

船用柴油机曲轴轴心运动特性分析及试验研究

欧大生¹, 尹成彬², 陈 萍¹

(1. 武汉海军工程大学动力学院, 湖北 武汉 430033; 2. 92771 部队, 山东 青岛 266405)

摘 要: 基于 AVL Excite Designer 软件建立了 6150 型柴油机曲轴动力学模型, 得到主轴承在标定工况下的轴心轨迹图及最小油膜厚度图, 并据此对轴承的工作状况进行分析。试验结果和理论结果比较表明, 最小油膜厚度理论值与试验值接近, 但轴心运动轨迹的计算结果同试验结果有一定的偏差; 同时试验也验证了所开发的试验装置可以方便地进行曲轴轴心轨迹的试验测量和分析, 可以实时对船用柴油机的轴承工作状态进行评估。

关键词: 船用柴油机; 主轴承; 轴心轨迹; 电涡流传感器

中图分类号: TK422 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2014)01-0034-04

Analysis and Experimental Study of Kinetic Characteristic of Marine Diesel Engine Crankshaft Axle Center

Ou Dasheng¹, Yin Chengbin², Chen Ping¹

(1. College of Naval Architecture and Power, Naval University of Engineering, Hubei Wuhan 430033;
2. The Troops of 92771, Shandong Qingdao 266405)

Abstract: In order to get trajectory diagram of journal center and minimum oil film thickness diagram in calibrated work condition, 6150 diesel engine crankshaft dynamic model was built with AVL Excite Designer software. Based on these, analysis was carried out on the working condition of the bearing. Contrasting test results with theoretical values, it shows that the results of minimum oil film thickness is close, whereas the results of trajectory diagram of journal center has some deviations. This experiment also verifies that the testing unit can measure and analyze trajectory of journal center conveniently and evaluate working state of diesel engine's bearing in real time.

Keywords: marine diesel engine; main bearing; trajectory of journal center; electrical current eddy transducer

0 引言

主轴承是柴油机的关键零部件, 其工作时所承受的载荷大小和方向是随时间变化的。在这种循环交变载荷的作用下, 主轴承工作时的润滑状态直接关系到船舶柴油机输出功率的大小; 轴承的磨损程度严重影响船舶柴油机整机的工作性能。近年来, 随着柴油机性能要求的日益提高, 其设计要求, 如提高工作可靠性和寿命, 降低燃油消耗率, 尽可能地提高输出功

率, 降低摩擦损耗等也日益提高。对主轴承来说, 就要求其减小尺寸, 承受更高载荷, 在更薄的油膜下工作等, 所有这些将使主轴承处于更加苛刻的工作状态。因此, 对船舶柴油机主轴承的润滑性能进行研究, 确定影响其工作性能的各种因素, 精确地预测轴承性能, 对改善柴油机的动力性和经济性, 延长整机寿命, 具有十分重要的意义。

轴心轨迹可给出轴承在工作过程中任何瞬时的油膜形态, 从而可以确定轴承的润滑状态。通过轴

心轨迹图与最小油膜厚度数值, 可直接观察轴承与轴颈间是否存在直接接触情况。另外, 通过轴心轨迹还可判断是否发生穴蚀。这为判断轴承是否发生了磨损、胶合、擦伤等损坏, 提供了理论依据^[1]。

因此, 对主轴承的设计, 船舶柴油机的性能及故障分析来说, 轴心轨迹运动特性分析及试验研究显得格外重要。另外, 其研究成果也有助于柴油机使用维修人员以及工程技术管理人员开展相关工作。

1 船用柴油机曲轴轴心轨迹理论计算

1.1 数学模型及求解

J. Holland 的轴心轨迹计算模型主要思路为: 轴颈每一瞬时的平衡位置由外负荷、旋转油膜总承载力和挤压油膜总承载力三者的平衡关系决定。轴心轨迹计算的基本依据是表征润滑油在润滑间隙中流动规律的雷诺偏微分方程式^[2-4]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\bar{\omega}_r \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

式中, $\bar{\omega}_r = \omega_j - \omega_c - 2\omega_o$, 为非稳定轴承的有效角速度 (ω_j 为轴颈角速度, ω_c 为轴承角速度, ω_o 为轴心旋转角速度); h 为油膜厚度; p 为油膜压力; t 为时间; η 为机油动力黏度。

旋转油膜承载能力系数 S_{OT} , 可近似计算为:

$$S_{OT} = \frac{[m_0 + m_1(\varepsilon - 0.65)^2] \varepsilon}{(1 - \varepsilon)^{m_2}} \quad (2)$$

式中, m_0 、 m_1 、 m_2 为系数, 其数值根据主轴承宽与直径之比 b/D 值及偏心率 ε 在柴油机设计手册中查取。

挤压油膜承载能力系数 S_{OR} :

$$S_{OR} = \frac{1}{1 + \left(\frac{d}{G} \right)^2 \frac{m+1}{2} \left(2 - \frac{3}{4} \pi \varepsilon + \frac{2}{3} \varepsilon^2 \right)} \cdot \left[\frac{12}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \arctg \sqrt{\frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon}} + \frac{b \varepsilon}{1 - \varepsilon^2} \right] \quad (3)$$

式中, m 为压力沿轴向分布时的抛物线指数, 一般取 2.0 ~ 2.4。

当轴心轨迹作离心运动时, 计算公式为:

$$\varepsilon' = \frac{F \psi^2}{(bD) \eta S_{OR}} \left[\cos(\delta_c - \beta_c) - \left| \frac{\sin(\delta_c - \beta_c)}{2 \sin \theta} \right| \right] \quad (4)$$

$$\delta' = \frac{(\omega_j + \omega_c)}{2} - \frac{F \psi^2}{(bD) \eta S_{OR}} \frac{\sin(\delta_c - \beta_c)}{2 \sin \theta} \quad (5)$$

当轴心轨迹作向心运动时, 计算公式为:

$$\delta' = \frac{(\omega_j + \omega_c)}{2} - \text{sgn}(\delta_c - \beta_c) \frac{F \psi^2}{2(bD) \eta S_{OR}} \quad (6)$$

式中, F 为轴承负荷, β_c 为轴承负荷角, $\text{sgn}(\delta_c -$

$\beta_c)$ 为 $(\delta_c - \beta_c)$ 的符号函数, ψ 为相对间隙, δ_c 为偏心角, θ 为 S_{OT} 的方位角。

经过上述计算, 求得 ε_1 、 δ_{c1} 后, 以轴心坐标点 ε_1 、 δ_{c1} 为计算起点, 重复上述计算过程, 求得 ε_2 、 δ_{c2} ; 直到求得一个工作过程终点的轴心坐标 ε_s 、 δ_{cs} 为止。在一轮计算完成后, 应检查轨迹是否闭合, 其条件为:

$$|\varepsilon_s - \varepsilon_0| \leq 0.001 \quad |\delta_{cs} - \delta_{c0}| \leq 0.001$$

若满足上述条件, 计算结束。否则以 ε_s 、 δ_{cs} 作为第二轮计算的初始值 ε_0 、 δ_{c0} , 重新开始第二轮计算, 直到闭合条件满足为止。

1.2 船用柴油机计算实例

采用 AVL EXCITE Designer 软件建立船用 6150 柴油机曲轴动力学模型, 如图 1 所示; 通过实测获得船用 6150 型柴油机示功图, 如图 2 所示。本文主要研究中间轴承即第四轴承的轴心轨迹、最小油膜厚度 $h_{\min}$, 该机的主要技术规格及相关参数如表 1、表 2 所示。

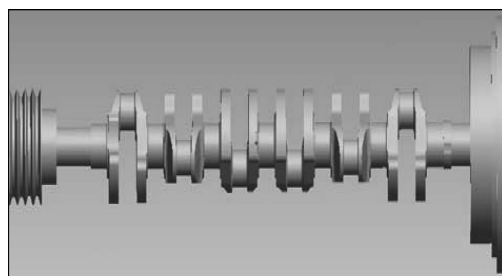


图 1 船用 6150 型柴油机轴系实体模型

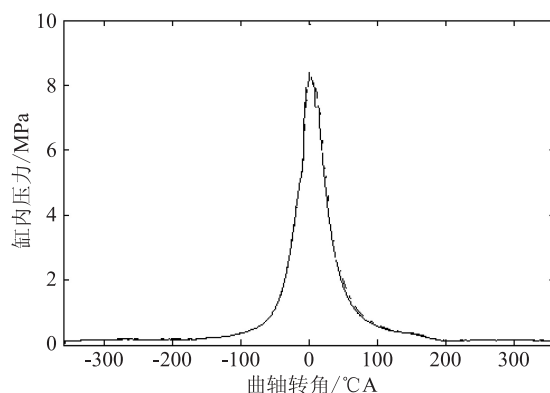


图 2 6150 柴油机标定工况时所测示功图

表 1 主要技术规格

名称	参数
气缸数	6
标定功率/(kW/(r·min ⁻¹))	110/1 500
缸径×行程/mm×mm	150×180
发火次序	1-5-3-6-2-4
润滑方式	压力、飞溅润滑
活塞组质量/kg	3.8
润滑油品牌	40CD

表 2 主要零件尺寸、配合间隙及磨损极限

单位: mm

名称	标准尺寸	配合尺寸	磨损极限
主轴颈与主轴瓦 (铝合金)	$\phi 95_{-0.090}^{-0.070}$ $\phi 95_{+0.021}^{+0.021}$	0.07 ~ 0.111	0.20
曲柄销与连杆轴瓦	$\phi 85_{-0.080}^{-0.060}$ $\phi 85_{+0.021}^{+0.021}$	0.06 ~ 0.101	0.18
曲轴与推力 轴承轴向间隙		0.10 ~ 0.40	0.50

图 3 为标定工况下第四轴承轴心轨迹理论计算结果, 由图 3 可以看出: $270 \sim 340^\circ \text{CA}$ 之间是油膜最薄的部位, 轴承在这个部位容易产生磨损; 整个轴心轨迹无较明显的峰值压力变化, 不存在轴颈做高速向心运动的区间, 所以发生剥落和气蚀的可能性不大。

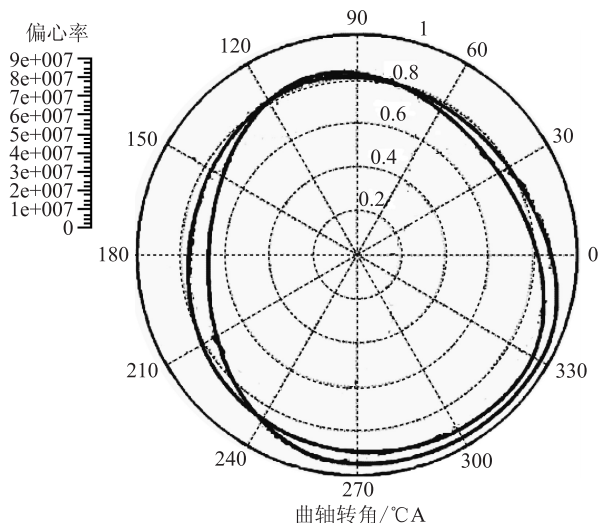


图 3 标定工况下第四轴承轴心轨迹理论计算结果

3 试验研究

对主轴承润滑状况的理论计算和分析是必要的。然而, 尽管理论计算越来越复杂, 考虑的实际影响因素越来越多, 但由于计算条件的限制, 不可能将主轴承润滑的实际因素全部考虑进来, 因此, 理论结果的正确与否需要通过实践进行检验, 并通过试验逐步修改理论模型。本文在模拟计算的基础上对多缸内燃机主轴承润滑状况进行了试验研究, 试验集中在对主轴承轴心轨迹和油膜厚度的测试及研究上^[5~6]。

2.1 试验理论及测试装置

柴油机主轴颈在轴承中高速旋转, 轴心运动表现为轴颈偏离轴承中心的位移, 而两者的平均间隙

一般只有几十个 μm , 为此, 试验中采用测量精度高的电涡流传感器, 测量原理如图 4 所示, 图 5 为测量系统框图。工作时轴在轴承座内旋转, 轴相对轴承转动, 由于油楔的作用使轴相对轴承的位置发生变化, 导致电涡流位移传感器 L_1 和 L_2 的电感发生变化, 经前处理器将电感变化量转换为电压变化量后, 经放大的两路信号送入 A/D 转换器进行模数转换, 转换的数字量被 NI 采集系统采集、存储与处理分析。

根据测量结果得到轴心轨迹计算公式为:

$$e = \sqrt{\left(\frac{\Delta L_1}{k_1}\right)^2 + \left(\frac{\Delta L_2}{k_2}\right)^2}$$

式中: k_1 、 k_2 为电涡流传感器的感应常数; ΔL_1 、 ΔL_2 为轴相对于两个传感器的位移变化量。

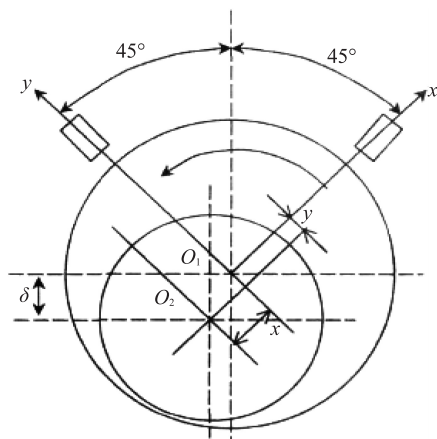


图 4 轴心轨迹测量原理图

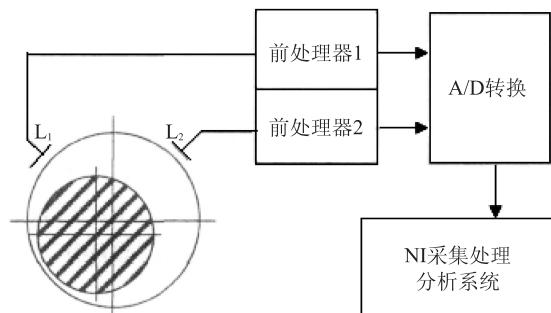


图 5 轴心轨迹测量系统框图

试验中, 柴油机缸内压力测量采用瑞士 KISTLER 公司的 6052C 型缸压传感器, 电涡流传感器为扬州科动的 KD900 系列, 数据采集硬件采用 NI PXI 6229 板卡, 软件采用 LabVIEW9.0。

2.2 试验结果及分析

将试验数据处理结果同理论计算得到的一个周期内的油膜厚度值进行比较, 见图 6 所示。通过比较发现, 计算出的油膜厚度变化幅度较小, 而实际测量的油膜厚度变化幅度远大于前者。两者的最小

油膜厚度, 前者为 $3.86 \mu\text{m}$, 后者为 $3.58 \mu\text{m}$, 理论计算出的油膜厚度虽不能完全反映油膜厚度变化的细节, 但能反映其变化的规律。

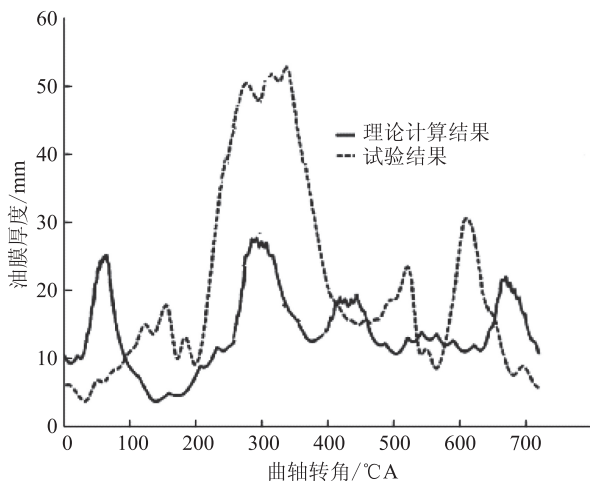


图6 理论计算油膜厚度值与试验值比较

由图6和图7可以看出, 虽然在最小油膜厚度上理论值与试验值接近, 但轴心运动轨迹的计算结果同试验结果有一定的偏差。理论上计算出的轴心轨迹相对平滑, 而试验结果的轴心轨迹波动较大, 反映出发动机实际运行时的影响因素较多, 而这些因素在计算时没有考虑到, 其原因在于以下几个方面:

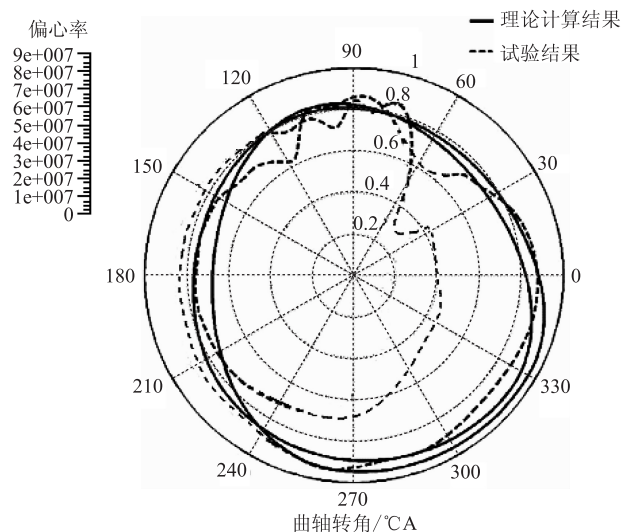


图7 轴心轨迹理论计算值同试验值比较

(1) 位移传感器的安装使得该处的油膜被破

坏, 整个油膜承载区变小, 由此测量出来的油膜厚度和轴心轨迹相比实际值有少量的偏差。

(2) 轴瓦和轴颈表面粗糙度在内燃机使用过程中会发生变化, 另外轴瓦和轴承座材料不同, 受热后两者膨胀不均匀, 理论计算中无法将这些因数完全准确考虑进来, 由此带来误差。

4 结 论

(1) 标定工况下轴心轨迹理论计算结果表明, 轴承在 $270 \sim 340^\circ\text{CA}$ 之间是油膜最薄的部位, 轴承在这个部位容易产生磨损; 整个轴心轨迹无较明显的峰值压力变化, 不存在轴颈做高速向心运动的区间, 所以发生剥落和气蚀的可能性不大。

(2) 试验结果与理论计算结果比较, 最小油膜厚度理论值与试验值接近, 但轴心运动轨迹的计算结果同试验结果有一定的偏差; 理论上计算出的轴心轨迹相对平滑, 而试验结果的轴心轨迹波动较大。反映出发动机实际运行时的影响因素较多, 因此, 理论计算时考虑的因素应尽量多, 这样计算结果就越精确。

(3) 利用开发的曲轴轴心轨迹的试验装置和电涡流位移传感器, 可以方便地进行曲轴轴心轨迹的试验测量和分析; 可以实时对船用柴油机的轴承工作状态进行评估, 对改善柴油机的动力性和经济性, 延长整机寿命, 具有十分重要的意义。

参考文献

- [1] 扬扬, 孙军, 黄宝科, 等. 内燃机曲轴轴承轴心轨迹研究的现状及展望[J]. 小型内燃机与摩托车, 2011, 40(3): 92-96.
- [2] 熊仕涛. 柴油机主轴承磨损理论计算与分析[J]. 内燃机学报, 2002, 20(6): 569-74.
- [3] 孙军, 杜长林, 汪景峰, 等. 曲轴-轴系系统计入曲轴变形的轴承摩擦学性能分析[J]. 内燃机学报, 2007, 25(3): 258-264.
- [4] 祁云鹏. 中速柴油机轴承分析与研究[J]. 柴油机, 2007, 29(6): 30-33.
- [5] 程鹏, 高印寒, 韩永强, 等. 单缸机主轴承轴心轨迹的测量[J]. 内燃机工程, 2003, 24(1): 66-69.
- [6] 易太连, 欧阳光耀, 朱石坚, 等. 曲轴轴承轴心轨迹测试及分析研究[J]. 内燃机车, 2010(7): 8-11.