

文章编号: 1001-411X(2001)04-0081-03

高速曲柄摇杆式分插机构的弹性动力综合设计

李德威, 徐凤英

(华南农业大学工程技术学院, 广东 广州 510642)

摘要: 针对传统设计方法在高速曲柄摇杆式水稻插秧机分插机构设计中的缺陷, 提出对该机构进行弹性动力学分析, 结合优化理论进行设计。

关键词: 分插机构; 弹性动力综合设计; 高速; 曲柄摇杆式

中图分类号: TH112.1

文献标识码: A

曲柄摇杆式水稻插秧机分插机构各构件为平面低副连接, 结构简单, 在水田的恶劣环境下, 有很好的工作适应性, 且便于维护, 因而在日本和我国生产的插秧机中广泛采用^[1]。为了提高生产效率, 我国和日本目前均对该机构的高速工作性能开展了研究。

由于曲柄摇杆式水稻插秧机分插机构高速栽插时, 各构件将产生较大的弹性变形和动应力, 按照传统的刚性机构设计方法, 设计出来的机构会有较大的执行误差, 而片面增加机构各构件截面的尺寸, 又会使机构质量显著增加, 影响该型插秧机的栽插性能, 因此按刚性机构理论求出初始机构的尺寸后, 需对该高速分插机构进行弹性动力学分析, 通过计算机程序的反复运算, 可较好地优化机构各构件截面尺寸, 减小质量, 达到实现插秧机预期工作性能的目的。

1 数学模型

1.1 单元划分

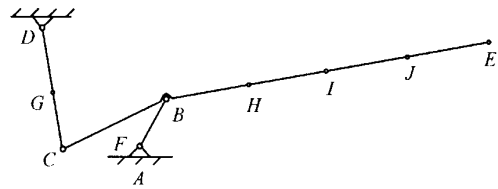
初始机构尺寸确定之后, 由于高速曲柄摇杆式分插机构的工作精度要求较低, 因此采用有限元方法对机构进行弹性动力分析时, 在研究过程中, 可忽略运动副间隙、运动副摩擦等次要因素的影响。本研究对该机构仅进行一次划分。其离散划分结果如图 1 所示。

离散后的曲柄摇杆式分插机构的各构件单元采用梁单元来模拟。考虑加工制造的方便, 本研究采用等截面梁进行分析。

1.2 梁单元的运动微分方程式

梁单元的运动微分方程式可由拉格朗日方程导出^[2], 其方程式为:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{u}_i} \right] - \frac{\partial T}{\partial u_i} + \frac{\partial H}{\partial u_i} = p_i, \quad (1)$$



AB、BC、CD、BE 分别为曲柄、连杆、摇杆、栽植臂,

A、B、C、D、E、F、G、H、I、J 均为结点

AB、BC、CD、BE are cranks, link, rocker, and transplanting arm, respectively.

A、B、C、D、E、F、G、H、I、J are nodes.

图 1 曲柄摇杆式分插机构的单元划分

Fig. 1 Elements divided on crank-rocker style rice seedling transplanter

式(1)中, T 为梁单元的动能, H 为梁单元的势能, u 为梁单元的广义坐标列阵, p 为梁单元的广义力列阵。由拉格朗日方程导出梁单元的动力学方程为:

$$\sum_j m_{ij} \ddot{u}_{ij} + \sum_j K_{ij} u_{ij} = p_i \quad (i=1 \sim 8), \quad (2)$$

写成矩阵形式为:

$$m \ddot{u}_a + k u = p, \quad (3)$$

1.3 机构的系统模型和求解

将各单元弹性动力学方程集到机构整体坐标系下, 可解得机构的实际变形, 因此需建立曲柄摇杆式分插机构系统模型, 获得系统运动方程。为实现这一过程, 首先须确定在整体坐标系中, 系统广义位移的总个数^[2]。机构各构件单元在整体坐标系下的广义坐标如图 2 所示。

经过以上有限元划分, 在该曲柄摇杆式分插机构中即可设 35 个广义坐标。由于机构的局部编号 $u_1 \sim u_{35}$ 与整体编号 $U_1 \sim U_8$ 间的对应关系, 可由建立的模型矩阵 I_u 加以实现。其模型矩阵 I_u 为:

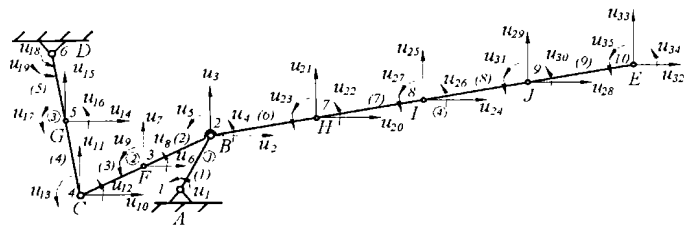


图 2 曲柄摇杆式分插机构广义坐标

Fig. 2 Generalized coordinates of crank—rocker style rice seedling transplanter

$I_u =$

U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_6	U_7	U_8	
0	0	0	1	2	3	4	0	单元 1
2	3	5	0	6	7	8	9	单元 2
6	7	8	9	10	11	12	0	单元 3
14	15	16	17	10	11	13	0	单元 4
0	0	18	19	14	15	16	17	单元 5
2	3	5	0	20	21	22	23	单元 6
20	21	22	23	24	25	26	27	单元 7
24	25	26	27	28	29	30	31	单元 8
28	29	30	31	32	33	34	35	单元 9

根据模型矩阵将各单元运动方程叠加, 可得曲柄摇杆式分插机构系统运动方程. 其方程为:

$M\ddot{U}+KU=P,$ (4)

上式中, M 为质量矩阵, K 为刚度矩阵, P 为系统外力矩阵.

在整体坐标系中, 梁单元的绝对加速度为:

$\ddot{U}_d = \ddot{U} + \ddot{U}$ (5)

在(5)式中, $\ddot{U}$ 、 $\ddot{U}$ 分别为整体坐标系中的刚体加速度列阵和弹性加速度列阵, $\ddot{U}_d$ 为梁单元的绝对加速度列阵. 由(4)得机构的无阻尼运动方程式为:

$M\ddot{U}+KU=P\ddot{U}-M_r,$ (6)

由此可得:

$U=U_0+U^*=C_1\sin(\tilde{\omega}t)+C_2\cos(\tilde{\omega}t)+K^{-1}(P-M\ddot{U}_d),$ (7)

式中 C_1 、 C_2 为常数, $\tilde{\omega}$ 为特征振型矩阵, t 为运行时间. 由于 M 、 K 是对称矩阵, 因此 U 可采用振型叠加法实现.

1.4 机构的动应力

高速曲柄摇杆式分插机构因动应力过大会导致构件的强度破坏, 因此需求得各构件的最大动应力, 而梁单元在任意截面上的最大应力绝对值为:

$\sigma(\bar{x}, t)=Eh|\sum_i W''(\bar{x}, t)|+E|V'(\bar{x}, t)|,$ (8)

式中 σ 为构件的最大动应力, $\bar{x}$ 为构件初结点距离, E 为弹性模量; h 为中性层到外表面的横向距离.

1.5 弹性曲柄摇杆式分插机构的截面设计

由于分插机构各构件承受拉、压、弯、剪的联合

$u_1 \sim u_{35}$ 为机构各结点的广义坐标. ①、②、③、④为机构各构件, (1)、(2)、(3)、(4)、(5)、(6)、(7)、(8)、(9) 为划分后的机构各单元, 1、2、3、4、5、6、7、8、9、10 为划分后的机构各单元结点
 $u_1 \sim u_{35}$ are generalized coordinates of the nodes of the mechanism. ①、②、③、④are components of the linkage, (1)、(2)、(3)、(4)、(5)、(6)、(7)、(8)、(9)are elements of the divided linkage, 1、2、3、4、5、6、7、8、9、10 are nodes of the divided linkage

作用, 而起关键作用的是拉伸和弯曲作用, 故需合理设计构件的截面形状和尺寸, 使机构质量减少但承载能力稳定, 离散后的曲柄摇杆式分插机构的各构件单元采用梁单元来模拟. 考虑加工制造的方便, 本研究采用等截面梁进行分析.

由于圆形截面铝型棒材的抗弯、抗扭综合性能较好, 强度高、质量小、加工简便, 并考虑机构各构件的加工工艺性能, 因此本研究采用该种材料进行设计, 并取各构件允许最小截面直径尺寸为 0.004 m.

对曲柄摇杆式分插机构进行最小质量设计需对其各构件截面尺寸优化, 可利用有约束条件下的惩罚函数法进行设计^[3].

取机构各构件截面的直径 $x_{S1}=d_1$, $x_{S2}=d_2$, $x_{S3}=d_3$, $x_{S4}=d_4$ 为设计变量, 假定所有设计变量均为连续变量, 则有:

$X_S=(x_{S1}, x_{S2}, x_{S3}, x_{S4})^T$

取最大应力直接约束目标函数为 $SY(X_S)$, 取最小截面尺寸质量直接约束目标函数为 $SZ(X_S)$, 它们与不等式约束函数 $Sg_u(X_S)$ 、等式约束函数 $Sh_v(X_S)$ 按特定方式结合构成目标函数 $SS(X_S, r^{(k)})$, 即:

$SS(X_S, r^{(k)})=SY(X_S)+SZ(X_S)+SG(X_S, r^{(k)})+SH(X_S, r^{(k)}),$ (9)

式(9)中,

$SY(X_S)=\sum_{i=1}^{N_L}\left[1-\frac{|\sigma_{i, \max}|}{[\sigma_i]}\right]^2,$ (10)

$SZ(X_S)=\sum_{i=1}^{N_L}\left[\frac{x_{Si}l_i}{[x_{S1}]l_1}\right]^2,$ (11)

$SG(X_S, r^{(k)})=r^{(k)}\sum_{u=1}^{m_1}\frac{1}{Sg_u(X_S)},$ (12)

$SH(X_S, r^{(k)})=(r^{(k)})^{-1/2}\sum_{v=1}^{m_2}[Sh_v(X_S)]^2.$ (13)

式(10)、(11)、(12)、(13)中, $|\sigma_{i, \max}(X_S)|$ 和 $[\sigma_i]$ 分别为第 i 个构件最大动应力的绝对值和其许用应力, x_{Si} 、 l_i 、 $[x_{S1}]$ 、分别为第 i 个构件的截面直径、构件长度、曲柄截面理想直径. $r^{(k)}$ 、 m_1 、 m_2 分别为惩罚因子、不等式约束数量、等式约束数量.

由此得曲柄摇杆式分插机构有约束条件下外点

惩罚函数多维变量的最优化综合模型为:

$$SS(X_S, r^{(k)}) = SY(X_S) + SZ(X_S) + SG(X_S, r^{(k)}) + SH(X_S, r^{(k)}) \rightarrow \min, \quad (14)$$

约束条件 S.T :

$$Sg_i(X_S) = 100(x_{Si} - 0.004) \geq 0 \quad (i=1 \sim 4), \quad (15)$$

$$Sg_j(X_S) = 1 - \frac{|\sigma_{i, \max}(X_S)|}{[\sigma_i]} \geq 0 \quad (j=5 \sim 8). \quad (16)$$

2 数值结果

本研究取机构高速工作时曲柄转速 $n=300$ 次/min, 按刚性机构设计理论, 根据农艺要求算出初始机构的尺寸为: 当固定铰 A 、 D 的坐标分别为 $(0, 0)$ 、 $(-0.070\ 0, 0.082\ 0)$ 时, 构件 AB 、 BC 、 CD 、 BE 的长度分别为 $0.041\ 8$ 、 $0.089\ 8$ 、 $0.085\ 1$ 、 $0.253\ 8$ m. 构件 BC 与 BE 的夹角为 161.17° . 各构件材料为 LF6 棒, 其屈服极限 $\sigma_S=117.6\ \text{MPa}$ ^[4]. 取机构各构件的安全系数 $n_s=3.5$, 因此, 各构件许用应力 $[\sigma]=33.6\ \text{MPa}$. 取机构各构件截面优化的初始直径为: $(0.008\ 0, 0.008\ 0, 0.008\ 0, 0.008\ 0)^T$, 单位为 m.

由编写的截面优化程序, 得如下结果:

$$x_{S1}^* = 0.005\ 79\ \text{m}, \quad x_{S2}^* = 0.006\ 83\ \text{m}, \quad x_{S3}^* = 0.005\ 10\ \text{m}, \quad x_{S4}^* = 0.004\ 59\ \text{m}$$

$$SS(X_S^*, r^{(k)}) = 21.966\ 5.$$

机构栽植臂端点的轴向最大变形 U_X 为 $-0.000\ 4$ m, 垂向最大变形 U_Y 为 $0.003\ 4$ m, 其最大失真量为

$0.003\ 4$ m. 机构的最大动应力为 $31.09\ \text{MPa}$

以上计算结果说明, 当构件的质量有较大幅度降低时, 栽植臂在此条件下工作, 也会有较大的工作失真, 应当给予修正.

本设计除满足最大应力设计要求外, 又为修正机构变形带来的误差提供了数据, 机构各构件的截面尺寸得到较大幅度的降低.

3 结论

经过实例计算发现, 栽植臂截面尺寸和连杆截面尺寸是影响机构构件最大动应力和臂端点弹性变形的重要因素, 因此对高速曲柄摇杆式分插机构各构件进行弹性机构综合设计, 并进行各构件截面尺寸的优化设计, 可较好地减轻机构的整体质量, 为控制机构的工作精度和构件的强度提供较好的设计控制手段, 为实现满足农艺需要的高速水稻插秧机工作性能的各构件设计提供新的思路.

参考文献:

- [1] 桑正中. 农业机械学[M]. 第2版. 北京: 机械工业出版社, 1987. 192—212.
- [2] 张策, 陈树勋, 王子良, 等. 弹性连杆机构的分析与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998. 53—236.
- [3] 华大年, 华志宏, 吕静平. 连杆机构设计[M]. 上海: 上海出版社, 1995. 70—73.
- [4] 祝燮权. 实用五金手册[M]. 第4版. 上海: 上海科技出版社, 1990. 5. 139—5. 153.

Flexible Dynamic Synthesis on the Linkage of High Speed Crank—Rocker Style Rice Seedling Transplanter

LI De-wei, XU Feng-ying

(College of Polytechnic South China Agric. Univ., Guangzhou 510642, China)

Abstract: Targeting the shortcomings in the traditional designing of the high speed crank—rocker style rice transplanter linkage mechanism, a flexible dynamic analysis of the mechanism, with the optimization of design method, was put forward in the article.

Key words: transplanter linkage mechanism; flexible dynamic synthesis; high speed; crank—rocker style

【责任编辑 柴 焰】