



## 内燃机主轴承弹性流体动力润滑计算分析

王刚志<sup>1,2</sup>

(1. 天津科技大学理学院, 天津 300457; 2. 天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072)

**摘要:** 建立了内燃机主轴承弹性流体动力润滑计算的数学模型和有限元模型. 依此模型, 对某四缸柴油机的 5 个主轴承进行了计算, 分别算出其在一个工作周期内的油膜压力、油膜厚度、摩擦功耗和轴心轨迹. 通过对计算结果的分析表明, 第 3 号主轴承所受到的载荷最小, 平均油膜厚度最小, 平均油膜压力和摩擦功耗最大. 第 3 号主轴承的润滑状况不佳, 应对其进行摩擦学优化设计.

**关键词:** 内燃机主轴承; 弹性流体动力润滑; 计算分析

中图分类号: TK 414.11

文献标识码: A

文章编号: 1672-6510 (2008) 02-0055-05

## Elastohydrodynamic Lubrication Calculation and Analysis of Main Journal Bearings in IC Engines

WANG Gang-zhi<sup>1,2</sup>

(1. College of Science, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300457, China;

2. State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

**Abstract:** The mathematical and finite element models were established to deal with elastohydrodynamic lubrication calculation of main journal bearings of internal combustion engine. Lubrication performances of the five main bearings of a four-cylinder diesel engine were calculated separately to work out its film pressure, film thickness, friction loss power and orbital path in a working cycle. It is found that the load and the average minimum film thickness of No.3 main bearing are the minimum, while the average power consumption and the greatest film pressure are the maximum according to the calculated results. No.3 main bearing should be carried out tribology optimal design because of its bad lubrication performance.

**Keywords:** main journal bearings of ICE; elastohydrodynamic lubrication; calculation analysis

内燃机主轴承对曲轴起支撑和润滑作用, 是内燃机的主要摩擦副, 其工作状况对整机的稳定性和经济性起至关重要的作用. 现代内燃机性能不断强化, 要求不断提高升功率, 减小比功率质量, 减小振动和噪声, 降低摩擦损失, 降低废气的排放等<sup>[1]</sup>. 内燃机性能强化的结果使得气缸爆发压力不断提高, 活塞运动速度越来越快, 曲轴轴承, 特别是主轴承要承受更大的冲击性载荷, 这对主轴承的设计提出了更高的要求: 减小轴承尺寸, 使用低黏度润滑油; 轴承能承受更高的载荷, 能在更薄的油膜下稳定工作.

对内燃机主轴承进行流体动力润滑分析时, 传统

上采用简化分析模型, 即认为轴承和轴颈均为刚性体, 表面光滑, 润滑油各处温度相等, 黏度均匀等<sup>[2]</sup>. 随着润滑理论的发展和计算技术的进步, 现代内燃机主轴承润滑设计中逐步将原来忽略的影响因素考虑进来, 如采用连续梁法代替简支梁法计算主轴承载荷, 将供油特性、表面形貌特性、热效应和弹性变形效应等影响因素逐步纳入主轴承的润滑设计. 1963 年 Dowson 和 Hudson<sup>[3]</sup>提出了热流体动力润滑 (THD) 算法, 这以后又相继出现了弹性流体动力润滑 (EHD) 和热弹性流体动力润滑 (TEHD) 分析方法. 目前, 对于载荷恒定的稳态 EHD 理论已较成

收稿日期: 2007-11-18; 修回日期: 2008-01-10

基金项目: 云南省省校合作基金资助项目 (2003HBBAA02A049); 天津科技大学引进人才科研启动基金资助项目 (20080408)

作者简介: 王刚志 (1965—), 男, 山西人, 副教授, 博士.

熟,而对载荷的大小和方向都交替变化的内燃机主轴承来说,瞬态 EHD 理论和方法还有待完善.

本文的瞬态 EHD 计算方法计入了润滑表面的粗糙度,计入了轴瓦、轴承座和轴颈的弹性变形,以及空穴效应对润滑油膜的影响,是一种较为精确的内燃机主轴承润滑计算方法.

## 1 数学模型的建立和求解

### 1.1 油膜厚度的表示

在轻载和稳态情况下,轴颈、轴瓦和轴承座的弹性变形不大,由弹性位移导致的油膜厚度增量  $\delta h \ll h_{\min}$  ( $h_{\min}$  为刚性假定下的最小油膜厚度),此时,由刚性假设带来的误差不大.但在极重载和载荷频繁变动时,油膜厚度应改成下列形式<sup>[4]</sup>:

$$h(\theta) = h_{\min}(\theta) + \Delta h(\theta) + \delta h(\theta) + \sigma h(\theta) \quad (1)$$

其中:  $\Delta h$  是刚性假设下表面各点油膜厚度与  $h_{\min}$  之差,仅与几何因素有关;  $\sigma h$  是由于表面粗糙度引起的膜厚;  $\delta h$  则是弹性位移函数.

### 1.2 含机油填充率的扩展 Reynolds 方程

在 Reynolds 方程中引入机油填充率因子  $\gamma$ ,可将动载径向滑动轴承 Reynolds 方程变为

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{1}{12\eta} \gamma h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{1}{12\eta} \gamma h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \gamma \left( \frac{V_1 + V_2}{2} \right) \frac{\partial(h)}{\partial y} + \left( \frac{V_1 + V_2}{2} \right) h \frac{\partial \gamma}{\partial y} + \frac{\partial(\gamma h)}{\partial t} \quad (2)$$

对于主轴承来说,轴颈旋转,轴瓦静止不动,则式(2)中的  $V_1 = 0, V_2 = V$ ,方程式(2)变为

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{1}{12\eta} \gamma h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{1}{12\eta} \gamma h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \gamma \frac{V}{2} \frac{\partial(h)}{\partial y} + \frac{V}{2} h \frac{\partial \gamma}{\partial y} + \frac{\partial(\gamma h)}{\partial t} \quad (3)$$

对方程(3)的求解采用有限差分法,求解时的边界条件如下:

#### (1) 轴向边界条件

$$p = p_a \quad (x = \pm \frac{B}{2})$$

#### (2) 周向边界条件

在油膜起始边

$$\theta = 0 \begin{cases} p = p_{in} & (|x| \leq \frac{l}{2}) \\ p = p_{in} \frac{B-2|x|}{B-l} & (\frac{l}{2} < |x| \leq \frac{B}{2}) \end{cases}$$

在油膜终止边

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = 0, \quad p = p_a \quad (\theta = \frac{y}{r})$$

#### (3) 供油区域

$$p = p_{in}$$

#### (4) 空穴边界条件

$$\begin{cases} p = p_c & (\gamma = 1) \\ p < p_c & (\gamma < 1) \end{cases}$$

边界条件中,  $l$  为油槽宽度,  $B$  为轴承宽度;  $\gamma$  为机油的填充率;  $p_c$  为空穴压力,  $p_{in}$  为供油压力,  $p_a$  为环境压力.

### 1.3 弹性位移方程

弹性变形可能造成径向间隙减小 20%<sup>[5]</sup>. 因此轴瓦和轴承座的弹性变形因素必须纳入流体润滑的计算中. 采用三维有限元模型,同时考虑轴承座与轴瓦的弹性变形. 其中,轴承座采用 4 节点四面体单元,轴瓦采用 8 节点六面体单元,轴瓦与轴承座的连接处共节点. 三维弹性体弹性力学平衡方程为

$$\begin{cases} X + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0 \\ Y + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} = 0 \\ Z + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

在建立轴瓦及轴承座的有限元模型时,约束轴承座机体部分表面节点的六个方向自由度,保证轴承座的固定;同时,因轴瓦内表面受油膜压力的作用,即有限元模型中减摩合金层内表面层受连续分布的油膜压力作用,将连续分布的油膜压力载荷转化为该表面节点上的等效载荷,亦即形成有限元分析的外载.

在每个单元中可以根据最小位能原理建立节点位移变形和节点载荷之间的关系,即可建立弹性位移方程

$$\{F\}^q = \int_{\Omega} [D]^T [E][D] d\Omega \cdot \{\delta\}^q \quad (5)$$

其中:  $F$  为节点外力合力向量;  $\delta$  为节点位移列阵;  $E$  为单元材料属性矩阵;  $D$  为可转化为节点的形函数,与上述方程联立即可求出各节点的弹性位移.

### 1.4 粗糙接触方程

润滑表面粗糙度近似为高斯分布,在考虑摩擦接触时通过高斯积分得到接触压力与表面粗糙度因素的关系方程式<sup>[6]</sup>

$$p_a(h) = kE^* F_{\frac{5}{2}} \left( 4 - \frac{h}{\sigma_s} \right) \quad (6)$$

式中:  $k$  为弹性接触因子;  $\sigma_s$  为综合表面粗糙度;  $E^*$

为综合弹性模量,  $E^*$  可写成

$$E^* = \frac{1}{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)} \quad (7)$$

式中:  $E_1$  和  $E_2$  分别为轴承和轴颈材料的弹性模量;  $\nu_1$  和  $\nu_2$  分别为轴承和轴颈材料的泊松比. 设  $\sigma_j$  为轴颈表面粗糙度,  $\sigma_b$  为轴瓦表面粗糙度,  $\sigma_s$  可写成

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_j^2 + \sigma_b^2} \quad (8)$$

$F_{\frac{5}{2}}(4 - \frac{h}{\sigma_s})$  在粗糙接触区和全润滑区的取值不同:

当  $\frac{h}{\sigma_s} < 4$ , 即在粗糙接触区

$$F_{\frac{5}{2}}(4 - \frac{h}{\sigma_s}) = 4.86 \times 10^{-5} (4 - \frac{h}{\sigma_s})^{6.804} \quad (9)$$

当  $\frac{h}{\sigma_s} > 4$ , 即在全润滑区

$$F_{\frac{5}{2}}(4 - \frac{h}{\sigma_s}) = 0 \quad (10)$$

### 1.5 载荷平衡方程

将轴颈受到的力沿  $y$  方向和  $z$  方向进行分解, 不计油膜的惯性力, 轴颈中心的运动方程可表示为

$$\begin{cases} F_y + F_{py} = m_j R \ddot{e}_y \\ F_z + F_{pz} = m_j R \ddot{e}_z \end{cases} \quad (11)$$

式中:  $R$  为轴颈半径;  $\ddot{e}_y, \ddot{e}_z$  分别为  $y$  和  $z$  方向的角加速度;  $m_j$  为轴颈质量;  $F_y, F_z$  分别为  $y$  方向和  $z$  方向的载荷分量. 将油膜压力  $p$  沿油膜承载区  $A$  进行积分, 分别得到  $y$  向和  $z$  向的油膜反力  $F_{py}$  和  $F_{pz}$ .

$$\begin{aligned} F_{py} &= - \int_A p \cos \theta dA \\ F_{pz} &= - \int_A p \sin \theta dA \end{aligned} \quad (12)$$

积分遍历整个油膜承载区.

### 1.6 数学模型的求解

弹性流体动力润滑计算的总目标是要求解一个载荷周期内的油膜压力、油膜厚度、摩擦功耗和轴心轨迹, 而要确定每一瞬时轴心的位置时, 需要联立求解 Reynolds 方程、弹性位移方程以及载荷平衡方程等<sup>[7]</sup>. 求解时, Reynolds 方程采用有限差分法求解, 差分网格由轴瓦内表面的矩形单元确定, 依此网格对 Reynolds 方程进行迭代求解油膜压力. 弹性位移方程采用有限元法离散求解.

求解步骤见图 1.

$$\left| \varepsilon_{\alpha=720^\circ} - \varepsilon_{\alpha=0^\circ} \right| < 0.001, \left| \delta_{\alpha=720^\circ} - \delta_{\alpha=0^\circ} \right| < 0.002 \quad (13)$$

如果式 (13) 成立, 则停止迭代, 输出结果, 否则修改迭代初值, 继续迭代, 即

$$\varepsilon_{720^\circ} \Rightarrow \varepsilon_{0^\circ}, \delta_{720^\circ} \Rightarrow \delta_{0^\circ}, h_{720^\circ} \Rightarrow h_{0^\circ}, P_{720^\circ} \Rightarrow P_{0^\circ} \quad (14)$$

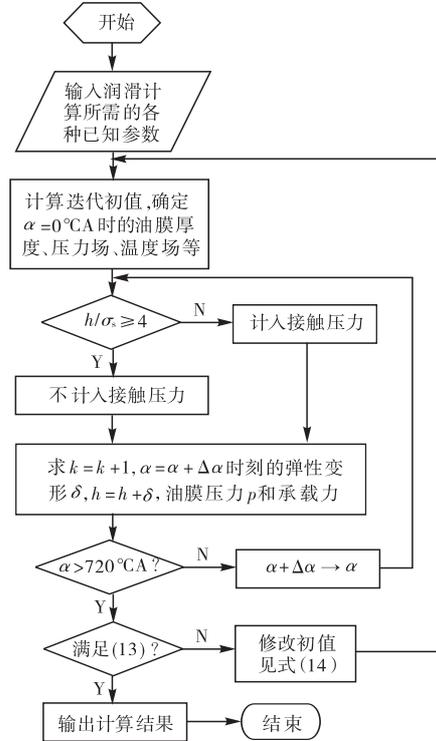


图 1 弹性流体动力润滑计算流程图

Fig. 1 Scheme of elastohydrodynamic lubrication calculation

## 2 弹性流体动力润滑计算实例

以某四缸柴油机为模型, 按照上述滑动轴承的流体动力润滑理论计算方法, 对其各档主轴承进行了综合的弹性流体动力润滑计算和分析.

该机为四缸柴油机, 主要性能参数见表 1. 该机曲轴为全支撑形式, 共有 5 个主轴承. 靠近自由端一侧为第 1 号主轴承, 其余类推. 1 号和 5 号轴承宽度相同, 2 号、3 号和 4 号轴承宽度相同.

表 1 模型机主要性能参数

Tab. 1 Main parameters of the model engine

型式	四缸、立式、直列、水冷
缸径 × 行程	100 mm × 115 mm
进气方式	进气中冷, 涡轮增压
标定功率 (转速)	80 kW (3 200 r/min)
点火顺序	1-3-4-2
润滑方式	压力、飞溅润滑
主轴承宽径比	35 (1, 5 号) 或 30 (2, 3, 4 号) / 80

按照轴瓦和轴承座材料参数建立三维有限元模型. 轴承座采用 4 节点四面体单元, 轴瓦采用 8 节点六面体单元, 且在轴向上定义 5 个节点, 周向上定义 24 个节点, 为连接与分析用.

建立三维有限元模型后, 将轴瓦内表面节点定义为主自由度节点, 在有限元分析求解器中进行压缩. 将整个有限元模型的所有节点自由度压缩至主自由度节点上, 并定义其具有 Y、Z (X 向为轴向) 两个方向的自由度, 即定义了在此两方向上能产生弹性变形. 与此同时, 将这些主自由度节点与同样方法得到的主轴颈的 5 个轴向主自由度节点建立点对点连接关系, 如图 2 所示. 主自由度节点既充当了连接点, 又充当了分析点, 简化了求解过程. 图 3 为轴瓦及油槽位置坐标图.

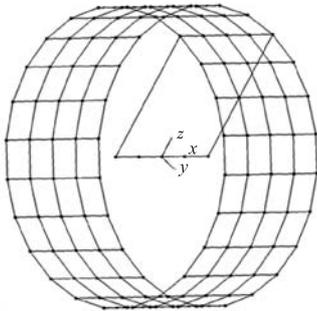


图 2 轴瓦与轴颈有限元节点连接图  
Fig. 2 Scheme of finite element node joining of bush and pin

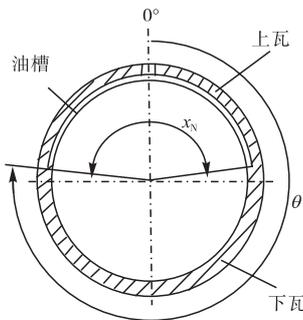


图 3 轴瓦及油槽位置坐标  
Fig. 3 Coordinates of bush and oil groove

计算时所用基本参数见表 2, 其中润滑油为常用的 15W/40CD 级柴油机油, 其黏度与温度的关系可用 Vogel 模型表示为<sup>[8]</sup>

$$\eta = 2.999 \times 10^{-5} e^{\left(\frac{1510.7}{T-112.99}\right)} \quad (15)$$

式中: 润滑油动力黏度  $\eta$  的单位为  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ , 温度  $T$  的单位为  $\text{K}$ . 取平均有效温度  $T = 373 \text{ K}$ , 所对应的有效黏度  $\eta = 0.010 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ .

实验测得在标定工况时, 发动机的气缸爆发压力

( $p_q$ ) 如图 4 所示. 各档主轴承所受的  $y$  和  $z$  方向载荷数据由连续梁轴承载荷计算法算出, 供进行弹性流体动力润滑计算时使用. 按照上例算法, 计算了模型机 1, 2, 3, 4 和 5 号主轴承一个周期内的最大油膜压力 ( $p_{\max}$ ), 最小油膜厚度 ( $h_{\min}$ )、摩擦功耗 ( $f_p$ ) 和轴心轨迹 ( $L$ ), 并将各档主轴承进行比较, 分别列于图 5、图 6、图 7 和图 8.

表 2 计算所设基本参数

Tab. 2 Main parameters for calculation

主轴承相对间隙	1.0‰
润滑油	15W/40CD
油槽区域	上瓦开设油槽, 范围 $270^\circ \sim 90^\circ$ , 宽 4 mm
综合表面粗糙度	$1.2 \mu\text{m}$
进油压力	0.5 MPa
空穴压力	0.005 MPa

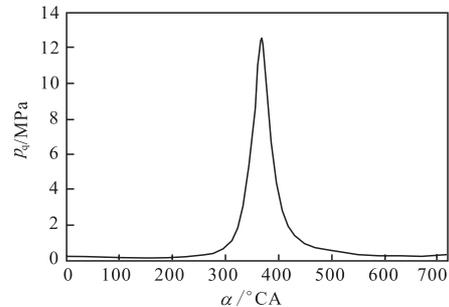


图 4 气缸爆发压力  
Fig. 4 Pressure of gas combustion in cylinder

通过比较分析发现, 2 号和 4 号主轴承的油膜压力在一个工作周期内两次出现峰值, 即出现双峰油膜压力分布现象, 这同它们所受到的载荷有关, 载荷最大位置处, 油膜压力最大. 在各档主轴承中, 第 3 号主轴承所受到的载荷最小, 但其平均油膜压力却是最大的.

弹性流体动力润滑方法计算出的油膜厚度较简化假设计算出的油膜厚度大, 而且弹性变形量越大, 油膜厚度越大. 第 3 号主轴承的最小油膜厚度和平均油膜厚度值最小, 其轴心轨迹多处出现急速的向心和离心运动, 此处容易发生空穴效应, 对轴瓦造成损伤.

第 3 号主轴承的摩擦功耗在  $163^\circ \text{CA}$  和  $523^\circ \text{CA}$  曲轴转角附近先后出现两个峰值, 在一个周期内的平均摩擦功耗为 632 W, 是 5 个主轴承中最大的, 说明第 3 号主轴承的热损耗较大, 经济性差.

综上所述, 在模型机的 5 个主轴承中, 第 3 号主

轴承的平均油膜压力最大,平均油膜厚度最小,平均摩擦功耗最大,润滑状况最差.

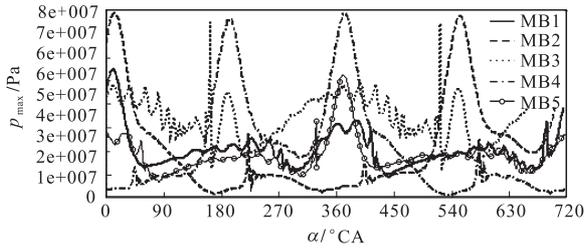


图5 最大油膜压力的比较

Fig. 5 Comparison of the maximum oil film pressures

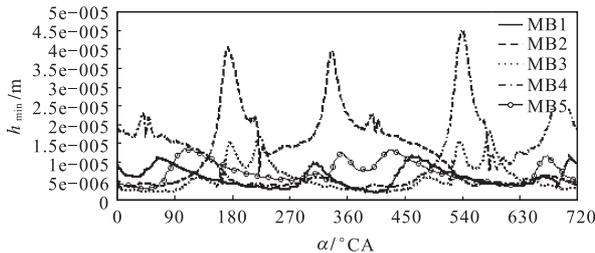


图6 最小油膜厚度的比较

Fig. 6 Comparison of the maximum oil film thicknesses

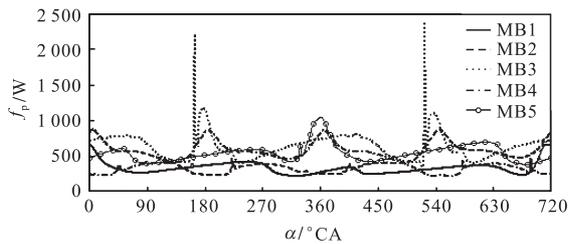


图7 摩擦功耗的比较

Fig. 7 Comparison of friction loss powers

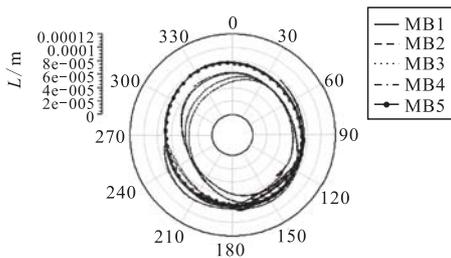


图8 轴心轨迹的比较

Fig. 8 Comparison of orbital paths

### 3 结 语

建立了内燃机主轴承弹性流体动力润滑计算的

数学模型和有限元模型,依此模型,对某四缸柴油机的5个主轴承进行了计算,分别算出其在一个工作周期内的油膜压力、油膜厚度、摩擦功耗和轴心轨迹,通过对计算结果的分析比较,得出以下结论:

(1) 2号和4号主轴承在一个工作周期内出现双峰油膜压力分布现象,载荷最大位置处,油膜压力最大.在各档主轴承中,第3号主轴承所受到的载荷最小,但其平均油膜压力却是最大的.

(2) 与简化假设相比,弹性流体动力润滑方法计算出的最小油膜厚度较大,油膜压力较小.第3号主轴承的最小油膜厚度和平均油膜厚度值最小,其轴心轨迹多处出现急速的向心和离心运动,此处容易发生空穴效应,对轴瓦造成损伤.

(3) 第3号主轴承的摩擦功耗在一个周期内的平均值最大,说明第3号主轴承的热损耗较大,经济性差.

(4) 在5个主轴承中,第3号主轴承润滑状况最差,其工作的安全性和经济性都不理想,应对其进行摩擦学优化设计.

### 参 考 文 献:

- [1] 魏春源,张卫正,葛蕴珊. 高等内燃机学[M]. 北京:北京理工大学出版社,2001:3—6.
- [2] 万欣,林大渊. 内燃机设计[M]. 天津:天津大学出版社,1989,109—120.
- [3] Dowson D, Hudson J. Thermohydrodynamic Analysis of the Infinite Slider Bearing: Part I, the Plane Inclined Slider Bearing [J]. Proc Inst Mech Eng, 1964, 34 (1): 34—44.
- [4] 张直明,张言羊,谢友柏,等. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京:高等教育出版社,1986.
- [5] 富彦丽. 径向滑动轴承瞬态热弹性流体动力润滑研究[D]. 西安:西安交通大学,2003:15.
- [6] 王刚志. 内燃机主轴承热弹性流体动力润滑数值分析及试验研究[D]. 天津:天津大学,2007:47.
- [7] Rohit S P, Taeyoung H. A transient thermohydrodynamic analysis including mass considering cavitation for dynamically loaded journal bearings [J]. Journal of Tribology, 1995, 117: 369—378.
- [8] 王晓力. 计入表面形貌效应的内燃机主轴承热流体动力润滑分析[D]. 北京:清华大学,1999:42.