

# The Damage Probability Judge Method of the Diesel Bearing in Ship Propulsion Shaft System\*

Chengyue Lv, Jinming Lu

School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang  
Email: Ljm280ljm@163.com

Received: Dec. 26<sup>th</sup>, 2012; revised: Jan. 18<sup>th</sup>, 2013; accepted: Jan. 28<sup>th</sup>, 2013

**Abstract:** The new damage probability judge method is provided here. Take the hull deflection at the aftmost bulkhead of the engine room as parameter  $\delta_B$ , the method was provided to calculate the parameter  $\delta_B$  when main bearing unloaded. The possibility of the main bearing damage can be judged by comparing the allowable lower limit  $\delta_{BM}$ . This method was proved feasibility by taking the 176,000 DWT bulk carrier as an example.

**Keywords:** Displacement of the Hull; Shaft Line Alignment; Bearing Reaction; Influence Numbers; Draught Condition

## 船舶推进轴系柴油机轴承受损可能性的判断方法\*

吕成悦, 陆金铭

江苏科技大学能源与动力工程学院, 镇江  
Email: Ljm280ljm@163.com

收稿日期: 2012年12月26日; 修回日期: 2013年1月18日; 录用日期: 2013年1月28日

**摘要:** 提出了一种判断船用柴油机主轴承受损可能性的实用方法, 即以机舱后隔舱壁的相对变位量作为参数  $\delta_B$ , 计算主轴承失去载荷时对应变形量  $\delta_B$ , 与允许变形量  $\delta_{BM}$  进行比较, 可判断主轴承因船体损坏的可能性。以某 176,000 DWT 散货船为例进行计算, 表明该方法的可行性。

**关键词:** 船体变形; 轴系校中; 轴承反力; 影响系数; 吃水状态

### 1. 引言

船体变形可导致大型船用二冲程柴油机主轴承载荷变化及损坏, 因此有必要对轻载与满载时船体变形对主轴承负荷造成的影响进行研究。大型船用二冲程柴油机主轴承损坏的事故报道在逐年增加, 原因之一是现代柴油机主轴承设计负荷在增加, 主轴承间距在缩小, 使得轴承间的负荷影响系数增加, 轴系对轴承变位更敏感。而随着船舶向大型化方向发展, 在载荷状态变化, 或在大风浪海况时, 船体存在较大的相

对变形。在报道的主轴承损坏事故中, 有一大部分是由于轴承温度变化及船体变形引起轴承变位造成的<sup>[1-5]</sup>。因此有必要对轻载与满载时船体变形对主轴承负荷造成的影响进行研究。倒数第二、三主轴承产生损坏的事故报道较多, 故重点对倒数第二、三主轴承进行研究。

### 2. 等效影响系数 $S_i$ 的计算方法

在船用推进轴系安装时, 普遍采用曲线安装方法, 即将主机安装位置调到参考线以下, 同时调整中间轴承的垂向位置, 使轴系呈曲线状态。当船体因吃

\*资助信息: 江苏科技大学本科生创新项目资助。

水增加时,轴系各轴承间相对位置会产生变化,如图1所示。

为了确定轻载与满载时主轴承以外各轴承位置的相对变化,假设主机机座下船体相对变位均匀一致,即各主轴承间无相对变位,如图2所示建立XY坐标系,以主机最后轴承支承点作为坐标原点,以水平方向作为X坐标轴,表示轻载时轴线相对位置,以垂直方向作为Y坐标轴,表示轻载与满载时垂向相对变位。

用有限元方法计算轻载与满载时主机最后轴承至隔舱壁轴线方向船体的相对变位 $\delta$ ,发现大致与X的n次方成比例,由此可简化给定轴相对变位的计算过程。

图3为某300,000 DWT油轮在轻载与满载时,主机最后轴承至机舱最后隔舱壁间的船体相对变位,

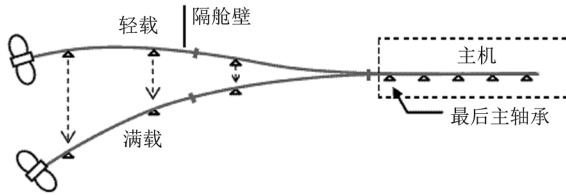


Figure 1. Change in bearing offsets due to hull deflection  
图1. 因船体变形引起的轴承变位变化

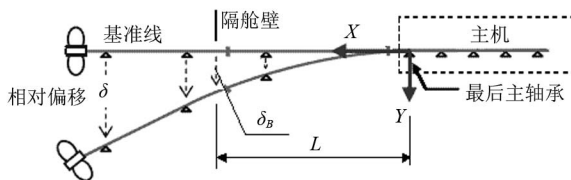


Figure 2. Calculate model of bearing offsets  
图2. 轴承变位计算模型

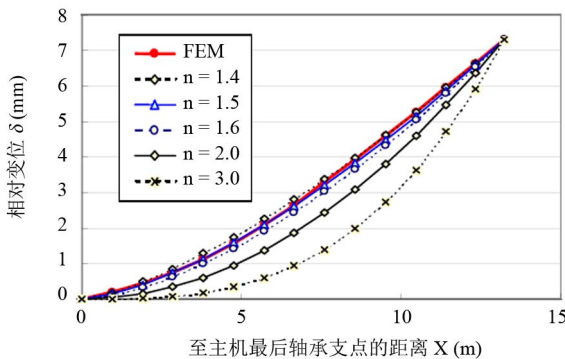


Figure 3. Comparison between FE analysis and several  $X^n$  curves  
图3. FE分析和几条 $X^n$ 的曲线的比较

对FE分析结果和几条 $X^n$ 的曲线的比较表明,n等于1.5时与FE分析结果吻合最好。对其它不同类型船舶进行计算分析,也有相似的结果。因次,主机最后轴承至机舱最后隔舱壁间轴的相对变位可由 $X^{1.5}$ 的曲线近似。机舱最后隔舱壁以后轴段包含刚度很大的舰管结构,这部分的船体变形可近似看作线性变化,可由曲线 $X^{1.5}$ 在最后隔舱壁处的切线代替。

因此,船体轻载与满载时引起的船体相对变位可表示成如下方程,

$$\delta = \begin{cases} \delta_B (X/L)^{1.5} & (X \leq L) \\ \delta_B \{1.5(X/L) - 0.5\} & (X \geq L) \end{cases} \quad (1)$$

式中:

X——至主机最后轴承支点的距离(mm);

L——主机最后轴承支点至机舱最后隔舱壁间的间距(mm);

$\delta_B$ ——机舱最后隔舱壁的相对变位量(mm),可作为确定船体变位曲线的参数。

通常采用反力影响系数(某个轴承产生单位变位时,引起各轴承负荷的相对变化)进行轴系校中计算,例如,当轴承B(1)至轴承B(3)变位时,引起主轴承2负荷的相对变化量,如图4所示。

可由反力影响系数 $C_{m,n}$ 表示如下:

$$\begin{aligned} \Delta R_2 &= C_{2,B(1)} \delta_{B(1)} + C_{2,B(2)} \delta_{B(2)} + C_{2,B(3)} \delta_{B(3)} \\ &= \sum_{n=1}^3 C_{2,B(n)} \delta_{B(n)} \end{aligned} \quad (2)$$

式中:

$\delta_{B(n)}$ ——轴承B(n)的变位量;

$C_{2,B(n)}$ ——B(n)轴承向下变位1mm时,引起主轴承2的反力变化量。

### 3. 隔舱壁变位量的计算

计算使第i主轴承失去载荷时的机舱最后隔舱壁

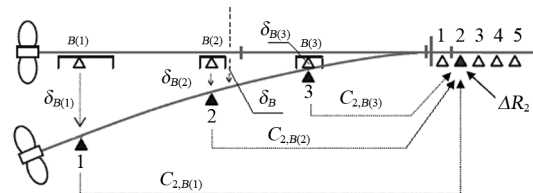


Figure 4. Calculation of equivalent influence number  $S_2$   
图4. 等效影响系数 $S_2$ 的计算

船体相对变位量  $\delta_B$ ，分弹性支承与刚性支承两种情况。

1) 刚性支承情况

刚性支承情况下，如图 5(a)所示， $\delta_B$  可简单地计算如下，设  $R_i$  为船体变形前主轴承  $i$  的支承反力，船体随载荷增加而变形，当使主轴承  $i$  的支承反力为零时，船体在最后隔舱壁处的变位为  $\delta_{Bi}$ ， $\delta_{Bi}$  可简单地由下式计算，

$$\Delta R_i = 0 - R_i = \delta_{Bi} S_i$$

即

$$\delta_{Bi} = -R_i / S_i \quad (3)$$

在多数情况下，因船体变形导致失荷的主轴承主要为第 2 及第 3 后主轴承，即需计算  $\delta_{B2}$  和  $\delta_{B3}$ ，确保其在允许范围内。

2) 弹性支承情况

考虑刚度影响，各支承点在负荷作用下有一向下轻微变位，如图 5(b)示，这些变位也会使各轴承的负荷产生一定变化。

4. 计算实例

图 6 为某 176,000 DWT 散货船的轴系布置图，用上述方法计算  $\delta_{B2}$  和  $\delta_{B3}$ 。

动态时轴系以设计转速旋转，静态时转速为零。冷态时主轴承温度为 20℃，热态时为 55℃。表 1 为热动态与热静态时的  $\delta_{B2}$  和  $\delta_{B3}$ 。

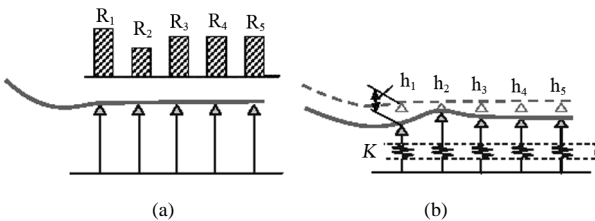


Figure 5. Initial condition of engine bearings: (a) Rigid support; (b) Elastic support  
图 5. 主轴承初始条件: (a) 刚性支承; (b) 弹性支承

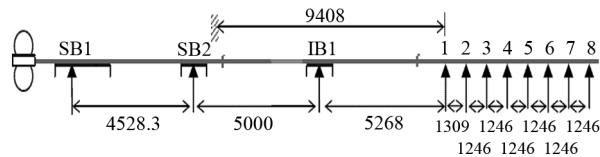


Figure 6. Shafting alignment of 176,000 DWT bulk carrier  
图 6. 某 176,000 DWT 散货船的轴系布置

Table 1.  $\delta_{B2}$  and  $\delta_{B3}$  (mm)  
表 1.  $\delta_{B2}$  和  $\delta_{B3}$  (mm)

	$\delta_{B2}$	$\delta_{B3}$
热静态	4.322	22.473
热动态	3.598	22.378

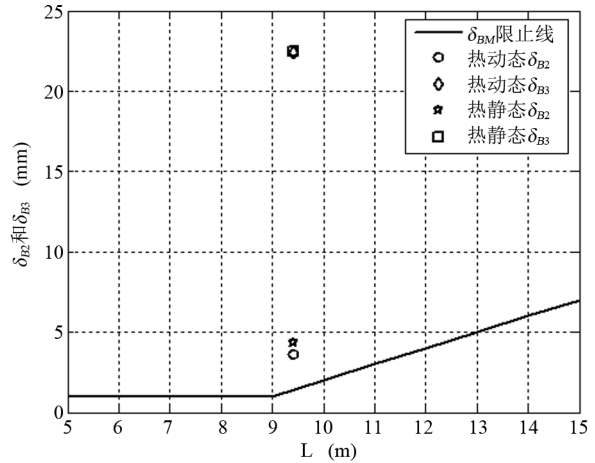


Figure 7. Comparison between  $\delta_{B2}$ ,  $\delta_{B3}$  and the allowable limit  $\delta_{BM}$   
图 7.  $\delta_{B2}$ 、 $\delta_{B3}$  与最小限值  $\delta_{BM}$  的比较

根据文献[1]， $\delta_{B2}$ ， $\delta_{B3}$  的可能出现的最小极限  $\delta_{BM}$  可由下式确定，

$$\delta_{BM} = \min(\delta_{B2} \text{ or } \delta_{B3}) = \begin{cases} 1 & (\text{mm}) & (L < 9000 \text{ mm}) \\ \frac{L}{1000} - 8 & (\text{mm}) & (L \geq 9000 \text{ mm}) \end{cases} \quad (4)$$

图 7 为  $\delta_{B2}$ ， $\delta_{B3}$  与可能出现的最小极限线  $\delta_{BM}$  的比较图，热动态与热静态时的  $\delta_{B2}$ ， $\delta_{B3}$  均在  $\delta_{BM}$  线以上，故主轴承在无风浪或风浪较小时是安全的。但热动态与热静态时的  $\delta_{B2}$  与  $\delta_{BM}$  线靠得较近，在大风浪时，主机倒数第二主轴承有失去载荷造成损坏的危险。

5. 结论

本文提出一种提出了一种判断船用柴油机主轴承受损可能性的实用方法，即以机舱后隔舱壁的相对变位量作为参数基于反力影响数矩阵的确定轴承位置及偏移量的优化逼近方法，该方法方便并且有效。

参考文献 (References)

[1] N. K. Kyokai. Guidelines on shafting alignment. June 2006: 6.

- [2] L. Murawski. Shaft line alignment analysis taking ship construction flexibility and deformations into consideration. *Marine Structures*, 2005, 1(18): 62-84.
- [3] W. Schiffer. Advanced methods for static and dynamic shafting calculations. *Proceedings of the 7th International Symposium on Marine Engineering*, Tokyo, 24-28 October 2005: 1-7.
- [4] W. Schiffer, Wartsila Switzerland Ltd. The importance of alignment for an engine builder. *CIMAC Congress*, 2007: 1-10.
- [5] 耿厚才. 船舶轴系的动态校中计算[J]. *中国造船*, 2006, 3: 51-56.