

机械工程基础实验

实验报告



姓 名:	徐屹寒
学 院:	机械工程学院
专 业:	机械工程
学 号:	3230103743
分 组:	3 组

浙江大学机械工程实验教学中心

2025 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

1. 封闭功率流概念：

实验采用“封闭功率流”原理。与开放式传动（电动机功率全部消耗在做功和摩擦上）不同，封闭式系统通过内部构件（如联轴器、中间轴）将传动链首尾相连形成封闭回路。在系统中施加预紧力（加载）后，封闭回路内会产生循环功率（封闭功率），此时电动机只需提供克服系统内部摩擦阻力所需的功率（即损耗功率），而无需提供全部循环功率。这种方法能耗低，仅为封闭功率值的约 $\frac{1}{10}$ 。

2. 功率与效率计算：

封闭功率（ P_9 ）由加载装置产生的封闭力矩 T_9 和转速 n_9 决定，公式为：

$$P_9 = \frac{T_9 n_9}{9550} \quad (\text{kW})$$

电机功率（ P_1 ）电机提供的功率仅用于补充封闭传动中的损耗功率。若系统总效率为 $\eta_{\text{总}}$ ，则 $P_1 = P_9 - P_9 \eta_{\text{总}}$ 。

系统总效率 $\eta_{\text{总}}$ 可表示为：

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

假设试验台中两对齿轮副的效率近似相等，则单对齿轮传动的平均效率 η 为：

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

式中， T_9 为封闭扭矩（理论值）， T_1 为电动机输出扭矩（实测值，即克服摩擦的扭矩）。

加载原理：

实验台采用悬挂齿轮箱加载装置。通过在悬挂杠杆上施加砝码（重力 W ），使悬挂齿轮箱产生翻转，从而在封闭轴系中产生封闭扭矩 T_9 。计算公式为：

$$T_9 = \frac{WL}{2} \quad (\text{Nm})$$

式中 L 为加载杠杆长度（本实验台 $L=0.3\text{m}$ ）。

三、实验内容（含设备、步骤）

- 1. （实验设备）使用 CLS-II 型齿轮传动实验台，了解其由定轴齿轮副、悬挂齿轮箱、扭力轴、双万向联轴器等组成的封闭机械系统，以及电测箱的操作方法。
- 2. 在空载状态下调整转矩零点及放大倍数。
- 3. 在电机稳定运转（建议 500~800 r/min）下，逐级增加砝码（共 8 级），记录每一级载荷下的电机输出转速和输出转矩 T_1 （即电测箱显示值）。
- 4. 根据加载的砝码重量计算封闭扭矩 T_9 。利用测得的 T_1 和计算出的 T_9 ，代入效率公式计算各载荷点下的齿轮传动效率。
- 5. 根据实验数据，绘制齿轮传动的 传动效率—封闭力矩（ $\eta-T_9$ ）曲线以及电机输出力矩—封闭力矩（ T_1-T_9 ）曲线，并分析实验结果。

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， $T_{\text{max}}=15\text{Nm}$
- 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)	T_1 (N m)	η (%)
1	4.9	1.47	0.563	79.057
2	9.8	2.94	0.621	89.049
3	14.7	4.41	0.664	92.327
4	19.6	5.88	0.730	93.715

5	24.5	7.35	0.793	94.566
6	29.4	8.82	0.879	94.992
7	34.3	10.29	0.941	95.412
8	39.2	11.76	1.000	95.743

注：(1) 加载杠杆臂长 0.3m

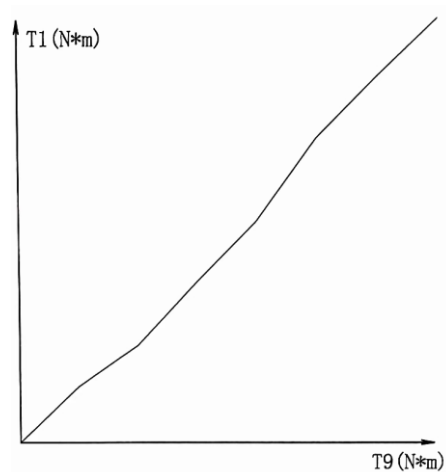
(2) 杠杆臂加砝码盘挂钩自重 1000 克，即 9.8N

(3) 与电机固连的臂长 $L_1=0.1\text{m}$

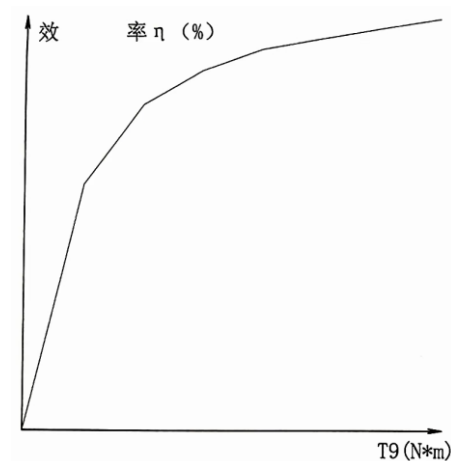
(4) 刚度系数 K 对 A 机， $K_A=14$ ， $K_B=11$

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？

直线关系的原因 (T_1-T_9): 电机输出转矩 T_1 在数值上等于整个封闭系统的总摩擦损耗力矩。

根据库仑摩擦定律，摩擦力矩通常由两部分组成：一部分是空载摩擦力矩（常数），另一部分是随负载成正比增加的摩擦力矩。即 $T_1 \approx C + k \cdot T_9$ 。因为它是负载 T_9 的一次函数，所以表现为**直线关系**。

曲线关系的原因 ($\eta - T_9$): 效率的计算公式为 $\eta = \frac{T_9 - T_1}{T_9} = 1 - \frac{T_1}{T_9}$ 。将 T_1 的线性关系代入，得 $\eta = 1 - \frac{C + k \cdot T_9}{T_9} = 1 - k - \frac{C}{T_9}$ 。可以看出，效率 η 是关于负载 T_9 的反比例函数。在低载

荷时，空载损耗（ C ）占比很大，效率随负载增加而急剧上升；在高载荷时，空载损耗占比忽略不计，效率趋于平缓。因此表现为**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？

影响齿轮传动效率的因素：

1. 载荷大小：载荷越大，空载损耗占比越小，效率通常越高。
2. 润滑状态：润滑油的粘度（影响搅油损耗）、油量、油温以及润滑方式（飞溅或喷油）。
3. 齿轮加工与装配精度：齿形误差、中心距偏差、轴线平行度等会增加额外的摩擦和啮合冲击。
4. 转速：转速影响流体动力润滑油膜的形成，同时也显著影响搅油损失（风阻和流体阻力）。
5. 摩擦系数：齿面粗糙度、材料配对等。

加载力矩（ T_9 ）测量中的误差来源：

1. 悬挂支承轴承的摩擦：悬挂齿轮箱是通过轴承“浮动”在轴上的，加载时，齿轮箱翻转会受到支承轴承的摩擦阻力矩影响，导致实际作用在齿轮上的力矩小于理论计算值（或产生滞后）。
2. 如果加载杠杆没有处于绝对水平位置，有效力臂长度 L 会变为 $L \cdot \cos \theta$ ，导致计算误差。
3. 杠杆长度 L 的制造误差和砝码重量 W 的误差。
4. 系统运转时的振动可能导致读数波动。

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？

接触疲劳强度（点蚀）测定：

在恒定载荷下长时间运转齿轮。定期停机检查齿面，记录出现点蚀坑的面积大小。记录直至发生点蚀破坏时的总循环次数（寿命），或者在规定循环次数内不发生点蚀的最大应力，即为接触疲劳极限。

弯曲疲劳强度（断齿）测定：

通常对齿轮施加更大的载荷进行运转，或者使用高频疲劳试验机（脉动器）直接对单个轮齿进行高频加载，记录直至轮齿折断时的循环次数。通过“成组法”或“升降法”测试不同应

力水平下的寿命，绘制 S-N 曲线（应力-寿命曲线），从而确定弯曲疲劳极限。

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

1. 动压油膜形成原理：

当轴静止时，轴颈与轴承孔直接接触。当轴旋转时，润滑油因粘性附着在轴颈表面，被带入轴与轴瓦之间的楔形间隙。由于流体连续性原理，润滑油在收敛间隙中受挤压产生流体动压力。当动压力足以平衡外载荷时，轴颈浮起，形成稳定的承载油膜。

2. 摩擦特性曲线（Stribeck 曲线）：

轴承的摩擦状态通常用摩擦系数 f 与轴承特性系数 λ 的关系曲线来判别。特性系数定义为：

$$\lambda = \frac{\eta n}{p}$$

式中： η 为润滑油动力粘度， n 为转速， p 为平均压强（ $p = F_r / Bd$ ）。

曲线分为边界润滑区（ $\lambda < \lambda_0$ ）和流体润滑区（ $\lambda > \lambda_0$ ）。在临界点 λ_0 处摩擦系数最小。

3. 摩擦系数测定原理：

轴承工作时的摩擦力矩导致轴瓦翻转，通过测力杆和弹簧片平衡该力矩。利用百分表测出弹簧片变形量 Δ ，计算摩擦系数 f ：

$$f = \frac{2LK\Delta}{F_r d}$$

式中： L 为测力杆长度（120mm）， K 为测力计刚度（0.098 N/格）， F_r 为径向载荷， d 为轴径（70mm）。

三、实验内容（含设备、步骤）

实验设备：液体动压滑动轴承实验台

实验步骤：

1. 将调速旋钮置于最低位置，空载起动电机。逐渐调节电机转速至适当值。此时观察

- “油膜指示灯”，灯由亮变暗直至熄灭，表明油膜形成。
2. 通过螺旋加载装置施加一定载荷，记录载荷值。
 3. 在转速和载荷稳定后，依次记录 7 个径向压力表和轴向压力表的读数。
 4. 改变载荷或转速，重复上述测量，观察压力分布变化。
 5. 保持载荷 F_r 不变。依次从高转速向低转速调节（例如 500 r/min 逐渐降低）。对应每一个转速点，记录转速值 n 和百分表读数 Δ （或摩擦力矩）。
 6. 改变载荷大小（例如增加载荷），重复上述步骤，比较不同载荷下的 $f - \lambda$ 曲线重合情况。
 7. 先卸去载荷，再关闭电机。将调速旋钮回零，整理设备。
 8. 根据记录的壓力值，按比例绘制径向压力分布曲线（极坐标图）和载荷方向压力分布图，计算承载量。
 9. 计算各工况下的 λ 和 f ，绘制 $f - \lambda$ 摩擦特性曲线并分析流体润滑与非流体润滑的界限。

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。

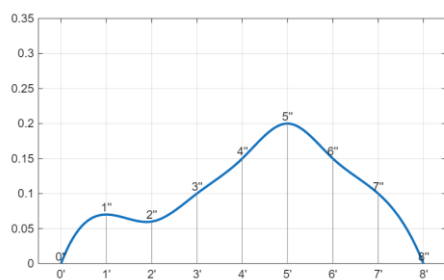
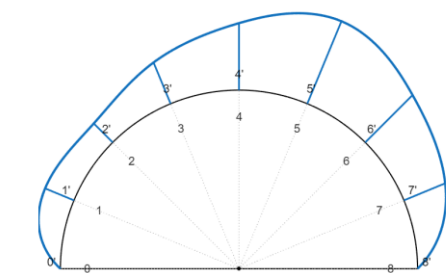
实验台转速 3~500r/min，轴材料为 45 钢，轴的有效工作长度 125mm，轴的直径 70mm，润滑油牌号为 N68，液压油动力粘度 0.32Pa·s，轴瓦材料为 ZCuSnPb5Zn5，轴实验台采用螺旋加载，固定载荷 400N。

2、记录滑动轴承中油膜压力的分布

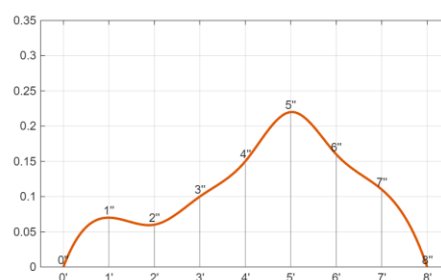
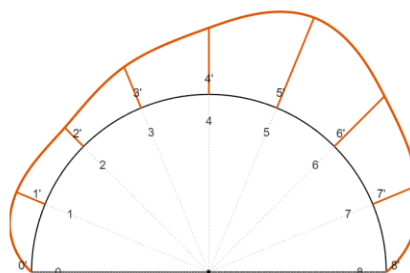
表 2—1 压力分布

载荷	转速	压力表号						
		1	2	3	4	5	6	7
700N	200r/min	0.07	0.06	0.10	0.15	0.20	0.15	0.10
	300r/min	0.07	0.06	0.10	0.15	0.22	0.16	0.11
1200N	200r/min	0.09	0.15	0.20	0.25	0.30	0.22	0.12
	300r/min	0.11	0.15	0.20	0.25	0.30	0.23	0.13

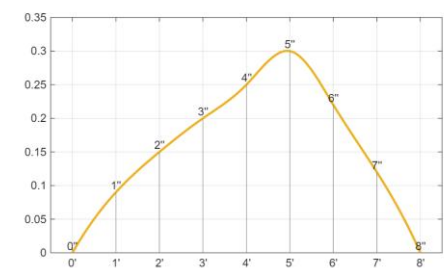
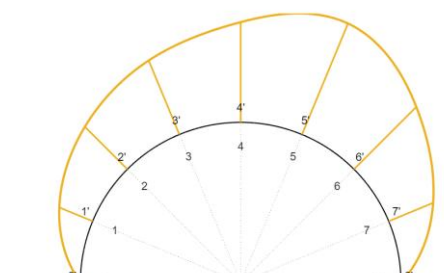
3、绘制油膜压力分布曲线与承载量曲线。



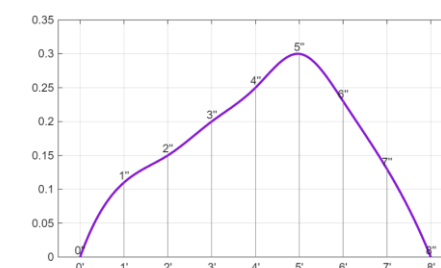
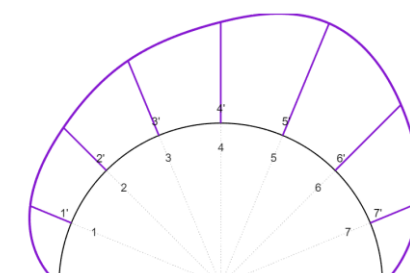
载荷 700N, 转速 200r/min



载荷 700N, 转速 300r/min



载荷 1200N, 转速 200r/min



载荷 1200N, 转速 300r/min

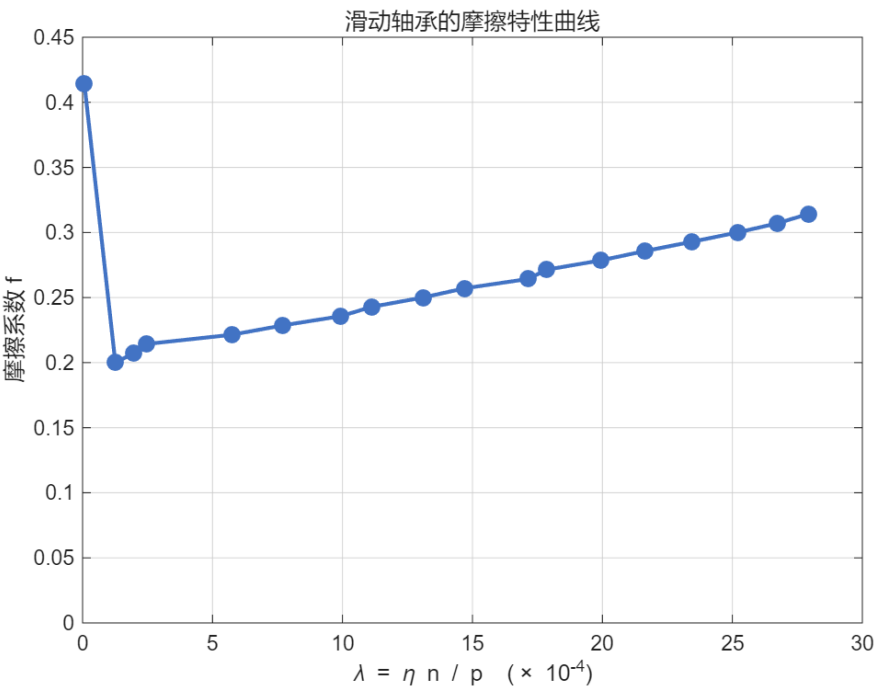
4、滑动轴承的摩擦特性曲线的实测数据与计算结果。

表 2—2 滑动轴承摩擦系数

	转速 n (r/min)	摩擦力矩 Nm	摩擦系数 f	$\eta n / p$ ($\times 10^{-4}$)
1	1	5.8	0.4143	0.07
2	18	2.8	0.2000	1.26
3	28	2.9	0.2071	1.96
4	35	3.0	0.2143	2.45

5	82	3.1	0.2214	5.74
6	110	3.2	0.2286	7.70
7	142	3.3	0.2357	9.94
8	159	3.4	0.2429	11.13
9	187	3.5	0.2500	13.09
10	210	3.6	0.2571	14.70
11	245	3.7	0.2643	17.15
12	255	3.8	0.2714	17.85
13	285	3.9	0.2786	19.95
14	309	4.0	0.2857	21.63
15	335	4.1	0.2929	23.45
16	360	4.2	0.3000	25.20
17	382	4.3	0.3071	26.74
18	399	4.4	0.3143	27.93

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？

流体动压效应（楔形效应）的强弱与相对运动速度直接相关。流体动力学原理：根据雷诺方程，油膜压力的形成主要依靠轴颈旋转将润滑油带入收敛的楔形间隙。转速 n 决定了轴颈表面的线速度 v 。当转速增加时，轴颈带入楔形间隙的油量增加，流体的剪切流动效应增强。

为了保持流体的连续性，在收敛间隙内必须产生更高的压力来平衡外载荷或改变油膜厚度。通常情况下，在载荷一定时，随着转速升高，动压效应增强，轴颈会向轴承中心浮起（偏心率减小），油膜压力分布的峰值位置和大小会发生变化。反之，转速降低时，动压效应减弱，油膜压力下降，无法维持原有的油膜厚度。

2、为什么摩擦系数会随转速的改变而改变？

当转速较低时（如曲线左侧下降段），油膜尚未完全形成，轴颈与轴瓦之间存在微凸体的直接接触。此时随着转速增加，动压效应开始显现，油膜逐渐增厚，金属接触面积急剧减少，因此摩擦系数迅速下降。

当转速达到一定程度（如曲线右侧上升段），油膜完全将两表面隔开。此时的摩擦阻力完全来自润滑油内部的流体剪切阻力。根据牛顿内摩擦定律 $\tau = \eta \frac{du}{dy}$ ，剪切应力与速度梯度成正比。因此，在全流体润滑状态下，随着转速增加，油层间的剪切速率增大，内摩擦阻力增大，导致摩擦系数随转速升高而缓慢上升。

3、哪些因素会引起滑动轴承摩擦系数测定的误差？

1. 温度与粘度的变化：计算公式中通常假设粘度 η 是常数。但在实验中，摩擦生热会导致油温升高，油的粘度会随温度升高而显著下降。如果计算时未实时修正粘度，会导致计算出的特性数 λ 和摩擦理论值有偏差。
2. 空载力矩：测量装置本身可能存在固有的摩擦力矩。如果在实验前没有准确“调零”或扣除空载阻力矩，测得的 M 值会偏大。
3. 轴承与轴颈的几何精度：理论计算基于理想圆柱体。实际中，轴颈和轴瓦的圆度、圆柱度误差以及表面粗糙度都会影响油膜的形成和摩擦力的大小。
4. 加载的不稳定性：如果在读取数据时，砝码发生摆动或微小变化，会导致油膜压力波动，使力矩读数不稳定。
5. 油膜未达到稳定状态：每次改变转速后，需要一定时间让油膜流场达到稳定。如果读数过快，测得的不是稳态下的摩擦力矩。

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。

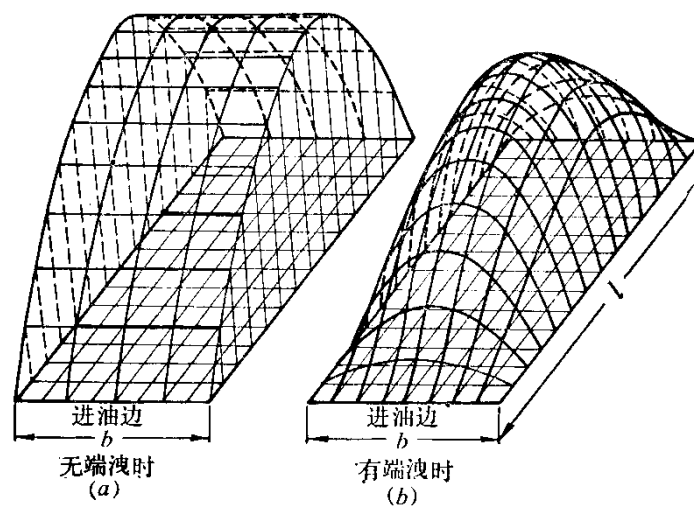


图 2—3 滑动轴承的压力分布

对比图 (a) 和图 (b) 的压力曲面体积 (即总承载力 $W = \int p dA$), 可以看出图 (b) 的体积明显小于图 (a)。因此, 端泄破坏了轴向压力的均匀分布, 导致油膜压力的平均值下降, 从而大大降低了轴承的承载能力。在设计计算时, 必须引入“端泄系数”来修正理论计算结果。