

景德镇陶瓷学院

科技艺术学院

毕业设计(论文)

中文题目： 可调速钢筋弯曲机的设计

英文题目： DESIGN OF STEEL BENDING MACHINE WITH ADJUSTABLE
SPEED

院 系： 景德镇陶瓷学院科技艺术学院工程系

专 业： 机械设计制造及其自动化

姓 名： 刘 维 国

学 号： 201030454108

指导教师： 陈 涛

起讫时间： 2014.3-2014.6

摘 要

钢筋弯曲机, 钢筋加工机械之一钢筋弯曲机属于一种对钢筋弯曲机结构的改进。工作机构是一个在垂直轴上旋转的水平工作圆盘, 支承销轴固定在机床上, 中心销轴和压弯销轴装在工作圆盘上, 圆盘回转时便将钢筋弯曲。为了弯曲各种直径的钢筋, 在工作盘上有几个孔, 用以插压弯销轴, 也可相应地更换不同直径的中心销轴。通过强度计算分析, 认为现有GW-40弯曲机的大部分零件有较大的设计裕量, 需要改变个别零部件及电动机功率即可大幅度提高加工能力, 满足 $\Phi 40$ 钢筋的弯曲加工。还可以升级为GW-50钢筋弯曲机。

GW40型半自动钢筋弯曲机适用于弯曲 $\Phi 6-\Phi 40$ 毫米钢筋之用, 本机的传动机构采用全封闭式, 变速杆换挡, 可使工作盘得到两种转速, 钢筋的弯曲角度由工作盘侧面的挡块调节, 机械部分通过电器控制实现半自动。本设计主要对可调速钢筋弯曲机的结构设计, 包括电动机的选择, V带轮设计, 控制设备的选择, 减速箱的设计和计算。其中减速箱的设计主要是齿轮, 轴, 轴承的结构设计和强度校核。

关键词: 钢筋弯曲机 减速箱 设计

Abstract

Reinforced bending machine, one of reinforced processing machinery reinforced bending machine to belong to a kind of reinforced bending machine structure improvement. Working orgnaization is a vertical axis rotation in the level of disc, teams working on the machine axes underwriting, center pin shaft and bent pin shaft installed in work disk, disk rotation will reinforced bending. In order to bending diameter of the reinforced, in various work plate several holes to insert bent pin shaft, can also be correspondingly change different diameter center pin shaft. Through the strength analysis, think existing GW - 40 most parts of bending machine have large design allowance, need to change the individual parts and motor power can dramatically improve processing ability, meet the bending machining $\Phi 40$ steel. Still can upgrade for GW - 50 reinforced bending machine.

GW40 type semi-automatic reinforced bending machine is suitable for bending $\Phi 6 - \Phi 40$ mm machine, with the reinforcement, environment drive mechanism, can make the work shift stick shift to get two kind of speed, dish the bending Angle steel profile by work plate, block by block adjusting mechanical parts of the electric control realization semi-automatic. This design is mainly to the adjustable speed structure design of reinforced bending machine, including motor choice, V belt wheel design, control equipment choice, reducer design and calculation. Among them is mainly the reducer gear axle design, bearing structure design and strength check.

Keywords reinforced bending machine reducer design

目录

1	引言	1
2	系统性能与参数	3
3	工作原理及框图	4
3.1	GW-40 弯曲机的工作框图	4
3.2	GW-40 弯曲机的工作原理图	4
3.3	工作原理	4
4	弯矩计算与电动机选择	6
4.1	工作状态	6
4.2	材料达到屈服极限时的弯矩	7
5	v 带传动设计	8
5.1	V 带轮的设计计算	8
6	第一级圆柱齿轮设计	11
6.1	选择材料	11
6.2	接触强度进行初步设计	11
6.3	齿轮校核	12
6.4	齿轮及齿轮副精度的检验项目计算	15
7	第三级圆柱齿轮设计	18
7.1	选择材料	18
7.2	接触强度进行初步设计	18
7.3	齿轮校核	20
7.4	齿轮及齿轮副精度的检验项目计算	22
8	轴的设计	25
8.1	计算作用在轴上的力	25
8.2	计算支力和弯矩	25
8.3	截面校核	27
9	主轴设计	30
9.1	计算作用在轴上的力	30
9.2	计算支力和弯矩	30
9.3	截面校核	32
10	轴承的选择	34
10.1	滚动轴承选择	34

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

11 控制设备的选择.....	35
11.1 变频器的概述.....	35
11.2 变频器的工作原理.....	35
11.3 变频器的技术参数.....	38
12 电动机的选择.....	41
12.1 电动机的介绍.....	41
12.2 电动机的选择原则.....	41
13 经济效益分析报告.....	44
小结.....	45
总结.....	46
参考文献.....	

1 引言

我国工程建筑机械行业近几年之所以能得到快速发展，一方面通过引进国外先进技术提升自身产品档次和国内劳动力成本低廉是一个原因，另一方面国家连续多年实施的积极的财政政策更是促使行业增长的根本动因。

受国家连续多年实施的积极财政政策的刺激，包括西部大开发、西气东输、西电东送、青藏铁路、房地产开发以及公路（道路）、城市基础设施建设等一大批依托工程项目的实施，这对于重大建设项目装备行业的工程建筑机械行业来说可谓是难得的机遇，因此整个行业的内需势头旺盛。同时受我国加入 WTO 和国家鼓励出口政策的激励，工程建筑机械产品的出口形势也明显好转。我国建筑机械行业运行的基本环境、建筑机械行业运行的基本状况、建筑机械行业创新、建筑机械行业发展的政策环境、国内建筑机械公司与国外建筑机械公司的竞争力比较以及 2004 年我国建筑机械行业发展的前景趋势进行了深入透彻的分析。现在我国建设超前特别是新农村改造，钢筋需求量大自然它的加工设备也需求大。

我国钢筋加工机械的现状几十年来，一直用老机型产品，老产品普遍存在整机笨重、设计寿命太长和更新换代慢的缺点。如钢筋弯曲机采用蜗轮、蜗杆传动，控制采用挡顺开关，存在自动化程度低、能耗大、传动效率低的缺点。钢筋切断机，钢筋调直切断机同样存在以上问题。从整个钢筋加工机械行业看，存在产品单一、品种不齐全、产品系列化程度低等现象。从用户要求方面看，绝大部分用户喜欢购买老机型产品，钢筋加工机械处于机械、半机械、手工加工的局面，用户有大建筑公司有小型施工队，大部分用户对钢筋的加工能用手工干就不采用机械干，能用简单机器完成的就不采用自动、半自动化机器。

国外钢筋加工机械的状况：国外钢筋加工机械从整体看，产品品种齐全，除钢筋切断机、弯曲机、调直切断机外还有螺旋状钢筋弯曲机、弯曲切断机、焊接钢筋网切断机、弯曲机，具有快速送料和无级调速的自动盘圆调直切断机，混凝土构件钢筋用细钢丝自动加工机等产品。产品系列化程度高，如切断机有 C/28、C/32、C/36、C/42、C/50 五种型号。产品自动化程度高，如弯曲机，弯曲尺寸和角度可按任意要求调整，并采用电子计算机程序控制，可进行 2 或 4 不同角度的弯曲工作。从单机看，具有能耗少、结构紧凑、体积小、重量轻的优点。老产品不能尽快淘汰的原因从国内、外钢筋加工机械的现状比较，可以看出，我国钢筋加工机械与国外同行业差距很大，引进产品的先进性明显高于我国的产品，那么，为什么引进的先进产品不能全面推广，老产品不能尽快淘汰呢。老产品成本低，

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

工作可靠，维修方便。新产品虽然技术指标、功能上有所提高，但随着技术指标的提高，成本也增高，可靠性相应下降，用户关心的往往是便宜，要可靠工作。制造、维修方面则希望机器适应他们的技术水平，便于维修。我国劳动力便宜、生产力水平低，用户选用机械是从最笨重、最费力、人力所不能及的工种、工序开始的，由于工种或工序的单一，机械化只能减轻体力，并不能大幅度提高劳动生产率，所以相互衔接的工序配套不起来。单机机械化受整体施工机械化的限制，而且，钢筋加工是在施工前就准备就序，这样不影响施工进度。我国钢筋加工机械的发展方向我国的钢筋加工机械在整体上应向多品种、多功能和产品系列化方向发展。在单机上，开发和采用新结构、新技术、新原理时，要注意成本和实用。一方面应结合老产品的长处，按用户的要求对老产品进行更新改造另一方面在吸收、消化国外先进技术的条件下开发新产品。新产品的开发应注重以下两点第一，成本要求低。在现有的条件下，在力求成本增加不大的条件下，提高产品功能技术指标，产品才有生命力。第二，工作可靠，维修方便。新产品的开发力求简单、可靠，不能一味追求高技术指标、自动化程度、体积小结构紧凑，而使工作可靠性下降、维修不便，设计者在对机器的不断现代化的同时，应对可靠性承担义务

2 系统性能与参数

GW40 型钢筋弯曲机适用于建筑行业弯曲 $\Phi 6$ — $\Phi 40$ 钢筋之用。

本机工作程序简单，弯曲形状一致，调整简单，操作方便，性能稳定，它可将 Q235 $\Phi 40$ 圆钢或 $\Phi 8$ — $\Phi 32$ 螺纹钢筋弯曲成工程中所需要的各种形状。

弯曲钢筋直径	$\Phi 6$ — $\Phi 40\text{mm}$
工作盘直径	$\Phi 350\text{mm}$
工作盘转数	7 转/分
电动机	Y100L-4-3KW
外型尺寸	760×760×685
整机重量	4000kg

表 2.1 系统参数

钢筋弯曲机属于一种对钢筋弯曲机结构的改进。它包括减速机、大齿轮、小齿轮、弯曲盘面，其特征在于结构中：双级制动电机与减速机直联作一级减速；小齿轮与大齿轮啮合作二级减速；大齿轮始终带动弯曲盘面旋转；弯曲盘面上设置有中心轴孔和若干弯曲轴孔；工作台面的定位方杠上分别设置有若干定位轴孔。由于双级制动电机与减速机直联作一级减速，输入、输出转数比准确，弯曲速度稳定、准确，且可利用电气自动控制变换速度，制动器可保证弯曲角度。利用电机的正反转，对钢筋进行双向弯曲。中心轴可替换，便于维修。可以采用智能化控制。

3 系统工作原理及框图

3.1 GW-40 弯曲机的工作框图（见图 3.1）：

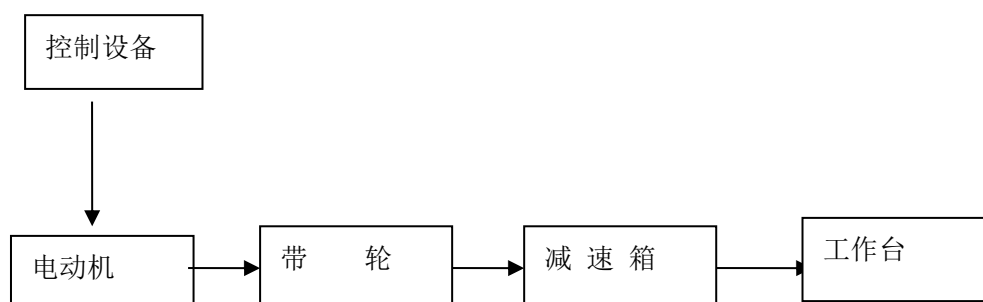


图 3.1 工作框图

其中减速箱由轴、轴承和齿轮组成

3.2 GW-40 弯曲机的工作原理图（见图 3.2）

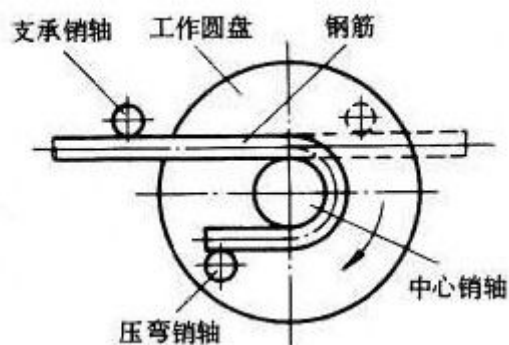


图 3.2 钢筋弯曲机工作原理图

3.3 工作原理

GW-40 弯曲机的工作机构是一个在垂直轴上旋转的水平工作圆盘，如图所示，把钢筋置于图中虚线位置，支承销轴固定在机床上，中心销轴和压弯销轴装在工作圆盘上，圆盘回转时便将钢筋弯曲。为了弯曲各种直径的钢筋，在工作盘上有几个孔，用以插压弯销

轴，也可相应地更换不同直径的中心销轴。

4 弯矩计算与电动机选择

4.1 工作状态

1. 钢筋受力情况与计算有关的几何尺寸标记图 4.1。设钢筋所需弯矩： $M_t = F_r \sin \alpha L_0 \sin \alpha$ 式中 F 为拨斜柱对钢筋的作用力； F_r 为 F 的径向分力； α 为 F 与钢筋轴线夹角。

当 M_t 一定， α 越大则拨斜柱及主轴径向负荷越小； $\alpha = \arccos(L_1/L_0)$ 一定， L_0 越大。因此，弯曲机的工作盘应加大直径，增大拨斜柱中心到主轴中心距离 L_0 。

GW-40 钢筋弯曲机的工作盘设计：直径 $\Phi 400\text{mm}$ ，空间距 120mm ， $L_0=169.7\text{mm}$ ， $L_s=235$ ， $\alpha=43.8^\circ$

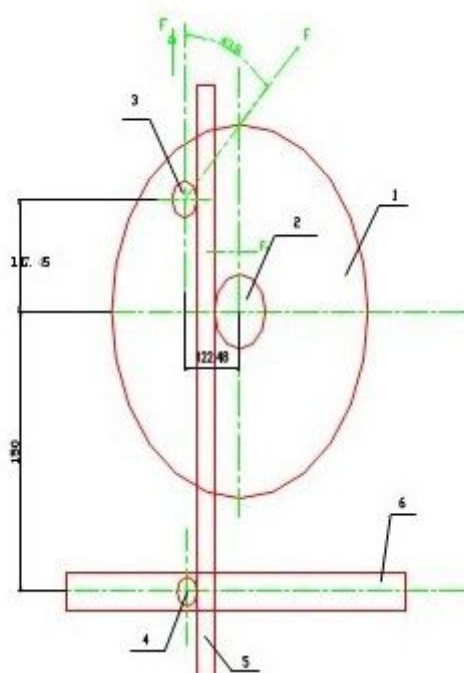


图 4.1 钢筋受力情况

1-工作盘；2-中心柱套；3-拨料柱
4-挡料柱；5-钢筋；6 插入座

2. 钢筋弯曲机所需主轴扭矩及功率

按照钢筋弯曲加工规范规定的弯曲半径弯曲钢筋，其弯曲部分的变形量均接近或过材料的额定延伸率，钢筋应力超过屈服极限产生塑性变形。

4.2 材料达到屈服极限时的弯矩

1. 按 $\Phi 40$ 螺纹钢公称直径计算

$M_0 = K_1 W \sigma_s$ 式中， M_0 为始弯矩， W 为抗弯截面模数， K_1 为截面系数，对圆截面 $K_1 = 1.7$ ；对于 25MnSi 螺纹钢 $M_0 = 373 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ ，则得出始弯矩 $M_0 = 3977 \text{ (N} \cdot \text{m)}$

2. 钢筋变形硬化后的终弯矩

钢筋在塑性变形阶段出现变形硬化（强化），产生变形硬化后的终弯矩： $M = (K_1 + K_0/2R_x) W \sigma_s$ 式中， K_0 为强化系数， $K_0 = 2.1 / \delta_p = 2.1 / 0.14 = 15$ ， δ_p 为延伸率，25MnSi 的

$\delta_p = 14\%$ ， $R_x = R/d_0$ ， R 为弯心直径， $R = 3 d_0$ ，则得出终弯矩 $M = 11850 \text{ (N} \cdot \text{m)}$

3. 钢筋弯曲所需距

$M_t = [(M_0 + M) / 2] / K = 8739 \text{ (N} \cdot \text{m)}$ 式中， K 为弯曲时的滚动摩擦系数， $K = 1.05$ 按上述计算方法同样可以得出 $\Phi 50$ I 级钢筋（ $\sigma_b = 450 \text{ N/mm}^2$ ）弯矩所需弯矩： $M_t = 8739 \text{ (N} \cdot \text{m)}$ ，取较大者作为以下计算依据。

4. 电动机功率

由功率扭矩关系公式 $A_0 = T \cdot n / 9550 = 2.9 \text{ KW}$ ，考虑到部分机械效率 $\eta = 0.75$ ，则电动机最大负载功率

$A = A_0 / \eta = 2.9 / 0.75 = 3.9 \text{ (KW)}$ ，电动机选用 Y 系列三相异步电动机，额定功率为 $A_e = 4 \text{ (KW)}$ ，额定转速 $n_e = 1440 \text{ r/min}$

5 v 带传动设计

5.1 V 带轮的设计计算

电动机与齿轮减速器之间用普通 v 带传动，额定功率 $P=4\text{KW}$ ，转速 $n_1=1440\text{ r/min}$ ，减速器输入轴转速 $n_2=514\text{ r/min}$ ，输送装置工作时有轻微冲击，每天工作 16 个小时，故选择电动机为 Y112M-4

5.1.1 设计功率

根据工作情况由表 8—1—22 查得工况系数 $K_A=1.2$ ， $P_d = K_A \cdot P = 1.2 \times 4 = 4.8\text{KW}$

5.1.2 选定带型

根据 $P_d=4.8\text{KW}$ 和转速 $n_1=1440\text{ r/min}$ ，有图 8—1—2 选定 A 型

5.1.3 计算传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1440}{514} = 2.8$$

5.1.4 小带轮基准直径 d_{d1}

由表 8—1—12 和表 8—1—14 取小带轮基准直径 $d_{d1}=75\text{mm}$

5.1.5 大带轮的基准直径 d_{d2}

大带轮的基准直径 $d_{d2} = i d_{d1} (1 - \varepsilon)$

取弹性滑动率 $\varepsilon=0.02$

$$d_{d2} = i d_{d1} (1 - \varepsilon) = 2.8 \times 75 (1 - 0.02) = 205.8\text{mm}$$

$$\text{实际传动比 } i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1 - \varepsilon)} = 2.85$$

$$\text{从动轮的实际转速 } n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1440}{2.85} = 505.26\text{ r/min}$$

$$\text{转速误差 } \Delta n_2 = \frac{514 - 505.26}{514} = 1.7\%$$

对于带式输送装置，转速误差在 $\pm 5\%$ 范围是可以的

5.1.6 带速 v

$$\nu = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi 75 \times 1440}{60 \times 1000} = 5.62 \text{ m/s}$$

5.1.7 初定轴间距 a_0

$$0.7 (d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2 (d_{d1} + d_{d2})$$

$$0.7 (75 + 205) \leq a_0 \leq 2 (75 + 205)$$

$$196 \leq a_0 \leq 560$$

$$\text{取 } a_0 = 400 \text{ mm}$$

5.1.8 所需 v 带基准长度 L_{d0}

$$L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$$

$$= 2 \times 400 + \frac{\pi}{2}(75 + 205) + \frac{(205 - 75)^2}{4 \times 400}$$

$$= 800 + 439.6 + 10.56$$

$$= 1250.16 \text{ mm}$$

$$\text{查表 8—1—8 选取 } L_d = 1250 \text{ mm}$$

5.1.9 实际轴间距 a

$$a = a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 400 \text{ mm}$$

5.1.10 小带轮包角 α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ$$

$$= 180^\circ - 18.62^\circ$$

$$= 161.38^\circ > 120^\circ$$

5.1.11 单根 v 带的基本额定功率 p_1

根据 $d_{d1} = 75 \text{ mm}$ 和 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$ 由表 8—1—27(c) 用内插法得 A 型 v 带的 $p_1 = 0.68 \text{ KW}$

5.1.12 额定功率的增量 Δp_1

根据 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$ 和 $i = 2.85$ 由表 8—1—27(c) 用内插法得 A 型 v 带的 $\Delta p_1 = 0.17 \text{ KW}$

5.1.13. V 带的根数 Z

$$Z = \frac{P_d}{(p_1 + \Delta p_1) k_\alpha \bullet k_L}$$

根据 $\alpha_1 = 161.38^\circ$ 查表 8—1—23 得 $k_\alpha = 0.95$

根据 $L_D = 1250 \text{ mm}$ 查表得 8—1—8 得 $k_L = 0.93$

$$Z = \frac{P_d}{(p_1 + \Delta p_1) k_\alpha \bullet k_L} = \frac{4.8}{(0.68 + 0.17) \times 0.95 \times 0.93} = 6.38$$

取 $Z = 7$ 根

5.1.14. 单根 V 带的预紧力 F_0

$$F_0 = 500 \left(\frac{2.5}{k_\alpha} - 1 \right) \frac{P_d}{z v} + m v^2 \quad \text{由表 8—1—24 查得 A 型带 } m = 0.10 \text{ kg/m}$$

$$\text{则 } F_0 = 500 \left(\frac{2.5}{k_\alpha} - 1 \right) \frac{P_d}{z v} + m v^2 = 99.53 \text{ N}$$

5.1.15. 压轴力 F_Q

$$F_Q = 2 F_0 Z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 99.53 \times 7 \sin \frac{161.38^\circ}{2} = 1372 \text{ N}$$

5.1.16 制工作图 5.1

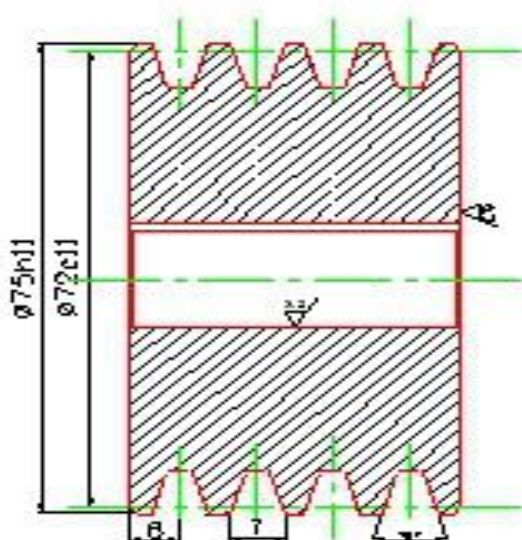


图 5.1 V 带轮

6 第一级圆柱齿轮的设计

6.1 选择材料

确定 $\sigma_{H\lim}$ 和 $\sigma_{F\lim}$ 及精度等级

参考表 8—3—24 和表 8—3—25 (机械设计手册, 以下不作说明) 选择两齿轮材料为: 大, 小齿轮均为 40Cr, 并经调质及表面淬火, 齿面硬度为 48-50HRC, 精度等级为 6 级。按硬度下限值, 由图 8—3—8 (d) 中的 MQ 级质量指标查得 $\sigma_{H\lim} = \sigma_{F\lim} = 1120\text{MPa}$; 由图 8—3—9 (d) 中的 MQ 级质量指标查得 $\sigma_{FE1} = \sigma_{FE2} = 700\text{MPa}$, $\sigma_{F1\lim} = \sigma_{F2\lim} = 350\text{MPa}$

6.2 按接触强度进行初步设计

6.2.1. 确定中心距

确定中心距 a (按表 8—3—28 公式进行设计)

$$a > C_m A_a (\mu + 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\Phi_\alpha \cdot \mu [\sigma_H]^2}}$$

$$C_m = 1$$

$$A_a = 483$$

$$K = 1.7$$

$$T_2 = 1646\text{N} \cdot \text{m}$$

$$\Phi_\alpha = 0.4$$

$$\sigma_H = 1008\text{MPa}$$

$$a = 175\text{mm} \quad \text{取 } a = 200\text{mm}$$

6.2.2. 确定模数

确定模数 m (参考表 8—3—4 推荐表)

$$m = (0.007 \sim 0.02) a = 1.4 \sim 4, \quad \text{取 } m = 3\text{mm}$$

6.2.3. 齿数 z_1, z_2

确定齿数 z_1, z_2

$$z_1 = \frac{2a}{m(\mu+1)} = \frac{2 \times 200}{3 \times (5.5+1)} = 20.51 \quad \text{取 } z_1 = 21$$

$$z_2 = \mu z_1 = 5.5 \times 21 = 115.5 \quad \text{取 } z_2 = 116$$

6.2.4. 计算主要的几何尺寸

计算主要的几何尺寸（按表 8—3—5 进行计算）

$$\text{分度圆的直径} \quad d_1 = m z_1 = 3 \times 21 = 63 \text{mm}$$

$$d_2 = m z_2 = 3 \times 116 = 348 \text{mm}$$

$$\text{齿顶圆直径} \quad d_{a1} = d_1 + 2h_a = 63 + 2 \times 3 = 69 \text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 348 + 2 \times 3 = 353 \text{mm}$$

$$\text{端面压力角} \quad \alpha = 20^\circ$$

$$\text{基圆直径} \quad d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 63 \times \cos 20^\circ = 59.15 \text{mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 348 \times \cos 20^\circ = 326.77 \text{mm}$$

$$\text{齿顶圆压力角} \quad \alpha_{at1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = 31.02^\circ$$

$$\alpha_{at2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = 22.63^\circ$$

$$\text{端面重合度} \quad \varepsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha) + z_2 (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha)]$$

$$= 1.9$$

$$\text{齿宽系数} \quad \Phi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{80}{63} = 1.3$$

$$\text{纵向重合度} \quad \varepsilon_\beta = 0$$

6.3 齿轮校核

6.3.1. 校核齿面接触强度

按表 8—3—15 校核

强度条件： $\sigma_H = [\sigma_H]$

计算应力：
$$\sigma_{H1} = Z_H Z_B Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{k_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \frac{F_t}{d_1 b} \frac{\mu+1}{\mu}$$

$$\sigma_{H2} = \sigma_{H1} \frac{Z_D}{Z_B}$$

式中： 名义切向力 $F_t = \frac{2000 \times T_1}{d_1} = \frac{2000 \times 63.17}{63} = 2005\text{N}$

使用系数 $K_A = 1$ （由表 8—3—31 查取）

动载系数 $K_V = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V}} \right)^{-B}$

式中 $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 63.17 \times 514}{60 \times 1000} = 1.7 \text{ m/s}$
 $A = 83.6 \quad B = 0.4 \quad C = 6.57$
 $K_V = 1.2$

齿向载荷分布系数 $K_{H\beta} = 1.35$ （由表 8—3—32 按硬齿面齿轮，装配时检修调整，6 级精度 $K_{H\beta} \leq 1.34$ 非对称支称公式计算）

齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha} = 1.0$ （由表 8—3—33 查取）

节点区域系数 $Z_H = 1.5$ （由图 8—3—11 查取）

重合度的系数 $Z_\varepsilon = 0.77$ （由图 8—3—12 查取）

螺旋角系数 $Z_\beta = 0.80$ （由图 8—3—13 查取）

弹性系数 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$ （由表 8—3—34 查取）

单对齿啮合系数 $Z_B = 1$

$$\sigma_{H1} = \sigma_{H2} = 1 \times 1.5 \times 189.8 \times 0.77 \times 0.80 \sqrt{1 \times 1.05 \times 1.35 \times 1.0 \frac{5.5+1}{5.5} \frac{2005}{63 \times 80}} = 143.17 \text{ MPa}$$

许用应力：
$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_{H\lim}} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X$$

式中：极限应力 $\sigma_{H\lim} = 1120 \text{ MPa}$

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

最小安全系数 $S_{H\lim}=1.1$ （由表 8—3—35 查取）

寿命系数 $Z_{NT}=0.92$ （由图 8—3—17 查取）

润滑剂系数 $Z_L=1.05$ （由图 8—3—19 查取，按油粘度等于 350 m/s ）

速度系数 $Z_V=0.96$ （按 $v=1.7\text{ m/s}$ ，由图 8—3—20 查取）

粗糙度系数 $Z_R=0.9$ （由图 8—3—21 查取）

齿面工作硬化系数 $Z_W=1.03$ （按齿面硬度 45HRC，由图 8—3—22 查取）

尺寸系数 $Z_X=1$ （由图 8—3—23 查取）

则：
$$[\sigma_H] = \frac{1120}{1.1} \times 0.92 \times 1.05 \times 0.96 \times 0.85 \times 1.03 = 826\text{MPa}$$

满足 $\sigma_{H\leq} [\sigma_H]$

6.3.2 校核齿根的强度

（按表 8—3—15 校核）

强度条件： $\sigma_{F1} = [\sigma_{F1}]$

许用应力：
$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon} Y_{\beta} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \bullet \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}$$

式中：齿形系数 $Y_{Fa1}=2.61$ ， $Y_{Fa2}=2.2$ （由图 8—3—15（a）查取）

应力修正系数 $Y_{Sa1}=1.6$ ， $Y_{Sa2}=1.77$ （由图 8—3—16（a）查取）

重合度系数 $Y_{\varepsilon}=1.9$

螺旋角系数 $Y_{\beta}=1.0$ （由图 8—3—14 查取）

齿向载荷分布系数 $K_{F\beta} = K_{H\beta}^N = 1.3$ （其中 $N=0.94$ ，按表 8—3—30 计算）

齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}=1.0$ （由表 8—3—33 查取）

则 $\sigma_{F1}=94.8\text{MPa}$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times \frac{1.77 \times 2.2}{2.61 \times 1.6} = 88.3\text{MPa}$$

$$\text{许用应力: } [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_{F\lim}} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RelT} Y_X \quad (\text{按 } \sigma_{F\lim} \text{ 值较小齿轮校核})$$

式中: 极限应力 $\sigma_{F\lim} = 350\text{MPa}$

安全系数 $S_{F\lim} = 1.25$ (按表 8—3—35 查取)

应力修正系数 $Y_{ST} = 2$ (按表 8—3—30 查取)

寿命系数 $Y_{NT} = 0.9$ (按图 8—3—18 查取)

齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta relT} = 0.97$ (按图 8—3—25 查取)

齿根表面状况系数 $Y_{RelT} = 1$ (按图 8—3—26 查取)

尺寸系数 $Y_X = 1$ (按图 8—3—24 查取)

$$\text{则} \quad [\sigma_F] = \frac{350}{1.25} \times 2 \times 0.9 \times 0.97 = 489\text{MPa}$$

满足, $\sigma_{F2} < \sigma_{F1} < [\sigma_F]$ 验算结果安全

6.4 齿轮及齿轮副精度的检验项目计算

6.4.1 齿厚偏差代号

确定齿厚偏差代号为: 6KL GB10095—88 (参考表 8—3—54 查取)

6.4.2 齿轮的三个公差组的检验项目及公差值

确定齿轮的三个公差组的检验项目及公差值 (参考表 8—3—58 查取) 第 I 公差组检验切向综合公差 F_i^1 , $F_i^1 = F_p + F_f = 0.063 + 0.009 = 0.072\text{mm}$, (按表 8—3—69 计算, 由表 8—3—60, 表 8—3—59 查取); 第 II 公差组检验齿切向综合公差 f_i^1 , $f_i^1 = 0.6 (f_{pt} + f_t) = 0.6 (0.009 + 0.011) = 0.012\text{mm}$, (按表 8—3—69 计算, 由表 8—3—59 查取); 第 III 公差组检验齿向公差 $F_\rho = 0.012$ (由表 8—3—61 查取)。

6.4.3 齿轮副的检验项目与公差值

确定齿轮副的检验项目与公差值 (参考表 8—3—58 选择) 对齿轮, 检验公法线长度的偏差 E_w 。按齿厚偏差的代号 KL, 根据表 8—3—53m 的计算式求得齿厚的上偏差 $E_{ss} = -12 f_{pt} = -12 \times 0.009 = -0.108\text{mm}$, 齿厚下偏差 $E_{si} = -16 f_{pt} = -16 \times 0.009 = -0.144\text{mm}$; 公法线的平均长度上偏差 $E_{ws} = E_{ss} \cdot \cos \alpha - 0.72 F_T \sin \alpha = -0.108 \times \cos 20^\circ - 0.72$

$\times 0.36 \times \sin \alpha 20^0$ $= -0.110\text{mm}$, 下 偏 差

$E_{wi} = E_{si} \cos \alpha + 0.72 F_T \sin \alpha = -0.144 \times \cos 20^0 + 0.72 \times 0.036 \times \sin 20^0 = -0.126\text{mm}$; 按表 8—3—19 及其表注说明求得公法线长度 $W_{kn} = 87.652$, 跨齿数 $K=10$, 则公法线长度偏差可表示为: $87.652_{-0.126}^{-0.110}$, 对齿轮传动, 检验中心距极限偏差 f_a , 根据中心距 $a=200\text{mm}$, 由表查得 8—3—65 查得 $f_a = \pm 0.023$; 检验接触斑点, 由表 8—3—64 查得接触斑点沿齿高不小于 40%, 沿齿长不小于 70%; 检验齿轮副的切向综合公差 $F_{ic} = 0.05 + 0.072 = 0.125\text{mm}$ (根据表 8—3—58 的表注 3, 由表 8—3—69, 表 8—3—59 及表 8—3—60 计算与查取); 检验齿切向综合公差 $f_{ic} = 0.0228\text{mm}$, (根据 8—3—58 的表注 3, 由表 8—3—69, 表 8—3—59 计算与查取)。对箱体, 检验轴线的平行度公差, $f_x = 0.012\text{mm}$, $f_y = 0.006\text{mm}$ (由表 8—3—63 查取)。确定齿坯的精度要求按表 8—3—66 和 8—3—67 查取。根据大齿轮的功率, 确定大轮的孔径为 50mm , 其尺寸和形状公差均为 6 级, 即 0.016mm , 齿轮的径向和端面跳动公差为 0.014mm 。

6.4.4 齿轮工作图 6.1

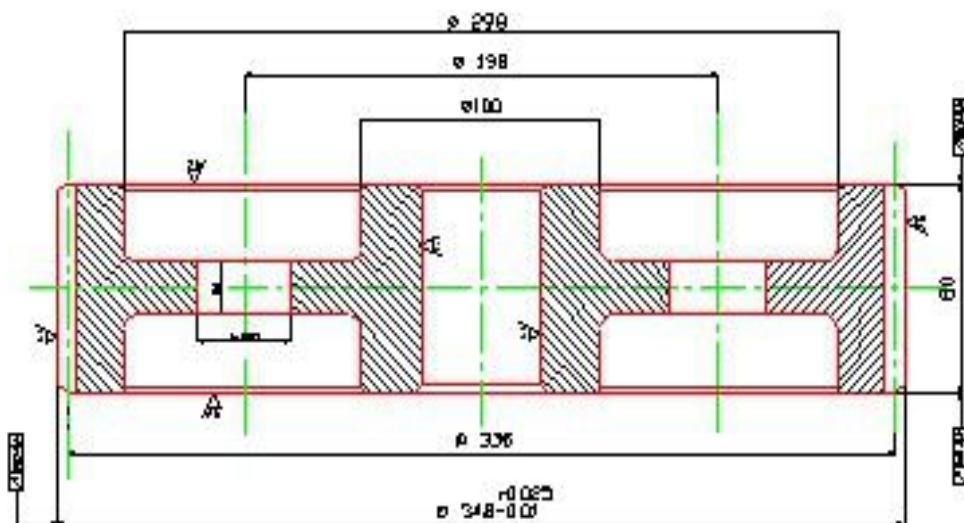


图 6.1 大齿轮

6.4.5 第二级传动比

由于第一级齿轮传动比与第二级传动比相等，则对齿轮的选择，计算以及校核都与第一级一样。

7 第三级圆柱齿轮的设计

7.1 选择材料

1. 确定 σ_{Hlim} 和 σ_{Flim} 及精度等级。

参考表 8—3—24 和表 8—3—25 选择两齿轮材料为：大，小齿轮均为 40Cr，并经调质及表面淬火，齿面硬度为 48~50HRC，精度等级为 6 级。按硬度下限值，由图 8—3—8（d）中的 MQ 级质量指标查得 $\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlim} = 1120\text{Mpa}$ ；由图 8—3—9（d）中的 MQ 级质量指标查得 $\sigma_{FE1} = \sigma_{FE2} = 700\text{Mpa}$ ， $\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim2} = 350\text{ Mpa}$ 。

7.2 按接触强度进行初步设计

7.2.1. 中心距 a

确定中心距 a (按表 8—3—28 公式进行设计)

$$a > C_m A_a (\mu + 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\Phi_\alpha \bullet \mu [\sigma_H]^2}}$$

$$C_m = 1$$

$$A_\alpha = 483$$

$$K = 1.7$$

$$T_2 = 1646\text{N} \cdot \text{m}$$

$$\Phi_\alpha = 0.4$$

$$\sigma_H = 1008\text{MPa}$$

$$\mu = 6$$

$$\text{则 } a = 325\text{mm} \quad \text{取 } a = 400\text{mm}$$

7.2.2 模数 m

确定模数 m (参考表 8—3—4 推荐表)

$$m = (0.007 \sim 0.02) a = 2.8 \sim 8, \text{ 取 } m = 4\text{mm}$$

7.2.3 齿数 z_1, z_2

确定齿数 z_1, z_2

$$z_1 + z_2 = \frac{2 \times 400}{4} = 200$$

$$z_1 = \frac{2a}{m(\mu+1)} = \frac{2 \times 400}{4 \times (6+1)} = 28 \quad \text{取 } z_1 = 28$$

$$z_2 = 172 \quad \text{取 } z_2 = 172$$

7.2.4. 计算主要的几何尺寸

计算主要的几何尺寸（按表 8—3—5 进行计算）

$$\text{分度圆的直径 } d_1 = m z_1 = 4 \times 28 = 112 \text{ mm}$$

$$d_2 = m z_2 = 4 \times 172 = 688 \text{ mm}$$

$$\text{齿顶圆直径 } d_{a1} = d_1 + 2h_a = 112 + 2 \times 4 = 120 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 688 + 2 \times 4 = 696 \text{ mm}$$

$$\text{齿根圆直径 } d_{f1} = m z_1 - 2.5m = 102 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = m z_2 - 2.5m = 678 \text{ mm}$$

$$\text{端面压力角 } \alpha = 20^\circ$$

$$\text{基圆直径 } d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 112 \times \cos 20^\circ = 107.16 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 688 \times \cos 20^\circ = 646.72 \text{ mm}$$

$$\text{齿顶圆压力角 } \alpha_{at1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = 26.7^\circ$$

$$\alpha_{at2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = 21.6^\circ$$

$$\text{端面重合度 } \varepsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha) + z_2 (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha)]$$

$$= 1.15$$

$$\text{齿宽系数 } \Phi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{80}{63} = 1.3$$

$$\text{齿宽 } b = \Phi_\alpha \cdot a = 0.4 \times 400 = 160 \text{ mm}$$

纵向重合度 $\varepsilon_{\beta}=0$

7.3 校核齿轮

7.3.1 校核齿面接触强度

校核齿面接触强度（按表 8—3—30 校核）

强度条件： $\sigma_H = [\sigma_H]$

计算应力： $\sigma_{H1} = Z_H Z_B Z_E Z_{\varepsilon} Z_{\beta} \sqrt{k_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{F_t}{d_1 b} \frac{\mu+1}{\mu}}$

$$\sigma_{H2} = \sigma_{H1} \frac{Z_D}{Z_B}$$

式中： 名义切向力 $F_t = \frac{2000 \times T_1}{d_1} = \frac{2000 \times 1910}{63} = 34107\text{N}$

使用系数 $K_A = 1$ （由表 8—3—31 查取）

动载系数 $K_V = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V}} \right)^{-B}$

式中 $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 112 \times 17}{60 \times 1000} = 0.09 \text{ m/s}$

$A=83.6 \quad B=0.4 \quad C=6.57$

$K_V = 1.05$

齿向载荷分布系数 $K_{H\beta} = 1.35$ （由表 8—3—32 按硬齿面齿轮，装配时检修调 6

级精度 $K_{H\beta} \leq 1.34$ 非对称支称公式计算）

齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha} = 1.0$ （由表 8—3—33 查取）

节点区域系数 $Z_H = 1.5$ （由图 8—3—11 查取）

重合度的系数 $Z_{\varepsilon} = 0.93$ （由图 8—3—12 查取）

螺旋角系数 $Z_{\beta} = 0.80$ （由图 8—3—13 查取）

弹性系数 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$ （由表 8—3—34 查取）

单对齿齿合系数 $Z_B=1$

$$\sigma_{H1} = \sigma_{H2} = 1 \times 1.5 \times 189.8 \times 0.77 \times 0.80 \sqrt{1 \times 1.05 \times 1.35 \times 1.0 \frac{5.5+1}{5.5} \frac{2005}{63 \times 80}} = 301.42 \text{MPa}$$

$$\text{许用应力: } [\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_{H\lim}} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X$$

式中：极限应力 $\sigma_{H\lim}=1120\text{MPa}$

最小安全系数 $S_{H\lim}=1.1$ （由表 8—3—35 查取）

寿命系数 $Z_{NT}=0.92$ （由图 8—3—17 查取）

润滑剂系数 $Z_L=1.05$ （由图 8—3—19 查取，按油粘度等于 350 m/s ）

速度系数 $Z_V=0.96$ （按 $v=1.7 \text{ m/s}$ ，由图 8—3—20 查取）

粗糙度系数 $Z_R=0.9$ （由图 8—3—21 查取）

齿面工作硬化系数 $Z_W=1.03$ （按齿面硬度 45HRC，由图 8—3—22 查取）

尺寸系数 $Z_X=1$ （由图 8—3—23 查取）

$$\text{则: } [\sigma_H] = \frac{1120}{1.1} \times 0.92 \times 1.05 \times 0.96 \times 0.85 \times 1.03 = 826 \text{MPa}$$

满足 $\sigma_{H\leq} [\sigma_H]$

7.3.2 校核齿根的强度

校核齿根的强度（按表 8—3—15 校核）

强度条件： $\sigma_{F1}=[\sigma_{F1}]$

$$\text{许用应力: } \sigma_{F1} = \frac{F_t}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon} Y_{\beta} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \bullet \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}$$

式中：齿形系数 $Y_{Fa1}=2.61$ ， $Y_{Fa2}=2.2$ （由图 8—3—15（a）查取）

应力修正系数 $Y_{Sa1}=1.6$ ， $Y_{Sa2}=1.77$ （由图 8—3—16（a）查取）

重合度系数 $Y_\varepsilon=1.9$

螺旋角系数 $Y_\beta=1.0$ （由图 8—3—14 查取）

齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}=K_{H\beta}^N=1.3$ （其中 $N=0.94$ ，按表 8—3—30 计算）

齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}=1.0$ （由表 8—3—33 查取）

则 $\sigma_{F1}=94.8\text{MPa}$

$$\sigma_{F2}=\sigma_{F1}\times\frac{1.77\times2.2}{2.61\times1.6}=88.3\text{MPa}$$

许用应力： $[\sigma_F]=\frac{\sigma_{F\lim}}{S_{F\lim}}Y_{ST}Y_{NT}Y_{\delta relT}Y_{RelT}Y_X$ （按 $\sigma_{F\lim}$ 值较小齿轮校核）

式中： 极限应力 $\sigma_{F\lim}=350\text{MPa}$

安全系数 $S_{F\lim}=1.25$ （按表 8—3—35 查取）

应力修正系数 $Y_{ST}=2$ （按表 8—3—30 查取）

寿命系数 $Y_{NT}=0.9$ （按图 8—3—18 查取）

齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta relT}=0.97$ （按图 8—3—25 查取）

齿根表面状况系数 $Y_{RelT}=1$ （按图 8—3—26 查取）

尺寸系数 $Y_X=1$ （按图 8—3—24 查取）

则
$$[\sigma_F]=\frac{350}{1.25}\times2\times0.9\times0.97=489\text{MPa}$$

满足， $\sigma_{F2}<\sigma_{F1}<[\sigma_F]$ 验算结果安全

7.4 齿轮及齿轮副精度的检验项目计算

7.4.1 齿厚偏差代号

确定齿厚偏差代号为：6KL GB10095—88（参考表 8—3—54 查取）

7.4.2 齿轮的三个公差组的检验项目及公差值

确定齿轮的三个公差组的检验项目及公差值（参考表 8—3—58 查取）

第 I 公差组检验切向综合公差 F_i^1 ， $F_i^1=F_p+F_f=0.063+0.009=0.072\text{mm}$ ，（按表 8—3—

69 计算, 由表 8—3—60, 表 8—3—59 查取); 第 II 公差组检验齿切向综合公差 f_i^1 , $f_i^1=0.6$
 $(f_{pt} + f_t) = 0.6 (0.009+0.011) = 0.012\text{mm}$, (按表 8—3—69 计算, 由表 8—3—59 查取);

第 III 公差组检验齿向公差 $F_\beta=0.012$ (由表 8—3—61 查取)。

7.4.3 齿轮副的检验项目与公差值

确定齿轮副的检验项目与公差值 (参考表 8—3—58 选择)

对齿轮, 检验公法线长度的偏差 E_w 。按齿厚偏差的代号 KL, 根据表 8—3—53 的计算式求得齿厚的上偏差 $E_{ss} = -12 f_{pt} = -12 \times 0.009 = -0.108\text{mm}$, 齿厚下偏差 $E_{si} = -16 f_{pt} = -16 \times 0.009 = -0.144\text{mm}$; 公法线的平均长度上偏差 $E_{ws} = E_{ss} \cos \alpha - 0.72 F_T \sin \alpha = -0.108 \times \cos 20^\circ - 0.72 \times 0.36 \times \sin 20^\circ = -0.110\text{mm}$, 下偏差 $E_{wi} = E_{si} \cos \alpha + 0.72 F_T \sin \alpha = -0.144 \times \cos 20^\circ + 0.72 \times 0.36 \times \sin 20^\circ = -0.126\text{mm}$; 按表 8—3—19 及其表注说明求得公法线长度 $W_{kn} = 87.652$, 跨齿数 $K=10$, 则公法线长度偏差可表示为: $87.652_{-0.126}^{-0.110}$ 对齿轮传动, 检验中心距极限偏差 f_α , 根据中心距 $a=200\text{mm}$, 由表查得 8—3—65 查得 $f_\alpha = \pm 0.023$; 检验接触斑点, 由表 8—3—64 查得接触斑点沿齿高不小于 40%, 沿齿长不小于 70%; 检验齿轮副的切向综合公差 $F_{ic} = 0.05 + 0.072 = 0.125\text{mm}$ (根据表 8—3—58 的表注 3, 由表 8—3—69, 表—3—59 及表 8—3—60 计算与查取); 检验齿切向综合公差 $f_{ic} = 0.0228\text{mm}$, (根据 8—3—58 的表注 3, 由表 8—3—69, 表 8—3—59 计算与查取)。对箱体, 检验轴线的平行度公差, $f_x = 0.012\text{mm}$, $f_y = 0.006\text{mm}$ (由表 8—3—63 查取)。

7.4.4 齿坯的精度

确定齿坯的精度要求按表 8—3—66 和 8—3—67 查取。根据大齿轮的功率, 确定大轮的孔径为 50mm, 其尺寸和形状公差均为 6 级, 即 0.016mm, 齿轮的径向和端面跳动公差为 0.014mm。

7.4.5 齿轮工作图

齿轮工作图如下 7.1

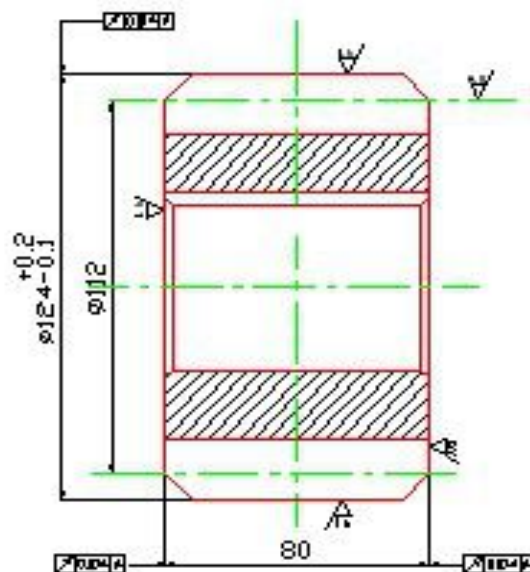


图 7.1 小齿轮

8 轴的设计

8.1 计算作用在轴上的力（示意图如下）

大轮的受力：

$$\text{圆周力 } F_1 \quad F_1 = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \times 347}{93.5} = 1995.8 N$$

$$\text{径向力 } F_{r1} \quad F_{r1} = F_1 \tan \alpha_0 = 1995.8 \times 0.36 = 726 N$$

$$\text{轴向力 } F_{a1} = F_1$$

小轮的受力：

$$\text{圆周力 } F_2 \quad F_2 = \frac{2T}{d_2} = \frac{2 \times 347}{63} = 11024 N$$

$$\text{径向力 } F_{r2} \quad F_{r2} = F_2 \tan \alpha_0 = 11024 \times 0.36 = 3968 N$$

$$\text{轴向力 } F_{a2} \quad F_{a2} = F_2$$

8.2 计算支力和弯矩

1. 垂直平面中的支反力：

$$R''_B = \frac{F_1(b+c) + F_2 \cdot c}{l} = \frac{1995.8 \times 143 + 11024 \times 26}{213} = 6262 N$$

$$R''_c = \frac{F_2(a+b) + F_1 a}{l} = \frac{11024 \times 116.5 + 1995.8 \times 49.5}{213} = 68420 N$$

2. 水平面中的支反力：

$$\begin{aligned} R'_B &= \frac{F_{a1} \cdot 0.5d_{f1} + F_{r2} \cdot c + F_{a2} \cdot 0.5d_2 - F_{r1}(b+c)}{l} \\ &= \frac{1995.8 \times 174 + 3968 \times 200 + 11024 \times 315 - 720 \times 143}{213} \\ &= 2752.3 N \end{aligned}$$

$$R'_c = \frac{F_{r2} + (a+b) - F_{a2} \cdot 0.5d_{f2} - F_{r1}a - F_{a1} \cdot 0.5d_{f1}}{l}$$

$$= \frac{3968 \times 166.5 - 11024 \times 31.5 - 726 \times 350 - 1995.8 \times 174}{213}$$

$$213$$

$$= 261 \text{ N}$$

3. 支点的合力 R_B , R_C :

$$R_B = \sqrt{R''_B{}^2 + R'_B{}^2} = \sqrt{6262^2 + 2752^2} = 6840 \text{ N}$$

$$R_C = \sqrt{R''_C{}^2 + R'_C{}^2} = \sqrt{6824^2 + 261^2} = 6828 \text{ N}$$

$$\text{轴向力 } F_a = F_{a2} - F_{a1} = 11024 - 1995.8 = 9028.2 \text{ N}$$

F_a 应由轴向固定的轴承来承受。

4. 垂直弯矩:

$$\text{截面 I—I } M''_{wI} \quad M''_{wI} = R''_B \bullet a = 6262 \times 49.5 = 751.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{截面 II—II } M''_{wII} \quad M''_{wII} = R''_C \bullet C = 6842 \times 26 = 1368.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5. 水平弯矩:

截面 I—I

$$M'_{wI} = R'_B \bullet a = 2752.3 \times 49.5 = 330.27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M'_{wIa} = F_{a1} \bullet \frac{d_1}{2} - R'_B \bullet a = 1995.8 \times 174 - 330.27 = 16.86 \text{ N}$$

截面 II—II

$$M'_{wII} = R'_C \bullet C = 261 \times 200 = 52.2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M'_{wIIa} = R'_B(a+b) + F_{r1} \bullet b - F_{a1} \frac{d_1}{2}$$

$$= 2752 \times 166.5 + 726 \times 117 - 1995 \times 174$$

$$= 504 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5. 合成弯矩:

截面 I—I

$$M_{wI} = \sqrt{(M''_{wI})^2 + (M'_{wI})^2} = \sqrt{564001 + 108900} = 820.30 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{wIa} = \sqrt{(M''_{wI})^2 + (M'_{wIa})^2} = \sqrt{751.4^2 + 16.82^2} = 752 N \cdot m$$

截面 II—II

$$M_{wII} = \sqrt{(M''_{wII})^2 + (M'_{wII})^2} = \sqrt{1368.4^2 + 52.2^2} = 1368.9 N \cdot m$$

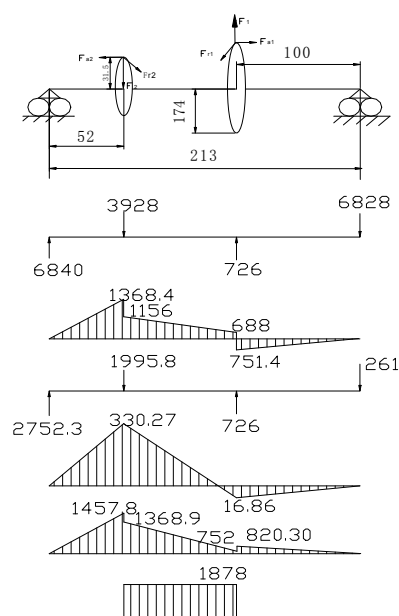
$$M_{wIIa} = \sqrt{(M''_{wII})^2 + (M'_{wIIa})^2} = \sqrt{1368.4^2 + 504^2} = 1457.8 N \cdot m$$

6. 计算轴径

截面 I—I

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{(M_{wI})^2 + (\alpha T)^2}}{0.7[\sigma]_W}} = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{672400 + 10505.58}}{0.7 \times 355}} = 58 mm$$

截面 II—II



轴的受力和结构尺寸简图

8.3 对截面进行校核

1. 截面 I—I 校核

$$M_{wI} = 82030 N \cdot mm$$

$$T = \frac{95.5 \times 10^6 P}{n} = \frac{95.5 \times 10^6 \times 3.4}{93.5} = 347272 N \cdot mm$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \times 58^3}{32} = 19145 mm^3$$

$$W_T = 2W = 38290 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{-1} = 355 \text{ MPa} \quad (\text{由表 4—1—2 得})$$

$$\Psi = 0.1$$

$$\text{齿轮轴的齿} \quad k_\sigma = 1$$

$$k_\tau = \frac{1.49 - 1.46}{700 - 600} \times (640 - 600) + 1.46 = 1.472$$

$$\varepsilon_\sigma = 0.73 \quad (\text{由表 4—1—17 得})$$

$$\varepsilon_\tau = 0.72 \quad (\text{由表 4—1—17 得})$$

$$k_\sigma = \frac{k_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} = 1.268$$

$$k_\tau = \frac{k_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} = 1.9$$

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{\left(K_\sigma \frac{M}{W}\right) + \frac{3}{4} \left[(K_\tau + \psi_\tau) \frac{T}{W_T}\right]}} = \frac{355}{\sqrt{29.12 + 12.92}} = 54.78$$

$$[S] = 1.8$$

$$S > 1.8$$

则 轴的强度满足要求

2. 截面 II—II 校核

$$M_{wII} = 136890 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T = \frac{95.5 \times 10^6 \text{ P}}{n} = \frac{95.5 \times 10^6 \times 3.4}{93.5} = 347272 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \times 74^3}{32} = 39762.6 \text{ mm}^3$$

$$W_T = 2W = 79525.21 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{-1} = 355 \text{ MPa} \quad (\text{由表 4—1—2 得})$$

$$\Psi = 0.1$$

齿轮轴的齿 $k_{\sigma} = 1$

$$k_{\tau} = \frac{1.49 - 1.46}{700 - 600} \times (640 - 600) + 1.46 = 1.472$$

$$\varepsilon_{\sigma} = 0.81 \quad (\text{由表 4—1—17 得})$$

$$\varepsilon_{\tau} = 0.76 \quad (\text{由表 4—1—17 得})$$

$$k_{\sigma} = \frac{k_{\sigma}}{\beta \varepsilon_{\sigma}} = 3.110$$

$$k_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\beta \varepsilon_{\tau}} = 2.271$$

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{\left(K_{\sigma} \frac{M}{W}\right) + \frac{3}{4} \left[(K_{\tau} + \psi_{\tau}) \frac{T}{W_T}\right]}} = \frac{355}{\sqrt{1.152 + 7.76}} = 119$$

$$[S] = 1.8$$

$$S > 1.8$$

则 轴的强度满足要求

3. 如下图 8.1

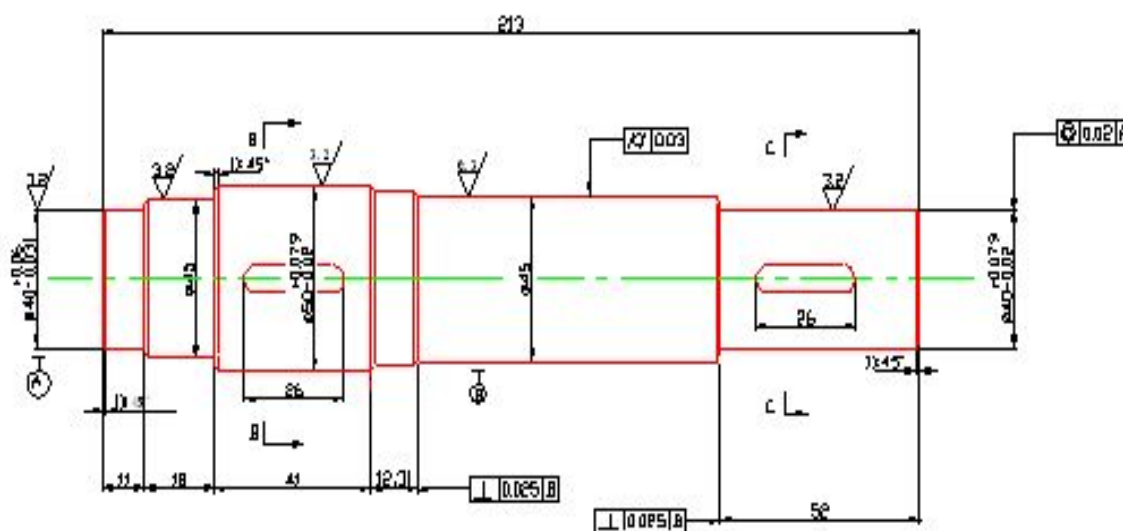


图 8.1 轴

9 主轴设计

9.1 计算作用在轴上的力

1. 齿轮的受力:

$$\text{扭矩 } T \quad T = \frac{9550 \times 3.2}{2.9} = 10537.9 N \cdot m$$

$$\text{圆周力 } F_1 \quad F_1 = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \times 10537.9}{344} = 6126.68 N$$

$$\text{径向力 } F_{r1} \quad F_{r1} = F_1 \tan \alpha_0 = 6126.68 \times 0.36 = 2205.6 N$$

$$\text{轴向力 } F_{a1} = F_1$$

2. 工作盘的合弯矩

$M_t = [(M_0 + M) / 2] / K = 8739 \text{ (N} \cdot \text{m)}$ 式中, K 为弯曲时的滚动摩擦系数, $K=1.05$ 按上述计算方法同样可以得出 $\Phi 50$ I 级钢筋 ($\sigma_b = 450 \text{ N/mm}^2$) 弯矩所需弯矩: $M_t = 8739 \text{ (N} \cdot \text{m)}$

由公式 $M_t = F_r \sin \alpha L_0 \sin \alpha$ 式中 F 为拨斜柱对钢筋的作用力; F_r 为 F 的径向分力; α 为 F 与钢筋轴线夹角。

$$\alpha = 43.8^\circ$$

$$L_0 = 169.7 \text{ mm}$$

$$\text{则 } F_r = 10816 N$$

$$\text{工作盘的扭矩 } T_2 = F_r \times L_0 \sin \alpha = 10816 \times 169.7 \times 0.96 = 12704.1 N \cdot m$$

所以 $T > T_2$ 齿轮能够带动工作盘转动

9.2 计算支力和弯矩

1. 垂直平面中的支反力:

$$R''_B = \frac{F_1(b+c) + F_2 \cdot c}{l} = \frac{6126.68 \times 122.25 + 11024 \times 20.75}{183} = 5342.8 N$$

$$R''_c = \frac{F_2(a+b) + F_1 a}{l} = \frac{10372 \times 162.5 + 6126.68 \times 60.75}{183} = 11243 N$$

2. 水平面中的支反力:

$$R'_B = \frac{F_{a1} \bullet 0.5d_{f1} + F_{r2} \bullet c - F_{r1}(b+c)}{l}$$

$$= \frac{6126.68 \times 344 + 10186 \times 20.75 - 2205.6 \times 122.25}{183}$$

$$= 11198.37N$$

$$R'_C = \frac{F_{r2} + (a+b) - F_{a2} \bullet 0.5d_{f2} - F_{r1}a - F_{a1} \bullet 0.5d_{f1}}{l}$$

$$= \frac{10186 \times 162.25 - 2205.6 \times 60.75 - 6126.68 \times 344}{183}$$

$$= -3217.9N$$

3. 支点的合力 R_B , R_C :

$$R_B = \sqrt{R''_B{}^2 + R'_B{}^2} = \sqrt{5342.8^2 + 11198.37^2} = 12407.6N$$

$$R_C = \sqrt{R''_C{}^2 + R'_C{}^2} = \sqrt{11243^2 + 3217.9^2} = 11694.4N$$

$$\text{轴向力 } F_a = F_{a1} = 6126.68N$$

F_a 应由轴向固定的轴承来承受。

4. 垂直弯矩:

$$\text{截面 I—I } M''_{wI} \quad M''_{wI} = R''_B \bullet a = 5342.8 \times 60.75 = 324.58N \cdot m$$

$$\text{截面 II—II } M''_{wII} \quad M''_{wII} = R''_C \bullet C = 11243 \times 20.75 = 233.29N \cdot m$$

5. 水平弯矩:

截面 I—I

$$M'_{wI} = R'_B \bullet a = 11198.37 \times 60.75 = 680.3N \cdot m$$

$$M'_{wIa} = F_{a1} \bullet \frac{d_1}{2} - R'_B \bullet a = 6126.68 \times 344 - 680.3 = 1427.3N$$

截面 II—II

$$M'_{wII} = R'_C \bullet C = -3217.9 \times 20.75 = 66.77N \cdot m$$

$$\begin{aligned}
 M'_{w\Gamma a} &= R'_B(a+b) + F_{r1} \bullet b - F_{a1} \frac{d_1}{2} \\
 &= 11198.37 \times 162.25 + 2205.6 \times 101.5 - 6126.68 \times 344 \\
 &= -66.77 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}$$

6. 合成弯矩:

截面 I—I

$$\begin{aligned}
 M_{wI} &= \sqrt{(M''_{wI})^2 + (M'_{wI})^2} = \sqrt{105352.17 + 4458.23} = 331.38 \text{ N} \cdot \text{m} \\
 M_{wIa} &= \sqrt{(M''_{wIa})^2 + (M'_{wIa})^2} = \sqrt{105352.17 + 2037185.29} = 1463.74 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}$$

截面 II—II

$$\begin{aligned}
 M_{wII} &= \sqrt{(M''_{wII})^2 + (M'_{wII})^2} = \sqrt{54424.22 + 4458.23} = 242.65 \text{ N} \cdot \text{m} \\
 M_{wIIa} &= \sqrt{(M''_{wIIa})^2 + (M'_{wIIa})^2} = \sqrt{54424.22 + 4458.23} = 242.65 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}$$

7. 计算轴径

截面 I—I

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{(M_{wI})^2 + (\alpha T)^2}}{0.7[\sigma]_W}} = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{109812.70 + 6111.46}}{0.7 \times 355}} = 60 \text{ mm}$$

截面 II—II

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{(M_{wIIa})^2 + (\alpha T)^2}}{0.7[\sigma]_W}} = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{58879.02 + 6111.46}}{0.7 \times 355}} = 85 \text{ mm}$$

9.3 对截面进行校核

1. 截面 I—I 校核

$$M_{wI} = 331380 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T = \frac{95.5 \times 10^6 P}{n} = \frac{95.5 \times 10^6 \times 3.4}{2.8} = 115000000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \times 60^3}{32} = 21600 \text{ mm}^3$$

$$W_T = 2W = 43200 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{-1} = 355 \text{ MPa} \quad (\text{由表 4—1—2 得})$$

$$\Psi = 0.1$$

$$\text{齿轮轴的齿} \quad k_{\sigma} = 1$$

$$k_{\tau} = \frac{1.49 - 1.46}{700 - 600} \times (640 - 600) + 1.46 = 1.472$$

$$\varepsilon_{\sigma} = 0.73 \quad (\text{由表 4—1—17 得})$$

$$\varepsilon_{\tau} = 0.72 \quad (\text{由表 4—1—17 得})$$

$$k_{\sigma} = \frac{k_{\sigma}}{\beta \varepsilon_{\sigma}} = 1.268$$

$$k_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\beta \varepsilon_{\tau}} = 1.9$$

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{\left(K_{\sigma} \frac{M}{W}\right) + \frac{3}{4} \left[(K_{\tau} + \psi_{\tau}) \frac{T}{W_T}\right]}} = \frac{355}{54.86} = 6.47$$

$$[S] = 1.8$$

$$S > 1.8$$

则 轴的强度满足要求

2. 如下图 9.1

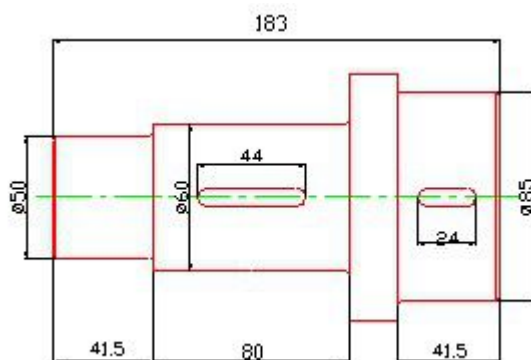


图 9.1 主轴

10 轴承的选择及保养与润滑

10.1 滚动轴承选择.

1. 根据拨盘的轴端直径选取轴承, 轴承承受的力主要为径向力, 因而采用深沟球轴承, 选定为型号为 6008 的轴承, 其中 6008 的技术参数为:

$$d=40\text{mm}$$

$$D=68\text{mm}$$

$$B=9\text{mm}$$

2. 6008 轴承的配合的选择:

轴承的精度等级为 D 级, 内圈与轴的配合采用过盈配合, 轴承内圈与轴的配合采用基孔制, 由此轴的公差带选用 k6, 查表得在基本尺寸为 200mm 时, IT_6DE 公差数值为 29 μm , 此时轴得基本下偏差 $ei=+0.017\text{mm}$, 则轴得尺寸为 $\Phi 40_{+0.017}^{+0.046}\text{mm}$ 。外圈与壳体孔的配合采用基轴制, 过渡配合, 由此选用壳体孔公差带为 M_6 , IT_6 基本尺寸为 68mm 时的公差数值为 0.032mm, 孔的基本上偏差 $ES=-0.020$, 则孔的尺寸为 $\Phi 68_{-0.052}^{-0.020}\text{mm}$ 。

3. 保养与润滑

- 1) 保养好机械的本身就是机械正常运转的基础, 在本机正常使用中, 对整机的运转和运转固定部位, 如电机座, 调直筒带轮、送料箱带轮与链条链轮、送料轮等。每班前做一次检查。固定螺丝、轴承、调直轮支架总成, 应在每工作一个月, 进行一次清洗, 保养。以免造成调直筒前后轴承发热。调直筒左右旋丝因蓄污而卡死拧不动现象。经常检查, 调整三角带松紧度。在工作中经常检查各轴承, 油箱部位温度。
- 2) 润滑系统应按期注油。
- 3) 调直筒内调直轮注油。如在整机装配中进行不方便, 可把固定板整套卸下注

11 控制设备的选择

11.1 变频器的概述

变频器是利用电力半导体器件的通断作用将工频电源变换为另一频率的电能控制装置。把工频电源(50Hz 或 60Hz)变换成各种频率的交流电源, 以实现电机的变速运行的设备, 其中控制电路完成对主电路的控制, 整流电路将交流电变换成直流电, 直流中间电路对整流电路的输出进行平滑滤波, 逆变电路将直流电再逆成交流电。对于如矢量控制变频器这种需要大量运算的变频器来说, 有时还需要一个进行转矩计算的 CPU 以及一些相应的电路。变频调速是通过改变电机定子绕组供电的频率来达到调速的目的。

变频器的分类方法有多种, 按照主电路工作方式分类, 可以分为电压型变频器和电流型变频器; 按照开关方式分类, 可以分为 PAM 控制变频器、PWM 控制变频器和高载频 PWM 控制变频器; 按照工作原理分类, 可以分为 V/f 控制变频器、转差频率控制变频器和矢量控制变频器等; 按照用途分类, 可以分为通用变频器、高性能专用变频器、高频变频器、单相变频器和三相变频器等。

(1) 检知异常状态后自动地进行修正动作, 如过电流失速防止, 再生过电压失速防止。

(2) 检知异常后封锁电力半导体器件 PWM 控制信号, 使电机自动停车。如过电流切断、再生过电压切断、半导体冷却风扇过热和瞬时停电保护等。

11.2 变频器的工作原理

目前, 通用型变频器绝大多数是交—直—交型变频器, 通常尤以电压型变频器为通用, 其主回路图, 它是变频器的核心电路, 由整流回路(交—直变换), 直流滤波电路(能耗电路)及逆变电路(直—交变换)组成, 当然还包括有限流电路、制动电路、控制电路等组成部分。

1) 整流电路

通用变频器的整流电路是由三相桥式整流桥组成。它的功能是将工频电源进行整流，经中间直流环节平波后为逆变电路和控制电路提供所需的直流电源。三相交流电源一般需经过吸收电容和压敏电阻网络引入整流桥的输入端。网络的作用，是吸收交流电网的高频谐波信号和浪涌过电压，从而避免由此而损坏变频器。当电源电压为三相 380V 时，整流器件的最大反向电压一般为 1200—1600V，最大整流电流为变频器额定电流的两倍。

2) 滤波电路

逆变器的负载属感性负载的异步电动机，无论异步电动机处于电动或发电状态，在直流滤波电路和异步电动机之间，总会有无功功率的交换，这种无功能量要靠直流中间电路的储能元件来缓冲。同时，三相整流桥输出的电压和电流属直流脉冲电压和电流。为了减小直流电压和电流的波动，直流滤波电路起到对整流电路的输出进行滤波的作用。

通用变频器直流滤波电路的大容量铝电解电容，通常是由若干个电容器串联和并联构成电容器组，以得到所需的耐压值和容量。另外，因为电解电容器容量有较大的离散性，这将使它们随的电压不相等。因此，电容器要各并联一个阻值等相的匀压电阻，消除离散性的影响，因而电容的寿命则会严重制约变频器的寿命。

3) 逆变电路

逆变电路的作用是在控制电路的作用下，将直流电路输出的直流电源转换成频率和电压都可以任意调节的交流电源。逆变电路的输出就是变频器的输出，所以逆变电路是变频器的核心电路之一，起着非常重要的作用。

最常见的逆变电路结构形式是利用六个功率开关器件（GTR、IGBT、GTO 等）组成的三相桥式逆变电路，有规律的控制逆变器中功率开关器件的导通与关断，可以得到任意频率的三相交流输出。

通常的中小容量的变频器主回路器件一般采用集成模块或智能模块。智能模块的内部高度集成了整流模块、逆变模块、各种传感器、保护电路及驱动电路。如三菱公司生产的

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

IPMPM50RSA120，富士公司生产的 7MBP50RA060，西门子公司生产的 BSM50GD120 等，内部集成了整流模块、功率因数校正电路、IGBT 逆变模块及各种检测保护功能。模块的典型开关频率为 20KHz，保护功能为欠电压、过电压和过热故障时输出故障信号灯。

逆变电路中都设置有续流电路。续流电路的功能是当频率下降时，异步电动机的同步转速也随之下降。为异步电动机的再生电能反馈至直流电路提供通道。在逆变过程中，寄生电感释放能量提供通道。另外，当位于同一桥臂上的两个开关，同时处于开通状态时将会出现短路现象，并烧毁换流器件。所以在实际的通用变频器中还设有缓冲电路等各种相应的辅助电路，以保证电路的正常工作和在发生意外情况时，对换流器件进行保护

自 20 世纪 70 年代以来，随着交流电动机调速控制理论、电力电子技术、以微处理器为核心的全数字化控制等关键技术的发展，交流电动机变频调速技术逐步成熟。目前，变频调速技术的应用几乎已经扩展到了工业生产的所有领域，并且在空调、洗衣机、电冰箱等家电产品中得到了广泛的应用。

如果变频器的型号选择不当，不但可引起不必要的浪费，甚至导致设备无法正常运行，所以必须正确的选择与三相异步电动机及设备相配套的变频器型号并进行良好的日常维护方能达到最佳使用效果。

一、变频器的选择应满足以下条件

（一）电压等级应与三相异步电动机的额定电压相符

（二）变频器的类型选择

1. 对于风机和泵类负载，由于低速时转矩较小，对过载能力和转速精度要求较低，故选用价廉的变频器。

2. 对于希望具有恒转矩特性，但在转速精度及动态性能方面要求不高的负载，可选用无矢量控制型变频器。

3. 对于低速时要求有较硬的机械特性，并要求有一定的调速精度，但在动态性能方面无较高要求的负载，可选用不带速度反馈的矢量控制型变频器。

4. 对于某些在调速精度和动态性能方面都有较高要求，以及要求高精度同步运行等负载，可选用带速度反馈的矢量控制型变频器。

（三）变频器容量的选择

变频器的容量通常用额定输出电流(A)、输出容量(kVA)、适用电动机功率(kw)表示。其中，额定输出电流为变频器可以连续输出的最大交流电流有效值，不论什么用途都不允

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

许连续输出超过此值的电流。输出容量是决定于额定输出电流与额定输出电压的三相视在输出功率。适用电动机功率是以 2 至 4 极的标准电动机为对象，表示在额定输出电流以内可以驱动的电动机功率。6 极以上的电动机和变极电动机等特殊电动机的额定电流比标准电动机大，不能根据适用电动机的功率选择变频器容量。因此，用标准 2 至 4 极电动机拖动的连续恒定负载，变频器的容量可根据适用电动机的功率选择。对于用 6 极以上和变极电动机拖动的负载、变动负载、断续负载和短时负载，变频器的容量应按运行过程中可能出现的最大工作电流来选择，即 $I_N \geq I_{Mmax}$ 式中 I_N ——变频器的额定电流

I_{Mmax} ——电动机的最大工作电流

11.3 技术参数

输入频率(Hz)	45Hz 到 55Hz
输入功率因数	0.95 (>20%负载)
变频器效率	额定负载下>0.96
输出频率范围(Hz)	0.5Hz 到 120Hz
输出频率分辨率(Hz)	0.01Hz
过载能力	120%一分钟，150%立即保护
模拟量输入	0~10V/4~20mA，任意设定
模拟量输出	两路 0~10V/4~20mA 可选
加减速时间	0.1 到 3000s
控制开关量输入输出	可按用户要求扩展
运行环境温度	0 到 40℃
贮存/运输温度	-40 到 70℃
冷却方式	风冷
环境湿度	<90%,无凝结
安装海拔高度	<1000 米
防护等级	IP20

3KV 系列

变频器型号	A03/050 ~ A03/150 (含)	A03/150 ~ A03/300 (含)
-------	-----------------------	-----------------------

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

变频器容量 (KVA)	250 ~ 750	750 ~ 1500
适配电机功率 (KW)	200 ~ 600	600 ~ 1250
额定输出电流 (A)	50 ~ 150	150 ~ 300
额定输入电压 (V)	3000V±10%	
外型尺寸(mm) (W×H×D)	3900×2480×1200	(3900~5400) ×2480×1200
重量(Kg)	3000 ~ 5000	5000 ~ 7300

6KV 系列

变频器型号	A06/025 ~ A06/050 (含)	A06/050 ~ A06/170 (含)	A06/170 ~ A06/220 (含)	A06/220 ~ A06/400 (含)
变频器容量 (KVA)	250 ~ 500	500 ~ 1750	1750 ~ 2200	2250 ~ 4000
适配电机功率 (KW)	200 ~ 400	400 ~ 1400	1400 ~ 1800	1800 ~ 3200
额定输出电流 (A)	25 ~ 50	50 ~ 170	170 ~ 220	220 ~ 400
额定输入电压 (V)	6000V±10%			
外型尺寸(mm) (W×H×D)	3600×2480×1200	3900~5100) ×2480×1200	4900×2480×1200	(5400~ 7200) ×2480×1200

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

重量 (Kg)	3500 ~ 4200	4200 ~ 6000	6000 ~ 8000	8000 ~ 12000
------------	-------------	-------------	-------------	-----------------

10KV 系列

变频 器型号	A10/010 ~ A10/050 (含)	A10/050 ~ A10/110 (含)	A10/110 ~ A10/220 (含)	A10/220 ~ A10/400 (含)
变频 器容量 (KVA)	250 ~ 780	780 ~ 2000	2000 ~ 3800	3800 ~ 6250
适配 电机功率 (KW)	200 ~ 630	630 ~ 1600	1600 ~ 3000	3000 ~ 5000
额定 输出电流 (A)	10 ~ 50	50 ~ 110	110 ~ 220	220 ~ 400
额定 输入电压 (V)	10000V±10%			
外型 尺(mm) (W×H×D)	(4200~ 4800) ×2480×1200	5700×2480×1200	6800×2480×1600	(8000~ 9000) ×2480×1600
重量 (Kg)	4000	5000 ~ 8000	9500 ~ 12000	12000 ~ 18000

综合考虑各种因素后确定选用 VFD-M 型变频器。

12 电动机的选择

12.1. 电动机的介绍

电动机是把电能转换成机械能的设备，分布于各个用户处，电动机按使用电源不同分为直流电动机和交流电动机，电力系统中的电动机大部分是交流电机，可以是同步电机或者是异步电机（电机定子磁场转速与转子旋转转速不保持同步速）。

它是将电能转变为机械能的一种机器。通常电动机的作功部分作旋转运动，这种电动机称为转子电动机；也有作直线运动的，称为直线电动机。电动机能提供的功率范围很大，从毫瓦级到万千瓦级。电动机的使用和控制非常方便，具有自起动、加速、制动、反转、掣住等能力，能满足各种运行要求；电动机的工作效率较高，又没有烟尘、气味，不污染环境，噪声也较小。由于它的一系列优点，所以在工农业生产、交通运输、国防、商业及家用电器、医疗电器设备等各方面广泛应用。

各种电动机中应用最广的是交流异步电动机（又称感应电动机）。它使用方便、运行可靠、价格低廉、结构牢固，但功率因数较低，调速也较困难。大容量低转速的动力机常用同步电动机（见同步电机）。同步电动机不但功率因数高，而且其转速与负载大小无关，只决定于电网频率。工作较稳定。在要求宽范围调速的场合多用直流电动机。但它有换向器，结构复杂，价格昂贵，维护困难，不适于恶劣环境。20 世纪 70 年代以后，随着电力电子技术的发展，交流电动机的调速技术渐趋成熟，设备价格日益降低，已开始得到应用。电动机在规定工作制式（连续式、短时运行制、断续周期运行制）下所能承担而不至引起电机过热的最大输出机械功率称为它的额定功率，使用时需注意铭牌上的规定。电动机运行时需注意使其负载的特性与电机的特性相匹配，避免出现飞车或停转。电动机的调速方法很多，能适应不同生产机械速度变化的要求。一般电动机调速时其输出功率会随转速而变化。从能量消耗的角度看，调速大致可分两种：① 保持输入功率不变。通过改变调速装置的能量消耗，调节输出功率以调节电动机的转速。② 控制电动机输入功率以调节电动机的转速。

12.2 电动机的选择原则

电动机的选择一般包括选择电动机的类型、电动机的功率及额定转矩等。其具体思路如下：首先，选择电动机的类型，然后比较电动机的机械特性与负载特性，看它们是否吻

合，并在此基础上检查是否满足调速范围与精度，顺便考虑一下经济性的问题，如果以上各个方面均满足，接下来，我们便可以开始计算电动机功率，进行起动转矩过载倍数及加速转矩校验、发热校验等。如过发热校验不通过，可以减小功率数或改用FSN小的电机。或者，在满足加速度要求下，看能否通过减小加速转矩来满足上述要求。最后，再作出具体决定。

步进电机的选择

步进电机有步距角（涉及到相数）、静转矩、及电流三大要素组成。一旦三大要素确定，步进电机的型号便确定下来了。

1、步距角的选择

电机的步距角取决于负载精度的要求，将负载的最小分辨率（当量）换算到电机轴上，每个当量电机应走多少角度（包括减速）。电机的步距角应等于或小于此角度。目前市场上步进电机的步距角一般有 0.36 度/0.72 度（五相电机）、0.9 度/1.8 度（二、四相电机）、1.5 度/3 度（三相电机）等。

2、静力矩的选择

步进电机的动态力矩一下子很难确定，我们往往先确定电机的静力矩。静力矩选择的依据是电机工作的负载，而负载可分为惯性负载和摩擦负载二种。单一的惯性负载和单一的摩擦负载是不存在的。直接起动时（一般由低速）时二种负载均要考虑，加速起动时主要考虑惯性负载，恒速运行进只要考虑摩擦负载。一般情况下，静力矩应为摩擦负载的 2-3 倍内好，静力矩一旦选定，电机的机座及长度便能确定下来（几何尺寸）。

3、电流的选择

静力矩一样的电机，由于电流参数不同，其运行特性差别很大，可依据矩频特性曲线图，判断电机的电流（参考驱动电源、及驱动电压）

综上所述选择电机一般应遵循以下步骤：

4、力矩与功率换算

步进电机一般在较大范围内调速使用、其功率是变化的，一般只用力矩来衡量，力矩与功率换算如下：

$$P = \Omega \cdot M$$

$$\Omega = 2\pi \cdot n / 60$$

$$P = 2\pi n M / 60$$

其 P 为功率单位为瓦, Ω 为每秒角速度, 单位为弧度, n 为每分钟转速, M 为力矩单位为牛顿·米

$$P=2nfM/400(\text{半步工作})$$

其中 f 为每秒脉冲数（简称 PPS）

（二）、应用中的注意点

- 1、步进电机应用于低速场合---每分钟转速不超过 1000 转, (0.9 度时 6666PPS), 最好在 1000-3000PPS(0.9 度) 间使用, 可通过减速装置使其在此间工作, 此时电机工作效率高, 噪音低。
- 2、步进电机最好不使用整步状态, 整步状态时振动大。
- 3、由于历史原因, 只有标称为 12V 电压的电机使用 12V 外, 其他电机的电压值不是驱动电压值, 可根据驱动器选择驱动电压（建议: 57BYG 采用直流 24V-36V, 86BYG 采用直流 50V, 110BYG 采用高于直流 80V), 当然 12 伏的电压除 12V 恒压驱动外也可以采用其他驱动电源, 不过要考虑温升。
- 4、转动惯量大的负载应选择大机座号电机。
- 5、电机在较高速或大惯量负载时, 一般不在工作速度起动, 而采用逐渐升频提速, 一电机不失步, 二可以减少噪音同时可以提高停止的定位精度。
- 6、高精度时, 应通过机械减速、提高电机速度, 或采用高细分数的驱动器来解决, 也可以采用 5 相电机, 不过其整个系统的价格较贵, 生产厂家少, 其被淘汰的说法是外行话。
- 7、电机不应在振动区内工作, 如若必须可通过改变电压、电流或加一些阻尼的解决。
- 8、电机在 600PPS (0.9 度) 以下工作, 应采用小电流、大电感、低电压来驱动。
- 9、应遵循先选电机后选驱动的原则。

综合以上等因素和实际, 最后决定选用 MSM590—502C 型电机。

13 经济效益分析报告

1、长短误差的影响：

因建筑行业规定：钢筋定尺不允许短，只允许长。过长的钢筋被埋在混凝土里不起作用而浪费了。定尺精度差的有 50~100mm 长度差，如果定尺 9 米下料，平均超长按 50mm 计算，则 $50 \div 9000 = 0.0055$ 即 5% 的损失，如果下短料的话损失会更大，最糟糕的是如果准备上钢筋网项目的话，定尺精度差的钢筋是上不了焊网机的。

2、错误动作的影响：

a、切不断：在运行过程中当钢筋没有被切断时务必停车处理，不但影响产量，而且操作又辛苦。

b、连切：连切引起的短断头废料损失有 2%~5%；而且还会增加切断机构的机械磨损。

3、扭曲和损肋的影响：

对热轧带肋钢筋的开卷调直来讲，关键的质量问题是扭不扭曲和损不损肋，扭曲和损肋一直是阻碍着新 III 级钢筋推广应用的难题。

如果扭曲：

a、损肋务必伤肋会很厉害；

b、对制作钢筋焊网会带来很大的难度。

而损肋：

a、钢筋在混凝土里的锚固力会显著减少，严重影响工程质量；

b、储运时间稍长容易生锈，同样影响工程质量（以上两点对钢筋加工企业来讲或是增加营销成本，或是相对低价销售）；

c、成材率即经调直后每吨钢筋重量减轻 8-12 公斤，也直接影响钢筋加工企业的经济效益；

d、增加了钢筋调直机的附加能耗和加速调直辊的磨损，即增加用电量和影响机器零部件的使用寿命。

小 结

通过对 GW40 型钢筋弯曲机机构位置参数和动力参数的简单计算，结合具体实例，对机构中两种轴布置方式分析比较，最终确定主动轴和从动轴，又通过计算确定了各个齿轮的主要参数，在设计的过程中，系统主要参数的计算最为重要，直接关系到系统的稳定和性能。最后对控制设备的选择和电机的选择作了简要的说明，从而完成简 GW40 型可调速钢筋弯曲机的设计。

由于设计时间仓促，资料缺乏，整个设计还存在一些问题，一些尺寸的精度不够。在实际应用是要经过多次调整才能达到预期效果，望各位老师批评指正。

总 结

近三个月的毕业设计终于结束了，通过这段日子的设计学习，自己的专业知识和独立思考问题的能力有了很大的提高，对我走向社会从事本专业工作有着深远的影响。现在就谈谈对本次毕业设计过程中的认识和体会。

首先，我学会了查阅资料和独立思考。我的课题是钢筋弯曲机的设计。在设计过程中，真正体会到了实践的重要性。我曾到建筑工地去参观学习，了解现场环境和设备，真正从实际出发来考虑自己的设计。同时，广泛深入图书馆，实事求是，认真查阅有关书籍资料，锻炼了自己的分析问题、解决问题的能力。不可否认，在这个过程中，也遇到不少困难，所幸的是得到了陈老师的悉心指导，起到了点石成金的作用，大大启发了我，使我能不断前进。

其次，认识到实践的重要性。这次设计我做了很多重复工作、无用功，但是这些重复工作和无用功积累了设计经验。同时也认识到设计不能只在脑子里想其结构、原理，必须进行实际操作。另外，也应从多个角度来思考问题的所在，尝试其它的方法，以求找到最佳方法，因为即使想的很完美，但到实际的设计时会遇到很多想不到的实际问题。

在设计的过程中，也出现了一些客观不足的问题，就是支架，减速器的箱盖只能靠想象，不能根据实际的情况来作合适、客观地修改，难免有些缺点和不足，由于诸多原因，本次设计存在一些不足和有待改善的地方，希望老师能够看待。

最后，衷心感谢陈涛老师的细心指导和教导，使我在大学里的最后一段时间里，学到了更多的知识。

参考文献

- 1 吴宗泽主编。机械设计实用手册。北京：化学工业出版社 2000。
- 2 江耕华，陈启松主编。机械传动手册。北京：煤炭工业出版社 1999。
- 3 机械化科学研究院编。实用机械设计手册。北京：中国农业机械出版社 2000。
- 4 西北工业大学机械原理及机械零件教研室编。机械设计。北京：高等教育出版社 2000。
- 5 陈作模主编。机械原理。北京：高等教育出版社 1998。
- 6 王光铨主编。机床电力拖动与控制。北京：机械工业出版社 1999
- 7 马晓湘，钟均祥主编。画法几何及机械制图。广州：华南理工大学出版社 2002。
- 8 廖念针主编。互换性与测量技术基础。北京：中国计量出版社 2002。
9. 实用机械电气技术手册·机械工业出版社 1996
10. 王良文, 王新杰, 李荣华. 钢筋弯曲机传动方案的选择与比较 [J]. 郑州轻工业学院学报, 2003,
- 11 赵全喜 , 杨丽红 , 谢天. 钢筋弯曲机的改造 [J]. 建筑工人, 2004, (04) .
- 12 王良文, 陈学文, 李安生. 基于 Matlab 的钢筋弯曲机蜗轮传动系统的优化设计 建筑机械化. 2009. 9(03)
- 13 徐灵根, 张美娟, 申来明. 新型刻度盘式自动归位钢筋弯曲机设计 浙江水利电科专科学院报. 2006. (02)
- 14 王良文, 沈晓滨, 潘春梅, 唐维纲, 张小辉. 国产钢筋弯曲机的技术现状与改良方向 郑州轻工业学院学报 (自然科学版). 2010. (04)
- 15 于明洲. 螺旋箍筋成型机系统设计 天津大学. 2007
- 16 吴学松. 两种新型钢筋弯曲机—GW32、GW40 钢筋弯曲机 . 建筑机械化, 1987. (05)