

文章编号: 1000-4750(2014)02-0249-08

基于多层可行方向法液体静压转台优化设计

叶红玲, 文 聘, 张颜明, 李耀明

(北京工业大学机电学院, 北京 100124)

摘 要: 为提高液体静压转台的动力学性能, 该文从 N-S 方程着手, 计算了液体静压油腔处的动压承载力。通过供油压力计算了同位置处的静压承载力, 利用动压承载力和静压承载力的相互叠加, 计算了液体静压导轨综合承载力, 继而推导了油膜刚度的计算公式。在此基础上, 建立了以综合承载力和油膜刚度为目标函数, 以液体静压转台的振动基频为约束的优化模型, 利用响应面方法和分层可行下降方向法对优化模型进行了求解, 并对优化后的设计进行了瞬态冲击载荷下加工精度的验证, 从而为工程设计提供了理论依据。

关键词: 液体静压导轨; 响应面方法; 可行下降方向法; 动力学分析; 优化设计

中图分类号: TG502.3 **文献标志码:** A **doi:** 10.6052/j.issn.1000-4750.2012.10.0737

DESIGN OPTIMIZATION OF HYDROSTATIC WORKTABLE BASED ON MULTI-LAYER METHOD OF FEASIBLE DIRECTION

YE Hong-ling, WEN Pin, ZHANG Yan-ming, LI Yao-ming

(Department of Mechanical Engineering and Applied Electronics, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

Abstract: To improve the dynamic performance of a hydrostatic worktable, this paper gives a formula of hydrodynamic loads at a hydrostatic recesses firstly. Next the static bearing capacity load of an oil film from an oil pump at the same recesses is calculated. Then both dynamic and static bearing capacity loads are integrated as a formula. Based on the formula, the oil film stiffness is inferred. On the next stage, an optimization design model of a benchmark hydrostatic worktable system is established, in which the optimal target is to maximize integrated bearing capacity loads and oil film stiffness mentioned above, and the constraint is the frequency at the first order. Next response surface methodology and multi-layer method of a feasible direction are applied to solve the optimal model. Finally, the analysis for time history response under a transient impact load is completed to check over the working accuracy of a finished optimal structure. Overall the optimal results and methodology provide a theoretical basis in new generation design of practical structures.

Key words: hydrostatic rotary worktable; response surface methodology; feasible direction method; dynamic analysis; optimization design

数控机床的回转工作台是保证数控机床性能及加工精度的关键部件, 在纯液体润滑条件下具有速度范围宽、承载能力大、运动精度高、抗振性能好、使用寿命长等优点。它不仅借助开式恒压控制

系统供油提供平衡外载荷的支承力^[1], 而且旋转运动对静压油产生的浮升力也贡献了平衡的承载力^[2-3]。液体静压转台的综合承载力和油膜刚度的准确计算是设计制造的前提。国内外学者在 20 世

收稿日期: 2012-10-10; 修改日期: 2013-06-22

基金项目: 国家自然科学基金项目(11072009); 北京市人才强教计划中青年骨干项目(PHR20110801); 北京市教委项目(KM200910005005)

通讯作者: 叶红玲(1972—), 女, 河北东光人, 副教授, 博士, 从事多学科分析优化、动力学分析与控制研究(E-mail: yehongl@bjut.edu.cn).

作者简介: 文 聘(1989—), 女, 湖北荆州人, 硕士生, 从事多学科分析优化与动力学分析研究(E-mail: wen_pin@126.com);

张颜明(1987—), 男, 河北衡水人, 硕士生, 从事动力学连续体结构拓扑优化研究(E-mail: yanming@emails.bjut.edu.cn);

李耀明(1988—), 男, 北京人, 硕士生, 从事动力学连续体结构拓扑优化研究(E-mail: liyaoming@emails.bjut.edu.cn).

纪 70 年代末就开始了综合承载力及油膜刚度计算的研究。孟心斋^[4]等分析了液体静压支承的静态性能。Shao^[3]等研究了液体静压轴承中动压承载力的影响因素。孙学赞等^[5]针对对置油腔的液体静压导轨提出了静压承载力和油膜刚度的求解方法。Bouzidane、Chen、Osman、Wason 等^[6-9]大量研究了同原理液体静压轴承中静压承载力的分布规律及影响因素。随着液体静压导轨承载能力、油膜刚度、温度升高、功率等工作特性的影响因素探究,优化设计液体静压导轨和转台的结构成为了当前研究热点。Solmaz^[10-11]针对液体静压轴承温度升高和功率消耗特性进行了单目标及多目标优化设计方案的比较。丁叙生等^[12]进行了以功耗最小化为目标,以主轴刚度为主要约束条件的液体静压轴承的优化设计。赵明等^[13]建立了重型数控立车工作台在多场耦合的性态约束条件下轻量化优化模型并基于 Isight 求解出优化结果。对于求解此类非线性规划优化问题,目前没有普遍适用的方法。隋允康等^[14]论述了优化模型转化为显式函数的迫切性,许宏洲等^[15]对 Zoutendijk 可行方向法提出了改进,陈昌富等^[16]提出混合可行方向法的遗传算法用于岩体边坡可靠性分析,何光宇等^[17]提出的夹逼可行方向法成功用于三峡水电站优化调度和调峰方式研究。

常用的液体静压转台仅考虑静压承载力或动压浮升力,没有从整体角度综合考虑共同影响,并且对液体静压转台工作特性的动力学固有频率的研究鲜有涉及。本文给出了一种计算综合承载力的方法,并以综合承载力和油膜刚度为目标,以动力学固有频率为约束,建立了优化模型。针对优化模型,利用分层多目标优化策略化为逐个求解单一目标优化问题,采用响应面方法将约束函数显式化,并使用可行下降方向法进行求解。研究结果对于提高工件的加工质量和加工精度具有工程意义。

1 液体静压转台综合承载力和油膜刚度的理论计算

以某数控机床的加工中心为研究对象。图 1 为该工作台底座的剖面图,环形导轨副的工作台部分与旋转电机驱动的回转体相接,底座部分装有 4 个均匀圆周布置的油腔,油腔由多点齿轮分油器供油。供油压力 $p_s = 3\text{MPa}$, 采用 #95 润滑油, 毛细管直径 $d_c = 0.002\text{m}$, $l_c/d_c = 20$, 转台的转速

$u = 2400\text{rpm}$ 。

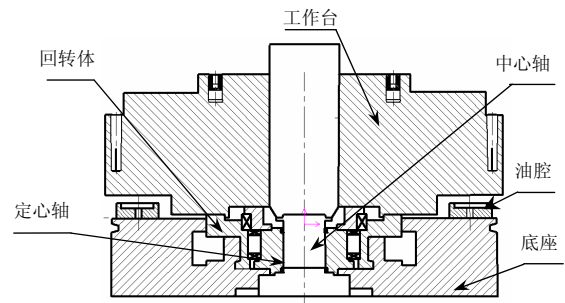


图 1 液体静压支承的旋转工作台模型图

Fig.1 Rotary worktable model supported by hydrostatic fluid

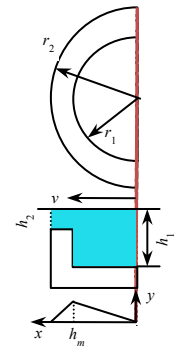


图 2 圆形油腔主俯视图

Fig.2 Circular recess viewed from front and above

1.1 综合承载力理论计算

众多学者已经认识到动压承载力在静压油腔中的重要作用^[18], 但并没有将动压承载力和静压承载力统一到液体静压转台系统的综合承载力计算中。下面我们进行液体静压综合承载力及油膜刚度公式推导。

如上图 2 所示, 圆形油腔封油边的半径为 r_2 , 封油边处油膜高度为 h_2 , 油腔半径为 r_1 , 整体油膜高度为 h_1 , 这里 $h_1 = h_2 + h_0$ 。设在最大压力 ($dp/dx=0$) 处液层所对应的缝隙高度为 h_m (注阶梯处的缝隙认为是倾斜变化的)。油液在缝隙中的速度分布是 x 、 y 的函数, 对于不可压缩流体在重力作用下, 其质量为 $x = z = 0$, $y = -g$, 密度为常数。在上述条件下, N-S 方程可简化为^[19]:

$$\begin{cases} -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + v \left(\frac{\partial^2 u}{\partial^2 x} + \frac{\partial^2 u}{\partial^2 y} + \frac{\partial^2 u}{\partial^2 z} \right) = u \frac{\partial u}{\partial x} \\ -\rho \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \\ -g - \rho \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

由式(1)中第 2 个式子可得压强与 z 无关, 由式(1)中第 3 个式子积分得 $p = -\rho gy + f(x)$, 因为

缝隙很小，所以可以忽略 ρgy ，这样压强仅是 x 的函数。第 1 个式子可简化为：

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{d^2u}{d^2y} \quad (2)$$

对式(2)积分两次，得：

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1 y + C_2 \quad (3)$$

对于油腔整体油膜区域—— h_1-h_m 区域，原点在油腔内表面中点。代入边界条件， $y=0, u=0$ ； $y=h_1, u=v$ (这里 v 是指转台转动速度)，可得 C_1, C_2 。则流量为：

$$Q = \int_0^{h_1} u dy = \frac{h_1}{2} v - \frac{h_1^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \quad (4)$$

另外，根据阶梯平板间流动公式有 $Q = \frac{h_m}{2} v$ 。

因此：

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v (h_1 - h_m) / h_1^3 \quad (5)$$

对式(5)积分得：

$$p = 6\mu v (h_1 - h_m) x / h_1^3 + c_1 \quad (6)$$

在圆形油腔系统中，将边界条件代入式(6)， $x=0, p=0$ ； $x=r_1, p=p_{\max}$ 。式(6)变为：

$$\begin{cases} c_1 = 0 \\ p_{\max} = 6\mu v (h_1 - h_m) r_1 / h_1^3 \end{cases} \quad (7)$$

同理在 h_2 点处建立直角坐标系，在 h_2-h_m 区域有：

$$p_{\max} = 6\mu v (h_m - h_2) (r_2 - r_1) / h_2^3 \quad (8)$$

根据阶梯处压力相同的连续条件，联立式(7)、式(8)得到最大压力处液层的初始油膜厚度 h_m ^[3]：

$$h_m = \frac{h_1 h_2 (r_1 h_2^2 + (r_2 - r_1) h_1^2)}{r_1 h_2^3 + (r_2 - r_1) h_1^3} \quad (9)$$

在 h_1-h_m, h_2-h_m 区域积分相加得到油膜动压承载力：

$$F = \frac{2\mu v r_2^3 (r_2 - r_1) (h_1 - h_2)}{r_1 h_2^3 + (r_2 - r_1) h_1^3} \quad (10)$$

此外，陈燕生^[20]对圆形油腔导轨在供油压力为 p_s 时对静压承载力进行了推导。给定毛细管节流器尺寸为 l_c, d_c ， N 个圆形油腔的静压承载力之和为：

$$W = \sum_{i=1}^N W_i = \frac{N p_s \pi r_2^2 \left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right)}{2 \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{128 l_c h_2^3}{3 d_c^4}} \quad (11)$$

根据文献[21]已给出的液体动静压混合轴承中

动静压的比例系数，与之相同，对圆形油腔的静压承载力和动压承载力采用同样加权系数平均，得到综合承载力为：

$$T = \lambda_1 \frac{N p_s \pi r_2^2 \left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right)}{2 \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{128 l_c h_2^3}{3 d_c^4}} + \lambda_2 \frac{2 N \mu v r_2^3 (r_2 - r_1) h_0}{r_1 h_2^3 + (r_2 - r_1) h_1^3} \quad (12)$$

1.2 油膜刚度的理论计算

油膜刚度是指抗载荷变动的能力，也就是单位油膜厚度变化所需的承载力变动量。故油膜刚度为 $S_{\text{油}} = -\Delta T / \Delta h_2$ 。式中的负号表示载荷的增加(减少)引起油膜的减薄(增厚)。当 $h_2 \rightarrow 0$ ，就得到油膜刚度 S ，即将式(12)对封油边油膜厚度微分得到以下油膜刚度公式：

$$S = \lambda_1 \frac{128 \pi N l_c h_2^2 p_s r_2^2 \left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right)}{\left(2 d_c^2 \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{128 l_c h_0^3}{3 d_c^2}\right)^2} + \lambda_2 \frac{6 N \mu v r_1 r_2^3 (r_2 - r_1) h_0 h_2^2}{[h_2^3 + (r_2 - r_1) h_1^3]^2} \quad (13)$$

2 液体静压转台优化模型建立

优化目标、设计变量及约束条件是优化设计的三要素，下面将介绍优化模型的建立。

2.1 优化目标

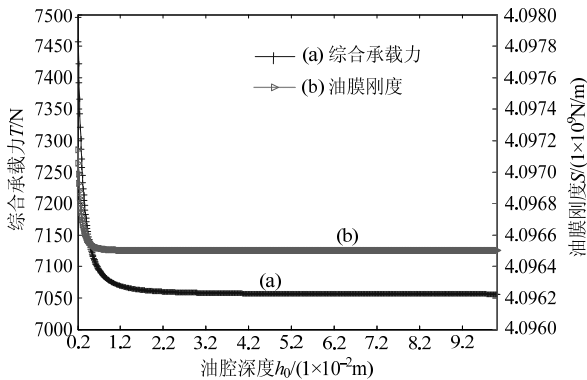
液体静压转台系统同时考虑综合承载力和油膜刚度的优化设计通常采用分层多目标优化模型^[22]。分层多目标优化数学模型为： $L \rightarrow \max[F_{p1}, F_{p2}, \dots]$ 。其中 $p_s (s=1, 2, \dots)$ 是优化层次的记号，分别称为第 1 优先层次，第 2 优先层次，…。在约束条件 $x \in X$ 之下，先求出第 1 层目标极大化的解集，然后在第 1 优先层次问题的解集上对第 2 优先层次的目标极大化进行求解。最后 1 层多目标极大化的解集则为上式的解集。

在本文中，我们先考虑综合承载力达到最大，然后考虑油膜刚度达到最大^[5]，按上述两层进行最优优化设计。

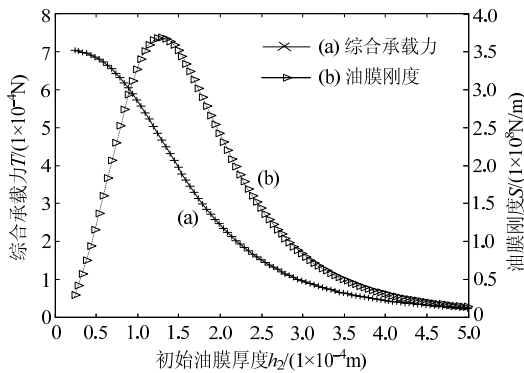
2.2 设计变量和约束条件的确立

为了确定设计变量，首先我们要研究对目标函数影响较大的因素。通过分析式(12)、式(13)中单一变量，得到对综合承载力 T 和油膜刚度 S 有较大影响的各参数，即油腔深度、初始油膜厚度、油腔外

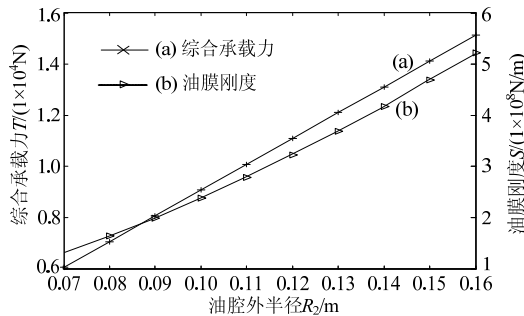
半径和封油边宽度对综合承载力和油膜刚度影响显著,影响规律如图 3(a)~图 3(d)中所示,故将之选为设计变量。



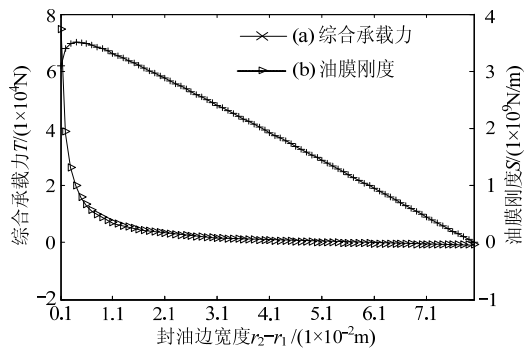
(a) 油腔深度对目标函数的影响



(b) 初始油膜厚度对目标函数的影响



(c) 油腔外半径对目标函数的影响



(d) 封油边宽度对目标函数的影响

图 3 目标函数参数影响图

Fig.3 Curve of influence factors on objectives

为了避免液体静压转台发生共振,需要使结构的固有频率远离激振力频率。对结构第一阶固有频率进行约束,设 $0 < \omega \leq \bar{\omega}$, $\bar{\omega}$ 是激振力频率。

综合以上分析,液体静压转台系统的优化模型表达式为:

$$\begin{cases} \text{find } \mathbf{x} = [h_0, h_2, r_2, r_2 - r_1] \\ L \rightarrow \max[F_{p_1}, F_{p_2}] \\ \text{s.t. } 0 < \omega(\mathbf{x}) < \bar{\omega} \\ \underline{\mathbf{x}} \leq \mathbf{x} \leq \bar{\mathbf{x}} \end{cases} \quad (14)$$

其中: F_{p_1} 为综合承载力函数,由式(12)决定; F_{p_2} 为油膜刚度函数,由式(13)决定; $\omega(\mathbf{x})$ 为结构基频。因 $\omega(\mathbf{x})$ 为结构设计变量的高度非线性函数,为将此隐式函数显式化,我们采用了响应面拟合方法。

3 基于有限元动力学分析的优化求解方法

根据以上模型,首先利用有限元方法进行结构动力学特性分析,然后利用响应面方法将约束基频与设计变量函数关系显式化,从而求解优化模型。优化模型的两层优化设计程序流程见图 4。

3.1 有限元动力学分析

如果建立图 1 所示数控机床加工中心的精确模型,将涉及复杂的接触问题,计算量大。根据结构及受力特征,我们只针对主受力部件——上部转台的动力学特性在商业软件 ADINA 中进行有限元分析。转台采用 3DSOLID 单元,油膜采用 3DFLUID 单元,建立如图 5 所示的有限元模型,假定支承转台的油膜沿圆周均匀分布,结合面为节点间刚性连接约束,封油边油膜的边界为自由边界。通过有限元分析,得到图 6 所示的模态振型,系统第一阶固有频率值为 256.856Hz,对应的相对位移为 0.148mm。

3.2 响应面拟合方法

响应面方法,就是用统计学的综合技术来构造优化模型中基频约束函数的显式近似,从而将原优化问题转化为显式的近似优化模型。

以上述第 1 层次综合承载力优化模型为例,选取 h_0, h_2 为设计变量,采用中心复合方法设计试验。因此初始中心点选取为 $[h_0^0, h_2^0]^T = [0.03, 0.0004]^T$,将拟合半径选取为 $[\Delta h_0, \Delta h_2]^T = [0.01, 0.0002]^T$ 。则由中心点生成新的试验点分别为 $(h_0^0 - \Delta h_0, h_2^0)$, $(h_0^0 + \Delta h_0, h_2^0)$, $(h_0^0, h_2^0 - \Delta h_2)$, $(h_0^0, h_2^0 + \Delta h_2)$, $(h_0^0 + 2\Delta h_0,$

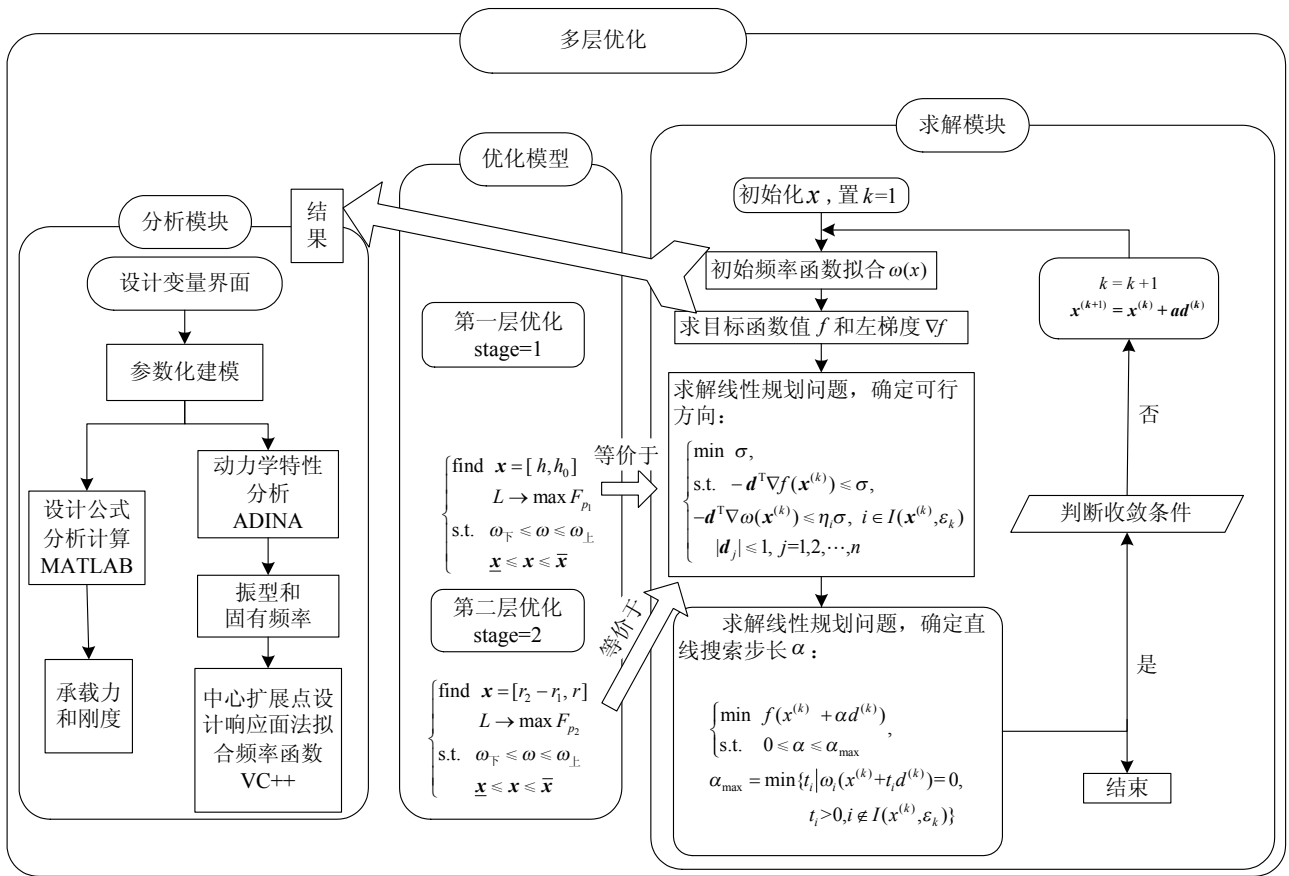


图 4 液体静压转台系统优化设计程序流程图

Fig.4 Optimization program flowchart of hydrostatic worktable system

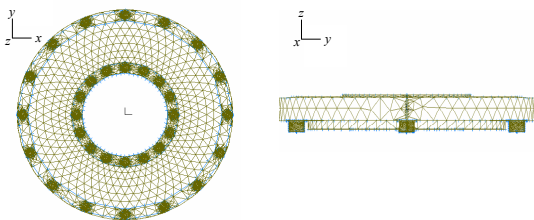


图 5 液体静压转台有限元模型

Fig.5 FE model of hydrostatic worktable

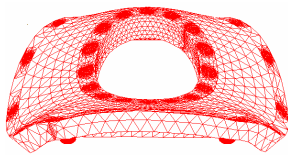


图 6 转台第 1 阶振型图

Fig.6 The first-order mode of hydrostatic worktable

$h_2^0 + \Delta h_2$)。采用有限元软件 ADINA 对 6 个核心试验点进行数值模拟计算, 得到固有频率响应值, 如表 1 所示。

根据试验点的相应数值, 对上述试验点及其响应值进行完全二次型响应面拟合, 设拟合表达式为:

表 1 初始试验点数值

Table 1 Value of initial test points

试验点	h_0^0	h_2^0	ω
1	0.03	0.0004	258.615
2	0.02	0.0004	178.986
3	0.04	0.0004	232.108
4	0.03	0.0002	222.108
5	0.03	0.0006	308.441
6	0.05	0.0006	311.258

$$f = \alpha_0 + \alpha_1 h_0^0 + \alpha_2 h_2^0 + \alpha_3 h_0^{02} + \alpha_4 h_2^{02} + \alpha_5 h_0^0 h_2^0 \quad (15)$$

得到拟合系数为: $\alpha_0 = 127.526$, $\alpha_1 = 18300.2$, $\alpha_2 = -1132110$, $\alpha_3 = -530680$, $\alpha_4 = 166000000$, $\alpha_5 = 40491800$ 。选取另一组校验点, 求得拟合误差为 4.706%, 精度在可以接受的范围内, 因此中心复合设计的响应面拟合方法适用于液体静压转台系统优化模型的显式求解。

3.3 分层的可行方向法

可行方向法是求解非线性规划问题的一种数值计算方法。其典型策略是从可行点出发, 沿着下降方向进行搜索, 求出使目标函数值下降的新的可

行点,算法的主要步骤是选择一个搜索方向和确定沿此方向移动的步长^[23]。本文对内部分层做如下嵌套设计:

① 对两个优化模型标记入口,分别载入第 p_1 层优化模型。初始化设计变量。

② 调用如图 4 所示响应面程序拟合 $\omega(\mathbf{x})$ 表达式。求目标函数值 f 及左梯度 $\nabla f(\mathbf{x})$ 、 $\nabla \omega(\mathbf{x})$ 。

③ 确定可行下降方向 \mathbf{d} 及允许误差限 σ , 将非线性规划模型转化为线性规划模型:

$$\begin{cases} \min \sigma, \\ \text{s.t. } -\mathbf{d}^T \nabla f(\mathbf{x}^{(k)}) \leq \sigma, \\ \quad -\mathbf{d}^T \nabla \omega(\mathbf{x}^{(k)}) \leq \sigma \\ \quad |\mathbf{d}_j| \leq 1, j=1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (16)$$

其中: $\mathbf{x}^{(k)}$ 为当前可行点; $\mathbf{d}^T \nabla \omega(\mathbf{x}^{(k)}) > 0$ 为可行方向在当前可行点满足基频约束方程的条件; $\mathbf{d}^T \nabla f(\mathbf{x}^{(k)}) < 0$ 为可行点满足下降方向的条件。

④ 确定直线搜索步长。

$$\begin{cases} \min f(\mathbf{x}^{(k)} + \alpha \mathbf{d}^{(k)}), \\ \text{s.t. } 0 \leq \alpha \leq \alpha_{\max} \end{cases}$$

$$\alpha_{\max} = \min \{t_i | \omega_i(\mathbf{x}^{(k)} + t_i \mathbf{d}^{(k)}) = 0, t_i > 0, i \in I(\mathbf{x}^{(k)}, \varepsilon_k)\}$$

⑤ 判断收敛条件。若 $\|\mathbf{x}^{(k+1)} - \mathbf{x}^{(k)}\| \leq \varepsilon$, 则 $\mathbf{x}^{(k+1)}$ 为近似最优解, 迭代终止。否则, 令:

$$\varepsilon_k = \begin{cases} \varepsilon_k, & \varepsilon_k \leq -\sigma_k, \\ \frac{\varepsilon_k}{2}, & \varepsilon_k > -\sigma_k, \end{cases} \quad k+1=k, \text{ 转②。}$$

4 液体静压转台优化设计的数值计算结果及分析

给定液体静压转台的油腔深度、初始油膜厚度、油腔半径和油腔封油边间隙初始值为: $x_1=0.03\text{m}$, $x_2=0.00006\text{m}$, $x_3=0.08\text{m}$, $x_4=0.03\text{m}$ 。设计变量 x_1 、 x_2 、 x_3 、 x_4 的上下限约束为 $[0.005, 0.035]$, $[0.000055, 0.0002]$, $[0.07, 1.6]$, $[0.007, 0.035]$ 。

采用 MATLAB 与 VC++混合编程, 采用优化模型式(14), 进行优化求解。经过 8 步迭代后各目标函数值收敛。表 2 给出了各优化变量的迭步情况, 各目标函数的迭代曲线如图 7、图 8 所示。

从表 2 可以看出, 油腔深度和封油边宽度随着迭代步数增加而减小, 然后趋于平稳, 油液结合面

表 2 优化设计变量迭代情况
Table 2 Design variables at every iteration step

迭代步数	第 1 层优化变量		第 2 层优化变量	
	油腔深度/ mm	初始油膜厚度/ mm	油腔半径/ mm	封油边宽度/ mm
0	30	0.06	30	30
1	28.41732	0.08689	39.85431	26.52454
2	20.14196	0.115897	42.58643	20.48958
3	17.97638	0.138564	52.6479	15.68248
4	13.26893	0.142464	58.9922	10.02148
5	12.15165	0.152318	65.27489	8.594568
6	11.52747	0.152069	65.78926	8.596875
7	11.24897	0.151963	65.88522	8.592385
8	10.15924	0.199854	69.00101	8.590101

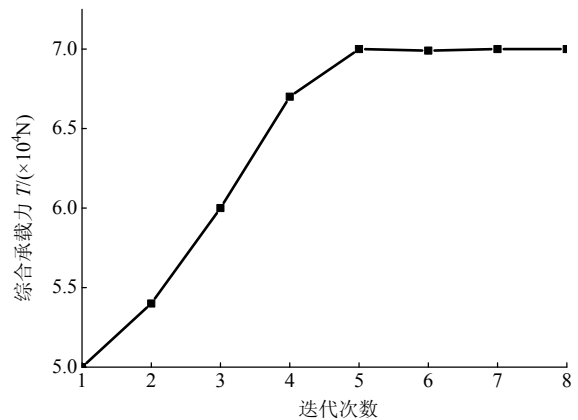


图 7 综合承载力迭代曲线

Fig.7 Iterative curve of oil film capacity

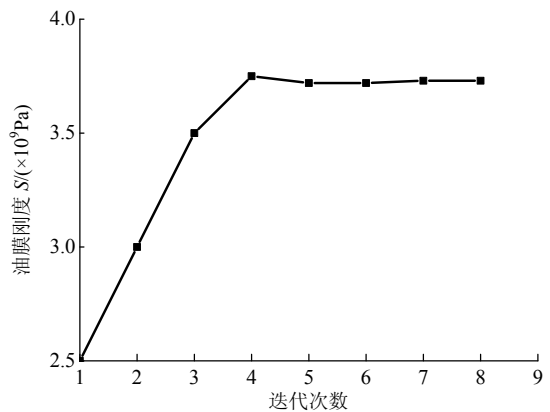


图 8 油膜刚度迭代曲线

Fig.8 Iterative curve of oil film stiffness

初始油膜厚度和油腔半径随着迭代步数增加而增加, 然后趋于稳定收敛。从图 7、图 8 可以看出, 油液刚度和转台承载力随着迭代次数的增加, 先迅速增大然后逐步趋于平稳, 但两者收敛的快慢各有不同。综合承载力在优化迭代前为 $5 \times 10^4 \text{N}$, 优化后增加到 $7 \times 10^4 \text{N}$, 提高了 40%。油膜刚度在优化迭代前为 $2.5 \times 10^9 \text{Pa}$, 优化后增加到 $4 \times 10^9 \text{Pa}$, 提高了 60%。针对最优设计变量进行如图 5 所示的

有限元动力学仿真试验, 得到其固有频率为 200.08Hz, 比原设计降低了 22.104%。

5 液体静压转台系统时程响应验证

为了进一步验证优化后的液体静压转台系统动力学特性, 我们将进行系统的动力时程响应验证。考虑到机床空转时外界传来的非周期性冲击加速度谱是机床中普遍存在和难以避免的干扰来源, 因此将这种振动加速度谱加载到优化后的结构上, 进行系统的时程响应分析。振动加速度幅值-时间曲线如图 9, 响应曲线如图 10 所示。

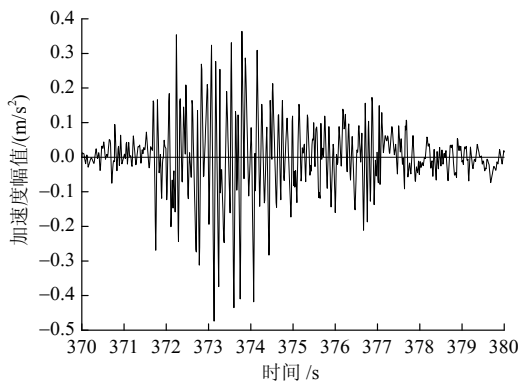


图 9 激励-时间函数

Fig.9 Applied force function

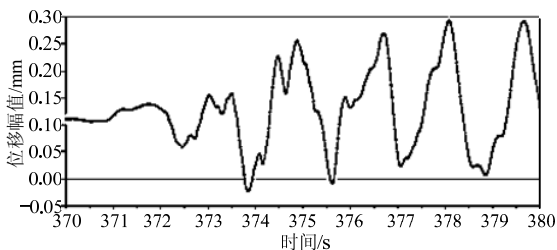


图 10 位移最大点的时程响应曲线

Fig.10 Maximum displacement response graph

从图 10 分析结果可以看出, 当在给定的激励下, 最优设计的最大位移出现在载荷施加点 480 号节点处, 且最大位移为 0.3mm。由 3.1 节分析得知模态振型相对位移为 0.148mm, 动态响应位移是其大小的 2.027 倍。根据文献[24]给出的数控机床切削加工用量, 此工作转台每转可以加工工件的最大加工量为 4mm/r, 在完整加载上述冲击加工工况后工作转台的位移最大可能量是 0.3mm, 仅占切削加工量的 7.5%, 显然加工精度比一般机床高。由此可知, 优化后结构不仅综合承载力和油膜刚度较之前大幅提高, 满足固有频率约束, 而且满足工程要求的加工精度。

6 结论

本文利用响应面方法、下降可行方向法对液体静压转台系统综合承载力和油膜刚度最大化问题进行了研究, 并考虑了固有频率约束要求, 得到了油腔结构尺寸最优参数。由此证明, 在目标及约束不一定连续可微的前提下, 下降可行方向法求解多目标非线性优化模型是有效方法之一。动压承载力和静压承载力的综合分析法, 为全面分析液体静压转台系统承载能力影响因素提供了理论依据。本文未研究加工过程中影响振动振幅特性的因素, 我们可以围绕几何、物理属性及工况等方面因素对液体静压转台系统振动特性进行进一步研究。

参考文献:

- [1] 叶红玲, 郑小龙, 沈静娴, 等. 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, et al. Dynamic modeling and analysis of axial vibration of the hydrostatic slide turntable [J]. Engineering Mechanics, 2012, 29(3): 218—225. (in Chinese)
- [2] 荣涵锐, 国荣. 倾斜油腔液体动静压混合轴承的动态特性分析计算[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1994, 26(2): 77—83.
Rong Hanrui, Guo Rong. Calculation and analysis of dynamic behavior for the hybrid journal bearing with four inclined pockets [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 1994, 26(2): 77—83. (in Chinese)
- [3] Shao J, Zhou L, Li H, et al. Influence of the oil cavity depth on dynamic pressure effect of hydrostatic thrust bearing [C]. Hangzhou, Zhejiang, China: IEEE Computer Society, 2009: 11—14.
- [4] 孟学斋, 杨建玺, 孟昭焱. 液体静压支承静态性能新表达式探索[J]. 中国工程科学, 2002, 4(5): 63—66.
Meng Xinzhai, Yang Jianxi, Meng Zhaoyan. New formulas for the static characteristic of hydrostatic bearing and their application [J]. Engineering Science, 2002, 4(5): 63—66. (in Chinese)
- [5] 孙学贇, 罗松保. 液体静压导轨对置油垫承载能力及刚度的优化设计[J]. 航空精密制造, 2005, 41(1): 14—17.
Sun Xueyun, Luo Songbao. The optimization calculation of load capacity and stiffness for contra-positive hydrostatic pocket of hydrostatic slide [J]. Aviation Precision Manufacturing Technology, 2005, 41(1): 14—17. (in Chinese)
- [6] Bouzidane A, Marctomas. Equivalent stiffness and damping investigation of a hydrostatic journal bearing [J]. Tribology Transactions, 2007, 50: 257—267.

- [7] Chen D, Fan J, Zhang F. Dynamic and static characteristics of a hydrostatic spindle for machine tools [J]. *Journal of Manufacturing Systems*, 2012, 31(1): 26–33.
- [8] Osman T A, Dorid M, Safar Z S, et al. Experimental assessment of hydrostatic thrust bearing performance [J]. *Tribology International*, 1996, 29(3): 233–240.
- [9] Wason K L. Hydrostatic radial bearings for high speed precision machine tool applications [D]. U.S.A: University of Oklahoma, 1992.
- [10] Solmaz E, Babalik F C, Ozturk F. Multicriteria optimization approach for hydrostatic bearing design [J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2002, 54(1): 20–25.
- [11] Solmaz E, Ozturk F. Optimisation of hydrostatic journal bearings with parameter variations based on thermodynamic effects [J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2006, 58(2): 118–122.
- [12] 丁叙生. 有周向回油槽液体静压轴承的优化设计[J]. *机床与液压*, 2000, 1(增刊): 75–76.
Ding Xusheng. Optimum design of the hydrostatic bearing with circumferential return oil chute [J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2000, 1(Suppl): 75–76. (in Chinese)
- [13] 赵明, 黄正东, 陈立平. 重型数控立车工作台静压计算与优化[J]. *中国机械工程*, 2008, 19(22): 2742–2747.
Zhao Ming, Huang Zhengdong, Chen Liping. Hydrostatic pressure calculation and optimization on worktable for heavy duty CNC vertical turning mill [J]. *China Mechanical Engineering*, 2008, 19(22): 2742–2747. (in Chinese)
- [14] 隋允康, 叶红玲, 杜家政. 结构拓扑优化的发展及其模型转化为独立层次的迫切性[J]. *工程力学*, 2005, 22(增刊): 107–118.
Sui Yunkang, Ye Hongling, Du Jiazheng. Development of structural topological optimization and imminency of its model transformation into independent level [J]. *Engineering Mechanics*, 2005, 22(Suppl): 107–118. (in Chinese)
- [15] 许宏洲, 王全凤. Zoutendijk 可行方向法可能失效的原因及其对策[J]. *基建优化*, 2005, 26(1): 108–110.
Xu Hongzhou, Wang Quanfeng. A solution for possible invalidation of Zoutendijk method of feasible directions [J]. *Optimization of Capital Construction*, 2005, 26(1): 108–110. (in Chinese)
- [16] 陈昌富, 王贻荪, 邹银生. 边坡可靠性分析分步混合遗传算法[J]. *土木工程学报*, 2003, 36(2): 72–77.
Chen Changfu, Wang Yisun, Zou Yinsheng. Hybrid genetic algorithm with two stage for slope reliability analysis [J]. *China Civil Engineering Journal*, 2003, 36(2): 72–77. (in Chinese)
- [17] 何光宇, 卢强, 陈雪青. 一种求解非线性优化问题的可行方向法[J]. *清华大学学报*, 2004, 44(10): 1310–1312.
He Guangyu, Lu Qiang, Chen Xueqing. Feasible direction algorithm for solving nonlinear optimization problems [J]. *Journal of Tsinghua University*, 2004, 44(10): 1310–1312. (in Chinese)
- [18] 庞志成, 陈世家. 液体静压动静压轴承[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1991, 12: 135–139.
Pang Zhicheng, Chen Shijia. Hydrostatic and hybrid bearing [M]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 1991, 12: 135–139. (in Chinese)
- [19] 钱汝鼎. 工程流体力学[M]. 北京航空学院出版社, 1989, 9(1): 103–204.
Qian Ruding. *Engineering fluid mechanics* [M]. Published by Beihang University, 1989, 9(1): 103–204. (in Chinese)
- [20] 陈燕生. 液体静压支承原理及设计[M]. 国防工业出版社, 1989, 7(1): 25–77.
Chen Yansheng. Theory and design of hydrostatic bearing [M]. National Defense Industry Press, 1989, 7(1): 25–77. (in Chinese)
- [21] Guo Z, Hirano T, Kirk R G. Application of CFD analysis for rotating machinery - Part I: Hydrodynamic, hydrostatic bearings and squeeze film damper [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2005, 127(2): 445–451.
- [22] 胡毓达. 实用多目标优化[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1990, 7(1): 12–35.
Hu Yuda. Practical multi-objective optimization [M]. Shanghai: Shanghai Technological Press, 1990, 7(1): 12–35. (in Chinese)
- [23] 张光澄. 非线性最优化计算方法[M]. 北京: 高等教育出版社, 2005: 261–320.
Zhang Guangcheng. Computational methods for nonlinear optimization [M]. Beijing: Published by High Education Organization, 2005: 261–320. (in Chinese)
- [24] 卢碧红. 虚拟数控车削加工精度预测系统研究[D]. 大连: 大连交通大学, 2003.
Lu Bihong. Research on machining accuracy prediction system for virtual NC turning [D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2003. (in Chinese)