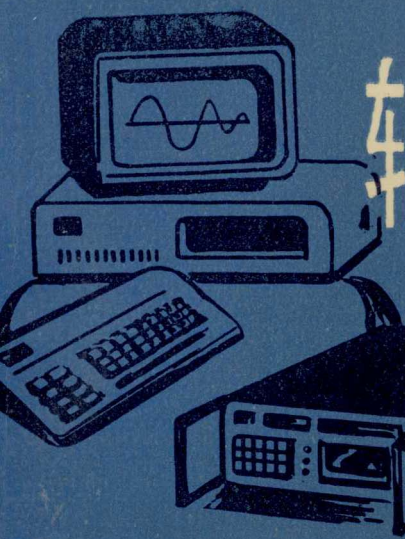


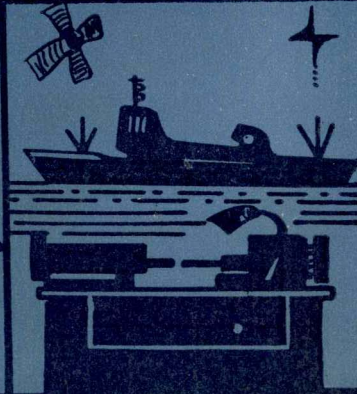


轴系扭转振动的试验· 监测和仪器

杜极生 编著



东南大学出版社



轴系扭转振动的试验、 监测和仪器

杜极生 编著

江苏工业学院图书馆
藏书章

东南大学出版社

(苏)新登字第 012 号

内 容 提 要

本书旨在推广和交流有关轴系扭振测试和仪器研究的最新成果。既有基本情况的叙述,又有某些问题的深入探讨。

内容包括介绍旋转机械轴系扭转振动的基本概念,扭振疲劳和扭振在各种机械(例如汽轮发电机、内燃机、船舶、汽车、机车、轧钢机、机床、电动机、钻采及其设备,…)中的表现和试验测试方法,并重点介绍国内外新开发的各种扭振测试仪,分析仪的原理、功能及使用方法。本书内容翔实,数据、资料丰富、真实,理论结合实际,深入浅出,实例众多。

本书可供从事旋转机械管理、设计、研究、调试的科技人员使用,也可供广大运行、维修人员和大专院校师生参考。

责任编辑:朱经邦

轴系扭转振动的试验、监测和仪器

杜极生 编著

*

东南大学出版社出版发行

(南京四牌楼 2 号 邮编 210018)

江苏省新华书店经销 南京邮电学院印刷厂印刷

*

开本 850×1168 毫米 1/32 印张 10 字数 278 千

1994 年 12 月第 1 版 1994 年 12 月第 1 次印刷

印数:1—1500 册

ISBN 7—81023—966—X/TH·46

定价:11.00 元

(凡因印装质量问题,可直接向承印厂调换)

前 言

旋转机械轴系的扭转振动是一个普遍存在,且危害严重的问题。但更为严重的是除少数专业工作者有所重视而外,在许多行业里至今仍鲜为人知。使得在这领域的各项研究成果难以被人们理解、认识和推广。笔者近 10 年来主要从事电力部所安排的汽轮发电机组的扭振测试和扭振监测仪器的研究和造船系统委托的超低速扭振分析仪的研制工作,深感此问题的紧迫性。每次向人介绍此事,都要背一大包文章、资料,翻来倒去,实感困难。因为迄今为止,国内外尚未见到全面讨论扭振在各行各业的表现及其试验监测仪器方面的书,有关这个问题的文献也仅是星星点点地散见在各种书籍、期刊之中。无可奈何之际,想到了写此书,并得到电力部(原能源部)科技司及中电联科技部的支持,促使笔者下定决心,在紧张的教学、科研和生产工作中挤出时间完成此书。成书之目的在于把存在于各行各业中的扭振现象和事故损失整理出来,以引起广大读者的警觉。本书同时介绍国内外在这方面的一些最新研究成果,包括各种试验、监测仪器及本人的心得体会、研究成果,供大家研究及解决问题时进行选择 and 参考。

内燃机的扭振研究得最早,其机理、计算、测试、分析和规范也较为完善。在内燃机及以内燃机为动力的船舶、汽车、机车中已把扭振问题作为其专业课的重点内容进行讲解,但在其他一些行业尚处在“新兴课题”阶段,有待引起各方面足够的重视。

本书在引用有关参考文献、资料时,为防止误解,尊重原文,有的地方,有的资料、数据和观点编者尽量引用原文,我想这样也许

更有利于读者的研究。编者已把有关参考文献详细列在书末,以便读者查找。在此谨向有关作者表示深切的敬意和感谢。

本书由管致中、许尚贤、丁康源、周泽存、钱俞寿、汪凤泉诸位教授分章进行了仔细的审阅,最后由原能源部科技司司长、中电联上届常委理事都兴有同志审阅了全书,他们都提出了许多宝贵意见,编者在此表示衷心的感谢。编者还要感谢研究生朱庆华、李元同学在抄写、绘图方面所作的大量工作。

由于本书涉及面广,加之本人才疏学浅,成书时间又较仓促,不妥之处在所难免,敬请广大读者指正。

杜极生(教授)

1994. 12 于南京

东南大学电气工程系

目 录

1	绪论	1
2	扭转振动的基本概念和力学理论基础	6
2.1	圆轴的扭转变形	6
2.1.1	圆轴横截面上的应力及强度计算	6
2.1.2	圆轴的变形及刚度条件	9
2.2	扭转振动的基本理论	11
2.2.1	扭摆的扭转振动	11
2.2.2	双质量系统的自由扭转振动	32
2.2.3	多质量系统扭转振动的概貌	36
2.2.4	扭转振动的阻尼	39
2.3	关于扭振疲劳的基本概念	46
2.3.1	金属材料的疲劳现象	46
2.3.2	交变应力和交变应变	48
2.3.3	疲劳强度、疲劳极限和疲劳寿命	51
2.3.4	疲劳曲线	52
2.3.5	疲劳破坏的过程	54
2.3.6	疲劳破坏的原因	55
2.3.7	影响疲劳的因素	56
2.3.8	疲劳的累积损伤理论	61
2.3.9	疲劳寿命的估算方法	65
3	汽轮发电机轴系的扭振和测试	69
3.1	简略的历史回顾	69
3.2	引起汽轮发电机扭振的原因	72
3.2.1	短时冲击性大干扰	72

3.2.2	电气方面的持续干扰	81
3.2.3	机械方面引起的扭振干扰	88
3.2.4	国外专家对扭振干扰造成的汽轮发电机疲劳损耗的概率估计	92
3.3	汽轮发电机扭振特性的试验	96
3.3.1	扭振测试采用的传感器和仪表设备	96
3.3.2	寻找轴系固有扭频的激振方法	97
3.3.3	我国最早两次 200MW 汽轮发电机扭振实测介绍	103
3.4	减少扭振对汽轮发电机破坏的对策和措施	110
3.4.1	滤波和阻尼	112
3.4.2	继电器装置和检测装置	117
3.4.3	系统开关操作和发电机跳闸	119
3.4.4	发电机和电力系统的改进	121
	总结	122
4	内燃机轴系的扭振	125
4.1	内燃机扭振的有关规范条例	125
4.2	内燃机的扭振机理	130
4.3	内燃机扭振的危害、解决办法和研究方向	139
4.4	船舶推进轴系的扭振	141
4.5	汽车轴系的扭振	145
4.6	铁路机车的扭振	148
5	机床、轧钢机和其它旋转机械轴系的扭振	153
5.1	金属加工机床中的扭振	153
5.2	轧钢机械的扭振	156
5.3	同步和异步电动机的扭振	166
5.4	起重运输机械的扭振	174
5.5	化工石油企业中旋转机械的扭振	175
5.6	各种钻井机械钻杆的扭振	177
6	国产扭振测试的仪器和装置	181
6.1	概述	181
6.2	NZ-1 型微机智能式扭振监测记录仪	182

6.3	NZ-2 型扭振监测分析记录仪	186
6.3.1	NZ-2 各部份电路和原理	186
6.3.2	仪器的操作说明	196
6.3.3	NZ-2 型仪器在电厂中应用实例	202
6.4.4	NZ-2 型扭振仪的技术性能指标	203
6.4	NZ-3 型四通道扭振监测分析记录仪	204
6.5	NZ-T 通用型扭振测试分析仪	205
6.6	NZT-A 型双通道模拟式扭振仪	211
6.7	扭振标定器	212
7	国外生产的几种主要的扭振仪	215
7.1	盖格尔扭振仪	215
7.1.1	盖格尔扭振仪的结构	215
7.1.2	盖格尔扭振仪的有效测量范围	217
7.2	丹麦 DISA 公司的 51D07 型扭振传感器	220
7.2.1	51D07 扭振传感器的结构	220
7.2.2	用 DISA 公司的仪器做扭振测量	221
7.3	英国 ASSOCIATED ENGINEERING DEVELOPMENTS LIMITED 生产的 TV-1 型扭振仪	225
7.3.1	TV-1 扭振仪的电路结构和功能	225
7.3.2	TV-1 扭振仪的性能指标	228
7.3.3	TV-1 扭振仪的特点和优缺点	229
7.4	美国亚特兰大科学仪器公司生产的 2524、2521、2538, SD25-380 型振动分析仪	230
7.4.1	2524 型扭振分析仪	230
7.4.2	2521 型跟踪式振动信号记录仪	231
7.5	美国 Bently(本特利)公司的 TVSC 扭振仪	236
7.6	丹麦 BK 公司 2523 型激光扭振仪	236
7.6.1	有关多普勒效应的基本知识	236
7.6.2	2523 型激光扭振仪的工作原理	239
7.6.3	影响 2523 扭振仪测量误差的因素	241
7.6.4	基本操作步骤	247

7.6.5	2523 的主要技术性能指标	249
7.6.6	2523 扭振仪的优缺点	250
8	大型汽轮发电机扭应力的连续监测分析系统(TSA)	251
8.1	欧洲最早投运的 TSA 系统	252
8.2	美国电力研究所的扭振监测系统(TVMS)	258
8.2.1	监测方法	258
8.2.2	现场装置	258
8.2.3	远程计算机	260
8.2.4	事件数据库	260
8.2.5	运行经验	262
8.2.6	结论	267
8.3	日本东芝公司的汽轮发电机扭振监测系统	267
9	扭振信号分析处理的一些现代方法简介	272
9.1	频谱分析	273
9.2	相关分析	286
9.3	功率谱密度函数(功率谱)	292
9.4	相干分析	295
9.5	倒频谱分析	298
9.6	希尔伯特变换	300
9.7	特征分析	302
	参考文献	307

绪 论

旋转机械轴系的扭转振动(以下简称扭振)是一种特殊的振动形式,它本质上是由于轴系并非绝对刚体,而存在弹性,因而在以平均速度的旋转过程中,各弹性部件间会因各种原因而产生不同大小、不同相位的瞬时速度的起伏,形成沿旋转方向的来回扭动。形象地讲,就象来回扭麻花。显然,这种扭振将引起材料内部的切向交变扭应力。若扭幅过大,剪切应力超过弹性限度,材料就会产生疲劳积累。当疲劳积累到寿命时材料就会开始出现裂纹,裂纹逐渐发展,终将导致材料断裂的恶性事故。这对一些重要的设备,如大型汽轮发电机、大型船舶、机车、大型轧钢设备等等所产生的后果和损失都是不堪设想、无法估计的。

国内外发生的大量扭振破坏事故已足以令人触目惊心,早在 19 世纪末,各种断轴事故就在飞机和海船以及机车中不断发生。美国南加利福尼亚爱迪生公司的莫哈夫电厂(Mohave)1 号机组 30 万千瓦(300MW)于 1970 年和 1971 年连续发生两次由于次同步谐振引起的扭振断轴事故。我国神头、朝阳、马头、大同、秦岭、吴泾等电厂的 200、300MW 汽轮发电机组约 40mm 直径的法兰螺栓部分或全部剪断,甚至断轴。至于内燃机、柴油机则更是一种“天生的”扭振装置,这是由于它的轴系上总是承受着由于气缸内气体压力的冲击性变化,以及螺旋桨、压缩机等受功部件吸收的扭矩不稳定等因素所致。

因此,对内燃机、柴油机、船舶推进装置等的扭振的研究开展得最早,发展至今也最为成熟、完善。1916年德国人 Geiger(盖格尔)就发明了机械式的扭振测试仪,现简称为盖格尔扭振仪,开始了扭振研究的实测阶段。这种仪器至今还被有些单位采用着。此后对于内燃机、柴油机的扭振研究发展极为迅速,并在国内外形成明确的规范,如各国大都已规定:凡功率超过 110kW 的柴油机装置一般均需进行扭振的核算,各国船舶检验规范中也都对船用柴油机主副装置作出明确的扭振审核的规定。由于执行了严格的扭振实测、核算等措施,这类装置的扭振事故才得以逐渐减少。尽管如此,仍不时发生一些扭振断轴事故,如 60 年代末,我国援外的柴油发电机组就莫名其妙地连续发生断轴事故。经上海交通大学的扭振专家判断,并历尽辛苦到现场检查,才发现了产生扭振的问题和根源所在。我国东风及东风-2、3 型机车柴油机曲轴由于扭转变形,引起曲轴疲劳和产生裂纹甚至折断,在 1987~1990 年某修理厂修机车中换轴率达 24.8%。东风 4 型机车也发生过扭振问题。

近年来由于交流变频调速系统的迅猛发展,大有逐渐取代直流调速系统的趋势。但由于变频装置不可避免地要产生大量高次谐波电压和电流,因而引起高次谐波转矩作用于轴上,若和其固有扭振频率合拍,就会产生扭振共振,而且用交流传动代替原直流传动后,由于电动机转子转动惯量降低,电机转矩增加,使扭振更易发生。我国自 80 年代开始先后从德国西门子公司引进 9 台大型变频交流调速装置,它们在运行中几乎都出现过事故,甚至发生恶性事故,最大问题就是扭振和振动。例如,包钢和鞍钢于 80 年代末对初轧机进行了技术改造,采用引进的交-交变频驱动系统代替原来的直流电机驱动系统,并增加了驱动功率和转矩,改造后投产不久,分别于 1988 年 10 月和 1989 年 1 月出现了方向接轴断裂,连接轴承倾覆、碎裂和电动机转轴顶弯的重大恶性事故。初步分析原因确定为轴系扭振造成的疲劳和一次性破坏。

汽车的大量使用是现代文明和富裕的象征。对汽车的可靠性、

安全性及舒适性提出了日益严格的要求。但经国内外广大汽车科技人员长期深入研究的结果证明,扭振也是汽车发动机和传动系统重要的振动形式,它是造成汽车零部件疲劳损坏和引起噪声的一项重要原因。必须在设计阶段就进行仔细的扭振计算,采取各种有效的扭振减振装置和措施,在组装后进行严格的扭振测试分析。

随着机械加工制造业的高速发展,对重型、精密机床的需要日益增多。但机床的振动,其中包括扭振造成的对机床加工性能和生产效率的严重威胁,机床的扭振突出地表现在进给系统上,直接影响了机床的加工精度和定位精度。

化工、水泥等工厂具有很多大型旋转机械,如大型压缩机、回转窑等,也常发生扭振破坏事故。如某化工厂一个长达150m的大型回转窑,投产后一年即发生强烈振动,无法生产。后经浙江大学老师们的研究,查出是由于扭振作怪,重新设计后才避免了此问题。

同步电动机由于具有良好的运行特性,又能改善功率因数,故常在大功率拖动中得到广泛应用,但它在起动时常因其转矩脉动造成扭振,引起设备损伤。在一些发达国家里,已对此问题引起重视,采取了相应的措施,减少了扭振的破坏。异步电动机在起动时也会产生(2~4)倍额定转矩的交变转矩,可能激发严重的扭振。

大型工程机械(如起重设备等),其传动轴系也较复杂,且不断工作在起、停、正反转的过渡状态中,也很易发生扭振。国内一些设计工程师也开始进行专门的计算来避免扭振。

各种类型的大型雷达天线,由于受到多种干扰力,如阵风、地震力、海浪引起的摇摆、电动机驱动力矩的变化的激励,又常处于起动、跟踪等过渡状态,也常会发生传动系统的扭振,若频率合拍,出现共振,就会较快的造成结构破损,失效,使雷达陷于瘫痪(文献26)。

此外,如在钻井机械中,长长的钻杆也常有扭振问题出现,需加以充分的注意。

总的说来,“扭转振动”——这种特殊的振动现象具有如下一

些特点:

(1) 普遍性:凡是较大型、结构较复杂的旋转机械的轴系都或多或少,或强或弱,或持续或短暂地发生扭振。它可能由于机械也可能由于电气方面的原因引起;可能来源于动力,也可能来源于负载方面的任何不稳定过程;可能是由交变的激励力矩引起的强迫振荡,也可能是由于阶跃或脉冲激励引起的自由振荡。它不象一般弯曲振动,只要从机械方面着手,找到了其不平衡、不对称等毛病,振动往往就可消除。

(2) 潜伏性:轴系的扭振大多是各种干扰引起的短暂过程,(当然也有持续作用的干扰引起的持续性强迫振荡,如汽轮发电机的次同步振荡,由于三相负荷不平衡形成的负序电流引起的二倍电网频率的扭振等),没有专门的扭振监测仪一般是无法发现的。造成的“暗伤”也难以觉察出来。此外,扭振往往会引发其它形式的振动,这就更会掩盖它的存在,而引起误判。

(3) 事故的突发性:只要扭振造成的疲劳积累一次又一次地加强,形成裂纹、切口,并逐渐扩散,总有一天将造成轴系的断裂和崩溃。而在此之前可能毫无症候,或不易被人觉察出来。

(4) 事故的严重性:事故爆发后,其后果往往都是毁灭性的恶性事故,损失极为惨重。

由此可见,由于扭振危害的潜伏性,还会和其它故障混淆在一起,尽管它相当普遍地存在,但仍被许多人忽视、不觉察、不理解、不承认,即使已经造成了破坏,也很难弄清在长期的运行过程中究竟是否产生了扭振,以及如何积累起来的。这也是扭振的各项研究成果难于被理解和推广的重要原因。事实上,它好比机械系统中的“疑难杂症”,在悄悄地不断地发展和起着致命的破坏作用,而且往往更加难以诊断,这就要靠有关“扭振”的理论的不断深入和宣传,更要靠专门的听诊器——扭振仪来进行预防性的测试和分析及长期性的监测、记录。我们相信:经过广大扭振科技工作者的艰苦努力,各级主管部门的大力支持和有关行业的科技人员的协同作战,是一定能制服机械行业这种“疑难杂症”的。内燃机行业的先行者

们可以说已基本上做到了。包括我国在内的许多国家及国际组织都已制订了内燃机扭振的计算、检测等方面的国家标准、行业标准,特别在船舶制造和检验方面最为完备。笔者尽力而为,搜集了一些,并将有关部份摘录在第四章 4.1 节中供读者参考。此外,据了解我国正在制定有关汽轮发电机扭振、内燃机车扭振、扭振测试仪等方面的国家标准,大都已出草案,正待审批中。

本书的任务就是要深入浅出地介绍有关扭振的一些基本概念,和在有关行业中的表现,而重点则放在测试和仪器方面,将详细介绍基本的测试手段和各国主要公司研制的仪器的原理、性能,特别是要详细介绍我们自己 10 多年来开发出的系列产品,供大家参考研究。



扭转振动的基本概念 和力学理论基础

2.1 圆轴的扭转变形

为了弄清扭振的基本概念和物理形象,我们首先从静力学的扭转变形谈起。例如一根细长的粗铁丝,我们用两把钳子夹着其两端,反向将铁丝拧一角度,则此段铁丝就将发生扭转变形,各横截面上的内力分量为扭矩。显然,能合成为扭矩的应力分量,只可能是切应力。

2.1.1 圆轴横截面上的应力及强度计算

为了研究轴的强度,必须分析轴各横截面上应力的分布情况。

为此,首先从实验出发,观察圆轴的扭转变形。取一等截面直圆轴,在表面上画出一组与轴线平行的纵向线 AB 及与轴线垂直的周向线 mm 及 nn 。然后在轴两端分别作用两大小相等、方向相反的外力偶 M_1 及 M_2 ,则轴产生扭转变形(见图 2.1)。轴扭转变形后,若保持轴左端外圆周位置不变,纵向线 AB 变到 AB' 位置,所有纵向线象 AB 线一样,均斜倾 γ 角。圆周线变形后,其形状、大小均未变化,圆周线间距也不改变,只是绕轴线不同程度地转了一定角度 φ 。根据轴扭转时外表面的变形情况可以假想,圆轴扭转变形后,横截面仍保持平面,其形状大小均不改变,只是绕轴转过一角度 φ 。横截面半径仍为直线,随所在截面一起旋转了 φ 角。这样的

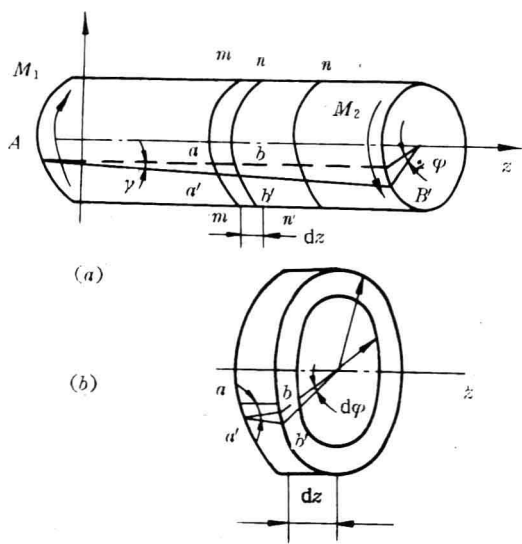


图 2.1

假设则称为平面假设。

由于圆轴无轴向外力作用,故圆周线间距不会发生变化,也就是圆轴各点的纵向应变 $\epsilon = 0$ 。根据虎克定律可知,这些点的正应力 $\sigma = E\epsilon$,必然为零。

为研究轴横截面上的剪应力 τ ,从图 2.1(a)轴上取出长度为 dz 的短轴段,变形后,轴段表面上的纵向线 ab 变化到 $a'b'$ 位置,倾斜了 γ 角;轴段右端面相对于左端面旋转了 $d\varphi$ 角。由于扭转变形均很小,由图 2.1(b)可得出

$$dz \cdot \gamma = R \cdot d\varphi \quad \gamma = \frac{R d\varphi}{dz}$$

半径为 ρ 的圆柱面上的纵向线的剪应变 γ_ρ 为

$$\gamma_\rho = \frac{\rho d\varphi}{dz} \quad (2.1)$$

由式(2.1)可知,因 $d\varphi$ 及 dz 为常量,剪应变 γ_ρ 与半径 ρ 成正比关系。也就是轴横截面上各点的剪应变 γ_ρ 随半径 ρ 增大而增加。

当扭转圆轴的最大剪应力 τ 小于材料剪切比例极限 τ_e 时,剪应力 τ_ρ 与剪应变 γ_ρ 遵守虎克定律,即

$$\tau_\rho = G\gamma_\rho = G\rho \frac{d\varphi}{dz} \quad (G \text{ 为材料的切变模量 } \text{N/m}^2)。 \quad (2.2)$$

工程计算时,很难找出 $\frac{d\varphi}{dz}$ 之值,故不直接使用式(2.2)进行计算。下面通过静力平衡方程,分析剪应力 τ 与截面扭矩 M_n 间的关系。由图 2.1 可以看出,横截面上的扭矩 M_n ,实际上是由截面上的所有剪应力 τ_ρ 形成的。

在横截面上半径 ρ 处取一面积为 dA 的微面积,其上的剪应力为 τ_ρ ,合力为 dP ,于是有

$$M_n = \int_A \rho dP = \int_A \rho \tau_\rho dA$$

式(2.2)代入上式,得

$$M_n = \int_A G \frac{d\varphi}{dz} \rho^2 dA = G \frac{d\varphi}{dz} J_\rho \quad (2.3)$$

式(2.3)中: $J_\rho = \int_A \rho^2 dA$ 称为截面极惯性矩(m^4)。

由式(2.2)得

$$\frac{d\varphi}{dz} = \frac{\tau_e}{G\rho}$$

将上式代入式(2.3),得

$$M_n = \frac{\tau_e J_\rho}{\rho} (\text{N} \cdot \text{m})$$

所以, $\tau_\rho = \frac{M_n \rho}{J_\rho} (\text{N/m}^2)$ (2.4)

式(2.4)表示轴横截面上的扭矩为 M_n 、半径 ρ 处的剪应力 τ_ρ 的计

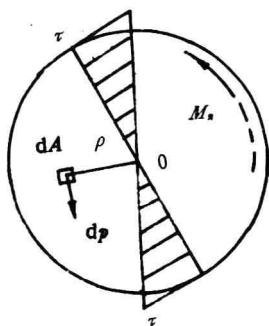


图 2.2