



ME311 | 机械设计

2023年秋季

第04章

轴承及轴设计

(上)

宋超阳

南方科技大学

本章要点概述

- 滑动轴承概述
- 滑动轴承的结构形式
- 轴瓦的材料和结构
- 非液体摩擦滑动轴承的设计
- 液体摩擦动压向心滑动轴承的设计
- 其他轴承简介
- 轴的结构设计
- 轴设计中的物理约束
- 轴的设计
- 轴毂连接计算
- 滚动轴承概述
- 滚动轴承的主要类型及其代号
- 滚动轴承的选择
- 滚动轴承的工作情况及设计约束
- 液动轴承的校核计算
- 新型轴承与滚动导轨简介
- 润滑
- 密封

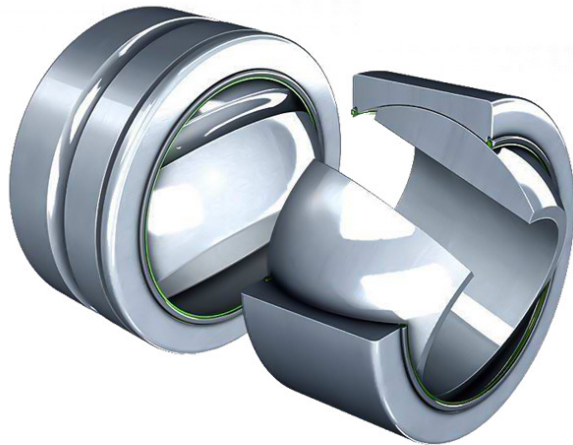
滑动轴承概述

与滚动轴承相比，滑动轴承具有承载能力高、抗振性好、工作平稳可靠、噪声小、寿命长等优点

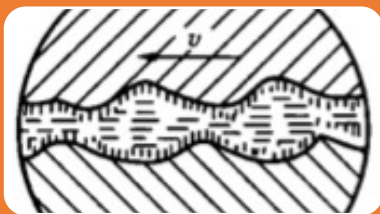
它广泛用于内燃机、轧钢机、大型电动机及仪表、雷达、天文望远镜等中

轴承的分类

- 用于支承旋转零件（如转轴、心轴等）的装置通称为轴承
- 按其承载方向的不同
 - 向心轴承：轴承上的反作用力与轴心线垂直，主要承受**径向载荷 F_r**
 - 推力轴承：轴承上的反作用力与轴心线方向一致，主要承受**轴向载荷 F_a**
- 按轴承工作时的摩擦性质不同
 - 滑动轴承
 - 根据其相对运动的两表面间油膜形成原理的不同
 - 流体动力润滑轴承（简称动压轴承）：主要介绍
 - 流体静力润滑轴承（简称静压轴承）：简要介绍
 - 滚动轴承
 - 后续介绍

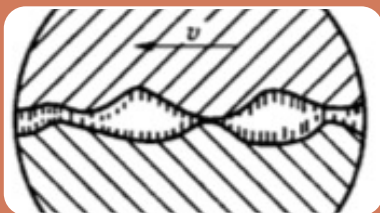


滑动轴承的摩擦状态



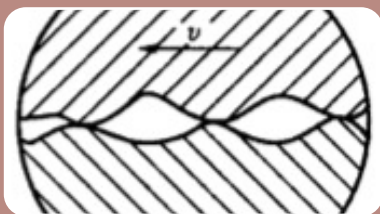
完全液体摩擦 ($f = 0.001 \sim 0.008$) : 重要轴承采用这种摩擦状态

- 完全液体摩擦状态, 是指滑动轴承中相对滑动的两表面完全被润滑油膜所隔开, 油膜有足够的厚度, 消除了两摩擦表面的直接接触。此时, 只存在液体分子之间的摩擦, 故摩擦系数很小, 显著地减少了摩擦和磨损



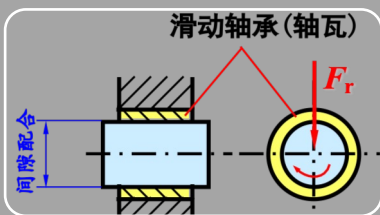
边界摩擦 ($f = 0.008 \sim 0.010$) : 边界油膜的厚度小于 $1\mu\text{m}$

- 当滑动轴承的两相对滑动表面有润滑油存在时, 由于润滑油与摩擦表面的吸附作用, 将在摩擦表面上形成一层极薄的边界油膜, 它能承受很高的压强而不破坏
- 相对滑动时, 两摩擦表面微观的尖峰相遇就会把油膜划破, 形成局部的金属直接接触



干摩擦: 应避免此种摩擦状态

- 两摩擦表面间没有任何物质时的摩擦状态。在实际中, 没有理想的干摩擦, 因为任何金属表面上总存在各种氧化膜, 很难出现纯粹的金属接触 (除非在洁净的实验室)
- 处在干摩擦状态时, 金属表面将产生大量的摩擦损耗和严重的磨损, 故滑动轴承中不允许出现干摩擦状态, 否则, 将导致强烈的升温, 把轴瓦烧毁



介于其间的摩擦状态: 多数滑动轴承处于这种摩擦状态

- 半液体摩擦状态, 两摩擦表面间已部分被液体隔开, 而尚余少许尖峰部分直接接触
- 半干摩擦状态: 大部分仍属边界摩擦状态, 少部分边界油膜破裂而属干摩擦状态

滑动轴承的摩擦状态

完全液体摩擦

- 液体摩擦状态——滑动轴承工作的最理想状态
- 对那些重要且高速旋转的机器，应确保轴承在完全液体摩擦状态下工作，这类轴承常称为液体摩擦滑动轴承

非液体摩擦状态

- 边界摩擦与半液体摩擦状态、半干摩擦状态并存的状态
- 对那些在低速而有冲击下工作的不太重要的机器，可按非液体摩擦状态设计轴承，称之为非液体摩擦滑动轴承

• 滑动轴承设计的主要任务是

- ① 合理地确定轴承的形式和结构
- ② 合理地选择轴瓦的结构和材料
- ③ 合理地选择润滑剂、润滑方法及润滑装置
- ④ 按功能要求和满足约束的原则，确定轴承的主要参数

滑动轴承的主要特点与适用场合

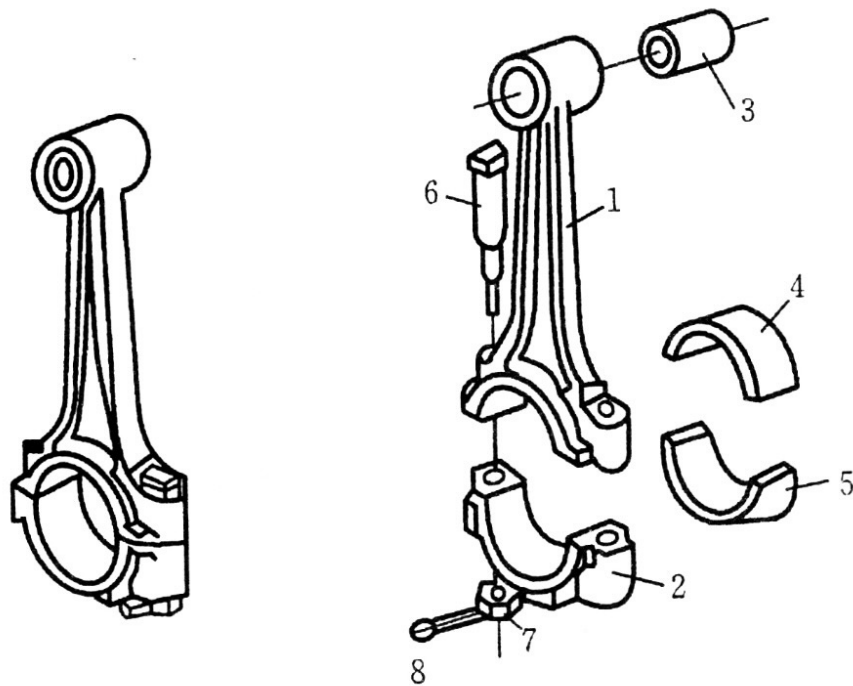
• 主要特点

工作平稳，无
噪声

适合于高速
(液体摩擦)

液体摩擦时功
率损失小

径向尺寸小而
且可剖分



(a)

(b)

• 适用场合:

低速轻载、精
度不高

• 非液体摩擦
滑动轴承

高速

• 滚动轴承寿
命大为降低

重载

• 滚动轴承造
价高

支承精度特别
高

• 滑动轴承零
件少

承受巨大冲击
和振动载荷

• 油膜的缓冲
和阻尼作用

某些特殊场合

• 径向尺寸受
限制、曲轴
轴承等

滑动轴承的结构形式

向心滑动轴承的结构形式

- **剖分式**：由轴承盖、轴承座、剖分轴瓦和螺栓组成
 - 轴瓦是直接和轴颈相接触的重要零件
 - 轴承盖和轴承座的剖分面常做出阶梯形的榫口，方便对中
 - 润滑油通过轴承盖上的油孔和轴瓦上的油沟流入轴承间隙润滑摩擦面
 - 轴承剖分面最好与载荷方向近于垂直，以防剖分面位于承载区出现泄漏，降低承载能力

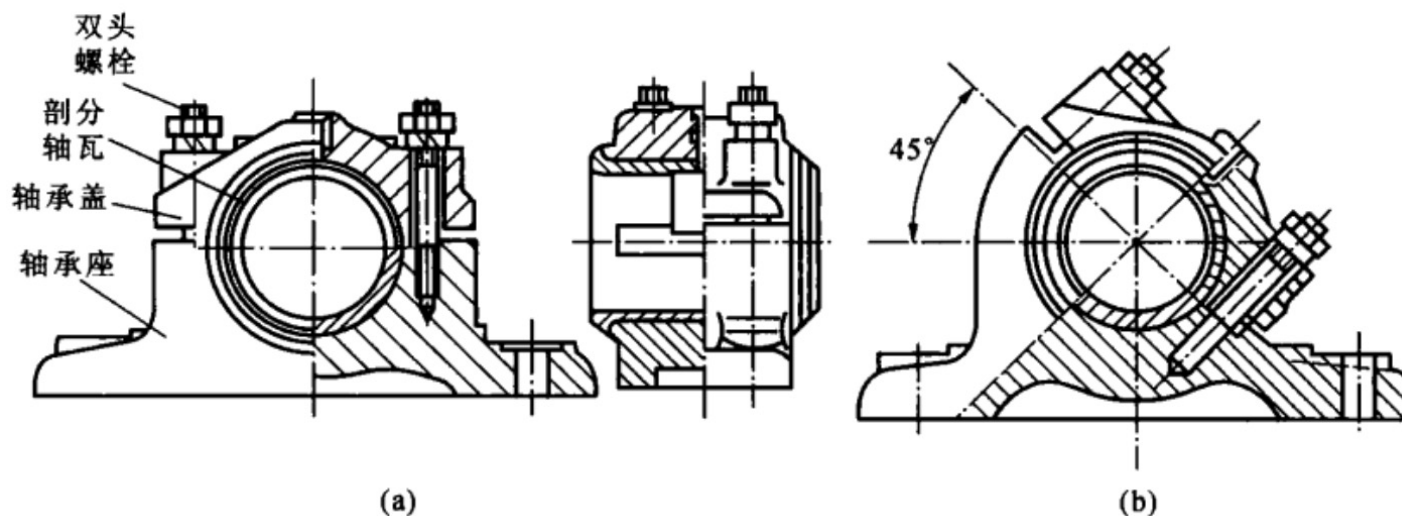


图 7-2 剖分式滑动轴承

(a) 正剖分式滑动轴承；(b) 斜剖分式滑动轴承

- 多数轴承采用正剖分式结构

- 当径向载荷有较大偏斜时可采用斜剖分式结构

- 剖分式滑动轴承装拆比较方便，轴承间隙调整也可通过在剖分面上增减薄垫片实现
- 对于正、斜剖分式滑动轴承，已分别制定了标准JB/T 2561-2007、JB/T 2562-2007

向心滑动轴承的结构形式

- **整体式**：由轴承盖、轴承座、剖分轴瓦和螺栓组成
 - 套筒式轴瓦（或轴套）压装在轴承座中（对某些机器，也可直接压装在机体孔中）
 - 润滑油通过轴套上的油孔和内表面上的油沟进入摩擦面

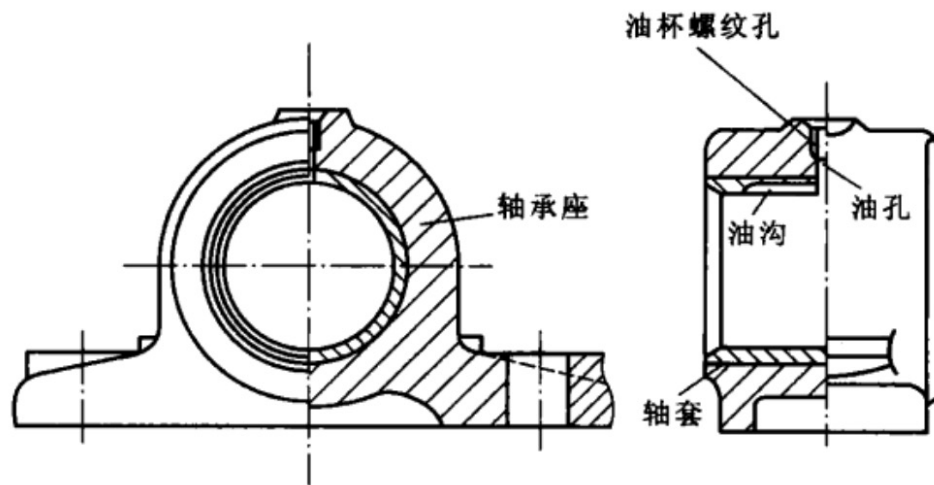


图 7-3 整体式向心滑动轴承

- 优点：轴承结构制造简单，刚度较大
- 缺点：轴瓦磨损后间隙无法调整，且轴颈只能从端部装入
- 因此，它仅适用于轴颈不大、低速轻载或间隙工作的机械
- 对于整体式滑动轴承，制定有标准 JB/T2560—2007，设计时可参考选用

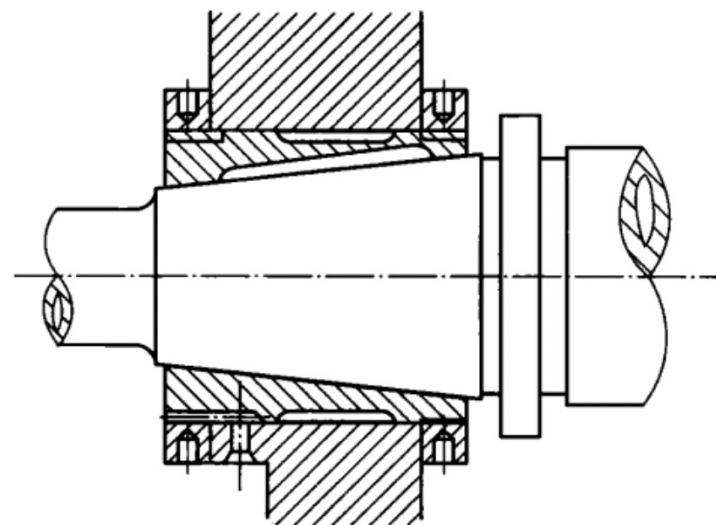
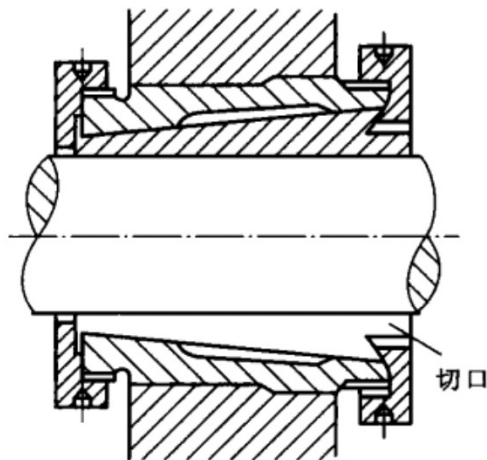
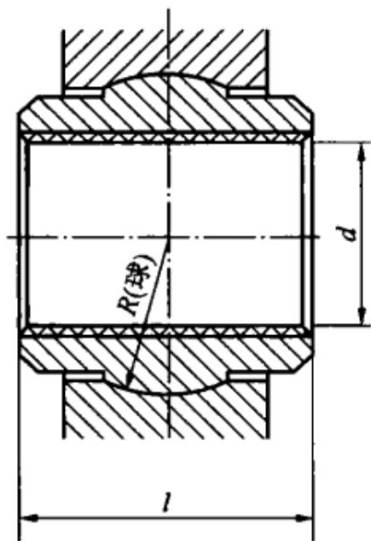
向心滑动轴承的结构形式

• 自动调心式：

- 轴瓦外表面做成球面形状，与轴承盖和轴承座的球状内表面相配合，球面中心通过轴颈的轴线，因此轴瓦可以自动调位，以适应轴颈在轴弯曲时产生的偏斜
- 轴承宽度与轴颈直径之比 (l/d) 称为宽径比
 - 当宽径比较大时，轴的弯曲变形或轴孔倾斜时，易造成轴颈与轴瓦端部的局部接触，引起剧烈的磨损和发热
- 因此，当 $l/d > 1.5$ 时，宜采用自动调心式轴承

• 间隙可调式：

- 轴瓦外表面为锥形，与内锥形表面的轴自动调心式轴承套相配合。轴瓦上开有一条纵向槽，调整轴套两端的螺母可使轴瓦沿轴向移动，从而可调整轴颈与轴瓦间的间隙



推力滑动轴承的结构形式

- 只能承受轴向载荷，与向心轴承联合使用才可同时承受轴向和径向载荷
- 对于尺寸较大的平面推力轴承，为了改善轴承的性能，便于形成液体摩擦状态，可设计成多油楔结构

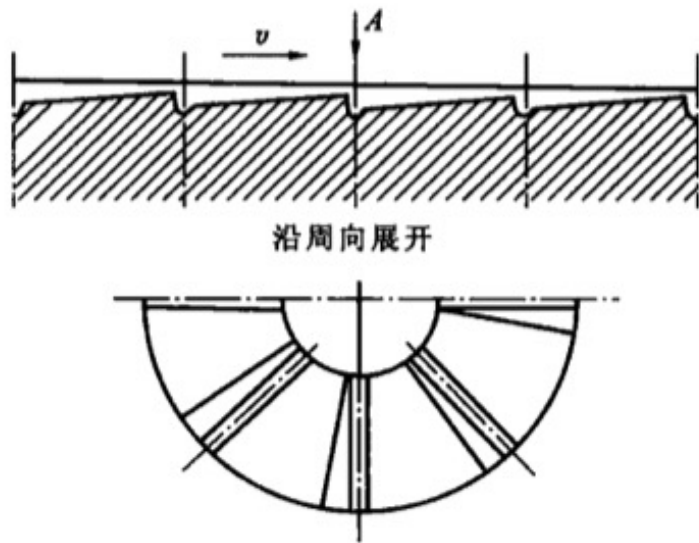


图 7-6 多油楔推力轴承

表 7-1 推力滑动轴承的结构形式

| 形式 | 简图 | 基本特点及应用 | 结构尺寸 |
|-----|----|---|--|
| 实心式 | | 支承面上压强分布极不均匀，中心处压强最大，线速度为 0，对润滑很不利，导致支承面磨损极不均匀，使用较少 | d_1 由轴的结构确定 |
| 空心式 | | 支承面上压强分布较均匀，润滑条件有所改善 | d_1 由轴的结构确定 $d_0 = (0.4 \sim 0.6)d_1$ |
| 单环式 | | 利用轴环的端面止推，结构简单，润滑方便，广泛用于低速、轻载的场合 | d_1 由轴的结构确定 $d \approx d_1 + 2S$ $S = (0.1 \sim 0.3)d_1$ d_0 略大于 d_1 |
| 多环式 | | 特点同单环式，可承受较单环式更大的载荷，也可承受双向轴向载荷 | d_1 由轴的结构确定 $d \approx d_1 + 2S$ $S = (0.1 \sim 0.3)d_1$ $S_1 = (2 \sim 3)S$ d_0 略大于 d_1 |

轴瓦的材料和结构

轴瓦的材料

- 轴瓦是滑动轴承的重要零件
 - 在液体摩擦状态下工作时，轴颈与轴瓦间有油膜隔开，但在启动、停车、换向或转速变化时，两者仍不可避免地有直接接触
 - 轴瓦的磨损和胶合（烧瓦）是其主要的失效形式
- 对轴瓦材料的基本要求是

① 有足够的抗压强度和疲劳强度

② 低摩擦系数，有良好的耐磨性、抗胶合性、跑合性、嵌藏性和顺应性

③ 热膨胀系数小，有良好的导热性和润滑性以及耐腐蚀性

④ 有良好的工艺性

- 现有轴瓦材料尚不能满足上述全部要求，只能根据使用中最主要的要求选择材料

金属材料

- 如轴承合金、铜合金、铝合金和减磨铸铁等

粉末冶金材料

- 如含油轴承材料

非金属材料

- 如塑料、橡胶、硬木和石墨等

轴瓦的材料和结构

表 7-2 常用轴承材料的性能及用途

| 材料 | 牌 号 | [ρ] /MPa | [v] /(m/s) | [ρv] /(MPa·m/s) | HBS | | 应用举例 |
|---------------------------------|-------------------------------------|--------------------|-------------------|----------------------------|---------|-----|--|
| | | | | | 金属模 | 砂模 | |
| 耐 磨 铸 铁 | 耐磨铸铁-1 (HT) | 0.05~9 | 2~0.2 | 0.2~1.8 | 180~229 | | 铬镍合金灰铸铁,用于与经热处理(淬火或正火)的轴相配合的轴承 |
| | 耐磨铸铁-1 (QT) | 0.5~12 | 5~1.0 | 2.5~12 | 210~260 | | 球墨铸铁,用于与经热处理的轴相配合的轴承 |
| | | | | | 167~197 | | 球墨铸铁,用于与不经淬火的轴相配合的轴承 |
| 铸 造 青 铜 | ZCuSn ₁₀ P ₁ | 15 | 10 | 15(20) | 90 | 80 | 磷锡青铜,用于在重载、中速、高温及冲击条件下工作的轴承 |
| | ZQSn ₆₋₆₋₃ | 8 | 3 | 10(12) | 65 | 60 | 锡锌铅青铜,用于在中载、中速条件下工作的轴承,起重机轴承及机床的一般主轴轴承 |
| | ZCuAl ₁₀ Fe ₃ | 30 | 8 | 12(60) | 110 | 100 | 铝铁青铜,用于受冲击载荷处,轴承温度可达 300℃。轴颈需淬火 |
| | ZCuPb ₃₀ | 25(平稳) | 12 | 30(90) | 25 | | |
| 15(冲击) | | 8 | (60) | | | | |
| 铸 锌 铝 合 金 | ZZnAl ₁₀₋₅ | 20 | 9 | 16 | 100 | 80 | 用于 750 kW 以下的减速器、各种轧钢机辊轴承,工作温度低于 80℃ |
| 铸 锡 基 轴 承 合 金 | ZSnSb ₁₁ Cu ₆ | 25(平稳) | 80 | 20(100) | 27 | | 用做轴承衬,用于重载、高速、温度低于 110℃ 的重要轴承,如汽轮机,大于 750 kW 的电动机、内燃机,高转速的机床主轴的轴承等 |
| | | 20(冲击) | 60 | 15(10) | | | |

(1) 轴承合金

• 轴承合金又称巴氏合金或白合金,其金相组织是在锡或铅的软基体中夹着锡、铜和碱土金属等硬合金颗粒。它的减磨性能最好,很容易和轴颈跑合,具有良好的抗胶合性和耐腐蚀性,但它的弹性模量和弹性极限都很低,机械强度比青铜、铸铁等低很多,一般只用作轴衬的材料。锡基合金的热膨胀性质比铝基合金好,更适用于高速轴承。

(2) 铜合金铜合金

• 有锡青铜、铝青铜和铅青铜三种。青铜有很高的疲劳强度,耐热性和减磨性均很好,工作温度可高达 250℃,但可塑性差,不易跑合,与之相配的轴颈必须淬硬。它适用于中速重载、低速重载的轴承。

(3) 粉末冶金

• 不同的金属粉末经压制烧结而成的多孔结构材料,称为粉末冶金材料,其孔隙占体积的 10%~35%,可储存润滑油,故用这种材料制成的轴承又称为含油轴承。运转时,轴瓦温度升高,油因膨胀系数比金属大,从而自动进入摩擦表面润滑轴承。停车时,因毛细管作用,润滑油又被吸回孔隙中。含油轴承加一次油便可工作较长时间,若能定期加油,则效果更好。但由于它韧性差,宜用于载荷平稳、低速和加油不方便的情况。

(4) 非金属材料

• 非金属轴瓦材料以塑料居多,其优点是:摩擦系数小,可承受冲击载荷,可塑性、跑合性良好,耐磨、耐腐蚀,可用水、油及化学溶液润滑。但它的导热性差(只有青铜的 1/2000~1/5000),耐热性低(120~150℃时焦化),膨胀系数大,易变形。为改善这些缺陷,可将薄层塑料作为轴承衬黏附在金属轴瓦上使用。塑料轴承一般用于温度不高、载荷不大的场合。

(5) 尼龙轴承

• 自润性、耐腐蚀性、耐磨性、减振性等都较好,但导热性不好,吸水性大,线膨胀系数大,尺寸稳定性不好,适用于速度不高或散热条件好的地方。

| 材料 | 牌 号 | [ρ] /MPa | [v] /(m/s) | [ρv] /(MPa·m/s) | HBS | | 应用举例 |
|---|--|--------------------|-------------------|---|-------|----|--|
| | | | | | 金属模 | 砂模 | |
| 铸 铅 基 轴 承 合 金 | ZPbSb ₁₆ Sn ₁₆ Ch ₂ | 15 | 12 | 10(50) | 30 | | 用于不剧变的重载、高速的轴承,如车床、发电机、压缩机、轧钢机等轴的轴承,温度低于 120℃ |
| | ZPbSb ₁₅ Sn ₅ | 20 | 15 | 15 | 20 | | 用于冲击载荷 $\rho v \leq 10 \text{ Pa} \cdot \text{m/s}$ 或稳定载荷 $\rho \leq 20 \text{ Pa} \cdot \text{m/s}$ 下工作的轴承,如汽轮机、中等功率的电动机、拖拉机、发动机、空气机的轴承 |
| 铁 质 陶 瓷 (含 油 轴 承) | | 21 | 0.125 | 0.5(定期给油) 1.8(较少而足够的 润滑) 4(润滑充足) | 50~85 | | 常用于载荷平稳、低速及加油不方便处,轴颈最好淬火,径向间隙为轴径的 0.15%~0.02% |
| | | 4.9~4.8 | | | | | |
| 尼 龙 6 尼 龙 66 尼 龙 1010 | | | 5 | 0.09(无润滑) | | | 用于速度不高或散热条件好的地方 |
| | | | | | | | |

注:① 括弧中的[ρv]值为极限值,其余为润滑良好时的一般值;

② 耐磨铸铁的[ρ]及[ρv]与 v 有关,可用内插法计算,例如,对耐磨铸铁-1(QT),当 $v=3 \text{ m/s}$ 时,则[ρv]

$$= \left[2.5 + \frac{12-2.5}{5-1}(5-3) \right] \text{ MPa} \cdot \text{m/s} = 7.2 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}, \quad [\rho] = \frac{7.2}{3} \text{ MPa} = 2.4 \text{ MPa}.$$

轴瓦结构

- 常用的轴瓦结构
 - 整体式轴瓦（轴套）是套筒形的
 - 剖分式轴瓦多由两部分组成
- 轴瓦和轴承座不允许有相对移动
 - 为了防止轴瓦的移动，可将其两端做成凸缘，用于轴向定位，或用销钉（或螺钉）将其固定在轴承座上

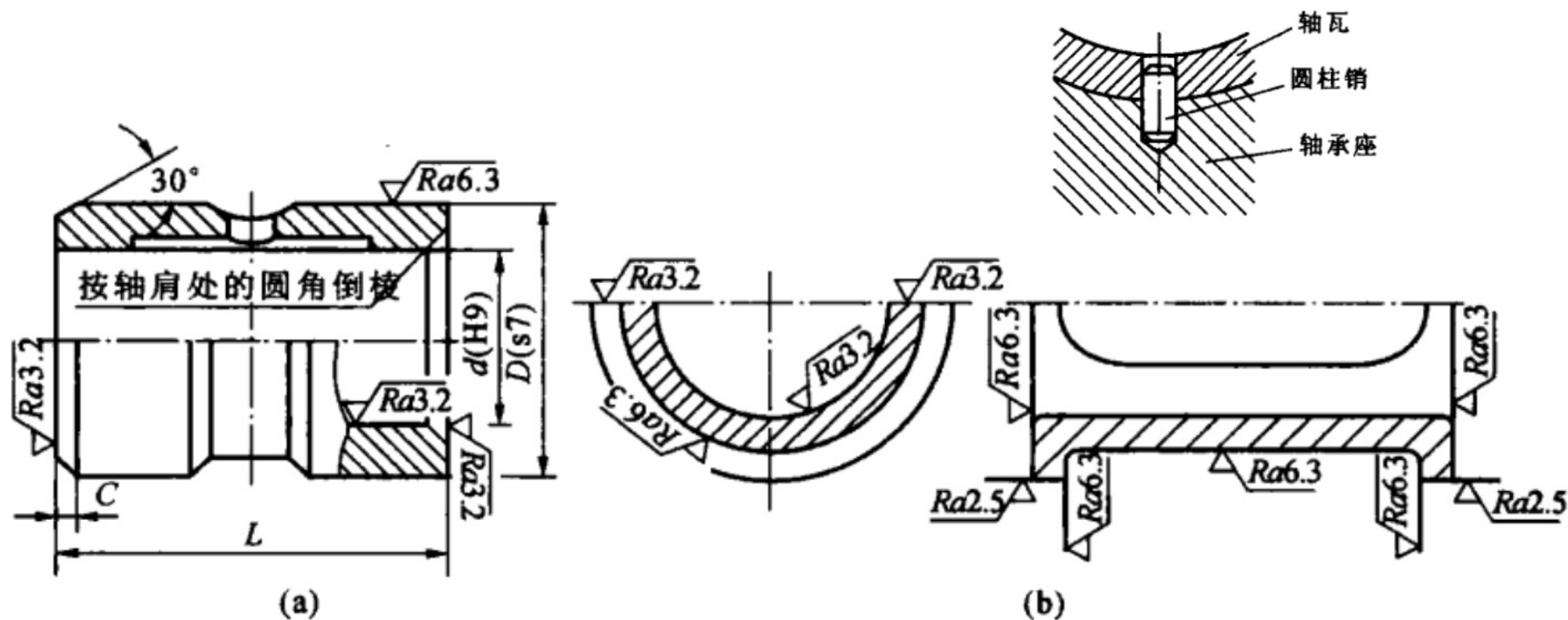


图 7-7 整体式轴瓦和剖分式轴瓦

(a) 整体式轴瓦；(b) 剖分式轴瓦

轴瓦结构

- 按制造工艺不同，分为整体铸造、双金属或三金属等多种形式
 - 为了改善轴瓦表面的摩擦性质，常在其内表面上浇铸一层或两层减磨材料，称为轴承衬，即轴瓦做成双金属结构或三金属结构
- 非金属轴瓦既可是整体非金属，也可是金属套上镶非金属材料
- 为了使滑动轴承获得良好的润滑，轴瓦或轴颈上需开设油孔及油沟，油孔用于供应润滑油，油沟用于输送和分布润滑油
 - 其位置和形状对轴承的承载能力和寿命影响很大
 - 通常，油孔应设置在油膜压力最小的地方，油沟应开在轴承不受力或油膜压力较小的区域，要求既便于供油又不降低轴承的承载能力

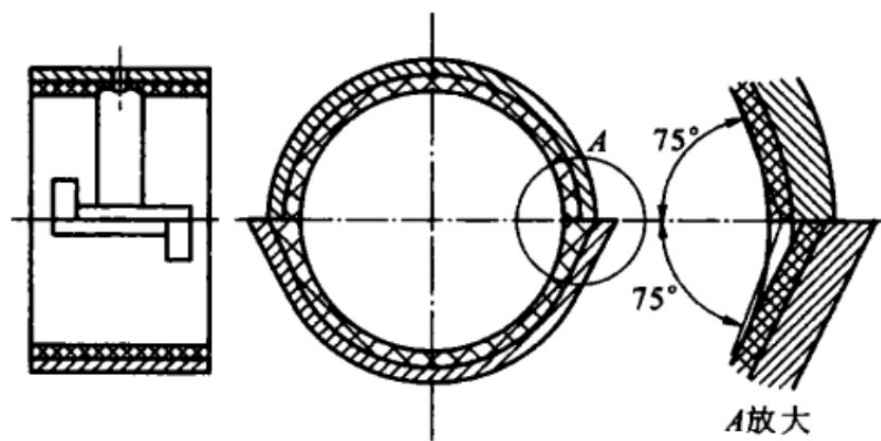


图 7-8 双金属轴瓦

轴瓦结构

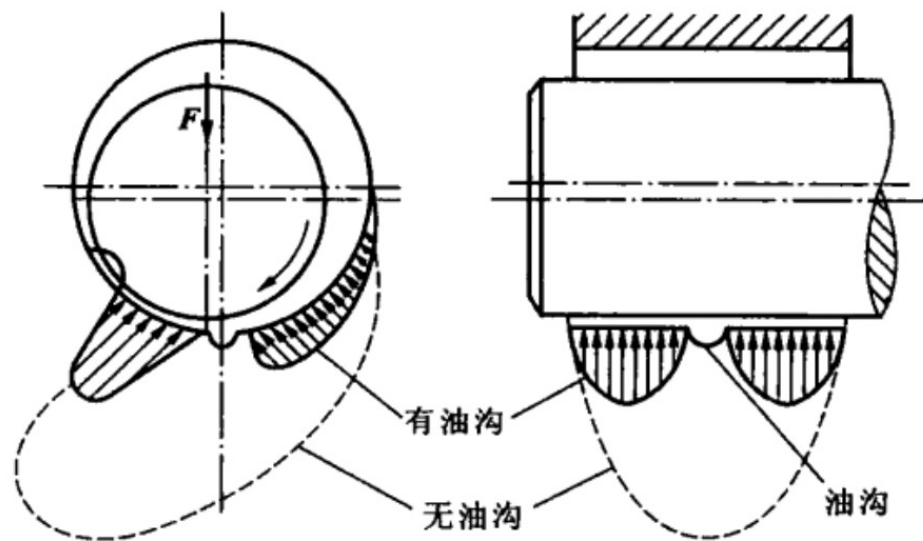


图 7-10 油沟对轴承承载能力的影响

油沟对轴承承载能力的影响，
不正确的油沟设计会降低油膜的承载能力

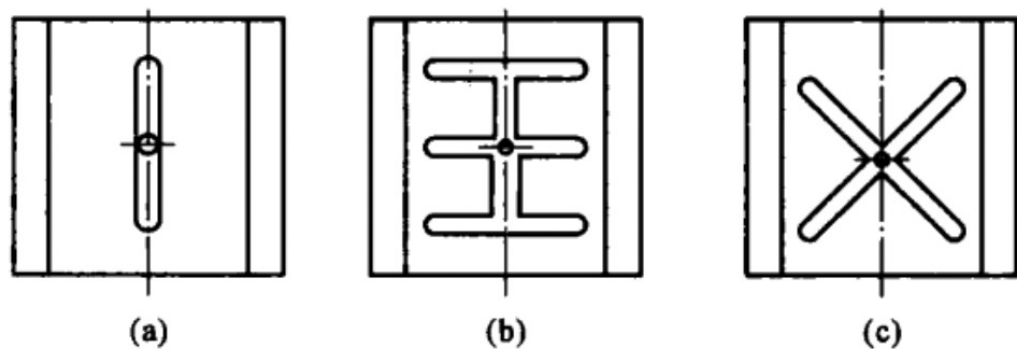


图 7-11 油沟(非承载轴瓦)

几种常见的油沟

- 油孔和油沟均位于轴承的非承载区，油沟的长度均较轴承宽度短
- 关于轴瓦的结构尺寸和标准可查阅有关资料

非液体摩擦滑动轴承的 设计

失效形式和设计约束条件

- 非液体摩擦滑动轴承工作时，轴承工作表面的磨损和因边界油膜的破裂导致的工作表面胶合或烧瓦是其主要失效形式
 - 因其摩擦表面不能被润滑油完全隔开，只能形成边界油膜，存在局部金属表面的直接接触
- 设计时，约束条件是边界油膜不破裂
 - 但由于人们对边界油膜的强度和破裂温度的影响机理尚未完全弄清，因此目前的设计计算仍然只能是间接的、条件性的
 1. 轴承的平均压强
 2. 轴承的 pv 值
 3. 轴承的滑动速度 v

轴承的平均压强

- 限制轴承的平均压强 $p \leq [p]$
 - 保证润滑油不被过大的压力挤出，避免工作表面的过度磨损

对于向心轴承，有 $p = \frac{F_r}{dl} \leq [p]$ (MPa)

- F_r : 径向载荷 (N)
- d : 轴颈直径 (mm)
- l : 轴承宽度 (mm)
- $[p]$: 轴瓦材料的许用压强

对于推力轴承，有 $p = \frac{4F_a}{\pi Z(d^2 - d_0^2)k} \leq [p]$ (MPa)

- F_a : 轴向载荷 (N)
- Z : 推力环数目
- d 、 d_0 : 接触面积的外径和内径 (mm)
- k : 考虑因开油沟使接触面积减小的系数， $k = 0.8 \sim 0.9$
- $[p]$: 许用压强，当 $Z > 1$ 时，考虑到多环推力轴承各环间的载荷分布不均匀，应把表中的许用值降低 50%

表 7-2 常用轴承材料的性能及用途

| 材料 | 牌 号 | [p] /MPa | [v] /(m/s) | [pv] /(MPa·m/s) | HBS | | 应用举例 |
|-------|-------------------------------------|------------------|---------------|--------------------|--------------------|-----|---|
| | | | | | 金属模 | 砂模 | |
| 耐磨铸铁 | 耐磨铸铁-1 (HT) | 0.05~9 | 2~0.2 | 0.2~1.8 | 180~229 | | 铬镍合金灰铸铁,用于与经热处理(淬火或正火)的轴相配合的轴承 |
| | 耐磨铸铁-1 (QT) | 0.5~12 | 5~1.0 | 2.5~12 | 210~260 167~197 | | 球墨铸铁,用于与经热处理的轴相配合的轴承 球墨铸铁,用于与不经淬火的轴相配合的轴承 |
| 铸造青铜 | ZCuSn ₁₀ P ₁ | 15 | 10 | 15(20) | 90 | 80 | 磷锡青铜,用于在重载、中速、高温及冲击条件下工作的轴承 |
| | ZQSn ₆₋₄₋₁ | 8 | 3 | 10(12) | 65 | 60 | 锡锌铅青铜,用于在中载、中速条件下工作的轴承,起重机械轴承及机床的一般主轴轴承 |
| | ZCuAl ₁₀ Fe ₃ | 30 | 8 | 12(60) | 110 | 100 | 铝铁青铜,用于受冲击载荷处,轴承温度可达300℃,轴颈需淬火 |
| | ZCuPb ₂₀ | 25(平稳) 15(冲击) | 12 8 | 30(90) (60) | 25 | | 铅青铜,浇注在钢轴瓦上做轴承衬,可受很大的冲击载荷,也适用于精密机床的主轴轴承 |
| 铸铝合金 | ZZnAl ₁₀₋₅ | 20 | 9 | 16 | 100 | 80 | 用于750kW以下的减速器、各种轧钢机摆轴承,工作温度低于80℃ |
| 铸锡基合金 | ZSnSb ₁₁ Cu ₆ | 25(平稳) | 80 | 20(100) | 27 | | 用做轴承衬,用于重载、高速、温度低于110℃的重要轴承,如汽轮机,大于750kW的电动机、内燃机、高转速的机床主轴的轴承等 |
| | | 20(冲击) | 60 | 15(10) | | | |

| 材料 | 牌 号 | [p] /MPa | [v] /(m/s) | [pv] /(MPa·m/s) | HBS | | 应用举例 |
|-------------|--|-------------|---------------|---------------------------------------|-------|----|--|
| | | | | | 金属模 | 砂模 | |
| 铸锡基合金 | ZPbSb ₁₄ Sn ₁₄ Ch ₂ | 15 | 12 | 10(50) | 30 | | 用于不剧变的重载、高速的轴承,如车床、发电机、压缩机、轧钢机等轴承,温度低于120℃ |
| | ZPbSb ₁₅ Sn ₅ | 20 | 15 | 15 | 20 | | 用于冲击载荷 $p v \leq 10 \text{ Pa} \cdot \text{m/s}$ 或稳定载荷 $p \leq 20 \text{ Pa} \cdot \text{m/s}$ 下工作的轴承,如汽轮机、中等功率的电动机、拖拉机、发动机、空压机的轴承 |
| 铁质陶瓷 (含油轴承) | | 21 | 0.125 | 0.5(定期给油) 1.8(较少而足够的润滑) 4(润滑充足) | 50~85 | | 常用于载荷平稳、低速及加油不方便处,轴颈最好淬火,径向间隙为直径的0.15%~0.02% |
| | | 4.9~4.8 | 0.25~0.75 | 0.09(无润滑) | | | |
| 尼龙 | 尼龙6 尼龙66 尼龙1010 | | 5 | 1.6(滴油连续工作) 2.5(滴油间歇工作) | | | 用于速度不高或散热条件好的地方 |

注:①括弧中的[pv]值为极限值,其余为润滑良好时的一般值;
②耐磨铸铁的[p]及[pv]与v有关,可用内插法计算,例如,对耐磨铸铁-1(QT),当v=3m/s时,则[pv]= $[2.5 + \frac{12-2.5}{5-1}(5-3)] \text{ MPa} \cdot \text{m/s} = 7.2 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$, [p]= $\frac{7.2}{3} \text{ MPa} = 2.4 \text{ MPa}$ 。

轴承的 pv 值与滑动速度 v

- 由于 pv 值与摩擦功率损耗成正比，它简洁地表征了轴承的发热因素
 - 防止轴承温升过高，出现胶合破坏，即 $pv \leq [pv]$
- 对于向心轴承
 - $pv = \frac{F_t}{dl} \times \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{F_t n}{19100l} \leq [pv]$ (MPa·m/s)
- 对于推力轴承，上式中 v 应取平均线速度
 - $v_m = \frac{\pi d_m n}{60 \times 1000}$, $d_m = \frac{d+d_0}{2}$
 - n : 轴的转速 (r/min)
 - $[pv]$: 轴瓦材料的许用值，考虑到推力轴承采用平均速度计算， $[pv]$ 值应比查表值有更大的降低，通常钢轴颈对金属轴瓦时，可取 $[pv] = 2 \sim 4$ MPa·m/s
- 当压强 p 较小时，即使 p 与 pv 都在许用范围内，也可能因滑动速度 v 过大而加剧磨损，故要求 $v \leq [v]$ (m/s)
 - 表中给出的许用值多数属于极限值，考虑到同一种轴承材料用于不同机器，因载荷性质、供油情况和散热条件不同，其寿命也各异
 - 因此，应按具体的机器寿命或修理间隔期 决定许用值 $[p]$ 、 $[v]$ 、 $[pv]$
- 液体摩擦滑动轴承在启动和停车时，处于非液体摩擦状态，设计时应按上述方法初算

非液体摩擦滑动轴承的设计

设计方法

1) 选择轴承的结构形式及材料

- 设计时，一般根据已知的轴颈直径 d 、转速 n 和轴承载荷 F 及使用要求，确定轴承的结构形式及轴瓦结构，并按表 7-2 初定轴瓦材料

2) 初步确定轴承的基本尺寸参数

- 宽径比 l/d 是轴承的重要参数，可参考表 7-4 的推荐值，根据已知轴颈直径 d 确定轴承长度 l 及相关的轴承座外形尺寸，并按不同的使用和旋转精度要求，合理选择轴承的配合，以确保轴承具有一定的间隙

3) 校核是否满足约束条件

- 按 $p \leq [p]$ 、 $pv \leq [pv]$ 和 $v \leq [v]$ 对轴承进行校核计算，若不满足约束条件，则进行再设计
- 一般能满足约束条件的方案不是唯一的，设计时，应初步确定数种可行的方案，经分析、评价，确定出一种较好的设计方案

4) 选择润滑剂和润滑装置

表 7-2 常用轴承材料的性能及用途

| 材料 | 牌 号 | [p] /MPa | [v] /(m/s) | [pv] /(MPa·m/s) | HBS | | 应用举例 |
|---------|-------------------------------------|------------------|-------------------|------------------------|---------|---------|--|
| | | | | | 金属模 | 砂模 | |
| 耐磨铸铁 | 耐磨铸铁-1 (HT) | 0.05~9 | 2~0.2 | 0.2~1.8 | 180~229 | | 铬镍合金灰铸铁,用于与经热处理(淬火或正火)的轴相配合的轴承 |
| | 耐磨铸铁-1 (QT) | 0.5~12 | 5~1.0 | 2.5~12 | 210~260 | 167~197 | 球墨铸铁,用于与经热处理的轴相配合的轴承 球墨铸铁,用于与不经淬火的轴相配合的轴承 |
| 铸造青铜 | ZCuSn ₁₀ P ₁ | 15 | 10 | 15(20) | 90 | 80 | 磷锡青铜,用于在重载、中速、高温及冲击条件下工作的轴承 |
| | ZQSn ₄₋₄₋₁ | 8 | 3 | 10(12) | 65 | 60 | 锡锌铅青铜,用于在中载、中速条件下工作的轴承,起重机械轴承及机床的一般主轴轴承 |
| | ZCuAl ₁₀ Fe ₂ | 30 | 8 | 12(60) | 110 | 100 | 铝铁青铜,用于受冲击荷载处,轴承温度可达 300℃。轴颈需淬火 |
| | ZCuPb ₃₀ | 25(平稳) 15(冲击) | 12 8 | 30(90) (60) | 25 | | 铅青铜,浇注在钢轴瓦上做轴承衬,可受很大的冲击荷载,也适用于精密机床的主轴轴承 |
| 铸铝合金 | ZZnAl ₁₀₋₅ | 20 | 9 | 16 | 100 | 80 | 用于 750 kW 以下的减速器、各种轧钢机辊轴承,工作温度低于 80℃ |
| 铸锡基轴承合金 | ZSnSb ₁₁ Cu ₅ | 25(平稳) | 80 | 20(100) | 27 | | 用做轴承衬,用于重载、高速、温度低于 110℃ 的重要轴承,如汽轮机,大于 750 kW 的电动机、内燃机,高转速的机床主轴的轴承等 |
| | | 20(冲击) | 60 | 15(10) | | | |

表 7-4 各种机器 l/d 推荐值

| 机 器 | 轴承或销 | l/d | 机 器 | 轴承或销 | l/d |
|----------------|-------|-----------|-------|-------|---------|
| 汽车及航空 活塞发动机 | 曲轴主轴承 | 0.75~1.75 | 柴油机 | 曲轴主轴承 | 0.6~2.0 |
| | 连杆轴承 | 0.75~1.75 | | 连杆轴承 | 0.6~1.5 |
| | 活塞销 | 1.5~2.2 | | 活塞销 | 1.5~2.0 |
| 空气压缩机 及往复泵 | 主轴承 | 1.0~2.0 | 电机 | 主轴承 | 0.6~1.5 |
| | 连杆轴承 | 1.0~1.25 | 机床 | 主轴承 | 0.8~1.2 |
| | 活塞销 | 1.2~1.5 | | 冲剪床 | 主轴承 |
| 铁路车辆 | 轮轴支承 | 1.8~2.0 | 起重设备 | | 1.5~2.0 |
| 汽轮机 | 主轴承 | 0.4~1.0 | 齿轮减速器 | | 1.0~2.0 |



ME311 | 机械设计

2023年秋季

谢谢~

宋超阳
南方科技大学