

课程设计说明书

**课程设计名称：** 带式运输机传动装置的设计

**课程设计题目：** 二级圆柱展开式直齿轮减速器

**学 院 名 称：** 机电学院

**专 业 班 级：** 材控02

**学 生 学 号：2003180924**

**学 生 姓 名：** 叶颀

**学 生 成 绩：**

**指 导 教 师：** 何毅斌 教授

**课程设计时间：** 22.11.28 至 22.12.16

**目 录**

[第一部分 设计任务书 1](#_Toc_1_9_0000000001)

[一、初始数据 1](#_Toc_1_9_0000000002)

[二. 设计步骤 1](#_Toc_1_9_0000000003)

[第二部分 传动装置总体设计方案 2](#_Toc_1_9_0000000004)

[一、传动方案特点 2](#_Toc_1_9_0000000005)

[二、计算传动装置总效率 2](#_Toc_1_9_0000000006)

[第三部分 电动机的选择 2](#_Toc_1_9_0000000007)

[3.1 电动机的选择 2](#_Toc_1_9_0000000008)

[3.2 确定传动装置的总传动比和分配传动比 3](#_Toc_1_9_0000000009)

[第四部分 计算传动装置的运动和动力参数 4](#_Toc_1_9_0000000010)

[（1）各轴转速: 4](#_Toc_1_9_0000000011)

[（2）各轴输入功率: 4](#_Toc_1_9_0000000012)

[（3）各轴输入转矩: 5](#_Toc_1_9_0000000013)

[第五部分 齿轮的设计 6](#_Toc_1_9_0000000014)

[5.1 高速级齿轮的设计计算 6](#_Toc_1_9_0000000015)

[5.2 低速级齿轮的设计计算 10](#_Toc_1_9_0000000016)

[第六部分 传动轴和传动轴承及联轴器的设计 15](#_Toc_1_9_0000000017)

[6.1 输入轴的设计 15](#_Toc_1_9_0000000018)

[6.2 中间轴的设计 21](#_Toc_1_9_0000000019)

[6.3 输出轴的设计 26](#_Toc_1_9_0000000020)

[第七部分 键联接的选择及校核计算 32](#_Toc_1_9_0000000021)

[7.1 输入轴键选择与校核 32](#_Toc_1_9_0000000022)

[7.2 中间轴键选择与校核 33](#_Toc_1_9_0000000023)

[7.3 输出轴键选择与校核 33](#_Toc_1_9_0000000024)

[第八部分 轴承的选择及校核计算 34](#_Toc_1_9_0000000025)

[8.1 输入轴的轴承计算与校核 34](#_Toc_1_9_0000000026)

[8.2 中间轴的轴承计算与校核 34](#_Toc_1_9_0000000027)

[8.3 输出轴的轴承计算与校核 35](#_Toc_1_9_0000000028)

[第九部分 联轴器的选择 36](#_Toc_1_9_0000000029)

[9.1 输入端联轴器的设计 36](#_Toc_1_9_0000000030)

[9.2 输出端联轴器的设计 36](#_Toc_1_9_0000000031)

[第十部分 减速器的润滑和密封 37](#_Toc_1_9_0000000032)

[10.1 减速器的润滑 37](#_Toc_1_9_0000000033)

[10.2 减速器的密封 38](#_Toc_1_9_0000000034)

[第十一部分 减速器附件及箱体主要结构尺寸 38](#_Toc_1_9_0000000035)

[11.1 减速器附件的设计与选取 38](#_Toc_1_9_0000000036)

[11.2 减速器箱体主要结构尺寸 43](#_Toc_1_9_0000000037)

[设计小结 45](#_Toc_1_9_0000000038)

[参考文献 45](#_Toc_1_9_0000000039)

# **第一部分 设计任务书**

### **一、初始数据**

设计二级展开式直齿圆柱齿轮减速器，初始数据T = 430Nm，V = 0.75m/s，D = 320mm，设计年限（寿命） ： 8年，每天工作班制（8小时/班）：2班制，每年工作天数：300天，三相交流电源,电压380/220V。

### **二. 设计步骤**

·传动装置总体设计方案

·电动机的选择

·确定传动装置的总传动比和分配传动比

·计算传动装置的运动和动力参数

·齿轮的设计

·滚动轴承和传动轴的设计

·键联接设计

·箱体结构设计

# **第二部分 传动装置总体设计方案**

### **一、传动方案特点**

1.组成：传动装置由电机、减速器、工作机组成。

2.特点：齿轮相对于轴承不对称分布。

3.确定传动方案：根据要求和原始数据，选择电动机-齿轮减速器-工作机的设计方案。

### **二、计算传动装置总效率**

h1为轴承的效率，h2为齿轮的效率，h3为联轴器的效率，h4为工作机的效率。

# **第三部分 电动机的选择**

## **3.1 电动机的选择**

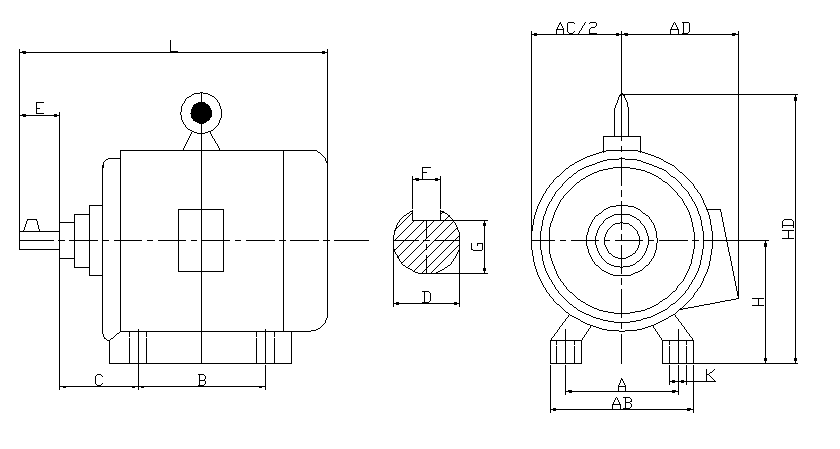
圆周速度v

工作机的功率Pw:

电动机所需工作功率为:

工作机的转速为:

经查表按推荐的传动比合理范围，二级圆柱齿轮减速器传动比i = 9～25，则总传动比范围为ia = 9～25，电动机转速的可选范围为nd = ia×n = (9～25)×44.8 = 403.2～1120r/min。综合考虑电动机和传动装置的尺寸、重量、价格和减速器的传动比，选定型号为Y132M-8的三相异步电动机，额定功率为3Kw，满载转速710r/min，同步转速750r/min。电动机主要外形尺寸：



|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 中心高 | 外形尺寸 | 地脚螺栓安装尺寸 | 地脚螺栓孔直径 | 电动机轴伸出段尺寸 | 键尺寸 |
| H | L×HD | A×B | K | D×E | F×G |
| 132mm | 515×315 | 216×178 | 12mm | 38×80 | 10×33 |

## **3.2 确定传动装置的总传动比和分配传动比**

（1）总传动比：

由选定的电动机满载转速n 和工作机主动轴转速n，可得传动装置总传动比为:

（2）分配传动装置传动比:

则减速器传动比为:

取两级圆柱齿轮减速器高速级的传动比为:

则低速级的传动比为:

# **第四部分 计算传动装置的运动和动力参数**

### **（1）各轴转速:**

输入轴：

中间轴：

输出轴：

工作机轴：

### **（2）各轴输入功率:**

输入轴：

中间轴：

输出轴：

工作机轴：

则各轴的输出功率：

输入轴：

中间轴：

输出轴：

工作机轴：

### **（3）各轴输入转矩:**

电动机轴输出转矩：

输入轴：

中间轴：

输出轴：

工作机轴：

各轴输出转矩为：

输入轴：

中间轴：

输出轴：

工作机轴：

# **第五部分 齿轮的设计**

## **5.1 高速级齿轮的设计计算**

1.选精度等级、材料及齿数

（1）材料选择：由表选小齿轮材料为40Cr调质处理，硬度范围取为280HBS，大齿轮材料为45钢调质处理，硬度范围取为240HBS。

（2）一般工作机器，选用8级精度。

（3）选小齿轮齿数Z1 = 23，大齿轮齿数Z2 = 23×4.54 = 104.42，取Z2 = 104。

（4）压力角a = 20°。

2.按齿面接触疲劳强度设计

（1）由式试算小齿轮分度圆直径，即

1）确定公式中的各参数值。

①试选载荷系数KHt = 1.3

②计算小齿轮传递的转矩

③选取齿宽系数jd = 1。

④由图查取区域系数ZH = 2.5。

⑤查表得材料的弹性影响系数

⑥计算接触疲劳强度用重合度系数

端面压力角：

端面重合度：

重合度系数：

⑦计算接触疲劳许用应力[sH]

查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为sHlim1 = 600MPa、sHlim2 = 550MPa。

计算应力循环次数：

查取接触疲劳寿命系数:KHN1 = 0.88、KHN2 = 0.9。

取失效概率为1%,安全系数S = 1，得：

取[sH1]和[sH2]中的较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力，即

2）试算小齿轮分度圆直径

（2）调整小齿轮分度圆直径

1）计算实际载荷系数前的数据准备

①圆周速度v

②齿宽b

2）计算实际载荷系数KH

①由表查得使用系数KA = 1。

②根据v = 1.53m/s、8级精度，由图查得动载系数KV = 1.1。

③齿轮的圆周力

查表得齿间载荷分配系数

④由表用插值法查得8级精度、小齿轮相对支撑非对称布置时，

则载荷系数为：

3）可得按实际载荷系数算的的分度圆直径：

及相应的齿轮模数：

模数取为标准值m = 2mm。

3.几何尺寸计算

（1）计算分度圆直径

（2）计算中心距

（3）计算齿轮宽度

取b2 = 46mm、b1 = 51mm。

4.校核齿根弯曲疲劳强度

（1）齿根弯曲疲劳强度条件

1）确定公式中各参数值

①计算弯曲疲劳强度用重合度系数Yε

②由齿数，查图得齿形系数和应力修正系数

③计算实际载荷系数KF

由表查得齿间载荷分配系数

根据，结合b/h = 10.22， 查图得

则载荷系数为

④计算齿根弯曲疲劳许用应力[sF]

查得小齿轮和大齿轮的弯曲疲劳极限分别为

sFlim1 = 500MPa、sFlim2 = 380MPa。

由图查取弯曲疲劳寿命系数KFN1 = 0.84、KFN2 = 0.86。

取安全系数S = 1.4，得

2）齿根弯曲疲劳强度校核

齿根弯曲疲劳强度满足要求。

主要设计结论：

齿数Z1 = 23、Z2 = 104，模数m = 2mm，压力角a = 20°，中心距a = 127mm，齿宽b1 = 51mm、b2 = 46mm。

6.齿轮参数总结和计算

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 代号名称 | 计算公式 | 高速小齿轮 | 高速大齿轮 |
| 模数m |  | 2mm | 2mm |
| 齿数Z |  | 23 | 104 |
| 齿宽b |  | 51mm | 46mm |
| 分度圆直径d |  | 46mm | 208mm |
| 齿顶高系数ha |  | 1.0 mm | 1.0 mm |
| 顶隙系数c |  | 0.25 mm | 0.25 mm |
| 齿顶高ha | m×ha | 2mm | 2mm |
| 齿根高hf | m×(ha+c) | 2.5mm | 2.5mm |
| 全齿高h | ha+hf | 4.5mm | 4.5mm |
| 齿顶圆直径da | d+2×ha | 50mm | 212mm |
| 齿根圆直径df | d-2×hf | 41mm | 203mm |

## **5.2 低速级齿轮的设计计算**

1.选精度等级、材料及齿数

（1）材料选择：由表选小齿轮材料为40Cr调质处理，硬度范围取为280HBS，大齿轮材料为45钢调质处理，硬度范围取为240HBS。

（2）一般工作机器，选用8级精度。

（3）选小齿轮齿数Z3 = 25，大齿轮齿数Z4 = 25×3.49 = 87.25，取Z4 = 87。

（4）压力角a = 20°。

2.按齿面接触疲劳强度设计

（1）由式试算小齿轮分度圆直径，即

1）确定公式中的各参数值。

①试选载荷系数KHt = 1.3

②计算小齿轮传递的转矩

③选取齿宽系数jd = 1。

④由图查取区域系数ZH = 2.5。

⑤查表得材料的弹性影响系数

⑥计算接触疲劳强度用重合度系数

端面压力角：

端面重合度：

重合度系数：

⑦计算接触疲劳许用应力[sH]

查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为sHlim1 = 600MPa、sHlim2 = 550MPa。

计算应力循环次数：

查取接触疲劳寿命系数:KHN1 = 0.9、KHN2 = 0.92。

取失效概率为1%,安全系数S = 1，得：

取[sH1]和[sH2]中的较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力，即

2）试算小齿轮分度圆直径

（2）调整小齿轮分度圆直径

1）计算实际载荷系数前的数据准备

①圆周速度v

②齿宽b

2）计算实际载荷系数KH

①由表查得使用系数KA = 1。

②根据v = 0.55m/s、8级精度，由图查得动载系数KV = 1.05。

③齿轮的圆周力

查表得齿间载荷分配系数

④由表用插值法查得8级精度、小齿轮相对支撑非对称布置时，

则载荷系数为：

3）可得按实际载荷系数算的的分度圆直径：

及相应的齿轮模数：

模数取为标准值m = 3mm。

3.几何尺寸计算

（1）计算分度圆直径

（2）计算中心距

（3）计算齿轮宽度

取b4 = 75mm、b3 = 80mm。

4.校核齿根弯曲疲劳强度

（1）齿根弯曲疲劳强度条件

1）确定公式中各参数值

①计算弯曲疲劳强度用重合度系数Yε

②由齿数，查图得齿形系数和应力修正系数

③计算实际载荷系数KF

由表查得齿间载荷分配系数

根据，结合b/h = 11.11， 查图得

则载荷系数为

④计算齿根弯曲疲劳许用应力[sF]

查得小齿轮和大齿轮的弯曲疲劳极限分别为

sFlim1 = 500MPa、sFlim2 = 380MPa。

由图查取弯曲疲劳寿命系数KFN1 = 0.86、KFN2 = 0.89。

取安全系数S = 1.4，得

2）齿根弯曲疲劳强度校核

齿根弯曲疲劳强度满足要求。

主要设计结论：

齿数Z3 = 25、Z4 = 87，模数m = 3mm，压力角a = 20°，中心距a = 168mm，齿宽b3 = 80mm、b4 = 75mm。

6.齿轮参数总结和计算

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 代号名称 | 计算公式 | 低速小齿轮 | 低速大齿轮 |
| 模数m |  | 3mm | 3mm |
| 齿数Z |  | 25 | 87 |
| 齿宽b |  | 80mm | 75mm |
| 分度圆直径d |  | 75mm | 261mm |
| 齿顶高系数ha |  | 1.0 mm | 1.0 mm |
| 顶隙系数c |  | 0.25 mm | 0.25 mm |
| 齿顶高ha | m×ha | 3mm | 3mm |
| 齿根高hf | m×(ha+c) | 3.75mm | 3.75mm |
| 全齿高h | ha+hf | 6.75mm | 6.75mm |
| 齿顶圆直径da | d+2×ha | 81mm | 267mm |
| 齿根圆直径df | d-2×hf | 67.5mm | 253.5mm |

# **第六部分 传动轴和传动轴承及联轴器的设计**

## **6.1 输入轴的设计**

1.输入轴上的功率P1、转速n1和转矩T1

2.求作用在齿轮上的力

已知高速小齿轮的分度圆直径为:

则:

3.初步确定轴的最小直径:

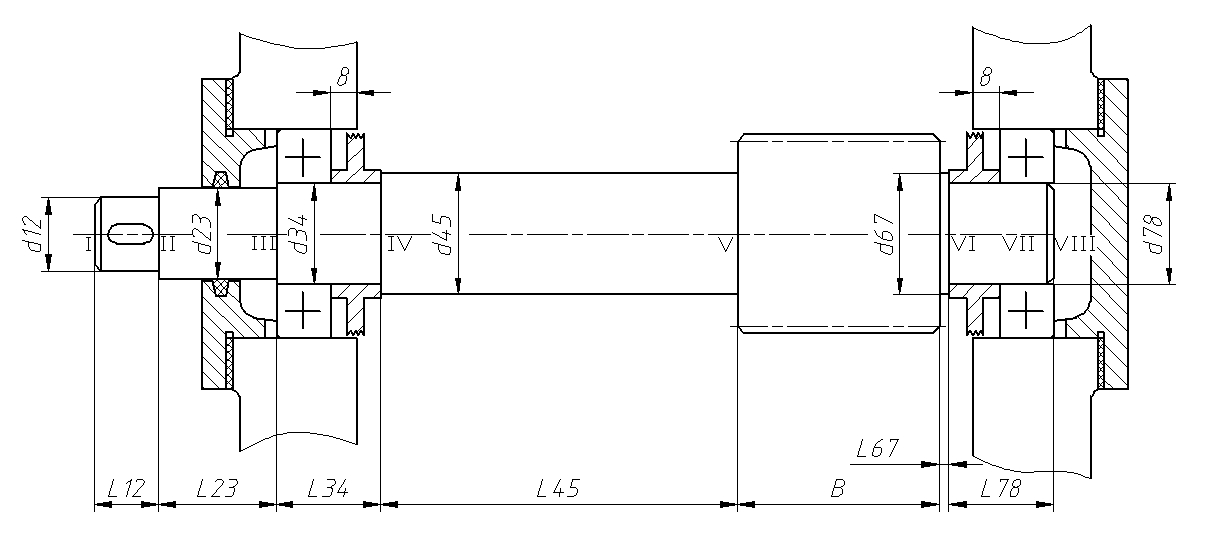
先初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为45钢，调质处理，根据表，取A0 = 112，得：

输入轴的最小直径显然是安装联轴器处轴的直径d12，为了使所选的轴直径d12与联轴器的孔径相适应，故需同时选取联轴器型号。

联轴器的计算转矩，查表，考虑转矩变化小，故取，则:

按照计算转矩Tca应小于联轴器公称转矩的条件，同时考虑电机轴直径38mm查标准GB/T 4323-2002或手册，选用LT4型联轴器。半联轴器的孔径为20故取d12 = 20mm，半联轴器与轴配合的毂孔长度为38mm。

4.轴的结构设计图



5.根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

1）为了满足联轴器的轴向定位要求，I-II轴段右端需制出一轴肩，故取II=III段的直径d23 = 25mm；左端用轴端挡圈定位，按轴端直径取挡圈直径D = 30mm。联轴器轴孔长度L = 38mm，为了保证轴端挡圈只压在联轴器上而不压在轴的端面上，故I-II段的长度应比联轴器轴孔长度L略短一些，现取l12 = 36mm。

2）初步选择轴承。因轴承只受径向力的作用，故选用深沟球轴承。参照工作要求并根据d23 = 25mm，由轴承产品目录中选择深沟球轴承6206，其尺寸为d×D×T = 30×62×16mm，故d34 = d78 = 30mm，取挡油环的宽度为15，则l34 = l78 = 16+15 = 31mm。

轴承采用挡油环进行轴向定位。由手册上查得6206型轴承的定位轴肩高度h = 3mm，因此，取d45 = d67 = 36mm

3）由于齿轮的直径较小，为了保证齿轮轮体的强度，应将齿轮和轴做成一体而成为齿轮轴。所以l56 = 51mm，d56 = d1 = 46mm。

4）根据轴承端盖便于装拆，保证轴承端盖的外端面与联轴器右端面有一定距离，取l23 = 50mm。

5）取齿轮距箱体内壁之距离Δ = 16mm，低速小齿轮和高速小齿轮之间的距离c = 12mm，考虑箱体的铸造误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离s，取s = 8mm，已知低速小齿轮的宽度B3 = 80mm，则

至此，已初步确定了轴的各段直径和长度。

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 第一段 | 第二段 | 第三段 | 第四段 | 第五段 | 第六段 | 第七段 |
| 直径(mm) | 20 | 25 | 30 | 36 | 46 | 36 | 30 |
| 长度(mm) | 36 | 50 | 31 | 101 | 51 | 9 | 31 |

6.轴的受力分析和校核

1）作轴的计算简图（见图a）:

根据6206轴承查手册得a = 8mm

联轴器中点距左支点距离:

齿宽中点距左支点距离:

齿宽中点距右支点距离:

2）计算轴的支反力：

水平面支反力（见图b）：

垂直面支反力（见图d）：

3）计算轴的弯矩，并做弯矩图：

截面C处的水平弯矩：

截面A处的垂直弯矩：

截面C处的垂直弯矩：

分别作水平面弯矩图（图c）和垂直面弯矩图（图e）。

截面C处的合成弯矩：

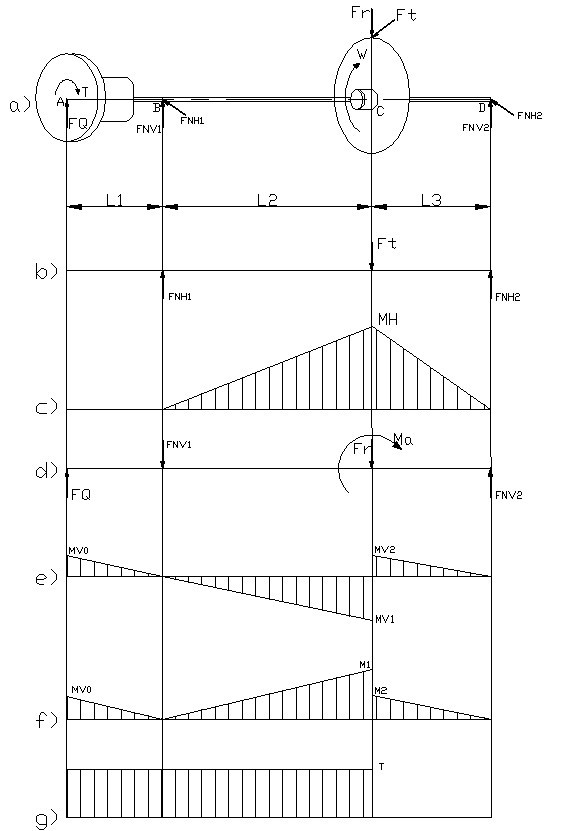
作合成弯矩图（图f）。

4）作转矩图（图g）。

5）按弯扭组合强度条件校核轴的强度：

通常只校核轴上承受最大弯矩和转矩的截面（即危险截面C）的强度。必要时也对其他危险截面（转矩较大且轴颈较小的截面）进行强度校核。根据公式（14-4），取a = 0.6，则有：

故设计的轴有足够的强度，并有一定的裕度（注：计算W时，忽略单键槽的影响）。轴的弯扭受力图如下：



## **6.2 中间轴的设计**

1.求中间轴上的功率P2、转速n2和转矩T2

2.求作用在齿轮上的力

已知高速大齿轮的分度圆直径为:

则:

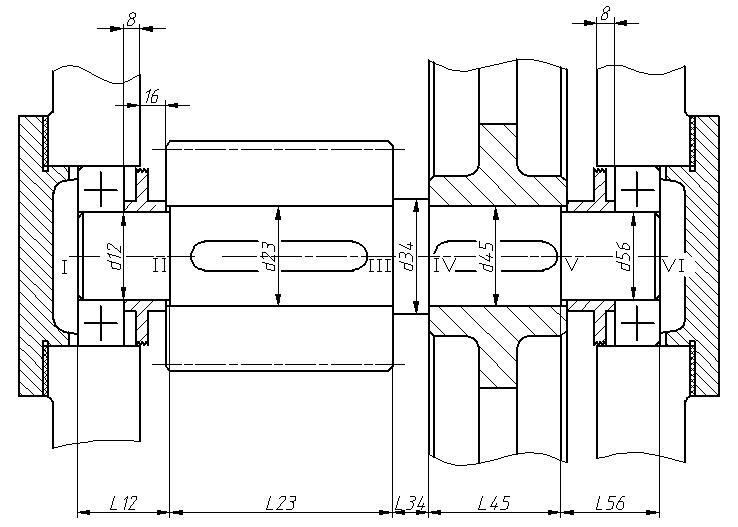
已知低速级小齿轮的分度圆直径为：

则:

3.初步确定轴的最小直径:

先初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为45钢，调质处理，根据表，取A0 = 112，得：

4.轴的结构设计图



5.根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

1）初步选择滚动轴承。中间轴最小直径是安装滚动轴承的直径d12和d56，因轴承只受径向力的作用，故选用深沟球轴承。参照工作要求并根据dmin = 27.2mm，由轴承产品目录中选取，深沟球轴承6207，其尺寸为d×D×T = 35×72×17mm，故d12 = d56 = 35mm。

2）取安装大齿轮处的轴段V-VI的直径d45 = 40mm；齿轮的右端与右轴承之间采用挡油环定位。已知高速大齿轮齿轮轮毂的宽度B2 = 46mm，为了可靠的压紧齿轮，此轴段应略短于轮毂宽度，故取l45 = 44mm。齿轮的左端采用轴肩定位，轴肩高度h = (2~3)R，由轴径d45 = 40mm查表，得R = 1.6mm，故取h = 4mm，则轴环处的直径d34 = 48mm。轴环宽度b≥1.4h，取l34 = 14.5mm。

3）左端滚动轴承采用挡油环进行轴向定位。由手册上查得6207型轴承的定位轴肩高度h = 3.5mm，因此，取d23 = 40mm。

4）考虑材料和加工的经济性，应将低速小齿轮和轴分开设计与制造。已知低速小齿轮的轮毂宽度为B3 = 80mm，为了使挡油环端面可靠地压紧齿轮，此轴段应略短于轮毂宽度，故取l23 = 78mm。

5）取齿轮距箱体内壁之距离Δ = 16mm，高速小齿轮和低速小齿轮之间的距离c = 12mm，考虑箱体的铸造误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离s，取s = 8mm，已知滚动轴承宽度T = 17mm，则

至此，已初步确定了轴的各段直径和长度。

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 第一段 | 第二段 | 第三段 | 第四段 | 第五段 |
| 直径(mm) | 35 | 40 | 48 | 40 | 35 |
| 长度(mm) | 43 | 78 | 14.5 | 44 | 45.5 |

6.轴的受力分析和校核

1）作轴的计算简图（见图a）:

根据6207轴承查手册得a = 8.5mm

高速大齿轮齿宽中点距左支点距离

中间轴两齿轮齿宽中点距离

低速小齿轮齿宽中点距右支点距离

2）计算轴的支反力：

水平面支反力（见图b）：

垂直面支反力（见图d）：

3）计算轴的弯矩，并做弯矩图：

截面B、C处的水平弯矩：

截面B、C处的垂直弯矩：

分别作水平面弯矩图（图c）和垂直面弯矩图（图e）。

截面B、C处的合成弯矩：

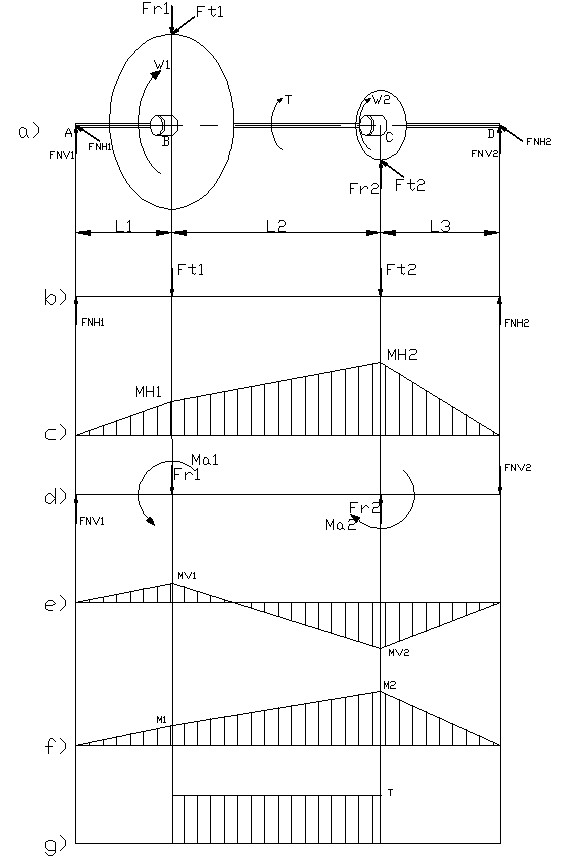
作合成弯矩图（图f）。

4）作转矩图（图g）。

5）按弯扭组合强度条件校核轴的强度：

通常只校核轴上承受最大弯矩和转矩的截面（即危险截面B）的强度。必要时也对其他危险截面（转矩较大且轴颈较小的截面）进行强度校核。根据公式（14-4），取a = 0.6，则有：

故设计的轴有足够的强度，并有一定的裕度（注：计算W时，忽略单键槽的影响）。轴的弯扭受力图如下：



## **6.3 输出轴的设计**

1.输出轴上的功率P3、转速n3和转矩T3

2.求作用在齿轮上的力

已知低速大齿轮的分度圆直径为:

则:

3.初步确定轴的最小直径:

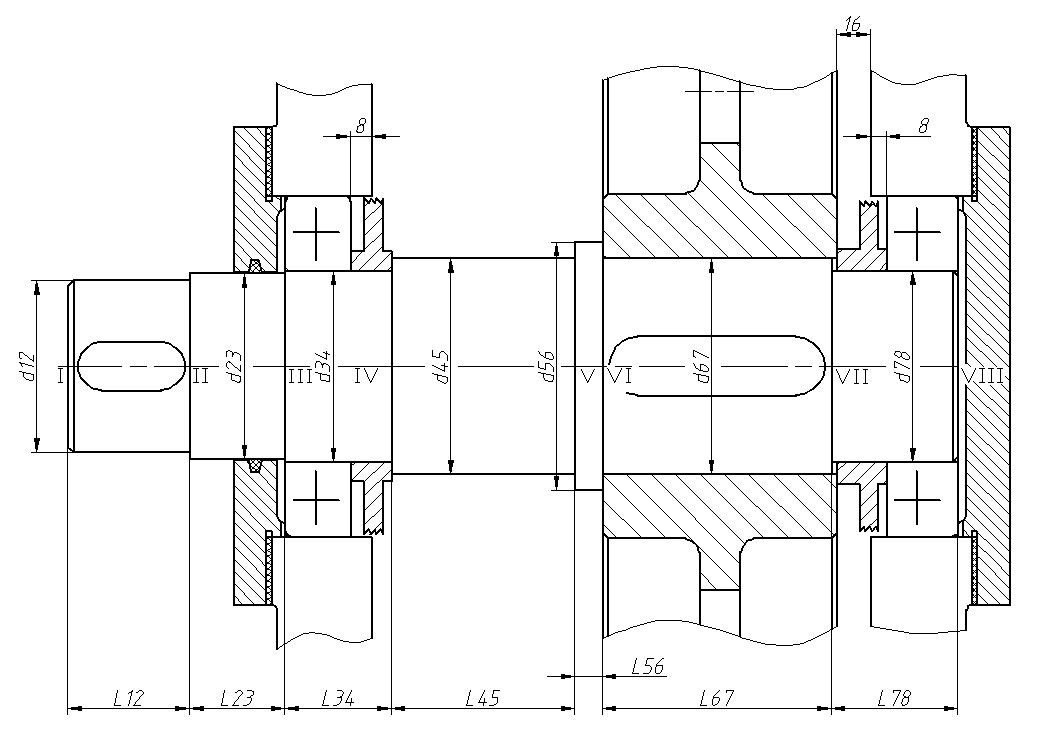
先初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为45钢，调质处理，根据表，取A0 = 112，得：

输出轴的最小直径显然是安装联轴器处轴的直径d12，为了使所选的轴直径d12与联轴器的孔径相适应，故需同时选取联轴器型号。

联轴器的计算转矩，查表，考虑转矩变化小，故取，则:

按照计算转矩Tca应小于联轴器公称转矩的条件，同时考虑最小直径40.7mm查标准GB/T 4323-2002或手册，选用LT8型联轴器。半联轴器的孔径为45故取d12 = 45mm，半联轴器与轴配合的毂孔长度为84mm。

4.轴的结构设计图



5.根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

1）为了满足半联轴器的轴向定位要求，I-II轴段右端需制出一轴肩，故取II-III段的直径d23 = 50mm；左端用轴端挡圈定位，按轴端直径取挡圈直径D = 55mm。联轴器轴孔长度L = 84mm，为了保证轴端挡圈只压在联轴器上而不压在轴的端面上，故I-II段的长度应比联轴器轴孔长度L略短一些，现取l12 = 82mm。

2）初步选择轴承。因轴承只受径向力的作用，故选用深沟球轴承。参照工作要求并根据d23 = 50mm，由轴承产品目录中选择深沟球轴承6211，其尺寸为d×D×T = 55×100×21mm，故d34 = d78 = 55mm，取挡油环的宽度为15，则l34 = 21+15 = 36mm。

右端轴承采用挡油环进行轴向定位。由手册上查得6211型轴承的定位轴肩高度h = 4.5mm，因此，取d45 = 64mm。

3）取安装齿轮处的轴段VI-VII段的直径d67 = 60mm；齿轮的右端与右轴承之间采用挡油环定位。已知低速大齿轮轮毂的宽度为B4= 75mm，为了使挡油环端面可靠地压紧齿轮，此轴段应略短于轮毂宽度，故取l67 = 73mm。齿轮的左端采用轴肩定位，轴肩高度h = (2~3)R，由轴径d67 = 60mm查表，得R = 2mm故取h = 6mm，则轴环处的直径d56 = 72mm。轴环宽度b≥1.4h，取l56 = 12mm。

4）根据轴承端盖便于装拆，保证轴承端盖的外端面与联轴器右端面有一定距离，取l23 = 50mm。

5）取齿轮距箱体内壁之距离Δ = 16mm，低速小齿轮和高速小齿轮之间的距离c = 12mm，考虑箱体的铸造误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离s，取s = 8mm，已知滚动轴承的宽度T = 21mm，高速小齿轮轮毂宽度B1 = 51mm，高速大齿轮轮毂宽度B2 = 46mm，低速小齿轮轮毂宽度B3 = 80mm，则

至此，已初步确定了轴的各段直径和长度。

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 第一段 | 第二段 | 第三段 | 第四段 | 第五段 | 第六段 | 第七段 |
| 直径(mm) | 45 | 50 | 55 | 64 | 72 | 60 | 55 |
| 长度(mm) | 82 | 50 | 36 | 62.5 | 12 | 73 | 49.5 |

6.轴的受力分析和校核

1）作轴的计算简图（见图a）:

根据6211轴承查手册得a = 10.5mm

联轴器中点距左支点距离:

齿宽中点距左支点距离:

齿宽中点距右支点距离:

2）计算轴的支反力：

水平面支反力（见图b）：

垂直面支反力（见图d）：

3）计算轴的弯矩，并做弯矩图：

截面C处的水平弯矩：

截面C处的垂直弯矩：

分别作水平面弯矩图（图c）和垂直面弯矩图（图e）。

截面C处的合成弯矩：

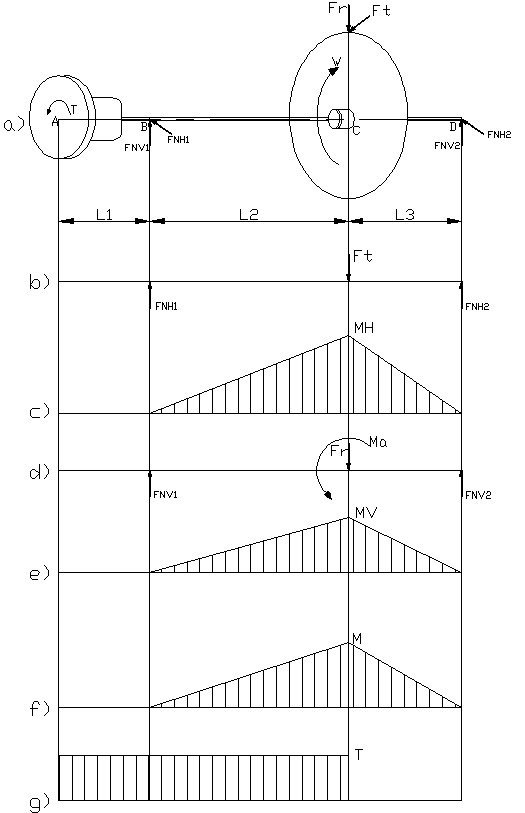
作合成弯矩图（图f）。

4）作转矩图（图g）。

5）按弯扭组合强度条件校核轴的强度：

通常只校核轴上承受最大弯矩和转矩的截面（即危险截面C）的强度。必要时也对其他危险截面（转矩较大且轴颈较小的截面）进行强度校核。根据公式（14-4），取a = 0.6，则有：

故设计的轴有足够的强度，并有一定的裕度（注：计算W时，忽略单键槽的影响）。轴的弯扭受力图如下：



# **第七部分 键联接的选择及校核计算**

## **7.1 输入轴键选择与校核**

校核联轴器处的键连接：

该处选用普通平键尺寸为：b×h×l = 6mm×6mm×32mm，接触长度:l′ = 32 - 6 = 26mm，则键联接所能传递的转矩为:

T≥T1，故键满足强度要求。

## **7.2 中间轴键选择与校核**

(1)中间轴与低速小齿轮处的键连接：

该处选用普通平键尺寸为：b×h×l = 12mm×8mm×70mm，接触长度:l′ = 70 - 12 = 58mm，则键联接所能传递的转矩为:

T≥T1，故键满足强度要求。

(2)中间轴与高速大齿轮处的键连接：

该处选用普通平键尺寸为：b×h×l = 12mm×8mm×40mm，接触长度:l′ = 40 - 12 = 28mm，则键联接所能传递的转矩为:

T≥T2，故键满足强度要求。

## **7.3 输出轴键选择与校核**

(1)校核第一段轴处的键连接：

该处选用普通平键尺寸为：b×h×l = 14mm×9mm×70mm，接触长度:l′ = 70 - 14 = 56mm，则键联接所能传递的转矩为:

T≥T1，故键满足强度要求。

(2)低速大齿轮处键连接：

该处选用普通平键尺寸为：b×h×l = 18mm×11mm×70mm，接触长度:l′ = 70 - 18 = 52mm，则键联接所能传递的转矩为:

T≥T3，故键满足强度要求。

# **第八部分 轴承的选择及校核计算**

根据条件，轴承预计寿命：

## **8.1 输入轴的轴承计算与校核**

（1）初步计算当量动载荷P:

因该轴承只受径向力，有课本表12-5查得径向动载荷系数X和轴向动载荷系数Y分别为：X = 1，Y = 0所以:

（2）求轴承应有的基本额定载荷值C为:

（3）选择轴承型号:

查课本表11-5，选择:6206轴承，Cr = 19.5KN，由课本式11-3有：

所以轴承预期寿命足够。

## **8.2 中间轴的轴承计算与校核**

（1）初步计算当量动载荷P:

因该轴承只受径向力，有课本表12-5查得径向动载荷系数X和轴向动载荷系数Y分别为：X = 1，Y = 0所以:

（2）求轴承应有的基本额定载荷值C为:

（3）选择轴承型号:

查课本表11-5，选择:6207轴承，Cr = 25.5KN，由课本式11-3有：

所以轴承预期寿命足够。

## **8.3 输出轴的轴承计算与校核**

（1）初步计算当量动载荷P:

因该轴承只受径向力，有课本表12-5查得径向动载荷系数X和轴向动载荷系数Y分别为：X = 1，Y = 0所以:

（2）求轴承应有的基本额定载荷值C为:

（3）选择轴承型号:

查课本表11-5，选择:6211轴承，Cr = 43.2KN，由课本式11-3有：

所以轴承预期寿命足够。

# **第九部分 联轴器的选择**

## **9.1 输入端联轴器的设计**

（1）载荷计算

公称转矩：

由表查得，故得计算转矩为：

（2）型号选择

选用LT4型联轴器，联轴器许用转矩为T = 63Nm，许用最大转速为n = 5700r/min，轴孔直径为20mm，轴孔长度为38mm。

联轴器满足要求，故合用。

## **9.2 输出端联轴器的设计**

（1）载荷计算

公称转矩：

由表查得，故得计算转矩为：

（2）型号选择

选用LT8型联轴器，联轴器许用转矩为T = 710Nm，许用最大转速为n = 3000r/min，轴孔直径为45mm，轴孔长度为84mm。

联轴器满足要求，故合用。

# **第十部分 减速器的润滑和密封**

## **10.1 减速器的润滑**

（1）齿轮的润滑

通用的闭式齿轮传动，其润滑方法根据齿轮的圆周速度大小而定。由于低速大齿轮的圆周速度v ≤ 12m/s，将大齿轮的轮齿浸入油池中进行浸油润滑。这样，齿轮在传动时，就把润滑油带到啮合的齿面上，同时也将油甩到箱壁上，借以散热。

齿轮浸入油中的深度通常不宜超过一个齿高，但一般亦不应小于10mm。为了避免齿轮转动时将沉积在油池底部的污物搅起，造成齿面磨损，大齿轮齿顶距油池底面距离不小于30mm，取齿顶距箱体内底面距离为30mm。由于低速大齿轮全齿高h = 6.75mm＜10mm，取浸油深度为10mm，则油的深度H为

根据齿轮圆周速度查表选用中负荷工业齿轮油（GB 5903-2011），牌号为220润滑油，粘度荐用值为177cSt。

（2）轴承的润滑

轴承常用的润滑方式有油润滑及脂润滑两类。此外，也有使用固体润滑剂润滑的。选用哪一类润滑方式，可以根据低速大齿轮的圆周速度判断。

由于低速大齿轮圆周速度v = 0.55m/s ≤ 2 m/s，所以采用脂润滑。润滑脂形成的润滑膜强度高，能承受较大的载荷，不易流失，容易密封，一次加脂可以维持相当长的一段时间。滚动轴承的装脂量一般以轴承内部空间容积的1/3~2/3为宜。为避免稀油稀释油脂，需用挡油环将轴承与箱体内部隔开。在本设计中选用通用锂基润滑脂，它适用于温度宽温度范围内各种机械设备的润滑，选用牌号为ZL-1的润滑脂。

## **10.2 减速器的密封**

为防止箱体内润滑剂外泄和外部杂质进入箱体内部影响箱体工作，在构成箱体的各零件间，如箱盖与箱座间、外伸轴的输出、输入轴与轴承盖间，需设置不同形式的密封装置。对于无相对运动的结合面，常用密封胶、耐油橡胶垫圈等；对于旋转零件如外伸轴的密封，则需根据其不同的运动速度和密封要求考虑不同的密封件和结构。本设计中由于密封界面的相对速度较小，故采用接触式密封。输入轴与轴承盖间v ＜ 3 m/s，输出轴与轴承盖间v ＜ 3 m/s，故均采用半粗羊毛毡密封圈。

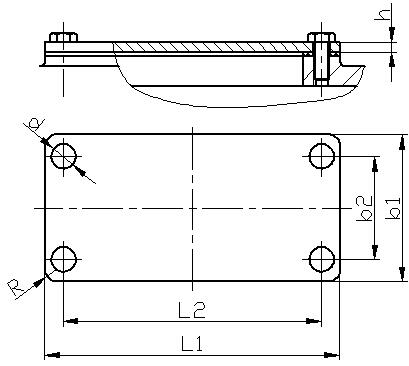
# **第十一部分 减速器附件及箱体主要结构尺寸**

## **11.1 减速器附件的设计与选取**

（1）检查孔和视孔盖

检查孔用于检查传动件的啮合情况、润滑状态、接触斑点及齿侧间隙，还可用来注入润滑油，故检查孔应开在便于观察传动件啮合区的位置，其尺寸大小应便于检查操作。

视孔盖可用铸铁、钢板制成，它和箱体之间应加密封垫，还可在孔口处加过滤装置，以过滤注入油中的杂质。视孔盖示意图及相关尺寸计算如下：

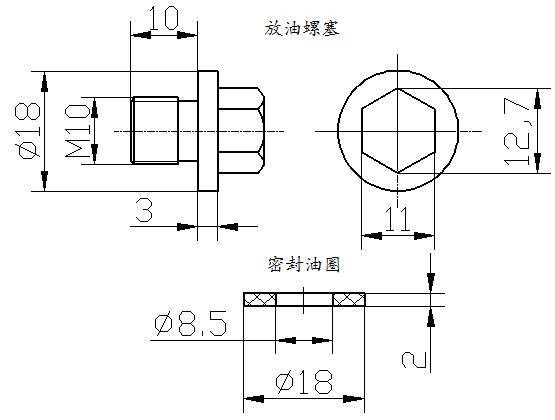


查辅导书手册得具体尺寸如下：

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 代号 | L1 | L2 | b1 | b2 | d | R | h |
| 取值(mm) | 180 | 165 | 140 | 125 | 7 | 5 | 4 |

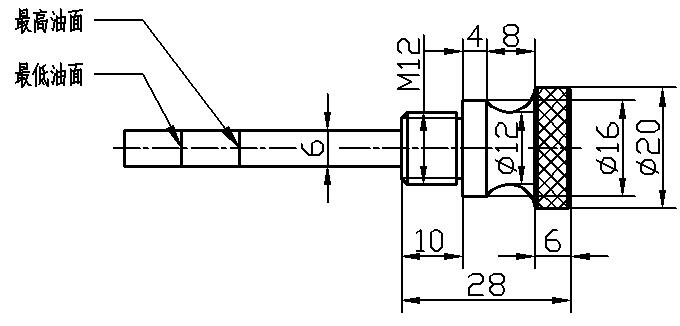
（2）放油螺塞

放油孔应设在箱座底面最低处或设在箱底。箱外应有足够的空间，以便于放容器，油孔下也可制出唇边，以利于引油流到容器内。放油螺塞常为六角头细牙螺纹，在六角头与放油孔的接触面处，应加封油圈密封。放油螺塞及对应油封圈尺寸如下图所示：



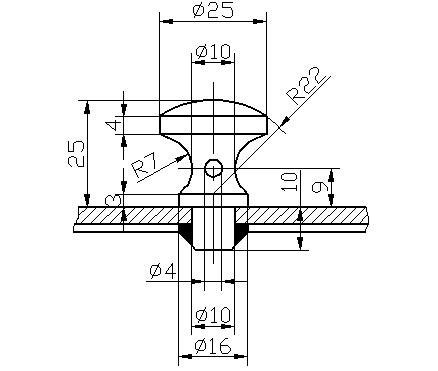
（3）油标（油尺）

油标用来指示油面高度，应设置在便于检查及油面较稳定之处。本设计采用杆式油标，杆式油标结构简单，其上有刻线表示最高及最低油面。油标安置的位置不能太低，以防油溢出。其倾斜角度应便于油标座孔的加工及油标的装拆。查辅导书手册，具体结构和尺寸如下：



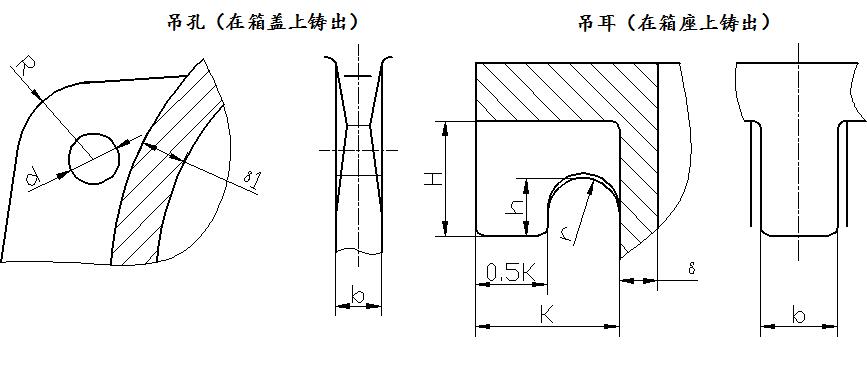
（4）通气器

通气器用于通气，使箱体内外气压一致，以避免由于运转时箱体内温度升高，内压增大，而引起减速器润滑油的渗漏。简易的通气器钻有丁字形孔，常设置在箱顶或检查孔盖上，用于较清洁的环境。较完善的通气器具有过滤网及通气曲路，可减少灰尘进入。查辅导书手册，本设计采用通气器型号及尺寸如下：



（5）起吊装置

起吊装置用于拆卸及搬运减速器。它常由箱盖上的吊孔和箱座凸缘下面的吊耳构成。也可采用吊环螺钉拧入箱盖以吊小型减速器或吊起箱盖。本设计中所采用吊孔（或吊环）和吊耳的示例和尺寸如下图所示：



吊孔尺寸计算：

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 代号 | 计算公式 | 取值(mm) |
| b | b ≈ (1.8～2.5)δ1 = (1.8～2.5)×8 | 16 |
| d | d = b | 16 |
| R | R ≈ (1～1.2)d = (1～1.2)×16 | 16 |

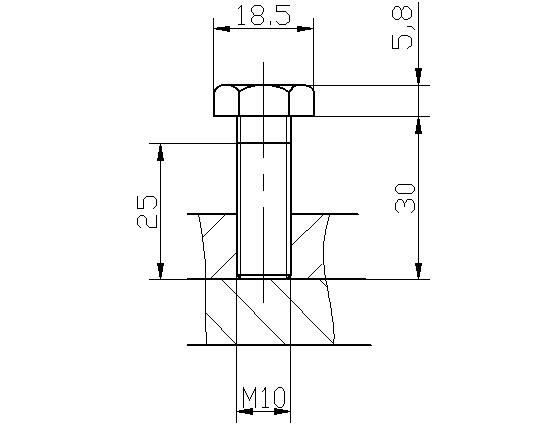
吊耳尺寸计算：

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 代号 | 计算公式 | 取值(mm) |
| K | K = C1+C2 = 16+14 | 30 |
| H | H = 0.8×K = 0.8×30 | 24 |
| h | h = 0.5×H = 0.5×24 | 12 |
| r | r = 0.25×K = 0.25×30 | 8 |
| b | b = (1.8～2.5)δ = (1.8～2.5)×8 | 16 |

（6）起盖螺钉

为便于起箱盖，可在箱盖凸缘上装设2个起盖螺钉。拆卸箱盖时，可先拧动此螺钉顶起箱盖。

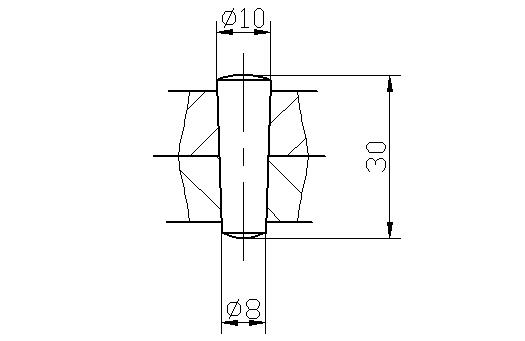
起盖螺钉钉头部位应为圆柱形，以免损坏螺纹。本设计起盖螺钉尺寸如下：



（7）定位销

为保证箱体轴承孔的加工精度与装配精度，应在箱体连接凸缘上相距较远处安置两个圆锥销，并尽量放在不对称位置，以使箱座与箱盖能正确定位。

为便于装拆，定位销长度应大于连接凸缘总厚度。本设计定位销尺寸如下：



## **11.2 减速器箱体主要结构尺寸**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 名称 | 符号 | 公式与计算 | 结果取值 |
| 箱座壁厚 | δ | 0.025a+3=0.025×168+3=7.2 | 8mm |
| 箱盖壁厚 | δ1 | 0.02a+3=0.02×168+3=6.4 | 8mm |
| 箱盖凸缘厚度 | b1 | 1.5δ1=1.5×8=12 | 12mm |
| 箱座凸缘厚度 | b | 1.5δ=1.5×8=12 | 12mm |
| 箱座底凸缘厚度 | b2 | 2.5δ=2.5×8=20 | 20mm |
| 地脚螺钉直径 | df | 0.036a+12=0.036×168+12=18 | 18mm |
| 地脚螺钉数目 | n | n = 6 | 取6 |
| 轴承旁连接螺栓直径 | d1 | 0.75df=0.75×18=13.5 | 取14mm |
| 盖与座连接螺栓直径 | d2 | (0.5～0.6)df=(0.5～0.6)×18=9～10.8 | 取10mm |
| 连接螺栓d2的间距 | l | 150～200 | 取150mm |
| 轴承端盖螺钉直径 | d3 | (0.4～0.5)df=(0.4～0.5)×18=7.2～9 | 取8mm |
| 视孔盖螺钉直径 | d4 | (0.3～0.4)df=(0.3～0.4)×18=5.4～7.2 | 取6mm |
| 定位销直径 | d | (0.7～0.8)d2=(0.7～0.8)×10=7～8 | 取8mm |
| df、d1、d2至外箱壁距离 | C1 | 根据螺栓直径查表 | 取24、20、16 |
| df、d1、d2至凸缘边缘距离 | C2 | 根据螺栓直径查表 | 取22、18、14 |
| 轴承旁凸台半径 | R1 | R1 = C2 = 18 | 取18mm |
| 凸台高度 | h | 根据低速级轴承座外径确定，以便于扳手操作为准 |  |
| 外箱壁至轴承座端面距离 | L1 | C1+C2+(5～10)=20+18+(5～10) | 取43mm |
| 大齿轮顶圆与内箱壁距离 | Δ1 | Δ1＞1.2δ=1.2×8=9.6 | 取12mm |
| 齿轮端面与内箱壁距离 | Δ | Δ＞δ=8 | 取16mm |
| 箱盖、箱座肋厚 | m1、m | ≈0.85δ=0.85×8=6.8 | 取7mm |

# **设计小结**

这次关于减速器的课程设计是我们真正理论联系实际、深入了解设计概念和设计过程的实践考验，对于提高我们机械设计的综合素质大有用处。通过两个星期的设计实践，使我对机械设计有了更多的了解和认识.为我们以后的工作打下了坚实的基础。

机械设计是机械工业的基础,是一门综合性相当强的技术课程，它融《机械原理》、《机械设计》、《理论力学》、《材料力学》、《互换性与技术测量》、《工程材料》、《机械设计（机械设计基础）课程设计》等于一体。

这次的课程设计,对于培养我们理论联系实际的设计思想、训练综合运用机械设计和有关先修课程的理论,结合生产实际反应和解决工程实际问题的能力，巩固、加深和扩展有关机械设计方面的知识等方面有重要的作用。

本次设计得到了指导老师的细心帮助和支持。衷心的感谢老师的指导和帮助。设计中还存在不少错误和缺点，需要继续努力学习和掌握有关机械设计的知识，继续培养设计习惯和思维从而提高设计实践操作能力。

# **参考文献**

[1] 濮良贵、陈国定、吴立言.机械设计.北京：高等教育出版社

[2] 机械设计课程设计指导书

[3] 机械设计课程设计图册

[4] 机械设计手册委员会.机械设计手册(新版).北京机械工业出版社