

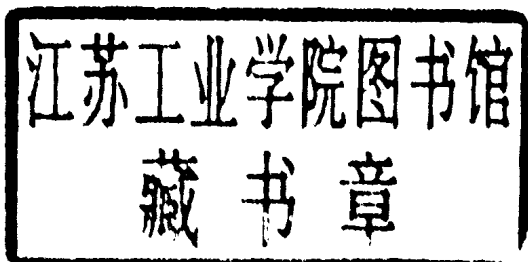
油膜理论 与液压泵和马达的 摩擦副设计

许 耀 铭 著

机械工业出版社

油膜理论与液压泵和 马达的摩擦副设计

许耀铭 著



机械工业出版社

内 容 简 介

本书主要论述液压泵和液压马达中各种类型摩擦副的油膜设计理论与方法。

第一至四章阐述油膜设计对提高泵（马达）性能和可靠性的意义、有关的流体力学基本知识以及泵（马达）的相似理论；第五至十章分别阐述边界油膜、热楔油膜、挤压油膜、静压支承油膜、动压支承油膜和弹性流体动力油膜的基本理论；第十一至十四章分别介绍各种泵和马达摩擦副的油膜设计方法。

本书可供从事液压元件的设计、研究人员以及大专院校的教师、研究生和高年级学生参考。

油膜理论与液压泵和马达的摩擦副设计

许 耀 铭 著

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南里一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本787×1092 1/32·印张13¹/₂·字数296千字

1987年3月重庆第一版·1987年3月重庆第一次印刷

印数 0.001—1.830 定价 3.20 元

*

统一书号: 15033·6361

前 言

液压传动与控制已在我国国民经济各部门得到日益广泛的应用。作为液压系统的动力元件的液压泵和执行元件的液压马达，是整个液压系统的核心。提高液压泵和马达的性能、寿命和可靠性，是改善液压系统工作性能的关键。

当前，液压泵的发展趋势是：高速化、高压化、大容量、低噪声和长寿命，但要实现这些目标的关键问题之一是要合理设计泵和马达中的各种类型的摩擦副，使之形成适当的油膜，以提高效率、降低温升、减轻磨损，提高寿命与可靠性。低速大扭矩液压马达虽然转速不高，但由于向高压大扭矩的方向发展，摩擦副的合理设计也成为这类马达提高工作可靠性和寿命的关键问题之一。

近十年来，作者结合我国液压泵和马达实际存在的工作寿命短、可靠性差的问题，对某些产品进行攻关研究，取得了明显的效果；在实践的基础上，又进行了较系统的理论研究和专题实验研究，发表了一些专题研究论文。

鉴于摩擦学是一门新兴的边缘学科，加之液压泵和马达的摩擦副设计是当前提高液压元件寿命和可靠性的关键问题之一，作者从1980年起，便给哈尔滨工业大学液压专业的研究生开设了《油膜理论与设计》的选修课，并写出了讲义，作为研究生的参考教材。这本书便是在以上研究工作和对研究生的教学工作的基础上逐步写成的。

在研究工作过程中，我的历届研究生赵彤、李文、韩德

607-116/07

才、宋俊、王建平等和我一起做了许多理论与实验研究；在整理书稿的过程中，韩德才、宋俊、王建平、亢建平和阮健还协助我对部份章节进行整理、抄写和描图。在此，表示感谢。

由于水平所限，书中一定还存在缺点、错误，请读者批评、指正。

作 者

1984年8月

于哈尔滨工业大学

符 号 表

A	面积	Z	单位质量流体所受质量力在z轴的投影
B	宽度	a	边长
C	常数; 半径间隙	b	边宽
D	直径	c	比热; 修正系数
E	能量; 功	d	直径
F	摩擦力; 力	e	偏心距
I	转动惯量	f	摩擦系数; 频率
J	油膜刚度	g	重力加速度
K	弹性模量	h	油膜厚度; 间隙高度
L	长度	k	系数
M	质量; 扭矩或力矩	l	长度
N	功率	m	质量
P	流体总压力	n	转速(r/min)
Q	体积流量	p	压力(压强)
R	半径; 水力半径; 电阻	q	微小流量; 泵和马达的排量
Re	雷诺数	r	半径
S	Sommerfeld数	s	粘温压综合系数
Se	当量雷诺数	t	时间
T	温度	u	流速
U	线速度	v	断面平均流速
V	体积; 容积	α	倾斜角; 压降系数; 粘压系数
W	载荷	β	倾斜角; 压缩率或压缩系数
X	单位质量流体所受质量力在x轴的投影	β_t	温度膨胀系数
Y	单位质量流体所受质量力在y轴的投影	γ	斜盘倾角

X

δ	比重; 锥度	ν	运动粘度
e	偏心率 ($e=e/C$)	ρ	密度
η	效率; 总效率	τ	剪切应力
η_v	容积效率	ϕ	偏位角
η_m	机械效率	σ	气穴系数; 应力
θ	角度	ζ	局部阻力系数
λ	沿程阻力系数; 粘温系数	ω	角速度
μ	动力粘度	Ω	比转速

目 录

符号表

第一章 结论	1
§ 1-1 液压泵和马达中的摩擦副	1
§ 1-2 摩擦副油膜设计是泵(马达)设计的主要内容	4
§ 1-3 油膜形成对泵(马达)效率的影响	5
§ 1-4 油膜形成对温升的影响	6
§ 1-5 油膜形成对磨损和寿命的影响	8
§ 1-6 油膜形成与泵(马达)的综合性能指标	9
§ 1-7 高水基流体应用于液压系统时的主要问题 与油膜设计	10
参考文献	11
第二章 液压流体的基本力学规律简介	12
§ 2-1 液压流体的基本概念和术语	12
§ 2-2 连续性方程	16
§ 2-3 纳维-斯托克斯方程	17
§ 2-4 雷诺方程	19
§ 2-5 伯努利方程	21
参考文献	22
第三章 阻尼器的压力-流量特性	23
§ 3-1 薄壁小孔阻尼器	23
§ 3-2 圆管型阻尼器	25
§ 3-3 矩形断面阻尼槽	34
§ 3-4 三角断面阻尼槽	37
§ 3-5 平行平板间隙阻尼	38
§ 3-6 环状间隙阻尼	40
§ 3-7 倾斜壁面间隙阻尼	42

§ 3-8 平行圆盘间隙阻尼	43
§ 3-9 液阻及其串联与并联	46
参考文献	47
第四章 液压泵和马达的相似律及其无因次	
特性曲线	49
§ 4-1 液压泵和马达的几何相似及其与应力、变形和 压缩效应的关系	50
§ 4-2 流体动力相似准则	53
§ 4-3 液压泵(马达)的相似判据	55
§ 4-4 相似判据与泵(马达)性能的关系	57
§ 4-5 相似律的应用	61
§ 4-6 相似律的修正	65
参考文献	69
第五章 边界膜理论	70
§ 5-1 边界膜的分类	70
§ 5-2 边界膜的润滑性能及其影响因素	71
§ 5-3 边界膜的破裂与磨损	74
§ 5-4 提高边界膜强度和减轻磨损的途径	76
参考文献	79
第六章 热楔油膜理论	80
§ 6-1 压差流动所产生的温升	80
§ 6-2 剪切流动所产生的温升	81
§ 6-3 压差流与剪切流联合作用下的温升	87
§ 6-4 对其他计算方法的讨论	91
§ 6-5 不同计算方法的举例和比较	94
§ 6-6 边界膜条件下摩擦副的温升	97
§ 6-7 油膜的热楔效应——承载能力	98
参考文献	102
第七章 挤压油膜理论	103

§ 7-1 圆盘的油膜挤压效应	103
§ 7-2 锥形座的油膜挤压效应	105
§ 7-3 径向轴承的油膜挤压效应	106
§ 7-4 球面支承的油膜挤压效应	108
§ 7-5 矩形板的油膜挤压效应	110
§ 7-6 其他构形的油膜挤压效应	112
§ 7-7 压差流与挤压效应同时存在的情况	114
§ 7-8 液体的压缩性效应	116
参考文献	119

第八章 静压支承油膜理论 120

§ 8-1 静压支承的工作原理	120
§ 8-2 静压支承的工作特性及特性方程	123
§ 8-3 静压支承的油膜刚度	125
§ 8-4 矩形面静压支承	129
§ 8-5 圆盘面静压支承	133
§ 8-6 环形面静压支承	138
§ 8-7 圆锥面静压支承	141
§ 8-8 球面静压支承	141
§ 8-9 最佳油膜厚度	142
§ 8-10 关于最小油膜厚度	144
§ 8-11 倾侧力矩及其平衡方法	146
§ 8-12 进口固定阻尼与支承面间隙阻尼的匹配问题	148
§ 8-13 静压支承的设计步骤和设计参数选择	151

参考文献 153

第九章 动压支承油膜理论 155

§ 9-1 斜面滑块的动压支承	155
§ 9-2 阶梯滑块的动压支承	159
§ 9-3 平面与斜面组合滑块的动压支承	162
§ 9-4 径向滑动轴承	164

§ 9-5 有限长轴承的修正	168
§ 9-6 流体动力不稳定性	170
参考文献	172
第十章 弹性流体动力油膜理论	173
§ 10-1 概述	173
§ 10-2 刚性柱体接触的油膜理论	174
§ 10-3 弹性流体动力油膜理论的基本方程	178
§ 10-4 线接触弹性流体油膜的厚度公式	182
§ 10-5 线接触弹性流体润滑状态图及其应用	185
§ 10-6 点接触弹性流体油膜的厚度公式及润滑状态图	188
§ 10-7 部分膜弹性流体与疲劳破坏	191
参考文献	192
第十一章 轴向柱塞泵(马达)滑靴的油膜设计	193
§ 11-1 滑靴-斜盘摩擦副结构的历史演变	193
§ 11-2 滑靴-斜盘摩擦副的受力分析	197
§ 11-3 剩余压紧力滑靴的设计方法	201
§ 11-4 阻尼管型静压支承滑靴的设计原理	207
§ 11-5 阻尼管型滑靴的设计方法及计算举例	214
§ 11-6 螺旋阻尼槽型 压支承滑靴的设计原理	223
§ 11-7 螺旋槽的理论曲线与阿基米德螺线	232
§ 11-8 螺旋阻尼槽滑靴的设计方法与计算举例	237
§ 11-9 静压支承滑靴的动态分析	240
§ 11-10 滑靴处油膜厚度的测量	253
参考文献	261
第十二章 轴向柱塞泵(马达)配流盘的油膜设计	263
§ 12-1 缸体-配流盘摩擦副的演变	263
§ 12-2 配流盘的剩余压紧力设计法	267
§ 12-3 阻尼管型连续供油静压支承配流盘的静态 设计方法	273
§ 12-4 阻尼槽型连续供油配流盘的理论分析与试验研究	278

§ 12-5	间歇供油配流盘的静态设计方法	289
§ 12-6	半周槽双油腔间歇供油配流盘简化模型的动态 分析与试验研究	294
§ 12-7	全周槽多油腔间歇供油配流盘简化模型的动态分析 与试验研究	310
§ 12-8	间歇供油配流盘的设计原则和设计步骤	331
§ 12-9	全周槽多油腔间歇供油配流盘的优化设计	333
§ 12-10	缸体-配流盘摩擦副静态综合设计法	345
	参考文献	352
第十三章	齿轮和叶片式泵(马达)中的油膜设计	354
§ 13-1	齿轮泵(马达)转子与外壳的径向间隙油膜设计	354
§ 13-2	低压齿轮泵(马达)转子与侧板的固定轴向 间隙油膜设计	359
§ 13-3	中高压齿轮泵(马达)转子与侧板间油膜的剩 余压紧力设计法	362
§ 13-4	泵(马达)轴的动压支承油膜设计	367
§ 13-5	叶片泵(马达)转子与配流盘的剩余压紧力 设计法	375
§ 13-6	叶片泵(马达)叶片与定子间的边界油膜设计	377
	参考文献	381
第十四章	低速大扭矩马达的油膜设计	382
§ 14-1	曲轴连杆式马达连杆与曲轴间的受力分析	382
§ 14-2	连杆与滑块间的静压支承的设计方法	384
§ 14-3	连杆滑块静压支承油膜的动态分析	391
§ 14-4	配流轴与配流套间的流体静压平衡	396
§ 14-5	配流轴处的瞬态不平衡力及其平衡方法	398
§ 14-6	静力平衡型马达的油膜设计	411
§ 14-7	内曲线液压马达滚轮及球头与导轨间的弹性 流体动力油膜设计	416
	参考文献	421

第一章 绪 论

§ 1-1 液压泵和马达中的摩擦副

液压泵和马达是一种容积式流体机械。这类机械的特点是靠容积的改变来建立压力和输送流量的，而容积的改变又是靠转子部件和定子部件的既紧密接触又相对滑动来实现的。因此，在这类机械中存在着许多摩擦副，这是容积式流体机械与动力式流体机械（如离心式泵、液力变矩器与偶合器等）最根本的差别。

下面分别介绍不同类型的液压泵和马达的摩擦副。

1. 轴向柱塞式泵（马达）（图1-1）

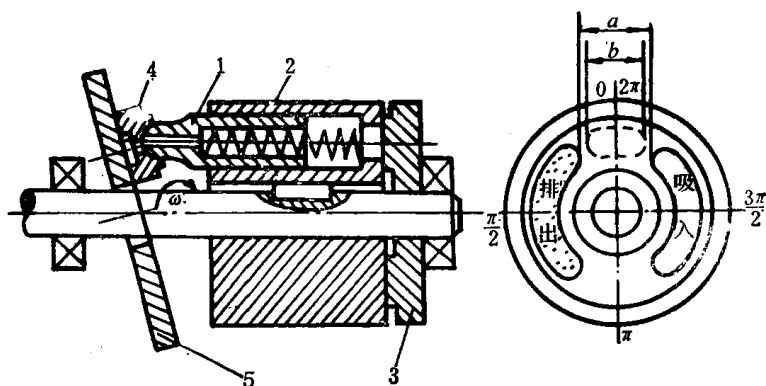


图1-1 轴向柱塞式泵和马达中的主要摩擦副

1—柱塞 2—缸体 3—配流盘 4—滑靴 5—斜盘

(1) 柱塞与缸孔的摩擦副——柱塞在缸孔中往复运动，以造成吸油和压油过程。

(2) 缸体(转子)与配流盘的摩擦副——缸体紧贴配流盘回转,以形成周期性地向吸油侧和压油侧配流。

(3) 滑靴与斜盘的摩擦副——柱塞将力传给滑靴,滑靴紧贴斜盘旋转,以造成柱塞的往复运动。

2. 径向柱塞式泵和马达(图1-2)

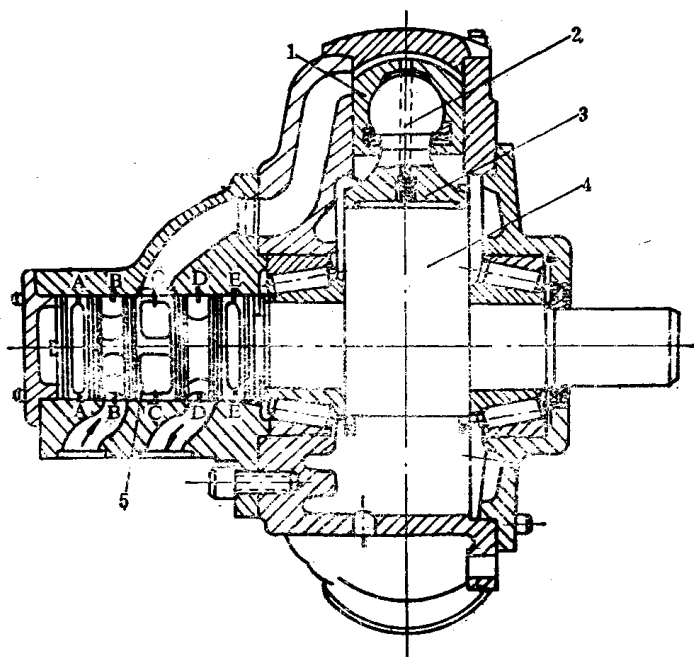


图1-2 径向柱塞式泵和马达中的摩擦副

1—活塞 2—球头 3—滑靴 4—曲轴 5—配流轴

以曲轴连杆式径向柱塞低速大扭矩液压马达为例,其主要摩擦副有:

(1) 柱塞与缸孔的摩擦副。

(2) 连杆与曲轴的摩擦副——柱塞将力传给连杆,连杆滑块与曲轴作相对滑动,使曲轴产生扭矩输出。

(3) 配流轴与配流套的摩擦副——配流轴与配流套上开有配流窗口，当配流轴旋转时，与配流套构成进、排油机构。

3. 齿轮泵和马达 (图1-3)

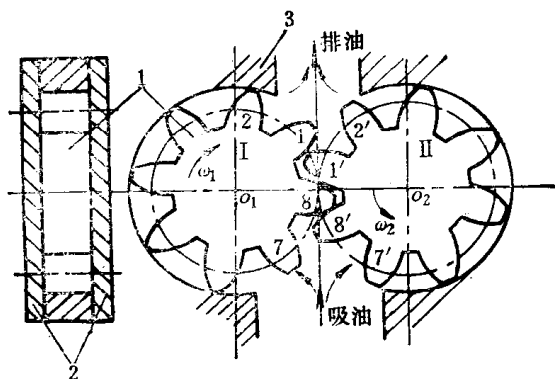


图1-3 齿轮泵和马达中的摩擦副

1—齿轮 2—侧板 3—壳体

- (1) 齿轮端面与侧板的摩擦副。
- (2) 齿顶与壳体的摩擦副。
- (3) 齿与齿间啮合的摩擦副。

4. 叶片泵和马达 (图1-4)

- (1) 叶片与定子内曲面的摩擦副。
- (2) 叶片与转子导向槽的摩擦副。
- (3) 转子端面与侧板的摩擦副。

液压泵和马达中的摩擦副，一般要求起三个作用：

1. 密封作用——滑动面的摩擦副要构成一个密封面，否则会造成高压油大量泄漏，降低容积效率，甚至不能建立要求的压力。

2. 润滑作用——滑动面的相对运动，如不能形成必要的润滑条件，则摩擦副很快就磨损，甚至烧坏。

3. 力的传递作用——摩擦副的一方往往有很大的力传递给另一方，而力的大小一般是和泵或马达的压力负载成正比的。

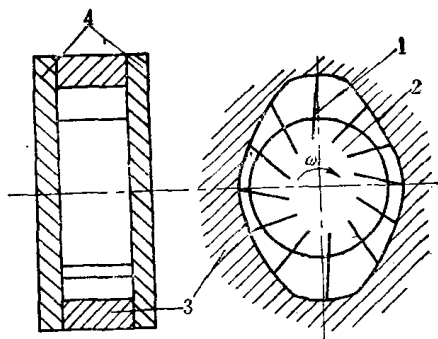


图1-4 叶片泵和马达中的摩擦副

1—叶片 2—转子 3—定子 4—侧板

§ 1-2 摩擦副油膜设计是泵（马达）设计的主要内容

上节提到的摩擦副所要起的三个作用，就要求设计工作者首先能精确地计算出摩擦副处所受的主动力和滑动面间的流体动反力。滑动面的形状是多种多样的，内部流道也很复杂，因而受力的计算也是比较复杂的。

摩擦副的滑动面应保证必要的润滑条件，要求在滑动面间形成适当的油膜，让这层油膜起润滑剂的作用。油膜太薄或形不成，摩擦副就会磨损或烧坏；油膜太厚，则又起不到密封作用，造成大量泄漏，降低容积效率，甚至不能建立与负载相适应的压力。

因此，液压泵和马达的摩擦副的设计，无论就重要性，就设计工作量，或就问题的困难和复杂程度来说，在泵和马达设计中都占有重要地位，是设计的主要内容。

如果说，动力式流体机械的流体动力设计的主要内容是

转子叶片的绘型，那么，对容积式流体机械的流体动力设计来说，它的主要内容便是摩擦副的油膜设计。

摩擦副的合理设计，对液压泵（马达）的容积效率、机械效率、温升、磨损、工作可靠性与工作寿命，都有着重要的影响，下面我们将分别讨论这种影响的程度。

§ 1-3 油膜形成对泵（马达）效率的影响

液压泵（马达）的效率，在某种程度上取决于其摩擦副的合理设计与油膜形成情况。现分别就机械效率和容积效率来讨论。

1. 摩擦损失与机械效率

液压泵（马达）内各运动件的摩擦损失，是机械效率降低的主要原因；而摩擦损失除轴承和轴封等部位外，占主导地位的是泵（马达）在吸、排油过程中各运动副的相对滑动。大家知道，滑动面间的摩擦功率损失，与相对滑动速度和正压力成正比，并与摩擦系数有关，即

$$\Delta N \propto fFU$$

式中， ΔN 为摩擦功率损失； f 为摩擦系数； F 为二滑动面间所承受的正向压力； U 为相对滑动速度。

而摩擦系数 f 随着摩擦副间所形成的油膜和润滑状态不同，有很大差别。各种状态的摩擦系数大致如下：

纯液体润滑（完全油膜）	$f=0.001\sim0.01$
边界润滑（部份油膜）	$f=0.05\sim0.3$
干摩擦（无油膜）	$f\geq 0.3$

由此可见，在摩擦副间形成油膜，达到纯液体润滑或边界膜润滑，将大幅度降低摩擦系数，从而降低摩擦功率损失。