

弹性流体动力润滑

[英]D. 道森 G. R. 希金森著

ELASTO-HYDRODYNAMIC
LUBRICATION



机械工业出版社

弹性流体动力润滑

[英]D.道森 G.R.希金森著

程 华 译
汪一麟 校



本书从理论和实验方面探讨了名义点接触和线接触时的润滑情况，并提出了切合实际的计算方法。第一章详细介绍了弹性流体动力润滑理论的发展过程。第二章至第七章进行了多方面的理论计算，论述了各种影响油膜厚度和摩擦力的因素。第八章至第十一章介绍了有关的试验，并将试验数据与理论值作了对比。最后有二章专门讨论了弹流理论在滚子轴承和齿轮上的应用。本书可供从事摩擦、润滑学科的科研工作者和高等院校师生参考。

ELASTO-HYDRODYNAMIC LUBRICATION

SI EDITION

D. Dowson G. R. Higginson

Pergamon Press, 1977

弹性流体动力润滑

D. 道森 G. R. 希金森 著

程 华 译

汪一麟 校

*

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可出字第 117 号)

冶金工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092^{1/32}$ · 印张 7 · 字数 151 千字

1982 年 3 月北京第一版 · 1982 年 3 月北京第一次印刷

印数 0,001—5,500 · 定价 0.73 元

*

科技新书目: 17-115

统一书号: 15033·5247

第一版序

这是一本研究弹性流体动力润滑的专著。弹性流体动力润滑是指机件作名义点接触或线接触时，在微小接触面上的工作润滑状态。其润滑机理基本上与润滑面积很大的滑动轴承的相同，但其工作条件要严酷得多，尤其是润滑剂中所产生的压力要高得多。

齿轮和滚动轴承，还有其他许多接触着的机械零件，处于流体动力润滑状态已有很多年了。只是在近十五年来才对它有所认识，而直到最近几年，才对经典的润滑理论作了充分修正，以使其符合于实测结果。这一理论还需加以大大提高，以臻完善，但最近的试验表明，它已经发展到能为工程设计人员所用了。

本书是由四人合写的，四人在工作时分两组进行，而在写作时则分四处进行。作者们力图写出一本前后一致的作品，但读者可能会发现有不连贯之处，谨预致歉意。

作者要向 Thornton (壳牌石油) 研究中心，特别是向 H. Naylor 博士致谢，他们为本书提供了关于润滑剂性能的资料，其中有许多是若干年来难以得到的；还要向利兹大学的 A. V. Whitaker 先生致谢，他为本书算出了第七章所介绍的许多新结果。

第二版序

这次重版，除了在若干地方作了很小的修改外，与第一版的区别只是单位的不同，即本版采用了国际单位制（SI）。在很多情况下，在国际单位制的旁边，并排列出了相应的英制数值，但没有强求一律。特别是粘度，书中只列出国际制单位 $\text{Pa s} \equiv \text{Ns/m}^2$ ，因为它与厘米-克-秒（c.g.s.）制单位只有10倍之差，即 $1\text{Pa s} \equiv 10\text{P}$ 。在技术文献中，很少见到动力粘度采用英制和其他单位，因此这次新版就完全不用这些单位。

关于压力和应力，国际单位制中的 N/m^2 一般以专门名词帕斯卡 pascal (Pa) 表示。书中还大量采用了词冠 G (giga 10^9 ，即千兆)、M (mega 10^6 ，即兆)、k (kilo 10^3 ，即千)、m (milli 10^{-3} ，即毫)、 μ (micro 10^{-6} ，即微)、n (nano 10^{-9} ，即毫微) 和 p (pico 10^{-12} ，即微微)。

符 号

凡只出现一次而随即给以定义的符号，均未列出。

$2b$ 赫兹接触区宽度

$$\frac{b}{R} = 4 \left(\frac{W}{2\pi} \right)^{\frac{1}{2}} = 4P_0$$

C 电容

C_D 试样间电容

C_F 、 C_S 瓦块-圆盘电容

c 比热

E 内部能量

E 电动势

E_1 、 E_2 接触体的弹性模量

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \sigma_1^2}{E_1} + \frac{1 - \sigma_2^2}{E_2} \right]$$

e_x 、 e_y 、 e_z 、 e_{xy} 固体中的应变分量

F 表面剪力

$$\overline{F} \quad F/2\eta u$$

$$F' \quad F/E'R$$

F_R 作纯滚动时的表面剪力

F_S 滑动时的表面剪力

$$G \quad \alpha E'$$

G 剪切模量

$$H \quad h/R$$

h 润滑油膜厚度

h_m 最大压力处的油膜厚度

h_0 中心连线上的油膜厚度

VI

K $2/\pi E'$

k 导热率

l 齿轮中心距

L 电极前沿宽度

M W'/P_0'

N_1, N_2 大、小齿轮的每分钟转数

P p/E'

P' 线载荷/固体表面上单位长度

P_0 p_0/E'

$P_{0,1,2}$ 滚子轴承中每个滚子所承受的单位线载荷

P_0' 受力最大的滚子所承受的最大单位线载荷

R_x, P_y 圆柱体单位长度上的流体动力分量

P_x' $P_x/E'R$

$\overline{P_x}$ 等 $P_x/2U$

p 压力

p_0 最大赫兹压力

p_x, p_y, q_{xy} } 固体中应力

$p_r, p_\theta, q_{r\theta}$ }

Q 润滑剂的容积流量

Q q/E'

\overline{Q} Q/uh_0 , 无量纲流量

q 折算压力, 其定义为 $q = (1 - e^{-\alpha p})/\alpha$

q 热流量

R 滚子副的等效半径 $= \frac{R_a R_b}{R_a \pm R_b}$

R_a, R_b 圆柱体或滚子的接触处半径

R_i 滚子轴承的内滚道半径

R_1, R_2 齿轮节圆半径

R_g 齿轮的传动比

r 滚子半径

- r, θ, z 座标
 S R/h_0
 s x 向的附加座标
 s r/R_1
 s 齿轮啮合点与节点间的距离
 S_{frc} 从齿轮基圆量起的沿齿轮啮合线的一段距离
 U $\eta_0 u/E'R$
 u $\frac{1}{2}(u_1 + u_2)$
 u_1, u_2 固体沿 x 向的表面速度
 u, v, w 流体沿 x, y, z 向的速度
 u, v, w 固体沿 x, y, z 向的位移
 V $\eta_0(u_1 - u_2)/E'R$
 W $w/E'R$
 W' 滚子轴承单位长度上的总载荷 $\left(= \frac{\text{轴承上的总载荷}}{\text{滚子长度}} \right)$
 w 圆柱体单位长度上的载荷
 X x/b
 x, y, z 座标
 Z 轴承中的滚子总数
 α 粘度的压力指数, $\eta = \eta_0 \exp(\alpha p)$
 α $\frac{\omega_c}{\Omega} 2(1 + s)$
 β $\frac{\omega}{\Omega} \frac{2s(1 + s)}{(1 + 2s)}$
 γ 粘度的温度指数, $\eta = \eta_x \exp(-\gamma \theta)$
 Δ 滚子轴承的径向间隙
 δ 变形
 ϵ 介电常数
 ϵ 滚子轴承的径向过盈
 η 粘度
 η_0 “主导粘度”, 接触区入口处的粘度

Ⅷ

- η_L 润滑油在供油温度下的粘度
- η_a 座标为 $du/dy = (u_2 - u_1)/h$ 处的粘度
- η_s 接触体表面温度下的粘度
- θ 温度
- μ 摩擦系数
- ρ 流体密度
- ρ_m 最大压力处的流体密度
- ρ_0 接触区入口处的流体密度
- σ_1, σ_2 泊松比
- τ 切向表面应力
- φ 能量损耗函数
- φ 应力函数
- ψ 压力角
- Ω 轴承内滚道的角速度
- ω 轴承滚子相对于旋转轴的自转角速度
- ω_c 轴承滚子中心绕转轴轴线的角速度 (保持架转速)

目 录

第一版序

第二版序

符号

第一章	绪论	1
第二章	润滑方程	18
第三章	刚性柱体的润滑	27
第四章	重载刚性接触区的油膜厚度	41
第五章	弹性	52
第六章	弹性流体动力润滑理论	59
第七章	理论计算结果	72
第八章	试验基础知识	98
第九章	油膜厚度和油膜形状的测试设备和方法	129
第十章	摩擦力与粘度	148
第十一章	理论与试验的比较	167
第十二章	滚子轴承分析	176
第十三章	齿轮润滑简述	197
参考文献		205
索引		212

第一章 绪 论

在许多轴承和接触体中，作用力是通过薄而连续的油膜传递的，而油膜将两固体机件隔开。人们已对应用于普通尺寸径向和推力轴承的流体动力润滑问题作了充分研究，由于理论推算已为实验所证实，现在已经制定了令人满意的设计方法。常用轴承的一个特点是，轴承各部分的几何形状十分一致，这就使轴承能以较小的油膜压力承受很大的载荷。

弹性流体动力润滑这一专题是要研究弹性接触体的润滑问题。近年来，人们已经认识到，如齿轮、滚动轴承和凸轮等许多承载接触体，其几何形状并不一致，但其工作性能往往仍同在流体动力润滑状态下一样。在过去一段时期，这些观测结果与理论分析并不一致，而只是在近几年内，才对这种现象有了比较清楚的理解。现正对许多机器的接触状态重作分析，而对动力传动装置正普遍运用弹性流体动力概念来进行设计。

在分析一般的油膜轴承时所采用的假设中，有些并不适用于弹性流体动力理论。尤其是高压对液体润滑剂粘度的影响最为明显，在分析重载润滑接触问题时必须充分考虑这个影响。此外，施加很高的接触载荷会使弹性体产生很大的局部变形，从而剧烈改变润滑油膜的几何形状。由于润滑油膜的形状又反过来决定压力分布规律，显然求解弹性流体动力润滑问题时必须同时满足基本的弹性方程和润滑方程。这些基本方程将在第二章和第五章中进行介绍。本书以回顾这一

专题发展过程的方式阐述问题，先研究刚性接触体的润滑，再考虑高压对润滑剂和接触体的影响。现在来回顾一下弹性流体动力润滑的简短发展过程中的几个时期。

对齿轮接触状态的研究，在早期主要是针对重载接触体上能否实现油膜润滑的问题。使用经验表明，不会发生严重的金属与金属接触的情况，然后就进而对其润滑状态作了理论分析。对齿轮润滑问题的最早解法之一是由 Martin(1916) 在 *Engineering* 杂志上的一篇未署名文章中提出的，他认为这一问题相当于一圆柱体与平面间的润滑问题。Martin 研究了刚体和不可压缩的等粘度润滑剂的问题，他将标准的雷诺解法引伸到新的几何形状，从而建立了一个简便的出发点。显而易见，Martin 所导出的载荷公式不能求得有效的润滑油膜厚度，而该厚度远大于大多数接触部位的表面不平度。

分析重载接触状态时所用到的经典流体动力理论有两个重大的发展，首先是考虑了弹性变形的影响。Pepler(1936, 1938) 研究了齿轮用等粘度润滑油润滑时其轮齿接触区所能产生的最大油膜压力。他的结论是，最大油膜压力决不会超过相应的最大赫兹接触压力；这个结论现已被否定。Meldahl (1941) 也分析了用等粘度润滑剂时高压对油膜形状和压力分布的影响，他导出了半无限弹性体在承受任意表面载荷时的表面位移公式。将这些方程与雷诺方程联立后，他就能对这一问题求出令人满意的解。可惜，方程的收敛速度很差，而所需的计算工作量则很大，因而 Meldahl 只算得了一个结果。虽然 Meldahl 的解并未夸大弹性变形的有利影响，但它确实已前进了一步，他所用的联立求解弹性方程和流体动力方程的方法为这一问题提供了一个可行的解法。

Pepler 和 Meldahl 的研究都未表明，只有弹性变形才

能大大提高预期的承载能力，从而证实齿轮的轮齿间存在着连续的油膜。润滑理论的另一个重大发展是 Gatcombe (1945) 所设想的，当时他从理论上分析了润滑剂的粘度-压力特性对油膜形成过程的影响。对于某一种压力-粘度关系，Gatcombe 用相当任意的边界条件解出了雷诺方程。虽然没有得出关于承载能力的简便方程，但很明显，单凭高压对润滑剂粘度的有利影响，还不足以在齿轮轮齿间形成合适的油膜。但 Gatcombe 的分析确已表明，推算的油膜厚度有所增加，而由某些实例可知，推算的油膜厚度与测得的典型表面不平度属同一数量级。

刚性齿轮用粘度与压力呈抛物线关系的油润滑时，其轮齿间油膜厚度的研究是由 Karlson 于 1926 年开始进行，而由 Hersey 和 Lowdenlager 于 1950 年最后完成的。一般说来，根据等粘度条件推算的理论承载能力的提高率与 Gatcombe 按照指数关系算得的提高率非常接近。

在这一时期，曾有几位研究者对此作了探讨，Cameron (1952) 和 McEwen (1952) 都在计算中引入了一个合适的气穴边界条件，从而发展了 Gatcombe 的分析。McEwen 假设粘度-压力关系为 $\eta = \eta_0 (1 + p/k)^n$ ，他指出，当 n 介于 6 与 11 之间时，理论承载能力将提高到 Martin 所推算的 2.8~2.4 倍。在同一时期，Blok (1952) 指出，当粘度与压力呈指数关系时，有一极限油膜厚度，这时最大压力趋于无限大。Blok 指出，在这一数学限制条件下，承载能力将提高到相应于 Martin 载荷的 2.3 倍左右，这与 McEwen 的结论取得一致。在此以前，Blok (1950) 曾在一篇研究该问题的量纲分析的论文中说明了粘度-压力关系的影响。

Dörr 对于 Peppler 和 Meldahl 早先研究过的用等粘度润滑油润滑的弹性接触问题重新作了分析。他想出了一种迭代

法，在计算表面位移时，采用了任一时期的压力分布，然后将算得的位移加于接触体的初始形状，从而形成一略为不同的油膜形状。于是，根据新的油膜形状重行计算压力分布曲线，重复此过程，直到油膜形状和压力分布曲线与前一次的解相当接近为止。

比这时期稍早一些，苏联曾作了一些极有价值的研究，Grubin (1949) 从理论上分析了这一问题，虽然他没有求得能在整个接触区满足弹性方程和润滑方程的解，但他对入口区所作的分析已判明特别有用。Grubin 假设了接触体表面具有作干接触时所形成的形状，从而能够分析入口区的压力形成过程，并确定两接触体在赫兹接触区内所需的间距。分析时考虑了压力对粘度的影响。这一研究最有价值的成果是对重载弹性接触区导出了一个近似的油膜厚度方程。由这一方程可立即推算出，油膜厚度的数量级大于按 Martin 理论推算的相应值，而与齿轮接触区形成的合适油膜取得一致。除了对入口区作了分析外，Grubin 还定性地讨论了整个接触区内的油膜压力分布。它的一个主要结论是，在赫兹区的出口端附近，压力曲线有一相当惊人的第二高峰。Grubin 的分析结果很好地说明了弹性流体动力润滑的物理机理，他的研究表明，分析高压对润滑剂和接触体的综合影响已首次获得成功。

Grubin 所推算的弹性流体动力接触特性已由 Petrusевич 加以证实，Petrusevich (1951) 求得了能同时满足基本的弹性方程和流体动力方程的解。虽然计算上的困难很大，Petrusevich 还是成功地求得了三种速度下的解。这些解的三个主要特征是：油膜在接触区内几乎平行，只在出口附近有一局部收束；在大部分接触区，压力接近于赫兹分布曲线；在接触区的出口端附近，有一个很狭而相当高的第二压力峰值。

这三个特征现已被确认为重载润滑接触区的一般特性。

在苏联的研究之后不久, Poritsky (1952) 报道了他试图寻求能满足润滑接触条件的压力分布规律。其方法与 Petrusевич 的稍有不同, 虽然没有求得完整解, 其分析的方式还是值得研究的。

对于两个圆柱体, Lewicki (1954) 建议以两个倾斜的赫兹平面作为接触面形状, 由于弹性圆柱体的变形已经确定, 因此可以按照一般的流体动力润滑方法来加以分析。设润滑剂的密度和粘度保持不变。这样的模型事实上过于简单, 正在各个方面不断显示出来的弹性流体动力接触特性没有在分析中反映出来。

Lewicki (1955) 后来介绍了两圆柱滚子间润滑油膜厚度的实验研究情况。他采用了两种电测法, 即油膜电阻法和电容法, 但想来只有电容测量法可以准确地测出接触体的实际间距。测得的油膜厚度的单位为 $1\mu\text{m}$ ($40\mu\text{in}$), 而且证实了润滑油的有效粘度与圆柱体温度的关系要比与油池温度的关系更为密切。

Weber 和 Saalfeld (1954) 对粘度不变和粘度随压力而改变的弹性流体动力润滑问题求得了引人入胜的近似解。但是, 这个解只限于小变形, 而不能区分开在大多数实际情况下会遇到的接近于赫兹型的一些解。

Hashimoto (1964) 所提供的一些解适用于与 Weber 和 Saalfeld 所考虑的同样的一些条件, 而且还考虑了润滑剂内温度变化的影响。Hashimoto (1963) 还制定了一种电容法来测量油膜厚度。

Blok* 根据现有的油膜厚度理论值和实验值绘制了有用

* H. Blok 教授的私人通信, 1953年7月16日。

的综合图, Pepler (1957) 也公布了这种线图。Blok(1959) 后来又改进了这种图, 使之反映 1953 至 1959 年间获得的许多理论计算结果。

以上我们介绍的弹性流体动力润滑的发展, 主要是这一专题在理论方面的发展。这是因为, 直到本世纪五十年代末期, 在重载弹性接触区的润滑油膜方面才有比较可靠的定量实验数据。在此以前, 人们以齿轮和圆盘试验机的工作性能作为重载弹性接触区存在油膜的间接标志。圆盘试验机是用以模拟齿轮轮齿接触的, 它们主要用于试验金属和润滑剂对齿轮工作条件的适用性。

Crook(1958) 着手改革了圆盘试验机的试验, 他报道了如何用电容法和油流量法直接测量油膜厚度。Crook 发现, 在轻载下, 油膜厚度与载荷成反比, 而与速度成正比, 这与 Martin 关于用等粘度流体润滑的刚性柱体的理论推算相符。在重载下, 即在较典型的齿轮工作条件下, 作纯滚动时的油膜厚度几乎与载荷无关; 这就是根据 Grubin 的油膜厚度公式推算的结果。此外, 在重载下测得的油膜厚度远大于按 Martin 理论推算的理论油膜厚度, 而 Crook 所引用的典型值为 $1\mu\text{m}$ ($40\mu\text{in}$), 这与齿轮轮齿间可能存在连续油膜的概念相一致。Crook (1961 a, b) 后来又进一步研究了粘度和速度对油膜厚度的影响。他的主要结论之一是, 在测量油膜厚度时, 润滑剂在圆盘表面温度下的粘度最为重要。近来, Crook(1963) 介绍了摩擦力和有效粘度的测量方法。这篇著作的结论是, 在弹性流体动力润滑状态下滚动摩擦力与载荷无关, 而与油膜厚度成正比。Crook 根据测得的接触区有效粘度认为, 润滑剂的粘弹性性能可能很重要。这将在第九章和第十章中作较详细的论述。

在 Crook 进行试验的期间，还报道了测量重载接触区油膜厚度的其他措施。MacConochie 和 Cameron (1960) 用电压放电技术记录了齿轮轮齿间存在油膜的现象。El-Sisi 和 Shawki (1960 a, b) 也报道了如何用电阻法测量油膜厚度的情况。可惜，此法不便于一般的润滑油，而在至今试用的各种电测法中，看来以 Crook 所用的电容法最为可靠。

Sibley 和 Orcutt (1961) 介绍了另一种试验方法，他们依靠 X 射线透射技术来测量油膜厚度。他们已经在各种大小的粘度、速度和载荷下测得了无色透明矿物油、二元酸酯基合成油和硅氧油的数据。此外，还记录了接触区附近弹性变形体的横向轮廓。Sibley 和 Orcutt 所记录的油膜厚度与 Crook 的测量结果及现有的弹性流体动力润滑理论完全一致。显然，本世纪五十年代后期的试验工作为重载接触体的润滑提供了宝贵的数据。现在我们来回顾这一时期内弹性流体动力润滑理论的发展过程。

Korovchinskii (1960) 分析了变形体的一般润滑问题，他提出了基本的弹性方程和润滑方程以及相应的边界条件。他在讨论求解弹性流体动力润滑问题的最简单而又充分准确的方法时考虑了有粘性（不可压缩的）和塑性（未经加工硬化）的润滑剂。此外，还列出了由润滑剂隔开的两个弹性体的法向挤压方程。Kodnir (1960) 研究了采用粘度不变和粘度随压力而改变的润滑剂时各种油膜形状的承载能力。Kodnir 在此文中评价了弹性流体动力润滑油膜的主要形状，并介绍了一些有趣的试验。这项研究的试验情况将在第八章中进行论述。

Dowson 和 Higginson (1959) 对弹性流体动力润滑理论提出了一种新的方法。即使对于比较简单的等粘度流体，