

水平换向双向犁换向机构的优化设计

陈 发¹, 孙学军², 史建新³, 王学农¹

(1. 新疆农业科学研究院农业机械化研究所, 乌鲁木齐 830000; 2 重庆大学机械工程学院, 重庆 400044; 3 新疆农业大学机械交通学院, 乌鲁木齐 830052)

摘 要: 换向机构是水平换向双向犁顺畅工作的关键, 为实现换向方便、平稳, 文章对水平换向双向犁的换向机构进行分析, 推导出换向机构的结构参数 h 、 BAD 等与基础犁梁的角加速度、油缸活塞杆的推力之间的关系, 建立了换向机构的数学模型; 用 C 语言编程对上述参数进行优化设计; 设计结果应用于 ILB-240 型水平换向双向犁上, 检测表明设计结果合理、工作可靠, 换向方便、平稳, 达到了设计要求。该方法可应用于其它类似结构的优化设计。

关键词: 水平换向双向犁; 换向机构; 优化设计; 数学模型

中图分类号: S222.12⁺3

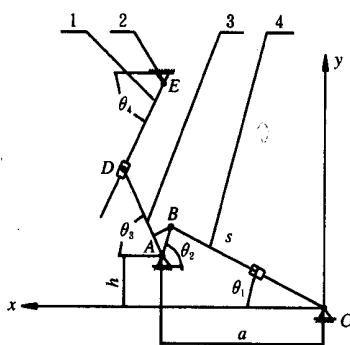
文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2004)01-0117-04

0 引言

水平换向双向犁是在我国兴起的一种新型双向犁, 与普通单向犁相比可避免犁地时形成沟垄; 与翻转双向犁相比具有只使用一套犁体、节约钢材、摆动平稳基本无冲击等特点。水平换向双向犁的换向是通过油缸液压驱动实现的。如图 1 所示, 工作时主犁架通过上下连接点与拖拉机三点刚性连接, 液压油缸固定于主犁架上。基础犁梁(1)通过连接销与主犁架连接且可以绕连接销转动。换向时拖拉机液压泵驱动液压油缸(4)伸长或缩短。

油缸通过摆动杆(3)和连接于摆动杆末端的摆动滑块推动基础犁梁在水平面内摆动, 实现犁体水平换向。进行换向时, 基础犁梁从左摆到右和从右摆到左交替进行, 在犁体停放时基础犁梁摆回到中间位置, 在启动时基础犁梁从中间摆到左边或右边。本文对换向机构进行运动及受力分析并建立数学模型^[1], 进行优化设计确定换向机构的最佳参数。



1. 基础犁梁 2 转动销 3 摆动杆 4 油缸

图 1 换向机构示意图

Fig. 1 Sketch map of reversible mechanism

1 机构的运动分析

1.1 运动模型

如图 1 所示, 主动件为油缸做匀速或变速运动。A、C、E 为固定铰接点, B 点为油缸与摆动杆之间的铰接点, D 点为摆动杆末端滑块与基础犁梁滑槽的铰接点。令 A 点与 C 点的垂直距离为 h , 水平距离为 a , BC 为油缸某瞬时长度。令 $BC = S$, $AE = K$, $AB = R$, $AD = L$, DE 的某瞬时值 $DE = M$ 。 $\theta \sim \theta_1$ 各角度的定义如图所示。

1.2 建立运动方程

1) 油缸做匀速运动

(1) 速度分析

如图 1 所示建立直角坐标系, 将各分量向 x 轴和 y 轴投影有

$$S \times \cos \theta = a - R \cos \theta_2 \quad (1)$$

$$S \times \sin \theta = h + R \sin \theta_2 \quad (2)$$

将(1)式和(2)式分别平方后相加再开方, 得

$$S = \sqrt{a^2 + h^2 + R^2 + 2aR \cos \theta_2 + 2hR \sin \theta_2} \quad (3)$$

将(3)式各变量对时间求导数得

v_s 可由进入油缸的油的流量来确定, 规定缩短时取负值, 伸长时正值, 则

$$\frac{ds}{dt} = v_s \quad (4)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega = \frac{v_s \times S}{R(a \sin \theta_2 + h \cos \theta_2)} \quad (5)$$

$$v_s = \begin{cases} v_{s1} = -\frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)} \\ v_{s2} = \frac{4Q}{\pi D^2} \end{cases} \quad (6)$$

式中 D ——油缸内径; d ——活塞杆直径; Q ——进入油缸的流量。

$$v_D = L \omega = L \omega_0 \quad (7)$$

$$v_D = v_e + v_r \quad (8)$$

由(5)式和(6)式可确定 ω_0 。

如图 1 所示 BAD 为一体, 所以 $\omega = \omega_0$ 。

在系统 ADE 中

收稿日期: 2003-06-11 修订日期: 2003-09-09

基金项目: 农业部引进国际先进农业科学技术项目(948 项目); 美国 975 型双铧水平换向双向犁的分析研究(991070)

作者简介: 陈 发, 研究员, 副所长, 乌鲁木齐市 新疆农科院农机化所, 830000

$$v_r = \frac{dM}{dt} = v_m \quad \text{方向垂直于 } DE。$$

$$v_e = M \omega \quad \text{方向沿 } ED \text{ 方向。}$$

在三角形 ADE 中, 由余弦定理得

$$M = K \cos(\theta_i - 90^\circ) -$$

$$\sqrt{K^2 \cos^2(\theta_i - 90^\circ) - K^2 + L^2}$$

$$v_m = \frac{L k \omega \sin(\theta_i - 90^\circ)}{\sqrt{L^2 + K^2 - 2KL \cos(\theta_i - 90^\circ)}} \quad (9)$$

由(7)、(8)、(9)式可确定 ω 。

(2) 加速度分析

油缸的流量 Q 为定值时, 由(6)式可知油缸伸缩的速度 v_s 为定值。

摆杆的角加速度

$$\epsilon = \frac{d\omega}{dt} =$$

$$\frac{v_s^2 (a \sin \theta_i + h \cos \theta_i) - v_s \times S \times \omega (a \cos \theta_i - h \sin \theta_i)}{R (a \sin \theta_i + h \cos \theta_i)^2} \quad (10)$$

在系统 $ABCD$ 中, D 点的加速度

$$a_D^T = L \epsilon \quad a_D^n = L \omega^2 \quad a_D = \sqrt{a_D^T^2 + a_D^n^2} = L \sqrt{\epsilon^2 + \omega^2} \quad (11)$$

在系统 ADE 中, D 点的加速度

$$a_D = a_e + a_r + a_c \quad (12)$$

$$a_e^T = M \epsilon \quad a_e^n = M \omega^2 \quad a_c^T = 2v_m \omega$$

$$a_r = \frac{dv_m}{dt} =$$

$$\frac{MLK \cos(\theta_i - 90^\circ) \omega^2 + MLK \epsilon \sin(\theta_i - 90^\circ) - v_m L K \omega \sin(\theta_i - 90^\circ)}{M^2} \quad (13)$$

其中 a_e^T 垂直于 DE 方向, a_e^n 沿 DE 方向, a_c 垂直于 DE 方向, a_r 沿 DE 方向。由(11)、(12)和(13)式可确定 ϵ 。

2) 油缸做变速运动

油缸做变速运动的目的是实现基础犁梁转动平稳, 惯性力最小, 冲击最小。为此令基础犁梁在规定的时间内以匀加速匀减速的形式运动, 即基础犁梁在转动的前一半匀加速达到最大角速度, 后一半匀减速到达规定位置角时速度为零, 基础犁梁的角加速度为定值

$$\epsilon_i = \frac{\theta_i}{\Delta t^2} \quad (14)$$

基础犁梁转动的角速度为

$$\omega_i = \begin{cases} \epsilon_i t & 0 \leq t \leq \frac{t_b}{2} \\ \frac{\epsilon_i t_b}{2} - \epsilon_i \left(t - \frac{t_b}{2} \right) & \frac{t_b}{2} \leq t \leq t_b \end{cases} \quad (15)$$

基础犁梁转过的角度为

$$\theta_i = \begin{cases} \frac{1}{2} \epsilon_i t^2 & 0 \leq t \leq \frac{t_b}{2} \\ \frac{\theta_i}{2} + \epsilon_i \frac{t_b}{2} \left(t - \frac{t_b}{2} \right) - \frac{1}{2} \epsilon_i \left(t - \frac{t_b}{2} \right)^2 & \frac{t_b}{2} \leq t \leq t_b \end{cases} \quad (16)$$

式中 t_b ——给定的基础犁梁转动时间; θ_{in} ——基础

犁梁的最小角度; θ_{max} ——基础犁梁的最大角度; t ——基础犁梁的转动时间。

在三角形 ADE 中 $M = DE$, 由余弦定理得

$$M = K \cos(|90^\circ - \theta_i|) - \sqrt{K^2 \cos^2(|90^\circ - \theta_i|) - K^2 + L^2} \quad (17)$$

将 M, L 向 x 轴投影得

$$M \cos \theta_i = L \cos \theta_s \quad \theta_s = \arccos \left(\frac{M \cos \theta_i}{L} \right) \quad (18)$$

对(18)式两端求导得

$$\omega_s = \frac{M \omega_i \sin \theta_i}{L \sin \theta_s} \quad (19)$$

由前面知 $\omega_s = \omega_i$, $\theta_s = 180^\circ - \theta_i - DAB$

由(5)式得

$$v_s = \frac{\omega R (a + h) \sin^2 2\theta_i}{S} \quad (20)$$

由(20)式和(6)式可确定油缸油的流量 Q 。

2 受力分析

2.1 油缸匀速运动

基础犁梁的转动过程中, 基础犁梁受到的力主要有: 油缸推力产生的力矩, 转动过程中基础犁梁的转动惯性力产生的转动惯性矩^[2], 基础犁梁绕转动销转动过程中基础犁梁与转动销的摩擦力所产生的摩擦力矩。在基础犁梁的转动过程中, 基础犁梁与转动销之间的润滑较好, 二者的摩擦力较小, 由此产生的摩擦力矩较小忽略不计, 图2所示为基础犁梁受力图。基础犁梁在油缸推力和惯性力的作用下处于平衡状态, 则

$$F_g + M_i = 0 \quad (21)$$

式中 F_g ——基础犁梁的转动惯性矩; M_i ——摆动杆的推力矩。

$$F_g = J \epsilon_i \quad J = m r^2 \quad (22)$$

式中 J ——基础犁梁的转动惯量; m ——基础犁梁的质量; r ——基础犁梁质心到转动销的距离。

$$M_i = F_i b \quad (23)$$

式中 F_i ——摆动杆对基础犁梁的推力; b —— E 点到 F_i 力作用线的垂直距离。

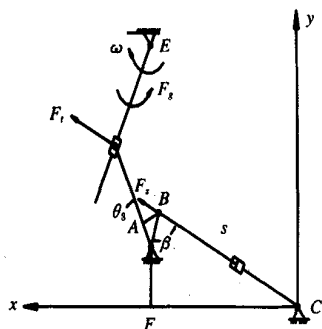


图2 基础犁梁受力图

Fig 2 Strained chart of plough girder

前面分析得出 ϵ_i 后, 由(22)式可得出基础犁梁的最大惯性矩 F_g , 从而可对基础犁梁进行强度校核。由(21)式和(23)式可得出最大的 F_i , 从而可对摆动杆进行强度校核和设计计算。

如图 2 所示, 油缸活塞杆承受的压力 F_s 为: $F_s \times \sin \beta = F_{s0}$

$$F_s = \frac{F_{s0}}{R \sin \beta}$$

(24)

在三角形 ABC 中 $\beta = \arccos \frac{R^2 + s^2 - \overline{AC}^2}{2RS}$

2 2 油缸作变速运动

基础犁梁作匀加速匀减速运动时油缸作变速运动, 基础犁梁的转角 $\Delta\theta$ 为定值, 根据实际需要给定的基础犁梁的转动时间 Δt 可求得基础犁梁的角加速度 ϵ_0 。由 (22) 式可求得基础犁梁的转动惯性力, 由 (21)、(22)、(23) 式可求得摆动杆的最大推力, 可对基础犁梁及摆动杆进行强度校核和设计计算。

3 优化设计

主要设计参数确定如下:

1) 基础犁梁的摆动角 θ 由犁曲面的水平元线角及犁侧板的倾角确定; 由于基础犁梁的摆动角是对称的, θ 的最大、最小角度可由 $90^\circ \pm 1/2$ 摆角计算得到。

2) 参数 h 、 BAD 和 Q 是设计过程中的变量, 也是设计时最为关心的问题(当然也可以从另外角度来考虑对其它参数进行优化设计)。拖拉机液压泵输出最大流量 Q_{max} 除供给油缸外, 还要进行润滑和其他工作元件的工作时的分流, 此外, 我们希望通过液压元件来实现对油缸流量的控制。 BAD 的大小直接影响 确定油缸运动时是否会有死点出现, 同时 h 和 BAD 的值共同影响 R 、 K 、 L 等参数的数值, 决定给定流量的油缸沿活塞方向力的大小, 根据该力的大小可以对油缸进行选型。

3) a 可由犁体、犁架的整体结构确定; θ 的极限值可由 K 、 L 和 θ 的最大、最小值确定。

进行设计时的整体思路如下: 第一步, 首先, 给定油缸参数 Q 、 D 、 d 及迭代终止条件 ϵ , 确定油缸是变速运动还是匀速运动; 然后, 确定基础犁梁的摆动范围及摆动方向; 第三, 应用前进法确定初始搜寻区间; 第四, 应用黄金分割法在搜寻区间内搜索极值点; 第五, 对各搜寻区间的极值点进行比较找出整个区间内的极值点, 并输出该点的值。第二步, 对结构参数 h 、 BAD 进行优化设计同时确定 R 、 K 、 L 的值。

3 1 油缸做匀速运动

油缸做匀速运动时首先利用主函数提供的开关选择基础犁梁的转动范围及转动方向; 其次, 根据转动范

围及方向确定基础犁梁转动的最长时间; 第三, 调用前进法子程序确定各个搜寻区域; 第四, 调用黄金分割法计算各个范围内的极值点。

1) 搜寻区间的确定

常规的机械优化设计中采用进退法^[4] 来确定初始搜寻区间, 但进退法进行搜寻时给定点的前后都有可能搜寻到, 而基础犁梁在摆动时一定是从时间 $t = 0$ 开始, 后面的搜寻也都是在前一边界值的基础上向前搜寻, 不会后退, 所以采用前进法来搜寻初始搜寻区间。此外, 进退法确定初始搜寻区间时只搜寻最小值区间, 这里根据需要给计算函数返回值加绝对值符号, 运用前进法来确定极值的搜寻区间。

2) 极值点的计算

进行极值点的计算时, 采用黄金分割法进行计算, 所不同的是传统的黄金分割法只求极小值, 而这里给计算函数返回值加绝对值后是求极大值。

3 2 油缸做变速运动

油缸做变速运动时, 首先利用主函数提供的开关选择基础犁梁的转动范围及转动方向; 其次, 根据转动范围及方向确定基础犁梁转动的最长时间; 第三, 调用前进法子程序确定各个搜寻区域; 第四, 调用黄金分割法计算各个范围内的极值点。

油缸做变速运动时的设计流程图与油缸作匀速运动的设计流程图基本相同。油缸作变速运动时调用的前进法和黄金分割法除所调用的计算函数不同外其它都基本相同。

3 3 结构参数的优化设计

结构参数 a 、转动销到坐标原点的距离 C 由犁体的总体结构确定, 结构参数的优化设计主要是对 h 、 BAD 及由这两个参数确定的 K 、 L 等进行优化设计, 优化设计的目的是在流量和油缸的结构参数以及由总体结构决定的 h 和 BAD 的范围给定的情况下, h 和 BAD 取最佳的值使得油缸承受的压强最小, 即沿油缸活塞方向的力最小。

4 设计实例

在进行设计与 XJ600 等中型拖拉机配套的两铧水平摆动双向犁时, 根据耕地要求、犁体整体结构及与拖拉机的结构配套等关系对换向机构的结构参数确定如表 1。

表 1 原始参数数据表

Table 1 Data of initial parameters

序号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
参数	a /cm	h /cm	BAD /($^\circ$)	M_{min} /cm	M_{max} /cm	S_{min} /cm	S_{max} /cm	Q_1 $L \cdot m \cdot in^{-1}$	Q_2 $L \cdot m \cdot in^{-1}$	D /cm	d /cm	θ_{min} /($^\circ$)	θ_{max} /($^\circ$)
取值	49	30 ~ 50	20 ~ 60	26.2	55.6	51.2	71.7	12	8.2	8	4.5	52	128
说明	Q_1 油缸伸长; Q_2 油缸缩; h 、 BAD 循环变量												

4.1 计算结果

计算结果如下: 当 $h = 37.5 \text{ cm}$, $R = 12.4 \text{ cm}$, $BAD = 54.8^\circ$ 油缸活塞杆做变速运动时, 基础犁梁的最大角加速度为 13.336 弧度/s , 基础犁梁的转动时间为 5 s 。当油缸活塞作匀速运动时, 以基础犁梁的转动时间为 5 s , 即基础犁梁的角加速度为 0.083 弧度/s 进行计算, 计算的活塞杆的最大速度为 3.223 cm/s , 即油缸的最大流量为 38.9 L/min 。结构参数的计算结果如下: 计算得 $h = 35 \text{ cm}$, $R = 13 \text{ cm}$, $BAD = 48^\circ$, $L = 47.7 \text{ cm}$, $K = 58.4 \text{ cm}$ 时使得油缸所承受的压强最小。

4.2 计算结果分析

从以上计算结果可看出, 油缸做变速运动和匀速运动相比角加速度相差较大, 对基础犁梁产生的惯性冲击力差别较大。但是经计算验证, 油缸做匀速运动时对基础犁梁产生的惯性冲击力与犁体犁地时基础犁梁所受的力相比要小得多, 对基础犁梁的强度不会产生大的影响。油缸做匀速运动时只要在油泵与油缸之间加一恒流阀就可实现。基础犁梁做匀加速匀减速运动时, 油缸作变加速运动其加速度变化较大, 流量变化较大, 实现较为困难。因此在设计时油缸做匀速运动。

4.3 实例验证

上述优化设计结果应用于 ILB-240 型水平换向双向犁上, 新疆维吾尔自治区农机产品质量监督检验站对

ILB-240 型水平换向双向犁进行检验测试, 测试得在正常工作状况下基础犁梁的平均换向时间为 5.16 s ; 经检验该犁换向方便、平稳、可靠, 具有较大的推广应用价值。

5 结 论

1) 对水平摆动双向犁的换向机构进行了分析, 推导出该机构的结构参数和基础犁梁的角加速度及油缸所受压力等之间的关系式, 并建立了换向机构的数学模型。

2) 优化后的结构参数合理, 根据优化结果选用的油缸工作稳定。

3) 所建数学模型可根据使用情况和不同要求, 通过计算机对其它参数进行优化设计。

[参 考 文 献]

- [1] 刘瑾瑜, 潘胜美, 胡小安. 翻转机构的优化设计[J]. 农业机械学报, 1995(3): 36-41.
- [2] 哈尔滨工业大学理论力学教研组. 理论力学(下)[M]. 北京: 高等教育出版社, 1997, 220-227.
- [3] 厦门水产学院. 液压传动[M]. 北京: 农业出版社, 1988, 174-268.
- [4] 陈秀宁. 机械优化设计[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1997, 43-56.

Optimized design of reversing mechanism of horizontal reversible plough

Chen Fa¹, Sun Xuejun², Shi Jianxin³, Wang Xuenong¹

(1. Xinjiang Agricultural Mechanization Research Institute, Xinjiang Academy of Agricultural Sciences, Urumqi 830000, China; 2. Department of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 3. College of Machinery and Traffic, Xinjiang Agricultural University, Wulumuqi 830052, China)

Abstract: The reversing mechanism is the key of reversal plough. In order to achieve the aim of convenient and smooth exchanging direction, this paper analyzed the reversing mechanism of reversal plough, deduced the relationship among parameter h , angle BAD and foundation girder's angle acceleration and the force of cylinder. The mathematic model of reversing mechanism was developed and C language was used to optimize the parameters. The design result was used to optimize ILB-240 plough. The check and test show that the result of design is reasonable and exchanging direction is convenient and smooth. This method can be used to optimize the design of similar mechanisms.

Key words: horizontal reversible plough; reversing mechanism; optimized design; mathematical model