但由于瓶颈现象，泵在高速运转时仍会出现吸空噪声；③ 采用改进后通径为 ϕ30mm 的外螺纹的变速泵和 ϕ30mm 吸油管，克服了瓶颈现象，避免泵在高速运转时出现吸空噪声。

2.2.7　ZLM30 型装载机液压系统罕见故障的排除

1. 故障概况

某 ZLM30 型装载机，发动机起动后，短时间内各种工况均正常，随着工作时间的延长和油温的逐渐升高，故障开始出现；空载时各种工况下动作正常；重载时铲料无力，大臂举升或下降、翻斗或收斗缓慢无力，工作液压泵发出响声，但仪表盘上主油压力表的压力仅略低于正常压力 1～2MPa，行走、转向系统正常。

初步判断是工作装置液压系统出了故障。因转向、工作装置液压系统共用一个油箱，所以判断液压油应该没问题。

2. 故障分析与初步排除

工作装置液压系统工作原理如图 2-15 所示。下面用经验法结合替换法、顺序推理法综合分析、诊断故障点。从图 2-15 可以看出：多路换向阀是串联形式。在工作装置液压系统中，动臂操纵阀控制各自的液压回路及其对应的工作状态，转斗操纵阀控制各自阀位的液压回路及其对应的工作状态，油箱、精滤芯、粗滤芯、齿轮泵及其吸油管、安全阀共用。只要其中一路液压系统及其对应的工作状态工作正常，这些共用元件都是正常的。两个回路都不能正常工作时，可能是共用元件中的某一元件出了故障或两个回路中同时各有液压元件出了故障。由于举升和翻斗各自阀位的液压回路及其对应的工作状态同时出了故障，由此判断是工作装置液压系统中共用液压元件出了故障，但也不能排除两个回路中同时各有液压元件出了故障的可能性。

1）因为油箱是转向和工作装置液压系统共用，转向液压系统工作正常，所以推断液压

油粘度、油量、油质都没问题。

2）进油粗滤芯严重堵塞或吸油管变软被吸瘪，均有可能出现上述故障。停机后拆除粗滤芯及其吸油管后，清洗粗滤芯及吸油管内壁，也不很脏，检查粗滤芯正常，用手触摸油管排查不发软，观察吸油管内孔通畅。由此判断粗滤芯、吸油管正常。

3）工作装置液压泵发出响声，可能吸空。检查工作装置液压泵与动力连接处正常。检查液压油面正常，气泡不多。手触摸油管不发软，不可能是油管被吸瘪影响通流量所至，更换液压泵后故障照旧。把液压泵的一个油口用塑料盖堵上，从另一油口灌满液压油，再用塑料盖堵上。拆下的液压泵用手分别转动两泵轴感觉既平稳又有吸力，且无磨损或转动不平稳的感觉，无响声。可判断工作装置液压泵正常。

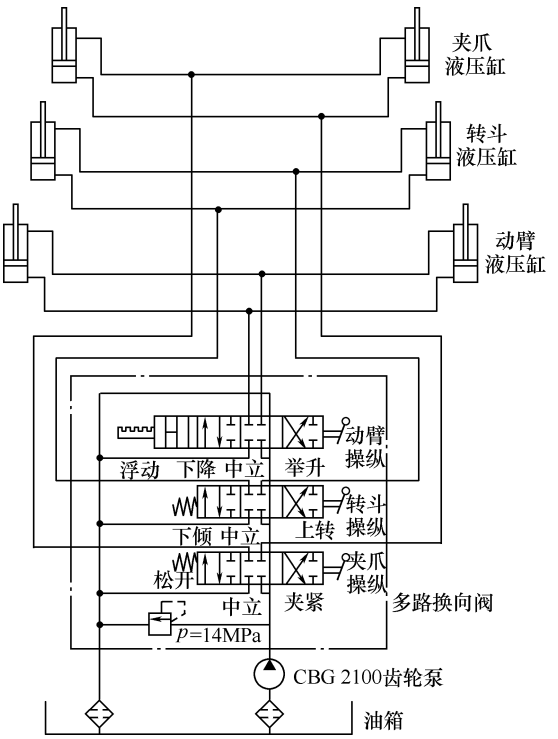


图 2-15　ZLM30 装载机工作装置液压系统工作原理图

4）安全阀调压弹簧软或卡住后，有可能出现上述故障。在发动机工作状态下在线调压，把调压弹簧顺时针拧几圈后，故障照旧，判断调压弹簧正常。再返回到原来调压位置，待查。

5）控制动臂液压缸举升、下降、浮动、中位的四位五通手动换向阀在操作过程中感觉阀芯灵活正常。大臂工作过程中动臂液压缸举升、下降缓慢无力。在浮动位置挂 I 档前进铲料时，铲掘无力，只能装半斗。再把大臂液压缸举升到一定高度，然后操纵多路换向阀到中位，停机，用软红笔在活塞杆上画出上止点线，在此线上十厘米处再画出一条软红线，15min 后，在重力的作用下，测量红线到缸筒端面之间的距离相差无几，观察活塞杆下沉不明显，由此判断动臂液压缸无内漏，正常。

6）控制翻斗液压缸上翻、下翻、中位的三位五通阀在操纵过程中感觉阀芯灵活正常，对应的工作状态出现收斗和翻斗无力。当翻斗液压缸活塞杆推动摇臂向逆时针方向转动，铲斗上翻到最大限度时，把铲斗操纵手柄移到左位，其右位通油，进入转斗液压缸的有杆腔，活塞杆拉动摇臂，向顺时针方向转动，使铲斗下翻一定角度后，再操纵多路换向阀到中位，停机，靠重力作用观察铲斗是否继续下翻，连续观察 15min 后，下翻不明显，由此判断翻斗液压缸无内漏，正常。

7）停机后，把工作装置液压系统中所有的高压油管拆开全部清洗一遍，管子两头用塑料袋扎好待用；所有液压元件的外部及连接部位清洗一遍。

8）经过多次分析判断，最后决定从公用部分着手查找故障点。根据泵发出响声，可能是吸空的启示，判断应是吸油管出了问题，拆下吸油管清洗后，内径畅通。换新吸油管后，故障排除。

3. 拆卸分解检查与故障机理

为了查清故障原因，把旧吸油管剖开，发现吸油管内橡胶一端脱落一片，是液压元件的质量有问题。当起动发动机后，短时间内油温低时，橡胶紧贴管壁，各种工况一切正常，随着工作时间的延长和油温的逐渐升高，橡胶在温度和吸力的双重作用下，一端被吸起，像“节气门”一样堵住管子的内径，使管子吸空，流量大大减小，出现故障。当拆开清洗检查时，橡胶却复位，看不到问题，很难发现，只有用替换法去排查问题，才能发现故障点。故障机理如图 2-16 所示。

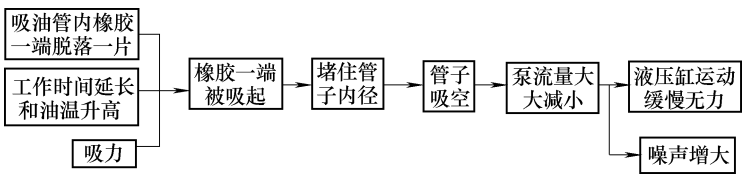


图 2-16　故障机理图

严格按技术要求安装所有工作装置液压系统的每一个元件，清洗油箱，用液压油过滤机清除液压油的杂质、气体、水和胶质等，更换新的吸油管后，故障排除。

2. 3　装载机液压系统及辅件故障案例分析

2. 3. 1　改进装载机油箱焊接结构与工艺提高油箱清洁度

装载机油箱是液压系统的重要元件，油箱在液压系统中除了储油外，还起着散热、分离油液中的气泡、沉淀杂质等作用。因为油箱结构复杂，焊缝多而且长，焊脚高度小，焊缝焊接位置差，焊接时极不方便，三个焊接主参数（电流、电压、焊速）难以控制，导致焊缝成形差，容易产生飞溅物和焊瘤，这些飞溅物和焊瘤隐藏在不易被发现的位置或难以清理的位置，在油液的冲刷下，污染物混入系统后会加速液压零件的磨损、研损、烧伤，甚至破坏或者引起阀的动作失灵或噪声，因此，控制油箱清洁度是液压系统制造的重要内容。

1. 油箱结构和焊接状况分析

50 型装载机配备的液压油箱结构如图 2-17 所示。

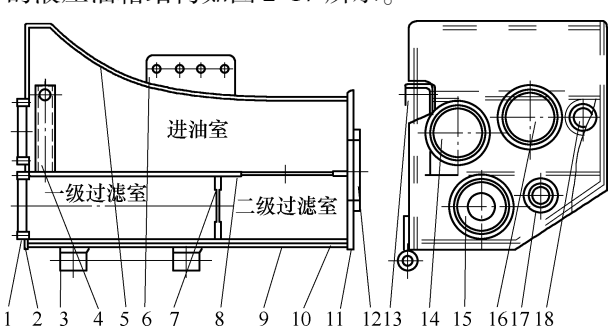


图 2-17　50 型装载机液压油箱结构图

1—法兰　2—上盖板　3—油箱固定套　4—回油管　5—前侧板　6—油箱固定板　7—隔板Ⅰ　8—隔板Ⅱ　9—侧板　10—成型后侧板　11—下盖板　12—放油口　13—回油口　14—进油 E1　15—过滤清洗口　16—加油口　17—过滤室空滤口　18—进油室空滤口

（1）油箱结构存在问题　从图 2-17 看出，由于该结构内部焊缝位置（特别是隔板Ⅰ7 和隔板Ⅱ8 的位置）远大于人工正常施焊位置，操作难度大。即使勉强焊接，由于焊丝伸出长度，喷嘴离焊缝高度不易控制，飞溅必然很大。由于深度大，需用很长的清理工具，并存在观察死角，因此清理难度也大。

（2）制造过程存在问题

1）为了便于组装，减小薄板的焊接变形，采用的是将回油管 4、前侧板 5、隔板Ⅰ7、隔板Ⅱ8、侧板 9、成型后侧板 10 定位后焊接，再分别与上盖板 2、下盖板 11 定位焊接，这种操作的结果必然导致有一条焊缝（通向进油室）被封于油箱内不能焊接，使得部分回油油液未经过滤直接进入进油室，增加了颗粒进入液压管路系统的危险。

2）由于油箱零件板厚度比较薄，成形件成形误差等原因，当组对焊接时，个别件焊缝间隙过大，焊接时可能导致烧穿，产生不易清理的瘤挂。

3）从现场打磨情况上看，清渣、去瘤工作量很大，特别是当箱内焊缝出现焊接缺陷时，不易修复。很可能有些焊瘤和飞溅物隐藏在不易被清理或发现的位置，转入下道工序。

4）焊接过程中，电压参数偏高，飞溅较大。说明焊接参数匹配不合理。

如何改进结构、完善工艺、减少焊缝清理量，理顺生产流程成为提高油箱清洁度的关键。

2. 油箱结构和制造工艺改进

1）为了便于对隔板Ⅰ7 周圈施焊，将隔板Ⅱ8 分成两段（上隔板和下隔板），最后通过搭接进行焊接。

2）为了防止遗漏焊缝（特别是通向进油室的焊缝），先将上盖板 2、侧板 9、成型后侧板 10、下盖板 11 组成子部件 A，形成开口腔，注意腔内不能有定位焊缝。所有定位焊缝均点在外侧，目的在于便于清理飞溅物。各定位焊缝按标准要求均布，不得随意定位。

3）一级过滤室的焊接（图 2-18）：①在 A 腔内根据尺寸要求点装隔板Ⅰ7 和下隔板（隔板Ⅱ8 的下半段）。②翻转到合适的位置，用圆形盖板封住隔板Ⅰ7 上的圆孔，目的在于防止飞溅物进入下一级过滤室。对隔板Ⅰ7 环焊缝施行焊接，为了减少飞溅，采用短路过渡，参照表 2-4 焊接规范（焊丝材料 H08Mn2SiA，焊丝直径 ϕ1.2mm，Ar + 20% CO_2 混合气保护），其余内部焊缝不焊接。焊后清渣、去瘤。

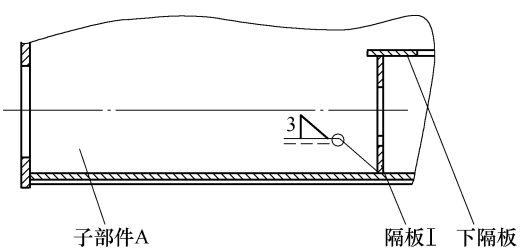


图 2-18　一级过滤室焊缝位置图

表 2-4　焊接规范

电流/A	电压/V	焊速/(cm/min)	气流量/(L/min)	焊丝伸出长度/cm	备　注
110～130	17～20	35～45	0～12	10～12	单面焊,双面成形

4）二级过滤室的焊接，如图 2-19 所示。该室的内部焊缝不方便焊接和清理，外围焊缝能方便施焊，所以只对其外围焊缝施行焊接，这样将减少焊接量，提高效率。

5）进油室的焊接（图 2-20）：①在子部件 A 腔内按尺寸要求定位焊接回油管 4 和上隔板（隔板Ⅱ8 的上半段）。②用圆形盖板盖住过滤口，防止飞溅物落入过滤室，通过翻转，

按图 2-20 焊接要求对焊缝施行焊接，为减少飞溅，采用焊接规范见表 2-4，内部其余未标焊接要求处不焊接。焊后清渣、去瘤。

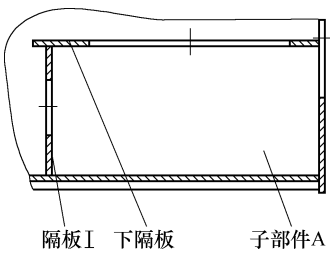


图 2-19　二级过滤室焊缝位置图

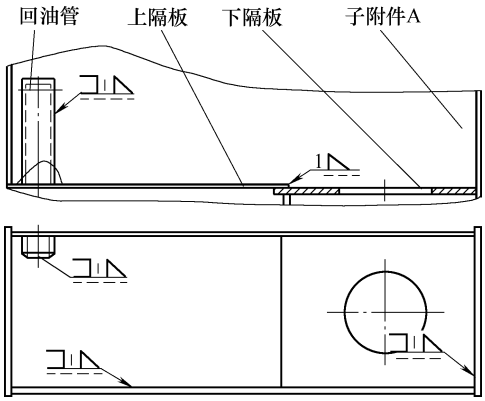


图 2-20　进油室焊缝位置图

6）定位焊接前侧板 5 及各油口法兰，并用圆形盖板封住油口，防止飞溅物从油口飞入；用专用样板定位焊接油箱固定套 3 和固定板 6。

7）对整体外部焊缝的焊接。为了防止烧穿，规定焊缝间隙超过 1mm 的必须溜缝（把缝隙补上），为了提高生产效率，可适当提高焊接电流和电压。溜缝及正常施焊规范见表 2-5（焊丝材料 H08Mn2SiA，焊丝直径 ϕ1.2mm，Ar + 20% CO_2 混合气保护）。由于大部分焊接缺陷发生在焊缝交接处，所以收弧、起弧点不能选择在焊缝交叉处，以免收弧、起弧不良产生缺陷。另外由于焊缝较长，应尽量采用船形焊接。

表 2-5　焊接规范

焊接形式	电流/A	电压/V	焊速/(cm/min)	气流量/(L/min)	焊丝伸出长度/cm	备注
溜缝规范	110 ~ 130	17 ~ 20	45 ~ 55	0 ~ 12	10 ~ 12	单面焊，双面成形
正常焊接规范	200 ~ 210	22 ~ 25	30 ~ 40	0 ~ 15	10 ~ 12	

8）清渣、去瘤，修整焊缝。打开各个油口，用手电筒观察内侧焊缝成形情况，如有瘤挂，必须用长柄錾子去除并取出。

综上所述，可知：

1）通过搭接结构，方便了焊缝位置施焊，通过边点装边焊接边打磨的方式，使复杂的内部焊接变得简单。

2）这种结构改进，改变了对油箱焊接有缝必焊的习惯，彻底明确了焊接位置和应焊焊缝，因而节约了焊材，减少了工作量，提高了生产效率。

3）由于采取了各种措施减少和去除油箱内飞溅物，有效地降低了飞溅物对油液的污染。

2.3.2　装载机液压过滤系统对液压阀的影响

装载机作为工程机械家族的一员，作业于矿场、石料、工地等各种工况，是工程机械中作业环境最为恶劣的种类之一。恶劣的工况决定了装载机较高的使用故障率，其中液压系统

故障率最高，特别是各类液压元件，例如液压阀（包括多路换向阀、优先阀、流量放大阀、先导阀等）故障率一直相对高于其他系统总成件。对装载机具体市场故障来说，主要表现在卡阀、操纵沉重，阀杆漏油等方面。

1. 液压系统污染物的种类及来源

根据装载机液压系统特点及工作环境，其污染物主要来源可分为系统固有的污染物、系统产生的污染物、外界侵入系统的污染物和维修中造成的污染物。其中系统固有的污染物来自液压缸、阀、泵、油管、油箱及其他附件；系统产生的污染物来自系统装配过程、系统运行过程、系统故障、流体变质；外界侵入系统的污染物来自油箱通气孔、液压缸油封、泵的油封等；维修中造成的污染物来自系统拆装、油料补充等。

综合液压系统污染物的存在形式及来源情况分布，装载机液压系统污染物产生机理与来源可以用图 2-21 表示。在上述污染物中，造成阀类主要故障的为颗粒物，其对液压系统的影响可以用表 2-6 来说明，其中对阀类元件影响最大的为硬质污染物，特别是直径与阀腔、阀杆间隙接近的颗粒，进入其间隙中，会造成阀卡滞，表面粘接、刮研及磨损等。

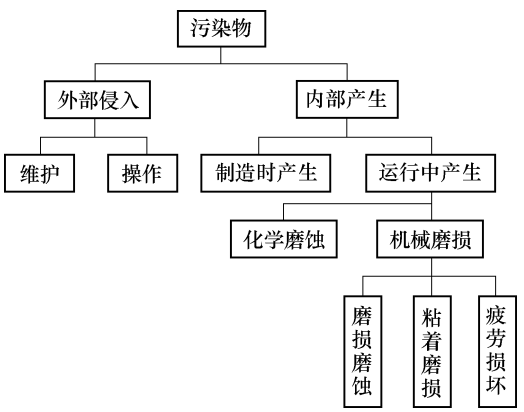


图 2-21　液压系统污染物产生机理

表 2-6　液压系统颗粒污染物对系统的影响

类别	产生的影响
硬质颗粒的影响	1）较大颗粒因严重压痕、划伤、堵塞引起突发性失效 2）较小的颗粒因磨损引起性能下降 3）较小的颗粒可引起阀类卡死
软质颗粒的影响	1）包在热交换机表面，引起高温 2）在动态间隙中堵塞和沉积引起静摩擦，增加制动力或卡死

就装载机的装配、调试及市场使用环节来看，影响阀使用寿命的硬质颗粒物，主要产生在装配、调试和市场使用三个环节中。在装配环节，硬质颗粒物来自液压管路、接头及液压元件本身存在的颗粒物，主要包括加工飞边、焊接焊渣、钢管锈蚀、沙土等，依靠液压元、辅件自身的清洁度及零部件储运、装配过程防护、系统清洗工作为保证措施；在调试环节，硬质颗粒物来自系统运转过程中产生的颗粒物，主要包括液压元辅件自身的杂质、系统冲击、磨合过程中产生的其他杂质及试车过程中故障零部件更换时进入系统中的其他杂质，保证措施为装载机自身过滤系统及专业透析设备；在市场使用环节，硬质颗粒物来自液压元辅件磨损后产生的颗粒物、作业过程中进入液压系统中的颗粒物及市场维修时产生的新的污染物，完全依靠装载机自身过滤系统作为保证措施。

如果将装载机的生产、使用过程细化，调试环节中液压系统污染度的保证可细化为两部分，一部分为装载机自身过滤系统，主要应用于装载机试车、调试环节对液压系统的过滤及保护；另一部分为专业的透析设备保障，主要用于整机调试完成后，对装载机整机装配、调试环节产生的污染物进一步过滤，达到相应国家、企业标准的要求后，经液压油污染度检测

合格后入库、销售。

装载机污染度控制的最主要及最终决定于装载机自身过滤系统的保证能力，也就是液压系统中回油滤芯的过滤精度。

2. 液压回油滤芯的选择方案

就装载机液压系统来说，对阀类元件影响最大的滤芯为工作及转向系统中的液压系统液压油箱回油滤芯，以及传动系统中的低压回油滤芯。两者主要影响的零部件为优先阀、流量放大阀、多路分配阀及变速器变速操纵阀等，造成的主要故障表现为操纵阀卡滞，阀杆磨损、漏油等。

试验证明，阀类元件的使用寿命与液压滤芯的使用情况关系如图 2-22 所示。从图 2-22 中可以看出，随着液压滤芯的应用及应用精度、连续性应用等，阀的使用寿命明显提高，故障频次明显递减。液压阀的使用寿命与滤芯的精度成正比，故障频次与滤芯精度成反比，也就是说，滤芯精度越高。阀的使用寿命越长、故障频率越低。

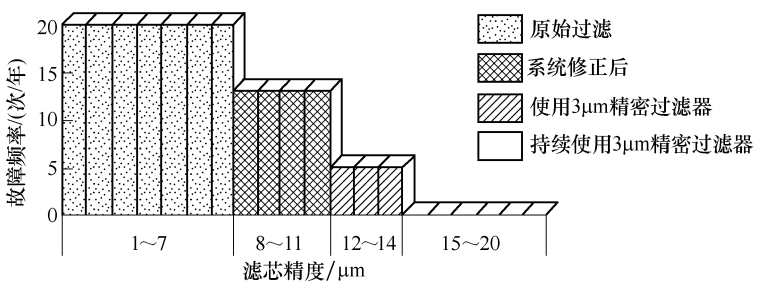


图 2-22　液压滤芯的使用对阀故障频率的影响

但是，就装载机液压系统来说，受以下几方面因素的影响，不可能选用精度过高的液压滤芯：

1）装载机液压系统压力高，最高可达 17 ~ 20MPa；整机作业对液压滤芯的额定流量、纳污量等参数要求很高。因此在滤芯的选择上需要对各参数均衡考虑。

2）目前国内装载机所配装的阀类元件的间隙主要分布在 12 ~ 18μm，过滤最好的办法是阻止与阀杆、阀腔间隙相仿直径的颗粒进入其中。因此，在滤芯的选用上应偏重最大限度地阻止与间隙相仿的颗粒进入液压系统中。

3）随着液压滤芯精度的提高，在额定流量要求不变的前提下，精度要求越高，相应的滤芯的过滤面积就越大，过滤器体积要求也加大，而装载机回油滤芯一般都安装在液压油箱回油室中，体积受限，因此只能在体积允许范围内选用适宜的过滤器滤芯精度。

4）装载机作为一种营利性机械，使用过高精度的滤芯，其使用寿命则会相对降低，导致生产成本以及市场用户使用成本上升，且市场一般 1000h 左右需更换滤芯，市场终端接受难度大。

5）装载机整机使用寿命平均在 3 ~ 8 年之间，滤芯的选用可以根据系统匹配性选择，因此可以根据图 2-22 中所示的“系统修正后”的标准选用液压滤芯。

综合以上各方面因素，装载机过滤器选用的滤芯可选择为与阀腔、阀杆间隙最小值相近的精度，即 12μm（额定流量根据系统整体设计另行计算，不再详述）。一方面，可以防止与液压阀间隙相仿的颗粒物进入其中造成系统故障，保证装载机液压系统工作稳定；另一方

面，在原有基础上略增加或不增加生产及使用成本。

3. 方案的实验验证

为验证不同滤芯对液压系统污染度的影响及过滤效果，选用12μm 滤芯、20 μm 滤芯及不使用回油滤芯三种状态，在相同的元件控制（同批次、相同防护措施、相同装配方式，可通过进货检验清洁度检测、厂内装配专控来实现程度下，分别装配3 台整机。通过对其整机透析前液压系统污染度检测对比，来验证装载机自身保证能力。

检测结果见表2-7、表2-8。表示两个数量范围内以区别污染颗粒尺寸和分布的，第一个范围是每个单位体积的液体中含5μm 以上的颗粒数，第二个范围是每个单位体积的液体中含15μm 以上的颗粒数。

表2-7　不装回油滤芯与装12μm 回油滤芯对比检测

滤　芯　状　态	检测结果
下线后不带滤芯空载运转5min	20/16
装配12μm 的回油滤芯一对,空载运行5min	16/12

表2-8　20μm/12μm 液压油箱回油滤芯过滤对比检测

滤　芯　状　态	检测结果
装配20μm 的回油滤芯一对,空载运行5min	19/14
装配12μm 的回油滤芯一对,空载运行5min	16/12

从表2-7、表2-8 中可以看出，带有滤芯的整机液压系统污染度等级较不带滤芯的整机液压系统污染度等级明显降低。而装配12μm 的滤芯与装配20μm 的滤芯，对污染物的过滤能力，特别是对大于15μm 以上的颗粒过滤能力明显提升。也就是说，滤芯的改进，对于与阀间隙相仿的颗粒的过滤水平大大提高，可以有效地防止系统中与阀间隙相仿的颗粒进入到间隙中，造成阀卡滞、沉重及渗漏油等故障的发生。

2.3.3　装载机液压系统泄漏的原因分析和治理

1. 液压系统泄漏的原因和故障表现形式

在工程机械中，几乎所有的液压系统的泄漏都是在使用一段时间后由以下三个原因引起的：①冲击和振动造成管接头的松动；②动密封件及配合件相互磨损（液压缸的表现尤为突出）；③油温过高或橡胶密封与液压油不相容而引起的变质。

现以拥有量较大的ZL50 型装载机工作装置的液压系统为例，进行泄漏分析。

（1）动臂举升缓慢，无力或无动作　ZL50 型装载机工作装置液压系统的调定压力为15.7MPa，铲斗满载时，动臂提升时间应小于8.5s，铲斗空载前倾时间应小于2.28s。造成动臂动作缓慢的主要原因是工作油压偏低。在测压点接压力表，系统憋压可直接测出其实际工作压力。在出现系统压力偏低时，应主要从以下几个方面考虑：

1）总安全阀的调定压力偏低。如果总安全阀的调定压力偏低，需重新调定。正确的调整方法是在分配阀测压点外接压力表，使发动机转速在1800r/min 左右，铲斗阀杆置于中位，动臂液压缸升至极限，使系统憋压，此时调整总安全阀的调整螺钉，当压力表显示为15.7MPa 时，调压完成。

2）分配阀有内泄漏。分配阀内泄漏的主要原因有：总安全阀的主阀芯被卡死，阀杆与阀体配合间隙太大，调压弹簧损坏，阀内密封件损坏或阀体有砂眼等。拆检总安全阀的锥阀是否被卡住并清洗；检查阀杆和阀体的配合间隙是否在规定范围内，正常的配合间隙应在 0.005 ~ 0.012mm 之间，若配合间隙超差，则以镀铬后配磨为宜；检查压力弹簧，看阀内密封件是否有损坏；检查阀体是否有砂眼等铸造缺陷。

3）动臂液压缸活塞密封环损坏造成内泄漏。当动臂液压缸活塞收到底后，拆下无杆腔油管，使动臂液压缸有杆腔继续充油。若无杆腔油口有大量工作油泄漏出来，说明活塞密封环已损坏，应立即更换（注意：正常泄漏量 <30mL/min）。

4）齿轮泵内部磨损严重，造成内泄漏。分别检查齿轮泵端面间隙、齿轮啮合间隙、齿轮外径与泵体泵孔的径向间隙及齿轮泵内部密封件是否正常。注意检查液压油内是否含有杂质，油内的杂质是造成齿轮泵侧板研损的主要原因。

5）工作装置系统的液压油粘度在 40℃下适宜的运动粘度为 20 ~ 40mm^2/s。若粘度太大，则系统的压力损失也大，且会直接影响齿轮泵工作效率和各个泵、阀的内部润滑，使动臂的动作迟缓；粘度太小，则系统泄漏增多，容积损失增加，也会降低工作效率。一般采用 ISO 粘度等级为 22 ~ 46 的液压油。若吸油管路和过滤器堵塞，同样会使系统压力下降，造成动臂举升缓慢、无力或使动臂出现下降。

（2）铲斗翻转无力或无动作

1）如果总安全阀调定压力偏低、分配阀有内泄漏、或齿轮泵内部磨损严重，那么此时动臂和铲斗都会出现动作迟缓等故障现象。此时应检查各部件，并分析产生故障的原因，及时进行排除。

2）如果动臂工作正常，只有铲斗工作时存在异常情况，那么应先检查转斗液压缸的两个过载阀的调定压力是否正常（转斗液压缸无杆腔过载阀的调定压力一般为 17.5MPa，有杆腔过载阀的调定压力则为 10MPa）。

正确的检测方法是：在测压点接压力表，将转斗操纵阀杆置于中位，使动臂举升或下降，当连杆过死点时，转斗液压缸的有杆腔或无杆腔建立压力，当转斗液压缸的活塞产生动作时，压力表显示的压力即是过载阀的调定压力。

如果过载阀显示的压力偏低，则可能会是以下原因：①转斗液压缸过载阀的主阀芯被杂质卡死，从而造成过载阀处于开启状态。应及时检查并彻底清洗阀芯。同时应检查密封件、弹簧是否损坏，检查阀杆与阀体配合间隙是否正常（正常的配合间隙为 0.0054 ~ 0.012mm）。②转斗液压缸活塞的密封环损坏。此项检查与动臂液压缸活塞密封的检查方法相同。

2. 预防泄漏的措施

对装载机械液压系统出现的泄漏，应采取以下措施：

1）减少冲击和振动，防止管接头转动。使用减振支架固定所有管子以便吸收冲击和振动；使用低冲击阀或蓄能器来减少冲击；适当布置压力控制阀来保护系统的所有元件；尽量减少管接头的使用数量，管接头尽量用焊接方式连接；使用直螺纹接头、三通接头和弯头代替管螺纹接头；尽量用回油块代替各个配管；针对使用的最高压力，规定安装时使用螺栓和螺塞的转矩，防止结合面和密封件被损坏；正确安装管接头。

2）减少动密封件的磨损。大多数动密封件都经过精确设计，如果动密封件加工合格，

安装正确，使用合理，均可保证长时间相对无泄漏问题出现。从设计角度来讲，可以采用以下措施来延长动密封件的寿命：消除活塞杆和驱动轴密封件上的侧向载荷；用防尘圈、防护罩和橡胶套保护活塞杆，防止磨料、粉尘等杂质侵入；设计选取合适的过滤装置和便于清洗的油箱，以防止粉尘在油液中累积；设计使活塞杆和相应轴的速度尽可能低。

3）对静密封件的要求。静密封件在刚性固定表面之间防止油液外泄漏。为此要求合理设计密封槽的尺寸及公差，使安装后的密封件得到一定挤压并产生变形以便填塞配合表面的微观凹陷，并把密封件内应力提高到高于被密封的压力。因为当零件刚度或螺栓的预紧力不够大时，配合表面将会在油液压力作用下分离，造成间隙加大或由于密封表面不够平而可能从开始就存在有间隙。随着配合表面的运动，静密封就成了动密封。粗糙的配合表面将磨损密封件，变动的间隙将蚕食密封件边缘，使密封件失去功效，这样不可避免地就会产生工作油的泄漏。

4）合理设计安装机构。当阀组或底板用螺栓固定在安装机构的板面上时，为了得到满意的初始密封和防止密封件被挤出沟槽和被磨损，安装面要平直，密封面要求精加工，表面不能有径向划痕，连接螺拴的预紧力要足够大，以防止表面分离。

5）控制油温，防止密封件变质。密封件过早变质可能是由多种因素引起的，一个重要因素是油温过高。液压油油温超过密封件临界温度且每升高 10℃，密封件寿命就会减半，所以应合理设计高效液压系统和有利于散热的油箱或设置冷却装置，使油液温度保持在65℃以下；另一个因素是使用的油液与密封材料的相容性问题，故应遵守使用说明书或有关手册，选用合适的液压油和密封件的结构形式和材质，避免出现不相容性，从而延长密封件的使用寿命。

6）控制液压系统的正常油量。液压系统出现吸空现象的主要原因是液压系统中液压油的泄漏。当油量少于标准容量时，可能是工作装置中液压油出现了泄漏，从而导致动臂液压缸动作缓慢、无力，提升速度慢，时间大大超过 8s，翻斗液压缸也出现动作缓慢、无力的现象，卸载时间大大超过 2. 5s。如果回油管老化、开裂，液压油中的泡沫多，液压油也会泄漏，当油液容量低于标准液面时，也会出现动臂液压缸、翻斗液压缸动作迟缓、乏力等故障现象。换一根新的回油管，消除液压系统中的泄漏，液压系统可恢复正常工作。

2. 3. 4　ZL50 型装载机液压系统发热的治理

某 ZL50 型装载机，使用过程中出现液压系统油温很高（超过 90℃），液压油箱的油面升高，油从油箱加油孔冒出，多处 O 形密封圈损坏漏油的故障现象。导致机器无法正常工作。

排查故障的程序：检查回油路，通畅、滤芯未堵；整机起动后逐渐加大节气门，压力逐渐增大到 15MPa，液控多路阀处于中位，液压系统为空载工况。这说明空载压力损失过大，管路或元件节流损失过大，空载压力损失与回油滤芯无关。

油箱回油端空载压力正常；液控多路阀进口空载压力升高到 15MPa，说明故障部位在液控多路阀进口（12in）；清洗主安全阀后，空载压力升至 15MPa，说明压力升高不是因为主安全阀卡滞造成的；清洗转斗过载阀后，空载压力仍升高到 15MPa，说明压力升高不是因为过载阀卡滞造成的。逐一分析工作装置各相关动作。动臂提升后，操纵手柄置于中位，压力会逐渐增大到 15MPa；动臂下降后，手柄置于中位，压力正常；收斗后，手柄置于中位，压

力逐渐增大到 15MPa；翻斗后，手柄置于中位，压力正常。可见空载压力过高与液控多路阀的工作位置有关。动臂提升后，手柄置于中位，系统压力逐渐增大到 15MPa，松开液控多路阀动臂组两端的控制油孔（12in），排出一部分控制油，压力仍逐渐增大到 15MPa；收斗后，手柄置于中位，压力增大到 15MPa 时，松开液控多路阀转斗组两端的控制油孔（12in），排出一部分控制油，再测试，压力又逐渐增大到 15MPa。这种现象与控制油及先导阀无关，可以认为是由液控多路阀的回中性不好，中位压力损失过大造成的。拆检液控阀发现，阀体端的回位弹簧已失效，造成阀芯不能正常回位。

2.3.5　装载机液压系统过热问题的分析

1. 概述

在装载机液压系统中，即使是设计良好的液压系统在理想的工作状态下，也有大约 20% 的输入功率转化为热量。由于受结构、重量等条件的限制，液压油箱的容积和散热面积不能太大，单靠自然冷却不足以使油温保持在正常温度范围内，通常在液压系统中设置液压油散热器进行强制冷却，但还是容易出现过热问题。例如：某装载机的液压油散热器设计散热功率为 20 kW（油温不超过 80℃），液压油散热器和变矩器油散热器集成为一个部件，并和水散热器背靠背布置为两层，通过一个吹风式风扇冷却。冷却风先扫过发动机等部件，然后通过风扇、水散热器、液压油散热器、排气格栅，最后进入大气。夏天，装载机在停机状态时的环境温度就可能超过 40℃，在使用过程中经常出现工作装置作业逐渐无力，且不能连续作业的故障现象，影响生产效率。检查发现是液压油油温过热导致的结果。为了找出液压系统油温过高的原因，在自行研制的整车热平衡试验台上，进行性能试验，检验和分析影响液压冷却系统性能的因素。可以验证冷却系统能否达到设计和规定的性能指标，考核冷却系统是否适应工程机械使用的工况和环境。

2. 系统性能试验和分析

1）试验系统组成。整车热平衡测试平台如图 2-23 所示。实际测试时，被测对象的各部件及安装布置和实际车辆完全一样，利用两个测功器模拟装载机传动系统（包括液力变矩器和行星齿轮变速器）和液压执行机构（包括液压泵和液压马达等）的负载，通过测定相关的转速、转矩、温度、压力、流量、风速信号，获取整车热负荷及其分布状态。该测试系统可以用来测试各散热器以及整个散热系统的性能，还可以用于散热系统运行控制策略的研究，它是车辆散热系统研究与开发的基础平台，图 2-23 中 *A* 指向的是温度测试点。

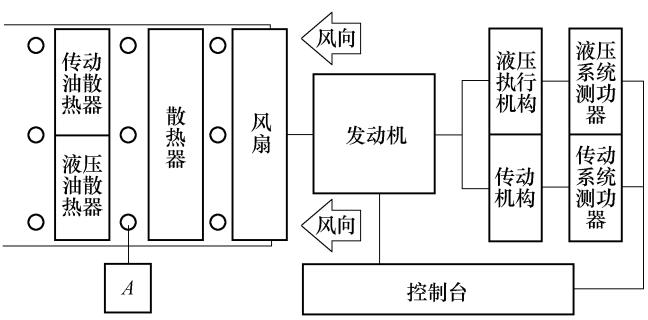


图 2-23　整车热平衡测试平台简图

2）试验测试环境及方法。试验时环境温度在30℃左右，大气相对湿度75%左右，在两种试验工况下都保持发动机油门全开，通过调整传动系统和（或）液压系统的负载进行加载试验，加载后待系统各部分温度变化不大，即基本达到热平衡后，测试系统中冷却介质的温度、流量、压力等参数。

3）液压系统试验结果。

试验工况一：发动机节气门全开，传动系统空载，装载机只有液压系统工作，调整液压系统的负载，测试液压系统的有效功率、散热功率、油温等与负载的关系。试验结果如图2-24所示。由图2-24可知，随着液压系统负载的增大，液压系统有效功率也增大，当负载转矩在550N·m左右时，有效功率达到最大。当负载继续增大时，有效功率迅速降低。原因是液压系统压力达到最大设定值后，卸荷阀打开，液压油通过旁通回路流回油箱。但是发动机输出功率变化不大，此时很大一部分功率转化为热量。液压油散热器的散热功率随负载的变化不大，负载很小时，散热功率为负值，说明液压油是从空气中吸收热量，被空气加热。随着系统负载的增大，系统发热量迅速增大，液压油温度迅速上升，当负载转矩在300N·m时，液压油油温很快超过设计限值（80℃）。负载越大，油温升高速度越快。在装载作业时液压油油温平衡点远远超过80℃。导致液压油油温过高的原因是油散热器的散热能力远远达不到设计值。当液压油油温处于80℃以下时，散热功率一直低于5kW，甚至是从冷却空气中吸收热量，即使油温超过100℃，液压油散热器的散热功率仍然没有达到设计值。由图2-24中的液压油散热器进风温度曲线可知，冷却风通过水散热器后，进入液压油散热器的初始温度，随着液压系统负载的增大而升高。在试验工况下，液压油散热器的冷却风平均进口温度达到70℃左右，远超过设计计算值50℃（图中温度曲线出现起伏，是由于当液压油油温超过限值后，停止试验，下次试验时油温起点不同，而当增大负载转矩时，由于此时油温的平衡点已经远超过80℃，测试值是尚未等到液压油温达到热平衡时就获得的，导致图中温度曲线比较曲折，理论曲线应该是单调上升的）。

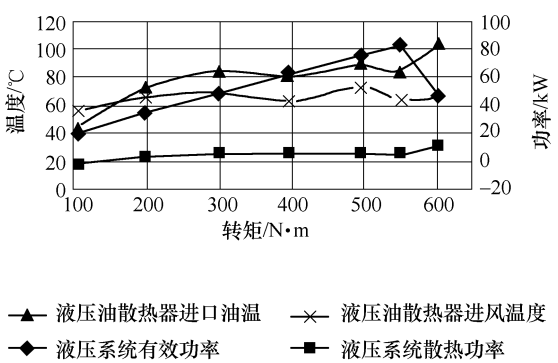


图2-24　液压系统性能试验结果

试验工况二：发动机节气门全开，传动系统Ⅳ档，液压系统空载（模拟高速跑车工况）。试验结果如图2-25所示。当传动系统输出转矩增大时，由于变矩器的作用，发动机的转速在额定转速2200r/min左右变化范围不大，因此冷却风量变化也不大。由于液压系统在空载工作时也会产生一定的热量，导致

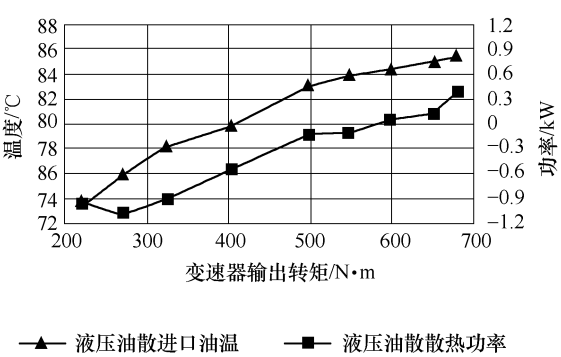


图2-25　高速跑车工况液压系统散热特性

液压油温度升高。由测试结果知道，当液压系统空载时，液压油散热器的散热功率不到0.5kW，在很大范围内是从冷却空气中吸热，液压油温不断升高。当变速器输出转矩在400N·m左右时，液压油温度就可能超过80℃。

从以上两种工况的情况可以知道，当液压系统和传动系统同时处于大负荷工作时，液压油温度也会迅速超过80℃。

4）液压油过热的原因分析。从以上的试验可以知道，液压油温度过高的原因是液压油散热器的散热能力过差，而导致散热能力差的原因主要是通过液压油散热器的冷却风的温度超过设计值较多，即由于装载机的发热量大，散热器多，由于散热器的布置方式导致冷却风的温度与设计值有较大偏差。在试验环境下，通过发动机舱和散热器（冷却水温最高可达99℃）的冷却风的温度较高，大约在70℃左右，而液压油温度最高设计限值仅为80℃，液压油与空气温度差很小，致使液压油散热器的散热能力低下。

3. 改进方案

由以上试验结果可知，采用传统的增大液压油散热器散热面积和提高风扇转速等措施无法解决问题。要提高液压油散热器的散热能力，必须考虑增大液压油与空气的温度差。可采用如下几种措施。

1）不改变冷却风的流动模式（即不改变原来的吹风式结构），把液压油散热器布置在最靠近风扇的位置，比如把它放在散热器前面，或者和散热器构成一个组件，这种措施对系统的改动不大。实际改进形即采用这种方式，经过试验和计算，可以满足设计要求，但是存在缺陷。

2）由于装载机通常采用吹风式风扇，冷却风先扫过发动机罩下方的空间（经过高温的消声器、排气管道、机体、变速器等），再进入散热器组，这使散热器组的冷却风的进口温度升高，冷却风的密度变小，散热能力下降。如果采用吸风式风扇，并合理布置散热器，可以使散热器的散热量增大，但需要进一步研究对驾驶室的舒适性、行车时与迎面风的矛盾及对发动机罩下方的各部件的影响等。更进一步的措施是考虑把动力舱与散热器组隔离开，可以进一步提高散热能力，但是会对现有的结构有较大改变。

3）进一步分析冷却系统的工作情况可以知道，当液压系统在大负荷下工作时，发动机工作在最大转矩、转速附近，由于风扇、液压泵都是通过机械方式和发动机曲轴连接在一起，此时冷却风扇转速较低，冷却风量较小，而且通过液压泵进入液压油散热器的油量也较小，此时系统发热量很大，导致系统容易过热。可以考虑使液压泵在空载时与发动机曲轴分离，并且使液压油流量可调。风扇可以采用其他的驱动方式，如液压马达、电动机来驱动并控制风扇转速。这样不仅可以减少系统能耗，而且可以根据需要提供足够的冷却能力。由计算可知，液压油散热器需要消耗的冷却风扇的功率不大，可以考虑把液压油散热器单独布置，通过液驱风扇或者电子风扇等进行冷却。驱动方式的改变，也使得散热器的布置方式更加灵活，如在挖掘机上已采用液压驱动风扇单独对液压油散热器进行冷却的方案。设置独立冷却风扇会使系统的复杂程度增大，导致成本的提高。但冷却系统的智能化，模块化必然是发展的方向。

还可以通过提高液压油的油温而增大温差，但液压油温度升高会导致油液粘度降低、油液泄漏增加、密封材料加速老化等问题，使液压系统的性能和可靠性降低。目前这种措施的成本和技术要求太高。

当然，还可以通过增大液压系统中油箱的容积和管路的散热面积，增强其散热能力。但这种措施必然导致其他一些问题的出现，而且其散热能力提高有限。对散热器进行优化设计，提高换热系数，降低油侧和风侧阻力，对冷却风道进行一些改进，比如改善散热器组的密封性能，减少风道的死区，以减少热风回流的影响等，也是提高散热能力的有效措施。

4. 改进型液压油散热器的计算和试验

针对仅改变布置方式的液压油散热器进行简单计算。把液压油散热器布置到散热器前面，假设液压系统的发热量全部由散热器进行散热，则散热器的散热面积可按下式计算：

$$A=\frac{1000P_1}{K\Delta t_m}$$

式中，P_1 为散热器的散热功率，$P_1=20\text{kW}$；K 为散热器的传热系数，取值 $K=90\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$；$\Delta t_m$ 为油和空气之间的平均温度差，$\Delta t_m=\frac{t_1+t_2}{2}-\frac{t_1'+t_2'}{2}$，其中，$t_1$ 为散热器液压油入口温度，该液压系统工作油液的设计温度为 80℃，$t_1=(273+80)\text{K}$；t_2 为散热器液压油出口温度，取 $t_2=(273+73)\text{K}$；t_1' 为冷却风入口温度，$t_1'=(273+50)\text{K}$；t_2' 为冷却风出口温度，$t_2'=(273+60)\text{K}$。

得 $\Delta t_m=21.5\text{K}$，$A=10.3\text{m}^2$。

液压油散热器需要的冷却风量：

$$Q_a=\frac{P_2}{\rho C_p\Delta t}$$

式中，Q_a 为风扇的风量（m^3/s）；P_2 为散热器散热功率，$P_2=20\text{kW}$；C_p 为空气的定压比热容，取 $C_p=1.006\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$；$\rho$ 为空气密度，取 $\rho=1.09\text{kg}/\text{m}^3$；$\Delta t$ 为散热温差，取 $\Delta t=10℃$。

计算得 $Q_a=1.8\text{m}^3/\text{s}$。

风扇的驱动功率表达式为

$$P_3=\frac{\Delta p_a Q_a}{1000\eta}$$

式中，P_3 为风扇的驱动功率（kW）；Δp_a 为自由排风时的风压，一般可以取 $\Delta p_a=100\sim1000\text{Pa}$，此处取 $\Delta p_a=500\text{Pa}$；η 为轴流式风扇的效率，取 $\eta=0.4$。

计算得 $P_3=2.25\text{kW}$。

考虑到油箱和其他液压元件的散热作用，因此不改变原系统设计的散热器面积。由于液压油散热量不大，而且其正面面积比散热器面积小很多，它对后面散热器的影响较小。改型液压油散热器的风洞试验结果如下：在发动机额定转速下，液压油散热器散热功率为 21.7kW，已经超过系统设计要求。由此证明这种改进是可行的。

2.3.6 液压油散热器在装载机上的应用和改进

某公司生产的 LG950 型装载机，采用了双泵合流、优先转向、负荷传感全液压转向系统。为解决装载机在恶劣工况下的高温问题，在液压系统的回油管路中设置了液压油散热器（以下简称液压油散）。液压油散增加后，经常出现开裂漏油故障。

1. 液压油散的种类及特点

液压系统工作时，液压元件的容积损失、机械损失和管路的压力损失及流体摩擦损失等

消耗的能量几乎全部转化为热量。这些热量除一部分散发到周围空间外，大部分会导致系统油液温度升高。如果油液温度过高（＞80℃），液压油因被氧化，其性能将急剧变化，各液压元件的密封性能也会下降，从而严重影响液压系统的正常工作。

一般装载机等工程机械液压油的工作温度为 30～80℃。当工作油温超过 60℃以后，每增加 8℃，油液的使用寿命就会减半。由于受结构限制，液压油箱不能很大；而机器的作业工况比较恶劣，系统发热量较大；尤其是在夏季作业时，有些地区的环境温度过高，油温上升更快。因此装载机油温较高的现象比较普遍，使机器作业效率下降，液压元件的故障率增加，严重时造成机器不能正常作业。所以，必须采取强制冷却的措施，通过液压油散来控制油温，使之符合系统工作要求。

根据冷却介质的不同，冷却器分为水冷和风冷两类。对于装载机而言，液压油散通常置于发动机散热器（即水箱）导风罩内或散热器后部，也可以与散热器左右排列，利用发动机的风扇强制吹风冷却。

根据结构形式的不同，风冷式散热器分为管式、板式、翅管式和板翅式（翅片式）。

一般的管式或板式散热器，传热系数均不大，冷却效果也较差，应用较少。

翅管式是将翅片绕在光管上再焊接而成。其传热系数比一般的光管式散热器高 2.2 倍。但由于管路流动阻力较小，油液流速过快，在一定程度上影响了散热效果。为此，管路通常多次弯曲或制成蛇形结构，以增加流程，降低流速，提高散热效果。

板翅式（翅片式）由两端油室（封头）、散热芯、固定侧板等焊接组成。散热芯由通油板和翅片通过真空钎焊而成，在每两层通油板之间设有波浪形的翅片。两通油板形成的流道内部也设置了翅片（厚度为 0.2～0.3mm 的铝片），如图 2-26 所示，以增加局部散热系数和散热面积（散热面积可达光管的 8～10 倍），因此可以大大提高传热系数。如果再加上强制通风，冷却效果会更好，传热系数最高可达 350 W/(m^2·℃)。

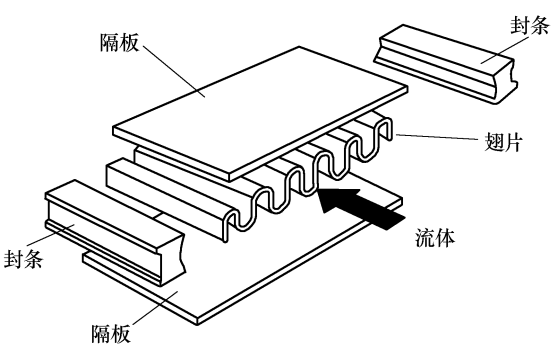


图 2-26　板翅式散热器流道结构示意图

板翅式散热器具有结构紧凑、体积小的特点。但其风阻大、易堵塞、难清洗。同时，由于通油板厚度较小（小于 1mm），因此耐压强度不高。一般铝制板翅式液压油散的设计工作压力在 1.0MPa 左右。目前，这种散热器在国内挖掘机、装载机上应用比较普遍。

在很多情况下，油温的升高是由于大量高压油从溢流阀溢出引起的，因此液压油散通常安装在回油管路上，以获得较好的散热效果。

2. 液压油散的技术要求

1）基本要求。液压油散除通过管道散热面积直接吸收油液中的热量外，还使油液流动出现紊流，通过破坏边界层来增加油液的传热系数。对液压油散的基本要求是：在保证散热面积足够大、通油面积足够大、散热效率高和压力损失小等前提下，要求结构紧凑、耐压强度高、体积小、重量轻。

2）压力要求。液压油散在出厂前，必须全部进行耐压试验。液压油散的设计工作压力一般大于或等于1.0MPa；水压试验压力为设计压力的1.5倍，特殊要求时可以达到2倍，保压时间为10min；单台散热器的气压试验压力为设计压力的1.25倍；气密性试验压力为设计压力的1.1倍；爆破试验压力要求不小于设计压力的5倍。

3）压力损失要求。为减少液压油散的安装对液压系统回油压力的影响，在满足散热要求和外形尺寸的前提下，应尽可能增加液压油散的通油面积，降低液压油散的压力损失。油温在60℃时，液压油散的压力损失（进口压力和出口压力之差）要求在0.1～0.3MPa，最大不能超过0.5MPa。当冷却流量较大时，为避免压力损失太大，可采用单流程冷却。

4）散热性能要求。对于装载机等工程机械，液压油散应满足机械在40℃环境温度下，正常工作时的散热效果要求。经试验测试，热平衡时，散热器进油口和出油口油液温差应在3～5℃左右，液压油的热平衡温度不得高于80℃。散热器其他性能应符合JB/T 7261—1994《铝制板翅式换热器技术条件》的有关规定。

3. 液压油散在LG950型装载机上的应用

LG950型装载机采用了双泵合流、优先转向、负荷传感全液压转向系统。通过优先阀作用，可以在优先满足转向的前提下，实现转向液压系统多余油量与工作装置液压系统合流，减少了系统功率损失，提高了整机效率。为解决液压油温度偏高问题，在液压系统回路中增加了铝制板翅式液压油散，对多路阀回油（包括优先阀合流流量）进行冷却。LG950型装载机工作液压系统原理如图2-27所示。

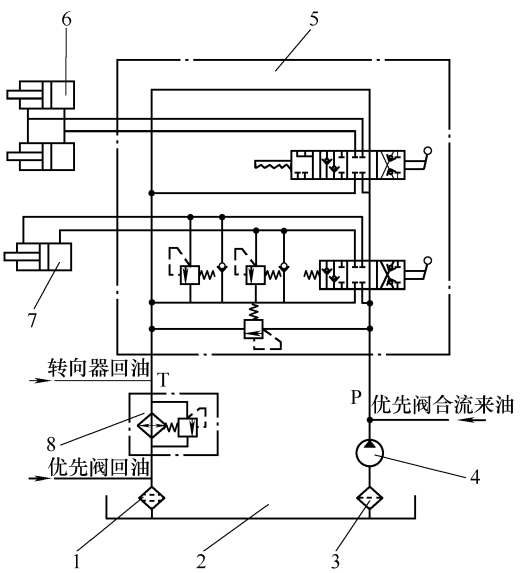


图2-27　LG950型装载机工作装置液压系统原理图

1—回油过滤器　2—液压油箱　3—吸油过滤器
4—工作泵　5—多路阀　6—动臂液压缸
7—转斗液压缸　8—液压油散（带旁通阀）

液压油散的选择和计算，主要根据装载机的使用要求、液压系统热平衡计算、散热器的结构形式和传热系数等因素来进行。

液压油散的散热面积可根据下面公式计算：

$$A = f\frac{H - H'}{K\Delta\tau_{\mathrm{m}}}$$

式中，A为散热器的散热面积（m^2）；f为污垢系数，$f=1.4\sim2.0$，对于水冷式取大值，风冷式取小值；H为液压系统发热量（J/h）；H'为液压系统散热量（一般取油箱的散热量）（J/h）；K为散热器的散热系数（$\mathrm{W/(m^2\cdot℃)}$），对于强制风冷型，$K=30\sim350\mathrm{W/(m^2\cdot℃)}$，取$K=100\mathrm{W/(m^2\cdot℃)}$；$\Delta\tau_{\mathrm{m}}$为液压油与冷却介质（水或风）之间的平均温差（℃）。

其中　　$$\Delta\tau_m=\frac{\tau_1+\tau_2}{2}=\frac{\tau_1'+\tau_2'}{2}$$

式中，τ_1 为液压油入口温度（℃），取 $\tau_1=80℃$；τ_2 为液压油出口温度（℃），取 $\tau_2=75℃$；τ_1' 为冷却介质（水或风）入口温度（℃），取夏季最高环境温度 $\tau_1'=40℃$；τ_2' 为冷却介质（水或风）出口温度（℃），取 $\tau'_2=70℃$。

$$\Delta\tau_m=\left(\frac{80+75}{2}-\frac{40+70}{2}\right)℃=22.5℃$$

若不考虑油箱、管路等的散热，同时忽略系统溢流损失，并假设冷却的进风量足够的情况下，可以简单认为，散热器的热交换量等于液压油释放的热量，即

$$CQ\rho(\tau_1-\tau_2)=fAK\Delta\tau_m$$

式中，C 为液压油的比热容，$C=1675\sim2\,093J/(kg\cdot K)$，取 $C=2000J/(kg\cdot K)$；ρ 为液压油的密度，$\rho=900kg/m^3$；Q 为液压油的流量（L/min），取 $Q=350L/min$。

由此可计算出液压系统在设定的油温下所需要的散热器的散热面积：

$$A=\frac{2000\times350\times10^{-3}\times900\times5}{60\times1.4\times100\times22.5}m^2=16.7m^2$$

然后确定散热器的结构形式、流程以及散热芯的外形尺寸、流道数量等参数。

通过计算和试验，LG950 型装载机液压油散的参数最终确定见表 2-9，液压油散外形如图 2-28 所示。

表 2-9　液压油散的主要技术参数

结构形式	铝制板翅式	
冷却的液压油流量	350/min	
工作介质	液压油	环境空气
换热面积	5.7m²	10.9m²
流程	单流程	
油侧工作压力	1.2MPa	
试验压力	1.8MPa	
油侧压力损失(60℃油温时)	0.15MPa	
液压油平衡温度(在 40℃环境下)	73℃	

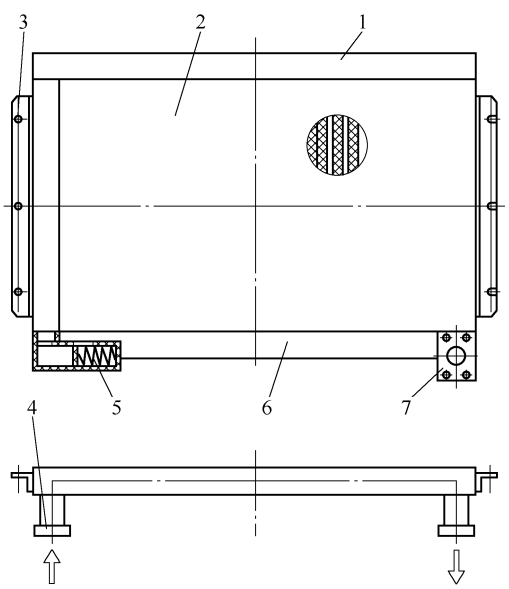


图 2-28　LG950 型装载机液压油散外形图

1—上部油室　2—散热芯　3—固定板　4—进油法兰　5—旁通阀　6—下部油室　7—出油法兰

4. 液压油散的主要故障分析及改进

根据用户的实际作业反馈，LG950 型装载机采用液压油散后，液压油温度一直处于比较理想的范围内，没有再出现以前的液压油温度偏高、液压油较快变质、液压元件寿命偏高等问题，充分说明液压油散的散热效果是比较理想的。但是，在反馈散热效果较好的同时，液压油散却经常出现开裂漏油的现象，故障率偏高。为此，对液压油散的使用情况、故障现象进行了实地考察走访和测试分析。

经过汇总，液压油散的主要故障现象有：

1）进油管焊接处，裂纹沿焊缝方向或与焊缝垂直。

2）液压油散的油室与散热芯焊缝处出现长裂纹，油室向外鼓胀。

3）散热芯油道焊接处开裂漏油。

测试发现，当环境温度在8℃左右，装载机在冷车状态，从最高举升位置高速下降动臂时，液压油散的进油口压力可达0.7MPa，冲击峰值最高可达1.5MPa。

经过分析认为，除了液压油散存在一定的焊接质量问题外，发生故障的主要原因在于：液压油散冷却的油液流量较大，而液压油散流道内部设置了许多翅片，对流经的油液产生较大的流动阻力。在温度较高时，液压油散的压力损失相对较小，当环境温度较低时，液压油粘度随温度的降低而变大，因而流动阻力较大，液压油散承受的压力相应升高。此时无论起动车辆，还是进行作业，液压系统的压力冲击都较大，容易引起散热器在进油管、散热芯油室等部位比较薄弱的环节或焊缝处开裂。

根据上述分析，与散热器厂家一起制定了改进方案和措施。加强液压油散的质量控制，提高油散的耐压能力，增加进油口附近油室及流道的通道面积，以减少油液流通阻力；同时，将原来的进油口移至下部，减少进油管路对液压油散的振动、冲击破坏；更重要的是，在液压油散进油和出油口之间并联1个溢流阀作为旁通阀，当进油和回油压差达到调定数值时，旁通阀开启，部分油液由油室直接回油，不再流经散热芯进行冷却，以此降低油液阻力，保护液压油散。液压油散旁通阀的开启压差设定为0.3MPa。

增加旁通阀后，当低温起动时，由于油液粘度较大，流经液压油散的阻力较大，溢流阀在阻力的作用下打开，大部分油液经旁通阀直接回油箱，只有少量油液流经散热器，因而油温很快上升，在一定程度上缩短了“暖机时间”。而当油温较高、粘度较小时，由于油液阻力小，旁通阀关闭，液压系统的回油经液压油散回油箱，因而可以冷却全部工作油液。此时，旁通阀可以作为安全阀使用，保护液压油散。

经过上述改进，液压油散的故障显著降低，故障率由改进前的10%左右下降至1%以下。

2.3.7 ZL50型装载机液压系统的高温故障排除

某ZL50型装载机在使用中，每到炎热的夏天，液压系统的油温就会升高到80～100℃，工作一直不正常，作业逐渐无力，且不能连续作业，严重影响了生产效率。

1. 液压系统油温过高的原因分析

液压系统的油温过高，其原因很多，有没计方面的，也有加工制造和使用方面的，具体如下：

1）液压系统设计不合理。ZL50型装载机液压系统中未安装液压油冷却装置，系统散热仅靠液压油箱和管路来完成，且油箱容积较小，散热面积不大，而管路散热又十分有限，如果环境温度较高，则很难降低系统温度。

2）工作油温过高。工程机械液压系统最佳工作油温为35～55℃，允许最大工作油温是65～70℃。而在炎热的夏天，工程机械在停机状态，系统温度就已接近40℃，当开始工作时，油温很快超过设计指标。油温过高，系统油液粘度下降，破坏了液压元件运动副间的油膜，使金属表面直接接触，机械运转噪声不断增大，同时增加磨损，导致液压元件出现其

他故障和增大泄漏，从而又进一步使系统升温，形成恶性循环。

2. 排除高温故障措施

为了使 ZL50 型装载机适应于夏季高温环境条件下作业，在不影响主机系统性能的前提下，可在液压系统中增设一个冷却器，从而加大冷却系统的散热面积。冷却器一般安装在液压系统的总回油管或溢流阀的回油管路中，特别是后者，油液在这些地方发热量最大。对 ZL50 型装载机油路系统进行技术改进时，就将冷却器安装在溢流阀的回油管路中。新增冷却器的容量，通过系统热平衡计算确定。

1）系统发热量计算。根据现场油液的升温，采用测量法，可按下求出系统的发热量：

$$P_1 = Vc_p\Delta t/1000T$$

式中，P_1 为发热功率（kW）；T 为原油箱的有效加热时间，现场测试取 $T=1\text{h}$；Δt 为油液升温，取 $\Delta t=50℃$；c_p 为油液的比热容、密度之积，取 $c_p=0.47\text{Wh/(L·℃)}$；V 为油箱体积（L）。

考虑到油箱和其他液压元件的散热作用，应将上述计算结果再减去 23% 的修正值，取液压系统总发热量为 $P_1=8.6\text{kW}$。

2）热平衡计算。该液压系统工作油液的设计温度为 60～70℃。若从增大冷却器散热能力、降低系统工作油温出发，使系统的发热量全部通过冷却器进行散热，则冷却器的散热面积可按下式计算：

$$A = P_2k\Delta t_m$$

式中，P_2 为冷却器的散热功率，根据热平衡的原理，总散热量应等玩于总发热量，故 $P_2=P_1$；k 为冷却器的传热系数，取下限值：$k=35\text{W/m}^2\text{K}$；Δt_m 为油和空气之间的平均温度差。

$$\Delta t_m = t_2 + t_1/2 - t_2' + t_1'$$

式中，t_1 为冷却器液压油入口温度，取 $t_1=(273+75)\text{K}$；t_2 为冷却器液压油出口温度，取 $t_2=(273+55)\text{K}$；t_1'为冷却介质入口温度，取 $t_1'=(273+35)\text{K}$；t_2'为冷却介质出口温度，取 $t_2'=(273+35)\text{K}$ 故得 $\Delta t_m=35℃$。

将 P_2、k、Δt_m 值代入上式，则所需总散热面积 $A=9.8\text{m}^2$。根据实际测量，该机原油箱有效散热面积约为 2.2m^2，所以需新增加 7.6m^2 的散热面积，就足以满足系统的工作要求。新增加的冷却器型号为：$\text{FLQ0.65}\times0.46\text{—}2\times(7.2/0.8)\times16\text{m}^2$。

3）冷却器风扇驱动功率的计算。选用轴流式风扇。风扇的风量应根据新增冷却器的散热量计算，风扇的风量为

$$Q_a = P_3/3600\rho c_p\Delta t$$

式中，Q_a 为风扇的风量（m^3/s）；P_3 为冷却器散热量，按散热面积等值分配，新增冷却器的散热量：$P_3=7\text{kW}$；c_p 为空气的比热容，取 $c_p=0.28\text{Wh/(kg·℃)}$；ρ 为空气密度，取 $\rho=1.29\text{kg/m}^3$；Δt 为散热温差，取 $\Delta t=10℃$

故 $Q_a=0.54\text{m}^3/\text{s}$。

风扇驱动功率表达式为

$$P_4 = \Delta p_aQ_a/1000\eta$$

式中，P_4 为风扇的驱动功率（kW）；Δp_a 为自由排风时的风压，一般可取 $\Delta p_a = 100 \sim 1000\text{Pa}$，此处选取 $\Delta p_a = 500\text{Pa}$；$\eta$ 为轴流式风扇的效率，取 $\eta = 0.4$。

故 $P_4 = 0.7\text{kW}$。

按照上述排除高温故障的措施，先后对 4 台 Z150 装载机液压油路进行了技术改造，经施工中实际应用，均能保持系统的油温在 70℃以内，可连续正常工作 故障外理效果较好。

2.3.8 某轮式装载机液压水冷却器异常损坏排查

国内 5t 轮胎式装载机液压控制系统大多数采用定量齿轮泵系统，系统设计时，由于液压油箱容积有限，为使液压系统油温控制在适宜的温度，液压系统中均设置有冷却器。按冷却介质不同，冷却器分为风冷、水冷和氨冷等多种形式。装载机一般采用风冷和水冷。风冷是利用发动机风扇迫使空气穿过散热器表面，使油液冷却。水冷多采用多管式冷却器，它是一种强制对流式冷却器，冷却介质采用的是发动机的冷却水，水在水管中流动，而油液在水管周围流动，这种冷却器散热率较高。

1. 故障现象

某台型号为 ZL50 型装载机在使用约 100h 后连续出现其冷却器被憋坏导致窜油的故障，由于此款车为成熟机型，所以要快速排查其故障原因，制定出相应措施，进行有效的控制，保证批量产品的质量。

2. 故障原因推测

液压元件的损坏，主要有两个原因，一是元件本身质量缺陷，二是元件非正常使用。对原换下来的冷却器进行拆检，发现冷却器的挡板变形，中间部分向下凹，其余零部件正常。初步分析应是受液压冲击力过大或冷却器挡板有质量缺陷引起。该主机冷却回路控制如图 2-29 所示，需散热的油液来自主机工作系统回油，由于主系统为定量泵系统，发动机工作时转速在 700～2400r/min 之间，回油路流量受其转速变化的影响较大。冷却器的进口处并联一个有一定开启压力的单向阀，它相当于一个直动式低压溢流阀，其作用是控制冷却器的进口压力，保护冷却器。如果出现冷却器工作压力异常升高，可能是该单向阀出现故障，或是冷却器出口管路附件出现故障，于是对其使用情况进行检查。

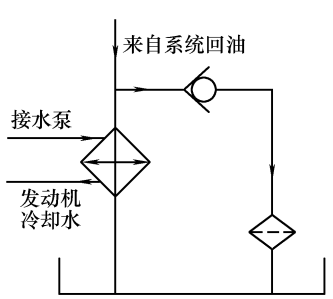


图 2-29 冷却回路控制图

3. 测试排查

1）原车状态测试。根据现场条件，利用 HMG3000 手持式测量仪进行测试。在原车故障状态下使主机进行各工况作业对其进行测试，在液压油冷却器进口连接测试点，测试冷却器进口压力值，如图 2-30 所示，横坐标为时间（s），纵坐标为压力（bar），以下图标全相同。结果显示进油口压力数据在动臂下降工况时为 13bar，属异常。由此排除了冷却器挡板质量缺陷的影响因素，确认是回路故障导致冷却器非正常使用。

2）单向阀进口堵死后试验。对冷却回油路进行局部调整，将单向阀进口完全堵住，即主油路回油流量全部通过冷却器后回油箱，测试冷却器进出口压力局部曲线如图 2-31、图

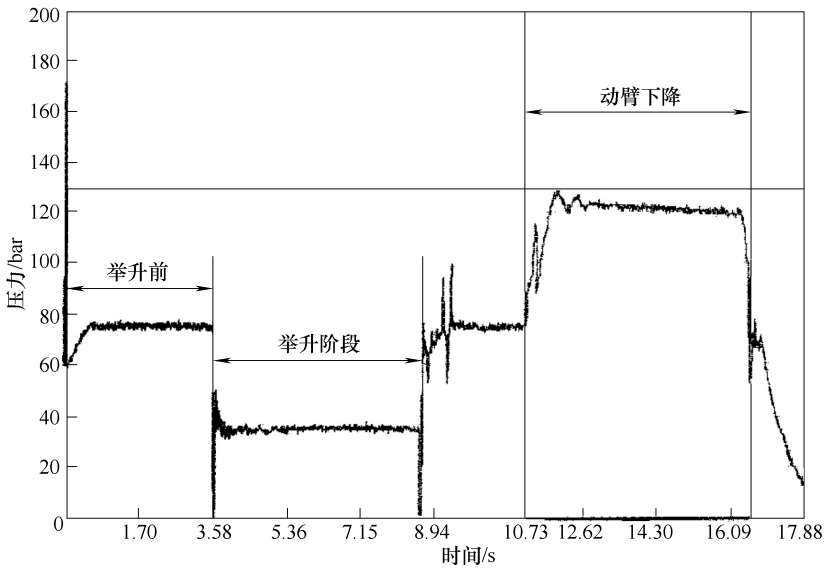


图 2-30　原车工作状态

2-32 所示。通过比对观察，原车冷却器进口压力曲线（图 2-30）和单向阀堵死后的冷却器进口压力曲线（图 2-31）其对应压力曲线接近，推测单向阀可能有问题，拆解单向阀，发现其阀芯只有用工具敲击才能打开，打开后不能自己关闭，说明单向阀确实存在问题。换装上一个新单向阀后，重新测试。

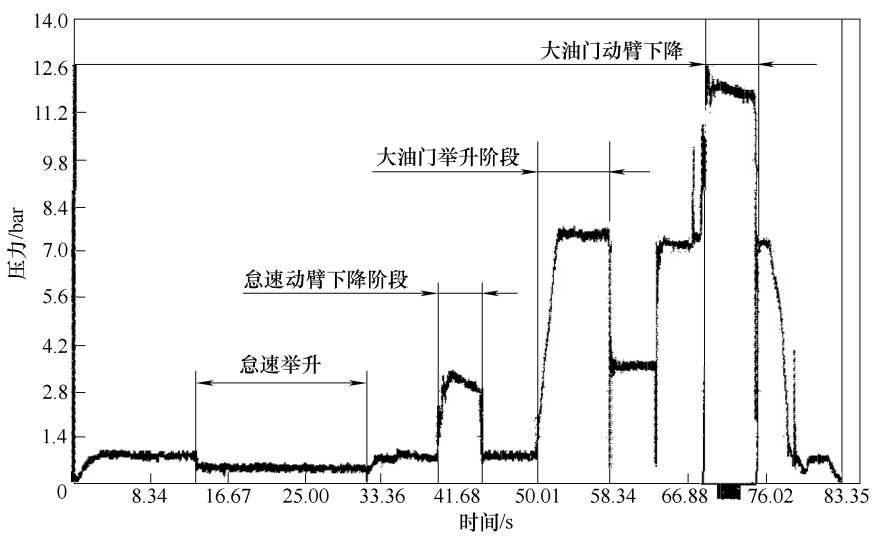


图 2-31　冷却器进口

3）换新单向阀后试验。冷却器液压油进出口压力局部曲线分别如图 2-33、图 2-34 所示。结果显示冷却器进口压力稳定在 0.38MPa，出口压力稳定在 0.19MPa。与原设计参数相符，说明改换新单向阀后，液压油冷却系统恢复正常，也说明冷却器出口管路附件正常。

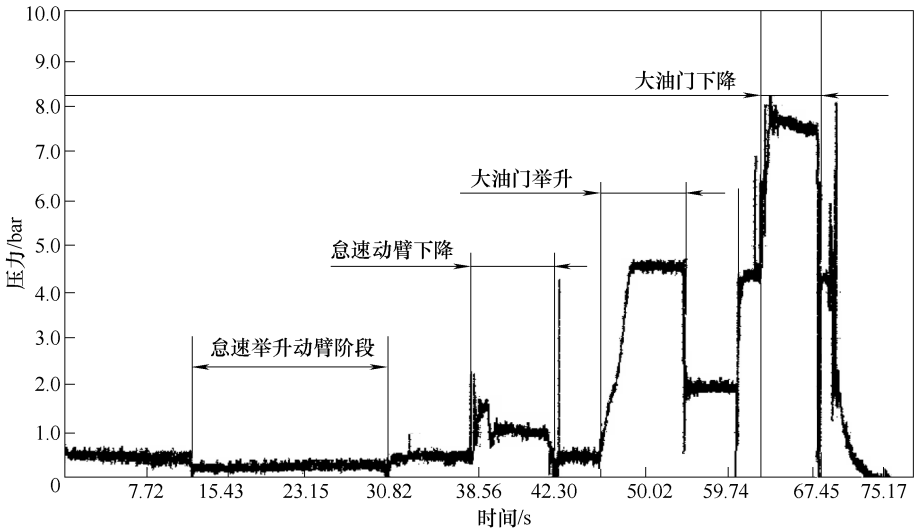


图 2-32　冷却器出口

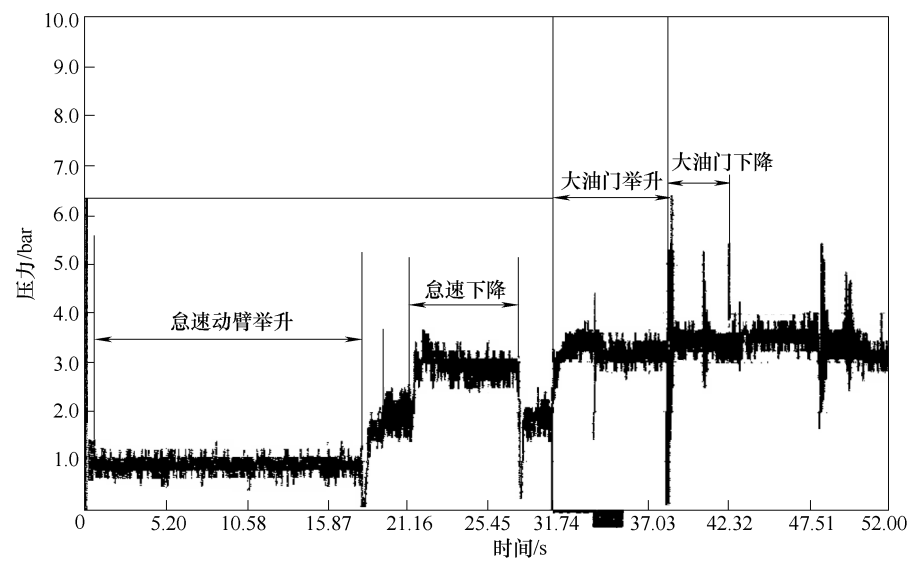


图 2-33　更新单向阀后冷却器进口

通过以上压力检测、分析排查，可以确定该车冷却器损坏的原因是单向阀卡死。通过冷却器液压油流量增大，使进、出口压力升高。在更换新单向阀和新冷却器后，主机工作正常，未再发生冷却器被憋坏导致窜油的故障。为了避免此类现象的再次发生，对整机装配作业指导书和售后作业指导书进行了相应的修订，由于此单向阀为锥管密封，在装配时需涂螺纹密封胶，必须注意不要把胶滴、渗到阀芯上，在装配时必须注意单向阀的装配方向和排查单向阀芯的灵活性。售后维修或更换冷却器时，一定要排查该单向阀是否卡阻或卡死，冷却器回油管路是否通畅，视情况进行清洗或更换，确保故障全部排除，提高次维修成功率。

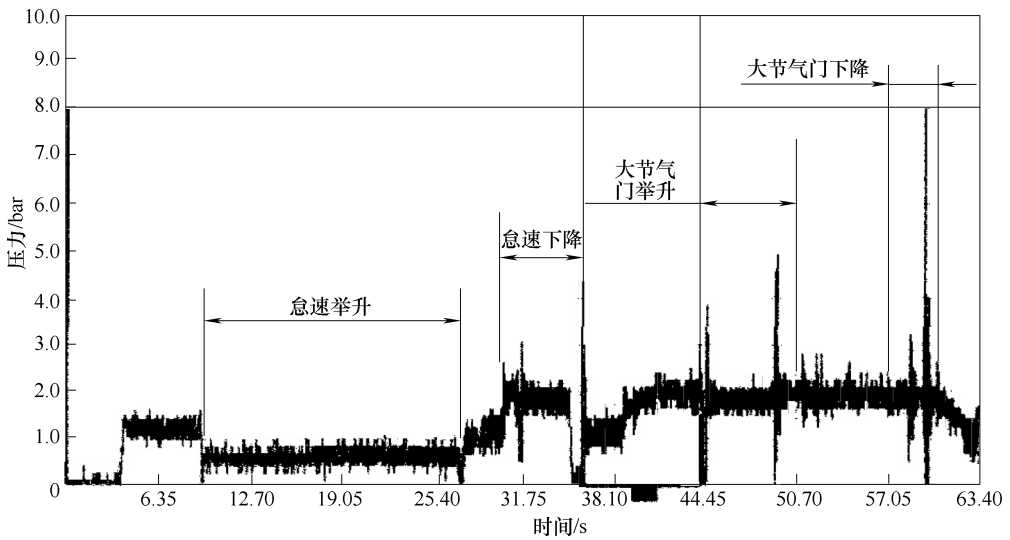


图 2-34　更新单向阀后冷却器出口

2.4　推土机液压阀故障案例分析

2.4.1　降低整体式多路阀故障的措施

ZL50 型装载机的整体式多路阀（以下简称多路阀）结构如图 2-35 所示。在三包期内早

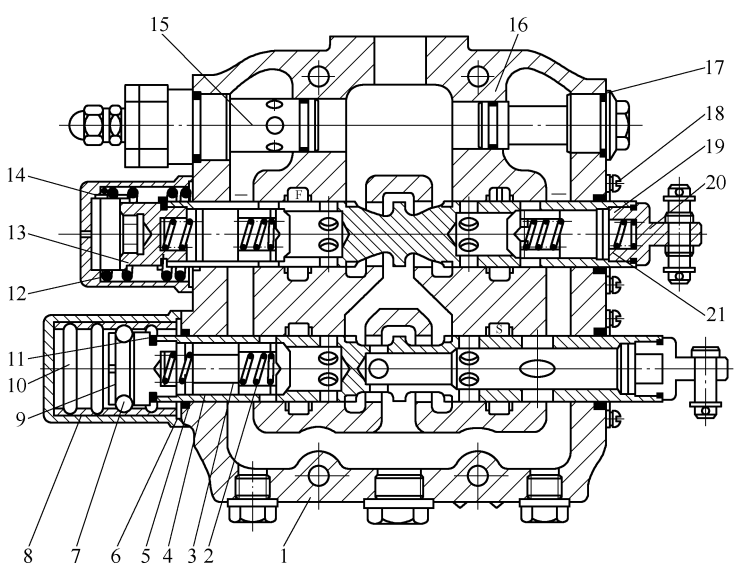


图 2-35　整体式多路阀结构图

1—阀体　2—单向阀　3—弹簧　4—动臂滑阀　5、11、16、17—O 形密封圈　6—压板　7—钢球
8—定位套　9—定位柱　10—定位弹簧　12—复位弹簧　13—限位柱　14、21—弹簧座
15—安全阀组件　18—防尘圈　19—转斗滑阀　20—销轴座

期故障率比较高，所以提高多路阀的质量对降低整个产品早期故障率起着非常重要的作用。针对多年来在使用、维修中出现的故障，分析其产生的原因，并提出解决问题的措施。

1. 阀杆漏油

阀杆漏油约占该阀故障的一半以上，所以需进行重点分析。

（1）原因

1）阀杆两端安装的O形密封圈（46×3.5，共4处）是封油的关键部位，该密封圈材料为丁腈橡胶，抗高温性差，易变硬老化。经检测使用2~3个月后弹性下降、发硬变形，造成漏油。

2）阀体两端安装O形密封圈（46×3.5）的槽深尺寸控制不严，同时密封圈的装配调整工艺不完善。当装上密封圈、压垫及防尘圈后，如果其高度明显低于槽深，则密封圈没有被压紧，处于浮动状态，阀内高压油会沿着阀杆向外泄漏，同时密封圈随阀杆运动，容易因摩擦和挤压而变形损坏，降低封油效果。由于存在间隙，灰尘容易进入，从而降低阀的使用寿命。当装上密封圈、压垫及防尘圈后如果其高度明显高于槽深，则密封圈受到很大的压力，处于过压状态，会发生较大的变形，使密封圈与阀杆之间摩擦力大大增加，使用一段时间后，密封圈急剧磨损，丧失密封功能，导致阀内高压油沿着阀杆向外泄漏。

3）后端盖压板厚度应略高于后盖止口高度。实际测量中发现压板厚度有低于后盖止口高度的情况，这样压板根本起不到压紧密封圈的作用。

（2）措施

1）更换O形密封圈材料，采用耐油性较好、不易老化、寿命长的氟橡胶O形密封圈。

2）将密封圈槽深尺寸减少0.5~1mm并严格控制槽深尺寸，其公差应在0.005~0.01mm之间，使密封圈受到合理的预压力，保证封油效果。如果槽深过大，在装配时应采取措施，如采用加装调整垫的办法，以保证压紧密封圈；如果槽深过浅，应将该槽深度重新加工到要求的尺寸范围之内，确保其封油效果。

3）严格控制后盖止口高度尺寸，保证后端盖压板厚度高于后盖止口高度。

2. 溢流阀和过载阀漏油

（1）原因

1）阀套上安装O形密封圈（30×3.1）的槽和阀内回油道相距太近，易被冲切，造成系统压力下降，甚至没有压力。

2）主阀芯和先导阀座上安装的O形密封圈（24×2.4）易损坏漏油。

（2）措施

1）将阀套总长尺寸由79mm改为81mm，使阀芯密封槽位置前移2mm，以避免阀芯密封槽和回油道相通，使密封圈被冲切。

2）严格控制密封圈槽的位置和深度尺寸，并将这两种O形密封圈材质也改为氟橡胶材料。

3. 溢流阀和过载阀主阀芯回位不灵或卡死

（1）原因

1）阀体与阀芯配合间隙过小。

2）弹簧弹性下降。

3）O形密封圈槽尺寸偏浅，也会造成O形密封圈和阀体间摩擦力加大。

（2）措施

1）将阀芯与阀套之间的配合间隙适当放大，其配合间隙调整到 0.025 ~ 0.035mm。

2）增加弹簧刚度，提高弹簧质量。

3）严格控制密封圈槽的位置和深度尺寸。

4. 溢流阀和过载阀弹簧易变形或折断

（1）原因　部分弹簧材质有缺陷或回火不彻底。

（2）措施　严格控制弹簧原材料及热处理工艺质量。

5. 多路阀主阀杆操作不灵活

（1）原因

1）阀体两端面对阀杆孔中心的垂直度误差大。

2）阀体、阀杆配合间隙过小。

3）后盖内孔与回位弹簧间隙偏小或后盖内孔与端面垂直度误差大，造成后盖内孔与回位弹簧有摩擦，使主阀杆操作不灵活、发沉。

4）后盖压板两端面的平行度偏差过大（为 0.03mm）。

（2）措施

1）注意加工阀体时阀孔与两端面的垂直度误差在规定公差范围内。

2）阀体、阀杆配合间隙定在合理范围。

3）阀体后盖与回位弹簧运动间隙可适当放大，弹簧装配时要清除飞边，后盖压板要保证其两端面的平行度偏差在 0.015mm 以内。注意在试车过程中如发现操纵发沉，不允许采用松后盖螺钉或加垫的方法处理，因为这样虽能减轻发沉但又导致渗漏油的发生。

6. 多路阀内泄漏量大或阀杆发卡

（1）原因　内泄漏量与阀体、阀杆配合间隙的三次方成正比，如果配合间隙过小，内泄漏量虽然很小，但阀在使用一段时间后会产生 80 ~ 100℃的高温，因阀杆（碳钢）热膨胀系数大于阀体（铸铁），造成热胀，再加上油的清洁度下降，这样就很容易产生操作不灵活、发沉或烧死现象。

（2）措施　通过大量实践，证明将内泄漏量定为 80 ~ 170mL/min，相应地配合间隙在 0.014 ~ 0.018mm 之间较为合理。

7. 补油阀泄漏

（1）原因　该阀的主要作用是防止动臂液压缸上腔由于动臂下降过快出现真空而产生气蚀现象。经过实测对比，发现动臂自由下降时间约 7s，远大于发动机额定转速下动臂下降时间 4.8s，即在动臂自由下降过程中补油阀并没有被打开，也就是说补油阀在动臂自由下降过程中不起作用，而在一定转速下供给动臂液压缸上腔的油量是足够的，且动臂阀杆上有一单向阀可以形成一定的背压，很难出现真空。但是由于补油阀关闭不严，易使动臂液压缸小腔油液泄漏，造成停车困难或停车后下降过快。

（2）措施　取消补油阀，由于补油阀故障在多路阀故障率中排第 2 位，取消补油阀不仅不会对整机性能及元件寿命造成影响，而且还可大大降低由其造成的多路阀故障率，又可降低多路阀成本。取消补油阀后，对三包回厂的动臂液压缸进行拆检，均未发现有气蚀的故障现象。

采取以上改进措施后效果显著，使多路阀早期故障率大幅度下降，仅占整个产品早期故

障率的 1% 以下。

2.4.2 装载机多路阀操纵系统的改进

在现行的多路操纵阀前置的工程机械生产中，由于操纵阀布置局限性，必须通过弯曲的软轴结构传递操纵力。操作熟练的驾驶员为提高工作效率，在工作中经常将转向、提升动臂、收回铲斗等多项动作同时进行，并频繁地转向操作，必然导致由操纵手柄到前置多路阀的软轴频繁弯曲。当软轴弯曲半径变小时，软轴轴心与软轴外套之间的相对滑动阻力将变大。由于软轴结构的原因或安装误差带来的阻力要比阀本身需要的推拉力大 2 ~ 3 倍，驾驶员将要付出更多的体力。一个工作日结束，总感觉胳膊酸痛。由此，对驾驶员劳动强度的减小问题也越来越引起业界人士的高度重视。

1. 现行操纵机构的结构形式

装载机的工作装置通过液压操纵手柄，直接控制多路操纵阀，使高压油通过管路进入液压缸，从而实现液压缸活塞杆的伸缩，完成动臂的举升、下降和转斗动作的前翻或收斗。操纵力直接由驾驶员通过操纵杆施加，为减少操纵力，通常加大操纵杆动力臂的长度。但是由于驾驶室空间位置的限制及操作动作范围的限制，操纵杆不能做得太长，而且过大的操纵范围会加大驾驶员的劳动强度。为此，液压先导阀的操纵阀在高配置装载机上有所采用。如图 2-36 所示为现行装载机操纵装置布置图。操纵杆 2 与操纵阀 1 通过软轴直接连接，操纵杆 2 直接推动或拉动操纵阀 1 的阀杆，实现液压油的接通和断开，完成动臂和铲斗的执行动作。

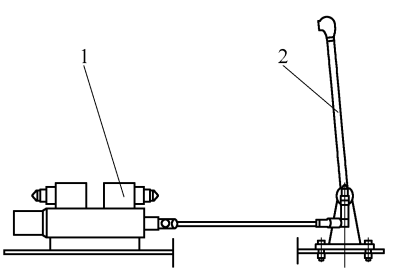


图 2-36 装载机操纵装置布置图

1—DF32. 2F. 1A 操纵阀 2—操纵杆

2. 液压先导操纵阀的应用状况

采用液压先导阀的操纵阀虽然能满足轻便灵活的性能要求，但是由于液压先导阀的制造精度很高，在使用保养上要求也很苛刻，尤其对油品以及液压管路的清洁度要求很高，因此在同样的加工条件、生产状况和使用条件下，具有液压先导阀系统的液压系统，出现阀卡死，先导控制失灵的故障率相当高。并且，其很高的制造精度要求加大了制造成本，与其普通的多路操纵阀相比较，带有先导阀的多路操纵阀的价格要高出一倍以上。因上述原因，具有液压先导阀系统的多路操纵阀在民用装载机上的应用受到限制。为解决操纵轻便与制造、维护成本高的问题，开发设计出气动助力操纵器。

3. 气动助力器介绍

气动助力器是为了使多路阀的操作更加迅速、轻便并且使用维护方便、整机成本低而开发的。该助力器有两个独立的助力气缸，其原理是利用压缩空气作为动力源，以气缸形式推动多路阀操纵装置而产生助力作用。在助力器的作用下，为减少驾驶员的操纵推拉幅度，可以减短操纵杆的长度，而仍能保证操纵的轻便。此外，由于操纵杆的操作轻松、准确，使装载机可以通过正确的阀控制量控制动臂和铲斗的升降或翻转速度，进一步减小因液压系统的油压脉冲负载变化引起的整机晃动，从而提高整机工作的安全性和可靠性，并在改善液压元件和整机工况方面发挥其显著的效果。气动助力器安装简便容易，即可以直接与多路阀相连也可以通过连杆或软轴安装。气动助力器的布置安装如图 2-37 所示。气动助力器布置于装

载机多路阀的前端，输出力作用于多路阀的阀芯上，助力器的一端连接多路阀阀杆，另一端通过连接杆件与操纵杆相连。当驾驶员进行操纵动作时，操纵杆 3 的动作连动控制开关阀 7 来操纵助力缸的进气或排气，以满足所需的助力方向，助力缸在控制开关阀 7 的控制下为操纵动作助力，以达到操作灵活省力。

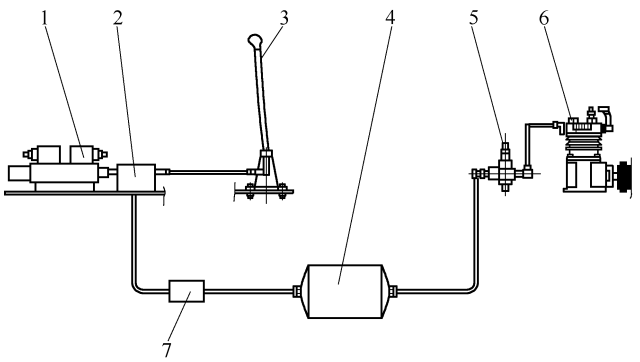


图 2-37　气动助力器的布置安装

1—DF32. 2F. 1A 操纵阀　2—气动助力器　3—操纵杆

4—储气筒　5—EQ153 调压阀　6—空气压缩机　7—控制开关阀

4. ZL50 型装载机气动助力器的工作原理

ZL50 型装载机气动助力器由两个独立的气缸元件组成，分别担负对动臂液压缸操纵阀杆的操纵助力和对翻斗液压缸操纵阀杆的操纵助力，操纵助力原理如图 2-38 所示。

发动机空压机将压缩空气经自动排水调压器、储气筒到控制开关阀进气口 O，在图示位置时经气口 B 通过助力气缸进气口 C 进入左腔推动活塞向右移动，右腔空气经气孔 D 和控制开关阀气孔 A 经左快速排气阀排向大气；当控制开关阀阀芯在图示位置向左移动时，高压空气由进气孔 O 经气孔 A 到助力气缸进气孔 D 进入右腔，从而推动活塞向左移动，实现向左方向的助力作用。助力缸左腔的空气经进气口 C 通过控制开关阀孔 B，经右快速排气阀排入大气。

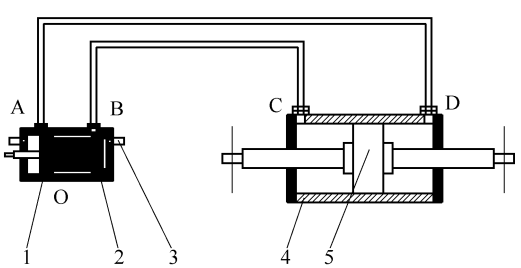


图 2-38　操纵助力原理图

1—控制开关阀阀芯　2—控制开关阀阀体　3—消声器

4—助力气缸缸体　5—助力气缸活塞

5. 助力后作用在操纵杆上的期望力 F_d 分析计算

如图 2-39 所示为助力后作用在操纵杆上的力 F_d 计算示意图。助力后作用在操纵杆上的期望操纵力 F_d：

$$F_d = F_z L_z / L_d$$

$$F_z = F_r + F_f - F$$

$$F = \pi (D^2 - d^2) p/4 - R$$

式中，F_d 为作用在操纵杆上的期望力；F_z 为操纵软轴作用于操纵杆上的力（N）；L_z 为操

纵杆阻力臂长；L_d 为操纵杆动力臂长；F_r 为软轴阻力；F_f 为操纵阀杆阻力；F 为气缸活塞杆作用在软轴上的力（N）；D 为助力气缸活塞直径；d 为助力气缸活塞杆直径；p 为空气压力；R 为气缸活塞摩擦力（N），$R=10\%F$。

由于气缸摩擦力是由很多因素决定，如润滑状况、工作压力、背压、密封形式等，因此，对其只能给出近似值。由实验和测量所知，摩擦力通常为气缸推力的 10%。

ZL50 型装载机气动助力器主要参数见表 2-10。

为保证驾驶员对工作装置的主导控制，提高对其操作的可控性，应使操纵助推气缸的推动力小于操纵阀杆所需的推拉力，以保证对动臂举升、下降或铲斗反转收斗位置的精确控制，并保证控制操作与动臂或铲斗动作的同时性。ZL50E 型装载机物理结构参数见表 2-11。

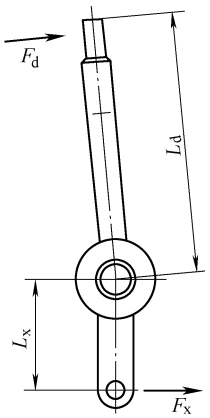


图 2-39　助力后作用在操纵杆上的力计算示意图

表 2-10　ZL50 型装载机气动助力器主要参数

操纵阀型号	操纵阀杆阻力/N	操纵阀杆行程/mm
DF32. 2F. 1A	330	±16

表 2-11　ZL50E 型装载机物理结构参数

型号	气缸参数		推杆直径/mm	重量/kg
	直径/mm	行程/mm		
ZL50	40	±20	25	3.2

助力器在 ZL50E 型装载机上的计算应用，由上式计算气缸活塞杆上的有效作用力 F：

$$F=\pi(D^2-d^2)p/4-R=\pi(40^2-25^2)\times10^{-6}\times0.7\times10^6\div4-10\%F$$

得 $F=487.3\text{N}$。

式中，$L_z=70\text{mm}$，$L_d=430\text{mm}$，$F_r=210\text{N}$，$F_f=330\text{N}$，$D=40\text{mm}$，$d=25\text{mm}$，$p=0.7\times10^6\text{Pa}$。

操纵软轴作用于操纵杆的阻力 F_z：

$$F_z=F_r+F_f-F=(210+330-487.3)\text{N}=52.7\text{N}$$

操纵手柄处所需作用力 F_d：

$$F_d=F_zL_z/L_d=52.7\times70\div430\text{N}=8.5\text{N}$$

没有助力气缸情况下操纵手柄处所需操纵力 F_s：

$$F_s=(F_r+F_f)L_z/L_d=(210+330)\times70\div430\text{N}=87.9\text{N}$$

由此说明通过气动助力器，可以大大减轻驾驶员作用于操作手柄上的力。

6. 助力气缸耗气量 Q 的计算

助力气缸耗气量 Q：

$$Q=\pi[(D^2-d^2)\div4]2Sp\times10^{-6}$$

式中，Q 为表示每厘米行程的空气体积（L）；D 为表示气缸缸径（40mm）；d 为表示活塞杆直径（25mm）；S 为活塞行程（20mm）；p 为工作压力（$0.7\times10^6\text{Pa}=7\text{bar}$）。

$$Q=\pi[(40^2-25^2)\div 4]\times 2\times 20\times 7\times 10^{-6}\mathrm{L}=0.21\mathrm{L}$$

助力气缸活塞往复一次所需压缩空气量仅为 0.21L，所需自由空气量为 1.25L。发动机所带空气压缩机的排量在发动机额定转速下为 300L/min，因此在发动机正常工作情况不影响空气压缩机对各气压系统的正常工作。

气动助力器应在下面的环境下工作才能得到良好的助力效果：最大工作气压为 0.75MPa；工作温度为 -40 ~ 80℃；最大工作行程为 40mm。

7. 使用注意事项

1）产品在安装气压管路前应注意管路的清洁，各管接头可涂抹密封胶或缠绕密封胶带进行密封连接，以免引起漏气。

2）产品在安装时，如果助力器与操纵阀直接进行连接，应保证助力器气缸活塞与多路操纵阀阀杆同轴，以免产生太大的偏力。

3）定期检查控制开关阀的消声器排气情况，确保排气畅通，以免影响操作的灵活性。

4）定期排放储气筒和油水分离器及管路中的污水，防污水进入，影响产品的性能。

将气动助力器应用于多路操纵机构中，可以用较小的操纵力对装载机进行轻松操纵，从而使操作轻便灵活，能够以较小的成本实现具有液压先导的高档性能，提高了操作过程的舒适感受。

2.4.3　新型数字电液比例系统在大中型装载机中的应用

随着大中型装载机液压系统朝着高压、大流量方向发展，当其工作装置中多路换向阀使用杠杆直接操纵时，需要很大的操纵力，并且电液比例阀的传统电液比例控制技术存在诸如相对价格高、维护较困难、对工程机械恶劣的工作环境适应性差等特点。本例采用数字高速开关阀为先导阀的新型数字电液比例系统，并将其应用于装载机工作装置的控制。

1. 数字高速开关阀的结构及控制原理

数字高速开关阀，即脉宽调制式数字阀，具有结构简单、价格低、工作可靠、寿命长、易于维修、可在恶劣环境下工作等特点。特别是其具有较高的响应速度，重复误差小，可直接采用计算机控制，省去了模拟量控制要求各环节间的线性和连续性，控制简单。

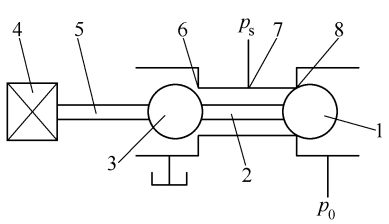


图 2-40　二位三通数字高速开关阀的结构简图

1—供油阀芯　2—分离杆　3—回油阀芯
4—电磁铁　5—顶杆　6—回油口
7—控制口　8—供油口

二位三通数字高速开关阀的结构如图 2-40 所示，它主要由两个钢球式阀芯、分离杆、电磁铁、阀体组成。当电磁铁 4 断电时供油阀芯 1 在供油口和回油压力差的作用下向左运动，靠在供油阀座上，供油口与控制口断开。在供油阀芯左移的同时，通过分离杆 2 的作用推动回油阀芯 3 使其离开回油阀座，此时控制口与回油口接通，控制口为低压；当电磁铁通电时，电磁推力通过顶杆 5 和分离杆 2 使回油阀芯 3 与供油阀芯 1 一起向右运动，直到回油阀芯 3 靠到回油阀座上，此时回油阀关阀，供油阀打开，控制口为高压。数字高速开关阀的控制原理如图 2-41 所示。

考虑到操纵工作装置的习惯性，控制信号的输入仍然采用操纵杆。在某一方向上操纵杆

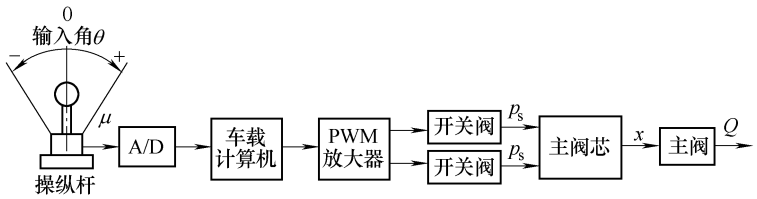


图 2-41　数字高速开关阀控制原理图

转动一个角度，成比例地发出一个电压信号，传递给 A/D 转换器，操纵杆可装在驾驶室内直接控制，也可远程控制，通过通讯方式将信号传递给车载计算机系统，经 PWM 放大器发出相应脉宽的脉冲电压，即控制高速开关阀的占空比，也就控制了其出口的流量。

2. 新型数字电液比例系统的组成

新型数字电液比例系统主要部分是由数字高速开关阀作为先导阀和主换向阀组成的数字电液比例先导控制方向阀，其中主换向阀即为多路阀。结构简图如图 2-42 所示。

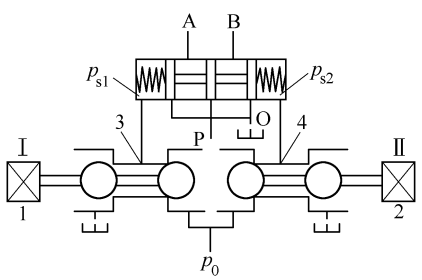


图 2-42　数字电液比例先导控制方向阀

1、2—电磁铁　3、4—控制口

Ⅰ、Ⅱ—数字高速开关阀

其工作原理是当输入电磁铁 1 有一定脉宽占空比的信号后，数字高速开关阀Ⅰ动作，控制口 3 将有一定的流量输出进入主换向阀的左腔，并产生压力 p_{s1}，主阀芯在 p_{s1} 及复位弹簧的作用下，产生一个积分过程，使主阀芯产生向右的位移，主阀 A 口就有流量输出，其大小与输入电磁铁 1 脉宽信号的脉宽占空比成比例。反之，当输入电磁铁 2 有一定脉宽占空比的信号后，数字高速开关阀Ⅱ动作，控制口 4 将有一定的流量输出进入主换向阀右腔，产生压力 p_{s2} 并推动主阀芯向左运动，主阀 B 口就有流量输出，其大小与输入电磁铁 2 脉宽信号的占空比成比例。

3. 应用举例

在宜工改造 ZL50G 型装载机工作装置系统时，全部采用 CAT980G 型装载机的技术路线。其中主阀部分采用徐工（徐州工程机械集团有限公司）生产的 D32 多路换向阀，用数字电液比例先导控制方向阀（高速开关阀）代替电液比例阀。

控制系统的构成框图如图 2-43 所示，即由控制手杆、电位器、电控模块（ECM）、比例先导阀（高速开关阀）、多路换向阀和液压缸组成。工作装置液压系统原理如图 2-44 所示。

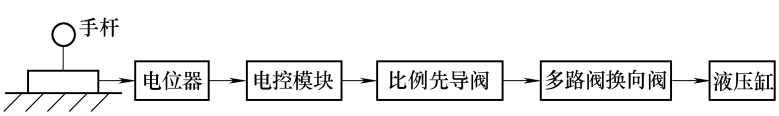


图 2-43　控制系统构成框图

本装载机工作装置液压系统由 4 个二位三通数字高速开关阀及 8 个单向阀组成先导阀组，控制两联多路换向阀。

当操作者向某个方向扳动手柄，给定手柄一个位置，即给定了一个位置指令信号，该信号输入控制单元，控制单元输出具有一定占空比的脉宽调制信号，驱动数字高速开关阀 1 动

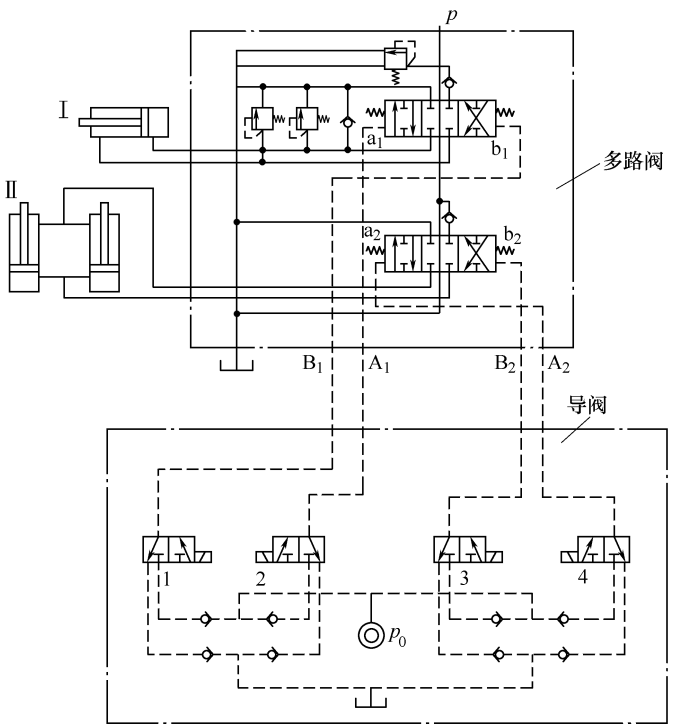


图 2-44　工作装置液压系统原理图

1～4—数字高速开关阀　Ⅰ、Ⅱ—液压缸

作，并在主阀 b_1 腔得到与占空比成比例的控制压力，推动主阀芯向左运动。这样主阀口输出一定的流量，液压缸Ⅰ将以相应的速度向左运动，阀口的输出流量随手柄位置的增大（即输入数字高速开关阀 1 的脉宽调制信号的占空比增大）而增大。当手柄拉到最大极限位置时，阀口输出的流量最大，液压缸Ⅰ获得最大的向左运动的速度。

当操作者向相反的方向扳动手柄，控制单元将输出具有一定占空比的脉宽调制信号，驱动数字高速开关阀 2 动作，并在主阀 a_1 腔得到与占空比成比例的控制压力，推动主阀芯向右运动。这样主阀口就有与输入阀 2 脉宽占空比成一定比例的流量输出，液压缸Ⅰ将以相应的速度向右运动，从而实现了主阀的换向功能，数字高速开关阀 3、4 控制的液压缸Ⅱ的运动，与上相同。

在此液压系统中，采用高速开关阀取代原系统中的比例阀作为先导级，控制多路阀主阀芯的换向及阀芯位移。主阀控制口可得到与占空比成比例的控制压力，从而控制主阀芯位移即阀口的流量，实现工作装置运动速度及方向控制。

2.4.4　装载机液压过载补油阀故障分析与改进

1. 故障现象

装载机动臂举升至中间某位置，在发动机怠速时，铲斗翻斗后用于平地或扒料，铲斗自动收斗（热车比凉车要严重），转斗液压缸伸出量 $\Delta L_{max}=220\text{mm}$，铲斗基本放平，导致两项功能无法正常使用。

2. 故障判断

以 3t 装载机液压系统（图 2-45）为例进行简要分析。

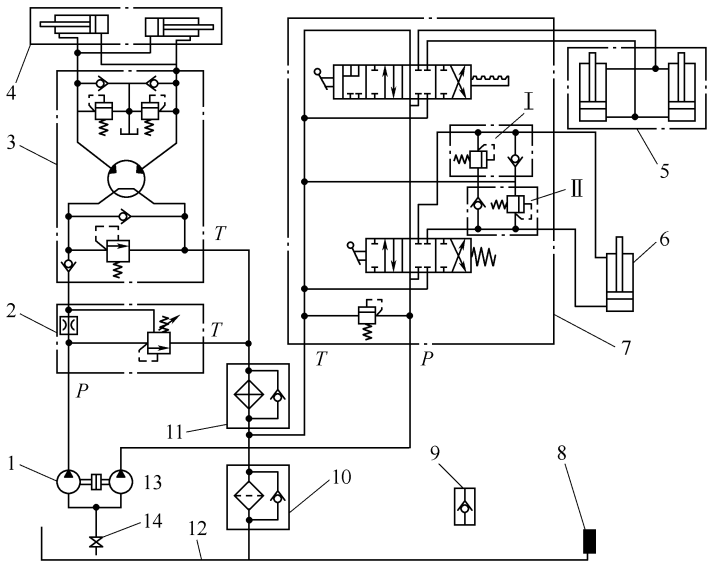


图 2-45　3t 装载机液压系统原理图

1—转向泵　2—优先阀　3—转向器和组合阀块　4—转向液压缸　5—动臂液压缸　6—转斗液压缸　7—多路阀
8—液位计　9—呼吸器　10—回液压过滤器　11—冷却器　12—油箱　13—工作泵　14—吸油阀
Ⅰ—转斗液压缸小腔过载补油阀　Ⅱ—转斗液压缸大腔过载补油阀

（1）装载机液压系统　包括转向液压系统和工作装置液压系统，工作装置液压系统包括工作泵 13、动臂液压缸 5、转斗液压缸 6、多路阀 7、转斗液压缸小腔过载补油阀Ⅰ、转斗液压缸大腔过载补油阀Ⅱ，故障发生在工作装置液压系统中的转斗液压缸 6 处。

（2）故障产生原因分析　装载机在平地、扒料工况下，铲斗遇阻力时常自动反转，判定转斗液压缸小腔液压油未充满或者液压油已经通过转斗液压缸小腔过载补油阀Ⅰ溢流。

1）试验验证。试验验证步骤如下：① 检测转斗液压缸小腔压力：经检测过载补油阀Ⅰ与主压力阀压力设定正常；②拆解转斗液压缸小腔连接软管，当铲斗自动收斗时听到清晰的气流声。由此可以初步判断故障为转斗液压缸小腔液压油未充满所致。

2）理论计算验证。验证步骤如下：①装载机怠速时工作泵理论流量：发动机怠速时转速：$n=750\text{r/min}$；工作泵排量：$q_{工}=50\text{mL/r}$；齿轮泵容积效率：$\eta_v=0.92$；工作泵连接口速比：0.76。工作泵流量：$Q_{工}=nq_{工}\eta_v 0.76\times0.001=26.2\text{L/min}$。②满载时装载机怠速翻斗实际所需流量：转斗液压缸缸径 $D=160\text{mm}$；转斗液压缸杆径 $d=90\text{mm}$；转斗液压缸行程 $S=240\text{mm}$；转斗液压缸翻斗实际时间 $t=1.36\text{S}$；转斗液压缸翻斗实际所需流量：$Q=0.25\pi(D^2-d^2)\ S\times10^{-6}\times60/t=145.6\text{L/min}$。③空载时装载机怠速翻斗实际所需流量：转斗液压缸缸径 $D=160\text{mm}$；转斗液压缸杆径 $d=90\text{mm}$；转斗液压缸行程 $S=240\text{mm}$；转斗液压缸翻斗实际时间 $t=3.33\text{S}$；转斗液压缸翻斗实际所需流量：

$$Q=0.25\pi(D^2-d^2)S\times10^{-6}\times60/t=59.5\text{L/min}$$

3）理论验证结论：①怠速时装载机工作泵提供的流量均小于装载机空载、满载翻斗实际所需流量；②怠速翻斗时缺少流量通过转斗液压缸小腔过载补油阀 I 补充；③怠速翻斗时转斗液压缸小腔液压液压能否充满与过载补油阀的性能有关。

4）结构分析。过载补液压阀结构如图 2-46 所示，其工作原理：此压力阀属于先导式过载阀兼有补油功能，由先导级与功率级组成。当作为压力阀使用时，如图 2-47 所示，先导油首先通过细长孔 *L* 作用在先导锥阀 13 上，当工作压力大于调压弹簧 14 的设定压力时，先导锥阀 13 打开，先导油液通过锥阀泄至回油腔，此时在功率级主阀芯 11 上、下端面形成压差，在压差作用下主阀芯打开，绝大部分液压油通过主阀芯 11 泄至回油腔，起到限压的作用。当压力低于调压弹簧 14 设定压力时，先导锥阀 13 关闭，同时主阀芯 11 在复位弹簧 12 的作用下关闭。

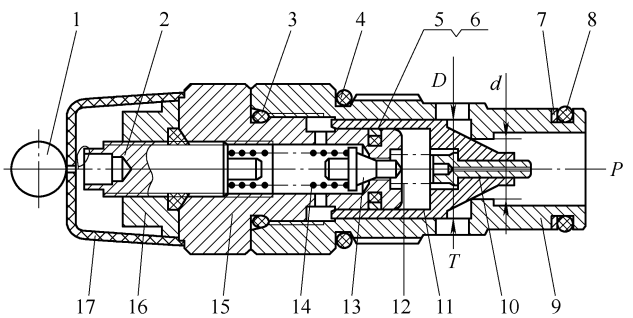


图 2-46　过载补油阀结构图

1—铅封　2—调压螺钉　3、4、8—O 形密封圈　5、6—格莱圈　7—挡圈　9—主阀阀座　10—滑阀
11—主阀芯　12—复位弹簧　13—先导锥阀　14—调压弹簧　15—先导阀体　16—锁紧螺母　17—防护罩

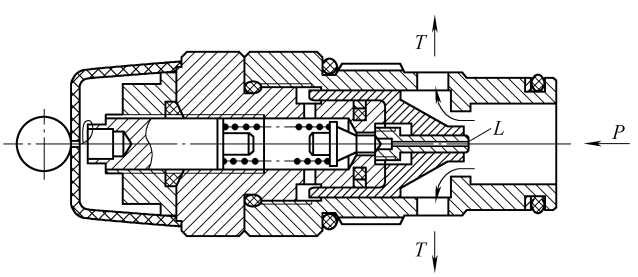


图 2-47　过载补油阀过载卸压

当作为补油阀使用时，如图 2-48 所示，若工作腔压力形成负压，主阀芯 11 在回油压力的作用下，打开主阀芯，起到补油的作用。

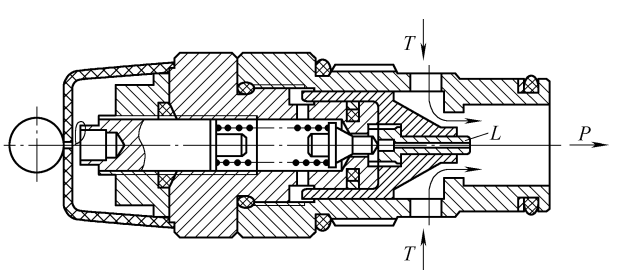


图 2-48　过载补油阀补油

当作为补油阀时，回油压力只需克服两个力：复位弹簧 12；主阀芯 11 与先导阀体 15 间的摩擦力。

5）对两个力进行理论计算与摩擦力确认。主阀芯复位弹簧 12 弹簧力：$F_{max}=18.8\text{N}$；补油阀开启力计算，如图 2-44 所示。凉车（20℃）时，回油背压 $p_{凉}=0.22\text{MPa}$；热车（70℃）时，回油背压 $p_{热}=1.1\text{MPa}$；补油阀直径 $D=19\text{mm}$；补油阀直径 $d=11\text{mm}$。

补油阀承压面积 S：

$$S=0.25\pi(D^2-d^2)=188.4\text{mm}^2$$

凉车（20℃）时：

$$F_{凉}=p_{凉}\times10^{-5}S\times10^{-6}=41.4\text{N}$$

热车（70℃）时：

$$F_{热}=p_{热}\times10^{-5}S\times10^{-6}=20.7\text{N}$$

通过比较 $F_{凉}$、$F_{热}$、F_{max}得出如下结论：$F_{凉}>F_{max}$，$F_{热}>F_{max}$；且当热车时油温的上升导致回油背压降低较大，对补油阀开启力有较大影响。

6）补油阀与先导阀体间的摩擦力确认。经检查发现故障车补油阀与先导阀体间摩擦力较大。导致摩擦力较大的原因：阀体中用于密封功能的格莱圈。此过载阀属于压力与补油集成式设计，具有结构紧凑，体积小等优点。为降低加工难度，采用两节同心设计，主阀芯与先导阀体采用格莱圈间隙补偿密封设计，因此这种结构无法避免两者间的摩擦力。

（3）解决措施

1）严格控制补油阀与先导阀体间的间隙，对解决自动收斗故障起着关键作用。

2）最佳解决方案：将先导式过载补油阀设计为直动式过载阀与补油阀分体式结构，可以彻底消除摩擦力的影响，如图 2-49 所示。

3）从图 2-49 中不难分析出来动臂液压缸小腔在动臂下落时同样会出现充油不满现象，在动臂小腔增加了补油阀，防止气穴产生。

4）为保持恒定的回油压力，在回油口增加板式背压阀。

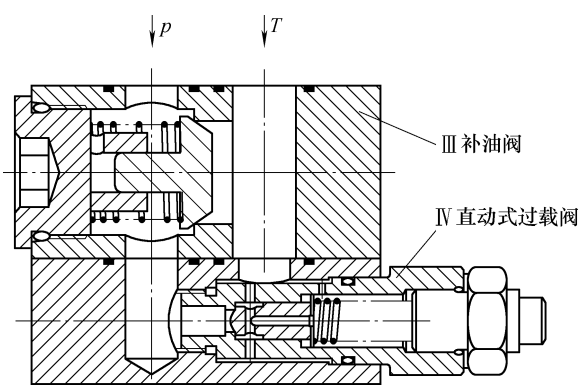


图 2-49　新结构过载补油阀

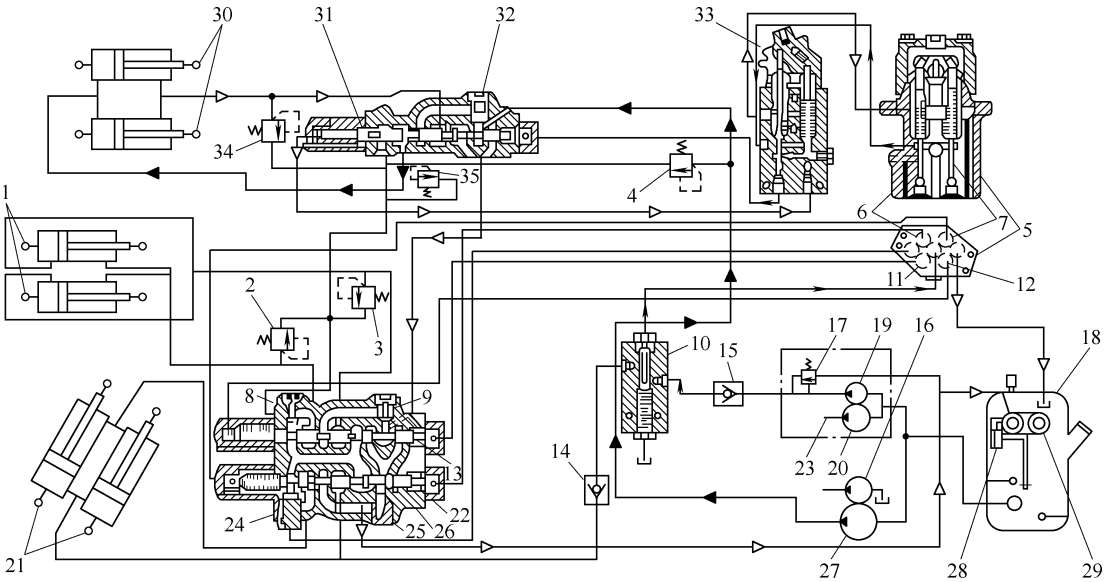
转斗液压缸过载补油阀对装载机在平地、扒料特殊工况下作业提供了保证，按照新的原理改进的机型作业状况良好，深得用户满意。

2.5　装载机工作装置液压故障案例分析

2.5.1　CAT980 型装载机工作装置液压系统故障的排除

CAT980 型装载机工作装置液压系统控制铲斗和夹木叉的动作。该系统内有 2 个独立的供油系统，即先导油和主油系统，工作装置油由先导油控制。该液压系统的工作原理如图

2-50 所示。



► 工作装置供油　▷ 工作装置回油　► 先导供油　▷ 先导回油

图 2-50　CAT980 型装载机工作装置液压系统工作原理图

1—倾翻液压缸　2—倾翻液压缸有杆腔安全阀　3—倾翻液压缸无杆腔安全阀　4—主安全阀　5—提升和倾翻先导阀　6—下降阀芯　7—提升阀芯　8—倾翻液压缸有杆腔补油阀　9—倾翻油路单向阀　10—选择和压力控制阀　11—前倾阀芯　12—后倾阀芯　13—倾翻滑阀　14—提升液压缸无杆腔单向阀　15—先导油路单向阀　16—变速器液压泵　17—先导安全阀　18—液压油箱　19—先导泵　20—转向泵　21—提升液压缸　22—提升滑阀　23—通转向控制阀油路　24—提升液压缸有杆腔补油阀　25—提升油路单向阀　26—提升和倾翻多路换向阀　27—工作装置液压泵　28—过滤器旁通阀　29—过滤器　30—夹具液压缸　31—夹具液压缸换向阀　32—夹具液压缸单向阀　33—夹具液压缸先导阀　34—夹具液压缸有杆腔安全阀　35—夹具液压缸无杆腔安全阀

某台 CAT980 型装载机，在木材作业过程中突然出现夹具无法关闭、起升与转斗均无动作的故障。分析液压系统工作原理图，认为可能是先导油路出了问题。在车上找到先导油路的压力测量口，测量压力为 2620kPa，与先导液压泵的安全阀调定压力一致。再拆下先导油管接头，发现有油溢出，表明先导泵的供油和先导油路都正常。进一步检查主油路，测量安全阀压力。主安全阀是在所有阀的前面，该阀为先导操纵的滑阀，主安全阀调定压力为 2070kPa，结构如图 2-51 所示。实测主油路压力为 13000kPa，低于调定压力标准值，分解安全阀，看到阀芯卡滞，用工具敲击后取出。阀芯和阀套经研磨修理后，安装测试油压，此时主

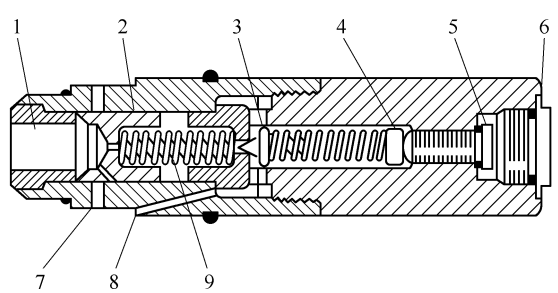


图 2-51　主安全阀

1—进油口　2—阀芯　3—先导阀　4—垫块　5—丝杆　6—塞头　7—出油口　8—油路　9—弹簧

油路压力已正常，但工作装置仍无动作。根据常规，在不带负载的情况下，举起夹具只需50kPa左右的压力，说明故障点不在主安全阀，有可能是多路换向阀工作失灵。多路换向阀是弹簧定位、中位开口、先导操纵型的，3个换向阀原理及操作相同，夹具液压缸换向阀在开启档位时的工作原理如图2-52所示。

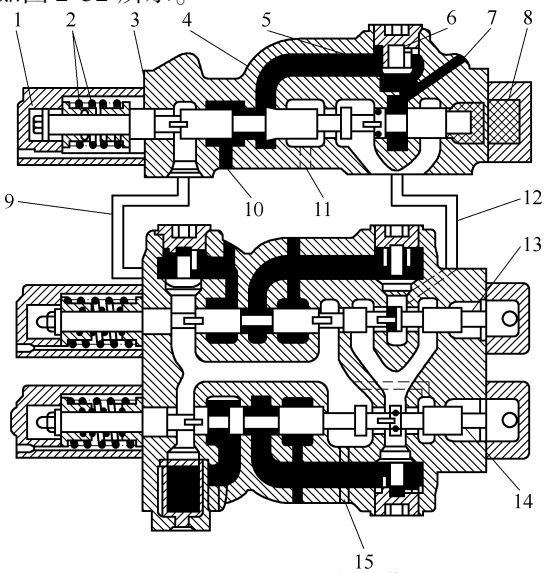


图2-52　夹具液压缸换向阀工作原理图

1、8—先导液压腔　2、5—弹簧　3—夹具滑阀　4—油路　6—夹具油路单向阀
7—进油口　9—泄油口　10—到夹具液压缸无杆腔油路
11—到夹具液压缸有杆腔油路　12—液压泵来油油路
13—倾翻滑阀　14—提升滑阀
15—到液压油箱出口

工作油　先导油　回油　封闭油

从图2-52可以看出，当夹具滑阀3完全在开启或上升档位时，即夹具液压缸无杆腔进油，夹具张开时，没有工作油至提升和倾翻滑阀，因此倾翻和提升油路不能工作。该装载机的故障现象正好与以上分析相吻合，很可能是夹具滑阀卡在某一位置，夹具液压缸无杆腔一直处于供油状态，因此发动机运转很短时间，液压油就发烫。拆卸夹具多路阀，看到弹簧已折断，阀芯卡死，无法移动，抽出阀芯，更换弹簧后，所有动作都恢复了正常。

2.5.2　ZL50C型装载机工作液压缸工作物理故障分析

某道路项目施工现场使用一台ZL50C型装载机进行渣土清运。驾驶员在施工过程中反映，工作液压缸操纵不灵、动作缓慢、装料费劲。为迅速抢修，组织有关人员到现场进行了实机操作并分析故障原因，实施了正确的维修方法，及时排除了故障。

如图2-53所示，ZL50C型装载机工作装置液压系统主要由CBZb160工作泵7、FPF320分配阀3、转斗液压缸1、动臂液压缸2、过滤器和油箱8等部件组成。作业时，液压缸操纵不灵、动作缓慢、装料费劲，转斗装满料从最低位置上升到最大高度的时间超过14s。首先观察动臂液压缸和转斗液压缸的动作是只有一者慢，还是两者都慢。然后对液压缸动作缓慢、举升无力故障现象的原因分析如下。

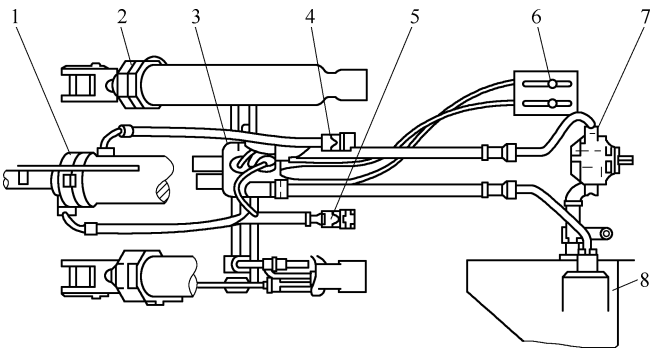


图 2-53　ZL50C 型装载机工作装置液压系统布管示意图

1—转斗液压缸　2—动臂液压缸　3—FPF320 分配阀

4、5—螺塞　6—操纵杆　7—CBZb160 工作泵　8—油箱

1. 两者都慢

动臂液压缸和转斗液压缸动作都慢的原因主要有以下几点：

1）液压油油箱液压量不足。

现象：从检视孔可以检查到，油面高度不符合要求。

解决方法：将液压油加到油标的规定位置。

2）液压油油箱通气孔堵塞，造成油箱内部气压过低，形成真空，阻碍液压油进入油路。

现象：打开油箱盖，故障立即消失。

解决方法：清理通气孔。

3）滤网堵塞或进油管太软变形，液压油不能及时畅通流动。

现象：节气门越大，液压缸动作越慢，且伴有振动和尖叫声。

解决方法：清理滤网、更换进油管。

4）液压泵磨损严重，供油不足，CBZb160 工作泵在额定转速 2200r/min 时，流量应为 352L/min。

现象：节气门开大时动作能够快一些，节气门开度变小，动作立即变慢。

解决方法：维修或更换液压泵。

5）主油路溢流阀压力调整过低、弹簧变软或阀芯与阀杆磨损严重发卡，造成油路油压达不到标准压力，使得活塞杆作用力下降。

现象：将溢流阀压力调高一些，动作能快一点。

解决方法：调整溢流阀压力到规定值，或更换新弹簧、阀芯，再调整溢流阀压力到标准值，或更换新总成。

2. 其中一个动作慢

动臂液压缸或转斗液压缸其中一个动作缓慢的故障原因主要有以下四点：

1）液压缸内泄漏，工作时液压油从进油腔向出油腔泄漏。

现象：将动臂举到顶，或将转斗液压缸伸出到底，卸开其中一个有杆腔油管，加大节气门看是否漏油。解决方法：更换新的液压缸油封。

2）操纵软轴调整不合适或损坏，造成阀杆运动不到位，阀体与阀芯通口开闭不完全，

液压油不能正常流通。

现象：可以直接观察到操纵软轴损坏，或调整螺杆与紧固螺母松动，阀杆运动量小。

解决方法：重新调整螺杆，或更换操纵软轴并调整。

3）FPF320 分配阀滑阀阀杆与阀芯磨损，泄漏严重。

现象：拆下滑阀检查，能发现明显磨损。

解决方法：更换分配阀。

4）转斗油路双作用安全阀（图 2-54）工作失灵，致使液压油从进油腔向出油腔泄漏，转斗液压缸伸缩缓慢。

现象：拆下安全阀，阀芯磨损严重。

解决方法：更换双作用安全阀。

边试机检查、边分析判断，排除故障思路清晰、迅速可靠，便于在野外操作实施，并有针对性地进行修理。

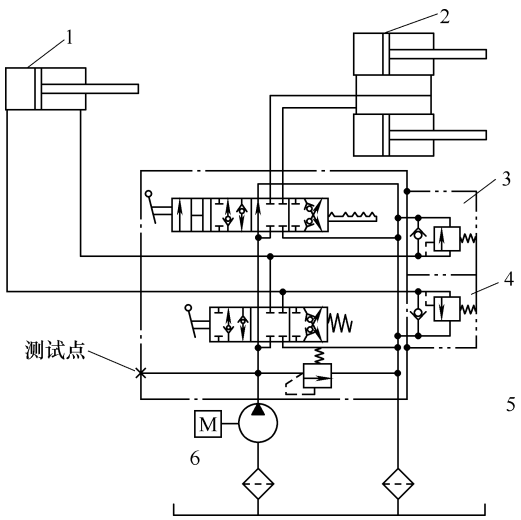


图 2-54　ZL50C 装载机工作装置液压系统图

1—转斗液压缸　2—动臂液压缸　3—转斗液压缸小腔双作用安全阀　4—转斗液压缸大腔双作用安全阀　5—FPF320 分配阀　6—工作泵

2.5.3　ZL50 型装载机铲斗失控回落故障分析及排除

1. 产生故障原因及分析

故障现象：某 ZL50 型轮式装载机在收斗和动臂操作时，突然出现铲斗向下回落。从装载机的工作原理可知，问题发生在装载机的液压系统中，对液压系统原理图（图 2-55）的分析可知，产生问题的原因可能有以下三种情况：

1）转斗液压缸活塞环密封磨损造成密封不严。如果转斗液压缸活塞环磨损造成密封不严，铲斗会自行回落，但是回落过程不会突然出现，除非密封环被利刃割伤，否则的话，密封环的磨损需要一个时间过程，由此分析突然回落不是由转斗液压缸密封磨损引起。实际操作将液压缸活塞缩到底，然后拆下无杆腔油管，使液压缸有杆腔继续充油，如果无杆腔油口没有大量的工作油泄出（正常的泄漏量应≤30mL/min），说明活塞密封环没有损坏。

2）转斗液压缸操纵阀阀杆密封磨损造成密封不严。假如是转斗操作阀杆磨损，则在铲斗向上翻转时就会出现速度缓慢、掘起无力的状态，而该车无此现象。实际操作转斗操纵阀，将大、小臂两个调节阀阀杆互相换一下，然后试车，如果小臂不掉，大臂掉，就是调节阀的问题，如果还是一样转斗掉，大臂不掉，说明转斗操纵阀阀杆是好的。

3）转斗液压缸过载阀密封不严或有异物将阀芯卡住。既然引起故障的前两种原因均被排

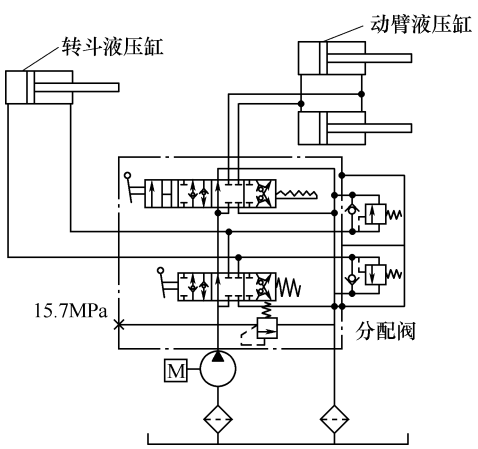


图 2-55　ZL50 型轮式装载机液压系统原理图

除，则可断定转斗回落的原因是转斗液压缸过载阀密封不严或有异物将阀芯卡住所致。

2. 解决方案及效果

在分配阀的下面找到有杆腔的过载阀，拆卸过载阀前，转斗操纵阀阀杆必须位于中位，避免液压油从阀体溢出，再从过载阀中拆下单向阀以及它的阀芯，发现单向阀密封锥面上有铁屑将阀芯垫起，单向阀没有办法密封，因而造成有杆腔的液压油通过单向阀与油箱相通，导致铲斗在重力作用下回落。将阀芯和阀体用柴油清洗，并检查单向阀的阀芯及阀座锥面密封处是否完好无损。如果单向阀锥面密封处密封良好，可继续使用，否则必须将其更换或修复。由于单向阀阀芯上的铁屑是液压油过脏造成的，所以要将液压油放净，同时清洗油箱内的滤芯，最后将干净的液压油注入油箱。

试机表明，机器正常工作，故障被排除。该结论说明，对液压油污染要加强控制，在分析故障时，不能遗漏像单向阀这类结构简单、很少出故障的元件。

2.5.4　装载机动臂下沉原因分析及故障排除

轮式装载机在工作一段时间以后，有时会发生动臂非正常下沉现象，严重时将导致机器不能正常工作。由于引起动臂下沉的因素很多，分析处理不当，不但会造成误换价值较高的液压缸、分配阀、工作泵等零部件，而且还会因停机时间长耽误工程的施工进度，造成不必要的损失。

1. 液压系统工作原理

装载机液压系统包括油箱、齿轮泵、分配阀、动臂液压缸、转斗液压缸、胶管及操纵机构等部件，液压系统工作原理如图 2-56 所示。

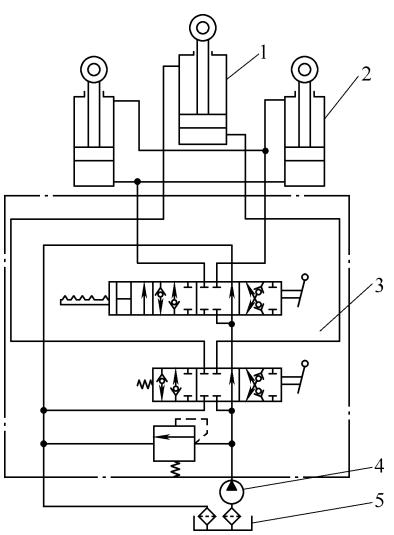


图 2-56　液压系统工作原理图
1—转斗液压缸　2—动臂液压缸
3—分配阀　4—齿轮泵　5—油箱

2. 沉降量标准要求

在 JB/T 3688.2—1998《轮胎式装载机技术条件》中规定，液压缸（动臂液压缸）沉降量静态测试 3h 的平均值应≤50mm/h，以及液压缸（动臂液压缸）沉降量的测定方法。当液压系统的液压温为（50 ± 3）℃时，铲斗后翻并承载额定载重量，操纵提升液压缸使铲斗升至最高位置，发动机熄火，操纵分配阀处于封闭位置。每 15 分钟测量一次动臂液压缸活塞杆的外伸长度。

3. 导致动臂下沉的因素

根据沉降量测定法，通过对液压系统分析，导致动臂下沉的因素主要有举升液压缸的内、外泄漏和分配阀的内泄漏。

1）动臂举升液压缸的内泄漏和外泄漏。动臂举升液压缸的内、外泄漏影响动臂的下沉最严重。液压缸活塞与缸筒之间的密封形式、密封件的密封性能以及油液的清洁程度对液压缸的内泄漏都有影响。液压缸活塞杆与液压缸支承导向座之间的密封直接影响着液压缸的外泄漏。动臂举升液压缸泄漏引起的动臂下沉量 L_d 与泄漏量 Q_d 有以下关系：

$$L_d = 2Q_d/(\pi d^2)$$

式中，d 为举升液压缸活塞杆直径（cm）；L_d 为由于举升液压缸的泄漏引起的动臂下沉量

（cm）；Q_d为举升液压缸的泄漏量（cm^3）。

2）分配阀的内泄漏。分配阀的泄漏也是引起动臂下沉的主要原因之一。分配阀的阀杆与阀体孔间隙一般控制在0.015～0.02mm之间，该间隙太小容易造成卡阀，间隙太大，内泄漏增加，容易造成动臂下沉严重。但随着配阀使用时间的延长，阀杆与阀体孔的磨损，该间隙逐渐变大，0.04mm是其间隙的修理极限，如大于该值应进行修理或更换。分配阀内泄漏引起的动臂下沉量为

$$L_f = 2Q_f/(\pi D^2)$$

式中，D为举升液压缸缸筒内径（cm）；L_f为由于分配阀的内泄漏引起的动臂下沉量（cm）；Q_f为分配阀的内泄漏量（cm^3）。

3）液压缸与分配阀的综合泄漏量影响。动臂举升液压缸的内外泄漏和分配阀的内泄漏引起的动臂总下沉量为

$$L = L_d + L_f$$

4. 故障判断和相应措施

装载机在正常作业时，如感觉到动臂下沉明显，应停机作相应检查，决定是否需要有针对性的维修。检查时，应根据前述沉降量测定方法进行测定。如沉降量小于50mm/h，则视为正常，可继续工作；如沉降量≥50mm/h，则应依据以下判断方法，找出导致动臂下沉严重的故障点，并进行相应的维修。

1）举升液压缸外泄漏故障判断和排除措施。液压缸发生外泄漏，会很直观地反映在缸头外表上，如泄漏轻微（只有少量油液渗出），不会对动臂下沉造成大的影响，可不必更换液压缸。如泄漏严重（油液流出），不管是否对动臂下沉造成影响，都应及时更换液压缸。

2）举升液压缸内泄漏故障判断和排除措施。当铲斗满负荷举升到最高位置时，发动机熄火，举升液压缸内液压油从大腔向小腔泄漏，会直接造成动臂下沉。要想知道液压缸内漏对动臂造成的下沉量的大小，应先知道液压缸从大腔泄向小腔的油量。因为此时分配阀的位置封闭了进入举升液压缸的油路，所以可以拆开分配阀与两个举升液压缸小腔之间的连接胶管，放净管中存油，并将动臂下沉过程中通过小腔及胶管排出的液压油，分别排进两个有刻度的透明容器中，读出（或测出）一定时间内两个举升液压缸分别排出的油量Q_{d1}和Q_{d2}，$Q_d = Q_{d1} + Q_{d2}$，并测出此时液压缸的沉降量L。

根据系统原理图，即使有一个举升液压缸无内泄漏，由于液压缸大腔是通过管路相通的，那么另一只液压缸的内泄漏也会引起动臂下沉。比较Q_{d1}和Q_{d2}，如果其中一个值明显大于另一个值，则判断数值大的一个是引起内泄漏的主要液压缸，若Q_{d1}与Q_{d2}相差不大，则可用上式判断由液压缸泄漏引起的动臂下沉的量，根据前述动臂下沉量标准推荐值，决定更换一个或两个液压缸，或不需更换。

3）分配阀内泄漏判断和排除措施。当测得的液压缸内泄漏油量足以导致实际存在的动臂下沉量时，进行更换液压缸的维修就可排除故障，不需对分配阀的内泄漏进行判断。当测得的液压缸内泄漏油量不足以导致实际存在的动臂下沉量时，就应判断为分配阀的内泄漏是造成动臂下沉的主要原因，排除故障的方法就是更换分配阀。

4）综合影响判断和排除措施。根据测得的Q_d计算出L_d，$L_f = L - L_d$，判断L_d和L_f对动臂下沉的影响，如果L和任一项都能导致动臂产生超过标准推荐的下沉量极限值，那么分配阀和判断出的泄漏严重的举升液压缸（一个或两个）都应进行更换。如果有一项明显大于

另一项，那么只更换对 L 影响较大的故障元件（举升液压缸或分配阀）即可。

2.5.5　装载机动臂与铲斗自动沉降的原因

装载机动臂液压缸和转斗液压缸的沉降量超出规定的范围，说明该机液压系统有故障。

正常情况下，将铲斗装入额定载荷，发动机和液压油在正常工作温度（50℃）下，将动臂举升到最高位置，然后熄灭发动机，分配阀置于封闭状态，这时测量动臂液压缸活塞杆移动距离，沉降速度应小于 65mm/15min；将铲斗置于收斗位置，并处于运载高度，其他条件与前述相同，测量转斗液压缸活塞移动距离，沉降速度小于 20mm/15min。

1. 动臂沉降超量的原因主要是泄漏

当动臂液压缸内泄时，可以将动臂液压缸活塞放到最下位置，拆下动臂液压缸无杆腔油管，将油管口封闭，使动臂有杆腔充油。若无杆腔有较多油液泄出（正常泄漏率小于或等于 30mL/min），则说明活塞密封环已损坏，应更换。对于两个动臂液压缸，有泄油的说明有内泄，若两个缸都不泄油，说明问题出在分配阀。

当分配阀内泄时，可能阀杆与阀体之间的配合间隙太大（正常配合间隙应为 10 ~ 20μm）或阀杆与阀体拉伤。动臂液压缸内泄时，应更换密封件；分配阀内泄时，一般应更换总成。有先导液压系统的装载机，除分配阀和动臂液压缸内泄外，问题还可能出现在先导液压系统，如选择阀、先导阀内泄，先导泵和选择阀之间的单向阀失灵，也可导致动臂超量沉降。

检查方法：可将动臂降下、放平铲斗，拆下分配阀上动臂液压缸后腔出油钢管上的单向阀，将其反接（保证单向阀完好），提升动臂，发动机熄火后观察，若动臂下沉量与以前的相同，则问题出在动臂液压缸或分配阀上；若动臂不下沉，则问题出在先导液压系统。

如果先导液压系统有故障，可将动臂液压缸后腔出油钢管上的单向阀按原样装回，提升动臂，发动机熄火后拆下转向器进油管。如油管有油流出，则说明先导泵和选择阀之间的单向阀失灵，此时应拆下该单向阀检查。若油管无油流出，则说明该单向阀正常。拆下选择阀上的回油管，若油从选择阀口流出，说明选择阀内泄；若油从管口流出说明先导阀内泄。

2. 铲斗过量下沉的原因也是泄漏

若转斗液压缸内泄，可检查转斗液压缸活塞密封环是否损坏。若分配阀内泄，可检查转斗滑阀是否处于中位。如果转斗液压缸后腔双作用安全阀调定压力过低或锥阀被异物卡滞处于常开状态，造成转斗液压缸卸载，也会导致沉降量过大。若转斗液压缸前腔双作用安全阀处于常开状态或调整压力过低，作业时铲斗遇阻力会自动回收。

动臂和铲斗超量沉降，也可能是油液品质不良所致。如果使用品质不良的液压油，随着油温的升高，油液粘度降低，使液压系统泄漏加大，也可导致动臂与铲斗沉降量过大。

2.5.6　装载机工作液压系统故障分析与排除

液压系统的故障具有多样性、复杂性、隐蔽性、偶然性和必然性等特点，正是由于故障的多重特点，使液压系统故障诊断不仅在于研究故障本身，而且更具有一种探索性。

1. 液压系统故障分析的基本步骤和方法

液压设备由机械、液压油、电器及其仪表等装置有机地组成统一体，系统的故障分析受各方面因素的影响。分析故障必须弄清楚整个液压系统的工作原理、结构特点，然后根据故

障现象进行判断，逐步深入，有目的、有方向地缩小范围，确定区域、部位、直至某个元件。

（1）液压系统故障分析基本步骤。液压系统故障分析基本步骤如图 2-57 所示。

1）液压设备运转不正常的根本原因都可以归纳。

2）审核液压回路图，并检查每个元件，确认其性能和作用，初步评定其质量状况。

3）对与故障有关的元件，按以往的经验和元件检查难易排列次序，进行逐个分析。必要时，列出重点检查的元件和元件重点检查部位。

4）对需要检查的元件进行初检。初检应判断以下一些问题：元件的使用和安装是否合适；元件的测量装置、仪器和测试方法是否合适；元件的外部信号是否合适；对外部信号是否响应等。特别要注意某些元件的故障先兆，如过高的温度和噪声、振动和泄漏等。

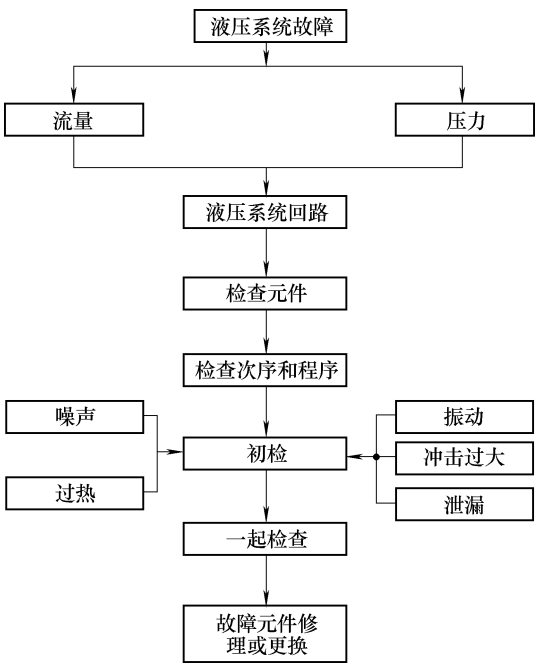


图 2-57　液压系统故障分析基本步骤

5）如果初检未查出故障，要用仪器反复检查。

6）识别出发生故障的元件，对不合格的元件进行修理或更换。

7）在重新起动主机前，要分析故障的原因，如果是由于污染或液压液温度过高引起的，则应考虑其他元件也有出现故障的可能性，并应针对隐患采取相应的措施。

（2）液压系统故障分析的基本方法

1）系统工作压力的故障。如果系统工作压力低于额定压力，首先应该检查系统的压力控制元件。安全阀是否出现问题，阀芯与阀座的密封不良、阀座与座孔的密封件损坏、调压弹簧疲劳或断裂，以及主溢流阀常开（卡滞），都会造成系统的工作压力低于额定压力。如果确认安全阀正常，但系统工作压力仍然低于额定压力，此时可以考虑是由于液压缸内漏严重和液压泵高压腔与低压腔击穿所致。如果液压缸内漏严重，可分别操作动臂液压缸和转斗液压缸，检测系统压力，如果系统压力检测结果相同，则可以断定是液压泵高压腔与低压腔击穿，液压泵不能建立压力。

2）系统工作压力正常时的故障。流量对系统的影响反映在工作装置的动作速度上，一般情况下，动臂提升速度慢的现象最为明显。流量 $Q = nq\eta$（n 为转速，q 为液压泵理论排量，η 为容积效率），转速的影响比较容易判断，因为发动机转速过低时，其运转声音能够提供信息；影响液压泵流量的主要因素是液压泵容积效率 η，泵的磨损和缺陷都会造成容积效率下降，使液压泵的输出流量相应减少。但在确定液压泵效率下降之前，应先检查以下几个方面：①液压油箱的液压油是否足够。缺少液压油会造成液压泵吸入空气，直接使流量减小。此时液压泵运转会产生刺耳的尖叫声，为判断故障提供了特征。②分配阀动作行程是否

足够，阀芯与阀体之间的开口大小直接影响流量的变化。操纵软轴调整不当、损坏和工作分配阀阀芯卡滞都会造成进入工作液压缸的流量减少，影响工作装置的动作速度。通过检查分配阀阀芯的行程、操纵力的大小，可以判定是否有这类故障存在。③软管内壁是否脱层。软管内壁的脱层会在管内形成油囊，阻碍液压油的通过，造成进入工作液压缸的流量减少，影响工作装置的动作速度。这种现象一般都会出现“吱吱”的节流声，同时造成软管抖动，是判断故障的主要特征。⑤系统执行元件内漏是否严重。在装载机动臂液压缸和转斗液压缸中任何一个液压缸内漏严重，都会使有效流量大幅度减少，影响液压缸的动作速度。这类故障可以通过检查动臂是否会自由沉降，铲斗是否会自选下翻或上翻来判断。通过以上检查，如果各方面都正常，那么基本上可以确定故障原因是液压泵效率下降造成的。根据上述故障原因的分析，再按照“由简到繁”“由外到里”的原则，逐项进行排除。

2. ZL50G 型装载机工作液压系统故障实例分析与排除

ZL50G 型装载机工作液压系统原理（图 2-58），采用具有电-液控制的先导系统。

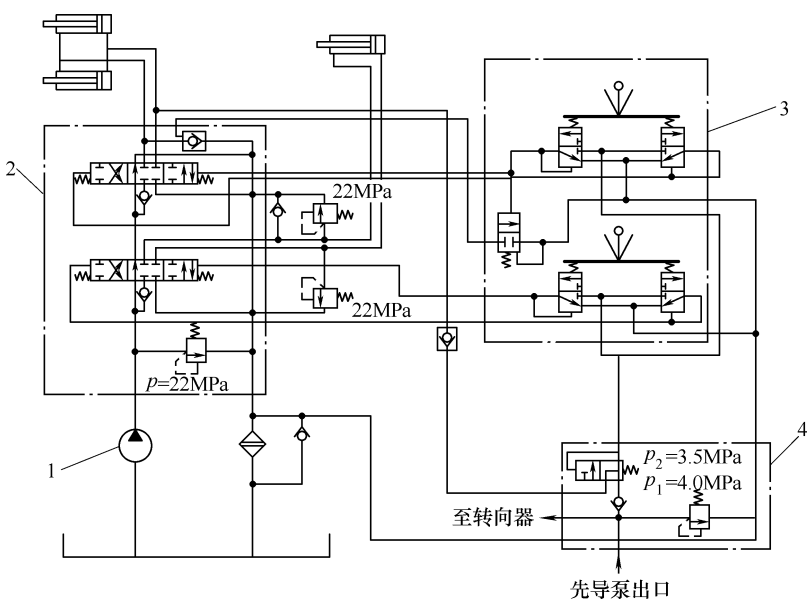


图 2-58　ZL50G 型装载机工作液压系统原理图

1—工作泵　2—分配阀　3—先导阀　4—组合阀

（1）铲斗自动前倾　当先导阀的操作手柄处于中位时，铲斗会自动前倾。

1）故障分析。当铲斗处于收斗状态且先导阀的操作手柄处于中位时，由于铲斗的自重，转斗液压缸大腔受压；此时只要转斗液压缸大腔的压力油相对回油口有泄漏，就会导致铲斗自动前倾。造成转斗液压缸大腔油液向回油口泄漏的途径有以下六种情况：①转斗液压缸大腔至分配阀之间的管件、接头及安装的结合面有明显的外漏现象。②分配阀的转斗换向阀阀杆未能回中位（由于换向阀阀杆被卡、转斗大腔先导阀阀芯由于卡滞未能复位、转斗大腔先导阀阀体有砂眼内漏等原因造成），使得转斗液压缸小腔与泵口、大腔与回油口相通。③转斗液压缸内漏，同时转斗小腔相对回油口也有泄漏。④转斗液压缸大腔过载阀压力过低（由于调压弹簧折断、阀芯有脏物卡在开启位置、阀体上有砂孔或沟槽与回油腔相通等原因造成）。⑤转斗液压缸大腔补油阀有泄漏（由于复位弹簧折断、阀芯有脏物卡在开启位置、

阀芯与阀体的结合锥面有脏物或沟槽缺陷、阀体上有砂眼与回油腔相通等原因造成）。⑥换向阀阀芯或阀孔过度磨损，使得阀芯和阀孔的配合间隙远大于设计值，造成转斗液压缸大腔压力油泄漏。

2）故障检测及排除。排除铲斗自动前倾故障，应围绕以上六种情况展开。

首先是第一种情况判断。起动机器并将动臂举升至一定高度、收斗至最大位置，观察转斗液压缸大腔至分配阀之间的管件、接头及安装的结合面等是否有明显的外漏现象发生。

如果第一种情况没有外泄漏发生，对第二种情况作判断。起动机器并操作先导阀手柄将动臂提升至最高位置和收斗至最大位置。发动机熄火并拆除分配阀转斗阀杆两端的先导管。这时，如果故障现象消失，则可以判定是由于先导阀的原因造成分配阀转斗阀杆不能回中位致使故障现象发生，应拆检和清洗或更换先导阀。

第三种情况判断。起动机器并操作先导阀手柄使动臂下降到最低位置、铲斗后倾至最大位置，发动机熄火，打开转斗液压缸大腔软管并将它引回液压油箱。再起动机器并操作先导阀手柄使铲斗后倾。观察转斗液压缸大腔油口是否连续有液压油冒出。如果此时有液压油连续冒出，则说明转斗液压缸有严重内漏，需要对该液压缸进行拆检维修或更换。

第四及第五种情况，可以采用压力检测的方法来判定。用一块量程为 0 ~ 25MPa 的压力表连接到转斗液压缸大腔的测压口上，起动机器并操作先导阀手柄，使铲斗处于最大前倾位置，加大油门并操作先导阀手柄提升动臂的同时，观测压力表在动臂举升过程中的读数应达到设计值（22MPa）。否则，应该拆检、清洗或更换转斗液压缸大腔过载阀或补油阀。

在第一到第五种情况均排除的情况下，故障现象还未消失，则应停机，将动臂及铲斗放到最低，拆卸分配阀的转斗阀杆，仔细查看阀杆和阀孔及它们的配合情况等。

（2）动臂下沉当先导阀的操作手柄处于中位时，动臂自行下降并超出液压缸的沉降标准。

1）故障分析。当动臂被举升并停留在任意高度位置时，由于动臂的自重，使得转斗液压缸大腔存在相应的液压压。此时只要转斗液压缸大腔的压力油相对回油口有泄漏，就会导致动臂自行下降。造成动臂液压缸大腔压力油泄漏的主要途径有以下五种情况：①动臂液压缸大腔至分配阀之间的管件、接头及安装的结合面有明显的外漏现象。②分配阀的动臂换向阀阀杆未能回中位（由于换向阀阀杆被卡、动臂大腔先导阀阀芯由于卡滞未能复位、动臂大腔先导阀阀体有砂眼内漏等原因造成），使得动臂液压缸小腔与泵口、大腔与回油口相通。③动臂液压缸内漏，同时动臂小腔相对回油口也有泄漏。④控制油路组合阀中的选择阀由于加工、阀芯卡滞、阀体砂孔、先导阀中位内漏等原因，使得选择阀阀芯无法将动臂液压缸大腔到组合阀及先导阀的通路切断，造成动臂液压缸大腔压力油泄漏。⑤换向阀阀芯或阀孔过度磨损，使得阀芯和阀孔的配合间隙远大于设计值，造成动臂液压缸大腔压力油泄漏。

2）故障检测及排除。排除动臂下沉故障，应围绕以上五种途径展开。

首先是第一种情况判断。起动机器并将动臂举升至最高，观察动臂液压缸大腔至分配阀之间的管件、接头及安装的结合面等是否有明显的外漏现象发生。

第二种情况判断。拆除先导阀的侧封板，起动机器并操作先导阀手柄将动臂提升至最高位置和收斗至最大位置，发动机熄火后拆开先导阀上与分配阀动臂阀杆两端相连接的先导

管。这时，如果动臂下沉现象消失，则可以判定是由于先导阀的原因造成分配阀转斗阀杆不能回中位致使动臂下沉现象发生，应拆检和清洗先导阀或更换先导阀。

第三种情况判断。起动机器并操作先导阀手柄使动臂下降到最低位置、铲斗后倾至最大位置。发动机熄火，打开动臂液压缸大腔软管并将它引回液压油箱。再起动机器并操作先导阀手柄使动臂下降，观察动臂液压缸大腔油口是否连续有液压油冒出。如果此时有液压油连续冒出，则说明动臂液压缸有严重内漏，需要对该液压缸进行拆检维修或更换。

第四种情况判断。起动机器并操作先导阀手柄将动臂提升至最高位置和收斗至最大位置，发动机熄火并打开先导阀回油口，观察该油口是否有液压油冒出。如果有液压油冒出，则是由于先导阀的内漏造成动臂下沉，应拆检和清洗先导阀或更换先导阀；如果没有液压油冒出，则应打开组合阀的回油口，观察该油口是否有液压油冒出，如果自液压油冒出，则是由于组合阀的内漏造成动臂下沉，应拆检和清洗组合阀或更换组合阀。

如果第一到第四种情况均排除的情况下动臂下沉现象仍未消失，则应停机，将动臂及铲斗放到最低，拆卸分配阀的动臂阀杆，仔细查看阀杆和阀孔及它们的配合情况等。

2.5.7　装载机先导液压系统的故障分析和改进

山东临工公司开发的 ZL50G 型装载机，采用了先导操纵的工作液压系统，出现过因先导液压系统引起的一些故障。

1. ZL50G 型装载机的工作液压系统原理

ZL50G 型装载机采用了先导操纵工作液压系统和负荷传感型全液压转向系统，操作简单轻便、动作平稳，缩短了作业循环时间，降低了劳动强度。可以在优先满足转向的前提下，转向液压系统与工作液压系统合流，实现高压小流量、低压大流量，减少了系统功率损失，提高了作业效率。ZL50G 型装载机工作装置液压系统原理如图 2-59 所示。

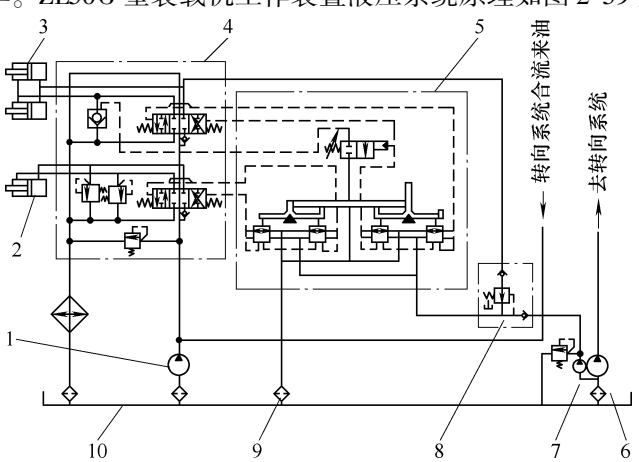


图 2-59　ZL50G 型装载机工作装置液压系统原理图

1—工作泵　2—转斗液压缸　3—动臂液压缸　4—多路阀　5—先导阀
6—转向泵　7—先导泵　8—压力选择阀　9—过滤器　10—液压油箱

2. 压力选择阀的原理和作用

压力选择阀在先导油路中的作用是给先导阀提供一定压力的压力油，也可在发动机熄火的情况下，仍能保证动臂放到地面位置。如图 2-60 所示，P_1 口通过溢流阀与先导泵相连，

P_r口连接动臂液压缸大腔，P_2为出油口，连接先导阀，L为回油口。

当发动机工作时，先导泵来油进入P_1口，经阀芯中心孔及出油口P_2进入先导阀。当出油口P_2的压力大于1.03MPa时，阀芯向左移动，使P_1口与P_r口错开，切断进油口P_1与动臂液压缸大腔的通路。P_r口处装有单向阀，可以防止油液的倒流。

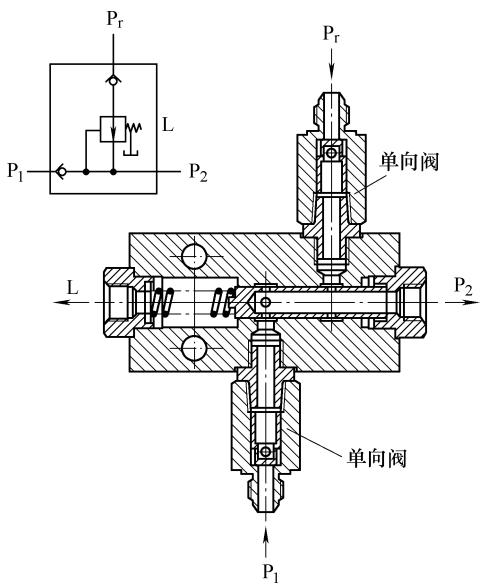


图2-60　压力选择阀结构和原理图

当发动机熄火时，P_1口处没有压力油，阀芯恢复到P_1与P_r口相通的位置。此时如果动臂处在举升状态，操纵杆在中位位置，动臂液压缸大腔内的液压油就被封闭在管路内。只要将操纵杆放到动臂下降位置，动臂液压缸大腔的液压油就进入单向阀和P_r口，经过阀芯和出油P_2口进入先导阀，再由先导阀进入多路换向阀，使动臂阀芯处于下降位置，动臂即可下降。在此过程中，阀芯也控制P_r口到先导阀的压力在1.03MPa左右；出油口P_2压力升高，使阀芯左移，减小P_1口的流量，从而降低出油口P_2的压力，实现压力的控制。

3. 先导液压系统的主要故障及分析

1）因压力选择阀引起的动臂下沉。装载机熄火后，动臂下降速度很快，明显快于一般的因多路阀或动臂液压缸正常泄漏引起的下沉速度。经检查，多路阀未有卡阀和内漏问题，动臂液压缸也无内漏现象。原因在于先导部分的压力选择阀，更换该阀，故障解决。若油液较脏，油液中的颗粒杂质容易将压力选择阀的单向阀卡死；另外，单向阀回位弹簧回位不合适，也会造成单向阀无法完全关闭。熄火后，若动臂仍举升在高处，载荷和工作装置的重量作用于动臂液压缸大腔中的油液产生高压。由于压力选择阀与动臂液压缸大腔相通，在单向阀卡住无法关闭的情况下，动臂液压缸大腔的压力油很快通过压力选择阀流回油箱，因而动臂就会快速下降，明显快于因多路阀或动臂液压缸正常泄漏引起的下沉速度（JB/T 51026.1—1993标准规定的空载时的动臂下沉限值15mm/min）。

2）因先导阀的泄漏引起动臂下沉。当发动机熄火时，压力选择阀阀芯恢复到P_1口与P_2口相通的位置。此时如果动臂处在举升状态，动臂液压缸大腔内的液压油就被封闭在管路内，在工作装置的重量和载荷的作用下产生高压。此时，动臂液压缸大腔的液压油通过压力选择阀和先导阀连通。由于先导阀在中位具有一定的泄漏量，该处压力油就可以通过先导阀泄漏回油箱，这部分的泄漏量将会直接增加熄火后的动臂的下沉量。如国产先导阀中位时的泄漏量大约为50ml/min左右，折算为动臂液压缸的下沉量为1.24mm/min（缸筒内径为160mm）。

4. 先导液压系统的改进方案

经过分析，认为由于先导系统压力选择阀的存在，增加了上述故障发生的可能。为此，对液压系统的先导部分进行了改进设计如图2-61所示，取消了压力选择阀，用囊式蓄能器取代压力选择阀，同时单独增加一个单向阀。

装载机起动和工作时，蓄能器油液保持与先导油路相同的压力（由先导溢流阀调定）。由于蓄能器具有保压作用，可以弥补先导阀在中位时的泄漏，保证在发动机熄火后一定时间内，先导压力不会很快因泄漏而下降，维持接近调定的压力。此时如果动臂处在举升状态，只要将操纵杆放到动臂下降位置，蓄能器内的压力油即可进入先导阀，操纵多路阀将动臂放下，发挥压力选择阀的作用；设置单向阀，可以防止油液的倒流。蓄能器是一种液压系统中的液压能储存装置，具有贮蓄液压能、缓冲和吸收压力脉动的作用。其中囊式蓄能器漏气损失小，反应灵敏，可以吸收急速的压力冲击和脉动，重量轻，体积小，是目前应用最广的蓄能器，其结构如图 2-62 所示。

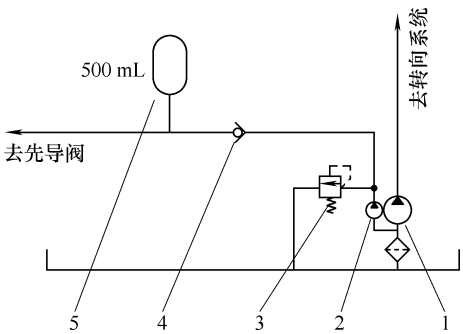


图 2-61　ZL50G 装载机先导液压系统改进原理图

1—转向泵　2—先导泵　3—先导溢流阀　4—单向阀　5—蓄能器

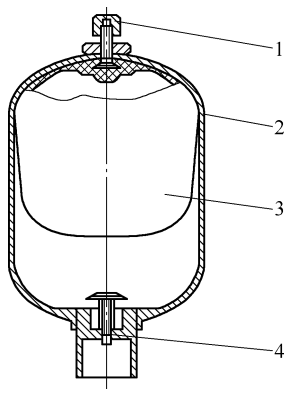


图 2-62　囊式蓄能器结构示意图

1—充气阀　2—外壳体　3—气囊　4—进油口

5. 蓄能器的总容积和充气压力计算

1）蓄能器作为紧急动力源时的计算。ZL50G 型装载机先导系统压力 $p_2=3.5\text{MPa}$，根据蓄能器做紧急动力源的用途，充气压力 $p_0=0.584p_2=2.0\text{MPa}$。

因为蓄能器工作过程为绝热过程，根据波义耳定律，蓄能器的总容积为

$$V_0=\frac{\Delta V}{\sqrt[n]{p_0}\left[\sqrt[n]{1/p_1}-\sqrt[n]{1/p_2}\right]}$$

式中，V_0为蓄能器总容积（m^3）；p_0 为蓄能器充气压力，$p_0=2.0\text{MPa}$；p_1为蓄能器最低工作压力，$p_1=2.5\text{MPa}$；p_2为蓄能器最高工作压力，$p_2=3.5\ \text{MPa}$；n 为气体绝热指数，对于氮气 $n=1.41$；ΔV 为蓄能器有效排油量（m^3），在此应为多路阀阀杆从中位到动臂下放移动所产生的油液容积变化量。

即

$$\Delta V=\pi d^2S/4$$

式中，d 为多路阀通径，即阀杆直径，$d=28\text{mm}$；S 为多路阀阀杆换向行程，$S=15\text{mm}$。

则

$$\Delta V=\pi 28^2\times 15/4=9.236\text{mL}$$

计算得 $V_0=50.9\text{mL}$。

2）蓄能器用于补偿先导阀泄漏时的计算。此时，p_0充气压力仍为 2.0MPa。若装载机在熄火后 2min 内下放动臂，蓄能器在此段时间内补偿先导阀的泄漏，保持先导压力，可认为此工作过程是等温过程，则蓄能器的总容积为

$$V_0 = \frac{\Delta V_x}{p_0 \times \left(\frac{1}{p_1} - \frac{1}{p_2}\right)}$$

式中，ΔV_x为先导阀在此段时间内的泄漏量，$\Delta V_x = 2 \times 50 = 100\text{mL}$。

由此可计算得 $V_0 = 437.5\text{mL}$。

综合以上考虑，选取蓄能器的总容积为500mL，充气压力2.0MPa。

上述规格的蓄能器每只价格在二百二十元左右，普通单向阀为50元/只，而压力选择阀则为378元/只。同时，由于压力选择阀的取消，使先导管路相对简单，因此此项改进在一定程度上降低了产品的成本，也减少了管路的故障环节。更重要的是，用故障率相对较低的蓄能器代替压力选择阀，将会避免因压力选择阀引起的故障。实践表明，经过先导系统改进后，ZL50G型装载机整机可靠性大为提高。

2.5.8 Tee试验诊断ZLM30型装载机液压系统故障

液压系统Tee试验可以在不拆卸液压系统的情况下，迅速简便地检测各类液压系统技术状况，诊断故障所在，它是目前工程机械液压系统故障诊断和性能测试普遍采用的方法。

Tee试验需要使用一种能测量两个以上参数（压力、流量）的多功能便携式液压测试仪，目前普遍采用美国WTC公司生产的PFM系列液压测试仪，如PFM6型，它可测量三个参数（压力、流量、温度），并且可对系统加载，便于各参数的测量和进行系统故障的诊断。

1. 试验内容

不同的液压系统其Tee试验的过程虽然不同，但有许多相似之处，现以图2-63所示ZL系列装载机液压系统为例介绍Tee试验的顺序和方法。图2-64所示为整个Tee试验程序框图，由图可见，Tee试验包含三个基本试验；①方框1为回路试验，用以找出有问题的回路；②方框2为泵试验，用以判断液压泵的故障情况；③方框3为堵缸试验，用以判断多路换向阀和液压缸的好坏。

（1）回路检查试验　测试仪9安装在T形接头8与油箱之间，以检查整个系统的泄漏情况。例如检查转斗换向阀4控制转斗液压缸伸出回路的泄漏情况，可按以下方法进行：将转斗换向阀4置于右位，使液压缸活塞杆伸出，待液压缸运动停止后，分别测得油温t、泵转速n，然后立即测出系统基准流量Q_0和系统流量Q_S，按式算出系统流量损失ΔQ。该泄漏可能发生于泵也可能发生于换向阀、补油阀、溢流阀或液压缸等处。

$$\Delta Q = Q_0 - Q_S$$

在这个试验中，为了找出有故障的回路和判断液压泵是否有故障，要把每个换向阀操纵杆依次置于各个工作位置上，测出所有系统的流量损失ΔQ，以便对系统中的每条回路都作检查。检查结果有两种情况：①若在所有位置上的系统损失ΔQ都很大并且相同，则必为液压泵故障，可转入液压泵试验，以确定液压泵流量不足的原因。②若测得的系统流量损失ΔQ仅在某个换向阀的一、两个位置上偏高，则泄漏是在该换向阀或该换向阀所控制的液压缸两者之中，为此要转入堵缸试验。

（2）液压泵试验。如图2-63所示，在进行液压泵试验前，应首先在A处的某个油管接

头装上密封档板，这样从液压泵输出的液压油全部经测试仪回油箱。该试验分两个阶段进行，第一阶段用以检查泵的容积效率是否在允许范围内，从而确定流量不足是否因泵的内部泄漏引起。第二阶段用以分清流量不足是否因吸油不足或吸入空气引起。下面介绍这两个实验过程。

第一阶段：在液压泵试验时，必须保持油温 t（$t=65℃\pm3℃$）不变，泵的转速也不变（额定转速），测得此时系统基准流量 Q_0，然后调整测试仪上的加载阀对系统加载到 p（主安全阀设定压力的 1/2），测得系统流量 Q_S，用相关公式计算系统的流量损失 ΔQ，则系统的容积效率：

$$\eta_{vs}=Q_S/Q_0$$

由于此时系统的流量损失就是泵的泄漏量，故其系统的容积效率就是泵在额定转速、压力 p 时的容积效率，将此值与该系统中泵的规定值相比，若前者小于后者，则可认为泵内漏严重，需要检查、维修或更换；若前者大于或等于后者，则可认为泵状况良好。

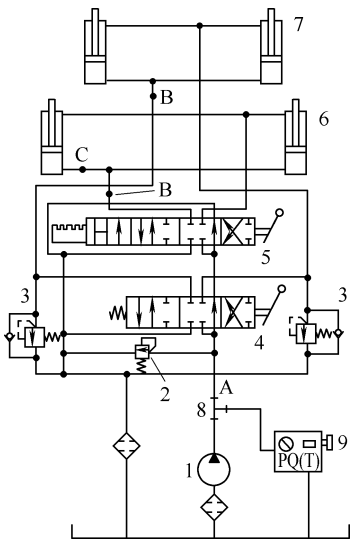


图 2-63　接入测试仪的被测液压系统

1—泵　2—安全阀　3—双作用安全阀
4—转斗换向阀　5—动臂换向阀　6—动臂液压缸
7—转斗液压缸　8—T 形接头　9—测试仪

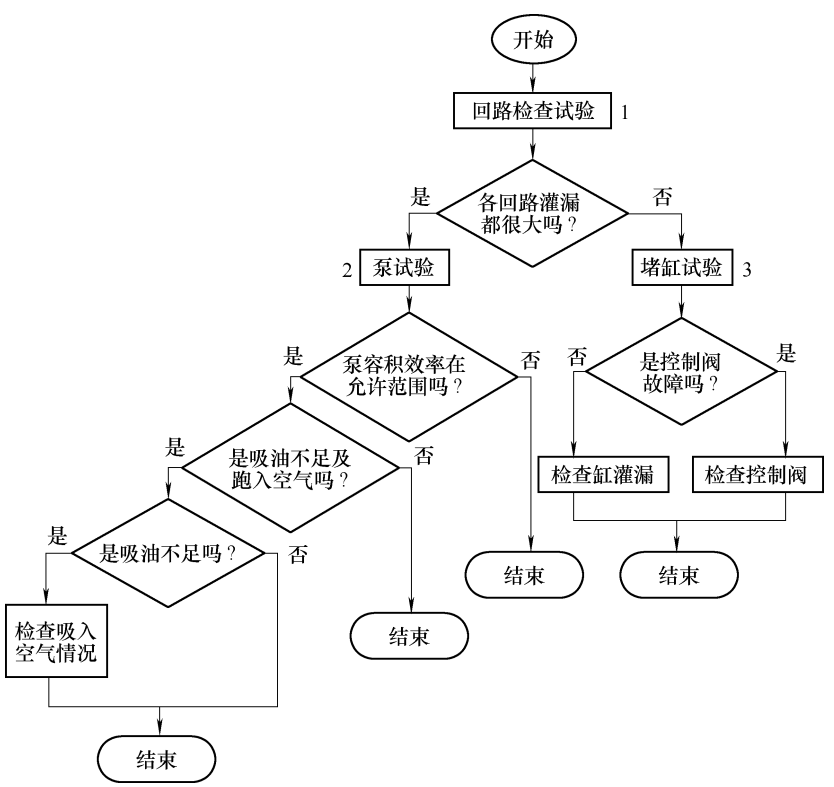


图 2-64　Tee 试验程序框图

第二阶段：保持液压泵出口压力 p 和油温不变，将泵转速从低速（例如 600r/min）开始，每提高 200r/min 测一次流量值，直到泵的额定转速为止。这样就可得到不同转速下的流量 Q_1、Q_2、$\cdots Q_n$，然后再依次算出相邻两转速下的流量差 $\Delta Q_1 = Q_2 - Q_1$，$\Delta Q_2 = Q_3 - Q_2$，$\cdots$，$\Delta Q_{n-1} = Q_n - Q_{n-1}$根据流量差的变化规律可判断故障原因。如果流量差 ΔQ 突然变低，同时在此之后又为零，则故障是由于泵的吸油不足引起的；若流量差 ΔQ 都相同或随转速增加而增加，则故障原因是由于液压泵吸入空气引起的。在液压泵试验中，经过以上两个阶段的测试，基本上可以确定系统从油箱到泵出口这段管路需要检查的项目。

（3）堵塞液压缸试验　为了判断换向阀与液压缸的泄漏情况，要进行堵塞液压缸试验。具体做法是先在图 2-63 中的 B 处装上密封挡板，使液压油不能进入液压缸。然后通过回路检查试验、泵试验及堵塞液压缸试验所测得的系统流量，便可定量地确定液压缸与换向阀的泄漏量。如在加载压力为 p、油温为 t、液压泵转速为 n 工况下，转斗换向阀 3 控制的液压缸伸出回路中测得回路检查试验时的系统流量 Q_{S1}，泵试验时的系统流量 Q_{S2}，堵塞液压缸试验时的系统流量 Q_{S3}。

设该回路总泄漏量为 ΔQ_c、阀泄漏量为 ΔQ_v、液压缸泄漏量为 ΔQ_g，可以得出：

$$\Delta Q_v = Q_{s2} - Q_{s3}, \Delta Q_c = Q_{s2} - Q_{s3}, \Delta Q_c = Q_v + Q_g$$

式中，$\Delta Q_c = Q_v + Q_g$ 的含义是该回路中的液压泵实际输出流量中的总泄漏量是由液压缸和换向阀的泄漏组成的。由此可得

$$\Delta Q_g = Q_{s3} - Q_{s1}$$

这样，可求得该回路中换向阀泄漏量为 ΔQ_v 和液压缸泄漏量为 ΔQ_g。需要指出的是这里所说的换向阀泄漏不仅包括换向阀处在右位时手动换向阀的泄漏，而且也包括主溢流阀的泄漏。因为工程机械大多使用把溢流阀和换向阀复合在一起的复合式多路换向阀。通过这个堵塞液压缸试验表明液压缸存在泄漏。如果需要分别知道并联液压缸各缸的泄漏量，可在管路 C 处（图 2-63）安装密封档板，取消 B 处密封挡板，使油液只进入一个缸，测得系统流量 Q_{s4}，可得 E 缸泄漏量：

$$\Delta Q_g^E = Q_s - Q_{s4}, \Delta Q_g^D = \Delta Q_g - Q_g^E$$

2. 测试实例

某 ZLM30 型装载机，对其液压系统进行 Tee 测试。首先，进行回路检查试验，测出所有系统的流量损失 ΔQ，见表 2-12。

从表 2-12 数据可以看出系统流量损失 ΔQ 都较大且基本相同，则可判断为液压泵有故障，需要转入泵试验，以确定泵流量不足的原因。首先，按要求将回路接好进行泵试验；其次，试验分两步进行：第一步测泵的容积效率 $\eta_{vs} = Q_S/Q_0 = 172/199 = 86.4\%$，比规定值 92% 小，为确定是泵的原因还是吸油不足或吸入空气，可变化转速，看系统流量损失 ΔQ 是否变化。若不变，则可认为泵本身内漏严重，需检查、维修或更换；若变化，则为吸油不足或吸入空气造成。测试结果为系统流量损失 ΔQ 变化，此时可进行第二步测试。转速从 600r/min 开始，每升高 200r/min 测一次流量值，算出相邻两转速下的流量差，若流量差突然变低，并此后为零，则为吸油不足；若流量差随转速增加而增加，则为吸入空气所致，测试结果为流量差随转速增加而增加，则此系统故障为吸油路不密封，有空气吸入。

表 2-12　流量损失 ΔQ

系统	基准流量 Q_0/(L/min)	系统流量 Q_s/(L/min)	ΔQ/(L/min)
转斗上翻	198	170	28
转斗下翻	199	172	27
动臂上升	197	168	29
动臂下降	200	172	28

2.5.9　用 Tee 试验法检测 ZL50 型装载机液压系统故障

Tee 试验法就是将 T 形接头接入液压回路工作泵出口，T 形头另两个接口中一个与测试仪相连，另一个则与工作回路进油口相连，通过堵塞等手段，测得不同回路的基准流量和系统流量，算出相应回路的容积效率，从而判断回路中液压元件的性能。该方法能在不拆卸液压系统的情况下，迅速而简便地检测各类液压系统技术状况及故障所在。

1. 试验条件

应用这一方法需要使用一种能测量两个以上参数（例如压力、流量）的多功能便携式液压测试仪。

这种测试仪应具有如下性能：能够测量流量、压力、温度和转速；能够对系统进行必要的加载，而且压力的调整能够迅速、准确地进行，使整个试验过程可以在很短的时间内结束；仪表读数容易辨认，应有模拟量显示和数字显示两种；可以在现场与各种修理场所使用；结构尺寸小、重量轻，便于携带；配上一些附件后，可以检测各种工程机械的液压系统。

这种便携式液压测试仪在国外已经标准化和系列化了，如美国生产的 PFM2 系列液压测试仪为指针仪表显示，性能稳定。该仪器除设计有压力和流量传感器外，还设计有温度及转速传感器的插座，配合相应传感器后即能测出所测系统的油温和试验转速，给测试带来极大方便。

2. 工程机械液压系统使用性能指标

为了评价液压系统的质量好坏和使用限度，一般常采用系统容积效率或流量损失百分比作为评价指标。

将液压测试仪并联到装载机液压系统液压泵出口（图 2-65），测试仪的加载阀全开，即对系统不加载或加载很少，则压力表读数应为零或 0.7MPa 以下，此时在某一温度 t（一般为 65℃ ±3℃）、泵转速为 n 的情况下，测得流量为 Q_0，称 Q_0 为系统基准流量。在同一温度 t 和同一转速 n 的条件下，用加载阀对系统加载，使系统压力达到主溢流阀设定值的 0.4 ~ 0.5 倍时，再测得流量为 Q_s，称 Q_s 为系统流量。系统流量损失 ΔQ 按下式计算：

$$\Delta Q = Q_0 - Q_s$$

系统流量损失百分比 $P.\ F.\ L$ 按下式计算：

$$P.\ F.\ L = \Delta Q / Q_0 \times 100\%$$

或：

$$P.\ F.\ L = 1 - Q_s / Q_0$$

系统流量与系统基准流量之比为系统容积效率 η_{vs}，即

$$\eta_{vs} = Q_s / Q_0$$

或：

$$\eta_{vs} = 1 - P.\ F.\ L$$

式中，Q_0 为系统基准流量（L/min）；Q_s 为系统流量（L/min）；ΔQ 为系统流量损失（L/min）；*P. F. L* 为系统流量损失百分比；η_{vs} 为系统容积效率。

若需确定液压系统是否需要修理或更换元件，将各回路实际测量的流量损失与允许的最大流量损失进行比较，如前者大于后者，则需要进行修理或更换元件。允许的最大流量损失百分比对于中小吨位的起重工程机械工作回路，应为 10% ~30% 之间。

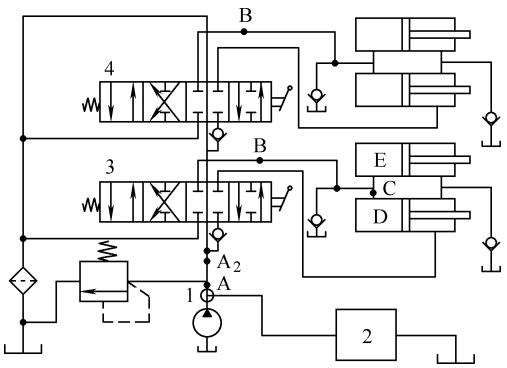


图 2-65　接入测试仪的装载机液压系统

1—T 形接头　2—测试仪　3、4—换向阀

3. ZL50 型装载机工作系统液压回路 Tee 测试法

以厦工（厦门厦工机械股份有限公司）ZL50 型装载机工作系统液压回路为例，介绍 Tee 试验法的基本过程，如图 2-65 所示。回路分为转斗和举升两个子回路，工作系统控制阀为复合式多路换向阀，即由溢流阀和换向阀 3、4 组成的一个整体阀。测试过程分为三个试验：回路检查试验，用以找出有问题的回路：泵试验，用以判断液压泵的故障情况；堵缸试验，用以判断控制阀和液压缸的好坏。

1）回路检查试验。测试仪安装在 T 形接头与油箱之间，如图 2-65 所示，检查整个系统的泄漏情况。在这项试验中，要把每个换向阀操纵杆依次置于各个工作位置上，测出所有的系统流量损失 ΔQ，以便对系统中每条回路都做到检查。如果试验结果表明，全部换向阀在所有工作位置上的系统流量损失 ΔQ 都很大而且相同，则必定是泵有故障，这样就需要转入泵试验，以确定泵流量不足的原因。如果测得的系统流量损失 ΔQ 仅在某个换向阀的一两个位置上偏高，则泄漏来自该换向阀或其所控制的液压缸，需转入堵缸试验。

2）液压泵试验。如图 2-65 所示液压系统中 A 处油管接头处装上密封挡板，使液压泵出来的全部液压油只流经测试仪回油箱。该试验分两个阶段进行，第一阶段是检查泵容积效率是否在允许的范围内，从而确定泵流量不足是否由泵内泄引起；第二阶段用以分清泵流量不足是由于吸油不足还是因为吸入空气而引起的。具体如下：

第一阶段，保持油温 t 和泵转速不变，测得此时系统流量损失 ΔQ，算出系统容积效率 η_{vs}，将此值与系统中泵对应的规定值进行比较，若前者小于后者，则可认为泵泄漏严重；若前者大于或等于后者，则认为泵良好。

第二阶段，泵本身良好，但吸油不足。此时保持液压泵出口压力和温度不变，并从其低速时开始进行测量，如从 600r/min 开始，每升高 200r/min 时测一次流量值，直至泵额定转速时为止。这样，就能得到不同转速下的流量，然后依次计算出相邻两转速下的流量差 ΔQ_n。如果流量差 ΔQ_n 突然变小，同时此后又为零，则故障是由于泵吸油不足引起的；如果流量差 ΔQ_n 都相同或随转速增加而加大，则故障是因为液压泵吸入空气引起的。

经过第二阶段测试，如果泵本身性能良好，但其工作不良，则可判定泵的吸油管路存在故障。

3）堵塞液压缸试验。为了判断换向阀或液压缸的泄漏情况，要进行堵塞液压缸试验，具体做法是在图 2-65 中的 B 处装上密封挡板，使液压油不能进入液压缸。然后通过

回路检查试验、泵试验及堵塞液压缸试验所测得的系统流量，定量地确定液压缸或换向阀的泄漏量。

如换向阀 3 控制液压缸伸出时，回路检查试验的系统流量为 Q_{s1}，泵试验时的系统流量为 Q_{s2}，堵塞液压缸试验时的系统流量为 Q_{s3}。设回路总泄漏量为 ΔQ，某阀某位的泄漏量为 ΔQ_1，某液压缸某位的泄漏量为 ΔQ_2，不难得出：

$$\Delta Q_1 = Q_{s2} - Q_{s3}, \Delta Q = Q_{s2} - Q_{s1}, \text{或 } \Delta Q = \Delta Q_1 + \Delta Q_2$$

由上面计算式可计算出换向阀 3 或由其控制的液压缸泄漏量。需要指出的是，阀泄漏量应是换向阀在这种工况下的泄漏量和系统溢流阀泄漏量之和。因为 ZL50 型装载机的换向阀和溢流阀是复合在一起的复合式多路换向阀。

若要进一步测量 E 缸泄漏量，可在 C 处安装密封挡板（取消 D、F 缸进油挡板 B），使油只进入 E 缸，测得的系统流量为 Q_{s4}，则 E 缸泄漏量为 $\Delta Q_E = Q_{s3} - Q_{s4}$。

用同样的方法，可测出换向阀 4 或由其控制的液压缸的泄漏量。

全部试验过程中，温度 t 可取（65 ± 2）℃，根据泵额定转速（2000r/min）时的流量 320L/min，测出此时发动机转速 n，设转速比例因子为 $n/2000$，当要求泵为某一转速 n 时，只需将 n 乘以转速比例因子即可得到发动机对应的转速，这样就可以通过控制发动机转速得到要求的泵转速值。

采用 Tee 试验法检测装载机械液压系统故障，具有花费时间少、判断故障准确等特点。相比传统的凭经验、总成试换等维修方法，效率有明显提高，具有较大的推广价值。

2.5.10　装载机工作装置液压系统故障测试诊断

装载机工作装置液压系统故障是装载机使用过程中一种常见的故障，如何准确地判断故障所在，可使修理工作做到有的放矢，达到最好的修理效果。

1. 故障预兆

装载机工作装置液压系统的故障，如振动、噪声、温升、进气、污染、泄漏等。如果能够尽早发现，并采取相应措施，故障就会避免或减少。

2. 故障参数

液压系统故障的主要参数是压力、流量、温度、执行元件的运动速度、噪声、振动、油液粘度、油液的污染及泄漏等。测定不同的参数时，可根据液压系统故障情况及不同的技术精度要求，选择不同的测试方法和工具、仪器。如压力表、流量计、温度计、油液状态检测仪等。

3. 诊断及检测方法

（1）“四觉”诊断　技术人员利用触觉、视觉、听觉和嗅觉来判断液压系统的故障。这是现场取得故障信息的简便方法，即使最先进的诊断器也必须和“四觉”诊断结合起来。通过“四觉”诊断，根据振动、油液温度、执行机构工作情况、异响、油液状态、外部泄漏等情况可判断故障所在。

（2）顺序推断　这种诊断方法要求主机停止工作，根据“四觉”判断法，初步断定故障所涉及的范围，从而把故障缩小到最小范围，然后按顺序分析推理，逐步接近故障位置所在。

（3）采取故障测试仪器诊断

1）液压泵的检测。如图 2-66 所示，接入测试器，液压泵与系统隔断，不受溢流阀的

保护和控制。打开测试器的控制阀，起动发动机，使其在额定转速下运转。

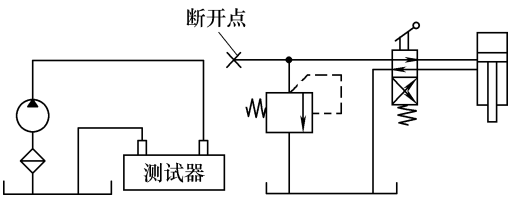


图 2-66　液压泵的检测

观察并记下在空载时的流量读数，然后将测试器的控制阀慢慢关闭，使测试器上的压力值逐渐上升到系统的额定压力。如果此时流量计上的读数与额定流量相当，证明液压泵完好；如果流量计上的读数减少了 25%，说明液压泵有故障；如果流量减少了 35%，则可以断定液压系统的故障是由液压泵引起的。

如果压力表的指针跳动，说明液压泵的吸油有泄漏。

2）溢流阀的检测。将测试器接成如图 2-67 所示的液压管路。先将测试器的控制阀置于空载位置，然后起动发动机以额定转速运转，慢慢旋转测试器的控制阀，压力表的读数应为液压系统溢流阀的调定值，如果达不到标准值，可调定溢流阀溢流压力。在液压泵完好的情况下，溢流阀完全打开之前，测试器所显示的数据应等于液压泵的调定流量，否则说明溢流阀有泄漏。

3）方向控制阀的检测。如图 2-68 所示，接入测试器，打开测试器的控制阀，起动发动机，以额定转速运转，通过方向控制阀的油液必须通过测试器才能回油箱。

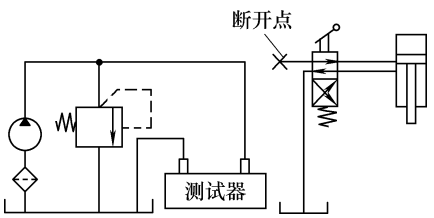


图 2-67　溢流阀的检测

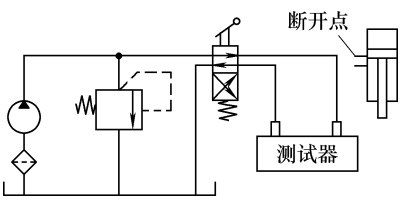


图 2-68　方向控制阀

记下空载状态的流量读数。然后慢慢加载，当压力达到比系统压力（额定）稍低之前停止加载，观察其流量值，如果此流量值与空载流量基本相同，说明该方向控制阀的性能良好，若此流量损失较大，说明该阀应检修或更换。以上所述是装载机工作装置液压系统的故障诊断方法，现场解决实际问题能力的提高，还需要从理论和实践两方面努力，逐步积累经验。

2.5.11　装载机液压缸活塞杆失稳原因综合分析及改进措施

装载机上液压缸活塞杆弯曲失稳问题，虽然在市场质量反馈中数量较少，但是属于较为严重的质量问题，用户反应比较强烈。多数人按照一般的经验分析是液压缸在设计时活塞杆直径小，导向长度短，造成活塞杆失稳。但是通过连续几年来对市场上发生活塞杆弯曲失稳问题比率较高的装载机机型进行的调查分析研究来看，结果并非如此。因此，针对实际调研情况，进行了综合分析，并制订出相应改进措施和建议，供大家参考。

1. 装载机上液压缸活塞杆弯曲原因分析

（1）结构设计原因　主要表现在车架与液压缸两端支承宽度对活塞杆弯曲的影响。按照液压缸稳定性设计原则，在液压缸活塞杆稳定性设计时，主要对活塞杆直径与长度关系、活塞杆伸出时导向长度进行设计，但是对液压缸两端与车架支承宽度没有考虑，

造成了在设计方面存在一定不足。如图 2-69 所示，一般液压缸两端与车架连接为孔轴结构，孔和轴均为间隙配合，考虑液压缸加工精度误差和安装误差，实际上液压缸活塞杆承受的是偏心载荷。

根据液压缸活塞杆在偏心载荷条件下弯曲临界载荷计算公式和挠度计算公式，有

$$p_k = \frac{\sigma_s A}{1 + 8\frac{e}{d}\sec\theta}$$

式中，p_k为临界载荷力；σ_s为活塞杆材料的屈服点（Pa）；A 为活塞杆截面积（m）；e 为载荷偏心量（m）；d 为活塞杆直径（m）；θ 为挠度。

$$\theta = C\sqrt{\frac{p_k}{EA}}\left(\frac{l}{K}\right)$$

式中，C 为系数；E 为活塞杆材料的弹性模量（Pa）；l 为活塞杆的计算长度（m）；K 为活塞杆截面的回转半径（m）。

从以上计算公式可以看出，活塞杆弯曲临界载荷除了与活塞杆材料、直径、长度有关系外，还与载荷偏心量 e 有关系。当偏心量 e 增大时，活塞杆所能承受的弯曲 I 临界载荷值就降低。如果偏心量 e 超过一定值，弯曲 I 临界载荷 p 低于活塞杆材料弯曲强度，就会产生活塞杆弯曲问题。而偏心量 e 的大小与液压缸两端和车架、动臂或摇臂两端支承宽度有关。

为了方便计算，把液压缸两端和车架连接结构简化，如图 2-70 所示。

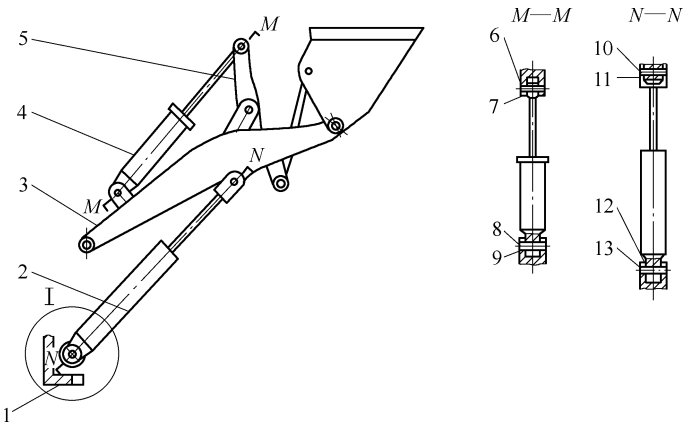


图 2-69　装载机工作装置示意图

1—排料装置　2—动臂液压缸　3—动臂　4—铲斗液压缸
5—摇臂　6、8、10、12—销轴　7、9、11、13—调整垫

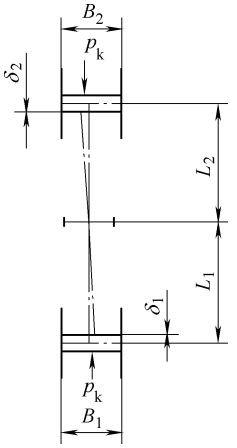


图 2-70　液压缸两端与动臂、摇臂、车架连接轴孔配合示意图

在液压缸与车架连接处，支承宽度为 B_1、轴孔配合间隙为 δ_1、液压缸缸体处长度为 L_1。

在液压缸与动臂或摇臂连接处，支承宽度为 B_2、轴孔配合间隙为 δ_2、活塞杆伸出部分长度为 L_2。

根据以上已知条件：则液压缸与车架连接端，轴孔倾斜角度：

$$\tan\beta_1 = \delta_1 / B_1$$

p_K偏心量：

$$e_1 = L_1\tan\beta_1 = L_1\delta_1 / B_1$$

液压缸与动臂或摇臂连接端，轴孔倾斜角度：

$$\tan\beta_2 = \delta_2 / B_2$$

p_K偏心量：

$$e_2 = L_2 \tan\beta_2 = L_2\delta_2 / B_2$$

总的偏心量：

$$e = e_1 + e_2 = L_1\delta_1 / B_1 + L_2\delta_2 / B_2$$

从以上公式可以看出，在液压缸连接尺寸和轴孔配合公差确定后，偏心量 e 大小取决于液压缸两端支承宽度。如果支承宽度设计偏小，尤其是装载机使用一段时期后，配合轴孔磨损间隙 δ_2 和 δ_1 增大，就会造成临界载荷降低，活塞杆容易弯曲。

（2）装配质量原因　主要表现在液压缸两端侧面与车架、动臂或摇臂配合间隙对活塞杆弯曲的影响。结构示意图如图 2-71 所示，液压缸与车架连接处侧面配合间隙为 ε_1，与动臂或摇臂连接处侧面配合间隙为 ε_2。

则 p_K偏心量：

$$e = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$$

ε_1 和 ε_2 值的大小与装配精度，使用过程侧面磨损状况有直接关系。如果两端装配间隙过大或者对中性差，会造成使用过程偏磨，容易使偏心载荷 e 值大，造成活塞杆弯曲。

（3）使用维护过程不当原因　主要表现在轴孔配合摩擦力和液压缸两端与车架形成摩擦力异常方面。

1）轴孔配合摩擦力分析。正常情况下，液压缸两端与车架轴孔运动为有润滑剂状态下的滑动摩擦，摩擦因数为 0.05～0.1。如果在使用过程中轴孔润滑不及时，会造成轴孔磨损加快，配合间隙加大，偏载严重。装载机工作环境比较恶劣，当轴孔配合间隙比较大时，外界砂粒、灰尘进入轴孔配合处，形成轴孔磨粒磨损，配合面损伤严重，摩擦因数变为 0.2，摩擦力增大 1 倍，液压缸旋转时产生较大弯矩，造成活塞杆弯曲。通过对退回的发生活塞杆弯曲问题的液压缸进行检验分析得到了验证。

2）液压缸两端与车架排料装置之间的外摩擦分析。如图 2-72 所示，在装载机使用一段时期后，尤其是在砂料、煤厂、铁矿等环境下，如果液压缸外端与车架连接处排料清理不及时，长期积累，就会产生液压缸外端与积累料的摩擦，摩擦因数为 0.5，摩擦力增大了 5 倍，液压缸旋转运动时，产生较大弯矩，容易使活塞杆弯曲。

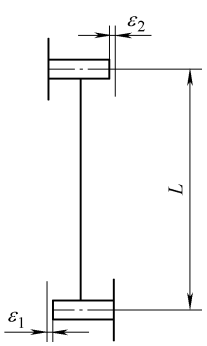


图 2-71　液压缸两端与动臂、摇臂、车架连接侧面配合示意图

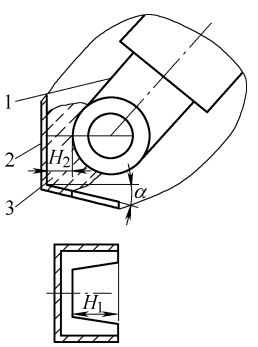


图 2-72　液压缸两端与排料处沉积料摩擦示意图

1—液压缸　2—排料装置　3—沙石料

H_1—排料板和距离　H_2—排料距离　α—倾斜角度

（4）综合因素　以上分析是对液压缸活塞杆弯曲的原因进行了单项因素论述，在实际情况下，往往是以上几种因素综合发生，或者一种因素占主要地位，因此在具体情况分析

时，应全面检查，才能确定。简要判断方法如下：①观察液压缸两端与车架和液压缸连接垂直度，如果有倾斜现象，则说明装配调整间隙不当或者侧面磨损严重。②观察液压缸两端与车架连接处支承宽度，如果比活塞杆直径小，则说明支承宽度设计不当。③观察液压缸下端排料处沉积料积累情况和动臂或摇臂液压缸下端外侧磨损情况，如果液压缸下端有明显磨损痕迹，则说明沉积料积累严重，旋转摩擦力较大。

2. 改进措施

1）在原始设计时，充分考虑液压缸两端支承宽度。由于液压缸两端支承宽度受车架和动臂结构件设计尺寸影响，因此在以上零件设计时，要对液压缸的使用性能进行考虑。根据经验，一般支承宽度 B 为活塞杆直径的 1.1 ~ 1.3 倍。

2）在装配过程中，充分利用调整垫，保证液压缸两端与车架动臂的配合间隙与对中性，调整垫材料的耐磨性能要高。

3）液压缸与车架轴孔配合处必须增加防尘装置，润滑系统设计合理，便于润滑油注入，并在注入口进行标识，每周注一次润滑油。

4）完善排料结构，一是尽量增大排料板的开口距离 H_1 和倾斜角度 α，减少落料的积存，利于落料，有利于落料的自然排出；二是增大液压缸下端与主机连接处排料的距离 H_2，以利于大尺寸石料的排出；三是在主机使用维修保养说明书中增加该处积存料的定期清除要求，提醒用户在每周保养时及时清理。

经过改进后的装载机没有再次发生液压缸活塞杆弯曲的故障现象，取得了良好的改进效果。

2.5.12　装载机液压故障体外诊断

所谓体外诊断，就是对出现故障的机械不拆卸或尽量少拆卸，通过对压力、声响、振动、温度等的检测、分析，诊断故障所在部位，从而及时有效地排除故障。这样可避免拆卸的盲目性，减少停机时间。

1. 起升无力故障的诊断

某装载机出现起升无力的故障，有人认为问题出在工作泵，主张拆泵。理由是该机工作时间已达到 20000h，工作泵已到了使用寿命，并且此前工作泵与变速器的连接处一直漏油。通过压力检测，并根据工作原理分析，在不拆泵的情况下诊断出了故障所在部位。举升液压缸油路没有压力测量点，因而无法直接用体外诊断方法进行检测，但根据液压系统的工作原理，可以通过测量翻斗、夹具油路的压力判断工作泵的情况。将翻斗操作手柄拉起或前推至极限，并加大节气门，使主溢流阀开启，此时测得翻斗缸的最大压力为 17.5MPa，为正常压力。由此判断多路阀与举升液压缸两处可能有故障，因拆检多路阀比较困难，于是拆检了举升液压缸。解体后发现，左举升液压缸活塞严重损坏，缸筒也被拉伤。更换液压缸后系统恢复正常。

2. 举升无力故障的诊断

某装载机出现举升无力现象，空载时加大节气门才能勉强举升，但加速踏板一松，大臂又自动回落。工作部分的油路分为主油路和控制油路（先导油路）。主油路由工作泵提供高压油，经多路阀流至夹具、翻斗、各举升液压缸，最高压力为 21MPa。控制油路由 PPC 泵提供压力油，流经蓄能阀、蓄能器、PPC 阀（操作手柄）至多路阀，通过控制多路阀的夹

具阀杆、翻斗阀杆、举升阀杆的移动来控制夹具缸等的伸缩。工作部分出现故障（如夹具无力、举升无力等）的原因是多种多样的，通过压力测量，可将问题简化。首先测得翻斗液压缸或夹具液压缸的压力为18MPa。这说明主油路、工作油路均正常，因为夹具、翻斗、举升3个缸共用主油路和控制油路。因此故障原因只能是多路阀中举升阀杆处于举升位无法回位或举升液压缸损坏。如果举升阀杆处于举升位无法回位，那么，发车后踩加速踏板门（不动举升操作手柄），大臂应有举升动作实际上大臂不动作。至此可以判定问题出在举升液压缸本身。举升液压缸有2个，拆下其中1个液压缸的油管，并用堵头封住，这时不用测量压力，只需着车即可。着车后，将举升操纵手柄拉起，看有无反应。如果大臂轻易举起，则损坏的液压缸即为被拆下油管的那1个，否则是另1个。2个液压缸同时加大节气门也不一定能举升，而单个液压缸怠速时却能轻易举升，这是因为2个液压缸是并联的，只要其中1个液压缸油封损坏，就将形成回路。通过这样的体外诊断检查，确定了被拆卸油管的液压缸即右缸损坏。随即解体检查，发现该缸活塞与缸筒内壁已严重拉伤。换上备用液压缸后恢复正常。

3. 转向失灵故障的诊断

某装载机在简易场地上作业时出现转向失灵的现象。该机转向部分的油路由主油路和控制油路组成。主油路由转向泵和转换泵或补偿泵给转向系统提供高压油，经过转向阀至转向液压缸。主油路最高压力由转向阀内的主溢流阀设定为21MPa。控制油路由PPC泵（先导泵）提供低压油，经蓄能阀、转向器至转向阀，最高压力由蓄能阀内的溢流阀设定为3MPa，其作用是控制转向阀的开闭及开闭程度的大小，也就是说，控制通往转向液压缸的液压油的流量及压力，通过转向阀来实现低压油控制高压油。

出现此类故障的原因很多，对主油路来说，转向泵损坏、转向阀堵塞或阀芯卡住、主溢流阀常开或弹簧折断、转向缸拉坏、油封冲坏等，都会造成转向失灵。对控制油路来说，PPC泵损坏、溢流阀常开（阀芯不能回位）、转向器失灵等，也会造成转向失灵。应用体外诊断技术解决这一问题的方法及步骤如下：

首先，测量通往转向液压缸的液压油的最大压力。将0～25MPa量程的压力表接上转向缸油路，发车后左右转动转向盘并加大节气门，测得左转、右转时压力均为10MPa。然后与以前测量转向正常的同类车的压力相比较。此前转向正常、空载的左转、右转压力分别为0MPa、8MPa或8MPa、0MPa。可见空载实现转向的最小压力差为8MPa。而故障车的转向缸压力可达到10MPa，也就是说，转向泵、转向阀、控制油路可以提供10MPa的压力油。通过比较，可知这样的压力是可以实现空载转向的，问题在于故障车左转、右转时的压力均为10MPa，即压力差为0。液压缸两端的压力相同，那只能理解为活塞液压封严重损坏或脱落，致使两腔相通。至此，可以确定转向缸已损坏。但转向缸有2个，问题出在哪1个，还需要进一步判别。判别的方法是将其中1个缸的2根油管卸下并用堵头封住油管，发车转动方向盘，测量另1个缸的压力，如果两边的压力都是10MPa，那么就是另1个缸损坏。否则问题出在被拆卸油管的液压缸。

采用这种方法，查出了该车的左转向液压缸损坏。解体检查发现该液压缸活塞已脱落。随即换上备用液压缸后系统恢复正常。

需要注意的是，测量压力时要注意安全。如果被测液压缸的一端处于高压状态，则应将相应的操纵手柄回拉几次，使该处液压油与油箱接通，以泄掉压力，然后才能拆卸堵头进行

测量。否则堵头一拆掉，高温高压的油流会像喷泉一般，极易伤人。使用体外诊断技术成功地处理了大量的疑难杂症，大量地缩短了修理时间。同时由于不拆或少拆无故障部分，减少了故障隐患，提高了修理质量。

2.6　装载机液压转向与制动故障分析

2.6.1　ZL50C 型轮式装载机液压转向系统的故障分析

ZL50C 型轮式装载机液压转向系统最常见的故障现象是转向沉重和转向不稳等。

1. ZL50C 型全液压流量放大转向系统

如图 2-73 所示为柳工 ZL50C 型全液压流量放大转向液压系统工作原理图。转向盘连接到转阀式全液压转向器 6 的操纵机构上，通过转向盘使全液压转向器 6 的阀芯转动，控制 p_1 和 p_2。压力油 p_1 以 q 小流量通往流量放大阀 2 的阀芯左侧 a 或右侧 b，从而使流量放大阀 2 的阀芯向右移动或向左移动。压力油 p_2 以 Q 大流量通往转向液压缸 1 的 A 腔或 B 腔，实现装载机左右转向。

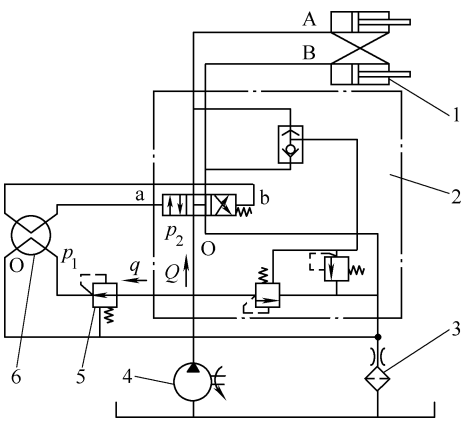


图 2-73　转向系统工作原理图

1—转向液压缸　2—LF-32 型流量放大阀　3—过滤器　4—CBG2063A 型转向齿轮泵　5—JY25A 减压阀　6—全液压转向器

压力油 p_1 和 p_2 都由齿轮泵 4 供油，p_1 是经减压阀 5 减压后的低压，$p_1 < p_2$；q 小流量的作用仅仅是使流量放大阀 2 的阀芯实现左右移动，Q 大流量进入左右转向缸 1，使装载机完成左右转向，$q \ll Q$，驾驶员通过转向盘操纵一个排量只有 125mL 的全液压转向器 6，控制的仅仅是低压 p_1 和小流量 q，因此操纵力很小，转向十分轻便灵活。最终控制的是高压 p_2 和大流量 Q，所以被称为“小流量先导”、“流量放大”转向系统。

2. ZL50C 型轮式装载机转向沉重故障分析二例

ZL50C 型轮式装载机全液压流量放大转向系统在转向操作时是轻便灵活和稳定的。出现转向沉重或转向不稳定的现象，主要是由于转向液压系统故障引起的。根据对全液压流量放大转向系统工作原理的分析，导致转向沉重或转向不稳定的具体原因包括：转向齿轮泵故障造成液压油量不足；溢流阀故障造成转向系统压力不足；转向液压系统密封性能差，有空气进入液压系统内部；油液污染严重，造成液压回路阻塞等。

故障 1：某 ZL50C 型轮式装载机空载时转向基本正常，重载时转向沉重。

分析：空载时转向基本正常，则全液压转向系统工作基本正常，但重载时转向沉重，表明转向液压缸获得的转向压力 p_2 不足，可能是溢流阀调整压力出现了问题，或者是转向齿轮泵在高压时泄漏增加、效率下降。

维修措施：将转向齿轮泵拆下维修时，发现齿轮磨损较为严重，经更换新泵后，故障排除。装载机等工程机械的工作环境较为恶劣，沙粒等易于进入泵内造成磨损加剧，对于齿轮泵来说，在高压时容积效率（内部泄漏）相对较低，内部磨损则造成内部泄漏在高压时过

大，实际输出流量小，如图 2-74 所示，使转向液压缸转向缓慢，甚至转向不动。

故障 2：某 ZL50C 型轮式装载机无法转向。

分析：观察发现操纵方向盘时，转向液压缸无伸缩动作，无法转向，似乎没有液压油进入转向液压缸，同时，也观察到齿轮泵有吸排油发生，表明进入转向液压缸的液压油无压力。

维修措施：将流量放大阀拆卸后发现各部位基本正常，但溢流阀上的弹簧卡死，进行清洗各部件并重新安装后，转向正常。溢流阀弹簧卡死后，无法建立压力，齿轮泵输出的液压油经溢流阀直接泄漏到油箱，造成转向液压缸无法动作。

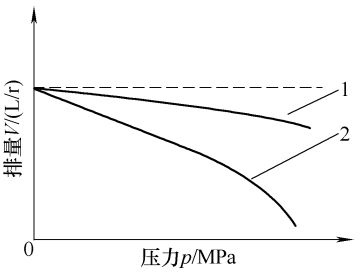


图 2-74　齿轮泵特性曲线

1—正常工作的齿轮泵一般特性曲线

2—内部磨损严重的齿轮泵特性曲线

为了减少转向系统的故障，应该注意几点：①定期检查转向液压油是否缺少，及时补加；②定期清洗过滤器滤芯，防止液压油过脏或变质，并至少 20000km 更换一次转向液压油；③定期检查液压系统的管接头是否有漏油现象，液压油管应尽量避开与其他部件的摩擦，防止破损进气；④驾驶员在转向时不要将方向“打死”，原地转向时务必要留有一定的余量，让全液压转向系统处于正常工作状态；⑤ 在维修液压转向系统后安装时，要注意拧紧各连接件和管接头，但更要注意不能拧得太紧，以免因此而破坏密封，带来新的故障隐患。

2.6.2　轮式装载机转向液压系统的振动控制

1. 装载机转向液压系统原理

如图 2-75 所示为装载机转向液压系统原理简图。转向泵 1 由柴油发动机驱动，通过流量放大阀 2 与转向液压缸 7 连接。流量放大阀 2 主要由主阀 3、梭阀 4、定差溢流阀 5、安全阀 6 组成，梭阀 4 选择转向液压缸 7 的进油压力并引至定差溢流阀 5 的弹簧腔，再通过定差溢流阀 5 的定差作用使得主阀 3 的进油阀口的两端压差保持基本恒定，当主阀 3 的阀口面积一定时，进入转向液压缸 7 的流量仅主要取决于主阀 3 的进油阀口的面积，当转向液压缸 7 的工作压力达到安全阀 6 的设定安全压力值时，安全阀 6 开启，转向泵 1 的输出流量从定差溢流阀 5 回油箱，系统压力被限定在安全压力之内。

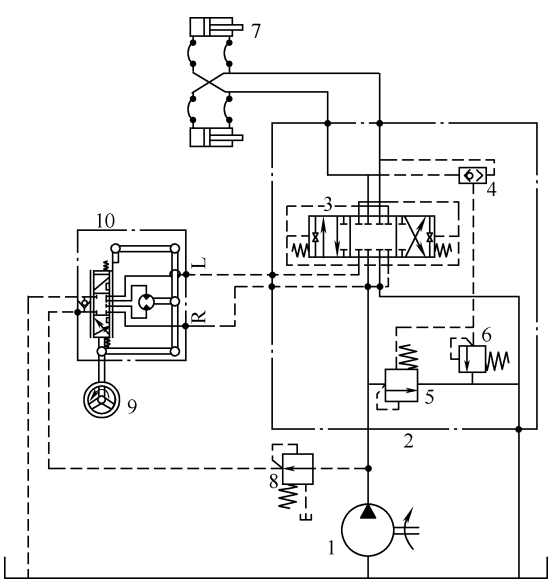


图 2-75　装载机转向液压系统原理简图

1—转向泵　2—流量放大阀　3—主阀　4—梭阀

5—定差溢流阀　6—安全阀　7—转向液压缸

8—减压阀　9—转向盘　10—转向器

转向器 10 通过减压阀 8 从主油路获得供油，其输出流量引至主阀 3 的两端及主阀 3 的先导阀口。转向器 10 的输出流量与转向盘 9 的转速成正比，此流量通过主阀 3 上的先导阀口转化为相应大小的压差，驱动主阀 3 的运动。转向器 10 转速越快，主阀 3 的阀口开度

越大，转向液压缸 7 的运动越快。

转向控制为开环控制，可表示为：转向盘转速→转向器输出流量→主阀上的先导阀口→压差（作用在主阀芯两端）→主阀的阀口面积→主阀输出流量→转向液压缸的运动速度。

2. 转向液压系统的振动分析

如图 2-76 所示为转向液压系统的阀控缸模型，由主阀和转向液压缸构成。装载机的转向液压缸（图 2-75）为两个双作用单出杆液压缸的交叉连接，可以等效为一个对称液压缸（图 2-76）。主阀芯为具有节流槽的非全周开口滑阀结构，其中部有四组节流槽组合构成主阀阀口，其中 A_1 为进油阀口，A_2 为回油阀口，阀芯端部有先导阀口 A，主阀芯两端有复位弹簧，主阀两端分别接转向器的输出油口 R 和 L。

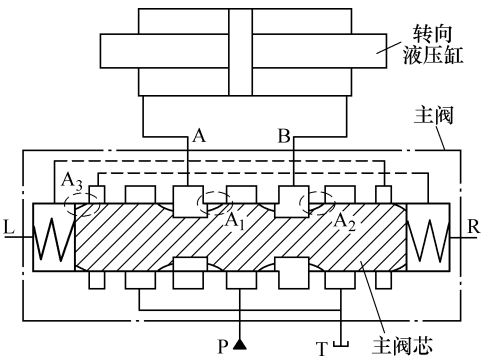


图 2-76　转向液压系统的阀控缸模型

转向盘的转速一定时，转向器输出成比例的流量，如当 L 口进油、R 口回油时，在先导阀口两侧形成一定的压差，在此压差作用下，阀芯从零位向右运动，在复位弹簧力、主阀芯液动力等作用下处于相应的开口位置。转向盘停转时，主阀芯在复位弹簧力及液动力作用下从一定的开口位置向零位回复。

如图 2-76 所示的阀控缸系统，存在着三种主要形式的振动：前冲振动、低速爬行振动和油击振动。

1）前冲振动。当主阀芯在其两端压差作用下，从零位开启过快时，进油阀口和回油阀口从零开口快速达到较大阀口面积，转向液压缸的回油压力骤降、进油压力骤升，使得转向液压缸从静止状态到运动过程中有一个明显的前冲现象，引起转向机构振动。

前冲振动的主要原因，就是阀口面积增加速度过快。具体的原因有：驱动主阀芯的液压力过大；主阀芯开启时所受阻力过小，阻力主要是复位弹簧力和液动力；阀口面积梯度过大。

2）低速爬行振动。当转向盘转速较小时，主阀的阀口开度也较小，如果转向液压缸的回油压力很低，转向液压缸会出现低速爬行现象，表现为转向运动的断续性。低速爬行振动的主要原因是：回油阀口的面积 A 过大，导致液压缸的回油压力过低，即回油背压低。

3）油击振动。当转向液压缸从高速运动状态停止时（即转向盘从高速转动状态突然停转时），主阀芯从大开口位置向零位复位，如果阀口关闭过快，会产生强烈的“油击”现象，引起转向液压缸比较强烈的振动。

油击振动的主要原因是：复位力过大，阀芯复位过快；阀口突然关闭，尤其是阀口面积梯度较大且进油和回油阀口同步关闭时，液压缸运动的惯性能量无法充分转化和释放，引起转向机构的强烈振动。

3. 基于优化主阀结构的振动控制

液压系统的减振有多种方法，如增加主阀的运动阻尼、增加缓冲阀、在油路中增设蓄能器等。通过对转向液压系统的振动机理的分析，对主阀芯的结构进行优化，从而实现对装载机转向系统的振动进行控制的方法，具有不改变转向液压系统结构、不增加成本的突出优点。如图 2-77 所示为原主阀芯的实物图。



图 2-77　原主阀芯的结构

主阀芯的优化主要在如下方面：

1）主阀芯两端的先导阀口由原来的呈螺旋排列分布的阻尼孔结构变为 V 形节流槽形式，V 形节流槽的过流面积主要考虑主阀芯开启时所需的驱动力和主阀芯复位时所需的阻尼力。

2）先导阀口为正开口形式，主阀口面积起始段的面积梯度较小，以消除前冲现象。

3）回油阀口面积小于进油阀口面积，以增大转向液压缸的回油背压，消除爬行振动。

4）进油阀口的遮盖量与回油阀口的遮盖量不相等，使得进出阀口异步关闭，减小油击振动。

4. 试验结果分析

为了检验改进后的主阀芯的减振效果，在装载机上进行了实车测试。在不同转向工况下，同时检测转向液压系统中的七路信号：转向泵出口压力 p_s，转向器进口压力 p_c（即减压阀的出口压力），转向器输出口压力 p_R 和 p_L，转向液压缸进出口压力 p_A 和 p_B，转向液压缸的回油流量 q_v。

如图 2-78 所示为装载机在一种转向工况下原地转向时的测试信号及分析曲线。转向液压缸的流量 q_v 约为 100L/min，转向器的进口压力 p_c 约为 2.5MPa，压力有波动，其原

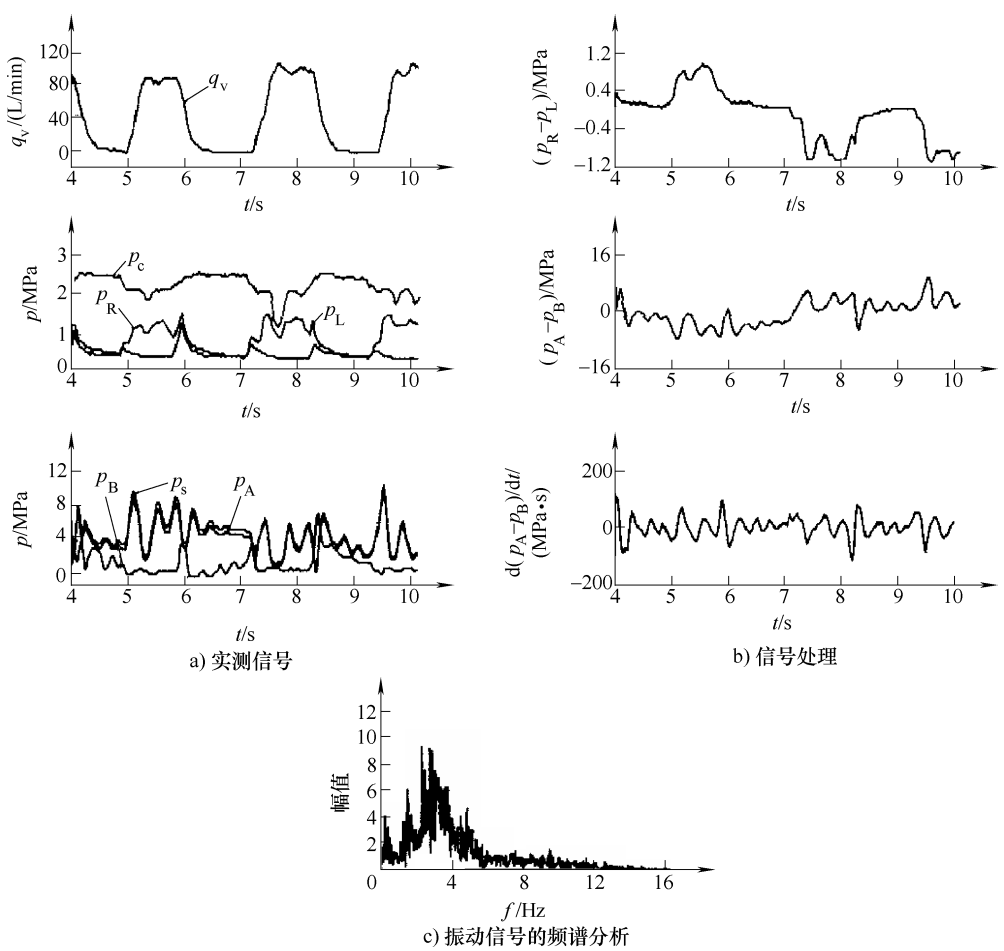


图 2-78　测试信号及分析曲线

因是只有当转向泵出口压力高于减压阀的设定值时，减压阀输出压力才是一个恒值，当转向泵出口压力低于减压阀设定值时，减压阀的阀口大开，其出口压力与转向泵出口压力相等且变化相似。转向器的输出压差（$p_R - p_L$）驱动主阀芯开启，其正负决定转向液压缸的运动方向。

转向液压缸的回油压力大于 0.5MPa，且在停止时刻如 6s 时刻（图 2-78a），有约 4MPa 的背压，且转向液压缸的进口压力降低，这就是阀口异步关闭的效果，较高的背压对转向液压缸的停止起到了主动制动作用，使得停止时刻的振动大为减小。

对实测信号进行信号处理，可以得出液压振动信号，如图 2-78b 和图 2-78c 所示。通过对转向液压缸的两腔压力信号 p_A 和 p_B 进行相减，再进行微分运算，可以得出转向液压缸的压力振动信号，如图 2-78b 所示。再对压力振动信号进行频谱分析，可得出振动信号的幅值谱，如图 2-78c 所示，在 2 ~ 3Hz 左右振动信号有最大的幅值，即为振动的主频。

表 2-13 给出了转向试验工况，发动机在怠速和额定转速下运转，转向盘以不同的转速及间隔进行转向操作。

表 2-13　转向试验工况

转向工况	发动机状态	转向盘(或车架)转动状态	转向工况	发动机状态	转向盘(或车架)转动状态
1	怠速	慢转,停 2s	7	额定转速	慢转,停 0.5s
2	怠速	慢转,停 0.5s	8	额定转速	快转,停 2s
3	怠速	快转,停 2s	9	额定转速	快转,停 0.5s
4	怠速	快转,停 0.5s	10	额定转速	快转,突起突停
5	怠速	快转,突起突停	11	额定转速	车架从一侧转至另一侧极限位置
6	额定转速	慢转,停 2s			

如图 2-79 所示为阀芯优化前后、在各种试验工况时的转向液压缸压力振动信号的幅值对比图。在发动机怠速时转向，两者差别不大且振动幅值都较小；在发动机额定转速运转时转向，新主阀芯具有显著的减振效果，试驾也表明转向舒适性获得明显改善。

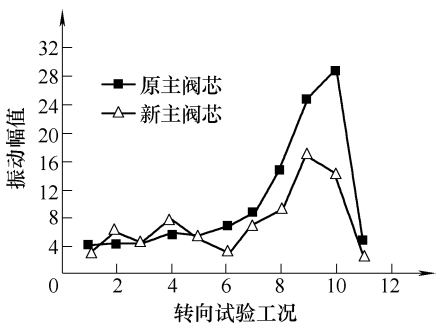


图 2-79　主阀芯优化前后的液压振动信号幅值对比

通过优化主阀芯节流槽阀口的配置，即先导阀口呈正开口、主阀口起始段小面积梯度、进油阀口面积大于回油阀口、主阀口异步关闭等，使得装载机转向液压系统的前冲、低速爬行现象得以消除、停止时的油击振动获得了有效的控制，试验结果表明所提出的减振方法具有优良的减振效果。

2.6.3　双泵合/分流负荷传感型全液压转向系统的应用

1. 概述

大型行走机械的转向功率较大，一般采用液压动力转向。国内外大型工程机械的全液压转向通常采用两种方法：①增加计量装置的排量和自身流通面积。②用小排量转向器控制一

个具有大流通面积的流量放大阀。前者体积大、安装不便，压力损失大；后者元件多、管路复杂，可靠性差。徐工（徐州工程机械集团有限公司）F 系列装载机全面采用双泵合/分流负荷传感型全液压转向系统，该系统由 YXL 型优先流量控制阀（以下简称优先阀）与 BZZ5 型全液压转向器等元件组成。在此以图 2-80 为例简要介绍该系统的特点、原理，以及在使用过程中可能出现的故障与排除方法。

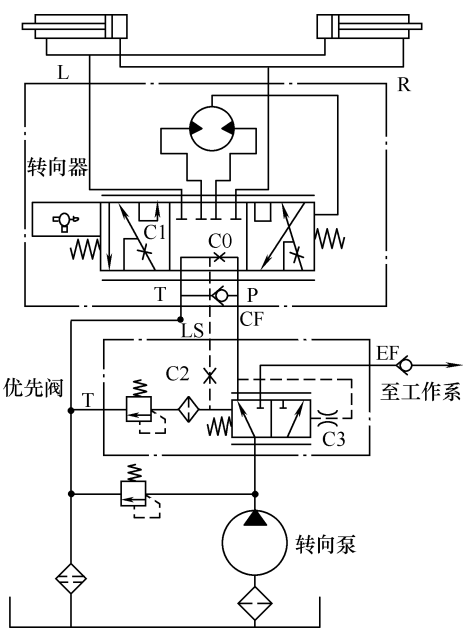


图 2-80　系统原理图

2. 技术特点

该系统具有以下技术特点：

1）能够按照转向油路的要求，优先向转向器供给压力油，即使转向力矩发生变化（即负载压力和方向盘转速改变），也能保证供油充足。故转向轻便灵活、工作可靠。

2）采用负荷传感技术，控制压力为 0.7MPa。因此转向器压力损失明显降低，提高了系统效率，改善热平衡状况。

3）双泵合流技术具有提高可靠性、节能和提高三项和性能等优点。装载机作业时，作业液压系统和转向液压系统不同时工作。根据这一实际工况提出双泵合流技术，即通过一个优先阀控制转向泵输出的液压油优先满足转向系统。当转向系统不工作时，转向泵输出的液压油供给作业液压系统，与工作泵输出的液压油合流，即转向泵和工作泵一起向作业液压系统供油。当作业液压系统和转向液压系统同时工作时，优先满足转向液压系统。由于转向泵和工作泵合流供油，因此可以将工作泵的排量由原来的 160mL/r 降为 100mL/r，另加转向泵（排量 80mL/r）的流量，完全可满足作业需要。由于总流量增加，因此可以提高三项和性能，如 LW520F 装载机采用双泵合/分流负荷传感全液压转向系统后，三项和提高到 11s。另外空载时采用双泵合流技术使空载流量减小，因此具有一定节能效果。

3. 工作原理

优先阀是一个定差减压元件，无论负载压力和液压泵供油量如何变化，优先阀均能维持转向器内变节流口 C1 两端的压差基本不变，保证供给转向器的流量始终等于转向盘转速与转向器排量的乘积。

转向器处于中位时，如果发动机熄火，液压泵不供油，优先阀的控制弹簧把阀芯向右推，接通 CF 油路。发动机起动后，优先阀分配给 CF 油路的油液，流经转向器内的中位节流口 C0，产生压降。C0 两端的压力传到优先阀阀芯的两端，由此产生的液压力与弹簧力、液动力平衡，使阀芯处于一个平衡位置。由于液阻很大，只要很小的流量便可以产生足以推动优先阀阀芯左移的压差，进一步推动阀芯左移，开大 EF 阀口，关小 CF 阀口，所以流过 CF 油路的流量很小。

转动转向盘时，转向器的阀芯与阀套之间产生相对角位移，当角位移达到某值后，中位节流口 C0 完全关闭，油液流经转向器的变节流口 C1，产生压降，C1 两端的压力传到优先

阀阀芯的两端，迫使阀芯寻找新的平衡位置。如果转向盘的转速提高，在变化的瞬间，流过转向器的流量小于转向盘转速与转向器排量的乘积，计量装置带动阀套的转速低于转向盘带动阀芯的转速，结果阀芯相对阀套的角位移增加，变节流口 C1 的开度增加。这时，只有更大的流量才能在 C1 两端产生转速变化前的压差，以便推动优先阀阀芯左移。因此，优先阀内接通 CF 油路的阀口开度将随转向盘转速的提高而增大。最终，优先阀向转向器的供油量将等于转向盘转速与转向器排量的乘积。

转向液压缸达到行程终点时，如果继续转动转向盘，油液无法流向转向液压缸，这时负载压力迅速上升，变节流口 C1 两端的压差迅速减小。当转向油路压力超过转向安全阀的调定值时，该阀开启。压力油流经节流口 C2 产生压降，这个压降传到优先阀阀芯的两端，推动阀芯左移，迫使接通 CF 油路的阀口关小，接通 EF 油路的阀口开大，使转向油路的压力下降。

熄火转向时，计量装置起液压泵作用，输出的压力油推动转向液压缸活塞，液压缸回油腔排出的油液经转向器内的单向阀返回变节流口 C1 的上游，即熄火转向时与优先阀无关。

4. 故障及排除方法（表 2-14）。

表 2-14　故障及排除方法列表

故障	现象	发生原因	排除方法
转向沉重	慢转转向盘正常，快转转向盘沉重	1）阀芯卡滞 2）优先阀与转向器之间的管路压力损失太大 3）液压泵供油不足	1）清洗阀芯、阀体，去除污物、飞边或更换优先阀 2）选用钢度较大的控制弹簧 3）修理或更换液压泵
	快转与慢转时转向盘均沉重	1）优先阀 LS 口堵塞，CF 口关闭 2）安全阀阀芯关闭	1）疏通 LS 口、清除污物 2）拆卸安全阀清洗，更换合格油液
	无负荷时转动转向盘轻，有负荷时重	转向安全阀或系统安全阀调定压力低于工作压力	重新调整系统压力
转向失灵	EF 口无压力油输出	阀芯右端阻尼孔堵塞，EF 口油路关闭，引起系统压力升高，安全阀卸荷	清除阻尼孔污物
	转向盘不能自动回中，中立位置压降增加	转向器弹簧片损坏	更换弹簧片

徐工（徐州工程机械集团有限公司）F 系列轮式装载机（320F、420F、520F、540F）是自主研制开发的换代产品，双泵合/分流负荷传感全液压转向系统在 F 系列（420F、520F、540F）装载机上得到了成功应用，赢得客户的赞誉，自投放市场以来，已取得良好的社会效益和经济效益。

2.6.4　装载机液压转向装置的改进

国内外用得最多的是液压助力式的动力转向系。系统中与转向器相联系的是转向液压系统，利用液压缸伸缩来偏转车轮或绞接车架，达到转向的目的。这种系统大大降低了劳动强度，结构简单、工作平稳，而且液压元件标准化程度高，便于维修并降低维修成本。

1. 柳州 ZL50 型转向系

柳州 ZL50 型转向系的液压系统如图 2-81 所示。此系统的特点是结构简单、成本低、调

试方便，但转向流量随发动机转速的变化而变化，因此转向稳定性较差，液压系统无良好的卸载元件，系统功率损耗较大。

2. 厦门 ZL50 型装载机液压转向系

厦门 ZL50 型装载机液压转向系的系统部件大部分与柳州 ZL50 型相同，其主要区别在于液压系统中采用了蓄能器，如图 2-82 所示。

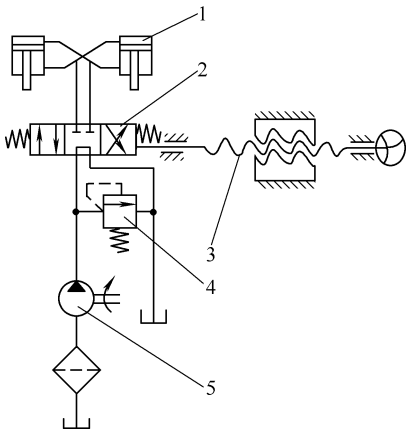


图 2-81　柳州 ZL50 型装载机液压转向系系统图

1—转向液压缸　2—转向阀　3—转向器

4—溢流阀　5—转向泵

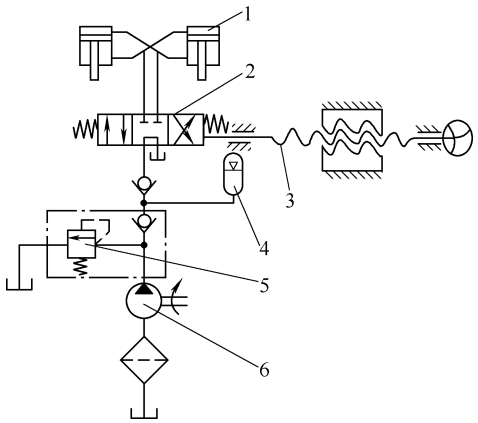


图 2-82　厦门 ZL50 型装载机液压转向系系统图

1—转向液压缸　2—转向阀　3—转向器　4—蓄能器

5—单向溢流阀　6—转向泵

此系统的特点是：直线行驶时，液压泵向蓄能器供油，使蓄能器储存压力能，要连续转向时，由蓄能器和液压泵同时向转向液压缸供油，使转向速度较高，从而提高转向的灵敏性。当发动机转速低时，液压泵供油量相应减步，但蓄能器可以适当补油，保证了一定的转向速度，这对下坡遇急弯时，可提高转向安全性，同时，系统功率损耗较柳州 ZL50 型小一些，但因蓄能器体积较大，结构不够紧凑，安装上较为困难。

3. 新型的液压转向系

一种转向稳定性好，结构紧凑，尺寸小，而且效率相对较高的液压转向系统，如图 2-83 所示。

（1）系统工作原理

1）当转向盘不动时，转向泵 5 输出的液压油经恒流阀 4 及转向阀 2 流回油箱。由于转向阀处于中位，转向液压缸 1 的前后腔油压相等，因此，前后车架保持在一定的相对位置上。

2）当转动转向盘时，随着转向盘的转动，转向阀 2 的阀芯产生一定的位移，液压油经恒流阀，转向阀后进入液压缸一侧，使前车架转向，随着前车架的相对偏转，与前车架连接的随动杆便带动摇臂向前或向后回转，在摇臂的推动下，锥形齿轮、齿条和螺母也随着向上、向下摆动使转向阀的滑芯回

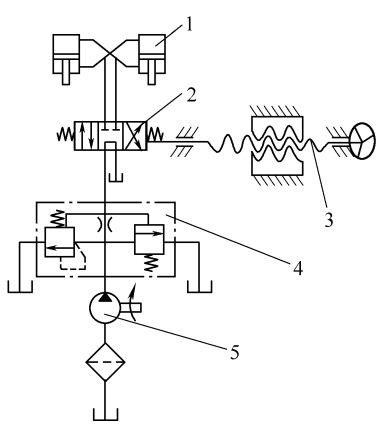


图 2-83　新型装载机液压转向系系统图

1—转向液压缸　2—转向阀　3—转向器

4—恒流阀　5—转向泵

到中间位置。转向液压缸停止进油，转向即停止。此时，前后车架保持在一定的角度位置上，完成了转向过程。

3）不断转动转向盘，车架的转向角度也不断改变，转向盘的转角越大，转向液压缸的行程越大，车架的转向角度也就越大；

4）转向过程中系统的工作压力取决于道路的状况。在平坦的路面上，由于行驶阻力比较小，系统的工作压力比较低，反之工作压力就较高。转向系统中最高工作压力是由装在恒流阀上的调整丝杆来调整的。

（2）恒流阀的功用和工作原理

1）恒流阀的功用。转向系中恒流阀是一种结构特殊、用途专一的专用阀，它在转向系中主要有以下独特的功能：①使液压泵通往转向阀的油流量基本稳定在一定的数值上，不使供给转向的油流量随发动机转速高低而发生太大的变化，以达到良好的转向稳定性；②在恒流阀内设有先导安全锥阀，使整个转向系统压力控制在一定范围内，以达到使转向系统具有足够克服阻力的能力，又能保证转向系统的工作安全可靠。

2）恒流阀的结构与工作原理。恒流阀的结构如图 2-84 所示。工作原理为：液压泵输出油经管接头 16 进入阀体 13，通过节流孔板 14 向转向阀输出。油液经过节流孔板 14 的小孔后，在 A 腔及 B 腔产生压力差，A 腔的压力通过恒流阀芯 17 上斜孔作用在该阀芯右端，B 腔的压力通过螺塞 1 上直径为 1. 2mm 的阻尼孔作用在恒流阀芯 17 的左端。由于 A 腔压力高于 B 腔压力，因此恒流阀芯 17 向左移动，直到向左的液压推力与弹簧力平衡。当液压泵输油过多时，A 腔与 B 腔的压力差逐渐增大，因而将恒流阀芯 17 更向左移，位移增大，直至 A 腔与 C 腔连通。这时，有一部分油液通过恒流阀芯 17 与 C 腔之间的缝隙进入 C 腔，然后回到油箱。这样，通过节流孔板 14 的流量便减少了。液压泵供油流量越大，则恒流阀芯 17 的开口越大，分流到 C 腔的油液也就越多，从而使进入转向阀的流量稳定在一定的数值上。反之，当液压泵输油量小到一定数值时，恒流阀芯 17 右移，将分流油液切断，使液压的油全部输往转向阀。当转向负载增加到某一数值时，B 腔压力升高，油液通过螺塞上直径为

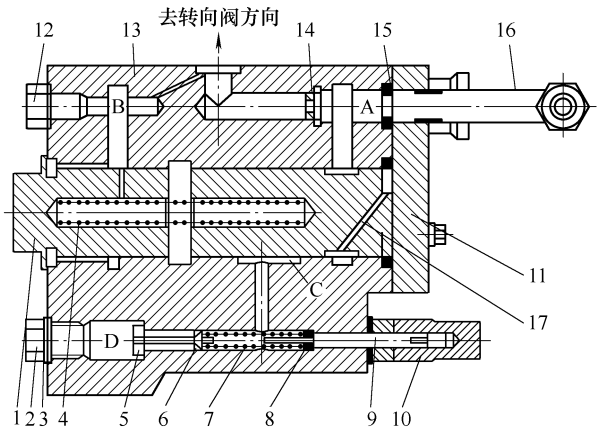


图 2-84　恒流阀的结构图

1、2、12—螺塞　3、15—O 形密封圈　4—主阀弹簧　5—导阀座　6—锥阀
7—导阀弹簧　8—弹簧座　9—调压丝杆　10—锁紧螺母　11—阀盖
13—阀体　14—节流孔板　16—管接头　17—恒流阀芯

1.2mm 的阻尼孔传递到 D 腔，推开锥阀 6，D 腔的油液通过锥阀回油。因 B、D 两腔间有阻尼孔，所以形成了压力差，使恒流阀芯 17 的两端压力差更大，液压泵的输出油液通过 C 腔溢流，保护了转向系统。调整调压丝杆 9，可改变导阀弹簧 7 对锥阀 6 的预紧力，从而可调整转向系统的最高压力。调整压力时，可将螺塞 12 卸下，装上压力表管接头，即可调试压力，当发动机转速为 1500r/min 时，调整调压丝杆，使压力表读数显示为 7.35MPa。

液压转向系统是以液体作为工作介质来传递力和运动的，工作压力远远高于机械传动与气压传动，工作灵敏度高，液压传动能使动力更直接、迅速地传递到所需要的位置。液压系统压力高，结构紧凑，重量轻、尺寸小，可吸收外来的冲击，又起减振作用，对冲击载荷具有良好的适应性。因此，在工程机械车辆中获得广泛的应用。

新型液压转向系的主要特性是：转向流量稳定，不随发动机转速变化而变化；直线行驶时，转向泵卸载，能量损失小，效率较高；体积比蓄能器小，便于安装。

2.6.5 装载机行驶时前车架摆动故障分析

1. 故障现象

福田重机公司某 50 型号装载机采用负荷传感全液压转向系统后，多台机器行驶遇到路面不平时前车架左右摆动，特别是在铲斗满载时摆动现象更为明显，严重影响了机械的使用性能。

2. 故障初步诊断

液压系统的故障具有较强的隐蔽性，查找比较困难，为避免盲目拆卸，首先根据其转向液压系统原理图(图 2-85)，采用逻辑分析，逐步确定怀疑对象，然后通过必要的检测手段缩小疑点范围，找出故障发生部位。

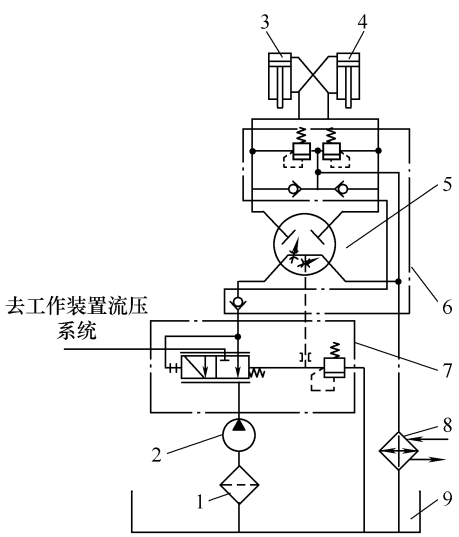


图 2-85 转向液压系统原理图

1—过滤器 2—齿轮泵 3—左转向液压缸 4—右转向液压缸
5—转向器 6—组合阀块 7—优先阀 8—冷却器 9—油箱

对该机的转向液压系统进行分析，可能导致上述故障的原因如下：①油箱的液压油油位过低或吸油管漏气，造成转向泵吸入空气，进入转向液压缸。②转向液压缸内漏，造成转向液压缸窜动。③转向过载补油阀卡死，转向器处于中位时转向液压缸与回油相通。④转向柱顶死，转向器回不到中位。⑤转向器内拔销折断或变形。⑥转向器内弹簧片折断，转向盘不能自动回中。⑦转向器中位封不住油。

上述疑点涉及多个零部件，某些零部件拆查更换较困难，按照先外后内、先易后难的原则进行排查：

1）检查油箱的油位及吸油管路，均符合要求，排除了故障初步诊断中的原因 1)。

2）起动车辆，转动转向盘，可自动回中，排除故障初步诊断中的原因 4)、6)。

3）可以自由转向，转向中用手触摸转向液压缸进油管，无压力振摆现象，排除故障初步诊断中的原因 5）。

4）将转向打到左极限位置，折下无压腔油管，继续向左打转向，油封拆开油管无油流出，说明转向液压缸无内漏，排除故障初步诊断中的原因 2）。

5）拆查过载补油阀，无卡死现象，排除故障初步诊断中的原因 3）。

上述 7 个故障初步诊断中的原因已排除 6 个，因此可以断定故障是由故障初步诊断中的原因 7）引起。为进一步作出判断，将转向器与转向液压缸相连的 2 根油管全部拆下，发动机器、加大节气门，在转向器不转动的情况下，可以看到转向器所拆开的油口有大量油流出，说明转向器中位确实封不住油。

3. 故障分析

如图 2-86 所示为全液压转向器简图，该机的负荷传感全液压转向器为摆线转阀式，它由阀芯和阀套组成。阀套外表面有 4 个台阶和 4 个环形槽 *I*、*J* 、*K*、*L*，4 个环形槽分别与阀体上的 *A*、*B*、*O*、*P* 4 个液压孔相对应，*A*、*B* 油孔连转向液压缸，*O*、*P* 分别为转向器的回油口和进油口。阀套上的孔 *b*、*c*、*d*、*e*、*f*、*g* 是配流孔，它们与阀芯上的槽 *i*、*j*、*k* 配合，转动转向盘时，阀芯相对于阀套转动，用以控制液流方向而实现转向。转向中位时，槽 *k*、*j* 应该既不与孔 *f* 相通，也不与孔 *d* 相通，保证转向液压缸两腔处于封闭状态。如果阀套上的孔和阀芯上的槽设计尺寸过大或加工误差过大，都会造成密封不严的现象，此时与转向液压缸相连的 A、B 口就会与回油口 *O* 相通，转向液压缸不能封闭，即会出现车辆行驶时遇到不平路面前车架摆动的故障现象。

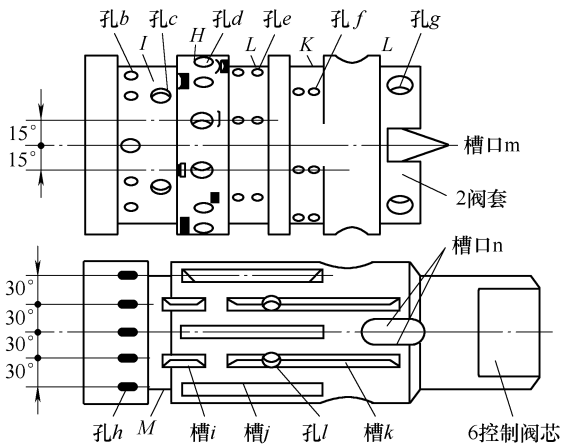


图 2-86　全液压转向器简图

2.6.6　蓄能器充气压力不足引发制动故障

一台 ZL50G 型装载机在工作 4500h 后，出现微踩脚制动时整机即紧急停车的故障，即出现制动器抱死状态；松开脚制动、加大油门时，整机又恢复行驶状态。停车后，将手动电磁阀拨到制动位置，停车制动动作完全正常。

ZL50G 型装载机制动系统为全液压双回路湿式制动。行车制动也叫脚制动，用于经常性的一般行驶中的速度控制及停车；停车制动用于停车后的制动，或者在行车制动失效时的应急制动，用手动电磁阀控制，当系统出现故障时能自动切断手动电磁阀电源，并使变速器挂空档，装载机紧急停车，确保行车安全。

制动系统液压原理如图 2-87 所示，整个系统由液压泵、组合制动阀、蓄能器、停车制动液压缸、压力开关及管路等组成。组合制动阀内包括双单向阀 11、充液阀 14、行车制动阀 5、停车制动手动电磁阀 4 等。当制动系统中蓄能器油压达到 15MPa 时，充液阀 14 停止向制动系统供油，转为向工作液压系统供油。当蓄能器内油压低于 123MPa 时，充液阀 14

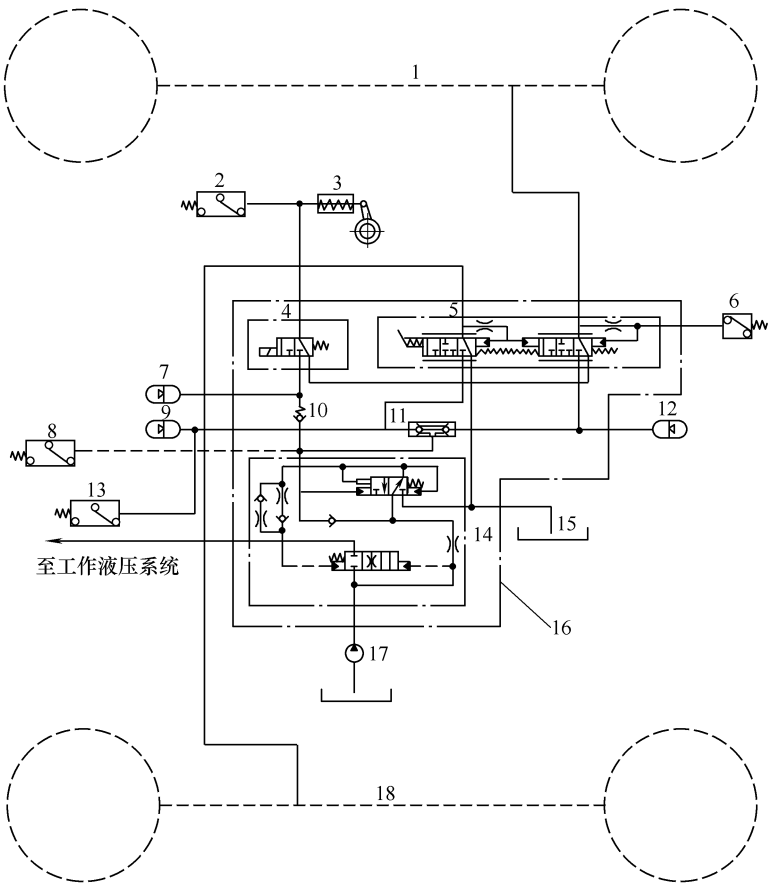


图 2-87　ZL50G 型装载机制动系统液压原理图

1—前桥　2—低压报警开关　3—停车制动液压缸　4—停车制动手动电磁阀　5—行车制动阀
6—制动灯开关　7—停车制动蓄能器　8—低压报警开关　9、12—行车制动蓄能器
10—单向阀　11—双单向阀　13—紧急制动切断开关　14—充液阀　15—油箱
16—组合制动阀　17—液压泵　18—后桥

又转为向制动系统供油。

由液压泵过来的油经过组合制动阀内的充液阀充到行车制动、停车制动回路中的蓄能器内。踩下制动踏板，行车制动回路中的蓄能器内储存的高压油经组合制动阀进入前、后桥轮边制动器以制动车轮。放松制动踏板解除制动后，轮边制动器内的液压油经组合制动阀流回油箱。组合制动阀的输出油压与作用在制动踏板上的操纵力成正比，很小的操纵力就能得到安全制动所需的制动油压 6MPa 。行车制动为双回路，阀中的双单向阀能保证当其中一个回路损坏时，另一个回路仍能起作用，操纵力不变。

当系统出现故障时，行车制动回路中的蓄能器内油压低于 7MPa ，此时系统中低压切断开关会自动切断动力，使变速器挂空档。同时，使电磁阀断电，停车制动液压缸内的液压油经手动电磁阀流回油箱，停车制动器抱死，装载机紧急停车。

由以上分析并结合故障现象可以判断：整个系统中液压泵、停车制动液压缸、压力开关及管路正常；故障点集中在组合制动阀、蓄能器上，原因是：行车制动蓄能器 9 和 12 内因氮气泄漏导致压力不够；组合制动阀出现故障：阀芯卡死、制动阀阻尼孔堵塞、内泄或弹簧

弹力不够等。

根据“先易后难”的原则，首先测量蓄能器内的压力，再检查组合制动阀的状况。用量程为 25MPa 的压力表测量蓄能器 7、9、12 的压力，数值分别为 5.2MPa、0MPa 和 0MPa ，均低于标准值（9.2MPa 、5.5MPa 和 5.5MPa ）。组合制动阀结构简单，拆卸容易，检查时未发现异常情况。由此判断，制动系统的故障是由于蓄能器充气压力不足所致。

将所有蓄能器内压力充到规定数值，再试车时故障现象消失。

分析认为，导致出现此故障的根本原因是在保养过程中未按保养规程对蓄能器压力进行测量，在机器运行过程中又未发现蓄能器压力因氮气泄漏而低于标准值，从而导致在行车制动时，系统中的低压切断开关自动切断动力，使变速器挂空档，同时使电磁阀断电，停车制动器抱死，导致装载机紧急停机。

对蓄能器充气时，应注意以下事项：① 蓄能器内只能充装氮气。② 先停机，不关闭电锁；连续踩 8 次制动踏板，连续开、关停车制动手动电磁阀的开关 5 次以上，以排掉蓄能器内的高压油；然后，打开蓄能器下端出油口处的排气嘴。③ 将充气工具上有压力表的一头接蓄能器，另一头接氮气钢瓶。打开氮气钢瓶开关，当压力表稳定后，打开充气工具上的开关向蓄能器充气。④ 充到所需压力后，先关氮气钢瓶开关，再关充气工具上的开关，然后取下充气工具。充气后，要防止蓄能器漏气。

2.6.7　装载机全液压制动系统冲击问题分析

全液压制动系统与湿式制动器在装载机上已经普遍使用，因其可靠性高、免维护等优点，使得这一配置将逐渐成为标准配置，但部分机型制动效果需要进一步优化。从市场反馈情况来看，某 40 系列装载机在制动时，点刹过于灵敏，制动冲击偏大，影响操作舒适性。现将解决的过程分析如下。

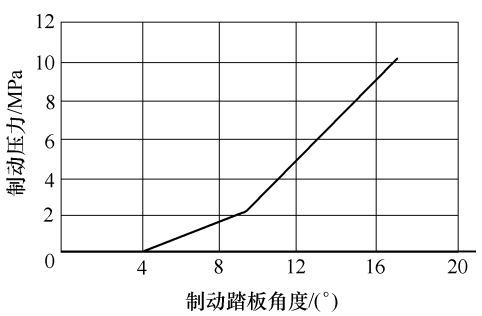


图 2-88　制动阀特性曲线

所谓点刹，是指用户在减速但又不使整车停止时的一种半制动操作，这时整车应随制动踏板行程的增加而减速，不应立即被刹住。如果轻踩制动踏板，整车就立即停止，驾驶员就会在惯性力的作用下向前冲击而感觉不适。这种情况，往往是由全液压制动系统脚制动阀的压力上升与湿式制动器产生的制动力矩上升不相匹配引起的。该 40 系列装载机制动系统应用某制动阀的特性曲线如图 2-88 所示。曲线由两条斜线组成，斜率发生突变时的压力为 2.3MPa，基本上也是执行点刹时的制动压力。也就是说，要使制动平稳，则在制动压力达到 2.3MPa 以前，制动器提供的制动力矩不能大于或太接近装载机完全制动所需要的力矩。

1. 行车需要的制动力矩确定

$$S_a = \frac{M_z}{M_c}$$

式中，S_a为制动安全系数；M_z为制动器所能提供的制动力矩（N·m）；M_c为整车制动需要的制动力矩（N·m）。

$$M_c = \delta G \alpha_1 r_k$$

式中 G——整机工作质量（kg）；

α_1——制动减速度（m/s^2）；

r_k——车轮滚动半径（m）；

δ——回转质量换算系数，近似取 1.1。

经计算，$M_c = 31579N \cdot m$。

2. 制动器提供的制动力矩确定

湿式制动器的结构如图 2-89 所示。四轮制动器所产生的制动力矩应大于或等于整车制动所需要的力矩，即

$$M_z = 4F(n_j + n_d - 1)\mu_d r_e i_d i_f \geqslant M_c$$

式中，n_j为每个制动器中静摩擦盘片数；n_d为每个制动器中动摩擦盘片数，一般取 $n_j = n_d + 1$；μ_d为动、静摩擦盘间的摩擦因数；i_d为驱动桥主减速器传动比；i_f为驱动桥轮边减速器传动比；F 为摩擦盘上的压紧力（N）；r_e为摩擦盘当量摩擦半径（m）。

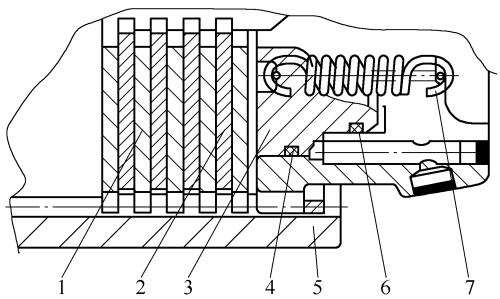


图 2-89　湿式制动器结构

1—从动片　2—主动片　3—活塞　4、6—密封圈

5—内齿圈　7—回位弹簧

$$F = P_d A_d - F_s$$

式中，P_d为作用在摩擦衬块上的压力（MPa）；A_d为摩擦盘有效面积（m）；F_s为制动器活塞回位弹簧作用力，一般取 = 0.1F（N）。

$$A_d = \pi(R_2^2 - R_1^2)$$

式中，R_1、R_2为摩擦盘的内径、外径（m）；由结构布置和摩擦盘生产厂家产品的尺寸系列决定。

假设摩擦盘均匀受力，可按下式计算：

$$r_e = \frac{R_1(1-\gamma)^2}{6(1+\gamma)} + \frac{R_1 + R_2}{2}$$

式中，γ 为摩擦盘的内外径之比，可按下式计算：

$$\gamma = \frac{R_1}{R_2}$$

综合以上公式计算，当制动踏板转动角度为 10°时，四轮所产生的制动力矩 $M_z = 30107 N \cdot m$，制动安全系数 S_a按下式计算：

$$S_a = \frac{M_z}{M_c} = \frac{30107}{31579} = 0.9534$$

上述计算结果表明：40 系列装载机进行点刹制动，当制动踏板转动 10°左右，即制动油压达到 2.3MPa 时，所产生的制动力矩几乎已经可以将整车完全制动，整车速度降低非常明显，驾驶员操作舒适性不好。这是由制动力矩的变化率与制动阀压力的变化率不相匹配引起的，有必要对此匹配进行优化。有两种方法进行优化，一种是改变制动阀的压力上升曲线特性，使之与制动器力矩上升特性相匹配；另一种是保持制动阀不变，调整制动器结构，使制动力矩上升与阀的压力上升相匹配。因制动阀是系列装载机的通用元件，很难因为某一种机型而改变它的特性曲线，所以，在不改动制动阀特性及尽量少改动制动器的条件下，采用第

二种方法，即优化制动器动摩擦盘的有效面积。

目前，30 系列、40 系列、50 系列（自制湿式制动桥）、50 系列（ZF 湿式桥）、60 系列不同吨位的装载机都有全液压制动系统与湿式制动器的匹配。就制动舒适性效果而言，部分机型较好，部分机型需要进一步优化，相关制动参数对比见表 2-15。

从表 2-15 中可以明显看出，制动安全系数在 1.3 ~ 1.9 之间是比较合适的，为安全起见，大型机偏上限。该 40 系列装载机在达到系统稳定的 6MPa 制动压力时，安全系数已经达到了 2.534，前已叙及，在系统压力为 2.3MPa 时的点刹压力下，安全系数就已达到 0.9534（接近 1），显然这样的匹配不够合理。对主、从动片的数量及有效面积进行优化后，通过校核计算，改进设计如下：点刹减速时，系统压力为 2.3MPa，$M_z = 24463\text{N}\cdot\text{m}$，安全系数 $S_a = 0.7796$，制动冲击明显减弱。

表 2-15　部分机型的制动参数

参　数	30 系列	40 系列	50 系列(自制)	50 系列(ZF)	60 系列
制动压力/MPa	6	6	6	6	6
制动器产生力矩/(N·m)	37058	80021	80258	71517	145093
整车需要力矩/(N·m)	28267	31579	41628	41628	452142
制动安全系数 S_a	1.331	2.534	1.928	1.718	3.172

重新调整摩擦面积从而改善制动冲击后，还要验算新的制动力矩是否能够满足安全的制动性能要求。系统压力达到 6MPa 时，$M_z = 55128\text{N}\cdot\text{m}$，验算在此制动压力下，行驶速度为 32km/h 时的制动减速度 a 及制动距离 S。

$$a = \frac{M_z}{G\delta\mu r_k} \qquad (\text{m/s}^2)$$

$$S = \frac{v_0^2}{25.92a} + v_0\frac{t_1}{3.6}$$

式中，M_z为制动器提供的制动力矩（N·m）；μ 为轮胎与水泥路面的附着系数，一般取 $\mu = 0.6$；v_0为制动初速度，根据相关法规要求，$v_0 = 32\text{km/h}$；t_1为制动系统滞后时间（s）；对全液压制动系统，取 $t_1 = 0.2\text{s}$。

代入有关数据后，可得：$a = 5226\text{m/s}^2$，$S = 9337\text{m}$。为了验证上述计算结果，又进行了制动试验，实测起始制动车速为 31.4km/h，制动距离为 9.05m，与上述计算结果所差无几。

本次改进从全液压制动阀与湿式制动器的匹配出发，从源头进行优化设计，成功解决了问题。

2.6.8　装载机全液压制动系统的改进

制动系统是装载机的一个重要系统，其工作是否可靠关系到驾驶员、机器周围人员和机器本身的安全。

目前，国内装载机制动系统普遍采用汽顶油钳盘式制动。由于空气中含有大量水分，如果处理不好，很容易使制动系统中的气动元件产生锈蚀，致使元件卡死失效并导致整个制动系统失效。如果单向阀锈死，还会导致管路发生破裂。

另一方面，由于装载机的工况恶劣，在工作中需要进行频繁的制动，会产生大量的热量使制动系统的密封件失效。而且钳盘制动器暴露在外面，在一些煤场、采石场等粉尘污染严

重的场所工作时，粉尘进入制动液中会导致活塞卡死，造成制动失灵或抱死。

新一代的全液压制动系统有效地解决了这些问题。系统取消了气路，制动器是全封闭式的，摩擦片浸泡在齿轮油中，散热效果较好，制动液与液压系统的液压油共用，防止了外界粉尘的侵入，从而避免了制动系统因含水、环境污染等原因造成的故障，使制动更为灵敏、安全可靠。全液压制动系统在国际上已被普遍应用，在国内的应用也越来越多。

但全液压制动对国内的许多装载机生产厂家来说还是比较新的系统。如果设计时考虑不周，也会产生故障。现以某型号装载机制动系统为例来分析原设计中的一些不足以及所采取的改进措施。

1. 制动系统的组成及工作原理

如图 2-90 所示为全液压制动系统的工作原理图。该系统由两部分组成：

1）行车制动系统。用于经常性的一般行驶中的速度控制及停车，具有制动平稳、响应时间短、反应灵敏、操作轻便、安全可靠和制动性能不受作业环境影响等特性。

2）停车/紧急制动。用于停车后的制动，或者在行车制动失效时的应急制动，由手动电磁阀控制系统。另外，当系统发生故障使任何一个蓄能器的压力低于 5MPa 时，能自动切断手动电磁阀的电源，实施应急制动，并使变速器挂空档。该系统是双回路全液压湿式制动系统，由制动泵（与液压系统共用）、双路充液阀、蓄能器、双路制动阀、制动阀块、压力开关及管路组成。系统压力油由制动泵提供，泵来油经充液阀进入蓄能器，当任何 1 个蓄能器的压力低于 10MPa 时，双路充液阀开启，对系统充液；当 3 个蓄能器的压力都高于 12MPa 时，双路充液阀关闭，停止对系统充液，泵出来的油用于液压系统散热。双路充液阀设有低压报警开关，系统压力低于 8MPa 时，系统报警，表示系统出现故障，应停车予以排除。当系统充液时，压力油分两路进入后桥回路的蓄能器 2 和前桥回路的蓄能器 3，两回路是相对独立的，其中一条回路出现泄漏等故障时，另一条回路的压力不会因此而降低，提高了系统的相对可靠性。

踩下制动踏板，行车制动回路中的蓄能器 2、3 内存储的高压油经双路制动阀进入轮边制动器，制动车轮。松开制动踏板解除制动后，轮边制动器内的液压油经双回路制动阀流回油箱。双回路制动阀的输出油压和作用在制动踏板上的力成正比，很小的操纵力就能得到完全制动所需的制动油压。在双路制动阀的 A1 口设有动力切断开关，当行车时变速操纵手柄处于前进或后退Ⅰ、Ⅱ档，且动力切断选择开关闭合时，在脚制动或手制动的同时，电控盒向变速操纵阀发出指令，使变速器挂空档，切断动力。当行车时变速操纵手柄处于前进或后退Ⅰ、Ⅱ档，且动力切断选择开关断开时制动将不切断动力。

2. 问题及改进

（1）改进设计一　解决制动踏板反弹及制动剧烈、无点刹问题　近年来用户对操作舒适性的要求越来越高，对制动踏板反弹、制动剧烈及无点刹等现象，一些用户认为是操作舒适性问题，另一些用户则认为是车辆故障。通过分析可知，制动踏板反弹是由于双路制动阀的 A1、A2 口升压过快，给了制动踏板一个冲击，于是在 A1、A2 口加装了节流孔，通过对多组节流孔进行试验，找到了一组比较合适的，加装节流孔后，故障现象消除。制动剧烈、无点刹问题，则是由于制动阀与驱动桥的匹配不够理想。这可从下面的计算得到证实。

1）制动距离计算。根据 GB 8532—87《轮胎式土方机械制动系统的性能要求和试验方

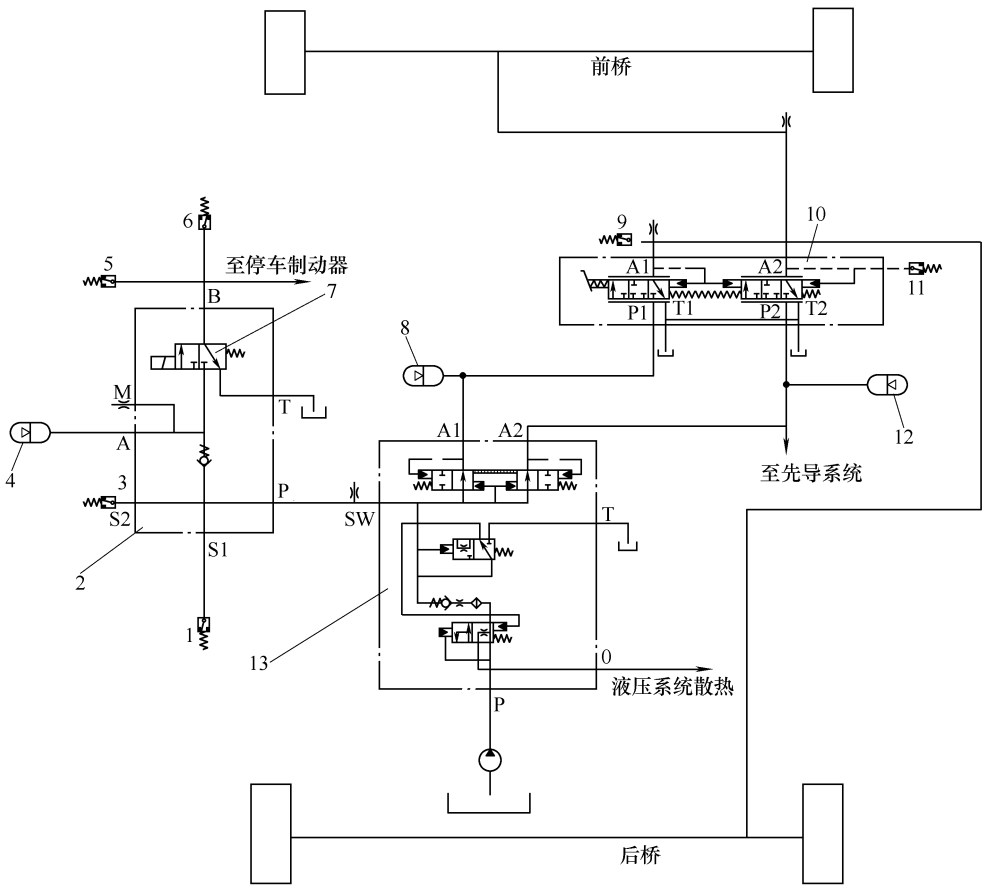


图 2-90　制动系统的原理图

1—紧急制动开关　2—阀块总成　3、6—低压报警开关　4—蓄能器 1　5、9—动力切断开关　7—手动电磁阀
8—蓄能器 2　10、13—双路制动阀　11—制动灯开关　12—蓄能器 3

法》的规定，车辆在行驶速度为 32km/h 时，制动距离不能超过：

$$S_B = v_0^2/68 = 15\text{m}$$

式中，S_B为制动距离（m）；v_0为制动初速度（km/h）。

2）制动减速速度计算。制动距离为 15m 时所产生的减速度为

$$a = (1/2S)(v_0/3.6)^2 = 2.97\text{m/s}^2$$

其中，$S = S_B - S_1$，$S_1 = 32000/3600 \times 0.2\text{m} = 1.78\text{m}$。

式中，a 为制动减速度（m/s）^{2}；S 为实际制动距离（m）；S_1为制动延迟距离（m）；0.2 为设定的制动延迟时间。

要满足减速度为 $a = 2.97\text{m/s}^2$，则车辆所需的制动力矩为

$$M_{JZ} = a \times G_0 \times r_k = 42723\text{N} \cdot \text{m}$$

式中，M_{JZ}为计算制动力矩（N·m）；G_0为载整机重量（kg）；r_k为滚动半径（m）。

车辆制动器所能提供的制动力矩为

$$M_{QQ}=M_{QH}=48185\text{N}\cdot\text{m},M_{QZ}=M_{QQ}+M_{QH}=96370\text{N}\cdot\text{m}$$

式中，M_{QZ}为制动器总力矩（N·m）；M_{QQ}为前桥制动力矩（N·m）；M_{QH}为后桥制动力矩（N·m）。

车辆前桥附着力所能提供的最大制动力矩：

$$M_{QQF_{max}}=(G_{0Q}+G_0\times\phi\times h_0/L)\phi\times r_k\times g=74009\text{N}\cdot\text{m}$$

车辆后桥附着力所能提供的最大制动力矩：

$$M_{QHF_{max}}=(G_{0H}+G_0\times\phi\times h_0/L)\phi\times r_k\times g=24516\text{N}\cdot\text{m}$$

整车实际制动力矩：

$$M_{ZS}=M_{QQ}+M_{QHF_{max}}=72701\text{N}\cdot\text{m}$$

式中，$M_{QQF_{max}}$为前桥提供的最大附着力矩（N·m）；$M_{QHF_{max}}$为后桥提供的最大附着力矩（N·m）；G_0为车辆总重（kg）；G_{0Q}为前桥静负荷（kg）；G_{0H}为后桥静负荷（kg）；ϕ为酋路系数；h_0为空载重心高（m）；L为车辆轴距（m）；g为重力加速度（m/s^2）；M_{ZS}为整车实际制动力矩（N·m）。

因为$M_{ZS}>M_{JZ}$，所以出现了制动剧烈的现象。制动阀出口压力由4.5MPa降到3.5MPa时，整车实际制动力矩变为

$$M_{ZS}=M_{QQ}+M_{QHF_{max}}=60654\text{N}\cdot\text{m}$$

这时制动产生的冲击大大减小。当制动阀出口压力降为2.3MPa时，整车实际制动力矩与所需的制动力矩相等，即

$$M_{ZS}=M_{JZ}$$

原制动阀的压力曲线为一直线（图2-91），随着踏板转动角度的增加制动压力上升过快（制动压力为2.3MPa时，踏板只转动了7°），使得从开始制动到完全制动的时间过短，造成一种不舒适的感觉。为了延长从开始制动到完全制动的时间，将制动阀中的平衡弹簧由单级弹簧改为双级弹簧，使制动阀的压力曲线从0到2.3MPa时的斜率变缓，制动压力由0增加至2.3MPa时踏板转动了12°（图2-92）。也就是说延长了从开始制动到完全制动的时间。通过试验，制动剧烈、无点刹现象消除，根据GB 8532《轮胎式土方机械制动系统的性能要求和试验方法》标准进行制动距离测试，试验结果符合标准要求。

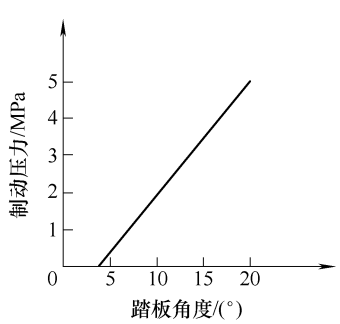


图2-91　原制动阀压力曲线

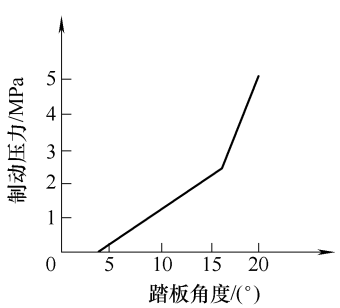


图2-92　改进后制动阀压力曲线

（2）改进设计二　解决行走过程中突然失去动力问题　在原设计中，经常会出现车辆在行驶过程中停车，再起动时不能行走的现象。这是由于停车制动动力切断开关的动作压力值与充液阀的压力值设计不合理造成的。原设计中停车制动动力切断开关的下降动作压力值为 8MPa，上升动作压力值最大可达到 11MPa，而充液阀的充液压力下限为 11.5MPa，当车辆使用一段时间后，调压弹簧疲软，充液阀的充液压力有可能低于 11MPa，就会产生动力切断不能恢复的现象。为此重新选择了一种充液阀，使其充液压力为 14MPa，该故障现象消除。

（3）改进设计三　解决充液阀卡死和制动泵炸裂问题　在蓄能器压力达到系统压力时，压力油转为给散热系统供油，由于进口处充液阀对系统的清洁度要求太高，油液稍有污染，就会造成充液阀阀芯卡死，换向阀阀芯不能换向，制动泵无法卸荷，导致系统压力过高，制动泵炸裂现象，为此，在制动泵出口处加装了精过滤器，保证了系统的清洁度，确保充液阀的换向阀阀芯能准确换向，同时加装了溢流阀，从根本上保护了整个制动系统。

通过以上改进，该机型装载机不再出现上述故障，大大提高了该机型装载机的市场竞争力。随着全液压湿式制动系统应用的日趋成熟，它将以其独特的优势逐步取代气顶油制动系统。

第 3 章　推土机液压故障案例分析

推土机是一种工程车辆，前方装有大型的金属推土刀，使用时放下推土刀，向前铲削并推送泥、沙及石块等，推土刀位置和角度可以调整。推土机能单独完成挖土、运土和卸土工作，具有操作灵活、转动方便、所需工作面小、行驶速度快等特点。其主要适用于一至三类土的浅挖短运，如场地清理或平整，开挖深度不大的基坑以及回填，推筑高度不大的路基等。

3.1　推土机液压系统及维修概述

3.1.1　推土机液压系统

在此，以 TY320（D155A）型推土机为例，介绍推土机液压系统结构与功能。

1. 工作装置液压系统

工作装置液压系统可分为四大部分：液压动力元件（液压泵）、控制元件（各种液压阀）、执行元件（液压缸）、辅助元件（油箱、油管、过滤器等）。如图 3-1 所示为 TY320（D155A）型推土机工作装置液压系统图。

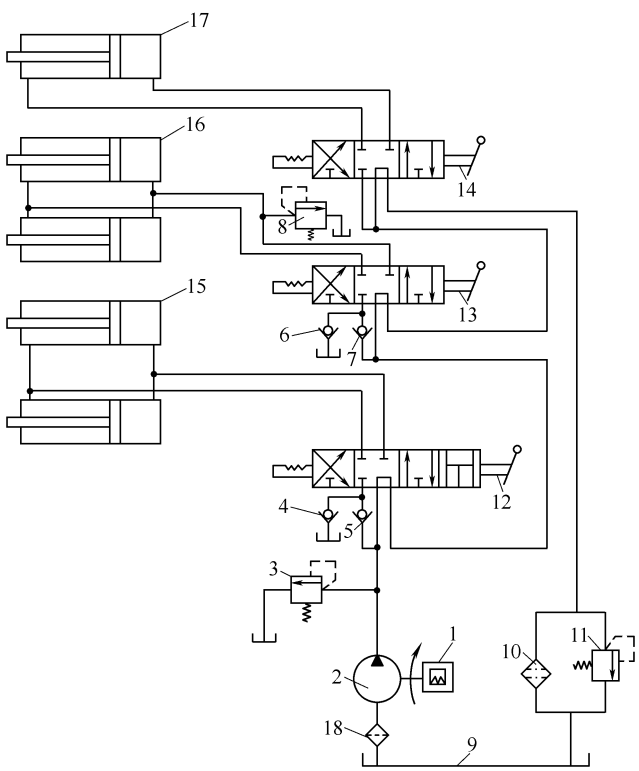


图 3-1　TY320（D155A）型推土机工作装置液压系统图

1—发动机　2—液压泵　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—精过滤器　11—过滤器安全阀　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—铲刀升降液压缸　16—松土器升降液压缸　17—铲刀垂直倾斜液压缸　18—粗过滤器

液压动力元件为 CBG2160 型齿轮泵 2，系统压力为 14MPa，流量为 320L/min，液压泵由发动机（12V135AK 型，254kW，2000L/min）带动的分动箱驱动。执行元件包括 1 对铲刀升降液压缸 15、1 个铲刀垂直倾斜液压缸 17、1 对松土器升降液压缸 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、浮动四个位置。

浮动位置是使液压缸两腔与进油路、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 用来限制液压泵 2 的出口最大压力，防止液压系统过载，当油压超过 14MPa 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，造成液压缸进油腔局部真空，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 和 6 打开，从油箱补油至液压缸进油腔，避免出现真空，使液压缸动作平稳。

止回阀 5、7 是保证任意工况下，压力油液不倒流，避免作业装置因重力下降。

当松土齿于固定位置作业时，由于突然的过载，液压缸一腔油压突然骤增，当达到过载阀 8 开启压力 16MPa 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% 。

过滤器安全阀 11 和精过滤器 10 并联，当油中杂质堵塞过滤器时，回油压力增高，过滤器安全阀 11 被打开，油液直接通过过滤器安全阀 11 流回油箱。

粗过滤器 18 及精过滤器 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。一般粗过滤器安置在液压泵吸油管上，以减小吸油阻力。精过滤器安置在回油管上，使过滤器不受高压作用。

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，一般取液压泵每分钟流量的 2 ~4 倍。

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器进行液压换档，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。如图 3-2 所示为 D155A 型推土机液力机械传动系的液力补偿系统。

控制系统液力油从液压泵 3 流出，经精过滤器 4（内置安全阀），流入动力换档变速器的操纵阀组。后油流分成两路，一路通往变速器换档离合器的操纵液压缸；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。从变矩器溢出的液压油，经变矩器出口压力阀 12、冷却器 13，与变矩器进口压力阀 11 溢出的油合流，流入变速器的润滑系统。背压阀 14 除防止液力补偿系统产生气蚀外，还能控制润滑油油压。

变速器的操纵阀组主要由调压阀 5、快回阀 6、减压阀 7、变速器动力换档阀 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，无压力油可工作。减压阀用以控制 5 档离合器的油压。这是由于 5 档离合器是旋转液压缸，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 3-3 所示。液压油从后桥箱内经粗过滤器 2 进入液压泵 3。液压泵排出的压力油经精过滤器 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。

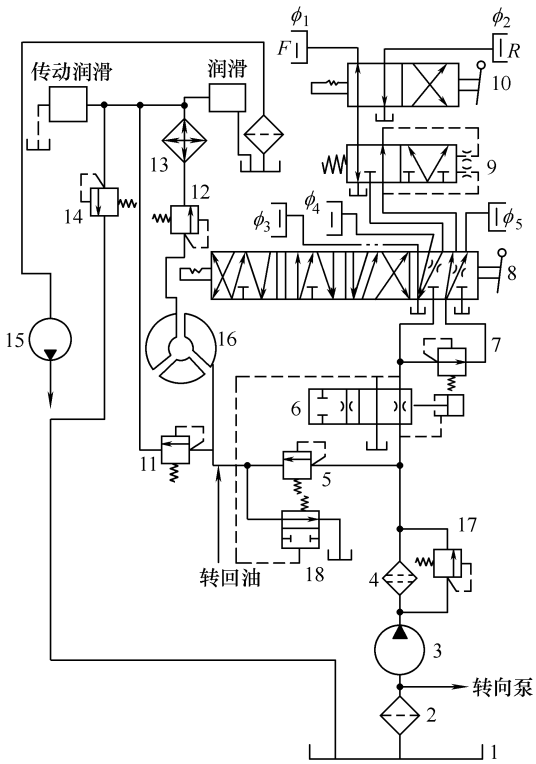


图 3-2　推土机液力机械传动系的液力补偿系统
1—油箱　2—粗过滤器　3、15—液压泵　4—精过滤器
5—调压阀　6—快回阀　7—减压阀　8—变速器动力换档阀
9—起动安全阀　10—换向阀　11—变矩器进口压力阀
12—变矩器出口压力阀　13—冷却器　14—背压阀
16—液力变矩器　17—溢流阀　18—二位二通液动阀

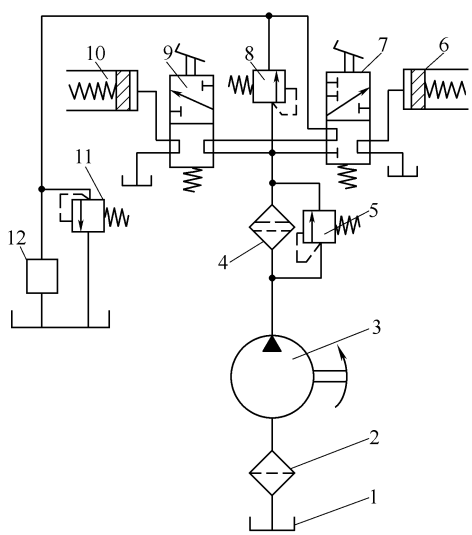


图 3-3　履带推土机液压转向系统
1—油箱　2—粗过滤器　3—液压泵　4—精过滤器
5—安全阀　6—右转向离合器　7—右转向阀
8—调压阀　9—左转向阀　10—左转向
离合器　11—背压阀　12—变速器

3.1.2　推土机液压系统故障与维护

1. 推土机整机保养

（1）每班保养

1）检查变速器工作情况，确保变速操纵轻便、灵活，档位变换确实，无打齿、跳档及

乱档现象。

2）检查转向离合器和制动器工作情况。推土机直线行驶时，不应自行偏转；分离任何一侧的转向离合器能缓慢转向；分离一侧转向离合器的同时踩下同侧制动踏板能原地转向；转向时无抖动，并且没有声音。

3）检查行驶系工作情况。履带板、可拆履带销、负重轮、托链轮、导向轮、驱动轮的连接固定可靠，各轮油封不得渗漏。

4）检查工作装置工作情况。刀片固定螺栓及上下撑杆夹紧螺栓不得松动，拱形架、撑杆、液压缸连接固定可靠；各连接轴销、球销不得松旷和卡滞；铲刀升降灵活；液压系统工作时无过热、渗漏和噪声。

5）按润滑表加注润滑油脂。

6）擦拭机械，清除各部位的泥土、油污；清点整理工具及附件。

（2）Ⅰ级保养　推土机每工作200h之后。在完成每班保养的前提下，还应完成如下保养任务。

1）排放转向离合器壳体内油污。如果放出的油污过多，应该查明原因予以排除，并清理离合器。

2）检查制动踏板行程。内燃机停止时的行程为75mm。内燃机空转、踏力为150N时的行程为110～130mm。如果制动踏板的行程超过200mm，则应进行调整。

3）检查履带螺栓固定力矩。履带螺栓的拧紧力矩为700～800N·m，如不符合要求，则应拧紧至规定力矩。

4）检查润滑油及液压油量。最终传动箱、诱导轮、负重轮、托链轮内润滑油不足时，应该按规定加注润滑油；同时，若液压油不足时，也应按规定加注液压油。

5）更换转向过滤器的滤芯。

（3）Ⅱ级保养　推土机每工作600h之后。在完成Ⅰ级保养的前提下，还应完成如下保养任务。

1）排放沉淀物。推土机停止行驶6h后，放出变速器、最终传动箱及液压油箱内的沉淀物，按规定加注润滑油和液压油。

2）清洗过滤器滤芯和通气罩。取出滤芯，卸下后桥箱及最终传动箱的通气罩，用清洗液清洗，晾干后装回。

3）检查履带的张紧度。推土机停在水平面上，托链轮与诱导轮中间的履带板顶端距托链轮与诱导轮之间连线应有20～30mm的垂直距离，否则应调整。

（4）Ⅲ级保养　推土机每工作1800h之后，在完成Ⅱ级保养的前提下，还应完成如下保养任务。

1）过滤或者视实际情况更换润滑油及液压油。趁热放净中央传动和最终传动箱内的润滑油及各液压系统中的液压油。用清洗液清洗各个油箱后，按规定加注过滤沉淀后的润滑油及液压油。同时清洗各个滤芯，若有损坏应及时更换。若润滑油或液压油已变质也应同时更换新油并更换滤芯。

2）清洗负重轮、诱导轮及托链轮内腔，检查其油封密封情况，并按规定加注新润滑油。

3）整机修整。补换缺损的螺母、螺钉、螺栓、轴销和锁销；焊补、铆合断裂及破损的

部件，刀片磨损严重时应该进行更换。

2. 推土机的故障与排除

推土机的故障与排除见表 3-1。

表 3-1　推土机的故障与排除

故　障	故障原因	排除方法
推土板升不起、上升力弱、垂直倾斜动作无力	溢流阀压力调节不符合要求	调整压力到要求值
	液压缸内泄	检查或更换液压缸组件
	换内阀卡紧或内泄	检查或更换阀组件
	油面过低、进油过滤器堵塞	加足油，清洗过滤器
	供油泵有故障	检查或更换供油泵
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
	液压缸内泄	见上项故障原因的排除方法
	换向阀卡紧或内泄	
	油面过低、进油过滤器堵塞	
	供油泵有故障	
	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
推土机自由下落量大	液压缸内泄	更换组件
	控制阀内泄	
操作杆沉重	操作杆机构有故障	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）	
液力变矩器及补偿系统有故障，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	检查冷却器是否有故障，检查液力油质量品牌
转向不灵活	转向器有故障	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	

3.2　推土机液压泵站和系统故障案例分析

3.2.1　推土机液压系统故障故障树分析

故障树分析方法是从逻辑上对零部件与复杂系统或装置的相互关系进行定性分析及定量分析，它具有灵活性大、逻辑性强、直观性好等优点，是目前公认的对复杂系统进行安全性、可靠性分析的一种好方法。

1. 某型推土机液压传动系统结构特点及工作原理

推土机的作业过程一般由前进铲料、送料及空回三个基本工序组成。整个作业过程均由液压传动系统来实现。它的液压传动系统包括液力变矩器、变速器油路系统和转向、制动油路系统，由供油泵、回油泵、变矩器、变速器、后桥箱、冷却器等组成。倘若液压系统油温过高，可造成液压系统的密封件在短期内失效，也会造成液压油氧化变质，甚至造成有些部件变形损坏。液压传动系统的油温过高（正常情况下为 115 ~ 120℃，瞬时允许达 130℃），会使传动油的粘度下降，抗磨、抗氧化和抗腐蚀变质的性能变差，从而导致润滑油性能降低，机件出现非正常磨损，严重时会使金属退火、老化失效，导致传动油的外漏内泄。在此以油温过高作为故障的顶事件来建立故障树。

2. 故障树构建

以油温过高为第一级故障事件逐级分析引起油温过高的原因：①变速器故障。因为该型推土机的变矩器、变速器和后桥箱用油是相通的，变速器有故障会引起传动油温升高；变速器离合器接合不牢、弹簧无力或摩擦片翘曲，长期处于半打滑状态工作，由于滑动摩擦而产生大量热量；变速器强制润滑油路受阻，润滑油量不足，或者油质过脏，回转件的配合间隙过大或过小，都会使有配合关系的机件摩擦生热；②转向离合器有故障。主要原因有弹簧退火、折断失效，或外齿从动摩擦片粉末材料脱落都会摩擦生热；③冷却器故障。冷却水温不正常或水质不好产生大量水垢；④油位不当。若油位过低会造成自然冷却效果降低，而且会使液压泵容易产生吸空现象；若油位过高，高速运转的机件浸在传动油中会使油温升高；⑤回油泵失效；⑥过滤器阻塞；⑦油质不合要求。液压传动系统油温过高故障树如图 3-4 所示。

3. 故障树的分析

（1）结构函数　求故障树的结构函数就是将故障树用简单的数学表达式表示出来，以便于对故障树进行简化，并用数学方法进行运算，也便于在计算机上进行故障的诊断与处理。求液压传动系统的结构函数如下所示。

$$\phi(\vec{X}) = \overset{17}{\underset{j=1}{U}} x_i \quad i = 1,2,3,\cdots,17$$

当 x_i 仅取 0、1 时，结构函数也可以写成：

$$\phi(\vec{X}) = 1 - \prod_{j=1}^{17}(1 - x_i)$$

按布尔运算法则，只要其中一个 $x_i = 1$（即第 i 个元部件故障），则 $\phi(\vec{X}) = 1$（即系统故障）。说明只要一个底事件发生顶事件就会发生。

故障树定性分析的目的在于寻找导致顶事件发生的原因和原因组合，识别导致顶事件发生的所有故障模式，辨明潜在的故障。而一个系统的最小割集代表一种故障模式，所以故障树的定性分析的任务就是要寻找故障树的全部最小割集。计算最小割集的常用方法有下行法和上行法两种。下行法的特点是根据故障树的实际结构，从顶事件开始，逐级向下寻查，找出割集。上行法则是从底事件开始，自下而上逐步地进行事件集合运算。对于液压传动系统的故障树，均由或门构成，故它的最小割集为$\{X_2\}$，$\{X_4\}$，$\{X_6\}$，$\{X_7\}$，$\{X_9\}$，$\{X_{10}\}$，$\{X_{11}\}$，$\{X_{12}\}$，$\{X_{13}\}$，$\{X_{14}\}$，$\{X_{15}\}$，$\{X_{16}\}$，$\{X_{17}\}$。

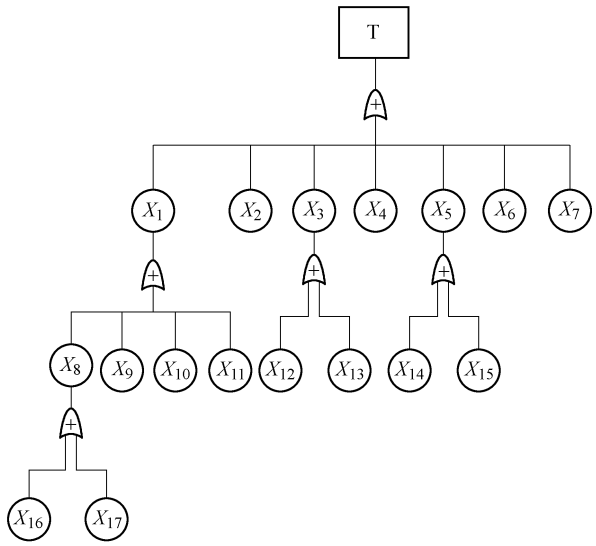


图 3-4　液压传动系统油温过高故障树

X_1—变速器故障　X_2—回油泵失效

X_3—转向离合器故障　X_4—油位不当

X_5—冷却器故障　X_6—流油器阻塞

X_7—油质不合要求　X_8—变速器离合器接合不牢

X_9—变速器强制润滑油路受阻　X_{10}—油质过脏

X_{11}—回转件的配合间隙过大或过小

X_{12}—转向离合器弹簧退火、折断失效

X_{13}—外齿从动摩擦片粉末材料脱落　X_{14}—冷却水温不正常

X_{15}—水质不好产生大量水垢　X_{16}—弹簧无力

X_{17}—摩擦片翘曲

（2）定量分析

1）顶事件发生的概率。故障树的定量分析的任务就是计算或估计顶事件发生的概率和底事件的重要度，以便于量化分析和求解。计算顶事件发生概率是在底事件发生概率和故障树结构函数已知的条件下进行的。求系统顶事件发生的概率即要求 $\phi(\vec{X})=1$ 的概率，由于 $\phi(\vec{X})$ 是取 0 和 1 的二值函数，所以结构函数 $\phi(\vec{X})$ 的数学期望也就是顶事件的发生概率 g，于是有

$$g=P[\phi(\vec{X})=1]=E[\phi(\vec{X})]$$

设底事件发生的概率为 $q_i=P\{x_i\}(i=1,2,\cdots,n)$

在或门故障事件中，$g=1-\prod_{i=1}^{n}(1-q_i)$

根据实际经验，假设各底事件发生的概率为：$q_2=0.1$，$q_4=0.2$，$q_6=0.3$，$q_7=0.2$，$q_9=0.2$，$q_{10}=0.2$，$q_{11}=0.1$，$q_{12}=0.1$，$q_{13}=0.1$，$q_{14}=0.2$，$q_{15}=0.1$，$q_{16}=0.1$，$q_{17}=0.1$；那么计算顶事件的概率为：$g=1-(1-0.1)\times(1-0.2)\times(1-0.3)\times(1-0.2)\times(1-0.2)\times(1-0.2)\times(1-0.1)\times(1-0.1)\times(1-0.2)\times(1-0.1)\times(1-0.1)\times(1-0.1)=0.89$。

由于各最小底事件发生都是相对独立的事件，故而对顶事件发生的概率有很大影响。所以，在故障诊断时要重点分析最小底事件的故障情况。

2）底事件的重要度。实践经验证明，系统中各部件并不是同样重要的。一般认为，一个元部件或最小割集对顶事件发生的贡献称为重要度，它是系统结构、元部件的寿命分布及时间的函数。工程应用中，一般只考虑结构重要度和概率重要度。

结构重要度是在不考虑其发生概率值的情况下，观察故障树的结构，以决定该事件的位置重要度。结构重要度的定义为

$$I_{\phi(i)} = \frac{1}{2^{n-1}} \sum_{i=1}^{n} [\phi(1_i, x) - \phi(0_i, x)]$$

式中，$(0_i, x) = (x_1, x2, \cdots, x_{i-1}, 0, x_{i+1}, \cdots, x_n)$；$(1_i, x) = (x_1, x2, \cdots, x_{i-1}, 1, x_{i+1}, \cdots, x_n)$。

当底事件发生的概率值 q_i 发生变化时，引起顶事件发生的概率值变化的程度，称为概率重要度，数学定义为 $I_g(i) = \dfrac{\partial_g(q)}{\partial(q_i)}$。

在故障树为与门、或门结合的一般情况下，设 $g(1_i, q)$ 和 $g(0_i, q)$ 分别表示底事件发生和不发生时，顶事件发生的概率，则有 $g(q) = q_i(1_i, q) + (1 - q_i)g(0_i, q)$，所以，$I_g(i) = g_i(1_i, q) - g(0_i, q)$

即底事件的概率重要度等于该底事件发生时顶事件发生的概率与它不发生时而顶事件依然发生的概率之差。将假设数据 $q_2 = 0.1$，$q_4 = 0.2$，$q_6 = 0.3$，$q_7 = 0.2$，$q_9 = 0.2$，$q_{10} = 0.2$，$q_{11} = 0.1$，$q_{12} = 0.1$，$q_{13} = 0.1$，$q_{14} = 0.2$，$q_{15} = 0.1$，$q_{16} = 0.1$，$q_{17} = 0.1$ 代入计算，可知阻塞器和回油泵的重要度较大，分别为 0.157 和 0.138。

从故障树的结构定性的分析，底事件 $\{X_2\}$，$\{X_4\}$，$\{X_6\}$，$\{X_7\}$，$\{X_9\}$，$\{X_{10}\}$，$\{X_{11}\}$，$\{X_{12}\}$，$\{X_{13}\}$，$\{X_{14}\}$，$\{X_{15}\}$，$\{X_{16}\}$，$\{X_{17}\}$ 作为最小割集对系统顶事件的发生起决定性作用。而从概率和重要度的分析来看，可知阻塞器的故障对油温过高的影响是首要的。因此，在日常作业中，当发现油温过高时，首先应检查阻塞器是否有故障，然后检查回油泵是否发生故障、节温器是否失效等。通过故障树分析结果进行故障诊断，能有效快速地找到故障发生所在，并能及时排出，为作业和维修工作带来很大方便。

3.2.2　全液压推土机状态监测及故障诊断系统

全液压推土机是一个集机、电、液于一体的大型复杂系统，且工作环境恶劣、工况复杂、载荷波动大，并且常常处于超载状态，因此其故障具有出现率高、突发性强、诊断难的特点。为此，有必要对其作业过程中的重要参数进行实时监测，以使驾驶员能随时了解机器当前的状态，并根据监测结果进行合理的判断与操作，确保机器在任何状态下都具有较好的动力性和经济性，提高推土机的作业效率和智能化水平。此外，故障诊断系统还可根据监测到的数据对故障类型和位置做出快速准确的判断，并能通过历史数据捕捉早期故障征兆，避免恶性故障的发生，缩短维修时间，降低维修成本，提高全液压推土机作业过程中的安全性和可靠性。

1. 系统概述

1）系统硬件组成。本系统采用两个 MC6 控制器和 1 个 DI2 显示器构成分布式监控系统。两个控制器主要完成对各种物理信号的检测、处理和分析，并将处理结果发送给 DI2。DI2 显示器作为系统的在线实时显示屏，能将推土机作业过程中的主要参数、运行状态及故障等信息以图形、汉字、曲线等方式实时显示于显示屏上。按动显示器上的功能键，可实现

不同显示界面之间的切换。主从控制器与显示器间的通信通过 CAN. Bus 总线来实现，以保证整个系统的实时性和准确性。

2）系统软件的总体设计。整个监测系统的软件总体设计流程如图 3-5 所示。依据协议编写相应的通信程序和控制程序，即可实现在机器起动后控制器和显示器之间的自动数据交换，同时可将一些重要参数的记录进行存储或打印，以供进一步分析之用。在程序设计中采用了一些简化算法以提高程序的执行速度，确保系统的实时性。

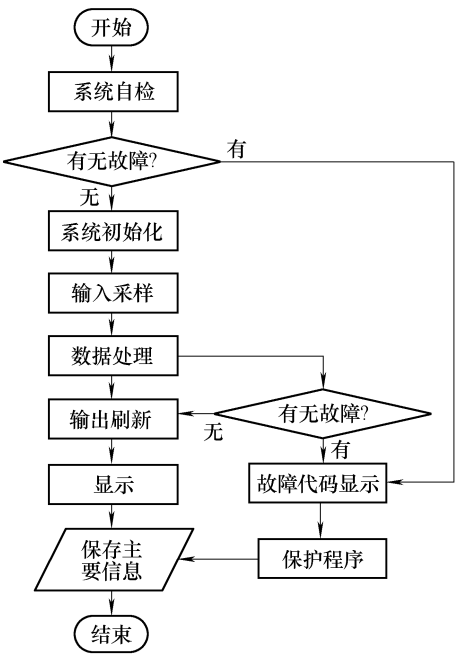


图 3-5　软件总体设计流程图

2. 状态监测系统

1）状态监测系统的主要功能。根据全液压推土机自身特征和作业特点，监测系统应具有以下功能：能对系统的主要运行参数进行监测，使驾驶员及时了解整机运行状态；对威胁整机行驶或设备安全的关键参数实时监控，当出现危险信号时，能自动采取紧急措施；能根据工况的不同和载荷的大小，自动选择相应的处理手段；对整机的主要运行参数进行记录，便于根据这些参数的变化判断整机是否有较好的自适应性和经济性等；能监测数据按需求实时发送到总线上，实现系统的完整的控制功能。

2）监测参数的选择。为实现上述功能，将整个监测系统分为发动机管理模块、行走系统模块和工作装置模块，各模块中主要监测参数见表 3-2、表 3-3、表 3-4。

表 3-2　发动机管理模块监测参数总表

编号	信号名称/来源	类型	备　注
F1	润滑油压力	A1	压力不足时报警,通过仪表进行显示
F2	发动机冷却液温度	A1	温度过高时报警,通过仪表进行显示
F3	燃油油量	A1	油量不足时报警,通过仪表进行显示
F4	发动机转速	P1	在 DI2 上显示
F5	工作时间		累计/本次工作时间(年/天/小时);在 DI2 上显示
F6	散热器水位	A2	水位过低时报警,通过仪表进行显示
F7	发电机电压信号	A1	可进行充电报警,在 DI2 上显示
F8	节气门位置信号	A1	在 DI2 上显示
F9	过滤器阻塞信号	D1	阻塞时报警,自带报警装置

表 3-3　行走系统模块监测参数总表

编号	信号名称/来源	类型	备　注
XLL	行走速度传感器信号(左)	P1	在 DI2 上显示

（续）

编号	信号名称/来源	类型	备　　注
XLR	行走速度传感器信号(右)	P1	在 DI2 上显示
X2. LA	行走系统压力(左 A)	A1	在 DI2 上显示
X2. LB	行走系统压力(左 B)	A1	在 DI2 上显示
X2. RA	行走系统压力(右 A)	A1	在 DI2 上显示
X2. RB	行走系统压力(右 B)	A1	在 DI2 上显示
X3	液压油油箱温度	A1	温度过高报警;通过仪表进行显示
X4. L	行走系统液压油温度(左)	A1	温度过高报警;通过仪表进行显示
X4. R	行走系统液压油温度(右)	A1	温度过高报警;通过仪表进行显示
X5	过滤器阻塞	D1	阻塞报警;自带报警装置
X6	液压油油位	A1	液位过低报警;通过仪表进行显示
X7	补油系统压力	A1	压力过低报警;在 DI2 上显示

表 3-4　工作装置模块监测参数总表

编号	信号名称/来源	类型	备　　注
G1	工作装置液压泵出口压力	A1	在 DI2 上显示
G2. L	铲刀提升高度(左)	A1	在 DI2 上显示
G2. R	铲刀提升高度(右)	A1	在 DI2 上显示
G3	铲刀倾角	A1	在 DI2 上显示
G4. A	铲刀升降液压缸油液压力(有杆腔)	A1	在 DI2 上显示
G4. B	铲刀升降液压缸油液压力(无杆腔)	A1	在 DI2 上显示
G5. A	铲刀倾斜液压缸液压压力(有杆腔)	A1	在 DI2 上显示
G5. B	铲刀倾斜液压缸液压压力(无杆腔)	A1	在 DI2 上显示

3. 故障诊断系统

1）故障诊断系统功能及实现。全液压推土机系统庞大，结构复杂，各环节相互影响，相互关联，故障的实时监测和记录对故障的诊断和处理尤其重要。因此要求故障诊断系统必须具备以下功能：通过检测值和标准值的比较，判断是否发生故障；显示和记录故障代码、故障发生时间、故障排除时间及故障持续时间；按预先设定的报警级别进行报警；具有一定的自学习能力，能自动保存新的故障代码；可对历史故障进行查询；出现重大故障时能自动执行相应的保护程序。

本故障诊断系统借助于各种检测传感器、MC6 控制器及 DI2 显示器，自动识别机器运行中的各种常见故障，并在显示器上显示出相应的故障代码，此外还将故障信息及时地记录下来，并提供发生故障部位的相关信息，便于缩小故障查询范围，快速诊断故障。系统还设有总报警器和复位开关，只要发生故障报警器就会发出警报，提醒操作者系统出现了故障，以提高系统可靠性和作业安全性；排障期间或故障排除后可按动复位开关，解除声光报警。

2）故障诊断流程如图 3-6 所示。

3）表 3-5 列出了全液压推土机常见故障及代码。

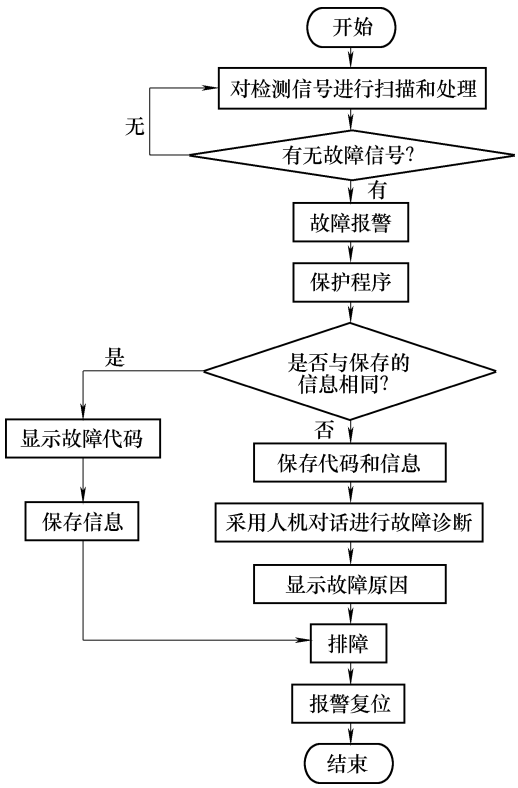


图 3-6　故障诊断流程图

表 3-5　常见故障及代码

代　码	故 障 信 息	代　码	故 障 信 息
000	无故障	007	右液压泵后退电磁阀故障
001	起始状态	008	左液压马达电磁阀故障
002	转向电位计故障	009	右液压马达电磁阀故障
003	速度电位计故障	010	电压低
004	左液压泵前进电磁阀故障	011	左液压马达转速传感器故障
005	左液压泵后退电磁阀故障	012	右液压马达转速传感器故障

利用全液压推土机状态监测及故障诊断系统，可及时地发现故障，并能准确地诊断故障发生的部位，保障推土机连续快速作业和作业安全；通过对推土机作业过程中各参的监测，可及时了解机器当前的工作状态，帮助驾驶员做出准确的判断，提高机器的智能化水平；此外，对各参变化规律的分析，还可评价整机参对载荷的适应能力，为后续的改进工作提供依据。

3.2.3　TY220 型推土机热机不能行走故障的排除

某 TY220 型推土机在使用过程中，冷机起步、推土均正常，但在工作 50min 后，随着油温的逐渐升高推土机越来越无力，甚至在无负荷状态下行走都困难。若此时停机休息 2h，待油温降低后再次起动发动机，起步和推土又恢复正常。

作业过程中发动机节气门并未减小，转速也未降低，说明推土机无力与发动机无关。初步分析认为，是变矩器缺油、油路堵塞或变速器、转向离合器出现故障。

检查变矩器正常；拧松变速细滤器上的排气螺钉，发现排出的油中有气泡，且长时间排不尽。分析认为，若有进空气的地方，冷机、热机都应进气。造成机器现在冷机状态工作正常，可断定低压油路密封状况良好。热机高压油路进气造成机器不能行走，应是低压油路真空度过大引起的。

进一步检查发现，吸油口与粗滤器之间胶管已被吸瘪，进油不畅，发动机转速越高，这种现象越严重。其原因是胶管内层已老化脱皮，油温升高后脱皮堵塞进油通道，造成真空度过大。拆下旧胶管，更换新胶管后试机，故障消失。

3.2.4　SD7型推土机液压系统油温过高故障的分析与排除

SD7型推土机使用中，如某个液压元件出现故障后，会引起底盘液压系统油温升高，如果系统油温升高到120℃，系统会自动报警以引起操作者的注意。引起油温过高的原因有以下八个方面：

1. 油温表显示不正常

底盘液压系统温度报警时，首先应确定油温表是否损坏。最简单的判断方法是，靠近而不接触后桥箱感觉其大概温度，如果温度不高，可判定是由于温度表损坏造成，更换温度表即可。

2. 后桥箱内液压油过少或过多

后桥箱内油位过低时液压泵会出现断续吸空现象，由于液压泵的效率降低，造成底盘液压系统温度升高。后桥箱内油位过高时，过多的液压油进入变速器内，出现搅油现象，功率损耗增加，使底盘液压系统油温升高。调整后桥箱内的液压油至要求位置即可排除故障。

3. 吸油管路漏油

底盘液压泵的进油管路有漏油时，泵运转时会吸入空气，泵的效率降低，从而使底盘液压系统温度升高。发生这种故障时，推土机起动后液压泵会有吸空的声音，同时也能观察到后桥箱油液有泡沫现象。

4. 过滤器堵塞

粗、细过滤器滤芯堵塞，使吸油及进油不畅，造成系统压力、温度升高。

5. 变矩器工作压力异常

变矩器出口压力阀故障或进口压力阀故障将引起压力异常。变矩器出口压力阀限定变矩器的工作压力，其调定值为0.29MPa，当实际压力值低于0.29MPa时，会造成气蚀及由于工作油液散热循环缓慢使系统油温升高；当出口压力高于0.29MPa时，由于变矩器内泄增大及其泵轮、涡轮在高压力下工作，功率损失增大，使系统油温升高。该故障的判断方法是检测变矩器出口压力，如果出现压力值异常，应检查变矩器出口压力阀的弹簧是否折断，阀杆活动是否灵活，可通过调整弹簧端的调整垫片增大或减小压力。变矩器进口压力阀压力调定值应小于0.7MPa，如该阀故障引起底盘系统发热，其原因、检查方法和压力调整方法与变矩器出口压力阀的相同。

6. 变速器发热

油位太高或太低使变速器发热，变速阀故障引起变速器发热。变速阀的故障一般表现

为，由于变速阀内的弹簧变软、节流孔减小或增大及阀杆间隙增大等均会使其压力降低，进而造成变速离合器的压紧力降低，摩擦片打滑，系统油温升高。变速阀故障的判断方法是，在变速器后面接压力表，如果发动机高速运转方向用离合器的压力低于 2.22MPa 且速度用离合器的压力低于 2.6MPa 时，应检查变速器的变速阀。检查项目包括各阀弹簧是否折断，各阀杆活动灵活性及装配位置是否正确，阀杆或阀体上节流小孔是否堵塞，节流元件的滤网及节流孔是否变大或堵塞，密封环是否完好无损等。以上各项都正常时，可通过以下方法调整变速阀的压力；当压力损失小于 0.4MPa 时，可用增加调压套内调整垫的方法来增加系统压力；当压力损失大于 0.4MPa 时，可改变阀体上螺钉（调压套处）位置来调整压力，每个位置的压力相差大约 0.4MPa。通过以上方法，将变速阀的压力调整到方向控制压力 2.22MPa、速度控制压力 2.6MPa 后，变速阀的故障即可排除。

7. 转向制动阀故障

转向制动阀控制转向、制动离合器的最高压力（分别为 2.245 ~ 2.75 MPa）。当转向制动阀控制的压力降低时，转向离合器得不到应有的压紧力，制动离合器得不到足够的分离力，摩擦片之间打滑使系统油温升高。在正常推土作业中，当系统温度超过正常值且推土机推土时偏转或行走无力时，应检查转向压力；如推土时推土机不动且空载行走缓慢或不走，同时发动机表现出负荷沉重，应检查制动压力。转向制动阀压力调整方法是，从阀前端拆下左右转向、制动弹簧座，调整里面的调整垫片数量，增加垫片即增加压力，减少垫片即减小压力。如阀杆活动不灵活，可用金相砂纸研磨阀杆。

8. 液压泵损坏

液压泵在 3MPa 的压力下工作，本身会损耗一部分功率，但不会引起系统发热。如果该泵磨损或由于其他原因损坏液压泵，其效率就会大幅下降，下降的功率转化为热能，也会使系统的温度升高。

3.2.5 D85A—18 型推土机液压系统油温过高故障的排除

1. 故障概况

某 D85A—18 型推土机，液压系统如图 3-7 所示，在正常使用中液压系统温度急剧升高，仅运转 0.5h 油温就高达 124℃，远远超过了正常工作温度（50 ~ 70℃）。

故障原因可能是：液压泵被拉伤、液压缸密封失效、滑阀磨损、密封件老化及油管破损等，其中各种阀、油封和油管等的泄漏，可能是产生高温的直接原因。

2. 排除方法

1）测工作压力。该机的标准工作压力为 14 ~ 15MPa，实际值为 14.2MPa，说明液

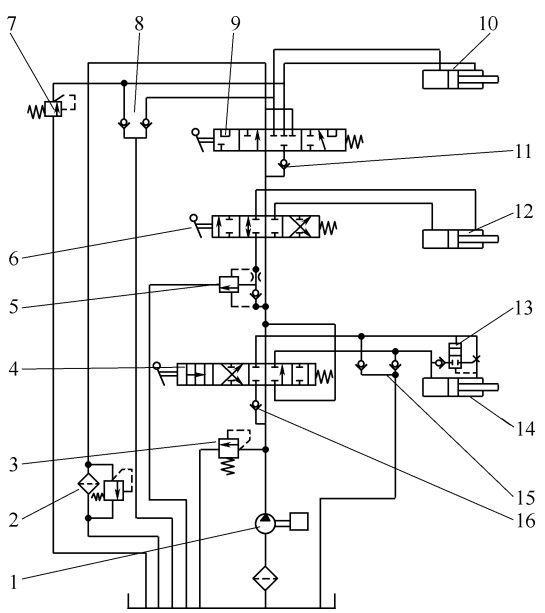


图 3-7　D85A—18 推土机液压系统

1—液压泵　2—过滤器　3—主安全阀　4—推土铲提升阀　5—流动止回阀　6—推土铲倾斜阀　7—耕土机保险阀　8、15—吸入阀　9—耕土机阀　10—耕土机液压缸　11、16—止回阀　12—推土铲倾斜液压缸　13—快降阀　14—推土铲提升液压缸

压泵的工作基本正常。

2）检查液压缸。主要检查推土铲提升液压缸14和耕土机液压缸10的工作情况；即提起推土铲和耕土机，使两液压缸的活塞杆自然伸出，伸出速度分别为64mm/15min和52mm/15min。再用推土铲和耕土机支起机体，使发动机熄火，在机体重量作用下观察两液压缸活塞杆的收回情况。结果推土铲提升液压缸14的速度为84mm/15min，耕土机液压缸10的速度为82mm/15min，均在标准范围内，说明密封效果良好。

3）检查过滤器。发现有细小的铜粉末，初步判定泵配流盘有拉伤现象，拆检后发现有一面配流盘有轻微拉伤。经研磨、调整间隙后装机试验，温度虽有降低，但使用0.5h后仍超过100℃，状况无根本好转。

4）拆检液压阀。拆检推土铲提升阀4、推土铲倾斜阀6和耕土机阀9中的滑阀配合间隙，结果滑阀与阀体的间隙均在0.03～0.06mm范围内，而且没有明显的划伤和拉伤，因而可排除此3个滑阀泄漏的可能性；检查主安全阀3和流动止回阀5、止回阀11、16等，无拉伤现象，说明无泄漏；检查各处的密封情况，未发现损坏。

5）检查油管，即液压油箱中一根从推土铲倾斜阀6到耕土机阀9之间的金属接管，两端为O形密封圈密封；另外，有一根从耕土机阀9到过滤器2的金属连接管，其与阀9间的密封为平面密封，另一端为橡胶圈卡紧密封。仔细检查了这两根金属油管，未见有砂眼和裂缝，状况良好；回油管与阀9之间有一平板，仔细检查后发现，此平板平面局部有发蓝现象，但做平面检查时并没有明显的平面变形，可以基本断定是由于这两个平面处油液泄漏造成了液压油温过高。

针对上述故障原因，制做了两个密封垫装在平板与阀及油管的接合处，装机试验表明，机器完全恢复正常。此故障说明，由于长期使用，紧固此平板的螺栓松紧不一，当遇到高温时平板或油管的连接平面变形，使原来平面不能很好地起到密封作用而导致油液泄漏。

3.2.6　数字式流量测试仪用于小松D85A—21型推土机液压元件检测

利用数字式液压流量测试仪可检测液压系统各元件内泄量。

1. 测试条件

测试前，要先将测试仪的负荷阀完全开启；所有测试应在同一油温下进行，以保证测试结果的一致性。某小松D85A—21型推土机的测试油温一般是50℃±5℃。起动发动机，驱动液压泵，并调节发动机节气门，使发动机在额定转速2000r/min下运转。

2. 松土器回路的检测

将流量测试仪串联于油路中的A点处（图3-8），将松土器操纵阀5扳到提升或下降的位置，待提升液压缸6到达行程终点时，测试仪读数显示松土器回路流量Q_1为188L/min。

小松D85A—21型推土机的液压系统为双联泵供油。双泵合流后的总流量为$Q_0=195$L/min。由此可知，松土器回路的总泄漏量$\Delta Q_1=(195-188)$L/min$=7$L/min。

3. 铲刀提升回路的检测

将流量测试仪仍然接在图中A点处；将松土器操纵阀5扳回中位；将铲刀举升阀8扳到提升或下降的位置，待铲刀提升液压缸9到达行程终点时，液压测试仪读数显示铲刀提升回路的流量为$Q_2=171$L/min。因此，铲刀提升回路的总泄漏量$\Delta Q_2=(195-171)$L/min$=24$L/min。

比较ΔQ_1与ΔQ_2值可知，铲刀提升回路的泄漏量较大。

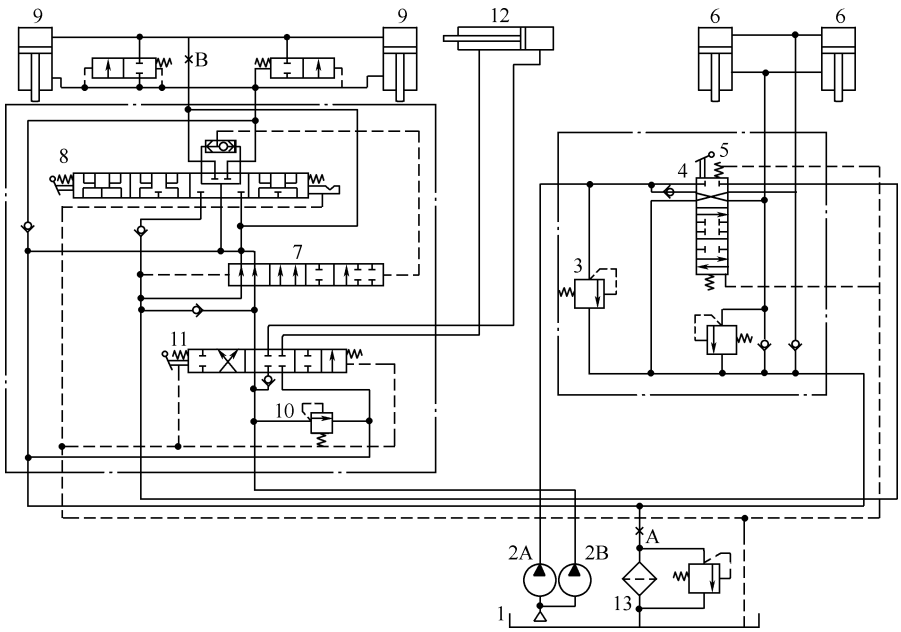


图 3-8　小松 D85A—21 型推土机液压系统

1—液压油箱　2—液压泵（2A、2B）　3—安全阀　4—止回阀　5—松土器操纵阀
6—松土器提升液压缸　7—分配阀　8—铲刀举升阀　9—铲刀提升液压缸　10—安全阀
11—铲刀倾斜控制阀　12—倾斜液压缸　13—过滤器

4. 铲刀提升液压缸的检测

由于 ΔQ_2 是铲刀提升液压缸、控制阀和液压泵的总泄漏量，为了进一步确定泄漏部位，对铲刀提升液压缸进行检测，在图 3-8 中的 B 点处断开油路并用油管接头将铲刀提升液压缸 9 的底端进油口堵塞，操作铲刀举升阀 8，此时液压测试仪上的读数 $Q_3 = 172\text{L/min}$。由此可得到液压缸的泄漏量 $\Delta Q_3 = (172 - 171)\text{L/min} = 1\text{L/min}$。

可见，铲刀提升液压缸的技术状况良好，泄漏主要发生在铲刀举升阀 8 和液压泵 2A 和 2B 上。

5. 液压泵 2A、2B 与铲刀举升阀 8 泄漏量的确定

将该机中的液压系统所有控制阀均置于中位，并将测试仪负荷阀完全打开；起动发动机并使其在额定转速下运转；调节测试仪负荷阀，使系统压力渐渐升高，当系统压力接近系统溢流压力 19.5MPa 时，测试仪读数 $Q_4 = 191\text{L/min}$。则液压泵泄漏量为 $\Delta Q_4 = (195 - 191)\text{L/min} = 4\text{L/min}$。

铲刀举升阀 8 的泄漏量可以用铲刀提升回路总的泄漏量减去铲刀提升液压缸泄漏量和液压泵泄漏量得到，即 $\Delta Q_5 = 24 - 1 - 4 = 19\text{L/min}$。

由此可见，铲刀举升阀 8 的泄漏量较大，应拆检该阀，排除故障。

如果液压泵总泄漏量 ΔQ_4 较大，而又想知道每个液压泵的泄漏量时，可在液压泵的出口处将油路断开，串入流量测试仪测出其出口处的流量，从而可计算出每个泵的泄漏量。

3.3　推土机工作装置液压故障案例分析

3.3.1　TY180 型推土机工作装置液压系统故障及诊断

TY180 型推土机工作装置液压系统主要包括推土液压系统和松土液压系统两个部分。要保证推土机正常工作，就必须确保其液压系统特别是工作装置液压系统处于良好状态。

1. 推土机工作装置

1）推土工作装置。推土铲是推土机的主要工作装置，由铲刀和推架两部分组成。向前推铲土石方、平整场地或堆积松散物料时宜采用直铲作业；傍山铲土或单侧弃土时应采用斜铲作业；斜坡上铲削土壤或铲挖边沟时则采用侧铲作业。

2）松土工作装置。松土工作装置简称松土器或裂土器，是履带推土机的一种主要附属工作装置。广泛用于硬土、黏土、页岩、黏结砾石的预松工作，也可凿裂层理发达的岩石，开挖露天矿山，用以代替传统的爆破施工方法，提高施工的安全性，降低生产成本。

推土机工作时，必须注意以下几点：①提升推土板到所需高度后，应立即将操纵杆放回原位，推土板降落至地面后，注意将操纵杆及时回位，不能猛放推土板；②铲土时，推土板起落要平稳，不可过猛，铲土不可太深，以免负荷过重，导致履带完全滑转，甚至使推土机熄火；③推土时，遇松软土壤，应根据推土路面的情况，将推土板固定在一定位置，遇坚实土壤，液压式推土机的推土板宜呈“悬浮”状态；④将土壤推下陡壁时，推土板在陡壁前 1～2m 外处即应停止前进，始终保持陡壁前有一铲刀土壤，待下次卸土时将前次留下的土壤推下陡壁；⑤推土机应停放于平整地面，停机熄火前，推土板应放置于地面。要做到以上事项，必须保证推土机的液压系统尤其是工作装置液压系统的正常工作。

2. TY180 型推土机工作装置液压系统

TY180 型履带式推土机工作装置液压系统如图 3-9 所示，主要由齿轮泵 3、换向阀 7 与 8、溢流阀 4 和液压缸 11 与 12 等液压元件组成。松土器液压缸换向阀和推土铲液压缸换向阀组成双联滑阀，构成串联回路；控制推土铲、松土器的执行元件分别是 2 个双作用液压缸 11、12。为防止因松土器过载而损坏液压元件，在松土器液压缸两腔的油路中均设有过载阀 9，油压超过规定值时过载阀开启而卸载。

换向阀上设有进油单向阀和补油单向阀，进油单向阀的作用是防止油液倒流。当提升推土铲时若发动机突然熄火，液压泵则停止供油，此时进油单向阀使液压缸锁止，使推土铲维持在已提升的位置上，而不致因重力作用突然落下造成事故；补油单向阀的作用是防止液压系统产生气穴现象，即推土铲下落时因重力作用会使液压缸进油腔产生真空，此时补油单向阀工作，油液自油箱进入液压缸，从而防止了气穴现象的产生。

操纵推土铲换向阀 7 为四位五通阀，通过操纵手柄可以实现推土铲的上升、下降、中位（即液压缸封闭）和浮动等四种动作。液压缸浮动是为了推土机平整场地作业时，铲刀能随地面的起伏而作上下浮动。控制松土器换向阀 8 为三位五通阀，可以实现松土器的上升、下降和中位等三种动作。

液压泵的入口处和液压系统的回油路上设有过滤器。为了使回油过滤器堵塞时不影响液压系统正常工作，过滤器并联安全阀 6，即过滤器堵塞时回油背压使安全阀打开，使液压系

统正常回油。

3. 工作装置液压系统常见故障

1）推土铲不动或上升无力。操纵杆位于使推土铲升降液压缸处于上升位置时，推土铲不动或上升速度显得非常缓慢无力。主要原因及其排除方法如下：①溢流阀 4 出现故障或该阀控制压力调整不准确。溢流阀出现故障造成推土铲升降回路工作压力上不去，可根据该阀的结构、工作原理、工作性能予以检测或拆检、重新组装；若溢流阀控制压力过低时，可拧动调压手轮使其控制压力达到 14MPa 左右。②补油单向阀 10 卡死。应对该阀进行拆卸检查并清除污物，除掉阀芯上的划痕，在阀芯与阀座的结合面上不能存有污物粘附。③推土铲液压缸 12 中的密封元件破损，从而使内泄漏量过大导致推土铲不能提升或上升缓慢无力。应将该液压缸拆卸，并进行清洗、检查，更换破损的密封圈及其他相关零件。④粗过滤器 2 堵塞，使齿轮泵 3 吸油不畅或吸入空气，或由于油箱内液面低而吸入空气。应拆洗吸油过滤器，检查油箱内油量，必要时加注液压油至液位显示器的指示高度。⑤齿轮泵 3 出故障导致不能输出油液或输出的油液流量、压力不够。应对该泵进行检测，如有必要可将其拆检或更换。⑥换向阀 7 内泄漏量大或者换向操纵杆、换向阀芯不到位。应分别进行检测，必要时予以修理或更换。推土铲不动或上升无力原因分析“鱼骨图”如图 3-10 所示。

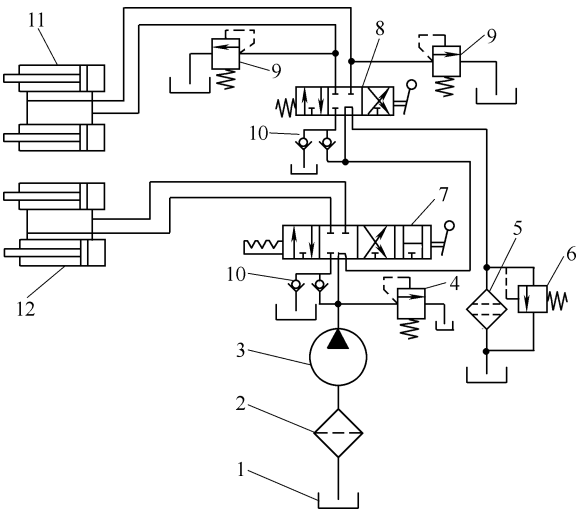


图 3-9　TY180 型推土机工作装置液压系统

1—油箱　2—粗过滤器　3—齿轮泵　4—溢流阀　5—精过滤器　6—安全阀　7—推土铲换向阀　8—松土器换向阀　9—过载阀　10—补油单向阀　11—松土器液压缸　12—推土铲液压缸

2）推土铲自由下落量过大。当推土铲液压缸 12 的操纵杆及换向阀 7 处于中位时，在自身重力作用下推土铲自行下沉。主要原因及其排除方法如下：①液压缸 12 内泄漏量大，致使压力油通过活塞密封圈流向回油腔，从而造成推土铲自由下降。应将推土铲液压缸进行拆卸、清洗，必要时更换活塞密封圈及相关元件。②换向阀 7 的内泄漏量大，造成推土铲液压缸 12 的压力缓慢降低，使推土铲自由下落。此时应检测换向阀，必要时进行修理或更换。

3）推土机操纵杆沉重。当推动或拉动操纵杆时感觉比平时较为费力。主要原因是操纵连杆机构有较为明显的阻滞现象，或是污物、飞边、划痕等将换向阀 7 或换向阀 8 的阀芯卡死。应针对上述现象进行检查或检测，必要时清洗、添注润滑油或修理、更换相关零件。

4）松土器液压缸 11 不动。虽然松土器液压缸 11 操纵杆及换向阀 8 处于下降位置，松土器却不动。主要原因及排除方法有以下几点：①土质太硬，松土齿难以插入，应预先松土。②溢流阀有故障或调节不准，使系统工作压力不够。应根据其结构、工作原理、工作性能予以检测或拆检、重新组装。如果溢流阀控制压力过低，可拧动调压手轮，使其压力升到 14MPa 左右。③补油单向阀卡死在开启位置。应将该阀拆卸检查并清除污物。④松土器液压缸 11 的活塞密封元件破损，因内泄漏量过大而造成松土器液压缸推力明显减小。此时应拆检松土器液压缸并更换活塞密封元件。⑤进油过滤器因污物堵塞，液压泵吸油不畅、吸入空

气，或因液面低而吸入空气。此时应拆洗吸油过滤器，并加注液压油至规定高度。⑥液压泵故障造成无油液输出或输出的油液流量、压力不够。应拆检液压泵，修理或更换。⑦松土器液压缸换向阀 8 内泄漏量大或换向操纵杆、换向阀阀芯不到位。应分别予以检测，必要时进行修理或更换。⑧过载阀 9 调定压力过低或有故障，导致松土器液压缸的工作压力达不到要求。应拆检过载阀，或修理、更换零件，并重新将其压力调整为约 16MPa。松土器液压缸不动故障树如图 3-11 所示。

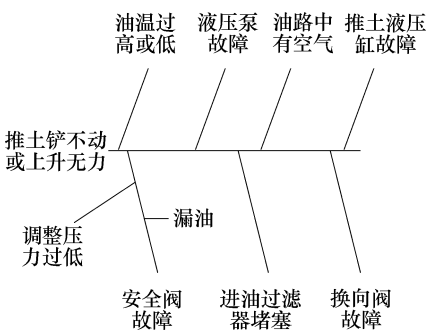


图 3-10　推土铲不动或上升无力“鱼骨图”

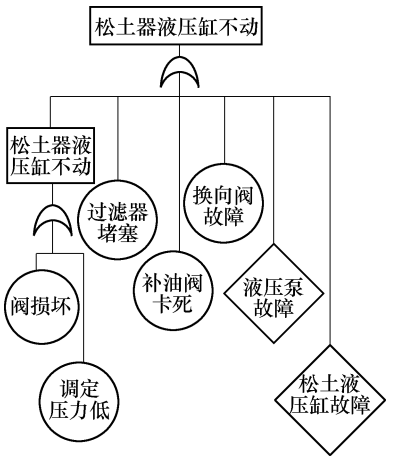


图 3-11　松土器液压缸不动故障树

3.3.2　D9R 型推土机铲刀不能动作故障的排除

某卡特 D9R 型推土机已运行 13800h，在作业中突然出现铲刀升降液压缸不能动作的故障。经过检查发现，发动机工作正常，除铲刀升降液压缸外，铲刀倾斜液压缸和松土器液压缸工作均正常。由于各工作装置的液压缸共用一个液压泵，泵压力为 26MPa，可以判定液压泵无故障。根据油路分析，故障点应在操作控制阀、快速下降阀和铲刀升降液压缸这几处。

由于拆检液压缸的工作量较大、费时费力，因此按照“由简到繁、由易到难”的故障诊断原则，决定先对操作控制阀和快速下降阀进行检查。经过清洗检查知，操作控制阀工作正常；位于发动机散热器上方的快速下降阀阀芯及阀体完好；将操作控制阀推到快放（浮动）位置时，快放电磁阀开关能够良好开闭，但电磁阀动作不明显。拆检电磁阀，发现阀芯回位弹簧断裂。清洗并更换弹簧后，试机表明故障被排除。

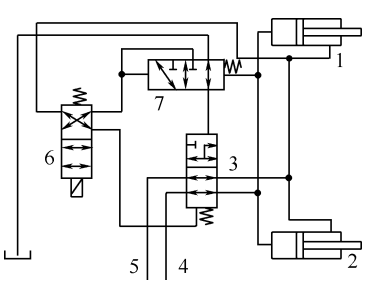


图 3-12　卡特 D9R 型推土机快速下降阀油路图

1—左液压缸　2—右液压缸
3—主换向滑阀　4、5—油路
6—电磁阀　7—先导换向滑阀

该机快速下降阀油路如图 3-12 所示。控制铲刀升降的操作控制阀有铲刀上升、锁定、下降和快速下降（浮动）四个档位，当操作控制阀处于铲刀提升、下降或锁定位置时，来自操作控制阀的油路 4 和 5 中断或流向相反，电磁阀 6 在回位弹簧的作用下处于图示位置，铲刀液压缸实现升降及锁定功能。当操作控制阀处于快速下降位置时，电磁阀 6 的电路接通，阀芯滑向另一位置，同时主换向滑阀 3 和先

导换向滑阀7也在先导油压作用下切换到另一位置，此时油路4和5中断。铲刀液压缸上下腔形成回路，铲刀靠自重快速下降。这样，液压缸高压腔不会产生瞬间高压，而且作业时既可以提高工作效率，又可以使铲刀根据工作面自由上下浮动。当电磁阀6的回位弹簧断裂后，弹力不足，即使操作控制阀离开快放位置（电磁阀断电），电磁阀阀芯也不能回复到原来位置，工作状态不能切换到铲刀提升、下降或锁定功能而仍然处于快放（浮动）位置，因而铲刀不能动作。

3.3.3 D85型推土机铲刀下降过快原因与修复方法

D85型推土机采用液力传动、液压操纵，操作方便省力，工作效率高，但有时会出现“掉缸”现象，给正常工作带来较大影响。所谓“掉缸”，是指铲刀提升到一定高度后，发动机熄火，在不做任何操作的情况下，铲刀液压缸的活塞杆在铲刀自重作用下的伸出量。为方便测量，一般将此伸出量换算成铲刀的下降量，要求15min之内铲刀下降量不超过120mm。有的铲刀下降量可能超过200mm，甚至更多。

要准确迅速地找出“掉缸”的原因，首先应对工作液压系统的结构有足够了解。D85型推土机工作液压系统主要由工作液压缸、液压管路和油箱内的液压阀等组成。发现“掉缸”后，应主要分析以上三部分。本着从简到繁的原则，在故障原因不明显的情况下，首先应对液压管路进行检查分析，看是否有泄漏现象。如有漏油迹象，则说明液压管路系统的密闭性不好，液压系统的平衡被打破，从而造成“掉缸”。如果油管接头处漏油，则应检查此处密封件是否损坏。如已损坏应及时更换，重新紧固再试验。如果密封件没有损坏，且原紧固件仍达到转矩要求，就要考虑更换其他零部件。检查管路时，各零部件本身质量也要检查。如果管路中各零部件本身有缺陷，也会造成“掉缸”。

确定管路系统无故障后，应对液压缸本身的性能进行检查，可用“卡缸”的办法来分析判断。将铲刀提升到一定高度，利用起重设备将铲刀吊住，拆掉一侧液压缸的进出油管并将油道口堵死。然后撤掉起重设备，让铲刀在自重作用下下降。如果铲刀下降很明显，速度较快，则说明此液压缸本身的密封性能不良。正常情况下，铲刀下降很慢，在数分钟内不会有明显的位置变化。如确信液压缸有问题，可先更换液压缸活塞上的密封件再试一次。如还不能排除“掉缸”故障，则应更换整个液压缸。如果先测的液压缸无大问题，可用同样的办法测量另一个液压缸。

“卡”两缸都没有问题后，基本可断定故障部位在油箱内的各液压阀上。此时，需要对各液压阀进行拆检。将铲刀提升到一定高度，放掉油箱中的液压油，然后打开油箱侧盖，将各部位擦拭干净。在铲刀的接合面会有液压油渗出，将有油渗出的部位拆开，更换密封件或处理接合面。重新装机试验，一般即可排除故障。

带松土器的推土机有时也会出现松土器“掉缸”的情况。出现这种情况的原因及处理办法与铲刀“掉缸”的情况相同。

造成“掉缸”的原因主要是以上三种情况，有时可能是两种或三种原因同时造成“掉缸”。因此，在解决“掉缸”问题时，要做较全面的分析，将出现的各种故障迹象一一排除，最终解决“掉缸”问题。

3.3.4　D375A—2 型推土机铲刀提升系统改进

D375A—2 型推土机是大型推土机，其发动机功率为 525 马力，也是德兴铜矿的主力设备，承担着采区及德兴铜矿的日常生产、重点工程的实施、工程的拓展等工作，它的好坏，关系到年采剥总量 6300 万 t 任务的完成。该机经过十几年的使用，液压系统出现了许多故障，表现为油温上升过快、过高，铲刀提升缓慢甚至无提升的现象，严重地影响了该设备的工作效率，使系统因为长期的高温而失效。通过多年的艰苦攻关，终于解决了这些问题。

1. 工作机构液压系统原理分析

D375A—2 型推土机工作机构液压系统原理如图 3-13 所示。

（1）工作机构液压系统组成

1）液压泵。该液压系统液压泵是 2 个定量液压泵：大泵的理论排量为 273L/min，小泵的理论排量为 132L/min，工作系统中最高工作压力为 21MPa。

2）阀件。该液压系统由四大阀块组成，每个阀块内又包含若干个阀。构成如下：铲刀升降阀块由铲刀升降阀、流量控制阀、主溢流阀块、梭阀等组成。主溢流阀块（图 3-14）由滑阀、主溢流阀、节流阀组成。

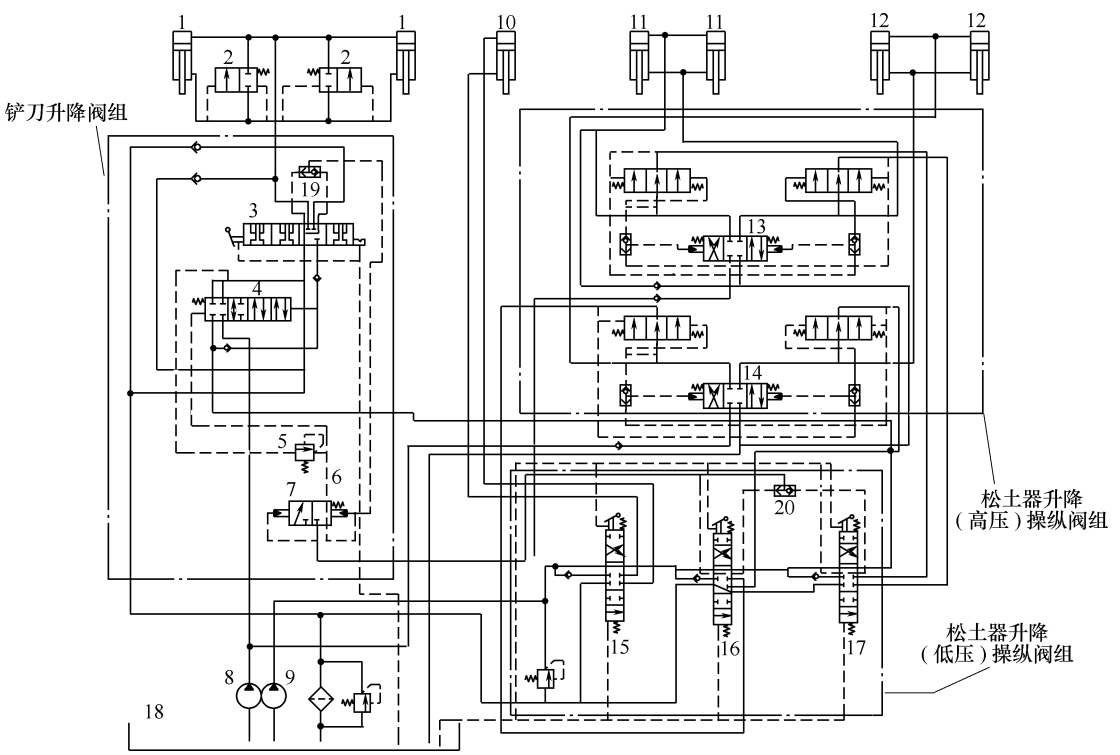


图 3-13　D375A—2 型推土机液压系统原理图

1—铲刀举升液压缸　2—快速下降阀　3—铲刀举升操纵阀　4—流量控制阀　5—主溢流阀　6—节流阀　7—滑阀
8—大液压泵　9—小液压泵　10—铲刀倾斜液压缸　11—松土器举升液压缸　12—松土器倾斜液压缸
13—松土器举升阀　14—松土器倾斜阀　15—铲刀倾斜操纵阀　16—松土器倾斜操纵阀
17—松土器举升操纵阀　18—液压油箱　19、20—梭阀

松土器低压阀块由溢流阀、铲刀倾斜操纵阀、松土器倾斜操纵阀、松土器举升操纵阀、

梭阀等组成。松土器高压阀块由松土器倾斜控制阀、松土器升降控制阀等组成。在铲刀举升液压缸的活塞上还有一对活塞阀（图 3-15）。

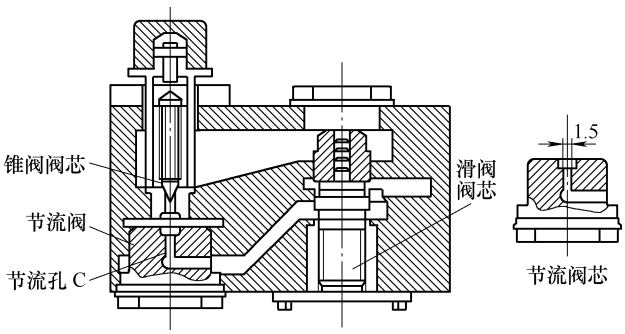


图 3-14　主溢流阀块

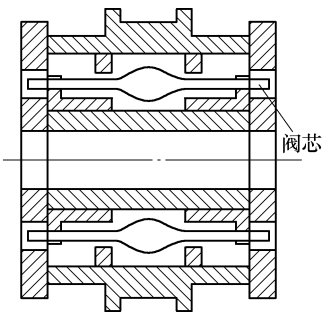


图 3-15　活塞阀

3）液压缸。该液压系统的执行元件为液压缸，它们分别是铲刀举升液压缸（2 个），铲刀倾斜液压缸（1 个），松土器举升液压缸（2 个），松土器倾斜液压缸（2 个）。

（2）工作机构液压系统工作原理

1）各阀的作用。操作铲刀举升降操作阀 3 为手动阀，控制着油液的流向，实现举升液压缸内活塞杆的伸缩运动。

流量控制阀 4 为液控阀，控制着到铲刀举升液压缸、松土器举升液压缸、松土器倾斜液压缸的油的量。当液压缸需慢速运动时，流量控制阀 4 控制更多的油流回油箱；当液压缸需快速运动时，流量控制阀 4 控制更多的油流向液压缸。

滑阀 7 为液控阀，控制流量控制阀 4 的控制油，使得流量控制阀 4 的控制油要么是来自梭阀 19 的反馈油，要么是来自梭阀 20 的反馈油。

主溢流阀 5 控制流量控制阀 4 的控制油的最大压力。

铲刀倾斜操纵阀 15 为手动阀，控制油液的流向，实现铲刀倾斜液压缸内活塞杆的伸缩运动。

松土器倾斜操纵阀 16 为手动阀，控制油液的流向，实现松土器倾斜控制阀运动。

松土器举升操纵阀 17 为手动阀，控制油液的流向，实现松土器升降控制阀运动。

松土器举升阀 13 为液控阀，控制油液的流向，实现松土器举升液压缸内活塞杆的伸缩运动。

松土器倾斜阀 14 为液控阀，控制油液的流向，实现松土器倾斜液压缸内活塞杆的伸缩运动。

铲刀升降液压缸内还有一个活塞阀，它能使活塞到达行程末端时，液压泵的油泄出，以减少油压及油压冲击。

节流阀 6 其实是一个很窄的油道，它使油液流经他时产生压差，从而使流量控制阀 4 的阀芯两端的压力不等，产生推力，使阀芯运动，油液在此处的油压与流量成正比。

2）油液的流动。负载反馈油路共有两路：反馈油路一是经梭阀 19、滑阀 7、节流阀 6 到达流量控制阀 4 的左侧，控制铲刀举升的速度。反馈油路二是经梭阀 20、滑阀 7、节流阀 6 到达流量控制阀 4 的左侧，以控制松土器举升（倾斜）的速度。

到铲刀举升液压缸的油的流动：液压泵的油经流量控制阀 4 到达铲刀举升操纵阀 3，阀

3 打开，油液进入铲刀举升液压缸。如果阀 3 完全打开，压力损失最小，则流经梭阀 19 的反馈油的流量最大，流过节流阀 6 后流量也最大，压力也最大，使得流量控制阀 4 的控制油的左侧油压等于右侧油压，阀芯不动，流量控制阀 4 控制更多的油流向液压缸，液压缸实现快速运动。

到铲刀倾斜液压缸的油的流动：液压泵的油经铲刀倾斜操纵阀 15，阀打开后，油液进入铲刀倾斜液压缸。

到松土器举升液压缸的油的流动：液压泵的油经松土器举升阀 13、松土器举升操纵阀 17，操纵阀 17 打开后，油液到达阀 13 的两端，推动阀芯打开阀 13，油液进入松土器举升液压缸。如果松土器升降操纵阀 17 完全打开，压力损失最小，则流经梭阀 20 的反馈油的流量最大，流过节流阀 6 后流量也最大，压力也最大，使得流量控制阀 4 的控制油的左侧油压等于右侧油压，阀芯不动，流量控制阀 4 控制更多的油流向液压缸，液压缸实现快速运动。

到松土器倾斜液压缸的油的流动：液压泵的油经松土器倾斜阀 14、松土器倾斜操纵阀 16，操纵阀 16 打开后，油液到达倾斜阀 14 的两端，推动阀芯打开倾斜阀 14，油液进入松土器倾斜液压缸。如果松土器倾斜操纵阀 16 完全打开，压力损失最小，则流经梭阀 20 的反馈油的流量最大，流过节流阀 6 后流量也最大，压力也最大，使得流量控制阀 4 的控制油的左侧油压等于右侧油压，阀芯不动，流量控制阀 4 控制更多的油流向液压缸，液压缸实现快速运动。

2. 铲刀举升缓慢故障剖析

液压缸活塞的运动速度取决于进入该液压缸的流量，从以上的油路分析可知，进入铲刀举升液压缸的油的流量的多少除了和铲刀举升操纵阀 3 的移动位置有关系外，还和流量控制阀 4 所处的位置（即负载反馈压力的大小）有关，如果铲刀举升操纵阀 3 完全打开，压力损失最小，则流经梭阀 19 的反馈油的流量最大，流过节流阀 6 后流量也最大，压力也最大，使得流量控制阀 4 的控制油的左侧油压等于右侧油压，弹簧的弹力将流量控制阀推向右边，大小液压泵合流的油全部进入液压缸；如果铲刀举升操纵阀 3 的反馈油流经梭阀 19 流过节流阀 6 后到达流量控制阀 4 的左侧时，流量损失很多，压力损失就很大，流量控制阀 4 的左侧控制油油压小于右侧油压，弹簧被压缩，流量控制阀向左移动，大小液压泵的油就会有很多流回油箱，而不是进入液压缸，液压缸只会缓慢运动。根据上述分析可知，造成铲刀举升缓慢的故障原因如下：

1）由于负载反馈油路的特殊性：管径小，流经点多，线路长，在节流阀 6 处被节流，不难看出，引起铲刀提升乏力的真正原因是负载反馈油路内部的泄漏，产生压差，流量控制阀 4 的左侧控制油油压小于右侧油压，流量控制阀向左移动，大小液压泵的油经此阀流回油箱，而没有全部进入液压缸。

2）推土机刚起动时，液压油的粘度相对较高（油的粘度和温度成反比），负载反馈油路的泄漏量较少，故障不明显。随着油温的上升，泄漏量增多，铲刀每次提升所需时间增加，液压泵做功（带负载运转）时间也增加，加速了油温的上升速度，同时铲刀提升缓慢故障明显出现。

3）液压控制阀经长期使用，阀芯和阀体之间，主溢流阀芯 5 锥面处等均存在着不同程度的磨损，负载反馈油路流经点多，管道狭窄，节流阀 6 处有节流，更增加了泄漏，对系统的影响也最明显。当磨损达到一定的程度，铲刀提升缓慢的故障便开始出现。随着磨损量的

增加，故障变得越来越明显，以致无法使用。

3. 改进措施

1）排除此类故障最简单的办法就是更换液压控制阀、主溢流阀总成。但是，液压阀总成非常昂贵，且备件依赖进口，到货周期长，影响生产。

2）采取有效的办法对负载反馈油路中的泄漏进行补偿，使流量控制阀不能到位的问题得以解决。

3）具体实施：拆下主溢流阀左端的螺塞，用钻头将节流孔 C 扩孔至 $\phi 2 \sim \phi 2.5$mm（原孔径为 1.5mm），由于加大了 C 处的流通截面，缩小了节流孔前后的压力差值，经现场试验，效果非常明显。

综上所述，可以了解到：

1）采用此种方法可以延长液压控制阀的使用寿命。由于对负载反馈压力进行了补偿，解决了流量控制阀不能到位的问题，液压泵每次做功（工作机构升降）循环的时间缩短、效率提高、油温趋于正常，极大地改善了液压泵、密封件的工作环境，延长了液压泵、密封件的使用寿命，并提高了推土机的使用效率。采用此种方案，先后对 4 台 D375A—2 型推土机进行了改进，经两年多的使用证明，方案可行。

2）采用此方法对无松土器的机型较为合适（因为铲刀提升液压缸活塞上有活塞阀），对配有松土器的机型要注意不可以将节流孔 C 扩得过大，应逐步加大孔径（每次加大 0.1mm），并做试验，直至提升无力故障消失，且液压系统压力不增加为限。要做好记录，防止混用。

3.3.5 T 140 型推土机液压系统故障诊断

某国产 T 140 型推土机是一种用途广泛的工程机械，它采用了半刚性悬架、液压操纵、可调式推上铲、履带式行走机构等结构，具有工作可靠、操纵简便的优点，可用于道路修建、工业建筑、矿山工程、水利建设、农田改造等土石方工程中。

其工作装置液压系统（图 3-16）的作用是控制推土铲的升降及强制切土，当换向阀处于“浮动”位置时，液压缸上、下腔与油箱接通，活塞杆随外力变化自由动作。

1. 液压系统故障及其原因分析

推土铲提升无力，上升速度缓慢。由液压系统工作原理分析可知，造成这一故障的原因有以下几种：

1）液压油量不足，造成液压泵吸入空气，使工作液压缸工作无力。

2）液压系统工作压力低，导致工作液压缸工作无力。而造成液压系统压力低的原因又可分为以下五种：①液压泵磨损，供油量减少，液压油压力降低；②安全阀失调或弹簧损坏，使压力建立不起来；③换向阀磨损内泄；④各接头部分密封圈损坏，造成泄漏；⑤液压缸内部密封件损坏。

3）操纵杆位于中位时，液压缸活塞杆缓慢下降。在日常工作中这一故障会经常碰到。其主要原因为：液压缸内密封环破损，活塞衬环磨损、换向阀磨损泄漏。

4）工作中泵阀、管路中噪声大。原因有如下几种：①油量不足；②液压泵吸入空气；

③滤网堵塞；④液压泵磨损。

2. 液压系统故障实例分析

1）故障现象。推土铲带负荷起升无力，空负荷时断续起升，每次动一下操纵杆，铲刀起升一点，在停顿期间，铲刀不下降。铲刀在下降过程中正常，可支起铲刀抬高推土机前端，工作中有噪声。

2）诊断步骤和方法如下：①检查油面符合标准。②用测压表测液压系统工作压力。

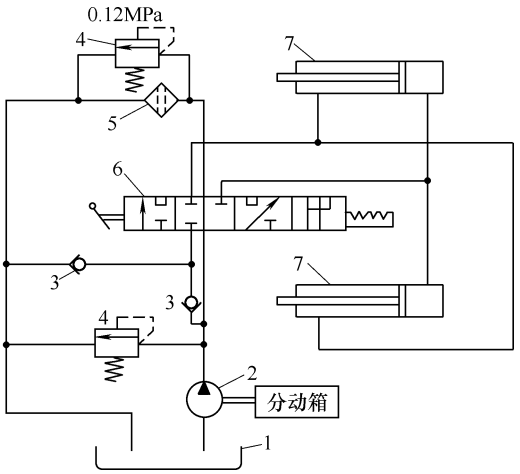


图 3-16　T 140 型推土机工作装置液压系统图

1—油箱　2—液压泵　3—单向阀　4—安全阀

5—过滤器　6—换向阀　7—工作液压缸

将液压泵到油箱的高压管 M10 螺塞拆下，拧下测压表接头，发动机车，用操纵杆操作各种动作，观察压力表读数为 3MPa，当液压缸不动作时，仅为 1MPa，说明系统压力太低。③拧下过滤器顶部放气螺塞，发现操纵杆在“封闭”位置时螺孔溢油，且有大量气泡，而操作杆在“起升”或“降落”位置时，油孔不溢油。从原理分析中可知，液压油不经过滤器直接泄入了油箱。打开油箱，果然发现过滤器与换向阀连接胶管损坏，裂口长达 40mm，连接无缝管接头处有一砂眼，直径约 2.5～3mm，更换胶管及重新补焊好砂眼后，试车发现过滤器放气孔处溢油了，但液压缸仍动作无力。④检查过滤器滤芯、旁通阀：滤芯干净，旁通阀正常。⑤检查安全阀、换向阀工作状况。打开油箱侧盖，找一有机玻璃制作一盖板，用 4 个螺栓固定在侧盖孔，发动机车在不动作时，观察到油面平静。扳动操纵杆至液压缸“上升”位置时，发现从安全阀阀块接口处大量喷油，由此判断是安全阀泄漏，造成液压系统压力下降。⑥拆解安全阀，发现四个连接螺栓中右侧两个松动，阀体间的一个 O 形密封圈损坏。更换新 O 形密封圈后试车，液压缸工作正常，但油箱处仍有噪声，打开排气塞排气后，响声消除。

3. 故障原因分析总结及防治

该故障原因是由于安全阀两个连接螺栓松动，使得阀块压紧力不均，在高压作用下 O 形密封圈一侧首先被冲坏，造成系统泄压，导致了以上故障的发生。防治措施：为了防止螺栓再次松动，在装配时除按规定力矩拧紧外，在螺纹处涂乐泰胶，彻底解决螺栓松动的问题，防止类似故障的发生。

3.3.6　推土机推土板浮动状态故障

1. 故障现象

一台经过维修的推土机在进行平整场地工作时，推土板不是下扎就是上扬，即发生了推土板没有浮动状态的故障，操作十分困难。

2. 分析与判断

推土板浮动的作用是使推土板能随地面的起伏作相应地上下调适，从而达到自动调节推土板的目的，完成平整场地的工作。换向阀是推土板实现浮动功能的主要部件。对其进行拆检，未发现明显异常。清洗组装后试机，故障依然存在。进一步向驾驶员了解该机维修前后

的详细状况，获悉驾驶者扳动手柄较故障前感觉费劲一些，且有不到位的感觉。再次拆检该换向阀，进一步仔细检查，发现该换向阀的回位弹簧较粗、硬，弹性也差，受压后行程较小。因此初步确认故障由此弹簧引起。

3. 故障排除

更换一个刚度较小，钢丝直径较细的同型号同位弹簧，试机表明，故障排除。分析认为，前修理工误装粗弹簧后，回位弹簧所占的空间过大，使各档位难以到位，由此引起换向阀出油口变窄、流量减少，造成推土机出现不能完成推土板浮动状态动作的故障现象。

3.3.7 角铲推土机推土铲自然下降量大的故障分析及排除

1. 问题的提出

在油田开采、城市建设、公路铁路施工、水电建设、露天采矿和国防建设等各种施工中，保有着大量配置角铲推土铲的推土机。这种推土机有一个共性的故障现象，即在工作一段时间后，推土机推土铲的自然下降量增大。具体的判断方法为：先将提升液压缸提到最高点，并使推土铲控制阀处于“保持”位置，停机10min，下降量超差，可判定推土铲的自然下降量大。经过仔细观察和分析发现，造成推土铲自然下降量增大的主要原因有：①操纵杆至控制阀间的拉杆弯曲变形；②控制阀的升降杆研合不良、有伤痕；③提升补油阀密封不良；④控制阀与油箱接合面漏油；⑤升降液压缸活塞阀密封不良；⑥升降液压缸缸头侧部密封环损坏。

2. 故障的判断及排除

1）首先将提升液压缸提到最高点，并使推土铲控制阀处于“保持”位置，在停机状态下将操纵杆至控制阀间的拉杆拆下，如自然下降变为基准值，那么可判定自然下降增大的原因是拉杆弯曲变形，对拉杆进行校正，安装后再进行调整，如自然下降还大，则需进行下一步判定。

2）在1）的检验条件下，将工作油箱中的液压油放尽，卸下工作油箱侧罩，如发现控制阀回油管漏油，可判定控制阀的升降阀杆研合不良或有伤痕，可拆检，进行修理或更换零部件。

3）在2）的检验条件下，如发现提升补油阀进油口往外漏油，证明提升补油阀密封不良，需进行拆检；如零件未损坏或油脏，可进行清洗，否则需要更换零件。

4）在2）的检验条件下，如发现控制阀与油箱结合面漏油，可拆下控制阀，检查控制阀与油箱结台面上的O形密封圈是否损坏，如损坏，可更换O形密封圈。

5）排除以上原因，影响推土铲自然下降量大的原因只能是提升液压缸的内部故障。判断是哪个液压缸有问题，首先需加工两件与其对应法兰大小及相关连接尺寸相同的板件。将其中一个液压缸（A）的上腔油管和下腔油管焊合件的油口堵死，起动发动机，将推土铲提升到最高位置，并将推土铲控制阀回到“保持”状态，停机10min，观察另外一个提升液压缸（B）的下沉量，如自然下降为基准值，则可认定提升液压缸（B）内部没有问题，同时也说明，提升液压缸（A）有问题。同样可将提升液压缸（B）的上、下腔油管焊合件利用上述方法堵死进行试验，可验证其准确性。

判定某个提升液压缸有故障后，可对其进行拆检，拆检后出现的问题一般有两种：一是升降液压缸缸头侧部密封环损坏；二是升降液压缸活塞密封不良前者可更换零件，后者可拆

检其零件是否损坏，如损坏需换件或修理。如因液压油清洁度差，零件未损坏，可清洗后重新安装。

3. 应采取的预防措施

从以上故障判断中可以得到这样一个结论：无论是控制阀杆的拉伤，还是补油阀的密封不良，提升液压缸活塞密封不良、升降液压缸缸头侧部密封不良等，造成这些故障的原因与液压油的清洁度达不到要求有很大关系。

在推土机的使用过程中往往发现卡阀现象，这是因为液压油中的细小颗粒造成单向阀的关闭不严、操纵阀的卡壳、阀芯的拉伤与磨损，所以清洁度问题必须引起用户的重视，在使用过程中必须按时更换液压油，以免造成液压系统失灵，带来不必要的经济损失。

3.3.8　卡特 D8N 型推土机液压系统故障分析

1. 液压系统

卡特 D8N 型推土机的液压系统是用来操纵推土机转向及推土铲和松土器工作的，其框图如图 3-17 所示。该机的液压泵是斜盘式变量柱塞泵，具有负荷传感和压力补偿功能，它可以根据负荷的大小自动调节排量。主溢流阀控制着系统的最高工作压力。梭阀是一个双作用单向阀，把高压信号油传送到液压泵的伺服阀上，使液压泵根据负荷的大小，自动调节排量。控制阀控制着各自的执行元件（工作液压缸或转向液压马达）工作，在控制阀内装有操纵阀、压力限制阀（又称分路溢流阀）、流量限制阀、载荷检测阀和补偿阀。操纵阀控制着工作装置或转向装置的动作；压力限制阀限制该回路的最大压力，使机器在受到意外冲击等情况下保护系统的安全；流量限制阀限制该回路的最大流量；载荷检测阀是为了防止油倒流而设置的；补偿阀是在系统回油太快时，将回油补充到进油油路中。为防止推土机在不平的斜坡上工作可能出现超速转向的工况，转向回路还装有平衡阀；为了使推土铲可快速下降，提高工作效率，在推土铲升降回路装有降速阀。

2. 液压系统检测

在进行故障分析时，首先要明确故障现象，其次是对故障现象进行正确的分析、判断。在观察故障现象时，要注意区分两种情况：一是动作缓慢；二是工作无力。动作缓慢常常都伴随着工作无力，但并不总是这样。动作慢，通常是进入执行元件的流量小；而工作无力，则是因液压泵的功率不足、系统设定压力太低或系统泄漏太大等因素造成功率损失而引起的。有时见到机

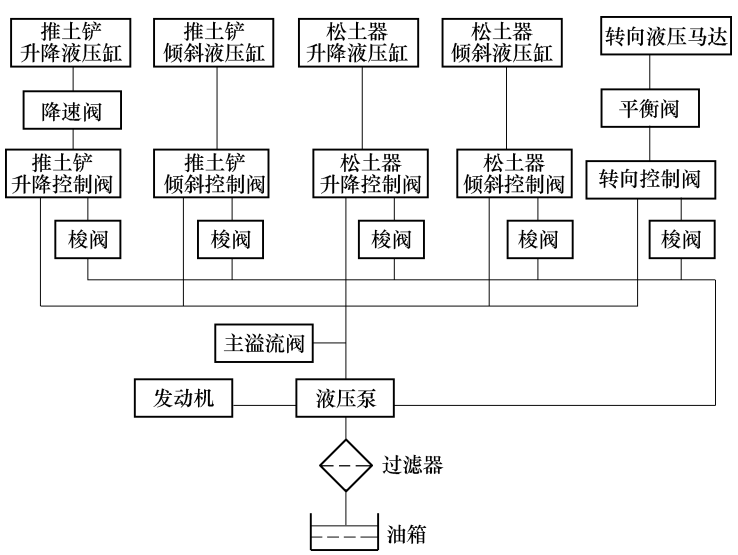


图 3-17　D8N 型推土机液压系统框图

器行走很慢，但却可爬越障碍物或陡坡，这就是动作缓慢但有力的表现。如何准确地确定系统的故障？这就需要对系统进行测试。

1）液压缸速度的测试。要知道工作装置动作的快慢，可对工作液压缸的速度进行测试，即测试工作装置从一种状态变化到另一种状态所用的时间，数值见表 3-6，测试条件为：液压油粘度 SEA10，油温（65 ±3）℃，发动机调至最高转速（2240 ±40）r/min。

表 3-6　速度的测试

序　号	测 试 对 象	测 试 内 容	时　间/s
1	推土铲 升降液压缸	最低处提升到最高处	4. 1
		最高处下降到最低处	7. 1
2	推土铲 倾斜液压缸	左倾斜最大角到右倾斜最大角	3. 7
		右倾斜最大角到左倾斜最大角	3. 9
3	松土器 升降液压缸	最下端到最上端	3. 9
		最上端到最下端	4. 7
4	松土器 倾斜液压缸	最内端到最外端	4. 7
		最外端到最内端	5. 9

2）液压缸负荷测试。要知道工作装置是否有力，可测试某个动作在一定工况下，液压缸受力下降和无负荷自动下降的情况。测试方法如下：①将工作液压缸置于受力状况下，即将推土铲或松土器升降液压缸的操纵杆处于下降位置，直至工作液压缸顶起推土机。操纵拉杆分别置于中位和下降位置，关闭发动机，观察工作液压缸活塞杆的移动。②将工作液压缸置于自然状态（无负荷）下，操纵拉杆分别置于中位和提升位置，关闭发动机，观察工作液压缸活塞杆的移动。各工作装置测试标准值见表 3-7。

表 3-7　液压缸负荷测试数据

序　号	测试对象	液压缸下降 距离/mm	油　温/℃		
			28 ~ 48	49 ~ 68	69 ~ 88
1	推土铲升降液压缸	38	≥5s	≥2. 7s	≥1. 7s
2	推土铲倾斜液压缸	11			
3	松土器升降液压缸	10			
4	松土器倾斜液压缸	6			

3）转向速度测试。将推土机开到平整、接地良好的开阔地，发动机调至最大转速，提升所有工作装置后，让操纵杆移至中位，释放停车制动，变速器调至Ⅰ档前进位置，把转向控制阀调至全速左转（或右转）位置，转 360°后停止。测量转向直径尺寸 *A*，如图 2-18 所示，其值应为 1. 8 ~ 2. 3m。若 *A* 值太大，即单独转向时动作太慢。进一步测试，重复上述动作，让所有工作装置操纵杆都位于提升位置，*A* 值应为 4. 9 ~ 6. 0m；若 *A* 值仍太大，则转向与工作装置同时动作时太慢。

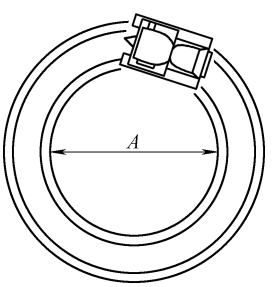


图 3-18　转向速度测试场地

3. 常见故障及分析

（1）所有动作均不正常　如果推土机液压系统的所有动作都不正常，故障应在系统的公共部分。从图 3-17 可知，故障应在过滤器、液压泵、主溢流阀和发动机之中。

1）液压油不足，吸油油路不畅。检查液压油量是否足够、吸油管路是否吸空、吸油滤芯是否堵塞。

2）主溢流阀有故障。可能原因有：压力调节不正常、锥阀的锥面磨损、先导阀芯阻尼孔堵塞、弹簧折断等，它们会使整个系统压力不足，从而引起系统动作迟缓无力。

3）液压泵与发动机之间的传动连接损坏。它将使液压泵不工作，表现为整机完全无动作，操作时也没有负荷感觉，应检查传动连接部分。

4）液压泵故障。它会造成动作缓慢无力或完全丧失。应检查液压泵的出口是否有压力油，压力测试能否达到标准值 38MPa。还有一种较简易的方法是检查回油滤芯，如有大量金属粉末及颗粒，则为液压泵损坏。当然，除液压泵外，其他执行元件或轴承的损坏也会使回油滤芯有大量的金属粉末及颗粒。另外，液压泵过度磨损时，在回油滤芯处虽无明显异常，但也会导致液压泵的功率损失。

5）液压泵伺服阀故障。它不能感应负荷变化而传递来的信号油压，因而不能使液压泵根据负荷的变化自动调节排量，应进行检查调整。

（2）某个动作不正常　如果系统中只有某个动作不正常，而其他控制阀组所控制的子系统都正常，那么可排除系统公共部分故障。从图 3-17 可知，故障点应在梭阀、控制阀与执行元件之间。

1）操纵拉杆卡住或移动不到位。它使操纵滑阀的阀芯移动不到位，从而使进入执行元件的流量不足，造成动作缓慢，但工作仍有力，此时应检查手动操纵拉杆。

2）控制阀组故障。控制阀组内的操纵滑阀有故障。它表现为动作缓慢、响应迟缓，或控制杆移到“中位”时，工作机构仍继续动作。应检查滑阀内的弹簧是否折断或失效，阀芯是否被异物卡住，以及阀体与阀芯的磨损情况。

流量限制阀有故障。它会使机构动作太快或太慢。应检查流量限制阀内的弹簧和密封是否失效。

补偿阀故障。它会使机器不能回转或动作很慢，也可使工作液压缸自动下沉。应检查补偿阀密封是否良好。

载荷检测阀故障。它会使操纵杆在中位时，工作液压缸自动下沉，这是因为载荷检测阀没有关闭。应检查该阀的弹簧是否折断或失效，密封面是否有异物卡住。

3）执行元件故障。检查液压缸是否泄漏，行走液压马达是否有故障。

液压缸泄漏。液压缸泄漏分为内泄漏和外泄漏，外泄漏很容易判断，观察液压缸表面是否有液压油渗出即可；内泄漏则可造成中位时液压缸自动下沉、工作无力。

行走液压马达故障。表现为不能转向或转向很慢、无力，通常的检查方法与液压泵相似，必要时进行拆卸检查。

4）信号油路故障。信号油路包括信号液压泵、信号油道和梭阀，主要表现为动作缓慢、无力。对此应特别注意操纵阀阀芯的信号油道和阀体的溢流小孔是否被堵塞，梭阀是否损坏或密封失效。要检查信号油路是否有故障，可以让系统同时做多个动作，若单个动作时缓慢、无力，多动作时正常，则信号油路有故障。

总之，在进行液压系统的故障分析与判断时，应根据液压系统的工作原理和结构特点，仔细观察故障现象，并对其进行分类处理，从易到难，由外至内地进行检查从而解决问题。

3.3.9 卡特 D10N 型推土机不能提升故障的处理

某卡特彼勒 D10N 型履带推土机，运行中突然出现铲刀不能提升故障。

造成此故障的原因可能是：液压泵损坏；卸荷阀、安全阀卡滞或弹簧断裂；快降阀内泄；管路堵塞；液压缸内泄：操作手柄不到位。

经查，该机铲刀曾因不能提升刚换过新的液压泵和快降阀，还清洗检查了提升阀；测得系统先导压力为 1MPa，正常；再测铲刀倾斜或后钩（松出器）插入压力，均为 19MPa，正常；但铲刀提升或后钩提升都无压力。

据分析，铲刀提升或松土器提升时，均采用大、小液压泵合流，并共用一个卸荷阀和一个安全阀，但小液压泵一切正常，那么故障就极可能出在主液压泵、卸荷阀或安全阀上。

拆解主液压泵检查，叶片、转子或配流盘等均没有问题，分解卸荷阀发现，里面有一只小螺栓卡在阀芯上，使卸荷阀不能关闭，导致油液经卸荷阀全部流回油箱。取出螺栓后重新组装，测得压力正常，机器故障消失。

3.3.10 液压系统故障的快速诊断与排除

一般液压系统的故障可以分为突发和磨损两大类，大量实践表明，液压系统 75% ~ 80% 的故障是由于液压油污染引起的，预防故障发生的最好办法是保持油液的清洁。液压油既作为工作介质传递动力，又兼润滑运动部件的作用。液压油污染的初期，污染物会在封闭的系统内部循环，从而加速液压元件的磨损。因此，日常监测液压系统运行状况的方法就是检测油液的污染程度，而保养液压系统则主要是滤油或换油。

液压系统发生故障时，多数情况下不易立即找出故障部位。因为某一故障的出现，其根源可以有好几种。如果为了找出故障的根源，而把所有可能引起这一故障现象的各部位及元件都拆卸检查，显然是行不通和不经济的。精密的液压元件可能因拆装而产生新的故障。

目前，液压系统故障诊断可简单归纳为“四觉”诊断法、测试仪器检测法和顺序推理检测法等。其中“四觉”诊断法需要维修人员具备很高的理论和实践水平；测试仪器检测法不但需要购置价格昂贵的测试仪器，而且需要订做接头接管，测试时不仅拆装麻烦，还可能污染系统。顺序推理检测法是液压系统故障快速诊断与排除的新方法。检测方法是：在测试点上预装若干微型自闭式快速换接接头，采用自行研制的快速压力测试装置测量压力。然后通过推理找出故障。

下面以 TY180 型推土机液压系统（图 3-19）为例加以说明。产生的故障现象是：松土液压缸 11 不动作（其他部分可动作）。因仅仅是松土液压缸 11 不动作，可以认为液压泵 3 和溢流阀 4 没有问题，从而断定这是局部故障。查找的方法和步骤如下：首先在 A 或 B 处接上压力表 13。将手动换向阀 8 推向收铲方向时，压力表 13 显示的压力值应等于安全阀调定压力。推铲不动作，说明故障产生在松土液压缸内部。如果压力表 13 显示的压力值低于调定压力或者很小，则说明故障产生在液压系统的前端。此时，将这个动作方向安全溢流的过载阀 9 的回油管接头拆开，观察接头处是否有回油流出。如果回油量较大，甚至伴有溢流阀开启的“吱吱”声，说明该阀失灵或压力调整螺钉松动；如果没有回油，则故障起因于

前面。依次再将手动换向阀 8 的回油管接头拆开。观察作该项动作时，回油管 C 处是否有回油。如果有大量回油，说明换向阀已磨损严重，内部密封失效或破坏。由于泄漏量较大，使铲斗液压缸的压力建立不起来而停止动作。如果接头 C 处仍没有回油流出，则故障出现在松土液压缸的内部。此时，不必再往前检查，因为故障现象只是松土液压缸不动。推土液压缸仍可动作。所以，不可能是液压泵 3 和主溢流阀 4 的故障。

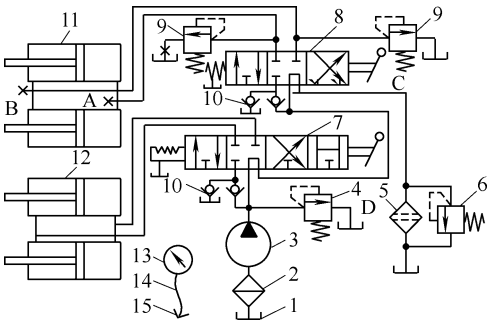


图 3-19　TY180 型推土机液压系统

1—油箱　2—过滤器　3—液压泵　4—溢流阀
5—精过滤器　6—安全阀　7—推土液压缸换向阀
8—松土液压缸换向阀　9—过载阀　10—补油单向阀
11—松土液压缸　12—推土液压缸　13—压力表
14—高压软管　15—快速换接接头
A、B—预设测试点　C、D—回油接头

假若原故障是全系统的（各部分均不能动作），则应进一步向前检查，将主溢流阀 4 的回油接头 D 拆开，观察操作该动作时，是否有回油流出。若回油量较大，超出规定值，则是溢流阀失灵或调定压力变低所致。如果不是溢流阀的故障，则可肯定液压泵产生了故障，此时，应进一步检测液压泵。以上检查顺序和方法适用于各种液压系统。

总之，这种方法对维修人员的理论水平要求不高。在压力测试装置的辅助下，一般维修人员即可快速诊断与排除液压系统故障。

3. 3. 11　SD8 型推土机松土器工作故障排除

1. 故障概况

某 SD8 型高驱动履带推土机在试制期间出现了松土器不能提升的故障。

SD8 型高驱动履带推土机的工作装置液压系统控制了推土铲的升降、侧倾以及松土器的升降、转角动作。该系统由大小两个叶片泵向整个液压系统提供传动与控制所需的压力油。大液压泵主要给铲刀的提升及松土器的提升和转角提供工作油液，小液压泵除了向铲刀的侧倾液压系统提供工作油液外，还通过顺序阀给工作装置控制系统输送控制油液。

故障产生的过程：操作者将整机起动之后，将发动机转速调至低怠速状态，对铲刀提升和侧倾进行操作，动作均正常；对松土器进行操作，松土器无法正常提升和转角；将发动机转速调至高怠速状态，再对松土器进行操纵，松土器仍然无法正常动作。操作者此时用一只手将铲刀提升操纵阀向后拉或向前推，再对松土器进行操纵，松土器提升和转角动作均正常。

如图 3-20 所示是 SD8 型履带推土机工作装置液压系统原理图，工作装置双联泵与分动箱相连接。

2. 故障分析

通过液压系统原理图 3-20 可看出：工作小液压泵 2 出油经顺序阀 3 分成两路。一路给作为先导控制阀使用的多路换向阀组供油，多路换向阀组由铲刀侧倾液控阀 4、松土器升降液控阀 5 和松土器转角液控阀 6 组成，此阀组的功能主要是控制铲刀侧倾阀 7、松土器升降阀 8 和松土器转角阀 9，当上述先导控制阀 4、5、6 处于中位时，油液不工作。另一路流入

铲刀侧倾阀 7，如果未操纵侧倾阀，油液与工作大液压泵 1 排出的油液合流，合流后的油液又分为两路，一路到铲刀升降阀 10，用于控制铲刀的提升和下降，另一路到松土器升降阀 8 和松土器转角阀 9，用以控制松土器的各个动作。当上述各换向阀都处于关闭位置时，合流的油液返回液压油箱。

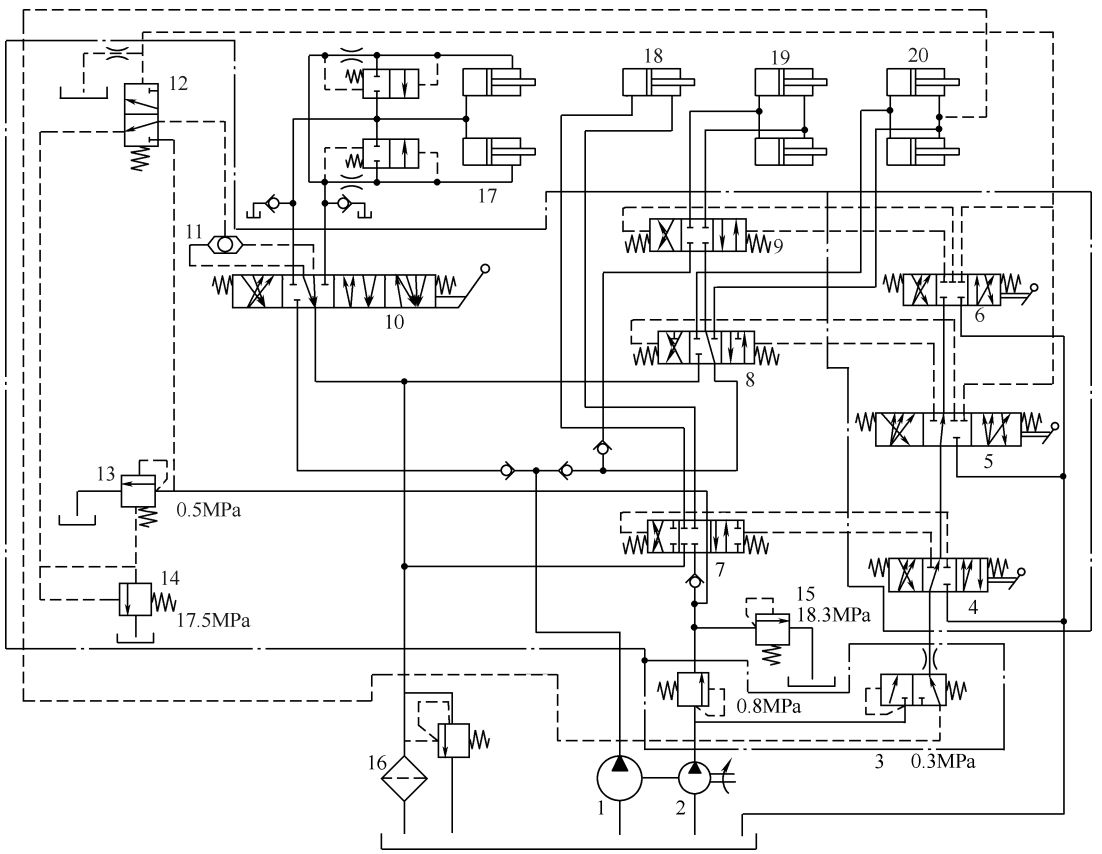


图 3-20　SD8 型履带推土机工作装置液压系统原理图

1—工作大液压泵　2—工作小液压泵　3—顺序阀　4—铲刀侧倾液控阀　5—松土器升降液控阀　6—松土器转角液控阀　7—铲刀侧倾阀　8—松土器升降阀　9—松土器转角阀　10—铲刀升降阀　11—梭阀　12—选择阀　13—低压泄荷阀　14—大液压泵溢流阀　15—小液压泵溢流阀　16—回油过滤器　17—铲刀提升液压缸　18—铲刀侧倾液压缸　19—松土转角液压缸　20—松土提升液压缸

初步检查松土器的操纵机构是否完好。松土器的控制阀由上述三位四通液控阀 8、9 组成，其中阀 8 控制松土器的升降，阀 9 控制松土器的转角，这两个阀又分别被三位五通松土器升降液控阀 5、松土器转角液控阀 6 控制。检查松土器升降和转角液控阀 5、6 的机械操纵机构，均连接完好，阀杆的各操纵位置调整准确无误。由于松土器在非正常条件下可以动作，所以排除了松土器本身存在故障的可能，由此可以断定，松土器不能正常工作的故障出在液压回路上。

由于松土器提升和转角均不能正常工作，下面主要以松土器的提升动作分析产生故障的原因，松土器转角动作与提升动作相同。松土器提升时，操纵松土器升降液控阀 5，小液压泵提供的先导控制油经阀 5 到松土器升降阀 8 左端，推动阀芯右移，此时工作大液压泵和小液压泵合流后的油液经松土器升降阀 8 到松土提升液压缸底腔，使得松土器提升。另外在松

土器升降液控阀5被操纵时，小液压泵油液经阀5内换向阀杆的信号油道进入选择阀12上腔，一部分油液经节流泄零，另一部分油液作用于选择阀杆，在选择阀杆上产生一个向下的推力，压缩阀杆对面的复位弹簧，使得选择阀杆切换到图中所示选择阀12上面的位置。选择阀杆移动后泵油通过选择阀12进入低压泄荷阀13的弹簧腔，产生一推力，切断低压泄荷阀的泄荷油路，并作用于大液压泵溢流阀14的压力腔，当系统压力达到17.5MPa时，压缩溢流阀弹簧，大液压泵溢流阀开启，油液经溢流阀返回油箱。

将压力表接到工作大液压泵出油口处，各阀均处于中位时，测得压力为0.5MPa，系统处于低压泄荷状态。操纵松土器升降液控阀，松土器没有动作，压力表反映的压力是0.5MPa，说明此时系统仍处于低压泄荷状态，低压泄荷阀没有关闭。再操纵铲刀升降阀，铲刀正常提升，并且在提升过程中压力表反映的压力约为4MPa，说明此时低压泄荷阀已经正常关闭。而在操纵铲刀升降阀的同时再操纵松土器升降液控阀，松土器正常提起，提升到极限位置时，压力表显示压力为17.5MPa。由以上现象可以判断出只对松土器进行操纵时，低压泄荷阀13一直处于低压泄荷状态，这是导致松土器不能正常动作的问题所在。

低压泄荷阀13没有正常关闭的原因有两个：一是阀芯卡死，但由于进行铲刀提升时动作正常，再联系压力表反映的读数，说明泄荷阀芯可以正常动作；二是低压泄荷阀13的关闭是靠负载产生的信号油控制的，如果信号油压力低或信号油没有到位，都可能使低压泄荷阀在工作装置被操纵时仍处于泄荷状态而导致这些装置不能动作。松土器提升时的信号油是经松土器升降液控阀5到选择阀12，推动选择阀12的阀杆切换位置，再到低压泄荷阀13，关闭该阀，使整个系统压力升高，松土器可以正常提升，由此可以判断，问题应该是出在选择阀12上。

如图3-21所示是选择阀的结构图。

通过图3-21可以看出，当所有阀杆均处于中位时，选择阀杆3在复位弹簧5的作用下处于最右端位置，此时由于没有信号油，图3-20中低压泄荷阀13弹簧腔内的油液通过泄零油道泄零。当操纵松土器升降液控阀时，提升信号油进入图3-21中选择阀杆3的右腔，通过选择阀杆3右端的节流油道2与泄零油道接通。由于节流油道2的节流作用，通过此油道的信号油产生压差，右端压力升高，此压力作用于选择阀杆3的右端，向左产生推力，当产生的推力大于阀芯左端的弹簧力时，选择阀杆3向左移动，将泵出口油与至大泵溢流阀油道接通。这时泵出口压力油进入图3-20中低压泄荷阀13弹簧腔，关闭低压泄荷阀，并作用于大泵溢流阀14上，当压力达到

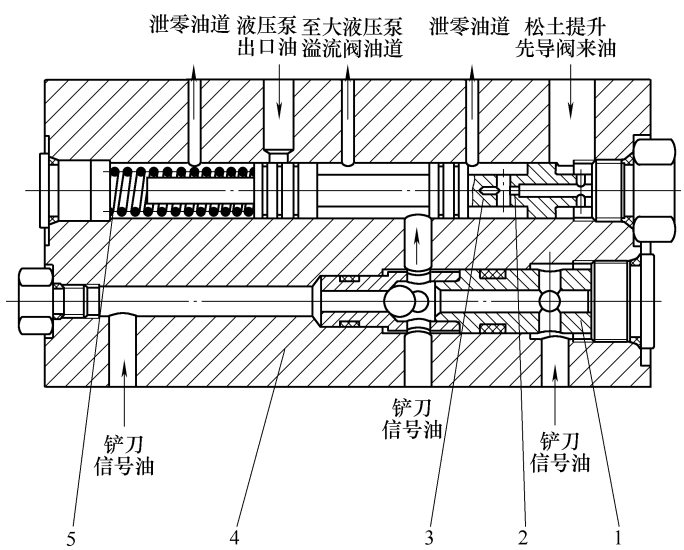


图3-21　选择阀结构图

1—梭阀　2—节流油道　3—选择阀杆　4—阀体　5—复位弹簧

17.5 MPa时，大泵溢流阀 14 开启，系统溢流。

由此可见，这台 SD8 型推土机松土器不能正常动作的原因应该是图 3-21 中选择阀杆 3 在松土操纵时位置不正确。由于选择阀杆的移动靠压力油在节流油道 2 两端产生的压力差，此压力作用在阀杆的右端压缩左端弹簧推动阀杆移动，如果作用于阀杆右端的压力低，产生在阀杆右端的推力小于阀杆左端的弹簧力，阀杆移动过少或没有移动，泵出口油和低压泄荷阀弹簧腔未接通，低压泄荷阀处于泄零状态，此时系统压力低导致松土器不能正常工作。初步判断是节流孔大，节流作用不明显，使阀杆右端压力过低所致。

3. 改进处理

将图 3-21 中选择阀杆 3 拆下后测量节流孔直径 $d=1.5\text{mm}$，长度 l 约为 1mm，此节流孔前加工有 1 个长 17mm，直径 3mm 的孔，通过流量 $Q=1.5\text{L/min}=0.25\times10^5\text{mm}^3/\text{s}$。复位弹簧 5 外径 $D=11\text{mm}$，钢丝直径 $d_1=14\text{mm}$，弹簧有效圈数 $n=10$ 圈，按照弹簧计算公式 $k=\dfrac{Gd_t^4}{8(D-d_t)^3n}$ 计算得其刚度 $k=4.29\text{N/mm}$，式中弹性模量 $G=79000\text{MPa}$。选择阀杆移动到工作所需位置时弹簧压缩 $s=11\text{mm}$，此时弹簧力 $F_t=k\cdot s=47.2\text{N}$。节流孔为薄壁小孔，小孔直径 $d=1.5\text{mm}$，取油液密度 $\rho=900\text{kg/m}^3$，由力学计量单位 $1\text{N}=1\text{kg}\cdot\text{m/s}^2$，可推出 $1\text{kg}=1\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}$，代入油液密度公式可得出 $\rho=900\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^4=0.9\times10^{-9}\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{mm}^4$。根据薄壁小孔流量、压力变化公式 $\Delta p=Q^2/(CdA\sqrt{2/\rho})^2$ 可计算出作用在选择阀杆右端的压力即薄壁小孔节流压差 $\Delta p=0.24\text{MPa}$，其中节流小孔面积 $A=\dfrac{\pi}{4}\cdot d^2=1.77\text{mm}^2$，流量系数 $C_d=0.62$。选择阀杆 3 直径 $d_F=12.7\text{mm}$，作用在选择阀杆右端的作用力 $F_F=\Delta p\cdot\dfrac{\pi}{4}d_F^2=30.4\text{N}$，$F_t>F_F$，由此可看出由于阀杆右端的节流孔偏大，节流作用不明显，导致阀杆右端作用力低于左端弹簧力，选择阀杆不能移动到正常位置，使得泵出口油和低压泄荷阀弹簧腔没有接通，低压泄荷阀处在泄漏状态，此时系统压力低，所以松土器不能正常工作。

根据以上分析采取如下解决办法：用一个加工成直径为 3mm、长 5mm 的销子砸入选择阀杆右端直径 3mm 孔中，并在其上钻一个直径为 1.2mm 的小孔，修完后将选择阀杆安装好，再对松土器进行操纵，此时松土器的提升、下降以及前后转角均正常，故障被排除。

经过进一步分析计算，将选择阀杆上的节流孔改为直径 1.1mm 的小孔，增强该孔的节流效果。通过对选择阀杆的改进，解决了 SD8 型推土机松土器的选择阀杆反应灵敏问题，松土液压系统工作稳定可靠。

3.3.12 TY120 型推土机工作装置换向阀浮动位不正常的解决

1. 工作装置阀主要功能

某 TY120 型推土机工作装置液压系统工作原理如图 3-22 所示，所配工作装置换向阀（型号为 VDL20-2）系滑阀式多路换向阀。第 1 个三位六通阀（侧倾阀）用以控制推土铲侧倾液压缸实现铲刀的停位、左倾和右倾动作，操作方式为手动操作、弹簧复位；第 2 个四位六通阀（推土阀）用以控制推土液压缸实现铲刀的提升、停位、切土、浮动（推土液压缸有杆腔和无杆腔相通）动作，操作方式为手动操作、弹簧复位、第 4 位钢球定位。此工作装置换向阀装车后在试车过程中出现推土阀浮动位不可靠的问题，具体表现为：将操纵手柄

推到浮动位位置，松手后手柄自动回到中位，而不能在此位置定位。配套厂家经过多次努力，解决效果一直不理想。为了尽快解决问题，将推土阀的浮动定位系统部分解体并进行检测，阀杆的定位结构如图3-23所示，通过尺寸链计算得出：阀杆提升、切土、浮动位的实际行程分别是9.5mm、9.5mm、4.7mm，而阀杆的理论行程分别是9.5mm、9.5mm、6mm，阀杆的行程示意如图3-24所示，由此判断问题的发生是由于阀杆浮动位的行程不够引起的。

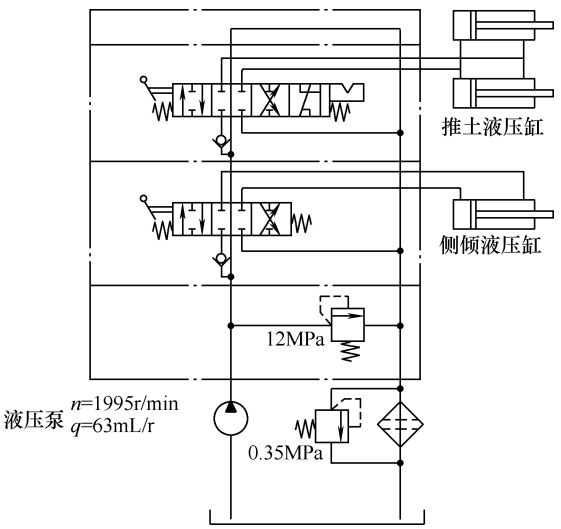


图3-22　工作装置液压系统原理图

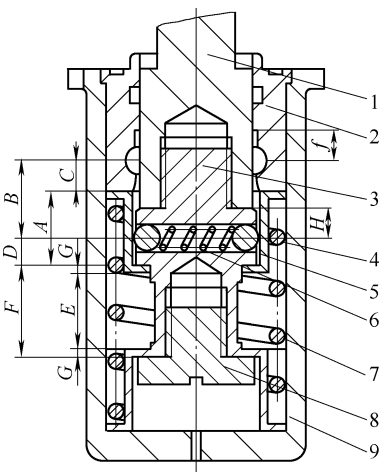


图3-23　阀杆定位结构

1—阀杆　2—定位套　3—定位柱
4—定位钢球　5—弹簧座　6—定位弹簧
7—回位弹簧　8—螺钉　9—定位座

2. 定位系统结构及问题原因分析

阀杆定位系统结构如图3-23所示，切土位的行程为定位钢球4中心至定位套2下端面的尺寸，等于9.5mm；浮动位的行程为定位钢球4由切土位到定位套2环形定位槽中心的尺寸，等于6mm；提升位的行程为螺钉8下端面至定位座9内孔底面的尺寸，等于9.5mm。浮动位的行程 $B=A+C-D$，同时需满足两个条件：①$E=F-2G\geqslant B$（否则，阀杆未到浮动位即发生两个弹簧座并死，导致阀杆无法运动到位）；②$I\geqslant H$（否则，阀杆未到浮动位即发生定位柱上端面与定位套内孔台阶并死，也将导致阀杆无法运动到位）。对解体零件检测的结果为尺寸 A、C、D、F、I、H 都在公差允许的范围之内，而弹簧座5的尺寸 G 严重超差，计算结果为装配尺寸 E 的实际数值等于14.2mm，比理论行程15.5mm小了1.3mm，导致阀杆不能运动到浮动位，定位钢球不能正确卡入定位套的环形槽内，造成阀杆浮动位不能定位。

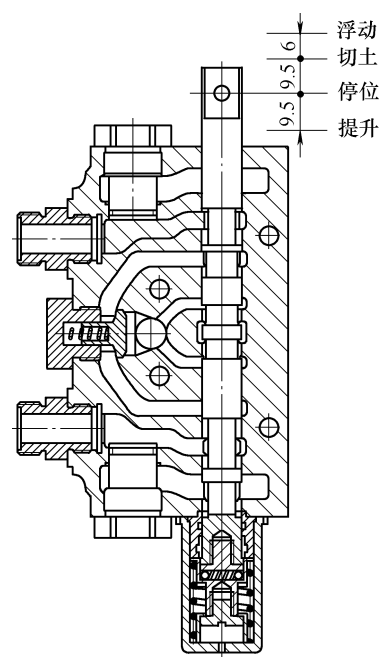


图3-24　阀杆行程示意图

3. 解决办法

造成弹簧座的尺寸超差的主要原因是由于该零件为

冲压件，冲压后的变形量很难保证公差要求，而且该零件法兰厚度只有 1.5mm，若将其加工方法改为车削，则会降低零件的抗疲劳能力，为了保证产品的使用寿命只能放宽该零件的尺寸公差要求，而采取将定位柱尺寸 F 加大 1.5mm 的措施，以满足 $E = F - 2G \geqslant B$ 的要求。同时，为了避免造成提升位的行程减小 1.5mm 问题产生，定位座 9 的内孔深度相应加大 1.5mm。

试车过程中，还发现推土机行走过程中由于颠簸而使工作装置换向阀阀杆自动从浮动位跳回中位，这就说明钢球虽然能够进入到定位槽中，但是定位保持力达不到要求，故将定位弹簧 6 的钢丝直径加大，以增加弹簧刚度，从而加大了钢球的定位保持能力，使得工作更为可靠。该阀是装载机工作装置换向阀改制的，因装载机此种工况较少，所以这个问题在装载机的使用中反映不明显，而推土机的使用工况恶劣，负载的变化及行驶路面的情况都较装载机复杂得多，故在推土机用工作装置换向阀的选型、设计及制造过程中都应特别注意适应其工况要求，从而满足整机的使用要求。

通过如上所述改进措施的实施，以及对装配质量的严格控制，使得阀杆的各个位置都有了足够的行程，解决了先前阀杆不能定位的问题。改进后的工作装置多路换向阀使用效果良好，能够满足推土机的工况要求。而且，此改进方案基本不需要增加成本，加工方便，取得了良好的经济效益。

3.3.13 TQ200 型推土机提铲冲击现象测试及解决措施

1. 故障现象

某公司的 TQ200 型推土机在进行样机试制时出现铲刀提升时有振动的现象，具体表现为：将铲刀快速放到地面后快速提升，铲刀上升到一定高度后突然抖动一下然后平稳运动；将铲刀慢速下放再提升铲刀，现象仍然存在但抖动稍轻。该机工作装置液压系统如图 3-25 所示。

在该系统中，为提高工作效率，在铲刀升降液压缸上装有快降阀 6，其工作原理如下：铲刀快速下降时有杆腔油流量增大，经快降阀节流孔时在 b、a 两侧产生压差，当作用在阀芯右侧的液压力大于弹簧力时，阀芯推至左端，有杆腔的一部分液压油流向无杆腔，加速铲刀下落。

2. 故障检测及分析

经过仔细分析，认为造成铲刀抖动的原因在于铲刀升降液压缸有异常。为查清此问题，使用 PARKER SCM-300 手持测量仪和计算机对系统进行检测。SCM-300 手持测量仪可以用来测量压力、流量等参数，计算机用于数据的转移存储及处理分析。

由于故障现象与铲刀下降速度和发动机油门大小有关，故在不同的情况下对系统进行检测。

（1）测试方法一　发动机转速设定为 1500r/min，将铲刀快速放到地面，然后快速提铲，反复试验 3 次，测量铲刀升降液压缸无杆腔的流量和压力，记录曲线如图 3-26 所示。

由图 3-26 可知，铲刀提升时，铲刀升降液压缸活塞上移，无杆腔流量开始上升，但无杆腔回油压力（背压）为零。从提升起始点 0.5s 后，流量上升到 70L/min 时，瞬时掉至 30L/min，此时压力（背压）仍为零；此后流量瞬间上升至 116L/min，压力也快速上升至 1.6 MPa，接下来流量和压力均平稳。重复试验 3 次，每次的数据几乎一致。

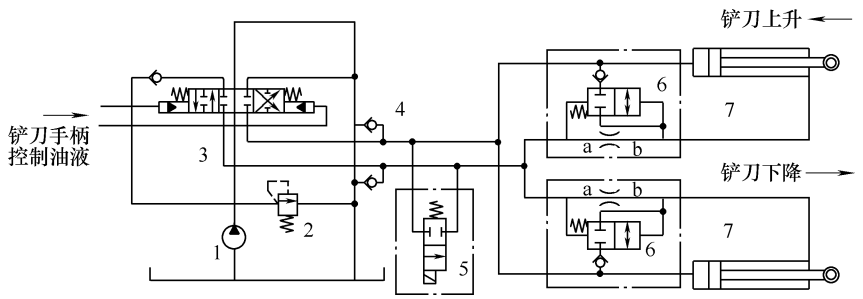


图 3-25　TQ200 型推土机工作装置液压系统原理图

1—工作液压泵　2—安全阀　3—液控换向阀　4—补油单向阀　5—浮动阀　6—快降阀　7—铲刀升降液压缸

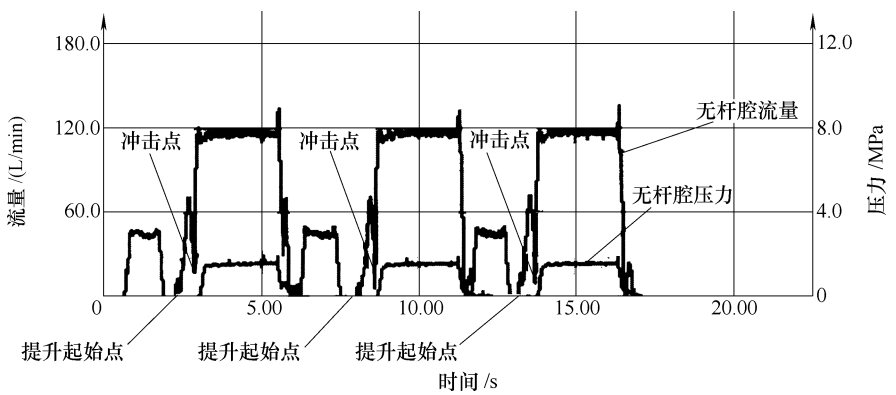


图 3-26　第一次测试曲线

当液控换向阀阀芯全开时，由于铲刀在重力作用下，下降速度过快，仍会造成提升液压缸无杆腔缺油以致形成负压，油中空气析出。铲刀提升时，进入无杆腔的油包括三部分：一部分为工作液压泵来油；一部分为有杆腔通过快降阀进入无杆腔的油；一部分为补油单向阀来油。如图 3-26 所示，提铲初期，流量从零到 70L/min 时，无杆腔回油压力（背压）为零，这种情况属异常现象，因为活塞运动速度恒定（工作泵至有杆腔流量恒定），在正常情况下，无杆腔回油流量（背压）也应恒定，同时管路必定存在压力损失，决不可能是零。一个合理的解释为：流量计测出来的不是无杆腔的真实流量，而是一种空气和油的混合物流量，实际液压流量为零。

铲刀提升时，由于活塞上移，无杆腔与多路阀之间的管路体积不断减小，油液渐渐充满油道，空气受压缩。当压力大于空气分离压时（0.5s 后），无杆腔内的空气瞬时被压入液压油中，产生汽蚀，液压缸即表现为振动现象，之后液压缸即进入正常运动状态。

（2）测试方法二　发动机转速为 2300r/min 时，将铲刀快速放到地面上，然后快速提铲，反复试验 3 次。测量铲刀升降液压缸无杆腔的流量和压力，记录曲线如图 3-27 所示。

图 3-27 的流量和压力图形与图 3-26 相似。发动机转速增高，液压泵流量增大，液压缸活塞杆运动速度提高，无杆腔的回油流量和回油背压随之增加。液压缸提升起始点与冲击点之间的间隔由原来的 0.5s 缩短为 0.25s。这是由于液压泵转速增加后，一方面落铲时进入无杆腔的油液增加（铲刀下落时间相等），无杆腔真空度减小；另一方面提铲速度加快，弥补真空的时间就要缩短。

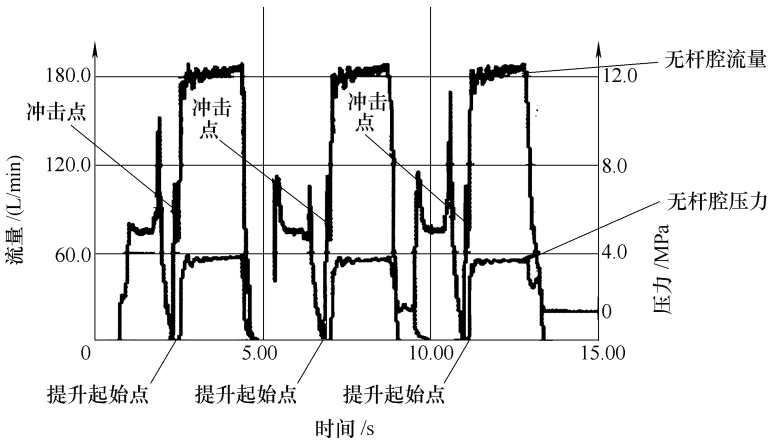


图 3-27　第二次测试曲线

（3）测试方法三　发动机转速设为 2300r/min，将铲刀快速放到地面后继续动作，直到液压缸将机头支承起来，然后快速提铲，重复试验 2 次。测量铲刀升降液压缸无杆腔的流量和压力，记录曲线如图 3-28 所示。由图 3-28 可见，从提铲起始点开始，无杆腔回油流量和背压均上升，中间无突变点，整个提铲过程中也没有冲击。这是因为铲刀快速落地后，接着就把机头支撑起来，液压油充满无杆腔，没有真空现象，所以在提铲过程中没有冲击。

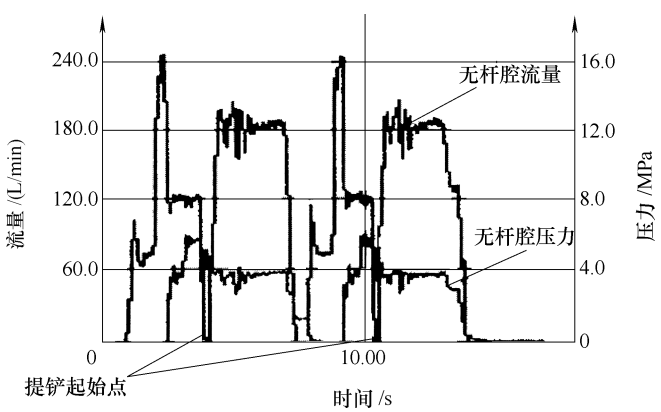


图 3-28　第三次测试曲线

至此，试验曲线证实了推断：提铲冲击是由于升降液压缸无杆腔汽蚀引起的，同时缺油量的多少决定冲击的大小和发生的时间。

3. 解决办法

解决铲刀升降液压缸汽蚀问题的关键在于解决无杆腔的真空度问题，途径有两个。

1）增大铲刀下降时无杆腔的流量。增大补油单向阀通径，尽量减小其开启压力，加大铲刀下降时向无杆腔补油的流量。

2）在保证快降阀工作（阀芯开启）的前提下，适当减慢铲刀下降速度，延长无杆腔补油时间。如可在有杆腔增加一单向节流阀，提铲时，液压油从泵经单向阀至有杆腔；落铲时，从有杆腔回油箱的油必须经节流孔才能回油箱，这就增大了有杆腔的回油阻力以减小铲刀自重的重力影响，达到降低液压缸运动速度的目的。降低活塞运动速度还有利于提高密封

件的使用寿命。

同时采用了这两种方法对多路阀进行改进：一方面增大提升阀组的补油单向阀通径，减小其开启压力（减小至 15MPa）；另一方面将提升阀组做成不对称结构，减小有杆腔回油节流通径，原理如图 3-29 所示。

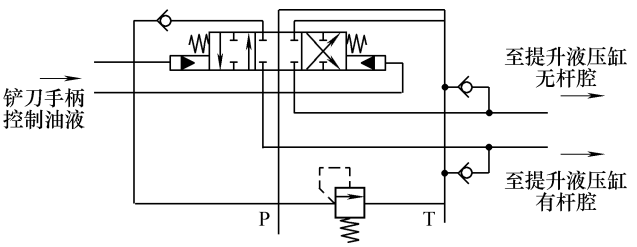


图 3-29　改进后的多路阀原理

改进后的多路阀经装机试验，提铲冲击问题得以解决。

3.4　推土机液压控制问题案例分析

3.4.1　140—2 型推土机先导液压系统的改进

某工程机械公司开发的 140—2 型推土机采用了比例先导控制液压系统，单杆可实现推土铲的提升、下降、浮动以及左右侧倾，松土装置的操纵同样采用比例先导控制，因此大大提高了推土机的作业效率，降低了驾驶员的劳动强度。

1. 选择阀的作用

140—2 型推土机的工作液压系统原理如图 3-30 所示。选择阀在先导油路中的作用是在发动机熄火状态下实现铲刀或松土器下落到地面。该阀具体原理如图 3-31 所示，当发动机工作时，先导泵正常工作，来油从 P1 口进入，经换向阀杆内腔从 P2 口流出，流入先导阀完成先导控制作用。先导控制油的压力由系统中的溢流阀控制，此时去铲刀液压缸有杆腔的通路被单向阀 5 切断，而无杆腔来油因 P2 口压力为 2.5MPa，大于 PR 端定值减压阀的设定压力 1.05MPa，故 PR 口不通。

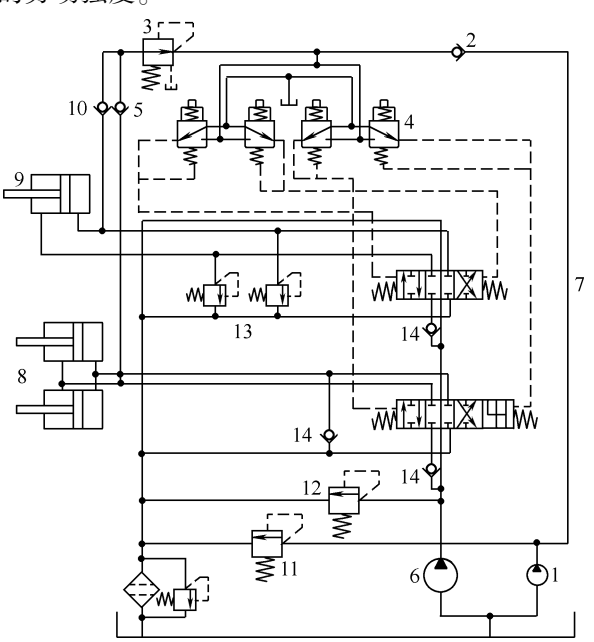


图 3-30　140—2 型推土机工作装置液压系统原理

1—先导泵　2、5、10、14—单向阀　3—选择阀　4—BJS 先导阀
6—工作装置液压泵　7—换向阀组　8—铲刀液压缸
9—松土液压缸　11—溢流阀　12—安全阀　13—过载阀

发动机熄火后，先导泵不供油，P1 口无压力油供给，若铲刀或松土器未接触到地面，则由于铲刀重量使铲刀液压缸有杆腔产生压力油，推开单向阀 5，作用在阀口，进入先导控制阀的进油腔。此时若操纵先导阀，PR 口的压力油经过先导阀作用在换向阀控制口上，完成铲刀的放下动作，而另一单向阀 2 截断了与先导泵的通路，P1 口不通。从 PR 口来的油经定值减压阀的“R”口减压后，P2 口出油控制压力为 1.05MPa，L 口为泻油口，接油箱。

2. 先导液压系统的主要故障

1）当铲刀降落油路的单向阀卡住或损坏，操作先导阀的手柄使铲刀下降时，松土器跟着下降。因为铲刀下降时，铲刀液压缸的有杆腔内压力油压力为零，而松土器液压缸底腔内的压力油打开单向阀 10，通过选择阀的三通接头进入铲刀提升液压缸的有杆腔而回到油箱。

2）当松土器降落油路的单向阀卡住损坏，操作松土器先导阀手柄，使松土器下落时，铲刀也随之下落。因为在松土器下降时，松土液压缸的大腔内压力油通零，而铲刀液压缸有杆腔内的压力油打开单向阀 5，通过选择阀的三通接头进入松土器液压缸的大腔而回到油箱。

3. 先导液压系统的改进方法

由于先导液压系统中选择阀和单向阀的存在，如果单向阀失效就会导致上述故障发生的可能。为此，对先导液压部分进行了改进设计，取消了选择阀和单向阀，用囊式蓄能器取代选择阀，如图 3-32 所示。

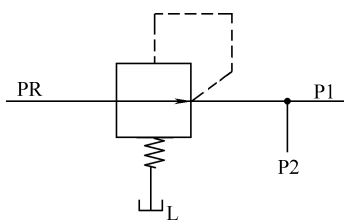


图 3-31　选择阀原理图

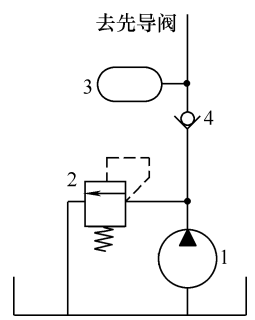


图 3-32　改进后的先导液压原理图

1—先导泵　2—先导泵溢流阀　3—蓄能器　4—单向阀

当推土机工作时，蓄能器内油液和先导油路压力相同（压力值由先导溢流阀调定），即 $p_3 = 2.5\text{MPa}$，由于蓄能器具有储存能量、补充泄漏、保持恒压等作用，所以在发动机熄火后的一段时间内，能保持先导压力与调定压力接近。此时如果铲刀或松土器处于提升状态，可操纵手柄使蓄能器的压力油进入先导阀，操纵换向阀使铲刀或松土器下降到地面，可以起到与选择阀相同的作用。

囊式蓄能器具有漏气损失少、反应灵敏、重量轻、体积小等优点，用于储能的容量可按下式计算。

$$V_1 = V \cdot \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{1}{n} \cdot \frac{1}{1 - \dfrac{p_2}{p_3} \cdot \dfrac{1}{n}}$$

式中，V_1 为蓄能器容量（L）；V 为有效容量（L）；p_1 为充气压力，$p_1 = 0.6$，$p_2 = 0.72\text{MPa}$；p_2 为换向阀启动所需压力，$p_2 = 1.2\text{MPa}$；p_3 为先导系统工作压力，$p_3 = 2.5\text{MPa}$；n 为多变指数，对于氮气取 1.4。

其中，V 为蓄能器的有效排油量，即为换向阀阀杆从中位到最大开口位所产生的油液容积变化量。考虑到铲刀和松土器从最高点到地面的距离，以及操作的安全性，蓄能器的有效排量需满足铲刀和松土器的手柄操作次数均不少于 4 次，即 $V_{\min} = 87\pi d^2 S/4$（d 为换向阀阀杆直径，$d = 25\text{mm}$，S 为换向阀阀杆换向行程，$S = 13\text{mm}$）。则 $V = 0.051\text{L}$，由此可得

$V_1 = 0.091\text{L}$。

考虑到发动机在熄火后先导阀的泄漏量，以及蓄能器生产厂家的规格，决定选用蓄能器的容量为 0.63L，可满足铲刀和松土器先导阀操纵的需要。

经过改进，由于取消了选择阀，使先导控制部分的管路相对简单，液压元件相对减少，同时也降低了先导液压部分的故障率。经过实践试用，改进后的 140—2 型推土机的先导液压部分的可靠性大大提高。

3.4.2　推土机工作装置液压系统先导阀与多路阀的匹配

采用先导阀作为控制元件的液压系统中，必须使用相应的液控阀。操作先导阀手柄摆动一个角度后，其相应的输出口就会输出一定压力的控制油，作用在液控多路换向阀某阀杆的一端。通过与该阀杆复位弹簧共同作用使阀杆保持在一个相应的开口位置，从而对高压油进行流量控制后到达执行元件，实现对工作装置的速度与作用力的控制。这种控制的优点是操作舒适、动作灵敏、微动性好。

1. T165—2 型工作装置液压系统

T165—2 型推土机的工作装置液压系统主要包括先导操纵阀、液控式多路换向阀、选择阀、定量齿轮泵、液压缸等液压元件，系统原理图如图 3-33 所示。

该机配置的多路换向阀的铲刀控制阀片为 Q 型阀，浮动位由图 3-33 中四位 Q 型换向阀 14 的最右位实现。先导操纵阀建立二次压力推动多路换向阀阀杆的二级弹簧，从而实现下降位与浮动位的切换。先导阀相对应的控制口加了浮动位机械锁定机构。选择阀的功能是实现发动机停车后铲刀能够降落到地面，并且保证由工作装置自重在液压缸中产生的高压油经该阀到先导阀的压力保持在 1.05MPa 以下。

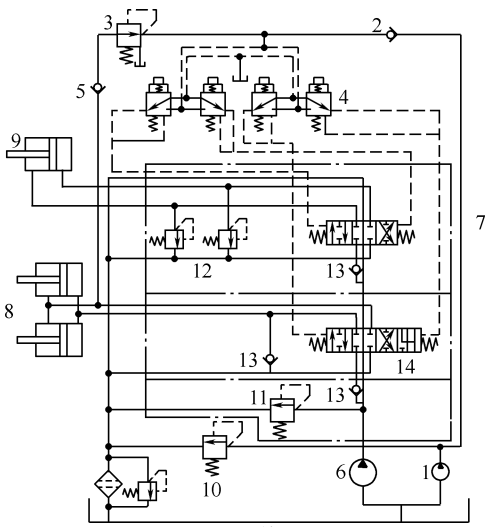


图 3-33　系统原理图

1、6—液压泵　2、5、13—单向阀　3—选择阀
4—BJS 先导阀　7—换向阀组　8—提升液压缸
9—侧倾液压缸　10—溢流阀　11—安全阀
12—过载阀　14—四位 Q 型换向阀

在产品试制初期，发现这套系统的控制存在一定的不足。先导阀控制下的换向阀的启动性与调速性都比较差，在操纵先导阀手柄后，换向阀不能进行小开口控制和微动调节，当操作手柄到达某一位置时换向阀突然开启而直接达到中开口位置，使得铲刀动作不易控制，作业质量低。

2. 问题分析

1）多路换向阀的阀杆受力分析。在阀杆启动过程中受到的作用力为

$$pS = F_f + F_1 + F_a$$

式中，p 为先导阀输出的控制油压；S 为多路换向阀的阀杆截面积；F_f 为多路换向阀的阀杆与阀体之间的最大静摩擦力，由阀杆与阀体材质、润滑情况、加工精度等因素决定；F_a 为阀杆启动过程中的瞬间液动力，与阀杆移动的速度有关，即仅与阀口开度的变化率有关；F_1 为多路换向阀阀杆的复位弹簧力。

$$F_1 = \Delta l \cdot k + F_0$$

式中，F_0为复位弹簧力的预紧力；k 为复位弹簧力的弹性系数；Δl 为阀杆从中位到某一开口量的位移。

从式中可以看出，先导油压对阀杆的作用力 pS 与复位弹簧力 F_1、最大静摩擦力 F_f、瞬间液动力 F_a均成线性关系，在同一先导油压下改变等式右边任一项均可影响到换向阀阀杆开口量。

当采用定量泵供油时，阀杆节流配合安全阀溢流来实现调速的液压回路中，执行元件的速度主要取决于多路阀阀杆的位移情况，而多路阀阀杆的动作由上述几个因素决定。经分析，先导阀与多路换向阀不能很好地匹配。在以先导油液作为控制介质的油路中，先导控制油靠逐渐建立起来的压力去克服弹簧力的作用，一方面没有机械连杆直接的力反馈感觉，另一方面没有机械连杆中手柄摆角与多路换向阀阀杆位移之间直接对应关系。这样在操纵阻力很小的情况下，操纵手柄会轻易摆动到较大摆角，此时对应的先导油压升高到一定程度，克服了弹簧力，会使阀杆突然移动而“释放”。其结果是由先导阀手柄给定的位置决定了阀杆在一开启就处于中开口位置。

从式中可以看出，等式的右边由三项组成，根据等式的特性，如同时增大等式左边项与等式右边的某一项后，两者的相互关系受到其他项的影响就会变小。

因此提高先导油液的作用压力，同时相应提高复位弹簧力，可使两者更好地匹配。

2）先导阀调压柱塞的受力分析。先导阀调压柱塞的受力为

$$pS_1 = k_1 \cdot \Delta l_1$$

式中，p 为先导阀输出的控制油压；S_1为调压柱塞的面积；k_1为调压弹簧的弹性系数；Δl_1为调压柱塞的位移，与操纵手柄的摆动角度成正比。

考虑到调压柱塞的配合段较短，几何加工精度等各方面对其影响较小，不会出现诸如多路换向阀阀杆的爬行现象，不会对先导阀的输出压力产生大的影响，另一方面实际情况要求先导阀具有一定的操作阻力，故上式中的摩擦阻力可以忽略不计。

综上所述，先导阀的输出压力决定于调压柱塞的移动量即操纵手柄的摆动角度。

3. 改进后的情况

对于具有 Q 型机能的四位阀来说，实现铲刀的上升与下降所需要的一次压力，先导阀对其输出的压力范围在 0.5 ~ 0.96MPa 之间；而为实现浮动位，先导阀对其输出的二次压力的范围在 1.12 ~ 1.33MPa。可以看出，关系到换向阀的启动性与调速性的一次压力调压范围比较窄，仅为 $\Delta p = 0.46$MPa。

经过反复试验，把 Q 型换向阀的复位弹簧钢丝直径由 ϕ4mm 提高到 ϕ4.2mm，而自然长度不变，在提高了刚性的同时也增加了弹簧的预紧力，同时相应提高了先导阀柱塞调压弹簧的弹性系数。

经过改进后，一方面把多路换向阀由铲刀下降位到浮动位的转换压力点提高到 1.7MPa 左右，加宽了下降位的控制范围，变化范围在 0.55 ~ 1.4MPa 之间，相应地增大了先导阀操作手柄摆动范围，提高了先导操纵微动性。另一方面是该压力点的提高，使得由铲刀下降位到浮动位的转换范围由 0.96 ~ 1.12MPa 改变为 1.40 ~ 1.70MPa，使得浮动位的操纵感觉更明显。由于先导阀操作手柄总成上安装了机械定位机构，机构在定位过程中需要一定的行程，占据了操作手柄摆动角的一部分，故调压范围有一段不可用。表 3-8 为改进前后数值的

对比。

表 3-8　改进前后的先导油压与弹簧力

项　目		多路换向阀的弹簧力/N		先导阀的调压范围/MPa	
		改进前	改进后	改进前	改进后
四位Q型阀	下降位	257～471	262～532	0.5～0.96	0.55～1.40
	浮动位	547.4～652.8	714～867	1.12～1.33	1.70～2.20

经上述改进后，先导阀与多路换向阀的匹配性得到很好的改善。换向阀的启动性有所提高，铲刀的微调动作基本上满足了设计要求。

3.4.3　PWM 液压阀在工程机械工作机构改装中的应用

随着现代工业自动化程度的提高，液压技术与计算机技术、电子技术的融合已经成为必然的趋势，数字化液压元件的开发应用将是今后液压技术发展的一个方向。PWM（Pulse Width Modu—lation）液压阀，又称为高速开关阀，作为一种新型的数字式电液转换控制元件，具有价格低廉、抗污染能力强、工作可靠、重复精度高、成批产品的性能一致性好等特点，因此在国外已被广泛地应用于汽车、工程机械、农业机械等许多方面。PWM 液压阀、伺服阀和比例阀的主要特点和性能对比情况分别见表 3-9 和表 3-10。

表 3-9　PWM 液压阀、伺服阀和比例阀的主要特点比较

项　目	结　构	控制精度	响应速度	与电子电路的配合	价　格	抗污染能力
PWM 液压阀	简单	差	快	很好	极低	极强
比例阀	较简单	较好	一般	较好	较贵	较强
伺服阀	复杂	好	慢	不太好	很贵	弱

表 3-10　PWM 液压阀、伺服阀和比例阀的性能对比

项　目	介质过滤精度/μm	阀内压力降/MPa	稳态滞环（%）	重复精度（%）	频宽/(Hz/3dB)	中位死区	价格因子
伺服阀	3	7	1～3	0.5～1	20～200	无	3
比例阀	25	0.5～2	1～3	0.5～1	6～25	有	1
PWM 液压阀	25	0.25～0.5	0.1～1	0.1～1	80～100	有	0.5

下面以日本小松公司生产的 D65E—12 型多功能推土机为例，说明 PWM 液压阀在工程机械工作机构改装设计中的应用。

1. PWM 液压阀工作原理

PWM 液压阀的结构和普通的电液控制阀并无本质区别，由于其阀芯的质量和行程都很小，因而能以很高的响应速度来跟踪控制信号，便于微机和各种单片机进行实时控制。

PWM 液压阀的控制原理图如图 3-34 所示。脉宽调制器将输入的控制信号与载波信号比较后，转换为周期为 T 的脉宽调制信号。图 3-34a 中的 U 为计算机计算输出的控制信号，通过将控制信号与计算机输出的另一系列作为载波信号的锯齿波信号 V 作比较。如果在某一

时刻 U 的值大于锯齿波 V 的值，则 PWM 液压阀开启，否则关闭。随后得到图 3-34b 中所示的一系列控制指令，将这一系列控制指令施加到 PWM 液压阀的电磁线圈上，在高电平期间，有流量 q 通过，其余的时间内则无流量通过。高速开关阀采用脉宽调制原理来控制其平均流量，由于时间 T 非常小，常为 0.01～0.15s，因此，可用平均流量 q 来表示这一时间内 PWM 液压阀的输出流量。

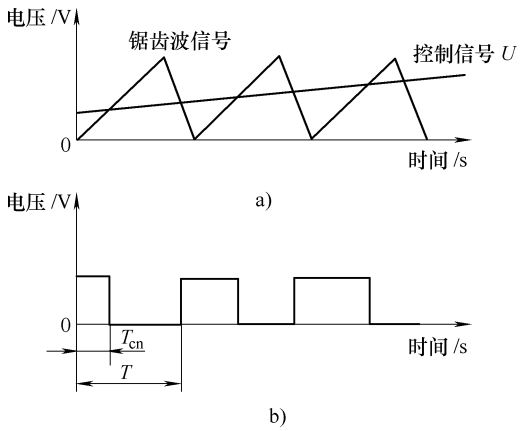


图 3-34　PWM 液压阀的控制原理图

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

式中，C_d 为流量系数；A 为阀 VI 的开口面积，τ 为一个周期内的高电平时间 T_{on} 与周期时长 T 之比，Δp 为油压差，ρ 为油的密度。

上式表明，PWM 液压阀的流量 q 与脉宽占空比 τ 成正比。脉宽占空比 τ 越大，通过 PWM 液压阀进入液压缸的平均流量越大，液压缸的运动速度就越快。而且脉宽调制信号可直接由计算机输出，PWM 液压阀能够直接以数字信号的方式进行控制，不必经 D/A 转换，计算机可以根据控制要求发出脉宽调制信号，控制 PWM 液压阀电磁铁动作，从而使 PWM 阀开启或关闭，以控制液压缸液压油流量的大小和流向。

2. 改装过程

D65E—12 型推土机工作装置液压系统原理如图 3-35 所示，铲刀是 D65E—12 型推土机的主要工作部件，它有两个相互关联的操纵机构，分别用来控制铲刀倾斜和铲刀升降的操纵手柄，既可以单独动作，也可以复合动作。铲刀倾斜液压缸 7 和铲刀提升液压缸 6 分别由两个 PPC 阀 4A、4B 作为先导阀，对主控制多路阀 5 进行控制，使其按要求进行换向，从而使铲刀进行相应的升降和倾斜动作。

由于图 3-35 中的 PPC 阀在工程实践应用中存在冲击大、力量小、控制精度低和运行不平稳等缺点，对 D65E—12 型推土机的使用性能造成了一定的影响。所以改装过程主要将原来的 2 个 PPC 阀（4A，4B）换成 4 个 PWM 液压阀（共 2 组，2 个 PWM 液压阀作为一组代替一个 PPC 阀），2 个操作手柄换成一个手柄，并且在手柄的下方加装了一个和手柄偏转角度成正比的信号发生器，再结合有关的液压元件和 PWM 液压阀的单片机控制电路，对主控制多路阀 5 所构成的液压系统进行改装设计。

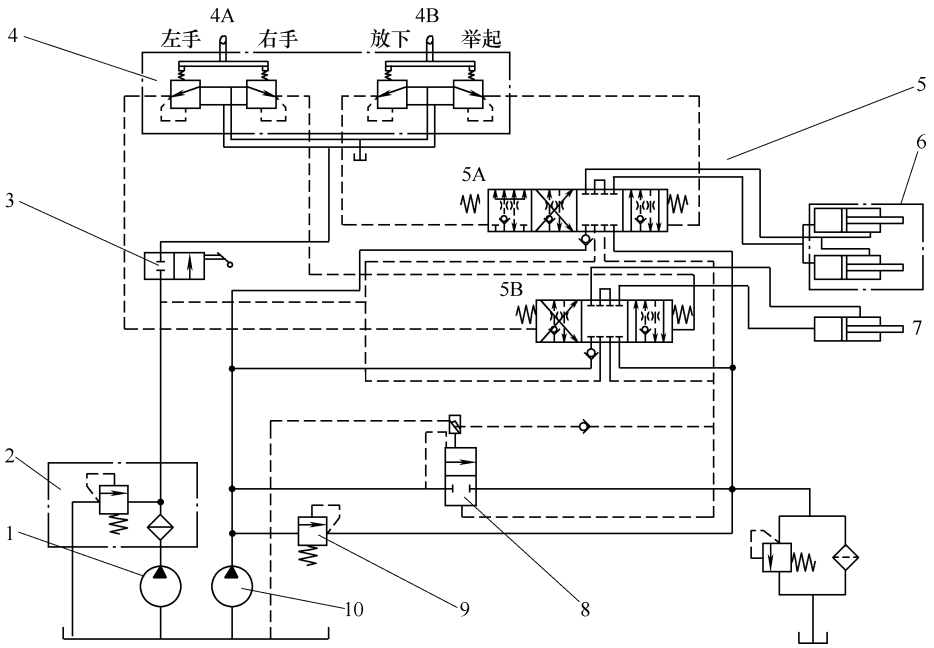


图 3-35　D65E—12 型推土机工作装置液压系统原理图

1—PPC 泵　2—溢流阀　3—PPC 制动阀　4—铲刀控制 PPC 阀（4A 为铲刀倾斜阀、4B 为铲刀提升阀）　5—主控制多路阀（SA 为铲刀提升阀、5B 为铲刀倾斜阀）　6—铲刀提升液压缸　7—铲刀倾斜液压缸　8—可变卸荷阀　9—主卸荷阀　10—液压泵

3. PWM 液压阀电控模块的设计

改装后的铲刀电液控制回路框图如图 3-36 所示，D65E—12 型推土机的电控单元接收驾驶员从操作手柄前、后、左、右四个方向发出来的指令，经过 A/D 转换器进行模拟数字转换后送入单片机。单片机再根据铲刀位置传感器所检测到的铲刀实际位置信号进行分析和运算，输出的数字信号经过 PWM 功率放大器以后直接驱动各个 PWM 液压阀的电磁线圈，控制工作装置的液压系统，驱动液压缸，使铲刀按照所需的方向、速度和工作方式进行动作。其中单片机使用 MCS—51 系列，模数转换器为 ADC0809。因操作手柄传感器最大输出电压必须稳定在 5V 以下，不能直接使用蓄电池电源电压，因而使用了 7805 型稳压器，以便获得 PWM 液压阀所需的稳定占空比。

推土机电控系统软件设计主要是完成手柄角度信号的采集、数字滤波、判定手柄的转动方向，最终确定将要产生的信号来驱动 PWM 液压阀的工作。具体组成部分是由主程序、数据采集、数字滤波、算术判定控制、PWM 信号判定产生等子程序组成，其中主程序流程图如图 3-37 所示。

4. 改装效果

以上方法用来对 D65E—12 型推土机进行改装。由于减少了一个操纵手柄，将 PPC 阀换成了脉宽调制式的 PWM 液压阀，改装后的小松 D65E—12 型推土机在实际工程应用中使用更加方便，性能更加可靠，反应速度更快，控制精度显著提高。

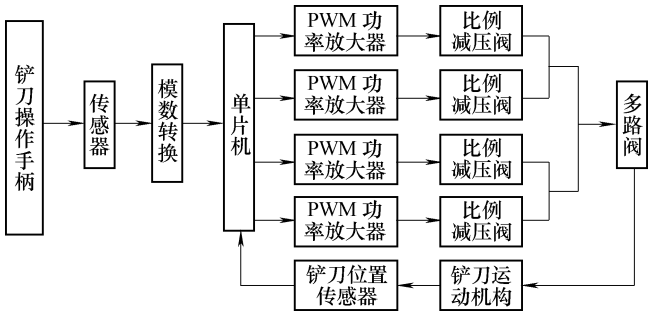


图 3-36　铲刀电液控制回路框图

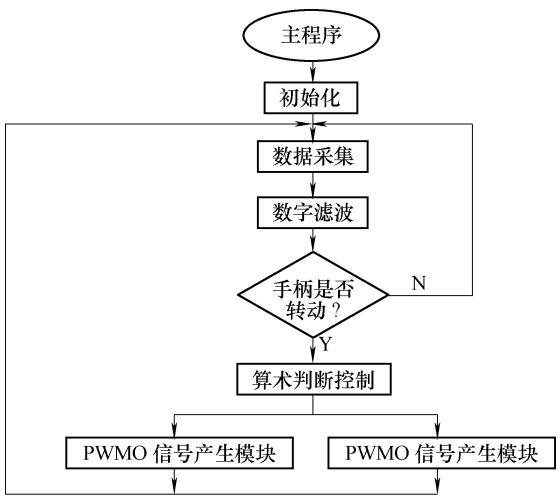


图 3-37　主程序流程图

3.5　推土机液压系统密封故障案例分析

3.5.1　推土机橡胶密封件的检查与安装

推土机中的液压密封件多用橡胶制作，如果安装不正确或在安装时不注意检查，将会造成液压系统渗漏油和失灵，影响整机的正常使用。

1. 正确的检查

1）应注意有些密封件所执行的标准新旧不一的现象，在装配时应特别注意密封件包装袋上的标准代号。如果新旧标准的密封件装错，则会出现安装不合适和封不住油的现象。还应察看包装袋内是否有使用说明书和注意事项说明等，即使同一标准的密封件也应进行新旧批次的对比，如果形状和尺寸差别较大，安装后也起不到密封作用。

2）要检查橡胶密封件的外观质量，看边缘是否有飞边、裂纹、开口等，特别是橡胶密封件的唇边。质量好的橡胶密封件（如 O 形密封圈）其表面有光泽，弹性及柔韧性良好，用手拉时会伸长，松开后立即恢复原状，不发生任何永久变形；而质量差的 O 形密封圈，其表面发乌、有橡胶臭味、弹性差，拉长后不会自动恢复原状或恢复到原状的时间较长。

3）还应注意以下几个问题：橡胶密封件和尼龙密封件不能互相代替；骨架油封有两

种，一种装有螺旋小弹簧，另一种不装螺旋小弹簧，两种油封不能互换；不能用普通橡胶油封替代有保持架的骨架油封；特殊用途的油封不能用橡胶件代替，如动力换档变速器和变矩器中的旋转油封及一些发动机所用的毛毡油封垫、尼龙密封圈等；即使是统一规格的油封，其材料不一样也不能互相代替，因为不同材料使用要求的转速、耐压能力和温度不一样。

2. 正确的安装

1）O 形密封圈的安装。O 形圈装入密封沟槽后，其截面一般产生 15% ~30% 的压缩变形，即 O 形密封圈和被密封面之间要有一定的压缩量，O 形密封圈的断面直径要大于沟槽深度。橡胶受压产生的弹力对被密封面有一定的初始压缩力，从而起预密封作用。当起预密封作用的 O 形密封圈受流体压力作用时，O 形密封圈被挤向沟槽一侧，随着压力的增大，O 形密封圈的截面变成 D 形，并把压力传递给接触面，传递压力越大，密封作用越大。

O 形密封圈一般用于：①静密封，即 O 形密封圈与被密封面不发生相对运动，包括轴向静密封、径向静密封和常用于管路中的三角密封；②往复密封，即 O 形密封圈与被密封面有往复相对运动，如液压缸中的活塞密封；③浮动密封，浮动密封中的 O 形密封圈没有压缩量，它的特点是密封件脱离沟槽底面，依靠外径的缩紧量或内径的拉伸量所产生的径向弹力起预密封所用，把密封圈推向沟槽一侧，使 O 形密封圈与滑动面和侧面紧贴而起密封作用；④旋转密封，O 形密封圈与密封面产生相对旋转运动。为避免 O 形密封圈在安装时受损，必须将安装孔端或轴肩加工成 15° ~20° 倒角，其长度不应小于 O 形密封圈截面直径的 0.6 倍，且棱边要倒圆并去除飞边。若 O 形密封圈安装时要穿过横向孔，则过渡孔也必须倒角或倒圆。

O 形密封圈安装时应注意下列事项：①确保各棱边和过渡孔已倒角或倒钝并且已经去除飞边。②检查被密封表面有无缺陷，例如加工的刀痕、划伤等。③清除被密封表面的加工残留物和其他颗粒物，例如碎屑、各类灰尘等。④安装路径上的螺纹需加防护套，以防螺纹尖角刮伤 O 形密封圈。⑤为了方便安装，可对 O 形密封圈安装表面涂润滑脂。⑥安装 O 形密封圈时不可使用尖锐工具，但要有效借助工具，以保证 O 形密封圈不扭曲。⑦安装 O 形密封圈时，不准用火烤、水煮的方法加热；可适当用手拉一拉，使它伸长些，但是禁止过分拉伸 O 形密封圈；冬天安装时，可以用温水泡一下，以增强它的弹性。

O 形密封圈的失效常引起油液泄漏，污染环境，导致经济损失，甚至危及人身安全。O 形密封圈的失效常常不是单一的失效模式，而是多个因素的共同结果，所以，分析 O 形密封圈的失效形式并采取预防措施，对提高 O 形密封圈的使用寿命和可靠性是很重要的。常见的失效形式有压缩永久变形、挤出、磨损、热老化、安装损失、卷曲、化学腐蚀等，引起压缩永久变形的原因不外乎压力过大、温度过高、压缩量过大、材料没有经过适当的硫化处理、材料本身永久变形率过高、材料在化学介质中过度膨胀等。为了预防这种失效形式可选择低变形率的材料，合适的沟槽设计，材料与介质应相匹配。

2）唇形密封圈的安装。旋转轴用唇形密封圈一般简称油封，此类密封件很多泄漏油的情况都是由于安装不当造成的，安装时应注意下列事项：①安装前应检查密封圈确保清洁和完好无损。②安装前唇口应涂抹适宜的干净润滑剂，防尘用的密封圈应涂抹适宜的润滑脂。③安装时要轻柔，不可用锤或扁铲敲击，安装困难时可用专用工具逐渐将橡胶油封唇边压入。④ 骨架油封安装时应注意唇边朝向压力油的一边，装配过程中应保持均匀的速度和压力，防止弹簧脱落。⑤应保证安装垂直度，通过把密封圈压进到与腔体内孔前端面相齐或抵

住腔体内孔肩底端面来实现。⑥密封圈在冬天或在低温环境下安装时，可将密封圈在低于50℃ 的与其密封介质相同的干净液体中放置 10～15min，以恢复密封圈唇口的弹性。⑦橡胶油封不能用汽油、柴油、煤油清洗，因为橡胶种类及添加剂的耐油系数各不相同，如果油封上有油及赃物，应用干净的棉纱擦拭干净。⑧在安装过程中，密封圈唇口滑过的任何表面应光滑无损伤。如果密封圈要滑过带有花键、键槽或孔的轴时，应使用专用安装工具。专用工具不应采用软金属（如铝）制作，也不允许使用带缺口的安装工具。⑨用新的密封圈更换已失效的密封圈时，新密封圈的密封唇口不应与以前旋转轨迹相重合，而要使新密封唇口更靠近被密封液体一边，可以通过安装垫圈、更换轴衬和滑环及改变压入腔孔深度等方法来实现。

总之，在推土机的组装和维护中，橡胶密封件的检查和安装很重要，要求装配的操作者应有一定的安装技巧和识别能力，以保证推土机的质量，提高推土机的使用可靠性。

3.5.2 TY220 型推土机松土器液压缸漏油故障分析

1. 故障现象

某单位一台 TY220 型推土机，运行约 9000h，先后从事于露天矿开采以及尾矿库构筑等工程的土方剥离工作。前期松土器液压缸端盖只是轻微漏油，驾驶人员未能引起重视，加上松土作业量较少，一直未对松土器液压缸进行检修。后来，松土作业中，松土器液压缸端盖漏油严重，需要经常补充液压油；夜间停车将松土器升至最高位置，第二天早晨起动车辆时，松土器已经完全落至地面。

2. 故障诊断与分析

维修人员将松土器液压缸进行解体，检查发现：左侧液压缸活塞杆轻度弯曲、活塞与缸筒局部磨损（清晰的划痕）且液压缸筒内有较多的铁屑；右侧液压缸端盖内导向环及油封过度磨损，且密封槽松旷。

3. 原因分析

1）在车辆使用的过程中，曾经利用推土机松土器进行被陷车辆牵引及其他拖曳作业。由于所需牵引力较大，加上固定钢丝绳时未能选择合理的位置（该松土器为 3 个松土齿配置）或者牵引方向偏差较大，造成松土器承受较大的侧向阻力，使松土器受力严重不均衡，从而导致松土器两侧液压缸受力不均匀，其中一侧液压缸因受力过大而产生弯曲变形。

2）松土器液压缸各铰接点润滑不到位，尤其是松土器液压缸与车体下端连接铰接点(距离履带较近)。推土机行驶过程中，履带粘附的泥土等杂质进入铰接位置，严重影响该铰接位置的润滑，极易造成铰接轴及销套异常磨损，从而产生配合间隙，造成松土器与车体固定位置松旷，导致作业过程中两侧液压缸受力不均。

3）松土作业需转向时，驾驶员未能及时将松土器升起，而是采取一边转向，一边继续进行松土作业方式，造成两侧液压缸在承受纵向力的同时，还要承受较大的侧向力。

4）风化岩石层存在大块的岩石，进行深土层松土作业时，岩石通过松土器的齿尖，对松土器液压缸造成非常大的机械冲击。

5）液压系统维护保养不到位（液压油及滤芯更换不及时）。

综上所述，松土器液压缸（主要是活塞杆）因承受外力而产生变形，活塞杆作往复运动时，极易造成活塞与液压缸缸筒内壁，以及液压缸端盖油封之间产生偏磨，导致活塞与液

压缸缸筒内壁明显的划痕，或液压缸端盖导向环槽、油封槽因过度磨损而松旷。加上车辆使用单位未能严格遵守该车维护保养手册相关规定进行保养，活塞与液压缸缸筒内壁因异常磨损产生的金属屑不能及时清除，进一步加剧磨损，最终造成液压缸“内漏”以及“外漏”现象发生。

4. 整改措施

对左侧液压缸进行修复，需校正活塞杆，并对活塞杆、液压缸缸筒内壁进行电刷镀，同时更换活塞、液压缸端盖总成及全套油封；对右侧液压缸进行修复，需更换液压缸端盖总成及全套油封。

以上维修方案工期长，难度较大，并且维修费用高。经咨询配件经销商，更换两侧液压缸总成仅需4000余元。因此综合考虑，不修复故障件，直接更换松土器两侧液压缸总成。安装完毕后，将液压油滤芯以及液压系统内液压油全部予以更换，试车正常。

3.5.3　野外快速修复推土机

1. 修复被砸伤的液压缸活塞杆表面

某推土机卸载快速倒车时，履带卷起的石头将活塞杆砸伤，在距活塞杆头部约300mm处留下3个直径为3～4mm、深0.5～1.0mm的小坑。坑虽不大，但当活塞杆伸缩时，一是因其容易存油而产生泄漏，二是小坑的尖角易将缸头密封件划伤，引起更大的泄漏。快速修复法：先用手电钻将活塞杆上小坑的直径加大至5mm、深度加至1.5mm；然后用细砂纸打磨，用清洗剂洗干净，将调配好的减磨修补剂涂敷在需修复处；最后加热以缩短固化时间；12h后，将多余的修补剂除去；24h后，可进行轻载工作；72h后，可正常使用。该修补剂涂层固化后摩擦因数低且具有自润滑性能，施工方便，立面上的修补剂不流淌，故不用拆下活塞杆即可进行修复。修补后的活塞杆使用效果不错，但修复处却变成了黑色。

2. 用密封胶代替纸垫

在维修液压控制箱内的零部件时，不小心将内、外箱体之间的纸垫碰坏了，买新件来不及，于是决定用平面密封胶代替纸垫，方法是：先将残余的纸垫清理干净，再用汽油将内、外箱体的结合面清洗干净，沿内箱体螺孔内沿均匀、适量地涂一圈密封胶（注意涂胶的连续性，不要将胶挤入箱体内而污染油液），组装内、外箱体时不要错位，然后均匀拧紧即可。该液压控制箱装机使用后，箱体结合面一直未发生过泄漏。

3. 粘接橡胶

推土机上有个零件，其内、外圈均为钢件，分别与对应的零件为过盈配合，中间部分为橡胶圈。在工作中，橡胶圈既要承受轴向的拉伸力又要承受圆周方向的扭转力，因此极易因疲劳在橡胶与钢件粘接处和橡胶的浇注点发生撕裂。另外，该件还有封油防泄漏的作用；更换该件的工作量非常大，需打开履带、拆下行走架。为此，利用该橡胶圈部分有操作空间的特点，在不拆卸的情况下使用橡胶粘接剂对其裂口进行修补。先用宽度小于裂口的钝头片状工具将裂口撑开，加入橡胶粘接剂，然后在裂口两边施力以加速粘接剂固化。零件经粘接后工作近一个月，未再撕裂，也未发现该件周边有油泥附着，证明无渗漏。若裂口大于20mm，粘接效果较差，建议更换新件。需要强调的是，各种修补剂固化时，对环境温度的要求一般为15～40℃。

3.6 推土机转向与行走液压故障案例分析

3.6.1 履带式液压推土机无转向故障的检查与排除

履带式液压推土机在使用过程中，由于零部件磨损、传动介质脏污等各种原因，会引起推土机转弯困难，甚至不能转弯，或冷车能转弯而热车不能转弯（传动部分油温升到工作温度后）的故障现象。

1. 履带式液压推土机转向系常见故障分析

履带式液压推土机（如某工程机械公司产的T140—1型）转向系常见故障有两种：一是突然出现两侧均不能转向的故障；二是慢慢形成不能转向的故障现象。

其故障原因有以下几个方面：

1）转向操纵阀总成溢流阀脏污、磨伤或拉伤阀芯和阀体内腔。

2）磨损造成液压油内部泄漏和外部渗漏。一是转向操纵阀到轴承座之间的S形通油管；二是连接盘和转向内鼓的连接螺栓松动产生泄漏；三是连接盘与轴承座之间的动密封处泄漏；四是活塞与内鼓之间的动密封处泄漏。

3）液压泵磨损，内部泄漏严重。

4）转向离合器活塞及密封环磨损严重，压力不足。

2. 常见故障的检查与排除方法

履带式液压推土机（如某工程机械公司产的T140—1型）在使用过程中有时会突然出现两侧不能转向的故障，此时可拆检转向操纵阀总成进油口处的溢流阀。原因是油液过脏、油液中的杂质磨伤或拉伤溢流阀阀芯和阀体的内腔表面，阀芯卡死在开启接通回油的位置上，失去了对油压的调节作用，使系统压力达不到标准值。将溢流阀解体后检查零件，如损伤不严重，可用细砂布或砂纸对损伤的零件表面进行修磨；如果零件损伤严重就要更换。在修复的同时必须更换油液（或过滤）和细滤芯并清洗粗滤芯。

液压推土机在使用过程中慢慢形成不能转向的故障现象，无论是单侧还是两侧都要做压力检查。转向离合器的分离工作油压标准值是1.1~1.3MPa。先对溢流阀口进行测量，压力达到标准值说明液压泵和溢流阀无故障，反之就要检查液压泵和溢流阀，如果损坏严重需更换。排除液压泵和溢流阀后，再对转向操纵阀出口进行测量（测量时拉动操纵杆，使转向离合器处于工作状态），如果压力达不到标准值，说明内部有泄漏，产生泄漏的部位有以下几处：①转向操纵阀到轴承座之间的S形通油管，检查方法是将中央传动箱后盖打开让油管处于工作状态，对其进行直接观察就可以发现泄漏油处。这根油管的两端是O形密封圈密封，泄漏油的原因主要是O形密封圈损坏，更换同型号的O形密封圈（安装时注意不要损伤O形密封圈）。②连接盘和转向内鼓的连接螺栓松动产生泄漏。检查方法是打开转向盖拉杆调整盖，使转向离合器处于工作状态，对其进行直接观察就可以发现泄漏处。若螺栓松动，在紧固前必须将螺栓拆掉并离开连接盘与内鼓的连接面，以便清除沉积物和检查有无损伤的零件，然后修复或更换，再重新按标准进行安装。③连接盘与轴承座之间的动密封处和活塞与内鼓之间的动密封处泄漏，检查方法是将转向盖拆下，在转向离合器处于工作状态时，对其进行直接观察就可以找出泄漏处。

排除故障时要防止拆卸零件的磕碰和泥沙的进入。连接盘与轴是花键连接，在制造厂安装时是用30t的压力压装到位的，所以拆卸比较困难，要制作专用工具。在拆卸连接盘和驱动盘前要在盘与轴的对应位置打上记号，安装时不要变动压装时的位置，用轴端螺母紧固后能保证原有的安装精度。

连接盘拆下后要注意检查环槽、轴承座内壁与密封环相接触部位，必须光洁平整不能有任何损伤，否则安装后密封环还会产生异常磨损而导致方向离合器分离不开的故障再次发生。在转向分离油路不进油时连接盘与轴承座之间的环形油道无压力，密封环的侧面与环槽产生相对运动，如果环槽有损伤和缺陷就会使密封环磨伤或刮伤并产生磨屑，不但加剧了密封环侧面的磨损，还要造成相关件的异常磨损或损坏。当分离油路进油时，连接盘与轴承座之间的环形油道建立起压力，密封环连接盘一起转动，密封环的外圆与轴承座内孔产生相对运动时，这些磨屑必然会侵入到相对运动面造成损伤，同时也会产生磨屑，这两处产生的磨屑有一部分随油进入工作腔后，造成了活塞密封环的损伤。其他的磨屑随油流动也会造成系统液压件的损伤。所以在修复时对环槽和轴承座一定要仔细检查，保证精度达到标准。安装前要去飞边清洗干净，密封环装入环槽后要灵活无阻滞现象，往轴承座内推入连接盘时要缓慢推入，防止推入时切伤密封环。

转向离合器活塞密封环的拆卸应选择一个平稳牢固的平面，而且对应转向离合器中心的上方要有一个支点。在平面上放一个小于活塞直径的圆形钢件，将转向离合器活塞向下放在这个钢件上，钢件支撑活塞一定要平稳，再用一个小于压盘内孔直径的圆形钢件，放入压盘内孔压在内鼓上，再用5t千斤顶使内鼓向下移动8mm，拆下压盘的8个固定螺栓，慢慢放松千斤顶，内鼓上移，当活塞密封环露出时让千斤顶定位，取下活塞密封环进行检查。活塞环一般正常情况下不易损坏，因为它在受压扩展时与环槽有微量的运动，环的外径圆周表面随活塞在内鼓中工作时只有8～12mm的往复运动。它损坏的主要原因是油中的磨屑和泥砂造成的。这些杂质在环槽中沉积，使活塞密封环受压时不能扩展降低密封性能，同时也对活塞密封环造成损伤。修复时要对活塞环及环槽进行清理和清洗，用钢锯条的背面或刮刀将活塞密封环侧面粘附的脏物刮净，翻个面安装可继续使用。无论是新件还是修复件都必须进行测量，内鼓与活塞密封环的接触面直径标准尺寸为245mm。在这个直径尺寸中活塞环的开口间隙为3.8～5.6mm，小于3.8mm时，要将活塞环的开口间隙修正到这个尺寸范围内，大于5.6mm时，活塞环就需要更换新件。活塞环装入环槽后，环的侧面间隙必须在0.20～0.40mm之间，最大不大于0.60mm时。拆卸零件修复测量后，安装前必须清理和清洗，特别是油道和油管的内腔一定要清洗干净，否则推土机工作时油将残存的一些杂质冲进环形油道和转向离合器的工作腔而导致故障的重复发生。

3.6.2　T140—1型推土机转向液压系统故障的诊断与排除

1. 故障现象

推土机转向液压系统常见故障是：转向制动失灵、不能左右转向、不能停车。

2. 故障的诊断与排除

1）进入转向阀的油压太低。进入转向阀的油压一般情况下应为1.13MPa，它是由减压阀来控制的。但长时间使用后，减压阀的复位弹簧产生永久变形，开启压力低于1.1MPa（经实测平均压力仅0.7～0.9MPa），造成转向失灵。更换复位弹簧即可排除故障。

2）减压阀阀芯卡死不能复位，使压力油卸掉，造成不能转向。原因是油中颗粒状物卡死在阀体与阀芯间，阀芯不能复位。卸下阀芯，清洗污物即可解决。

3）换向阀换向不到位，造成转向失灵。原因是：控制杆调得太松，阀芯复位弹簧太软，阀芯被异物卡住。调整、更换和清洗相应零件即可。

4）转向液压泵供油不足，造成离合器摩擦片分离缓慢，甚至不能转向。原因是后桥箱油位太低。将油加足即可。

5）泄漏太大不能实现转向。通向转向离合器的进回油是通过后桥轴和连接盘来连通的。通过长时间的使用，后桥轴和上下盖之间以及轴承座和连接盘之间的间隙增大，密封磨损，泄漏严重，从而造成转向失灵。另外，活塞、密封环磨损，增加了泄漏，也造成转向失灵。更换密封及相应部件即可排除。

3.6.3 TY220 型推土机行走无力故障的排除

1. 故障现象

行走无力。

2. 故障的诊断与排除

初查：发动机正常、变矩器正常、变速系统油压低（只有 0.5MPa）。

分析：变速压力低，液压摩擦离合器结合不紧。造成压力低的原因（故障点）可能有：①变速泵损坏；②变速阀有问题；③变速器中离合器活塞密封失效。

分块：根据故障点把系统分解为三大块，其中第一块包含有变速泵，第二块中包含有变速阀，第三块包含变速器，如图 3-38 所示。

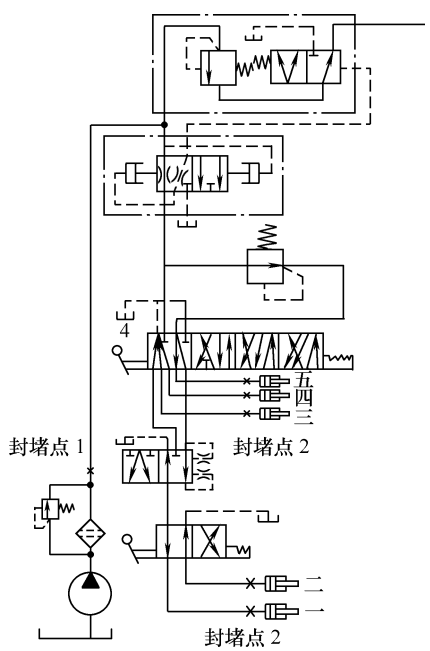


图 3-38　TY220 型推土机液压系统图

封堵判断：结合实物，变速泵输送的油液，经变速阀盖进入变速阀，此处作为封堵点 1。用厚度为 1mm 的石棉板双层夹于油管与阀盖连接的法兰之间并压紧；在精过滤器上的压

力表接口处接上压力表；起动液压泵，瞬间（约零点几秒）压力增高达到额定值后压力恢复到0.5MPa（此时封堵材料石棉板已被压穿），这说明液压泵是好的。

在封堵点2继续封堵。拆下变速阀，在阀与变速器连接处放入石棉板后把阀重新装好压紧（由于封堵点前有安全阀，石棉板可多放几层，使其不要被压穿，便于观察。起动液压泵，结果压力没有升高，仍维持0.5MPa。由此判断变速阀有问题。更换变速阀后，故障排除。

假如，封堵第二点后压力能够达到额定值，这说明封堵点前端无问题，而封堵点后变速器发生了故障。

3.6.4　D155A—1型推土机变速系统故障分析

1. 液压变速系统工作原理

D155A—1型推土机变速系统采用动力换档，行星变速器，其特点是可在不切断动力下进行换档，其变速液压系统原理如图3-39所示。来自变速泵2的液压油经过滤器3进入调压阀4和快回阀5。当系统压力逐步升高到1.96MPa时，来自快回阀5的控制油经调压阀4推动该阀阀芯左移，此时，液压油经溢流阀10向液力变矩器供油，使变矩器工作。

当变速阀在空档位置时，系统压力油经减压阀进入第五离合器，同时进入启动安全阀，由于节流作用，缓慢推动该阀阀芯移动，使阀13通道与主油路接通，这样当变速阀换上档时能迅速使压力油进入。当变速阀在一档位置时，液压油经快回阀进入减压阀、启动安全阀、换向阀，使变速器的第5、第1、2离合器结合，机车得到前进或后退的速度。其他档工作原理相同。由此可知，要使推土机正常行驶，液力变矩器必须保证正常供油，且保持一定的油压。另外，要保证两组离合器结合。

2. 用仪表测试诊断故障原因

故障现象：推土机变速系统失灵，机车挂上各个档后均无反应，不能行走。

从故障现象看，由于各档工作均不正常，可能是液压油供油不足，系统压力建立不起来。先测试变速离合器压力（C点），其标准值为1.06MPa，起动发动机，节气门低速位置，变速杆在“N”位置，测得变速泵出口压力为0.6MPa，运转一段时间后，压力还在下降，压力太低是因为系统有泄漏或堵塞现象。压力偏低常见故障原因如图3-40所示。

3. 故障原因分析及排除

对故障原因从易到难逐项排除。

1）检查变速泵前管子有无漏气现象。如变速泵之前的管路发生吸气现象，将使泵建立不起压力而导致故障，检查部位如下：①变速泵之前的管路有无裂纹。②油管法兰平面与管路焊接处是否有气孔。③变速泵进油管密封是否偏移，导致空气渗入。④变速泵进油管平面与液压泵平面O形密封圈是否损坏，导致空气渗入。此类故障只需用眼观察，没发现漏气现象。

2）检查粗滤器。当粗过滤器被堵死后，流入变速泵的油量减少，出口压力不能升至正常，因此应清洗粗过滤器，安装后变速压力仍偏低。

3）检查精过滤器。压力油在经过精过滤器时，由于精过滤器中的脏物堵塞而减少流量，从而降低压力导致故障，应清洗精过滤器，清洗后安装精过滤器时，应将盖板安装好，以免O形密封圈失效，导致空气渗入。另外，由于清洗滤筒而带入少量空气同样会造成压

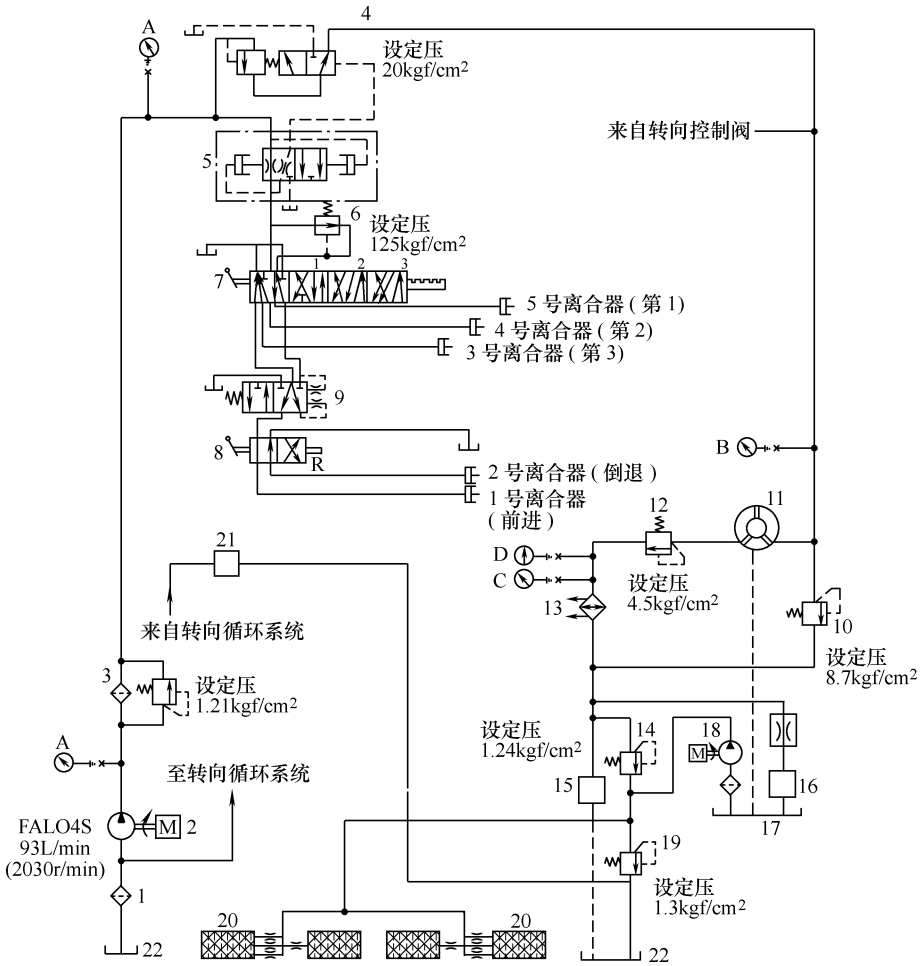


图 3-39　D155A—1 型推土机变速液压系统原理图

1—磁性粗过滤器　2—变速泵　3—过滤器　4—调压阀　5—快回阀　6—减压阀　7—变速阀
8—转向控制阀　9—启动安全阀　10、12、14—溢流阀　11—变矩器　13—调节阀　15—润滑溢流阀
16—变速器的润滑　17—P. T. O 的润滑　18—变矩器外壳　19—回油泵溢流阀
20—后桥箱　21—循环控制阀　22—油箱

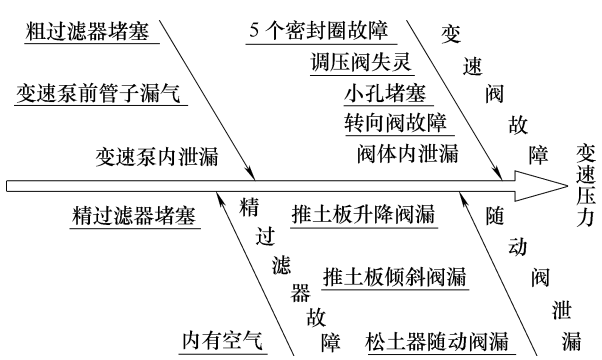


图 3-40　压力偏低常见故障原因

力降低，机械无法运行，应松动滤筒盖板上的堵塞，排出里面的空气，正确安装后试车，机器还不能行走。

4）检查随动阀泄漏情况。从原理图可看出，推土机操纵系统某些随动阀的泄漏也会影响变速压力值。由于这些阀长期使用，阀杆阀套及阀体磨损严重。这样从变速泵来的压力油，即会从缝隙中直接旁通后桥箱，使变速压力降低。

检查随动阀泄漏状况的方法是：将通过随动阀的油路堵上，再测定变速压力，经测试变速压力还是0.6MPa，说明随动阀没有泄漏。

5）检查变速泵。由于变速泵出口压力太低，且该机使用时间很长，因此怀疑变速泵因内部磨损造成严重内泄，解体变速泵，检查齿轮端面、泵壳等均没有大的磨损，可排除变速泵的故障。

6）检查变速器控制阀。检查上面各项无故障后，可以判定故障可能出现在变速器控制阀上，变速器控制阀由压力调节阀组和变速操纵阀组组成，其故障一般出在以下几个部位：①O形密封圈损坏或偏位。在变速阀与变速器结合面处，有几个O形密封圈。技术要求密封平面的平面度为1.1mm，O形密封圈应凸出O形槽平面0.5mm左右。如密封平面磨损、密封圈损坏或偏移都会产生泄漏，造成压力下降。②变速调压阀故障、来自变速泵的压力油，通过调压阀建立压力，是通过克服弹簧力而实现的，如弹簧力过弱或弹簧折断则使压力降低，可增加垫片或更换标准弹簧解决。另外，阀芯卡死在泄油位置也会使系统建立不起压力。③快回阀中节流孔堵塞。在调压过程中，这些小孔若被脏物堵住，变速压力难以建立，此时，可先提高发动机的油门，反复扳动变速排档，用压力油将脏物冲出，如若不行，需解体检查。④方向阀发卡或泄漏使油压降低。解体变速器控制阀，从以上几个方面检查，发现快回阀的节流孔有许多杂质堵塞了节流孔，从而使快回阀阀芯左移。此时调压阀中压力油由控制油口经快回阀流回油箱，在弹簧力作用下，调压阀阀芯向右移动，来自泵的压力油则经调压阀中溢流阀流回油箱，使液压系统无法建立压力，发生推土机不能行驶的现象。经清洗再将阀组装后，系统压力恢复正常，推土机变换各档均能正常行驶。

3.6.5　PD220Y型推土机电操纵换档系统设计及油压测试

近年来，电操纵换档系统已经逐步应用到工程机械当中，国外的很多推土机厂商成功研制和试验通过了电操纵换档系统，并且已经投入使用。此例针对PD220Y型推土机，对其换档方式进行改进，用电操纵换档代替原来的手动机械换档，从而改进其性能。

1. 电操纵换档系统

机械手动换档方式采用集中连杆杆件和软轴操纵机构来控制阀芯的动作，使相应的离合器工作，从而实现换档功能。这种结构存在着操作力大、动作繁琐、零部件磨损严重、维修不便等问题，在很大程度上影响了推土机的作业质量、工作效率、使用寿命，同时也增加了劳动强度，降低了系统的可靠性。而电操纵换档能够很好地弥补上面的这些缺点。

电操纵换档控制系统主要利用电气控制手柄代替机械连杆机构，用电子控制单元（ECU）进行逻辑控制决策，选用合适的控制阀块，并对其进行改造以满足系统的要求，系统的原理如图3-41所示。驾驶员的操纵意图通过控制手柄和其他的输入信号一起送给ECU。其中驾驶员的操纵意图主要通过手柄来反映，其他输入信号主要是制动信号、电源信号及一些反馈信号。ECU通过逻辑控制和决策分析，输出信号给控制阀块和其他输出控制单元。

其他输出单元包括报警器、报警灯及其他的辅助信号。控制阀芯的动作引起控制液压缸运动，其推动相应的离合器，实现换档功能。电操纵换档相比原来的系统，具有操作简单、操纵力小、使用方便、维修性好等特点。

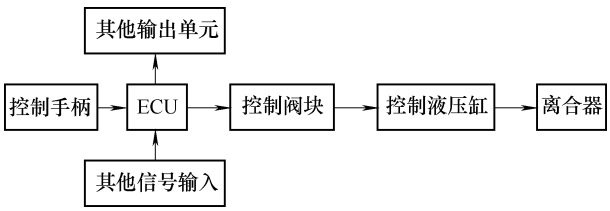


图 3-41　控制系统原理图

2. 系统主要部件

（1）控制手柄　控制手柄是反映驾驶员操纵意图的主要信号输入。根据系统的要求，选用 JC1500 型操纵手柄。该手柄采用简单的触发式转向控制和选档按钮，操纵力小，操作方便。手柄有前进、后退、空档三个方向信号，顶部有三个操纵按钮，分别用于 1、2、3 三个档位信号，另外在手柄中间，还有一个弹性按键，可以根据需要设计，用于信号的确认。

（2）控制阀块　通过对推土机换档规律和换档品质研究分析，以及换档过程的动力学分析，控制阀块要求换档过程中升压平稳，离合器结合平顺。选用 6WG180F 电液控制变速操纵阀。该阀块采用电液控制方式，结构紧凑，集约化程度高，根据系统设计要求，对阀块进行改造，主要包括：

1）由于选用阀块的系统压力较小，不能符合系统的要求，因此，需要通过调节弹簧，增大系统的压力。

2）1 速档离合器为活动液压缸，工作油压过高，旋转密封处容易泄漏。所以流向液压缸的油压应降低。故在 1 速档离合器前增加了减压阀。

3）该型号推土机档位为 3 前 3 后类型，故对其中的 4 档离合器输出需要将其封闭，防止漏油及误操作。

（3）电子控制单元　ECU 主要由输入信号处理及其接口、单片微机、功率输出接口等三部分组成，如图 3-42 所示。其中输入信号接口用来完成对信号电平转换、抗干扰等处理，使信号满足单片微机的输入要求。单片微机根据输入信号及当前的输出状态进行决策判断，选用标准的 51 系列单片机，就能够完成所需的要求。输出接口根据单片微机的输出信号，驱动相应功率，从而使相应的电磁阀和其他输出信号进行动作。

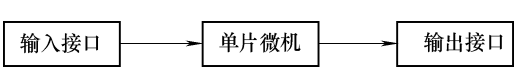


图 3-42　ECU 系统框图

3. 换档系统的压力测试

在完成系统设计的基础上，对换档系统的各个主要接口进行压力测试，用来检验系统的换档动作及换档性能。压力测试试验在台架上进行，变速器由调速电动机驱动，换档阀由齿轮泵供油。压力测试系统如图 3-43 所示。压力传感器通过安装在液压系统上的各个测量口及转换接头，转换得到电信号。为更准确测量压力，减少干扰，本试验采用了电流型的压力传感器，而数据采集卡为电压型，因此需要通过转换电路进行信号转换。数据采集卡通过

USB 接口连接到 PC 机上。在 PC 机上，直接通过软件控制，实现数据的采集、记录及显示等功能。

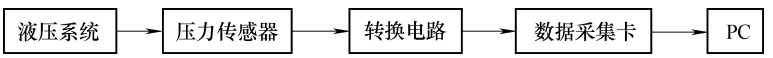


图 3-43　压力测试系统示意图

测试中，主要对电液换档系统中主要点的压力进行实时采样记录，包括系统总压力 p_g、1 档压力 p_1，2 档压力 p_2，3 档压力 p_3，前进档压力 p_F，后退档压力 p_R。测量时，按照 N→F1→F2→F3→F2→F1→N→R1→R2→R3→R2→R1→N 的顺序进行换档。

在测试前，需对各个压力传感器进行标定。由于各个传感器及其相应的回路不能保证完全相同，各个传感器的系数会有差别，因此在标定时，需要对各个传感器进行编号，保证试验时的准确性。

4. 结果分析

按照以上的测量步骤，采集得到换档各个离合器的压力变化，经过处理得到各个测压点的压力变化曲线如图 3-44 所示。由试验数据及试验过程可知：①电操纵换档系统能够稳定地进行工作，动作满足设计开发的要求。②各个主要点的压力满足液压系统的设计和控制要求。

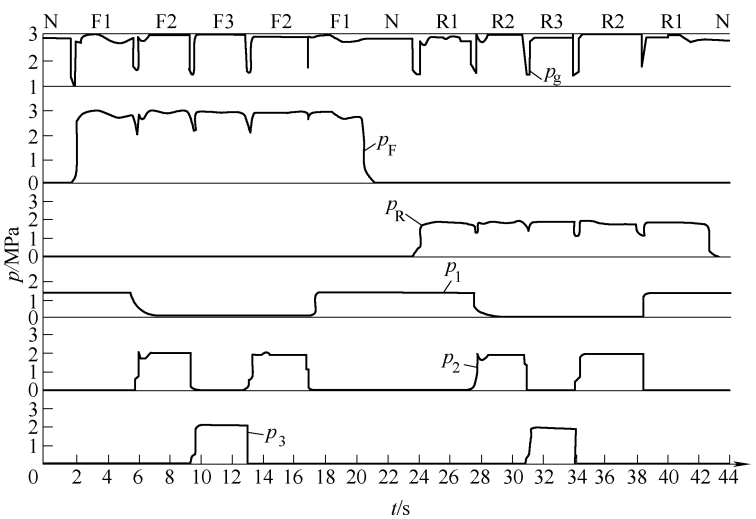


图 3-44　测量压力结果图示

3.6.6　TY220 型推土机变速液压故障的排除

1. 故障的排除

某 TY220 型推土机，工作约 2000h 后，出现了起动挂档后机器不行走故障。经询问操作人员，故障现象为，起动挂档后机器不能立即行走，运转 6 ~ 10min 后才能正常行走，或从变速油路细滤器测压口进行人工排气后才能正常行走，行走后工作一切正常。

经过对液压回路的分析，初步判断故障是由于油压建立不及时引起的。油压不能及时建立起来的原因有：①变速泵进油、出油管路接头处紧固不好或管路破损而混入气体或漏油；②变速泵磨损或卡住；③变速器油量不足；④变速器过滤器阻塞等多种原因。针对本机故

障，由“运转 6 ~ 10min 后才能正常行走，或从变速油路细滤器测压口进行人工排气后才能正常行走，行走后工作一切正常”的现象分析，首先排除液力变矩器与变速器无油压上升、变速泵磨损或卡住、变速器油量不足、变速器过滤器阻塞等故障原因，初步判断引起这一故障的原因可能是变速泵吸空。即变速泵吸油油路中有空气，机器起动挂档后变速泵在运转过程中处于边排油边排气的工作状态，此时变速系统中因混有空气使得油压无法达到规定的压力要求而出现此种故障。

导致变速泵吸空的可能原因有：吸油油路管接头密封不良；吸油软管破裂；变速泵骨架油封损坏等。根据“由简到繁”的原则，对该机进行逐一排查。首先检查并更换粗过滤器及变速泵吸油口的 O 形密封圈，处理后试机、故障未排除；又检查变速泵吸油胶管，对吸油胶管进行压力试验，确定吸油胶管也无破损；接着采用部件更换的方法，换上一个新变速泵试机，故障仍然存在。此时再次对整机进行仔细检查，发现转向泵的吸油口处有漏油痕迹，经查是油管紧固螺栓松动造成的；更换转向泵吸油口的 O 形密封圈、检查转向泵吸油软管，紧固后试车，故障排除。

经事后分析，该机型变速油路和转向油路共用 1 个粗滤器，变速泵吸油口在上转向泵吸油口在下；当转向泵吸油管路漏气时，停机一段时间后使粗过滤器中不存油，因此造成起动时变速泵无油可吸而出现吸空，使得大量空气进入变速系统造成油压无法及时建立，这就是该机起动挂档后机器不能立即行走故障的真正原因。

2. 故障的排除

某 TY220 型推土机在使用中，突然瘫在地上不能动。推土机挂上前进、后退各档位后均无反应。检查推土机的发动机，一切正常；由于推土机的前进、后退及变速均采用液压控制，因而初步判断是液压系统出现了故障。

（1）液力变矩器 9　该机液压变速系统原理如图 3-45 所示。输入的压力油不正常（压力不足或无油）可能有以下四种情况：

1）调压阀 6 中的压力阀调压失灵。由于调压阀中的压力阀调压失灵，造成液压泵 1 输出的液压油达不到规定值，使调压阀中的二位阀由于推动阀芯左移的控制油液压力不足而不能左移，在弹簧力作用下以左位接入系统。调压阀中的压力阀出口接油箱，使来自液压泵的液压油经调压阀流回油箱。液力变矩器得不到压力油，无法保证动力的传递，致使推土机不能行驶。

压力阀失灵的主要原因可能是：主阀阀芯上的阻尼孔堵塞，压力油流不到主阀上腔，从而使先导阀失去对主阀的控制作用。若此时主阀处于关闭状态，则系统压力将无限增大（此情况除外，因为压力足够大时液力变矩器就能够得到油液）；若主阀处于开启状态，则系统压力就建立不起来。此时应清洗压力阀，疏通阻尼孔。

调压弹簧变形、阀内泄漏过大或先导阀的锥阀阀芯磨损严重，使得压力达不到调定值。应更换弹簧、锥阀阀芯和密封件。

2）调压阀中的二位阀阀芯卡死。若工作中此阀芯移到右位，以左位工作并卡死，则液压泵 1 输出的压力油经调压阀中的压力阀及二位阀左位流回油箱时，二位阀就会切断通往液力变矩器的油路，使液力变矩器得不到压力油。由于该推土机是在行驶中突然停机，即二位阀是以右位工作，此时即使是二位阀卡死也不会切断通往液力变矩器的油路，故此故障原因被排除。

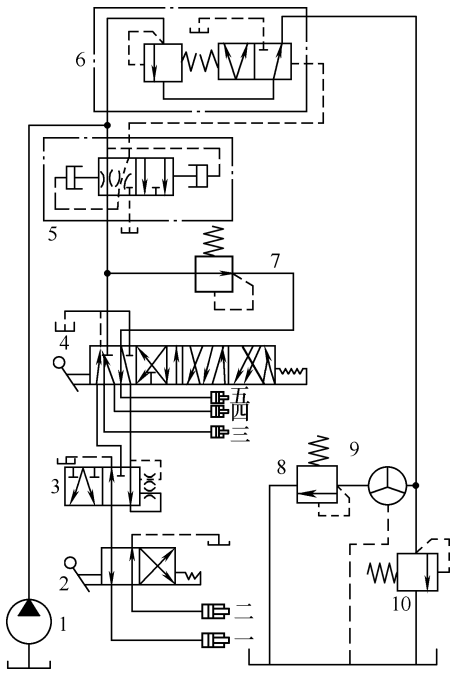


图 3-45　TY220 型推土机液压变速系统原理图

1—液压泵　2—换向阀　3—启动安全阀　4—变速阀　5—快回阀

6—调压阀　7—减压阀　8—背压阀　9—液力变矩器　10—溢流阀

一、二—前进、倒退档离合器　三、四、五—速度档（Ⅲ、Ⅱ、Ⅰ档）离合器

3）快回阀 5 堵塞或泄漏。快回阀阀芯中的节流口堵塞后，该阀的进油路被切断，使阀芯向左移动并以右位工作，此时调压阀的控制油口经快回阀右位接油箱，调压阀中的二位阀的阀芯在弹簧力的作用下向右移动，以左位工作，结果同上述 1）。此时应拆洗阀芯，疏通节流口。

4）溢流阀 10 调压失灵。此阀的故障同调压阀中的压力阀。

上述四种情况造成的结果都是使液力变矩器没有油液输入，此时只要检查其入口的油液压力即可。

（2）离合器不能正常离合　离合器正常离合时应有两组［即离合器一（二）及（四或五）］接合。现离合器不能正常离合，可能有以下三种情况：

1）快回阀堵塞或泄漏。这种情况下，通向变速阀 4 的油路被切断，所有离合器得不到压力油，不能接合。

2）减压阀 7 失灵。此时其出口压力降低而不能推动离合器接合。可能的故障原因有：主阀阀芯阻尼孔堵塞、主阀阀芯卡死或弹簧永久变形。应清洗阀芯或更换弹簧。另外，维修时应注意减压阀工作是否正常，进口压力必须大于其调定压力。如果减压阀的进口没有压力油或压力不足，应考虑是否是快回阀堵塞或调压阀失灵。

3）启动安全阀 3 的节流口堵塞或阀芯卡死。这种情况下，造成通向换向阀 2 的油路被切断，离合器一或二不能接合。现由于推土机是在行驶中停机，即启动安全阀是在左位工作时停机，即使有此故障，也不会切断离合器一或二的油路，此故障原因被排除。

综上所述知，造成推土机突然停驶的故障元件主要是调压阀中的压力阀、快回阀、溢流阀和减压阀 4 个元件。按照“先易后难、先外后内”的故障检查原则，首先测量了液力变矩器进口压力油的压力，发现几乎是断流，因而排除了溢流阀和减压阀有故障的可能性。检查调压阀中的压力阀时，调节其调压手柄，泵输出的油液压力有改变，说明此阀正常。最后，拆开快回阀，发现在其节流小孔处有很多杂质；经清洗后，故障被彻底排除。

第 4 章　铲土运输机与平地机液压故障案例分析

4.1　铲土运输机液压故障案例分析

铲土运输机（简称铲运机）是一种能综合完成挖土、运土、卸土、填筑、整平的机械，铲运的距离在 2000m 以内。铲运机操作灵活，不受地形限制，不需特设道路，生产效率高，广泛用于建筑施工、机场修建、矿山开采、水利电力等领域。按行走机构的不同可分为拖式铲运机和自行式铲运机。按铲运机的操作系统的不同，又可分为液压式和索式铲运机。

4.1.1　铲运机液压系统

在此以 CLZ—9 型铲运机为例介绍铲运机液压系统。CLZ—9 型铲运机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。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。

主要性能参数：

斗容量为浅装 $7m^3$，满装 $9m^3$，属中型铲运机。最小转向半径为 7.8m。各档速度(km/h)为第一档 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为 40km/h。铲斗切土深度为 5～15cm。装土高度为 20～60cm。卸土高度为 30～40cm。卸土长度为 10～15m。

CLZ—9 型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。

如图 4-1 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，工作执行元件（液压缸）共有 7 个。斗门扒土液压缸 14、15 及斗门升降液压缸 12、13 有手动三联多路阀 5c 控制和电液换向阀 6 自动控制两种方法，两种方法的液压油由二位四通电磁换向阀 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 动作由电液换向阀 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，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）。

系统的另一个特点是，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、过滤器、液压油箱、双作用安全阀、换向阀、转向液压缸及管路等组成，如图 4-2 所示。

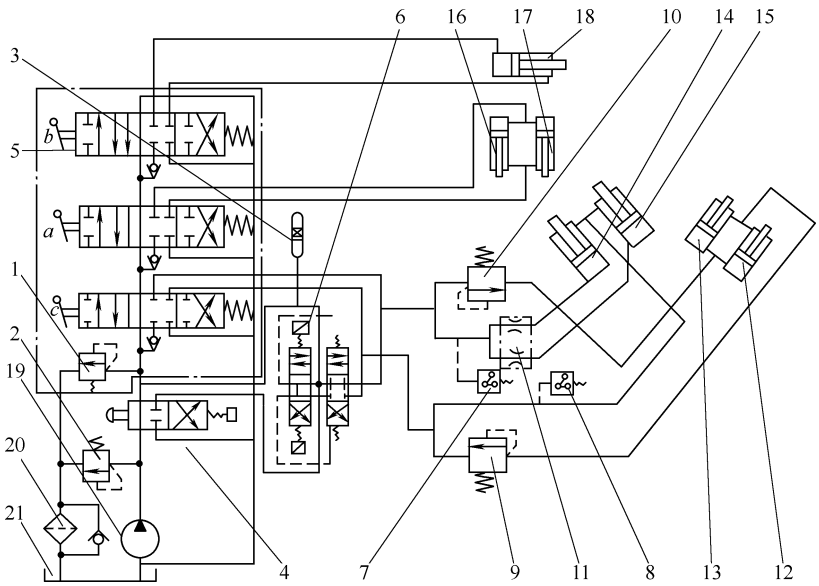


图 4-1　CLZ—9 型铲运机工作机构液压系统

1—先导式溢流阀　2—直动式溢流阀　3—蓄能器　4—二位四通电磁换向阀　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—斗门升降液压缸　14、15—斗门扒土液压缸
16、17—铲斗升降液压缸　18—卸土液压缸　19—液压泵　20—回油路过滤器　21—油箱

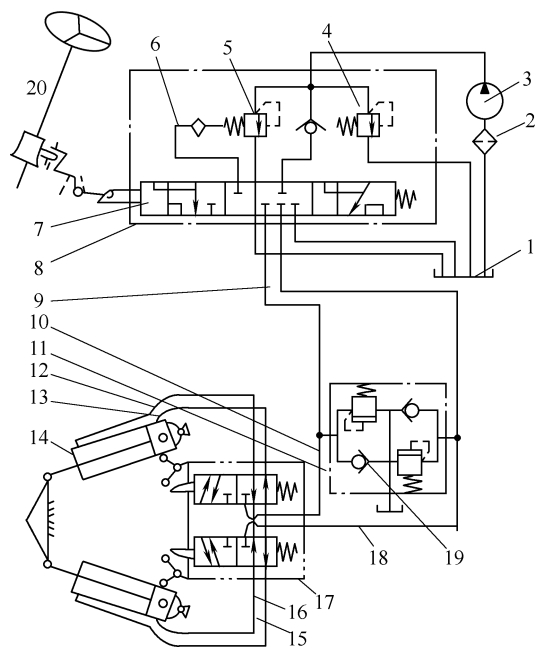


图 4-2　CLZ—9 型铲运机转向液压系统

1—油箱　2—过滤器　3—转向液压泵　4—溢流阀　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—管路
11—双作用安全阀　14—转向液压缸　17—换向阀组　19—单向阀　20—转向器

转向器 20 由转向盘操纵，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。由转向分配阀 7 控制液压油的流向。转向分配阀为单滑式，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 11、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。

4.1.2　铲运机液压系统故障分析与排除

国内外铲运机液压系统故障及排除见表 4-1。

表 4-1　国内外铲运机液压系统故障及排除

故障部分	故障原因分析	排 除 方 法
卸土回路，卸土液压缸不动作或动作无力，速度过慢	①卸土液压缸内泄严重或损坏 ②换向阀内泄严重 ③泵不出油或流量不大 ④油箱油量不足 ⑤溢流阀定压太低 ⑥液压油污染严重 ⑦油温过高	检查卸土液压缸、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，并更换油液
铲斗升降回路；升降液压缸不动作或动作无边，速度过慢	①升降液压缸内泄严重或损坏。②、③、④、⑤、⑥、⑦同卸土回路	同卸土回路排除方法
斗门扒土液压缸、斗门升降液压缸不动作或动作无力，速度过慢	①、②、③、④、⑤、⑥、⑦同卸土回路 ⑧顺序阀压力调得过少，阀内芯卡死，弹簧折断等 ⑨同步阀因油污染堵塞 ⑩压力继电器故障	除同卸土回路故障排除方法外，还需检查顺序阀、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问题	①油液污染 ②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
转向回路出现问题	①转向器及转向分配阀出现故障 ②过载补油阀（双作用安全阀）出现故障 ③换向阀组出现故障 ④转向液压缸出现故障	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	①两个溢流阀出现故障 ②节流阀故障 ③二位二通电磁阀出现故障	①检查调压阀阀芯及弹簧，检查及调整压力 ②检查节流阀是否堵塞，进行清洗 ③检查电磁阀是否损坏，维修或更换

提高生产效率，降低故障率，减少维修费用，是井下电动铲运机管理的主要目的。铲运机管理的重点是铲运机液压系统和液压元件。

1. 电动铲运机液压系统液压油

电动铲运机由行走系统、铲装工作机构、转向机构、卷缆装置、制动系统及电控系统六部分组成。除电器系统外，每一部分都是由液压传动和机械装置组成的。因此，铲运机液压系统运行的好坏，是电动铲运机正常运行的关键。液压元件的消耗占铲运机备件消耗的 80% 以上，而液压元件的损坏绝大多数是因为液压系统的故障造成的，而铲运机液压系统能否正常运转，决定于对液压油的正确使用。

液压系统对液压油的要求：

1）液压油应具备适宜的粘度，以保证系统的阻力小、易于起动、泄漏损失少和减少零部件的磨损。此外，液压系统在工作中随着负载和环境温度的变化，油温也发生变化，而油的粘度变化会对液压机械的工作产生很大影响。为了使油的粘度在一定温度范围内保持稳定，要求液压油具有较高的粘度指数，以保持在工作压力、工作温度发生变化的情况下，能准确、灵敏地传递动力。

2）润滑性能好。能保证液压元件及系统内各部位的正常润滑，不磨损、不烧结。

3）抗剪切性强。液压油经过液压元件（泵、阀件、微孔等）时，要经受频繁地剪切作用。在该作用下，可引起油品暂时性粘度下降和聚合型增粘剂分子破坏造成的永久性粘度下降。液压油粘度的降低，会造成漏损增加，并影响其润滑特性及工作性能，因此要求油品的抗剪切性能好。

4）化学安定性好。具有良好的抗氧化安定性、热安定性、防锈抗腐性、水解安定性、油液不易变质，使用寿命长。

5）良好的抗泡性。液压油经常与空气接触混于液压油中的空气以气泡状态悬浮与油中，如果气泡较稳定，则可能在系统中产生气穴和气蚀，对液压系统造成很大危害。因此要求液压油产生的泡沫要少，并且能迅速消失。

6）良好的抗乳化性能、防腐蚀性能。

某型号电动铲运机行走系统由静液压传动装置驱动，采用 N68 抗磨液压油，工作系统采用 N46 全损耗系统用油。技术指数见表 4-2。

表 4-2　技术指数

油品名称	运动粘度 /(m^2/s)	粘度指数	水分	闪点	氧化安定性 /h	机械杂质	抗乳化度 /min
N68 抗磨液压油	41.4～50.6	>95	痕迹	>200	>1000	无	<30
N46 全损耗系统用油	64～71	>90	无	>180	>1000	<0.007	<40

从液压油的技术指标来看，是适用于电动铲运机液压标准的。但在实际工作中，液压油时常出现乳化变质、杂质增多等现象。使液压泵、液压马达等液压元件损坏频繁，效率降低，造成备件、油料消耗增大，增加出矿成本，影响企业效益。下面就这一现象进行分析，并提出对策，防止液压油污染、乳化变质，提高铲运机效率。

2. 液压油污染及乳化的原因分析

液压油污染及乳化的原因很多，井下电动铲运机的工作环境比较恶劣，液压油受到污染及乳化的程度格外严重。

1）自然乳化。由于油品储存不当，存放时间过长，虽然还未使用，但有些经化验粘度变稠，酸值变化较大；油本身自然老化，已经或接近变质报废。不能使用，即使使用，也很快失效、乳化。

2）机械杂质。主要在运输、使用过程中混入沙粒、锈皮、金属碎屑、矿粉等，沉淀或悬浮于液压油中，对液压元件的磨损危害极大。如液压泵、液压马达、液压缸等液压元件的摩擦面产生磨损，造成液压元件损坏、漏油，机械效率降低。机械杂质和磨屑还会堵塞油路，影响液压元件正常工作。杂质降低油品氧化安定性，加速油品乳化变质。

机械杂质的产生有多方面的原因：①油液在装卸和运输过程中混入。由于井下铲运机工

作环境差，运油、装油等工作路途远，在加油过程中，油具不清洁造成矿粉、岩粉、锈片等进入液压油；②检修过程中，维修人员在检修更换液压元件时，周围环境清理不干净，矿粉、岩粉、锈片或金属碎屑等随工件进入液压油；③进入液压系统的机械杂质，在液压系统摩擦面间造成磨粒磨损和犁沟效应，引起表面材料的脱落，进一步加剧了机械杂质的增多；④系统中，各过滤器损坏或失效，造成悬浮在液压油的机械杂质不能及时被过滤。

3）水分。液压油中如果有水分，油中的表面活性物质就会吸附在油、水界面上，形成保护膜，严重破坏油的张力，降低油品抗乳化能力，减弱油膜强度，降低润滑效果，加速油品氧化。水同油中氧化产生的有机酸结合，会严重腐蚀液压元件结合面。而对液压油来说，由于其中的添加剂大部分为金属盐类，遇水就会产生水解反应，使添加剂失效，产生沉淀。含有水的油在高温下会汽化，不但破坏油膜，还会造成液压冲击。含水的油经过液压元件高压（37MPa）、高速的剪切、聚合、剧烈振动，容易产生乳化。若水分超过0.1%，油品大量乳化变质，使油品失去粘性，降低传递动力的作用，失去润滑性能。粘度降低，会增大摩擦面的磨损。井下铲运机液压油中水分是由下列原因造成的：①巷道或回采工作面积水分较多，顶板淋水大，铲运机通过时，淋水冲洗油箱盖板，当油箱盖板紧固螺钉松动、橡胶密封垫密封不严或老化时，盖板上的积水漏进油箱内，形成游离水；②散热器片太脏，油垢太厚，散热效果不好，液压系统的热量散发不出来，导致油箱的油温升高，箱内的空气膨胀，从油箱排出。冷却时外面潮湿空气进入带进水分，混入油中。如此反复水分逐渐增多。

4）温度。温度对液压油性能的影响很敏感，温度升高油的粘度降低，其抗氧化安定性、抗乳化能力都会大幅度下降，造成液压油老化变质。温度升高的原因：①油的粘度太高，内摩擦阻力太大，液压油在工作中自身产生的热量太多；②油质变坏，阻力增大；③冷却器的散热效果不好，污垢太多，不能及时散热；④液压泵、液压马达等液压元件磨损造成内漏，产生热量增多，使温度上升；⑤由于油箱液面太低、吸油管漏气进入空气、入口过滤器堵塞产生空蚀现象等原因，使液压回路进入空气，在回路中产生液压冲击、振动，并使温度上升。

3. 保证铲运机液压系统正常运行的措施

1）建立严格的设备用油管理制度。包括油品保管制度；驾驶员加油、换油规定；换油周期和油质取样化验时间；油质考核办法等，做到有奖有罚、奖罚严明。

2）成立铲运机专业修理组，专门对铲运机液压泵、液压马达、液压缸等重要液压元件进行修理和管理。禁止其他人员修理，以保证液压元件的质量和清洁度。

3）对每台铲运机使用液压泵、液压马达、液压油的情况，跟踪调查，做好数据统计和异常分析，建立档案，为液压系统的动态管理提供依据。

4）新进液压油加油前必须化验，用过滤机过滤。倒装油桶时，盛油工具必须清洁，实行专人专管，分桶管理，桶外贴好标签，做到专桶专用，避免混桶。

5）驾驶员和保机人员，每班检查油箱上盖螺钉是否松动及密封情况，防止淋水渗入。工作前要先用风或其他方法清理散热器表面的灰尘，确保散热器散热效果良好。采掘工作面水分大时，每班开动前要从油箱下口放出游离水，以防止水分混入油中，减少油品老化、乳化。

6）定期清理加油滤网，吸、回油滤网。保持滤网清洁，规定液压油每月过滤一次，3个月取样化验一次，化验结果符合标准的可继续使用，反之限期过滤或更换。

7）更换新油时，要先清洗全部液压系统，注油后打开回油接头，待残留油液排静后再拧紧油箱回油管接头。

8）由于铲运机液压系统使用 N46 全损耗系统用油和 N68 抗磨液压油，N46 全损耗系统用油的抗乳化、抗氧化能力较差，在井下恶劣环境下极易乳化。为此，将其改为 N68 抗磨液压油，提高了工作系统液压油的性能，也防止出现两种油混用的危险。

9）由于液压油中经常有金属碎屑混入其中，磨损液压元件，为此在油箱中的回油口与吸油口之间安装一块磁铁，将金属碎屑吸附清出，减轻吸油滤网的阻力。

10）为避免驾驶员用铲斗铲运或破碎大块物料，造成超负荷运行，增设压力继电器。同时调整铲运机液压系统的工作压力，保证其正常使用。

11）有计划地开展技术培训，做好驾驶员和维修人员的思想教育和技术教育工作，使他们掌握铲运机液压系统使用和维护的技术，用油质量要求，加油、换油的注意事项和程序。

12）加强细化铲运机使用备件材料管理，承包到机台与个人经济利益挂钩。提高经济意识，转变观念，树立市场经济管理思想。

4. 液压系统的故障分析

1）转向液压系统的故障。转向液压系统常见的故障有转向液压缸不动作，系统压力过低，系统压力不稳定和外部泄漏等。

转向液压缸不动作主要原因是油箱液压油太少，转向控制阀失效。油质被污染，阀体内有杂物，使油路堵塞，阀芯磨损腐蚀。弹簧疲劳折断，阀体安装时产生变形，造成转向阀阀芯不能移动。转向液压泵齿轮严重磨损，或者转向液压泵传动装置损坏，转向液压泵不能输出压力油。转向液压缸活塞密封件损坏，失去密封作用。液压缸臂磨损拉伤，有沟槽，内泄量很大。吸油管，压力油管及管接头损坏漏油。处理这些故障时，先检查油箱是否无油或油太少，根据实际情况给油箱加油。检查液压泵及传动装置，查看液压泵齿轮磨损情况，传动装置是否损坏。液压泵磨损应进行修理，磨损严重时应及时更换。疏通整个油路，清洗转向阀阀芯及相关液压元件，阀芯磨损应进行打磨修整，弹簧疲劳折断应更换弹簧，转向液压缸活塞密封件损坏，液压缸拉伤应更换新件。

转向液压系统压力过低主要原因是转向液压泵发生故障，液压泵输出的液压油达不到额定压力。转向阀中的安全阀开启压力过低，或者安全阀阀芯损伤，出油口处于常开状态，管路元件损坏漏油，系统压力建立不起来。处理故障时先检查液压泵是否正常，如果液压泵损坏，应进行修理或更换。转向安全阀压力设定值不正确，需重新调整安全阀压力，使压力达到 15. 0MPa，安全阀损坏应及时更换。管路元件破损漏油，应更换 O 形密封圈和相应管路元件。

转向系统压力不稳定主要原因是液压油中含有空气，油路侵入杂质，造成油液污染，系统中液压元件本身工作不稳定。处理故障时，先检查液压油路，对油路进行排气，如果油质污染，需清洗阀体等液压元件，排放和洗涤系统油路，更换原有液压油。液压油的粘度过高或过低，应更换推荐粘度的液压油。

液压系统外部泄漏主要是密封圈损坏，失去密封作用。液压元件损坏，或者阀体出现气孔。处理故障时，拆卸清洗液压元件，核对密封圈是否符合标准，更换损坏密封圈和阀体。

2）大臂/铲斗液压系统故障。大臂/铲斗液压系统常见的故障有举升液压缸不动作，举

升液压缸动作过慢，举升液压缸产生波动或冲击，举升大臂不能落下，铲斗液压缸无动作，铲斗液压缸动作过慢，铲斗液压缸动作时产生波动或冲击等。

举升液压缸不动作主要原因是油箱油位过低，液压泵供给油量不足，液压泵不工作，不能输出压力油，系统安全阀压力调节不当或已经损坏，使举升系统压力达不到要求。举升液压缸活塞密封件损坏，造成液压缸内泄很大，外部油管破损，液压缸无来油或来油不足，铲斗中装载量超过液压缸举升能力。处理故障时，先检查油箱油位，如果油位太低，应把液压油加到规定油位。液压泵损坏，需进行修理，修理后达不到要求应更换。系统安全阀压力调整不当时，应重新调整安全阀，使系统压力达到21.0MPa。如果液压缸活塞密封件损坏，管路破损漏油，应更换密封件和油管。

举升液压缸动作过慢主要原因是液压缸供油不足，液压缸密封件损坏，液压油泄漏，系统油路受阻，液压油流动不畅。系统安全阀或液压缸过载安全阀调节不当，大臂构件发生变形，无活动间隙，缺少润滑，举升臂铰销损坏，运动件之间产生挤压摩擦。处理故障时，先检查油箱油位，油位过低应添加液压油。液压泵损坏进行修理更换。清洗液压油路和油箱，更换损坏的密封件。系统安全阀或液压缸过载安全阀压力不合要求时，应重新调整系统安全阀，使系统压力为21.0MPa，液压缸过载安全阀压力为24.0MPa。举升臂铰销损坏应更换，缺乏润滑的地方加注润滑油，大臂构件发生变形时，应拆卸下来进行校正。

举升液压缸产生冲击波动是由于液压系统进入了空气，活塞杆弯曲，缸筒变形或活塞拉伤。处理这种故障时，应检查油箱油位，油量不够应加满。接头、管路及液压缸密封处进气时，应根据需要进行修理，更换密封件。对损坏的液压缸和活塞杆需进行修理。

举升大臂无负载时不能落下，主要原因是液压缸发生故障，大臂构件产生变形，无活动间隙，缺少润滑，举升臂铰销损坏。处理故障时，需拆卸变形大臂进行校正，更换损坏的铰销，缺少润滑的部位加注润滑油。

铲斗液压缸的故障原因和处理措施与举升液压缸相似。

3）制动系统故障。制动系统常见故障有制动不动作，制动系统压力不足，蓄能器和充压阀故障，卷缆液压系统和卷缆马达故障等。

制动不动作是由于液压油箱油位过低，液压泵丧失作用，不能输出足量的压力油，吸油管、压力油管及管接头损坏漏油。处理故障时，需检查液压油箱的油量，油量不够加油。修理损坏的液压泵，更换破损密封件和其他元件。

制动系统压力不足是由于液压泵发生故障，系统安全阀开启；压力调整不当，系统油管泄漏等造成的。处理故障时，应检查液压泵损坏情况，修理损坏零件，如果无修复价值应更换新件。系统安全阀开启压力如果过低，需重新调整安全阀压力设定值为16.0MPa，油管、接头破损漏油应更换新件。

蓄能器故障常常会出现蓄能器不能充油，充油时间过长，充油压力不高，频繁充油等现象。其主要原因是油箱油位太低，液压泵故障，蓄能器气囊充气压力不当，蓄能器管路及接头处漏油或堵塞。处理故障时，应检查液压油箱的油位，油位过低应加油。蓄能器预充气压力过高或过低时，把预充压力调整到6.2MPa，修理损坏的液压泵，更换破损密封件和油管。

充压阀故障是由于阀芯磨损或卡住，O形密封圈老化破损，充压阀弹簧疲劳折断，过滤器杂质过多，堵塞油路等造成的。处理故障时，需检查阀芯磨损情况，如果阀芯磨损超出极限应更换，过滤器粉尘过多时，应清洗过滤器滤芯，检查充压阀弹簧弹力，弹力不合标准应

更换。

卷缆液压系统主要故障是卷缆卷不动，其原因是液压油箱无油或油位过低，卷缆液压泵损坏，不能正常供油，卷缆阀、油管及接头漏油或堵塞。

卷缆液压马达发生故障，液压马达轴承严重磨损或损坏，不能正常运转。处理故障时，根据油箱油位进行加油，清洗卷缆液压系统的滤芯和油路，保证油液正常流动。检查系统压力，电缆卷入时压力为8.6MPa，电缆放出时压力为6.4MPa，如果压力不符合标准值要及时调整。卷缆阀、卷缆马达出现故障时，需进行修理，损坏严重要更换。

4）其他故障。液压油中气泡过多，主要是由于油的等级或粘度不适当，大量的油绕过溢流阀。处理故障时，应将液压油全部放掉，再加入适当的液压油。如果溢流阀压力调整值过低，按规定调整溢流阀，无法修复时应更换。

液压系统油温过高，主要是由于连续最高压力作业，油从溢流阀绕过，油的等级或粘度不对，液压泵损坏。处理故障时，应将液压系统中的油全部放掉，换用适当粘度的油，修复损坏的液压泵，改正作业方法，限制在最高压力下长时间作业。

4.1.3 CT—500HE 型铲运机液压系统故障分析与处理

某矿从法国引进的CT—500HE型电动铲运机是全液压矿石铲运设备。四轮驱动，斗容为0.38m^3，有效载重600kg。液压系统实现轮轴转向、铲斗升降、装卸、铲运及卷缆等工作。设备工作效率高，转向灵活。由于长时间使用，维护不及时，发生故障，铲运机不能行走。

1. 液压系统故障分析

CT—500HE型电动铲运机液压系统工作回路主要有静压回路（含行走回路、辅助工作回路）和液压回路（铲运工作回路、转向回路、卷缆回路等）。

1）故障现象。送电检查，在延时时间（3s）内跳闸，电动机不起动。断开保护系统，起动电动机（不跳闸），轮轴转向部分、铲举部分、卷缆部分工作正常，但铲运机仍不能行走。从故障现象分析，故障可能出在静压回路。

2）检测静压回路。检测行走回路，如图4-3所示，阀1，阀3压力 $p_t = 42$ MPa，工作正常。检测辅助回路，压力 $p_i = 0.5$MPa，小于正常工作压力（1.0～1.6 MPa），故障可能出在辅助回路。

3）分析辅助回路。从辅助回路的作用分析，压力低于正常工作压力时，会引起继电器（安全保护装置）在延时时间内动作跳闸，同时液压制动闸打不开，造成铲运机不能行走，同故障现象相符。

因此可判定故障是由辅助回路压力不足造成的。引起辅助回路压力降低的原因有：①阀2（1.6MPa溢流阀）故障；②辅助泵、制动闸及油路泄漏；③油位低。

2. 故障排除

1）检查阀2。拆卸阀2，打开发现阀芯被黑色胶质物卡住，不能关严，引起泄漏，造成辅助回路压力降低。

2）处理措施。清洗溢流阀、滤网，更换液压油，重新组装，试车，机器恢复正常。

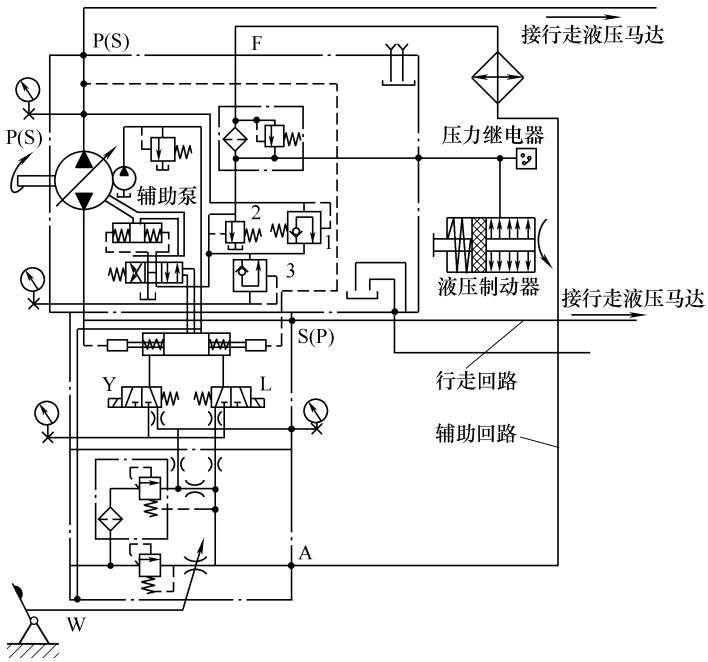


图 4-3　CT—500HE 电动铲运机行走回路

4.1.4　国产齿轮泵替代铲运机进口柱塞泵

1. 用国产齿轮泵替代进口柱塞泵原因

某公司引进进口 922E 型铲运机，不完全适合公司的具体情况，其主要表现在 922E 型铲运机转向柱塞泵，对液压系统中的油液清洁度要求很高，且进口泵的价格昂贵。

进口转向柱塞泵工作寿命按 4000 ~ 5000h 计算，每台铲运机按年出矿 10 万 t 能力排产，每台铲运机每年需要工作 4000 ~ 5000h，这样计算几十台铲运机，每年需要几十台进口转向柱塞泵，按近几年进口转向柱塞泵 1.6 万元/台计算，就进口转向柱塞泵一项每年要占用几十万元的备件费用，而国产转向齿轮泵的价格是进口转向柱塞泵价格的四分之一，且齿轮泵对油的清洁度要求没有柱塞泵高，进口柱塞泵备件的大量资金占用，给降低吨矿备件成本带来了一大不利因素，同时进口转向柱塞泵供货周期长，不利于备品备件的管理。

近年来，随着我国液压行业技术的发展，高压齿轮泵产品的质量已达到国际水平，其质量好，价格低。要降低吨矿备件成本，就必须考虑用国产泵替代进口泵。

2. 922E 型铲运机原转向与制动系统

922E 型铲运机原转向与制动系统原理如图 4-4 所示。

该转向系统主要由一个恒压变量泵、转向阀、蓄能器、缓冲阀及两个转向液压缸组成。该系统转向与制动共用一个泵，该泵为压力补偿斜盘式轴向变量柱塞泵。当系统压力未达到液压泵设计值时，柱塞泵向系统供油，向蓄能器充压，随着系统压力增加，液压泵斜盘摆角减小，液压泵供油量也减小。当油压达到设计油压时，液压泵就停止供油，若油压下降，液压泵又恢复供油。该系统设置了一个大容量蓄能器，当液压泵出现故障时，能起到临时动力源的作用，可紧急转向，防止事故发生。制动系统的蓄能器的充压也是利用变量泵的特点实现的。

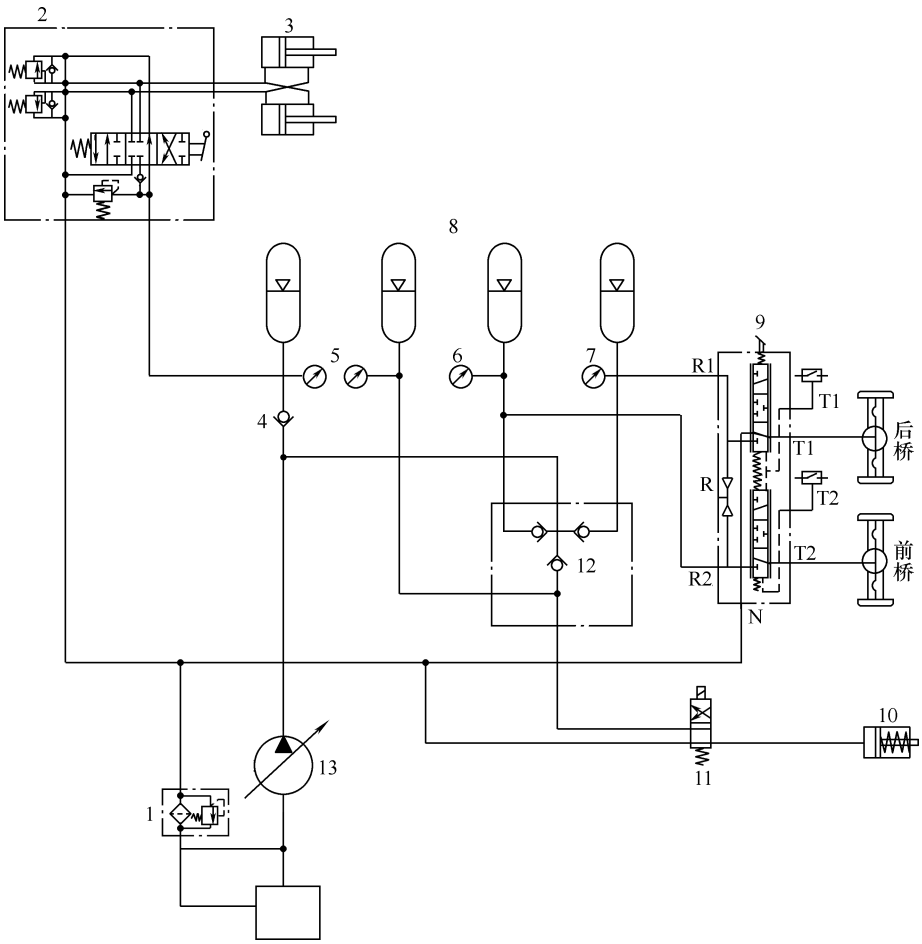


图 4-4　922E 型铲运机转向与制动系统原理图

1—回油过滤器　2—转向阀　3—转向液压缸　4—单向阀　5～7—压力表　8—蓄能器
9—脚制动阀　10—停车制动液压缸　11—停车电磁阀　12—单向阀组　13—转向与制动泵

3. 需要解决的问题

齿轮泵为定量泵，不能自动调节压力和流量，因此，转向和制动系统必须各有一个泵为其提供动力。制动泵为定量泵，不能自动调节压力和流量，就必须在制动系统中增加一个充液阀，当蓄能器压力达到预定值时，充液阀卸荷，可减少功率损失。

4. 用国产泵替代进口泵后 922E 型铲运机转向与制动系统

用国产泵替代进口泵后 922E 型铲运机转向与制动系统原理如图 4-5 所示。改造后的铲运机液压系统配有双联齿轮泵和充液阀，此方案综合了当今世界主要铲运机制造公司转向与制动液压系统的先进经验。充液阀的作用是根据设计要求向蓄能器充液，使蓄能器的回路压力保持在一定范周内。当蓄能器的压力达到充液压力上限时，充液阀卸荷，当蓄能器的压力低于充液下限时，充液阀恢复充液，直到蓄能器的压力达到充液压力上限。

系统中的三个蓄能器分别为停车制动器和前后桥提供制动压力，行车制动是双管路系统，当其中一路出现故障时，另外一路可以制动，保证了行车的安全。停车制动器为弹簧制动，液压释放形式，用一个电磁阀控制，行车时，电磁阀通电。断电时，车辆处于制动状

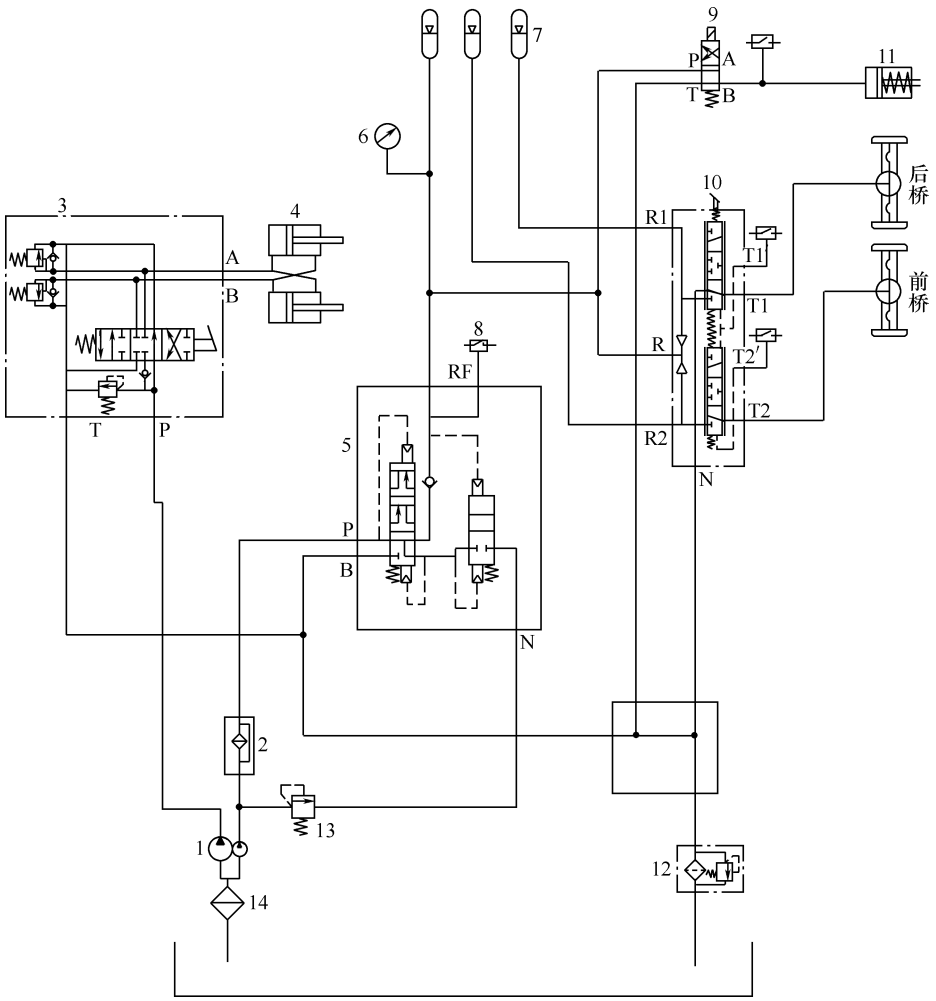


图 4-5　改造后 922E 型铲运机转向与制动系统原理图

1—转向与制动泵　2—高压过滤器　3—转向阀　4—转向液压缸　5—充液阀　6—压力表
7—蓄能器　8—报警开关　9—停车电磁阀　10—脚制动阀　11—停车制动液压缸
12—回油过滤器　13—溢流阀　14—粗滤器

态。停车制动器也可作为紧急制动，当出现紧急情况时，按下停车电磁阀按钮即可，保证车辆绝对安全。该系统采用双联齿轮泵和充液阀方案后，结构简单，使用可靠，能量损失少，是一个比较理想的方案，双联齿轮泵和充液阀的价格比采用进口柱塞泵价格低得多。系统采用 G20—6D11T1B12A30L 双联齿轮泵和 LFM1315M 的充液阀。

5. 改造后的效果

改造后的 922E 型铲运机液压系统应用效果良好。吨矿的备件成本下降了 75%，整机的故障率和维修成本大大降低。实践证明，该替代是成功的。

4.1.5　铲运机液压系统发热故障的分析与处理

1. 问题

928LHD 型铲运机是美国 EIMCO 公司生产的大功率井下铲运机，该铲运机目前是某公司二

矿区最主要的采矿设备之一，为二矿区的生产发挥了巨大的作用。但是，由于矿山井下环境温度高，各液压元件内泄漏的增大，加上液压系统设计上的不足，导致铲运机的液压系统经常出现发热故障。由于引起发热故障的原因较多，所以排除这一故障比较困难，维修人员经常感到无处下手，只好逐一排查，结果费时又费备件，严重影响了铲运机的生产效率。液压系统的发热，会使液压油变质，密封件老化及失效，工作机构输出功率不足，各液压元件的使用寿命也大为缩短。而且由于液压系统的发热，会使液压油粘度降低，增加了内泄漏，内泄漏的增加又加剧了液压系统的发热，从而形成了恶性循环。随着铲运机运行时间的延长，液压系统的发热会越来越突出，铲运机每连续运行 1h，其液压系统的油温会很快达到报警温度 50℃，有时会超过 70℃，严重影响铲运机的正常运行。因此对这一故障发生的原因进行深入分析，从而找出排除故障的方法并采取相应的预防措施，就显得非常必要。

2. 928LHD 型铲运机液压系统

928LHD 型铲运机液压系统的工作原理是：主液压泵是一个单联齿轮泵，其流量为 168L/min，主液压泵主要是为 928LHD 型铲运机大臂铲斗控制回路供油。转向—制动液压泵为一径向柱塞泵，其额定工作压力为 13.8MPa，流量为 147L/min。柱塞泵吸油口从铲斗控制回路的回油中吸油，然后通过各单向阀将压力油送到蓄能器、转向阀、手制动器电磁阀和减压阀上。由于转向阀处于中位，减压阀达到调定压力 27.5bar 时减压阀自动关闭，手制动器电磁阀到手制动器是全封闭油路，柱塞泵排出的压力油路被切断，压力油只能进入蓄能器中，因而蓄能器内的压力不断增加，当蓄能器中的油压上升到 13.8MPa 时，柱塞泵斜盘自动回到中位，即斜盘倾角为零，此时，柱塞泵无流量输出，单向阀在蓄能器的作用下，将油路关闭，防止压力回流，使蓄能器和各个阀件口保持高压，这一阶段，柱塞泵输出流量与压力的关系如图 4-6 所示。

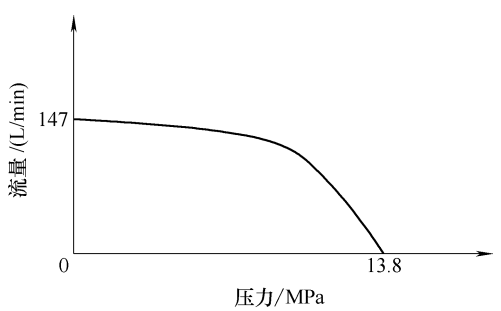


图 4-6　柱塞泵输出流量与压力的关系

一旦由于各阀内泄漏太大，就会导致压力下降，则会使柱塞泵重新输出流量。当铲运机需要转向时，操纵转向阀使液压泵输出的压力油分别注入左、右转向液压缸，实现铲运机转向；当铲运机需要手制动时，手制动器电磁阀断电，停车制动器在弹簧力的作用下，实现停车制动；需要铲斗控制回路工作时，操纵先导阀，柱塞泵输出的压力油经过减压阀和先导阀，分别作用在举升换向阀和倾翻换向阀上，使其换向；当举升换向阀换向时，主液压泵输出的压力油作用于举升液压缸上，实现铲运机大臂上升和下降；当倾翻换向时主液压泵输出的压力油作用于倾翻液压缸上，实现铲运机铲斗的倾翻动作。

3. 928LHD 型铲运机液压系统发热的原因

液压系统在工作中，会产生能量的损失，这些能量的损耗主要由下列几种损失组成：①

油液在沿管道流动或流经各种阀件时产生压力损失；②系统中各相对运动的零件因摩擦阻力而引起的机械损失；③泄漏等损耗所造成的容积损失。这些能量损耗转变为热能，如果这些能量损耗太大，则会使液压系统发热，不能正常工作。

引起 928LHD 型铲运机液压系统发热的主要原因有：

1）井下环境温度太高，使周围环境热量传递至液压系统而引起发热故障。矿山井下某些采矿道内通风不良，使环境温度太高，加上铲运机工作时发动机产生的热量，经过热传递，使液压系统温升过高而发热。

2）液压油粘度选择不当。粘度过高会使压力损失增加；粘度过低，则润滑性能下降，摩擦损失增加，泄漏加大，效率降低。因此液压油粘度选择不合适，会引起液压系统发热。

3）液压系统的内泄漏太大，导致容积损失增加，内泄漏的损失转化为热能，引起液压系统的发热。由于在 928LHD 型铲运机液压系统中，主液压泵、转向制动液压泵和各阀件都采用间隙密封，即依靠相对运动零件配合面之间的微小间隙来防止内泄漏，转向液压缸、举升液压缸和倾翻液压缸的活塞密封件失效，会增加各液压缸内泄。

4）由于系统阻力大，使油液沿程功率损失增大，引起液压系统发热。由于铲运机液压系统中，内径为 ϕ6、ϕ8 压力油管较多，如果更换这一类油管，油管太长且有较明显弯曲，都会增加沿程功率损失，引起液压系统发热。

5）液压系统中不必要的节流损失，也会引起液压系统发热。928LHD 型铲运机正常运行时，手制动器不需要工作，此时，手制动器电磁阀的电磁铁应得电，使制动系统的压力封闭于蓄能器内。在井下工作时，由于环境的因素，可能会使手制动器电磁阀断电。此时，会使高压油经过节流孔迅速泄压，从而造成节流损失，引起液压系统的发热。

6）大量高压油长时间不必要的泄压，也会使铲运机液压系统发热。这是铲运机液压系统发热最主要的原因。正常情况下，柱塞泵的压力油路被切断，压力油只能进入蓄能器。柱塞泵排出的油压不断增大，当达到 13.8MPa 时柱塞泵无流量输出，进入自动卸荷状态。如果液压系统内压力损失太大或蓄能器损坏，则会使柱塞泵大部分时间内压力达不到 13.8MPa，无法实现自动卸荷。大量的压力油会通过柱塞泵的调压机构流回油箱造成大量的压力损失，引起液压系统发热。

7）928LHD 型铲运机液压系统设计上的不足，为液压系统发热留下了隐患。由于柱塞泵的自吸能力较差，所以 928LHD 型铲运机液压系统设计上利用主液压泵的回油具有一定的压力来增加柱塞泵的吸油能力。这样就产生了一个严重后果，即主液压泵排出的油液经过铲斗控制回路变成热油后，没有经过必要的冷却，直接进入柱塞泵，从而形成恶性循环，给液压系统发热留下隐患。

4. 排除 928LHD 型铲运机液压系统发热故障的方法

1）针对二矿区井下某些巷道通风不良的情况。首先对井下通风不良的区域进行通风技术改造，改善铲运机运行的环境条件；其次从设备维护保养制度方面入手，在通风不良的巷道运行的铲运机，要求铲运机每工作 2h，必须停车采取降温措施，以降低铲运机液压系统的过热。

2）在选用液压油方面。从油品的采购，到井下领油、加油，进行严格的监督，保证 928LHD 型铲运机加入合适的液压油。

3）由于液压系统的内泄不易查找，可以运用逐项排除的方法，采用从简单到复杂，列

出所有引起铲运机液压系统内泄过大的可能原因，逐项进行排查。其方法为在液压泵的出油口，直接将一个节流阀和一个溢流阀接入，通过调节节流阀来观察出油口流量的变化，从而确定液压泵内泄量是否过大。对于内泄漏可能过大的阀，排除方法为将其他阀件的出口全部封闭，只留下怀疑内泄过大的阀，检测其压力和流量的变化。如果流量和压力与封闭其他阀之前相比，变化较大，则可判定该阀内泄过大。如果怀疑是液压缸内泄，则可以分别测定断开液压缸与接入液压缸前后的作用压力，即可判定该液压缸是否内泄。

4）由于液压系统阻力大，使油液沿程功率损失增大而引起的液压系统发热，可以采取的措施是尽可能减少管接头的数量，尽可能减少油管的弯曲程度和不用细而长的油管。

5）在更换液压油管时，尽可能采用内径变化不大的油管，还应使手制动器电磁阀处于得电位置，以减少由于不必要的节流损失而引起的液压系统发热。

6）由于柱塞泵本身的原因或者其他原因，使柱塞泵长时间不卸荷，导致大量的高压油直接回油箱，会引起液压系统的发热。因此采取的相应措施是：检查柱塞泵的调节机构是否正常。方法是将柱塞泵的出口接入压力表，增加泵的转速，观察压力表指针，如果指针上升到最高压力（13.8MPa）时，压力表上的指针应自动向回转，此时表明柱塞泵停止排油，处于卸荷状态。如果在增加柱塞泵转速的情况下，压力表指针在最高压力不下降，则表明柱塞泵有故障，需要修理或更换。另外也应定期检查蓄能器的充氮压力及保压状况。

7）928LHD 型铲运机液压系统在设计时，为了增大柱塞泵的吸油能力，利用工作泵的回油为柱塞泵充当吸油，从而导致热油不经冷却而直接进入系统，为液压系统发热留下隐患。为此对液压系统进行改造，设计一套简单的冷却装置，让工作泵的回油先经过安装在发动机上的冷却器，然后再进入柱塞泵，这样就避免了热油恶性循环，有效地预防了液压系统发热。

5. 实效

井下某台液压系统发热的铲运机，用上述方法查明了铲运机液压系统发热的原因，经故障排除与技术改进，每天连续运行 8h，铲运机工作正常，系统油温始终稳定在 50℃ 以下。因此，对液压系统发热故障进行准确判断并排除，就显得尤为重要。而且，这种方法也完全可以用于其他设备液压系统发热故障的判断与排除。

4.2 平地机液压故障案例分析

4.2.1 平地机及液压系统概述

平地机是一种装有以铲土刮刀为主，配有其他多种辅助作业装置，进行土的切削、刮送和平整作业的工程机械。它可以进行砂、砾石路面的整形和维修、表层土或草的剥离、挖沟、修刮道坡等平整作业，还可以完成材料混合、回填、推移、摊平作业。如配以辅助装置：耙子、上铲、松土器、变形刮刀、扫雪器、碾压滚可以进一步提高工作能力，扩大作业范围，是一种效能高、精度高、用途广的施工机械，因此被广泛用于公路、铁路、机场等大面积的平整作业。

最早的平地机产生于 19 世纪，英国和美国为开发西部铁路采用了马拉的拖式平地机，迄今已有 100 多年的历史。直到 20 世纪 20 年代才出现了自行式平地机。1946 年，美国卡特

彼勒公司开发出 12 型平地机之后，日本、英国、德国的多家公司也先后开发和生产出各种型号的平地机。国外平地机技术的发展多以将成熟技术应用到平地机产品，以提高其利用率，扩大应用范围，提高性价比。目前平地机正向大型化、节能化、环保化、自动化和功能多样化发展。

国内平地机开发较晚，20 世纪 60 年代初才由天津鼎盛天工工程机械股份有限公司根据苏联 144 型平地机试制出我国第一台 P1—90 型平地机。近年来，随着我国高等级公路和露天矿山等工程建设的发展，平地机需求量不断增加。巨大的市场需求量给平地机的发展带来了新的机遇，从而促进了市场的繁荣和技术的发展，产品设计也由技术引进转向自主研发。

如图 4-7 所示是卡特皮勒 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），一个全液压转向器及溢流阀、卸荷阀、减压阀等。

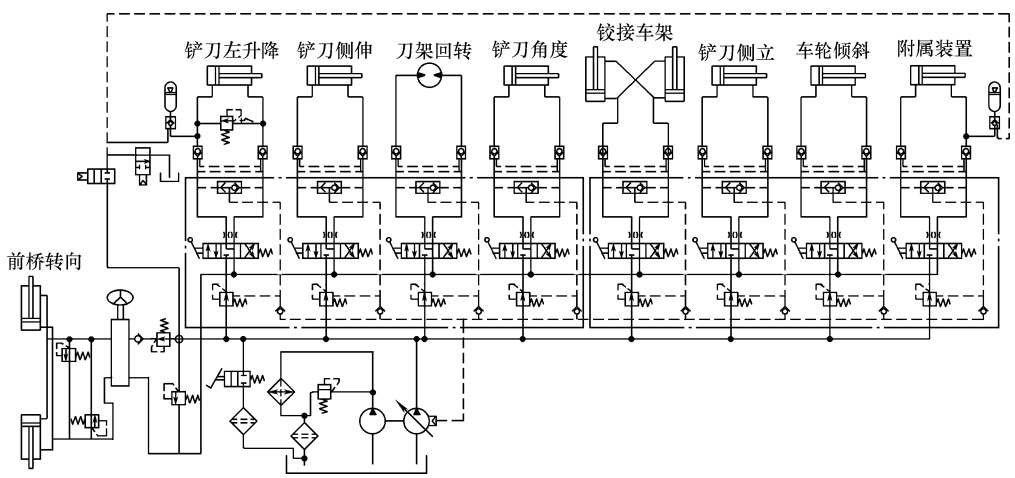


图 4-7　卡特皮勒 G 系列平地机液压系统

4.2.2　液压平地机常见故障与排除

液压平地机常见故障与排除方法见表 4-3。

4.2.3　PY 160 型平地机常见故障的排除

1. 发动机故障的排除

1）发动机不能起动。一般是由于燃油系统中有空气或燃油过滤器堵塞、电源电量不足或电线松动及起动液压马达损坏等原因造成的。应分别采用放净空气，清洗油管或过滤器，充电、拧紧电线，更换起动液压马达等方法将故障排除。

2）发动机机油压力失常。应首先检查发动机油底壳油量是否合适，再检查机油过滤器是否堵塞，液压泵是否损坏，然后视情况进行清洗或更换。

3）发动机水温过高。应首先检查冷却水是否加足，其次检查节温器是否损坏，发动机水路是否堵塞，然后采用更换或清洗等方法排除故障。

表 4-3　液压平地机常见故障与排除方法

故障	故障原因分析	排 除 方 法
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
	液压泵的故障	更换液压泵
	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
执行元件动作缓慢	液压泵的流量不够	更换泵组件
	调节压力低	调整调节压力
执行元件动作不稳,如铲刀颤动等	引起气穴现象	清洗吸油过滤器;工作油不够时作适量补充
	液压泵吸进空气	检查油口,不能吸进空气
	导向间隙过大	更换,磨导板衬套
平整刀片振动厉害	液压缸吸进空气	排除空气
	引起气穴	清洗吸油过滤器;工作油不够时作适量补充
	液压泵内吸进空气	排除空气
	调节压力低	调节到规定的压力
液压缸因自重下落量大	液压缸内泄漏	更换活塞密封或液压缸组件
	液控单向阀的内泄漏多	更换阀零件
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
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
	前轮摆振转向液压缸或拉杆轴承磨损	更换新轴承或相应的球锁
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	
泵供油量太小,泵噪声太大	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
	液压泵有故障	检查或更换泵
油温过高	油位太低	加足油
	冷却器积垢或堵塞	清除污垢,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

2. 变矩器故障的排除

1）当变矩器操纵压力及出口压力过低时，应检查油位是否过低，操纵压力阀或出口压力阀是否在打开位置上卡住了，液压泵是否损坏等，然后针对故障情况予以排除。

2）当变矩器油温过高时，故障原因有两种。一是变矩器主要部件加工尺寸误差，使泵轮、蜗轮和导轮三者之间发生干涉而引起温升。这种情况下变速油中通常伴有少量铝末。排

除这种故障时，应拆检变矩器，修复或更换故障元件。二是变矩器个别零件损坏引起油温升高。由于在变矩器内高速旋转的泵轮、蜗轮等部件的偏心力，或者在离心力作用下中心轴承润滑不良使轴承损坏，蜗轮、泵轮等摩擦生热使油温升高。这时油液中有铝末存在且量稍多，油温急升，驱动无力和速度下降等故障也会随之发生。出现这种故障后，应检修变矩器，更换损坏的零部件。

3. 主离合器故障的排除

当PY160型平地机变速器出现换档困难，主离合器分离不彻底，换档产生较大的齿轮冲击（尤其是在重新安装的离合器上），或者发生打滑等现象时，一般是由于主离合器的分离盘与分离轴承之间的间隙不合适造成的。主离合器故障往往是由于调整误差引起的。在调整主离合器过程中，除保证单向推力轴承到分离盘之间距离为2.5mm外，还应注意以下几点。

1）当测量主离合器分离盘的外端面与摩擦盘的外端面间的距离L时，应同时测量分离盘的端面摆差，其摆差应控制在0.15~0.20mm之间。

2）由于主离合器由4个分离爪支承分离盘，在调整过程中就有可能出现1个或2个分离爪与分离盘之间存在间隙，即“缺腿”现象。因此在调整L和端面摆差后，应用手在各个方向上按分离盘，如发现有“缺腿”现象应及时消除。

3）该机摩擦盘由钢片芯板在其两面浇结铜基粉末冶金材料制成，当摩擦盘发生烧损需更换新品时，必须将主动盘和压盘上摩擦表面附着的铜基粉末冶金材料打磨干净，防止与新盘的摩擦材料产生附着现象。

4. 铲刀回转机构故障的排除

1）驱动齿轮与回转大齿圈的啮合间隙变大。检修时，应首先检查、调整齿轮间的啮合间隙。如果间隙过大，则应通过调整螺栓来调整回转大齿圈的位置或更换齿轮，使啮合间隙符合使用标准。

2）回转节臂在焊接处断裂。应先调整好齿轮间隙，再按下述步骤进行修复：先找准两个回转节臂的相对位置。如果用原件修复，并且能找准原来的焊接位置，则按原来的焊接位置焊接好即可。如果更换新回转节臂（或驱动轴）或者用原件修复但不易找准原来的焊接位置时，需重新找准两个回转节臂的相对位置，再进行焊接修复工作。调整回转随动阀与两个回转节臂的相对位置。

5. 作业及转向液压系统故障的排除

1）当发现平地机的作业和转向系统都不工作时，应先检查液压油位是否在油尺的中位偏上，如果液压油位正确，应考虑液压泵是否损坏。

2）当多路阀有动作而平地机无转向动作时，可能是优先阀堵塞，清洗后一般可排除故障。

3）当操纵阀中任意一个阀上所有动作都慢时，可能是过载阀堵塞或液压系统内部泄漏，应清洗过载阀或更换损坏的密封圈。

4）当铲刀升降液压缸提升慢或自动下降时，可能是双向液压锁失效或液压缸内部泄漏，更换双向液压锁或液压缸内的密封件即可排除故障。

5）当平地机转向沉重时，应先检查优先阀是否堵塞，如清洗后故障仍不能排除，则应考虑更换转向器。

4.2.4 全液压平地机同步性能改进

平地机在附着条件较差的场地或偏载作业时（如在分布着泥沼、湿地的场地施工或修整边坡、开挖沟槽等），如果机器没有同步功能，会出现由于两侧驱动轮地面附着情况或驱动力不同而引起单侧驱动轮滑转，不能完全利用发动机功率，且被利用的功率也有一部分以滑转的形式完全损失掉。平地机同步功能是指在上述工况下克服单侧驱动轮滑转、保持两侧驱动轮转速一致的能力。由于平地机作业工况大部分为偏载作业，且地面附着条件均较差，故同步功能的好坏直接影响平地机的作业效率。

1. 平地机同步技术现状

目前国内外平地机行走机构的传动方式主要有三种：①机械传动，动力传递路线为：发动机→机械变速器→传动轴→斗驱动桥及平衡箱总成→驱动轮；②液力机械传动，动力传递路线为：发动机→液力变矩器→机械变速器→传动轴→驱动桥及平衡箱总成→驱动轮；③全液压传动，动力传递路线为：发动机→液压泵→液压马达（两个）→减速平衡箱→驱动轮。

对机械和液力机械传动平地机而言，驱动桥及平衡箱总成上的机械差速锁定机构保证了两侧驱动轮能够实现同步驱动，从而充分发挥机器的有效牵引力。但全液压传动平地机由于采用单泵双液压马达并联驱动方式，没有差速锁定机构，当其一侧驱动轮滑转时，流经该侧液压马达的流量增大，若完全滑转，则全部流量分配至滑转一侧，系统压力无法建立；另一侧失去流量后转速为零，不能完全利用发动机功率，且被利用的功率以滑转的形式完全损失掉，无法发挥出机器的牵引力。

目前用于克服全液压平地机单侧驱动轮滑转的方法主要是采用节流式防滑阀，其工作原理如图 4-8 所示。平地机正常作业时节流式防滑阀 2 中的电磁阀处于中位，变量柱塞泵 1 与两个变量柱塞液压马达 3 直接连接；当单侧驱动轮滑转时，通过变换节流式防滑阀 2 中电磁阀的位置，打开节流阀，切断负载较小侧的液压马达流量，强行让流量通过另一侧液压马达。采用这种方法，当节流阀切换时对液压系统冲击较大，使液压系统的故障率增加，影响液压元件的使用寿命，且容易出现交替打滑现象，不能实现连续偏载作业，无法从根本上解决全液压平地机的同步问题。

采用同步分流阀可使两侧液压马达的通过流量基本保持相等，有效地解决单侧驱动轮滑转及交替滑转现象，是彻底解决全液压平地机同步问题的有效措施之一。目前世界上全液压平地机同步系统中尚未出现同步分流阀的有效应用。针对全液压平地机的同步问题进行研究，给出了采用同步分流阀解决平地机同步问题的策略和方法，介绍了方法的主要原理和实现要点，并通过试验证明了方法的可行性，使同步分流阀得到了成功地应用。

2. 同步分流阀工作原理

同步分流阀也称分流集流阀，简称同步阀，可以保持两个（或多个）出口流量在一定的分流精度范围内，主要应用于液压传动中作为差速功能使用，其具体结构存在不同形式，在此以带自由轮回路、固定分流比为 1∶1 的双作用分流阀为例说明其工作原理，如图 4-9 所示。

当控制油口 5 接通控制油源后，阀芯 7 右移，P 口的流量只能环绕控制阀芯 2 流入油口 A 和 B，此时同步分流阀开始工作。根据流量表达式（不考虑泄漏量）可知，满足 $Q_A = Q_B$ 需要两个条件：①$d_{10} = d_{20}$；②$p_1 = p_2$。由于固定节流孔 1 在节流阀设计生产时已保证一致，所以只要满足条件 $p_1 = p_2$，即可保证 $Q_A = Q_B$。

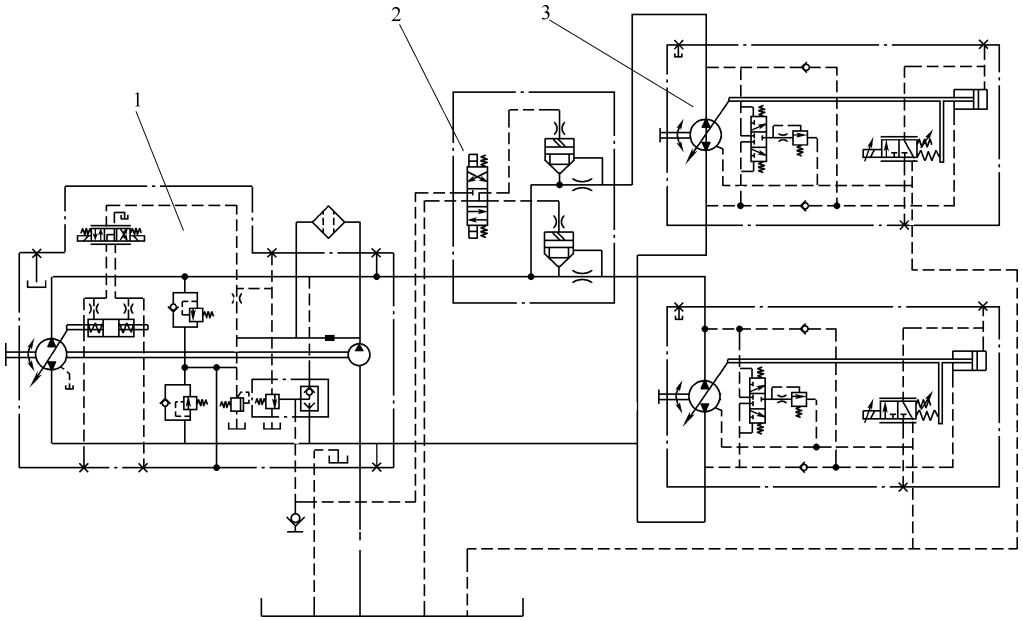


图 4-8　平地机行走驱动液压系统

1—变量柱塞泵　2—节流式防滑阀　3—变量柱塞马达

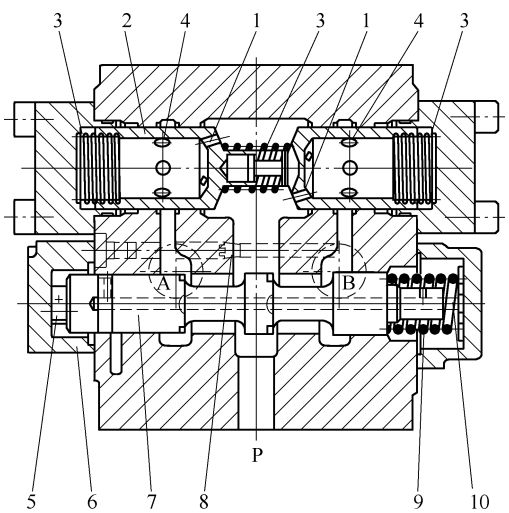


图 4-9　双作用分流阀

1—固定节流孔　2—控制阀芯　3—对中弹簧　4—可变节流孔　5—控制油口

6—端盖　7—阀芯　8—节流孔　9—复位弹簧　10—泄油口 L

$$Q = Q_{\mathrm{A}} + Q_{\mathrm{B}}$$

$$Q_{\mathrm{A}} = C_{\mathrm{d}} \frac{\pi d_{10}^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p - p_1)}$$

$$Q_{\mathrm{B}} = C_{\mathrm{d}} \frac{\pi d_{20}^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p - p_2)}$$

式中，Q 为阀进口流量；Q_A，Q_B 分别为流经左、右固定节流孔 1 的流量；C_d 为左右固定节流孔 1 的流量系数；d_{10}、d_{20}分别为左右固定节流孔 1 的直径；ρ 为油液密度；p_1，p_2 分别为控制阀芯 2 左右内腔压力；p 为阀入口压力。

虽然油口 A、B 的压力由于负载变化或偏载等原因不能保持一致，但利用负载压力反馈及控制阀芯 2 中可变节流孔 4 的自动调节，可使控制阀芯 2 左右两侧可变节流孔 4 的压力损失不一致，直至保持控制阀芯 2 达到平衡位置，即控制阀芯 2 两侧受力 F 相等。由于控制阀芯 2 两侧弹簧力及有效受力面积 A 相等，根据受力公式 $F=p_0A$（p_0 为压力）可知，此时 $p_1=p_2$，从而使 $Q_A=Q_B$。例如：当 $p_A>p_B$ 时，p_A 一侧的控制阀芯 2 左内腔压力大于右内腔压力，阀芯 2 向右移动，左侧可变节流孔 4 面积增大，右侧可变节流孔 4 面积减小，直到左右内腔压力趋于一致，使控制阀芯 2 达到平衡位置，平地机两侧驱动马达转速保持一致，实现平地机同步作业。

3. 全液压平地机同步功能改进

1）液压系统。根据平地机实际作业要求，设计具有同步功能（带同步分流阀）的全液压平地机行走驱动液压系统，如图 4-10 所示。该系统主要由双向变量柱塞泵 1、换向阀 2、同步分流阀 3 和变量柱塞马达 4 组成。

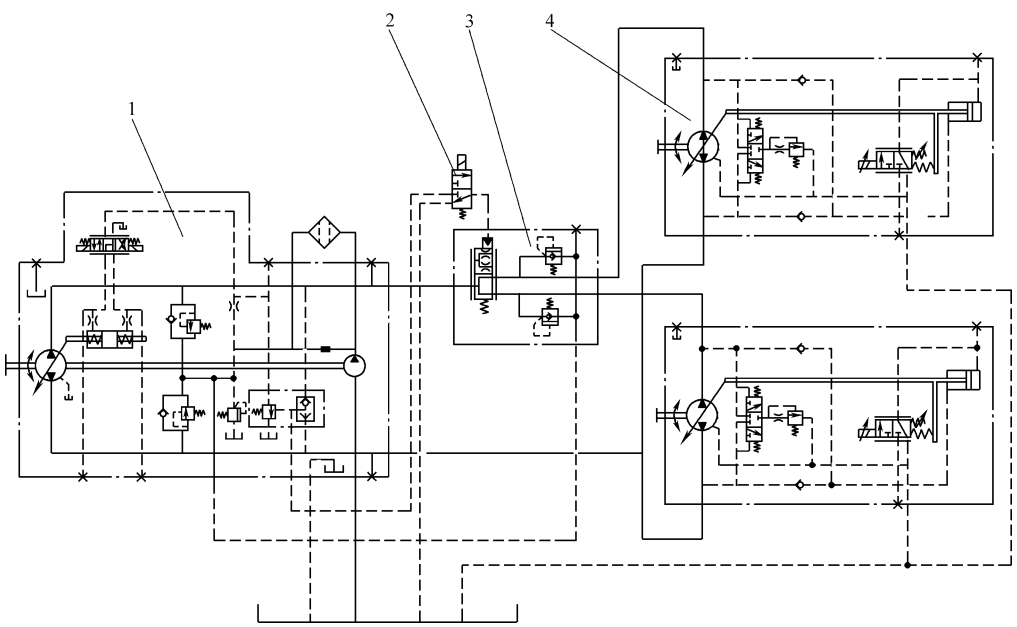


图 4-10　带同步分流阀的平地机行走驱动液压系统

1—双向变量柱塞泵　2—换向阀　3—同步分流阀　4—变量柱塞马达

该液压系统工作原理：双向变量柱塞泵 1 提供液压能源，把高压油经同步分流阀 3 提供给变量柱塞马达 4。变量柱塞马达 4 的旋转方向通过改变双向变量柱塞泵 1 的摆角方向实现，液压马达旋转的速度可依靠改变其自身的排量或（和）双向变量柱塞泵 1 的摆角大小来实现。液压系统的最大工作压力由双向变量柱塞泵 1 内的两个安全阀限定。

液压系统中采用的同步分流阀 3 的执行器数量有 2 个，节流孔为固定节流孔，流量分配率为 1∶1，具有自由轮和补油功能。当不需要同步分流阀 3 起作用时，换向阀 2 断电，同

步分流阀 3 处于自由轮状态，左右液压马达并联，可实现差速用以转向；当需要同步分流阀 3 起作用时，换向阀 2 得电，同步分流阀 3 处于分流状态，左右液压马达流量理论上相等，实现左右驱动轮同步。

当平地机发生单侧驱动轮滑转，同步分流阀实现等量分流后，原滑转侧液压马达的流量迅速减小，由于惯性的原因该液压马达会出现短时间的“泵工况”，易使该液压马达进油口产生气蚀，此时可由同步分流阀中的单向阀向液压马达进行补油，使车辆在非分流工况与分流工况切换过程中不产生气蚀，并且在分流工况可以适度转向。

在使用过程中有几点需要注意：①转向过程中不能使用同步功能。在平地机转向过程中，若采用同步功能，外侧驱动轮对应的驱动液压马达将会出现吸空现象，产生气蚀。②只有在单侧驱动轮滑转时才开启同步功能。同步分流阀起作用时压降损失约有 1.0 ~ 3.0MPa，降低了传动效率，同时压降损失转化为热量，增大了系统散热负荷，因此在作业过程中应尽量使系统工作在非分流工况。

2）控制系统。采用同步分流阀实现平地机同步作业，控制程序需要输入的参数包括两侧驱动液压马达的转速及压力，输出控制量为同步分流阀的电磁阀开关信号，如图 4-11 所示。

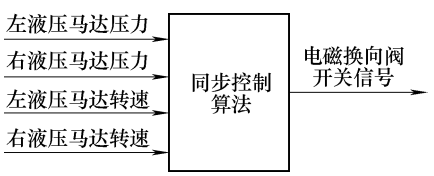


图 4-11　同步控制算法输入及输出信号

下面以程序流程图的形式对同步控制的实现过程进行具体说明，如图 4-12 所示为采用同步分流阀实现同步的程序流程图，F 为电磁换向阀。

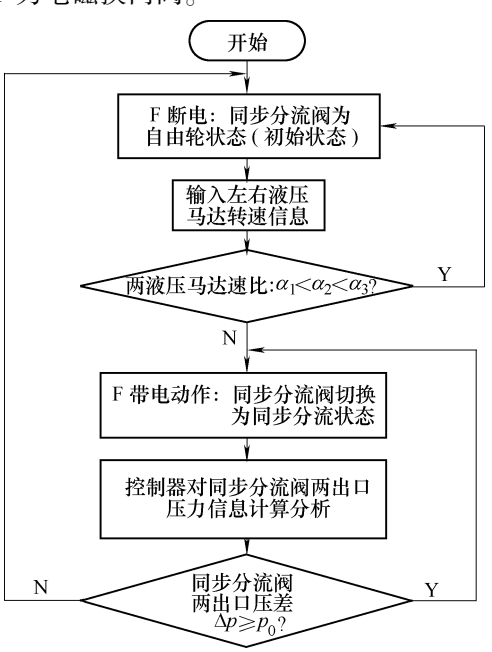


图 4-12　同步系统控制流程图

当平地机起动时，常开电磁换向阀 F 处于断电状态，同步分流阀处于自由轮状态，液压马达上的转速传感器将速度信息反馈给控制器，由控制器对信息进行分析、计算，当两侧液压马达的转速比 α 满足 $\alpha_1 < \alpha < \alpha_2$ 时（α_1、α_2 为设定值），即机器此时未发生单边打滑，

电磁换向阀不得电，仍保持原状态，同步分流阀处于自由轮状态；当两侧马达转速比 α 不满足 $\alpha_1 < \alpha < \alpha_2$ 时，电磁换向阀 F 得电，同步分流阀从自由轮状态切换至同步分流状态，利用同步分流阀的同步分流功能，实现行走液压系统中左右行走液压马达的同步驱动，此时同步分流阀两出口会产生一定的压差 Δp，两出口的压力传感器将两边的压力信息反馈给控制器，由控制器进行分析计算，当 $\Delta p \geqslant p_0$ 时（p_0 为设定值），电磁换向阀一直得电，同步分流阀一直处于同步分流状态；当 $\Delta p < p_0$ 时，电磁换向阀断电，同步分流阀恢复自由轮状态。

4. 试验

为对同步分流阀的同步性能进行验证，在 PQ190 型全液压平地机样机上进行了极限工况及偏载工况下的同步性能试验。

1）极限工况同步效果试验。全液压平地机同步性能的极限工况为单侧驱动轮完全滑转（悬空），而另一侧驱动轮有较大的地面附着系数，且负载达到最大时仍无法前行，此时同步难度最大。本试验采用在水泥地面上一侧驱动轮悬空，另一侧驱动轮着地，平地机铲刀顶住障碍物，无法移动。

如图 4-13 所示为试验样机右侧驱动轮完全滑转后，整个同步控制过程中左、右变量柱塞液压马达的压力和转速变化曲线。同步分流阀投入使用后，从图 4-13 中可以看出：①左侧液压马达压力达到 39.9MPa 且稳定，右侧液压马达压力仅为 3.2MPa，压差大，偏载严重；②右侧驱动轮转速为 0.98r/min（此时右侧液压马达转速为 33r/min），左侧驱动轮转速为零，两侧驱动轮无交替打滑现象，同步效果比较理想；③该工况下连续运行 50min，液压系统油温从试验前的 18℃稳定至 53℃（散热系统未作更改），温升为 35℃，在允许值范围内。

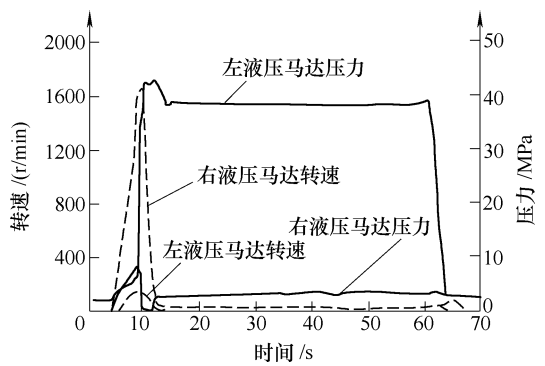


图 4-13　平地机极限工况同步试验曲线

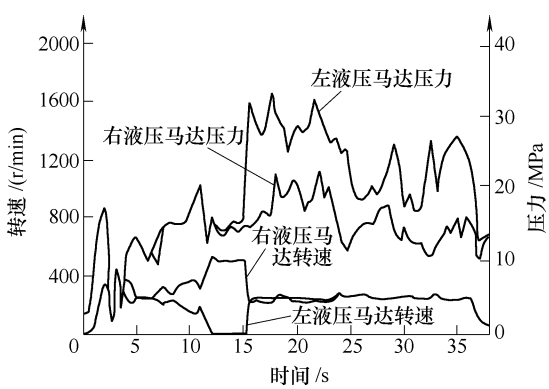


图 4-14　平地机偏载工况同步试验曲线

2）偏载工况同步效果试验。平地机在实际作业过程中偏载作业较多，典型工况是将铲刀伸向一侧进行作业，该工况对同步性能要求较高。如图4-14所示为样机在偏载作业工况下整个同步控制过程中左、右变量柱塞液压马达的压力及转速变化曲线。从图4-14中可以看出：①两侧液压马达转速差达到一定值后，同步分流阀自动开启，实现同步功能；②同步功能开启后，左、右液压马达压力存在一定差值，说明两侧驱动轮的负载不一致，但两液压马达转速基本保持相等，且不存在交替打滑现象，说明同步效果较好；③该工况下连续运行2h，液压系统油温从试验前的22℃稳定至55℃（散热系统未作更改），温升为33.9℃，在允许值范围内。

以上两个典型工况的试验结果表明：①全液压平地机使用同步分流阀后同步效果较好；②同步分流阀产生的节流损失（温升）在可接受的范围内；③同步分流阀开启时对液压系统的冲击较小；④控制系统可按要求自动开启、关闭分流阀。

4.2.5　卡特彼勒16G型液压平地机柱塞泵修复

某矿业公司卡特彼勒16G型液压平地机液压系统由一台发动机直接驱动大功率轴向柱塞泵提供动力。此泵为变量泵，能根据不同工况需要自动调节流量，最大流量250L/min，并能保证恒压输出，油压高达25MPa。泵采用斜盘变量、通轴结构，是一种结构复杂、性能先进的柱塞泵，在高压、大流量矿用机械，尤其是进口设备上，这种类型柱塞泵被广泛采用。

1. 泵的损坏及原因

柱塞泵对液压油品质有较高的要求，尤其对油液的清洁度。油脏不仅会造成系统上的故障，而且会使元件早期磨损。损坏的柱塞泵工作时通常表现为输出油压低，泵体温度高。有一台泵修理前，输出最高油压仅能达到5MPa，相当新泵输出油压（25MPa）的1/5，泵体温度也在100℃以上。

柱塞压缩油液时，油压升高，大部分油经压油槽被压出泵口。缸体与配油盘的两配油面依靠平面密封，由于加工精度限制，其间存在间隙，柱塞与孔套之间为动配合，也有0.01～0.05mm的间隙。在压力作用下，液压油会从这些间隙中渗入吸油口或泵壳内腔回油箱。由于间隙小，泄漏量很少，约占泵流量的7%。压力油在间隙中流动，摩擦产生的热量通过油液和泵体散发出去。但是，如果上述配合面遭破坏，间隙扩大，大量油液泄漏产生大量的热量就会使泵的温度迅速升高，泵的输出油压也随之大幅度下降。

解体检查损坏的柱塞泵发现，尽管柱塞与孔套配合正常，但缸体、配油盘的配油面均严重磨损。青铜合金的配油盘配油面上内外密封带磨损，如图4-15所示，对应缸体配油面有多条环形划痕，其中最深达到0.3mm，使高、低压油区形成通道，造成大量内泄，泵的输出油压降低。

造成配油面划痕的主要原因是液压油中混有杂质颗粒，这些杂质在泵工作时随油进入配油面，划伤配油面。因而液压油的清洁与否与泵的寿命直接相关。

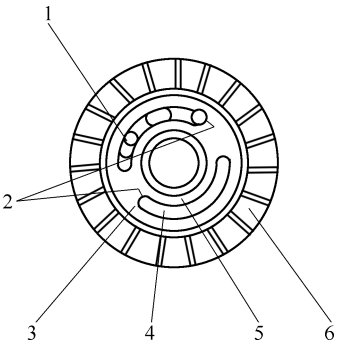


图4-15　配油盘配油面

1—压油槽　2—减振槽　3—外密封带
4—吸油槽　5—内密封带　6—辅助支承环

2. 零件的修复

在对损坏的零件修复时，针对其均为平面损伤的特点进行修理。

首先，用普通平面磨床将缸体和配油盘上的划痕磨平，并保证平面度。然后再对两个平面进行人工研磨，以达到所需光洁度。具体修理技术条件如图 4-16 和图 4-17 所示。为保证修理质量，注意以下几个问题。

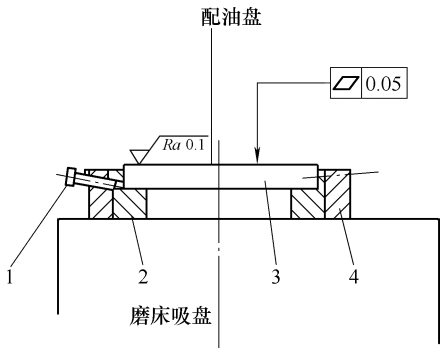


图 4-16　配油盘修理

1—顶丝　2—定位环　3—配油盘　4—固定环

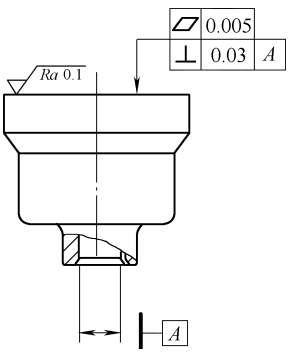


图 4-17　缸体配油面修理要求

配油盘为铜合金，不受电磁吸力。为了将其固定在磨床工作台上，设计了专用胎具，如图 4-16 所示。胎具由定位环、固定环、顶丝组成，均为钢制。定位环上下端面经磨削后有较高的平行度。配油盘置于其上，配油面自然与磨床工作台平行，以保证磨后的配油面的平行度。固定环与定位环一同吸附在磨床吸盘上，固定环套在配油盘外侧，其上沿圆周方向均匀设有三个略微下斜的顶丝孔，通过顶丝将配油盘压紧在定位环上。

根据划痕的深度确定磨削量，磨削尽量少，以磨平划痕为原则。缸体配油面经渗碳淬火，渗碳深度 0.8～1.2mm。磨削量不能超过此数，否则配油面硬度降低，泵的使用寿命也减短。

配油盘配油面设有两个减振槽（图 4-15），槽深 2.24mm，磨削后此槽相应变浅。为此，应注意加深此槽，恢复原深度以防止困油现象。

如图 4-15 所示，配油盘配油面辅助支承环由 18 个相同支承块组成，每块两侧均有微小斜面（7.5°左右），在缸体旋转时产生油楔，形成轴向推力。磨削会损坏此斜面，磨后应用小锉刀精心恢复此斜面。

缸体与配油面需进行配研。达到要求后，缸体、配油盘应严格清洗，严禁残留研磨砂。

回装前仔细清洗各件。安装完成后，在泵体内腔注入洁净液压油以供润滑。修复后的泵经试车，其输出油压达到 25MPa 的标准，泵体温度低于 70℃，恢复正常运行。

参 考 文 献

[1] 彭晓，周志鸿．挖掘机液压系统的分类与比较［J］．液压气动与密封，2011（2）：43-46.

[2] 李新，周志鸿，厉峰．Parker AV—170 多路阀的功能［J］．液压气动与密封，2011（11）.

[3] 王成虎．小松 PC—5 型多路阀的功能与结构［J］．建筑机械，2005（10）：90-92.

[4] 滕琳．液压挖掘机限速阀复位弹簧的失效故障分析［J］．黑龙江科技信息，2011（19）：7.

[5] 桂国庆．换位对比判断工程机械液压系统故障部位［J］．工程机械与维修，2004（1）：139-140.

[6] 刘长灼，李勇庆．小松 PC 系列挖掘机液压马达故障一例［J］．工程机械与维修，2000（12）：79.

[7] 刘德明　液压挖掘机功率下降的处理［J］．工程机械 ，2000（8）.

[8] 高山铁，仉志强，刘志奇，贾跃虎．液压挖掘机泵口消振闭端支路的设计与测试［J］．流体传动与控制，2010（1）：42-44.

[9] 史同心．PC 挖掘机回转系统常见故障分析与排除［J］．机械管理开发，2011（6）：139-140.

[10] 车明哲，佟　琨，宋锦春．22 吨液压挖掘机能量损失的研究［J］．机械设计与制造，2011（10）：10-12.

[11] 林梓生，谢锡深．CAT320 液压挖掘机行走系统的故障诊断与排除［J］．筑路机械与施工机械化，22 卷．2005（5）：58-59.

[12] 朱江．神钢 SK450—6 挖掘机行走跑偏故障分析［J］．矿用汽车，2006（3）：16-18.

[13] 缪兵，杨永军，王建杰，等．SK07—N2 神冈液压挖掘机主泵损坏原因分析［J］．中国制造业信息化，第 37 卷，2008（19）.

[14] 祖炳洁，郝长生，王军．神钢 SK—8 系列挖掘机控制系统调整［J］．建筑机械，2010（3）.

[15] 杨泳庚，张坚．挖掘机液压系统故障分析及解决方法［J］．南方金属，2001（6）：50-52.

[16] 袁斌，饶彩超．挖掘机液压系统故障诊断分析［J］．机电工程技术，2002（3）：59-60.

[17] 张廷河，朱鸿斌，韩宝柱．CAT225 型挖掘机液压泵故障实例［J］．现代化农业，2001（4）：34.

[18] 孙桐林．CAT330 挖掘机大泵电液系统常见故障及排除方法［J］．山西建筑，2004（8）：126-127.

[19] 汤振周．EX200LC 液压挖掘机右行走无力故障分析［J］．中国工程机械学报，第 7 卷　2009（3）.

[20] 徐宗良，韩宝柱．EX220—1 挖掘机故障诊断［J］．农机使用与维修，2002（1）：35.

[21] 任荣存．合肥日立 EX200—5 挖掘机爆管故障分析［J］．建筑机械，2003（7）：73.

[22] 聂国权，王海花，祖炳洁．日立挖掘机两典型故障的测试与诊断［J］．煤矿机械，2005（9）：139-140.

[23] 刘维萍．小松 PC200—7 挖掘机液压泵的故障诊断、分析及排除方法［J］．农业装备与车辆工程，2007（6）：59-61.

[24] 刘国富，卿华．EX300—3 挖掘机“憋机”综合故障［J］．工程科技，2005（1）：76-79.

[25] 祖炳洁，郑明军，王海花．日立 EX 挖掘机动作慢的测试与诊断［J］．建筑机械，2005（12）：100-102.

[26] 陈向进，文利．CAT330BL 型挖掘机工作无力故障的排除［J］．建设机械技术与管理，2003（8）：29-30

[27] 高光华，陈绪友，刘文生．EX—200 型液压挖掘机液压系统故障实例［J］．现代化农业，2002（5）：11

[28] 曹学峰，张建超．PC200—6 型挖掘机热车后整机工作无力的故障诊断与排除［J］．工程机械，2008（2）.

[29] 高文中，王满增，周亮．卡特 320A 型挖掘机动作慢及挖掘无力的故障诊断与检修［J］．工程机械，2002（11）：48-49.

[30] 李明波．挖掘机铲斗不能工作故障的排除［J］．工程机械，2009（12）：59-60.

[31] 陈旭友，冯爽，张书常．液压挖掘机行走和回转无力故障实例［J］．现代化农业，2003（4）：29.

[32] 吴排华. 一例 320B 大臂支撑无力的故障分析 [J]. 矿用汽车，2001（1）：44-45.
[33] 田华军. WY80 型挖掘机不能做单一运动的故障排除 [J]. 工程机械，2003（1）：51-52.
[34] 安荣. 挖掘机工作液压缸的故障分析与改进设计 [J]. 机械，2006（9）：59-60.
[35] 梁海. 液压挖掘机油缸的故障分析及纠正措施 [J]. 沿海企业与科技，2003（5）：43-44.
[36] 徐宗良，韩宝柱. EX20LC 液压挖掘机右行走无力故障分析 [J]. 现代化农业，2002（3）：35.
[37] 耿献辉. EX1100—1 型挖掘机左行走故障的诊断及排除 [J]. 工程机械，2001（1）：69-70.
[38] 黄鸿浩. PC220—5 型挖掘机铲斗缸和左行走马达工作无力故障的排除 [J]. 工程机械，2000（2）.
[39] 张振华. PC300—6 型液压挖掘机左行走无力的故障处理 [J]. 工程机械，2001（2）.
[40] 陈世君，王定祥. 小松 PC200—6A 挖掘机行走故障分析 [J]. 工程机械，2007（3）：70-71.
[41] 谭修彦，钱锋. 回转马达一例故障的排除 [J]. 工程机械，2003（12）：48.
[42] 潘书业. 挖掘机转台异响的故障排除 [J]. 工程机械，2001（4）：50-51.
[43] 姜武杰，牟建勇. 小松 PC200—7 型挖掘机典型故障剖析 [J]. 建设机械技术与管理，2005（12）：85.
[44] 林平. 小松 PC 系列挖掘机回转装置的故障排除 [J]. 建筑机械，1999（1）.
[45] 潘清水. 液压挖掘机回转马达故障分析及排除方法 [J]. 筑路机械与施工机械化，2002（4）：50.
[46] 陈旭友，冯爽，张书常. EX200—1 型挖掘机回转马达故障实例 [J]. 现代化农业，2003（2）：1-2.
[47] 刘华. PC300 液压挖掘机工作装置故障排除方法 [J]. 江西冶金，2004（6）：12-13.
[48] 陈创煌. 液压挖掘机铲斗油缸自动下行故障分析 [J]. 设备管理与维修，2002（8）.
[49] 王竹叶. 挖掘机动臂上升速度缓慢的原因分析 [J]. 建筑机械，2005（1）：78-79.
[50] 邱桥泉，郑昆. 挖掘机动臂自动下降故障的分析与排除 [J]. 筑路机械与施工机械化，2006（6）：49-50.
[51] 文杰，胡建华. 液压挖掘机斗杆挖掘无力故障原因分析及处理 [J]. 人民长江，第 35 卷，2004（7）：31.
[52] 张文军. 挖掘机斗杆伸出不能收回的故障排除 [J]. 建筑机械，2004（10）：101.
[53] 刘斌. 支腿液压缸工作过程中回缩现象分析 [J]. 工程机械，2008（11）：69-70.
[54] 张韧. GYL200G 型轮式挖掘机支腿故障一例 [J]. 工程机械，2009（3）.
[55] 张武松，王新晴，徐兴宇　基于故障树分析的挖掘机液压系统故障诊断 [J]. 机械工程与自动化，2009（2）：107-108.
[56] 李祖芳. 浅析挖掘机液压油温升过快且过高的原因 [J]. 隧道建设，2002（6）：46-47.
[57] 夏辉. CAT330BL 型液压挖掘机一例行走故障的检修 [J]. 工程机械，2002（8）.
[58] 彭中清. WY80 液压挖掘机左行走无力的检修 [J]. 筑路机械与施工机械化，2001（6）：24-25.
[59] 朱宝信. CAT—330 型挖掘机工作速度慢的故障检修 [J]. 工程机械，2007（2）：49.
[60] 龙卫红. 日立 EX200—2 挖掘机发动机失速故障诊断 [J]. 建筑机械，2002（10）：57-59.
[61] 孙木花. WY100 液压挖掘机斗杆无力故障的排除 [J]. 工程机械，1997（3）.
[62] 李军凯，陈绪友. 挖掘机液压系统故障分析与排除一例 [J]. 现代化农业，2008（5）：43.
[63] 杨成刚. 装载机液压系统的检测 [J]. 工程机械与维修，2007（7）：161.
[64] 郝国强，夏淑海，丁秀爱. ZL50G 装载机齿轮泵损环问题的分析与解决 [J]. 液压与气动，2004（2）：71-72.
[65] 王振杰. 液压泵严重磨损原因分析及改进 [J]. 建筑机械，（上半月）2000（10）：59.
[66] 卓荣明. 轮式装载机变速齿轮泵失效原因及解决方法 [J]. 工程机械，2006（4）：48-49.
[67] 简立军. 装载机齿轮泵油封窜油现象分析 [J]. 科技信息，2009（4）：308.
[68] 薛佳颖. 装载机变速泵的噪声分析与改进措施 [J]. 工程机械，2003（8）：34-35.

[69] 薛佳颖，陈祖国．提高装载机变速泵及吸油系统的吸油能力［J］．福建农机，2005（3）：19-21.
[70] 杜艳霞，刘涛，杜东雨．装载机液压系统罕见故障排除一例［J］．建筑机械化，2008（10）：76-77.
[71] 孙保生，杜明才，李国清，等．降低整体式多路阀故障的措施［J］．建筑机械，2007（10）：105-107.
[72] 皮晓明，易军萍．新型数字电液比例系统在大中型装载机中的应用［J］．机床与液压，2006（10）：109-110.
[73] 程江琳，郑利霞，魏晓勇．装载机多路阀操纵系统改进设计［J］．冶金设备，2007（2）：34-35.
[74] 王迎新，刘永坚，王军伟．装载机液压系统故障分析［J］．机械研究与应用，2009（2）：50-51.
[75] 陆剑君，夏建明．CAT980 装载机工作装置液压系统故障的排除［J］．起重运输机械，2003（11）：40-41.
[76] 徐友泉．ZL50C 型装载机工作液压缸工作无力故障分析［J］．工程机械，2005（4）：54-55.
[77] 文璐，王娟．ZL50 装载机铲斗失控回落故障分析及排除［J］．产业与科技论坛，2011（12）.
[78] 陈爱民，徐进永．装载机动臂下沉原因分析及故障排除［J］．工程机械，2003（9）：48-49.
[79] 渠慎斌．装载机动臂与铲斗自动沉降的原因［J］．工程机械与维修，2008（2）：169.
[80] 王军，宋正臣．装载机工作液压系统故障分析与排除［J］．液压气动与密封，2011（4）：43-46.
[81] 郝国强，谢耘，刘晓梅．装载机先导液压系统的故障分析和改进设计［J］．工程机械，2005（2）：51-52.
[82] 陈勇．Tee 试验诊断装载机液压系统故障［J］．建筑机械，2002（2）：26-28.
[83] 魏银红．装载机工作装置液压系统故障诊断［J］．农机使用与维修，2005（3）：44.
[84] 潘忠秀，何锁山．装载机液压缸活塞杆失稳原因综合分析及改进措施［J］．液压气动与密封，2009（4）：69-71.
[85] 樊金保，曹斌．装载机液压故障应用体外诊断技术的几个实例［J］．港口装卸，2004（6）：12-13.
[86] 唐建生，刘红普．ZL50C 型轮式装载机液压转向系统的故障分析［J］．农业装备与车辆工程，2007（3）：52-53.
[87] 冀宏，谭正生，黄建兵，等．轮式装载机转向液压系统的振动控制［J］．机床与液压，2008（10）：44-46.
[88] 景军清，徐新跃．双泵合/分流负荷传感型全液压转向系统的应用［J］．建筑机械，2005（1）：91-92.
[89] 张剑慈．装载机液压转向系实例剖析与改进［J］．液压与气动，2000（6）：39-41.
[90] 张爱武．装载机行驶时前车架摆动故障分析［J］．建筑机械，2007（3）：81.
[91] 彭文福．由于蓄能器充气压力不足引发的一起制动故障［J］．工程机械与维修，2003（3）：118-119.
[92] 王松林．装载机全液压制动系统冲击问题分析与研究［J］．工程机械，2010（2）：30-31.
[93] 唐云娟．装载机全液压制动系统的改进设计［J］．工程机械，2008（6）.
[94] 郭春凤．改进装载机液压油箱焊接结构和焊接工艺提高油箱清洁度［J］．现代制造技术与装备，2009（2）：48-49.
[95] 周良田，康文谦，郭鹏伟．装载机液压过滤系统对液压阀的影响［J］．农业装备与车辆工程，2010（6）：36-38.
[96] 赵燕．装载机液压系统泄漏的原因分析和治理［J］．工程机械，2005（4）：56-57.
[97] 张爱武，程惠．装载机液压系统发热的治理［J］．工程机械与维，2007（5）：162.
[98] 张毅，俞小莉，谭建勋，等．装载机液压系统过热问题的研究［J］．工程机械，2005（6）：47-48.
[99] 郝国强，刘淑强，丁秀爱，等．液压油散热器在装载机上的应用和设计改进［J］．工程机械，2006

(12)：10-11.
[100] 方卉. ZL50 装载机液压系统的高温故障排除［J］. 黑龙江科技信息，2007（5）：165.
[101] 孟庆莲. 某轮式装载机液压水冷却器异常损坏排查［J］. 流体传动与控制，2011（2）：41-43.
[102] 莫方伟，吴建军，赵玮. 基于故障树分析法的某型推土机液压传动系统故障诊断［J］. 建设机械技术与管理，2010（2）：100-102.
[103] 焦生杰，郝秀娟，王欣. 全液压推土机状态监测及故障诊断系统的研究［J］. 中国工程机械学报，2005（4）：450-452.
[104] 封文华. SD7 型推土机液压系统油温过高故障的排除［J］. 工程机械与维修，2006（6）：165.
[105] 郭玉杰. 推土机液压系统油温过高故障的排除［J］. 工程机械与维修，2000（10）：101.
[106] 杨武学，陈汉威. D85 型推土机铲刀下降过快原因与修复方法［J］. 工程机械，2000①，31（1）.
[107] 余良飞. D375A—2 推土机铲刀提升系统改进［J］. 铜业工程，2006（3）：37-39.
[108] 温俊芳. T140 推土机液压系统故障诊断［J］. 建筑机械，2003（1）：64-65.
[109] 归少雄，马丽英，曹源文. TY180 推土机工作装置液压系统常见故障及诊断［J］. 重庆交通大学学报（自然科学版），2011，30（3）：481-484.
[110] 张玉英. 角铲推土机推土铲自然下降量大的故障分析及排除［J］. 工程机械，2002（1）.
[111] 唐为群. 卡特 D8N 推土机液压系统故障分析［J］. 广东水利水电，2004（A02）：53-54.
[112] 苏欣平，王太勇，万淑敏. 液压系统故障的快速诊断与排除［J］. 机床与液压，2003.（2）：240.
[113] 成刚. SD8 型推土机松土器工作故障排除［J］. 工程机械，40，2009（7）.
[114] 杨贵龙，成刚. TY120 推土机工作装置换向阀浮动位不正常的解决办法［J］. 工程机械，38，2007（1）：52-53.
[115] 熊逸群，彭继文，王敏. 推土机提铲冲击现象测试及解决措施［J］. 工程机械，2006（8）.
[116] 李周军，张万福. 140—2 推土机先导液压系统的改进设计［J］. 建筑机械，2006（10s）：66-67.
[117] 刘瑞军，程江琳. 推土机工作装置液压系统先导阀与多路阀的匹配［J］. 建筑机械，2006（8）：74-75.
[118] 蒋波. PWM 液压阀在工程机械工作机构改装中的应用［J］. 建筑机械，2007（1s）：80-82.
[119] 张希海. TY220 型推土机松土器液压缸漏油故障分析一例［J］. 工程机械，2009（11）.
[120] 杜浩钧. 野外快速修复推土机零件［J］. 工程机械与维修，2004（8）：127.
[121] 王秀峰. 推土机橡胶密封件的检查与安装［J］. 建筑机械，2007（1）：93-94.
[122] 郭永胜. 履带式液压推土机无转向故障的检查与排除［J］. 内蒙古公路与运输，2006（4）：8.
[123] 王志明. 推土机变速液压系统故障的分析与排除［J］. 工程机械与维修，2002（4）：114-115.
[124] 刘国勇. 推土机液压系统故障的检测与排除［J］. 黑龙江交通科技，2011（9）.
[125] 雷平，桂国庆. 用截流法判断工程机械液压系统的故障点［J］. 建设机械技术与管理，2002（8）:30-31.
[126] 丁岩. 推土机液压控制系统故障修理实例［J］. 机械研究与应用，2005（6）：58.
[127] 刘钊，陆军伟，熊建军. 推土机电操纵换档系统设计及油压测试［J］. 中国工程机械学报，2006（3）：328-330.
[128] 陈琪鹏. 液压设备典型故障实例分析［J］. 工程科技，1999（1）：59-62.
[129] 张善新. 井下电动铲运机液压系统的维护与使用［J］. 矿业快报，2003（10）：33-35.
[130] 刘瑞稳. CT—500HE 铲运机液压系统故障分析与处理［J］. 煤矿机械，2000：（4）：43.
[131] 魏义恒. 922E 铲运机国产齿轮泵替代进口柱塞泵的可行性分析［J］. 矿冶，2008（1）：89-91.
[132] 高永伟，高创州，李平. 928—LHD 铲运机液压系统发热故障浅析［J］. 金川科技，2005（3）：14-16.
[133] 文爽. PY 160 型平地机常见故障的排除技术［J］. 北京农业，2010（2）.
[134] 李建科. 全液压平地机同步性能研究［J］. 工程机械. 2011（5）：20-21.
[135] 赵国田，熊朴. 卡特彼勒 16G 液压平路机柱塞泵修复［J］. 矿用汽车，1996（1）：31-33.

37599	工程起重运输机械液压故障案例分析	黄志坚	52
41220	建筑施工机械液压故障案例分析	黄志坚	59
43379	挖掘机与铲土运输机械液压故障案例分析	黄志坚	59

上架指导 工业技术/建筑施工与设备

ISBN 978-7-111-43373-6

9 787111 433736 >

定价：59.00元

地址：北京市百万庄大街22号
邮政编码：100037
电话服务
社服务中心：010-88361066
销售一部：010-68326294
销售二部：010-88379649
读者购书热线：010-88379203
网络服务
教材网：http://www.cmpedu.com
机工官网：http://www.cmpbook.com
机工官博：http://weibo.com/cmp1952
封面无防伪标均为盗版

ISBN 978-7-111-43373-6
策划编辑◎沈红