

文章编号: 1000-4750(2013)04-0423-06

液体静压导轨单一导轨面内油腔数目的分析

高殿荣, 赵建华, 张作超

(燕山大学机械工程学院, 河北, 秦皇岛 066004)

摘 要: 目前液体静压导轨的导轨面内一般设计成对称单行、若干列油腔。油腔的数目(即列数)是液体静压导轨设计中的关键, 对导轨的动态、静态性能都有着较大的影响。以液体静压导轨的单一导轨面为研究对象, 分别作用垂直和倾覆载荷, 推导了导轨的承载能力、静刚度与油腔数目的数学关系式, 并进行了相应的分析。以工程中的滑板系统为例, 滑板导轨面内分别对称设计单行, 2列~6列油腔的五种方案。以滑板的承载能力、静刚度为性能依据, 对五种方案进行对比分析, 结果发现设计成单行、3列油腔时滑板的性能最佳。

关键词: 液体静压导轨; 导轨面; 倾覆载荷; 承载能力; 静刚度

中图分类号: TH137 文献标志码: A doi: 10.6052/j.issn.1000-4750.2011.12.0893

ANALYSIS OF NUMBER OF OIL-POCKETS IN ONE SLIDE SURFACE OF LIQUID HYDROSTATIC SLIDE

GAO Dian-rong, ZHAO Jian-hua, ZHANG Zuo-chao

(Mechanical Engineering College of Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei 066004, China)

Abstract: At present, the oil pockets in the slide surface of a liquid hydrostatic slide system are symmetrically arranged in one row and several columns. The number of the oil pockets is the key to design the hydrostatic slide, and makes full impact on the performance of the hydrostatic slide. Based on one slide surface of the hydrostatic slide, under the vertical load and the overturning load separately, the relationship between the bearing capacity, the static stiffness and the number of the oil pocket is derived and analyzed. Take example for a sliding plate used usually in practical engineering, five schemes are analyzed and compared, which are about that the oil pockets in a slide surface are arranged in one row and from two to six columns. The conclusion suggests that it is best to arrange the oil pockets in one row and three columns.

Key words: hydrostatic slide; slide surface; overturning load; bearing capacity; static stiffness

液体静压导轨的磨损小、运行平稳、抗振性能良好, 在农业、工业、医疗、航空等领域均得到广泛应用, 吸引了许多学者对其进行了深入的研究和分析。

如文献[1]设计了带有环形小孔节流器的静压轴承, 分析了不同长度节流孔、支承长度、油膜间隙对于静压轴承的影响, 并成功的应用在水压柱塞马达的制造中; 文献[2]根据液体静压导轨系统圆形油腔稳态流动状态下油膜承载能力的数学模型, 采用量纲分析忽略 Navier-Stokes 方程的微小量, 建立

了液体静压转动平台系统的非线性油膜承载力数学模型, 推导出了静压转台系统的动力学方程, 采用虚拟数值模拟方法研究了不同外载荷作用下静压转台系统的动力学性能; 文献[3]主要研究了静压轴承的静态、动态性能, 轴承的位置和刚度影响着精密机床的加工精度; 文献[4]研究了不同运动粘度下油腔深度对于重型静压轴承温度场的影响; 文献[5]应用 FEM 技术从理论上研究了一种四油腔的静压锥形滑动轴承在不同外载荷、锥角情况下的静态、动态特性指标; 文献[6]推导出基于 PM 控制器

收稿日期: 2011-12-28; 修改日期: 2012-08-07

通讯作者: 高殿荣(1962—), 男, 辽宁盖州人, 教授, 博士, 博导, 院党委书记, 从事 CFD、PIV 与新型流体元件方面的研究(E-mail: gaodr@ysu.edu.cn).

作者简介: 赵建华(1983—), 男, 河北秦皇岛人, 博士生, 从事重型数控机床静压导轨的设计及性能方面的研究(E-mail: zhaojianhua@ysu.edu.cn);

张作超(1986—), 男, 河南濮阳人, 硕士生, 从事重型数控机床静压导轨的设计及性能方面的研究(E-mail: zzc19861210@126.com).

的矩形对置油垫的承载能力、油膜刚度及动态传递函数表达式，重点研究 PM 控制器参数比流量 c_r 、初始流量 q_0 和泵压 p_s 之间的相互关系及对油膜承载能力、静刚度及动态特性的影响；文献[7]基于 ANSYS 软件对轴瓦结构进行了优化设计，为静压轴承的改进设计提供了最优数据；文献[8]分析了恒流闭式静压导轨静压系统修正算法，并采用数控落地铣床和数控龙门铣床加工中心对修正算法进行了验证；文献[9]利用雷诺方程推导出双排节流孔结构形式的空气静压导轨气膜刚度公式，建立空气静压导轨的动力学模型，给出气浮溜板刚度及加工过程中随气膜厚度变化的波动频率仿真结果，分析气膜波动对加工结果的影响；文献[10]为了减少超精密机床中液体静压导轨热变形对机床加工精度的影响，建立了液体静压导轨动导轨有限元模型，利用 ANSYS 软件对动导轨不同工况下的热变形进行仿真分析，结果表明当动导轨做高速变加速运动时，动导轨热变形较大，会对加工精度产生较大影响，提出了降低液体静压导轨热变形的办法。

尽管很多学者致力于静压导轨的结构和性能研究，但对导轨面内油腔分布及数目方面的分析较少。因此本文以静态特性为依据，对静压导轨单一导轨面内的油腔数目进行分析，为工程实际应用奠定理论基础。

1 液体静压导轨简介

静压机床，顾名思义，其运动副由液体静压系统支承^[11]，图 1 为某机床股份有限公司的龙门移动式车铣中心的示意图。

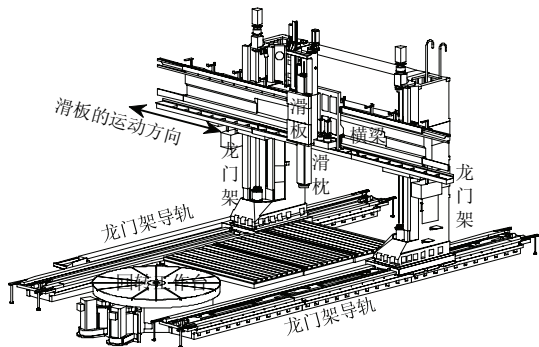


图 1 龙门移动式车铣中心的示意图
Fig.1 Sketch of gantry milling and machining center

液体静压支承系统主要由支承件、被支承件、驱动部件、液压系统等组成。以龙门移动式车铣中心的滑板系统为例，主要由横梁、滑板、伺服电机、滚珠丝杠、液压系统等组成，如图 2 所示。

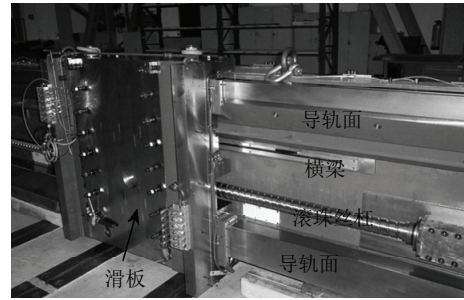


图 2 滑板系统的实体照片
Fig.2 Photograph of sliding plate system

横梁上布置有导轨，滑板上布置有导轨面，导轨面内有油腔。导轨和导轨面相互配合，引导滑板运动。

图 3 为滑板的示意图。滑板内设计有若干条 x 轴方向的导轨面，每个导轨面内设计有单行、若干列油腔。伺服电机承受工作载荷的分量 F_x ，使得滑板在横梁导轨上沿 x 轴浮动。所有油腔相互配合，共同承受分量 F_y 、 F_z 、 M_x 、 M_y 、 M_z ，限制滑板沿其它方向运动。

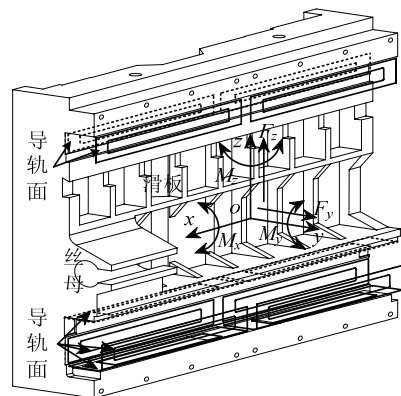


图 3 滑板的示意图
Fig.3 Sketch of sliding plate

由于伺服电机、滚珠丝杠及其它机械部件的影响，使得滑板上各导轨面的长度及位置均不相同，油腔的数量、位置多变，给油腔的设计带来了一定难度。

滑板的导轨面一般为长条形，设计成对称的单行、若干列矩形油腔，如图 4 所示。

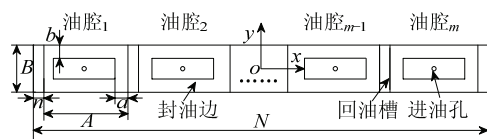


图 4 导轨面内油腔的布置示意图
Fig.4 Arrangement of oil pockets in slide surface

导轨面内的油腔一般按照载荷的性质，导轨的运动精度及长度等进行设计。为使油腔的油膜厚度

均匀,每条导轨面在长度方向上不得少于2列油腔。当载荷分布不均匀,导轨精度较高,或导轨过长时,油腔的数目适当增加^[12]。

本文以承载能力、静刚度等静态指标为依据,对导轨面内的油腔数目进行分析,为静压导轨的工程设计提供理论依据。

2 导轨的初始状态

如图4所示,滑板导轨面内设计成对称的单行、 m 列油腔。导轨长度为 N ,宽度为 B ;回油槽的宽度为 n ,数量为 $m+1$,则各油腔的长度 A 为:

$$A = \frac{N - (m + 1)n}{m} \quad (1)$$

封油边的宽度为 a 、 b ,则油腔的有效承载面积 A_e 为:

$$A_e = (A - a)(B - b) \quad (2)$$

各油腔的位置 L ,承载力的单位方向矢量 L 分别为:

$$\begin{cases} L_i = \left[in + \frac{2i-1}{2}A - \frac{N}{2} & 0 & 0 \right]^T \\ L_i = [0 & 0 & 1]^T \end{cases} \quad (3)$$

导轨面内所有油腔的总流量为 q ,则单个油腔的流量为 q/m 。设定各油腔的初始油膜厚度为 h_0 ,则根据文献[12],油腔的液阻 R_0 、压力 p_0 分别为:

$$\begin{cases} R_0 = \frac{\mu}{\bar{B}h_0^3} \\ p_0 = R_0 \frac{q}{m} \end{cases} \quad (4)$$

式中: $\bar{B} = \frac{A-a}{6b} + \frac{B-b}{6a}$ 为支承流量系数; μ 为油液的动力粘度。

初始状态下各油腔只承受滑板重力 G ,则建立力学平衡方程:

$$G = mp_0A_e \quad (5)$$

3 垂直载荷下的导轨性能分析

当垂直载荷 F 作用在滑板的几何中心时,滑板仅沿着载荷 F 的方向由初始位置平移至新的平衡位置,如图5所示。

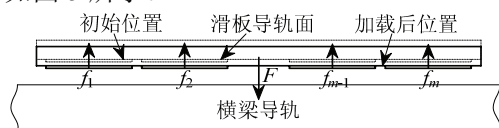


图5 滑板承受载荷 F 的示意图

Fig.5 Sketch of sliding plate under vertical load F

3.1 力学平衡方程

当垂直载荷 F 作用在滑板的几何中心时,各油腔承受的载荷相等,油膜厚度变化相同,由初始值 h_0 变化至最终值 $h_i = h_0 + \Delta h_i$,则油腔的液阻 R_i 、压力 p_i 为:

$$\begin{cases} R_i = \frac{\mu}{Bh_i^3} \\ p_i = R_i \frac{q}{m} \end{cases} \quad (6)$$

各油腔承受的载荷 Δf_i 与载荷 F 相互平衡。对滑板进行受力分析,建立力学平衡方程:

$$\sum_{i=1}^m \Delta f_i + F = 0 \quad (7)$$

式中, $\Delta f_i = (p_i - p_0)A_e$ 。

根据式(4)、式(6)、式(7),载荷 F 与油膜厚度变化 Δh_i 的关系为:

$$F = f_i(\Delta h_i) \quad (8)$$

式中, $f_i(t) = \frac{\mu q A_e}{B} [(h_0 + t)^{-3} - h_0^{-3}]$ 。

根据式(8),各油腔的油膜厚度 h_i 为:

$$h_i = \sqrt[3]{\frac{1}{\bar{B}F} + \frac{1}{\mu q A_e h_0^3}} \quad (9)$$

3.2 静态特性指标

在垂直载荷 F 作用下,液体静压导轨的静态特性主要由承载能力 F_0 、静刚度 j_0 来衡量。

承载能力 F_0 表征油膜所能承受的垂直载荷的理论极限值,静刚度 j_0 表征油膜在垂直载荷下抵抗变形的能力。

垂直载荷 F 作用下,各油腔的油膜厚度变化相同,因此静态特性以任一油腔为基准均可。

理论上,油膜厚度的极限变化值为 $\Delta h_{i,max} = h_0$,则根据式(8),推导出承载能力 F_0 、静刚度 j_0 的数学表达式为:

$$\begin{cases} F_0 = \sum_{i=1}^m p_s A_e \\ j_0 = -\left. \frac{\partial F}{\partial h} \right|_{h=h_i} = \frac{\mu q A_e}{Bh_i^4} \end{cases} \quad (10)$$

式中, p_s 为系统的泵压。

承载能力表征油膜达到理论极限值时油腔的最大理论承载能力。在静压导轨的实际设计中应按照节流器形式、节流比及允许的最大相对位移而选取合适的安全承载系数来设计液体静压导轨。

油膜刚度与油腔的有效承载面积及油泵压力成正比,与油腔油膜的设计间隙成反比,随油膜厚度降低而大幅度增大^[12]。

4 倾覆载荷下的导轨性能分析

当倾覆载荷 M 作用在滑板的几何中心时,滑板仅沿着载荷 M 的方向由初始位置旋转至新的平衡位置,如图 6 所示。

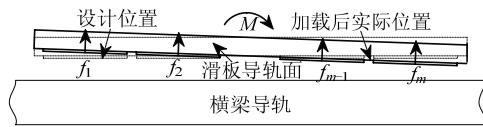


图 6 滑板承受倾覆载荷 M 的示意图

Fig.6 Sketch of sliding plate under overturning load M

4.1 力学平衡方程

当倾覆载荷 M 作用在滑板的几何中心时,滑板绕几何中心的旋转角度为 β 。由于 β 很小,假定各油腔承载力的方向不变。

各油腔的油膜厚度由初始值 h_0 变化至最终值 $h_M = h_0 + \Delta h_M$ 。

根据位姿变化方程^[13]:

$${}^0L = TL + R \quad (11)$$

式中: T 为 3×3 旋转变换矩阵; R 为 3×1 平移变换矩阵, $R = (0 \ 0 \ 0)^T$; 0L 、 L 为转动前后滑板各油腔的位置。

矩阵 T 的数学表达式为:

$$T = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix} \quad (12)$$

根据式(11),各油腔的位置变化为 $\Delta L = {}^0L - L$ 。油腔承载力的单位矢量为 l ,则各油腔的油膜厚度变化 Δh_i 为:

$$\Delta h_i = l \cdot \Delta L = \frac{m-2i+1}{2m} (N-n) \sin \beta \quad (13)$$

滑板承受倾覆载荷 M 前,油膜的初始厚度为 h_0 ;承受倾覆载荷 M 后,油膜的最终厚度为 $h_i = h_0 + \Delta h_i$ 。根据油膜厚度与油腔压力的关系^[12],各油腔承受的载荷 Δf_i 为:

$$\Delta f_i = \frac{\mu q A_e}{m \bar{B}} (h_i^{-3} - h_0^{-3}) \quad (14)$$

式(14)为非线性方程,表达式复杂,求解困难。因此将其转换成泰勒级数,忽略高阶项,代入边界条件 $h_i(0^+) = h_0$,则式(14)最终变换为:

$$\Delta f_i = -3 \frac{\mu q A_e}{m \bar{B} h_0^4} \Delta h_i \quad (15)$$

各油腔承受的载荷 Δf_i 与载荷 F 相互平衡。对滑板进行受力分析,建立力学平衡方程:

$$\sum_{i=1}^m \Delta f_i L_i \times l_i \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} + M = 0 \quad (16)$$

将式(15)代入式(16)中,得到:

$$\sum_{i=1}^m \frac{-3 \mu q A_e \Delta h_i}{m \bar{B} h_0^4} L_i \times l_i \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} + M = 0 \quad (17)$$

对式(17)进行求解,得到:

$$\sin \beta = \frac{4m^3 \bar{B} h_0^4 M}{3 \mu q A_e (N-n)^2 \sum_{i=1}^m (m-2i+1)^2} \quad (18)$$

将式(18)代入式(13)中,各油腔的油膜厚度 h_i 为:

$$h_i = h_0 + \frac{2m^2 \bar{B} h_0^4 M (m-2i+1)}{3 \mu q A_e (N-n) \sum_{i=1}^m (m-2i+1)^2} \quad (19)$$

根据式(19),倾覆载荷 M 与油膜厚度变化 Δh_i 的关系为:

$$M = f_2(\Delta h_i) \quad (20)$$

$$\text{式中, } f_2(t) = \frac{3 \mu q A_e (N-n)}{2m^2 (m-1) \bar{B} h_0^4} \sum_{i=1}^m (m-2i+1)^2 t$$

4.2 静态特性分析

在倾覆载荷 M 作用下,液体静压导轨的静态指标主要由承载能力 M_0 、静刚度 j_M 来衡量。

承载能力 M_0 表征油膜所能承受的倾覆载荷的极限值,静刚度 j_M 表征油膜在倾覆载荷下抵抗变形的能力。

倾覆载荷 M 作用下,油腔 1 或油腔 m 的油膜厚度变化最大,因此静态特性以油腔 1 为基准。

理论上,油腔 1 的油膜厚度变化的极限值为 $\Delta h_{1,\max} = h_0$,则根据式(20),推导出承载能力 M_0 、静刚度 j_M 的数学表达式为:

$$\begin{cases} M_0 = \frac{3 \mu q A_e (N-n)}{2m^2 \bar{B} h_0^3 (m-1)} \sum_{i=1}^m (m-2i+1)^2 \\ j_M = -\frac{3 \mu q A_e (N-n)}{2m^2 \bar{B} h_0^4 (m-1)} \sum_{i=1}^m (m-2i+1)^2 \end{cases} \quad (21)$$

5 油腔数目的分析

式(9)中 $\bar{B} F / (\mu q A_e)$ 比 $1/h_0^3$ 小一个数量级,分析时可将 $\bar{B} F / (\mu q A_e)$ 忽略。根据式(10),垂直载荷

F 作用下的承载能力 F_0 、静刚度 j_0 与油腔数目 m 的关系为:

$$\begin{cases} F_0 = p_s(B-b)\zeta \\ j_0 = \frac{\mu q}{h_0^4 \zeta} \end{cases} \quad (22)$$

式中, $\zeta = N - n - m(n+a)$;

$$\zeta = \frac{1}{6b(B-b)} + \frac{1}{6a\left(\frac{N-n}{m} - n - a\right)}.$$

如式(22)所示, 随着油腔数目 m 增多, ζ 减小、 ζ 增大, 则承载能力 F_0 、静刚度 j_0 出现减小的趋势。

根据式(21)可知, 倾覆载荷 M 作用下的承载能力 M_0 、静刚度 j_M 与油腔数目 m 的关系为:

$$\begin{cases} M_0 = \frac{3\mu q(N-n)\xi}{2h_0^3 \zeta} \\ j_M = \frac{3\mu q(N-n)\xi}{2h_0^4 \zeta} \end{cases} \quad (23)$$

式中, $\xi = \frac{1}{(m-1)m^2} \sum_{i=1}^m (m-2i+1)^2 = \frac{1}{3} + \frac{1}{3m}$ 。

如式(23)所示, 随着油腔数目 m 增多, ζ 增大、 ξ 减小, 则承载能力 M_0 、静刚度 j_M 出现减小的趋势。

综上所述, 在垂直、倾覆载荷作用下, 导轨面内油腔的数量越少, 承载能力、静刚度越大。

设计导轨时, 单个油腔的长度一般在 0.5m~1.0m 范围内。长度小于 2m 的导轨一般设计 2 列~4 列油腔, 长度大于 2 m 时设计 5 列~6 列油腔^[8]。

因此在保证单个油腔长度在 0.5m~1.0m 范围内的前提下, 设计尽量少的油腔为最佳。

6 范例

为了更加直观地分析油腔数目对导轨性能的影响, 以某机床股份有限公司的龙门移动式车铣中心的滑板导轨面为范例。

6.1 导轨面的参数

滑板导轨面的结构如图 4 所示, 各参数如表 1 所示。

表 1 滑板导轨面的参数

Table 1 Parameters of slide surface in sliding plate

导轨面		回油槽宽 n/m		封油边		初始油膜厚度 $h_0/\mu\text{m}$
长 N/m	宽 B/m			宽 a/m	宽 b/m	
2.0	0.2	0.02		0.03	0.03	30

滑板承受的垂直载荷 F 、倾覆载荷 M 的分别为:

$$\begin{cases} F \in (3, 9) \times 10^4 \text{ N} \\ M \in (3, 9) \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m} \end{cases} \quad (24)$$

6.2 垂直载荷作用下的承载能力、静刚度

如表 1 所示, 滑板导轨面内分别设计单行、2 列~6 列油腔, 根据式(10)绘制出垂直载荷作用下滑板导轨面的承载能力、静刚度曲线, 如图 7~图 8 所示。

图 7 为垂直载荷作用下滑板导轨面的承载能力示意图。

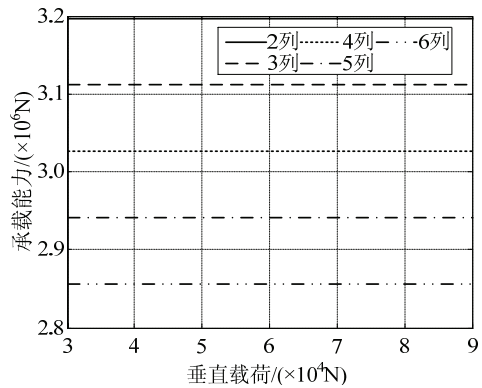


图 7 垂直载荷作用下的承载能力

Fig.7 Bearing capacity under vertical load

由图 7 看出, 当导轨面内设计 2 列油腔时, 垂直载荷作用下的承载能力为 3196kN; 设计 3 列油腔时承载能力降低为 3111kN; 而设计 6 列油腔时承载能力降为最低, 为 2856kN。

图 8 为垂直载荷作用下滑板导轨面的静刚度示意图。

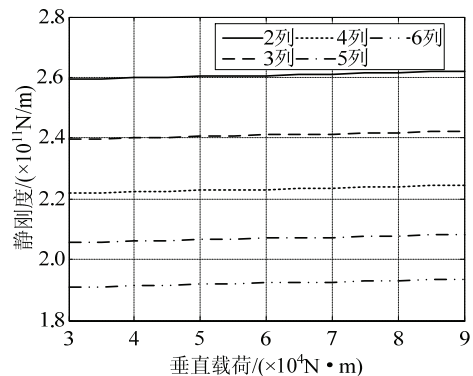


图 8 垂直载荷作用下的静刚度

Fig.8 Static stiffness under vertical load

由图 8 看出, 当导轨面内设计 2 列油腔时, 垂直载荷作用下的静刚度为 $259.32 \times 10^9 \text{ N/m}$; 设计 3 列油腔时静刚度降低为 $239.58 \times 10^9 \text{ N/m}$; 而设计 6 列油腔时静刚度降为最低, 为 $190.89 \times 10^9 \text{ N/m}$ 。

随着导轨面上油腔数目增多, 回油槽、封油边

数量增加, 导致导轨面的有效承载面积降低, 因此垂直载荷下的承载能力及静刚度出现降低的趋势。

6.3 倾覆载荷作用下的承载能力、静刚度

同理, 根据式(21)绘制出倾覆载荷作用下滑板导轨面的承载能力、静刚度曲线, 如图 9~图 10 所示。

图 9 为倾覆载荷作用下滑板导轨面的承载能力示意图。

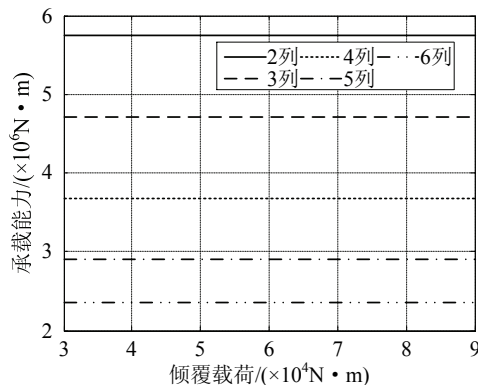


图 9 倾覆载荷作用下的承载能力

Fig.9 Bearing capacity under overturning load

由图 9 看出, 当导轨面内设计 2 列油腔时, 倾覆载荷作用下的承载能力为 5746kN·m; 设计 3 列油腔时承载能力降低为 4717kN·m; 而设计 6 列油腔时承载能力降为最低, 为 2345kN·m。

图 10 为倾覆载荷作用下滑板导轨面的静刚度示意图。

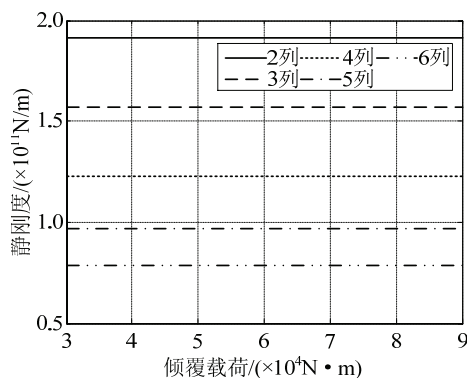


图 10 倾覆载荷作用下的静刚度

Fig.10 Static stiffness under overturning load

由图 10 看出, 当导轨面内设计 2 列油腔时, 倾覆载荷作用下的静刚度为 $191.55 \times 10^9 \text{N/m}$; 设计 3 列油腔时静刚度降低为 $157.24 \times 10^9 \text{N/m}$; 设计 6 列油腔时静刚度降为最低, 为 $78.19 \times 10^9 \text{N/m}$ 。

随着导轨面上油腔数目增多, 回油槽、封油边数量增加, 导轨面的有效承载面积降低, 油腔的作用力臂变大, 但有效承载面积与作用力臂相互作用

用, 如式(21)所示, 最终倾覆载荷作用下的承载能力及刚度出现降低的趋势。

6.4 汇总分析

由图 7~图 10 可知, 当滑板导轨面内分别设计单行、2 列~6 列油腔时, 在垂直、倾覆载荷作用下, 设计单行、2 列油腔时滑板的承载能力、静刚度最好; 单行、3 列油腔时性能次之; 单行、6 列油腔时最差。

滑板导轨面内设计单行、2 列油腔时, 油腔的长度为 0.97 m, 达到单个油腔的长度极限(0.5m~1.0m)。而设计单行、3 列油腔时, 滑板的承载能力、静刚度较好, 且油腔长度(0.64m)合理, 因此本范例中的滑板导轨面内设计单行、3 列油腔为佳。

7 结论

液体静压导轨单一导轨面的尺寸已确定时, 对导轨面内油腔数目进行了分析, 得到以下结论:

(1) 当垂直载荷 F 作用下, 油腔数目越少, 导轨面的承载能力 F_0 、静刚度 j_0 越大。

(2) 当倾覆载荷 M 作用下, 油腔数目越少, 导轨面的承载能力 M_0 、静刚度 j_M 越大。

因此导轨面内油腔最佳设计方案为: 保证单个油腔长度在额定范围(0.5m~1.0m)的前提下, 油腔数目越少越好。

参考文献:

- [1] Nie S L, Huang G H, Li Y P. Tribological study on hydrostatic slipper bearing with annular orifice damper for water hydraulic axial piston motor [J]. Tribology International, 2006, (39): 1342—1354.
- [2] 叶红玲, 郑小龙, 沈静娴, 刘赵森. 液体静压导轨转台轴向振动的动力学建模与分析[J]. 工程力学, 2012, 29(3): 218—225.
Ye Hongling, Zheng Xiaolong, Shen Jingxian, Liu Zhaomiao. Dynamic modeling and analysis of axial vibration of the hydrostatic slide turntable [J]. Engineering Mechanics, 2012, 29(3): 218—225. (in Chinese)
- [3] Chen Dongju, Fan Jinwei, Zhang Feihu. Dynamic and static characteristics of a hydrostatic spindle for machine tools [J]. Journal of Manufacturing Systems, 2010, (11): 1—8.
- [4] Shao Junpeng, Dai Chunxi, Zhang Yanqin, et al. The effect of oil cavity depth on temperature field in heavy hydrostatic thrust bearing [J]. Journal of Hydrodynamics, 2011, 23(5): 676—680.

(参考文献[5]—[13]转第 441 页)

- 2003: 318—322.
- Wu Yongli. Computational solid mechanics method [M]. Beijing: Science Press, 2003: 318—322. (in Chinese)
- [16] 陈铁云, 沈惠申. 结构的屈曲[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1993: 14—20.
- Chen Tieyun, Shen Huishen. Buckling of structures [M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Press, 1993: 14—20. (in Chinese)
- [17] 凌道盛, 徐兴. 非线性有限元及程序[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2004: 15—17.
- Ling Daosheng, Xu Xing. Nonlinear finite element method and program [M]. Hangzhou: Press of Zhejiang University, 2004: 15—17. (in Chinese)
- [18] 王波, 林鑫, 马良, 等. 基板预变形下 304L 不锈钢激光立体成形过程热弹塑性有限元分析[J]. 中国激光, 2010, 37(1): 242—249.
- Wang Bo, Lin Xin, Ma Liang, et al. A thermo-mechanical finite element method simulation of 304L stainless steel during laser solid forming with pre-deformation substrate [J]. Chinese Journal of Lasers, 2010, 37(1): 242—249. (in Chinese)

(上接第 428 页)

- [5] Sharma Satish C, Phalle Vikas M, Jain S C. Performance analysis of a multirecess capillary compensated conical hydrostatic journal bearing [J]. Tribology International, 2011, (44): 617—626.
- [6] 高殿荣, 赵建华, 张作超, 等. PM 流量控制器参数对液体静压导轨性能影响的研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(18): 186—194.
- Gao Dianrong, Zhao Jianhua, Zhang Zuochao, et al. Research on the influence of PM controller parameters on the performance on hydrostatic slide for NC machine tool [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(18): 186—194. (in Chinese)
- [7] 朱希玲. 基于 ANSYS 的静压轴承油腔结构优化设计[J]. 轴承, 2009(7): 12—16.
- Zhu Xiling. Optimum design of oil recess used in hydrostatic bearing based on ANSYS [J]. Bearing, 2009(7): 12—16. (in Chinese)
- [8] 张晓毅. 恒流闭式静压导轨静压系统修正算法及应用[J]. 机床与液压, 2011, 39(18): 56—58.
- Zhang Xiaoyi. Amended calculation and application of hydrostatic system of constant current closed hydrostatic guideway [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2011, 39(18): 56—58. (in Chinese)
- [9] 陈东菊, 张飞虎, 付鹏强. 空气静压导轨气膜波动的辨识[J]. 机械工程学报, 2010, 46(21): 187—193.
- Chen Dongju, Zhang Feihu, Fu Pengqiang. Identification fluctuation of aerostatic guideway [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(21): 187—193. (in Chinese)
- [10] 江云, 侯国安, 孙涛. 液体静压导轨热特性有限元分析[J]. 航空精密制造技术, 2011, 47(5): 23—25.
- Jiang Yun, Hou Guoan, Sun Tao. Thermal finite element analysis of hydrostatic guide [J]. Aviation Precision Manufacturing Technology, 2011, 47(5): 23—25. (in Chinese)
- [11] 广州机床研究所. 液体静压技术原理及应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989: 1—3.
- Guangzhou Machine Tool Research Institute. Principle and application of hydrostatic technology [M]. Beijing: China Machine Press, 1978: 1—3. (in Chinese)
- [12] 丁振乾. 流体静压支承设计[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1989: 28—34, 175.
- Ding Zhenqian. Design of hydrostatic bearing [M]. Shanghai: Shanghai scientific & Technical Publishers, 1989: 28—34, 175. (in Chinese)
- [13] 熊有伦. 机器人技术基础[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2007: 32—35.
- Xiong Youlun. Fundamentals of robotics [M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2007: 32—35. (in Chinese)