

颗粒状糖果包装机设计

The Design of The Grain Candy Packer

摘要：颗粒状糖果包装机设计是典型的机械系统设计，它不仅包括机构的尺寸、强度设计，还包括了传动机械系统设计。本设计主要是针对圆台柱状巧克力糖的铝箔纸包装。设计主要内容有三个方面：设计方案设计、机械手及进出糖机构设计与传动系统链设计。

机械手及进出糖机构设计是本设计功能能否执行的灵魂，它也是本设计的设计重点之一。它要实现巧克力糖的输入、折边、抄底边、等等功能，直到最后由输送带输出。整个系统功能实现中，机械手要实现的是夹糖、折边、转送等重要功能，因此对机械手的形状、夹紧力及转位角度也提出了不同的设计要求，设计机械手时，也始终回绕着这几点进行。

传动系统设计，作为一个动作执行系统，动力是必不可少的，当然对动力的传递系统也就显得尤其重要了。系统功能中要实现机械手转位、送糖盘转位、供纸、剪纸、抄纸、接糖、顶糖及拨糖等功能，它们都需要不同大小的动力，这就需要传动系统的调节。如在机械手的转位功能中，为实现间歇的转位功能就得通过传动链中的槽轮机构来实现，该机构要保证机械手在转到位后，有一定的停留时间，从而为顶糖、接糖及拨糖功能的实现提供必要的机械动作执行时间。设计好的包装机机构正常的生产率为 120r/min，且其生产率可在 70~130r/min。

关键词：包装机，巧克力糖包装，机械手。

Abstract: The grain candy packer design is a typical machine system design. It not only included the organization's size, strength...etc. the design. And it still included the design of the transmission system. This design primarily aims at the circle pillar chocolates' aluminum foil packing. The design only contents contain three sides: Design project design, machine hand and I/O sugar mechanism design and the transmission system design.

It is Soul whether the function of the machine hand and I/O sugar mechanism's design can carry out in this design. It is also one of the design points of this design. It wants to realize the importation, fold of the chocolates the sides, etc. the function. Until it finally be output by belt conveyer. In whole system function realizes, the machine hand realizes many important function, for example: clip the sugar, fold of the chocolates the sides, transfer...etc. Therefore to the shape of the machine hand, clip the tight dint and turn the angle also bring upped the different design request. When designed the machine hand, it is also proceeding with the center of these points.

System, motive is necessary. Certainly it is particularly important of the power transmission system. In the system function, it must realize moving the machine hand, moving the sugar dish, providing the paper, cutting paper, curling, connecting the sugar, crest the sugar and dialing the sugar etc. All these functions need the different power. It can be controlled with the transmission system. Such as the function of turning machine hand, for realizing a function of intermittent turning it needs the sheave of the transmission to regulate. After the machine turned the assurance position, the mechanism wants to have certainly stop over time, it can take enough time to crest sugar, connect the sugar and dial sugar. The transmission system still guaranteed the normal rate of production of packer to 120 r/ min .At the same time it can be controlled the rate of production at 70 ~ 130 r/ min.

Key words: Packer, chocolates packing, machine hand.

目录

前言	7
第一章 糖果包装机方案设计	8
1.1 设计任务抽象化	8
1.1.1 建立黑箱	8
1.1.2 功能分解	9
1.2 确定工艺原理	9
1.3 确定技术过程	10
1.4 引进技术系统，确定边界	10
1.5 确定功能结构	11
1.5.1 总功能	11
1.5.2 功能分解	11
1.6 方案确定	12
1.6.1 寻找技术物理效应和功能载体，功能元求解目录表	12
1.6.2 巧克力糖包装系统解	12
1.6.3 巧克力糖包装装置的评价表	14
1.6.4 确定最佳方案	14
第二章 传动系统设计	15
2.1 传动系统结构简图	15
2.2 选用电机	15
2.3 带轮设计	16

2.3.1 带轮优缺点	16
2.3.2 选用带轮要求	16
2.3.3 带轮设计要求	17
2.3.4 带轮设计过程	17
2.4 链轮设计	21
2.4.1 链传动优缺点	21
2.4.2 链传动的设计过程	21
2.5 齿轮的设计	25
2.5.1 齿轮材料	25
2.5.2 分配轴上螺旋齿轮的尺寸计算	25
2.5.3 机械手及送糖轴上的螺旋齿轮的尺寸计算	26
第三章 机械手及进出糖机构设计	27
3.1 夹持装置设计	27
3.1.1 设计要求	27
3.1.2 基本结构如图	27
3.1.3 夹紧力 $P_{夹}$ 计算	27
3.1.4 弹簧力 $P_{弹簧}$ 计算	28
3.1.5 开闭角 α 的计算	29
3.2 凸轮设计	29
3.2.1 选择凸轮类型	29
3.2.2 凸轮材料选择	30
3.2.3 凸轮尺寸计算	30
3.2.4 凸轮强度计算	31
3.3 棘轮设计	32
3.3.1 棘轮材料选择	32
3.3.2 棘轮形状确定	32
3.4 六槽槽轮机构设计	33
3.4.1 槽轮分类及材料选择	33
3.4.2 槽轮结构设计及尺寸计算	33
第四章 其它机构原理	36

4.1 顶糖、接糖机构示意图	36
4.2 抄纸和拨糖机构示意图	37
第五章 巧克力糖包装机工作循环图	38
5.1 机械手 I 工位段	38
5.2 机械手 II 工位段	39
致 谢	40
参考文献	41
英文翻译	错误！未定义书签。

前言

时间转瞬即逝，转眼之间四年的大学生涯就要结束了，回首四年的学习生活，我感到自己的收获无比丰富。四年来，我不仅认真学习了各门基础课，而且更加系统地掌握了多门专业技术课，在每次的课程设计中，我都认真对待，努力钻研。这样，通过四年的锻炼不断地提高了我的设计、绘图、识图能力。可以说，大学里的理论基础，不但使我学会了分析问题、解决问题的能力，而且更强化了我的知识结构。尤其幸运的是，我不只一次地深入工厂实习，把学到的知识应用于实习现场的具体工作中，提高了自己的动手能力，为我今后步入工作岗位打下了更好的实践基础。

本次设计的目的培养学生初步掌握独立从事专业技术工作的能力，提高学生从事工艺和工艺装备设计的水平，使学生初步掌握从事本专业科学研究工作的能力。通过毕业设计不但培养了我们运用各种工具书的方法和技巧，同时也培养了我们独立思考问题、解决问题的能力。通过翻阅查找各种工具书，扩大了视眼，丰富了自己的知识范围。

本次设计我们是有充分准备的。我们不仅准备了四年的时间来掌握各门专业课学习，而且我们多次深入工厂实习，更主要的是设计期间不断地从网上、图书馆收集大量的资料，寻找各种解决问题的方法。所以说本设计我们是有充分准备的，它是与生产实际相结合。它也将成为我们走上工作岗位的一次重要演习，为我们今后的工作打下坚实的基础。

巧克力糖包装机设计是一个典型的机械系统设计。

提高食品工业的机械化和自动化程度，是实现食品工业现代化的重要一环。用现代化设备装备我国食品工厂，已成为一项迫切的重要任务。为了有利于食品工厂生产率的储存、流通和消费，必须根据需要对成品进行适当的包装。

实现包装作业机械化的好处：节约劳动力，提高生产率和产品质量，节约原材料和降低成本，降低劳动强度和改善环境卫生，保证操作的安全，减少车间的面积等。包装作业机械化、自动化目前正向着高速化、通用性、可靠性、费用低、流水线自动化控制、采用新的包装材料等六个方向发展。

第一章 糖果包装机方案设计

1.1 设计任务抽象化

设计要求：把已加工成型的圆台状巧克力糖用铝箔纸包裹起来，并逐个输出，巧克力糖的形状尺寸大小如图。且保证其加工速度为 120 块/min,可调范围 70—130 块/min。能量 220V 交流电。

1.1.1 建立黑箱

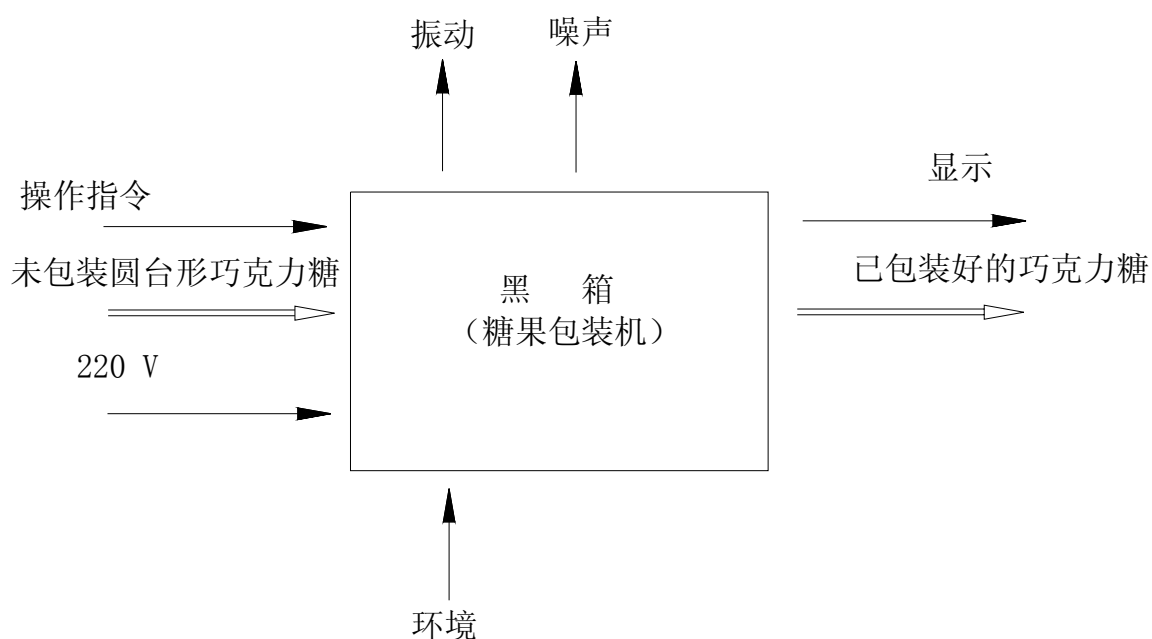


图 1-1 糖果包装机黑箱图

1.1.2 功能分解

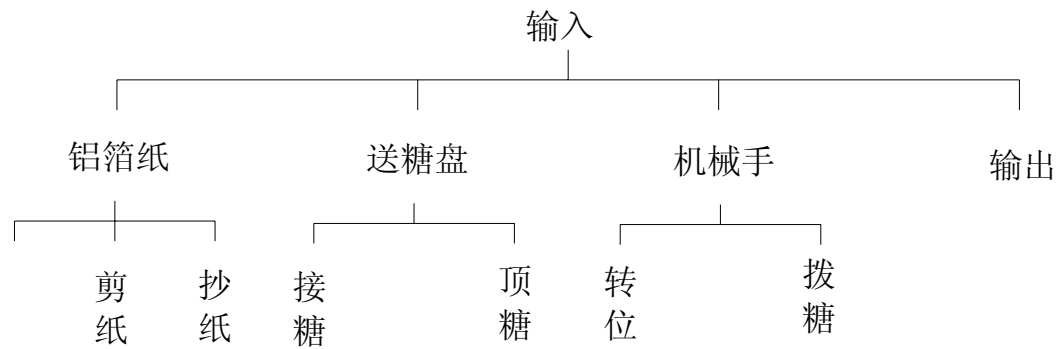


图 1-2 糖果包装机的功能分解

1.2 确定工艺原理

确定依据：成本、质量、效率三者综合比较。

功 能	1. 实现圆台形巧克力糖包装 2. 包装速度120块/min 3. 速度可调范围70--130块/min	基本要求 必要要求 必要要求
加工	4. 小批生产，中小型厂加工	基本要求
成本	5. 成本不高 6. 结构简单	附加要求 附加要求
使用	7. 操作方便	附加要求

表 1-1 成本、质量、效率关系表

1.3 确定技术过程

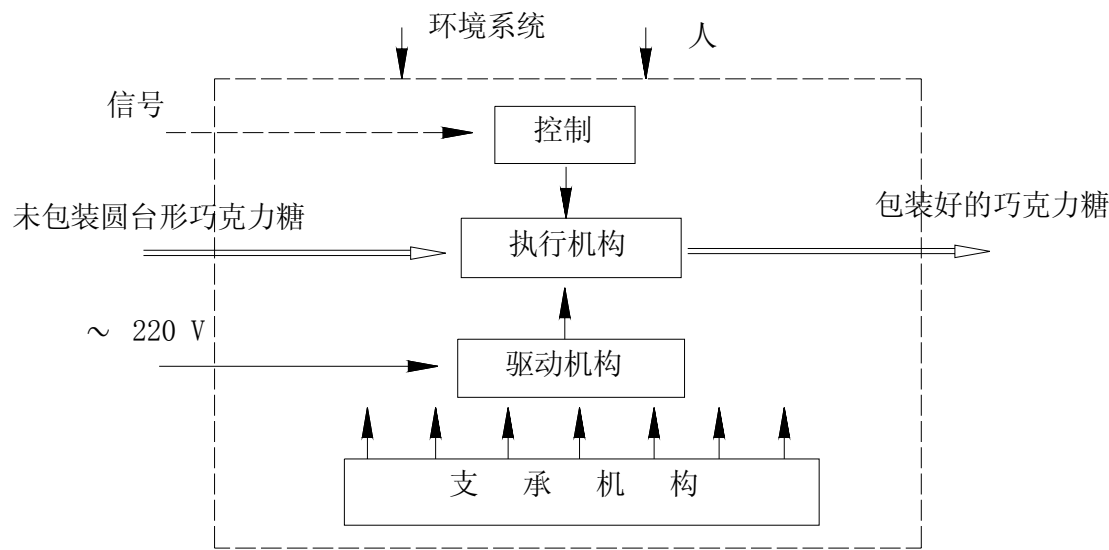


图 1-3 技术过程简图

1.4 引进技术系统，确定边界

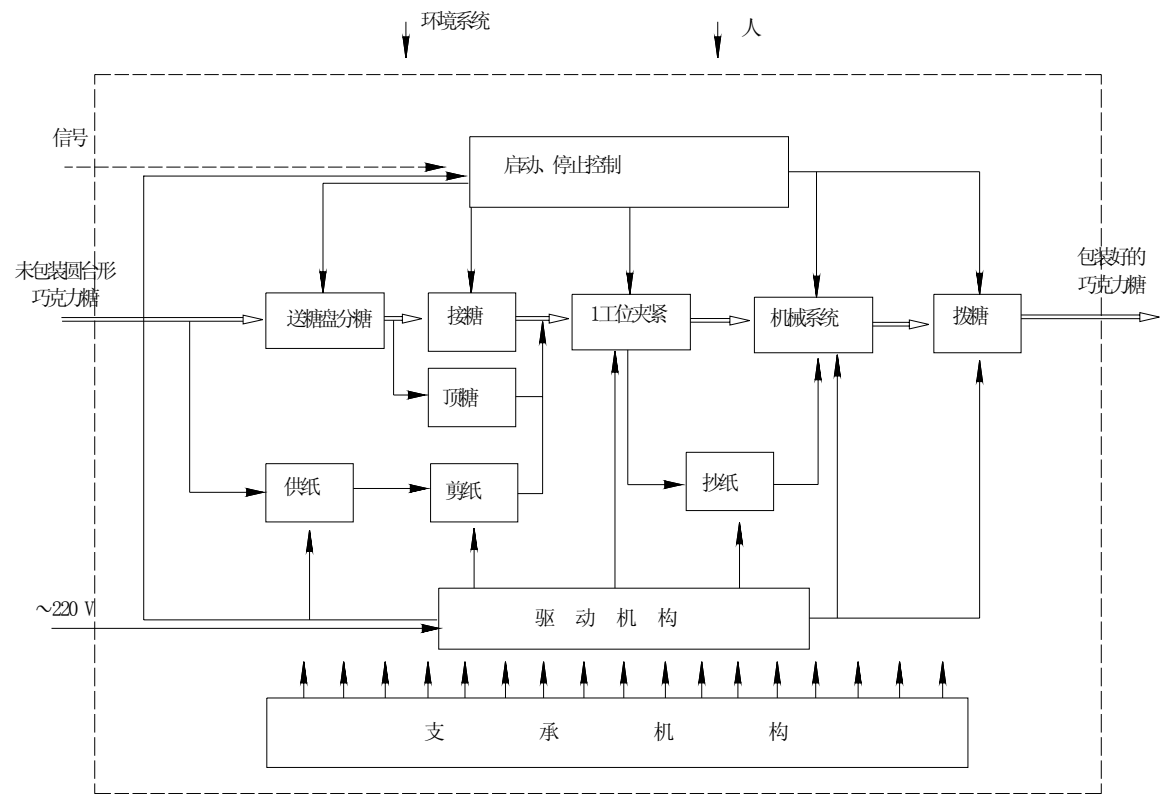


图 1-4 引进技术后的具体过程图

1.5 确定功能结构

技术系统总功能，及进行功能分解

1.5.1 总功能

未包装的圆台形巧克力糖 → 黑箱 → 包装好的巧克力糖成品

1.5.2 功能分解

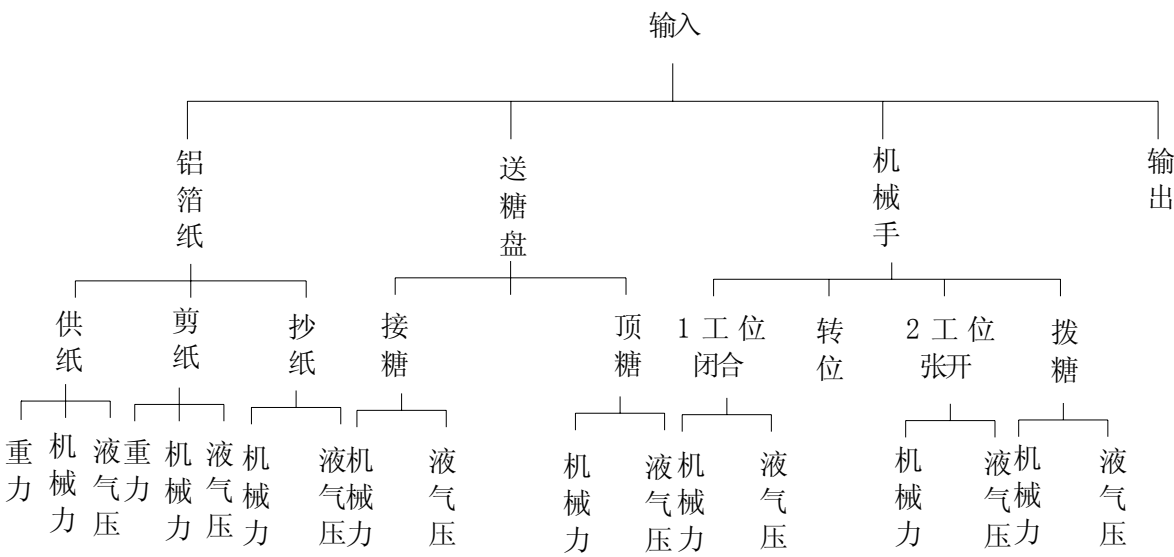


图 1-5 包装机功能的细化

1.6 方案确定

1.6.1 寻找技术物理效应和功能载体，功能元求解目录表

目标特征			局 部 解				
目标标记			1	2	3	4	5
功 能 元	A	输入					
			重力	机械力	气液力		
	B	分糖					
			三轮式	棘轮式			
	C	供纸					
			重力	滚轮式			
	D	剪纸					
			重力	机械力	气液力		
	E	抄纸					
			机械力	气液力			

目标特征			局 部 解				
目标标记			1	2	3	4	5
功 能 元	F	接糖					
			凸轮式	气液力			
	G	顶糖					
			凸轮式	气液力			
	H	拨糖					
			凸轮式	气液力			
	I	夹持					
			机械力	气液力			
	J	转位					
			机械力	电机			

表 1-2 具体功能的求解目录表

1.6.2 巧克力糖包装系统解

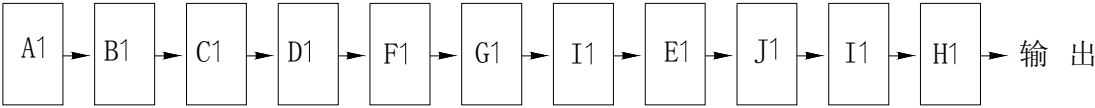


图 1-6 方案 1

方 案 2 :

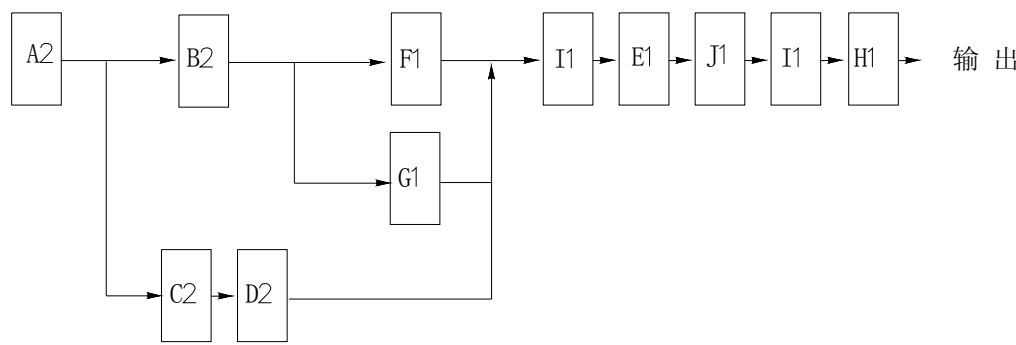


图 1-7 方案 2

方 案 3 :

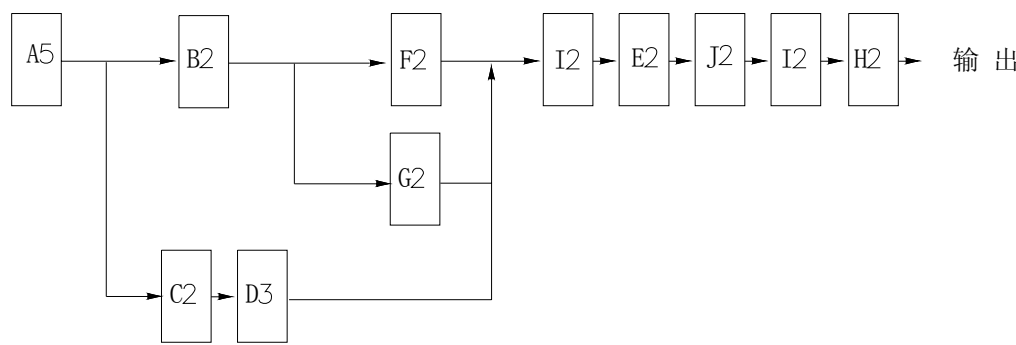


图 1-8 方案 3

1.6.3 巧克力糖包装装置的评价表

评 方案 价标准	1	2	3
速度高	--	+	++
误差	--	+	++
成本低	++	++	--
便于加工	+	++	+
结构简单	+	+	--
操作方便	+	+	--
总计	1"+	8"+	1"-

1.6.4 确定最佳方案

因此第二方案为最佳。

第二章 传动系统设计

2.1 传动系统结构简图

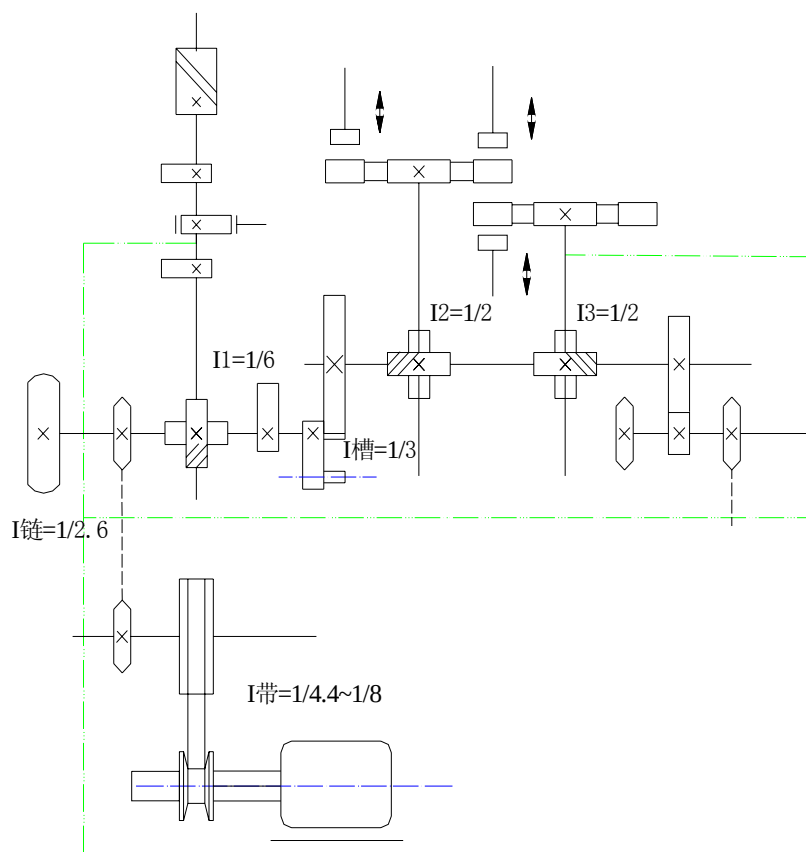


图 2-1 传动系统图

2.2 选用电机

因为设计中涉及的都是低速轻载荷工作条件

所以粗取 由《机械设计学》 P97

电机额定转速 $n=1440\text{r/min}$ ，额定功率 $p=0.4\text{kW}$

校核电机功率：

系统中主要的功率消耗点为机械手的凸轮转动点，

$P_{\text{机械手轴}}=FV$

其中 F 为凸轮上所受的力： $F=1.247\text{N}$ （由设计计算得）

V 为凸轮接触点的线速度：

$$V=2\pi r n/60$$

其中转速 $n=60\text{r/min}$

接触点半径 $r=0.095\text{m}$

则 $V=0.5966\text{m/s}$

所以 $P_{\text{机械手轴}}=0.744\text{W}$

电机要求功率 $P_{\text{需}}=P_{\text{机械手轴}}/(\eta_{\text{带}}*\eta_{\text{链}}*\eta_{\text{槽轮}}*\eta_{\text{螺旋齿轮}})$

查《机械工程手册》第31篇 传动系统 31-12 的表 31.2-5 机械传动的特点和性能:

$\eta_{\text{带}}$ 为 0.90~0.94

取 $\eta_{\text{带}}$ 为 0.92

$\eta_{\text{链}}$ 为 0.95~0.97

取 $\eta_{\text{链}}$ 为 0.96

$\eta_{\text{槽轮}}$ 为 0.88~0.98

取 $\eta_{\text{槽轮}}$ 为 0.90

$\eta_{\text{螺旋齿轮}}$ 为 0.96~0.99

取 $\eta_{\text{螺旋齿轮}}$ 为 0.97

所以 $P_{\text{需}}=0.96\text{W}<P_{\text{额}}$

由于查不到功率为 0.4Kw, 转速为 1440r/min 电机

查《产品样本》电机 (1) P133 :

选的电机功率为 0.4Kw, 转速为 1400r/min

其型号为 AZ3-7114P

2.3 带轮设计

2.3.1 带轮优缺点

(1)、优点:

- a、传动带富有弹性, 可以缓和冲击和振动, 运转平稳, 无噪音;
- b、当机器过载时, 带子会在带轮上产生打滑, 可防止其它零件损伤;
- c、制造、安装精度较低, 成本低, 维护方便;
- d、适用于中心距较大时的传动。

(2)、缺点:

- a、因带和带轮间有相对滑动 (弹性滑动), 所以不能严格保证一定的传动比 (一般为理论转速的 98~99%);
- b、有一定的摩擦损失, 通常传动效率为 90~97%;
- c、由于传动带需要张紧, 因此轴和轴承受力较大。

2.3.2 选用带轮要求

带轮基本图形如图:

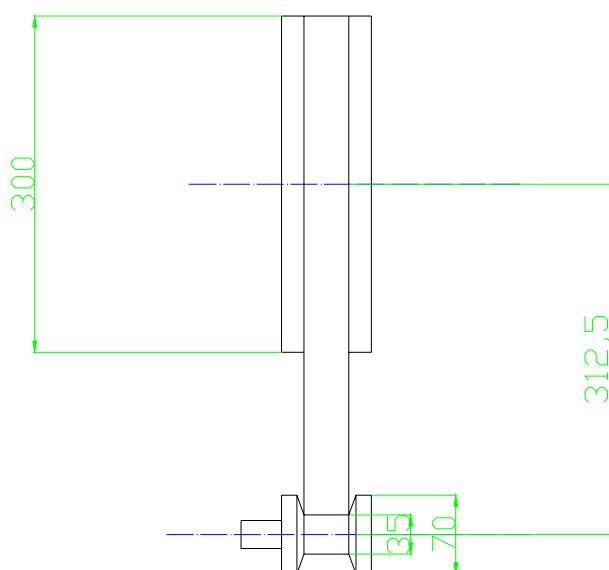


图 2-2 带轮机构

(1)、传动的用途和工作情况选定：

所选带轮可实现传动比为 $1/4.4 \sim 1/8$ 的无级传动；

(2)、传动的功率：

$$N=0.4\text{KW}$$

(3)、大小轮的转速 $n_{\text{大}}$ 、 $n_{\text{小}}$ 分别为：

$$n_{\text{大}}=312\text{ r/min} ,$$

$$n_{\text{小}}=1400\text{ r/min}$$

(4)、轮廓的尺寸要求：（由设计得）

2.3.3 带轮设计要求

(1)、带轮的类型、长度、根数

为选用 V 带；根数（由设计得）

(2)、带轮的尺寸、材料、结构；

(3)、中心距 A；

(4)、作用于轴上的力 R；

2.3.4 带轮设计过程

(1) 确定计算功率 N_j

带传动传递的名义功率 N 可由工作部分计算，如工作部分计算困难也可简以电机的额定功率代替，但设计计算时应考虑机器工作载荷的性质和连续工作时间长短的影响，其计算功率 N_j 的计算公式如下：

$$N_j=N \cdot K_g$$

其中 N 为机器的名义功率（千瓦）；

$N=0.4$ 千瓦;

K_g 为工作情况系数: (由《专用机床设计与制造》P195 表 2.1—30)

因为该传动的载荷平稳, 每天工作时间大于 16 小时

所以取 $K_g=1.3$

所以 $N_j=0.52$ 千瓦

(2) 选定三角带型别

三角带型别决定了带的截面, 型别过大, 虽然减少了胶带的根数, 但带高 h 大, 带高与带轮直径的比值 ($h: D$) 也就大, 因而会增大传动时的弯曲应力, 降低胶带寿命和效率。型别过大还使直径 D 、中心距 A 加大。而型别太小, 弯曲应力虽小, 但能传递的功率也小, 使根数过多, 容易因制造误差而造成胶带松紧不一。所以正确选定胶带型别十分重要。

由《专用机床设计与制造》P195 图 2.1—115:

计算功率 N_j 和小轮转速分别为 0.52 千瓦、1400r/min。

所以选用 O 型带。

(3) 选择大小带轮的直径 D_1 、 D_2

为获得尽可能小的 $h: D$ 值, 减小弯曲应力, 在选定型别后, 应尽可能采用较大的小轮直径 D_1 , 但直径大, 会使传动尺寸增大, 所以 D_1 不宜过大。

取 $D_1=300\text{mm}$

为实现传动比 $1/4.4 \sim 1/8$

所以 $D_2=37.5\text{mm} \sim 68.18\text{mm}$

则取 $D_2=35\text{mm} \sim 70\text{mm}$

也就是小锥轮的最小直径为 35mm

其最大直径为 70mm。

(4) 计算胶带的速度 V

$$V = \pi * D_1 * n_1 / (60 * 1000) \quad (\text{米/秒}) \quad (2.3.4-1)$$

其中 $D_1=300\text{mm}$

正常工作时大轮转速 n_1 为分配轴转速除以 $I_{\text{链}}$

分配轴转速为 120r/min, $I_{\text{链}} 2.67$

即 $n_1=320.4 \text{ r/min}$

所以 $V=5.03$ (米/秒)

由上式知轮径定了, 带速随之也定了, 又由 $N=P*V/102$, 传递同样功率, 带速 V 越小, 传递的圆周力就越大, 需要胶带的根数越多。带速太高会因胶带离心力太大而降低带和带轮间的正压力, 从而降低摩擦力, 降低工作能力, 同时会因 σ_L 过大, 而降低疲劳强度。所以在结构尺寸允许的条件下, 最适当的速度是 10~20 米/秒。若 O、A、B、C 型 V 大于 25 米/秒, 轮径应重选。

因为 $V=5.03$ 米/秒 < 25 米/秒

(5)、计算中心距 A , 带长 L

a. 粗选中心距 A_0 :

中心距过大, 虽然结构紧凑, 但带长亦小, 应力变化加快, 使使用寿命降低, 并使包角 α_2 减小, 摩擦力降低, 传动能力减小; 中心距过大, 除有相反的利弊外, 还易因速度较高引起胶带颤动。因此三角胶带初选中心距 A_0 , 一般根据结构和传动位置需要。

因此粗选中心距 A_0 应满足如下的范围:

查《专用机床设计与制造》P196

$$0.7 (D_1 + D_2) \leq A_0 \leq 2 (D_1 + D_2) \quad (2.3.4-2)$$

其中: (当分配轴为 120r/min 时)

$D_1 = 300\text{mm}$

$$D_2=66.75\text{mm}$$

$$\text{所以 } 256.725\text{mm} \leq A_0 \leq 733.5\text{mm}$$

$$\text{取 } A_0=300\text{mm}$$

b.由 A_0 确定胶带节线周长 L_{p0} :

查《专用机床设计与制造》P196

$$L_{p0}=2A_0+\pi*(D_1+D_2)/2+(D_1-D_2)/(4*A_0) \quad (2.3.4-3)$$

$$\text{所以 } L_{p0}=1220\text{mm}$$

查《专用机床设计与制造》P193 表 2.1—29 得:

圆整到相似标准节线的周长 L_p 和标准内周长 L_i

因为胶带型别为O型, $L_{p0}=1220\text{mm}$

$$L_p=1275\text{mm}$$

$$L_{p0}=1250\text{mm}$$

c.修整中心距 A:

$$A \approx A_0 + (L_p - L_{p0})/2 = 312.5\text{mm}$$

(6)、计算小轮包角 α_2

三角胶带传递最大摩擦力是小轮包角范围内摩擦力的总和。如包角太大, 摩擦力不足, 则带容易打滑。小轮包角可按下式计算:

查《专用机床设计与制造》P197

$$\alpha_2 \approx 180^\circ - (D_1 - D_2) * 60^\circ / A = 133.35^\circ \quad (2.3.4-4)$$

因为 $\alpha_2 \geq 120^\circ$

所以符合包角要求。

(7) 确定胶带根数 Z

工作中常将几根三角胶带成组使用, 各型三角胶带断面积一定, 这样, 在一定条件下单根三角胶带所能传递的功率也是一定的。此外, 为保证带子在工作中既不出现打滑所能传递的功率。这样, 胶带根数 Z 可由下式求得:

查《专用机床设计与制造》P197

$$Z \geq N_j / [(N_0 + \Delta N) * K_a * K_L * K] \quad (\text{根}) \quad (2.3.4-5)$$

其中:

N_j 为传递的计算功率:

$$N_j = 0.52 \text{ 千瓦}$$

N_0 为当包角 $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$ ($i=1$)、传动平稳情况下的单根三角胶带所能传递的功率 (千瓦), 其值

见《专用机床设计与制造》P198 表 2.1-32

因为带型为O型, D_1 为 66.75mm, 带速V为 5.03m/s

所以取 $N_0 = 0.42$

ΔN 为考虑实际传动比 $i \neq 1$ 时, 由于带在大轮上弯曲较小而提高的传递功率, 其值为:

$$\Delta N = K_\omega * n_1 - 1/K_i \quad (\text{千瓦})$$

其中: K_ω 为弯曲影响系数,

见《专用机床设计与制造》P200 表 2.1-34:

因为带型为O型

所以 $K_\omega = 0.29 * 10^3$

n 为小轮的转速:

所以 $n = 1400\text{r/min}$

K_i 为传动比系数:

见《专用机床设计与制造》P200 表 2.1-35:

因为传动比 $i=4.4-8 \geq 2.95$,

所以取 $K_i=1.14$

则 $\Delta N=0.05128$

K_L 为长度系数:

见《专用机床设计与制造》P199 表 2.1-33:

因为 $L_i=1250\text{mm}$

所以取 $K_L=1.11$

K_a 为包角系数:

见《专用机床设计与制造》P200 表 2.1-36

因为包角 $\alpha_2=133.35^\circ$

所以取 $K_a=0.89$

K 为强力层材料系数, 胶带材料聚酯、锦纶等合成纤维绳结构的三角带;

所以取 $K=1.33$

所以胶带根数 $Z \geq 0.7658$

最后取 $Z=1$

(8) 确定皮带预紧力 T_0

适当的预紧力是保证带传动正常工作的重要因素。预紧力不足, 摩擦力就小, 不能传递所需要的功率; 预紧力过大, 会使用胶带寿命降低, 轴和轴承的压力增大, 胶带容易松弛。较适宜的预紧力应按下式算出:

查《专用机床设计与制造》P197

$$T_0 = 9.8 * [51N_j * (2.5 - K_a) / (V * Z * K_a) + q * V^2 / g] \quad (\text{N}) \quad (2.3.4-6)$$

其中:

q 为 V 带每米的重量 (牛/米):

查《专用机床设计与制造》P193 表 2.1—28 得:

$$q=0.588 \quad (\text{牛/米})$$

N_j 为计算功率:

由前面计算的 $N_j=0.52$ 千瓦

K_a 为包角系数:

查《专用机床设计与制造》P200 表 2.1—36 得:

$$K_a=0.89$$

V 为带速:

因为正常工作时, $n_{\text{分配轴}}=120\text{r/min}$, 又因为 $i_{\text{链}}=2.67$

所以 $n_{\text{大轮}}=320.4\text{r/min}$

所以 $v=n_{\text{大轮}} * \pi * D_i=5.03$ 米/秒

Z 为带数:

由前面给定 $Z=1$

所以 $T_0=95$ 牛

(9) 求轴上的压力 R

查《专用机床设计与制造》P201

$$R=2T_0 * Z * \sin(\alpha_2/2) \quad \text{牛} \quad (2.3.4-7)$$

其中:

预紧力 $T_0=95$ 牛
根数 $Z=1$
包角 $\alpha_2=133.35^\circ$
所以轴上压力 $R=174.47$ 牛

2.4 链轮设计

2.4.1 链传动优缺点

(1)、优点：

- e、与摩擦传动的带传动相比，它无弹性滑动和打滑现象；
- f、能够保持准确的平均传动比；
- g、传动效率高；
- h、又因链条不需要像带那样张得很紧，所以作用在轴上的径向压力较小；
- i、其结构较紧凑；
- j、制造与安装精度要求较低，成本低廉。

(2)、缺点：

- a、它只能用于回转的传动；
- b、运转时不能保持恒定的瞬时传动比；
- c、磨损后会跳齿；
- d、工作时噪音大；
- e、不宜在载荷变化很大和急速反向的传动中应用。

2.4.2 链传动的设计过程

(1) 链传动的失效形式：

- a. 链的疲劳破坏；
- b. 链条铰链的磨损；
- c. 链条铰链的胶合；
- d. 链条静力拉断。

(2) 选择链轮齿数 Z_1 、 Z_2 及传动比 $i_{\text{链}}$ 及其它尺寸

当该糖果包装机正常工作时，即其分配轴的转速为 120r/min，大链轮的转速与其相同也为 120r/min。因为两轮间的传动比 $i_{\text{链}}$ 要求为 1/2.67

则小轮的转速 $n_1=320.4$ r/min

取小轮的直径 $D_1=75$ mm

又因为两轮间的传动比 $i_{\text{链}}$ 要求为 1/2.67，所以大轮的直径 D_2 为 200mm

则小轮的转速 $v_1=\pi D_1 \cdot n_1 / (60 \times 1000) = 1.255$ m/s

又有《机械设计》(第七版) P177 表 9-8 得：

$$Z_1 \geq 17$$

取 $Z_1=19$

则 $Z_2=51$ 。

(3) 确定计算功率 P_{ca}

$$P_{ca}=K_A * P$$

其中 K_A 为工作情况系数，由《机械设计》（第七版）P178 表 9-9 得：

$$K_A = 1.0$$

P 为传递的功率：

$$P = P_{电机} * \eta_{带}$$

查《机械课程设计》P 16 表 2-4 得： $\eta_{带}=0.96$

$$\text{所以 } P=0.4*0.96=0.384 \text{ 千瓦}$$

$$\text{所以 } P_{ca}=0.384 \text{ 千瓦}$$

(4)、确定链节距 p

链轮基本尺寸如图：

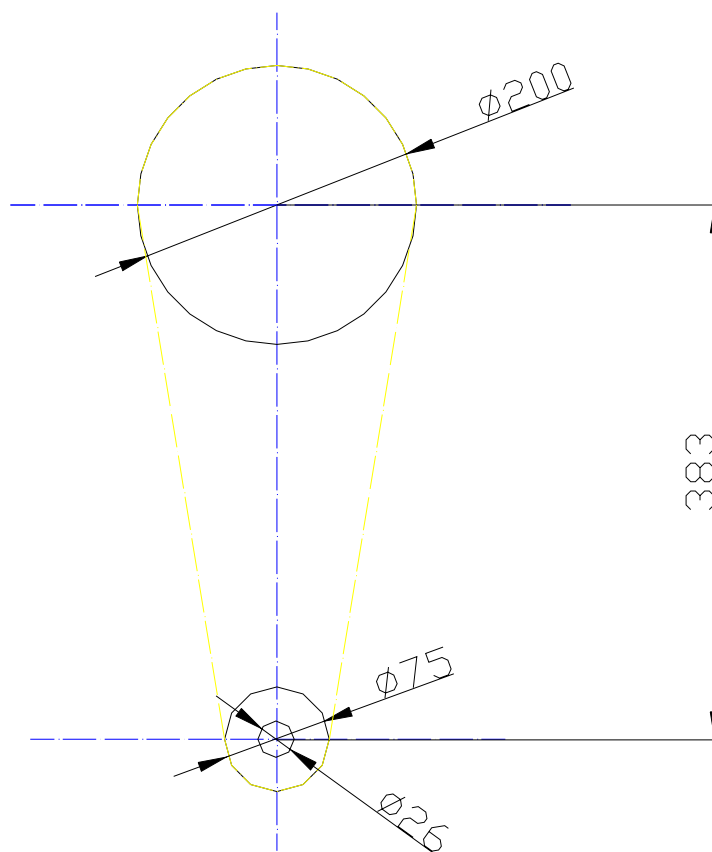


图 2-3 链轮机构

链的节距 p 的大小，反映了链条和链轮齿各部分尺寸的大小。在一定条件下，链的节距越大，承载能力越高，但传动的多边形效应也要增大，于是振动、冲击、噪声也越严重。所以设计时，为使传动紧凑，寿命长，应尽量选取较小节距的单排链。速度高、功率大时，则选用小节距的多排链。从经济上考虑，中心距小、传动比小时，选小节距多排链；中心距大、传动比小时，选用大节距单排链。

因此必须对 P_0 进行修正：

由《机械设计》（第七版）P175

$$P_0 = P_{ca} / (K_Z * K_L * K_p) \quad (2.4.2-1)$$

其中:

K_Z 为小链轮齿数系数:

由《机械设计》(第七版) P178 表 9-10 得:

$$K_Z = (Z_1 / 19)^{1.08} = 1$$

K_L 为链长系数:

由《机械设计》(第七版) P178 表 9-10 得:

取链数 $L_p=116$ 节

$$K_L = (L_p / 100)^{0.5} = 1.08$$

K_p 为多排链系数:

由《机械设计》(第七版) P179 表 9-11 得:

$$K_p = 1$$

所以 $P_0=0.415$ 千瓦

(5) 链传动的中心距 a 和链节数 L_p

一般中心距 $a_0 = (30 \sim 50) p$

粗取 $a_0 = 40p$

$$L_p = 2a_0/p + (Z_1 + Z_2)/2 + [(Z_2 - Z_1)/(2\pi)]^2 p/a_0$$

$$\text{所以 } L_p = 2 \times 40 + 70/2 + 26/40 = 115.6$$

圆整得: $L_p = 116$

$$\text{所以 } a = p \{ [L_p - (Z_1 + Z_2)/2] + \sqrt{[(L_p - Z_2/2 - Z_1/2)^2 - 2(Z_2/\pi - Z_1/\pi)^2]} \} / 4$$

其中:

取节距 p 为 9.525

则中心距 $a = 382.68\text{mm}$

(6)、小链轮毂孔最大直径 $d_{k\max}$

由《机械设计》(第七版) P168 表 9-4 得:

$$d_{k\max} = 29\text{mm}$$

$$\text{取 } d_k = 26\text{mm}$$

(7)、链传动作用在轴上的力(压轴力) F_p

链传动的压轴力 F (单位 N) 可近似取为:

$$F_p \approx K_F \cdot F_e \quad (2.4.2-2)$$

其中:

F_e 为链传递的有效圆周力, 单位为N:

$$F_e = 1000P/V = 60 \times 1000 \times 1000 \times P / (\pi \cdot D \cdot n_1) = 305.35\text{N}$$

K_F 为压轴力系数:

因为是垂直传动, 所以取 $K_F=1.05$

$$\text{所以 } F_p = 320.62\text{N}$$

(8)、滚子链传动的额定功率计算:

在此采用的是滚子链传动。

其额定功率图有:

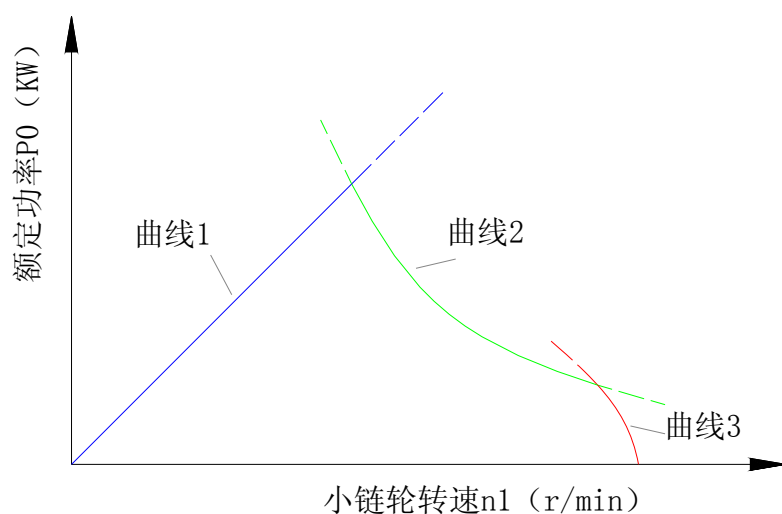


图 2-4 链轮转速功率图

- a、由链板疲劳强度限定的额定功率 P_0 （曲线 I）：

由《机械设计》（第七版）P175

$$P_0 = 0.003 Z_1^{1.08} * n_1^{0.9} * (p/25.4)^{3-0.0028p} \quad (2.4.2-3)$$

其中：

Z_1 为小链轮齿数： $Z_1=19$

n_1 为小链轮转速：320.4r/min

p 为节距： $p=9.525$

则 $P_0=1.664$ 千瓦 $\geq P$

所以符合条件。

- b、由滚子、套筒的冲击疲劳强度限定的额定功率 P_0 （曲线 II）

由《机械设计》（第七版）P175

$$P_0 = 950 Z_1^{1.5} * p^{0.8} / n_1^{1.5} = 104.8 \text{ 千瓦} \geq P \quad (2.4.2-4)$$

所以符合条件。

- c、由销轴与套筒的胶合限定的滚子链工作能力（曲线 III）

由《机械设计》（第七版）P175

$$(n_{\max}/1000)^{1.59 L_g (p/25.4) + 1.873} = 82.5 / [(7.95)^{p/25.4} * (1.0278)^{Z_1} * (1.323)^{F/4450}] \quad (2.4.2-2)$$

则 $n_{\max}=13177.6$ r/min

所以符合条件。

2.5 齿轮的设计

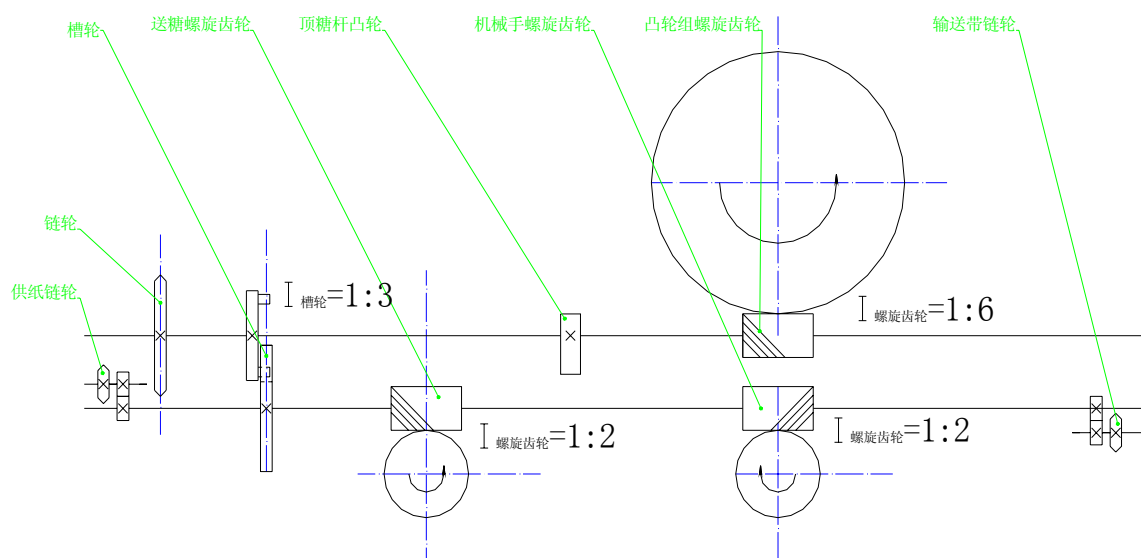
2.5.1 齿轮材料

由齿轮的失效形式可知，设计齿轮传动时，应使齿面具有较高的抗磨损、抗点蚀、抗胶合及抗塑性变形的能力，而齿根要有较高的抗折断能力。因此齿轮材料性能的基本要求为：齿面硬，齿芯要韧。

所以齿轮材料选用：40Cr 调质钢。

2.5.2 分配轴上螺旋齿轮的尺寸计算

轴空间布置如图：



2-5 手柄轴面方向轴空间布置图

图中该齿轮啮合的传动比 $i_1=1/6$

由《机械设计手册》中册 第二版 P305 表 8-89:

取小螺旋齿轮的齿数 $Z_1=18$ ，又取其模数 $m=2.0$

所以小螺旋齿轮的分度圆直径 $d_1=m \cdot Z_1=36\text{mm}$

又因为传动比 $i_1=1/6$,

所以大螺旋齿轮的分度圆直径 $d_2=216\text{mm}$

又由《机械设计手册》中册 第二版 P314 表 8-93:

因为两轴的交错角 $\Sigma=90^\circ$ ，又取 $\beta_1=\beta_2=45^\circ$

则有中心距 $a_1=(d_1+d_2)/2=126\text{mm}$

2.5.3 机械手及送糖轴上的螺旋齿轮的尺寸计算

图中：这两对齿轮的形状相同；其传动比 i 也相同都为 $1/2$

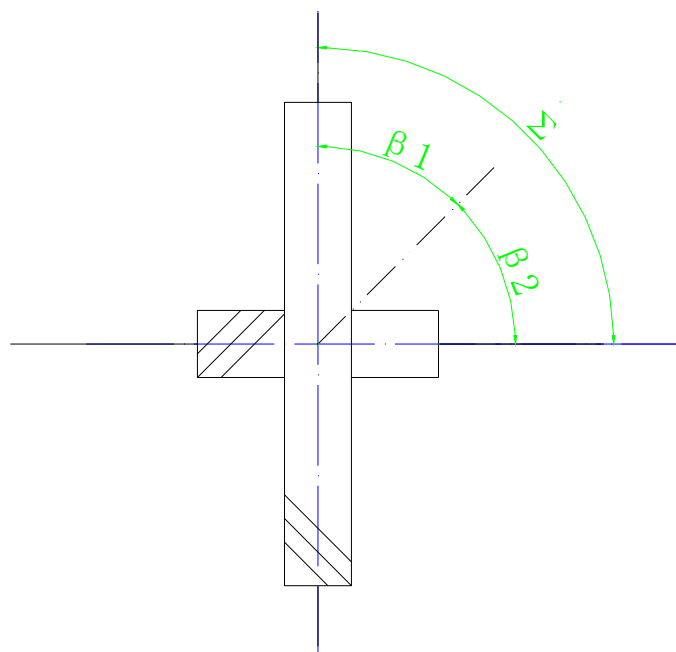


图 2-6 螺旋齿轮

由《机械设计手册》中册 第二版 P305 表 8-89:

取小螺旋齿轮的齿数 $Z_1=18$ ，又取其模数 $m=2.0$

所以小螺旋齿轮的分度圆直径 $d_1=m*Z_1=36\text{mm}$

又因为传动比 $i_1=1/2$,

所以大螺旋齿轮的分度圆直径 $d_2=72\text{mm}$

又由《机械设计手册》中册 第二版 P314 表 8-93

因为两轴的交错角 $\Sigma=90^\circ$ ，又取 $\beta_1=\beta_2=45^\circ$

则有中心距 $a_1=(d_1+d_2)/2=54\text{mm}$

第三章 机械手及进出糖机构设计

3.1 夹持装置设计

3.1.1 设计要求

- 要求：1、要有足够的夹紧力 $P_{夹}$ 。在确定手指的夹紧力时，除考虑工作的重量外，还应考虑工件在传送过程中产生的惯性力和振动等影响，以保证夹持牢靠。
- 2、要有一定的开闭角 α 。手指的开闭角应能适应工件尺寸变化范围及手部的运动路线。
- 3、保证工件正确定位。为手指和工件保持准确的相对位置，必须根据工件形状而选择相应的手指形状来定位。
- 4、结构要紧凑。使之重量轻，动作灵活。

3.1.2 基本结构如图

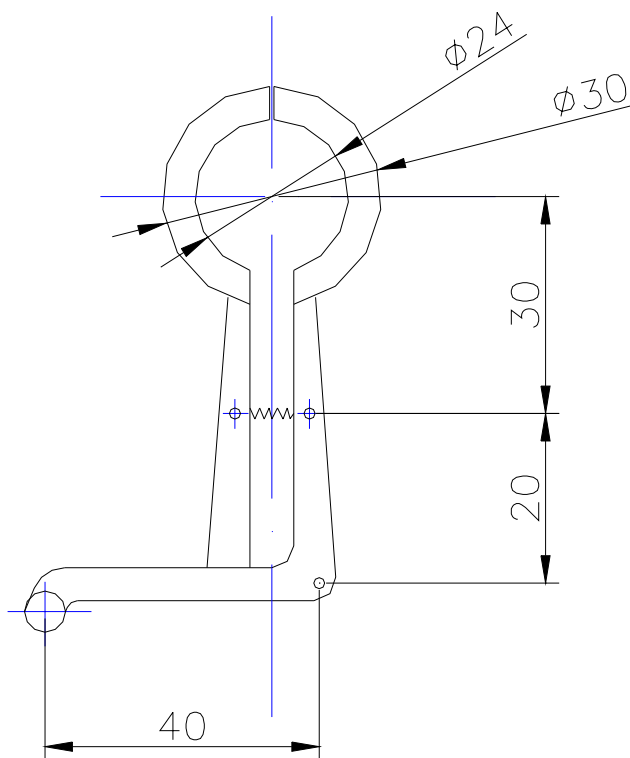


图 3-1 夹持装置

3.1.3 夹紧力 $P_{夹}$ 计算

机械手工作时，为保证手指能够可靠的把工件夹牢所必需的夹紧力 $P_{夹}$ 可按下式计算：

由《专用机床设计与制造》P465 得：

$$P_{夹} \geq 9.8 * K_1 * K_2 * K_3 * G \quad (N) \quad (3.1.3-1)$$

K_1 : 安全系数 (通常取 $1.5 \rightarrow 2$) $\rightarrow K_1 = 1.8$

K_2 : 工作情况系数: $K_2 = 1 + a/g$

最大加速度 $a = 8.18 \text{ m/s}^2$ (由凸轮计算中得)

所以 $K_2 = 1 + 8.18/9.8 = 1 + 0.835 = 1.835$

K_3 : 工作方位系数: $K_3 = 1/2f$

其中摩擦系数 $f = 0.3 \sim 0.4$

$\rightarrow$ 取 $f = 0.3$

G : 巧克力糖质量: $G = 0.098 \text{ (N)}$

所以 $P_{\text{夹}} \geq 9.8 * 1.8 * 1.835 * 0.01 / (2 * 0.3) = 0.53949 \text{ (N)}$

$\rightarrow$ 取 $P_{\text{夹}} = 0.588 \text{ (N)}$

3.1.4 弹簧力 $P_{\text{弹簧}}$ 计算

弹簧是一种弹性元件,它可以在载荷作用下产生较大的弹性变形。弹簧在各类机械中应用十分广泛,主要用于:

- a、控制机构的运动,如制动器、离合器中的控制弹簧,内燃机汽缸的阀门弹簧等;
- b、减振和缓冲,如汽车、火车车厢下的减振弹簧,以及各种缓冲器用的弹簧等;
- c、储存及输出能量,如钟表弹簧、枪门弹簧等;
- d、测量力的大小,如测力器和弹簧称中的弹簧等;

1、选择圆柱螺旋拉伸弹簧:

弹簧按照所承受的载荷不同可分为拉伸弹簧、压缩弹簧、扭曲弹簧、和弯曲弹簧等四种。在这里选用的是拉伸弹簧。

如图,圆柱螺旋拉伸弹簧空载时,各圈应相互并拢。另外,为了节省轴向工作空间,并保证弹簧在空载时各圈相互压紧,常在卷绕的过程中,同时使弹簧丝绕其本身的轴线产生扭转。这样制造的弹簧,各圈即具有一定的压紧力,弹簧丝中也产生了一定的预紧力,故也称为有预紧力的拉伸弹簧。

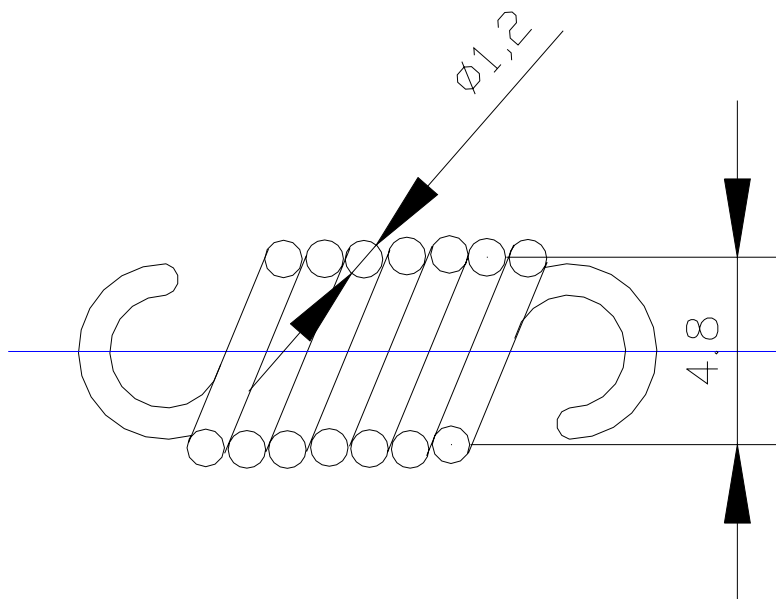


图 3-2 夹持装置

2、材料: 低锰弹簧钢 (65Mn)

常用的弹簧钢材料主要有以下几种:

碳素弹簧钢(65、70 钢)、低锰弹簧钢(65Mn)、硅锰弹簧钢(60SiMnA)、铬钒钢(50CrVA)。

在此选用的是低锰弹簧钢(65Mn)，它与碳素弹簧钢相比，优点是淬透性较好和强度较高；缺点是淬火后容易产生裂纹及热脆性。但由于它价格便宜，所以一般机械上常用于制造尺寸不大的弹簧，例如离合器弹簧等。

因为它价格便宜，淬透性好，强度较高。

3、计算弹簧系数 K_F ：

由《机械设计手册》 中册 第二版 P1002

$$K_F = (4C-1)(4C-4) + 0.615/C \quad (3.1.4-1)$$

其中旋转比 $C=d/D=(5-10)$

→取 $C=8$

$$\text{所以 } K_F = 1.1071 + 0.0769 = 1.184$$

选弹簧丝直径 $d=0.6\text{mm}$

$$D=C*d=8*0.6\text{mm}=4.8\text{mm}$$

3、计算在弹簧伸长量 $X=20/3\text{ mm}$ (由计算的) 时, 弹簧的拉伸力变化量 ΔF ：

由《机械设计手册》 中册 第二版 P1002 表 9-15

$$\Delta F = 9.8 * \pi * d^3 * [\tau] / (8 * K * D) \quad (3.1.4-2)$$

其中 $[\tau] = (4-12)$

由《机械设计手册》 中册 第二版 P1004 表 9-17

→取 $[\tau] = 7$

$$\text{所以 } \Delta F = 9.8 * 3.14 * 0.6^3 * 7 / (8 * 1.184 * 4.8) = 1.0231 \text{ (N)}$$

$$\text{所以 } P_{\text{弹簧}} = \Delta F + F_{\text{预}} = 2.4931 \text{ (N)}$$

3.1.5 开闭角 α 的计算

由图得：

$$\tan \alpha = (r_1 - r_2) / L_3 = (80 - 70) / 40 = 0.25$$

所以： $\alpha = 14^\circ$

夹具头敞开的大小 L ：

$$L = \tan \alpha * (L_1 + L_2 + 15) = 0.25 * (20 + 30 + 15) \text{ mm} = 16.25 \text{ mm}$$

3.2 凸轮设计

凸轮机构的实现专用机床自动化和半自动化中应用较广泛的一种机构。它常用来传动工作部件的进给运动、调动运动和控制其它一些辅助机构。其特点是工作可靠、体积小、结构简单，多是适用于行程小、运动规律复杂、转速在 500 转/分以下的运动循环。

3.2.1 选择凸轮类型

常用的凸轮有：盘状、柱状、板状。

在此选择盘状：(如图) 它是具有沿径向变化轮廓曲线的盘状零件。其特点是结构简单，体积小。但其半径差不宜过大，一般不超过 100~120 毫米。

在此处半径差取 10 毫米。

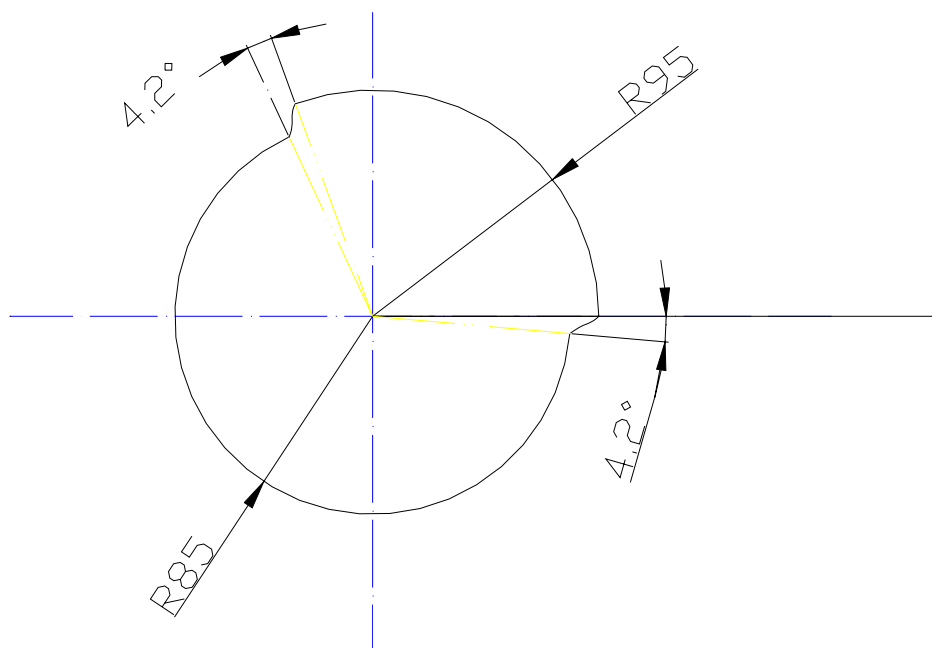


图 3-3 凸轮

3.2.2 凸轮材料选择

凸轮和从动件的材料，应保证其工作表面有一定的耐磨性，并能承受较大的动载荷。所以一般较重要的凸轮材料多用优质碳素钢或合金结构钢制造。如 45 号钢、50 号钢、20Cr 钢或 40Cr 钢等。

在此→取 20Cr 钢

20Cr 钢经表面渗碳后淬硬并回火，其硬度 HRC=60~62

3.2.3 凸轮尺寸计算

如图 取 $r_1=95\text{mm}$, $r_2=85\text{mm}$

在选择凸轮和从动杆时应考虑以下几点：

- a、满足生产工艺要求；
- b、尽量提高机器的生产效率；
- c、减少冲击振动，改善机器的工作性能；
- d、凸轮轮廓曲线易于制造。

由 r_1 到 r_2 过渡为匀变速过渡

其行程图、速度图及加速度图分别如下：

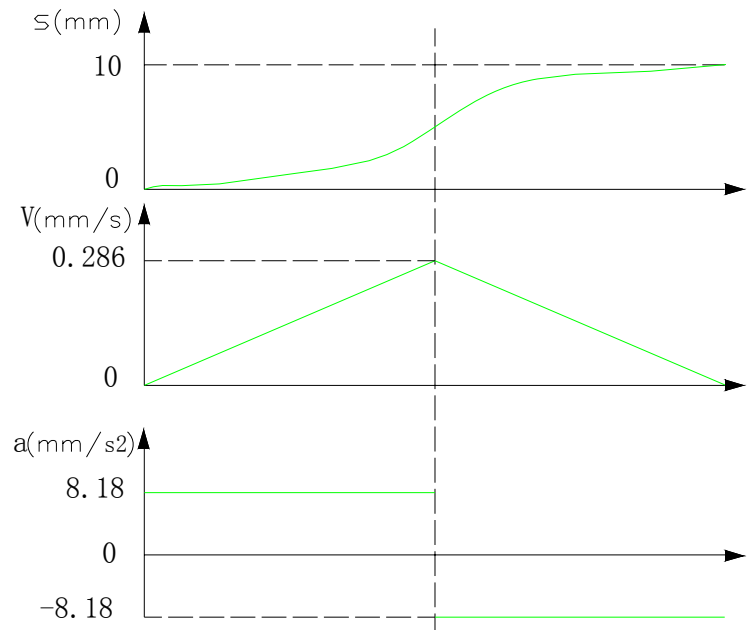


图 3-4 凸轮上的位移、速度及加速度图

3.2.4 凸轮强度计算

由《机械设计手册》 中册 第二版 P136

$$\sigma = Z_E \sqrt{F / (b \cdot \rho)} \leq [\sigma_H] \text{ Kg} / \text{mm}^2 \quad (3.2.4-1)$$

其中 b : 接触宽度 $b=8\text{mm}$

F : 法向作用力 (N)

$$\text{如图 } P_{\text{夹}} \cdot (L_1 + L_2) = F_{\text{预}} \cdot L_1 \quad (3.2.4-2)$$

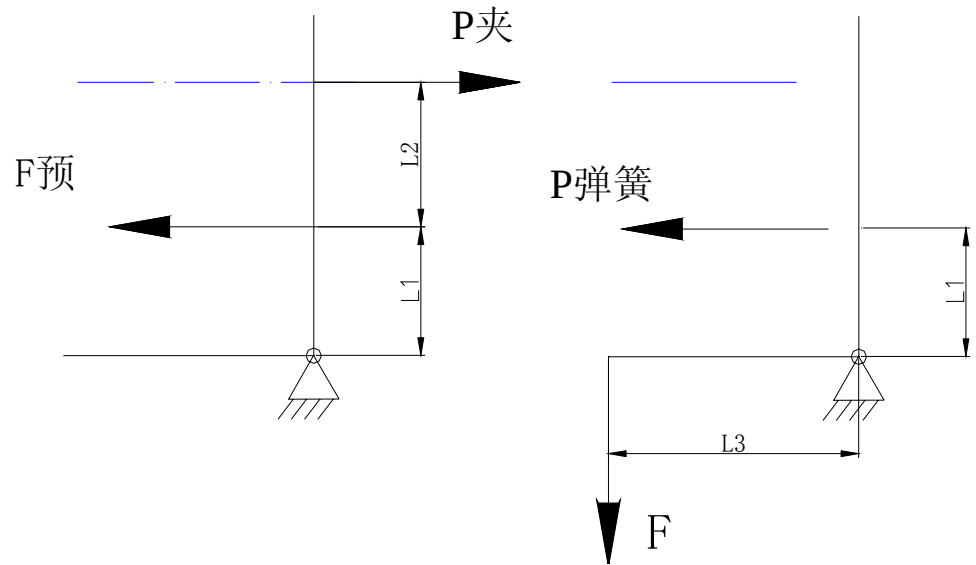


图 3-5 机械手受力分析

因为 $P_{\text{夹}}=0.588 \text{ (N)}$, $L_1=20\text{mm}$, $L_2=30\text{mm}$

所以 $F_{\text{预}}=0.15 \text{ L}_3$

又如图 $(F_{\text{预}} + \Delta F) * L_1 = F * L_3$

其中 $L_3=40\text{mm}$

→ 所以 $F=1.247 \text{ (N)}$

ρ : $\rho = \rho_1 * \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$

其中 滚子半径 $\rho_1=8\text{mm}$

凸轮接触点曲率半径 $\rho_2=95\text{mm}$

所以 $\rho=7.38\text{mm}$

Z_E : 系数 (钢对钢)

→ $Z_E=60.6$

查《机械设计手册》 中册 第二版P136

$[\sigma_H]$: 许用接触应力

$[\sigma_H]=27.44-29.4\text{N/mm}^2$

查《机械设计手册》 中册 第二版P136

→取 $[\sigma_H]=28.42\text{N/mm}^2$

所以 $\sigma = 27.44\text{N/mm}^2$

在此 $\sigma \leq [\sigma_H]$

符合要求。

3.3 棘轮设计

3.3.1 棘轮材料选择

一般的棘轮机构是由棘轮和棘爪机构两部分组成,用来实现间歇运动或防止逆转的制逆装置。棘轮机构有外啮合、内啮合两种,一般棘爪是主动件,棘轮是从动件。但在本设计中所用的棘轮不是作为如上的用途,它只是用来实现对巧克力糖的传输,所承受的周向力极小,同时几乎不受任何机械磨损的作用,因此对该棘轮的材料强度要求不高。但它工作时一直与巧克力糖接触,所以对该棘轮的材料性能提出了新的要求,那就是要求它具有相当好的耐腐蚀性。

材料: 要求耐腐蚀,对其强度没要求

选 40Cr

3.3.2 棘轮形状确定

基本形状如图:

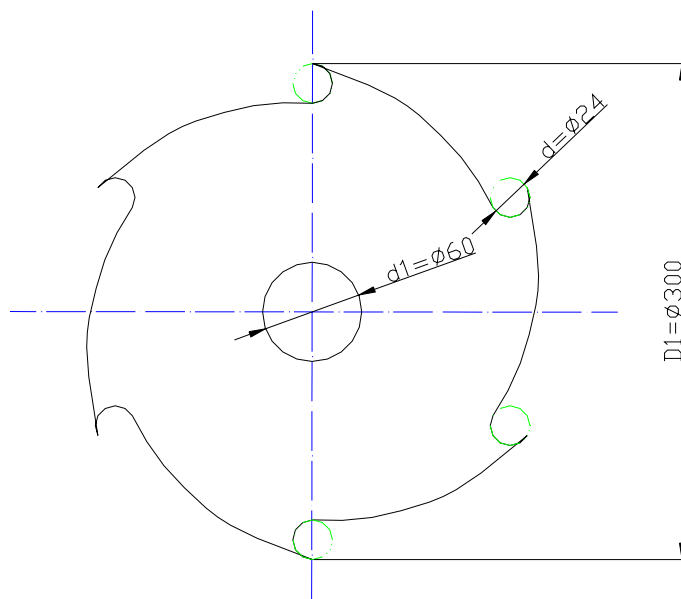


图 3-6 棘轮

其中 $d=24\text{mm}$ ， $d_1=60\text{mm}$ ， $D_1=300\text{mm}$ 。

3.4 六槽槽轮机构设计

3.4.1 槽轮分类及材料选择

1. 分类

槽轮机构（又称马尔他机构）能把主动轴的匀速连续转动转换为从动轴的周期性间歇运动。常用于各种转位机构中。棘轮机构的基本型式分为外接、内接和球面槽轮叫三类。外接槽轮机构的主、从动件转向相反，槽轮的停歇时间转位时间长。内接槽轮机构则相反。球面槽轮的转位时间等于停歇时间。在此采用的是外接槽轮。

按槽的方位不同，槽轮机构可分为：1 径向槽轮：它冲击小，制造简单，最为常用，槽轮的动停时间比取决于槽数 Z ，2 非径向槽轮：在槽数不变的条件下，可以用不同的中心距与曲半径的组合来获得不同的动停时间比，但冲击较大。

2. 材料

槽轮工作部分的材料采用 40Cr 钢，经表面淬火硬度达 HRC45~50；曲柄材料可用轴承钢，经表面淬火硬度达 HRC59~63（也可采用 20Cr 钢，经表面渗碳淬火硬度达 HRC56~62）。槽轮机构一般不作强度校核。

3.4.2 槽轮结构设计及尺寸计算

基本形状如图：

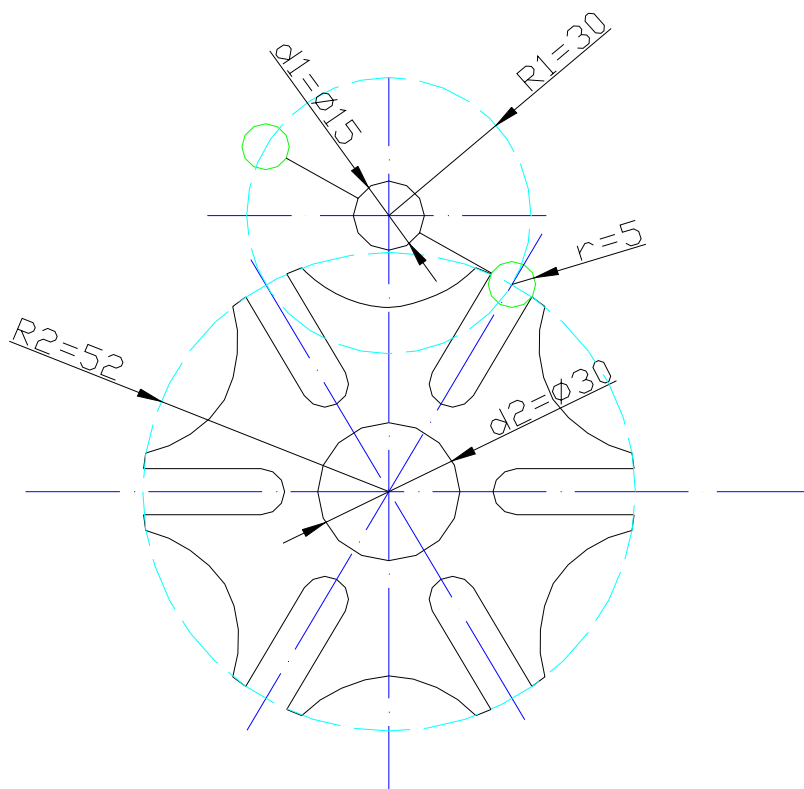


图 3-7 槽轮机构

取 槽数 $Z=6$ ，圆销数 $=2$ ，两圆销夹角 $\alpha=180^\circ$ ， $2\phi_2=\pi/3$

中心距 $L=60\text{mm}$ ，圆销半径 $r=5\text{mm}$

查《专用机床设计与制造》P318

$$2\phi_1=\pi-2\phi_2=2\pi/3 \quad (3.4.2-1)$$

因为 $2\phi_1 \leq \alpha$

所以所取条件可行

当槽轮停留时：转角 $2\phi_0=2\pi-2\phi_1=\pi/3$

查《专用机床设计与制造》P318

$$\text{运动系数 } \tau=t_1/t_2=2\phi_1/2\phi_0=2 \quad (3.4.2-2)$$

$$R_1=L*\sin(\phi_2)=30\text{mm}$$

$$R_2=L*\cos(\phi_2)=52\text{mm}$$

查《专用机床设计与制造》P319

$$\text{槽轮槽深 } h \geq R_2-[L-(R_2-r)] \quad (3.4.2-3)$$

所以 $h \geq 27\text{mm}$ ，

→取 $h=30\text{mm}$

因槽底与槽轮轴孔之间有间隙：

查《专用机床设计与制造》P319

$$\text{所以 } d/2+h < R_2 \quad (3.4.2-4)$$

则 $d < 44\text{mm}$ ，

→取 $d=30\text{mm}$

槽轮外径不碰到曲柄轴：

查《专用机床设计与制造》P320

$$\text{所以 } d_1/2+R_2 < L \quad (3.4.2.5)$$

则 $d_1 < 16\text{mm}$
→取 $d_1 = 15\text{mm}$

第四章 其它机构原理

4.1 顶糖、接糖机构示意图

示意如图：

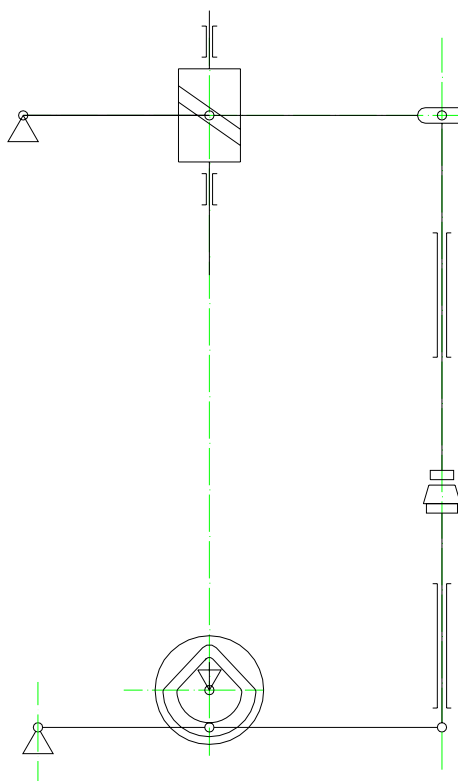


图 4-1 顶糖、接糖机构

4.2 抄纸和拨糖机构示意图

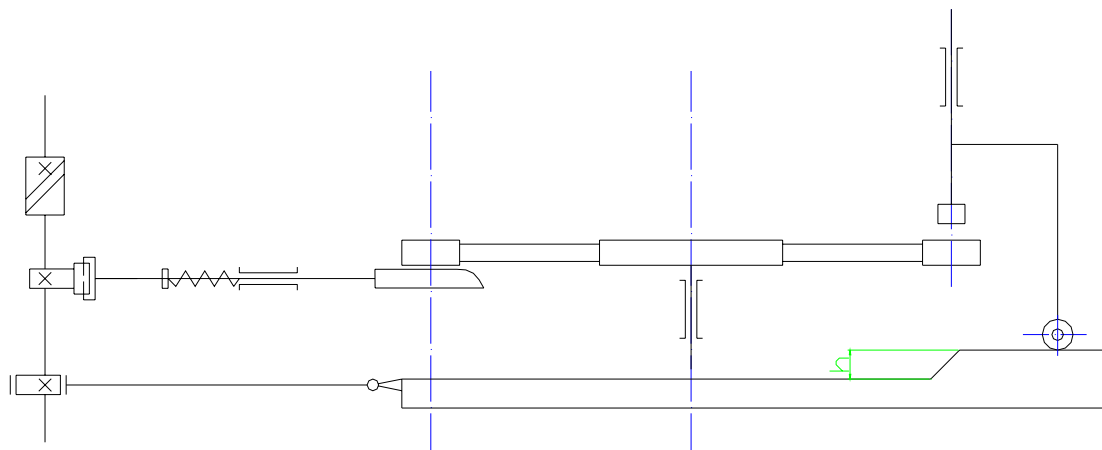


图 4-2 抄纸和拨糖机构

抄纸机构相关尺寸的计算：

抄纸板的厚度：因为送糖转盘与机械手的间距为 6mm，而抄纸板必须可以中间插入，所以其厚度不免受到一定的约束，取它的厚度为 4.5 mm。

抄纸凸轮的要求：要保证在抄纸完毕后，抄纸板不对顶糖机构和接糖机构发生干涉。所以凸轮要有足够的偏心距，这对凸轮的尺寸提出了要求，取它两极端位置离轴心的距离分别为 45mm，20mm，其偏心距为 25mm，也就使得抄纸板的行程为 25mm。

第五章 巧克力糖包装机工作循环图

5.1 机械手 I 工位段

循环图的说明：首先我们选定分配轴的转向方位为参考对象，其正常工作转速为 120r/min。

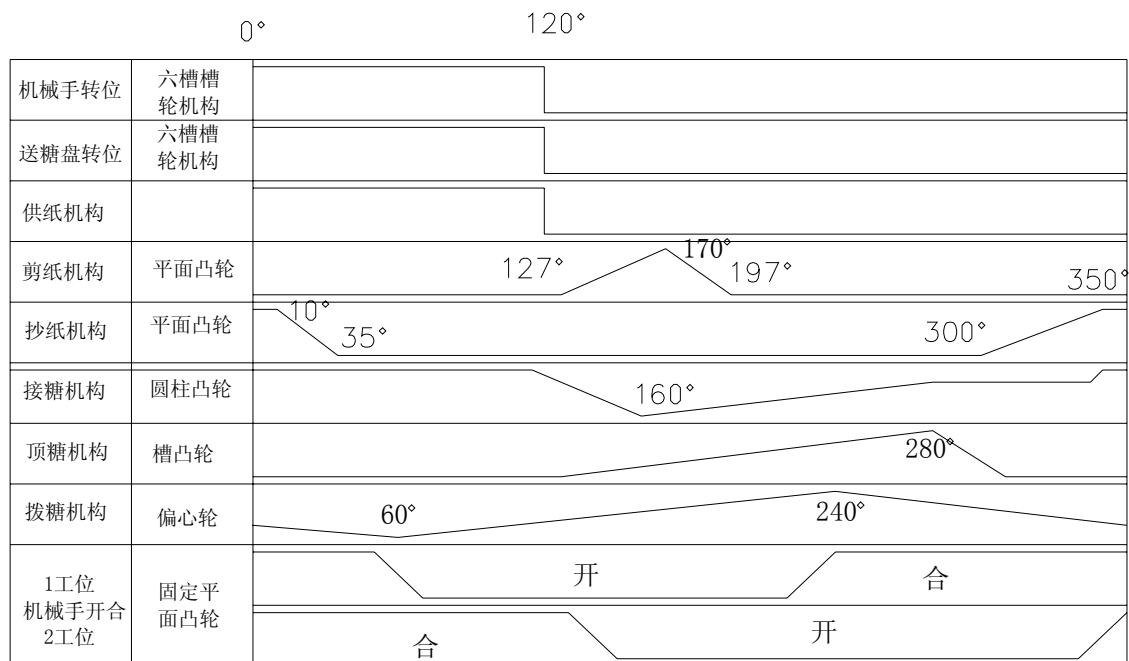


图 5-1 巧克力糖包装机工作循环图

其次来研究机械手、送糖盘转位、供纸机构、剪纸机构、抄纸机构、接糖机构、顶糖机构及 I 工位机械手闭合情况的关系:

- 1、当分配轴转位 120° 。此时机械手、送糖盘转位 60° ，在次期间供纸机构不断供纸，直至分配轴转位 120° 时停止供纸。它们直至下一循环又开始运动。在分配轴转位 110° 左右接糖机构开始启动，它不断地向下运动。
- 2、在分配轴转位 127° 时，剪纸机构开始启动，凸轮带动连杆使剪纸刀头快速地向下切。紧接着顶糖机构开始启动，它慢慢地向上运动。
- 3、到分配轴转位 160° 时，接糖机构运动到其行程的最下端，也就是送糖盘的上表面，而此时顶糖机构也行径到送糖盘的下表面，所以此时的接糖机构与顶糖机构间距刚好为一粒巧克力糖的高度为 12mm，随后它们就保持这样的间距作同步平移运动。
- 4、到分配轴转位 170° 剪纸机构运动极端位置，以实现剪纸功能，随后快速退回。到分配轴转位 197° 时，退至原位，直至下一循环分配轴转位 127° 时再开始启动。
- 5、在分配轴转位 220° 左右，I 工位机械手开始闭合，直到分配轴转位 240° 时完全闭合，期间实现的是巧克力糖包装的折边功能。
- 6、到分配轴转位 280° 时，顶糖机构也运动到了机械的上表面，它与顶糖机构的间距始终是巧克力糖的高度为 12mm。随后顶糖机构往回退（向下），而接糖机构还是往上退，此时的巧克力糖已被机械手 I 工位机械手的闭合夹得死死的，不会掉下来。
- 7、到分配轴转位 300° 时，抄纸机构开始启动，它将实现对巧克力糖底边铝箔纸的包装。
- 8、到分配轴转位 310° 时，顶糖机构退至起始位置保持静止，直至下一循环分配轴转位 130° 左

右又开始启动。

- 9、到分配轴转位 350° 时抄纸功能实现完毕，直到下一循环分配轴转位 10° 时重新开始启动。而此时接糖机构也退回到了起始位置，保持不动，直到下一循环的 110° 左右又开始。

5.2 机械手 II 工位段

最后来研究分配轴转位与机械手转位、拨糖机构及 II 工位机械手开合的关系：

- 1、当循环一开始，机械手刚开始旋转时，拨糖机构恰好离开机械手，慢慢退回，到分配轴转位 60° 的时候，拨糖机构回至原位，紧接着不作任何停顿又慢慢地向下呀，到分配轴转位 120° 时，拨糖机构又运动到了机械手的上方，而此时的机械手已转到位，静以待命。
- 2、到分配轴转位 140° 左右 II 工位机械手开始张开，直到 170° 左右完全张开，而此时的拨糖机构已慢慢地压入机械手，将糖慢慢地向下挤。
- 3、到分配轴转位 240° 时，拨糖装置到达行程的最下端，即在机械手装置的下表面左右，随后慢慢退回。

致 谢

参考文献

- [1]黄靖远, 龚剑霞, 贾延林. 机械设计学. 机械产品的实用化设计. 机械工业出版社.2000(10) 94~97
- [2]濮良贵, 纪名刚. 机械设计. 高等教育出版社. 2001(10)
- [3]陈秀宁, 施高义. 机械设计课程设计. 浙江大学出版社. 1995
- [4]哈尔滨工业大学, 哈尔滨市教育局. 专用机床设计与制造. 黑龙江人民出版社.1979
- [5]《机械设计手册》联合编写组. 机械设计手册(中册). 机械设计计算. 第二版. 化学工业出版社 1982
- [6]沈鸿, 周建南, 汪道涵等. 机械工程手册. 机械工程出版社.1982(9)
- [7]产品样本. 电机(一). 上海市电机工业公司. 1977