doi:10.3772/j.issn.1002-0470.2023.10.011

## 强冲击载荷作用下柴油机连杆大头瓦磨损机理研究①

#### 王怀磊② 鞠传龙 张进杰③ 茆志伟 宋春雨

(北京化工大学高端机械装备健康监控与自愈化北京市重点实验室 北京 100029)

**摘 要** 针对强冲击载荷作用下柴油机连杆大头瓦磨损机理开展研究,基于微观弹性流体润滑与多体动力学理论,构建了柴油机曲柄连杆机构多体动力学模型,对连杆大头瓦进行润滑仿真研究,获得轴瓦瞬态润滑特性,掌握油膜压力、粗糙接触压力以及油膜厚度变化规律。在此基础上,研究不同轴瓦间隙、工作负荷及转速条件对大头瓦润滑特性的影响,分析油膜力、粗糙接触力以及峰值油膜压力的变化规律;进一步,建立磨损模型分析强冲击载荷作用下大头瓦磨损深度。理论方程结果通过故障模拟实验进行了验证,可为连杆大头瓦磨损故障机理与故障诊断研究提供指导。

关键词 强冲击载荷;柴油机;连杆大头瓦;润滑;磨损

## 0 引言

柴油机连杆轴承的润滑磨损一直都是研究人员 长期关注的问题。为确保柴油机的安全运行,减少 轴承磨损故障的发生,需要对连杆轴承润滑磨损机 理开展研究。

伴随柴油机缸内爆压、单缸功率、整机功率的不 断增大,连杆轴承负荷不断增加,特别在变转速、变 载荷工况下,连杆轴承受力状态存在多变特性,工作 条件恶劣,润滑状态复杂。已有研究统计表明:摩擦 损失功率约占柴油机整机机械损失功率的 60%,其 中,活塞连杆组件的摩擦损失功率占整个摩擦损失 功率的 50%<sup>[1]</sup>。柴油机轴承摩擦损失每减少 10%, 可降低 1.5% 的燃料消耗<sup>[2]</sup>。

近年来,国内外学者在滑动轴承动力学领域开展了广泛的研究。在弹性流体润滑模型被提出后, Patir 和 Cheng<sup>[3]</sup>考虑了轴瓦表面粗糙度的影响,对 雷诺方程进行了改进。Okamoto 等人<sup>[4]</sup>基于弹性流 体润滑模型(elasto-hydro dynamic lubrication, EHD)

对轴承进行了数值分析,并与实际实验结果进行了 验证。在柴油机的连杆轴承方面, Nayak 等人<sup>[5]</sup>对 非公路用三缸柴油机进行了连杆大端轴承的磨损研 究以及 EHD 润滑分析,提出了计算流体力学和计算 结构力学相结合的方法。李梅等人<sup>[6]</sup>应用 AVL 软 件对船用柴油机进行仿真研究,应用弹性流体润滑, 构建连杆小头轴承的多体动力学计算模型,分析轴 瓦表面粗糙度、活塞销刚度等对轴瓦油膜动态特性 的影响,有利于连杆小头瓦的设计优化。贾德文等 人<sup>[7]</sup>将连杆大端轴承的仿真模型与计算机辅助工 程(computer aided engineering, CAE)技术相结合,研 究曲柄销油孔直径、轴瓦宽度等对卧式两缸柴油机 连杆大端轴承润滑特性的影响。赵志强等人[8]通 过对柴油机小头瓦的仿真分析,对衬套油槽和厚度 的设计进行了优化。张忠伟等人<sup>[9]</sup>利用 EHD 模型, 研究了不同配合间隙、活塞销刚度等参数对连杆小 头瓦润滑的影响,进而分析连杆小头瓦烧瓦故障原 因。武起立等人<sup>[10]</sup>运用多体动力学软件,分析了船 用柴油机额定工况下的连杆大端和小端轴承的润滑 规律。李秀春等人<sup>[11]</sup>探究了曲轴偏置对柴油机主轴

① 国家自然科学基金(52101343,52201351)资助项目。

② 男,1999 年生,硕士生;研究方向:设备故障诊断机理与诊断方法智能化;E-mail: whlei1234@163.com。

③ 通信作者, E-mail: zjj87427@163.com。 (收稿日期:2023-01-18)

承润滑性能的影响。林建辉等人<sup>[12]</sup>研究了机体柔性 化和温度对柴油机主轴承润滑摩擦的影响。黄粉莲 等人<sup>[13]</sup>基于热弹性流体动力润滑(thermal elastohydro dynamic lubrication, T-EHD),考虑柔性整机体 模型下轴瓦与轴承座的弹性变形、轴瓦及轴颈的表 面粗糙度及热效应等因素,对非道路两缸柴油机不 同转速工况下各轴承的载荷、油膜厚度、油膜压力等 进行了分析。Sander 等人<sup>[14]</sup>将混合弹性流体润滑 模型(mixed elasto-hydro dynamic lubrication, MEHD) 与 Archard 模型耦合, 分析了轴承启动和停机过程 的粗糙磨损规律。Haneef 等人<sup>[15]</sup>提出了用于内燃 机轴承磨损曲线预测的仿真模型,仿真磨损轮廓与 长周期实验结果吻合,严重磨损区域位于上半瓦连 杆轴线附近(承压区)。上述研究在 EHD、MEHD 等 模型的应用上已较为成熟,但是针对柴油机周期运 行过程中连杆大头瓦润滑特性的分析研究还较少, 不同工况条件对大头瓦润滑磨损的影响机理还不清 晰。

本文针对柴油机的运行过程中高爆发压力的特性,研究动载条件下轴承润滑特性,分析不同轴瓦间隙、工作负荷以及曲轴转速对大头瓦润滑特性的影响。进一步,基于 Archard 磨损模型,对连杆大端轴承的磨损特点进行研究;并开展轴瓦磨损故障模拟 实验,对大头瓦主要的磨损位置进行了验证,为柴油 机连杆大头瓦故障机理研究提供理论依据。研究成 果对掌握柴油机故障机理、实现故障早期预警和诊 断具有积极作用。

1 数学模型

#### 1.1 考虑表面粗糙度的 Reynolds 方程

考虑表面粗糙度对润滑接触的影响,采用 Patir 和 Cheng<sup>[3]</sup>改进的雷诺方程求解油膜压力,具体形 式为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \phi_y \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right)$$
$$= \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial x} + \frac{U_1 - U_2}{2} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t}$$
(1)

式中,  $\bar{p}$  为平均油膜压力, x, y 分别代表轴瓦周向和 轴向, h 为油膜厚度,  $\bar{h}_r$  为平均油膜厚度,  $U_1, U_2$  分 别为轴颈和轴承表面移动速度,  $\mu$  为润滑油动态粘 度,  $\phi_x$ 和 $\phi_y$  为压力流量系数,  $\phi_s$  为剪切流量系数, t为时间。当  $h/\sigma \rightarrow \infty$ 时,  $\phi_x$ 和 $\phi_y \rightarrow 1$ , 此时为光滑 表面条件下的 Reynolds 方程。

#### 1.2 油膜厚度方程

考虑轴承间隙、偏心率、轴瓦弹性变形以及表面 粗糙度的影响,轴承油膜厚度表达式为

 $h = c + ecos \theta + \delta_t + \sigma_a + \sigma_b$  (2) 式中, c 为轴瓦半径间隙, e 为偏心率, δ<sub>t</sub> 为轴瓦弹性 变形量, σ<sub>a</sub> 和 σ<sub>b</sub> 分别为轴瓦和轴径表面粗糙度的 标准差。

平均油膜厚度为

$$\bar{h}_{T} = \int_{-h}^{\infty} (h + \sigma) f(\sigma) \,\mathrm{d}\sigma \tag{3}$$

式中,  $\sigma = \sqrt{\sigma a + \sigma b}$  为粗糙度的综合标准差,  $f(\sigma)$  为 $\sigma$ 的概率密度函数。

#### 1.3 动态黏度方程

考虑油膜压力对润滑油粘度的影响,采用 Barus 粘压方程计算滑油粘度。

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha p} \tag{4}$$

式中, $\mu_0$ 为常压下的润滑油粘度, $\alpha$ 为粘压系数。

#### 1.4 粗糙接触模型

在混合润滑区域的情况下,粗糙接触力被添加 到流体压力中。粗糙接触模型的方程如下:

$$P_a(h) = KEF_{5/2}(h/\sigma)$$
(5)

 $F_{5/2}(h/\sigma) = 4.4086 \times 10^{-5}(4 - h/\sigma)^{6.804}$ (6) 式中,  $P_a$  为粗糙接触压力, K 为弹性因子, E 为当量 弹性模量。

$$E = \frac{1}{\left(\frac{1 - v_a^2}{E_a}\right) + \left(\frac{1 - v_b^2}{E_b}\right)}$$
(7)

式中, $v_a$ 和 $v_b$ 分别为轴瓦和轴径的泊松比, $E_a$ 和 $E_b$ 分别为轴瓦和轴径的弹性模量。

#### 1.5 Archard 磨损模型

基于 Archard 磨损模型进行轴瓦磨损深度的计 算,它的基本表达形式为

$$W_r = k \frac{F \cdot U}{H} \tag{8}$$

— 1114 —

式中, W, 表示磨损率, H 是轴瓦的硬度, k 是磨损系数, U 是切向速度。Archard 磨损模型中磨损系数 k 取决于表面形貌、操作条件、材料性能和润滑条件等参数。为突出轴瓦特定位置的磨损, 仿真过程中默认 k 值不变。此外, 由于磨损率仅针对接触区域计算, 因此使用恒定磨损系数的假设是合理的<sup>[15]</sup>。

根据仿真数据,改进后的轴瓦磨损量计算公式 为

$$\Delta = k \frac{P_a \cdot U}{H} \tag{9}$$

2 多体动力学模型构建

本文以 TBD234V12 柴油机为研究对象,建立该 柴油机多体动力学模型,其具体参数如表 1 所示。 曲柄连杆机构是柴油机的主要传动部件,多体动力 学模型中主要包括曲轴、连杆、活塞、活塞销和大小 头瓦等关键运动部件。根据图纸参数及实际测绘建 立三维模型后,导入 Recurdyn 软件添加约束和驱 动。在曲轴和大头瓦之间、小头瓦和活塞之间构建 旋转副,在活塞和气缸壁之间构建移动副等。

序号	参数	数值
1	工作过程	四冲程
2	气缸排列	V型,夹角60°
3	缸径/冲程	128/140 mm
4	额定功率	375 kW
5	额定转速	1500 rpm
6	发火顺序	A1-B5-A5-B3-A3-B6-A6-B2-A2-B4-A4-B1

表1 柴油机主要参数

气体燃烧压力为大头瓦的主要激励源,在模型 中利用 spline 曲线对活塞施加气体压力,然后设置 曲轴转速,完成多体动力学模型的建立,如图 1 所 示。基于多体动力学模型进行大头瓦动力学响应分 析,在缸内燃烧压力的作用下,大头瓦随曲轴转角所 受作用力如图 2 所示。大头瓦主要在压缩和做功冲 程承受较大载荷,和燃烧压力变化规律一致。

曲轴与大头瓦之间的相对运动可分为3种状态:全膜润滑状态、混合润滑状态和干摩擦状态。在 全膜润滑状态下,曲轴和大头瓦保持分离,完全由油



膜压力提供支撑,接触力接近于0;混合润滑状态时 既有油膜润滑也存在粗糙接触;干摩擦时则只有粗 糙接触压力。RecurDyn 中的 Revolute 是一个理想 的约束条件,针对连杆大头瓦和曲轴之间的复杂接 触情况,相比于理想旋转副 MEHD 模型更能反映大 头瓦的润滑状态。

因此,为了对柴油机周期运行过程中大头瓦润 滑特性进行分析,应用 MEHD 模型进行轴瓦与轴颈 间接触面的润滑仿真。在多体动力学模型的基础 上,于 B1 缸大头瓦处构建 MEHD 模型,划分网格, 构建轴瓦包角坐标系,如图 3 所示。大头瓦 MEHD 润滑参数如表 2 所示。



结构	参数值
轴承直径/mm	92
轴承宽度/mm	30
润滑间隙/mm	0.10
网格划分/周向 × 轴向	$100 \times 30$

表 2 大头瓦润滑 MEHD 参数

### 3 仿真结果与分析

模型仿真初始正常工况条件设置为:额定转速 1500 rpm,负载设置为100 N·m,轴瓦间隙0.1 mm, 仿真时间0.5 s,步长5000。对柴油机一个工作循环 内大头瓦润滑状况进行分析,并考虑不同轴瓦间隙、 转速以及负荷对大头瓦润滑的影响,具体仿真结果 以及分析如下。

#### 3.1 初始条件下大头瓦润滑特性

在燃烧压力作用下,连杆大头瓦载荷存在大幅 快变。曲轴和轴瓦之间的直接接触会产生高摩擦条 件,最终导致轴瓦磨损,因此,分析柴油机一个工作 循环内油膜力和粗糙接触力变化情况,如图4所示。 从图4可知,油膜力和燃烧压力变化规律一致,同时 达到最大值,粗糙接触力的峰值出现稍微滞后;自粗 糙接触力出现峰值后,做功冲程部分时间内粗糙接 触压力大于油膜力;进气冲程开始阶段以及排气冲 程结束阶段粗糙接触压力接近于0,此时为全膜润 滑状态,一个工作循环内轴瓦大部分时间处于混合 润滑状态。



在图 4 中的一个工作循环内选取 5 个特征时刻,通过大头瓦油膜压力以及粗糙接触压力分析 5 个时刻下轴瓦瞬态润滑特性,结果如表 3 所示。

表3 5个时刻特征参数

特征时刻	曲轴转角/。	特点
1	112	进气冲程,粗糙接触力为0,全膜润滑状态,即将进入混合润滑
2	310	压缩冲程,油膜力和粗糙接触力处于上升阶段,混合润滑状态
3	369	做功冲程,油膜力达到峰值,混合润滑状态
4	392	做功冲程,粗糙接触力达到峰值,混合润滑状态
5	650	排气冲程,油膜力较小,粗糙接触力接近于0,即将进入全膜润滑

五个时刻瞬态油膜压力分布云图如图 5(a)所 示,时刻 2、3、4 油膜压力集中分布在连杆轴线位置 (承压区)处,其余位置油膜压力极小。图 5(b)为 轴瓦周向油膜压力变化曲线,轴瓦油膜压力主要分 布在轴瓦包角 0~90°区间内,且不同时刻油膜压力 最大值分布的区间不同;另外,受燃烧压力的影响, 时刻 1 和 5 的油膜压力明显小于 2、3 和 4。图 5(c) 为承压区位置轴瓦轴向油膜压力分布,分析可得油 膜压力从中间位置向轴瓦两端递减。

图 6(a) 为 5 个时刻瞬态粗糙接触压力分布云

图,粗糙接触压力主要集中分布在连杆轴线附近,并 且随曲轴旋转方向角度有所偏移,因此大头瓦主要 在此区域产生磨损。图6(b)和图6(c)分别为轴瓦 周向和轴向粗糙接触压力分布,分析可得,时刻2、3 和4最大粗糙接触压力相等,但粗糙接触力越大的 时刻,粗糙接触压力最大值分布的区间越广;沿轴瓦 轴向粗糙接触压力基本不变。

图 7 为 5 个时刻轴瓦周向油膜厚度随曲轴转角 的变化,可看出时刻 2 和 3 在区间 0 ~ 60 °范围内油 膜厚度减小到 8 μm,在此区间内轴瓦产生较大的油



图 6 不同时刻下粗糙接触压力分布云图

膜压力,甚至出现粗糙接触,产生粗糙接触力,油膜 力和粗糙接触力共同为轴承提供支撑。时刻4轴承 作用力相对于2和3较小,因此,油膜厚度接近于0 的区间范围也相应缩小。1和5时刻则受较小轴承 力影响,油膜厚度在正常轴瓦间隙附近波动。

#### 3.2 不同轴瓦间隙下大头瓦润滑特性

通过文献[16]可知,常见柴油机的轴瓦间隙约

为大头瓦直径的 0.075% ~ 0.1%, 磨损极限间隙为 0.3 mm。因此本文所研究的柴油机大头瓦正常间隙 约为 0.1 mm。为了探讨不同轴瓦间隙对大头瓦润 滑特性的影响,在仿真过程中设置各种间隙情况,为 避免规律的随机性,以 0.1 mm 为基准上下取值。分别研究 0.05 mm、0.1 mm、0.15 mm 和 0.3 mm 轴 瓦间隙情况下的大头瓦润滑特性, 其中 0.3 mm 为

严重磨损状态下的轴瓦间隙。



图 8 为不同轴瓦间隙条件下大头瓦油膜力变化 规律。随着轴瓦间隙的增大,一个工作循环内油膜 力峰值随之增大;当轴瓦间隙较小时,油膜力的波动 较大;在进气和排气冲程油膜力受轴瓦间隙的影响 较小。



图 9 为不同轴瓦间隙下粗糙接触力变化曲线。 分析可得,轴瓦间隙越小,粗糙接触力峰值越大,并 且粗糙接触力在压缩和做功冲程中达到峰值的区间 范围减小,变化更加剧烈。轴瓦间隙越小,粗糙接触 压力出现的角度相对滞后,结束的角度相对提前。

图 10 为不同轴瓦间隙条件下峰值油膜压力变 化规律。峰值油膜压力随着轴瓦间隙的增大出现明 显增大,尤其当轴瓦间隙增大到 0.3 mm 时,油膜压 力峰值已超过 200 MPa,增大轴瓦所受负荷。当轴 瓦间隙较小时,压力出现波动,不利于油膜的稳定 — 1118 — 性。

综上,轴瓦间隙异常会对轴瓦油膜力、粗糙接触 力以及峰值油膜压力产生影响,合适轴瓦间隙更有 利于油膜的形成,减小轴瓦的磨损。



图 9 不同轴瓦间隙下大头瓦粗糙接触力变化曲线



图 10 不同轴瓦间隙下峰值油膜压力变化曲线

#### 3.3 不同工作负荷下大头瓦润滑特性

在正常轴瓦间隙、额定转速条件下,分析柴油机 不同工作负荷对大头瓦润滑的影响,设置150N·m、 100N·m以及50N·m3个负载,研究大头瓦油膜 力、粗糙接触力以及峰值油膜压力的变化规律。

图 11~13 分别为不同工作负荷下大头瓦油膜 力、粗糙接触力和峰值油膜压力变化曲线。分析可 得:大头瓦所受油膜力、粗糙接触力和峰值油膜压力 的最大值都随运行负荷的增大而增大;在曲轴转角 350~380°区间内大头瓦油膜力、粗糙接触力和峰 值油膜压力受负载影响较大,其余角度区间内受负 载变化影响较小。



图 11 不同负荷下油膜力变化曲线







因此,柴油机大头瓦所受载荷伴随运行负荷的 增大而增大,若长时间运行易产生损伤。根据已有 公开文献可知,轴承材料表面裂纹可沿着最大切应 力方向由表面向内部扩展;润滑油渗入裂纹中后对 裂纹产生较大的交变挤压作用,加速了裂纹的扩展, 最终表层剥落,降低使用寿命。

#### 3.4 不同转速下大头瓦润滑特性

在正常轴瓦间隙、负荷 100 N · m 时,分析柴油 机工作转速对大头瓦润滑的影响。设置 1800 rpm、 1500 rpm 以及 1200 rpm 3 个转速,分别为超速、正常 和低速 3 种情况,研究大头瓦油膜力、粗糙接触力以 及峰值油膜压力的变化规律。

图 14 为不同转速下油膜力变化曲线。可以看 出油膜力受转速的影响较小,在低速运行时,油膜力 最大值减小;曲轴转角 400~490°时,油膜力随着转 速的增大而增大。



图 15 为不同转速下粗糙接触压力变化曲线。 从图中可以看出,曲轴转角 330~485°时,粗糙接触 力随着转速的增大而减小;曲轴转角 485~660°时, 粗糙接触压力随着转速的增大而增大。

图 16 为不同转速下峰值油膜压力变化曲线。 分析可得,整个工作循环内峰值油膜压力随着转速 的增大都呈增大趋势,并且在最大值处受转速影响 明显。

#### 3.5 大头瓦磨损仿真结果

基于 Archard 磨损模型,进一步对不同工况下 B1 缸的大头瓦的磨损情况进行分析。





图 17 为不同轴瓦间隙下轴瓦最大磨损深度随 曲轴转角变化曲线。分析可得,一个工作循环内,最 大磨损深度的峰值受轴瓦间隙影响较小;曲轴转角



90~345°以及427~695°区间内,轴瓦最大磨损深 度随轴瓦间隙的增大而增大;轴瓦间隙0.3 mm时, 轴瓦磨损相较其他轴瓦间隙有大幅增加。

图 18 为不同工作负荷条件下轴瓦最大磨损深 度随曲轴转角变化曲线。分析可得,轴瓦最大磨损 深度受工作负荷的影响较小。这说明在一定工作负 荷范围内,工作负荷增大没有改变轴瓦表面粗糙峰 接触,由轴瓦粗糙峰接触导致的轴瓦磨损受工作负 荷变化影响微小。



图 19 为不同转速下最大磨损深度随曲轴转角 变化曲线。分析可得,转速变化对最大磨损深度影 响明显,随着转速的增大,会加剧轴瓦磨损。



4 大头瓦磨损故障模拟实验验证

柴油机故障模拟实验台如图 20 所示。首先安

装正常轴瓦,在额定工况下运转 5 min,为减少噪声 干扰,在主轴瓦轴承座安装加速度传感器进行振动 信号采集并进行编号,如图 21 所示;然后将 B1 缸更 换线切割加工的局部磨损轴瓦,额定工况下运行 5 min后,停机对 B1 缸进行拆解处理。



图 20 柴油机故障模拟实验台



图 21 加速度传感器安装示意图

轴瓦磨损前后对比分析如图 22 所示,上半瓦承 压区为主要磨损位置,这是由于轴瓦粗糙接触压力 主要分布在此区间范围内,与仿真结果一致。



图 22 轴瓦磨损前后对比图

进一步,对2 号轴承座(距离 B1 缸位置最近) 加速度传感器测得的振动信号进行分析,图23 所示 为正常和磨损状态下的时域波形和频谱对比。分析 可得,B1缸的发火上止点位于360°,2个下止点分 别位于180°和540°,轴瓦磨损故障会导致在2个 下止点相位产生振动冲击;而且冲击的频率成分主 要在5~7kHz的高频区域。



### 5 结论

对柴油机构建多体动力学模型,基于 MEHD 模型对一个工作循环内大头瓦润滑特性进行分析,并 在此基础上研究了不同轴瓦间隙、工作负荷以及曲 轴转速对大头瓦润滑的影响;进一步,对大头瓦的磨 损状况进行了研究,主要结论如下。

(1)柴油机一个工作循环内,连杆大头瓦主要 处于混合润滑状态,油膜压力和粗糙接触压力集中 分布在连杆轴线附近。

(2)轴瓦间隙过小易导致粗糙接触力增大以及 油膜力不稳定,轴瓦间隙过大会导致峰值油膜压力 过大;工作负荷的增大会导致轴瓦所受交变载荷增 大,长期大负载运行会增加轴瓦疲劳的风险,降低轴 瓦使用寿命;曲轴转速主要对大头瓦峰值油膜压力 产生影响。

(3)轴瓦磨损主要受轴瓦间隙以及转速的影响,工作负荷对轴瓦表面粗糙接触影响微小;大头瓦磨损位置主要分布在承压区,因此制造过程中可在此处进行强化处理。

#### 参考文献

- [1] 杜家益,袁银南,孙平,等. 车用柴油机机械损失功率 分配[J]. 汽车工程, 2002,24(6):503-506.
- [2] PANAYI A P. Numerical models for the assessment of the cylinder-kit performance of four-stroke internal combustion engines [D]. Michigan: Michigan State University, 2009.
- [ 3] PATIR N, CHENG H S. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces [J]. Journal of Tribology-Transactions of The ASME, 1979, 100:12-17.
- [4] OKAMOTO Y, KITAHARA K, USHIJIMA K, et al. A study for wear and fatigue of engine bearings on rig test by using elasto hydro dynamic lubrication analysis [J]. ASE Transaction, 1999,3;415-428.
- [5] NAYAK N, RANE S, KUSHWAHA R. Wear study and EHD lubrication analysis on connecting rod big end bearings of off-highway application engine [J]. Lubrication Science, 2020,32(5): 218-229.
- [6] 李梅,吴泓,陈志忠,等. 船用柴油机连杆小头轴承润 滑分析[J]. 柴油机, 2011,33(3):29-32.

- [7] 贾德文,申立中,毕玉华,等. 柴油机连杆大头轴承润 滑特性影响因素的研究[J]. 汽车工程, 2012,34 (11):981-983,994.
- [8] 赵志强,王根全,王延荣,等. 8V 柴油机连杆小头轴承 润滑及结构对比分析[J]. 车用发动机,2017(2):78-82.
- [9] 张忠伟,刘继林,宋现浩,等. 柴油机连杆小头与活塞 销轴承润滑特性分析[J]. 车用发动机, 2018(3):59-66.
- [10] 武起立,周瑞平,陈天佑,等. 基于多体动力学的船用 柴油机连杆轴承润滑分析[J]. 润滑与密封, 2019,44
  (2):103-108.
- [11] 李秀春,赵俊生,李云强,等. 曲轴偏置对柴油机主轴 承润滑性能的影响[J]. 润滑与密封, 2021,46(3): 83-89.
- [12] 林建辉,王炳轩,魏立队. 整机体下船舶柴油机主轴承 热弹流体动力混合润滑研究[J]. 大连海事大学学报, 2020,46(4):102-111.
- [13] 黄粉莲,彭继银,毕玉华,等.非道路两缸柴油机轴承 热弹性流体动力润滑特性研究[J]. 润滑与密封, 2019,44(10):57-64.
- [14] SANDER D E, ALLMAIER H. Starting and stopping behavior of worn journal bearings[J]. Tribology International, 2018,127:478-488.
- [15] HANEEF M D, RANDALL R B, et al. Wear profile prediction of IC engine bearings by dynamic simulation [J]. Wear, 2016,364/365:84-102.
- [16] 刘兵. 柴油机曲轴装配间隙的检查及安装要点[J]. 农机使用与维修, 2014(10):103.

# Research on wear mechanism of diesel engine connecting rod bearing under strong impact load

WANG Huailei, JU Chuanlong, ZHANG Jinjie, MAO Zhiwei, SONG Chunyu (Beijing Key Laboratory of Health Monitoring and Self-Healing of High-end Mechanical Equipment, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029)

#### Abstract

Based on the theory of micro-elastic fluid lubrication and multi-body dynamics, a multi-body dynamic model of diesel engine crank-connecting rod mechanism is built to study the wear mechanism of diesel engine connecting rod big end bearing under strong impact load. The lubrication simulation study of connecting rod big end bearing is carried out to obtain the transient lubrication characteristics of bearing pad and master the change law of oil film pressure, rough contact pressure, and oil film thickness. On this basis, the influence of different bearing clearance, working load and rotating speed on the lubrication characteristics of the big end bearing is studied, and the variation rules of oil film force, rough contact force and peak oil film pressure are analyzed. Furthermore, the wear model is established to analyze the wear depth of the big head pad under strong impact load. The results of the theoretical equation are verified by the fault simulation test, which provides guidance for the research on the wear fault mechanism and fault diagnosis of the connecting rod big end bearing.

Key words: strong impact load, diesel, connecting rod bearing, lubrication, wear

-1122 -