

基于 SA-OMA 的锯床齿轮箱动态性能优化方法^①

王扬渝^{②*} 倪鹏程* 文东辉* 谭大鹏^{③*} 潘晓峰** 陆 辉** 汪德杰**

(* 浙江工业大学特种装备制造与先进加工技术教育部/浙江省重点实验室 杭州 310014)

(** 浙江冠宝实业有限公司 丽水 323000)

摘 要 为优化锯床刚性及动态力学性能,提高其工作效率与稳定性,提出一种锯床齿轮箱动态性能优化方法。采用将各传动轴系简化为质量单元的建模方法建立锯床齿轮箱数值模型,得到了齿轮箱的模式参数。对齿轮箱各设计变量进行灵敏度分析(SA),得到其对目标函数的灵敏程度。结合运行模态分析(OMA),获取齿轮箱在不同工况下的实际振动特性,进而优化锯床齿轮箱结构。对优化前后的锯床进行锯切实验和振动信号采集,实验结果表明,优化后的齿轮箱固有频率得到显著提高;在各工况下齿轮箱振幅均明显降低,锯床工作稳定性得到改善。本研究可为机床多体动力学建模与优化提供理论参考,也可作为锯床高速稳定切削提供技术解决方案。

关键词 锯床齿轮箱;灵敏度分析(SA);运行模态分析(OMA);结构优化

0 引 言

锯切是零件加工过程中的重要环节之一,具有切口小、效率高、无热影响区等特点,在减少材料消耗、节能减排等方面有优势,相关装备广泛应用于钢铁、机械、汽车、造船和航空航天等领域。随着制造企业对于生产效率的要求不断提高,高速锯床逐渐成为金属加工中不可或缺的装备^[1,2]。齿轮箱是高速锯床的重要零部件,其振动特性对锯床的锯切精度和锯片寿命等有重要影响,其动态性能优化日益受到国内外学者的广泛关注。

锯床齿轮箱主要由传动轴、轴承、齿轮和箱体等零件组成。如果箱体存在设计缺陷,齿轮箱在运行时可能发生不良后果,比如齿轮啮合频率或者外界激励频率与箱体的某阶固有频率较为接近时,会增加发生颤振的可能性,导致工件锯切截面产生微小波纹,降低工件表面质量,而且齿轮箱剧烈振动会对机床本身及操控环境产生重要影响^[3,4]。因此,如

何降低齿轮箱工作状态下的振动噪声成为锯床设计过程中亟待解决的问题之一。

结构优化是齿轮箱减振降噪的重要途径之一^[5-7],国内外学者对于齿轮箱的优化设计开展了广泛研究。林腾蛟等人^[8]以振动加速度最小为优化目标,建立齿轮箱动态响应优化模型,得到箱体最优设计参数。李永欣等人^[9]采用灵敏度分析技术考察各部件对船用齿轮箱振动特性的影响,并进行多目标优化,提高某船用齿轮箱的抗振性。李永华等人^[10]采用灵敏度分析法与物理规划法对高速动车组齿轮箱进行稳健优化分析,提高了优化效率。王京涛等人^[11]针对风力机齿轮箱的优化引入食物链传导响应算法,改善算法的综合寻优性能。Liu 等人^[12]提出一种基于混合自定义单元方法,用于分析齿轮传动过程中的耦合动力学特性,获得齿轮传动系统在不同工况下的振动响应。Belingardi 等人^[13]建立了某型电动汽车齿轮箱的多体动力学模型,并分析了齿轮箱的动态频率响应函数与传动误差。

① 国家自然科学基金(51405440, 51775501, 51775509)资助项目。
② 男,1979 年生,博士,副教授;研究方向:切削加工工艺与装备,机械结构与动力学;E-mail: hwy1125@zjut.edu.cn
③ 通信作者,E-mail: tandapeng@zjut.edu.cn
(收稿日期:2019-03-06)

为了提高优化效率和实验验证的准确性,本文提出一种将灵敏度分析(sensitivity analysis, SA)与运行模态分析(operational mode analysis, OMA)相结合的锯床齿轮箱优化设计方法。通过 SA 确定各尺寸变量对于箱体固有频率的敏感程度;利用 OMA 方法,进行互功率谱计算以及运行模态参数识别^[14,15],确定箱体在实际工作过程中的振动特性参数,验证引入质量单元的模态仿真结果的准确性,同时为验证优化效果提供判断依据。

1 SA-OMA 优化方法

1.1 SA 理论

SA 量化了设计变量对目标函数变化的影响程度^[16,17],在优化过程中,设计者可根据 SA 计算结果选取主要设计变量加以改进,提高优化效率^[18,19],其中灵敏度的表达式为

$$S = \frac{\partial F(x)}{\partial x_i} \text{ 或 } S = \frac{\Delta F(x)}{\Delta x_i} \quad (1)$$

式(1)中, $F(x)$ 为目标函数, x 为设计变量,前者为连续系统微分灵敏度,后者为离散系统的差分灵敏度。

本文在对锯床齿轮箱结构进行 SA 计算过程中,以模态频率为目标函数,以各壁板、筋板的结构尺寸等为设计变量。结构模态频率和设计变量之间的数学模型可表示为

$$f = g_{fx}(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2)$$

式(2)中, f 为模态频率; g_{fx} 表示模态频率对于结构尺寸的函数; $x_1, x_2, \dots, x_n$ 为结构的 n 个尺寸变量。通过计算模态频率对变量的偏导数,即可得到对应的灵敏度,数学表达式如下:

$$S_{f_i} = \frac{\partial f}{\partial x_i} = \frac{\partial g_{fx}(x_1, x_2, \dots, x_n)}{\partial x_i} \quad (3)$$

式(3)中, S_{f_i} 为结构尺寸对模态频率的灵敏度。灵敏度的值可正可负,但其绝对值越大则表示该尺寸变量对目标函数的影响越大。

1.2 OMA 方法

模态分析可分为实验模态分析(experimental modal analysis, EMA)和运行模态分析(OMA)。两者的主要区别在于 EMA 需要同时测量结构的激励和

响应信号,以频响函数确定系统模态参数,而 OMA 只需测量响应,通过结构运行状态下的时域信号来确定系统模态参数,无需测量激励信号,降低了测试工作量,因此对于机床等难以激励的复杂结构而言,运行模态分析具有更好的可行性^[20,21],而且识别结果能更准确地反映结构在工作状态下的振动特性。

OMA 方法以最小二乘复频域法为基础演变而来,通过计算系统各测点振动响应数据之间的互功率谱密度函数,进行模态参数识别^[22]。待识别系统的频率响应函数矩阵 $H(j\omega)$ 可表示为部分分式的形式^[23]:

$$H(j\omega) = \sum_{k=1}^n \left(\frac{R_k}{j\omega - p_k} + \frac{R_k^*}{j\omega - p_k^*} \right) \quad (4)$$

式(4)中, k 为模态阶次, R_k 为留数矩阵, p_k 为系统的第 k 阶极点, R_k^*, p_k^* 分别为 R_k, p_k 的共轭。假设系统输入类型为宽带随机白噪声,满足以下条件:

$$G_{xx}(j\omega) = C \quad (5)$$

式(5)中, C 为常数;未知激励 $x(t)$ 与响应 $y(t)$ 之间的关系为:

$$G_{yy}(j\omega) = H^*(j\omega) G_{xx}(j\omega) H^T(j\omega) \quad (6)$$

式(6)中, $G_{xx}(j\omega)$ 为 $r \times r$ 阶激励功率谱矩阵, r 为激励数; $G_{yy}(j\omega)$ 为 $m \times m$ 阶响应功率谱矩阵, m 为响应数, $H(j\omega)$ 为 $m \times r$ 阶频响函数矩阵,将式(4)、(5)代入式(6)中,可以得到以下表达式:

$$G_{yy}(j\omega) = \sum_{k=1}^n \left(\frac{A_k}{j\omega - p_k} + \frac{A_k^H}{-j\omega - p_k} + \frac{A_k^*}{j\omega - p_k^*} + \frac{A_k^T}{-j\omega - p_k^*} \right) \quad (7)$$

式(7)中, A_k 为留数矩阵, p_k 为系统的第 k 阶极点, A_k^*, p_k^* 分别为 A_k, p_k 的共轭, A_k^H 为 A_k 的共轭转置,可通过式(7)对齿轮箱进行模态参数的辨识。并利用模态置信(modal assurance criterion, MAC)矩阵判断各阶模态参数之间的相关性,以剔除虚假模态。

2 齿轮箱结构优化

2.1 齿轮箱的组成

本文研究的锯床齿轮箱包含 5 根传动轴,分别

为输入轴、一级差速轴、二级差速轴、输出轴、刹车轴。输入轴通过皮带接动力源,输出轴安装圆锯片,从输入轴经过降速传动将运动传递到输出轴,同时提高输出扭矩,实现金属材料锯切。齿轮箱箱体和侧板的材料均为灰铸铁,密度为 $7\,200\text{ kg/m}^3$,杨氏模量为 75 GPa ,泊松比为 0.28 ,侧板与齿轮箱箱体采用螺栓和销轴进行连接。考虑数值计算需要,对于影响较小的特征做了简化处理^[24],所得到的齿轮箱物理模型如图 1 所示。

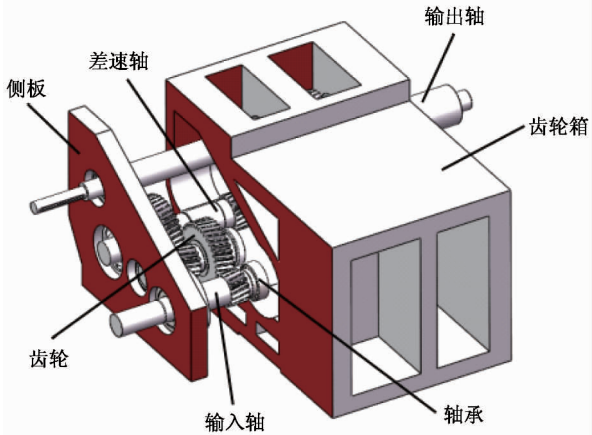


图 1 齿轮箱结构示意图

2.2 数值模拟

对齿轮箱箱体进行数值模拟,可获得结构的固有频率和振型等振动特性参数,为箱体的优化提供数据支撑。设定几何尺寸与材料参数,建立了包含 99 774 个节点、61 174 个实体单元的锯床齿轮箱数值模型,如图 2 所示。由于孔以及棱线边界等部位易

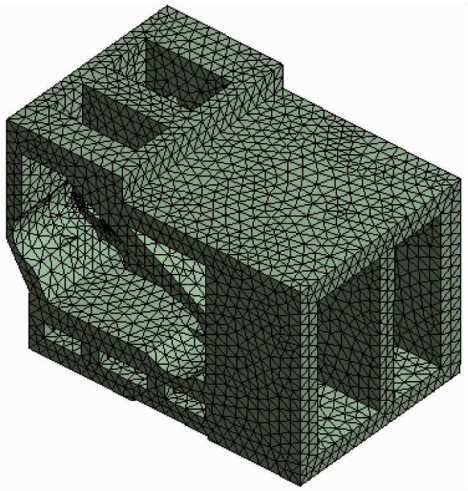


图 2 优化前的齿轮箱数值模型

产生应力集中,故对其进行细化处理,并进行了网格无关性验证。

在齿轮箱与滑块接触位置施加完全固定约束,限制模型底座 X 、 Y 、 Z 3 个方向的 6 个自由度,符合初期的结构优化需求^[25]。鉴于对装配体内各零部件划分网格会产生大量的计算损耗,所以从节约计算资源和提高求解准确度的角度考虑,通过加入质量单元(point mass)^[26]的方法,建立齿轮箱数值模型,即由齿轮箱物理模型确定轴系(包含传动轴、轴承、齿轮等部件)的质量和质心坐标。通过质量单元的方式添加到齿轮箱中,如图 3 所示,求解该数值模型,得到待优化齿轮箱的前 10 阶模态频率,如表 1 所示。

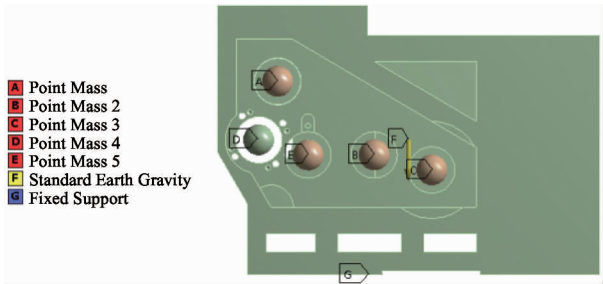


图 3 齿轮箱质量单元分布

表 1 结构优化前的箱体模态频率

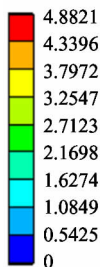
阶次	频率 (Hz)	阶次	频率 (Hz)
1 阶	491.92	6 阶	1 327
2 阶	662.57	7 阶	1 440.1
3 阶	765.15	8 阶	1 536.2
4 阶	1 233	9 阶	1 566.6
5 阶	1 285.4	10 阶	1 644.6

当外部激励频率与表中数值相近时,结构出现剧烈振动的可能性较大,存在产生结构破坏的风险,所以应尽量避免齿轮箱工作在外界激励频率接近其各阶固有频率的工况。

图 4 所示为优化前齿轮箱的 1 阶模态振型图,振型显示齿轮箱右上角区域变形量较大。在不影响箱体刚度的前提下,对箱体进行轻量化设计^[27],将箱体右上角做斜切处理,获得初步优化后的箱体结构,如图 5 所示。

频率: 491.92 Hz

单位: mm



最大值=4.8821

最小值=0

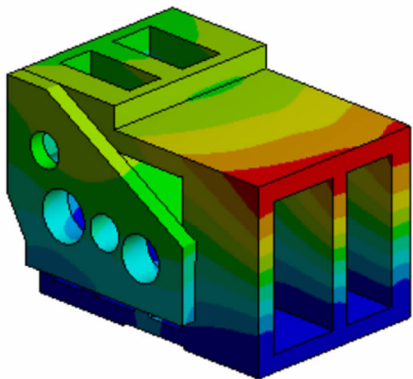


图4 优化前齿轮箱的一阶模态振型图

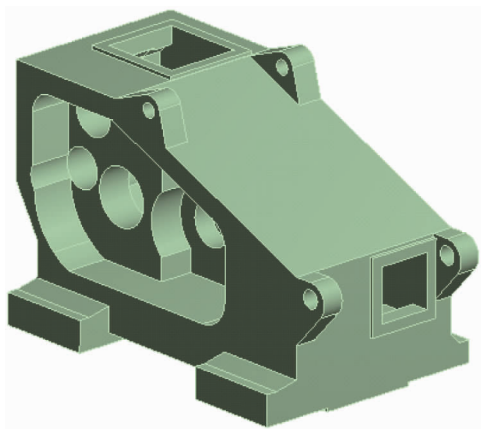


图5 齿轮箱轻量化设计结果

2.3 灵敏度计算

对齿轮箱进行结构设计时,需要根据工况要求,确定传动比以及各齿轮的齿数,进行轴、齿轮、轴承等传动部件校核以确定是否满足使用寿命等要求,综合考虑强度、刚度以及轴承、齿轮等的安装要求确定齿轮箱箱体的内部结构尺寸。

考虑齿轮箱箱体的振动特性,以固有频率为目标函数,壁厚及长度为设计变量,确定设计变量对于目标函数的灵敏度。SA 过程中选取齿轮箱箱体壁厚、长度、跨距等 8 个设计变量,如图 6 所示,其中 1~8 分别表示 P1、P2、P3、P4、P5、P6、P7、P8 所对应的 8 个设计变量。

在结构模态分析中,低阶模态对结构的动态特性有较大影响,故将前 5 阶模态频率的加权平均值 F 作为目标函数:

$$F = 0.3 \times f_1 + 0.25 \times f_2 + 0.2 \times f_3 + 0.15 \times f_4 + 0.1 \times f_5 \quad (8)$$

式(8)中, f_1, f_2, f_3, f_4, f_5 分别为 1 到 5 阶模态频率, 0.3、0.25、0.2、0.15、0.1 分别为前 5 阶模态频率对应的加权因子。通过模态计算,得到设计变量尺寸改变量与模态频率之间的关系如图 7 所示。

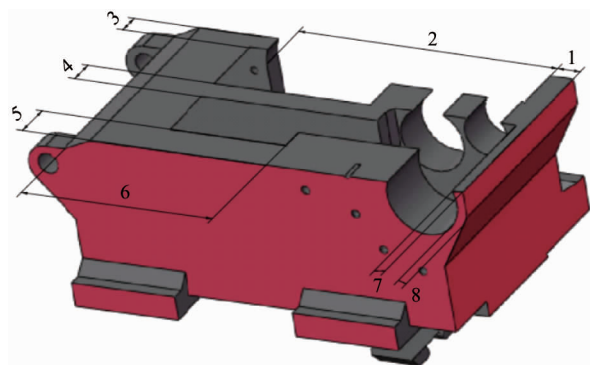


图6 齿轮箱箱体的各设计变量

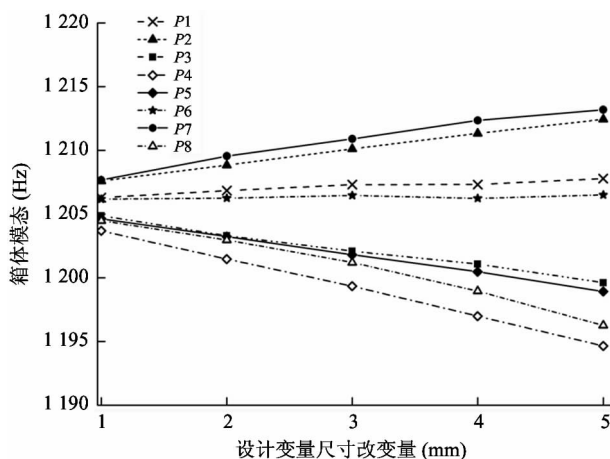


图7 尺寸改变量对模态频率的影响

由图 7 可知,齿轮箱的前 5 阶模态频率与尺寸改变量之间呈现近似线性关系,设拟合方程为

$$\hat{f}_i = \alpha_k + \beta_k x_i \quad (9)$$

式(9)中, $\hat{f}_i$ 表示回归值, α_k, β_k 表示回归系数, x_i 表示设计变量的改变量, k 表示第 k 个设计变量。

为了方便求解,引入残差的概念,将回归值与实验值的差值作平方和运算,若计算结果达到最小值,说明此时的拟合效果最好,其数学表达式为

$$\begin{aligned} SS_e &= \sum_{i=1}^n e_i^2 = \sum_{i=1}^n (f_i - \hat{f}_i)^2 \\ &= \sum_{i=1}^n [f_i - (\alpha_k + \beta_k x_i)]^2 \end{aligned} \quad (10)$$

式(10)中, f_i 表示实验值, 为了获得最佳拟合效果, 运用最小二乘法原理, 将式(10)分别对 α_k 和 β_k 求偏导, 同时让求得的方程结果为 0, 表达式为

$$\begin{cases} \frac{\partial(SS_e)}{\partial\alpha_k} = -2\sum_{i=1}^n (f_i - \alpha_k - \beta_k x_i) = 0 \\ \frac{\partial(SS_e)}{\partial\beta_k} = -2\sum_{i=1}^n (f_i - \alpha_k - \beta_k x_i)x_i = 0 \end{cases} \quad (11)$$

进一步整理可得:

$$\begin{cases} n\alpha_k + \beta_k \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n f_i \\ \alpha_k \sum_{i=1}^n x_i + \beta_k \sum_{i=1}^n x_i^2 = \sum_{i=1}^n x_i f_i \end{cases} \quad (12)$$

求解上式的二元一次方程得:

$$\begin{cases} \alpha_k = \bar{f} - \beta_k \bar{x} \\ \beta_k = \frac{n\sum_{i=1}^n x_i f_i - (\sum_{i=1}^n x_i)(\sum_{i=1}^n f_i)}{n\sum_{i=1}^n x_i^2 - (\sum_{i=1}^n x_i)^2} \\ = \frac{\sum_{i=1}^n x_i f_i - n \cdot \bar{x} \cdot \bar{f}}{\sum_{i=1}^n x_i^2 - n \cdot \bar{x}^2} \end{cases} \quad (13)$$

式(13)中的 $\bar{x}$ 、 $\bar{f}$ 分别表示尺寸改变量的算术平均值和模态频率的算术平均值。基于上述方法, 计算齿轮箱前 5 阶固有频率对各尺寸变量的灵敏度为

$$S_{fk} = \frac{\partial f}{\partial x_i} = \beta_k \quad (14)$$

计算所得的 β_k 值即为所求的灵敏度值, 经计算得到各设计变量的回归系数值如表 2 所示。

表 2 各设计变量的回归系数值

设计变量	α_k	β_k
P1	1 207.0035	0.03484
P2	1 206.4120	1.2158
P3	1 206.0075	-1.2737
P4	1 205.9913	-2.2569
P5	1 206.0577	-1.4159
P6	1 206.1296	0.0640
P7	1 206.5736	1.3852
P8	1 206.9093	-2.0469

灵敏度为正时, 表示设计变量与目标函数呈正
— 318 —

相关, 灵敏度为负时, 表示设计变量与目标函数呈负相关。由此可知, P1、P2、P6、P7 随着尺寸变量的减小, 箱体的固有频率下降; P3、P4、P5、P8 随着尺寸变量的减小, 箱体的固有频率上升; 箱体各尺寸变量对箱体模态频率的灵敏度从大到小的排列顺序为 P4 > P8 > P5 > P7 > P3 > P2 > P6 > P1。因此选择 P4、P8、P5、P7、P3 作为寻优计算的主要设计变量。

基于上述 SA 计算结果, 通过建立响应面模型, 实现多目标优化。响应面法是一种采用实验设计理论对指定的设计点集合进行实验, 从而得到目标函数和约束函数的响应面模型的优化设计方法, 广泛应用于复杂机械结构优化问题, 具有收敛快速、求解耗费资源少等优点。

根据锯床齿轮箱的结构特性, 本文选用基于 Kriging 模型拟合响应面函数的多目标遗传算法对选取的 5 个主要设计变量进行多目标寻优。以设计变量为输入, 模态频率为输出, 生成样本空间, 构建响应面模型, 完成对设计变量的多目标寻优, 得到齿轮箱箱体各设计变量的最优解。优化前后的主要设计参数对比分析如表 3 所示, 其中 P8 的尺寸修正量达 45%。

表 3 优化前后主要设计参数对比

参数	原参数值 (mm)	优化参数值 (mm)	尺寸改变量 (%)
P3	35	37	5.7
P4	30	32	6.7
P5	40	42	5
P7	10	11	10
P8	11.11	15	45

对优化后的齿轮箱箱体进行模态数值模拟, 在齿轮箱与滑块接触位置施加为完全固定约束, 并在轴承安装位置添加质量单元, 求解计算模型, 获取优化后的齿轮箱前 10 阶模态频率, 如表 4 所示。

通过对比表 1 与表 4 中的相关数据可以发现, 齿轮箱优化后各阶固有频率均有显著提高, 其中 1 阶固有频率提高约 82%, 远离锯切过程中可能出现的激励频率范围。

表 4 结构优化后的齿轮箱模态频率

阶次	频率 (Hz)	阶次	频率 (Hz)
1 阶	892.7	6 阶	2 458.6
2 阶	1295.2	7 阶	2 635.1
3 阶	1701.3	8 阶	2 880.4
4 阶	2048.9	9 阶	2 989.5
5 阶	2307.2	10 阶	3 106.7

3 OMA 实验与优化结果对比分析

3.1 OMA 实验与数据采集

采用某公司生产的 SD-70R 圆锯床,选用直径 285 mm 的硬质合金锯片,分别安装优化前与优化后的齿轮箱,进行喷雾冷却条件下的锯切对比实验。锯床主电机为 7.5 kW 三相异步电机,工件为直径 70 mm 的 45 钢棒料。

选用比利时鲁汶测试系统(leuven measurement systems, LMS)建立振动测试分析平台,对锯床齿轮箱进行 OMA 实验,识别齿轮箱的运行模态参数。系统组成和测试现场如图 8、9 所示。在齿轮箱箱体

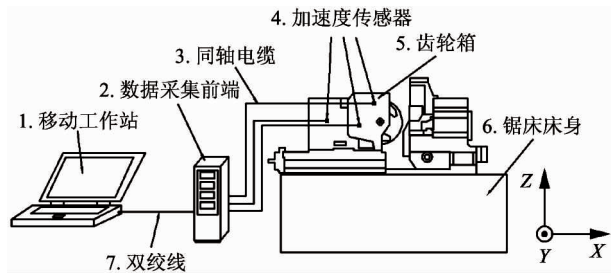


图 8 振动测试系统组成

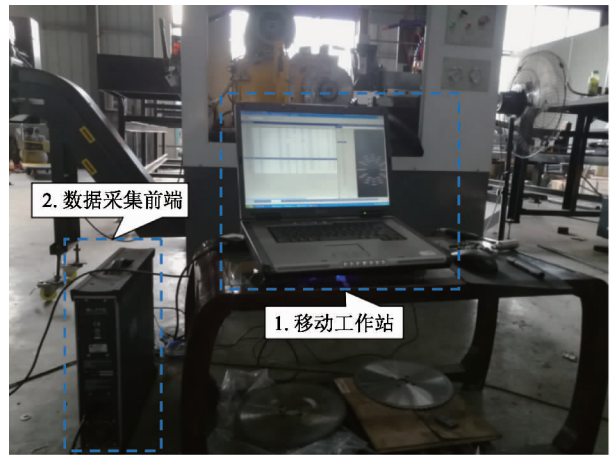


图 9 振动测试现场

表面布置 12 个测点,以箱体的左下角作为坐标原点,以锯片进给方向为 X 方向,以圆钢进料方向为 Y 方向,以气缸上下夹紧方向为 Z 方向。

选用集成压电传感器进行锯切过程中齿轮箱各部位的加速度信号采集。根据齿轮箱内部的轴系分布,选择较为靠近轴承的测点布置传感器^[28,29],如图 10 所示。传感器信号通过同轴电缆传至 LMS 数据采集前端,可实时查看和记录振动信号。将拟采集的振动信号的频带宽度设置为 2 560 Hz,谱线数设置为 8 192,采样频率为 25 kHz,记录一组数据所需的时间为 3.2 s。



图 10 齿轮箱上的测点分布

3.2 OMA 实验结果分析

基于各典型工况下的齿轮箱测点的振动响应信号,通过 OMA 方法获得系统稳态图,识别系统模态参数。图 11 所示为锯床优化前 70 r/min 工况下的稳态图,图中“s”表示频率、阻尼比及振型均稳定,“d”表示频率、阻尼比稳定,“v”表示频率、振型稳定,“f”表示频率稳定。

在提取模态参数时需要去除由于计算误差和信号干扰产生的虚假模态。根据 MAC 矩阵可判断各阶模态的相关性,如图 12 所示。图 12(a)中非对角线元素存在大于 10% 的情况,即存在虚假模态,而图 12(b)的非对角线元素均小于 10%,可以认为各阶模态相互独立。

稳态图中对互谱上存在峰值且在峰值处有稳定极点的频率认为是模态频率。结合不同工况下的外部激励频率以及 MAC 值矩阵,可以确定箱体模态参

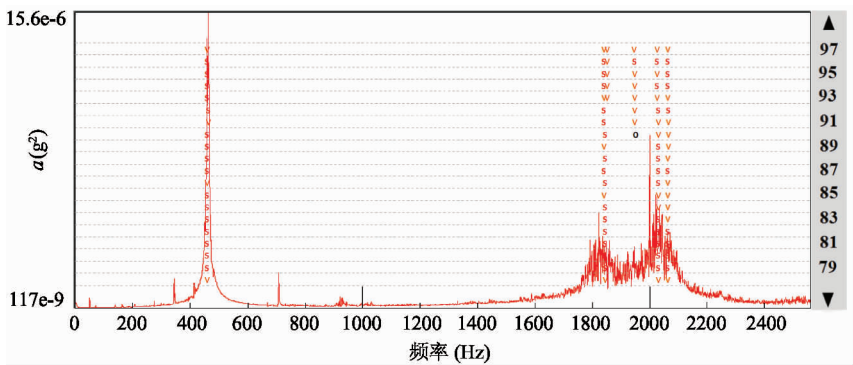


图 11 OMA 分析稳态图

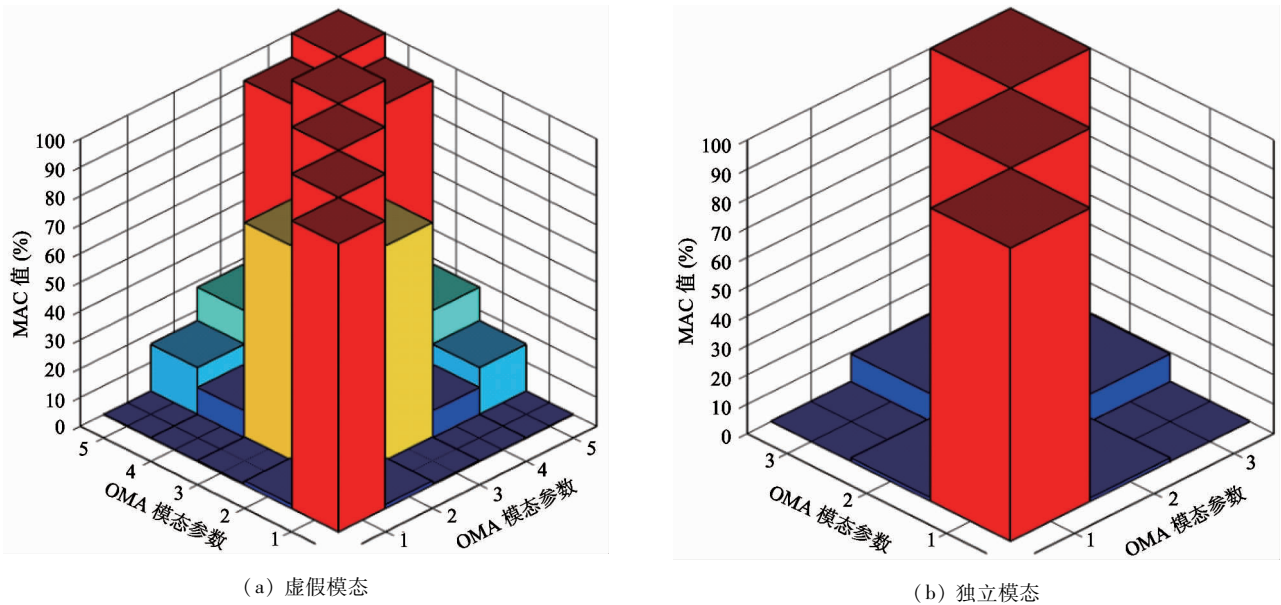


图 12 结构优化前 MAC 值矩阵图

数,由各工况下响应信号计算所得的集总互谱函数获得的箱体各阶模态频率分别为 460 Hz、708 Hz、1 653 Hz、1 832 Hz、2 029 Hz。

将优化前齿轮箱 OMA 实验的模式参数识别结果与模态数值模拟结果进行对比,如表 5 所示,可见第 1 阶、第 3 阶、第 10 阶的频率最大误差为 7.4%,说明通过加入质量单元的方法获得的齿轮箱装配体的模态参数较为准确。

表 5 OMA 识别结果与数值模拟结果对比				
实验识别		有限元		模态振型
频率 (Hz)	阻尼比 (%)	频率 (Hz)	频率误差 (%)	
461.66	0.29	491.92	6.15	沿 Y 轴摆动
708.56	0.1	765.15	7.40	Y 摆动 + Z 摆动
1 653.94	0.17	1 644.6	0.57	Y 摆动 + X 摆动

根据稳态图得出的模态频率,发现在某些工况下的外部激励频率与箱体的第 1 阶、第 3 阶、第 10 阶等固有频率接近,导致较大的振动响应。因此在进行齿轮箱优化设计时,应该尽量提高齿轮箱的固有频率,使其远离外部激励频率范围,从而减小引发共振的可能性。由优化后齿轮箱的模式参数可知,优化后箱体的固有频率远离外部激励频率范围,符合设计要求。

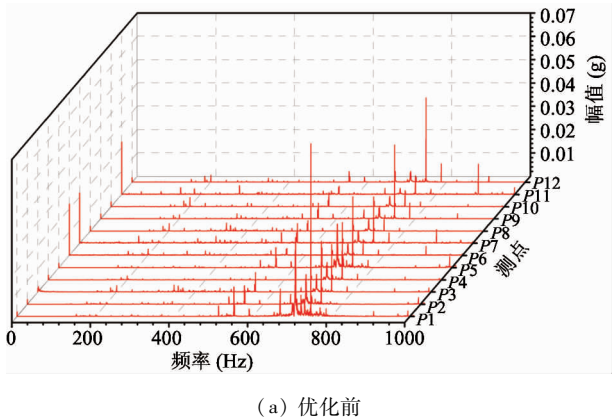
3.3 优化结果对比分析

为验证齿轮箱优化结果,结合锯床工作要求,选取空转以及锯片转速分别为 60 r/min、100 r/min 等 3 种工况条件下的实验数据进行对比分析。

图 13 所示为齿轮箱改进前和改进后,在空转工况下的振动信号瀑布图。由图可知,在空转工况下,改进前齿轮箱各测点在 0 ~ 1 000 Hz 频率范围内的

最大振幅为 0.07 g 且最大的振幅集中出现在 700 ~ 800 Hz 频段之间,这可能是在空转工况下箱体的第 3 阶模态被激发所致,而改进后齿轮箱各测点在 0 ~ 1 000 Hz 之间,最大振幅为 0.03 g,同时在 700 ~ 800 Hz 频段之间没有出现密集谱峰,由此可知改进后齿轮箱在空转工况下优化效果明显。

图 14 所示为齿轮箱改进前和改进后,锯片转速



60 r/min 工况下的振动信号瀑布图,其中高频段的改进效果非常明显,在 1 600 Hz 到 2 200 Hz 的高频区域,振动的幅值明显下降。虽然低频段的振动较为明显,但是从整体的工况来分析,从改进前最高幅值 0.23 g 降为 0.11 g,取得较好的改进效果。

图 15 为齿轮箱改进前和改进后,在锯片转速 100r/min 工况下的振动信号瀑布图,其中高频段以

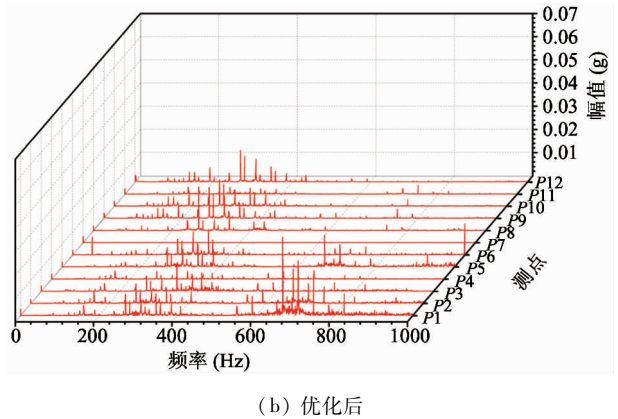


图 13 齿轮箱振动信号瀑布图(空转)

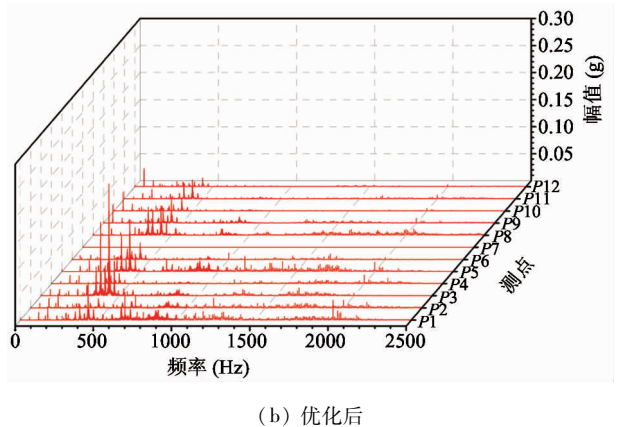
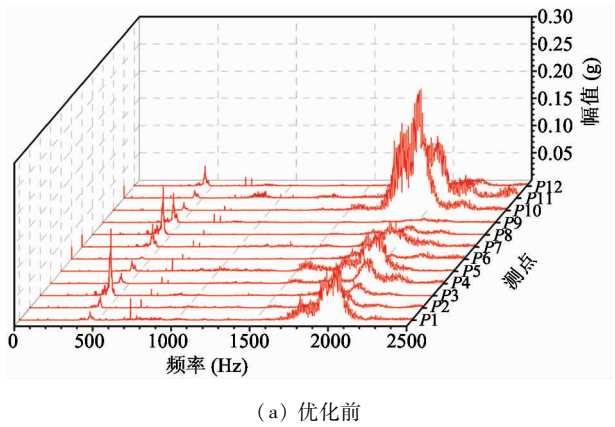


图 14 齿轮箱振动信号瀑布图(60 r/min)

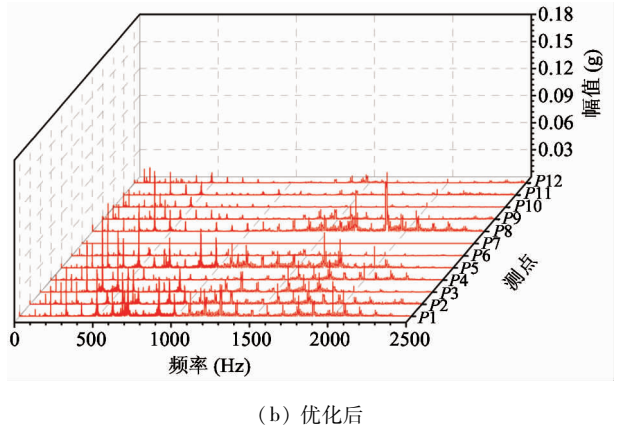
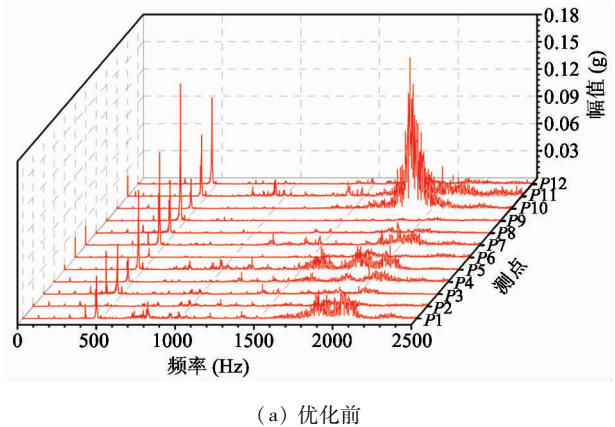


图 15 齿轮箱振动信号瀑布图(100 r/min)

及低频段的改进效果均非常明显。在 1 600 ~ 2 200 Hz 的高频区域,振动的幅值明显下降。改进后锯床在 450 ~ 500 Hz 没有出现较大幅值振动信号,并且振动的幅值较改进前下降了近 50%。

为进一步验证齿轮箱优化效果,选取振动烈度较大的 3 号测点(锯片夹持块附近)和 10 号测点(2 级差速轴承端盖),进行振动频谱图对比分析,结果如图 16 所示,图 16(a) 显示,改进前 3 号测点最大幅值为 0.09 g,主要集中在 400 ~ 500 Hz 以及 1 800 ~ 2 200 Hz 频率区间,改进后幅值下降明显,从 0.09 g 下降为 0.03 g,且在 1 800 ~ 2 200 Hz 之间无明显谱峰。

图 16(b) 显示,改进前 10 号测点最大幅值为 0.1 g,主要集中在 1 800 ~ 2 200 Hz 频率区间,改

进后振幅明显下降,由 0.1 g 下降为 6.00e-3 g,且在 1 800 ~ 2 200 Hz 之间无明显谱峰,优化效果明显。

选取典型工况下的振动信号,计算齿轮箱各测点在 0 ~ 2 048 Hz 之间的加速度均方根值(root mean square, RMS),优化前后结果对比如图 17 所示。从图中可知,优化前齿轮箱在锯片转速 60 r/min 的工况下,齿轮箱发生剧烈振动,其中 10 号测点 RMS 值达 1.6 g,在锯片转速 100 r/min 的工况下,各测点的 RMS 值有所下降,但 10 号测点 RMS 值仍达 0.8 g,且 2 种工况下,齿轮箱各测点的 RMS 值波动范围大。优化后齿轮箱在上述 2 种工况下,10 号测点的 RMS 值均显著降低,且各测点 RMS 值波动范围显著减小,说明在不同的工况条件下,锯床的振动烈度和运行稳定性均得到明显改善。

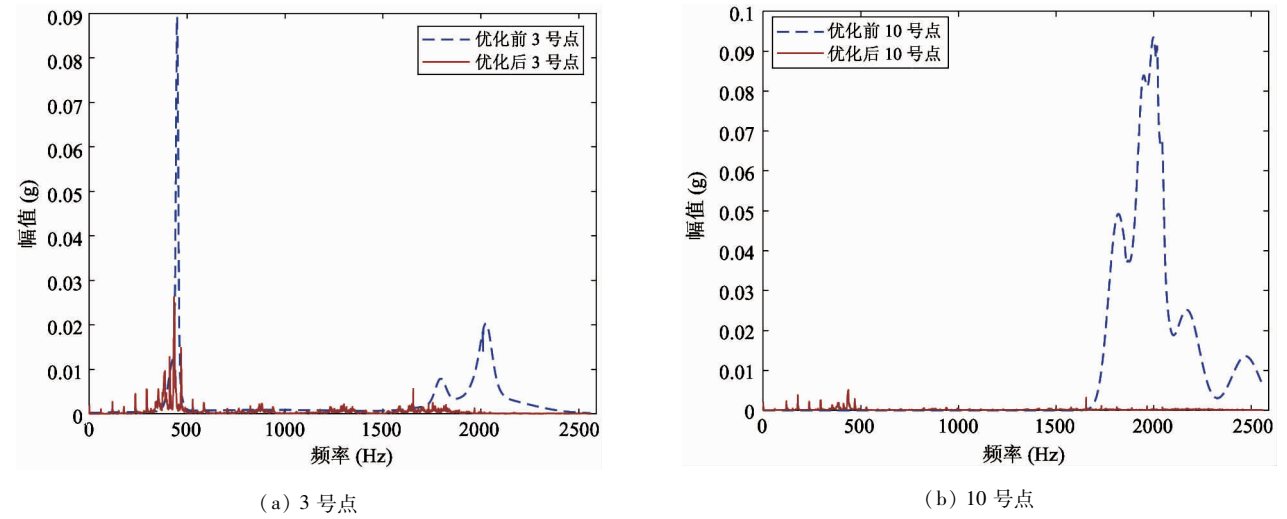


图 16 优化前后振动频谱图

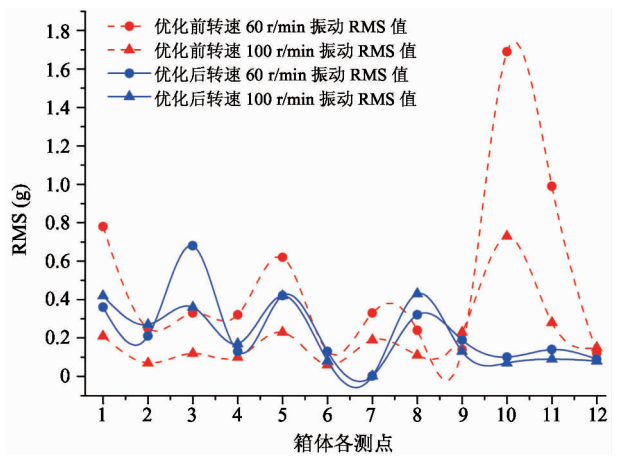


图 17 优化前后各测点 RMS 值

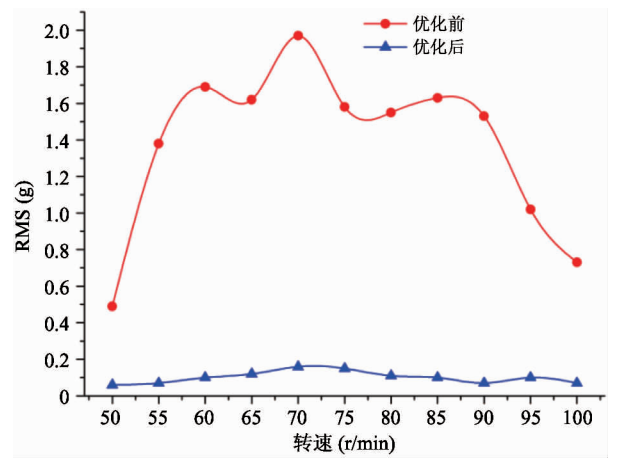


图 18 10 号测点各转速下的 RMS 值

图 18 为优化前和优化后齿轮箱在不同工况下的 10 号测点振动情况。从 RMS 值可以看出,在各个工况下,齿轮箱优化后 10 号测点的振幅较改进前大幅下降,且优化后在不同工况下 RMS 值波动小于 0.15 g,说明锯切过程平稳,齿轮箱的性能可满足锯片转速从 50 r/min 到 100 r/min 的各种锯切工况。

4 结 论

为了优化锯床刚性及动态力学性能,提高其工作效率与稳定性,提出了将 SA 与 OMA 相结合的优化设计方法,主要结论如下。

(1) 通过加入质量单元的建模方法可获取齿轮箱的计算模态参数,OMA 实验结果表明数值计算结果准确。

(2) 通过 SA 确定了对箱体的频率影响较大的主要设计变量,优化后的齿轮箱各阶固有频率得到提高。

(3) 锯切对比实验结果表明,相同工况下,优化后的齿轮箱振幅下降,且锯切过程平稳,齿轮箱动态性能获得了改善。

参考文献

- [1] Ogura I, Kotake M, Ata S. Quantitative evaluation of carbon nanomaterial releases during electric heating wire cutting and sawing machine cutting of expanded polystyrene-based composites using thermal carbon analysis[J]. *Journal of occupational and environmental hygiene*, 2019, 16(2):165-178
- [2] Aryafar A, Mikaeil R, Haghshenas S S, et al. Application of metaheuristic algorithms to optimal clustering of sawing machine vibration[J]. *Measurement*, 2018, 124: 20-31
- [3] 李宏坤,郭骋,房世利,等. 齿轮箱减振降噪优化设计方法研究[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(17): 150-154,182
- [4] 朱才朝,陈爽,马飞,等. 轮齿修形对兆瓦级风电齿轮箱动态特性影响[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(7): 123-128
- [5] Bozca M. Transmission error model-based optimisation of the geometric design parameters of an automotive trans-

mission gearbox to reduce gear-rattle noise[J]. *Applied Acoustics*, 2018, 130

- [6] 周建星,刘更,吴立言. 转速与负载对减速器振动噪声的影响研究[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(8): 193-198
- [7] 徐志锋,邵忍平. 齿轮系统噪声预估及声诊断方法研究[J]. *计算机测量与控制*, 2009, 17(9): 1688-1691
- [8] 林腾蛟,李应超,杨妍妮. 准双曲面齿轮箱响应分析及动力优化[J]. *振动与冲击*, 2011, 30(3): 145-149,170
- [9] 李永欣,薛开,戴光昊,等. 基于特征灵敏度技术的船用齿轮箱抗振优化设计[J]. *机械设计*, 2011, 28(2): 69-72
- [10] 李永华,臧庆,张军. 高速动车组齿轮箱稳健优化设计[J]. *大连交通大学学报*, 2015(6): 29-33
- [11] 王京涛,陆金桂,王邦祥,等. 食物链传导响应算法在齿轮箱优化中的应用[J]. *计算机集成制造系统*, 2019, 25(1):197-207
- [12] Liu C, Fang Z D, Zhang X J, et al. An efficient modeling method for coupled vibration analysis of double-helical gear reduction[J]. *Noise Control Engineering Journal*, 2017, 65(2): 121-137
- [13] Belingardi G, Cuffaro V, Cura F. Multibody approach for the dynamic analysis of gears transmission for an electric vehicle[J]. *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers*, 2018, 232(1): 57-65
- [14] 徐洪,王扬渝,文东辉. 基于多点脉冲激励的主轴系统运行模态分析方法[J]. *机械工程学报*, 2014, 50(19): 175-181
- [15] 王扬渝,蔡东海,文东辉,等. 一种基于互谱函数的运行模态分析实验方法及装置[P]. 中国专利: 104165742. 2014-11-26
- [16] 李亦文. 车身结构模型修改的问题研究[D]. 长春: 吉林大学机械学院, 2008: 54-56
- [17] 张军,张晓林,方吉. 动车组车体模态灵敏度及优化设计研究[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(12): 93-101
- [18] 范晋伟,王晓峰,陈东菊,等. 基于多体运动学理论的机床误差灵敏度分析[J]. *高技术通讯*, 2013, 23(3): 318-324
- [19] 冯庆欢. 基于灵敏度分析的桥式起重机箱梁结构动态优化设计[D]. 太原: 中北大学机电工程学院, 2017: 24-33
- [20] 应申舜,林绿高,计时鸣. 基于模态参数验证的机床

结构件优化设计[J]. 浙江大学学报(工学版), 2018, 52(10): 1880-1887

[21] Li B, Hui C, Mao X, et al. Estimation of CNC machine-tool dynamic parameters based on random cutting excitation through operational modal analysis[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2013, 71(32): 26-40

[22] 赵远. 基于工作模态的减速器状态监测和故障诊断的方法研究[D]. 太原: 太原理工大学机械电子研究所, 2010: 29-38

[23] 周杰. 丝杠试验台结合部动力学建模与模态分析[D]. 成都: 西南交通大学机械工程学院, 2018. 45-46

[24] 张喜清, 项昌乐, 刘辉. 多工况下变速箱箱体结构的拓扑优化设计[J]. 中国机械工程, 2011, 22(15): 1779-1783

[25] Kumar A, Jaiswal H, Jain R, et al. Free vibration and material mechanical properties influence based frequency and mode shape analysis of transmission gearbox casing[J]. *Procedia Engineering*, 2014, 97: 1097-1106

[26] 张志飞, 徐中明, 贺岩松. 摩托车车架挂发动机结构动态特性分析[J]. 兵工学报, 2010, 31(5): 547-552

[27] Xu D K, Chen J, Tang Y C, et al. Topology optimization of die weight reduction for high-strength sheet metal stamping[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2012, 59: 73-82

[28] 魏秀业, 潘宏侠, 黄晋英. 齿轮箱传感器优化布置研究[J]. 兵工学报, 2010, 31(11): 1508-1513

[29] 刘蕴, 董冠华, 殷国富. 非接触密封失稳振动分析与结构优化[J]. 浙江大学学报(工学版), 2018, 52(7): 1390-1397

SA-OMA based dynamic characteristics optimization for gear box of sawing machine

Wang Yangyu^{*}, Ni Pengcheng^{*}, Wen Donghui^{*}, Tan Dapeng^{*}, Pan Xiaofeng^{**}, Lu Hui^{**}, Wang Dejie^{**}
(^{*} Key Laboratory of E&M (Zhejiang University of Technology), Ministry of Education
& Zhejiang Province, Hangzhou 310014)
(^{**} Zhejiang Guanbao Industrial Co. , Ltd. , Lishui 323000)

Abstract

In order to optimize the rigidity and dynamic mechanical properties of sawing machine and improve its working efficiency and stability, a method for optimizing the dynamic performance of sawing machine gear box is proposed. A numerical model of the sawing machine gear box is established by simplifying each drive shaft system into a mass unit, and the modal parameters of the gear box are obtained. Sensitivity analysis (SA) is carried out for each design variable of the gear box to obtain its sensitivity to the objective function. Combined with operational modal analysis (OMA), the actual vibration characteristics of the gear box under different working conditions are obtained, and then the structure of the sawing machine gear box is optimized. Sawing experiment and vibration signal acquisition are carried out on the sawing machine before and after optimization. The experimental results show that the natural frequency of the optimized gear box is significantly increased. The gearbox amplitude is significantly reduced under various working conditions, and the stability of the sawing machine is improved. This study can provide theoretical reference for modeling and optimization of multi-body dynamics of machine tools, and also provide technical solutions for high-speed and stable cutting of sawing machines.

Key words: gear box of sawing machine, sensitivity analysis (SA), operational modal analysis (OMA), structure optimization