

机械设计学习指导

J I X I E S H E J I X U E X I Z H I D A O

冼健生 主编

中央广播电视大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

机械设计学习指导/冼健生主编. - 北京:中央广播电视大学出版社, 1999.7

ISBN 7-304-01640-X

I. 机… II. 冼… III. 机械设计-高等学校-教学参考资料
IV. H122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(1999)第 29751 号

版权所有,翻印必究。

机械设计学习指导

冼健生 主编

出版·发行/中央广播电视大学出版社

经销/新华书店北京发行所

印刷/北京密云胶印厂

开本/787×1092 1/16 印张/9.25 字数/226千字

版本/1999年5月第1版 2002年5月第2次印刷

印数/3501~8500

社址/北京市复兴门内大街160号 邮编/100031

电话/66419791 68519502 (本书如有缺页或倒装,本社负责退换)

书号:ISBN 7-304-01640-X/TH·45

定价:11.50元

前 言

本书是中央广播电视大学机械设计课程的辅助教材,是广播电视大学机械专业的学生学习本课程的指定参考书,与吴宗泽主编的《机械设计》教材(中央广播电视大学出版社,1998年)以及卢颂峰主编的《机械设计课程设计手册》(中央广播电视大学出版社,1998年)配套使用。

本书包括学习指导书、测绘和实验指导书两部分。学习指导书各章的内容包括:基本要求、基本内容、典型例题及自测练习等部分,希望读者在阅读教材有关内容后,再自学本书,以取得预期的学习效果。

本书明确指出了各章的学习要求,详细说明了教材中哪些是属于必须掌握的基本内容,哪些是属于扩大知识面、作为一般性了解的内容,教材第十五章机架、第十六章机械传动装置设计和选用本书不再进行讨论。

各章所选编的各种类型的例题是对教材例题的扩展和补充,并力求在基本理论的运用、设计思路等方面给读者以更多的启示。各章编入的自测练习题可供读者学完该章后检查学习效果时使用。书末三套试题为近年中央电大期末考试试题,大体反映了电大机械设计课程的教学要求,可在学完全部课程后参考使用。

本书章节编号与教材一致,但所采用的图、表及例题编号都标有字母 Z,以便与主教材相区别。书末的试题及插图则采用罗马数字编号。

本书的学习指导书部分由冼健生、蒋克中编写,机械设计测绘和实验指导书由卢颂峰编写。全书由冼健生任主编。

清华大学吴宗泽教授审阅了本书初稿,对本书提出很多修改意见,在此谨致衷心的感谢!由于编者水平所限,疏漏错误之处在所难免,恳请广大读者批评指正。

编 者
1999年3月

目 录

学习指导书	(1)
第一章 机械零件设计概论	(1)
第二章 传动总论	(6)
第三章 带传动	(10)
第四章 链传动	(16)
第五章 螺旋传动	(19)
第六章 齿轮传动	(22)
第七章 蜗杆传动	(35)
第八章 轴	(45)
第九章 轴毂联接	(57)
第十章 滚动轴承	(61)
第十一章 滑动轴承	(73)
第十二章 联轴器和离合器	(82)
第十三章 螺纹联接	(84)
第十四章 弹簧	(93)
自测练习答案	(97)
中央广播电视大学“机械设计”试题	(100)
“机械设计”试题答案	(108)
机械设计测绘和实验指导书	(111)
(一) 轴系结构测绘	(111)
(二) 螺栓组联接实验	(112)
(三) 液体动压轴承实验	(117)
(四) 带传动实验	(123)
(五) 齿轮传动效率实验	(127)
(六) 减速器拆装实验	(132)
中央广播电视大学“机械设计”课程教学大纲(机械类专业适用)	(136)

学习指导书

第一章 机械零件设计概论

本章主要讨论机械零件的失效形式、计算准则、强度分析、材料选用及结构工艺性等一般问题。目的在于使学生尽快建立机械设计的基本概念,了解机械设计的方法步骤,为本门课程的学习打好基础。学习本章时还应注意对《机械设计课程设计手册》(以下简称手册)有一大致了解。

基本要求

1. 了解机械零件的主要失效形式和常用的计算准则。
2. 掌握机械零件强度的有关基本概念和常用的强度计算方法。
3. 了解机械零件的常用材料及选用原则。
4. 了解机械零件的结构工艺性和设计中的标准化问题。

基本内容

一、机械零件的主要失效形式

1. 机械零件的失效概念

机械零件由于某些原因不能正常工作时则称为失效。我们在日常看到的某些机械零件的破坏即为零件失效的一种类型。但机械零件失效的含义要比机械零件的破坏要广泛得多,例如靠摩擦力工作零件的打滑,高速旋转零件的振动,以及失去紧密性的联接等情况都不一定发生零件的破坏,但这些零件已不能正常工作,均属于零件的失效。

2. 机械零件的本体失效和表面失效

按机械零件失效发生的部位,大致可归纳为零件本体失效和表面失效两种类型,机械零件主要失效形式可参见教材表 1-1。在现阶段只要求大体上了解机械零件失效形式的分类,了解几种最主要的失效形式,如零件的断裂或塑性变形、过大的弹性变形、工作表面的过度磨损、零件的振动失效等,并能举出相应的实例加以说明。

二、机械零件的计算准则

研究机械零件失效形式的目的在于能够采取相应的措施以防止或延缓失效的发生。

根据零件的失效分析结果,以防止产生各种可能的失效为目的而制定的计算该零件工作

能力所应依据的基本原则称为计算准则。因此,可以认为机械零件的计算准则是从理论设计方面为防止零件失效而采取的措施,在今后各章的学习中,将会看到各种机械零件的设计公式都是由相应的计算准则导出的。

常用的机械零件计算准则有:

1. 强度准则

强度是指零件在载荷作用下抵抗破坏的能力,强度的计算准则为

$$\begin{aligned} \text{工作应力} &\leq \text{许用应力} \\ \text{许用应力} &= \frac{\text{材料界限应力}}{\text{许用安全系数}} \end{aligned}$$

在计算零件本体强度时,对静应力、界限应力取为材料的屈服极限(塑性材料)或强度极限(脆性材料);对变应力、界限应力取为疲劳极限。上式也能用于计算零件的表面强度,这时许用应力要相应地取为许用挤压应力或许用接触应力。

2. 刚度准则

刚度是指零件在载荷作用下抵抗弹性变形的能力。刚度的计算准则为:零件的弹性变形小于或等于允许值。

3. 耐磨性准则

耐磨性是指零件表面抵抗磨损的能力,由于磨损机理复杂,因此对于零件的磨损计算经常以限制与磨损有关的参数为准则。

4. 振动稳定性准则

振动稳定性准则要求零件工作时激振源的频率远离零件的固有频率,以避免发生共振而造成零件的失效。

5. 可靠性准则

可靠性表示系统、机器或零件在规定时间内能稳定工作的程度,通常用可靠度来表示。

6. 耐热性准则

耐热性准则是限制机器运转时零部件的温升,避免零部件发热引起材料性能降低、润滑失效而造成零件的失效。

三、载荷与应力

1. 名义载荷与计算载荷

名义载荷是由原动机的额定功率或机器负载计算得到的载荷,它是机器在平稳工作条件下作用在零件上的载荷。

计算载荷是在机械零件设计计算时所采用的载荷值,它应当考虑机器工作时零件受到的动载荷和载荷分布不均匀等情况的影响。如果把这些影响因素用载荷系数 K 来作概略计算,则计算载荷可定义为载荷系数 K 与名义载荷的乘积。显然,载荷系数 K 一般大于或等于 1。

2. 应力的分类

机械零件的应力可分为静应力和变应力两类。静应力的大小和方向不随时间变化;而变应力的大小和方向是随时间变化的。在本课程中,我们只讨论周期、应力幅和平均应力均保持为常数的变应力(稳定变应力)。学习时要切实掌握教材表 1-2 所列的变应力基本参数的定义、图 1-1 所示的图谱及表 1-3 所列的几种典型变应力的变化规律。

在分析零件应力时应注意,变应力可以由变载荷产生,也可以由静载荷产生。如图 Z1-1 所示的起重机,起重量 Q 是一个常量,但传动系统中卷筒轴所受弯曲应力是对称循环变应力,而滚动轴承外圈和蜗轮齿面所受的应力都是脉动循环变应力。

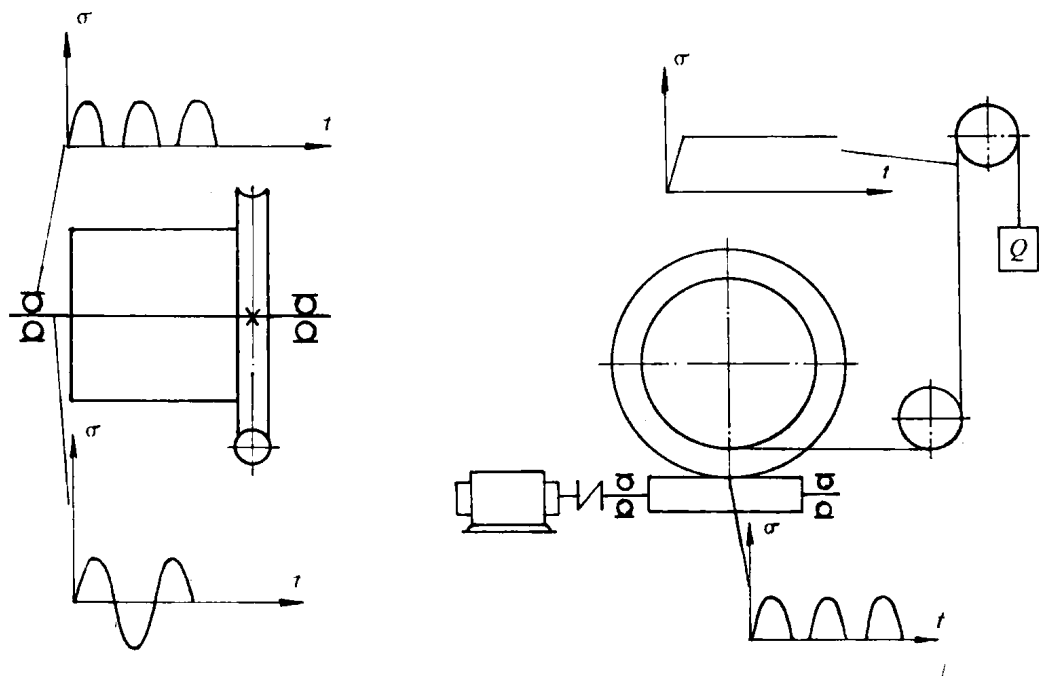


图 Z1-1 静载荷下的变应力

四、机械零件的强度计算

1. 静应力下的零件强度

这部分内容在材料力学中已经讲得很多,这里提出几点基本要求:

- (1) 静应力计算的强度准则;极限应力、许用应力和安全系数概念。
- (2) 求零件的计算应力;零件的应力状态。复杂应力状态零件的计算应力 σ_c 可参照教材表 1-4 所列的强度理论求得。
- (3) 安全系数的选择原则。

2. 材料的疲劳极限

在变应力下工作的机械零件,其失效形式可能是疲劳破坏,疲劳强度的计算应以材料的疲劳极限作为极限应力。

疲劳设计有无限寿命和有限寿命两种不同的设计方法,其极限应力也分别取为无限寿命疲劳极限 σ_r 和有限寿命疲劳极限 σ_{rN} 。两者的关系可由疲劳曲线方程导出。

疲劳曲线是有限寿命疲劳极限 σ_{rN} 和应力循环次数 N 之间的关系曲线,它反映了材料抵抗疲劳断裂的能力,通常分为有限寿命区和无限寿命区,以循环基数 N_0 为界。利用疲劳曲线可以对只需要工作一定期限的零件进行有限寿命设计,以期减小零件的尺寸和重量。

有限寿命区的疲劳曲线方程为 $\sigma_{rN}^m \cdot N = c$,由此可导出 $\sigma_{rN} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} \sigma_r = K_N \sigma_r$ 。这样,在进行有限寿命设计确定材料的疲劳极限 σ_{rN} 时,只要用相应循环特征的无限寿命疲劳极限 σ_r 与寿命系数 K_N 相乘即可。

3. 接触疲劳强度

通过点或线接触传递载荷的零件,其接触部位有很大的接触应力,在接触应力的多次作用下零件表面会发生疲劳点蚀,点蚀后的表面将会降低承载能力,产生振动和噪声。这是齿轮、滚动轴承等零件的主要失效形式。

在零件的接触疲劳强度计算中,接触应力的计算可引用弹性力学中的赫兹公式,该公式给出了轴线相互平行的两圆柱体在外载荷作用下接触部位产生的最大接触应力 σ_{Hmax} 。零件接触疲劳强度的计算准则是 $\sigma_{Hmax} \leq [\sigma]_H$,许用应力 $[\sigma]_H$ 根据材料确定。

赫兹公式不必记忆,但要了解式中各参数的意义。具体应用参见教材第六章齿轮传动的有关内容。

4. 挤压强度

两零件接触表面传递载荷时,若为面接触,则产生挤压应力 σ_p 。若所受的力为 $F(N)$,受力面积为 $A(mm^2)$,则挤压应力为 $\sigma_p = F/A$ (MPa)。零件挤压强度的计算准则是 $\sigma_p \leq [\sigma]_p$,许用应力 $[\sigma]_p$ 可参考教材表 1-6 选定。

五、机械零件的常用材料及选用原则

机械零件常用材料有钢、铸铁、有色金属、非金属材料等。

选择材料主要应考虑零件的使用要求、制造工艺要求和经济性要求,这是选材的一般原则。但是,正确地选材还必须了解各种材料的性质,掌握一些常用材料及热处理方面的基本知识,因此要求复习工程材料课程的有关内容,并阅读《机械设计课程设计手册》第二章的有关表格和说明。

六、机械零件的结构工艺性

机械零件的结构工艺性涉及面很广,包括毛坯制造、金属热处理、切削加工和装配等许多方面的问题。对于机械设计人员来说,掌握这些知识是非常重要的。但教材不可能详述,只能举例说明一般原则,讨论某些结构的合理性,以起到启发思路的作用。在设计时,可参考《机械工程手册》等有关工艺资料。

七、机械设计中的标准化

在机械设计中,采用各种标准可以缩短机械产品的设计和制造周期,提高质量和降低成本,这一点在今后的设计实践中将会有深入的理解。在本课程中,绝大多数零件的设计方法和尺寸系列等数据都是根据国家标准或部颁标准制定和给出的,在学习时要注意参照执行。

自 测 练 习

1. 在下列的材料机械性能指标中,表示材料塑性性能的是_____。

- A. 屈服极限 σ_s ;
- B. 抗拉强度 σ_b ;
- C. 延伸率 δ_5 ;
- D. 冲击功 A_K 。

2. 机械零件的计算载荷由_____确定。

- A. 原动机的额定功率和效率;
- B. 工作机的负载和机械效率;
- C. 零件的名义载荷和工作应力;
- D. 零件的名义载荷和附加载荷。

3. 一受变应力的钢制零件,应力循环特征 $r = -1$,按有限寿命设计。已知零件材料 $\sigma_{-1} = 450 \text{ MPa}$, $\sigma_s = 750 \text{ MPa}$, $\sigma_0 = 600 \text{ MPa}$, $K_N = 1.2$,则极限应力应取为_____。

- A. 450 MPa ; B. 540 MPa ; C. 720 MPa ; D. 750 MPa 。

4. 两个轴线平行的圆柱体零件相互压紧,已知两圆柱体的半径为 $R_1 = 2R_2$,若两零件材料的弹性模量相等($E_1 = E_2$),则两者的接触应力_____。

- A. $\sigma_{H1} > \sigma_{H2}$; B. $\sigma_{H1} < \sigma_{H2}$;
C. $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$; D. 不能确定。

5. 机械零件静应力计算的强度准则是

- A. 使计算应力 $\leq$ 极限应力;
B. 使计算应力 $\leq$ 许用应力;
C. 使计算安全系数 $\leq$ 许用安全系数;
D. 使计算安全系数不小于 1。

6. 什么是机械零件的失效? 机械零件失效分哪两类? 试举例说明机械零件的主要失效形式。

7. 什么是机械零件的计算准则? 试举例说明常用的机械零件计算准则。

8. 指出下列材料名称,并说明材料牌号中数字的意义(允许查阅手册)。

HT250, ZG230—450, Q235, 45, 40CrNi, ZCuSn10P1, ZCuAl10Fe3, ZSnSb11Cu6。

9. 指出图 Z1-2 中零件结构工艺的不合理之处,并提出改进意见。

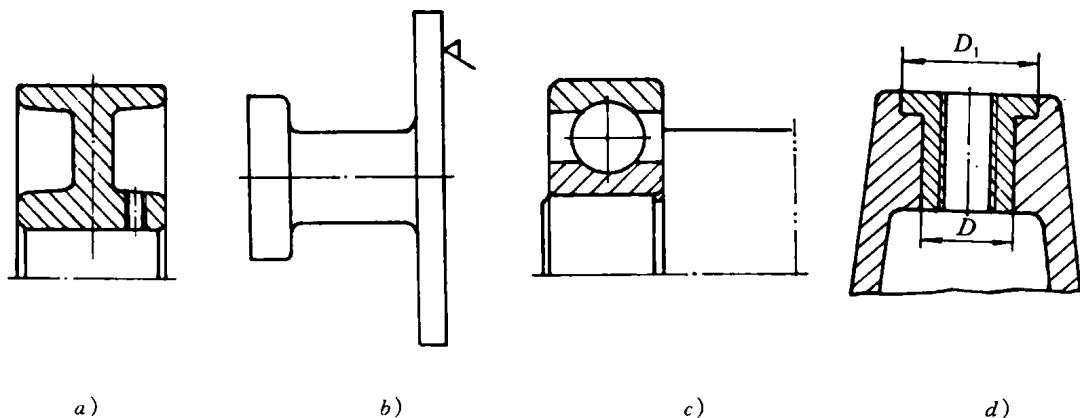


图 Z1-2 自测题 9

第二章 传 动 总 论

一般的机器通常由原动机、传动装置和工作机三部分组成,由于原动机的运动和动力参数往往不能满足工作机的要求,因此必须用传动装置将它们联接起来,使工作机能够按设计要求正常工作。

本章作为传动的概论主要讲述机械传动装置的作用、分类,列出常用机械传动的特点和性能,并介绍机械传动基本参数的计算和传动方案与简图。掌握好本章的内容对以后各章传动零件的学习是非常重要的。

基 本 要 求

1. 了解常用机械传动的特点和主要性能;掌握传动简图画法,能拟定合理传动方案。
2. 掌握传动比、机械效率、功率、转矩等机械传动基本参数的计算。

基 本 内 容

一、合理选择传动方案

机器的工作性能和结构尺寸都与所选定的传动方案有着密切关系。在选择传动方案时,应首先考虑满足机器的工作要求,如功率、转速、运动形式等,其次还应保证机器的工作质量和可靠性,并具有较高的传动效率、良好的工艺性,还要考虑结构简单、尺寸紧凑及使用维修方便等方面的要求。为此,一般可以拟定多种传动方案进行技术经济分析和比较,再确定最终的方案。对于初学者来说,基本要求是了解各种常用机械传动的特点和性能,学会运用传动简图对所拟定的传动方案进行分析,选择适宜合理的方案。

二、机械传动基本参数的计算

1. 传动比 i

传动装置的总传动比 i 为电动机转速 n_1 与工作机转速 n_k 之比,即 $i = n_1/n_k$ 。

若传动装置为 k 级传动,则总传动比等于各级传动比之积,即 $i = i_1 \cdot i_2 \cdots i_k$ 。

2. 机械效率 η

传动装置的总效率 η 等于各传动件、支承件等效率之积,可写为

$$\eta = \underbrace{\eta_1 \eta_2 \cdots \eta_k}_{\text{传动件}} \underbrace{\eta_{j1} \eta_{j2} \cdots \eta_{jj}}_{\text{轴承}} \underbrace{\eta_{l1} \eta_{l2} \cdots \eta_{ll}}_{\text{联轴器}}$$

各种传动件、轴承和联轴器的机械效率概略值可查阅手册表 1-4。

3. 功率 P

传动装置的输出功率 P_s 等于拖动负载所需之力 $F(\text{N})$ 与负载移动速度 $v(\text{m/s})$ 的乘积,即 $P_s = Fv/1000 \text{ kW}$ 。

传动装置的输入功率 P_r 可由输出功率和传动装置的机械效率求得,即 $P_r = P_s/\eta$ 。根据

P_r 查手册选电动机,其额定功率 P 应满足 $P \geq P_r$ 。

传动装置中,传动件所在的各轴的功率 P_i 一般可按输入功率 P_s 考虑传动效率分别求得。

4. 转矩 T

传动装置中任意一轴或传动件的转矩 T_i ($N \cdot mm$) 可由其传递功率 P_i (kW) 和转速 n_i (r/min) 求得,即 $T_i = 9.55 \times 10^6 \frac{P_i}{n_i}$ 。

由上式可导出传动装置中任意两轴(或传动件)之间的转矩比关系式: $T_2/T_1 = i_{12} \cdot \eta$, 这里 i_{12} 是两轴间的传动比, η 亦为两轴间的传动效率。此式表明,多级传动中各轴的转矩随转速而变化;减速传动, $i > 1$, 转矩放大;增速传动, $i < 1$, 转矩减小。

5. 圆周速度 v

传动件的圆周速度 v (m/s) 可由其转速 n (r/min) 和回转直径 d (mm) 求得,即 $v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000}$ 。

典型例题

例 Z2-1 由一个转速为 $1450 r/min$ 的电动机带动工作台运动。要求工作台可向某一方向作直线间歇运动,每次移动 $0.2 mm$,每分钟移动 40 次,全行程 $400 mm$,在任何位置均可反向作同样运动,但电动机不能反转。设计此工作台的传动装置,包括选择传动类型,决定各级传动比和主要参数(如齿轮齿数、带轮直径、连杆长度等),不要求作强度计算。画出此传动装置的传动简图。

解 根据题意,要求工作台作低速的直线间歇运动,且可反向运动,而电动机以 $1450 r/min$ 的转速连续作回转运动,故此传动装置应具有以下功能:(1)减速;(2)把回转运动变为直线运动;(3)把连续运动变为间歇运动;(4)可反向运动。

1. 拟定传动方案

为满足工作台的低速直线间歇运动,可采用螺旋机构和棘轮机构的组合,棘轮机构可提供小转角的间歇转动,螺旋传动则使间歇转动变为间歇移动,且便于控制移动量。由于要求工作台在任何位置均可反向作同样运动,故棘轮齿形应制成对称的方形,可被双向拨动。

棘轮机构中的棘爪可考虑由曲柄摇杆机构驱动,当曲柄连续回转时,摇杆摆动从而使棘爪拨动棘轮作间歇转动。曲柄的动力来自电动机,但曲柄和电动机的转速相差很大,两者之间应采用减速装置。这里常采用带传动-齿轮传动系统,也可用其他类型的传动。

由以上分析所拟定出的传动方案,如图 Z2-1 所示。

2. 各级传动的速比和参数

(1) 带传动-齿轮传动

由电动机到曲柄的总传动比

$$i_{\text{总}} = \frac{n_0}{n} = \frac{1450}{40} = 36.25$$

其中,取 V 带传动 $i_{\text{带}} = 2.5$, 齿轮传动 $i_{\text{齿}} = 36.25/2.5 = 14.5$, 因此需要两级齿轮传动。传动件的主要参数初步选定为

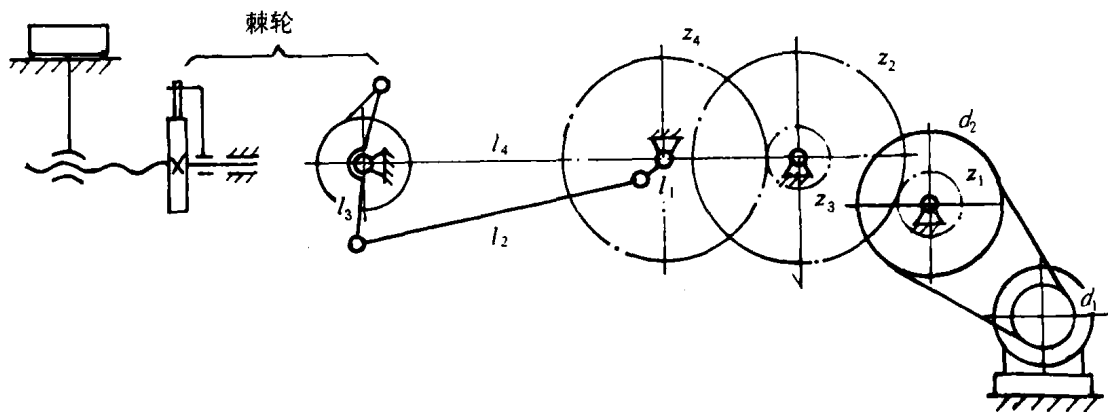


图 Z2-1 例 Z2-1 题

V 带传动: $i_{\text{带}} = 2.5$; $d_1 = 140 \text{ mm}$, $d_2 = 355 \text{ mm}$

齿轮传动: $i_1 = 4.53$; $z_1 = 21$, $z_2 = 95$ (高速级)

$i_2 = 3.20$; $z_3 = 25$, $z_4 = 80$ (低速级)

(2) 曲柄摇杆机构

曲柄摇杆机构的杆长需要根据结构来确定,但设计时必须检验杆长尺寸,使之满足曲柄存在条件;此外,曲柄长度不宜过短,避免使摇杆摆角过小而不能满足驱动棘轮机构的需要。设机架长度 l_4 为 400 mm ,则可初定曲柄 $l_1 = 60 \text{ mm}$,连杆 $l_2 = 420 \text{ mm}$,摇杆 $l_3 = 120 \text{ mm}$ 。

(3) 棘轮机构与螺旋机构

按每次移动行程 0.2 mm ,取螺旋螺距 $P = 6 \text{ mm}$ (单线),则棘轮转角为

$$\varphi = \frac{0.2}{P} \times 360^\circ = 12^\circ$$

由此可确定棘轮齿数 $Z = 30$,每次拨动一齿可由棘轮罩(遮板)控制。

螺旋机构采用螺杆转动、螺母移动的方式,以适应较长行程的要求。按行程考虑,螺杆螺纹部分的长度 $L > 400 + b$, b 为螺母宽度。

自 测 练 习

1. 在例 Z2-1 题中,选用螺旋传动以实现工作台的直线运动,试分析采用齿轮齿条、连杆机构或凸轮机构等其他机构是否可行? 说明理由。

2. 在例 Z2-1 题中,选用棘轮机构以实现工作台的间歇运动,试分析采用槽轮机构或非完全齿轮机构是否可行? 说明理由。

3. 为什么齿轮传动、带传动等单级传动比都要有一定限制? 如果把例 Z2-1 中两级齿轮传动 $i_{\text{齿}} = i_1 \times i_2 = 4.53 \times 3.2$ 改用单级传动 ($i_{\text{齿}} = 14.5$) 是否可行? 说明理由。

4. 带式运输机由电动机经传动装置带动卷筒转动,若总传动比依次设为 (1) $i_{\text{总}} = 12$; (2) $i_{\text{总}} = 25$; (3) $i_{\text{总}} = 50$,试分别设计传动装置方案,画出传动简图。

5. 手动提升装置用两级开式齿轮传动,中心距 a 和齿轮模数均相等,且 $z_1 = z_3$, $z_2 = z_4$,匀速提升重物 $Q = 4000 \text{ N}$,卷筒直径 $D = 350 \text{ mm}$,手柄长度 $L = 200 \text{ mm}$,人手作用力 $F =$

200 N, 传动总效率 $\eta = 0.7$, 求该装置的总传动比和各级齿轮传动比。

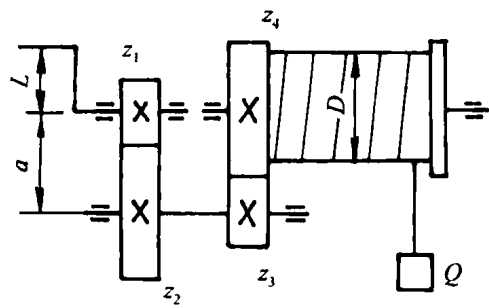


图 Z2-2 自测题 5

第三章 带 传 动

带传动在机械设计课程中具有一定的典型性,它包含有比较完整的零件设计过程,包括类型特点、工作原理、设计准则、设计计算及结构设计等全部内容。另外在设计参数的选择方面也比较有代表性,对给定的同一设计条件可以选择不同的参数,得到几种不同的方案,从而选定适用的方案。本章主要讨论 V 带传动的工作能力和设计方法,掌握本章的设计思路对以后各章传动件的学习将会有很大帮助。

基 本 要 求

1. 掌握 V 带的结构和型号, V 带的基准长度概念。
2. 了解带传动的工作原理;掌握带传动中力、运动和应力的分析。
3. 掌握带传动的失效形式和设计准则;了解单根 V 带额定功率的确定。
4. 掌握 V 带传动的设计步骤和参数选择;了解带轮结构和张紧装置的应用。

基 本 内 容

一、带传动的工作情况分析

1. 带传动的受力分析

带传动靠传动带与带轮之间的摩擦力传递动力,此摩擦力的总和 $\sum F_f$ 与有效拉力 F_e 相等, $\sum F_f$ 的极限值即为最大有效拉力 $F_{e\max}$ 。当传动的载荷不断增大以致超过 $\sum F_f$ 的极限值时,带和带轮之间将发生打滑。

带传动中力的基本关系式为

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$F_1 + F_2 = 2F_0$$

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}$$

由此可导出最大有效拉力的公式

$$F_{e\max} = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$$

此式说明,最大有效拉力与初拉力 F_0 成正比,同时还与包角 α 和摩擦系数 f 有关。因此在带传动设计中,应控制初拉力并保证包角 $\alpha_1 \geq 120^\circ$ 。

2. 带传动的运动分析

带传动工作时带在紧边和松边所受拉力不同,带的弹性伸长量也不同。所以带在绕过主动轮或从动轮时,都会因拉力的变化引起弹性伸长量的变化,从而使带和带轮间发生相对滑动。这种由带的弹性变形而引起的带与带轮间的滑动称为弹性滑动,是带传动工作时的正常现象。

由分析带传动弹性滑动的过程可知,在带绕带轮循环一周中,带的线速度是变化的。从动轮的圆周速度 v_2 比主动轮圆周速度略低,其圆周速度的相对降低量称为带传动的滑动率 ϵ 。

$$\epsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100\%$$

滑动率的数值约为 1% ~ 2%, 在计算传动比时可略去不计。但滑动率的大小随负载而变化,使带的传动比不能保持为定值,因此带传动不适用于传动比要求准确的场合。

3. 带的应力分析

带传动工作时,带受到以下三种应力:

(1) 由紧边、松边拉力产生的拉应力

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \sigma_2 = \frac{F_2}{A}$$

(2) 由离心力产生的拉应力

$$\sigma_c = \frac{qv^2}{A}$$

(3) 由带绕过带轮时产生的弯曲应力

$$\sigma_b = E \frac{h'}{\rho}$$

三种应力依次叠加可得到带的应力分布,带工作时将受到循环变应力的作用,最大应力发生在紧边绕入小带轮处

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{b1}$$

二、带传动的失效形式和设计准则

1. 带传动的失效形式

由带传动的工作情况可知,带传动的主要失效形式是带的打滑和疲劳破坏,此外,带和带轮的磨损也是带传动常见的失效形式,应限制带轮工作表面的粗糙度,并提高带和带轮材料的耐磨性。

2. 带传动的设计准则

为了避免带的打滑,可提高带和带轮间的摩擦力并限制带传动的有效拉力;避免疲劳破坏则应采取措施减小带的应力或设法提高许用应力。但以上各项措施既互相关联又互相制约,要全面考虑它们对传动能力的影响。

带传动的设计准则是保证带传动在工作时不打滑的条件下,具有一定的疲劳强度和寿命。根据这个准则可以导出单根 V 带额定功率的计算公式,当给定 V 带传动的传递功率时即可确定所需 V 带的根数。

三、V 带传动的设计步骤和参数选择

1. V 带传动的设计步骤

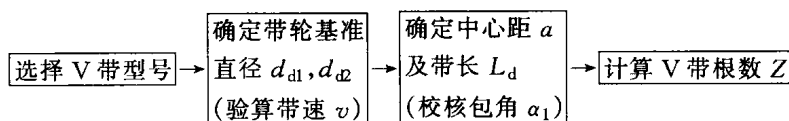
设计 V 带传动应使其传动参数满足以下三个条件:

运动条件
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1 - \epsilon)}$$

几何条件
$$L_d = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a}$$

不打滑及疲劳寿命条件
$$Z = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L}$$

由此可拟定 V 带传动的一般设计步骤：



确定 V 带根数后还要计算初拉力 F_0 和带对轴的压力 Q 。

2. V 带传动的参数选择

(1) 小带轮直径 d_{d1}

小带轮直径 d_{d1} 是 V 带传动中重要的设计参数,选取 d_{d1} 时应注意:

- 1) 保证工作能力 d_{d1} 应大于规定的带轮最小基准直径 d_{dmin} (教材表 3-6)。
- 2) 设计标准化 d_{d1} 应按标准直径系列取值。
- 3) 验算带速 v 带速 v 一般应在 5~25 m/s 范围。
- 4) 合理的传动尺寸 若传动尺寸不受限制,在合理带速范围内可以选用直径较大的带轮;当要求传动结构紧凑时,应在满足传动能力的条件下选用直径较小的带轮。

(2) 传动中心距

带传动中心距也是要由设计者自行选取的重要参数,中心距取值关系到带长和包角。若中心距过小,则带长小而降低带的疲劳强度,同时使包角减小对传动不利;但中心距过大使传动结构不紧凑,同时易使带的抖动加剧。一般情况可按 $0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$ 初定中心距,确定带的基准长度 L_d 后再求出实际中心距 a 。

典型例题

例 Z3-1 带式输送机采用三根 B 型 V 带传动,已知主动轮转速 $n_1 = 1450$ r/min,从动轮转速 $n_2 = 580$ r/min,主动轮基准直径 $d_{d1} = 180$ mm,传动中心距 $a_0 = 900$ mm;传动水平布置,初拉力符合标准规定,一班制工作,传动平稳。求此 V 带传动能传递的功率 P 。

解 1. V 带传动的几何计算

$$\text{从动轮直径 } d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} \cdot d_{d1} = \frac{1450}{580} \times 180 \text{ mm} = 450 \text{ mm}$$

符合标准的带轮基准直径。

$$\begin{aligned} \text{带的基准长度 } L_0 &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= [2 \times 900 + \frac{\pi}{2}(180 + 450) + \frac{(450 - 180)^2}{4 \times 900}] \text{ mm} \\ &= 2809.9 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{按标准取值 } L_d = 2800 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{实际中心距 } a &= a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = (900 + \frac{2800 - 2809.9}{2}) \text{ mm} \\ &= 895.1 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{小带轮包角 } \alpha_1 &= 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ \\ &= 180^\circ - \frac{450 - 180}{895.1} \times 57.3^\circ = 162.7^\circ \end{aligned}$$

2. 传递功率 P (名义功率)

计算功率 $P_c = Z(P_0 + \Delta P_0)K_a K_L$

额定功率 查教材表 3-3, 运用线性插值法可求得 $d_{d1} = 180 \text{ mm}$, $n_1 = 1450 \text{ r/min}$ 时单根 B 型 V 带的额定功率。

$$P_0 = [3.85 + \frac{4.41 - 3.85}{1460 - 1200} \times (1450 - 1200)] \text{ kW} = 4.388 \text{ kW}$$

功率增量 查教材表 3-4, 同样运用线性插值法可求传动比 $i \geq 2$, $n_1 = 1450 \text{ r/min}$ 时额定功率的增量。

$$\Delta P_0 = [0.38 + \frac{0.46 - 0.38}{1460 - 1200} \times (1450 - 1200)] \text{ kW} = 0.457 \text{ kW}$$

包角系数 查教材表 3-7, 得 $K_a = 0.955$

长度系数 查教材表 3-8, 得 $K_L = 1.05$

代入计算 $P_c = [3 \times (4.388 + 0.457) \times 0.955 \times 1.05] \text{ kW}$
 $= 14.575 \text{ kW}$

传递功率 由教材表 3-5 查得工作情况系数 $K_A = 1.1$, 可知

$$P = P_c / K_A = (14.575 / 1.1) \text{ kW} = 13.25 \text{ kW}$$

例 Z3-2 一带式运输机的驱动装置如图所示, 电动机转速 $n_1 = 1450 \text{ r/min}$ 。第一级传动为 V 带传动, 采用三根 B 型 V 带, 带长 $L_d = 2240 \text{ mm}$, 小带轮直径 $d_{d1} \approx 140 \text{ mm}$, 大带轮直径 $d_{d2} = 400 \text{ mm}$, 带传动能传递功率 $P = 8.32 \text{ kW}$; 此时运输带的速度为 $v = 0.3 \text{ m/s}$ 。为提高生产率, 拟在运输带载荷 F 不变的条件下, 将运输带的速度提高到 0.42 m/s , 问此带传动能否满足要求? 若不能满足要求, 应采用什么方法解决 (假设电动机功率和减速器的承载能力均足够, 不改变 V 带的根数和型号)?

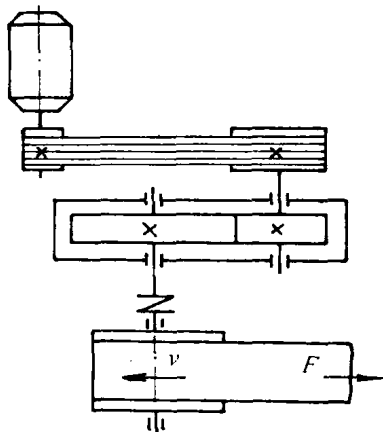


图 Z3-1 例 Z3-2 题

解 由于电动机功率和减速器的承载能力足够, 现只对 V 带传动装置进行分析和改进, 以满足提高运输带工作能力的要求。

当运输带的速度按要求从 0.3 m/s 提高到 0.42 m/s 、且保持载荷 F 不变时, 对 V 带传动装置相应有以下要求:

(1) 从动轮转速 n_2 提高至 1.4 倍 ($0.42/0.3$), 即要求改变传动比。

原传动比
$$i_0 = \frac{d_{d2}}{d_{d1}} = \frac{400}{140} = 2.86$$

应有传动比
$$i = i_0 / 1.4 = 2.86 / 1.4 = 2.04$$

(2) 传递功率应增加相应的倍数, 即由原有的 8.32 kW 增加到 11.65 kW (名义功率)。

由于不能改变 V 带的根数和型号, 故考虑通过改变带轮直径而同时满足对传动比和传递功率的要求。

现提出四个改进方案: