

铰接系统布局方案对铰接车原地转向性能的影响

高玉, 申焱华, 金纯

(北京科技大学 机械工程学院 北京 100083)

摘要: 为验证铰接系统在铰接车前后车架上不同布局方案的差异, 利用 ADAMS 软件建立了铰接车虚拟样机模型, 研究了铰接系统前置和后置两种方案对铰接车原地转向过程中轮胎和铰接体的受力、车身侧倾以及运动轨迹的影响。结果表明: 采用铰接体前置方案减小了转向过程中前后车体侧倾的现象, 内外两侧轮胎轮荷转移量降低了 50% 以上, 铰接体沿整车纵向和侧向的受力也得到一定程度的改善, 采用两种方案的铰接车运动轨迹基本重合。

关键词: 铰接体; 原地转向; 车体侧倾; 轮胎; ADAMS

中图分类号: U469.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1003-8728(2014)08-1219-06

Effect of the Layout Scheme of Articulated Truck on the Pivot Steering Performances

Gao Yu, Shen Yanhua, Jin Chun

(School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology of Beijing, Beijing 100083)

Abstract: In order to testify the effect of articulated body layout scheme on the articulated vehicle frame, the virtual prototype model for articulated vehicle was established by using ADAMS software. The effect of two different articulated body layout form-front-articulated body and rear-articulated body-on the full vehicle pivot steering performances was studied. The results showed that the front-articulated body scheme dropped the phenomenon of body roll in the progress of pivot steering, reduced wheel load transfer between inner side and outside tires by above 50%, and the force on articulated body at the full vehicle directions of longitudinal and lateral was also improved, the motion trail of the two schemes was almost identical.

Key words: ADAMS; articulated body; automobile frames; body roll; computer simulation; computer software; mathematical models; pivot steering; steering; tire

铰接式自卸车通过铰接体连接前、后车体, 不但可以实现整车的转向功能, 还能够实现前、后车体的独立转动, 保证车辆在不平路面行驶时所有车轮和地面接触, 以维持整体的稳定性和通过性^[1]。因此在铰接车的设计过程中需要对铰接体予以充分考虑。

文献[2]对铰接系统结构性能进行了分析, 并用实车进行了验证; 文献[3]对铰接体进行了优化

设计, 但仅限于铰接体的架构改进; 文献[4]对铰接车单桥驱动和双桥驱动原地转向进行了力学分析, 但只研究了原地转向阻力矩, 没有对铰接体的受力进行分析; 文献[5]研究了铰点位置对铰点载荷的影响, 但没有结合铰接体结构对整车性能的影响进行研究。

在不改变原有铰接体结构的基础上, 对安装在前后车架上的铰接系统设计不同的布局方案, 建立两种布局方案对应的整车虚拟样机模型, 分析铰接车原地转向过程中采用不同布局方案时整车性能的变化, 并对所得结果进行分析。

1 铰接系统布局方案

常见铰接系统在车架上的布局如图 1a) 所示, 转

收稿日期: 2013-03-15

基金项目: “十一五”国家科技支撑计划项目(2008BAB32B03) 资助

作者简介: 高玉(1990-) 硕士研究生, 研究方向为车辆虚拟样机与仿真技术和非公路车辆设计, xiaoyuzi169@163.com; 申焱华(联系人), 副教授, 博士, yanhua_shen@ces.ustb.edu.cn

向油缸安装在前车架上, 铰接体安装在后车架上(铰接体后置), 铰接体与前车架通过铰接点处的销轴连接。转向时在液压力的作用下, 一侧的活塞推杆从液压缸伸出, 另一侧的推杆收缩, 相应带动前后车体产生折腰角, 从而实现转向。改进方案则将铰接体安装在前车架上(铰接体前置), 转向油缸安装在后车架上, 铰接体与后车架通过销轴连接, 如图 1b) 所示。

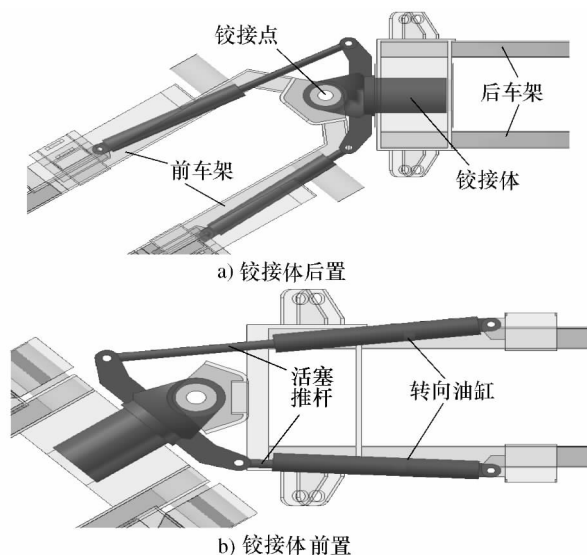


图1 铰接系统布局

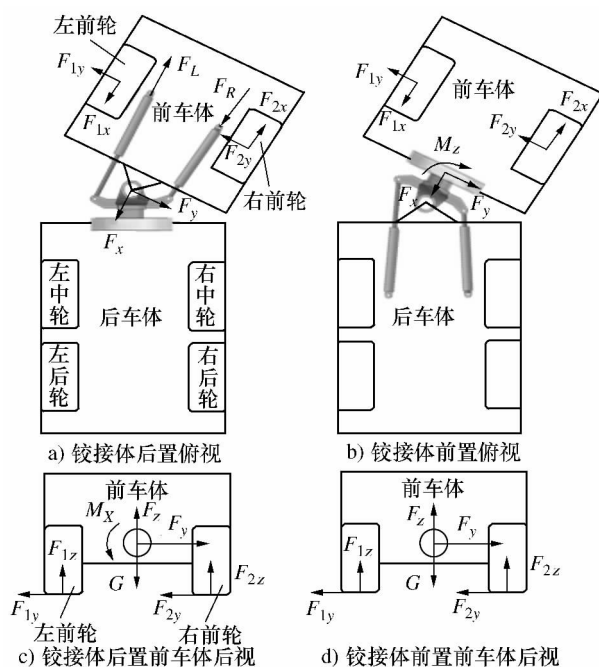


图2 转向过程中前车体受力分析

铰接系统的布局方式决定了铰接车的性能, 图2 以前车体为例分析了采用两种布局方案的铰接车在转向过程中的受力。图 2a)、图 2b) 表示平行于水平路面的受力, 图 2c)、图 2d) 表示垂直于前车体前进方向的受力。

铰接体后置方案通过转向油缸连接前车架, 如图 2a) 转向时左侧油缸在连接点处对前车架施加一沿油缸轴线方向的推力 F_L , 右侧油缸则对前车架产生拉力 F_R , 二力合成力偶克服铰接点处的约束力和轮胎的阻力, 使前车体实现转向。

铰接体前置方案则通过铰接体摆动环连接前车体, 如图 2b) 转向油缸起作用后在铰接体上形成一个驱动转矩 M_Z , 铰接体将转矩传递给前车体, 最终实现转向。

沿前车体行进方向看, 两种方案转向受力的不同之处在于铰接体后置方案存在阻力矩 M_X , 如图 2c)、图 2d) 所示。这是因为铰接体前置方案的前车体可以绕铰接体摆动环转动方向自由摆动, 而铰接体后置方案虽然可以使前车体连同铰接系统与后车体独立转动, 但沿前车体行进方向的旋转自由度仍然受到约束。

后车体的受力分析与前车体相似, 只是后车体由中、后轮并排产生较大的阻力矩, 此处不再赘述。

2 铰接车虚拟样机建模

建立铰接车虚拟样机模型如图 3 所示。

在低速或路面存在高频激励时, 松弛效应对滑移率有显著的影响^[6]。UA 轮胎模型考虑了轮胎的松弛效应,

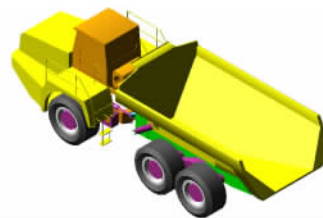


图3 铰接车虚拟样机模型

因此采用 UA 轮胎模型, 路面则选择平整路面。整车结构参数如下: 整车整备质量为 47 732 kg, 装载质量为 60 000 kg, 轮距为 3.396 m, 一二轴轴距为 4.244 m, 二三轴轴距为 2.000 m, 铰点至前桥距为 1.602 m。

为模拟铰接车原地转向过程, 需对活塞推杆施加驱动力, 但施加力的大小难以确定, 因此先对活塞推杆施加一个沿推杆方向的位移驱动, 通过测量得到需要加在活塞推杆上的力。通过分别对两侧的转向油缸施加按阶跃规律变化的平移驱动, 能够保证前后车体的转向接近匀速。施加位移驱动时需要确定左右两侧转向油缸活塞的位移, 根据转向时铰接系统的几何关系推导了转向油缸的活塞位移与折腰角的对应关系式。

转向前后铰接系统的位置如图 4 所示。以铰接点 o 为原点、沿整车前进方向为 x 轴建立 xoy 坐标系。当前后车体折腰角为 α 时, 坐标系旋转至 $x'oy'$, 转向油缸到达图中虚线位置。 x_1 、 x_2 、 y_1 、 y_2 分

别表示非转向状态下活塞推杆和活塞缸的固定铰点相对于原点沿坐标轴方向的距离。

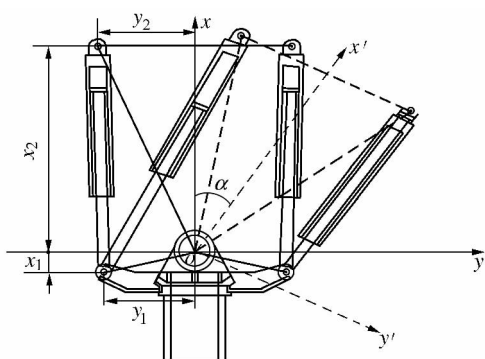


图4 转向前后铰接系统的位置

左右两侧油缸活塞伸缩量 ΔL_l 和 ΔL_r 与折腰角 α 的计算式为

$$\Delta L_l = \frac{\sqrt{(-y_2 \cos \alpha - x_2 \sin \alpha + y_1)^2 + (-y_2 \sin \alpha + x_2 \cos \alpha + x_1)^2} - \sqrt{(y_1 - y_2)^2 + (x_1 + x_2)^2}}{2} \quad (1)$$

$$\Delta L_r = \frac{\sqrt{(y_2 \cos \alpha - x_2 \sin \alpha - y_1)^2 + (y_2 \sin \alpha + x_2 \cos \alpha + x_1)^2} - \sqrt{(y_1 - y_2)^2 + (x_1 + x_2)^2}}{2} \quad (2)$$

根据式(1)、(2)可求出前后车体在任意转角下两个转向油缸与活塞推杆的相对位移。研究整车原地右转 45° 折腰角时的性能,左右两侧油缸活塞推杆的相对位移分别为 0.413 m、0.492 m,假设转向时间为 5 s,则左右两侧转向油缸与推杆相对位移驱动的表达式分别为: $\text{step}(\text{time } 0 \ 0 \ 5, -0.413)$ 、 $\text{step}(\text{time } 0 \ 0 \ 5 \ 0.492)$,运行后得到需要作用于推杆的力。

3 铰接车原地转向仿真及分析

铰接车辆的动态特性,与转向系统以及轮胎、轴距、质心布置等整车结构有关^[7]。以铰接系统和装载质量为对象,研究了铰接车原地转向过程中轮胎和铰接体的受力以及关键点(轮胎中心、铰接点、前后车体质心)的运动轨迹。

3.1 轮胎的受力分析

车辆转向过程中轮胎的受力不仅影响整车转向过程的动态性能,而且对于降低轮胎本身的磨损提高其使用寿命也有极大的意义^[8]。轮胎在各个方向的受力中又以侧向力和垂向力最需要关注。

3.1.1 轮胎的侧向力

侧向力是导致轮胎磨损的主要因素之一,在车辆设计时应尽量降低。

1) 设定转向时间为 5 s,得到采用不同铰接系统方案时各个轮胎受到的侧向力随折腰角变化的曲线,如图5所示。转向过程中,左中轮(外侧轮)受到的侧向力最大,其次是左后轮,之后依次是右中轮、右后轮、右前轮和左前轮。中间两个轮的侧向力方向与其它四轮不一致,会使中间轮的磨损大于其它各轮。

图5中两种方案的曲线基本重合,说明铰接系统正、反布局对轮胎受到的侧向力影响很小。

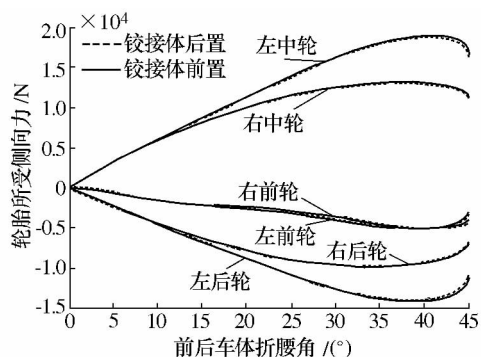


图5 两种方案的轮胎侧向力比较

2) 对于同一种铰接系统布局方案,分别设定整车载重为空载、载重 2×10^4 kg、载重 4×10^4 kg、满载 6×10^4 kg,在不同载重量时各个轮胎的侧向力随车体折腰角的变化曲线如图6所示,各曲线代表的轮胎顺序与图5相同,通过对比发现,整车载重量越大,原地转向过程中轮胎受到的侧向力也越大。

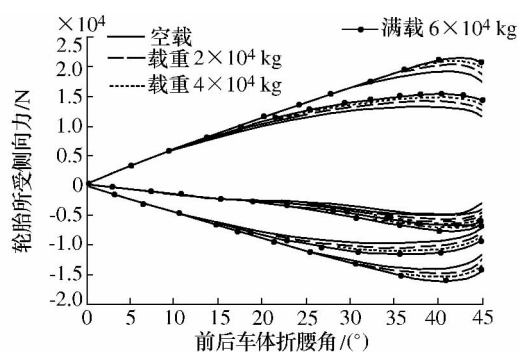


图6 整车载重对轮胎侧向力的影响

3.1.2 轮胎的垂向力

车辆转向引起的载荷转移会影响内外轮的驱动力及整车稳定性,轮胎的垂向力变化是载荷转移的结果。

1) 铰接体后置方案与前置方案在同一载荷(空载)状态下轮胎的垂向力对比如图7所示,其中右中轮和右后轮、左中轮和左后轮的曲线重合。由图可知,采用铰接体前置方案后,转向过程中内外两侧车轮垂向载荷之差减小,两个前轮的垂向力变化尤为明显,垂向力之差降幅超过 50%,说明前置方案有利于整车转向过程中的稳定性。

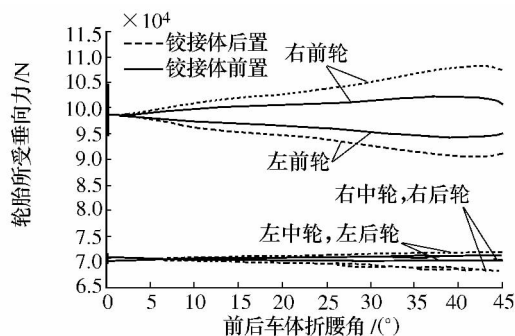


图7 两种方案的轮胎垂向力比较

整车在转向过程中,两种方案对应的前车体内、外两侧车轮的垂向力变化趋势一致,内侧车轮的垂向力大于外侧车轮,且随着转向过程的进行,两侧垂向力的差值逐渐增大;而后车体内、外两侧的垂向力变化并不相同:铰接体后置方案外侧车轮的垂向力大于内侧车轮,铰接体前置方案内侧车轮的垂向力大于外侧。这很可能是由于铰接体后置方案的铰接车在原地转向过程中前车体内倾,后车体外倾,而铰接体前置方案的铰接车在原地转向过程中前后车体都内倾引起的。

图8对比了两种方案的铰接车在原地转向过程中前后车体的侧倾角变化情况,假设车体右倾时侧倾角为正。图中两种方案对应的前车体侧倾角都随着折腰角的增加而变大,且为内倾(原地右转);铰接体后置方案的后车体侧倾角小于0,为外倾,铰接体前置方案的后车体侧倾角为正值,说明后车体内倾,且侧倾角先增大,后减小。

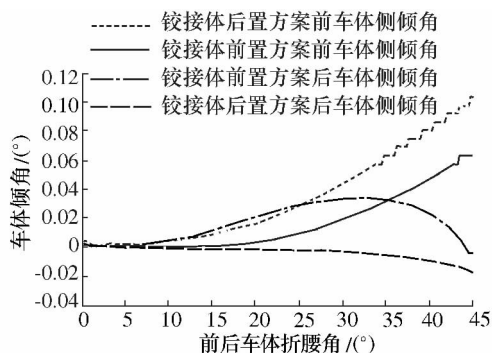


图8 铰接车原地转向过程中车体的侧倾角

结合图7和图8中曲线的变化趋势发现,车体侧倾角越大,内外两侧轮胎的垂向力之差也越大,说明车体的侧倾角与内外两侧轮胎的垂向力差值之间存在一定的关系,对这一关系,从理论推导和仿真角度进行了验证。

假设车身与车架刚性连接,车身的侧倾主要由轮胎变形引起,车身侧倾一定的角度 α 之后,到达图9中的位置,设簧上质量为 M ,簧下质量为 m ,质

心到侧倾中心的距离为 h ,轮距为 B ,左右两侧轮胎受到的垂向力分别为 F_L 和 F_R 。由力矩平衡方程,分别对左右轮胎的中心取矩

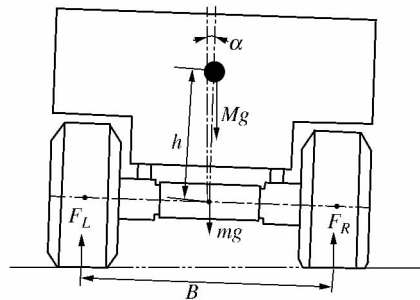


图9 车身侧倾关系

$$\begin{cases} F_R B \cos \alpha - Mg \left(\frac{B}{2} \cos \alpha + h \sin \alpha \right) - mg \frac{B}{2} \cos \alpha = 0 \\ F_L B \cos \alpha - Mg \left(\frac{B}{2} \cos \alpha - h \sin \alpha \right) - mg \frac{B}{2} \cos \alpha = 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$F_R - F_L = K \tan \alpha \quad (4)$$

式中 $K = 2Mgh/B$ 。

由上述推导结果可知,左右两侧车轮的垂向力之差与车体侧倾角的正切值成正比,比例系数与簧载质量、质心高度和轮距有关。图10表示出了车体侧倾角的正切值和两侧轮胎垂向力差值随折腰角变化的曲线,由图可知,左右两侧车轮的垂向力之差与车体侧倾角的正切值存在一定的比例关系,这与理论推导结果是一致的。

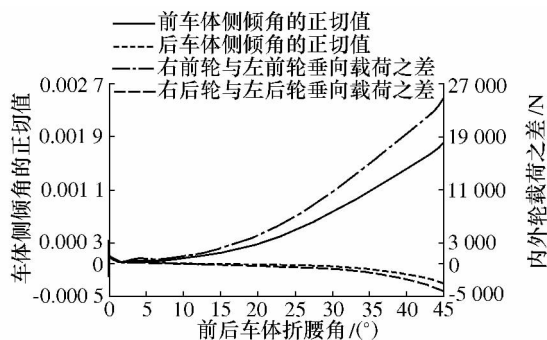


图10 内外轮胎垂向力差、车体侧倾角随折腰角的变化

综合上述分析结果,采用铰接体前置方案后,在原地转向过程中前车体的侧倾角减小,左右两侧车轮的垂向力差值降低;后车体由外倾改变为内倾,而且同样降低了两侧车轮垂向力的差值。

2) 不同整车载重量下轮胎垂向力随折腰角变化的关系如图11,空载方案的曲线自上而下依次表示:右前轮、左前轮、左中轮、左后轮、右中轮、右后轮的垂向力;载重方案则依次表示:左中轮、左后轮、右中轮、右

后轮、右前轮、左前轮的垂向力。由于中间轮与后轮采用平衡梁连接,因此在平整路面上单侧的中间轮与后轮的垂向载荷相同,在图中对应的曲线重合,只显示一条线。左右两侧的中轮与后轮垂向力曲线则非常接近。整车载重越大,中间轮与后轮的垂向力越高;而前轮的垂向力则不完全取决于载荷,满载 6×10^4 kg 时的前轮垂向力反而比载重 4×10^4 kg 时的低,这是由于后车体的质心随着载重的增加而变化的缘故。

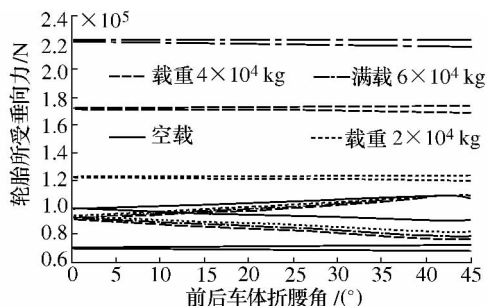


图 11 整车载重对轮胎垂向力的影响

3.2 铰接体受力

铰接体是铰接车架的重要部件,其强度直接关系到整车的安全性,因为铰接车转向是一个瞬变的过程,所以对处于转向关键位置的铰接点,其受力状况需要关注^[9]。

1) 不同铰接系统布局方案时铰接体的受力曲线如图 12 所示,在转向过程中铰接体沿纵向的力变化最大,且在 37° 折腰角时达到最大,之后又逐渐降低;而沿侧向的力一直增加。

采用铰接体前置方案后铰接体沿整车纵向的受力有所减少,沿侧向的受力大幅降低。沿垂向的力变化并不理想,采用铰接体后置方案时,随着折腰角的增大垂向力有所降低,铰接体前置方案反而略有升高,但是由于垂向力的幅值相比其它两个力要小,因此总体来说,铰接体前置方案对于减小铰接体的受力更有利。

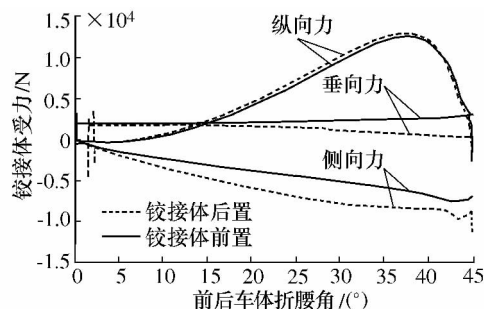


图 12 两种方案下铰接体的受力比较

2) 整车载重对铰接体受力的影响如图 13 所示,沿 10° 折腰角处,自上而下前 4 条曲线表示铰接体受到的垂向力,后 4 条曲线表示铰接体受到的侧

向力,其余 4 条为纵向力。铰接体的纵向力和侧向力随着载重的增加而加大,而垂向力则与图 11 中前轮受到的垂向力变化规律一致。

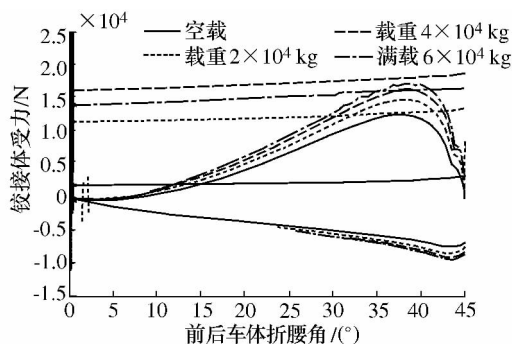


图 13 整车载重对铰接体受力的影响

3.3 轨迹分析

铰接车通过转向油缸的推拉实现前后车体绕铰接点的折腰转向,转向过程中的运动轨迹与普通车辆不同,本节探讨了铰接系统布局方案、转向时间以及载重量对铰接车原地转向运动轨迹的影响。

根据图 14 中整车原地转向时铰接点、前后车体质心、六个车轮的运动轨迹,可以看出两个前轮的运动方向相反,因此前轮的纵向力也相反。在原地转向(右转)过程中,内侧车轮、外侧前轮和铰接点有较大的位移量,前后车体质心、外侧中轮和外侧后轮的位移相对较小。

1) 图 14 为采用铰接体后置方案与铰接体前置方案时轮胎、铰接点和质心的运动轨迹对比,可以看到,两种方案关键点的轨迹几乎完全重合,说明铰接系统在车架上的布局形式不影响关键点的运动轨迹。

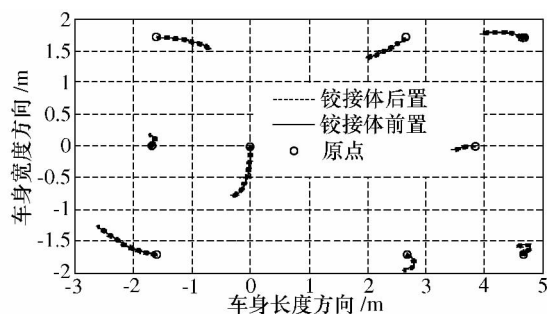


图 14 两种方案下关键点运动轨迹

2) 图 15 验证了转向时间对关键点运动轨迹的影响,由图可知,转向时间越长,相关点的轨迹越长,但内侧前轮的轨迹却与此相反;实现 2 s 转向时各点的轨迹接近直线,转向时间越长,轨迹越弯曲复杂;转向时间增加后,前车体质心的轨迹逐渐改变方向,外侧中间轮和后轮的轨迹随着时间增长而变化的规律是:先沿原来轨迹方向运动,折腰角加大后运

动轨迹逐渐变至与原来相反的方向。

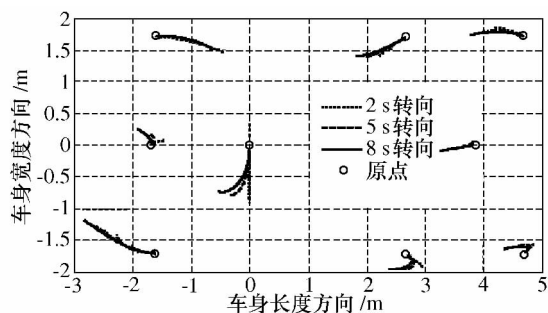


图15 不同转向时间对应关键点的运动轨迹

3) 整车载重对关键点运动轨迹的影响并不太明显,如图16,只有前车体质心的运动轨迹方向有一定的改变,其它点的轨迹基本一致。

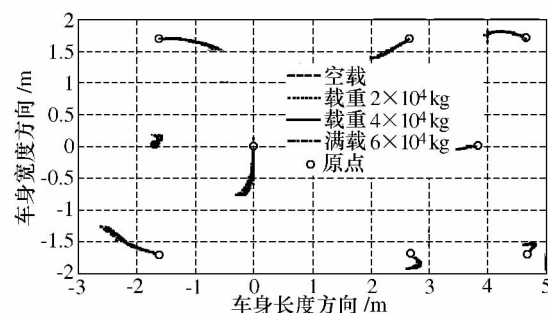


图16 不同载重量对应关键点的运动轨迹

4 结论

1) 采用铰接体前置方案后,内外两侧轮胎垂向力之差减小,说明转向过程中轮荷转移问题得到改善;前车体的侧倾角减小,后车体由外倾改变为内倾,降低了转向过程中车身侧倾的现象。

2) 铰接体沿整车纵向和侧向的受力减小,沿垂向的力变化不大,说明铰接体前置有利于提高铰接体的寿命。

3) 铰接体布局方案和整车载重对铰接车运动轨迹影响不大,转向时间对此会有一定的影响。

[参考文献]

- [1] 王国彪,刘丹. 国外铰接式自卸汽车的发展与技术现状[J]. 国外金属矿山, 2001, 26(2): 54-61
Wang G B, Liu D. The development and the present condition of the technology of foreign articulated dump truck[J]. Foreign Metal Mining Magazine, 2001, 26(2): 54-61 (in Chinese)
- [2] 鲁力群,赵静,石博强. 铰接式自卸车铰接系统结构性

能分析及试验研究[J]. 煤炭学报, 2010, 35(2): 324-328

Lu L Q, Zhao J, Shi B Q. Analysis and test on structural performance of articulation system of articulated dump truck[J]. Journal Of China Coal Society, 2010, 35(2): 324-328 (in Chinese)

- [3] 张婧,石博强,谷捷. 基于不确定性的铰接式自卸车铰接体的多工况拓扑优化[J]. 北京科技大学学报, 2011, 33(3): 346-352

Zhang J, Shi B Q, Gu J. Topology optimization on the articulated body of an articulated dump truck based on uncertainty under multiple loading cases[J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2011, 33(3): 346-352 (in Chinese)

- [4] 汪建春. 铰接式装载机原地转向力学分析[J]. 煤矿机械, 2009, 30(3): 85-87

Wang J C. Mechanical analysis of in situ steering of articulated loader[J]. Coal Mine Machinery, 2009, 30(3): 85-87 (in Chinese)

- [5] 张子达,邹广德,刘刚,等. 装载机铰接系统铰点位置对铰点载荷的影响[J]. 吉林工业大学学报, 1997, (2): 18-22

Zhang Z D, Zou G D, Liu G, et al. Effect of the location of articulated joints of wheel loader on articulated joint load[J]. Journal of Jilin University of Technology, 1997, (2): 18-22 (in Chinese)

- [6] 陈军. MSC. ADAMS 技术与工程分析实例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2008

Chen J. Technology and engineering analysis instance of MSC. ADAMS [M]. Beijing: China WaterPower Press, 2008 (in Chinese)

- [7] 刘晋霞,张文明,张国芬. 铰接式自卸车操纵稳定性[J]. 北京科技大学学报, 2007, 29(11): 1145-1150

Liu J X, Zhang W M, Zhang G F. Handling stability of an articulated dump truck[J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2007, 29(11): 1145-1150 (in Chinese)

- [8] Falk H, Herbert S, Claus B, et al. Heavy vehicle stability notification and assistance [R]. SAE Technical Paper, 2000-01-3481

- [9] 张中元. 铰接式机械转向液压缸铰接点位置的优化设计[J]. 青岛建筑工程学院学报, 2001, (1): 38-41

Zhang Z Y. The optimal design of articulated point location articulated mechanical change direction hydraulic pressure vat [J]. Journal of Qingdao Institute of Architecture and Engineering, 2001, (1): 38-41 (in Chinese)