

黏塑性弹流润滑膜承载能力研究*

温诗铸¹ 张勇斌^{1**} 黄平²

1. 清华大学摩擦学国家重点实验室, 北京 100084; 2. 华南理工大学机电工程系, 广州 510640

摘要 考虑润滑剂黏塑性, 研究不同表面速度和不同润滑剂温度时, 纯滚动条件下弹流润滑膜的承载能力. 在最高表面速度 10 m/s 下, 最大载荷产生的最大 Hertz 压力为 4.5 GPa. 结果表明, 在高速或高黏度润滑剂的条件下, 润滑剂的黏塑性导致润滑膜的实际承载能力要比经典弹流润滑理论估计值低得多. 此时, 润滑行为偏离经典的弹流润滑理论, 且偏离的程度随速度或润滑剂黏度的降低而减小.

关键词 润滑膜承载能力 润滑剂黏塑性 弹流润滑

传统认为, 高表面速度和高润滑剂黏度下弹流润滑膜能承受很大载荷. Czichos 实验^[1]表明弹流润滑膜很少具有经典弹流润滑理论描述的承载能力; 即使润滑剂供应充分, 适中的载荷也会引起弹流润滑膜失效和表面损伤, 这个载荷依赖表面速度和润滑剂温度. Lee 等实验^[2]显示, 当两配对表面纯滑动、表面速度大约是 2.0 m/s 和最大 Hertz 压力超过 1.0 GPa 时弹流润滑膜即行坍塌; 这是经典弹流润滑理论不能解释的, 但可用弹流工况下润滑剂非 Newton 效应合理地予以解释.

纯滚动条件下, 在某些工况中, Dowson-Hamrock 和 Dowson-Higginson 膜厚公式的适用范围受到限制^[3~6].

实验^[7~9]表明, 高剪切率下流体处于黏塑性流动状态, 此时, 剪应力受到流体剪切强度的限制, 后者即是流体膜所能承受的最大剪应力. 一定工况下, 当有限的润滑膜剪切承受能力使界面剪应力降至润滑剂剪切强度值时, 就可能引起弹流膜厚比经典弹流润滑理论的估计值要低^[10]. 当入口区剪应力因受润滑剂剪切强度的限制而大大降低时, 润滑膜的厚度就将比根据弹流润滑理论计算的低得多^[10]. 然而, 这一重要现象, 在已有的弹流润滑研究中^[11,12]均未得到反映, 这可能是由于在上述研究中, 都是借助从高压区的流体剪切强度进行外推, 来求得低压(入口区)的流体剪切强度所致. 这使外推求得的低压流体剪切强度比真实剪切强度高得多.

本文试图研究实际流体剪切强度的非 Newton 特性对弹流膜厚的影响, 研究中流体在低压下的剪切强度均取自实验结果的低值, 因而所得到的弹流润滑膜承载能力, 比较接近实际情况. 并对膜厚与相关因素之间的关系获得新的认识.

2000-07-25 收稿, 2000-11-01 收修改稿

* 国家自然科学基金资助项目(批准号: 19672034, 59975029)

** 联系人

本文分析工况限于纯滚动,无量纲速度和载荷参数分别是 $U = 5.06 \times 10^{-13} \sim 2.53 \times 10^{-10}$ 和 $W = 4.77 \times 10^{-6} \sim 2.87 \times 10^{-3}$.

1 理论

假设入口区(液态)润滑剂剪切强度受润滑膜压力影响较弱或几乎不受润滑膜压力影响.按照 Hoglund 等^[13]润滑剂剪切强度测量结果,本研究用下式估计润滑剂剪切强度

$$\tau_l = \begin{cases} \tau_{l0} & \text{当 } p < p_s \\ \tau_{l0} + \alpha_{\tau l}(p - p_s) & \text{当 } p \geq p_s \end{cases}, \quad (1)$$

其中, τ_l 是润滑剂剪切强度, p 是润滑剂压力, p_s 是润滑剂固化压力.

本研究使用润滑剂理想黏塑性流变模型分析圆柱和平面间等温纯滚动弹流润滑;润滑接触区理想光滑. 润滑剂流变模型是

$$\tau = \begin{cases} \eta \dot{\gamma} & \text{当 } |\tau| < \tau_l \\ \text{sign}(\dot{\gamma}) \tau_l & \text{当 } |\tau| \geq \tau_l \end{cases}, \quad (2)$$

其中, τ 和 $\dot{\gamma}$ 分别是剪应力和剪应变率, η 是润滑剂黏度.

基于(2)式的弹流润滑分析和数值计算见于文献[14].

2 工况参数和润滑剂

本分析中,圆柱半径为 20.0 mm,两接触体材料均是钢,润滑剂是石蜡矿物油,其特性数据取自文献[13],见表 1.

表 1 润滑剂特性

润滑剂特性	数值(大气压下)
密度 ρ_0	892.0 kg/m ³ (40℃, 100℃)
黏度 η_0	0.106 Pa·s(40℃) 0.012 Pa·s(100℃)
剪切强度 τ_{l0}	1.0 MPa(40℃) 0.5 MPa(100℃)
黏压指数 α	2.19×10^{-8} /Pa(40℃) 1.54×10^{-8} /Pa(100℃)
剪切强度-压力比例系数 $\alpha_{\tau l}$	0.030(40℃) 0.028(100℃)
固化压力 p_s	0.82 GPa(40℃) 1.77 GPa(100℃)

3 结果和讨论

3.1 计算结果

与经典弹流润滑理论的计算相比较,本分析给出的润滑膜承载能力在不同工况下都有不

同程度的变化. 图 1(a)显示,最大 Hertz 压力 p_h 低于 0.75 GPa 时,基于润滑剂理想黏塑性流变模型的膜厚随载荷增加而变化比经典弹流润滑理论估计的快得多; p_h 超过 0.75 GPa 时膜厚随载荷变化规律与经典弹流润滑理论一致,而膜厚比传统估计的低得多. 这意味着,测量重载下弹流膜厚时可能得出真实弹流膜厚随载荷变化遵循经典弹流润滑理论的结论,从而误导人们更相信经典弹流润滑理论的正确性,但实测膜厚出乎意料地低,很难从传统意义上解释. 此现象已被 Johnson 等实验^[15]证实.

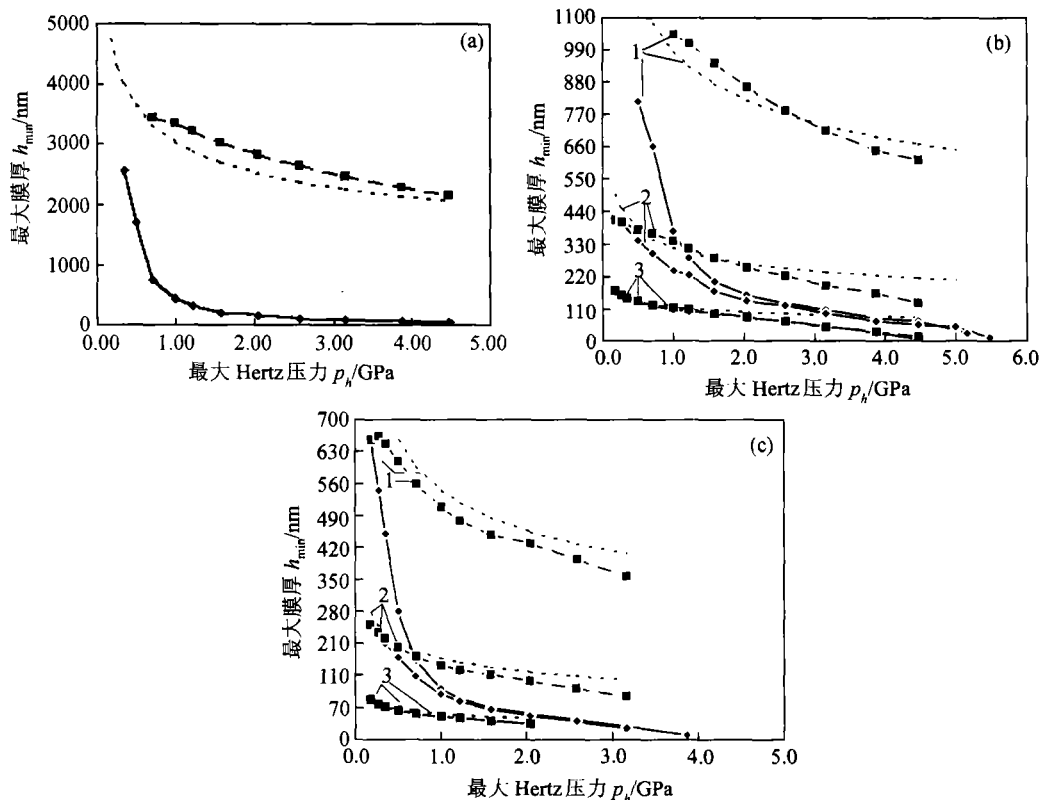


图 1 膜厚和载荷关系

—◆—为基于润滑剂理想黏塑性流变模型结果, —■—为基于 Newton 流体模型结果, - - - 为 Dowson-Higginson 膜厚公式估计^[10]. (a) 滚动速度是 10 m/s, 润滑剂温度是 40°C; (b) 润滑剂温度是 40°C, 1: $u = 2$ m/s, 2: $u = 0.4$ m/s, 3: $u = 0.1$ m/s; (c) 润滑剂温度是 100°C, 1: $u = 10$ m/s, 2: $u = 2$ m/s, 3: $u = 0.4$ m/s

图 1(b)表明随速度降低本分析得到的润滑膜厚相对于经典弹流润滑理论的偏离变小. 润滑剂温度 40°C 时, 大于 0.4 m/s 滚动速度下最小膜厚和载荷关系有明显偏离, 较低速度 ($\mu \leq 0.1$ m/s) 时, 最小膜厚和载荷关系能遵循经典弹流润滑理论. 在图 1(b)中, 滚动速度 0.1 m/s 时基于润滑剂理想黏塑性流变模型的 h_{\min} 和 p_h 关系曲线与基于 Newton 流体模型的曲线几乎重叠, 在图 1(c) $u = 0.4$ m/s 工况中也有此现象. 这些表明低速时润滑不偏离经典弹流润滑理论. 这与 Gentle 等的实验^[16]一致.

润滑剂温升显著降低润滑剂黏度和润滑剂剪切强度^[8]. 润滑剂黏度下降有助于减小润滑

膜剪应力和减弱润滑剂滑移^[14], 而润滑剂剪切强度下降则润滑剂在接触表面时更容易滑移^[14]. 本分析结果表明, 上述两个综合效应是润滑剂温升使润滑在更高滚动速度下偏离经典弹流润滑理论的原因. 如图 1(c)所示, 润滑剂温度 100℃时, 低于 0.4 m/s 滚动速度下基于润滑剂理想黏塑性流变模型的膜厚和载荷关系几乎完全遵循经典弹流润滑理论, 而高滚动速度 (比如 $u \geq 2.0$ m/s) 下膜厚和载荷关系有明显偏离; 与图 1(a)和(b)中润滑剂温度 40℃时相比较, 这些偏离明显变小.

本研究发现, 在较高滚动速度下继续增加速度时不能如经典弹流润滑理论描述的那样有效地增厚润滑膜. 一旦滚动速度超出一定值, 润滑偏离经典弹流润滑理论; 继续增加滚动速度不显著影响膜厚. Coy 等^[5]将实测弹流膜厚对高滚动速度的不敏感性归因于入口区润滑剂不足和润滑膜热效应, 我们认为在解释这种现象时, 应考虑润滑剂黏塑性效应. 图 2(a)和(b)示出本分析得到的膜厚随速度变化规律.

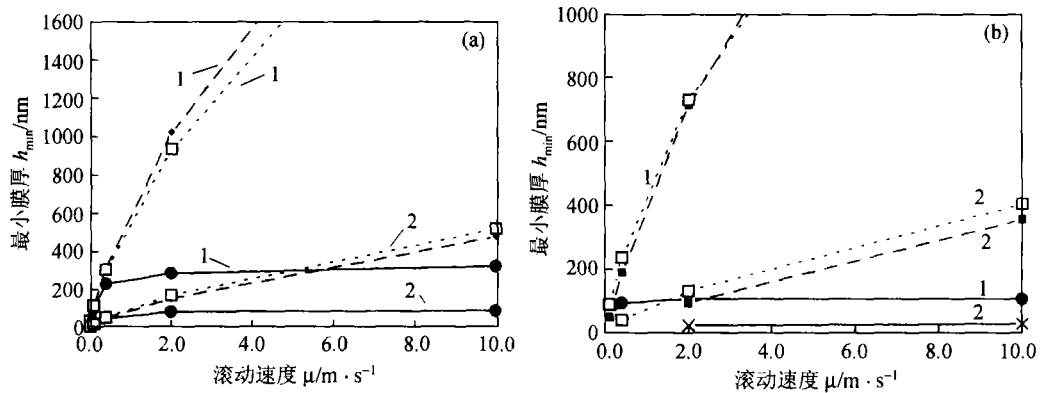


图 2 膜厚和速度关系

实线指基于润滑剂理想黏塑性流变模型结果, 带实心标记的虚线指基于 Newton 流体模型结果, - - □ - -指 Dowson-Higginson 膜厚公式估计. 1: $T = 40^\circ\text{C}$, 2: $T = 100^\circ\text{C}$, T 指润滑剂温度. (a) 最大 Hertz 压力是 1.20 GPa; (b) 最大 Hertz 压力是 3.16 GPa

3.2 与实测比较

实测数据选自 Kannel 等的结果^[17]. 他们的结果是在高滚动速度工况下得到的但不能被以往弹流润滑理论解释. 该实验中, 润滑剂是高度精炼的矿物油, 圆盘(或两接触表面)加热到 81℃, 最大 Hertz 压力从 0.56 GPa 增加到 1.58 GPa; 滚动速度是 21.84、34.54 和 46.23 m/s; 由文献^[18], 这些速度分别给出膜厚热减低因子(ϕ_T)为 0.8、0.7 和 0.6.

我们用文献^[17]中润滑剂特性数据按我们的分析作了计算, 润滑剂大气压下剪切强度(τ_{10})值取 1.0 MPa, 其润滑剂剪切强度特性数据见表 1; 由于润滑膜热效应, 算得的膜厚须作 ϕ_T 校正. 对等温和热弹流润滑理论也作了比较.

图 3 为实测、数值计算和理论估计得到的最小膜厚随载荷变化图. 与实测结果比较, 传统的 Dowson 及 Cheng 等的等温和热弹流润滑理论偏高地估计最小膜厚的数值但偏低地估计最小膜厚对载荷的敏感性; 本研究中等温黏塑性流体弹流润滑理论偏高估计膜厚, 但比传统理论更接近实测结果; 而润滑膜厚度经热效应校正的数值较符合实测膜厚及其对载荷的敏感性.

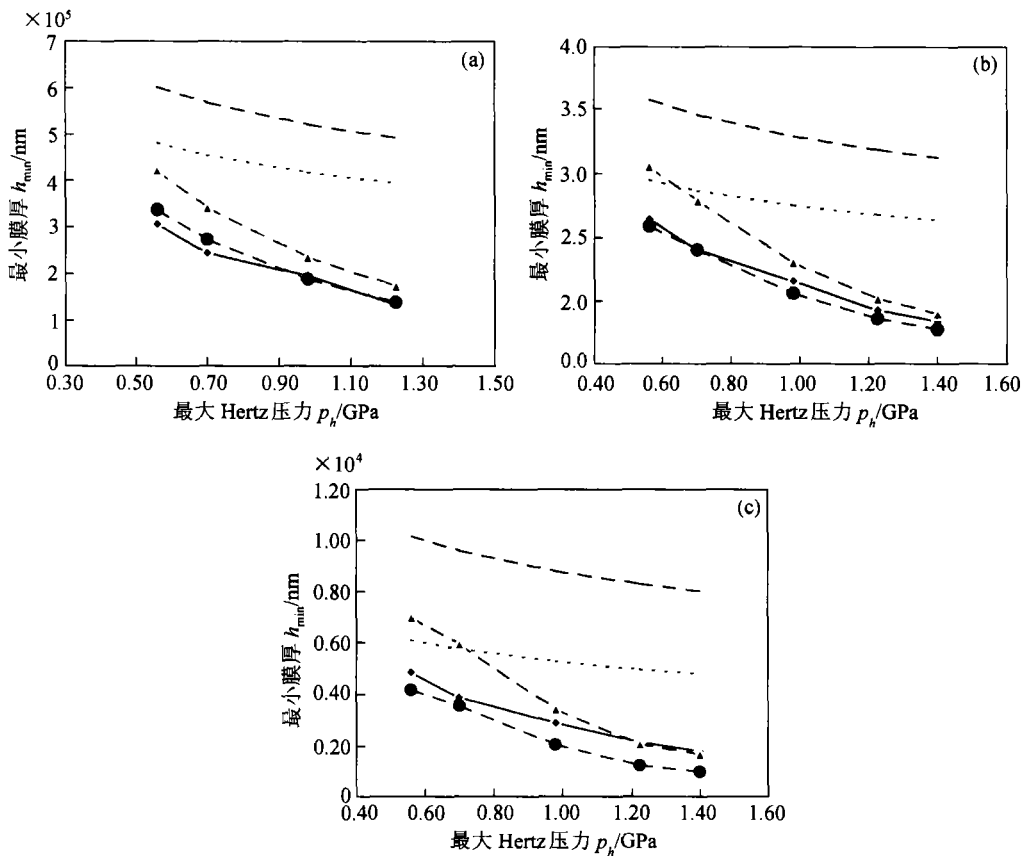


图 3 实测、数值计算和理论估计膜厚间的比较

矿物油, 润滑剂温度 81℃. (a) 滚动速度 21.84 m/s; (b) 滚动速度 34.54 m/s; (c) 滚动速度 46.23 m/s. —◆— 指实测数据^[17], ———指 Dowson-Higginson 等温理论^[10], - - -指 Cheng 热理论^[18], —▲—指本数值结果, —●—指通过 ϕ_T 校正了的数值结果

图 4 比较实测、数值计算和传统弹流润滑理论得到的最小膜厚对滚动速度的敏感性。滚动速度高时 Dowson-Higginson 理论大大偏高估计最小膜厚及其敏感性; 对于高滚动速度, 尽管 Cheng 理论给出的膜厚对速度敏感性与实测的相当, 但还大大偏高估计膜厚; 当较重载荷 $p_h = 1.23$ GPa 时, 本研究中等温黏塑性流体弹流润滑理论能很好地估计最小膜厚及其对高滚动速度的敏感性, 但较轻载荷 $p_h = 0.7$ GPa 时, 它不符合实验结果; 经 ϕ_T 校正过的计算结果非常符合实测最小膜厚对高滚动速度的依赖关系。

通过比较清楚地表明, 应将高滚动速度下实测弹流膜厚对速度和载荷的反常依赖归因于润滑剂黏塑性和润滑膜黏性发热的综合效应。虽然计算中矿物油剪切强度特性数据不是测量值且 ϕ_T 是从 Newton 流体得到的, 但本研究理论与实验结果较一致。

4 结论

本研究使用新的润滑剂剪切强度估计式, 研究润滑剂黏塑性对弹流膜厚的影响. 滚动速度和载荷高时, 基于该估计式的数值结果显著偏离经典弹流润滑理论; 这些偏离绝大多数已在实验中显现. 这种偏离导致润滑膜承载能力比经典弹流润滑理论估计的低得多. 与实测结果的较好吻合表明本研究理论是可信的, 且表明应将高滚动速度下实测弹流膜厚对速度和载荷的反常依赖归因于润滑剂黏塑性和润滑膜黏性发热的综合效应.

然而, 当弹流膜厚只受润滑剂黏塑性效应影响时实验检查弹流润滑是否显著偏离经典弹流润滑理论是必要的. 这种检查也能回答高滚动速度和重载下 Dowson-Higginson 和 Dowson-Hamrock 膜厚公式的失效是否由润滑剂黏塑性引起.

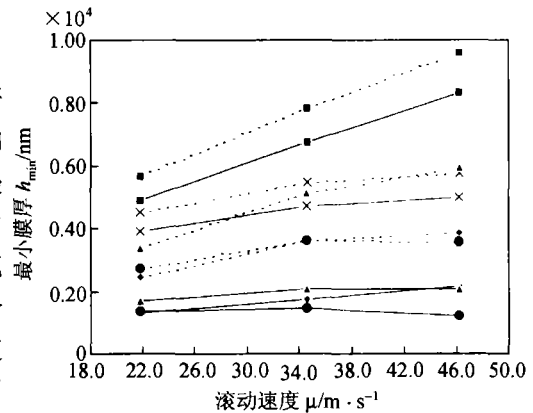


图 4 实测、数值计算和理论估计膜厚间的比较
矿物油, 润滑剂温度 81°C; 实线指 $p_h = 1.23$ GPa, 虚线指 $p_h = 0.7$ GPa. —◆—和—◆—指实测数据^[17], —■—和—■—指 Dowson-Higginson 等温理论^[10], —×—和—×—指 Cheng 热理论^[18], —▲—和—▲—指本数值结果, —●—和—●—指通过 ϕ_T 校正了的数值结果

参 考 文 献

- 1 Czichos H. Failure modes of sliding lubricated concentrated contacts. *Wear*, 1974, 28: 95
- 2 Lee D, et al. Some observations of the relationship between film thickness and load in high Hertz pressure sliding elastohydrodynamic contacts. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 1973, 95: 386
- 3 Parker R J, et al. NASA TND-6411, 1971
- 4 Smeeth M, et al. Central and minimum elastohydrodynamic film thickness at high contact pressure. *ASME Journal of Tribology*, 1997, 119: 291
- 5 Coy J J, et al. Some limitations in applying classical EHD film thickness formulas to a high-speed bearing. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 1981, 103: 295
- 6 Dyson A, et al. Film thickness in elastohydrodynamic lubrication by silicone fluids. *Proc Instn Mech Engrs*, 1965 ~ 1966, 180, Part 3K: 38
- 7 Paul G R, et al. The ultimate shear stress of fluids at high pressures measured by a modified impact microviscometer. *Proceeding of Royal Society, London*, 1979, A. 365: 31
- 8 Bair S, et al. The high pressure high shear stress rheology of liquid lubricants. *ASME Journal of Tribology*, 1992, 114: 1
- 9 Evans C R, et al. The rheological properties of elastohydrodynamic lubricants. *Proceeding of Institution of Mechanical Engineers*, 1986, 200: 303
- 10 Dowson D, et al. *Elastohydrodynamic Lubrication*. Oxford: Pergamon Press, 1977: 102
- 11 Jacobson B O, et al. Non-Newtonian fluid model incorporated into elastohydrodynamic lubrication of rectangular contacts. *ASME Journal of Tribology*, 1984, 106: 275
- 12 Lee R T, et al. A circular non-Newtonian fluid model; part I—used in elastohydrodynamic lubrication. *ASME Journal of Tribology*, 1990, 112: 486

