

# 《机械工程基础实验》

## 实 验 指 导 书

### 机械设计实验 1

封闭功率流式齿轮传动效率实验

液体动压径向轴承实验

浙江大学机械工程实验教学中心

2024 年 9 月

## 实验一 封闭功率流式齿轮传动效率实验

### 一、实验问题的提出

齿轮有圆柱齿轮、圆锥齿轮、平面齿轮与不完全齿轮等；齿形有渐开线、摆线、圆弧、双圆弧、螺旋面等。由于齿轮传动功率比带传动与链传动大，在机器设计中得到广泛应用。由于渐开线齿轮传动的瞬时传动比为定值，并具有中心距可分性与啮合角不变性，对制造误差和安装误差不敏感，作用在轴上的载荷方向不变。渐开线齿轮的加工工艺成熟，因此是常用的齿轮型式。齿轮传动的效率高、结构紧凑、工作可靠、寿命长，齿轮传动传递的功率可达数十万千瓦，圆周速度可达  $300\text{m/s}$ ，最高转速可达  $19600\text{r/min}$ ，齿轮的直径可达数十米以上。齿轮传动的效率高，并且齿轮传动的效率与齿轮的精度等级有关。

实际机械中齿轮传动的工作载荷谱的确定是比较复杂的问题，齿面固定点的载荷不仅仅是脉动变化的，而且有高频冲击的特点。同时啮合的轮齿间载荷是非平均分配的，而且在一个齿上沿接触线上的载荷也是非均匀分布的。对于减速传动的直齿圆柱齿轮，大小齿轮的硬度  $\text{HB}_2$  和  $\text{HB}_1$  与传动比  $i$  之间可设计为  $\text{HB}_2 = i^{0.25}\text{HB}_1$ ，以便充分利用小齿轮硬齿面对大齿轮软齿面的冷作硬化作用，已达到一对齿轮齿面接触强度和齿根弯曲疲劳强度相等。在产品试验和实验室试验中常要进行齿轮传动的工作能力、寿命和效率的实验分析，在齿轮传动上所施加的功率（扭矩和转速）载荷谱是能准确分析试验结果、得到正确结论的关键，如果用制动器消耗掉在试验中所施加的功率，则造成能量浪费。因此，应讨论齿轮试验原理、实验方法与效率计算分析。

如何测定齿轮传动的效率是本实验的内容，怎样设计能耗低的齿轮传动试验台？在齿轮变速箱厂对所生产的大量齿轮要进行跑合试验，如何减少电能消耗呢？

### 二、实验目的

- 1、了解封闭功率流式齿轮试验台的基本结构原理、特点及测定齿轮传动效率的方法。
- 2、测定齿轮传动效率和功率的方法。

### 三、实验原理

首先介绍封闭功率流的概念，图 1-1a 是一个定滑轮机构，要使重物  $Q$  以匀速  $v$  上升，必须在滑轮右边加上力  $P$ ，克服重物  $Q$  和摩擦阻力  $F_f$ 。右边绳上所加的外力功率是  $Pv = Qv + F_f v$ ，它完全是由外力产生的。图 1-1b 利用手轮和弹簧装置，把左边绳中的拉力调节到等于  $Q$ ，然后在右边绳子上只需加上一个克服摩擦的力，就可使右边绳子以匀速  $v$  上升。在图 1-1a 的设计中，功率  $N_1 = Pv = Qv + F_f v$  都是外力产生的，并且消耗在增加重物  $Q$  的势能和滑轮的摩擦上。在图 1-1b 的系统中，所加外力仅仅是  $F_f$ ，而  $Qv$  不再是外力产生的，而是内平衡力产生的，外加功率仅是  $N_2 = F_f v$ 。由于摩擦力  $F_f$  的值一般很小，这个系统的能耗小，功率  $Qv$  是平衡内力产生的，称之为封闭功率。这种封闭功率系统原理也可以用于齿轮试验。

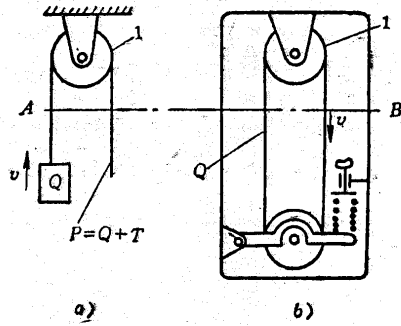


图 1-1 两种滑轮设计

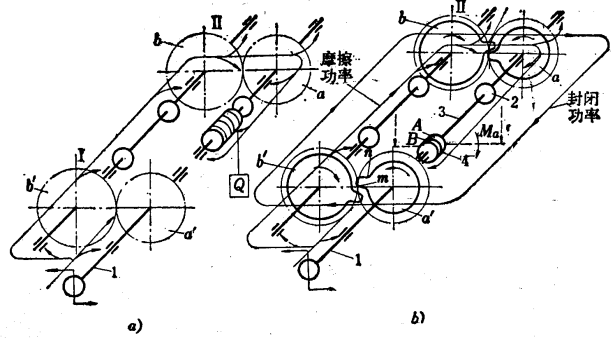


图 1-2 两种齿轮试验台

图 1-2a 由两对齿轮副  $Z_a, Z_{a'}$  和  $Z_b, Z_{b'}$  组成，并且要求有  $\frac{Z_b}{Z_a} = \frac{Z_{b'}}{Z_{a'}}$ ， $Z_a = Z_{a'}$ ， $Z_b = Z_{b'}$ ，两对齿轮副的中心距也要相等，假设传递的扭矩为  $T$ ，则系统的功率为式 (10-1) 所示，电机功率可由式 (1-2) 计算。

$$N_3 = \frac{Tn_a}{9550} \quad (\text{KW}) \quad (1-1)$$

$$N_M = \frac{N_3}{\eta} \quad (\text{KW}) \quad (1-2)$$

图 1-2b 利用半联轴器 2 和 4 及中间轴 3 把齿轮  $a$  和  $a'$  联接起来，组成封闭系统，并在这个联轴器上加载扭转  $T$ ，这时齿轮的工作功率仍是  $Tn_a$ ，但是这个功率并不由电动机提供，电动机只提供摩擦阻力所消耗的功率，即只提供功率  $(1-\eta)Tn_a$ ，其中力矩  $T$  当齿轮不转动时也存在，是由封闭系统中的平衡内力产生的，称为封闭力矩。这时电动机提供的克服摩擦的功率为

$$N_M = N_4 = \frac{Tn_a}{\eta_{a'b}\eta_{ba}} - Tn_a = \frac{Tn_a}{\eta_{a'b}\eta_{ba}} (1 - \eta_{a'b}\eta_{ba})$$

若  $\eta_{a'b} \approx \eta_{ba} = \eta$ ，则

$$N_M = N_4 = \frac{Tn_a}{\eta^2} (1 - \eta^2) \quad (1-3)$$

要获得封闭力矩就必须有特殊加载装置，系统设计中一般的加载装置有直接扭转加载装置、螺旋运动加载装置、摇摆齿轮箱加载装置、行星差动齿轮机构加载装置和惯性加载装置。本实验中的试验台采用的是摇摆齿轮箱加载装置。

#### 四、实验台的结构与工作原理

CLS-II 型试验台为小型台式封闭功率流式齿轮试验台，采用悬挂式齿轮箱不停机加载方式，加载方便、操作简单安全，耗能少。在数据处理方面，既可直接用抄录数据手工计算方法，也可以和计算机接口组成具有数据采集处理、结果曲线显示、信息储存和打印输出等多种功能的自动化处理系统。该系统具有重量轻、机电一体化相结合等特点。

本试验台可进行齿轮传动效率试验，小模数齿轮的承载能力试验。通过试验，使学生能了解封闭功率流式齿轮试验台的基本原理、特点及齿轮传动效率的测试方法。

(一) 主要技术参数:

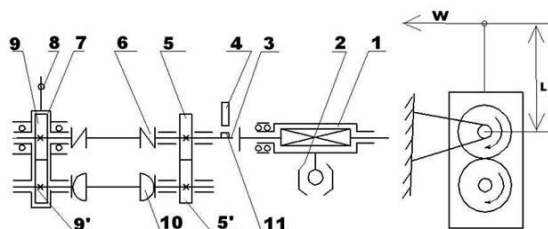
(1) 试验齿轮模数  $m=2$

- |              |                              |
|--------------|------------------------------|
| (2) 齿 数      | $Z_4 = Z_3 = Z_2 = Z_1 = 38$ |
| (3) 中心距      | $A = 76\text{mm}$            |
| (4) 速比       | $i = 1$                      |
| (5) 直流电机额定功率 | $P = 300\text{W}$            |
| (6) 直流电机转速   | $N = 0 \sim 1100\text{r/m}$  |
| (7) 最大封闭扭矩   | $T_B = 15\text{NM}$          |
| (8) 最大封闭功率   | $P_B = 1.5\text{KW}$         |

## (二) 机械结构

试验台的结构如图 1-3 所示，由定轴齿轮副、悬挂齿轮箱、扭力轴、双万向联轴器等组成一个封闭机械系统。

电机采用外壳悬挂结构，通过浮动联轴器和齿轮相连，与电机悬臂相连的转矩传感器把电机转矩信号送入实验台电测箱，在数码显示器上直接读出。电机转速由霍尔传感器 4 测出，同时送往电测箱中显示。



- |            |          |         |         |
|------------|----------|---------|---------|
| 1、悬挂电机     | 2、转矩传感器  | 3、浮动联轴器 | 4、霍尔传感器 |
| 5-5'、定轴齿轮副 | 6、刚性联轴器  | 7、悬挂齿轮箱 | 8、砝码    |
| 9-9'、悬挂齿轮副 | 10、万向联轴器 | 11、永久磁钢 |         |

图 1-3 齿轮实验台结构简图

## (三) 效率计算

### 1. 封闭功率流方向的确定

由图 1-3 可知，试验台空载时，悬臂齿轮箱的杠杆通常处于水平位置，当加上一定载荷之后（通常加载法码是 0.5kg 以上），悬臂齿轮箱会产生一定角度的翻转，这时扭力轴将有一力矩  $T_9$  作用于齿轮 9（其方向为顺时针），万向节轴也有一力矩  $T_9'$  作用于齿轮 9'，（其方向也顺时针，如忽略摩擦， $T_9' = T_9$ ）。当电机顺时针方向以角速度  $\omega$  转动时， $T_9$  与  $\omega$  的方向相同， $T_9'$  与  $\omega$  方向相反，故这时齿轮 9 为主动轮，齿轮 9' 为从动轮，同理齿轮 5' 为主动轮，齿轮 5 为从动轮，封闭功率流方向如图 1-1 所示，其大小为：

$$P_a = \frac{T_9 n_9}{9550} = P_9' \quad (\text{KW})$$

该功率流的大小决定于加载力矩和扭力轴的转速，而不是决定于电动机。电机提供的功率仅为封闭传动中损耗功率，即：

$$P_1 = P_9 - P_9 \eta_{\text{总}}$$

则

$$\eta_{\text{总}} = \frac{P_9 - P_1}{P_9} = \frac{T_9 - T_1}{T_9}$$

对单对齿轮

$$\eta = \sqrt{\frac{T_9 - T_1}{T_9}}$$

$\eta$  为总效率, 若  $\eta=95\%$ , 则电机供给的能量, 其值约为封闭功率值的 1/10, 是一种节能高效的试验方法。

## 2. 封闭力矩 $T_9$ 的确定

由图 1-3 可以看出, 当悬挂齿轮箱杠杆加上载荷后, 齿轮 9、齿轮 9' 就会产生扭矩, 其方向都是顺时针, 对齿轮 9' 中心取矩, 得到封闭扭矩  $T_9$ , 本试验台  $T_9$  是所加载荷产生扭矩的一半, 即:

$$T_9 = \frac{WL}{2} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中,  $W$  为所加砝码重量,  $\text{N}$ ;  $L$  是加载杠杆长度,  $L=0.3\text{m}$ 。

则平均效率为:

$$\eta = \sqrt{\eta_{\text{总}}} = \sqrt{\frac{T_9 - T_1}{T_9}} = \sqrt{\frac{\frac{WL}{2} - T_1}{\frac{WL}{2}}}$$

式中,  $T_1$  是电动机输出扭矩 (电测箱输出扭矩显示值); 电机为顺时针旋转。

## (四) 电子系统

### 1. 系统框图

电测箱内电子系统的结构框内如图 1-4 所示。

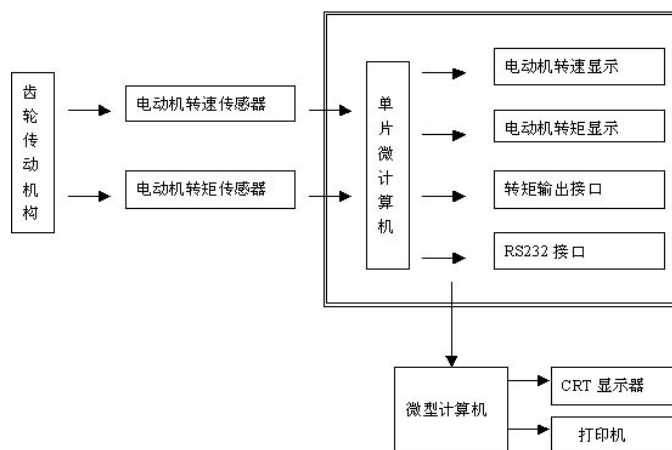


图 1-4 实验系统框图

实验台电测箱内附设单片机, 承担检测、数据处理、信息记忆, 自动数字显示及传送等功能。若通过串行接口与计算机相连, 就可由计算机对所采集数据进行自动分析处理、并能显示及打印齿轮传递效率  $\eta-T_9$  曲线及  $T_1-T_9$  曲线和全部相关数据。

### 2. 操作部分

操作部分主要集中在电测箱正面的面板上, 面板的布置如图 1-5 所示。

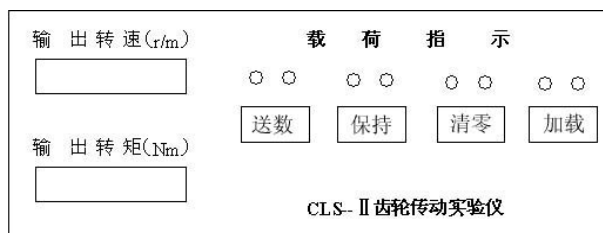
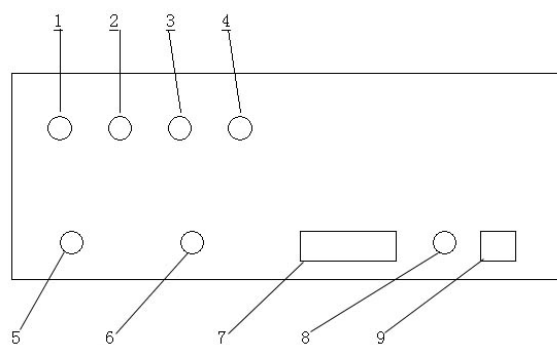


图 1-5 电测箱面板布置图

在电测箱背面备有微机 RS232 接口，转矩、转速输入接口等，其布置情况如图 1-6 所示。



1、调零电位器      2、转矩放大倍数电位器      3、力矩输出接口      4、接地端子  
5、转速输入接口      6、转矩输入接口      7、RS232 接口      8、电源开关      9、电源插座

图 1-6 电测箱后板布置图

## 五、实验步骤及注意事项

### 1、人工记录操作方法

#### (1) 系统连接及接通电源

齿轮实验台在接通电源前，应首先将电机调速旋钮逆时针转至最低速“O 速”位置，将传感器转矩信号输出线及转速信号输出线分别插入电测箱后板和实验台上相应接口上，然后掀电源开关接通电源。打开电测箱后板上的电源开关，并按一下“清零键”，此时，输出转速显示为“0”，输出转矩显示数“.”，实验系统处于“自动校零”状态。校零结束后，力矩显示为“0”。

#### (2) 转矩零点及放大倍数调整

##### (a) 零点调整

在齿轮实验台不转动及空载状态下，使用万用表接入电测箱后板力矩输出接口 3（见图 1-6）上，电压输出值应在 1~1.5V 范围内，否则应调整电测箱后板上的调零电位器（若电位器带有锁紧螺母，则应先松开锁紧螺母，调整后再锁紧）。

零点调整完成后按一下“清零”键，待转矩显示“0”后表示调整结束。

##### (b) 放大倍数调整

“调零”完成后，将实验台上的调速旋钮顺时针慢慢向“高速”方向旋转，电机起动并逐渐增速，同时观察电测箱面板上所显示的转速值。当电机转速达到 1000 转/分左右时，停止转速调节，此时输出转矩显示值应在 0.98-1 Nm 之间，（此值为出厂时标定值），否则通过电测箱后板上的转矩放大倍数电位器加以调节。调节电位器时，转速与转矩的显示值有一段滞后时间。一般调节后待显示器数值跳动两次即可达到稳定值。

#### (3) 加载

调零及放大倍数调整结束后。为保证加载过程中机构运转比较平稳，建议先将电机转速调低。一般实验转速调到 500~800 转/分为宜。待实验台处于稳定空载运转后（若有较大振动，要按一下加载法码吊篮或适当调节一下电机转速），在法码吊篮上加上第一个法码。观察输出转速及转矩值，待显示稳定（一般加载后转矩显示值跳动 2-3 次即可达稳定值）后，按一下“保持键”，使当时的转速及转矩值稳定不变，记录下该组数值。然后按一下“加载键”，第一个加载指示灯亮，并脱离“保持”状态，表示第一点加载结束。

在吊篮上加上第二个法码，重复上述操作，直至加上八个法码，八个加载指示灯亮，转速及转矩显示器分别显示“8888”表示实验结束。

根据所记录下的八组数据便可作出齿轮传动的传动效率  $\eta - T_0$  曲线及  $T_1 - T_0$  曲线。

注：在加载过程中，应始终使电机转速基本保持在预定转速左右。

在记录下各组数据后，应先将电机调速至零，然后再关闭实验台电源。

## 2、与计算机接口实验方法

在 CLS-II 型齿轮传动实验台电控箱后板上设有 RS-232 接口，通过所附的通讯连接线和计算机相联，组成智能齿轮传动实验系统，操作步骤为：

### (1) 系统联接及接通电源

在关电源的状态下将随机携带的串行通讯连接线的一端接到实验台电测箱的 RS-232 接口，另一端接入计算机串行输出口（串行口 1#或 2#均可，但无论联线或拆线时，都应先关闭计算机和电测箱电源，否则易烧坏接口元件）。其余方法同前

### (2) 转矩零点及放大倍数调整

方法同前

### (3) 打开计算机

打开计算机，运行齿轮实验系统,首先对串口进行选择,如有必要,在串口选择下拉菜单中有一栏机型选择,选择相应的机型,然后点击数据采集功能,等待数据的输入。

### (4) 加载

同样，加载前就先将电机调速至 500-800 转/分之间，并在加载过程中应始终使电机转速基本保持在预定值。

(a) 实验台处于稳定空载状态下，加上第一个法码，待转速及转矩显示稳定后，按一下“加载键”（注：不需按“保持键”）第一个加载指示灯亮。加第二个法码，显示稳定后再按一下“加载键”，第二个加载指示灯亮，第二次加载结束。如此重复操作，直至加上八个法码，按八次“加载键”，八个加载指示灯亮。转速、转矩显示器都显示“8888”，表明所采数据已全部送到计算机。将电机调速至“0”并卸下所有法码。

(b) 当确认传送数据无误（否则再按一下“送数键”）后，用鼠标选择“数据分析”功能，屏幕所显示本次实验的曲线和数据。接下来就可以进行数据拟合等一系列的工作了。如果在采集数据过程中，出现采不到数据的现象，请检查串口是否接牢，然后重新选择另一串口，重新采集，如果采集的数据有错，请重新用实验台产生数据，再次采集，或者重新选择机型，建议选择较好的机型。

(c) 移动功能菜单的光标至“打印”功能，打印机将打印实验曲线和数据。

(d) 实验结束后，用鼠标点击“退出”菜单，即可退出齿轮实验系统。退出后应及时关闭计算机及实验台电测箱电源。

(e) 注意：如需拆、装 RS-232 串行通讯线，必须将计算机及试验台的电源关断。

系统主界面使用说明（参见图 1-7）：

本界面主要是用来切换多个实验系统界面的平台，有 8 个通道可供切换，每个通道中配有 6 个实验系统同时还有，串口配置，仪器配置，帮助，退出。

单击 8 个按钮中一个，将调用相应的实验系统界面，并可对该界面操作。

串口配置中含有 com1 和 com2，使用本界面时应选择串口，其中 com1 的指定位置是 3F8，com2 的指定位置是 2F8。

仪器配置：单击仪器配置按钮，将切换到仪器配置界面，可对 8 个通道中的仪器进行配置，按配置结束返回到主界面。

退出：单击该按钮将退出本界面。

### 3、注意事项

- (1) 计算机的开启与关闭必须按计算机操作方式进行，不得任意地删除计算机中的程序文件。
- (2) 实验台为开式传动，请注意人身安全。

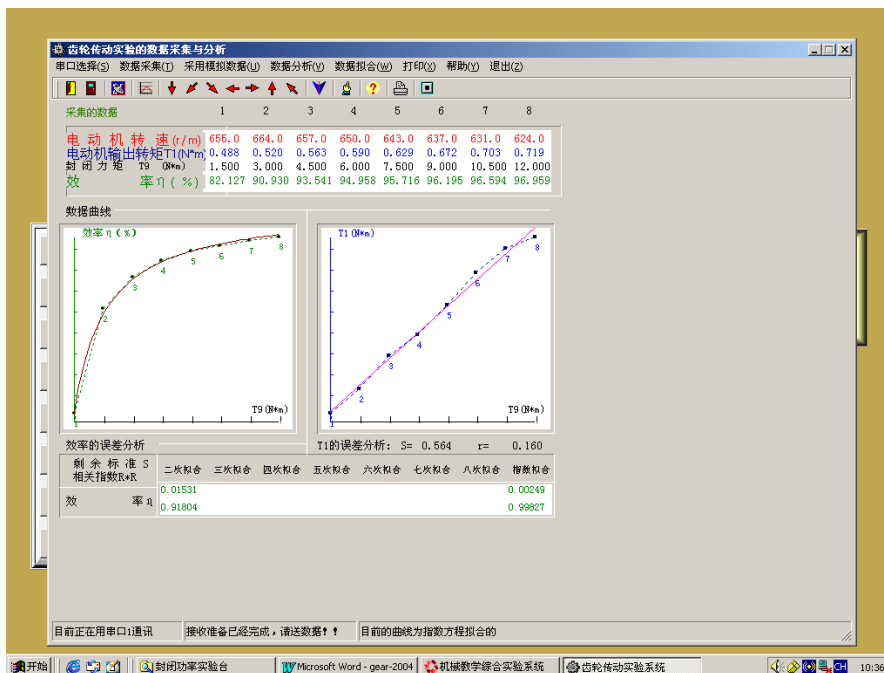


图 1-7 试验台信号采集系统界面

## 六、实验结果及分析

### 1、写出实验条件

传动比， $i =$

中心距， $a =$

齿轮模数， $m =$

最大加载力矩， $T_{\max} =$

电动机功率， $P_0 =$

### 2、实验数据及计算结果记录在下表。

表 1-1 实验结果

序号	加载		功耗		效率
	$G$ (N)	$T_4(T_9)$ (N m)	$\Delta$	$T_1$ (N m)	$\eta$ (%)
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					

注：(1) 加载杠杆臂长 0.5m

(2) 杠杆臂加砝码盘挂钩自重 1000 克，即 9.8N

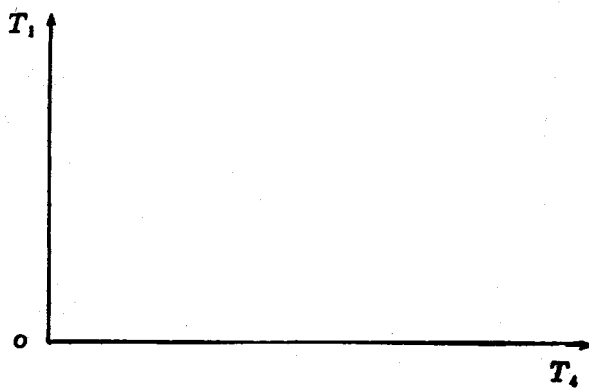


(3) 与电机固连的臂长  $L_1 = 0.1\text{m}$

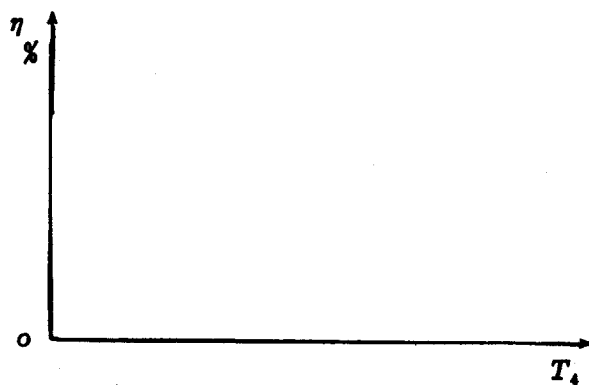
(4) 刚度系数  $K$  对 A 机,  $K_A = 14$ ,  $K_B = 11$

### 3、实测曲线

(1)  $T_g - T_1$  曲线



(2)  $T_g - \eta$  曲线



## 七、思考题

- 1、 $T_g - T_1$  基本上为直线关系, 为什么  $T_g - \eta$  为曲线关系?
- 2、哪些因数影响齿轮传动的效率? 加载力矩的测量中存在哪些误差?
- 3、本实验测定了齿轮传动的效率, 如何测定齿轮传动的接触强度、弯曲强度呢?

## 实验二 液体动压径向轴承实验

### 一、实验问题的提出

由于液体动压滑动轴承其摩擦损失小、抗冲击载荷能力强，大量用于水电站、火电站等大型机电设备的主轴系统设计中，是目前高转速、重载荷主轴系统设计中广泛采用的设计方案。

液体动压滑动轴承是如何工作的？液体动压润滑油膜是如何形成的？液体动压润滑滑动轴承的特性与哪些因素有关？如何测定液体动压润滑滑动轴承的特性曲线？

### 二、实验目的

- 1、观察分析滑动轴承在起动过程中的摩擦现象及润滑状态，加深对形成流体动压润滑油膜条件的理解。
- 2、可以测试流体动压力  $p$ 、滑动速度  $V$  与摩擦系数  $f$  之间的关系，并绘出滑动轴承的特性曲线。
- 3、通过实验数据处理，绘制出滑动轴承油膜中的压力分布曲线。
- 4、了解滑动轴承的试验及其性能的测试方法。

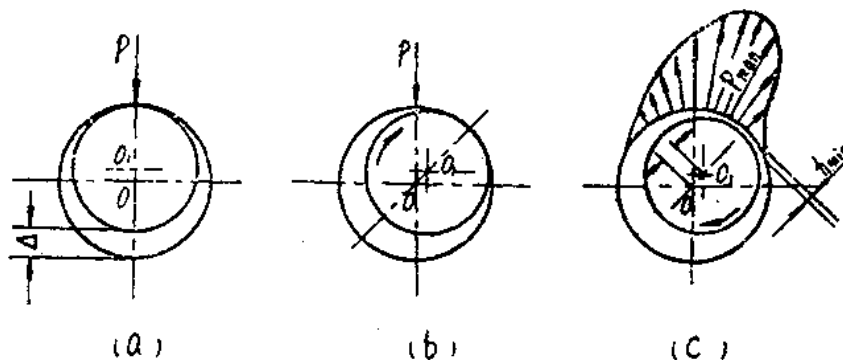


图 2-1 液体动压润滑油膜形成的过程

### 三、实验原理

滑动轴承形成动压润滑油膜的过程如图 2-1 所示。当轴静止时，轴承孔与轴颈直接接触，如图 2-1a 所示。径向间隙  $\Delta$  使轴颈与轴承的配合面之间形成楔形间隙，其间充满润滑油。由于润滑油具有粘性而附着于零件表面的特性，因而当轴颈回转时，依靠附着在轴颈上的油层带动润滑油挤入楔形间隙。因为通过楔形间隙的润滑油质量不变（流体连续运动条件），而楔形中的间隙截面逐渐变小，润滑油分子间相互挤压，从而油层中必然产生流体动压力，它力图挤开配合面，达到支承外载荷的目的。当各种参数协调时，液体动压力能保证轴的中心与轴瓦中心有一偏心距  $e$ 。最小油膜厚度  $h_{\min}$  存在于轴颈与轴承孔的中心连线上。液体动压力的分布如图 2-1c 所示。

液体动压润滑能否建立，通常用  $f - \lambda$  曲线来判别。图 2-2 中  $f$  为轴颈与轴承之间的摩擦系数， $\lambda$  为轴承特性系数，它与轴的转速  $n$ ，润滑油动力粘度  $\eta$ 、润滑油压强  $p$  之间的关系为

$$\lambda = \eta n / p$$

式中， $p = \frac{F_r}{l_1 d}$ ； $N/mm^2$ 。 $F_r$  是轴承承受的径向载荷； $d$  是轴承的孔径，本实验中， $d=60mm$ ； $l_1$  是

轴承有效工作长度，对本实验轴承，取  $l_1=110mm$ 。

特性曲线上的 A 点是轴承由混合润滑向流体润滑转变的临界点。此点的摩擦系数为最小，此点

相对应的轴承特性系数称为临界特性系数，以  $\lambda_0$  表示。A 点之右，即  $\lambda > \lambda_0$  区域为流体润滑状态；A 点之左，即  $\lambda < \lambda_0$  区域称为边界润滑状态。

根据不同条件所测得的  $f$  和  $\lambda$  之值，我们就可以作出  $f - \lambda$  曲线，用以判别轴承的润滑状态，能否实现在流体润滑状态下工作。

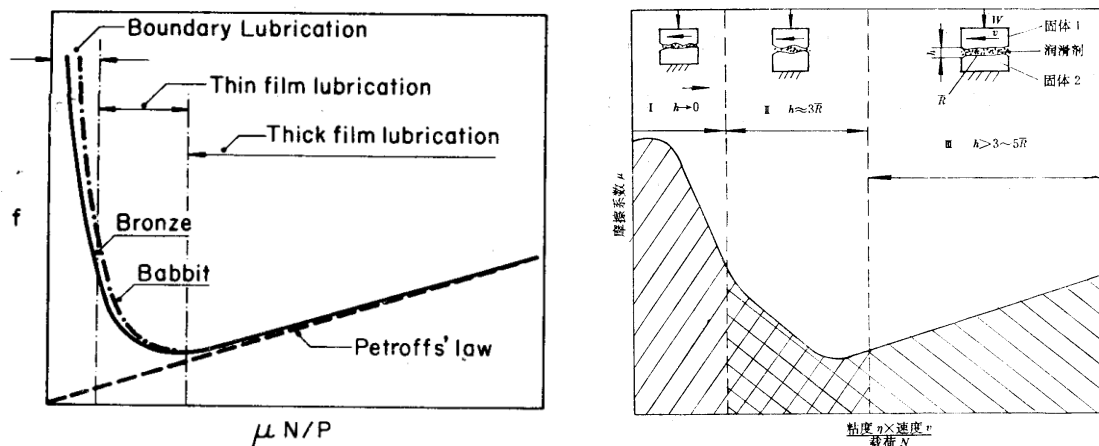


图 2-2 摩擦特性曲线 (Stribeck 曲线)

#### 四、实验台的结构与工作原理

滑动轴承实验台主要由滑动轴承、机械传动、测试装置三部分组成。

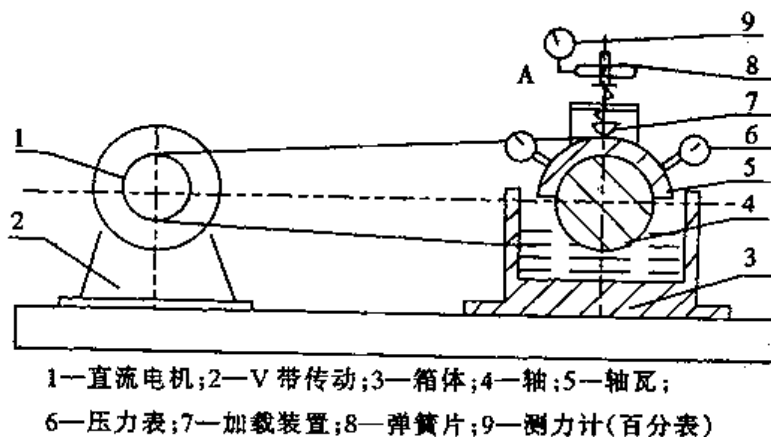


图 2-3 滑动轴承实验台示意图

##### 1、实验台的传动装置

由直流电动机 1 通过 V 带传动 2 驱动轴沿顺时针（面对实验台面板）方向转动，由无级调速器实现轴 4 的无级调速。本实验台的转速范围是 3~500 转/分，轴的转速由数码管直接读出。

##### 2、轴与轴瓦间的油膜压力测量装置

轴的材料为 45 号钢，经表面淬火、磨光，由滚动轴承支承在箱体 3 上，轴的下半部浸泡在润滑油中，本实验台采用的润滑油的牌号为 N68（即旧牌号的 40 号机械油），该油在  $20^{\circ}\text{C}$  时的动力粘度为  $0.34\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。轴瓦的材料为铸锡铅青铜，牌号为 ZCuSnPb5Zn5（即旧牌号 ZQSn6-6-3）。在轴瓦的一个径向平面内沿圆周钻了 7 个小孔，每个小孔沿圆周相隔  $20^{\circ}$ ，每个小孔联接一个压力表，用来测量该径向平面内相应点的油膜压力，由此可绘出径向油膜压力分布曲线。沿轴瓦的一个轴向剖面装有两个压力表，用来观察有限长滑动轴承沿轴向的油膜压力分布情况。

### 3、加载装置

本实验台采用螺旋加载，转动螺旋即可改变载荷的大小，所加载荷之值通过传感器数字显示，直接在实验的操作板上读出（取中间值）。这种加载方式的主要优点是结构简单、可靠，使用方便，载荷的大小可任意调节。

### 4、摩擦系数 $f$ 的测量装置

径向滑动轴承的摩擦系数  $f$  随轴承的特性系数  $\frac{\eta n}{p}$  值的改变而变化，其中  $\eta$  是润滑油的动力粘度， $n$  是轴的转速， $p$  是轴承中的平均压强、即  $\frac{F_r}{Bd}$ ， $F_r$  是轴上的径向载荷， $B$  是轴瓦的宽度， $d$  为轴的直径，本实验台  $B$  是 110mm， $d$  为 60mm。

在边界摩擦时，摩擦系数  $f$  随轴承的特性系数  $\frac{\eta n}{p}$  的增大而变化很小（由于  $n$  值很小，建议用手慢慢转动轴）；进入混合摩擦后， $\frac{\eta n}{p}$  值的改变引起摩擦系数  $f$  的急剧变化，在刚形成液体摩擦时，摩擦系数  $f$  达到最小值，此后，随  $\frac{\eta n}{p}$  的增大油膜厚度亦随之增大，因而摩擦系数  $f$  亦有所增大。

摩擦系数  $f$  之值可通过测量滑动轴承的摩擦力矩而得到。轴转动时，轴对轴瓦产生周向摩擦力  $F_f$ ，其摩擦力矩为  $F_f d/2$ ，这导致轴瓦 5 翻转，其翻转力矩通过固定在弹簧片上的百分表 9 测出弹簧片的变形  $\Delta$ ，并经以下计算就可得到摩擦系数  $f$  之值。

根据力矩平衡条件，得到

$$\frac{F_f d}{2} = LQ \quad (2-1)$$

式中， $L$  是测力杆的长度，本实验中  $L=120\text{mm}$ ； $Q$  为作用在 A 处的反力。

设作用在轴上的外载荷为  $F_r$ ，则

$$f = \frac{F_f}{F_r} = \frac{2LQ}{F_r d} \quad (2-2)$$

而  $Q = K\Delta$ ，其中  $\Delta$  是百分表读数； $K$  为测力计的刚度系数（0.098N/格），详见实验台上的说明。可得

$$f = \frac{2LK\Delta}{F_r d} \quad (2-3)$$

### 5、摩擦状态指示装置

指示装置的原理如图 2-4 所示。当轴不转动时，可看到灯泡很亮；当轴在很低的转速下转动时，轴将润滑油带入轴和轴瓦之间的收敛性间隙内，但由于此时的油膜厚度很薄，轴与轴瓦之间部分微观不平度的凸峰高峰处仍在接触，故灯忽亮忽暗；当轴的转速达到一定值时，轴与轴瓦之间形成的压力油膜厚度完全覆盖轴与轴瓦两零件表面的微观不平度的凸峰高度，油膜完全将轴与轴瓦隔开，灯泡就不亮了。

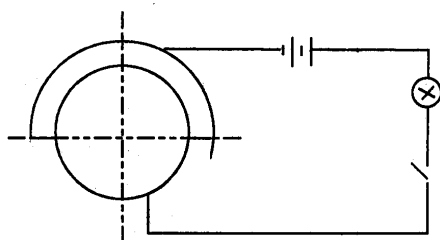
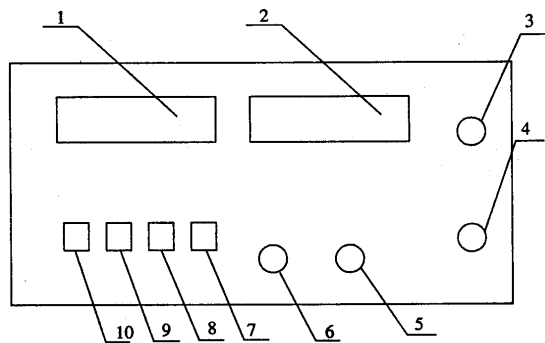


图 2-4 灯泡电路图



1—转速显示 2—压力显示 3—油膜指示 4—电源开关  
5—压力调零 6—转速调节 7—测量键 8—存储键 9—查看键  
10—复位键

图 2-5 实验台控制面板

#### 6、测定滑动轴承油膜压力分布曲线与承载量曲线。

起动电机，控制主轴转速，当轴承中形成压力油膜后，压力表指针稳定在某一位置上，由左向右依次记录各压力表上显示的数值。根据测出的油压大小按一定比例绘制油压分布曲线，如图 2—6 所示。

具体画法是沿着圆周表面从左向右画出角度分别为  $30^\circ$ ,  $50^\circ$ ,  $70^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $110^\circ$ ,  $130^\circ$ ,  $150^\circ$ ，得出压力表 1、2、3、4、5、6、7 的位置，通过这些点与圆心连线，在它们的延长线上，将压力表测出的压力值，按  $0.1\text{MPa}:5\text{mm}$  的比例画出压力向量  $1-1', 2-2', \dots, 7-7'$ 。实验台压力表显示数值的单位是大气压。（1 大气压 =  $1\text{kgf}/\text{mm}^2$ ），换算成国际单位制的压力值。（ $1\text{kgf}/\text{mm}^2 = 0.1\text{MPa}$ ）。经  $1', 2', \dots, 7'$  各点连成平滑曲线，这就是位于轴承宽度中部的油膜中压力在圆周方向的分布曲线。

为了确定轴承的的承载量，用  $p_i \sin \phi_i$  ( $i=1, 2, \dots, 7$ ) 求出压力分布向量  $1-1', 2-2', \dots, 7-7'$  在载荷方向上（y 轴）的投影值。

然后，将  $p_i \sin \phi_i$  这些平行于 y 轴的向量移到直径 0—8 上，为清楚起见，将直径 0—8 平移到图 2—6 的下面部分，在直径 0—8" 上先画出轴承圆周表面上压力表油孔位置的投影点  $1', 2', \dots, 7'$ 。

然后通过这些点画出上述相应的各点压力在载荷方向上的分量，即  $1'', 2'', \dots, 7''$  点位置，将各点平滑地连接起来，所形成的曲线即为在载荷方向上的压力分布。

在直径 0' ~ 8' 上作一矩形，采用方格坐标纸，使其面积与曲线所包围的面积相等，则该矩形的边长  $P_{av}$  即为轴承中该截面上的油膜中平均径向压力。

滑动轴承处于流体摩擦（液体摩擦）状态工作时，其油膜承载量与外载荷相平衡，轴承内油膜的承载量可用下式求出

$$F_r = W = \psi P_{av} B d \quad (2-4)$$

式中，W—轴承内油膜承载能力

$F_r$ —外加径向载荷

$\psi$ —轴承端泄对其承载能力的影响系数

$p_{av}$ —轴承的径向平均单位压力

$B$ —轴瓦长度

$d$ —轴瓦内径

润滑油的端泄对轴承内的压力分布及轴承的承载能力影响较大，通过实验可以观察其影响，具体方法如下。

由实验测得的每只压力表的压力代入下式，可求出在轴瓦中心截面上的平均单位压力：

$$P_{av} = \frac{\sum_{i=1}^{i=7} P_i \sin \phi_i}{7} = \frac{P_1 \sin \phi_1 + P_2 \sin \phi_2 + \dots + P_7 \sin \phi_7}{7} \quad (2-5)$$

轴承端泄对轴承承载能力的影响系数，由公式（2-6）求得

$$\psi = \frac{W}{P_{av} B d} \quad (2-6)$$

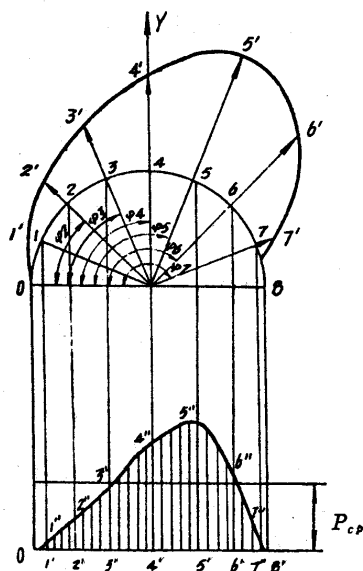


图 2-6 径向压力分布与承载量曲线

## 7、测定滑动轴承的特性曲线

滑动轴承的特性曲线见图 2-2。参数  $\eta$  为润滑油的动力粘度，润滑油的粘度受到压力与温度的影响，由于实验过程时间短，润滑油的温度变化不大；润滑油的压力一般低于 20MPa，因此可以认为润滑油的动力粘度是一个近似常数。根据查表可得 46 号机械油在  $20^{\circ}\text{C}$  时的动力粘度为 0.34PaS。 $n$  为轴的转速，是一个实验中可调节的参数。轴承中的平均比压可用下式计算

$$p = \frac{F_r}{Bd} \quad (2-7)$$

在实验中，通过调节轴的转速  $n$ ，从而改变  $\eta n / p$ ，将各种转速所对应的摩擦力矩和摩擦系数求出，即可画出  $\lambda - f$  曲线。

## 五、实验步骤及注意事项

- 1、启动电机，开机前应使调速电位器置在最低极限位置并空载起动；
- 2、调节电机速度，逐渐加速至适当值；
- 3、加载，观察记录各压力表的读数；
- 4、改变载荷，重复上一项步骤；
- 5、改变转速，重复上一项步骤，并观察各压力表的读数；
- 6、摩擦特性曲线的测定：

在载荷一定的情况下，调节轴的转速，依次从高到低调节转速；对应每一转速，在测力计或磅秤上读出相应的读数，并记录；

- 7、改变载荷，重复上一项步骤，比较  $\lambda - f$  曲线的重合情况；
- 8、卸去载荷，然后停车；并注意把调节电机转速的按钮由最大回转到“零”位。

## 六、实验结果分析

- 1、写出实验条件，实验台型号与规格。
- 2、记录滑动轴承中油膜压力的分布
- 3、绘制油膜压力分布曲线与承载量曲线。
- 4、滑动轴承的摩擦特性曲线的实测数据与计算结果。
- 5、绘制滑动轴承的摩擦特性曲线。

表 2—1 压力分布

载荷	转速	压力表号								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
$F_{r1}$	$n_1$									
	$n_2$									
$F_{r2}$	$n_1$									
	$n_2$									

表 2—2 滑动轴承摩擦系数

	转速 $n$ (r/min)	$\Delta$	摩擦力矩 $Nm$	摩擦系数 $f$	$\eta n / p$
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					

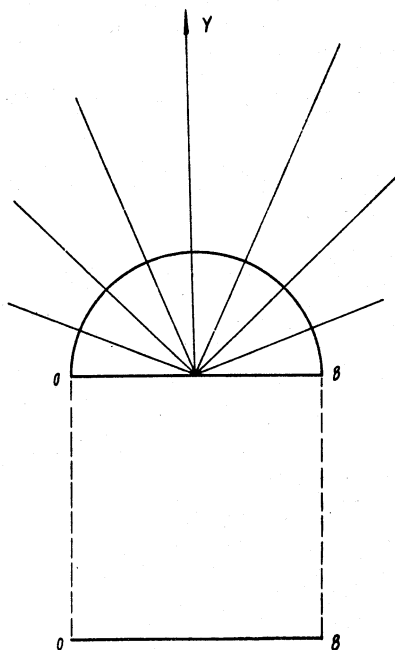


图 2-7 滑动轴承压力分布曲线

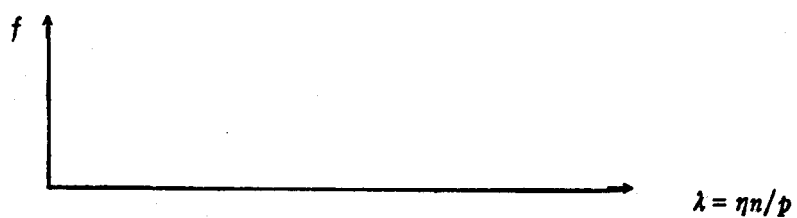


图 2-8 滑动轴承摩擦特性曲线

## 七、分析思考题

- 1、为什么油膜压力曲线会随转速的改变而改变？
- 2、为什么摩擦系数会随转速的改变而改变？
- 3、哪些因素会引起滑动轴承摩擦系数测定的误差？
- 4、参见图 2-9 所示的滑动轴承的压力分布，讨论轴承端泄对滑动轴承承载能力的影响。

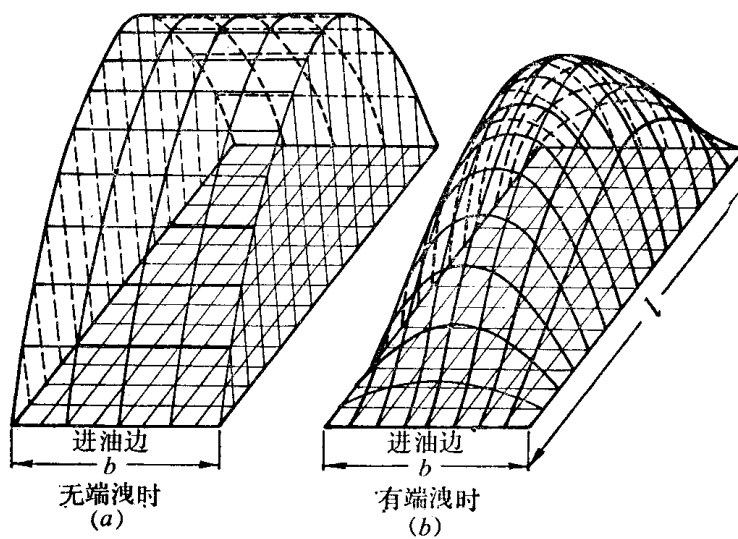


图 2-9 滑动轴承的压力分布