

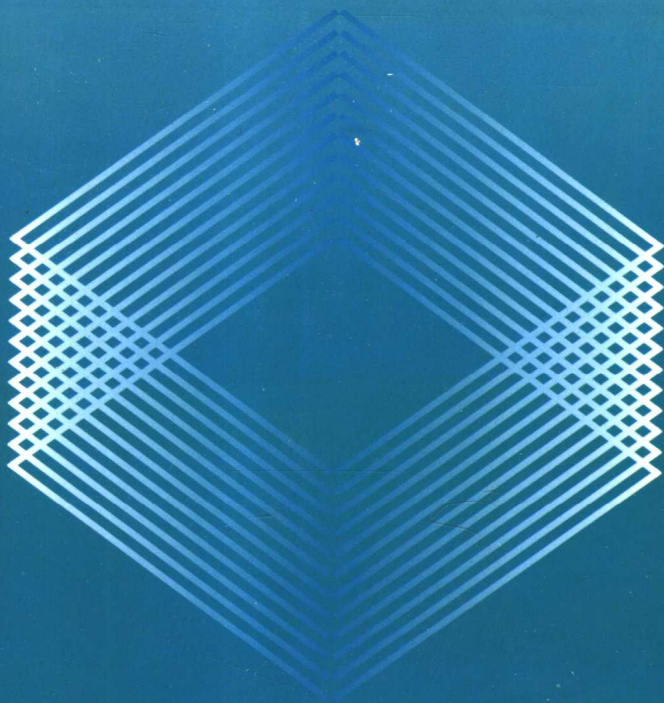
丛书主编 杨黎明

副主编 杨志勤 厉虹

机电一体化设计系列丛书

机械零部件 选用与设计

◎ 杨黎明 杨志勤 编著



国防工业出版社

National Defense Industry Press

机电一体化设计系列丛书

丛书主编 杨黎明
副主编 杨志勤 厉虹

杨黎明 杨志勤 编著

机械零部件选用与设计

国防工业出版社
<http://www.ndip.cn>

内 容 简 介

全书主要包括机械设计概论、键联接、销联接、螺纹联接、其他联接;螺旋传动、带传动、链传动、齿轮传动、蜗杆传动;滑动轴承、滚动轴承、联轴器、离合器、制动器、弹簧、润滑与密封、轴。

本书是《机电一体化设计》丛书的配套书。其读者对象主要是中、小工厂和企业从事机电一体化技术工作的工程技术人员。也可以供大专院校、高职、夜大机械类专业学生参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械零部件选用与设计/杨黎明,杨志勤编著. —北京:国防工业出版社,2007.6

(机电一体化设计系列丛书/杨黎明主编)

ISBN 978 - 7 - 118 - 04941 - 1

I. 机… II. ①杨…②杨… III. ①机械元件 - 选择②机械元件 - 机械设计 IV. TH13

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2007)第 003163 号

※

国防工业出版社 出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路 23 号 邮政编码 100044)

涿中印刷厂印刷

新华书店经售

*

开本 787 × 1092 1/16 印张 21½ 字数 502 千字

2007 年 6 月第 1 版第 1 次印刷 印数 1—3000 册 定价 48.00 元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店:(010)68428422

发行邮购:(010)68414474

发行传真:(010)68411535

发行业务:(010)68472764

序 言

“机电一体化”是指在机械的主功能、动力功能、信息处理功能和控制功能等方面引入电子技术,并将机械装置、电力电子设备及相关技术设备组成的有机整体——机械电子产品或系统的总称。

机电一体化技术发展的状况标志着一个国家机械电子科学技术的发展水平,因此,发展机电一体化技术是发展我国机械电子科学技术的必由之路,也是振兴我国机械电子工业的主攻方向。目前,发达国家机电一体化技术已经很普及,国内一些工厂、企业、科研院所及大专院校在各领域已经开展机电一体化工作,并取得了一定成绩,但开展力度不大,不普遍。

为了促进我国机电一体化技术的发展,国防工业出版社特组织专家、教授和工程技术人员编写出版这套《机电一体化设计系列丛书》。

这套丛书包括:

- 《机构选型与运动设计》
- 《机械零部件选用与设计》
- 《机械优化设计》
- 《机械可靠性设计》
- 《转子现场动平衡技术》
- 《机电传动控制技术》
- 《伺服技术》
- 《传感器检测技术》
- 《精密机械元器件与电子元器件》
- 《机电一体化应用集锦》

编写这套丛书时,着重突出以下特点:

(1) 系统性。这套丛书涉及的内容基本覆盖机电一体化技术的相关学科,便于读者系统、深入地学习和应用机电一体化技术。

(2) 实用性。这套丛书从实用出发,本着“必需、够用、实际”的原则精选内容,在简要论述原理、方法、结构、标准的基础上,列举了大量的理论联系实际的例题,有较强的设计示范作用。

(3) 针对性。这套丛书主要是为中小工厂、企业从事机电一体化技术的人员学习和应用编写的,读者在机电一体化技术相关学科都有一定的理论基础和实践经验。因此,策划丛书书目时,基本是按一门学科或一个子系统一本书的原则划分的。因此,丛书内容专、篇幅小,便于读者根据需要选购。

(4) 适用性。这套丛书还可以作为大专院校和职业学校学习机电一体化技术的参考书或教材。因此,这套丛书对促进机电一体化技术的发展具有普及性和适用性。

希望读者喜爱这套丛书,并提出宝贵意见。

杨黎明

2006年9月

前 言

本书是《机电一体化设计系列丛书》中的重要组成部分,其任务是为读者提供“必需、够用、实际”的选择与设计通用机械零部件的理论知识,培养读者设计机械零部件、传动装置和运用标准、规范、设计手册、查阅有关技术资料等方面的能力。

本书内容主要包括以下几方面:

- (1) 机械设计的准则、要求和程序;
- (2) 机械联接零部件选择与设计;
- (3) 机械传动零部件选择与设计;
- (4) 轴系零部件选择与设计;
- (5) 机械传动系统设计。

本书在内容取舍、体系安排、实例选择等方面注意体现丛书序言中提出的系统性、实用性、针对性和适用性的特点。

全书共 16 章,第 3 章、4 章、5 章由杨志勤编写,其余各章全部由杨黎明编写。杨黎明为第一编著人。

由于编者水平有限,书中难免有不足之处,恳请读者批评指正。

目 录

第 1 篇 绪论

第 1 章 机械设计概论/1

- 1.1 机器的定义/1
- 1.2 机器的组成/2
- 1.3 机械设计的概念和地位/3

- 1.4 机械设计原则/3
- 1.5 机械设计程序/4
- 1.6 机械设计的现状与展望/5

第 2 篇 联接

第 2 章 键联接/6

- 2.1 键联接的类型、特点和应用/6
- 2.2 平键联接的失效形式和强度验算/7
- 2.3 半圆键联接/9
- 2.4 矩形花键联接/10
- 2.5 圆柱形直齿渐开线花键联接/11
- 2.6 滚动花键联接/12

第 3 章 销联接/20

- 3.1 常用销的类型、特点和应用/20
- 3.2 销联接的强度计算/21

第 4 章 螺纹联接/23

- 4.1 螺纹的主要参数/23
- 4.2 螺纹的种类、特点和应用/24

- 4.3 螺纹副受力分析、自锁和效率/25
- 4.4 螺纹联接的强度计算/27
- 4.5 螺栓组联接的结构设计/33
- 4.6 螺栓组的受力计算/34
- 4.7 提高螺栓联接强度的措施/38

第 5 章 其他联接/42

- 5.1 铆接/42
- 5.2 焊接/42
- 5.3 胶接/43
- 5.4 成型联接/44
- 5.5 过盈联接/44
- 5.6 弹性环联接/45

第 3 篇 传动设计

第 6 章 螺旋传动/46

- 6.1 螺旋传动的种类/46
- 6.2 滑动螺旋副的设计计算/48
- 6.3 滚动螺旋副的计算与选用/55

第 7 章 带传动/86

- 7.1 带和带传动的类型、特点和应用/86
- 7.2 V 带传动/88
- 7.3 同步带传动/118

第 8 章 链传动/132

- 8.1 链传动的组成、特点和应用/132

- 8.2 套筒滚子链传动/133

- 8.3 齿形链传动/157

第 9 章 齿轮传动/168

- 9.1 齿轮传动的失效形式和设计准则/168
- 9.2 常用齿轮材料和热处理/170
- 9.3 齿轮传动的强度计算/173
- 9.4 齿轮结构设计/187

第 10 章 蜗杆传动/194

- 10.1 蜗杆传动的失效形式/194

- 10.2 蜗杆蜗轮的材料选择/194
- 10.3 普通圆柱蜗杆传动的强度计算/
194

- 10.4 蜗杆传动的效率及热平衡计算/
198
- 10.5 蜗杆蜗轮的结构/200

第4篇 轴系设计

第11章 滑动轴承/206

- 11.1 滑动轴承的润滑状态/206
- 11.2 润滑油黏度和牛顿黏性定律/
208
- 11.3 润滑剂/209
- 11.4 滑动轴承的主要类型和结构/210
- 11.5 滑动轴承的材料和结构/212
- 11.6 非液体摩擦滑动轴承设计计算/
217
- 11.7 液体动压滑动轴承设计计算/219

第12章 滚动轴承/231

- 12.1 滚动轴承的构造、代号、类型及特性/231
- 12.2 滚动轴承类型的选择/237
- 12.3 滚动轴承的载荷分布和失效形式/
237
- 12.4 滚动轴承的寿命计算/238
- 12.5 滚动轴承的当量动载荷/241
- 12.6 同一支座上安装一对同型号角接
触轴承动载荷计算/246
- 12.7 不稳定载荷作用下轴承寿命计算/
247
- 12.8 不同可靠性的修正额定寿命/248
- 12.9 滚动轴承的静强度计算/248
- 12.10 滚动轴承极限转速验算/249
- 12.11 滚动轴承部件的组合设计/250

第13章 联轴器、离合器和制动器/263

- 13.1 概述/263
- 13.2 联轴器/264
- 13.3 离合器/267
- 13.4 制动器/272
- 13.5 新型联轴器和离合器简介/273

第14章 弹簧/274

- 14.1 弹簧的功能和分类/274
- 14.2 弹簧的材料与制造/275
- 14.3 圆柱形压缩(拉伸)螺旋弹簧的设
计计算/278
- 14.4 圆柱形扭转螺旋弹簧的设计计算/
289
- 14.5 普通圆柱螺旋弹簧的技术要求/
292

第15章 润滑与密封/300

- 15.1 润滑方式和润滑装置/300
- 15.2 机械零件的润滑/305

第16章 轴/312

- 16.1 轴的功能和分类/312
- 16.2 轴的失效形式和设计准则/313
- 16.3 轴的材料和毛坯/313
- 16.4 轴的结构设计/315
- 16.5 轴的强度计算/322
- 16.6 轴的刚度计算/335
- 16.7 轴的振动概念/336

第 1 篇 绪论

第 1 章 机械设计概论

1.1 机器的定义

随着生产和科学技术的发展,机器的定义也不断发展和完善。现代机器是指由两个以上广义构件组成的系统,将原动(动力)机的动力和运动变换为执行机构所需要的力和运动,作有用功或进行能量转换,在人或其他智能体的操纵和控制下,实现所设计机器的预期功能。

现代机器定义中强调 3 个新概念:一是“广义构件”;二是“功能”;三是“智能控制”。

所谓“构件”,是指机器中的运动单元。构件可能是一个零件(制造单元),也可能是若干个零件的固联组合体。如图 1-1 所示,内燃机中的连杆就是由连杆体 1、螺栓 2、螺母 3 和连杆盖 4 等零件组成的构件。因为组成连杆各零件之间没有相对运动,所以形成作平面运动的运动单元。这种由单个刚性零件或两个以上的刚性零件组成的构件称为“狭义构件”。“广义构件”是指组成构件的零件之间的联接方式并非全部为机械的,还包括电、液、磁、气等联接方式。

所谓“机械零件”,是机器中的制造单元,如连杆体、连杆盖、螺栓、螺母、齿轮、凸轮、轴等。

所谓“系统”,是指具有特定功能的、相互间具有有机联系的许多要素构成的一个整体。从广义上说,机器本身是人—机—环境这个更大系统的组成部分。机器还可看成由若干完成一定

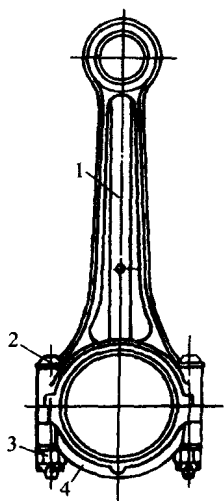


图 1-1 连杆

1—连杆体; 2—螺栓;
3—螺母; 4—连杆盖。

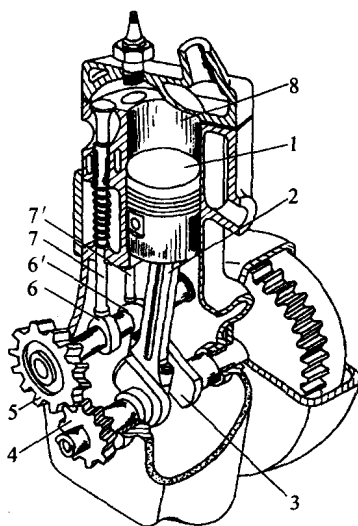


图 1-2 单缸内燃机

1—活塞; 2—连杆; 3—曲轴; 4, 5—齿轮;
6(6')—凸轮; 7(7')—阀杆; 8—凸轮。

功能、相互联系的子系统所组成,如动力系统、传动系统、执行系统、操纵系统及控制系统等。

机器中传递机械运动的部分称为“狭义机构”,如图 1-2 所示的单缸内燃机中的曲柄滑块机构、齿轮机构、凸轮机构等。

传统的机器和机构被认为是由刚性零件和机构组成的。现代机器和机构中除了有刚性零件、构件、机构外,还可能有弹性元件和电、磁、气、声、光等部件。现代机器中传递运动的部分称为“广义机构”。

1.2 机器的组成

传统观点认为,机器是由图 1-3 所示的几部分组成,其中双线框为基本组成部分,单线框为辅助组成部分。

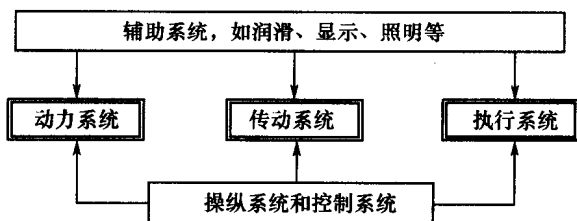


图 1-3 按传统观点分析机器的组成

1. 动力系统

动力系统的作用是将各种形态的能量转变为机械能,如将内燃机热能转变为机械能,将电动机电能转变为机械能等。

2. 执行系统

执行系统的作用是利用机械能来改变作业对象的性质、状态、形状或位置,或对作业对象进行检测、度量。执行系统包括执行机构和执行构件,执行系统通常处于机械系统的末端。

3. 传动系统

传动系统的作用是将动力机的动力和运动传递给执行系统。传动系统具备以下主要功能:

①减速或增速;②变速;③变换运动规律或形式;④传递动力。

如果动力机的工作性能完全符合执行系统的工作要求,则传动系统可以省略,而将动力机与执行系统直接连接起来,电风扇就是个典型实例。

4. 操纵系统和控制系统

操纵系统与控制系统的作用都是使动力系统、传动系统、执行系统彼此协调运行,并准确可靠地完成整机功能。二者的主要区别是:操纵系统是通过人工操作来实现启动、离合、变速、制动、换向等要求;控制系统是通过人工操作或由检测元件(传感器等)获得控制信号,经控制器使控制对象改变工作参数或运行状态以达到预期要求,如伺服系统、自动控制装置等。良好的控制系统可以使机器处于最佳运行状态,提高机器运行稳定性和可靠性。

传统的机器组成观点已经不适合说明现代机器的组成,只有从功能的观点来观察和认识机器,才能不断地探索机器的新原理和新结构。按照功能观点来描述机器的组成:机器是由多个分功能系统(或称功能子系统)组成的系统,各分功能系统彼此协调工作来完成机器的总功能;每个分功能系统(单元)一般由动力系统、传动系统、执行系统和控制系统组成。按功能观点描述机器的组成如图 1-4 所示。

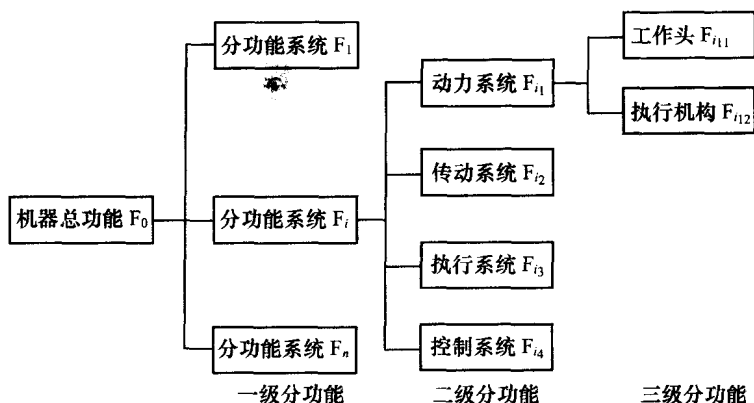


图 1-4 按功能观点分析机器的组成

实际上,机器中有些分功能是共用一个动力系统和传动系统的,而控制系统既有集中的,也有分散的。

1.3 机械设计的概念和地位

机械设计是指根据对机械产品的设计要求,应用当代先进技术成果,通过设计人员的创新思维,经过反复调查、分析、论证、判断做出决策,并采用适当的设计模型使之量化,最终将输入的物料(毛坯、半成品、颗粒、液体、各种物体等)、能量(机械能、电能、热能、化学能、光能等)或信号(测量值、数据、控制信号等)转化为功能完善、技术先进、经济合算、造型优美,深受用户欢迎的技术装置或机械的过程。

机械设计是生产机械产品的第一步,是决定机械产品性能的关键环节。据统计,机械产品的生产成本,70%由设计阶段决定。因为,包括选用零件材料、采用标准通用零部件、进行原理方案和结构优化、确定工艺流程、估算成本、评价技术经济指标是否先进、根据市场需求情况确定投放时间等,都已在设计阶段基本确定了,所以必须把好设计关。

1.4 机械设计原则

机械设计应遵循以下原则:

(1) 实用性原则 市场需求是设计动力的源泉。机械设计首先要满足所设计机械产品的基本功能和必要的辅助功能要求。

(2) 创造性原则 设计的本质是创新。机械设计应在继承的基础上创造性设计出新产品。

(3) 优化原则 所设计的产品应达到当代科学技术先进水平,产品制造和使用达到最佳水平,多种原理方案和设计参数达到“最优解”。

(4) 可靠性原则 所设计的产品应在规定的时间内完成规定的功能,即不发生失效。

(5) 安全性原则 所设计的产品应具有足够的强度、刚度、寿命、抗振性、耐磨性等;还应在技术上采取必需的、可靠的安全防护措施,保证操作者、管理者的人身安全和机器的安全;应使机器与人互相适用,创造舒适和安全的工作环境,防止污染环境。

(6) 经济性原则 所设计的产品应尽量降低成本,提高附加值,提高经济效益和市场竞争力。

(7) 评价审核原则 对设计产品每一设计程序获得的结果必须随时进行评价和审核,并做到规范化和制度化。

1.5 机械设计程序

机器是一个复杂系统。要提高设计质量,必须遵循科学的设计程序。虽然不可能列出适用于任何情况下都有效的唯一机械设计程序,但根据人们长期设计机械的经验积累,机械设计程序的各阶段基本上可用图 1-5 表示。以下对各阶段分别作简要说明。

1. 设计规划阶段

机械设计首先必须明确设计任务和要求。设计规划阶段的主要任务是在深入调查研究的基础上,对所开发的产品进行需求分析、市场预测和可行性分析,提出进行产品开发生计设计的可行性分析报告。报告包括以下内容:

- (1) 产品开发的必要性和市场需求预测;
- (2) 有关产品的国内外水平和发展趋势;
- (3) 预期达到的目标,包括设计水平、技术特点、经济和社会效益等;
- (4) 提出设计和制造方面所需解决的关键问题;
- (5) 现有条件下开发产品的可能性及准备采取的措施;
- (6) 预算投资费用及设计的进度和完成期限。

经对可行性报告充分论证后,决定产品可以立项进行开发设计。最后要写出设计任务书,明确设计任务作为本阶段的总结。设计任务书大体应包括以下内容:机器的功能、经济性估算、制造要求方面的大致分析、基本使用要求、完成设计任务的预计期限等。任务书中提出的要求和条件一般只能给出一个合理范围,而不是准确数字,如用必须达到的要求、最低要求、希望达到的要求等方式给予规定。

2. 方案设计阶段

方案设计阶段的任务是对开发产品进行功能原理设计,即在功能分析的基础上,通过创新构思、优化筛选,以获得较为理想的功能原理方案,并在此基础上绘制机器功能原理图或机器运动简图,为技术设计奠定基础。

功能原理方案的优劣,决定产品的性能和成本,关系到产品技术水平、市场竞争力和经济效益。因此,方案设计是关键的设计阶段。

3. 技术设计阶段

技术设计阶段的任务是绘制机器的总装配草图和部件装配草图。通过装配草图的设计,确定各零部件的外形及其基本尺寸,包括各部分之间的联接零部件的外形及基本尺寸。

为了确定主要零件的基本尺寸,必须完成以下工作:

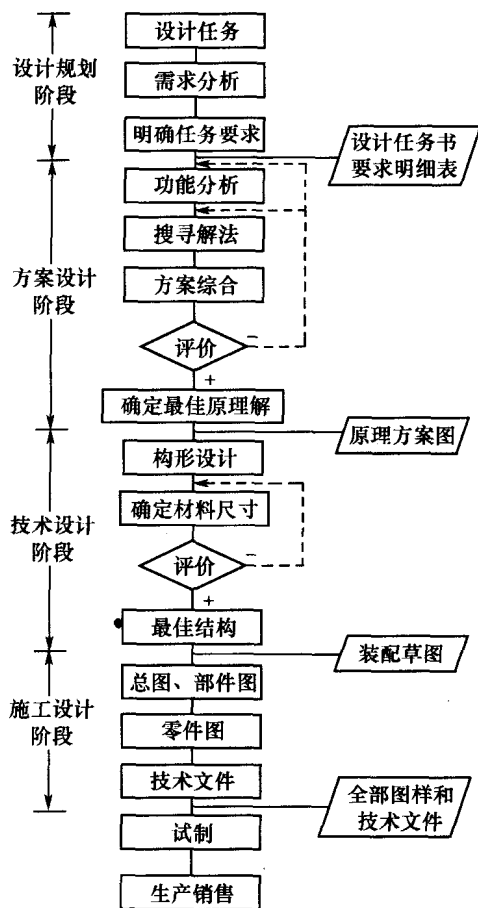


图 1-5 机械设计程序

(1) 机器的运动学计算 根据确定的功能原理和机器运动简图,确定原动机的参数(功率、转速),然后进行运动计算,确定各运动构件的运动参数(转速、速度、加速度等)。

(2) 机器的动力学计算 根据各零件的结构(初步设计)和运动参数,计算主要零件上的名义载荷。

(3) 零件工作能力的设计 根据强度、刚度、寿命、振动稳定性、耐磨性等条件计算或类比计算初步确定零件的基本尺寸。

(4) 部件装配草图及总装配草图设计 根据已确定主要零部件的基本尺寸,绘制部件装配草图和机器总装配草图。草图上需对所有零件的外形及尺寸进行结构化设计。在结构化设计中,要很好地协调各零件的结构和尺寸,标注零件的基本参数和尺寸、配合性质以及各零件间的联系尺寸、尺寸链等。

(5) 主要零件工作能力的验算 绘出部件装配草图及机器总装配草图后,所有零件的结构及尺寸均已知,相互邻接零件间的关系也已知。因此,便可以确定零件上的载荷,以及对零件进行精确验算,并反复修改零件的结构和尺寸,直到满意为止。

在设计装配草图的过程中,已完成了零部件及整机的构形;确定了零件的材料、尺寸及技术条件;确定了选用的标准件的型号、规格以及确定了关键外购件的型号和规格。

4. 施工设计阶段

施工设计阶段的主要任务是完成产品制造所需的全部图样和技术文件,其中包括:绘制零件图、部件装配工作图、机器装配总图和机器外形图、编制设计说明书和计算书、机器使用说明书、标准件、外购件和专用工具明细表、产品试车大纲、验收大纲以及包装和运输说明书等。

1.6 机械设计的现状与展望

目前,机械设计还仍处于半理论半经验的阶段。

随着现代科学技术的迅速发展,近30多年来机械设计发生了较大变化,设计理论更新颖,设计方法更科学、更完善,计算精密度更高,计算速度更快了。

从某种意义上说,机械设计是科学技术转化为生产力的过程,科学技术的发展又促进了机械设计技术和方法的现代化。科学技术的发展和新兴科学的出现在以下几个方面促进了机械设计的发展:

(1) 将新兴学科的成果用于机械产品设计,提高产品质量。例如,在机械设计中已经开始应用摩擦磨损机理的研究、可靠性研究、流体动压滑动研究、疲劳断裂寿命设计研究、优化设计研究、有限元法研究、机器故障与诊断的研究以及噪声研究等成果。

(2) 为使产品设计更科学、更完善,新的设计方法不断出现,如优化设计、可靠性设计、系统设计、模块设计、工艺原理设计、计算机辅助设计等。

(3) 电子计算机辅助设计(CAD)在计算机设计中得到了广泛应用。

(4) 机械产品设计要适应机电一体化技术发展的形势。

第2篇 联 接

第2章 键 联 接

键用来联接轴与带毂零件,如带轮、链轮、齿轮、蜗轮等,主要用来周向固定零件传递运动和转矩,其中有些还能实现轴向动联接。

键的材料、键和键槽的剖面尺寸、键与键槽的公差配合都有标准规定。

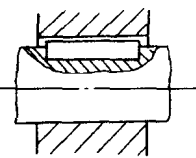
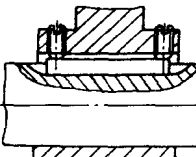
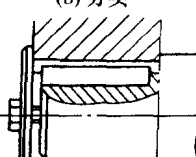
设计键联接时,首先根据对键联接的设计要求,如联接性质(静联接或动联接)、载荷性质和大小、对中性要求及轴径大小等选择键的类型和尺寸,然后验算联接强度,确定公差与配合。

平键联接的尺寸精度和位置精度较低,强度低、耐磨性差、传递载荷小。因此,传递载荷较大、要求精度高,特别对动联接应采用花键联接。

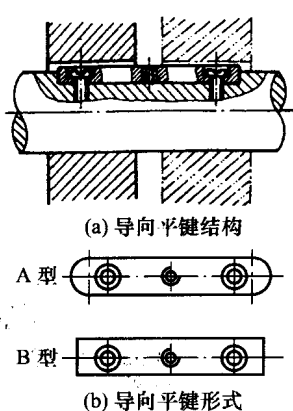
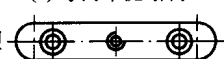
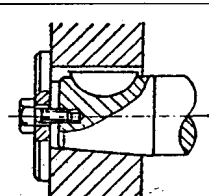
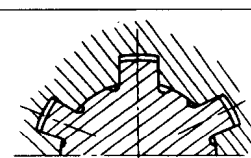
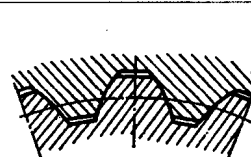
2.1 键联接的类型、特点和应用

常用键的类型、特点和应用场合归纳见表2-1。

表2-1 常用键的类型、特点和应用

类型			简 图	特 点	应 用
松键联接	平 键	普通平键	 A 型 (a) 圆头	靠侧面传递转矩,对中良好,装卸方便,不能实现轴上零件的轴向固定 通常键与轴槽的配合较紧 A 型键在槽中轴向固定良好,但槽在轴上引起应力集中较大;B 型键引起应力集中较小;C 型键用于轴端联接	应用最广,同时适用于精度、速度较高或承受变载、冲击的场合。 如在轴上固定齿轮、带轮、链轮、凸轮等回转零件
			 B 型 (b) 方头		
			 C 型 (c) 单圆头		

(续)

类型		简 图	特 点	应用
松键联接	薄型平键	同普通平键	同普通平键	适用薄壁结构联接或其他特殊用途
	导向平键	 (a) 导向平键结构 A 型  B 型  (b) 导向平键形式	键用螺钉固定在轴上,键与轮毂键槽为动配合,轴上零件能作短距离轴向移动。为了拆卸方便,设有起键螺孔	用于轴上移动量不大的零件的联接,如变速滑移齿轮
	半圆键		靠侧面传递转矩,安装方便,结构紧凑,可自动适用轮毂中键槽的斜度。缺点是键槽较深,对轴削弱较大	一般用于轻载。用于轴端时,多与圆锥面联接配合使用
花键联接	矩形花键		加工方便,可用磨削方法获得较高精度,但齿根应力集中较大	应用广泛
	渐开线花键		齿廓为渐开线,受载时齿上产生径向分力,能起自动定心作用,使各齿受载均匀。齿根较厚,弯曲强度高,应力集中小。加工工艺与齿轮相同,易获得较高精度,但需专用设备	用于载荷较大、定心精度要求较高及尺寸较大的联接

2.2 平键联接的失效形式和强度验算

平键联接工作受力分析如图 2-1 所示。轴回转时,键与键槽侧面受挤压,键的纵向剖面 $a-a$ 受剪切。实践证明,平键联接的静联接的主要失效形式是键、轴和轮毂中强度较弱的工作表面被压溃,因此通常只需验算挤压强度。动联接的主要失效形式是键和轮毂中硬度较低的工作表面磨损,因此通常只验算耐磨性,即验算压强。

设轴传递的转矩为 T , 轴的直径为 d , 则作用在轴上的圆周力, 即作用在键和键槽侧面上的压力 F_t 为

$$F_t = \frac{T}{y} = \frac{T}{d/2} = \frac{2T}{d} \quad (2-1)$$

式中: T 为转矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$); d 为轴直径 (mm); F_t 为圆周力 (N)。

键联接的挤压面积为

$$A_{iy} = \frac{h}{2}l \quad (2-2)$$

式中: $h/2$ 为键与轮毂的近似接触高度 (mm); A_{iy} 为挤压面积 (mm^2); l 为键与轮毂的接触长度 (mm), 对于 A 型普通平键 (图 2-2(a)), $l = L - b$; 对于 B 型普通平键 (图 2-2(b)), $l = L$; 对于 C 型普通平键 $l = L - b/2$ 。

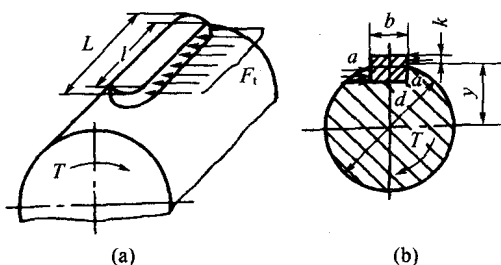


图 2-1 平键受力分析

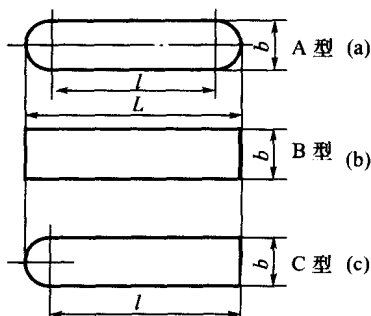


图 2-2 平键接触工作长度计算

静联接的挤压应力为

$$\sigma_{iy} = \frac{F_t}{A_{iy}} = \frac{\frac{2T}{d}}{\frac{h}{2}l} = \frac{4T}{dhl} \quad (2-3)$$

动联接的压强为

$$p_c = \frac{4T}{dhl} \quad (2-4)$$

挤压强度验算公式为

$$\sigma_{iy} = \frac{4T}{dhl} \leq [\sigma]_{iy} \quad (2-5)$$

耐磨性验算公式为

$$p_c = \frac{4T}{dhl} \leq [p_c] \quad (2-6)$$

式中: $[\sigma]_{iy}$ 、 $[p_c]$ 为平键联接中强度较弱、硬度较低的零件的许用挤压应力 (MPa) 和许用压强 (MPa), 其许用值见表 2-2。

如果强度或压强不够, 可采用以下措施:

(1) 适当增加键和轮毂长度, 但键长一般不应超过 $2.25d$, 因多出的长度可以认为不承受载荷。如键联接强度裕量过大, 可以考虑采用薄型平键联接。

(2) 在轴相隔 180° 的位置配置两个普通平键, 但考虑到载荷在两个键上分布不均匀, 所以验算键联接强度时, 只按 1.5 个键的挤压面积计算。

表 2-2 键联接的许用挤压应力和许用压强许用值

(MPa)

许用值	联接工作方式	零件材料	载荷性质		
			静	轻微冲击	冲击
$[\sigma]_{\text{ij}}$	静联接	钢	125 ~ 150	100	50
		铸铁	70 ~ 80	53	27
$[p]_c$	动联接	钢	50	40	30

注:1. 动联接是指有相对滑动的导向联接;
2. 如与键联接相对滑动表面经过淬火,则动联接的 $[p]_c$ 可提高 2 倍~3 倍

例 2-1 试选择如图 2-3 所示减速器输出轴与齿轮联接的普通平键联接。已知齿轮传递的力矩 $T = 600 \text{ N} \cdot \text{m}$, 齿轮材料为钢, 载荷有轻微冲击。

解:

(1) 选择键的形式和联接尺寸

根据齿轮在轴上安装位置, 轴径 $d = 75 \text{ mm}$ 和轮毂长度 $L_w = 80 \text{ mm}$, 由平键标准查得 A 型普通平键的尺寸为: $b = 20 \text{ mm}$, $h = 12 \text{ mm}$, $L = 70 \text{ mm}$ 。

(2) 验算键联接强度

$h/2 = 6 \text{ mm}$, 键有效接触长度 $l = L - b = 70 - 20 = 50 (\text{mm})$, 由表 2-2 查得 $[\sigma]_{\text{ij}} = 100 \text{ MPa}$, 由式(2-5)求得

$$\sigma_{\text{ij}} = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 600 \times 1000}{75 \times 12 \times 50} = 53.3 (\text{MPa}) < [\sigma]_{\text{ij}}$$

符合强度要求。

平键联接尺寸的标注见图 2-4。

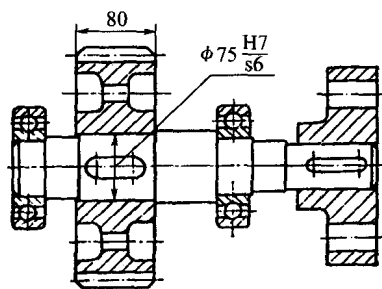


图 2-3 减速器输出轴

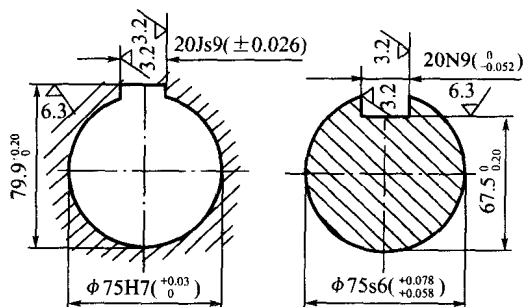


图 2-4 键槽尺寸的标注

2.3 半圆键联接

半圆键也是以侧面为工作面。键用精拔型钢或圆钢切制或冲压后磨削而成。轴上键槽的半圆用半径与键半径相同的盘形铣刀铣出, 所以键在槽中能绕键中心摆动以适应毂上键槽的装配(图 2-5(a))。半圆键联接的优点是安装方便, 缺点是轴上键槽较深, 对轴削弱较大, 主要用于载荷较轻或用于轴端部零件的联接, 也可以用作锥形轴联接的辅助装置(图 2-5(b))。

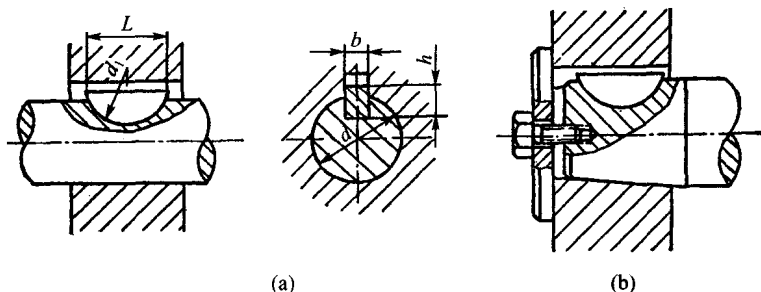


图 2-5 半圆键联接

半圆键的强度按下式验算

$$\sigma_{iy} = \frac{2T}{dkL} \leq [\sigma]_{iy} \quad (2-7)$$

式中: T 为轴传递的转矩 ($N \cdot mm$); d 为轴的直径 (mm); L, k 为半圆键联接尺寸, 由半圆键标准查得; $[\sigma]_{iy}$ 为半圆键许用挤压应力 (表 2-2)。

2.4 矩形花键联接

2.4.1 矩形花键的定心方式

国标规定, 矩形花键的定心方式为小径定心。优点是: 定心精度高, 定心稳定性好, 能用磨削方法消除热处理变形, 定心直径和位置公差都能获得较高的精度。图 2-6 所示为矩形花键小径定心方式。

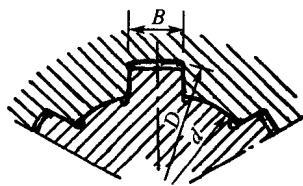


图 2-6 矩形花键小径定心

2.4.2 矩形花键的选择和强度验算

矩形花键联接的设计方法和步骤与平键联接基本相同。首先, 按联接的结构特点、尺寸、使用要求和工件条件选择矩形花键的尺寸, 然后进行强度验算。

矩形花键传递转矩时, 齿侧面受挤压, 齿根受剪切和弯曲 (图 2-7)。实验证明, 对于静联接, 矩形花键的主要失效形式是齿侧压溃; 对于动联接, 主要失效形式是齿侧磨损。所以, 只需进行挤压强度和耐磨性计算。由图 2-7 得矩形花键静联接挤压强度验算公式为

$$\sigma_{iy} = \frac{2T}{\psi ND_m hl} \leq [\sigma]_{iy} \text{ (MPa)} \quad (2-8)$$

动联接耐磨性验算公式为

$$p_e = \frac{2T}{\psi ND_m hl} \leq [p]_e \text{ (MPa)} \quad (2-9)$$

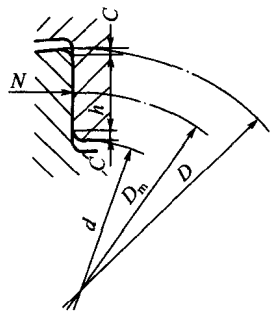


图 2-7 矩形花键受力

式中: T 为花键传递的转矩 ($N \cdot mm$); ψ 为载荷分布不均匀系数, 一般取 $\psi = 0.7 \sim 0.8$, 齿数多时取小值, 齿数少时, 取大值; D_m 为平均直径, $D_m = (D + d)/2$; N 为花键数; l 为花键工作面长度 (mm); h 为花键侧面工作高度 (mm), 对矩形花键 $h = (D - d)/2 - 2C$; $[\sigma]_{iy}$ 为许用挤压应力 (MPa) (表 2-3); $[p]_e$ 为许用压强 (MPa) (表 2-3)。