

柴油机连杆衬套微动特性研究*

FRETTING CHARACTERISTICS ANALYSIS ON CONNECTING ROD
BUSHING OF DIESEL ENGINE

赵俊生** 杜 平 樊文欣

(中北大学 机械与动力工程学院, 太原 030051)

ZHAO JunSheng DU Ping FAN WenXin

(School of Mechanical and Power Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China)

摘要 针对某型柴油机连杆小头和衬套过盈配合引起的微动现象,建立了连杆小头-衬套-活塞销三体接触的有限元模型,应用有限元法求解计算得到了不同参数下衬套的等效应力和变形变化规律。结合接触力学理论,分析了连杆摆角、过盈量和摩擦因数等不同参数对衬套微动特性的影响规律。分析结果表明,随着过盈量的加大,衬套的摩擦应力、接触压力和摩擦功不断的增大,而微动幅值呈不断减小的趋势。随着摩擦因数的降低,衬套的接触压力变化较小,摩擦应力和摩擦功不断减小,而微动幅值呈不断增大的趋势。应适当增大过盈量并减小衬套的摩擦因数来减缓微动磨损。

关键词 连杆衬套 微动特性 过盈配合 有限元法

中图分类号 TH 117.1

Abstract Contact model was established include connecting rod, bushings and piston pin. Comprehensive stress and deformation of connecting rod and bushing were calculated under different amount of interference of bushing in the detonation pressure moment. With contact mechanics theory, the law of fretting key parameters of bushing was summarized under different connecting rod angles, amounts of interference of bushing and friction coefficients. The results show that the fretting of bushing is most serious in the detonation pressure moment. Along with the increase of amounts of interference, contact pressure, friction stress and frictional work of bushing show increasing trends, but fretting amplitude shows reducing trend. With the decrease of the friction coefficient, bushing contact pressure changes a little, friction stress and frictional work show reducing trends, but fretting amplitude shows increasing trend.

Key words Connecting rod bushing; Fretting characteristic; Interference fit; Finite element method

Corresponding author: ZHAO JunSheng, E-mail: yxzs@163. com, Tel: +86-351-3924971, Fax: +86-351-3924971

The project supported by the Natural Science Foundation of Shanxi Province (No. 2012011023-2), and the High & New Technology Industrialization Project of Shanxi Province Colleges and Universities (No. 20120021).

Manuscript received 20141010, in revised form 201141112

引言

在柴油机运行过程中,连杆衬套受到活塞销交变载荷的作用,其过盈配合的接触面会出现不断变化的微动幅值,进而产生变化的微动接触区。微动不但会引起微动磨损,还会引起微动疲劳,进而使衬套萌生裂纹或者产生过度磨损,严重影响发动机的性能和可靠性。实际工况下曾出现连杆衬套产生局部微裂纹并导致扩展失效^[1]。

许多学者采用简洁、清晰的 Hertz 和 Mindlin 解析解来描述接触区内的应力特征。对于实际工程中的微动现象,受到物体几何、加载形式和界面条件等的限

制,适用范围较窄,采用解析解将更为困难。

迄今,对微动的研究大多是定性地通过实验来探究材料微动特性^[2-4]。Briscoe B J 等采用实验方法研究了 PMMA 的扭转磨损行为^[5-6]。Sachin R Shind 采用试样进行微动磨损试验,研究材料的微动磨损疲劳行为^[7]。但式样试验不能准确的分析一些实际工况下受力较复杂或者位置比较特别的接触区域。国内 Wang Z L 等采用共轭梯度与快速傅立叶变换计算方法,对弹性材料先后施加单调的切向和扭转载荷,取得了一定的结果,证实了数值方法计算扭转复合微动模型的可行性与有效性^[8]。与解析法相比,数值方法具有独特的优势和实用价值,特别是在多体微动接触应

* 20141010 收到初稿,20141112 收到修改稿。山西省自然科学基金(2012011023-2)、山西省高校高新技术产业化项目(20120021)资助。

** 赵俊生,男,1969年6月生,山西岚县人,汉族。中北大学机械与动力工程学院,副教授,博士,硕士研究生导师,主要从事动力机械振动控制、摩擦磨损与润滑方面的研究工作。

力的弹塑性应力分析方面。由于微动疲劳接触区域上的应力、应变分布十分复杂,用一般的数值计算方法计算接触面上的应力、应变很困难,所以研究者都采用有限元法来计算接触区域上的应力、应变分布^[9-11]。

本文结合连杆小头和衬套实际工况对其接触过程进行数值有限元模拟分析,利用接触力学理论和有限元方法,分析了连杆摆角、衬套过盈量和摩擦因数对衬套微动的主要关键参数包括微动幅值、接触压力、摩擦应力、摩擦功等的影响,进而通过分析得出连杆衬套的微动特性规律,为提出减缓微动磨损的措施提供技术参考。

1 连杆小头 - 衬套 - 活塞销三体接触有限元分析

某型柴油机 1/2 连杆小头、衬套和活塞销三体接触几何模型如图 1 所示。其中连杆小头与衬套过盈配合,衬套与活塞销间隙配合。由于主要研究连杆小头和衬套接触面间的微动特性,模型只取连杆的上半部分,且对杆身做了简化。根据圣维南原理,这并不影响分析结果。各部件结构参数尺寸表 1。

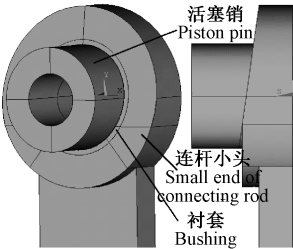


图 1 三体接触几何模型
Fig. 1 Geometric model of three-body

表 1 部件结构参数
Tab. 1 Structure parameter

结构 Structure	连杆小头 Connecting rod	衬套 Bushing	活塞销 Piston rod
内径 Inner diameter R_i /mm	28.5	26.05	12.95
外径 Outer diameter R_o /mm	45	28.55	29.5
端面斜角 Angle $\theta/(^\circ)$	8	8	0
轴向长度 Length L /mm	50	50	100

选取单元的类型为 20 节点实体 SOLID186 单元,接触目标面单元为 Contact170 单元,接触面单元为 Contact174 单元。连杆的材料为中碳钢,弹性模量 210 GPa,泊松比 0.3。衬套材料为锡青铜,弹性模量 110 GPa,泊松比 0.3。活塞销弹性模量 205 GPa,泊松比 0.3。

在过盈配合的微动过程中接触面的摩擦力和切向

力起主导作用,而摩擦力又跟接触压力有直接的关系,分别选取连杆摆角分别为 0°、5°、10°和 15°时对模型进行计算分析。实际工况下连杆绕活塞销轴心在左右摆动,为了计算方便,固定连杆,在上述角度下施加载荷摆动。

选取 120°余弦载荷来模拟活塞销的实际受力。四分之一模型受力 $P_m \cos \theta$ 的幅值如下

$$\int_0^{\frac{B}{2}} dz \int_0^{60^\circ} R_1 P_m \cos \theta d\theta = \frac{P_k}{4}$$
$$P_m = \frac{P_k}{\sqrt{3}BR_1}$$

其中, B 为活塞销承载轴向长度; R_1 为活塞销承载面半径; P_k 为活塞销在不同连杆摆角下的实际载荷(表 2)。

表 2 不同连杆摆角的活塞销承载
Tab. 2 Piston rod load in different connecting rod angle

连杆摆角 Connecting rod angle $\beta/(^\circ)$	曲柄转角 Crankshaft angle $\alpha/(^\circ)$	活塞销承载 Piston rod load P_k/kN
0	370	248
5	380	230
10	400	120
15	450	33

2 计算结果及分析

通过有限元数值计算,获得不同参数下衬套的位移场和应力场(如图 2),并用以下参数对连杆衬套配合面的微动特性进行分析。

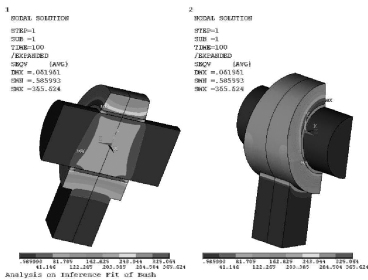


图 2 三体接触等效应力云图
Fig. 2 Equivalent stress of three-body contact

(1)发生微动处的滑移量 δ , 其反映接触区滑移状态的变化情况,接触表面的颗粒剥落、微动磨损主要发生在滑移区,其磨损程度与滑动距离大小直接相关。

(2)摩擦功参数 W , 其表征接触表面磨损消耗的能量,定义为 $W = \mu \sigma_n \delta, \text{mJ} \cdot \text{m}^{-2}$, 式中: μ 为摩擦因数; σ_n 为法向接触压力, kPa; δ 为相对滑动距离, μm 。

2.1 连杆摆角对衬套微动特性的影响

不同连杆摆角下,衬套下部承压区中间线接触压力随摆角的变化如图 3 所示。在衬套边沿处接触压力

明显大于内部的,由边沿效应和活塞销在爆压作用下发生弯曲共同导致。

2.1.1 连杆摆角对衬套微动幅值的影响

不同摆角下衬套的切向微动幅值如图 4 所示。由于连杆和衬套的微动导致其接触面进行频繁周期地相对滑动,衬套在工作中处于变微动幅值、变方向的周期微动。随着摆角的加大,总的微动幅值在呈不断的减小趋势,在爆压时刻的微动幅值最大,为 5.69 μm。在这个过程中,摩擦面在正压力作用下,使表面凸起部分发生粘着,粘着部分又被摩擦力所剪切,形成细微颗粒。这些颗粒在往复微动中不能顺利排出,成为磨料,加剧了磨损的过程,导致过盈量随使用时间的增加而减少。

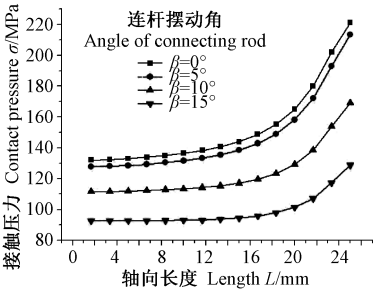


图 3 衬套承压区中间线的接触压力
Fig.3 Contact stress of bushing in middle zone

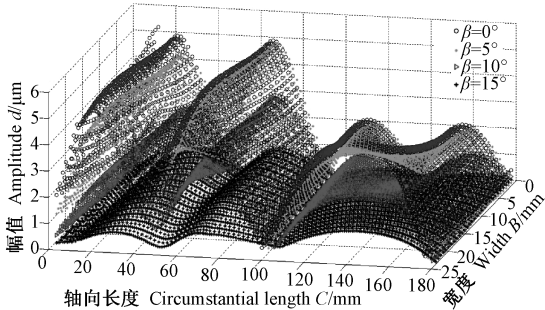


图 4 不同连杆摆角处的衬套的总微动幅值分布图
Fig.4 Total fretting amplitude of bushing with different connecting rod angle

2.1.2 连杆摆角对衬套的摩擦功的影响

随着摆角的变化,衬套各处的摩擦应力和总的微动滑移幅值也在变化,对应的摩擦功也在改变。不同连杆摆角处的衬套微动摩擦功的如图 5 所示。从图 5 可以看出,不同的摆角处的衬套摩擦功的分布规律是一致的。摩擦功以衬套上下部分的承压区的中间线为对称轴呈近似对称分布。随着摆角的加大,摩擦功整体呈不断减小的趋势。摩擦功在衬套下部分的承压区两侧边沿处达到最大值。

2.2 过盈量对衬套微动特性的影响

2.2.1 过盈量对衬套微动幅值的影响

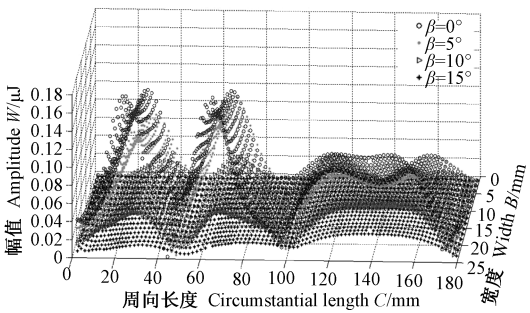


图 5 不同连杆摆角下的衬套的摩擦功
Fig.5 Frictional work of bushing with different rod angle

不同过盈量下的衬套爆压时刻的微动幅值如图 6 所示。随着过盈量的增加,切向微动幅值呈略微减小趋势。对于衬套轴向位移,都是在衬套上半部分的承压区中心线处有最大的轴向微动幅值。且微动幅值沿衬套轴向由里向外,轴向微动幅值不断的增大。在衬套下部的承压区中心线处,轴向微动幅值也很大,沿着轴向方向由里向外轴向微动幅值先增大后减小。对于总的微动幅值,在衬套下部总的微动幅值沿轴线由里向外呈先增大后减小的趋势,在距离边沿 5 mm 附近处最大值。

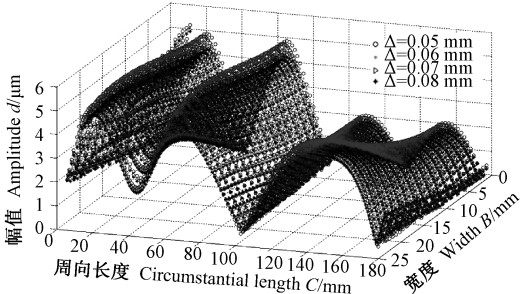


图 6 不同过盈量下的衬套总微动幅值
Fig.6 Total fretting amplitude of bushing with different shrink range

2.2.2 过盈量对衬套的摩擦功的影响

不同过盈量下的衬套的摩擦功如下图 7 所示。从图可知,衬套的摩擦功沿衬套轴线由内向外呈逐渐增大的趋势,在边沿处有最大值。摩擦功最大值发生在衬套下部承压区两侧边沿处。从图中还可以看出,随着过盈量的增大,摩擦功也呈不断增大的趋势,在边沿处表现尤为明显。随着过盈量的增大,摩擦功也在不断的增大。在衬套内部增大的稍慢,在边沿处增大的较快。最大摩擦功随过盈量的增大呈线性增大趋势。

2.3 配合面摩擦因数的影响

2.3.1 摩擦因数对微动幅值的影响

衬套过盈量为 0.05 mm 时,不同的摩擦因数下的微动幅值如图 8 所示。随着摩擦因数的减小,衬套的切向微动幅值、轴向微动幅值和总的微动幅值呈不断增大的趋势。这主要是因为摩擦因数的降低使衬套的

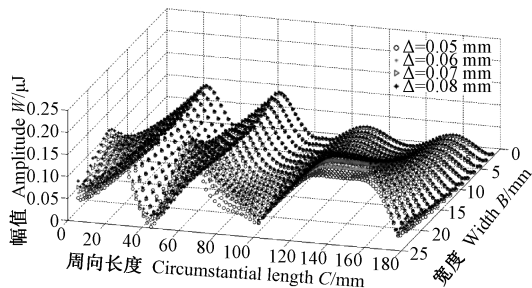


图7 不同过盈量下的衬套摩擦功

Fig. 7 Frictional work of bushing with different shrink range

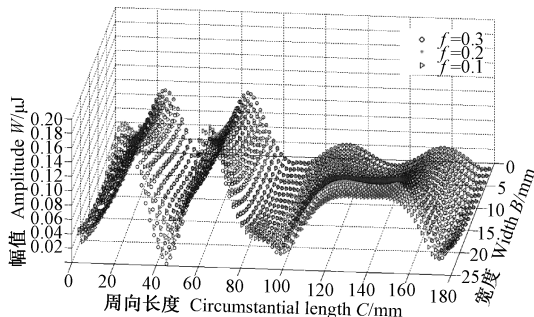


图10 不同摩擦因数下衬套的摩擦功

Fig. 10 Frictional work of bushing with different friction coefficient

静摩擦力也随着降低,所示衬套和连杆间相互错动的幅值会更大。衬套承压区两侧的微动幅值随摩擦因数的变化如图9所示。从图中可以明显看出随着摩擦因数的降低,总的微动幅值在不断的增大。不同摩擦因数下衬套最大微动幅值随摩擦因数的增大,衬套的最大微动幅值呈线性减小的趋势。

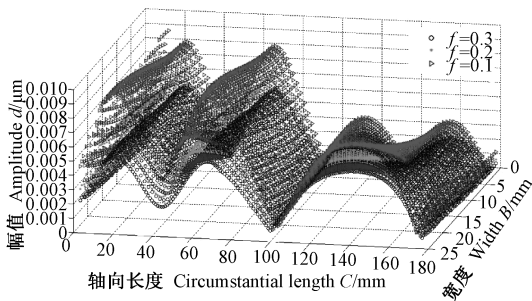


图8 不同摩擦因数下的衬套微动幅值

Fig. 8 Total fretting amplitude of bushing with different friction coefficient

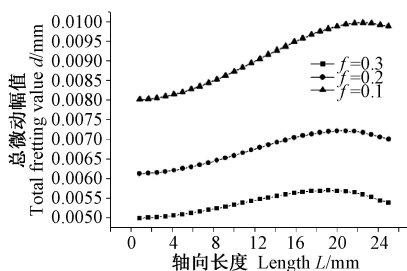


图9 衬套承压区微动幅值随摩擦因数的变化

Fig. 9 Fretting amplitude of bushing in load zone with different friction coefficient

2.3.2 摩擦因数对摩擦功的影响

不同摩擦因数下衬套的摩擦功如图10所示。从上图可知,衬套的摩擦功总体沿衬套轴线由内向外呈逐渐增大的趋势,在边沿处有最大值。摩擦功最大值发生在衬套下部承压区两侧边沿处。这是和微动幅值分布规律最不同的地方,主要是因为边沿处的摩擦应力较大。从图中还可以看出,随着摩擦因数的降低,衬套的摩擦功整体在不断的减小。

在衬套下部承压区两侧,不同的摩擦因数下的衬套的摩擦功如图11所示。从图中可以看出,摩擦因数从0.3到0.2时,衬套摩擦功降低较为明显,内部摩擦功比衬套边沿处的摩擦功降低的幅度略大。摩擦因数从0.2到0.1时,摩擦功呈整体减小趋势,在衬套内部,摩擦功减小的较明显,而边沿的摩擦功降低的幅度较小。所以当摩擦因数降低到0.2以下时,主要对衬套内部摩擦功降低起作用。在不同摩擦因数下衬套最大的摩擦功随着摩擦因数的减小呈不断减小的趋势。摩擦因数在0.3到0.2期间最大摩擦功减小的较快,在0.2到0.1之间减小的趋势较慢。

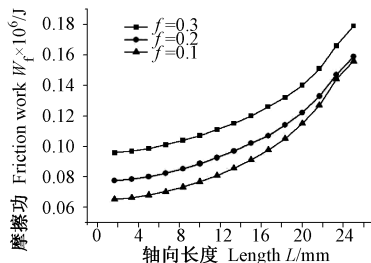


图11 衬套下部承压区不同的摩擦因数下的摩擦功

Fig. 11 Frictional work of bushing in load zone with different friction coefficient

3 结论

基于弹性接触理论,应用有限元方法对连杆小头-衬套-活塞销三体接触在承受爆压时的接触过程进行了数值模拟分析,获得发生微动配合面的应力和变形随连杆摆角、过盈量、摩擦因数的变化规律,进而分析了连杆小头与衬套配合面的微动特性:

1)随着连杆摆角的增大,衬套的切向微动幅值、轴向微动幅值、总的微动幅值和摩擦功呈不断减小趋势。随着过盈量的增大衬套微动幅值整体呈不断减小,而摩擦功整体呈不断增。衬套外表面最大接触压力随摩擦因数的减小略微增大,但影响甚微。

2)综合考虑连杆摆角、过盈量和摩擦因数对微动特性的影响,发现增大过盈量可以降低衬套微动滑移

幅值,但衬套的接触压力、摩擦应力和摩擦功会随之增大,可以提高衬套的使用寿命。而降低摩擦因数可以降低衬套的摩擦应力和摩擦功,但衬套微动滑移距离会随着摩擦因数的降低而增大。从摩擦功的角度考虑,可以采取适当的增大过盈量的基础上,降低衬套的摩擦因数来减缓微动磨损。

参考文献 (References)

[1] 杨存平. 连杆衬套的开裂分析[J]. 理化检验 – 物理分册, 2008, 44(2): 97-99.
YANG CunPing. Cracking anlysis of connecting rod bushes [J]. PTCA (Part: A PHYS. TEST.), 2008, 44 (2): 97-99 (In Chinese).

[2] 谢兴源, 沈明学, 刘大伟, 等. 7075 铝合金扭转复合微动磨损研究[J]. 摩擦学学报, 2012, 32(1): 70-75.
XIE XingYuan, SHEN MingXue, LIU DaWei, at al. Dual-rotary fretting behavior of 7075 aluminum alloy [J]. Tribology, 2012, 32 (1): 70-75 (In Chinese).

[3] 卢 萍, 王 宁, 陶俊林, 等. 基于声发射技术对螺栓连接结构微动磨损影响因素的研究 [J]. 摩擦学学报, 2010, 30 (5): 443-447.
LU Ping, WANG Ning, TAO JunLin, at al. Influence factors of fretting wear of bolted joints structure based on acoustic emission [J]. Tribology, 2010, 30(5): 443-447 (In Chinese).

[4] 廖正君, 莫继良, 郑健峰, 等. LZ50 车轴钢转动微动摩擦学特性研究 [J]. 机械强度, 2010, 32(4): 565-569.

LIAO ZhengJun, MO JiLiang, ZHENG JianFeng, YANG Jiao, et al. Study on rotational fritting characteristics of LZ50 steel [J]. Journal of Mechanical Strength, 2010, 32(4): 565-569 (In Chinese).

[5] Briscoe B J, Chateauminois A, Lindley T C, et al. Contact damage of poly (methyl-methacrylate) during complex micro-displacements [J]. Wear, 2000, 240: 27-39.

[6] Briscoe B J, Chateauminois A. Measurements of friction-induced surface strains in a steel /polymer contact [J]. Tribology International, 2002, 35: 245-254.

[7] Sachin R Shinde, David W Hoepfner. Fretting fatigue behavior in 7075-T6 aluminum alloy [J]. Wear, 2006, 261 (3-4): 426-430.

[8] Wang Z J, Meng F M, Xiao K, et al. Numerical analysis of partial slip contact under a tangential force and a twisting moment [J]. Proc IMechE, Part J: J Engineering Tribology, 2011, 225(2): 72-83.

[9] C. E. Truman, J. D. Booker. Analysis of a shrink-fit failure on a gear hub/shaft assembly [J]. Engineering Failure Analysis, 2007, 14: 557-572.

[10] Frederic Lanoue, Aurelian Vadean. Finite element analysis and contact modeling considerations of interference fits for fretting fatigue strength calculations [J]. Simulation Modeling Practice and Theory, 2009, 17: 1587-1602.

[11] 王振亚, 刘道新, 张晓化. 基于有限元分析的裂纹比拟法估算微动疲劳寿命 [J]. 机械强度, 2011, 33(5): 729-734.
WANG ZhenYa LIU DaoXin ZHANG XiaoHua. FEM analysis based crack analogue method for life prediction of fretting fatigue [J]. Journal of Mechanical Strength, 2011, 33 (5): 729-734 (In Chinese).