

文章编号:1005-0523(2014)01-0094-04

基于模态分析的变速箱齿轮轴尺寸优化

钟自锋

(华东交通大学轨道交通学院,江西 南昌 330013)

摘要:为了提高某汽车变速箱输出齿轮轴的前五阶固有频率,避免其发生共振,采用参数化建模方法和Abaqus软件对齿轮轴进行模态分析,获取其固有频率和振型,通过Isight优化软件集成Pro/E和Abaqus,采用自适应模拟退火算法对齿轮轴的轴颈直径进行优化。优化之后,该齿轮轴的低阶固有频率有所提高,其固有频率在激励频率的范围之外,避免了其发生共振。

关键词:齿轮轴;模态分析;自适应模拟退火算法;优化

中图分类号:U463

文献标志码:A

变速箱是由齿轮、齿轮轴、轴承和箱体等组成的机械结构,在内部和外部激励作用下将发生机械振动。当激励的频率在结构固有频率附近时,将使变速箱体产生振动和噪声,并且会降低其使用寿命^[1]。齿轮轴是汽车变速箱的主要传动器件,因此在设计时应该尽量提高其低阶固有频率。首先采用Abaqus软件对某汽车变速箱的输出齿轮轴进行模态分析,然后通过采用Isight优化软件集成Pro/E和Abaqus对齿轮轴的轴颈直径进行优化,使其直径达到最优,使其固有频率远离激励频率以避免其发生共振。

1 齿轮啮合激励

齿轮啮合激励频率 f 可由下式计算

$$f = \frac{nz}{60i} \quad (1)$$

式中: n 为发动机的转速; i 为变速箱的传动比; z 为齿数。

变速箱各档传动比分别为4.584,2.964,1.912,1.446,1,该变速箱输出齿轮轴的齿数为17,由式(1)可计算其频率范围为357.9~1 640.5 Hz。

2 齿轮轴的有限元分析

2.1 建立有限元模型

如图1所示是某汽车变速箱的输出齿轮轴, d_1 , d_2 , d_3 , d_4 , d_5 , d_6 和 d_7 分别是其轴颈直径。首先采用Pro/E参数化建立该变速箱的输出齿轮轴模型,然后导入Abaqus软件对齿轮轴进行模态分析^[2]。

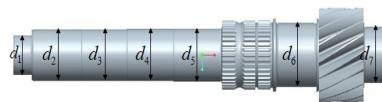


图1 输出齿轮轴

Fig.1 Model of output gear shaft

进行有限元分析时选择四面体实体单元对其进行网格划分,齿轮轴绕其轴向转动,因此对其两端面除绕轴向方向的自由度进行约束限制,将齿轮轴端部的轴承等部件作为刚性约束,以此对其进行模态分析。

2.2 模态分析

模态分析是用来确定结构或构件的振动特性,即固有频率和振型^[3~4]。

齿轮轴的运动微分方程为^[5]

收稿日期:2013-09-02

基金项目:华东交通大学校立课题(12GD03)

作者简介:钟自锋(1972—),男,讲师,硕士,研究方向为轨道交通机械制造及其自动化。

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

式中: M 为结构总质量矩阵; K 为总刚度矩阵; $\ddot{q}$ 为加速度向量; q 为位移向量。

式(2)对应的特征值方程为

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

式中: ω 为系统的固有频率。求解式(3)即得到齿轮轴的固有频率和振型。

由于低阶频率对振动响应的影响较大,高阶频率对其影响较小,而且随着阶数的增大,计算结果的误差也越大,故仅求解其前五阶模态。如图2所示是该齿轮轴的第一阶振型、第三阶振型和第五阶振型,如表1所示是其前五阶的固有频率。

由齿轮啮合激励频率的范围可知,在一阶和二阶固有频率点,齿轮轴将发生共振。通过优化轮轴的轴颈直径以提高低阶固有频率,可使其分布在齿轮啮合激励频率的范围之外,以避免其发生共振。

表1 前五阶模态值

Tab.1 Inherent frequencies of the first 5 order of gear shaft

模态阶数	固有频率/Hz
1	1 631.3
2	1 635.5
3	4 424.1
4	4 430.6
5	4 811.1

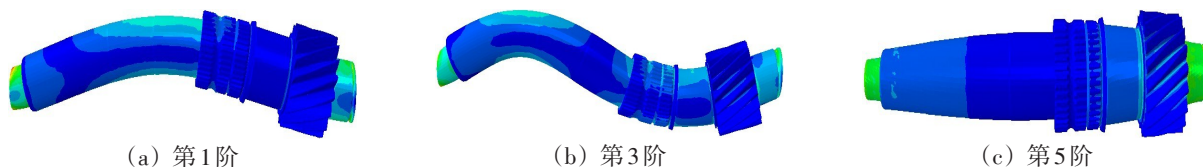


图2 齿轮轴振型

Fig.2 Vibration mode of the first 5 order of gear shaft

3 集成优化设计

3.1 建立数学模型

为避免出现模态调谐现象,以齿轮轴的前五阶固有频率的加权值作为目标函数 F , 其加权值分别为 0.35, 0.35, 0.1, 0.1, 0.1, 即 $F = 0.35 f_1 + 0.35 f_2 + 0.1 f_3 + 0.1 f_4 + 0.1 f_5$, 其中 f_1, f_2, f_3, f_4 和 f_5 分别为齿轮轴的前五阶固有频率。如图1所示齿轮轴的轴颈直径 $d_1 = 25$ mm, $d_2 = 34.1$ mm, $d_3 = 34.4$ mm, $d_4 = 34.7$ mm, $d_5 = 35$ mm, $d_6 = 41$ mm, $d_7 = 33$ mm, 由于结构上要求 $d_4 = d_5 - 0.3$, $d_5 = d_4 - 0.3$, $d_2 = d_3 - 0.3$, 因此以 d_1, d_5, d_6 和 d_7 作为设计变量。结合结构上的要求, d_1 的取值范围为 22~27 mm, d_5 的取值范围为 32~37 mm, d_6 的取值范围为 40~42 mm, d_7 的取值范围为 32~38 mm, 其约束条件为 $d_1 < d_5 < d_6$ 。

3.2 优化设计

如图3所示是其集成优化平台,其基本思想是:首先在Pro/E中建立齿轮轴模型,得到其轨迹文件 shuchuzhou.txt,并解析 d_1, d_5, d_6 和 d_7 , 将它们作为其设计变量,将其导入至Isight中的三维建模模块;然后将创建好的模型文件 shuchuzhou.igs 导入 Abaqus 中进行模态分析,得到其前五阶频率 f_1, f_2, f_3, f_4 和 f_5 , 并将其输出,同时可以得到其有限元分析命令流文件 shuchuzhou.py, 对其前五阶固有频率进行解析,将以上文件导入至Isight中的有限元分析模块中。

在Isight中的计算器模块中输入目标函数 $F = 0.35 f_1 + 0.35 f_2 + 0.1 f_3 + 0.1 f_4 + 0.1 f_5$; 在

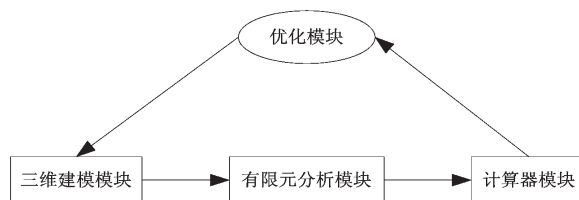


图3 集成优化平台

Fig.3 Integrated optimization platform

Isight 中的优化模块中选择自适应模拟退火算法(ASA),在其中设置最大迭代步数为 120(预估值),设置收敛系数为 10×10^{-8} ,该值表示每次执行的可行解和目前为止的最优解之间的最大差值,定义 d_1 , d_5 , d_6 和 d_7 的范围,并且设置其约束条件 $d_1 < d_5 < d_6$,以及设置 F 最大为目标函数。

系统则根据自适应模拟退火算法自动改变 d_1 , d_5 , d_6 和 d_7 的值,生成一组新的尺寸数据,并将该数据赋予给 Pro/E 的轨迹文件 shuchuzhou.txt,系统会自动重新进行建模,之后将模型文件重新传至 Abaqus 中进行模态分析,不断自动往复,如此便可以实现齿轮轴建模、模态分析和结构优化整个过程的自动化运行。

模拟退火算法(SA)的基本思想是^[6-7]:通过模拟退火过程,将组合优化问题与统计力学中的热平衡问题类比,从初始点开始每前进一步就对目标函数进行一次评估,只要函数值下降,新的设计点就被接受,反复进行,直至找到最优解。

Isight 是一套可以整合设计流程中所使用的各项软件的工具,并且是能自动进行最优化设计的软件系统平台^[8]。Isight 主要注重于提供不同层次的优化技术和多学科设计优化方法以及对优化过程管理方法,对优化过程进行服务,使计算过程简单化而不需要复杂的编程。Isight 中的自适应模拟退火法(ASA)具有比传统 SA 更优良的全局求解能力和计算效率,它能有效探索全局优化解,非常适合处理连续和非连续设计空间。该算法可以对最大运算次数进行预估;同时可以对每次执行的可行解和目前为止的最优解之间的最大差值进行设置,保证了计算的精确度,因此选择该优化算法对齿轮轴轴颈直径进行优化分析。

3.3 优化结果分析

系统按照自适应模拟退火算法执行循环 127 次之后达到最优,可以得出齿轮轴轴颈直径的最优值。如表 2 所示是各设计参数和目标函数的历史变化表,由表 2 可知优化之后的轴颈直径达到了最优值,当 $d_1=26.5$ mm, $d_5=32.7$ mm, $d_6=40.7$ mm, $d_7=37.9$ mm 时,目标函数 F 达到最大 2 700。从图中可以观察到 d_1 , d_5 , d_6 , d_7 和目标函数 F 的历史变化情况。优化之前 F 等于 2 507.4,优化之后 F 等于 2 700,增大了 7.68%,达到了优化目的。

表 2 各参数历史变化表

Tab.2 Historical variational parameters

迭代次数	d_1 /mm	d_5 /mm	d_6 /mm	d_7 /mm	F /Hz
1	23.3	32.6	41.7	33.5	2 370.0
2	23.3	32.5	40.7	32.9	2 340.0
3	25.9	36.4	40.0	34.1	1 210.0
4	24.3	32.6	41.5	33.7	2 420.0
5	25.6	32.9	41.5	34.5	2 510.0
6	25.0	35.0	41.0	33.0	2 510.0
...	...	...	...	...	...
123	26.5	35.2	40.9	37.8	1 210.0
124	26.5	32.7	40.7	37.9	2 700.0
125	26.6	32.7	40.7	35.9	2 610.0
126	26.5	32.7	40.7	37.9	2 510.0
127	26.5	32.7	40.7	37.9	2 700.0

优化前后的各轴颈直径如表 3 所示,优化前后的该输出齿轮轴的前五阶固有频率如表 4 所示,由表可知,它的前五阶的固有频率都有所提高,其固有频率都在激励频率的范围之外,这将最大限度地避免发生共振。优化前后齿轮轴的体积 V 如表 5 所示,优化之前齿轮轴的体积为 $267\,398\text{ mm}^3$,优化之后其体积为 $300\,434\text{ mm}^3$ 。固有频率随齿轮轴的刚性增加而提高,而增加尺寸就能提高其刚性,所以优化之后齿轮轴的刚性得到了增加。

表 3 优化前后的轴颈直径

Tab.3 Radius of gear shaft neck before and after optimization

轴径	优化前/mm	优化后/mm
d_1	25.0	26.5
d_5	35.0	32.7
d_6	41.0	40.7
d_7	33.0	37.9

表 5 优化前后齿轮轴的体积

Tab.5 Volume of gear shaft before and after optimization

参数	优化前/mm ³	优化后/mm ³
V	267 398	300 434

表 4 优化前后的固有频率

Tab.4 Inherent frequencies of gear shaft before and after optimization

模态阶数	固有频率/Hz	
	优化前	优化后
1	1 631.3	1 770.4
2	1 635.5	1 773.4
3	4 424.1	4 614.5
4	4 430.6	4 620.8
5	4 811.1	5 346.7

4 结论

为了避免输出变速箱的齿轮轴发生共振,需提高输出齿轮轴的低阶固有频率。采用 Abaqus 软件对该变速箱输出齿轮轴进行有限元分析,分析出其前五阶固有频率和振型,再通过 Isight 优化软件集成 Pro/E 和 Abaqus,采用自适应模拟退火优化算法对齿轮轴的轴颈直径进行优化,得到了最优的设计参数。优化之后该输出齿轮轴的前五阶固有频率都有明显提高,其前五阶固有频率之和提高了 7.68%,其固有频率都在激励频率的范围之外,达到了优化目的,有效地避免了共振的发生,并且齿轮轴的刚性也有所增加。

参考文献:

[1] 符代竹,秦大同,魏治国,等.混合动力汽车变速器齿轮轴的模态优化[J].重庆大学学报:自然科学版,2005,28(12):15-18.

[2] 崔向阳,李光耀,徐峰祥.基于一种新型三角形壳元的汽车车身部件模态分析[J].机械工程学报,2011,47(6):101-106.

[3] 冯杰,陈蓓蓓.基于 Hyperworks 的汽车背门扭转模态频率灵敏度分析[J].华东交通大学学报,2012,29(5):80-82.

[4] 李学修.轻卡车身模态分析及其结构优化[D].上海:上海交通大学,2007:26-27.

[5] 孙伏.基于 ANSYS 的少齿数齿轮模态分析与研究[J].机械设计与制造,2011,(5):119-121.

[6] 赖宇阳.Isight 参数化理论与实例详解[M].北京:北京航空航天大学出版社,2012:142-143.

[7] 张庆山.基于 Isight 的集成技术的研究及在吊艇架上的应用[D].广州:华南理工大学,2012:22-23.

[8] 基于 ANSYS 和 iSIGHT 的桥式起重机主梁结构轻量化设计[J].矿山机械,2012,40(7):52-55.

Optimization of Gear Shaft Size Based on Modal Analysis

Zhong Zifeng

(School of Railway Tracks and Transportation, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: Aiming at improving inherent frequencies of the first 5 modes of an automobile transmission gear shaft and avoiding resonance, this study adopts parametric modeling method and Abaqus software to conduct modal analysis of the gear shaft, then obtains the inherent frequencies and vibration mode. Based on Isight optimization software which integrates Pro/E and Abaqus, the adaptive simulated annealing algorithm is adopted to optimize the diameter of shaft neck. After optimization, the low inherent frequencies are improved in order to avoid resonance, which is outside the range of excitation frequency.

Key words: gear shaft; modal analysis; adaptive simulated annealing algorithm; optimization