

谢友柏文选

——
摩擦学、现代设计

谢友柏 著



科学出版社
www.sciencep.com

谢友柏文选

——摩擦学、现代设计

谢友柏 著

科学出版社

北京

内 容 简 介

本文选汇集了谢友柏院士从教 50 年来所发表的关于摩擦学、现代设计的论文,集中反映了谢友柏院士的学术成果和学术思想,对摩擦学、现代设计的研究工作有指导意义。

本书可供从事摩擦学或现代设计工作的科研与工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

谢友柏文选——摩擦学、现代设计/谢友柏著. —北京:科学出版社,2006

ISBN 7-03-017022-9

I. 谢… II. 谢… III. ①谢友柏-文集 ②摩擦学-文集 ③机械设计-文集

IV. ①O313.5-53 ②TH122-53

中国版本图书馆CIP数据核字(2006)第020425号

责任编辑:田士勇 沈 建/责任校对:刘小梅

责任印制:安春生/封面设计:王 浩

科学出版社 出版

北京东黄城根北街16号

邮政编码:100717

<http://www.sciencep.com>

中国科学院印刷厂 印刷

科学出版社发行 各地新华书店经销

*

2006年3月第一版 开本:A4(890×1240)

2006年3月第一次印刷 印张:36 3/4 彩插2

印数:1—400 字数:995 000

定价:150.00元

(如有印装质量问题,我社负责调换〈科印〉)

前 言

谢友柏院士是我国长期从事摩擦学研究和教育的学者,对摩擦学的系统理论做出了杰出的贡献。同时,谢友柏院士还对现代设计理论的发展做出了重大贡献,提出了基于网络环境下分布式资源的现代设计理论。在交通大学建校 110 周年之际,同时为纪念谢友柏院士从教 50 周年,许多与谢友柏院士一起工作的同志和一批谢友柏院士的海内外弟子,提议将谢友柏院士及其合作者过去发表过的有关论文集中出一个文选,大家认为这项工作会有重要的纪念意义和历史的参考价值。于是,本文选就带着这样的美好愿望诞生了。这既是纪念谢友柏院士从教 50 周年的见证,又是奉献给交通大学建校 110 周年的贺礼。

本文选收集了谢友柏院士从教 50 年来与他的合作者在摩擦学和现代设计方面的代表作,包括以下内容:在摩擦学和现代设计方面的代表性论文 72 篇,同时,还附有谢友柏院士撰写的著作和发表论文的目录,谢友柏院士指导的研究生的学位论文目录,谢友柏院士的简历。本文选收入的代表性论文是谢友柏院士亲自挑选的。代表作及目录均按发表的时间顺序编排,从中不难发现谢友柏院士学术思想的发展历程。

为了使文选的体例更整洁、一体化,代表作采用统一格式编排,在文眉上给出论文出处。需要说明的是,文选中有的论文可能与原出版物略有不同,原因有两个,一是原出版刊物出于篇幅的考虑,删去了部分内容,文选把有重要意义的部分重新放入文中;另一个原因是文选纠正了部分原出版物中的错误。另外,有些论文由于发表的年代久远,图片已经发黄,不够清晰,又找不到原来的图片,所以文选中有些图的效果不太好,这不得不说是个遗憾。

文选在编纂过程中得到了西安交通大学润滑理论及轴承研究所和武汉理工大学能源与动力工程学院可靠性工程研究所的大力支持,在论文录入和初校、修改中,西安交通大学润滑理论及轴承研究所的周艳同志和许多研究生做了大量的工作。特别是在编辑、校对中,由于武汉理工大学可靠性工程研究所的萧汉梁教授和牛求煌教授对文选所做的极其认真细致的审阅,才使得文选能够以现在的面目顺利出版。在此,对参加论文录入、初校、修改、编辑和校对工作的人们,特别是对于他们所付出的辛勤劳动表示衷心的感谢和崇高的敬意。在文选的编纂过程中也得到了谢友柏先生的许多弟子的支持和帮助,在此一并致谢。同时,感谢科学出版社的帮助,感谢出版社工作人员的审校和编辑工作。

在各方面的关心和帮助下,我们承担了编辑这个文选的任务。但由于时间仓促,错误之处难免,欢迎指正。

张优云 严新平

2005 年 12 月 31 日

目 录

弹性流体力学润滑理论——研究现状及其在实际中的应用	谢友柏	1
流体动压滑动轴承油膜刚度阻尼特性测定方法的研究	林钧 丘大谋等 谢友柏执笔	12
铁谱技术研究和电磁铁谱仪	谢友柏 张鄂 袁崇军	23
论摩擦学数据库	谢友柏	34
固体变形等因素对滑动轴承流体动力润滑的影响	谢友柏	40
具有非线性油膜力的滑动轴承转子系统振动特性研究	谢友柏 汤玉娣	55
Investigation into the Vibration Behaviour of a Rotor-bearing System with Non-linearized Hydrodynamic Bearing Forces	Xie Youbai Ren Jinquan Zhu Haian	64
Vibration Control for the Rotor-bearing Systems and Calculation of the Optimum Control Forces	Yu Lei Xie Youbai Zhu Jun Qiu Damou	72
流体动压推力轴承性能分析	薛永宽 朱均 谢友柏	80
Design and Test of a Solid Material Damper for a Rotor Bearing System	J. -Q. Ren Y. -B. Xie	89
Two-body Microcutting Wear Model Part I: Two-dimensional Roughness Model	Zhang Bo Xie Youbai	96
Two-body Microcutting Wear Model Part II: Three-dimensional Roughness Model	Zhang Bo Xie Youbai	106
Two-body Microcutting Wear Model Part III: Stable Profile Height Distribution of a Worn Surface	Zhang Bo Xie Youbai	114
Two-body Microcutting Wear Model Part IV: Theoretical Analysis of Friction	Zhang Bo Xie Youbai	121
Thermal Analysis for Partial Elastohydrodynamic Lubricated Line Contacts under High Load	Chen Guoding Xie Youbai Zhu Jun	132
Identification of Linearized Oil-film Coefficients in A Flexible Rotor-bearing System, Part I: Model and Simulation	Zhang Y Y Xie Y B Qiu D M	139
Identification of Linearized Oil-film Coefficients in a Flexible Rotor-bearing System, Part II: Experiment	Zhang Y Y Xie Y B Qiu D M	155
缸套-活塞环摩擦学系统漏气与润滑和摩擦与磨损的计算	孔凌嘉 谢友柏	165
Fretting on Silver-plated Copper Contact Terminals of Rectangular Electrical Connector Assemblies	Liu Yan Xie Youbai	172
导热反问题的有限元模拟	李元涌 谢友柏	178

离子镀 Pb-10%Sn 膜的摩擦性质·····	董光能 谢友柏	185
An Application of Active Magnetic Bearings in a Mixed Gas Blower·····	Xie Youbai et al.	192
一种薄膜温度传感器的研制与性能试验·····	虎刚 董光能 谢友柏	199
A Numerical Analysis of the Non-steady EHL Process in High-speed Rotating Engine Cam/Tappet Pairs·····	Mei Xuesong Xie Youbai	205
电磁轴承系统控制参数与稳定性的关系分析·····	汪希平 袁崇军 谢友柏	213
大系统的摩擦学设计·····	谢友柏	218
一种柴油机磨损的预测模型与试验研究·····	严新平 谢友柏 李晓峰 萧汉梁	224
Advances in Research on a Multi-channel On-line Ferrograph·····		
·····	Liu Yan Wen Shizhu Xie Youbai Zhao Fang	233
大型汽轮发电机组轴承负荷在线监测方法研究·····	杨兆建 谢友柏	238
摩擦学机敏结构中的主动控制·····	李亚萍 董光能 谢友柏	243
油液分析多技术集成的特征与信息融合·····	赵方 谢友柏 柏子游	247
Two-dimensional Lubrication Study of the Piston Ring Pack·····	Liu K Xie Y B Gui C L	255
A Comprehensive Study of the Friction and Dynamic Motion of the Piston Assembly·····		
·····	Liu K Xie Y B Gui C L	263
在线铁谱仪数据分析方法的研究·····	战仁军 齐和忠 赵方 谢友柏	271
齿轮-转子-轴承系统弯扭耦合振动模型研究·····	夏伯乾 虞烈 谢友柏	276
Identification of Oil Film Coefficients of Large Journal Bearings on a Full Scale Journal Bearing Test Rig·····	Jiang G D Hu H Hu W Jin Z W Xie Y B	282
数据驱动的定量规律发现技术研究·····	刘路放 赫孝良 冯博琴 谢友柏	289
A Tire Traction Modeling for Use in Ice Mobile·····	Peng X. D. Xie Y. B. Guo K. H.	294
大型汽轮发电机组转子轴承系统的摩擦学设计和动力学设计·····	谢友柏	305
Analysis of Coupling Influences of Labyrinth Seal Parameters on Cross Coupled Stiffness and Direct Damping Coefficient·····	Zhou Shouqin Xie Youbai	307
机械图像的识别与重构·····	张金玉 张优云 谢友柏	316
互联网上进行的合作设计·····	谢友柏 胡亚红	323
钢轨短波波磨的产生机理·····	王步康 谢友柏	354
产品性能特征建模及以性能特征驱动的产品现代设计模式·····	戴旭东 谢友柏	359
美国“先进工程环境”研究·····	朱爱斌 毛军红 谢友柏	366
基于实例的产品设计知识获取方法及实现·····	凌卫青 赵艾萍 谢友柏	374
现代设计理论和方法的研究·····	谢友柏	384
Knowledge Based Innovation Design of Products in Manufacturing Enterprises·····	Xie Youbai	396

摩擦学的三个公理·····	谢友柏	403
在互联网上的合作设计·····	谢友柏	410
知识服务——互联网上合作设计的基础·····	谢友柏	420
现代设计与知识获取·····	谢友柏	436
产品的性能特征与现代设计·····	谢友柏	444
分布式设计知识资源的建设和运用——倡建“现代设计与产品研究开发网络——虚拟异地合作设计组织”的基本思想·····	谢友柏	454
制造业产品的“创新”与我国现代设计网络·····	谢友柏	458
关于成立“现代设计与产品研究开发网络——虚拟异地合作设计组织”的公告(代纪要)·····	谢友柏	465
Knowledge Service in Collaborative Design——Resources for Acquiring New Knowledge Xie Youbai		467
Consider the Safety of A System in Design Stage·····	Xie Youbai	478
On the Systems Engineering of Tribo-systems·····	Xie Youbai	481
On the Tribology Design·····	Xie Youbai	492
On the Virtual Reality of Tribology·····	Xie Youbai	502
《汽车摩擦学》序·····	谢友柏	510
《工程前沿·第2卷·摩擦学科学与工程前沿》序言·····	谢友柏	511
论机械学·····	谢友柏	514
智力资源应用的另一种模式——知识服务·····	谢友柏	520
摩擦学设计主要是摩擦学系统的设计——纪念摩擦学设计专业委员会成立九周年·····	谢友柏	524
《铁谱技术及其工业应用》序·····	谢友柏	532
《摩擦学设计——案例分析与论述》前言·····	谢友柏	533
关于在“产品设计”中必须嵌入最新技术的认知和举措·····	谢友柏	534
轮胎摩擦学的研究与发展·····	彭旭东 谢友柏 郭孔辉	540
《公理设计》译者序·····	谢友柏	547
On the Modern Design Theory·····	Xie Youbai	549
附录 A 发表的论文及著作目录·····		557
附录 B 指导的硕士研究生学位论文题目目录(1981~2004)·····		573
附录 C 指导的博士研究生学位论文题目目录(1987~2004)·····		576
附录 D 谢友柏院士简历·····		578

弹性流体力学润滑理论

——研究现状及其在实际中的应用

谢友柏

(西安交通大学机械原理及零件教研室)

摘要 目前工程界计算机械零件工作表面,或者只考虑其弹性变形的影响,或者只计及润滑油层的作用。然而大多数零件表面的实际状态是,同时存在弹性变形和润滑油层,二者共同影响表面的应力分布和承载能力,而且互相影响,对于重载、大曲率差、低弹性模数的表面(如齿轮、涡轮和轴承的表面)尤为突出。近年来一个新的理论——弹性流体力学润滑理论已经发展起来。文中介绍了同时计及弹性变形和流体动力学作用而建立起来的方程,收集和比较了几个已经发表的结果,附有若干实例说明该理论在实际工作中的意义,并讨论了今后的发展前景。

1 概 述

机械零件的失效,大多数是由于其工作表面破坏所致。因此,研究机械零件工作表面上的力学现象,一直是机械学极重要的课题。从微观方面进行研究,建立了关于摩擦、磨损的各种理论;从宏观方面进行研究的结果,就是早已形成和发展起来的弹性接触理论和流体力学润滑理论。

简单来说,接触理论是研究两个直接接触并有载荷作用的弹性表面,从弹性力学的观点求接触表面之间压力分布和接触表面弹性位移分布的问题,我们以后简称为 Hertz 问题(H.Hertz)。润滑理论则是研究两个刚性表面,它们在液体摩擦条件下相互作用,而从流体力学观点求润滑油层对于刚性表面的作用力和油层厚度的问题,我们以后简称为 Peppler 问题(文献[1]第 2 页)。Peppler 问题中,油的粘度假设为常数。

这两种情况是实际情况向两个极端简化的结果。

当油层中压力较小,材料的弹性模数 E 又足够大时,摩擦表面受力以后的变形,较之油层厚度可以略去不计,这就达到了 Peppler 问题,其压力分布如图 1。反之如果润滑十分贫乏,油层很薄,二物体作用如摩擦表面之直接接触,表面上的压力分布首先取决于弹性位移之分布,于是就达到了 Hertz 问题,压力分布如图 2(文献[2]第 102 页)。

但是机械零件的摩擦表面很多是在另一些情况下工作的,它们不能按上述方案简化,例如:压力 p 很大,达到诸如 $10\,000\text{ kg/cm}^2$ 以上,这时工作表面之弹性位移大到不能略去的程度,而润滑油层又有相当的厚度,粘度 η 由于压力 p 而极大地增加($\eta = \eta_0 e^{ap}$, 文献[3]第 80 页),甚至可能固化成为一块“刚板”。

齿轮、涡轮、凸轮、摩擦轮传动以及滚动轴承等的高副中,以及重载的滑动轴承、弹性模数很小的非金属材料零件(如塑料轴衬轴承),即使属于低副,都有上面所说的情形。

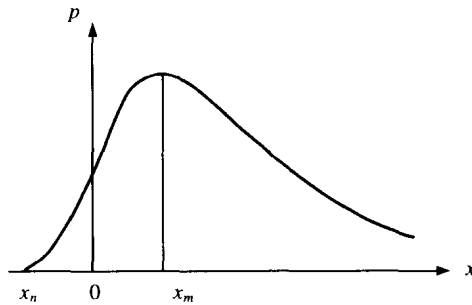


图1 Peppler 问题压力分布

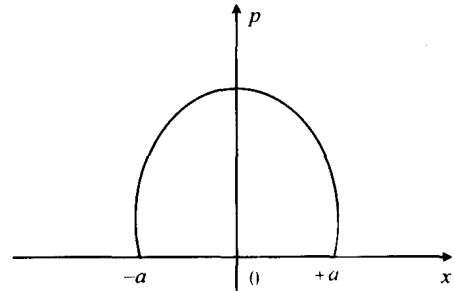


图2 Hertz 问题压力分布

因此，必须发展一种新的润滑理论，这种理论既要考虑接触表面的弹性变形，又要考虑隔开两表面的油层的流体动力学作用，油的粘度随压力和温度变化，甚至还要考虑油的可压缩性的影响。

我们把这种理论称为“弹性流体力学润滑理论”^[12]，或称为“接触-流体力学润滑理论”^[6]。也有人把它称为“现代润滑理论”，而把原来建立在 Peppler 条件下的润滑理论称为“简化的润滑理论”^[6]。

现代润滑理论的任务就是要更深入地研究液体摩擦表面的承载能力，特别是重载的高副(大曲率差)表面。这就需要求出表面上压力分布曲线和间隙高度曲线(由于弹性位移，表面形状已经不是初始给出的形状，间隙形状的改变，当然又要反过来影响压力的分布)，使它们既符合弹性力学的观点，又符合流体力学的观点。当然，还需要尽可能考虑油的物理特性在高压下所产生的其他种种变化。下面讨论如何建立这样的方程。

2 弹性流体力学方程组

建立考虑所有上述因素的方程，是极为复杂的事情。

这里只讨论一种比较简单却是十分基本的情况，即仅考虑表面的弹性变形，不计油的粘度变化和可压缩性影响，而且只限于平面问题。现在分几个步骤说明如下。

2.1 根据给定间隙形状计算润滑油层中的压力分布

这个问题在本质上就是 Peppler 问题，因而我们可以直接利用他的结果。稍后，苏联的 A. M.

Зртель也曾研究过同样的问题^[4]。

如果给定摩擦表面形状为其初始形状，暂时假设为刚性的，于是就得到雷诺方程(图3)。

$$\frac{dp(x)}{dx} = 6\eta(v_1 + v_2) \frac{h_0 - H(x)}{H^3(x)} \quad (1)$$

式中： $p(x)$ 为油层中的压力； v_1, v_2 为表面运动的速度； $H(x)$ 为间隙高度； h_0 为待定常数； η 为油的粘度。

显然有边界条件

$$p(x_a) = p(x_b) = 0 \quad (2)$$

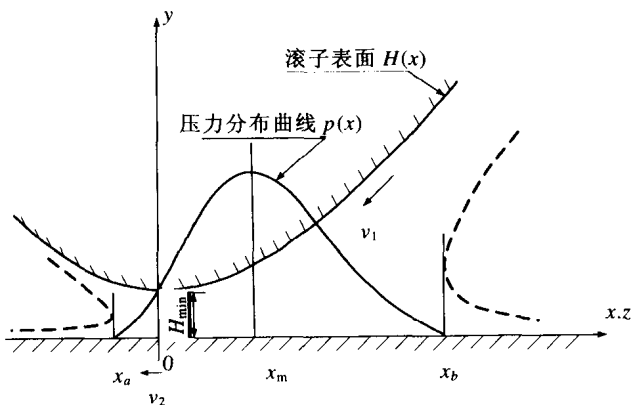


图3

$$\left. \frac{dp}{dx} \right|_{x=a} = 0 \quad (3)$$

后面这个条件可以从文献[1, 4]中找到实验根据和分析说明。由式(1)、式(3)可得

$$h_0 = H(x_a) \quad (4)$$

这时如果根据润滑的丰富程度取定一个 x_b , 则边界 x_a 确定如下:

$$\int_{x_a}^{x_b} \frac{H(x_a) - H(z)}{H^3(z)} dz = 0 \quad (5)$$

将式(1)对 x 积分, 并考虑到式(4)

$$p(x) = -6\eta(v_1 + v_3) \int_{x_a}^{x_b} \frac{H(x_a) - H(z)}{H^3(z)} dz \quad (6)$$

H_{\min} 由外载荷 P 确定

$$P = \int_{x_a}^{x_b} p(x) dx \quad (7)$$

至此, 问题已经解决。

2.2 弹性体相接触时边界上各点的位移

为简化推演起见, 假设所研究的是: ①弹性滚子和刚性平面的接触(图4), 经过代换, 这个限制立刻可以从结果中去掉; ②计边界上的摩擦力, 并且③假设所研究的是平面应变问题。

(1) 圆域受集中力(图5), 周边上一点 A 的位移 $u_r(\varphi)$ (文献[15]第248页)

$$u_r(\varphi) = -\frac{Q(1-\mu^3)}{\pi E} \left[2 \cos \varphi \ln \left| \tan \frac{\varphi}{2} \right| + 2 - \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1-2\mu}{\mu} |\sin \varphi| \right] \quad (a)$$

式中: μ 为泊松系数; E 为弹性模数。

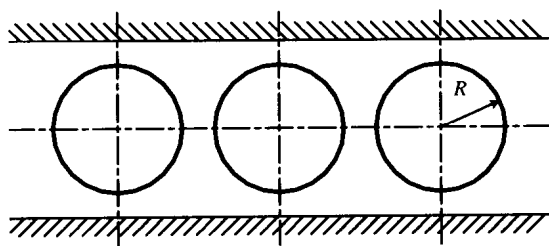


图4

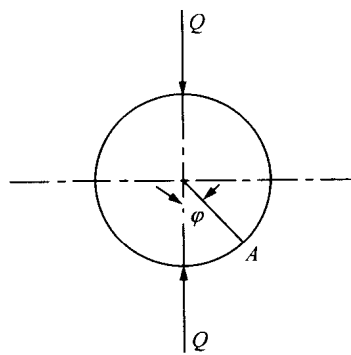


图5

如果所研究之区域很小, 则 φ 角亦很小, 即有 $\left| \tan \frac{\varphi}{2} \right| \approx \left| \frac{\varphi}{2} \right|$, $\cos \varphi \approx 1$, $\sin \varphi \approx 0$ 。于是式(a)简化成

$$u_r(\varphi) \approx -\frac{2Q(1-\mu^2)}{\pi E} \left[\ln \left| \frac{\varphi}{2} \right| + 1 \right] \quad (b)$$

(2) 在油层压力作用下滚子周边上一点 A 的位移(图6)

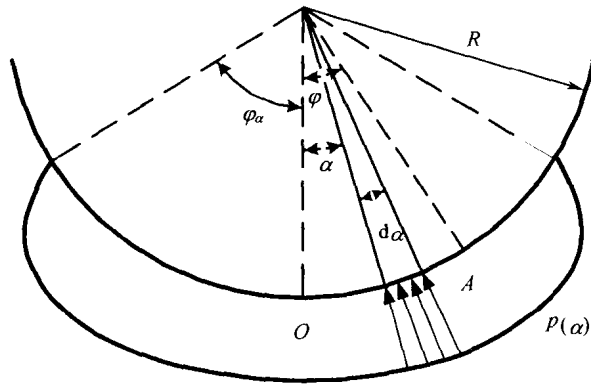


图6 在油层压力作用下滚子周边上一点A的位移

现在设 $Q = p(\alpha)Rd\alpha$ ，由式(b)得

$$du_r(\varphi - \alpha) = \frac{-2p(\alpha)R d\alpha(1 - \mu^2)}{\pi E} \left\{ \ln \left| \frac{\varphi - \alpha}{2} \right| + 1 \right\} \quad (c)$$

将式(c)沿着油压作用区域积分，即得A点的位移

$$u_r(\alpha) = -\frac{2(1 - \mu^2)R}{\pi E} \int_{\varphi_a}^{\varphi_b} p(\alpha) \left(\ln \left| \frac{\varphi - \alpha}{2} \right| + 1 \right) d\alpha \quad (d)$$

化成 x 坐标(因为 $\varphi_a \leq \varphi \leq \varphi_b$ 很小)

$$u_r(x) = -\frac{2(1 - \mu^2)}{\pi E} \int_{x_a}^{x_b} p(z) \left(\ln \left| \frac{\varphi - z}{2R} \right| + 1 \right) dz \quad (8)$$

若已知压力分布 $p(x)$ ，即可求出 $u_r(x)$

2.3 弹性流体力学方程组

考虑摩擦表面受油层压力产生弹性位移后间隙高度的表达式(图7)

$$H(x) \approx H_0(x) + u_r(x) + s \quad (9)$$

式中： s 为摩擦表面的整体刚性位移； $H_0(x)$ 为摩擦表面的初始形状函数，可近似取 $H_0(x) \approx \frac{x^3}{2R}$ 。则有

$$H(x) = s + \frac{x^2}{2R} - \frac{2(1 - \mu^2)}{\pi E} \int_{x_a}^{x_b} p(z) \left(\ln \left| \frac{x - z}{2R} \right| + 1 \right) dz \quad (10)$$

把式(10)和式(6)联立起来，就得到我们这个问题的基本方程组

$$\begin{cases} H(x) = s + \frac{x^2}{2R} - \frac{2(1 - \mu^2)}{\pi E} \int_{x_a}^{x_b} p(z) \left(\ln \left| \frac{x - z}{2R} \right| + 1 \right) dz & (11a) \\ p(x) = -6\eta(v_1 + v_2) \int_{x_a}^{x_b} \frac{H(x_a) - H(z)}{H^3(z)} dz & (11b) \end{cases}$$

和边界条件

$$\int_{x_a}^{x_b} \frac{H(x_a) - H(z)}{H^3(z)} dz = 0 \quad (5)$$

我们称方程组(11)为最简单情况下的“弹性流体力学方程组”。

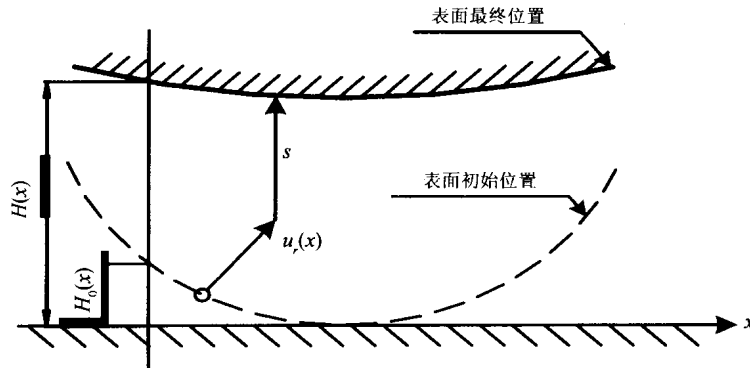


图 7

3 对于几个结果的讨论

Hertz 问题——方程(8)在已知 $u_r(x)$ 情况下的解^[2,16]和 Peppier 问题——方程(6)在给定间隙形状 $H_0(x)$ 情况下的解^[1,4]都是早已获得的了。现在联立式(10)、式(6)成为方程组(11)，解起来却困难得多。在式(11a)中，如果以式(11b)表示其中 $p(z)$ ，就得到一个关于 $H(x)$ 的非线性积分方程，它的核在积分区间上有一个无穷远点，为了避免 s 还是待定的困难，可以把式(11a)对 x 微分一次，变成一个具有柯西型核的非线性奇异积分微分方程。式(11b)是非线性微分方程。这样两个方程，要对它们进行直接的研究，几乎是不可能的。已有的解，大多数是用迭代法获得的。其中还有两种情形，一种是在将方程尽可能简化后，以整条 $H(x)$ ， $p(x)$ 曲线进行迭代，另一种是考虑到压力 p 极大时的粘度变化关系，把间隙入口一端曲线和出口一端曲线分开来迭代，以简化手续。

1950 年苏联 А.И.Легрусевич 在他的博士论文^[6]中用类似迭代的方法首次获得了上述方程的解(方程中计及粘度变化的影响)。不过论文始终没有公开，只在稍后发表了一篇主要结论介绍^[7]。由于过于简单，无从了解其解法的详细。

1952~1954 年德国 J. Dörr 发表了他用迭代法获得的解^[8,9](不计油的粘度变化)，结果化成了便于工程上应用的形式。图 8、图 9 表示其间隙形状和压力变化曲线。最小间隙、最大压力和表征最大压力位置的参数 $\lambda = x_m - x_a$ 的表式如下：

$$h_{\min} = \frac{R\eta v}{P} \times \frac{6.5}{2.7 - \nu} \quad (12)$$

$$p_{\max} = \frac{0.457}{R} \sqrt{\frac{p^3(2 - \nu)}{\eta v(5.3 + \nu)}} \quad (13)$$

$$\lambda = 9.4R \sqrt{\frac{\eta v}{p(2 - \nu)(10 - \nu)}} \quad (14)$$

式中： $\nu = \nu_1 + \nu_2$ ； $E = \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ ； E_1, E_2 为相接触表面的弹性模数； $R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$ ； R_1, R_2 为相接触表面的初始曲率半径，“+”号对应于外接，“-”对应于内接； p 为外载荷，沿滚子轴线方向单位长度上的作用力； $\nu = \frac{2}{1 + \frac{5R\eta v E}{(1 - \mu^2)p^2}}$ 称为变形系数，和式(11a)中最后一项积分号前的系数成比例，它是反映由摩擦

表面材料物理常数 μ , E 决定的表面弹性位移在整个间隙高度变化中所占的比重, $\nu=0$ 时, 相当于 Peppler 情况, $\nu=2$ 时, 相当于 Hertz 情况。

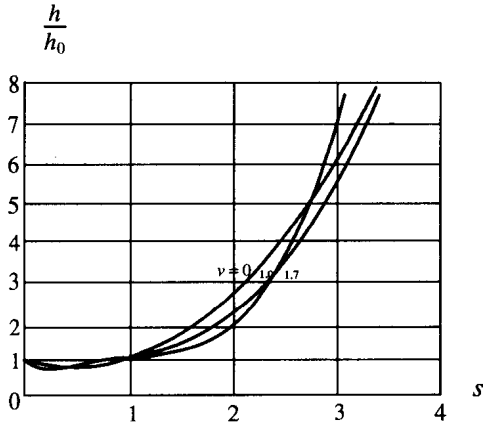


图 8

各个 ν 值下的间隙高度比 h/h_0 , 其中 $\zeta = \frac{x-x_a}{\lambda}$, $\lambda = x_m - x_a$, $h(\zeta) \equiv h\left(\frac{x-x_a}{\lambda}\right) \equiv H(x)$, $h_0 = h(1)$, ν 为变形系数

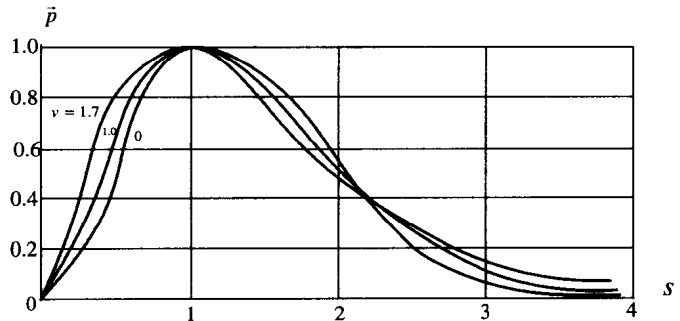


图 9

各个 ν 值下压力函数 $\bar{p}(\zeta)$, 其中 $\zeta = \frac{x-x_a}{\lambda}$, $\lambda = x_m - x_a$, $p(\zeta)$ 是在压力 $p(x)$ 化成无量纲变量 $p(\zeta) \frac{h_0^2(0)}{6\eta\nu\lambda}$, 后又加以标准化的值, ν 为变形系数

从图 8 中可以看出, 弹性变形使间隙高度的变化趋于平缓, 特别值得注意的是间隙在压力最大区域附近出现了一小段“平台”, 这就使油层中的压力分布曲线变得丰满起来, 使承载能力有所提高。另外一个现象是摩擦表面在出口附近隆起, 使间隙在那里形成一个“缩颈”。

我们试用式(12)、(13)对一个 No.2220 滚动轴承进行计算, 并在同等条件下与用 Peppler 公式和 Hertz 公式进行计算的结果相比较, 可以发现若干有益的情况。

负载 P 相同条件下的 p_{\max} 及 h_{\min}

$$p_{\max}^{\text{Peppler}} / p_{\max}^{\text{Dörr}} \approx 1.3, \quad p_{\max}^{\text{Hertz}} / p_{\max}^{\text{Dörr}} \approx 1.06$$

$$p_{\min}^{\text{Peppler}} / p_{\min}^{\text{Dörr}} \approx 0.32, \quad p_{\min}^{\text{Hertz}} / p_{\min}^{\text{Dörr}} \approx 0$$

p_{\max} 相同条件下的 P

$$P^{\text{Dörr}} / P^{\text{Peppler}} \approx 2.56, \quad P^{\text{Dörr}} / P^{\text{Hertz}} \approx 1.04$$

h_{\min} 相同的条件下的 P

$$P^{\text{Dörr}} / P^{\text{Peppler}} \approx 3.14, \quad P^{\text{Dörr}} / P^{\text{Hertz}} \longrightarrow \infty$$

所以在我们的情况下, 不考虑摩擦表面弹性变形或不考虑润滑油存在的流体动力学影响, 仍旧使用 Peppler 公式或 Hertz 公式进行计算(工程界一直是这样做的), 就不能充分利用摩擦表面的全部承载能力。

但是 Dörr 的结果有其局限性。第一, 它没有考虑油的粘度变化以及可压缩性影响。忽视粘度随压力变化这样一个重要因数, 就不足以确切地描述油层中发生的各种现象, 这一点已经为许多作者的研究所指出^[11, 18]。其实如果采用通常的粘度压力关系 $\eta = \eta_0 e^{\alpha p}$, 在建立方程时只要引入一个压力函数, 并不会十分增加困难。而且由于压力函数在高压力下的特性, 在进行迭代时还将得到某些便利。第二,

Dörr 的迭代法当变形系数 $\nu > 1.7$ 以后收敛情况变的很不好, 所以只得到了 $\nu \leq 1.7$ 的结果, 而 $\nu > 1.7$ 的情形, 却正好是实际应用中最感兴趣的。

进一步考虑粘度变化影响, 必须提到 1947 年苏联 А.Н. Трубин 的文章^[5]。他通过对物理现象的详尽分析, 论证了压力曲线和间隙曲线的合理形状。他指出, 如果把

$$\eta = \eta_0 a^p$$

代入方程(1)中, 即有

$$dp \cdot a^{-p} = 6\eta(v_1 + v_2) \frac{h_0 - H(x)}{H^3(x)} dx \quad (15)$$

设

$$dp \cdot a^{-p} = dp_0 \quad (e)$$

式中: p_0 称为压力函数。将式(e)代入式(15), 则有

$$\frac{dp_0}{dx} = 6\eta(v_1 + v_2) \frac{h_0 - H(x)}{H^3(x)} \quad (16)$$

把式(e)积分, 并考虑 $p_0 = 0$ 时亦有 $p = 0$, 得到

$$1 - a^{-p} = p_0 \ln \alpha \quad (17)$$

式(16)完全可以用和以前相同的方法来研究。压力 p 则由式(17)与 p_0 联系。显然, 当 p 很大时

$$p_0 \approx \frac{1}{\ln \alpha} \approx \text{常数}$$

由此可得两个重要的结论: 第一, 当 p 很大时, 要使方程(15)得到满足, 必须 $H(x) \approx h_0 = \text{常数}$, 因而间隙形状必须是一平台, 这样就使我们能够利用弹性接触问题中对半无限空间的许多处理方法来处理为润滑油层隔开的摩擦表面的弹性位移; 第二, 当 p 很大时, 任何改变压力分布曲线 $p(x)$ 的形状对 p_0 值影响都很小, 从而对 $H(x)$ 的影响也很小。所以可以用一个粗略估计的 $p(x)$ 曲线——例如即以 Hertz 的压力椭圆分布曲线作为基础——开始研究, 并不会十分影响 $H(x)$ 曲线的精确度。虽然 Трубин 的分析还只是限于定性性质, 但是他为以后寻求更有效的解法提供了很大帮助。事实上, А.Н. Лепрусевич 所得结果的曲线, 以及后来 G.D. Archard 等^[12]和 D. Dowson 等^[14, 15]所得结果的曲线, 都和 Трубин 的十分近似(用同样的关系考虑粘度变化)。特别后面两篇文献, 可以认为是进行 Трубин 分析的定量工作。

这些著作的结果和 Dörr 结果的显著不同是在间隙出口处有一个压力尖峰(图 10)。压力尖峰产生在很小的区域中, 峰值甚至达到了最大 Hertz 压力 p_{\max}^{Hertz} 的 1.74 倍。比较所发表的文献可以大致看出, 随着 R 和 P 的增加, E 和 ν 的减少, 峰值比 $p_{\max} / p_{\max}^{\text{Hertz}}$ 渐渐降低到小于 1, 甚至消失。这种情况将给表面疲劳带来相应的后果, 值得进一步加以研究。然而出口处的压力尖峰并未在 Pepler 的实验中得到证实(文献[17]第 48 页)。这可能是由于压力存在的区域很小, 所用的压力测量技术不足以反映出如此陡急的变化, 也可能是由于在分析中忽略不计油的可压缩性的作用, 使这个尖峰实际

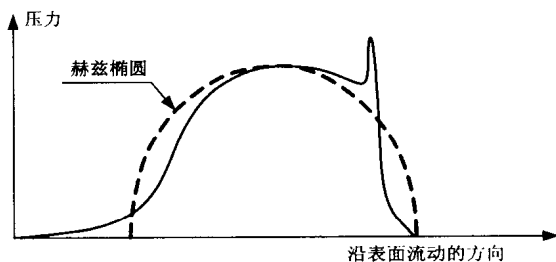


图 10

上并不那么高。

上述文献中，要以 A.N. Лётрусевич 所得的结果较多，现在介绍如下^[7]。

油层平台部分厚度

$$h_3(\text{cm}) = \frac{[\eta_0(v_1 + v_2)]^{0.625} \cdot \rho^{0.375} \cdot p_{\max}^{0.125}}{13a^{0.5}} \quad (18)$$

式中： η_0 为工作温度下油的粘度($\text{kg} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$)； $v_1 + v_2$ 为速度的代数和(cm/s)； ρ 为综合曲率半径(cm)， $1/\rho = 1/\rho_1 + 1/\rho_2$ ， p_{\max} 为油层中的最大压力，近似等于最大 Hertz 压力(kg/cm^2)； α 为油的压力粘度系数 $\eta = \eta_0 e^{\frac{p}{\alpha}}$ ，对于机器油取 $\alpha = 350 \sim 500 \text{ kg}/\text{cm}^2$ 。

此式适用于 $p_{\max} \geq 10\,000 \text{ kg}/\text{cm}^2$ 。

油层中的最大压力，或近似等于最大 Hertz 压力，或等于出口处压力尖峰的峰值。不过并未给出峰值的一般表式，所以可以用最大的 Hertz 压力作为最大压力。

油层最大压力区域中局部的摩擦系数值

$$f = \frac{52\lambda}{[\eta_0(v_1 + v_2)]^{0.625} \rho^{0.375} p^{0.125} a^{0.5} b v_e} \times \left[1 + \frac{2a}{p} \ln \left(v_e \sqrt{\frac{b\eta_0}{2\lambda}} \right) \right] \quad (19)$$

式中： a, b 为油的压力粘度系数和温度粘度系数 $\eta = \eta_0 e^{\frac{p}{a}}$ ， b 平均取为 $0.2 \text{ g} \cdot \text{ard}^{-1}$ ； p 为计算摩擦系数该点压力之比(kg/cm^2)； λ 为润滑油的热传导系数($\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{cm} \cdot \text{s} \cdot \text{grad}$)； v_e 为相对滑动速度(cm/s)。

Лётрусевич 给出的公式(18)， h_3 与 $p_{\max}^{0.125}$ 成正比，不符合实验的结果，其中恐怕有错误。

在实验研究方面，除了 Peppler 发表过的压力曲线以外，目前较多的结果是关于测量间隙形状(油层厚度)的。大家知道，现在要测量出梯度很大的作用区域很小的接触应力分布情况，还存在相当的困难，何况又是在高速转动的条件下。而油层厚度则无论通过测量二摩擦表面间的电容或测量油层的电导，都已经可以解决。这方面的结果是属于 Д.С.Коднир^[11]、A.W.Crook^[13]和 A.Cameron^[18]的。测量结果完全证实了前述关于变形后间隙形状的诊断，从示波器的胶片上，可以清晰地看到平台和缩颈(图 11)。

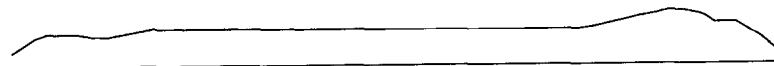


图 11

4 弹性流体力学润滑理论的实际意义和前景

机器的发展不断向机器零件，特别是运动副的工作表面提出日益苛刻的要求。更详尽地研究润滑油层，促进了弹性流体力学润滑理论的发展。目前，在齿轮和其他啮合传动、滚动轴承、重载滑动轴承的研究中，都已先后注意到了这个问题。对于这些工作表面最突出的要求是提高其承载能力，而且为了获得较长的使用期限，需要尽可能避免发生点蚀，需要尽可能实现液体摩擦，防止胶合和磨损。这里具有决定性意义的是：最大压力，最小间隙高度，摩擦系数以及它们和载荷、速度、间隙的初始形状、摩擦表面材料的物理性质、润滑剂的物理性质等之间的关系。

目前，理论还处在发展初期阶段。只有较少数个别情况得到了结果，许多重要的因数仍然没有能

够加以考虑,某些结果和实验材料还有相当的出入,还需要做出便于在工程中直接用来对各种情况进行设计计算的公式和线图。但是即使从这很少的结果中,已经可以得出几个非常重要的结论,这些结论对于从事设计工作的人员是不可忽视的。

首先可以看出,用旧的理论来计算重载摩擦表面,没有充分利用其承载能力。再举一个 Летрусевич 计算过的例子列表比较如下。

纯滚 $v_1 + v_2$ (m/s)	4.1	208	2 779
简化理论油层厚度 u	0.000 4	0.02	0.25
现代理论油层厚度 u	0.083	1	5

从表中看到,简化理论所得油层厚度要比实际厚度(按现代理论计算所得)小 10~100 倍,有力地说明了许多运动副是很有潜力可挖的。

其次,既然表面的弹性变形有利于提高液体摩擦条件下表面的承载能力,这就给我们在研究运动副的几何学 and 选择材料时,开辟了新的道路。研究指出,如果将摩擦表面的几何形状改变为更高次的抛物线(通常皆近似二次抛物线),可以使承载能力有很大提高。摩擦表面弹性变形能提高承载能力,就是由于变形使表面由低次的曲线向高次的曲线变化。这种效应要比一般熟知的加大综合曲率半径的效应大得多。例如文献[11]对于 No.2212 号滚动轴承进行计算,如果其滚子和内圈间的间隙形状不是二次抛物线,而假设由于变形成为四次抛物线,则其承载能力将提高到 16.3 倍。又假设把这个轴承的结构加以改进,使内外圈减薄,增加滚子直径。这样,由二次曲线转变为四次曲线将使承载能力提高到 21.7 倍,转变成曲线的次数愈高,承载能力的提高也愈大。若同以二次曲线相比较,承载能力在结构改进前后只提高 43%,而以四次曲线相比较,承载能力可提高 90%。由此可见,要正确解决滚动轴承各部分尺寸的关系和研究啮合副的几何学,不应当不从弹性流体力学润滑理论出发。

此外,既然弹性变形能使承载能力提高,因而柔性材料做成的轴承,例如水润滑的橡胶轴承,其承载能力往往可以比较大,这就为选择轴承材料也提供了新的考虑线索。

另外一个很有价值的关系是摩擦系数 f 。根据 Летрусевич 的结果,在弹性流体力学润滑条件下, f 或者等于 $f_{\text{лп}}$ (极限摩擦系数,对应油层的极限剪力 $\tau_{\text{лп}}$),或者根据式(19)随速度之增加而减少,而且摩擦系数的数值很大:当 $p=10\ 000\ \text{kg/cm}^2$ 时, $f_{\text{лп}}=0.10\sim 0.12$, $p=20\ 000\ \text{kg/cm}^2$ 时, $f_{\text{лп}}=0.08\sim 0.10$ 。 f 的这种变化规律,过去一直公认为是半干半液体摩擦的特征。从弹性流体力学润滑理论的观点看来,应当仍旧是液体摩擦。不过由于在试件表面的突起点上,压力达到弹性流体力学润滑条件的压力范围,这些点的附近,摩擦系数不再如低压力液体摩擦条件下那样和速度一起增加。所以这是一种具有不同性质的液体摩擦,可称为“接触液体摩擦”。许多齿轮传动和蜗轮传动在摩擦系数很大的情况下,仍能长期工作而无磨损,摩擦系数数值或者保持几乎不变,或随转速之升高而下降(文献[7]第 67 页),可以认为是这种液体摩擦存在的实际证明。如果这种假设成立,那么过去一系列关于临界摩擦的微观理论就可以和宏观的弹性流体力学润滑理论统一起来。例如,过去对润滑剂油性好的理解是润滑剂和摩擦表面分子结合力强,临界油膜坚固,能够防止摩擦表面直接接触,因而表现出摩擦系数较小。而从弹性流体力学润滑理论的观点出发,油性好的润滑剂应当是 a 比较大和 $\tau_{\text{лп}}$ 比较小的油,这从式(19)可以清楚地看到。 a 和 $\tau_{\text{лп}}$ 都是油的宏观特性指标。事实上,动物油(猪油), $a=700\sim 1\ 500$,植物油(蓖麻油),

$a = 600 \sim 1\ 300$, 矿物油(机器油), $a = 250 \sim 800$ 。所以动物油的油性最好, 矿物油最差。这和微观理论的结论相似, 但考虑的角度已经完全不同。

压力峰值虽然还未为实验证实, 然而其对表面疲劳点蚀的影响, 是实际工作中十分重要的问题, 必须进一步加以研究。关于轮齿表面点蚀, 还有一系列现象至今未获得完善的解析, 如超前表面强于滞后表面, 纯滚动表面强于滚而且滑的表面, 滑动速度极大时, 摩擦系数减小而强度增加, 润滑贫乏时对疲劳强度反而有利, 润滑剂的粘度对表面强度的影响等。关于工作表面的胶合, 存在问题更多。这些都需要在建立弹性流体力学润滑理论更进一步成熟之后, 用新的观点进行研究和加以理解。理论本身的进一步发展, 取决于以下几方面的工作。第一需要寻求更有效的数学工具, 以便做出更多的结果, 在工程计算中推广应用。目前用的迭代法, 或者是工作量十分庞大, 往往要求助于电子计算机, 虽然做出一些结果, 仍只限于孤立的点, 很难进行实际计算, 或者只适用于局部的范围, 在使用上重要的区域里的收敛情况不好, 至于某些结果与实验材料不符, 原因亦有待检查。油的可压缩性影响和温度对粘度的影响, Трубин 在文献[5]中已经做了定性分析, 精确的定量研究还没有。考虑这些因数当然要使方程进一步复杂化, 也需要有更有效的数学工具。第二, 目前所赖以进行计算的材料和润滑剂的种种物理性能关系, 都是较低压力下的实验结果, 在弹性流体力学润滑理论有效的压力范围中, 是否仍旧保持有效或将发生量和质的变化, 需要进一步的研究。不然, 方程本身即将建立于不可靠的基础之上。不过, 这方面的实验, 从技术上还存在相当困难。第三, 要在弹性流体力学润滑条件下进行物理模拟实验, 直接测量压力变化曲线和间隙形状, 并观察有关参数对它们的影响, 以验证理论分析的结果。也可以利用实验结果使分析解简化, 例如假设第一次迭代的函数, 可以参考实验曲线。第四, 把已有的结果用于工程实践中去处理摩擦表面间发生的各种现象, 从中考验理论的正确性。这就需要把目前即使还很少的结果加以分析处理, 以便于工程技术人员的直接使用。第五, 空间问题几乎没有接触到, 这是结果许多实际问题不可缺少的。

像这样一种性质复杂的问题, 绝不是哪一门学科单方面所能解决, 应当由机械学、物理学、数学、金属学以及实验技术的研究工作者和实际工作的工程技术人员通力合作, 共同努力, 才能把它逐步丰富和完善起来。

参 考 文 献

- [1] Pepler B W. Druckübertragung an Geschmierten Zylindrischen Gleitflächen. VDI. Forschungsheft, 391, 1938
- [2] Шгаерман И Я. Контактная задача теории упругости ОГИЗ-ГОСТЕХИЗДАТ 1949
- [3] Коровчинский М В. Некоторые вопросы гидродинамической теории смазки при деформируемости тел, ограничивающих смазочным слоем, Труд. Зей всею конф. по трению и износу в маш. том III, 1960
- [4] Эртель А М. Гидродинамическая теория смазки в новых предположениях Приклад матм имех, т.3, No.2, 1939
- [5] Трубин А Н. Основы гидродинамической теории смазки тяжело нагруженных цилиндрических поверхностей, Исследования в контакте деталей машин ЦНИИТМАШ, книга 30, машиз, 1949
- [6] Петрусевич А И. Контактные напряжения, деформации, контактно-гидродинамическая теория смазки Доктр. дисс
- [7] Петрусевич А И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки. Кэвестия АН СССР, ОТИ, 1951, No.2
- [8] Dorr J. Schmiermitteldruck and Randverformung des Elastischen Rollenlagers. Zs. Angew. Math. u Mech. Bd. 32., N 8/9, 1952
- [9] Dorr J. Schmiermitteldruck and randverformung des elastischen rollenlagers. Ing. Archiv. 22 H.3.5., 1954
- [10] Weber C, Saalfeld K. Schmierfilm bei walzen mit verformung. Zs. Angew. Math. u Mech. Bd. 34., 1954
- [11] Коднир Д С. О методе решения контактно-гидродинамической задачи. Труд. Зей всею конф. по трению и износу в маш. том III, 1960
- [12] Archard G D, Cair F C, Hirst W. The elasto-hydrodynamic lubrication of rollers. Proc. Roy. Soc., 262A, (1308) 51, 1961
- [13] Crook A W. The elasto-hydrodynamic lubrication of rollers. Nature, 190.(June 24)1961
- [14] Dowson D, Higginson A R. A numerical solution of the elasto-hydrodynamic problem. J. Mech. Eng. Sci., 1, 6, 1959