

摘要

当今资源日益消耗，能源紧张，节能减排是构建低碳社会需要面临的首要问题。球磨机为现代工业耗能的机械设备，对它的节能效果的研究显得重中之重。

本文主要研究的是球磨机的筒体结构部分，通过对筒体结构的改进，以达到节能的效果。筒体是球磨机的主要工作部件，承受很大的交变载荷，要长时间连续运转，对整机的影响很大，因此它的结构设计对球磨机整机来说十分重要。

本文将球磨机的筒体外型由传统的圆柱形筒体改变为球状筒体。在能源消耗方面，相同条件下，球状筒体球磨机较圆柱筒体球磨机约节能 20%，于节能有相当大的意义。

关键字：球磨机 筒体 设计 节能

ABSTRACT

Today's growing resource consumption, energy crisis, energy conservation is the most important issue to build a low-carbon society need to face. Mill modern industrial energy machinery and equipment, research it appears to the most important energy-saving effect.

This paper studies the structural part of the mill tube, through the tube structure improvements, in order to achieve energy-saving effect. Cylinder mill is the main working parts, under a lot of alternating load, continuous operation for a long time to be a great influence on the whole, so it's structural design is very important for the whole mill.

In this paper mill cylinder shape change from the traditional cylindrical drum spherical cylinder. In the energy consumption under the same conditions, the spherical ball of cylinder barrel mill than about energy saving, energy-saving considerable significance.

KEYWORDS: ball grinding mill tube design energy conservation

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

目录

摘要.....I

ABSTRACT.....II

1 前言.....1

 1.1 球磨机.....1

 1.2 球磨机的主要部件.....1

2 方案论证.....4

 2.1 采用间歇式.....4

 2.2 采用湿法.....5

 2.3 采用V带传动.....5

 2.4 启动装置的选择.....8

 2.5 定位、制动装置的选择.....11

 2.6 筒体的结构以及内衬的确定.....11

 2.7 轴承的选择.....14

3 设计计算.....15

 3.1 筒体计算.....15

 3.2 主传动设计计算.....18

 3.3 连接设计.....25

 3.4 辅助传动设计.....26

 3.5 强度校核.....28

 3.6 轴承寿命计算.....36

4 设计小结.....38

参考文献.....39

1 前言

1.1 球磨机

球磨机乃目前工业应用最广泛使用的粉磨机械，根据生产的规格和条件的不同，有多种多样型式的球磨机，对于陶瓷工业，考虑生产工艺的要求（如需要准确的控制每批原料里各种釉料的比例，原料中不允许有铁质渗入等）以及从结构简单，操作方便，使用灵活等方面考虑，常采用间歇式湿法球磨机。

选矿、化工、材料等多种工业部门中，球磨机都是最适用的粉磨设备，处于矿物粉碎和超细粉碎加工中的重要地位。

矿山规模日益扩大，想投资和生产成本，就对各种磨机规格的大型化发展提出了迫切的要求。

1.2 球磨机的主要部件

1.2.1 筒体

筒体是球磨机的主要工作部件，承受很大的交变载荷，需长时间连续运转，设计时必须考虑安全可靠度、长期使用，制造时要保证筒体的圆度和焊接质量。

筒体钢板材质要求强度高和可焊性好。一般选用低碳钢板，诸如 A3 普通碳素钢，20G 锅炉钢，20 号优质量碳素钢和 16Mn 普通低合金钢。

钢板下料时硬充分利用材料，减少最少边角料的数量。下料时把整边余量及卷板机咬入和退出的所需尺寸计算进去。根据卷板机能力，应尽量选大规格的钢板，以减少焊缝，来达到省工省料的目的。筒体上的各相邻节焊缝应互相错开。

筒体上开有人孔。人孔为工作人员进入筒体内检修衬板通道，目前都是孔和加料口设计成一体。人孔尺寸一般都是短边长 300~400mm，长边长 500~800 mm。

1.2.2 端盖

端盖的结构形式有装配式，整体式两种。整体式端盖采用钢板焊接，依据结构形状不同又分平板状和球冠状。

装配式端盖通常是高的加工和装配精度，一般用于中、小型球磨机。大型球磨机端盖都很大，浇铸时容易产生铸造缺陷，加工同时装配精度很难满足使用要求，所以多用整体式结构。

整体式端盖制造工艺简单，耗材小，质量轻，加工质量能够得到保证，端盖

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

与筒体的连接牢固可靠。球罐状的整体端盖还具有刚性好，外观美的优点，缺点是加工比较困难。

1.2.3 主轴承

球磨机主轴承支撑筒体部件的全部质量，在低速重载下工作。过去球磨机大多采用滑动轴承。但是使用中发现，由于环境恶劣，轴承的润滑条件不好，摩擦磨损较大，轴瓦容易烧毁，维修工作频繁，同时润滑油容易泄漏而污染环境，因此，近些年来不再采用。现在多用双列调心滚子轴承，磨损小，机械效率高。

1.2.4 传动形式

球磨机传动形式有中心传动和周边传动。周边传动又有齿轮传动和V带传动两种。齿轮传动是电机通过减速器带动小齿轮，再由小齿轮与装在球磨机上的大齿轮圈啮合从而带动球磨机的旋转。V带传动是将胶带直接套在球磨机筒体上带动筒体旋转的。大型球磨机一般都采用V带传动。

球磨机启动矩很大。通常在电动机与减速器之间装摩擦离合器实现电动机的空载启动。

球磨机加料和卸料时，加料口需要准确定位。中小型球磨机一般采用电动机的点动来实现，大型球磨机则采用辅助传动装置。

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

2 方案论证

根据现在国内外球磨机的现状和发展趋势，以及所存在的问题和设计任务说明书，并综合一些先进机型的结构特点取之精华，确定合理的设计方案，以下是我就本课题的主要部件及一些重要的零件的设计方案的论证。

2.1 采用间歇式

间歇式球磨机主要用于物料混合和研磨。产品的细度均匀，可节省动力。既可干磨，也可湿磨。

连续式球磨机在其他行业应用较多，其主要优点有：

更加的节能。连续作业方式对筒体的温度要求较高，这样的温度条件加上动态的出浆方式，使得研磨后的物料的粘度较低，减少了用水量和物料的蒸发量，同时这种方式下电力的消耗更低。

更强的物料适应能力。连续式的操作方式使得球磨机能根据物料的状态进行生产调整，研磨的效果较好。

连续式的操作方式在生产上有很多的优势，也是广泛使用的一种生产方式，在生产中有着很大的价值。但是其系统复杂，造价高。

就陶瓷工业，相比于连续式而言，间歇式球磨机的主要优点体现在物料的成份的稳定性。根据生产的陶瓷的种类，以及原料的来源地的不同，由于工艺的要求，用于如需控制每批原料的各项工艺参数，原料中严格控制杂质渗入等。根据本课题应用的范围，权衡利弊，所选的操作方式为间歇式。

2.2 采用湿法

根据研磨方式不同可分为干法球磨和湿法。

湿法技术在球磨机的使用中比较的成熟，优点是产品的质量稳定，细度较小，缺点关键在生产方式上，就是生产能力较低，生产工艺比较复杂，不仅需要较长的粉磨时间，后续的工作事项也很多，成品率很低，在一定程度上的单位成本较高。另外，干法对于陶瓷制品的工序不适应，干法粉碎后的颗粒不圆滑，可塑性差，对陶瓷压机的布料来说，不利于原料级配的配比，也不利于布满模腔。

2.3 采用 V 带传动

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

球磨机传动方式的发展大致有三种：1、边缘齿轮传动，2、中心传动，3、边缘带传动。

1、边缘齿轮传动——如图 2.1 所示

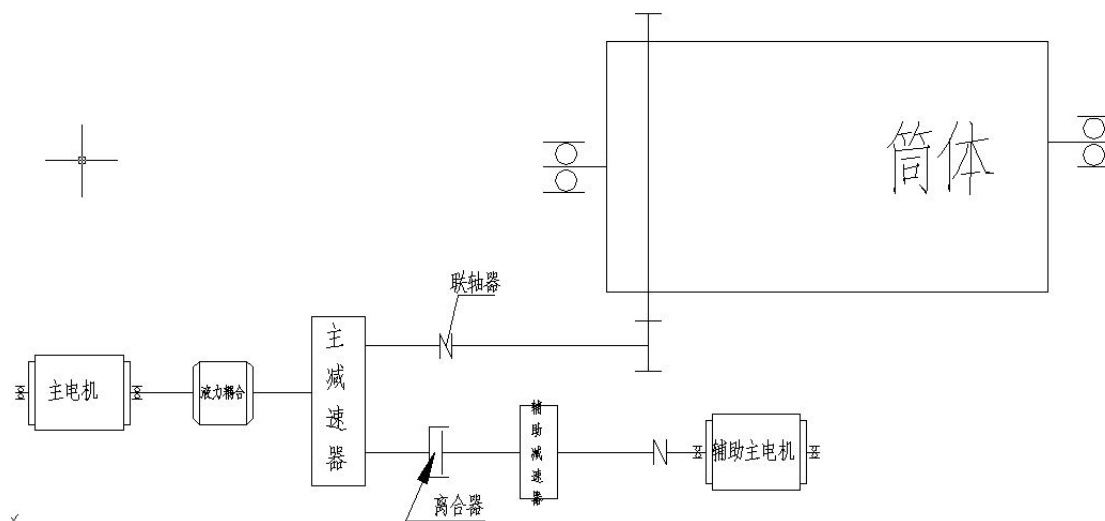


图 2.1 边缘齿轮传动

Figure 2.1 edge of gear transmission

这种传动方式适合小型球磨机，不适合大型球磨机。因为大型球磨机采用边缘齿轮传动，外圆周齿轮直径很大，加工困难，齿轮的精度难以保证，这样会使齿轮传动的噪声和震动很大，齿距过大，也不适合。

2、中心传动——如图 2.2 所示

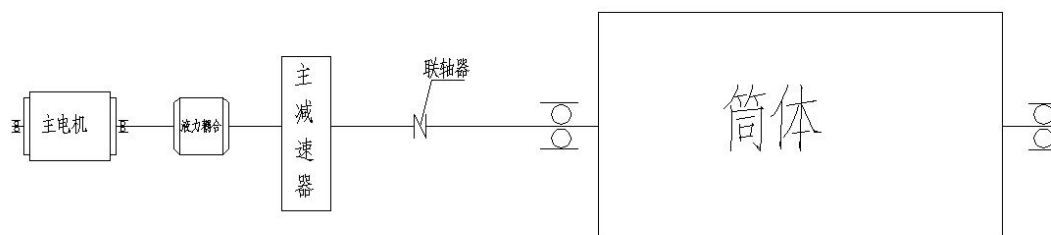


图 2.2 中心传动

Figure 2.2 center drive

中心传动效率高，维修量小，容易实现安全运转，但造价昂贵，制造精度高，安装复杂，维护技术要求高，一旦发生故障，需专业的技术人员处理，容易烧坏电机。3、边缘 V 带传动——如图 2.3 所示

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

一般的传动方式：电机——减速器——小皮带轮——大皮带轮（筒体）如图

2.3。

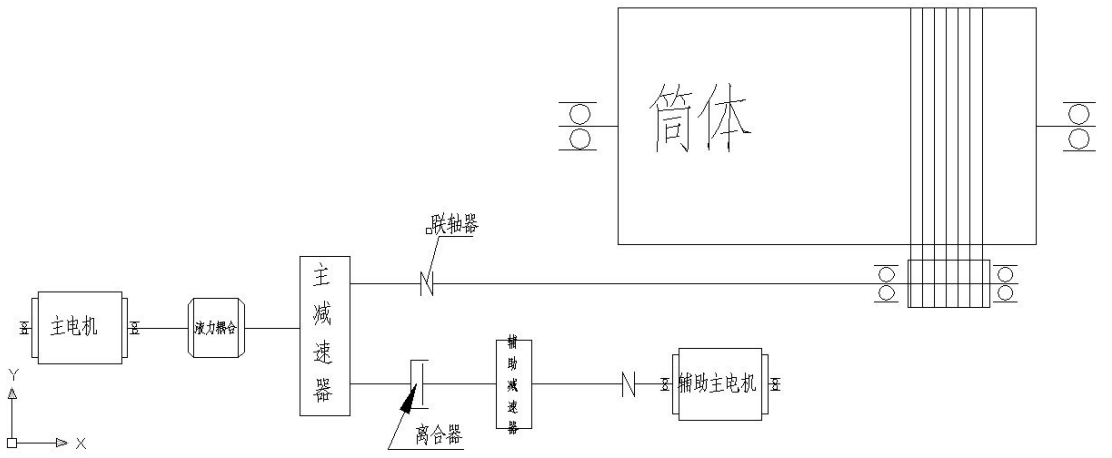


图 2.3 带传动

Figure 2.3 tape drive

球磨机过载时，将引起皮带轮打滑，因而可以有效的防止电机和其他零件的损坏，皮带适合中心距较大的工作条件。就现在目前使用最多的两种传动方式进行比较，两者分析如表 2.1：

方式类型	尺寸	成本	效率	保养性	寿命	精度	应用范围
中心传动	大	较高	较高	好	长	高	大功率
带传动	大	较低	中上	差	短	较低	通用

表 2.1 传动方式的比较

Table 2.1 The comparison of drive

通过以上比较，中心传动方式有众多益处，但技术要求高，经济适用性不强。本课题选用经济性能好，技术参数较好的带传动。

2.4 启动装置的选择

球磨机的起动就是使装载后的球磨机筒体旋转起来的过程，即驱动球磨机筒体旋转的电动机的起动。控制电机的启动方式可分为：直接启动，星—三角降压启动，自耦降压启动，软起动器启动，变频器启动。

各启动方式的技术经济性能指标及其应用范围对比如下表 2.2 所示：

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

	直接启动	星—三角 降压启动	自耦降压启动	软起动器 启动	变频器 启动
起动电流与额定 电流之比	5~7	5/3~7/3	$(0.652 \sim 0.82) \times (5 \sim 7)$	起动电流小, 可根据负载大小进行优化设置。	起动电流小, 可根据负载大小进行优化设置。
起动转矩 M_{st}	M_{st}	$M_{st}/3$	$(0.652 \sim 0.82) \times M_{st}$	起动转矩大可根据负载大小进行优化设置。	起动转矩大可根据负载大小进行优化设置。
起动平稳性	差	较好	较好	好	好
构造	简单	较简单	较复杂	复杂	很复杂
价格	低廉	较低廉	较高	高	很高
对传动装置的要求	三角胶带和(或)液力耦合器和齿轮传动装置	三角胶带和(或)液力耦合器和齿轮传动装置	三角胶带和(或)液力耦合器和齿轮传动装置	无要求	无要求
调速、节能	无	无	无	无	调速、节能
应用范围	功率不大于7.5kW的小型球磨机	7.5~100kW的中、小型球磨机	100~320kW的大、中型球磨机	100~320kW的大、中型球磨机	所有球磨机, 特别适用于大型球磨机

表 2.2 启动方式的比较

Table 2.2 Startup mode comparison

变频器启动除具有软起动器启动方式的优点外, 还可以根据陶瓷原料球磨工艺的要求, 对球磨机筒体的工作转速进行调节, 能最大限度地提高球磨机的球磨效率和最大限度地缩短物料的球磨时间, 达到节能的目的。所以说, 变频器是

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

陶瓷工业球磨机的起动与控制的最佳选择。

加入其他元件的启动：液力偶合器。

液力偶合器有限矩型和调速型液力偶合器，有油介质和水介质偶合器，水介质液力偶合器的传递功率是油介质的 1.15 倍。

以液体为工作介质的一种非刚性联轴器，又称液力联轴器 (fluid coupling)。

液力偶合器的特点是：能消除冲击和振动；输出转速低于输入转速，两轴的转速差随载荷的增大而增加；过载保护性能和起动性能好，载荷过大而停转时输入轴仍可转动，不致造成动力机的损坏；当载荷减小时，输出轴转速增加直到接近于输入轴的转速，使传递扭矩趋于零。如将液力偶合器的油放空，偶合器就处于脱开状态，能起离合器的作用。

综上所述，综合总体结构的简单以及经济效应，选择电机直接连接液力偶合器作为球磨机的启动方式。

2.5 定位、制动装置的选择

目前采用的定位制动装置主要有两种：一、采用一套辅助设备来完成定位制动，二、利用蜗轮蜗杆机构的自锁功能来定位。

本设计采用辅助设备来进行定位，球磨机属重载机械，起动力矩较大；尤其是大型球磨机的起动一直是大家寻求解决的难点，它直接关系着设计的成败。本机采用了牙嵌式离合器结构，辅机转动几分钟后，然后直接起动主电机，靠速度差离合器自动脱开，借助辅机的惯性起磨，基本解决了起磨难的问题。此结构不仅可以减小主电机起动对电网的冲击而且可适当降低主电机功率，节能降耗。

利用蜗轮蜗杆定位器定位，至今还没有厂家这样做，主要是利用蜗轮蜗杆的自锁性来实现定位的功能。用蜗轮蜗杆定位有三个问题：大型球磨机的冲击载荷大，对蜗轮蜗杆的强度要求很高，并且减速器体积庞大；其次，蜗轮蜗杆效率低，辅助电机的功率需要更大，不利于节能；最后，蜗轮蜗杆的齿面易磨损，这样需要经常更换零件，从经济角度看是不合理的。

2.6 筒体的结构以及内衬的确定

2.6.1 筒体形状的确定——球状筒体球磨机

球磨机筒体由静止达到额定转速旋转时，其机械能的增量 A 为：

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

$$A = \frac{1}{2} J \omega^2 = \frac{1}{4} \frac{G}{g} \left(\frac{D}{2}\right)^2 \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \quad J = \frac{1}{2} \frac{G}{g} \left(\frac{D}{2}\right)^2$$

式中：

n——圆柱筒体的转速, r/min

D——圆柱筒体的净空直径, m

G——随圆柱筒体一同旋转部分的总重量, N

g——重力加速度, 通常取 9.8 m/s^2

π ——圆周率, 通常取 3.14

因此球磨机筒体获得机械能增量 A 时, 用于筒体的惯性力矩所消耗的功率 N_1 为:

$$N_1 = \frac{A}{t} = \frac{1}{16} \frac{GD^2}{gt} \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \quad (\text{W})$$

式中: t 一球磨机的起动时间, s, 即球磨机筒体由静止达到额定转速旋转所需的时间, 通常由实验确定, 其余符号同前述。

另一方面, 球磨机筒体由静止达到额定转速旋转所需克服筒体轴承及传动装置等机械摩擦力矩所消耗的功率 N_2 为:

$$N_2 = \mu G v \quad (\text{W})$$

式中: v——筒体轴承处的线速, m/s

μ ——筒体轴承处的摩擦系数。

其余符号同前述。

实际上应用最多的是圆柱形球磨机, 下面就球状筒体球磨机和圆柱形球磨机做比较。

当球磨机的主要结构及规格尺寸等选定后, 球磨机的起动时间基本上是一个常数, 因此, 由球磨机的功率消耗的设计计算公式:

$$N_1 = \frac{1}{16} \frac{GD^2}{gt} \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \text{ 可知, 欲降低球磨机的功率消耗, 其唯一途径是减少筒体的}$$

转动惯量。而转动惯量是几何体的固有特性, 在所有几何体中, 以匀质球体绕其球心线的转动惯量为最小, 设直径为 D 重量为 G 的匀质球体绕其球心线的转

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

动惯量为: $J_1 = \frac{2}{5} \frac{G}{g} \left(\frac{D}{2}\right)^2$, 而在相同条件下, 匀质圆柱体绕其几何轴线的转动惯

量为: $J_2 = \frac{1}{2} \frac{G}{g} \left(\frac{D}{2}\right)^2$, 由此可见, 当其他条件相同时, 若采用球状筒体球磨机,

它与传统的圆柱筒体磨机的功率消耗之比近似为: $J_1 / J_2 = 4 / 5$, 也就是说, 当其他条件相同时, 球状筒体球磨机较圆柱筒体球磨机约节能 $(1 - 4/5) \times 100\% = 20\%$, 在能源异常紧张的今天, 这是多么的重要啊! 所以说球状筒体球磨机是陶瓷工业球磨机筒体的理想结构形式。

球磨机筒体的材料选择

球磨机筒体是球磨机的主要工作部件之一, 物料在筒体内被研磨体研磨而粉碎。筒体工作时, 除了承受研磨体, 水和物料自身的重量外, 还需要承受混合体的冲击载荷, 会在筒体上产生较大的应力, 这就需要筒体金属的材料强度高, 塑性好。

2.6.2 球磨机衬板的选择

球磨机衬板是用来保护筒体, 使筒体免受研磨体和物料直接冲击和磨擦, 同时也可利用不同形式的衬板来调整研磨体的运动状态, 以增强研磨体对物料的粉碎作用, 有助于提高磨机的粉磨效率, 增加产量, 降低金属消耗。选择衬板材料应考虑的主要问题:

- (1) 相对耐磨性或使用寿命要高;
- (2) 强韧性, 保证衬板在使用过程中的安全可靠性能尤为重要;
- (3) 除了要考虑衬板本身的生产费用外, 还要考虑安装费, 更换衬板的停机费、劳务费, 辅助材料的消耗及生产率等多方面内容。

目前球磨机使用的主要衬板有石质衬板、瓷片衬板、锰钢衬板、橡胶衬板。

石质衬板来源广, 价格便宜, 一次性投资小。不过石质衬板厚, 笨重, 一般使用 1~2 年就得更换, 更换一次所花费的时间长, 噪声大。随着衬板材料的发展, 石质衬板已渐渐退出历史舞台。

瓷片衬板是后来改进的衬板材料, 相对石质衬板的优点而言, 有另外一个优点, 质量轻, 缺点也一样。

锰钢衬板对于前两种衬板而言, 耐磨性有了很大的提高, 使用寿命增强。但

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

安装和维修费用高，而且麻烦。

橡胶衬板是选用耐磨橡胶，橡胶衬板就比重而言，是所选材料中最轻，工作电耗大大降低；工作噪音大大降低，提高了研磨效率；使用寿命长，更换容易。一般来说，要高出十五度到二十度，有助于研磨。

综上所述，我认为橡胶衬球磨机尽管一次性投资费用较大，但因其设备利用率高，维修费用低，并有相当的节电效果，企业综合经济效益还是十分可观的，选用橡胶衬板为本课题球磨机的衬板。

2.7 轴承的选择

传统的大型重载的机械，轴承一般选用滑动轴承，在实际生产过程中，由于滑动轴承容易出现轴瓦腐蚀等缺点。随着制造工艺的进步，双列调心滚子轴承在大型球磨机的应用越来越广泛，其优点是该轴承径向负荷能力大，亦能承受重大荷重及冲击负荷。

3 设计计算

3.1 筒体计算

1、原始数据:已知装料量为 $m_m=30 \times 10^3 \text{kg}$ 。

2、料、水和研磨体配比的选择

一般粉磨釉料（含瘠性原料较多）时，料、水和研磨体的质量比为 1:（0.45～0.55）:（1.5～2.3）;粉磨坯料（含塑性原料较多）时，水要适当多加，料、水比通常可达 1:（0.8～1.1）。

在陶瓷生产过程中，坯料的生产量远大于釉料的生产量，本设计主要针对的是陶瓷坯料的生产，所以采用：料、水和研磨体=1: 1: 2。得：

$$m_y = 2 \bullet m_m = 2 \bullet 30 \times 10^3 \text{kg} = 60 \times 10^3 \text{kg}$$

3、填充系数 ϕ 的确定

球磨机的装填量直接影响研磨效率，球磨机中研磨体的装填量一般以 ϕ 表示，传统球磨机填充料计算公式如下：

$$\phi = \frac{m_y}{\frac{\pi D^2}{4} L \rho} \quad 1-1$$

对于球状筒体球磨机，借鉴传统球磨机的计算方式：

$$\phi = \frac{V_y}{V} \quad 1-2$$

对于间歇式球磨机，实际采用的填充系数一般为 0.4～0.5。有人认为， $\phi = 0.45 \sim 0.5$ 时，球磨机的粉磨效果最好，取 $\phi = 0.5$ 。

有效容积 V 的计算

根据式 1-1、1-2，球磨机的有效容积 $V = \frac{m_y}{\rho \phi}$ 式中研磨体的密度可取 1500～1600kg/m³ 取 1600kg/m³。

$$V = \frac{60 \times 10^3}{1600 \times 0.5} = 75 \text{m}^3$$

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

筒体的有效直径和长度

$\xi = \frac{L}{D}$, 对于圆柱型筒体张柏清教授和林云万教授编写的《陶瓷工业机械与设备》中说一般在 1~1.5 之间, 张柏清教授也曾在《陶瓷工业用球磨机系列的讨论》中提出对于 $\xi = 0.9 \sim 1.8$ 。一般随着球磨机吨数增大长径比也增大。从理论上说, 直径大可提高研磨体的势能, 增加冲击作用, 提高球磨效率, 但功率的消耗是和直径的 2.5 次方成正比的, 故大型球磨机为了减少功率消耗, 减少惯性, 并能充分利用径向尺寸, 一般取较大的长径比。影响长径比的因素很多, 一般通过类比考虑得到优先数的关系, 选择长径比为 $\xi = 1.8$ 。

计算磨机的净空 L 和 D:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V}{\pi\xi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 75}{3.14 \times 1.8}} = 3.75814m \approx 3760mm$$

球状筒体长度计算如下图 3.1:

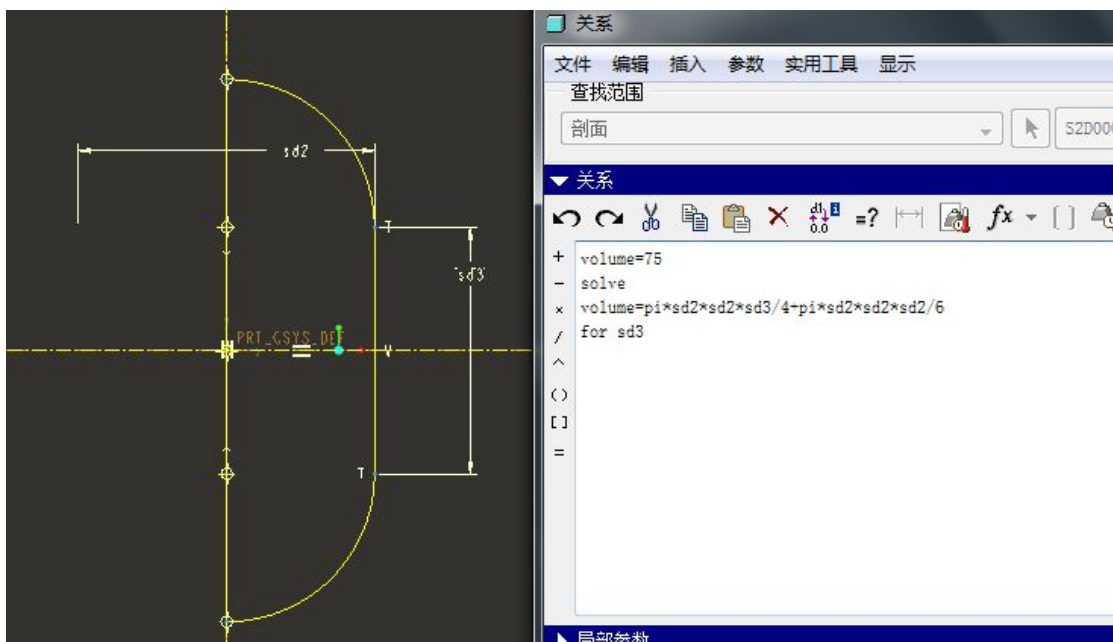


图 3.1 计算 L_i

Figure 3.1 Calculation L_i

$$L_i = 4.25m$$

$$\text{总长 } L = L_i + D = 4.25 + 3.76 = 8.01m$$

4、确定筒体的内直径和内长度

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

随着科学技术的进步，橡胶衬板的耐磨性得到了很好的提升，橡胶衬板的厚度也减少了，目前主流的橡胶衬板厚度为 $B = 50\text{mm}$ 。

$$\text{筒体中心的内直径: } D_1 = D + 2B = 3760 + 2 \times 0.05 = 3.86\text{m}$$

$$\text{筒体内长: } L_1 = L + 2B = 8.01 + 2 \times 0.05 = 8.11\text{m}$$

5、筒体的壁厚 δ

筒体的壁厚理论上没有确定的公式，一般设计时根据经验或类比《陶机》教材上取为筒体直径的 0.5% 左右，大型球磨机取 0.6%，则

$$\delta = 0.6\% \cdot D_1 = 0.006 \times 3860 = 23.16\text{mm}$$

天津水泥工业设计院王涤东，建议壁厚用

$$\delta \geq \frac{D_1}{150} = \frac{3860}{150} = 25.74\text{mm}$$

通过类比，最后确定本机壁厚 $\delta = 25\text{mm}$ 。

3.2 主传动设计计算

1、计算球磨机的工作转速

球磨机的转速对其工作有很大的影响，如果转速适当，则能使粉磨工作以较快的速度和在较高的效率下进行。转速的理论计算公式和实际使用情况有一定的误差，而且还受到操作参数的影响，应采用理论计算和类比统筹考虑而定。

按现有公式计算

$$\text{临界转速: } n_c = \frac{42.4}{\sqrt{D}} = \frac{42.4}{\sqrt{3.76}} = 21.86\text{r/min}$$

工作转速与临界转速之比成为球磨机的转速比

$$q = \frac{n}{n_c}$$

球磨机的工作转速或者适宜转速与很多因素有关，至今尚无定论。上述理论公式只能作为参考。在最后的工作转速时，应当通过实验确定。从国内外发表的实际操作资料来看，多数球磨机的转速比在 0.75~0.85 之间，取 0.8 作为本设计的转速比，则

$$\text{工作转速为: } n = q \cdot n_c = 0.8 \times 21.86 = 17.488\text{r/min}$$

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

根据林云万在《关于大型球磨机设计》一文中提出，大型球磨体的参参数应按研磨体做泻落式运动的方法确定，因此，球磨机的转速比应根据研磨体的内摩擦因素在 0.5~0.6 之间选择。

$$n = (0.5 \sim 0.6)n_c = 10.93 \sim 13.116 r / \min \quad \text{取 } n = 12 r / \min$$

$$q = \frac{n}{n_c} = \frac{12}{21.86} = 0.523 \text{ 在 } 0.5 \sim 0.6 \text{ 之间。}$$

2、球磨机功率计算

根据林云万在《关于大型球磨机设计》一文中提出，大型球磨体的参参数应按研磨体做泻落式运动的方法确定：

$$\text{筒体功率: } P_e = \frac{\pi}{360} D^3 L n \gamma \sin^3 \frac{\theta}{2} \sin \varphi_r$$

其中， γ ——研磨体的容重， N / m^3 。

$$\text{电动机的功率: } P = K \frac{P_e}{\eta_m \eta_d}, \text{ 或 } P = \frac{\pi}{360 \eta_m \eta_d} K D^3 L n \gamma \sin^3 \frac{\theta}{2} \sin \varphi_r$$

其中，K 为电动机容量安全系数， $K = 1.1 \sim 1.15$ ；

η_m 为球磨机的机械效率， $\eta_m = 0.85 \sim 0.9$ ；

η_d 为传动效率。

当 $f = 0.3$ ， $\phi = 0.5$ ， $\gamma = 1600 \times 9.807 N / m^3 = 15.7 \times 10^3 N / m^3$ ， $\eta_m = 0.9$ ，

$\eta_d = 0.8$ ， $K = 1.1$ 时， $P = 60 D^3 L n$

3、主传动电机的选择

$$P = K \frac{P_e}{\eta_m \eta_d}, \quad \eta_d \text{ 球磨机的总传递效率: 液力耦合器的传动根据功率估计,}$$

取液力耦合器的传动效率为 $\eta_y = 0.96$ ；圆柱齿轮减速器的传动效率为 0.9~

0.99， $\eta_j = 0.98$ ；根据所选传动方式，普通 v 带：传动效率为 87~92%， $\eta_v = 0.92$ ；

轴承的效率普遍在 0.98 左右，取 $\eta_z = 0.98$ 。

$$\eta_d = \eta_y \eta_j \eta_z^4 \eta_v = 0.96 \times 0.98 \times 0.98^4 \times 0.92 = 0.798 \text{ 适合 } P = 60 D^3 L n。$$

当其他条件相同时，若采用球状筒体球磨机，它与传统的圆柱筒体磨机的功

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

率消耗之比近似为： $J_1/J_2 = 4/5$ (陶瓷工业球磨机筒体结构形式的探讨_蔡祖光)，也就是说，当其他条件相同时，球状筒体球磨机较圆柱筒体球磨机约节能 $(1-4/5) \times 100\% = 20\%$ 。

其他条件相同指的是一起旋转的总重量和筒体直径相同，在相同的转速下的圆柱筒体所需要的电机的功率。

圆柱筒体通过 Proe/Engineer 建模分析如图 3.2 所示：

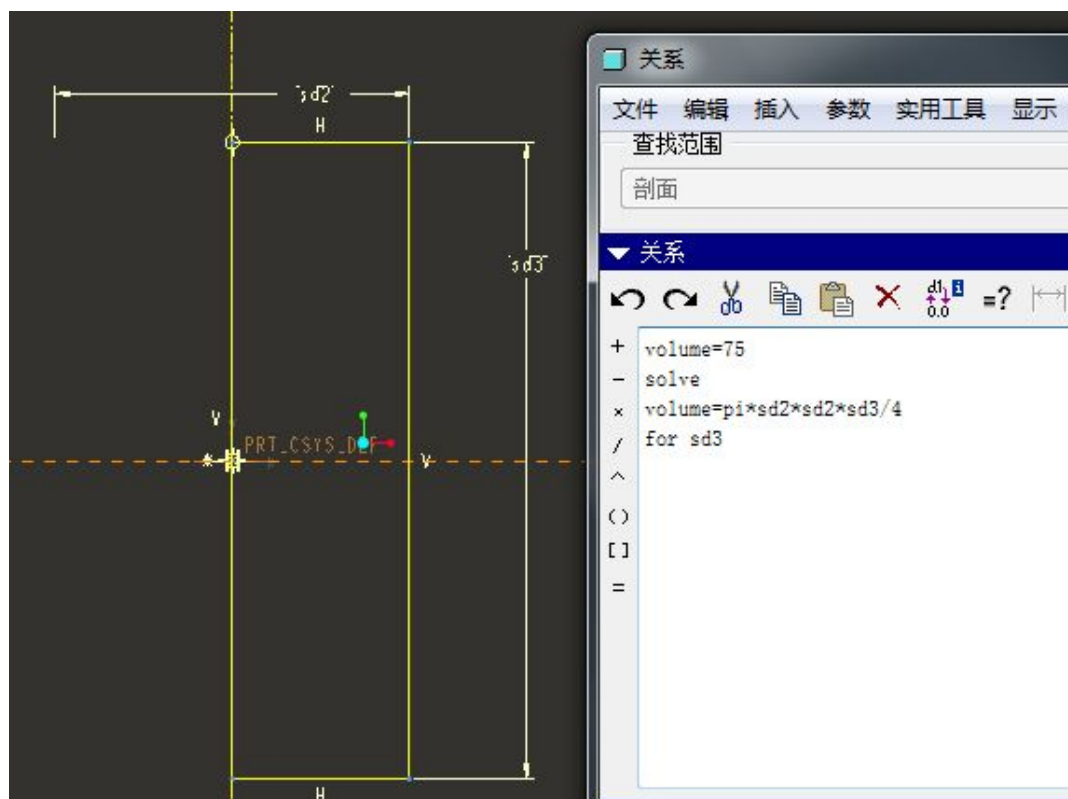


图 3.2 计算 L_y

Figure 3.1 Calculation L_y

$$L_y = 6.758m$$

所以选的电机的功率为

$$P_y = 60D^3Ln = 60 \times 3.76^3 \times 6.758 \times 12 = 258.7kw$$

根据 $J_1/J_2 = 4/5$ 得 $P_q = 0.8P_y = 0.8 \times 258.7 = 206.96kw$

Y 系列电动机是一般用途的全封闭自扇冷式鼠笼型三相异步电动机。安装尺寸和功率等级符合 IEC 标准，外壳防护等级为 IP44，冷却方法为 IC411，连续工

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

作制（S1）。

Y 系列电动机效率高、节能、堵转转矩高、噪音低、振动小、运行安全可靠。根据计算的功率，初步选择电机型号为：Y315M3-4 按 JB/T5272, 额定功率为 220kw, 同步数为 1500r/min, 实际转速为 1475r/min, 输出轴直径 90mm \times 170——B3 外形及安装尺寸（IP23）。

4、液力耦合器的选择

液力耦合器是利用液体动能和势能来传递动力的一种液力传动设备。根据功率需求，旋转液力耦合器型号为限矩型——Y0X560, 输入转速 1500r/min, 效率为 $\eta_y = 0.96$, 传递功率 150~270kw, 输入端 $d_1 \times l_1 = 90 \times 170$, $d_2 \times l_2 = 100 \times 180$ 。

5、主减速器的选择

传动系统的总减速比为 i :

$$i = \frac{1475}{12} = 122.9$$

带传动的传动比一般为 $i_d \leq 7$, 推荐值为 $i_d = 2 \sim 5$, 则减速器的减速比 i_j :

$$i_j = \frac{i}{i_d} = \frac{122.9}{2 \sim 5} = 24.58 \sim 61.45$$

查得减速器的工况系数 $K_A = 2$, $S_A = 1.5$, 机械强度计算功率为

$$P_{2m} = PK_A S_A = 660 \text{kw}$$

选择减速器为：减速器 ZSY 500-28-I JB/T8863-2001, $i_j = 28$ 。

6、V 带及带轮

V 带设计

a 确定计算功率

所需传递的额定功率 $P_{\text{带}}$, 计算功率 $P_{ca} = K_a P_{\text{带}}$, 其中 K_a 为工作情况系数, 根据西北工业大学机械原理及机械零件教研室编著的第八版《机械设计》取 $K_a = 1.8$, 其中

$$P_{\text{带}} = P_q \cdot \eta_y \cdot \eta_j \cdot \eta_z^2 = 220 \times 0.96 \times 0.98 \times 0.98^2 = 198.78 \text{kw}$$

$$P_{ca} = K_a P_{\text{带}} = 1.8 \times 198.78 = 357.97 \text{kw}$$

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

b 确定传动比

小带轮的转速 n_d :

$$i_d = \frac{i}{i_j} = \frac{122.9}{28} = 4.39$$

$$\text{传递过来的转速 } n_d = \frac{n_d}{i_j} = \frac{1475}{28} = 52.678 r / \min$$

$$\text{筒体的实际转速 } n = \frac{n_d}{i} = \frac{52.678}{4.39} = 11.999 r / \min \approx 12 r / \min$$

c 确定皮带速度 V_d

皮带速度:

$$V_d = \frac{2\pi n \frac{D_1 + 4\delta}{2}}{60} = \frac{2 \times 3.14 \times 12 \times \frac{3.86 + 4 \times 0.025}{2}}{60} = 2.49 m / s < 30 m / s$$

d 确定小轮直径 d_d

小带轮的直径 d_d :

$$d_d = \frac{60V_d}{\pi n_d} = \frac{60 \times 2.49}{3.14 \times 52.678} = 903.2 mm$$

取 900mm。

e 确定中心距 a_0

初选中心距 a_0 , 根据西北工业大学机械原理及机械零件教研室编著的第八版《机械设计》有:

$$0.7(d_d + d) \leq a_0 \leq 2(d_d + d) \text{ 其中 } d = D_i + 2\delta = 3.86 + 0.05 = 3.91 m$$

$$0.7 \times (0.9 + 3.91) \leq a_0 \leq 2 \times (0.9 + 3.91)$$

$$3.37 m \leq a_0 \leq 9.62 m$$

根据节省用地的情况, 初取 $a_0 = 4 m$

f 确定带长 L_{d0}

计算相应的 V 带带长 L_{d0} :

$$L_{d0} \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_d + d) + \frac{(d - d_d)^2}{4a_0} = 16.23m \text{ 其中 } d=3.96m$$

根据标准确定带轮的中心距为 3.88m，带轮长为 16m。

g 验算小带轮上的包角

由于中心距和大小带轮的尺寸都已经给出，应用 Proe/ENGINEER 建立数学模型，分析得出结果如下图 3.3 所示：

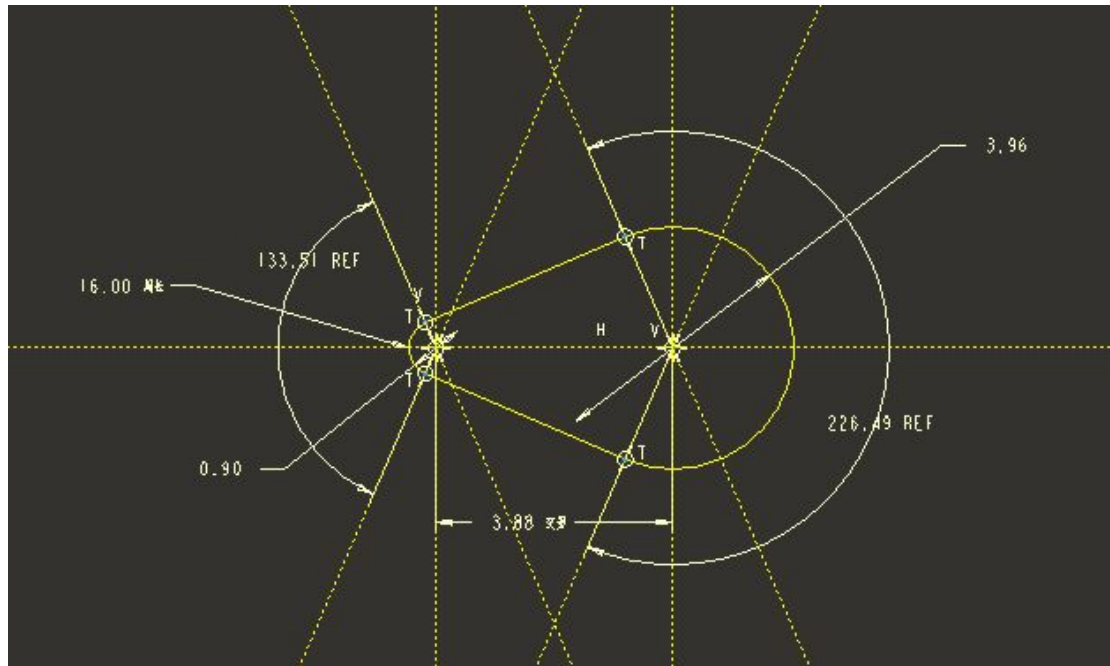


图 3.3 分析结果

Figure 3.3 The results of the analysis

小带轮包角为 $\alpha_1 = 133.51^\circ > 120^\circ$ ，满足设计要求，修正系数 $K_\alpha \approx 0.88$ 。

h 确定带的根数 z

根据初步计算数据，查阅设计手册，选择 E 带作为设计的选择带按 GB/T13575.1-1992 表 14.1-17g (P14-16) 得： $P_0 = 10.75$ ， $\Delta P_0 = 0.37$ ，查表 14.1-15 (P14-11) 带长不等于规定的带长的修正系数 $K_L = 1.18$ 。

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{K_\alpha P_{\text{带}}}{(P_0 + \Delta P_0) \cdot K_\alpha \cdot K_L} = \frac{357.97}{(10.75 + 0.37) \times 0.88 \times 1.18} = 32.001 \text{ 根}$$

取 $z = 33$ 根

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

i 确定带的初拉力 F_0

$$(F_0)_{\min} = 500 \frac{(2.5 - K_\alpha) P_{ca}}{K_\alpha z v} + q v^2 = 500 \times \frac{(2.5 - 0.88) \times 357.97}{0.88 \times 33 \times 2.49} + 0.92 \times 2.49^2 = 4015.62 N$$

其中 q 为 V 带单位长度的质量。

j 计算带传动的压轴力 F_p

$$F_p = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 33 \times 4015.62 \times \sin \frac{135.07^\circ}{2} = 244918.6 N$$

7、带轮轴的设计

轴所需要传递的功率为：

$$P_z = P \cdot \eta_y \cdot \eta_j = 220 \times 0.96 \times 0.98 = 206.98 kW$$

根据濮良贵主编《机械设计》P370，轴的材料为 45 号钢，初步确定轴的直径 d_z ：

$$d_z \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P_z}{n_d}} = 126 \times \sqrt[3]{\frac{206.98}{52.678}} = 198.83 mm$$

取带轮伸出轴的直径为 200mm，详细见带轮轴零件图。

8、联轴器的选择

联轴器需要传递的扭矩为：

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{P_z}{n} = 9550 \times \frac{206.98}{52.678} = 37.52 KN \cdot m$$

$$T_c = KT = 3 \times 37.52 = 112.56 KN \cdot m$$

根据，选择联轴器的型号为：

$$LJ14 \text{ 联轴器 } \frac{240 \times J_1 330}{200 \times 282} JB/T7849-1995$$

9、V 带轮结构设计

①采用的材料：常用的带轮材料有 HT150 或 HT200。

②采用的结构形式：根据基准直径的分析，采用椭圆辐轮式。

③带轮数取 5，槽数取 7

④带轮的结构尺寸详细见带轮零件图

10、带轮轴两端轴承选择

由于双列调心滚子轴承承受径向载荷，同时还能够承受任一方向的轴向负

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

荷，并且能够自动调心故选用双列调心滚子轴承，初选两端轴承型号：24140CC/W33。

11、球状筒体主轴轴径和主轴承的选择

主轴轴径的估算，仍选用 45 钢：

$$d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P_{\text{球}}}{n}} = 126 \times \sqrt[3]{\frac{206.98 \times 0.92}{12}} = 316.63 \text{ mm}$$

定主轴轴径最小处也即是轴承处的直径为 600mm，零件的详细尺寸见主轴零件图。

轴承选用双列调心滚子轴承，型号：230/600。

主轴头尺寸详细见零件图。

3.3 连接设计

根据整机的布局方式来看，对于带轮轴承座来说，主要承受的工作载荷为剪力，初取轴承座的厚度为 100mm，根据皮带的安装方式，地脚螺栓受力主要分为

$$\text{水平方向： } F_x = 33 \cdot F_0 (1 + \cos 44.93^\circ) = 33 \times 4015.62 \times (1 + 0.7071) = 219362 \text{ N}$$

$$\text{竖直方向： } F_y = 33 \cdot F_0 \cos 44.93^\circ = 33 \times 4015.62 \times 0.7071 = 90862 \text{ N}$$

$$F = \frac{F_x}{8} = 27420.25 \text{ N}$$

$$\sigma_p = \frac{F}{dl} = \frac{27420.25}{d \times 100}$$

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{27420.25}{\frac{3.14}{4} d^2} < [\tau] = 60 \text{ MPa}$$

得 $d > 24.13 \text{ mm}$ 为了安全考虑，选一个较为安全的螺栓进行连接。

取地脚螺栓的规格为 M42mm。

主轴轴承座的连接设计如图 3.4：

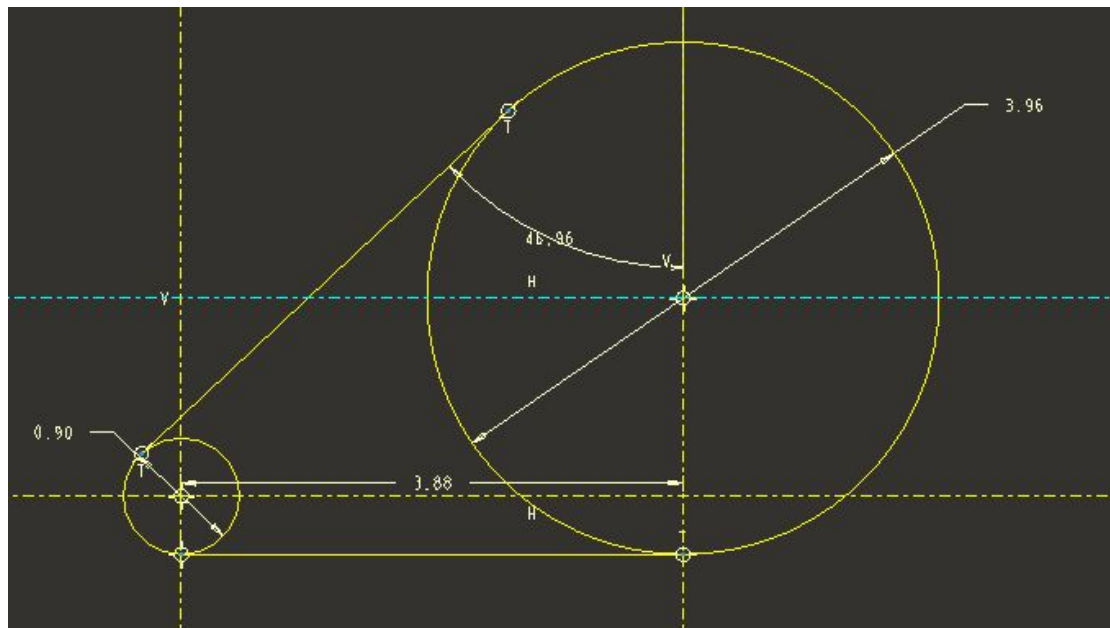


图 3.4 夹角的分析

Figure 3.4 Angle analysis

水平方向： $F_x = 33 \cdot F_0 (1 + \cos 46.96^\circ) = 33 \times 4015.62 \times (1 + 0.6629) = 214183N$

竖直方向由于 $F_y = 33 \cdot F_0 \cos 46.96^\circ = 33 \times 4015.62 \times 0.6668 = 85683N$ 忽略不计。每个轴承座设置四颗地脚螺栓，总共八颗。

$$F = \frac{F_x}{8} = 26773N$$

$$\sigma_p = \frac{F}{dl} = \frac{26773}{d \times 100}$$

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{26773}{\frac{3.14}{4} d^2} < [\tau] = 60MPa$$

得 $d > 23.8mm$ 为了安全考虑，选一个较为安全的螺栓进行连接。

取地脚螺栓的规格为 M48。

3.4 辅助传动设计

1、球磨机辅助转速的确定

球磨机的辅助传动主要是用于球磨机的装卸料时候，装卸料口能够转到确定的位置，装卸物料。

通过分析以往的球磨机，大多数都采用 0.82r/min 作为辅助转动的筒体转速。

2、辅助电机功率，转速的确定

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

球磨机处在与辅助电机带动的启动下时，所需的电机的功率计算方式由华南理工学院编写的《陶瓷机械设备》上介绍的公式：

$$N = K \frac{nG\sqrt{D}}{27.2\eta} \times 10^{-4}$$

对于周边传动，机械效率 $\eta = 0.86 \sim 0.90$ ，中间有减速器时选用低值 $\eta = 0.86$ ， $n = 0.82r / \min$ 。

其中 $D = 3.76$ ， $K = 1.5 \sim 2$ 取 $K = 1.8$ ， $G = 30 \times 4 \times 9.8KN = 1176KN$ 。

$$N = K \frac{nG\sqrt{D}}{27.2\eta} \times 10^{-4} = 1.8 \times \frac{0.82 \times 1176 \times \sqrt{3.76}}{27.2 \times 0.86} \times 10^{-4} = 14.39kw \text{ 故选用的辅助}$$

电机的型号为：Y160L-4，额定功率 15kw，工作转速 1460r/min，IP44 三相异步电机 JB/T 9616-1999。

3、辅助减速器的选择

筒体的转速 $n_t = 0.82r / \min$

$$\text{辅助减速器输入主减速器的转速比为: } i_j' = \frac{1460}{i \cdot n_t} = \frac{1460}{122.9 \times 0.82} = 14.487$$

需要传递的功率为： $13 \times 0.98 = 12.74kw$ 查得减速器的工况系数 $K_A = 1.5$ ， $S_A = 1.3$ ，机械强度计算功率为 $P_m = PK_A S_A = 24.84kw$

选用减速器型号为：减速器 ZLY 224-14-I JB/T8863-2001

4、离合器的选用

辅助减速器与减速器之间选用的离合器为牙嵌式离合器。矩形牙嵌式离合器可双向传动，适合于各种调整机构和不经常离合的场所，为了能够与电机配合，选择牙嵌式电磁离合器。

$$T_c = K \cdot T = 2 \times 9550 \times \sqrt{\frac{15}{104.3}} = 183.13N \cdot m$$

选用离合器的型号为：DLY9-500A

5、制动器的选择

辅助减速器高速伸出端直径为 $d_1 \times l_1 = 42 \times 82$ ，低速伸出端直径 $d_2 \times l_2 = 100 \times 165$ ，辅助电机的输出轴 $D \times E = 42_{+0.002}^{+0.018} \times 110mm$ ，转速 1460r/min。

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

$$\text{转矩 } T = 9550 \frac{N}{n} = 9550 \times \frac{15}{1460} = 0.0981 \text{KN} \cdot \text{m}$$

在电机输出轴和减速器输入轴的联轴器选用：

$$LMZ7-II-250 \text{ 联轴器 } \frac{42 \times Y112}{42 \times J84} \text{ MT3bGB/T5272-2002, 外径 } D_0=250\text{mm} \text{ 和力}$$

矩 $T_n = 1120 \text{N} \cdot \text{m}$ 。根据以上信息，选取制动器为：制动轮直径为 250mm，配 MZDA200 电磁铁的 TJ2A 型电磁式制动器。

制动器 TJ2A-250/200 JB/ZQ4715-1998。

3.5 强度校核

对于前文的零部件，为了保证其有足够的强度，必须对主要的零部件进行强度校核。

3.5.1 筒体的强度校核

作用在筒体上的总重 Q 包括筒体、衬板、研磨体、物料和水等的重力。

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

Q_1 为筒体的重量，筒体的为 A3 钢板焊接而成

Q_2 为轴头的重量

Q_3 为衬板的重量

Q_4 为研磨体、物料和水的总重量—— $Q_4 = 120T$

Q_1 为筒体的重量，主要为筒体的壁厚的钢板所产生的重量（密度取 7.8T/m^3 ）

$$V_{\text{筒体}} = \frac{\pi}{4} (3.96^2 - 3.91^2) \times 4.25 + \frac{\pi}{4} (4.01^2 - 3.96^2) \times 1.8 + \frac{4\pi}{3} (3.96^3 - 3.91^3) = 3.23 \text{m}^3$$

加上开的入人孔和加强筋板等约等于 3.5m^3

$$Q_1 = 7.8 \times 3.5 = 27.3T$$

Q_2 为轴头的重量

$$V_{\text{轴}} = \frac{\pi}{4} \times 0.6^2 \times 0.2 + \frac{\pi}{4} \times 0.628^2 \times 0.3 + \frac{\pi}{4} \times 0.64^2 \times 0.4 = 0.28 \text{m}^3$$

$$Q_2 = 7.8 \times 0.56 = 4.37T$$

Q_3 为衬板的重量

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

$$V_{\text{筒体}} = \frac{\pi}{4} (3.91^2 - 3.81^2) \times 4.25 + \frac{4\pi}{3} (3.91^3 - 3.81^3) = 4.92 \text{m}^3$$

橡胶衬板的密度 $1.30 \sim 1.41$ 之间取 1.4T/m^3

$$Q_3 = 4.92 \times 1.4 = 6.9 \text{T}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 27.3 + 4.37 + 6.9 + 120 = 158.57 \text{T}$$

根据张柏清、林云万《陶瓷工业机械与设备》

筒体的弯曲强度计算如下：

$$M = \frac{Q' L_0}{8} = \frac{158.57 \times 10^3 \times 9.8 \times 9.727}{8} = 1889.5 \text{KN}$$

$$\text{其中 } L_0 = (100 + 300 + 400) \times 2 + 8110 + 25 \times 2 = 9760 \text{mm}$$

Q' 为作用的合力

弯曲应力：

$$\sigma = \frac{M}{W_z}$$

式中 W_z 为筒体的抗弯截面模量。

设筒体的外径为 D_0 ，内径为 D_1 ，从材料力学可知，抗弯截面模量

$$W_z = \frac{\pi(D_0^4 - D_1^4)}{32D_0}$$

由于筒体的壁厚 $s = \frac{1}{2}(D_0 - D_1)$ ，比直径要小很多，故上式可近似为

$$W_z = \frac{\pi}{4} s D_0^2$$

由于筒体上开有加料口，会削弱筒体的强度，故应乘上一个小于 1 的系数 J，J 称为开孔削弱系数，一般取为 0.8。

$$\sigma = \frac{M}{W_z} = \frac{1889.5}{\frac{3.14}{4} \times 0.025 \times 3.96} = 24.31 \times 10^6 \text{Pa} < [\sigma] = (30 \sim 40) \times 10^6 \text{Pa}$$

$[\sigma]$ ——筒体的许用弯曲应力，筒体材料选为 A3 钢板，其许用弯曲应力取为

$(30 \sim 40) \times 10^6 \text{Pa}$ 。

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

筒体的扭转强度计算如下：

扭矩

$$M_n = 9550 \frac{P}{n}$$

切应力

$$\tau = \frac{M_n}{W_n}$$

抗扭截面模量

$$W_n = \frac{\pi}{2} s D_0^2$$

合并和整理上面的各式，取开孔削弱系数等于 0.8，得

$$\tau = \frac{7600P}{nsD_0^2} = \frac{7600 \times 206.96}{12 \times 0.025 \times 3.96^2} = 3.35 \times 10^6 Pa < [\tau] = (20 \sim 30) \times 10^6 Pa$$

式中 P——球磨机功率，kW；

n——球磨机转速，r/min；

$[\tau]$ ——筒体的许用切应力，对于 A3 钢，许用应力取为 $(20 \sim 30) \times 10^6 Pa$ ；

其余符号的意义和单位同前。

所以：筒体的强度足够。

3.5.2 动态筒体强度校核

根据《建筑材料机械及设备》上介绍：初态研磨体所产生的合力比静态研磨体的自重 Q_4 大 2%， $P = (1 + 2\%)Q_4' = 1.02Q_4'$ ，只要筒体的转速 n 变化不大，则计算所得结果无显著区别，因此在设计计算时，也可以用研磨体的自重 Q_4 代替复杂的动态要谜题的合力 P 进行计算。

动态研磨体所产生的合力 P 为总装载量 Q_4 的 1.02 倍，粉磨时粉磨体和被粉磨物料是混在一起的，这部分物料重量约为研磨体重量的 14%，故在计算 P 值的时候应乘以 1.14，即包括物料在内的动态研磨体所产生的力为：

$$P = 1.14 \times 120 \times 9.8 \times 1.02 = 1339.62 kN$$

$$\text{总载荷 } P' = (Q_1 + Q_3) \times 9.8 + P = 1675 kN$$

由于研磨体不是竖直 y 方向的作用力，与 y 方向的夹角一般在 8° 以下，因

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

此，可以认为总载荷 P' 力的方向基本上是铅直向下的。

筒体，衬板和动态物料产生的力 P' 沿着长度为 l ($l=8.11m$) 均匀分布（轴头的重量相对来说很小，在此忽略）。

$$\text{单位长度的载荷 } q = \frac{P'}{l} = \frac{1675}{8.11} = 206.5kN/m$$

由于支撑点的载荷相等：

$$F_{RA} = F_{RB} = \frac{P'}{2} = 837.5kN$$

当 $0 < x < 0.825m$ 时，作用力 $F = F_{RA} = 837.5kN$

$$M_y = F_{RA} \cdot x = 837.5x \quad kN \cdot m \quad M_{yMAX} = 690.94kN \cdot m$$

当 $0.825 < x < 8.935m$ 时，作用力 $F = F_{RA} - q(x - 0.825)$

$$M_y = F_{RA} \cdot x - \frac{q(x - 0.825)^2}{2} = 837.5x - 103.25(x - 0.825)^2 \quad kN \cdot m$$

$$M_{yMAX} = 837.5 \times 4.88 - 103.25 \times (4.88 - 0.825)^2 = 2389.26kN \cdot m$$

当 $8.935 < x < 9.76m$ 时，作用力 $F = F_{RB}$

$$M_y = F_{RB}(9.76 - x) \quad M_{yMAX} = 690.94kN \cdot m$$

弯矩图如图 3.5:

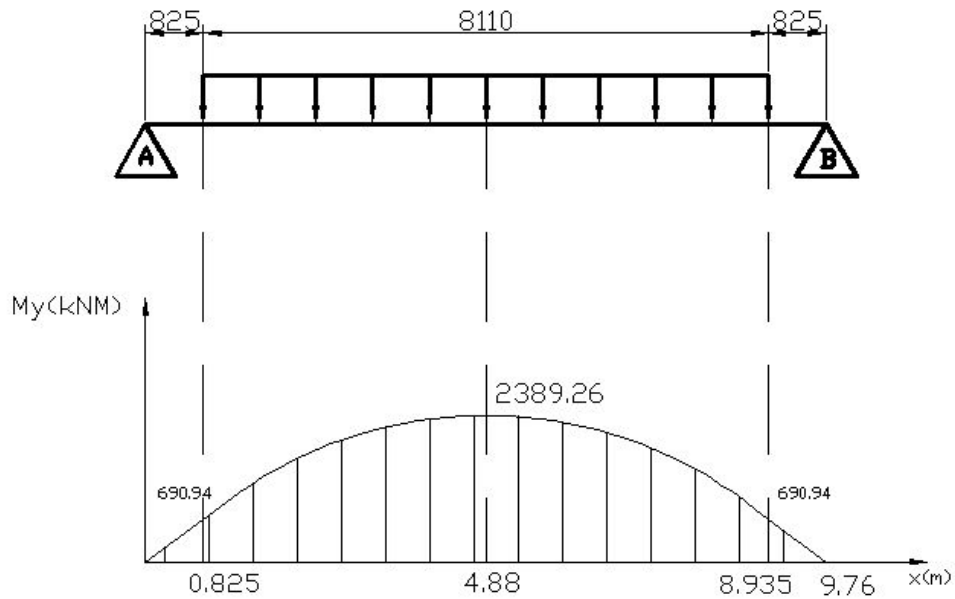


图 3.5 筒体自身弯矩图

Figure 3.5 Cylinder bending moment diagram itself

筒体上与皮带相接触的一段还受到皮带的张紧力的作用，这个载荷在皮带段是均匀分布载荷，根据皮带计算结果：

$$\text{水平方向: } F_x = 33 \cdot F_0 (1 + \cos 48.18^\circ) = 33 \times 4015.62 \times (1 + 0.6629) = 214.2 \text{ kN}$$

$$\text{竖直方向由于 } F_y = 33 \cdot F_0 \cos 48.18^\circ = 33 \times 4015.62 \times 0.6668 = 85.7 \text{ kN}$$

$$q_x = \frac{F_x}{l'} = \frac{214.2}{1.8} = 119 \text{ kN/m}$$

$$q_y = \frac{F_y}{l'} = \frac{85.7}{1.8} = 47.6 \text{ kN/m}$$

在竖直 Y 方向

$$N_{BY} = \frac{q_y l'}{l_{AB}} \times 5.205 = 45.7 \text{ kN}$$

$$N_{AY} = F_y - N_{BY} = 40 \text{ kN}$$

在水平 X 方向

$$N_{BX} = \frac{q_x l'}{l_{AB}} \times 5.205 = 114.2 \text{ kN}$$

$$N_{AX} = F_x - N_{BX} = 100 \text{ kN}$$

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

在竖直 Y 面内：

$$\text{当 } 0 < x < 5.205m \text{ 时, } M_y = N_{AY} \bullet x \quad M_{yMAX} = 40 \times 5.205 = 208.2kN \bullet m$$

当 $5.205 < x < 7.005m$ 时，

$$M_y = N_{AY} \bullet x - q_y(x - 5.205) \frac{(x - 5.205)}{2} = 40x - 23.8(x - 5.205)^2$$

$$M'_y = 40 - 47.6(x - 5.205) = 0 \quad \text{得 } x = 6.045m$$

$$M_{yMAX} = 40 \times 6.045 - 23.8 \times (6.045 - 5.205)^2 = 217kN \bullet m$$

$$\text{当 } 7.005 < x < 9.76m \text{ 时, } M_y = N_{BY} \bullet (9.76 - x)$$

$$M_{yMAX} = 45.7 \times (9.76 - 7.005) = 125.9kN \bullet m$$

在水平 X 面内：

$$\text{当 } 0 < x < 5.205m \text{ 时, } M_x = N_{AX} \bullet x \quad M_{xMAX} = 100 \times 5.205 = 520.5kN \bullet m$$

当 $5.205 < x < 7.005m$ 时，

$$M_x = N_{AX} \bullet x - q_x(x - 5.205) \frac{(x - 5.205)}{2} = 100x - 59.5(x - 5.205)^2$$

$$M'_x = 100 - 119(x - 5.205) = 0 \quad \text{得 } x = 6.045m$$

$$M_{xMAX} = 100 \times 6.045 - 59.5 \times (6.045 - 5.205)^2 = 562.5kN \bullet m$$

$$\text{当 } 7.005 < x < 9.76m \text{ 时, } M_x = N_{BX} \bullet (9.76 - x)$$

$$M_{xMAX} = 114.2 \times (9.76 - 7.005) = 314.6kN \bullet m$$

弯矩图如图 3.6 所示：

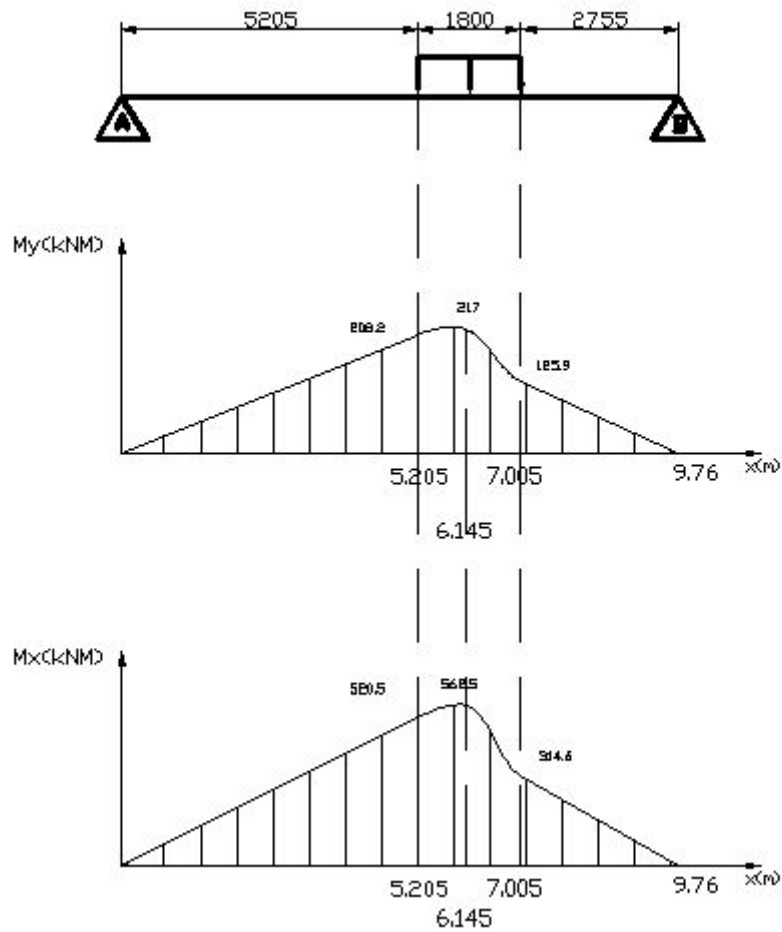


图 3.6 带轮带动的弯矩图

Figure 3.6 Driven pulley bending moment diagram

Y 方向合成弯矩的最大值 M_{YMAX} ，在 $0.825 < x < 8.935m$ 处，筒体受料、球和水自重等产生的弯矩的方程：

$$M_y = 837.5x - 103.25(x - 0.825)^2 = -103.25x^2 + 1007.9x - 70.3$$

筒体受力及带张紧力作用产生 Y 方向弯矩为：

$$M_y = 40x - 23.8(x - 5.205)^2 = -23.8x^2 + 287.8x - 123.88$$

Y 方向上的合成弯矩为：

$$M_{Y合} = -126.05x^2 + 1295.7x - 194.18$$

$$M'_{Y合} = -251.1x + 1295.7 \quad \text{得 } x = 5.140m$$

$$M_{Y合MAX} = -126.05 \times 5.14^2 + 1295.7 \times 5.14 - 194.18 = 3523.9kN \cdot m$$

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

此处 $M_{X\text{合MAX}} = 100 \times 5.14 = 514 \text{ kN} \cdot \text{m}$

$$\text{总弯矩 } M_{\text{合}} = \sqrt{M_{X\text{合MAX}}^2 + M_{Y\text{合MAX}}^2} = \sqrt{3523.9^2 + 514^2} = 3561.1 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

因为 Y 方向弯矩较 X 方向上弯矩大得多，当 X 方向上弯矩最大时，竖直方向上弯矩最小，总弯矩不能达到最大；当水平方向弯矩最大时，即 $M_{X\text{MAX}} = 562.5 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ， $x = 6.045 \text{ m}$ ，此时：

$$M_{Y\text{合}} = -126.05 \times 6.045^2 + 1295.7 \times 6.045 - 194.18 = 2878.55 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\text{总弯矩 } M_{\text{合}} = \sqrt{M_X^2 + M_{Y\text{合}}^2} = \sqrt{562.5^2 + 2878.55^2} = 2933 \text{ kN} \cdot \text{m} < 3561.1 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

因此筒体的危险截面在离 A 端支撑点 $x = 5.140 \text{ m}$ 处。

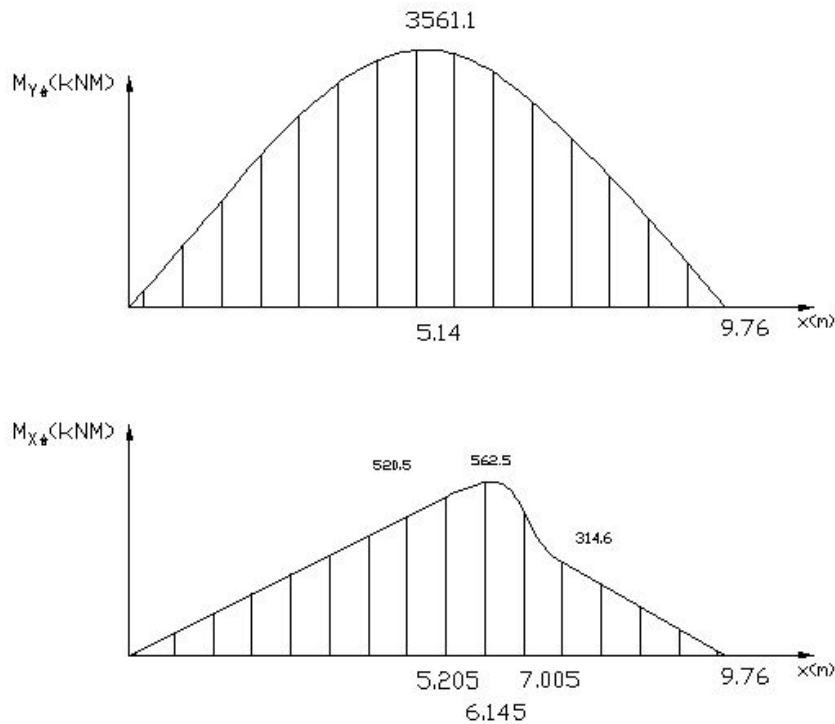


图 3.7 筒体总弯矩图

Figure 3.7 Cylinder total bending moment diagram

$$\text{扭矩 } T = 9550 \times \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{206.96}{12} = 164.7 \text{ kN}$$

$$\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]_b}{[\sigma_{+1}]_b} = 0.3 \quad \alpha T = 49.41 \text{ kN}$$

$$\text{当量弯矩 } M'_{\text{MAX}} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} \quad M'_{\text{MAX}} = \sqrt{3561.1^2 + 49.41^2} = 3561.4 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

筒体的抗弯截面模量 W ：

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

$$W = \frac{\pi}{2} s D_0^2 = 0.3 m^3$$

由于筒体上开有加料口，会削弱筒体的强度，故应乘上一个小于 1 的系数 J，J 称为开孔削弱系数，一般取为 0.8。

$$\sigma = \frac{M'_{MAX}}{0.8W} = \frac{3561.4}{0.8 \times 0.3} = 14.839 \times 10^6 Pa < [\sigma] = (30 \sim 40) \times 10^6 Pa$$

所以筒体的强度足够。

3.5.3 主轴强度的校核

根据《陶瓷工业机械与设备》，对于周边传动的球磨机的两端的短轴一般只承受弯曲和剪切载荷。作用在轴上的弯曲力矩：

$$M_s = \frac{1}{2} Rl$$

其中 $R = \frac{Q}{2}$ ， l 为支撑轴承的长度 $l = 200mm$ 。

轴的弯曲应力为 $\sigma_s = K \frac{M_e}{W_s}$ ，式中 K 为应力集中系数，由《陶瓷工业机械与

设备》表 1-9 查出， $K = 3.03$ 。 W_s 为轴的抗弯截面模量，

$$W_s = \frac{\pi}{32} d^3 = \frac{\pi}{32} \times 0.6^3 = 0.0212 m^3, \text{ 其中 } d = 0.6m。$$

$$\sigma_s = K \frac{M_e}{W_s} = K \frac{\frac{1}{4} Ql}{0.0212} = 3.03 \times \frac{\frac{1}{4} \times 1889.5 \times 0.2}{0.0212} = 13.5 \times 10^6 Pa \quad \text{其中: } [\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{n},$$

式中 σ_{-1} 为轴的弯曲疲劳极限，MPa。 n 为安全系数，球磨机轴是个重要的零件，轴的损坏将引起严重的事故并导致停产，同时生产上要求球磨机能够连续工作，因此，轴应有较大的安全系数，一般取 $n = 5 \sim 8$ ，这里取 5。轴的材料为 45 号钢，弯曲疲劳极限 $\sigma_{-1} = 270MPa$ ，则 $[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{n} = \frac{270}{5} = 54MPa$ 。

$\sigma_s < [\sigma]$ ，所以，轴的强度足够。

3.6 轴承寿命计算

3.6.1 主轴轴承寿命的校核

水平方向：

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

$$F_x = 33 \cdot F_0 (1 + \cos 48.18^\circ) = 33 \times 4015.62 \times (1 + 0.6629) N = 214.2 KN$$

竖直方向：

$$F_y = 33 \cdot F_0 \cos 48.18^\circ + Q' = 33 \times 4015.62 \times 0.6668 + 158.57 \times 10^3 \times 9.8 = 1639.7 KN$$

$$\text{径向载荷 } F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 1654 KN$$

轴向载荷由于是对称的半球，可以近似认为 $F_a = 0$

查《机械设计》第八版表 13-5 得 $Y = 1$ ，因为轴承只受径向载荷是，所以当量载荷 $P = F_r = 1642 KN$ 。

以小时表示的轴承的基本额定寿命 L_h 为

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon = \frac{10^6}{60 \times 12} \left(\frac{3760}{1654} \right)^\epsilon = 21448 h$$

式中 C 查《机械设计手册-滚动轴承》，普通轴承寿命在 5000~20000h 之间，本机主轴轴承寿命足够。

3.6.2 带轮轴轴承寿命校核

带轮轴的轴承受力主要是受到皮带的张紧力的作用

$$\text{水平方向： } F_x = 33 \cdot F_0 (1 + \cos 44.93^\circ) = 33 \times 4015.62 \times (1 + 0.7071) = 219.362 KN$$

$$\text{竖直方向： } F_y = 33 \cdot F_0 \cos 44.93^\circ = 33 \times 4015.62 \times 0.7071 = 90.862 KN$$

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 238 KN$$

查《机械设计》第八版表 13-5 得 $Y = 1$ ，因为轴承只受径向载荷是，所以当量载荷 $P = F_r = 238 KN$ 。

以小时表示的轴承的基本额定寿命 L_h 为

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon = 172880 h$$

式中 C 查《机械设计手册-滚动轴承》，普通轴承寿命在 5000~20000h 之间，本机带轮轴轴承寿命足够。

4 设计小结

通过这几个月的毕业设计，我对机械设计制造及其自动化专业有了更加深刻的了解，对这四年来所学的知识有了更加深入的了解和认识，更加系统的了解和认识到了机械设计的本质。同时，也了解到自己的不足之处，在以后的工作中仍需不断的学习和改进。

本设计是对筒体的形状和轴承类型加以改进而设计的。主要特点有以下几点：第一，采用了球状筒体，在节约能源的同时，节省了筒体的材料的厚度，提高了材料的利用率。第二，采用了橡胶衬板，与时俱进，随着科技的进步，对于传统的衬板而言，橡胶衬板有了很大的性能的改善。第三，保持了传统的皮带传动方式，没有采用最新型的中心传动，在一定程度上降低了资金的消耗，也起到了过载保护的作用。第四，采用了双列调心滚子轴承，降低了摩擦损耗，机械效率高，降低了装配和调整难度，但价格较高。虽说有上述优点，但是还是存在一些问题，诸如，皮带消耗量大，寿命达不到国外的先进水平。

由于本人设计水平有限，在设计过程中不免存在各种各样的问题，敬请老师批评指正。

谢谢！

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

参考文献

- [1]张柏清, 林云万. 陶瓷工业机械与设备. 北京: 中国轻工业出版社, 2012. 1.
- [2]张柏清. 陶瓷工业用球磨机系列的探讨[J]. 中国陶瓷, 1987, (01):44-48.
- [3]蔡祖光. 球磨机筒体最佳结构形式的探讨[J]. 陶瓷研究, 1996, (02):73-78.
- [4]林云万. 关于大型球磨机的设计[J]. 景德镇陶瓷学院学报, 1991, (04):37-44.
- [5]蔡祖光. 陶瓷工业球磨机筒体结构形式的探讨[J]. 陶瓷科学与艺术, 2005, (05):25-27+17.
- [6]蔡祖光. 陶瓷工业球磨机筒体结构形式的探讨[J]. 佛山陶瓷, 2005, (04):16-19.
- [7]李清芳. 应用相似理论设计球磨机模型装置及耐磨试验[J]. 福州大学学报(自然科学版), 1987, (03):41-47.
- [8]崔向东, 赵红美. 浅谈 QM3500X6000P 大型球磨机的设计[J]. 工业技术与职业教育, 2012, (02):37-38+49.
- [9]李文亮. 大型球磨机回转体参数化有限元分析研究[D]. 吉林大学, 2007.
- [10]濮良贵, 纪名刚. 机械设计. 8 版. 北京: 高等教育出版社, 2006. 5 (2011. 11 重印).
- [11]金清肃. 机械设计课程设计. 2 版. 武汉: 华中科技大学出版社, 2011. 4.
- [12]成大先. 机械设计手册·第 4 卷. 5 版. 北京: 化学工业出版社, 2007. 11.
- [13]《机械设计手册》编委会. 机械设计手册. 滚动轴承. 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2007. 3 (2007. 5 重印).
- [14]《机械设计手册》编委会. 机械设计手册. 带传动和链传动. 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2007. 3 (2007. 5 重印).
- [15]《机械设计手册》编委会. 机械设计手册. 减速器和变速器. 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2007. 3 (2007. 6 重印).
- [16]成大先. 机械设计手册·单行本·润滑与密封. 北京: 化学工业出版社, 2004. 1.

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

- [17]成大先. 机械设计手册·单行本·轴及其连接. 北京: 化学工业出版社, 2004. 1.
- [18]《机械设计手册》编委会. 机械设计手册·连接与紧固. 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2007. 3.
- [19]《机械设计手册》编委会. 机械设计手册·离合器与制动器. 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2007. 2.
- [20]刘鸿文. 材料力学 I. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2004. 1 (2010 重印).