

“机械设计”多学科交叉融合教学模式探索 ——以“滑动轴承润滑状态判别”为例

寇清硕, 郭红, 马程展

郑州大学机械与动力工程学院, 河南 郑州

收稿日期: 2025年3月17日; 录用日期: 2025年4月20日; 发布日期: 2025年4月29日

摘要

在新工科建设背景下, 学生需要具备多学科交叉融合能力和综合实践素养。机械设计课程以“案例驱动、系统整合”为理念重构教学体系, 选取“滑动轴承润滑状态判别”为例, 系统剖析了《机械设计》教材不同版本的膜厚比计算公式的核心差异, 通过案例探讨了不同膜厚比计算公式和润滑状态变化的对应关系。在此基础上, 将表面粗糙度引入Stribeck曲线, 分析不同表面粗糙度范围内各个膜厚比公式的适用性。该教学案例系统整合了机械设计、摩擦学、精度设计及材料加工等多学科知识体系, 构建了理论解析-案例推演-跨学科拓展的递进式学习路径, 有效支持学生开展自主探究式学习。

关键词

润滑状态, 案例驱动, 系统整合, 膜厚比, 表面粗糙度

Exploration of the Interdisciplinary Integration Teaching Models in Mechanical Design

—A Case Study on Lubrication States Criterion of Sliding Bearings

Qingshuo Kou, Hong Guo, Chengzhan Ma

School of Mechanical and Power Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou Henan

Received: Mar. 17th, 2025; accepted: Apr. 20th, 2025; published: Apr. 29th, 2025

Abstract

Under the background of New Engineering Education, students need to possess interdisciplinary integration competencies and comprehensive practical literacies. The *Mechanical Design* course

reconstructs its teaching system with the concept of “Case-driven and System-integrated” approach, taking “Lubrication condition criterion of sliding bearings” as an example. It systematically analyzes the core differences in film thickness ratio formulas across different editions of mechanical design textbook, and discusses the corresponding relationships between various film thickness ratios and lubrication state changes through case studies. On this basis, surface roughness is introduced into the Stribeck curve to analyze the applicability of different film thickness ratio formulas within different surface roughness ranges. This teaching case integrates multidisciplinary knowledge systems including mechanical design, tribology, precision engineering, and material processing, constructs a progressive learning pathway of “Theoretical analysis, Case deduction, Interdisciplinary expansion” and effectively supports students in conducting self-directed inquiry-based learning.

Keywords

Lubrication Status, Case-Driven, System-Integrated, Film Thickness Ratio, Surface Roughness

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

“机械设计”作为机械类专业的专业基础课程和核心课程,综合性强且涉及到多个学科的交叉知识,而机械设计教材各章内容相对独立,学生学习时理论和应用容易脱节,往往无法融合各学科的专业知识,难以建立系统和完整的机械设计理念。

例如“滑动轴承润滑状态判别”涉及机械零件设计、摩擦学、精度设计及材料加工工艺等学科,教材中相关知识分布在不同章节,通过案例将相关知识串起来并进行适度扩展,对于机械设计多学科交叉融合教学模式是非常有益的探索。同时将新工科理念融入课程教学中,加强学生对课程知识内容的理解与应用、培养学生的创新思维、提升知识应用实践能力[1][2]。

本文针对《机械设计》教材中三个润滑状态判断的膜厚比计算公式,结合文献中 Stribeck 曲线,结合实例探讨不同因素对润滑状态转化的影响,分析表面粗糙度范围内各个膜厚比公式的准确性和适用性,引导学生融合各学科相关知识,提升系统思维及实践创新能力。

2. 摩擦状态分类及判别

滑动轴承作为一种关键的机械支承元件,在各类旋转机械中广泛应用。滑动轴运转时,根据轴颈和轴瓦间润滑剂的存在情况,油膜可能会处于流体摩擦、边界摩擦及混合摩擦等不同状态。流体摩擦时润滑膜厚度足以将两个表面的轮廓峰完全隔开,摩擦是在流体内部分子之间进行的,摩擦因数极小,通常为 0.001~0.008。边界润滑时两摩擦表面的粗糙度之和会大于边界膜的厚度,所以不能避免金属的直接接触,有微小的摩擦力产生,其摩擦因数通常约为 0.1。混合摩擦时摩擦表面间处于边界摩擦与流体摩擦的混合状态,其摩擦因数要比边界摩擦时小得多,但表面间仍有轮廓峰的直接接触,所以不可避免地仍有磨损存在。不同摩擦状态下滑动轴承油膜特性相差极大,研究润滑状态转化的影响因素及其判别方法,对提升滑动轴承可靠性及延长使用寿命具有重要意义。

2.1. 根据膜厚比判断润滑状态

各种润滑状态所形成的润滑膜厚度不同,但是单纯由润滑膜的厚度还不能准确地判断润滑状态,尚

需要与表面粗糙度进行综合分析。《机械设计(第 6 版)》《机械设计(第 9 版)》及《机械设计(第 10 版)》均给出了根据膜厚比判断润滑状态的公式和方法，具体如下[3]-[5]。

$$\lambda_1 = \frac{h_{\min}}{R_{a1} + R_{a2}} \tag{1}$$

$$\lambda_2 = \frac{h_{\min}}{\left(R_{q1}^2 + R_{q2}^2\right)^{1/2}} \tag{2}$$

$$\lambda_3 = \frac{h_{\min}}{\left(R_{q1} + R_{q2}\right)^{1/2}} \tag{3}$$

式中： $h_{\min}$ ——两滑动粗糙表面间的最小公称油膜厚度， μm ；

R_{a1} 、 R_{a2} ——两表面轮廓算数平均偏差， μm ；

R_{q1} 、 R_{q2} ——两表面形貌轮廓的均方根偏差(约为算术平均偏差 R_{a1} 、 R_{a2} 的 1.20~1.25 倍)， μm 。

三个公式对于润滑状态的判断标准不同，通常认为当 $\lambda_1 \leq 1$ 、 $\lambda_2 \leq 1$ 、 $\lambda_3 \leq 1$ 时，为边界摩擦(润滑)状态；当 $\lambda_1 = 1 \sim 5$ 、 $1 \leq \lambda_2 \leq 3$ 、 $1 < \lambda_3 \leq 3$ 时，为混合摩擦(润滑)状态；当 $\lambda_1 > 5$ 、 $\lambda_2 > 3$ 、 $\lambda_3 > 3$ 时，为流体摩擦(润滑)状态。

对于滑动轴承，最小公称油膜厚度可通过结构参数和工作时的偏心率计算得到，而固体表面几何特征通常采用形貌参数来描述，《机械设计(第 10 版)》给出了用轮廓算数平均偏差 R_a 来描述表面粗糙度，如表 1 所示[5]。

Table 1. Machining methods and surface roughness profile arithmetic mean deviation (R_a)

表 1. 加工方法及表面粗糙度轮廓算数平均偏差 R_a

加工方法	精车或精镗， 中等磨光，刮		铰，精磨，刮		钻石刀头镗、镗磨		研磨，抛光，超精加工等		
$R_a/\mu\text{m}$	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	0.025	0.012

Table 2. Surface roughness (μm)

表 2. 表面粗糙度(μm)

两表面粗糙度		表面综合粗糙度	
R_{a1}, R_{a2}	$R_{a1} + R_{a2}$	$\left(R_{q1}^2 + R_{q2}^2\right)^{1/2}$	$\left(R_{q1} + R_{q2}\right)^{1/2}$
1.6, 3.2	4.8	4.47	2.45
0.8, 1.6	2.4	2.24	1.73
0.2, 0.4	0.6	0.56	0.87
0.05, 0.1	0.15	0.14	0.43

滑动轴承按加工精度要求不同，轴颈、轴瓦表面粗糙度分别取 4 组数据，对应的轮廓算数平均偏差 R_a 、轮廓均方根偏差 R_q 及综合表面粗糙度如表 2 所示。

由表 2 可以看出，两表面粗糙度相同时，综合表面粗糙度由于不同膜厚比公式的定义不同，数值相差较大，从而影响润滑状态判断的准确性，因此对于不同的粗糙度范围应选择合适的膜厚比公式判断润滑状态。

2.2. Stribeck 曲线判断润滑状态

如图 1 所示的 Stribeck 曲线，随着无量纲轴承特性数($\eta U/p$)的增大，摩擦系数先减小后增大，润滑状

态也随之转化。这里， η 为润滑油黏度； U 为滑动速度； p 为轴承单位面积载荷[6]。

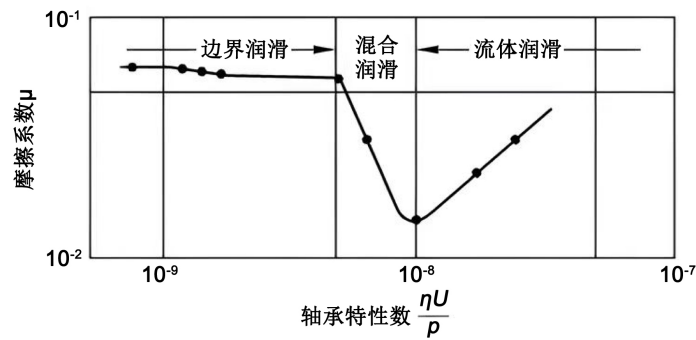


Figure 1. Stribeck curve
图 1. Stribeck 曲线

Stribeck 曲线自左向右将润滑状态分为三个区域，最左边是边界润滑区域，油膜承载力十分微小，固体接触决定着摩擦磨损特性；中间是混合润滑区域，载荷由油膜压力和粗糙峰接触力共同承担，多种润滑状态共存；右边是流体润滑区域，摩擦副表面被完整的油膜相隔开，油膜厚度大于表面粗糙度。

图 1 的 Stribeck 曲线通过摩擦系数变化将不同的润滑状态与轴承特性数进行了关联，但没有计入摩擦副表面粗糙度的影响。

马晨波、朱华等人为探讨表面粗糙度对 Stribeck 曲线的影响，对不同初始表面的不锈钢销试件与 45 号钢盘试件在浸油润滑条件下进行摩擦磨损试验。采用销 - 盘摩擦副，盘试件为下试件，表面进行抛光处理后粗糙度 $R_a = 0.04 \mu\text{m}$ 。销试件为上试件，表面粗糙度 R_a 分别为 1.88 、 0.44 、 0.21 、 $0.12 \mu\text{m}$ 。分别测量 4 种不同初始表面粗糙度的销 - 盘摩擦副摩擦系数的变化，得到 Stribeck 曲线如图 2 所示[7]。

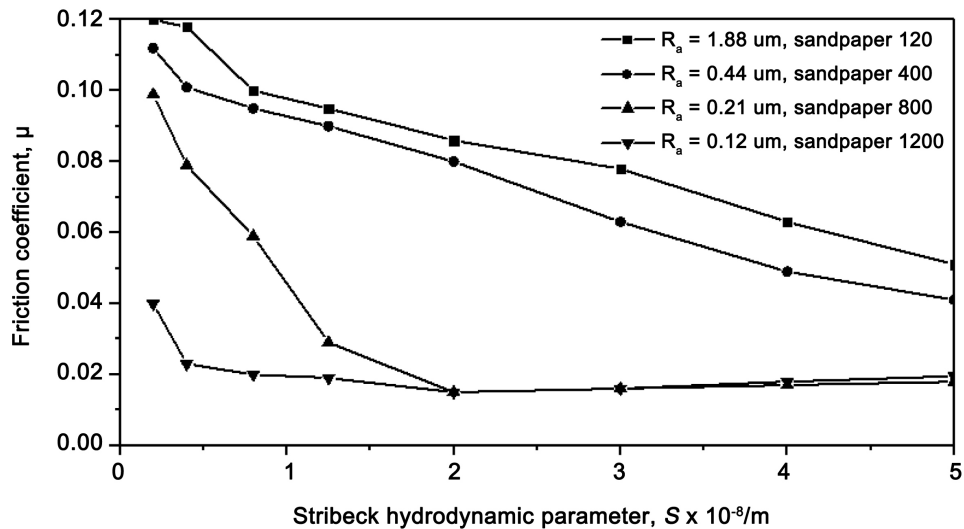


Figure 2. Stribeck curves under different surface roughness conditions from literature [7]
图 2. 文献[7]中不同表面粗糙度下的 Stribeck 曲线

从图 2 可以看出，摩擦副表面粗糙度越大，相同轴承特性数下摩擦系数越大。表面越光滑，对应曲线的斜率越大，从混合润滑区域转变至流体润滑区域就越快。此实验说明在相同的工况下，同样的轴承特性数在不同的表面粗糙度下所对应的润滑状态是不同的。

3. 算例及分析

引用《机械设计(第10版)》中例题12-1的设计参数,计算滑动轴承不同工况下最小油膜厚度及膜厚比,分析各膜厚比公式判断润滑状态转化的适用范围。

文献[5]主要参数为:垂直向下的工作载荷 $F=100000\text{ N}$,轴颈直径 $d=200\text{ mm}$,转速 $n=500\text{ r/min}$,宽径比为1。

3.1. 不同工况下最小油膜厚度

滑动轴承的最小油膜厚度是轴承设计和运行中的一个重要参数,最小油膜厚度不足,可能导致轴承表面直接接触,加剧磨损和摩擦。

文献[5]中例题12-1得到的最小油膜厚度 $h_{\min}=35.9\text{ }\mu\text{m}$,许用油膜厚度 $[h]=19.2\text{ }\mu\text{m}$,最小油膜厚度大于许用油膜厚度,可以保证流体润滑状态。

保持滑动轴承结构参数不变,转速依次取为100 r/min、200 r/min、300 r/min、400 r/min、500 r/min,载荷依次取为100,000 N、200,000 N、300,000 N、400,000 N、500,000 N,分别计算最小油膜厚度,结果如图3所示。可以看出,最小油膜厚度随着转速的增加而增加,转速相同时,载荷越大,最小油膜厚度越小,且载荷越大,最小油膜厚度随转速增加越平缓。

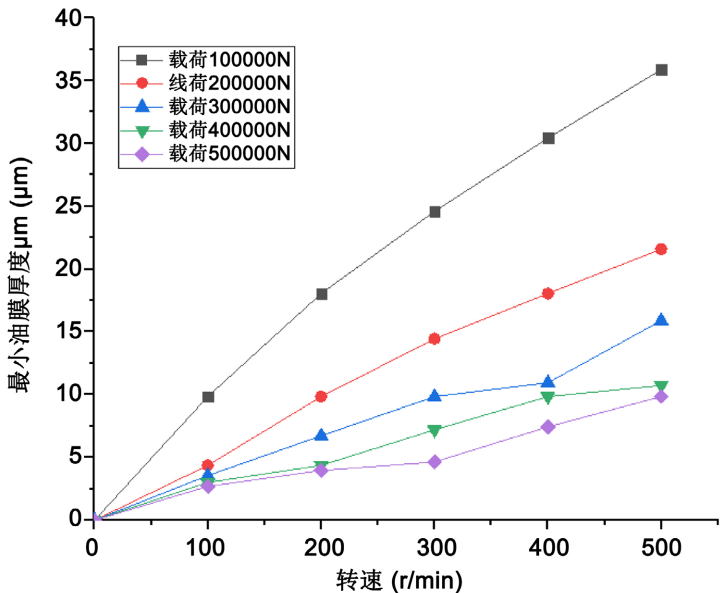


Figure 3. Film thickness curves under different load and speed conditions

图3. 不同载荷速度-膜厚曲线

3.2. 膜厚比与润滑状态转化

取固定载荷100,000 N,当转速分别为500 r/min、200 r/min及50 r/min时,计算得到最小油膜厚度分别为35.90 μm 、18.00 μm 和5.69 μm 。

取4组轴颈和轴瓦表面粗糙度1.6 μm ~3.2 μm 、0.8 μm ~1.6 μm 、0.2 μm ~0.4 μm 及0.05 μm ~0.1 μm ,得到不同膜厚比公式下的计算结果如表3~5所示。

可以看出,不同膜厚比公式计算结果相差较大,直接影响润滑状态的判别。转速500 r/min时,最小油膜厚度为35.90 μm ,三个膜厚比公式在四组表面粗糙度下计算得到的结果均满足流体润滑的标准。转

速 200 r/min 时, 最小油膜厚度为 18.00 μm , 两表面粗糙度为 $R_{a1} = 1.6 \mu\text{m}$ 、 $R_{a2} = 3.2 \mu\text{m}$ 时, 利用公式(2)和(3)计算所得的结果满足流体润滑的标准, 而公式(1)计算所得的结果并不满足。转速 50 r/min 时, 最小油膜厚度为 5.69 μm , 两表面粗糙度为 $R_{a1} = 0.8 \mu\text{m}$ 、 $R_{a2} = 1.6 \mu\text{m}$ 时, 利用公式(3)计算所得的结果满足流体润滑的标准, 而公式(1)和(2)计算所得的结果并不满足。

要想使滑动轴承处于流体润滑状态, 最小油膜厚度越小, 则两滑动表面的粗糙度必须要小, 即所需滑动轴承的加工精度就越高。因此在不同的粗糙度范围选择合适的膜厚比公式去判断轴承的润滑状态显得尤为重要。

Table 3. Rotational speed of 500 r/min, minimum film thickness of 35.90 μm
表 3. 转速为 500 r/min, 最小膜厚为 35.90 μm

膜厚比 \ 表面粗糙度 R_{a1}, R_{a2}	1.6 μm 3.2 μm	0.8 μm 1.6 μm	0.2 μm 0.4 μm	0.05 μm 0.1 μm
$\lambda_1 = \frac{h_{\min}}{R_{a1} + R_{a2}}$	7.48	14.96	59.83	239.33
$\lambda_2 = \frac{h_{\min}}{(R_{q1}^2 + R_{q2}^2)^{1/2}}$	8.03	16.03	64.12	256.43
$\lambda_3 = \frac{h_{\min}}{(R_{q1} + R_{q2})^{1/2}}$	7.35	20.75	41.26	83.49

Table 4. Rotational speed of 200 r/min, minimum film thickness of 18.00 μm
表 4. 转速为 200 r/min, 最小膜厚为 18.00 μm

膜厚比 \ 表面粗糙度 R_{a1}, R_{a2}	1.6 μm 3.2 μm	0.8 μm 1.6 μm	0.2 μm 0.4 μm	0.05 μm 0.1 μm
$\lambda_1 = \frac{h_{\min}}{R_{a1} + R_{a2}}$	3.75	7.50	30.00	120.00
$\lambda_2 = \frac{h_{\min}}{(R_{q1}^2 + R_{q2}^2)^{1/2}}$	4.03	8.04	32.14	128.57
$\lambda_3 = \frac{h_{\min}}{(R_{q1} + R_{q2})^{1/2}}$	7.35	10.40	20.69	41.86

Table 5. Rotational speed of 50 r/min, minimum film thickness of 5.69 μm
表 5. 转速为 50 r/min, 最小膜厚为 5.69 μm

膜厚比 \ 表面粗糙度 R_{a1}, R_{a2}	1.6 μm 3.2 μm	0.8 μm 1.6 μm	0.2 μm 0.4 μm	0.05 μm 0.1 μm
$\lambda_1 = \frac{h_{\min}}{R_{a1} + R_{a2}}$	1.19	2.37	9.48	37.93
$\lambda_2 = \frac{h_{\min}}{(R_{q1}^2 + R_{q2}^2)^{1/2}}$	1.27	2.54	10.16	40.62
$\lambda_3 = \frac{h_{\min}}{(R_{q1} + R_{q2})^{1/2}}$	2.32	3.29	6.54	13.23

3.3. Stribeck 曲线与润滑状态转化

载荷取为 100,000 N, 转速取为 50 r/min、100 r/min、200 r/min、300 r/min、400 r/min、500 r/min, 相应的轴承特性数如表 6 所示。

Table 6. Bearing characteristic numbers under different rotational speeds
表 6. 不同转速下的轴承特性数

转速 r/min	轴承特性数 $\eta U/p$
50	7.53×10^{-9}
100	1.51×10^{-8}
200	3.01×10^{-8}
300	4.52×10^{-8}
400	6.03×10^{-8}
500	7.53×10^{-8}

将表 6 中的轴承特性数与图 1 Stribeck 曲线相对照, 发现当轴承转速为 50 r/min 时, 所对应的润滑状态为混合润滑, 其他转速下均为流体润滑。

载荷 100,000 N、转速 50 r/min 时膜厚比计算结果如表 5 所示, 当轴颈、轴瓦粗糙度分别为 1.6 μm 、3.2 μm 时, 三个膜厚比公式计算得出的结果均为混合润滑状态; 而当轴颈、轴瓦粗糙度分别为 0.8 μm 、1.6 μm 时, 公式(3)计算结果满足流体润滑, 而公式(1)和(2)计算结果为混合润滑状态。将此工况下轴承特性数与图 2 的 Stribeck 曲线进行比对, 发现当轴颈、轴瓦粗糙度分别为 0.8 μm 、1.6 μm 时, 油膜处于混合润滑状态。

由此可知, 图 1 的 Stribeck 曲线没有计入表面粗糙度影响, 判断润滑状态有一定的局限性, 而膜厚比公式计算结果与 Stribeck 曲线并不完全一致。

3.4. 膜厚比公式应用范围讨论

由表 2 中可以看出, 公式(1)和(2)计算出的综合表面粗糙度接近, 得到的无量纲膜厚比也相近。但是两者对于流体润滑的界定条件不一样, λ_1 大于 5 满足流体润滑的条件, 而 λ_2 大于 3 即可, 公式(2)的判别标准低于公式(1)。

当表面粗糙度较大时, 公式(3)的综合表面粗糙度明显小于公式(1)和(2), 所以相同的油膜厚度在同一粗糙度下, λ_3 大于 λ_1 、 λ_2 , 公式(3)对于流体润滑的判别标准低于公式(1)和(2)。当表面粗糙度比较小时, 公式(3)的综合表面粗糙度大于公式(1)和(2), 所以相同的油膜厚度在同一粗糙度下, λ_3 小于 λ_1 、 λ_2 。这使得公式(3)在表面粗糙度较小时对于流体润滑的判别标准高于公式(1)和(2)。

粗糙度 R_a 是轮廓上各点高度在测量范围内的算术平均值, 为了防止粗糙峰接触, 保证润滑状态判别的准确性, 粗糙度较大时, 选择 $\lambda_1 = \frac{h_{\min}}{R_{a1} + R_{a2}}$ 更为合适, 粗糙度较小时, 选择 $\lambda_3 = \frac{h_{\min}}{(R_{q1} + R_{q2})^{1/2}}$ 更为合适。

4. 结语

通过“滑动轴承润滑状态判别”的公式分析与计算, 为新工科背景下多学科交叉融合教学内容与教学模式探索提供了案例参考。从基础知识、方法技能、工程实践、创新思维等方面, 激发学生发现问题、寻找线索、活跃思维、查找资料、实践验证, 真正让学生“学会弄通”, 全面提升学生的实践能力、创新

思维和综合素质。

基金项目

郑州大学教育教学改革研究与实践重点项目(2024ZZUJGXM063)。

参考文献

- [1] 邱瑛, 曲云霞, 李姗姗. 交叉学科视角下的工科课程教学新体系探索——以机械设计制造及其自动化专业为例[J/OL]. 工业和信息化教育: 1-5. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/10.1101.g4.20240710.1927.004.html>, 2025-03-17.
- [2] 潘明辉, 祖莉, 梁医, 宋梅利, 范元勋. “新工科”下“机械原理与机械设计”课程教学创新方法探究[J]. 工业和信息化教育, 2024(11): 28-33.
- [3] 濮良贵, 陈国定, 吴立言. 机械设计[M]. 第6版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [4] 濮良贵, 陈国定, 吴立言. 机械设计[M]. 第9版. 北京: 高等教育出版社, 2013.
- [5] 濮良贵, 陈国定, 吴立言. 机械设计[M]. 第10版. 北京: 高等教育出版社, 2019.
- [6] 温诗铸, 黄平, 田煜, 等. 摩擦学原理[M]. 第5版. 北京: 清华大学出版社, 2018.
- [7] 马晨波, 朱华, 陆斌斌, 江炜. 引入特征粗糙度参数的 Stribeck 曲线试验研究[J]. 摩擦学学报, 2010, 30(5): 466-471.