

凸轮分割式旋转踩曲机传动系统的研究与仿真

Research and simulation on drive system of cam indexers revolving distiller's yeast press machine

卫 进^{1,2} 秦 禹^{1,2} 邵良锋^{1,2}

WEI Jin^{1,2} QIN Yu^{1,2} SHAO Liang-feng^{1,2}

(1. 太原理工大学机械工程学院, 山西 太原 030024; 2. 山西省矿山流体控制技术研究中心, 山西 太原 030024)
(1. *Institute of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan, Shanxi 030024, China;*
2. *Shanxi Province Research Center for Mine Fluid Control, Taiyuan, Shanxi 030024, China*)

摘要:提出以凸轮分割器取代现有液压马达驱动、碟簧制动的方式来控制踩曲机转盘。确定传动机构中两级啮合齿轮参数,推导出转盘阻尼力矩的计算公式。利用 Pro/E 对主要传动元件进行建模与装配,再导入 Adams 中添加相应的作用力矩与约束配合进行运动学的仿真与分析。结果显示,转盘在凸轮分割器的作用下能够实现传动与定位一体化,定位误差不超过允许的范围。论证了凸轮分割器取代液压马达在踩曲机转盘控制中的可行性,可为现有设备的改进提供理论依据。

关键词:踩曲机;凸轮分割器;Adams;运动学仿真;传动系统
Abstract:Used the globoid indexing cam replace hydraulic motor and disc spring to control machine turntable. Determined the parameters of two levels of driving gear, and figured out resisting moment computation formula. Used Pro/E to build models and assemble, added the corresponding constraints during in Adams importing, then made a kinematics simulation. The results showed that turntable, under the globoid indexing cam controlled, can make the transmission and position integration, and the positioning error under the bounds of allowed. This paper demonstrates the feasibility of using globoid indexing cam to replace hydraulic motor control turntable, provide theoretical basis for the improvement of existing equipment.
Keywords:revolving distiller's yeast press machine; globoid indexing cam; Adams; kinematics simulation; transmission system

课题研究背景来源于山西汾酒集团踩曲车间二号踩曲机的改造项目。二号踩曲机现在采用的是液压旋转式实现转盘间歇运动^[1]。由液压马达驱动、碟簧制动、油缸定位的方式来控制转盘^[2]。但由于碟簧制动与油缸定位均属于刚性作用,使得设备噪音大,并时常出现转盘过定位或欠定位现象^[3]。本研究提出以凸轮分割器取代液压马达与碟簧来

完成转盘的旋转、定位的控制,并建立了转盘阻尼力矩的计算公式。利用 Adams 对传动系统进行仿真,对仿真结果进行精度分析,确保项目改造的可行性。

1 方案概述

寇子明等^[4]对现行二号踩曲机(液压旋转式)进行了设计与说明。其中曲料由料斗进入转盘上的料槽,经过 7 个重锤碾压后成型出块。转盘由不锈钢制成,外圆直径为 1.55 m,其结构见图 1。转盘上每间隔 30°分布着一个料槽(料槽长 270 mm,宽 17 mm,深 145 mm)。新的传动方案并不改变设备整体生产方式,只是将液压传动系统更换成凸轮分割式间歇传动系统。

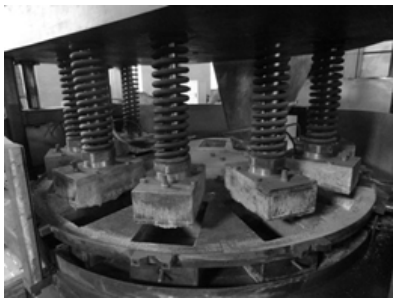
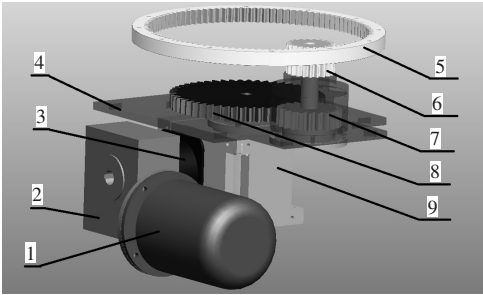


图 1 踩曲机转盘
Figure 1 Rotary table of machine

传动系统主要由凸轮分割器与两级传动构齿轮组成(图 2)。第一级为外啮合齿轮,第二级为内啮合齿轮。电机通过减速器、联轴器将连续回转运动传递给凸轮分割器的输入轴。凸轮分割器输入轴每带动弧面凸轮旋转 1 周,分度盘就旋转 60°。分度盘将转化后的间歇运动传递给同轴的第一级主动轮。最后通过两级啮合齿轮的传递,使转盘实现分

作者简介:卫进(1977—),男,太原理工大学机械工程学院讲师。
E-mail: 313837341@qq.com

收稿日期:2015-02-08



1. 电机 2. 减速器 3. 联轴器 4. 机架托盘 5. 二级从动轮
6. 二级主动轮 7. 一级从动轮 8. 一级主动轮 9. 凸轮分割器

图 2 传动系统
Figure 2 Transmission system

表 1 弧面凸轮尺寸参数
Table 1 The parameters of globoid cam

分度盘	分度盘	弧面凸轮	弧面凸	分度盘节	凸轮盘节	分度盘滚	分度盘滚	间隙	需用压
分度数	分度角	与分度盘中	轮宽度	圆半径	圆半径	子半径	子厚度	$e/$	力角
N	$\beta/^{\circ}$	心距 c/mm	B/mm	Rp_1/mm	Rp_2/mm	Rr/mm	b/mm	mm	$\alpha_P/^{\circ}$
6	60	180	100	86	96	30	30	4	30

表 2 传动齿轮参数
Table 2 The parameters of gear transmission

传动齿轮	m	z	$\alpha/^{\circ}$	d/mm
G_{11}	8	53	20	424
G_{12}	8	21	20	168
G_{21}	6	21	20	126
G_{22}	6	106	20	636

过的弧长距离相等。先将两对齿轮模数与齿数分别代入式(1)求出分度圆直径,再通过式(2)和(3)求出两级从动轮转角。

$d = mz$ (1)

$\frac{x_{11}}{360} \times \frac{424}{2} \times 2\pi = \frac{x_{12}}{360} \times \frac{168}{2} \times 2\pi$ (2)

$\frac{x_{21}}{360} \times \frac{126}{2} \times 2\pi = \frac{x_{22}}{360} \times \frac{636}{2} \times 2\pi$ (3)

式中:
 m —— 齿轮模数;
 z —— 齿轮齿数;
 α —— 齿轮压力角,°;
 d —— 齿轮分度圆直径,mm;
 $x_{11}、x_{12}、x_{21}、x_{22}$ —— 分别表示一个分度周期中 $G_{11}、G_{12}、G_{21}、G_{22}$ 转过的角度,°;

式(2)、(3)中 $x_{11}、x_{12}、x_{21}、x_{22}$ 除以 360° ,乘以 2π 转化为弧度制, $x_{11} = \beta = 60^{\circ}$ 。因为 G_{12} 与 G_{21} 同轴固定,所以 x_{12} 与 x_{21} 相等。经过计算 $x_{12} = x_{21} = 151.4^{\circ}; x_{22} = 30^{\circ}$ 。

度为 30° 的间歇运动。下文用 G_{11} 表示第一级啮合齿轮的主动轮,其中第一个下标表示第几级啮合齿轮,第二个下标表示主从动轮。

2 传动件参数选定

2.1 弧面凸轮的参数选定

凸轮分割器中的弧面凸轮采用圆柱滚子型弧面凸轮。分度盘运动规律为修正正弦加速度。表 1 为所设计的弧面凸轮具体尺寸参数。

2.2 齿轮参数选定

两级传动齿轮的参数选择情况见表 2。若将齿轮传动看成是理想传动,那么在相同时间里,两齿轮对应的啮合点扫

由结果可知弧面凸轮旋转一周推动分度盘旋转 60° ,经过两级传动齿轮传动转盘刚好旋转 30° 。证明了两级啮合齿轮模数与齿数选择的正确性。

3 Adams 运动学仿真

根据上述传动元件尺寸参数,利用 Pro/E 建立三维实体模型。弧面凸轮与圆柱直齿轮的建模方法详见参考文献[5]、[6]。三维模型建立好后进入 Pro/E 装配环境,根据传动件的相对位置进行装配。装配完成后将文件另存为 *.x_t 格式导入 Adams 中。

3.1 简化机构添加约束

传动系统中主要的传动零件都是回转件,在装配时要用到许多轴承。显然在 Adams 运动仿真中轴承给整个系统带来的阻尼力矩与转盘惯性力矩相比几乎可以忽略不计。为了减少多余元件给仿真带来不必要的约束,加快仿真的速度。将传动机构中非主要元件视为理想状态一律省去,只剩凸轮分割器(弧面凸轮与分度盘)、第一级外啮合齿轮、第二级内啮合齿轮,见图 3。

- (1) 所有元件材料属性都选择为“steel”,并且去除重力作用。
- (2) 弧面凸轮、分度盘、外啮合齿轮与对应传动轴采用固定约束。
- (3) 弧面凸轮、分度盘、外啮合齿轮对应传动轴与箱体位置孔添加旋转副。
- (4) 弧面凸轮与分度盘、啮合齿轮之间添加碰撞约束。

碰撞参数 stiffness 为 $1.0E+008$,Force Exponent 为 1.5,Damping50, Penetration Depth 为 0.1。Friction Force 选择

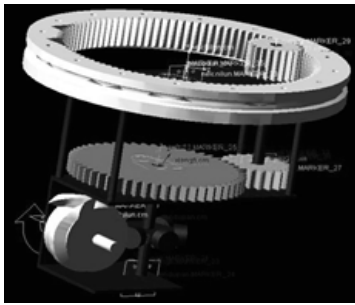


图 3 传动机构 Adams 仿真图

Figure 3 Transmission system simulation graph

None。

(5) 踩曲机驱动元件,电机被视为理想状态。将其简化为一个角速度恒定的旋转运动。添加在弧面凸轮的传动轴上。在 Type 选项中选择 Displacement, Function (time) 为 $80.0 \text{ d} * \text{time}$ (负载时弧面凸轮角速度 $0.444\pi \text{ rad/s}$)。

3.2 转盘阻尼力矩的推导

根据定轴转动定律可知,钢体的合外力矩等于转动惯量乘以角加速度。将负载时所增加的曲块与托盘间摩擦力矩及曲块自身惯性作用,看成负载时转盘受到的阻尼力矩。建立式(4)、(5),分别表示转盘空载与负载时外力矩、转动惯量和角加速度的关系。

$$M = J_{\text{空}} \times \epsilon_{R\text{空}} \tag{4}$$

$$M - M_f = J_{\text{负}} \times \epsilon_{R\text{负}} \tag{5}$$

式中:

M ——转盘驱动力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

M_f ——转盘阻尼力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

$J_{\text{空}}$ ——转盘空载转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

$J_{\text{负}}$ ——转盘负载转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

$\epsilon_{R\text{空}}$ ——转盘空载角加速度, rad/s^2 ;

$\epsilon_{R\text{负}}$ ——转盘负载角加速度, rad/s^2 。

将式(4)与(5)联立得到转盘负载时阻尼力矩的计算公式:

$$M_f = J_{\text{空}} \times \epsilon_{R\text{空}} - J_{\text{负}} \times \epsilon_{R\text{负}} \tag{6}$$

在齿轮传动中,角加速度的比等于齿数的反比。

$$\frac{\epsilon_{11}}{\epsilon_{12}} = \frac{21}{53} \tag{7}$$

$$\frac{\epsilon_{21}}{\epsilon_{22}} = \frac{106}{21} \tag{8}$$

式中:

ϵ_{11} 、 ϵ_{12} 、 ϵ_{21} 、 ϵ_{22} ——分别为 G_{11} 、 G_{12} 、 G_{21} 、 G_{22} 角的加速度, rad/s^2 。

由于 G_{12} 与 G_{21} 同轴固定,所以 G_{12} 与 G_{21} 的角加速度相等,即 $\epsilon_{12} = \epsilon_{22}$ 。可得 $\epsilon_{11} / \epsilon_{22} = 2$ 。

分度盘与 G_{11} 同轴固定,转盘与 G_{22} 同轴固定,故可得分度盘角加速度 ϵ_d 与转盘角加速度 ϵ_R 的比值。

$$k = \frac{\epsilon_d}{\epsilon_R} = \frac{\epsilon_{11}}{\epsilon_{22}} = 2 \tag{9}$$

$$\epsilon_R = 0.5\epsilon_d \tag{10}$$

分度盘运动规律采用改正正弦加速度,无因次加速度^[7,8]为:

$$A = \left(\frac{4 \times \pi^2}{\pi} + 4 \right) \times \sin(4 \times \pi \times T) \quad (0 < T < 0.125, 0.875 < T < 0.100) \tag{11}$$

$$A = \left(\frac{4 \times \pi^2}{\pi} + 4 \right) \times \sin \frac{\pi + 4 \times \pi \times T}{3} \quad (0.125 < T < 0.875) \tag{12}$$

$$T = \frac{t}{t_d} \tag{13}$$

式中:

A ——分度盘无因次加速度;

T ——无因次时间;

t ——凸轮运动时间, s ;

t_d ——分度盘运动时间, s 。

当空载时 $t = t_d = 1.3 \text{ s}$,负载时 $t = t_d = 1.5 \text{ s}$ 。分度盘无因次加速度与分度盘角加速度存在式(14)的关系^[9],移项可得分度盘角加速度计算式(15):

$$A = \frac{\theta_d^2}{\beta} \times \frac{\epsilon_d}{\omega_c^2} \tag{14}$$

$$\epsilon_d = \frac{A \times \beta \times \omega_c^2}{\theta_d^2} \tag{15}$$

式中:

θ_d ——凸轮动程角, 120° ;

ω_c ——弧面凸轮角速度, rad/s 。

根据二号机现场实际工程测试可得空载时弧面凸轮角速度 $0.513\pi \text{ rad/s}$,负载时 $0.444\pi \text{ rad/s}$ 。联立式(10)与(15),可得转盘角加速度的计算公式:

$$\epsilon_{R\text{空}} = \frac{0.5 \times 0.513^2 \times A \times \beta}{\theta_d^2} \tag{16}$$

$$\epsilon_{R\text{空}} = \frac{0.5 \times 0.444^2 \times A \times \beta}{\theta_d^2} \tag{17}$$

传动系统导入 Adams 后,转盘密度设为 $7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 。可查得转盘空载时对转轴的转动惯 $J_{\text{空}}$ 为 $74.54 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

曲块质量 $m_q = 3.5 \text{ kg}$,长度 $a = 0.027 \text{ m}$,宽度 $b = 0.017 \text{ m}$,几何中心到转盘转轴的距离 $R = 0.630 \text{ m}$ 。根据长方体转动惯量的计算公式^[10],得到曲块转动惯量计算公式:

$$J_q = \frac{m_q \times (a^2 + b^2)}{12} + m_q R^2 \tag{18}$$

负载时转盘带动 8 块曲块旋转,可得负载时转盘转动惯量 $J_{\text{负}}$ 计算公式:

$$J_{\text{负}} = J_{\text{空}} + 8J_q \tag{19}$$

对应数值代入式(18)、(19)中得到 $J_{\text{负}} = 85.89 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。再将 $J_{\text{空}}$ 、 $J_{\text{负}}$ 、 $\epsilon_{R\text{空}}$ 、 $\epsilon_{R\text{负}}$ 计算值代入式(6)中得到转盘阻尼力矩计算公式:

$$M_f = 2.372A \tag{20}$$

根据式(20)在 Adams 中对转盘添加阻尼力矩,得阻尼力矩曲线见图 4。

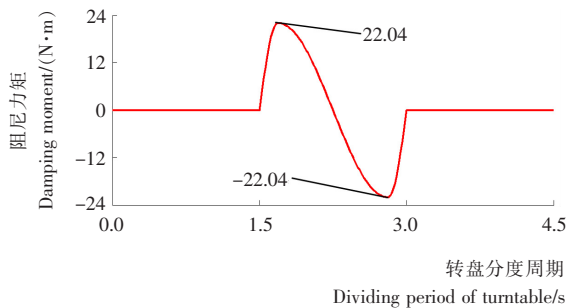


图 4 阻尼力矩曲线图

Figure 4 Damping moment curve graph

3.3 系统仿真及分析

由图 5 可知,转盘的位置曲线并非理想的阶梯型,因为齿轮配合存在间隙,当凸轮分割器转过推程进入停歇期时,转盘由惯性作用仍向前转过一定角度,达到一个峰值再反向转,呈波动形式。图 6 为转盘的角速度曲线,相比图 5 可以发现,当角速度大于零时转盘开始旋转,最高速度约为 0.2π rad/s。当转盘角速过零时,转盘转过的角度达到峰值。转盘反向最大角速度为 0.044π rad/s。当转盘角速度逐渐稳定为零时,转盘的转角也逐渐稳定。

以第 1 个定位周期为例,介绍转盘运动情况。弧面凸轮开始旋转,在 $0\sim0.9$ s 内分度盘处于停歇期。在 $0.9\sim1.4$ s,弧面凸轮推程廓面开始作用于分度盘,分度盘旋转 60° 并通过齿轮传动带动转盘。1.9 s 弧面凸轮进入停止廓面,分度

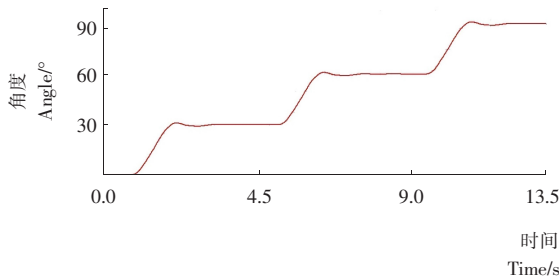


图 5 转盘位置图

Figure 5 Rotary table location graph

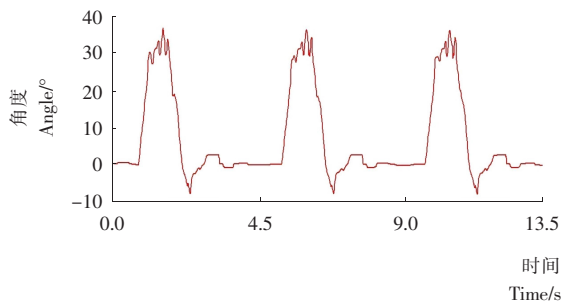


图 6 转盘角速度

Figure 6 Rotary table angular velocity graph

盘停止运动。但转盘在惯性的作用下,在理论定位处波动,2.2 s 时达到最大角度 30.89° 。在齿轮弹性作用下齿轮反向旋转,2.9 s 时达到最小角度 29.42° ,此后转盘逐渐稳定在 30° 附近。料槽与锤头间留有一定间隙,每个工位的定位误差允许范围为 $\pm 1^\circ$,可见转盘最大角度与最小角度都在允许范围内。

重锤在 2 s 时得到信号下压,4 s 时锤头完全抬起,完成一次曲块踩压,保证曲块的踩压时间。4.5 s 后进入下一个踩曲周期。

4 结论

本研究利用凸轮分割器取代液压马达,实现转盘间歇运动控制,避免了碟簧制动、油缸定位带来的噪音与冲击。由于弧面凸轮自身的廓面特性,转盘的转动与定位可以实现柔性过度,不会出现过定位与欠定位的现象。利用 Adams 对转盘进行运动学仿真,并推导出相应的阻尼力矩计算式,添加到仿真中。仿真结果显示,转盘在凸轮分割器的作用下能够实现传动与定位一体化,定位误差不超过允许的范围。论证了凸轮分割器取代液压马达在踩曲机转盘控制中的可行性,为现有设备的改进提供理论依据。

参考文献

- 1 常涛柱. 多点踩压液压旋转压曲机定位系统研究[D]. 太原:太原理工大学,2013.
- 2 卫进,常涛柱,杨涛. 基于 AMESim 多工位回转工作台液压系统仿真研究[J]. 液压与气动,2014(4):41~44.
- 3 安宁. 旋转压曲机的设计及其关键元件的仿真研究[D]. 太原:太原理工大学,2012.
- 4 常涛柱,寇子明,卫进. 液压回转工作台定位系统研究[J]. 现代制造工程,2013(11):123~126.
- 5 刘庆立,曹巨江. 基于 Pro/E 的弧面凸轮参数化设计方法的研究[J]. 机械设计与研究,2009(增刊):145~147.
- 6 符广益. PROE 环境中圆柱齿轮精确建模和工程图自动生产[J]. 电动工具,2013(1):5~12,30.
- 7 陈兆荣,陶波. 高精度弧面凸轮设计方法研究[J]. 工程图学报,2009(3):35~40.
- 8 文智慧. 弧面凸轮机构传动精度研究[D]. 湘潭:湘潭大学,2013.
- 9 刘加利. 弧面凸轮设计与紧密加工的研究[D]. 淄博:山东理工大学,2006.
- 10 哈尔滨工业大学理论力学教研室. 理论力学[M]. 北京:高等教育出版社,2002:271~272.