

基于 Matlab 的减振镗杆动态特性分析

王荣栋, 高国生, 郝瑞晓

(石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043)

摘要:机床切削过程中产生的颤振会降低机械加工质量和切削效率,严重影响车床和刀具的使用寿命,产生的环境噪声同时影响工人的身体健康。在影响刀具颤振产生的众多因素中,切削参数(包括切削速度、进给量、背吃刀量)起着不可或缺的作用。为了抑制振动,建立减振镗杆非线性系统的动力学数学模型,加载正弦切削力;采用单因素影响分析方法,研究3种切削参数分别对减振镗杆及减振块最大幅值的影响,绘制不同切削参数下的减振镗杆幅频特性曲线;综合所得仿真结果,分析切削参数对减振镗杆振动影响的规律。所得规律为振动控制策略提供理论依据。

关键词:切削参数;减振镗杆;非线性;Matlab;动态特性

中图分类号:TH16 **文献标志码:**A **文章编号:**2095-0373(2015)03-0091-08

0 引言

深孔加工是一种重要的金属切削过程,大多数深孔采用镗削加工方法来加工。但是当镗杆长径比过大时,直接影响镗杆的动刚度,使之振动,从而降低深孔的加工质量,甚至达不到加工质量要求。研究机床的颤振,要从颤振的机理开始。J. Tlustý^[1]提出,振动系统两个方向刚度近似导致两个固有振型相接近引起的颤振为振型耦合型颤振;K. N. 认为,切削速度方向上工件和刀具摩擦引起的颤振为摩擦型颤振;R. S. Hahn 认为,上次切削形成的振纹与本次切削振动位移之间的相位差导致刀具切削厚度不同引起的颤振为再生型颤振。针对颤振控制,国内外学者进行相关的研究,提出预报控制、变速控制、应用智能材料等。吉林工业大学于俊一、周晓勤等经过研究试验表明^[2],采用变速切削可大幅度提高机床切削的稳定性。勾治践^[3]研发了一套时变机床主轴转速参数控制系统,其完全可满足变速切削的要求。姜永成等^[4]对变速波形的研究表明,变速波形对变速切削的振动控制油较大影响,正弦波优于三角波。关于切削速度对系统振动影响的研究很多,但是对于切削参数的3个参数:切削速度、进给量、背吃刀量对系统振动的研究并不多。

1 减振镗杆动力学数学模型建立

此分析源于国家自然科学基金项目《半主动动力吸振镗杆的非线性动力学与控制》,项目编号:11172184。哈尔滨理工大学的秦柏^[7]通过对镗杆进行结构设计,确定减振镗杆的参考选取材料为长度450 mm、直径60 mm的45号钢,本文镗杆的结构设计与其相同。镗杆刀具振动的方向分为径向、切向和进给反方向。切削参数的变化影响切削力的大小,进而对减振镗杆的动态特性即最大幅值产生影响。利用切削力的经验公式^[5]计算不同切削参数下的切削力。

主切削力

$$F_C = 9.81 C_{FC} a_p^{X_{FC}} f^{Y_{FC}} (60 V)^{N_{FC}} K_{FC} \quad (1)$$

切深抗力

$$F_P = 9.81 C_{FP} a_p^{X_{FP}} f^{Y_{FP}} (60 V)^{N_{FP}} K_{FP} \quad (2)$$

进给抗力

$$F_f = 9.81 C_{Ff} a_p^{X_{Ff}} f^{Y_{Ff}} (60 \text{ V})^{N_{Ff}} K_{Ff} \quad (3)$$

$$F_{\text{合}} = \sqrt{F_c^2 + F_p^2 + F_f^2} (N) \quad (4)$$

进行深孔加工时,如果镗杆长径比过大,容易导致镗杆的动刚度太小,进而产生颤振现象,影响加工质量^[6]。减振镗杆与普通镗杆的不同之处在于减振镗杆在镗杆最远端的内部安装了减振块。通过将减振块放在镗杆的最远端来达到最佳的减振效果。减振镗杆结构如图 1 所示,可计算出减振镗杆杆体质量 $m_1 = 2.13 \text{ kg}$,减振块选用长度为 120 mm 、半径为 10 mm 的铅材料,可推算出质量 $m_2 = 0.426 \text{ kg}$,其他材料参数: $k_1 = 9.44 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 、 $k_2 = 1.31 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 、 $c_2 = 70.18 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 。

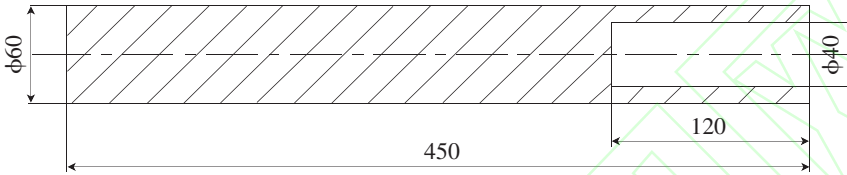


图 1 减振镗杆结构图(单位:mm)

当镗杆的振动频率较低时,冷却液和空气的阻尼对系统的动态特性影响不大,因而忽略不计。将主系统的等效刚度看做弹簧的弹性系数,减振器橡胶圈的弹性系数与减振弹簧的刚度等效。减振块与镗杆内孔之间的阻尼液提供系统的阻尼力^[8]。减振镗杆的动力学模型简化为图 2。

图 2 中, x_1 为镗杆的绝对位移(m); x_2 为减振块的绝对位移(m); x_{21} 为减振块相对于镗杆位移(m); m_1 为镗杆等效质量块在研究点处的集中质量(kg); m_2 为动力减振器的质量(kg); k_1 为弹性系数,即镗杆在研究点处的线性刚度($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$); k'_1 为镗杆的非线性刚度($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$); k_2 为橡胶圈的当量弹性系数($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$); k'_2 为减振块的非线性刚度($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$); c_2 为阻尼液对减振块的阻尼系数($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$); c'_2 为减振块的非线性阻尼($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$); $F(t) = P_0 \sin \omega t$ 为激振力(N); ω 为激振频率($\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$)。

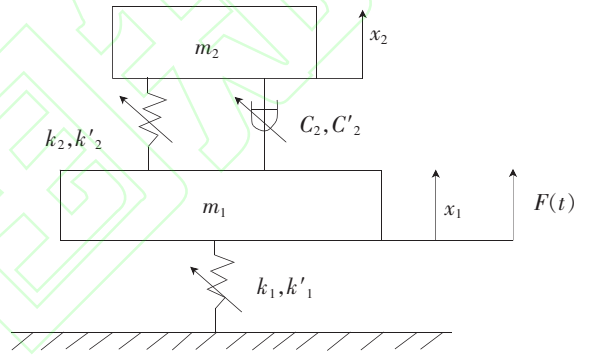


图 2 减振镗杆系统的动力学简化模型

将减振镗杆系统简化成具有两个自由度的含有非线性刚度和非线性阻尼的动力学系统。将 m_1 、 k_1 和 k'_1 组成的系统作为主系统,将 m_2 、 k_2 、 k'_2 和 c_2 、 c'_2 组成的减振装置作为减振系统。

首先设定系统的非线性弹性力的方程为

$$f_1(x_1) = k_1 x_1 + k'_1 x_1^3 \quad f_2(x_2) = k_2 (x_2 - x_1) + k'_2 (x_2 - x_1)^3 \quad (1)$$

设定系统的非线性阻尼力的方程为

$$R_2(x_2) = c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c'_2 (x_2 - x_1)^2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (2)$$

系统的运动微分方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k'_1 x_1^3 - k_2 (x_2 - x_1) - k'_2 (x_2 - x_1)^3 - c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c'_2 (x_2 - x_1)^2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = F(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + k'_2 (x_2 - x_1)^3 + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c'_2 (x_2 - x_1)^2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

因减振块的位移受到镗杆内径的影响,减振块相对于镗杆的位移更为重要。将减振块的相对位移 $x_{21} = x_2 - x_1$,代入方程(3)可得

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k'_1 x_1^3 - k_2 x_{21} - k'_2 x_{21}^3 - c_2 \dot{x}_{21} - c'_2 x_{21}^2 \dot{x}_{21} = F(t) \\ m_2 (\ddot{x}_{21} + \ddot{x}_1) + k_2 x_{21} + k'_2 x_{21}^3 + c_2 \dot{x}_{21} + c'_2 x_{21}^2 \dot{x}_{21} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

化简方程(4)可得

$$\begin{cases} (m_1 + m_2)\ddot{x}_1 + m_2\ddot{x}_{21} + k_1x_1 + k'_1x_1^3 = F(t) \\ m_2\ddot{x}_1 + m_2\ddot{x}_{21} + k_2x_{21} + k'_2x_{21}^3 + c_2\dot{x}_{21} + c'_2x_{21}^2\dot{x}_{21} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

2 减振镗杆的动态特性分析

2.1 切削速度对减振镗杆振动的影响

参数设定:设镗杆的进给量 $f = 0.2 \text{ mm/r}$ 、背吃刀量 $a_p = 0.3 \text{ mm}$ 不变,切削速度分别为 60 m/min 、 80 m/min 和 100 m/min 。根据上述经验公式得出各个切削速度下的切削力如表 1,不同切削速度下系统最大幅值如表 2 所示。分别绘制不同切削速度下的频域特性曲线,综合分析切削速度与减振镗杆振动之间的规律。

表 1 不同切削速度下切削力的大小

切削速度/($\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$)	主切削力/N	进给力/N	径向力/N	合力/N
60	69.58	14.63	21.51	74.28
80	66.61	13.12	19.81	70.69
100	64.43	11.92	18.44	68.07

表 2 不同切削速度下系统的最大幅值

切削速度/($\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$)	主系统的最大振幅/m	减振器的最大振幅/m
60	$3.45\text{e}-4$	$7.00\text{e}-4$
80	$3.25\text{e}-4$	$6.63\text{e}-4$
100	$3.14\text{e}-4$	$6.46\text{e}-4$

图 3 是切削系统切削速度分别为 60 m/min 、 80 m/min 、 100 m/min 时,主系统(上)和减振器(下)的幅频特性曲线。

由仿真结果可知,当切削速度逐渐增大时,主系统与减振器的最大幅值反而逐渐减小。在实际加工过程中,在进给量与背吃刀量恒定的基础上,可以适当增加切削速度,有助于镗杆振动的控制。

2.2 进给量对减振镗杆振动的影响

参数设定:首先设减振镗杆镗刀的切削速度 $v = 100 \text{ m/in}$ 、背吃刀量 $a_p = 0.3 \text{ mm}$ 恒定不变,进给量分别为 $f = 0.2 \text{ mm/r}$ 、 $f = 0.25 \text{ mm/r}$ 、 $f = 0.3 \text{ mm/r}$ 。根据经验公式,得各个进给量下的切削力,其大小如表 3 所示,不同进给量下系统的最大幅值如表 4。分别绘制不同进给量时的频域特性曲线,综合分析进给量与减振镗杆振动之间的规律。

表 3 不同进给量下切削力的大小

进给量/($\text{mm} \cdot \text{r}^{-1}$)	主切削力/N	进给力/N	径向力/N	合力/N
0.20	64.17	21.19	18.61	70.09
0.25	75.85	23.73	21.28	82.27
0.30	86.97	25.96	23.74	93.81

表 4 不同进给量下系统的最大振幅

进给量/($\text{mm} \cdot \text{r}^{-1}$)	主系统的最大振幅/m	减振器的最大振幅/m
0.2	$3.22\text{e}-4$	$6.56\text{e}-4$
0.25	$3.78\text{e}-4$	$7.74\text{e}-4$
0.3	$4.32\text{e}-4$	$8.82\text{e}-4$

图 4 是切削系统进给量分别为 0.2 mm/r 、 0.25 mm/r 、 0.3 mm/r 时,主系统(上)和减振器(下)的幅频特性曲线。

由仿真结果可知,当进给量逐渐增大时,主系统与减振器的最大幅值逐渐增大。在实际加工过程中,在切削速度与背吃刀量恒定的条件下,可以适当减小进给量,有助于镗杆振动的控制。

2.3 背吃刀量对减振镗杆振动的影响

参数设定:首先设减振镗杆镗刀的切削速度 $v = 100 \text{ m/min}$ 、进给量 $f = 0.2 \text{ mm/r}$ 恒定不变,背吃刀

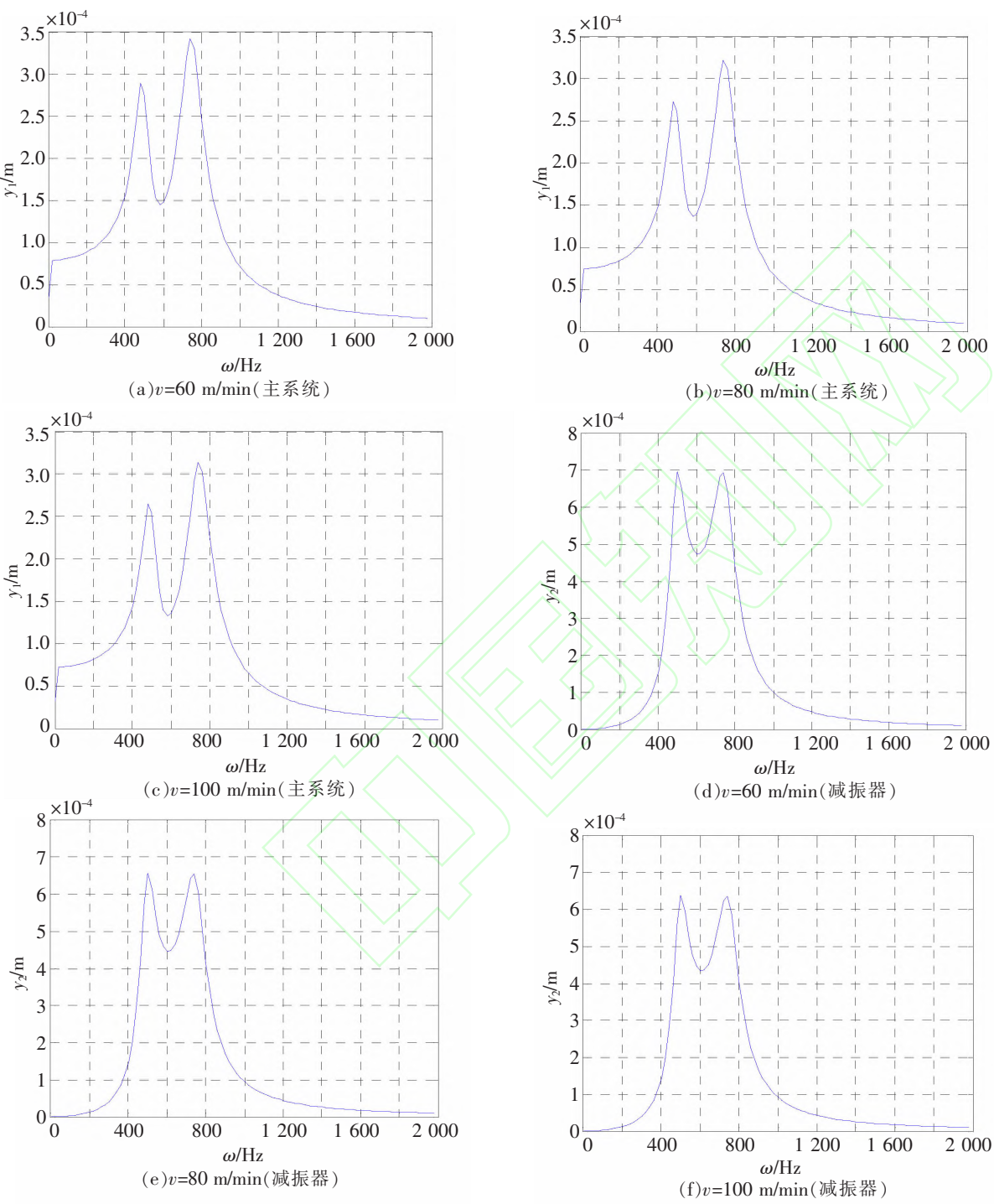


图 3 切削速度对系统幅频特性曲线的影响

量分别为 $a_p = 0.3$ 、 $a_p = 0.4$ 、 $a_p = 0.5$ 。根据上述经验公式,得各个背吃刀量的切削力,其大小如表 5 所示,不同吃刀量下系统的最大幅值如表 6 所示。分别绘制不同背吃刀量时的频域特性曲线,综合分析背吃刀量与减振镗杆振动之间的规律。

表 5 不同吃刀量下的切削力

背吃刀量/mm	主切削力/N	进给力/N	径向力/N	合力/N
0.3	64.16	11.61	18.61	67.81
0.4	85.55	15.48	24.11	90.22
0.5	106.94	19.35	29.47	112.61

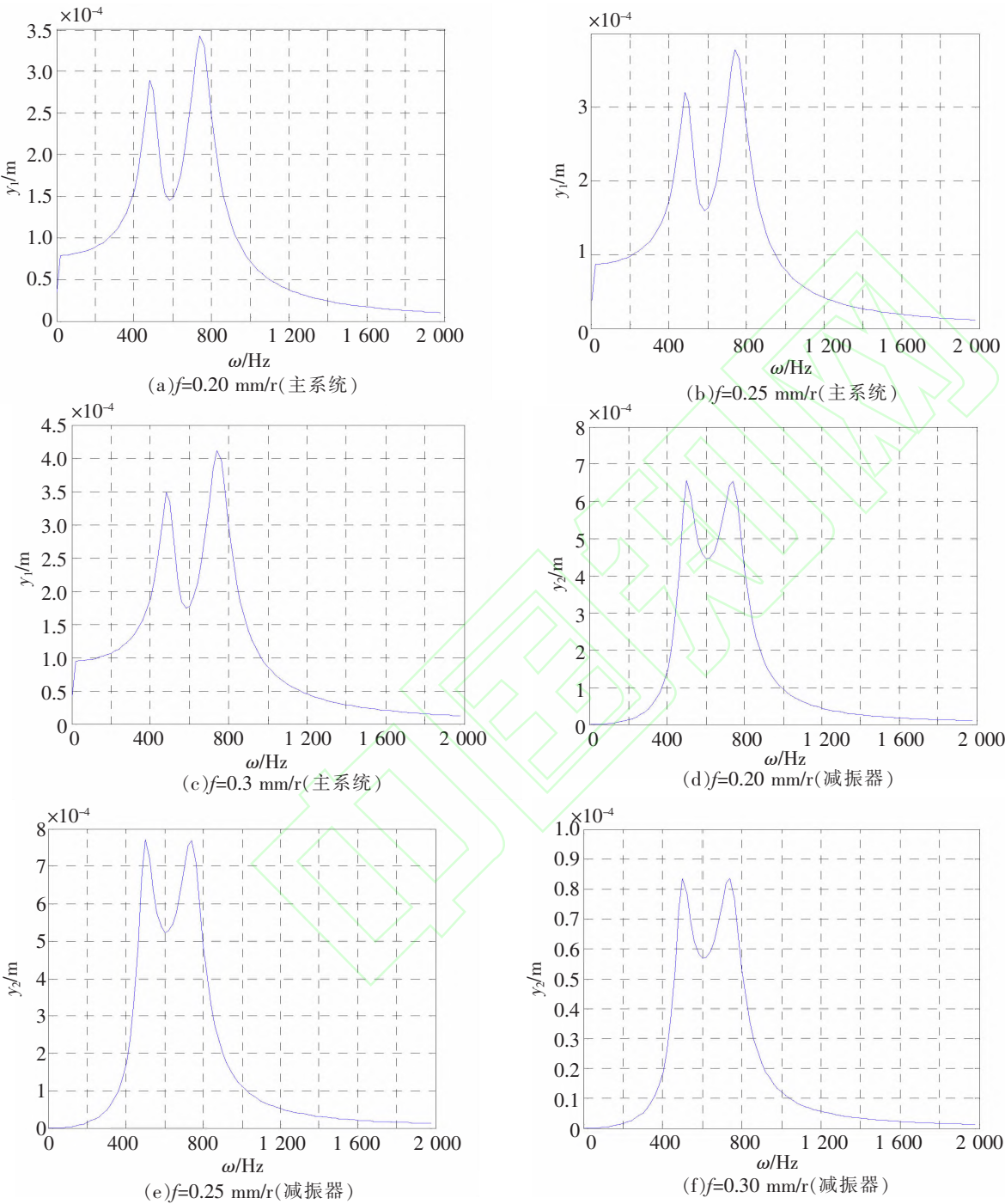


图 4 进给量对系统幅频特性曲线的影响

表 6 不同吃刀量下系统的最大幅值

背吃刀量/mm	主系统的最大振幅/m	减振器的最大振幅/m
0.3	$3.12\text{e-}4$	$6.35\text{e-}4$
0.4	$4.15\text{e-}4$	$8.45\text{e-}4$
0.5	$5.17\text{e-}4$	$1.05\text{e-}3$

图 5 是切削系统背吃刀量分别为 0.3 mm、0.4 mm、0.5 mm 时,主系统(上)和减振器(下)的幅频特性曲线。

由仿真结果可知,当背吃刀量逐渐增大时,主系统与减振器的最大幅值逐渐减小。在实际加工过程中,在进给量与切削速度恒定的基础上,可以适当减小背吃刀量,有助于镗杆振动的控制。

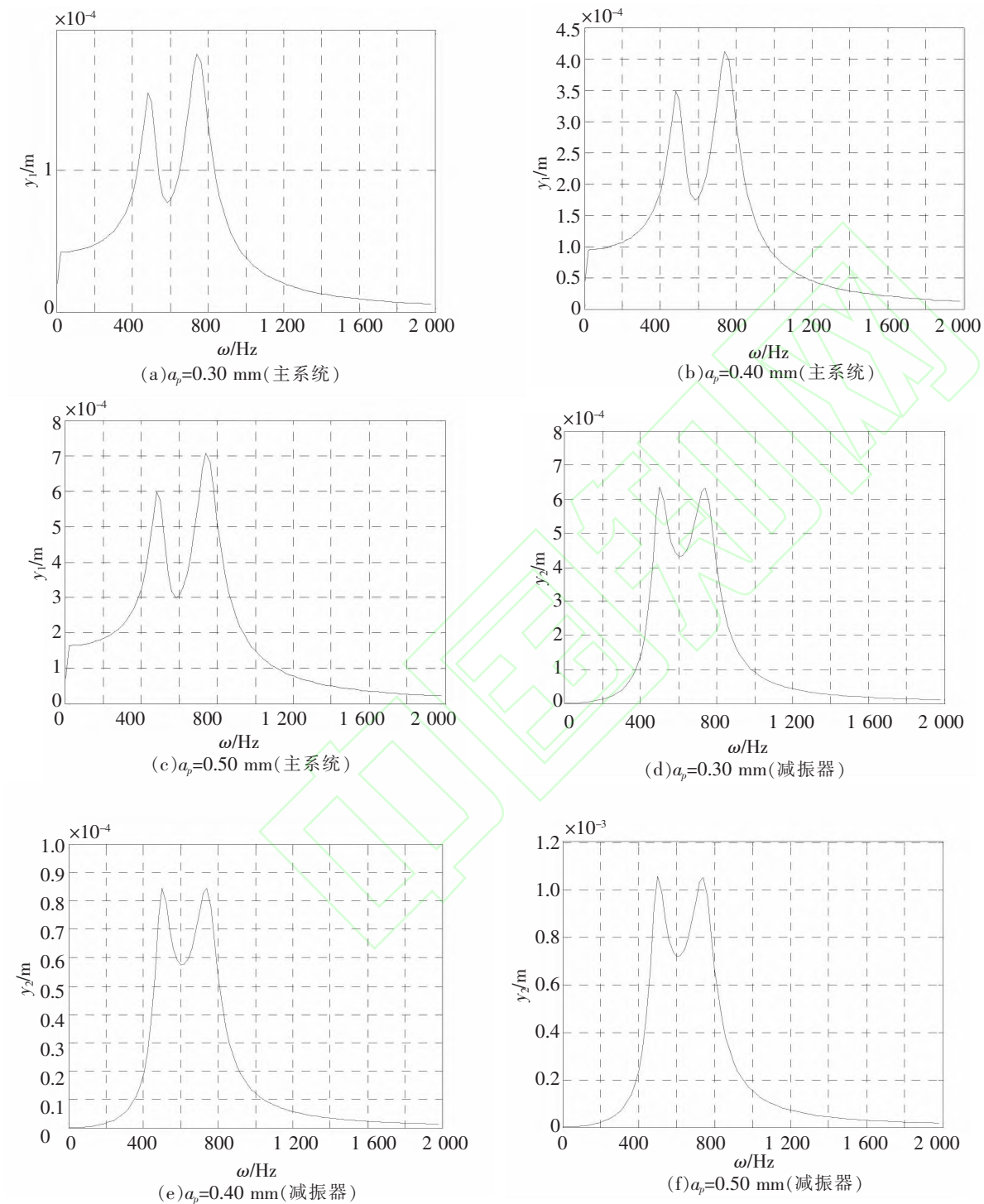


图 5 背吃刀量对系统幅频特性曲线的影响

2.4 切削参数综合作用对减振镗杆振动的影响

由 1、2、3 节可知,在实际加工过程要适当的加大切削速度,减小进给量,减少背吃刀量可以减小镗杆的振动。三切削参数综合作用下,其切削力如表 7 所示,系统的最大幅值如表 8。

表 7 切削参数综合作用下的切削力

背吃刀量/mm	进给量/(mm · r ⁻¹)	切削速度/(m · min ⁻¹)	切削力/N
0.3	0.1	120	39.85
0.4	0.2	110	89.30
0.5	0.3	100	153.90

表 8 综合作用下系统的最大幅值

切削力/N	主系统的最大振幅/m	减振器的最大振幅/m
39.85	$1.83\text{e}-4$	$3.73\text{e}-4$
89.30	$4.11\text{e}-4$	$8.36\text{e}-4$
153.90	$7.08\text{e}-4$	$1.43\text{e}-3$

图 6 为切削力 39.85 N、89.30 N、153.90 N 时,主系统(上)和减振器(下)的幅频特性曲线。

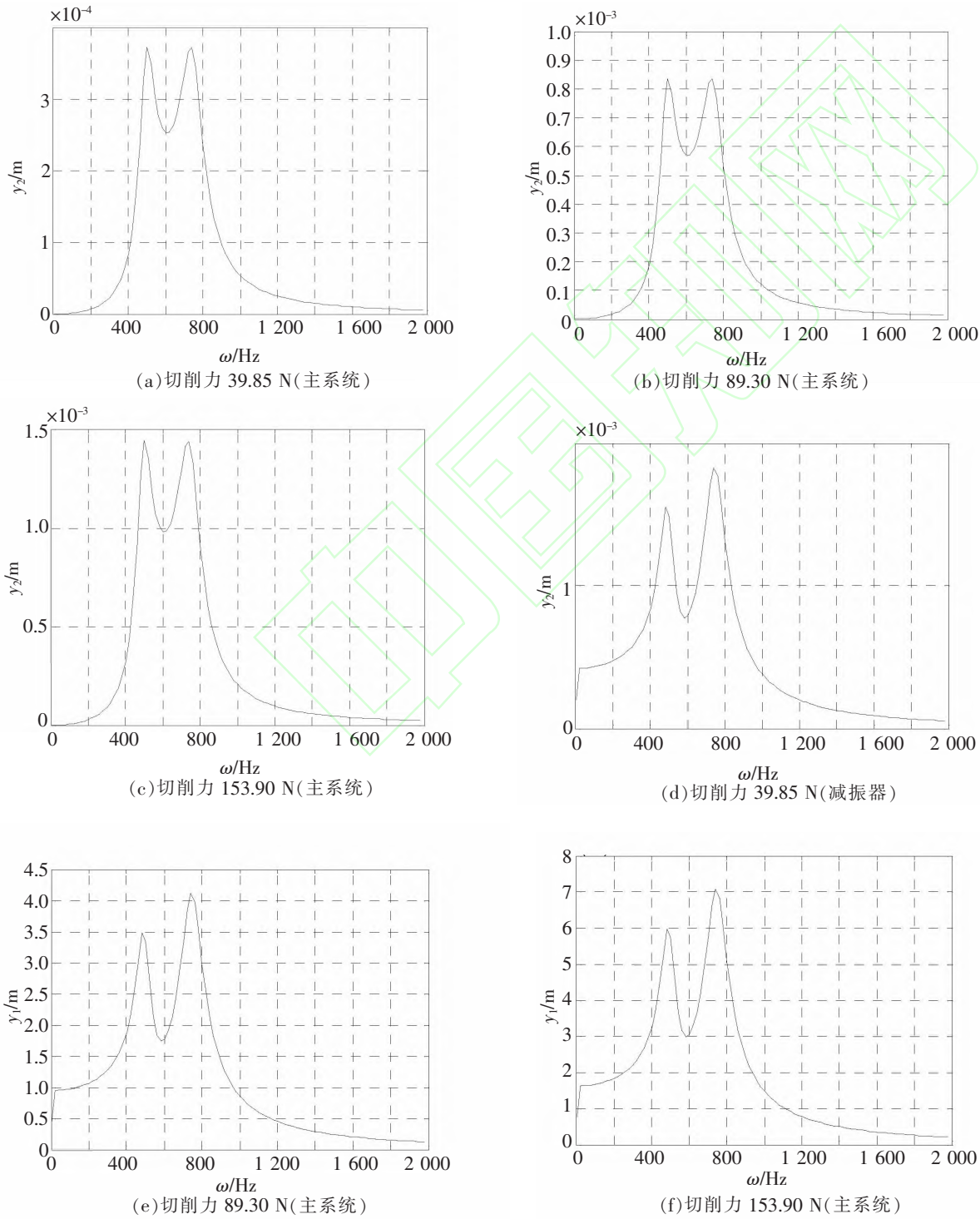


图 6 切削参数综合作用对系统幅频特性曲线的影响

由上述仿真结果可知,主系统与减振器的最大幅值与切削力成正比,即切削力越大,系统最大幅值越大,振动越剧烈,所以切削力越小越好。

3 结论

由切削力经验公式,确定不同切削参数下的切削力;采用 Matlab 数值仿真的分析方法,确定不同切削力下主系统与减振器的幅频特性曲线,得出以下结论:

(1)主系统与减振器的二阶共振频率相近,主系统的共振频率分别为 487 Hz、745 Hz,减振器的共振频率分别为 500 Hz、735 Hz。

(2)受于镗杆直径的影响,只要内置减振块的振动幅值不超过 10 mm 即可。在此基础上,主系统的振动幅值越小越好。如背吃刀量 $a_p=0.5\text{ mm}$,进给量 $f=0.2\text{ mm/r}$,切削速度 $v=100\text{ m/min}$ 时,减振器的最大幅值达到 $1.43\text{e}-3$ 。这种情况下要控制输入信号频率的变化,防止减振器的最大幅值超过 10 mm。

(3)减振镗杆的动态特性是随着切削参数的变化而变化的,即切削速度越大,主系统与减振器的最大幅值越小;进给量越大,主系统与减振器的最大幅值越大;背吃刀量越大,主系统与减振器的最大幅值越大。仿真结果可以为在线参数调整控制策略的提出提供理论依据。

(4)由 2.4 可知,主系统与减振器的最大幅值与切削力成正比。由于切削参数在影响振动的同时,也影响着切削加工效率。综合上述两个因数,实际加工过程中,选择参数为背吃刀量,进给量,切削速度时,抑制镗杆振动效果最好。

参 考 文 献

[1]孔天荣. 磁流变自抑振智能镗杆的理论与方法研究[D]. 杭州:浙江大学机械工程学系,2009.
[2] 于俊一,工艺系统刚度主轴方位对切削过程稳定性影响的研究[J]. 振动工程学报,1988,1(4):36-43.
[3] 勾治践,于骏一,阎占辉. 时变机床主轴转速变速参数的微机控制系统[J]. 汽车工艺与材料,1998(7):13-14.
[4] 姜永成,丛娟. 变速波形对时变转速切削抑振效果的影响[J]. 鞍山钢铁学院学报,1999,22(3):167-170.
[5] 张海生,周利平,刘小莹,等. 切削参数对内置式减振镗杆振动影响的研究[J]. 机械设计与制造,2013(5):78-81.
[6] 韦联. 减振镗杆的动力学仿真及其参数优化[D]. 成都:西华大学机械工程与自动化学院,2011.
[7] 秦柏. 深孔加工动力减振镗杆的动力学仿真与参数化分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨理工大学机械动力工程学院,2006.
[8] 魏兴春. 减振镗杆的非线性动力特性分析[D]. 石家庄:石家庄铁道大学机械工程学院,2012.

Research on Dynamic Characteristics of Damping Boring Bar Based on Matlab

Wang Rongdong, Gao Guosheng, Hao Ruixiao

(Dept of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: The flutter in the cutting process lowers quality of machining and cutting efficiency and highly influences the service life of the lathe and turning tool, and affects the health of workers at the same time. Among the factors producing flutter, cutting coefficients including speed of cutting, amount of feed and cutting depth have important effects. To curb vibration, a dynamic math model of nonlinear damping boring bar system and load sine cutting force is establish. With the method of analysis of single factor, it begins with researching the influence of each of the three coefficients on flutter amplitude of damping boring bar and block, and Amplitude-Frequency curve of damping boring bar in different cutting coefficients are plotted. The rule of flutter of damping boring bar with different cutting coefficient is summarized from analysis, which provides theoretical basis for vibration control strategy.

Key words: cutting coefficient; damping boring bar; nonlinear; Matlab; dynamic characteristics