

包装技术与工程

高黏稠物料真空定量灌装设备核心部件的设计与流量分析

杨振昊, 张裕中

(江南大学, 无锡 214122)

摘要: 为解决以方便米饭、豆沙、枣泥、莲蓉等高粘稠物料为原料的肠类食品的定量灌装问题,通过分析真空定量灌装机的核心部件——真空滑片泵的设计原则、工作原理、运动状态、流量变化来,研究了高黏稠物料为原料的肠类食品的定量灌装技术。采用数学推导方式得出了以下结论:真空滑片泵的输出流量并不是恒定的,而是呈一定周期性的波动,可以影响高黏稠物料肠类食品灌装的定量准确性;采用合适的真空滑片泵结构参数,能够提高高黏稠物料肠类食品灌装的定量准确性;将双卡打卡机与真空滑片泵的工作参数互相协调,能实现肠类食品的定量灌装。

关键词: 高黏稠物料; 肠类食品; 定量灌装; 真空滑片泵; 输出流量

中图分类号: TB486⁺.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2012)09-0001-06

Core Component Design of High Viscosity Material Vacuum Quantitative Filling Equipment and Flow Analysis

YANG Zhen-hao, ZHANG Yu-zhong

(Jiangnan University, Wuxi 214122, China)

Abstract: Quantitative filling technology of high viscosity material sausage food was studied through analysis of the design principle, working principle, state of motion, and flow rate changes of the core component of vacuum quantitative filling machine-vacuum vane pump. Mathematical derivation was applied in the analysis. It was concluded that the new vacuum vane pump outlet flow is not constant, but a certain periodic fluctuation, which affects the accuracy of high viscosity material sausage food filling; using suitable structure parameters of the vacuum vane pump can improve the accuracy of high viscosity material sausage food filling; coordinating the working parameters of vacuum vane pump and automatic double-clipper can realize quantitative filling of high viscosity material sausage food.

Key words: high viscosity materials; sausage food; quantitative filling; vacuum vane pump; outlet flow

高黏稠物料定量灌装技术是高黏稠物料肠类食品生产过程中最重要的工序之一,它由真空定量灌装机和双卡打卡机互相配合完成,定量的准确与否直接影响高黏稠物料肠类食品的品质。由于高黏稠物料的特性,采用普通定量灌装设备无法实现肠类食品的定量灌装。滑片泵原本广泛被应用于石油化工行业,在食品包装领域中使用的真空滑片泵是一种变形设计,它解决了高黏稠物料肠类食品的定量灌装问题。

1 真空滑片泵的结构设计与工作原理

1.1 结构设计

真空滑片泵由以下几部分构成:滑片、转子、泵盖、泵体、凸轮。

1.1.1 滑片与转子结构设计

真空滑片泵中的滑片是双联式滑片,是相对于化工行业中普通滑片泵中的单一式滑片而言的。双联

收稿日期: 2012-02-09

基金项目: 国家科技部中小企业科技创新资金项目(01C26213200321)

作者简介: 杨振昊(1986—),男,江苏无锡人,江南大学硕士生,主攻食品装备技术。

式滑片是将 2 块单一的滑片通过连接肋连接到一起, 形成的一整块滑片, 见图 1。为了各滑片在转子槽中

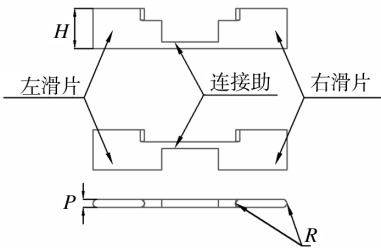


图 1 真空滑片泵的滑片
Fig. 1 Vane of vacuum vane pump

运动时不发生相互干涉, 各滑片根据其所在的不同位置在滑片中部的连接肋的位置也不同。连接肋的长度以当滑片运动到极限位置时, 滑片不相互干涉为准。滑片运动时两端内、外侧的圆弧分别与凸轮和泵体相切。

转子上均匀开有若干条滑槽, 滑槽的数量决定了滑片的数量和两相邻滑片的夹角, 见图 2、图 3。槽宽

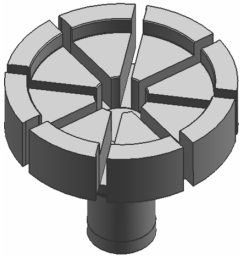


图 2 真空滑片泵的转子
Fig. 2 Rotor of vacuum vane pump

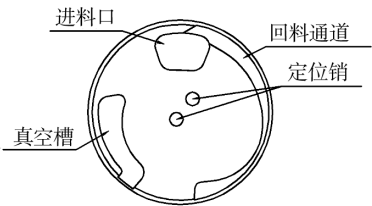


图 3 真空滑片泵的泵盖
Fig. 3 Pump cover of vacuum vane pump

与滑片宽度相等, 槽与滑片之间的配合为间隙配合。转子的外圆为真空滑片泵流道的内侧壁。转子的表面要求有较高的硬度和表面粗糙度, 一般要求硬度为 45HRC, 表面粗糙度 Ra 达到 0.8。滑片泵工作时, 转子的转速一般不超过 200 r/min。

1. 1. 2 泵体与泵盖结构设计

泵体的内部轮廓由 3 段曲线构成, 分别是圆弧 1、样条曲线、圆弧 2, 见图 4。其中圆弧 2 的半径为 $d/2$,

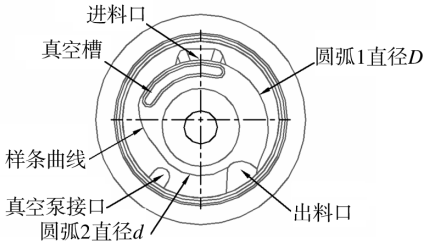


图 4 真空滑片泵的泵体
Fig. 4 Pump body of vacuum vane pump

它与转子的外圆相互配合。样条曲线是圆弧 1、圆弧 2 之间的过度样条, 根据凸轮和滑片的结构参数拟合而成, 其设计原则是保证滑片在回程过程中滑片一端的外侧圆弧与样条曲线相切。圆弧 1 与圆弧 2 是同圆心圆弧, 圆弧 1 是泵流道的外侧壁, 其半径为 $D/2$ 。泵体的底部有一条真空槽。真空泵管道由滑片泵的侧面接入。

泵盖安装在真空定量灌装机料斗的下侧, 进料口与料斗的出料口位置相对应。泵盖中部的 2 个圆柱凸台用于对凸轮进行定位。泵盖上的真空槽与泵体底部的真空槽一起组成一条连续的真空通道将进料口与真空泵接口连接到一起。泵盖上的回料槽将进料口与出料口联通, 作用是: 当由于某种因素导致出料不畅时, 物料可以通过回料槽返回进料口。

1. 1. 3 凸轮设计

凸轮是真空滑片泵中最重要的零件, 见图 5。该

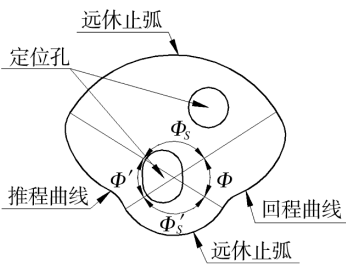


图 5 真空滑片泵的凸轮
Fig. 5 Cam of vacuum vane pump

凸轮是盘型凸轮, 中部的圆孔和长圆孔与泵盖上的 2 个圆柱凸台配合, 使凸轮定位。凸轮的外轮廓曲线与双联式滑片的内侧圆弧相切, 凸轮与滑片采用的是几何锁合方式。几何锁合方式可以减小对从动件的驱

动力,提高工作效率。凸轮的行程 h 等于真空滑片泵的流道宽度 W_c 。

凸轮是对称等径凸轮,特点是过凸轮回转中心的任意一条直线在凸轮轮廓上的 2 个交点所构成的线段的长度为一定值。显然,等径凸轮的轮廓只能在 180° 内自由设计,而另一个 180° 的轮廓需要拟合生成。

但是,对称等径凸轮的设计方法较简单,只要凸轮的回程轮廓与推程轮廓是同一类型的轮廓,回程角等于推程角;远休止角与回程角之和等于 180° ,则该凸轮必然是等径凸轮。以回程曲线为余弦加速曲线为例来证明。

余弦加速曲线推程从动件推程($0 \leq \varphi_1 \leq \Phi$)的运动方程为:

$$S_1 = \frac{h}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{\Phi}\varphi\right) \right]$$

回程($\Phi + \Phi_s \leq \varphi_2 \leq \Phi + \Phi_s + \Phi'$)的运动方程为:

$$S_2 = \frac{h}{2} \left\{ 1 + \cos\left[\frac{\pi}{\Phi'}(\varphi - \Phi - \Phi_s)\right] \right\}$$

式中: Φ_s 为凸轮远休止角; Φ_s' 为凸轮近休止角; Φ 为凸轮回程角; Φ' 为凸轮推程角; φ_1 为推程位移角; φ_2 为回程位移角; S_1 为推程位移; S_2 为回程位移。

证明:令

$$S_1 + S_2 = \frac{h}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{\Phi}\varphi_1\right) \right] + \frac{h}{2} \cdot$$

$$\left\{ 1 + \cos\left[\frac{\pi}{\Phi'}(\varphi_2 - \Phi - \Phi_s)\right] \right\} =$$

$$\frac{h}{2} \left\{ \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{\Phi}\varphi_1\right) \right] + 1 + \cos\left[\frac{\pi}{\Phi'}(\varphi_2 - \Phi - \Phi_s)\right] \right\}$$

$$\because \Phi + \Phi_s = \pi \quad \text{且} \quad \Phi = \Phi'$$

$$\therefore S_1 + S_2 = \frac{h}{2} \left\{ 2 - \cos\left(\frac{\pi}{\Phi}\varphi_1\right) + \cos\left[\frac{\pi}{\Phi}(\varphi_2 - \pi)\right] \right\}$$

$$\text{又} \because \varphi_1 + \pi = \varphi_2$$

$$\therefore S_1 + S_2 = \frac{h}{2} \left\{ 2 - \cos\left(\frac{\pi}{\Phi}\varphi_1\right) + \cos\left[\frac{\pi}{\Phi}(\pi + \varphi_1 - \pi)\right] \right\} =$$

$$\frac{h}{2} \left[2 - \cos\left(\frac{\pi}{\Phi}\varphi_1\right) + \cos\left(\frac{\pi}{\Phi}\varphi_1\right) \right] = h$$

$$\therefore S_1 + S_2 = h$$

同理,可以证明当回程曲线为正弦加速曲线、等加速、等减速曲线等轮廓时,只要 $\Phi = \Phi'$,且 $\Phi + \Phi_s = \pi$,则凸轮必然是对称等径凸轮。

因此,设计真空滑片泵中的对称等径凸轮的设计原则是:回程曲线与推程曲线为同一类型曲线且推程角等于回程角,回程角与远休止角之和为 180° 。按以上设计原则设计的对称等径凸轮结构简单,便于加工

制造、生产成本低。

1.2 工作原理

真空滑片泵的工作原理是:真空泵通过在真空滑片泵内的真空通道与滑片泵的进料口相连,滑片泵转子匀速转动带动滑片运动;在滑片经过吸入区时,物料从真空灌装机料斗中被真空吸入滑片泵内,并充满由相邻两个滑片之间区域构成的输送腔;滑片继续运动离开吸入区,进入输送区,输送腔在输送区内时,由于真空滑片泵的流道内、外侧壁面是一对同心圆弧,输送腔的容积不会发生变化,流量保持恒定;当滑片进入输出区时,会在做圆周运动的同时,做径向平移;此时,输送腔打开,物料进入输出区,最终从出料口排出。工作原理见图 6。

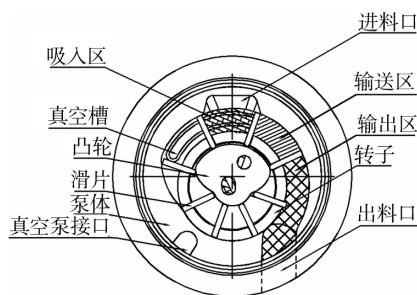


图 6 真空滑片泵的工作原理

Fig. 6 Working principle of vacuum vane pump

外接真空泵有 2 个作用:利用真空将高黏稠物料吸入滑片泵;利用真空将物料中的气体吸走,延长食品保质期,降低在灌装过程中物料被污染的概率,为灌装过程提供真空环境。

真空滑片泵流道的横截面能保持不变,因此不会在充填过程中挤压物料。滑片只与凸轮和转子有配合关系,简化了真空滑片泵的整体结构。特别是流道的外侧壁的形状可以直接设计成圆弧,不需要根据滑片的运动情况来拟合。

2 真空滑片泵的流量分析与实例计算

2.1 输送流量与输出流量分析

在肠类食品灌装过程中,真空滑片泵的输出流量稳定性起到至关重要的作用,只有真空滑片泵的输出流量保持一定的稳定性,才能保证食品灌装的定量准确。

2.1.1 输送流量

物料在输送区时,输送腔的容积恒定,物料的流量也恒定,称为输送流量。显然输送流量由转子的转

速、流道的宽度和高度、相邻滑片的夹角来决定。输送流量的表达式为：

$$Q_t = (S - PW_c)H \frac{2\pi}{\theta} \frac{n}{60}$$

式中： Q_t 为输送流量； H 为滑片高度； P 为滑片厚度； D 为流道外径； d 为转子外径； n 为转子转速； θ 为相邻两滑片的夹角； $S = \frac{\theta}{2} \left(\frac{D^2 - d^2}{4} \right)$ ； $W_c = \frac{D - d}{2}$ 。

2.1.2 输出流量

凸轮远休止弧与回程弧的交点处所对应的滑片位置是真空滑片泵流道中输送区与输出区的边界。当滑片进入输出区后,由于其与凸轮的配合,滑片会发生径向运动,离开输出区,输送腔打开,物料进入输出区。由于滑片的厚度不能被忽略,所以输出区的容积会由于滑片的径向运动而不断发生变化,输出区内的物料将会不断地补充到滑片原来所占的空间,从而导致滑片泵出料口处的流量发生波动。此时出料口的流量是输出流量,它是一个与时间有关的函数,见图 7。输出流量表达式为：

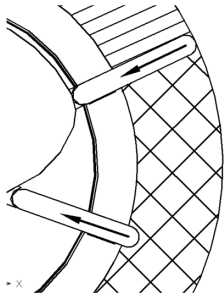


图 7 在输出区中运动的滑片
Fig. 7 Moving vane in the output area

$$Q_a = Q_t - \sum_{m=1}^l HPv(t + \Delta t_m)$$

式中： Q_a 为输出流量； $v(t + \Delta t_m)$ 为滑片径向运动速度关于时间的函数,与回程的轮廓有关； l 为在输出区内滑片的数量； Δt_m 为输出区内由滑片夹角产生的滑片径向运动的时间差, $\Delta t_m = (m - 1) \frac{n}{60} \frac{\theta}{2\pi}$ 。

2.1.3 输出流量的波动周期

输出流量呈一定周期性的波动。输出流量的波动与滑片在输出区中的运动规律有关,滑片的运动规律又与相邻滑片之间的夹角 θ 和凸轮的回程角 φ 有关。当 $\varphi > 2\theta$ 时,转子与滑片的结构尺寸将增大,从而影响整台真空滑片泵的动力性能,因此,只取 $\varphi < \theta$,

$\varphi = \theta, \theta < \varphi < 2\theta, \varphi = 2\theta$ 研究滑片的运动规律。以 $\theta < \varphi < 2\theta$ 为例,从图 8 中可以看出,位置 I 与 III 的滑片位

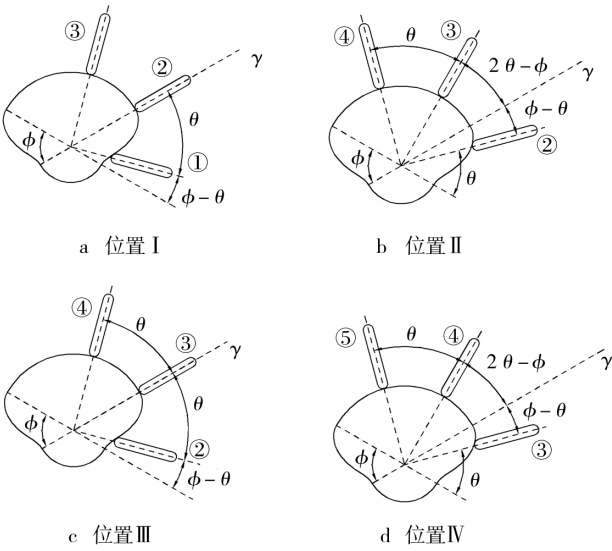


图 8 $\theta < \varphi < 2\theta$ 时滑片的运动情况
Fig. 8 Moving situation of vanes

置相同,位置 II 与 IV 的滑片位置相同。从位置 I 到位置 II,滑片转过的角度为 $\varphi - \theta$;从位置 II 到位置 III,滑片转过的角度为 $2\theta - \varphi$;从位置 III 到位置 IV,滑片转过的角度为 $\varphi - \theta$ 。所以,当 $\theta < \varphi < 2\theta$ 时滑片在输出区内运动规律的周期只与滑片夹角 θ 有关,与凸轮回程角 φ 无关;当 $\varphi < \theta, \varphi = \theta, \varphi = 2\theta$ 时,滑片在输出区内运动规律的周期都只与滑片夹角 θ 有关,与凸轮回程角 φ 无关。根据以上分析,在不同 θ, φ 关系的情况下,真空滑片泵的输出流量的表达式及其定义域见表 1,表 1 中 $k = 0, 1, 2, 3, \dots$ 。

表 1 流量方程及其定义域

Tab.1 Flow equation and domain		
Φ 与 θ 的关系	输出流量 Q_a	定义域
$\varphi < \theta$	$Q_a = Q_t - HPv(t)$	$\left[k \frac{n}{60} \frac{\theta}{2\pi}, \frac{n}{60} \frac{\Phi}{2\pi} + k \frac{\theta}{2\pi} \frac{n}{60} \right]$
	$Q_a = Q_t$	$\left(\frac{n}{60} \frac{\Phi}{2\pi} + k \frac{\theta}{2\pi} \frac{n}{60}, \frac{\theta}{2\pi} \frac{n}{60} + k \frac{n}{60} \frac{\theta}{2\pi} \right)$
$\varphi = \theta$	$Q_a = Q_t - HPv(t)$	$\left[k \frac{n}{60} \frac{\theta}{2\pi}, k \frac{n}{60} \frac{\theta}{2\pi} + \frac{n}{60} \frac{\Phi}{2\pi} \right]$
$\theta < \varphi < 2\theta$	$Q_a = Q_t - HPv(t) + \Delta_2 - HPv(t)$	$\left[k \frac{n}{60} \frac{\theta}{2\pi}, \frac{n}{60} \frac{\Phi - \theta}{2\pi} + k \frac{\theta}{2\pi} \frac{n}{60} \right]$
	$Q_a = Q_t - HPv(t)$	$\left(\frac{n}{60} \frac{\Phi - \theta}{2\pi} + k \frac{\theta}{2\pi} \frac{n}{60}, \frac{\theta}{2\pi} \frac{n}{60} + k \frac{n}{60} \frac{\theta}{2\pi} \right)$
$\varphi = 2\theta$	$Q_a = Q_t - HPv(t) + \Delta_2 - HPv(t)$	$\left[k \frac{n}{60} \frac{\theta}{2\pi}, k \frac{n}{60} \frac{\theta}{2\pi} + \frac{n}{60} \frac{\theta}{2\pi} \right]$

2.2 实例计算与结果分析

若真空滑片泵结构参数: $D=280\text{ mm}$, $d=200\text{ mm}$, $P=10\text{ mm}$, $H=50\text{ mm}$, $h=40\text{ mm}$, 凸轮最大半径 $R_{\max}=76\text{ mm}$, 凸轮最小半径 $R_{\min}=36\text{ mm}$ 。以此结构参数为例, 凸轮回程曲线为简谐运动(余弦加速度), 转子转速 $n=30\text{ r/min}$, 当 $\theta=\pi/3$, $\varphi=\pi/4$ ($\theta>\varphi$):

$$Q_t=(S-PW_c)H\frac{2\pi n}{\theta 60}\tag{1}$$

$$v(t)=\frac{h\pi\omega}{2\Phi}\sin\left(\frac{\pi}{\Phi}\frac{120\pi t}{n}\right)\tag{2}$$

$$S=\frac{\theta}{2}\left(\frac{D^2-d^2}{4}\right)\tag{3}$$

$$W_c=\frac{D-d}{2}\tag{4}$$

$$Q_a=Q_t-HPv(t)\tag{5}$$

将式(1)–(4)代入式(5)得:

$$Q_a=693.6-125.6\sin 16\pi t, t\in\left[\frac{1}{12}k, \frac{1}{16}+\frac{1}{12}k\right]\tag{6}$$

$$Q_a=Q_t=693.6, t\in\left(\frac{1}{16}+k\frac{1}{12}, \frac{1}{12}+k\frac{1}{12}\right)\tag{7}$$

同理可计算得到当 $\theta=\varphi=\pi/4$ 时:

$$Q_a=673.6-125.6\sin 16\pi t, t\in\left[\frac{1}{16}, \frac{1}{16}+k\frac{1}{16}\right]\tag{8}$$

当 $\theta=\pi/4$, $\varphi=\pi/3$ ($\theta<\varphi<2\theta$) 时:

$$Q_a=673.6-94.2\sin 12\pi\left(t+\frac{1}{16}\right)-$$

$$94.2\sin 12\pi t, t\in\left[k\frac{1}{16}, \frac{1}{48}+k\frac{1}{16}\right]\tag{9}$$

$$Q_a=673.6-94.2\sin 12\pi t, t\in\left[\frac{1}{48}+k\frac{1}{16}, \frac{1}{16}+k\frac{1}{16}\right]\tag{10}$$

当 $\theta=\pi/6$, $\varphi=\pi/3$ ($\varphi=2\theta$) 时:

$$Q_a=633.6-94.2\sin\left[12\pi\left(t+\frac{1}{24}\right)\right]-$$

$$94.2\sin 12\pi t, t\in\left[k\frac{1}{24}, k\frac{1}{24}+\frac{1}{24}\right]\tag{11}$$

式中: ω 为转子角速度。根据式(6)–(11), 绘制出 4 种不同情况下输出流量与时间的函数曲线图, 见图 9。

根据图 9 中可以得到不同 θ, φ 关系时的计算结果, 见表 2。表 2 中: T 为流量波动周期; $Q_{\max}$ 为最大输出流量; $Q_{\min}$ 为最小输出流量; $\eta=(Q_{\max}-Q_{\min})/Q_{\max}$ 为

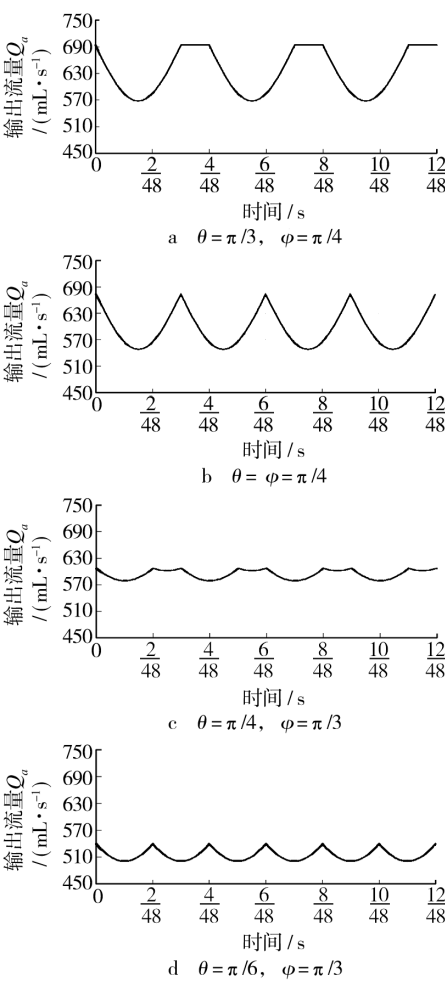


图 9 流量的周期性变化

Fig. 9 The periodical change of flow

表 2 流量计算结果

Tab.2 Flow calculation results

θ 与 φ 的角度	$\theta=\frac{\pi}{3}, \varphi=\frac{\pi}{4}$	$\theta=\varphi=\frac{\pi}{4}$	$\theta=\frac{\pi}{4}, \varphi=\frac{\pi}{3}$	$\theta=\frac{\pi}{6}, \varphi=\frac{\pi}{3}$
T/s	1/12	1/16	1/16	1/24
Q_t/mL	693.6	673.6	673.6	633.6
$Q_{\max}/mL$	693.6	673.6	607	539.4
$Q_{\min}/mL$	568	548	579	500
$\eta/\%$	18.1	18.6	4.5	7.2
Q_T/mL	52.8	37.1	33.5	21.4
Q_e $/(mL\cdot s^{-1})$	633.6	593.6	536.9	513.6

波动率; $Q_T=\int_0^T Q_a dt$ 为周期排量; $Q_e=Q_t/T$ 为等效输出流量。表 2 表明当 $\theta<\varphi<2\theta$ 时, 输出流量的波动率 η 最小, 只有 4.5%; 当 $\theta>\varphi$ 和 $\theta=\varphi$ 时, 输出流量的波动很大, 分别达到了 18.1% 和 18.6%。所以

真空滑片泵的凸轮回程角 φ 和滑片夹角 θ 的最佳关系是 $\theta < \varphi < 2\theta$, 此时真空滑片泵的输出流量波动最小, 定量灌装的精度最高。

由于高黏稠物料肠类食品定量灌装工艺是真空定量灌装机与双卡打卡机互相配合工作的工艺流程, 所以高黏稠物料肠类食品灌装质量的好坏、定量的准确与否, 还取决于双卡打卡机工作参数的设定, 即打卡频率的设定。根据已经分析得出的真空滑片泵输出流量的波动周期 $T = \frac{n}{60} \frac{\theta}{2\pi}$, 可以得出输出流量波动频率 $f = 120\pi/(\theta n)$ 。只要将打卡频率设定为输出流量波动频率的整数倍, 就能保证每一个肠的准确定量。因此, 双卡打卡机的打卡频率应设为: $f_d = kf = 120k\pi/(\theta n)$, $k=0, 1, 2, 3, \dots, k$ 的取值可根据对单个肠所要求的灌装量来确定。

3 结论

真空滑片泵的输出流量的波动性无法完全克服, 但可以通过优化零件的结构参数来改善。滑片的厚度应在保证其强度的条件下设计得尽可能薄。滑片的夹角 θ 与对称等径凸轮的的回程角 φ 的关系应当设计为 $\theta < \varphi < 2\theta$, 以减小输出流量的波动率。真空滑片泵结构简单, 便于安装维修清洗, 且制造成本低。真空滑片泵在灌装过程中不会对物料产生挤压, 适用于大颗粒且不允许被挤压的高黏稠物料的定量灌装。

参考文献:

- [1] 张裕中, 臧其梅. 食品加工技术装备[M]. 北京: 中国轻工业出版社, 1999.
ZHANG Yu-zhong, ZANG Qi-mei. The Technology and Equipment for Food Processing[M]. Beijing: China Light Industry Press, 1999.
- [2] 张裕中, 戴宁. 食品制造成套装备[M]. 北京: 中国轻工业出版社, 2009.
ZHANG Yu-zhong, DAI Ning. Production Line and Equipment of Food Manufacturing[M]. Beijing: China Light Industry Press, 2009.
- [3] 孙智慧, 高德. 包装机械[M]. 北京: 中国轻工业出版社, 2009.

SUN Zhi-hui, GAO De. Packaging Machinery[M]. Beijing: China Light Industry Press, 2009.

- [4] 郑文伟, 吴克坚. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 1997.
ZHENG Wen-wei, WU Ke-jian. Theory of Machines and Mechanisms[M]. Beijing: Higher Education Press, 1997.
- [5] 张慧丽, 戴宁, 张裕中. 方便营养米饭产业化生产中关键技术的研究[J]. 食品工业科技, 2007(3): 124—126.
ZHANG Hui-li, DAI Ning, ZHANG Yu-zhong. Study on the Key Technology in the Industrialized Manufacture of Instant Nutritional Rice[J]. Science and Technology of Food Industry, 2007(3): 124—126.
- [6] 姜凌, 张国芝, 郑继忠. 肉食加工充填机的研讨与开发[J]. 粮油加工与食品机械, 2000(2): 5—7.
JIANG Ling, ZHANG Guo-zhi, ZHENG Ji-zhong. The Research and Development on Stuffing Machine of Meat Processing[J]. Machinery for Cereals Oil and Food Processing, 2000(2): 5—7.
- [7] 郑玉敏. 一种用于食品加工的叶片泵变形设计[J]. 机械工程师, 2009(9): 123—124.
ZHENG Yu-min. An Improving Design of Vane Pump for Food Industry[J]. Mechanical engineer, 2009(9): 123—124.
- [8] 杨福馨, 王生泽. 充填管口孔形对粘稠流体断流效果的影响研究[J]. 包装工程, 2010, 31(17): 94—96.
YANG Fu-xing, WANG Sheng-ze. Influence Research of the Filling Orifice Shape on the Flow Break Effect of Viscous Fluid[J]. Packaging Engineering, 2010, 31(17): 94—96.
- [9] GIUFFRIDA A, LANZAFAME R. Cam Shape and Theoretical Flow Rate in Balanced Vane Pumps[J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 40: 353—369.
- [10] QIAN Zhi-liang. Research on Constant-Diameter Cam Mechanism with a Planar Motion Follower[J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42: 1017—1028.
- [11] ZHANG De-sheng, SHI Wei-dong, CHEN Bin, et al. Unsteady Flow Analysis and Experimental Investigation of Axial-flow Pump[J]. Journal of Hydrodynamics, 2010(2): 35—43.
- [12] ERTÜRK N, VERNET A, CASTILLA R, et al. Experimental Analysis of the Flow Dynamics in the Suction Chamber of an External Gear Pump[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2011(2): 135—144.