

1/2 波长圆锥过渡复合超声变幅杆优化设计

许国峰, 沈学会

齐鲁工业大学

摘要: 圆锥过渡阶梯型复合变幅杆可增大阶梯形变幅杆位移放大倍数, 还可解决阶梯形变幅杆在直径突变处位置应力集中的缺点, 加工方便, 适用于多种工业应用场合。基于波动理论进行变幅杆设计, 用 ANSYS 软件进行有限元分析及尺寸优化, 得到复合变幅杆的最佳共振频率、节点位置和放大系数等性能参数, 并用试验验证其振动情况。结果表明: 设计的复合变幅杆参数与试验测试结果一致, 实际加工的变幅杆振动性能良好。

关键词: 有限元分析; 变幅杆; 模态分析; 优化

中图分类号: TG663; TH612

文献标志码: A

Optimal Design and Experiment of 1/2 Wave Length Cone Transition Compound Ultrasonic Horn

Xu Guofeng, Shen Xuehui

Abstract: The cone transition stepped composite ultrasonic horn has the advantages of multiple large stepped ultrasonic horn displacement amplification, it can reduce the stress concentration of stepped ultrasonic horn caused by the change in diameter, and it is a simple processing technology, it is suitable for various industrial applications. Ultrasonic horn is designed based on wave theory, and using ANSYS software for finite element analysis and size optimization, the optimal resonance frequencies of horns, node position and magnifying coefficient are carried out, and the vibration condition is verified by experiments. The results show that the design parameters of the composite horn are consistent with the test results, and the vibration amplitude of the actual horn is good.

Keywords: finite element analysis; ultrasonic horn; modal analysis; optimization

1 引言

超声振动加工技术是一种重要的特种加工技术, 在航天领域、国防领域以及医疗等领域发挥着越来越重要的作用, 解决了许多难加工材料的精密加工问题。超声波振动系统一般由超声波发生器、换能器、变幅杆和加工工具组成^[1-4]。由于换能器端面上的振幅微小 ($< 10\mu\text{m}$), 需要在换能器端面连接变幅杆, 以实现振幅放大。

变幅杆是超声振动系统中最为重要的组成部分, 合适的变幅杆可以显著提高加工效率与加工工件质量^[5-8]。变幅杆一般有单一型和复合型两种类型。在高强度超声加工工艺中, 往往要求变幅杆末端必须具有较大的振幅, 而变幅杆的形状因素和放大系数是影响振幅的主要因素, 所以要求这两个值越大越好, 而单一变幅杆一般此优彼劣, 很难二者兼顾^[9], 因此需使用各种复合型或者形状复杂程度高的变幅杆^[10-12]。目前, 由多种母线组合而成的复合

型变幅杆在精确设计及工作稳定性方面仍存在较多缺陷。

本文基于波动理论来设计加工圆锥型复合变幅杆, 并导入 ANSYS 中进行有限元分析, 可以较好地改善以往由多种母线组合而成的复合型变幅杆在设计和工作方面的不足。

2 圆锥过渡复合变幅杆的数值计算

图 1 为拟设计的 1/2 波长三段复合变幅杆, 其中 I 段和 III 段为等截面杆, II 段为圆锥形变截面杆。考虑实际安装定位, 将位移节点 (法兰处) 设计于第 I 段等截面杆末端。

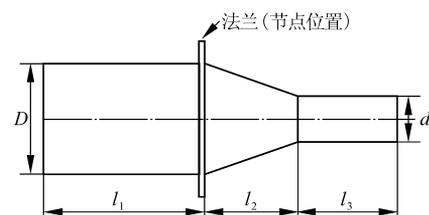


图 1 复合变幅杆

在谐振条件下, 变截面纵振动的波动方程为

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \frac{1}{S} \cdot \frac{\partial S}{\partial x} \cdot \frac{\partial \xi}{\partial x} + k^2 \xi = 0$$

式中, S 为杆横截面函数; ξ 为质点位移函数; k 为圆波数, $k = \omega/c$, ω 为圆频率, c 为纵波在细棒中的传播速度。

第 I 段和第 III 段为等截面杆, 第 II 段为圆锥形变截面杆, 各段的横截面面积函数为

$$\begin{cases} S(x) = S_1 & 0 < x < l_1 \\ S(x) = S_1(1 - \alpha x)^2 & l_1 < x < l_2 \\ S(x) = S_2 & l_2 < x < l_3 \end{cases}$$

式中, l_1, l_2, l_3 分别为各段长度; α 为锥度系数, $\alpha = \frac{N-1}{N} \times \frac{1}{l_2}$, N 为面积系数, $N = \sqrt{\frac{S_1}{S_2}}$ 。

将各段截面函数代入波动方程中, 可以推导出各段杆的位移分布函数为

$$\begin{cases} \xi_I = \xi_1 \cos(kx + kl_1) & 0 < x < l_1 \\ \xi_{II} = \frac{a_2 \xi_1}{1 - \alpha x} \cos(kx + \alpha_2) & l_1 < x < l_2 \\ \xi_{III} = a_3 \xi_1 \cos[kx - (kl_2 + kl_3)] & l_2 < x < l_3 \end{cases}$$

式中, ξ_1 为变幅杆大端位移; $a_2 = \frac{\cos kl_2}{\cos \alpha_2}$; $\tan \alpha_2 = \tan(kl_1) + \alpha/k$; $a_3 = N[\cos(kl_2) - \tan \alpha_2 \sin(kl_2)]$ 。

由于图 1 所示的变幅杆位移节点设计于第 I 段等截面杆末端, 求解第 I 段的位移方程, 不难得出第 I 段长度 $l_1 = \frac{\lambda}{4}$ 。第 II 段和 III 段组成小端接圆柱杆的复合变幅杆 (见图 2)。

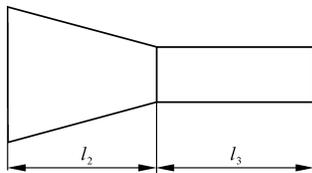


图 2 两段复合变幅杆

基于其位移方程的求解, 可推导出这两段复合变幅杆的频率方程为

$$\tan(kl_3) = \frac{N\alpha}{k} - \tan(kl_2 + \alpha_2)$$

式中, $\tan \alpha_2 = \frac{\alpha}{k}$ 。

放大系数 M 为

$$M = \left| N[\cos(kl_2) - \frac{\alpha}{k} \sin(kl_2)] \frac{1}{\cos(kl_3)} \right|$$

输入力阻抗为

$$Z_i = jZ_{01} \tan(kl_1 - \alpha_1)$$

式中, $\tan \alpha_1 = \tan \alpha_2 - \frac{\alpha}{k}$; $\tan(kl_2 + \alpha_2) = -\tan(kl_3) + \frac{N\alpha}{k}$ 。

以供应态奥氏体不锈钢 321 为制作材料, 进行变幅杆的参数数值计算, 321 不锈钢材料的物理参数见表 1, 变幅杆的计算尺寸数据见表 2。

表 1 不锈钢试验材料参数

密度 ρ (g/cm ³)	弹性模量 Y_0 (kg/mm ²)	声速 c (m/s)	泊松比 μ
7.96	20240	5039	0.3

表 2 变幅杆计算尺寸

	D (mm)	d (mm)	l_1 (mm)	l_2 (mm)	l_3 (mm)
设计值	30	15	44	24	32.5
优化值	30	15	44	22.46	34.53

3 有限元分析及设计优化

通过 SolidWorks 软件建立复合变幅杆的三维模型, 并导入 ANSYS 中进行有限元分析。利用智能自由网格划分 (见图 3)。采用 Subspace 方法提取 20 阶振动模态频率, 选取和设计频率最为接近的谐振模态。由图 4 可知, 所涉及变幅杆纵向振动效果良好, 其固有谐振频率为 27.49kHz。由图 5 可知, 在谐振频率时, 当输入 3.5 的振动位移时, 变幅杆输出端轴向最大位移为 15.14, 放大倍数为 4.33。

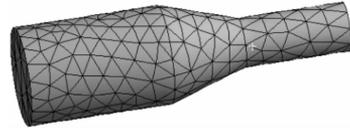


图 3 复合变幅杆有限元模型



图 4 复合变幅杆位移分布云图

在谐振频率下, 选取复合变幅杆大小端面的中心点作为起点和终点, 建立路径, 利用 ANSYS 软件中路径读取功能可得到图 5。由图可知, 变幅杆节点位置位于距离左端面 44.14mm 处, 与计算数据基本一致。

固定大端直径 D 、小端直径 d 和长度 l , 以放大系数 M_p 为优化目标函数, 定义设计变量 l_2, l_3 , 定义频率范围为 26.5 - 28.5, 在保证最大应力值小于其许用应力的条件下, 进行了变幅杆优化设计分析, 得到优化后的变幅杆尺寸, 具体尺寸见表 2。分析结果表明: 优化后变幅杆放大系数得到明显增大, 其谐振频率降低了 105Hz。

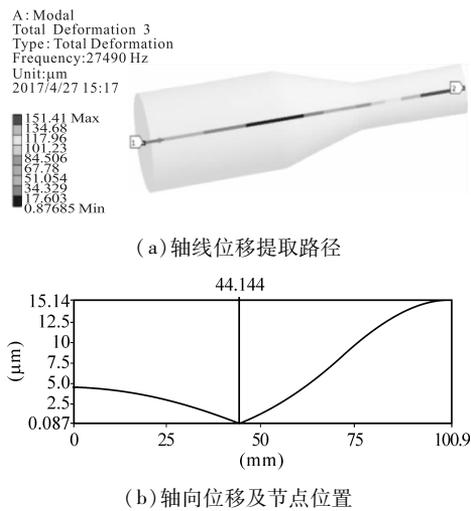


图5 复合变幅杆轴向位移分析

4 振动性能试验

根据优化设计结果,加工制作变幅杆,并匹配换能器,制作完成的变幅杆如图6所示,组装完成的超声振子如图7所示。



图6 变幅杆实物



图7 试验用超声振子

采用阻抗分析仪进行阻抗分析结果表明,变幅杆实测频率在28kHz附近,机械谐振阻抗为2.078。采用千分表对变幅杆输出端进行振幅测试,多次测试的平均值约为 $16\mu\text{m}$,验证了有限元分析结果。

5 结语

本文采用解析法设计了一种大功率的圆锥过渡阶梯型复合变幅杆,基于有限元法对变幅杆的放大系数、节点位置以及谐振频率进行优化设计,然后对变幅杆的阻抗特性和振幅进行了试验测试。结果表明:变幅杆实测谐振频率和振幅基本与优化设计结果一致,谐振阻抗值较小。基于有限元法对变幅杆

进行优化设计是设计复杂变幅杆行之有效的办法。

参考文献

- [1]王红飞. 超声振动车削加工的研究现状及进展[J]. 机械设计与制造,2007(10):212-214.
- [2]朱武,张佳民. 超声振动系统设计及性能分析[J]. 上海电力学院学报,2004,20(3):47-50.
- [3]张雄,焦锋. 超声加工技术的应用及其发展趋势[J]. 工具技术,2012(1):3-8.
- [4]陈汇资,赵波,卞平艳,等. 圆锥型复合变幅杆优化及动力学特性[J]. 应用声学,2016,35(1):20-26.
- [5]林仲茂. 超声变幅杆的原理和设计[M]. 北京:科学出版社,1987.
- [6]贺西平,高洁. 超声变幅杆设计方法研究[J]. 声学技术,2006(1):82-86.
- [7]陈汇资,赵波,卞平艳,等. 圆锥型复合变幅杆优化及动力学特性[J]. 应用声学,2016,35(1):20-26.
- [8]张向慧,钱桦. 1/2波长复合形变幅杆的有限元分析[J]. 南京理工大学学报,2010,4(1):99-102.
- [9]尚彦芝,蔡晓君,刘湘晨,等. 单一变幅杆的设计分析[J]. 新技术新工艺,2011(3):26-28.
- [10]马付建,康仁科,董志刚,等. 带中心孔的复合超声变幅杆设计及性能分析[J]. 机械设计,2015(6):51-55.
- [11]初涛. 超声变幅杆的设计及有限元分析[J]. 机电工程,2009(1):102-104.
- [12]刘战锋,李培繁,王天琦. 超声复合变幅杆的设计与研究[J]. 现代制造工程,2008(2):102-104.

第一作者:许国峰,硕士研究生,齐鲁工业大学机械与汽车工程学院,250353 济南市

First Author: Xu Guofeng, Postgraduate, School of Mechanical & Automotive Engineering, Qilu University of Technology, Jinan 250353, China

通信作者:沈学会,博士,教授,齐鲁工业大学机械与汽车工程学院,250353 济南市

Corresponding Author: Shen Xuehui, Doctor, Professor, School of Mechanical & Automotive Engineering, Qilu University of Technology, Jinan 250353, China