

粘-温修正的等效粘度模型分析研究

曲庆文

(山东理工大学精密模具重点实验室, 山东淄博 255012)

[摘要] 在等效粘度模型的基础上, 考虑温度对润滑剂粘度的影响, 建立了粘-温修正的等效粘度分析计算模型, 并运用该模型进行薄膜润滑条件下的轴承性能分析计算, 得到了不同参数下轴承性能的变化规律。

[关键词] 薄膜润滑; 粘度; 温度

[中图分类号] TH117.2 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2005)05-0049-04

1 前言

薄膜润滑轴承特性的复杂性已经被认识, 其分析方法和解决问题的措施出现了多种不相同的结果, 原因在于润滑剂粘度的极端变化。常规计算有粘-压修正方法^[1,2]和粘-温修正方法^[3,4]。在薄膜润滑研究中出现了粘度随间隙变化的修正方程, 如等效粘度修正模型^[5], 指数型修正模型^[6], 分层粘度模型^[7], 三角函数模型^[8], 等等。为了解释和解决薄膜润滑的计算方法, 而运用了雷诺方程, 但对于实际问题的研究还存在很多缺陷。温度是影响润滑剂粘度的又一重要因素。在薄膜润滑中由于间隙极其微小, 间隙内润滑剂流量少, 带走的热量减少, 从而可能形成更高的温升, 影响吸附性能, 这对润滑剂性能的影响将更大, 对润滑效果的影响将超过常规的润滑状态。笔者在等效粘度修正的基础上进行温度修正, 形成了新的分析计算模型, 使得计算模型更接近于实际状态。

2 粘度修正模型

润滑油粘度与温度的关系比较复杂, 润滑油的粘-温性能与其成分有关, 因此粘度随着温度变化的规律出现了多种表达方式。其中有基于对液体流

动物理模型的分析得出的, 有经验数据的总结; 用于分析计算也存在一定的误差, 同时也规定了一定的使用条件。为了分析计算方便, 选用 Slotte 关系式

$$\eta = \eta_0 \frac{S}{(\alpha + t)^m} \quad (1)$$

式中 S 是常数; $\alpha = 20 \sim 30 \text{ }^\circ\text{C}$; t —温度 ($^\circ\text{C}$); m —常数, $m = 3 \sim 5$ 。参数的选择与润滑剂的种类或性能相关。

薄膜润滑中吸附层厚度对润滑剂的影响是不可忽视的, 吸附层厚度的影响选用等效粘度模型, 因此, 同时考虑这两个因素, 建立粘-温修正的等效粘度模型

$$\eta = \eta_0 \frac{hS}{(h - 2\delta)(\alpha + t)^m} \quad (2)$$

式中 h 为油膜厚度; δ 为吸附层厚度。

3 粘-温修正的 Reynolds 方程

对于薄膜润滑的计算处理, 采用了广义 Reynolds 方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[h^2 (h - 2\delta) (\alpha + t)^m \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[h^2 (h - 2\delta) (\alpha + t)^m \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 6US \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3)$$

式中 p 为压力; x 为轴承长度坐标; y 为轴承宽

度坐标; U 为相对速度。

无量纲化方程为

$$\begin{aligned}x^* &= x/L, y^* = 2y/B, h_a^* = h_a/h_b, \\h^* &= h/h_b = h_a^* - (h_a^* - 1)x^*, \\ \epsilon &= B/2L, \eta^* = \eta/\eta_0, \delta^* = \delta/h_b, \\u^* &= u/U, p^* = \rho h_b^2/6U\eta_0\end{aligned} \quad (4)$$

式中 L 为轴承长度; B 为轴承宽度; h_a 为入口处油膜厚度; h_b 为出口处油膜厚度。

则方程式 (3) 变为

$$\begin{aligned}&\frac{\partial}{\partial x^*} \left[h^{*2}(h^* - 2\delta^*)(\alpha + t)^m \frac{\partial p^*}{\partial x^*} \right] + \\&\frac{1}{\epsilon^2} \frac{\partial}{\partial y^*} \left[h^{*2}(h^* - 2\delta^*)(\alpha + t)^m \frac{\partial p^*}{\partial y^*} \right] = \frac{S}{\eta_0} \frac{\partial h^*}{\partial x^*}\end{aligned} \quad (5)$$

其边界条件为在 $x^* = 0, 1$ 时, $p^* = 0$; 在 $y^* = 0, 1$ 时, $p^* = 0$ 。

温度的计算必须根据能量的传递, 粘-温修正的等效粘度模型能量方程为

$$\begin{aligned}\rho C_v h \left[\left(1 - \frac{h^2}{6\eta U} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{h^2}{6\eta U} \frac{\partial p}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} \right] = \\ \frac{2\eta U}{h} \left[1 + \frac{h^4}{12\eta^2 U^2} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] \right]\end{aligned} \quad (6)$$

引入无量纲方程

$$\begin{aligned}\rho &= \rho/\rho_0, C_v^* = C_v/C_{v0}, \\T^* &= \rho_0 C_{v0} h_b^2 T / UL\eta_0\end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned}\rho^* C_v^* h^* \eta_0 \left\{ \left[1 - \frac{h^*(h^* - 2\delta^*)(\alpha + t)^m \eta_0}{S} \right. \right. \\ \left. \left. \frac{\partial p^*}{\partial x^*} \right] \frac{\partial T^*}{\partial x^*} - \frac{h^*(h^* - 2\delta^*)(\alpha + t)^m \eta_0}{\epsilon^2 S} \frac{\partial p^*}{\partial y^*} \cdot \right. \\ \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right\} = \frac{2S}{(h^* - 2\delta^*)(\alpha + t)^m} \left\{ 1 + \right. \\ \left. \frac{3h^{*2}(h^* - 2\delta^*)^2(\alpha + t)^{2m} \eta_0^2}{S^2} \left[\left(\frac{\partial p^*}{\partial x^*} \right)^2 + \right. \right. \\ \left. \left. \frac{1}{\epsilon^2} \left(\frac{\partial p^*}{\partial y^*} \right)^2 \right] \right\}\end{aligned} \quad (8)$$

式中 ρ 为密度; C_v 为定容比热。

4 特性分析

4.1 计算参数和计算方法

工作条件假设 润滑剂参数: 入口温度 T_0

$= 45^\circ\text{C}$; 常规粘度 $\eta_0 = 0.03 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$; 密度 $\rho_0 = 900 \text{ kg}/\text{m}^3$; $C_{v0} = 1.9 \text{ kJ}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$ 。实验轴承是平板滑动轴承, 参数为: $B \times L = 6 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$; 若滑动速度 $U = 2 \text{ m}/\text{s}$, 最小油膜厚度设为 $h_{\min} = 10 \text{ nm}$ 。为简化计算, 把轴承两表面的吸附性能看作相同, 即计算中取总吸附层厚度为 2δ , 并取粘-温修正模型中参数 $m = 3$, $\alpha = 20^\circ\text{C}$, 则 $S = \eta_0(\alpha + T_0)^m$, 采用数值解。

4.2 压力特性分析

图 1a 是在入出口油膜厚度之比 h_a^* 一定、无量纲紧密吸附层厚度不同情况下 x 方向的压力变化规律。可以看出, 无量纲压力 p^* 随吸附层厚度 δ^* 增大而增大。这是由于吸附层厚度增加, 润滑剂粘度随之升高; 又由于吸附层厚度增加使温度场上升, 使粘度有所下降。但总体润滑剂粘度还是随之升高, 从而使压力升高。图 1b 是在吸附层厚度 δ^* 一定、 h_a^* 不同情况下 x 方向的压力变化规律。可以看出, 无量纲压力 p^* 随 h_a^* 的增大而增大, 但 h_a^* 大于一定值后, 压力基本不随之变化。

4.3 温度特性分析

由能量方程得到温度 T 与各参数的关系, 如图 2 所示。

图 2a, 图 2b 是在 h_a^* 一定、无量纲紧密吸附层厚度不同情况下 x, y 方向的温度变化规律。可以看出, 出口温度明显大于入口温度, 且随 δ^* 的增大, 出口温度显著升高; 但温度沿 y 方向变化不大。由于吸附层厚度的增加, 使压力升高, 从而使温度场升高。图 2c, 图 2d 是在吸附层厚度 δ^* 一定、 h_a^* 不同情况下 x, y 方向的温度变化规律。温度 T 随 h_a^* 增大而减小。

由温度变化规律图可以看出, 该粘度模型可以忽略温度沿 y 方向变化, 此时能量方程可简化为

$$\begin{aligned}J\rho C_v h \left(1 - \frac{h^2}{6\eta U} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{\partial T}{\partial x} = \\ \frac{2\eta U}{h} \left\{ 1 + \frac{h^4}{12\eta^2 U^2} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] \right\}\end{aligned} \quad (9)$$

由式 (9) 重新计算温度场, 用刚得到的温度场修正粘度, 再对压力场等进行计算。结果表明, 压力场、温度场、载荷及摩擦阻力等随各参数的变化规律与该项不忽略时相差不大。

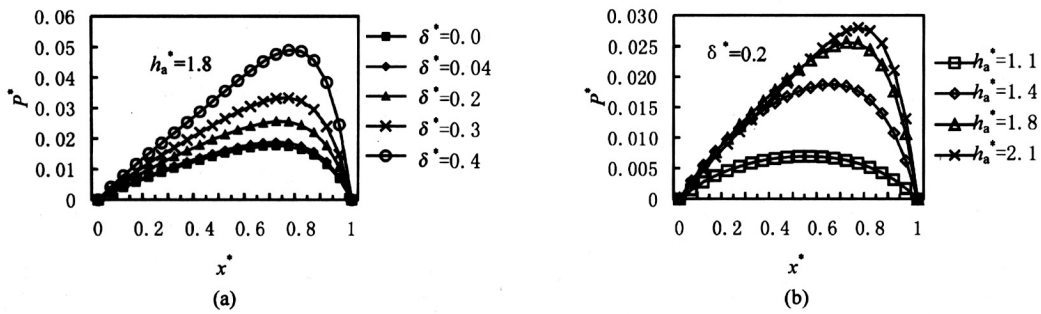


图 1 无量纲压力 p^* 的变化规律

Fig.1 Change law of dimensionless pressure p^*

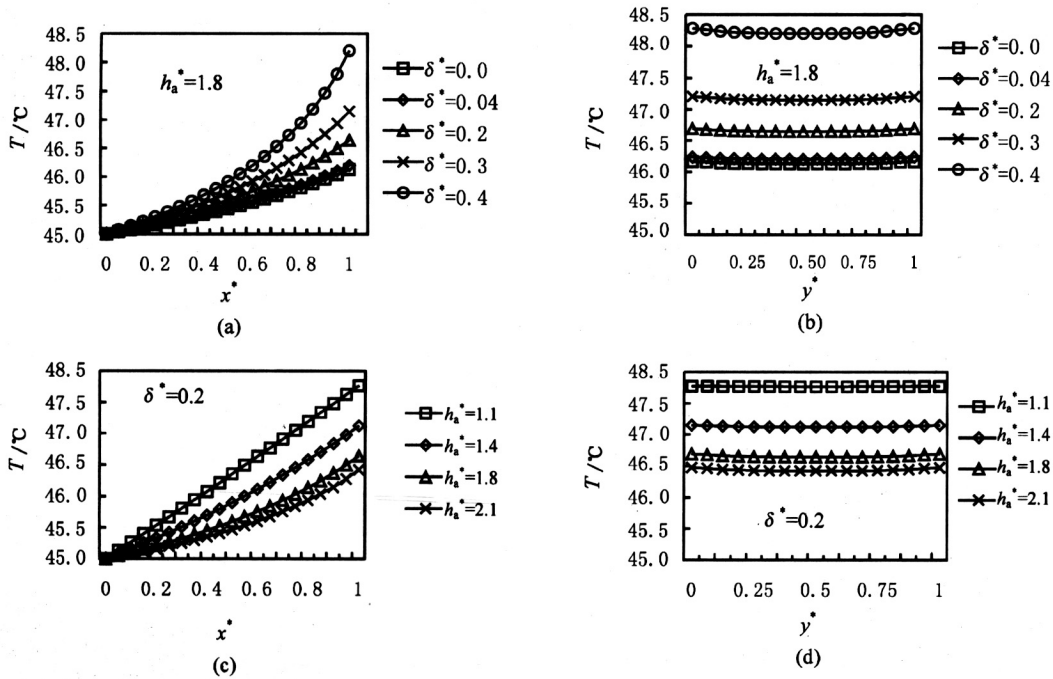


图 2 温度 T 的变化规律

Fig.2 Change law of temperature T

4.4 承载能力特性

无量纲承载量定义为

$$W = \frac{6\eta_0 UL^2 B}{h_b^2} W^* = \frac{6\eta_0 UL^2 B}{h_b^2} \int_0^1 \int_0^1 p^* dx^* dy^* \quad (10)$$

无量纲载荷 W^* 随各参数的变化规律如图 3 所示,承载能力随吸附层厚度 δ^* 的增加而增加,但当 δ^* 较小时,紧密吸附层厚度与油膜最小厚度相比可以忽略,承载能力与其关系不大;承载能力随 h_a^* 的增加而增大,当 h_a^* 大于一定值后,承载能力基本不再变化。

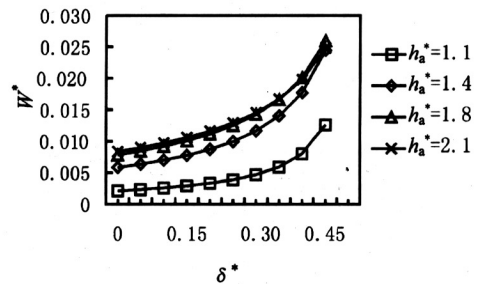


图 3 无量纲载荷 W^* 的变化规律

Fig.3 Change law of dimensionless load W^*

4.5 摩擦特性分析

无量纲摩擦阻力可定义如下:

$$F = \frac{3\eta_0 ULB}{h_b} F^* = \frac{3\eta_0 ULB}{h_b} \int_0^1 \int_0^1 \tau^* dx^* dy^* \quad (11)$$

$$\tau^* = h^* \frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{1}{3(h^* - 2\delta^*)} \left(\frac{65}{\alpha + t} \right)^m \quad (12)$$

无量纲摩擦阻力 F^* 随各参数的变化规律如图4所示,摩擦阻力随吸附层厚度 δ^* 增加而增加,但当 δ^* 较小时,摩擦阻力与吸附层粘度关系不大;这同无量纲承载能力的变化规律相同,但摩擦阻力随 h_a^* 的增大是减小的,并且由于 h_a^* 的增大使吸附层厚度 δ^* 对摩擦阻力的影响减弱。

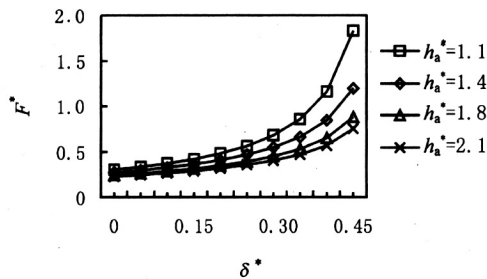


图4 无量纲阻力 F^* 的变化规律

Fig.4 Change law of dimensionless friction F^*

无量纲摩擦系数 f^* 定义为

$$f^* = \frac{F}{W} = \frac{h_b}{2L} \frac{F^*}{W^*} = \frac{h_b}{2L} f^* \quad (13)$$

f^* 值随各参数的变化规律如图5所示。可以看出, f^* 受 h_a^* 的影响很大,随 h_a^* 的增加急剧下降,但当 h_a^* 大于一定值后,摩擦系数基本不再变化。在 h_a^* 一定的情况下, f^* 基本上是一常数,随吸附层厚度 δ^* 的变化很小。

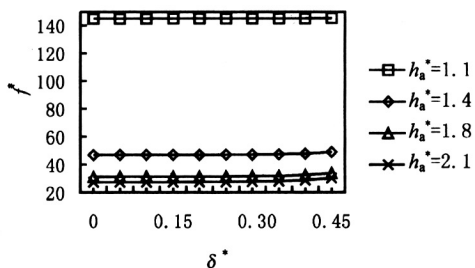


图5 无量纲摩擦系数 f^* 的变化规律

Fig.5 Change law of dimensionless friction coefficient f^*

5 结论

根据广义 Reynolds 方程及能量方程对等效粘度模型及粘-温修正的等效粘度模型进行了二维压力场、温度场及承载特性计算,得出如下结论:

1) 膜润滑中,壁面吸附层对轴承性能的影响逐渐增大,实际上在厚膜润滑条件下,吸附层也存在,只是吸附层厚度相对于整个油膜很小,在计算中其作用可以忽略。

2) 压力和承载能力都随吸附层厚度和入出口油膜厚度之比增大而增大;摩擦阻力随吸附层厚度增加而增大,随入出口油膜厚度之比的增大而减小;摩擦系数随吸附层厚度的变化很小,但受人出口油膜厚度之比的影响很大,随入出口油膜厚度之比的增加急剧下降,当入出口油膜厚度之比大于一定值后,摩擦系数的变化趋势减小。

3) 随吸附层厚度增大,出口温度显著升高;温度 T 随入出口油膜厚度之比增大而减小;温度 T 沿 y 方向的变化可以忽略,从而使计算得到简化。

4) 利用粘度修正的等效粘度模型计算的承载能力低于无粘-温修正的值。

参考文献

- [1] Hussain A. A new viscosity-temperature relationship for liquid lubricant [J]. Trib Trans, 1992, 35 (1): 1~18
- [2] Lin J F, Chen Y N. Thermohydrodynamic analysis of a journal bearing in a turbulent flow regime Part I: Theory [J]. Trib Trans, 1994, 37 (4): 727~734
- [3] Bair S, Winer W O. The high shear stress rheology of liquid lubricants at pressures of 2 to 200 MPa [J]. ASME J Trib, 1990, 112: 246~252
- [4] Streator J L. The low-pressure rheology of ultra-thin lubricant films and its influence on sliding contact [J]. ASME J Trib, 1994, 116: 119~126
- [5] Qu Qingwen, Hu Yahong, Zhu Jun. An adsorbent layer model for thin film lubrication [J]. Wear, 1998, 221: 9~14
- [6] 曲庆文, 朱均. 指数型粘度修正计算径向轴承特性 [J]. 润滑与密封, 1999, (1): 32~33
- [7] Tichy J A. Modeling of thin film lubrication [J]. Trib Trans, 1995, 38 (1): 108~111
- [8] 张朝辉, 雒建斌, 温诗铸. 纳米级润滑膜的粘度修正与薄膜润滑的计算 [J]. 机械工程学报, 2001, 37 (1): 42~45

(下转第65页)

从曲线可以看出,经过改进后的神经网络学习控制,系统能跟踪方波指令,基本克服了死区及饱和和非线性的影响,而且,各项性能指标均优于未改进算法。

4 结语

笔者提出了一种改进的BP神经网络方法,给出了其在导弹武器系统上的应用。仿真结果表明,改进后的算法各项性能指标均优于未改进算法。当然,改变学习因子还有其它方法,比如使 $\eta = (0.5 \sim 2.5)\eta_0$ 等,收敛的速度会更高,收敛性能会更明显,而且,稳定性会更好。但是, η_0 的取值范围应该有限定,否则,网络会震荡。

参考文献

- [1] Zhang G P. Neural networks for classification: a survey [J]. IEEE Trans on Systems, Man, and Cybernetics —Part C: Applications and Reviews, 2000, 30 (4): 451~462
- [2] 刘兴堂. 应用自适应控制 [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2003
- [3] 顾军华, 等. 基于改进BP神经网络的税收收入预测模型 [J]. 河北工业大学学报, 2003, (1): 39~43
- [4] 景韶光, 陈新海. 非线性神经网络自适应控制及其在导弹中的应用 [J]. 西北工业大学学报, 1997, (4): 603~606

An Improving Method of BP Neural Network and Its Application

Li Honggang, Lü Hui, Li Gang

(Missile Institute, Air Force Engineering University, Sanyuan, Shanxi 713800, China)

[Abstract] Seeing on that in BPNN the small learning gene will make the long training time, but the large learning gene will make the BPNN surging, this paper brings forward a way to modify the learning gene, that is, adding a proportion gene before the learning gene, The proportion gene will change when the weight of the BPNN needs to be modified. This can shorten the training time and make convergence better as well. The simulating results show that the new algorithm is much better than the old one during BPNN scouting the missile command.

[Key words] BPNN; improved algorithm; simulation

(cont. from p.52)

Research of Equivalent Viscosity Model With Visco-temperature Correcting

Qu Qingwen

(The Provincial Key Laboratory of Precision Mould, Shangdong University of
Technology, Zibo, Shandong 255012, China)

[Abstract] Equivalent viscosity model is regarded as the base in this paper. It is considered that lubricant viscosity varies as the temperature. Calculating and analyzing model of equivalent viscosity with visco-temperature correcting is founded. The performance analysis calculation is processed under thin film lubrication. The change law of bearing performance is obtained at different parameters.

[Key words] thin film lubrication; viscosity; temperature