

餐饮具成型机液压系统的设计与研究

张忠纯 李晓慧 朱满平 (唐山学院, 河北唐山 063020)

摘要 介绍了一种具有 PLC 自动控制, 集机械、电子、液压三位一体的 KCJ200-1 型可编程控制餐饮具成型机的液压系统的设计方案。

关键词 设计方案; 油缸; 油泵; 电机

中图分类号 TH122 文献标识码 A 文章编号 0517-6611(2007)22-07032-02

KCJ200-1 型可编程控制餐饮具成型机具有 PLC 自动控制, 集机械、电子、液压三位一体, 模块式结构, 生产效率高。该设备不需水源, 生产全过程无污染, 符合环保的要求。在压制成型机构中, 仅采用 5.5 kW 的电机来带动 200 t 压力的压机长时间工作而不过热, 大大节约了能源。该设备实现了国产干法生产一次性可降解植物纤维餐饮具生产设备的突破, 技术水平在一定程度上超越了发达国家。该设备的投产为我国农业综合开发提供了一条具有高技术含量的农作废弃物的加工回收利用途径, 不但可以减少环境污染, 还可以为农民增加收入, 为提高我国生产的一次性可降解餐饮具在国际市场的竞争力, 也为我国农业产业结构调整提供了条件。目前该设备运转正常, 产品质量稳定, 已通过中国机械工业联合会的鉴定, 鉴定证号 JK 鉴字 2006] 第 2006 号。

1 设计方案

1.1 设计参数 根据干法生产一次性可降解植物纤维餐饮具独特的原料配方以及物料工艺成型特点, 提出如下基本设计参数: 4 腔成型油缸推力 2 000 kN; 物料在温度 280 °C、压力 25 Mpa 条件下成型; 总行程 450 mm; 其中快下行程 435 mm; 慢下行程 15 mm, 3 s 内完成成型腔内增压; 保压时间为 7 s。采用这些参数即可生产出符合国家有关植物纤维餐饮具标准的产品。

1.2 液压系统设计方案 由于模内物料需在 3 s 内达到成型压力 25 Mpa, 并且考虑到节约电能, 提高生产效率, 因此该压力成型机设 2 个副油缸和 1 个主油缸。2 个副油缸主要驱动上滑块的上下滑动, 其特点是速度较快。而主油缸的作用是慢下, 起到给模具加压、保压作用。设计副油箱的作用主要是: 当 2 个副油缸驱动滑块下滑时, 主油缸活塞杆跟随下滑, 在主油缸内形成负压, 副油箱内的油受负压作用, 打开油箱内的单向阀, 油被吸入主油缸, 瞬时回填主油缸。当 2 个副油缸驱动上滑块上升时, 主油缸内油被推入副油箱贮存, 若超过预定液位, 多余的油将回流到主油箱。采用这种结构, 大大节省了电能, 滑块的运行速度迅速增加, 生产效率显著提高。

2.1 油缸的选择

2.1.1 主油缸设计。

2.1.1.1 主油缸直径计算。 已知主油缸出力 $F = 2\ 000\ \text{kN}$, 物料成形压力 $P = 25\ \text{Mpa}$ 。

$$\text{由公式 } D = 1.13 \sqrt{\frac{F}{P}}$$

经计算 $D = 319.6\ \text{mm}$ 。

查表(国标 GB2348-93), 选定主油缸内径 $D = 320\ \text{mm}$ 。

2.1.1.2 主油缸活塞杆直径的计算。 主油缸活塞杆工作时主要承受拉力或压力, 可近似采用直杆的拉压强度计算直径 d 。

$$= \frac{F}{\frac{d^2}{4} [\sigma]}, \text{ 即: } d = 1.13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]}} = \frac{b}{n}$$

F , 油缸推力(N); d , 活塞杆直径(mm); $[\sigma]$, 活塞杆内应力(Pa); $[\sigma]$, 活塞杆使用材料的许用应力(Pa); b , 活塞杆使用材料的抗拉应力(Pa)。

活塞杆的材料适用 45 号钢, $b = 598\ \text{Mpa}$, 安全系数取 $n = 3$ 。

可计算出 $d = 113.2\ \text{mm}$ 。

查表(GB2348-93), 选择活塞杆直径为: 125 mm。

$$\text{所受的应力 } = \frac{2 \times 10^6}{\frac{1}{4} \times 0.125^2} = 163.1\ \text{Mpa}。$$

考虑到上滑块的上表面积(830 mm × 700 mm) 比活塞杆面积大得多, 故把活塞杆做成中空的柱形, 使得应力在上滑块的分布更均匀。具体设计如下: 外径定为 240 mm, 计算其内径:

$$= \frac{2 \times 10^6}{\frac{1}{4} (0.24^2 - d_{\text{内}}^2)} = 163.1\ \text{Mpa}$$

$$\text{求得: } d_{\text{内}} = 204.0\ \text{mm}, \text{ 活塞杆壁厚 } = \frac{240 - 204}{2} = 18\ \text{mm}。$$

由于在活塞的内圆面需要用螺纹与其他零件(M180 × 3) 相连接, 故活塞杆的内径定为 180 mm。

$$\text{活塞杆壁厚 } = \frac{240 - 180}{2} = 30\ \text{mm} > 18\ \text{mm}。$$

2.1.1.3 主油缸壁厚的计算。 材料选用 40 Cr, $b = 981\ \text{Mpa}$, 安全系数取 $n = 5$ 。先按薄壁圆筒计算后, 再校核。

$$= \frac{P_j D}{2[\sigma]}$$

$[\sigma] = 196.2\ \text{Mpa}$; D , 油缸内径(mm); P_j , 油缸的计算压力(Pa); δ , 缸体厚度(mm); P_n , 油泵的额定压力(Pa)。

其中, P_n 初步选 32 Mpa; $P_j = P_n \times 125\% = 32 \times 1.25 = 40\ \text{Mpa}$; 代入公式可求得 $\delta = 32.1\ \text{mm}$ 。 $\delta/D = 0.1$, 接近按薄壁缸计算的最大值, 故该油缸可以按薄壁缸计算。查表(GB8713-88), 该主油缸的壁厚取为: 40 mm。

2.1.2 副油缸设计。

2.1.2.1 副油缸直径计算。 滑块行程 435 mm, 所承受的主要作用力有上滑块、上模具; 主、副油缸活塞杆的重力; 以及主油缸和两副油缸的排油阻力, 共计约 $F = 25\ 000\ \text{N}$, 2 个副油缸受力相同, 因此每个受力为 $F = 12\ 500\ \text{N}$ 。 P 初选 5 Mpa。

$$\text{由公式 } D = 1.13 \sqrt{\frac{F}{P}}$$

经计算 $D = 56.5 \text{ mm}$

查表(GB2348 - 93), 选定主油缸内径 $D = 63 \text{ mm}$ 。

2.1.2.2 副油缸活塞杆直径的计算。材料选用A3, 安全系数取 $n = 5$, $\sigma_b = 450 \text{ Mpa}$, 副油缸活塞杆直径:

$$d = 1.13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]}} = 13.3 \text{ mm}$$

$$\text{所受的应力为: } \sigma = \frac{F}{\frac{0.0133^2}{4}} = 90.1 \text{ Mpa}$$

由于活塞杆的下端采用SR-15球形结构连接法兰, 根据GB2348 - 93, 选用的活塞杆的直径为35 mm。

2.1.2.2 副油缸壁厚的计算。材料选用45号钢, $\sigma_b = 598 \text{ Mpa}$, 安全系数取 $n = 12$ (具有冲击载荷)。先按薄壁圆筒计算后, 再校核。

$$\sigma = \frac{P_j D}{2[\delta]}$$

$[\sigma] = 49.8 \text{ Mpa}$; D , 油缸内径(mm); P_j , 油缸的计算压力(Pa); δ , 缸体厚度(mm); P_n , 油泵的额定压力(Pa)。

其中 P_n 初步选 6.3 Mpa ; $P_j = P_n \times 130\% = 6.3 \times 1.3 = 8.2 \text{ Mpa}$ 。代入公式可求得 $\delta = 5.2 \text{ mm}$ 。

$\delta/D = 0.08 < 0.1$ 。此油缸可以按薄壁缸计算。

查表(GB8713 - 88), 该副油缸的壁厚取为6 mm。

2.2 液压系统油泵的选择

2.2.1 高压泵的选择。液压系统工作压力要求达到 25 Mpa , 因此选用高压柱塞泵。主油缸内径为 320 mm 。慢下行程为 15 mm , 要求慢下时间是 4 s 左右。

$$\text{活塞慢下的速度 } V = \frac{0.015}{4} = 0.0037 \text{ m/s}$$

$$\text{液体流量 } Q = \frac{1}{4} D^2 V = 3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 1.8 \times 10^4 \text{ ml/min}$$

泵的转速选 1500 r/min , 则泵的每转流量为 12 ml/r 。

查手册, 选用上海玉峰高压柱塞泵厂 10Ycy14 - 1B 型柱塞泵; 功率: 10 kW ; 额定转速: 1500 r/min ; 公称压力 31.5 Mpa ; 理论排量: 10 ml/r 。

$$\text{验算活塞的下滑速度: } v = \frac{10 \times 1500 \times 10^{-6}}{60 \times \frac{1}{4} \times 0.32^2} = 0.0031 \text{ m/s}$$

下滑时间: $t = 0.015 / 0.0031 = 4.8(\text{s})$, 符合生产工艺要求。

2.2.2 低压泵的选择。副油缸内径 63 mm 。低压泵 (5 Mpa) 采用叶片泵, 快下行程 435 mm , 时间是 4 s 左右。

$$\text{活塞快下的速度 } V = \frac{0.435}{4} = 0.11 \text{ m/s}$$

$$\text{液体流量 } Q = \frac{1}{4} D^2 V = 3.4 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 2.05 \times 10^4 \text{ ml/min}$$

由于是采用两个副油缸对称布置, 总流量 $= 2Q = 4.1 \times 10^4 \text{ ml/min}$ 。泵选用 960 r/min , 则每转流量为: 42.7 ml/r 。

查手册, 选用浙江禾嘉长城液压有限公司 YB1 - 40 型叶片泵; 功率: 5.5 kW ; 额定转速: 960 r/min ; 公称压力: 6.3 Mpa ; 理论排量: 40 ml/r ;

$$\text{验算活塞的下滑速度: } v = \frac{20 \times 960 \times 10^{-6}}{60 \times \frac{1}{4} \times 0.063^2} = 0.10 \text{ m/s}$$

下滑时间: $t = 0.435 / 0.1 = 4.35 \text{ s}$, 符合生产工艺要求。

2.3 液压系统电机的选择

2.3.1 选择电机。高压泵和中压泵的各自功率分别为: 10 kW 和 5.5 kW 。但是从物料的成形特性 (3 s 加压到成形压力 25 Mpa) 以及液压系统配有副油箱的特点考虑, 选用电机功率为 5.5 kW 。即电机只是在短时间满负荷工作, 而其余时间都在额定功率以下工作, 不存在负荷过重, 发热烧毁的现象。因此 5.5 kW 电机能满足生产工艺成形要求, 且节能近 50% 。

压机电机的主要作用是带动高压泵和低压泵正常工作, 因此校核电机是否能够满足动力需要, 只需要校核电机功率是否能够带动高压泵和低压泵正常运转, 因此需要首先了解高压泵和低压泵的工作状态。根据压机成型原理, 在快下和快上行程中, 压机主要靠副油缸推动, 副油缸的推力由低压泵带动产生; 在慢下行程中, 压机主要靠主油缸推动, 主油缸的推力由高压泵带动产生。两个不同的行程, 分别由两个不同的动力驱动, 相互间互不影响。因此, 只需要分别校核电机在高压泵和低压泵在最大工作压力状态下, 功率能否满足压机成型条件即可。

选用江苏贝得电机有限公司 Y2 - 132s - 4 型双出轴电机。该电机功率 5.5 kW , 转速: 1440 r/min , 额定电流: 11.6 A ; 功率因数: 0.84 。

2.3.2 校核电机能否带动低压泵。低压泵的公称压力为 6.3 Mpa , 副油缸 (2 个) 直径 63 mm , 行程为 435 mm , 一个行程工作时间为 4 s , 因为速度较慢, 故可以看作是匀速运动, 因此低压泵运动过程中的功率大小为:

$$\begin{aligned} P_1 &= F(\text{作用力}) \times v(\text{速度}) \\ &= p(\text{公称压力}) \times S(\text{作用面积}) \times [s(\text{行程})/t(\text{时间})] \\ &= 6.3 \times 10^6 \times 2 \times \pi \times (0.063/2)^2 \times [0.435/4.35] \\ &= 3.93 \text{ kW} < \text{电机的实际功率 } P_0 = 5.5 \text{ kW} \end{aligned}$$

因此, 选用的电机符合设计要求, 能够带动低压泵正常工作。

2.3.3 校核电机能否带动高压泵。高压泵的公称压力为 31.5 Mpa , 主油缸直径 320 mm , 行程 15 mm , 一个循环中工作时间为 7 s 。因为行程较短, 故可以看作是匀速运动, 因此高压泵运动过程中的功率大小:

$$\begin{aligned} P_2 &= F(\text{作用力}) \times v(\text{速度}) \\ &= p(\text{公称压力}) \times S(\text{作用面积}) \times [s(\text{行程})/t(\text{时间})] \\ &= 31.5 \times 10^6 \times \pi \times (0.32/2)^2 \times [0.015/(4.8+3)] \\ &= 3.60 \text{ kW} < \text{电机的实际功率 } P_0 = 5.5 \text{ kW} \end{aligned}$$

因此, 所选用的电机符合设计要求, 能够带动高压泵正常工作。

故所选用的电机是合理的, 符合设计要求, 能够保证压机的连续正常工作。

参考文献

- [1] 缪宗华, 黄祖泰, 李正红, 等. 环保型植物纤维一次性餐具生产工艺及其设备设计管见[J]. 林业机械与木工设备, 1999(11): 10 - 13.
- [2] 郝剑英, 孙书芹, 祁玉春. JCG-6 型秸秆餐具盒给料机的设计[J]. 农机化研究, 2003(3): 116 - 117.
- [3] 郭长江, 杨改云. 一次性植物纤维餐具成型机液压系统设计[J]. 机床与液压, 2003(4): 185 - 186.
- [4] 刘洪凤. 秸秆纤维的开发应用[J]. 产业用纺织品, 1999(11): 20 - 22.
- [5] 雷天觉. 新编液压工程手册[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.