[研究・设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.06.008

基于 ANSYS 的复合型阶梯变幅杆动态特性研究

顾荣华,石秀东,王 斌,黄 巧,许金州

(江南大学 机械工程学院, 江苏 无锡 214122)

摘 要:为了对某复合超声变幅杆进行动态特性研究,基于变幅杆设计理论,利用仿真软件 MATLAB 和 ANSYS 对其进行 动力学分析。根据复合变幅杆的3个主要设计参数,即面积比、端口直径和圆锥过渡长度,对变幅杆进行有限元仿真试 验,记录每组试验的共振频率、放大系数及最大响应应力等动态性能参数进行分析。结果表明:面积比或端口直径越大, 有限元得到的共振频率和放大系数越偏离解析值,最大响应应力也越大;圆锥过渡长度越大,有限元得到的共振频率和 放大系数越接近解析值,最大响应应力也越小。3个设计参数对变幅杆动态特性都具有显著影响,过大的面积比或端口 直径都有可能导致变幅杆失真而无法工作或是最大响应应力超出材料的许用应力导致变幅杆损坏。增大圆锥过渡长度 可以减小共振时产生的频率误差和最大响应应力值,但同时会减小放大系数。

关 键 词:超声振动系统;圆锥过渡长度;变幅杆;有限元分析;面积比

中图分类号:TB559;TB115 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2017)06-0037-06

Dynamic Performance of Composite Stepped Horn Based on ANSYS

GU Ronghua, SHI Xiudong, WANG Bin, HUANG Qiao, XU Jinzhou

(School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China)

Abstract: To study on dynamic characteristics of a compound ultrasonic horn and based on the design theory of amplitude bar, the dynamic analysis was carried out by using the simulation software MATLAB and ANSYS. According to the three main design parameters of composite horn, such as area ratio, port diameter and conical transition length, the finite element simulation test of the ultrasonic horn was proceeded. The resonance frequency, the amplification coefficient and the maximum response value of the stress and dynamic performance parameters were recorded and analyzed. The results show that, with the larger of the area ratio, the resonance frequency and the amplification factor of the finite was more deviated from the analytical value, and the biggest response stress value was bigger. With the longer conical transition, the resonance frequency and the amplification factor of the finite was closer with the analytical value, and the biggest response stress value was smaller. The three design parameters had significant influence on the dynamic characteristics of the horn. Too large area ratio or port diameter could cause distortion of the amplitude bar, or the maximum response stress value exceeded the allowable stress of the material. Increasing the taper transition length could reduce the frequency error and the maximum response stress, but it decreased the magnification factor.

Keywords: ultrasonic vibration system; conical transition length; horn; FEA(finite element analysis); area ratio

超声变幅杆是超声振动系统中重要组成部分之一,主要的作用是聚能与阻抗匹配。在超声加工过程中,由于换能器产生的振幅很小,比如频率 20 kHz 时只有几微米,而在许多超声加工中超声振幅需要达到几十微米甚至几百微米,所以需要借助超声变幅杆对

换能器产生的超声振幅进行放大,即把其机械振动的 质点位移或速度进行放大^[1]。

单一形状的变幅杆通常难以满足放大性能及加工 要求,所以普遍采用由单一形状组合而成的复合式变 幅杆以提高输出性能^[1]。圆锥过渡型阶梯变幅杆以

收稿日期:2017-01-08;修回日期:2017-07-18

基金项目:国家科技支撑计划项目(2015BAF12B00)。

第一作者简介:顾荣华(1992),男,江苏南通人,硕士研究生,主要研究方向为食品加工装备。通信作者:石秀东(1965),男,安徽全椒人,博士,副教授,主要研究方向为食品加工装备、机械装备动态设计技术。E-mail:1500203296@qq.com

其良好的放大性能和易于加工等特点而被广泛用于超 声振动系统中。王时英^[2]等对这种变幅杆进行有限 元模拟和实验,验证了有限元模拟的良好可靠性;温平 方^[3]和陈汇资^[4]等对这种变幅杆进行了优化设计。 本课题组基于变幅杆的设计理论,以面积比、端口直径 和圆锥过渡长度3个设计参数为研究变量,借助仿真 软件 MATLAB和 ANSYS 对其进行动态性能研究,通 过仿真结果和理论数值的对比分析,得出3个设计参 数对变幅杆动态特性的影响,并提出相关建议。

1 圆锥过渡型阶梯变幅杆的设计理论^[5]

假设变幅杆的材料均匀且各向同性,不考虑机械 损耗和阻尼振动,平面纵波沿杆的轴向传播。变幅杆 在一维情况下的振动方程为:

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \frac{1}{S} \frac{\partial S}{\partial x \partial x} + k^2 \xi = 0_{\circ}$$
(1)

式中: $\xi = \xi(x)$ 为质点位移函数; $k = \omega/c, k$ 为圆波数, $c = \sqrt{E/\rho}$ 为纵波在材料中的传播速度, ω 为角频率,E为材料的弹性模量, ρ 为材料密度;S为变幅杆的截面 面积。

对于图1所示的圆锥过渡型阶梯变幅杆,文中只 讨论半波长型且变幅杆两端自由的情形,同时 *kl*₁ = *kl*₃,根据公式(1)可以得到各段杆的位移分布函数:

$$\left. \begin{cases} \xi_{1} = \xi_{1} \cos \left(kx + kl_{1} \right); \\ \xi_{1} = \frac{\alpha_{2}\xi_{1}}{1 - ax} \cos \left(kx + \alpha_{2} \right); \\ \xi_{1} = \alpha_{3}\xi_{1} \cos \left[kx - \left(kl_{2} + kl_{3} \right) \right]_{\circ} \end{cases} \right\}$$

$$(2)$$

其中:

$$\alpha_{2} = \frac{\cos (kl_{1})}{\cos \alpha_{2}}, \tan \alpha_{2} = \tan (kl_{1}) + \frac{\alpha}{k};$$

$$\alpha_{3} = N \left[\cos (kl_{2}) - \tan \alpha_{2} \sin (kl_{2}) \right]_{\circ}$$

$$(3)$$

式中: ξ_1 , ξ_2 , ξ_1 , ξ_1 , ξ_2 , ξ_1 , ξ_1 , ξ_1 , ξ_2 , ξ_1 , ξ_1 , ξ_2 , ξ_1 , ξ_1 , ξ_2 , ξ_1 , ξ_2 , ξ_1 , ξ_2 , ξ_1 , ξ_2 , ξ_1 ,

频率方程:

$$\tan (kl_{1}) = \frac{\alpha}{2k}(N-1) + \cot (kl_{2}) \pm \sqrt{\cot^{2}(kl_{2}) + 1 + [\frac{\alpha}{k}(N+1)]^{2}}_{\circ}$$
(4)

式中:*kl*₂≤π 时取"+",*kl*₂>π 时取"-"。 位移节点:

$$x_0 = \frac{\pi/2 - \alpha_2}{k} \,. \tag{5}$$



图1 圆锥过渡型阶梯变幅杆示意图

Figure 1 Diagram of conical transition

type stepped horn

2 基于有限元的动力学分析

要保证超声变幅杆具有良好的工作性能,需要对 其动态特性进行研究,即进行动力学分析^[6-8],包括模 态分析和谐响应分析。模态分析^[9-10]是为了得到超声 变幅杆的固有频率及振型,以保证超声变幅杆能够在 设计频率下发生共振,达到工作目的。谐响应分析^[11] 是为了得到超声变幅杆在其轴向正弦交变载荷激励下 响应位移及响应应力。通过模态分析可以得到很多阶 固有频率,但需要的是其在设计频率附近的共振频率。 如果得到的共振频率于设计频率的误差很大,则超声 变幅杆将无法发生共振而失效。通过观察谐响应分析 得到的响应位移和响应应力来判断所设计的超声变幅 杆是否符合放大需求或者是否发生材料损坏。

对工作频率为20 kHz,小端直径为20 mm,面积比为2,圆锥过渡段长度为25 mm 的变幅杆进行动力学分析。变幅杆大端的位移为0.01 mm,选用材料为45 钢,材料物理参数如表1 所示。

表1 45 钢的物理参数

Table 1 Physical parameters of 45 steel

材料	密度 p/ (kg・m ⁻³)	声速 c/ (m⋅s ⁻¹)	弹性模量 E/GPa	泊松比μ
45 钢	7 810	5 710	209.2	0.28

由公式(4)和公式(6)可以得出圆柱长度 $l_1 = l_3 = 54.4 \text{ mm}$,放大系数 $M_p = 3.86$ 。

2.1 模态分析

通过三维软件 SolidWorks 对变幅杆进行三维建 模,将模型直接导入有限元分析软件 ANSYS Workbench中,选择 modal 分析模块。对模型进行材 料属性设定,划分网格的单元为四面体(Tetrahedron), 网格大小为3 mm,如图2所示。在模态分析中唯一有 效地约束是固定约束,不加任何约束则为求取自由模 态。文中求取的是变幅杆的自由模态,所以不添加任 何约束。模态分析搜索的频率范围设定为 18~22 kHz,提取的模态个数为 6,搜索方式为子空间搜索法 (Subspace)。分析结果共得到一个共振模态频率 19.669 kHz,为纵向振动,且得到了变幅杆在该频率下 的模态位移,其大小反映出变幅杆各点在共振频率下 的相对位移大小,如图 3 所示。频率与设计频率的误 差为 1.7%,满足工作要求。









Figure 3 Longitudinal vibration mode of horn

2.2 谐响应分析

选择 ANSYS Workbench 中的 harmonic response 分 析模块对变幅杆进行谐响应分析。材料属性及网格划 分和模态分析一致。由模态分析可知变幅杆的固有频 率,所以只需要在该频率下于大端面施加沿 X 轴负方 向、幅值大小为 0.01 mm 的正弦位移约束,分析方法 为完全法(Full)。分析结果可得到变幅杆轴向响应位 移和响应应力分布,如图 4~5 所示。由图 4 可知变幅 杆的小端面的最大响应位移约为 0.038 mm,所以变幅 杆的放大系数 $M'_{\rm p}$ = 3.80,与解析值的误差为 1.6%。 由图 5 可知变幅杆的最大响应应力 $\sigma_{\rm max}$ = 235.09 MPa,发生在圆锥过渡段与小端面圆柱段的交接处。 通过有限元仿真得到的动态性能参数都非常接近于解 析值,所以可以认为有限元仿真具有良好的可靠性。









图5 变幅杆响应应力分布

Figure 5 Response stress distribution of horn

3 复合型阶梯变幅杆的动态特性研究 3.1 面积比对变幅杆的动态特性研究

以面积比为研究变量,对变幅杆在不同面积比下 进行动态特性研究。为方便研究,保持变幅杆的材料 选用为45钢,且圆锥过渡长度保持为25 mm。根据公 式(4)和公式(6),利用 MATLAB 绘制出变幅杆总长 度l和放大系数 M_p 随不同面积比N的变化关系图,如 图 6~7 所示。









由图 6~7 可知变幅杆的总长度和放大系数都随着面积比的增大而不断增大,但不能体现出变幅杆的端口直径尺寸对其动态性能的影响。由上文的动力学分析可知有限元分析具有很好的可靠性,所以运用有限元法来进一步研究面积比对变幅杆的动态性能影响。进一步对变幅杆小端直径、大端直径和面积比不变这 3 种情况下进行动力学仿真试验。

1) 小端直径不变

取小端直径 $D_2 = 20 \text{ mm}$,分别取面积比为 1.5, 2.0,2.5,3.0,3.5,4.0 进行动力学仿真试验,结果如 表 2 所示。 $f', M'_p, \frac{\Delta f}{f}, \frac{\Delta M_p}{M_p}$ 分别为有限元得到的共振 频率、放大系数、共振频率误差和放大系数误差。

表2 小端直径不变下的仿真试验结果

Table 2Simulation results	under constant	small er	nd diameter
---------------------------	----------------	----------	-------------

Ν	l_1/mm	l_3 /mm	l∕ mm	f'/kHz	$\Delta f \cdot f^{-1} / \%$	$M_{ m p}$	$M'_{\rm p}$	$\Delta M_{ m p}$ · $M_{ m p}$ ⁻¹ /%	$\sigma_{ m max}/{ m MPa}$
1.5	52.9	52.9	130.8	19.927	0.37	2.198	2.192	0.27	122.15
2.0	54.4	54.4	133.8	19.669	1.66	3.856	3.800	1.45	235.09
2.5	55.8	55.8	136.6	19.353	3.24	5.977	5.791	3.11	383.54
3.0	56.9	56.9	138.8	19.054	4.73	8.566	8.124	5.16	524.85
3.5	57.8	57.8	140.6	18.772	6.14	11.622	10.697	7.96	725.68
4.0	58.5	58.5	142.0	18.524	7.38	15.147	13.470	11.07	920.23

由表2可以看出,在小端直径不变的情况下,随着 面积比的增大,有限元得到的共振频率和放大系数都 在不断偏离解析值,即误差在不断增大,同时变幅杆的 最大应力值在不断增大。由此可以看出,如果面积比 选择过大,共振频率偏离工作频率过多,变幅杆在工作 频率下的能量会有严重损失甚至无法达到共振而失去 作用;又或者是最大响应应力值超出材料的许用应力 导致变幅杆损坏。

2) 大端直径不变

取大端直径 D₁ = 80 mm,分别取面积比为 1.5, 2.0,2.5,3.0,3.5,4.0 进行动力学仿真试验,结果如 表 3 所示。

表3 大端直径不变下的仿真试验结果

N	l_1/mm	l_3 /mm	l∕ mm	f'/kHz	$\Delta f \cdot f^{-1} / \%$	$M_{\rm p}$	$M'_{\rm p}$	$\Delta M_{ m p} \cdot M_{ m p}^{-1} / \%$	$\sigma_{ m max}/{ m MPa}$
1.5	52.9	52.9	130.8	19.152	4.24	2.198	2.138	2.73	160.94
2.0	54.4	54.4	133.8	18.684	6.58	3.856	3.630	5.86	286.35
2.5	55.8	55.8	136.6	18.478	7.61	5.977	5.513	7.76	408.96
3.0	56.9	56.9	138.8	18.440	7.80	8.566	7.820	8.71	547.94
3.5	57.8	57.8	140.6	18.465	7.68	11.622	10.487	9.77	703.50
4.0	58.5	58.5	142.0	18.524	7.38	15.147	13.470	11.07	920.23

Table 3 Simulation results under constant large end diameter

由表3可以看出,在大端直径不变的情况下,随着 面积比的增大,有限元得到的共振频率先不断偏离解 析值后略有回升的趋势,这与小端直径不变时的情况 有所不同,并且共振频率小于小端直径不变时得到的 共振频率,如图8所示。放大系数和最大应力值的变化情况与小端直径不变的情况类似。

3) 面积比不变

取面积比N=2,分别取小端D2 直径为15,20,25,

30,35,40 mm 进行动力学仿真试验,结果如表4 所示。







表4 面积比不变下的仿真试验结果

Table 4 Simulation resu	lts under constant area ratio
-------------------------	-------------------------------

$D_1/$	$D_2/$	f'	$\Delta f \cdot f^{-1}$	M'	$\Delta M_{\rm p} \cdot M_{\rm p}^{-1}$	$\sigma_{ m max}$ /
mm	mm	kHz	%	р	%	MPa
30	15	19.837	0.82	3.834	0.57	222.01
40	20	19.669	1.66	3.800	1.45	235.09
50	25	19.463	2.69	3.769	2.26	247.27
60	30	19.226	3.87	3.730	3.27	268.14
70	35	18.964	5.18	3.684	4.46	275.55
80	40	18.684	6.58	3.630	5.86	286.35

由表4可以看出,在面积比不变的情况下,随着小端直径的增大,有限元得到的共振频率和放大系数都 在不断偏离解析值,同时变幅杆的最大应力值也略有 增大。

由以上3种情况分析可得,面积比和端口直径的 大小对变幅杆的共振频率、放大系数和最大应力值等 动态性能都有明显影响,过大的面积比和端口直径都 有可能导致变幅杆的共振频率失真或响应应力太大导 致变幅杆材料损坏。

3.2 圆锥过渡长度对变幅杆的动态特性研究

以圆锥过渡长度为研究变量,对变幅杆在不同圆 锥过渡长度和不同面积比下进行动态特性研究。由于 文中研究的是半波长型变幅杆,所以圆锥过渡段长度 应小于半波长,即 $0 < l_2 < \frac{\lambda}{2}$ 。为方便研究,变幅杆的 材料仍选用为45 钢,且小端直径保持为20 mm。

利用 MATLAB 绘制出变幅杆总长度 *l* 和放大系数 *M*_p 在不同面积比 *N* 下随圆锥过渡长度 *l*₂ 的变化关系 图,如图 9~10 所示。由图 9 可知变幅杆的总长度随 圆锥过渡长度的增大先增大后减小。由图 10 可知变 幅杆的放大系数随圆锥过渡长度的增大而不断减小; 面积比越大,放大系数下降越快;当圆锥过渡长度趋近 于0的时候,放大系数接近于阶梯形变幅杆的放大系 数(放大系数为面积比的平方)。



图 9 变幅杆总长度与圆锥过渡长度的变化关系 Figure 9 Relationship between total length and conical transition length





为了进一步研究圆锥过渡长度对变幅杆动态性能的影响,课题组进行了动力学仿真试验。保持小端直径为 20 mm,分别取面积比为 1.5,2.0,2.5,3.0,圆锥过渡长度为 21.5,43.0,64.5,86.0 和 107.5 进行有限元仿真试验,结果如表 5 所示。

		Table 3 Simulation results between total length and conical transition length									
N	l_2/mm	l_1/mm	l_3/mm	l∕ mm	f′∕kHz	$\Delta f \cdot f^{-1} / \%$	$M_{\rm p}$	$M'_{\rm p}$	$\Delta M_{ m p}$ · $M_{ m p}$ ⁻¹ /%	$\sigma_{ m max}/{ m MPa}$	
1.5	21.5	54.5	54.5	130.5	19.921	0.40	2.211	2.205	0.27	129.13	
1.5	43.0	44.4	44.4	131.8	19.967	0.17	2.103	2.097	0.29	102.68	
1.5	64.5	34.0	34.0	132.5	19.976	0.12	1.950	1.948	0.10	77.68	
1.5	86.0	23.2	23.2	132.4	19.998	0.01	1.781	1.782	0.06	69.51	
1.5	107.5	12.2	12.2	131.9	20.001	0.01	1.624	1.627	0.18	65.80	
2.0	21.5	55.8	55.8	133.1	19.633	1.84	3.892	3.835	1.46	245.15	
2.0	43.0	46.8	46.8	136.6	19.799	1.01	3.594	3.549	1.25	190.69	
2.0	64.5	37.1	37.1	138.7	19.853	0.74	3.171	3.142	0.91	138.82	
2.0	86.0	26.4	26.4	138.8	19.915	0.43	2.714	2.698	0.59	89.59	
2.0	107.5	15.0	15.0	137.5	19.945	0.28	2.307	2.301	0.26	78.75	
2.5	21.5	57.0	57.0	135.5	19.293	3.54	6.047	5.856	3.16	394.54	
2.5	43.0	49.1	49.1	141.2	19.577	2.12	5.482	5.325	2.86	300.99	
2.5	64.5	40.2	40.2	144.9	19.700	1.50	4.678	4.568	2.35	220.72	
2.5	86.0	30.0	30.0	146.0	19.764	1.18	3.811	3.745	1.73	143.04	
2.5	107.5	18.4	18.4	144.3	19.810	0.95	3.051	3.025	0.85	90.16	
3.0	21.5	58.0	58.0	137.5	18.960	5.20	8.677	8.216	5.31	563.89	
3.0	43.0	51.0	51.0	145.0	19.350	3.25	7.774	7.381	5.06	454.13	
3.0	64.5	43.0	43.0	150.5	19.512	2.44	6.482	6.197	4.40	320.57	
3.0	86.0	33.4	33.4	152.8	19.598	2.01	5.080	4.913	3.29	209.72	
3.0	107.5	21.8	21.8	151.1	19.666	1.67	3.860	3.784	1.97	109.42	

表5 变幅杆随圆锥过渡长度变化的仿真试验结果

Table 5 Simulation results between total length and conical transition length

由表5可以看出在不同面积比下,随着圆锥过渡 长度的增大,有限元得到的共振频率和放大系数都在 不断接近于解析值,同时变幅杆的最大应力值和放大 系数在不断减小。所以,在选择较大的面积比或直径 尺寸时,可以采取增大圆锥过渡长度的方式来减小共 振时产生的频率误差和最大响应应力,但同时会减小 放大系数。

4 结语

1)根据设计理论对圆锥过渡型变幅杆进行设计, 并通过有限元分析软件 ANSYS 对变幅杆进行动力学 分析,分析结果与设计要求基本一致,说明有限元仿真 具有良好的可靠性。

2)分析研究了面积比和圆锥过渡长度对变幅杆的动态特性影响。过大的面积比或端口直径都有可能导致变幅杆失真而无法工作,或是最大响应应力值超出材料的许用应力导致变幅杆损坏,所以在设计变幅杆时应合理控制面积比大小和端口直径大小。采取增大圆锥过渡长度的方式可以减小共振时产生的频率误差和最大响应应力,但同时会减小放大系数。

参考文献:

[1] 曹凤国. 超声加工[M]. 北京:化学工业出版社,2014:76.

- [2] 王时英,吕明,轧刚.圆锥过渡复合变幅杆动力学特性研究[J].太 原理工大学学报,2007,38(2):95-97.
- [3] 温平方,顾晓波,吴晓峰.圆锥过渡段阶梯形复合变幅杆的模态分析及优化设计[J].现代制造工程,2008(11):111-113.
- [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: 130-131.
- [6] ROOPA R M, RUDRAMOORTHY R. Computational modeling and experimental studies of the dynamic performance of ultrasonic horn profiles used in plastic welding[J]. Ultrasonics, 2013, 53(3):763 – 772.
- [7] 黄春霞,杨益梅,赵齐.超声变幅杆的模态分析和谐响应分析[J].
 装备制造技术,2013(11):10-13.
- [8] ZHANG Xinghong, CHEN Xin, HE Tao, et al. Dynamic study on ultrasonic horn[J]. Machine tool & hydraulics, 2015, 43 (18):70 -73.
- [9] 万德安,刘春节.超声变幅杆的模态分析[J].机械与电子,2004, 22(4):10-12.
- [10] 张云电,冯刚. 劈刀悬伸长度对超声声学系统振动特性的影响研究[J]. 机电工程,2015,32(11):1418-1422.
- [11] 刘垚.复合变幅杆的谐响应分析[J].煤矿机械,2016,37(1): 105-107.