

文章编号:1006-1355(2019)01-0078-06

船舶推进轴系动态负荷测量方法研究

贺威¹, 贺志文¹, 谌勇^{1,2}, 陈锋^{1,2}, 华宏星^{1,2}

(1. 上海交通大学 机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240;
2. 高新船舶与深海开发装备协同创新中心, 上海 200240)

摘要: 船舶推进轴系在运转中承受着复杂的负荷和应力, 良好的承载状态对船舶长期安全航行具有重要意义。设计一种基于应变片的无线遥测系统, 以实现不同对中状态下的轴系动态负荷测量。根据不同截面测得的应变数据结合建立的单支点负荷计算模型, 求得各轴承的实际负荷。在搭建的轴系缩比试验台上测得的负荷值与通过有限元模型仿真求得的负荷值相差不大, 证明了该测试方法的可靠性。

关键词: 振动与波; 推进轴系; 轴承负荷; 无线遥测; 有限元模型

中图分类号: U664.33

文献标志码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2019.01.015

Analysis of Testing Method for Dynamic Loads of Propulsion Shafting Systems

HE Wei¹, HE Zhiwen¹, CHEN Yong^{1,2}, CHEN Feng^{1,2}, HUA Hongxing^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-sea Exploration(CISSE), Shanghai 200240, China)

Abstract: The propulsion shafting systems of ships bear complicated loads and stresses in the sailing. A good load distribution is of great importance for ship's long-term and safe voyage. In this paper, a wireless telemetry system based on strain gages is designed to measure the dynamic loads of the propulsion shafting system in different shaft alignment states. Based on the strain data measured in different sections, a single-support load computation model is established. The real loads of different bearings are calculated. Experiment is carried out for the scaling model. The difference of results in the experiment and the finite element modeling is found to be small. Thus, reliability of this testing method is verified.

Keywords: vibration and wave; propulsion shaft system; bearing load; wireless telemetry; finite element model

轴系校中指轴系上全部轴承的负荷及各轴段的应力在轴系运转的各个工况中处于最佳状态或许可范围之内。良好的轴系校中状态可以防止潜艇实际航行过程中轴承过热、轴承损坏、密封元件泄露、齿轮箱齿轮啮合不良以及过大的噪声与振动等等。因而实时监测不同航行状态下的船舶推进轴系的承载状态, 并及时调整校中状态对于船舶长期安全航行

的意义重大。

周继良^[1]考虑外力偶及线性载荷, 优化了传统的三弯矩方程, 为不同对中状态的负荷计算提供了理论依据; M. N. Keshava Rao^[2]阐述了当部分轴段不可测量时, 如何在其余轴段粘贴应变片推算轴承负荷的方法; 董立敏^[3]在利用顶举法测量推力轴承实际负荷和沈钧如^[4]在利用电阻应变片法测量轴承负荷等方面都做了大量的研究, 并总结了两种测试方法的原理和步骤; 曲智、汪骥^[5]等人运用两片半桥连接的电阻应变片测得轴系静态的应变值, 并运用“单元法”计算出轴系支点截面上的弯矩和轴承的实际负荷; 樊荣^[6]设计了一套基于应变片及无线收发节点的遥测系统, 在盘车转动状态下测试轴系的动态负荷, 初步证明了测试方法的可靠性。

收稿日期: 2018-04-19

作者简介: 贺威(1993-), 男, 江苏省徐州市人, 硕士生, 主要研究方向为轴系负荷测量。

E-mail: lighty@sjtu.edu.cn

通信作者: 谌勇(1977-), 男, 研究员, 博士生导师, 主要研究方向为冲击与振动。

E-mail: chen Yong@sjtu.edu.cn

本文围绕不同对中状态下的轴系动态负荷测量技术开展研究,设计了一套基于应变片和无线遥测系统的测试方法。测得的轴截面应变数据经滤波及数据处理后,根据结合建立的单支点负荷计算模型,可求得轴系的实际负荷。添加不平衡重物后,测试结果同有限元模型的计算结果误差在15%以内,证明了该测试方法的可靠性。

1 基于应变测量的轴承负荷计算方法

1.1 轴系弯曲应变分析

轴系处于静止状态时,由于受到螺旋桨、转轴等部件的重力及各轴承的支反力作用,会产生弯曲变形。在轴段某一垂直截面,一般假定中性线处弯曲应变为0,截面处其余各点的弯曲应变同距中性线的距离成正比,表达式为

$$\varepsilon = \frac{z}{\rho} \quad (1)$$

z 为截面距中性线的距离;

ρ 为中性线的曲率半径。

一般轴截面为圆形,因而中性线为各轴截面圆心组成的线,轴截面竖直方向上下两点的应变值最大。假设最上方弯曲应变为 a ,则轴截面处的弯曲应变为

$$\varepsilon = a \frac{z}{R} \quad (2)$$

R 为轴截面半径;

轴截面弯矩 M 与弯曲应变 a 的关系为

$$M = WEa \quad (3)$$

W 为抗弯截面系数;

E 为转轴材料的弹性模量。

1.2 动态弯曲应变

轴系转动时,若不考虑轴系振动、螺旋桨水动力、油膜压力、齿轮箱负荷等动态量的影响,轴截面的最大弯曲应变应与静态时相同。在轴截面最上端粘贴应变片,假设轴转动 β 角,则此时应变片测点距离中性线的竖直距离为 $R \cos \beta$ 。

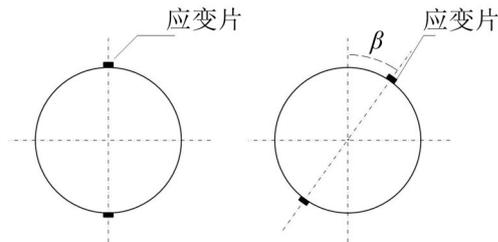


图1 转轴截面应变

若轴系以速度 ω 匀速转动,则测点处应变片输出的应变为简谐变化量:

$$\varepsilon = a \cos \omega t \quad (4)$$

而在实际测量过程中,由于各动态因素的影响,测点应变的输出信号会包含各种噪声信号及复杂谐波分量。将动态信号剔除后的简谐信号即为当前轴系对中状态下的静态弯曲应变。

1.3 单支点负荷计算模型

测得轴截面的弯矩后,对轴系建模单支点负荷计算模型。通过建立不同轴段的力矩平衡方程,即可求得各轴承的实际负荷。

单支点模型如下图所示, O 为螺旋桨作用点,螺旋桨用集中质量模拟。 R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 分别为艉轴后轴承、艉轴前轴承、推力轴承、电机支承。艉轴前轴承及推力轴承的支点选为轴承的中点;艉轴后轴承由于螺旋桨悬臂作用,压力中心后移,这里根据经验数据选为距轴承后端面 $1/3L$ 处。

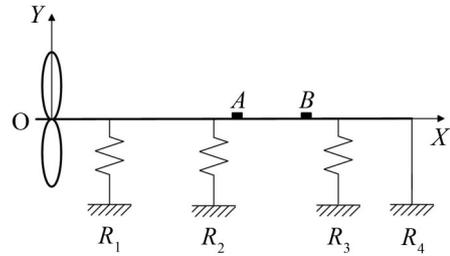


图2 单支点负荷计算模型

由于实船密封舱的存在,仅有艉轴前轴承及推力轴承之间的轴段可以开展测量工作,称之为可测轴段。在可测轴段粘贴两片应变片,可测得轴截面处的弯矩。

将轴段从应变片测点 A 处断开,用 F_a 、 M_a 分别表示 A 点处的剪切力及弯矩。 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 分别表示不同轴径的轴段均布载荷, P_1 为螺旋桨自重引起的集中力, l_0 、 l_1 、 l_2 、 l_3 分别为螺旋桨作用点及各轴段中点距离测点 A 的距离, L_1 、 L_2 分别为轴承支点距测点 A 的距离。

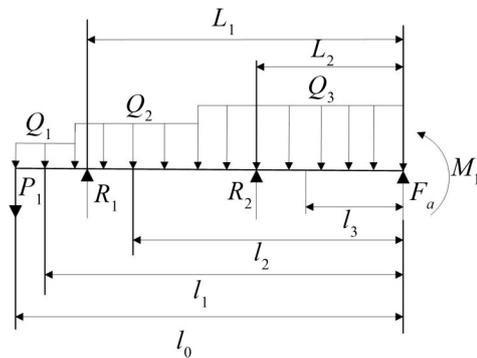


图3 轴段受力分析情况

根据力矩平衡可得

$$P_1 l_0 + Q_1 l_1 + Q_2 l_2 + Q_3 l_3 + M_1 = R_1 L_1 + R_2 L_2 \quad (5)$$

同理,对螺旋桨至测点B的轴段进行受力分析,可再列一个力矩平衡方程。联立两个方程即可求出艉轴前后轴承的负荷 R_2 、 R_1 。

2 轴系试验台搭建

2.1 轴系试验台设计

根据实船轴系参数,以1:4的比例建立缩比模型,基本布置情况如下。

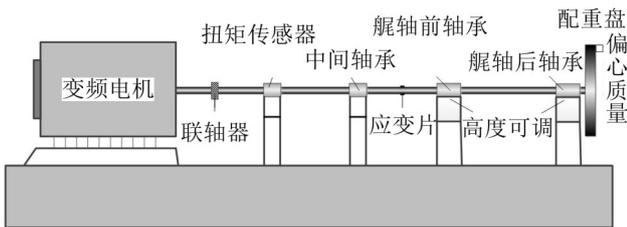


图4 轴系试验台布置

推进轴系包含艉轴、中间轴、圆盘(模拟螺旋桨)、艉轴后轴承、艉轴前轴承、推力轴承、法兰、联轴器 etc 等部件。主推进轴系由17 kW直流电机驱动,电机轴通过高弹联轴器与推力轴连接驱动整个轴系。

其中,艉轴后轴承及艉轴前轴承可以实现上下方向的高度调升,位移范围在0~5 mm。调升原理为滚珠丝杠驱动楔形块前进,楔形块顶着轴承座来实现轴承高度的调节。轴承座上方装有位移量表,可以实时显示轴承标高。

2.2 测试系统搭建

本文采用德国KMT公司生产的无线遥测系统进行转轴应变的测量,该测试系统主要由安装于转轴上的编码器模块、感应线圈及拾取头、调制解调模块、电源适配器、数字信号采集系统等组成。KMT遥测系统采用耦合的方式进行供电,并采用射频的方式将测试信号进行编码发射,转轴上的线圈绕组既为编码器模块供电,也作为发射天线进行信号的无线传输。

在可测轴段选取合适的测点完成应变片的粘贴并组桥,然后连接编码器模块,编码器模块连接感应线圈。电感式动力头连接电源通过磁场为感应线圈供电,继而将稳定的电压传递给应变片桥路。转轴产生应变后,应变桥路的输出电压经编码器模块放大后发送到线圈绕组进行发射。电感式动力头接收到应变信号后,由调制解调模块对信号进行解调和放大调制处理。最后信号传递至数字采集装置进行数模转换、信号处理、显示、存储等。

3 轴系试验

搭建测试系统后,在可测轴段选取两个截面粘

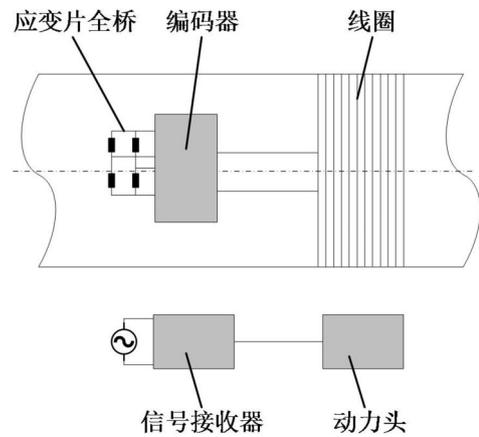


图5 无线遥测系统布置情况

贴应变片,并使用全桥的方式进行组桥。为模拟螺旋桨运转时的横向脉动力,根据缩比尺寸,在圆盘处添加质量为2.5 kg的重物。轴系转动时,在添加及去除不平衡重物两种工况下测试轴截面的弯曲应变信号。



图6 试验现场照片

3.1 动态应变测试

3.1.1 不含不平衡重物

在不添加不平衡重物,且转速为60 r/min, 120 r/min, 180 r/min时,分别记录下测点的应变情况。由于篇幅限制,仅给出60 r/min时的应变信号。

轴系转动时,测点应变随时间简谐变化,测点位于竖直方向时,应变达到最大。从频域图可以看出,由于转动时轴系存在振动,在轴频的2倍频及3倍频处,均存在轴系振动引起的应变,但是较为微弱。而在其余频段,应变基本可以忽略不计。随着转速的增加,轴频处应变幅值有增大的趋势。

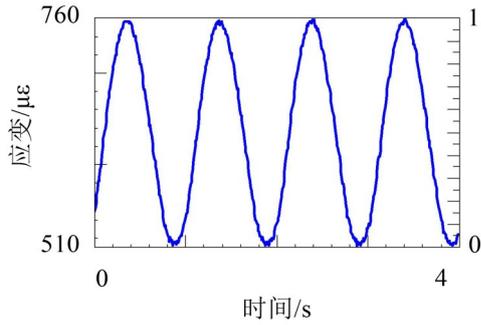


图7 测点1时域应变,60 r/min

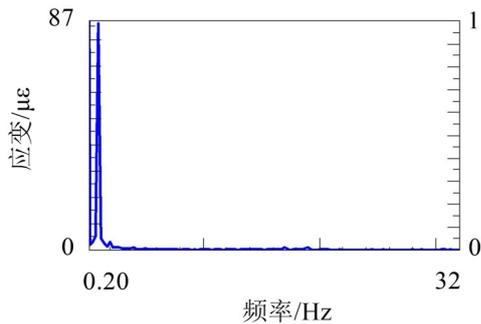


图8 测点1频域应变,60 r/min

3.1.2 含不平衡重物

当添加不平衡重物时,同样在转速为60 r/min, 120 r/min, 180 r/min的工况下测试轴截面应变信号。接下来给出轴系在60 r/min的速度运转时,测点1处时域及频域的应变情况。

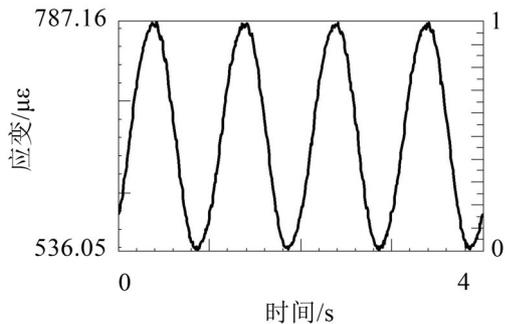


图9 测点1时域应变

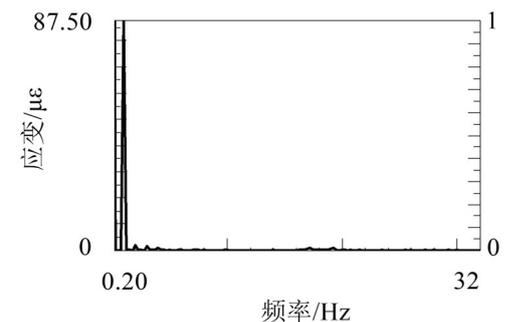


图10 测点1频域应变

由以上两图知,当在圆盘处添加不平衡质量后,测点的应变有所增大。观察频域图可以看出,在2倍频和3倍频处,均出现一定大小的应变。在后续的数据处理中,需将不平衡质量引起的动态应变剔除以分离出轴系的静态应变。

3.2 数据处理

在测点应变的频域图中,使用带通滤波器处理信号,仅保留轴频附近的应变数据,设滤波后的测试信号为S,则

$$S_1 = A_1 \sin(\omega t + \varphi_1) \tag{6}$$

$$S_2 = A_2 \sin(\omega t + \varphi_2) \tag{7}$$

$$S_3 = A_3 \sin(\omega t + \varphi_3) \tag{8}$$

$$S = S_1 + S_2 + S_3 \tag{9}$$

其中: S_1 ——轴系重力及对中状态引起的应变;

S_2 ——轴系振动引起的动态应变;

S_3 ——不平衡重物引起的动态应变。

对于轴系振动及不平衡重物引起的动态应变,可以通过建立试验台轴系的有限元模型进行瞬态动力学分析,求得轴系振动及不平衡重物离心力引起的动态应变。此外,需要使用角度仪测量不平衡重物与测点应变片的安装位置之间的角度,可以获得 S_1 与 S_3 之间的相位差。从而剔除动态应变变量,求得仅在轴系重力及对中状态引起的应变。

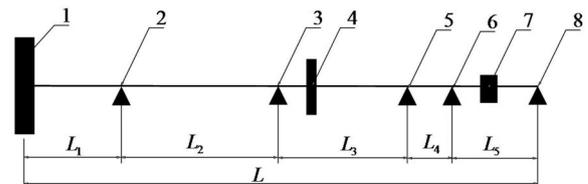
得到轴截面的静态应变后,结合单支点负荷计算模型即可求解出艉轴后轴承及艉轴前轴承的负荷。

4 有限元仿真及测试负荷对比

为验证测试方法的可靠性,本文通过有限元方法对轴系试验台建模并进行静力学分析,将分析结果同测试结果进行对比验证。

4.1 轴系试验台建模

根据轴系试验台的组成及尺寸,为了后续有限元建模的方便,对轴系进行适当简化,简化后的轴系模型如下图所示。



- 1. 配重盘 2. 艉轴后轴承 3. 艉轴前轴承 4. 法兰
- 5. 推力轴承 6. 扭矩传感器 7. 弹性联轴器 8. 电机支承

图11 轴系试验台简化模型

对轴系试验台简化后,采用ANSYS软件建立有限元模型。建模过程处理如下:

(1) 轴系采用 BEAM188 梁单元模拟。BEAM188 梁单元为三维梁单元,可满足静力学计算的要求。通过设置不同的梁截面模拟不同直径的轴段。

(2) 对尾轴前轴承、尾轴后轴承以及推力轴承采用 COMBI214 单元模拟;

(3) 对于弹性联轴器,为了计算简便,同样简化为梁单元。在两个半联轴节之间复制节点,采用 COMBIN14 单元模拟连接刚度。法兰的处理情况同弹性联轴器。

(4) 轴系末端与电机连接处断开,做简支约束,仅保留 ROTX 自由度。

通过 APDL 编程建模后的轴系试验台如下图所示。



图 12 轴系试验台有限元模型

4.2 瞬态响应分析

不平衡重物随轴系匀速转动,会受到向心力 F_r 的作用,方向指向圆心。轴系受到来自不平衡质量的反作用力 F_r' ,表示为

$$F_r' = m\omega^2 R \quad (10)$$

其中: m ——不平衡重物的质量;

ω ——轴系转速;

R ——圆盘的半径。

在 ANSYS 定义的直角坐标系中,将 F_r' 在 Y 、 Z 方向分解得

$$F_y = m\omega^2 r \cos(\omega t) \quad (11)$$

$$F_z = m\omega^2 r \sin(\omega t) \quad (12)$$

在一个周期内,设置多个载荷步分别添加不平衡力并进行瞬态响应分析,可求得轴系测点处的弯矩响应。图 13 及 14 为测点在 60 r/min、120 r/min 的弯矩响应。

从图中可以看出,不平衡重物对轴截面弯矩的影响为简谐量,频率与轴频相同,且动态弯矩的幅值同转速的平方成正比。轴截面的弯矩响应为静态弯矩同动态弯矩叠加的结果,这为后续在测试应变中剔除不平衡重物对轴截面弯矩的影响提供了仿真依据。

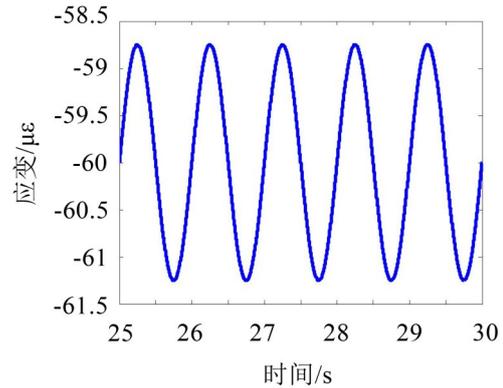


图 13 测点 1 时域应变,60 r/min

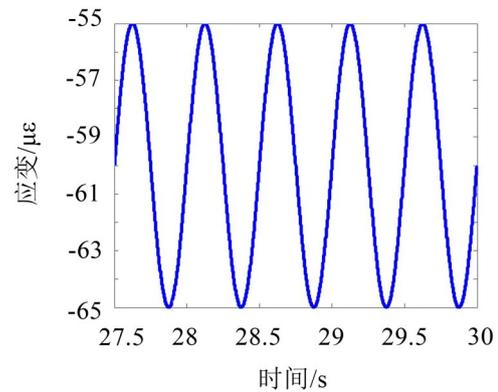


图 14 测点 1 时域应变,120 r/min

4.3 测试结果及对比

对建立的有限元模型进行静力学分析,得到不同对中状态下的轴承负荷,并将其与测试得到的轴承负荷进行对比。

设: H_1 为艉轴后轴承标高,mm;

H_2 为艉轴前轴承标高,mm;

R_1 为测试得到的艉轴后轴承负荷,N;

R_2 为测试得到的艉轴前轴承负荷,N;

R_1' 为有限元计算得到的艉轴后轴承负荷,N;

R_2' 为有限元计算得到的艉轴前轴承负荷,N;

δ 为有限元仿真值与测试值之间的误差。

当轴系以 60 r/min 的速度运转,且不添加不平衡重物时,测试及仿真负荷对比情况如表 1 及表 2 所示。

表 1 艉轴后轴承测试负荷及仿真结果对比

H_1	H_2	R_1	R_1'	$\delta/(\%)$
0	0	1 294	1 328	2.6
2	0	1 492	1 555	4.2
0	2	845	898	6.3
2	2	1 057	1 038	-1.8

