

结构参数对砂轮主轴系统动态性能的影响*

罗筱英 唐进元

(中南大学机电工程学院 长沙 410075)

摘要: 以某数控螺旋锥齿轮磨齿机为研究对象, 建立主轴系统的有限元模型, 并进行模态分析和谐响应分析, 得出特定工况及不同结构参数下主轴系统的较低阶固有频率、振型以及位移的幅频响应曲线和动柔度的 Nyquist 曲线, 进一步分析支承跨距、支承刚度等结构参数对主轴系统固有特性的影响以及对其抗振性能的影响。分析过程中, 运用 APDL 语言将磨齿机主轴系统的关键尺寸参数化, 修改预置参数中的跨距后可重新生成新模型, 从而使建模和求解的效率大大提高。研究表明, 支承刚度对模态影响较大, 刚度增加可使第一阶固有频率较大幅度地提升, 支承跨距对模态的影响相对较小。要提高该数控螺旋锥齿轮磨齿机的加工精度及加工能力, 应使支承刚度达到 3 450 N/ μm , 同时将主轴系统支承跨距由原来的 260 mm 增大到 300 mm。

关键词: 主轴系统 有限元分析 动态性能 固有频率 振型 谐响应

中图分类号: TG156

0 前言

随着现代制造技术的高速发展, 机械设备尤其是机床日益向高速、高效、高精度以及自动化方向发展, 一些高速及超高速机床的主轴转速已经达到 10~40 kr·min⁻¹, 机床极微弱的振动都有可能破坏精密或超精密加工, 因此, 机床的动态性能已成为一个十分重要的研究课题。国内外学者在此研究领域已做了大量工作, 研究方法主要为有限单元法^[1]和传递矩阵法^[2]。文献[1]提出了机床主轴支承系统设计的综合“CAE”策略, 用二节点单元建立有限元模型, 对主轴系统进行了静力分析和模态分析, 没有进行谐响应分析。文献[2]提出了采用传递矩阵法对机床主轴系统进行动态性能研究的比较经典的分析思路与方法。自从高性能低成本的计算机系统被广泛应用后, 结合越来越多的实用商用软件包, 机床动态性能的研究已趋向于采用有限元法。

七轴五联动数控螺旋锥齿轮磨齿机是一种涉及多学科的高科技产品。为了在现有国产机型的基础上开发出性能更加完善的新机型, 缩短产品开发周期, 提高产品质量, 将 CAE 用于数控磨齿机的设计是十分必要的。以某国产七轴五联动数控磨齿机主轴系统为研究对象, 建立其有限元模型, 在文献[1-2]研究思路的基础上, 基于动态响应特征分析理论, 采用 ANSYS 进行模态分析和谐响应分析, 研究动态特性与结构参数之间的关系, 为其动态性能的进一步优化提供基础。

1 主轴系统的有限元模型

1.1 动力响应特性分析理论

主轴系统的动态特性是指它抵抗受迫振动及自激振动的能力。

对受迫振动的抵抗能力主要决定于前端在机床工作时所产生的各种激振力作用下的振幅, 其值越大, 抗振能力越低, 加工精度越低。对自激振动的抵抗能力, 由主轴前端在切削部位的激振点的动柔度反映出来。

无阻尼系统受到简谐激振力 $P(t) = P_0 \sin \omega t$ 作用时, 其受迫振动的运动方程为^[2-3]

$$M\ddot{X}(t) + KX(t) = P_0 \sin \omega t \quad (1)$$

式中 $P(t)$ —— 激振力矢量

P_0 —— 激振力幅值

M, K —— 质量矩阵、刚度矩阵

$X(t)$ —— 系统的位移

ω —— 激振力频率

求出系统的各阶主振型 $A^{(1)}, A^{(2)}, \dots, A^{(r)}, \dots, A^{(n)}$ 组成模态矩阵 Φ , 作如下坐标变换

$$X(t) = \Phi \eta(t) \quad (2)$$

式中 $\eta(t)$ —— 结构系统的模态坐标

将运动方程式(1)变换成模态方程

$$M_r \ddot{\eta}(t) + K_r \eta(t) = A^{(r)T} P_0 \sin \omega t \quad (3)$$

$r=1, 2, \dots, n$

式中 M_r, K_r —— 模态质量矩阵、模态刚度矩阵

模态方程可展开成 n 个 $\eta(t)$ 互相独立的方程, 分别求解得到 $\eta_1(t), \eta_2(t), \dots, \eta_r(t), \dots, \eta_n(t)$, 系统在

* 国家重点基础研究发展计划资助项目(973 计划, 2005CB724100)。20060206 收到初稿, 20061020 收到修改稿

第 r 个模态坐标的稳态响应为

$$\eta_r(t) = \frac{A^{(r)T} P_0}{K_r \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nr}} \right)^2 \right]} \sin \omega t \quad (4)$$

$r=1, 2, \dots, n$

将模态坐标的稳态响应代入式(2)便得到以物理坐标描述的系统对简谐激励的振幅列阵为

$$X = \sum_{r=1}^n \frac{A^{(r)T} P_0 A^{(r)}}{K_r \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nr}} \right)^2 \right]} \quad (5)$$

式中 ω_{nr} ——系统的 r 阶固有频率

主轴前端在切削部位的激振点的动柔度，即在主轴前端激振时也在激振点测量的响应的大小，可通过品质系数 $C_{om}^{[2-7]}$ 来反映，品质系数越大，抵抗切削自激振动的能力越强，加工稳定性越好，切削能力越强。此处品质系数为

$$C_{om} = \frac{1}{2X_0} \quad (6)$$

式中， X_0 为激振点处 y 向激励 x 向动柔度的 Nyquist 曲线最大负实部的绝对值。

1.2 磨齿机主轴系统介绍

图 1 所示为某螺旋锥齿轮磨齿机主轴系统。磨齿机的主轴系统包括主轴、传动齿轮、轴承、凸缘盘、砂轮卡盘，主轴材料为 38CrA1A 钢，形状为空心阶梯轴。齿轮为模数 $m=4$ mm，齿数 $z=46$ 的圆柱齿轮，由一个 SIMENS 1PH7 电动机驱动，前后支承均为 SKF 7020 CD/P4A 轴承。

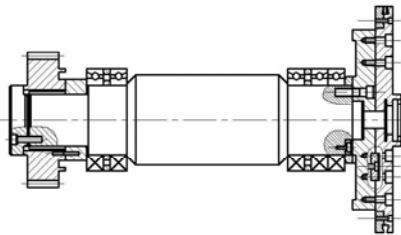


图 1 某螺旋锥齿轮磨齿机主轴系统

主轴系统所受外力主要是磨削力和驱动力。在磨削加工时，沿砂轮径向的磨削力 F_y 远大于切向磨削力 F_z ，由文献[4]的经验公式，计算出 $F_y = 288$ N。因为主轴前端的激振点动柔度是衡量主轴部件动态性能好坏的主要指标^[2]，它主要由径向磨削力 F_y 确定，其他激励因素如 F_z 的转矩、齿轮驱动力及啮合刚度波动等的影响很小，所以本文只分析径向磨削 F_y 作用下的主轴系统的动态性能。

1.3 有限元模型的创建

根据实际结构，先对实体模型进行适当简化，忽略螺孔等细小局部的影响，将主轴系统简化为前端固定、后端滑动的简支梁结构，并将中间轴套的弹性影响引入到支承的轴承上，忽略轴承接触刚度非线性的影响，把轴承刚度看作常量。假设每个弹性支承均由八个均布弹簧组成，其断面上的分布如图 2 所示，轴向分布如图 3 所示，C、D 表面伸出的线段为弹簧单元 Combin14^[3]。

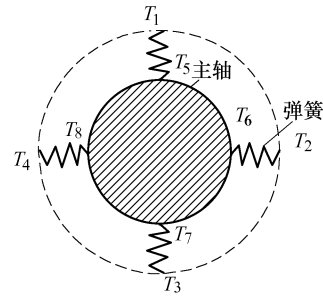


图 2 横断面上的弹簧分布

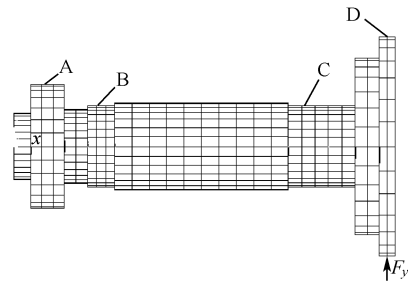


图 3 某螺旋锥齿轮磨齿机主轴系统有限元模型

图 2 中，为了限制主轴轴向(x 向)的移动，在主轴与弹簧相连接的 4 个节点 $T_5、T_6、T_7、T_8$ 加上 UX 约束，在弹簧的另外一端 $T_1、T_2、T_3、T_4$ 为完全固接。选用 SOLID45 单元进行离散分网，此单元是分析弹性结构空间问题中应用较广的一种元素。由于采用了八节点单元，因而能利用更复杂的形状函数，对实际变形有更好的表达，计算精度更高，有限元模型如图 3 所示。

运用 APDL 语言将磨齿机主轴系统的关键尺寸参数化，在重新生成新模型时，只需修改预置参数即可。

2 模态分析

2.1 特定工况下的模态特性

研究主轴系统弹性支承时的固有振动特性，设弹簧单元刚度即支承刚度为 345 N/ $\mu\text{m}^{[5]}$ ，对主轴系统进行模态分析，结果如表 1 所示。

表 1 主轴系统模态分析结果说明

模态阶数	固有频率 f_n /Hz	振型描述
1	803	平移及头部摇摆
2	1 316	绕 x 轴扭转
3	1 448	绕中部 y(z)轴摇摆
4	1 976	头部摇摆
5	3 125	轴向振动
6	3 311	头部扭转

图 4 显示了与固有频率相对应的振型。

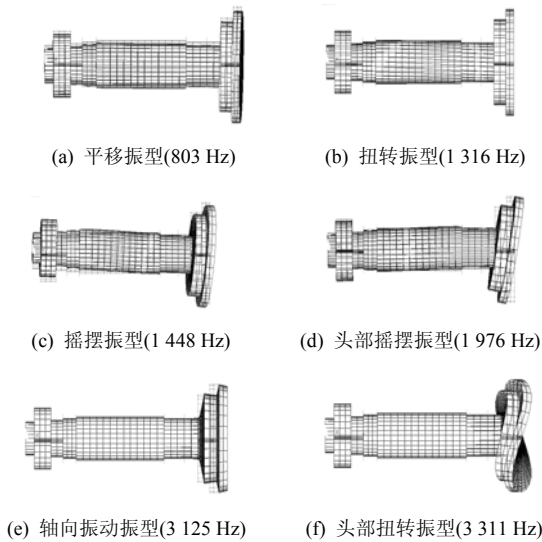


图 4 主轴系统振型图

2.2 不同结构参数对模态的影响

为研究支承刚度对主轴系统固有振动特性的影响,将支承刚度依次取为 345 N/ μm 、3 450 N/ μm 、34 500 N/ μm 、345 000 N/ μm 得表 2 所示的分析结果。

表 2 不同支承刚度主轴系统的固有频率 Hz

模态	支承刚度 K / (N · μm^{-1})			
	345	3 450	34 500	345 000
一阶平移	803	1 370	2 138*	2 171
二阶扭转	1 316	1 316	1 316	1 316
三阶摇摆	1 448	1 908	1 476	1 486
四阶轴向振动	3 125	3 125	3 125	3 125
五阶头部扭转	3 311	3 311	3 311	3 311

注: *为平移摇摆的值。

支承刚度较小时,主轴系统一阶模态是平移振动,随着支承刚度的增加,在平移的同时,会发生头部的摆动。刚度较大为 3 450~345 000 N/ μm 时,主轴系统一阶模态是扭转振型。

表 2 显示支承刚度增加,固有频率提高,平移振型最为明显,摇摆振型次之,可见这二阶模态的弹性环节主要是支承部位。

扭转、轴向振动及径向扭转三种模态的固有频率以及最大综合变形几乎都与支承刚度无关,可见

主轴系统的这三阶模态的振动主要受其自身的刚度影响。

为研究支承跨距对主轴系统固有振动特性的影响,将跨距依次改为 220 mm、300 mm,再建有限元模型进行模态分析,三个模型的前几阶模态的固有频率如表 3 所示。

表 3 不同跨距的主轴系统固有频率 Hz

模态	跨距 L /mm		
	220	260*	300
一阶(平移)	822	803	784
二阶(扭转)	1 386	1 316	1 254
三阶(摇摆)	1 556	1 448	1 927
四阶(轴向振动)	3 125	3 125	3 125
五阶(弯曲)	—	—	3 291
六阶(头部扭转)	3 311	3 311	3 311

注: *为实际跨距。

数据显示,跨距增加,平移、扭转、摇摆振型的固有频率均有不同程度的减小,而轴向振动及头部扭转振型的固有频率及最大综合位移几乎不随跨距而变化,跨距加大到 300 mm 后,出现了明显的弯曲振型。

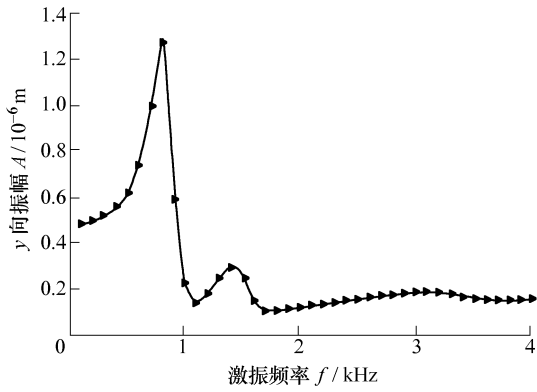
3 谐响应分析

3.1 特定工况下的谐响应分析

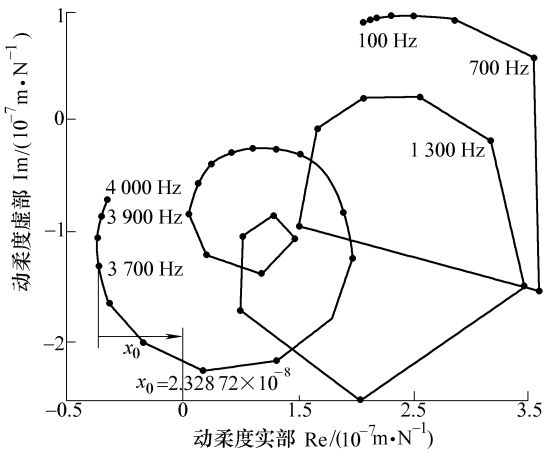
(1) 特定工况下激振点处位移的幅频曲线及动柔度的 Nyquist 曲线。主轴系统所受激振力主要是主轴上旋转零部件不平衡产生的惯性力和周期性变化的切削力。谐响应分析不能计算频率不同的多个强制载荷同时作用时的响应。多个载荷作用时,需用后处理器进行叠加,以得到总体响应。此处只分析对动态性能影响最大的,主轴前端 A 处作用切削力的情形,激振力作用位置见图 3。

设支承刚度为 $K=345$ N/ μm , A 处作用的简谐激振力 F_y 实部为 288 N,虚部为 200 N,强制频率范围为 0~4 kHz,分 40 步对主轴系统进行简谐激振,对 40 个谐响应解进行响应分析,得出载荷作用点 A 处 y 向位移的幅频响应曲线及 x 向动柔度的 Nyquist 曲线,如图 5 所示,数据显示 y 向的横向振动为主振方向,图 5a 振幅的大小用来衡量主轴系统抵抗受迫振动的能力,图 5b 的 Nyquist 曲线用来评价主轴系统抵抗自激振动的能力。

图 5 显示,此特定工况下,在 0~4 kHz 这一强制频率范围内, A 处的频率响应有 0.8 kHz、1.4 kHz 二个主要的谐振峰值频率,分别对应主轴系统的第一阶模态,振型为平移和第三阶模态,振型为近似于以前支承为支点的摇摆振型。谐振峰值频率 0.8 kHz



(a) y 向位移幅频曲线



(b) x 向动柔度的 Nyquist 曲线

图5 特定工况下激振点 A 处的响应
($K=345 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}, L=260 \text{ mm}$)

处的振幅最大，为 $1.28 \mu\text{m}$ ，而这一频率点对应的 x 向的 Nyquist 曲线上没有负实部，可见这一频率值的振动对切削加工精度影响很大，但对切削加工能力没有影响。

x 向动柔度的 Nyquist 曲线上有负实部的频率段为 $3.6 \sim 3.9 \text{ kHz}$ ，它的最大负实部在 3.8 kHz 处，可见高频振动对切削加工能力影响较大。

(2) 基于谐响应分析的应力云图。图 6 为 y 向振幅最大，激振频率 0.8 kHz 时，主轴系统的等效应力云图，图形显示，此时最大应力点不是激振力作用点，而是在前支承面附近(图 3)或是在后支承 C 处，也就是说，当主轴发生共振时，前支承 D 旁或后支承 C 处是危险点，容易产生裂纹，也是易于失

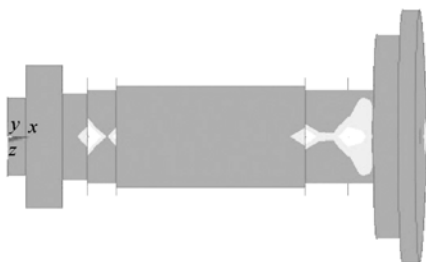


图6 激振频率 0.8 kHz 时的等效应力云图

效的部位。

图 7 为激振频率为 0.8 kHz 时，等效应力 SEQV 值最大的 71 节点所在断面的应力云图，可以看出应力集中部位的径向深度。最大的等效应力 SEQV 值为 1.03 MPa 。

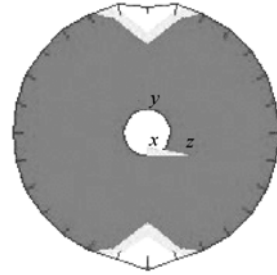
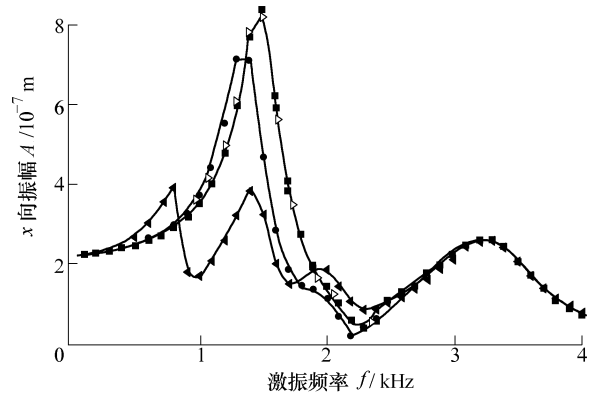


图7 激振频率 800 Hz 时断面应力云图

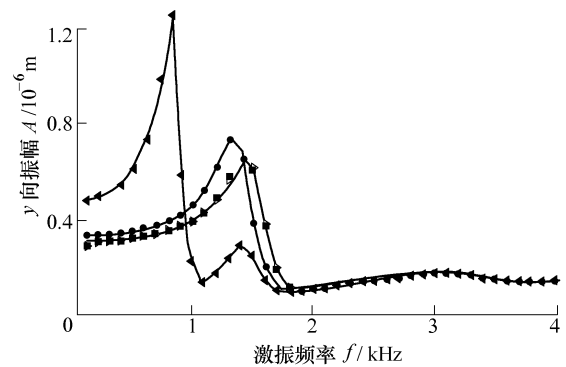
激振频率大于等于 1.5 kHz 时，切削力作用点处应力集中非常明显，对砂轮耐用度及加工精度保持性都极为不利。

3.2 不同结构参数对谐响应的影响

(1) 不同支承刚度时的幅频曲线及 Nyquist 曲线。参照文献[5]，取支承刚度分别为 $K_1=345 \text{ N}/\mu\text{m}$ 、 $K_2=3450 \text{ N}/\mu\text{m}$ 、 $K_3=34500 \text{ N}/\mu\text{m}$ 、 $K_4=345000 \text{ N}/\mu\text{m}$ ，在 $0 \sim 4 \text{ kHz}$ 的频率范围内，分 40 步进行谐响应分析。得出激振点处 x 、 y 向位移的幅频响应曲线如图 8 所示。



(a)



(b)

图8 不同支承刚度时的位移的幅频响应曲线

- $K=34500 \text{ N}/\mu\text{m}$
- $K=3450 \text{ N}/\mu\text{m}$
- $K=345 \text{ N}/\mu\text{m}$
- $K=345000 \text{ N}/\mu\text{m}$

图 8a 显示, 支承刚度增大, 在所分析的频率范围内, x 向幅频特性曲线的谐振峰值数减少, 而振幅有较大幅度的增加。而且无论是振幅的大小还是曲线的形状特征均与 y 向幅频曲线接近, 可见支承刚度的增大, 导致轴向(x 向)振动加剧。在 $0\sim 2$ kHz 范围内, 不同支承刚度的谐响应有较大的差别, 但在 $2\sim 4$ kHz 范围内不同支承刚度的主轴系统谐响应几乎没有区别。0.8 kHz、1.3 kHz、1.4 kHz 是不同支承刚度的主轴系统横向振动振幅最大的三个频率值, 应该予以重视, 尽量避免这几个频率的激振力源, 否则对加工精度会产生较大的影响。

体现不同支承刚度主轴系统抵抗自激振动能力的 x 向动柔度的 Nyquist 曲线如图 9 及图 5b 所示。

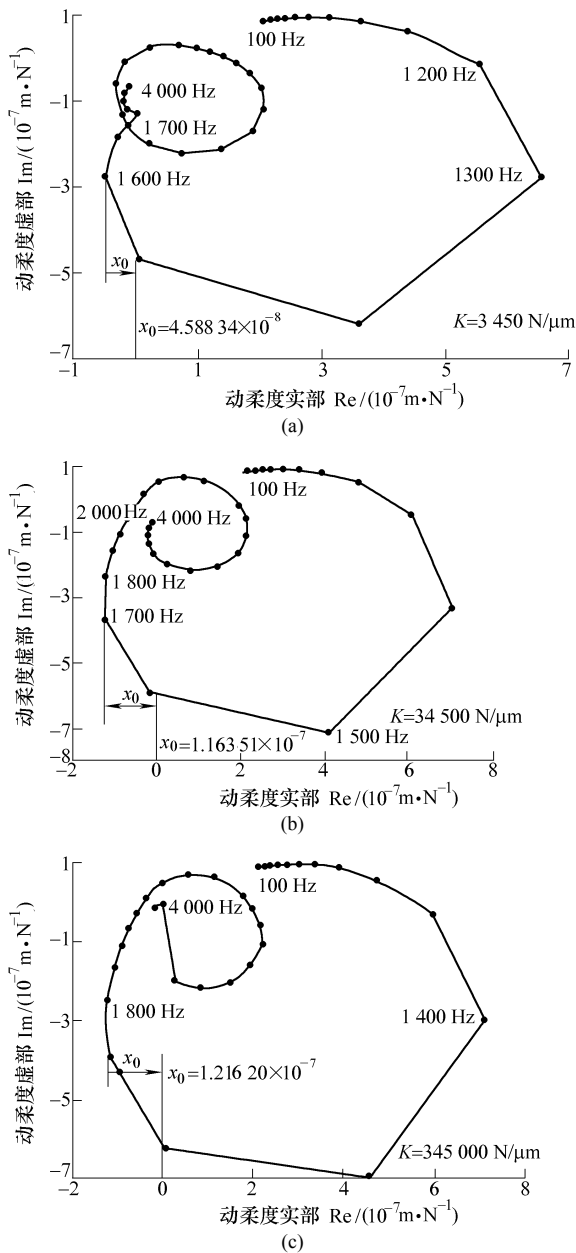


图 9 支承刚度不同时 x 向位移的 Nyquist 图($L=260$ mm)

图 9 及图 5b 的 Nyquist 曲线的环数与图 8a 的幅频曲线的峰数相等, 且等于主轴系统的固有频率

数。图 5b 显示支承刚度较小时, 最大负实部在 3.7 kHz 处, 可见对于支承刚度较小的主轴系统, 高频段的模态对切削稳定性影响较大。

图 9 显示, 支承刚度大时, 最大负实部在 1.6~1.8 kHz 之间, 而 y 向幅频特性曲线最大振幅出现在 0.8 kHz、1.3 kHz、1.4 kHz, 所以 0.8~1.8 kHz 的模态对机床的加工精度、加工能力均会产生较大的影响。

体现主轴系统抵抗受迫振动的 y 向谐共振振幅及系统抵抗自激振动能力的品质系数如表 4 所示。

表 4 y 向谐共振振幅及系统的品质系数

支承刚度 $K/(N \cdot \mu m^{-1})$	固有频率 f_n/Hz	谐振频率 f_i/Hz	振幅 $A/\mu m$	品质系数 $C_{om}/10^7$
345	803	800	1.28	2.15
3 450	1 370	1 300	0.75	1.09
34 500	1 476	1 400	0.67	0.43
345 000	1 486	1 400	0.65	0.41

表 4 数据显示, 支承刚度增大, 主轴系统谐振频率增大, y 向振幅减小, 抵抗受迫振动能力增强, 从而可提高加工精度。但品质系数随支承刚度增大而减小, 支承刚度为 $3 450 N/\mu m$ 的主轴系统抗振性较好。

(2) 不同跨距时的幅频曲线及 Nyquist 曲线。设支承刚度为 $345 N/\mu m$, 支承跨距分别为 220 mm、260 mm、300 mm 的三个主轴系统模型激振点处 x 、 y 向位移的幅频响应曲线如图 10 所示。其中 260 mm 为所研究机床主轴系统的实际跨距。

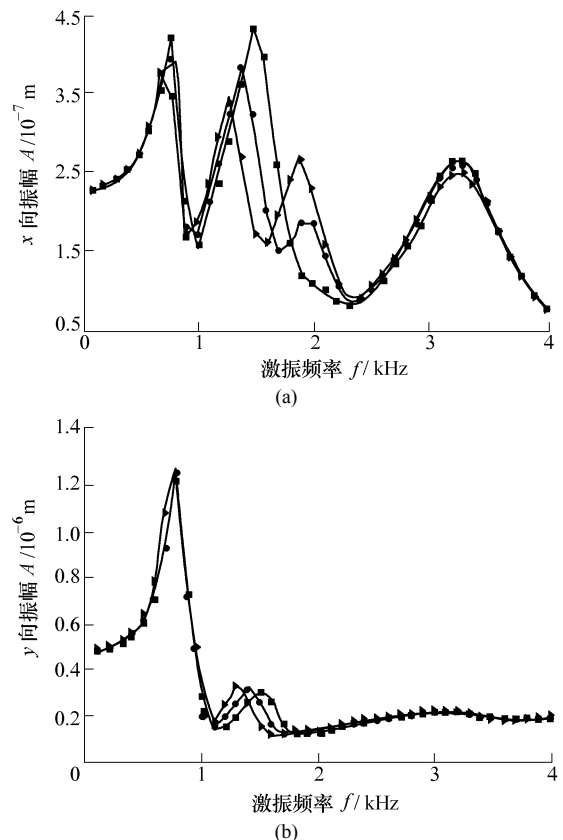


图 10 不同支承跨距时的幅频响应曲线($K=345 N \cdot \mu m^{-1}$)
 —●— $L=260$ mm —■— $L=220$ mm —▲— $L=300$ mm

由图 11 可见,不同跨距的主轴系统最大负实部均在 3.8 kHz 处。品质系数随跨距的增加而增大,加工稳定性随之提高,三个模型中,跨距为 300 mm 的主轴系统抵抗自激振动的性能是最好的。

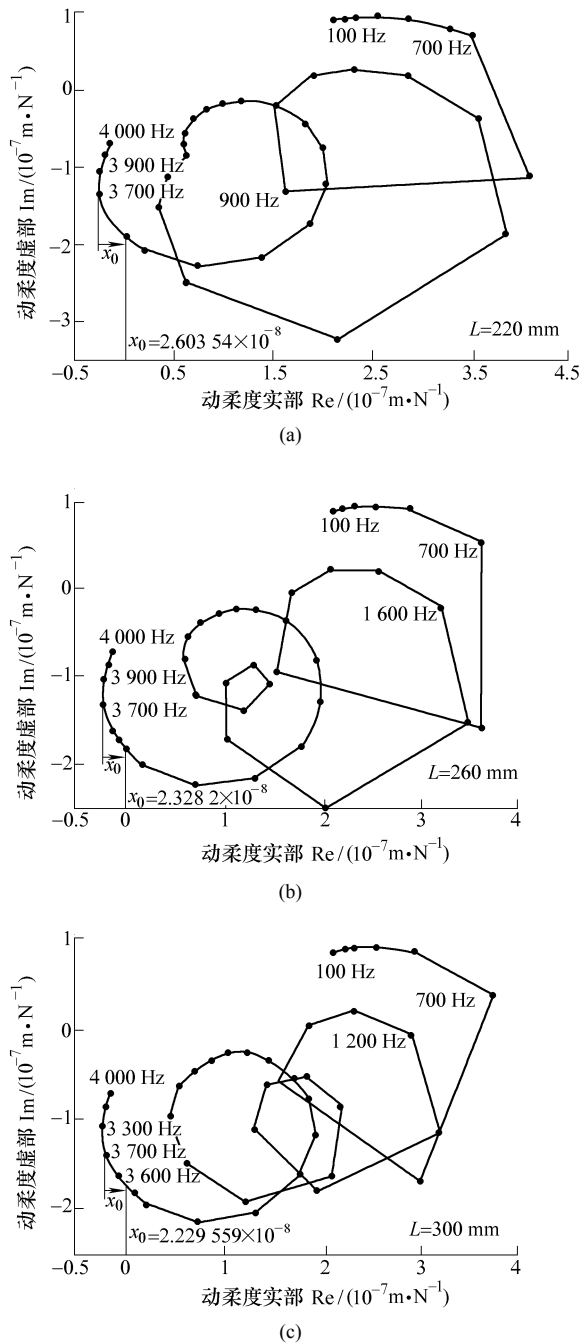


图 11 不同跨距的主轴系统 x 向 Nyquist 曲线 (K=345 N·μm⁻¹)

表 5 y 向谐共振振幅及系统的品质系数

支承跨距 L/mm	固有频率 f _n /Hz	谐振频率 f _i /Hz	振幅 A/μm	品质系数 C _{om} /10 ⁷
220	822	800	1.26	1.92
260	803	800	1.28	2.15
300	784	800	1.22	2.18

表 5 显示,将样机主轴系统的跨距由 260 mm 加大到 300 mm,既有利于机床抵抗受迫振动性能的改变,又可以提高机床的加工稳定性。

4 结论

结构参数对砂轮主轴系统动态性能的影响有如下特点。

(1) 支承刚度增加,主轴系统平移、摇摆振型的固有频率提高,但扭转、轴向振动及径向扭转三种模态的固有频率以及最大综合变形几乎不受影响。

(2) 跨距增加,平移、扭转、摇摆振型的固有频率均有不同程度的减小,轴向振动、头部扭转振动的固有频率和最大综合位移几乎不受影响。

(3) 支承刚度增加,共振振幅减小,抗受迫振动性能改善,加工精度提高。这一特点与式(5)表示的振幅与刚度之间的关系是一致的。同时,品质系数则随刚度增加而减小,抗自激振动性能减弱。支承刚度的增大有利于加工精度的提高,但不利于切削稳定性的改善。表 5 数据说明,支承刚度为 3.45 kN/μm 较好。

(4) 将所研究磨齿机主轴系统的跨距 260 mm 加大到 300 mm,既可以改善机床抵抗受迫振动的性能,提高加工精度,也可以提高其抵抗自激振动的能力,改善切削稳定性。

参 考 文 献

- [1] KANG Y, CHANG Y P, TSAI J W, et al. Integrated “CAE” strategies for the design of machine tool spindle-bearing systems[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2001, 37(6): 485-511.
- [2] 唐恒龄, 廖伯瑜. 机床动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1983.
- [3] 刘国庆, 杨庆东. ANSYS 工程应用教程[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2003.
- [4] 华南工学院, 甘肃工业大学. 金属切削原理及刀具设计 [M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1983.
- [5] 戴曙. 机床滚动轴承应用手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1993.
- [6] 诸乃雄. 机床动态设计原理与应用[M]. 上海: 同济大学出版社, 1987.
- [7] 萨迪克 M M. 机床动力学[M]. 武汉: 华中工学院, 1980.
- [8] 罗筱英, 唐进元, 曾韬, 等. 数控弧齿锥齿轮磨齿机主轴系统的有限元分析[J]. 机械传动, 2004, 28(2): 10-12.
- [9] LEXINGTON K Y. Use of finite element structural models in analyzing machine tool chatter[J]. Finite Elements in

Analysis and Design, 2002, 38(11): 1 029-1 046.

EFFECT OF STRUCTURE PARAMETERS ON DYNAMIC PROPERTIES OF SPINDLE SYSTEM

LUO Xiaoying TANG Jinyuan

*(School of Mechanical and Electrical Engineering,
Central South University, Changsha 410075)*

Abstract: The relations between a CNC spiral bevel gear grinder spindle and its structure parameters are investigated. The FEM model of the spindle system, the modal analysis and the harmony response analysis of the spindle system are developed. The lower-order mode's shape, natural frequency, the response curve of the amplitude frequency and the Nyquist curve are obtained in a certain conditions. The effect of the

supporting span and the bearing stiffness on the spindle system intrinsic property and the vibration resistance are analyzed. By APDL modeling method an analysis model parameterized the key structure dimension of the spindle system is formed. Analysis results show that the first natural frequency is increased in large scale as the bearing stiffness increases, and that the supporting span has relatively less influence on the first natural frequency, and in order to improve the manufacturing accuracy of the CNC spiral bevel gear grinder it is exercisable to increase the bearing stiffness to 3 450 N/ μm and increase the span to 300 mm.

Key words: Spindle system Finite element analysis (FEA)

Dynamic properties Natural frequency

Mode shape Harmony response

作者简介: 罗筱英, 女, 1965 年出生, 副教授。主要研究方向为数字制造装备。

E-mail: lxying718@yahoo.com