

高等学校试用教材

摩擦学设计基础

武汉工学院 杨明忠 主编

机械工业出版社

74771
✓

高等学校试用教材

摩擦学设计基础

武汉工学院 杨明忠 主编



机械工业出版社

(京)新登字054号

本书是根据全国高等工业学校机械设计及制造专业教学指导委员会制定的教学计划和审定的课程教学大纲编写的。主要内容有：固体表面性质与接触，摩擦、磨损机理，减摩、摩阻与耐磨材料的设计及选用，表面耐磨强化处理，润滑材料，流体动压润滑及流体静压润滑，弹性流体动压润滑及边界润滑，润滑方法与润滑系统，摩擦磨损测试技术与机械工况监测。本书内容广泛，反映了摩擦学设计多学科综合分析的特点，注意理论联系实际，还介绍了近年来有关摩擦、磨损与润滑方面的先进技术及其发展。语句通顺简练，名词、术语符合国家标准，采用法定计量单位。除作为机械设计及制造专业本科生试用教材外，还可作为机械类专业摩擦学课程教材，并可供有关厂矿企业工程技术人员学习参考。

摩擦学设计基础

武汉工学院 杨明忠 主编

责任编辑：张一萍 责任校对：贾立萍
封面设计：郭景云 版式设计：胡金瑛
责任印制：王国光

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证出字第117号)

机械工业出版社京丰印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ ·印张 $8^{3/4}$ ·字数209千字

1992年10月北京第1版·1992年10月北京第1次印刷

印数 0 001—2 800·定价：2.75元

ISBN 7-111-03251-9/TH·358(课)

前 言

本书是根据1987年11月全国高等工业学校机械设计及制造专业教学指导委员会制定的教学计划和教学大纲,以及审定的编写大纲编写的。

机械设计及制造专业是一个新专业,摩擦学设计基础是其专业课之一。其内容包括:机械设计与制造中应用的摩擦学基础理论;结合机械设计中的摩擦学实际问题,着重分析摩擦、磨损与润滑的影响因素及其控制措施,介绍有关计算方法及其应用实例;讲述各种减摩、摩擦阻和耐磨材料的特性及其选用原则;从应用的角度,介绍各种表面耐磨强化处理技术与润滑技术;还结合机械设计与制造的发展简要介绍摩擦磨损测试技术和机械工况监测技术。

本书在编写中,力求在内容上反映摩擦学设计的多学科综合分析的特点,强调理论联系实际。文字词句力求通顺简练,概念、定义清楚明确,名词、术语符合国家标准,采用法定计量单位。学生通过讲授、习题、实验和实习后能够在机械设计中掌握并应用摩擦学设计的基础知识。本书除作为机械设计及制造专业本科生试用教材外,还可作为高等院校机械类专业摩擦学课程教材,也适合于机械工程技术人員阅读参考。

参加本书编写工作的有:武汉工学院杨明忠教授(第一、九、十章),刘竞生教授(第四、八章),肖祥麟副教授(第二、三、五章),西安交通大学牛锡传教授(第六章),西北工业大学沈允文教授(第七章)。本书由杨明忠主编,由清华大学温诗铸教授主审。他在审阅中提出许多宝贵意见,使本书的质量得到较大的提高。1990年4月在武汉由全国高等工业学校机械设计及制造专业教学指导委员会主任委员、合肥工业大学徐业宜教授主持召开了该教材审定稿会议。出席会议的专家还有:华中理工大学余俊教授、武汉工学院黄文治教授、武汉水运工程学院金志鸿教授和武汉工业大学姚安佑教授。专家们对该教材逐章进行了审定,并提出了不少宝贵的意见和建议。编者对此深表感谢。

由于编者的水平所限,书中难免会有不少缺点和错误,欢迎广大读者批评指正。

编 者

1990年6月

目 录

第一章 绪言	1	§6-2 流体动压润滑	58
§1-1 摩擦学及其研究范围	1	§6-3 流体动压滑动轴承的设计计算	63
§1-2 摩擦、磨损与润滑问题的解决方法	3	§6-4 流体动力不稳定性	76
§1-3 《摩擦学设计基础》的基本内容与学习特点	4	§6-5 流体静压润滑	79
第二章 接触表面	5	§6-6 轴瓦和轴承衬材料	87
§2-1 表面性质	5	第七章 弹性流体动压润滑及边界润滑	91
§2-2 表面接触	7	§7-1 刚性圆盘的润滑理论	91
§2-3 表面参数的测量	11	§7-2 弹性流体动压润滑理论	94
第三章 固体摩擦与摩擦材料	13	§7-3 弹性流体动压润滑理论的应用	100
§3-1 滑动摩擦机理	13	§7-4 边界润滑理论	105
§3-2 滚动摩擦	16	第八章 润滑方法与润滑系统	111
§3-3 减摩材料的设计及选用	18	§8-1 一次式润滑供油系统	111
§3-4 摩阻材料的设计及选用	23	§8-2 油雾或喷雾润滑供油系统	113
第四章 磨损	27	§8-3 油绳油垫润滑	116
§4-1 磨损机理	27	§8-4 油环油盘和飞溅润滑	117
§4-2 磨损的计算	33	§8-5 油循环润滑供油系统	118
§4-3 磨损规律在设计中的应用	38	第九章 摩擦磨损测试技术	122
§4-4 常用的耐磨材料	43	§9-1 摩擦磨损过程的影响因素	122
§4-5 表面耐磨强化处理	45	§9-2 摩擦磨损试验机及其选择	125
第五章 润滑材料	49	§9-3 模拟试验设计与试验测试	127
§5-1 润滑油	49	第十章 机械工况监测	129
§5-2 润滑脂	54	§10-1 概述	129
§5-3 固体润滑剂	56	§10-2 磁塞检测法与放射性示踪原子检测法	130
第六章 流体动压润滑及流体静压润滑	57	§10-3 光谱分析法	130
§6-1 滑动轴承中的几种润滑状态	57	§10-4 铁谱分析法	131
		参考文献	134

第一章 绪 言

§1-1 摩擦学及其研究范围

人类在长期的生产和生活实践中,广泛应用并发展了有关摩擦、磨损和润滑的知识。近20年来这些知识逐渐形成了一门跨学科的边缘学科——“摩擦学”(Tribology)。它是指研究相对运动、相互作用表面的科学以及有关的应用技术。许多国家开展过调查研究,其结果表明,机械设计中,常常由于摩擦、磨损和润滑问题处理不当,造成巨大的浪费。据估计,世界上总的能源约有 $1/3 \sim 1/2$ 为摩擦损耗,一般机械中磨损失效的零部件约占全部报废零部件的80%。例如,根据1966年的估计,依靠摩擦学教育和研究方面的各项改进措施,英国每年可节约5亿英镑以上;根据1976年的估计,运用摩擦学现有知识,美国每年可节约160亿美元,德国每年可节约100亿马克。如果正确应用摩擦学知识,利用现有技术和条件就能创造巨大的经济效益和社会效益。我国近年来调查反映的情况也是如此,应用现有的摩擦学知识,1984年我国工矿企业可以在摩擦、磨损和润滑方面节约176.4亿元人民币,到2000年,每年可节约400亿元人民币。

本世纪60年代以来,工业界出现的下列新情况促进了摩擦学学科的迅速发展。机械设备由于某些零件的磨损寿命太低而失效,给生产造成巨大损失,使维修费用急骤增加。个别零件的磨损甚至使整个机械设备丧失工作精度。某些零件的润滑剂与润滑技术问题逐渐成为设备能否维持正常工作的关键问题。零件的摩擦磨损问题使机械设备的可靠性大大降低。零件的磨损激起振动,振动又加速磨损,这种恶性循环对机械设备的正常工作造成严重威胁。世界范围内的能源紧缺则要求降低机械设备的摩擦损耗。随着机械工业的迅速发展,摩擦学已成为所有机械制造、使用和维修部门经常关注并讨论的大问题。

从1966年英国乔斯特(H. P. Jost)提出建立摩擦学新学科以来,世界各国对摩擦学的研究都极为重视。因为这门学科与节约能源、材料、人力,提高机械产品的质量、可靠性、寿命与安全性,更多地创造物质财富直接有关。

目前,随着科学技术的高速发展,生产过程向连续化、自动化发展,机器向高速、重载发展,以及由于高温、低温、高真空和特殊介质等工作条件的需要,都要求不断改进机械零件的结构设计,采用新的材料和新的工艺,合理而完善地进行润滑,以提高机器的使用寿命和可靠性。此外,还要求在生产过程中监测机械的工作性能,预报可能即将发生的故障和安全事故。为了解决这些研究课题,近十多年来摩擦学的研究工作正以空前的规模开展。研究内容主要集中在以下几个方面:

一、摩擦与磨损机理

研究相对运动中相互作用表面间的物理、化学、冶金和机械作用,探讨材料表面间摩擦与磨损机理,表面在摩擦过程中的物理化学性能变化,以便更好地控制和预测磨损过程。关于摩擦的起因有不同的理论解释,从凹凸学说、分子粘附学说、机械-分子学说,一直发展

到最新提出的摩擦学说,对摩擦的规律性及其机理的研究仍在不断深入。目前对磨损机理的研究已经取得了巨大进展,已经对粘着磨损、磨料磨损、疲劳磨损、腐蚀磨损、微动磨损、侵蚀磨损、气蚀等等过程进行深入研究,揭示了磨损的机理及规律。

二、润滑理论

研究流体动压润滑、流体静压润滑、弹性流体动压润滑、边界润滑及混合润滑的理论。目前对润滑理论的研究主要集中在指导机械零部件的润滑设计方面,特别是在高温、高速、恶劣环境及极端工况等具体条件下的机械零部件润滑设计计算方面。润滑设计计算,例如,有关滑动轴承、滚动轴承、齿轮等零部件的润滑设计计算,已成为摩擦学设计的重要内容。

三、摩擦学研究方法与测试技术

由于机械设备日益向超大型化、自动化发展,它可以作为一个复杂工程系统来研究。该系统由结构与功能连接而成的许多摩擦副和元件组成,从而能够更好地对该系统进行结构设计、材料选择、磨损预测、工况监测、故障分析及性能试验等等。近年来在摩擦学研究方法和测试技术方面的发展趋势是,由宏观表面进入微观表面的研究,从定性分析到定量计算,从单因素的研究进入到多因素的综合研究,从静态研究发展到动态研究。

四、材料及表面处理工艺

为了改善机械零件表面摩擦磨损性能,目前发展了大量新型材料和新的表面处理工艺。例如,研制陶瓷材料代替金属,或作为涂层使用,它具有耐熔、绝缘、耐浸蚀、耐磨、抗氧化和耐腐蚀等特性;越来越多的机械零部件采用耐磨合金制造,或使用离子束注入、激光处理;利用化学沉积法和物理气相沉积法,可以使硬质合金刀具和模具表面形成碳化钛、碳化钨耐磨薄层而大大提高其使用寿命,获得巨大的经济效益。

五、润滑材料

航空、航天、原子能、机械、汽车等技术的发展,加速了新的合成润滑材料的发展。在高温、低温、强辐射、高载荷的特殊环境下,或在不便于使用液体润滑剂的食品工业等部门,新的固体润滑剂得到越来越广泛的应用。高水基液压介质和润滑剂正在被推广使用。

六、生物工程研究

通过模拟人体机构的摩擦学原理研制人造结构代替人体损伤部位,例如,研制人造心脏瓣膜。研究人体运动部位的摩擦学功能,医治人体疾病,例如,医治关节炎。研究特殊生物的摩擦学功能,仿制具有类似功能的机械或改造现有机械,例如,设计功能较完善的机器人;研究海豚皮肤结构,改进舰船结构设计。

七、机械设备工况监测

目前从机械零件表面几何形状的改变到磨屑尺寸、数量及形貌特征均能实现监测。已使用振动与噪声监测仪、放射性同位素分析仪、光谱仪、x射线荧光分析仪、扫描电子显微镜、电子探针、铁谱仪、磁塞等多种方法和仪器对机械设备工作状况进行有效的监测。

八、摩擦学教育与培训

由于摩擦学对国民经济的影响日益增加,目前国内外不少高等院校对机械类专业的大学生和研究生开设了摩擦学方面的课程,对企业技术人员、工程师举办了各种类型的摩擦学有关专题的研讨班。国内外学术界均大力加强各种形式的摩擦学理论研究与应用技术的学术交流。

§1-2 摩擦、磨损与润滑问题的解决方法

研究摩擦学的目的是使机械制造厂和用户能够更好地设计、使用和维修机械,使机械运动副的摩擦与磨损受到控制,功率损耗与发热量降低,提高寿命、可靠性与安全性,降低维修工作量与费用,特别是可以节约能源与材料。下述几种方法均可用来有效地解决机械设备的摩擦、磨损与润滑问题。

一、摩擦学设计

摩擦学设计以摩擦、磨损及润滑理论为基础,从系统工程观点出发,通过一系列计算与经验类比分析,预测并排除可能发生的故障,使机械设备在使用过程中达到尽可能小的摩擦、损耗和经济的稳定磨损率。摩擦学设计是机械设备零件设计经历了运动学设计与强度设计以后的第三阶段设计,它涉及到流体力学、固体力学、流变学、数学、材料科学、物理和化学等内容。

二、发展新型耐磨与减摩材料

摩擦和磨损是与整个机械设备运转系统有关的复杂过程,影响因素很多,因此,减少摩擦与提高零件耐磨性的措施也是多方面的。例如,零件的设计、润滑状况及材料的选用与处理等。由于摩擦和磨损发生在材料表面层,材料的特性便成为最基本的影响因素,发展新型耐磨与减摩材料是提高零件耐磨性、减少摩擦的有效措施。实践证明,材料的摩擦磨损特性与零件的设计和选材是否恰当直接有关,它们将影响机械设备的工作效率和使用寿命。

三、采用表面处理工艺

表面处理工艺是改善机械零件表面摩擦、磨损与润滑性能的有效方法。研究表明,材料表层和亚表层的显微结构与摩擦磨损特性之间有一定的关系,通过表面处理工艺往往能够获得满意的耐磨或减摩的零件表面层。目前,下列几种表面处理工艺已得到越来越广泛的应用。

1) 表面强化或表面硬化方法 例如,表面淬火、化学热处理(表面合金化、表面冶金)、电镀、喷涂、表面超硬覆盖、堆焊、电火花表面强化以及近年来采用的激光处理、电子束处理及离子注入等等。

2) 表面润化处理 例如,渗硫、磷化、氮化、氧化、表面软金属膜等等。

3) 复合处理 例如,淬火和渗硫、渗碳淬火和渗硫、渗氮和渗硫、软氮化和渗硫、氮氧共渗、氮硫共渗、氮硫共渗及含硫的多元共渗等等。上述表面处理工艺用于改善金属表面的摩擦磨损特性,效果显著,成本较低,可以节省昂贵的合金钢与有色合金。

四、采用润滑与润滑材料

近20年来在流体润滑理论方面的研究工作仍然是围绕着对雷诺方程的求解,并将其应用于研究各种表面形状的轴承。依靠数值计算方法和电子计算机,现在已经能够在求解雷诺方程的同时考虑各种实际因素的影响。弹性流体动压润滑理论与部分弹性流体动压润滑理论的研究已取得成果,现在这种理论已成功地应用于滚动轴承、齿轮、凸轮等机械零件的润滑设计中。在高温与特殊环境条件下的边界润滑问题、流体和固体润滑膜的作用机理、高速轴承在紊流工况下的润滑特性和动态性能、非牛顿流体的润滑性能等方面的研究工作取得了较大进展,目前研究成果已在生产中得到应用。

在机械设备使用过程中,选用适当的润滑材料是减少摩擦功损耗和降低表面磨损的有效措施。为了提高润滑材料的润滑性能,添加剂已作为改善或增强润滑材料的物理、化学或力学性能的必不可少的组成部分。摩擦化学揭示了润滑剂及其添加剂对润滑表面的作用原理,即形成物理吸附膜、化学吸附膜或化学反应膜的原理。目前,已发展了一系列可提高润滑性能的新型润滑材料与添加剂。此外,正确选用与改进润滑方式和润滑装置也能有效地提高机械零件的润滑效果。

五、实行机械设备状态监控

随着机械设备自动化程度、机械设备复杂程度以及价值的不断提高,人们对设备的寿命、可靠性与安全性的要求也不断提高。个别零件的磨损失效有时会导致整个机械设备或整条自动生产线停工,带来巨大的经济损失。因此,必须在机械设备使用过程中对其可能发生的故障进行监控、诊断和早期识别,并将反映设备状态的情报和信息指示出来,可以在早期便了解设备的状态及完好程度,从而采取各种有效措施,避免设备发生故障或突然损坏。由于对机械设备状态实行监控,就可以将定期检验、维修设备的计划性维修制度改变为预测性维修制度。

§1-3 《摩擦学设计基础》的基本内容与学习特点

摩擦学设计是使机械系统在满足磨损寿命、摩擦功耗、振动与噪声等条件下,根据摩擦、磨损与润滑的观点对系统进行的设计。影响摩擦、磨损与润滑的各种因素往往错综复杂,涉及到多门学科的综合运用,因此多学科的综合分析是摩擦学设计的重要特点。

《摩擦学设计基础》这门课程阐述了机械设计与制造中应用的摩擦学基础理论;结合机械设计中的摩擦学实际问题,着重分析摩擦、磨损与润滑的影响因素及其控制措施,介绍有关计算方法及其应用实例;讲述各种减摩、摩阻和耐磨材料的特性及其选用原则;从应用的角度,介绍各种表面耐磨强化处理技术与润滑技术;还结合机械设计与制造的发展现状简要介绍了摩擦磨损测试技术和机械工况监测技术。

根据本课程的基本内容和特点,在学习过程中,应当强调理论联系实际。例如,在学习流体动压润滑理论时,一定要结合滑动轴承的设计实际。而且还应当强调,结合机械具体使用条件,在设计过程中注意培养对于机械的摩擦、磨损与润滑等问题进行综合分析的能力。

第二章 接触表面

作相对运动的相互作用表面的摩擦学特性与各表面的表面性质及表面间的接触状况有密切关系。对表面性质及表面接触状况的研究是解决摩擦学问题的基础。

§2-1 表面性质

经过切削加工的表面，从宏观看似平整光滑，但从微观看，表面几何形貌是凹凸不平的，而且表面层的结构是由若干层具有不同物理、化学性质和机械特性的表层构成的。表面微观几何形貌和表面结构合称为表面性质。

一、表面结构

在大气中经切削加工的表面，可能形成的典型表面层如图 2-1 所示。这是金属表面分层的典型结构横剖面图。

在基体材料的上部为变形层，这是表面在加工过程中，产生弹性变形、塑性变形和晶格歪扭而形成的加工硬化层。它硬度较高且有残余应力，并且金相组织发生了很大变化。

在变形层上部为贝氏层，是加工过程中分子层溶化和表层流动而形成的冷硬层，结晶很细，有利于表层耐磨。

在贝氏层上面是氧化层，而在氧化层外，还有吸附气体分子层，以及尘埃、磨屑等形成的污染层。

二、表面形貌与参数

在切削加工过程中，由于机床—刀具—工件系统的高频振动、切屑分离时的塑性变形、刀具和被加工零件表面的摩擦以及刀具刀尖留下的痕迹等原因，会使被加工零件的表面仍有微小的峰谷。这些微小峰谷的高低程度和间距状况所组成的微观几何形状特性称为表面粗糙度。通常用表面粗糙度参数来描述表面的实际轮廓。表面粗糙度参数主要有下列几项：

1) 轮廓算术平均偏差 R_a 。在取样长度内，在被测方向上，轮廓线上各点到中线距离的绝对值的算术平均值，称为轮廓算术平均偏差 R_a 。

所谓取样长度是用于判别具有表面粗糙度特征的一段基准线长度，以 l 表示。

所谓中线即轮廓的算术平均中线，是在取样长度内，划分实际轮廓为上下两部分，且使上下面积相等的线。

R_a 可用数学式子表示如下（参见图2-2）。

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx \quad (2-1)$$

R_a 是按轮廓全部点计算的，它能反映表面微观几何特征，其值不仅与凸峰高度有关，还

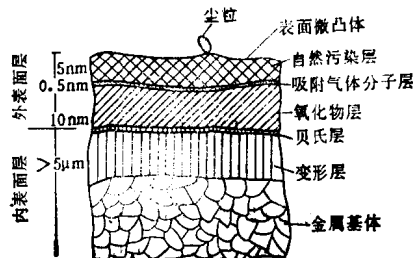


图2-1 表面层的结构

与轮廓的形状有关, 因此反映轮廓误差具有代表性。它可用轮廓仪直接测量, 不受测量者主观影响。

R_a 是优先选用的基本评定参数。

2) 微观不平度十点高度 R_z 。在取样长度内, 5 个最大的轮廓峰高的平均值与 5 个最大的轮廓谷深的平均值之和称为 R_z 。参见图 2-3。

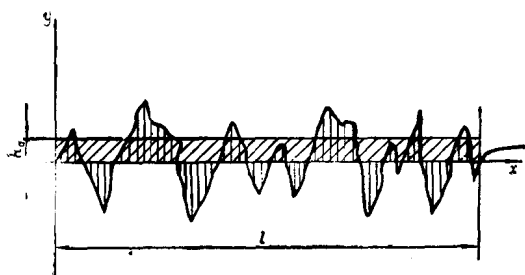


图 2-2 轮廓算术平均偏差 R_a 。

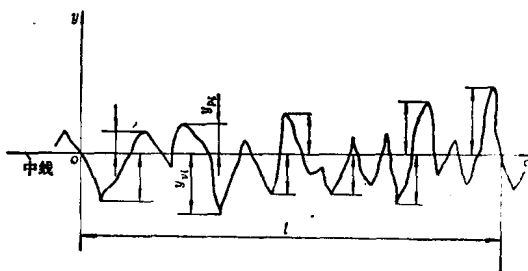


图 2-3 微观不平度十点高度 R_z 。

R_z 可用数学式子表示如下:

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^5 Y_{p,i} + \sum_{i=1}^5 Y_{v,i}}{5} \quad (2-2)$$

式中 $Y_{p,i}$ ——最大轮廓峰高;

$Y_{v,i}$ ——最大轮廓谷深。

R_z 只反映被测表面轮廓凸峰高度, 不反映轮廓几何特征 (峰顶尖锐或平缓等), 且易受测量者主观影响, 例如取点不同, 所得 R_z 的值也不同。

3) 轮廓最大高度 R_y 。在取样长度内, 轮廓峰顶线和轮廓谷底线之间的距离称为 R_y 。

所谓峰顶线和谷底线, 分别指在取样长度内, 平行于中线且通过轮廓最高点和最低点的线。

除上述三项与实际轮廓高度特性有关的参数外, 为了完善地评定实际轮廓, 与实际轮廓间距特性有关的参数及与形状特性有关的参数, 可作为附加的评定参数, 在少数零件的重要表面有特殊使用要求时才选用。

4) 支承面曲线 可根据表面实际轮廓绘制支承面曲线, 见图 2-5。

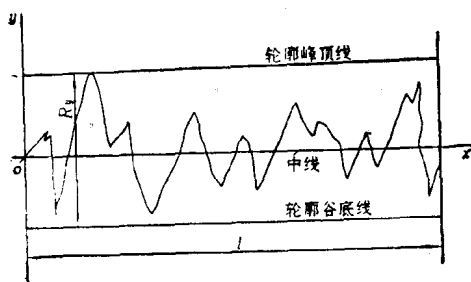


图 2-4 轮廓最大高度 R_y 。

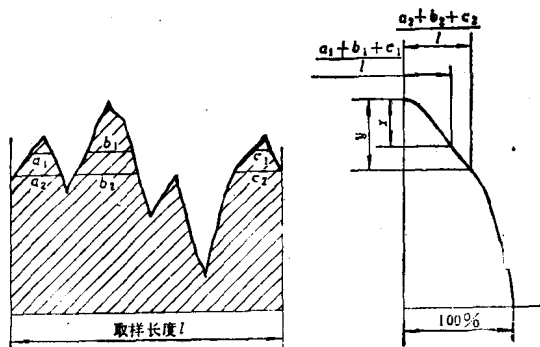


图 2-5 支承面曲线

假设从表面实际轮廓最高峰顶处算起, 磨损深度为 x , 于是形成宽度为 a_1 、 b_1 、 c_1 的三个平面, 然后以 $\frac{a_1+b_1+c_1}{l}$ 的值绘于图右边的 x 处; 如果磨损深度为 y , 则形成宽度为 a_2 、 b_2 、 c_2 的三个平面, 以 $\frac{a_2+b_2+c_2}{l}$ 的值示于图右边的 y 处。如此进行, 直至表面“被磨平”为止。这样图右边就得到一根假想曲线, 称为支承面曲线, 可用来计算实际接触面积。

§2-2 表面接触

如前所述, 任何固体表面都是微观不平的, 因此当两个固体表面相互接近时, 较高的轮廓峰顶首先接触, 接触是不连续的。载荷主要由这些实际接触面积承受, 实际接触面积只是整个名义接触面积很小的一部分。在载荷作用下, 接触处迅速地发生弹性变形和塑性变形。当两表面进一步接近时, 实际接触面积增加。这可以是由于新的较低的轮廓峰顶开始接触, 也可以是原先接触处变形后接触面积增加的缘故。

一、赫芝弹性接触

1895年赫芝 (Hertz) 解决了理想光滑物体线接触和点接触时的弹性接触理论问题。后来他的理论广泛用于计算实际接触面积。

(一) 两圆柱体的接触

两圆柱体在法向载荷作用下互相接触时, 接触区是带状的平面 (严格说, 端面接触线是一个半径为 R_0 的圆弧), 见图2-6。

$$R_0 = \frac{2R_1R_2}{R_1+R_2} \quad (2-3)$$

式中 R_1 、 R_2 ——分别为两圆柱体的半径。

但近似把端面接触线 $2a$ 看成直线, 其误差可忽略不计。端面接触线 $2a$ 的宽度随载荷的增加而增加。由于端面接触线上各点的变形不同, 故接触应力也不是常数, 在接触线的中心变形最大, 压应力也最大。

设以 p_{max} 表示接触线中心的压应力, 以 p 表示接触线上其余各点的压应力, 则

$$p = p_{max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \quad (2-4)$$

是按椭圆规律变化的。

接触线上各点压应力的总和等于法向载荷 F_N 除以圆柱长度 L , 故平均压应力为 $\frac{F_N}{L2a}$ 。因为最大接触压应力为平均压应力的 $4/\pi$ 倍, 所以

$$p_{max} = \frac{4}{\pi} \frac{F_N}{2aL} = \frac{2F_N}{\pi aL} \quad (2-5)$$

以式 (2-5) 的 p_{max} 值代入式 (2-4), 得

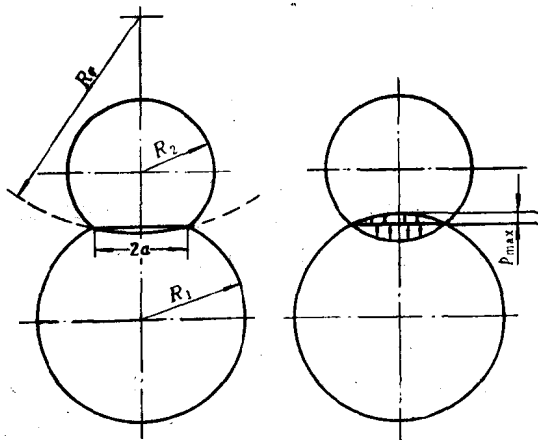


图2-6 两圆柱体接触时的压力分布

$$p = \frac{2F_N}{\pi a L} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \quad (2-6)$$

式(2-4)、式(2-5)、式(2-6)中, a 为接触线宽度之半。按照赫芝公式

$$a = \sqrt{\frac{4F_N R}{\pi L E'}} \quad (2-7)$$

式中

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} = \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$

式中 E_1 、 E_2 ——分别为两接触圆柱体材料的弹性模量;

ν_1 、 ν_2 ——分别为两接触圆柱体材料的泊松比。

最大剪应力 $\tau_{\max}$ 的位置不在接触表面, 而是在表面下某一深度处 (约为 $0.67a$), a 为接触线宽度之半。

如果两接触圆柱体材料处于简单的压缩状态, 可以预计, 当接触区中心的最大压应力 $p_{\max} = 2\tau_s$ 时, 表面材料应产生屈服, 因为这时最大剪应力为临界值 τ_s , 而 τ_s 值等于抗拉屈服极限 σ_s 的一半。但这种情况并没有发生。这是因为材料并不是处于简单的压缩状态, 而是在所有三个正交方向上都承受压应力, 只是在 $p_{\max} = 3.3\tau_s$ 时, 最大剪应力才达到临界值 τ_s , 表面材料才产生屈服。这意味着在赫芝弹性接触时, 可以承受比预期为高的载荷。

表面下产生的塑性变形区, 受周围弹性材料约束, 是较小的。当载荷进一步提高时, 塑性变形区逐步扩展到表面, 表面才出现锯齿形皱纹的塑性变形征兆, 这时平均压应力约为 $6\tau_s$ 。这就是赫芝接触时, 虽然接触面很小, 但仍能承受相当高的载荷的原因。此时的平均压应力实质上就是材料的压痕硬度值 H , 即 $H \approx 6\tau_s = 3\sigma_s$ 。

如果在接触表面上除有法向载荷作用外, 还有切向载荷同时作用 (例如切向载荷是摩擦力), 则可将法向载荷和切向载荷所产生的应力分布加以合成来计算 $\tau_{\max}$ 。这时最大剪应力 $\tau_{\max}$ 的位置离表面很近, 因此塑性变形比无切向载荷时更易发生, 亦即降低了材料的承载能力。

(二) 两个球的接触

如果两个半径相同的球互相接触, 并承受法向载荷 F_N , 则接触区为一个半径等于 a 的圆, 压力分布为半球形, 见图2-7。

接触区内各点的压力以 p 表示, 则

$$p = \frac{3F_N}{2\pi a^2} \left(1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{z^2}{a^2} \right)^{1/2} \quad (2-8)$$

$$\text{式中 } a = \left(\frac{3F_N R}{8E'} \right)^{1/3} \quad (2-9)$$

R ——球的半径。

如果两球的半径不等, 则接触区便不是平面, 式(2-8)仍相当精确, 但这时

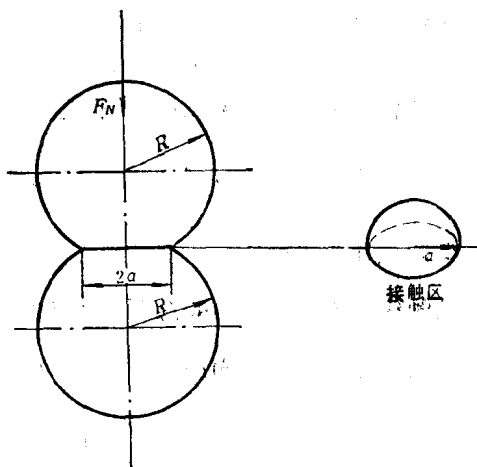


图2-7 两球接触时产生的压力分布

$$a = \left(\frac{3}{4} \frac{F_N R}{E'} \right)^{1/3} \quad (2-10)$$

式中 $R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$ ， R_1 ， R_2 分别为两球的半径。

二、粗糙表面的接触

粗糙表面的接触可简化为一个弹性粗糙表面和一个刚性光滑表面的接触。并且假设粗糙表面上的各轮廓峰（称之为微凸体）都是半球体，因而可用赫芝理论说明其弹性变形的特性。再假设微凸体变形时，互相之间并无影响，即一个微凸体由载荷产生的位移，并不影响相邻微凸体的高度。通常，粗糙表面两微凸体之间的距离比微凸体的高度大几倍。

（一）一个弹性球形微凸体与刚性平面

接触

参见图2-8a，不难看出，离接触区中心为 r 处的表面间距 u 可表示为：

$$u = \frac{r^2}{2R} \quad (2-11)$$

设球承受法向载荷 F_N 并随之变形，以 a 表示接触区半径，以 s 表示接触区边界上的位移，则相对接近量 δ 可表示为：

$$\delta = u + s = \frac{a^2}{2R} + s \quad (2-12)$$

所谓相对接近量，就是两个物体上远离变形区的各点在法向载荷作用下，相互靠拢的距离。

显然，在接触区的中心， δ 可按变形程度求得，假设相对接近量与球的压平程度成正比。

$$\delta \propto \frac{a^2}{R}$$

精确结果表明：

$$\delta = \left(\frac{9}{16} \frac{F_N^2}{E'^2 R} \right)^{1/3} \quad (2-13)$$

根据式 (2-10) 和式 (2-13)，可得实际接触面积 A 为：

$$A = \pi a^2 = \pi R \delta \quad (2-14)$$

由于名义接触面积 $= \pi a^2 = 2\pi R \delta$ ，从式 (2-14) 可见，接触区以外的表面所产生的位移使实际接触面积仅是其名义接触面积的一半。

（二）一系列高度相同的微凸体与平面接触

一系列高度相同的半球形微凸体，组成了粗糙表面。见图2-9。

从任意参考平面 $x-x$ 算起的微凸体的相对高度为 z 。

在法向载荷作用下，刚性光滑平面向下移使微凸体变形，相对接近量为 $(z - d)$ ，

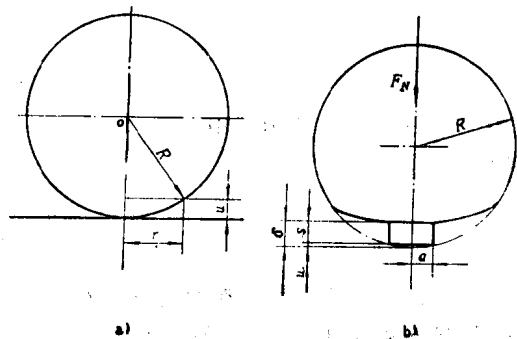


图2-8 球与平面的接触

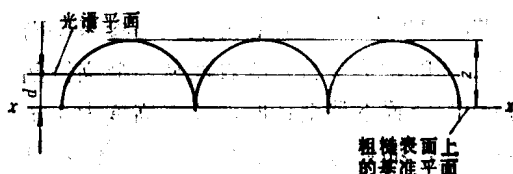


图2-9 高度相同的微凸体与平面接触

d 为光滑平面下移后与参考平面之间的距离。显然, 每个微凸体承受相同的载荷 F_{N_i} , 并发生相同的变形。因此, 当单位面积上有 η 个微凸体时, 总载荷 $F_N = \eta F_{N_i}$, 用球与平面赫芝接触的公式, 可得:

$$F_{N_i} = \frac{4}{3} E' R^{1/2} (z - d)^{3/2} \quad (2-15)$$

式中 R ——球形微凸体的半径。

$$A_i = \pi R (z - d) \quad (2-16)$$

式中 A_i ——一个球形微凸体的实际接触面积。

$$\text{所以} \quad F_N = \eta F_{N_i} = \frac{4}{3} \eta E' R^{1/2} (z - d)^{3/2}$$

$$\text{因为} \quad A_i = \frac{A}{\eta}$$

式中 A ——实际接触面积。

故可得

$$F_N = \frac{4}{3} \frac{E'}{\pi^{3/2} \eta^{1/2} R} A^{3/2} \quad (2-17)$$

式 (2-17) 表示, 在弹性变形条件下, 载荷 F_N 与实际接触面积 A 的 $3/2$ 次方成正比, 或实际接触面积与载荷的 $2/3$ 次方有关。

其实, 在弹性变形时, 实际接触面积与载荷之间具有线性关系。式 (2-17) 所显示的结果是由于粗糙表面的模型过于简化引起的。

如果在法向载荷作用下, 粗糙表面的微凸体发生塑性变形, 则每一微凸体平均压力就是材料表面的硬度 H 。假设微凸体塑性变形时, 材料仅作垂直向下的位移, 而没有水平方向的扩展, 则每一微凸体的接触面积 A_i' 将等于球冠的几何面积 $2\pi R (z - d)$ 。于是:

$$\begin{aligned} F_{N_i}' &= H A_i' = 2H\pi R (z - d) \\ F_N' &= \eta F_{N_i}' = \eta H A_i' = H A' = 2H A \end{aligned} \quad (2-18)$$

式中 A' —— η 个微凸体总的接触面积;

A ——总的实际接触面积;

F_{N_i}' ——一个微凸体所承受的载荷;

F_N' —— η 个微凸体所承受的总载荷。

从式 (2-18) 可看出, 塑性变形时, 总载荷与实际接触面积成正比。

(三) 微凸体高度按指数规律分布时的接触

微凸体高度按指数规律分布比较符合实际表面的情况。见图2-10。

图2-10中, d 为光滑表面与参考平面 $x-x$ 之间的距离。当光滑表面与最高微凸体相切的位置下移至 d 时, 原来高度大于 d 的微凸体, 都将发生接触变形。如果以 $\phi(z)$ 表示微凸体峰高分布的概率密度函数, 则微凸体高度介于 z 和 $z + dz$ 之间的概率将

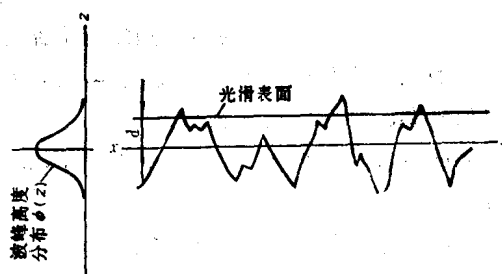


图2-10 微凸体高度按指数规律分布时的接触

为 $\phi(z)dz$, 因此, 总接触概率 P 为:

$$P(z > d) = \int_d^{\infty} \phi(z) dz$$

如果单位名义面积包含 η 个微凸体, 则接触点数 n 可表示为

$$n = \eta \int_d^{\infty} \phi(z) dz \quad (2-19)$$

因为每个微凸体的相对接近量为 $(z-d)$, 根据式 (2-15) 及式 (2-16) 关于 F_N 及 A 的表达式, 可得微凸体数为 n 时, 总的接触面积为:

$$A = \pi \eta R \int_d^{\infty} (z-d) \phi(z) dz \quad (2-20)$$

总的载荷为:

$$F_N = \frac{4}{3} \eta R^{1/2} E' \int_d^{\infty} (z-d)^{3/2} \phi(z) dz \quad (2-21)$$

为方便起见, 通常令 $h = \frac{d}{\sigma}$ 和 $s = \frac{z}{\sigma}$, σ 是表面峰高分布的标准偏差; $\phi(z)$ 用标准偏差作高度单位表示时为 $\phi'(s)$ 。

当微凸体的高度按指数规律分布时, $\phi'(s) = e^{-s}$, 因为 $n = \eta e^{-h}$, 所以

$$A = \pi \eta R \sigma e^{-h}$$

$$F_N = \pi^{1/2} \eta R^{1/2} \sigma^{3/2} E' e^{-h}$$

从上述三个表达式中消去 h , 可得

$$F_N = C_1 A$$

$$n = C_2 F_N$$

式中 C_1 、 C_2 ——为该系统的常数。

可见在微凸体按指数规律分布时, 即使是弹性变形, 实际接触面积与载荷之间也仍然具有确切的线性关系。

§2-3 表面参数的测量

一、表面微观几何形状的测量

表面微观几何形状需用专门的测量仪器。

(一) 电子显微镜

电子显微镜是以单色电子光束, 在荧光屏上产生试样表面形象的。它的分辨力比光学显微镜高 250 倍左右。也可用来研究材料的表面组织。但是只限于观察表面非常小的一部分, 有很大局限性。

常用的有扫描电镜 (SEM), 透射电镜 (TEM) 与反射电镜 (REM) 等。

(二) 轮廓仪

轮廓仪具有一根头部非常细的金刚石探针, 端部半径为 $2\mu\text{m}$ 或更小。由于试件表面微观不平, 在探针端部沿试件表面实际轮廓移动时, 探针产生垂直上下的移动, 放大移动信号就得到实际表面轮廓的放大图象。

二、其它表面性能测量仪器

(一) 俄歇电子能谱仪 (AES)

可用于分析表面的化学成分，但不能分析氢、氦两种元素。

(二) x—射线衍射仪

当x—射线以小的入射角通过表面材料时，便得到衍射图象。可据以确定表面的晶体结构，这特别适用于研究两个接触物体中晶体滑移面的位向。

(三) 电子显微探针分析仪

这种仪器用截面尺度为 $1\mu\text{m}$ 的电子束来扫描并记录表面的化学成分。当两接触表面的材料不相同，还能够确定一个表面材料转移到另一表面的程度。

(四) 显微硬度计

一般的硬度试验机不能测出微小晶体的硬度，因为这些晶体比试验机常用的小负荷产生的压痕还要小，所以只能测出材料的平均硬度。若要测出每个晶体的硬度，即所谓显微硬度，必须使用专门的显微硬度计。它在测试显微硬度时，能使压头精确定位和提供精确控制的轻负荷。

三、实际接触面积的测量

测定实际接触面积的方法很多，工程上常用的是涂膜法，它是在一个表面上涂上一层薄膜材料，然后与另一表面接触，观察无涂料接触表面上的印痕，用求积仪和光学度量仪来测量它的面积。

利用碳膜测量实际接触面积，是最简单而有效的方法。碳膜是在真空条件下，使碳蒸发而沉积在一个表面上的，然后使两表面互相接触，接触点处的膜破裂，碳膜上可清晰显示接触斑点的形状。此法用于测量较精密的表面。

还可利用分析接触后转移至另一表面上的放射性核素的数量及分布情况，来测定实际接触面积。