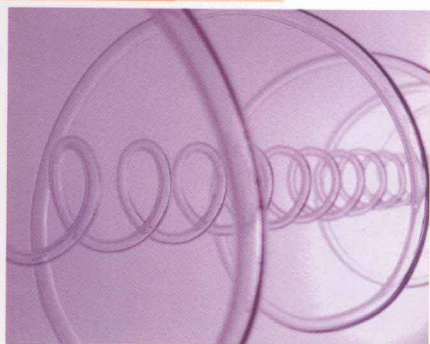


液压泄漏防治技术

王亚萍 韩桂华 焦卫兵 ◎ 编



YEYA XIELOU FANGZHI
JISHU



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

液压泄漏防治技术

王亚萍 韩桂华 焦卫兵 编

机械工业出版社

本书主要介绍液压密封装置的工作原理、使用性能、使用条件、安装和维护方法,同时介绍泄漏故障的现象、原因与解决措施,旨在使广大读者吸取经验,掌握液压系统防漏的正确方法和技能。

本书适合从事流体传动、液压设备设计的工程技术人员及相关专业大专院校师生阅读。

图书在版编目(CIP)数据

液压泄漏防治技术/王亚萍,韩桂华,焦卫兵编. —北京:机械工业出版社, 2012. 9

ISBN 978 - 7 - 111 - 39447 - 1

I. ①液… II. ①王…②韩…③焦… III. ①液压系统 - 泄漏 - 防治
IV. ①TH137. 3

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2012) 第 192979 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: 黄丽梅 责任编辑: 郑 铤

版式设计: 姜 婷 责任校对: 申春香

封面设计: 赵颖喆 责任印刷: 张 楠

北京市朝阳展望印刷厂印刷

2012 年 11 月第 1 版第 1 次印刷

169mm × 239mm · 13.5 印张 · 257 千字

0001—3000 册

标准书号: ISBN 978 - 7 - 111 - 39447 - 1

定价: 39.00 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) 88379770

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 机工微博: <http://weibo.com/cmp1952>

读者购书热线: (010) 88379203 封面无防伪标均为盗版

前 言

随着国民经济和现代技术的发展, 液压技术的应用范围越来越广。工程机械、冶金机械、加工机械、农业机械、机器人、汽车、船舶、飞机等广泛使用着液压设备。对于以液体为介质进行能量传递的液压系统来说, 泄漏问题比较严重和普遍。其中较重要的因素就是液压系统中可能发生泄漏的部位较多, 几乎包括系统中的各个环节。因此, 泄漏防治是保证液压系统性能的关键。

密封的作用是封住结合面间隙, 切断泄漏通道或增加泄漏通道的阻力, 阻止泄漏。作为一名液压工程技术人员, 全面掌握液压系统的密封技术, 正确设计和使用密封件, 开展液压系统防漏、治漏, 是液压设备正常运转的重要保证。为此我们将液压系统的防漏、治漏措施与密封材料、动静密封装置的选用有机结合, 实现中高压液压系统的泄漏防治, 同时结合多年来从事液压传动教学、科研和实际设计的丰富经验, 尤其是根据在液压系统使用中遇到的各种问题, 提出了各种液压元件的防漏措施。

消除泄漏应该是立足于防, 适当堵导, 积极利用, 同时加强严格的科学管理, 把防漏作为液压系统设计的主要技术准则之一。本书主要介绍液压密封装置的工作原理、使用性能、使用条件、安装和维护方法, 同时介绍泄漏故障的现象、原因与解决措施, 旨在使广大读者吸取经验、教训, 掌握液压系统防漏的正确方法和技能。

本书突出工程实用性, 内容简明扼要、深入浅出, 图文并茂地进行泄漏故障分析, 帮助读者在短时间内掌握液压传动系统设计、使用中油液泄漏问题的解决方法。对从事流体传动、液压设备设计的工程技术人员及相关专业大专院校师生具有指导意义。

本书由哈尔滨理工大学的王亚萍编写第3章、4章和第5章的5、6、7、8节, 韩桂华编写第1章、第2章, 齐齐哈尔第二机床集团有限公司设计院的焦卫兵编写第5章的1、2、3、4节和第6章、第7章, 全书由韩桂华统稿。

本书在编写过程中, 得到了哈尔滨理工大学机械动力工程学院机械工程学院实验中心气压传动实验室和液压传动实验室的大力帮助, 在此表示感谢。

由于编者水平所限, 书中难免有不妥和错误之处, 恳请读者批评指正。

编 者

目 录

前言

第1章 概论	1
1.1 泄漏的概念	1
1.2 液压系统漏油的危害	4
1.3 液压系统漏油的主要部位及原因	4
1.3.1 间隙控制问题	6
1.3.2 液压冲击问题	8
1.3.3 温升发热问题	9
1.4 液压元件泄漏指标	12
1.5 液压系统防漏治漏措施	13
1.5.1 机械设备泄漏防治	13
1.5.2 液压系统泄漏的解决方法	16
第2章 泄漏与密封机理	19
2.1 泄漏的几种形式	19
2.2 缝隙泄漏量计算	21
2.2.1 两端无压力差而有相对运动的平面缝隙泄漏量	21
2.2.2 两端有压力差而无相对运动的平面缝隙泄漏量	21
2.2.3 两端有压力差并有相对运动的平面缝隙泄漏量	22
2.2.4 同心环状缝隙两端有压力差而无相对运动的泄漏量	23
2.2.5 偏心环状缝隙两端有压力差而无相对运动的泄漏量	23
2.2.6 两倾斜平板缝隙泄漏量的计算	24
2.2.7 平行圆盘缝隙径向泄漏量的计算	24
2.3 细长小孔泄漏量的计算	25
2.4 密封机理	27
第3章 密封材料	28
3.1 密封装置的基本要求	28
3.2 密封材料的基本要求	28
3.3 密封材料的种类	31
3.3.1 合成橡胶	38
3.3.2 合成树脂	40
3.3.3 其他非金属密封材料	41
3.3.4 金属密封材料	45
3.3.5 密封剂	47

第4章 静密封泄漏控制	48
4.1 密封装置分类	48
4.2 静密封机理	51
4.3 元件接合面防漏	52
4.3.1 元件接合面间漏油的原因	53
4.3.2 O形密封圈	53
4.3.3 特殊O形密封圈	59
4.3.4 密封垫圈	61
4.3.5 密封胶	63
4.3.6 辅助密封圈的种类和要求	67
4.3.7 法兰连接螺栓的拉力计算	67
4.4 壳体漏油的防治	71
4.5 螺纹接口的防漏	71
4.6 管道接头的防漏	75
4.6.1 金属管管接头	76
4.6.2 软管接头	77
第5章 动密封泄漏控制	78
5.1 动密封装置的选用	78
5.2 动密封与泄漏	81
5.3 动密封用O形密封圈	82
5.3.1 动密封用O形密封圈的密封原理	83
5.3.2 O形密封圈的使用与安装	85
5.3.3 特殊O形密封圈	94
5.4 唇形密封圈	95
5.4.1 Y形密封圈	95
5.4.2 V形密封圈	100
5.4.3 防尘密封圈	103
5.4.4 特殊形状唇形密封圈	105
5.5 旋转油封	106
5.5.1 油封的种类	106
5.5.2 油封的密封原理	107
5.5.3 正确选择油封	108
5.5.4 油封的寿命与泄漏标准	113
5.5.5 油封安装	116
5.5.6 油封的常见故障原因及排除方法	118
5.5.7 油封泄漏控制	119
5.6 填料密封	122
5.6.1 填料密封的使用要求和使用条件	122

5.6.2 填料密封的应用范围	123
5.6.3 填料密封的使用	124
5.7 机械密封	127
5.7.1 机械密封的组成及特点	127
5.7.2 机械密封的类型	128
5.7.3 机械密封装置的材料	133
5.7.4 机械密封装置的安装	134
5.7.5 机械密封装置的使用	140
5.7.6 机械密封装置的故障及泄漏排除	144
5.8 其他动密封装置	154
第6章 液压缸泄漏的控制	158
6.1 液压缸往复运动的密封件	158
6.1.1 材料选择	158
6.1.2 活塞杆用密封件	159
6.1.3 活塞用密封件	160
6.1.4 液压缸的防污装置	161
6.2 液压缸的往复运动组合密封装置	162
6.2.1 U形组合密封圈	162
6.2.2 SIMKO 密封圈	163
6.2.3 TESKO 复合密封	164
6.2.4 鞍形组合密封	164
6.2.5 实体丁腈橡胶	165
6.2.6 腰形组合密封圈	166
6.2.7 Ω 形组合密封圈	166
6.2.8 聚四氟乙烯组合密封圈	168
6.3 液压缸密封元件的随动性	170
6.3.1 概述	170
6.3.2 选择密封元件的原则	171
6.3.3 密封元件的随动性	171
6.4 中高压液压缸的泄漏与防治	172
6.4.1 使用条件对密封性能的影响	173
6.4.2 液压油污染对泄漏的影响	175
6.4.3 确保密封性能的要素	175
6.4.4 液压缸泄漏的防治	177
第7章 动密封泄漏的控制	180
7.1 密封元件的使用寿命与保管	180
7.1.1 密封元件的使用寿命	180
7.1.2 延长橡胶使用寿命的方法	181

7.1.3 密封表面的加工质量	182
7.1.4 密封装置使用的注意事项	185
7.1.5 密封元件的保管	189
7.2 各种液压控制元件的防漏	190
7.3 密封不当而引起的漏油及解决方法	192
7.4 治漏措施	200
参考文献	205

第 1 章 概 论

在液压传动中，液体的泄漏是一个普遍存在的共性问题。这个问题的解决，关系到液压设备的正常应用和液压技术的发展。液压元件存在漏油，即便不漏油也还存在寿命问题，所以提高产品的不漏油寿命是一大问题。此问题的影响因素多，液压元件和管接头的选用、油箱的合理设计、管道的布置和安装、系统装配质量的好坏对系统的泄漏都有直接或间接的影响。由于系统的泄漏牵涉面广，有时因忽视小问题而出现大泄漏的情况也可能存在，所以一些人认为液压系统的泄漏难以避免而害怕使用液压设备。事实上并非如此，例如航空液压系统基本上不存在漏油问题。这主要是由于从各个环节进行了严格控制。如果把这个经验用到液压产品中，液压系统的漏油问题一定能够解决。

1.1 泄漏的概念

液压系统中的工作液体是在液压元件和管道的容腔内流动或存留的。循环的工作液体理应在规定的容腔内流动。然而，由于压力差的关系，有少量液体从压力较高的地方越过容腔边界，经过各个固定零件的接触面或两个相对运动零件的间隙及孔隙等，流到大气中或压力较低的地方，这种现象称为泄漏。一般而言，泄漏的含义是：在正常情况下，在应该停止流动或在不希望流动的地方，有比较少量的液体流过。具体而言，液压系统泄漏是指液压系统的压力油，从压力较高的地方，经过缝隙流向压力较低的地方，或流向系统之外。单位时间内漏出的液体容积，称为泄漏流量，简称泄漏量。

1. 产生泄漏的原因

1) 两个零件的固定结合面之间有间隙。此间隙是在平面之间或圆柱配合面之间形成的。间隙较大或密封不好则产生泄漏。

2) 相对运动的两个零件之间发生泄漏。相对运动分为直线运动、回转运动及其合成运动。液压缸是有代表性的直线运动的液压元件，此外还有直线运动型控制阀类。液压泵、回转型和摆动型液压马达以及各种回转型控制阀类，是回转运动的代表性元件。运动件相对运动部分的间隙过大或密封不好，造成泄漏。

3) 缝隙的两端有压力差而形成泄漏。

2. 泄漏的类型

泄漏分为内泄漏和外泄漏两种。

(1) 内泄漏 内泄漏是指液压系统中液压元件内部有少量液体从高压腔流到低压腔的泄漏。如图 1-1 所示的液压缸，油液从高压腔经过活塞和缸壁之间（图中 A 处）的间隙漏入低压腔，即为内泄漏。内泄漏要求尽量减少，这就需要液压元件具有应有的加工精度和适当的密封措施。

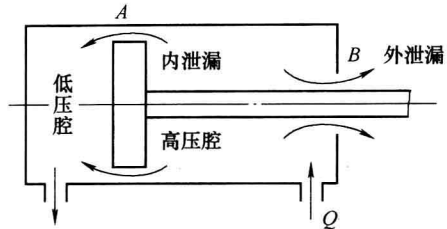


图 1-1 液压缸的内泄漏和外泄漏

(2) 外泄漏 外泄漏是指液压系统中工作液体从高、低压腔流到大气的泄漏。如图 1-1 所示的液压缸，油液从高压腔经过活塞杆和导套之间的间隙（图中 B 处）漏到大气中，即为外泄漏。外泄漏一般是不允许的。

3. 泄漏的影响

液压系统泄漏的影响很大。泄漏造成系统的容积效率降低。容积效率可用下式表示：

$$\eta_v = \frac{N - \Delta Q p}{N}$$

式中 N ——输入功率；

ΔQ ——泄漏量；

p ——工作压力；

$\Delta Q p$ ——因泄漏引起的功率损失。

泄漏影响系统的工作性能，使处于工作状态的起重机支腿液压缸活塞下沉，可造成液压起重机倾翻；泄漏使油箱的液面下降，液压泵吸入空气，使液压系统工作不稳定，甚至使泵损坏，造成系统停工；泄漏还造成环境污染，甚至引起火灾。

液压系统泄漏的直接后果是浪费大量能源。泄漏量一般用 HFI（Hydraulic Fluid Index）值表示。所谓 HFI 值是一年中向液压系统补充液压油的容量与油箱的容积之比，例如 $HFI = 3$ ，说明一年内补给液压系统的油是油箱容积的 3 倍。一般来说，液压系统的泄漏点很多。一个简单的液压泵就可能有 20 处漏油点，而一个较复杂的液压系统甚至有几百处。表 1-1 为各种液压元件泄漏部位与泄漏量的比较。

表 1-1 各种液压元件泄漏部位与泄漏量的比较

部 位		泄漏量 (%)				
		10	20	30	40	50
活塞式液压缸	密封压盖					
	法兰盘					
	缓冲阀					
油管接头	旋入部					
	管接头					
	法兰盘					
	弯管接头					
	其他					
液压软管	橡胶软管					
	接头部					
	配件					
液压泵						
电磁阀						
其他阀类						

普通工业用液压缸的外泄漏，多数发生在往复运动的活塞杆处。表 1-2 所列 为活塞杆处外泄漏的允许值。液压缸工作时，活塞杆上形成的油膜随着活塞杆往 复运动积蓄起来，成为油滴而落下。当然，这种泄漏是允许的，而且需要的。 否则，活塞杆与导套密封圈就要发生干摩擦，引起运动副的磨损。

齿轮泵的泄漏量居各种液压泵的首位。它的容积效率较低，输出压力也受到 限制。其泄漏主要是由齿轮端面与轴承座圈或盖板之间的间隙引起。此泄漏量约 占齿轮泵总泄漏量的 75% ~ 80%。齿轮顶部与壳体圆柱孔之间的泄漏量约占 15% ~ 20%，而齿形误差造成的啮合点处泄漏仅占 4% ~ 5%。至于高压齿轮泵， 一般用轴向间隙补偿装置及提高齿轮和壳体的制造精度来减少泄漏。

表 1-2 活塞杆处外泄漏的允许值

1	有些渗润，活塞每移动 100m 时，泄漏不到 0.05mL
2	活塞杆表面湿润，并有油滴下，活塞每移动 100m 时，泄漏不到 0.2mL
3	活塞每移动 100m 时，漏油不到 1mL

- 注：1. 静止时不许泄漏。
2. 在额定压力范围内，不论处于何种动作状态，除活塞杆外不许有外泄漏。
3. 1 滴油约为 0.05mL。

4. 泄漏与密封

密封的作用就是封住结合面间隙，切断泄漏通道或增加泄漏通道中的阻力， 以阻止泄漏。正确设计和使用密封件是液压设备正常运转的重要保证。

1.2 液压系统漏油的危害

液压系统漏油的危害如下：

- 1) 系统压力调不高；
- 2) 容积效率低；
- 3) 系统发热；
- 4) 能耗增加，造成浪费；
- 5) 由于密封不良，外界污物容易侵入，造成恶性循环，使主机或元件早期磨损；
- 6) 执行机构运动速度不稳定，系统工作的可靠性降低，可能造成控制失灵，例如，挖掘机的动臂自动下降，液压马达失去制动力而产生溜坡现象；
- 7) 产品（特别是轻纺产品、食品等）和环境受污染；
- 8) 超高温热源容易引起火灾。

综上所述，液压系统中液体的大量泄漏不仅会降低设备的工作性能，而且还会造成能量和物资的严重浪费，并污染环境。

1.3 液压系统漏油的主要部位及原因

泄漏问题之所以比较严重和普遍，其中有一较重要的因素就是液压系统中可能发生泄漏的部位较多，几乎包括系统中的各个环节。

液压系统的外泄漏主要发生在液压元件、管接头、元件接口和零件之间的固定结合处。壳体的焊缝在装配前一般都经过探伤检查、耐压试验，出现渗漏油的情况不是很多。但有时也会因耐压试验的压力及时间不够，或根本未进行过试验检查，当液体受到压力脉动或冲击时，铸造和焊接缺陷就会扩大，造成渗油。结合面上的渗油固然有设计上的问题，但主要还是由于加工、装配、维护保养不当，或密封件老化失效，造成密封件毁坏，在这些部位出现了泄漏比较突出的是O形密封圈和管接头部位的泄漏。

液压系统漏油的原因多，从方案设计到每个工艺过程（铸造、焊接、机加工及装配）；从密封件的质量到维护管理等都会造成漏油。液压系统漏油的原因复杂，主要是由于振动、腐蚀、压差、温度、装配不良等原因造成的。一处泄漏，可能是一种原因造成的，也可能是由于几种原因同时引起的。其中单因素与多因素的情况约各占50%。液压系统漏油还与液压元件的生产制造、管路的连接安装、系统的设计、使用及维护等多方面因素有关。

总之，造成液压元件与液压系统泄漏的主要原因是来自间隙控制问题、液压冲击问题和温升发热问题。

液压装置泄漏的主要部位和常见原因见表 1-3，主要泄漏实例分析见表 1-4。

表 1-3 液压装置泄漏的主要部位及常见原因

泄 漏 部 位		常 见 原 因
管接头		选用管接头的类型与使用条件不符；接头的加工质量差，不起密封作用；接头装配不良；接头密封圈老化或破损；机械振动、压力脉动等原因引起接头松动
固定接合面	不承受压力负载的接合面	接合面的表面粗糙度过大；各种原因引起零件变形，使两表面不能全面接触；密封垫硬化、破损，使密封失效；装配时接合面上有砂尘等杂质；被密封的容腔内有压力
	承受压力负载的接合面	接合面粗糙不平；紧固螺栓拧紧力矩不够；密封圈失效；接合表面翘起变形；密封圈压缩量不够
轴向滑动表面密封处		密封圈的材料或结构类型与使用条件不符；密封圈老化或破损；轴表面粗糙或划伤；密封圈安装不当
转轴密封处		转轴表面粗糙或划伤；密封圈材料或形式与使用条件不符；密封圈老化或破损；密封圈与转轴偏心量过大或转轴振摆过大

表 1-4 主要泄漏实例分析

分析基本原因		检查直接原因	泄 漏 部 位
一、间隙控制不当	1) 原始间隙不妥	1) 加工粗糙 2) 几何形状误差 3) 端面不平整 4) 间隙过小 5) 初次配管不良	缸筒 缸、阀 法兰 缸筒与阀 接头
	2) 装配引起间隙畸变	1) 动配合偶件装配误差 2) 密封圈压缩量不适当 3) 管接头装配误差	缸 密封部位 接头
	3) 磨损后间隙扩大	1) 污染颗粒 2) 加工面有毛刺、锈蚀 3) 偶件材料匹配不当 4) 间隙过小、发生磨损 5) 自然磨损未修复	阀、泵 缸、阀 接头、缸 缸、阀 泵、阀、缸
二、液压冲击	1) 密封圈损坏	1) 密封圈挤入间隙 2) 油液变质物沉积 3) 密封圈与油液不相适应 4) 密封圈扭曲	密封部位
	2) 配合偶件松动	1) 端盖变形 2) 接头松动 3) 振动微裂	缸及端盖螺栓 接头 接口
	3) 材料强度不足	1) 缸胀 2) 管子原始腐蚀 3) 壁厚不够 4) 管子与接头弯扭	缸 管 缸、管 缸接口、管

(续)

分析基本原因	检查直接原因	泄 漏 部 位
三、温升发热	1) 粘度下降 2) 受热升压 3) 密封受热变质 4) 间隙胀缩变化	

1.3.1 间隙控制问题

间隙控制问题的具体原因可大致分为以下几种：原始间隙不妥、装配引起间隙畸变、磨损后间隙扩大（油的污染引起间隙扩大与配合件匹配不当引起间隙扩大等）。

1. 原始间隙不妥

原始间隙主要是由设计与加工决定的。而大量的的是由加工决定的，例如圆柱体表面的腰鼓形，圆度误差与表面的加工粗糙度值过大，端面不平等引起间隙不匀；在个别泄漏实例中，相对运动表面配合间隙过小与加工表面粗糙度值过大引起润滑不良，摩擦增大，产生早期磨损。如果间隙增大一倍，则将使漏油量增加到8倍。因为漏油量计算公式中 h^3 将变成 $(2h)^3 = 8h^3$ 。当采用密封圈时，如原始间隙不妥，将使密封圈部分失效与全部失效。

2. 装配引起间隙畸变

各种液压元件中的零件在装配中质量不高，例如倾斜与不同心等，造成金属元件间隙不匀与增大，密封圈压缩量不足或过大（压缩量太大产生永久变形失效）；管接头初次装配不良，这些都是接头漏油的主要原因之一。

例如：圆环间隙偏心时最大漏油量为正常的2.5倍，在双侧平面间隙中，双侧间隙均匀且为 h ，则漏油量的计算公式为

$$Q = 2 \times \frac{bh^3 \Delta p}{12\mu l}$$

式中 Q ——泄漏量 (m^3/s)；

Δp ——缝隙两端的压力差 (Pa)；

μ ——动力粘度 ($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$)；

l ——沿液流方向缝隙的长度 (m)；

h ——平面缝隙的高度 (m)；

b ——与运动方向垂直的缝隙宽度 (m)。

当偏置时，则一侧为零，一侧为 $2h$ ，式中 h^3 变为 $(2h)^3 = 8h^3$ ，可见偏置引起漏油增加到四倍。

平面间隙的漏油量为

$$Q = \frac{\Delta p b h_1^2 h_2^2}{6 \mu l (h_1 + h_2)}$$

如果有相对运动, 则

$$Q = \frac{b h_1 h_2}{(h_1 + h_2)} \left(\frac{h_1 h_2}{6 \mu l} \Delta p + v_0 \right)$$

式中 h_1 、 h_2 ——间隙两端的间隙值 (m);

v_0 ——两平板相对运动速度 (m/s);

其余符号同前。

倾斜安装对于具有相对运动的偶件来说, 由于压力分布规律的变化, 还将使运动产生液压卡紧现象, 增加了间隙的早期磨损。

设小端 h_1 间隙处压力为 p_1 , 则压力分布规律为

$$p = p_1 - \Delta p \frac{1 - \left(\frac{h_1}{h_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{h_1}{h_2} \right)^2}$$

由此式可知, 小端与大端间隙比值 h_1/h_2 越小, p 越小。

若双侧间隙大小相等, 则两间隙中压力变化也是相等的, 使被包容体保持在中间。

一旦产生偏心 e , 则一侧间隙为 $h_1 - e$ (小端) 与 $h_2 - e$ (大端), 另一侧间隙变为 $h_1 + e$ (小端) 与 $h_2 + e$ (大端), 上式中分母的 h_1/h_2 项将分别改为

$$\frac{h_1 - e}{h_2 - e} \text{ 与 } \frac{h_1 + e}{h_2 + e}$$

因为 h_1/h_2 比值小于 1, 而小于 1 的数其分子与分母中同减一个数必小于同加一个数, 即

$$\frac{h_1 - e}{h_2 - e} < \frac{h_1 + e}{h_2 + e}$$

所以, 被包容体偏心方向, 即间隙缩小 p 的一侧, 压力较小, 而间隙扩大 p 的一侧压力较大, 使偏心更加严重, 直至使被包容体贴紧包容体而卡住。这种现象不仅增加了运动的摩擦力, 而且将造成偶件加速磨损, 使漏油量大大增加。

可见, 装配质量无论对采用密封圈的偶件还是不采用密封圈的间隙密封, 都是值得重视的问题。

3. 磨损后间隙扩大

从泄漏实例中可知, 油的污染使硬颗粒嵌入间隙并使机件磨损腐蚀加速, 是泄漏的主要原因。其他原因还有配合面拉毛与腐蚀, 偶件材料匹配不当 (包括管材与管接头) 及间隙过小等。因此, 除注意选材及加强工艺检查外, 在系统

中采取严格的过滤措施是必须重视的。一般污染颗粒尺寸大于二分之一间隙值直至等于间隙值时最危险。另外,控制油液的化学成分也很重要,对于在恶劣环境下工作的建筑机械、工程机械尤应注意。

4. 最佳间隙

确定最佳间隙的问题是复杂的,它涉及多元因数,例如工艺因素、热胀冷缩、摩擦阻力与工作要求等。在工程计算中只能择其主要目标函数,达到局部最优。对于运动偶件的配合间隙来说,提高加工精度,减少间隙是有利的。英国克兰菲尔德工艺研究所指出,由于提高加工精度,保证了高的装配质量,就英国而言,每年可节约五亿英镑。总之,配合间隙必须从设计、管理、加工、装配与分析使用条件等多方面加以综合控制。

1.3.2 液压冲击问题

液压冲击所产生的瞬时压力往往比正常压力高好几倍。由于液压冲击引起的泄漏现象一般为密封圈损坏、接头与法兰松动、机件原始强度恶化(主要是管子与缸筒)。

在液压系统中,液压冲击主要产生于变压、变速、变向或停车的过程中。在检查某单位挖土机动臂液压缸突然停止时发生加速漏油的实例中,测得在 $p = 21\text{MPa}$ 工作压力下,进油管在 0.28s 过渡过程中产生 41MPa 的高压,示波器显示衰减振动约 16 次。多次液压冲击与管子共振现象,使管子疲劳产生微裂甚至爆裂。所以在许多场合,只要换一下管子规格,改变固有频率,液压共振即可消除。液压冲击使密封圈挤入间隙也是很常见的。另外,在大流量的情况下,采用一段软管,虽能缓和一些冲击,但蓄能容量不足,而加设蓄能器则明显地缓和了液压冲击。试验还发现,有杆腔的压力冲击高于无杆腔的压力冲击,其主要原因是截面增压效应。在其他机械泄漏实例的检查中,在中低压液压设备上,甚至用手触管也可以明显感觉到液压冲击,在薄壁软管上有时还可见到管壁脉动。

在一般液压技术书籍中,均把冲击波引起的液压冲击作为主要危险加以叙述。根据大量实例的分析计算,冲击波引起的液压冲击,只是在低压或中低压液压设备中具有较大的危害性,而在高压系统中,往往是停车的惯性动能及截面效应引起加速泄漏。

例如:运动粘度为 $1 \times 10^{-5} \sim 5 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$ 的油液,冲击波传播速度 $\alpha = 1000\text{m/s}$,设油液密度 ρ 为 900kg/m^3 ,液流速度 $v = 6\text{m/s}$,则冲击波增压 $\Delta p = \rho \alpha v$,接近于 5.4MPa

显然此项增压效应对于低压与中低压管道是危险的,而对于高压系统及低速运动的液压缸往往不是主要的危险。

例如:某液压设备中有一单活塞杆液压缸,内径 $D = 11\text{cm}$,杆径 $d = 65\text{cm}$,

使用压力 $p = 7.0 \text{ MPa}$ ，活塞速度 $v = 7.02 \text{ cm/s}$ ，其截面增压效应使有杆腔在停车瞬间产生压力为

$$p' = p \frac{D^2}{D^2 - d^2} = 7.0 \text{ MPa} \times \frac{11^2}{11^2 - 6.5^2} \approx 10.756 \text{ MPa}$$

而冲击波引起增压 $p' - p$ 仅为 3.756 MPa 左右。

例如：某液压设备中有一单活塞杆液压缸，使用压力 $p = 12.5 \text{ MPa}$ ，活塞速度 v 为 0.4 m/s ，运动部件质量 m 为 9810 kg ，如果活塞在离缸端 0.50 m 处突然停止，无杆腔面积为 78.5 cm^2 ，有杆腔面积为 54 cm^2 ，则可求出截面效应增压至 $p_1 = 18.2 \text{ MPa}$ ，在此基础上如考虑惯性动能增压，则根据熟知的公式 $\frac{1}{2}mv^2 = F\Delta l$ (F 为惯性力， Δl 为惯性位移) 求出 F 后，即可求所增加的压力。

动能 $\frac{1}{2}mv^2 = 784.8 \text{ N} \cdot \text{m}^2$ ， Δl 可根据油体积变化量 ($V_1 - V_2$) 除以截面积求之，原体积 V_1 等于 $54 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times 0.50 \text{ m} = 2.7 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ，设压缩率 β 为 8.6×10^{-5} ，则压缩后体积：

$$V_2 = V_1 (1 - \beta p_1) = 2.658 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\Delta l = (2.700 - 2.658) \times 10^{-3} \text{ m}^3 / (54 \times 10^{-4} \text{ m}^2) = 7.78 \times 10^{-3} \text{ m} = 0.778 \text{ cm}$$

如忽略活塞杆的弹性变形，则惯性力

$$F = mv^2 / (2\Delta l) = 100.9 \text{ kN}$$

由此惯性升压 $p_2 = 100.9 \times 10^3 \text{ N} / (54 \times 10^{-4} \text{ m}^2) = 18.685 \text{ MPa}$

所以有杆腔总压力为 $p_1 + p_2 = 36.885 \text{ MPa}$ ，接近于使用压力 p 的三倍，这样，缸必然产生膨胀与端盖松动等现象，引起内外漏油。

从液压系统设计角度出发，缓和液压冲击最有效的方法是在液压缸进出口管道上设置蓄能器或灵敏的缓冲溢流阀，其次可用分级减压及用行程减速阀减少驱动能，用缸内设缓冲器、阀内设节流器、运动部件终点设波纹管等方法吸收惯性能。

1.3.3 温升发热问题

液压系统温升发热引起泄漏，主要是由于油液粘度下降，热冲击引起压力增加与间隙变化，以及发热使油液变质、密封圈硬化膨胀等所致。

油液温度在 20°C 以下及在低温下机器长期停用，由于密封圈硬化而部分或全部失效的泄漏实例较少，多数情况的泄漏是由于油温超过 60°C 时油液的粘度大大下降与油液变质所引起的。此时，油温每升高 8°C ，油液寿命要降低一半，所以往往要采用冷却器降低油温。32 号液压油由 20°C 升到 80°C ，由于粘度降低，使泄漏增加 21.4 倍，粘度较大的 46 号油泄漏增加 13.3 倍。