

高等学校教学用书

机械设计学习指南

汤为光 张九明 主编



XUEXIZHINAN

中国矿业大学出版社

《机械设计》系列教材之二

机械设计学习指南

汤为光 张九明 主编

中国矿业大学出版社

(苏)新登字第 010 号

内 容 简 介

本书是煤炭系统高等院校《机械设计》、《机械设计基础》系列教材编辑委员会组织编写的《机械设计》的配套用书。

本书分为十五章,每章的分标题有:主要内容和学习要求;重点;学习指导;典型例题分析;思考题和习题及附有带、齿轮、滚动轴承的设计计算程序。

本书主要用来指导高等工科院校机械类本科、大专学生学习《机械设计》,也可供职工大学、业余大学、电视大学、函授大学、高等成人教育及广大自学者学习《机械设计》时参考。

责任编辑 安乃勇

《机械设计》系列教材之二

机械设计学习指南

汤为光 张九明 主编

中国矿业大学出版社出版

新华书店经销 中国矿业大学印刷厂印刷

开本 787×1092 毫米 1/16 印张 5.5 字数 132 千字

1993 年 10 月第一版 1993 年 10 月第一次印刷

印数 1—5000 册

ISBN 7-81021-710-0

TH·25

定价:2.75 元

序

为适应教学改革深入发展的需要、进一步总结贯彻“教学基本要求”的经验和“少而精”的原则,在第五届煤炭系统高等工科院校机械原理和机械设计教学研究会上,成立了煤炭高等工科院校《机械设计》、《机械设计基础》系列教材编辑委员会。并根据1987年3月国家教委批准印发的《高等工业学校机械设计和机械设计基础课程教学基本要求》组织编写了《机械设计》和《机械设计基础》两套系列教材。系列教材包括:《机械设计》、《机械设计学习指南》、《实用机械设计手册》和《机械设计基础》、《机械设计基础学习指南》、《机械设计基础课程设计》等六本书。

该系列教材编写的主要特点为:

1. 充分吸取了各校1987年以来贯彻“教学基本要求”的经验,并结合煤炭系统高等工科院校机械类和非机械类各专业教学计划的实际情况,本着“打好基础,精选内容,逐步更新,利于教学”的精神和贯彻“少而精”的原则,教材内容取材合理、适量。

2. 本系列教材采用了新标准和新方法,对反映机械设计学科发展的新理论作了适当地介绍。

3. 本系列教材使课程教学形成一套完整的系统,各书紧密配合,互相适应,便于教师教学和学生学学习。

期望本系列教材能对提高《机械设计》和《机械设计基础》课程的教学质量有所推动。

本系列教材分别适用于高等工科院校机械类和非机械类各专业,也可供有关教师和机械工程技术人員参考。

由于编写系列教材缺乏经验,编者水平有限,难免存在不妥之处,恳请读者批评指正。

《机械设计》
《机械设计基础》系列教材编辑委员会

1992年10月

编辑委员会名单

主任委员 张永康

副主任委员 齐治国 王正为

委员 王 望 段紫岗 史媛慈 王大莲

顾问 孟惠荣

前言

本书是煤炭系统高等院校《机械设计》、《机械设计基础》系列教材编辑委员会组织编写的《机械设计》的配套用书。

本书编写的目的是指导读者更好地学习《机械设计》各章的内容,以取得较好的学习效果。

本书与主教材一样分为十五章。每章分题目有:主要内容和学习要求;重点;学习指导;典型例题分析;思考题和习题。其中还附有三个计算程序示例。

在学习指导中有的章有小结、难点释疑,有的章有教材内容的补充等;典型例题分析中有的章对主教材的例题作进一步深入讨论或作出其他设计方案,有的再举一些典型的设计例题或其他问题;思考题和习题中有问答题、选择题、结合实际和思考题,有分析、计算题。其类型较多、题量较大,便于教师结合具体情况选取,便于读者扩大思路、复习和巩固所学内容。

为了培养读者编制机械设计的设计计算程序的能力,本书提供了三个典型零件(带传动、齿轮传动、滚动轴承)的设计计算程序以供参考。不仅提供源程序、符号对照和使用说明,而且还有程序设计的思路和具体的数据处理。

书中所举的 $\S \times-\times$ 、式 $\times-\times$ 、表 $\times-\times$ 、图 $\times-\times$ 以及例 $\times-\times$ 是指主教材中的节号、公式号、表号、图号及例题号,而式 $B \times-\times$ 、表 $B \times-\times$ 、图 $B \times-\times$ 及例 $B \times-\times$ 则是指本书的。

参加本书编写的有中国矿业大学先梅开(第一章大部分),王大连(第一章中摩擦、磨损和润滑部分及第十二章),唐大放(第二、三、四章),河北煤炭建工学院张九明(第五、六章),阜新矿业学院季亚男(第七章),汤为光(第八章),刘淑清(第十四章),山东矿业学院安鲁陵(第九、十章),张琪霞(第十五章)和焦作矿业学院余冬元(第十一、十三章)。汤为光、张九明担任主编。由阜新矿业学院齐治国教授和山东矿业学院王正为教授主审,他们在审阅中对本书的编写提出了许多宝贵意见,使本书的质量得到很大的提高,编者在此表示衷心的感谢。

由于编者水平和经验有限,书中难免有不妥或错误之处,恳请读者批评指正。

编者

1992年12月

目 录

第一章	总论.....	(1)
第二章	轴毂联接.....	(7)
第三章	螺纹联接	(10)
第四章	螺旋传动	(15)
第五章	带传动	(18)
第六章	链传动	(27)
第七章	齿轮传动	(29)
第八章	蜗杆传动	(43)
第九章	轴	(49)
第十章	滑动轴承	(53)
第十一章	滚动轴承	(59)
第十二章	联轴器和离合器	(70)
第十三章	弹簧	(72)
第十四章	机架零件	(76)
第十五章	机械系统设计及现代设计方法简介	(79)

第一章 总 论

一、主要内容和学习要求

1. 机器设计应满足的基本要求;零、部件设计应满足的基本要求;新产品开发设计的一般程序。要求学生机械设计所涉及的问题有一定的了解。

2. 《机械设计》课程研究对象、内容、任务;与先修课、后续课的关系;课程性质及采取相应的学习环节和学习方法。应从教材及手册目录中初步了解学习的内容,并且充分做好转变学习方法的思想准备,树立起学好本课程的决心和信心。

3. 强度分类;接触应力概念;第三、第四强度理论;疲劳强度。要求在复习材料力学有关强度理论、疲劳强度的基本知识的基础上,对疲劳强度深入学习,掌握寿命系数和安全系数的计算和确定方法。

4. 摩擦学的研究对象及发展摩擦学的重要经济意义;各种类型摩擦的机理、物理特征及影响因素;磨损的一般规律;各种类型磨损的机理、物理特征及影响因素;润滑的作用,润滑剂的分类及其主要质量指标;形成动力润滑的条件;弹性流体动力润滑和静力润滑原理。

5. 零件毛坯的制造方法;零件机械加工和装配的结构工艺性的重要性、典型实例。机械零、部件标准化的内容及重要性。要求建立起重视结构工艺性和遵守、运用标准的强烈意识。

二、重点

1. 零件疲劳强度的寿命系数和安全系数的计算和确定。

2. 边界摩擦机理;粘着磨损、接触疲劳磨损、磨料磨损机理;润滑的基本知识及液体动力润滑的基本原理。

3. 零件的结构工艺性;零、部件的标准化。

三、学习指导

1. 本课程与先修课、后续课的关系

本课程要运用画法几何及机械制图的知识 and 技能来绘制装配图和零件图;运用工程材料的知识去选择零件的材料及热处理方法;运用热加工工艺基础知识使零件毛坯具有合理的热加工工艺性;运用公差配合与技术测量的知识为零、部件选择适当的精度等级和配合类别并确定偏差或公差数值;运用理论力学知识去分析零件的运动和受力情况;运用材料力学的知识去建立零件的强度、刚度、稳定性计算条件;运用机械原理中齿轮机构、摩擦等知识去分析齿轮传动的强度计算与几何计算、螺旋副和蜗杆副的摩擦问题;而工厂实习则为本课程的学习以及零、部件的设计提供丰富的感性知识。对于机械类专业,后续课凡是与机械有关的内容都要用到本课程的知识 and 理论。后续课的课程设计、毕业设计都要以本课程及本课程的课程设计为基础。

2. 学习方法

由于本课程是一门综合性、实践性很强的设计性课程。学生从小学、中学到大学,习惯了分析性、理论性的课程的学习,进入这门课的学习必须要在方法上来个明显的转变。本课程

由于综合性、实践性决定了它的内容牵涉各个方面。各种通用零件具体内容各不相同,但是每种零件的研究大体按以下基本规律:先是介绍零件主要类型、结构、功能、材料、制造、标准、优缺点、应用场合等基本知识,然后论述零件工作情况、受力分析、应力分析、失效形式、设计准则、承载能力计算公式、设计方法与步骤、参数选择、设计计算例题、结构设计、润滑、密封、散热等。内容有三多:① 公式多。有理论公式和经验公式,有承载能力公式和几何计算公式,其中简单且常用的重要公式应该记住。大多数复杂的理论公式和经验公式中系数多,不必记忆,但要弄清各符号的物理意义和量纲,会用公式即可。② 图多。有分析图和结构图,前者形象表示了设计理论和设计资料;后者表示零、部件的结构,图形是形象化教材,有利于掌握内容且经久不忘,应该很好地注意和利用。③ 表格多。都是设计资料,应定性理解其变化规律,注意表格下的说明图线、表格资料以及经验数值,会用即可,不必追究来源,更不必去死记。

学习时要注重实践环节:实验课、结构课、放录像课、习题以及设计作业、课程设计。以往课程的习题和作业,给出了足够的已知数据求解出一个正确的得数,每个学生做对的答案是相同的。而本课程的设计性习题和设计作业,只给几个原始数据,却要求设计出一系列的求解结果。由于每个学生选择材料和几何参数的不同,资料数据取值的差异,使得设计结果各不相同,这是正常的。

3. 稳定单向应力疲劳强度的安全系数计算公式的推导(图 B1-1)按定义,安全系数 $S = \sigma'_{\max}/\sigma_{\max}$, 应力幅安全系数 $S_a = \sigma'_a/\sigma_a$ 。图中 AG 线斜率按式 1-14 为 ψ_σ/K_σ 。

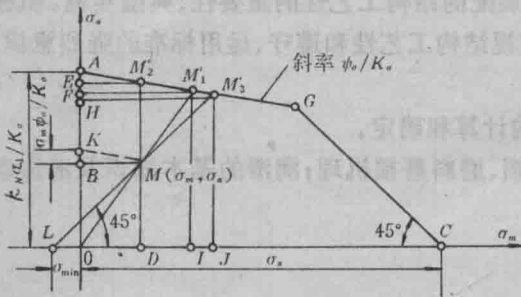


图 B1-1 单向应力时零件的极限应力图

(1) 循环特性 $r = \text{常数}$ 时: 极限应力点为 M_1 , 由相似三角形 $\sigma'_a/\sigma_a = OF/OB = OM_1/OM$

$$= OA/OK = \frac{k_N \sigma_{-1}/K_\sigma}{\sigma_a + \sigma_m \psi_\sigma/K_\sigma} = \frac{k_N \sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \text{ 而 } S_a = \sigma'_a/\sigma_a = \sigma'_m/\sigma_m = (\sigma'_a + \sigma'_m)/(\sigma_a + \sigma_m) = \sigma'_{\max}/\sigma_{\max} = S, \text{ 故}$$

$$S_a = S = \frac{k_N \sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

(2) 平均应力 $\sigma_m = \text{常数}$ 时: 极限应力点为 M_2 , OE 表示 σ'_a , OD 表示 σ'_m , $\sigma'_a = k_N \sigma_{-1}/K_\sigma$

$$- \sigma'_m \psi_\sigma/K_\sigma, \text{ 而 } \sigma'_m = \sigma_m, S = \sigma'_{\max}/\sigma_{\max} = (\sigma'_a + \sigma'_m)/(\sigma_a + \sigma_m), \sigma'_a + \sigma'_m = \sigma'_a + \sigma_m = k_N \sigma_{-1}/K_\sigma - \sigma_m \psi_\sigma/K_\sigma + \sigma_m = [k_N \sigma_{-1} + (K_\sigma - \psi_\sigma) \sigma_m]/K_\sigma, \text{ 故}$$

$$S = \frac{k_N \sigma_{-1} + (K_\sigma - \psi_\sigma) \sigma_m}{K_\sigma (\sigma_a + \sigma_m)}$$

$$S_a = \frac{\sigma'_a}{\sigma_a} = \frac{k_N \sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m}{K_\sigma \sigma_a}$$

(3) 最小应力 $\sigma_{\min} = \text{常数}$ 时: 极限应力点为 M_3 , OH 表示 σ'_a , OJ 表示 σ'_m , $\sigma'_a = k_N \sigma_{-1}/K_\sigma - \sigma'_m \psi_\sigma/K_\sigma = [k_N \sigma_{-1} - (\sigma_{\min} + \sigma'_a) \psi_\sigma]/K_\sigma$ (图 B1-1 中 $\sigma_{\min}$ 为负值) 解出 $\sigma'_a = (k_N \sigma_{-1} - \sigma_{\min} \psi_\sigma)/(K_\sigma + \psi_\sigma)$, 由图 B1-1 可知 $\sigma_m = \sigma_a + \sigma_{\min}$, 故

$$S = \frac{\sigma'_a + \sigma'_m}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{\sigma'_a + (\sigma'_a + \sigma_{\min})}{\sigma_a + (\sigma_a + \sigma_{\min})} = \frac{2\sigma'_a + \sigma_{\min}}{2\sigma_a + \sigma_{\min}} = \frac{2(k_N \sigma_{-1} - \sigma_{\min} \psi_\sigma) + \sigma_{\min} (K_\sigma + \psi_\sigma)}{(K_\sigma + \psi_\sigma) (2\sigma_a + \sigma_{\min})}$$

$$S = \frac{2k_N \sigma_{-1} + (K_\sigma - \psi_\sigma) \sigma_{\min}}{(K_\sigma + \psi_\sigma) (2\sigma_a + \sigma_{\min})}$$

$$S_a = \frac{k_N \sigma_{-1} - \sigma_{\min} \psi_\sigma}{(K_\sigma + \psi_\sigma) \sigma_a}$$

4. 学习 § 1-4 首先明确摩擦、磨损、润滑三者之间的关系是十分密切的,它们在工程实际中有机地联系在一起。多数情况下摩擦与磨损相伴发生,互相影响。而润滑是减轻摩擦磨损的有效手段。

5. 干摩擦机理有机械啮合理论、分子吸引理论、静电力学理论、分子—机械理论。对于金属材料,特别是钢的干摩擦机理用分子—机械理论解释被多数人接受。摩擦系数 $f = \tau_0 / \sigma_s$, 如果粘着结点的剪切发生在软金属上,则 τ_0 为软金属的剪切强度极限。 $f = \tau_0$ (软金属) / σ_s (较硬金属)。但此公式计算的 f 比在空气中实测的相差较大,这是由于上述公式讨论的摩擦表面是纯净的金属,实际上在大气中的金属表面有一层氧化膜或污染膜。如果粘着结点的剪切发生在界面上则摩擦系数 $f = \tau_f / \sigma_s$, τ_f 是表面膜的剪切强度极限, $\tau_f \ll \tau_0$ 。用这公式计算的摩擦系数接近实测摩擦系数。因此,在一个摩擦表面上涂上软金属层,可降低两摩擦表面间的摩擦系数。

6. 学习各类磨损机理应与后面的齿轮传动、蜗杆传动、滚动轴承、滑动轴承等零件的失效分析相结合,逐步加深理解。

7. $f - \eta n/p$ 曲线,表征了滑动轴承中在摩擦状态转化时的摩擦系数 f 变化的情况。横坐标 $\eta n/p$ 是一个无量纲参数。在液体摩擦状态下,当外部工况在一定范围变化时,该量可以使液体摩擦仍能保持相对稳定,如当转速增大或单位面积载荷 p 减小时, $\eta n/p$ 相应增大,此时, f 也随之增大,于是液体膜中的热量增多,使润滑油粘度 η 下降,又使 $\eta n/p$ 相应减小,如此互相抑制,使 $\eta n/p$ 在某一值平衡,从而使液体摩擦状态能稳定运行。

8. 液体动力润滑是本课程的主要内容之一,是液体动力润滑轴承设计的基础理论。应结合第十章有关部分进行深入学习。

9. 弹性流体动力润滑油膜厚度与接触区的局部弹性变形量差不多,因而,在受载条件下接触体的局部弹性变形构成了受润零件的油膜形状,而油膜所形成的流体动力又起到使接触体产生弹性变形的作用,它们之间相互影响。图 1-28 是根据公式 1-37 计算的线接触弹流油膜压力分布。通过大量的实验也验证了这计算结果。由图可见,在靠近接触区出口处出现第二峰压力,此压力不可忽视,它远高于最大赫兹应力,而且作用范围很窄,很可能产生很高的表层下剪切应力,导致零件产生接触疲劳破坏;另外,最小油膜厚度的“缩颈”现象, $h_{\min}$ 是接触区平行部分的油膜厚度 h_0 的 75%, 即 $h_{\min} = 0.75h_0$ 。“缩颈”的出现是适应润滑油从高压区排出时出口压力急剧下降而造成流速猛增,从而保持流动的连续性。

四、典型例题分析

【例 B1-1】按例 1-1, 已知条件(1)当平均应力 $\sigma_m = \text{常数}$; (2)当最小应力 $\sigma_{\min} = \text{常数}$ 时,安全系数 S 分别为多少?

解 见图 B1-2

(1) $\sigma_m = \text{常数}$ 时: 本题已知 $\sigma_m = 189 \text{ N/mm}^2$, 极限应力点为 M_2 。

作图测算: $S = (EM_2 + DM_2) / (BM + DM) = (230 + 185) / (129 + 189) = 1.305 \approx 1.3$

公式计算: 由式 1-18 得

$$S = \frac{k_N \sigma_{-1} + (K_\sigma - \psi_\sigma) \sigma_m}{K_\sigma (\sigma_s + \sigma_m)}$$

1-5 机械新产品开发设计的一般步骤如何? 技术设计阶段的主要内容和任务是什么?

1-6 机械零件的应力和强度如何分类? 表面应力指哪些应力? 接触应力有何特点?

1-7 σ_a 、 σ_m 、 $\sigma_{\max}$ 、 $\sigma_{\min}$ 和 r 各表示什么? $r=+1, 0, -1$ 各表示怎样的应力变化情况?

1-8 试判别下列各零件在载荷不变的条件下, 工作应力循环特性系数 r 是 $+1, 0$, 或 -1 ? (1) 单向旋转齿轮齿根上某点的弯曲应力; (2) 单向旋转齿轮齿面上某点的接触应力; (3) 单向旋转的轴上某点的扭转剪应力; (4) 双向旋转的滚动轴承不动座圈上某点的接触应力; (5) 旋转的轴上某点的弯曲应力; (6) 受压的弹簧丝横剖面上的扭转剪应力; (7) 不转动轴上的弯曲应力。

1-9 发动机连杆横截面上的应力最大时为 31.2N/mm^2 , 最小时为 -130N/mm^2 , 则应力循环特性 r 为多少? 平均应力 σ_m 和应力幅 σ_a 分别为多少?

1-10 疲劳曲线表示什么关系? 什么是循环基数 N_0 ? 如何划分有限寿命区和无限寿命区? 有限寿命区的疲劳极限与循环次数有何关系? 什么是持久疲劳极限? 如何求寿命系数 k_N ?

1-11 什么是极限应力曲线? 在 $\sigma_m - \sigma_a$ 图 (Haigh 图) 中, 如何绘制塑性材料的极限应力简化折线 AGC ? AG 线斜率 ψ_{σ} 如何求得?

1-12 影响零件疲劳强度的因素反映在系数 k_N 、 k_σ (k_r)、 β_a (β_r)、 e_σ (e_r) 上, 它们分别反映了什么影响因素? 它们对什么应力部分进行修正? 在简化的 Haigh 图上如何绘制零件的极限应力简化折线 $A'G'C$? $A'G'$ 线斜率 ψ_σ (ψ_r) 与 AG 线斜率 ψ_{σ} (ψ_r) 有什么关系?

1-13 如何利用 Haigh 图来图解测算零件在单向应力 $r=\text{常数}$ 、 $\sigma_m=\text{常数}$ 、 $\sigma_{\min}=\text{常数}$ 这三种情况下零件的安全系数? 极限应力点若在 $G'C$ 线上, 安全系数值应如何计算?

1-14 绘制零件简化的 Haigh 图所必须的已知数据有哪些? 已知某零件极限应力线图上, M 点为零件的工作应力点, 若在加载过程中若最小应力 $\sigma_{\min}=\text{常数}$, 则零件的极限应力点在哪里 (图 B1-3)? 零件若失效, 是属于疲劳破坏还是静力破坏?

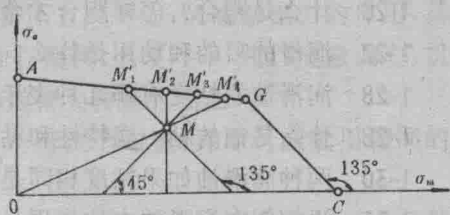


图 B1-3 题 1-14 图

1-15 已知材料屈服极限 $\sigma_s=260\text{N/mm}^2$, 对称循环疲劳极限 $\sigma_{-1}=170\text{N/mm}^2$, 特性系数 $\psi_\sigma=0.2$, 此材料做成轴的某处剖面有效应力集中系数 $k_\sigma=1.66$, 尺寸系数 $e_\sigma=0.82$, 表面状况系数 $\beta_\sigma=0.92$, 无限寿命 $k_N=1$, 工作应力的平均应力 $\sigma_m=20\text{N/mm}^2$, 应力幅 $\sigma_a=30\text{N/mm}^2$, 求:

- (1) 绘制材料的简化的 Haigh 图和轴在该剖面上的简化的 Haigh 图;
- (2) 用图解法求 $r=\text{常数}$ 和 $\sigma_m=\text{常数}$ 时轴在该剖面上的安全系数 S , 并用公式计算验证之。

1-16 某材料的对称循环疲劳极限 $\sigma_{-1}=180\text{N/mm}^2$, 循环基数 $N_0=5 \times 10^6$, 指数 $m=9$, 试求循环次数 N 分别为 7000 和 25000 次时的疲劳极限 σ_{-1N} 。

1-17 某转轴在对称循环弯曲应力下工作, 载荷变化规律如图 B1-4。要求使用寿命为 10 年, 每年工作 300 天, 每天 8 小时。已知轴的转速 $n=15\text{r/min}$, $\sigma_1=80\text{N/mm}^2$, 轴的材料为碳钢, 强度极限 $\sigma_b=600\text{N/mm}^2$, 屈服极限 $\sigma_s=360\text{N/mm}^2$, 对称循环疲劳极限 $\sigma_{-1}=200\text{N/mm}^2$ 。

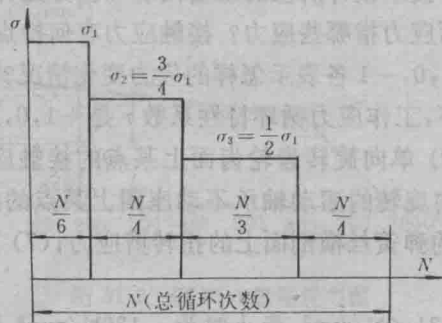


图 B1-4 题 1-17 图

σ_1 为 100 N/mm^2 , 某剖面有效应力集中系数 $k_\sigma = 1.8$, 尺寸系数 $\varepsilon_\sigma = 0.8$, 表面状况系数 $\beta_\sigma = 0.95$, 循环基数 $N_0 = 10^7$, 指数 $m = 9$, 试确定轴在剖面上的寿命系数 $k_{N\sigma}$ 、疲劳极限 $\sigma_{-1\sigma} = k_{N\sigma} \cdot \sigma_{-1} / K_\sigma$ 以及安全系数 S_σ 。

1-18 双向稳定变应力下零件的安全系数按什么强度理论建立计算公式? 如何计算?

1-19 规律性不稳定变应力下按什么法则来决定当量循环次数 N_σ ? 当量应力 σ_σ 如何选择? 寿命系数 $k_{N\sigma}$ 如何计算? 求得 $k_{N\sigma}$ 后, 如何计算各种情况下(单向应力三种情况以及双向应力)的安全系数?

1-20 摩擦状态有哪几种? 各有何特点?

1-21 什么是分子—机械理论, 如何用它来解释经典摩擦学定律?

1-22 为什么摩擦表面能形成边界膜? 其摩擦特征是什么?

1-23 混合摩擦的特征是什么? 并简单说明膜厚比的物理意义。

1-24 滑动轴承的 $f - \eta/p$ 曲线的物理意义是什么? 为什么液体摩擦状态比较稳定?

1-25 磨损可分为哪几种类型? 各种类型的破坏机理是什么? 减小磨损的方法有哪些?

1-26 什么是跑合? 怎样跑合才合理? 跑合对机器寿命有什么意义?

1-27 润滑的目的和功用是什么? 常用润滑剂有哪几类? 怎样选用润滑剂?

1-28 润滑油的粘度有哪几种表示方法? 单位各是什么? 它们之间如何换算?

1-29 什么是油的粘—温特性和粘—压特性? 它们如何影响油的粘度?

1-30 两种润滑油如果粘度相同是否可以完全互相代替? 还应考虑什么问题?

1-31 添加剂在润滑油中的作用是什么? 常用的添加剂有哪些?

1-32 实现液体润滑的方法有哪几种? 其油膜形成的原理在本质上有什么不同? 试述液体动力润滑形成过程及形成条件是什么?

1-33 试述弹性流体动力润滑的压力分布和油膜形状有什么特点。

1-34 机械设计为什么要考虑结构工艺性问题? 主要从哪些方面来考虑结构工艺性?

1-35 试选择下列机械零件的毛坯工艺: (1) 单件生产的机架; (2) 大型复杂的箱体批量生产; (3) 受力的重要零件生产 10 件(砂型铸造、金属型铸造、自由锻造、模锻、焊接)。

1-36 表 1-3 中各个结构工艺性合理不合理的原因和所指的部位如何?

1-37 机械设计的标准化有何意义? 参见手册指出下列国内标准代号表示什么标准?

GB、JB、YB、QB、HGB、FJB

第二章 轴 毂 联 接

一、主要内容和学习要求

主要内容有键联接、花键联接及销联接的类型、特点、结构和应用；失效形式及强度计算。

了解各类键与花键联接的类型、特点、应用与失效形式；掌握平键、切向键和花键联接的强度计算；对无键联接及其它联接的类型和特点有一定的了解。

二、重点

平键联接、花键联接的选用以及强度计算。

三、学习指导

1. 以平键联接的类型、结构、特点和应用为主，把强度计算与失效形式联系起来，其它类型的键与平键比较，注意它们在结构特点、工作原理，失效形式上的不同。

2. 学习本章应将学习与手册上有关内容结合起来，训练实际设计能力。

3. 平键、半圆键靠剪切和挤压工作面工作，楔键联接靠摩擦力传递转矩，因此，平键联接的承载能力比楔键大；而切向键既以抗剪切和抗挤压方式传力，又有摩擦力的作用，其承载能力更大，但切向键被打入轮毂时，会使轮心与轴心偏移，造成对中不良，质量偏心，机器运转时引起振动和噪音，因此，主要用于低速以及传递很大转矩的轴上。

4. 为便于加工，沿轴向有几个键槽时，应沿同一母线上布置，并尽可能选用相同的尺寸。

5. 花键联接强度计算中，引入了载荷分配不均系数 ψ (取 0.7~0.8)，是为了考虑载荷在各个花键齿上不可能均匀分配的影响，齿数愈多，影响愈大， ψ 应取下限，反之取上限。

6. 平键联接中的导向平键及滑键联接的强度计算是属于动联接计算问题，失效形式为磨损，应进行压强 p 的计算，与普通平键有本质的区别，虽然二者可用同一公式(式 2-1)计算，但许用值为 $[p]$ 。

四、典型例题分析

【例 B2-1】 图 B2-1 所示一铸铁带轮安装在轴上，选用切向键联接，轮毂处外径 $d=120\text{mm}$ ，轮毂长 $L=130\text{mm}$ 。已知轴传递的转矩 $T=1550\text{N}\cdot\text{m}$ ，轴可正反转，工作中有轻微冲击。试选择切向键的尺寸，校核其联接强度，并说明两对切向键的安装位置为什么要相隔 120° 。

解 由标准(GB1974-80)查得切向键的尺寸为
键的厚度 $t=10\text{mm}$ ，键的宽度 $b=33.2\text{mm}$ ，取键的长度 $l=120\text{mm}$ ，倒角 $c=1.0\text{mm}$ 。

根据教材式 2-2，有

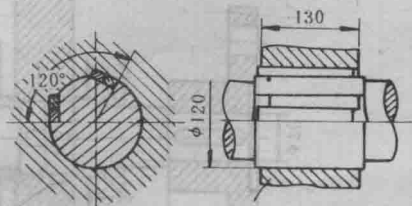


图 B2-1 例 B2-1——切向键联接

$$\sigma_p = \frac{T}{(0.45 + 0.5f)(t - c)dl} \leq [\sigma_p]$$

其中,轴与轮毂间材料的滑动摩擦系数 $f=0.15\sim 0.18$,对铸铁带轮可取 $f=0.17$,许用挤压应力 $[\sigma_p]=55\text{N/mm}$ (查表 2-2),则

$$\sigma_p = \frac{1550 \times 10^3}{(0.45 + 0.5 \times 0.17)(10 - 1.0) \times 120 \times 120} = 22.35\text{N/mm}$$

由于 $\sigma_p < [\sigma_p]$,所以该联接满足强度要求。为了使轮毂对轴有较大的包角,且保证轮毂与轴沿圆周相隔 120° 的三点接触,达到受力平衡,以便传递较大的转矩,因此,两对切向键按相距 120° 的位置安装。

五、思考题及习题

2-1 平键联接和楔键联接在工作原理和应用特点上有何区别?转速较高时为什么不宜采用楔键联接?

2-2 平键联接应如何选用其结构尺寸?失效形式有哪些?强度验算通不过时可以采取哪些措施?

2-3 平键常用什么材料做成?键联接验算时用键、轴或毂中哪个材料的许用应力?

2-4 切向键联接强度计算有何特点?当需要传递双向转矩时,切向键应在轴上怎样布置?

2-5 圆头、方头及单圆头普通平键各有何优缺点?分别用在什么场合?轴上的键槽是怎样加工的?

2-6 花键联接有哪些类型和特点?

2-7 渐开线花键与矩形花键相比有何不同点?前者有何优点?

2-8 渐开线花键与渐开线齿轮有何差别?其齿顶高系数有何变化?不发生根切的最少齿数为多少?

2-9 销联接的主要用途有哪些?常见的类型有几种?

2-10 无键联接主要有哪几种?各种联接的特点、工作原理及应用范围如何?

2-11 图 B2-2 所示减速器的低速轴与凸缘联轴器及圆柱齿轮之间分别用键联接。已知:轴传递的转矩 $T=1000\text{N} \cdot \text{m}$,齿轮材料为锻钢,凸缘联轴器材料为 HT200,工作时,有轻微冲击,联接处轴及轮毂尺寸如图示。试选择键的类型和尺寸,并校核其联接强度。

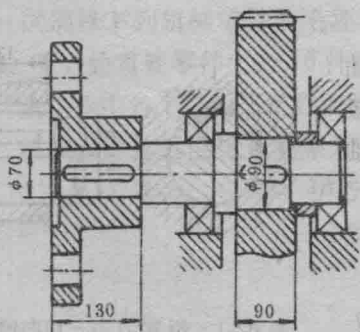


图 B2-2 题 2-11 图

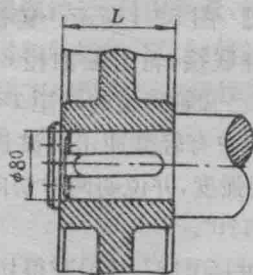


图 B2-3 题 2-12 图

2-12 如图 B2-3 所示为在直径 $d=80\text{mm}$ 的轴端安装一钢制直齿圆柱齿轮,轮毂长 L

$=1.5d$, 工作时有轻微冲击, 试确定平键联接尺寸, 并计算其传递的最大转矩。

2-13 如图 B2-4 所示一铸铁三角带轮安装在 $d=45\text{mm}$ 的轴端, 带轮传递的有效圆周力 $F=2000\text{N}$, 带轮计算直径 $D=250\text{mm}$, 轮毂长度 $L=65\text{mm}$, 工作时有轻微振动。试分别选择平键及切向键联接, 并通过计算及分析说明采用哪一种键联接较为合理?

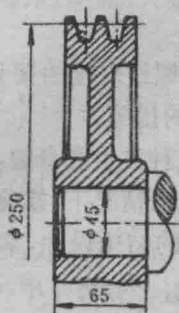


图 B2-4 题 2-13 图

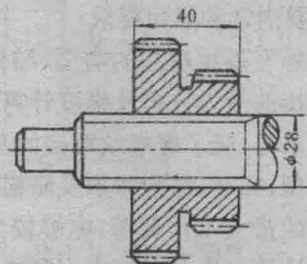


图 B2-5 题 2-14 图

2-14 如图 B2-5 所示为变速箱中的双联滑移齿轮, 传递的转矩 $T=140\text{N} \cdot \text{m}$, 齿轮在空载下移动, 工作情况良好, 轴径 $D=28\text{mm}$, 齿轮轮毂长 $L=40\text{mm}$, 轴及齿轮采用钢制并经热处理, $\text{HRC} \leq 40$ 。试选择花键的类型、尺寸, 并校核联接的强度。

2-15 如图 B2-6 所示为剪切销安全离合器, 设主轴传递最大转矩 $T_{\max}=580\text{N} \cdot \text{m}$, 销的直径 $d=6\text{mm}$, 材料为 35 钢, 其抗拉强度极限 $\sigma_B=520\text{N}/\text{mm}^2$, 剪切强度极限 $\tau_B=0.6\sigma_B$ 。销中心所在圆直径 $D=100\text{mm}$ 。按过载 30% 时起到保护作用, 试问此销能否起到过载保护作用?

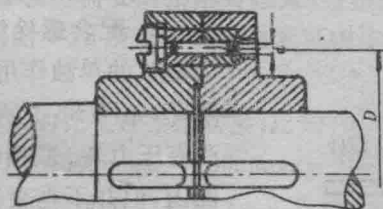


图 B2-6 题 2-15 图

第三章 螺 纹 联 接

一、主要内容和学习要求

主要内容有螺纹联接的类型、结构,螺栓组结构设计,螺纹联接的预紧;普通螺栓组、配合螺栓组联接的受力分析及强度计算;提高螺纹联接强度的措施。

学习要求是:应了解螺纹联接的基本知识,如常用螺纹种类主要参数,应用特点等,螺纹联接件的类型、标准、结构特点及防松方法。掌握受各种载荷情况下,螺栓组的受力分析,确定单个螺栓的最大工作载荷,能够较为合理地进行螺栓组结构设计,掌握普通螺栓、配合螺栓的强度计算方法并了解提高联接强度的措施。

二、重点

螺栓联接的受力分析及强度计算,提高联接强度的措施。

三、学习指导

1. 表 3-1 是几种常见的螺纹联接结构,要了解各种结构型式的特点,适用场合。普通螺栓联接应用最为广泛,结构简单,装拆方便。配合螺栓联接的通孔精度比普通螺栓联接要高,既作为联接又可作为定位。双头螺柱及螺钉联接用于被联接之一较厚,不宜制成通孔等受结构限制的场合中,另外对各种结构的通孔、内外螺纹线的画法也应引起重视。

2. 一般说来,机械防松比摩擦防松可靠而成本较高,多用于比较重要的场合。其中弹簧垫圈、圆螺母用止动垫圈应用最为广泛。各种防松零件都已标准化了,可在手册中查到。

3. 配合螺栓组联接除受横向力 R 或旋转力矩 T 的单独作用外,也有 R 和 T 同时作用的情况,如图 B3-1 所示为钢结构接头,连接板上受有压力 W 。联接载荷 W 虽在被联接件结合平面内,但并不垂直于螺栓组对称中心轴 OX ,当载荷 W 平移至 O 点时,即可得 $R=W$ 和 $T=W \cdot L$,根据力的独立作用原理, R 和 T 分别作用在螺栓上的工作剪力 F_{SR} 和 F_{ST} 可以叠加(矢量和),从而可以求出最大的工作剪力 F_{smax} 。

4. 普通螺栓组的载荷一般情况下有横向力 R 、旋转力矩 T 、轴向力 F_a 、倾覆力矩 M (可能是其中一种、两种、三种或四种)。图 B3-2 所示为铸铁轴承托架紧固到钢立柱上的螺栓组联接,轴承座上转动中心有合力 W 作用,方向任意(图示与垂直方向夹角为 α)。此时可将联接载荷 W 沿水平和垂直方向分解为 W_x 和 W_y 后

平移到螺栓组对称中心 O ,可得横向力 $R=W_y$,轴向力 $F_a=W_x$,倾覆力矩 $M_{OY}=W_x \cdot H+W_y \cdot L$ (如果还有 Z 方向即垂直于图示平面的载荷 W_z ,则 W_z 移到 O 点以后,螺栓组联接还将

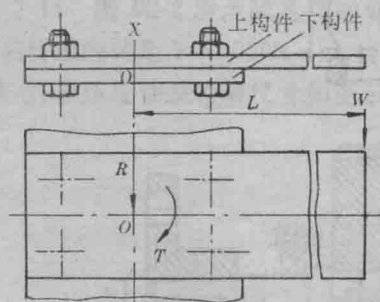


图 B3-1 横向力和旋转力矩同时作用时的配合螺栓联接

受到横向力 $R_z=W_z$ 、旋转力矩 $T=W_z \cdot H$ 和倾覆力矩 $M_{OZ}=W_z \cdot L$ 的作用)。这样单个螺栓所受总的工作载荷将是这些载荷的联合作用,应分别计算后叠加。

5. 圆柱结合面的夹紧联接同时传递转矩 T 和轴向力 P 时,由于圆周摩擦力与轴向摩擦力方向垂直,故单个螺栓所需预紧力应是两力的叠加(矢量和),即

$$Q_p=\sqrt{\left(\frac{2k_fT}{\pi df_s z}\right)^2+\left(\frac{k_fP}{\pi f_s z}\right)^2}$$

$$=\frac{k_f\sqrt{(2T/d)^2+P^2}}{\pi f_s z}$$

对于只传递轴向力 P 时,当 P 只作用在半个毂时(另外半个毂在传递中不起作用或起作用不大),此时单个螺栓所需的预紧力为

$$Q_p=2k_fP/(\pi f_s z)$$

6. 紧螺栓联接的力和变形关系图(图 3-22),理解了其意义也就不难理解有关公式。应充分理解紧联接螺栓强度计算公式中系数 1.3 的意义。

7. 在承受变载荷的重要联接中,采用表 3-13 所示的一些特殊结构型式,如采用悬置螺母、环槽螺母等结构后,一般可提高螺栓疲劳强度 30~40% 左右。

8. 对于受横向载荷和旋转力矩的普通螺栓联接,由式 3-12 可知,当 $k_f=1.2, f_s=0.15, m=1$ 时, $Q_p\geq 8R/z$,说明单个螺栓所需要的预紧力很大,特别是在有冲击、振动或变载作用下,情况会更为不利,因此采用图 3-28 所示的减载装置可减小联接的结构尺寸。

四、典型例题分析

【例 B3-1】如图 B3-2 所示的托架螺栓组联接,已知:托架上作用力 $W=5000\text{N}$,方向沿与铅垂线夹角 $\alpha=45^\circ$,尺寸 $H=150\text{mm}, L=150\text{mm}, a=150\text{mm}, b=120\text{mm}, C=280\text{mm}, B=340\text{mm}$ 。铸铁轴承座与钢立柱接合面摩擦系数 $f=0.2$ 。试设计此螺栓组联接。

解 见下表

计 算 及 说 明			结 果
一、联接载荷分析			
轴向力	$F_a=W \cdot \sin\alpha=5000\times\sin45^\circ$		$F_a=3536\text{N}$
横向力	$R=W \cdot \cos\alpha=5000\times\cos45^\circ$		$R=3536\text{N}$
倾覆力矩	$M=F_a \cdot H+R \cdot L=3536\times150+3536\times150$		$M=1.061\times10^6\text{N}\cdot\text{mm}$
二、计算螺栓受力			
F_a 产生工作拉力	$F'=F_a/z=3536/4$	(式 3-15)	$F'=884\text{N}$
M 产生工作拉力	$F''=M/(2C \cdot)=1.061\times10^6/(2\times280)$	(式 3-18)	$F''=1895\text{N}$
最大工作拉力	$F=F'+F''=884+1895$		$F=2779\text{N}$
相对刚度系数	$c_b/(c_b+c_m)=0.25$	(表 3-6)	$c_b/(c_b+c_m)=0.25$
	$c_m/(c_b+c_m)=1-c_b/(c_b+c_m)=1-0.25$		$c_m/(c_b+c_m)=0.75$
可靠性系数	$k_f=1.2$		$k_f=1.2$

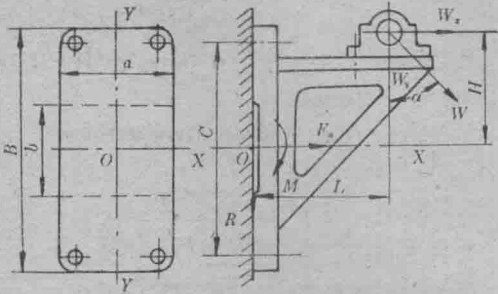


图 B3-2 横向力、轴向力、倾覆力矩同时作用时的普通螺栓联接