

1 引言

近几年,我国工程建筑机械行业能获得快速发展,原因一是经过引进国际先进技术提升自身产品层次和国内劳动力成本便宜,另一原因是国家持续多年实施的积极的财政政策更是促使行业增加的根本动因。

经过国家连续多年实行对财政政策的刺激,同工程建筑机械产品的出口形势也有所好转。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。

几十年来,我国钢筋加工机械,一向用老机型产品,整机笨重、寿命太长和更新换代缓慢的缺点一向是老产品普遍存在。如钢筋弯曲机选用蜗轮、蜗杆传动,控制选用挡顺开关的缺点是自动化水平低、能耗大、传动效率低。

国际拐筋加工机械的状况:从总体看国际钢筋加工机械,产品品种齐备,产品系列化水平高,有C/28、C/32、C/36、C/42、C/50五种型号切断机。弯曲机产品自动化水平高,选用电子计算机程序控制,根据任意弯曲尺寸和角度要求调整,并且,可同时进行2 或4 不同角度弯曲。对比单机,拥有耗能少、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,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

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

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

建筑行业弯曲 $\Phi 6$ — $\Phi 40$ 钢筋选用 GW40 型钢筋弯曲机。

GW40 型钢筋弯曲机工作流程简单，弯曲形状相同，操作简单，使用性能稳定，它能够将 Q235 $\Phi 40$ 圆钢或 $\Phi 8$ — $\Phi 32$ 螺纹钢筋弯曲成工程中需要的各类形状。

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	$760 \times 760 \times 685$
整机重量	4000kg

钢筋弯曲机结构的改善属于钢筋弯曲机的一种。其结构中的其特性：一级减速由双级制动电机与减速机直联组成；二级减速由大小齿轮啮合组成；大齿轮始终带动工作盘面旋转；工作盘面上有中心轴孔以及若干弯曲轴孔组成；若干定位轴孔设在工作台面。这样组成输入、输出转数比精准，弯曲速度较为安全、准确，电气自动控制变换速度可调，制动器保证弯曲角度不变。

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）：

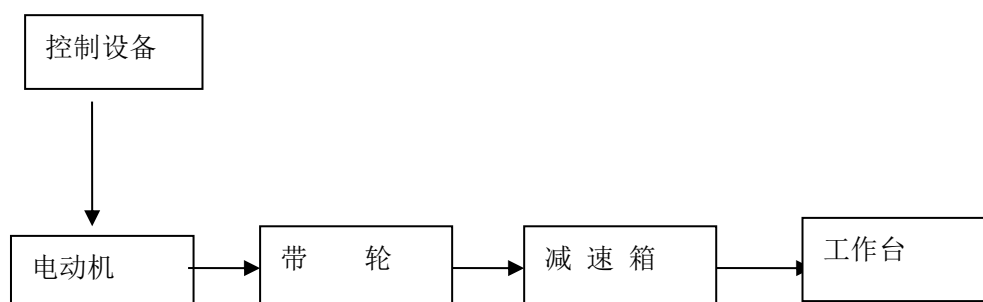


图 3.1 工作框图

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）

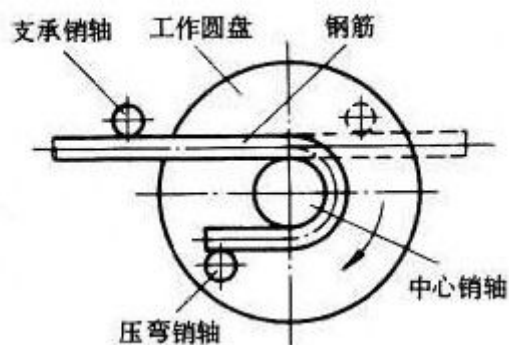


图 3.2 钢筋弯曲机工作原理图

3.3 工作原理

GW-40 弯曲机由图 3.2 所示，钢筋水平置放在中心销轴和支撑销轴之间中，圆盘旋转带动钢筋旋转将钢筋弯曲。便弯曲不同直径的钢筋可以放在其他孔中，也可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. 钢筋受力相关计算的标记图 4.1。假设弯矩： $M_t = F_r \sin \alpha L_0 \sin \alpha$ 式中钢筋受到的作用力 F ； F 的径向分力为 F_r ； α 为 F 与钢筋轴线夹角。

M_t 固定，拨斜柱和中心轴径向负荷越小 α 值越大； $\alpha = \arccos(L_1/L_0)$ 固定时， L_0 也越大。弯曲机的工作盘应增大半径，并且增大主轴中心距到离拨斜柱中心 L_0

GW-40 钢筋弯曲机的工作盘设计：直径 R200mm，空间距 120mm， $L_0=169.6 \text{ mm}$ ， $L_s=235.2$ ， $\alpha=43.81^\circ$

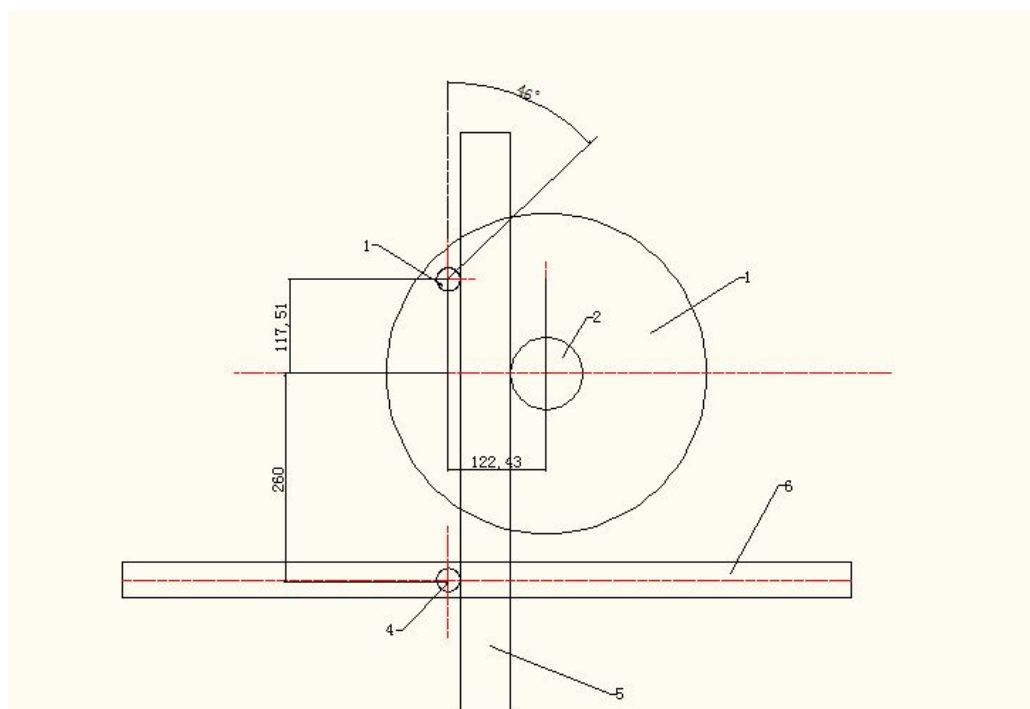


图 4.1 钢筋受力情况

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

依钢筋弯曲加工规则弯曲半径弯曲钢筋的力，他的弯曲那一点的形变量的达到材料的延伸率。

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，，圆截面 $K_1 = 1.7$ ；于 25MnSi 螺纹钢 $M_0 = 374 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ ，则得出 $M_0 = 3978 \text{ (N} \cdot \text{m)}$ 为始弯矩的值。

2. 钢筋变形硬化后的终弯矩

钢筋产生变形硬化： $M = (K_1 + K_0/2R_x) W \sigma_s$ 式中， K_0 为强化系数 $\delta_p = 14\%$ ， $R_x = R/d_0$ ， 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

$M_t = [(M_0 + M)/2]/K = 8738 \text{ (N} \cdot \text{m)}$ 式中，弯曲时的滚动摩擦系数为 K ， $K = 1.04$ 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： $M_t = 8738 \text{ (N} \cdot \text{m)}$ ，取较大者。

4. 电动机功率

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

$A = A_0/\eta = 3.8 \text{ (KW)}$ ，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

普通 v 带传动用于电动机与齿轮减速器之间，额定功率 4KW，转速 1440 r/min ，减速器输入轴转速 514 r/min ，输送装置工作有冲击，每天工作 15 个小时，故选择电动机为 Y112M-4

5.1.1 设计功率

依工作表 8—1—22 查得系数 $K_A=1.3$ ， $P_d = K_A \cdot P = 4.8 \text{ KW}$

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 类

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}

依据表 8—1—12 以及表 8—1—14 取小带轮基准直径 $d_{d1} = 75.0 \text{ mm}$

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 $\varepsilon = 0.02$

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

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

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

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

带式输送装置，转速误差可以在 $\pm 5\%$ 范围

5.1.6 带速 v

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

5.1.7 初定轴间距 a_0

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

$$196 \leq a_0 \leq 560$$

$$\text{取 } a_0 = 400 \text{ mm}$$

5.1.8 所需 v 带基准长度 L_{d0}

$$\begin{aligned} L_{d0} &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 400 + \frac{\pi}{2}(75 + 205) + \frac{(205 - 75)^2}{4 \times 400} \\ &= 800 + 439.6 + 10.56 \\ &= 1250.16 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ \\ &= 180^\circ - 18.62^\circ \\ &= 161.38^\circ > 120^\circ \end{aligned}$$

5.1.11 单根 v 带的基本额定功率 p_1

由 $d_{d1} = 75 \text{ mm}$ 和 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$ 表 8—1—27 (c) 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) 得 A 型 v 带的 $\Delta p_1 = 0.17 \text{ KW}$

5.1.13. V 带的根数 Z

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

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

由 $L_D = 1250\text{mm}$ 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

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

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

5.1.15. 压轴力 F_Q

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

5.1.16 制工作图 5.1

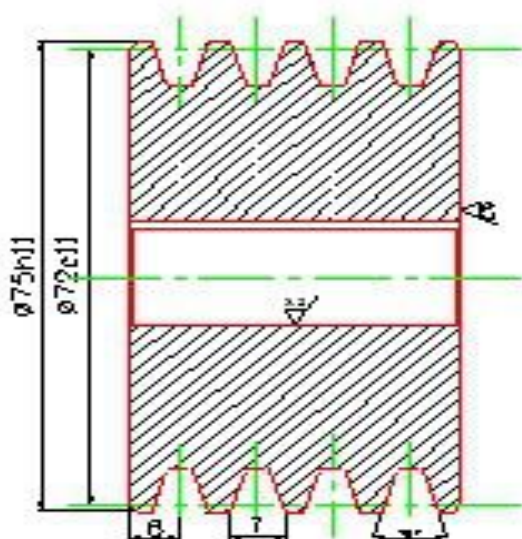


图 5.1 V 带轮

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: 大齿轮, 小齿轮均为 40Cr, 表面淬火, 齿面硬度为 48-50HRC, 精度等级为 6 级。由图 8—3—9 (d) 中的 MQ 级质量指标查得 $\sigma_{FE1} = \sigma_{FE2} = 700\text{MPa}$, $\sigma_{F\lim1} = \sigma_{F\lim2} = 350\text{MPa}$

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 (依据表 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 (依据表 8—3—4 推荐表)

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

6.2.3. 齿数 z_1, z_2

确定齿数 z_1, z_2

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

$$z_2 = z_1 \mu = 5.5 \times 21 = 115.5$$

$$\text{取 } z_2 = 116$$

6.2.4. 计算主要的几何尺寸

计算主要的几何尺寸（依据表 8—3—5 进行计算）

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

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

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

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

$$\text{端面压力角 } \alpha = 20^\circ$$

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

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

$$\text{齿顶圆压力角 } \alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = 31.03^\circ$$

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

$$\begin{aligned} \text{端面重合度 } \varepsilon_a &= \frac{1}{2\pi} [(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha) z_1 + (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha) z_2] \\ &= 1.9 \end{aligned}$$

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

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

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: $\sigma_H = [\sigma_H]$

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

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

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 $K_A = 1$ （依据表 8—3—31 查取）

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

式中 $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 63.17 \times 514}{60 \times 1000} = 1.7 \text{ m/s}$
 $A = 83.7 \quad B = 0.4 \quad C = 6.58$

$$K_V = 1.2$$

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

节点区域系数 $Z_H = 1.5$ （依据图 8—3—11 查取）

重合度的系数 $Z_\epsilon = 0.77$ （依据图 8—3—12 查取）

螺旋角系数 $Z_\beta = 0.80$ （依据图 8—3—13 查取）

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

单对齿啮合系数 $Z_B = 1$

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

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

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

最小安全系数 $S_{H\lim} = 1.1$ （依据表 8—3—35 查取）

寿命系数 $Z_{NT} = 0.92$ （依据图 8—3—17 查取）

润滑剂系数 $Z_L = 1.06$ （图 8—3—19 查取，按油粘度等于 350 m/s ）

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

粗糙度系数 $Z_R=0.9$ （依据图 8—3—21 查取）

齿面工作硬化系数 $Z_w=1.04$ （齿面硬度 45HRC，图 8—3—22）

尺寸系数 $Z_x=1$ （依据图 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 $Y_{Fa1}=2.61$ ， $Y_{Fa2}=2.2$ （依据图 8—3—15（a）查取）

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

重合度系数 $Y_{\varepsilon}=1.9$

螺旋角系数 $Y_{\beta}=1.0$ （依据图 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 $K_{F\alpha}=1.0$ （依据表 8—3—33 查取）

则 $\sigma_{F1}=94.8 \text{ MPa}$

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

许用应力： $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_{F\lim}} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta\text{rel}T} Y_{\text{Rel}T} Y_X$ （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 $S_{F\lim}=1.25$ （依据表 8—3—35 查取）

应力修正系数 $Y_{ST}=2$ （依据表 8—3—30 查取）

寿命系数 $Y_{ST}=0.9$ （依据图 8—3—18 查取）

齿根圆角敏感系数 $Y_{\sigma_{ellT}}=0.97$ （依据图 8—3—25 查取）

齿根表面状况系数 $Y_{RelT}=1$ （依据 8—3—26 查取）

尺寸系数 $Y_X=1$ （依据图 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

齿厚偏差代号为: 6KL GB10095—88 (图 8—3—54)

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（依据表 8—3—58 查取）第 I 公差组检验切向综合公差 F_i^1 , $F_i^1 = F_p + F_f = 0.063 + 0.009 = 0.072 \text{ mm}$, (依据表 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 , $f_i^1 = 0.6(f_{pt} + f_t) = 0.6(0.009 + 0.011) = 0.013 \text{ mm}$ 。

6.4.3 齿轮副的检验项目与公差值

依据齿厚偏差的代号 KL, 依据表 8—3—53m 的计算式求得齿厚的上偏差 $E_{ss} = -12 f_{pt} = -0.108 \text{ mm}$, 下偏差 $E_{si} = -16 f_{pt} = -0.144 \text{ mm}$; 公法线的平均长度上偏差

$$E_{WS} = E_{ss} \cos \alpha - 0.72 F_T \sin \alpha = -0.108 \times \cos 20^\circ - 0.72 \times 0.36 \times \sin 20^\circ = -0.110 \text{ mm}, \text{下}$$

偏差 $E_{wi} = E_{si} \cos \alpha + F_T \sin \alpha = -0.144 \times \cos 20^\circ + 0.72 \times 0.36 \times \sin 20^\circ = -0.126 \text{ mm}$; 依据

表 8—3—19 得公法线长度 $W_{kn} = 87.652$, 跨齿数 $K=10$, 公法线长度偏差可为:

$87.652_{-0.126}^{-0.110}$, 检验接触斑点,; 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, 依据表 8—3—69, 依据表 8—3—59 及依据 8—3—60 计算与查取); 检验齿切向综合公差 $f_{ic} = 0.0228 \text{ mm}$, (依据 8—3—58 的表注 3, 依据表 8—3—69, 依

据表 8—3—59 计算与查取)。检验轴线的平行度公差, $f_x=0.012\text{mm}$, $f_y=0.006\text{mm}$ (依据表 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。大齿轮的功率来确定大轮的孔径为 50mm, 齿轮的径向和端面跳动公差为 0.014mm,

齿轮工作图 6.1

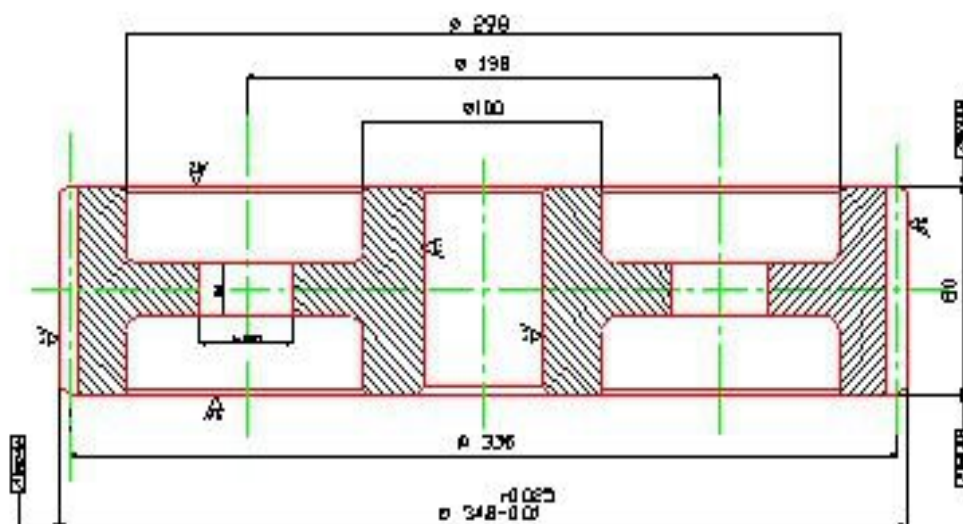


图 6.1 大齿轮

6.4.5 第二级传动比

参照一级传动比。

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。

依据表 8—3—24 和表 8—3—25 选择两齿轮材料为：大齿轮，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。齿轮图 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 (依据表 8—3—28 公式进行设计)

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

$$C_m = 1$$

$$A_a = 483$$

$$K = 1.7$$

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

$$\Phi_\alpha = 0.4$$

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

$$\mu = 6$$

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

7.2.2 模数 m

确定模数 m (依据表 8—3—4 推荐表)

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

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

计算几何尺寸（依据表 8—3—5 进行计算）

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

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

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

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

$$\text{齿根圆直径} \quad d_{f1} = mz_1 - 2.5m = 102 \text{mm}$$

$$d_{f2} = mz_2 - 2.5m = 678 \text{mm}$$

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

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

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

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

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

$$\begin{aligned} \text{端面重合度} \quad \varepsilon_a &= \frac{1}{2\pi} [(\operatorname{tg} \alpha_{at1} - \operatorname{tg} \alpha) z_1 + (\operatorname{tg} \alpha_{at2} - \operatorname{tg} \alpha) z_2] \\ &= 1.15 \end{aligned}$$

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

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

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

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（依据表 8—3—30）

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 $F_t = \frac{2000 \times T_1}{d_1} = \frac{2000 \times 1910}{63} = 34108\text{N}$

使用系数 $K_A = 1$ （依据表 8—3—31 查取）

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

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

$A=83.5 \quad B=0.45 \quad C=6.58$

$K_V = 1.05$

$K_{H\alpha} = 1.0$ 为间载荷系数依据表 8—3—33）

$Z_H = 1.5$ 为点区域系数（依据图 8—3—11 查取）

$Z_\varepsilon = 0.93$ 为合度的系数（依据图 8—3—12 查取）

$Z_\beta = 0.80$ 为螺旋角系数（依据图 8—3—13 查取）

$Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$ 为性系数（依据表 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 $\sigma_{H\lim}=1120\text{MPa}$

$S_{H\lim}=1.1$ 为小安全系数（8—3—35 查取）

$Z_{NT}=0.92$ 为命系数（图 8—3—17 查取）

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

$Z_R=0.9$ 为糙度系数（由图 8—3—21 查取）

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

$Z_X=1$ 为寸系数（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

齿根的强度（依据表 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： $Y_{Fa1}=2.62$ $Y_{Fa2}=2.3$ 齿形系数依据图 8—3—15（a）

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

重合度系数 $Y_{\varepsilon}=1.9$

螺旋角系数 $Y_{\beta}=1.0$ （依据图 8—3—14）

$K_{H\beta}^N=1.3$ 为分布系数（依据表 8—3—30）

则 $\sigma_{F1}=94.8\text{MPa}$

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

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_{F\lim}} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta\text{rel}T} Y_{\text{Rel}T} Y_X \text{ 为用应力（依据 } \sigma_{F\lim} \text{ 值小齿轮校核）}$$

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

$S_{F\lim} = 1.25$ 为全系数（依据表 8—3—35 查取）

$Y_{ST} = 2$ 为力修正系数（依据表 8—3—30 查取）

$Y_{ST} = 0.9$ 为命系数（依据图 8—3—18 查取）

$Y_{\delta\text{rel}T} = 0.97$ 为根圆角敏感系数（按图 8—3—25 查取）

$Y_{\text{Rel}T} = 1$ 为根表面状况系数（按图 8—3—26 查取）

尺寸系数 $Y_X = 1$ （依据图 8—3—24 查取）

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

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

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

齿厚偏差代号：6KL GB10095—88（依据考表 8—3—54）

7.4.2 齿轮的三个公差组的检验项目及公差值

第 I 公差组检验切向综合公差 F_i^1 ， $F_i^1 = F_p + F_f = 0.063 + 0.009 = 0.072 \text{ mm}$ ；第 II 公差组检验齿切向综合公差 f_i^1 ， $f_i^1 = (f_{pt} + f_t) 0.6 = 0.012 \text{ mm}$ ，（依据表 8—3—69 计算，依据表 8—3—59）；第 III 公差组检验齿向公差 $F_\beta = 0.012$ （依据表 8—3—61）。

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）

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 $E_{ws} = E_{ss} \cos \alpha - 0.72 F_T \sin \alpha = -0.110\text{mm}$, 下偏差 $E_{wi} = E_{si} \cos \alpha + 0.72 F_T \sin \alpha = 20^0 = -0.126\text{mm}$; 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, 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%; 检验齿切向综合公差 $f_{ic} = 0.0228\text{mm}$, (根据 8—3—58 表注 3, 依据 8—3—69, 依据 8—3—59)。

7.4.4 齿坯的精度

大齿轮的功率可知, 大齿轮孔径为 50mm, 其尺寸和形状公差等级为级, 即 0.015mm, 齿轮的径向和端面跳动公差为 0.015mm。

7.4.5 齿轮工作图

齿轮工作图如下 7.1

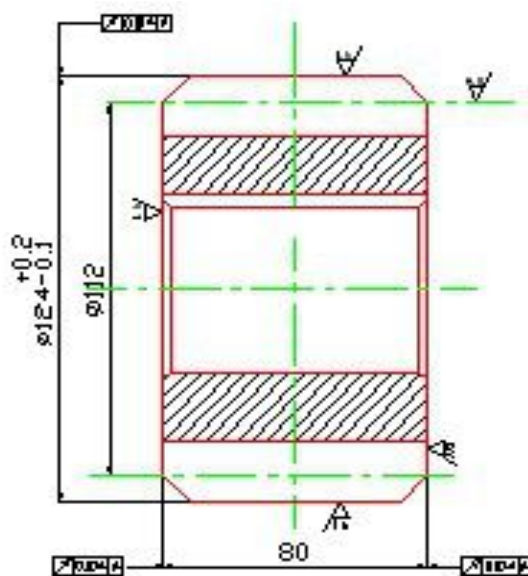


图 7.1 小齿轮

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：

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

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

$$\text{轴向力 } F_{a1} = F_1$$

小轮的受力：

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

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

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

8.2 计算支力和弯矩

1. 垂直平面中的支反力：

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

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

2. 水平面中的支反力：

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

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

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

$$213$$

$$= 261 \text{ N}$$

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

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

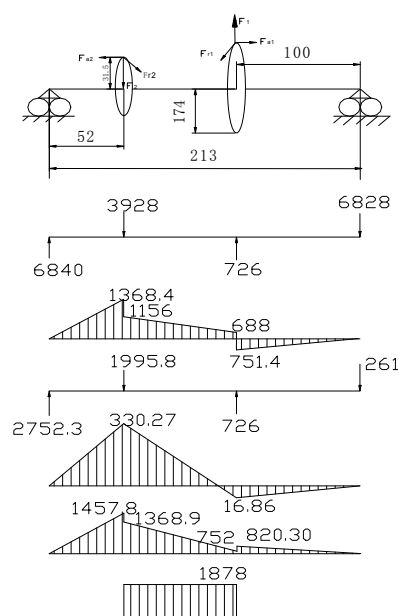
$$M_{wIIa} = \sqrt{(M''_{wII})^2 + (M'_{wIIa})^2} = \sqrt{1368.4^2 + 504^2} = 1457.8 N \cdot m$$

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

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

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

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

$$W_T = 2W = 38290mm^3$$

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

$$\Psi = 0.1$$

$$\text{齿轮轴的齿} \quad k_\sigma = 1$$

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

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

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

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

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

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

$$[S] = 1.8$$

$$S > 1.8$$

则 轴的强度满足要求

2. 截面 II—II 校核

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

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

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

$$W_T = 2W = 79525.21mm^3$$

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

$$\Psi = 0.1$$

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

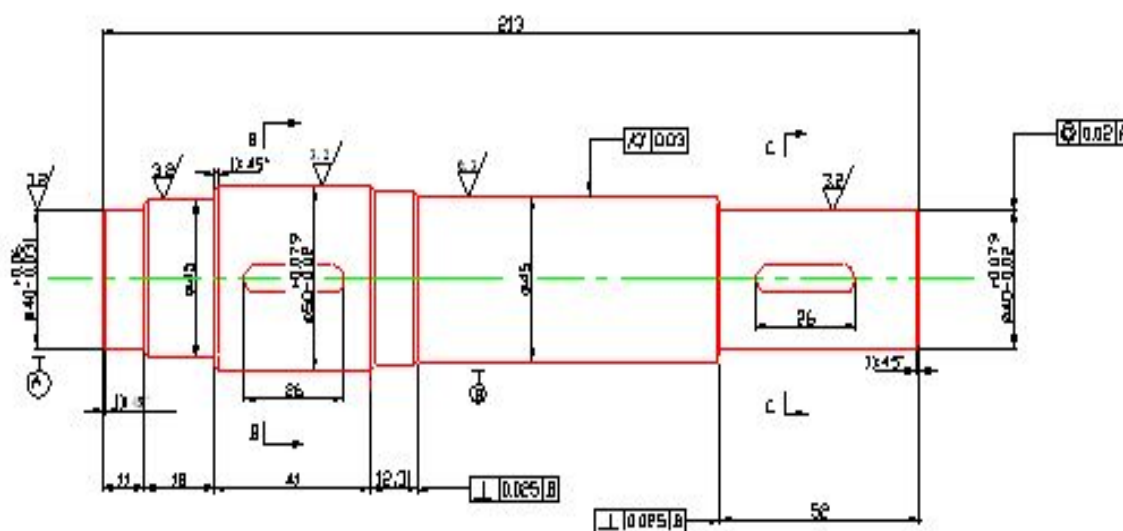


图 8.1 轴

9 主轴设计

9.1 计算作用在轴上的力

1. 齿轮的受力:

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

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

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

$$\text{轴向力 } F_{a1} = F_1$$

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 $\Phi 50\text{I}$ 级钢筋 ($\sigma_b = 450 \text{ N/mm}^2$) 弯矩所需弯矩: $M_t = 8739 \text{ (N} \cdot \text{m)}$

$$\alpha = 43.8^\circ$$

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

$$\text{则 } F_r = 10816 \text{ N}$$

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

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:

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

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

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

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

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

$$=11198.37 \times 162.25 + 2205.6 \times 101.5 - 6126.68 \times 344$$

$$=-66.77N \cdot m$$

6. 合成弯矩:

截面 I—I

$$M_{wl} = \sqrt{(M''_{wl})^2 + (M'_{wl})^2} = \sqrt{105352.17 + 4458.23} = 331.38N \cdot m$$

$$M_{wl\alpha} = \sqrt{(M''_{wl})^2 + (M'_{wl\alpha})^2} = \sqrt{105352.17 + 2037185.29} = 1463.74N \cdot m$$

截面 II—II

$$M_{wII} = \sqrt{(M''_{wII})^2 + (M'_{wII})^2} = \sqrt{54424.22 + 4458.23} = 242.65N \cdot m$$

$$M_{wII\alpha} = \sqrt{(M''_{wII})^2 + (M'_{wII\alpha})^2} = \sqrt{54424.22 + 4458.23} = 242.65N \cdot m$$

7. 计算轴径

截面 I—I

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

截面 II—II

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

9.3 对截面进行校核

1. 截面 I—I 校核

$$M_{wl} = 331380N \cdot mm$$

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

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

$$W_T = 2W = 43200mm^3$$

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

$$\Psi = 0.1$$

齿轮轴的齿 $k_\sigma = 1$

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

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

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

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

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

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

$$[S] = 1.8$$

$$S > 1.8$$

则 轴的强度满足要求

2. 如下图 9.1

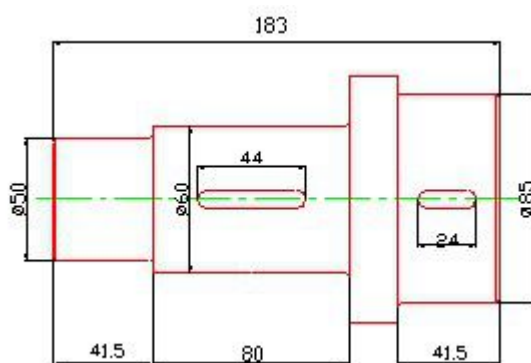


图 9.1 主轴

10 轴承的选择及保养与润滑

10.1 滚动轴承选择.

1. 依据轴端的工作盘直径选取轴承，主力是径向力，所以采用球轴承，所以使用型号为 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：

轴承的等级为 D 级，圈与轴过盈配合，轴承内圈与轴采用基孔制，由此轴的公差带选用 k6，依据表得在基本尺寸为 200mm 时， IT_6DE 公差数值为 28um，此时轴得 $ei=+0.016\text{mm}$ ，则轴得尺寸为 $\Phi 40_{+0.017}^{+0.046}\text{mm}$ 。

3. 保养与润滑

- 1) 对整机的运转和运转固定部位。每班前做一次检查。进行一产次清洗，保养。以免轴承发热。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。

11 控制设备的选择

11.1 变频器的概述

有多种的频器的分类方法，工作方式分类主电路，按照工作原理分类，按照用途分类。

（1）异常状态后修会动作在知自动地进行。

（2）PWM 控制信在检知异常后会自动封锁电力半导体器件，使电机自动停车。

11.2 变频器的工作原理

日前，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

整流电路

三相桥式整流桥组成的变频器的整流电路。工频电源整流是它的功能，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。是吸收交流电网的高频谐波信号和浪涌过电压，从而由此而损坏变频器。整流器件的最大反向电压一般为 1200—1600V，相应电压为三相 380V，变频器额定为电流最大整流电流的 1/2 倍。

2) 滤波电路

电动或发电状态的异步电动机，保持流滤波电路和异步电动机，总会有无功功率的交换，这种闲置能量要靠直流中间电路的储能元件来缓冲，三相整流桥输出的电压和直流脉冲。波动减小直流电压和电流，直流滤波电路起到对整流电路滤波的输出。

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。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。

3) 逆变电路

逆变电路结构样式是利用六个功率开关器件组成的三相桥式逆变电路，导通与关断是规律的控制逆变器中功率开关器件，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，内部集成了整流模块、IGBT 逆变模块及各种检测保护功能。

设置有续流电路逆变电路中都。当频率下降点电路的功能，异步电动机的同步转速也随之下降。为路提供通道异步电动机的电能反馈至直流电。在逆变过程中，寄生电感释放能量提供通道。两个开关当位于同一桥臂上的时候，短路现象处于开通状态时将会出现，并烧毁换流器件。所以辅助电路在实际的通用变频器中还设有缓冲电路等各种相应，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。

从 20 世纪 70 年代以来，跟发展交流电动机调速控制理论、以微处理器为核心的全数字化控制等关键技术，交流电动机变频调速技术慢慢成熟。目前，当变频器的型号选择不正确，引起不必要的浪费，甚至导致设备无法正常运行，因此必须正确的达到最佳使用效果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。

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. 对于负载风机和泵类，由于转矩较小低速，对过载能力和转速精度要求较低，所以选用价廉的变频器。

2. 对于机械特性的低速时要求有较硬，并要求有一定的调速精度，矢量控制型变频器选用不带速度反馈。

（三）变频器容量的选择

通常用额定输出电流(A)的变频器的容量、输出容量(kVA)、适用电动机功率(kw)表示。额定输出电流为连续有效值输出的最大交流电，不论什么用途都不允许连续输出超过此值的电流。6 极以上的电动机和变频电动机的极电动机等特额定电流比标准电动机大，不能根据适用变频电动机的器容量。因此，用标准 2 至 4 极拖动的电动机连续恒定负载，变频器的根据适用的功率选择。对于用 6 极以上和拖动的变极电动机负载、变动负载、断

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

续短时负负载和载，变频器的容量应能出运行最大工作电流来选择，即 $I_N \geq I_{Mmax}$ 式中变频器的额定电流—— I_N

11.3 技术参数

输入频率	45Hz--55Hz
输入功率因数 p	0.95 (>20%负载)
变频器效率 p	额定负载下>0.96
输出频率范围(Hz)	0.5Hz-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
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)
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	3000V±10%	

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

(V)		
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 -050) (含)	A06/(050 – 170) (含)	A06/(170 – 220) (含)	A06/ (220 – 400) (含)
变频 器容量 (KVA)	260 ~ 510	510 ~ 1760	1760 ~ 2300	2260 ~ 4010
适配 电机功率 (KW)	220 ~ 430	430 ~ 1410	1410 ~ 1810	1810 ~ 3210
额定 输出电流 (A)	26 ~ 50	50 ~ 171	171 ~ 220	230 ~ 400
额定 输入电压 (V)	6000±10%V			
外型 尺寸(mm) (W×H×D)	3720×2470×1200	3800~5200) ×2470×1200	4800×2680×1400	(5500~ 7600) ×2680×1300
重量 (Kg)	3520 ~ 4220	4220 ~ 6100	6100 ~ 8100	8100 ~ 12000

10KV 系列

变频 器型号	A10/ (010 ~ 050) (含)	A10/(050 ~110) (含)	A10/(110 ~220) (含)	A10/(220 ~ 400) (含)
变频	251 ~ 780	780 ~ 2100	2100 ~ 3800	3800 ~ 6260

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

器容量 (KVA)				
适配 电机功率 (KW)	220 ~ 630	630 ~ 1620	1620 ~ 3000	3000 ~ 5100
额定 输出电流 (A)	12 ~ 50	50 ~ 120	120 ~ 220	220 ~ 420
额定 输入电压 (V)	10000±10%V			
外型 尺(mm) (W×H×D)	(4200~ 4800) ×2490×1200	5700×2490×1200	6800×2490×1600	(8000~ 9000) ×2490×1600
重量 (Kg)	4200	5100 ~ 8000	9500 ~ 12200	12200 ~ 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

同步电机或者是异步电机都行（电机定子磁场转速与转子旋转转速不保持同步速）。旋转运动通常在电动机的作功，称为转子电动机；直线运动的也有，叫做直线电动机。非常方便控制和使用电动机，具有自起动、加速、制动、反转、掣住等能力，能实现各种运行要求；它的一系列优点包括工作效率较高，又无烟尘、气味，不污染环境，噪声也较小。所以广泛应用在工农业生产、交通运输、国防、商业和家用电器、医疗电器设备等各方面

低转速大容量的动力机经常用同步电动机（见同步电机）。同步电动机不仅功率因数高，而且无关于其转速与负载大小，只决定于电网频率。工作较安全。多用直流电动机在要求不严的调速的场合。但它缺点是有换向器，结构复杂，价格贵，维修困难，不适于不好环境。交流电动机的调速技术渐趋成熟在 20 世纪 70 年代以后，随着电力电子技术的发展，设备价格降低，已开始得到应用。调速电动机的方法很多，不同生产机械速度变化的能适应要求。一般电动机调速时其输出功率会随转速而不同。在能量消耗的角度来看，调速大致可分两种：① 保持输入功率不变。通过改变能量消耗调速装置，调节输出功率以调节电动机的转速。② 控制转速用电动机输入功率以调节电动机。

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。第一，选择电动机的类型，比较电动机的机械特性与负载特性中的不同，看它们是否相互匹配，并在此基础上检测是否适合调速范围与精度，我们就开始计算电动机功率，对起动转矩过载倍数和加速转矩、发热校验等。

步进电机的选择

步进电机有步距角（涉及到相数）、静转矩、及电流三个元素组成。如果三个元素确定，步进电机的型号便选定下来了。

1、步距角的选择

步距角目前市场步进电机的一般有 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、电流的选择

因为电流参数不一样，差别很大在其运行特性，可根据矩频特性曲线图，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：

3、力矩与功率换算

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 为功率为 w ， Ω 为每秒角速度，单位为 $^\circ$ ， n 为每分钟转速， M 为力矩单位为 $N \cdot S$

$$P = 2\pi n f M / 400 \text{ (半步工作)}$$

其中 f 为每秒脉冲数（简称 PPS）

（二）、应用中的注意点

1、步进电机使用于低速情况---每分钟转速小于 1000 转，（0.9 度时 6666PPS），最好在 1000-3000PPS(0.9 度) 间使用，可经过减速装置使其在此间工作。

2、因为历史，可依据驱动器选取驱动电压（建议：57BYG 使用直流 24V-36V，86BYG 采用直流 50V,110BYG 使用高于直流 80V）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伏值，12 伏的电压包括 12V 恒压驱动外也可以采用其他驱动电源，不过要考虑温升。

3、选择大机座号电机在转动惯量大的负载。

4、电机在较高速负载，大惯量负载时，通常不在工作速度起动，而采用慢慢提速，一电机不会少步，二可以减少噪音也可以提高停止的定位准确度。

5、在振动区内电机不工作，如果要可通过改变电压、电流或适当加一些阻尼的解决。

6、应遵循先选电机后选驱动的原则。

上述因素和实际，最后决定使用 MSM590—502C 型电机。

13 经济效益分析报告

1、长短误差的影响：

由于建筑行业规定：钢筋不允许短，只允许长。钢筋被埋在混凝土里浪费不起作用。定尺精度有 50~100mm 长度差异，如 9 米下料，根据计算平均超长按 50mm 计算，则 $50/9000 = 0.0055$ 即 5‰ 的损失。

2、错误动作的影响：

切割作业中：当钢筋切不断务必停车处理，不仅影响产量，而影响劳作。

3、扭曲和损肋的影响：

热轧带肋钢筋开卷矫直，质量问题不失真和扭曲的损失不损害肋，扭曲和肋骨破坏已经阻碍了问题和新等级的推广应用。

如果扭曲：

一、损肋势必伤肋会很厉害；

二、钢网焊接生产带来很大的困难。。

而损肋：

一、在混凝土中钢筋的锚固力将大大减少，严重影响工程质量；

二、一个长时间的储存和运输容易生锈，也影响到工程质量（以上两点的钢铁加工企业或增加营销成本相对较低，或销售）；

三、产量，矫直每吨钢重量 8-12 公斤，也有对钢铁加工企业的经济效益直接影响；

四、磨损会因为提高了钢筋调直机的附加能耗和加速调直辊，即提高用电池和影响机器零部件的使用寿命。

小 结

最后确定主、从动轴，经过认真计算了各个齿轮的主要参数，我在设计的之中，最为重要的是系统主要参数的计算，直接关系到系统的稳定、安全和使用性能。最后在控制设备和电机的选择作了简单的说明，完成简单的对 GW40 型可调速钢筋弯曲机的设计。

我设计时间有些仓促，资料不足，筋弯曲机整个设计有不足，一些尺寸的精度不高。这个是要在实际应用多次调整才能达到预期效果，望各位老师批评指正。

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校院报. 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)