

158-162

第28卷 第6期
2000年12月西北农业大学学报
Acta Univ. Agric. Boreali-occidentalisVol. 28 No. 6
Dec. 2000

[文章编号] 1000-2782(2000)06-0158-05

曲柄滑块式残膜分离机构参数的优化设计

王国美, 卢博友, 杨青, 冯远静

(西北农林科技大学 机械与电子工程学院, 陕西 杨陵 西农校区 712100)

(33)

[摘要] 采用曲柄滑块机构作为残膜回收机的分离机构, 对其分离原理进行分析并建立数学模型, 然后采用约束坐标轮换法优化相关参数。根据优化结果设计曲柄滑块机构, 试验表明其分离效果显著, 分离率为 98%。

[关键词] 残膜回收机; 曲柄滑块机构; 优化设计

[中图分类号] S223.502 **[文献标识码]** A

残膜

残膜回收时, 由于地里既有残膜又有植物茎秆、叶片及杂草, 且残膜表面又往往覆有或多或少的土壤, 因此在设计残膜回收机时, 考虑残膜与杂物的分离是一个很重要的问题。目前, 我国残膜回收机的分离机构根据文献[1~5]分析主要有残膜与土块分离不清, 分离机构笨重等缺点。针对这一具体问题, 本文采用了偏置式曲柄滑块机构作为残膜回收机的分离机构, 对其分离原理进行分析并根据分离原理建立数学模型, 然后对此机构的相关参数进行优化计算。

1 曲柄滑块式分离机构及其分离原理

图1中的曲柄滑块式分离机构主要由曲柄 OA , 分离筛 AB 和滑块 B 构成。工作时, 残膜和土块等的混合物由拾取机构送入分离筛, 经筛的分离作用使残膜沿筛面向 AB 方向移动, 土块等其他杂物沿筛面向 BA 方向移动, 达到分离目的。

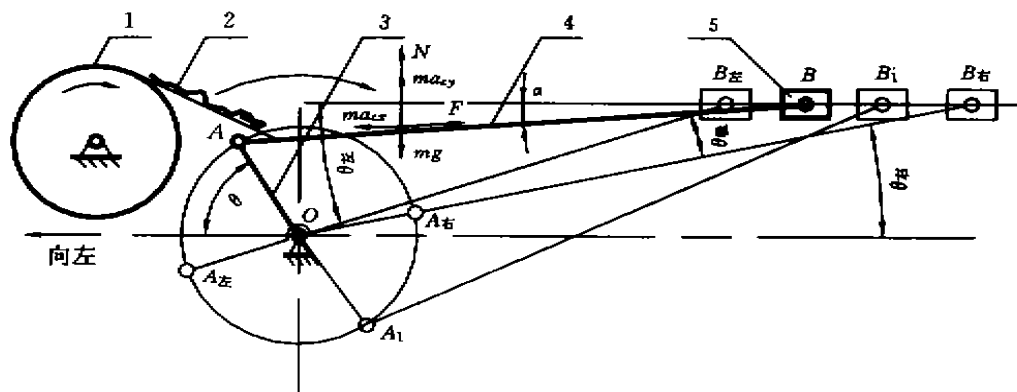


图1 曲柄滑块式分离机构示意图

1. 拾取机构; 2. 拾取物; 3. 曲柄; 4. 连杆; 5. 滑块

[收稿日期] 1999-12-23

[作者简介] 王国美(1975—), 女, 在读硕士生。

曲柄滑块式分离机构的分离机理为:设 $B_{\pm}$ 和 $B_{\mp}$ 是滑块的 2 个极限位置, $OA_{\pm}$ 和 $OA_{\mp}$ 是曲柄相应于 $B_{\pm}$ 和 $B_{\mp}$ 的 2 个位置, $\theta_{\pm}$ 和 $\theta_{\mp}$ 是连杆与水平方向相应于 $B_{\pm}$ 和 $B_{\mp}$ 的夹角, α 为连杆 AB 与水平方向的夹角, θ 是曲柄与 X 轴负方向的夹角, $\theta_{\text{极}}$ 是曲柄滑块机构的极位角, 曲柄顺时针转向(由理论分析、并经试验验证, 曲柄顺时针转向的分离效果比逆时针转向为好), 整个机构向左前进。

曲柄在由 $OA_{\pm}$ 旋转到 $OA_{\mp}$ 的过程中, 根据文献[6,7]分析速度图 2(a)可知, 连杆上的土块和残膜等的混杂物有一个向右的速度, 在此范围内要保证残膜混杂物被抛起来才能使土块与残膜分离。因为根据加速度图 3(a)可知, 土块所受的惯性力与 a_{cx}, a_{cy} 方向相反, 土块在此惯性力作用下向左作上抛的抛物体运动, 相对于地面作向左的运动, 而残膜由于所受惯性力几乎可以忽略不计, 所以几乎没有向左的抛物体运动而只作上下飘动, 并且残膜在抛起过程中由于受空气阻力的影响和筛孔中气流的扰动作用在空中逗留的时间较长, 而且整个机构是向左运动的, 等残膜再次落到筛面上时, 它的下落位置相对于地面几乎未变, 相对于整个机构是向右运动的, 这样残膜的下落点与土块的下落点因为不同而有一定的距离, 从而起到了分离的作用。土块与残膜由于受到连续的抛起运动导致距离越来越远, 逐渐分离开来, 然后土块逐渐向左抛回到地面上, 残膜逐渐向右抛而被收集在框中; 当曲柄在由 $OA_{\mp}$ 顺时针旋转到 $OA_{\pm}$ 的过程中, 根据速度图 2(b)可知, 连杆上的残膜混杂物有一个向左的速度, 此外根据对加速度图 3(b)的分析可知土块受向下和向左的惯性力, 在此范围内土块由于受向下惯性力和重力的合力作用不能被抛起来, 但在向左惯性力的作用下向左滚动, 与只作上下飘动的残膜分离开来, 同时在连杆的摆动过程中残膜由于受到筛孔中气流的扰动作用逐渐的抖动在土块上面, 这有利于在被抛起过程中与土块分离开来。

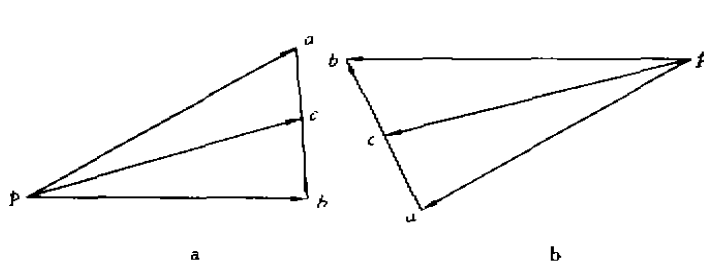


图2 土块与残膜的速度

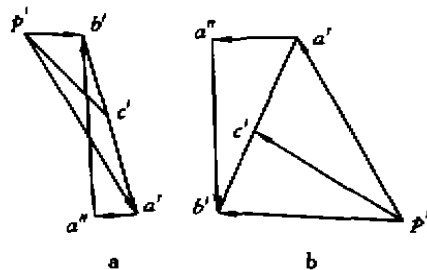


图3 土块与残膜的加速度

2 数学模型的建立

建模过程中的假定条件是土块为一质点, 曲柄做匀速转动。限制因素包括曲柄存在条件; 滑块行程满足的条件; 行程速度变化系数; 偏心距大于或等于曲柄长度; 曲柄连杆机构的最小传动角 $\gamma_{\min}$; 曲柄顺时针旋转为正。

2.1 设计变量

根据设计规范并考虑工艺和结构布置等方面的因素, 取设计变量为

$$X = [x(1), x(2), x(3), \dots, x(8)]$$

式中, $x(1)$ 为连杆 AB 的长度; $x(2)$ 为土块在滑块由 $B_{\text{右}}$ 向 $B_{\text{左}}$ 移动过程中离 A 点的任一距离; $x(3)$ 为滑块到曲柄旋转中心的垂直距离, 即偏心距; $x(4)$ 为曲柄的角速度; $x(5)$ 为曲柄在滑块由 $B_{\text{右}}$ 向 $B_{\text{左}}$ 移动过程中的任一时刻; $x(6)$ 为曲柄在滑块由 $B_{\text{右}}$ 向 $B_{\text{左}}$ 移动过程中的任一时刻; $x(7)$ 为土块在滑块由 $B_{\text{右}}$ 向 $B_{\text{左}}$ 移动过程中离 A 点的任一距离; $x(8)$ 为曲柄 OA 的长度。

2.2 目标函数

残膜回收机的分离筛是在曲柄的旋转下进行摆动的, 它的摆动特性直接影响土块与残膜的抛起状态, 而土块与残膜能否被抛起与它们所受的支持力直接有关, 土块与残膜受力如图 1 所示, 因此以土块与残膜在整个过程中所受的支持力为目标函数来确定对偏心距、曲柄转速、连杆长度进行合理的选择, 应考虑以下因素和条件。

1) 曲柄在由 $OA_{\text{左}}$ 旋转到 $OA_{\text{右}}$ 的过程中, 根据前面的分析可知, 要保证它们在筛面一定范围内能被抛起来, 即保证所受支持力

$$N = m \cdot g \cdot \cos \alpha - m \cdot a_{cx} \cdot \sin \alpha - m \cdot a_{cy} \cdot \cos \alpha \leq 0,$$

简化为

$$F_1 = a_{cx} \cdot \tan \alpha + a_{cy} - g,$$

式中, $a_{cx} = x_A - x(2) \cdot (\cos \alpha \cdot \alpha^2 + \sin \alpha \cdot \alpha)$, $a_{cy} = y_A - x(2) \cdot (\sin \alpha \cdot \alpha^2 - \cos \alpha \cdot \alpha)$, 分别为质点 X 方向与 Y 方向的加速度; $y_A = -x(8) \cdot x^2(4) \cdot \sin \theta$; $x_A = x(8) \cdot x^2(4) \cdot \cos \theta$; $\theta = x(4) \cdot x(6)$; g 为重力加速度; m 为土块的质量。

2) 曲柄在由 $OA_{\text{右}}$ 旋转到 $OA_{\text{左}}$ 的过程中, 根据前面的分析可知, 土块与残膜由于受惯性力的作用在筛面的一定范围内不能被抛起来, 即保证所受支持力

$$N = m \cdot a_{cy} \cdot \cos \alpha + m \cdot a_{cx} \cdot \sin \alpha + m \cdot g \cdot \cos \alpha > 0,$$

简化为

$$F_2 = a_{cx} \cdot \tan \alpha + g + a_{cy},$$

式中, $a_{cx} = x_A - x(7) \cdot (\cos \alpha \cdot \alpha^2 + \sin \alpha \cdot \alpha)$; $a_{cy} = y_A - x(7) \cdot (\sin \alpha \cdot \alpha^2 - \cos \alpha \cdot \alpha)$; $y_A = -x(8) \cdot x^2(4) \cdot \sin \theta$; $x_A = x(8) \cdot x^2(4) \cdot \cos \theta$; $\theta = x(4) \cdot x(5)$ 。

根据文献[8,9]分析, 通过加权组合可得到目标函数 $F(X) = F_1 \cdot \omega_1 + F_2 \cdot \omega_2$, 式中, $\omega_1 = 0.4$, $\omega_2 = 0.6$, 分别为加权因子。

2.3 约束条件

为满足工作机构、几何关系以及性能等方面的要求, 建立以下约束条件。

(1) 根据文献[10]分析, 曲柄滑块机构中曲柄存在条件可得

$$g_1(X) = x(1) - x(3) - x(8) > 0.$$

(2) 根据滑块的行程约束, 即两边之差小于第三边的几何条件可得:

$$g_2(X) = \sqrt{[x(1) + x(8)]^2 - x^2(3)} - \sqrt{[x(1) - x(8)]^2 - x^2(3)} - 2x(8) - \epsilon \geq 0,$$

式中, 取 $\epsilon = 0.01$ 以确保 $g_2(X) \geq 0$ 。

(3) 最小传动角约束。在曲柄滑块机构的整个运动中, 最小转动角为

$$\gamma_{\min} = \arccos \{ [x(8) + x(3)] / x(1) \},$$

要保证 $\gamma_{\min} \geq [\gamma]$ 可得约束条件: $g_3(X) = \gamma_{\min} - [\gamma] \geq 0$,

其中, $[\gamma]$ 为许用传动角。

(4) 根据理论和试验分析, 保证偏心距大于曲柄长度比较合理, 可得:

$$g_4(X) = x(3) - x(8) \geq 0.$$

(5) 根据曲柄滑块机构的急回运动特性确定行程速度比系数 K , 在这个机构中取 $K=1.3$ 有利于分离。

$$g_5(X) = K - (180 + \theta_{\text{右}})/(180 - \theta_{\text{左}}) \geq 0,$$

$$\text{式中, } \theta_{\text{左}} = \arcsin \frac{x(3)}{x(1) - x(8)} - \arcsin \frac{x(3)}{x(1) + x(8)};$$

(6) 当滑块由 $B_{\text{右}}$ 向 $B_{\text{左}}$ 移动的过程中, 要保证土块与残膜所受支持力 $N > 0$, 即当曲柄转角为 $180 - \theta_{\text{右}} \leq \theta \leq 360 - \theta_{\text{左}}$ 时保证 $F_2 \geq 0$, 可得约束条件:

$$g_6(X) = \theta + \theta_{\text{左}} \geq 0,$$

$$g_7(X) = 180 - \theta - \theta_{\text{右}} \geq 0,$$

$$g_8(X) = a_{cy} + g + a_{cx} \cdot \tan \alpha \geq 0,$$

式中, a_{cx}, a_{cy} 与目标函数 F_2 中的 a_{cx}, a_{cy} 相同, $\theta_{\text{右}} = \arcsin \frac{x(3)}{x(1) + x(8)}$, $\theta_{\text{左}} = \arcsin \frac{x(3)}{x(1) - x(8)}$ 。

(7) 当滑块由 $B_{\text{左}}$ 向 $B_{\text{右}}$ 移动的过程中, 要保证土块与残膜所受的支持力 $N \leq 0$, 才能保证它们能被抛起来, 即当曲柄转角为 $-\theta_{\text{左}} \leq \theta \leq 180 - \theta_{\text{右}}$ 时保证 $F_1 \geq 0$, 可得约束条件:

$$g_9(X) = \theta + \theta_{\text{右}} - 180, g_{10}(X) = 360 - \theta - \theta_{\text{左}},$$

$$g_{11}(X) = a_{cx} \cdot \tan \alpha - g + a_{cy},$$

式中, a_{cx}, a_{cy} 与目标函数 F_1 中的 a_{cx}, a_{cy} 相同。

(8) 根据其他运动关系和结构关系可得:

$$g_{12}(X) = x(1) - x(2) \geq 0, g_{13}(X) = x(1) - x(7) \geq 0,$$

$$g_{14}(X) = x(1) \geq 0, g_{15}(X) = x(2) \geq 0,$$

$$g_{16}(X) = x(4) \geq 0, g_{17}(X) = x(5) \geq 0,$$

$$g_{18}(X) = x(6) \geq 0, g_{19}(X) = x(7) \geq 0,$$

$$g_{20}(X) = x(8) \geq 0.$$

综上所述, 残膜回收机曲柄滑块机构的优化设计的数学模型为

$$\min F(X), \quad X \in R^8,$$

满足 $g_u(X) \geq 0$ ($u=1, \dots, 20$)。

3 优化方法及程序特点

上述所确定的残膜回收机偏置式曲柄滑块机构的数学模型为多目标函数, 是具有不等式约束函数的非线性数学模型。约束函数和目标函数没有导数, 采用约束坐标轮换法来优化更为适宜, 因为该优化方法属于直接处理约束法, 具有算法明了, 迭代简单等优点。设计的程序由优化程序包和数学模型两部分组成。本程序具有 3 个特点。①具有通用性。它适用于偏心距大于或等于曲柄长度的偏置式曲柄滑块机构的形式, 对于其他的机构形式, 只要改变数学模型子程序和输入适当的专业参数亦可适用。②控制设计变量在给定区间内, 即在优化过程中程序能自动加以保护。③采用结构化、模块化设计, 具有易读性、清晰性和易维护性。

为验证理论和方法,以西北农业大学机械与电子工程学院所设计的残膜回收机的分离机构,即曲柄滑块机构为例进行优化设计计算,得到了更为合理的结果。根据优化后的数据进行了实验室试验,土块与残膜的分离率可达到 98%,这对于提高整机性能具有实际意义。

4 结 论

(1)应用约束坐标轮换法,对曲柄滑块机构进行了优化计算,优化并取整结果为曲柄长度 $x(8)=50$ mm,连杆长度 $x(1)=480$ mm,偏心距 $x(3)=54$ mm,曲柄转速 $x(4)=8$ r/min。

(2)根据优化参数设计出的曲柄滑块机构,分离效果显著,分离率可达到 98%,这说明曲柄滑块机构组成残膜回收机的分离机构是可行的。

(3)采用的优化设计程序不仅对偏置式曲柄滑块机构适用,而且对于其他具有此类型的机构都具有参考价值。

[参考文献]

- [1] 侯书林,张惠友,那明君,等.关于残膜回收机机械化几个问题的思考[J].农机化研究,1998,(1):35-36.
- [2] 华中农学院.机械设计(上)[M].北京:人民教育出版社,1980.
- [3] 张德云,梅 键,黄志东,等.地膜回收技术及机具[J].农牧及食品机械,1994,(6):26-27.
- [4] 那明君,董 欣,侯书林,等.残膜回收机主要工作部件研究[J].农业工程学报,1999,(2):112-115.
- [5] 秦朝民,王序俭.三种典型收膜机具简介[J].新疆农垦科技,1998,(4):24-25.
- [6] 廖庆喜,田波平,李章永,等.芦苇收割机曲柄连杆机构技术参数的分析与优选[J].农机化研究,1998,(3):23-26.
- [7] 刘惟信.机械优化设计[M].北京:清华大学出版社,1994.
- [8] 《常见机构的原理及应用》编写组.常见机构的原理及应用[M].北京:机械工业出版社,1978.
- [9] 汪 萍,侯慕英.机械优化设计[M].武汉:中国地质大学出版社,1996.
- [10] 张木林,王 玮.IMS-800 塑料残膜回收机[J].农牧与食品机械,1992,(2):7-11.

Optimal Design of Parameters of Crank and Slipper's Used Film Separation Mechanism

WANG Guo-mei, LU Bo-you, YANG Qing, FENG Yuan-jing

(College of Mechanical and Electronics Engineering, Northwest Science and Technology University of
Agriculture and Forestry, Yangling, Shaanxi 712100, China)

Abstract: Crank and slipper mechanism is used as a separating mechanism of a used film collector. Its separating principle is analyzed, its mathematical model established and then the related parameters optimized by using a method of constraint coordinate transformation. According to its optimal results, crank and slipper mechanism is designed, and the experiment shows that the effect of separation is obvious and the separation efficiency reaches 98%.

Key words: used film collector; crank and slipper mechanism; optimal design