

池州学院

本科毕业论文（设计） （ 2021 届 ）



题 目：_____番茄打浆机的设计_____

二级学院：_____机电工程学院（半导体学院）_____

专 业：_____机械设计制造及其自动化_____

学生姓名：_____陈靖宇_____学号：_____170812014_____

指导教师：_____殷韦韦_____职称（学位）：_____讲师_____

完成时间：_____2021 年 5 月 14 日_____

池州学院教务处制

学位论文原创性声明

本人所提交的学位论文，是在指导老师指导下独立完成的研究成果。本人在论文写作中参考的其他个人或集体的研究成果，均在文中以明确方式标明。本人依法享有和承担由此论文而产生的权利和责任。

声明人（签名）：

年 月 日

目 录

摘 要.....	I
Abstract.....	II
1 引言.....	1
1.1 番茄的概述.....	1
1.2 设计番茄打浆机的原因.....	1
1.3 番茄打浆机的工作原理阐述.....	2
1.4 设计的前提条件.....	3
1.5 设计的具体要求.....	3
2 番茄打浆机的结构设计.....	3
2.1 圆筒.....	3
2.2 破碎桨叶.....	3
2.3 传动部分.....	4
2.4 机架.....	4
2.5 棍棒.....	4
2.6 其他.....	4
3 番茄打浆机各设计参数的确定.....	4
3.1 滚筒.....	4
3.1.1 滚筒长度.....	5
3.1.2 物料在滚筒里面的总时间.....	5
3.1.3 棍棒和筛筒壁之间的距离.....	5
3.1.4 圆筒的消耗功率.....	6
3.2 电动机.....	6
4 番茄打浆机的主要零件.....	7
4.1 皮带轮.....	7
4.2 番茄打浆机中传动主轴的结构.....	10
4.2.1 轴的直径.....	10
4.2.2 番茄打浆机中轴的结构.....	10
4.3 番茄打浆机传动轴上零件的定位.....	12
4.4 确定番茄打浆机轴上的圆角和倒角.....	13
4.5 番茄打浆机中轴承的选取.....	13

5 番茄打浆机中主要零件的校核.....	13
5.1 番茄打浆机中轴的强度的校核.....	13
5.1.1 按照轴的扭转强度的条件来计算.....	13
5.1.2 按弯扭的合成强度条件来计算.....	14
5.2 轴的扭转刚度校核.....	15
5.3 番茄打浆机中轴承寿命的校核计算.....	15
5.3.1 30211 轴承.....	15
5.3.2 30212 轴承.....	16
5.4 打浆机中传动轴上键的校核.....	16
5.5 本章小结.....	17
结 论.....	17
参考文献.....	18
致谢.....	19
附录一 空心轴零件图	
附录二 短实心轴零件图	
附录三 长实心轴零件图	
附录四 大带轮零件图	
附录五 出料口零件图	
附录六 进料口零件图	
附录七 小带轮零件图	
附录八 装配图	

摘 要

在番茄加工过程中，并不需要把所有的原料全部加工成最终产品，在加工时必须去掉不适合加工的部分。本文设计的番茄打浆机，在圆筒中增加了筛网，浆状的汁液和肉质可以从筛孔中通过，皮和籽只能从圆筒的另一开口端排出。因此它不仅具有一般打浆机的打浆功能，同时还具备番茄自动去皮以及自动去籽等功能，从而在进一步提高打浆效率的同时又提升产品质量，具有很大的实用和推广价值。

关键词：番茄；打浆机；效率

Abstract

In the tomato processing process, it is not necessary to process all the raw materials into the final product, and the parts that are not suitable for processing must be removed during processing. The tomato beater designed in this paper adds a screen to the cylinder, so that the pulpy juice and meat can pass through the sieve, and the skin and seeds can only be discharged from the other open end of the cylinder. Therefore, it not only has the beating function of a general beating machine, but also has the functions of automatic peeling and automatic seeding of tomatoes, thereby further improving the beating efficiency and product quality, which has great practical and promotional value.

Key Words: tomato; beater; effectiveness

1 引言

1.1 番茄的概述

番茄原产自中美洲和南美洲，随着人类生产活动从而在世界范围内广泛种植。现在种植的番茄经过了筛选，未成熟时的番茄中毒素少，叶子中的毒素也较少，成熟的番茄富含人体需要的多种维生素，可以生吃或熟吃。由于番茄含有酸性物质，因此很容易罐装保存，番茄酱、番茄汁、番茄沙司都是很常见的番茄制品^[1]。

番茄还具有医疗效用，里面含有抗氧化物番茄红素，可以保护肝脏、清热解毒，还可以有效的预防前列腺癌以及抵抗皮肤被紫外线晒伤。2019 年，全球番茄总产量为 1.81 亿吨，中国番茄产量占全球番茄总产量的 35%，是世界上最大的番茄生产国^[2]。

1.2 设计番茄打浆机的原因

水果和蔬菜是对人类的非常重要的用来补充营养的食物，因为它们提供了必不可少的矿物质、维生素和纤维，可以让我们保持健康。在夏季，这些东西大量产出，但是短时间内无法充分利用，约 30-40%收获后腐败浪费掉了。大多数水果和蔬菜都是季节性的，而且在自然状态下容易腐烂。在一个好的季节，可能会产生过剩现象。

番茄中含有大量维生素 A，B1 和抗坏血酸，其中维生素 C 的含量为 15 至 25 毫克/100 克，新鲜的番茄是营养非常充足的，但是由于不能长时间保存。通常，它们必须折价出售。在丰收季节近 25%的农产品是因处理不当而损坏。如果把西红柿加工成番茄酱等产品，就可以在很大程度上避免这样的损失^[3]。

在加工食品时，并不是要把所有的原材料都用上，而是要按照最终的需求在加工过程中把一些没用的东西去掉，这些东西往往是一些没有营养价值的、影响口感的东西，比如在番茄加工过程中的番茄皮和番茄籽，就是要去掉的。

现如今，随着经济水平的提高，麦当劳、肯德基等快餐盛行让番茄酱的需求量居高不下。而且新鲜番茄不易保存，番茄制品是保存番茄的一个非常好的方式。除了整番茄罐头，其它番茄制品，例如番茄酱、番茄汁、番茄饮料，都是需要先将番茄打浆，再进行后续的操作的。因此番茄打浆机在番茄的加工过程中是非常非常重要的。

我国是番茄第一大生产国，番茄打浆机是番茄制品加工中是非常重要的一环。如果能够设计出一款自动去除番茄皮和番茄籽的打浆机，就可以很大的提高番茄制品的质量，让番茄制品的口感更好、更美味。

1.3 番茄打浆机的工作原理阐述

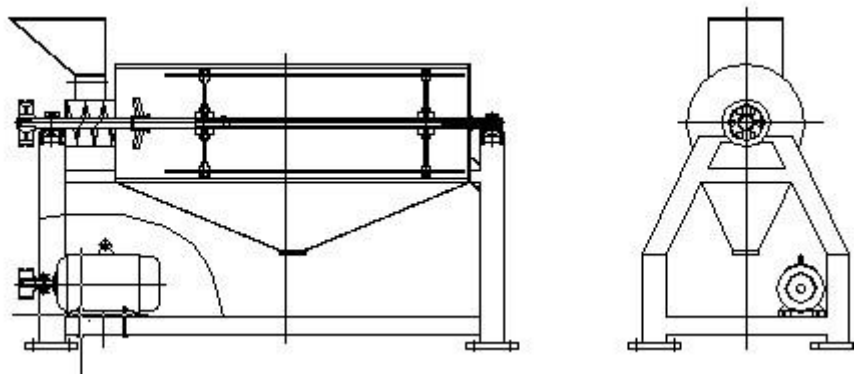


图 1-1 番茄打浆机

番茄打浆机的类型从工序次数上来分主要有这么几种，有单道打浆机，就是只有一道工序；有二道打浆机，就是有两道工序，第一道工序出来的产品进入第二道工序再加工一遍；还有多道打浆机，就是经过多道工序，重复打浆。不论是哪种类型的打浆机，其实它们的原理都是一样的，都是通过电机带动主轴旋转从而使链接与主轴上的叶轮旋转，而在叶轮旋转过程中，番茄受到来自叶轮和筛网的挤压摩擦等作用之下，番茄的果肉和汁液就与皮和籽分开了。果肉和汁液之后会通过筛网上的筛孔，而皮和籽则无法通过。最终番茄果肉和果汁会从出料口出来，而皮和籽就只能由排渣口出来了。而二道打浆其实就是把第一道打浆的产品，也就是果肉和汁液在进入第二道工序打一次，这也可以提到产品的质量，但同时也会使得打浆率降低，因此具体使用什么打浆机要根据最终产品的需求来分析。多道打浆机就是把前面工序加工出的产品再加工一次^[4]。

如图 1-1 所示，机壳内水平安装了一个圆筒筛，圆筒筛是有开口的，圆筒筛的筒身是由弯曲成圆形的不锈钢板，焊接成的，并且在圆筒筛两边都焊上了加强圈，来增加圆筒筛的强度，而且不锈钢上冲有孔眼，用来作筛孔使用。轴由轴承来负责支撑，同时轴上还设计有两根用于捣碎番茄的特制棍棒，该棍棒通过螺栓从而固定在轴上的夹持器中。物料捣碎的大小程度可以通过调节棍棒与筛筒壁之间的距离从而实现，因此通过该棍棒调节物料捣碎程度方便简单。同时由于棍棒是以一定倾斜角度对称安装在轴的两侧，因此棍棒与轴之间的夹角即为导程角。棍棒的材质为不锈钢制成的，说白了就是两块长方形的不锈钢钢板。因为在旋转的过程中钢板可能会和筛筒壁产生摩擦，进而损坏筛筒壁，因此通常会在棍棒上安装耐酸橡胶板，作用就是保用圆筒筛。除此之外，番茄打浆机还有下料斗（就是用来进料的地方）、收集漏斗（用来收集浆液的漏斗）、机架和传动系统（包括皮带、皮带轮）等^[5]。

因为导程角的存在，棍棒具有回转作用，物料从进料口进入圆筒后，物料会沿着圆筒筒壁向出口方向以螺旋线方式的运动轨迹移动。与此同时，番茄也由于在移动过程中收到了来自筛桶比的反向作用力、棍棒的挤压以及离心力的作用，最终破碎掉了。

肉、汁从筛孔中通过进入收集器，皮和籽从圆筒另一开口端排出。收集器为一个倒置的等腰三角形，果浆流入收集器到达一定量后，打浆机会自动停止并发出声响，提示收集器中果浆已满^[6]。

1.4 设计的前提条件

在主要参数确定的情况下，设计番茄打浆机的各个部件，在多个方案中相互比较，从中选择出一个最佳的方案来。

1.5 设计的具体要求

- （1）能够正常、平稳的完成打浆工作
- （2）每小时出浆量为 2.5T

2 番茄打浆机的结构设计

2.1 圆筒

番茄在加工过程中始终与圆筒保持接触，因此对圆筒的加工材料的要求较高，要能保证食品的安全。综合考虑圆筒的强度要求、刚度要求，以及经济因素，最终选择 45 钢。

45 钢具有较高的强度，也就是抵抗破坏的能力较强，此外 45 钢还具有较好的塑性，便于加工和较好的韧性，可以承受较大的外力作用而不会折断^[7]。

经测量，番茄的直径大致为 11cm，圆筒的直径至少应为两个番茄的直径，因此这里将圆筒的直径设计为 25cm。圆筒的长度不宜过长，这里设计为 1.6m，圆筒的后半段有筛孔，果浆从这里流出。

2.2 破碎桨叶

番茄打浆机在运行过程中，当番茄由物料口进入打浆机后，首先将有破碎桨叶完成第一道工序，第一道工序的主要目的是初步粉碎番茄。初步捣碎后的番茄才可进入滚筒中进行番茄打浆步骤。而破碎桨叶转动能量的来源主要是转动轴，破碎桨叶通过轴套焊接从而固定于转轴上，同时其一端由轴肩固定，另一端由开口销固定^[8]。

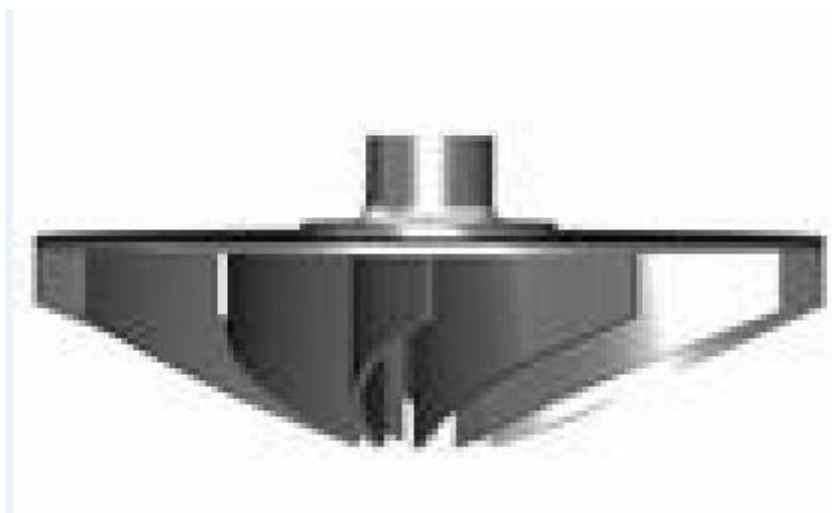


图 2-1 破碎桨叶

2.3 传动部分

本设计中的传动部分采用的是电动机一级带传动，电动机的安装部位位于整个打浆机的最底部。

2.4 机架

在机架的设计中，有一个必须要注意的点，那就是机器的稳定性，不会产生强烈的振动，不然机器就没有办法正常工作了；此次设计中整个机架都选择采用 HT150 材料制作，HT150 安全卫生，强度、塑性、韧性用在这里都非常合适。

2.5 棍棒

棍棒也会与番茄接触，会把番茄打碎。用于加工棍棒的材料是 45 钢。棍棒设计成扁平状，这样便于切割。厚度在满足强度要求的情况下，应尽量设计得薄一些。因此设计为厚 5mm，长 2.4 米。棍棒可以用螺栓固定在圆筒筛的底部，也可以固定在圆筒中部圆筒壁的上方。番茄浆是酸性的，为了防止棍棒生锈损害食品安全，设计在棍棒的顶部位置安装抗酸网一层。

2.6 其他

除了上面的几个基本结构外，还有几个结构也需要进行设计，如在右边还需要设计一个废品出料口，下面也要设计一个产品出料口，在左上方还需要设计一个进料口，各项参数都绘制在对应的 CAD 图纸中了，就不在此一一赘述了^[9]。

3 番茄打浆机各设计参数的确定

3.1 滚筒

滚筒设计参数的选择主要是更加番茄打浆机的设计生产能力而制定的，同时滚筒设计过程中，还要综合考虑实际生产力大小、滚筒设计成本等，再综合滚筒设计中相关要

求后，本设计选取的滚筒的内径初步定为 $D=0.8\text{m}$ ，后面如果觉得不合适还可以更改。

筛孔的大小决定了打浆的速率和质量，因此筛孔的选择一定要慎之又慎，这里将筛孔的工作系数初步选择 $\varphi = 0.25$ ，导程角初步选择 $\alpha = 1.8$ 度，当然了，后面如果觉得不合适还是可以更改的。

3.1.1 滚筒长度

在番茄打浆机的设计过程中要用到一部分经验公式，经验公式通常是由拟合的方法得到的，并没有完整的理论推导过程，这里就用到了第一个经验取值方案：

$$G = \frac{0.07DL^2n\varphi}{\tan\alpha} \quad (3-1)$$

因此设计的滚筒长度为：

$$L = \sqrt{\frac{G \tan \alpha}{0.07 D n \varphi}} = \sqrt{\left(\frac{2500 \times \tan 1.8}{0.07 \times 0.8 \times 970 \times 0.25} \right)} = 2.4\text{m} \quad (3-2)$$

式中

G -----番茄打浆机的生产速率，单位为（公斤/时）；

D -----番茄打浆机的筛筒内径，单位为（米）；

L -----番茄打浆机的筛筒长度，单位为（米）；

n -----番茄打浆机的刮板转速，单位为（转/分）；

φ -----番茄打浆机筛筒的有效的截面（%）也就是筛孔的实际的工作系数，大约占筛孔总数的一半，再加上筛孔占筛筒表面积的一半，因此 $\varphi = 0.5 \times 50\% = 25\%$ 。

α -----番茄打浆机的导程角，单位为（度）；

以上设计方案需要注意的是，方案中的相关参数设计是以番茄打浆机的生产能力为基准进行反向推导各个设计参数的，而非番茄物料的投放消耗量，更具体一点就是以流出筛孔的番茄浆的最终产量从而反向推导各个设计参数。通过此种设计方案从而可是相关参数的选择更加直观，从而避免了由番茄物料到最终番茄浆液出产率之间繁杂的计算，也能够直接体现设计的番茄打浆机的实际生产效率的高低。

3.1.2 物料在滚筒里面的总时间

滚筒的物料，在本设计中特指加工原材料番茄，番茄从进入滚筒到沿着棍棒离开滚筒所消耗的总时间为：

$$\tau = \frac{L}{V_1} = \frac{60L}{\pi D n \tan \alpha} = \frac{60 \times 2.4}{3.14 \times 0.8 \times 970 \times \tan 1.8} = 1.88\text{s} \quad (3-3)$$

式中 V_1 -----物料，也就是番茄，沿着棍棒运动的线速度，单位为（米/秒）；

3.1.3 棍棒和筛筒壁之间的距离

本设计中，将番茄打浆机中的棍棒中心截面于筛筒壁之间的最大距离 h 控制在 6mm 。棍棒的两端与筛筒壁之间的距离最小：

$$h^1 = \frac{2R - \sqrt{L^2 \sin^2 \alpha + 4(R-h)^2}}{2} \quad (3-4)$$

$$= \frac{0.8 - \sqrt{2.4^2 \times \sin^2 1.8 + 4(0.394)^2}}{2}$$

$$= 0.0042$$

再考虑上导程角，间隙之差现在就变为了：6-4.2=1.8mm

式中 h^1 -----番茄打浆机中棍棒最远点截面与筛筒壁之间的距离，单位为（m）；

R -----番茄打浆机筛筒的内半径，单位为（m）；

L -----番茄打浆机中棍棒的长度，单位为（m）；

α -----番茄打浆机中棍棒与主轴之间的夹角，也就是导程角，单位为（度）；

h -----番茄打浆机中棍棒与筛筒壁之间的距离，单位为（m）；

3.1.4 圆筒的消耗功率

由于只有一个电机，综合考虑各项要求，取 $W=4000$ （N•m/kg）。

番茄打浆机的传动效率 $\eta=0.75$ 。

$$N = \frac{GW}{3600\eta} = \frac{2500 \times 4000}{3600 \times 0.75} = 3703.7w \approx 3.7kw \quad (3-5)$$

式中 G -----番茄打浆机的生产能力，单位为（kg/h）；

W -----番茄打浆机运行的性能功耗比（N•m/kg）与很多因素都有关，如番茄本身的因素、番茄打浆机内部的温度以及其他影响捣碎以及打浆效率的因素等。本设计中的番茄打浆机的功耗比经粗略计算可得其单机工作时可取平均值在 3920~4410

（N•m/kg）之间，联动时其平均值在 4900~5800（N•m/kg）之间；

η -----番茄打浆机的传动效率为（0.7-0.8）；

3.2 电动机

根据本课题的目标，本设计对设计的番茄打浆机的要求是每小时能够生产 2.5T 番茄浆，同时其每日工作时长为 16 小时，每工作八小时停机维护一次，其预计的设计寿命为 5 年，电机带动的主轴转速为 970 转/分。

电机的选择主要基于电机的功率是否能与本设计相匹配，根据相关机械设计方法并考虑到当前设计的生产能力大小，经过仔细慎重的考虑后以带传动效率为 0.7 时所需的

电动机功率为本设计所需的电动机最小功率。故本设计所需电动机的功率为：

$$P = \frac{3.7}{0.7} = 5.29\text{kw} \quad (3-6)$$

电动机初步选择为 Y132M-4，该款电动机的功率为 7.5kw，电流为 15.4A，转速为 1440r/min^[10]。考虑到其功率损耗，故该款电动机无论是从电动机功率还是电动机转速上都可满足本设计的相关要求。

4 番茄打浆机的主要零件

4.1 皮带轮

根据前面成大先的机械设计手册上查到的内容，本设计使用 Y132M-4 电动机转速可达 1440r/min,考虑到功率损耗，其实际工作过程中的功率也在 5.29KW 以上，电机的传动传动比是 $\tau = 1.5$ ，从而该电机的运转时间超过 10h/天。

（1）功率

根据本课题设计的番茄打浆机的工作环境要求，设计的番茄打浆机每日的工作时长至少在十六个小时以上，同时由于其主要完成的相关工作为捣碎物料、挤压物料等，其载荷通常也比较大，根据相关机械设计手册从而查到的工况系数 $K_A = 1.4$ ^[11]。

$$P_d = K_A \cdot P = 1.4 \times 7.5 = 10.5 \text{KW} \quad (4-1)$$

（2）带型

在已知本设计的所需的实际功率 $P_d = 10.5\text{kw}$ 以及转速 $n_1 = 1440\text{r/min}$ 等相关工作条件下要求后，可根据成大先主编的机械设计手册表 12-1-1 和表 12-1-2 得：

在此次设计中选择使用普通 V 带的 B 带型。

（3）传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{p2}}{(1-\varepsilon)d_{p1}} = \frac{1440}{970} = 1.5 \quad (4-2)$$

其中： n_1 是皮带轮中小带轮的转速，单位为（r/min）；

n_2 是皮带轮中大带轮的转速，单位为（r/min）；

d_{p1} 是皮带轮中小带轮的节圆直径，单位为（mm）；

d_{p2} 是皮带轮中大带轮的节圆直径，单位为（mm）；

ε 为弹性滑动系数，取 0.01；

（4）番茄打浆机中皮带轮中的小带轮的基准直径 d_{d1}

一般来说皮带轮在转动过程同存在一定的损耗，故而皮带轮都具有使用年限，因此若要延迟皮带轮的使用年限，可通过将基准直径尽量选择大一些的^[12]。

查询成大先主编的机械设计手册表 12-1-10 和表 12-1-11 选定 $d_{d1} \geq d_{\min}$

$d_{\min}=125\text{mm}$ 因此取 $d_{d1}=200\text{mm}$

(5) 番茄打浆机中大带轮的基准直径 d_{d2}

$$d_{d2} = id_{d1}(1 - \varepsilon) = 1.5 \times 200 \times 0.99 = 297\text{mm} \quad (4-3)$$

查成大先主编的机械设计手册表 12-1-11 得: $d_{d2}=300\text{mm}$

(6) 带速 V

$$V = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 200 \times 1440}{60 \times 1000} = 15\text{m/s} \quad (4-4)$$

$$V_{\max} = 25 \sim 30\text{m/s} \quad \text{符合要求}$$

为了 V 带传动能力的充分发挥, 我们通常规定带速 V 大于等于 5m/s ^[13]。

(7) 初定中心距 a_0

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2}) \quad (4-5)$$

$$350 \leq a_0 \leq 1000$$

初步选择皮带轮的中心距为 600mm 。

(8) 番茄打浆机中皮带轮所需要的带的基准长度 L_{d0}

$$\begin{aligned} L_{d0} &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \quad (4-6) \\ &= 2 \times 600 + \frac{\pi}{2}(200 + 300) + \frac{(300 - 200)^2}{4 \times 600} \\ &= 1989.56\text{mm} \end{aligned}$$

由表 12-1-4 选择 V 带的基准长度为 $L^d = 2000\text{mm}$ 。

(9) 番茄打浆机中皮带轮的实际中心距 a

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 600 + \frac{2000 - 1989.56}{2} = 605\text{mm} \quad (4-7)$$

(10) 番茄打浆机中皮带轮的小带轮包角 α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(d_{d2} - d_{d1})}{a} \times 57.3^\circ = 170.5^\circ \quad (4-8)$$

一般情况下 $\alpha_1 \geq 120^\circ$, 最小也不得低于 90° , 如果 α_1 是在是太小了, 应该增大 a 或者使用张紧轮^[14]。

(11) 番茄打浆机中皮带轮上一根 V 带的基本额定功率 P_1 :

现在已经知道了 V 带的型号, d_{d1} 和 n_1 普通 V 带, 通过查询成大先主编的机械设计手册表 12-1-18 得 $P_1=5.13\text{kW}$

因此一根普通 V 带的额定功率的增量为: $\Delta P_1=0.36$

$$K_\alpha = 0.98 \quad K_L = 0.98$$

$$P_r = (P_1 + \Delta P_1) \times K_\alpha \times K_L \quad (4-9)$$

$$= (5.13 + 0.36) \times 0.98 \times 0.98 = 5.27\text{kW}$$

(12) 番茄打浆机中皮带轮上 V 带的根数 Z:

$$Z = \frac{P_d}{P_r} = \frac{10.5}{5.27} = 1.99 \quad (4-10)$$

查机械设计手册表 12-1-24, 取 $Z = 4$ 。

(13) 有效圆周力 F:

$$F_t = \frac{P_d}{v} \times 10^3 = \frac{10.5}{15} \times 10^3 = 700\text{N} \quad (4-11)$$

(14) 带的紧边拉力 F_1

$$F_1 = F_t \left(\frac{K_r}{K_r - 1} \right) = 700 \times \frac{4.57}{4.57 - 1} = 896\text{N} \quad (4-12)$$

K_r ——带与带轮的楔合系数, 查机械设计手册表 12-1-37 得 $K_r = 4.57$

(15) 番茄打浆机中皮带轮上带的松边拉力 F_2

$$F_2 = F_1 - F_t = 196\text{N} \quad (4-13)$$

(16) 番茄打浆机中皮带轮作用在轴上的力 F_r

$$F_r = (F_1 + F_2) \sin \frac{\alpha_1}{2} = (896 + 196) \times \sin 170.5^\circ \quad (4-14)$$

$$= 180\text{N}$$

(17) 番茄打浆机中皮带轮的结构和尺寸

番茄打浆机的 V 带轮的设计要求一般为: 质量轻负载能力大, 结构强度以及结构工艺性好, 铸造内应力小; 为了减少 V 带的磨损, 皮带轮的质量应该均匀的分布在整個皮带轮上, 同时, 也要使轮槽的表明有足够的粗糙度从而避免打滑, 轮槽表面粗糙度通常取 3.2; 为了使载荷均匀分布, 每个槽的尺寸和角度也要保持一定的精度^[15]。

番茄打浆机上皮带轮的带速 $V < 20\text{m/s}$, 铸造皮带轮的材料类型为 HT150。

本设计中皮带轮大小带轮的直径选择是根据成大先主编的机械设计手册表 12-1-11 选取的, 选取的小带轮的直径为 207mm, 大带轮的直径是 327mm,

根据成大先主编的机械设计手册表 6-1-27，本设计的番茄打浆机小带轮的孔径取值为： $d_0=50$ ，小带轮为实心轮，选择大带轮的孔径取值为： $d_0^1=55$ 。

打浆机中皮带轮的宽度同样是根据成大先主编的机械设计手册表 12-1-10 表格而来，由于本设计总的轮槽采用的是 B 槽型，针对于 B 槽型的基准宽度是 $b_d=14$ ；基准线以上的轮槽槽深取值为： $h_{a\min}=3.5$ ，取 $h_a=4$ ；基准线以下的轮槽槽深取值为： $h_{f\min}=10.8$ ；取 $h_f=14$ ；轮槽槽间距取值为： $e=19\pm 0.4$ ，取 $e=19.4$ ；轮槽槽边距取值为： $f=11.5$ ，取 $f_{\min}=14$ ；最小轮缘厚 $\delta_{\min}=7.5$ ，取 $\delta=9$ ；

番茄打浆机中皮带轮的宽度：

$$B = (Z - 1)e + 2f = (4 - 1) \times 19.4 + 2 \times 14 = 86.2\text{mm} \quad (4-15)$$

所以打浆机中小带轮的直径为： $d_{a1}=d_{d1}+2h_{a1}=207$ ；

打浆机中大带轮的直径为： $d_{a2}=d_{d2}+2h_{a1}=322$ ；

由于设计的番茄打浆机的小带轮与电动机转轴是直接相连的，故而小带轮上不会产生大的载荷，因而孔径为 $d_0=50$ 小带轮完全可以正常工作。

4.2 番茄打浆机中传动主轴的结构

由于打浆机的传动轴在打浆过程中起着传递动力的作用，因而其一般需要较强的抗扭能力。

4.2.1 轴的直径

在已知轴的扭转强度的前提下，可根据以下公式计算轴的直径：

$$d = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{N}}$$

$$d = A \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 120 \times \sqrt[3]{\frac{6.38}{970}} = 22\text{mm} \quad (4-16)$$

$$P = 0.85 \times 7.5\text{kw} = 6.38\text{kw} \quad n=970\text{r/min}$$

式中 P 为传动轴传递的功率，单位是 (kw)；

V 带的传动效率这里取 0.85；

n 为传动轴的转速，单位是 (r/min)；

A 是由传动轴的材料和负载决定的系数，传动轴用 45 号钢材制作而成， A 取 120。

当截面上有键槽时，应将求得的轴径增大， $d=22\text{mm}$ ，查机械设计手册表 5-1-22 得应增大 7%，于是得到 $d_{\min}=23.5^{[16]}$ 。

由于轴的一端是直接与大带轮相连的同，同时轴上还有用于固定的螺孔，因此取轴的最小值 $d_{\min}=55\text{mm}$ 。

4.2.2 番茄打浆机中轴的结构

(1) 长实心轴

长实心轴按从左到右的顺序可一次分为四段，总长为 1426mm，每一段的结构以及长度和直径如下表所示：

表 4-1 长实心轴尺寸表

段数	结构	长度	直径
第一段	端部装有大带轮，轴上设有键槽	110mm	55mm
第二段	装有轴承，轴承安装在轴承座中，并用毡圈密封。轴承座通过螺栓固定在机架上	145mm	60mm
第三段	安装有螺旋推进器和破碎桨叶	968mm	74mm
第四段	插入空心轴并与之连接	——	40mm

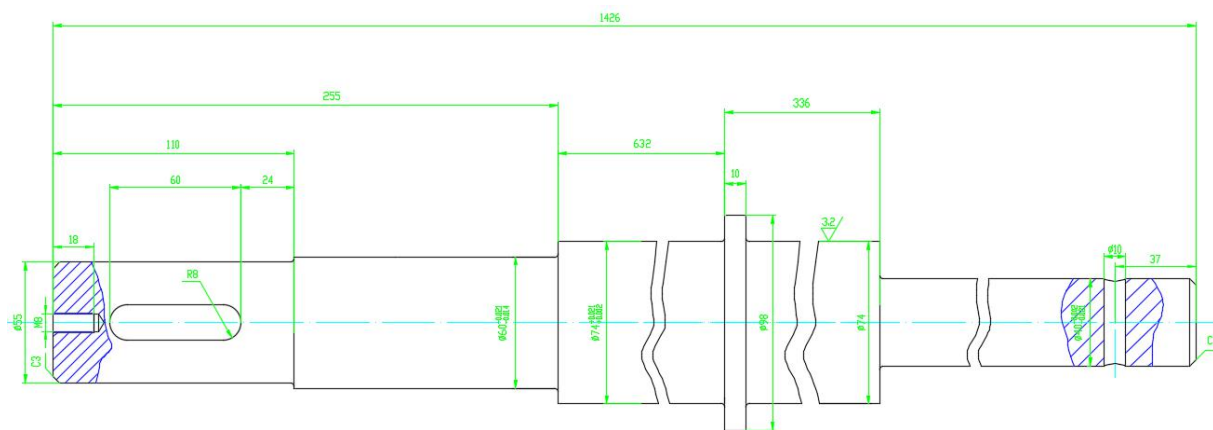


图 4-1 短实心轴

（2）空心轴

空心轴按从左往右的顺序可依次分为三段，总长为 1662mm，并且有一个直径为 40mm 的空心孔，每一段的结构以及长度和直径如下表所示：

表 4-2 空心轴尺寸表

段数	结构	长度	直径
第一段	安装有直径为 70mm 的夹持器	1498mm	70mm
第二段	装有夹持器	——	62mm
第三段	装有轴承，有轴肩定位	32mm	62mm

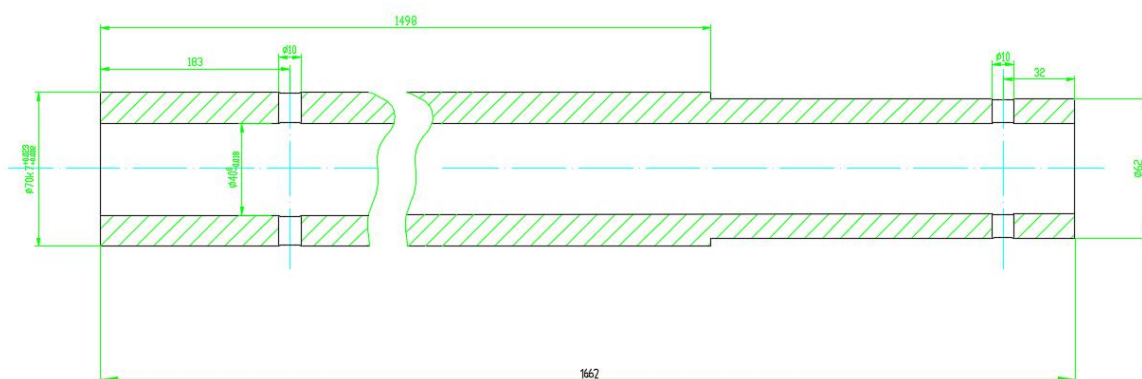


图 4-2 空心轴

(3) 短实心轴

短实心轴的总长度为 452mm^[17]。

表 4-33 短实心轴尺寸表

段数	结构	长度	直径
第一段	用于与空心轴连接	59mm	40mm
第二段		330mm	62mm
第三段		——	55mm

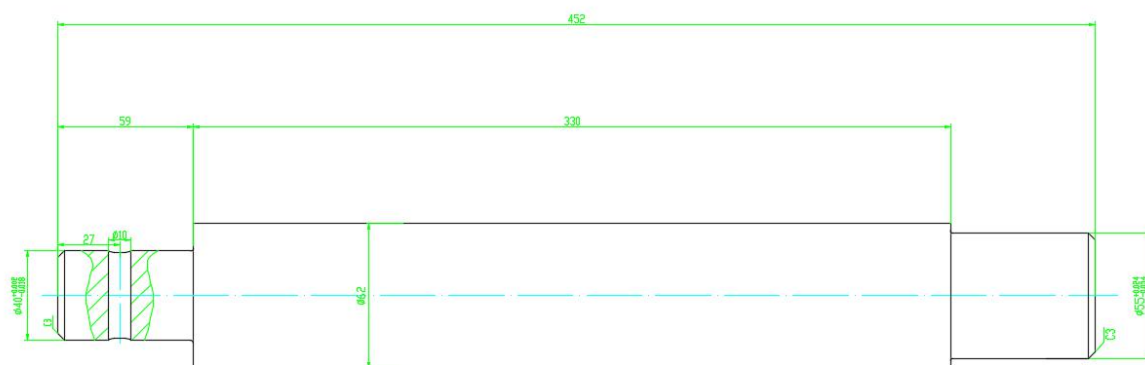


图 4-3 短实心轴

4.3 番茄打浆机传动轴上零件的定位

(1)打浆机实心轴与大带轮的连接方式为平键连接，参考相关机械设计手册，连接部分选用的平键 $b \times h$ 为 16×10 ，键槽的加工方式为键槽铣刀加工深度为 6.0mm 的键槽。

(2)通过焊接从而使螺旋输送与轴相连，而螺旋桨叶主要使用轴套同时使其固定于轴上，同时螺旋桨叶的左端使用开口销定位而右端则使用轴肩定位，滚动轴承的安装部位位于轴承座内，轴承座则是通过轴承座上的螺孔使用螺栓固定在机架上。

4.4 确定番茄打浆机轴上的圆角和倒角

根据相关机械设计手册，本设计中番茄打浆机轴上的圆角和倒角取 $2 \times 45^\circ$ 。

4.5 番茄打浆机中轴承的选取

由于番茄打浆在工作共同中电机将保持高速的运转，因此在转动过程中转轴会产生很大的轴向力和径向力，这些较大的轴向力需要通过轴两端各安装的轴承来抵消，同时轴承还可承受较大的载荷。本设计轴承选用的是代号为 30211 和 30212 的圆锥滚子轴承。选用的轴承的尺寸 $d \times D \times T$ 分别为 $55 \times 100 \times 22.75$ 和 $60 \times 110 \times 23.75$ 。同时轴承的维护和保养过程中使用了脂润滑的润滑方式^[18]。

5 番茄打浆机中主要零件的校核

5.1 番茄打浆机中轴的强度的校核

5.1.1 按照轴的扭转强度的条件来计算

本设计中，根据相关参数以及公式计算的打浆机中轴的扭转强度为：

$$\tau_T = \frac{T}{\left(\frac{d}{17.2}\right)^3} \approx \frac{9550 \left(\frac{P}{n}\right)}{\left(\frac{d}{17.2}\right)^3} = \frac{9550 \times 6.38 \times 17.2^3}{970 \times 55^3} = 1.92 \text{ MPa} \quad (5-1)$$

式中： τ_T 是打浆机中轴所承受的扭转切应力，单位为（MPa）；

T 是打浆机中轴所承受的扭矩，单位为（N•mm）；

n 是打浆机中轴的转速，单位为（r/min）；

P 是打浆机中轴传递的功率，单位为（KW）；

d 是计算截面处轴的直径，单位为（mm）；

$[\tau_T]$ 是许用扭转切应力，单位为（MPa）；

番茄打浆机中的轴所使用的材料为 45 号钢制成的，而相关的机械设计书表 15-3 $[\tau_T]$ 的值应在 25-45 MPa 之间，故而本设计中轴的扭转强度结果表明本课题所设计的轴是合适的^[19]。

番茄打浆机的中心转轴除了要承载大带轮本身的重量外还要承载转动过程中四根皮带的张力。

大带轮的质量为 52kg，单根皮带的张力 $F_{0max} = 1092 \text{ N}$

$$\begin{aligned} F_{max} &= 4F_{0max} + mg \\ &= 4 \times 1092 + 52 \times 9.8 = 4878 \text{ N} \end{aligned} \quad (5-2)$$

番茄打浆机中皮带轮和轴承的距离应控制在 200 以下，

因此通过相关公式以及参数计算得到的打浆机中心轴所承受的弯矩为：

$$M = FL = 4878N \times 0.2 = 976N \quad (5-3)$$

打浆机中大带轮上孔径为 55mm ；

因此轴上所承受的剪应力为：

$$P = \frac{Q}{S} = \frac{976}{\pi 0.055^2} = 41MPa \quad (5-4)$$

$$41Mpa \leq [\tau_{-1}] = 135Mpa$$

所以在轴所承受的剪应力方面，本课题所设计的轴能够满足番茄打浆机的相关要求。

而打浆机轴的受力情况分析表明打浆机中轴最大的危险截面为左端的轴承截面^[20]。

根据打浆机中圆筒筛的相关设计参数从而计算其体积：

$$\begin{aligned} V &= Sh = \pi r^2 \times h \\ &= \pi \times 0.4^2 \times 2.4 \approx 1.2m^3 \end{aligned} \quad (5-5)$$

经实验测算得出番茄的密度大概为 $0.78 \times 10^3 kg/m^3$ ，

如果番茄全部装满圆筒筛，那么此时番茄的总重量为：

$$G = V\rho g = 1.2m^3 \times 0.78 \times 10^3 kg/m^3 \times 10 = 9360N \quad (5-6)$$

番茄打浆机运行时轴的最大扭矩为：

$$\begin{aligned} T_{\max} &= 9360N \times 0.4m = 3744N \cdot m \\ T_{\max} &= 9360N \times 0.4m = 3744N \cdot m \end{aligned} \quad (5-7)$$

那么轴的最大剪应变为：

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{T}{W_t} = \frac{3800}{\frac{\pi D^3}{16}} = \frac{3800 \times 16}{3.14 \times 0.06^2} \\ &\approx 5.4Mpa < [\tau] = 60Mpa \end{aligned} \quad (5-8)$$

符合本设计打浆机的设计要求。

5.1.2 按弯扭的合成强度条件来计算

而当扭转切应力为静应力时，取 $\alpha \approx 0.3$

$$\begin{aligned} \sigma &= \sqrt{\frac{M^2 + (\alpha T)^2}{W}} \\ &= \sqrt{\frac{250450.2^2 + (0.3 \times 3800)^2}{0.1 \times 0.06^3}} = 53.9 \leq 60MPa \end{aligned} \quad (5-9)$$

根据轴的材料以及结合相关机械设计手册从而查得 $[\sigma_{-1}] = 60MPa$

故轴的设计参数符合番茄打浆机的设计要求。

5.2 轴的扭转刚度校核

在机械设计中，轴的扭转变形可以表达为每米长的扭转角度 φ ，阶梯轴扭转刚度计算方法为：

$$\varphi = 5.73 \times 10^{-4} \frac{1}{LG} \sum_{\tau=1}^Z \frac{T_{\tau} L_{\tau}}{I_{p\tau}} \quad (5-10)$$

式中： T 是轴所受的扭矩，单位为（N•mm）；

G 是轴所使用的材料的剪切弹性模量，单位为（MPa），而对于钢材来说， $G=8.1 \times 10^4 \text{ MPa}$ ；

I_p 是轴的截面的极惯性矩，单位为（mm⁴），对于圆轴， $I_p = \frac{\pi d^4}{32}$ ；

L 是打浆机中阶梯轴受扭转作用的长度，单位为（m）；

T_{τ} 、 L_{τ} 、 $I_{p\tau}$ 分别代表阶梯轴第 τ 段上所受的扭矩、长度和极惯性矩，单位和前面的是一样的；

Z 是打浆机中阶梯轴受扭转作用的轴段数；

根据上面的公式，代入数据计算得 $\varphi = 0.32$ ；

$[\varphi]$ 是轴每米的允许扭转角，它与轴的使用场合有关。对于一般的传动轴， $[\varphi]=0.5-1(^{\circ})/\text{m}$ ，就很理想了；对于精密传动轴， $[\varphi]=0.25-0.5(^{\circ})/\text{m}$ ，是理想状态。对于精度要求低一些的轴， $[\varphi]$ 可大于 $1(^{\circ})/\text{m}$ 。本设计中的轴为一般传动轴 $0.32 < 1$ ，满足扭转刚度要求。因此该轴是满足设计要求的^[21]。

5.3 番茄打浆机中轴承寿命的校核计算

5.3.1 30211 轴承

（1）参数的选取：

打浆机中传动轴的转速为 $n = 970 \text{ r/min}$ ；

查成大先主编的机械设计手册 6-6 得到轴承的， $C_{0r}=90.8\text{kN}$ ， $C_0=115\text{kN}$ ；

（2）打浆机中轴承的径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} ：

由静力学公式计算轴承的支反力，得 $F_{r1}=605.9\text{N}$ ； $F_{r2}=1825.1\text{N}$

（3）打浆机中轴承的当量载荷：

易知 $X_1=0.5$ ， $Y_1=1.5$ ；

由 $P = f_p(XF_r + YFa)$ 取 $f_p=1.8$ (5-11)

$$\text{即} \quad P = 1.8 \times F_r = 1.8 \times 1825.1 = 3285N$$

(4) 计算打浆机中轴承的使用寿命:

查阅成大先的机械设计手册得轴承寿命至少为 28800h

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 970} \left(\frac{90800}{3285} \right)^{\frac{10}{3}} = 36298 > 28800h \quad (5-12)$$

所以, 选则轴承 30211 是符合要求的。

5.3.2 30212 轴承

(1) 参数的选取

打浆机中传动轴的转速为 $n = 970 \text{ r/min}$

查阅成大先主编的机械设计手册 6-6 得到轴承的, $C_{0r} = 102\text{kN}$, $C_0 = 130\text{kN}$;

(2) 打浆机中轴承的径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} :

由静力学公式计算轴承的支反力, 得 $F_{r1} = 703.6\text{N}$; $F_{r2} = 2034.5\text{N}$;

(3) 打浆机中轴承的当量载荷

易知 $X_1 = 0.5$, $Y_1 = 1.5$;

由 $P = f_p(XF_r + YF_a)$ 取 $f_p = 2.2$

$$\text{即} \quad P = 2.2 \times F_1 = 2.2 \times 2034.5 = 4475.9N \quad (5-13)$$

(5) 打浆机中轴承的使用寿命

查阅成大先的机械设计手册得轴承寿命至少为 28800h

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\delta = \frac{10^6}{60 \times 970} \left(\frac{102000}{4235} \right)^{\frac{10}{3}} = 39763 > L_h \quad (5-14)$$

所以, 选择轴承 30212 是符合要求的。

5.4 打浆机中传动轴上键的校核

打浆机中带轮传递的转矩为 $T = 61435\text{N} \cdot \text{mm}$, 轴径为 $d = 55\text{mm}$,

查成大先主编的机械设计手册表 8.1 查得: 键高、键长、键宽分别为:

$h = 10\text{mm}$, $l = 60\text{mm}$, $b = 16\text{mm}$

键的工作长度 $l = L - b = 60 - 16 = 44\text{mm}$

挤压面的高度 $h^1 = h/2 = 10/2 = 5\text{mm}$

现在已经知道键连接的挤压强度公式, 因此可以推出挤压应力 σ_p 为

$$\sigma_p = \frac{2T}{dhl} = \frac{2 \times 61435}{55 \times 44 \times 5} = 10.15\text{MPa} \leq [\sigma_p] \quad (5-15)$$

查成大先主编的机械设计手册 16-1 查到 $[\sigma_p] = 60 \sim 90\text{MPa}$ 。

因此所选键满足番茄打浆机强度条件要求的。

5.5 本章小结

本章主要目的使通过计算本设计中相关部件的载荷从而检查轴的强度、刚度是否符合本设计的相关要求。

结 论

本课题设计的番茄打浆机充分运用了本人在大学四年所学的专业基础知识。在现实生活中，番茄相关制品的第一步总是离不开番茄打浆。打浆机的工作效率和卫生条件将直接影响到生产的效率，因此，现在开发番茄打浆机的市场其实是非常大的。而本课题设计的番茄打浆机根据规定的生产要求同时结合当前生产条件进行的方案设计。本设计以用电动机提供动力，以电机的转动轴转动从而主轴的转动，当番茄被送入滚筒中后，番茄经过破碎桨叶以及铁棒等物理碾碎过程从而实现去籽去皮的目的。

该产品主要依靠筛筒、棍棒、破碎桨叶，还有电机和传动设备的合理配合来实现番茄的皮、籽与肉分离，并把果肉打浆。打浆过程绿色环保，效率高，几乎没有果肉浪费，而且整个打浆过程都是自动化的，具备一定的实用价值和推广价值。

而本次的毕业设计也是对本人大学四年所学的一个总结和提升。本课题设计而言，其深度、广度和设计完整性都较之前的课程设计有了质的变化。另外，毕业设计的最终成功与否也事关本人大学能否顺利毕业，能够如期踏入社会的重要前提，故本课题设计时，我精益求精，竭尽全力的为我的大学生涯画上一个圆满的句号。

参考文献

- [1] 叶兴乾等.出口加工蔬菜[M]. 北京. 中国农业出版社,1997:96-108.
- [2] Agricultural Mechanization In Asia, Africa And Latin America[M].
V.Thirupathi.2006:56-62.
- [3] 郭新明.中国番茄产业发展问题研究[J]. 拉萨.西部金融,2009:34-39 .
- [4] 马建波.国产番茄酱设备配套加工[J].北京. 自然科学报,2009:23-26.
- [5] 杨桂馥.果汁生产设备国产化的研究[J]. 北京.机械工业出版社,2006:67-77.
- [6] 邹学校.番茄主要加工工艺[M].北京.北京科学技术出版社,2010:33-37.
- [7] 成大先.常用工程材料[M].上海.化学工业出版社,2004:37-40
- [8] 席伟光.机械设计课程设计[M].北京.高等教育出版社,2002:45-48.
- [9] 李喜秋.画法几何及机械制图习题集[M].武汉.华中科技大学,2008:78-98.
- [10] 成大先.减（变）速器·电动机与电器[M].上海.化学工业出版社,2004:67-75.
- [11] 洪钟德.简明机械设计手册[M].上海.同济大学出版社,2002:89-92.
- [12] 刘燕萍. 工程材料[M].北京. 国防工业出版社,2009:67-72.
- [13] 纪名刚等.机械设计[M].北京.高等教育出版社,2005:98-101.
- [14] 彭文生.机械设计.[M].武汉.华中理工大学出版社,1996:102-105.
- [15] 唐增宝等.机械设计课程设计.[M].武汉. 华中理工大学出版社,1998:23-27.
- [16] 罗洪田.机械原理课程设计指导书[M].北京. 高等教育出版社,1986:55-58.
- [17] 周良德, 朱泗芳等编著[M]. 长沙.现代工程图学. 湖南科学技术出版社,2000:78-83.
- [18] 成大先.轴承[M].上海.化学工业出版社, 2004: 120-123.
- [19] 罗迎社.材料力学[M].武汉.武汉理工出版社,2000:109-111.
- [20] 朱建萍.打浆机工艺参数的计算与分析[J].南京.化学工业出版社.2003:89-99.
- [21] N.Acherkan.Machine Tool Design[M].Vol.1&2, Mir Publishers, 1992: 32-34.

致谢

我的大学生活，到这里就差不多结束了。四年一瞬，聚散有时。在这篇论文纸质稿的扉页，我将签上我大学生涯的最后一次名字。奇怪的是，瓦解最后一道难关之后，它才暴露出密密麻麻的心事。未知难解，已知难别。新知易结，旧知难见。

感谢我的论文指导老师殷韦韦对我的督促和鼓励，若没有他对我的教导和包容，这次的毕业论文还不知道要多费多少时日。和谐的师生关系能有效缓解学术研究的枯燥，就像投进死水里的泡腾片，加速反应，愉悦活泼。

同时还要感谢和我一起度过四年大学生活的同学们，正是在平时的学习生活中大家相互帮助，共同努力，才换来今天可贵的劳动成果和坚实的同学情谊，再次向我的各位同学一并表示我由衷的感谢。