

文章编号:1000-582X(2012)05-001-06

船用齿轮箱刚度分析与实验

刘明勇¹,朱才朝¹,杜雪松¹,徐向阳¹,刘伟辉²,宁杰²,曹建新²

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400044;2. 杭州前进齿轮箱有限公司,杭州 311203)

摘要:基于船用齿轮箱相关技术条件,考虑轴、轴承、箱体等变形及传动过程中的相互影响,提出以联轴器跳动值作为船用齿轮箱刚度评价的新方法。采用有限元法建立船用齿轮箱的刚度分析耦合模型,得到箱体与轴变形、轴承与轴承座刚度等参数,计算出齿轮箱联轴器跳动值;结合理论分析设计刚度测试实验,根据实验结果与理论分析相对比,误差在 11% 以内,且满足技术要求,说明以联轴器跳动值作为船用齿轮箱刚度评价的新方法是有效的。

关键词: 齿轮;刚度;有限元法;实验

中图分类号: TH132

文献标志码: A

Stiffness analysis and experiments of marine gearbox

LIU Ming-yong¹, ZHU Cai-chao¹, DU Xue-song¹, XU Xiang-yang¹,
LIU Wei-hui², NING Jie², CAO Jian-xin²

(1. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University,
Chongqing 400044, P. R. China;
2. Hangzhou Advance Gearbox Group Co. Ltd., Hangzhou 311203, P. R. China)

Abstract: Based on correlate technique conditions of marine gearbox, it is proposed to take run-out value of input and output couplings as the stiffness evaluation of marine gearbox. This new method is put forth on rated load by considering the deformation interrelationship in transmission of some main parts, such as shaft, bearing, gear and box. Finite element analysis of strength and deformation of marine gearbox under forward and backward conditions are conducted. Parameters, such as box and axis deformation, bearing and shaft block stiffness, etc. are obtained and run-out value of input and output couplings is calculated. Experiments are carried out at gear drive test bench to verify the reliable of stiffness evaluation method. Compared with the experimental results, the error is in 11 %, which shows the proposed stiffness method is valid.

Key words: gears; stiffness; finite element method; experiments

船用齿轮箱作为船舶系统的重要设备,要求具有承载能力强、运行精度高、故障率低等特点。船用齿轮箱使用过程中会产生较大振动和动载荷,本身刚度与强度不够,容易导致齿轮箱传动失效^[1]。国外学者 Blake 等^[2]对航空齿轮箱由于整体刚度不足

导致偏载,形成轮齿断裂故障进行分析并开展实验研究;Netpu 等^[3]对热轧设备齿轮箱系统进行测试,分析齿轮箱系统产生故障的主要原因为系统刚度不足。目前国内外学者在齿轮箱系统刚度评价方面开展的研究较少,且评价标准不统一^[4-6]。由于箱体结

收稿日期:2011-12-05

基金项目:国家十二五科技支撑计划资助项目(2011BAF09B07);重庆市自然科学基金资助项目(CSTC,2010BB4241);
高校研究生科技创新基金资助项目(CDJXS10111135)

作者简介:刘明勇(1985-),男,重庆大学博士研究生,主要从事齿轮系统动力学方面的研究。

朱才朝(联系人),男,重庆大学教授,博士生导师,(E-mail)cczhu@cqu.edu.cn。

构复杂,通常采用有限元法进行刚度评价;轴与轴承主要还是采用经典力学公式校核^[7-10]。上述方法具有一定的局限性,不能考虑实际使用过程中各部件的变形耦合作用,导致刚度评价准确性不高。因此开展船用齿轮箱刚度分析具有很强的工程应用价值。笔者在现有齿轮箱刚度评价方法基础上,结合船用齿轮箱技术条件,考虑轴、轴承、箱体等零部件受载变形及耦合作用,提出将联轴器跳动值作为齿轮箱刚度评价的新方法,并进行实验研究,验证了评价体系的正确性。

1 船用齿轮箱刚度评价方法

由于载荷作用,导致齿轮箱箱体与传动系统变形,影响整个系统的工作性能。船用齿轮箱使用过程中各种变形最终都反应在输入、输出端联轴器上,进而影响整个机构的工作状态^[11-15]。船用齿轮箱使用过程中对联轴器跳动值有严格控制,如表 1 所示。可根据联轴器跳动值来评价整个系统的刚度,建立综合考虑轴、轴承、箱体等主要零部件的船用齿轮箱刚度评价体系,如图 1 所示^[16]。

表 1 船用齿轮箱输入、输出联轴器技术条件

| 传递能力/(kW· (r·min ⁻¹) ⁻¹) | 弹性联接/mm | | 刚性联接/mm | |
|---|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| | 输入 联轴器 径向圆 跳动 | 输入 联轴器 端面圆 跳动 | 输出 联轴器 径向圆 跳动 | 输出 联轴器 端面圆 跳动 |
| ≤0.03 | 0.25 | 0.14/φ100 | 0.15 | 0.10/φ100 |
| >0.03~0.5 | 0.20 | 0.12/φ100 | 0.12 | 0.07/φ100 |
| >0.5 | 0.15 | 0.10/φ100 | 0.10 | 0.05/φ100 |

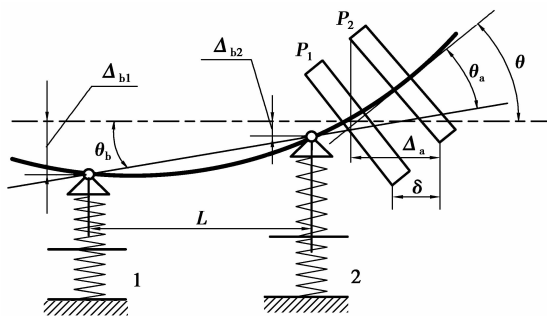


图 1 船用齿轮箱系统刚度评价模型

轴挠曲变形导致联轴器角度偏移 θ_a ,箱体与轴承变形使得轴偏移 θ_b 与联轴器轴向窜动,联轴器由位置 P_1 到位置 P_2 。实际使用过程中,齿轮变形较

小,与轴、轴承相比较,可认为是刚性,计算过程不考虑齿轮对整个评价体系的影响。在齿轮箱系统中,将轴承与轴承座简化为串联弹簧,轴承座的径向、轴向刚度采用有限元方法计算。

根据图 1,可计算出联轴器的径向跳动值 Δ_r 、端面跳动值 Δ_a ,即

$$\Delta_r = 2\delta \tan \theta \leq [\Delta_r], \quad (1)$$

$$\Delta_a = D \sin \theta \leq [\Delta_a], \quad (2)$$

式中: δ 为联轴器的轴向位移, $\delta = F_A / (k_{Ab} + k_{AB})$, k_{Ab} 为轴承轴向刚度, k_{AB} 为轴承座轴向刚度; θ 为联轴器转角; D 为联轴器直径,按 $D = 100$ mm 计算; $[\Delta_r]$ 、 $[\Delta_a]$ 为许用值跳动值,由表 1 查取。

转角 θ 由轴挠曲变形偏移角 θ_a 、轴承与轴承座变形偏移角 θ_b 两部分组成。

$$\theta = \theta_a \pm \theta_b, \quad (3)$$

正号表示叠加关系,负号表示补偿关系。其中,偏移角

$$\theta_b = \arctan \frac{\Delta_{b1} - \Delta_{b2}}{L}, \quad (4)$$

式中 Δ_{b1} 、 Δ_{b2} 分别为轴两端支承弹性变形,包括轴承与轴承座径向弹性变形。

$$\Delta_b = \lambda_b + \lambda_B, \quad (5)$$

式中: λ_b 为轴承径向弹性变形; λ_B 为轴承座径向弹性变形。

轴承刚度定义为内外圈产生单位相对弹性位移所需载荷,具有非线性特征。船用齿轮箱工况稳定,轴承载荷按定值计算,可对轴承刚度进行近似计算。船用齿轮箱通常采用圆柱、锥滚子轴承、深沟球轴承等。刚度计算公式为:

深沟球轴承

$$\psi_r = 32 \ 375 Z D_b^{1/2} \delta_r^{1/2} \cos^{5/2} \alpha, \quad (6)$$

圆柱滚子轴承

$$\psi_r = 10 \ 131 Z l_c^{2/9} \delta_r^{1/9} \cos^{10/9} \alpha, \quad (7)$$

圆锥滚子轴承

$$\psi_r = 41 \ 335 Z l_c^{8/9} \delta_r^{1/9} \cos^{19/9} \alpha, \quad (8)$$

$$\psi_a = 41 \ 335 Z l_c^{8/9} \delta_a^{2/9} \sin^{19/9} \alpha, \quad (9)$$

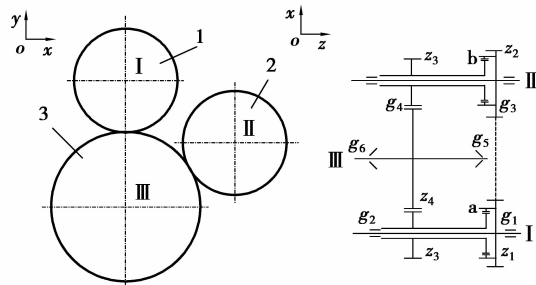
式中: δ_r 、 δ_a 分别为轴承径向、轴向变形; D_b 、 l_c 分别为滚动体直径与长度; Z 为滚动体数目; α 为公称接触角。

根据以上公式,可求得齿轮箱在受载工况下,联轴器的端面与径向跳动值,与表 1 中许用值进行对比,从而综合评价整个系统的刚度。

2 船用齿轮箱刚度评价有限元分析

某船用齿轮箱采用圆柱斜齿轮三轴五齿轮传动

形式,具有顺、倒车两种工况,其传动原理如图 2 所示。



1. 输入轴部件;2. 传动轴部件;3. 输出轴部件;
a. 顺车离合器;b. 倒车离合器; g_i . 轴承代号

图 2 船用齿轮箱传动系统简图

轴 I 为输入轴,轴 II 为传动轴,轴 III 为输出轴。顺车工况时,原动机动力轴 I 输入,离合器 a 与齿轮轴 z_3 啮合,主动齿轮 z_3 与齿轮 z_4 啮合输出。倒车工况时,原动机动力经轴 I 输入带动传动齿轮 z_1 , z_1 与传动齿轮 z_2 啮合,动力传递到轴 II;离合器 b 与齿轮轴 z_3' 啮合,主动齿轮 z_3' 与齿轮 z_4 啮合输出。齿轮箱设计参数见表 2。

表 2 某船用齿轮箱传动参数

| 项 目 | 齿轮 编号 | 齿数 | 模数 /mm | 螺旋角 $\beta/(\circ)$ | 旋向 |
|-----|----------|----|-----------|------------------------|----|
| 输入级 | z_1 | 47 | 4 | 12 | 右 |
| | z_3 | 18 | 4.5 | 12 | 左 |
| 传动级 | z_2 | 47 | 4 | 12 | 左 |
| | z_3' | 18 | 4.5 | 12 | 左 |
| 输出级 | z_4 | 80 | 4.5 | 12 | 右 |

根据设计参数,建立船用齿轮箱装配实体模型。箱体结构复杂,机体上分布有筋板、凸台、轴承孔和各螺栓联接孔等,建模时忽略倒角、凸台等几何特征。边界约束为:箱体底面约束 y 向,两侧支架全约束,如图 3 所示。

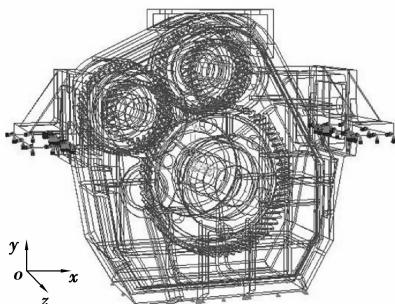


图 3 边界约束

为加快计算,有限元模型中前后箱体接触面、齿轮与轴接触面均采用绑定约束;轴与轴承座间采用弹簧耦合连接,施加轴向与径向弹簧,模拟轴承刚度。刚度值按公式(6)-(9)计算,见表 3。

表 3 轴承刚度

| 轴承号 | 1 | 2/4 | 3 | 5 | 6 |
|-----------------------------|-----|------|-----|-------|-------|
| $\psi_r/(kN \cdot mm^{-1})$ | 374 | 1140 | 361 | 3 359 | 3 724 |
| $\psi_a/(kN \cdot mm^{-1})$ | — | — | — | 1 183 | 1 311 |

船用齿轮箱额定转速 1 800 r/min,传动比为 4.5,传递能力 0.110 kW/(r · min⁻¹)。规定输入端逆时针输入(面对输入端向前看)为顺车工况。根据负载和齿轮参数,计算各工况齿轮啮合力大小,并施加在啮合力方向。计算顺、倒车工况下齿轮箱系统应变云图。其中箱体部分结果如图 4、5。

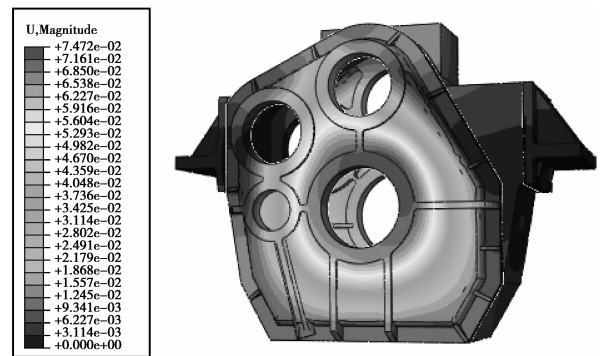


图 4 顺车工况箱体位移云图

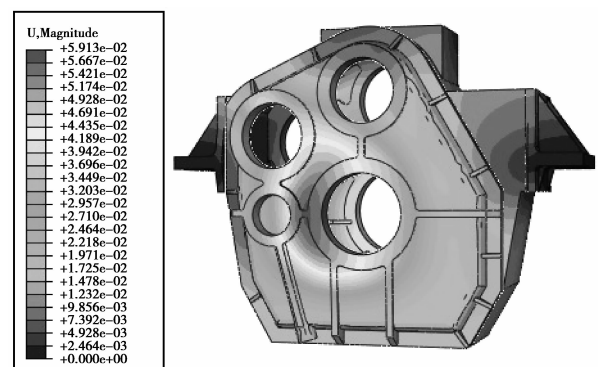


图 5 倒车工况箱体位移云图

由图 4、5 可知,顺车工况下,箱体变形主要集中在输出端轴承座附近,最大综合变形为 0.074 72 mm,应力值为 32.48 MPa,这与顺车工况

下主要由轴 I、III 传递载荷相符,且输出端承受螺旋桨推力,导致输出端轴承部分应力偏大;倒车工况下,箱体变形区域集中在轴 II、III 输出端,最大综合变形为 0.059 13 mm,应力值为 38.69 MPa,倒车工况主要由轴 II、III 传递载荷。根据有限元分析结果,由刚度计算公式,可得输入、输出端轴承座刚度值,如表 4。

表 4 各工况轴承座变形及刚度值

| 项目 | 工况 | X 向 /mm | Y 向 /mm | Z 向 /mm | 刚度 /(kN·mm ⁻¹) | |
|-----|----|------------|------------|------------|-------------------------------|-----|
| | | | | | 径向 | 轴向 |
| 输入端 | 顺车 | 0.003 38 | 0.004 75 | 0.045 62 | 1 822 | 118 |
| | 倒车 | 0.002 48 | 0.004 75 | -0.030 05 | 1 917 | 77 |
| 输出端 | 顺车 | -0.013 76 | -0.005 12 | -0.071 71 | 2 612 | 145 |
| | 倒车 | 0.021 80 | -0.006 47 | 0.042 51 | 2 505 | 158 |

由表 4 可知,轴承座刚度值在顺、倒车工况下存在差异,其中径向刚度明显比轴向刚度大。主要是箱体结构不对称,在各工况下轴承座受力不同,导致箱体轴承座刚度各向异性。由轴承座、轴承刚度与轴挠曲变形,按公式(1)~(5)可得顺、倒车工况轴联轴器的端面与径向跳动值,如表 5。

表 5 各工况联轴器跳动值 mm

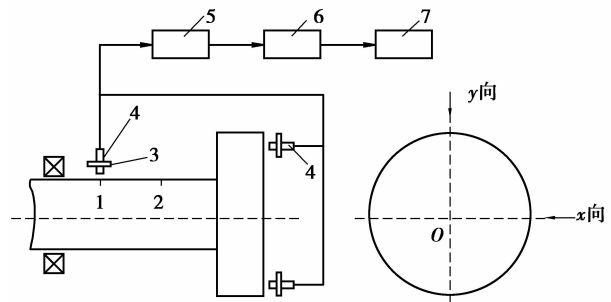
| 项目 | 工况 | 端面跳动值 | | 径向跳动值 | |
|-----|----|----------|------|----------|------|
| | | 许用值 | 许用值 | 许用值 | 许用值 |
| 输入轴 | 顺车 | 0.051 83 | 0.12 | 5.092e-5 | 0.20 |
| | 倒车 | 0.017 30 | 0.12 | 9.480e-6 | 0.20 |
| 输出轴 | 顺车 | 0.043 58 | 0.07 | 4.818e-5 | 0.12 |
| | 倒车 | 0.043 73 | 0.07 | 3.719e-5 | 0.12 |

由表 5 知,在顺车工况下,输出联轴器端面与径向跳动值比输入联轴器跳动值小,主要原因是顺车工况时螺旋桨推力主要作用在齿轮箱轴承 5 处,导致箱体输入端整体变形较大;在倒车工况下,输出联轴器端面与径向跳动值比输入联轴器跳动值大,主要是倒车工况时螺旋桨推力主要作用在齿轮轴承 6 处,导致箱体输出端整体变形较大。同时,输入端联轴器跳动值在顺、倒车工况下的变化较大,该现象是由输入端轴承座刚度变化较大引起的。输出端联轴器跳动值变化不大,刚度值差异很小。由箱体结构可知,输出轴承座附近肋板较多,各向刚度值差异较

小,而输入轴承座处,受空间限制,肋板较少,在顺、倒车工况时刚度值变化明显。对比顺、倒车两种工况联轴器跳动值,均满足刚度要求。

3 船用齿轮箱刚度评价实验

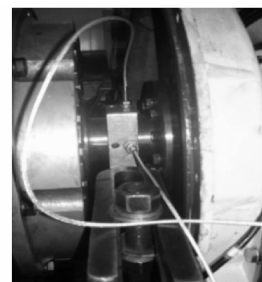
根据理论分析结果,对该船用齿轮箱进行实验研究,验证刚度评价体系的正确性。考虑齿轮轴属于高速旋转,采用非接触式测试联轴器跳动,测试原理如图 6 所示。



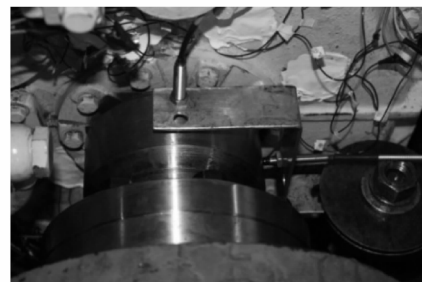
1. 内测点;2. 外侧点;3. 支架;4. 电涡流传感器;
5. 前置放大器;6. A/D 转换器;7. 计算机

图 6 旋转轴跳动测试原理图

齿轮轴外延端内外测点分别测试 x 、 y 方向径向跳动值,联轴器端部垂直方向对称安装 2 个探头测试端面跳动值。传感器与被测点的距离按照线性中点位置安装。根据内外测点径向跳动值计算出联轴器偏转角 θ ,结合端面两测点跳动差值 δ ,由公式(1)、(2)可得联轴器跳动值。测点布置如图 7。



(a) 输入轴测点布置



(b) 输出轴测点布置

图 7 测点布置

额定工况下进行测试,选择内外测点轴向距离为 $l_{12}=20$ mm。选取部分测试结果如图8。

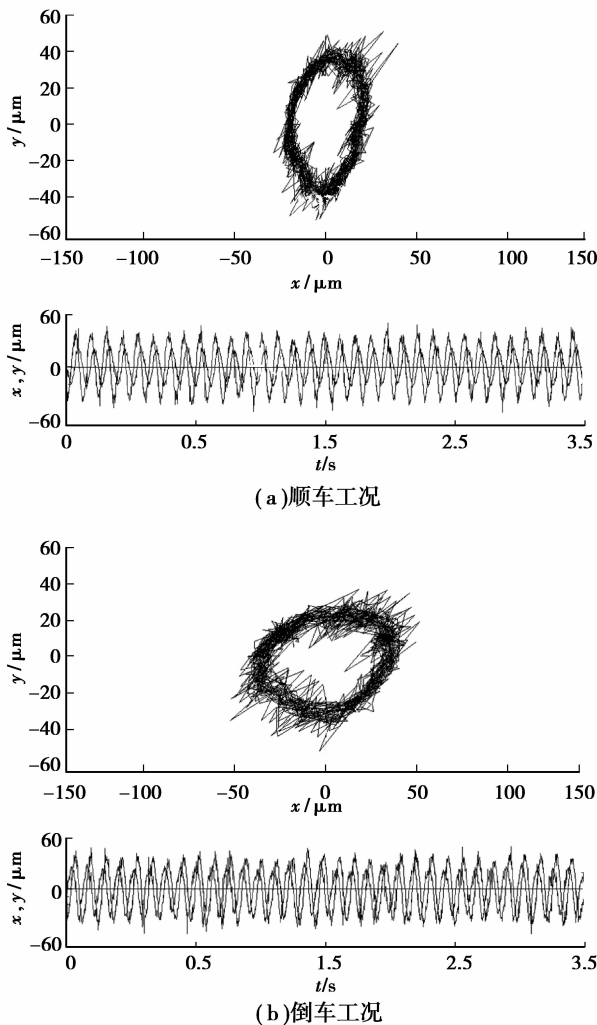


图8 额定工况输入轴跳动时域曲线与轴心轨迹

由于齿轮箱系统振动影响,轴心轨迹呈现椭圆分布。对时域信号频谱分析,知其频率与输出轴转频相等,且测点径向位移均在0.06 mm以下,满足刚度要求。在顺车工况下,轴心轨迹椭圆沿y向,在倒车工况下,轴心轨迹椭圆向右倾斜,产生上述现象原因是顺车工况由轴I、III传动,轴I径向啮合力沿y向,倒车工况由轴I、II与III传动,轴I径向啮合力向右倾斜。由于齿轮本身振动,导致轴心轨迹线出现毛刺。采用各测点的有效值用公式(1)(2)得到联轴器各项跳动值,结果如表6。

表6 额定工况联轴器跳动值

mm

| 项目 | 工况 | 端面跳动值 | | | 径向跳动值 | | |
|-----|----|----------|----------|-------|------------------------|------------------------|------|
| | | 测量值 | 计算值 | 误差/% | 测量值 | 计算值 | 误差/% |
| 输入轴 | 顺车 | 0.046 28 | 0.051 83 | 10.71 | 5.272×10^{-5} | 5.095×10^{-5} | 3.48 |
| | 倒车 | 0.019 20 | 0.017 30 | 10.99 | 8.639×10^{-6} | 9.480×10^{-6} | 8.87 |
| 输出轴 | 顺车 | 0.048 13 | 0.043 58 | 10.44 | 4.759×10^{-5} | 4.818×10^{-5} | 1.21 |
| | 倒车 | 0.044 06 | 0.043 73 | 7.16 | 3.956×10^{-5} | 3.719×10^{-5} | 6.38 |

由表6知,测试值均较理论值偏大,这主要是由于现场测试过程中,齿轮箱系统在激励作用下产生振动,导致联轴器跳动值偏大;同时理论计算没有考虑各种安装误差对跳动值的影响,导致理论计算值偏小。通过理论计算与实验测试结果对比,误差在11%以内,进而验证了理论分析的可靠性,说明建立的船用齿轮箱刚度评价模型是有效的。

4 结 论

1)结合船用齿轮箱使用技术标准,考虑轴、轴承、箱体等变形及相互关系,提出以联轴器跳动值作为船用齿轮箱刚度评价的新方法,并给出定量计算公式,为齿轮箱刚度评价提供理论依据。

2)建立船用齿轮箱刚度评价有限元模型,计算出轴承、轴承轴刚度与轴挠度变形。根据该评价方法,计算出船用齿轮箱在顺、倒车工况下输入、输出端联轴器的端面与径向跳动值,满足刚度要求。

3)采用非接触式测量方法,在齿轮传动试验台上对该船用齿轮箱进行刚度测试,得出输入轴、输出轴联轴器端面跳动值和径向跳动值。对比测试结果与理论分析,说明该评价方法是有效的。

参考文献:

- [1] JIANG L D, CHANG S, DAI G H, et al. Fault diagnosis and analysis for marine planetary gearbox [J]. Key Engineering Materials, 2009, 419/420: 149-152.

- [2] BLAKE G, MARGETTS M, SILVERTHORNE W. Gear failure analysis involving grinding burn[EB/OL]. (2009-02-01). <http://www.geartechnology.com/issues/0109x/blake.pdf>.
- [3] NETPU S, SRICHANDR P. Failure analysis of a herringbone gear[J]. *Key Engineering Materials*, 2011, 462/463:366-371.
- [4] BOURDON A, BORDEGARAY C. Comparative studies of several models of rolling bearing stiffness on the dynamic behaviour of an automotive gearbox[J]. *Mecanique & Industries*, 2007, 8(1):35-49.
- [5] 朱才朝, 闫春爱, 李华斌, 等. 大功率船用齿轮箱振动与结构噪声试验[J]. *重庆大学学报*, 2011, 34(6):20-25.
ZHU CAI-CHAO, YAN CHUN-AI, LI HUA-BIN, et al. Experimental study on vibration and structure noise of marine gear box with heavy load[J]. *Journal of Chongqing University*, 2011, 34(6):20-25.
- [6] MCKENNA K G, CAREY J, LEON N Y, et al. High performance industrial gear lubricants for optimal reliability [EB/OL]. (2010-10-01). <http://www.powertransmission.com/issues/1010/mckenna.pdf>.
- [7] INALPOLAT M, KAHRAMAN A. A theoretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 323 (3/5):677-696.
- [8] HE S, ROOK T, SINGH R. Construction of semianalytical solutions to spur gear dynamics given periodic mesh stiffness and sliding friction functions[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2008, 130(12):122601-122609.
- [9] HUANG K J. Dynamic analysis of gear pairs with a gross motion effect using the dynamic stiffness matrix method[J]. *Journal of Multi-body Dynamics*, 2010, 224(2):203-210.
- [10] ZHU C C, LU B, SONG C S, et al. Dynamic analysis of a heavy duty marine gearbox with gear mesh coupling[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2009, 223(1):2531-2547.
- [11] 李杰, 王乐勤. 1.5 MW 风力发电齿轮箱箱体的有限元分析[J]. *太阳能学报*, 2008, 29(11):1438-1443.
LI JIE, WANG LE-QIN. Finite element analysis of 1.5 MW windpower gearbox housing [J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2008, 29(11):1438-1443.
- [12] 朱才朝, 陆波, 宋朝省, 等. 大功率船用齿轮箱系统耦合非线性动态特性研究[J]. *机械工程学报*, 2009, 45(9):31-35.
ZHU CAI-CHAO, LU BO, SONG CHAO-SHENG, et al. Research on nonlinear coupling dynamic characteristics of large burden marine gearbox [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(9):31-35.
- [13] 王海霞, 朱才朝, 张磊, 等. 大型船用齿轮箱传动系统动态耦合特性[J]. *重庆大学学报*, 2010, 33(1):12-18.
WANG HAI-XIA, ZHU CAI-CHAO, ZHANG LEI, et al. Dynamical coupling characteristics of large marine gearbox transmission system[J]. *Journal of Chongqing University*, 2010, 33(1):12-18.
- [14] POP P A, BEJINARU-MIHOC G, OLARU I. Stiffness analysis of gear shaping machine in radial direction with gear wheel-cutter[C]// *Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, November 13-19, 2009, Lake Buena Vista, Florida, USA. [S. l.]: ASME, 2010, 4:623-630.
- [15] HEDLUND J, LEHTOVAARA A. A parameterized numerical model for the evaluation of gear mesh stiffness variation of a helical gear pair[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2008, 222(7):1321-1327.
- [16] 杜雪松, 朱才朝, 刘伟辉, 等. 船用齿轮箱刚度评价方法的研究[J]. *船舶力学*, 2012, 16(1/2):165-170.
DU XUE-SONG, ZHU CAI-CHAO, LIU WEI-HUI, et al. Study on stiffness evaluation methods for maine gearbovx [J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2012, 16(1/2):165-170.

(编辑 张 苹)