

液压传动译文集

37-5
1

建设部建筑机械研究所

编 辑 说 明

液压传动具有许多优点,它的应用越来越广泛。为了汲取国外科学技术,把我国建设成为伟大的社会主义强国,我们结合科研需要,收集了美、英、德、日、苏等国的有关论文,编译出版了这本《液压传动译文集》,可供广大液压技术人员和高等院校教师参考。

原文资料主要来源于国际流体会议和专业杂志,内容涉及液压元件的结构、性能、产品、试验及发展动向等方面的问题,共37篇。

编入的译文,基本上是全文翻译,文字、术语力求正确,对所发现的原文中的错误作了必要的改正,但在文集中一般未加注明。参加本书翻译的是从事液压技术工作的专业人员,译文经过统一整理、校对和审核。由于水平有限,缺点错误仍恐难免,欢迎读者批评指正。

目 录

轴向柱塞泵中滑履的润滑	(1)
柱塞马达的静压轴承	(12)
球形端面配流盘的改进	(18)
轴向柱塞泵中配流转换过程对下死点区压力变化的影响	(25)
轴向柱塞泵配油盘的最优配油时间	(34)
轴向式液压机械端面配流盘的推开力	(47)
油液粘度对轴向柱塞式液压机械配流盘的影响	(50)
缸体倾斜对轴向柱塞式液压机械端面配流盘工作的影响	(54)
滑履式轴向柱塞泵的泵壳和轴的刚度对配流盘润滑油膜的影响	(57)
轴向柱塞泵和马达配油盘的设计、性能和试验	(65)
柱塞泵变量机构的特性	(78)
液压传动均匀性研究	(88)
从起动到最大转速的所有工况下液压马达的力矩特性及其数学模型	(95)
斜盘式轴向柱塞液压马达的力矩特性	(105)
斜盘式轴向柱塞马达的起动和低速特性	(115)
液压传动装置的动特性	(123)
论轴向柱塞式液压马达中的功率损失	(130)
通过结构措施和材料选用降低变量轴向柱塞泵的噪声	(137)
消除液压系统的噪声以满足噪声法规	(148)
液压噪声消声新技术	(156)
液压传动中的圆锥滚子轴承	(165)
液压泵滚动轴承寿命计算	(173)
关于最近的液压传动装置	(183)
关于最近的液压传动装置	(198)
适用于拥挤场所的液压传动装置	(208)
低速马达的新探讨	(212)
压力320公斤/厘米 ² 大扭矩液压马达的研制	(216)
液压起重机上使用的新液压元件	(221)
高压、多联、复合齿轮泵的研制	(227)

柱塞泵的效率测试方法.....	(234)
液压马达起动性能的简略测试方法.....	(244)
液压马达起动力矩效率的测定.....	(251)
液压马达起动扭矩的测定方法.....	(265)
齿轮马达低速区力矩特性的试验研究.....	(272)
液压传动的新设计思想.....	(284)
液压工程展望.....	(291)
液压技术的现状及其发展动向.....	(302)

轴向柱塞泵中滑履的润滑

(英) C.J.Hooke Y.P.Kakoullis

内 容 提 要

本文分析和试验研究了轴向柱塞泵中液压滑履的工作, 证明无法使平底滑履工作良好*。随后分析了滑履底面的弯曲和位置的影响, 证明滑履底面的少量弯曲就足以保证工作良好。

在轴向柱塞泵正常运转的情况下测量了滑履的间隙, 它证实了理论分析的结果。

术 语 表

b	曲率
C_u	曲率 (无因次量)
d	滑履间隙 (试验的)
E	液压升力对柱塞负荷的比率
h_c	中心的间隙
h_m	最小间隙
h_{max}	最大间隙 (在半径 R_4 处)
h_{min}	最小间隙 (在半径 R_4 处)
P_p	柱塞压力
P_{s1}	滑履凹槽的压力
$\overline{P}_{s1}$	P_{s1}/P_p
R_1	内凸肩的内径
R_2	内凸肩的外径
R_3	外凸肩的内径
R_4	外凸肩的外径
R_p	柱塞半径
t_m	倾斜 $(\frac{h_{max} - h_{min}}{h_{max} + h_{min}})$

* 译者注: 本文所说的平底滑履系指底面为绝对平面的那种滑履。

u	滑履的线速度
x_c	压力中心的 x 坐标
α	斜盘的转角
ω	滑履的角速度
$\frac{\omega}{\omega}$	滑履的无因次角速度

绪言

在一般液压传动装置中，尤其是在轴向柱塞泵中，随着工作速度、压力和油温的不断增高，元件的设计要求比较严格。由于工作条件的恶化，过去曾经是很成功的轴向柱塞泵的常用设计方法现在证明是不妥当的。

滑履的问题特别严重。按静压原理设计的大多数滑履有一个圆形凹槽(见图1)，凹

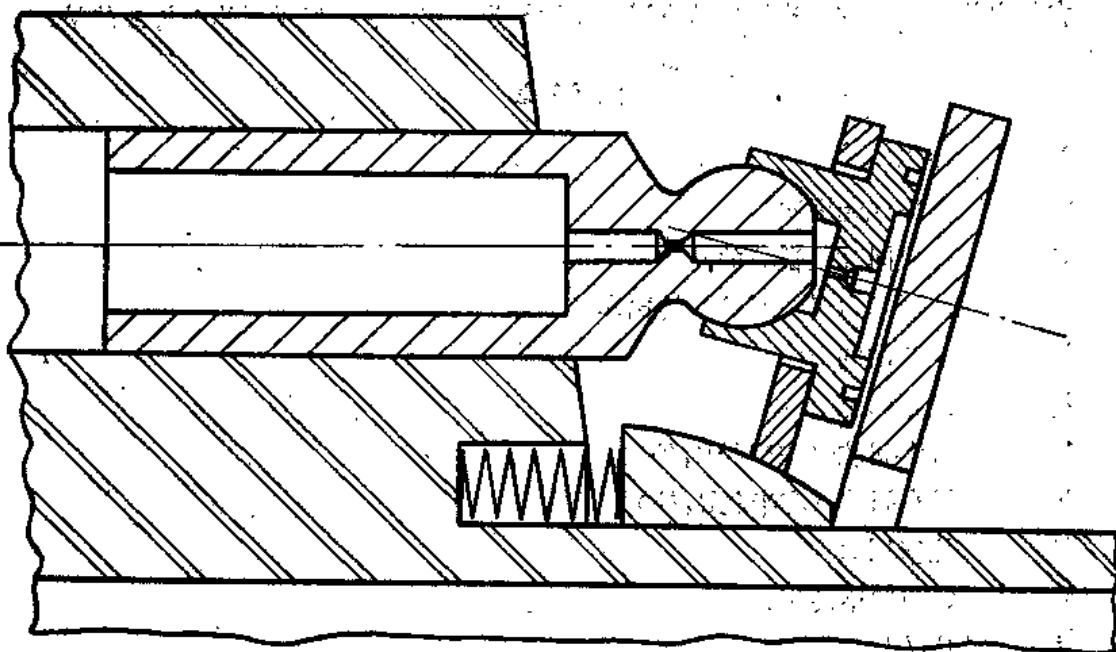


图1 柱塞/滑履部件

槽的外面环绕着一个或两个凸肩，一个阻尼孔使滑履凹槽与油缸孔联通，给凹槽供油，因此建立了凹槽压力，其值大约与柱塞压力相等。当压力低于350巴和油温低于80℃时，这种特殊设计证明是很好的。然而，当工作条件恶化时，不能用通常办法解决的问题增多。因此，看来任何进一步的改进都要求对滑履的工作有比较详尽的了解后，才能得到真正的进步。

曾经做过许多实验研究。但由于实际困难，他们往往把滑履从泵中取出来做试验，且通常是静止地试验(参考文献7,8)。这种简化了的方法忽视了速度影响、球铰中的摩擦和柱塞旋转的重要性。

从理论上来说,大量的文献对于静压支承是适用的。但应用于滑履时,考虑到由于涉及高速而产生的流体动力作用,证明这种方法是不妥当的(参考文献2)。过去曾经作过一些计及流体动力作用的研究,但它们或者是针对很低的速度或者是对平底滑履而作的,且没有计及力矩平衡条件(参考文献3,4,5)。

为了得到良好的稳态运转,必须满足下列条件:

1. 负载平衡。柱塞的负荷必须等于滑履上沿柱塞轴线方向的升力。
2. 流量平衡。通过阻尼孔流入滑履凹槽中的流量必须等于通过滑履凸肩流出的流量。
3. 力矩平衡。对 x 轴和对 y 轴的力矩的和必须等于零。(其中: x 轴是滑履轨迹的切线, y 轴的方向为径向向外,两个轴都位于斜盘上。)

将要证明滑履的底面为绝对平面时不能满足上述条件。滑履的底面必须有点儿弯曲才能良好的工作。球状弯曲是一种最合适的弯曲形式,它在实践中已经被采用,并且得出了在平衡状态下的曲率、倾斜、凹槽压力和间隙之间的关系曲线。

平底滑履的静压升力分析

这种型式的大多数滑履的设计方法假定滑履上的升力是由于油从柱塞经过阻尼孔供入而在滑履凹槽和内凸肩上作用的静压所造成的。但是,静压升力对柱塞负荷的比率的初步计算表明:在大多情况下升力是不够的。此比率能按下式算出(参考文献1):

$$E = \frac{1}{2} \frac{(R_2^2 - R_1^2) \cos \alpha P_{s1}}{R_2^2 \ln(R_2/R_1) P_p} \quad *$$

对于本文后面提出了试验结果的那种泵,在零冲程 ($\alpha = 0$) 和经过阻尼孔的压力降为零 ($P_{s1} = P_p$) 的情况下,此比率具有最大值0.97,在较实际的工况下,比喻说斜盘角为 15° ,经过阻尼孔的压力降为2%时,比率还要降到0.92。

试验也证实了静压升力不足以支承柱塞负荷。在柱塞上加压而泵不旋转时,测得滑履凸肩与斜盘间的间隙总是零。这种型式滑履能有效工作的事实只好假定为所必须的升力差额已为流体动压所补足。但是,这并不是说不能设计出能承受柱塞负荷的纯静压滑履,相对于 R_p 加大 R_1 和 R_2 就不难增大比率 E ,但在常用工况下,这种滑履结构的倾斜稳定性难以保证。

平底滑履的液动升力分析

在这种型的结构中只有在滑履倾斜时才能产生液动升力。如果滑履保持倾斜状态,

* 译者注:可参阅哈工大编《液压流体力学》p188—p189。

能够证明能产生足够的静压升力和液动升力来支承柱塞负荷。但是，因为液动升力与间隙的立方成反比，也能证明最大升力发生在最小间隙处。自然这就意味着倾斜的平底滑履的压力中心总是位于最小间隙那一边，这就产生了一个力矩，此力矩将力图使滑履恢复到倾斜度为零的位置。在此位置静压升力本身当然不足以支承柱塞负荷。因此，在没有外力矩存在时，不旋转的平底滑履能稳态工作的可能性就被排除了。

本文中滑履的角速度采用 $\bar{\omega} = \frac{\omega R_s}{u}$ 这样的无因次量。它包括了滑履绕自己轴线的旋转和滑履为缸体的转动所带动的旋转。

因为只有旋转（而没有倾斜）不能产生液动升力，我们在旋转并伴有倾斜的情况下进行研究。发现由旋转所产生的升力通常只起次要作用，而当滑履相对于 x 轴倾斜时，它变成最主要的。但是仍然不能使压力中心位于坐标原点以满足良好工作的所有三个平衡条件。因此，在没有外力矩存在时，旋转的平底滑履还是不能在稳态条件下工作。

弯曲的作用

滑履底面的弯曲形状可能有很多种。从实际滑履的底面形状的测量结果发现：最常用的形状是凸形，其中也包括球面，这是一种在实践中有生命力的曲面。在分析中，无因次比 $c_s = b/h_c$ （见图 2）用来表示球面曲率。

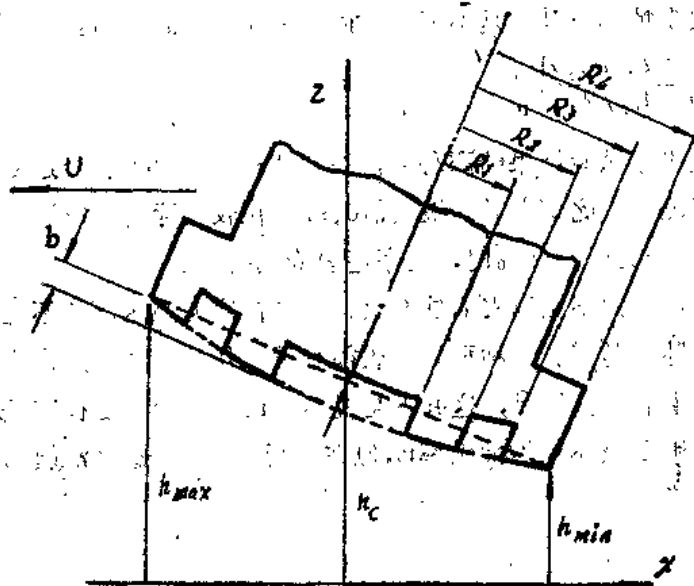


图 2

像旋转一样，曲率的作用与倾斜一起来研究。尽管倾斜与曲率的相互作用非常复杂，但可以了解到少量的曲率就能够在确定压力中心的位置方面起到显著的作用。实际上只要适当的组合倾斜和曲率，就可以使压力中心位于滑履底面中的任何位置，也包括坐标

原点在内。这就说明了为什么滑履能提供足够的液动升力，并同时使自己达到和保持平衡状态。

图 3 和 4 以曲线的形式说明了倾斜与曲率对压力中心的影响。图 3 对应于无穷大阻尼孔，图 4 对应于零阻尼孔，这两个图都是在滑履只绕 y 轴倾斜而对 x 轴是对称的情况下作出的。

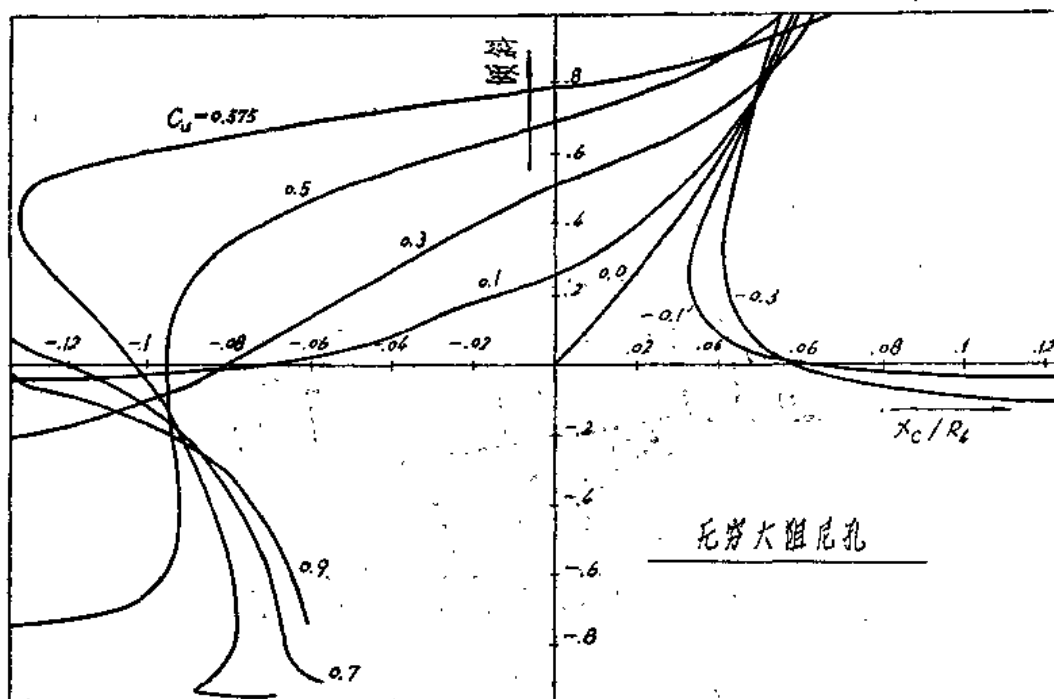


图 3 倾斜、曲率对压力中心的影响

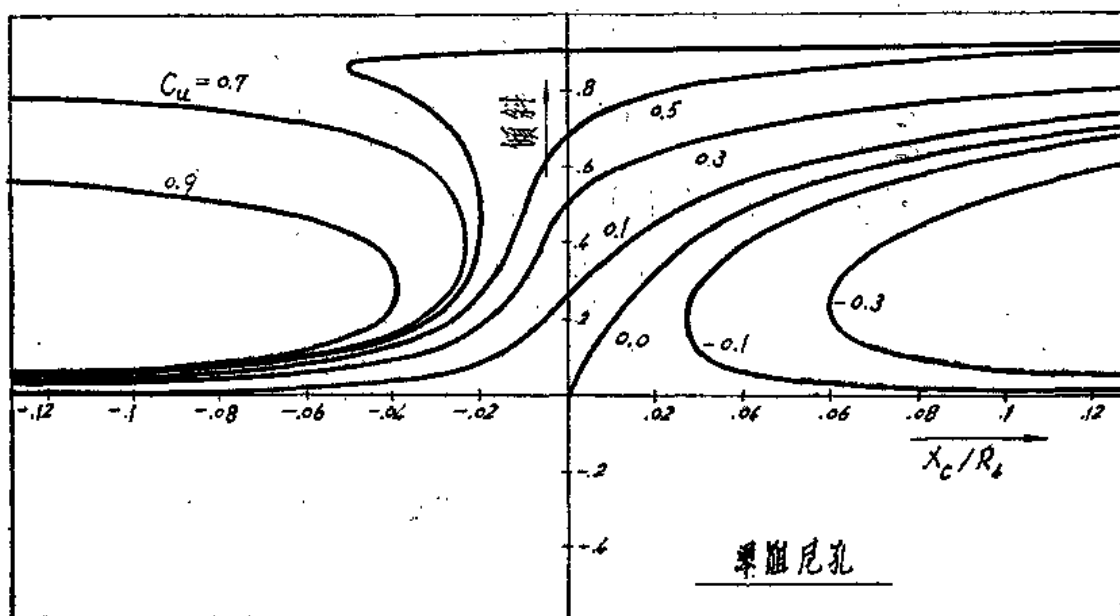


图 4 倾斜、曲率对压力中心的影响

这些曲线是在斜盘角为 15° ，应用负荷和流量平衡条件而得出的，在这些曲线图中显然没有计及力矩平衡，力矩平衡在下面马上就会谈到。

当与平底滑履的工作情况对比时，曲率的作用就看得更清楚。在曲率等于零的情况下，滑履正向倾斜时，因为较大的升力在最小间隙那一边，所以 x_c 为正，随着倾斜的减小 x_c 也减小，当倾斜为零时 x_c 值为零。但是，当采用正曲率时，曲线向上边移动，其原因是曲率的出现增大了前缘处的局部倾斜而减小了后缘处的局部倾斜，从而液压升力在前部增大而在后部减小*。这种作用还可能为后缘处的吸力和气蚀所加强(见图5a)。全部的结果是产生了一个使压力中心向左移动的顺时针方向的力矩。负曲率时发生相反的情况，负曲率使局部倾斜在前缘处减小而在后缘处增大(见图5b)。其全部结果是产生了一个使压力中心向右移动的反时针方向的力矩。

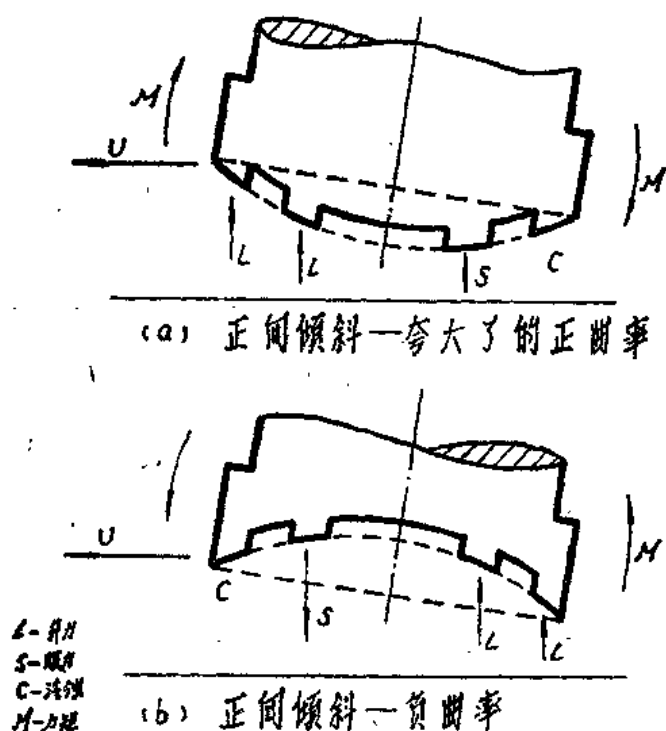


图5 曲率对升力的影响

从这些图出发，我们可以获得下列三点重要意见：

1. 在没有外力矩存在的情况下，采用曲面能使压力中心位于坐标原点。
2. 能满足所有三个平衡条件的曲率的类型和大小是有限制的。负曲率（凹面）总是不适用的，正曲率（凸面）的适用范围为零到0.66左右。
3. 在处于平稳状态时滑履是稳定的。这就意味着即使有外力矩改变了滑履的位置，压力中心将移动，结果势必使滑履回复到原来的位置。

* 译者注，可参阅哈工大编《液压流体力学》p135—p136。

同等重要的事实是：对于某一特定的曲率只有唯一的倾斜值能使压力中心为零，因而满足所有三个平衡条件。而且，对于所有的阻尼孔口系数值，此倾斜值几乎不变。

图 6 绘出了在平衡时倾斜与曲率间的关系曲线。对应于零和无穷大阻尼孔口系数的两条曲线确实非常接近。这就意味着在平衡时阻尼孔的尺寸对此两参数的影响可忽略不计。

图 7 绘出了在平衡时滑履凹槽压力与曲率之间的关系曲线。毫无疑问，对于无穷大阻尼孔口系数，即柱塞与滑履凹槽间的流动没有阻力，不论曲率为何值 $\bar{P}_{s1}$ 总是等于 1。但是，当阻尼孔口系数降低时， $\bar{P}_{s1}$ 很可能增加到 1 以上，因此使滑履压力高于柱塞压力。但是应该注意：这种表面上的特异性仅发生在滑履对于 X 轴对称时。可以证明当对于 X 轴发生倾斜时， $\bar{P}_{s1}$ 就降到 1 以下。

在图 8 上绘出了适用于对称情况的、平衡时的中心间隙 h_c 和曲率间的关系曲线。我们使泵在常用工况下运转以获得 h_c 的尺寸。图上的趋势是 h_c 随着曲率的增大和阻尼孔口

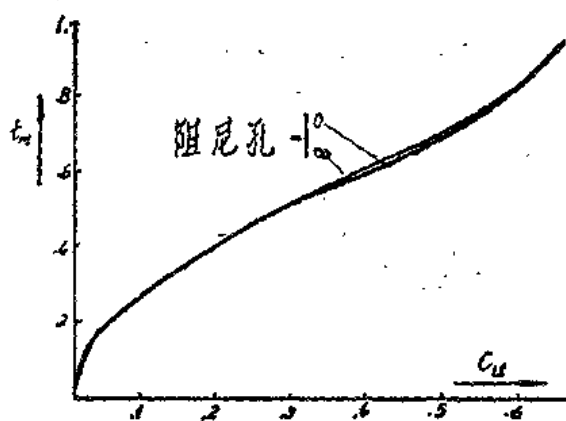


图 6 在平衡时倾斜与曲率间的关系

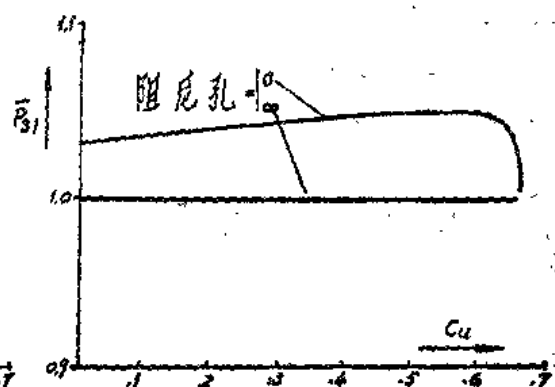


图 7 在平衡时滑履凹槽压力与曲率间的关系

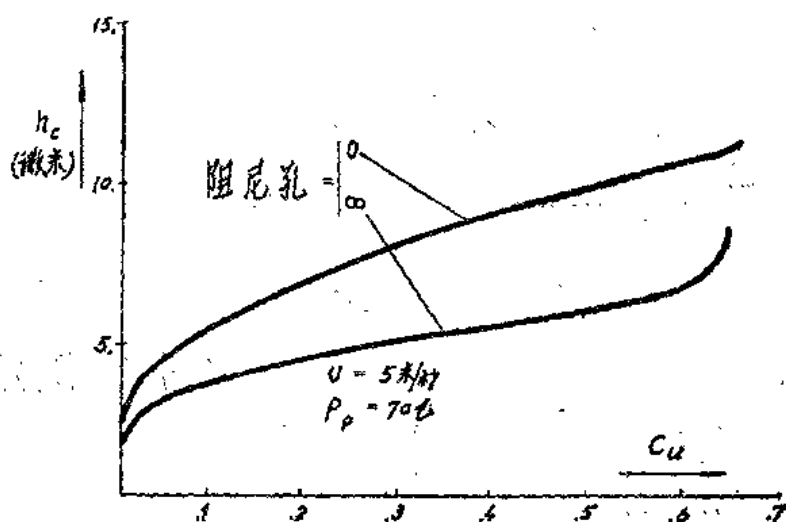


图 8 平衡时中心间隙和曲率间的关系

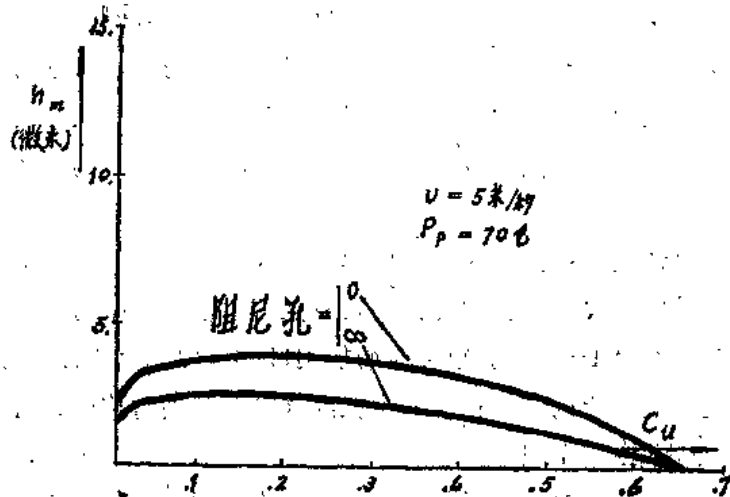


图9 平衡时最小间隙和曲率间的关系

系数的减小而增大。这是与图7一致的。由于 $\bar{P}_{01}$ 增大，静压升力增大， h_c 也增大，但与 h_c 成反比的液动升力减小，因此二者之和保持常数并等于柱塞负荷。

图9上绘出了最小间隙 h_m (h_m 是实际的最小间隙，它不一定发生在半径 R_c 处)。它从零开始在中等曲率时达到最大，而在最大曲率时又回到零。

测试方法与试验结果

从一个330厘米³/转的轴向柱塞泵的试验得到了全部试验结果。当泵在常用工况下运转时对滑履间隙（滑履凸肩和斜盘间的油膜厚度）进行了测量。在全部试验过程中油

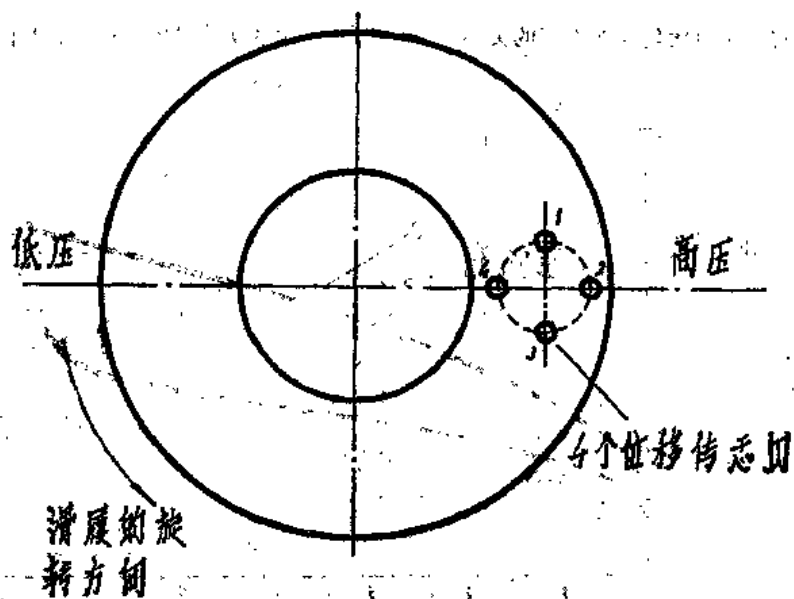


图10 斜盘上的仪器

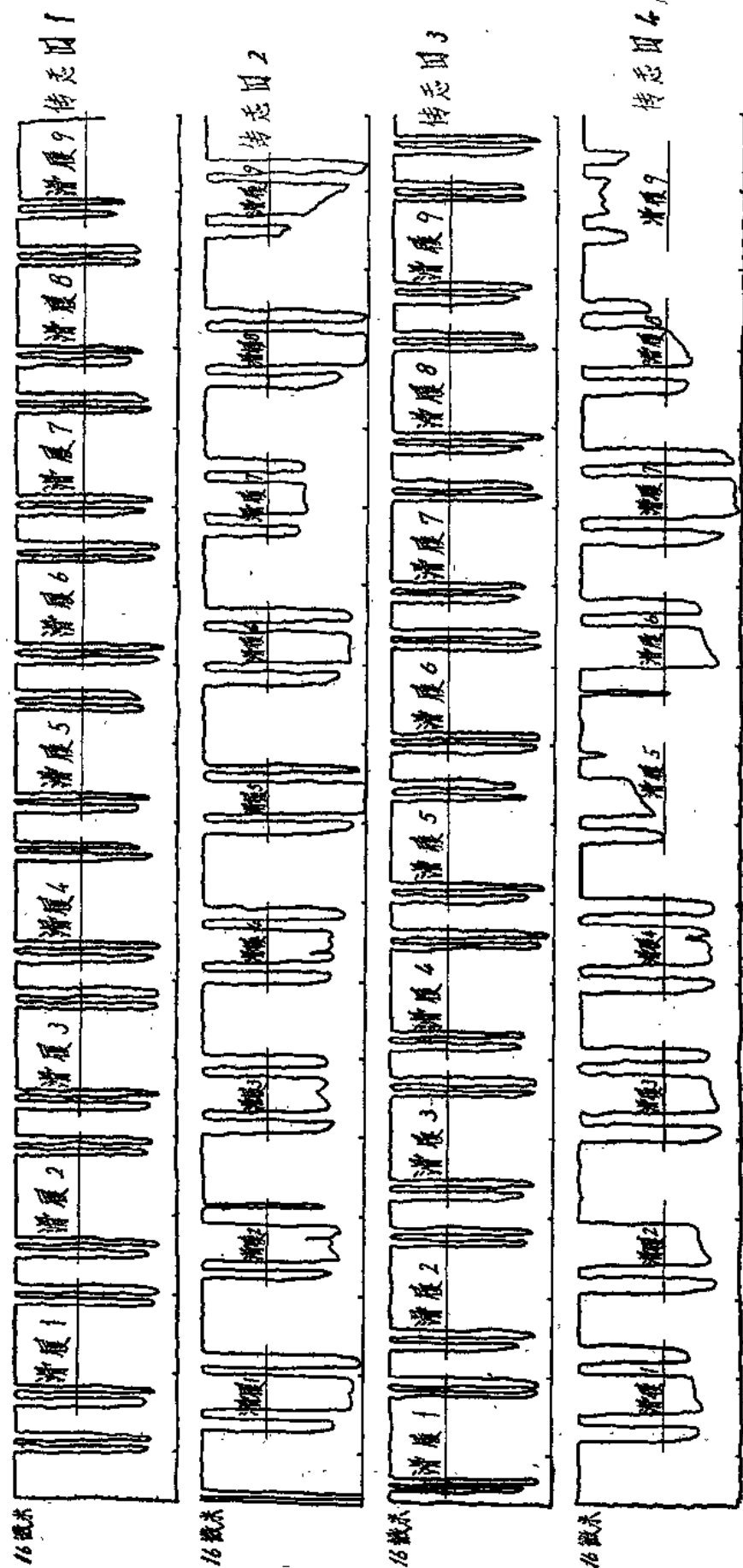


图11 在1000转/分, 70巴时的滑履间隙

温保持50℃。

测量仪器由安装在斜盘上的一束四个电容式位移传感器所组成,当滑履经过高压区的中间时使得传感器正好位于滑履内凸肩的下面(见图10)。选择这个地点是因为我们觉得这个位置最接近于稳定状态。传感器接到一个电容式电桥上,产生的输出电压与电容抗成正比,从而也与传感器和它上面的滑履间的油膜厚度成正比。

图11绘出了滑履间隙的典型曲线,它由从四个传感器获得的示波器扫描图所组成。在这些曲线图中,向下的尖峰表示滑履的凸肩。因此每一个凸肩的间隙就是相应的尖峰距时间轴的距离。

首先能够看出:从一个滑履到另一个滑履,其工作情况显著的不同,但是,对在同一工作条件下的各个滑履仔细观察后,就会发现他们的工作情况很相似。因此可以作出结论:在同一工作条件下滑履的工作情况基本相同。各个滑履间工作情况的较大差别是由于滑履表面、球铰和柱塞的几何形状不同所造成的。

其次能够看出:有些滑履在沿半径方向倾斜很大的情况下工作。就N0.5滑履而言,在滑履的外端油膜厚度小于1微米,而在内端油膜厚度约为10微米。在这种特定的运转条件下,从一个滑履到另一个滑履,倾斜度变化很大。N0.7滑履的情况就正好相反。最后,比较扫描1和扫描3,它们表示位于滑履中心线的油膜厚度,可以看出:当滑履绕泵轴运动时,即使是在高压区的中央,其油膜厚度和切向倾斜也有变化。

试验在35巴—175巴的压力和500—1750转/分的速度下进行。我们认为速度和压力的最显著作用是对径向倾斜的影响。

就速度而言,发现由于离心力的结果,滑履上作用了一个使它向外倾斜的力矩(减小滑履轨迹内端的间隙)。

压力的影响,至少在高压区恰好相反,滑履的趋势是向内倾斜(减小滑履轨迹外端的间隙)。这只能解释为在柱塞铰接面伴有摩擦,尽管滑履在泵外面时能环绕柱塞球头完全自由地移动。但当加载到正常运转使缸孔内的柱塞转动时,柱塞与滑履的铰接处很可能变得比较不容易转动。在柱塞与缸孔的接触面上由于缸体的旋转产生一个粘性力矩,使柱塞朝缸体旋转的方向转动。可以认为:滑履轨迹外端间隙减小是由于此力矩通过柱塞铰接处的摩擦传到滑履上所造成的。

结 论

- 1.为了确保滑履的工作良好,滑履底面有一点儿弯曲是必不可少的。
- 2.由泵的速度所产生的离心力的作用是使滑履向外倾斜(减小滑履轨迹内端的间隙)。
- 3.球铰中的摩擦在决定滑履的工作情况方面起主要作用。在高压区,压力与摩擦的共同作用往往使滑履向内倾斜(减小滑履轨道外端的间隙)。

参 考 文 献

1. Lord Rayleigh: "A simple problem in forced lubrication". Engineering. December 14th and 28th 1917.
2. Cunningham, S.V. and McGillivray D.: "The design and operation of hydrostatic slipper-pad bearings in hydrostatic motors". Marine applications of fluid power. I.Mech.E., 1966.
3. Boinghoff, O.: "The friction characteristics the pistons and of the slipper shoes in the swash plate axial piston machine". Braunschweig Technical University. 1975.
4. Royle, J. K. and Raizada, R.S.: "Numerical analysis of effects of tilt, sliding and squeeze action on externally pressurized oil film bearings". Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 180pt. 3k., 1966.
5. Howarth, R.B. and Newton, M.J.: "Investigation of the effects of tilt and sliding on the performance of hydrostatic thrust bearings". Conf. on Externally pressurized Bearings. I.Mech. E. April, 1971.
6. Fisher, M.J.: "A theoretical determination of some characteristics of a tilted hydrostatic slipper bearing". B.H.R.A. Rep. RR728 April 62.
7. Shute, N.A. and Turnbull, D.E.: "An experimental study of the lift of a simple hydrostatic bearing". B.H.R.A. Rep. RR 659 April 60.
8. Bennett, T.P.: "The resistance to tilt of hydrostatic slipper pads". B.H. -R.A. Rep. 713 December 61.
9. Kakoullis, Y.P.: "Slipper lubrication in axial piston pumps". M. Sc. qual. thesis. University of Birmingham, 1977.

葛万亮 译自英《5th International FLUID POWER SYMPOSIUM September 13th—15th, 1978》, B2/13—26, 陈政声校

柱塞马达的静压轴承

(日) 帝人制机(株) 梶井清純
技术部部长
初瀬潤

1. 绪言

液压元件产量增长率由于1974年的石油危机曾一度下降,而目前大致以平均约15%的速度继续恢复着。在液压元件中,液压马达产量增长最快,平均为35%。随着需要量的增加,对降低马达价格和改善马达性能都提出了特别迫切的要求。

液压马达价格高低的顺序是齿轮马达,叶片马达和柱塞马达。但在性能方面则与此顺序相反。为此,希望出现具有齿轮马达价格和柱塞马达性能的综合性产品。目前,最接近这种要求的还是比斜轴式马达零件少、结构简单的斜盘式轴向柱塞马达。

本文的内容以斜盘式马达的特点——滑靴静压轴承的解析为中心进行论述,也对斜轴马达和斜盘马达作些比较。

2. 滑靴性能的分类

滑靴要求的性能可分为:

(1) 泄漏损失少, (2) 力矩损失少, (3) 耐久性好、耐污染性强。

以往一直把正常运转状态的性能作为主要对象进行各种分析,试图改善马达的性能。但近来特别重视马达在非正常运转状态下的性能。即: (1) 起动性能, (2) 低速性能, (3) 滑动性能等。为了同时满足这些要求,需要详细了解滑靴静压轴承的工作状态。

3. 滑靴的油膜厚度和泄漏量

利用静压轴承的滑靴具有各种形状,如图1所示。这里仅对最一般的形式②进行分析。

3-1. 油膜厚度的计算式

如图2所示,作为滑靴的静压轴承的力的平衡为柱塞压紧力与油液流经节流孔在油室内产生的压力加上油液流经密封带产生的推开力相平衡。若密封带处的油膜厚度一样,且油为放射状流动的假定成立,则

流经节流孔的流量:

$$Q_1 = \frac{1}{C_m} \cdot \frac{\pi d^4}{128\mu l} (P_0 - P) \dots\dots (1)$$

式中: μ ——粘度系数

C_m ——泊肃叶公式的修正系数

流经密封带处的流量:

$$Q_2 = \frac{\pi h^3}{6\mu \ln D_2/D_1} P \dots\dots (2)$$

柱塞压紧力:

$$F_0 = \frac{\pi D_0^2}{4} P_0 \dots\dots (3)$$

滑靴推开力:

$$F_1 = \frac{\pi}{8} \frac{D_2^2 - D_1^2}{\ln D_2/D_1} P \dots\dots (4)$$

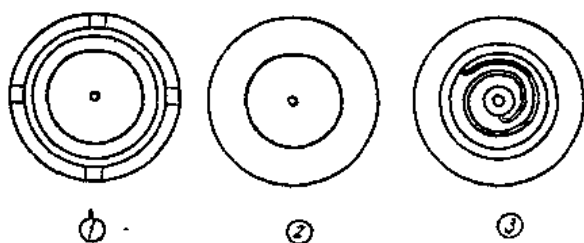


图1 滑靴的形状

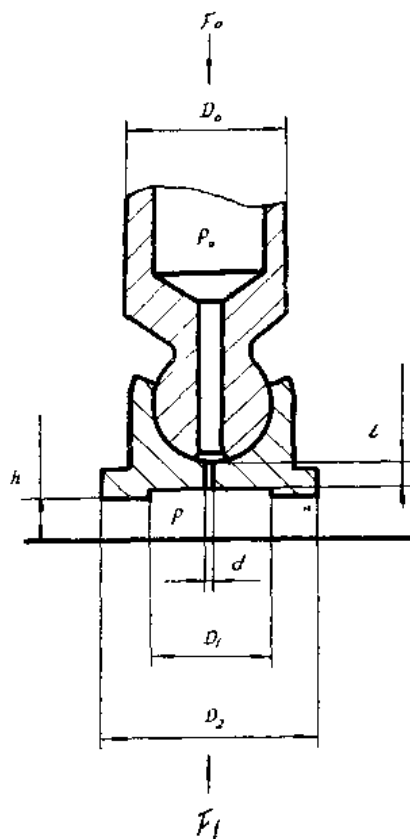


图2 滑靴的压力平衡

对静压轴承来说,在保证油膜厚度 h 且作用力又互相平衡时,则 $Q_1 = Q_2$, $F_0 = F_1$, 所以,从 (1)、(2)、(3)、(4) 式消去 Q_1 、 Q_2 、 F_0 、 F_1 和 P , 得到 h 的表达式:

$$h = \sqrt[3]{\frac{3d^4}{64C_m L} \left(\frac{D_2^2 - D_1^2}{2D_0^2} - \ln \frac{D_2}{D_1} \right)}$$

泄漏量表达式:

$$Q = \frac{1}{C_m} \frac{\pi d^4}{128\mu L} \left(1 - \frac{2D_0^2 \ln \frac{D_2}{D_1}}{D_2^2 - D_1^2} \right) P_0$$

实际上,作为柱塞滑靴使用时,因为形成均匀油膜厚度的假定几乎是不成立的,所以仅靠静压轴承不能达到平衡,一部分不平衡力靠金属接触来承受,因而计算的油膜厚度有时为零。

3—2. 滑靴的油膜厚度及泄漏量的测定

为了解滑靴的实际特性,在图3所示的装置上进行了试验。当滑靴倾角为 0° 和 15° 时,