

分置式转向助力机构球头销计算机辅助分析

孙松林 陶栋材 刘启定 刘冀民
(湖南农业大学)

摘要: 分析了分置式转向助力机构的液压缸活塞杆与转向直拉杆相铰接的球头销的运动特性, 建立了其轨迹方程及压力角的数学模型。通过计算机辅助分析, 求得了该点压力角的变化规律及给定杆系参数下压力角的最佳变化区间。对 FR 1608 运输车转向助力机构的分析结果表明, 在转向器转向垂臂的标准摆动范围内, 设计参数满足最佳压力角要求。

关键词: 转向助力机构; 计算机辅助分析; 压力角

汽车拖拉机转向系统中, 应用动力转向机构可改善车辆的操纵性能, 提高行驶的稳定性和减轻驾驶员的劳动强度。液压式动力转向助力机构具有压力高、结构紧凑、动力缸尺寸小、灵敏度高、抗冲击等特点, 因而得到了广泛应用。从转向助力机构的结构型式上来说, 可分为整体式和分置式两种。其中分置式转向助力机构, 按分配阀所在的位置又可分为半分置式、联阀式和连杆式。本文所讨论的是这种液压分置联阀式的助力机构, 其液压缸活塞杆与转向直拉杆相铰接的球头销的动力学问题。通过建立球头销压力角的数学模型, 利用计算机模拟转向助力机构的运动, 分析压力角的变化规律, 从而确定最佳压力角的变化区间, 为分置式转向助力机构的设计提供理论基础。

1 转向助力机构球头销压力角的数学模型

1.1 转向助力机构

如图 1, 为联阀式转向助力机构结构简图。控制阀装配在动力缸上。方向盘在驾驶员的操纵下转动时, 转向垂臂绕转向垂臂轴中心 B 作圆周运动, 控制阀控制油缸工作, 使助力机构活塞杆与转向直拉杆相连接的球头销 D 运动, 推动转向传动机构实现转向。

1.2 球头销 D 点的坐标方程

转向助力机构可简化成图 2 所示的杆系结构。 L_0 为 AB 杆长度, L_1 为 BC 杆长度。以 B 为坐标原点,

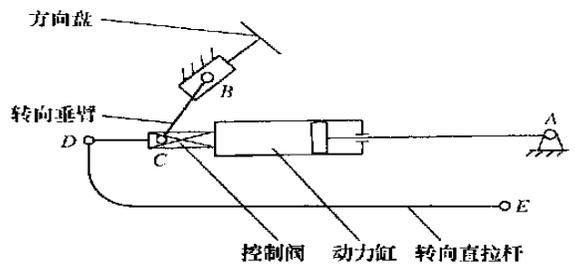


图 1 转向助力机构结构简图

Fig 1 Schematic map of assistant steering setups

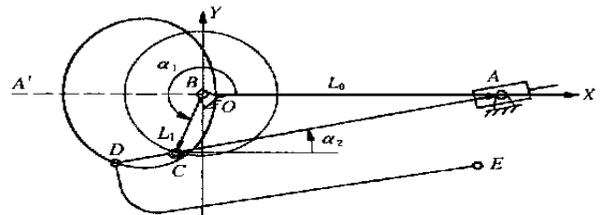


图 2 转向助力机构运动简图

Fig 2 Kinematic diagram of assistant steering setups 建立直角坐标系 X O Y。

应用矢量多边形法建立方程

$$BC + CA = BA$$

其投影方程

$$\begin{cases} L_1 \cos \alpha + L_{ca} \cos \alpha = L_0 \\ L_1 \sin \alpha + L_{ca} \sin \alpha = 0 \end{cases} \quad (1)$$

L_{ca} 为助力机构 DA 杆 CA 段长度。

由上式可求得

$$\alpha = \arctg \left(\frac{-L_1 \sin \alpha}{L_0 - L_1 \cos \alpha} \right)$$

C 点的坐标方程

$$\begin{cases} x_c = L_1 \cos \alpha \\ y_c = L_1 \sin \alpha \end{cases} \quad (2)$$

收稿日期: 2000208225 修订日期: 2000210220

孙松林, 副教授, 长沙市芙蓉区 湖南农业大学工程技术学院, 410128

D 点的坐标方程

$$\begin{cases} x_D = x_C + L_{cd} \cos(180^\circ + A) \\ y_D = y_C + L_{cd} \sin(180^\circ + A) \end{cases} \quad (3)$$

L_{cd} 为助力机构 DA 杆 DC 段长度。

将(2) 式代入(3) 整理有

$$\begin{cases} x_D = L_1 \cos A - L_{cd} \cos A \\ y_D = L_1 \sin A - L_{cd} \sin A \end{cases} \quad (4)$$

(4) 式即为球头销 D 点的坐标方程, 用 Visual BASIC 编程计算, 求得球头销 D 点的坐标, 在 AutoCAD 2000 绘出 D 点的运动轨迹如图 2。

从图中可以看出, 当 A 在 0~ 360 圆周运动时, 球头销 D 点的运动轨迹是一个封闭的卵形线, 它的形状对称于 AB 线的延长线 AA'。

1.3 球头销 D 点的压力角

球头销 D 的受力情况如图 3, tt 为球头销 D 在其轨迹任意一点的切线, nn 为公法线。

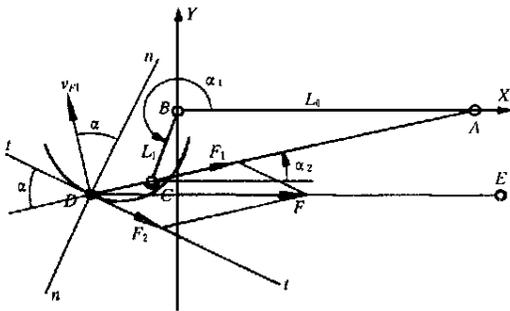


图 3 球头销 D 的受力

Fig 3 Forces acted on ball joint D

F 为转向直拉杆作用给球头销的力, 其分力 F_1 和 F_2 分别为转向助力机构 AD 的推力和切线方向的转动。 v_{F1} 为助力机构 AD 在 D 点的瞬时速度, v_{F1} 与公法线 nn 的夹角 A 即为压力角。

由机构的运动理论可知, 压力角 A 是评价机构运动和受力工况的一个重要判据, 根据压力角的大小, 可以判定机构的工作状况。

由方程(4) 对 A 求导数

$$\begin{cases} dx_D = -L_1 \sin A + L_{cd} \sin A_1 dA \ddot{O}dA \\ dy_D = L_1 \cos A - L_{cd} \cos A_1 dA \ddot{O}dA \end{cases} \quad (5)$$

对方程(1) 求导数

$$\begin{cases} -L_1 \sin A + \cos A_1 dL_{ca} \ddot{O}dA - L_{ca} \sin A dA \ddot{O}dA = 0 \\ L_1 \cos A + \sin A_1 dL_{ca} \ddot{O}dA + L_{ca} \sin A dA \ddot{O}dA = 0 \end{cases}$$

变换整理以上方程组, 得

$$L_{ca} = \frac{L_1 \cos(A - A_1)}{dA \ddot{O}dA} \quad (6)$$

将(6) 式代入(1) 式, 得

$$dA \ddot{O}dA = \frac{-\cos(A - A_1) \sin A}{\sin A} \quad (7)$$

将(7) 式代入(5) 式

$$\begin{cases} dx_D = -L_1 \sin A - L_{cd} \sin A \cos(A - A_1) \sin A \ddot{O}dA \\ dy_D = L_1 \cos A + L_{cd} \cos A \cos(A - A_1) \sin A \ddot{O}dA \end{cases}$$

由此可得切线 tt 的斜率为

$$k_2 = dy_D \ddot{O}dx_D = \frac{L_1 \cos A_1 \sin A + L_{cd} \cos A \sin A \cos(A - A_1)}{-L_1 \sin^2 A - L_{cd} \sin^2 A \cos(A - A_1)} \quad (8)$$

直线 AD 的斜率为

$$k_1 = \frac{y_C - 0}{x_C - L_0} = \frac{L_1 \sin A}{L_1 \cos A - L_0} \quad (9)$$

由于 v_{F1} 为助力机构 AD 在球头销 D 点的瞬时速度, 所以 $v_{F1} \perp AD$ 。而 $tt \perp nn$, 即 AD 与切线 tt 的夹角 ADt 等于压力角 A 。所以, 球头销 D 的压力角方程为

$$A = \arctg \frac{k_2 - k_1}{1 + k_1 k_2} \quad (10)$$

将(8) 式和(9) 式代入(10) 式, 可以计算分置式转向助力机构球头销 D 压力角 A 的值。

2 分置式转向助力机构参数对压力角 A 的影响分析

转向助力机构球头销压力角的变化状况是影响转向系统能否正常工作的重要因素。如果设计不合理, 会造成转向系传动效率低, 转向沉重, 转向直拉杆断裂, 球头销脱落等现象, 甚至不能转向。因此, 我们以 FR 1608 运输车的转向系设计为例, 用 Visual BASIC 编程计算, 分析分置式转向助力机构几个主要参数变化与压力角 A 变化的关系, 为机构的合理设计提供依据。

2.1 转向器转向垂臂摆角 A 对 A 值的影响

转向器转向垂臂摆角 A 对应的 A 值如表 1 所示。其它参数在设计条件下, 其中 $L_{cd} = 130 \text{ mm}$, $L_1 = 135 \text{ mm}$, $L_0 = 530 \text{ mm}$ 。

从表 1 计算结果可以看出, 转向器转向垂臂在 $240^\circ \sim 330^\circ$ 范围内摆动时, 转向球头销 D 的压力角均小于 42° ; 设计参数满足最佳压力角要求。

2.2 L_{cd} 变化对 A 值的影响

改变助力机构 CD 杆的长度, 所对应 A 值的变化曲线如图 4 所示。 $L_1 = 135 \text{ mm}$, $L_0 = 530 \text{ mm}$ 。

表1 压力角A与转向垂臂摆角A的关系

Tab 1 The relationship between pressure angle A and pitem an m swing angle A

Aö(°)	Aö(°)	Aö(°)	Aö(°)	Aö(°)	Aö(°)
0	- 270.00	125	- 141.41	245	- 30.35
5	- 260.08	130	- 137.14	250	- 26.35
10	- 250.55	135	- 132.78	255	- 22.42
15	- 241.71	140	- 128.33	260	- 18.56
20	- 233.70	145	- 123.78	265	- 14.75
25	- 226.53	150	- 119.15	270	- 10.99
30	- 220.13	155	- 114.43	275	- 7.26
35	- 214.38	160	- 109.64	280	- 3.55
40	- 209.16	165	- 104.79	285	0.18
45	- 204.37	170	- 99.89	290	3.93
50	- 199.90	175	- 94.96	295	7.74
55	- 195.68	180	- 90.00	300	11.64
60	- 191.65	185	- 85.05	305	15.67
65	- 187.75	190	- 80.12	310	19.89
70	- 183.94	195	- 75.22	315	24.36
75	- 180.19	200	- 70.37	320	29.15
80	- 176.46	205	- 65.58	325	34.37
85	- 172.75	210	- 60.86	330	40.12
90	- 169.02	215	- 56.23	335	46.52
95	- 165.26	220	- 51.68	340	53.69
100	- 161.45	225	- 47.23	345	61.70
105	- 157.59	230	- 42.87	350	70.54
110	- 153.66	235	- 38.60	355	80.70
115	- 149.66	240	- 34.43	360	90.00
120	- 145.58				

示, $L_1 = 135\text{ mm}$, $L_{cd} = 130\text{ mm}$ 。

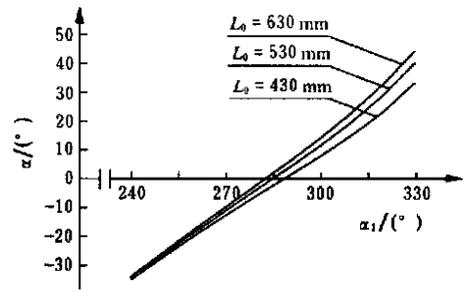


图5 改变 L_0 时A的变化曲线

Fig 5 Changing results of pressure angle A with changing L_0

由图5可知,当变化 L_0 时,A的区间值随 L_0 的增大而增加,且压力角为0的A的值也同时变化。 $L_0 = 430\text{ mm}$ 时,A的区间值为(- 35.02°;33.26°); $L_0 = 430\text{ mm}$ 时,A的区间值为(- 34.43°;40.13°); $L_0 = 630\text{ mm}$ 时,A的区间值为(- 33.95°;44.31°)。压力角A的区间下限变化不大,而其上限变化明显。所以在设计中,在满足性能要求的条件下,应合理选择 L_0 值,使其在转向垂臂的设计摆角范围内,球头销压力角在最佳区间内变化。

2.4 L_1 变化对A值的影响

改变转向垂臂长度 L_1 时,压力角A的变化曲线如图6所示。 $L_0 = 530\text{ mm}$, $L_{cd} = 130\text{ mm}$ 。

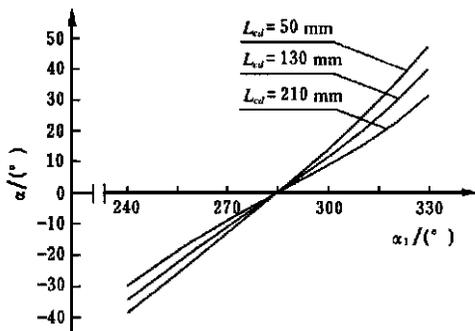


图4 改变 L_{cd} 时A的变化曲线

Fig 4 Changing results of pressure angle A with changing L_{cd}

从图中可以看出,增加 L_{cd} 时,A的区间值减小;减小 L_{cd} 时,A的区间值增加。转向垂臂在240°~330°范围内摆动, $L_{cd} = 50\text{ mm}$ 时,其压力角的区间值为(- 38.66°;47.11°),而 $L_{cd} = 210\text{ mm}$ 时,其动角的区间值为(- 29.72°;31.35°),与 $L_{cd} = 130\text{ mm}$ 的压力角区间值(- 34.43°;40.13°)相比较,增加杆CD的长度,有利于使压力角向最佳区间变化。

2.3 L_0 变化对A值的影响

改变转向助力机构铰接点A与转向垂臂轴中心B的相对位置 L_0 ,所对应的A值的变化曲线如图5所

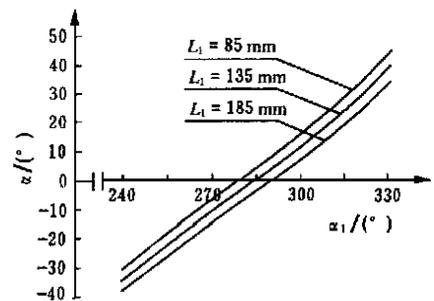


图6 改变 L_1 时A的变化曲线

Fig 6 Changing results of pressure angle A with changing L_1

由图6可以看出,增加杆 L_1 的长度,压力角将向减小的方向移动。同样,压力角为0点的A值也将变化。当 $L_1 = 85\text{ mm}$ 时,压力角A的区间值为(- 30.57°;45.31°); $L_1 = 135\text{ mm}$ 时,压力角A的区间值为(- 34.43°;40.13°); $L_1 = 185\text{ mm}$ 时,压力角的区间值为(- 38.03°;34.27°)。在转向垂臂的摆动范围内,改变 L_1 时,A值近似线性变化,且变化率也近似相等。

3 结 论

1) 建立分置式转向助力机构球头销压力角的数学模型, 运用 Visual BASIC 编程计算, 用 AutoCAD 2000 绘图, 能迅速、准确地确定球头销压力角的变动区间。

2) 杆系参数 L_0 、 L_1 、 L_{cd} 对压力角 A 的影响不尽相同, 改变 L_{cd} 的长度, 更有利于调整 A 的最佳区间。

[参 考 文 献]

- [1] 唐正连, 昌茂宏. 中小型轮式拖拉机液压转向及液压系的几种典型布置. 拖拉机与农用运输车, 2000(1): 21~23
- [2] 李耀文. 我国农机液压技术概况及发展趋势. 农业机械, 2000(1): 54~57
- [3] 张洪欣. 汽车设计. 北京: 机械工业出版社, 1996. 200~226
- [4] [苏]B. . 安尼洛维奇等著. 孔德棚等译. 拖拉机的设计和计算. 北京: 中国农业机械出版社, 1982. 329~344

Computer Aided Analysis of Ball Joint in Separated Assistant Steering Mechanism

Sun Songlin Tao Dongcai Liu Qiding Liu Jimin

(Hunan Agricultural University, Changsha 410128)

Abstract: This paper analysed the kinematic properties of ball joint hinged on the piston rod and steering drag link of a separated assistant steering mechanism, and the equations of the path and mathematical model of pressure angle were established. The changing regularity of pressure angle of ball joint and the optimum position region of pressure angle in given rod structure were proved through computer aided analysis. It is indicated through the analysis of assistant steering mechanism of the farm transporter model FR1608 that within the range of standard swinging of the pitman arm, the design rod structure satisfies the requirement of optimum pressure angle.

Key words: assistant steering mechanism; computer aided analysis; pressure angle