

第一章 挖掘机液压系统故障诊断与排除

1.1 挖掘机液压系统故障的判断与排除

1.1.1 故障类型及判断顺序

按液压传动系统的特点，可将故障分为以下几种类型：

- (1) 系统总流量不足即液压泵泵油不足，总流量过小，各项动作迟缓无力。
- (2) 系统工作油压低，各执行元件工作无力或无动作。
- (3) 系统内泄漏，液压泵、阀及执行元件内泄，造成动作不良或无动作。
- (4) 系统外泄漏，液压件及液压附件有明显外泄，造成污染或油量不足，油压降低。
- (5) 振动和噪声，工作时液压件或管路振动和噪声，造成工作不良或损坏机件。

以上几种类型故障在判断时应遵循由外到内、由易到难的顺序逐一排除。建议检查顺序如下：了解故障前后设备工作情况 外部检查 试车观察 内部系统油路布置检查（参照系统原理图） 仪器检查（压力、流量、转速和温度等） 分析判断 拆检修理 试车调整 故障总结记录。

其中先导系统、溢流阀、过载阀、液压泵及滤清器为故障率较高部件，应作重点检查。液压系统故障初步诊断内容如图 1-1 所示。

1.1.2 液压故障的判断、排除

对照系统原理图，将系统总回路按工作功能分成若干个支回路，然后根据故障现象，对照所在支回路逐步排除。对于一般的单一故障，能很快判断清楚并排除；如遇到比较复杂的综合性故障，则应通过对系统原理图仔细分析，先列出可能原因，然后采取逐一排除法，从外到内地逐步深入检查，一般就能顺利排除。

应注意，挖掘机液压系统中，电液比例控制系统比一般液压系统复杂，变量控制系统比定量控制系统复杂，先导控制液压系统比机械控制液压系统复杂。

1. 从两侧行走状态确定故障部位

熟悉液压系统的工作原理是正确诊断的前提。不用拆卸和测量，单从挖掘机两侧的行走状态，就可以基本确定故障的部位（见图 1-2）。例如，出现下列情况时，故障的诊断过程如下。

(1) 某一侧（假定左侧）不能行走

故障可能是出自左主泵 B_1 、左控制油路或左行走控制阀 L_1 及左行走马达。这时可再操纵左侧其他动作如回转（注意，如依据斗杆动作判断就不一定准确，因为斗杆同时受右侧 R_1 合流控制）如果回转正常，说明左主泵 B_1 及其压力、先导泵 B_3 和总先导压力均正常，那么故障原因可能是由于左行走控制阀 L_1 没打开或制动器没打开，也有可能是左行走马达

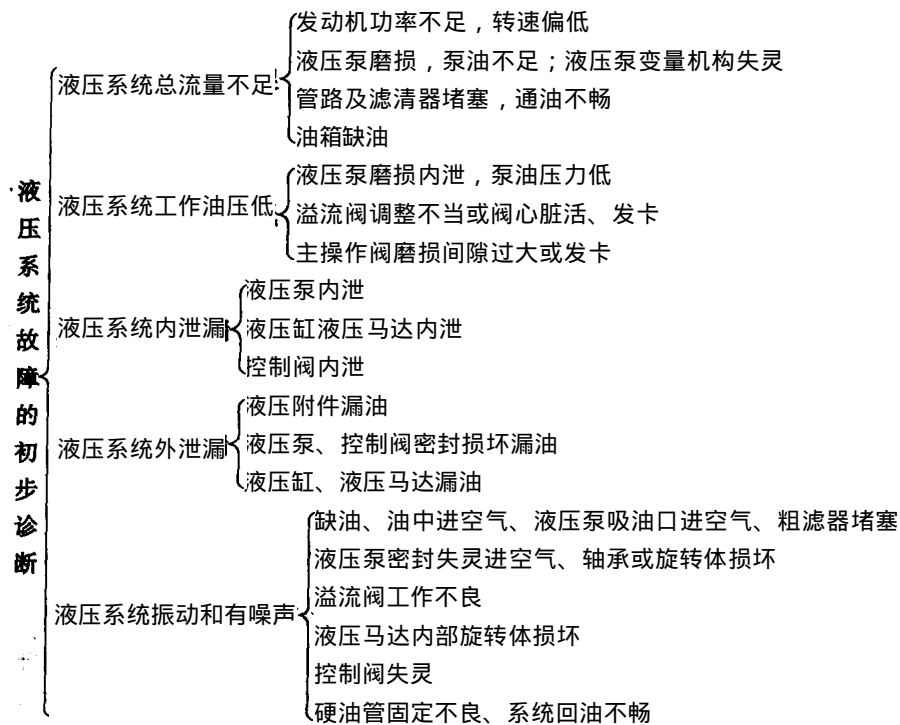


图 1-1 液压系统故障初步诊断内容

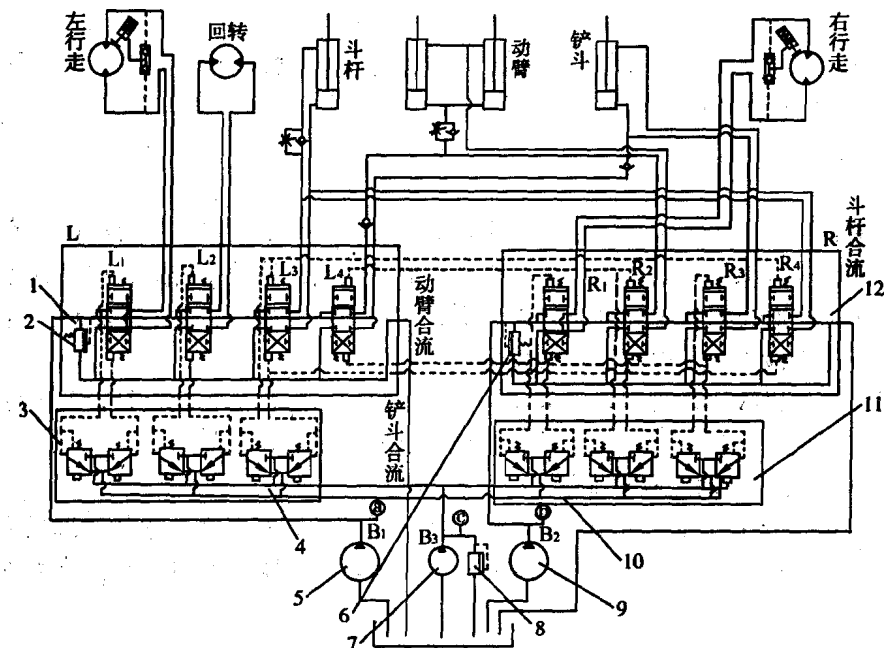


图 1-2 WY160A 挖掘机液压系统图

- 1—左三位六通阀组 2—左阀组溢流阀 3—左行走先导阀 4—左手动先导阀 5—左主泵 B₁ 6—右阀组溢流阀
7—先导泵 B₃ 8—先导泵溢流阀 9—右主泵 B₂ 10—右行走先导阀 11—右手动先导阀 12—右三位六通阀组

有故障；如果不能回转，那就可能是左主泵 B_1 或左阀组溢流阀 2 定压及左控制油路有问题。

(2) 两侧全不能行走

此时可先分别试验一下两侧其他动作，从而判定两侧主泵是否有问题。一般来说，两侧主泵同时都出故障的可能性较小，故应重点考虑先导泵及其压力是否有问题。

(3) 两侧行走正常

说明主泵 B_1 和 B_2 、先导泵 B_3 、系统压力及先导压力均正常。此时，可根据故障的具体情况进一步的分析。

采用上述从两侧行走状态来判断故障原因的诊断方法，可以不必拆卸任何元件，也不用测试，虽然没最后确定故障之所在，但范围已经很小了，而且简单易行，故适用于初始的诊断。

2. 通过相关分析来诊断

(1) 假如左行走一侧全无动作（右侧正常），而对到底是左主泵 B_1 、左阀组 L 还是左侧控制油路的故障一时判断不准时，可以将两主泵 B_1 和 B_2 的排油管对调。对调后如果变成右侧全不动而左侧正常，即可说明两侧的主阀 L 和 R、先导系统及各执行元件均正常，故障应在 B_1 泵上。很可能是发动机与泵之间的连接键损坏，须进一步检查；若对调后左侧仍然全无动作而右侧动作正常，则说明两个主泵是正常的，很可能是左阀组中溢流阀 2 出了故障，可通过采用类似的替换某一控制油路的方法，最后确定故障之所在。

(2) 行走以外的某动作功能失效（假定不能回转）。因通过行走已判定主泵及先导压力正常，所以只须检查回转主阀 L_2 后面的各动作阀的功能。若斗杆阀 L_3 和铲、动合流阀 L_4 均正常，则采用替换的诊断方法，就可以确定故障是在执行元件还是在控制元件上。

3. 采用简易测量来诊断

用 3 块压力表分别接在主泵及先导泵的①、②、③处（见图 1-2），同时观察压力就能基本判定故障范围了。下面以“动臂动作慢”为例进行分析。

产生这一故障的主要原因，一是液压缸泄漏大，二是动臂上升时没形成合流。可通过单独操纵动臂上升同时观察①、②两处压力来确定故障原因。若两压力相同，说明合流正常；如①处无压力或压力很低，则说明合流没形成，仅靠 B_2 单泵供油；如果②处无压力，也是没形成合流，仅靠 B_1 单泵供油。如这时再与回转联动，则重载的动臂就可能完全不动了。

另外，若先导阀是减压式比例阀，其操纵杆行程是与输出油压成正比的，如果这一行程调整不当，控制油的压力就可能不足，致使主阀口开度不足，引起流量减小。这时测③点的压力不能说明问题，而是要测先导阀输出的压力，看其是否随操纵杆行程的变化而变化，并能达到额定值，以确定是否已满足主阀需要。

4. 故障诊断中应注意的问题

(1) 切忌盲目拆卸。在故障没最后确定前，不能采用随意拆卸的办法来试验。

(2) 注意相关回路。动臂、斗杆、铲斗都有合流回路，要联系起来分析、判断。

(3) 液压马达不转时，除考虑压力、流量的因素外，对制动器、离合器等机械方面的因素也要综合考虑。

(4) 调压时一定要按规定操作。在诊断试验时要空载，若压力已调到额定值的 60% 却仍无动作时，应停止调压，待重新检查和分析确认故障原因后，再进行调整。

1.2 液压挖掘机限速阀复位弹簧的失效故障分析

1.2.1 限速阀工作原理

以 WY100 型全液压挖掘机多路阀为例，WY100 型全液压挖掘机液压系统中，执行元件按 4-4 分组。左、右行走液压马达各为一多路阀控制。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 1-3 所示。

液压系统中，限速阀为带节流口式的二位三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 1-4 所示。

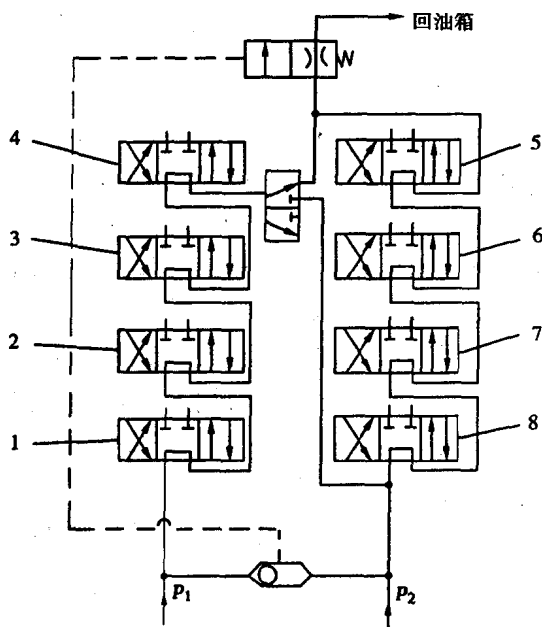


图 1-3 挖掘机液压系统原理简图

阀号 1—回转马达 阀号 2—左行走马达 阀号 3—铲斗油缸
阀号 4—辅助油缸 阀号 5—推土油缸 阀号 6—右行走马达
阀号 7—斗杆油缸 阀号 8—动臂油缸

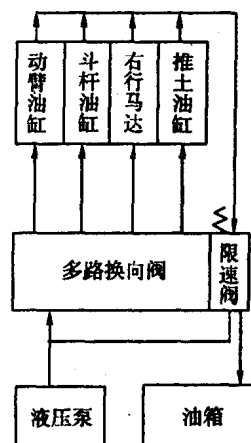


图 1-4 限速阀工况图

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，限速阀阀心右移压缩复位弹簧，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 1-4 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，其自重将使其行走速度加快，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。

1.2.2 弹簧失效故障分析

图 1-3 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，升高的油压将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，亦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心的无效动作约为正常工作的有效动作的三倍以上。所以，限速阀阀心动作次数剧增，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，对限速阀阀心动作的干扰是造成限速阀复位弹簧失效故障的根本原因。

1.2.3 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，造成了限速阀阀心频繁的无效动作，陡增了复位弹簧工作次数且受压条件恶劣，故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心的无效动作，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 1-5 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心动作的干扰。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心动作的影响，使阀心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。

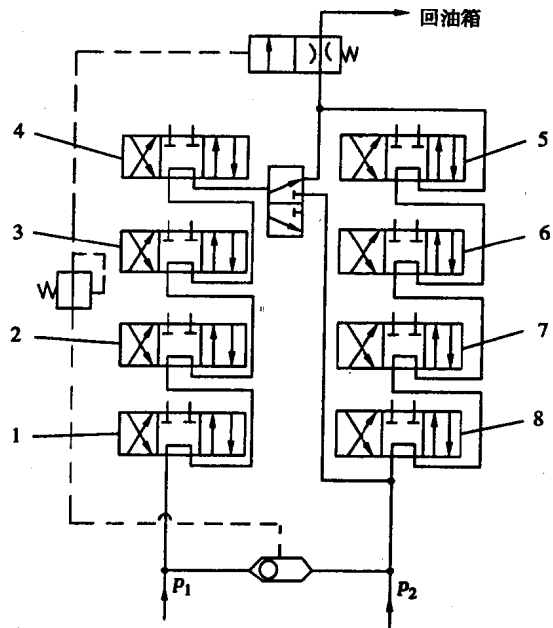


图 1-5 改进后的系统原理图（序号含义同图 1-3）

1.3 全液压挖掘机柱塞泵的故障分析

液压泵技术性能通常是指泵的压力和流量。使用中的磨损、油品污染等会导致容积效率、压力的下降和流量的减少。表现为系统中执行元件（液压缸、马达）动作缓慢、工作无力，并同时出现液压泵产生噪声、泄漏和发热，直至不转（卡死）等现象。

1.3.1 泵运转正常，执行无力

在此状况下，用压力表测出各执行元件的压力值，检查主安全阀的工作状况，对照系统的标准压力值，即可快速地确定泵的输出压力和流量是否正常。

1.3.2 泵振动并有噪声

1. 动力输入和固定连接件引起的强迫振动

- (1) 发动机动力不足、运转不平稳。
- (2) 泵输入轴的花键磨损，传动连接盘、减振连接盘损坏，传动轴十字头万向节磨损。
- (3) 泵的固定螺栓因长期运转而松动，支架固定不牢固。
- (4) 泵与发动机安装同轴度超差，使泵增加了偏心运转产生的附加负荷。

2. 泵自身的振动和噪声

(1) 因缺油、泵壳低压进油处有砂眼、低压吸油口管道密封差等原因，致使油泵吸入大量空气而产生振动和噪声。

(2) 进油口滤清器堵塞或进油管橡胶老化。

(3) 由于泵的配流盘或进油阀磨损、密封性下降造成进入柱塞腔油量不足，引起泵流量脉动而产生振动。

(4) 冬季油温低，油液粘度过大，吸油不足而产生噪声。

(5) 泵进油阀座松动、进油弹簧损坏、出油阀座松动、出油阀弹簧断裂或弹力不足等都会使泵高压腔难以密封，造成某些柱塞油泵无力、流量不均而导致泵振动。

(6) 阀式配流盘上的高、低压阀座螺孔由于加工质量差或长期使用后螺纹变形、尺寸变化，或铁屑清洗得不彻底，导致新阀装入后阀面受力不平衡，致使阀不密封而振动。

(7) 高压出油阀处排气孔排不出柱塞腔的空气，排气空间堵死而引起振动。

(8) 柱塞与缸产生拉伤、缸件偏磨并出现裂纹等引起振动。

(9) 在曲轴式径向柱塞泵上，连杆与曲轴间隙超差、连杆与连杆销座孔间隙过大，都会引起冲击振动。

(10) 径向柱塞泵的缸体尺寸形位公差超差而引起振动。

(11) 泵轴支承轴承的定位精度差、轴承安装内外圈间隙不符合设计要求、轴向定位调整不合理，均会使泵产生振动和噪声。

(12) 斜轴泵转动缸体上的 7 个柱塞孔分度误差太大、各孔的尺寸精度低，都会使其高速运转时出现振动和噪声。

3. 负荷（负载）等引起的振动负载和控制元件调速不合理

如限速阀与背压阀在压力不平衡时，会引起系统振动；限速阀或背压阀发生故障引起振动；先导系统泵出现故障导致吸空引起主泵振动；油泵的出油钢管太长、固定不牢固，引起相互撞击。

1.3.3 泄漏和发热

1. 低压泄漏

也称外泄漏，故障直观，易排除。

- (1) 泵轴轴端油封损坏和橡胶老化。

(2) 泵轴在装配过程中工艺不合理, 将油封的密封面拉伤。

(3) 进油管端盖处密封圈或密封垫损坏, 固定螺栓松动。

2. 高压泄漏

也称内泄漏。原因有:

(1) 阀式配流的泵中, 高、低压阀不密封。配流盘配流的泵中, 配流盘与缸体间有磨损或严重拉伤。

(2) 阀式配流的泵中, 由于制造或修理安装时缸体与阀体螺柱紧固不当而造成阀体扭曲、O形圈装错或质量差, 都将导致缸体与阀体二者的密封面泄漏。配流盘配流的泵中, 中心弹簧损坏或弹性降低、轴向间隙过大, 都会使缸体与配流盘之间失去密封性。

(3) 柱塞和缸体磨损间隙过大, 使正常密封油膜层破坏而泄漏。高压泄漏和发热是相关联的, 间隙过大必然引起泄漏, 通过间隙的节流作用, 压力和流量等的变化转变为热能释放出来。随着液压泵使用期的增长, 内泄漏使泵的容积效率下降、柱塞偏磨, 机械阻力增大使效率下降、阻力增大和压力能降低, 即表现为液压泵的油温升高、系统无力、动作缓慢, 这些现象多在泵的运转后期发生。当自然磨损使密封面破坏, 间隙急剧增大、泄漏量大大增多、发热严重、不能正常运转时, 必须修复或更换泵总成。

1.3.4 液压油的影响

液压油是传递压力能的载体。正常的油品随工作时间的增加、环境的影响和污染的程度, 各项性能指标会下降。水分、空气、清洗剂磨粒、酸、氧化物等的作用会使橡胶件产生残留胶泥, 使液压油的润滑性能下降、粘温指数衰减。液压油的变色和粘度变化对泵的影响最大。

全液压挖掘机液压系统故障中, 液压泵的故障频率最高, 而油品污染造成的故障约占挖掘机液压系统故障总数的 70%~75%。对于被污染的油品, 必须彻底予以更换, 才能保证液压挖掘机正常工作。

1.4 液压挖掘机回转无力故障的排除

1.4.1 回转液压回路的特点

1. U型中位滑阀机能

因回转机构的转动惯量较大, 为防止回转驱动油路产生过高峰值压力, 其换向阀一般行使 U型中位滑阀功能, 在工作状态下形成两处并联的密封带, 故滑阀的磨损对泄漏的影响比其他类型的滑阀大。

2. M向补油限压回路

为避免上车惯性回转时, 低压侧产生较高真空度, 从而在液压油中析出气体, 两工作油路上均设有补油阀, 以保证回路工作稳定, 因两工作油路完全对称, 故设两个插装式先导限压阀以限制两支路最高工作压力。回路原理如图 1-6 所示。

1.4.2 回转无力的原因

液压故障发生的原因要从整个系统中去分析检查, 造成挖掘机回转无力的原因可能有:

主泵马达和换向阀的磨损，回油阻力过大，回转机构运动阻力过大和伺服操纵压力过低等，然而最可能发生的原因却是如下两方面：

1. 补油阀磨损

补油阀由于经常启闭，阀座阀心之间会产生挤压变形和磨损，其磨损形态类似于发动机的气门锥面，且以阀心锥面的磨损为主，磨损后的阀心阀座会造成回路非补油状态（即驱动状态）的密封性下降，工作压力油从补油阀泄漏，从而导致回转无力，甚至不能回转。

2. 限压阀阻尼孔堵塞

一般回转油路的调定压力较系统其他压力低，主要与液压马达的额定压力有关，也远低于主泵额定压力，所以回转油路的限压阀是经常开启的。限压阀的经常开启，一方面会引起阀心阀套的磨损，另一方面油液中的杂质会造成阀心阻尼孔的堵塞。阻尼孔堵塞后，限压阀的开启压力完全由主阀心回位弹簧的预紧力所决定。该预紧力的大小仅能满足克服阀心的摩擦力和液动力，不能驱动回转马达。

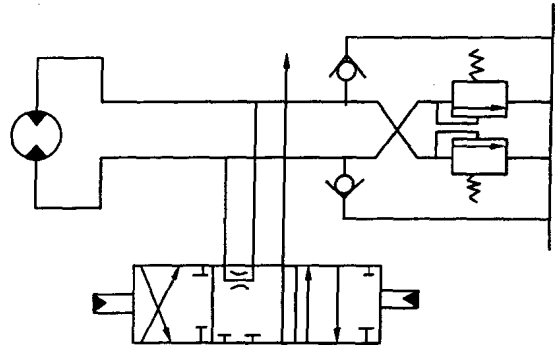


图 1-6 回路原理

1.4.3 故障的排除

1. 故障的检查

首先检查液压主泵的工作情况。在动臂全速提升状态，观察发动机的负载程度，主要根据发动机的声音和排出废气的颜色来判断。如负载程度能达到额定功率的 $2/3$ 以上，说明主泵工作正常。再操纵回转装置，如发动机负载程度很低，且回转速度很慢，甚至不能回转，便可初步判定是补油阀和限压阀的故障。

2. 故障的排除

拆检补油阀和限压阀，如补油阀阀心磨损量 $< 0.3\text{mm}$ ，可将阀心用外圆磨床按原来锥度磨平，也可在钻床或车床上用细挫刀挫平并抛光。装配时，可根据需要在阀心弹簧的一端垫上适当的垫片。如磨损量 $> 0.3\text{mm}$ ，则需要更换补油阀。限压阀主要看先导阀的磨损情况，应急修理时也可采用修磨法，必要时则更换。限压阀一定要用透光法检查阻尼孔是否畅通。如不畅通，应使用压缩空气吹通。装配时，如现场无测压装置，可将调整螺栓在锁紧螺母外留 $1\sim 2$ 扣，装配后根据运转情况，再适当调整。

根据阀心的修磨情况，可认为阀心硬度偏低是阀心过早磨损的主要原因，建议设计部门适当增加阀心表面硬度，改善阀心材质。

利用上述方法修复的 3 台挖掘机经数百小时使用，均未再发生回转无力的故障，保证了挖掘机的正常运行。

1.5 判断挖掘机动臂下降故障的方法

1.5.1 挖掘机动臂自动下降故障的原因判断

液压挖掘机在使用一段时间后，有的会出现动臂自动下降的现象，致使动臂起升速度减慢，甚至不能“举升”，严重影响工作效率。出现上述故障的主要原因有以下几方面：液压缸油封损坏。控制阀杆、阀孔出现拉沟划伤或磨损。控制该动作的过载阀损坏。先导控制阀损坏。

针对上述 4 个方面问题的判断排除方法很多，现根据现场诊断经验，介绍一种比较快速、简便的判断排除方法。液压挖掘机液压系统原理见图 1-7。

1. 先导控制阀的判断

现代挖掘机先导油路中，均设有工作装置控制油路总开关以起安全保护作用。当其锁定时，到驾驶室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。具体方法是：

让挖掘机处于图 1-8 所示位置，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，则证明先导控制阀有问题，先导控制阀出现故障的原因主要有：转动盘 A 与活塞 B 没有间隙，造成主要控制杆在空挡位置时动臂下降，其正常调整间隙应在 0.3~0.5mm 范围内（见图 1-9）。弹簧损坏。滑阀磨损。

2. 过载阀的判断

运用“置换法”将控制铲斗或斗杆缸的过载阀与控制动臂的过载阀互换来判断其好坏。若挖掘机使用年限较长，施工现场无法判断其他过载阀的好坏时，可自行加工一块厚 6mm、表面粗糙度 $Ra = 0.8 \sim 1.6 \mu m$ 的钢板来代替过载阀。

然后切断过载油路与回油油路，若动臂仍下降，则表明过载阀正常。过载阀出现故障原因有：①调压弹簧折断或弹簧弹性降低。②锥阀与阀座密封不好。③锥阀心磨损。处理方法分别为：更换密封垫、重新装配和更换先导阀调压弹簧。修配先导阀密封锥面及清洗修配锥阀等。

3. 液压缸油封和液压缸控制阀的判断

当以上两阀工作正常后，操纵挖掘机如图 1-8 所示状态，使发动机停车，同时操纵动臂先导控制阀至“举升”位置，如果跌落速度增快，则证明液压缸油封损坏。其道理是，当工作装置处于图 1-8 所示状态时（液压缸底端无杆腔受压、油压升高），液压油漏向有杆腔一方，当顶端有杆腔内压力增加时，按其容积比例保持其平衡压力（视泄漏油量而有所不

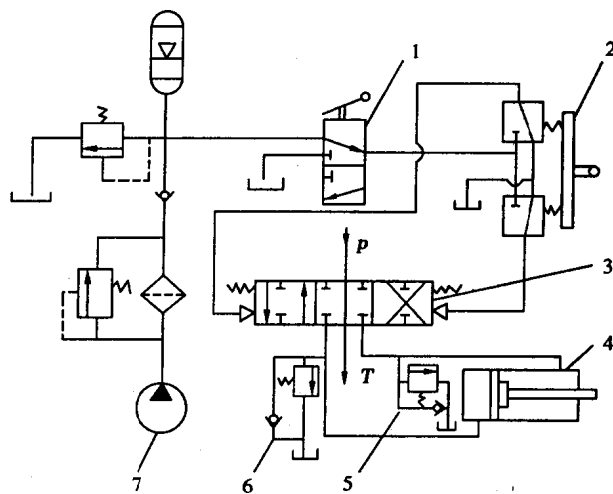


图 1-7 挖掘机液压系统原理图

1—安全锁定阀 2—先导控制阀 3—控制阀
4—动臂缸 5、6—过载阀 7—先导泵

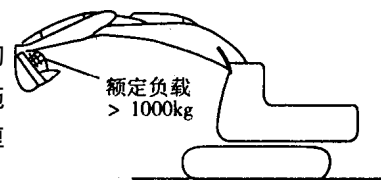


图 1-8 挖掘机某位置图

同)，此时下降速度慢，如果随后操纵先导控制阀至“举升”时，油缸顶端有杆腔液压油与回油接通，此时有杆腔油流入泄油回路，平衡即被破坏，于是下降速度变快。如果下降速度没有变化，则表明控制阀已损坏。

采用以上排除方法时应注意几点： 先导油路中应设有安全锁定阀。②液压系统需设有蓄能器，并且功能正常。

1.5.2 挖掘机动臂断续下降的故障现象及原因分析

当挖掘机操作手柄扳到“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。故障树分析示于图 1-10。

1. 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。

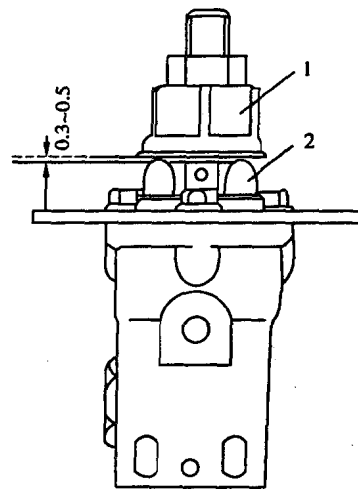


图 1-9 正常调整间隙图

1—转动盘 A 2—活塞 B

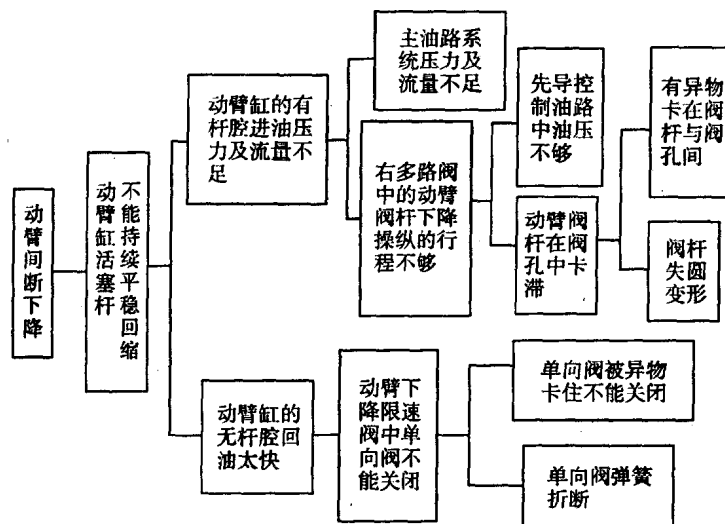


图 1-10 动臂间断下降故障树

初步判断，故障是动臂阀杆失圆变形所致。

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，于是把二者对调安装，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。证明上述判断正确。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。

2. 故障现象的理论解释

由于动臂阀杆失圆变形，造成下降操作时行程不到位，动臂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，使得动臂缸有杆腔的容积增大速度大于进油速度，这就造成了动臂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。

1.6 挖掘机铲斗缸和行走马达工作无力的故障分析与排除

1.6.1 铲斗缸和左行走马达工作无力故障分析与排除

一台 PC2205 型小松挖掘机，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均正常，其余动作略显迟缓。

1. 铲斗缸工作无力故障的可能原因

- (1) 控制铲斗的先导油路有故障。
- (2) 控制阀阀心卡死或严重磨损。
- (3) 铲斗回路的补油阀卡死。
- (4) 铲斗缸、活塞或油封严重损坏。
- (5) 主卸荷阀卡死。

(6) 后泵或其控制系统有故障。

2. 左行走马达工作无力故障的可能原因

- (1) 控制左行走的先导油路有故障。
- (2) 控制阀阀心卡死或严重磨损。
- (3) 行走马达有故障。
- (4) 中心回转接头窜油严重。
- (5) 主卸荷阀卡死。
- (6) 后泵或其控制系统有故障。

由该机的液压系统原理知，铲斗缸和左行走马达都是由后泵单独供油的，因而铲斗缸和左行走马达同时出现工作无力，其原因最有可能出在主卸荷阀或后泵及其控制系统上。于是将前泵、后泵的高压油管相互交换，再试机时发现，铲斗缸和左行走马达已工作正常，相反，回转马达和右行走马达却工作无力了。由此说明铲斗缸和左行走马达及其控制系统均属正常，故障应在为铲斗缸和左行走马达单独供油的后泵或其控制系统上。

3. 按图 1-11 检查后泵的控制系統并分析结果

- (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为 6MPa 的油压表, 测得该处油压为 p_i (因 CO 阀出口压力没有测点) 将 CO 阀调节螺栓调紧 2~4 圈时, 发现 p_i 值上升, 再将调节螺栓调回原位时, p_i 下降到原来的数值。检测结果符合 CO 阀工作特性, 说明 CO 阀工作正常。

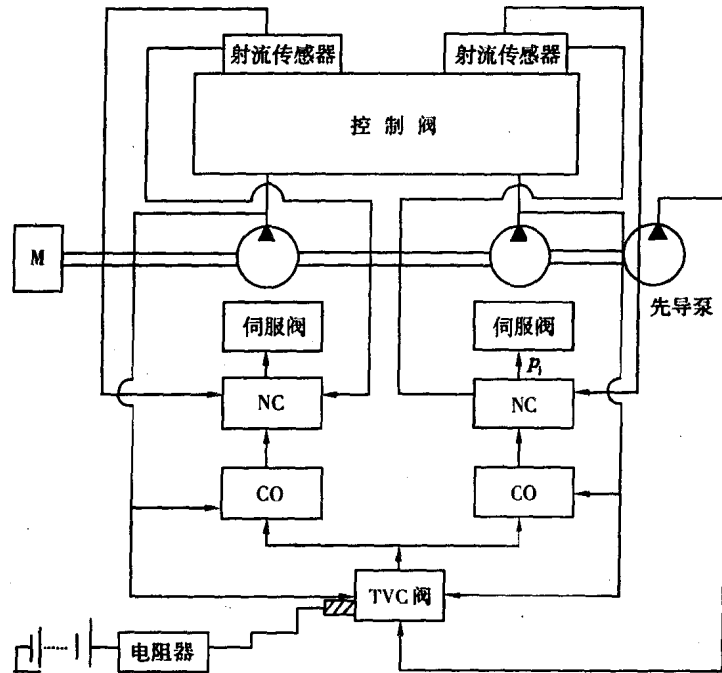


图 1-11 后泵检查图

(3) 将 NC 阀调节螺栓调紧 2~4 圈时, 发现 p_i 值上升, 再将调节螺栓调回原位时, p_i 下降到原来的数值。检测结果符合 NC 阀工作特性, 说明 NC 阀工作正常。

(4) 拆检伺服机构后得知, 回位弹簧无折断且弹性良好, 连杆机构没有脱落, 阀心无卡滞和磨损现象, 由此说明伺服机构工作正常。

由上述检查结果知, 后泵的控制系統工作正常, 铲斗和左行走马达工作无力只能是后泵本身有故障引起的。

拆下液压泵总成, 经解体检查发现, 前泵各液压元件完好无损, 后泵损坏较为严重, 配流盘封油带处有几条较深的沟槽, 柱塞缸端面有轻度拉伤, 其余液压元件并无明显的磨损现象。显然, 后泵不能正常工作是因为柱塞缸与配流盘的接触面严重磨损, 造成液压油严重泄漏, 致使油压建立不起来, 从而导致铲斗缸和左行走马达工作无力。

4. 故障排除

鉴于柱塞缸端面损伤不大而配流盘损坏严重的情况, 采用修磨柱塞缸和更新配流盘的维修方案。即先用平面磨床精磨柱塞缸的磨损端面, 然后用氧化铬进行抛光, 最后用手工研磨柱塞缸和配流盘, 保证其接触面积达 95% 以上。

1.6.2 液压挖掘机右行走无力的故障与排除

1. 故障现象

一台日立建机 EX90 液压挖掘机作业时, 右边行走无力; 平路行走时明显向右偏移; 向

右转弯时较正常向左转弯时发动机必须高速运行，且转弯十分迟缓。

2. 故障原因的检查

按挖掘机行走动力传递顺序检查如下：

(1) 检查液压泵

右行走马达由液压泵供油，该液压泵除供行走驱动装置外，还为铲斗油缸供油，因铲斗油缸工作正常，故可确定该泵没有问题。

(2) 检查控制阀

控制阀故障的症状一般有：行走阀阀杆推不动或行程较小；阀杆与阀孔的配合间隙较大，存在泄漏；安全阀压力降低。上述故障都会导致右行走无力。

经检查表明，左右行走操作阀阀杆行程一样，说明阀杆操作无问题，但内部有无泄漏、安全阀的压力值是否降低，一时还难以确定。其验证方法是将左右行走油管互换，但一些油管的拆卸十分困难，所以该控制阀有无故障暂且是个疑点，先不做拆卸检查。

(3) 检查回转接头

液压油从挖掘机的上部传到下部行走驱动装置，必须经回转接头，如果回转接头内部产生泄漏，有一定量的高压油流向回油管，也会导致行走无力，但内部有无泄漏，在不解体的情况下很难判断，所以该部位只能作为一个疑点。

(4) 检查行走马达

由于挖掘机行走时噪声比较大，所以测听和触摸行走马达及油管均十分不便且不安全。用铲斗支起右行走履带，在发动机怠速下慢慢地操作右行走操纵杆，在驱动轮还未转动时可以听到右行走马达有“嘶嘶”的声音，用手触摸回油管，感觉回油管有油流（从马达的工作原理看，当马达不工作时即没有行走时，回油管应无油流）；当操纵杆继续动作时，履带开始转动但十分缓慢；发动机加速时，“嘶嘶”的声音也增强。采用同样方法操作左行走时无上述异常现象，由此可说明是右行走马达内部泄漏使进、回油路相通，致使行走马达进油口压力降低，从而使马达输出扭矩减小。所以右行走马达需解体检查。

(5) 检查行走减速装置

由于行走马达到行走驱动轮之间的动力传递正常、无异响，此外减速装置中的油温、油质、油位也都正常，所以可以排除行走减速装置存在故障。

根据以上的分析和检查结果，决定先解体检修右行走马达。

3. 故障排除

解体右行走马达后发现，其配流轴套在高低压油道相隔处已有一块脱落，使其与回油相通，从而使右行走马达输出扭矩降低，行走无力，这与检查测听的结果相符。

由于轴套的修复相当困难，故决定更换右行走马达，安装后右行走恢复正常。

1.7 挖掘机履带张紧液压缸的故障与改进

某公司的两台日立 EX90 挖掘机是购买的二手机械，主要用于化肥等散货的清舱工作，初来时车况就不好，作业时履带经常脱落，平均每卸一船 5 万吨的化肥，履带就要脱落 10 多次，严重影响了正常生产。目前其中一台挖掘机的履带张紧液压缸已弯曲变形，且在图 1-12 中所示的部位出现了裂纹并泄油，补焊后仍无效。经研究，决定对该履带张紧液压缸进行改进。

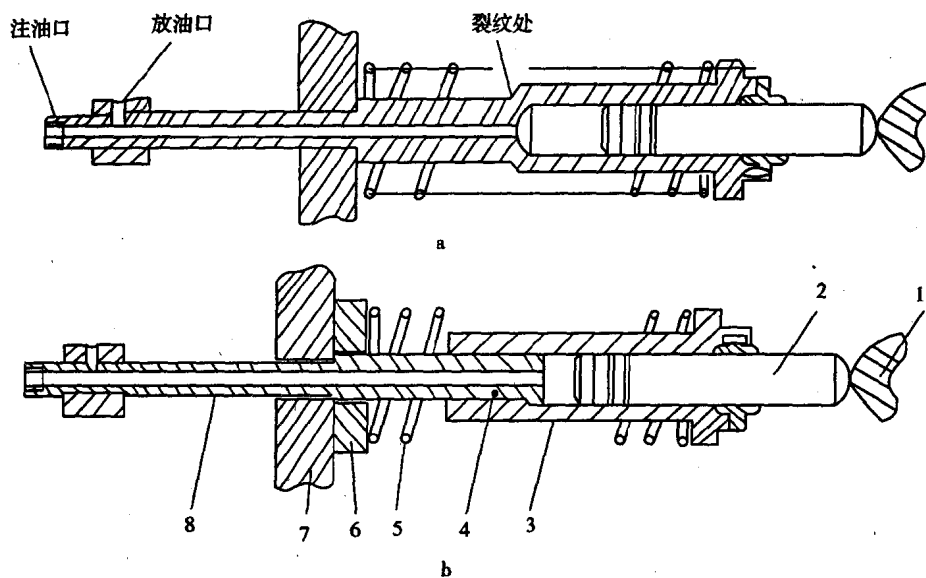


图 1-12 履带张紧液压缸
改进前 a 改进后 b

1—前轮托架 2—柱塞 3—件 A 4—油封 5—缓冲弹簧 6—垫板 7—卡台 8—件 B

1. 履带张紧液压缸的现状

由图 1-12 可知，该液压缸是由卡台 7 固定在车辆底盘架上的，黄油自注油嘴处注入，经内部油道进入缸体，黄油受挤压后推动柱塞 2 外伸（柱塞头部有三道油封），柱塞外端又顶在前轮托架 1 上，托架便带动前轮外伸，加大了前、后轮的间距，从而达到张紧履带的目的。若履带过紧，可旋转放油口处的大螺母，放出部分黄油即可。缸体外的弹簧用以缓冲冲击载荷。

因该机是二手机械，故技术资料不全，同时现在机器上已损坏的那个履带张紧液压缸是原车上的履带张紧液压缸损坏后经改进加工而成的，缸内的原缓冲弹簧已断掉一部分，故现用的弹簧比原来的要短。从结构上看，该液压缸内孔细长，加工困难；液压缸总长 627mm，外径较小且内部为空心，缸壁较薄，整体刚性差；液压缸所承受的水平冲击力很大。

2. 改进方案及效果

从上述分析可知，该履带张紧液压缸在设计上存在不合理之处，改进时应尽可能减少长度或增加轴径，但液压缸总长度和外径尺寸受外部条件制约已无法改变，只得另想办法。

(1) 将液压缸设计成分体式（见图 1-12），将件 A 和件 B 分别加工，然后将件 B 装入 A 中，并在交接处增加三道油封以防止黄油外泄。为保证同轴度，接合处长度确定为 70mm 材料采用 40Cr。

(2) 在卡台 7 右侧加装厚为 30mm 的垫板 6 以缩短液压缸凸缘至卡台的距离，使弹簧能充分发挥缓冲作用。

改为分体式结构后，接合部分长为 70mm，若再有径向分力也只是作用在 70mm 长的一段上，作用力均衡。同时，加上垫板后使弹簧缓冲能力增强，即使遇到弹簧缓冲不了的冲击载荷时，件 A 和件 B 可以相对运动，而不致于使液压缸弯曲变形。

改进后的挖掘机已连续卸了两船化肥，其履带张紧液压缸性能良好，保证了履带的正常

工作，创下了 10 天卸完 5.6 万吨化肥的这一港口装卸好成绩。

1.8 挖掘机动臂油缸单向节流阀不同步的故障与排除

动臂油缸是挖掘机工作装置的重要组成部分，用以完成动臂的升降。工作中为了提高工作效率，使动臂快速上升，就要求动臂油缸进油流量要大。但下降时因增加了工作装置的自重，可能会造成因动臂降落速度太快而发生危险，如砸坏工作装置或铲斗撞坏运料车辆等事故，所以在动臂油缸大腔回路上装有可调式单向节流阀。这种单向节流阀既可使动臂油缸大腔进油不受任何阻碍，还可根据动臂下降速度要求通过调整阀的开度来控制大腔的回油速度。

WY32 和 WY20 两种液压挖掘机都装有两个动臂油缸和两个可调式单向节流阀。其原理如图 1-13 所示。调节单向节流阀时既要满足动臂下降速度的要求，又要使两个单向节流阀的开度尽量接近，否则通过两个节流阀的回油量就不一样了。开口大的油流量就大，在其后的管路中有可能产生紊流，增加了压力损失。这种压力损失变成热量后，就可使系统的温升加快。

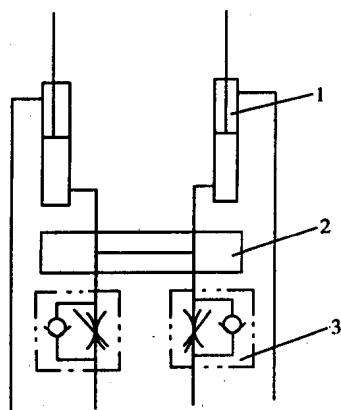


图 1-13 液压系统原理图

1—动臂油缸 2—动臂分配器 3—单向节流阀

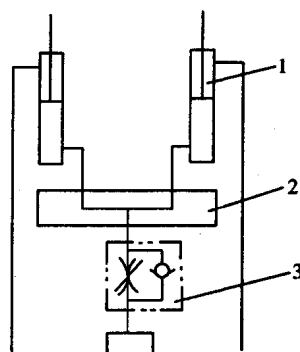


图 1-14 液压系统原理图

1—动臂油缸 2—动臂分配器 3—单向节流阀

但在实际使用中两个单向节流阀的调整是件很麻烦的事情，为此，通过理论分析和使用调查，决定将两动臂油缸大腔油路中的两个单向节流阀改为一个大通径的单向节流阀（见图 1-14），并将动臂分配器做相应改动，然后装回 WY32 挖掘机上。

改进后的单向节流阀调整起来就方便多了，调整时只要满足动臂下降速度要求就可以了，其后的两条管道中的流量可基本保证一致。也就是说，改进后两条管路中的压力损失要比原来的少，产生的热量也就小了。

单一单向节流阀和改进后的动臂分配器装在工地上的 WY32 挖掘机上使用后，安装、调整 and 维修都比原来的方便。使用中两动臂油缸的压力相等，受载均匀，工作同步，能满足主机的工作要求，并且每台主机的成本可减少，有一定的经济效益。

1.9 液压挖掘机跑偏的原因及判断方法

挖掘机跑偏会大大增加驾驶员的劳动强度，影响工作效率甚至无法工作，故必须及时排除。现以 WY20 型液压挖掘机为例来分析跑偏的原因及判断方法，该机液压系统原理见图 1-15。

1. 原因分析

(1) 变量双泵 P1、P2 中有一个损坏或泄漏量偏大，造成两泵输出流量不等，马达 1 和马达 2 的供油量也就不等，从而使两马达的转速不相同，导致挖掘机跑偏。

(2) 换向阀 4、10 中有一个阀心被卡滞，使之不能完全开启，油液通过该阀时被节流，从而使马达 1 和马达 2 的供油量不相等，造成跑偏。

(3) 安全阀 8、9 中有一个阀心被卡滞或调定压力太低，当挖掘机行驶阻力较大时，调定压力较低的安全阀就会开启，泵输出的一部分流量就通过此阀流回油箱，使左、右马达供油量不等而造成跑偏。

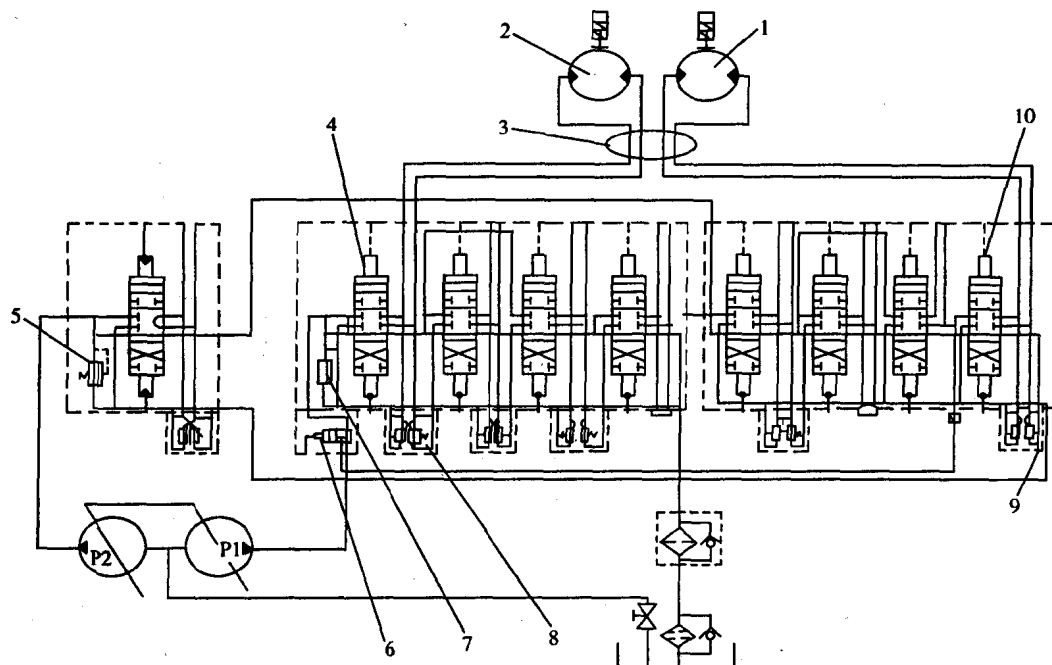


图 1-15 液压系统原理图

2—马达 3—回转接头 4、10—换向阀 5 7—安全阀 6—阀 8、9—安全阀

(4) 阀 6 被卡滞，使泵 P1 与马达 1、2 的进油口同时相通，当右行走马达 1 的负荷小于左行走马达 2 的负荷时，泵 P1 输出的部分流量和泵 P2 输出的全部流量会同时流入右行走马达 1，使右马达的转速大于左马达的转速，从而导致挖掘机向左跑偏。

(5) 回转接头 3 中的密封件损坏，使其中一个马达的进油通道和回油通道相串通，造成该马达进油量减少，转速降低，形成挖掘机的跑偏。

(6) 马达 1 和马达 2 中有一个泄漏量偏大或被损坏，导致两马达转速不同。

(7) 主安全阀 5、7 中有一个调整压力太低或阀心被卡滞，当挖掘机行驶阻力较大时，

调整压力较低的安全阀就会开启、溢流，那么流入左、右马达的流量也就不等，从而使挖掘机跑偏。但此种情况下还会出现其他工作装置的运动缓慢和无力。

2. 判断方法

导致跑偏的原因很多，很难一下子判断出是哪种原因引起的，但如果按照“从头到尾”逐个排除的方法，就能很快地找出跑偏原因，切忌盲目拆卸。

首先，把泵 P1、P2 的出油管交换安装，然后试机，如果跑偏方向也相应改变，则说明是变量双泵引起的跑偏，可根据速度较低的马达找出相应的泵进行维修；如果跑偏方向不变，则说明不是泵的问题。

再将换向阀 4 至回转接头 3 之间的两根油管与阀 10 至回转接头 3 之间的两根油管相应交换安装，如果跑偏方向也发生改变，则说明是多路阀引起的，即是上述原因分析中（2）、（3）、（4）项原因引起的。向左跑偏，则说明是由主安全阀 7、安全阀 8、阀 6 引起的；向右跑偏，则说明是由主安全阀 5、安全阀 9 引起的，可分别清洗阀心并调压到规定值。如果跑偏方向不变，则说明不是多路阀引起的。

最后，将马达 1 的进、出油管与马达 2 的进、出油管相应互换安装并试机，如果跑偏方向改变，则说明是回转接头 3 的问题引起的，可更换或修理；如果跑偏方向不变，则说明是速度较低的马达出了问题。

另外，伺服操纵阀卡滞或损坏也会引起跑偏。

1.10 液压挖掘机 OLSS 液压控制系统故障的排除

日本小松 PC 系列和日立 EX 系列液压挖掘机均采用 OLSS 液压控制系统作为两主泵的变量控制系统。此两系列挖掘机是一种集成度较高的机电一体化产品，通过采用 OLSS 控制系统可使挖掘机获得较高的工作效率，又能减少安全阀在高压和低压溢流时的能量损失，从而达到节能的目的。该控制系统的组成如图 1-16 所示，系统若出现问题，挖掘机会出现以下 3 种故障：发动机负荷过大，表现为发动机转速下降过大或停止转动；工作、行走、回转装置不能动或速度低；系统液压油温度过高、液压泵噪声大。下面以小松 PC200-5 挖掘机为例，对上述 3 种故障的排除方法作一简单的介绍。

1. 发动机转速下降过大或停止转动

首先应排除发动机本身的故障，使问题局限在主液压泵控制系统上。为了最大限度地利用发动机功率，该系列挖掘机采用恒功率控制系统，因而主液压泵具有自动调节输出功率的性能。当系统负载压力上升时，主液压泵输出流量减少；当负载压力下降时，主液压泵输出流量就增加，从而使系统压力 p 和流量 q 保持 pq 的积为常数（如图 1-17 所示）因此保证发动机总是在恒功率输出的最佳工况下工作。通过恒功率控制，发动机的功率几乎全部能被利用，较好地解决了发动机功率与液压泵的匹配问题，为液压系统实现高效节能奠定了基础。此恒功率控制功能是由扭矩控制阀 TVC 来实现的。若该阀出现故障，将会使发动机超负荷运转。TVC 阀的检查、调整过程如下。

测试条件：发动机处于高速空转；液压系统油温为 45~55℃；先导压力正常；系统主安全阀溢流压力也正常。

操纵动臂操纵杆，分别将其置于空挡和满行程两种状态，然后测量 TVC 阀在此两种状态下的输出压力，看是否均在规定范围内，否则应对 TVC 阀进行如下调整：松开该阀上的