

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.10.029

# 立式环模秸秆压块机成型过程建模与参数优化\*

丛宏斌 赵立欣 孟海波 姚宗路 霍丽丽 张妍

(农业部规划设计研究院农业部农业废弃物资源化利用重点实验室, 北京 100125)

**摘要:** 在对立式环模秸秆压块机核心工作单元结构与工作原理分析的基础上,建立了压辊受力和物料成型能耗模型,绘制了不同技术参数下压辊载荷分布曲线和物料成型能耗曲线,并在此基础上提出了设备技术参数优化设计方法。理论分析结果表明:模孔偏心设计可改善压辊载荷分布,降低设备吨料能耗;模孔最佳偏心角和物料与辊模之间的摩擦因数、辊模直径比有关,物料与辊模摩擦因数、辊模直径比越大,模孔最佳偏心角也越大,现实技术参数条件下,模孔偏心设计可使物料成型能耗降低 0.29% ~ 3.58%。通过设备对比试验,证实了以上结论。

**关键词:** 秸秆 成型机构 受力 能耗 模孔 偏心设计

**中图分类号:** S216.2; TK6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)10-0187-07

## 引言

生物质成型燃料主要包括颗粒燃料和压块燃料,与颗粒燃料相比,压块燃料具有燃烧性能好、生产成本低、生产率高等优点,表现出较强的市场竞争力<sup>[1-3]</sup>。立式环模秸秆压块机采用新的压缩模式,变立置环模结构为平置环模结构,利用物料自身转动离心力,使其均匀分配到物料成型工作区,避免了因局部物料过于集中而造成的闷机现象,可降低生产能耗,延长设备寿命。目前,立式环模压块机已成为秸秆成型的主流机型<sup>[4]</sup>。

国内外有关学者对生物质成型机理方面的研究,主要集中在环模式制粒机的成型机理方面<sup>[4-8]</sup>,研究为生物质环模制粒机的研制与改进提供了重要依据,尽管立式环模压块机成型机理与环模制粒机有相似之处,但它们的成型机构工作过程却存在本质区别。目前,针对成型机构技术参数对立式环模压块机成型过程影响规律的研究很少,尤其是模孔偏心设计方面的理论分析尚未见报道。

本文通过对立式环模秸秆压块机成型过程中压辊与环模受力的分析,建立压块机压辊受力与成型能耗模型,并通过 Matlab 绘制不同技术参数条件下的压辊受力曲线和成型能耗曲线,分析压辊受力与成型能耗随设备技术参数的变化规律。并在此基础上通过不同参数条件下的设备生产试验,证实理论分析的正确性与科学性。

## 1 立式环模秸秆压块机成型机构

### 1.1 压块机成型机构结构

立式环模秸秆压块机成型机构如图 1 所示,其核心工作单元主要包括环模和压辊。环模由若干块

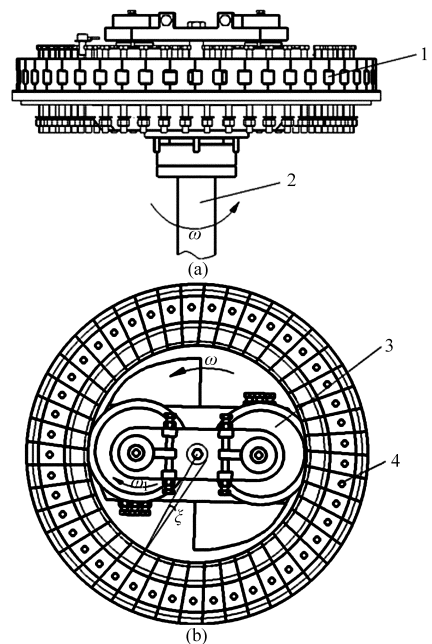


图 1 立轴式环模压块机成型机构示意图  
Fig. 1 Molding mechanism of straw briquetting machine with vertical circular mould

(a) 主视图 (b) 俯视图

1. 模孔 2. 压辊主轴 3. 压辊 4. 环模

收稿日期: 2014-04-22 修回日期: 2014-06-12

\* “十二五”国家科技支撑计划资助项目(2012BAD30B0201)

作者简介: 丛宏斌, 工程师, 博士, 主要从事生物质资源化利用技术与装备研究, E-mail: dabinc123@163.com

通讯作者: 姚宗路, 高级工程师, 博士, 主要从事生物质资源化利用研究, E-mail: yaozonglu@163.com

环模块拼接而成,环模块上设有定位孔和定位槽,通过定位孔与定位槽将环模块水平固定在压块机机架上,沿环模圆周方向形成间距一致的模孔。

成型机构包括2个压辊,两压辊通过定位板与压块机主轴连接。压辊和定位板安装在环模的内部,通过偏心机构可调节压辊与环模之间的间隙。设备工作时,主轴驱动定位板使两压辊在环模内公转,同时,压辊受物料摩擦力作用而自转。

## 1.2 成型机构工作过程与成型原理

切碎的农作物秸秆在自身重力作用下,从料斗落入由环模与压辊围成的成型室,压辊在设备主轴的驱动下绕环模公转,同时,在与物料之间摩擦力的作用下,绕压辊轴自转。在压辊公转与自转的过程中,由于压辊与环模之间的空隙动态减小,物料受到的挤压力迅速增大,当物料受到压辊的挤压力能够克服环模孔对已成型物料的摩擦阻力时,生物质压块从模孔中被挤出。

同时,在物料挤压成型过程中,由于摩擦力做功,环模温度可迅速升至 $100^{\circ}\text{C}$ 以上,秸秆中的木质素在高温下部分分解,能够起到粘结剂的作用将物料粘结在一起,从而促进模孔内受压物料的快速成型<sup>[9-10]</sup>。

## 2 压缩过程分析与建模

### 2.1 物料攫取能力分析

压辊与环模的空间几何关系如图2a所示,工作过程中最大攫取角处的物料微单元受力如图2b所示。成型机构工作过程中,压辊在物料上滚动,物料能够攫入成型区的条件可表达为<sup>[11-13]</sup>

$$F_x = N_1 \sin \alpha - f_1 \cos \alpha - f_2 \leq 0$$

物料在 $y$ 轴方向上的受力为

$$F_y = N_1 \cos \alpha - f_1 \sin \alpha - N_2 = 0$$

其中  $f_1 = N_1 \mu_1$   $f_2 = N_2 \mu_2$

因此,物料在压实区能够沿着压辊表面攫入的最大攫取角为<sup>[14-15]</sup>

$$\alpha_1 = \arctan \frac{\mu_1 + \mu_2}{1 - \mu_1 \mu_2} \quad (1)$$

式中  $\alpha_1$ ——物料最大攫取角,rad

$N_1$ ——环模对物料的压力,N

$N_2$ ——压辊对物料的压力,N

$f_1$ ——物料与环模的摩擦力,N

$f_2$ ——物料与压辊的摩擦力,N

$\mu_1$ ——物料与环模摩擦因数,为0.1~0.28

$\mu_2$ ——物料与压辊摩擦因数,为0.1~0.28

根据图2a所示的空间几何位置关系,由正弦定理知

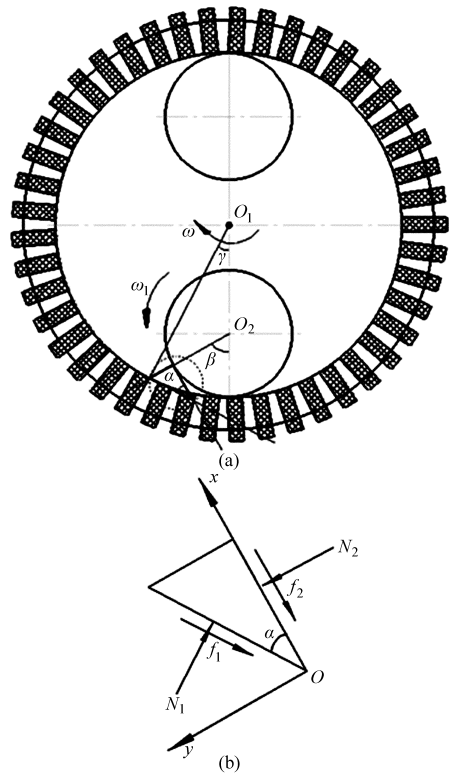


图2 成型机构空间几何关系与工作区物料受力

Fig.2 Spatial geometry relationship of molding mechanism and forces on material in workspace

(a) 压辊与环模空间几何关系

(b) 最大攫取角处物料受力示意图

$$\frac{\sin \beta}{R} = \frac{\sin \alpha}{R - r} \quad (2)$$

式中  $R$ ——环模半径,mm

$r$ ——压辊半径,mm

由式(1)、(2)可知,压实区压辊中心对应的最大圆心角为

$$\beta_1 = \arcsin \frac{R \sin \alpha_1}{R - r} \quad (3)$$

同时,由式(2)可知

$$\alpha = \arcsin \frac{(R - r) \sin \beta}{R} \quad (4)$$

因此, $\alpha$ 的最大值为

$$\alpha_{\max} = \arcsin \frac{R - r}{R} \quad (5)$$

当 $\alpha_1 \geq \alpha_{\max}$ 时,即表示物料在整个成型作业区域内均可被攫取,成型区对应的压辊中心角受物料填充情况控制。

当 $\alpha_1 < \alpha_{\max}$ 时,根据图2b所示的空间几何关系,由正弦定理可知

$$\frac{\sin \gamma}{r + h} = \frac{\sin \beta}{R}$$

$$\gamma = \beta - \alpha$$

因此,压实区物料的最大攫取高度为

$$h_1 = \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)R}{\sin\beta_1} - r$$

压缩过程中物料体积与密度呈反比,物料在成型区的攫取高度为<sup>[2]</sup>

$$h_2 = \frac{\rho_2}{\rho_1}h_1$$

式中  $h_2$ ——物料在成型区的攫取高度,mm

$\rho_2$ ——物料自然堆积密度,kg/m<sup>3</sup>

$\rho_1$ ——压块密度,kg/m<sup>3</sup>

$h_1$ ——物料在压实区攫取高度,mm

由余弦定理可知

$$\cos(\pi - \beta) = \frac{(R - r)^2 + (r + h)^2 - R^2}{2(R - r)(r + h)}$$

因此,成型区对应压辊最大中心角和最大物料攫取角分别为

$$\beta_2 = \arccos \frac{R^2 - (R - r)^2 - (r + h_2)^2}{2(R - r)(r + h_2)} \quad (6)$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{(R - r)\sin\beta_2}{R} \quad (7)$$

### 2.2 压块机构受力分析

工作过程中,成型区压辊对模孔入口处物料的压力如图 3 所示,由空间几何关系可知,压块被挤出的压力

$$N = F_1 = F \cos\alpha$$

$$\text{即 } F = \frac{N}{\cos\alpha} = \frac{N}{\cos\left(\arcsin \frac{(R - r)\sin\beta}{R}\right)} \quad (8)$$

式中  $N$ ——压块被挤出所需正压力,N

$F$ ——压辊对物料的正压力,N

$F_1$ —— $F$ 沿模孔方向的分力,N

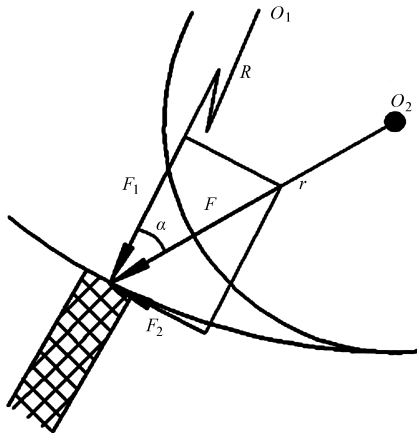


图 3 模孔内物料挤压受力示意图

Fig. 3 Extrusion forces on material in molding hole

由式(4)、(8)可以看出,压辊转动过程中, $\alpha$ 逐渐变小,当 $\beta$ 转角为 $0^\circ$ 时, $\alpha$ 也达到最小值 $0^\circ$ 。因此,若将模孔轴线向 $O_2$ 方向偏转,即为模孔设计一定的偏心角,可改变成型区压辊正压力的载荷分布。

模孔偏心设计原理如图 4 所示,模孔中心线切圆与环模为同心圆,所有模孔中心线均与该圆相切,从而使模孔中心线与环模半径形成一定的夹角,即模孔偏心角 $\xi$ , $\xi$ 取值为 $0 \sim \alpha_2$ 时,可改善成型区压辊的载荷分布。模孔采用偏心设计后的压辊载荷分布为

$$F = \frac{N}{\cos(\alpha - \xi)} = \frac{N}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{(R - r)\sin\beta}{R}\right) - \xi\right)} \quad (9)$$

式中  $\xi$ ——模孔偏心角,rad

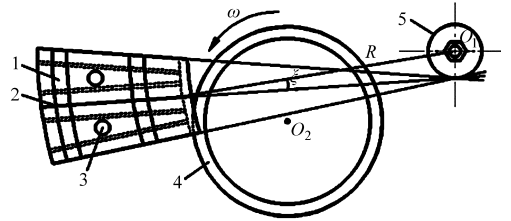


图 4 模孔偏心设计示意图

Fig. 4 Schematic of eccentric design for molding hole

1. 模块 2. 模孔中心线 3. 模块定位孔 4. 压辊 5. 模孔中心线切圆

### 2.3 压块机构成型区能耗分析

压辊转过 $d\beta$ 时,物料成型区压辊第 $i$ 微段上的分布载荷做功为

$$W_i = F_i \Delta h_i$$

$$\text{其中 } \Delta h_i \approx \frac{\sin(\beta_{i+1} - \alpha_{i+1})R}{\sin\beta_{i+1}} - \frac{\sin(\beta_i - \alpha_i)R}{\sin\beta_i}$$

式中  $F_i$ ——物料成型区压辊 $i$ 微段的正压力,N

$\Delta h_i$ —— $i$ 微段正压力对应于 $d\beta$ 的位移,m

$\alpha_{i+1}, \beta_{i+1}$ ——压辊 $i+1$ 微段对应的 $\alpha, \beta$

$\alpha_i, \beta_i$ ——压辊 $i$ 微段对应的 $\alpha, \beta$

因此,物料成型区压辊转过 $d\beta$ 时,成型区压辊做的总功为

$$W = \sum_{i=1}^n F_i \Delta h_i \quad (10)$$

式中  $n$ ——成型区压辊微段划分个数

### 3 成型过程压辊载荷与能耗变化

从上文分析可以看出,物料与压辊之间的摩擦因数、物料与环模之间的摩擦因数、辊模直径比、模孔偏心角等均可影响物料成型区压辊的载荷分布。绘制不同技术参数和物料特性参数对应的压辊载荷曲线,分析设备技术参数对压辊载荷分布的影响规律,可为立式环模压块机成型机构关键技术参数的设计提供依据。

#### 3.1 模孔偏心角对压辊载荷分布的影响

数值计算时固定参数设置为:环模内径 570 mm,

压辊内径 260 mm, 物料与环模、物料与压辊之间的摩擦因数 0.25, 物料自然堆积密度  $250 \text{ kg/m}^3$ , 压块密度  $960 \text{ kg/m}^3$ 。

当模孔偏心角分别设置为  $0$ 、 $\alpha_2/4$ 、 $\alpha_2/2$ 、 $3\alpha_2/4$  ( $\alpha_2$  为成型区物料最大攫取角) 时, 压辊相对正压力载荷分布如图 5 所示, 从图中可以看出, 模孔偏心角不同, 在成型区内压辊正压力载荷分布存在明显差异。载荷分布存在以下规律: ①不同偏心角对应的压辊正压力最小值相同, 但不同偏心角对应的最小值位置不同。②当模孔偏心角  $\xi$  在  $0 \sim \alpha_2$  变化时, 压辊正压力的最大值在  $\xi = 0$  时达到最大, 说明无偏心设计时压辊正压力分布载荷差异性最大。③从载荷分布情况可以看出, 模孔采用偏心设计后, 分布载荷总体上变小, 但其合力最小值对应的偏心角从载荷分布曲线上无法得到。

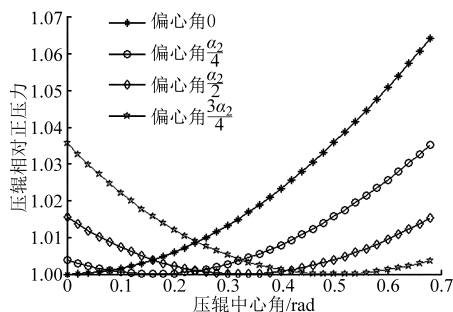


图 5 不同模孔偏心角对应的压辊相对正压力分布

Fig. 5 Positive pressure distribution of roller under different eccentric angles with molding hole

### 3.2 摩擦因数对压辊载荷分布的影响

数值计算时固定参数设置为: 环模内径 570 mm, 压辊直径 260 mm, 模孔偏心角设置为  $3\alpha_2/4$  ( $\alpha_2$  为成型区物料最大攫取角), 物料自然堆积密度  $250 \text{ kg/m}^3$ , 压块密度  $960 \text{ kg/m}^3$ 。

物料与环模、物料压辊之间的摩擦因数分别为 0.15、0.20 和 0.25 时 (此时  $\alpha_1 < \alpha_{\max}$ ), 压辊相对正压力载荷分布如图 6 所示, 从图中可以看出物料与环模、物料与压辊之间的摩擦因数影响压辊载荷分布, 摩擦因数不同, 在成型区内压辊正压力载荷分布存在明显差异。载荷分布存在以下规律: ①不同摩擦因数对应的压辊正压力最小值相同, 但最大值存在差异, 即摩擦因数对成型区压辊各点受力差异性有影响。②当摩擦因数变化时, 成型区对应的压辊最大中心角变化较大, 因此, 可以判断摩擦因数影响模孔最佳偏心角。

### 3.3 辊模直径比对压辊载荷分布的影响

数值计算时固定参数设置如下: 物料与环模、物料与压辊之间的摩擦因数 0.25, 模孔偏心角设置为  $3\alpha_2/4$  ( $\alpha_2$  为成型区物料最大攫取角), 物料自然堆

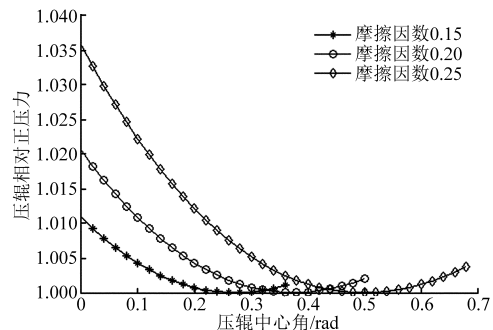


图 6 不同物料与辊模摩擦因数对应的压辊相对正压力分布

Fig. 6 Positive pressure distribution of roller under different friction coefficients

积密度  $250 \text{ kg/m}^3$ , 秸秆压块密度  $960 \text{ kg/m}^3$ 。

辊模直径比分别为 0.456、0.386 和 0.316 时 (此时  $\alpha_1 < \alpha_{\max}$ ), 压辊相对正压力载荷分布如图 7 所示, 从图中可以看出辊模直径比影响压辊载荷分布, 辊模直径比不同, 在成型区内压辊正压力载荷分布存在明显差异。载荷分布存在以下规律: ①不同辊模直径比对应的压辊正压力最小值相同, 但最大值存在差异, 即辊模直径比对成型区压辊各点受力差异性有影响。②当辊模直径比变化时, 成型区压辊最大中心角变化较大, 且辊模直径比越小, 成型区压辊最大中心角越大, 由此可以判断辊模直径比影响模孔最佳偏心角。

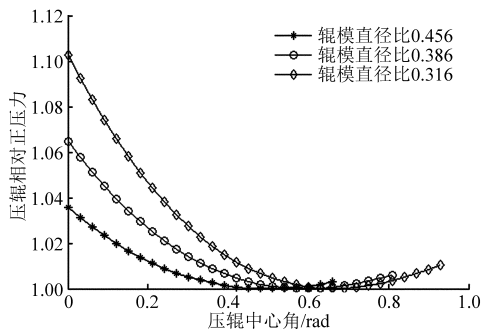


图 7 不同环模直对应的压辊相对正压力分布

Fig. 7 Positive pressure distribution of roller under different ratios of roller to circular mould

## 4 设备能耗影响因素与参数优化

由图 5~7 可以看出, 模孔偏心角、物料与辊模之间的摩擦因数、辊模直径比对压辊的载荷分布均有一定的影响, 说明以上参数可影响设备成型机构的成型能耗。

### 4.1 模孔偏心角对成型能耗的影响规律

物料自然堆积密度为  $250 \text{ kg/m}^3$ , 压块密度为  $960 \text{ kg/m}^3$ , 环模内径 570 mm, 不同摩擦因数、辊模直径比和模孔偏心角条件下的物料成型相对能耗曲线如图 8 所示。图中标记圆圈处为成型能耗最低

点,其对应的模孔偏心角即为最佳偏心角。从图 8 相对能耗曲线反映的规律可以看出:物料与辊模之间的摩擦因数越大,模孔采用偏心设计后的节能效

果越明显,此时对应的最佳偏心角也越大;另外,辊模直径比越大,成型区总能耗也越大。

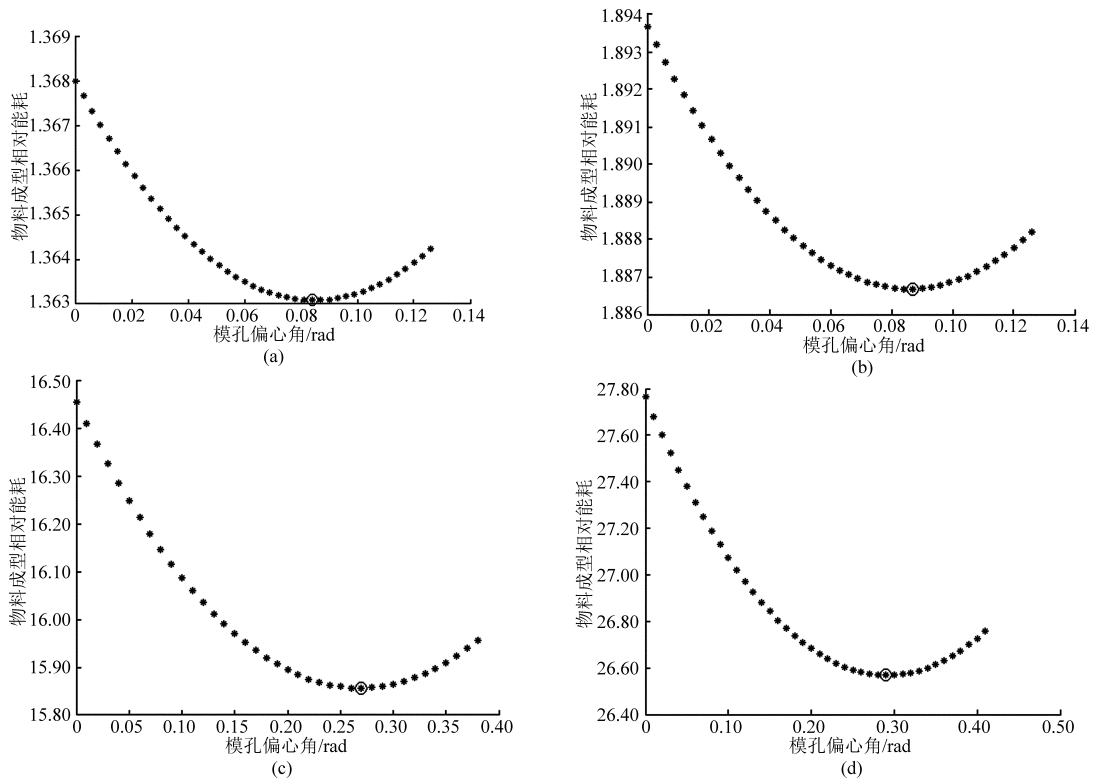


图 8 不同模孔偏心角对应的物料成型相对能耗规律

Fig. 8 Material molding energy consumption law under different eccentric angle with molding hole

(a)  $d = 220 \text{ mm}, \mu = 0.10$  (b)  $d = 260 \text{ mm}, \mu = 0.10$  (c)  $d = 220 \text{ mm}, \mu = 0.28$  (d)  $d = 260 \text{ mm}, \mu = 0.28$

### 4.2 模孔最佳偏心角分析

不同参数条件下的模孔最佳偏心角、采用偏心设计后物料成型能耗节省率、最佳偏心角与成型区对应最大攫取角关系等如表 1 所示。从表 1 可看出,根据秸秆物料特性参数与设备技术参数的现实条件,一般情况下模孔最佳偏心角设计值应在  $4.3^\circ \sim 15.2^\circ$ ,物料成型能耗节省率可达到  $0.29\% \sim$

$3.58\%$ 。模孔最佳偏心角与成型区对应的最大攫取角存在一定的关系。由于物料与辊模之间的摩擦因数、辊模直径比不同,成型区最大攫取角差别很大,因此,不同技术条件下的模孔最佳偏心角存在很大差异。如果模孔设计偏心角大于成型区对应最大攫取角,模孔偏心设计不仅无法达到节能效果,而且还会增加设备成型能耗。

表 1 不同参数条件下的模孔最佳偏心角与成型能耗

Tab. 1 Optimal eccentric angle of molding hole and molding energy consumption under different parameters

物料与辊模之间的摩擦因数	辊模直径比/%	成型区对应最大攫取角/ $(^\circ)$	模孔最佳偏心角/ $(^\circ)$	最佳偏心角与最大攫取角比值	无偏心角相对能耗	最佳偏心角相对能耗	能耗节省/%
0.10	0.386	6.5	4.3	0.666	1.11	1.10	0.29
0.10	0.456	6.6	4.6	0.665	1.58	1.57	0.31
0.28	0.386	20.3	13.8	0.679	12.87	12.49	2.94
0.28	0.456	21.9	15.2	0.694	22.17	21.38	3.58

### 4.3 对比试验

用 2 台立式环模压块机进行对比试验,2 台压块机基本技术参数相同,模块数 45 块,环模内径 570 mm,压辊直径 250 mm,主机功率 60 kW,主轴转速 160 r/min,压辊个数为 2,模孔截面设计尺寸为  $32 \text{ mm} \times 32 \text{ mm}$ 。2 台压块机模孔偏心角分别为  $0^\circ$

和  $8^\circ$ 。主要试验仪器设备包括:秸秆粉碎机、秒表、电热鼓风干燥箱、PL2002/01 型电子天平(精度  $0.01 \text{ g}$ )、KEW6310 型电能质量分析仪等<sup>[16-17]</sup>。

试验原料采用不同含水率的切碎玉米秸秆和小麦秸秆,玉米秸秆含水率分别为  $12.4\%$ (原料 1)、 $18.1\%$ (原料 2)、 $24.7\%$ (原料 3),小麦秸秆含水率分别

为 11.3% (原料 4)、20.8% (原料 5)。试验过程中 2 台设备同时作业,每组试验均采用同一批次原料。

试验时,人工控制 2 台设备喂料速度尽量一致,每种原料进行 3 次试验,试验时间为 20 min,对 3 次试验结果取平均值见表 2。从表 2 可以看出,不同原料的生产节能效果存在明显的不同,这是因为在设备技术参数确定的情况下,原料种类与含水率不同,使物料与辊模之间的摩擦力产生了差异,从而对模孔的最佳偏心角产生了影响。应当指出的是当偏心角设计不合理时,模孔偏心设计还可能增大设备

表 2 对比试验结果

Tab. 2 Performance index

原料类型	偏心角 0° 吨料能耗 / ((kW·h)·t <sup>-1</sup> )	偏心角 8° 吨料能耗 / ((kW·h)·t <sup>-1</sup> )	模孔偏心设计能耗节省 / %
原料 1	48.39	47.39	2.06
原料 2	39.01	38.54	1.21
原料 3	35.33	35.02	0.89
原料 4	47.21	46.76	0.95
原料 5	34.79	34.84	-0.13

能耗,如原料 5 出现能耗节省率为负值。

## 5 结论

(1) 模孔偏心角、辊模直径比、物料与辊模之间的摩擦因数,都会对成型区压辊正压力的载荷分布产生影响,改善压辊正压力载荷分布均匀性,减少设备成型能耗需综合考虑以上因素。

(2) 模孔采用偏心设计可有效降低设备成型能耗,理论分析结果表明,模孔最佳偏心角设计值一般在 4.3° ~ 15.2° 之间,最佳偏心角对应的设备成型能耗比无偏心设计时可降低 0.29% ~ 3.58%。

(3) 模孔最佳偏心角与物料特性参数和设备技术参数紧密相关,最佳偏心角应在 0 ~  $\alpha_2$  ( $\alpha_2$  为成型区物料最大攫取角) 之间,设计不合理反而会增大设备能耗。

(4) 设备性能对比试验,说明了模孔偏心设计理论分析的正确性,也证实了模孔采用合理的偏心设计,可有效降低设备能耗。

## 参 考 文 献

- 赵立欣,孟海波,田宜水,等. 生物质固体成型燃料加工工艺与设备[M]. 北京:台海出版社,2013.
- 丛宏斌,赵立欣,姚宗路,等. 生物质环模制粒机产能与能耗分析[J]. 农业机械学报,2013,44(11):144-148.  
Cong Hongbin, Zhao Lixin, Yao Zonglu, et al. Analysis on capacity and energy consumption of biomass circular mould granulator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(11):144-148. (in Chinese)
- 赵立欣,田宜水. 农村绿色能源技术[M]. 北京:中国农业科技出版社,2007:113-118.
- 姚宗路,赵立欣,田宜水,等. 立式环模生物质成型机设计与试验[J]. 农业机械学报,2013,44(11):140-143.  
Yao Zonglu, Zhao Lixin, Tian Yishui, et al. Study on biomass briquetting machine with vertical ring die[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(11):140-143. (in Chinese)
- Jens K Holm, Ulrik B Henriksen, Kim Wand, et al. Experimental verification of novel pellet model using a single pelleter unit[J]. Energy and Fuels, 2007, 21(4): 2446-2449.
- Rolfe L A, Huf H E F, Hsieh F. Effects of particle size and processing variables on the properties of an extruded catfish feed[J]. Journal of Aquatic Food Product Technology, 2001,10(3): 21-33.
- Mehrdad A, Rolf G, Paul G. The influence of raw material characteristics on the industrial pelletizing process and ellet quality[J]. Fuel Processing Technology, 2008, 89(12): 1442-1447.
- Nalladurai Kaliyana, Vance Morey R. Factors affecting strength and durability of densified biomass products[J]. Biomass and Bioenergy, 2009, 33(3): 337-359.
- 钟启新,齐广海. 制粒机理及其影响因素[J]. 中国饲料,1999(14):8-10.
- Sylvia Larsson. Fuel pellet production from reed canary grass[D]. Sweden: Swedish University of Agricultural Sciences, 2008: 16-21.
- 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册:下册[M]. 北京:中国农业科学技术出版社,2007.
- 常同立,刘洋. 固化成型加工秸秆燃料受力分析[J]. 机电产品开发与创新,2012,25(2):43-45.  
Chang Tongli, Liu Yang. Force analysis of straw stem during the briquetting process[J]. Development and Innovation of Machinery and Electrical Products, 2012,25(2): 43-45. (in Chinese)
- 霍丽丽,田宜水,孟海波,等. 模辊式生物质颗粒燃料成型机性能试验[J]. 农业机械学报,2010,41(12):121-125.  
Huo Lili, Tian Yishui, Meng Haibo, et al. Parameters experiment of biomass pellet mill performance[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2010,41(12): 121-125. (in Chinese)
- 刘圣勇,杨国峰,杨群发,等. 螺杆挤压式生物质成型机优化设计与试验[J]. 农业机械学报,2010,41(7):96-100.  
Liu Shengyong, Yang Guofeng, Yang Qunfa, et al. Optimal design and experiment of screw briquetting biomass fuel machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(7): 96-100. (in Chinese)
- 武凯,施水娟,彭斌彬,等. 环模制粒挤压过程力学建模及影响因素分析[J]. 农业工程学报,2010,26(12):142-147.  
Wu Kai, Shi Shuijuan, Peng Binbin, et al. Modeling and analysis on extruding force in pelletting process[J]. Transactions of the

CSAE, 2010, 26(12): 142 - 147. (in Chinese)

- 16 何晓峰, 雷廷宙, 李在峰, 等. 生物质颗粒燃料冷成型试验研究[J]. 太阳能学报, 2006, 27(9): 937 - 941.

He Xiaofeng, Lei Tingzhou, Li Zaifeng, et al. Research of biomass fuel cold molding technic[J]. Acta Energiae Soiaris Sinica, 2006, 27(9): 937 - 941. (in Chinese)

- 17 李在峰, 雷廷宙, 何晓峰, 等. 玉米秸秆颗粒燃料致密成型电耗测试[J]. 农业工程学报, 2006, 22(增刊 1): 117 - 119.

Li Zaifeng, Lei Tingzhou, He Xiaofeng, et al. Analysis on electricity cost of corn stalk granule compression molding [J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(Supp. 1): 117 - 119. (in Chinese)

## Process Modeling and Parameter Optimization of Straw Briquetting Machine with Vertical Circular Mould

Cong Hongbin Zhao Lixin Meng Haibo Yao Zonglu Huo Lili Zhang Yan

(Key Laboratory of Energy Resource Utilization from Agriculture Residue, Ministry of Agriculture, Chinese Academy of Agricultural Engineering, Beijing 100125, China)

**Abstract:** It can provide a theoretical basis for quantitatively analyzing the force on mechanism and energy consumption to build model of material molding process for vertical circular mould straw briquetting machine. On the basis of analysis on structure and working principle of core work unit on vertical circular mould straw briquetting machine, the models of forces on roller and molding energy consumption are established, and the load distribution curves and molding energy consumption curves are drawn under different technical parameters, and finally, the optimization method of technical parameters is proposed. Theoretical analysis results show that the eccentric design of molding hole can improve load distribution of the rollers, and reduce the energy consumption per ton of material. The eccentric angle of molding hole is related to the friction coefficient between equipment and materials as well as diameter ratio of roller to circular mould. The optimal eccentric angle of molding hole is greater when the friction coefficient between equipment and materials and diameter ratio of roller to circular mould are greater. The eccentric design of molding hole can reduce energy consumption from 0.29% to 3.58%. Finally, through the device comparison test, the above conclusions are confirmed. The research provides a theoretical reference for the design of key technical parameters.

**Key words:** Straw Forming mechanism Forces Energy consumption Molding hole Eccentric design