

MIANXIANGZHUANGJIAZHUANGBEI
DEJIXIEKECHENGSHENI

面向装甲装备的 机械课程设计

宋仲康 主编



兵器工业出版社

面向装甲装备的机械课程设计

宋仲康 主编

宋仲康 陈亚宁 崔玉莲 段路茜 编

江苏工业学院图书馆
藏书章

兵器工业出版社

内 容 简 介

本书介绍了机械课程设计的一般步骤和方法,并结合装甲装备介绍了如何进行课程设计。内容包括:机械课程设计指导,装甲装备传动箱、变速箱传动系统、行星转向机传动系统、侧减速器和自动装弹机抛壳机的设计,并有选择性地编入了部分参考图例和设计资料。

本书可作为高等军事工程类院校机械类专业的教材和参考用书,也可供有关教师、工程技术人员和科研人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

面向装甲装备的机械课程设计 / 宋仲康主编. —北京:兵器工业出版社, 2006.4

ISBN 7-80172-681-2

I. 面... II. 宋... III. 装甲—武器装备—机械设计 IV. TJ81

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2006) 第 066309 号

出版发行:兵器工业出版社

发行电话:010-68962596, 68962591

邮 编:100089

社 址:北京市海淀区车道沟10号

经 销:各地新华书店

印 刷:北京市登峰印刷厂

版 次:2006年4月第1版第1次印刷

印 数:1—2000

责任编辑:刘燕丽 于伟

封面设计:李 晖

责任校对:郭 芳

责任印制:赵春云

开 本:787×1092 1/16

印 张:4.75

字 数:120千字

定 价:12.00元

(版权所有 翻印必究 印装有误 负责调换)

前 言

《机械设计原理与应用》是培养学生具有机械设计能力的一门主要的技术基础课，而《机械课程设计》则是机械设计原理与应用课程学习后设置的一个理论联系实际的重要实践性教学环节，是使学生在理论学习和生产实践基础上迈向工程设计的一个转折点。本书是根据教育部颁发的《机械设计课程教学基本要求》并结合我院机械设计原理与应用课程建设教改实践编写的。

本书介绍了机械课程设计的一般步骤和方法，并重点介绍了如何以装甲装备传动系统组件设计和自动装弹机机构设计为题目进行课程设计。编写中力求精选内容，突出军事工程应用，做到方便于教学和工程设计。书中只是有选择性地编入了部分参考图例和设计资料，其目的是既能方便于教学，又能鼓励学生在课程设计过程中尽可能使用机械设计手册和其他设计资料，全面熟悉和掌握机械设计标准和规范。

本书由宋仲康担任主编。由宋仲康编写第1, 3, 4, 5, 7, 8章；崔玉莲编写第2章（第1, 2, 3, 5节）；陈亚宁编写第6章；段路茜编写第2章第4节。本书在编写过程中，得到装甲兵工程学院机械设计教研室同志们的大力支持和帮助，在此表示衷心的感谢。

由于编者水平有限，书中错误或不妥之处在所难免，敬请读者批评、指正。

编 者

2006年2月

目 录

第一章 绪论	1
第一节 机械课程设计的目的和内容.....	1
第二节 机械课程设计的一般步骤与注意事项.....	2
第三节 机械课程设计常用方法的特点.....	3
第二章 装甲装备传动箱设计	5
第一节 概述.....	5
第二节 总体设计.....	6
第三节 传动零件的设计计算.....	9
第四节 大压力角齿轮传动的设计计算.....	9
第五节 结构设计.....	15
第三章 装甲装备定轴变速箱传动系统设计	21
第一节 概述.....	21
第二节 总体设计.....	22
第三节 配齿计算.....	24
第四节 传动零件的设计计算.....	25
第五节 大压力角齿轮传动的设计计算.....	29
第六节 结构设计.....	29
第四章 装甲装备行星转向机传动系统设计	33
第一节 概述.....	33
第二节 总体设计.....	36
第三节 传动零件的设计计算.....	39
第四节 结构设计.....	41
第五章 装甲装备侧减速器设计	44
第一节 概述.....	44
第二节 总体设计.....	45
第三节 传动零件的设计计算.....	46
第四节 结构设计.....	48
第六章 装甲装备自动装弹机抛壳机设计	50
第一节 概述.....	50
第二节 总体设计.....	51

第三节 传动零件的设计计算	53
第七章 装配图和零件图的设计与绘制	56
第一节 装配图的设计与绘制	56
第二节 零件工作图的设计与绘制	61
第八章 编写设计计算说明书和准备答辩	65
第一节 编写设计计算说明书	65
第二节 设计答辩	66
附录 设计题目	67
参考文献	70

第一章 绪 论

第一节 机械课程设计的目的和内容

一、机械课程设计的目的

机械课程设计是机械设计原理与应用课程重要的教学环节,是培养学员机械设计能力的重要实践环节。其目的是:

(1) 通过课程设计,培养学员综合运用机械设计基础课程及有关先修课程的知识,解决机械设计问题,起到巩固、深化、融会贯通及扩展有关机械设计方面知识的作用,树立正确的设计思想。

(2) 通过课程设计的实践,培养学员分析和解决工程实际问题的能力,使学员掌握机械零部件、机械传动装置和典型机构的一般设计方法和步骤。

(3) 通过课程设计,使学员了解机械设计的基本原理和方法在装甲装备典型机构及零部件设计中的应用,提高学员对装甲装备知识的认知水平。

(4) 通过课程设计,提高学员的计算能力、绘图能力以及计算机辅助设计(CAD)能力等,培养学员熟练运用标准、规范、手册、图册及网络信息等技术资料的能力。

二、机械课程设计的内容

机械课程设计是学员首次进行较全面的机械设计训练,设计课题选择装甲装备中的机械传动装置或典型机构,设计的主要内容一般包括以下几方面:

- (1) 拟定、分析设计方案;
- (2) 计算运动和动力参数;
- (3) 进行传动件的设计计算,校核轴、轴承、联轴器、键等;
- (4) 绘制装配图;
- (5) 绘制零件工作图;
- (6) 计算机实体建模;
- (7) 编写设计计算说明书。

三、机械课程设计的任务

课程设计要求在 3 周时间内完成以下任务:

- (1) 绘制装配图 1 张(用 A1 或 A0 图纸绘制);
- (2) 零件图 1~2 张(齿轮、轴、箱体等);
- (3) 计算机实体模型(每组 1 套);

(4) 设计计算说明书 1 份, 约 8000 字左右。

第二节 机械课程设计的一般步骤与注意事项

一、机械课程设计的一般步骤

机械课程设计的过程与机械产品设计过程基本是一致的, 设计步骤大致可分为以下 7 个阶段:

1. 了解设计任务

机械设计任务通常以设计任务书形式提出。设计任务书中应详细规定机械的用途、主要性能参数、工作环境条件、生产指标及成本预算等。学员应首先对设计题目进行分析, 了解设计任务 and 设计要求。

2. 运动方案设计

根据任务书的要求, 广泛收集同类机器或相近机械的性能参数、使用情况、优缺点等技术资料和数据, 此后便可进行机械的运动方案设计。机械的运动方案在很大程度上决定着机械是否能完成预期任务以及工作的质量。因此, 应设计出合理、科学的运动方案。

机械运动方案取决于机械的工作原理。完成同一生产任务的机器, 可以有多种工作原理和运动方案, 而同一种方案, 又可以有不同的参数组合, 设计者应根据具体要求发挥自己的创造能力, 设计出效率高、工作可靠、成本低的运动方案。

机械运动方案设计的主要内容包括: 拟定机械的工作原理, 确定执行构件的数目和运动形式, 选择原动机的类型, 进行执行机构的选型与组合, 绘制机构运动简图等。

3. 机械运动设计

运动设计就是根据设计任务书的要求, 对拟定的运动方案进行尺寸综合, 以满足根据该机械的用途、功能和工艺等要求而提出的执行构件的运动规律、运动位置或轨迹等要求。机械运动设计的内容包括确定机构的主要特性尺寸, 绘制机构运动简图, 分析机构的运动, 绘制机械运动循环图等。

在机械的运动设计中, 如果经运动分析发现, 所选择的运动方案没有满足或没有完全满足预期的运动要求, 应审查和修改运动方案, 并调整构件的结构和运动尺寸, 然后重新对机构进行运动分析。

4. 机械动力设计

动力设计就是在机械运动设计的基础上, 确定作用在机械系统各构件上的载荷并进行机械的功率计算和能量计算。机械动力设计的内容包括动态静力分析、功能关系、真实运动规律求解、速度波动调节和机械的平衡计算等。

根据机械各执行构件上承受的载荷性质和大小, 考虑机械系统的效率, 分别算出机械的输出功率, 然后确定原动机应具有功率、转速, 从而选择适宜的原动机型号。当执行构件上的载荷不太明确时, 可根据实践经验或类比方法选定原动机的功率和转速。

5. 机械传动系统设计

机械传动系统的功能是将原动机的转速和转矩进行传递和变化, 以满足执行机构对速度和力的要求, 通常由带传动、链传动以及各式齿轮传动等组成。机械传动系统设计的具体内容

就是依据执行机构对输入运动和动力的要求,以及机械的用途、工作环境、成本、效率等条件,选择合适的传动类型以及其组合顺序,然后,对总传动比进行分配,并依据原动机的额定功率(或工作机所需功率)和转速,计算机械各传动轴的转矩(或力)、转速(或速度)。

6. 主要零部件工作能力设计

对于传动系统中的各传动部件,如果能选购到标准产品,只需由产品目录中选取合适的型号即可。对于非标准部件或选购不到合适型号的标准部件,需要对其进行工作能力和结构设计。设计时应根据机械中主要传动零件的工况条件和失效形式,选定零件的材料和热处理方式。依据设计准则,确定其合理的几何形状和结构尺寸,绘制机械装配图和零件工作图。因此,在零部件工作能力和结构设计中,常需要进行强度计算、刚度计算、稳定性计算和热平衡计算等。

7. 编制设计计算说明书,进行课程设计答辩

编写设计计算说明书是对整个设计工作的整理和总结,是课程设计的最终成果之一,是教员了解设计、审查设计是否合理的重要技术文件,也是评定课程设计成绩的重要依据。答辩是课程设计的最后一个环节,是教员了解学员对问题理解的深度、对知识掌握的程度,以及独立解决问题的能力等的重要手段。

二、机械课程设计的有关注意事项

机械课程设计是学员第一次接受较全面的设计训练,学员一开始往往不知所措。指导教员应给予学员适当的指导,引导学员的设计思路,启发学员独立思考,解答学员的疑难问题,并掌握设计的进度,对设计进行阶段性检查。另一方面,作为设计的主体,学员应在教员的指导下发挥主观能动性,积极思考问题,认真阅读设计指导书,查阅有关设计资料,按教员的布置循序渐进地进行设计,按时完成设计任务。

在机械课程设计中应注意以下事项:

1. 认真设计草图是提高设计质量的关键

草图也应该按正式图的比例尺画,而且作图顺序要得当。绘制草图时应着重注意各零件之间的相对位置,有些细部结构可先以简化画法画出。

2. 设计过程中应及时检查、及时修正

设计过程是一个边绘图、边计算、边修改的过程,应经常进行自查或互查,有错误应及时修改,以免造成大的返工。

3. 注意计算数据的记录和整理

数据是设计的依据,应及时记录与整理计算数据,如有变动应及时修正,供下一步设计及编写设计说明书时使用。

4. 要有整体观念

设计时考虑问题要周全、要有整体观念,这样才会少出差错,从而提高设计效率。

第三节 机械课程设计常用方法的特点

机械课程设计的任务总体上可分为机械运动方案设计和机械传动结构设计两大部分,这两大部分也是机械产品设计的主体内容。因此,课程设计所采用的方法与机械产品设计方法基

第二章 装甲装备传动箱设计

第一节 概 述

一、功用

传动箱位于发动机与主离合器之间,以齿轮传动的形式,将发动机的动力传给主离合器。图 2-1 所示为某中型坦克传动装置简图,发动机和传动装置后置且发动机横放,传动箱安装在坦克靠右侧底甲板的支架上。动力经传动箱传动后,转速提高,因而离合器、变速箱和行星转向器所承受的扭矩减小,同时,当用启动电机启动发动机时,启动力矩增大。

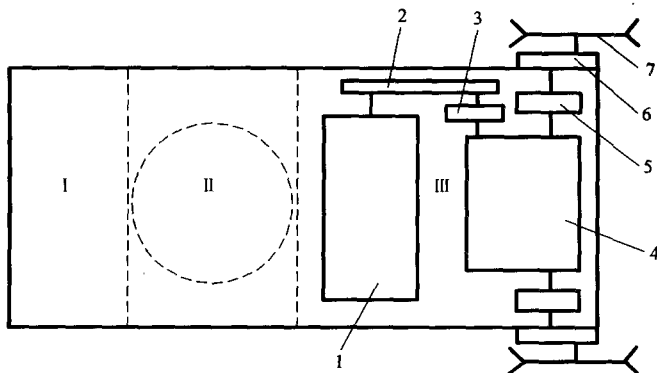


图 2-1 某坦克传动装置简图

- I. 操纵部分; II. 战斗部分; III. 动力传动部分; 1. 发动机; 2. 齿轮传动箱;
3. 主离合器; 4. 变速箱; 5. 行星转向机; 6. 侧减速器; 7. 主动轮

图 2-2 为某装甲输送车的传动装置简图,发动机和传动装置后置且发动机纵放。传动箱借助于传动箱体和支承盘用螺栓直接固定在发动机的飞轮壳上,同时通过一个弹性支撑(靠被动轴一侧),固定在底甲板上。动力经传动箱传动后,转速降低,扭矩增大。

二、设计要求

对传动箱的主要要求是:

(1) 传动箱传动方案应与整个传动装置相适应。即经过整个传动装置后,能保证坦克主动轮向前转动(倒挡除外)。

(2) 中心距要求,即传动箱的结构尺寸应符合坦克总体设计的布置要求。

(3) 重量轻、体积小。以避免扩大车体体积,影响防护或影响全车的重量,甚至影响总体布置方案实现的可能性。

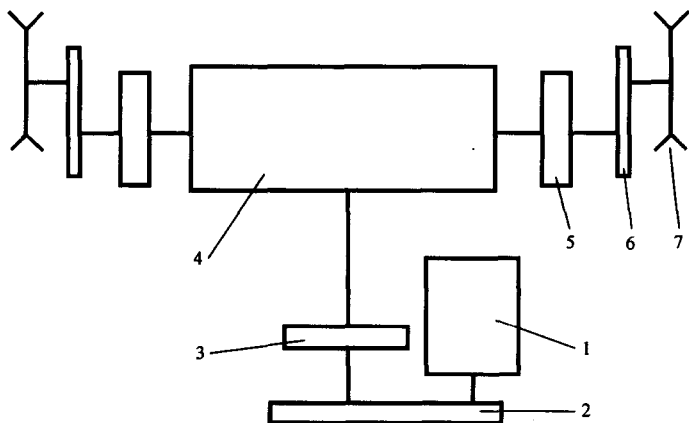


图 2-2 某装甲输送车传动装置简图

1. 发动机; 2. 齿轮传动箱; 3. 主离合器; 4. 变速箱; 5. 行星转向机; 6. 侧减速度器; 7. 主动轮

(4) 传动效率高。为减少齿轮的啮合损失, 应尽量采取直接传动, 提高零件的制造和装配质量, 采用合适的润滑油等。

(5) 噪声小。可采用斜齿轮传动及选择合理的变位系数, 提高制造精度与装配刚性等。

(6) 能与相邻件良好地配合。即保证任何情况下与发动机、主离合器等部件良好地配合传动。

(7) 其他要求。要求结构简单、工作可靠、寿命长、成本低、不需要经常保养等。

三、设计步骤

(1) 按照设计任务书要求, 确定传动箱的设计方案, 绘制方案简图。

(2) 按照传动比要求, 选择确定每个齿轮的齿数, 计算各轴转速和转矩。

(3) 设计计算传动件即齿轮的参数和主要尺寸, 选择联轴器的类型和型号。

(4) 设计轴(结构设计和强度、刚度计算); 选择计算轴承和进行支承结构设计; 进行润滑、密封等的设计; 进行箱体及其附件的设计, 最终确定结构。

第二节 总体设计

一、确定传动方案

齿轮传动箱结构比较简单, 传动比通常较小, 因此一般选用单级齿轮传动。根据总体的布置形式(如发动机和传动装置前置、后置, 发动机横放、纵放等), 并根据中心距要求等, 可考虑采用如下两种传动方案: (a) 主动轴、中间轴和被动轴, 中间轴上为惰轮, 如图 2-3a 所示; (b) 主、被动轴和两根中间轴, 中间轴上为惰轮, 如图 2-3b 所示。

上述方案结构紧凑, 传动效率高, 满足转向要求。

二、分配传动比

由传动方案可知, 传动箱的总传动比等于各级串联传动机构传动比的连乘积, 即

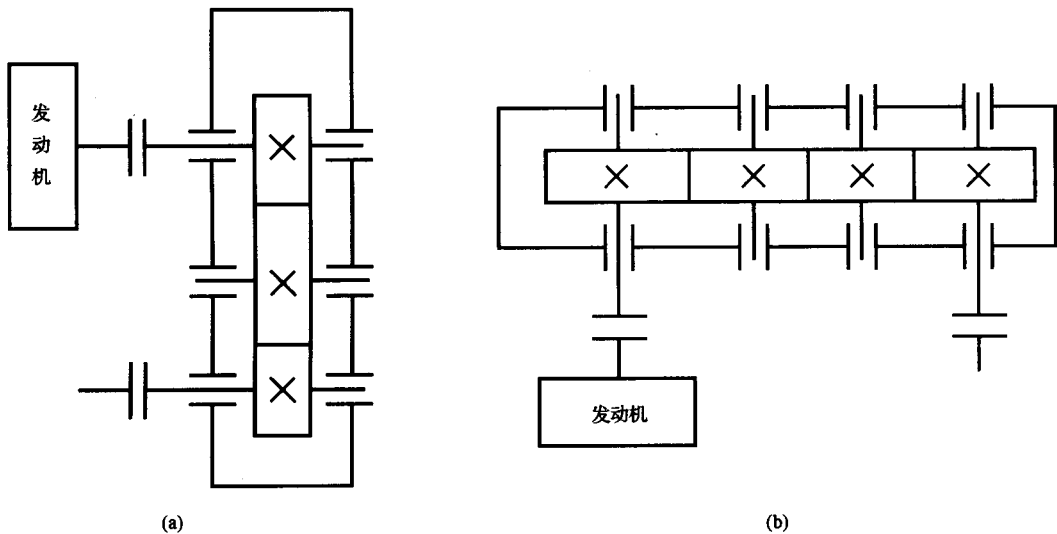


图 2-3 传动箱传动方案

$$i = i_1 i_2 \cdots i_n \quad (2-1)$$

式中, $i_1, i_2, \cdots, i_n$ 为各级串联传动机构的传动比。

合理地分配各级传动比,是传动装置总体设计中的一个重要问题。传动比分配合理,可以减小传动装置的结构尺寸,减轻重量,改善润滑状况等。已知总传动比要求,如何合理选择和分配各级传动比,要考虑以下几点:

(1) 各级传动比都应在常用的合理范围内,以符合各种传动形式的工作特点,并使结构比较紧凑。

(2) 应注意使各级传动尺寸协调,结构匀称合理,避免各零件发生干涉及安装不便。

(3) 应使传动装置的外廓尺寸尽可能紧凑。

(4) 在传动箱中,通常应使各级大齿轮直径相近,以便各级大齿轮有大致相等的浸油深度,保证都能得到充分润滑,从而避免某一级大齿轮浸不到油,或另一级大齿轮浸油过深而增加搅油损失。

(5) 图 2-3 所示方案中,因为中间惰轮是双面啮合,为保证其强度,通常使其直径较大,即先增速后减速。如中坦克传动箱两级传动比分别为: $i_1 = 1.1, i_2 = 0.64$ 。

应该注意,以上传动比的分配只是初步的,待各级传动零件的参数确定后,还应核算传动装置的实际传动比。一般允许总传动比的实际值与设计要求的规定值有 $\pm 3\% \sim \pm 5\%$ 的误差。

还应指出,合理分配传动比是设计传动装置应考虑的重要问题,但为了获得更为合理的结构,有时单从传动比分配这一点出发还不能得到完善的结果,此时还应采取调整其他参数(如齿宽系数等)或适当改变齿轮材料等办法,以满足预定的设计要求。

三、计算运动和动力参数

为进行传动零件的设计计算,应计算传动装置的运动和动力参数,即各轴的转速、功率和转矩。现以图 2-4 为例,说明各轴的功率、转速及转矩的计算方法。设 n_1, n_2 和 n_3 分别为 I、II 和

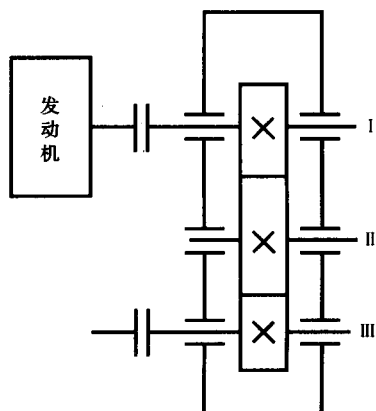


图 2-4 传动箱的运动简图

III 轴的转速(r/min); P_1 、 P_2 和 P_3 分别为 I、II 和 III 轴的功率(kW); T_1 、 T_2 和 T_3 分别为 I、II 和 III 轴的输入转矩(N·m); i_{01} 、 i_{12} 和 i_{23} 分别为发动机轴至 I 轴、I 轴至 II 轴和 II 轴至 III 轴之间的传动比; η_{01} 、 η_{12} 和 η_{23} 分别为发动机轴至 I 轴、I 轴至 II 轴和 II 轴至 III 轴之间的传动效率。

若按发动机轴至输出轴的顺序进行推算, 可求得各轴的运动和动力参数如下:

(1) 各轴输入功率:

$$P_1 = P_d \eta_{01} = P_d \eta_b$$

$$P_2 = P_1 \eta_{12} = P_d \eta_b \eta_r \eta_g$$

$$P_3 = P_2 \eta_{23} = P_d \eta_b \eta_r^2 \eta_g^2$$

式中, P_d 为发动机输出轴功率(kW); η_b 为发动机轴到 I 轴之间联轴器的传动效率; η_r 为一对滚动轴承的效率; η_g 为一对齿轮传动的效率。

(2) 各轴输入转速:

$$n_1 = \frac{n_m}{i_{01}}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{n_m}{i_{01} i_{12}}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{23}} = \frac{n_m}{i_{01} i_{12} i_{23}}$$

式中, n_m 为发动机轴使用转速(r/min)。

(3) 各轴输入转矩:

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2}$$

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3}$$

将上述计算结果整理列入表 2-1, 供以后设计计算使用。

表 2-1 运动和动力参数

编号	功率 P /kW	转速 n /(r·min ⁻¹)	转矩 T /(N·m)	传动比 i	效率 η
发动机轴					
I 轴					
II 轴					
III 轴					

第三节 传动零件的设计计算

进行齿轮传动箱装配图设计时,必须先求得各齿轮的尺寸、参数,并确定好联轴器。

一、联轴器的设计(或选择)

联轴器除了起到联结两轴并传递转矩的作用外,有些还具有补偿两轴因制造和安装误差而造成的轴线偏移的功能,以及具有缓冲、吸振、安全保护等功能。因此应根据工作要求选择或设计联轴器。

坦克装甲车辆传动装置常用的联轴器有齿轮联轴器、鼓形联轴器、万向联轴器、盖斯林格联轴器等。例如发动机与传动箱之间,常选用齿轮联轴器;而传动箱与主离合器之间,根据传递的转矩大小以及对轴的补偿程度,可选用齿轮联轴器或万向联轴器。

二、齿轮设计

齿轮的设计计算方法及结构设计依据《机械原理与机械设计》教材所述或参考《机械设计手册》,此外还应注意以下几点:

(1) 目前坦克传动箱用得较多的是齿形角 $\alpha_0 = 20^\circ$, 齿高系数 $f_0 = 0.8$ 的短齿形。与齿高系数 $f_0 = 1$ 的标准齿形相比较,它允许的最小齿数较小,抗弯强度较好(因为齿形系数 y 值较大),但重叠系数 ϵ 较小,因而按单齿啮合区计算的弯曲应力和接触应力都较大。短齿齿轮传动的强度计算参考《装甲装备常用机构及零部件的设计与分析》教材。

(2) 齿轮材料及表面处理:因传递功率大,建议选用高强度合金钢。例如齿轮材料可选用 20Cr2Ni4A, 经锻造、正火、机加工、齿面渗碳、淬火、回火等工序。齿面渗碳层厚度为 1.6~1.9mm, 表面硬度 $HRC \geq 57$, 抗拉强度为 1176MPa, 屈服强度为 1078MPa, 具有优良的综合机械性能。

(3) 齿数选择:对于闭式直齿圆柱齿轮传动,主动轮齿数常在 20~40 之间选择。斜齿圆柱齿轮传动,齿数可以少一些。例如某中型坦克齿轮传动箱主动齿轮、中间齿轮、被动齿轮齿数分别为 30、33 和 21。某装甲输送车主动齿轮、两中间齿轮和被动齿轮齿数分别为 26、25、29 和 30。

(4) 齿轮传动的尺寸、参数,有些应取标准值,如齿轮模数;有些应圆整,如中心距、齿宽和其他结构尺寸;有些则必须求出精确数值,如齿轮啮合尺寸,一般应精确到小数点后 2~3 位。

第四节 大压力角齿轮传动的设计计算

目前坦克传动箱用得较多的是齿形角 $\alpha_0 = 20^\circ$, 齿高系数 $f_0 = 0.8$ 的短齿形。有的坦克传动箱采用了大压力角齿轮,其齿形角 $\alpha_0 = 25^\circ$, 齿高系数 $f_0 = 1$ 。采用大压力角齿轮传动可以使接触应力降低、重叠系数增加,从而增加传动强度,减小结构尺寸。

大压力角直齿圆柱齿轮传动的强度计算,在方法上与直齿圆柱齿轮传动大致相同,其主要区别是:①在接触疲劳强度计算中,由于是大压力角直齿圆柱齿轮,重合度的计算公式不能采用《机械原理与机械设计》教材中所采用的重合度近似计算式(18-14),而应根据重合度的定义式计算;②节点区域系数不能在图 18-20 中查到,需要查本节所附的图 2-5;③在弯曲疲劳强度计算中,由于是大压力角直齿圆柱齿轮,齿形系数及应力修正系数不能按教材中的图 18-23 和

图 18-24 去查取,需从本节图 2-6 及图 2-7 上查取。

一、齿面接触疲劳强度计算公式

$$\text{验算式} \quad \sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2K_H T_1}{bd_1^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma_H]$$

$$\text{设计式} \quad d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2K_H T_1}{\Psi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E Z_H Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

式中, Z_E 是弹性系数, 由《机械原理与机械设计》表 18-9 确定; Z_H 是节点区域系数, 由图 2-5 确定; Z_ϵ 是重合系数, 可按下式计算:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon}{3}}$$

式中 ϵ 是重合度, 可按下式计算:

$$\epsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha) + z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha)]$$

二、齿根抗疲劳强度计算公式

$$\text{验算式} \quad \sigma_{F1} = \frac{2K_F T_1}{bd_1 m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\text{设计式} \quad m \geq \sqrt[3]{\frac{2K_F T_1}{\Psi_d z_1^2 [\sigma_F]} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon}$$

式中, Y_{Fa} 是齿形系数, 查图 2-6; Y_{Sa} 是应力修正系数, 查图 2-7; Y_ϵ 是重合度系数, 按下式计算:

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon}$$

例题: 校核一闭式直齿轮传动副的接触强度和弯曲强度。已知: 发动机使用功率 $P = 186\text{kW}$ (约 250hp), 大约有 98% 的使用功率传递到主动齿轮, 转速 $n = 1750\text{r/min}$ 。主动齿轮和被动齿轮均为直齿, 压力角 $\alpha = 25^\circ$, 齿顶高系数 $h_a^* = 1.0$, 主动齿轮 $z_1 = 20$, 齿宽 $b_1 = 85$, 模数 $m = 5$, 被动齿轮 $z_2 = 100$, 齿宽 $b_2 = 80$ 。主动齿轮和被动齿轮均采用表面渗碳的合金钢, 两齿轮的齿面硬度均为 60HRC。齿轮的精度采用 8 级。齿轮的使用寿命按 1050h 计算。

解: 从已知条件可知, 这个齿轮传动采用的是大压力角齿轮。

计算与说明	主要结果
(一) 主要参数的选取和计算	
(1) 齿数比 u	
$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{100}{20} = 5$	$u = 5$
(2) 齿宽系数 ϕ_d $\phi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{b}{mz_1} = \frac{85}{5 \times 20} = 0.85$	$\phi_d = 0.85$
(3) 主动齿轮的转速 n_1	
$n_1 = 1750 \text{ r/min}$	$n_1 = 1750 \text{ r/min}$
(4) 主动齿轮传递的扭矩 T_1	
$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{186 \times 0.98}{1750} \text{ N} \cdot \text{mm} = 9.95 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$	$T_1 = 9.95 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$

续表

计算与说明	主要结果
(二) 验算齿面接触强度 1. 确定许用接触应力$[\sigma_H]$ (1) 接触应力循环次数 $N_{H1} = 60\gamma n_1 t_h = 60 \times 1 \times 1750 \times 1050 = 1.10 \times 10^8$ $N_{H2} = \frac{N_{H1}}{u} = \frac{1.10 \times 10^8}{5} = 2.20 \times 10^7$ (2) 接触强度寿命系数Z_N 由图 18-21 (指《机构原理与机构设计》, 以下同), 寿命系数如下: $Z_{N1} = 0.96, Z_{N2} = 1.04$ (3) 接触疲劳极限 由图 18-2a, 取接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2} = 1650 \text{ MPa}$ (4) 安全因数S_H 由表 18-11, 取安全因数$S_H = 1$ (5) 许用接触应力$[\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]$ $[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1} Z_{N1}}{S_H} = \frac{1650 \times 0.96}{1} \text{ MPa} = 1584 \text{ MPa}$ $[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2} Z_{N2}}{S_H} = \frac{1650 \times 1.04}{1} \text{ MPa} = 1716 \text{ MPa}$	$Z_{N1} = 0.96, Z_{N2} = 1.04$ $\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2} = 1650 \text{ MPa}$ $S_H = 1$ $[\sigma_{H1}] = 1584 \text{ MPa},$ $[\sigma_{H2}] = 1716 \text{ MPa}$
2. 验算齿面接触强度 (1) 弹性系数Z_E 由表 18-9, 取弹性系数$Z_E = 190 \sqrt{\text{MPa}}$ (2) 节点区域系数Z_H 由本书图 2-5, 取$Z_H = 2.285$ (3) 重合度系数Z_ϵ 由式(8-15), 重合度 $\epsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha) + z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha)] = 1.05$ 由式(18-13), 可得 $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon}{3}} = \sqrt{\frac{4-1.05}{3}} = 0.913$ (4) 计算载荷系数K_H ① 由已知条件, 查表 18-7, 取使用系数K_A $K_A = 1.25$ ② 计算齿轮的圆周速度v $v = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \times 10^4} = \frac{\pi \times 5 \times 20 \times 1750}{6 \times 10^4} \text{ m/s} = 9.163 \text{ m/s}$ 由图 18-14, 取动载系数$K_V = 1.27$ ③ 齿向载荷分布系数K_β, 按表 2-2 计算 $K_\beta = (1.15 + 0.18 \frac{v}{v_{\text{ref}}}) \times 1.05 = (1.15 + 0.18 \times 0.85^2) \times 1.05 = 1.34$ ④ 齿间载荷分布系数$K_{H\alpha}$ 根据条件$\frac{K_A F_t}{b} = \frac{2 K_A T_1}{b d_1}$, $\frac{K_A F_t}{b} = \frac{2 K_A T_1}{b d_1} = \frac{2 \times 1.25 \times 9.95 \times 10^5}{85 \times 5 \times 20} \text{ N/mm} = 2.92 \times 10^2 \text{ N/mm}$ $> 100 \text{ N/mm}$ 查表 18-8, 齿间载荷分配系数$K_{H\alpha} = 1.2$ 由式 18-8, 得载荷系数K_H	$Z_E = 190 \sqrt{\text{MPa}}$ $Z_H = 2.285$ $K_A = 1.25$ $K_V = 1.27$ $K_\beta = 1.34$ $K_{H\alpha} = 1.2$

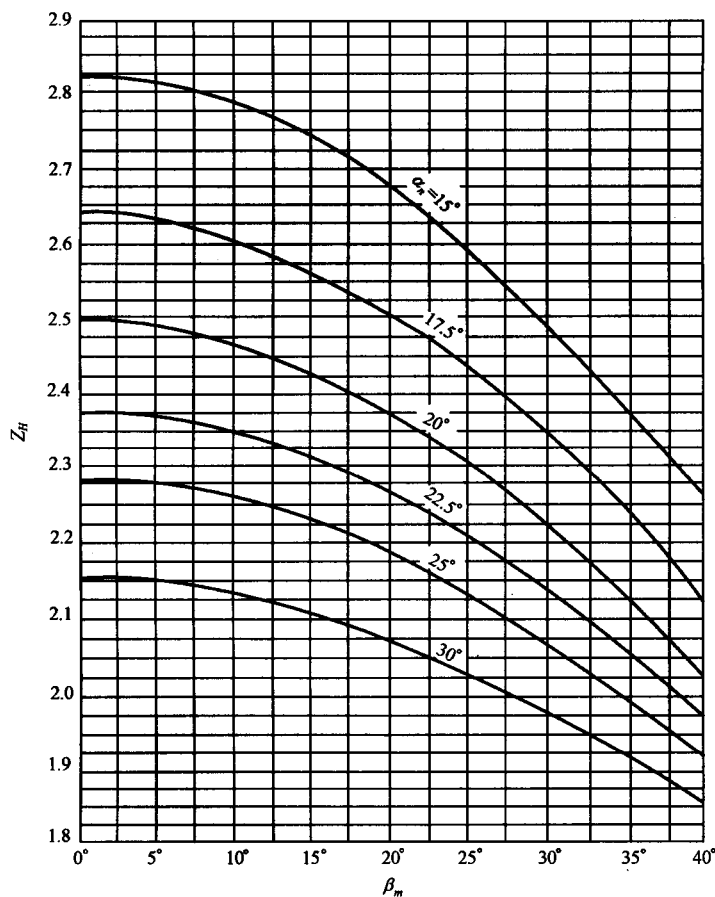
续表

计算与说明	主要结果
(6) 校核齿根弯曲疲劳强度 由式(18-18), 可得啮合的一对齿轮轮齿的齿根弯曲强度为: $\sigma_{F1} = \frac{2K_F T_1 Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon}{b d_1 m} = \frac{2 \times 2.83 \times 9.95 \times 10^5}{85 \times 100 \times 5} \times 2.35 \times 1.67 \times 0.75 \text{MPa}$ $= 390.03 \text{MPa} < [\sigma_{F1}] = 640 \text{MPa}, \text{弯曲强度足够。}$ $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} = 390.03 \times \frac{1.86 \times 1.94}{2.35 \times 1.67} \text{MPa} = 358.61 \text{MPa}$ $< [\sigma_{F2}] = 640 \text{MPa}, \text{弯曲强度足够。}$	$\sigma_{F1} = 390.03 \text{MPa}$ $\sigma_{F2} = 358.61 \text{MPa}$

表 2-2 齿向载荷分布系数 K_β 的简化计算式

精度等级	结 构 布 置		
	对 称 支 撑	非 对 称 支 撑	悬 臂 支 撑
5	$1.1 + 0.18\psi_d^2$	$1.1 + 0.36\psi_d^2$	$1.1 + 1.1\psi_d^2$
6	$1.11 + 0.18\psi_d^2$	$1.11 + 0.36\psi_d^2$	$1.11 + 1.1\psi_d^2$
7	$1.12 + 0.18\psi_d^2$	$1.12 + 0.36\psi_d^2$	$1.12 + 1.1\psi_d^2$
8	$1.15 + 0.18\psi_d^2$	$1.15 + 0.36\psi_d^2$	$1.15 + 1.1\psi_d^2$
9	$1.2 + 0.18\psi_d^2$	$1.2 + 0.36\psi_d^2$	$1.2 + 1.1\psi_d^2$

注:表中数值适用于调质钢等软齿面,对于硬齿面应将表中值增大 5%~10%,支承刚性大者取小值,反之取大值。

图 2-5 节点区域系数 Z_H