

重载机床静压刀架的设计与研究

齐重数控装备股份有限公司 （黑龙江齐齐哈尔 161005） 王伟顺 运同树

在重型机床上移动部件的质量相对较大，因重力等因素产生的摩擦力也非常大，普通的滑动导轨因为摩擦很快就会失去精度，甚至损坏，无法满足通用机床的使用寿命，而对于截面较大的床身而言，淬火的难度又非常大，经常出现开裂现象，导致床身报废，因此我们在重载机床中通常都使用静压导轨副，它的好处是对床身导轨的硬度要求不高，摩擦只是在刀架与床身之间形成的油膜之间进行，床身基本上处于无磨损状态。运动平稳，精度稳定。

1. 工作原理分析

笔者公司重载机床大刀架导轨采用的是恒流闭式静压导轨副，用以支撑大刀架、上刀架及刀架走台的质量。大刀架底部设计有 2 条导轨，每条导轨下面均布 6 个油垫。油垫的外形如图 1 所示。与传统的矩形油垫相比，其油腔内部具有一部分矩形凸起。液压系统采用定量式的供油方式，液压油通过进油孔进入油腔。当其油腔内产生的压力与负载平衡之后，在负载与油垫之间形成稳定的油膜，此时为纯液体摩擦状态，摩擦因数为 0.000 5 ~ 0.001。

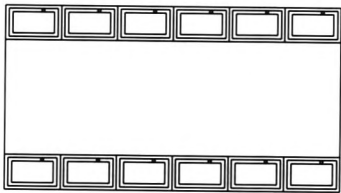


图 1 静压导轨油槽位置和形状

静压油垫的沿液体流动方向如图 2 所示， h 为油膜厚度， d 为进油孔直径， q 为油腔深度， q_1 为凸起部分油腔深度， x 为沿液体流动方向的任意位置， P_1 为油腔内的压力， P_2 为封油边外压力，封油边两侧的压力差 $\Delta P = P_1 - P_2$ ，矩形油垫的长为 L ，宽为 B ，

矩形油垫内的矩形腔长为 l ，宽为 b 。 m 为机床大刀架、车削刀架及刀架走台质量， Q 为入口处流量， μ 为液压油的动力粘度。针对某型号的重型车镗机床其油垫参数如表 1 所示。

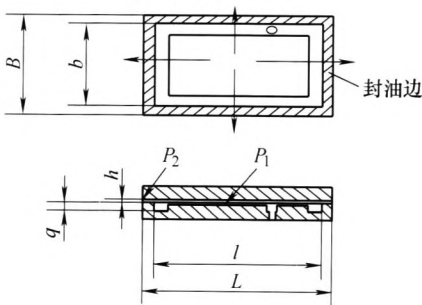


图 2 沿液体流动方向油垫示意图

表 1 油垫几何尺寸及液压油相关数据

参数	数值
L/mm	425
B/mm	280
l/mm	375
b/mm	230
q/mm	2
m/kg	45 690
$Q/(\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$	0.2
$\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.063

2. 三维 CFD 静压油膜流场特性分析

油垫与静压导轨之间充满液压油，在工作状态下形成静压油膜，假设油膜为不可压缩流体，计算雷诺系数 R_e 。油垫形成油膜的封油边可理解成平行平板间液体的流动状态。计算油腔内液体的流动状态。油腔形状如图 1 和图 2 所示，具体参数如表 1 所

示。则浸液面积 $F = bh_1$ ，湿周 $Y = b + 2h_1$ ，水力半径 $R_h = F/Y$ ，取管道口到液流完全展开处距离 $l' = l/4$ ，通过计算得出油腔内液体流动满足层流两个条件： $Re = 4Q/\nu Y < 2\,000$ ， $l' > 0.26ReR_h$ 。因此，封油边的液体流动为层流，不考虑油膜承载面的滑移。实际工作中选用的液压密度为 900 kg/m^3 ，液压油的动力粘度为 $0.063\text{ Pa}\cdot\text{s}$ ，液压系统为定量式供油方式，入口处流量为 0.2 L/min 。出口处液压油直接流回油箱，认为出口处为环境压力，取出口压力为 0 Pa 。针对不同油膜厚度条件下分别对油膜的壓力场进行仿真分析。

由于油膜的几何形状在沿液体流动方向和垂直于液体流动方向上都是对称的，因此在进行仿真计算的时候取 $1/4$ 油膜，以减少油膜网格数量，从而减少计算量，改善仿真计算过程的收敛性和稳定性，提高计算精度。为了提高计算的准确度，对此油膜首先进行区域的划分，将边界变化大的区域进行分割。在划分网格的过程中尽量采用结构化网格，可以减少计算量。过渡区域采用四面体的非结构化网，对封油边进行局部加密处理以提高计算精度。检查网格质量，合格后输入网格文件。

将网格文件导入 FLUENT，设置计算区域的边界条件：①速度入口， $Q = 0.2\text{ L/min}$ 。②压力出口，由于液压油回流至油箱， $P_2 = 0\text{ Pa}$ 。③几何模型的对称面设置为 Symmetry。④承载面设置为固定壁面，且固定壁面与流体之间无滑移边界条件。⑤其他面默认为边界条件。取油膜厚度 h 分别为 0.030 mm 、 0.036 mm 、 0.038 mm 、 0.040 mm 、 0.042 mm 、 0.044 mm 和 0.050 mm 。

采用 SIMPLE 算法对建立的静压油垫油膜计算模型进行求解，其连续性和速度残差曲线均小于 1×10^{-3} ，说明计算模型的分割划分网格的质量良好，计算结构是收敛的。

根据数值计算结构，得到不同油膜厚度下静压油垫内的流场特性，以 $h = 0.036\text{ mm}$ 时为例，通过 Fluent 的仿真计算结构可以得出，油腔内的压力基本保持不变，封油边处的压力逐渐降低到环境压力。油腔入口处的速度最大，随着液体在油腔内的流动，速度逐渐降低，在油腔中部由于油腔内的凸起部分影响，有部分液体反向流动，在接近封油边处，流速有一定的增加，但是在封油边内部，流速稳定。

3. 试验研究

为了进一步验证仿真分析计算的可靠性，设计试验对实际机床导轨下油膜在平稳工作的条件下的油膜厚度进行监测，以对比之前计算的数值。静压导轨整体承载质量为 $45\,690\text{ kg}$ ，由于承载部件质量较为均匀，在各个点上的质量分布均匀，且导轨各个位置的油膜厚度一致。整体载荷折算到每个油垫的压力为 $3.8 \times 10^4\text{ N}$ 。

试验系统主要由电涡流传感器、数采系统和计算机系统 3 部分组成。电涡流传感器通过两根磁力杆连接到磁力座上。将磁力座固定到滑座侧面，电涡流传感器的探头连接到导轨的工作平面，同时将电涡流传感器连接到对应的前置器，通过电涡流传感器系列配套的电源向前置器提供 24 V 的直流电压，电涡流传感器的输出端与数采系统相连。

开启油泵，液压油流入静压油垫，经过一段时间后，回油管中有液压油流出，静压导轨与滑座间形成稳定的油膜，此时的油膜厚度即为静止时的油膜厚度。在这一过程中，电涡流传感器电压的变化量通过数采系统分析得出位移的变化量，即为油膜厚度。数采系统结果如图 3 所示。

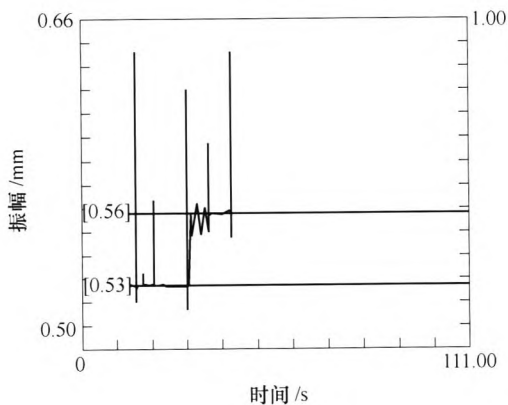


图3 试验测试油膜厚度

4. 理论分析简化计算公式推导

为了适应静压轴承的工程化计算，对油垫模型进行一定程度的简化，通过理论推导，得到油垫承载能力的理论计算公式，通过试验数据和有限元分析数据对理论计算公式进行验证，确定其计算精度。对仿真变形的矩形油垫进行一定的简化，简化为如图 4 所示的形式。

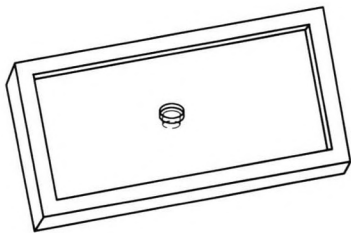


图4 静压油垫简化模型

由流过两固定平行平板间缝隙的流量公式可得

$$Q = \frac{bh^3 \Delta P}{12\mu l} \tag{1}$$

将式（1）改写成

$$\frac{\Delta P}{l} = \frac{12\mu}{bh^3} Q \tag{2}$$

式中， $\frac{\Delta P}{l}$ 为沿液体流动方向单位长度的压力。

由此得出沿液体流动方向任意位置 x 处的压力 P 的计算公式为

$$\frac{P_1 - P}{x} = \frac{12\mu}{bh^3} Q \tag{3}$$

可得封油边的沿液体流动方向的压力

$$P = P_1 - \frac{x}{l}(P_1 - P_2) \tag{4}$$

将静压支撑的矩形平面油垫看成是由 4 个狭长形平行平板组成，液压油从矩形油腔的中心进油孔流入油腔，然后从四周流出。分别计算沿油垫长和宽方向的流量。

由式（1）可知

$$Q_l = 2 \times \frac{h^3 \frac{(B+b)}{2} \Delta P}{12\mu \frac{(L-l)}{2}} \tag{5}$$

$$Q_b = 2 \times \frac{h^3 \frac{(L+l)}{2} \Delta P}{12\mu \frac{(B-b)}{2}} \tag{6}$$

因此，总流量为

$$Q = 2 \times \frac{\Delta P h^3}{6\mu} \left(\frac{B+b}{L-l} + \frac{L+l}{B-b} \right) \tag{7}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 \tag{8}$$

取 P_2 为环境大气压，即 $P_2 = 0$ 。所以

$$P_1 = \frac{6\mu Q}{h^3 \left(\frac{B+b}{L-l} + \frac{L+l}{B-b} \right)} \tag{9}$$

由式（9）得

$$h = \sqrt[3]{\frac{6\mu Q}{P_1 \left(\frac{B+b}{L-l} + \frac{L+l}{B-b} \right)}} \tag{10}$$

由压力的分布形式可以得到油垫的有效承载面积

$$A_e = \frac{1}{4}(B+b)(L+l) \tag{11}$$

通过理论设计和动态仿真，可以得到如表 2 所示的一系列数值。

表 2 不同油膜厚度下油腔压力对比

油膜厚度 /mm	理论计算油腔 压力/MPa	仿真计算油腔 压力/MPa	误差 (%)
0.035	0.67	0.61	8.71
0.036	0.61	0.57	7.14
0.037	0.56	0.52	5.92
0.038	0.52	0.48	6.59
0.039	0.47	0.41	8.26
0.040	0.39	0.34	7.48
0.041	0.33	0.31	6.73

5. 结语

由表 2 中的数值可以看出，理论设计与静压刀架实际工作状况是存在微小差距的，此时可以根据表 2 中的误差值对多头油泵进行调整，使静压系统处于最优工作状态。**MW** （收稿日期：20140421）

.....

北一机床攻克航空钛合金 S 形件
试切难关

航空业制造因为其加工精度高、加工工艺难、机床稳定性要求强，一直以来鲜有国内机床厂家进入。北一机床承担的国家 04 重大专项第一批课题《钛合金复杂梁框类构件五轴加工机床与工艺》的攻关项目，其关键技术在于 S 形件的试切，这是航空工业最新的国际标准，对于机床的性能要求非常的高，在考核重切削五轴联动机床鲜有先例。

经过一段时间的摸索研究，针对硬度强的钛合金进行试切，北一机床 XHAV2430×80 五轴联动加工中心，在机床重切削领域实现了 S 形的钛合金切削的成功，这是国内机床对钛合金进行 S 形件试切的重大突破。