

金属切削机床课程设计 指 导 书

哈尔滨工业大学 陈 易 新 编

机械工业出版社

TG502
7.8

金属切削机床 课程设计指导书

哈尔滨工业大学 陈易新 编

机械工业出版社

本指导书是高等院校机械制造类专业的《金属切削机床设计》课程的辅助教材。

内容包括：金属切削机床课程设计的目的、内容和要求；进行课程设计的步骤与方法；主运动系统的运动设计；齿轮强度、传动轴刚度、主轴组件的刚度、滚动轴承和制动器等验算，以及典型结构单元和初学者可能发生的结构设计错误等。

本指导书除供大学本科有关专业学生使用外，还可供从事机床设计工作的技术人员参考。

金属切削机床课程设计指导书

哈尔滨工业大学 陈易新 编

责任编辑 王世刚

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南里一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

中国农业机械出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经营

开本 787×1092 1/16·印张 3 1/4·字数 70 千字

1987年7月北京第一版·1987年7月北京第一次印刷

印数 0,001—14,453·定价：0.90 元

统一书号：15033·6577

前 言

本指导书是根据机械制造（冷加工）类专业教材编审委员会机床教材编审小组第二次会议纪要的要求，分析了哈尔滨工业大学、大连工学院等八所院校向机床教材编审小组提供的《金属切削机床课程设计指导书》，重新编写的。是高等院校《金属切削机床设计》课程的辅助教材。

本指导书稿于1984年5月征求了《金属切削机床概论》和《金属切削机床设计》两本基本教材编审人员的意见，同年7月于哈尔滨工业大学专门召开了“初稿征求意见会”，最后经过初审和复审，几经修改定稿。

本指导书明确了金属切削机床课程设计的目的、内容和要求，阐明了进行设计计算的步骤和方法。

鉴于金属切削机床课程设计是为了培养学生的实际结构设计能力和提高他们的理论分析与计算水平，要求学生完成的设计图纸和设计计算说明书两者质量并重。为此，本指导书充实了计算内容和提供一些必要的计算公式，以便计算；同时选编了一部分典型的单元结构及结构设计中常见的错误图例，以资借鉴；还附有某些必要的资料（限于篇幅不能多收），以供参考。

零件或组件的计算宜用电子计算器，或由学生自行编制程序应用微机进行计算，以加强应用微机的训练。书后所附的计算程序举例，是由邱志军同志参加编制的。

本指导书所列内容都是面向学生的，不涉及应由教师掌握的选题、计划和指导方法等问题。课程设计工作量是按一般学生能在160学时内完成来确定的。可根据安排课程设计学时的多少而酌情增减某些工作量。

本指导书在编写过程中经哈尔滨工业大学机床教研室全体同志多次研究和讨论，可以说是多年教学实践的总结。

编者在此谨向哈尔滨工业大学机床教研室全体同志、向提出宝贵意见的机床教材编审人员及兄弟院校的同志们、同时向担任本指导书的初审和复审工作的机床教材编审委员华中工学院杨叔子教授和华南工学院张天才教授一并致以衷心的感谢！

书中的错误与不妥之处，敬希指正。

编者 1985年11月

目 录

第一章 金属切削机床课程设计的目的、内容和要求	1
§ 1-1 机床课程设计的目的	1
§ 1-2 机床课程设计的内容	1
§ 1-3 机床课程设计的要求	1
第二章 进行机床课程设计的步骤与方法	3
§ 2-1 明确题目要求, 查阅有关资料	3
§ 2-2 运动设计	3
§ 2-3 传动零件的初步计算	6
§ 2-4 绘制部件装配草图	7
§ 2-5 零件的验算	7
§ 2-6 修改和加深装配图	20
§ 2-7 绘制零件工作图	20
§ 2-8 编写设计计算说明书	20
第三章 单元结构设计的图示, 索引与常见错误	21
§ 3-1 某些单元结构图示	21
§ 3-2 常用结构索引	25
§ 3-3 结构设计中常见错误	26
附录	33
附录 1 机床标准数列	33
附录 2 Y 系列电动机技术数据	34
附录 3 Y 系列电动机安装尺寸	35
附录 4 各种主轴组件工作能力比较	37
附录 5 简单载荷下简支轴的变形及弹性轴承引起的轴线位移	38
附录 6 两支承主轴组件的刚度验算程序	39
附录 7 润滑油泵	42
学生进行设计时所需的主要参考书目	44
参考文献	44

第一章 金属切削机床课程设计的目的、

内容和要求

§ 1-1 机床课程设计的目的

机床课程设计，是在金属切削机床课程之后进行的实践性教学环节。其目的在于通过机床主运动机械变速传动系统的结构设计，使学生在拟定传动和变速的结构方案过程中，得到设计构思、方案分析、结构工艺性、机械制图、零件计算、编写技术文件和查阅技术资料等方面的综合训练，树立正确的设计思想，掌握基本的设计方法，并培养学生具有初步的结构分析、结构设计和计算能力。

§ 1-2 机床课程设计的内容

机床课程设计的内容包括：

一、运动设计

根据给定的机床用途、规格、极限转速、转速数列公比（或转速级数），通过分析比较拟定传动结构方案（包括结构式或结构网，转速图）和传动系统图，确定传动副的传动比及齿轮的齿数，并计算主轴的实际转速与标准转速的相对误差。

二、动力设计

根据给定的电动机功率和传动件的计算转速，初算传动轴直径、齿轮模数；确定皮带型号及根数、摩擦片式离合器的尺寸和摩擦片数及制动器尺寸。完成装配图草图后，要验算传动件（轴、齿轮、轴承）的应力；变形或寿命是否在允许范围内。还要验算主轴组件的静刚度。

三、结构设计

进行主运动传动轴系、变速机构、主轴组件、箱体、操纵机构、润滑与密封等的布置和结构设计。即绘制装配图（包括展开图、剖视图）和零件工作图。

四、编写设计计算说明书

§ 1-3 机床课程设计的的要求

机床课程设计的内容要具体地体现于设计图纸和设计计算说明书上，所以要求对设计图纸和计算说明书两者并重。有关设计图纸和设计计算说明书的具体要求如下：

一、部件装配图

部件装配图，用以表明该部件的全部构造、机构工作原理、每个零件的功用、形状、尺寸、位置、相互联接的方法、配合性质及运动关系。零件要标注件号（标准件标明标准代号，

非标准件编注序号(含材料代号)、参数和数量。并用罗马字标注各轴轴号。

机床主轴变速箱的装配图,一般由外观图、展开图和若干横向剖视图组成。由于课程设计的时数有限,学生只绘制展开图和一个主要横向剖视图。一般拟定的设计题目多为中等尺寸的机床,为了直观起见,部件装配图最好用相应的标准图纸按1:1的比例绘制。

一般的展开图,是将按传动关系,通过各轴线转折的纵向剖面展开而成的轴系装配图。展开图上除标注配合件的配合尺寸和配合性质外,还要选择一个能影响轴向装配尺寸的轴向尺寸链进行标注。

横向剖视(或剖面)图是确定各轴的空间位置并表明操纵机构、制动及润滑装置等的布置与结构的装配图。允许作阶梯剖视或局部剖面,以便尽可能地表示出操纵机构。在横向剖视图上还要标注啮合齿轮的中心距及公差,主轴轴线至基面的距离,箱体剖面轮廓尺寸等。

二、设计计算说明书

设计计算说明书用以论证设计方案的正确性,是整个设计的依据。其主要内容应包括:

1. 机床的规格及用途;
2. 运动设计;
3. 动力设计(包括零件及组件的初算和验算);
4. 结构设计的说明(主要结构分析及操纵机构、润滑方式的说明);
5. 其它需要说明或论证的问题;
6. 参考文献。

计算说明书的篇幅不少于一万字。要求论据充分、计算正确、叙述简明、条理清楚、合乎逻辑、词句通顺、标点正确、文字工整、图表清晰。

说明书中要附以传动系统图(见§ 2-2之六)。

说明书中所用公式应注明出处,并注明式中符号所代表的意义和单位。单位一律采用法定单位,单位符号在公式、计算结果、图表、数据、标牌中应优先采用单位符号。

说明书后须附有参考文献目录,包括作者、书刊名称、出版社和出版年份。在说明书中引用所列的参考文献时,只在方括号里注明所列文献序号即可,如:“由〔4〕表5.2-2选取”。

三、零件工作图

任何机器都是由零件组成的,机器零件又是按着它的设计图纸进行制造和检验的,所以零件工作图是机器制造的基本依据。它应正确简明地表示出零件的形状、大小、构造、精度、表面粗糙度、形位公差和技术条件等,而且符合有关标准。在课程设计中学生应绘制一个零件的工作图。

第二章 进行机床课程设计的步骤与方法

§ 2-1 明确题目要求、查阅有关资料

学生在获得课程设计的题目之后,首先应明确设计任务,并阅读《金属切削机床课程设计指导书》,了解课程设计的目的、内容、要求和进行的步骤。然后在教师的指导下,拟定工作进度计划;查阅必要的图书、杂志、手册、图册、产品图纸、同类型机床说明书和其它有关设计参考资料;熟悉机床专业标准,便于设计时采用。对机床的用途、特点、主要参数、传动结构、操纵机构、零部件的功用及其结构进行分析研究,力求做到理解、消化并进而能有所改进。还应到现场去了解同类型机床的实际情况,在此基础上进行自己的设计构思。

§ 2-2 运动设计

一、确定极限转速 确定(或按给定的)主轴极限转速 n_{\max} , n_{\min} , 求转速调整范围 R_n 。

二、确定公比 选定主轴转速数列的公比 φ 值,并按它确定出标准的或派生的转速数列(查附录1)。

三、求出主轴转速级数 z $z = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi} + 1$,因两轴间变速组的传动副数多采用2或3,在设计简单变速系统时,变速级数应选为 $z = 3^m 2^n$ 的形式, m 、 n 为正整数。

四、确定结构网或结构式 画出合适的结构网,或按传动顺序列写合适的结构式。

验算结构网或结构式中的最末扩大组(按扩大顺序的最末,非传动顺序的最末)的调整范围 r_n ,是否符合下列条件: $r_n \leq 8$ (主传动)。

最末扩大组的最大传动比 u_{\max} 和最小传动比 u_{\min} 在结构网或转速图上所跨的格数的最大允许值为 $\lg r_{n\max} / \lg \varphi$ 。

淘汰超过限值的方案,再根据变速组的传动副数 p 应“前多后少”,变速组的级比 ψ 应“前小后大”的原则,结合结构上的需要,安排各变速组的传动顺序。

五、绘制转速图

(一) 选定电动机

一般金属切削机床的驱动,如无特殊性能要求,多采用Y系列封闭自扇冷式鼠笼型三相异步电动机。Y系列电动机高效、节能、起动转矩大、噪声低、振动小、运行安全可靠。其型号、额定功率及其它技术数据见附录2,安装尺寸见附录3。根据所需功率选定电动机的型号及其同步转速 n_d 。

(二) 分配总降速传动比

总降速传动比为 $u_n = \frac{n_{\min}}{n_d}$, n_{\min} 为主轴最低转速,考虑是否需要增加定比传动副,以使转

速数列符合标准或有利于减少齿数和及径向与轴向尺寸，并分担总降速传动比。然后，将总降速传动比按着“先缓后急”的递减原则分配给串联的各变速组中的最小传动比。

(三) 确定传动轴的轴数

传动轴数 = 变速组数 + 定比传动副数 + 1。

(四) 绘制转速图

先按传动轴数及主轴转速级数格距 $\lg \varphi$ 画出网格，用以绘制转速图。在转速图上，先分配从电动机转速到主轴最低转速的总降速比，在串联的双轴传动间画上 $u_{(k-k+1)min}$ 。再按结构式或结构网的级比分配规律画上各变速组的传动比射线，从而确定了各传动副的传动比。

六、绘制传动系统图

(一) 因为零件的参数尚未确定，一般是根据转速图，先按各传动副的传动比拟定一个主传动系统草图。待装配图完成后，再修改草图成为正式的传动系统图。该图应根据国家标准《机械制图》中的机构运动简图符号 (GB4460-84) 进行绘制，按传动顺序画出由电动机经各传动轴至主轴的传动系统。传动轴上的齿轮轴向位置大致与展开图相对应，画出轴承符号，标上轴号、齿轮的齿数及模数、皮带轮直径、电动机的型号、功率和转速。

(二) 应该注意的问题

1. 如果车床主轴变速箱的 I 轴(输入轴)上装有摩擦片式离合器时 (图2-1), I 轴最好造成组件装配。为了缩小轴向尺寸应减少 I 轴的齿轮数, 并使 I 轴上的零件外径尺寸向右递减排列 (均小于箱体上的装入孔径), 以便 I 轴以组件形式能够后装先拆。同时为了减小 I-II 轴的中心距 A_{I-II} , 其间的变速组可采用升速传动。为要保证 II 轴上的第二个变速组中的最大主动齿轮外径 (其齿数为 z_{max} 模数为 m) 不碰 I 轴上的离合器外径 D , 则 I-II 轴的最小中心距为

$$A_{I-II min} > \frac{1}{2} (z_{max} m + 2m + D) \quad (1)$$

其最小齿数和为

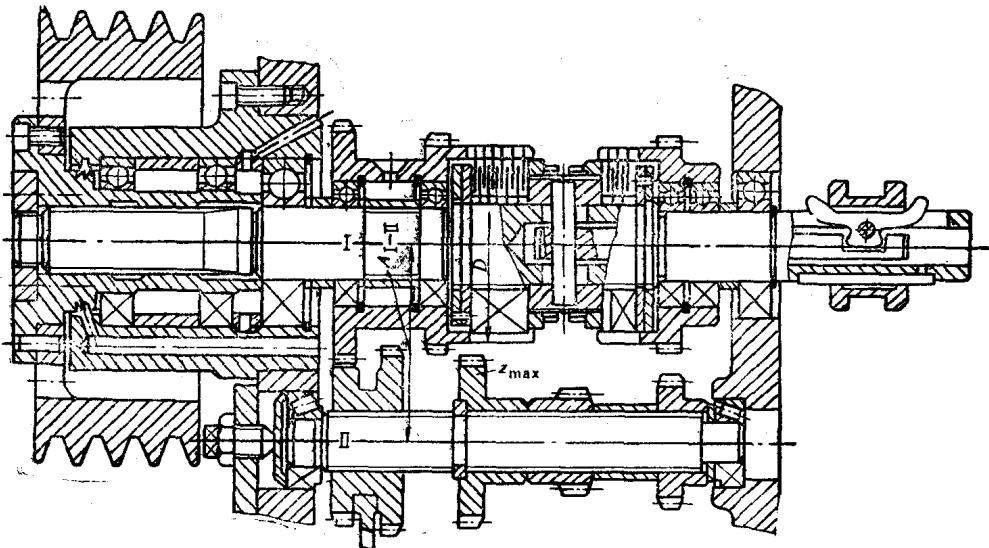


图2-1 带摩擦片离合器的轴组件装配

$$S_{z_{min}} > \left(z_{max} + 2 + \frac{D}{m} \right) \quad (2)$$

2. 要有利降低齿轮变速箱的噪声

(1) 主轴高转速范围的传动比排列, 可采用先降速后升速的传动, 使总转速和减小, 以期降低噪声。这种高速传动采用先降后升, 可使同一变速组的传动比有升速有降速, 有利于减小齿数和、齿轮线速度及中心距。

(2) 主轴高速传动时, 应缩短传动链, 以减少传动副数。

(3) 不采用噪声大的锥齿轮传动副, 如立铣可全部采用垂直排列的传动轴。

3. 前边的变速组中的降速传动比不宜采用极限值 $u_{min} = \frac{1}{4}$, 以避免增加径向尺寸。最末变速组中可采用最小传动比, 特别是铣床以增加主轴的飞轮效应。

七、确定各变速组齿轮传动副的齿数

可用算法(1)(2)或从(1)113页表3-1选定齿轮的齿数, 或按书目(11)的方法确定齿轮齿数。

多轴变速传动机构的各变速组双轴间的齿数和 S_z 的确定

$$S_z = \left(1 + \frac{1}{u_{min}} \right) z_{min} \leq S_{z_{max}} \quad (3)$$

式中 u_{min} ——同一变速组中的最小传动比;

z_{min} ——同一变速组中最小齿轮齿数。

为了缩小径向尺寸及降低齿轮的线速度, S_z 应取小些。由(3)式可知 $S_{z_{min}}$ 受下列条件限制。

1. 受齿轮最小齿数 z_{min} 的限制, 机床主传动系统一般取 $z_{min} \geq 18 \sim 20$, 以避免产生根切现象;

2. 套装在轴上的小齿轮还考虑到齿根圆到它的键槽深处的最小尺寸应大于基圆齿厚, 以防断裂, 则其最小齿数 z_{min} 应为

$$z_{min} \geq 1.03 \frac{D}{m} + 5.6 \quad (4)$$

式中 D ——齿轮花键孔的外径 (mm), 单键槽的取其孔中心至键槽槽底的尺寸两倍;

m ——齿轮模数 (mm);

3. $S_{z_{min}}$ 还受最小传动比 u_{min} 和允许的最大齿数和 $S_{z_{max}}$ 的约束, 机床主传动的最小极限传动比取 $u_{min} \geq \frac{1}{4}$ 。中型机床一般取 $S_z = 70 \sim 100$, $S_{z_{max}} = 120$;

4. S_z 的选取不要使两轴中心距过小, 否则可能导致两轴轴承过近, 在等长的多轴变速系统中, 还可能使前后变速组的齿轮顶圆与轴相碰, 即 k 轴上前一个变速组中的最大被动齿轮 z_{max} 的齿顶圆与 $(k+1)$ 轴的外径 d_{k+1} 相碰, 或 $(k+1)$ 轴上的后一个变速组中的最大主动齿轮 z_{max} 的齿顶圆与 k 轴外径 d_k 相碰, 应按(2)式检查 S_z 的确定, 式中 D 应为相应的 d_k 或 d_{k+1} 。

八、核算主轴转速误差

实际传动比所造成的主轴转速误差, 一般不应超过 $\pm 10(\varphi-1)\%$, 即

$$\left| \frac{\text{实际转速 } n' - \text{标准转速 } n}{\text{标准转速 } n} \right| < 10(\varphi - 1)\% \quad (5)$$

§ 2-3 传动零件的初步计算

初步计算是为了大致确定传动零件的主要尺寸（如传动轴直径和齿轮模数等），以便绘制主轴变速箱的轴系展开图草图。在绘制草图布置零件的过程中，同时考虑零件结构工艺性，进一步确定零件的其它结构参数，一些数据要按有关标准选取。由于结构的某些参数未定以及方案可能修改，所以应按简化公式进行初步计算以加快计算速度。

零件的计算，需要知道它们的计算转速 n_j ，即参与传递全功率的最低转速、传递全扭矩的最高转速。各零件的计算转速可从转速图上按主轴的计算转速确定，金属切削机床的主轴计算转速按参考书目〈4〉2上，第2页表5.1-1确定。

一、传动轴直径初定

传动轴直径按扭转刚度用（6）或（7）式进行概算

$$d = 1.64 \sqrt[4]{\frac{T_n}{[\varphi]}} \quad (\text{mm}) \quad (6)$$

$$\text{或} \quad d = 91 \sqrt[4]{\frac{N}{n_j [\varphi]}} \quad (\text{mm}) \quad (7)$$

式中 d —— 传动轴直径 (mm)；

T_n —— 该轴传递的额定扭矩 (N·mm)，

$$T_n = 955 \times 10^4 \frac{N}{n_j}$$

N —— 该轴传递的功率 (kW)；

n_j —— 该轴的计算转速 (r/min)；

$[\varphi]$ —— 该轴每米长度允许扭转角 (deg/m)，一般传动轴取 $[\varphi] = 0.5^\circ \sim 1^\circ$ 。对空心轴须将（6）、（7）式计算值再乘以系数 k ，其值查参考书目〈4〉2上、第533页表5.8-2。

二、主轴轴颈直径的确定

对通用机床的主轴尺寸参数，多由结构上的需要而定，故主轴前轴颈 D_1 尺寸，可按〈1〉表5.7所列的统计数据确定。后轴颈的直径 D_2 ，可按 $D_2 = (0.7 \sim 0.85)D_1$ (mm)酌定。尽量使主轴截面变化要小，外径尺寸要缓减。近来车床主轴内孔直径 d 有增大趋势，参考书目〈1〉表5.7中车床主轴前轴颈尺寸下限有些偏低，选用时请注意。铣床主轴内孔直径按铣床主轴端部尺寸标准选取。

三、齿轮模数的初步计算

一般同一变速组中的齿轮取同一模数，选择负荷最重的小齿轮，按简化的接触疲劳强度公式（8）进行计算：

$$m_j = 16338 \sqrt[3]{\frac{(u \pm 1)N_s}{\varphi_m z_1^2 u (\sigma_H)^2 n_j}} \quad (\text{mm}) \quad (8)$$

式中 m_j —— 按接触疲劳强度计算的齿轮模数 (mm)；

N_d ——驱动电动机功率 (kW);

n_j ——计算齿轮的计算转速 (r/min);

u ——大齿轮齿数与小齿轮齿数之比 $u \geq 1$, 外啮合取“+”号, 内啮合取“-”号;

z_1 ——小齿轮齿数;

φ_m ——齿宽系数, $\varphi_m = \frac{B}{m}$ (B 为齿宽, m 为模数), $\varphi_m = 6 \sim 10$;

$[\sigma_H]$ ——许用接触应力 (MPa), 查(1)177页表4-7。

其它传动件按《机械零件》或有关资料进行选择或计算。各个传动件的基本尺寸确定后, 便可绘制部件装配图。

为了节约合金钢材, 初算时对大多数钢质传动零件可采用优质中碳钢进行适当的热处理。对个别工作条件较重的传动零件, 当验算时发现其应力超过许用值, 可改用较好的合金钢, 考虑到我国资源情况尽可能用锰硼钢代替铬钢。

§ 2-4 绘制部件装配草图

零件的初算为绘制装配草图提供了必要的尺寸。装配草图可用较轻的细线条绘制, 以便于修改。在绘制轴系展开图时, 根据各传动轴的轴间距离, 按传动顺序依次画出各轴线位置, 按计算的轴颈尺寸和工作要求选择合适的轴承。参考同类机床的装配图, 布置齿轮的轴向位置, 研究齿轮的排列方式。如果轴向尺寸嫌长时, 应采取缩短措施; 或采用公用齿轮; 或采取窄排列与宽排列交错布置的方式; 或增加定比传动轴, 以使相邻两变速组的齿轮轴向尺寸由串联缩短为并联形式。注意轴上的移动件(如滑移齿轮、齿爪式离合器等)要有足够的轴向空间; 以保证移动件在完全脱开时还未进入新的接合(参考图3-14)。传动轴及轴上零件的轴向定位方式既要简单可靠, 又要便于装拆和调整。

根据主轴组件设计的知识, 参考结构图册选择合理的主轴组件结构, 包括轴承类型、配置与调整, 主轴前端结构(标准见参考书目(12)~(15)), 主轴的轴向定位方式等。对各种结构方案(参考附录4各种主轴组件工作能力比较)进行比较。并按§2-5中五、(一)节进行概算后, 决定是否需要修改草图。

画装配图时要全面考虑所必须的各种机构、装置、原件(如离合器、制动器、润滑与密封装置等)的型式与安装位置。

绘制横向剖面(或剖视)图时, 对于车床主轴变速箱, 力求缩小径向尺寸, 除减小齿数和外, 一般可不采用极限降速比($u_{\min} = 1/4$), 用重合转速的办法来提高降速的传动比; 或增加定比传动轴以分担总的降速传动比。画横向剖面图应先确定主轴的位置, 然后考虑受力情况、装拆、调整等方面, 确定其它各轴的空间位置。要特别注意各零件, 包括该剖面没有表示出来的零件的径向尺寸和位置是否相互干涉、碰撞(参看图3-19)。

§ 2-5 零件的验算

在零件的尺寸和位置确定后, 就具体地知道了它们的受力状态, 力的大小、作用点和方

向, 从而可以对零件进行较精确的验算。

为了节省时间应减少重复的计算工作量, 可由指导教师指定验算的零件与验算项目。应按零件在重载工作条件下进行验算, 校核零件的承载能力、应力、变形和寿命是否允许, 材料选用是否恰当。

一、三角胶带传动的计算和选定

三角带的选用, 应保证有效地传递最大功率 (不打滑), 并有足够的使用寿命 (一定的疲劳强度)。计算是按已知条件—传递的功率、主、被动带轮的转速和工作情况—确定带轮直径、中心距、胶带型号、长度和根数及作用在支承轴上的径向力。其计算公式与步骤见《机床设计手册》2上, 第88页、表5.2-4, 或按《机械零件》教材进行计算。

二、直齿圆柱齿轮的应力验算

在验算变速箱中的齿轮应力时, 选相同模数中承受载荷最大的, 齿数最小的齿轮进行接触应力和弯曲应力验算。一般对高速传动齿轮主要验算接触应力, 对低速传动齿轮主要验算弯曲应力, 对硬齿面软齿芯的渗碳淬火齿轮, 一定要验算弯曲应力。

接触应力验算公式为

$$\sigma_j = \frac{2088 \times 10^5}{zm} \sqrt{\frac{(u \pm 1) K_1 K_2 K_3 K_s N}{u B n_j}} \quad (\text{MPa}) \leq [\sigma_j] \quad (9)$$

弯曲应力验算公式为

$$\sigma_\sigma = \frac{191 \times 10^5 K_1 K_2 K_3 K_s N}{zm^2 B Y n_j} \quad (\text{MPa}) \leq [\sigma_\sigma] \quad (10)$$

式中 N ——传递的额定功率 (kW), $N = \eta N_e$;

N_e ——电动机功率 (kW);

η ——从电动机到所计算齿轮的传动效率;

n_j ——计算转速 (r/min);

m ——初算的齿轮模数 (mm);

B ——齿宽 (mm);

z ——小齿轮齿数;

u ——大齿轮齿数与小齿轮齿数之比 $u \geq 1$, “+”号用于外啮合, “-”号用于内啮合;

K_s ——寿命系数;

$$K_s = K_T K_n K_v K_f \quad (11)$$

K_T ——工作期限系数;

$$K_T = \sqrt{\frac{m}{60 n_1 T}} \quad (12)$$

T ——齿轮在机床工作期限 (T_s) 内的总工作时间 (h), 对于中型机床的齿轮取 $T_s = 15000 \sim 20000$ h, 同一变速组内的齿轮总工作时间可近似地认为 $T = T_s / p$, p 为该变速组的传动副数;

n_1 ——齿轮的最低转速 (r/min);

C_σ ——基准循环次数, 钢和铸铁件: 接触载荷取 $C_\sigma = 10^7$, 弯曲载荷取 $C_\sigma = 2 \times 10^6$;

m ——疲劳曲线指数, 钢和铸铁件, 接触载荷取 $m = 3$; 弯曲载荷时, 对正火、调质

及整体淬硬件取 $m = 6$ ，对表面淬硬（高频、渗碳、氮化等）取 $m = 9$ ；

K_n ——转速变化系数，查〈4〉2上，第13页表5.1-12或14页表5.1-13；

K_N ——功率利用系数，查〈4〉2上，第9页表5.1-9；

K_r ——材料强化系数，查〈4〉2上，第20页表5.1-20；

变动工作用量交变载荷下， K_s 的极限值查〈4〉2上，第22页表5.1-21，当变动的交变载荷的总循环次数小于 2×10^4 次时，可视为稳定的交变载荷，其 $K_{s,max}$ 查〈4〉2上第23页表5.1-22， $K_{s,min}$ 查表5.1-21。高速传动件可能存在 $K_s > K_{s,max}$ 的情况，此时取 $K_s = K_{s,max}$ ；大载荷低速传动件可能存在 $K_s < K_{s,min}$ 的情况，此时应取 $K_s = K_{s,min}$ ；当 $K_{s,min} < K_s < K_{s,max}$ 时，取计算值。

K_3 ——工作状况系数，考虑载荷冲击的影响，主运动（中等冲击）取 $K_3 = 1.2 \sim 1.6$ ；

K_2 ——动载荷系数，查〈4〉2上，第260页表5.4-87；

K_1 ——齿向载荷分布系数，查〈4〉2上，第259页表5.4-86；

Y ——齿形系数，从表1选取；

$[\sigma_H]$ ——许用接触应力(MPa)，查〈1〉，第177页表4-7；

$[\sigma_w]$ ——许用弯曲应力(MPa)，查〈1〉，第177页表4-7。

如果验算的应力 σ_H 、 σ_w 大于初算时选定的材料及热处理方式之许用应力 $[\sigma_H]$ 、 $[\sigma_w]$ ，可增加齿宽 B 值，或改变热处理方式，或另选具有较大的许用应力值的材料。

表1 标准齿轮的齿形系数 $Y^{(1)}$

z	Y	z	Y	z	Y
14	0.345	22	0.408	39	0.470
15	0.355	24	0.420	42	0.475
16	0.362	26	0.430	45	0.481
17	0.370	28	0.438	50	0.488
18	0.378	30	0.444	65	0.502
19	0.386	33	0.454	80	0.510
20	0.395	36	0.463	>100	0.513

三、齿轮精度的确定

齿轮精度等级的选择应根据它的用途、圆周速度、载荷状况和对振动、噪声、使用寿命等方面的要求确定（参照表2）。对渐开线圆柱齿轮的精度等级应按JB179-81新标准选定，齿轮副最小侧隙采用基中心距制，中心距极限偏差按第Ⅱ公差组的精度等级确定〔16〕。

四、传动轴的弯曲刚度验算

（一）传动轴上的弯曲载荷

齿轮传动轴同时受输入扭矩的齿轮驱动力 Q_a 和输出扭矩的齿轮驱动阻力 Q_b 的作用而产生弯曲变形。当齿轮为直齿圆柱齿轮，其啮合角 $\alpha = 20^\circ$ ，齿面摩擦角 $\rho \approx 5.72^\circ$ 时，则

$$Q_a \text{ (或 } Q_b) = 2.12 \times 10^7 \frac{N}{mzn} \quad (\text{N}) \quad (13)$$

式中 N ——该齿轮传递的全功率 (kW)；

m, z ——该齿轮的模数(mm)、齿数；

n ——该传动轴的计算工况转速 (r/min)，($n = n_{a_j} \geq n_{b_j}$ 或 $n = n_{b_j} \geq n_{a_j}$)；

n_{a_j} ——该轴输入扭矩的齿轮计算转速 (r/min)；

表2 4~8级精度 (JB179-81) 的圆柱齿轮选用参考

精度等级		4 级 (特殊精密的)	5 级 (很精密的)	6 级 (精密的)	7 级 (较精密的)	8 级 (中等精度的)
选用项目						
切齿法		在特高精度的滚齿机上滚齿	在高精度滚齿机上精密滚齿	在精密机床上用滚切法精密滚插	在提高精度的齿轮加工机床上滚插	在普通精度的齿轮加工机床上滚插
齿廓表面的最后加工		精密磨齿、对大齿轮精滚及研或剃	同左	精密磨齿或剃齿	磨、剃③、研磨、珩	不磨齿，必要时剃或研磨
齿廓表面的粗糙度		0.63	0.63	1.25	1.25	5
圆周速度 (m/s)	直齿 斜齿	>50 >70	>20 >40	>15 >30	>10 >20	>6 >10
效率 η		≥ 0.99	≥ 0.99	≥ 0.99	≥ 0.98	≥ 0.97
工作条件与应用范围		用于特殊精密分度机构，要求在高速下最平稳、无噪声地工作的齿轮①，测量6-7级精度的标准齿轮	用于精密分度机构，要求在高速下能高度平稳和无噪声地工作的齿轮①，测量8-9级精度的标准齿轮	用于高速要求平稳、无噪声工作的齿轮①；精密传动齿轮；分度机构的齿轮②	传递一定速度和功率的一般驱动用齿轮	一般精度的或不重要的驱动齿轮

① 第 I 公差组精度等级可低一级；

② 第 II 公差组精度等级可低一级；

③ 通常在淬硬前剃齿，一般剃前推荐采用滚齿，也以在淬硬后对 HRC30~40 的齿轮进行剃齿；

注 多片整体齿轮，各片齿轮相对端面距离要考虑有足够的空刀，以保证所采用的工艺方案能实现。采用剃、磨、珩工艺时，多片齿轮的空刀距离太大，故多采用组装式结构。

n_o —— 该轴输出扭矩的齿轮计算转速 (r/min)。

Q_o (或 Q_b) 与齿轮圆周力 Q_{a1} (或 Q_{b1}) 的夹角为 $(\alpha + \rho)$ 。 Q_{a1} 的方向与齿轮的旋转方向相同， Q_{b1} 的方向与齿轮的旋转方向相反。

(二) 验算两支承传动轴的弯曲变形

机床齿轮变速箱里的传动轴，如果抗弯刚度不足，将破坏轴及齿轮、轴承的正常工作条件，引起轴的横向振动，齿轮的轮齿偏载，轴承内、外圈相互倾斜，加剧零件的磨损，降低寿命。

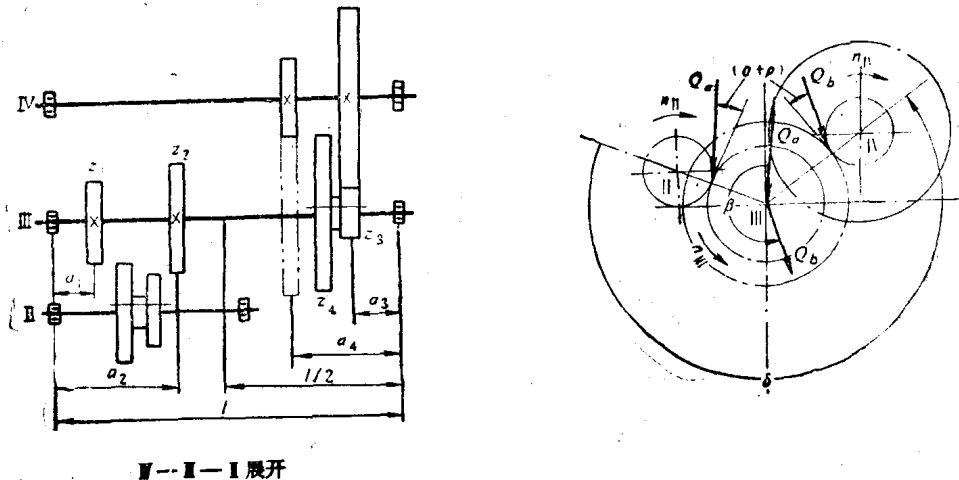


图2-2 传动轴刚度验算简图

齿轮传动轴的抗弯刚度验算, 包括轴的最大挠度、滚动轴承处及齿轮安装处的倾角的验算。其值均应小于允许变形量 (γ) 及 (θ) , 允许变形量见(4)2上第551页表5.8-14。

传动轴的抗弯刚度验算满足要求时, 除重载轴外, 一般无须再进行强度验算。

以齿轮实现变速的传动轴上, 一般装有2~3个输入扭矩的齿轮和2~3个输出扭矩的齿轮。每个齿轮在轴上的工作位置不同, 使轴产生最大挠度点也不同, 其最大挠度点一般在 $(0.43 \sim 0.57)l$ 间变化 (l 为轴的支承跨距)。为了计算上的简便, 可近似地以该轴的中点挠度 (即在 $0.5l$ 处) 代替最大挠度, 其最大误差不超过3%。

若两支承的齿轮传动轴为实心的圆形钢轴, 忽略其支承变形, 在单一弯曲载荷作用下, 其中点挠度为

$$y_a(\text{或}y_b) = 171.39 \frac{l^3 N (0.75x - x^3)}{D^4 m z n} \quad (\text{mm}) \quad (14)$$

式中 l —— 两支承间的跨距 (mm);

D —— 该轴的平均直径 (mm);

$x = a_i/l$, a_i —— 齿轮 z_i 的工作位置至较近支承点的距离 (mm), 即 $a_i < l/2$;

N 、 m 、 z 、 n 同式 (13)。

计算在驱动力 Q_a 和驱动阻力 Q_b 同时作用下, 传动轴中点的合成挠度 y_s , 可按余弦定理计算

$$y_s = \sqrt{y_a^2 + y_b^2 - 2y_a y_b \cos \beta} \quad (\text{mm}) \quad (15)$$

式中 y_s —— 被验算轴的中点合成挠度 (mm);

y_a —— 输入扭矩的齿轮在轴的中点引起的挠度 (mm);

y_b —— 输出扭矩的齿轮在轴的中点引起的挠度 (mm);

β —— 驱动力 Q_a 和阻力 Q_b 在横剖面上, 两向量合成时的夹角 (deg), $\beta = \delta - 2(\alpha + \rho)$;

δ —— 在横剖面图上, 被验算的轴与其前、后传动轴连心线的夹角 (deg), 按被验算轴的旋转方向计量, 由剖面图上可得 δ 值。啮合角 $\alpha = 20^\circ$, 齿面摩擦角 $\rho = 5.72^\circ$ 。

若令式 (14) 中的 $(0.75x - x^3)/(mzn) = \gamma$, 当传动轴的结构参数 D 、 l 和传递功率 N 已定, 在单一弯曲载荷作用下, 其中点挠度将随 γ 值增加而加大。计算 γ 值时, 其中的传动轴转速 n , 应符合 $n = n_{a_j} \geq n_{b_j}$ 或 $n = n_{b_j} \geq n_{a_j}$ 的条件。当 δ 角在 $141.4^\circ \sim 321.4^\circ$ 范围内时, 中点的合成挠度 y_s 也可以按 γ 值判定其大小, 即将同一传动路线的输入与输出齿轮的 γ 值之和进行比较, 选大者计算其合成挠度 y_s , 或直接计算各合成挠度值。在 δ 角小于 141.4° 或大于 321.4° 时, 将分别计算在 n 值符合上述条件的各工况对轴的中点产生的合成挠度。总之, 看 $y_{s \max}$ 是否超过允许值。

传动轴在支承点 A 、 B 处的倾角 θ_A 、 θ_B , 可按式 (16) 进行近似计算

$$\theta_A = -\theta_B = \frac{3y_s}{l} \quad (\text{rad}) \leq [\theta] \quad (\text{rad}) \quad (16)$$

当支承处 (A 、 B), 轴的倾角小于安装齿轮处的倾角允许值时, 则齿轮处的倾角就不必再进行验算。

当轴的各段直径相差不大, 而且计算精度要求不高时, 可按平均直径 (各段直径之和除

以各直径段数)的等径轴进行计算。

由于轴的弯曲变形引起齿轮齿向偏载,需要验算齿向压力分布状况时,则应计算轮齿齿向在法面的交角大小,因计算工作较繁,学生可不进行此项验算。有需要者可参考书目(10)或文献[18]。

(三) 三支承传动轴的弯曲变形计算

求解三支承轴的支承反力是静不定问题,须借助材料力学中梁的变形条件,得到附加的方程式才能解出支承反力。一般将三支承去掉一支承,以该支承的支承反力作为载荷,按两支承轴的计算公式进行计算。计算方法详见《机床设计手册》2上,第556页。

五、主轴组件的静刚度验算

课程设计只要求对普通车床、铣床的主轴组件进行弯曲刚度验算,对钻床主轴组件进行扭转刚度验算。因轴承跨距 l 对主轴组件的刚度影响较大,所以要计算最佳支承距 l_0 。

(一) 求两支承主轴组件的最佳支承距

在对主轴组件进行结构和技术经济分析的基础上,确定了主轴结构尺寸参数、轴承类型及驱动力的作用方位,绘制出主轴组件的结构草图后,进行最佳支承距的计算。在结构布局允许的条件下,按最佳支承距修改草图,以便进一步降低主轴组件的柔度。在主轴前端 c 点加载时,在 c 点的柔度方程式可近似地按附录 5 中所列的⑩与⑪两式迭加而成。即

$$a_{cc} = \frac{c^3}{3EI_c} + \frac{lc^2}{3EI} + \frac{1}{C_b} \left(1 + \frac{c}{l}\right)^2 + \frac{1}{C_A} \left(\frac{c}{l}\right)^2 \quad (\text{mm/N}) \quad (17)$$

将上式对 l 求导,令 $da_{cc}/dl = 0$, 整理后得

$$l^3 - \frac{6EI}{C_b c} - \frac{6EI}{C_b} \left(1 + \frac{C_b}{C_A}\right) = 0 \quad (18)$$

可先假定有一载荷等于切削合力 P 作用在主轴前端 c 点,并按初定的 l 值计算轴承的径向负荷,再按式(22)求轴承刚度 C_b 、 C_A 。为了计算上的方便,将支承距 l 、悬伸量 c 、前轴承刚度 C_b , 都用相对于支承间的主轴平均直径 D 的相对值表示。即令相对支承距 $K_l = l/D$; 相对悬伸量 $K_c = c/D$; 前轴承相对刚度 $K_{C_b} = C_b/D$ 。 $B = \sqrt{D_i^4 - d_i^4}$ (mm), D_i 、 d_i 分别为支承间的主轴平均外径和孔径 (mm); 抗弯惯性矩 $I = \pi D^4/64$ (mm⁴); 钢的弹性模数 $E = 2.1 \times 10^6$ (MPa)。将上述关系代入式(18)化简得

$$K_l^3 - \frac{60}{K_c K_{C_b}} K_l - \frac{60}{K_{C_b}} \left(1 + \frac{C_b}{C_A}\right) = 0 \quad (19)$$

C_b 、 C_A 为前、后轴承刚度 (N/ μm), 计算 K_{C_b} 时, C_b 的单位按 (N/ μm), D 的单位按 (mm) 代入。

当主轴组件的参数 D_i 、 d_i 、 c 值初定,并计算出轴承刚度、 D 、 K_c 及 K_{C_b} 。可解(19)式,得出求正实根 K_l 的公式(20)。 R 值为实数时, K_l 才是正实根。

$$K_l = \sqrt[3]{-G+R} + \sqrt[3]{-G-R} \quad (20)$$

式中

$$G = \frac{V}{2}; \quad R = \sqrt{G^2 + \left(\frac{W}{3}\right)^3};$$

$$V = -\frac{60}{K_{C_b}} \left(1 + \frac{C_b}{C_A}\right); \quad W = -\frac{60}{K_c K_{C_b}}$$