



文本复制检测报告单(全文标明引文)

ADBD2017R_2015041015014820170322163848424364072948

检测时间：2017-03-22 16:38:48

检测文献：带式运输机传动装置设计

作者：张晓丹

检测范围：

中国学术期刊网络出版总库

中国博士学位论文全文数据库/中国优秀硕士学位论文全文数据库

中国重要会议论文全文数据库

中国重要报纸全文数据库

中国专利全文数据库

大学生论文联合比对库

互联网资源(包含贴吧等论坛资源)

英文数据库(涵盖期刊、博硕、会议的英文数据以及德国Springer、英国Taylor&Francis 期刊数据库等)

港澳台学术文献库

优先出版文献库

互联网文档资源

图书资源

个人比对库

时间范围：1900-01-01至2017-03-22

检测结果

总文字复制比：40.1%

跨语言检测结果：0%

引 去除引用文献复制比：40.1% 本 去除本人已发表文献复制比：40.1%

单 单篇最大文字复制比：19.3% (机械设计课程设计-二级展开式斜齿圆柱齿轮减速器 - 豆丁网)

重复字数： [2549] 总字数： [6364] 单篇最大重复字数： [1230]

总段落数： [1] 前部重合字数： [76] 疑似段落最大重合字数： [2549]

疑似段落数： [1] 后部重合字数： [2473] 疑似段落最小重合字数： [2549]

指标： 疑似剽窃观点 疑似剽窃文字表述 疑似自我剽窃 疑似整体剽窃 过度引用

表格：1 脚注与尾注：0

(注释： ■ 无问题部分 ■ 文字复制比部分 ■ 引用部分)

1. 带式运输机传动装置设计

总字数：6364

相似文献列表 文字复制比：40.1%(2549) 疑似剽窃观点：(0)

1	机械设计课程设计-二级展开式斜齿圆柱齿轮减速器 - 豆丁网 - 《互联网文档资源 (http://www.docin.com)》 - 2016	19.3% (1230) 是否引证：否
2	立体车库AGV牵引车 易鹏 - 《大学生论文联合比对库》 - 2016	12.3% (784) 是否引证：否
3	07-2012071310-刘杭杭 刘杭杭 - 《大学生论文联合比对库》 - 2016	8.9% (567) 是否引证：否
4	07-2012071622-武睿 武睿 - 《大学生论文联合比对库》 - 2016	7.7% (489) 是否引证：否
5	07-2011071225-于小川 于小川 - 《大学生论文联合比对库》 - 2015	4.3% (273) 是否引证：否
6	罐头车间起重葫芦的设计 李武笋 - 《大学生论文联合比对库》 - 2016	3.3% (210) 是否引证：否

7	【DOC】机械设计基础课程设计 卷扬机传动装置中的二级圆柱齿轮减速器设计 - docin.com豆丁网 - 《互联网文档资源 (http://www.docin.com) 》 - 2012	2.7% (175) 是否引证：否
8	07-2009071417-张潇宇 张潇宇 - 《大学生论文联合比对库》 - 2013	2.5% (161) 是否引证：否
9	07-2011071122-姚兴华 姚兴华 - 《大学生论文联合比对库》 - 2015	2.4% (155) 是否引证：否
10	二级直齿圆柱齿轮减速器(课程设计说明书).doc 全文 文档投稿网 - 《互联网文档资源 (http://max.book118.c) 》 - 2015	1.4% (88) 是否引证：否
11	板材的连续自动供料机构设计 沈新宇 - 《大学生论文联合比对库》 - 2016	1.1% (71) 是否引证：否
12	瓶盖码齐机设计 张睿 - 《大学生论文联合比对库》 - 2016	1.0% (63) 是否引证：否
13	2510110229_谢斌_带式输送机传动装置 谢斌 - 《大学生论文联合比对库》 - 2015	0.6% (40) 是否引证：否
14	29kw盘磨机用二级斜齿圆柱齿轮减速器的设计 李居真 - 《大学生论文联合比对库》 - 2015	0.6% (40) 是否引证：否
15	1303机械设计 嵇道广 设计用于热处理车间零件清洗设备的传动装置 - 《大学生论文联合比对库》 - 2016	0.6% (36) 是否引证：否
16	基于VB的二级圆柱齿轮减速器的优化设计 田长留;李景阳; - 《河南机电高等专科学校学报》 - 2010	0.5% (35) 是否引证：否

原文内容

镇江高专

ZHENJIANG COLLEGE

毕业设计 (论文)

带式运输机传动装置设计

Transmission design of belt conveyor

系名：现代机械制造装备学院

专业班级：机制D142

学生姓名：张小丹

学号：140103413

指导教师姓名：马贵飞

指导教师职称：副教授

2017年3月

摘要

带运输的设计理论和计算方法以及国内外的研究现状。首先概述了类似技术的发展状况，总结了国内外的技术差距。第二输送机转移数量和速度的确定原则，与运输的主要部件（如齿轮、轴承等的选择和确定的大小，运输带式输送机传动装置应注意的问题进行了详细的阐述，在实践中经常出现的问题，提出了具体的解决方案。本设计具有较高的实用价值。

关键词：输送带；输送量；带速；齿轮减速器；滚筒

Abstract

First of all, the development status of domestic and foreign similar technology is summarized. Secondly, delivery conveyor belt speed and determine the specific principles of the key components of transmission belt conveyor (such as gears and bearings), determine the selection and size of detail should pay attention to the transmission belt type conveyer driving device, and the actual operation are often appear in problem specific solutions.

Key words: conveyor belt; conveyor; belt speed; gear reducer; roller

目录

摘要II

AbstractIII

目录IV

1 设计任务书1

1.1设计课题1

1.2已知条件	1
1.3已知数据	1
1.4生产批量	1
2 传动装置总体设计方案	2
2.1 组成	2
2.2 特点	2
2.3 确定传动方案	2
3 电动机的选择和传动系统参数的选择和计算	3
3.1 电动机类型和结构的选择	3
3.2 电动机功率的选择	3
3.3 电动机转速的确定	3
3.4 计算传动装置的总传动比，并分配传动比	4
3.5 计算传动装置各轴的运动和动力参数	4
4 传动零件的设计计算	6
4.1 高速级圆柱斜齿轮传动的设计与校核	6
4.2 低速级圆柱齿轮传动的设计与校核	9
4.3 轴的设计计算	11
4.4轴的结构设计	12
4.5高速轴的设计	13
4.6中间轴的设计	15
4.7高速轴的设计	19
5 键连接的选择计算	23
5.1 低速轴键的选择与校核	23
5.2 中间轴键的选择与校核	24
5.3 高速轴键的选择与校核	24
6 滚动轴承的类型、代号及寿命计算	25
6.1 低速轴轴承的选择与校核	25
6.2 中间轴轴承的选择与校核	25
6.3 高速轴轴承的选择与校核	26
7 减速器键联接的设计	28
7.1高速轴与联轴器联接键的设计	28
7.2中间轴与大齿轮联接键的设计	29
7.3低速轴和联轴器联接键的设计	29
7.4低速轴和大齿轮联接键的设计	30
7.5 减速器的润滑	30
8 箱体结构尺寸	31
总结	33
致谢	34
参考文献	35

前言

胶带输送机是它的别称，运行时一般情况下是高速,平稳，噪音比较低，上下坡传动是它的主要特点。那这种机械装备的话用于建材，电力，轻工等等各方面的应用。

第1章设计任务书

1.1设计课题

带式输送机传动装置设计。

1.2已知条件

带式输送机通过传送带传送物料，一直同一个方向转动，使电动机运转起来。

1—电动机；2.4-联轴器；3-减速器；5-滚筒

1.3已知数据

题目参数数据

运输带牵引力 $F(N)$ 5500

运输带速度V(m/s) 1.6

滚筒直径D(mm) 420

1.4生产批量

小批量生产。

第2章传动装置总体设计方案

2.1 组成

2.2 特点

要求轴有较大的刚度。

2.3 确定传动方案

装置应简单环保，应用寿命长，可靠性好

其传动方案如下：

第3章电动机的选择和传动系统参数的选择和计算

3.1 电动机类型和结构的选择

Y系列三相笼形异步电动机有如下特点：

1. 结构简单；

2. 工作可靠；

3. 价格低廉；

4. 维护方便；

3.2 电动机功率的选择

(1)工作功率：

(2) 电动机- 工作机

输送带间的总效率：

联轴器的效率

滚动轴承的效率

8级精度圆柱齿轮传动效率：

卷筒传动的效率

(3)电动机所需工作功率：

3.3 电动机转速的确定

(1) 工作机卷筒的转速为

(2)二级圆柱齿轮减速器传动比

所以电动机转速可选范围为：

它的主要性能参数为：

额定功率：，满载时转速：。

3.4 计算传动装置的总传动比，并分配传动比

总传动比：

经验公式：

取

且有：

分配传动比：

取

3.5 计算传动装置各轴的运动和动力参数

各轴的转速：

各轴输入功率：

各轴的输入转矩：

电动机轴的输入转矩为

故：

以上结果列于下表：

轴名功率转矩转速

电机轴 10.24 67911 1440

I轴 10.14 67231.9 1440

II轴 9.74 346702 268.14

III轴 9.35 1228541.5 72.8

输送机轴 9.17 1204093.5 72.8

第4章 传动零件的设计计算

4.1 高速级圆柱斜齿轮传动的设计与校核

① 确定材质、确定热处理方式、确定精度等级和确定齿数

确定材质：

小齿轮用40Cr，调质处理，硬度241~286HBS；

齿轮精度为8级。

设。

先选螺旋角=14°

② 按齿面接触强度设计

a. 确定各参数数值

初选载荷系数

由表7-5，初选齿宽系数

由表7-6，查得弹性系数

由图7-12查取节点区域系数

由图7-15查得，，则

，；

小齿轮应力循环次数；

大齿轮应力循环次数；

，

(允许局部点蚀)

取安全系数，则：

b. 确定传动尺寸

初算小分度圆直径

圆周速度

查图7-7得动载荷系数；

由表7-2查得使用系数；

算出齿间分配系数；

从图设得：

故载荷系数

按K值对修正，即

c. 确定模数

，

模数设=2mm；

d. 确定螺旋角

中心距，

螺旋角

分度圆直径，；

齿宽：，

设得小齿轮齿宽，

设得大齿轮齿宽。

修正齿宽系数。

③ 校核齿根弯曲疲劳强度

a. 确定各参数

由表7-4按

设齿形系数、应力校正系数

，；

从纵向重合度，

从图7-14，设出螺旋角系数：；

，

b. 验算齿根弯曲强度

弯曲疲劳强度足够。

c. 验算

合适。

4.2 低速级圆柱齿轮传动的设计与校核

① 确定材质、确定热处理方式、确定精度等级和确定齿数

确定材质：

小齿轮用40Cr，调质，硬度241~286HBS；

齿轮精度为8级。

小齿轮齿数，大齿轮齿数为，
设。

② 按齿面接触强度设计

a. 确定各参数数值

初选载荷系数

由表7-5，初选齿宽系数

由表7-6，查得弹性系数

由图7-12查取节点区域系数

从图7-18, 设出

接触疲劳强度极限：，；

小齿轮应力循环次数；

大齿轮应力循环次数；

从图7-19，设出

接触疲劳系数，

取安全系数，则：

b. 确定传动尺寸

初算小分度圆直径

圆周速度

查图7-7得动载荷系数；

由表7-2查得使用系数；

从表7-3，假如，

设得，齿间载荷分配系数：；

从图7-10设得，齿向载荷分布系数；

故载荷系数

按K值对修正，即

设定模数：，从表7-7，设得 $m=3\text{mm}$ ；

中心距

传动比，；；

分度圆直径，；

齿宽：，

设得小齿轮齿宽：，

设得大齿轮齿宽：。

修正齿宽系数。

③ 校核齿根弯曲疲劳强度

a. 确定各参数

从表格7-4设得：齿形系数以及应力校正系数：

，；，

从图7-17设得：

弯曲疲劳寿命系数：，；

从图7-16设得：

齿轮弯曲疲劳极限：，

b. 验算齿根弯曲强度

弯曲疲劳强度足够。

c. 验算

, 合适。

4.3 轴的设计计算

4.3.1 电动机的安装尺寸

轴外伸直径为：,

轴外伸长度为：,

中心高：,

键槽宽度：,

键槽深度：。

4.3.2 初定轴的最小直径

先算轴的最小直径，式子是：

轴为45号钢，正火处理，

设 $C=110$ ，那么：

。

4.4 轴的结构设计

1. 高速轴结构布置及受力图

选择高速输入轴联轴器

联轴器试选LT型弹性套柱销联轴器GB/ 4323-2002，设，

计算转矩：。

确定选LT5型：，

轴孔直径，设最小值28。

2、首先确定个段直径

4.5 高速轴的设计

3) 各轴段长度的确定

L1：L1=29mm。

L2：设L2=68mm。

L4：设L4=101mm。

L5：L5=55mm。

L6：设L6=19mm。

，。

(8) 校核轴径

其中， $b=20\text{mm}$, $t=7.5\text{mm}$

则

故轴的尺寸满足要求。

4.6 中间轴的设计

，。

(2) 算出小圆柱齿轮受力

圆周力

径向力

算出大斜齿轮受力。

圆周力

径向力

轴向力

(3) 计算支承反力

水平面支反力：

(4) 画弯矩图

水平面：

垂直面：

合成弯矩

(5) 画转矩图

转矩图如图：

(6) 许用应力

由，查表9-4得，

则折合系数为：

(7) 画当量弯矩图

当量转矩

(8) 校核轴径

该截面抗扭截面模量式子：

则

故轴的尺寸满足要求。

4.7 高速轴的设计

5) 端倒角为C2。

，。

(2) 小圆柱齿轮受力式。

圆周力

径向力

轴向力

(3) 支承反力式子

水平面支反力

竖直面支反力

(4) 画弯矩图

水平面：

垂直面：

合成弯矩

(5) 画转矩图

转矩图如图：

(6) 许用应力

由，查表9-4得，

则折合系数为：

(7) 画当量弯矩图

当量转矩

(8) 校核轴径

该截面抗扭截面模量为

则

故轴的尺寸满足要求。

第5章 键连接的选择计算

5.1 低速轴键的选择与校核

(1) 低速轴键的选择

键、轴及轮毂的材质均为钢，

其许用挤压应力，平均值。

键的工作长度 $l=L-b=56-20=36\text{mm}$

键与轮毂键槽的接触高度 $k=0.5h=6\text{mm}$

则

键的强度符合要求。

，设其平均值。

键的长度是由 $l=L-b$

键与轮毂键槽的接触高度 $k=0.5h=4.5\text{mm}$

则

键的强度符合要求。

5.2 中间轴键的选择与校核

(1) 中间轴键的选择

键、轴和轮毂的材质均为钢，其许用挤压应力，设其平均值。

键的工作长度 $l=L-b=40-14=26\text{mm}$

键与轮毂键槽的接触高度 $k=0.5h=4.5\text{mm}$

则

键的强度符合要求。

5.3 高速轴键的选择与校核

(1) 高速轴键的选择

(2) 其许用挤压应力，设平均值。

键的工作长度 $l=L-b=50-10=40\text{mm}$

键与轮毂键槽的接触高度 $k=0.5h=4\text{mm}$

则

键的强度符合要求。

第6章 滚动轴承的类型、代号及寿命计算

6.1 低速轴轴承的选择与校核

(1) 低速轴轴承的选择

尺寸是，

低速轴轴承选角接触轴承，

基本额定动载荷，。

(2) 计算当量动载荷

，

故

即：

(3) 计算寿命

取代到式子，设，那么，

故轴承符合寿命要求。

6.2 中间轴轴承的选择与校核

(1) 中间轴轴承的选择

尺寸是，

中间轴轴承选角接触轴承，

：，。

(2) 计算内部轴向力

，

可得，

(3) 计算单个轴承的轴向载荷

由于

所以，轴承I压紧，轴承II放松。因此

(4) 计算当量动载荷

由表得

则

(5) 计算寿命

取较大者代到式子，设，那么，

6.3 高速轴轴承的选择与校核

(1) 高速轴轴承的选择

尺寸是，

，。

(2) 计算内部轴向力

，

可得，

(3) 计算单个轴承的轴向载荷

由于

所以，轴承II压紧，轴承I放松。因此

(4) 计算当量动载荷

由表得

则

(5) 计算寿命

取较大者代到式子，设，那么

第7章 减速器键联接的设计

7.1 高速轴与联轴器联接键的设计

根据功能需要选用普通平键。

普通平键工作时，

特点：

7.1.1 选用圆头普通平键（A型）

7.1.2 强度校核

键和联轴器材质都选45钢

键的工作长度： $l=L-b=34-8=26\text{mm}$ $0-12=38\text{mm}$

挤压应力：

安全

合理

7.2 中间轴与大齿轮联接键的设计

7.2.1 选用圆头普通平键（A型）

7.2.2 强度校核

键的工作长度：

$l=L-b=36-16=20\text{mm}$

挤压应力：

挤压强度安全。

7.3 低速轴和联轴器联接键的设计

7.3.1 选用圆头普通平键（A型）

7.3.2 校核强度

挤压应力

挤压强度安全

7.4 低速轴和大齿轮联接键的设计

7.4.1 选用圆头普通平键（A型）

7.4.2 强度校核

键用45钢，大齿轮45钢。

挤压应力

挤压强度安全

7.5 减速器的润滑

第8章 箱体结构尺寸

机座壁厚 $\delta = 0.025a + 5 \text{ mm}$

机盖壁厚 $\delta_1 = 0.025a + 5 \text{ mm}$

机座凸缘壁厚 $b = 1.5\delta \text{ mm}$

机盖凸缘壁厚 $b_1 = 1.5\delta_1 \text{ mm}$

机座底凸缘壁厚 $b_2 = 2.5\delta \text{ mm}$

地脚螺钉直径 $d_f = 0.036a + 12 \text{ mm}$

地脚螺钉数目 $a < 250, n = 6$

轴承旁联接螺栓直径 $d_1 = 0.75 d_f \text{ mm}$

机盖与机座联接螺栓直径 $d_2 = (0.5 \sim 0.6) d_f \text{ mm}$

联接螺栓 d_2 间距 $L = 150 \sim 200 \text{ mm}$

轴承盖螺钉直径 $d_3 = (0.4 \sim 0.5) d_f \text{ mm}$

窥视孔螺钉直径 $d_4 = (0.3 \sim 0.4) d_f \text{ mm}$

定位销直径 $d = (0.7 \sim 0.8) d_2 \text{ mm}$

轴承旁凸台半径 $R = 10 \text{ mm}$

轴承盖螺钉分布圆直径 $D_1 = D + 2$
 $D_{11} = 40.5\text{mm}$
 $D_{12} = 42.5\text{mm}$
 $D_{13} = 57.5\text{mm}$

轴承座凸起部分端面直径 $D_2 = D_1 + 2.5d_3$
 $D_{21} = 59.5\text{mm}$
 $D_{22} = 59.5\text{mm}$
 $D_{23} = 74.5\text{mm}$

大齿顶圆与箱体内壁距离 $\Delta_1 > 1.2\delta \text{ mm}$

齿轮端面与箱体内壁距离 $\Delta_2 > \delta \text{ mm}$

两齿轮端面距离 $\Delta_4 = 5 \text{ mm}$

d_f, d_1, d_2 至外机壁距离 $C_1 = 1.2d + (5 \sim 8)$
 $C_{1f} = 26\text{mm}$
 $C_{11} = 21\text{mm}$
 $C_{12} = 18\text{mm}$

df,d1,d2至凸台边缘距离 $C2\ C2f=22mm\ C21=17mm\ C22=15mm$
机壳上部(下部)凸缘宽度 $K= C1+ C2\ Kf=48mm\ K1=38mm\ K2=33mm$
轴承孔边缘到螺钉d1中心线距离 $e=(1 \sim 1.2)d1\ 13mm$
轴承座凸起部分宽度 $L1 \geq C1f+ C2f+(3 \sim 5)\ 52\ mm$
吊环螺钉直径 $dq=0.8df\ 13mm$

总结

以前,我对《机械设计基础》课程设计和实践知识是非常肤浅的,因为发现他学习,知识点,我了解的不是很好,凡事得亲自实践看并且请教老师或者是会的同学。

要学习的地方还有很多。CAD绘图,文字,布局,掌握这些应该是最伟大的成就的,我也是很开心,其次就是我也以非常严谨的态度对待这次我的设计,所有的数据n据,设计链,错了,后面的修改工作量必须完全恢复,几乎是相等的。

参考文献

- [1] 杨恩霞,刘贺平.机械设计课程设计[M].第二版.哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2012.
- [2] 杨恩霞.机械设计[M].哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2008.
- [3] 李广君.机械工程制图[M].哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2011.
- [4] 杨在林.工程力学[M].哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2010.
- [5] 龚桂义主编.机械设计课程设计指导书.(第二版).高等教育出版社,1989.
- [6] 唐金松主编.简明机械设计手册(第二版).上海科学技术出版社,2000.
- [7] 刘俊龙,何在洲主编.机械设计课程设计.机械工业出版社,1993.
- [8] 毛振扬,陈秀宁,施高义编.机械零件设计课程设计.浙江大学出版社,1989.
- [9] 邱宣怀主编.机械设计,第四版.高等教育出版社出版社,1996年.
- [10] 张定华主编.工程力学.高等教育出版社出版社,1987.

致谢

老师帮助了我很多在整个世纪过程当中,当然啦我有很多地方都是老师细心的帮助我,鼓励我,我之所这次能完美的完成了在这次的毕业设计,当然是少不了我们班级里的很多同学,非常感谢他们的热情帮助,那我的指导老师呢,他不仅在精心指导我的设计,并不断地鼓励我去探索学习创新的精神。在设计过程中,对我们很严厉,总是我的问题懒得解释,并为我提供了丰富的信息,帮助我理解设计。老师丰富的经验,孜孜不倦的精神和育人孜孜不倦的教导我留下深刻印象。

在老师的帮助和指导下,我现在已经学到了很多在书本上学习不到的知识,并了解组合式汽车传动轴激光焊接工装有一定的了解。我表示衷心的感谢老师。

帮助我的同学,他们是最亲密的人,在毕业设计设计过程中,不可避免地造成他的不便和麻烦他们的问题。

当然在这个最后关节,感谢并参加审查论文的老师!

指 标

疑似剽窃文字表述

1. 要求轴有较大的刚度。
2.3 确定传动方案
装置应简单环保,应用寿命长,可靠性好
其传动方案如下:
第3章电动机的选择和传动系统参数的选择和计算
3.1 电动机类型和结构的选择
Y系列三相笼形异步电动机有如下特点:
 1. 结构简单;
 2. 工作可靠;
 3. 价格低廉;
 4. 维护方便;
2. 电动机-工作机
输送带间的总效率:
联轴器的效率
滚动轴承的效率
8级精度圆柱齿轮传动效率:

卷筒传动的效率

(3)电动机所需工作功率：

3.3 电动机转速的确定

(1) 工作机卷筒的转速为

(2)二级圆柱齿轮减速器传动比

所以电动机转速可选范围为：

3. 主要性能参数为：

额定功率：，满载时转速：。

3.4 计算传动装置的总传动比，并分配传动比

总传动比：

经验公式：

取

且有：

分配传动比：

取

3.5 计算传动装置各轴的运动和动力参数

各轴的转速：

各轴输入功率：

各轴的输入转矩：

电动机轴的输入转矩为

故：

以上

4. 传动零件的设计计算

4.1 高速级圆柱斜齿轮传动的设计与校核

①确定材质、确定热处理方式、确定精度等级和确定齿数

确定材质：

小齿轮用40Cr，调质处理，

5. 修正齿宽系数。

③校核齿根弯曲疲劳强度

a.确定各参数

由表7-4按

设齿形系数、应力校正系数

6. 验算齿根弯曲强度

弯曲疲劳强度足够。

c.验算

合适。

4.2 低速级圆柱齿轮传动的设计与校核

①确定材质、确定热处理方式、确定精度等级和确定齿数

确定材质：

小齿轮用40Cr，调质，硬度241~286HBS；

齿轮精度为8级。

小齿轮齿数，大齿轮齿数为，

设。

②按齿面接触强度设计

a.确定各参数数值

初选载荷系数

由表7-5，初选齿宽系数

由表7-6，查得弹性系数

由图7-12查取节点区域系数

- 从图7-18,设出
 接触疲劳强度极限：，；
 小齿轮应力循环次数；
 大齿轮应力循环次数；
7. 确定传动尺寸
 初算小分度圆直径
 圆周速度
 查图7-7得动载荷系数；
 由表7-2查得使用系数；
 从表7-3，假如，
 设得，齿间载荷分配系数：；
 从图设得，齿向载荷分布系数；
 故载荷系数
 按K值对修正，即
 设定模数：，从表7-7，设得 $m=3\text{mm}$ ；
 中心距
 传动比，；；
 分度圆直径，；
 齿宽：，
 设得小齿轮齿宽：，
 设得大齿轮齿宽：。
 修正齿宽系数。
- ③校核齿根弯曲疲劳强度
 a.确定各参数
 从表格7-4设得：齿形系数以及应力校正系数：
8. 图7-17设得：
 弯曲疲劳寿命系数：，；
 从图7-16设得：
 齿轮弯曲疲劳极限：，
- b.验算齿根
9. 合适。
- 4.3 轴的设计计算
 4.3.1 电动机的安装尺寸
 轴外伸直径为：，
 轴外伸长度为：，
 中心高：，
 键槽宽度：，
 键槽深度：。
- 4.3.2初定轴的最小直径
10. 键的工作长度 $l=L-b=56-20=36\text{mm}$
 键与轮毂键槽的接触高度 $k=0.5h=6$
11. 键的工作长度 $l=L-b=40-14=26\text{mm}$
 键与轮毂键槽的接触高度 $k=0.5h=4.5\text{mm}$
12. 键的工作长度 $l=L-b=50-10=40\text{mm}$
 键与轮毂键槽的接触高度 $k=0.5h=4$

表格检测结果

原文表格1：未获取到表格标题

机座壁厚 δ	$\delta=0.025a+5$	8mm
机盖壁厚 δ_1	$\delta_1=0.025a+5$	8mm

机座凸缘壁厚	$b=1.5\delta$	12mm
机盖凸缘壁厚	$b_1=1.5\delta_1$	12mm
机座底凸缘壁厚	$b_2=2.5\delta$	20mm
地脚螺钉直径	$d_f=0.036a+12$	16.3mm
地脚螺钉数目	$a<250, n=6$	6
轴承旁联接螺栓直径	$d_1=0.75 d_f$	12.2mm
机盖与机座联接螺栓直径 d_2	$d_2=(0.5 \sim 0.6) d_f$	10mm
联接螺栓 d_2 间距	$L=150 \sim 200$	160mm
轴承盖螺钉直径	$d_3=(0.4 \sim 0.5) d_f$	7mm
窥视孔螺钉直径	$d_4=(0.3 \sim 0.4) d_f$	6mm
定位销直径	$d=(0.7 \sim 0.8) d_2$	7mm
轴承旁凸台半径	R	10 mm
轴承盖螺钉分布圆直径	$D_1= D+2$	$D_{11}=40.5\text{mm} D_{12}=42.5\text{mm} D_{13}=57.5\text{mm}$
轴承座凸起部分端面直径	$D_2= D_1+2.5d_3$	$D_{21}=59.5\text{mm} D_{22}=59.5\text{mm} D_{23}=74.5\text{mm}$
大齿顶圆与箱体内壁距离 Δ_1	$\Delta_1>1.2\delta$	10mm
齿轮端面与箱体内壁距离 Δ_2	$\Delta_2>\delta$	9 mm
两齿轮端面距离	$\Delta_4=5$	5 mm
d_f, d_1, d_2 至外机壁距离	$C_1=1.2d+(5 \sim 8)$	$C_{1f}=26\text{mm} C_{11}=21\text{mm} C_{12}=18\text{mm}$
d_f, d_1, d_2 至凸台边缘距离	C_2	$C_{2f}=22\text{mm} C_{21}=17\text{mm} C_{22}=15\text{mm}$
机壳上部(下部)凸缘宽度	$K= C_1+ C_2$	$K_f=48\text{mm} K_1=38\text{mm} K_2=33\text{mm}$
轴承孔边缘到螺钉 d_1 中心线距离	$e=(1 \sim 1.2)d_1$	13mm
轴承座凸起部分宽度	$L_1 \geq C_{1f}+ C_{2f}+(3 \sim 5)$	52 mm
吊环螺钉直径	$d_q=0.8d_f$	13mm

相似表格1：未获取到表格标题

相似度：76.00%

来源：0802_080202_1101210111_搅拌机的机械传动系统设计-搅拌机的机械传动系统设计-《》-2015-01-04

相似表格2：未获取到表格标题

相似度：76.00%

来源：0802_080202_1101210108_搅拌机的机械传动系统设计-搅拌机的机械传动系统设计-《》-2015-01-04

相似表格3：未获取到表格标题

相似度：76.00%

来源：0802_080202_1101210140_搅拌机的机械传动装置设计-搅拌机的机械传动装置设计-《》-2015-01-04

说明：1.指标是由系统根据《学术论文不端行为的界定标准》自动生成的。

2.红色文字表示文字复制部分;黄色文字表示引用部分。

3.本报告单仅对您所选择比对资源范围内检测结果负责。

4.Email：amlc@cnki.net

<http://e.weibo.com/u/3194559873>

http://t.qq.com/CNKI_kycx