
饮料灌注及封装装置的设计

摘要

随着科技的不断发展，我国的工业也逐步往智能化发展。本次设计选择的是满足小型企业的饮料自动灌注及封口设备，个人的设计任务是饮料灌注及封口平台的设计。本次设计的灌装平台是配合机械手对饮料瓶的精准定位，通过合理的结构设计在无人操作的情况下完成饮料定量灌注及封口。本文完成了相关结构的设计说明、校核及图形表达。

关键词：自动灌注及封口；结构设计；图形表达

Design of beverage filling and sealing device

Abstract

With the continuous development of science and technology, China's industry is gradually moving towards intelligent automation. The purpose of this design is to meet the requirements of automatic filling and sealing equipment for small enterprises. The personal design task is to design the filling and sealing platform for beverages. The filling platform of this design is to coordinate with the manipulator to accurately position the beverage bottle, and complete the quantitative filling and sealing of beverage under the condition of unmanned operation through reasonable structural design. In this paper, the design description, verification and graphic expression of related structures are completed.

Keywords: Automatic filling and sealing; Structural design; Graphic representation

目录

1 前言	1
1.1 小组课题综述	1
1.1.1 饮料灌装机市场背景	1
1.1.2 小组总体方案、特点及分工	2
1.2 自动灌注及封结构的发展前景	2
1.3 本设计应解决的主要问题	3
2 总体设计	4
2.1 设计原理	4
2.2 方案分析及选择	4
3 设计过程	7
3.1 工作台整体结构设计	7
3.1.1 旋转工作台结构的设计	7
3.1.2 转台传动结构设计	8
3.1.3 传动轴的设计及轴承选择	11
3.1.4 传动电动机的选择及相关计算	11
3.1.5 标准件的选择	13
3.2 饮料定量灌注及灌注方式设计	14
3.2.1 饮料定量灌注结构设计	14
3.2.2 灌注方式分析及选择	18
3.3 饮料瓶的旋盖装置的设计	20
3.3.1 旋盖式封口结构设计	20
3.3.2 旋盖装置升降结构设计	26
4 设计成果展示	28
4.1 三维建模	28
4.2 装配图	30
4.3 主要零件的零件图	32
5 总结	36
参考文献	36
谢 辞	37

1 前言

1.1 小组课题综述

1.1.1 饮料灌装机市场背景

近些年随着科技水平的不断发展，社会生产力也在不断发展。本次设计研究的是饮料自动灌装。随着自动化工业的发展，饮料自动灌注工业设备的市场需求也在不断提高。智能自动化的设备发展已经成为大势所趋。

美国、德国、日本、意大利和英国等制造水平较高的国家目前在饮料灌注机械设备方面的发展较为先进。这些国家的设备几乎都呈现一种多功能一体化的趋势。目前市场上的饮料已经变得丰富多彩，竞争态势也显得异常激烈。目前生产的饮料自动灌注设备广范应用于各种茶、咖啡、豆奶、果汁、奶茶以及最常见的碳酸饮料。高速、高产、软性饮料灌装机灌装速度可达一千多瓶每分钟。有些非碳酸饮料的灌注机拥有五十到一百多个灌装阀头，其灌装速度也超过了一千瓶每分钟。国际上较为出名的有德国 H&K 公司、SEN 公司、KRONES 公司，他们生产的设备技术含量和可靠性都相当高。



图 1.1 现代自动化饮料灌装机

由于市场的需求，国内饮料灌装机也开始往自动化的方向发展。已经具备饮料灌装机械设备生产的公司对未来产品更新或增加包装机械生产线的比例在逐年上升，特别是食品、饮料及制药业的需求最为强烈。

1.1.2 小组总体方案、特点及分工

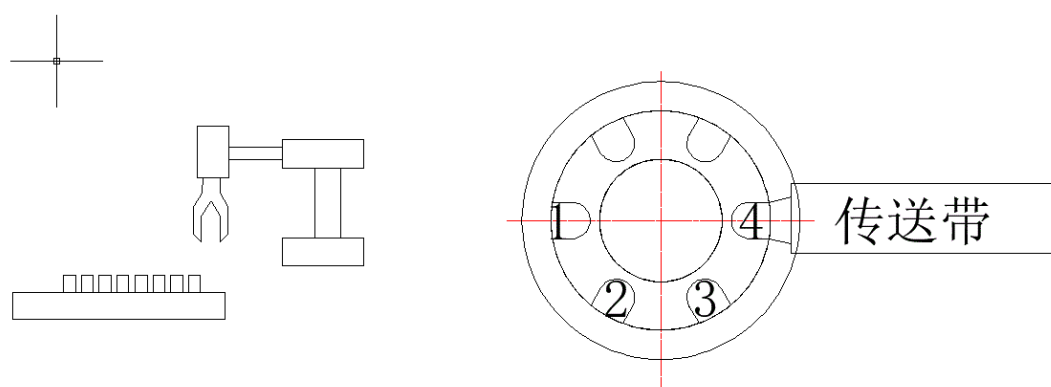


图 1.2 整体方案简图

本次机器的设计从饮料瓶的模具设计开始，模具设计完成后，生产的饮料瓶进入生产线上，通过机械手的精准抓取可以合理的控制饮料瓶的摆放位置。机械手将空饮料瓶输送带 1 号工位，转台转倒 2 号工位进行灌注，3 号工位进行饮料瓶的封口，4 号工位再将饮料输出到传送带上饮料就完成了罐装。

本次我们研究设计的饮料灌装机的特点：

1、减少灌注过程中工人的工作。

目前大部分的小型企业的生产状况是几乎各个环节都是人工进行灌注，各道工序之间的衔接也需要人工进行搬运，苦力生产者较多。

2、提高小型企业生产效率。

通过本设备的研究，实现饮料自动化的灌注，节省了企业各部门的生产时间，大大提高了生产效率。

3、提高灌注精度。

在传统的人工灌注过程中，难免会出现各种意外情况，不足以保证饮料的灌注精度。通过本次设备的研究，实现饮料灌注过程的自动化，减少灌注过程中因为人工操作而产生的误差。

通过吹塑制造出饮料瓶，在通过传送带运输至指定位置，搬运机械手抓取后直接放入饮料灌输及封口平台上。根据总体设计的方案，由杨辉煌来负责饮料瓶的设计及制造，钟亮标负责搬运机械手的结构设计，我负责饮料灌输及封口的结构设计。

1.2 自动灌注及封结构的发展前景

这些年来，随着工业自动化的发展，食品饮料工业也逐步走向规模化，高效化。普通人工灌装速度已经远远比不上国际先进灌装设备的灌装速度。先进设备也开始走

向一体化的发展道路，这可以极大的缩小生产占地面积，而且缩小了各个工序之间的运输成本，也能减少输送过程中造成的污染。封盖装置可以通过增加封头数量来提高产量。采用抓盖方式的旋盖头可以适用于各种瓶盖盖的封口，而且经过一定的改进，它还可以材质瓶盖的封口。尽管如此，我国封盖装置的应用还是存在许多不足之处。首先，自动化程度低，大部分企业仍需人工封盖才可以以满足加工要求；其次，这种人工封盖的操作相对机器而言效率是非常低的。造成这些问题的主要原因还是封盖机自动化集成度低，控制精度低。

市场上灌装机的类型五花八门，而我们这次选择了旋转式灌装方式，这种灌装方式机体结构善，控制系统完整，操作方便，自动化程度更高。

本次饮料自动化灌注及封口装置的设计主要是服务于小型企业的规范化生产，当然在应用相同的技术条件下也可以提高其生产水平，满足大中型企业的自动化生产。目前中国的情况是鼓励中小型企业的发展，伴随着电商平台的发展，个体小商户也必然有着很大的发展空间。本次设计的饮料自动灌注机相对于国内外目前的灌注能力有着一定差距，但其满足目前国内市场需求，也符合工艺自动化的发展趋势，相信这种自动灌注及封装结构必将在中国设备市场产生巨大影响。

1.3 本设计应解决的主要问题

本次我个人的设计任务是饮料自动灌注及封口的旋转平台结构的设计。需要解决的主要问题是：

1、实现旋转灌注及封口平台的间歇运动，在不用进行人工启动或停止的条件下可以连续进行饮料的灌注以及封口。

2、完成饮料的定量灌注。

3、设置合理的机构旋紧瓶盖，在旋紧瓶盖的同时保证其不会因为机器用力过大出现滑丝或者旋盖不够紧的情况。

2 总体设计

2.1 设计原理

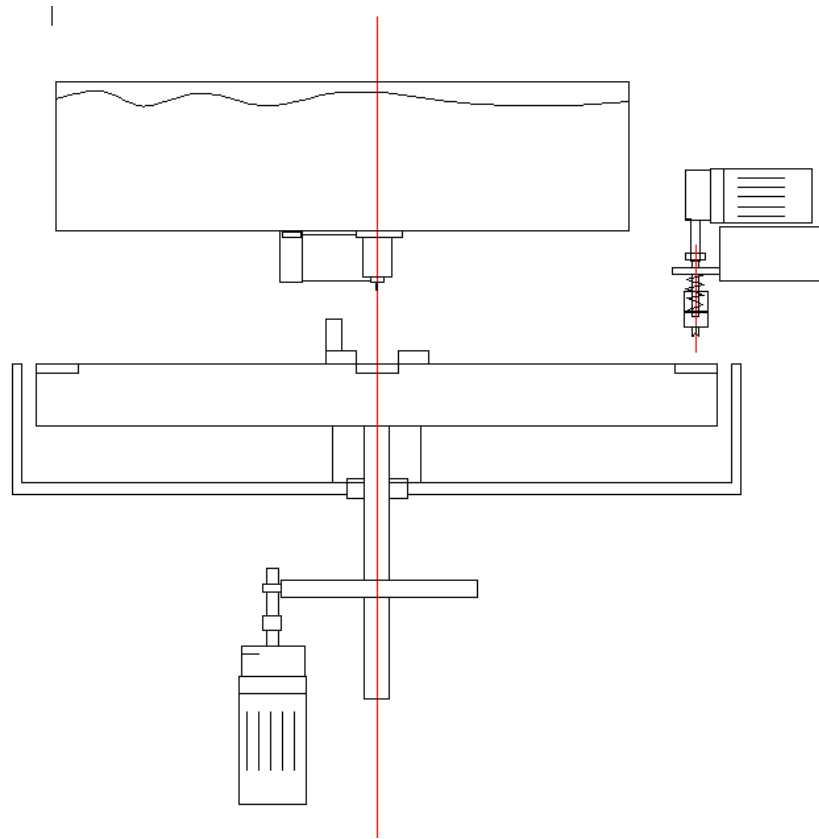


图 2.1 机构简图

饮料自动化灌注主要实现两个功能：一是饮料瓶的灌注；二是饮料瓶的封口。本次自动化罐装平台的机构分成主要由容器的供送装置、灌装液料的供送装置、灌装阀和饮料的旋盖装置等组成。由于这是一个旋转式的灌注平台，在要满足无人操作的条件下，本次设计选择了不完全齿轮结构实现灌注平台的间歇运动。由此，在合理的间隙时间内灌注平台可以实现饮料的定量灌注。旋盖部分设有自动打滑装置，拧盖松紧适当。

2.2 方案分析及选择

本次设计内容主要由四部分构成，下面分别介绍四个部分的方案选择：

第一部分是工作台设计，这部分是本次设计的主体结构部分，主要是机构外形结构的设计。目前市场上存在着直送式以及旋转式两种主要的灌注方式，相对旋转式的灌注平台结构更加合理并且有利于自动化，因此本次的灌注封口平台也选择了旋转式的转台结构。这个平台主要分成内圈旋转平台和外圈固定工作平台两个部分。

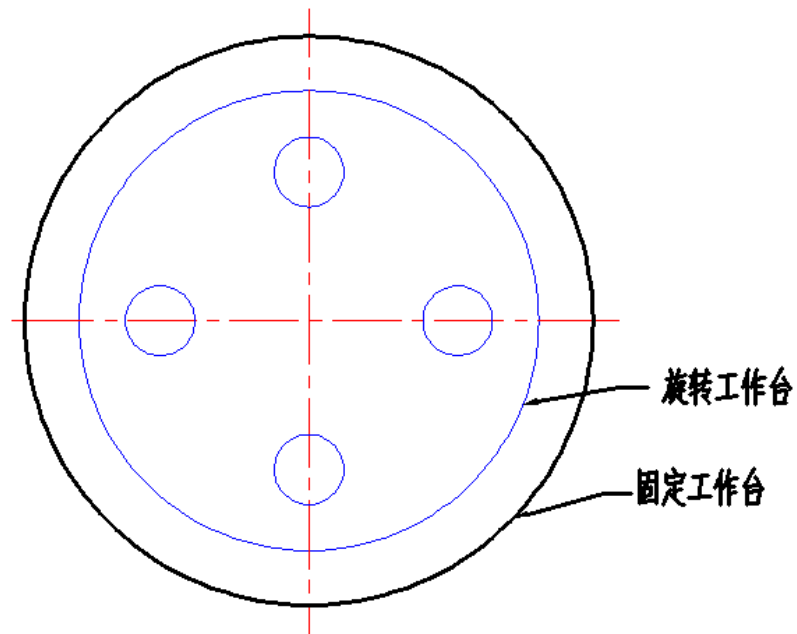


图 2.2 旋转式工作台

第二部分饮料定量灌注及灌注方式的设计，这部分的主要任务是利用传感器和定时装置在固定位置完成饮料的定量灌注。由于随着灌注的进行，饮料主容器内的液料会逐渐减少从而导致前后液料压力不一致。若是单纯的控制灌注时间也会因此导致灌注液料量的一致，所以在此基础上我在液料主容器和灌注口之间设置了一个定过渡容器。

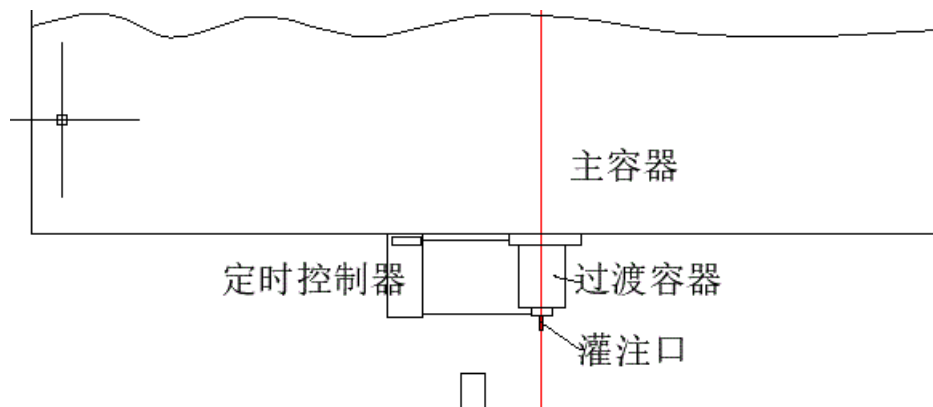


图 2.3 灌注装置简图

第三部分是饮料瓶的封口装置的设计。本次饮料灌装机设计的饮料瓶是通过旋盖的方式进行拧紧的，所以本次设计的是一种旋盖式封口装置，首先通过油缸和弹簧的配合压紧瓶盖，再通过电机带动主轴回转旋紧瓶盖。

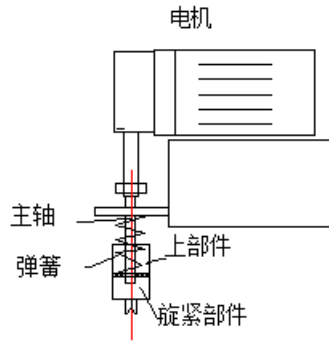


图 2.4 封口装置简图

第四部分是饮料输出灌注平台的设计，本次设计的灌注机饮料是通过机械手输送到灌注平台是，如果再用机械手将灌注好的饮料瓶输送出去会使得机构变得复杂且成本大大提升，所以我选择了用一个固定位置的滑块直接将灌装好的饮料瓶输送带传送带上。

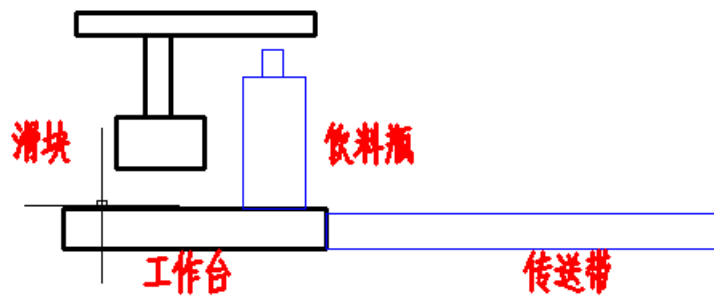


图 2.5 饮料输出工位简图

3 设计过程

3.1 工作台整体结构设计

3.1.1 旋转工作台结构的设计

目前市场上大部分的饮料灌装机都是采用旋转式灌装方式，这种灌装方式机体结构善，控制系统完整，操作方便，自动化程度高。因此，本次的灌装平台也是采用了旋转式灌装方式。

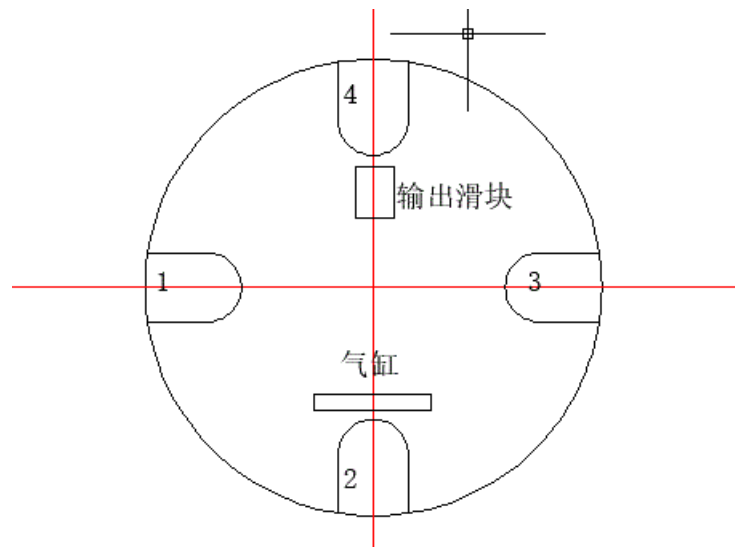


图 3.1 旋转工作台简图

本次设计的灌注平台分为四个工位。机械手将空饮料瓶输送带 1 号工位，转台转倒 2 号工位进行灌注，3 号工位进行饮料瓶的封口，4 号工位再将饮料输出到传送带上饮料就完成了灌装。

首先灌注平台的关键问题首先是需要一个夹紧装置来固定瓶子的相对位置以保证灌装的精确度，考虑到结构的简化性，我决定选择在加深四个工位并装上橡胶软垫用于固定饮料瓶。其中在 2 号灌注口加上夹持结构以保证灌注时饮料瓶不会跑位。由于是机械手送瓶，我们可以做到准确定位。

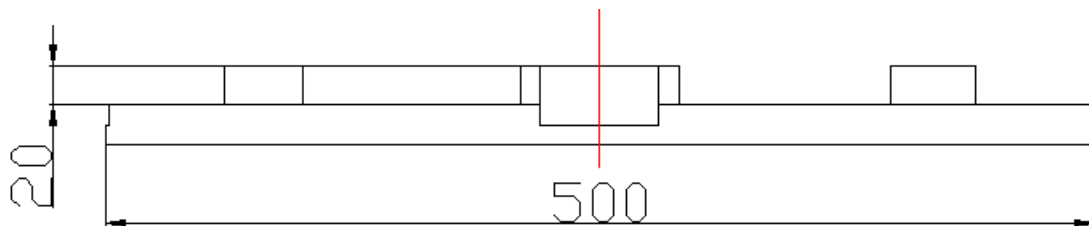


图 3.2 旋转工作台

根据瓶子和各个装置的实际大小，为保证灌注及封口平台整体空间合理布置我把旋转平台的直径设置为 500mm,主体厚度设置为 20mm。转台主体结构采用不锈钢材质。为保证饮料瓶可以更稳定的停靠在旋转台上，我在四个工位上都加高了一个直径略大于饮料瓶对于位置直径且高度为 40mm 的半圆形凸台。

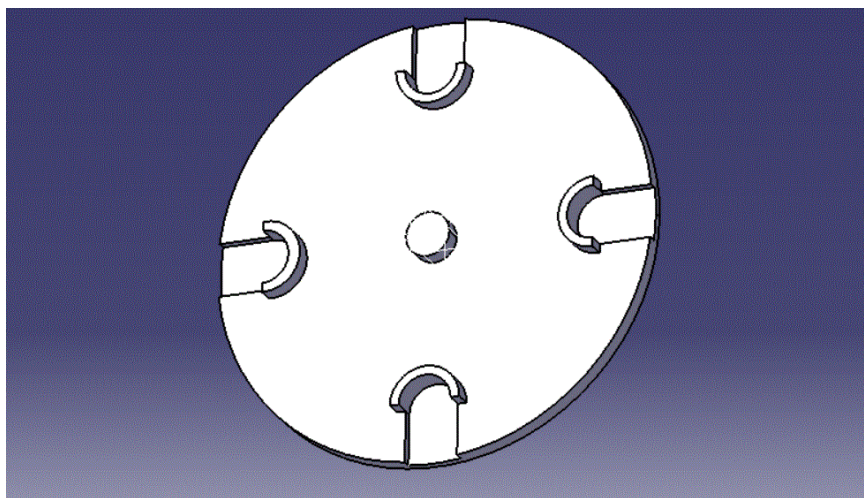


图 3.3 旋转工作台三维示意图

3.1.2 转台传动结构设计

首先瓶子是要由灌装机转台带动绕主轴旋转运动进行连续灌装的，但是无论是饮料的灌注还是旋盖封口都是需要一定时间的，为了方便控制我们不可能靠人工控制电机的启停，所以我们需要实现转台的间歇运动。

实现间歇运动有很多方法，我首先考虑的是槽轮机构和不完全齿轮。

(1) 相比于其他间歇运动机构，槽轮结构简单。

(2) 由于灌注平台上的工位较少，主动轮转动一周是，其从动轮的停歇次数较少且每次传动的角度变化范围较大，而且槽轮结构设计方便灵活。

(3) 槽轮一般用于低速轻载的场合，本次设计的旋转平台需要一定的时间进行灌注灌注及封口，因此可以选择槽轮机构。

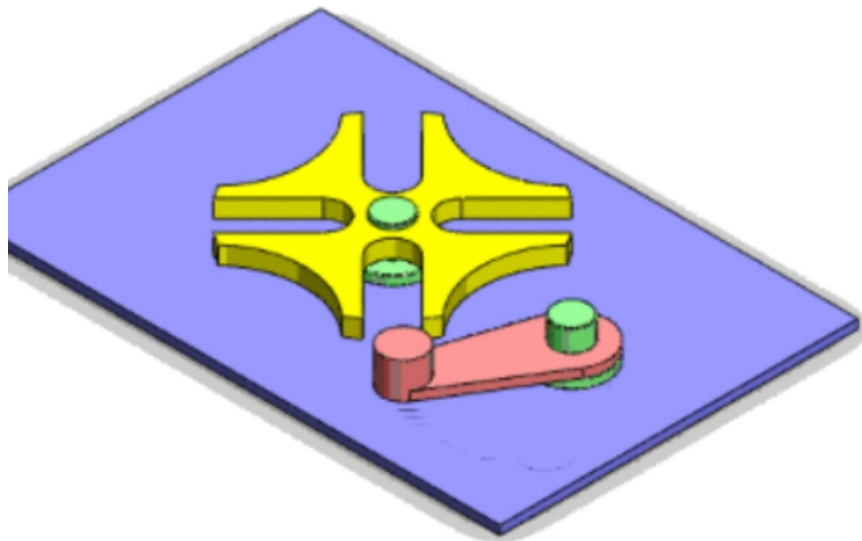


图 3.4 槽轮机构

槽轮机构由槽轮和圆柱销组成的单向间歇运动机构，又称马尔他机构。它常被用来将主动件的连续转动转换成从动件的带有停歇的单向周期性转动。

表 3-1

槽数与圆销的关系

槽数 z	3	4
圆销数	1-6	1-4

如图 3.4 中所示，当主动拨盘回转一周时，槽轮的运动时间与主动拨盘转一周的总时间之比，称为槽轮机构的运动系数，并以 κ 表示。

因为拨盘一般为等速回转，所以时间之比可以用拨盘转角之比来表示。对于单圆销外槽轮机构，为了避免圆销和径向槽发生刚性冲击，圆销开始进入或脱出径向槽的瞬时，其线速度方向应沿着径向槽的中心线。则外槽轮机构的运动系数为 $\kappa = 1/4$ 。

根据本次的设计任务可以确定以下的槽轮参数：

旋转平台有四个工位，槽轮槽数 $z=4$ ；

工序时间由最长工序时间，即完成灌注的时间 $t=5s$ ；

槽轮拨盘及转盘的中心距根据设计为 $a=120mm$ ；

槽轮拨盘圆销数 $k=1$ ；

槽轮轴系转动惯量 $j=150$ ；

设备传动效率 $\omega=0.9$ ；

槽轮机构每转换一个工位，拨盘旋转一周 2π ；转盘旋转 $1/2\pi$ ；所以槽轮槽间角 $\beta = 2\pi/z = 1/2\pi$ ；

槽轮的强度设计

四槽槽轮机构主动轴圆梢所受最大作用力的计算公式如下:

$$F_{\max} = \frac{M_z}{a} \left(c + d \frac{Jn\omega^2}{M_z} \right)$$

其中公式中的 a 为中心距, c 、 d 取值查文献值为 2.000、2.337, 代入上式得 $F_{\max}=1.2038\text{KN}$ 。

选择槽轮、圆梢材料为 45 钢, 感应淬火热处理, 热处理等级 MQ, 表面硬度 45HRC 由文献得, 45 钢的弹性模量 $E=203\text{Gpa}$, 泊松比 $\mu=0.24$ 。

由赫兹公式得:

$$D = \frac{F_n}{\pi\sigma^2_{Hp}} \cdot \frac{\frac{1}{r_A}}{\frac{1-u_1^2}{E_1} + \frac{1-u_2^2}{E_2}}$$

解得圆梢的直径 D 在 2-4mm 之间, 当设置主动轴圆梢直径 $D=10\text{mm}$ 时完全可以保证槽轮结构的强度安全。

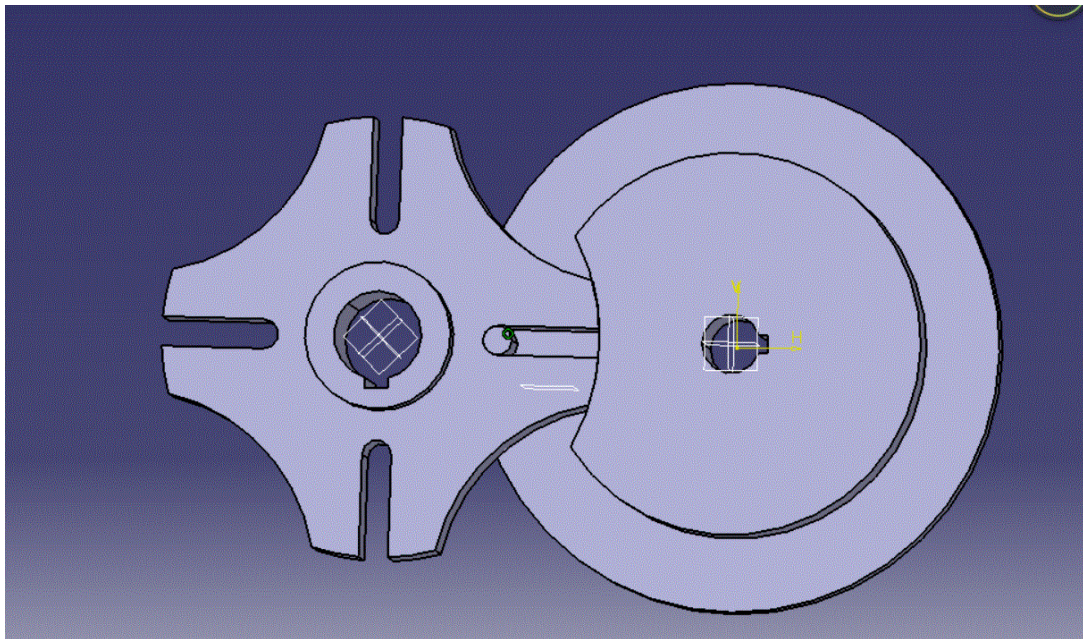


图 3.5 槽轮结构三维示意图

3.1.3 传动轴的设计及轴承选择

根据扭转强度条件计算最小直径公式为：

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{9550000P}{0.2 [\tau_T] n}} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \text{ mm}$$

式中 A_0 为计算系数，轴的材料选择 45 钢，查轴的设计用表得 A_0 的取值范围是 107-118；

P 为转轴的传递功率，单位 KW；n 为转轴转速，单位 r/min。

取 $A_0=110$ 时，计算所需槽轮主动轴最小轴径约为 13，mm 从动轴最小轴径约为 5.5mm。由于从动轴与工作台设计了键连接，所以轴径增大 5%，当设计工作台传动轴的最小直径为 20mm 时完全可以满足轴的扭曲强度要求。

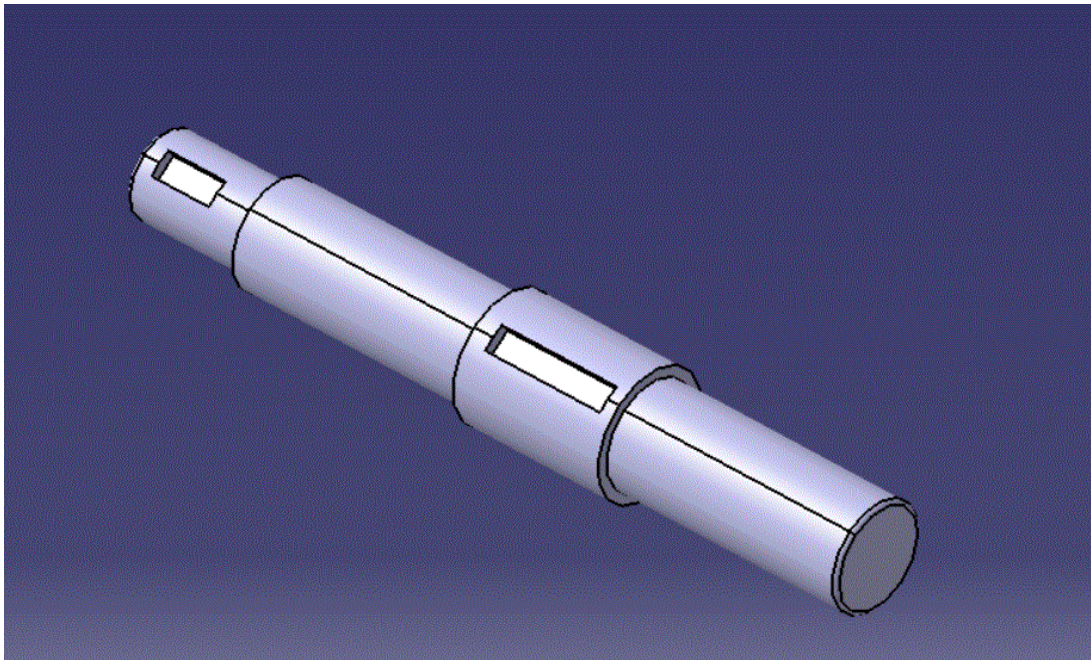


图 3.5 旋转工作台传动轴

由于该从动轴受轴向和径向两个方向的力，本次设计采用背对背式角接触球轴承。由表选择 7205AC 型号角接触球轴承，安装内径为 25mm，安装外径为 52mm，宽度为 30mm。

3.1.4 传动电动机的选择及相关计算

1、确定工作台转速

首先我们确定了工作台的转速 $R=12r/min$ ，工作台旋转主轴上安装的是槽轮结构

的从动轮,所以从动轮 $R_2=12r/min$ 。由此可以计算槽轮结构主动轮的 $R_1=4R_2=48r/min$ 。

2、确定电动机功率

$$\text{工作机主轴功率: } P_w = \frac{T * n}{9550} \text{kw}。$$

取 $T=1.2KN*m$ 。

工作机机主轴转速 $n=12r/min$ 。

求得工作机主轴功率约为 1.5kw。

$$\text{电动机的输出功率: } P_o = \frac{P_w}{\eta}$$

工作效率 $\eta = \eta_{\text{减速机}} * \eta_{\text{联}} * \eta_{\text{槽轮}}$

其中 $\eta_{\text{减速机}} = 0.90$ $\eta_{\text{联}} = 0.99$ $\eta_{\text{槽轮}} = 0.96$

所以工作效率 $\eta=0.86$

$$\text{所以 } P_d = \frac{P_w}{\eta} = 1.74 \text{kw}$$

由于灌注平台载荷平稳,电动机的额定功率 p 只需要略大于 p_d 即可。

表 19-5 Y 系列 (IP44) 三相异步电动机主要技术数据

型号	额定功率 /kW	满载时				堵转转矩 /额定转矩	堵转电流 /额定电流	最大转矩 /额定转矩	噪声 (声功率级) /dB (A)		振动速度 / $(mm \cdot s^{-1})$	转动惯量 / $(kg \cdot m^2)$	质量 (B3) /kg
		额定电流 /A (380 V)	转速 / $(r \cdot min^{-1})$	效率 /%	功率因数 $\cos \varphi$				1 级	2 级			

同步转速 750 r/min													
Y132S-8	2.2	5.8	710	80.5	0.71	2.0	5.5	2.0	61	66	1.8	0.031 4	63
Y132M-8	3	7.7	710	82.0	0.72	2.0	5.5	2.0	61	66	1.8	0.039 5	79
Y160M1-8	4	9.9	720	84.0	0.732	2.0	6.0	2.0	64	69	1.8	0.075 3	118
Y160M2-8	5.5	13.3	720	85.0	0.74	2.0	6.0	2.0	64	69	1.8	0.093 1	119
Y160L-8	7.5	17.7	720	86.0	0.75	2.0	5.5	2.0	67	72	1.8	0.126	145
Y180L-8	11	24.8	730	87.5	0.77	1.7	6.0	2.0	67	72	1.8	0.203	184

查简明机械设计手册表 19-5,考虑选择同步转速为 750r/minY 系列三相异步电动机。由于需要满足上述电动机所需功率,我选择了 Y123-8 型号电动机。

3、电机减速机选择

由于我们选择的电机满载转速为 710r/min,所以需要加装一个电动机减速器。主动轴所需转速为 48r/min,计算所得减速机减速比约为 15: 1,由此可以选择合适的减速机,调节其减速比为 15: 1。

3.1.5 标准件的选择

1、平键的选择

$d^{\text{①}}$	键的基本尺寸				键槽尺寸				b	半径 r	
	b (h8)	$h^{\text{②}}$ (h11, h8)	s	L (h14)	t_1		t_2				
					基本	公差	基本	公差			
自 6~8	2	2		6~20	1.2		1		+0.1 0	+0.1 0	0.08~0.16
>8~10	3	3	0.16~0.25	6~36	1.8		1.4				
>10~12	4	4		8~45	2.5		1.8				
>12~17	5	5		10~56	3.0		2.3		+0.2 0	+0.2 0	0.16~0.25
>17~22	6	6	0.25~0.4	14~70	3.5		2.8				
>22~30	8	7		18~90	4.0		3.3				
>30~38	10	8		22~110	5.0		3.3		+0.2 0	+0.2 0	0.25~0.4
>38~44	12	8		28~140	5.0		3.3				
>44~50	14	9	0.4~0.6	36~160	5.5		3.8				
>50~58	16	10		45~180	6.0		4.3		+0.2 0	+0.2 0	0.4~0.6
>58~65	18	11		50~200	7.0		4.4				
>65~75	20	12		56~220	7.5		4.9				
>75~85	22	14		63~250	9.0		5.4		+0.2 0	+0.2 0	0.4~0.6
>85~95	25	14	0.6~0.8	70~280	9.0		5.4				
>95~100	28	16		80~320	10.0		6.4				
>110~130	32	18		90~360	11		7.4				

设备旋转工作台与从动轴通过普通平键连接，连接轴端直径为 20mm；槽轮机构也是通过键连接在轴上，安装轴径为 30mm；所以选择的两个平键规格分别为 6*6*15 和 8*7*30。主动轴与槽轮机构连接的轴径为 20mm，选择的键的规格为 6*6*20。

3.2 饮料定量灌注及灌注方式设计

3.2.1 饮料定量灌注结构设计

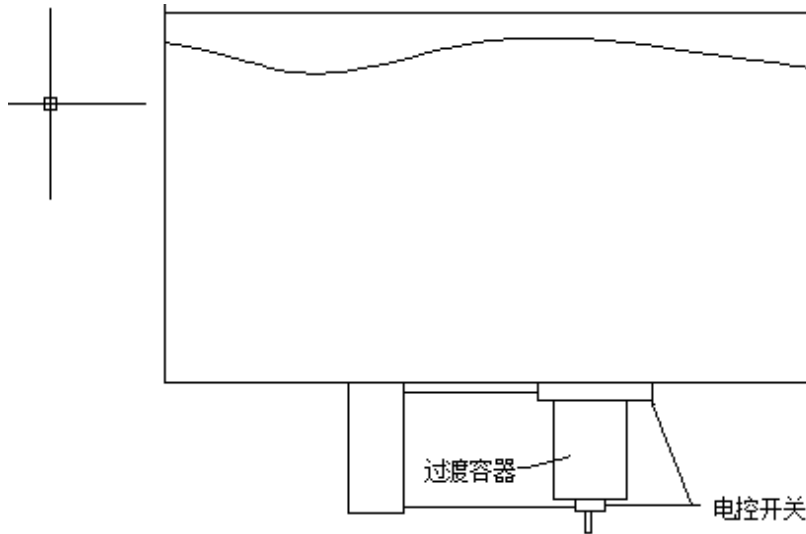


图 3.6 灌注装置简图

如图 3.6 所示，本次设计的灌注工位主要由四个部分组成，包括液料主容器，电控液压开关，灌注过渡容器以及灌注口。

主容器是液料存储的地方，其设计容量应尽量满足自动化的生产条件，在不需要人工添加液料的情况下尽可能更长时间的维持自动化灌注即其容量应在合理的结构条件下尽量更多。

过度容器是保证定量灌注的重要结构，因为在我的设计之中主容器内的液料在耗尽之前是不需要人工进行添加液料的。这就导致了在灌注后期由于溶液减少，溶液压力下降导致灌注口出液速度不一致。这种情况下，过度容器就能很好的保证了饮料的灌注量。

1、过渡容器的设计

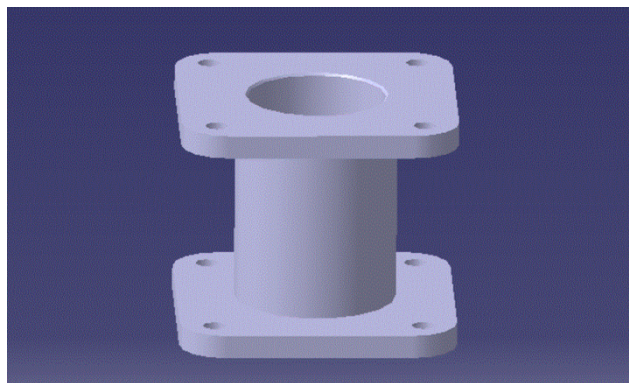


图 3.7 过渡容器

过渡容器是实现饮料定量灌注的关键一部分，首先要满足在它与主容器联通时可以快速补充满需要灌注的液料，若是过渡容器不能装满也就无法控制饮料的灌注量，所以这里要设置它的通孔内径为 30mm>灌注口内径 20mm。过渡容器容积根据饮料瓶所需灌注体积确定，过渡容器可根据需要进行更换。过渡容器两端固定板各设置有四个直径为 5 的通孔，选用 M5X10 螺柱连接上下的电控开关。

2、常开开关的与常闭开关的设计

在图 3.6 中我们可以看到主容器、过渡容器与灌注口之间分别有一个电控开关，其中主容器与过渡容器之间的电控开关是一个常开开关而过渡容器与灌注口之间是一个常闭开关。当饮料瓶来到灌注工位是，电控开关接受传感器信号通电首先关闭常开开关，然后打开常闭开关，过渡容器内的液料就可以顺利灌注到饮料瓶中。当灌注完成后，常闭开关先关闭，然后打开常开开关，过渡容器内快速充满液料。

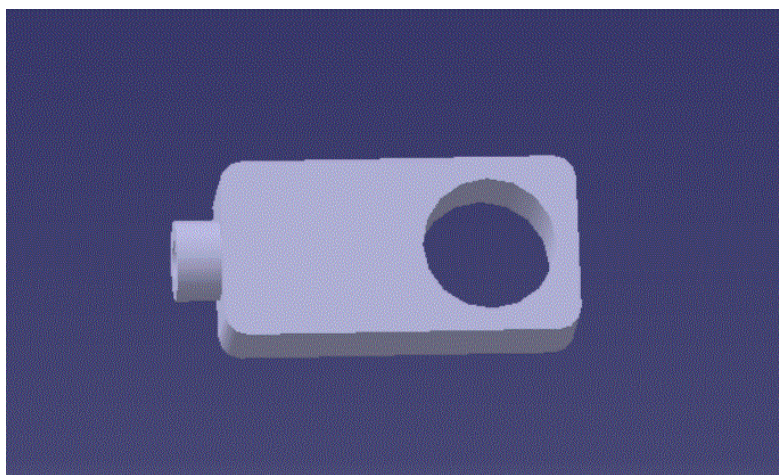


图 3.8 常开开关滑块

开关滑块主要设置有两个区域，一边是通孔区一边是止孔区，两个区域的面积都是 40mm*40mm，滑块整体厚度为 20mm。滑块侧边居中设置有一个直径为 18mm 高为 10mm 的圆柱形凸台，内含一个 M10 的公制粗牙螺纹孔，用于连接推动滑块的油缸。根据过渡容器内径在通孔区设置直径 30 的通孔。

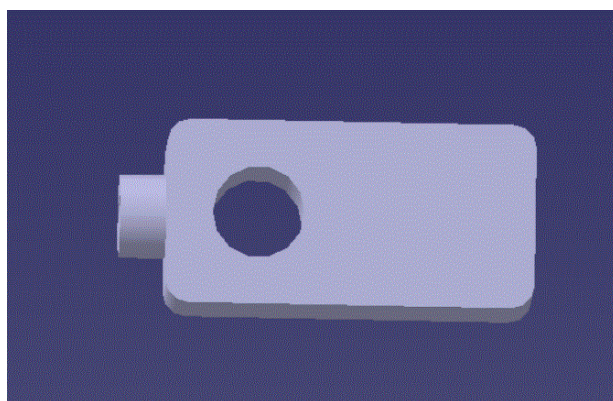


图 3.9 常闭开关滑块

如图 3.8、图 3.9 所示，常闭开关滑块的通孔区和止孔区与常开开关滑块的相反。

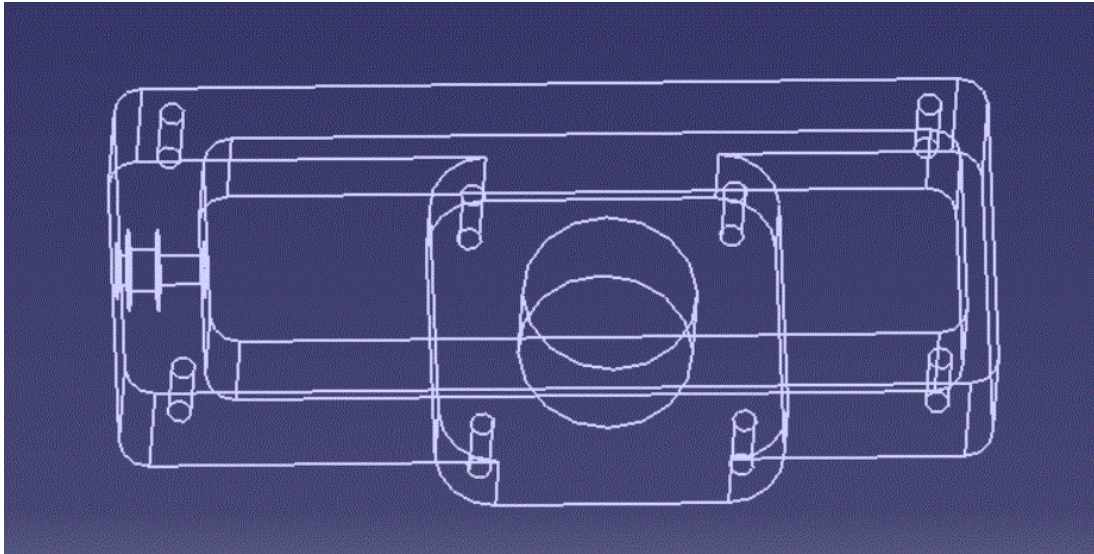


图 3.10 开关底座

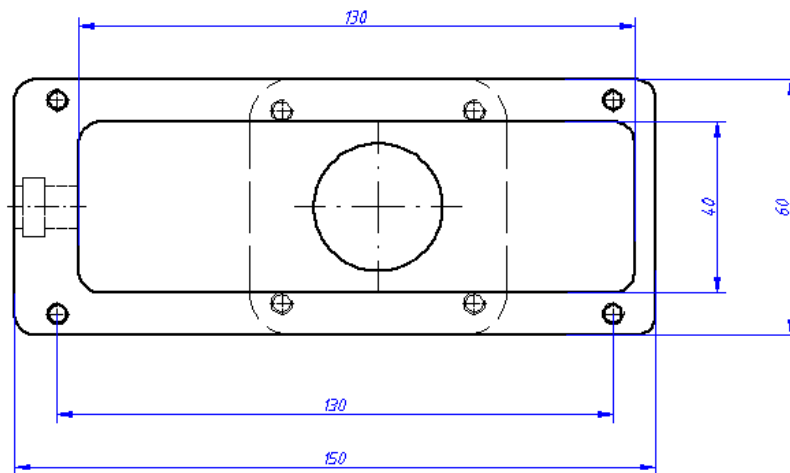


图 3.11 开关底座

常开开关和常闭开关底座是一样的，根据滑块大小设计底座内腔尺寸为 130mm*40mm 高度为 20mm。左边设计的是一个直径为 11mm 的通孔，用于通过油缸活塞杆，通孔处设有一个凹槽用于安装密封橡胶圈。底座设计有 8 个 M5 螺纹孔用来安装开关的盖子过渡容器（常闭开关下方设计的螺纹孔是用来安装灌注口的）。

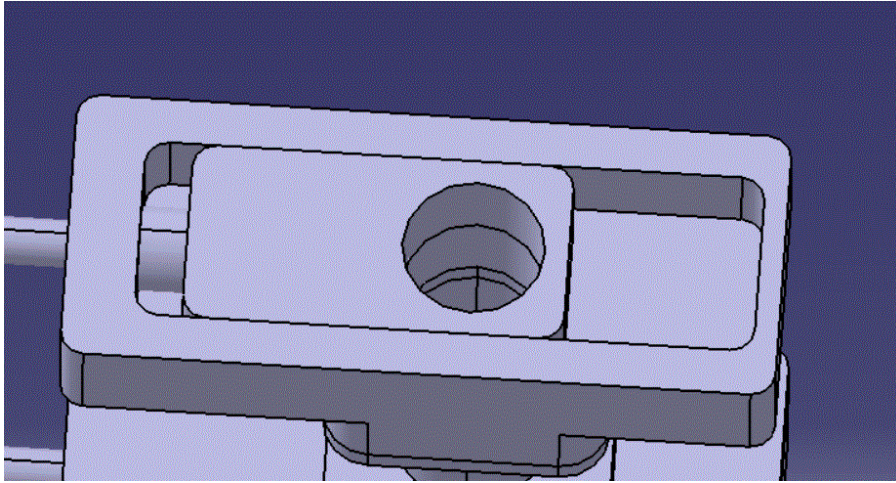


图 3.12 常开开关示意图

如图 3.12 所示，这是常开开关处于通孔区域的状态，液料可以顺利通过。当油缸伸出时滑块滑到止孔区域，液料不能通过此装置。常闭开关工作原理与这个一样，只是常闭开关内部滑块的区域设置与之相反。

3、开关驱动油缸设计

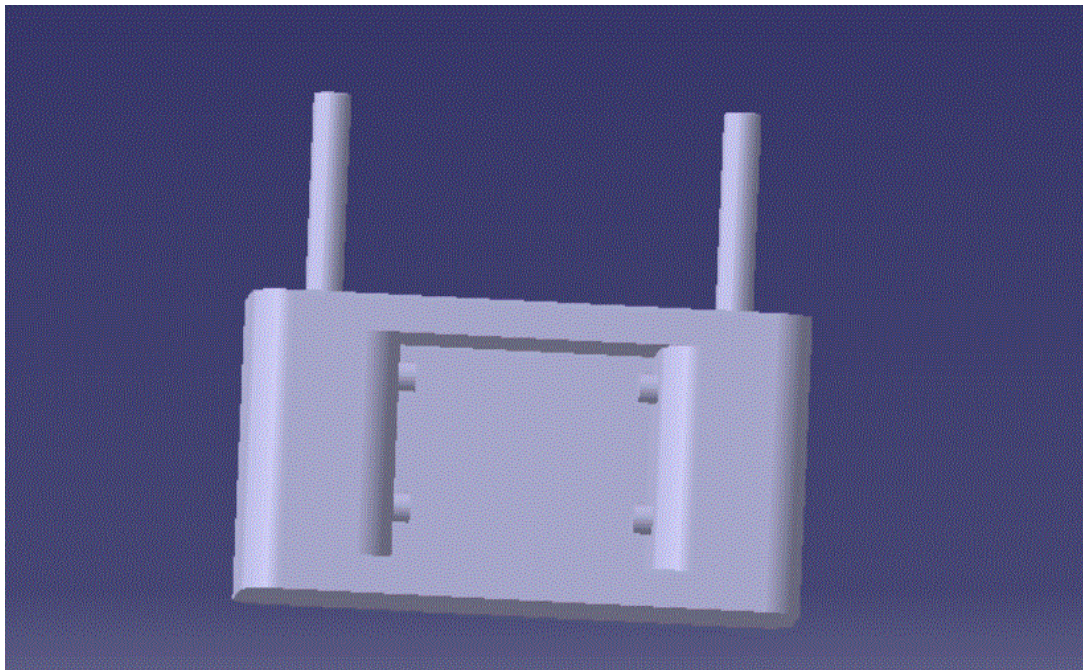


图 3.13 开关驱动油缸

根据开关设计油缸活塞杆直径设计为 10mm，油缸活塞杆行程为 40mm，刚好可以满足开关滑块通孔与止孔区域的互换。为保证灌注时主容器与过渡的开关先闭合，再打开灌注口上的开关，同时停止灌注是先封闭灌注口上的开关再联通主容器与过渡容器，我们需要保证两个油缸具有先后顺序。为此需要把常开开关对应油缸的出油口连接到常闭开关的进油口处，这样就可以保证两个油缸的伸出和收缩都具有先后顺序。

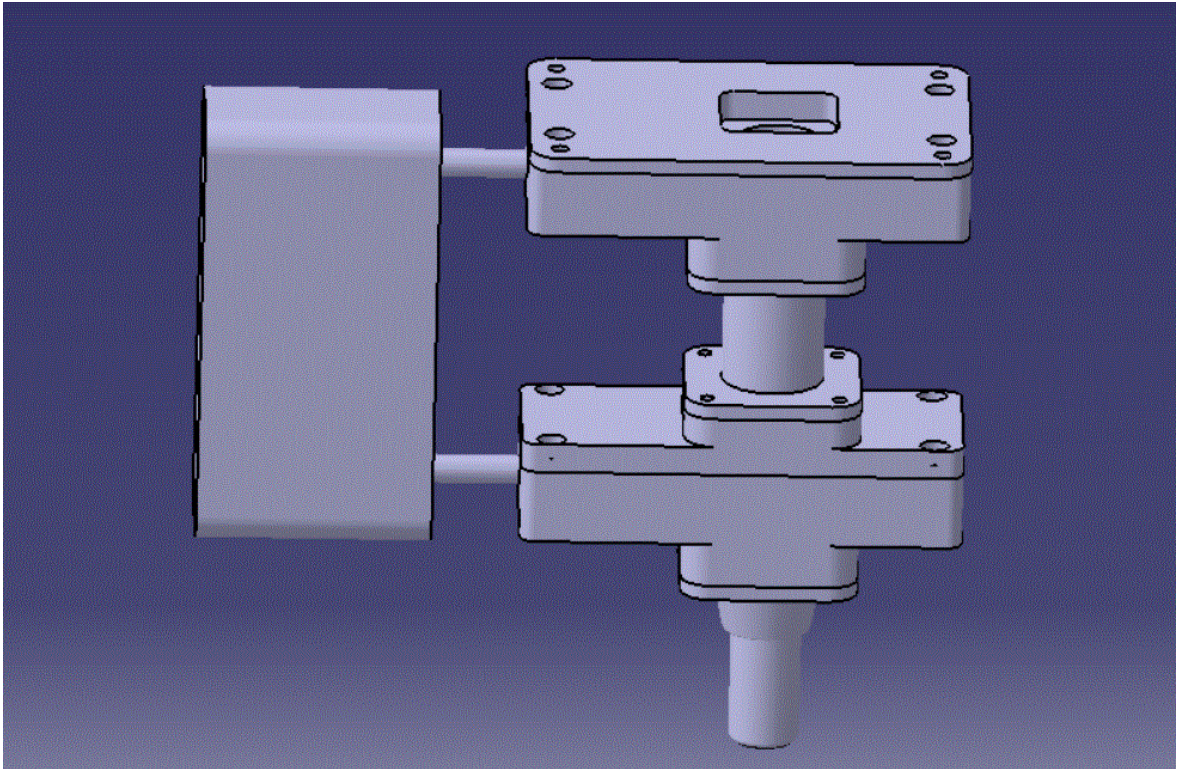


图 3.13 自动灌注装置

由于两个开关连接的装置有所不同，它们的盖子也有所不同。常开开关的盖板与主容器通过 M6 螺纹孔进行连接。

3.2.2 灌注方式分析及选择

由于溶液的物理化学性质不同，灌注时需要不同的灌注要求。以下方法通常用于通过主容器装置将液体材料灌注到包装瓶中。

1、常压法灌注

在标准的大气环境下通过液体自身的重力将液料流入包装瓶内成为常压灌注法，市场上将这种依托大气压力灌注的机器成为常压灌注机。

常压灌注机主要有三个工艺流程：第一是液料进入容器并将容器内的空气排除干净；第二步停止进入液料，根据饮料瓶的容量当液料灌满瓶子时应当自动停止进液，避免液料流出瓶子造成浪费和污染；第三个流程是排除多余的液料，在灌注过程中排气管中会有残余的液料，这时候机器应该将其排除干净。

常压法主要用于啤酒、碳酸饮料等含气饮料的灌注，也可用于非含气饮料。

2、等压法灌注

等压灌注是通过对灌注容器上部分经行空气压缩，使其空气压力接近，然后通过重力将灌注液料灌注进入饮料瓶中，这种利用等压灌注法的机器在市场上称为等压灌注机。

等压灌注有四个主要的工艺流程;第一步是液料容器充气,使其压力接近;第二步是充入液料使气体回流;第三步是根据饮料瓶的容量当液料灌满瓶子时停止进液;第四步是释放瓶内残余压力,就是将瓶子内剩下的压缩气体释放到空气中,这样才能避免由于压力突然下降产生大量气泡,可以保证灌注液料的质量和准确的灌注量。

等压法适用于啤酒、碳酸饮料等含气饮料的灌注,以减少其中所含气体的损失。

3、真空法灌注

真空灌注法也成为负压灌注法,这是一种在低于大气压力条件下进行的灌注方法,其对应的自动化设备也就是我们前文所提及的负压灌注机。这种灌注法包含两种基本形式:

一种是差压真空方式,首先储存液体的容器是保持大气压力不变而被灌注的饮料瓶抽出空气使其接近真空状态,这样就产生了压力差,存储容器内气压高于真空瓶并通过压力差完成饮料灌注。由于这种灌注机的结构相对简单,所以市场是常用的真空灌注都是采用这种方式。还有一种是重力真空方式,无论是存储容器还是被灌注容器都要抽取到接近真空,它们之间并不存在前者的压力差,而是通过液料自身重力进行灌注的。

相对于常压灌注法真空灌注法大大提高了灌注速度,还减少了液料与空气相互作用的时间有利于延长饮料的保质期,除此之外它还可以限制有毒气体和液体的泄露,从而改善生产环境。

4、压力法灌注

压力灌注法不同于以上几种方法,它不再是利用压力差或者重力进行灌注,而是通过机械的往复运动将液料压入被灌注的瓶内,这种机械式的灌注方法可以大大提高灌注速度。

5、虹吸法灌注

虹吸灌装方法是通过连通器的原理将储罐的虹吸管将液体物料吸入被灌注的瓶子内,直到两边的液料高度相等。这种方法的灌注速度较为缓慢,常用于葡萄酒的灌注。

饮料灌装一般可采用前三种灌注方法,本次采用方法结构简单,效率较高的常压灌装法。

3.3 饮料瓶的旋盖装置的设计

3.3.1 旋盖式封口结构设计

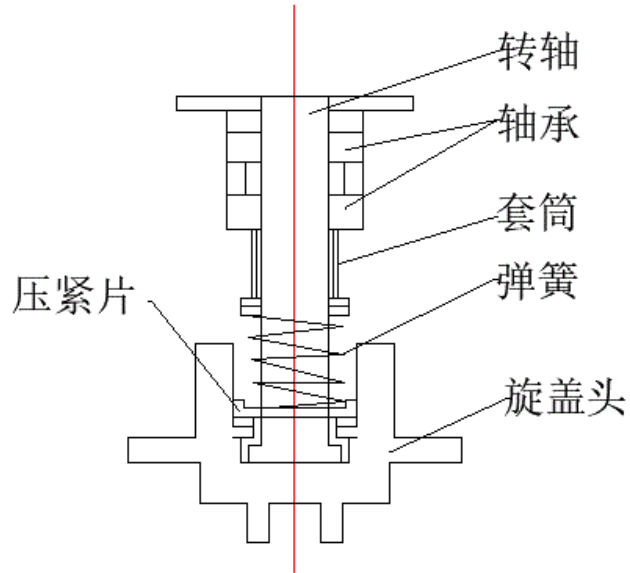


图 3.14 旋盖结构简图

考虑到旋盖装置需要具有打滑的功能，我大致把它分成了上压紧部分和旋紧头两个部分。两个部分通过弹簧挤压压紧片连接在一起，主轴回转通过摩擦带动旋紧头一同跟随主轴做回转运动。旋盖头压紧瓶盖，给饮料瓶进行封口。

1、旋盖头设计

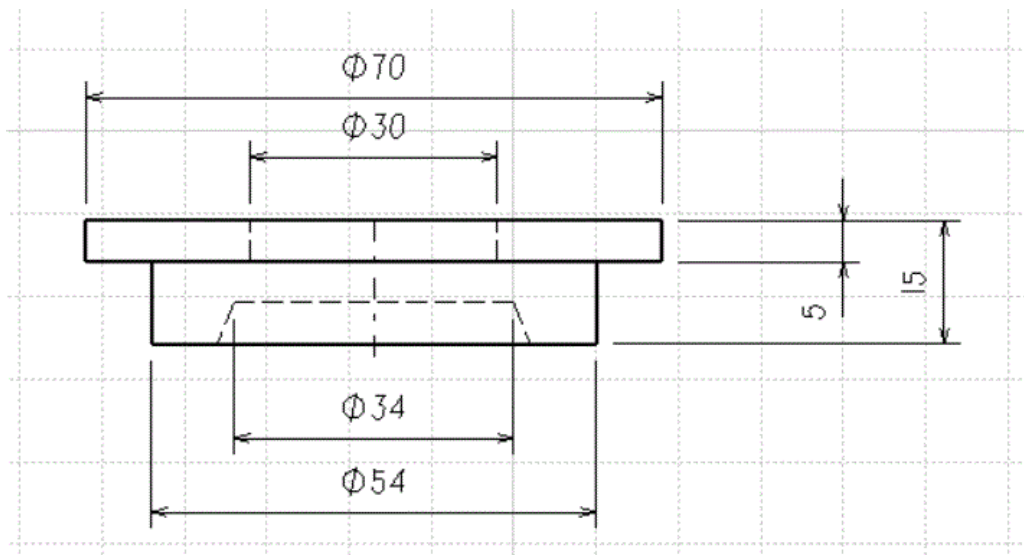


图 3.15 橡胶旋盖头

旋紧瓶盖所需转矩约为： 2 N ；

在旋紧瓶盖时上压紧部分与旋紧头应该是保持相对静止，当摩擦力超过最大静摩擦力时就会发生打滑的情况。

橡胶旋盖头与瓶盖的最大静摩擦系数 μ_1 约为 0.6;

压紧片和 45 钢的静摩擦系数 μ_2 约为 0.8;

由摩擦力计算公示:

$$f = \mu_1 F_{n1} = 2N;$$

$$F_{n1} = \mu_2 F_{n2};$$

式中 F_{n1} 为橡胶旋盖头与瓶盖的最大静摩擦力， F_{n2} 为压紧片与旋盖头的最大静摩擦力;

求得弹簧对旋紧部件施加的力 $F_{n2}=4.2 N$ 。

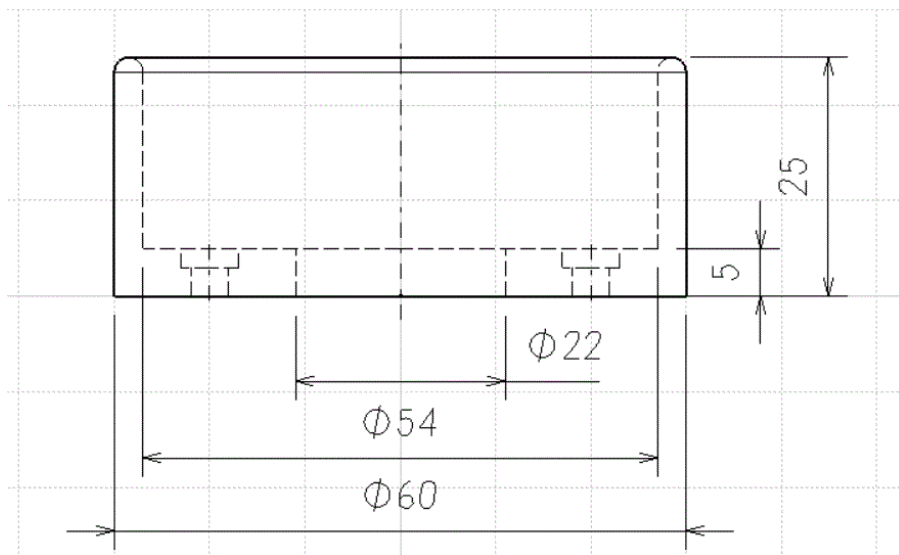


图 3.16 橡胶旋盖头安装座

旋盖头安装座采用 45 钢材料，由于压紧片布置在橡胶旋盖头安装座内部，并且需要紧压安装在。所以在上面设置有沉头孔，选用螺钉将橡胶旋盖头安装再其下方，这样压紧片就不会被连接螺钉干扰。

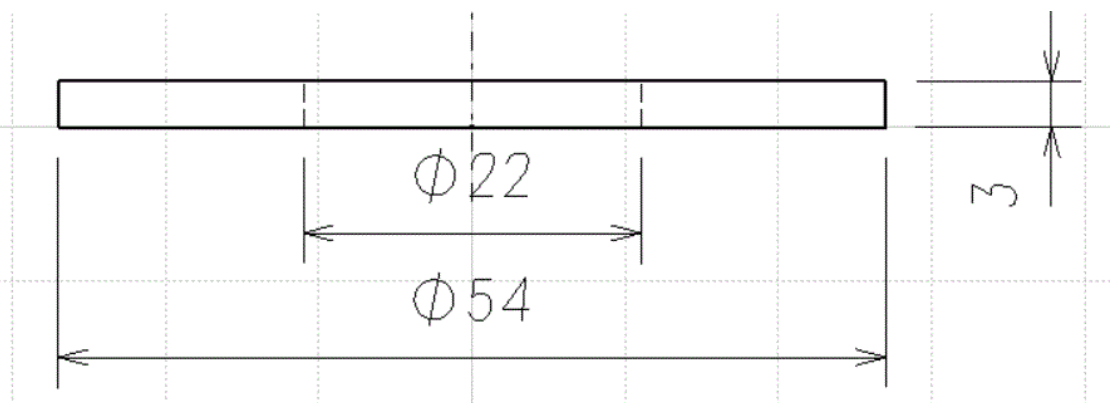


图 3.17 橡胶压紧片

2、压紧机构设计

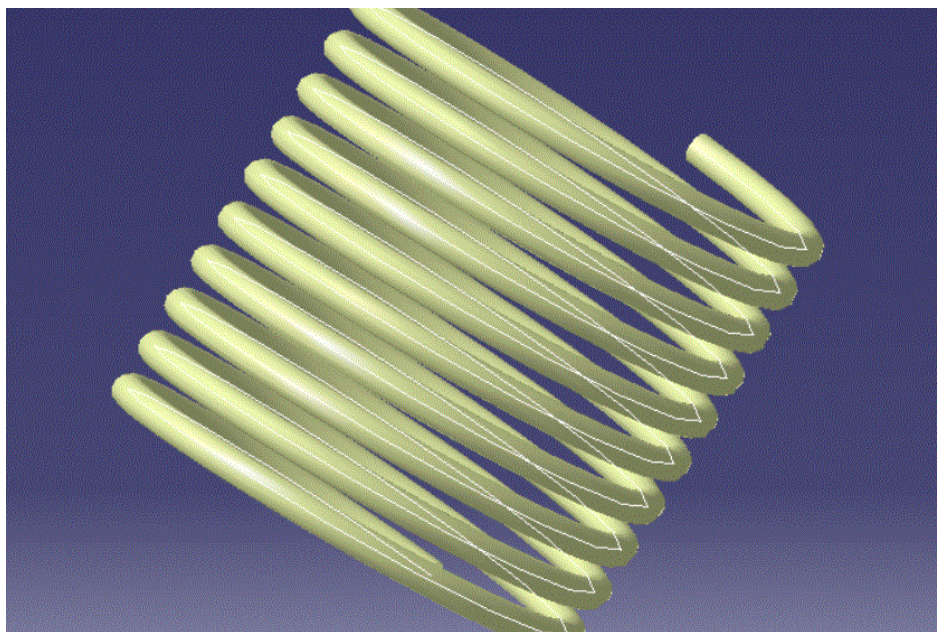


图 3.18 压紧弹簧

压缩弹簧弹力的计算公式如下：

$$k = \frac{Gd^4}{8nD^3}$$

式中：

G = 弹簧剪切弹性模量（选用不锈钢材质 G 值大小为：不锈钢 7200Mpa）；

d = 弹簧线径 2mm；

n = 弹簧有效圈数 10

D = 弹簧中心直径 30mm；

求得弹簧系数 $k = 0.53\text{N/mm}$ 。

弹簧压力 $F=ks=4.2\text{N}$ ，式中 s 为弹簧压缩长度，当弹簧压缩 7.5mm 即可满足旋紧瓶盖所需的力，由于弹簧可调可以根据实际情况合理调整弹簧压缩长度。

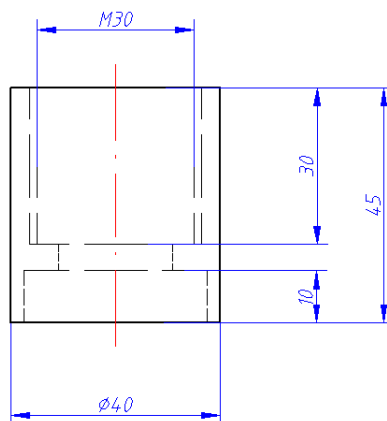


图 3.19 弹簧调节环

弹簧调节环下部分是一个 10mm 深的凹槽，用来固定弹簧的位置。上部分是一个深 30mm 的 M30 螺纹孔，通过与套筒外螺纹的旋合可以调节弹簧的压缩长度。

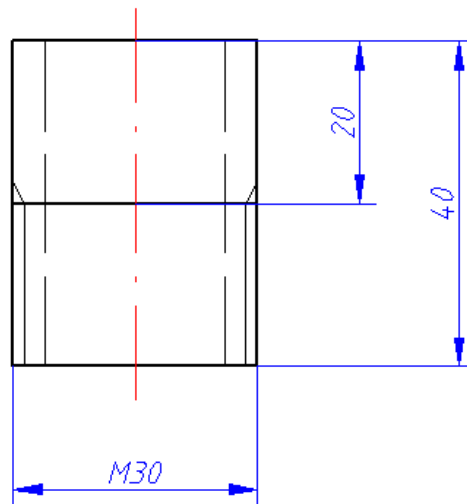


图 3.20 调节套筒

调节套筒的螺纹深度只有 20mm，在螺纹不外露的条件下，根据它与弹簧调节环的配合弹簧可压缩长度为 10mm，已经可以满足设计要求。当然也可以选择弹簧外露的情况，这样弹簧的可调范围就更大。

3、回转主轴的设计

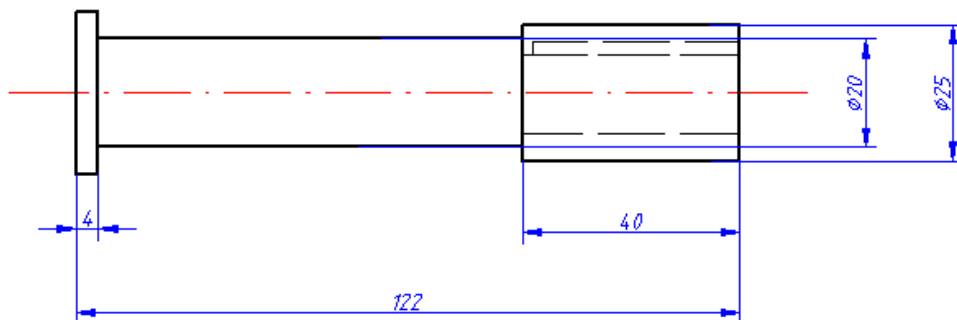


图 3.21 旋盖装置主轴

由于旋盖装置回传动轴受力较小，这里不进行强度校核，材料选用 45 钢。根据旋盖装置各部分零件安装配合计算所得，该回装主轴总长度设置为 122mm。

该轴分成三个部分；

如图 3.21，第一部分是最左端的轴肩，用于连接旋盖装置的上下部分。根据旋盖头的尺寸，设计该轴肩直径为 30mm，厚度为 4mm。

第二部分是实心轴部分，实心轴直径为 20mm，长度为 78mm，这里主要用于安装压紧机构的零件。

第三部分是空心轴，外径 25mm，内径 15mm，总长 40mm。这部分用于固定旋盖装置位置和连接动力装置。空心轴内部设有键槽用于连接电机减速机的输出轴，键查表选用普通平键，规格为 5*5*20mm。外部用轴承与轴承安装座固定机构位置，轴承选用两个角接触球轴承 7005C，安装内径为 25mm，安装外径为 47mm，宽度为 12mm。

4、轴承安装座设计

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/537042012041006056>