

船用柴油机连杆小头轴承润滑分析

李 梅, 吴 泓, 陈志忠, 梁 刚, 李 全

(七一一研究所, 上海 201108)

摘 要: 应用 AVL EXCITE PU 软件建立了某船用柴油连杆与弹性流体动力润滑轴承的多体动力学计算模型。计算分析了表面粗糙度、半径间隙、活塞销刚度对油膜动态特性的影响。分析结果表明: 表面粗糙度增大, 不利于油膜润滑; 轴承半径间隙适当减小, 有利于油膜润滑; 供油方式改为压力供油改善油膜润滑没有明显; 在缸内燃气爆发时刻之后, 滑油填充率明显下降, 有瞬时断油之虞。据此, 为结构设计优化提供了理论依据。

关键词: 柴油机; 连杆小头轴承; 润滑; 多体动力学

中图分类号: TK423.3+2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2011)03-0029-04

Lubrication Analysis of Connecting Rod Small End Bearing of Marine Diesel Engine

Li Mei, Wu Hong, Chen Zhizhong, Liang Gang, Li Quan

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: A multi-body dynamics coupling model of a marine diesel engine connecting rod and elastic-hydrodynamic bearing lubrication was built by using AVL EXCITE PU software. Then the effects of structural design parameters such as surface roughness, radial clearance and stiffness of piston pin on dynamic characteristics of oil film were discussed in detail. The results show that the increase of surface roughness is not good for lubrication of oil film; on the contrary, proper decrease of radial clearance is good for it; pressure feed has no obvious effect; after the explosion, the lube oil packing rate declines considerably and has the possibility of transient oil cut-off. The results offer theoretical references for structure optimal design.

Keywords: diesel engine; connecting rod small end bearing; lubrication; multi-body dynamics

0 概 述

随着越来越多的新技术的应用, 船用柴油发动机的升功率、最大燃烧压力越来越大, 连杆小头轴承工作环境也更加恶劣。活塞销转动线速度非常低, 连杆小头油膜的形成以挤压效应为主。与车用发动机相比, 船用柴油机活塞连杆组惯性力较大, 转速不高, 连杆小头润滑情况更为恶劣。

轴承润滑状态不仅与滑油特性、温度、压力等

有关, 结构设计参数如衬套宽度、衬套材料、半径间隙以及轴颈的变形等也是影响油膜分布的重要因素。因此有必要建立结构动力学与弹性流体动力计算的耦合计算模型。本文运用 EXCITE PU 软件建立油膜分析仿真模型, 将动力学计算结果与弹性流体动力计算结果互为边界条件, 从而得到动态油膜分布结果, 与实际情况更加吻合。在此基础上, 通过改变结构参数, 分析这些参数对油膜分布的影响, 为结构设计优化提供理论依据。

1 结合多体动力学的弹性流体动力润滑分析方程

结构体承受内、外力及力矩的作用, 其运动遵循动量和角动量定律, 动力学方程组为:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{D} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = \mathbf{f}^{(a)} + \mathbf{f}^* + \mathbf{p}^* \quad (1)$$

式中: $\mathbf{M}$ 为质量矩阵; $\mathbf{D}$ 为阻尼矩阵; $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵; $\mathbf{q}$ 是振幅; $\mathbf{f}^{(a)} + \mathbf{f}^* + \mathbf{p}^*$ 为外载、体间相互作用力和力矩矢量, 其中: $\mathbf{f}^{(a)}$ 为已知的外部载荷力和力矩, $\mathbf{f}^*$ 为未知的连接件接触力和力矩, $\mathbf{p}^*$ 是由坐标变换产生的非线性项。这里 $[\mathbf{D}] = \alpha[\mathbf{M}] + \beta[\mathbf{K}]$ 中的 α 和 β 是结构阻尼和振动频率的函数。

扩展雷诺方程如(2)式, 左边两项描述了径向滑动轴承沿周向和轴向的油膜压力分布, 右边描述轴颈在轴承孔中心的旋转效应和挤压效应。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{12\eta} h^3 \theta \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{12\eta} h^3 \theta \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \theta \frac{u_1 + u_2}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + h \frac{u_1 + u_2}{2} \frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{\partial(h\theta)}{\partial t} \quad (2)$$

式中: p 为压力; θ 为填充率; h 为间隙高度; η 为粘度; u_1 为轴颈(瓦)的周向速度; $x(z)$ 为周向(轴向)坐标; t 为时间。

油膜厚度 $h(\theta)$ 表示为:

$$h(\theta) = h_{\min}(\theta) + \Delta h(\theta) + \delta h(\theta) + \sigma h(\theta) \quad (3)$$

式中: Δh 为刚性轴颈和衬套时表面各点油膜厚度与 $h_{\min}$ 的差, δh 是表面粗糙度引起的油膜厚度, σh 是与压力分布相关的弹性位移函数。

粗糙接触压力:

$$P_a = \kappa F_{\frac{1}{2}}(H_s) \quad (4)$$

$F_{\frac{1}{2}}$ 是与膜厚比 H_s 相关的方程, 也就是说, 弹性系数 κ 越大, 粗糙接触压力越大; 弹性系数与弹性模量、粗糙度有关。油膜压力包括液动压力和粗糙接触压力两部分, 在油膜厚度低于设定值时, 就采用粗糙接触方程。

2 仿真模型建立与分析

2.1 有限元模型及前处理

应用 Hypermesh 软件对连杆三维模型进行网格划分, 由于衬套和轴瓦上网格的划分直接影响到油膜计算精度, 所以需要控制轴向和周向网格等分, 因为不计算连杆应力分布, 所以可以去掉一些过渡圆角等细节几何特征, 将网格划分的较稀疏; 保留连杆衬套和轴瓦上所有节点的横向和气缸中心线方向的平动自由度; 保留止推轴承上节点的轴向自由度。有限元模型如图 1 所示。

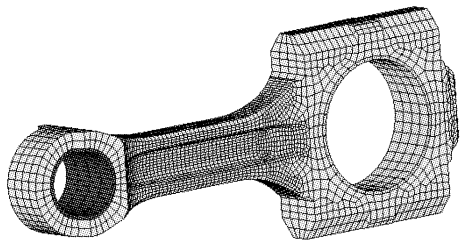


图 1 连杆有限元模型

2.2 仿真模型建立及求解

将连杆有限元模型进行模态缩减, 在 EXCITE PU 中建立多体动力学计算模型如图 2 所示。多体动力学计算模型包括连杆、活塞销、曲柄销、缸套四个体, 以及连杆小头轴承和大端轴承两个弹性液动滑动轴承连接体。轴承计算模型包含油槽油孔结构、布油槽、衬套边缘型线结构等细节几何特征, 衬套供油边界如图 3 所示。

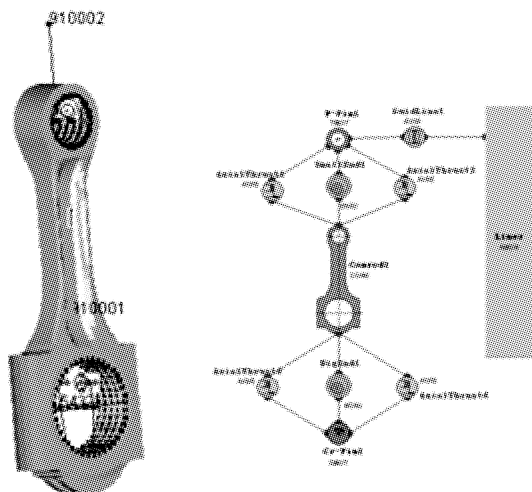


图 2 连杆小头油膜计算模型

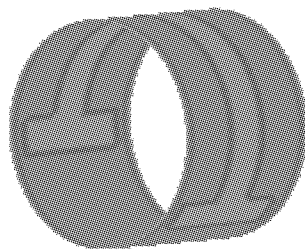


图 3 衬套油膜边界

轴承动力润滑计算基本结构设计参数见表 1。应用有限差分法求解扩展 Renolds 方程作为边界条件, 用有限元法求解轴瓦的弹性变形。计算工况为 1 500 r/min, 活塞载荷如图 4 所示, 设置步长为 1 °CA, 进行两个循环周期的仿真计算。

表 1 润滑计算参数

活塞销直径/mm	80
连杆小头衬套供油槽宽度/mm	14
曲柄销直径/mm	165
转速/(r/min)	1 500

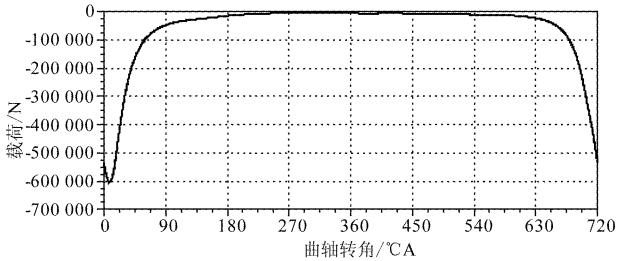


图 4 活塞载荷

3 结构设计参数影响分析

3.1 表面粗糙度对连杆小头轴承油膜特性的影响

轴承表面粗糙不平，峰元处的承载势必增大，其峰元摩擦力也会增大。同时，轴承表面粗糙度也会影响滑油流动，从而影响承载油膜的动态特性。如图 5 所示，衬套表面粗糙度由 0.4 增大到 0.8，轴承的最大油膜压力由 268.9 MPa 增大到 335.04 MPa，摩擦功由 46.4 N·m 增大到 101.07 N·m。因此，当粗糙度增大，最大油膜压力上升，摩擦功增加，轴承温度升高。

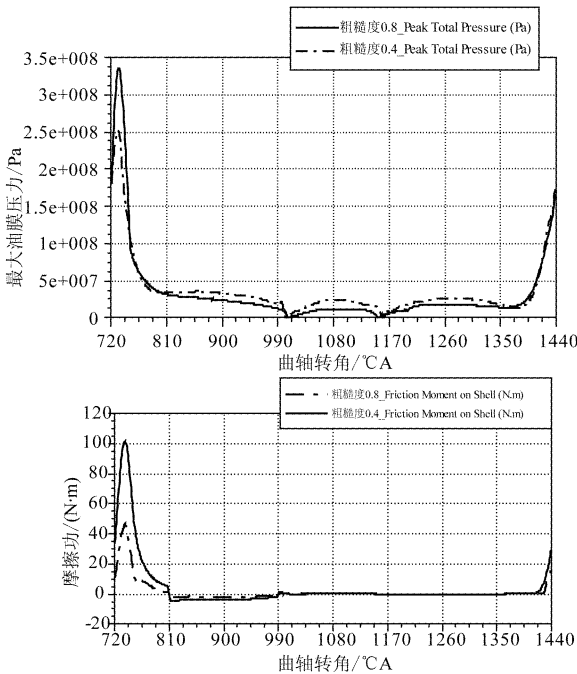


图 5 连杆小头轴承油膜压力 (上) 与摩擦功 (下)

3.2 供油压力对连杆小头轴承油膜特性的影响

高速柴油机的活塞冷却油输送方式经常采用固定喷嘴供油，连杆小头一般没有压力供油，只接受

活塞回油，因此连杆衬套上供油压力比较低；另外一种供油方式是压力供油。计算比较两种供油压力对连杆小头轴承润滑的影响，如图 6 所示。在较危险区域最小油膜厚度基本不变，即气缸发火时刻前后的最小油膜厚度与供油压力的关系不大；在排气和进气冲程，最小油膜度与供油压力关系较大，呈正相关变化趋势。因此，增大供油压力，对于连杆小头轴承润滑不会带来明显改善。

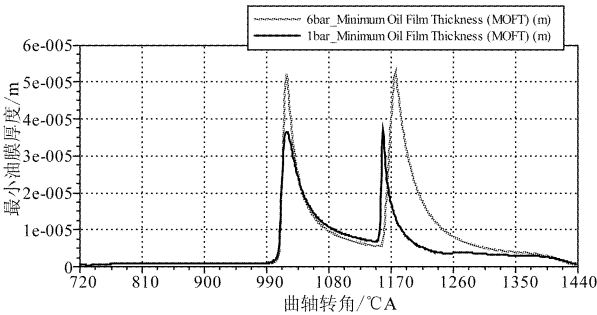


图 6 连杆小头轴承最小油膜厚度

3.3 半径间隙对连杆小头油膜特性的影响

减小轴承半径间隙可使油膜厚度下降，也可使油膜厚度增大。半径间隙过大，不容易建立起油膜压力，适当减小半径间隙，易建立油膜，从而增大油膜厚度；半径间隙过小，滑油流量减小，温度易升高，使滑油粘度下降，油膜厚度下降。因此每个轴承都有一个最佳间隙。如图 7 所示，半径间隙为 0.056 5 mm 时，滑油的最小填充率不超过 0.055，半径间隙为 0.041 mm 时，滑油的最小填充率达到 0.07，因此，当径向间隙增大到一定程度时，滑油填充率明显下降。滑油填充率是反映某一时刻，轴颈后侧让出空间，滑油充入的体积所占的百分比。如果滑油填充率较低，可能出现油膜瞬时被切断，滑油还来不及补充，出现局部瞬时低压状态，易在衬套表面形成气蚀。因此半径间隙过大，滑油填充率下降，不利于油膜润滑。

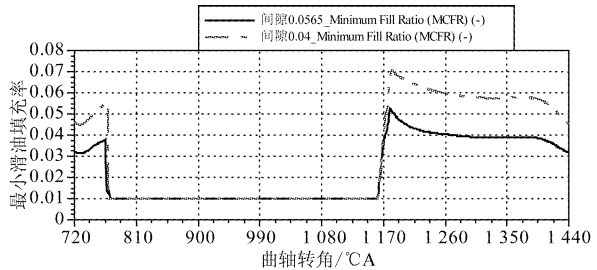


图 7 滑油填充率

3.4 活塞销刚度对连杆小头油膜特性的影响

活塞销受到活塞销座和连杆小头的作用力，会发生弯曲变形，活塞销刚度越低，越容易发生弯曲

变形, 而弯曲变形会影响油膜挤压效应, 从而影响油膜分布状态。这里只考察活塞销刚度对连杆小头轴承油膜的影响, 分别取活塞销内径为外径的 $1/4$ 和 $1/2$ 来计算油膜分布情况, 如图 8 所示。上图为活塞销内径是 $1/2$ 外径时的油膜压力分布图, 下图为活塞销内径是 $1/4$ 外径的油膜压力分布图, 可见布油槽边缘处油膜压力明显较大。如图 9、图 10 所示, 当活塞销刚度变小时, 连杆小头轴承最大粗糙接触压力较小, 最大油膜压力较小, 并没有对连杆小头轴承油膜带来不利影响。

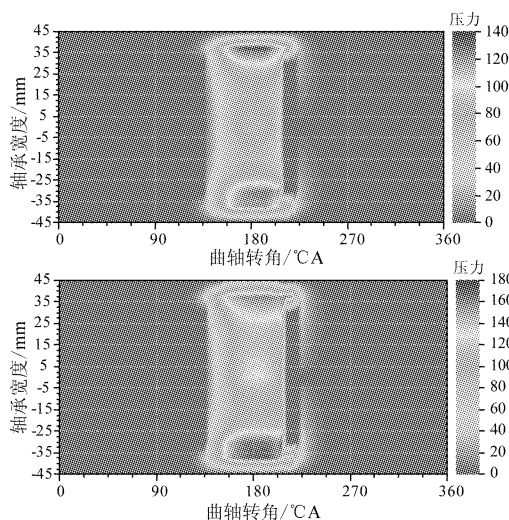


图 8 730CA 油膜压力分布图

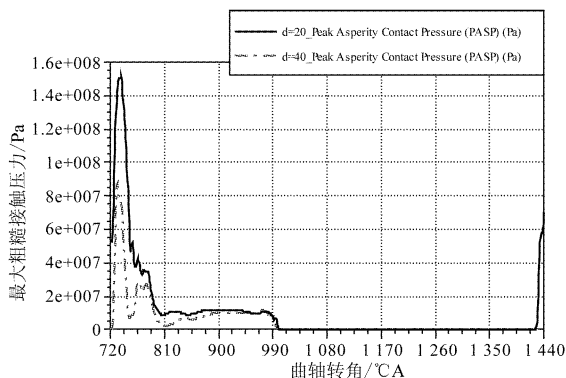


图 9 最大粗糙接触压力

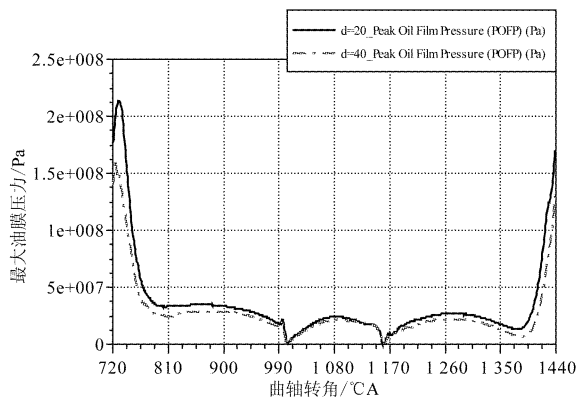


图 10 最大油膜压力

4 结 论

(1) 衬套表面粗糙度增大, 粗糙接触压力增大, 摩擦功增大, 易使滑油温度升高和发生磨损, 不利于连杆小头油膜润滑, 因此制造加工过程中应严格控制衬套表面粗糙度;

(2) 连杆小头轴承半径间隙适当减小, 滑油填充率增大, 有利于油膜润滑;

(3) 连杆小头轴承供油方式由无压力供油改为压力供油时, 油膜润滑状态没有明显改善;

(4) 当活塞销内径由外径的 $1/4$ 改为外径的 $1/2$ 时, 对连杆小头轴承润滑没有带来影响, 由于计算模型中仅考虑活塞销弯曲变形, 没有考虑活塞销径向变形, 因此有必要完善计算模型进一步研究;

(5) 连杆小头轴承在缸内燃气爆发时刻之后的滑油填充率明显下降, 有瞬时断油之虞, 因此, 布油槽边缘应光滑过渡和倒角, 以利于布油。

参考文献

- [1] 李柱国. 内燃机滑动轴承[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2003.
- [2] 船用柴油机设计手册编辑委员会. 船用柴油机设计手册[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982.
- [3] 任俊, 刘小君, 王伟, 等. 发动机连杆小头轴承的润滑研究[J]. 合肥工业大学学报, 2008, 31(3): 348-351.