

弹流理论 及其应用

蒋生发 鲍庆惠 编著

113
46

机械工业出版社

弹流理论及其应用

蒋生发 鲍庆惠 编著



机械工业出版社

(京)新登字054号

内 容 提 要

本书系统地论述了弹性流体动力润滑理论及其应用。书中内容新颖,以量纲分析和相似理论为基础,深入描述了弹流现象及其表达方法;较全面地介绍了线(矩形)接触和点(椭圆)接触状况下的润滑状态图与弹流润滑膜的 计算方法。列举了齿轮、凸轮、滚动轴承、钢轨及生物关节等弹流润滑计算及油膜分布状况,书中列出相应的计算程序。

本书可作为高等工业学校机械类各专业师生的教学参考书,并可供从事机械设计及有关科研人员与厂矿工程技术人员参考。

弹流理论及其应用

蒋生发 鲍庆惠 编著

*

责任编辑:张一萍 版式设计:冉晓华

封面设计:刘 代 责任校对:王惠英

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

邮政编码:100037

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092¹/₃₂·印张 5.5 · 插页 · 字数 119 千字

1992年10月北京第1版·1992年10月北京第1次印刷

印数 00001—4000·定价:4.20元

*

ISBN 7-111-03450-3/TH·387(X)

序

由于机械技术的发展，摩擦学领域中弹性流体动压润滑理论已经有了广泛的研究，它可以解决很多生产中的实际问题。

本书作者从量纲分析入手，推导出弹性流体动力润滑中各个无量纲量，并以相似理论解释这些无量纲参数，内容颇具新意，论述清楚，作者提供的润滑状态图较之目前普遍采用的润滑状态图更为科学实用。书中列举了多方面的应用实例，便于读者对弹流理论的理解和运用。该书的出版和这一理论的推广、应用将对新产品设计及进一步提高产品质量具有积极意义。

余长庚

1992年5月

2006/11/06

前 言

对弹性流体动力润滑理论（简称弹流理论）的认识和了解是本世纪在摩擦学领域的一项重要成就，近几年来已在《机械设计》课程的本科教材及《润滑理论》等研究生教材中进行介绍，由于受到课程学时和教材篇幅的限制，使初学者对此理论的理解难以深透，在应用上更感困难。而工矿企业许多工程技术人员对此理论的接触机会更少，致使这项知识领域的重要财富难以在生产中发挥其应有的作用。

为了使弹流理论在我国机械设计与制造中得到推广，使有志于钻研弹流理论者能从不同起点学习与掌握它，我们根据多年来的教学实践和对弹流理论的理解，从量纲分析入手推导了弹流现象中的各个无量纲量。并从相似理论方面来认识这些无量纲参数，解决初学者对弹流理论中出现的众多无量纲量的认识。笔者将多年来在弹流理论应用上的一些努力与探索向读者介绍，并列举了各方面的应用实例以供广大工程技术人员在新产品设计中应用此项新技术，把产品设计质量提高一个台阶。

本书原稿承东南大学余长庚教授审阅，提出了许多宝贵意见，编者在此表示衷心感谢。

限于编者水平，书中错误和缺点在所难免，敬请读者斧正至感。

编 者

1992年4月

目 录

序	
前言	
第一章 绪论	1
第一节 概述	1
第二节 润滑剂的粘度	3
第三节 粘度的影响因素	6
第四节 液体动压润滑基本方程	11
第二章 量纲分析及相似理论概述	20
第一节 量纲分析	20
第二节 相似理论概述	38
第三章 线接触弹性流体动力润滑理论的发展	41
第一节 线接触弹流润滑模型	41
第二节 轻载线接触滚动体的流体动压润滑	44
第三节 弹性流体动力润滑理论	50
第四节 弹流理论中的无量纲参数	57
第五节 道森的弹流理论	63
第六节 稳态与非稳态问题	67
第七节 部分弹流润滑	69
第八节 弹流润滑中的热效应	71
第九节 弹流润滑中的摩擦	73
第四章 润滑状态图	78
第一节 膜厚方程的发展	78
第二节 W-U 线图	81
第三节 虎克修订的润滑状态图	83

第四节	润滑状态图的改进·····	87
第五节	弹流膜的影响因素·····	94
第五章	弹流理论的应用·····	108
第一节	弹流膜厚的计算程序·····	108
第二节	弹流润滑的判别·····	110
第三节	弹流理论在齿轮传动中的应用·····	115
第四节	凸轮表面的弹流润滑·····	131
第六章	椭圆接触弹流润滑·····	144
第一节	椭圆接触弹流润滑·····	144
第二节	椭圆接触润滑状态图·····	149
第三节	椭圆接触时弹流膜厚的计算·····	156
参考文献	·····	166

第一章 绪 论

第一节 概 述

为了提高机器的运转效率，减少机器在运动副表面的磨损率，人们早已知道在运动副表面施加各种形式的润滑剂，并研究各种摩擦现象。本世纪60年代中期对有关摩擦、磨损与润滑科学总称为摩擦学(Tribology)，它涉及到机械、材料、化学、生物等学科领域，逐渐形成一门新兴的边缘科学。由于对摩擦学的研究与应用给社会带来极大的经济效益，因此它的发展受到世界各国的关注，发展甚为迅速。从70年代开始，摩擦学课程已被列入工程师和科学家常规教育的一部分，这是一项重要进展。

润滑剂在运动副表面上如何减少了摩擦与磨损，这种润滑机理的探讨还得追溯到1883年托尔(Beauchamp Tower)对火车轮轴轴承所进行的观察与实验研究。托尔研究的轴承，其轴径101.6mm (4英寸)、轴瓦宽152.4mm (6英寸)、包角150°，在运转中轴瓦中部油液产生的压力竟高达平均压强的2倍。为何在静态下没有压力的油竟会在运动中产生如此大的压力(动压力)? 润滑油在运动表面之间究竟能承受多大的负荷? 1886年雷诺(Osborne Reynolds)在伦敦发表的流体动压润滑基本理论指出，在相对运动的运动副中间，流体的粘度加之收缩的液流是形成流体动压力的原因。

当流体在运动副中间形成的动压力足以承担运动副之间的作用力时，形成的全流体润滑不仅摩擦阻力小、能耗少，且因不产生固体接触而无磨损，是理想的工作状况。雷诺奠定了流体动力润滑的理论基础。

流体动力润滑通常以共形表面为其特征。也就是说两表面以高度的几何共形性相互贴合，以致负荷在一个较大的面积上承受着，当负荷增加时，其承载面积基本保持常数，例如动压润滑的滑动轴承便属此类。当两表面有相对运动时，表面间的粘性流体产生了动压力来承受该两表面的法向负荷，而产生的压力通常不足以引起表面的有影响的弹性变形。

然而在机器零部件中，如齿轮轮齿的接触、凸轮表面的接触、滚动轴承中滚动体与滚道之间的接触、车轮踏面与轨道之间的接触等均属非共形表面接触，它们在外载荷作用下，接触部位的应力较大，以致引起表面的弹性变形，显著地影响到接触区的接触面积。在这种非共形表面接触区的压力较大，同时也引起了润滑剂粘度性能的变化。1965年英国著名学者道森 (Duncan Dowson) 把固体周围的弹性变形与粘性流体在压力下粘度变化效应对两运动表面间引起的动力润滑过程中起重要作用的这种状态，称为弹性流体动力润滑 (Elastohydrodynamic Lubrication)，简称为弹流润滑 (EHL或EHD)。

弹性流体动力润滑理论也是在雷诺研究的基础上发展起来的，在高副机构中理论上是线接触或点接触的，接触区的压力往往很大，润滑油是否也能形成如此大的动压力？润滑油会不会从运动表面被挤出来？经研究表明，接触区的弹性变形改变了润滑膜层的边界条件，同时油在高的压力下粘度

将发生变化，因此使高副接触表面仍有可能形成流体润滑。

对于弹流润滑现象的认识和理解代表着20世纪摩擦学领域的一项主要成就。一个以前未知的润滑领域被揭示，无疑是摩擦学中的重要事件。弹流润滑不仅解释了在许多机器零件中有效润滑起着主要作用的那种显著的物理作用，而且还导致了对于从边界润滑到流体润滑整个润滑方式范围的理解。

弹流理论的发展和不断完善，使预测的高副表面之间的油膜层厚度值在很宽的条件范围内都得到十分满意的结果。不仅可用它来对机械设计进行计算、校核，从而了解高副表面的润滑状态及润滑效果，还可以用它来指导设计参数的合理选择，以使设计获得更佳的性能。

第二节 润滑剂的粘度

作为润滑剂的流体，若从微观来观察，它的分子与分子之间是不连续的，但是考虑到这些分子的尺寸很小，而与衡量该流体的尺寸相比是微不足道的，因此把液体的整个占领空间视为连续的，以便于用数学方式来运算，这样的分析并不影响结果的正确性，却使问题大为简化。

流体分子之间存在着互相吸引的内聚力，流体分子与固体边界之间又有附着力。若流体与固体表面间的附着力大于其分子的内聚力，则流体被固体表面吸附，或称为流体润湿了固体表面。

流体能承受很大的压力，但却不能承受拉力。流体对剪力的抵抗力很弱，受剪时会产生连续的变形故形成了流动。流体发生流动时分子内部产生阻止流动趋势的阻力，即内摩

摩擦力。这种内摩擦形成了流体的粘滞性。所以在静态的流体中，没有流动也没有内摩擦，当然也反映不出流体的粘滞性能。

流体在运动时内部分子之间产生的摩擦阻力构成了流体的粘滞性。粘度就是对粘性的度量。由于度量方法的不同，目前有多种粘度的表达方法。

一、动力粘度

如图1-1所示，在两平行平面之间充满着流体，上板运动，流体产生层流运动，流体在平行板间隙中的速度 u 随着不同坐标高度有不同数值，板在运动中受到的剪应力 τ 与流层的剪应变率 $\dot{\gamma}$ 成正比。

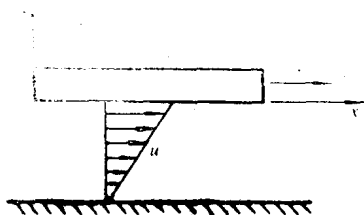


图1-1 流动模型

$$\tau \propto \dot{\gamma}$$

剪应变率是剪切应变随时间的变化率

$$\dot{\gamma} = d\gamma/dt$$

$$= \frac{d}{dt} \frac{dx}{dz} = \frac{du}{dz}$$

该剪应力的比例系数与流体的性能有关，因此定义该流体的比例系数 η 为此流体的粘度

$$\tau = \eta \dot{\gamma} = \eta \frac{du}{dz} \quad (1-1)$$

剪应力 τ 即单位面积上的摩擦力；剪应变率等于流体流

动速度沿其厚度方向的变化梯度。它们两者成正比。凡符合这种关系的流体称为牛顿体，用这种方法定义的粘度，叫做动力粘度，有时也称为绝对粘度。当力的单位用牛顿、长度单位用米、时间单位用秒计量时，从式 (1-1) 可推导出粘度的单位是帕·秒 (Pa·s)。

在CGS制中，力的单位是达因，长度单位用厘米，时间单位用秒，则粘度单位称为泊 (P)，其换算关系是

$$\begin{aligned} 1\text{P} &= 1\text{dyn}\cdot\text{s}/\text{cm}^2 \\ &= 0.1\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2 = 0.1\text{Pa}\cdot\text{s} \end{aligned}$$

由于泊的单位太大，通常取其百分之一的厘泊做单位。

$$1\text{cP} = 0.01\text{P} = 1\text{mPa}\cdot\text{s}$$

二、运动粘度

动力粘度 η 与流体密度之比称为运动粘度，用符号 ν 表示

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (1-2)$$

运动粘度的单位是二次方米每秒 (m^2/s)。在CGS制中运动粘度单位是二次方厘米每秒 (cm^2/s) 称为斯 (Stokes)，习惯上常以其百分之一做为度量单位，称为厘斯 (cSt)

$$1\text{cSt} = 0.01\text{St} = 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$$

三、恩氏粘度

这是一种我国习惯采用的便于度量的相对粘度。它是将200ml的油在规定的温度下(一般取20℃、50℃或100℃)通过直径2.8mm的特制小孔所流过的时间和同体积水在20℃时流过直径该孔的时间的比值，称为恩氏粘度(Engler degree)，表示为 $^{\circ}\text{E}$ 。它是一个没有单位的比例系数，故又称为相对粘度。

在图1-2中列出了各种粘度的换算关系。通常1cP近似等

动力粘度 (cP)	1	2	3	4	5	7	10	15	20	30	50	100	200	400	600
运动粘度 (cSt)	1.5	2	3	4	5	7	10	15	20	30	50	100	200	400	700
恩氏粘度 E_t	1.1	1.2	1.5	2	3	4	5	10	20	30	50	100			

图1-2 各种粘度换算关系

于1.12cSt, 将恩氏粘度换算为运动粘度可按

$$\nu = 7.31 \cdot E_t - \frac{6.31}{E_t}$$

换算成厘斯 (cSt) 值。各种不同的流体其动力粘度范围很宽, 常压下在21°C时的粘度以Pa·s计的数据见表1-1。

表1-1 各种流体的粘度 (Pa·s)

流体	重油 SAE50	甘油	中质油 SAE30	橄榄油	轻油 SAE10	
粘度	0.8	0.5	0.3	0.1	0.07	

流体	煤油	水银	松节油	水	汽油	空气
粘度	0.002	0.0015	0.00145	0.001	0.0006	0.000018

第三节 粘度的影响因素

粘度值的高低反映了流体在运动时内部摩擦阻力的大小, 它是流体分子之间的引力作用和动量转移的综合表现。分子引力随分子间的距离增大而急剧减少, 而分子的动取量决于分子运动速度。对于流体, 分子之间的距离很小, 无规则分子运动平均速度很低, 分子间的作用力对粘滞性起着

主要作用。对于气体，则动量转移对粘滞性起主要作用。

当温度升高时，流体分子运动的平均速度增大，分子之间的距离也增加，这样就使得分子的动量增加，分子间作用力减少。因此，气体的粘度随温度的升高而略有增加，液体的粘度则随着温度升高而下降。在压力增加时，流体分子之间的距离减少，它们分子之间的作用力加大，从而使粘度上升。流体的粘度变化将明显地影响润滑效果。

一、温度对油的粘度影响

润滑油的粘度随温度升高而降低，可以从图 1-3 看出其变化的情况。

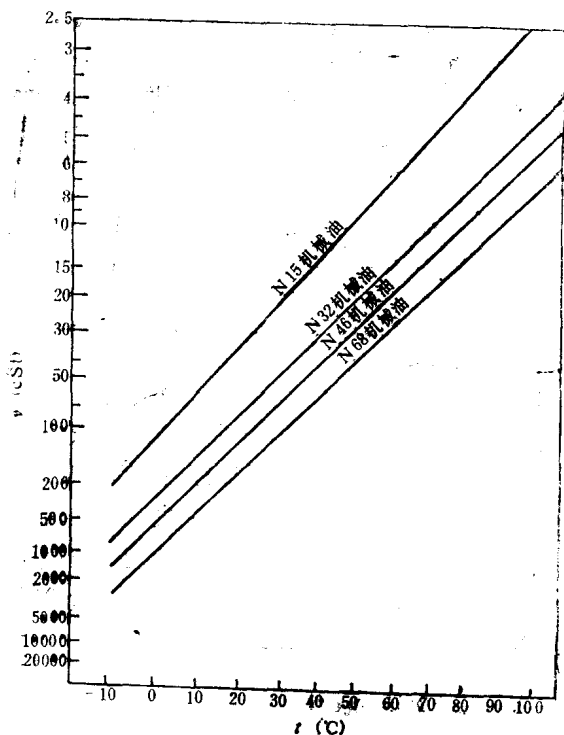


图1-3 几种油的粘度温度关系

为了工程上便于获得摩擦副在实际工作温度时的粘度值，不少学者曾提出各种形式的温度对油的粘度影响的表达式，但都只有一定的近似性。伏盖尔 (Vogel) 提出的较为精确的关系式是

$$\eta = ae^{\left(\frac{d}{t+c}\right)} \quad (1-3)$$

式中 a 、 b 、 c ——均为与油品有关的常数，见表1-2；

t ——温度，单位为 $^{\circ}\text{C}$ 。

表1-2 粘度与温度关系的常数

机械油号		N15	N32	N46	N68
常 数	a	4.604×10^{-5}	3.05×10^{-5}	6×10^{-5}	6.33×10^{-5}
	d	794	1044	860	884.6
	c	101	114	93.4	89.8

二、压力的影响

当压力变化不显著时，压力对粘度的影响较小。对于矿物油，只有在压力超过 $2 \times 10^7 \text{N/m}^2$ 时，粘度随压力的变化才显著起来。压力很大时矿物油甚至丧失液体的流动性，变成腊状的固体，这一特性对于高副表面的润滑至关重要。

压力对粘度的影响关系目前常用的表达式是巴鲁斯 (Barus) 公式

$$\eta_p = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (1-4)$$

式中 η_p ——压力 p 时的粘度;
 η_0 ——大气压下的粘度;
 α ——液体的压粘系数。

一般矿物油的压粘系数 $\alpha = (0.5 \sim 3) \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$, 见表1-3。水的粘度受温度和压力影响的关系如图1-4所示。水在50°C的压粘系数 $\alpha = 0.07 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

表1-3 矿物油的压粘系数 ($\alpha \times 10^8$) m^2/N

油 品 温度	环烷基			石蜡油			国产机械油			
	锭子油	轻机油	重机油	轻机油	重机油	汽缸油	N15	N32	N46	N68
30°C	2.1	2.6	2.8	2.2	2.4	3.4	1.32	1.44	1.57	1.78
60°C	1.6	2.0	2.3	1.9	2.1	2.8	—	—	—	—
90°C	1.3	1.6	1.8	1.4	1.6	2.2	—	—	—	—

从式 (1-4) 可以推算出压粘系数 $\alpha = 2.3 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ 的润滑油在压力 p 达到300MPa时, $e^{\alpha p} \approx 1000$, 这意味着其粘度将是常压下粘度的1000倍。当压力过大时巴鲁斯公式所反映的粘度过大一些, 但在一般工程范围内计算时还是相当合适的。

按照式 (1-1) 所表达的流体内部摩擦阻力计算方法, 当高压下粘度增加甚为显著之际, 摩擦力是否也将成比例地增加? 研究结果指出, 流体处于高压状态下, 在高的剪切率时并不再维持其牛顿体特性。在弹性流体动力润滑时, 处于高压状态下的油, 其剪切应力或摩擦系数有其极限值, 不

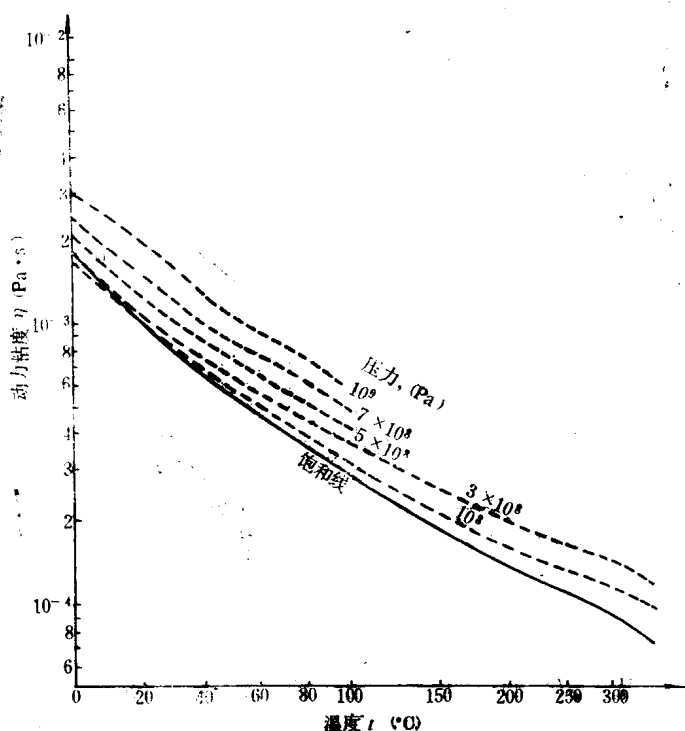


图1-4 水在不同温度和压力下的粘度

象牛顿型液体描述的那样剪切应力与剪应变率成正比的关系。瑞典学者雅各布森 (Jacobson) 提供的实验结果如图 1-5 所示。弹流润滑时的摩擦系数在 0.02~0.08 之间变化着, 它有一个极限值, 而摩擦系数的具体值与载荷、滑动速度有关。图中虚线表示牛顿型流体时摩擦系数与滑动速度 (反映出剪应变率) 成正比的关系, 实验结果证实, 只有当剪应变率较小时这种关系才是正确的, 当剪切应变增加时,