

机械工程基础实验

实验报告



姓名: 吴婷婷

学院: 机械工程学院

专业: 机械工程

学号: 3220103538

分组: 组 04-12

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。

二、实验原理

两对齿轮副 $Z_a, Z_{a'}$ 和 $Z_b, Z_{b'}$, $Z_a = Z_{a'}, Z_b = Z_{b'}$, 两对齿轮副的中心距相等, 假设传递的扭矩为 T , 则系统的功率 $N_3 = \frac{Tn_a}{9550} (kW)$, 电机功率 $N_M = \frac{N_3}{\eta} (kW)$ 。利用半联轴器和中间轴把齿轮 a 和 a' 联接起来, 组成封闭系统, 并在这个联轴器上加载扭矩 T , 此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:

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

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

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

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.

三、实验内容（含设备、步骤）

实验设备: CLS-II型台式封闭功率流式齿轮试验台

实验步骤:

与计算机接口实验方法

- (1) 系统联接及接通电源
- (2) 转矩零点及放大倍数调整
- (3) 打开计算机
- (4) 加载
 - a) 先将电机转速调到 500~800 转/分, 待实验台处于稳定空载运转后, 在法码吊篮上加上第一个法码。观察输出转速及转矩值, 待显示稳定后按一下“保持键”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。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。

- 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。
- 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。

四、实验结果

1、写出实验条件

传动比， $i = 1$

中心距， $a = 76\text{mm}$

齿轮模数， $m = 2$

最大加载力矩， $T_{\max} = 15\text{NM}$

电动机功率， $P_0 = 300\text{W}$

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) | Δ | T_1 (N m) | |
| 1 | 5 | 1.500 | / | 0.191 | 93.402 |
| 2 | 10 | 3.000 | / | 0.191 | 96.757 |
| 3 | 15 | 4.500 | / | 0.211 | 97.628 |
| 4 | 20 | 6.000 | / | 0.234 | 98.027 |
| 5 | 25 | 7.500 | / | 0.254 | 98.293 |
| 6 | 30 | 9.000 | / | 0.277 | 98.447 |
| 7 | 35 | 10.500 | / | 0.297 | 98.576 |
| 8 | 40 | 12.000 | / | 0.328 | 98.623 |

注：(1) 加载杠杆臂长 0.3m

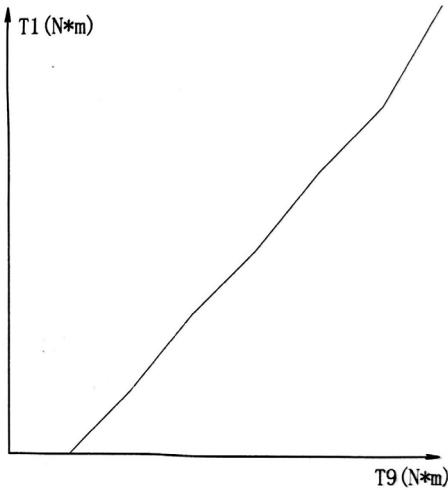
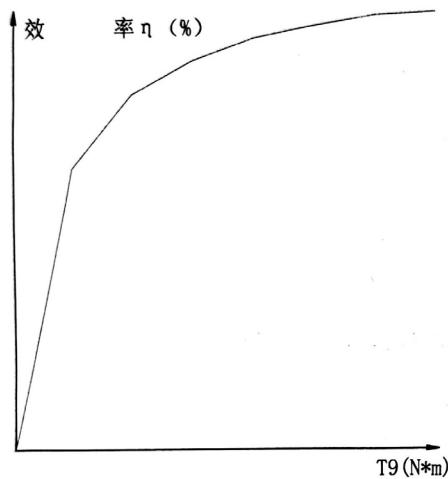
(2) 杠杆臂加砝码盘挂钩自重 1000 克，即 9.8N

(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) $T_9 - T_1$ 曲线

(2) $T_9 - \eta$ 曲线

五、思考题

1、 $T_9 - T_1$ 基本上为直线关系，为什么 $T_9 - \eta$ 为曲线关系？

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。电机提供的功率为封闭传动中的损耗功率，即： $P_1 = P_9 - P_9\eta_{\text{总}}$ 。则 $\eta_{\text{总}} = \frac{P_9 - P_1}{P_9} = \frac{T_9 - T_1}{T_9}$ 。

单对齿轮： $\eta = \sqrt{\frac{T_9 - T_1}{T_9}}$ 。当 $T_9 - T_1$ 基本上为直线关系时， $T_9 - \eta$ 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？

影响齿轮传动的效率因素：

- ① 齿轮的设计参数，包括模数、压力角、齿形等
- ② 喷合中的摩擦损耗

- ③ 材料属性
- ④ 装配质量

加载力矩测量误差：

- ① 传感器误差
- ② 安装误差
- ③ 加载的砝码质量误差

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？

接触强度测定：

接触强度主要衡量齿轮表面抵抗接触疲劳的能力，即在接触应力的作用下，齿轮表面不发生点蚀、剥落等损伤的能力。在实验室条件下模拟实际工况，对齿轮进行长时间的接触疲劳试验，记录表面损伤的发展情况。

弯曲强度测定：

弯曲强度主要衡量齿轮齿根部抵抗弯曲疲劳的能力，即在弯矩的作用下，齿轮齿根部不发生断裂的能力。在实验室条件下，对单个齿轮施加静态弯矩，测量齿轮齿根部的变形和应力分布。在实验室条件下模拟实际工况，对齿轮进行长时间的动态弯曲疲劳试验，记录齿根部的损伤和发展情况。

实验二 液体动压径向轴承实验

一、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。

二、实验原理

当轴静止时，轴承孔与轴颈直接接触。径向间隙 Δ 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。

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

$$\lambda = \eta n / p$$
。式中， $p = F_r / l_1 d$; N/mm²。 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 λ_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 λ 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。

三、实验内容（含设备、步骤）

实验设备：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）

实验步骤：

- 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值；
- 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值；
- 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值，并记录；
- 7、改变载荷，重复上一项步骤，比较 $f - \lambda$ 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。

四、实验结果

1、写出实验条件，实验台型号与规格。

ZCS-I 液体动压轴承实验仪。

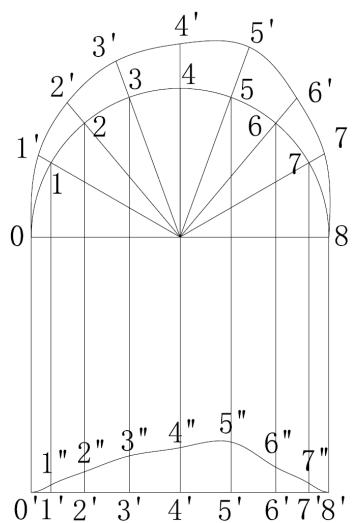
实验台转速 3~500r/min，轴材料为 45 钢，轴的有效工作长度 125mm，轴的直径 70mm，润滑油牌号为 N68，液压油动力粘度 0.32Pa·s，轴瓦材料为 ZCuSnPb5Zn5，轴实验台采用螺旋加载，固定载荷 400N。

2、记录滑动轴承中油膜压力的分布

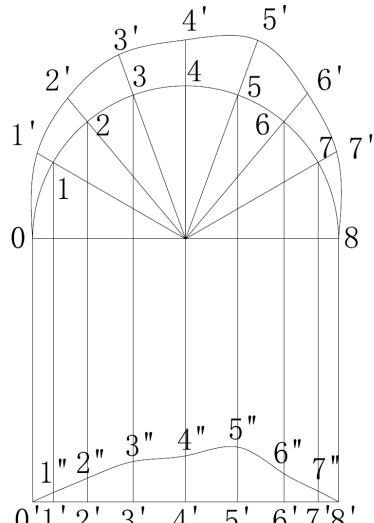
表 2—1 压力分布

| 载荷 N | 转速 r/min | 压力表号 | | | | | | | | |
|---------|-------------|------|------|------|------|------|------|------|---|---|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 700 | 200 | 0.05 | 0.09 | 0.13 | 0.15 | 0.18 | 0.11 | 0.06 | | |
| | 300 | 0.06 | 0.10 | 0.14 | 0.15 | 0.19 | 0.12 | 0.07 | | |
| 1200 | 200 | 0.08 | 0.15 | 0.21 | 0.26 | 0.30 | 0.20 | 0.09 | | |
| | 300 | 0.09 | 0.16 | 0.23 | 0.27 | 0.31 | 0.20 | 0.10 | | |

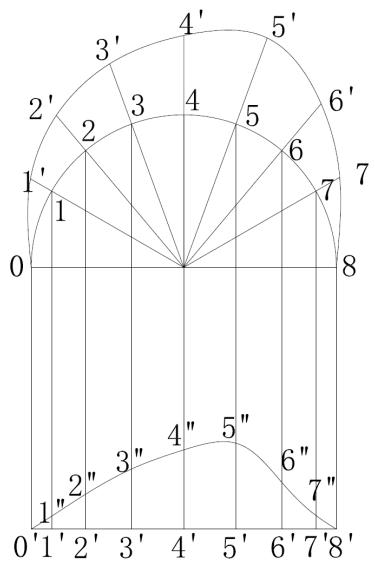
3、绘制油膜压力分布曲线与承载量曲线。



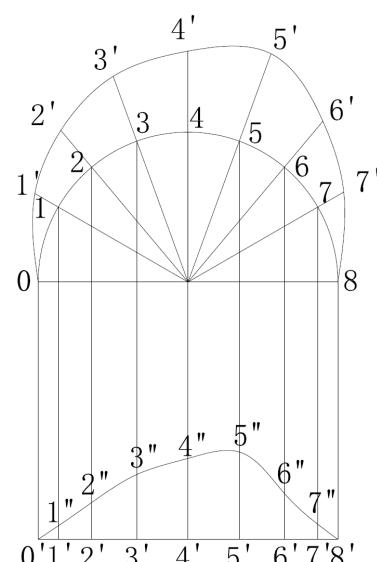
载荷 700N，转速 200r/min



载荷 700N，转速 300r/min



载荷 1200N, 转速 200r/min



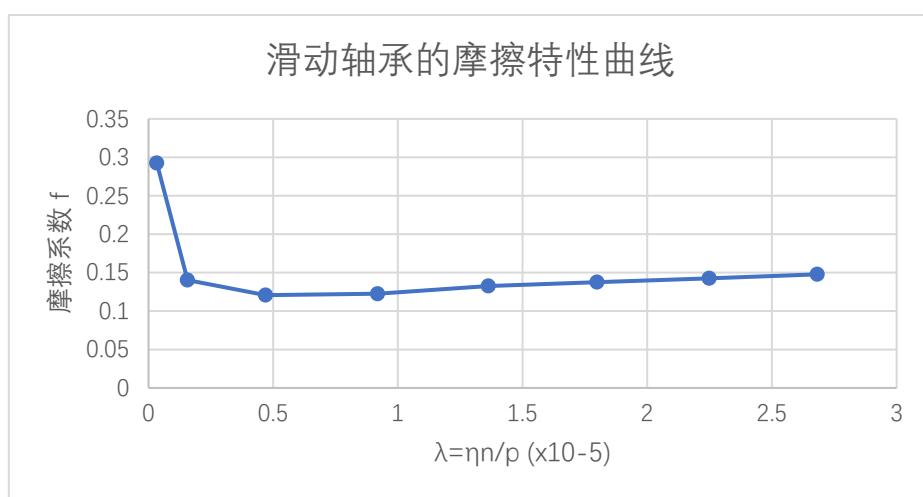
载荷 1200N, 转速 300r/min

4、滑动轴承的摩擦特性曲线的实测数据与计算结果。

表 2—2 滑动轴承摩擦系数

| | 转速 n (r/min) | Δ | 摩擦力矩 Nm | 摩擦系数 f | $\eta n / p$ ($\times 10^{-5}$) |
|---|-------------------|----------|--------------|-------------|--------------------------------------|
| 1 | 300 | / | 2.7 | 0.148 | 2.682 |
| 2 | 251 | / | 2.6 | 0.143 | 2.248 |
| 3 | 200 | / | 2.5 | 0.138 | 1.798 |
| 4 | 151 | / | 2.4 | 0.133 | 1.363 |
| 5 | 101 | / | 2.2 | 0.123 | 0.919 |
| 6 | 50 | / | 2.1 | 0.121 | 0.469 |
| 7 | 15 | / | 2.2 | 0.140 | 0.156 |
| 8 | 3 | / | 4.3 | 0.293 | 0.033 |

5、绘制滑动轴承的摩擦特性曲线。



五、思考题

1、为什么油膜压力曲线会随转速的改变而改变？

$$p = \frac{F_r}{Bd}, F_r \text{ 为径向载荷; } B \text{ 为轴承有效工作长度; } d \text{ 为轴的直径}$$

$$\lambda = \frac{\eta n}{p}, \eta \text{ 为润滑油动力粘度; } n \text{ 为转速; } p \text{ 为轴承中的平均比压}$$

转速改变，轴承的径向载荷 F_r 也会随之改变， p 和 λ 会随之改变，所以油膜压力曲线会随转速改变而改变。

2、为什么摩擦系数会随转速的改变而改变？

$$f = \frac{2LQ}{F_r d}, L \text{ 为测力杆长度; } Q \text{ 为 A 处反力; } F_r \text{ 为径向载荷; } d \text{ 为轴的直径}$$

转速的改变，轴承的径向载荷 F_r 会随之改变，所以摩擦系数也会随之改变。

3、哪些因素会引起滑动轴承摩擦系数测定的误差？

转速改变，轴承的径向载荷 F_r 也会随之改变，调整过程中难以将转速和径向载荷精确定到初始值，因此存在误差；转速变化引起润滑油温度压强变化，导致润滑油动力粘度变化。

4、参见图 2—3 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。

有轴承端泄时，滑动轴承内部润滑油的压力减小，两端以及进出油边压力减小较为显著，最侧边压力接近于 0，中间压力最高，但仍有减小，最终造成轴承承载能力下降。

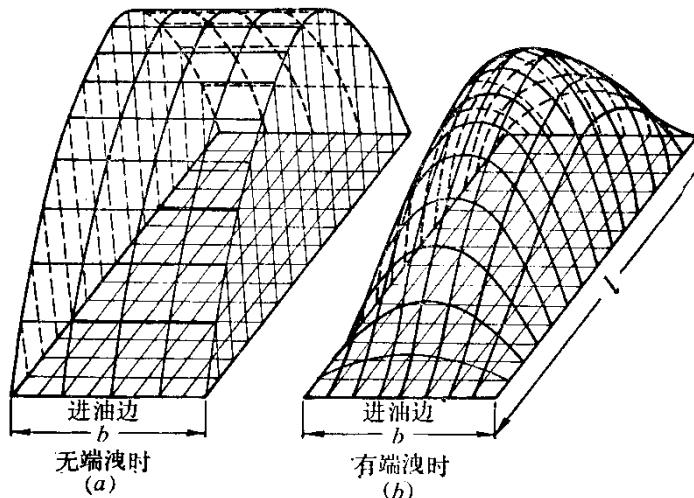


图 2—3 滑动轴承的压力分布