

发动机连杆小头轴承摩擦动力学建模分析及试验验证

尹家宝, 孟祥慧

(上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200240)

Engine connecting rod small-end bearing tribo-dynamics modelling analysis and experimental validation

YINJiabao, MENGXianghui

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: The connecting rod small-end bearing is one of the rotating friction parts in the engine with the worst friction condition. The significant coupling effect of bearing deformation, lubrication and frictional heat complicates modelling and numerical solution. Based on the multi-body dynamics and mixed lubrication theory, a coupled tribo-dynamics model of the engine connecting rod small-end bearing is established taking bearing deformation and frictional heat into account. To solve the strong nonlinearity, a numerical solution strategy combining the implicit multistep method is also developed. The wear simulation location is compared with the bench test results to validate the numerical model and solution strategy. After accounting for elastic deformation and thermal effect, the results show the lower surface of the bearing exhibits axial uneven wear and temperature rise. The piston pin's motion is complex, decelerating to a near-stop and then accelerating by friction torque during the compression and working strokes, these phenomena differs from the simplified rigid model. This study is expected to provide an effective tool for assessing the tribo-dynamics and wear behaviour of engine small-end bearings.

摘要: 连杆小头轴承是发动机中摩擦工况最恶劣的旋转摩擦副之一。小头轴承变形与润滑、摩擦热的耦合效应显著, 导致其摩擦动力学建模及数值求解困难。本文基于多体动力学原理和混合润滑理论, 建立了考虑轴承变形与摩擦热影响的连杆小头轴承摩擦动力学耦合模型。开发了结合隐式多步法的数值求解策略来解决较强的非线性。在 1:1 发动机台架上开展小头轴承磨损试验, 将仿真磨损位置与台架试验磨损位置对比验证了数值模型及求解策略的有效性。结果表明考虑弹性变形和热效应后, 轴承下表面出现轴向不均匀磨损和温升现象。活塞销的运动复杂, 首先减速至接近停止, 又在压缩和工作冲程由摩擦扭矩重新加速, 这些现象与简化的刚性模型不同。本研究有望为评估连杆小头轴承摩擦动力学及磨损行为提供有效工具。

关键词: 磨损; 弹性变形; 温升; 混合润滑; 摩擦动力学

Key words: wear; elastic deformation; temperature rise; mixed lubrication; tribo-dynamics

中图分类号: TK421 文献标识码: A

0 概述

发动机中连杆轴承与主轴承系统的摩擦损失约占总功率损失的 30%^[1]。其中连杆小头轴承系统作为活塞组与曲轴连杆间的连接枢纽, 是发动机中摩擦工况最恶劣的旋转摩擦副^[2]。受限于结构尺寸和轻量化设计需求, 连杆小头轴承工作在润滑不充分、高偏心率和大变形状态。轴承与活塞销间大面积的固体接触极易发生烧瓦、异常磨损以及衬套松脱^[3]等故障, 容易导致活塞开裂、拉缸等严重损坏整机

的事故^[4, 5]。因此, 有必要深入研究小头轴承系统以提高发动机的可靠性与稳定性。

围绕连杆小头轴承的研究中试验手段作为最方便直接的方式被广泛使用^[6]。但在复杂工况下传感器的正常工作及测量结果的稳定性面临较大挑战。仿真模型可以用较小成本来揭示实验中无法观测的瞬态摩擦学与动力学行为^[7-10]。而小头轴承系统的数值建模主要面临两方面的问题: 首先, 对于一般的轴承系统, 轴颈与轴承之间的相对转速是已知的。而对于小头轴承系统, 轴颈即全浮式活塞销的速度

收稿日期: 2023-07-30

基金项目: 国家自然科学基金重点项目 (52130502); 船用发动机重大专项

作者简介: 尹家宝 (1997-), 男, 博士生, 主要研究方向为发动机摩擦动力学, E-mail: jia-bao@sjtu.edu.cn;

孟祥慧 (1976-), 男, 教授/博导, 主要研究方向为机械装备多学科分析及低摩擦设计, E-mail: xhmeng@sjtu.edu.cn。

未知, 需要实时耦合小头及活塞销孔轴承中的润滑摩擦力矩求解, 模型复杂度较高。其次, 小头轴承变形与润滑、摩擦热的耦合效应显著。而建立多因素耦合数值模型后又很难兼顾计算精度与计算效率。事实上, 在瞬态运行条件下对温升、轴承变形、摩擦和系统摩擦动力学行为进行耦合仿真是一项巨大的挑战, 特别是对于当今的高功率密度发动机。同时考虑轴承弹性变形、摩擦热、润滑油流变特性对轴承摩擦动力学影响的全面模型以及兼顾计算效率与收敛性的求解方法鲜有报道。

针对目前研究的不足, 本文做了如下工作: 第一部分, 基于多体动力学理论、混合润滑理论、微凸体接触模型、轴承刚度矩阵、流固体摩擦热计算方法, 使用 Fortran 语言自行编写小头轴承系统摩擦动力学模型代码, 综合考虑了轴承弹性变形、摩擦热、润滑油流变特性的影响。并开发了结合隐式多步法的数值求解策略来兼顾计算效率和计算精度。第二部分, 在 1:1 发动机台架上开展小头轴承磨损试验, 对比试验磨损位置与仿真磨损位置以验证上述摩擦动力学模型的正确性和有效性。第三部分, 对小头轴承的润滑、摩擦、温度、磨损、运动状态等行为进行了详细分析, 揭示了轴承变形、摩擦温升与轴承润滑及摩擦动力学行为的内在联系, 阐明了轴承变形和摩擦热效应对轴承磨损的影响机理。

1 理论建模

1.1 动力学方程

图 1 给出了发动机活塞连杆曲轴组件结构, 与本文作者最近发表的文献[11]中的研究对象相同。该结构涉及 1 个平移副和 3 个旋转副, 即活塞-缸套平移副, 活塞销孔轴承-活塞销旋转副, 连杆小头轴承-活塞销旋转副, 连杆大头轴承-曲柄销旋转副。发动机做功冲程中, 活塞受到燃烧室气体压力驱动, 由活塞裙部-小头轴承引导, 通过活塞销将驱动力传递给连杆, 最终将燃烧压力转换为曲轴的驱动力矩; 在其他冲程中, 连杆由曲轴飞轮组的转动驱动, 通过活塞销带动活塞上下运动, 准备下一次做功。

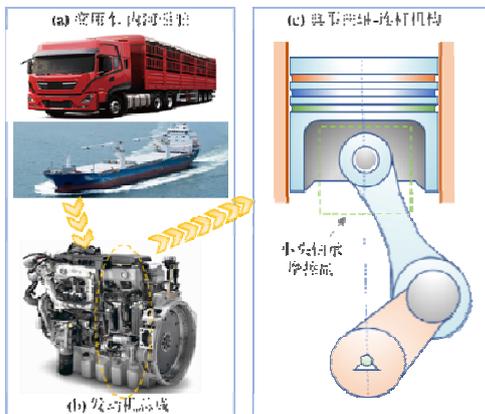


图 1 内河船舶和商用车的典型结构^[11]

接下来对发动机连杆小头轴承系统各部件进行详细的受力分析, 推导小头轴承系统多体动力学方程。

根据图 2 所示的活塞组件的载荷状态, 基于力与力矩平衡条件, 活塞的动力学方程可以表述为:

$$m_h \ddot{x}_h = F_{hx} - F_a - G_p - \text{sgn}(\dot{x}_{pi}) F_{cf}$$

$$m_h \ddot{y}_h = F_{hy} + F_{cy1} - F_{cy2}$$

$$I_h \ddot{\phi} = M_{cy} + m_h \ddot{y}_h b + \text{sgn}(\dot{\gamma} - \dot{\phi}) M_h$$

其中, m_h 为活塞质量, I_h 为活塞绕活塞销孔中心的转动惯量。 x_h 和 y_h 分别为活塞销孔中心在 X 和 Y 方向的坐标值, \dot{x}_{pi} 代表活塞往复移动速度。 F_{hx} 和 F_{hy} 为活塞销对活塞销孔轴承的作用力。 F_a 为作用于活塞顶的气体力, F_{cf} 为活塞与缸套摩擦力的绝对值。 F_{cy1} 和 F_{cy2} 为缸套对活塞的作用力, M_{cy} 为 F_{cy1} 和 F_{cy2} 作用于活塞销孔中心的力矩。 b 为活塞质心与活塞销孔中心在 X 方向的距离, M_h 为活塞销与活塞销孔轴承之间摩擦力矩的绝对值。 $\dot{\gamma}$ 和 $\dot{\phi}$ 分别为活塞销和活塞的转动角速度。

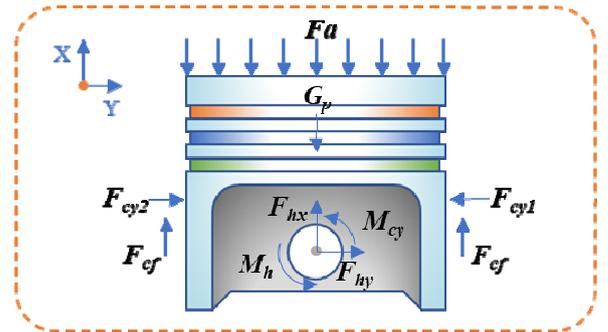


图 2 活塞受力分析^[11]

进一步分析活塞销、连杆和曲柄组件的载荷条件, 如图 3 所示。推导活塞销的运动方程如下:

$$m_{pin} \ddot{x}_{pin} = F_{ex} - F_{hx} - G_{pin}$$

$$m_{pin} \ddot{y}_{pin} = F_{ey} - F_{hy}$$

$$I_{pin} \ddot{\gamma} = \text{sgn}(\dot{\phi} - \dot{\gamma}) M_h + \text{sgn}(-\dot{\beta} - \dot{\gamma}) M_e$$

式中 I_{pin} 和 m_{pin} 表示活塞销的转动惯量和质量。 x_{pin} 和 y_{pin} 表示活塞销中心坐标。 F_{ex} 和 F_{ey} 是来自小头轴承的支撑力。 M_e 表示活塞销与小头轴承间的绝对摩擦扭矩值。 $\dot{\beta}$ 表示连杆转动角速度。

基于连杆组件的受力分析, 其动力学方程可以表述为:

$$m_L \ddot{x}_L = F_{bx} - F_{ex} - G_L$$

$$m_L \ddot{y}_L = F_{by} - F_{ey}$$

式中 t_{cycle} 代表发动机一周期的时长。

1.3 弹性变形

连杆小头轴承系统在连杆受拉时低刚度特点表现尤为显著。因此开展轴承摩擦动力学分析时，需要考虑轴承弹性变形影响。本研究中通过引入变形影响系数矩阵，实现轴承变形的快速计算^[17]。利用该方法计算轴承变形时，只需在模型计算前开展一次有限元分析，提取轴承的变形影响系数矩阵，然后在模型中通过下式计算轴承全部节点的径向变形。

$$h_e(i, j) = \sum_{l=1}^{l=m} \sum_{k=1}^{k=n} P(l, k) dA \times D_{i,j}^{l,k}$$

其中， $P(l, k)$ 表示作用于节点 (l, k) 上的压力，由油膜压力和固体接触压力组成。 dA 为单个网格的面积。 $D_{i,j}^{l,k}$ 的物理意义为节点 (l, k) 上的单位力使节点 (i, j) 上产生的径向变形值。

1.4 摩擦温升

在连杆小头轴承系统中，摩擦力的存在，将会产生热量。热量通过对流和热传导方式进行转移。一部分的热量通过小头轴承和活塞销进行热传导，而另一部分热量会通过润滑油的对流带走，润滑油温度将会升高，导致润滑油粘度发生显著改变。因此，在连杆小头轴承系统的研究中考考虑热效应影响是十分必要的。

$$k_{oil} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = -\eta \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right] - \beta_{oil} T \left(u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \rho c_{oil} \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial t} \right) - \frac{\kappa_{asp} p_{ac} |U|}{h}$$

式中 k_{oil} , β_{oil} , c_{oil} 分别为润滑油导热系数，热膨胀系数和比热容。 κ_{asp} , p_{ac} 分别为微凸体接触的摩擦系数和微凸体接触压力。参数 u , v 分别代表了沿 x 和 y 向的流体速度。温度求解其他细节请见文献^[16]。

模型中轴承油膜压力求解采用有限差分法，相对精度为 1×10^{-8} 。动力学求解时采用 6 阶隐式迭代方法，相对精度为 1×10^{-4} 。温度求解采用追赶法，相对精度为 1×10^{-4} 。所建立的模型计算过程稳定，得到周期收敛的时间在可接受范围内。

2 试验验证

2.1 试验流程

台架试验在某发动机公司的试验中心进行，如图 4 所示。试验操作流程参考 GB/T 18297-2001《汽

车发动机性能试验方法》。本试验为仿真的动力学边界条件提供了实测数据，包括缸压数据、供油压力和环境温度等关键参数。



图 4 全尺寸发动机试验台架

试验流程如下，首先，在相对较低转速和负载情况下对发动机进行 2 小时的磨合，以确保发动机进入稳定工作状态。之后，将发动机转速调至转速 1800r/min，曲轴负载为 2208N*m，并在峰值约为 25MPa 的燃烧压力下保持半小时，待发动机参数稳定后记录该工况的相关数据，之后停机。试验结束后，对整机关键部件进行拆检，并使用高清相机对连杆小头轴承的宏观磨损特性进行观测。试验磨损结果将与仿真磨损结果对比用于验证所建立的摩擦动力学模型。表 1 所示为主要材料参数。

表 1 材料参数

类型	数值	单位
活塞销弹性模量	210.00	GPa
活塞销泊松比	0.29	/
小头轴承弹性模量	197.50	GPa
小头轴承泊松比	0.30	/
小头轴承间隙	45.00×10^{-6}	m
活塞销半径	27.50×10^{-3}	m
干摩擦系数	0.08	/
润滑油	SAE 5W-30	/

2.2 模型验证

通过观测小头轴承的试验磨损情况我们发现小头轴承的下表面明显较为粗糙，轴向两侧边缘呈现黑色，中间区域主要为暗黄色，如图 5 所示。这是因为在持续高温氧化作用下，少量的润滑油发生失效碳化，从而引起轴承表面颜色变黑。颜色越深则代表磨损越严重。宏观磨损结果表明轴承下部表面摩擦状态恶劣，磨损较为严重。同时，轴承下表面轴向的两侧边缘区域磨损相较中间区域更严重。

图 5 中也给出了试验磨损位置和仿真磨损位置的对比。值得注意的是,当考虑轴承变形后,EHD 和 TEHD 模型的仿真磨损位置结果在轴承下部轴向也表现出与试验磨损结果一致的现象,即轴承下部区域轴向的两侧边缘区域磨损相较中间区域更加严重。结果说明本文所建立的考虑轴承变形与温度影响的小头轴承摩擦动力学模型具有正确性和有效性。

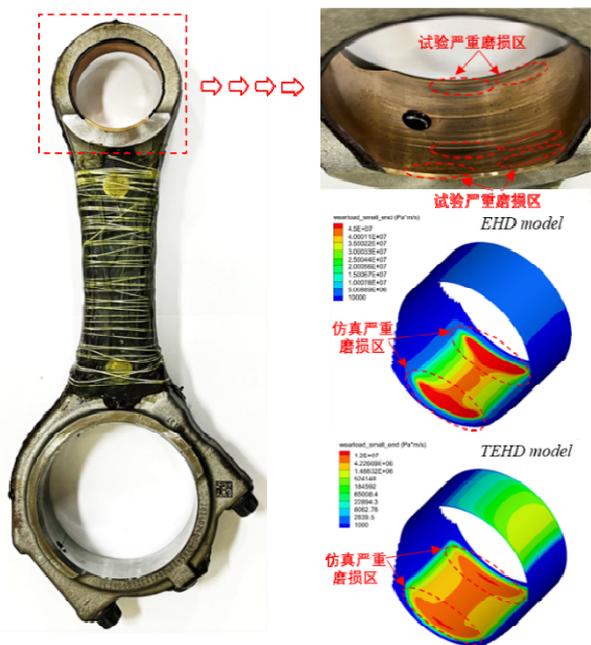


图 5 试验磨损位置与仿真磨损位置对比

3 结果分析

本节将使用验证过的模型对小头轴承系统的摩擦动力学行为进行全面分析。考虑变形前后的活塞销转动速度的对比结果如图 6 所示。显然,考虑弹性变形后,两模型的活塞销转速在四个冲程里出现不同。可以看到,在做功冲程内,EHD 模型的活塞销从原本停止转动变为连同连杆的摆动一起旋转。而该过程在 HD 模型中被忽略。直到排气冲程中间,EHD 模型和 HD 模型的活塞销都脱离连杆,进入低速旋转状态,转速几乎为 0。

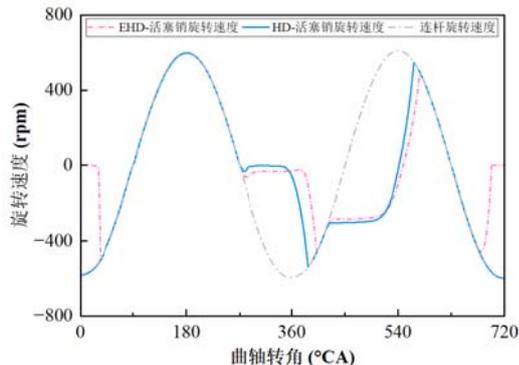


图 6 活塞销运动状态

在吸气冲程的前半段观察到有趣的现象。在 360°CA 附近,活塞销首先与连杆一起摆动,然后很快活塞销转速又降低。然后,在压缩冲程前段,EHD 和 HD 模型的活塞销反向旋转,并加速到与连杆的速度相同。最后,在压缩冲程的后段,EHD 模型中随着连杆转动的活塞销迅速减速,并且停止转动。而 HD 模型的活塞销依然随着连杆转动,上述现象在 HD 模型中被忽略。结果表明,在压缩冲程的后段和做功冲程前段,忽略弹性变形的 HD 模型无法精确描述这一阶段活塞销的复杂运动学行为。

图 7 给出了一个工作循环内小头轴承最大变形,最小油膜厚度,最大油膜压力和最大接触压力的瞬态结果。可以看到小头轴承在工作循环中产生了两次较大的变形。第一次是在 10°CA 附近,此时为爆压时刻。由于巨大的气体力给小头轴承带来巨大的负载,使得油膜层厚度急剧下降至最小值以产生足够大的油膜力。而较小的膜厚也增大了粗糙接触的概率,进而引起接触压力也在此时到达最大值。同时增大的接触压力和油膜压力协同作用于轴承表面,产生第一次较大的变形。第二次是在 380°CA 附近,此时活塞销接近轴承上部,并向小头轴承施加竖直向上的拉力。而由于小头轴承受拉刚度较差,所以在 380°CA 附近产生了最大的变形。同时,油膜厚度下降,油膜压力和接触压力曲线出现凸起。

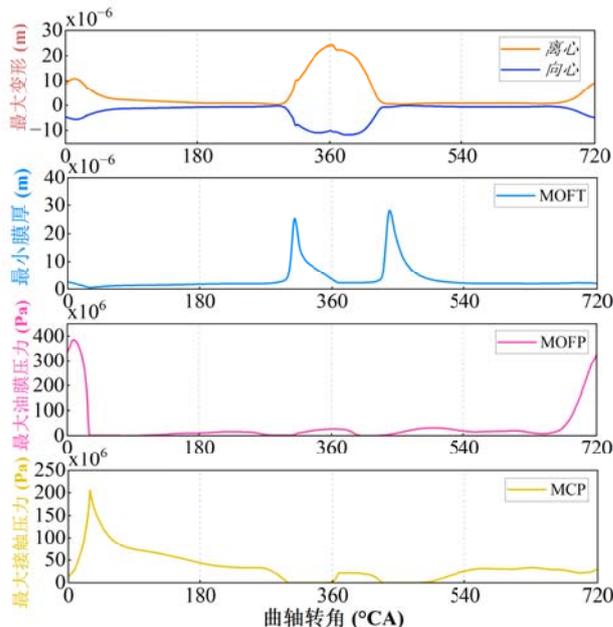


图 7 一个工作循环的瞬态摩擦学行为

图 8 为爆压时刻的小头轴承变形,油膜厚度,油膜压力和接触压力的分布结果。爆压时刻的轴承变形在下部中心区域较大,轴承下部的油膜厚度较

小，而油膜压力和接触压力较大。值得注意的是，两侧边缘的油膜压力也较小，而接触压力集中两边缘。这是因为两侧边缘的过于薄的油膜厚度已无法满足润滑承载，稳定的油膜层无法建立，轴承与活塞销之间在边缘区域可能已经进入边界润滑状态，该区域的轴承承载主要由固体接触承担。

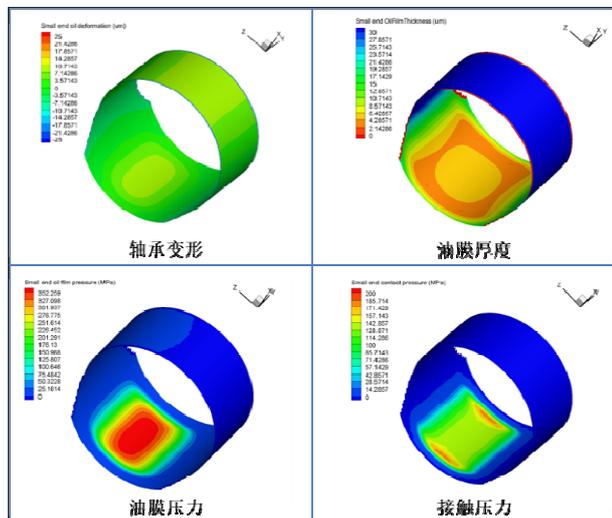


图 8 爆压时刻的轴承摩擦学行为云图

图 9 给出了一个工作循环内最大油膜平均温度（厚度方向取平均）随曲轴转角变化的结果。油膜温度在 10°CA 附近快速上升，并在达到最大值后下降到较低水平。直到 380°CA 左右，油膜温度再次突然上升。结合图 7 的瞬态接触压力结果，可以推断：油膜温度的第一次上升是因为在 10°CA 附近时，轴承与活塞销表面发生较严重的固体接触，在摩擦力的作用下产生较大的摩擦热量。热量通过固液界面的交换传入润滑油内，造成润滑油温度剧烈上升。同样地，油膜温度的第二次上升也对应着接触压力的突然增大。

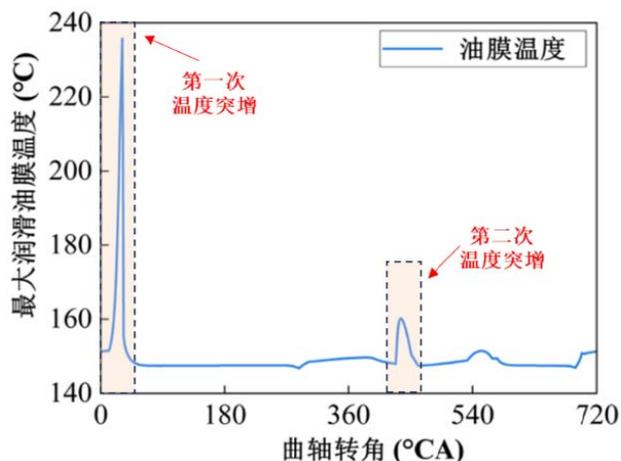


图 9 润滑油瞬态温度峰值

图 10 是三种模型一周期的磨损分布图。可以发现，在考虑轴承变形后，轴承的磨损在两侧尤其严

重，这是因为轴承下表面中部油膜压力较大，产生的变形使靠近中部的间隙增大，而轴承两侧油膜压力很小，变形也较小，在不考虑轴颈倾斜的情况下，轴承两侧的间隙更小，固体接触面积增加，磨损更严重。该现象与试验小头轴承表面的磨损分布一致。然而该现象在刚性模型中被忽略。另外，HD 模型结果说明忽略轴承变形时，会大幅低估连杆小头轴承的磨损负载，这是因为在接触最严重的做功冲程，忽略轴承变形后活塞销转速会与连杆小头轴承摆动速度迅速一致，低估了摩擦副两表面的相对滑动速度。EHD 模型结果说明忽略摩擦温度与粘压效应的影响，会大幅高估连杆小头轴承的磨损。这是由于粘温与粘压效应协调作用改变了润滑油流变特性，使得流体承载部分增大，缓解了恶劣的固体接触状态。

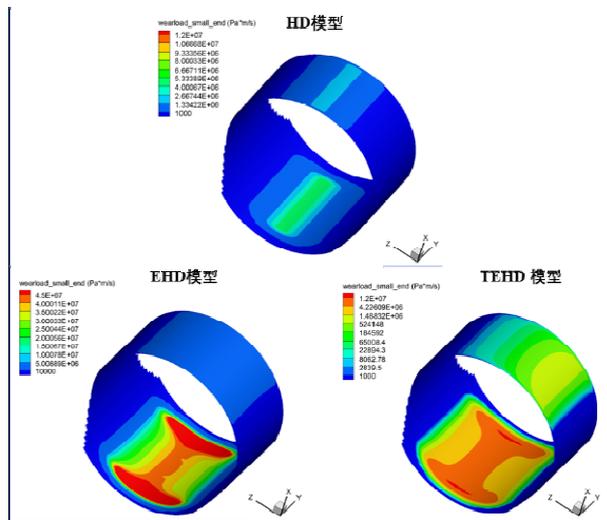


图 10 一周期的磨损分布云图

4 结论

本文开发了一种考虑轴承变形和摩擦热影响的发动机小头轴承摩擦动力学模型。并在全尺寸发动机试验台进行小头轴承的摩擦学测试。摩擦动力学模型预测的高磨损负载位置与试验小头轴承表面的严重磨损位置相匹配，间接验证了数值模型的有效性。此外，深入分析了轴承变形、摩擦温度、润滑和摩擦动力学行为之间的内在关系，并阐明了轴承变形和温升对轴承表面磨损的影响机理。主要结论如下：

- (1) 小头轴承的弹性变形显著影响活塞销的动态行为。活塞销表现出复杂的动力学行为，从跟随连杆的摆动到突然减速接近停止，然后在压缩和工作冲程由轴承摩擦扭矩重新加速。这些与

简化刚性模型的结果完全不同。

- (2)弹性变形和温度显著影响小头轴承系统的摩擦学行为。当轴承在 380°C 附近承受最大拉力时,最大变形发生在轴承顶部。弹性变形改变了表面几何形状和油膜厚度,增加了有效承载面积,降低了油膜压力和接触压力的峰值。当气缸压力爆发时,轴承下表面的油温上升至最高,且两边缘的油温比中间高。局部润滑油在连续高温下碳化,导致润滑不良,轴承下表面两边缘发生严重磨损。
- (3)摩擦动力学模型预测的高磨损载荷位置与小头轴承表面的实验严重磨损位置一致。当考虑轴承变形时,EHD 和 TEHD 模型的磨损负载结果表现出与试验表面磨损结果相同的轴向不均匀分布现象,即轴承下表面两边缘的磨损比中部更严重。

参考文献:

- [1] James C. Analysis of parasitic losses in heavy duty diesel engines[D]: Massachusetts Institute of Technology; 2012.
- [2] Jiang Z, Mao Z, Zhang Y, et al. A study on dynamic response and diagnosis method of the wear on connecting rod bush[J]. Journal of Failure Analysis and Prevention. 2017, 17: 812-822.
- [3] Liu J, Xiang J, Qin W, et al. Effect of temperature increase on the looseness of connecting rod small end bushing[J]. Engineering Failure Analysis. 2022, 138: 106195.
- [4] Moon S, Cho Y, Kim T. Evaluation of lubrication performance of crank pin bearing in a marine diesel engine[J]. Friction. 2018, 6: 464-471.
- [5] Zhang C, Cheng H, Qiu L, et al. Scuffing behavior of piston-pin/bore bearing in mixed lubrication—Part I: experimental studies[J]. Tribology transactions. 2003, 46: 193-199.
- [6] Clark K, Antonevich J, Kemppainen D, et al. Piston pin dynamics and temperature in a CI Engine[J]. SAE International Journal of Engines. 2009, 2: 91-105.
- [7] Zhao B, Hu X, Li H, et al. A new approach for modeling and analysis of the lubricated piston skirt-cylinder system with multi-physics coupling[J]. Tribology International. 2022, 167: 107381.
- [8] Zhang J, Zuo Z, Wang X, et al. Analysis of the performance of piston pin bearing in mixed lubrication[J]. Transactions of CSICE. 2010: 79-84.
- [9] Ba L, He Z, Liu Y, et al. Analysis of piston-pin lubrication considering the effects of structure deformation and cavitation[J]. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A. 2015, 16: 443-463.
- [10] Fang C, Meng X, Lu Z, et al. Modeling a lubricated full-floating pin bearing in planar multibody systems[J]. Tribology International. 2019, 131: 222-237.
- [11] Yin J, Liu R, Zhang R, et al. A new tribo-dynamics model for engine connecting rod small-end bearing considering elastic deformation and thermal effects[J]. Tribology International. 2023, 188: 108831.
- [12] Patir N, Cheng H. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication[J]. Journal of Lubrication Technology. 1978, 100: 12-17.
- [13] Meng X, Fang C, Xie Y. Transient tribodynamic model of piston skirt-liner systems with variable speed effects[J]. Tribology International. 2016, 94: 640-651.
- [14] Gu C, Meng X, Zhang D. Analysis of the coated and textured ring/liner conjunction based on a thermal mixed lubrication model[J]. Friction. 2018, 6: 420-431.
- [15] Janardhanan K, Iglesias P. Theoretical and experimental study of the friction behavior of halogen-free ionic liquids in elastohydrodynamic regime[J]. Lubricants. 2016, 4: 16.
- [16] Gu C, Meng X, Xie Y, et al. A thermal mixed lubrication model to study the textured ring/liner conjunction[J]. Tribology International. 2016, 101: 178-193.
- [17] Oh K, Huebner K. Solution of the elastohydrodynamic finite journal bearing problem[J]. Journal of Lubrication Technology. 1973, 95: 342-351.