

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.06.021

基于有限元的汽车传动轴模态参数优化研究^{*}

赵生莲, 唐 熊, 张 健

(攀枝花学院 交通与汽车工程学院, 四川 攀枝花 617000)

摘要:针对汽车传动轴在工作中因外部激励而共振的问题,通过三维建模软件 CATIA 建立了某轻型卡车传动轴模型并导入有限元分析软件 ANSYS 中,对主传动轴和中间传动轴在自由模态情况下以及传动轴总成在约束模态情况下的前 6 阶非刚体自由模态参数进行了研究。分别对传动轴不同轴管长度和壁厚相对应的模态参数变化规律建立了数学模型,并进行了归纳;提出了一种基于有限元技术的汽车传动轴模态参数优化的方法,利用有限元软件 ANSYS 对优化后的模型进行了测试。研究结果表明:通过减小传动轴轴管壁厚 1 mm 可使传动轴总成 1 阶固有频率从 132.82 Hz 提高到 138.49 Hz,满足避免共振的要求。

关键词:ANSYS;有限元;模态;汽车传动轴;优化

中图分类号:TH122;U463.216

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)06-0710-05

Optimization of vehicle transmission shaft modal parameters based on finite element method

ZHAO Sheng-lian, TANG Xiong, ZHANG Jian

(Transportation and Automotive Engineering Institute, Panzhihua University, Panzhihua 617000, China)

Abstract: Aiming at the problem of external excitation resonance of automobile drive shaft, and the 3D software CATIA was used to build the automobile transmission shaft model. The automobile transmission shaft was imported into the finite element analysis software ANSYS, and the first 6-order non-rigid free-mode parameters of the main drive shaft and the intermediate drive shaft in the free mode and the drive shaft assembly in the constrained mode were studied. The mathematical models were established and summarized for the variation of modal parameters corresponding to different shaft tube lengths and wall thicknesses of the drive shaft. A method based on finite element technology for modal parameter optimization of automobile transmission shaft was proposed, and the optimized model was tested by finite element software ANSYS. The results show that reducing the shaft tube wall thickness by 1 mm can increase the natural frequency of the first order of the transmission shaft assembly from 132.82 hz to 138.49 Hz, which meets the requirement of avoiding resonance.

Key words: ANSYS; finite element; modal; automobile drive shaft; optimization

0 引 言

随着生活水平的普遍提高,用户对商用车的安全性、可靠性、舒适性等方面提出了更高的要求^[1]。这也为各大汽车生产商的产品研发指明了方向^[2]。

传动轴作为汽车传动系统的重要部件有着较为完善的理论模型。据研究表明,造成传动系统弯曲振动

的主要原因是发动机运动部件往复惯性力和传动轴自身的不平衡^[3],并已证实发动机是引起动力传动系统振动的主要原因^[4],当外激振频率与传动轴的一阶固有频率重合时会发生明显的共振,损坏传动轴^[5]。此外,来自变速器和地面对车身结构的作用也会引起传动轴的共振,由于外部激励复杂多变,业内普遍通过提高传动轴固有频率避免共振,其方式主要有两种:采用

收稿日期:2019-08-16

基金项目:四川省教育厅科研计划项目(18ZA0293);攀枝花学院科研培育项目(2019ZD002)

作者简介:赵生莲(1981-),女,湖北荆州人,讲师,主要从事机械设计、汽车材料、车辆性能评价方面的研究。E-mail:569236051@qq.com

中间支撑,分段传动^[6]或采用空心轴传动^[7]。

某轻型卡车传动轴在设计阶段进行了模态仿真分析,满足设计要求,但在整车试验阶段存在明显噪声峰值,经过排查,确认与传动轴的振动有关^[8]。由于传动轴实际工况复杂,此前学者多以单根轴的自由模态为研究方向^[9],而传动轴在实际工作中存在一定的约束且通常由多段轴通过万向节连接而成。

本研究根据前面学者研究的不足,提出以下改进措施:分别对传动轴各段轴和总成进行相应的模态分析,判断其1阶固有频率是否需要优化;然后进一步利用控制变量法推导出两端无支承、均匀壁厚的传动轴结构与其模态参数的函数关系,并将其作为优化模态参数的依据;最终提出优化并验证可行性。

1 传动轴几何模型建立

本研究根据所选车型传动轴结构参数,利用三维建模软件CATIA建立模型,在保留基本特征的前提下进行适当简化后导入到模态分析软件ANSYS中,并对模型进行材料设置和网格划分,设置材料为40CrNi,材料参数如表1所示。

表1 材料参数	
参数名称	值
泊松比	0.3
密度/(kg·m ⁻³)	7 900
弹性模量/GPa	206

最终所建立的传动轴总成模型单元数是150 886个,节点数281 073个。

2 模态分析理论

2.1 模态分析一般理论

要研究传动轴的动态特性,首先要建立该系统的运动微分方程^[10]。一般的,多自由度的动力学的通用方程如下式所示:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\} \quad (1)$$

式中:[*M*]—质量矩阵;[*C*]—阻尼矩阵;[*K*]—刚度矩阵;{*f*(*t*)}—外力列阵;(x)—位移响应列阵;{*ẋ*}—速度列阵;{*ẍ*}—加速度响应列阵。

由于只有结构的刚度特性和质量分布影响结构的固有频率和主振型^[11]。系统的无阻尼自由振动方程如下式所示:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \quad (2)$$

其对应的特征方程如下式所示:

$$([K] - \omega^2[M])\{\varphi\} = 0 \quad (3)$$

式中:ω—系统的固有频率;{φ}—模态振型向量。

求解式(3)可得到传动轴的固有频率和振型。

2.2 模态参数优化标准

发动机是传动轴振动的主要激励源,但变速器与地面的影响同样不可忽视。传动轴的最高转速取决于最高的行驶车速,传动轴最大工作频率与车速关系^[12]如下式所示:

$$V_a = \frac{3.6 \times 2\pi r \times f_j}{i_j i_o k_j} \quad (4)$$

式中:*V_a*—最高车速;*f_j*—传动轴最大工作频率;*i_j*—变速器最高挡传动比;*i_o*—主减速比;*k_j*—发动机转矩主谐量的阶数;*r*—车轮半径。

该车最高车速为95 km/h,变速器最高挡传动比为0.784,主减速比为7.02,发动机转矩主谐量的阶数为2,轮胎半径为0.385 m。

经计算,传动轴最大工作频率为120 Hz,考虑到传动轴在使用一段时间后,由于磨损、变形等因素会引起自身不平衡加剧,需要保证传动轴的一阶模态频率比其临界转速对应的频率高15%^[13],经计算为138 Hz。

2.3 传动轴结构对模态参数的影响

笔者采用控制变量法,根据两端自由支撑、壁厚均匀的传动轴临界转速的经验公式,分别分析传动轴长度和壁厚对其模态参数影响的变化规律,结果如下:

$$n_c = 1.2 \times 10^8 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} \quad (5)$$

式中:*n_c*—传动轴第一阶固有频率;*L*—传动轴长度,取两万向节之中心距;*d*,*D*—轴管的内、外径。

3 有限元模态分析

3.1 主传动轴自由模态

本研究对主传动轴进行自由模态分析,得到其前六阶自由模态振型,主传动轴各阶振型及位移图如图1所示。

图1(a)为传动轴一阶模态计算结果,其一阶固有频率为447.89 Hz,模态变形表现为传动轴绕*X*轴方向一阶弯曲;图1(b)为传动轴二阶模态计算结果,其二阶固有频率为455.821 Hz,模态变形表现为传动轴绕*Z*轴方向一阶弯曲;图1(c)为传动轴三阶模态计算结果,其三阶固有频率为1 151.50 Hz,模态变形表现为传动轴绕*X*轴方向二阶弯曲;图1(d)为传动轴四阶模态计算结果,其四阶固有频率为1 231.10 Hz,模态变形表现为传动轴绕*Z*轴方向二阶弯曲;图1(e)为传动轴五阶模态计算结果,其五阶固有频率为1 319.40

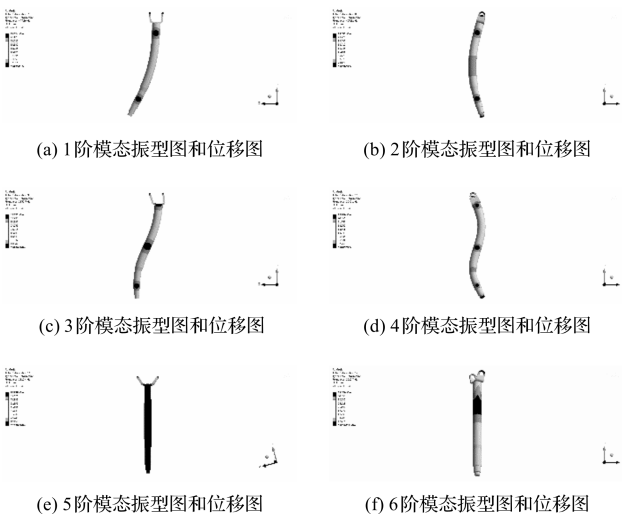


图 1 主传动轴各阶振型及位移图

Hz, 模态变形表现为传动轴法兰叉扩张振动; 图 1(f) 为传动轴六阶模态计算结果, 其六阶固有频率为 1 521.70 Hz, 模态变形表现为传动轴呼吸振动。

3.2 中间传动轴自由模态

笔者对中间传动轴进行自由模态分析, 得到其前六阶自由模态振型, 中间传动轴各阶振型及位移图如图 2 所示。

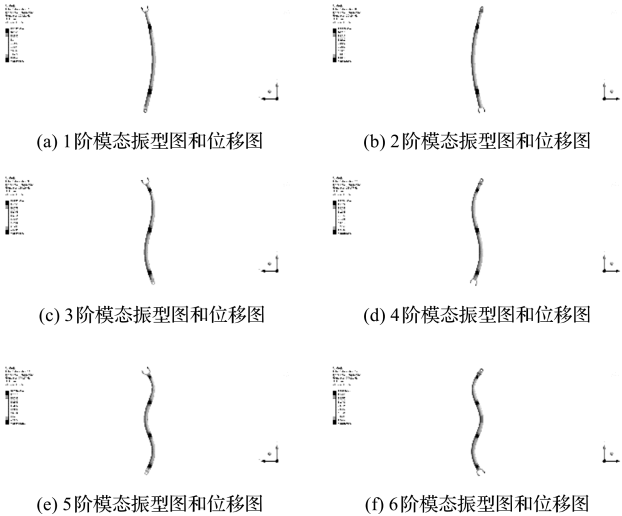


图 2 中间传动轴各阶振型及位移图

图 2(a) 为传动轴一阶模态计算结果, 其一阶固有频率为 103.12 Hz, 模态变形表现为传动轴绕 X 轴方向一阶弯曲; 图 2(b) 为传动轴二阶模态计算结果, 其二阶固有频率为 103.14 Hz, 模态变形表现为传动轴绕 Z 轴方向一阶弯曲; 图 2(c) 为传动轴三阶模态计算结果, 其三阶固有频率为 284.09 Hz, 模态变形表现为传动轴绕 X 轴方向二阶弯曲; 图 2(d) 为传动轴四阶模态计算结果, 其四阶固有频率为 284.75 Hz, 模态变形表现为传动轴绕 Z 轴方向二阶弯曲; 图 2(e) 为传动轴

五阶模态计算结果, 其五阶固有频率为 544.27 Hz, 模态变形表现为传动轴绕 X 轴方向三阶弯曲; 图 2(f) 为传动轴六阶模态计算结果, 其六阶固有频率为 546.61 Hz, 模态变形表现为传动轴绕 Z 轴方向三阶弯曲。

3.3 传动轴总成约束模态

为还原传动轴总成的装车工作状态, 本研究对传动轴总成进行相应的约束, 传动轴总成施加约束结果如图 3 所示。

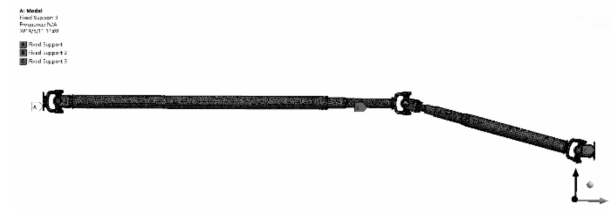


图 3 传动轴总成施加约束结果

本研究分析得到传动轴总成前六阶约束模态振型, 传动轴总成各阶振型及位移图如图 4 所示。

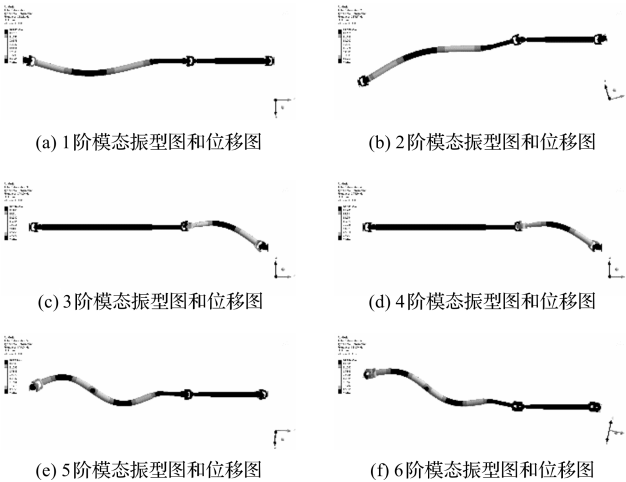


图 4 传动轴总成各阶振型及位移图

图 4(a) 为传动轴一阶模态计算结果, 其一阶固有频率为 132.82 Hz, 模态变形表现为中间轴绕 Z 轴方向一阶弯曲; 图 4(b) 为传动轴二阶模态计算结果, 其二阶固有频率为 135.87 Hz, 模态变形表现为中间轴绕 X 轴方向二阶弯曲; 图 4(c) 为传动轴三阶模态计算结果, 其三阶固有频率为 244.66 Hz, 模态变形表现为主传动轴绕 -X 轴与 Y 轴角平分线方向一阶弯曲; 图 4(d) 为传动轴四阶模态计算结果, 其四阶固有频率为 245.86 Hz, 模态变形表现为主传动轴绕 X 轴与 Y 轴角平分线方向一阶弯曲; 图 4(e) 为传动轴五阶模态计算结果, 其五阶固有频率为 379.94 Hz, 模态变形表现为中间轴绕 Z 轴方向二阶弯曲; 图 4(f) 为传动轴六阶模态计算结果, 其六阶固有频率为 388.46 Hz, 模态变形

表现为中间轴绕 X 轴方向二阶弯曲。

通过模态分析对比发现中间传动轴一阶固有频率与发动机激振频率存在重合,因而需进行模态参数优化。

4 传动轴结构与模态参数的关系

4.1 传动轴长度与模态参数的关系

笔者分别取传动轴轴管长度为 815 mm、1 015 mm、1 215 mm、1 415 mm、1 615 mm,得到不同轴管长度的传动轴一阶固有频率如表 2 所示。

表 2 不同轴管长度的传动轴固有频率

轴管长度/m	一阶固有频率/Hz
0.815	411.36
1.015	278.10
1.215	200.48
1.415	151.43
1.615	118.46

根据分析结果作传动轴轴管长度与传动轴一阶固有频率关系图如图 5 所示。

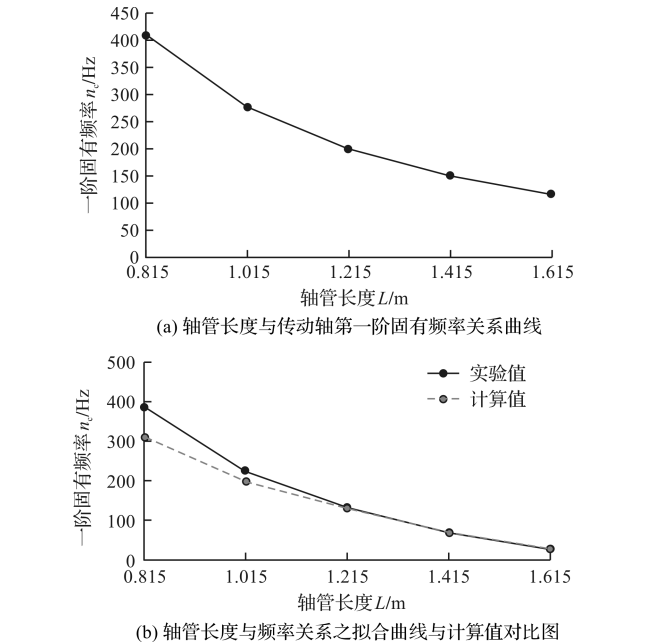


图 5 传动轴轴管长度与其一阶固有频率关系图

由图 5(a)可以看出,传动轴的第一阶固有频率值随轴管长度的变化分布近似于一条二次曲线,利用数值分析方法中的最小二乘法对后 3 个离散点进行曲线拟合,设频率与轴管长度的关系可用二次方程来表示,则求出的曲线方程为:

$$n_c = 201L^2 - 773.88L + 884.12 \quad (6)$$

由图 5(b)可以看出:除了长度为 0.815 m 的点外,可以看出两者具有很好的一致性,说明当传动轴的

长度大于 1 m 后,可以近似认为轴管长度与其一阶固有频率呈线性关系。而当轴管长度小于 1 m 时,传动轴第一阶固有频率随着长度的减小增大较快。

4.2 传动轴壁厚与模态参数的关系

笔者分别取传动轴壁厚为 4 mm、4.5 mm、5 mm、5.5 mm、6 mm,得到不同轴管壁厚的传动轴一阶固有频率如表 3 所示。

表 3 不同轴管壁厚的传动轴固有频率

轴管壁厚/mm	一阶固有频率/Hz
4.0	191.82
4.5	196.24
5.0	200.47
5.5	204.59
6.0	208.56

根据分析结果作传动轴轴管壁厚与传动轴一阶固有频率关系图如图 6 所示。

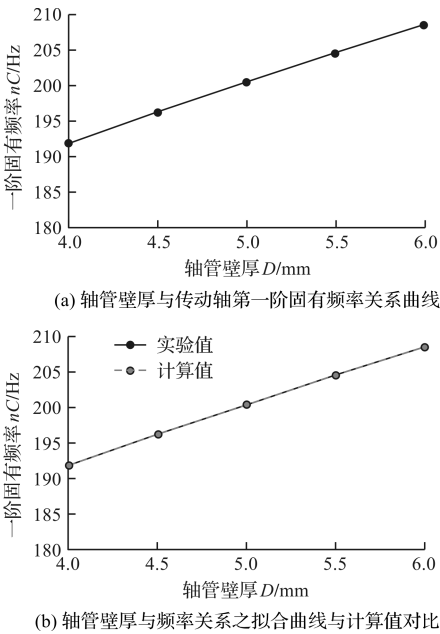


图 6 传动轴轴管壁厚与其一阶固有频率关系图

由图 6(a)可以看出,传动轴一阶固有频率与轴管厚度的关系曲线近似于一条二次曲线,同样使用最小二乘法求解其近似二次方程,求得的二次方程表达式为:

$$n_c = -0.26D^2 + 10.93D + 152.32 \quad (7)$$

由图 6(b)可以看出:所求二次方程曲线与计算真实值具有极高的一致性,说明传动轴的轴管厚度与其一阶固有频率呈二次线性关系。

5 传动轴的改进

笔者通过对比汽车发动机激振频率 120 Hz 和最

大危险共振频率 138 Hz,发现其与传动轴总成一阶固有频率 132.82 Hz 存在重合,传动轴在工作中有存在共振的可能,因此需对传动轴进行结构改进,以避开共振频率范围。

经过多次模态分析比对,笔者得出保持传动轴内径不变,通过减小中间传动轴轴管厚 1 mm 能有效避开共振频率范围。

根据 ANSYS 计算求解结果,笔者提取优化后的传动轴总成的前六阶非刚体约束模态参数。

改进前后模态数据对比如表 4 所示。

表 4 结构改进前后模态数据对比

模态	优化前/Hz	优化后/Hz
1 阶固有频率	132.82	138.49
2 阶固有频率	135.87	141.63
3 阶固有频率	244.66	241.92
4 阶固有频率	245.86	245.28
5 阶固有频率	379.94	385.86
6 阶固有频率	388.46	395.22

通过对比传动轴总成优化前后各阶模态参数,所采用的优化方案有效地提高了传动轴模态参数,避免了危险共振频率范围,消除了共振隐患。经计算,结构改进后传动轴的扭转应力为 111.85 MPa。已知传动轴许用切应力 $[\tau]=300\text{ MPa}$,故上述改进方案满足传动轴强度要求,改进方案可行。

6 结束语

(1)笔者以某轻型卡车的传动轴为研究对象,根据影响传动轴模态参数的因素,利用控制变量法和最小二乘法推导出了模态参数与轴管长度和壁厚的线性变化关系函数;

(2)将上述关系函数作为模态优化的依据,结合仿真分析验证发现,通过减小中间传动轴轴管壁厚能有效提高传动轴总成一阶固有频率,因此采用了在保证中间传动轴内径不变的情况下,减小其轴管壁厚 1 mm 的方法进行了优化;

(3)优化结果显示,在保证传动轴轴管强度前提下,传动轴总成一阶固有频率从原来的 132.82 Hz 提高到 138.49 Hz,高于发动机激振频率 120 Hz 的 15%,满足了避免共振的要求。

参考文献(References):

[1] 高亮.商用车传动轴振动分析与优化设计[D].武汉:华中科技大学机械科学与工程学院,2016.

[2] 张贝贝.汽车传动轴的模态分析[J].智库时代,2017(9):155-156.

[3] 胡乃杰.微车用传动轴振动分析与改进设计[D].武汉:武汉理工大学机电工程学院,2011.

[4] 齐海政.高品质商用车动力学建模关键问题研究[D].长春:吉林大学汽车工程学院,2011.

[5] 尹荣栋,赵振东,陈鸿键,等.基于 OptiStruct 的某型汽车传动轴模态分析[J].农业装备与车辆工程,2018,56(7):6-10.

[6] 王海涛,彭洁,石代云,等.关于某 SUV 传动轴共振问题的分析与研究[J].拖拉机与农用运输车,2013,40(6):28-31.

[7] 王继红,汪凯.汽车传动轴振动的仿真计算及优化[J].噪声与振动控制,2014,34(1):109-112.

[8] 糜健,肖才远,石瑞望,等.基于 ANSYS 的汽车传动轴的模态分析与结构改进[J].内燃机与配件,2018(2):47-49.

[9] 谢亮亮,田建平,杨海栗.基于 Workbench 和 Matlab 的传动轴轻量化及模态分析研究[J].科技通报,2018,34(3):129-133.

[10] 雷玉莲.基于虚拟样机技术的汽车传动轴振动研究[D].重庆:重庆大学机械工程学院,2013.

[11] 闵福江.一个关于传动轴共振的案例研究[C].2010 年 LMS 中国用户大会论文集,成都:LMS 公司,2011.

[12] 郭年程,卜绍先,隋磊,等.传动系统振动对载货汽车通过噪声的影响机理研究[J].汽车技术,2015(5):49-52.

[13] 张瑞东.某中型客车传动轴振动仿真分析[D].西安:长安大学汽车学院,2017.

[编辑:李辉]

本文引用格式: