

文章编号:1000-582X(2002)02-0015-04

增速箱系统动态激励下的响应分析*

杨成云, 林腾蛟, 李润方, 杭华江

(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要: 齿轮啮合动态激励是齿轮系统产生振动和噪声的基本原因, 齿轮系统在内部动态激励下的响应分析, 对齿轮系统的设计和使用具有重要的意义。针对增速箱系统, 采用三维接触有限元法得出啮合齿对的时变刚度曲线, 根据齿轮精度等级确定的齿轮偏差模拟得出齿面误差曲线, 得出了刚度激励和误差激励。应用 I-DEAS 软件建立了增速箱有限元动力分析模型, 分析计算出了增速箱的固有频率和箱体、传动轴的动态响应。结果表明, 增速箱系统在使用中不会引起共振, 且振幅不大, 能满足系统的使用要求。

关键词: 齿轮箱; 动态激励; 动态响应; 有限元法

中图分类号: TH 132

文献标识码: A

齿轮系统在内部激励和外部激励作用下将产生振动和噪声, 有时可能影响整个系统的正常运行。目前, 国内外的学者对齿轮系统的振动进行了广泛的研究。李润方等^[1]提出了刚度激励、误差激励和啮合冲击激励等内部动态激励的数值模拟方法。Haruo Houtjoh^[2]对弹性轴上斜齿轮对的振动进行了分析, 研究了轮齿啮合刚度的变化、啮合面阻尼及轴承阻尼对斜齿轮动态特性的影响。M. Kato 等^[3]结合有限元振动分析和边界元噪声分析模拟了单级齿轮箱的振动和噪声辐射, 并与试验结果作了比较, 但他们把齿轮箱作了较大的简化。本文建立了增速箱系统有限元动力学分析模型, 用自主开发的齿轮三维接触有限元程序计算了增速箱的刚度激励和误差激励, 用 I-DEAS 软件求解了增速箱系统的固有频率较好地研究了增速箱系统在动态激励下的响应分析。

1 增速箱动力分析模型

增速箱箱体采用铸造结构箱体, 齿轮传动系统为三级传动, 其中第一、二级传动采用斜齿轮传动, 第三级传动采用人字齿轮传动。为了减小计算规模, 便于有限元网格划分, 将齿轮处理成为等效圆盘, 轴承用杆单元进行模拟, 忽略箱体受载较小或影响甚微的局部区域, 如吊钩、窥油孔、螺栓孔、油槽和某些凸台。

根据以上计算模型的处理方法, 采用四面体实体

单元对增速箱箱体及轴承座进行网格划分; 采用六面体实体单元对齿轮及传动轴进行网格划分。增速箱系统的网格如图 1 所示, 共计 62546 个节点, 176216 个单元。

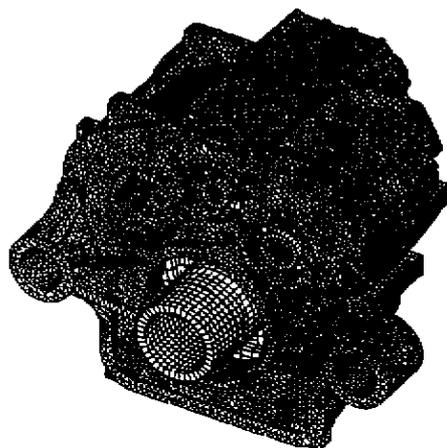


图 1 增速箱整体有限元网格

2 动态激励数值模拟

2.1 齿轮啮合动力学方程

把齿轮传动简化为图 2 所示的振动系统, 则一对齿轮的非线性动力学方程可表达为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k(t)[x + x_s + e(t)] = p_s \quad (1)$$

式中 m ——齿对等效质量; c ——阻尼系数;

* 收稿日期: 2001-11-05

作者简介: 杨成云(1974-), 男, 江苏张家港人, 重庆大学博士生, 主要从事机械设计及理论方面的研究。

$k(t)$ ——齿轮啮合刚度; x ——动态位移; x_s ——静态相对位移; $e(t)$ ——齿轮综合误差; p_s ——静态载荷。

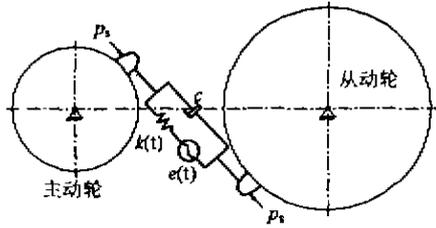


图2 齿轮振动模型

通过引入总等效激励误差,并略去微小量,则式(1)可变为^[2]

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + \bar{k}x = \Delta k(t)e(t) \quad (2)$$

式中 \bar{k} ——轮齿平均刚度; Δk ——齿轮啮合刚度中的变刚度部分。

将式(2)右端激励项考虑为齿轮啮合刚度的变化部分与轮齿综合误差的乘积,则总激励力为

$$F(t) = \Delta k(t) \cdot e(t) \quad (3)$$

可见齿轮啮合刚度变化越大或齿轮误差越大时,齿轮的啮合激励力也就越大。值得注意的是,当齿轮出现内凹误差时,啮合轮齿会发生分离现象,此时总激励力为零。

2.2 刚度激励数值模拟

刚度激励是指齿轮啮合过程中综合啮合刚度的时变性引起的动态激励。轮齿综合啮合刚度可以表示为^[4]

$$k = \sum_{i=1}^n F_i / (\delta_p + \delta_g) \quad (4)$$

式中 F_i ——啮合齿对接触力; δ_p, δ_g ——主动轮和被动轮的轮齿变形。

本文应用轮齿三维接触有限元混合法对增速箱各级齿轮传动进行啮合刚度数值模拟,图3为第二级齿轮传动的轮齿接触有限元网格,图4(a)为计算所得的轮齿啮合刚度曲线。

2.3 误差激励模拟

轮齿啮合误差是由齿轮加工误差和安装误差引起的,这些误差使齿轮啮合齿廓偏离理论的理想啮合位置,破坏了渐开线齿轮的正确啮合方式,使齿轮瞬时传动比发生变化,造成齿与齿之间碰撞和冲击,产生了齿轮啮合的误差激励。本文根据齿轮设计的精度等级确定齿轮的偏差,采用简谐函数表示法进行误差模拟,则轮齿的齿形误差和基节误差可用正弦函数表示为

$$e(t) = e_0 + e_s \sin(2\pi t/T_s + \varphi) \quad (5)$$

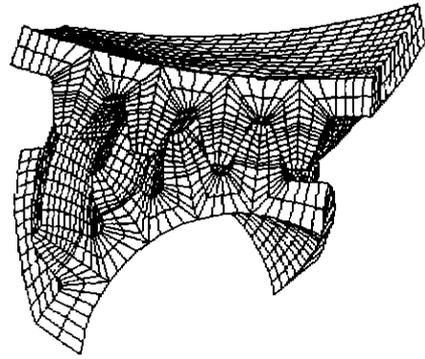
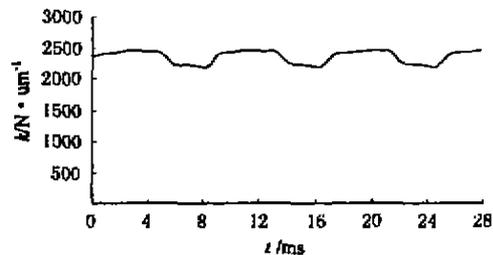


图3 轮齿三维有限元模型

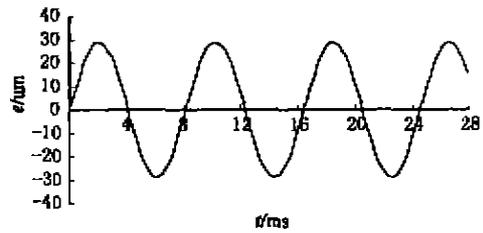
式中 $e(t)$ ——轮齿的齿形误差和基节误差; e_0, e_s ——轮齿误差的常值和幅值; T_s ——齿轮的啮合周期, $T_s = 60/nz$; n ——转速; φ ——相位角。

对于第二级齿轮传动,误差曲线的模拟结果如图4(b)所示。

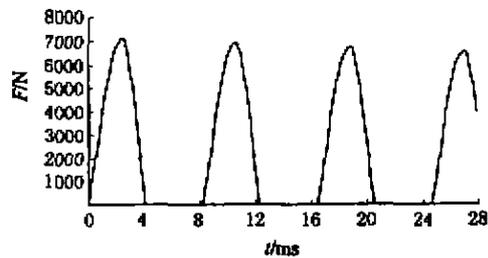
将各级齿轮传动的刚度曲线变刚度部分和误差曲线在对应点处进行相乘,即得由于齿轮刚度激励和误差激励产生的激励力-时间历程曲线,如图4(c)所示。



(a) 轮齿啮合刚度曲线



(b) 误差模拟曲线



(c) 动态激励曲线

图4 内部动态激励模拟结果

3 I - DEAS 动态响应计算方法

由弹性力学有限元法,可得齿轮系统的运动微分方程

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F(t)\} \quad (6)$$

式中 $[M],[C],[K]$ —分别为总体质量、阻尼和刚度矩阵。

$\{\ddot{X}\},\{\dot{X}\},\{X\},\{F(t)\}$ —分别为结构的加速度、速度、位移和激振力向量。

若无外力作用,即 $\{F(t)\} = \{0\}$,则得到系统的自由振动方程。在求结构自由振动的频率和振型即求结构的固有频率和固有振型时,阻尼对它们影响不大,因此,阻尼项可以略去,这时无阻尼自由振动的运动方程为

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = \{0\} \quad (7)$$

其对应的特征方程为

$$([K] - \omega^2[M])\{X\} = \{0\} \quad (8)$$

式中 ω —系统的固有频率。

求解式(8),即得系统的固有频率和振型。第 i 阶模态的模态响应 $q_i(t)$ (初始条件为零)为

$$q_i(t) = \int_0^t f_i(\tau) e^{-\xi_i \omega_i (t-\tau)} \sin \omega_{di} (t-\tau) / (m_i \omega_{di}) d\tau \quad (9)$$

式中: $f_i(t) = \{\phi_i\}^T \{P(t)\}$ —模态力; ξ_i —模态阻尼因子; ω_i, ω_{di} 分别是无阻尼、有阻尼固有频率; $\{\phi_i\}$ —模态振型向量。

因此,结构的动力响应可表达为

$$\{X(t)\} = \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} q_i(t) \quad (10)$$

将(9)式代入(10)式即可得到结构的动态响应。

在 I - DEAS 中,求解模型的固有频率和振型有三种方法: Lanczos 法, Guyan 法和同步矢量法 (SVI)。Lanczos 法是一种较新的方法,它要优于 Guyan 法和 SVI 法,对用户的输入要求较少,通常比 SVI 法要快。特别是对于大型结构问题,一般首选该法。

有限元分析中求解系统振动响应的方法主要有振型叠加法、状态空间法、直接积分法等。I - DEAS 采用振型叠加法求解动态响应问题,即通过求解模态方程求得模态响应,再将各阶模态响应加权叠加得到结构的动力响应。该法适用于线性、小阻尼结构。

4 增速箱动态响应分析结果

本文借助 I - DEAS 软件,用 Lanczos 法对图 1 所示的增速箱有限元模型进行模态分析。表 1 给出了增速箱前 10 阶固有频率。

表 1 增速箱系统前 10 阶固有频率 (ω/Hz)

模态阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
固有频率	219.63	248.73	413.93	417.27	439.95	488.33	490.18	502.07	526.75	535.28

应用 I - DEAS 软件的模态响应模块,用振型叠加法对增速箱系统进行动态响应分析。在施加激励时,同时加入了各对啮合齿轮由刚度和误差激励引起的动态载荷分力,共二十八种激励函数。求解振动响应时取前 20 阶模态计算结果参与响应分析。由此可得出增速箱上任意一点的振动时域响应,利用 I - DEAS 中的计算功能进行 FFT 分析后即可得频域响应,还可计算位移、速度、加速度的均方根值。

表 2 列出了箱体表面各计算点法向速度均方根值,表 3 列出了传动系统输入端和输出端的径向和轴向振动速度均方根值,图 5 给出了箱体表面法向振动速度的频域响应。图 6 给出了输入端和输出端传动轴径向振动位移的时域响应。

表 2 箱体表面法向振动速度的均方根值 (mm/s)

节点号	39 078	40 329	41 768	42 652	43 967	44 189
计算值	0.025 8	0.051 8	0.191 3	0.073 9	0.036 0	0.045 4

表 3 传动系统径向和轴向振动速度的均方根值 (mm/s)

传动系统	径向	轴向
输入端	0.374 0	0.068 6
输出端	0.016 7	0.000 2

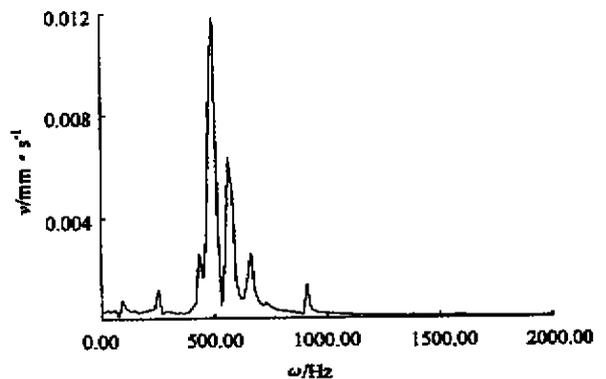
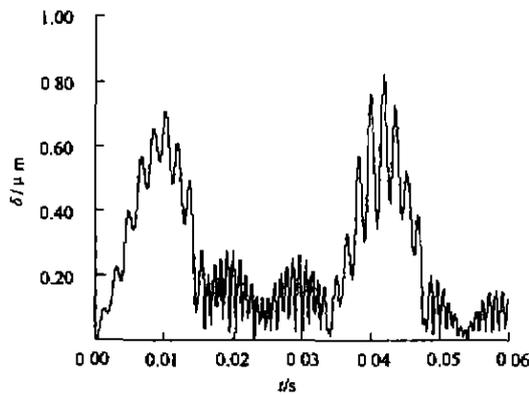
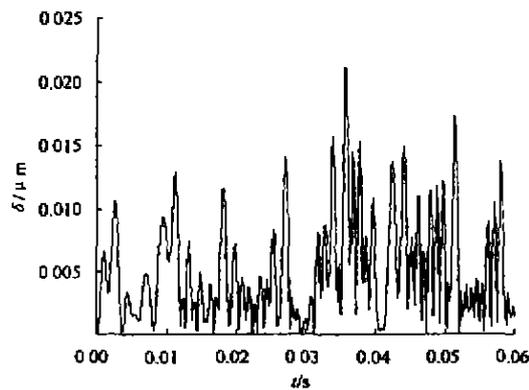


图 5 节点 39078 法向振动速度频域响应



(a) 输入端径向振动位移



(b) 输出端径向振动位移

图6 传动轴径向振动位移的时域响应

5 结论

1) 用轮齿三维接触有限元法计算啮合刚度曲线, 用简谐函数表示误差曲线, 提出了一套齿轮啮合内部动态激励数值模拟方法。

2) 建立了增速箱三维有限元分析模型。用 I-DEAS 软件求得了增速箱的固有频率, 分析结果表明不会出现与各传动轴转频合拍的现象, 增速箱系统在使用过程中不会出现共振现象。

3) 引入内部动态激励, 对增速箱振动响应进行有限元数值模拟, 结果呈现良好规律性, 计算所得的箱体和传动轴振动速度均方根值均低于允许值 0.6mm/s, 能满足增速箱系统的使用要求。

参考文献:

- [1] 李润方, 陶泽光, 林腾蛟, 等. 齿轮啮合内部动态激励数值模拟[J]. 机械传动, 2001, 25(2): 1-3.
- [2] HARUO HOUJOH, KIYOHICKO UMEZAWA. Shigeke Matsumura. Vibration Analysis for a Pair of Helical Gears Mounted on Elastic Shafts[J]. ASME Power Transmission and Gearing Conference, 1996, 88: 501-508.
- [3] KATO M, INOUE K, SHIBATA K, et al. Evaluation of Sound Power Radiated by a Gearbox[C]. Proc. Inter Gearing'94, 1994. 69-74.
- [4] 林腾蛟. 齿轮系统非线性冲击振动数值模拟及实验研究[D]. 重庆: 重庆大学, 1999.

Response Analysis of Speed Increase Gearbox System in Dynamic Excitation

YANG Cheng-yun, LIN Teng-jiao, LI Run-fang, HANG Hua-jiang

(State Key Lab of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: It is an essence reason that vibration and noises of gear system is rose by gear meshing dynamic excitation. The response analysis in inner dynamic excitation is important to the design and application of gear system. The time-variable stiffness curves of meshing teeth pairs are acquired by 3-D contact finite element method to speed increase gearbox, and the profile error curves is simulated by gear windage which is determined by gear precision rate. Stiffness excitation and error excitation can be obtained with it. Using the finite element analysis software (I-DEAS), the dynamic model of speed increase gearbox is established. Then the normal frequencies of whole gearbox are calculated, and the vibration responses of gearbox and transmission shafts are analysed. The results show that sympathetic vibration is not occurred in the use process of speed increase gearbox and the vibration swing is small. It is sufficient for systemic application demand.

Key words: gearbox; dynamic excitation; dynamic respond; finite element method

(责任编辑 成孝义)