

引言

这次毕业设计的课题——自动送料机构的设计目的，主要是为了降低成本，消除误差，并且实现自动送料。然而，对于如何简化机构，消除误差，降低劳动成本，通过对这次的设计和研究，也将作出解答。板料成型：主要用来是加工板料零件的，也是冲压工艺的基本方法之一。冲压工艺能制造很多零件，大到汽车大梁，小到精密的仪表零件，能简单能复杂。为什么冲压在实际生产中能有很好的推广意义呢？因为的优点在于加工成本低廉，生产效率很高，材料利用率搞，并且操作不复杂，有利于实现自动化操作。

1.1 课题背景及趋势

现代冲压加工现状

我国冲压模具不管是在技术亦或者数量上都有了相当大的发展，然而与拥有先进水平的国家相比，仍然拥有不小的差距，在高档模具方面，特别是大型精密模具方面，依旧非常依赖进口，但是出口的却多是中低档模具的技术。

为了满足与冲压设备的配套。

当代冲压技术发展趋势：

（1）加深研究冲压加工工艺，理论，技术等；有限元的应用，边界元法，冲压过程数字仿真分析，为在工艺过程中可能发生的质量问题和适应性进行预测。

（2）用新型模具材料并通过各式各样的表面处理技术，从而改进模具结构，来做到提高模具精度、延长寿命冲压件与传统的金属材料，被取代，如高强度钢板，镀锌，涂塑钢三明治和其他复合材料或高分子材料。

（3）在模具设计与制造中，开发并应用计算机辅助设计和制造系统（CAD/CAM），而为了适应冲压产品和各种生产要求的升级，高精度的模具开发，高寿命与模具（软模，低熔点模具）制造技术和总装配模具，模具，快速换模装置，也需要高度发展。

（4）采用多工位的连续模或者复合膜的冲压生产一般是中小型零件的冲压生产

(5) 冲压件重量轻、厚度薄、刚度好在一些传统冲压加工方法中, 更好更精确的加工工艺将把他们取代, 例如, 精冲精冲, 液压成形, 纺纱, 爆炸成形, 电水形成, 电磁成形, 超塑性成形的产品, 更为经济合理的加工工艺。

1.1.1 冲压在机械制造中的地位及特点

冲压工艺能制造很多零件, 大到汽车大梁, 小到精密的仪表零件, 能简单能复杂。为什么冲压在实际生产中能有很好的推广意义呢? 因为的优点在于加工成本低廉, 生产效率很高, 材料利用率搞, 并且操作不复杂, 有利于实现自动化操作。大多数的冲压产品, 是由60%个生产世界钢铁超过70%板, 由管道和其他配置文件。因此, 冲压的地位也十分重要, 譬如在精密仪器, 汽车, 船舶, 航天工程, 兵器, 电器, 机械等发面。

冲压件重量轻、厚度薄、刚度好。具有质量稳定, 无切削是完美的, 因为耐冲压是通过模具保证。原始配料的金属组织和李学性能都没有冲压件优越, 而且原始配料表面粗糙。公差等级与表面烫印状态优于冷冲压。采用多工位的连续模或者复合膜的冲压生产一般是中小型零件的冲压生产。如何去组建一个生产效率高的自动冲压生产线也成为了研究方向, 结论是: 以高速多工位压力机为中心, 利用计算机程序控制, 与开卷, 校正配置, 成品收集, 输送和模具底座和快速换模装置。如何提高他的质量并且降低工件的制造成本呢? 我们所采用的方法是用新型模具材料并通过各式各样的表面处理技术, 从而改进模具结构, 来做到提高模具精度、延长寿命。

冲压生产过程是在不断的发展, 冲压设备也在不断发展中, 除了新闻和钢模制造冲压以外的传统使用, 在每一种特殊的高速冲压成型过程无论如何, 如液压成形, 超塑性成形, 爆炸成形, 电水形成, 电磁成形, 各种技术进一步提高冲压件的技术水平。特种冲压复合冲压行程特别适用于各种批量(甚至数十件)件的生产。总之, 冲压模具可以有很好的推广意义, 在实际生产中, 由于生产成本低, 生产效率高, 材料利用率和参与, 操作简单, 有利于实现自动操作。通过冲压和焊接, 胶粘复合过程, 该零件的结构合理, 加工比较方便, 可以使用一个简单的过程中产生一个更复杂的结构。

1.1.2 现代冲压加工发展趋势

对传统金属材料的冲压件，被取代，如高强度钢板，镀锌，涂塑钢三明治和其他复合材料或高分子材料。

在模具设计与制造中，开发并应用计算机辅助设计和制造系统（CAD/CAM），而为了适应冲压产品和各种生产要求的升级，高精度的模具开发，高寿命与模具（软模，低熔点模具）制造技术和总装配模具，模具，快速换模装置，也需要高度发展。数控冲压、机械化与自动化的冲压生产线也应得到推广与发展。

与液压成形，超塑性成形，爆炸成形，电水形成，电磁成形，各种技术进一步提高冲压件的技术水平，传统的冲压方法也将逐步取代，从而使得冲压工件更合理、更经济。

冲模的核心部分是工作零件，即凸模和凹模。其形状和尺寸是由冲压工序的性质决定的。之间的间隔的凸，凹模落料冲孔落料模是非常小的，和锋利的刃口，以减少一个强大的剪切力，分离的空白和板。

在现代化机械加工过程当中，送料的时间的损耗主要是因为辅助时间（工件单件加工时间中的消耗）。如需提高生产效率，减少生产中的工件单间加工时间的消耗将是非常重要的一个环节。而要工件单间加工时间的消耗减少，则必须将生产线的自动化程度得到提高。自动送料机构的实现，这是自动送料机构，在送料生产过程自动化的一个特殊的机制。

自动送料机构能够将冲压工件或者冲压料通过定向机构，完成定向排列，接着按照顺序，使之顺利的到达机床或工作地点。在大批量的自动化生产中是非常实用的，自动送料机构的出现不仅能把操作员从不断重复而繁重的流水生产线中解救出来，并且对确保生产的安全性也是一种颇有成效的方法。当前，我国已经拥有了大量的冲压生产机床，但是若是能够将其改造升级成为全自动或者半自动的加工机床，这将会充分发挥冲压加工机床的力量，无论从哪一方面来说都是一个具有重大意义，如果在机床上安装自动送料机构，也将使得冲压的生产效率得到一个质的提高，从而实现冲压的完全自动化。等静压技术首先是由美国西屋公司在1913年提出的，当时由H.D.马登以专利形式发表。开始发展较慢。1955—1965年，等静压技术及其应用范围发展很快，此时已经涉及到陶瓷工业，最初

用于粉末冶金成型，七十年代德国将其移至用于陶瓷生产。首先是由西德的道尔斯特公司研制成功的。

随着现代工业的发展，冲压设备的配套。当代冲压技术发展趋势：

(1) 加深研究冲压加工工艺，理论，技术等；有限元的应用，边界元法，冲压过程数字仿真分析，为在工艺过程中可能发生的质量问题和适应性进行预测。从而优化冲压工艺方案，让塑性变形理论对生产过程产生重要作用。

(2) 冲压件与传统的金属材料，被取代，如高强度钢板，镀锌，涂塑钢三明治和其他复合材料或高分子材料。

(3) 在模具设计与制造中，开发并应用计算机辅助设计和制造系统（CAD/CAM），而为了适应冲压产品和各种生产要求的升级，高精度的模具开发，高寿命与模具（软模，低熔点模具）制造技术和总装配模具，模具，快速换模装置，也需要高度发展。

(4) 在模具设计与制造中，开发并应用计算机辅助设计和制造系统（CAD/CAM），而为了适应冲压产品和各种生产要求的升级，高精度的模具开发，高寿命与模具（软模，低熔点模具）制造技术和总装配模具，模具，快速换模装置，也需要高度发展。

(5) 在一些传统冲压加工方法中，更好更精确的加工工艺将把他们取代，例如，精冲精冲，液压成形，纺纱，爆炸成形，电水形成，电磁成形，超塑性成形的产品，更为经济合理的加工工艺。

随着现代工业的发展和计算机技术的发展，自动冲压加工系统是非常必要的。现在有自动冲压生产线加工，冲压加工中心，自动落料冲孔，配备自己的电脑数值控制板的加载和冲床等冲压自动卸载系统。这种制度必须死的高质量的设备，相应的效率高。

上模是一种主要的送料，自动模式，模具本身的一部分。也可以由压力机曲轴和滑块驱动，也可以从驱动装置分离（如机械，液压，气动）驱动。

周期性间歇和冲压过程的协调是送料，自动模式下料部分，一个运动特征。而为了实现周期性动作，有这些机构能够帮助其满足：有棘轮机构、槽轮机构、凸轮机构、定向离合器、平面连杆机构等。自动模的自动化装置是自动模的驱动装置通过周期性动作机构使自动化装置的工作零件产生周期性工作，这就是自动

送料机构。

为了在冲压生产线上实现自动送料，我才做了这次的毕设。

自动送料机构总体方案设计

自动送料装置送料根据进料装置和设备的两种形式。这次设计的是进料装置的设计。常见送料机构形式有以下五种：

- ① 钩式送料机构；
- ② 凸轮钳式送料机构；
- ③ 杠杆送料机构；
- ④ 夹持送料机构；
- ⑤ 辊轴送料机构。

等静压技术最初是由美国西屋1913提出的，当时由 H. D. 马登以专利形式发表。开始发展较慢。1955—1965年，等静压技术及其应用范围发展很快，此时已经涉及到陶瓷工业，最初用于粉末冶金成型，七十年代德国将其移至用于陶瓷生产。首先是由西德的道尔斯特公司研制成功的。等静压技术不但在德国和意大利普遍使用，而且还普及到英国、美国、捷克以及其他许多国家和地区。我国的等静压技术尚处于起步阶段，著名的瓷都景德镇从德国引进这项先进技术后，取得了显著效果：年产高档次600万件，22头西餐具已与美国美尔可公司签订包供货合同。

我国于60年代初从日本引进一台工作压力为25Mpa 的螺纹端盖式小型常温等静压机。上海重型机器厂设计制造过一台浮动端盖预应力钢带缠绕筒式等静压机，其工作缸直径为800mm，压力位30Mpa，轴向力为5000吨。70年代中期，首都钢铁公司特钢厂、北京钢铁研究总院根据国外的热等静压机参数，研制出一台双1500型等热静压机。据1998年统计，当时全国8个单位有不同规格的热等静压机25台，其中16台正常运行，9台将安装调试。常温等静压机100台左右。

3 自动送料机构的设计

3.1 零件分析及模具的结构形式

冲压产品需要带不锈钢组件，如图A所示

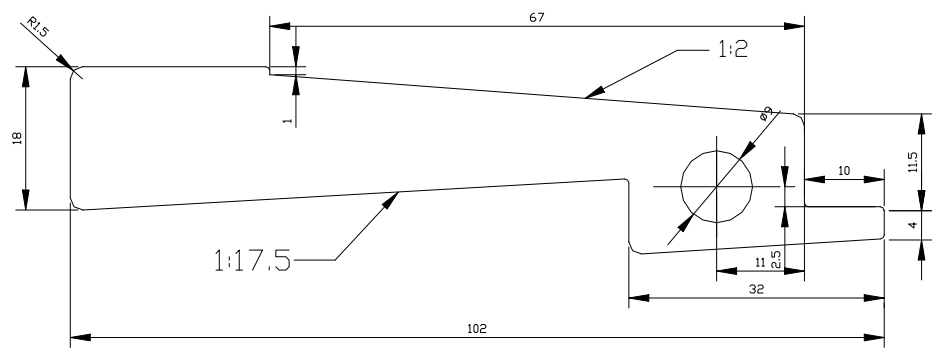
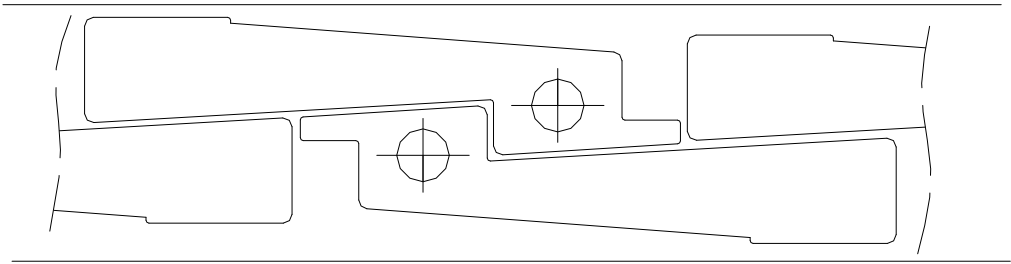


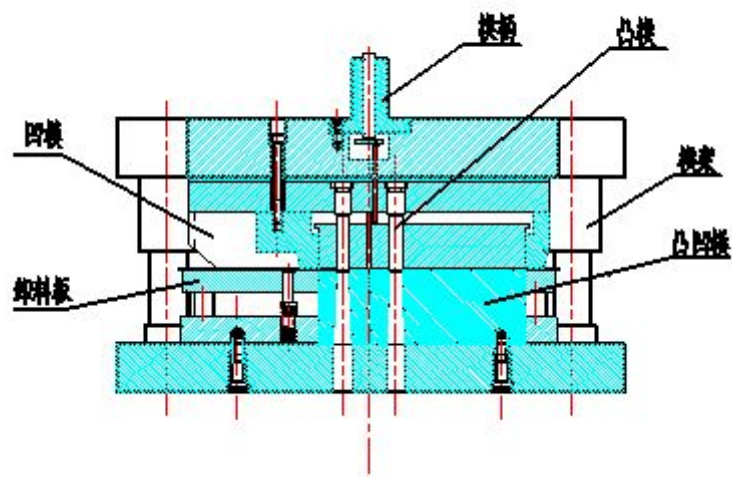
图 A冲压成品图

应零件需要大批生产，并且工艺性好。为了节省成本，做了如图B的排样：



图B 排样图

本模具结构图如下：



3.2 辊轴送料机构的原理、结构及工作过程

辊轴送料机构的原理、结构、工作过程在上一章中已有简述，下面进行更为详细的阐述。

一对辊轴方向的间歇转动，使辊自动送料装置的间歇进给。辊轴立式辊与两种安装方式，在生产实践过程中，越来越多的卷使用，卷分为单向和双向两。在本设计中，我用的是滚筒轴单向水平辊式自动送料装置。

送料机构的运动极限位置与一般位置的图解大致如图3-1所示：

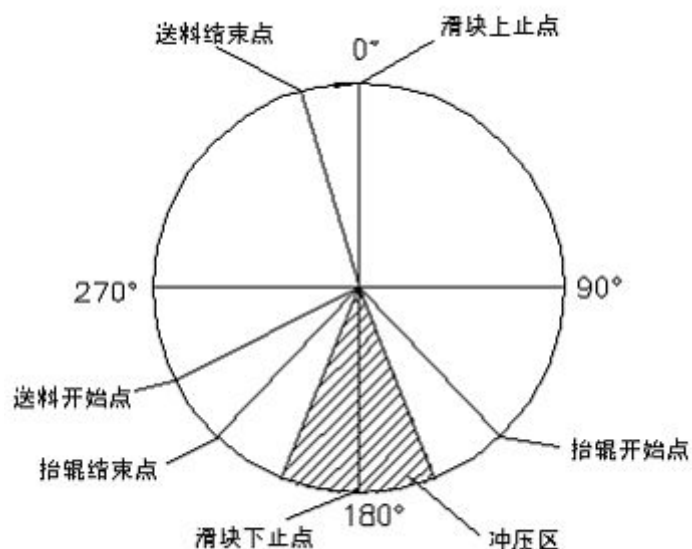
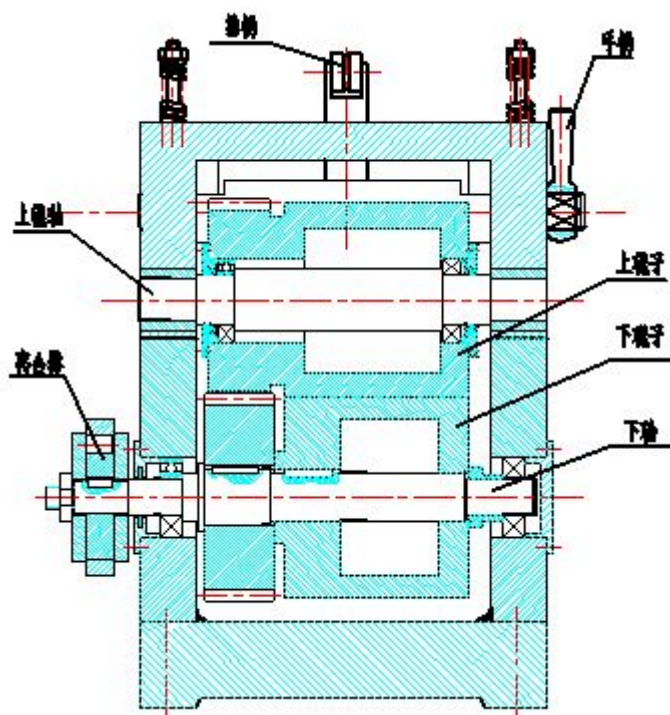


图 3-2 送料周期图

陶瓷生产经历了注浆成型，滚压成型，再到如今的等静压成型，等静压干压法相对于滚压成型而言，有以下几方面的优点：不需要石膏模具及制造它们的大批辅助工厂，母模和石膏模的堆放仓库。与传统工艺相比，减少了空间和能源消耗，不再需要带模键式湿坯干燥器或喷射式干燥器。由于用工程塑料或钢制成的模具有很长的寿命，克服了石膏寿命短的缺点以及废模处理等问题。完全均匀的压实及干燥收缩的消除，改善了产品的质量和精度。尺寸和重量的公差在1%的范围内。节省劳力，一个不熟练的工人可同时照看两台设备，并与修整好的盘叠放在窑车上。生产的盘类在形式上多种多样。如那些异型的盘类制品、施纹和浮雕、扇形花纹饰边的盘类制品均可生产。在转产上较经济，更为灵活快速。同时也适用于抗弯强度较差的坯体成型。



这里需要说明的是，自动送料机构的曲柄摇杆机构和之间的杆的长度是可以调节的，另外偏心轮偏心距可以在曲柄连接处调节。杆的联接处用万向联轴节联接。

3.3 结构特性

一、辊子

其主要工作部件的进给辊，它是空白的直接接触，使辊面应具有高的耐磨性和良好的形状和尺寸精度。。

本设计的主动辊为下辊，

$$\text{其直径 } d_1 = \frac{360^\circ S}{\pi \alpha} = \frac{360^\circ \times 108}{\pi \times 90^\circ} = 164 \text{ mm}$$

S ——送料进距 (mm)

α ——下辊转角 ($^\circ$)，即摇杆摆角，一般 $\alpha < 100^\circ$ 。

从动辊直径 d_2 可设计的稍小些。

从推荐的中心距系列中暂选 $a = 160 \text{ mm}$,

$$\therefore d_2 = \left(a - \frac{d_1}{2}\right) \times 2 = \left(160 - \frac{162.8}{2}\right) \times 2 = 156 \text{ mm}$$

$$\therefore i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{156}{164} = 0.965$$

n_1 -- 下辊转速 (r/min) ;

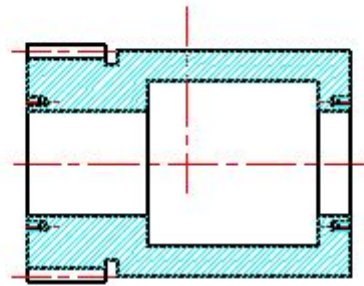
n_2 -- 上辊转速 (r/min) ;

Z_1 -- 下辊传动齿轮齿数;

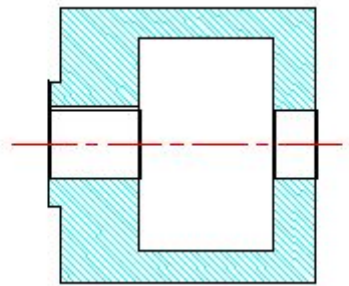
Z_2 -- 上辊传动齿轮齿数。

辊子长度一般取 $L = B + (10 \sim 20) = 130.4 + 20 = 150.4mm$, 圆整后取 $L = 150mm$ 。

辊子的半径较大，是空心结构，上辊采用结合齿轮的方法，如图所示。



下辊与齿轮分开设计，如图



物料由输送辊与辊之间的摩擦，使压力不能太小。要克服摩擦送料和其他配套元件提供加速度的摩擦力的主要来源。公式如下：

$$F = f + ma$$

经计算， $F=224N$ 。因为 $F = fP$ ，查表得 $f=0.15$ 。所以 $P=1500N$ ，方向指向辊子中心。

二、压紧装置

在这里我设置了一个压紧装置，对辊轴加压，使之产生摩擦力，这是因为辊

轴送料机构主要是用辊子和坯料之间的摩擦力实现，这个装置更有效的杜绝了在送料过程中辊子和坯料之间产生相对滑动，从而影响到送料精度。夹紧装置可采用与螺旋弹簧，弹簧式和杠杆式，弹簧，该弹簧式夹紧装置的设计，原理如图4-4所示。

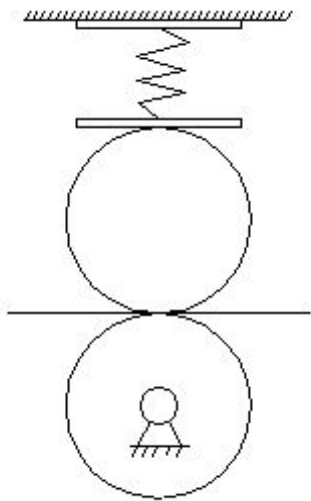


图3-4 板簧式压紧装置原理图

这个装置是更加有效的防止相对滑动辊之间的饲养和空白的过程，从而影响进给精度。

三、抬辊装置

以碗的成型为例，上模是盘的凹面，在凹出得上钢模表面浇合一层塑料覆盖层，而下钢模是凹形的底盘，在下模的凹面间装上一个底盘形状的凹型塑料，固定和密封于下模的外圈上，这样上下模起来，其间就留了一个较制品稍厚的空腔，再施予大的合模力，粉料填满空腔后，关闭填料口，然后在下模的油腔中进油施以高压，将软膜顶起，使整个软膜与下钢模间形成压迫软模的油腔。粉料有足够的流动性，油压作用在软膜上的压力各项均布，最终压制成一个胚体各部分受压均匀，致密结实的制品。

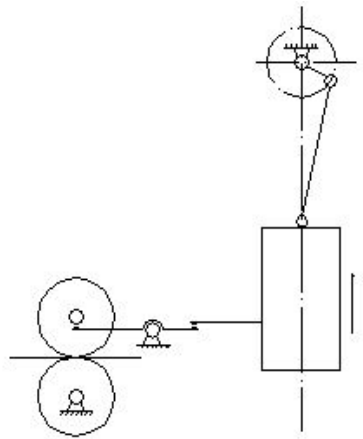
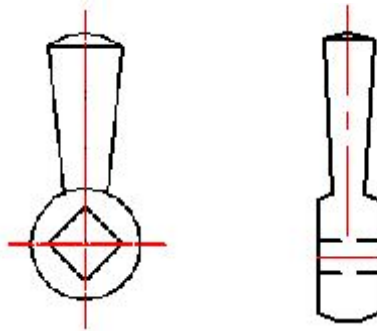


图3-5

此外，为了实现利用杠杆原理，机构的滚轮，特别是与手柄，设备和RAM抬辊在一起。。手柄如图：



下模为一软膜，油腔进油施以高压，将软膜顶起，使整个软膜与下钢模间形成压迫软模的油腔，软膜挤压粉料，最终压制成一个致密结实的制品。利用保压系统来减缓合模的速度，从而防止由于合模速度过快，上下模碰撞，从而损坏模具。

等静压成型能实现完全机械化控制，大大减少了工人的劳动强度，同时也减少了因人为关系影响而致的制品工艺上的差异；等静成型不需要石膏模具以及制造它们的大批辅助工厂。

根据压力机尺寸，暂取曲柄摇杆机构的长度尺寸如下：

曲柄 $l_1 = 100mm$

连杆 $l_2 = 1500mm$

摇杆 $l_3 = 150mm$

计算得，曲柄转动中心与下辊中心距 $l_4 = 1615.6mm$

$$\because l_1^2 + l_4^2 > l_2^2 + l_3^2$$

\therefore 该机构满足传动条件。

五、送料进距调节装置

正如已经提到的，自动送料机构的曲柄摇杆机构和杆的长度可以调节，另外一个偏心轮偏心距可调曲柄连接。偏心距 e 和辊子转角 α 的关系为

$$e = \sqrt{(P^2 + R^2 + l^2) - 2 \frac{l^2 - \cos \frac{\alpha}{2} \sqrt{(l^2 - P^2 \sin^2 \frac{\alpha}{2})(l^2 - R^2 \sin^2 \frac{\alpha}{2})}}{\sin^2 \frac{\alpha}{2}}}$$

其中 $P = l_4, R = l_3, l = l_1 + l_2$

六、间歇运动机构

辊式送料机构由压力机曲轴驱动，以曲轴连续旋转进料辊间歇，间歇运动机构之间设置的设计。设计采用超越离合器来实现间歇运动，与主动辊联接。其他常见的间歇运动机构的棘轮机构、蜗杆凸轮机构。

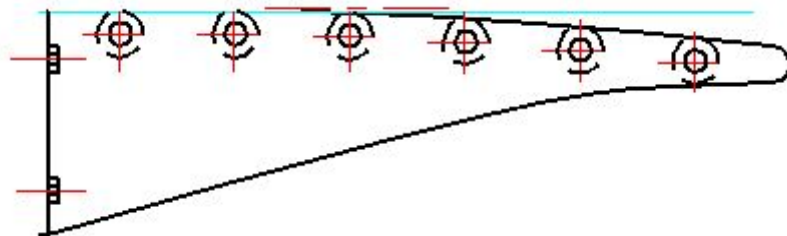
七、其它

其他配件，轴承，紧固件，根据标准件手动选择，如图所示的组件。。

本设计的送料机构中设计了一个托物架，以便支撑毛胚材料。

在滑块的行程次数的机制设计压力为45 /分钟，因此不是高速冲压，所以不需要使用制动装置。但在高速进给条件下，由于滚子，材料，传动系统的惯性，会在中风的进料端使材料的定位精度的影响，因此它应该在辊轴端装有制动器。制动器因选用结构简单，容易加工装配的，以闸瓦式为代表，应用较为普遍，但是劣势是长期处于制动状态，摩擦损失还是比较大。石棉或铸铁能够作为常用的摩擦材料。其他的制动器有带式和气动式。

另外，本送料机构上还加了一个拖物架，起支撑材料的作用，便于辊轴自动送料，其结构如下图：



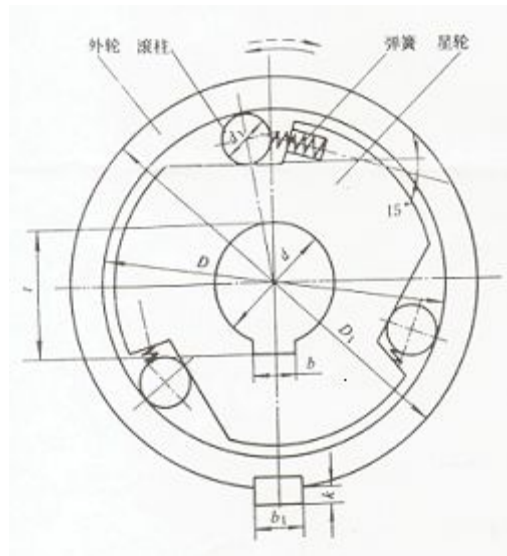
P1为一台大流量低压泵，用于主油缸1的合模动作和整个液压系统的循环 风机等，VM1为一溢流阀，用于保护泵 P1的出口压力，其调定压力为3MPa。

P2为一台低流量高压泵，用于高压供油系统及其合模后的保压作用，并对 软模腔实施等静压及主油缸快速开模。 压力由 VM2调定，使高压系统设定压力 为 32Mpa，VM3为一安全阀，用于保护 P2泵出口，调定压力为32Mpa。

为了保证油路系统处于良好的工作状态，泵站系统配置了冷却和过滤装置。 该机采用了风机冷却装置，并配以热交换装置。 室内油的理想温度比室温高30~40° C, 因此要设定温度调节装置,利用温度调节器控制(B257),使之保持在理想温度区。 如果油液超过理想温度范畴，第二调节器 (B255)将自动切断电源 使压机停机。 该液压站对液压油的要求较高，只能使用符合 Din51525, H—LP 油，此油中包含附加物质，可使许用压力和许用油温有明显的改善。 此外，该 有有较好的防腐蚀，防磨擦性能，因此可以提高泵、阀等器件的使用寿命。系统启动时，电磁阀都失电，此时高、低压泵处于低压区，进行低压启动，启动后，电磁铁13DT、1DT、12DT、11DT 得点，RB1为一背压液控单向阀， 此时 处于不通的状态，高、低压泵的卸荷回路均关闭，此时两蓄能器充油，当系统 达到调定压力时，延时继电器动作，13DT、1DT 失电， 液压油开始升温或冷却 循环。 高压系统进入准备阶段。

查手册，选用 $D = 100mm$ 的超越离合器，滚柱数 $z = 3$ ，许用转矩 $T = 70N \cdot m$ 允许总接合次数为 5×10^6 ，允许最高接合次数为80次/min，极限转速为1000r/min，接合式的最大空转角度为1°。

离合器结构如图：



3.5 齿轮的设计及校核

当主油缸后退时，压下行程开关 S241时，3DT 失电，插装阀 V2关闭，10DT 得电打开液控单向阀 RB1，13DT 得电关闭低压油的升温或冷却循环回路，为合模提供大量的液压油，12DT 得电关闭电磁换向阀12Y，低压泵的压力油经单向阀 R1，背压液控单向阀 RB1进入柱塞缸，与此同时4DT 得点，打开插装阀 V3, 活塞右腔的液压油经此阀返回油箱，合模速度快。当柱塞前进触发行程开关 S252时，开始合模的第二阶段，即保压阶段，速度慢而闭合力大。此时，10DT 失电，关闭背压液控单向阀 RBI，13DT 失电，11DT 得点关闭电磁换向阀11Y，2DT 得电打开插装阀 VI，高压泵的油经单向阀 R2、R3 和插装阀 VI 进入柱塞缸，增大了合模的闭合力。4DT 失电关闭插装阀 V3，5DT 失电打开电磁换向阀5Y，使活塞缸右腔的油经单向节流阀 RF3回油箱，从而减缓了柱塞的前进速度，与此同时，8DT 得电液控单向阀 RB2开启，油缸5带动气缸4抽吸模腔，使软膜复位，紧贴模座，为加料做准备。

齿面接触疲劳强度计算

1. 初步设计

转矩 T_1	由前面计算结果可知	$T_1 = 33200 N \cdot mm$
模数 m	取 m=4	m=4 mm

齿数	初取齿数 $z_1 = 39; z_2 = 41$	$z_1 = 39; z_2 = 41$
分度圆直径 d	$d_1 = mz = 4 \times 39 = 156mm$	$d_1 = 156mm$
	$d_2 = mz = 4 \times 41 = 164mm$	$d_2 = 164mm$
中心距 a	$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{4 \times (39 + 41)}{2}$	a=160mm
齿宽 B=50mm	B = 60	
转数 n_1	$n_1 = 45r / \min$	
接触疲劳极限 $\sigma_{H\lim}$	接触疲劳极限的“机械设计”图 12.17c	
	$\sigma_{H\lim 1} = 710Mpa$	$\sigma_{H\lim 2} = 580Mpa$

2. 校核计算

圆周速度 v	$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 156 \times 45}{60 \times 1000}$	$v = 0.368m / s$
--------	--	------------------

精度等级 精度等级从“机械设计” 12.6 中选取 8 级精度

使用数 K_A	由“机械设计”中表 12.9	$K_A = 1.75$
-----------	----------------	--------------

动载系数 K_v 在图 12.9 中的“机械设计”的动态负载系数

$$K_v = 1.1$$

齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 由“机械设计” 12.10 查知，先求

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 33200}{156} = 425N$$

$$\frac{K_A F_t}{b} = \frac{1.75 \times 425}{50} = 14.75N/mm < 100N/mm$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$$

$$= 1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{39} + \frac{1}{41} \right) = 1.72$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.72}{3}} = 0.87$$

$$\text{由此得 } K_{H\sigma} = \frac{1}{Z_{\epsilon}^2} = \frac{1}{0.87^2} = 1.32$$

“机械设计” 12.11 检查纵向载荷分布系数

$$K_{H\beta} = A + B\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + C \cdot 10^{-3} b$$

$$= 1.17 + 0.16 \times \left(\frac{50}{156}\right)^2 + 0.61 \times 10^{-3} \times 156$$

$$K_{H\beta} = 1.28$$

载荷系数 K

$$K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.75 \times 1.1 \times 1.32 \times 1.28$$

$$K = 3.25$$

弹性系数 Z_E

由“机械设计” 12.12 查知

$$Z_E = 189.8 \sqrt{MPa}$$

节圆区域系数 Z_H

由“机械设计” 12.16 查知

$$Z_H = 2.5$$

$S_{H\min}$ “机械设计” 12.14 检查接触最小安全系数

$$S_{H\min} = 1.5$$

工作时间 t_H

工作时间年按 300 个工作日内，设计寿命为十年，

$$\text{每天工作八小时。 } t_h = 10 \times 300 \times 8 = 24000h$$

应力循环次数 N_L

由“机械设计” 12.15 查知，估计 $10^7 < N_L \leq 10^9$ ，

则指数 $m=8.78$

$$N_{L1} = N_{v1} = 60\gamma \sum_{i=1}^n n_i t_{hi} \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m$$

$$= 60 \times 1 \times 45 \times 24000 \times 1^{8.78}$$

$$N_{L1} = 6.48 \times 10^7$$

原估计应力循环次数正确

$$N_{L2} = N_{L1} / i = 6.48 \times 10^7 / 41 \times 39$$

$$N_{L2} = 6.16 \times 10^7$$

“机械设计” 12.18 检查触点寿命系数 Z_N

$$Z_{N1} = 1.17$$

$$Z_{N2} = 1.18$$

$$\text{许用接触应力} [\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim 1} Z_{N1}}{S_{H\min}} = \frac{710 \times 1.17}{1.5}$$

$$[\sigma_{H1}] = 554 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim 2} Z_{N2}}{S_{H\min}} = \frac{580 \times 1.18}{1.5}$$

$$[\sigma_{H2}] = 456 \text{ MPa}$$

验算

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2}} \cdot \sqrt{\frac{u+1}{u}} \\ &= 189.8 \times 2.5 \times 0.87 \times \sqrt{\frac{2 \times 3.25 \times 33200}{50 \times 156^2}} \times \sqrt{\frac{\frac{41}{39} + 1}{\frac{41}{39}}} \end{aligned}$$

$$\sigma_H = 243 \text{ MPa}$$

$$< [\sigma_{H2}]$$

结果表明，齿轮的接触疲劳强度的大小是合适的，无需调整。否则，大小调整也应再次检查。

齿根弯曲疲劳强度验算

$$\text{重合度系数 } Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.72}$$

$$Y_\varepsilon = 0.68$$

齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$ 由“机械设计” 12.10 查知，

$$K_{F\alpha} = 1/Y_\varepsilon = 1/0.68$$

$$K_{F\alpha} = 1.47$$

齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$ $b/h = 50/(4 \times 2.25) = 5.55$

由“机械设计” 12.14 查知 $K_{F\beta} = 1.3$

载荷系数 K $K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.75 \times 1.1 \times 1.47 \times 1.3$

$$K = 3.68$$

齿形系数 $Y_{F\alpha}$ 由“机械设计” 12.21 查知

$$Y_{F\alpha 1} = 2.41$$

$$Y_{F\alpha 2} = 2.4$$

应力修正系数 $Y_{S\alpha}$ 由“机械设计” 12.22 查知

$$Y_{S\alpha 1} = 1.66$$

$$Y_{S\alpha 2} = 1.67$$

弯曲疲劳极限 $\sigma_{F\lim}$ 由“机械设计” 12.23 查知

$$\sigma_{F\lim 1} = 600 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F\lim 2} = 450 \text{ MPa}$$

弯曲最小安全系数 $S_{F\min}$ 由“机械设计” 12.24 查知

$$S_{F\min} = 2$$

应力循环次数 N_L 由“机械设计” 12.15 查知，估计

$$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10},$$

则指数 $m=49.91$

$$N_{L1} = N_{v1} = 60\gamma \sum_{i=1}^n n_i t_{hi} \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m$$

$$= 60 \times 1 \times 45 \times 24000 \times 1^{49.91}$$

$$N_{L1} = 6.48 \times 10^7$$

原估计应力循环次数正确

$$N_{L2} = N_{L1} / i = 6.48 \times 10^7 / 41 \times 39$$

$$N_{L2} = 6.16 \times 10^7$$

弯曲寿命系数 Y_N

由“机械设计” 12.24 查知

$$Y_{N1} = 0.94$$

$$Y_{N2} = 0.95$$

尺寸系数 Y_X

由“机械设计” 12.25 查知

$$Y_X = 1.0$$

许用弯曲应力 $[\sigma_F]$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim 1} Y_{N1} Y_X}{S_{F\min}} = \frac{600 \times 0.94 \times 1}{2}$$

$$[\sigma_{F1}] = 282 MPa$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim 2} Y_{N2} Y_X}{S_{F\min}} = \frac{450 \times 0.95 \times 1}{2}$$

$$[\sigma_{F2}] = 214 MPa$$

验算

$$\begin{aligned}\sigma_{F1} &= \frac{2KT_1}{bd_1 m} Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\varepsilon \\ &= \frac{2 \times 3.68 \times 33200}{50 \times 156 \times 4} \times 2.41 \times 1.66 \times 0.68\end{aligned}$$

$$\sigma_{F1} = 21.3 MPa$$

$$< [\sigma_{F1}]$$

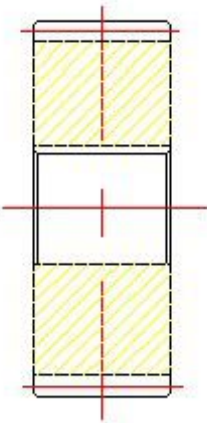
$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} = 21.3 \times \frac{2.4 \times 1.67}{2.41 \times 1.66}$$

$$\sigma_{F2} = 21.4 MPa$$

$$< [\sigma_{F2}]$$

没有严重超载，这不会使静强度

设计的齿轮如下图：

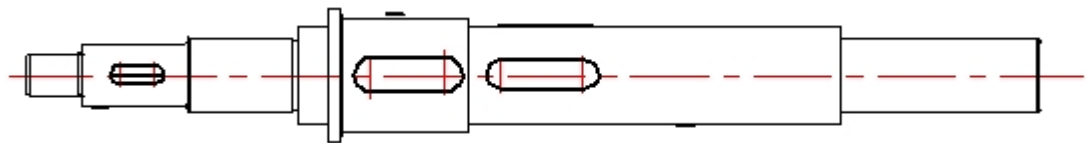


3.6 轴的设计及校核

在送料机构采用 3 轴，其中两个轴分别为主轴，上，下辊轴。在两个轴，其中下辊轴类零件较多，结构较为复杂，因此需要严格的检查。

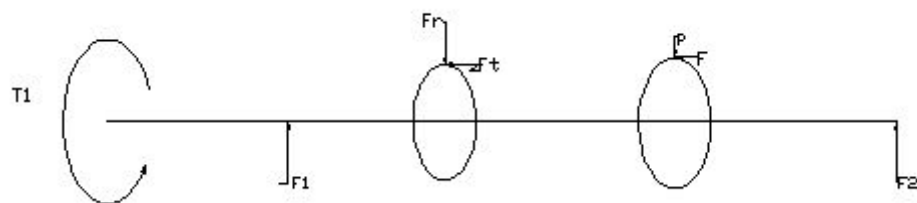
$\sigma_b = 650MPa, \sigma_s = 360MPa$ 。设计轴的初步算出来的设计

设计轴的结构如下：



计算齿轮受力

轴的受力图



转矩

由上面计算可知

$$T_1 = 33200 N \cdot mm$$

圆周力

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 33200}{156}$$

$$F_t = 426 N$$

径向力

$$F_r = \frac{F_t \tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{426 \times \tan 20^\circ}{\cos 90^\circ}$$

$$F_r = 155 N$$

计算支撑反力

水平面反力

$$F_{r1} = \frac{426 \times 208 + 224 \times 108}{266}$$

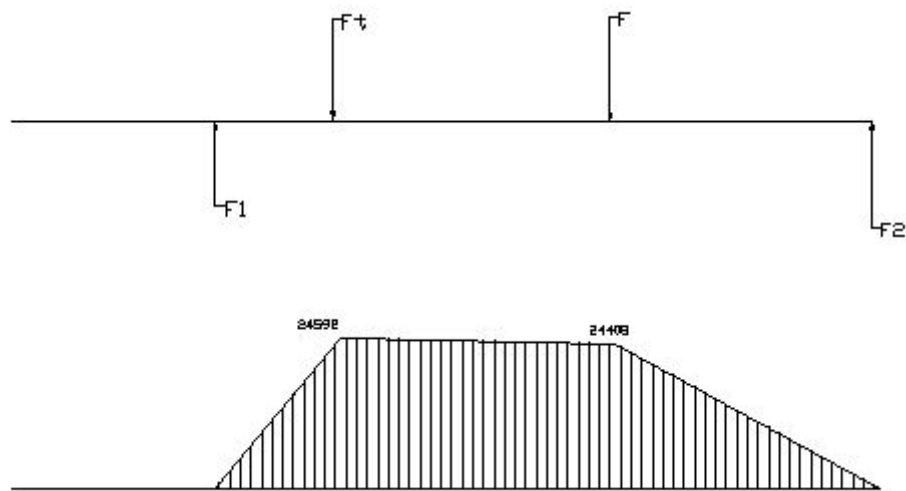
$$F_{r1} = 424 N$$

$$F_{r2} = \frac{426 \times 58 + 224 \times 258}{266}$$

$$F_{r2} = 226 N$$

弯矩图

a) 水平面



垂直面反力

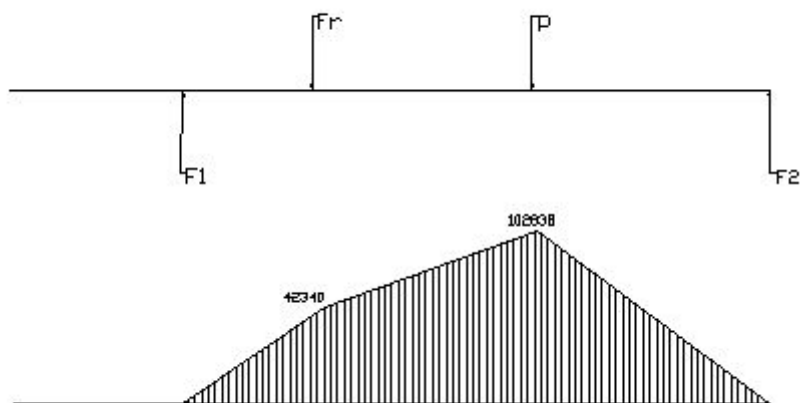
$$F_{t1} = \frac{155 \times 208 + 1500 \times 108}{266}$$

$$F_{t1} = 730 N$$

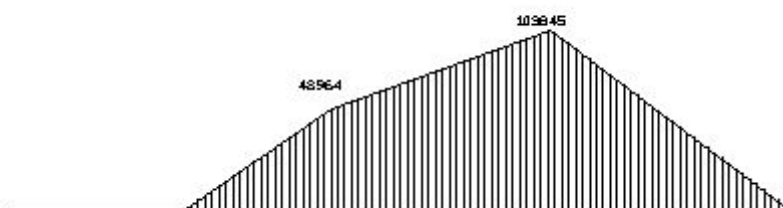
$$F_{t2} = \frac{155 \times 58 + 1500 \times 158}{266}$$

$$F_{t2} = 925 N$$

b) 垂直面



c) 合成弯矩图



许用应力

许用应力值

从表16.3检查允许应力值（可用插入法）：

$$[\sigma_{ob}] = 102.5 MPa$$

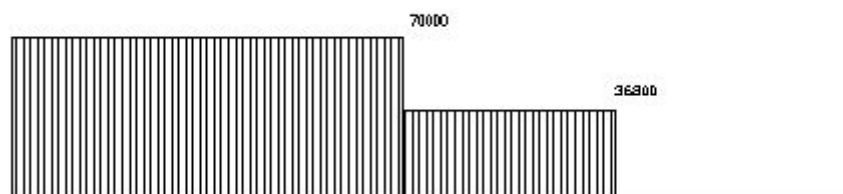
$$[\sigma_{-1b}] = 60 MPa$$

应力校正系数

$$\alpha = \frac{[\sigma_{-1b}]}{[\sigma_{ob}]} = \frac{60}{102.5}$$

$$\alpha = 0.59$$

转矩图



当量转矩

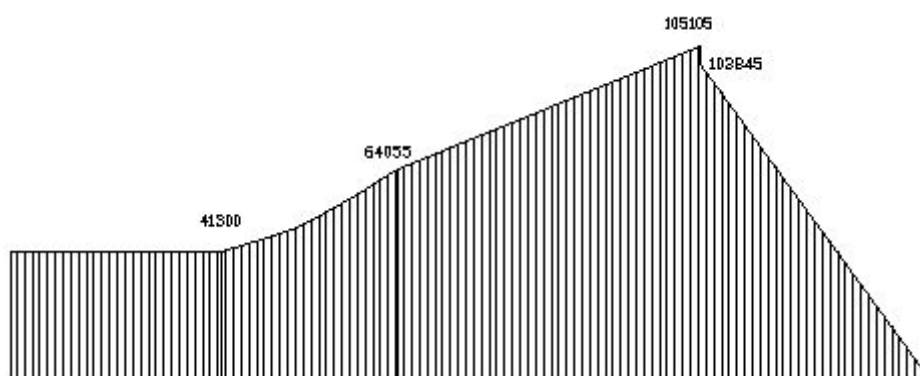
$$\alpha T = 0.59 \times 70000, \text{如图}$$

$$\alpha T = 41300 N \cdot mm$$

$$\alpha T_1 = 0.59 \times 33200, \text{如图}$$

$$\alpha T_1 = 21712 N \cdot mm$$

合成弯矩图



校核轴径

轴径

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_1}{0.1[\sigma_{-1b}]}} = \sqrt[3]{\frac{105105}{0.1 \times 60}}$$

$$d_1 = 26 < 40mm$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_2}{0.1[\sigma_{-1b}]}} = \sqrt[3]{\frac{41300}{0.1 \times 60}}$$

$$d_2 = 19 < 26mm$$

经过检查，没有严重超载，轴的危险截面，并能满足要求，所以下辊轴合格。

3.7 轴承的设计和校核

两对轴承应用于送料装置的设计，其中利用应力轴的轴承是比较小的，所以不检查，在下辊轴承检。

轴可以采用型号为 6008 的轴承，它的详细数据为：

轴承型号	d (mm)	D (mm)	Cr (N)	C_{0r} (N)
6008	40	68	13200	9420

轴承1的校核

计算项目	计算内容	计算结果
轴承1的径向载荷 F_{1r}	$F_{1r} = \sqrt{F_{1x}^2 + F_{1y}^2} = \sqrt{424^2 + 730^2}$	$F_{1r} = 844N$
轴承转速 n_1	由以上可知， $n_1 = 45r / \min$	$n_1 = 45r / \min$
轴向载荷 F_{1a}	由以上计算可知， $F_{1a} = 0\text{ N}$	$F_{1a} = 0\text{ N}$
F_a / C_{0r}	$F_a / C_{0r} = 0/9420$	$F_a / C_{0r} = 0$
e	查表18.7	e=0.16
F_a / F_r	$F_a / F_r = 0/844$	$0 < e$
X、Y	查表18.7	X=1, Y=0
冲击载荷系数 f_d	查表18.8	$f_d = 1.2$

当量动载荷P	$P = f_d(XF_r + YF_a)$ $= 1.2 \times (1 \times 844 + 0)$	P=1012.8N
轴承预期使用寿命 L_h	$L_h = t_h = 24000h$	$L_h = 24000h$
计算额定动载荷	$C'_r = P^3 \sqrt{\frac{L'_h n}{16670}} = 1012.8 \times \sqrt[3]{\frac{24000 \times 45}{16670}}$	$C'_r = 4068N$
基本额定动载荷 C_r	通过查表可得	$C_r = 13200N$

由于 $C'_r = 4068N < C_r$ ，6008型深沟球轴承的选择可以满足承载生活的要求。

轴承2的校核

计算项目	计算内容	计算结果
轴承2的径向载荷 F_{2r}	$F_{2r} = \sqrt{F_{2x}^2 + F_{2y}^2} = \sqrt{226^2 + 925^2}$	$F_{2r} = 952N$
轴承转速 n_1	由以上可知， $n_1 = 45r/min$	$n_1 = 45r/min$
轴向载荷 F_{2a}	由以上计算可知， $F_{2a} = 0N$	$F_{2a} = 0N$
F_a / C_{0r}	$F_a / C_{0r} = 0/9420$	$F_a / C_{0r} = 0$
e	查表18.7	e=0.16
F_a / F_r	$F_a / F_r = 0/952$	$0 < e$
X、Y	查表18.7	X=1, Y=0
冲载系数 f_d	查表19.4	$f_d = 31$

当量动载荷P	$P = f_d(XF_r + YF_a)$ $= 1.2 \times (1 \times 952 + 0)$	1142.4n
轴承预期使用寿命 L_h	$L_h = t_h = 24000h$	$L_h = 24000h$
计算额定动载荷	$C'_r = P \sqrt[3]{\frac{L_h n}{16670}} = 1142.4 \times \sqrt[3]{\frac{24000 \times 45}{16670}}$	$C'_r = 4588N$
基本额定动载荷 C_r	由上表可知	$C_r = 13200N$

由于 $C'_r = 4588N < C_r$ 所以我们选择6008型深沟球轴承可完全满足承载生活的要求。

3.8 键的设计和校核

进给机构采用3平键连接和1斜键，斜键连接撞柄，可以不做检查。

现对其他3个平键进行校核。

平键1的校核

1键传递扭矩为70，轴直径26mm。查表可得键的截面尺寸为：宽b=8毫米，高为7mm，选键长为22mm。

这个键的能相触的L为 $l' = 14mm$ 。通过表格查询可得挤压应力应取

$[\sigma_p] = 120MPa$ ，所以能够得出其转矩为：

$$T = \frac{1}{4} h l' d [\sigma_p] = \frac{1}{4} \times 7 \times 14 \times 26 \times 120 = 76N \cdot M > 70N \cdot M。$$

平键2的校核

这个键的转距大概约为 $33.2 N \cdot m$ ，其轴的直径为48mm。通过查阅表格可以算的出这个键，他的的截面尺寸：宽等于14毫米，高等于9毫米，所以该键的长度应选45毫米。

键的接触长度 $l' = l - b = 45 - 14 = 31mm$ 。由表7.1取许用挤压应力 $[\delta_p] = 120MPa$ ，

$$T = \frac{1}{4}hl'd[\sigma_p] = \frac{1}{4} \times 9 \times 31 \times 48 \times 120 = 400N \cdot M > 33.2N \cdot M$$

轴的直径约为40毫米。查表可得键的截面尺寸为：宽b=12毫米，高h=8毫米，选键长为45毫米。

键的接触长度 $l' = l - b = 45 - 12 = 33\text{mm}$ 。由表7.1取许用挤压应力 $[\sigma_p] = 120\text{MPa}$ ，联结所能传递的转矩能由式7.1得到

$$T = \frac{1}{4}hl'd[\sigma_p] = \frac{1}{4} \times 8 \times 12 \times 40 \times 120 = 316N \cdot M > 36.8N \cdot M$$

因此平键3的挤压强度也是能够满足机构的，所以设计的键满足。

陶瓷生产经验丰富的铸造，轧制，再到今天的等静压成型，等静压干压法相对于轧制成形，以下一些方面

不需要石膏模具及制造它们的大批辅助工厂，母模和石膏模的堆放仓库。

与传统工艺相比，减少了空间和能源消耗，不再需要带模键式湿坯干燥器或喷射式干燥器。

由于用工程塑料或钢制成的模具有很长的寿命，克服了石膏寿命短的缺点以及废模处理等问题。

完全均匀的压实及干燥收缩的消除，改善了产品的质量和精度。尺寸和重量的公差在1%的范围内。

节省劳力，一个不熟练的工人可同时照看两台设备，并与以修整好的盘叠放在窑车上。

生产的盘类在形式上多种多样。如那些异型的盘类制品、施纹和浮雕、扇形花纹饰边的盘类制品均可生产。在转产上较经济，更为灵活快速。同时也适用于抗弯强度较差的坯体成型。

结 论

在这次的设计里，我采取一种较为常用的形式——辊轴送料机构，由于本设计所用的毛坯件厚度比较薄，而夹持送料机构需要采用斜楔带动加料爪和滑板运动，在送料过程中振动会比较大，从而影响到送料精度；而辊轴进给，过程更为平稳，因此，进给精度保证。所以，决定采用双滚轮送料机构是合理的。

在设计过程中，研究了

- ① 零件分析及模具的结构形式
- ② 结构特性，基本原理
- ③ 离合器的选用
- ④ 齿轮的设计及校核
- ⑤ 轴的设计及校核
- ⑥ 轴承的设计和校核
- ⑦ 键的设计和校核

在策划方案的过程当中，碰上了不少需要老师来解答的地方，特别是在画图的过程中，花了很大的功夫，并且在计算方面费了许多心思，绕了不少的弯路，对细节的反复修改较多。这次设计让我对自动送料机构有了更深的了解。

由于自己对机械设计制造方面缺乏经验，一些参数是否可行还不确定，很多部分都是通过查阅资料而得到的。通过本次设计，发现设计机构要考虑的东西很多，要有严密的思维并从多方面考虑机构设计方案是否可行。对于机构设计经验的学习是在今后工作中的重点。自己的理论知识也有待提高，敬请各为老师予以指正。

致 谢

在这次的设计中遇到了许多的问题但是老师都一一对我进行了详细的解答。所以在这里，我由衷地感谢将刘建成指导老师。您严谨的治学态度，诲人不倦的育人精神，深厚的理论素养，豁达的处事作风将让我受益终生。在毕业论文的写作过程中，您百忙之中多次对我的论文提出了非常有价值的指导意见，使我顺利地完成了论文的写作。在这次的设计中遇到了许多的问题但是老师都一一对我进行了详细的解答。