**机械设计课程设计**

**计算说明书**

设计题目 圆锥圆柱齿轮减速器

机械与能源工程学院

专业 机械莱茵 学号 1551663

设计人\_\_\_\_\_\_\_ \_彭义超\_\_\_\_\_\_\_\_\_

指导教师\_ \_奚鹰教授\_\_ \_ \_\_

2018年7月18日

目录

[1 设计任务书 4](#_Toc520661808)

[2 电动机选择 4](#_Toc520661809)

[3 传动比分配 5](#_Toc520661810)

[4 齿轮的设计 6](#_Toc520661811)

[4.1 斜齿圆柱齿轮的类型、精度等级、材料及齿数 6](#_Toc520661812)

[4.2 按齿面接触疲劳强度计算 6](#_Toc520661813)

[4.4 几何尺寸计算 8](#_Toc520661814)

[4.5 圆整中心距后的强度校核 9](#_Toc520661815)

[4.5.1 齿面接触疲劳强度校核 9](#_Toc520661816)

[4.5.2 齿根弯曲疲劳强度校核 10](#_Toc520661817)

[4.6 高速级直齿圆锥齿轮的设计 10](#_Toc520661818)

[4.6.1选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数 10](#_Toc520661819)

[4.6.2按齿面接触强度设计 11](#_Toc520661820)

[4.6.3按齿根弯曲疲劳强度计算 12](#_Toc520661821)

[4.6.4几何尺寸计算 13](#_Toc520661822)

[4.6.5主要设计结论 14](#_Toc520661823)

[4.6.6 其他技术要求 14](#_Toc520661824)

[5 轴的设计 15](#_Toc520661825)

[5.1 最小直径的确定 15](#_Toc520661826)

[5.1.1 输入轴 15](#_Toc520661827)

[5.1.2 中间轴 15](#_Toc520661828)

[5.1.3 输出轴 15](#_Toc520661829)

[5.2 确定润滑方式 15](#_Toc520661830)

[5.3 输入轴尺寸结构设计 16](#_Toc520661831)

[5.4 中间轴尺寸结构设计 16](#_Toc520661832)

[5.5 输出轴尺寸结构设计 17](#_Toc520661833)

[5.6 轴上键的选择及校核 18](#_Toc520661834)

[5.6.1 输入轴 18](#_Toc520661835)

[5.6.2 中间轴 18](#_Toc520661836)

[5.6.3 输出轴 18](#_Toc520661837)

[5.7 轴承寿命的校核 19](#_Toc520661838)

[5.7.1 计算各齿轮上的受力 19](#_Toc520661839)

[5.7.2 校核30205 20](#_Toc520661840)

[5.7.3 校核30206 21](#_Toc520661841)

[5.7.4 校核30211 22](#_Toc520661842)

[5.8 按弯扭合成应力校核轴的强度 23](#_Toc520661843)

[5.8.1 输入轴的校核 23](#_Toc520661844)

[5.8.2 中间轴的校核 24](#_Toc520661845)

[5.8.3 输出轴校核 25](#_Toc520661846)

[5.9 精确校核轴的疲劳强度 26](#_Toc520661847)

[5.9.1 输入轴的精确校核 26](#_Toc520661848)

[5.9.2 中间轴的精确校核 27](#_Toc520661849)

[5.9.3 输出轴的精确校核 30](#_Toc520661850)

[6 箱体的设计 32](#_Toc520661851)

[6.1 箱体尺寸设计 32](#_Toc520661852)

[6.2 连接件的选择 32](#_Toc520661853)

[6.3 减速器附件设计 32](#_Toc520661854)

[6.3.1 窥视孔和视孔盖 32](#_Toc520661855)

[6.3.2 通气器 33](#_Toc520661856)

[6.3.3 油面指示器 33](#_Toc520661857)

[6.3.4 放油孔和螺塞 33](#_Toc520661858)

[6.3.5 起吊装置 33](#_Toc520661859)

[6.3.6 起盖螺钉 33](#_Toc520661860)

[6.3.7 定位销 34](#_Toc520661861)

[6.4 减速器的润滑 34](#_Toc520661862)

[7 维修养护的设计和技术要求 34](#_Toc520661863)

[8 参考文献 35](#_Toc520661864)

[9 设计心得 35](#_Toc520661865)

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 装 订 线 | 设计计算及说明 | 主要结果 |
| 1 设计任务书 设计一个用于带式运输机上的圆锥圆柱齿轮减速器。总体布置简图如图 1.1所示。    图 1.1 总体布置简图  工作平稳、单向运转。所给原始数据如下表所示。   |  |  |  |  |  |  |  | | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | | 题号 | 运输带工作拉力F | 运输带工作速度V | 运输机卷筒直径D | 带速允许偏差 | 使用期限 | 工作制度 | | 3 | 2200 | 1.4 | 320 | 5 | 10 | 1 | |  |  | m/s | mm | % | 年 | 班/日 |  2 电动机选择 由所给定的条件可知，电动机选Y型。工作机主动轴的输出功率。根据运输带速度及卷筒的直径可知，输出转速为  根据《机械设计课程设计》表 2-4，弹性联轴器、闭式圆柱齿轮传动、闭式圆锥齿轮传动、带式运输机以及滚动轴承的效率分别为0.99、0.97、0.95、0.99、0.95。所以电动机至工作机主动轴之间的总效率为 |  |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 。所以电动机的输出功率为  所以，选择电动机的型号为Y132M1-6。其额定功率为4 kW，满载转速为960 r/min。   |  |  |  |  |  |  | | --- | --- | --- | --- | --- | --- | | 电动机型号 | 额定功率 | 满载转速 | 额定转矩/  额定转矩 | 最大转矩/  额定转矩 | 质量 | |  | 4 | 960 | 2.0 | 2.2 | 73 | | Y132M1-6 | kW | r/min |  |  | kg |  3 传动比分配 由电动机的满载转速nm和工作机轴的转速nw可确定传动装置的总传动比为  对于圆锥-圆柱齿轮减速器，为使大齿轮直径不致过大，高速级圆锥齿轮传动比取为  = 0.25i = 2.871 < 3，则两级圆柱齿轮传动的传动比为。定为：  由此，可以算出各轴的转速如下（以下标1表示输入轴的参数，下标2表示中间轴的参数，下标3表示输出轴的各参数）。  各轴的功率如下。  各轴的输出转矩如下。  计算结果汇总如下表所示。   |  |  |  |  |  |  |  |  |  | | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | | 项目 | 电动机轴 | | 1轴 | | 2轴 | | 3轴 | | | 转速 r/min | 960 | | 960 | | 342.9 | | 83.6 | | | 功率 kW | 11 | | 10.45 | | 10.04 | | 9.64 | | | 转矩 | 35.85 | | 68.12 | | 367.81 | | 1984.95 | | | 效率 |  | 0.98 | | 0.94 | | 0.96 | | |  |
|  | 4 齿轮的设计4.1 斜齿圆柱齿轮的类型、精度等级、材料及齿数 低速齿轮传动选用斜齿圆柱齿轮传动，压力角取20°。带式输送机为一般工作机器，参考《机械设计》表 10-6，选用7级精度。由《机械设计》表 10-1，选择小齿轮材料为40Cr（调质），齿面硬度（265- 285）HBS，大齿轮材料为45钢（调质），齿面硬度（235- 255）HBS。选小齿轮齿数z1= 24，则大齿轮齿数z2= uz1= 98.4，取z2= 98。初选螺旋角。 4.2 按齿面接触疲劳强度计算 计算小齿轮的分度圆直径，即  确定公式中各参数的值如下。  ①试选载荷参数。  ②由《机械设计》图 10-20查取区域系数  ③计算接触疲劳强度用重合度系数  ④螺旋角系数  ⑤根据《机械设计》表 10-7选取齿宽系数.1  ⑥根据《机械设计》表 10-5查得材料的弹性影响系数  ⑦计算接触疲劳需用应力  根据《机械设计》图 10-25d查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为、。  应力循环次数为  由《机械设计》图 10-23查得接触疲劳寿命系数、。取失效概率为1%、安全系数S=1，所以  取和中的较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力，即。  所以小齿轮分度圆直径。  由此可得，圆周速度为  齿宽为  由《机械设计》表 10-2查得使用系数，根据圆周速度0.93m/s及7级精度，由图 10-8查得动载系数，齿轮的圆周力，，查表 10-3得齿间载荷分布系数。由表 10-4用外插法查得齿向载荷分布系数，所以，载荷系数为  则按实际载荷系数算得的分度圆直径为  相应的齿轮模数为  4.3 按齿根弯曲强度设计  试算齿轮模数得  ①试选载荷系数  ②计算弯曲疲劳强度的重合度系数  ③计算弯曲疲劳强度的螺旋角系数  ④计算  由当量齿数  查《机械设计》图 10-17，得齿形系数2.62、。由图 10-18查得应力修正系数、1.81。由图 10-24c查得小齿轮和大齿轮的齿根弯曲疲劳极限分别为、。由图 10-22查得弯曲疲劳寿命系数，。取弯曲疲劳安全系数S=1.4，得  故取  所以齿轮模数。  根据圆周速度及7级精度，由《机械设计》图 10-8，查得动载系数，由，，查表 10-3得齿间载荷分配系数，由表 10-4查得齿向载荷分布系数，结合b/h=12.09查图 10-13，得，故载荷系数为  所以按实际载荷系数算得的齿轮模数为  对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的法面模数mn大于由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数。从满足弯曲疲劳强度出发，从标准中就近取mn=2 mm；为了同时满足接触疲劳强度，需按接触疲劳强度算得的分度圆直径来计算小齿轮的齿数，即，取，则，取，z1与z2互为质数。 4.4 几何尺寸计算 ①计算中心距  考虑模数从1.688 mm增大圆整至2 mm，为此将中心距减小圆整为150 mm。  ②按圆整后的中心距修正螺旋角  ③计算小、大齿轮的分度圆直径  ④计算齿轮宽度  取、。 4.5 圆整中心距后的强度校核4.5.1 齿面接触疲劳强度校核 ①计算载荷系数  取使用系数，由  以及7级精度，由《机械设计》图 10-8查得动载系数1.06，齿轮的圆周力，，查表10-3得齿间载荷分配系数，由表 10-4得齿向载荷分布系数，所以载荷系数为  ②计算区域系数  由《机械设计》图 10-20查得区域系数  ③计算弹性影响系数  由《机械设计》表 10-5查得材料的弹性影响系数  ④计算重合度系数  ⑤计算螺旋角系数  综上可得，，故满足齿面接触疲劳强度条件。 4.5.2 齿根弯曲疲劳强度校核 ①计算载荷系数  ，，由《机械设计》表 10-3查得齿间载荷分配系数，结合，，查图 10-13得，所以载荷系数  ②计算齿形系数  由当量齿数  查《机械设计》图 10-17，得齿形系数，。  ③计算应力修正系数  由《机械设计》图 10-18查得应力修正系数，。  ④计算重合度系数  ⑤计算螺旋角系数  综上可得  所以齿根弯曲疲劳强度满足要求。 4.6 高速级直齿圆锥齿轮的设计4.6.1选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数 选用标准圆锥直齿轮传动，压力角取。根据参考文献[2]表10-6，通用减速器取精度等级7级。  由参考文献[2]表10-1，选择小齿轮材料为40Cr（调质），齿面硬度2（265- 285）HBS，大齿轮材料为45钢（调质），齿面硬度为（235- 255）HBS。  选小齿轮齿数,大齿轮齿数, 取。 | a |
|  | 4.6.2按齿面接触强度设计 试算小齿轮分度圆直径 4.6.2.1 确定公式中各参数 试选    取齿宽系数  由参考文献[2]图10-20查得区域系数  由参考文献[2]表10-5查得材料的弹性影响系数  由参考文献[2]图10-25d查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为，。  计算应力循环次数  由参考文献[2]图10-23查取接触疲劳寿命系数 ,。取失效概率为1%，安全系数  取其中较小者作为接触疲劳许用应力，即 4.6.2.2 试算小齿轮分度圆直径4.6.2.3调整小齿轮分度圆直径 圆周速度v |  |
|  | 当量齿轮的齿宽系数  由参考文献[2]表10-2查得使用系数  由参考文献[2]图10-8查得动载系数  齿间载荷分配系数  由参考文献[2]表10-4用插值法查得齿向载荷分布系数  可以计算得实际载荷系数  按实际载荷系数算得的分度圆直径为  相应的齿轮模数为 4.6.3按齿根弯曲疲劳强度计算4.6.3.1确定公式中的各参数值 试选  由分锥角 和 ，可得当量齿轮数 ，  由参考文献[2]图10-17查得齿形系数，。由参考文献[2]图10-18查得应力修正系数，。由参考文献[2]图10-24c查得小齿轮和大齿轮的齿根弯曲疲劳极限分别为，。由参考文献[2]图10-22查得弯曲疲劳寿命系数，。取弯曲疲劳安全系数S=1.7，可得  因为大齿轮大于小齿轮，所以取 4.6.3.2试算模数4.6.3.3调整齿轮模数 圆周速度v  齿宽b  由参考文献[2]图10-8查得动载系数，齿间载荷分配系数，由参考文献[2]表10-4用插值法得出，。则载荷系数为  可得按实际载荷系数算得的齿轮模数为  按照齿根弯曲疲劳强度计算的模数，就近选择标准模数，按照接触疲劳强度算得的分度圆直径，算出小齿轮齿数。取，则大齿轮齿数。为了使两齿轮齿数互质，取. 4.6.4几何尺寸计算4.6.4.1计算分度圆直径4.6.4.2计算分锥角4.6.4.3计算齿轮宽度 取 4.6.5主要设计结论  |  |  | | --- | --- | | 小齿轮齿数  大齿轮齿数  模数  压力角  变位系数  分锥角  齿宽  其他要求 | 小齿轮选用40Cr（调制），大齿轮选用45钢（调制）。齿轮按7级精度设计 |  4.6.6 其他技术要求 铸造、焊接或烧结的带轮边缘、腹板、轮辐及轮毂上不允许有砂眼、裂缝、缩孔及气泡；铸造带轮在不提高内部应力的前提下，允许对轮缘、凸台、腹板及轮毂的表面缺陷进行修补。 |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | 5 轴的设计5.1 最小直径的确定5.1.1 输入轴 输入轴的材料选择为45钢，所以输入轴最小直径为  由于轴上开有键槽，应增大轴径以考虑键槽对轴的强度的削弱，所以最小直径应增大为。取输入轴的最小直径为22 mm。 5.1.2 中间轴 中间轴的材料选择为45钢，所以中间轴最小直径为  由于轴上开有键槽，应增大轴径以考虑键槽对轴的强度的削弱，所以最小直径应增大为。考虑轴与轴承的配合，取中间轴的最小直径为29 mm。 5.1.3 输出轴 输出轴的材料选择为45钢，所以输出轴最小直径为  由于轴上开有键槽，应增大轴径以考虑键槽对轴的强度的削弱，所以最小直径应增大为。考虑轴与联轴器的配合，取输出轴的最小直径为49 mm。 5.2 确定润滑方式 浸油齿轮圆周速度为  所以应采用油润滑，飞溅油可以形成油雾。 |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 装 订 线 | 设计计算及说明 | 主要结果 |
| 5.3 输入轴尺寸结构设计   图 5.1 输入轴结构示意图  输入轴结构如图 5.1所示，  轴段1-2上安装联轴器，联轴器根据计算转矩选定LM4型梅花型弹性联轴器，其半联轴器孔径为，半联轴器长度。取。  轴段2-3左侧轴肩处相邻两段直径变化仅为区分加工表面，方便装拆，并起轴向定位作用，不承担轴向力，故取。轴段2-3与轴承配合，选用圆锥滚子轴承30205。左侧滚动轴承用轴承端盖定位，需留有检修空间，使轴承端盖左侧与半联轴器留出约40mm间隙。  轴段3-4要形成轴肩以给轴承轴向定位，同时又要方便拆卸，故取。  轴段4-5和右侧轴承配合，取。  轴段5-6左侧应形成轴肩以给锥齿轮轴向定位，取。  选用套杯使整体结构紧凑，用螺钉在轴右侧起紧定作用。   |  |  |  |  |  |  | | --- | --- | --- | --- | --- | --- | | 轴段 | 1-2 | 2-3 | 3-4 | 4-5 | 5-6 | | 直径 | 22 | 25 | 30 | 25 | 22 | | 长度 | 50 | 5 | 5 | 63 | 12 |  5.4 中间轴尺寸结构设计   图 5.2 中间轴结构示意图 | 滚动轴承30205 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 中间轴的最小直径为29 mm，所以选择圆锥滚子轴承30206，轴段1-2要与轴承配合，所以取，并且需要为挡油盘留出空间，所以其长度为32 mm。轴承配合处和装挡油盘处的加工粗糙度应有区别。  轴段2-3左侧应形成定位轴肩，且轴肩承受径向力，所以轴段2-3的直径为，与齿轮配合，长度略小于锥齿轮的宽度，故长度取为40 mm。  轴段3-4左侧形成定位轴肩，取。旋转零件之间的轴向距离至少为10 mm，  故取长度为10 mm。  轴段4-5作为齿轮轴，斜齿圆柱齿轮分度圆直径为58 mm，轴段4-5长度为70 mm。  轴段5-6右侧形成定位轴肩，且齿轮端面到箱体内壁的距离应大于10 mm，所以轴段5-6的直径为，长度为8 mm。  轴肩6-7与轴承30206配合，其直径为，长度为25 mm。   |  |  |  |  |  |  |  | | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | | 轴段 | 1-2 | 2-3 | 3-4 | 4-5 | 5-6 | 6-7 | | 直径 | 25 | 36 | 40 | 58 | 34 | 30 | | 长度 | 32 | 40 | 10 | 70 | 8 | 25 |  5.5 输出轴尺寸结构设计   图 5.3 输出轴结构示意图  轴段1-2与联轴器配合，根据《机械设计》表 14-1，带式运输机的工作情况系数为1.3，所以联轴器的计算转矩为，并且输出轴的最小直径为49 mm，所以选用LM7梅花型弹性联轴器，轴孔直径为50 mm，为保证联轴器的可靠轴向定位，令轴段1-2的直径为，长度为82 mm，略短于半联轴器轴孔长度84 mm。  轴段2-3与轴承配合，选用圆锥滚子轴承30211，且要给轴承检修空间，故轴段2-3的直径为，长度为118 mm。  轴段3-4保证旋转零件之间轴向零件距离，故轴段3-4的直径为，长度为52 mm。 | 滚动轴承30206  梅花型弹性联轴器LM7  滚动轴承30211 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 装  订  线 | 设计计算及说明 | 主要结果 |
| 轴肩4-5用于齿轮的定位，所以轴段4-5的直径为，长度为5 mm。  轴段5-6与齿轮配合，所以轴段5-6的直径为，长度为63 mm。  轴段6-7与轴承配合，取6-7直径为，长度为42 mm。   |  |  |  |  |  |  |  | | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | | 轴段 | 1-2 | 2-3 | 3-4 | 4-5 | 5-6 | 6-7 | | 直径 | 50 | 55 | 58 | 64 | 58 | 55 | | 长度 | 82 | 118 | 52 | 5 | 63 | 42 |  5.6 轴上键的选择及校核5.6.1 输入轴 根据输入轴的直径及轮毂的宽度，选择输入轴轴段1-2键为，材料为钢，载荷性质为轻微冲击。校核过程如下  可知该键安全。选择轴段5-6的键为，校核过程如下  可知该键也安全。 5.6.2 中间轴 根据中间轴的直径及轮毂的宽度，选择中间轴轴段2-3的键为12×8×25，校核过程如下  可知该键安全。 5.6.3 输出轴 根据输出轴的直径及轮毂的宽度，选择输出轴的轴段1-2的键为16×10×50，校核过程如下  可知该键安全。选择轴段6-7的键为18×11×45，校核过程如下  可知该键安全。 | 键8×7×20  键8×7×20  键12×8×25  键16×10×50  键18×11×45 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | 5.7 轴承寿命的校核5.7.1 计算各齿轮上的受力 ①输入轴上的锥齿轮  输入轴上的小齿轮的圆周力、径向力、轴向力分别为  ②中间轴上的锥齿轮  中间轴上的大齿轮的圆周力、径向力、轴向力分别为  ③中间轴上的斜齿圆柱齿轮  中间轴上的小齿轮的圆周力、径向力、轴向力分别为  ④输出轴上的大齿轮  输出轴上的大齿轮的圆周力、径向力、轴向力分别为 |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 装 订 线 | 设计计算及说明 | 主要结果 |
| 5.7.2 校核30205 轴承30205的额定动载荷，基本额定静载荷。对输入轴受力分析图如下    图 5.4 输入轴受力分析  在H平面，对D点取力矩平衡得  又有  得,。  在V平面内，对D点取力矩平衡得  又有  得，，所以，  由此可得派生轴向力为  因为，所以左端轴承被压紧，右端轴承被放松，故，。因为，所以。因为，所以。所以寿命为 |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | 远大于检修间隔时间，所以轴承30205校核合格。 5.7.3 校核30206 轴承30206基本额定动载荷，基本额定静载荷。对中间轴受力分析如下。    图 5.5 中间轴受力分析  同5.7.2，在N和H平面上分别进行受力分析，得  ,  ，  故合成径向力  所以派生轴向力为  因为，所以上端轴承被压紧，下端轴承被放松，所以，。因为，所以。因为，所以，所以寿命为  所以轴承30206校核合格。 |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 装 订 线 | 设计计算及说明 | 主要结果 |
| 5.7.4 校核30211 轴承30211的基本额定动载荷，基本额定静载荷。输出轴的受力分析如下图所示。    图 5.6 输出轴受力分析  同5.7.2，在N和H平面上分别进行受力分析，得  ,  ，  故合成径向力  所以派生轴向力为  因为，所以上端轴承被压紧，下端轴承被放松，所以，。因为，所以。因为，所以，所以寿命为  所以轴承30211校核合格。 |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | 5.8 按弯扭合成应力校核轴的强度5.8.1 输入轴的校核   图 5.7 输入轴弯矩图、扭矩图 |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | 输入轴材料为45钢，调质处理。  根据之前的受力分析做出输入轴的弯矩图和扭矩图，经分析，右侧滚动轴承处弯矩及扭矩最大，为危险截面，此处弯矩，扭矩为，则轴的计算应力为  所以中间轴安全。 5.8.2 中间轴的校核 图5.8 中间轴弯矩图、扭矩图    图5.8 中间轴弯矩图、扭矩图  中间轴设计成齿轮轴，故轴和齿轮材料同选为40Cr，调质处理。  根据之前的受力分析做出中间轴的弯矩图和扭矩图，经分析，小齿轮处弯矩及扭矩最大，为危险截面，此处弯矩，扭矩为，则轴的计算应力为  所以中间轴安全。 5.8.3 输出轴校核   图 5.9 输出轴弯矩图扭矩图 |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | 输出轴选用45钢，调质处理。  根据之前的受力分析，画出输出轴的弯矩图及扭矩图。经分析，大齿轮处弯矩及扭矩最大，为危险截面，此处弯矩，扭矩为，则轴的计算应力为  所以输出轴安全。 5.9 精确校核轴的疲劳强度5.9.1 输入轴的精确校核   图 5.9 输入轴截面分析  从应力集中对轴的疲劳强度的影响来看，截面B、C、D处过盈配合引起的应力集中最严重；从受载的情况来看，右侧轴承截面C上的应力最大。截面B、C的应力集中的影响相近，但截面B受力较小，C截面已经校核安全且安全系数很大，故不必对B和5截面左侧做强度校核。5截面右侧有过盈配合，且应力较大，故对5截面右侧进行精确校核。 5.9.1.1 危险截面的右侧（尺寸突变） 抗弯截面系数  抗扭截面系数  截面5右侧的弯矩为，所以截面上的弯曲应力为  截面上的扭转切应力为  轴的材料为45钢， 调质处理。由 《机械设计》表15-1查得，，。 |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 装 订 线 | 设计计算及说明 | 主要结果 |
| 截面上由于轴肩而形成的理论应力集中系数按附表3-2查取。因、，经插值后可查得  又由附图3-1可得轴的材料敏性系数为  故有效应力集中系数为  由附图3-2得尺寸系数；由附图3-3得扭转尺寸系数。  轴按磨削加工，由附图3-4得表面质量系数为  轴未经表面强化处理，即，则得到综合系数为  对碳钢，，取，，取，于是，计算安全系数值  故可知输入轴安全。 5.9.2 中间轴的精确校核   如图，从应力集中对轴的疲劳强度的影响来看，截面A、B、D处过盈配合引起的应力集中最严重；从受载的情况来看，右侧轴承截面C上的应力最大。截面A、D的应力集中的影响相近，两截面均不承受扭矩和弯矩。截面4、5截面尺寸变化造成的应力集中影响相近， 4截面受应力较大，故对4截面左侧轴肩进行校核。截面3左侧所受应力较大，且过盈配合，故对3截面左侧进行精确校核。 5.9.2.1 危险截面4的左侧（尺寸突变） 抗弯截面系数  抗扭截面系数  截面4左侧的弯矩为，所以截面上的弯曲应力为  截面上的扭转切应力为  轴的材料为45钢， 调质处理（若45钢校核合格，则用40Cr也安全）。由 《机械设计》表15-1查得，，。  截面上由于轴肩而形成的理论应力集中系数按附表3-2查取。因、，经插值后可查得  又由附图3-1可得轴的材料敏性系数为  故有效应力集中系数为  由附图3-2得尺寸系数；由附图3-3得扭转尺寸系数。  轴按磨削加工，由附图3-4得表面质量系数为  轴未经表面强化处理，即，则得到综合系数为  对碳钢，，取，，取，于是，计算安全系数值  故4截面左侧校核安全。 5.9.2.2 危险截面3的左侧（过盈配合） 抗弯截面系数  抗扭截面系数  截面3左侧的弯矩为，所以截面上的弯曲应力为  截面上的扭转切应力为  过盈配合处的，由附表3-8用插值法求出，并取，于是得  轴按磨削加工，由附图3-4查得表面质量系数为  故可得综合系数为  所以轴在截面4左侧的安全系数为  故可知中间轴安全。6.9.2中，对中间轴校核按45钢调质校核安全，而中间轴用强度更高的40Cr调质，故安全。 |  |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 5.9.3 输出轴的精确校核   如图，从应力集中对轴的疲劳强度的影响来看，截面B、C、D处过盈配合引起的应力集中最严重；从受载的情况来看，右侧轴承截面C上的应力最大。由于C截面按弯扭校核的安全系数较大，故考虑其两侧。截面B弯矩为0，截面D扭矩为0，故相对安全。故对应力较大且有过盈配合的截面5右侧和有尺寸突变的截面5左侧进行精确校核。  5.9.3.1 输出轴截面5左侧精确校核（尺寸突变）  抗弯截面系数  抗扭截面系数  截面5左侧的弯矩为，所以截面上的弯曲应力为  截面上的扭转切应力为  轴的材料为45钢， 调质处理。由 《机械设计》表15-1查得**，，。**  截面上由于轴肩而形成的理论应力集中系数按附表3-2查取。因、，经插值后可查得  又由附图3-1可得轴的材料敏性系数为  故有效应力集中系数为  由附图3-2得尺寸系数；由附图3-3得扭转尺寸系数。  轴按磨削加工，由附图3-4得表面质量系数为  轴未经表面强化处理，即，则得到综合系数为  对碳钢，，取，，取，于是，计算安全系数值  故截面5左侧校核安全。 5.9.3.2 输出轴截面5右侧精确校核（过盈配合） 抗弯截面系数  抗扭截面系数  截面3左侧的弯矩为，所以截面上的弯曲应力为  截面上的扭转切应力为  过盈配合处的，由附表3-8用插值法求出，并取，于是得  轴按磨削加工，由附图3-4查得表面质量系数为  故可得综合系数为  所以轴在截面4左侧的安全系数为  故可知输出轴安全。 6 箱体的设计6.1 箱体尺寸设计 根据《机械设计课程设计》表 4-1，箱体的主要尺寸如下表所示。   |  |  |  | | --- | --- | --- | | 名称 | 公式 | 结果 | | 箱座壁厚 |  | 8 | | 箱盖壁厚 |  | 8 | | 箱座凸缘厚度 |  | 12 | | 箱盖凸缘厚度 |  | 12 | | 底座凸缘厚度 |  | 20 | | 箱座加强肋厚 |  | 6.8 | | 箱盖加强肋厚 |  | 6.8 |  6.2 连接件的选择 由公式，选择地脚螺栓直径为M12，所以轴承旁连接螺栓直径为，选择为M10。箱盖、箱座连接螺栓栓直径为，所以选择箱盖、箱座连接螺栓直径为M8。考虑各螺栓的安装尺寸，并留出扳手空间，可设计出箱体底座凸缘、轴承座凸台以及箱盖、箱座连接处凸缘的尺寸。 6.3 减速器附件设计6.3.1 窥视孔和视孔盖 为了便于检查箱内传动零件的啮合情况，以及将润滑油注入箱内，在减速器箱盖顶部设置窥视孔，其大小以手能伸入箱体内进行检查操作为宜。为防止润滑油飞溅出来和污物进入箱内，在窥视孔上设置视孔盖，视孔盖下应加防渗漏的垫片。 |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 装 订 线 | 设计计算及说明 | 主要结果 |
| 6.3.2 通气器 减速器工作时，由于箱内温度升高，气体膨胀，箱内气压增大。为了避免由此引起密封部位的密封性下降，造成润滑油向外渗漏，在视孔盖上设通气器，使箱内的热膨胀气体能自由地排出，保持箱内外压力平衡，从而保证箱体的密封性。考虑工作环境中可能存在较多的灰尘，通气器选择使用有过滤灰尘作用的网式通气器。 6.3.3 油面指示器 为方便检查减速器内部油面的高度，以保证传动件的润滑，在箱体上便于观察、油面较稳定的部位设置压配式圆形游标，以便能在不停车的情况下随时检查油面。 6.3.4 放油孔和螺塞 换油时，为了排放污油和清洗剂，应在箱体底部、油池的最低位置处开设放油孔，平时放油孔用带有细牙螺纹的外六角油塞堵住。放油螺塞和箱体结合面间应加防漏用的垫圈。为避免出现半边螺孔，应在箱体内部放油孔前开有凹槽，以避免出现加工螺纹时工艺性较差的问题。 6.3.5 起吊装置 为了便于减速器的搬运和装卸，分别在箱盖和箱座上设置吊耳。当减速器重量较小时，箱盖上的吊耳允许用来吊运整个减速器。当减速器重量较大时，箱盖上的吊耳只允许吊运箱盖，而箱座上的吊耳可用来吊运下箱座或整个减速器。 6.3.6 起盖螺钉 为了保证减速器的密封性，通常在装配时于箱体剖分面上涂上水玻璃或密封胶，而在拆卸时则因胶结紧密造成困难。为此在箱盖连接凸缘的适当位置，加工出1个螺纹孔，旋入起盖螺钉将箱盖顶起。起盖螺钉的直径与箱体凸缘连接螺栓的直径相同，并与连接螺栓布置在同一直线上，便于钻孔。起盖螺钉端部应制成圆柱形并光滑倒角或半球形，以免反复拧动时损坏螺钉端部螺纹。螺钉材料为35号优质碳素结构钢并通过热处理使硬度达到28-38HRC。 |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 装 订 线 | 设计计算及说明 | 主要结果 |
| 6.3.7 定位销 为了精确地加工轴承座孔并保证每次拆装后，仍保持轴承座孔的制造精度，需在箱盖和箱座的连接凸缘上配装两个定位销。应使两定位销到箱体对称轴线的距离不等，并尽量远些，以提高定位精度。 6.4 减速器的润滑 由前可知，减速器齿轮应采用浸油润滑，对于安装于箱体上的轴承则可以采用飞溅润滑。为此，应在箱座凸缘面上开设导油沟，使飞溅到箱盖内壁上的油经导油沟进入轴承。而对于箱体内部轴承座上的轴承，则可以采用滴油润滑的方法实现连续供油。 7 维修养护的设计和技术要求 1、装配前所有零件均应清除铁屑并用煤油或汽油清洗，箱体内不应有任何杂物存在，箱体内壁及零件的不加工表面应涂上防锈油漆；  2、在安装轴承的过程中，应当保证一定的轴向游隙；  3、传动零件侧隙的检查可以用塞尺或铅丝塞进相互啮合的两齿的侧隙中，然后测量塞尺的厚度或者铅丝变形之后的厚度，接触斑点的检查，通常是在主动轮齿面上涂色，当主动轮轻微地转2-3周后，观察从动齿面的着色情况，分析接触区的位置和接触面积的大小，看其是否符合精度要求。当接触斑点没能达到精度要求时，应该调整传动件的啮合位置，或对齿面进行适当的刮研及进行负载跑和以提高装配的精度；  4、润滑油应装至油面规定高度，经常检查及时更换，一般更换时间为半年左右，具体更换时间根据油中杂质的多少及氧化、污染的程度确定；  5、减速器的所有连接面和密封处均不许漏油、渗油。箱体剖分面上允许涂抹密封胶或水玻璃，不允许使用任何垫片；  6、减速器装配完毕之后，在出厂前一般要进行空载试验和整机性能试验，根据工作和产品规范，可选择抽样或全部产品试验；  7、减速器应根据要求，在箱体表面涂上相应的颜色。轴的外伸端及各附件应涂油包装。运输用的减速器包装箱应牢固可靠，装卸时不可倒置，安装搬运时不得使用箱盖上的吊环螺钉。包装箱外应写明“不可倒置”、“防雨淋”等字样。 8 参考文献  1. 濮良贵，陈国定，吴立言. 机械设计[M]. 北京：高等教育出版社，2013.5 2. 李兴华. 机械设计课程设计[M]. 北京：清华大学出版社，2012.4 3. 何铭新，钱可强，徐祖茂. 机械制图[M]. 北京：高等教育出版社，2010.7 4. 成大先，王德夫，姜勇.机械设计手册[M].北京：化学工业出版社，1993.1 5. 中国机械工程学会，中国机械设计大典编委会.中国机械设计大典[M].南昌：江西科学技术出版社，2002.1  9 设计心得 经过两周左右的机械设计实习经历，我初步熟悉了一个较为完整的工作机器——圆锥圆柱齿轮两级减速器的设计基本流程，实现了从简单的书本上的对各零部件的分析，到把电动机、传动部分的设计联系起来的进步。我深刻体会到，机械的设计过程，不仅要满足一定的功能需求，还要保证产品的可靠度和使用年限。只有保持踏实严谨的态度，反复计算与校核，才能保证产品的安全性，避免损失。  设计过程中，由于经验的缺乏，对零件的特性、参数不是很熟悉，也走了许多弯路，犯了许多错误。比如锥齿轮的几何参数计算，轴与联轴器的配合等等。总结出的经验是，设计要严格按照标准来，一步一步按照流程设计，许多参数之间相互关联，不能独立设计。电动机的选择会直接影响传动比大小，从而改变传动件齿轮的参数设计，进而影响轴的受力和轴承选择等等。因此，需要逐步、全面地考虑问题，设计出合格的产品。 |  |