

一种自动抹灰机设计

目录

摘要.....	I
Abstract.....	II
第一章 绪论.....	1
1.1 研究的背景和意义.....	1
1.2 国内外发展现状.....	1
1.3 设计的主要内容.....	3
第二章 总体方案设计.....	4
2.1 设计基本参数.....	4
2.2 主要方案的确定.....	4
第三章 抹灰机机械传动结构设计.....	5
3.1 确定电机的型号.....	5
3.2 机械传动的设计计算.....	5
3.2.1 传动比分配.....	5
3.2.2 传动动力分配.....	5

3.3 蜗轮蜗杆设计	5
3.3.1 按接触疲劳强度计算	6
3.3.2 蜗杆与蜗轮的主要参数与几何尺寸确定	7
3.3.4 校核齿根弯曲疲劳强度	7
3.3.5 蜗杆圆周速度校核	8
3.3.6 传动结构主要尺寸	8
3.3.7 蜗杆设计计算	9
3.3.8 蜗轮轴设计计算	10
3.4 升级机构传动设计计算	11
3.4.1 材质选择	11
3.4.2 按齿面接触强度计算设计	11
第四章 自动抹灰机机械结构设计	14
4.1 底座结构设计	14
4.2 料斗机构结构设计	14
4.3 门架装置	15
第五章 抹灰装置的设计及校核	15
5.1 抹灰装置设计选择	15
5.2 螺旋轴结构设计	17
5.3 轴的疲劳强度安全系数校核	18
总结	19
致谢	20
参考文献	21

摘要

在建筑工程行业，自动抹灰是一种工程量很大的工作，并且要求严格。因为抹灰工序的平整度会直接影响下一道工序。到目前，我国的抹灰工作仍然是由人工来完成。人工抹灰效率低、劳动强度大、质量不均匀。所以它已经不能适应现代建筑工程的需要了。在这种情况下，伴随着科技的发展各种自动化抹灰装置不断出现，并且不断的推陈出新。但是真正能够大规模推广应用的并不多，一般都是由于操作性、实用性以及施工质量等限制。

本次毕业设计研究的是一种自动抹灰机，在设计的过程中，查阅参考了市场上的多种抹灰机，总结其优缺点进行整合，从而设计出一种自动抹灰机。在设计中，首先确定了设计的方案，然后对其整体结构进行分析，重点对其传动部分以及主要的零部件进行设计计算，并进行了受力校核。最终绘制的 CAD 图纸编写了设计说明书。

关键词：自动抹灰机；传动；结构；设计计算

Abstract

In the construction industry, automatic plastering is a large amount of work, and strict requirements. Because the smoothness of plastering process will directly affect the next process. Up to now, the plastering work in our country is still done manually. Manual plastering has low efficiency, high labor intensity and uneven quality. So it can not meet the needs of modern construction engineering. In this case, with the development of science and technology, a variety of automatic plastering devices continue to appear, and constantly bring forth the new. However, there are not many that can be popularized and applied on a large scale, generally due to the limitations of operability, practicability and construction quality.

This graduation project is an automatic plastering machine. In the process of design, we refer to a variety of plastering machines in the market, summarize their advantages and disadvantages, and integrate them, so as to design an automatic plastering machine. In the design, first determine the design scheme, and then analyze the overall structure, focusing on the transmission part and the main parts of the design calculation, and stress check. Finally, the CAD drawings are drawn and the design specification is compiled.

Key words: automatic plastering machine; transmission; structure; design and calculation

第一章 绪论

1.1 研究的背景和意义

不论是城市的高楼大厦还是农村的平板房，抹灰工作都是一项工作量较大的工序。并且随着人们审美要求的提升，对抹灰工作的质量要求也是越来越严格。在以往的抹灰工作中，人工抹灰是最常见的操作，但是由于施工人员技术水平的不统一以及人工操作影响因素较多，整体抹灰质量不能够做到相对统一，质量也就无法完全保证。所以人工抹灰虽然仍然是主流工作方式，但是已经不能满足日益增长的对自动化抹灰设计的工作需要。在这种情况下，开发一种效率高、工作质量高、可操作性强的抹灰设备成为了一种迫切的需求。同时我国处于城镇化建设的高速发展阶段，建筑行业飞速发展。开发自动抹灰机具有较大的经济效益以及社会效益。

本次毕业设计就是一自动抹灰机作为契机。首先了解一个设计的工作流程，提高自己对设计工作的认知水平。同时通过设计自动抹灰机，提高自己对专业知识的应用能力，把大学期间所学习到的知识点利用毕业设计串起来，形成一个系统的知识链。经过设计运用，形成一个大学知识网，同时利用设计，补充大学期间没有学习牢固的知识点。利用设计形成一个理论联系实际的过程，学以致用，提高和升华自己的能力，为以后的工作奠定基础。

1.2 国内外发展现状

抹灰机是一种建筑机械，伴随着建筑行业的发展而逐渐兴起的。在上个世纪发展较为迅速。早先在西方国家，由于工业程度比较高，对抹灰机的发展起到的较大的促进作用，特别是美国以及日本，抹灰机的结构、功能、工作质量等都处于较高的水平。在我国，由于人工成本比较低，机械化程度不高，所以自动抹灰机械一直处于初级阶段，所以市场非常广阔。同时由于我国建筑行业非常发达以及抹灰施工的工程需求量大，所以对自动抹灰机的需求较大，有很大的发展空间。同时随着人们对绿色、环保建筑的需求，对施工过程中的要求也越来越高。人工很难做到始终如一的品质保证，利用机械成为抹灰的主流，迎来了新的契机。

在现代建筑工程施工中，尽管应用到的机械设备非常多，但是主要应用的方向还是室外作业、地面整修等，直接应用到墙面的抹灰还是比较少见的。在国外，由于对施工统一性要求较高，开始逐渐评估抹灰机器人的可能性，通过自动化抹灰形成一个系统、标准、统一的规范，提高了效率同时降低劳动强度。对于我国来说，传统的施工一直都是采用人工施工的主流方式。但是自从八九十年代之后，随着商品化建筑的逐渐发展，如果缩短施工工期，提高施工质量，降低成本成为商品房发展追求的目标。所以就迫切的需要机械化施工的方式，特别是对工作量比较大的抹灰施工来说更是需求旺盛。所以国内外也出现了多种自动抹灰机械，常见的有喷射、涂抹、挤压等方式，动力源有液压、机械、电动等多种方式。目前在市场上常见的自动抹灰机主要是两种，一种是抹灰机，还有一种带有一定的机械自动化操作的抹灰机。在国内的抹灰机中，重点部分就是抹灰设备，相关的配件是可以选择的。

在目前国内外现有的设备以及通过专利资料查询到的有关抹灰机的发明可以看到，目前我国的抹灰机可以分为以下几种形式，根据执行机构以及抹灰机的使用特点，可以分为手持式和机械式。其中手持式的特点就是抹灰机不固定在特点的机械或者底座上，利用操作者的手进行操作掌控，能够根据需要进行上下移动。这种方式的抹灰机操作方便灵活，但是对人工的操作性质要求较高，并且需要较好的掌控，属于半自动化的抹灰机的，并且这种操作方式没有解决劳动强度问题以及人的决定性因素。机械式的抹灰机就是讲抹灰装置固定在门架或者立柱上，然后通过各种传动或者机械结构连接成为一个整体，利用自身的机构传动实现抹灰机的升降、移动等。这种抹灰方式机械化程度较高，但是在升降的过程中容易产生脉冲的现象，所以需要更好的考虑平整度以及表面的光泽度等参数质量要求。

虽然现在的自动抹灰机存在着不足，但是由于需求旺盛，所以抹灰机会不断的发展，未来抹灰机的主要发展方向总结一下几点。

1、质量不断提高。

抹灰机的质量指的是抹灰机的工作速度、效率、施工质量等。随着抹灰机大规模的推广应用，人们更看重在高质量和高效率工作下的抹灰机，能够满足较高质量、较高精度以及较广范围的抹灰需求。从而不断的满足抹灰施工的高质量要

求。

2、智能化控制。

智能化控制是未来大部分机械的发展趋势，随着计算机技术以及控制技术的发展，人们利用物联网以及 5G 技术实现自动化、智能化的控制，采用智能响应工作的方式，提高设备的应用效率。

3、节能环保。

节能环保是世界发展永恒的主体，特别是随着人们节能、环保意识的不断提高，抹灰机的发展也需要满足绿色发展的方向，利用高科技解决技术手段，采用绿色动力，满足绿色环保施工理念，实现节能、高效、省料是未来抹灰机的主要发展方向。

1.3 设计的主要内容

本次设计研究的对象是自动抹灰机，主要研究的内容如下：

- 1、对自动抹灰机的总体结构以及机械传动部分进行结构设计。
- 2、对自动抹灰机的机械机构进行设计选择。
- 3、对抹灰机的工作装置进行受力分析以及强度的校核。

第二章 总体方案设计

2.1 设计基本参数

本次设计的基本参数来自于任务书。根据任务书设计的原始技术参数如下：

- 1、抹灰的厚度：25.0mm；
- 2、抹墙的最高高度：3.5mm；
- 3、单次抹墙最大宽度：0.6mm。

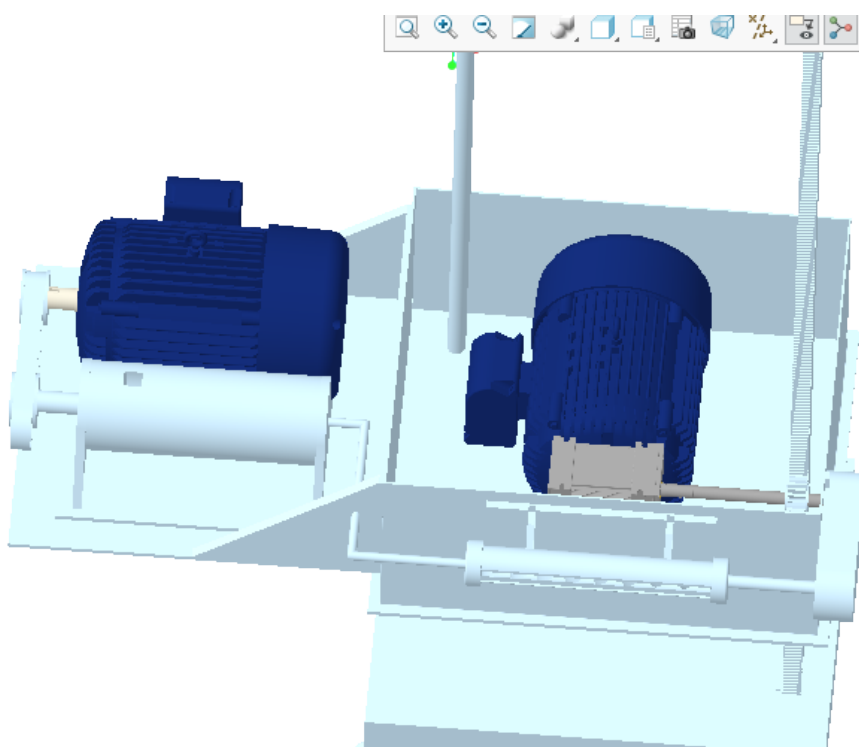
2.2 主要方案的确定

根据任务书给定的原始参数，以及设计要求抹灰装置在升降架上，纵向方向能够沿着导轨运动。一般小型机械中，动力的驱动都是来自于电机。

在升降系统中利用电机驱动，通过减速机进行降速以及增加扭矩，然后利用齿轮齿条精准传动，带动抹灰装置整体的升降运动，完成一定的抹灰高度。同时在电机的选择上，由于上升抹灰的过程要求匀速、稳定的运动，并且对速度有要求。但是在回城的时候，由于不工作，所以可以快速运动，所以电机选择可调速类型。

纵向运动可以直接利用电机，通过减速机构带动整个抹灰机运动，方便操作，省时省力。

整个抹灰机的整体结构如下图 2.1 所示。



第三章 抹灰机机械传动结构设计

3.1 确定电机的型号

抹灰机中主要出现两个电机，分别是抹灰机械升降电机以及物料输送电机。其中升降电机是一个多用电机。在工作的时候，电机驱动齿轮齿条使整个抹灰机向上移动。但是同时也通过皮带带动抹灰装置运动。所以为了电机能够满足较广的应用空间，选择了电机型号为 Y90S-2，其额定功率为 1.5kw，满载转速为 2840r/min。

3.2 机械传动的的设计计算

3.2.1 传动比分配

电机到升降机构的运动中，由于升降机构会上升到一定的高度，并且是单级传递，所以要求能够实现较大的传动比，同时最好具有自锁的功能，能够实现一定的自锁定位。基于此，减速机构选择一级蜗轮蜗杆减速器，为了满足自锁的要求，取 $Z_1=1$ ，且蜗轮的齿数要求大于 29，所以暂时去蜗轮的齿数为 31。

则蜗轮的实际转速为：

$$n_{\omega} = \frac{2840}{31} r/\min = 91.61 r/\min$$

3.2.2 传动动力分配

1、各轴转速

蜗杆轴： $n_1 = 2840 r/\min$

蜗轮轴： $n_{II} = 91.61 r/\min$

2、各轴的输入功率

蜗杆轴： $P_1 = P_d \cdot \eta_1 = 1.5 \times 0.97 = 1.46$

蜗轮轴： $P_{II} = P_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 1.46 \times 0.99 \times 0.4 = 0.58$

3、输入转矩

计算电动机轴的输入转矩：

$$T_d = 9550 \frac{P_d}{n_{\text{满}}} = 9550 \times \frac{1.5}{2840} = 5.04 N \cdot m$$

3.3 蜗轮蜗杆设计

根据常用的蜗轮蜗杆材质。参考相应的《机械设计手册》，选择蜗杆的材质为

45 钢，齿面经过淬火加工工艺，硬度达到 45~55HRC。涡轮选择常用的材料为 ZCuSn10P1，金属模加工制造。同时在结构选材的时候，为了节省成本。涡轮的轮芯采用了 HT100 铸造而成，齿圈则选择常用的青铜类材质。

3.3.1 按接触疲劳强度计算

根据蜗轮蜗杆传动方式的特点进行计算，首先进行齿面接触疲劳强度计算，然后在对啮合的齿根进行弯曲疲劳强度校核。首先计算蜗轮蜗杆的传动中心距，公式如下：

$$a \geq \sqrt[3]{KT \left(\frac{ZeZ\rho}{\sigma H} \right)^2}$$

(1)确定作用在蜗轮上的转矩 T

按 $Z=1$ ，估取 $\eta = 0.73$ ，有

$$T = 9550 \times 1000 \frac{P_2}{N_{II}} = 9550 \times 1000 \frac{P \cdot \eta}{N_1/i} = 9550 \times 1000 \times \frac{1.5 \times 0.73}{2840/31} = 114149.66 N \cdot mm$$

确定蜗轮工作的载荷系数。由于工作环境的稳定性。工作载荷不均匀系数取值 K_β 取 1.0，使用系数 K_A 取值 1.0，工作冲击动载系数 K_V 取 1.05，则载荷系数可以计算为：

$$K = K_\beta K_A K_V = 1.0 \times 1.0 \times 1.05 = 1.05$$

蜗轮蜗所选择的材料为 ZCuSn10P1，所以根据材料 $Z_E = 160 MPa^{\frac{1}{2}}$ 。

首先确定蜗轮蜗杆的接触系数。假定蜗杆的分度圆直径 d_1 和传动中心距的比值选择为 0.48，则可以据此查询到基础系数值选择为 2.32。同时根据蜗轮的材料以及加工工艺等，可以查询的大涡轮的基本需用应力 $[\sigma_H] = 268 MPa$ 。

计算应力循环次数 $N = 60 j n_\omega L_h = 60 \times 1 \times 91.61 \times 12000 = 6.60 \times 10^7$

计算蜗轮蜗杆的使用寿命系数，如下：

$$K_{HN} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{6.60 \times 10^7}} = 0.79$$

$$[\sigma_H] = K_{HN} \times [\sigma_H]' = 0.79 \times 268 \text{MPa} = 212 \text{MPa}$$

计算中心距

$$a \geq \sqrt[3]{1.05 \times 1.14 \times 10^5 \times \left(\frac{160 \times 2.32}{212}\right)^2} = 105.58 \text{mm}$$

蜗轮蜗杆传动过程中需要自锁，所以取 $a=160\text{mm}$ ，由 $i=31$ ，则从表 11-2 中查取模数 $m=8$ ，蜗杆分度圆直径 $d_1=71\text{mm}$

可查 $Z\rho'=2.30$ ，由于 $Z\rho' < Z\rho$ ，即以上算法有效。

3.3.2 蜗杆与蜗轮的主要参数与几何尺寸确定

1) 蜗杆

轴向尺距： $P_a=12.56\text{mm}$ ，直径系数： $q=17.75$ ，齿顶圆直径： $d_{a1}=75\text{mm}$ ，齿根圆直径： $d_{f1}=57.4\text{mm}$ 分度圆导程角： $\gamma=3^\circ 13' 28''$ ，蜗杆轴向齿厚： $s_a=6.28\text{mm}$

2) 蜗轮

蜗轮齿数 $z_2=31$ ，变位系数 $x_2=-0.5$

验算传动比 $i=31/1=31$ 这时传动比误差 $\frac{31-30}{30}=0.033=3.3\%$ ，是允许的

蜗轮分度圆直径 $d_2 = mz_2 = 8 \times 31 = 248\text{mm}$

喉圆直径 $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 248 + 2 \times 1 = 250\text{mm}$

齿根圆直径 $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 248 - 2 \times 6.3 = 235.4\text{mm}$

咽喉母圆半径 $r_{g2} = a - \frac{1}{2}d_{a2} = 160 - 0.5 \times 250 = 115\text{mm}$

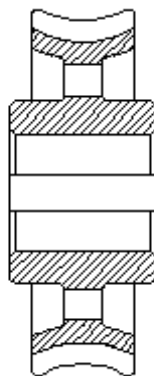


图 3.1 蜗轮简图

3.3.4 校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_F = \frac{1.53KT_2}{d_1d_2} Y_{Fa2} Y_\beta \leq [\sigma_F]$$

$$\text{当量齿数: } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{31}{\cos^3 3.22^\circ} = 31.15$$

根据变位系数和当量齿数参数从《机械设计手册》可以查询得齿形系数为 $Y_{Fa2} = 2.44$ 。

$$\text{螺旋角系数: } Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ} = 1 - \frac{3.22^\circ}{140^\circ} = 0.977$$

许用弯曲应力

查得有 ZCuSn10P1 制造的蜗轮的基本许用弯曲应力 $[\sigma_F]' = 56\text{MPa}$

$$\text{寿命系数 } K_{FN} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{6.60 \times 10^7}} = 0.63$$

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]' \cdot K_{FN} = 56 \times 0.63 = 35.28\text{MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{1.53 \times 1.05 \times 114149.66 \times 2.44 \times 0.977}{71 \times 124 \times 4} = 12.42\text{MPa}$$

根据计算可以看到。蜗轮齿轮的弯曲强度是能够满足使用要求的。

3.3.5 蜗杆圆周速度校核

$$\eta = (0.95 - 0.96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)}$$

公式中各参数，已知 $\gamma = 3.22^\circ$ ； $\varphi_v = \arctan f_v$ ；其中 f_v 与相对滑动速度 v_s 有关，计算 v_s 公式如下。

$$v_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \gamma} = \frac{3.14 \times 71 \times 2825}{60 \times 1000 \cos 3.22^\circ} = 10.51\text{m/s}$$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。

如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/067044162150006055>