

内燃机主轴承摩擦功率损失的影响因素^{*}

邵 康, 刘昌文, 毕凤荣, 陆 地, 张 剑

(天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室 天津, 300072)

摘要 研究了影响主轴承摩擦功率损失的影响因素,包括轴承表面粗糙度、润滑油温度、曲轴转速、轴颈间隙和供油提前角,同时分析各影响因素对内燃机主轴承的影响。分析所用物理模型为直列六缸内燃机,其数学模型主要依据有限差分法与欧拉法求解雷诺方程,润滑油膜接触通过在时域内压力平衡迭代计算。对内燃机曲轴主轴承摩擦功率损失影响因素进行了探讨,计算结果表明,在内燃机零部件设计阶段应充分考虑轴承间隙以及表面粗糙度对摩擦功率损失的影响。

关键词 摩擦功率损失; 主轴承; 雷诺方程; 内燃机

中图分类号 TH113; TH133.3

引 言

内燃机曲轴主轴承是内燃机工作的主要摩擦副之一,其工作过程会形成动载径向润滑油膜,曲轴主轴承的工作状态直接影响内燃机的可靠性、耐久性与经济性,同时也影响内燃机的工作寿命。由于内燃机曲轴主轴承是典型的动载荷轴承,其工作时承受的载荷大小、方向或者旋转速度参数随时间变化^[1],因此其工作过程极为复杂。

内燃机运行时,内燃机曲轴承受来自缸内气体压力、曲柄连杆机构的重力及其惯性力的激励^[2],曲轴-轴承系统的摩擦学行为与动力学行为是同时发生的,其间存在着不容忽视的强耦合作用^[3];因此,其摩擦功率损失问题不可避免。近年来,内燃机曲轴主轴承摩擦功率损失研究水平不断提高。文献[4]将平均流量模型与 Hahn 法求解思想结合,提出了计入表面粗糙度效应的动载轴承润滑分析的数值求解方法,考虑不同轴颈方差比、表面方向参数和表面粗糙度对动载轴承润滑性能的影响。文献[5]建立内燃机主轴承热弹性流体动力润滑计算的数学模型和有限元模型,分析内燃机一个工作周期内的主轴承摩擦功耗。文献[6]依据柔性多体动力学、雷诺方程以及 Greenwood 与 Tripp 理论建立压力平衡方程,通过实验来证明滑动轴承在混合边界条件下的磨损属性,并指出摩擦损失在轴系设计优化阶段所起的重要作用。文献[7]分析内燃机主轴承不

同类型的混合润滑接触时的摩擦功率损失,指出摩擦损失占内燃机整个功率损失的 25%,一些特殊用途的内燃机轴承损失占整个机械功率损失的 40%^[8]。文献[9]在不同机型、不同转速、不同油品下对比内燃机整机摩擦功率损失,指出温度对整机摩擦功率损失有重要影响,因为油的黏度主要受温度影响。

笔者以直列四冲程六缸柴油机为研究对象,建立活塞-连杆-曲轴-缸体-轴承系统的柔性多体系统动力学模型,同时结合滑动轴承弹性系统动力学模型,分析不同工况下曲轴主轴承的摩擦功率损失,研究不同工况对内燃机曲轴主轴承摩擦功率损失的影响。

1 系统模型

1.1 润滑方程

图 1 为曲轴主轴承计算模型。由于主轴承的油膜压力以及摩擦力的大小、作用位置是随时间动态变化的,与曲轴的旋转运动密切相关,因此计算曲轴主轴承摩擦功率损失时需要考虑曲轴与缸体之间的油膜的耦合作用。主轴承油膜研究的核心问题是求解雷诺方程压力分布规律,考虑轴承间隙、轴承表面粗糙度以及润滑油特性。平均雷诺方程可以表示为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\varphi_x \bar{h}^3 \bar{F}_2 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\varphi_y \bar{h}^3 \bar{F}_2 \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) =$$

^{*} 国家科技支撑计划资助项目(2015BAF07B04)
收稿日期:2013-11-20;修回日期:2014-03-13

$$\Omega \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\left(1 - \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_0} \right) \bar{h}_T \right] + \frac{\Omega}{\Lambda} \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_0} \frac{\partial \varphi_s}{\partial \theta} + \Omega \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \bar{F}_0 = \int_0^1 \frac{d\bar{\alpha}}{\mu} \\ \bar{F}_1 = \int_0^1 \frac{\bar{\alpha}}{\mu} d\bar{\alpha} \\ \bar{F}_2 = \int_0^1 \frac{\bar{\alpha}}{\mu} \left(\bar{\alpha} - \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_0} \right) d\bar{\alpha} \end{cases} \quad (2)$$

其中: ϕ_x 和 ϕ_y 分别为沿轴承周向及轴向的压力流系数; ϕ_s 为剪切流系数; \bar{p} 为平均压力; \bar{h} 为名义油膜厚度; \bar{h}_T 为平均油膜厚度; θ 为周向坐标; \bar{z} 为轴向坐标; $\bar{\alpha}$ 为垂直油膜厚度方向坐标; Ω 为速度参数; Λ 为表面粗糙度参数; $\bar{\mu}$ 为动力黏度系数; t 为时间。

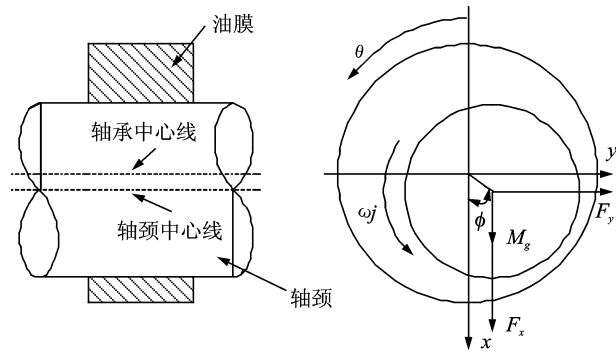


图1 曲轴主轴承计算模型

Fig. 1 Crankshaft main bearing paramters

1.2 温度效应

黏性发热所造成的轴承润滑油温度升高,在忽略热传导的前提下,根据润滑油膜的热平衡条件可以计算主轴承润滑油的平均温升 $\Delta T^{[1,10]}$ 为

$$\Delta T = \frac{kH}{Q\rho c_p} \quad (3)$$

其中: ρ 为润滑油密度; c_p 为润滑油比热容; Q 为流量; H 为摩擦功率损失; k 为半经验常数, $k \approx 0.6$ 。

1.3 黏度效应

温度和压力的变化对润滑油的黏度有不同的表示方法,当同时考虑温度与压力对黏度的影响时,通常将黏温、黏压公式组合在一起。笔者依据 Barus 和 Reynolds 方法来表示润滑油黏度随温度、压力的变化

$$\eta = \eta_0 \exp(a_1 p - b_1 (T - T_0)) \quad (4)$$

其中: η 为压力 p 时的黏度; η_0 为大气压下温度为 T_0 时的黏度; T 为润滑油温度; a_1 为黏压系数, $a_1 \approx 2.2 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$; b_1 为温黏系数, $b_1 \approx 0.03/^\circ\text{C}$ 。

1.4 表面粗糙度

由于轴颈、轴承表面粗糙,当二者接触时,实际

接触的只是表面积的一部分,因此轴颈、轴承表面粗糙度对于摩擦磨损起着决定性的作用。考虑表面粗糙度影响的主轴承油膜厚度^[11]为

$$\bar{h} = 1 + \epsilon \cos \theta + \delta_1 + \delta_2 \quad (5)$$

其中: \bar{h} 为油膜厚度; ϵ 为偏心率, $\epsilon = e/c$; c 为半径间隙; e 为偏心距; δ_1, δ_2 分别为轴颈、轴承表面粗糙度幅值。

1.5 平衡条件

曲轴主轴承受力过程是动态的,任意时刻主轴承受力与外界受力平衡是保证曲轴正常工作的前提,因此分析曲轴主轴承应考虑主轴承受力、力矩的平衡。主轴承力以及力矩可通过整个主轴承区域求积得到^[12]。式(6)与式(7)分别表示主轴承在水平与垂直方向的所产生的力以及力矩

$$\begin{bmatrix} \bar{F}_x \\ \bar{F}_y \end{bmatrix} = \int_{-1}^1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \bar{p}(\theta, \bar{z}) R \begin{bmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{bmatrix} d\theta d\bar{z} \quad (6)$$

$$\begin{bmatrix} \bar{M}_x \\ \bar{M}_y \end{bmatrix} = \int_{-1}^1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \bar{p}(\theta, \bar{z}) \bar{z} R \begin{bmatrix} -\sin \theta \\ \cos \theta \end{bmatrix} d\theta d\bar{z} \quad (7)$$

其中: \bar{F}_x 和 \bar{F}_y 为水平、垂直方向的受力; \bar{M}_x 和 \bar{M}_y 为水平、垂直方向的力矩; $\bar{p}(\theta, \bar{z})$ 为油膜压力; R 为主轴承半径; θ_1 和 θ_2 表示存在油膜压力区域的上下极限。

二者的合力 \bar{F}_{hydr} 、合力矩 \bar{M}_{hydr} 为

$$\bar{F}_{\text{hydr}} = \sqrt{\bar{F}_x^2 + \bar{F}_y^2} \quad (8)$$

$$\bar{M}_{\text{hydr}} = \sqrt{\bar{M}_x^2 + \bar{M}_y^2} \quad (9)$$

对于一个给定外部受力条件的主轴承来说,通过二维 Newton-Raphson 方法来计算轴心位置,其受力平衡条件为

$$\sum (\bar{F}_{\text{hydr}} + \bar{F}_{\text{ext}}) = 0 \quad (10)$$

其中: \bar{F}_{ext} 为施加到主轴承上的外力。

1.6 边界条件

采用有限差分法与数值迭代法相结合来求解雷诺方程,在求解过程中将负压设为零,按照克氏算法求解整个区域的油膜压力分布,其油膜压力自由边界完全符合雷诺边界条件,是油膜轴承普遍采用的。对于全周轴承,其压力计算边界条件^[13-14]为

$$\begin{cases} \bar{p} \big|_{\beta = \pm 1} = 0 \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial \beta} \big|_{\beta = 0} = 0 \\ \bar{p} \big|_{\alpha = 0} = \bar{p} \big|_{\alpha = \alpha^*} = 0 \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial \alpha} \big|_{\alpha = \alpha^*} = 0 \end{cases} \quad (11)$$

其中: α^* 表示压力梯度为零时的临界角度。

1.7 功率损失计算

润滑系统是保障内燃机正常工作的一个重要系统^[15],其工作过程中由于摩擦力的作用而产生摩擦功率损失,主轴承流体摩擦功率损失 H_g 为

$$\bar{H}_g = \sum_{i=1}^{N_e} \sum_{j=1}^2 (\bar{F}_{\text{hydr},i} V_i + \bar{T}_i \omega_i)_j \quad (12)$$

其中: i 为单元数量; N_e 为单元总数; $j=1$ 为主轴颈; $j=2$ 为主轴承; $\bar{F}_{\text{hydr},i}$ 为主轴承对应 i 单元受力; V_i 为 i 单元移动速度; \bar{T}_i 为 i 单元剪切应力矩; ω_i 为 i 单元角速度。

1.8 收敛条件

依据 Gauss-Seidel 迭代方法来近似确定压力分布,每次循环之间借助 Newton-Raphson 方法来估计下一循环的初始条件,如此循环计算,直至达到如下压力收敛条件以及受力收敛条件

$$\frac{\sum_i \sum_j |\bar{p}_{i,j}^{k+1} - \bar{p}_{i,j}^k|}{\sum_i \sum_j |\bar{p}_{i,j}^k|} \leq 1.0 \times 10^{-5} \quad (13)$$

$$\frac{|\bar{F}_{\text{hydr}} - \bar{F}_{\text{ext}}|}{|\bar{F}_{\text{hydr}}|} \leq 1.0 \times 10^{-5} \quad (14)$$

其中: \bar{F}_{hydr} 为主轴承油膜总承载力; \bar{F}_{ext} 为施加到主轴承上的外力。

1.9 模型验证

笔者依据理论研究柴油机主轴承在动载荷作用下主轴承的工作情况,油膜压力分布情况依据雷诺方程边界条件,采用有限差分法求解主轴承动载荷响应。为保证仿真计算的准确性,结合上述理论与 Matlab 编程,采用有限差分法求解主轴承油膜压力分布,油膜压力分布曲线与文献[16]作对比,轴承摩擦功率损失曲线与文献[7]作对比。图 2 为偏心率为 0.4、轴承宽径比为 0.5 时的周向及周向的无量纲油膜压力分布图。图 3 为此时沿周向无量纲最大油膜压力分布曲线对比图,图中实线为本方法计算所得,虚线为文献[16]计算所得。从图中可以看出,二者计算结果较为接近,验证了笔者所采用的计算方法的正确性。图 4 为依据本方法计算出的摩擦功率损失与文献[7]所做模型进行对比,从图中可以看出,本方法与文献[7]基本接近,只是存在一些微小的波动,如波峰值的大小及位置有一些区别。该区别产生的原因主要是模型细节的设定,如内燃机自身的惯量参数等设置的不同所致。该图示结果表明本方法的正确性。

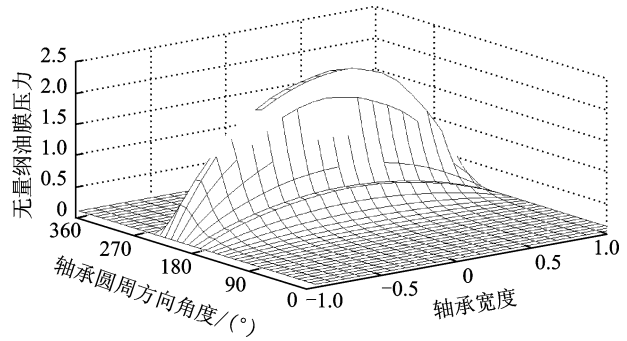


图 2 轴承沿周向及轴向无量纲油膜压力分布
Fig. 2 Dimensionless oil film pressure distribution

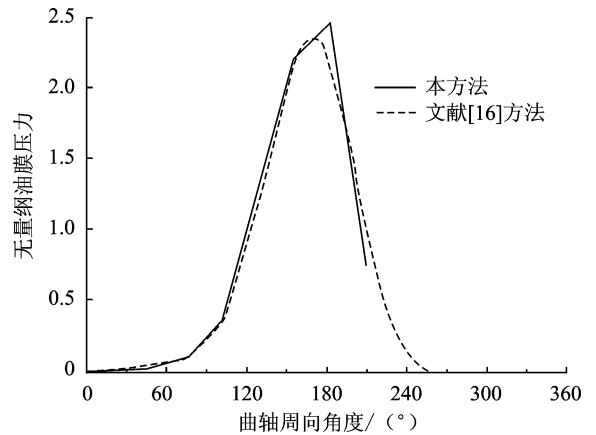


图 3 沿周向无量纲油膜压力分布曲线对比图
Fig. 3 Comparison of dimensionless oil film pressure

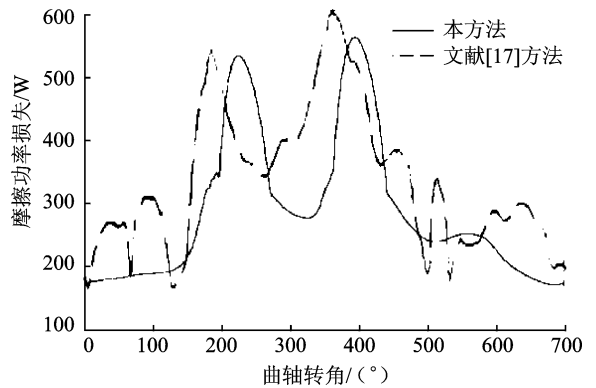


图 4 摩擦功率损失曲线对比图
Fig. 4 Comparison of friction power loss

2 计算结果及分析

笔者以直列四冲程六缸柴油机的机体-曲柄连杆-主轴承机构为例,采用有限差分法与欧拉法相结合,对曲轴主轴承在不同工况下的摩擦功率损失进行研究。柴油机的额定转速 $n=2.3$ kr/min,点火顺序为 1-5-3-6-2-4。缸内气体压力变化如图 5 所示,曲轴主轴承基本参数如表 1 所示。

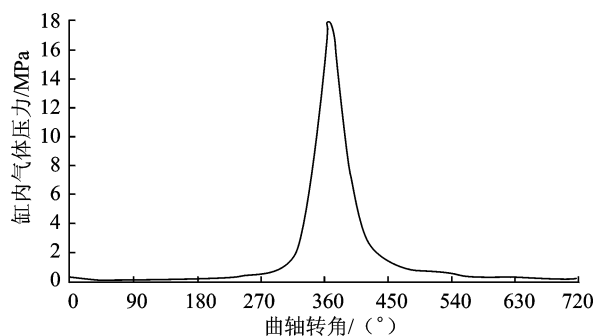


图5 缸内气体压力变化曲线

Fig. 5 Gas pressure

表1 曲轴主轴承基本参数

Tab. 1 Main bearing parameters

轴承参数	数值
轴承半径/mm	42.5
轴承长度/mm	32.0
半径间隙/mm	0.3
润滑油黏度/($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)	14.7
润滑油密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	864.0
供油压力/MPa	0.5

内燃机曲轴主轴承是在动载荷条件下工作的,其工作一个周期,载荷大小是随时间变化的。图6为内燃机一个工作周期内#1主轴承的动态受力曲线。

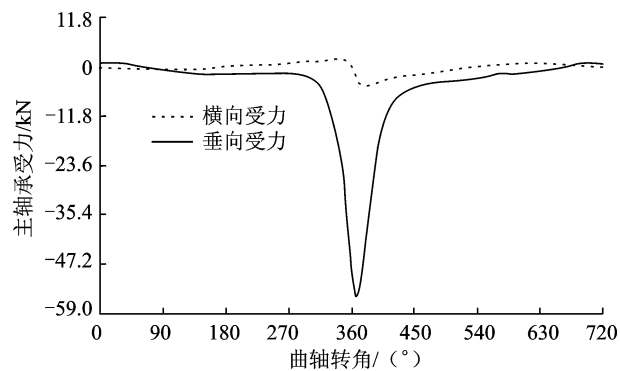


图6 #1主轴承受力曲线

Fig. 6 Forces of #1 main bearing

影响曲轴主轴承摩擦功率损失的因素有很多,笔者选取其中5个主要因素来分析内燃机在额定工况下的主轴承摩擦功率损失,主要包括轴颈、轴承表面粗糙度、润滑油工作时的温度、曲轴工作转速、主轴承间隙以及供油提前角。分析过程采用同一工作爆发压力,针对同一主轴承,以确保分析数据的准确性以及可对比性。

图7为考虑轴颈、轴承的不同表面粗糙度下#1主轴承摩擦功率损失对比曲线。可以发现,当表面粗糙度为 5×10^{-5} 以及 5×10^{-6} 时,二者摩擦功率损

失有较为接近的变化趋势;而表面粗糙度为 5×10^{-4} 时,其最大摩擦功率损失接近170W,超出另两粗糙度值约29W。由此说明,在考虑轴颈、轴承表面粗糙度时,粗糙度量级为 10^{-5} 或 10^{-6} 时较为接近,同时,此量级的摩擦功率损失较其他量级的小。

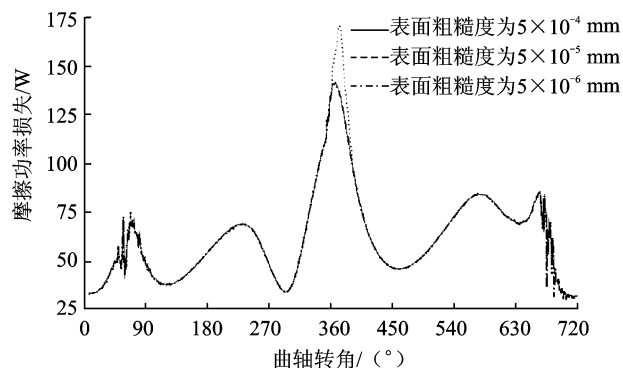
图7 表面粗糙度对#1主轴承摩擦功率损失的变化曲线
Fig. 7 Effect of surface roughness on friction power loss of #1 main bearing

图8为考虑润滑油工作温度分别为100, 110, 120℃时#1主轴承摩擦功率损失对比曲线,三者摩擦功率损失变化趋势其本相同,波峰点的位置角度也接近。随着润滑油工作温度的上升,主轴承的摩擦功率损失逐渐下降,其峰值功率损失由172W降为139W,这说明温度在主轴承功率损失计算中起重要作用。

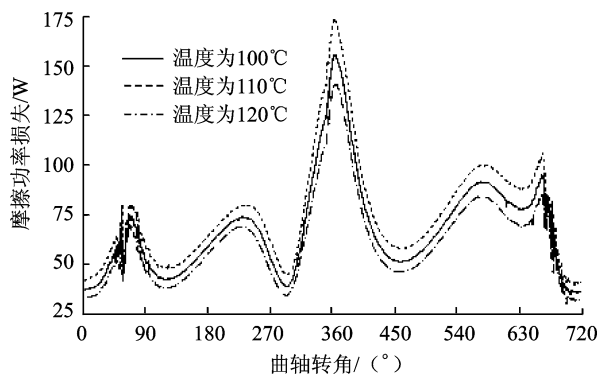
图8 润滑油温度对#1主轴承摩擦功率损失的变化曲线
Fig. 8 Effect of oil film temperature on friction power loss of #1 main bearing

图9表示#1主轴承在3种不同曲轴转速(2000, 2300和2400 r/min)下的摩擦功率损失对比曲线,3条曲线变化趋势较为接近。随着转速的提高,其摩擦功率损失有上升的趋势,为128, 141和159W,分别提高10.2%和12.8%。上述表明,随着转速的提高,主轴承摩擦功率损失明显上升,其上升速度有加快的趋势。

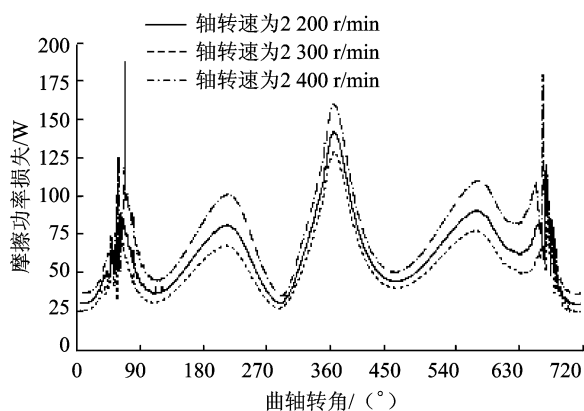


图 9 曲轴转速对 #1 主轴承摩擦功率损失的变化曲线
Fig. 9 Effect of engine speed on friction power loss of #1 main bearing

图 10 为主轴承间隙分别为 0.1, 0.3 和 0.5 mm 时不同摩擦功损失的对比曲轴。从图中可以看出,主轴承间隙为 0.3, 0.5 mm 时,其功率损失曲线基本接近,峰值功率为 140 W;主轴承间隙为 0.1 mm 时,其峰值损失功率为 170 W,超出 21.4%。另外,三者峰值功率作用位置也有变化,间隙为 0.1 mm 的峰值位置为 360° 曲轴转角,其他两个的位置为 365° 曲轴转角,同时间隙为 0.1 mm 的主轴承摩擦功率损失较为平缓。由此可以判定,主轴承间隙同样是主轴承摩擦功率损失应当考虑的因素之一。

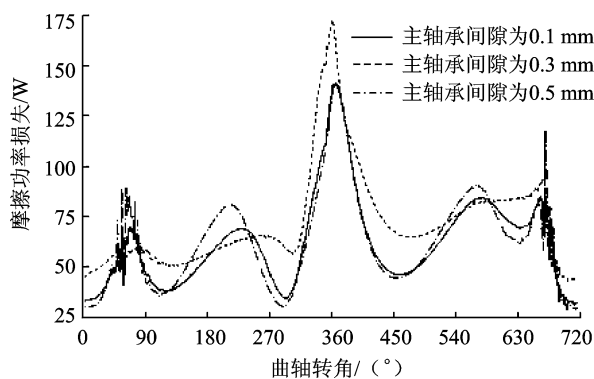


图 10 轴承间隙对 #1 主轴承摩擦功率损失的变化曲线
Fig. 10 Effect of bearing clearances on friction power loss of #1 main bearing

图 11 表示内燃机分别在 -4°, 0°, 4° 供油提前角下的主轴承摩擦功率损失。由图可以得到,在供油提前角为 -4° 和 0° 时,功率损失曲线基本重合,只是有 4° 的偏移量。在提前角为 4° 时,其摩擦功率损失较前二者有大幅下降,且变化趋势很不平滑。由此可知,供油提前在一定范围对主轴承功率损失影响变化不大,超出该范围则对摩擦功率损失影响变化较大。

图 12 给出了最大摩擦功率损失在不同工作状

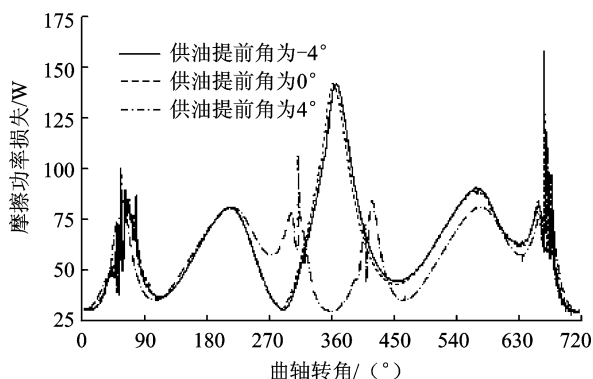


图 11 供油提前角对 #1 主轴承摩擦功率损失的变化曲线
Fig. 11 Effect of fuel supply advance angle on friction power loss of #1 main bearing

况下的变化曲线对比图,摩擦功率损失随着表面粗糙度级别以及转速的提高而增大,随着温度、轴承间隙以及供油提前角的增大而减小。

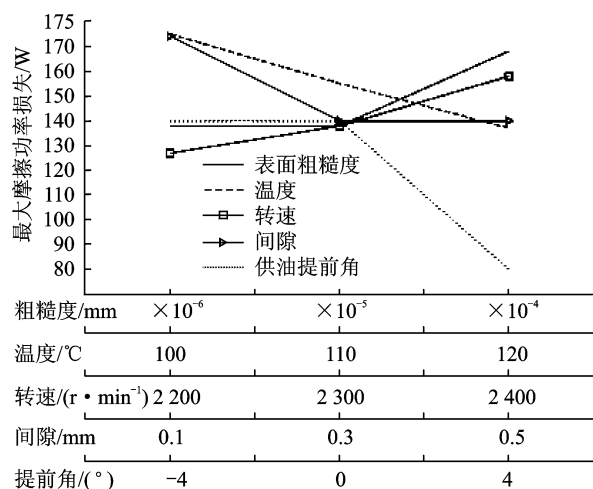


图 12 最大功率损失变化曲线
Fig. 12 Changes of maximum friction power loss

3 结 论

1) 随着轴颈、轴承表面粗糙度的下降,主轴承摩擦功率损失明显减小,达到一定粗糙度级别以后,摩擦功率损失基本保持不变;因此,为了减少摩擦功率损失,应当适当提高轴颈、轴承的表面粗糙度的级别。

2) 润滑油工作温度升高,主轴承摩擦功率损失下降,且下降幅度随温度变化较大,但是如果温度过高,润滑油的黏度下降,轴承的承载力会下降;因此,在保证轴承承载力的前提下,适当提高温度有利于降低摩擦功率损失。

3) 相同工况下,内燃机转速提高,主轴承摩擦功率损失明显提高;因此,在合理转速范围内应当选

用低转速的轴承以减小摩擦功率损失。

4) 不同主轴轴承间隙对主轴轴承功率损失的影响不同,随着间隙的增大,功率损失有下降趋势,如果轴承间隙过小,则摩擦功率损失迅速增加;因此,工程实际中应当避免间隙过小的情况。

5) 供油提前角变化对主轴轴承摩擦功率损失有影响,在一定范围内,其功率损失变化较为接近,如超出一定范围则功率损失变化较大。

6) 在内燃机主轴轴承设计阶段,在考虑摩擦功率损失的前提下,应首先考虑轴承表面粗糙度、轴承间隙是影响内燃机主轴轴承摩擦功率损失的主要因素;其次,在给定转速与温度范围内,适当降低主轴轴承工作转速以及适当提高润滑油的工作温度均有利于减小轴承的摩擦功率损失。

参 考 文 献

- [1] 温诗铸,黄平. 摩擦学原理[M]. 北京:清华大学出版社,2002:44-77.
- [2] 吴震宇,袁惠群. 随机载荷下内燃机轴系动力可靠性分析[J]. 振动、测试与诊断,2010,30(5):534-538. Wu Zhengyu, Yuan Huiqun. Dyanmic reliability analysis of engine shafting under random loads[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(5): 534-538. (in Chinese)
- [3] 何芝仙,干洪,韩后祥. 具有裂纹的曲轴-轴承系统动力学与摩擦学耦合分析[J]. 内燃机学报,2013(1):90-95. He Zhixian, Gan Hong, Han Houxiang. Coupling analysis on dynamics and tribology of a cracked crankshaft-bearing System[J]. Transactions of Csize, 2013(1): 90-95. (in Chinese)
- [4] 王晓力,温诗铸,桂长林. 计入表面粗糙度效应的动载轴承的润滑分析[J]. 机械工程学报,2000(1):27-31. Wang Xiaoli, Wen Shizhu, Gui Changlin. Lubricating analysis for dynamic load journal bearing considering surface roughness effects[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000(1): 27-31. (in Chinese)
- [5] 王刚志,郝延明,马维忍,等. 内燃机主轴轴承热弹性流体动力润滑研究[J]. 内燃机工程,2010(5):63-68. Wang Gangzhi, Hao Yanming, Ma Weiren, et al. Thermo-elastohydrodynamic lubrication research of main bearings in IC engines[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2010(5): 63-68. (in Chinese)
- [6] Priestner C, Allmaier H, Priebisch H H, et al. Refined Simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear in the mixed lubrication regime [J]. Tribology International, 2012, 46(1): 200-207.
- [7] Offner G. Friction power loss simulation of internal combustion engines considering mixed lubricated radial slider, Axial slider and piston to liner contacts[J]. Tribology Transactions, 2013, 56(3): 503-515.
- [8] Coy R C. Practical application of lubrication models in engines[J]. Tribology International, 1998, 31(10): 563-571.
- [9] Taylor R I, Coy R C. Improved fuel efficiency by lubricant design; a review[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers—Part J: Journal of Engineering Tribology, 2000, 214: 1-15.
- [10] Thomsen K, Klit P. A study on compliant layers and its influence on dynamic response of a hydrodynamic journal bearing [J]. Tribology International, 2011, 44: 1872-1877.
- [11] Wang P, Keith J T G, Vaidyanathan K. Combined surface roughness pattern and non-Newtonian effects on the performance of dynamically loaded journal bearings[J]. Tribology Transactions, 2002, 45: 1-10.
- [12] Nikolakopoulos P G, Papadopoulos C A. A study of friction in worn misaligned journal bearings under sever hydrodynamic lubrication [J]. Tribology International, 2008, 41: 461-472.
- [13] Santos E N, Blanco C J C, Macêdo E N, et al. Integral transform solutions for the analysis of hydrodynamic lubrication of journal bearings[J]. Tribology International, 2012(52): 161-169.
- [14] Sun Jun, Gui Changlin. Effect of lubrication status of bearing on crankshaft strength[J]. Journal of Tribology-Transactions of the ASME, 2007(129): 887-894.
- [15] 侯胜利,王威,胡金海,等. 基于遗传编程的发动机润滑油系统故障诊断[J]. 振动、测试与诊断,2008,28(4):400-403. Hou Shengli, Wang Wei, Hu Jinhai, et al. Fault diagnosis of aerogengine lubricating system based on genetic programming[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2008, 28(4): 400-403. (in Chinese)
- [16] Ma Yanyan, Wang Weihua, Cheng Xianhua. A study of dynamically loaded journal bearings lubricated with non-Newtonian couple stress fluids[J]. Tribology Letters, 2004, 17(1): 69-74.



第一作者简介:邵康,男,1981年11月生,博士研究生。主要研究方向为内燃机曲轴-轴承系统动力学。曾发表《供油提前角对内燃机曲轴主轴轴承动力学的影响》(《内燃机工程》2014年第35卷第4期)等论文。

E-mail: kangshao1981@tju.edu.cn