

文章编号:1671-8879(2017)05-0113-07

整体式抱罐车转向动力学建模及转向模式分析

陈 辉¹, 刘源远², 赵先琼¹, 肖友刚³, 刘义伦¹

(1. 中南大学 高性能复杂制造国家重点实验室, 湖南 长沙 410083; 2. 湖南机电职业技术学院
汽车工程学院, 湖南 长沙 410151; 3. 中南大学 交通运输工程学院, 湖南 长沙 410075)

摘 要:针对高温铁水抱罐车车身惯性积大于主轴惯量, 转向时更容易发生侧翻问题。为了增强抱罐车的转向安全性能, 以四轴整体式高温铁水抱罐车为研究对象, 考虑车身惯性矩阵中的大惯性积, 结合阿克曼转向原理以及牛顿-欧拉力学定律, 建立抱罐车转向动力学模型。该模型包含车身纵向、横向、横摆、侧倾运动 4 个自由度, 重点分析不同转向模式下抱罐车车身的侧倾运动性能; 以某 230 t 四轴高温铁水抱罐车为试验对象, 测试其转向过程中的车身侧倾响应。研究表明: 转向时抱罐车车身的侧倾角响应是一个随时间逐渐衰减的欠阻尼振动过程, 理论计算与试验结果相符, 验证了该抱罐车转向动力学模型的有效性; 较大的惯性积使车身的侧倾振幅增加了约 15%, 降低了转向安全性; 轮胎转角满足阿克曼定理时, 抱罐车转向轴位置变化对车身的侧倾振动频率和稳态响应值没有影响, 但是会改变车身侧倾振幅; 全轮转向模式(转向轴位置不与车轴重叠)可以获取比六轮转向模式(转向轴位置与某一车轴重叠)更小的车身侧倾振幅, 因而转向过程更平稳, 安全性更高, 并且这一规律不受抱罐车车速与转向半径的影响; 在不同轮距、轴距等车辆结构参数下, 抱罐车全轮转向模式的侧倾性能优于六轮转向模式。

关键词:汽车工程; 抱罐车; 动力学模型; 多轴转向; 侧倾振动

中图分类号: U462.3

文献标志码: A

Dynamic modeling and steering mode analysis on integral ladle-transport vehicle

CHEN Hui¹, LIU Yuan-yuan², ZHAO Xian-qiong¹, XIAO You-gang³, LIU Yi-lun¹

(1. State Key Laboratory of High Performance Complex Manufacture, Central South University, Changsha 410083, Hunan, China; 2. School of Automotive Engineering, Hunan Mechanical & Electrical Polytechnic, Changsha 410151, Hunan, China; 3. School of Traffic and Transportation Engineering, Central South University, Changsha 410075, Hunan, China)

Abstract: High temperature ladle-transport vehicle has the characteristic that the inertia product of car-body is greater than the principal axis of inertia, which makes the vehicle easy to roll over in steering. In order to enhance the steering safety of ladle-transport, the steering dynamic model was established for an integral type of four-axle high temperature ladle-transport vehicle combining Newton-Euler mechanics theory together with Ackerman principle, where the huge products of inertia of car-body were taken into account. Four freedom degrees of car-body, such as longitudinal motion, lateral motion, yaw vibration, and rolling motion were included in the

收稿日期: 2017-03-25

基金项目: 国家自然科学基金项目(51374241, 51275531)

作者简介: 陈 辉(1984-), 男, 湖南永州人, 讲师, 工学博士, 博士后, E-mail: huichen_7655@163.com。

model, and the focus was given to the rolling motion of car-body under different steering modes. And experiments were conducted for a four-axle ladle-transport vehicle weighted 230 t to test its rolling behaviors during the process of steering. The results show that the rolling behavior of car-body during steering belongs to an under-damping vibration, which gradually decreases over time. The theoretical results agree well with the experiments, verifying the validity of the steering dynamics model of ladle-transport vehicle. The larger inertia product increases the roll amplitude by about 15% and reduces steering safety. When the steering performance of ladle-transport vehicle meets the Ackerman principle, the change of steering-axle's location makes effect on the amplitude of roll vibration, but has no influence on frequency and steady-state response. Rolling amplitude of car-body resulted from all-wheel steering, where the steering axle does not overlap with the real axle of vehicle, can be smaller than that resulted from six-wheel steering, where the steering axle overlaps with one of the real axles of vehicle. Therefore, the process of steering is steadier and safer. And this law is not affected by the steering radius and speed of the vehicle. For different structure parameters of ladle-transport vehicle, such as wheel base and axle base, better steering performance can still be obtained from all-wheel steering than that from six-wheel steering. 3 tabs, 8 figs, 22 refs.

Key words: automotive engineering; ladle-transport vehicle; dynamic model; multi-axle steering; roll vibration

0 引言

抱罐车(又称渣罐车、渣包车)是一种冶金渣处理专用运输车,主要用于处理渣滓、钢水或其他固态物体。整体式抱罐车被广泛用于现代钢铁企业,载重量约为 80~250 t^[1-2]。与普通车辆相比,抱罐车车身尺寸特殊、惯性积大,且多用于运输高温装载物,在运输过程中尤其是转向时,渣罐容易出现晃动,引发安全事故^[3-4]。“安全、快速、重载”是对抱罐车的基本要求。因此,建立合理的转向动力学模型,研究抱罐车转向时的动力学响应,具有改善运输安全性和提高效能的意义。

国内外对抱罐车的研究和报道主要集中在车辆结构和强度设计方面^[1-4]。从动力学角度对抱罐车转向性能进行研究的不多。目前关于车辆多轴转向的研究中,通常都以实现车辆低速转向灵活性和高速转向稳定性为目标^[5-9]。在车辆高速运行状态下采用全轮转向模式,以保证车辆转向时的稳定可控,实现安全转向^[10-14]。当车辆运行速度较低时,优先保证车身的灵活转向,使其顺利通过障碍物,转向轮一般满足阿克曼定理,即所有轮胎具有同一个瞬时转向中心点^[15-18]。工程实际中,抱罐车为低速行驶(速度一般低于 9 km/h),采用多轮转向且符合阿克曼转向原理^[3],以保持轮胎转向的灵活性并减少轮胎磨损。另外,降低车身的侧倾振动以保证行驶的

安全性,是抱罐车转向时需要考虑的最重要因素^[3-4]。部分文献根据机动车工程师学会(society of automotive engineering,SAE)规定的车辆随动坐标系,建立了普通车辆的多自由度转向模型,并对车辆的转向性能进行了研究^[19-22]。但是与常规车辆相比,抱罐车车身具有特殊的惯性矩阵,其车身惯性积与主轴转动惯量为同一数量级^[1-4],且惯性积在车辆的 SAE 车辆随动坐标系中不为常量,因此,不宜采用以往的车辆转向模型直接对抱罐车进行分析。

为此,本文针对抱罐车的特点^[1-4],根据牛顿-欧拉力学方程和阿克曼转向原理^[15-16],建立抱罐车转向动力学模型,通过计算得到抱罐车的车身侧倾角响应,并通过试验验证动力学模型的置信度;同时分析转向模式对车身侧倾角的影响规律,重点对抱罐车的全轮转向模式和六轮转向模式进行对比,从而为抱罐车转向安全性评估提供理论依据。

1 抱罐车转向模式

1.1 整体式抱罐车

下图 1 为某 230 t 整体式抱罐车,主要由车架、渣罐、轮胎系统和驾驶室组成^[1-3]。轮胎系统为四轴八轮,每轮可独立转向。

由于装载了较大的圆柱形渣罐,故抱罐车的质量分布与普通车辆有较大差异,其惯性矩阵中的惯性积较大。在 SAE 车辆随动坐标系中,普通车辆的

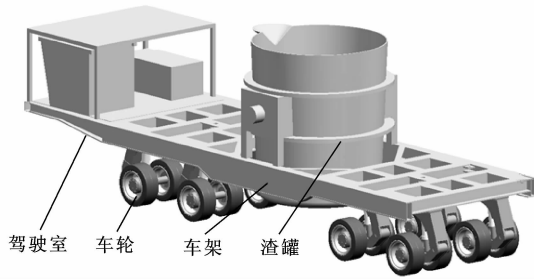


图 1 整体式抱罐车

Fig. 1 Integral ladle-transport vehicle

惯性矩阵 I 一般近似为^[10-14]

$$I = \begin{bmatrix} I_{11} & 0 & I_{13} \\ 0 & I_{22} & 0 \\ I_{13} & 0 & I_{33} \end{bmatrix} \quad (1)$$

抱罐车的惯性矩阵 I_b 为

$$I_b = \begin{bmatrix} I_{11} & I_{12} & I_{13} \\ I_{12} & I_{22} & I_{23} \\ I_{13} & I_{23} & I_{33} \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: I_{11} 为侧倾转动惯量; I_{22} 为俯仰转动惯量; I_{33} 为横摆转动惯量; I_{12} 为横摆与俯仰运动惯性积; I_{13} 为横摆与侧倾运动惯性积; I_{23} 为俯仰与侧倾运动惯性积。

惯性矩阵 I_b 的数值如表 1 所示。

表 1 230 t 抱罐车惯性矩阵参数

Tab. 1 Inertial matrix of a 230 t

ladle-transport vehicle

kg · m²

参数	I_{11}	I_{22}	I_{33}	I_{12}	I_{13}	I_{23}
参数值	1.77×10^6	1.22×10^7	1.35×10^7	-3.43×10^6	-4.66×10^5	-1.54×10^5

1.2 转向模式

图 2 为抱罐车的转向示意。抱罐车现场工况车速较低,转向时采用阿克曼转向原理^[3],即所有轮胎绕一个共同的瞬时中心做弧形滚动,以减小轮胎转向阻力和轮胎磨损。如图 2 所示:最靠近驾驶室的车轴为第 1 轴,车轴序号用 i 表示, $i = 1, 2, 3, 4$; T 点为转向中心;过转向中心且与车轴平行的轴线为转向轴,如图中虚线 L_i ; l_i 为第 i 轴到质心 C 的距离; e 为转向轴到质心 C 的距离, e 取正值表示转向轴在质心前方; R 为转向半径; B 为左右轮距; δ_{ij} 为轮胎转角, $j=1$ 表示左转, $j=2$ 表示右转。

随着转向轴 L_i 位置的变化,抱罐车存在 2 种多轴转向模式:当转向轴穿过某一车轴,即 $e = l_i$ 时,抱罐车为六轮转向(6WS);否则,抱罐车为全轮转向(AWS)。本文抱罐车的实际转向模式为 $e = l_3$ 的 6WS 模式。

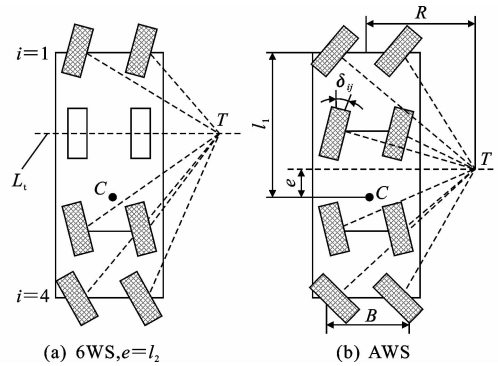


图 2 转向示意

Fig. 2 Schematic of steering

2 动力学建模

2.1 坐标建立

如图 3 所示,根据 SAE 标准^[10-15],建立抱罐车的非惯性坐标系 $O-a_1a_2a_3$ 。原点 O 为过车身质心的垂线与侧倾中心轴的交点; a_1 轴水平指向前; a_2 轴水平指向右; a_3 轴垂直向下。共有 4 个状态变量:纵向速度 u 沿 a_1 轴方向;横向速度 v 沿 a_2 轴方向;横摆角速度 r 绕 a_3 轴; θ 为侧倾角。

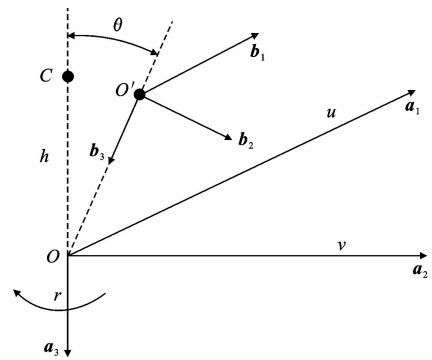


图 3 非惯性坐标系

Fig. 3 Non-inertial frame

由于惯性矩阵 I_b 在坐标系 $O-a_1a_2a_3$ 中不为常量,故在车身的质心处定义一个坐标系 $O'-b_1b_2b_3$ 。坐标原点 O' 与质心 C 重合, b_1 水平指向前,随车身一起侧倾,侧倾臂为 h 。显然, I_b 在坐标系 $O'-b_1b_2b_3$ 中为常量,且 2 个坐标系的转换关系为

$$\begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta) & -\sin(\theta) \\ 0 & \sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

2.2 牛顿-欧拉力学平衡方程

2.2.1 牛顿平衡方程

根据式(3)可得,抱罐车车身质心 C 在坐标系 $O-a_1a_2a_3$ 中的矢量 h_C 为

$$h_C = h \sin(\theta) a_2 - h \cos(\theta) a_3$$

质心 C 的加速度 a_C 为

$$a_C = (\dot{u} - 2hr\dot{\theta}\cos(\theta) - h\dot{r}\sin(\theta) - rv)\mathbf{a}_1 + (\dot{v} + ru + h\ddot{\theta}\cos(\theta) - h\dot{\theta}^2 - hr^2\sin(\theta))\mathbf{a}_2 + (h\dot{\theta}^2\cos(\theta) + h\ddot{\theta}\sin(\theta))\mathbf{a}_3 \quad (4)$$

设轮胎力为 F_t , 抱罐车质量为 m , 则抱罐车的牛顿平衡方程为

$$ma_C = F_t \quad (5)$$

2.2.2 欧拉平衡方程

根据式(3), 抱罐车车身在坐标系 $O'-\mathbf{b}_1\mathbf{b}_2\mathbf{b}_3$ 中角速度 ω 为

$$\omega = \dot{\theta}\mathbf{a}_1 + \mathbf{r}\mathbf{a}_3 = \dot{\theta}\mathbf{b}_1 + r\sin(\theta)\mathbf{b}_2 + r\cos(\theta)\mathbf{b}_3 \quad (6)$$

将式(2)、式(6)代入非主轴欧拉平衡方程^[16], 则抱罐车车身的惯性矩 M' 在坐标系 $O'-\mathbf{b}_1\mathbf{b}_2\mathbf{b}_3$ 中为

$$M' = [I_{11}\ddot{\theta} + I_{12}\dot{r}\sin(\theta) + I_{13}\dot{r}\cos(\theta) + (I_{33} - I_{22})r^2\sin(\theta)\cos(\theta) + I_{23}r^2(\sin^2(\theta) - \cos^2(\theta))]\mathbf{b}_1 + [I_{12}(\ddot{\theta} + r^2\sin(\theta)\cos(\theta)) + I_{22}(\dot{r}\sin(\theta) + r\dot{\theta}\cos(\theta)) + I_{13}(r^2\cos^2(\theta) - \dot{\theta}^2) + I_{23}(\dot{r}\cos(\theta) - 2r\dot{\theta}\sin(\theta)) + (I_{11} - I_{33})r\dot{\theta}\cos(\theta)]\mathbf{b}_2 + [I_{33}(\dot{r}\cos(\theta) - r\dot{\theta}\sin(\theta)) + I_{13}(\ddot{\theta} - r^2\sin(\theta)\cos(\theta)) + I_{23}(\dot{r}\sin(\theta) + 2r\dot{\theta}\cos(\theta)) + (I_{22} - I_{11})r\dot{\theta}\sin(\theta) + I_{12}(\dot{\theta}^2 - r^2\cos^2(\theta))]\mathbf{b}_3 \quad (7)$$

在坐标系 $O-\mathbf{a}_1\mathbf{a}_2\mathbf{a}_3$ 中, 抱罐车所受力矩 M 分别由轮胎力矩、质心重力矩和质心惯性力矩组成, 有

$$M = [mgh\sin(\theta) - k\theta - c\dot{\theta} - mh^2\ddot{\theta} - mh\cos(\theta)(\dot{v} + ru)]\mathbf{a}_1 + [M_t - mh(\dot{u} - rv)\sin(\theta)]\mathbf{a}_3 \quad (8)$$

式中: k 为悬架刚度; c 为悬架阻尼; g 为重力加速度; M_t 为轮胎力矩。

则力矩欧拉平衡方程为

$$M' = M \quad (9)$$

2.2.3 轮胎作用力

根据图 2 所示转向原理, 抱罐车单个轮胎转角 δ_{ij} 为

$$\delta_{ij} = \arctan\left(\frac{l_i - e}{R + (-1)^{j+1}B/2}\right) \quad (10)$$

在坐标系 $O-\mathbf{a}_1\mathbf{a}_2\mathbf{a}_3$ 中, 轮胎力 F_t 和轮胎力矩 M_t 为

$$\begin{cases} F_t = \mathbf{a}_1 \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 F_{ij} + \left[\sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 -\alpha_{ij} \left(\arctan\left(\frac{v + rl_i}{u}\right) - \delta_{ij} \right) \right] \mathbf{a}_2 \\ M_t = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 -\alpha_{ij} \left(\arctan\left(\frac{v + rl_i}{u}\right) - \delta_{ij} \right) \cdot (l_i - e) + \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 (-1)^{(j+1)} \frac{B}{2} F_{ij} \end{cases} \quad (11)$$

式中: F_{ij} 为轮胎纵向力; α_{ij} 为轮胎侧偏刚度。

最后, 分别将式(4)、式(11)代入式(5), 将式(3)、式(7)、式(8)、式(11)代入式(9), 可得到抱罐车在坐标系 $O-\mathbf{a}_1\mathbf{a}_2\mathbf{a}_3$ 中的转向动力学模型。

2.3 转向动力学模型

将式(11)整理可得抱罐车的动力学模型。

纵向运动模型为

$$m(\dot{u} - 2hr\dot{\theta}\cos(\theta) - h\dot{r}\sin(\theta) - rv) = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 F_{ij} \quad (12)$$

横向运动模型为

$$m(\dot{v} + ru + h\dot{\theta}\cos(\theta) - h\dot{\theta}^2 - hr^2\sin(\theta)) = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 -\alpha_{ij} \left(\arctan\left(\frac{v + rl_i}{u}\right) - \delta_{ij} \right) \quad (13)$$

横摆运动模型为

$$\begin{aligned} & \dot{r}[(I_{22} + mh^2)\sin^2(\theta) + I_{33}\cos^2(\theta) + I_{23}\sin(2\theta)] + \\ & \ddot{\theta}(I_{12}\sin(\theta) + I_{13}\cos(\theta)) + r\dot{\theta}(I_{22} + mh^2 - I_{33})\sin(2\theta) + 2I_{23}r\dot{\theta}(\cos^2(\theta) - \sin^2(\theta)) + \\ & \dot{\theta}^2\cos(\theta) - mh(\dot{u} - rv) = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 -\alpha_{ij} \cdot \\ & \left(\arctan\left(\frac{v + rl_i}{u}\right) - \delta_{ij} \right) (l_i - e) + \\ & \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 (-1)^{j+1} \frac{B}{2} F_{ij} \end{aligned} \quad (14)$$

侧倾运动模型为

$$\begin{aligned} & \ddot{\theta}(I_{11} + mh^2) + \dot{v}mh\cos(\theta) + \dot{r}(I_{12}\sin(\theta) + I_{13}\cos(\theta)) + r^2I_{23}(\sin^2(\theta) - \cos^2(\theta)) + \\ & r^2(I_{33} - I_{22} - mh^2)\sin(\theta)\cos(\theta) = \\ & mgh\sin(\theta) - k\theta - c\dot{\theta} - mh\cos(\theta) \end{aligned} \quad (15)$$

3 转向模式

3.1 试验测试

以图 1 所示 230 t 抱罐车为试验对象, 测试其转向时车身侧倾角的动力学响应。测试系统由 PCT-SH-2DY 型倾角传感器、WS-5921/U60516-G1-C16 型数据采集仪和计算机组成。倾角传感器装在车架纵向中线与渣罐相交处。抱罐车结构参数见表 2, 车身质心位于第 2、3 轴之间。

表 2 车辆结构参数

Tab. 2 Parameters of vehicle structure

参数	l_1	l_2	l_3	l_4	B
参数值	5.0	3.3	-3.5	-5.6	2.8

试验车车速为 4 km/h, 现场采用的转向模式为 $e = l_3$ 的 6WS 模式, 第 1 轴右轮转角 $\delta_{12} = 35^\circ$, 且根

据驾驶人转向操作过程,将转向角输入近似为图 4 所示信号,其余轮胎转角可按式(10)计算得到。

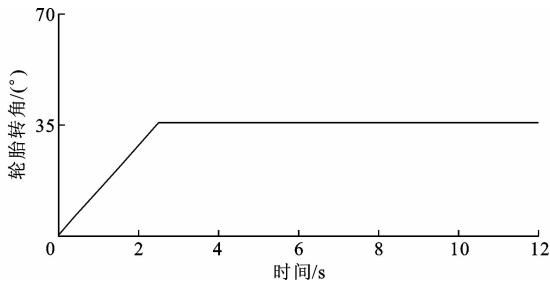


图 4 转向角输入信号
Fig. 4 Signal of turning angle

图 5 为试验测试与理论计算的车身侧倾角响应对比。由图 5 可知:轮胎转角输入稳定后,车身侧倾角是一个逐渐衰减的振动过程;前 3 s 计算结果与测试结果误差较大,振动周期比试验值约小 25%,幅值比试验值约大 40%。可能是由于驾驶人的转向输入速度并不是按图 4 所示的理想斜坡信号,所以侧倾角前 3 s 的响应与试验结果存在较大误差。同时,由于理论模型中没有考虑垂直方向的自由度,因此,路面不平度对侧倾角响应的干扰在计算结果中也无法体现。但 3 s 之后侧倾角仿真与实测结果振动频率的相对误差低于 10%,幅值衰减趋势一致,且稳态响应均为 5×10^{-3} rad,表明式(12)~式(15)具有较高的置信度。

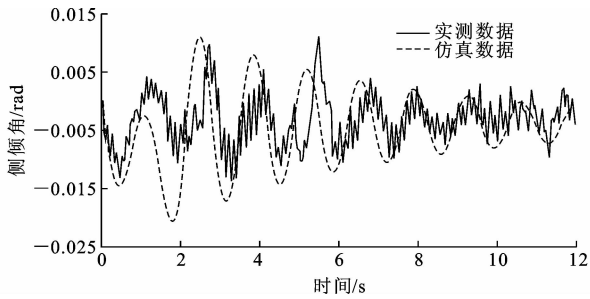


图 5 仿真与试验结果对比
Fig. 5 Comparisons of simulation and experiment results

从式(12)~式(15)可知,大惯性积增加了动力学模型的非线性程度,对抱罐车转向性能可能有重要影响。图 6 为一随机工况的车身侧倾角响应,其中转向角输入采用阶跃信号。由图 6 可知,抱罐车特有的惯性积使车身侧倾振幅增加了约 15%,车身晃动加剧,车辆侧翻可能性增加。

3.2 转向性能

3.2.1 6WS 模式

6WS 分为 4 种情况($e=l_1, e=l_2, e=l_3, e=l_4$)。根据式(12)~式(15)对多种工况下抱罐车 6WS 的

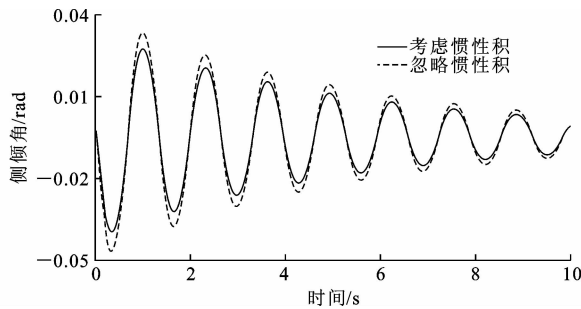


图 6 车身侧倾角响应
Fig. 6 Response of roll angles of vehicle

车身侧倾角响应进行计算,发现抱罐车现场采用的转向模式($e=l_3$)为 6WS 中的最佳转向模式。

图 7 给出 2 组工况下的侧倾角响应计算结果。由图 7 可知,相同工况下,以不同的车轴为转向轴时,侧倾角的振动频率和稳态响应都一致,但振幅的变化较大,其中 $e=l_3$ 的振幅最小,车身最平稳。可见在各种 6WS 模式中,现场采用的转向模式($e=l_3$)安全性最高。

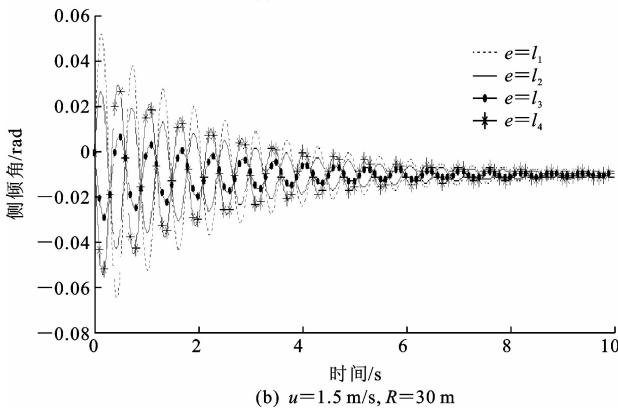
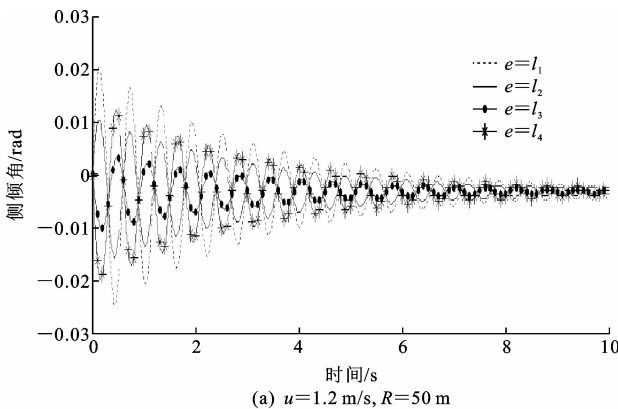


图 7 6WS 侧倾角响应
Fig. 7 Response of roll due to 6WS

3.2.2 AWS 模式

根据式(12)~式(15),对多种工况下 AWS 转向模式的车身侧倾角响应进行计算,并以 6WS 作为对比。结果发现,AWS 模式可以通过调整转向轴

的位置来降低车身侧倾振幅,能达到比 6WS 模式更高的转向安全性。

图 8 为 AWS 侧倾角响应,其中图 8(a)给出了车速 $u=1\text{ m/s}$,转向半径 $R=50\text{ m}$ 时,AWS 模式的车身侧倾角的响应,同时与 6WS 中 $e=l_2$ 和 $e=l_3$ 进行对比。由图 8(a)可知,同一车速和转向半径条件下,AWS 和 6WS 的侧倾振动频率、稳态响应一致,但振幅受转向模式的影响较大。图 8(a)中 $e=-6.5\text{ m}$ 的 AWS 振幅最大,而 $e=-1\text{ m}$ 的 AWS 比 $e=l_3$ 的 6WS 振幅更小,转向更平稳。

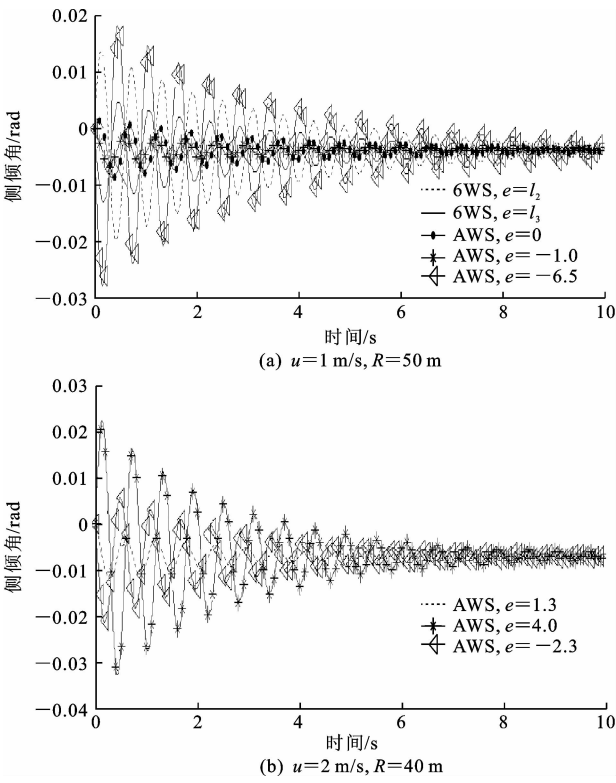


图 8 AWS 侧倾角响应
Fig. 8 Response of roll due to AWS

综上所述,在低速行驶状态下,如果采用阿克曼转向原理进行转向,抱罐车车身的侧倾响应主要由转向轴的位置决定,AWS模式中选择合理的转向轴位置可以得到比 6WS 模式更平稳的转向性能。

轴距 l_i 和轮距 B 的变化对以上分析结果没有影响。表 3 为 1 组修改后的车辆结构参数 l'_i 、 B' 。图 8(b)为其对应的车身侧倾响应(车速 $u=2\text{ m/s}$,转向半径 $R=40\text{ m}$)。由图 8(b)可知,车辆结构参数变化后,转向轴位置 e 主要影响侧倾角的振幅,对振动频率和稳态响应没有影响,仍然可以在 AWS 模式下通过调整转向轴的位置,得到较平稳的转向过程。进一步分析可以发现,改变车辆的悬架刚度

和质心高度后,仍可得出上述结论。

表 3 修改后的车辆结构参数

Tab. 3 Parameters of vehicle structure after modification m					
参数	l'_1	l'_2	l'_3	l'_4	B'
参数值	5.6	3.5	-3.3	-5.0	2.5

4 结 语

(1)考虑抱罐车车身特有的惯性矩阵,根据阿克曼定理和牛顿-欧拉方程建立其转向动力学模型,车身侧倾运动的仿真结果与试验结果相符,验证了理论模型的有效性。抱罐车惯性矩阵中的大惯性积使车身侧倾振幅增加了约 15%,降低了转向安全性。

(2)抱罐车在低速行驶状态下,如果采用阿克曼转向原理,转向时车身侧倾角响应主要受转向轴位置的影响。不同转向模式下车身侧倾的振动频率和稳态响应不变,振幅受影响较大。AWS 模式虽然会增加抱罐车转向机构的复杂程度,但却能进一步降低车身侧倾振幅,得到比 6WS 模式更高的转向安全性能。

(3)本文研究结果可作为同类型抱罐车安全性研究的参考。此外,抱罐车装载的高温铁水在转向过程中会产生晃动,可改变车身的侧倾响应,从而影响抱罐车的转向安全性,这一因素在本文模型中暂未考虑,需要今后作进一步研究。

参考文献:
References:

[1] 张卫东,莫旭辉,彭劲松.基于 ADAMS 的液压平板铁水包车动力学仿真[J]. 专用汽车,2007(10):35-37.
ZHANG Wei-dong, MO Xu-hui, PENG Jin-song. Dynamic simulation about hydraulic conveyance vehicle based on ADAMS[J]. Special Purpose Vehicle, 2007 (10):35-37.

[2] 张卫东,莫旭辉,彭劲松.铁水包车多轴转向机构运动学分析与优化[J]. 计算机仿真,2008,25(9):268-271.
ZHANG Wei-dong, MO Xu-hui, PENG Jin-song. Analysis and optimal design of kinematics for multi-steering system of hydraulic conveyance vehicle[J]. Computer Simulation, 2008, 25(9):268-271.

[3] 张卫东,李向华,邓 华.基于相对运动理论的高温铁水运输车侧倾运动建模与特征分析[J]. 中南大学学报:自然科学版,2011,42(11):3347-3351.
ZHANG Wei-dong, LI Xiang-hua, DENG Hua. Modeling and analysis of roll motion for high temperature

- ladle carrier vehicles based on relative motion theory [J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2011, 42(11): 3347-3351.
- [4] 司癸卯,叶 敏,焦生杰. 四轮转向试验平台的运动学分析[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2008, 28(6): 96-99.
- SI Gui-mao, YE Min, JIAO Sheng-jie. Kinematics characteristic analysis on 4WS testing platform of construction machinery[J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2008, 28(6): 96-99.
- [5] WU D H, LIN J H. Analysis of dynamic lateral response for a multi-axle-steering tractor and trailer[J]. International Journal of Vehicle Design: Heavy Vehicle Systems, 2003, 10(4): 281-294.
- [6] RANGAVAJHULA K, TSAO H S J. Active trailer steering control of an articulated system with a tractor and three full trailers for tractor-track following [J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2007, 14(3): 271-293.
- [7] RANGAVAJHULA K, TSAO H S J. Command steering of trailers and command-steering-based optimal control of an articulated system for tractor-track following[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2008, 222(6): 935-954.
- [8] HE Y, ISLAM M M. An automated design method for active trailer steering systems of articulated heavy vehicles[J]. Journal of Mechanical Design, 2012, 134(4): 041002.
- [9] DING X J, MIKARIC S, HE Y P. Design of an active trailer-steering system for multi-trailer articulated heavy vehicles using real-time simulations [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2013, 227(5): 643-655.
- [10] ISLAM M M, DING X J, HE Y P. A closed-loop dynamic simulation-based design method for articulated heavy vehicles with active trailer steering systems[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(5): 675-697.
- [11] DU Yong-hao, GAO Jing-wei, JIANG Le-hua, et al. Numerical analysis on tractive performance of off-road wheel steering on sand using discrete element method [J]. Journal of Terramechanics, 2017, 71: 25-43.
- [12] ZHANG Ping-xia, GAO Li, ZHU Yong-qiang. Study on control schemes of flexible steering system of a multi-axle all-wheel-steering robot[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(6): 1-13.
- [13] DING Jin-quan, GUO Kong-hui. Development of a generalised equivalent estimation approach for multi-axle vehicle handling dynamics [J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 54(1): 20-57.
- [14] BAYAR K, UNLUSOY Y S. Steering strategies for multi-axle vehicles[J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2008, 15(2/3/4): 208-236.
- [15] WATANABE K, YAMAKAWA J, TANAKA M, et al. Turning characteristics of multi-axle vehicles[J]. Journal of Terramechanics, 2007, 44(1): 81-87.
- [16] 杜 峰,魏 朗,赵建有. 基于状态反馈的四轮转向汽车最优控制[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2008, 28(4): 91-94.
- DU Feng, WEI Lang, ZHAO Jian-you. Optimization control of four-wheel vehicle based on state feedback [J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2008, 28(4): 91-94.
- [17] LEE H. Four-wheel drive control system using a clutchless centre limited slip differential[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2006, 220(6): 665-681.
- [18] SAWASE K, USHIRODA Y, MIURA T. Left right torque vectoring technology as the core of super all wheel control (SAWC)[J]. Mitsubishi Motor Technical Review, 2008, 18(3): 16-23.
- [19] BIANCHI D, BORRI A, BURGIO G, et al. Adaptive integrated vehicle control using active front steering and rear torque vectoring[C]//IEEE. Proceedings of the 48th IEEE Conference on Decision and Control. New York: IEEE, 2009: 3557-3562.
- [20] NAM E H, KIM B S J, EOM H, et al. An out-of-order flash memory controller architecture [J]. IEEE Transaction on Computers, 2011, 60(5): 653-666.
- [21] RAJAMANI R. Vehicle dynamics and control[M]. 2nd ed. New York: Springer, 2012.
- [22] GHIKE C, SHIM T, ASGARI J. Integrated control of wheel drive-brake torque for vehicle-handling enhancement[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2009, 223(4): 439-457.