

文章编号:1000-582X(2005)12-0015-04

# 混合动力汽车变速器齿轮轴的模态优化\*

符代竹<sup>1,2</sup>, 秦大同<sup>1</sup>, 魏治国<sup>2</sup>, 杨亚联<sup>1</sup>, 龚为伦<sup>2</sup>

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400030; 2. 重庆青山工业有限责任公司, 重庆 402761)

**摘要:**分析了轻度混合动力汽车机械式变速器激振转矩,建立了混合动力汽车变速器齿轮轴的动力学模型,并进行了三维有限元模态分析.分析了该变速器齿轮轴的结构,并以轴颈半径作为设计变量,采用一阶优化法对轴的低阶固有频率进行了优化.通过优化,提高了前5阶固有频率,使变速器齿轮轴固有频率在激振转矩的频率范围之外,从而有效地降低振动和噪声.

**关键词:**混合动力; 齿轮轴; 模态分析; 有限元法; 优化

**中图分类号:**U463

**文献标识码:**A

节能和环保是当今汽车技术发展的方向之一,但代表这一发展方向的电动汽车和燃料电池技术尚未取得重大突破,不能实现产业化.因此融合内燃机汽车和电动汽车优点的混合动力电动汽车(HEV)异军突起,在世界范围内成为新型汽车开发的热点<sup>[1]</sup>.

文中所研究的轻度混合动力汽车机械式变速器,是由齿轮、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.内部激励是由齿轮几何误差和变刚度啮合变形所产生的传递误差造成的.外部激励则由发动机等产生.激励产生的动态力经轴传递到轴承,再传递到变速器箱体,箱体产生振动并向外辐射噪声.当激励的频率在构件固有频率附近时,振动和噪声趋于局部峰值,这不但降低了乘坐舒适性,还可能大大降低构件的使用寿命,这就需要在设计时尽量使固有频率分布在激励频率范围之外.

笔者首先分析变速器的激励,然后对齿轮轴进行模态分析,得到低阶固有频率,并在 ANSYS 中采用一阶优化法,优化轴的结构尺寸,使低阶固有频率得到提高,分布在激励频率范围之外,为齿轮系统的进一步优化设计打下了基础.

## 1 激励分析

基于起动机/发电机一体化的 ISA 混合动力汽车属于轻度混合型动力汽车,其结构如图 1 所示.

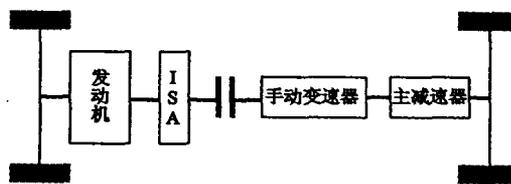


图 1 基于 ISA 的轻度混合动力系统结构示意图

文中的 ISA 采用的是盘式直流永磁无刷电机. ISA 只在起步、怠速、爬坡或加速时处于电动机工况,并且提供的扭矩不大,因此 ISA 对变速器的激励不予考虑.

### 1.1 发动机激励

发动机激振转矩是变速器主要的外部激励.发动机的一个气缸对曲轴产生的转矩  $T$  是一周期函数,它可展成傅立叶级数:

$$T = T_0 + \sum T_\gamma \sin(\gamma\omega \cdot t + \alpha_\gamma). \quad (1)$$

式(1)中: $T_0$  是一个气缸的平均转矩; $\omega$  是发动机曲轴角速度; $t$  是时间; $\gamma$  是阶数,即曲轴角速度的倍数; $T_\gamma$  是转矩  $T$  的  $\gamma$  阶简谐分量的幅值; $\alpha_\gamma$  是转矩  $T$  的  $\gamma$  阶简谐分量的初相角.

由式(1)可知,任一阶简谐分量,例如第  $\gamma$  阶,可看成以  $\gamma\omega$  角速度旋转的旋转矢量  $T_\gamma$ , 某一方向上的投影,多缸发动机对传动系的激振转矩,等于各气缸的激振转矩之和;多缸发动机的  $\gamma$  阶激振转矩矢量等于各缸  $\gamma$  阶激振转矩  $T_\gamma$  矢量和.所有气缸旋转矢量同向的简谐分量为主谱量.由于主谱量的幅值随阶数的增

\* 收稿日期:2005-07-15

基金项目:国家自然科学基金项目(50305037); 国家 863 重点项目(2003AA501300)

作者简介:符代竹(1971-),男,四川达川人,重庆大学硕士研究生,主要从事传动、试验技术及有限元方面的研究.

大迅速减小,因而最低阶的主谱量是引起传动系扭振和动载荷最重要的激振转矩谱分量.最低主谱量的阶数为:

$$\gamma = \frac{2Z}{\tau}, \quad (2)$$

式(2)中  $Z$  为发动机气缸数; $\tau$  为行程数.

发动机转矩主谱量的频率由下式确定<sup>[2]</sup>:

$$f = \frac{\pi n \gamma}{30}, \quad (3)$$

式(3)中  $n$  为发动机转速, $\gamma$  为发动机转矩主谱量的阶数.

文中采用四缸四行程发动机,常用的转速范围在 800 ~ 4 500 r/min,对于最低主谱量,由式(2)和式(3)计算得其频率范围为 167.6 ~ 942.5 Hz.

## 1.2 齿轮啮合激励

齿轮啮合频率由下式表示

$$f = \frac{nz}{60a}, \quad (4)$$

式(4)中  $n$  为发动机转速, $a$  为变速器传动比, $z$  为齿数.

变速器的各档传动比分别为 3.927、2.710、1.784、1.225、1,输出轴齿轮的齿数为 19.由式(4)计算得频率范围为 71.3 ~ 1 425 Hz.

## 2 齿轮轴的动力学模型及模态分析

图 2 所示为笔者所研究混合动力汽车变速器的输出齿轮轴,其中齿轮已等效成分度圆大小的圆盘,并对细节作了简化.用自由网格划分方法,采用四面体实体单元对齿轮轴进行了网格划分,结果见图 2.

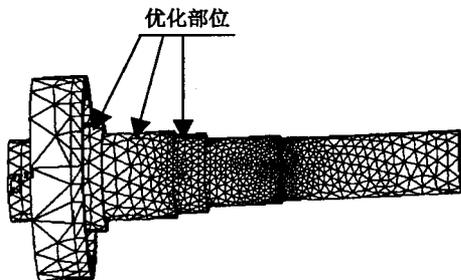


图 2 齿轮轴的网格划分结果及优化的部位

由弹性力学有限元法可得齿轮轴的运动微分方程为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = P(t). \quad (5)$$

式(5)中, $M$  为广义质量矩阵; $C$  为阻尼矩阵; $K$  为刚度矩阵; $\ddot{x}$  为加速度矩阵; $\dot{x}$  为速度矩阵; $x$  为位移向量; $P(t)$  为激振力向量.

当激振力为零,且忽略阻尼的作用,得到无阻尼自由振动的运动方程为

$$M\ddot{x} + Kx = 0. \quad (6)$$

其对应的特征方程为

$$(K - \omega^2 M)x = 0. \quad (7)$$

式(7)中  $\omega$  为系统的固有频率.求解式(6)即得到齿轮轴的固有频率和振型.

在 ANSYS 中,求解模型的固有频率和振型有 7 种方法:Block Lanczos 法、子空间法、PowerDynamics 法、缩减法、非对称法、阻尼法、QR 阻尼法<sup>[3]</sup>.文中采用 Block Lanczos 法求解模型的固有频率和振型.

使用振型叠加法求解振动响应问题通常不必求出全部的固有频率和振型,越是低阶,影响越大,通常取 5 ~ 10 阶,精度已足够.在分析中求解了前 10 阶模态,表 1 给出了前 5 阶固有频率和振型情况.图 3 给出了齿轮轴的前 5 阶固有振型.

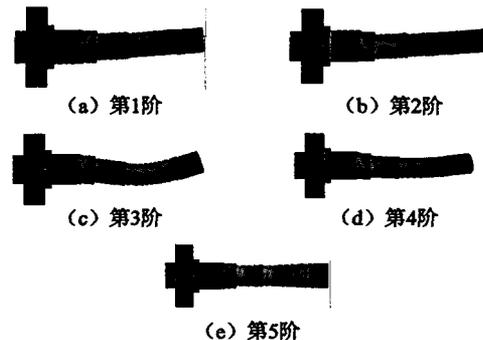


图 3 齿轮轴的前 5 阶振型

表 1 齿轮轴前 5 阶固有频率和振型

模态	固有频率/Hz	振型
1	1 333.3	水平弯曲振动
2	1 333.5	水平弯曲振动
3	6 702.3	水平弯曲振动
4	6 703.0	水平弯曲振动
5	7 508.5	轴向振动

由齿轮啮合的频率范围可知,在一阶和二阶固有频率点,齿轮轴将发生共振.通过提高低阶固有频率,可使其分布在齿轮啮合的频率范围之外,以避免共振.

## 3 低阶固有频率的优化

### 3.1 目标函数及设计变量

齿轮传动可以采用各种各样的优化目标建立目标函数,例如使传动外廓尺寸最小、体积最小或重量最轻、承载能力最高、传递功率最大等.而设计变量通常是基本几何参数和特性参数.在静力学分析的基础上,作者获得低阶固有频率的最大化<sup>[4]</sup>.

根据静力学计算结果,图 2 中所示部分的轴颈半径分别为  $r_1 = 20$  mm、 $r_2 = 16$  mm、 $r_3 = 14.5$  mm 时,强度足够.由于结构上的要求, $r_2 = r_1 - 4$ 、 $r_3 = r_1 - 5.5$ ,因此选  $r_1$  作为设计变量,结合结构上的要求,其取值范

围为 20 ~ 30 mm.

目标函数取齿轮轴的前 5 阶固有频率的加权值.

### 3.2 优化设计模型

在本例中,各阶固有频率是轴颈半径  $r$  的函数

$$\omega_i = f(r). \quad (8)$$

在优化过程中,可能出现模态调换.例如,最初希望最大化一阶固有频率.当一阶固有频率通过优化得到提高,原来的二阶固有频率就有可能低于一阶频率成为实际的一阶固有频率.在这种情况下,目标函数的灵敏度不连续,在优化迭代的过程中,可能出现振荡而不能收敛<sup>[5]</sup>.为避免这种现象的出现,文中采用前 5 阶固有频率的加权值作为目标函数,权值分别取 0.35,0.35,0.1,0.1,0.1.

因此目标函数可表示成

$$\text{MAX} \Omega_w = \sum_{i=1}^5 W_i \omega_i. \quad (9)$$

式(9)中  $W_i$  表示第  $i$  阶固有频率的权重,  $\omega_i$  表示第  $i$  阶固有频率.

### 3.3 模型的求解

ANSYS 提供了两种优化方法:零阶优化法和一阶优化法,同时还提供了单步运行法、随机搜索法、等步长搜索法、乘子计算法、最优梯度法等工具<sup>[6]</sup>.其中一阶优化法通过对目标函数添加罚函数将约束问题转化为非约束问题.与零阶优化法不同的是,一阶优化法将实际的有限元结果最小化,而不是对逼近的数值进行最小化.在每次迭代中,使用因变量对设计变量的偏导数进行梯度计算,采用最大斜度法或共轭方向法以确定搜索方向,并用线性搜索法对非约束问题进行最小化.因此每次迭代都由一系列的子迭代组成,其中包括搜索方向和梯度计算.这就使得一次优化迭代有多次分析循环.

由于一阶优化法比零阶优化法更适合精确的优化分析,故文中采用一阶优化法进行优化计算.

## 4 优化结果

优化前后的轴径变化见表 2.

	mm		
	$r_1$	$r_2$	$r_3$
优化前	20	16	15.5
优化后	30	26	25.5

优化前的轴径是满足强度要求的,优化后的轴径增大,因此强度也是满足要求的.

各阶固有频率随轴径变化的情况见图 4.表 3 是优化前后的固有频率的比较.从表 3 中可以看到,通过优化,前 5 阶固有频率都得到了提高,已经在激振扭矩的频率范围之外,从而可有效地降低振动和噪声.

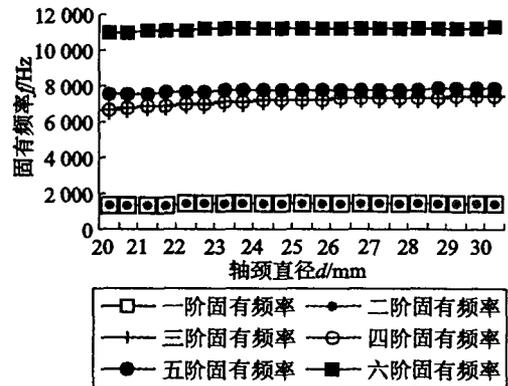


图 4 优化结果

表 3 优化前后的齿轮轴前 5 阶固有频率的比较

模态	固有频率/Hz	
	优化前	优化后
1	1 333.3	1 458.9
2	1 333.5	1 460.7
3	6 702.3	7 431.7
4	6 703.0	7 437.7
5	7 508.5	7 859.5

## 5 结论

笔者对变速器齿轮轴的低阶固有频率进行了模态优化,优化结果表明,其低阶固有频率提高到了激励频率之外,从而避免共振.这为变速器的优化设计提供了一个思路.

振动和噪声是个复杂的问题.要降低变速器的振动和噪声,仅仅依靠提高加工精度是远远不够的.首先要抑制激励的产生,其次要抑制振动和噪声的传递.人们大量采用齿轮修形、调整轴的刚度,并结合试验研究等办法来解决振动和噪声问题.本文从优化齿轮轴固有频率的角度来研究这个问题.在此基础上,可对轴承、箱体等的固有频率进行调整,并求出变速器系统对激励的响应.对这些固有频率进一步优化,可有效降低振动和噪声.

### 参考文献:

- [1] 杨伟斌,秦大同,杨亚联,等.轻度混合动力汽车动力元件的选型与参数匹配[J].重庆大学学报(自然科学版),2003,26(11):6-10.
- [2] 张洪欣.汽车设计(第2版)[M].北京:机械工业出版社,1992.
- [3] 叶先磊,史亚杰. ANSYS 工程分析软件应用实例[M].北京:清华大学出版社,2003.
- [4] 陶泽光,李润方,林腾蛟.齿轮系统有限元模态分析[J].机械设计与研究,2000,16(3):45-46.
- [5] 许本文,焦群英.机械振动与模态分析基础[M].北京:机械工业出版社,1998.
- [6] DARY L LOGAN.有限元法基础教程(第三版)[M].伍义生,吴永礼译.北京:电子工业出版社,2003.

## Modal Analysis and Optimization of Shaft

*FU Dai-zhu<sup>1,2</sup>, QIN Da-tong<sup>1</sup>, WEI Zhi-guo<sup>2</sup>, YANG Ya-lian<sup>1</sup>, GONG Wei-lun<sup>2</sup>*

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

2. Chongqing Tsingshan Industrial Company Ltd., Chongqing 402761, China)

**Abstract:** For a ISA HEV, the transmission gear shaft dynamic model is established and the 3-D modal analysis is carried out. Based on above work, the structure of the gear shaft is analysed, then the diameter of the gear shaft is taken as a design variable. With first order optimization, low inherent frequencies are optimized in order to avoid resonance and decrease NVH.

**Key words:** HEV; modal analysis; FEA; optimization

(编辑 张小强)

---

(上接第 18 页)

## Influence of Temperatures on Compressive Deformation Behavior of Magnesium Casting Ingots

*CAO Han-xue<sup>1,2</sup>, LONG Si-yuan<sup>1,2</sup>, LIAO Hui-min<sup>1</sup>, DENG Yong-tao<sup>1</sup>*

(1. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China;

2. Chongqing Engineering Research Center for Magnesium Alloys, Chongqing 400030, China)

**Abstract:** The deformability of magnesium alloy AM60B is empirically investigated by compression AM60B casting ingots at different temperatures. It was found that AM60B is brittle at room temperature and prone to cracking during compression, while at the temperatures ranging from 300 to 400 °C it shows an excellent deformability. The higher compression temperatures are, the more excellent deformability will be. Subjected to the compression deformation, the hardness of the alloy increases significantly.

**Key words:** magnesium alloy; AM60B; plastic deformation

(编辑 成孝义)