doi:10.16576/j.ISSN.1007-4414.2024.02.030

# 基于实时运动状态分析的轮式装载机稳定性研究

#### 张 璞

(重庆交通大学 机电与车辆工程学院,重庆 400074)

摘 要:为研究轮式装载机行驶稳定性,该文基于动力学模型及对系统自由度的解析,建立了反映前后铰接轮组实时 运动状态的轮式装载机行驶动力学模型和轮胎模型,并进行了微分求解,分析了装载机在多种复杂路况下的运动状 态、轮胎实时受力情况以及横向载荷转移率LTR。结果表明:轮式装载机在任何路况行驶时,影响行驶稳定性的主要 因素为速度,LTR与速度正相关;路况越恶劣,LTR 越大,斜坡弯道行驶时 LTR 超出安全阈值的风险越大,因此应控制 行驶速度以避免发生倾翻。

关键词:机械工程;轮式装载机;行驶稳定性;动力学模型;实时状态

文献标识码:A

中图分类号:TH243

文章编号:1007-4414(2024)02-0111-05

#### Driving Stability Analysis of Wheel Loader under Multi-Road Conditions

#### ZHANG Pu

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China) Abstract: In order to study the driving stability law of wheel loader under different road conditions, a driving dynamics model of wheel loader which can reflect the real-time motion trajectory of front and rear articulated wheel groups is established, and its differential equation is solved accurately. According to this model, the driving trajectory and transverse load transfer rate (*LTR*) of wheel loader under various complex road conditions are analyzed. The results show that driving speed is the main factor that affects the stability of wheel loader in any road condition, and *LTR* is positively correlated with speed; the worse the road condition, the greater the *LTR*, the *LTR* has exceeded the safety threshold when driving on a slope curve, thus the driving speed should be controlled to avoid tipping.

Key words: mechanical engineering; wheel loader; driving stability; dynamic model; real-time status

## 0 引 言

轮式装载机工作过程中易发生侧翻、失控等现象。 近年来,国内外都对工程车辆稳定性做了相关研究。 途向阳等<sup>[1]</sup>构建了轮式装载机十自由度侧倾动力学 模型,研究表明当侧倾角超过临界横向坡度角时,两 侧车轮垂向载荷发生完全动态横向转移,使一侧车轮 产生离地现象进而导致侧倾;贾拓、赵丁选等<sup>[2]</sup>针对 铰接式装载机稳定性差的问题提出了基于稳定区域 图倾翻预警的方法;姚宗伟<sup>[3]</sup>建立了全面分析铰接 转向工程车辆特性的侧倾动力学模型,提出适用于铰 接转向工程车辆的侧倾稳定性指标;Konopka S 等<sup>[4]</sup> 进行了动态稳定性模拟性能测试,并定义了更坚固、 更灵活的轮胎改装并研究了改装对装载机的影响。

由于传统轮式装载机模型无法反映实时运行状态和轮胎实时受力<sup>[5]</sup>。因此,笔者建立了新的动力 学模型与轮胎模型。然而,在实际工程中存在多种复 杂路况,行驶速度、载重量等参数也会影响行驶稳定 性。针对上述问题,笔者利用 MATLAB,对改进模型 进行微分方程精确求解,分析不同速度、载重量的轮 式装载机在多种复杂路况下的实时运动状态、前后车 体实时受力情况以及横向载荷转移率 LTR,得到不同 路况下的轮式装载机实时行驶稳定性变化规律。

- 1 行驶动力学模型建立和求解
- 1.1 轮式装载机驶动力学模型建立 将装载机简化为图1所示的动力学模型。



图 1 轮式装载机行驶动力学模型

定义地面参考坐标系 O-XYZ,轮式装载机前车 体为A,后车体为B,O<sub>j</sub> 点为前后车体的铰接点,匀速 行驶,在转向时铰接点O<sub>j</sub> 处存在折腰角。轮式装载 机转向行驶时,横向力矩可保证前车体的两轮不产生 侧向漂移,转向力矩使输入的转向角为轮式装载机实 际转向角。研究对象为后车体质心的前进位移、折腰 角、转向角三个自由度。

依据 Newton-Euler 方程与轮式装载机行驶动力 学模型<sup>[6]</sup>,建立实时运动路径的动力学方程:

$$\begin{cases} (m_1 + m_2) \ddot{V} - m_1 (\ddot{\alpha} + \ddot{\gamma}) X_2 \sin \alpha = \\ m_1 (\dot{\alpha} + \dot{\gamma}) X_2 \dot{\alpha} \cos \alpha - M_H \sin \alpha - \\ m_2 g \sin \beta \sin \gamma - m_1 g \sin \beta \sin \gamma - m_1 X_2 \sin \alpha \dot{V} + \\ [m_1 (X_2 L_A \cos \alpha + X_2^2) + I_1] \\ \ddot{\alpha} + [m_2 (L_A - X_1)^2 + I_1 + I_2 + m_1 (L_A^2 + 2X_2) \\ L_B \cos \alpha) + X_2^2] = \ddot{\gamma} \\ m_1 X_2 \cos \alpha V \dot{\alpha} + m_1 (2X_2 \sin \alpha) L_A \dot{\gamma} \dot{\alpha} + \\ m_1 (X_2 L_A \sin \alpha) \dot{\alpha}^2 + F(L_A \cos \alpha + L_B) - \\ m_2 g \sin \beta [(L_A - X_1) \cos \gamma] - \\ m_1 g \sin \beta [L_A \cos \gamma + X_2 \cos(\gamma + \alpha)] - \\ X_2 m_1 \sin \alpha \dot{V} + (m_1 X_2^2 + L_A X_2 \cos \alpha + I_1) \ddot{\gamma} + \\ (m_1 X_2^2 + I_1) \ddot{\alpha} = m_H L_B + m_Z - \\ m_1 g \sin \beta [X_1 \cos(\gamma + \alpha)] \end{cases}$$
(1)

式中: $m_1$  为前车质量; $m_2$  为后车质量;V 为行驶速度; $\alpha$  为转向角; $\beta$  为前进角; $\gamma$  为坡度角; $X_1$  为前车质心至铰接点距离; $X_2$  为后车质心至铰接点距离; $L_A$  为前车长度; $L_B$  为后车长度; $I_1$  为前车转动惯量; $I_2$  为后车转动惯量; $M_Z$  为转向力矩; $M_H$  为前轮横向力矩。

行驶过程中最大位移约束:

$$V\sin \alpha - (\dot{\beta} + \dot{\alpha})L_{\rm B} = 0$$
(2)  
前后车身质心处的加速度关系为:  
$$\begin{cases} a_1 = (\dot{\gamma}L_{\rm A} + v\,\dot{\gamma})\cos\alpha - v\sin\alpha + (\dot{\gamma} + \dot{\alpha})X_1 \\ a_2 = v\,\dot{\gamma} + \ddot{\gamma}(L_{\rm A} - X_1) \end{cases}$$

依据 Virtual displacement 的原理,计算得到装载 机所受反力。

(1) 右后轮反力 
$$F_4$$
  
前车俯仰角为:  
 $\Delta \theta_A = \left[\frac{\Delta y_4}{S} \sin \alpha + \Delta \theta_B \cos \alpha\right]$  (4)  
・112・

$$\left[\frac{\Delta y_4}{S}\sin\alpha + \Delta\theta_{\rm B}\cos\alpha\right]L_{\rm B} + \Delta\theta_{\rm B}L_{\rm A} = \frac{\Delta y_4}{2} \quad (5)$$
  
后车俯仰角为.

$$\Delta y_4(S - 2L_B \sin \alpha)$$

$$\Delta \theta_{\rm B} = \frac{1}{2S(L_{\rm A} + \cos \alpha L_{\rm B})} \tag{6}$$

$$\Delta y_{\rm A} = \Delta \theta_{\rm A} (L_{\rm B} - X_2) \tag{7}$$

$$\Delta y_{\rm B} = \frac{\Delta y_4}{2} - \Delta \theta_{\rm B} (L_{\rm A} - X_1) \tag{8}$$

右后轮胎的受力情况分析:

$$F_{4}\Delta y_{4} = m_{1} \operatorname{gcos} \theta \Delta y_{A} + m_{1} \operatorname{gcos} \theta \Delta y_{A} + \frac{m_{2}(a_{2} + \operatorname{gsin} \theta \operatorname{cos} \gamma) H_{2} \Delta y_{4}}{S}$$
(9)

(2) 左后轮反力  $F_3$   $F_3\Delta y_3 = m_1 g \cos \theta \Delta y_A + m_1 g \cos \theta \Delta y_B - m_2(a_2 + g \sin \theta \cos \gamma) H_2 \Delta y_3 / S$  (10) (3) 左前轮反力  $F_1$ 

$$F_{1}\Delta y_{1} = m_{1} \text{gcos } \theta \Delta y_{A} + m_{1} \text{gcos } \theta \Delta y_{B} - m_{1} [a_{1} + \text{gsin } \theta \text{cos } (\gamma + \theta)] H_{2}\Delta y_{4}/S$$
(11)

$$F_{2}\Delta y_{2} = m_{1}g\cos\theta\Delta y_{A} + m_{1}g\cos\theta\Delta y_{B} - m_{1}[a_{1} + g\sin\theta\cos(\gamma + \theta)]H_{2}\Delta y_{4}/S$$
(12)

## 1.2 模型求解

利用 MATLAB 的 iode15 指令求解动力学模型微分方程,输入变量为质量特性参数、行驶转向角、轮胎垂直载荷等,即可得到微分方程的精确解。

## 1.3 轮胎法向力和侧向力计算

Fiala 模型能将胎体带束视为建立在弹性基础上 可以产生侧向变形的弹性梁<sup>[7]</sup>。文中装载机匀速行 驶,牵引力与运动阻力平衡,忽略车轮回正力矩对车 轮外倾的影响。利用 Fiala 模型计算仅考虑轮胎侧向 力及法向力。

(1) 轮胎法向力

$$F_{\rm Z} = -\min[0, (K_{\rm L}\varphi_{\rm L} + 2\sqrt{M_{\rm L} \mid K_{\rm L} \mid \times C_{\rm L}\varphi_{\rm L}})]$$
(13)

式中: $K_L$ 为轮胎垂直刚度; $\varphi_L$ 为轮胎变形量; $M_L$ 为轮胎质量; $C_L$ 为轮胎垂直阻尼系数。

(2) 轮胎侧向力

轮胎侧向力与轮胎的法向力、摩擦系数和轮胎侧 偏角有关。其计算公式为:

$$\alpha_{\rm c} = \arctan(3\mu \frac{F_{\rm z}}{K_{\alpha}}) \tag{14}$$

式中: $K_{\alpha}$ 为轮胎侧偏刚度。

(3)

当轮胎为弹性变形时, |α| <α\*,即有:

$$F_{y} = \mu \times |F_{z}| \times (1 - H^{3}) \times \operatorname{sign}(\alpha)$$
(15)  
$$K \times |\tan \alpha|$$

当轮胎为滑动, $|\alpha| > \alpha^*$ ,即有:  $F_y = \mu \times |F_z| \times \text{sign}(\alpha)$  (17) 评价指标及多路况分析

## 2.1 评价指标

2

横向载荷转移率(*LTR*)仅受垂直载荷影响,能准确反映车辆行驶稳定性<sup>[8]</sup>,由此选取*LTR*用以评价。

$$LTR = \left| \frac{(F_{\rm B} - F_{\rm A}) + (F_{\rm D} - F_{\rm C})}{F_{\rm A} + F_{\rm B} + F_{\rm C} + F_{\rm D}} \right|$$
(18)

式中:F<sub>A</sub>为前车轴左侧轮胎所受垂直载荷;F<sub>B</sub>为前 车轴右侧轮胎所受垂直载荷;F<sub>c</sub>为后车轴左侧轮胎 所受垂直载荷;F<sub>D</sub>为后车轴右侧轮胎所受垂直载荷。

LTR 的变化范围为[0,1],当平稳行驶于平坦路 面时,LTR 为0;当发生侧倾时,一侧轮胎离地使垂 直载荷为0,LTR 为1。LTR 越接近1,车辆横向稳 定性越差。当 LTR = 1 时,车辆外侧轮胎已经侧 翻,则选侧翻阈值为0.9,即小于0.9 时,车辆处于 稳定行驶状态。

## 2.2 轮式装载机工况分析

装载机行驶稳定性会受路况、荷载、速度、载重量 等影响。文中考虑弯道、斜坡、斜坡弯道三种路况 (平直路况为基础情况可忽略),考虑空载低速、空载 高速、满载低速、满载高速四种行驶工况,在合计12 种组合下,分析行驶稳定性。由于在同一路况实验 时,前后轮受力大小略有区别,但前后轮受力变化曲 线走势相同,故每种路况下只阐述一种作业工况。

## 3 多路况轮式装载机行驶稳定性分析

根据某装载机质量特性参数进行实时行驶稳定 性分析。该轮式装载机满载量为5t,低速行驶时速 10km/h,高速行驶时速20km/h。轮式装载机在行 驶时,设转向角为20°,转向速度为10°/s,行驶的第6 s开始转向。

#### 3.1 弯道路况

## 3.1.1 弯道路况空载高速行驶运动路径和受力分析

载重量为0t,高速工况,在弯道转向时,保持弯 道最大弧度角度为20°。前后车运动路径如图2所 示;前后轮受力变化如图3所示。



图 2 弯道-空载高速时前后车运动路径



图 3 弯道--空载高速时前后轮载荷变化曲线

由图 2 可知,由于铰接特性以及弯道曲率的存 在,前后车运动路径始终不处于同一条线。由图 3 可 知,由于重心不位于中轴线,内外侧轮胎所受垂直载 荷不同,轮胎所受垂直载荷表现为正弦曲线。左侧前 后轮所受垂直载荷先减后增,右侧前后轮则先增后 减,该变化持续整个行驶过程。其中,内侧车轮所受 垂直载荷 *F*<sub>A</sub> 最小值为 24.8 kN,*F*<sub>c</sub> 最小值为 13.8 kN,外侧车轮所受垂直载荷 *F*<sub>B</sub> 最大值为 55.1 kN,*F*<sub>D</sub> 最大值为 61.8 kN。

#### 3.1.2 弯道路况下不同工况时的 LTR

如图 4 所示为弯道-各工况 LTR 变化曲线。由 图 4 可知, LTR 随时间呈周期性变化,最大值为 0. 520,无侧翻危险。经对比分析可得:①弯道路况下 LTR 与速度相关, LTR 随速度加快而剧增,严重干扰 行驶稳定性。空载高速下 LTR 为 0.470,空载低速下 LTR 为 0.189,前者为后者的 2.49 倍;满载高速下 LTR 为 0.520,满载低速下 LTR 为 0.213,前者为后者的 2. 44 倍;②弯道路况下 LTR 与载重量相关,随载重量增 加, LTR 略微变大,行驶不稳定性小幅上升。对于满 载低速及空载低速下 LTR,前者为后者 1.11 倍;③速度 和负载都会影响 LTR,速度的影响更显著。



3.2 斜坡路况

3.2.1 斜坡路况满载低速行驶运动路径和受力分析

载重量为5t,低速工况,在斜坡转向时,设定坡 度角为20°。前后车运动路径如图5所示;前后轮受 力变化如图6所示。



图 5 斜坡-满载低速时前后车运动路径



图 6 斜坡-满载低速时前后轮载荷变化曲线

由图 6 可知,由于存在 20°坡度角,使装载机行 驶开始时四轮所受垂直载荷均不同。从第 6 s 轮式 装载机开始进行转向操作,到第 9 s 转向结束, $F_A$ 、 $F_C$ 先减后增, $F_B$ 、 $F_D$ 先增后减。整个转向过程中, $F_A$ 、 $F_C$ 最小值为 22.5 kN 和 11.6 kN, $F_B$ 、 $F_D$  最小值为 61.5 kN 和 97.1 kN。

#### 3.2.2 斜坡路况下不同工况时的 LTR

如图 7 所示为斜坡-各工况 LTR 变化曲线。由图 7 可知,满载与空载工况下 LTR 初始值不同;载重量相同时,高速与低速行驶 LTR 初始值相同。



图 7 斜坡-各工况 LTR 变化曲线

在第6s转向前,LTR为0.451和0.460,开始转向时,满载LTR剧增最高至0.85,未超过侧翻阈值。 经对比分析可得:①装载机在斜坡时,LTR随速度变 化而剧变,随速度加快,侧翻风险明显增大。空载高 速下LTR为0.832,空载低速下LTR为0.455,前者为 后者的1.83倍;满载高速下LTR为0.849,满载低速 下LTR为0.463,前者为后者1.83倍;②LTR随负载 增加而增大,但影响较小,行驶不稳定性略微增大。 对于满载低速及空载低速下LTR,前者为后者1.01 倍;对于满载高速及空载高速下LTR,前者为后者1.01 倍;到于满载高速及空载高速下LTR,前者为后者1.02倍;③在斜坡行驶时,速度对行驶稳定性的影响 更大。

## 3.3 斜坡弯道路况

## 3.3.1 斜坡弯道路况满载高速行驶运动路径和受力 分析

载重量为5t,高速工况,在斜坡弯道转向时,设定 斜坡坡度角和弯道最大弧度角都为20°。前后车运动 路径如图8所示;前后轮受力变化情况如图9所示。



图 8 斜坡弯道-满载高速时前后车运动路径



图 9 斜坡弯道-满载高速时前后轮载荷变化曲线

由图 8 可知,由于坡度角、弯道曲率和铰接特性, 前后车路径在开始阶段就位于不同直线。由图 9 可 知,由于在斜坡弯道行驶,四轮所受垂直载荷均不同, 外侧车轮的垂直载荷初始值均高于内侧,载荷在运动 过程中持续波动。开始转向后,波动值增大。F<sub>A</sub>、F<sub>C</sub> 最小值为 2.8 kN 和 38.3 kN, F<sub>B</sub>、F<sub>D</sub>最大值为 80.1 kN 和 149.5 kN。

## 3.3.2 斜坡弯道路况下不同工况时的 LTR

图 10 为斜坡弯道-各工况 LTR 变化曲线。由图 10 可知,在斜坡弯道路况,各工况 LTR 初始值均大于 0,随装载机行驶呈现无规律波动,在满载高速及满载 低速下转弯时,LTR 最大值超过侧翻阈值,此时车辆 已经侧翻。经对比分析可得:①斜坡弯道路况下 LTR 随速度增加而增大,波动范围也随之增大,速度对 LTR 影响极大,速度越快,侧翻风险越大。空载高速 下 LTR 为 1.31,空载低速下 LTR 为 0.76,前者为后者 1.72 倍;满载高速下 LTR 为 1.36,满载低速下 LTR 为 0.78,前者为后者 1.74 倍;②LTR 随负载增加而增大, 但影响较小,行驶不稳定性略微增大。对于满载低速 及空载低速下 LTR,前者为后者 1.05 倍;③速度对斜坡 弯道行驶稳定性影响最大。



## 4 结 论

(1)建立了能够反映轮式装载机实时运动路径的动力学模型,新模型既能反映前后铰接两车实时运动路径和车轮实时受力情况,又能够清晰描述前后

#### (上接第110页)

- [20] Chen H, Li Y, Tian T. A novel approach to model the lubrication and friction between the twin-land oil control ring and liner with consideration of micro structure of the liner surface finish in internal combustion engines[R].SAE Technical Paper,2008.
- [21] Chen H, Liao K, Tian T. A numerical and experimental study of twin-land oil control ring friction in internal combustion engines part 2[R]. SAE 2012 World Congress & Exhibition, 2012.
- [22] Markus S. Simulation of twin land oil control ring in heavy duty diesel engines[D]. Luleåtekniska university,2014.
- [23] Markus S, Almqvist A, Larsson R. A model for twin land oil control rings[J].Tribology International, 2016(95):475-482.

车转向过程。运用 ode15i 指令来求解行驶动力学模型运动微分方程,从而可以得到各路况下行驶稳定性规律。

(2)分析了前后车体实时受力情况以及 LTR。 各路况下,满载行驶 LTR 是空载的数倍,尤其弯道路 况满载低速 LTR 是空载低速的 1.13 倍;各路况下高 速行驶 LTR 同样是低速的数倍,尤其弯道路况空载 高速 LTR 是空载低速的 2.49 倍。进一步表明,速度 对行驶稳定性的影响最显著。

(3)路况越恶劣,行驶稳定性越差。弯道路况 LTR 最大值分别不超过0.52;斜坡路况上最大值不超 过0.85;斜坡弯道路况下,无论载重如何,以高速行驶 时,LTR 最大超过1.3,已经倾翻。因此,当轮式装载 机在斜坡弯道路况行驶时,应当低速行驶,避免倾翻。

#### 参考文献:

- [1] 徐向阳,艾 星,宋朝省,等.基于动态横向转移载荷的轮式装载 机侧倾稳定性研究[J].振动与冲击,2020,39(10):163-169+ 214.
- [2] 贾 拓,赵丁选,崔玉鑫.铰接式装载机倾翻预警方法[J].吉林 大学学报(工学版),2018,48(6):1762-1769.
- [3] 姚宗伟.铰接转向工程车辆侧倾稳定性研究[D].长春:吉林大学,2013.
- [4] Konopka S, Krogul P, Lopatka M J, et al. Articulated engineering equipment stability simulations based on Ł34 wheel loader[J].Journal of KONES,2011(18):273-280.
- [5] 窦 博,冯辉荣,张凌滢,等.山区道路车辆转弯行驶稳定性分析 与控制[J].海峡科学,2020(2):43-46.
- [6] 罗庆玉.轮式装载机总体设计-倾翻预计算设计[J].科学技术创新,2019(2):153-154.
- [7] 郝文琦,何 剑,梅萌萌.履带式工程车辆复杂路况下行驶稳定 性研究[J].建设机械技术与管理,2017,30(8):58-62.
- [8] 陈 羽,初长祥,向上升.轮式装载机车架铰接结构浅析[J].工 程机械与维修,2020(3):57-59.
- [24] Yilmaz E. Sources and characteristics of oil consumption in a spark -ignition engine[D].Massachusetts Institute of Technology, 2003.
- [25] Patir N, Cheng H S. An average flow model for determining effects of three dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication [J].ASME Trans., 1978(1):12-17.
- [26] Patir N, Cheng H S. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces [J]. J. Lub. Tech., 1979, 101 (2):220-229.
- [27] Greenwood J A, Tripp J H. The contact of two nominally flat rough surfaces [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1970(185):625-634.