

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2015.04.014

船舶斜齿轮动力学分析和修形研究

李学志, 宋斌斌, 戴小霞, 胡夏夏*

(浙江工业大学 特种装备制造与先进加工技术教育部重点实验室, 浙江 杭州 310014)

摘要: 针对齿轮啮合受到时变负载影响,引起齿面疲劳损失和冲击的问题,对齿轮动力学性能和修形进行了研究,首先利用ADAMS建立了刚柔耦合模型;然后基于不同修行方法,得到了修形前后的时变载荷曲线;最后应用ANSYS Workbench软件对多耦合齿轮传动系统进行模态分析,并利用瞬态动力学模块得到了修形前后齿轮啮合动态应力变化曲线。研究表明,在斜齿轮三齿和两齿交替啮合过程中,抛物线长修形传动性能优于圆弧短修形,可为齿轮动力学分析提供有效依据。

关键词: 时变负载; ADAMS; 动力学; 修形

中图分类号: TH132.4 **文献标志码:** A

文章编号: 1001-4551(2015)04-0506-04

Dynamics analysis and modification of helical gears in marine

LI Xue-zhi, SONG Bin-bin, DAI Xiao-xia, HU Xia-xia

(Key Laboratory of Special Purpose Equipment and Advanced Manufacturing Technology,
Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Aiming at the problem of the gear mesh was affected by time varying loads which lead to gear surface fatigue damage and shock, the dynamic characteristics of gear and modification were carried out. The coupled model of rigid and flexible was built by ADAMS, and then the different time-varying loads were obtained based on different modification methods. Finally, modal analysis and dynamic stress behavior were carried out by ANSYS Workbench. The results indicate that the long parabolic modification is better than that of short arc modification in the process of alternating two and three pairs of teeth meshing of helical gear, which can provide the effective basis for gear dynamics analysis.

Key words: time-varying load; ADAMS; dynamics; modification

0 引 言

船舶齿轮箱传动系统动力学特性直接影响齿轮传动的稳定性、准确性,以及系统的振动噪声等,这就对齿面接触问题的动态性能提出了更高的要求。

相关学者已经在该领域进行了长期探索和研究。李绍彬^[1]围绕动态激励、模型建模和求解方法等齿轮系统非线性耦合动力学问题做了大量研究;文献[2]提出基于Hertz弹性接触理论的MSC-ADAMS仿真平台计算方法,分析得到齿轮传动中随时间变化的动态激励;文献[3]利用ANSYS软件研究了齿轮箱传动

系统的模态振型问题;文献[4-5]针对齿廓修形方法,比较了修形前后齿轮啮合应力变化、负载变化以及对啮入啮出冲击的影响。

针对齿轮接触动力学问题,传统的分析方法是在额定载荷条件下实现的,而考虑时变载荷工况条件的研究并不多,所以本研究主要针对时变载荷情况下的齿轮动力学问题和齿廓修形作进一步分析。

1 齿轮动力学仿真分析

1.1 齿轮传动的力学模型

齿轮传动系统的动态激励分为内部激励和外部

收稿日期: 2014-12-10

作者简介: 李学志(1986-),男,山东淄博人,主要从事齿轮结构动力学方面的研究. E-mail:563113515@qq.com

通信联系人: 胡夏夏,男,博士,教授,博士生导师. E-mail:xxhu@zjut.edu.cn

激励两大类。内部激励包括齿轮时变啮合刚度激励、误差激励和轮齿啮入啮出冲击激励;外部激励是由原动机转速、负载扭矩波动引起的激励。在不考虑齿轮的横向振动,传动轴、支承轴承和箱体等的弹性变形,只考虑齿轮副的扭转振动时,齿轮传动系统通常简化为齿轮副之间的扭转振动模型^[6],该模型如图1所示。

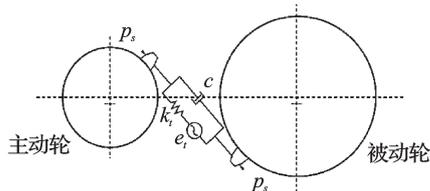


图1 齿轮副扭转振动模型

一对齿轮的非线性动力学方程可表示为:

$$mx'' + cx' + k(t)[x + x_s + e(t)] = F_s(t) \quad (1)$$

式中: m —齿轮副等效质量; c —阻尼系数; $k(t)$ —齿轮系统刚度; x_s —静态相对位移; x'' , x' , x —振动加速度, 速度和位移, 这里取 $x_s = 0$; $e(t)$ —齿轮综合误差, 包括齿形误差和基节误差; $F_s(t)$ —系统外部载荷。

1.2 齿轮传动系统参数的计算

本研究用 Pro/E 对斜齿轮参数化建模, 再将模型导出为 *.x_t 文件, 按照量纲统一原则导入到 ADAMS 中建立刚柔耦合模型, 轮毂部分作为刚性体, 而齿圈部分是由 ANSYS 生成的模态中性文件 (MNF 文件), 在总体坐标不变的情况下替换原来的刚性齿圈建立的柔性体, 原齿圈作为哑物体处理。ADAMS 在啮合处的耦合是在力学模型的基础上, 在两齿啮合位置施加接触力, 通常这种接触力是基于 Impact 函数建立的。

Impact 计算公式为:

$$\begin{cases} kx^e + F_s(x, 0, 0, d_c, c_{\max})x' & x < 0 \\ 0 & x \geq 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中: k —接触刚度系数, x —两物体间的距离变量, e —非线性指数, F_s —Step 函数, d_c —最大阻尼系数时的击穿深度, c_{\max} —最大阻尼系数, x' —碰撞速度。

由 Hertz 接触理论推出斜齿轮的刚度计算式为^[7]:

$$k = \frac{4}{3} \left[\frac{ud_1 \cos \alpha_i \tan \alpha'_i}{2(u+1) \cos \beta_b} \right]^{\frac{1}{2}} E^* \quad (3)$$

式中: u —传动比, d —分度圆直径, α_i —分度圆端面压力角, α'_i —两斜齿轮端面啮合角, β_b —基圆螺旋角, E^* —综合弹性模量。

由式(3)计算得到 $k = 5 \times 10^6 \text{ N/mm}^{1.5}$; 力的非线性碰撞指数 $e = 1.5$; 最大粘滞阻尼系数 $c = 50 \text{ (N} \cdot \text{s)/mm}$; 最大穿透深度 $d_c = 0.1 \text{ mm}$; 接触中考虑摩擦力, 静摩擦系数取 0.08, 动摩擦系数取 0.06; 静态阻力滑移速度取 0.1 mm/s , 动态阻力转换速度取 10 mm/s 。

仿真后的动态啮合力曲线如图2所示。

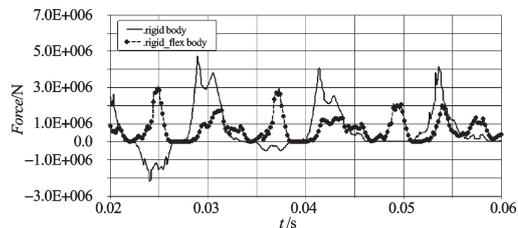


图2 斜齿轮动态啮合力曲线图

由图2可知, 从 0.02 s~0.06 s 之间的齿轮切向啮合力曲线, 经理论计算得切向力为 $7.144 96 \times 10^5 \text{ N}$, 仿真计算结果中刚体接触分析的切向力数值为 $6.825 9 \times 10^5 \text{ N}$, 其误差值为 4.47%; 而刚柔耦合接触分析的切向力数值为 $7.127 \times 10^5 \text{ N}$, 误差值为 0.25%。从图2中也可以看出, 刚性体接触的瞬时值波动较大, 所以刚柔耦合接触模型提高了仿真的准确度。

2 瞬态动力学接触分析

2.1 齿轮传动系统的模态分析

齿轮传动系统的模态分析, 要考虑包括箱体在内的整个结构, 模态分析的结果可以与系统的外部激励频率比较, 找出可能对结构引起共振的频率。具有 N 个自由度的线性系统, 它的振动微分方程为^[8]:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (4)$$

模态分析是在不考虑阻尼和外载荷情况下的无阻尼自由度振动, 所以上式中的 $\{F(t)\} = 0$, $[C] = 0$ 。所以模态分析计算公式为:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \quad (5)$$

基于模态分析理论, 本研究在 Workbench 中对齿轮箱上、下箱体之间添加绑定接触, 模拟实际齿轮箱安装情况, 齿轮轴和箱体之间采用多点约束 MPC 耦合起来, 释放节点切向自由度, 相当于滑动轴承; 齿轮面之间添加非线性摩擦接触条件 Frictional, 静摩擦系数为 0.08; 齿轮轴与齿轮之间添加绑定接触; 对下箱体与地面之间添加固定约束。笔者采用基于 Block Lanczos 算法的特征值求解器对齿轮箱传动系统进行有限元分析, 由于第七阶模态频率 243.07 Hz 非常接近齿轮的内部激励啮合频率 242.67 Hz, 易引起共振, 同时可用于确定瞬态分析的初始时间步长, 笔者提取第七阶模态振型, 结果显示减速齿轮上下两端沿轴向摆动导致弯曲变形。

齿轮箱系统第七阶模态振型如图3所示。

2.2 瞬态动力学应力分析

本研究采用 Workbench 瞬态动力学分析模块, 齿面接触的约束条件设置为非线性的摩擦接触 Friction-

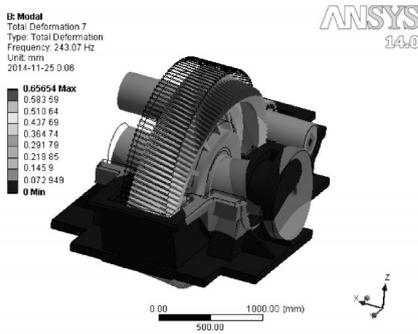


图3 齿轮箱系统第七阶模态振型

al, 动摩擦系数为0.06, 计算时的接触算法控制方程设置为 Augmented Lagrange 增广拉格朗日乘子法。增广拉格朗日算法在纯罚函数的基础上引入了接触力的参量, 对接触刚度的依赖不太敏感, 减少了接触渗透量, 但会导致非线性计算迭代次数增多, 因此大变形 Large Deflection 要设置为 ON。时间步的大小直接影响计算的准确性, 因此有必要考虑时间步的设置。初始时间步 Initial Time 的计算公式^[9]:

$$\Delta t = \frac{1}{20f_i} \quad (6)$$

上式中所关心的频率 f_i 大小为第 7 阶固有频率值 243.07 Hz, 为方便结果提取, 初始时间步设为 1×10^{-4} s, 最小时间步为 1×10^{-7} s, 最大时间步取 1×10^{-4} s。加载过程均在一段时间内完成, 时间步为 2 步, 主动轮从 0~0.12 s 达到稳定转速 54.427 rad/s, 从动轮在 0.12 s 以后, 将 ADAMS 仿真分析得到的时变负载扭矩施加到从动轮内齿圈上。

齿轮啮合时变负载曲线如图 4 所示。

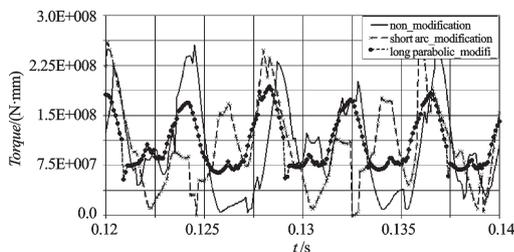


图4 斜齿轮啮合时变负载曲线

3 齿轮修形的研究

3.1 修形方案的确定

本研究采用的修形方法属于齿廓修形, 齿廓修形包括 3 个要素, 即: 最大修形量、修形长度和修形曲线。

方案一为圆弧短修形, 短修形的优点是对重合度影响不大, 对载荷变化不敏感。考虑正变位齿轮齿顶厚度变小, 齿顶不能过薄, 为不影响齿顶处疲劳寿命, 借鉴 Aeecstokes 公式^[10-11], 选用最大修形量 $\Delta_{\max 1} = 0.015m_n$, 修形高度采用公式^[12]:

$$H_1 = (\varepsilon_\alpha - 1)P_{bt}/2 \quad (7)$$

式中: P_{bt} —端面基节, ε_α —端面重合度。

方案二为抛物线长修形, 选用最大修形量 $\Delta_{\max 2} = 0.015m_n$, 修形高度公式 $H_2 = (\varepsilon_\alpha - 1)P_{bt}$, 长修形是短修形的 2 倍, 修形位置接近从齿顶开始啮合到双齿啮合的起点处。在实际工况中, 工作负载往往低于额定负载, 所以有必要对两种修形方案进行比较。

修形参数如表 1 所示。

表 1 两种修形方法参数表

	最大修形量 Δ_{\max} /mm	修形高度 H /mm
长修形	0.240	15.870
短修形	0.240	7.935

3.2 修形前、后动力学分析结果

瞬态动力学分析是用于确定结构承受任意随时间变化载荷的动力学响应的一种方法。本研究在 Workbench 中对从动轮在第一步施加线性静载荷, 第二步施加变载荷, 最后利用 ADAMS 拟合曲线后的时间历程结果如图 5 所示。

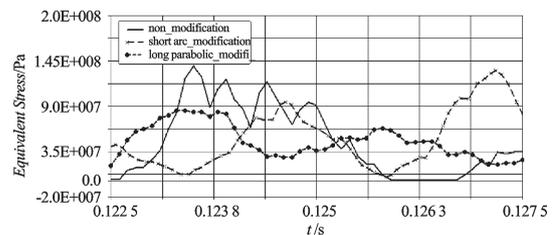


图5 瞬态动力学接触应力结果

(1) 由图 4 可知, 圆弧短修形载荷平均值为 1.0324×10^8 N·mm, 载荷仍有突变; 抛物线长修形平均值为 1.088×10^8 N·mm, 由于本研究间接增大了部分侧隙, 这有利于油膜储存, 而且长修形齿廓线变长, 使得啮合过程载荷趋于平稳; 未修形时从动轮时变负载平均值为 1.0221×10^8 N·mm, 两种修形均提高了传动效率, 同时说明修形的合理性。

(2) 图 5 截取了从 0.122 5 s~0.127 5 s 之间的动态接触应力数据, 从图 5 中可知未修形时的最大接触

(下转第 515 页)

本文引用格式:

李学志, 宋斌斌, 戴小霞, 等. 船舶斜齿轮动力学分析和修形研究[J]. 机电工程, 2015, 32(4): 506-508, 515.

LI Xue-zhi, SONG Bin-bin, DAI Xiao-xia, et al. Dynamics analysis and modification of helical gears in marine[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2015, 32(4): 506-508, 515.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>