

重型数控机床静压转台承载力分析^①赵永胜^{②*} 史 霄^{③*} 董湘敏* 蔡力钢* 郭宏升** 刘宇凌**

(* 北京工业大学机械工程与应用电子技术学院 北京 100124)

(** 北京第一机床厂 北京 101300)

摘 要 针对重型数控机床定量闭式静压转台的特点以及转台变形与油垫支承力之间的耦合作用,基于静压理论,将静压油膜等效为非线性弹簧单元,建立了模拟静压转台支承系统的有限元模型。根据此模型,计算和分析了转台自重下各油垫受力情况,并以油腔能承受的最大压力为判据,分析了转台不同半径处单点支承的最大载荷。分析结果可作为转台在装夹重型零件时进行支承点布局的依据。

关键词 静压转台, 静压油膜, 非线性弹簧单元, 最大载荷

0 引 言

静压支承以其承载力大、低磨损、精度高、抗震性好等优点而被广泛应用于机床支承进给系统。国内外学者针对各种影响因素如液体惯性力、表面粗糙度、油垫变形、油垫形状等对单个静压油垫的动静热特性做了大量的研究工作^[1-6],同时也针对由多个静压油垫组成的静压支承系统做了一定研究,如 Prabhu 通过求解雷诺方程分析了多腔及多垫推力轴承在转动及偏载的情况下的承载性能变化^[7],Chen 等针对精密机床的静压主轴系统进行了动静态偏摆误差分析和热误差分析^[8],刘一磊通过将静压油膜等效为线弹性体研究了静压导轨的流固耦合特性^[9]。以上研究多针对轻载或精密静压系统,在静压油膜厚度变化范围很小的情况下,可将其特性等效为线性,而对于重型机床这种等效则不再适用。

重型机床静压转台直径可达 9 ~ 12m,自重可达 100t 以上,承重 300t 以上,油膜厚度变化量约为 40 μ m。由于转台尺寸较大而静压支承油垫数量有限,转台结构变形较为显著。结构变形必然导致油膜厚度发生变化,从而对油垫支承力产生影响,油垫支承力反过来又影响转台结构变形。为了对静压转台的承载力及各个油垫的支承力进行准确分析,必

须充分考虑油膜的非线性特性以及转台结构变形与油垫支承力之间的耦合特性。赵明等针对一种加预载轴承(非静压轴承)的静压转台结构,通过对主轴孔处施加 Z 向约束,利用有限元求解转台变形和静压计算相互迭代的方法,计算了考虑转台变形的油腔压力和油膜厚度^[10]。此方法每次迭代计算都需要提取有限元模型的变形量,数据的提取和迭代过程比较复杂,松弛因子的设置也需要一定的技巧,当油垫数量较多时,应用十分困难。本研究的目标为重型机床定量闭式静压转台,转台尺寸也较大,为了改善转台受力状态,布置了内外两圈支承油垫。随着转台负载情况的不同,油垫支承力互不相同且与转台结构变形相互耦合,使得准确求解油垫的支承力十分困难。针对这种情况,本文提出了通过将静压油膜等效为非线性弹簧单元并建立静压转台支承系统模型来计算和分析静压转台承载力的方法。而且根据油腔能承受的最大压力,分析了在转台不同半径处单个支承点能承受的最大载荷,为转台在加工重型零件时确定支承点布局方案提供了理论依据。

1 静压转台结构及静压油垫支承力分析

图 1 为某重型机床的静压转台静压支承系统和

① 国家科技重大专项(2012ZX04010-011)资助项目。

② 男,1975 年生,博士,副教授,硕士生导师;研究方向:机床动力学及可靠性设计;E-mail: yszhao@bjut.edu.cn

③ 通讯作者,E-mail: sxdyghbb_mff@126.com

(收稿日期:2012-07-13)

供油系统的原理图。转台支承系统由支承油垫、预载油垫、径向轴承三部分构成,均为静压轴承,且均采用定量式供油方式。支承油垫和预载油垫形成闭式支承结构,增加了轻载时静压转台的刚度。该转台采用两圈静压支承油垫支承,内圈均布 8 个,外圈均布 16 个。在转台中心主轴孔处有预载油垫,与转台上表面接触,形成闭式支承系统,同时还安装径向轴承以限制转台的径向位移。支承油垫为圆形止推油垫,预载油垫为环形止推油垫,结构如图 2 所示。转台采用定量供油系统供油,通过多点齿轮分油器使每个油垫的供油量相同,且油量保持恒定。

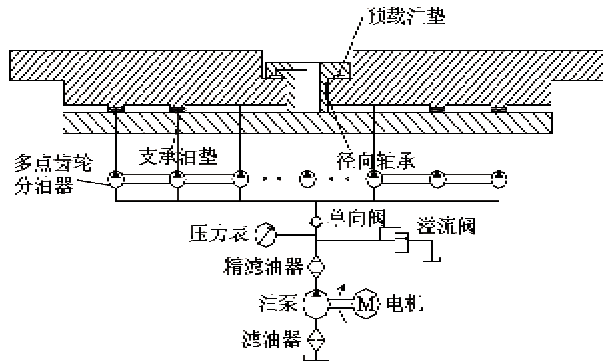


图1 静压支承系统和供油系统原理图

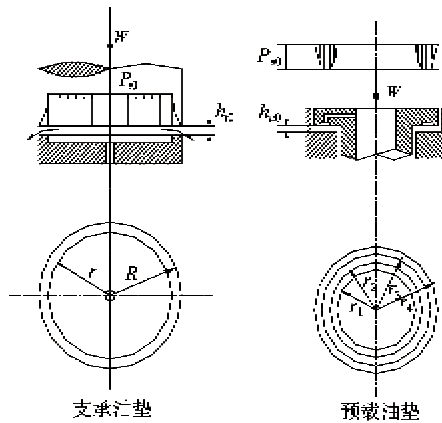


图2 支承油垫和预载油垫结构及尺寸

根据液体静压支承原理^[11],针对定量供油方式,支承油垫和预载油垫的油腔压力计算公式分别为

$$P_t = \frac{6Q_t \mu \ln \frac{R}{r}}{\pi h_t^3} \quad (1)$$

和

$$P_u = \frac{6Q_u \mu \ln \frac{r_2}{r_1} \ln \frac{r_4}{r_3}}{\pi h_u^3 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{r_4}{r_3} \right)} \quad (2)$$

式中, h_t 、 h_u 分别为支承油垫和预载油垫的油膜厚度; Q_t 、 Q_u 分别为供给支承油垫和预载油垫的流量; R 、 r 分别为支承油垫的油垫半径和油腔半径; r_1 、 r_2 、 r_3 、 r_4 为预载油垫的油腔和油垫相关结构尺寸,如图 2 标示; μ 为液压油粘度。

支承油垫和预载油垫的有效承载面积公式分别为

$$A_{et} = \frac{\pi R^2 (1 - r^2/R^2)}{2 \ln(R/r)} \quad (3)$$

和

$$A_{eu} = \pi r_4^2 \frac{(1 - r_3^2/r_4^2)}{2 \ln(r_4/r_3)} - \pi r_2^2 \frac{(1 - r_1^2/r_2^2)}{2 \ln(r_2/r_1)} \quad (4)$$

支承油垫和预载油垫的支承力公式分别为

$$F_t = A_{et} P_t \quad (5)$$

和

$$F_u = A_{eu} P_u \quad (6)$$

定量供油时, Q_t 、 Q_u 保持不变,结构尺寸确定之后也保持不变,油垫支承力仅与油膜厚度相关。设转台处于初始位置时,支承油膜和预载油膜的厚度分别为 h_{t0} 和 h_{u0} , 支承力分别为 F_{t0} 和 F_{u0} , 当转台位置变化时,支承油膜和预载油膜的厚度分别为 h_t 和 h_u , 对应的支承力分别为 F_t 和 F_u , 由转台结构可知, $h_t + h_u = h_{t0} + h_{u0}$, 由式(1)~(6)可推出支承力与油膜厚度的关系如下:

$$F_t = \left(\frac{h_{t0}}{h_t} \right)^3 F_{t0} \quad (7)$$

$$F_u = \left(\frac{h_{u0}}{h_u} \right)^3 F_{u0} \quad (8)$$

选取常用范围的支承油膜和预载油膜厚度,根据式(7)(8)计算相应的承载力,得到油膜厚度与承载力关系曲线如图 3 和图 4 所示。

由图 3 和图 4 可以看出,支承力和油膜厚度之间呈非线性关系,当油膜厚度变化范围很大时,若仍

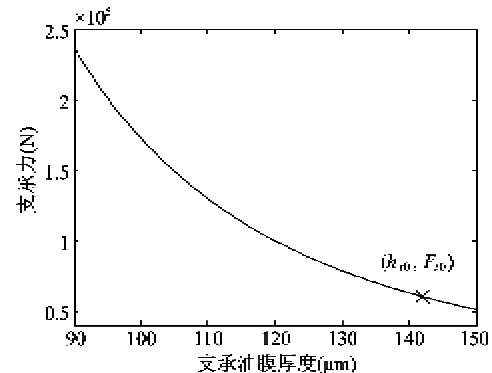


图3 支承油垫的 $F_t - h_t$ 曲线

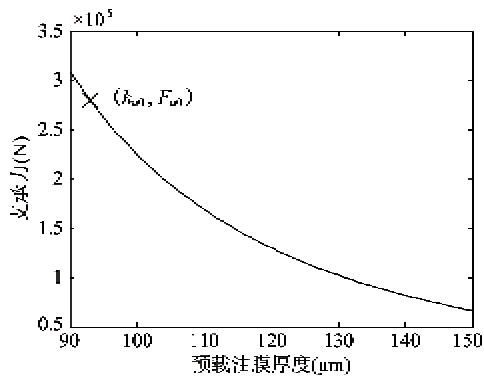


图4 预载油垫的 $F_0 - h_0$ 曲线

将油膜等效为线性弹簧,则支承力计算会有一定误差。尤其对于重型机床静压转台,在转台自重和工件共同作用下,油膜厚度变化可达 $40\mu\text{m}$ 左右,为保证计算的准确性,在静压转台承载能力分析过程中,必须考虑油膜的非线性特性。

2 静压油膜的等效方法

由于转台自身结构比较复杂,内部布置大量筋板和腔体结构,将其等效为简单的薄板结构会带来很大的误差。为了使结果更加准确,采用实体单元建立转台的有限元模型。对于静压油垫,最准确的方法是采用流体单元建立油膜的有限元模型,并与转台的有限元模型进行流固耦合求解。求解流固耦合问题需要分别在流体场中求解压力和静力场中求解变形,然后在流固交界面上进行数据交换和迭代计算。然而转台静压支承系统油垫数量很多,每个油垫受力情况均不相同,需分别建立流体场,从而造成计算量过大,无法应用于工程计算。

本文提出一种新方法等效静压油垫的特性,从而使转台及油垫支承力分析问题得以简化。由于静压油腔中的压力处处相等,且封油边的尺寸很小,油垫对转台的力可简化为油腔压力均匀作用于油垫的有效承载面积内。静压油膜的外部特性表现为随油膜厚度变化的面力,变化规律如图3和图4所示,呈非线性特性。故采用非线性弹簧等效静压油膜,用弹簧的伸缩量等效油膜厚度的变化量,再将弹簧与油垫有效作用区域固结,从而将弹簧力均布于油垫作用区域,这样非线性弹簧对转台的作用方式与静压油膜是一致的。

任意选取支承油膜厚度 h_0 和预载油膜厚度 h_{00} 作为转台的初始位置,此时转台受到的油垫支承力分别为 F_0 和 F_{00} ,将静压油膜等效为非线性弹簧单

元,如图5所示。

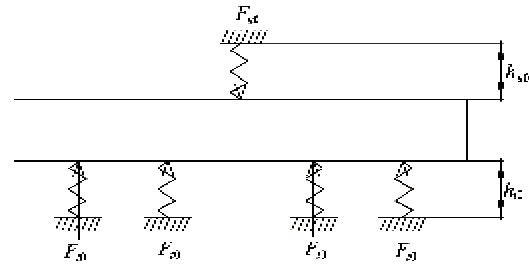


图5 转台计算初始位置载荷

非线性弹簧单元在初始时是自由的,即受力为0,变形量为0。当其被压缩时,对转台作用压力,与静压油膜作用相同,但当其被拉伸时,对转台作用拉力,显然与静压油膜作用不符。为此,在转台上预先加载恒力 F_{00} 和 F_{00} ,如图5所示,并将其他位置的油膜厚度和支承力均定义为相对此位置的差值,即

$$\Delta F = F_0 - F_0 \quad (9)$$

$$\Delta h = h - h_0 \quad (10)$$

式中, F_0, h_0 为油垫初始状态下的支承力和油膜厚度, F, h 为任意状态下的支承力和油膜厚度。将 $(\Delta h, \Delta F)$ 作为非线性弹簧的参数,则:

(1)当 Δh 为正时, $h > h_0$, 弹簧拉伸, ΔF 与 F_0 作用方向相反, ΔF 为正,转台受力为 $F_0 - \Delta F = F_0 - (F_0 - F) = F$;

(2)当 Δh 为负时, $h < h_0$, 弹簧压缩, ΔF 与 F_0 作用方向相同, ΔF 为负,转台受力为 $F_0 + (-\Delta F) = F_0 - (F_0 - F) = F$ 。

可见,转台受到的合力总为油膜厚度为 h 时对应的支承力 F ,这与实际情况相符合。取一系列的 $(\Delta h, \Delta F)$ 点,每两点之间的支承力用线性插值的方式得到,非线性弹簧单元就可近似等效静压油膜的特性。

在转台的每个油垫区域处单独划分网格,油垫区域网格如图6所示。在油垫区域中心处再建立一个节点,如图中标示A,与非线性弹簧单元连接,并将此节点与油垫范围内所有节点固结,将弹簧力作用于整个油垫区域。非线性弹簧的另一端与地面连接。

油垫的油腔压力是由封油边处的油膜厚度决定的,在实际受力情况下,转台导轨面在油垫位置处会产生局部变形和倾斜,使得封油边处的油膜厚度并不均匀,上述处理实际上是以油垫中心处的油膜变化量来代替封油边处的油膜变化量。在油垫允许的最大油腔压力限制下,局部变形量很小,可以忽略不

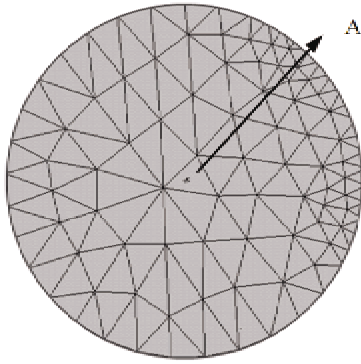


图6 油垫区域网格图

计;同时根据文献[12]的计算结果,当油膜厚度为 $100\mu\text{m}$,一端倾斜量为 $30\mu\text{m}$ 时,油腔压力值下降11%,实际计算中转台面倾斜量远小于 $30\mu\text{m}$,认为倾斜造成的油腔压力变化也可以忽略不计,所以这种等效是可行的。

3 转台自重下油垫支承力分析与模型验证

已知某重型转台直径 10m ,自重 133t ,内外圈油垫分布半径分别为 1.7m 和 3.5m 。转台材料 QT600,弹性模量 $E = 1.7 \times 10^{11}\text{Pa}$,泊松比 $\nu = 0.275$,密度 $\rho = 7200\text{kg/m}^3$ 。若不考虑转台结构变形,自重下各油垫理论参数值如表1所示。

表1 自重下各油垫理论参数表

油垫参数	支承油垫	预载油垫
油膜厚度(μm)	138.6	96.4
油腔压力(MPa)	0.69	1.90
有效承载面积(cm^2)	935	1321
油垫支承力(N)	64855	251320

所有油垫提供的承载力为 $W = 24 \times 64855 - 251320 \approx 133\text{t}$ 。

现以任意位置 $h_{\omega} = 142\mu\text{m}$, $h_{\omega} = 93\mu\text{m}$ 为建模初始位置,则根据式(7)、(8),可得

$$F_{\omega} = \left(\frac{138.6}{142} \right)^3 \times 64855 = 60307\text{N}$$

$$F_{\omega} = \left(\frac{96.4}{93} \right)^3 \times 251320 = 279904\text{N}$$

根据第2节中的方法,计算若干组 $(\Delta h, \Delta F)$ 值作为等效静压油垫的非线性弹簧的参数,每两组参数之间的变形值和力由连接两组数据的直线段得到,等效支承油垫和预载油垫的非线性弹簧参数如图7和图8所示。

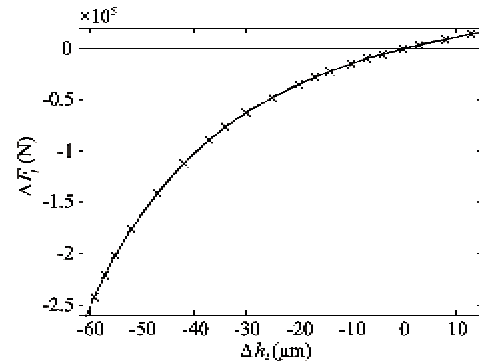


图7 支承油垫非线性弹簧参数

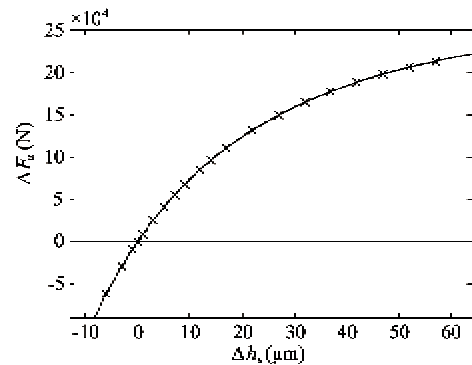


图8 预载油垫非线性弹簧参数

图中曲线为静压油垫的支承力随油膜厚度的变化曲线,点和直线段为非线性弹簧的参数。由图可看出,两者之间的误差很小,经计算最大的误差值为0.4%。

建立转台的有限元模型,如图5所示设置转台的初始边界条件,对转台加载 $-Y$ 向(Y 向为垂直转台方向)的重力加速度,进行迭代求解,转台的 Y 向变形云图如图9所示。

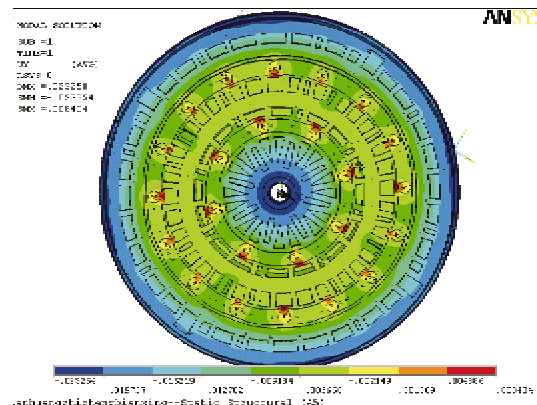


图9 转台Y向变形云图

为了验证建模方法的正确性,以一个支承油垫为例进行计算。任意选取一个油垫,读取该油垫中

心节点位移量 $\Delta h = -1.3\mu\text{m}$, 弹簧受力为 $\Delta F = -1800\text{N}$ 。由式(9), 转台受到的支承力为 $F_i = F_{i0} - \Delta F = 60307 + 1800 = 62107\text{N}$ 。

由式(10), 此时的油膜厚度为 $h_i = h_{i0} + \Delta h = 142 - 1.3 = 140.7\mu\text{m}$ 。

若不用非线性弹簧替代, 由式(7), 对应的油垫支承力为 $F'_i = \left(\frac{142}{140.7}\right)^3 \times 60307 = 61994\text{N}$ 。

计算值与理论值的误差为:

$$\frac{F_i - F'_i}{F'_i} = \frac{62107 - 61994}{61994} = 0.18\%$$

计算值与理论值误差很小, 说明所用的建模方法是正确的。

由于转台结构在各个油垫处并非完全对称, 位于同一圈上的油垫支承力略有差异。内圈油垫的平均支承力为 59506N, 外圈油垫的平均支承力为 61026N, 预载油垫支承力为 145554N, 油垫支承力的总和仍为 133t。与不考虑转台结构变形的理论值相比较, 预载油垫的实际支承力远小于理论值, 支承油垫的实际支承力也小于理论值, 但相差并不大。这是因为在转台重力及预载油垫推力作用下, 转台中心产生了较大的变形, 使得预载油垫油膜变厚, 支承力变小, 同时转台自重不变, 所以支承油垫的支承力也相应减少, 但由于支承油垫数量很多, 其支承力减小的并不多。由分析结果可知, 在设计预载油垫参数时, 可适当增大其油腔压力以提高转台的刚性, 因为转台结构变形使得油腔压力远达不到理论值。

4 转台不同半径处的单点承载力分析

转台在支承工件时, 需要在台面上布置一系列支承点。如果布置支承点过少, 则每个支承点受力较大, 附近的油垫受力也越大, 从而导致转台的相应区域局部变形过大, 使静压油膜失效; 反之, 如果支承点过多, 支承点之间的平面度难以保证, 给装夹带来困难。如何合理确定支承点的位置和数量, 使转台能正常运转的同时又方便装夹, 具有实际的工程意义。

在转台不同半径处取十个支承点加载, 这些点覆盖了静压转台上的典型位置, 比如转台外边缘、外圈导轨正上方、两导轨之间、内圈导轨正上方和转台中心等。当所加载荷使得所有油垫中受力最大的油垫的油腔压力等于油垫允许的最大油腔压力(工厂经验值为 2.5MPa)时, 即为这个支承点能承受的最

大载荷。

选取支承点的分布半径分别为 4825mm, 4385mm, 3945mm, 3500mm, 3050mm, 2600mm, 2150mm, 1700mm, 1275mm, 850mm, 支承点面积取为 350cm × 350cm, 加载位置如图 10 所示。

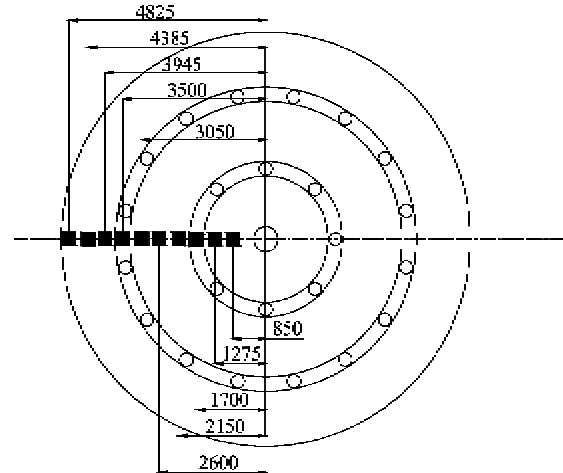


图 10 不同半径处支承点加载位置

计算结果如图 11 所示。

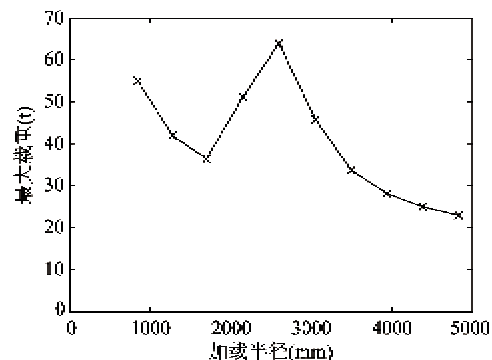


图 11 不同半径处的最大载重

由计算结果可以看出, 内外圈油垫之间的区域单点承载力最大, 内圈油垫到转台中心之间的区域承载力次之, 内外圈油垫正上方的承载力基本相同, 半径最大处承载力最小。转台受力情况最好的支承点位于内外圈油垫之间, 在支承工件时, 应以内外圈油垫之间的位置为主要受力点。支承点的数量可用总重除以单个支承点的承载力粗略估计, 但考虑到支承点之间的耦合作用, 需适当增加支承点的个数。

5 结论

本文提出了一种利用非线性弹簧单元来等效静

压油垫的静压转台支承系统建模方法,用来分析考虑转台结构变形时的静压支承系统承载力,因油垫支承力和转台变形的迭代过程直接在有限元模型求解中完成,此法较为简便。利用此模型对转台自重作用下的油垫支承力进行计算,由结果可知支承油垫和预紧油垫的实际支承力均小于不考虑转台结构变形时的理论值,因此在设计预载油垫参数时,可适当增大其油腔压力以提高转台的刚性。同时,通过对转台不同半径处单个支承点可承受的最大载荷进行计算,可初步确定转台最佳支承点的位置在内外圈油垫之间,并由最大载荷值可估算所需的支承点数量,为转台在加载工件时确定支承点的布局方案提供依据。

参考文献

- [1] Shama S C, Jain S C, Bharuka D K. Influence of recess shape on the performance of a capillary compensated circular thrust pad hydrostatic bearing. *Tribology International*, 2002, 35(4):347-356
- [2] Bakker O J, Ostayen R A. Recess depth optimization for rotating, annular, and circular recess hydrostatic thrust bearings. *Journal of Tribology*, 2010, 132(11):103-109
- [3] Manring N D, Johnson R E, Cherukuri H P. The impact of linear deformations on stationary hydrostatic thrust bearings. *Journal of Tribology*, 2002, 124:874-877
- [4] Lin J R. Surface roughness effect on the dynamic stiffness and damping characteristics of compensated hydrostatic thrust bearings. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2000, 40(12):1671-1689
- [5] Kane N R, Sihler J, Slocum A H. A hydrostatic rotary bearing with angled surface self-compensation. *Precision Engineering*, 2003, 27(8):125-139
- [6] Lin J R. Static and dynamic characteristics of externally pressurized circular step thrust bearings lubricated with couple stress fluids. *Tribology International*, 1999, 32(9):207-216
- [7] Prabhu T J, Ganesan N. Behaviour of multirecess plane hydrostatic thrust bearings under conditions of tilt and rotation. *Wear*, 1983, 92:243-251
- [8] Chen D, Fan J, Zhang F. Dynamic and static characteristics of a hydrostatic spindle for machine tools. *Journal of Manufacturing Systems*, 2012, 31(1):26-33
- [9] 刘一磊. 超精密机床液体静压导轨静动态特性分析及模态参数识别:[硕士学位论文]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学机电工程学院, 2010. 17-30
- [10] 赵明,黄正东,王书亭等. 重型数控立车工作台静压计算. *机械工程学报*, 2009, 45(9):121-125
- [11] 陈燕生. 液体静压支承原理和设计. 北京:国防工业出版社, 1980. 38-80
- [12] 张成印. 液体静压支承系统油腔工作性能研究:[硕士学位论文]. 北京:北京工业大学机械工程与应用电子技术学院, 2011. 48-49

Load capacity analysis for the hydrostatic rotary table of heavy duty CNC machine tools

Zhao Yongsheng*, Shi Xiao*, Dong Xiangmin*, Cai Ligang*, Guo Hongsheng**, Liu Yuling**

(* College of Mechanical Engineering and Applied Electronics Technology,
Beijing University of Technology, Beijing 100124)

(** Beijing NO.1 Machine Tool Co., Ltd, Beijing 101300)

Abstract

The characteristics of the constant flow and closed type hydrostatic rotary table of heavy duty CNC machine tools and the coupling effect between the worktable's structural deformation and the supporting force of oil pads were studied, and then, according to the hydrostatic theory, the nonlinear spring element was designed to replace the hydrostatic oil film, and a finite element model for the hydrostatic rotary table was established. Based on the model, the supporting force computation and the supporting force analysis for the oil pads were performed. The limit loads of supporting points were achieved at the radius direction according to the allowed maximum pocket pressure. The research can provide the theory basis for supporting point distribution of heavy work pieces.

Key words: hydrostatic rotary table, hydrostatic oil film, nonlinear spring element, limit load