

线接触弹性流体动力润滑的供油条件分析

杨沛然¹, 崔金磊¹, 兼田桢宏², 王 静²

(1. 青岛理工大学 机械工程学院, 山东 青岛 266033;

2 九州工业大学 工学部机械知能工学科, 日本 北九州 804-8550)

摘要: 以油膜起始位置为参数, 求出了等温线接触弹性流体动力润滑问题的完全数值解. 通过流量分析, 建立了有效供油膜厚与油膜起始位置之间的关系. 结果表明, 弹性流体动力润滑的供油方式可划分为过量供油、适量供油和乏油 3 种类型. 在过量供油条件下大部分润滑油不能进入接触区, 因而并不能改善润滑状态. 在适量供油条件下所有润滑油均可通过接触区并能够获得最大的油膜厚度. 在乏油条件下所有的润滑油也均可以通过接触区, 而油膜厚度则完全由供油量确定. 同时, 数值结果也指出, 只要运动表面存有数量级为 $1 \mu\text{m}$ 厚的一层油液就足以满足适量供油条件而得到最佳的润滑效果.

关键词: 弹流润滑; 适量供油; 过量供油; 乏油

中图分类号: TH117.42

文献标识码: A

文章编号: 1004-0595(2006)03-0242-05

弹性流体动力润滑 (简称弹流润滑) 是齿轮、滚动轴承及凸轮等机械零件的主要润滑方式^[1]. 经过半个世纪的不懈努力, 人们对弹流润滑现象已从理论和实验两方面进行了充分研究, 对弹流润滑接触区内的现象已相当了解, 然而, 对弹流润滑的供油条件却一直未作深入研究, 相关的概念相当含糊, 有的甚至是错误的.

过去半个世纪中, 大多数弹流实验研究和理论分析都集中于所谓充分供油 (fully flooded) 的弹流问题. 所谓充分供油是指润滑区的上游边界离接触区足够远 (理论上是无限远), 因而供油量足够大. 试验研究和理论分析均发现, 上游边界位置如果太靠近接触区, 润滑膜就会变薄, 所以把这种润滑状态称为乏油 (starved) 弹流润滑^[2,3]. 因为上游边界位置与供油量之间并没有直接关系, 所以这种乏油弹流理论不能作为工程师润滑设计的依据. 近 10 年间, Chevalier 等^[4~6]从另一角度对点接触乏油弹流润滑现象进行了较深入的理论分析. 他们把附着于 1 个表面的油层厚度作为输入参数, 通过 Elrod^[7]提出的算法来确定润滑膜上游的边界位置, 得到了一些很有意义的结果. 然而, 这些文献只研究了乏油问题, 并简单认为, 当附着于表面的油层厚度为无穷大时即为充分供油, 却没有深入探讨充分供油的条

件^[6].

众所周知, 弹流油膜的厚度一般不超过 $1 \mu\text{m}$, 而接触区的尺度一般不超过 1mm , 所以由直观想象就可以看出弹流润滑所需的油量是微乎其微的, 但迄今为止这种想法仍缺乏足够的理论支持. 事实上, 弹流润滑的供油量研究可以从流量平衡的角度来开展. 为了澄清与供油量相关的概念, 本文选择最简单的研究对象, 即只讨论光滑表面间稳态线接触等温弹流润滑问题.

1 数学模型

稳态线接触等温弹流润滑的数学模型由 Reynolds 膜厚及载荷平衡 3 个方程, 粘压和密压 2 个经验公式构成, 其中 Reynolds 方程为

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \right) = 12u_e \frac{d(h)}{dx} \quad (1)$$

其余方程详见文献 [8]. 式 (1) 中: p 为压力, h 为膜厚, η 和 ρ 分别为润滑油的粘度和密度.

式 (1) 的边界条件为

$$\begin{cases} p(x_{in}) = p(x_{out}) = 0 \\ p = 0 \quad (x_{in} < x < x_{out}) \end{cases} \quad (2)$$

式中: x_{in} 和 x_{out} 分别为润滑膜上游和下游边界坐标, 式 (2) 在下游出口区可自动满足未知位置上 dp/dx

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (50475165, 50575108).

收稿日期: 2005-08-01; 修回日期: 2005-12-08 联系人杨沛然, e-mail: pryang@public.qd.sd.cn

作者简介: 杨沛然, 男, 1949 年生, 博士, 教授, 目前主要从事润滑理论研究.

=0要求。

式 (1)中 u_c 为卷吸速度：

$$u_c = (u_a + u_b) / 2 \tag{3}$$

式中： u_a 、 u_b 分别为固体 a、b 的表面速度。

除非润滑副完全浸没于润滑油中，进入弹流接触区的油液由两表面上厚度分别为 h_a 和 h_b 的油层提供 (见图 1)。两油层在坐标为 x_m 处由于表面张力

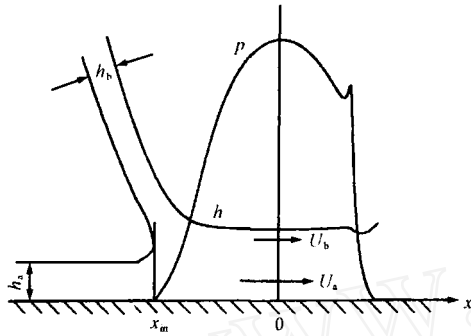


Fig 1 Schematic of related parameters
图 1 有关参数示意图

和进口压力梯度的共同作用而形成 1 个新月形自由液面，所以在 $x = x_m$ 处压力等于环境压力，即 $p = 0$ ，但压力梯度 dp/dx 并不等于 0，或者说， dp/dx 在 $x = x_m$ 处不连续。

两表面携带油液的质量流量为

$$m_x = \rho_0 (h_a u_a + h_b u_b) \tag{4}$$

式中： ρ_0 为润滑油的环境密度。由润滑理论^[9]可知，稳态线接触弹流油膜内任一点的质量流量为

$$m_x = -\frac{h^3}{12} \cdot \frac{dp}{dx} + \frac{1}{2} h (u_a + u_b). \tag{5}$$

如果两表面所携油液可全部进入接触区，则

$$\rho_0 (h_a u_a + h_b u_b) = -\frac{h^3}{12} \cdot \frac{dp}{dx} + \frac{1}{2} h (u_a + u_b). \tag{6}$$

用卷吸速度 u_c 和滑滚比 $S = (u_a - u_b) / u_c$ 消去式 (6) 中 u_a 和 u_b ，得

$$\rho_0 u_c \left[\frac{h_a}{2} (2 + S) + \frac{h_b}{2} (2 - S) \right] = -\frac{h^3}{12} \cdot \frac{dp}{dx} + u_c h \tag{7}$$

上式方括号中的量具有与膜厚相同的量纲，且可以反映两表面的供油能力，因此本文将其定义为有效供油膜厚并用 h_{oil} 表示，即

$$h_{oil} = \frac{1}{2} [h_a (2 + S) + h_b (2 - S)]. \tag{8}$$

于是式 (7) 可简写为

$$\rho_0 u_c h_{oil} = -\frac{h^3}{12} \cdot \frac{dp}{dx} + u_c h \tag{9}$$

当润滑区内压力梯度为 0 时，式 (9) 可以进一步简化。如果载荷适中，通常可认为接触区中心 ($x = 0$ 处) 为压力主峰的极值点，该处的压力梯度可以假设为 0。记此处润滑油的密度为 ρ_{cen} ，膜厚为 h_{cen} ，则由式 (9) 可得

$$h_{oil} = (\rho_{cen} / \rho_0) h_{cen} \tag{10}$$

式中： ρ_{cen} / ρ_0 体现了润滑油的可压缩性，其值一般在 1.0 ~ 1.3 之间变化^[11]。

2 结果分析

要理解弹流润滑的供油状态，需得到 h_{oil} 和 h_{cen} 与润滑膜上游边界位置 x_m 之间的关系，因此必须求出各方程在给定工作条件下的完全数值解。

取无量纲速度、载荷和材料参数^[11]分别为 $U = (\rho_0 u_c) / (ER)$ ， $W = w / (ER)$ ， $G = E$ 。这里 w 为载荷， E 为接触材料的综合弹性模量， R 为当量曲率半径， η_0 为 Barus 粘压系数， η_0 为润滑油的环境粘度。取 $G = 5\ 000$ ，在 $U = 1 \times 10^{-13} \sim 1 \times 10^{-9}$ 、 $W = 1 \times 10^{-6} \sim 1 \times 10^{-3}$ 的较宽工况参数范围内求出大量数值解，因其结果均类似，我们只选取 $U = 2 \times 10^{-11}$ 、 $W = 3 \times 10^{-4}$ 的一组算例进行讨论。计算中有量纲的输入参数包括 $\eta_0 = 0.04\ \text{Pa} \cdot \text{s}$ ， $\eta_0 = 2.2 \times 10^{-8}\ \text{Pa}^{-1}$ 和 $R = 0.01\ \text{m}$ 。在此工作条件下，最大 Hertz 接触压力 $p_H = 1.57\ \text{GPa}$ ，Hertz 接触区半宽 $b = 0.276\ \text{mm}$ ，卷吸速度 $u_c = 1.14\ \text{m/s}$ 。

数值解由多重网格法^[8,10]获得。将 x_m 作为输入参数，在 x_m 和 x_{out} 之间，最稠密的网格层共有 1 921 个等距节点。当压力和载荷的相对误差均小于 1×10^{-4} 时，迭代得到的压力和膜厚为数值解。

从理论上说，在得到压力和膜厚以后，在油膜内任一点均可由式 (9) 解出相同的 h_{oil} 。但数值解存在误差，所以在接触中心附近 3 个距离足够远的节点上分别用式 (9) 求出 h_{oil} ，然后再取其平均值，其结果与由式 (10) 计算值的前 4 位有效数字完全相同。

当 $-x_m/b$ 在 1.01 ~ 3.00 变化时，有效供油膜厚 h_{oil} 和中心膜厚 h_{cen} 的变化规律如图 2 所示。可见，在 $-x_m/b$ 略大于 1，即严重乏油状态下， h_{oil} 和 h_{cen} 均随 $-x_m/b$ 的增加而急剧增加，但随着供油条件改善，其变化率逐渐减小，在 $-x_m/b = 2.6$ 处 h_{oil} 和 h_{cen} 均达到最大值 ($h_{oil} = 0.346\ \mu\text{m}$ ， $h_{cen} = 0.275\ \mu\text{m}$)，而进一步增加 $-x_m/b$ ， h_{oil} 和 h_{cen} 则保持不变。

$-x_m/b = 1.01$ 、1.10、1.40 和 2.60 四组解的压力 p 和膜厚 h 分布情况见图 3，其中图 3 (a、b 和 c)

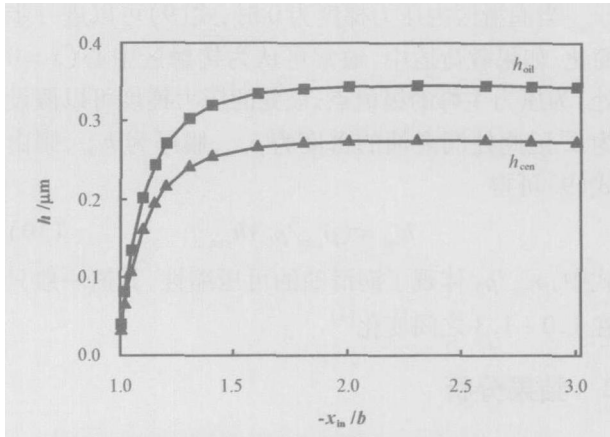


Fig 2 Variations in h_{oil} and h_{cen} versus $-x_{in}/b$

图 2 h_{oil} 和 h_{cen} 随 $-x_{in}/b$ 的变化情况

在严重乏油条件下,如图 3(a)所示,油膜压力非常接近 Hertz压力,而随着 $-x_{in}/b$ 增加,即随着油膜起始位置向上游移动,油膜压力和油膜形状逐渐变为熟知形式,油膜逐渐变厚,出口颈缩逐渐明显,压力曲线上的第二压力峰也逐渐增高。

图 2给出的 2条曲线从某种意义上说是令人惊奇的,从图 2可见,充分供油既不意味着 $-x_{in}$ 为无穷大,也不意味着 h_{oil} 为无穷大.相反,对于本文选择的算例意味着 $-x_{in}/b=2.6$,或 $h_{oil}=0.346 \mu\text{m}$.因为上述结果相悖于人们对供油条件的传统认识,所以有必要对其进行更深入讨论。

3 讨论

由图 2和图 3的结果可以理解,对于某一组给

中左边水平线表示有效供油膜厚 h_{oil} .由图 3可见,

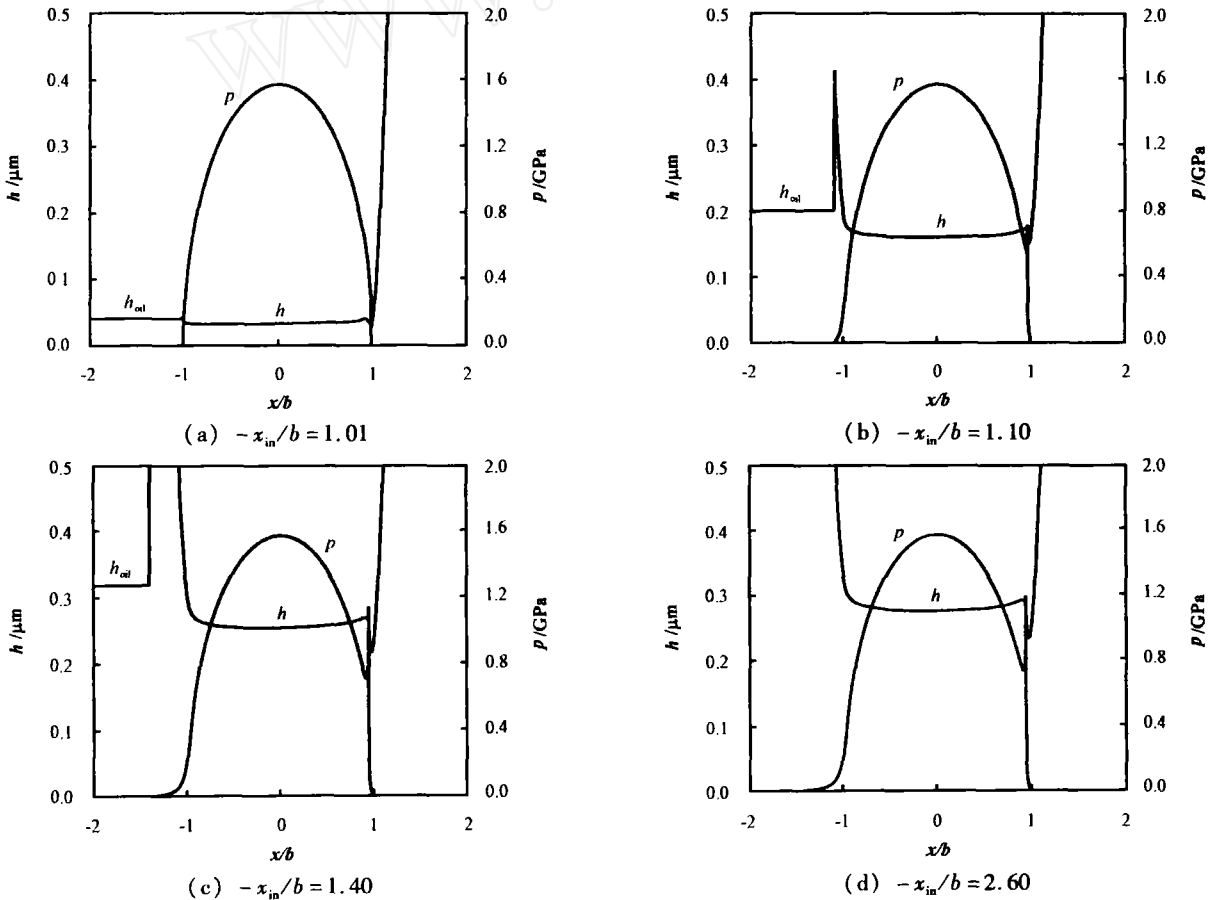


Fig 3 Pressure and film profiles for different values of $-x_{in}/b$

图 3 不同 $-x_{in}/b$ 值时压力和膜厚的分布曲线

定的工作参数存在 1 个 h_{oil} 的临界值 (对于本文算例为 $0.346 \mu\text{m}$)和与之对应 $-x_{in}/b$ 的临界值 (对于本文算例为 2.60),当实际的 h_{oil} 和 $-x_{in}/b$ 等于临界值时,可以达到最佳的润滑效果 (膜厚最大),所以与该临界值对应的供油条件为“适量供油”条件,即

通常所说的充分供油 (fully flooded)条件.以此为参考,如果实际的 h_{oil} 大于其临界值,额外的油液并不能进入接触区,因而不能进一步增加膜厚.相反,多余油液的无益流动会因发热而造成能量损失,并降低润滑油在入口处的粘度,因此反而会降低润滑

效果. 对应于适量供油或充分供油的概念, h_{oil} 大于其临界值的供油条件为“过量供油”(over-flooded)条件. 另一方面, 如果 h_{oil} 小于其临界值, 这种供油条件为“欠量供油”, 即乏油(starved)条件.

由以上分析可以看出, 在大多数文献中所指的充分供油实际上是过量供油, 而真正的充分供油条件应该为 $-x_m$ 和 h_{oil} 恰好达到其临界值时的条件, 即适量供油条件. 另一方面, 适量供油与欠量供油并无本质区别, 在适量供油和欠量供油条件下, 所有的表面油层均能够流过接触区而起到润滑作用, 因此, 在图 3(a)中, 虽然 $-x_m/b$ 只有 1.01, h_{oil} 为 $0.04 \mu\text{m}$, 却仍能够在接触区内维持约 $0.03 \mu\text{m}$ 的弹流油膜厚度.

以上分析是对线接触问题进行的. 在点接触条件下, 部分油液会绕过接触区而起不到润滑的作用^[4~6]. 因而对于一般的点接触问题, 必须开展更深入的研究, 找出适量供油膜厚与椭圆比之间的关系.

图 1 中假设两表面粘附的油膜具有均匀的厚度, 即 $h_a = h_b$. 由于在出口处存在油膜破裂和分叉现象, 破裂的油膜经过 1 个周期的运动会重新出现在入口区. 如果这一周期足够长, 油液将经由表面张力而重新均匀分布在两表面上. 但如果该周期很短, 则图 1 中的假设不能严格成立, 这样润滑油膜厚度会逐次降低, 最后达到 1 种稳定的乏油状态^[4].

还应说明, 本文的适量供油概念是指达到最佳膜厚的最少供油量而不涉及油的冷却作用. 在 1 个封闭的小环境中, 润滑油既有一定的冷却作用, 也有经搅油损失造成的升温作用, 其分析相当复杂. 笔者倾向于认为, 如果工业上使用本文指出的适量供油方式, 可完全避免搅油损失, 而润滑油的冷却作用应采用其它方式如风冷来代替.

4 结论

a 当供油量大于 h_{oil} 的临界值时为过量供油, 此时多余的油液不能够进入接触区, 而其无用的流

动会造成额外的能量损失, 并降低润滑效果.

b 当供油量等于 h_{oil} 的临界值时为适量或充分供油, 适量供油所需供油量极少, 其有效表面供油层厚度可以由相关的近似公式算出中心膜厚值再乘以 1 个不大于 1.3 的压缩性因子而近似估算出来. 因而润滑工程师即使不熟悉弹流数值分析也可以得到定量的设计指导.

c 当供油量小于 h_{oil} 的临界值时为欠量供油或乏油, 此时线接触表面上的全部油层均可以起到润滑作用, 但其膜厚小于适量供油时的膜厚.

参考文献:

- [1] Dowson D, Higginson G R. *Elastohydrodynamic Lubrication* [M]. Oxford: Pergamon Press, 1966.
- [2] Wedeven L D, Evans D, Cameron A. Optical analysis of ball bearing starvation [J]. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 1971, 93: 349-363.
- [3] Hamrock B J, Dowson D. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts, Part V—starvation results [J]. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 1977, 99: 15-23.
- [4] Chevalier F, Lubrecht A A, Cann P M E, *et al*. Film thickness in starved EHL point contacts [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1998, 120: 126-133.
- [5] Damiens B, Venner C H, Cann P M E, *et al*. Starved lubrication of elliptical EHD contacts [J]. *ASME Journal of Tribology*, 2004, 126: 105-111.
- [6] Venner C H, Berger G, Lugt P M. Waviness deformation in starved EHL circular contacts [J]. *ASME Journal of Tribology*, 2004, 126: 248-257.
- [7] Elrod H G. A cavitation algorithm [J]. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 1981, 103: 350-354.
- [8] 杨沛然. 流体润滑数值分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [9] 温诗铸. 摩擦学原理 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1990.
- [10] 杨沛然, 孙浩洋, 王静. 高速极重载热弹流润滑分析 [J]. *摩擦学学报*, 2001, 21(5): 379-384.
Yang P R, Sun H Y, Wang J. Analysis of thermal elastohydrodynamic lubrication at high speed and extremely heavy load [J]. *Tribology*, 2001, 21(5): 379-384.

Analysis of Oil Supply Conditions for Elastohydrodynamic Lubrication in Line Contacts

YANG Pei-ran¹, CUI Jin-lei¹, KANETA Motohiro², WANG Jing²

(1. School of Mechanical Engineering, Qingdao Technological University, Qingdao 266033, China;

2. Department of Mechanical and Control Engineering, Kyushu Institute of Technology, Kitakyushu 804-8550, Japan)

Abstract: Taking the start position of the lubricating film as an input parameter, full numerical solution of the elastohydrodynamic lubrication (EHL) in line contacts was obtained under isothermal condition. Through an analysis of the flux of lubricant, the relationship between the effective thickness of the supplied oil layer and the start position of the lubricating film was established. There exist three types of oil supply conditions for EHL films, i.e., the over-flooded, fully flooded, and starved conditions. Under the over-flooded condition most lubricant cannot enter the contact, so that such a condition is no benefit to EHL. Under the fully flooded condition, however, all available oil can pass through the contact and results in the largest film thickness. Under the starved condition, all available oil can also pass through the contact, yet the film thickness depends completely upon the quantity of the supplied oil. Numerical solutions indicate that, a layer of the available oil on the moving surface with a thickness of the order of magnitude of $1\ \mu\text{m}$ is enough to satisfy the fully flooded condition of an EHL contact, and it results in the optimum lubricating performance.

Key words: elastohydrodynamic lubrication, fully flooded, over-flooded, starved

Author: YANG Pei-ran, male, born in 1949, Ph. D., Professor, e-mail: pryang@public.qd.sd.cn