

计入热变形影响的内燃机主轴承 热流体动力润滑分析*

童宝宏¹ 桂长林¹ 孙军¹ 赵小勇¹ 陈华²

(1. 合肥工业大学机械与汽车工程学院 合肥 230009;

2. 上海内燃机研究所 上海 200438)

摘要: 根据动载滑动轴承热流体动力润滑理论, 结合热变形矩阵法, 提出一种考虑热变形因素影响时的内燃机主轴承热流体动力润滑分析方法, 阐述该方法的基本理论和控制方程, 探讨热变形因素对主轴承工作时的轴心轨迹、润滑油流量、最大油膜压力和最小油膜厚度等状态参量的影响情况。结合一主轴承实例进行数值仿真分析, 仿真分析结果发现, 计入热变形影响因素后, 同未考虑热变形影响时分析得到的结果相比, 轴心运动轨迹发生了很大变化, 平均润滑油流量和一个载荷周期内的最大油膜压力均明显增加, 一个载荷周期内的最小油膜厚度明显减小, 润滑油平均温升则稍有减小。内燃机主轴承在工作时受各种热源因素的影响会产生热变形, 在主轴承设计以及内燃机润滑系统供油量设计过程中考虑这种变形因素的影响是很有必要的。

关键词: 内燃机主轴承 热变形 热流体动力润滑 仿真

中图分类号: TK401

0 前言

轴承是内燃机润滑系统的关键部件, 其良好的润滑性能是实现内燃机可靠工作的重要保证, 变形因素对轴承润滑性能的影响一直都是研究人员重点关心的研究内容之一。对于稳载轴承, SUN等^[1]通过理论分析发现, 轴变形产生的轴颈倾斜对滑动轴承工作时的油膜压力分布和最大油膜压力、油膜厚度分布和最小油膜厚度都有明显的影响; 段芳莉等^[2]也就弹性变形对径向滑动轴承弹流润滑性能的影响进行了研究; 文献[3-4]的研究表明, 热因素不仅对轴承工作时润滑油的粘度、密度等特性产生影响, 还以热变形的形式影响着轴承的润滑性能。内燃机轴承是在非稳定载荷工况下工作的, 表面粗糙度等因素对内燃机轴承的润滑性能都有很大影响^[5]; OKAMOTO等^[6]在考虑了弹性变形因素的影响时, 分析了内燃机连杆轴承的材料属性和尺寸大小对轴承工作性能的影响情况; 考虑热因素的影响后, 对动载轴承润滑性能的分析将更加复杂^[7-8]; 文献[9-10]通过对内燃机连杆轴承的研究发现, 计入热变形影响因素后, 分析得到的轴承轴心运动轨迹、润滑油流量、油膜厚度等均比未考虑热变形影响时发生了明显变化。

内燃机主轴承的轴承座同机体连在一起, 其结

构十分复杂, 同连杆轴承相比, 将热变形因素纳入到热流体动力润滑分析中存在的困难更大, 目前尚未见到有关文献报道。本文以某内燃机一主轴承为例, 阐述了一种计入热变形影响时的内燃机主轴承热流体动力润滑分析方法, 并进行数值仿真计算。通过对考虑和不考虑热变形因素影响时得到的分析结果进行比较研究, 探讨了热变形对内燃机主轴承热流体动力润滑性能的影响, 为内燃机轴承的设计提供一些参考依据。

1 基本理论与控制方程

1.1 雷诺方程

内燃机主轴承的润滑介质在动载滑动轴承间隙空间中的流动状况可用雷诺方程式(1)描述^[11]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{d^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{d^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(v_j + v_b) \frac{\partial d}{\partial x} + 12 \frac{\partial d}{\partial t} \quad (1)$$

式中 $d = (R_b - R_j)(1 + \varepsilon \cos \varphi) = C(1 + \varepsilon \cos \varphi)$

v_b —— 轴承运动线速度

$v_b = 0$

v_j —— 轴颈运动线速度

R_b —— 轴承半径

R_j —— 轴颈半径

p —— 压力

* 国家自然科学基金资助项目(50575065)。20060719 收到初稿, 20061205 收到修改稿

- t —— 时间
- x —— 坐标变量
- z —— 坐标变量
- μ —— 润滑油动力粘度
- ε —— 偏心率
- C —— 半径间隙

- $\bar{z} = z/b$
- \bar{p} —— 量纲一油膜压力变量
- $\bar{p} = p/p_s$
- b —— 轴承宽度
- p_s —— 供油压力
- φ_1 —— 油膜起始角
- φ_2 —— 油膜终止角

考虑热变形量对轴承间隙的影响，应对油膜厚度方程式进行修正

$$d = C(1 + \varepsilon \cos \varphi) + \delta \quad (2)$$

式中 δ —— 热变形对油膜厚度的影响大小

动载滑动轴承如图1所示。图1中， O_b 、 O_j 分别表示轴承与轴颈的轴心位置， ω_b 、 ω_j 分别表示轴承与轴颈围绕各自轴心的旋转角速度； v 表示轴颈中心相对于轴承中心的运动线速度， θ 表示该速度的方向与轴、轴承中心连线方向间的夹角； F_d 表示外加载荷， γ 表示载荷与垂线方向间的夹角； \bar{F} 为油膜的量纲一承载力， \bar{F}_p 、 \bar{F}_v 分别为该承载力在轴、轴承中心连线方向的水平分量和垂直分量， α 为承载力作用方向与轴、轴承中心连线方向间的夹角； β 表示轴、轴承中心连线方向与垂线方向间的夹角； d 表示油膜厚度， φ 为油膜厚度方向与轴、轴承中心连线方向间的夹角； O 表示油膜沿周向展开时的新坐标原点。

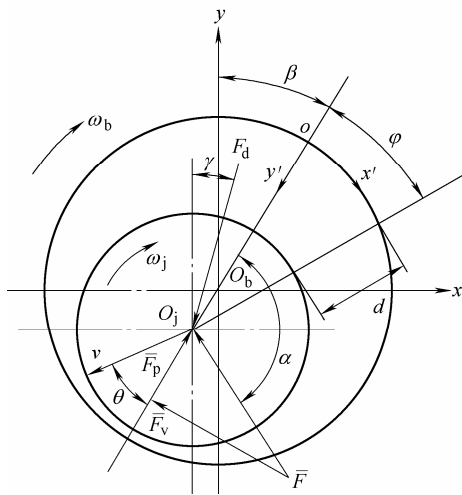


图1 动载滑动轴承示意图

引入量纲一变量，将方程式(1)转化为量纲一形式，采用有限差分法求解即可得到油膜压力分布状况，求解压力分布时采用的边界条件为

$$p(\varphi, 0) = p(\varphi, 1) = 0$$

$$p(\varphi_1, \bar{z}) = 0$$

$$p(\varphi_2, \bar{z}) = \frac{\partial \bar{p}(\varphi_2, \bar{z})}{\partial \varphi} = 0$$

式中 \bar{z} —— 量纲一坐标变量

1.2 油膜承载力与最大油膜压力

油膜的量纲一承载力 \bar{F} 在偏位线上的平行分量 \bar{F}_p 与垂直分量 \bar{F}_v (图1)分别为

$$\bar{F}_p = \int_0^1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \bar{p} \cos \varphi \, d\varphi \, d\bar{z} \quad (3)$$

$$\bar{F}_v = \int_0^1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \bar{p} \sin \varphi \, d\varphi \, d\bar{z} \quad (4)$$

油膜量纲一承载力 \bar{F} 与作用角 α 分别为

$$\bar{F} = (\bar{F}_p^2 + \bar{F}_v^2)^{1/2}$$

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{\bar{F}_v}{\bar{F}} \right)$$

则油膜承载力 F 为

$$F = bR_b \bar{F} p_s$$

最大油膜压力为

$$p_{\max} = p_s \bar{p}_{\max}$$

1.3 轴心轨迹计算

采用动力学计算方法，对轴承隔离系统，当忽略油膜惯性影响时，轴颈的运动服从牛顿第二运动定律

$$F_d + F = m \frac{dv}{dt}$$

其标量形式为

$$F_{dx} + F_x = m \frac{dv_x}{dt} \quad (5)$$

$$F_{dy} + F_y = m \frac{dv_y}{dt} \quad (6)$$

式中 $F_{dx} = F_d \sin \gamma$

$$F_{dy} = F_d \cos \gamma$$

$$F_x = F \sin(\alpha + \beta)$$

$$F_y = F \cos(\alpha + \beta)$$

$$v_x = v \sin(\beta + \theta)$$

$$v_y = v \cos(\beta + \theta)$$

m —— 轴颈质量

由轴颈中心运动速度 v 的定义，得

$$v_x = \frac{d(e \sin \beta)}{dt} = C \frac{d}{dt} (\varepsilon \sin \beta) \quad (7)$$

$$v_y = \frac{d(e \cos \beta)}{dt} = C \frac{d}{dt} (\varepsilon \cos \beta) \quad (8)$$

式中 e —— 轴颈偏心距

将式(5)~(8)构成相应的差分方程,离散化后可求得轴心轨迹。

1.4 润滑油流量

内燃机轴承润滑油流量 q_V 为轴承两端侧面的泄流量。假定润滑系统供油充分,润滑间隙内充满润滑油,则其流量为

$$q_V = -2 \int_0^{2\pi} \frac{d^3}{12u} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_{z=b/2} R_b d\phi \quad (9)$$

内燃机主轴承端泄流量 q_V 是曲柄转角 ϕ 的周期函数,整个工作循环过程泄流量平均值 $q_{V,ave}$ 为

$$q_{V,ave} = \frac{1}{T_\phi} \int_0^{T_\phi} q_V(\phi) d\phi \quad (10)$$

式中 ϕ —— 曲柄转角

T_ϕ —— 内燃机工作循环周期

$q_{V,ave}$ —— 平均流量

1.5 轴承摩擦功耗

定义摩擦功耗系数 k 为^[11]

$$k = \frac{W\psi}{\omega_j^2 R_j^2 b u} \quad (11)$$

式中 W —— 轴承的摩擦功耗

对于动载轴承, k 的计算公式为

$$k = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{1 + \varepsilon \cos \varphi} + (1 + \varepsilon \cos \varphi_2) \int_{\varphi_2}^{\varphi_1} \frac{d\varphi}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^2} - q_2 \int_0^1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p' \cos \varphi d\varphi d\bar{z} + \frac{q_1 \varepsilon}{2} \int_0^1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p' \sin \varphi d\varphi d\bar{z} \quad (12)$$

式中 $q_1 = 1 - \frac{2}{\omega_j} \frac{d\beta}{dt}$

$$q_2 = \frac{d\varepsilon}{\omega_j dt}$$

$$p' = \frac{\psi^2}{6\mu\omega_j} p$$

求得摩擦功耗系数后,即可由式(11)求出 W 。

1.6 轴承的热平衡

假定轴承达到热平衡状态时,其温度完全由润滑油流量控制与调节,即润滑油流动的粘性摩擦功产生的热量,全部被润滑油吸收并从轴承两端面泄出,由热平衡关系可得

$$T_o = \frac{W}{c\rho q_V} + T_s \quad (13)$$

式中 c —— 润滑油比热容

ρ —— 润滑油密度

T_o —— 轴承两端面泄出的润滑油温度

T_s —— 进入轴承的润滑油温度

所求得的 T_o 也是曲柄转角 ϕ 的周期函数,为轴承两端面泄出润滑油的瞬时温度。对于整个循环

过程,润滑油平均温度 T_{ave} 为

$$T_{ave} = \frac{1}{T_\phi} \int_0^{T_\phi} T_o(\phi) d\phi \quad (14)$$

1.7 润滑油的粘温关系

润滑油在轴承内温度变化范围不太大,忽略温度对密度以及压力差异对润滑油特性的影响,仅考虑温度对粘度的影响。粘温关系采用 Vogel 模型,这里使用 CD30 级润滑油,其粘温关系表达式为^[12]

$$\mu = 0.5076 \times 10^{-3} \exp[3.4346/(T - 22.29)] \quad (15)$$

式中 T —— 温度变量

1.8 轴承的热变形分析

1.8.1 热变形矩阵的计算

对于内燃机主轴承,由于其结构十分复杂,需要进行必要的简化。这里仅考虑轴承的热变形影响,并假定轴瓦与轴承座结合紧密并随轴承座同步变形,忽略轴变形的影响。轴承轴向温差较小,可忽略不计^[10]。因而,轴承的热变形问题可简化为二维平面应力问题,可利用有限元法进行求解(图 2)。

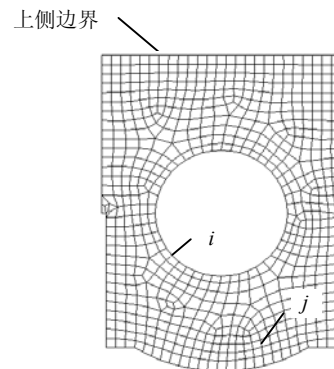


图 2 主轴承局部断面有限元网格划分示意图

轴承工作时,其内表面上节点由于受热膨胀而产生径向位移,位移量大小将直接影响轴承间隙和油膜厚度。设第 i 节点径向位移大小为 δ_i 。对于任一节点,其位移大小可看作是节点上温度载荷综合作用的结果。通过计算轴承的热变形矩阵 D_{ij} ,然后采用线性叠加的方法计算节点的径向位移

$$\delta_i = \sum_j D_{ij} (T_j - T_{ref}) \quad (16)$$

式中 D_{ij} —— 热变形矩阵

T_j —— 节点 j 处温度

T_{ref} —— 轴承热变形参照温度

热变形矩阵 D_{ij} 表示,在轴承断面上节点 j 处施加单位温度载荷,而在其他所有节点的温度载荷为零的情况下,内表面节点 i 处的径向位移。

对于给定的轴承,热变形矩阵求解确定后是不变的,在利用 δ_i 来修正油膜厚度方程以及进行差分

迭代求解雷诺方程的过程中可以反复使用。

1.8.2 轴承的温度分布

影响主轴承温度的热源因素很多，进行内燃机轴承热流体动力润滑分析时，温度边界条件难以准确测定，精确求解轴承温度分布是十分困难的。为简化计算，这里将所截取求解的平面假定为等温体，忽略温度差异的影响。热具有惯性作用^[13]，可以假定在一个载荷循环周期内，所截取平面内的温度大小不变且相等，其大小等于该载荷周期内油膜的平均温度大小，即 $T=T_{ave}$ 。

2 数值仿真计算及求解流程图

计算轴承热变形对轴承润滑性能的影响时，由于升温会导致热变形，而热变形反过来又会影响压力分布等参数，求解过程中需要用到循环迭代仿真算法。用有限差分法求解计算一载荷周期内的轴心轨迹、润滑油平均温升等参数，然后结合有限元法分析得到的主轴承热变形矩阵计算热变形量大小，利用该变形量来修正新一轮计算中油膜厚度大小。当前后两循环计算得到的润滑油温度满足收敛条件时，计算结束。具体求解流程如图3所示。

3 实例数值仿真分析

以某 4105 柴油机一主轴承为例进行数值仿真分析，考察热变形对其润滑性能的影响。

选取断面(图2)在宽度、高度方向上最大尺寸分别为 145 mm、200 mm，并假定上侧边界受刚性约束，其他边自由膨胀；表1所示为该主轴承的结构尺寸、材料特性，轴承工况以及所使用的润滑油特性等参量。

图4为该主轴承载荷图，反映一载荷周期内轴承的承载情况。

表1 轴承、润滑油及工况参数表

工况参数	数值
轴承宽度 b/mm	28
轴颈直径 D/mm	80
轴承材料弹性模量 E/GPa	215
轴承材料泊松比 μ	0.27
轴承材料热膨胀系数 α/K^{-1}	1.18×10^{-5}
轴承材料导热系数 $k_c / (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	50.1
轴承半径间隙 c/mm	0.06
轴转速 $N/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	3 000
供油压力 p_s/MPa	0.4
供油温度 T_o/K	363
轴承热变形参照温度 T_{ref}/K	293
润滑油密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	850
润滑油比热容 $c/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	2

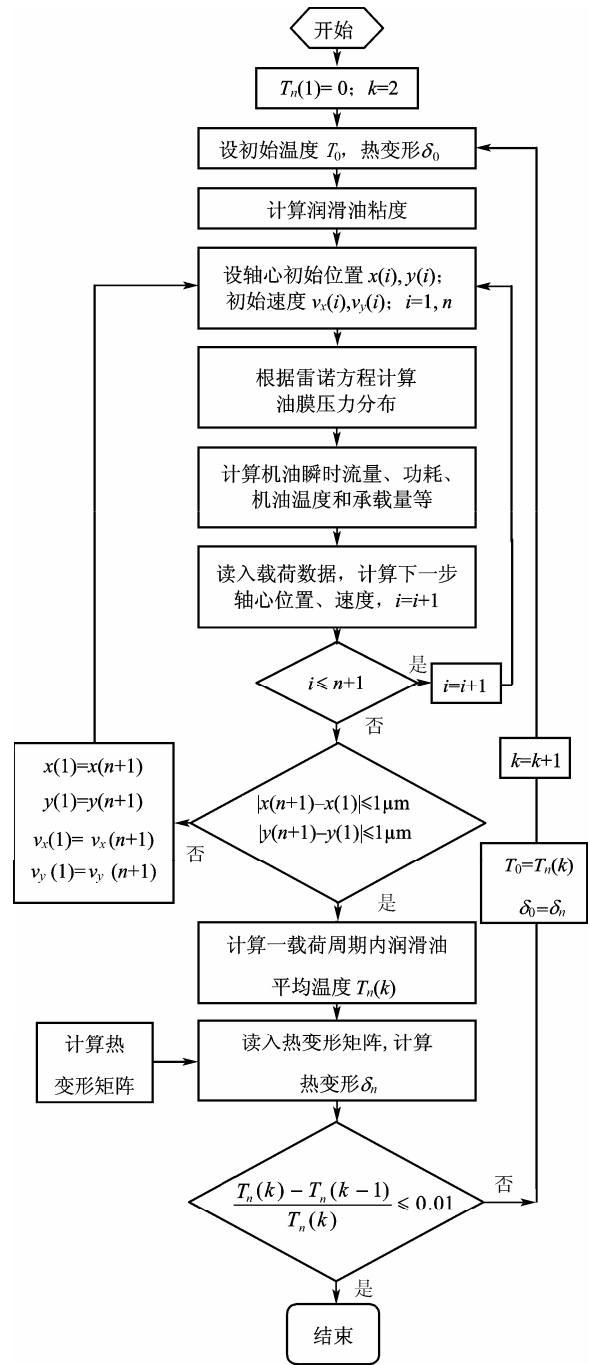


图3 计及热变形的主轴承热流体动力润滑分析求解流程图

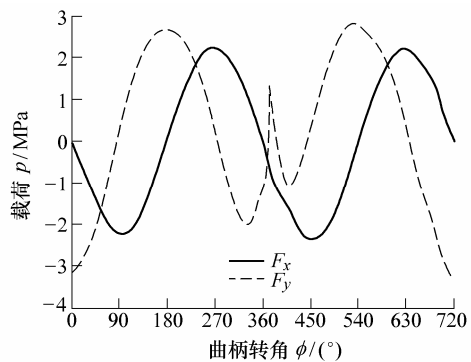


图4 4105 柴油机一主轴承载荷图

数值仿真结果如图 5~8 以及表 2 所示,通过比较可以发现,计及热变形影响因素时,分析得到的主轴承润滑特性发生了很大变化。

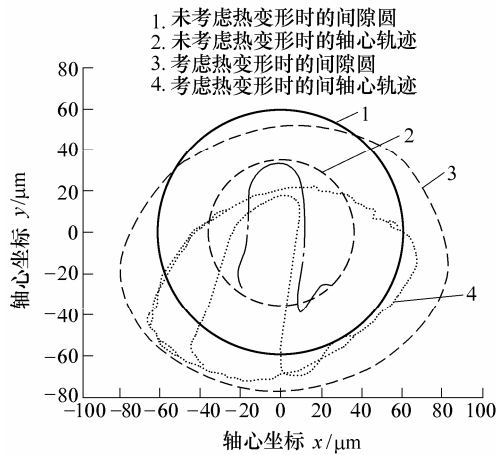


图 5 一个载荷周期内两种不同情况下的轴心轨迹

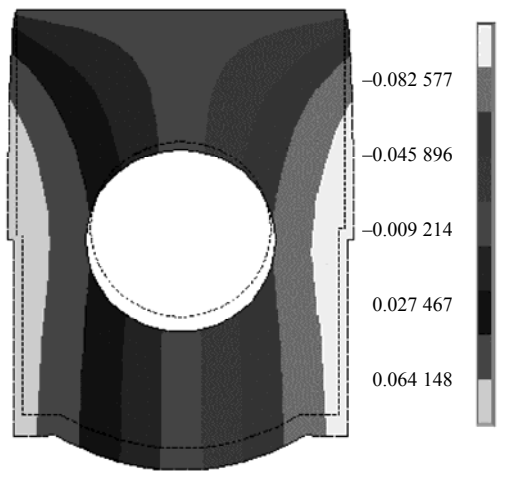


图 6 内燃机主轴承热变形云图

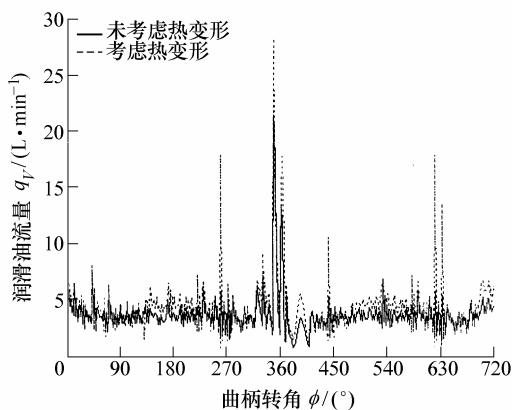


图 7 一载荷周期内瞬时润滑油流量

图 5 所示为一个载荷周期内两种不同情况下的轴心轨迹。考虑热变形影响因素时,轴心轨迹走势同未考虑热变形影响时基本一致,但形状和位置均发生了很大变化,有部分轴心轨迹已超出了未考虑

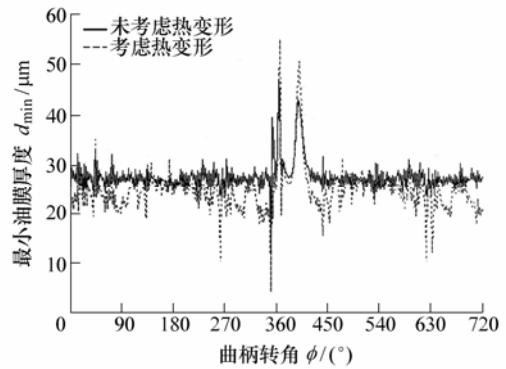


图 8 一载荷周期内瞬时最小油膜厚度

表 2 4105 柴油机数值仿真计算结果比较

名称	数值	
	未考虑热变形	考虑热变形
最小油膜厚度 $d_{\min}/\mu\text{m}$	11.87	4.14
最大油膜压力 p_{\max}/MPa	64.8	76.9
润滑油平均流量 $q_{v, \text{ave}}/(\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$	3.68	4.34
润滑油平均温升 $\Delta T/\text{K}$	2.73	1.15

变形时间隙圆所包含的区域。图 6 所示为将润滑计算的温度结果作为边界条件,利用有限元软件 ANSYS 求解得到的轴承热变形情况,反映出主轴承在给定边界条件下的受热变形趋势。

图 7、8 反映了一个载荷周期内轴承润滑瞬时润滑油流量和最小油膜厚度的变化情况。在考虑热变形影响和不考虑热变影响形两种情况下,瞬时润滑油流量和最小油膜厚度的变化基本趋势是一致的。但考虑热变形影响时,瞬时润滑油流量有所增加,而最小油膜厚度有所减小。

由表 2 分析结果可以发现,在一个载荷周期内,考虑热变形时,润滑油平均流量增加明显,由 3.68 L/min 增加到 4.34 L/min;最大油膜压力由 64.8 MPa 增加到 76.9 MPa;最小油膜厚度显著减小,由 11.87 μm 减至 4.14 μm ;由于润滑油平均流量增加,平均温升则稍有减小,由 2.73 K 减少到 1.15 K。

4 结论

(1) 提出了一种考虑热变形因素影响时的内燃机主轴承热流体动力润滑分析方法,并对一主轴承实例进行了数值仿真分析。

(2) 仿真结果发现,同未考虑热变形影响时得到的分析结果相比,热变形使轴心运动轨迹发生很大变化,平均润滑油流量和最大油膜压力均明显增加;同时,热变形使最小油膜厚度明显减小,润滑油平均温升则稍有减小。

(3) 内燃机主轴承工作时的热变形会对其润滑特性产生显著的影响,在内燃机主轴承的设计以及

内燃机润滑系统供油量的设计过程中将热变形因素的影响考虑进来是很有必要的。

(4) 研究尚处于仿真分析阶段, 试验研究分析工作是一个十分困难而亟待解决的问题。

参 考 文 献

- [1] SUN J, GUI C L. Hydrodynamic lubrication analysis of journal bearing considering misalignment caused by shaft deformation[J]. *Tribology International*, 2004, 37: 841-848.
- [2] 段芳莉, 韦云隆. 弹性变形对径向滑动轴承弹流润滑性能的影响[J]. *润滑与密封*, 2000, 6: 9-10.
- [3] ROHIT S, HAN T. A study of the thermohydrodynamic performance of steadily loaded journal bearings[J]. *Tribology Transactions*, 1994, 37(4): 679-690.
- [4] BOUYER J, FILLON M. On the significance of thermal and deformation effects on a plain journal bearing subjected to sever operating conditions[J]. *Journal of Tribology*, 2004, 126: 819-822.
- [5] 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, 36(1): 27-31.
- [6] OKAMOTO Y, HANAHASHI M, KATAGIRI T. Effects of housing stiffness and bearing dimension on engine bearing performance by elasto-hydrodynamic lubrication analysis[J]. *Journal of Tribology*, 2000, 122: 697-704.
- [7] MOES H, HOEVE B, VAN J. Thermal effects in dynamically loaded flexible journal bearings[J]. *Journal of Tribology*, 1989, 111: 49-55.
- [8] 王晓力, 温诗铸, 桂长林. 动载轴承的非稳态热流体动力润滑分析[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 1999, 39(8): 30-33.
- [9] PIFFETEAU S, SOUCHET D, BONNEAU D. Influence of thermal and elastic deformations on connecting-rod big end bearing lubrication under dynamic loading[J]. *Journal of Tribology*, 2000, 122: 181-191.
- [10] KIM B J, KIM K W. Thermo-elasto-hydrodynamic analysis of connecting rod bearing in internal combustion engine[J]. *Journal of Tribology*, 2001, 123: 444-454.
- [11] 陈伯贤, 裘祖干, 张惠生. 流体润滑理论及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [12] 桂长林, 杨杰. 发动机摩擦学设计理论和方法的研究[R]. 机械工业技术发展基金项目研究报告(95JA0101), 1999.

- [13] KUCINSCHI B, FILLON M. An experimental study of transient thermal effects in a plain journal bearing[J]. *Journal of Tribology*, 1999, 121: 327-332.

THERMO-HYDRODYNAMIC LUBRICATION ANALYSIS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE'S MAIN BEARING CONSIDERING THERMAL DEFORMATION EFFECTS

TONG Baohong¹ GUI Changlin¹ SUN Jun¹
ZHAO Xiaoyong¹ CHEN Hua²

(1. School of Machinery and Automobile Engineering,
Hefei University of Technology, Hefei 230009;
2. Shanghai Internal Combustion Engine Research
Institute, Shanghai 200438)

Abstract: Based on the thermohydrodynamic lubrication theory of dynamically loaded bearing, researches on the lubrication of internal combustion engine(ICE)'s main bearing considering thermal deformation effects are presented combining with thermal deformation matrix method. Basic theory and governing equations adopted here are described. Influences on main bearing's lubrication performance from thermal deformation are also discussed here, such as on journal orbit, oil flow rate, maximum film pressure and minimum film thickness, etc. A simulation analysis example with ICE's main bearing is presented. Simulation results show that the orbit of journal has a large change with considering thermal deformation effects. And the average flow rate and maximum film pressure in one load cycle are increased evidently. While the minimum film thickness in one load cycle is decreased distinctly. The rise of oil temperature in one load cycle has just a little change. It points out that, thermal deformation will appear in ICE's main bearing when it works due to many kinds of heat factors and this deformation should be considered seriously in the design of main bearing and ICE's lubrication system.

Key words: Internal combustion engine's main bearing

Thermal deformation

Thermohydrodynamic lubrication Simulation

作者简介: 童宝宏, 男, 1978 年出生, 博士研究生。主要研究方向为摩擦学设计、现代设计理论与方法。

E-mail: baohong117@sina.com