

摘 要

CK280 数控车床综合试验台是一种为学校教学应用而设计的，能满足学生对数控实习所需要的多种动作规定和实习作品的加工。该数控车床使用诸多符合国标的元件，结构简朴，紧凑、体积小，功能齐全，是一种适合教学用的经济性数控车床。教学中合理使用，就可以到达满意的工作效率。

CK280 数控车床的机械构造部分重要包括：主传动系统，进给系统和数控机床辅助装置，机械系统设计是数控综合试验台的一种部分，它的任务是完毕整个数控车床的机械执行运动和构造基础，是通过用途，功能和技术规定等合理定出系统构造，并通过认真的计算得到的参数，然后选择符合规定的元件和进行系统的构造设计。

该数控车床由主传动装置，X、Z 轴进给装置，和辅助装置（自动换刀装置，数控车床尾座）等构成。

关键词

传动 进给 主轴 丝杠

Abstract:

CK280 CNC lathe is a comprehensive test-bes for school teaching applications designed to meet the training requirements of NC students to the various movements

and practical requirements of the processing work. The CNC lathe with the use of national standards for many components, simple, compact, small size, fully functional, is a suitable teaching and the economy of CNC lathes. Rational use of teaching, we can achieve a satisfactory work efficiency CK280 CNC lathe machine, including some of the major structure; main drive system, feeding system and numerical control machine tools assist device, Mechanical systems designed to be integrated throughout the NC part of a test-bed, its task is to complete the CNC lathe machine and structural basis for the implementation of movement, through the use of functional and technical requirements set reasonable structure, and through careful calculation by the parameters, and then select the required components and systems for the structural design.

CK280 CNC lathes from the main transmission devices, X、Z-axis feed devices, and assistive devices (automatic tool change devices, CNC lathes Tailstock).

Keywords:

Transmission ,Feed ,Spindle , Leadscrew

目 录

序言	1
1 数控机床机械部分的构成	4
1.1 主传动系统	4
1.2 进给系统	4
1.3 数控车床的辅助装置	5
2 主传动系的选择设计	5
2.1 电动机的选择	5
2.2 主轴构造设计	7
2.3 主轴的 V 带传动设计	12
3 进给传动系统设计	14
3.1 X 轴丝杠传动系统的设计	15
3.1.1 X 轴丝杠的设计	15
3.1.2 电动机的选择	17
3.1.3 V 带设计	19
3.1.4 X 丝杠轴的构造设计和部件	21
3.2 Z 轴丝杠传动系统的设计	22
3.2.1 Z 轴丝杠的设计	22

3.2.2 电动机的选择	24
Z 丝杠轴的构造设计和部件的选择	26
4. 各轴向导轨的计算选择	27
4.1 导轨的选择	27
4.1.1 导轨间隙调整机构的类型选择	27
导轨的选择	28
导轨的润滑及防护	28
4.2 X、Z 轴向导轨的计算选用	28
5. 回转刀台的设计	29
5.1 回转换刀装置的作用	29
5.2 自动换刀装置的形式及其工作原理	29
5.3 刀架构造设计计算	30
6 总结	31
致 谢	33

序言

数字控制（数字控制）简称（收据控制）是近代发展起来的一种自动控制技术，上数字化信号对机床及其加工过程进行控制的一种措施。

数字控制机床(Numerical control tool machine)简称数控机床，就是采用了数控技术的机床，或者是装备了数控系统的机床。

数控机床是一种综合应用了微电子技术、计算机技术、自动控制、精密测量和机床构造等方面的最新成就而发展起来的高效自动化精密机床，是一种经典机电一体化产品。它集高效率、高精度和高柔性于一身，代表了机床发展的重要发展方向。它是机械加工自动化的关键设备。伴随科学技术的发展，机械产品的形状和构造不停改善，对零件的加工质量规定也越来越高，单件、小批生产的机械产品比重越来越大，已占到机械加工总量的 80%以上，尤其是在航天、航空、造船以及国防工业的某些部门，加工批量大、精度规定高、形状复杂的零件诸多，不适于采用如汽车、拖拉机等行业所用大批大量生产的自动机床、组合机床和自动线来加工，而一般机床又难于到达加工规定。在此状况下，产生并发展了数控机床，它有效地适应了产品不停变化、多品种、小批量地自动化生产地需要。1952 年，美国的帕森斯企业和麻省理工学院率先研制成功世界第一台坐标数控铣床。

数控车床是切削加工的重要技术装备。它能完毕的切削加工最多。因此，在机械制造业中，数控车床是一种应用得较广泛的金属切削机床。

数控车床与其他类型的车床相比有下列特点：

国际信息处理联盟（IFIP）第五次技术委员会对数控机床定义如下：数控机床是一种装有程序控制系统的机床。该系统可以逻辑的处理具有使用号码，或其他符号编码指令规定的程序。数控系统是一种控制系统，它自动阅读输入载体上预先给定的数字值，并对其译码、运算，从而实现控制刀具与工件相对运动，加工出所需要的零件。

- 1、通用性强，生产率高，加工精度高且稳定，操作者劳动强度低。
- 2、适合于复杂零件的加工。
- 3、换批调整以便，适合于多种中小批柔性自动化生产。
- 4、便于实现信息流自动化，在数控车床基础上，可实现 CIMS（计算机集成制造系统）。

数控机床设计是计算机、自动控制、机械制造、网络通信技术于一体，经典的机电一体化产品。数控技术的高下已衡量一种国家制造水平的关键标志，实现加工机床及生产过程的数控化，已经成为目前制造的发展方向。40 年来，它经历了研究试制，工业应用和高速发展的三个阶段，在品种、数量、加工范围与加工精度等方面有惊人的发展。1948 年美国帕森斯（Parsons）企业在研制加工直升飞机叶片轮廓检查用样板的机床时，提出了数控机床的初始设想，并与麻省理工学院合作，于 1952 年制作了世界上第一台数控机床样板。这是一台三坐标数控立式铣床，采用的是脉冲乘法器原理，其数控系统所有采用电子管元件，我们称之为第一代数控系统。

其后，伴随电子与计算机技术的发展，数控机床经历了几代变化：

第一代 1952——1959 年 采用电子管元件

第二代 从 1959 年开始 采用晶体管元件

第三代 从 1965 年开始 采用集成电路

第四代 从 1970 年开始 采用大规模集成电路及小型通用计算机

第五代 从 1974 年开始 采用微处理器或微型计算机

80 年代初，国际上又出现了柔性制造单元 FMC

FMC 和 FMS 被认为是实现计算机集成制造系统（CIMS）的必经阶段和基础。

我国从 1958 年开始研究数控机床，一直到 60 年代中期处在研制、开发时期。当时，某些高等院校、科研单位研制出试验性样机，开始也是从电子管着手的。70 年代针对航空工业等复杂形状零件的急需。从 1973 年以来组织了数控机床攻关会战，通过 3 年努力，到 1975 年已试制生产了 40 多种品种 300 多台数控机床。据国家记录局的资料，从 1973 年——1979 年，7 年内全国合计生产数控机床 4108 台。1980 年前后我国采用了临时从国外引进数控装置和伺服驱动系统为国家主机配套的方针，几年内大见成效。目前，我国除具有设计与生产出了柔性制造系统。1984 年北京研究所研制成功了 FMC-1 和 FMC-2 柔性加工单元，之后又开始了柔性制造系统的开发工作，并与日本 FANUC 企业合作，在北京机床研究所内建立了第一条柔性制造系统，用于加工直流伺服电机的轴类，法兰盘类，刷架体类和壳体类的 14 种零件。近年来，依托我国科技人员的努力，已先后研制成功并在北京，长春等地安装使用了 3FMS。目前我国已建立了以中、低级数控机床为主的产业体系。某些较高档次的数控系统，如 5 轴联动的数控系统、辨别率为 0.02mm 的高精度车床用数控系统、数字仿型的数控系统、为柔性制造单元配套的数控系统，也陆续开发出来，并制造出样机。这一切阐明，我国的机床数控技术已经进入了一种新的发展时期。估计在不远的未来，我国将会赶上和超过世界先进国家的水平。

目前，数控机床技术展现如下发展趋势

1. 高精度化

2. 运动高速化

3. 高柔性化

4. 高自动化

5. 复合化

6. 高可靠性

7. 宜人化

8. 设计 CAD 化

我国是世界上机床产量最多的国家,但数控机床产品的竞争力在国际市场中仍处在较低水平,虽然在国内市场也面临着严峻的形势,首先国内市场对多种机床产品尤其是数控机床有大量的需求,而另首先却有不少国产机床滞销积压,国外机床产品充斥市场,严重影响我国数控机床值得自主发展的势头。这种现象的出现,除了有经营上、产品质量上和促销手段上外的原因外,一种最重要的原因是新产品的开发周期长,不能虽然针对顾客的需求提供满意的产品。为了促使我国数控机床设计技术的发展,提高国内机床设计人员的整体水平,学校也开展了该方面的设计课程,更多的培养该方面的人才。

本设计是 CK280 数控车床机械机构设计,较详细的设计计算了数控机床各构成部分的构造和工作原理。尤其是对主传动系统和进给系统的设计。设计的目的:①理解数控车床的机械构造和工作原理;②熟悉数控车床的进给原理和换刀原理;③熟悉应用二维软件 CAD 画图软件绘制装配图;④把大学四年所学的知识串联起来,学会很好的学以致用。设计的意义:我国是一种工业大国,

近年来, 伴随计算机技术的发展, 数字控制技术已经广泛应用于工业控制的各个领域, 尤其是机械制造业中, 一般机械正逐渐被高效率、高精度、高自动化的数控机械所替代。在设计中很好的理解数控车床的机械机构, 加工原理, 运用理论分析与设计运算能力, 深入提高应用计算机绘图的能力, 培养学生独立思索问题和处理问题的能力, 能对我此后的学习工作获得更多的协助和经验。对自我提高是很宝贵的一次机会。本次设计中拟处理的工程实际问题是采用开放式构造, 通过该试验台, 可以使我能全面掌握数控车床的机械构造、全数字伺服数控系统的电器设计措施、硬件连接、功能参数设置运用该装置不仅可以进行数控系统电气维修实习培训, 也可以进行车床编程操作实习, 还可以进行电气、机械综合培训实习。可根据各自状况对课程设置的规定, 自行设计、组合安装、调试。更好地培养学生的动手能力和分析能力, 该装置也可以协助科研技术人员深入理解数控车床构造, 同步也为技术人员进行数控车床系统的二次开发提供了必要条件。

1 数控机床机械部分的构成

1.1 主传动系统

现代切削正朝着高度, 高效和高精度的方向发展, 规定机床主传动系统具有更高的转速和更大的无级调速范围; 在切削加工中自动化变换速度, 机电构造简朴。噪声要小, 动态性能要好, 可靠性要高。数控机床作为高度自动化的机电遗体化设备, 其主传动系统的设计一般应满足如下规定。

①使用性能规定 首先应满足机床运动特性, 如机床的主传动有足够的转速范围和转速

级数。传动系统设计合理，操作以便灵活、迅速、安全可靠。

②传递动力规定

主电机和传动机构可以提供和传递足够的功率和转矩，具有较高的传动性稳定。

③工作性能规定 主传动中所有零部件要有足够的刚度、精度和抗震性，热变形特性稳定。

此外，还规定主传动系统构造简朴，便于调整和维修。工艺性好，便于加工和装配
防护性好；使用寿命长。

1.2 进给系统

进给系统是数控机床的一种更重要的构成部分，其性能的优劣，直接影响零件的加工质量和生产效率。

①高精度 数控机床是按预定的程序自动化进行的加工的，不也许像一般机床那样用于手动操作老调整和赔偿多种原因对加工精度的影响。现代数控车床的位移精度一般为 $0.01 \sim 0.001\text{mm}$ ，甚至可高达 $0.1\mu\text{m}$ 。而在速度控制中，则规定有高的调速精度、强的抗负载扰动的能力。

②迅速响应、稳定性好 数控机床的进给系统，实际上是一种位置随动系统。同任何一种位置随动系统同样，当指令位移以某一速度变化时实际位移必须比指令位移滞后，这就是所谓跟随误差。

③调速范围宽 调速范围是指最高进给速度和最低进给速度之比。在零速上，即工作台停止运动时，规定电动机有电磁转矩，以维持定位精度使定位误差不超过系统定位误差容许的范围。此外，根据机床的特点，大都是在低速时进行重切削，因此规定在低速时进给系统有大的转矩输出。

1.3 数控车床的辅助装置

数控机床的辅助装置作为数控机床的配套部件，是保证数控车床充足发挥高效，高精度切削加工功能必需的配套装置。

数控车床的辅助装置如下：

① 润滑装置 润滑装置是车床必不可少的辅助装置，它对数控车床的正常运行起着重要作用，通过对相对运动表面的润滑，可有效地减少部件的摩擦，同步润滑油带走运动产生的大量热量，起到一种散热的作用，从而减少部件温升，减少热变形。

② 自动换刀装置 自动换刀装置可使数控车床在车削加工时，工件一次安装夹紧后能进行多工序加工，由此防止多次定位带来的误差和减少因多次安装导致的非故障停机时间，从而提高了劳动的生产率和设备的运用率。

③ 其他辅助装置 其他辅助装置主要有切削过程的检测和控制装置，高速动力卡盘等，它们对数控车床提高加工零件的精度，稳定产品的质量、提高劳动生产率等有着非常重要的作用。

2 主传动系的选择设计

本设计的转速规定为 $80\sim 2500\text{r/min}$ ，考虑到机床设计为试验台的性质，属于演示性机器而非生产用机器，其所受切削力转矩非常小，考虑用一级变速器的主传动系统。即采用 V 带传动装置。其长处是构造简朴，安装调试以便，且在一定条件下满足转速与转矩的输出规定。但其调速范围与电动机的同样，受电动机调速范围的约束。这种传动方式可以防止齿轮传动时引起的振动与噪声，合用于低转矩特性规定的主轴。

2.1 电动机的选择

数控车床的主传动系统一般采用直流调速电动机,通过带传动和主轴箱内的变速齿轮,带动主轴旋转,由于这种电动机调速范围广,可无级调速,使得主轴箱构造大为简化.直流电动机在额定转速时,可输出所有功率和最大转矩.伴随转速的变化,功率和转矩将发生变化.在调压范围内为恒转矩,功率随转速成正比例减少.这种变化规律是符合正常加工规定的,即低速切削所需转矩大,高速切削消耗功率大.同步可看出电动机的有效转速范围并不一定满足主轴的工作需要.本设计的电动机初选三相异步电动机,配以变频器实现电动机的无级调速,从而通过V带的传动实现主轴的无级调速.变频器的工作原理是将固有频率的交流电换成频率和电压持续可调的交流电,以供应电动机运转的电源装置。

首先根据车削力及车削功率的分析与计算确定所需要的电动机的功率,再选择合适的变频器。

①车削力的分析与计算

为了以便在实际中,一般常用如下公式来估算切削力:

C_{FC} —取决于被加工材料和切削条件有关的切削力系数,取 $C_{FC}=1770$; (车床刀具选用高速钢,加工材料选用构造钢及铸件等)

a_p —被吃刀量,取 $a_p=2\text{mm}$;

f 进给量,取 $f=0.1\text{mm/r}$;

X_{FC} 、 y_{FC} 、 n_{FC} —为被吃刀量 a_p 、进给量 f 、切削速度 V_c 的指数,取 $X_{FC}=1.0$; $y_{FC}=0.75$;

$n_{FC}=0$;

V_c —切削速度,取 $V_c=100\text{m/min}$;

K_{FC} —当实际加工条件与建立经验公式的试验条件不符合时，多种影响原因对各切削分力的修正系数的乘积。由于是在试验所用取与试验是相似的条件，故取 $K_{FC}=1.0$ ；

代入数据得

$$F_c=629.5$$

$$\text{背向力 } F_f = (0.1 \sim 0.7) F_c = 0.4 \times 629.5 = 251.8 \text{ N}$$

$$\text{进给力 } F_f = (0.1 \sim 0.6) F_c = 0.5 \times 629.5 = 314.75 \text{ N}；$$

车削功率的分析计算

$$P_c = F_c V_c + \frac{F_t n_w f}{1000} \times 10^{-3} \text{ KW}$$

由于括号中的第二项是 F_t 消耗的功率，与第一项相比很小。

（一般不大于 1%），可忽视不计。

$$\text{故 } P_c = F_c V_c = 629.5 \times 0.1 \times 10^{-3} = 1.051 \text{ KW}$$

$$P_E \geq P_c / \eta = 1.051 / 0.8 = 1.314 \text{ KW}$$

η —机床传动效率，一般取 0.7~0.85；取 $\eta=0.8$ 。

P_E —机床电动机的功率。

根据以上数据可选电动机的功率为 1.5KW。选择电动机的型号为 Y90S-2，Y90S-2 型

号电动机基本参数：

输出功率： 1.5KW 电压： 220V

满载转速： 2840r/min 额定电流： 1.40A

级数： 2 级 质量： 22Kg

初选 FR-S520SE-1.5K-CHT 变频器基本参数：

功率： 1.5KW

输入：17.4A 1PH AC200~240V 50Hz

输出：7.4A 3PH AC200~240V 0.5~120Hz

由公式

$$n=60f/p$$

推算出电动机的转速范围为 15~3600r/min, 而主轴转速规定为 80~2500r/min 设计。

2.2 主轴构造设计

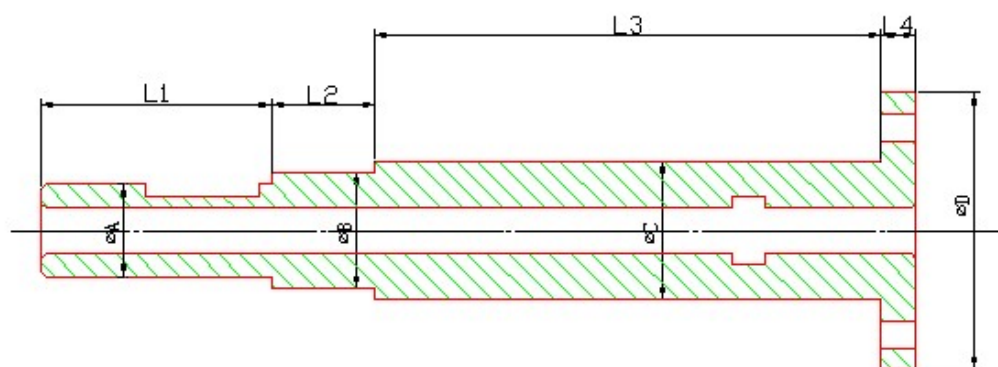


图 1 主轴箱主轴

①选择主轴材料

轴的材料一般选用 45 钢，调质处理。其力学性能由《机械设计》表 8-1 查得， $\sigma_b=640\text{K}$

P_a ,

$\sigma_s=355\text{M}P_a$, $\sigma_{-1}=275\text{M}P_a$, $\tau_{-1}=155\text{M}P_a$, $[\sigma_b]=60\text{M}P_a$ 。根据 8-3, 取 $A_0=110$

②主轴构造设计

(1)轴的各段直径和长度（轴如图 1 所示）

主轴后端支承轴颈的直径可以使 0.7~0.8 倍的前支承轴颈值。主轴的孔径与主轴外径之比为 0.5 时，空心轴的刚度为实心轴刚度的 90%，一般可取 0.5 左右，电动机通过 V 带与主轴相联。V 带的传动效率为（85%~90%）。

$$P_1 = P \quad \eta = 1.5 \text{KW} \times 0.9 = 1.35 \quad (P_1 \text{ 为主轴功率})$$

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 P / n = 950000 \times 1.35 / 80 = 16031 \text{N} \cdot \text{mm}$$

初步估计轴的直径， $d = A_0 \sqrt[n]{\frac{P}{n}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{1.35}{80}} = 28.21 \text{mm}$ 考虑到键槽对周强度的减弱的影响，直径增长 5%~7%，选 7%， $d_{\min} = d + d \times 7\% = 30.1847 \text{mm}$ 。

最终选用轴 $\varnothing A = 40 \text{mm}$ ， $\varnothing B = 50 \text{mm}$ ， $\varnothing C = 60 \text{mm}$ ， $\varnothing D = 120 \text{mm}$ 。

根据 V 带轮和编码器的同步带轮的构造，该处的配合长度设为 $L_1 = 100 \text{mm}$ 。

L2 段安装轴承，轴承端盖采用毡圈油封，根据轴的直径选用角接触轴承 7210C，其基本尺寸为 $d \times D \times B = 50 \text{mm} \times 90 \text{mm} \times 20 \text{mm}$ ；轴承端盖采用凸缘式轴承端盖，通过综合考虑计算与之配合的该段 L3 设计为 $L_2 = 45 \text{mm}$ 。

L3 段采用双列角接触轴承，选用的轴承型号为 7212C， $d \times D \times B = 60 \text{mm} \times 110 \text{mm} \times 22 \text{mm}$ ，采用套杯与轴承端盖进行轴向定位，考虑其构造和配合段可选用 $L_3 = 220 \text{mm}$ 。

L4 段是与车床夹具一卡盘的连接部分，可定为 $L_4 = 15 \text{mm}$ ，与卡盘连接处采用 M12 的六角头螺钉连接着。

为了节省材料主轴可以设计成空心轴，可设空心轴直径 $\varnothing = 20 \text{mm}$ 。

(2)轴上零件的周向定位

V 带轮和同步带轮采用 A 型一般平键连接，根据 $\varnothing A = 40 \text{mm}$ ，由《机械设计课程设计手册》查得平键截面 $b \times h \times L = 12 \text{mm} \times 8 \text{mm} \times 50 \text{mm}$ ，为 V 带轮、同步带轮和轴具有良好的对中性，故选

择它们的配合 H7/r6。

(3)确定轴上圆角和倒角的尺寸

参照《机械设计》表 8-2，取轴端倒角均为 $2 \times 45^\circ$

③轴的弯扭合成强度条件计算

轴的构造受力图如图 2 所示：

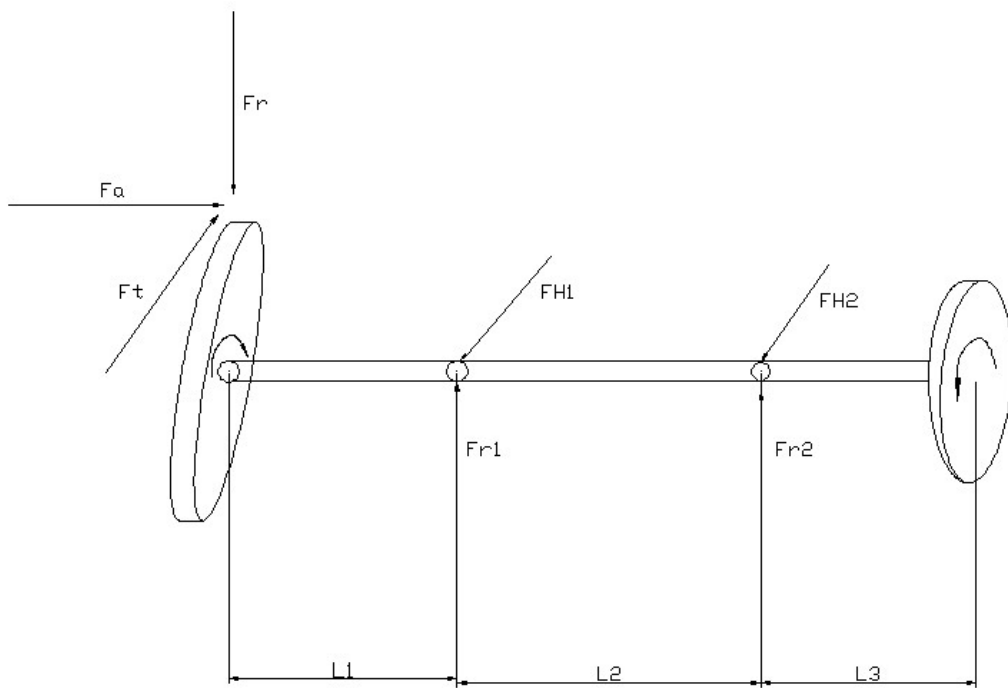


图 2 主轴箱主轴受力图

可以确定 $L_1=77.5\text{mm}$ $L_2=148\text{mm}$ $L_3=97\text{mm}$

(1)计算轴上外力，支反力

V 带轮的圆周力

$$F_t = \frac{2T_3}{d} = 2 \times 16031 / 100 = 320\text{N}$$

V 带轮的径向力

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 320 \times \tan 20^\circ / \cos 12.1^\circ = 119\text{N}$$

V 带轮的轴向力

$$F_a = F_t \tan \alpha_n = 320 \times \tan 20^\circ = 68.6 \text{ N}$$

水平面内的支反力

$$F_t \times (L_1 + L_2) = F_{H1} \times L_2$$

$$F_{H1} = 320 \times (77.5 + 148) / 148 = 487.6 \text{ N}$$

$$F_{H2} = F_t - F_{H1} = 320 - 487.6 = -167.6 \text{ N}$$

垂直面内支反力

$$F_{v1} \times L_2 = F_r \times (L_1 + L_2) + F_a \times \frac{d}{2}$$

$$F_{v1} = \frac{119 \times (77.5 + 148) + 68.6 \times \frac{100}{2}}{148} = 204.5 \text{ N}$$

$$F_{v2} = F_r - F_{v1} = 119 - 204.5 = -85.5 \text{ N}$$

(2) 计算轴的弯矩和当量弯矩

水平弯矩 $M_H = F_{H1} L_1 = 487.6 \times 77.5 = 37789 \text{ N} \cdot \text{mm}$

垂直弯矩 $M_{V1} = F_{v1} L_1 = 204.5 \times 77.5 = 15848.75 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$$M_{V2} = M_{V1} + M_a = 15848.75 + 68.6 \times 100 / 2 = 19278.75 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

合成弯矩

$$M_1 = \sqrt{M_H^2 + M_{V1}^2} = \sqrt{37789^2 + 15848.75^2} = 40977.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 = \sqrt{M_H^2 + M_{V2}^2} = \sqrt{37789^2 + 19278.75^2} = 42422.6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

当量弯矩

转矩按脉冲循环变化计算，取 $\alpha = 0.6$ 得：

$$\alpha T = 0.6 \times 16031 = 9618.6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{e1} = M_1 = 40977.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{e2} = \sqrt{M_2^2 + \alpha T^2} = \sqrt{42422.6^2 + 9618.6^2} = 43499.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

进行校核时，一般校核轴上承受最大弯矩及扭矩的截面的强度。因此：

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + \alpha T^2}}{W} = \frac{43499.6}{0.1 \times 40^3} = 6.7968 \text{ MPa} < [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa} \text{ 因此轴的强度足够。}$$

④轴强度的校核

V 带轮截面处疲劳强度安全系数校核

$$\text{抗弯截面系数 } W = 0.1 d^3 = 0.1 \times 40^3 = 6400 \text{ mm}^3$$

$$W_T = 0.2 d^3 = 0.2 \times 40^3 = 12800 \text{ mm}^3$$

$$\text{合成弯矩 } M = M_2 \frac{L_1 + L_2 - B/2}{L_1 + L_2} = 42422.6 \times \frac{77.5 + 148 - 70/2}{77.5 + 148} = 35838.16 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T = 16031 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

弯曲应力幅

$$\sigma_a = \frac{M}{W} = \frac{35838.16}{6400} \approx 6.0 \text{ MPa}$$

弯曲平均应力

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

扭转切应力幅

$$\tau_a = \frac{T}{2W_T} = \frac{16031}{2 \times 12800} \approx 0.63 \text{ MPa}$$

扭转平均切应力

$$\tau_m = \tau_a = 0.63 \text{ MPa}$$

轴肩圆角引起的有效应力集中系数 k_σ 及 k_τ ，由 $r/d = 1.6/40 = 0.04$, $D/d = 50/40 = 1.25$,

$\sigma_b = 640 \text{ MPa}$ 由《机械设计》(下面都是)附图 1c 和附图 2c 查得

$$k_\sigma = 2.12 \quad k_\tau = 1.57$$

由 $\sigma_b=640\text{MPa}$, $d=40\text{mm}$ 按附图 5 查得尺寸系数 $\varepsilon_\sigma=0.79$, $\varepsilon_\tau=0.77$;

由轴精车加工, $\sigma_b=640\text{ MPa}$ 按附图 8 查表得表面质量系数 $\beta=0.93$

综合影响系数值

$$K_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} = \frac{2.12}{0.79 \times 0.93} \approx 2.89$$

$$K_\tau = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} = \frac{1.57}{0.77 \times 0.93} \approx 2.19$$

截面 V 带轮左侧附近由于键槽引起的有效应力集中系数是 k_σ 及 k_τ 按附图 3, 4 查得

$$k_\sigma=1.81 \quad k_\tau=1.60$$

故得综合影响系数值为

$$K_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} = \frac{1.81}{0.79 \times 0.93} \approx 2.46$$

$$K_\tau = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} = \frac{1.6}{0.77 \times 0.93} \approx 2.23$$

截面 V 带轮左侧由于带轮与轴的过盈配合 H7/r6 产生的有效应力集中系数与尺寸系数

之比。由附图 6b, 7b 查得

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}=3.2, \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}=2.3$$

故得综合影响系数值为

$$K_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} = \frac{3.2}{0.93} \approx 3.44$$

$$K_\tau = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} = \frac{2.3}{0.93} \approx 2.47$$

取上面综合影响系数 K_σ , K_τ 中的较大值, 故 $K_\sigma=3.44$, $K_\tau=2.47$ 。轴的材料是 45

钢, 查表 8-1 取弯曲等效系数 $\psi_\sigma=0.2$, 扭转等效系数 ψ_τ

=0.1. 只考虑弯矩作用的安全系数，得

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{275}{3.44 \times 6 + 0.2 \times 0} \approx 13.32$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau}\sigma_a + \psi_{\tau}\tau_m} = \frac{155}{2.47 \times 0.63 + 0.1 \times 0.63} \approx 95.73$$

计算安全系数：

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{13.32 \times 95.73}{\sqrt{13.32^2 + 95.73^2}} \approx 13.19$$

取 $[s]=1.5 \sim 1.8$

$S_{ca} > [s]=1.5$ ，因此截面 V 带轮安全。

2.3 主轴的 V 带传动设计

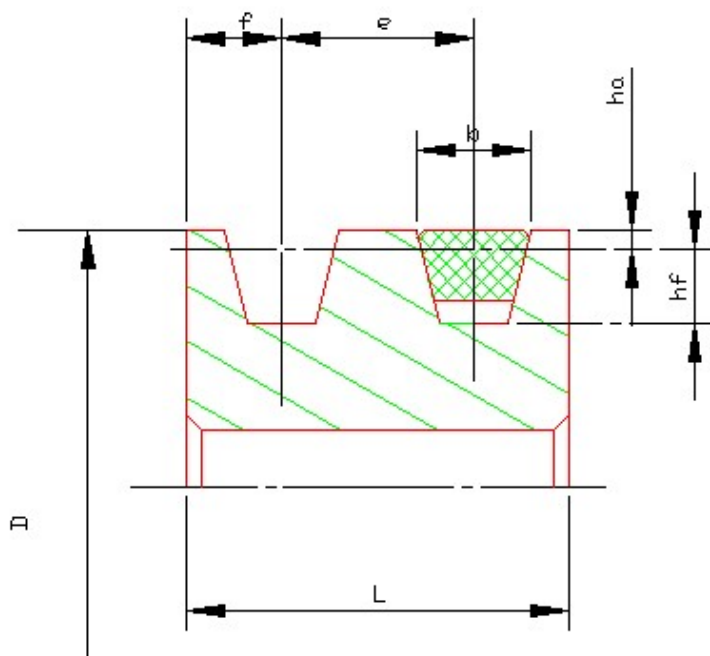


图 3 主轴 V 带轮

① 确定设计功率 P_d

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。

如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/157036161133006130>