中图分类号:TH69;S22

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2022.03.020

# 曲柄滑块成型机输出功率 分析与动力学仿真\*

李 震,王 维,王宏强,李金达,沙潜毅 (内蒙古科技大学机械工程学院,内蒙古包头014010)

摘要:针对国内外现有成型机大都结构复杂、零件互换性差、挤出效率低等问题,提出了一种新型曲柄滑块成型机,并对该成型机进行了输出功率分析与动力学仿真。首先,基于成型机的成型原理,进行了成型机的结构设计,对整体机构的运动特性进行了理论推导和仿真分析;然后,利用 AutoCAD 软件画出了该机构的运动简图,运用平面几何分析法推导了滑块柱塞的运动学方程,并对该机构的运动干涉进行理论分析;借助 origin 曲线拟合的方式获取了阻力,使用 MATLAB 绘制了输出功率随时间变化的曲线,通过 Creo Parametric 6.0.0.0 软件建立了模型;最后,在 ADAMS 中采用三次插值样条函数对其关键部件滑块柱塞进行了运动学与动力学仿真,研究了其运动情况。研究结果表明:按照设计尺寸,该曲柄滑块成型机机构运动过程中无干涉、运动合理,其整机输出功率为7.38 kW,与理论推导功率7.54 kW 基本一致,验证了理论分析的准确性,为实际电机功率选择提供了理论依据。

关键词:曲柄滑块成型机;输出功率分析;动力学仿真;运动干涉;滑块柱塞

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2022)03-0419-08

# Output power analysis and dynamics simulation of crank slider forming machine

LI Zhen, WANG Wei, WANG Hong-qiang, LI Jin-da, SHA Qian-yi (School of Mechanical Engineering, Inner Mongolia University of Science and Technology, Baotou 014010, China)

**Abstract**: Aiming at the problems of complicated structure, poor parts interchangeability, and low extrusion efficiency of existing molding machines at home and abroad, a new type of crank slider molding machine was proposed, and the output power analysis and dynamic simulation of the forming machine were carried out. Firstly, based on its molding principle, the structure design was carried out. The kinematic characteristics of the overall mechanism were theoretically deduced and simulated. Then, AutoCAD software was used to draw the mechanism motion diagram; plane geometric analysis was used to derive the kinematic equation of the slider plunger and theoretically analyze the motion interference of the mechanism; the origin curve fitting method was used to obtain the resistance; MATLAB was used to plot the output the curve of power change with time; the model was established by Creo Parametric 6.0.0.0 software. Finally, in ADAMS, the cubic interpolation spline function was used to simulate the kinematics and dynamics of its key component, the slider plunger, to study its movement. The results show that, according to the design size, there is no interference during the movement of the mechanism, and the movement is reasonable. It is concluded that the output power of the whole machine is 7.38 kW and the theoretical deduced power is basically the same as 7.54 kW, which verifies the accuracy of the theoretical analysis; dynamic simulation; motion interference; slider plunger

收稿日期:2021-08-25

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51666016);内蒙古自然科学基金资助项目(2020LH05020)

作者简介:李震(1973-),男,山西山阴人,博士,教授,硕士生导师,主要从事生物质致密成型技术方面的研究。E-mail:lizhen\_730106@126.com

# 0 引 言

生物质能是经光合作用合成在绿色植物中的能量,蕴藏在大自然各处,其总量仅次于煤炭、石油、天然 气,居于第四,是可燃烧的再生能源。它可压缩成运输 方便、燃烧热值高且无污染的燃料<sup>[1]</sup>。

随着社会经济的发展,以及人们对于环境保护意 识的增强,为顺应国家碳达峰和碳中和趋势,世界各国 开始重视生物质能源的开发与利用,于是相应的生物 质成型设备也就应运而生<sup>[2,3]</sup>。

生物质压缩机主要分为3类,即活塞冲压式、螺旋 挤压式和压辊式成型机。目前,已有相关学者<sup>[47]</sup>对生 物质成型机进行了大量研究。

意大利学者对一款秸秆压缩机<sup>[8]</sup>进行了研究,该 压缩机能在田地里一次性对秸秆进行收割、切碎、挤压 水分、烘干、固体燃料成型,缩短了生物质成型工序,提 高了生产效率:但是其设备零件互换性差,不利于后期 维修。张百良等人<sup>[9]</sup>在 HPB- I 型液压秸秆成型机基 础上,对 HPB-Ⅱ型液压秸秆成型机进行了研究,缓解 了螺旋式和机械冲压式成型能耗问题:但是其设备机 构复杂,制造费用昂贵。姚宗路等人<sup>[10]</sup>对立式双层孔 环模生物质压块机进行了研究,提高了其生产率与产 品质量:但是一旦其挤出模头发生堵塞或损坏,将无法 工作,影响了其成型效率。张喜瑞等人<sup>[11]</sup>对行星轮式 内外锥辊固体燃料平模成型机进行了研究,该成型机 以香蕉秸秆、椰壳以及甘蔗叶混合物为原料,填补了混 合原料的固体成型设备方面研究的空缺:但是其挤压 原料太过单一,且设备零件加工难度大。宁廷州等 人<sup>[12]</sup>对辊柱塞式成型机进行了研究,降低了传统生物 质成型机的能耗和减小成型机关键零部件的磨损:但 是其设备的成型效率不高。

上述存在的这些问题正是目前生产和发展高质量 生物质燃料的限制因素。为有效解决以上问题,笔者 提出一种新型曲柄滑块成型机<sup>[13]</sup>,对该机型进行运动 干涉分析、理论功率推导,然后在 ADAMS 中对其进行 运动学与动力学仿真。

# 1 成型机结构与工作原理

#### 1.1 整体结构

曲柄滑块生物质成型机整体结构图如图1所示。

成型机主要由机体、曲柄、连杆、滑块、分料盖、机架、电动机、变速器、驱动轴组成。其中,曲柄2为"L" 形结构,连杆一端的端末设有环形工装口,且环形工装



图 1 成型机整体结构图 1—分料盖;2—曲柄;3—连杆;4—滑块柱塞;5—机体; 6—成型模具孔

口在连杆端末错位加工,便于在将连杆固定安装在曲柄上时,能够保证连杆自由端处于同一水平面的机架上;滑块的端头上设有用于挤出物料的柱塞头9个,柱塞排布与挤压孔排布一致,分料盖中部支撑臂内设有轴承套,在轴承套内固定有轴承。机体的挤压腔共有6个,相应的连杆与滑块均设有6个。

#### 1.2 工作原理

成型机工作时,在电动机和减速器的驱动下,曲 柄带动连杆和滑块在机体料槽内做往复运动,在轴 承的连接下,各连杆开始做相应程度的左右摆动和 来回拉伸,继而引起了各滑块在料槽内的直线运动, 于是物料在柱塞的作用下被挤压入模具,且曲柄每 转动一周,能带动滑块柱塞进行6次的物料挤出,效 率非常高。

上部的分料盖会以驱动轴所在轴线为中心公转, 将任意加入的物料很好地送入到处于空置状态的料槽 中,避免了物料在机体中的不确定流向。

# 2 机构几何尺寸干涉分析

机构运动简图如图2所示。



图 2 中,曲柄为共用件,滑块及其滑轨成圆周阵列 布置;机构运动过程中,相邻连杆之间的夹角不断变 化,所以当连杆的几何尺寸设计不当时,容易出现尺寸 干涉现象。

#### 2.1 相邻连杆夹角分析

为避免连杆间的几何尺寸干涉,需要求得相邻连 杆之间的最小夹角,进而可进行避免几何干涉设计。

在曲柄转角为α时,机构的相连连杆之间的夹角 分析如图 3 所示。



图 3 相连连杆之间的夹角分析

α—曲柄转过的角度; $\beta$ —第一、四组机构中各自连杆和导轨夹角; $\gamma$ —第二、五组机构中各自连杆和导轨的夹角;  $\theta$ —第一、二组机构中两连杆之间的夹角; $L_1$ —曲柄长度;  $L_2$ —连杆长度;0—机构中心点;A—第一组机构中滑块铰接 点;B—第二组机构中滑块铰接点;C—第一、二组机构中两 连杆铰接点

在三角形 ABC 和三角形 ABO 中,3 个内角之和相等,均为 180°,有如下关系:

$$\theta_1 = \frac{\pi}{3} + \beta + \gamma \tag{1}$$

$$\theta_2 = \frac{\pi}{3} - (\beta + \gamma) \tag{2}$$

式中: $\theta_1$ —第一、二组连杆的夹角; $\theta_2$ —第四、五组连杆 的夹角; $\beta$ —第一、四组机构中各自连杆和导轨夹角;  $\gamma$ —第二、五组机构中各自连杆和导轨的夹角。

由图3可知,当 $\beta + \gamma$ 有最大值时,第一、二组连杆 之间有最大夹角 $\frac{\pi}{3} + \beta + \gamma$ ,第四、五组连杆之间有最 小夹角 $\frac{\pi}{3} - \beta - \gamma$ 。

在第一组曲柄滑块机构中,由几何关系容易得到:

$$L_1 \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{6}\right) = L_2 \sin\beta \tag{3}$$

式中: $L_1$ 一曲柄长度,mm; $\alpha$ 一曲柄转过的角度; $L_2$ 一连

杆长度,mm;β—第一、四组机构中各自连杆和导轨 夹角。

在第二组曲柄滑块机构中,由几何关系容易得到:  $L_1\cos\alpha = L_2\sin\gamma$  (4)

式中: $L_1$ —曲柄长度,mm; $\alpha$ —曲柄转过的角度; $L_2$ —连 杆长度,mm; $\gamma$ —第二、五组机构中各自连杆和导轨的 夹角。

由式(3,4)可得:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{L_1}{L_2}\sin\left(\alpha - \frac{\pi}{6}\right)\right) \tag{5}$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{L_1}{L_2}\cos\alpha\right) \tag{6}$$

式中: $\beta$ —第一、四组机构中各自连杆和导轨夹角; $L_1$ — 曲柄长度,mm; $L_2$ —连杆长度,mm; $\alpha$ —曲柄转过的角 度; $\gamma$ —第二、五组机构中各自连杆和导轨的夹角。

进而可得到:

$$\beta + \gamma = \arcsin\left(\frac{L_1}{L_2}\sin\left(\alpha - \frac{\pi}{6}\right)\right) + \arcsin\left(\frac{L_1}{L_2}\cos\alpha\right)(7)$$

式中: $\beta$ —第一、四组机构中各自连杆和导轨夹角; $\gamma$ — 第二、五组机构中各自连杆和导轨的夹角; $L_1$ —曲柄长 度,mm; $L_2$ —连杆长度,mm; $\alpha$ —曲柄转过的角度。

由此可知,  $\beta + \gamma$  是关于  $\alpha$  的函数, 且  $\alpha \in \left(\frac{\pi}{6}, \frac{\pi}{2}\right)_{\circ}$ 

将该函数对 $\alpha$ 求导,得到的导数如下:

$$\frac{\mathrm{d}(\beta+\gamma)}{\mathrm{d}\alpha} = \frac{\cos\left(\alpha-\frac{\pi}{6}\right)}{\sqrt{1-\left(\frac{L_1}{L_2}\sin\left(\alpha-\frac{\pi}{6}\right)\right)^2}} + \frac{-\sin\alpha}{\sqrt{1-\left(\frac{L_1}{L_2}\cos\alpha\right)^2}}$$
(8)

式中: $\beta$ —第一、四组机构中各自连杆和导轨夹角; $\gamma$ — 第二、五组机构中各自连杆和导轨的夹角; $L_1$ —曲柄长 度,mm; $\alpha$ —曲柄转过的角度; $L_2$ —连杆长度,mm。

令
$$\frac{d(\beta+\gamma)}{d\alpha}=0$$
,可以求得 $\alpha=\frac{\pi}{3}$ 。

对式(8)进行分析可知, $\beta + \gamma \pm \alpha = \frac{\pi}{3}$ 时有极大 值,极大值为:

$$(\beta + \gamma)_{\text{max}} = 2 \arcsin\left(\frac{L_1}{2L_2}\right)$$
 (9)

式中: $\beta$ —第一、四组机构中各自连杆和导轨夹角; $\gamma$ — 第二、五组机构中各自连杆和导轨的夹角; $L_1$ —曲柄长度,mm; $L_2$ —连杆长度,mm。

在求得 β + γ 的最大值后,可以得到机构运动过 程中,第四、五组连杆之间的最小夹角为 $\frac{π}{3}$  – 2arcsin  $\left(\frac{L_1}{2L_2}\right)$ 。由于机构的对称性,此值也是机构中任意相邻两组连杆之间的夹角的最小值。

#### 2.2 相邻连杆干涉分析

为实现一个曲柄拖动6个连杆,曲柄与连杆连接 的铰链需要进行分层设计。

曲柄与连杆分层连接图如图4所示。



图 4 曲柄与连杆分层连接图

d<sub>1</sub>—上层连杆与曲柄之间连接环的厚度;d<sub>2</sub>—下层连杆与 曲柄之间连接环的厚度

每个连杆与曲柄铰链连接,但同时对连接厚度进 行控制和设计。为了避免机构运动过程中,相邻连杆 之间宽度方向的干涉,需要对连杆的宽度进行设计。

连杆宽度设计图如图 5 所示。



图 5 连杆宽度设计图 θ—相邻连杆之间的夹角;x—连杆距离铰链外圆环的距 离;w<sub>x</sub>—连杆在x位置处的宽度;R<sub>1</sub>—铰链外圆环半径

由图 5 可知,为避免连杆之间的干涉,应该一 直有:

$$w_x < 2(R_1 + x)\sin\frac{\theta}{2} \tag{10}$$

式中: $w_x$ —连杆在x位置处的宽度,mm; $R_1$ —铰链外圆 环半径,mm;x—连杆距离铰链外圆环的距离,mm; $\theta$ — 相邻连杆之间的夹角。

由前文的求解结果可知,当 θ 有最小值时,上式 (10)也应该成立,也即有:

$$w_x < 2(R_1 + x) \sin\left(\frac{\pi}{6} - \arcsin\left(\frac{L_1}{2L_2}\right)\right) \quad (11)$$

式中: $w_x$ —连杆在x位置处的宽度,mm; $R_1$ —铰链外圆 环半径,mm;x—连杆距离铰链外圆环的距离,mm;  $L_1$ 一曲柄长度,mm; $L_2$ 一连杆长度,mm。

对于  $L_1 = 80 \text{ mm} \ L_2 = 225 \text{ mm} \ R_1 = 40 \text{ mm} \ B, 由 式(11) 可得:$ 

$$v_x < 0.\ 676\ 2 * (40 + x) \tag{12}$$

式中: $w_x$ —连杆在 x 位置处的宽度, mm; x—连杆距离 铰链外圆环的距离, mm。

当 x = 0 时, $w_x < 27.05$  mm,而该机构中该位置连 杆宽度为 25.12 mm,显然该结果满足式(12),因此不 会产生干涉。

# 3 机构总功率计算

在该机构中,滑块沿着料槽运动,只要能确定滑块 的位置,也即能得到滑块的位移。

机构中滑块的位移分析图如图6所示。



图 6 机构中滑块的位移分析图

α—曲柄转过的角度;L<sub>1</sub>—曲柄长度;L<sub>2</sub>—连杆长度;O— 机构中心点;A—第一组机构中滑块铰接点;B——第二组机构 中滑块铰接点;C—第一、二组机构中两连杆铰接点;D—从点 C 到线段 OA 的垂足

对于第一组曲柄滑块机构,有以下几何关系式:

$$z_1 = OA = OD + DA \tag{13}$$

式中: $z_1$ —滑块中心 A 到固定铰链中心 O 的距离,mm; OA—滑块中心 A 到固定铰链中心 O 的长度,mm; OD—垂足 D 到固定铰链中心 O 的长度,mm;DA—滑 块中心 A 到垂足 D 的长度,mm。

进而可求得 $z_1$ 与转角 $\alpha$ 的关系如下:

$$z_{1} = L_{1} \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{6}\right) + \sqrt{L_{2}^{2} - L_{1}^{2} \sin^{2}\left(\alpha - \frac{\pi}{6}\right)} \quad (14)$$

式中: $z_1$ —滑块中心 A 到固定铰链中心 O 的距离, mm;  $L_1$ —曲柄长度, mm;  $\alpha$ —曲柄转过的角度;  $L_2$ —连杆长度, mm。

同理,可以得到第二组曲柄滑块机构中,滑块中心 到固定铰链中心的距离 z<sub>2</sub> 与转角 α 的关系如下:

$$z_{2} = L_{1} \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) + \sqrt{L_{2}^{2} - L_{1}^{2} \sin^{2}\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)} \quad (15)$$

式中: $z_2$ —滑块中心 B 到固定铰链中心 O 的距离, mm;  $L_1$ —曲柄长度, mm;  $\alpha$ —曲柄转过的角度;  $L_2$ —连杆长度, mm。

该机构中,6组曲柄滑块机构是相同的,为方便分 析,笔者以第2组曲柄滑块机构为例,分析一组机构中 的功率变化(机构的功率和滑块速度、滑块阻力 相关)。

笔者将z2 对时间t求导,可得滑块的移动速度:

$$v_{2} = \frac{\mathrm{d}z_{2}}{\mathrm{d}t} = L_{1}\omega\cos(\omega t) \cdot \left(1 + \frac{L_{1}\sin(\omega t)}{\sqrt{L_{2}^{2} - L_{1}^{2}\cos^{2}(\omega t)}}\right)$$
(16)

式中: $v_2$ —第二组滑块位移速度, m/s; $z_2$ —滑块中心 B 到固定铰链中心 O 的距离, mm;t—滑块位移时间, s;  $\omega$ —曲柄转速, r/min; $L_1$ —曲柄长度, mm; $L_2$ —连杆长度, mm。

滑块柱塞在挤压物料过程中,需要的最大成型压 力与所用原料参数有关。

现笔者拟给定材料为沙柳,它在含水率为10%~20%,粒径为2mm~5mm,堆积密度为330 kg/m<sup>3</sup>的参数下最佳成型压强为2×10<sup>7</sup> Pa<sup>[14]</sup>,滑块上的柱塞 半径为10<sup>-2</sup> m,则压缩力F为:

$$F = P \cdot S \tag{17}$$

式中:P-最佳成型压强,Pa;S-柱塞横截面积,m<sup>2</sup>。

由上式可得最大成型压缩力为6280 N。

其中,柱塞横截面积为:

$$S = \pi r^2 \tag{18}$$

式中:r一柱塞半径,m。

据文献[15]可知,沙柳颗粒在挤压成型过程中的 压缩力随时间变化关系如图7所示。



图 7 压缩力随时间变化关系

结合运动学仿真可知,完成一次挤压过程时间为 1 s,滑块柱塞运动到与成型模具内壁孔接触时,所需 时间为 0.7 s,此时成型机开始挤压成型,因此,从开始 接触到挤压成型完成所需时间为 0.3 s。A 点表示滑 块柱塞与成型模具孔开始接触时的时间点,B 点表示 当物料的密度最大时滑块柱塞走过最大行程时的时间 点,C 点表示物料成型密度最大时所需的压缩力。

根据作用与反作用力关系可知,其整个压缩过程 中,时间与阻力关系可以确定。

笔者将图 7 曲线导入 origin 中进行数据点拟合, 在 A 点代入 0.7, B 点代入 1, C 点代入 6 280, 进行数 据点提取,将得到阻力与时间的数据表如表 1 所示。

表1 阻力与时间的数据表

时间/s	阻力/N
0.72192	17.07605
0.78394	88.63973
0.82051	125.505 87
0.89796	687. 172 33
0.93292	1 634. 848 95
0.95472	2 868.780 29
0.98918	5 648.920 86
0.99657	6 260. 465 04

每个滑块上有9个柱塞,每个柱塞受到的阻力是 随时间变化的函数,一个柱塞受到的阻力随时间的变 化如表2所示。

表 2 一个柱塞受到的阻力随时间的变化

时间	ī∕s 时	间/s 阻	力/N 车	专角/° 新	同∕s
t	) (	). 7	0	36	0.2
t	ı 0.	722 17	. 076 3	39.96	0. 222
$t_{i}$	<u>.</u> 0.	784 88	6. 640 5	51.12	0. 284
$t_{1}$	, 0.	820 12	5. 506	57.6	0.32
$t_{z}$	ι O.	898 68	7. 172 7	1. 64	0. 398
$t_{i}$	, 0.	933 1 63	34. 849 7	17.94	0. 433
$t_{o}$	<sub>5</sub> 0.	955 2.86	58.780	81.9	0. 455
t.	, 0.	989 5.64	48.921 8	38.02	0. 489
$t_{\rm s}$	· 0.	996 6 26	60.465 8	39. 28	0. 496
$t_{s}$	)	1 6	280	90	0.5

注:新时间为新坐标系下的曲柄转动时间,时间为0,曲柄转动角度为0°,时间为t,曲柄转动角度为180°\*t;因为每组曲柄滑块机构功率相似,只有一个固定时间差,以第二组曲柄滑块机构为例求解

因为曲柄的转速一定,为 30 r/min,所以从0.7 s~ 1 s,曲柄转过的角度为 54°。而第2组曲柄在转角 α = 90°时,有最大位移,因此可以反推第2组滑块在 α = 36°时开始受到阻力,在 α = 90°有最大阻力;进而在此 处,可以得到滑块上一个柱塞受到的阻力与时间的 关系。

为简化分析,笔者对滑块上一个柱塞受到的阻力f

做简化处理, 在  $t_i \sim t_{i+1}$ 的时间段内, 阻力随时间线性变化, 即有:

$$f(t) = \begin{cases} f_0(t), & t_0 \leq t < t_1 \\ f_n(t), & t_n \leq t < t_{n+1} \\ f_8(t), & t_8 \leq t < t_9 \end{cases}$$
(19)

式中: $f_n(t)$ —关于时间 t 在某一时间段内的一次函数;  $t_n, t_{n+1}$ —某一时间节点, s。

在一个运动周期内,因为在时间 t<sub>0</sub> 之前和时间 t<sub>9</sub> 之后,滑块所受阻力较小,所需的驱动功率也很小。

设计者更关心在  $t_0$  到  $t_9$  的时间段内,第2组曲柄 滑块的驱动功率  $P_2$ ,其计算公式如下:

$$P_2 = 9fv_2 \tag{20}$$

式中: $P_2$ —驱动功率, kW;f—阻力, N; $v_2$ —第2组滑块 位移速度, m/s。

对于式(19),使用解析方法求得最大功率太过复杂,笔者使用 MATLAB 软件绘制功率 P<sub>2</sub> 随时间变化的曲线,进而找出功率的最大值。

时间从0.2 s 变化至0.5 s 时,驱动功率 $P_2$  随时间 t 的变化曲线图如图 8 所示。



由图 8 可知,驱动功率 P<sub>2</sub> 在 0.46 s 时有最大值 1.257 kW。

因为6组机构是对称的,尽管各组机构的驱动功 率不会同时达到最大,但考虑到安全性,可以将单组机 构的最大功率乘以6作为机构的总功率,因此,机构的 总功率为7.54 kW。

# 4 成型机动力学分析

采用 Creo Parametric 6.0.0.0 软件,笔者建立曲柄 滑块成型机模型,如图 9 所示。

图 9 中,由于曲柄滑块成型机 6 个部分模拟条件 相同,只需要一个成型部分的仿真即可,把该成型机简 化后只保留其中一个成型部分(机体,曲柄,连杆,滑



图 9 曲柄摇杆成型机模型

块,套筒,分料盖)装配体保存成 passdsolid. x \* t 格式 导入 ADAMS<sup>[16,17]</sup>。

### 4.1 约束定义和驱动施加

导入模型后,笔者设置长度单位为 mm,质量单位 为 kg,时间单位为 s,以保证零件的重量及质心与实物 的一致。

为方便观察成型机的模拟实际运动情况,笔者对 各部分零件进行名称、颜色、材料属性信息的编辑,然 后进行约束,在曲柄与机体、连杆、分料盖之间添加转 动副,曲柄与套筒之间创建共线约束,连杆与滑块为转 动副,滑块与机体为滑动副,机体与大地之间添加固定 副(为便于观察,分料盖设置为隐藏)。

最后得到的动力学仿真虚拟样机模型如图 10 所示。



图 10 虚拟样机模型

为使各零部件动起来,笔者在曲柄与机体创建的 转动副上施加驱动,设置驱动转速为 30 r/min,仿真时 间为4 s,步长为0.01,开始仿真。

运行仿真后得到滑块柱塞位移图如图 11 所示。

由图 11 可得出滑块柱塞的运动周期为 2 s,完成 一次挤压物料的时间为 1 s,滑块柱塞最大位移为 160 mm。

该结果与最初设计的滑块位移行程相符,且运动



图 11 滑块柱塞位移图

过程中各部件不发生干涉,因此,可以确定其运动 合理。

### 4.2 动力学仿真结果分析

笔者将上文得到的阻力与时间的数据表1以.txt 文件格式导入 ADAMS 里的数据单位创建样条函数 spline\_1,然后在柱塞添加与柱塞运动方向相反的力。

加载位置示意图如图 12 所示。



#### 图 12 加载位置示意图

修改力的参数, 置入三次样条插值函数 CUBSPL。 ADAMS 三次样条插值函数<sup>[18,19]</sup> CUBSPL(1 st\_Indep\_ Var, 2nd\_Indep\_Var, Spline\_Name, Deriv\_Order)。

其中:1 st\_Indep\_Var 定为时间变量 time,2nd\_Indep\_Var 设为0,Spline\_Name 为所保存的力与时间的 曲线图名称,Deriv\_Order 设为0。

力与时间的曲线图在菜单 build—> data elements—> spline 建立且三次样条插值函数的一般 形式:

$$s(x) = \begin{cases} s_0(x) & x_0 \le x \le x_1 \\ s_1(x) & x_1 \le x \le x_2 \\ \dots & \\ s_{n-1}(x) & x_{n-1} \le x \le x_n \end{cases}$$
(21)

式中: $S_0(x)$ , $S_1(x)$ ,…, $S_{n-1}(x)$ —n个区间中的n段函数; $x_0, x_1, x_2, \dots, x_{n-1}, x_n$ —n个区间中的n + 1个节点。

其中:

$$S_{i}(x) = a_{i} + b_{i}(x - x_{i}) + c_{i}(x - x_{i})^{2} + d_{i}(x - x_{i})^{3}, i = 0, 1, \dots, n - 1$$
(22)

式中:*a*,*b*,*c*,*d*—4 个系数(未知数)每个都有 *n* 组,方 程组共有 4*n* 个未知数。

笔者再次设置仿真时间为1s,步长为0.01,仿真 结束后,通过 ADAMS/Postprocessor 模块数据处理之后 输出分析结果曲线,查看在动力学仿真过程中,主轴驱 动滑块柱塞从开始到完成挤压一次物料的驱动功率变 化曲线图,如图13所示。



由图 13 可知,在滑块柱塞运行到 0.95 s 时,所需 功率最大为 1.23 kW,即当滑块柱塞与物料达到最大 压缩力时功率最大。因为成型机具有 6 个相同的成型 部分,所以整机功率约为 7.38 kW,这与前文理论计算 值 7.54 kW 基本吻合,验证了理论分析的准确性。

# 5 结束语

为了弥补了传统成型机结构复杂、零件互换性差 等弊端,笔者提出了一种新型曲柄滑块成型机,即采用 平面几何分析法对整体机构的运动特性进行了理论分 析,借助 origin 曲线拟合方式求出了输出功率,并通过 ADAMS 软件运动学与动力学仿真,对理论分析结果进 行了验证。

研究结果表明:

(1)经运动学仿真分析,验证了文中理论计算部分的准确性,整体机构运动过程中无干涉,运动合理;

(2)经 ADAMS 采用三次插值样条函数对其关键 部位滑块柱塞进行动力学仿真,得出其整机功率为 7.38 kW,与理论推导的总功率7.54 kW 基本一致,为 其实际生产活动动力源提供参考。

后续的研究工作中,笔者将在已得出成型机输出 功率的基础上,进一步研究该成型机的能耗问题。

## 参考文献(References):

- [1] 宁廷州,刘 鹏,侯书林. 生物质固化成型设备及其成型 影响因素分析[J].可再生能源,2017,35(1):135-140.
- [2] 王庆和,孙 勇.我国生物质燃料固化成型设备研究现状 [J]. 农机化研究, 2011, 33(3): 211-214.
- [3] 刘圣勇,陈开碇,张百良.国内外生物质成型燃料及燃烧 设备研究与开发现状[J]. 可再生能源,2002(4):14-15.
- [4] RAGNUS R, LARSSON S H, LESTANDER T A. New tool for improved control of sub-process interactions in rotating ring diepelletizing of torrefied biomass [J]. Applied Energy, 2017,190:835-840.
- [5] CELIK H K, YILMAZ H, RENNIE A E W, et al. Determination of the failure susceptibility of a flat die used in biomass pelletizing machines by means of FEA-based design exploration [J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2018,18(5):1099-1110.
- PICCHIO R, LATTERINI F, VENANZI R, et al. Pellet pro-[6] duction from woody and Non-Woody feedstocks: a review on biomass quality evaluation [J]. Energies, 2020, 13 (11): 2937.
- [7] CHEN Tian-you, JIA Hong-lei, ZHANG Sheng-wei, et al. Optimization of cold pressing process parameters of chopped corn straws for fuel [J]. Energies, 2020, 13(3);652.

- [8] 张建超,德雪红,李 震,等.生物质固化成型机理及设备 的研究现状[J]. 林产工业, 2020, 57(12): 45-49.
- [9] 马孝琴,尤希风,张百良. HPB- I 型液压秸秆成型机的大 型优化设计[J]. 可再生能源,2006(3):33-36.
- 姚宗路,张 妍,赵立欣,等. 立式双层孔环模生物质压 [10] 块机设计与试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(S1):8-12.
- 张喜瑞,王俊霖,李 粤,等.香蕉秸秆颗粒燃料固体成 [11] 型机的设计与试验[J]. 农业工程学报,2012,28(11): 22-26.
- [12] 宁廷州,俞国胜,陈忠加,等.对辊柱塞式成型机设计与 试验[J]. 农业机械学报,2016,47(5):203-210.
- 李 震,王宏强,王 鹏.一种曲柄摇杆柱塞式生物质压 [13] 缩:中国,CN201811333470.4[P].2019-02-22.
- [14] 王 鹏. 新型滑块柱塞式生物质成型机的设计与关键部 件动力学仿真分析[D].包头:内蒙古科技大学机械工 程学院,2019.
- [15] 高雨航.基于离散元法的沙柳细枝颗粒致密成型机理研 究[D]. 包头:内蒙古科技大学机械工程学院,2019.
- 贾 先,谭栓斌,范淑琴. 基于 ADAMS 的三角连杆机构 [16] 压力机仿真分析 [J]. 机电工程, 2016, 33 (9): 1080-1083.
- [17] LIN T Y. Research and development of an auxiliary drivingunit with retract mechanism for wheelchairs [D]. Tainan: Southern Taiwan University, 2006.
- 郭卫东. 虚拟样机技术与 ADAMS 应用实例教程[M]. [18] 北京:北京航空航天大学出版社,2008.
- [19] 戴加全,袁祖强,刘永青. 基于 ADAMS 轮椅的动力学仿 真[J]. 机械设计,2013,30(10):29-32.

[编辑:李 辉]

#### 本文引用格式:

LI Zhen, WANG Wei, WANG Hong-qiang, et al. Output power analysis and dynamics simulation of crank slider forming machine [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2022, 39(3):419-426. 《机电工程》杂志:http://www.meem.com.cn

李 震,王 维,王宏强,等.曲柄滑块成型机输出功率分析与动力学仿真[J].机电工程,2022,39(3):419-426.