课程陵计

COURSE PROJECT



题目：　　两级斜齿圆柱齿轮减速器

系别：　　机械工程系

专业：　　机械设计制造及有动化

学制：　　四年

姓名：　　戴建英

学号：　1006013001

导师：　　王勇

2012年1月5日

目录

第1章　　机械设计课程设计任务书---------- 错误!未定义书签。

1.1.　设计题目 ..... **错误！未定义书签。**
1.2.　设计数据 ..... **错误！未定义书签。**
1.3.　设计要求 ..... **错误！未定义书签。**
1.4.　设计说明书的主要内容 1

第2章传动装置的总体设计----------**3**

2.1.　传动方案拟定 3
2.2.　电动机的选择 3
2.3.　计算总传动比及分配各级的传动比 4
2.4.　运动参数及动力参数计算 4

第3章传动零件的设计计算----------**7**

3.1.　V带传动设计 7
3.2.　高速级齿轮传动设计 10
3.3.　低速级齿轮传动设计 14
3.4.　齿轮结构设计 19

第4章轴的设计计算----------**22**

4.1.　轴的材料选择 22
4.2.　轴的结构设计 22
4.3.　轴的校核 24

第5章滚动轴承的选择及校核计算----------**29**

5.1.　滚动轴承的选择 29
5.2.　滚动轴承校核 ..... **错误！未定义书签。**

第6章键联接的选择及计算----------**30**

6.1.　键连接的选择 30
6.2.　键连接的校核 30

第7章联轴器的选择与校核----------**331**

7.1.　低速轴上联轴器的选择与校核 31

第8章减速器润滑方式和密封类型选择----------**31**

第9章　减速器附件的选择和设计----------**32**

第10章　减速器箱体设计----------**33**

设计小结----------**35**

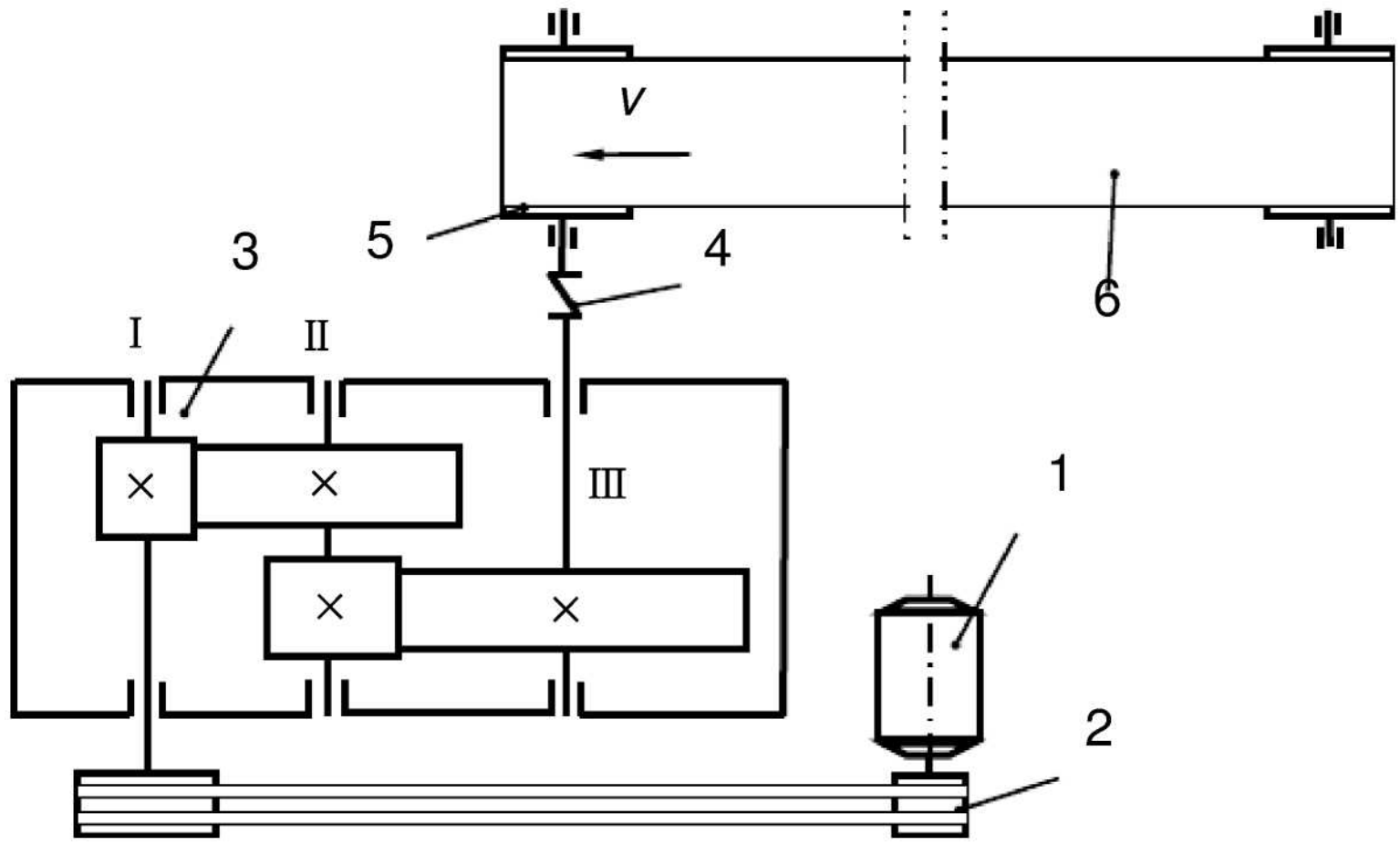
参考文献----------**36**

第1章《机械设计》课程设计任务书

学生姓名　班级

设计一带式输送机的传动装置（两级展开式圆柱齿轮减速器），传 动示意图如下：

W



1 —电动机　　2—V带传动　　3—减速器　　4— 轴器 5 —鼓轮

6—输送带

已知条件：

1） 鼓轮直径：D=250mm ；

2） 鼓轮上的圆周力：F=7000N ；

3） 输送带速度V=0.8m/s ；

技术条件与说明：

1） 传动装置的使用寿命预定为10年，每年按300天计，两班 制工作，每班按8小时计算；

2） 工作机的载荷性质为轻微冲击；单向回转；

3） 电动机的电源为三相交流电，电压为　　380/220伏；

4） 传动布置简图是由于受车间地位的限制而拟订出来的, 不应随 意修改，但对于传动件的型式，则允许作适宜的选择；

5 ）输送带允许的相对速度误差《土 5 - 10%。

二、设计要求

1 ）减速器装配图1张；

2） 零件图2～4张（具体画什么零件，由指导老师指定）；

3） 设计计算说明书一份，按指导老师的要求书写；

1.1.设计说明书的主要内容

封面（标题及班级、姓名、学号、指导老师、完成日期） 目录（包括页次）

设计任务书

第2章　　传动装置的总体设计

2.1.　传动方案拟定

如图1带式运输机简图所示，带式运输机由电动机驱动，电动机6带动V带1通过带动 减速器2运转将运动通过联轴器3传送到卷筒轴5上，带动运输带4工作。带传动承载能力 较低，但传动平稳，缓冲吸振能力强，故布置在高速级。斜齿轮传动比较平稳，在传动系统 中采用两级展开式斜齿圆柱齿轮减速器，其结构简单，且齿轮的位置不对称。高速级齿轮布 置在远离转矩输入端，可使轴在转矩作用下产生的扭转变形和在弯矩作用下产生的弯曲变形 部分的相互抵消，以减缓沿齿宽载荷分布不均匀的现象。

本传动机构的特点：减速器横向尺寸较小，两大齿轮浸油深度可以大致相同。结 构较复杂，轴向尺寸大，中间轴较长、刚度差，中间轴承润滑较困难

2.2.　电动机的选择

项目	计算及说明	结果

1、电动机类型选择 2、电动机功率计算 3、电动机转速	**1、 电动机类型选择** Y系列三相笼型异步电动机，封闭式结构，电压380V。 **2、 电动机所需功率计算** 由电动机至运输带的传动总效率为 •戏 （其中：门$_1$——V带轮的传动效率0.96；门$_2$——滚动轴 承的传动效率0.98；七 齿轮的传动效率0.95；七 联轴器的传动效率0.98；七 滚筒的传动效率0.96） 故电动机所需的功率为： $Pd = \frac{Fv}{1005 \text{ 一 } 1000 \text{ x } 0.752} = \frac{7000\ x\ 0.8}{7448}$ W **3、 电动机转速** $n = \frac{60 \text{ x } 1000\ v}{\text{兀} D} = \frac{60 \text{ x } 1000 \text{ x } 0.8}{\text{兀x } 250} = 61.115\ r / \min$	P_d=7.448KW n= 61.115r/min

4、选择电动机型号	总传动比i=18～100， 故电动机转速可选范围为 $_{n} = i._{n}$ =1100.079～6111.550r/min $_{d}$ **4、选择电动机型号** 根据上面所述以及综合考虑电动机和传动装置的尺寸、 重量、价格级传动比等，应选电动机型号为Y132M-4。同步 转速为1500r/min；满载转速n_m=1440r/min；额定 功率为 P=7.5KW。	Y132M-4 满载转速为1440r/min P=7.5KW

2.1. 计算总传动比及分配各级的传动比

项目	计算及说明	结果
1、总传动比计算 2、传动比分配	**1、总传动比计算** $i = {}_{m} = \quad = 23.56$ $_{a}n$ 61.115 **2、传动比分配** 选取带轮传动比为i_{o} = 2.000； 则减速器传动比为i =飞=癸鱼=11.78； i 2.0 根据指导书图12查得高速级齿轮传动比为i- = 3.94； 则低速级齿轮传动比为$i = - = \frac{117}{2}$ 笠=3.03 i 3.94	i = 2.0 i = 3.94 i = 3.03

2.2. 运动参数及动力参数计算

项目	计算及说明	结果

1、转速计算	**1、各轴转速计算** Ⅰ 轴 $n = {}_{m} = \frac{}{{}^{1}i} = \frac{}{2.0} = 720\ r/\min$；	

2、功率计算 3、转矩计算	II 轴 $n_2 = n_1 / i_1 = 720.00 / 3.94 = 184.14\ r/\min$； III 轴 $n_3 = n_2 / i_2 = 184.14 / 3.03 = 61.12\ r/\min$；卷筒轴 $n_4 = n_3 = 61.12\ r/\min$ **2、各轴功率计算** Ⅰ 轴输入功率 $p_1 = p_d \times \eta_{01} = 7.5 \times 0.96 = 7.20\ KW$； II车由输入功率 $p_2 = p_1 \times \eta_{12} \times \eta_{23} = 7.06 \times 0.98 \times 0.95 = 6.70\ KW$； III轴输入功率 $p_3 = p_2 \times \eta_{23} \times \eta_{23} = 6.57 \times 0.98 \times 0.95 = 6.24\ KW$； 卷筒轴输入功率 $p_4 = p_3 \times \eta_{23} \times \eta_{23} = 6.12 \times 0.98 \times 0.98 = 5.99\ KW$ **3、各轴转矩计算** 电动机输出转矩为 $T_d = 9550 \times f / n_m = 9550 \times 7.5 / 1440 = 49.74\ N \cdot m$ I 车由 输入转 矩 $T_1 = T_d \times i_{01} \times \eta_{01} = 49.74 \times 2.0 \times 0.96 = 93.59\ N \cdot m$； II 轴 $T_2 = T_1 \times i_{12} \times \eta_{12} \times \eta_{23} = 93.59 \times 4.94 \times 0.98 \times 0.95 = 340.69\ N \cdot m$； III车由 $T_3 = T_2 \times i_{23} \times \eta_{23} \times \eta_{23} = 340.59 \times 3.09 \times 0.98 \times 0.95 = 955.67\ N \cdot m$ 卷筒轴 $T_4 = T_3 \times \eta_{23} \times \eta_{23} = 955.67 \times 0.98 \times 0.98 = 917.83\ N \cdot m$	

则得传动装置运动和动力参数如下表（注：输出功率和转矩分别等于各轴的输入 功率和转矩乘轴承效率0.98）

表3传动装置运动和动力参数

轴名	效率P（KW）		转矩T(N·m)		转速n (r/min)	传动比 i	效率 门
	输入	输出	输入	输出			
电动机轴		7.5		49.74	1440	2.00	0.96
I 轴	7 .20	7.06	95.50	93.59	720.00		
II 轴	6.70	6.57	347.64	340.69	184.14	3.94	0.95
III 轴	6.24	6.12	975.18	955.67	955.67	3.03	0.95

卷筒轴	5.99	5.87	936.56	917.56	917.83	1.00	0.97

第3章　　传动零件的设计计算

3.1.　V带传动设计

项目	计算及说明	结果
已知数据	**已知数据：**额定功率P=7.5KW ；转速n=1440r/min ； 传动比i_0=2.00	
1、确定设计功率	**1、确定设计功率P_d** 设计功率P表达式为： $$P = K_A P$$ 式中：P　所需传递的名义功率（KW），即为电机功率30KW; K_A ——工作情况系数，按教材表选取K_A=1.3。 所以： $P = K_A P$=1.3X7.5=9.36KW。	K_A=1.3 P=9.36KW
2、 选择V带型号	**2、选择V带型号** V带的型号看根据设计功率P_d和小带轮转速n_i选取。根 据教材图7.11普通V带选型图，可知应选取B带。	B带
3、 确定V带的基准直径d_{di}和 d_{d2}	**3、确定V带的基准直径d_{di}和d_{d2}** 一般取d『大于等于许用的最小带轮基准直径$d_{d\cdot}$,所选 带轮直径应圆整为带轮直径系列表。 根据教材表7.7知： $$d > d_{\cdot} = 125mm$$ 故根据教材表7.3对小带轮直径圆整可取d=180mm。 于是 $d = i\,d = 2.00 \times 180 = 360mm$ 故根据教材表7.3对大带轮直径圆整可取d_{d2}=355mm。 其传动比误差A$i_0 = 1.3\% < 5\%$，故可用。	d=180mm d=280mm

4、验算带的速度V	**4、 验算带的速度**V 由P=d可知，传递一定功率时，带速愈高，圆周力愈 1000 小，所需带的根数愈少，设计时应使V <V 。 对于B型带V =25m/s，根据带的公式可求得： V = 4^ = V 180 X 1440 = 6.88m /s<25m /s= V 60 X 1000 60 X 1000 max 故符合要求。	V =6.88m/s
5、确定中心距a和V 带基准长 度L_d	**5、 确定中心距a和V带基准长度**L_d 根据0.7(d + d) < a < 2(d + d)初步选取中心距a ： 0.7〈180 + 355〉=374.5 < a < 2〈180 + 355〉=1070 根据上述要求应取：a_0=400mm 计算V带基准长度： L = 2a +生(d + d)+(d2 = d/2 = 1659.52mm d 0 2 d1 d2 4 a 由教材表7.2选V带基准长度L =1800mm。 则实际中心距为： a=a_0 + —d—厂=400 + 2 2 = 470.24mm	符合要求 L = 1800mm a = 470.24mm
6、计算小轮包角a	**6、 计算小轮包角**a 根据教材式7.3得到： a =180。— -d7 -------dr X 57.3 0 = 180。— a 470.24 x 57.3。= 158.68。	a = 158.68。
7、确定V带根数z	**7、 确定V带根数z** 带的根数z愈多，其受力愈不均匀，故设计时应限制根数。一般z<10, 否则应改选型号，重新设计或改用联组V带。 其计算公式为： _____p z = _____d (P + A P) K aK 式中 K_a——包教修正系数，考虑包角a引80。对传动能力	

的影响，由教材表7.8查取K_a=0.94；

带长修正长度，考虑带长不为特定带长时对

使用寿命的影响，由教材表7.2 查取

K=0.95；

P——V带基本额定功率，由教材表7.3 查取

P=2.60kw；

0.18KW

功率增量，

$$\Delta P = K_b n(1-\frac{1}{K_i}) = 0.18KW$$

（其中，K_b一弯曲影响系数，教材表7.4知K=1.9875 X 10 -3

K—传动比系数，由教材表7.5知K=1.14）

则带的根数$z = \frac{9.36}{〈2.60 + 0.18〉 \times 0.94 \times 0.95} = 3.77$ z=4根

8、确定初拉力F

故应取z=4根。

8、确定初拉力F

F_0是保证带传动正常工作的重要因素，它影响带的传动能力和寿命。F。 过小易出现打滑，传动能力不能充分发挥过大带的使用寿命降低，且轴和轴承的受力增大。

初拉力F计算如下:

290.27N

$$=500 \times \frac{9.36}{6.88 \times 4}\left(2.5 - 0.94\right) + 0.17 \times 6.88^2$$

=290.27N

式中m—— V带每米长度的质量，由教材表7.1查取

9、计算作用在轴上的压力Q

m=0.17kg/m。

9、计算作用在轴上的压力Q

10、带轮结构设计	压力Q等于松边和紧边拉力的向量和，如果不考虑带两 边的拉力差，可以近似地按带两边所受初拉力的合力来计算。 压力Q的计算公式如下： $Q=2zF_0\sin\frac{}{2}=2\times4\times290.27\times\sin\frac{}{2}$ =2282.06 N 带初次安装在带轮上时，所需初拉力要比正常工作时大得 多，故计算轴和轴承时，通常取： Q = 1.5Q = 1.5 x 2282.06 = 3423.09 N **10、带轮结构设计** (1)、带轮材料：选用HT200 (2)、带轮结构尺寸： 小带轮 d_{di} = 180mm>2.5d =2.5 x 70=175mm，d_{di}<300mm (其中d为电动机输出轴的直径) 大带轮 d_{d2} =355mm<400mm。 因此大、小带轮均采用腹板式。	Q二 1452.54 N Q_{max} = 2178.81N 均为腹板式

3.1. 高速级齿轮传动设计

项目	计算及说明	结果
已知数据 1、选择齿轮材料、热处理方式和精度	**已知数据：**额定功率P_1=7.20KW ；转速n「720r/min ； 传动比i「3.94。 **1、选择齿轮材料、热处理方式和精度等级** (1)、齿轮材料： 故此处大小齿轮均选择40Cr，采用硬齿面。	40Cr 硬齿面

等级

(2)、热处理方式:

获得软齿面的热处理方法有正火和调质。由于小齿轮受力比大齿轮多，常采用调质的小齿轮与正火的大齿轮配对， 故由教材表8.2得：小齿轮、大齿轮均采用调质处理。大、 小齿轮面 硬度分别为均为298.5HBW、319HBW。

小齿轮调质

大齿轮调质

(3)、精度等级:

此处大小齿轮选用8级精度。

8级精度

2、初步确定主要参

初步确定主要参数

小齿轮传递转矩 $T = 9.55 \times 10^{6} P = 93590\ N\text{-}mm$ ；

$Z_1=18$

小齿轮齿数$Z_1=17$，大齿轮齿数$Z_2=67$ ；

$Z_2=88$

传动比误差A_{i_1} i_1 $z - z_r = 0.80\% < 2\%$，故符合条件;

螺旋角作12 °;

。$d = 0.50$

(5)、齿宽系数巾广0.50 由教材P144表8.6查得;

(6)、端面重合度E_a $\left|1.88 - 3.2\left|\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right|\right|\cos P = 1.61$ ；

(7)、轴面重合度E_p =0.318 巾 $Z_1 \tan P = 0.57$。

3、齿根弯曲疲劳强度计算

3、 齿根弯曲疲劳强度计算

因为大小齿轮均采用硬齿面，初步决定按齿根弯曲疲劳强度设计：$m > \sqrt{2KTY_{\_}Y_{\_}\cos_{\_2\_p} Y Y}$

式中各参数如下所示:

(1)、$K = K K K_p K$ =1.5264

式中：使用系数"L00 由教材P130表8.3查得;

动载系数K_{vt}=1.20 ；

齿向载荷分布系数K_{p}=1.08，由教材图8.11查得； 齿间载荷分布系数K_{a}=1.20，由教材表8.4查得。

(2)、小齿轮当量 齿数$Z_{.} = Z/\cos^{3} p = 18.17$，

大 齿轮当 量齿数$Z = Z/\cos^{3} p = 71.59$。

⑶、小齿轮的齿形系数Y_{F1}=2.89,由教材P139图8.19查 得，

大齿轮的齿形系数Y_{F2}=2.24,由教材P139图8.19查得。

(4)、小齿轮应力修正系数Y_{S1}=1.52，由图8.20查得，

小齿轮应力修正系数Y_{S2}=1.72，由图8.20查得。

(5)、重合度系数Y_{S}=0.84，由教材P140图8.21查得。

(6)、螺旋角系数Y_{p}=0.99，由教材P143图8.26查得。

⑺、小齿轮的许用弯曲应力[b] = Y_{a} $./S = 256\ MPa$，

大齿轮的许用弯曲应力[a] = $Y_{a}/S = 248\ MPa$

式中：小齿轮寿命系数Y_{N1}=1.00，由图8.30查得，

大齿轮寿命系数Y_{N2}=1.00，由图8.30查得， 小齿轮应力循环次数$N = 60\ n\ aL = 172.80 \times 10^{7}$次

大齿轮应力循环次数$N = n\ !i = 43.84 \times 10^{7}$次，

小齿轮的弯曲疲劳极限应力o_{Flim1} =320Mpa， 大齿轮的弯曲疲劳极限应力。$_{Flim2}$=310Mpa， 安全系数

S_{F}=1.25，由P147表8.7查得。

则初步算得齿轮的法面模数为：

m >= =3.03 mm

则初步选取m_{nt}=3.03mm。 m_{nt}=3.03mm

算得小齿轮运动速度为:

$$V = \kappa m z n /(60 x 1000 \cos P) = 2.01 m / s$$

由教材P131图8.7查得K_V=1.13，

对其进行修正，修正模数m_n = $m_{nt} \sqrt[3]{K / K_t}$ = 3.42 mm ，

m = 3.5 mm

根据教材P124表8.1对其圆整为m = 3.5 mm。

4、齿轮参数计算

4、齿轮参数计算

中心距 $a = m z) / (2 \cos P) = 150.28 mm$

a = 150 mm

圆整为 $a = 150 mm$

P = 11.48。

修整螺旋角p = arccos =11.48。

$b = 4 d = 30 mm$

所以：小齿轮分度圆直径d_1 =$m z / \cos P = 60.714 mm$ ；

d_1=60.714mm

大齿轮分度圆直径d_2 $m z / \cos P = 239.286 mm$

d_2=239.286 mrn

小齿轮宽度b_2=40mm； 大齿轮宽度b_1=30mm。

b_2=40mm

b_1=30mm

5、齿面接触疲劳强度计算

5、齿面接触疲劳强度计算

由式(8.20)：$\sigma_H = Z_H Z_E \sqrt{\frac{2KT_1(i+1)}{i b d^2}} \leq [\sigma_H]$ 进行校

式中各参数:

(1)、K、L、b、d_1、i_1值同前。

(2)、由表8.5查得弹性系数Z=189.80 *MPa*。

⑶、由图8.14查得节点区域系数Z广2.42。

(4)、由图8.15查得重合度系数Z/0.84。

(5)、由图8.24查得螺旋角系数Z§=0.99。

(6)、许用接触应力[a]

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim} Z_{N2}}{S_H} = \frac{1.00 \times 800}{1.00} MPa = 800\ MPa$$

[a] =730Mpa

H

其中：由图8.29查得寿命系数$Z = Z_{N2} = 1.00$；

由图8.28查得接触疲劳极限应力

a = 800 *MPa* a = 730 *MPa* ；

由表8.7查得安全系数$S_H = 1.00$。

所以: 359.02Mpa

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2KT_1(i+1)}{bd_1^2 i}}$$

a < [a]

$$= 189.80 \times 2.42 \times 0.84 \times 0.99 \times \sqrt{\frac{2 \times 1 \times 1.83 \times 93590 \times (3.94+1)}{3.94 \times 35 \times 60.71^2}}$$

=570.35 *MPa* < [a] 合格

H

故满足齿面接触疲劳强度。

3.2. 低速级齿轮传动设计

项目	计算及说明	结果

已知数据 1、选择齿轮材料、	**已知数据：**额定功率P_2=6.70KW ；转速n_2=184.14r/min ； 传动比i「3.03。 **1、选择齿轮材料、热处理方式和精度等级** (1)、齿轮材料：	 40Cr

热处理方式和精度等级

故此处大小齿轮均选择40Cr，采用硬齿面。 硬齿面

⑵、热处理方式：

获得软齿面的热处理方法有正火和调质。由于小齿轮受力比大齿轮多，故由教材表8.2得：小齿轮、大齿轮均采用 小齿轮调质 调质处理。大、小齿轮面硬度分别为为298.5HBW、319HBW。大齿轮调质

⑶、精度等级：此处大小齿轮选用8级精度。

初步确定主要参数

式中各参数如下所示：

8级精度

2、初步确定主要参

小齿轮传递转矩 $T = 9.55 \times 10^6 P = 340.69\ N\text{-}mm$ ；

小齿轮齿数$Z_1=20$，大齿轮齿数$Z_2=61$ ； $Z_1=20$

传动比误差$A\ i_2$ Z —$Z_r = 1.23\% < 2\%$，故符合条件； $Z_2=61$

i_2

螺旋角作12 °；

(5)、齿宽系数。广0.50 由教材P144表8.6查得；

。$d = 0.6°$

(6)、端面重合度£a $\left|1.88 - 3.2\left|\frac{r\ 1}{Z_1} + \frac{1\ M}{Z_2}\right|\right|\cos p = 1.63$ ；

L k 1 2)

(7)、轴面重合度七 =0.318 巾 $Z.\tan P$ =0.68 。

3、齿根弯曲疲劳强度计算

3、 齿根弯曲疲劳强度计算

因为大小齿轮均采用硬齿面，初步决定按齿根弯曲疲劳强度设计：

$$\frac{\overline{2KTYY\cos_{2p}YY}}{}$$

(1)、$K = KKK_p K = 1.6686$

式中：使用系数"L25，由教材p130表8.3查得；

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：
https://d.book118.com/117140012153006100