

高速主轴/刀具联结的参数化有限元法优化设计*

张松 艾兴 赵军
(山东大学机械工程学院 济南 250061)

摘要: 随着切削速度的不断提高,对主轴/刀具联结的静、动态特性要求越来越高。传统的设计法不仅设计周期长,而且设计质量难以保证,已不适应新产品的研制开发需要。利用参数化有限元法完成高速旋转下的主轴/刀具联结的力学模型的建立和分析,并通过非线性二次规划法对其进行优化,不仅可以提高设计质量,而且可以大大缩短设计周期。研究表明,对于多约束优化问题,利用该算法可以较好地获得全局最优解,结构参数优化合理,能够满足工程实际应用的需要。

关键词: 参数化有限元法 高速旋转 主轴/刀具联结 优化设计

中图分类号: TG502

0 前言

在由机床—刀具—夹具—工件组成的工艺系统中,主轴/刀具联结起着相当重要的作用,一方面实现刀柄在主轴锥孔内的精确定位,另一方面夹紧刀柄并提供足够的联结刚度。因此,加工精度在很大程度上取决于联结性能的好坏^[1-6]。随着切削速度的不断提高,主轴/刀具的联结特性,诸如变形、接触应力分布等都发生了很大的变化,导致刀具与主轴的相对位置的变化和联结刚度的下降,降低了加工精度和表面质量,严重时还会损坏主轴和刀具。因此,研究高速旋转状态下的主轴/刀具联结的设计理论和方法,以提高设计水平和质量,亦是当前的一个重要课题。

以往应用有限元进行分析的标准过程都是根据设计条件,确定机械结构的初始尺寸,再用有限元程序建模、求解,最后对分析结果进行评定。如果评定不合格,则对初始尺寸进行修改,然后再次建模、求解、评定,如此反复,直至评定合格为止^[7-9]。上述设计法不仅费时费力,设计周期长;而且所获得的设计方案往往不是最佳方案,还有改进提高的余地。尤其对于主轴/刀具联结这一类的多约束非线性问题而言,其缺点更加明显。

优化过程实际上是一个不断自动修正设计参数的过程,而要想保证优化过程的流畅,就要将待优化的设计数据参数化,为修正模型提供可能,并自

动完成分析—评价—修正这一循环过程。本研究的目的是要借助于先进的计算机软硬件技术,利用参数化有限元法把优化技术融入整个设计分析过程,即在进行有限元分析时实时向优化过程提供设计信息,并通过非线性二次规划法对主轴/刀具的联结进行优化,寻找最优设计方案,从而实现用理论设计代替经验设计,用精确计算代替近似计算,用优化设计代替一般的安全寿命的可行性设计。

1 力学分析

工作于旋转状态下的主轴/刀具联结,其联结面上的变形、接触应力由于离心力的作用而变化,这种变化在通常使用的转速下一般可以忽略不计。但转速较高时,离心力产生的径向间隙不仅引起刀柄的轴向窜动,还会降低接触应力和联结刚度,使刀具在径向切削力的作用下发生弯曲,上述变化直接影响到加工精度和表面粗糙度。因此,在研究分析转速很高的联结时,必须找出接触应力分布、位移与转速间的关系,为主轴/刀具联结的优化设计提供理论依据。

除了键和键槽外,主轴/刀具联结的结构和尺寸均符合 ISO7388/1 和 ISO/DIS9270 标准,夹紧机构的轴向拉力作用在刀柄后端(如图 1 所示)。由于

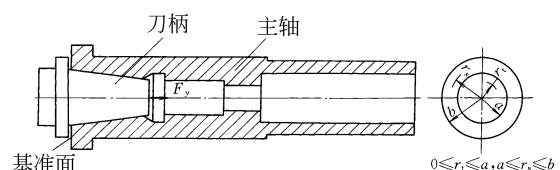


图 1 主轴/刀具联结简图

* 山东省经贸委资助项目(2000 No. 992)。20030117 收到初稿, 20030617 收到修改稿

几何结构呈轴对称性,可按轴对称平面应变问题来分析联结面间的变形、接触应力分布等规律。

1.1 离心力对有效过盈量的减少效应^[10]

当刀柄和主轴以角速度 ω (无论匀速还是加速)绕其轴线旋转时,离心力 $\rho\omega^2 r$ 在联结面($r_t=r_s=a$)处产生的径向位移分别为

$$u_t = \frac{(3-2\nu_t)(1+\nu_t)}{8E_t(1-\nu_t)} \rho_t \omega^2 a \times \left[(1-2\nu_t)a^2 + \frac{2\nu_t-1}{3-2\nu_t} a^2 \right] \quad (1)$$

$$u_s = \frac{(3-2\nu_s)(1+\nu_s)}{8E_s(1-\nu_s)} \rho_s \omega^2 a \times \left[b^2 + (1-2\nu_s)(a^2 + b^2) + \frac{2\nu_s-1}{3-2\nu_s} a^2 \right] \quad (2)$$

式中 u_t, u_s ——刀柄和主轴的径向位移
 a ——任一截面处的主轴/刀具联结半径
 (即刀柄外径和主轴内径)
 b ——主轴外径
 r_t, r_s ——刀柄和主轴在任一截面上的半径
 E ——弹性模量
 ω ——角速度 $\omega=2\pi n/60$
 n ——转速
 ν_t, ν_s ——刀柄和主轴的泊松比
 ρ ——密度

主轴与刀柄都选用钢质材料,两者的弹性模量、泊松比和密度基本相等,则刀柄与主轴间的径向间隙为

$$\delta = 2(u_s - u_t) = \frac{(3-2\nu)(1+\nu)}{2E} \rho \omega^2 ab^2 > 0 \quad (3)$$

可知,在任何旋转速度下,刀柄锥面都不会和主轴锥孔接触,永远存在着径向间隙,且径向间隙随转速的提高呈平方关系增长。当角速度为定值时,径向间隙随联结半径的变化而变化,使得刀柄大端的间隙远远大于刀柄小端的间隙,变形呈现“喇叭口”型。

1.2 离心力对接触应力的影响

夹紧结构拉紧刀柄后,刀柄与主轴在轴向拉力的作用下均发生弹性变形,刀柄向主轴后端移动,在联结面间形成过盈配合,并产生接触应力(如图 2 所示)。主轴/刀具联结的任一截面处的接触应力均受到刀柄移动形成的过盈量和离心力(旋转速度)引起的径向间隙的共同作用,其计算公式如下

$$\sigma = \frac{E(\delta_0 - \delta)(b^2 - a^2)}{4ab^2} \quad (4)$$

$$\delta_0 = \frac{2\Delta L}{C} \quad (5)$$

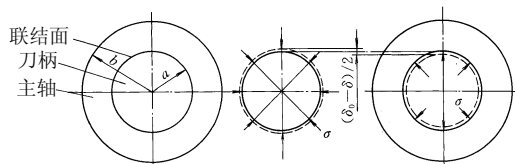


图 2 联结面间的接触应力

式中 σ ——联结面间的接触应力
 δ_0 ——刀柄移动形成的过盈量
 δ ——离心力形成的径向间隙
 ΔL ——刀柄移动的距离
 C ——刀柄锥度

处于相对平衡状态下的刀柄受到来自接触应力产生的轴向反力,其大小与轴向拉力相等,计算公式如下

$$F' = \frac{L\pi(\mu + C/2)}{n-1} \sum_{i=1}^{n-1} \sigma_{mi} d_{mi} = F_y \quad (6)$$

式中 F' ——轴向反力
 F_y ——轴向拉力
 L ——接触长度
 μ ——动摩擦因素
 σ_{mi} ——两节点间的接触应力平均值
 d_{mi} ——两节点间的直径平均值
 n ——接触节点对数

随着旋转速度的提高,离心力形成的径向间隙越来越大,刀柄就会在轴向拉力作用下不断向后移动,直到接触应力产生的轴向反力等于轴向拉力为止。联结面间的变形和接触应力分布的不均匀性,却使刀柄的轴向移动只能补偿部分间隙,当主轴转速超过某一极限值时,刀柄大端即与主轴分离,接触应力急剧下降,引起刀具在径向力作用下弯曲。而刀柄相对于主轴位置的变化,除了离心力的效应外,还与 ISO 标准的规定有关。这是因为,根据 ISO 标准,刀柄锥柄和主轴锥孔的尺寸精度是由圆锥角公差控制的,而两者在基准面处的直径尺寸是一样的。在轴向拉力的作用下,刀柄弹性收缩向主轴后端移动,导致刀柄相对于主轴的位置变化,且随着旋转速度的提高,变化越来越明显。刀柄的弯曲变形和轴向窜动破坏了工件的加工精度和表面质量。因此,要实现刀柄的精确定位和可靠夹紧,并确保联结特性在高速旋转状态下不随速度的提高而变化,就必须对影响联结特性的一些参数,包括刀柄锥柄与主轴锥孔间的配合 T_f 、旋转速度 n 、轴向拉力 F_y 和主轴外径 b 等视作变量加以研究。

2 优化模型及优化结果

建立参数化有限元模型是让优化迭代参与分析

全过程的必要前提，因此，一个完整的参数化有限元优化设计过程应包括参数化建模、划分网格、加载、求解、后处理和优化迭代等部分(见图 3)。

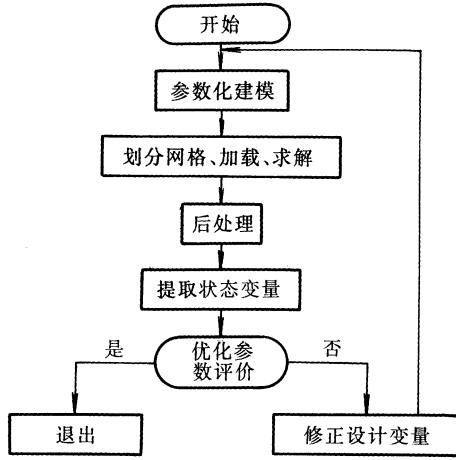


图 3 参数化有限元优化设计流程图

2.1 参数化有限元模型

主轴/刀柄联结属于边界条件高度非线性的接触问题，分析时把主轴锥孔的内表面和刀柄的外锥面分别定义为目标面和接触面，通过研究目标面上的节点与接触面接触时的自由度关系及变形的一致性，来确定接触边界条件，然后从边界变形协调的变分原理出发，建立整个接触系统的控制方程。这种模型能有效地处理复杂接触表面和动态接触问题。

为了提高运算效率，采用映射法构造了对称于 Oxy 平面的 1/2 三维有限元模型(如图 4 所示)。构造有限元模型时，所有的结构尺寸，即优化过程中所涉及到的设计变量，均以参数化形式描述。有限元模型包含 4 952 个节点和 3 717 个单元。共有 220 个接触点对，接触面间的摩擦符合库仑定律。非线性方程求解过程中采用牛顿-拉普森迭代法。外加载荷除了作用于刀柄后端的轴向拉力外，还包含作用于刀柄上的最大许用转矩和最大许用切削力。

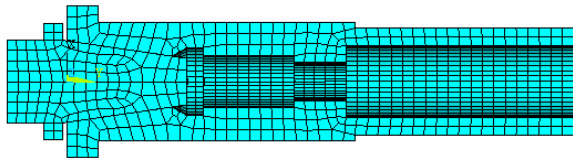


图 4 主轴/刀具联结的有限元模型

2.2 优化数学模型

建立数学模型是优化设计的重要部分。优化结果是否可用，主要取决于简化了的数学模型能否准确地反映工程问题的实际情况。本研究的目的是要在保证材料不发生失效的前提下，通过优化刀柄锥柄与主轴锥孔间的配合 T_f 、旋转速度 n 、轴向拉

力 F_y 和主轴外径 b 来获取联结的最大接触应力 σ 和刀柄的最小轴向窜动量 ΔL ，以提高主轴/刀具联结的可靠性，进而提高加工精度。为了便于优化目标函数，将接触应力 σ 的最大化问题，通过算式 $C-\sigma$ (C 是一个远大于 σ 的常数)也转化为最小化问题。

主轴/刀柄联结的优化设计属于多约束非线性混合变量规划问题，其优化设计数学模型可表述为

$$\begin{cases} \min f(x) \\ \text{s.t. } g_u(x) \leq 0 \quad u = 1, 2, \dots, m \\ x_{i\min} \leq x_i \leq x_{i\max} \quad i = 1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (7)$$

式中 $x = [x_d, x_c]^T \in R^n$

$x_{i\min}, x_{i\max}$ —— 变量 x_i 的极小值和极大值

x_d —— 离散变量的子集合

x_c —— 连续变量的子集合

联结的接触应力 σ 和刀柄的轴向窜动量 ΔL 是刀柄锥柄与主轴锥孔间的配合 T_f 、旋转速度 n 、轴向拉力 F_y 和主轴外径 b 的函数。由于机床主轴的最高转速是由工艺范围决定的，因此设计变量为

$$x = [T_f, F_y, b]^T \in R^3$$

$$x_d = [b]$$

$$x_c = [T_f, F_y]^T$$

其中，主轴的外径 b 与主轴轴承内孔配合，其取值要符合轴承标准，是离散变量；且其大小还必须满足本身的动、静刚度要求。其他变量则为连续变量。则 3 维设计变量优化问题的目标函数记为

$$f(x) = f(T_f, F_y, b) \rightarrow \min \quad (8)$$

按照设计约束的性质不同，约束有性能约束和边界约束两类，其中许用应力属于性能约束；而刀柄锥柄与主轴锥孔间的配合和轴向拉力的限制则属于边界约束。

$$\text{性能约束函数为 } \sigma \leq [\sigma_s] = 685 \text{ MPa}$$

$$\text{边界约束函数为 } -10 \mu\text{m} \leq T_f \leq 10 \mu\text{m}$$

$$20 \text{ kN} \leq F_y \leq 35 \text{ kN}$$

$$b \in [95 \ 100 \ 105 \ 110]$$

2.3 优化算法

在优化过程中采用了多约束非线性二次规划法，设在某一设计点 x 处共有 4 个起作用的约束，其矢量用下式表示

$$g(x) = [g_1(x), g_2(x), g_3(x), g_4(x)]^T \quad (9)$$

假设经过 k 次优化迭代，得到设计点 x_k ，现在从该点出发继续搜索，最终逼近问题的最优点。其迭代过程如下。

(1) 给定设计初始值 x_i^0 、拉格朗日初始值 λ_0 ，令变尺度矩阵 $B_0 = I$ (单位矩阵)。

(2) 计算原问题的函数值、梯度值，构造二次规划子问题。

(3) 求解二次规划子问题, 确定新的乘子向量 λ_k 和搜索方向 d_k 。

(4) 沿 d_k 进行搜索, 确定步长 a_k , 得到新的近似极小点: $x_{k+1} = x_k + a_k d_k$ 。

(5) 满足收敛精度 $\left| \frac{f(x_{k+1}) - f(x_k)}{f(x_k)} \right| \leq \varepsilon$, 则停

止搜索、迭代; 否则转入下步。

(6) 采用拟牛顿公式对 B_k 进行修正得到 B_{k+1} , 返回(2)。

由于非线性二次规划法具有自动修正功能, 当约束条件不能完全得到满足时, 可以自动修正有关结构尺寸来满足约束要求。因此, 该法具有很好的收敛性。整个优化过程只需数次分析、迭代即可完成。

2.4 优化结果分析

利用多约束非线性二次规划法, 共迭代 9 次, 即得到主轴/刀具联结设计的最优解。主轴与刀柄间的接触应力是一个非均匀应力场, 考察平均应力较为合理, 平均应力值越大则联结刚度越高, 抵抗弯曲变形的能力就越强。加工过程中, 刀柄相对于主轴的轴向移动越小越有利于加工精度的提高。如表所示, 通过优化, 平均接触应力提高了大约 80%, 刀柄的轴向定位精度由 5.9~18.8 μm 降为 $\pm 5.5 \mu\text{m}$ 左右, 且主轴外径缩小了 9%, 降低了主轴的转动惯量, 提高了伺服响应速度。优化结果说明, 提高夹紧机构的轴向拉力和圆锥面间的配合量可以极大地提高主轴/刀柄的联结能力, 减少因径向切削力而产生的刀具弯曲和刀柄的轴向窜动, 可以有效地提高加工精度、表面粗糙度和形位精度, 这一点对于精密加工尤为重要。

表 迭代数据对照表

项目	转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	刀柄锥柄与主轴锥孔 间的配合 $T_f/\mu\text{m}$	轴向拉力 F_y/kN
初始值	0 10 000	0	20
最优解	0 10 000	-4.5(过盈)	33

项目	主轴外径 b/mm	平均接触应力 σ_m/MPa	刀柄轴向移动 $\Delta L/\mu\text{m}$
初始值	110	3.32 2.77	5.9 18.8
最优解	100	5.45 4.97	-5.5 5.4

3 结论

与以往的设计分析方法相比, 将参数化有限元

法与多约束非线性二次规划法有机地结合起来, 可以让优化迭代算法融入有限元分析的全过程, 可以快速地搜索到全局最优解, 并能大大地减少计算工作量, 为机械结构的优化设计提供一种新途径。

参 考 文 献

- 1 Eugene I Rivin. Advanced 7/24 tapered toolholder/spindle interfaces for high-speed CNC machine tools. SAE Trans., Journal of Materials & Manufacturing, 1998,107: 1 057~1 068
- 2 Aoyama T, Inasaki I. Performances of HSK tool interface under high rotation speed. Annals of the CIRP, 2001, 50 (1): 281~284
- 3 Masaomi Tsutsumi, Masasuke Ohya, Tojiro Aoyama, et al. Deformation and interface pressure distribution of 1/10 tapered joints at high rotational speed. Int. J. Japan Soc. Prec. Eng., 1996, 30(1): 23~28
- 4 Agapiou J, Rivin E, Xie C, et al. Toolholder/spindle interfaces for CNC machine tools. Annals of the CIRP, 1995, 44(1): 383~387
- 5 肖曙红, 张伯霖, 李志英. 高速机床主轴/刀具联结的设计. 机械工艺师, 2000(3): 8~10
- 6 Robert B Aronson. Toolholder primer. Manufacturing Engineering. 1999(5): 84~92
- 7 许定奇, 孙荣文. 过盈联结的设计、计算与拆装. 北京: 中国计量出版社, 1991
- 8 GB/T 15755—1995 圆锥过盈配合的计算和选用.
- 9 韩正铜. 圆锥面无键连接的受力分析与计算. 机械科学与技术, 1995(3): 13~14
- 10 徐秉业, 刘信声. 应用弹塑性力学. 北京: 清华大学出版社, 1995

FEM-BASED PARAMETRIC OPTIMUM DESIGN OF SPINDLE/TOOLHOLDER INTERFACES UNDER HIGH ROTATIONAL SPEED

Zhang Song Ai Xing Zhao Jun
(Shandong University)

Abstract: With the increase of the cutting speed, the static and dynamic performance of the spindle/toolholder interface is required higher and higher. The traditional method, which not only has longer design cycles, but also doesn't gain the optimum results usually, can't meet the requirement of researching (下转第 91 页)