

文章编号:1000-8055(2009)03-0683-07

非牛顿特性对重载点接触热弹流润滑的影响

王燕霜, 邓四二, 杨海生, 李云峰, 王恒迪
(河南科技大学 机电工程学院, 洛阳 471003)

摘 要: 采用近似完全数值解法对 HKD-1 型航空润滑油进行了重载点接触热弹流分析, 将两种不同流变模型下的计算结果进行比较, 并进行了试验验证. 结果表明: 重载情况下, 润滑油的非牛顿特性较显著, 非牛顿特性对于弹流润滑中润滑油的温度、剪应力和拖动力影响较大, 对压力分布影响较小. 采用牛顿模型计算误差非常大, 采用 Evans-Johnson 模型计算精度较高. 滑滚比增加, 油膜温升增加显著, 压力变化不大, 只是二次压力峰的峰值有所减小.

关 键 词: 航空润滑油; 非牛顿特性; 热效应; 弹流润滑 (EHL); 重载

中图分类号: V317; TH117.2

文献标识码: A

Effects of non-Newtonian behavior of lubricants on the thermal elastohydrodynamic lubrication in heavily loaded point contacts

WANG Yan-shuang, DENG Si-er, YANG Hai-sheng,

LI Yun-feng, WANG Heng-di

(School of Mechanoelectrical Engineering,

Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract: This paper used an approximate numerical solution to simulate the thermal elastohydrodynamic lubrication (EHL) for an aviation lubricating oil HKD-1 in a point contact under heavier load. The computed results for two different rheological models were compared and examined by the traction test. The results show that the non-Newtonian characteristic of the lubricant is more important for heavier load ($p_0 > 1$ GPa) and has a significant effect on the temperature, shear stress and traction of the lubricant in EHL, but it has a small influence on the pressure distribution. The computation errors for the Newtonian model are very large. The values of temperature, shear stress and traction of the lubricant computed for the Evans-Johnson model are very close to the experimental values. As slide-to-roll ratio increases, the temperature rise in film is obvious but the pressure change is very small, only the second peak value of pressure distribution is reduced to some extent.

Key words: aviation lubricating oil; non-Newtonian characteristic; thermal effect; elastohydrodynamic lubrication (EHL); heavy load

润滑剂的非牛顿特性对于弹流计算有很大的影响, 尤其在重载情况下. 应用非牛顿流变模型将增加数值计算的难度和不收敛性, 因此在数值计

算中, 人们往往使用牛顿流变模型或简化的非牛顿流变模型. 侯克平^[1]利用牛顿模型对于重载点接触热弹流进行了完全数值求解. Wang 和

收稿日期: 2008-03-07; 修订日期: 2008-05-16

基金项目: 国家“十一五”重大科技攻关项目 (JPPT-115-189); 河南科技大学人才科学研究基金 (05028)

作者简介: 王燕霜 (1972 -), 女, 河南洛阳人, 副教授, 博士, 主要从事轴承设计及润滑油力学特性的研究.

Zhang^[2]利用 Bair-Winer 模型,求解了线接触流变热弹流问题,但是在弹流计算时将流变模型取一阶展开近似式.杨沛然和刘晓玲^[3]及 Almqvist^[4]采用 Eyring 模型进行了线接触弹流的计算.汪久根^[5]利用有限差分法采用 Circular 粘塑模型对稳态热弹流进行了研究,但是忽略了模型中的弹性项. Khonsari^[6]采用张量分析法,利用 Bair-Winer 模型和 Eyring 流变模型对线接触热弹流进行了完全数值解,但忽略了 Bair-Winer 模型中的弹性项.孙浩洋^[7]采用 Eyring 流变模型和多重网格技术得到了重载情况下的收敛解,但该方法对初值的要求非常苛刻,如果没有相当的经验,很难得到收敛解.采用 Tevaawerk-Johnson 模型、Bair-Winer 模型及 Evans-Johnson 模型进行重载点接触热弹流完全数值分析的迄今为止未见有报道. Ma Ming-Tang^[8]利用 Bair-Winer 流变模型,采用近似完全数值解法得到了重载点接触热弹流的收敛解.为了得到适合于任何流变模型而且通用性较好的数值模拟方法,本文参考 Ma Ming-Tang 的近似完全数值模拟法,采用牛顿模型、Evans-Johnson 模型进行求解,并通过拖动力试验与计算结果进行比较,来分析非牛顿特性对于点接触热弹流计算的影响,可为工程中滚动轴承动态特性分析提供理论依据.

1 试验

拖动力试验在自行研制的拖动力试验装置上进行.试验装置的结构和性能及测量方法详见文献[9].试验装置中的球试件和盘试件均为 GCr15 钢,球盘之间为点接触,接触曲率半径为球半径 $\rho = 0.01 \text{ m}$.拖动力试验是在给定法向载荷 W 、滚动速度 U 和入口油温 θ 条件下,测量不同滑滚比 s 时拖动力系数 μ 值.图 4 中的点表示 HKD-1 型航空润滑油的试验测量值.

HKD-1 型航空润滑油性能指标如下:室温为 27°C 时,动力粘度 $\eta = 0.037 \text{ Pa} \cdot \text{s}$,粘压系数为 $\alpha = 1.31 \times 10^{-8} \text{ 1/Pa}$,粘温系数为 $\beta = 0.021 \text{ 1/}^\circ\text{C}$

2 热弹流润滑的基本方程

2.1 运动方程

选取沿滚动方向为 x 方向,垂直于滚动方向为 y 方向,沿油膜厚度方向为 z 方向.在稳态条件下,如果忽略体积力,根据润滑油单元体的平衡可得

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \quad (2)$$

式中 p 为接触区压力, τ_{xz} 和 τ_{yz} 为 xoz 和 yoz 平面上的油膜剪应力.对于非牛顿润滑剂,若令 $A_G = 1/G$, G 为润滑油的弹性剪切模量,剪应力和剪应变率之间的关系在 xoz 和 yoz 平面上可用下式来表示

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \dot{\gamma}_{xz} = A_G \frac{d\tau_{xz}}{dt} + \frac{\tau_{xz}}{\eta} F(\tau_e) \quad (3)$$

$$\frac{\partial v}{\partial z} = \dot{\gamma}_{yz} = A_G \frac{d\tau_{yz}}{dt} + \frac{\tau_{yz}}{\eta} F(\tau_e) \quad (4)$$

式中 u 和 v 分别为滚动速度和垂直滚动方向的速度, $\dot{\gamma}_{xz}$ 和 $\dot{\gamma}_{yz}$ 分别为润滑油在 xoz 和 yoz 平面上的剪应变,等效剪应力 $\tau_e = \sqrt{\tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2}$, η 为润滑油粘度.对于 Evans-Johnson 模型, $F(\tau_e) = \sinh(\tau_e/\tau_0)/(\tau_e/\tau_0)$, τ_0 为润滑油的特征剪切应力.

由公式(3)和(4)可得

$$\tau_{xz} = \frac{\eta}{F(\tau_e)} \left\{ \frac{\partial u}{\partial z} - A_G \frac{d\tau_{xz}}{dt} \right\} \quad (5)$$

$$\tau_{yz} = \frac{\eta}{F(\tau_e)} \left\{ \frac{\partial v}{\partial z} - A_G \frac{d\tau_{yz}}{dt} \right\} \quad (6)$$

把公式(5)和(6)代入式(1)和(2)可分别得到

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\eta}{F(\tau_e)} \left\{ \frac{\partial u}{\partial z} - A_G \frac{d\tau_{xz}}{dt} \right\} \right] \quad (7)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\eta}{F(\tau_e)} \left\{ \frac{\partial v}{\partial z} - A_G \frac{d\tau_{yz}}{dt} \right\} \right] \quad (8)$$

上式是考虑了流变特性的非牛顿广义运动方程,如果令 $F(\tau_e) = 1$, $A_G = 0$,上式变为(1)和(2),此时流体为牛顿流体.

2.2 连续条件

积分形式的连续条件如下:

$$\int \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dz + \int \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dz \leq 0 \quad (9)$$

式中 h 为油膜厚度, ρ 为润滑油的密度.

2.3 表面弹性变形方程和油膜厚度方程

两接触固体在接触处的局部变形可由下式给出:

$$w(x, y) = \frac{2}{\pi E'} \iint \frac{p(\xi, \zeta) d\xi d\zeta}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \zeta)^2}} \quad (10)$$

式中 E' 为两固体的综合弹性模量.

油膜厚度的公式如下:

$$h(x, y) = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + w(x, y) - w(0, 0) \quad (11)$$

式中 h_0 为接触中心处的油膜厚度, R_x 和 R_y 分别为 xoz 和 yoz 平面内两接触体在接触点处的曲率半径。

2.4 粘度方程

采用 Roelands 粘压温公式计算润滑油的粘度。

2.5 密度方程

润滑剂的密度是压力和温度的函数,采用如下公式:

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{B_1 p}{1 + B_2 p} - B_3 (\theta - \theta_0) \right] \quad (12)$$

式中 $B_1 = 0.6 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$, $B_2 = 1.7 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$, $B_3 = 0.00065 \text{ K}^{-1}$ 。

2.6 能量方程

如果不考虑体积力和热辐射作用,根据能量守恒定理,忽略油膜厚度方向的热对流及 x 和 y 方向的热传导,可得能量方程为

$$\rho c \left(u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) - K \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} = - \frac{\theta}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial \theta} \left(u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{F(\tau_e)}{\eta} \tau_e^2 \quad (13)$$

式中 ρ , c 和 K 为润滑油的密度、比热容和热传导系数。

2.7 热界面方程

$$\theta(x, y, 0) = \frac{K}{\sqrt{\pi K_1 \rho_1 c_1 U_1}} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial \theta}{\partial z} \bigg|_{z=0} \frac{d\xi}{\sqrt{X - \xi}} + \theta_0 \quad (14)$$

$$\theta(x, y, h) = - \frac{K}{\sqrt{\pi K_2 \rho_2 c_2 U_2}} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial \theta}{\partial z} \bigg|_{z=h} \frac{d\xi}{\sqrt{X - \xi}} + \theta_0 \quad (15)$$

式中 K_1 和 K_2 为两接触固体热传导系数,本文中均取为 $470 \text{ W/(m} \cdot ^\circ\text{C)}$; ρ_1 和 ρ_2 为两接触固体密度,本文两者均为 8000 kg/m^3 ; c_1 和 c_2 为两接触固体比热容,两者均为 $0.485 \text{ kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$, U_1 和 U_2 为两接触固体在接触点处的线速度。

2.8 流变方程

Newton 模型

$$\tau_e = \eta \dot{\gamma} \quad (16)$$

Evans-Johnson

$$\begin{cases} \dot{\gamma} = \frac{d\tau_e}{Gdt} + \frac{\tau_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau_e}{\tau_0}\right) & \tau_e < \tau_c \\ \tau_e = \tau_c & \tau_e \geq \tau_c \end{cases} \quad (17)$$

2.9 载荷方程

作用载荷 W 必须与流体油膜的压力相平衡,因此可得载荷平衡方程如下:

$$W = \iint p(x, y) dx dy \quad (18)$$

2.10 边界条件

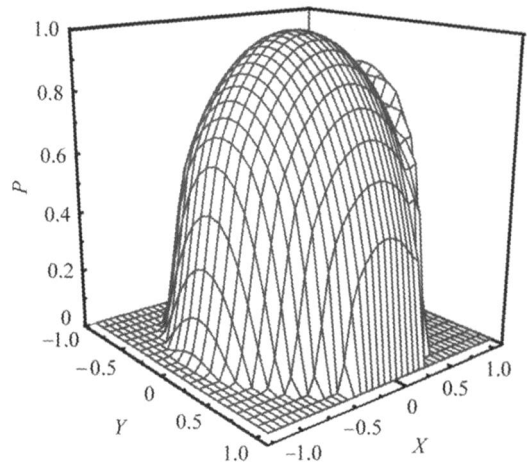
在 $z = 0$ 处, $u = U_1, v = 0, \theta = \theta(x, y, 0)$; 在 $z = h$ 处, $u = U_2, v = 0, \theta = \theta(x, y, h)$; 在入口区, $\theta = \theta_0$ 。

采用近似完全数值解法联立求解上述方程,接触区划分为 $38 \times 20 \times 20$ 个网格。近似完全数值解法不求解雷诺方程,而是先求解运动方程,然后把连续方程转化为连续条件来求解,这样降低了弹流基本方程组的非线性,提高了解的收敛性。该方法的主要思路是:首先,假设一个经验修正的赫兹压力分布,根据假设的压力分布求解接触区中温度、速度、剪应力和油膜厚度分布的初值;然后,根据流量连续条件和载荷平衡条件检验原先假设的压力分布是否满足流量连续和力的平衡,如果不满足,对压力分布进行修正,开始新的循环直到满足预定的精度要求。该种算法因为求解压力的循环次数少,大大节省了计算时间,更重要的是程序的通用性强,容易获得收敛解。

3 结果及分析

3.1 压力分布

图1分别给出了 $p_0 = 1.2 \text{ GPa}$, $U = 25 \text{ m/s}$ 和 $\theta_0 = 27^\circ\text{C}$, 滑滚比分别为 $s = 0.02$ 和 $s = 0.2$ 时的压力分布图,图中 $P = p/p_0$, $X = x/b$, $Y = y/b$, b 为两个滚子接触区半径。从图1中可以看出,除



(a) Newton 模型, $s = 0.02$

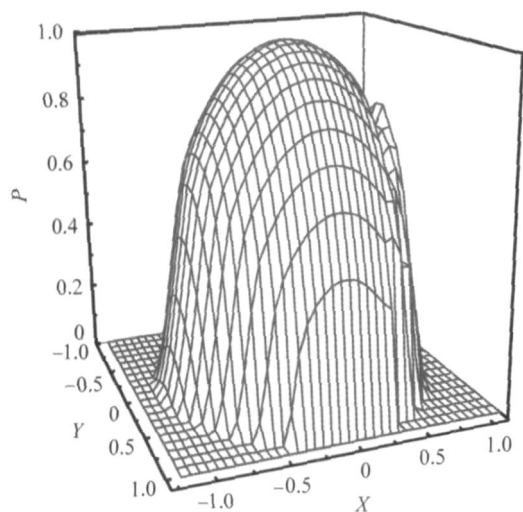
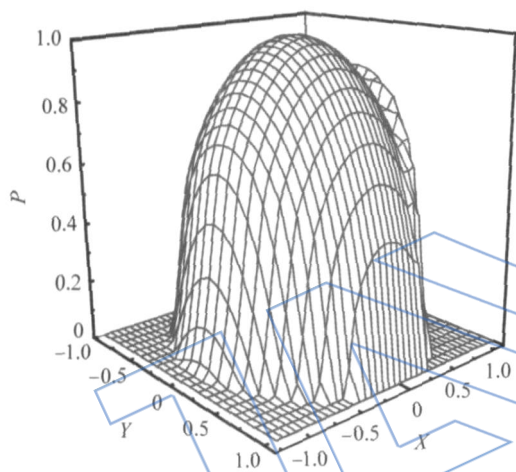
(b) Newton 模型, $s=0.2$ (c) Evans-Johnson 模型, $s=0.02$

图1 不同滑滚比、不同流变模型下压力分布

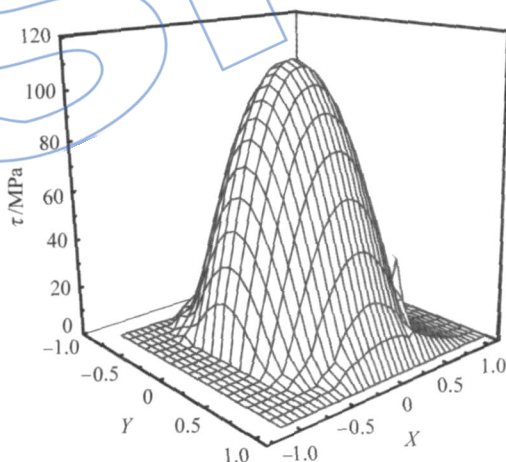
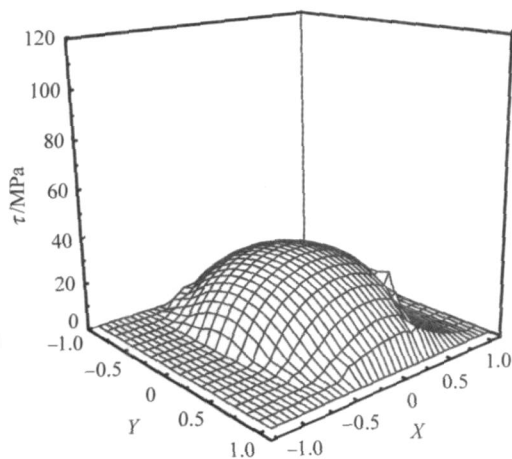
Fig.1 Pressure distributions at different slide-to-roll ratios with different rheological models

了在出口区处有隆起之外,其它部分接近赫兹分布.比较图1(a)和(b)可以看出,不同滑滚比时的压力分布基本相似,但是滑滚比较大时,二次压力峰的值较小.采用不同的流变模型对压力的影响很小,如图1(a)和(c).

3.2 剪应力分布

图2分别给出了不同滑滚比和不同流变模型下滚子表面的剪应力分布,其工况条件同上.采用的模型不同,剪应力分布图形相似,都跟压力分布的形状相似,但是剪应力的数值却不相同.滑滚比较大时,剪应力分布图形有一个较平的顶部.当滑滚比为0.02时,油膜内产生的剪切热较少,采用Evans-Johnson模型计算的最大剪应力数值为32 MPa(如图2(b)),而采用Newton模型预测的剪

应力图形比较尖,接触区内温度变化比较大,得到的最大剪应力很大为110.5 MPa,如图2(a)所示.从图4给出的滑滚比为0.02时,利用Evans-Johnson模型对拖动系数的预测值与试验值重合,而利用牛顿模型得到的拖动系数与试验值相差非常大,说明Evans-Johnson模型对剪应力的预测较准确,Newton模型对剪应力的预测误差非常大.这说明试验工况条件下,流体表现为非牛顿特性,利用牛顿模型会产生很大的误差.随滑滚比的增大,油膜内产生的剪切热越来越多,Evans-Johnson模型预测的剪应力分布图的顶部越来越平坦,滑滚比为0.2时,Evans-Johnson模型预测的最大剪应力为34.5 MPa(图2(d)),牛顿模型对剪应力形状及数值的预测随热效应的增加而越来越失真,滑滚比为0.2时采用牛顿模型预测的剪应力分布如图2(c)所示.可见热效应较显著时,润滑油仍表现为非牛顿特性,只是Evans-Johnson模型预测的剪应力精度低于热效应不显著时的预测精度.

(a) Newton 模型, $s=0.02$, $\tau_{\max}=110.5$ MPa(b) Evans-Johnson 模型, $s=0.02$, $\tau_{\max}=32$ MPa

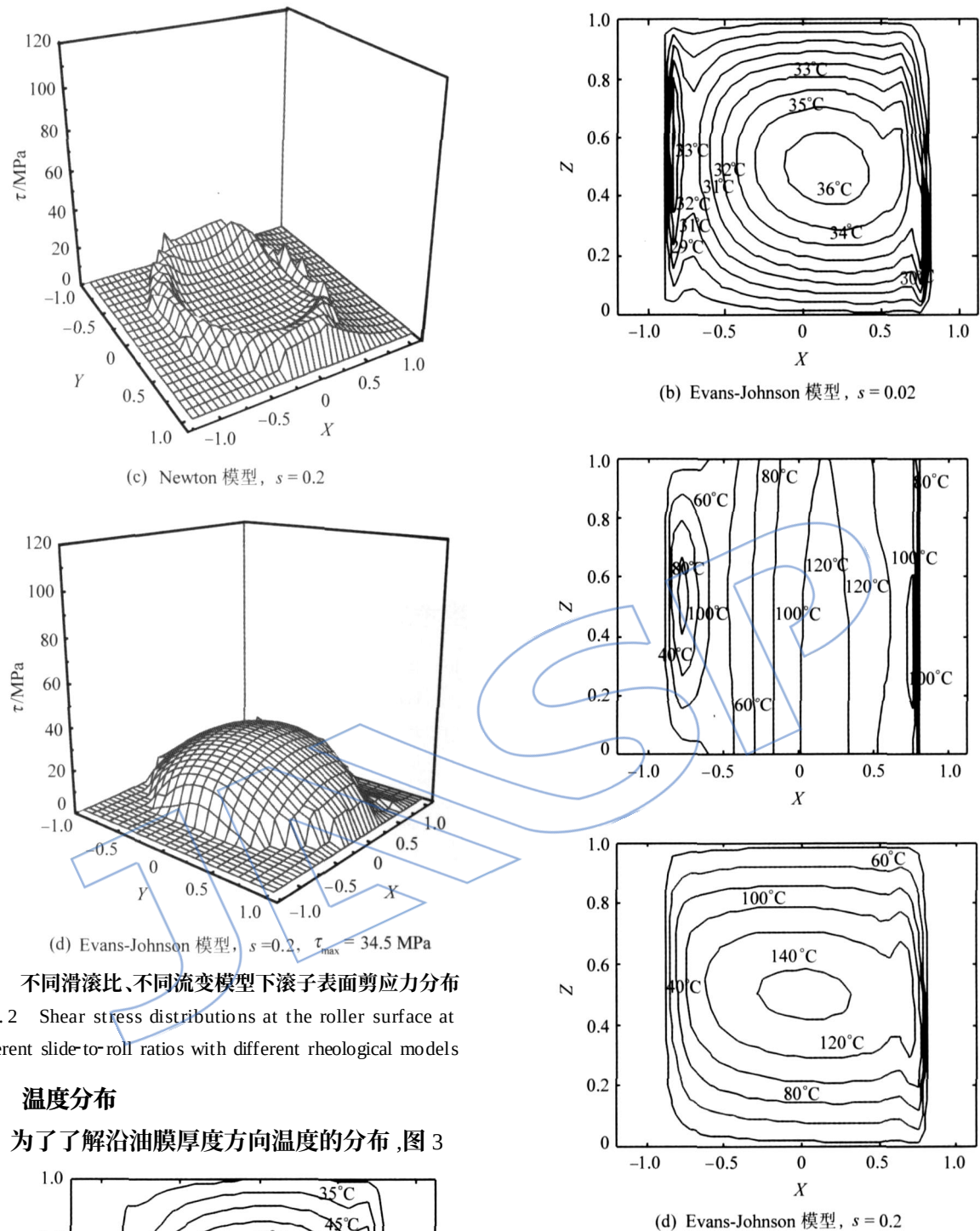


图 2 不同滑滚比、不同流变模型下滚子表面剪应力分布
Fig. 2 Shear stress distributions at the roller surface at different slide-to-roll ratios with different rheological models

3.3 温度分布

为了了解沿油膜厚度方向温度的分布,图 3

图 3 不同滑滚比、不同流变模型下垂直对称面内温度分布
Fig. 3 Temperature distributions on the vertical plane of symmetry ($Y = 0$) at different slide-to-roll ratios with different rheological models

分别给出了不同滑滚比和不同流变模型下,垂直对称面内温度等高线分布图,工况条件同上,图中 $Z = z/h$. 滑滚比较小时,Newton 模型预测的油膜温度偏高,如图 3(a). 比较图 3(b) 与 (d) 可以看出,模型相同的情况下,当滑滚比较大的时候,对称面内温度的变化较大,温度分布关于油膜厚度

中心对称面对称,最大温升发生在油膜的中心层附近.从图3(c)知,滑滚比较大时,Newton模型预测的油膜温度分布图失真,这与图2(c)相一致.

3.4 试验验证

弹流数值计算中剪应力、温度和速度等各量计算是否正确直接影响拖动力的数值,可以用拖动系数计算值与拖动系数试验值进行比较来间接证明弹流数值计算中温度、剪应力等的计算是否正确.计算表明,在工况条件为 $p_0 = 1.2 \text{ GPa}$, $U = 25 \text{ m/s}$, $\theta_0 = 27^\circ\text{C}$ 和 $s = 0.02$ 下,分别采用 Newton 模型和 Evans-Johnson 模型计算得到的拖动系数与试验测量的拖动系数之间的相对误差分别为 36% 和 2.49%;当滑滚比为 $s = 0.2$ 时,相对误差分别为 87.4% 和 19.8%,如图4所示.从图中还可以看出,当滑滚比较小 ($s < 0.02$) 时,牛顿模型对拖动系数的预测偏大,远远大于 Evans-Johnson 模型和试验测量值;当滑滚比较大的时候 ($s > 0.02$),由于热效应对利用牛顿模型计算出的剪应力影响较大,使得此时牛顿模型的预测值远远小于试验测量值,Evans-Johnson 模型对拖动系数的预测误差随滑滚比的增加而增大.因此,重载情况下使用牛顿模型预测温度、剪应力及拖动力误差很大,在弹流分析中应考虑润滑油的非牛顿特性.滑滚比较小时,Evans-Johnson 模型对温度、剪应力及拖动力预测精度较高,随滑滚比增大,Evans-Johnson 模型的预测误差有越来越大的趋

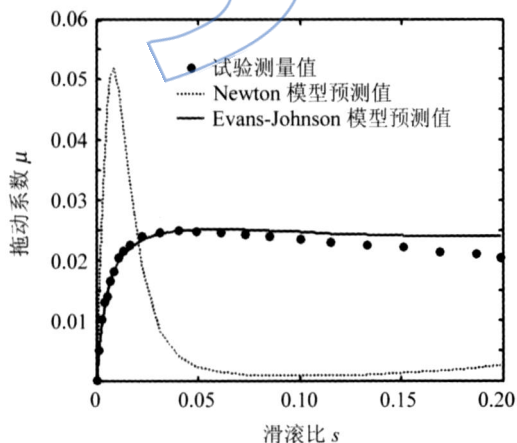


图4 $p_0 = 1.2 \text{ GPa}$, $U = 25 \text{ m/s}$, $\theta_0 = 27^\circ\text{C}$ 条件下试验测量值与模型计算值之间的比较

Fig. 4 Comparison between experimental and predicted values of traction coefficients at condition of $p_0 = 1.2 \text{ GPa}$, $U = 25 \text{ m/s}$, $\theta_0 = 27^\circ\text{C}$

势,可以预见在滑滚比很大时(大于 0.2),采用 Evans-Johnson 模型误差将比较大,需发展新的流变模型来计算.可见,流变特性对弹流计算的影响较大,采用正确的流变模型是必要的.

4 结 论

1) 重载下,采用 Newton 模型预测弹流接触中的温度、剪应力和拖动力会产生较大误差,此时应考虑润滑油的非牛顿特性.

2) 滑滚比较小时,Evans-Johnson 流变模型对弹流接触中温度、剪应力和拖动力的预测精度较高,随滑滚增加,其预测精度越来越小,当滑滚比等于 0.2 时预测误差达到 19.8%.

3) 滑滚比增加,油膜温升增加显著,压力变化不大,只是二次压力峰的峰值有所减小.非牛顿特性对压力分布的影响较小.

参考文献:

- [1] 侯克平.重载点接触热弹流润滑的数值分析与实验研究[D].北京:清华大学,1987.
HOU Keping. Numerical analysis on the thermal EHL in heavily loaded point contacts and the experimental research [D]. Beijing: Tsinghua University, 1987. (in Chinese)
- [2] Wang S H, Zhang H H. Full numerical EHL solution for line contacts under pure rolling condition with a non-Newtonian rheological model [J]. ASME Journal of Tribology, 1998, 110(4): 583-586.
- [3] Liu X L, Jiang M, Yang P R. Non-Newtonian thermal analyses of point EHL contacts using the Eyring model [J]. Journal of Tribology, 2005, 127(1): 70-81.
- [4] Almqvist T, Almqvist A, Larsson R. A comparison between computational fluid dynamic and Reynolds approaches for simulating transient EHL line contacts [J]. Tribology International, 2004, 37(1): 61-69.
- [5] 汪久根.椭圆接触非牛顿体弹性流体动力润滑的研究[D].杭州:浙江大学,1993.
WANG Jiugen. Research on the non-Newtonian EHL of elliptical contacts [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 1993. (in Chinese)
- [6] Jang J Y, Khonsari M M. Performance analysis of grease-lubricated journal bearings including thermal effects [J]. ASME Journal of Tribology, 1997, 119(10): 859-868.
- [7] 孙浩洋.高速极重载热弹性流体动力润滑[D].青岛:青岛建筑工程学院,2002.
SUN Haoyang. Analysis of thermal elastohydrodynamic lubrication at high speed and extremely heavy load [D]. Qingdao: Qingdao Institute of Architecture and Engineering, 2002. (in Chinese)

- [8] MA Mingtang. An expedient approach to the non-Newtonian thermal EHL in heavily loaded point contacts [J]. Wear ,1997 ,206 :100-112.
- [9] 王燕霜,杨伯原,王黎钦,等. 4106 航空润滑油拖动特性研

究[J]. 摩擦学学报,2004,24(2):156-159.

WANG Yanshuang, YANG Boyuan, WANG Liqin, et al. Traction behavior of 4106 aviation lubricating oil [J]. Tribology,2004,24(2):156-159. (in Chinese)

中国航空学会第十五届燃烧与传热传质学术交流会 征文通知

受中国航空学会动力分会燃烧与传热传质专业委员会委托,由贵州航空发动机研究所 2009 年承办第十五届燃烧与传热传质学术交流会,有关征文通知如下:

1 征文内容

- 1) 航空、航天发动机燃烧新理论、新概念、新技术;
- 2) 航空发动机主燃烧室与加力燃烧室的试验、设计与调试;
- 3) 航空、航天发动机中传热传质的新理论、新概念、新技术;
- 4) 数值计算在航空航天发动机燃烧、传热传质的应用;
- 5) 燃烧、传热传质中的新型测试技术与方法;
- 6) 各种新型燃烧器和燃烧系统的研究.

2 征文要求

- 1) 应征稿件要求观点明确、论据充分、文字简练、数据准确、公式正确、图表清晰。在公开刊物及全国学术性会议上发表过的论文,不在征文之列.
- 2) 论文作者自行解密,论文恕不退还,请作者自留底稿.
- 3) 论文全文一般不超过 6000 字,附带 200 字左右的摘要.
- 4) 为把论文集工作做好,请作者按论文格式规定排版论文,并做好保密处理,投稿时请将单位保密审查证明附上.

- 5) 论文注明作者姓名、单位、职务、职称、邮政编码、通信地址和联系电话(务必),以便联系.

3 会议时间和地点

学术会议的具体时间、地点和有关事项另行通知.

4 截稿日期

2009 年 6 月 30 日

5 论文寄交地址

地址:贵州平坝 300 信箱科技委办公室(请注明“征文”字样)

邮编:561102

金航网:011-2 所转科技委

E-mail: glh5076 @yeah. net

联系人:高黎红 0853-4695285; 饶扬龙 0853-4695279