

# 铰接式装载机原地转向力学分析

汪建春

(武汉科技大学 汽车与交通工程学院, 武汉 430081)

**摘 要:** 建立了铰接式装载机原地转向运动学模型, 对单桥驱动和双桥驱动原地转向进行了力学分析, 推导了原地转向阻力矩计算公式, 与试验结果的比较表明理论分析与计算公式的正确性。单桥驱动原地转向过程中, 阻力矩由车轮转向阻力矩和滚动阻力矩组成, 工程上可视为常数。双桥驱动原地转向过程中, 前后桥传动间的干涉改变了后轮所受地面水平力的性质, 阻力矩主要取决于后轮所受地面摩擦力的大小, 且与转向角  $\alpha$  近似呈线性关系。双桥驱动转向阻力矩远大于单桥驱动转向阻力矩。

**关键词:** 铰接式装载机; 原地转向; 力学分析; 转向阻力矩

**中图分类号:** TH243 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-0794(2009)03-0085-03

## Mechanical Analysis of Insitu Steering of Articulated Loader

WANG Jian-chun

(College of Automobile and Traffic Engineering, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China)

**Abstract** A model of kinematics of insitu steering of articulated loader was established. The mechanical analysis of insitu steering was carried out for single or full bridge driven loader. The computation formulas of insitu steering resistance moment were derived. The correctness of the theoretical analysis and computation formulas was proved in comparison with the test results. During the process of insitu steering driven by single bridge, the resistance moment is composed of the steering and rolling resistance moments of wheels and can be taken as constant in the engineering computation. When driven by full bridge, the horizontal ground forces on the rearwheels are changed to friction force because of the interference existing in transmission system, the resistance moment is proportional to the steering angle approximately and is much greater than the resistance moment driven by single bridge.

**Key words** articulated loader; insitu steering; mechanical analysis; steering resistance moment

### 0 前言

铰接式装载机重载原地转向作业频繁且多为双桥驱动方式;重载原地转向时的阻力矩为铰接转向过程中的最大转向阻力矩,是设计转向系的重要参数。本文对原地铰接转向时车辆—地面系统进行力学分析,推导铰接式装载机单桥驱动和双桥驱动时转向阻力矩计算公式。

### 1 原地铰接转向运动学模型

铰接式装载机重载原地转向时,由于传动系内部阻力、地面与车轮相互作用的随机性,无论是单桥驱动还是双桥驱动,其运动规律是多变的。人们经长期试验观察并根据最小阻力定律指出:若重车在前,则原地铰接转向过程可近似用图 1、图 2 所示运动学模型描述。图 1、图 2 中:  $x-y$  为原点固定在铰点  $O$  上,且  $x$  轴与前车体纵向轴线重合的车辆坐标系;  $\omega_1$ 、 $\omega_2$  为前、后车体绕铰点  $O$  的角速度;  $U_1$ 、 $U_2$  为 1 号车轮轮面及侧向速度,  $T_1$  为地面对 1 号车轮的转向阻力矩,  $F_{1x}$ 、 $F_{1y}$  为地面对 1 号车轮纵向和侧向作用力 ( $i=1\sim4$ );  $V_0$  为铰点  $O$  速度在  $x$  轴上的投影,  $\alpha$  为前、后车体的夹角(转向角);  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  分别为前、后车体与水平线的夹角;  $L$  为桥距;固定铰点  $O$  为前桥中点;  $T$  为液压缸作用在前、后车体上相对于

铰点  $O$  的转向力矩,整体受力分析时  $T$  为内力。

据此运动学模型,铰接式车辆在原地转向时可视为一曲柄摇块机构,且有下列运动学关系

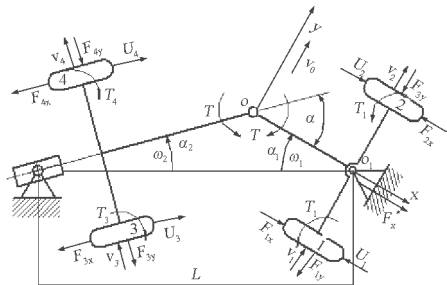


图 1 单桥驱动原地转向运动学及力学模型

$$\sin \alpha_2 = \frac{L_r}{L} \sin \alpha \tag{1}$$

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \alpha - \alpha_2 \\ \omega_2 &= \frac{L_r \cos \alpha}{\sqrt{L^2 - L_r^2 \sin^2 \alpha}} \frac{d\alpha}{dt} \end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \frac{L_r \cos \alpha}{\sqrt{L^2 - L_r^2 \sin^2 \alpha}} \frac{d\alpha}{dt} \\ U_1 &= U_2 = R\omega_1 \\ U_3 &= L_r\omega_1 \sin \alpha + R\omega_2 \\ U_4 &= L_r\omega_1 \sin \alpha - R\omega_2 \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned} \dot{Y} &= \dot{Y} = 0 \\ \dot{Y}_3 &= \dot{Y}_4 = l_r \omega_1 \cos \alpha - l_r \omega_2 \end{aligned} \tag{4}$$

式中  $2B$ ——轮距;  
 $l_r$ 、 $l_z$ ——铰点  $O$  距前桥和后桥的距离。

2 单桥驱动时车辆—地面系统力学分析

转向过程中,地面作用于前车体或后车体相对于铰点  $O$  的阻力矩称为转向阻力矩;显然,转向液压缸提供的主动转向力矩  $T$  必须大于或等于转向阻力矩。若设转向过程是极其缓慢的,即可忽略惯性力,其转向阻力矩为  $T_e$ ,则必有

$$T - T_e = 0 \tag{5}$$

车轮绕自身垂直轴线转动时的转向阻力矩  $T_i$  可应用简化的邓克菜公式表示;若轮荷为  $13.75 \sim 16.25 \text{ kN}$ ,气压为  $140 \sim 220 \text{ kPa}$ ,摩擦阻力矩  $T_i$  亦可表达为

$$\begin{aligned} T_i &= 0.5 \mu b G_i \quad i=1, 2 \\ T_i &= 0.5 \mu b G_i \quad i=3, 4 \end{aligned} \tag{6}$$

式中  $n$ ——系数,  $n=0.255 \sim 0.275$ ;  
 $\mu$ ——轮胎与地面之间的滑动摩擦系数;  
 $b$ ——轮胎宽度;

$G_1$ 、 $G_2$ ——前、后桥垂直载荷,可视为常量。

纵向力  $F_{ix}$  一般用式 (7) 表示

$$\begin{aligned} F_{1x} &= F_{2x} = 0.5 G_1 \\ F_{3x} &= 0.5 G_2 \\ F_{4x} &= 0.5 G_2 \operatorname{sgn}(\varphi) \end{aligned} \tag{7}$$

式中  $f$ ——滚动阻力系数。

$F_{1x}$ 、 $F_{2x}$  形成滚动阻力矩  $G_1 B$  当  $\varphi > 0$   $\varphi < 0$  时,  $F_{3x}$ 、 $F_{4x}$  形成滚动阻力矩  $G_2 B$  而当  $\varphi > 0$   $\varphi > 0$  时,  $F_{3x}$ 、 $F_{4x}$  则形成一合力  $G_2$ 。

曲柄摇块机构运动学模型的假设给系统加了 3 个约束;摇块给导杆的约束方向恰好与  $F_{3x}$ 、 $F_{4x}$  方向相同,而铰点  $O$  的 2 个约束方向可认为是  $x$  向和  $y$  向。若将  $F_{3x}$ 、 $F_{4x}$  视为摇块施加于导杆的当量约束反力,  $F_{1y}$ 、 $F_{2y}$  为铰点  $O$  施加于曲柄的  $y$  向约束反力,并假设铰点  $O$  存在施加于曲柄的  $x$  向约束反力  $F_x^*$ , 当时  $\operatorname{sgn}(\varphi) = \operatorname{sgn}(\dot{\varphi})$ , 由整车  $x$  向和  $y$  向力矢量之和为 0 可得

$$\begin{aligned} F_x^* &= G_2 \cos \alpha - (F_{3y} + F_{4y}) \sin \alpha \\ (F_{1y} + F_{2y}) &= -(F_{3y} + F_{4y}) \cos \alpha - G_2 \sin \alpha \end{aligned} \tag{8}$$

对整车相对于铰点  $O$  取力矩平衡可得

$$F_{3y} + F_{4y} = \frac{(T_1 + T_2) l_2 + (T_3 + T_4) l_r \cos \alpha + G_1 B l_2 + G_2 B l_r \sin \alpha}{l_2 + l_r \cos \alpha} \tag{9}$$

利用式 (8)、式 (9) 分别对前、后车体相对于铰点  $O$  取力矩平衡均可得到

$$T_e = \frac{(T_1 + T_2) l_2 + (T_3 + T_4) l_r \cos \alpha + G_1 B l_2 + G_2 B l_r \sin \alpha}{l_2 + l_r \cos \alpha} \tag{10}$$

若不引进  $x$  向约束反力  $F_x^*$ , 此时若分别对后车体相对于铰点  $O$  取力矩平衡和对整车相对于前桥中点  $O$  取力矩平衡, 所得力矩表达式同式 (10); 但若分别对前车体相对于铰点  $O$  取力矩平衡和对整车相对于后桥中点取力矩平衡, 所得转向阻力矩

$$T_e^* = \frac{(T_1 + T_2) l_2 \cos \alpha + (T_3 + T_4) l_r + G_1 B l_2 \cos \alpha + G_2 B l_r}{l_r + l_2 \cos \alpha} \tag{11}$$

比较式 (10)、式 (11) 可知,  $T_e \neq T_e^*$ ; 若忽略惯性力, 地面作用于前车体相对于铰点  $O$  的阻力矩必与地面作用于后车体相对于铰点  $O$  的阻力矩相等, 以保持系统静力平衡。因而, 铰点  $O$  处的确存在施加于曲柄的  $x$  向约束反力  $F_x^*$ 。

当  $\operatorname{sgn}(\dot{\varphi}) = -\operatorname{sgn}(\varphi)$  时, 同理可推得

$$\begin{aligned} F_x^* &= -(F_{3y} + F_{4y}) \sin \alpha \\ F_{3y} + F_{4y} &= \frac{(T_3 + T_4) + G_2 B - G_1 B - (T_1 + T_2)}{l_2 + l_r \cos \alpha} \end{aligned} \tag{12}$$

$$T_e = \frac{(T_1 + T_2) l_2 + (T_3 + T_4) l_r \cos \alpha + G_1 B l_2 + G_2 B l_r \cos \alpha}{l_2 + l_r \cos \alpha} \tag{13}$$

3 双桥驱动时车辆—地面系统力学分析

图 2 为双桥驱动而又无桥间差速器原地铰接转向模型。在转向油缸的作用下, 前车体绕前桥中点  $O$  转动, 轮 1 和轮 2 转速相同但方向相反, 即  $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2$  因而前桥差速器壳输出转速为 0。由式 (3) 知, 后桥中点在后车轮平面的速度为  $(\dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4)/2 = l_r \omega_1 \sin \alpha \neq 0$  由于两桥间由传动系统“刚性”联接, 故在转向过程中随着两桥中点距离的缩短, 首先消除传动链的间隙, 继而使各构件扭紧而产生应力和应变, 并使轮胎与地面产生剪切变形和打滑, 从而使负荷较小的后桥被拖动。由于后轮相对地面打滑, 故有

$$\begin{aligned} \sqrt{F_{3x}^2 + F_{3y}^2} &= \mu G_2 / 2 \\ \sqrt{F_{4x}^2 + F_{4y}^2} &= \mu G_2 / 2 \end{aligned} \tag{14}$$

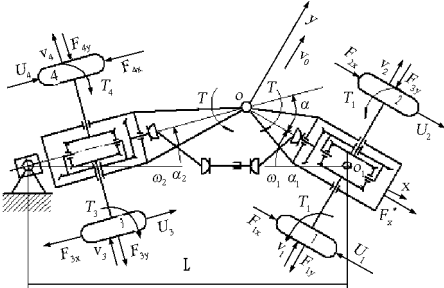


图 2 双桥驱动原地转向运动学及力学模型

车轮转向阻力矩与滑移阻力不可能同时存在, 故可认为轮 3 和轮 4 转向阻力矩为 0 即  $T_3 = T_4 = 0$  而轮 1 和轮 2 转向阻力矩  $T_1$ 、 $T_2$  可由式 (6) 描述。若忽略传动系统内部摩擦, 则各半轴上的扭矩  $M_i$  ( $i=1 \sim 4$ ) 大小相等, 即  $M_1 = M_2 = M_3 = M_4$ 。

图 3 为当  $\text{sgn}(\dot{\varphi}) = -\text{sgn}(\dot{\psi})$  时车轮受力图。此时, 轮 3 和轮 4 转速相同但方向相反, 即  $\dot{\psi}_3 = \dot{\psi}_4$ 。若设车轮直径为  $D$  则有

$$\begin{aligned} F_{1x} &= 2M_1/D + F_1/2 \\ F_{2x} &= 2M_2/D - F_2/2 \\ F_{3x} &= 2M_3/D + F_3/2 \\ F_{4x} &= 2M_4/D - F_4/2 \end{aligned}$$

(15)

对整车取力平衡可得

$$\begin{aligned} F_x - (F_{3x} + F_{4x}) \cos\alpha + (F_{3y} + F_{4y}) \sin\alpha + \\ (F_{1x} + F_{2x}) &= 0 \\ (F_{1y} + F_{2y}) + (F_{3y} + F_{4y}) &= \cos\alpha + (F_{3x} + F_{4x}) \sin\alpha = 0 \end{aligned}$$

(16)

对整车相对于铰点  $O$  取力矩平衡可得

$$F_{3y} + F_{4y} = \frac{G_2 B - (F_{3x} + F_{4x}) l_r \sin\alpha - G_1 B - (T_1 + T_2)}{l_2 + l_r \cos\alpha}$$

(17)

利用式 (14) ~ 式 (17), 分别对前、后车体相对于铰点  $O$  取力矩平衡均可得到

$$T_e = \frac{(T_1 + T_2) l_2 + G_2 B l_2 \cos\alpha + G_1 B l_2 + (F_{3x} + F_{4x}) l_r l_2 \sin\alpha}{l_2 + l_r \cos\alpha}$$

(18)

当  $\text{sgn}(\dot{\varphi}) = \text{sgn}(\dot{\psi})$  时, 此时轮 3 和轮 4 被拖滑, 即有  $\dot{\psi}_3 = \dot{\psi}_4 = 0$  故有

$$\begin{aligned} F_{3x} &= 2M_3/D \\ F_{4x} &= 2M_4/D \end{aligned}$$

(19)

同理可得

$$\begin{aligned} F_{3y} + F_{4y} &= \frac{-(F_{3x} + F_{4x}) l_r \sin\alpha - G_1 B - (T_1 + T_2)}{l_2 + l_r \cos\alpha} \\ T_e &= \frac{(T_1 + T_2) l_2 + G_1 B l_2 + (F_{3x} + F_{4x}) l_r l_2 \sin\alpha}{l_2 + l_r \cos\alpha} \end{aligned}$$

(20)

(21)

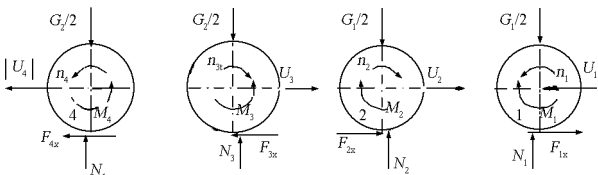


图 3 双桥驱动原地转向车轮受力分析

4 算例及讨论

对某 ZL15 装载机原地转向阻力矩进行计算, 该机相关参数: 机重  $G=58.8\text{ kN}$ , 前桥负荷  $G_1=31.85\text{ kN}$ , 后桥负荷  $G_2=26.95\text{ kN}$ , 轴距  $L=2.2\text{ m}$ , 铰点距前桥距离  $l_r=1.32\text{ m}$ , 铰点距后桥距离  $l_2=0.88\text{ m}$ , 轮距  $2B=1.6\text{ m}$ , 最大转向角  $\alpha_{\max}=35^\circ$ , 轮胎宽度  $b=0.406\text{ m}$ , 滚动阻力系数  $f=0.016$ , 滑动摩擦系数  $\mu=0.7$ , 转向角  $\alpha=35^\circ$  时单桥驱动和双桥驱动静态转向阻力矩测试值  $T_e$  分别为  $2.632\text{ kNm}$  和  $7.856\text{ kNm}$ 。

转向阻力矩  $T_e$  的变化规律与文献 [4] 相同。转向角  $\alpha=35^\circ$  时, 对于单桥驱动  $T_e=2.57\text{ kNm}$ , 计算值与测试值的相对误差  $\Delta=\left|\frac{T_e-T_{ec}}{T_{ec}}\right|=2.4\%$ ; 对于双桥驱动  $T_e=7.273\text{ kNm}$ ,  $\Delta=\left|\frac{T_e-T_{ec}}{T_{ec}}\right|=7.4\%$ ; 可见计算精度较高。

从单桥驱动静态转向阻力矩计算值  $T_e$  与转向角  $\alpha$  的关系图 (图略) 可知, 随着  $\alpha$  增大,  $T_e$  有所增加, 但增幅不大, 工程上可视为常数。从式 (10)、式 (13) 可知,  $T_e$  由可视为常数的车轮转向阻力矩  $T_i$  和滚动阻力矩组成, 转向角  $\alpha$  的影响很小。

从双桥驱动静态阻力矩计算值  $T_e$  与  $\alpha$  关系图 (图略) 可以看出, 双桥驱动时转向阻力矩增长幅度较大,  $T_e$  与转向角  $\alpha$  近似呈线性关系; 达到最大转向角时, 双桥驱动的转向阻力矩要比单桥驱动的大得多。由式 (18)、式 (21) 及式 (14) 知, 后轮所受地面水平力为地面摩擦力; 因后轮的侧向速度远小于轮面速度, 故纵向力几乎等于地面摩擦力;  $T_e$  主要取决于纵向力, 而可忽略前轮转向阻力矩和滚动阻力矩的影响; 由于一般有  $\alpha_{\max}\leq 45^\circ$ , 因而  $T_e$  与转向角  $\alpha$  近似呈线性关系。前后桥传动间的干涉改变了后轮所受地面水平力的性质, 从而使转向阻力矩增加。可见双桥驱动要比单桥驱动消耗更多的功率。

5 结语

(1) 双桥驱动转向阻力矩远大于单桥驱动转向阻力矩; 应尽量避免双桥驱动原地转向作业方式。

(2) 双桥和单桥驱动情况下的转向阻力矩计算值与测试值非常接近, 表明转向阻力矩计算公式具有工程应用价值。

参考文献:

[1] 蒋美华. 工程铰接式车辆转向系的合理化设计 [J]. 建筑机械, 1996 (2): 4—9.

[2] 叶民镇. 铰接式车体转向过程研究与转向系统设计 [J]. 建筑机械, 1997 (11): 9—11.

[3] P. A. Dudzinski (波兰). 铰接式车辆在转向过程中的若干问题 [J]. 向光译. 国外工程机械, 1984 (3): 17—23.

[4] 高建明, 王同建, 徐进勇, 等. 铰接式装载机转向运动学动力学仿真与试验研究 [J]. 建筑机械, 2005 (4): 63—66.

[5] 郭凌浚, 黄海东, 秦四成, 等. 铰接式车辆静态转向阻力矩分析 [J]. 农业机械学报, 1995 26 (1): 23—28.

[6] 南基信, 秦四成, 成凯, 等. 双桥驱动铰接转向运盐车的静态转向力矩 [J]. 中国机械工程, 1996 7 (3): 79—81.

[7] 汪建春. 铰接式装载机瞬态转向数学模型 [J]. 工程机械, 1997 (3): 15—19.

作者简介: 汪建春 (1957—) 湖北浠水人, 武汉科技大学汽车与交通工程学院副教授, 硕士, 1982 年毕业于武汉钢铁学院冶金机械专业, 主要研究方向: 工程机械动力学, 特种设备设计, 电子信息箱: wangjianchun@wust.edu.cn

收稿日期: 2008—09—27