

文章编号: 1000-582X(2011)08-048-07

GWC6066 船用齿轮箱振动噪声分析及试验

刘 文¹, 林腾蛟¹, 吕和生^{1,2}

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044; 2. 重庆齿轮箱有限责任公司, 重庆 402263)

摘 要: 采用弹簧单元模拟轮齿啮合刚度, 杆单元模拟箱体间的联结螺栓, 弹簧阻尼单元模拟滑动轴承和滚动轴承, 建立由齿轮、传动轴、轴承和箱体等组成的 GWC6066 船用齿轮箱动态有限元分析模型及声学边界元模型; 分析了齿轮箱在内部动态激励下的动态响应, 预估了齿轮箱的振动烈度、结构噪声及空气噪声, 并对齿轮箱进行实验模态分析及振动噪声测试, 与仿真结果对比分析, 二者吻合良好。

关键词: 船用齿轮箱; 动态响应; 振动; 噪声

中图分类号: TH113.1

文献标志码: A

Analysis and test on vibration and acoustic noise of GWC6066 marine gearbox

LIU Wen¹, LIN Teng-jiao¹, LV He-sheng^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China; 2. Chongqing Gearbox Co. Ltd., Chongqing 402263, P. R. China)

Abstract: The mesh stiffness of gear tooth is simulated by spring elements, the connected bolt between various housings are simplified as bar elements, and the sliding bearing and rolling bearing are simplified as spring dumping elements. Based on them, the gear-shaft-bearing-housing coupled finite element model and boundary element model of GWC6066 marine gearbox are established. Finally, the dynamic response under internal dynamic excitation is analyzed and the vibration severity, structural-borne noise and air-borne noise of the gear system are forecasted. Through the experimental modal analysis of gear system, and the test of vibration response and air pressure, the natural frequencies, vibration severity, structural-borne noise and air-borne noise are obtained. Compared with numerical results, two results show good agreement.

Key words: marine gearbox; dynamic response; vibrations; acoustic noise

齿轮系统运行时, 由于同时参与啮合轮齿对数的变化、轮齿受载产生的弹性变形以及齿轮加工装配误差等原因, 齿轮副将产生动态啮合激励并引起振动, 经传动轴及轴承传递至轴承座及箱体, 激起箱体振动并辐射噪声^[1]。在齿轮系统设计阶段就对其振动响应及声辐射特性进行研究, 从而制定合理的减振降噪

措施^[2], 已成为目前齿轮系统设计中一项重要任务。因此通过理论分析, 借助有限元法及边界元法对齿轮系统振动噪声进行数值仿真及试验研究具有重要的理论意义和工程实用价值。

齿轮系统的振动噪声一直受到人们的广泛关注, 振动响应的分析方法包括集中参数法^[3-5]或有限

收稿日期: 2011-02-28

基金项目: 国家科技支撑计划资助项目(2011BAF09B07); 重庆市自然科学基金计划资助项目(CSTC, 2009BB3201)

作者简介: 刘文(1968-), 男, 博士, 主要从事计算机辅助工程分析、机械动力学研究, (E-mail) liuwen@cqu.edu.cn。

元法^[6-8],还可将 2 种方法结合运用^[9-10]。分析振动响应时,首先计算齿轮系统的内部动态激励^[11-12],然后将内部动态激励施加在齿轮副上,最后通过求解微分方程得到其振动响应,还可进一步对振动响应进行频谱分析,从而预估齿轮系统的振动烈度及结构噪声^[7]。对于齿轮系统辐射噪声,有限元法及边界元法是广泛运用的声学数值仿真方法^[13-15]。分析时,以箱体表面振动为边界条件,经仿真计算可得到箱体外表面声压、声强等声学量,进而预估系统的空气噪声^[14]。

在利用有限元法对整个齿轮装配系统进行动态特性分析时,如何建立较为精确的有限元分析模型,这些文献未作介绍。笔者利用 ANSYS 软件,在齿轮副间建立弹簧单元以模拟轮齿啮合刚度,在轴与轴承座间建立弹簧单元以模拟轴承支承刚度;用杆单元模拟箱体间的联结螺栓,建立了包括齿轮、轴、轴承和箱体的整个系统的有限元动力分析模型,对 GWC6066 船用齿轮箱在内部动态激励下的振动响应进行了仿真,预估其振动烈度及结构噪声。在此基础上,利用 SYSNOISE 软件,建立齿轮箱的边界元模型,将振动响应分析结果作为边界条件加载到边界元模型中,分析齿轮箱的声辐射特性,预估其空气噪声,并通过振动噪声测试验证仿真结果。

1 齿轮系统内部动态激励

GWC6066 船用齿轮箱工作过程分别沿正车、倒车两条线路执行,正车为两级传动,倒车为三级传动。各级齿轮参数如表 1 所示。

表 1 齿轮系统参数

| | 中心距/ mm | 模数/ mm | 齿数比 | 齿宽/ mm | 螺旋角/ (°) | 精度 等级 |
|----|------------|-----------|-------|-------------|-------------|----------|
| 输入 | 660 | 14 | 42/48 | 146.5/146.5 | 12 | 6 |
| 输出 | 660 | 12 | 21/86 | 320/320 | 8 | 6 |
| 反向 | 600 | 12 | 48/48 | 140/140 | 12 | 6 |

内部激励包括刚度激励、误差激励和啮合冲击激励。刚度激励是一种参数激励,啮合冲击是一种载荷激励,误差激励是一种位移激励。本文采用三维冲击动力接触有限元混合法计算啮合冲击时的动态激励^[11-12]。图 1 给出了输入 750 r/min,400 kW 时输入级与输出级齿轮副内部动态激励曲线。

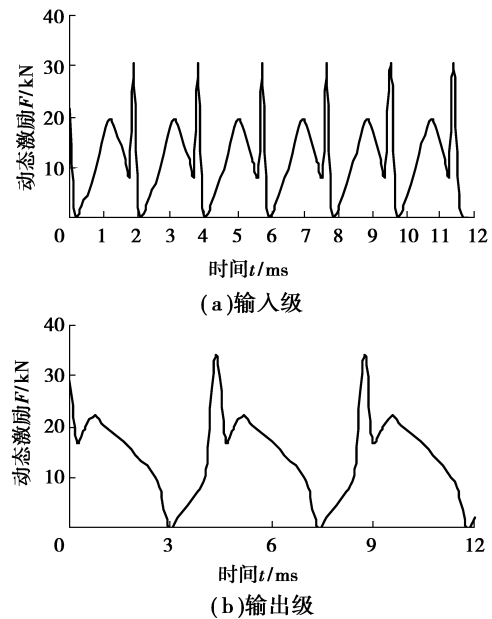


图 1 齿轮副内部动态激励

2 船用齿轮箱动态响应分析

2.1 有限元分析模型

利用 ANSYS 软件分别对 GWC6066 船用齿轮箱箱体及包括齿轮、传动轴、轴承和箱体的整个系统建立动力有限元分析模型,有限元网格如图 2 所示。齿轮箱箱体模型共计 86 418 个节点,317 154 个单元;整个齿轮系统模型共计 130 666 个节点,476 902 个单元,其中杆单元 76 个,弹簧单元 56 个。

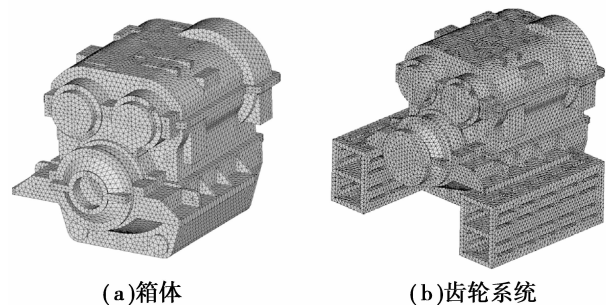


图 2 动力有限元分析模型

2.2 振动模态分析

通过模态分析可对齿轮传动系统的转速是否合理,齿轮箱结构有无薄弱环节做出判断,并可据此对箱体结构进行优化设计,从而避开其固有频率。本节应用 ANSYS 软件分别求解箱体及齿轮系统的固有频率和固有振型。图 3 给出了箱体及整个齿轮系统的第 1 阶固有振型,表 2 和表 3 分别为箱体及整个齿轮箱前 10 阶固有频率及振型。

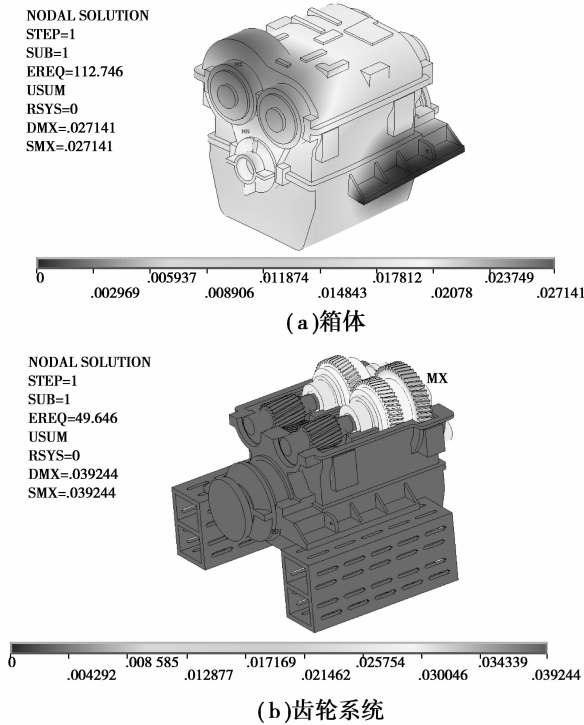


图 3 齿轮系统第 1 阶固有振型

表 2 齿轮箱箱体前 10 阶固有频率及振型

| 模态阶次 | 频率/Hz | 振型特征 |
|------|--------|----------------|
| 1 | 112.75 | 箱体绕 X 轴摆动 |
| 2 | 162.71 | 箱体及轴承座绕 X 轴摆动 |
| 3 | 178.68 | 箱体绕 Z 轴摆动 |
| 4 | 179.12 | 轴承座绕 X 轴摆动 |
| 5 | 240.93 | 箱体及轴承座绕 Y 轴扭摆动 |
| 6 | 243.11 | 箱体沿 Y 向伸缩 |
| 7 | 262.24 | 箱体沿 Z 向伸缩 |
| 8 | 289.87 | 箱体及轴承座扭摆 |
| 9 | 304.65 | 下箱体底部 Z 向伸缩 |
| 10 | 329.86 | 箱体沿 Y 向伸缩 |

表 3 齿轮系统前 10 阶固有频率及振型

| 模态阶次 | 频率/Hz | 振型特征 |
|------|--------|---------------------------|
| 1 | 49.65 | 输入轴、正车轴、倒车轴转动 |
| 2 | 67.27 | 齿轮轴、输出轴转动 |
| 3 | 76.78 | 输入轴、输出轴转动,箱体绕 Y 轴摆动 |
| 4 | 94.83 | 箱体绕 X 轴扭摆,输入轴转动 |
| 5 | 101.07 | 输入轴、输出轴及轴承座沿 Z 向移动 |
| 6 | 102.34 | 箱体绕 Z 轴摆动,输出轴沿 Y 向移动 |
| 7 | 110.41 | 输出轴绕 X 轴摆动,输入轴、正车轴沿 Y 向移动 |
| 8 | 115.40 | 箱体、传动轴沿 Z 向移动 |
| 9 | 119.46 | 箱体绕 Z 轴摆动,齿轮轴、输出轴转动 |
| 10 | 140.48 | 输入轴、正车轴转动 |

2.3 振动响应分析

齿轮系统动力学方程可表示为:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{P(t)\} \quad (1)$$

式中, $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为系统的质量、阻尼和刚度矩阵; $\{x(t)\}$ 、 $\{\dot{x}(t)\}$ 、 $\{\ddot{x}(t)\}$ 分别为节点位移、速度和加速度向量; $\{P(t)\}$ 为动态激励向量。

采用 Newmark- β 法求解齿轮系统的动力响应, 求解步为 640 步, 时间步长 $\Delta t = 0.27099$ ms, 即对系统进行持续时间为 173 ms 的振动响应分析。图 4 给出了齿轮箱 8 个计算节点及实验测试点位置。图 5 给出了节点 18912 的垂向振动响应时域曲线。

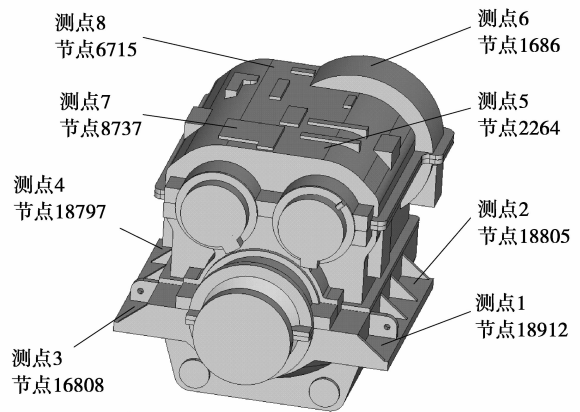
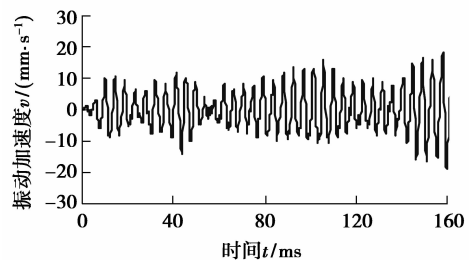
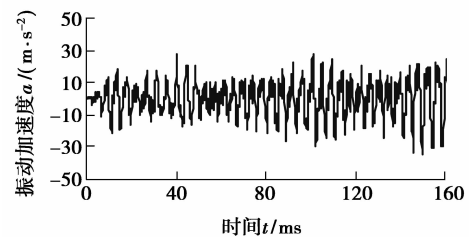


图 4 齿轮箱节点位置



(a) 振动速度



(b) 振动加速度

图 5 齿轮箱表面节点 18912 垂向振动响应曲线

2.4 船用齿轮箱振动烈度计算

振动烈度是表示系统振动强烈程度的量, 采用

指定点振动速度在频率从 10~1 000 Hz 范围内有效值的合成值来表征振动烈度,即

$$V_s = \sqrt{\left[\frac{\sum V_x}{N_x}\right]^2 + \left[\frac{\sum V_y}{N_y}\right]^2 + \left[\frac{\sum V_z}{N_z}\right]^2} \quad (2)$$

式中, V_s 为振动烈度; V_x 、 V_y 、 V_z 分别为 X、Y、Z 方向上的振动速度有效值; N_x 、 N_y 、 N_z 分别为 X、Y、Z 方向上的点数。

对振动速度时域响应进行傅立叶变换,得到其频域响应并进行分析计算,获得各计算节点振动速度的有效值,如表 4 所示。由式(2)计算可得系统振动烈度为 18.53 mm/s。

表 4 各节点振动速度计算值 (mm/s)

| 测点 | 速度 | | |
|-------|------|------|------|
| | X 向 | Y 向 | Z 向 |
| 18912 | 5.68 | 6.54 | 6.94 |
| 18805 | 4.35 | 5.21 | 6.56 |
| 16808 | 7.46 | 8.79 | 8.41 |
| 18797 | 7.36 | 8.78 | 9.61 |
| 2264 | 13.1 | 13.2 | 14.0 |
| 1686 | 10.6 | 11.7 | 12.8 |
| 8737 | 15.3 | 13.2 | 17.7 |
| 6715 | 14.0 | 17.7 | 17.2 |

2.5 船用齿轮箱结构噪声分析

将齿轮箱上任意点的振动加速度时域响应进行分析处理,即可得到加速度级 1/3 倍频程结构噪声,如图 6 所示。

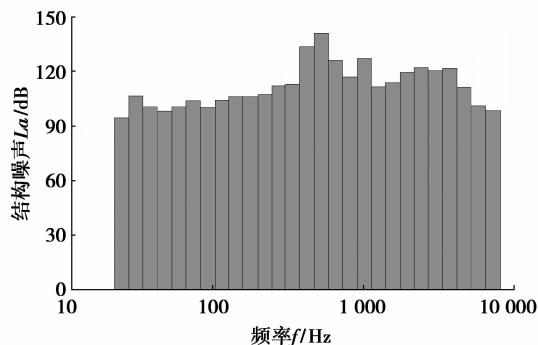


图 6 节点 18912 垂向振动加速度结构噪声直方图

经计算可得节点 18912、18805、16808 及 18797 的加速度总振级分别为 141.99、136.21、143.47 及 139.59 dB。

由图 6 可知,当输入转速为 750 r/min 时,箱体表面节点 18912 的垂向加速度级 1/3 倍频程结构噪

声的最大值出现在 500 Hz 频率段,该频率成份为输入级齿轮啮合频率(525 Hz)。可见齿轮箱结构噪声主要由齿轮啮合振动引起的。

3 船用齿轮箱空气噪声预估

3.1 船用齿轮箱声学边界元模型

采用 SYSNOISE 软件的直接边界元法对齿轮系统进行分析,求得箱体外表面声学量并进行系统空气噪声预估。图 7 给出了齿轮箱箱体表面的声学边界元模型,共计 38 637 个节点,77 278 个单元。

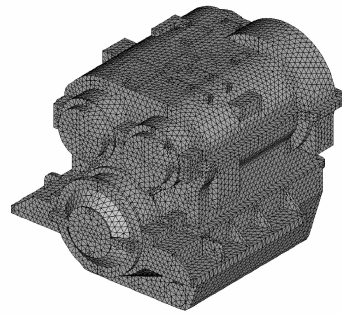


图 7 齿轮系统声学边界元模型

3.2 船用齿轮箱空气噪声分析结果

将箱体外表面所有节点的振动频域响应施加到声学分析模型的对应节点作为其边界条件,仿真计算可得到箱体表面声学量,包括箱体外表面声压、声强等。图 8 给出了齿轮箱外表面 31.5 Hz 频率段的声压分布图。

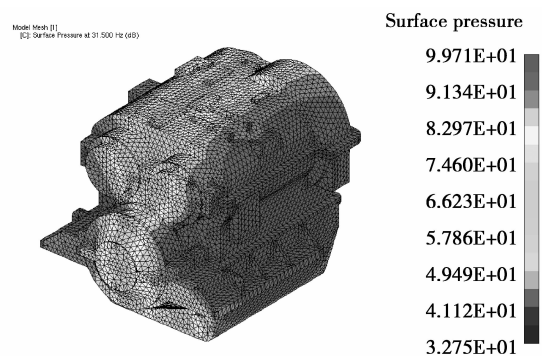


图 8 箱体外表面声压分布图

齿轮箱体外表面声学量是计算场点空气噪声的基础,求解得到外表面声学量后可进行场点的空气噪声计算。声压级空气噪声定义为

$$L_p = 20 \lg \frac{p}{p_0} \quad (9)$$

式中, L_p 为声压级空气噪声,单位(dB); p 为计算场点声压(Pa); p_0 为基准声压, $p_0 = 2 \times 10^{-5}$ Pa。

在箱体两侧距箱体表面 1 m 处设置 4 个场点, 计算其 A 计权倍频程声压级空气噪声。图 9 为齿轮系统空气噪声场点布置图。图 10 给出了齿轮箱各场点的空气噪声 A 计权倍频程声压级曲线。

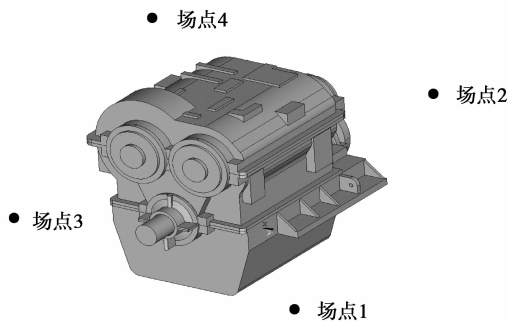


图 9 空气噪声场点布置图

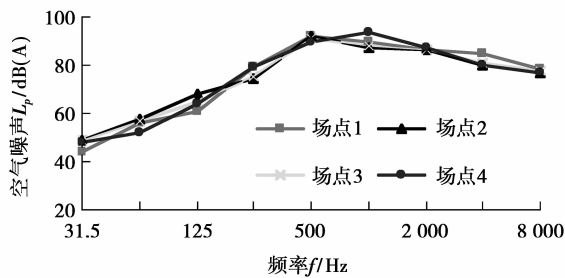


图 10 各场点声压级空气噪声曲线

由图 10 可知, 场点 1~3 的 A 计权声压级空气噪声在 500 Hz 处达到最大值, 分别为 92.2、92.1 及 91.5 dB(A), 而场点 4 的空气噪声则在 1 kHz 处达到最大值, 为 93.4 dB(A), 各场点总声压级分别为 94.45、94.46、94.34 及 95.96 dB(A)。

4 实验模态分析及振动噪声测试

4.1 实验模态测试方法及测试设备

模态及响应测试仪器包括聚能力锤、YFF-6-025 力传感器、B&K4382 加速度传感器、DLF-8 四合一功能放大器及 INV306U-5260 智能信号采集处理分析仪等。振动测试实验台架如图 11 所示。对船用齿轮箱进行模态测试时, 采用单点激励多点响应方式, 用复模态 GLOBAL 法进行模态拟合。响应测试时, 加速度传感器测得的振动信号经放大器放大后进入智能信号采集处理分析仪进行采集记录及分析。

对齿轮箱箱体进行模态测试时, 为确保齿轮箱箱体各个方向都能产生足够的激励, 采用倾斜激励方式, 用聚能力锤锤击箱盖倾斜面上的激励点, 由力传感器提取锤击力。响应测点均匀分布在箱体表

面, 用加速度传感器提取各测点的法向振动加速度。

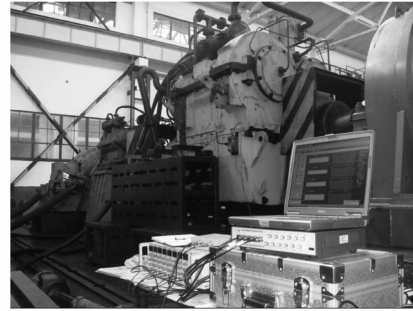


图 11 振动噪声测试实验台架

4.2 测试结果

4.2.1 模态测试

利用智能信号采集处理分析仪对测试数据进行传递函数分析, 根据传函曲线的峰值点, 采用集总平均方式确定模态阶数, 最后以复模态法进行模态拟合, 得到箱体的前十阶模态。图 12 为输入激励信号及齿轮系统在箱体侧面某拾振点横向输出响应信号的传递函数及相干系数曲线。

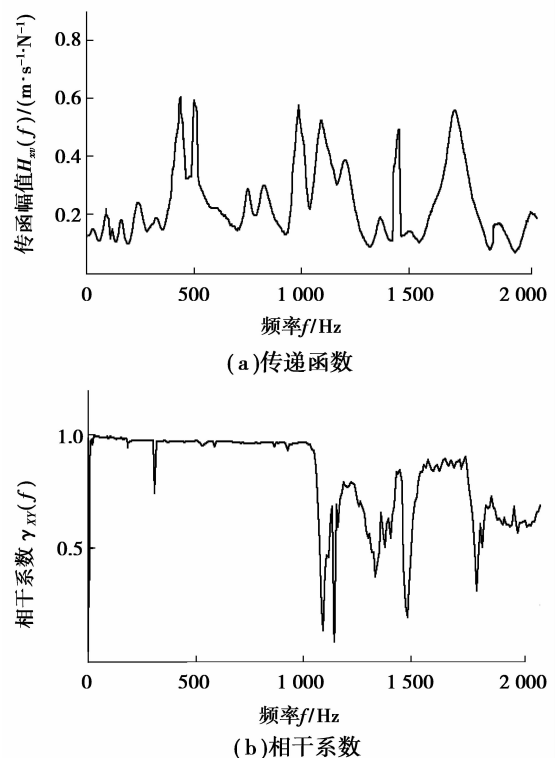


图 12 输入激励及振动响应传递函数及相干系数

表 5 给出了箱体各阶固频的测试值与分析值。由表 2 可知, 箱体的第 2 阶模态主要体现为轴承盖 Z 向伸缩, 第 8 阶模态主要为轴承盖 Z 向摆动, 而第

9 阶模态体现为下箱体底部 Z 向伸缩,这些部位由于空间位置的限制,没有布置传感器,所以测试结果未体现这几阶模态。而其他阶模态,测试值与分析值间的误差在 8% 以下,理论计算值与实验测得值基本吻合。

表 5 箱体各阶模态的固有频率

| 模态阶数 | 实验值/Hz | 理论值/Hz | 误差/% |
|------|--------|--------|------|
| 1 | 105.65 | 112.75 | 6.7 |
| 2 | — | 162.71 | — |
| 3 | 170.34 | 178.68 | 4.9 |
| 4 | 193.65 | 179.12 | 7.5 |
| 5 | 224.35 | 240.93 | 7.4 |
| 6 | 251.32 | 243.11 | 3.3 |
| 7 | — | 262.24 | — |
| 8 | — | 289.87 | — |
| 9 | — | 304.65 | — |
| 10 | 345.78 | 329.86 | 4.6 |

4.2.2 振动烈度测试

利用智能信号采集处理分析仪对采集的振动速度时域曲线进行傅立叶变换,可得各测点振动速度在频率 10~1 000 Hz 范围内的有效值,如表 6 所示,按式(2)计算可得齿轮箱的振动烈度为 20.13 mm/s。

表 6 各测点振动速度 (mm/s)

| 测点 | 速度 | | |
|----|------|------|-------|
| | X 向 | Y 向 | Z 向 |
| 1 | 6.24 | 5.56 | 7.36 |
| 2 | 5.66 | 5.79 | 6.12 |
| 3 | 7.78 | 9.24 | 8.96 |
| 4 | 7.87 | 9.21 | 10.38 |
| 5 | 15.3 | 16.5 | 18.5 |
| 6 | 11.7 | 13.0 | 14.4 |
| 7 | 16.9 | 14.5 | 19.1 |
| 8 | 14.4 | 16.5 | 17.3 |

从表 4 及表 6 可知,齿轮箱振动烈度有限元计算值为 18.53 mm/s,测试结果为 20.13 mm/s,误差为 7.95%。

4.2.3 结构噪声测试

对图 4 所示箱体基座 4 个测点进行测试,将实测加速度进行频谱分析及 1/3 倍频程处理,可得测

点 1-4 的加速度总振级分别为 139.18、134.12、139.22 及 136.79 dB。图 13 给出了测点 1 的加速度级 1/3 倍频程结构噪声测试值与计算值的对比曲线。

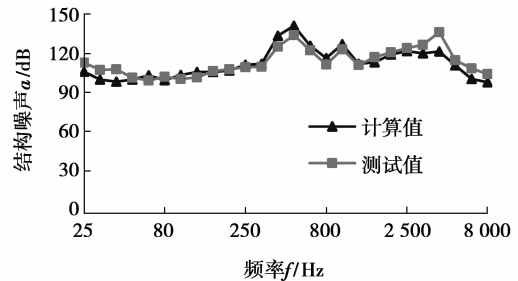


图 13 测点 1 结构噪声

由图 13 可见,箱体表面实测结构噪声值与有限元分析值在各个频段基本吻合,峰值的频率成份为齿轮啮合频率或啮合频率的倍频。从各点的总振级来看,计算值比测试值略大,误差为 3.05%。

4.2.4 空气噪声测试

各测点总声压级分别为 91.32、91.40、90.89 及 91.14 dB(A)。图 14 给出了测点 2 的 A 计权倍频程空气噪声测试值与计算值的对比曲线。

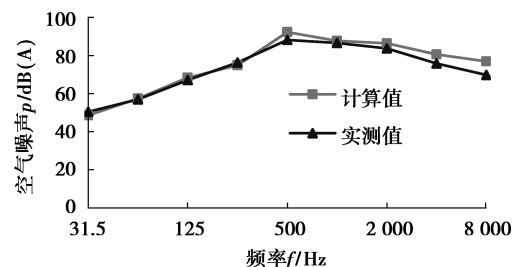


图 14 测点 2 空气噪声计算值与测试值对比

由图 14 可知,测点 2 的 A 计权声压级空气噪声在 500 Hz 处达到最大值,为 87.96 dB(A),其计算值也在 500 Hz 处达到最大值,为 92.1 dB(A),误差为 4.5%。

5 结 论

1)建立了包括齿轮、传动轴、轴承和箱体等组成的整个船用齿轮箱动力有限元分析模型,计算了齿轮箱的固有模态和动态响应,并预估了振动烈度及结构噪声。

2)建立箱体声学仿真模型,以齿轮箱外表面频域响应为声学分析的边界条件,用直接边界元法计算箱体外表面声学量,预估齿轮箱的空气噪声。

3)采用单点激励多点响应方式,对船用齿轮箱进行了实验模态分析,实测结果与有限元仿真结果基本吻合。

4)齿轮箱振动噪声分析及测试结果表明,结构噪声及空气噪声最大值均出现在啮合频率或其倍频附近,仿真值与测试值吻合良好。

参考文献:

- [1] ABBES M S, BOUAZIZ S, CHAARI F, et al. An acoustic-structural interaction modeling for the evaluation of a gearbox radiated noise[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2008, 50(3): 569-577.
- [2] GUAN Y H, LIM T C, SHEPARD W S, et al. Experimental study on active vibration control of a gearbox system[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 282(3/5): 713-733.
- [3] LEE A S, HA J W, CHOI D H. Coupled lateral and torsional vibration characteristics of a speed increasing geared rotor-bearing system[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 263(4): 725-742.
- [4] 王立华, 黄亚宇, 李润方, 等. 弧齿锥齿轮传动系统的非线性振动特性研究[J]. *中国机械工程*, 2007, 18(3): 260-264.
WANG LI-HUA, HUANG YA-YU, LI RUN-FANG, et al. Study on nonlinear vibration characteristics of spiral bevel transmission system[J]. *China Mechanical Engineering*, 2007, 18(3): 260-264.
- [5] 王海霞, 朱才朝, 张磊, 等. 大型船用齿轮箱传动系统的动态耦合特性[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.
- [6] 唐勇, 张志强, 唐胜利, 等. 双渐开线齿轮的模态与振动响应[J]. *重庆大学学报*, 2006, 29(10): 61-64.
TANG YONG, ZHANG ZHI-QIANG, TANG SHENG-LI, et al. The mode and vibration response of the double involute gear [J]. *Journal of Chongqing University*, 2006, 29(10): 61-64.
- [7] 刘文, 林腾蛟, 李润方, 等. 新型少齿差减速器动态特性分析及实验研究[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(7): 22-27.
LIU WEN, LIN TENG-JIAO, LI RUN-FANG, et al. Dynamic characteristic analysis and experimental research of a new type reducer with small tooth number difference[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2009, 28(7): 22-27.
- [8] ZENG W, ZHU X Z, WEI Z J. Study on nonlinear dynamic response of the gear-shaft-housing coupling system [C] // 2010 International Conference on Advanced Mechanical Engineering, September 4-5, 2010, Luoyang, China; AME 2010: 805-808.
- [9] AMBARISHA V K, PARKER R G. Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2010, 302(3): 577-595.
- [10] ABBES M S, TRIGUI M, CHAARI F, et al. Dynamic behaviour modelling of a flexible gear system by the elastic foundation theory in presence of defects [J]. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 2010, 29(5): 887-896.
- [11] AJMI A, VELEX P. A model for simulating the quasi-static and dynamic behaviour of solid wide-faced spur and helical gears [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2005, 40(2): 173-190.
- [12] LIN T, OU H, LI R. A finite element method for 3D static and dynamic contact/impact analysis of gear drives [J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2007, 196(9/12): 1716-1728.
- [13] 曾泽君, 邵忍平, 胡军辉. 齿轮结构振动声学特性数值分析[J]. *科学技术与工程*, 2007, 7(12): 2950-2952.
ZENG ZE-JUN, SHAO REN-PING, HU JUN-HUI. Numerical analysis of vibro-acoustic characters of gear structure [J]. *Science Technology and Engineering*, 2007, 7(12): 2950-2952.
- [14] 林腾蛟, 廖勇军, 李润方, 等. 齿轮箱动态响应辐射噪声数值仿真[J]. *重庆大学学报*, 2009, 32(8): 892-896.
LIN TENG-JIAO, LIAO YONG-JUN, LI RUN-FANG, et al. Numerical simulation of dynamic response and radiation noise of gearbox [J]. *Journal of Chongqing University*, 2009, 32(8): 892-896.
- [15] OHTA K, IKEDA K, ZHENG G Z, et al. Vibration response and noise radiation of engine block coupled with the rotating crankshaft and gear train [J]. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers: Part C*, 2009(75): 789-795.

(编辑 张小强)