

润滑油

性质及应用

RUNHUAYOU XINGZHI JI YINGYONG

主 编 陈国需

副主编 方建华 王泽爱

中国石化出版社

[HTTP://WWW.SINOPEC-PRESS.COM](http://www.sinopec-press.com)

润滑油性质及应用

主 编 陈国需

副主编 方建华 王泽爱

中国石化出版社

内 容 提 要

本书较系统地介绍了摩擦磨损基础知识、润滑的基本原理、润滑油的性质、组成及分类。结合油料应用理论知识和油料工作实际,重点讨论了发动机润滑油、液压油、齿轮油、压缩机油、冷冻机油、真空泵油、汽轮机油及其他工业润滑油等主要润滑油产品的主要理化性质及其性能影响因素。本书适用于油品应用专业的课程教学,也可作为润滑油企业技术、业务、管理人员的学习参考书。

图书在版编目(CIP)数据

润滑油性质及应用 / 陈国需, 方建华, 王泽爱主编. —北京:
中国石化出版社, 2016. 1
ISBN 978-7-5114-3702-0

I. ①润… II. ①陈… ②方… ③王… III. ①润滑油 IV. ①TE626. 3

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2016)第 021745 号

未经本社书面授权,本书任何部分不得被复制、抄袭,或者
以任何形式或任何方式传播。版权所有,侵权必究。

中国石化出版社出版发行

地址:北京市东城区安定门外大街 58 号

邮编:100011 电话:(010)84271850

读者服务部电话:(010)84289974

<http://www.sinopec-press.com>

E-mail:press@sinopec.com

北京富泰印刷有限责任公司印刷

全国各地新华书店经销

*

787×1092 毫米 16 开本 21.75 印张 510 千字

2016 年 3 月第 1 版 2016 年 3 月第 1 次印刷

定价:58.00 元

前 言

随着石油工业和机械设备的快速发展，润滑油的种类越来越高，品质要求也越来越严格，质量性能不断提高。为了使从事油品应用工程专业的人员系统深入了解润滑油的相关知识，实现正确选用和使用各类润滑油，保证用油设备技术性能的发挥，特编写了《润滑油性质及应用》一书。

本书较系统地介绍了摩擦磨损的种类及特点、润滑的基本原理、润滑油的组成、性质、种类和使用等内容。全书分为摩擦和磨损基础知识，润滑理论简介，润滑油的性能，润滑油组成及分类，发动机润滑油，液压油，齿轮油，压缩机油、冷冻机油和真空泵油，汽轮机油，其他工业用油共十章，重点介绍了发动机润滑油、液压油、齿轮油等常用润滑油品种的种类牌号、主要理化性质及其性能影响因素。

本书力求内容详实准确，兼顾发展；讨论分析深入浅出，注重理论与实际相结合；章节配置合理，便于学习。既可作为高等院校油料专业的培训教材，又可供企业、科研机构油料应用工程技术人员参考或自学之用。

由于作者编写水平有限，经验不多，疏漏和不妥之处在所难免，恭请广大读者批评指正。另外，由于编撰本书所参考的文献资料较多，内容庞杂，许多文献资料的标示在书中难免漏失，敬请相关作者谅解。

编 者

目 录

第一章 摩擦和磨损基础知识	(1)
第一节 金属表面性状	(1)
第二节 金属表面的接触	(5)
第三节 摩擦	(7)
第四节 磨损	(13)
第二章 润滑理论简介	(25)
第一节 润滑的作用及分类	(25)
第二节 流体动压润滑和流体静压润滑	(28)
第三节 弹性流体动压润滑	(35)
第四节 边界润滑	(39)
第三章 润滑油的性能	(48)
第一节 黏度及黏温性能	(48)
第二节 润滑性能	(55)
第三节 氧化安定性和腐蚀性	(72)
第四节 清净分散性	(86)
第五节 低温性能	(96)
第六节 高温蒸发性能	(102)
第七节 防锈性能	(104)
第八节 抗泡性能	(110)
第九节 抗乳化性能	(113)
第十节 清洁性	(114)
第四章 润滑油组成及类型	(118)
第一节 润滑油基础油	(118)
第二节 润滑油添加剂	(141)
第三节 润滑油的类型	(148)
第五章 发动机油	(150)
第一节 发动机润滑系统	(150)
第二节 发动机油的性能及分类	(153)
第三节 发动机台架试验	(158)
第四节 汽油机油	(171)
第五节 柴油机油	(210)
第六节 清洁燃料发动机油	(227)

第六章 液压油	(230)
第一节 液压系统概述	(230)
第二节 液压油性能要求和台架试验	(231)
第三节 液压油的分类及牌号	(236)
第四节 液力传动油	(262)
第七章 齿轮油	(269)
第一节 齿轮的类型及在设备上的应用	(269)
第二节 齿轮损坏的形式	(273)
第三节 齿轮的润滑特点及齿轮油的性能要求	(274)
第四节 车辆齿轮油	(276)
第五节 工业齿轮油	(282)
第八章 压缩机油、冷冻机油和真空泵油	(294)
第一节 压缩机油	(294)
第二节 冷冻机油	(304)
第三节 真空泵油	(311)
第九章 汽轮机油	(314)
第一节 汽轮机的润滑系统及对汽轮机油的性能要求	(314)
第二节 汽轮机油的分类和产品牌号	(317)
第十章 其他工业用油	(326)
第一节 轴承油	(326)
第二节 热传导液	(330)
第三节 电气绝缘油	(333)

第一章 摩擦和磨损基础知识

1964 年英国教育科研部授权以 Jost 为首的润滑工程工作组对摩擦、磨损和润滑的教育与研究现状进行调查。在 1966 年发表的调查报告中首次提出摩擦学(Tribology)这一术语,并指出通过运用摩擦学的原理与知识,可以使英国工业每年节约五亿一千多万英镑。自此,摩擦学引起了世界各国的高度重视。

摩擦学是研究机械系统中两个相互运动接触表面的摩擦,磨损和润滑现象、规律及技术的工程科学。摩擦消耗了世界上一次性能源的 $1/3 \sim 1/2$, 而通过良好的润滑则可挽回其中 50% 的能量损失。60%~80% 的机械部件失效是由磨损造成的,而润滑是减少磨损的重要措施之一。为了弄清润滑的原理,必须了解摩擦和磨损的基础知识。

第一节 金属表面性状

从摩擦学的角度来了解金属表面性状,主要有三方面的内容:一是金属表面形貌,二是金属表面层结构,三是金属材料及其表面力学性能。

一、金属表面形貌

即使加工很“光滑”的零件表面,在显微镜观察下也是凹凸不平的(图 1-1),有如地球表面的地貌一样,布满了高山深谷。零件表面的这种凹凸不平的几何形状,称之为表面形貌。表面上凸起处称为波峰,凹下处称为波谷。相邻的波峰和波谷间的距离称为波幅 H ,相邻波峰或相邻波谷间的距离称为波距(或波长) L 。根据表面的波距与波幅之比(L/H)将它们分为宏观形状误差、波纹度和粗糙度三种,实际的表面轮廓可以看成是这三种误差的叠加(图 1-2)。

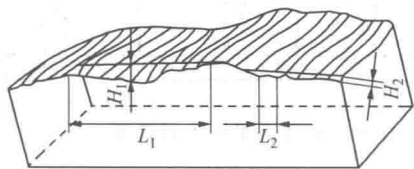


图 1-1 金属零件表面示意图

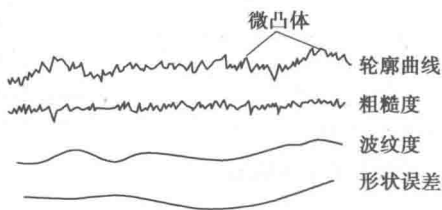


图 1-2 表面偏差示意图

1. 宏观形状误差

它是不重复的或不规则的几何偏差,如圆孔出现了椭圆度,圆柱体出现了锥度等。这种偏差往往不被认为是表面形貌的组成部分,是由于加工设备、加工工艺等存在较大缺陷引起的。一般认为宏观偏差 $L/H > 1000$ 。



2. 波纹度

它是大体上呈周期性变化的偏差，一般认为 L/H 在 50~1000。表面的波纹度是由于加工时机具性能的缺陷(如机床、刀具的低频振动，不均匀的切削力，不均匀的进刀等)引起的。

3. 粗糙度

它是表面波纹上的微几何偏差， $L/H < 50$ 。微观偏差的每一个单独的峰叫做微凸体。粗糙度是切削工具与金属表面作用引起的。粗糙度的大小与使用的刀具和切削规范等有关。

粗糙度对摩擦和磨损具有一定的影响。对于相对运动的表面，表面越粗糙，摩擦阻力越大，增加了动力消耗且使摩擦表面温度升高，从而恶化工作条件。同时，由于表面粗糙，实际接触面积小，单位面积压力增大，且凹凸表面相互嵌入，增大啮合作用，从而加剧磨损。但是，如果表面过于光滑，两表面吸引力增大，也不利于润滑油的储存或边界润滑膜的形成，也会增大摩擦和磨损。因此，接触表面应当有适当的粗糙度。

表征粗糙度的特性参数比较多，根据 GB/T 1031—1995，以轮廓算术平均偏差 R_a 、微观不平度十点高度 R_z 和轮廓最大高度 R_y 作为考察表面粗糙度的特征参数，附加的评定参数为“轮廓微观不平度的平均间距 S_m ”、“轮廓的单峰平均间距 S ”和“轮廓支承长度率 T_p ”。 R_a 是以表面轮廓的波峰和波谷的中心线 m 为基准，由多次测得波峰及波谷距中心线的距离 Z_i (图 1-3) 取其绝对值之和除以测量的次数 n 即得。

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |Z_i| \quad (1-1)$$

微观不平度十点高度 R_z 是被测轮廓在基本长度 l 内的五个最高点和五个最低点之间的平均距离(图 1-4)。

$$R_z = \frac{(h_1 + h_3 + h_5 + h_7 + h_9) - (h_2 + h_4 + h_6 + h_8 + h_{10})}{5} \quad (1-2)$$

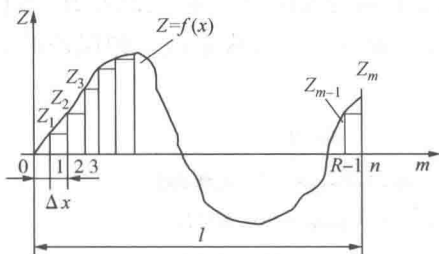


图 1-3 轮廓算术平均偏差

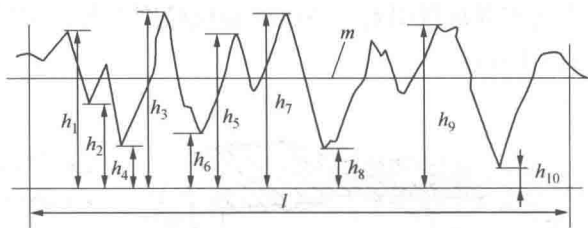


图 1-4 微观不平度十点高度

R_y 是被测轮廓在基本长度 l 内轮廓峰顶线和轮廓谷底线之间的距离(图 1-5)。

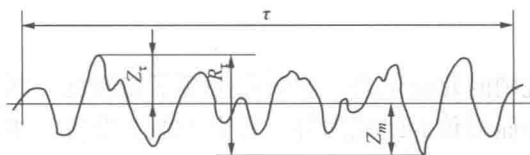


图 1-5 测量轮廓最大高度示意图

表 1-1 列出了对应于不同加工光洁度等级的上述粗糙度参数及其取值的对应关系。

表 1-1 不同粗糙度参数及其数值对应表

光洁度等级	$R_a/\mu\text{m}$	$R_z, R_y/\mu\text{m}$	取样长度 l/mm
	100	400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600	
1	50, 63, 80	200, 250, 320	8.0 (R_z, R_y 为 50 时取 2.5)
2	25, 32, 40	100, 125, 160	
3	12.5, 16.0, 20	50, 63, 80	
4	6.3, 8.0, 10.0	25, 32, 40	2.5
5	3.2, 4.0, 5.0	12.5, 16.0, 20	
6	1.6, 2.0, 2.5	8.0, 10.0	0.8 (R_a 为 2.5 时取 2.5)
7	0.8, 1.00, 1.25	4.0, 5.0, 6.3	
8	0.4, 0.50, 0.63	2.0, 2.5, 3.2	
9	0.2, 0.25, 0.32	1.00, 1.25, 1.6	
10	0.1, 0.125, 0.160	0.50, 0.63, 0.8	0.25
11	0.05, 0.063, 0.080	0.25, 0.32, 0.4	
12	0.025, 0.032, 0.040	0.125, 0.160, 0.2	
13	0.008, 0.010, 0.012, 0.016, 0.020	0.063, 0.080, 0.100	0.08
14		0.025, 0.032, 0.040, 0.050	

粗糙度特性参数不能反映表面凹凸体的形状、大小、数目分布等特性，即使参数值相同，表面形貌仍可能有显著差异。轮廓算术平均偏差 R_a 等表征表面微观偏差的特性参数是一平均值，对于个别微凸体来说，它的高度可能低于或高于平均值。对摩擦、磨损、润滑有影响的主要是那些较高的微凸体。因此，在考虑表面粗糙度对摩擦、磨损和润滑的影响时，必须要估计到这一情况。例如，要使油膜将两摩擦表面完全分隔开时，油膜厚度必须比两表面的轮廓算术平均偏差大若干倍。

除上述粗糙度特性参数外，微凸体高度分布曲线和承载面积曲线也是表面形貌特征重要的表示方法。微凸体高度分布曲线的求法如下：先将表面的峰及谷的中心线标出，按固定的间隔测出峰及谷的高度 $Z_1, Z_2, Z_3, \dots$ (图 1-6)。然后，将同一水平的标高数目加起来，算出它所占的比例(频率)，将各个水平标高的比例绘成高度分布矩形图。根据矩形图绘出确切的光滑曲线即得表面的高度分布曲线。一般情况下，它们呈高斯分布。

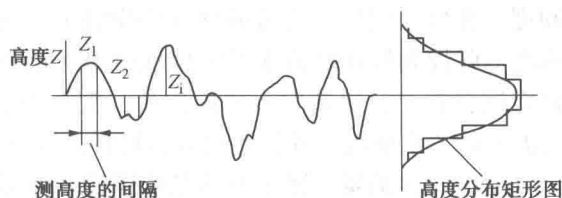


图 1-6 微凸体高度分布曲线

承载面积曲线的求法如下：以粗糙表面最低的凹谷所对应的水平面为基准面，然后用一理想平面与实际粗糙表面接触，求出某一高度(假定在此高度以上的体积被理想平面磨

掉)的承载面积(或接触面积)与基准面面积的百分数,绘出高度与相应的百分数关系曲线(图1-7)。承载面积曲线主要用于计算摩擦副的实际接触面积,对摩擦和磨损研究具有重要意义。

二、金属表面层结构

在自然条件下,金属表面是由不同物质的薄层构成的,其性质与金属零件材料的基体不同,金属零件表面一般覆盖着三四层不同物质(图1-8)。

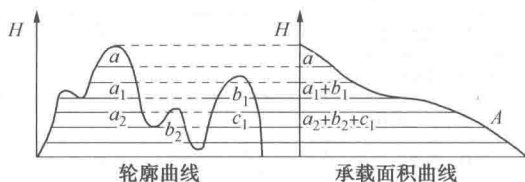


图 1-7 承载面积曲线

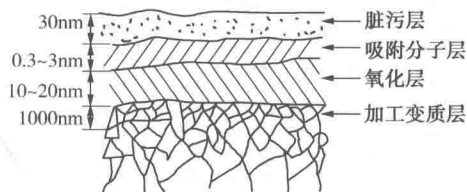


图 1-8 金属表面构造示意图

金属表面最外层是外来脏污物质,如手汗、油污、灰尘等,其厚度约为30nm。

第二层是吸附层。金属材料在成型过程中形成的晶格歪扭、晶格缺陷等使表面原子处于不稳定或不饱和状态,且成型过程中产生大量新生表面。新生表面的原子由于失去平衡而使其能量高于材料本体,金属表面力图获得更多的原子使其处于稳态,因此金属表面容易发生物理和化学吸附。吸附层是由从周围大气中吸附来的气体、液体分子等组成,厚度为0.3~3nm。

第三层是氧化膜。在金属成型过程中新生表面一旦裸露,很快就与大气中的氧发生化学反应形成氧化膜,其厚度为10~20nm。在太空高真空条件下,摩擦表面因不能形成氧化膜,洁净的两金属表面直接接触导致摩擦增大、磨损加剧,而有时表面的氧化又可能增大摩擦和磨损,如在一定条件下形成的高硬度的 Fe_3O_4 磨料、微动过程中的氧化腐蚀等。

第四层是加工变质层又叫贝比(Bieby)层或微细结晶层。这层物质是在加工过程中,表层分子的塑性流动或熔化沉积,在冷的下层材料上冷却硬化而形成。虽然其厚度只有10nm左右,但硬度却很高,是自然形成的抗磨料磨损层。然而,因其存有残余应力或微观裂纹,对材料的疲劳强度有负面作用。在微细结晶层和金属基体之间是加工变形层,它们是金属加工过程中晶格因高温、高残余应力等作用下发生扭曲而形成的,其硬度也比基体材料高。

三、金属材料及其表面力学性能

金属材料的强度、硬度、弹性、塑性、疲劳强度等力学性能与接触表面的摩擦和磨损密切相关。特定材料的强度、弹性和塑性是依据国家标准(GB/T 228—1987)通过拉伸试验测得的,将试样装夹在拉力试验机上,逐渐增大拉伸负荷,直至把试样拉断为止。绘制拉伸负荷 F_n 与试样伸长量 ΔL 间的关系曲线,并据此得到该材料的应力 $\sigma(\sigma=F_n/S, S$ 为试样原始截面积)-应变 $\varepsilon[\varepsilon=(L-L_0)/L_0]$ 关系。图1-9为低碳钢的 $\sigma-\varepsilon$ 曲线。

在外加载荷作用下,其变形依次经历了弹性变形、塑性变形和断裂三个阶段。

OE为弹性阶段,即去掉外力后,变形立即恢复,其应变值很小,E点的应力即材料产生弹性变形所承受的最大应力值,称为弹性极限 σ_E 。在弹性变形范围内,应力与应变的比

值称为材料的弹性模量 E (MPa), 横向线应变与纵向线应变之比的绝对值称为横向变形系数或泊松比 γ 。

在 E 点以后产生的变形在卸去外力后不能恢复, 这种产生永久变形的特性称为塑性变形。S 点附近, 曲线比较平坦, 不需要进一步增大外力, 便可产生明显的塑性变形, 此时对应的应力值为材料的屈服强度 σ_s 。工程上将屈服变形量 0.2% 时的应力值称为屈服强度 $\sigma_{0.2}$, 它表征材料对微量塑性变形的抗力。

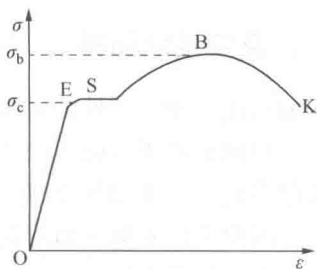


图 1-9 低碳钢的应力-应变曲线图

有的材料如高碳钢、铸铁和某些经热处理后的钢等没有明显的屈服现象发生, 因而无法确定其屈服强度值。经过一定的塑性变形后, 必须进一步增加应力才能使其继续变形, 当达到最大 B 点时的最大应力称为强度极限 σ_B (也称为抗拉强度)。施加到材料上的负荷超过 σ_B 后, 试样的局部迅速变细, 产生颈缩现象, 试样迅速伸长且应力明显下降, 到达 K 点后断裂。强度极限是零件设计时的重要依据, 是评定金属材料强度的重要指标之一。

硬度是材料抵抗更硬物体压陷表面的能力大小, 是衡量材料软硬程度的指标。常用的硬度表示方法为布氏硬度、洛氏硬度和维氏硬度。布氏硬度是通过测量硬质钢球在规定的载荷下保持一定时间后, 在被测材料表面形成压痕的平均直径, 并根据平均直径计算的压痕球缺表面积所承受的平均压力值, 单位为 N/mm^2 。当压头为硬质合金球时, 硬度符号为 HBW; 当压头为淬火钢球时硬度符号为 HBS。洛氏硬度是将坚硬的顶角为 120° 金刚石压头或直径为 1.588mm 的淬火钢球压头, 在试验压力 F 的作用下垂直压向被测金属表面, 由压痕深度计算的硬度值, 符号为 HR。为了适应不同材料的硬度测试, 采用不同的压头与载荷组合成 A、B、C、D、E、F、G、H 和 K 共计 9 种标尺, 其表示符号即在 HR 后加上相应的标尺符号。维氏硬度试验原理与布氏硬度相同, 所不同的是维氏硬度采用相对面夹角为 136° 的正四棱锥体金刚石作压头, 用 HV 表示。

各种硬度值间没有理论的换算关系, 但可通过常用硬度换算表进行近似换算, 也可通过经验公式粗略地换算。硬度在 200~600HBS 时, 1HRC 相当于 10HBS; 硬度小于 450HBS 时, 1HBS 相当于 1HV。

许多机械部件在所受应力的方向和大小随时间做周期性变化的交变应力下工作, 如机床主轴、齿轮、滚动轴承等。在交变应力作用下, 即使交变应力远低于材料的屈服强度, 经长时间运行后也会发生破坏, 这种破坏称为疲劳破坏。材料抵抗疲劳破坏的能力由疲劳试验测得, 规定钢铁材料经受 107 次循环, 有色金属经受 108 次循环时, 材料断裂前的最大交变应力为该材料的疲劳强度, 用 σ_r 表示。一般认为, 产生疲劳破坏与材料的缺陷有关, 在交变应力作用下, 缺陷处首先形成微小裂纹, 然后裂纹逐渐扩展, 导致零件的受力截面减少, 以致突然产生破坏。

第二节 金属表面的接触

第一节阐述的是单一金属表面的形状, 没有涉及到两金属表面之间受载荷后发生的相互作用, 本节对两金属表面接触后的接触面积和接触应力进行大致介绍。



一、真实接触面积

如前所述, 金属零件的表面是按正态分布定律布满了高低不同的微凸体。最初由于接触点少, 接触处的压力就比较大, 接触点产生弹性变化。如果压力值超过材料的屈服强度 σ_s , 接触点就会产生塑性变形。由于表面粗糙度是“时变”的, 且表面硬度在摩擦过程中也会变化, 因此不能根据表面形状确定出真实接触面积。但粗糙表面受载后接触点产生弹性或塑性变形, 使真实接触面积增大。当真实接触面积 A_r 与较软材料屈服强度 σ_s 的乘积等于外载荷 F_n 时, 接触面积不再增大, 即真实接触面积 A_r 与外载荷 F_n 成正比。

$$A_r = \frac{F_n}{\sigma_s} \quad (1-3)$$

真实接触面积与表观面积之比是较小的, Bowden 曾做过真实接触面积 A_r 随外载荷大小而变化的试验, 在钢/钢接触、表观面积 A 为 21cm^2 时, 接触点数和 A_r/A 的比值见表 1-2。

表 1-2 接触点数和真实接触面积与载荷 F_n 的关系

F_n/N	接触点数	A_r/A	F_n/N	接触点数	A_r/A
20	3	1/100000	1000	22	1/2000
50	5	1/40000	5000	35	1/400
200	9	1/10000			

当外载荷 F_n 增大时, 真实接触面积 A_r 增加的比例与 F_n 增加的比例基本一致, 这与理论计算真实接触面积 $A_r = F_n/\sigma_s$ 相吻合。但是, 接触点数增加的比例低于 F_n 增加的比例, 说明随着外载荷的增加, 接触点数和单个接触点的面积都增大了。

二、接触应力

在外载荷作用下, 接触面的表层要产生接触应力, 接触应力与表面的摩擦和磨损息息相关。核兹 (Hertz) 于 1886 年最早运用弹性理论的基本方程解决了理想光滑表面弹性接触应力的分析计算问题, 为了简化实际接触问题的复杂性, 他做了以下一些假设:

- (1) 两个接触体材料都是绝对均匀和各向同性的;
- (2) 发生的变形都在弹性极限以内, 没有任何残余变形;
- (3) 两个接触表面都是绝对光滑的;
- (4) 接触体间不存在切向载荷, 即不考虑摩擦力;
- (5) 接触面积比整个接触体要小得多;
- (6) 接触表面之间无介质存在。

在此假设的基础上, Hertz 推导出工程上常见的球面/球面接触、球面/平面接触和柱面/柱面接触时接触区的半径 a 和接触中心处的最高接触应力 P_0 的值。

1. 球面/球面接触

设两球体的半径分别为 R_1 、 R_2 , 它们各自材料的弹性模量和泊松比分别为 E_1 、 γ_1 , E_2 和 γ_2 , 法向载荷为 F_n , 则得:

$$a = 0.9086 \sqrt[3]{\eta F_n \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}} \quad (1-4)$$

$$P_0 = 0.5784 \sqrt[3]{\frac{F_n}{\eta^2} \left(\frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} \right)^2} \quad (1-5)$$

上式中:

$$\eta = \frac{1 - \gamma_1^2}{E_1} + \frac{1 - \gamma_2^2}{E_2}$$

2. 球面/平面接触

在式(1-4)中, 当 $R_2 \rightarrow \infty$ 时, 即为球面/平面接触, 所以

$$a = 0.9086 \sqrt[3]{\eta F_n R_1} \quad (1-6)$$

$$P_0 = 0.5784 \sqrt[3]{\frac{F_n}{(\eta R_1)^2}} \quad (1-7)$$

3. 柱面/柱面接触

在线载荷 F_n (N/m) 的作用下, 在接触处形成一条宽度为 $2b$ 的狭长矩形接触区, 同样可得:

$$b = 1.128 \sqrt{\eta F_n \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}} \quad (1-8)$$

$$P_0 = 0.5642 \sqrt{\frac{F_n}{\eta} \left(\frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} \right)} \quad (1-9)$$

目前, Hertz 理论仍是机械工程上齿轮、凸轮、滚动轴承等应力大小、分布和变化计算的理论基础。但是, 在 6 条假设中的有些条件与实际情况不太吻合, 如金属材料是有晶格、晶界的, 不可能是绝对均匀和各向同性的; 粗糙表面的微凸体要产生塑性变形; 绝对光滑的表面是不存在的; 两表面间作相对运动时要产生切向应力等。因此, 在应用 Hertz 公式时工程上常采用一些修正方法, 以降低计算出的理论值和真实值间的差异。

第三节 摩 擦

互相接触的物体在相对运动时产生的摩擦是日常生活中司空见惯的现象, 但人们对摩擦本质的认识仍然不够深入。摩擦的大小一般用摩擦系数 μ 表示, 其值等于摩擦力 F (切向力) 与法向负荷 F_n 的比值, 即 $\mu = F/F_n$ 。近年来研究表明摩擦系数不是材料的一种常数, 随摩擦条件的不同, 可在较大范围内变化。

一、摩擦的分类

(一) 按摩擦副的运动状态分类

1. 静摩擦

当物体在外力作用下对另一物体产生微观弹性位移, 但尚未发生整体相对运动时的摩



擦称为静摩擦。一个物体表面相对于另一个物体表面发生整体运动瞬间的切向阻力,称为最大静摩擦力,此时对应的摩擦系数称为静摩擦系数。

2. 动摩擦

一个物体表面相对于另一个物体表面发生整体运动过程中的摩擦称为动摩擦,其摩擦系数称为动摩擦系数,通常所说的摩擦系数即为动摩擦系数。

在相同条件下,动摩擦系数一般比静摩擦系数小。在工程实际中,静摩擦系数和动摩擦系数的差值越大,越易产生黏-滑现象,从而引起摩擦振动,如合上离合器时汽车的振动、切削时车刀的振动等。静摩擦系数和动摩擦系数的差值与材料刚度、滑动速度、滑动表面光洁度、润滑剂的理化性能相关。

(二) 按摩擦副发生摩擦的部位分类

1. 外摩擦

两个相互接触物体在相对运动时接触表面发生的摩擦。它仅与两个物体接触部分表面的相互作用有关,而与物体内部状态无关。

2. 内摩擦

同一物体内部相对移动而产生的摩擦。如流体内部发生的相对运动时的摩擦;二硫化钼、石墨等层状固体润滑剂层间发生相对滑移时的摩擦;金属材料在成型过程中分子间的相对运动,都属于内摩擦。

(三) 按摩擦副表面的润滑状态分类

1. 干摩擦

干摩擦一般认为是无润滑摩擦,这种摩擦通常存在于需要高摩擦力的机械部件,如制动器、干式离合器等;或从污染和安全角度考虑不能使用润滑剂的机械部件,如食品、化工、纺织机械的一些摩擦部位;或润滑剂不能胜任的工况,如特高温、特低温等。如果在金属表面存在氧化膜、湿气或污染物,它们之间的分子引力比清洁金属表面间小得多,从而使摩擦力显著下降。

2. 边界摩擦

在边界润滑状态(详见第三章),两接触表面被一层很薄的润滑膜隔开(可以从一个分子层到 $0.1\mu\text{m}$)。润滑剂的黏度、黏压系数、黏温系数等物理参数对摩擦的影响较小,而主要取决于金属及其表面特性和润滑剂中的润滑添加剂的性能。

3. (弹性)流体润滑摩擦

两物体的摩擦表面完全被油膜隔开,靠油膜的压力平衡外载荷(详见第二章)。在流体润滑状态下,摩擦阻力取决于润滑剂的内摩擦(黏度)大小;在弹性流体润滑状态下,摩擦阻力与润滑剂的黏度和黏压系数的大小密切相关。(弹性)流体润滑摩擦具有很低的摩擦系数,是节能、设备低磨损和长寿命最理想的摩擦条件。

4. 混合摩擦

这是指在摩擦表面上同时存在着干摩擦、边界润滑摩擦和(弹性)流体润滑的混合状态下的摩擦。混合摩擦一般以干摩擦和边界润滑摩擦并存的半干摩擦或边界润滑摩擦和(弹性)流体润滑摩擦并存的半流体摩擦的形式出现。

(四) 按摩擦副的运动形式分类

(1) 滑动摩擦 一个物体在另一个物体表面作相对滑动时的摩擦。

- (2) 滚动摩擦 一个物体在另一个物体表面上滚动时产生的摩擦。
- (3) 旋转摩擦 一个物体在另一个物体表面作旋转运动时的摩擦。
- (4) 微动摩擦 一个物体在另一个物体表面作小位移(一般是微米量级)振动时的摩擦。

这四种摩擦副运动形式中,滑动摩擦和滚动摩擦最为常见,与滑动摩擦阻力相比,滚动摩擦阻力仅为其 1/10 以下。

二、摩擦理论

对摩擦最早的阐述始于 15 世纪的达·芬奇(Leonardo Da Vinci, 1452~1519), 1699 年法国工程师阿蒙顿(Amontons)在大量摩擦试验的基础上,归纳了两条有关摩擦的基本定律:

- (1) 摩擦与两物体的接触面的大小无关。
- (2) 摩擦阻力 F 与垂直负荷 F_n 成正比。

$$F \propto F_n \quad \text{或} \quad F = \mu \cdot F_n \quad (1-10)$$

式中, μ 即称为摩擦系数。

1785 年法国物理学家库仑(Coulomb)继续进行了仔细的试验研究,证实阿蒙顿定律是正确的,并增加了第三条内容:

- (3) 在动摩擦中,摩擦阻力与滑动速度无关。

上述摩擦定律又称阿蒙顿-库仑定律,是根据当时的实验结果建立的,在一定条件下是成立的,一直到近代没有重大改变。但后来的研究发现这些定律在很多情况下是不正确的,例如第一定律不适用于非常光滑、洁净的表面,因为其摩擦力是与接触面积成正比的;第二定律仅适用于有一定屈服点的材料,不适用于弹性及黏性材料;滑动速度较大时,摩擦阻力会下降与第三定律也不相符。为了解释上述摩擦现象及定律,人们进行了摩擦理论的研究。

(一) 早期摩擦理论

1. 机械联结(凹凸)理论

1699 年由阿蒙顿(Amontons)和海典(de la Hire)提出,金属的摩擦可能是由于粗糙表面的微凸体之间机械互锁作用引起的,表面粗糙度是产生摩擦阻力的主要原因。这个理论对静摩擦系数的存在作了解释,同时把动摩擦解释为使上表面的微凸体越过下表面微凸体所需的力(图 1-10)。该理论不能解释表面粗糙度很小时摩擦系数反而很高的摩擦现象。

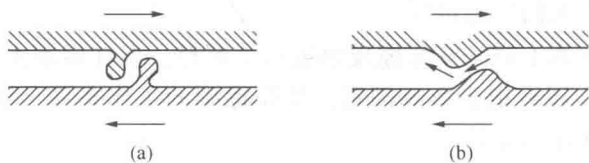


图 1-10 摩擦的机械联结理论示意图

2. 分子吸引理论

1929 年汤林生(Tomlinson)及 1936 年哈台(Hardy)先后提出,当一种材料的原子从它们配合表面上的吸力范围内被拉出时,要消耗一定能量,构成了摩擦力。后来又认为摩擦是由分子运动键的断裂过程所引起的,在这个过程中,由于表面及次表面分子周期性的拉伸、破裂及松弛,导致能量消耗。



(二) 新摩擦理论

1. 焊合、剪切及犁削理论

该理论是鲍顿(Bowden)于1950年提出来的,认为接触表面相互压紧时,微凸体上的高压使其塑性变形,并发生局部焊合。这种焊合点因表面的相对滑动而被剪断,这一部分力量构成摩擦力的黏着分量 F_1 。同时由于较硬表面的微凸体犁削较软表面材料的基体,它构成了摩擦力的犁削分量 F_2 。所以,总摩擦力

$$F = F_1 + F_2 = A_r \cdot \tau + A_s \cdot \sigma_s \quad (1-11)$$

式中, A_r 为剪切总面积; τ 为焊合点的平均剪切强度; A_s 为沟槽横截面积。在大多数情况下, F_2 与 F_1 相比是很小的,可忽略不计,则:

$$F \approx A_r \times \tau \approx \frac{F_n}{\sigma_s} \times \tau \quad (1-12)$$

$$\mu = \frac{F}{F_n} = \frac{A_r \times \tau}{A_r \times \sigma_s} = \frac{\tau}{\sigma_s} \quad (1-13)$$

式中, σ_s 为材料的屈服强度。

焊合、剪切及犁削理论解释了前述的摩擦定律,说明摩擦系数是与金属材料的性质密切相关。从上述理论推出的式(1-12)看出,摩擦力 F 与负荷 F_n 成正比。这是因为摩擦力是与其实际接触面积 A_r 成正比,而真实接触面又与负荷成正比[式(1-3)],最后表现为摩擦力与负荷成正比的关系。至于古典摩擦定律中提到的摩擦力与接触面积无关,应该说成是与表观接触面积无关,而与真实接触面是相关的。

2. 变形、黏着和犁削综合作用理论

20世纪70年代确N. P. Suh提出了摩擦变形、黏附和犁削综合作用理论。该理论认为:两相对滑动物体表面之间的摩擦是表面间的黏附、微凸体的机械变形和硬磨粒对软表面的犁削这三方面综合作用的结果。

$$\mu = \frac{\tau}{\sigma_s} + \tan\theta + F_2 \quad (1-14)$$

式中, θ 为微凸体的倾斜角。

与焊合、剪切及犁削理论相比,该理论增加了微凸体摩擦变形对摩擦力的贡献,得到的摩擦系数理论值与实测值更为接近。

上述摩擦理论从宏观上对一些摩擦现象进行了解释,但在微观上有很多问题还是不清楚的。在实际应用中,还有很多影响因素,如摩擦副的工作条件、润滑膜等都没有考虑,摩擦理论还需进一步深化和完善。

(三) 滚动摩擦机理

滚动时不发生滑动摩擦时的“犁沟”和黏着接点的剪切现象,因此用滑动摩擦的理论和模型不能解释滚动摩擦力的形成。一般认为滚动摩擦主要来自四个方面:微观滑移、弹性滞后、塑性变形和黏着作用。

1. 微观滑移效应

1876年,雷诺(O. Reynolds)用硬金属圆柱体在橡胶平面上滚动,观察到圆柱体每向前滚动一周,它前进的距离总比圆柱体的圆周小一点。在接触区内橡胶发生较大的弹性变形

(图 1-11), 橡胶在 C 点的拉伸量与 B 和 D 处不同。1921 年海斯科特 (Heathcote) 考察了圆球在凹槽中滚动时的情况 (图 1-12), 当圆球滚动一周时, 位于球中心的 AB 圆周与位于球边缘的 CD 圆周运行了不周的距离。这个距离必定导致界面滑移的发生, 并有相应的摩擦能量损失。由于受载荷的金属表面会产生弹性变形, 故此机理也能用于圆柱体在金属表面上的滚动。

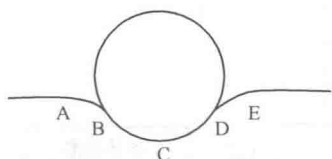


图 1-11 金属圆柱在橡胶平面上滚动时的示意图

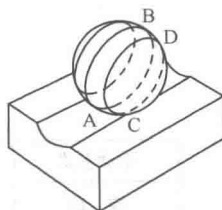


图 1-12 圆球在凹槽中滚动情况

2. 弹性滞后

1952 年 Tabor 提出了滚动摩擦的弹性滞后理论。当钢球沿橡胶类的弹性体滚动时, 使它前面的橡胶发生变形, 因而对橡胶做功。橡胶的弹性恢复会对钢球的后部做功, 从而推动钢球向前滚动。因为没有完全弹性的材料, 故相比之下, 橡胶对钢球所作的功总是小于钢球对橡胶所作的功、损耗的能量, 表现为滚动的摩擦损失。这种摩擦有时称之为内摩擦, 是由变形过程中橡胶分子相互摩擦造成的。

材料的弹性滞后损失与其松弛时间有关, 因此黏弹性材料的弹性滞后现象比金属更为突出。低速滚动时, 黏弹性材料在接触后沿部分恢复得快, 因而维持了一个比较对称的压力分布, 于是滚动阻力很小。反之, 在高速滚动时, 材料恢复得不够快, 甚至在后沿来不及保持接触。速度越高压力分布的不对称性越高, 这是实验已经证明的。

3. 塑性变形

在非重复的滚动接触中, 当接触应力超过一定值, 如 $P_0 \approx 3\sigma_s$ (P_0 为最大接触应力, σ_s 为材料的屈服强度), 滚道上将发生塑性变形。如果滚动的阻力主要是由塑性变形引起的, 则有:

$$F \propto \frac{F_n^{\frac{2}{3}}}{r}$$

式中 F ——滚动摩擦力;

F_n ——法向负荷;

r ——圆球的半径。

4. 黏着效应

滚动时接触表面的相对运动是法向运动, 而不是滑动时的切向运动。黏着力主要是弱的范德华力, 而强的短程力, 例如金属键合力, 仅可能在微观滑动区域中产生。如果发生黏着, 将在滚动接触的后沿分离, 这种分离是拉断而不是剪断。通常, 滚动摩擦中黏着引起的摩擦阻力只占滚动摩擦阻力很小的一部分。

总之, 在高应力下, 滚动摩擦阻力主要由材料塑性变形产生; 对于黏弹材料, 弹性滞后是产生滚动摩擦阻力的主要因素; 微观滑移和黏着效应对滚动摩擦阻力的影响相对较小。