

机械零件强度许用值新标准 及大型经纬仪机械设计

高福晖 著

成都科技大学出版社

责任编辑:赖晓霞 秦保芳

封面设计:秦保芳

责任校对:秦保芳

内容简介

本书共分六章。第一、二、三章是介绍齿轮强度的试验研究。提出用 99.7% 未破坏概率确定机械零件强度和疲劳强度许用值的新方法。第四章是介绍大型经纬仪的精密齿轮传动设计与分析。第五章是介绍精密机械联轴节的设计及其传动误差分析。第六章是介绍大型经纬仪轴系(视轴、水平轴、垂直轴)结构设计、检测与提高精度的方法。

本书可供研究、设计、大专院校师生参考。

机械零件强度许用值新标准 及大型经纬仪机械设计

高福晖 著

成都科技大学出版社出版发行

(成都市磨子桥 邮编:610065)

四川省科技情报研究所印刷厂印刷

开本: 850×1168 1/32 印张: 6.875

1998 年 3 月第 1 版 1998 年 3 月第 1 次印刷

字数: 185 千字 印数: 1—500 册

ISBN7-5616-3663-6/TH·39

定价: 15.00 元

著者说明

本书主要写了两个问题:一是机械设计中零件强度和疲劳强度许用值的确定新方法。根据试验用概率统计及相关函数并考虑试件未破坏概率 99.7% 确定的许用值既保证了机器零件的安全可靠不可破坏,又充分利用了材料强度值,节约了大量材料,使机器重量减轻;二是试验并分析了大型经纬仪轴系(视轴、水平轴、垂直轴)的机械零件制造误差、安装调试误差、结构的弹性变形(刚度不够大)均影响大型经纬仪的测角精度及解决措施(包括用傅立叶谐波函数修正测角误差以提高大型经纬仪测角精度)。

著者高福晖

前 言

本书是笔者自 1955 年大连工学院机械系毕业参加工作以来对从事的机械零件强度和刚度及精密机械零件设计、制造、检测工作的总结。

在机械零件强度研究中,于 1963 年 4 月在研究生论文中就已经提出了用 99.7% 未破坏概率时的机械零件强度和疲劳强度值作为其新的标准许用值(参看文献 10)。这是 1959~1963 年我在苏联列宁格勒加里宁工学院机械系做研究生时的研究工作。30 年后,于 1993 年 8 月才撰写文章在《光电工程》和《机械》杂志上发表了。结果被美国《工程学指南》月刊 1994 年 8 月第 32 卷第 8 期第 623 页“机械类摘要”中收录了并称谓“新标准”(见本书第 83、84 页附录三、四)。这个方法可以推广用于确定所有其它机械零件强度和疲劳强度许用值,从而可以充分利用材料强度,节约大量材料,同时又可保证机器的安全性和可靠性。

关于从事的大型经纬仪的精密机械设计,包括精密齿轮传动、精密联轴节传动(实践中有许多设计不符合机械原理的原则)、大型经纬仪精密轴系——视轴、水平轴、垂直轴的结构设计、误差分析与检测以及提高经纬仪的轴系精度的措施等作为经验交流。当然不只是书中提到的这些机械零件,尚有许多问题需要从理论上和实验中进一步研究和解决。总结中,肯定会有许多不当之处,请读者批评指正。

高福晖

1997 年 12 月

目 录

第一章 齿轮强度的试验研究	(1)
1.1 齿轮齿面接触疲劳强度的模拟试验	(1)
1.2 模拟试验方法的设计	(3)
1.3 模拟试验装置的选择与设计	(6)
1.4 试验研究与测定纯滚动、滚动同时又有滑动的摩擦系数	(8)
1.5 确定滚轮表面接触疲劳强度极限值.....	(14)
1.5.1 实验数据统计计算方法.....	(15)
1.6 滚轮表面接触疲劳破坏情况及其分析.....	(21)
第二章 轮齿的弯曲强度试验	(25)
2.1 试验方法及试验装置的设计.....	(25)
2.2 静载荷下齿轮弯曲强度许用值的确定新方法和准则.....	(31)
2.3 在脉动载荷作用下轮齿弯曲疲劳强度许用值的确定 新方法和准则.....	(34)
第三章 齿轮传动的综合试验	(39)
3.1 齿轮试验装置的选择.....	(39)
3.1.1 加载机构的设计.....	(42)
3.2 闭路系统中的齿轮受力情况分析.....	(44)
3.3 闭路系统中的扭矩监测方法.....	(48)
3.4 确定齿轮接触疲劳强度许用值的新方法.....	(54)
3.4.3 齿轮接触疲劳强度试验.....	(57)
3.5 齿轮破坏情况及其机理分析.....	(61)
3.6 齿面磨损不均匀的力学分析.....	(65)
附录一、二 白桦树层压板(每层厚 0.5mm 和 1.5mm)附录一	

的机械物理性能·····	(81)
附录三、四 美国《工程学指南》月刊,1994年8月第32卷第 8期第623页关于“机械类摘要”的原文及译文·····	(83)
第四章 大型经纬仪的精密机械传动设计与分析·····	(85)
4.1 大型经纬仪对精密机械传动的要求·····	(85)
4.2 精密齿轮传动分析及提高传动平稳性措施·····	(85)
4.3 齿轮传动的啮合原理·····	(86)
4.3.1 分析轮齿啮合的重合系数·····	(87)
4.3.2 轮齿的弹性变形对载荷分布的影响·····	(88)
4.3.3 齿轮制造误差对轮齿载荷分布的影响·····	(104)
4.4 齿轮结构设计·····	(106)
4.5 提高齿轮传动平稳性分析·····	(110)
4.6 消间隙齿轮的设计·····	(110)
4.6.1 消间隙齿轮弹簧的分析计算·····	(111)
第五章 精密机械联轴节的设计及其传动误差分析·····	(114)
5.1 十字滑块联轴节·····	(114)
5.2 万向联轴节·····	(116)
5.3 单节和双节万向联轴节的传动误差分析·····	(118)
第六章 大型经纬仪轴系结构设计·····	(131)
6.1 引言·····	(131)
6.2 经纬仪的轴系结构设计·····	(133)
6.2.1 经纬仪的视轴照准差C及其对测角精度的影响·····	(133)
6.2.2 经纬仪的水平轴倾斜误差i及其对测角精度的影响·····	(135)
6.2.3 经纬仪的垂直轴歪斜误差V及其对测角精度的影响·····	(139)
6.2.4 经纬仪的三轴误差对测角精度的综合影响·····	(141)

6.3 经纬仪的轴系结构设计举例	(142)
6.3.1 大型经纬仪水平轴的结构设计与检测举例	(146)
关于接触应力计算方法的附录	(161)
6.3.2 水平轴晃动检测举例	(165)
6.4 大型经纬仪垂直轴系的设计与检测举例	(177)
6.4.1 垂直轴晃动检测举例	(181)
6.5 其他机械零件结构设计举例	(195)
6.5.1 垂直轴系底盘结构与弯曲变形的力学分析.....	
.....	(195)
6.5.2 调平机构的选择	(202)
6.5.3 抗扭薄膜扭转切应力和扭转变形的验算	(204)
6.5.4 经纬仪方位转动惯量的测试	(208)
6.5.5 经纬仪的调平精度的保持问题	(210)
参考文献	(211)

第一章 齿轮强度的试验研究

齿轮传动中,传递扭矩大小由轮齿齿面的接触强度和轮齿弯曲强度所决定。这两种强度许用值仅从机械设计和材料手册中查的是不够的。原因是:一是材料试验条件与齿轮工作条件不完全相同,二是手册中给出的材料强度许用值未考虑机器零件的毁坏概率问题,只给了平均值,这是不够的。众所周知,材料的质量不是均一的,加工的机器零件质量也不可能完全一致。因此材料试验强度值不可能完全相同,有个分散度问题,即正态分布密度问题,因而只给平均质是远远不够的。对于典型的复杂零件强度值需要做试验,而且应该给出平均值和分散度值,供设计者选用,并考虑零件不破坏概率值。

关于典型零件齿轮的接触强度和弯曲强度试验方法有许多种,这里只介绍两种:一种是模拟试验,另一种是综合试验,分述如下。

1.1 轮齿齿面接触疲劳强度的模拟试验

首先需要了解渐开线齿轮的啮合特点。齿轮传动时,轮齿齿面在啮合过程中其接触点沿啮合线 a_1a_2 (见图 1—1a、b) 移动,其中 b_1b_2 是啮合线段。对于渐开线齿轮啮合线 a_1a_2 是直线且过节点 p , 并与两个齿轮基圆相切于 a_1 和 a_2 。

b_1 点是主动齿轮轮齿根部与被传动齿轮轮齿齿顶的啮合点, b_2 点是主动齿轮轮齿齿顶与被传动齿轮轮齿齿根的啮合点。这两个点也是一对轮齿开始啮合的点 b_1 和啮合终了的点 b_2 。如果齿轮反向传动时,则 b_2 为开始啮合点,而 b_1 则为啮合终了点。下面再分析当齿轮传动时,啮合中的一对齿面在啮合点处的滚动速度和滑动速度的变化情况。由图 1—1 知 a_1 点是齿轮 1 的齿面滚动瞬时中心, a_2 点是

齿轮 2 的齿面滚动瞬时中心(见图 1-1a、b)。啮合点在 b_1p 的啮合线

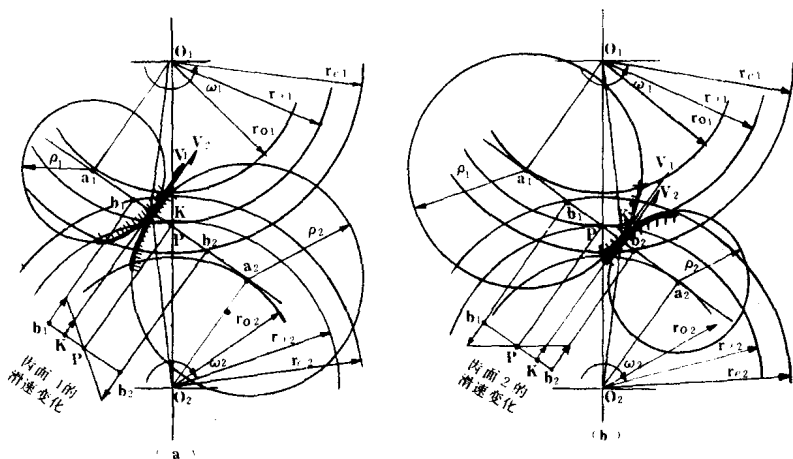


图 1-1 齿轮啮合原理

段内,齿面 1 的切向速度 v_1 小于齿面 2 的切向速度 v_2 (见图 1-1a)。此时两个齿面间有滚动同时又有滑动,滚动速度 $v_k = v_1 + v_2$;滑动速度 $v_{sk} = v_1 - v_2$ 。由于 $v_2 > v_1$,所以齿面 1 的滑动速度方向与主动齿轮 1 的转动方向相同。当啮合点在节点 p 时,齿面间只有滚动而无滑动,滚动速度不变。当啮合点在 pb_2 的啮合线段内时,齿面 1 的切向速度 v_1 大于齿面 2 的切向速度 v_2 (见图 1-1b),此时齿面间也是即有滚动又有滑动。同理滚动速度 $v_k = v_1 + v_2$;滑动速度 $v_{sk} = v_1 - v_2$ 。因为 $v_1 > v_2$,此时齿面 1 的滑动速度方向与主动齿轮 1 的转动方向相反(见图 1-1a),而齿面 2 的滑动速度方向与齿面 1 的滑动速度方向相反而大小相等(见图 1-1b)。现在以任意啮合点 K 为例,切向速度 v_1 和 v_2 用下列各式求出;

$$v_1 = a_1 k \cdot \omega_1 \quad (1-1)$$

$$v_2 = a_2 k \cdot \omega_2 \quad (1-2)$$

当传动此 $i=1$ 时, $\omega_1 = \omega_2 = \omega$,即两个齿轮转速相等,则

$$v_k = v_1 + v_2 = (a_1 k + a_2 k) \omega \quad (1-3)$$

$$v_{CK} = v_1 - v_2 = (a_1k - a_2k)\omega \quad (1-4)$$

现在举试验的例子。设主动齿轮 1 与被动齿轮 2 (即被试验的齿轮) 的几何参数相同: 模数 $m = 6$, 齿数 $Z_1 = Z_2 = 24$, 齿廓压力角 $\alpha_s = 20^\circ$, 齿高系数 $f_0 = 1$, 修正系数 $\xi = 0$, 齿宽 $B = 60$ mm 的标准直齿圆柱齿轮。传动比为 1, 即 $\omega_1 = \omega_2 = \omega$, 设齿轮转速为 $n = 1163.345$ 转/分。 $\omega = \frac{2\pi n}{60} = 121.8252$ 弧度/秒。把已知数据代入有关公式中求得:

$$\text{节圆半径 } r_n = 0.5mz_1 = 72 \text{ (mm)},$$

$$\text{齿顶圆半径 } r_{a1} = 0.5(z_1 + 2f_0)m = 78 \text{ (mm)},$$

$$\text{基圆半径 } r_{o1} = 0.5mz_1 \cos\alpha_s = 67.6578 \text{ (mm)},$$

$$pa_1 = pa_2 = r_n \sin 20^\circ = 24.62545 \text{ (mm)},$$

$$a_1a_2 = 49.2509 \text{ (mm)},$$

$$pb_1 = pb_2 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{o1}^2} - r_n \sin\alpha_s = 14.1872 \text{ (mm)},$$

$$b_1b_2 = 28.3744 \text{ (mm)},$$

$$a_1b_1 = a_2b_2 = pa_1 - pb_1 = 10.4382 \text{ (mm)},$$

$$a_1b_2 = a_2b_1 = pa_1 + pb_2 = 38.8126 \text{ (mm)},$$

$$\text{节点 } p \text{ 处的滚动速度 } v_k = (a_1p + a_2p)\omega = 6000 \text{ (mm/s)}.$$

$$b_1 \text{ 点处 } v_1 = a_1b_1\omega = 1271.6358 \text{ (mm/s)},$$

$$v_2 = a_2b_1\omega = 4728.3528 \text{ (mm/s)},$$

$$v_k = v_1 + v_2 = 5999.9886 \text{ (mm/s)} \approx 6000 \text{ (mm/s)},$$

$$v_{ck} = v_1 - v_2 = -3456.7170 \text{ (mm/s)}.$$

$$b_2 \text{ 点处 } v_1 = a_1b_2\omega = 4728.3528 \text{ (mm/s)},$$

$$v_2 = a_2b_2\omega = 1271.6358 \text{ (mm/s)},$$

$$v_k = v_1 + v_2 = 5999.9886 \text{ (mm/s)} \approx 6000 \text{ (mm/s)},$$

$$v_{ck} = v_1 - v_2 = 3456.7170 \text{ (mm/s)}.$$

在模拟齿轮传动试验时, 根据上述参数选择模拟试验方法。

1.2 模拟试验方法的设计

本模拟试验是采用一对滚轮的相对滚动的办法模拟齿轮传动中

齿面工作状态。现在分别叙述于下。

1.2.1 模拟齿轮试验用的滚轮直径的选择

因为齿轮轮齿的表面在啮合过程中齿间同时有滚动和滑动(节点处只有滚动而无滑动),而且在节点两边滑动速度的大小和方向是变化的(见图1-1a、b)。但是滚动速度的大小和方向是不变的。为了模拟这种运动特点,采用一对滚轮相接触并以相同转速 ω 在转动,用改宽两个滚轮半径大小之比,以达到模拟齿面的纯滚动、滚动同时又有滑动、节点前后的滑动速度方向和大小的改变(详见图1-2)。

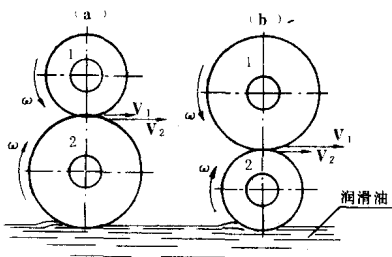


图1-2 模拟齿面工作原理

比较图1-2和图1-1便知,图1-2(a)相当于图1-1(a)的情况;图1-2(b)相当于图1-1(b)的情况。设图1-2中滚轮1的半径为 ρ_1 ,滚轮2的半径为 ρ_2 ,则切向速度分别为

$$v_1 = \rho_1 \omega,$$

$$v_2 = \rho_2 \omega,$$

两个滚轮接触面之间的相对滚动速度

$$v_k = v_1 + v_2 = (\rho_1 + \rho_2) \omega,$$

相对滑动速度

$$v_{sk} = v_1 - v_2 = (\rho_1 - \rho_2) \omega.$$

这个分析结果与前面齿轮啮合过程中齿面间的滚动速度 v_k 和滑动速度 v_{sk} 的分析结果完全相同。

为了观察齿面间的滑动速度对齿面间的摩擦系数的影响,取齿面间的相对滚动速度 v_k 基本保持为6m/s,相对滑动速度为0, ± 0.1 , ± 0.3 , ± 1.0 , ± 2.0 m/s(见表1-1)。

表1-1 每对滚轮参数的选择

试验 序号	滚轮1 直径 (mm)	滚轮2 直径 (mm)	滚轮1 宽度 (mm)	滚轮2 宽度 (mm)	滚轮1圆 周速度 v_1 (m/s)	滚轮2圆 周速度 v_2 (m/s)	滚轮间相 对滑动速度 $v_{ck}=v_1-v_2$ (m/s)	滚轮间相 对滚动速度 $v_k=v_1+v_2$ (m/s)
1	97	97	20	15.2	3.047	3.047	0	6.094
2	97	94	20	15.5	3.047	2.950	0.10	5.997
3	100	90.5	20	16.1	3.141	2.843	+0.30	5.985
4	113.75	80.25	20	15.7	3.574	2.521	+1.053	6.095
5	130.5	63.5	20	17.3	4.100	1.995	+2.105	6.095
6	94	97	20	15.5	2.950	3.047	-0.10	5.997
7	90.5	100	20	16.1	2.843	3.141	-0.30	5.985
8	80.25	113.75	20	15.7	2.521	3.574	-1.053	6.095
9	63.5	130.5	20	17.3	1.995	4.100	-2.105	6.095

试验条件: $p_n=882$ 牛顿, $n=600$ 转/分, 10号机油润滑

1.2.2 模拟齿轮试验滚轮宽度的选择

用一对滚轮模拟直齿圆柱齿轮齿面的工作状态, 其接触应力按盖尔兹公式计算, 即

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{p_n}{\pi B R_{np} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (1-5)$$

式中 p_n ——作用在齿面上或滚轮上的正压力,

B ——齿轮宽度或滚轮的宽度,

E_1, E_2 ——齿轮1、2或滚轮1、2的材料的弹性模量,

μ_1, μ_2 ——齿轮1、2或滚轮1、2的材料的泊松比,

R_{np} ——齿轮轮齿1、2或滚轮1、2的换算相当曲率半径,

并且

$$R_{np} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (1-6)$$

R_1, R_2 ——齿面1、2或滚轮1、2的曲率半径,由公式(1-5)中可以看出,当齿轮材料和滚轮材料相同时,则 $E_1 = E_2, \mu_1 = \mu_2$ 。在压力 p_n 作用下,只要乘积 $B_1 R_{np1} = B_2 R_{np2} = \text{常数}$ 不变时,则接触应力 σ_k 是相等的。

这里需要提出的是,对于多晶材料(如金属材料)模拟试验时,试件的比例尺寸大小对其接触疲劳强度极限是有影响的。根据俄国科学家 M. A. ПИВЗАХОВ 的研究试验得出当 $BR_{np} = 250\text{mm}^2$ 时,继续增大乘积 BR_{np} 值对接触疲劳强度极限值无重大影响了。所以把 $BR_{np} = 250\text{mm}^2$ 作为临界值,设计时取乘积 $BR_{np} \geq 250\text{mm}^2$ 。

被模拟的直齿圆柱齿轮参数在2.1节中已经介绍了。根据这些参数,可以求出节点处渐开线齿形的换算相当曲率半径为

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{d_n \sin \alpha_s}{2(i+1)} = 12.3127 \text{ (mm)},$$

$$B = \frac{250}{\rho_{np}} = \frac{250}{12.3127} = 20.3042 \text{ (mm)},$$

实际取齿宽为60mm,乘积

$$B\rho_{np} = 738.762 > 250 \text{ (mm)}$$

模拟试验用的每对滚轮尺寸参数(滚轮宽度 B 和滚轮直径 D)列入表1-1中,其乘积 $BR_{np} = 360 \sim 370\text{mm}$,均大于 250mm 。试验时采用转速 $n = 600$ 转/分。两个滚轮对滚工作面之间相对滚动速度 $v_k = v_1 + v_2$ (见图1-2)基本保持 6m/s 不变;两滚轮工作面之间相对滑动速度 $v_{sk} = v_1 - v_2$ (见图1-2)取 $0, \pm 0.1, \pm 0.3, \pm 1.0, \pm 2.0\text{m/s}$,详见表1-1。

1.3 模拟试验装置的选择与设计

为了用滚轮模拟齿轮传动时轮齿啮合过程的运动情况,需要选择与设计满意的试验装置。该装置的关键是要有两个平行的轴,用以安装模拟轮齿啮合运动的两个滚轮。两个轴的转速相同,旋转方向相反,并且两轴之间可施加压力(载荷)。该模拟装置的原理见图1-3。

图中1是3000瓦的直流电机,可以连续调速,经过联轴节2、齿轮 Z_1 、

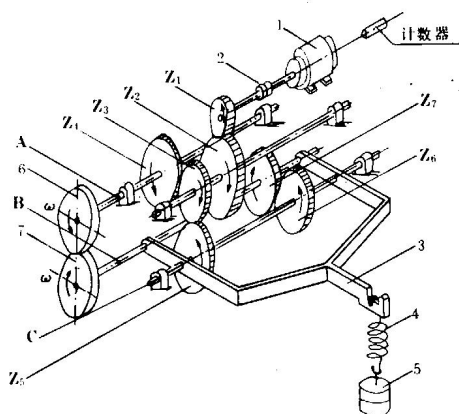


图1-3 模拟齿轮啮合运动试验装置原理图

Z_2 、 Z_3 、 Z_4 带动滚轮轴 A 转动;另一传动路线是由直流电机1经过联轴节2、齿轮 Z_1 、 Z_2 、 Z_3 、 Z_5 、 Z_6 、 Z_7 带动滚轮轴 B 转动。两个滚轮轴 A 和 B 的转动速度 ω 相同,转动方向相反。图中杠杆3可以绕轴 C 转动,带动轴 B 绕轴 C 摆动,实现加载动作,轴 A 是固定的,于是载荷5经过弹簧4和杠杆3使滚轮7压向滚轮6。再用改变滚轮6和7的直径之比,实现模拟轮齿在啮

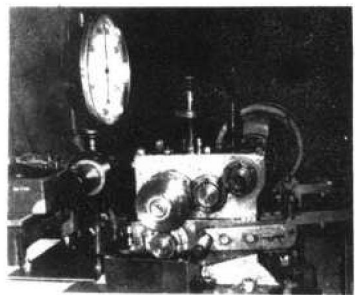


图1-4 模拟齿轮啮合运动试验装置(实物照片)

合过程的纯滚动,滚动同时又有滑动的运动情况。可以模拟轮齿在啮合开始直到节点前的运动情况,又可以模拟节点后直到啮合结束前的运动情况。还可以通过实验研究纯滚动的摩擦系数、滚动同时又有滑动时的摩擦系数,节点前后滑动摩擦方向不同、润滑条件不同、滑动速度大小与滚动速度大小的比例不同等因素对摩擦系数的影响,

从而可以模拟试验研究齿轮齿面的接触疲劳强度和接触疲劳破坏(剥蚀)及磨损情况等。图1-4是模拟齿轮轮齿啮合运动试验装置的实物照片。

1.4 试验研究与测定纯滚动、滚动同时又有滑动的摩擦系数

由于前节介绍的模拟试验装置不能直接测量摩擦扭矩,因而采用间接测量摩擦系数的方法。这种方法见图1-5。图中1是夹板式制动器,安装在转动轴A或B上。其制动力矩 M_T 为载荷 Q 与力臂 l 的乘积,即

$$M_T = Q \cdot l$$

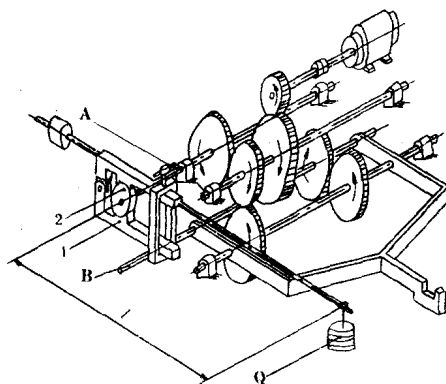


图1-5 测量摩擦损失示意图

当电机带动A轴(或B轴)转动时,所消耗的总功率是 W_0 (瓦特)。其中设试验装置的摩擦损耗功率为 W_f ,制动力矩所消耗的功率为 W_T ,则总功率为

$$W_0 = W_f + W_T$$

因为 W_0 是测量出来的,而 W_T 也是测出来的,所以试验装置的摩擦损耗功率 W_f 是由下式确定

$$W_Y = W_0 - W_T$$

其中

$$W_T = M_T \cdot \omega = Q \cdot l \cdot \frac{2\pi n}{60}$$

式中 n ——A 轴或 B 轴的转速, 转/分,

Q ——载荷, 牛顿(N),

l ——力臂长, m。

根据试验可以求出试验装置的摩擦损耗 w_Y 。图1—6是根据试验测得试验装置的摩擦损耗功率 W_Y 与电机消耗的总功率的关系曲线, 近似直线关系。当制动力矩等零($W_T=0$)时, $W_0=W_Y=254$ 瓦(见图1—6)。

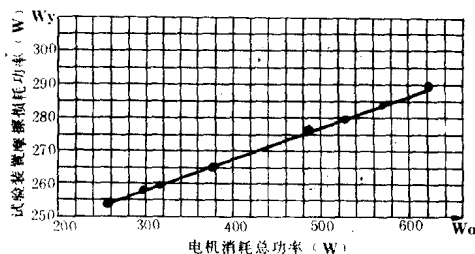


图1—6 试验装置摩擦损耗

1.4.1 试验确定纯滚动摩擦系数

由图1—2知, 滚轮1的滚动摩擦损耗功率 W_{k1} 为

$$W_{k1} = M_{k1} \cdot \omega = F_k R_1 \omega = f_k p_n v_1$$

滚轮2的滚动摩擦损耗功率

$$W_{k2} = M_{k2} \cdot \omega = F_k R_2 \omega = f_k p_n v_2$$

式中 M_{k1} 和 M_{k2} ——滚动摩擦力矩,

F_k ——滚动摩擦力,

f_k ——滚动摩擦系数,

p_n ——滚轮间正压力, 牛顿(N),

v_1 和 v_2 ——滚轮1和2的切向速度, m/s。

当滚轮1和滚轮2相对滚动时,其总的滚动摩擦损耗 W_k 为两者之和,即

$$W_k = W_{k1} + W_{k2} = f_k p_n (v_1 + v_2) = f_k p_n v_k (N \cdot m/s),$$

上式中的 W_k , p_n , v_k 都是试验中测定的,所以滚动摩擦系数 f_k 由下式求得

$$\text{因为} \quad W_k = f_k p_n v_k N \cdot m/s = f_k p_n v_k (W),$$

$$\text{所以} \quad f_k = \frac{W_k}{p_n v_k} \quad (1-7)$$

$$\text{上式中, } W_k = W_0 - W_Y,$$

其中 W_0 是电机总损耗功率,由试验测得。 W_Y 是试验装置的摩擦损耗功率,由图1-7中求得。把已知数据代入公式(1-7)中,即可求出滚动摩擦系数 f_k 。

1.4.2 当一对滚轮之间有滚动同时又有滑动时,试验确定滑动摩擦系数

根据试验测定电机消耗总功率 W_0 。它应当包括试验装置的消耗功率 W_Y 、两个滚轮之间的滚动摩擦消耗功率 W_k 和两个滚轮之间的滑动摩擦消耗功率 W_{ck} ,即

$$W_0 = W_Y + W_k + W_{ck}$$

$$\text{所以 } W_{ck} = W_0 - W_k - W_Y$$

上式中, W_0 试验时测得; W_Y 由图1-6中查得; W_k 仍为前节中试验测得的值不变。因为试验时滚轮间的压力 p_n 和滚动速度 v_k 都不变(见表1-1),所以认为 W_k 值也不变。因此根据上式便可求出 W_{ck} 值。所以滑动摩擦系数由下式确定:

$$f_{ck} = \frac{W_{ck}}{p_n v_{ck}} \quad (1-8)$$

式中,滑动速度 $v_{ck} = |v_1 - v_2|$,把已选好的参数带入1-8式中便可求出滑动摩擦系数 f_{ck} 。

根据上述确定的研究实验方法测得纯滚动摩擦损耗功率 W_k 及滚动又有滑动情况下的滑动摩擦损耗功率 W_{ck} 见图1-7。因为用滚