

# 跨坐式单轨车辆的临界侧滚角

任利惠, 季元进

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

**摘要:** 跨坐式单轨车辆的抗倾覆能力显著地受到稳定轮和导向轮与轨道接触状态的影响。当转向架一侧的稳定轮离开轨道梁侧面时, 跨坐式单轨车辆的抗倾覆能力将大大降低。建立了跨坐式单轨车辆的侧倾方程, 推导了跨坐式单轨车辆柔性系数的计算公式, 分析了稳定轮和导向轮与轨道接触状态对浮心高度和柔性系数的影响。提出使用车体临界侧滚角来衡量跨坐式单轨车辆抗倾覆能力的变化。推导了跨坐式单轨车辆的临界侧滚角的计算公式, 并使用 UM 软件动力学仿真验证了上述公式的准确性。依据临界侧滚角讨论了稳定轮预压力合理的设置数值。当稳定轮预压力已设定时, 在保证车辆具有良好的抗倾覆能力前提下, 应对曲线通过设定最高限速和最低限速。

**关键词:** 车辆; 跨坐式单轨; 抗倾覆能力; 柔性系数; 临界侧滚角

**中图分类号:** U211.5

**文献标志码:** A

## Critical Roll Angel of Straddling Monorail Vehicle

REN Lihui, JI Yuanjin

(Institute of Rail Transit, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** The anti-overturning capacity of straddling monorail vehicle is significantly affected by the contact states of stabilizing wheels and guiding wheels with track beam. When one side stabilizing wheel on bogie leave the side surface of track beam, the anti-overturning ability straddling monorail vehicle of will decrease significantly. The overturning equations of straddling monorail vehicle are established and the formula of flexibility coefficient is deduced, and the influence of the contact state between the stabilizing wheels and guiding wheels and the track on the height of buoyancy centre and flexibility coefficient is analyzed. The critical roll angle is proposed to evaluated the change of anti-overturning capacity of straddling monorail vehicle, and the formula of critical roll angel is derived and

verified by UM software simulation. The reasonable value of pre-pressure on stabilizing wheel is discussed according to critical roll angle. When the preload pressure of the stabilizing wheels is determined, the maximum and minimum negotiation speeds at curves should be set to ensure dependable anti-overturning capacity of the vehicles.

**Key words:** vehicle; straddling monorail; anti-overturning capacity; flexibility coefficient; critical roll angel

所谓抗倾覆能力,是指当车辆在横向力作用下,车体产生横移和侧滚运动,当外力消失后在悬挂装置的复原力和力矩的作用下,车体恢复到平稳位置的特性。如果车体离开平衡位置后不能自动恢复到平衡位置而继续保持倾斜状态,甚至逐渐增加倾斜而使车体倾覆,车体将在弹簧上丧失抗倾覆稳定性,出现这种情况是车辆安全性所不允许的。由于跨坐式单轨车辆走行轮的横向跨距很小,走行轮胎提供的抗侧滚刚度太小,这造成车辆抗倾覆能力很差,因此跨坐式转向架必须设置稳定轮,由导向轮和稳定轮共同作用形成抗侧滚力矩来保证车辆的倾覆稳定性<sup>[1]</sup>。

关于跨坐式单轨车辆的抗倾覆能力,国内学者通常是借鉴铁道车辆的评价指标,采用浮心高度、倾覆系数、走行轮轮重减载率以及抗倾覆力矩等评价指标来评价<sup>[2-3]</sup>。上述方法中,多采用走行轮胎的载荷变化作为评价车辆抗倾覆能力的基础,而实际上跨坐式车辆设置了稳定轮和导向轮后,抗倾覆能力主要是由稳定轮和导向轮提供的。

为了保证跨坐式单轨车辆具有良好的抗倾覆稳定性,跨坐式单轨车辆的稳定轮和导向轮需要设置一定的初始压力,以保证稳定轮和导向轮与轨道可靠的接触。稳定轮和导向轮选取多大的预压力,是跨坐式单轨车辆设计的一个关键问题。如果稳定轮和

导向轮的预压力设置得过小,通过曲线路径时会造成部分稳定轮和导向轮离开轨面,造成车辆的抗倾覆能力明显下降,直接影响车辆的动态限界以及乘坐舒适度;稳定轮和导向轮的预压力设置得过大,会增加车辆的运行阻力,并对构架的疲劳强度产生负面影响.文献[4-5]应用动力学仿真方法对稳定轮预压力取值问题进行了讨论,但并未给出一个简单明确的解析方法用来指导工程设计.

本文首先从浮心高度和柔性系数讨论稳定轮和导向轮与轨道梁的接触状态对跨坐式单轨车辆倾覆能力的影响,然后根据车辆侧倾方程推导跨坐式单轨车辆的临界侧滚角与稳定轮预压力之间的函数关系,在此基础上讨论稳定轮预压力的合理取值,以及跨坐式单轨车辆的曲线限速问题.

## 1 浮心高度

浮心高度是前苏联仿照船舶浮心理论建立的一种车体在弹簧上抗倾覆稳定性的评定方法.根据船舶浮心理论,对一系悬挂的车辆,车体在弹簧上的浮心高度  $h_m$  为

$$h_m = \frac{b^2}{f_{st}} = \frac{4K_{pz}b^2}{m_c g} \quad (1)$$

式中:  $b$  为悬挂的横向跨距之半;  $f_{st}$  为弹簧的静挠度;  $K_{pz}$  为悬挂垂向刚度(转向架每侧);  $m_c$  为车体质量;  $g$  为重力加速度.

若车辆为两系悬挂,车辆的浮心高度为

$$h_m = \frac{8K_{pz}K_{sz}b_1^2b_2^2}{m_c g(2b_1^2K_{pz} + 2b_2^2K_{sz})} \quad (2)$$

式中:  $K_{sz}$  为二系悬挂垂向刚度(转向架每侧);  $b_1$  为一系悬挂横向跨距之半;  $b_2$  为二系悬挂横向跨距之半.

令  $h_c$  为车体重心高度,当  $h_m > h_c$  时车体具有抗倾覆稳定性;  $h_m < h_c$  时车体丧失了抗倾覆稳定性;  $h_m = h_c$  时为稳定和失稳的临界状态.为了确保车体在弹簧上有足够的抗倾覆稳定性,前苏联铁路规定  $h_m$  应大于  $h_c$  在 2 m 以上<sup>[6]</sup>.

根据式(2)可求得某跨坐式单轨车辆在走行部不同状态下的浮心高度,参数见表 1. 当走行部不设置稳定轮时,单轨车辆的浮心高度只有 0.51 m. 由于单轨车辆走行轮的横向跨距很小,走行轮胎(一系悬挂)提供的抗侧滚刚度太小,这造成车体的浮心高度很小,因此跨坐式转向架必须设置稳定轮,由导向轮和稳定轮共同作用形成抗侧滚力矩来保证车辆的倾覆稳定性.当导向轮和稳定轮都与轨道梁接触时,

单轨车辆的浮心高度为 4.5 m. 当跨坐式单轨车辆遭受到强烈的横风或车辆以较大的未平衡或欠平衡速度通过曲线时,可能出现只有一侧稳定轮和对侧导向轮与轨道梁离开接触的状态,这时一系悬挂的抗侧滚刚度降低,单轨车辆的浮心高度为 3.2 m. 可见当一侧导向轮和对侧稳定轮离开轨面,跨坐式单轨车辆的浮心高度明显下降,车辆的抗倾覆能力明显下降,只有原来的一半左右.

表 1 车辆参数

Tab.1 Vehicle parameters

参数	定义	数量
$G_1$	车体重量	210 kN
$G_2$	转向架重量	$2 \times 24$ kN
$K_{pz}$	车辆轮胎垂直刚度	$1.4 \text{ MN} \cdot \text{m}^{-1}$
$K_{sz}$	车辆二系悬挂垂直刚度	$0.43 \text{ MN} \cdot \text{m}^{-1}$
$K_{sy}$	车辆二系悬挂横向刚度	$0.086 \text{ MN} \cdot \text{m}^{-1}$
$K_g$	转向架一侧导向轮径向刚度	$2 \times 0.625 \text{ MN} \cdot \text{m}^{-1}$
$K_{st}$	转向架一侧稳定轮径向刚度	$0.625 \text{ MN} \cdot \text{m}^{-1}$
$h_1$	车体重心距二系弹簧的高度	0.59 m
$h_2$	二系弹簧上支撑面距轨面的高度	0.15 m
$h_3$	转向架重心距轨面的高度	0
$h_4$	导向轮中心距转向架重心的高度	0.14 m
$h_5$	稳定轮中心距转向架重心的高度	0.92 m
$b_1$	走行轮横向距离之半	0.15 m
$b_2$	二系弹簧中心线横向距离之半	1.00 m

## 2 柔性系数

UIC 505-5 规程对柔性系数  $S$  定义如下:当车辆静止停在有超高  $\delta$  的线路上时,假定车辆横断面中心线与线路横断面上垂直于轨顶平面的中心线之间的夹角为  $\phi$ ,其与线路超高率  $\delta$  的比值即为柔性系数  $S$ <sup>[7]</sup>. 从柔性系数的定义可知,柔性系数值越大,车体在曲线上越容易发生侧滚倾覆.

依据前述定义,推导跨坐式单轨车辆柔性系数的公式.图 1 是单轨车辆侧倾受力分析模型,取轨道梁中心线及轨梁上表面水平线组成的坐标系  $YOZ$  为参考坐标系.模型包括以下自由度:转向架的横移  $y_b$  和侧滚角  $\phi_b$ ,车体的横移  $y_c$  和侧滚角  $\phi_c$ ,这里的横移、侧滚角均是相对于轨道梁上表面中心线和水平轮中心线的交点.考虑到车体发生倾斜后,重力从竖直方向投影到  $Z$  方向之后,其变化量  $\Delta G = G \cdot (1 - \cos \delta)$  (其中  $G$  为车体或转向架质量),仅为二阶量,因此可以忽略车体和转向架在垂向的浮沉位移变化,二系悬挂简化考虑成横向和垂向的刚度,并可将分布在两侧的二系横向刚度合并成一个横向中央刚度<sup>[8]</sup>.由于是静态分析,轮胎简化成径向刚度,忽略轮胎与轨道梁之间的摩擦力.

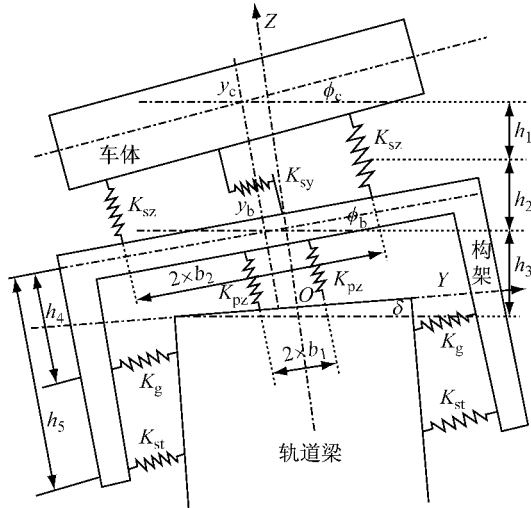


图 1 跨坐式单轨车辆侧倾受力分析模型

Fig.1 Roll model of straddling monorail vehicle

根据图 1 所示受力分析模型,可列出车辆系统的静力学平衡方程。

车体横移方程为

$$-4K_{sy}(y_c - y_b - h_1\phi_c - h_2\phi_b) + G_1\delta = 0 \quad (3)$$

车体侧滚方程为

$$4K_{sy}(y_c - y_b - h_1\phi_c - h_2\phi_b)h_1 + 4K_{sz}(\phi_c - \phi_b)b_2^2 - G_1((h_1 + h_2 + h_3)\delta + y_c) = 0 \quad (4)$$

转向架横移方程为

$$2K_{sy}(y_c - y_b - h_1\phi_c - h_2\phi_b) - 2(y_b - h_4\phi_b)K_g - 2(y_b - h_5\phi_b)K_{st} + G_2\delta = 0 \quad (5)$$

转向架侧滚方程为

$$-2K_{sy}(y_c - y_b - h_1\phi_c - h_2\phi_b)h_2 - 2(y_b - h_4\phi_b)K_g h_4 - 2(y_b - h_5\phi_b)K_{st} h_5 - 2(\phi_c - \phi_b)K_{sz}b_2^2 + 2K_{pz}\phi_b b_1^2 - G_2(h_3\delta + y_b) = 0 \quad (6)$$

将上述方程转化为矩阵形式

$$\frac{1}{\delta} \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_b \\ y_c \\ \phi_b \\ \phi_c \end{bmatrix} = \frac{A}{\delta} \begin{bmatrix} y_b \\ y_c \\ \phi_b \\ \phi_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix}$$

式中:  $a_{11} = 4K_{sy}$ ,  $a_{12} = -4K_{sy}$ ,  $a_{13} = 4K_{sy}h_2$ ,  $a_{14} = 4K_{sy}h_1$ ,  $a_{21} = -4K_{sy}h_1$ ,  $a_{22} = 4K_{sy}h_1 - G_1$ ,  $a_{23} = -4K_{sy}h_1h_2 - 4K_{sz}b_2^2$ ,  $a_{24} = -4K_{sy}h_1^2 + 4K_{sz}b_2^2$ ,  $a_{31} = -2K_{sy} - 2K_{st} - 2K_g$ ,  $a_{32} = 2K_{sy}$ ,  $a_{33} = -2K_{sy}h_2 + 2K_{st}h_5 + 2K_g h_4$ ,  $a_{34} = 2K_{sy}h_1$ ,  $a_{41} = 2K_{sy}h_2 - 2K_{st}h_5 - 2K_g h_4 - G_2$ ,  $a_{42} = 2K_{sy}h_2$ ,  $a_{43} = 2K_{sy}h_2^2 + 2K_g h_4^2 + 2K_{st}h_5^2 + 2K_{sz}b_2^2 + 2K_{pz}b_1^2$ ,  $a_{44} = 2K_{sy}h_2h_1 - 2K_{sz}b_2^2$ ,  $b_1 = -G_1$ ,  $b_2 = (h_1 + h_2 + h_3)G_1$ ,  $b_3 = -G_2$ ,  $b_4 = -h_3 \cdot G_2$

求解矩阵,可得到跨坐式单轨车辆停在超高率

为  $\delta$  轨道梁的横移和侧滚角。

$$\begin{bmatrix} y_b \\ y_c \\ \phi_b \\ \phi_c \end{bmatrix} = A^{-1} \cdot \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix} \cdot \delta \quad (7)$$

则跨坐式单轨车辆的柔性系数为

$$S = \frac{\phi_c}{\delta} = [a'_{41} \quad a'_{42} \quad a'_{43} \quad a'_{44}] \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中:  $a'_{41}, a'_{42}, a'_{43}, a'_{44}$  是矩阵中  $A^{-1}$  的第 4 行。

由式(8)可以得到跨坐式单轨车辆的柔性系数。当所有的导向轮与稳定轮同时接触,车辆的柔性系数为 0.513;当走行部一侧所有的导向轮与稳定轮脱离与轨道梁接触时,车辆的柔性系数为 1.153,是前者的 2 倍左右。普通铁路车辆的柔性系数通常不大于 0.4,可见单轨车辆的柔性系数大于普通的铁路车辆。

综合浮心高度和柔性系数看出,跨坐式单轨车辆的抗倾覆能力与稳定轮和轨道轮与轨道梁的接触状态明显相关。当导向轮和稳定轮全部与轨道梁接触时,跨坐式单轨车辆的抗倾覆能力处于最大状态;但是当一侧导向轮和对侧稳定轮离开轨道梁后,跨坐式单轨车辆的抗倾覆能力明显下降。因此为了保证跨坐式单轨车辆具有良好的抗倾覆能力,跨坐式单轨车辆的稳定轮和导向轮需要设置一定的初始压力,以保证稳定轮和导向轮与轨道可靠的接触。

### 3 临界侧滚角和临界超高率

所谓临界侧滚角是指当跨坐式车辆停在有超高的轨道梁时,由于重力作用使得车辆向内倾斜,随着轨道梁超高率的增大车体侧滚角也逐渐增大,当走行部外侧稳定轮刚刚离开轨道梁时车体的侧滚角定义为临界侧滚角,这时对应轨道梁的超高率定义为轨道梁临界超高率,如图 2 所示。

临界侧滚角反映了跨坐式单轨车辆抗侧倾能力的一个临界状态,当车辆的侧滚角小于临界侧滚角时,所有的稳定轮和导向轮均起作用,车辆的抗侧倾能力最强;当车辆的侧滚角大于临界侧滚角时,只有一个稳定轮和对侧导向轮起作用,车辆抗侧倾能力下降一半左右。轨道梁临界超高率是与车辆临界超高角所对应的轨道参数。当车辆在小于临界超高率的轨道上停车时,走行部的所有导向轮和稳定轮处

于与轨道梁稳定接触的状态,这时车体的侧滚角小于临界侧滚角;当车辆在大于临界超高率的轨道上停车时,走行部外侧稳定轮处于与轨道梁脱离状态,这时车体的侧滚角大于临界侧滚角。

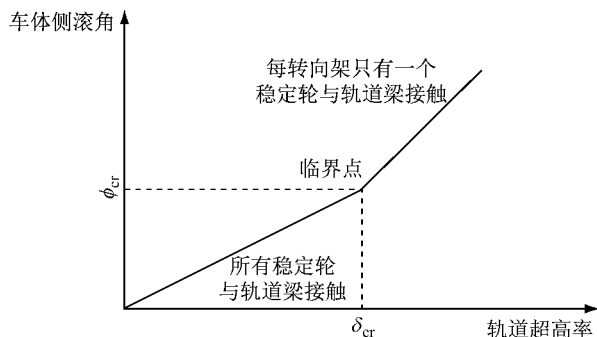


图2 车辆的临界侧滚角和轨道梁临界超高率

Fig.2 Critical roll angel of monorail and critical super-elevation ratio of track beam

### 3.1 轨道梁临界超高率

根据图1,当车辆停在超高率为 $\delta$ 的轨道梁时,构架产生转向架的横移 $y_b$ 和侧滚角 $\phi_b$ ,左、右导向轮和稳定轮相对轨道梁侧面的位移分别为

$$\begin{cases} \Delta y_g = y_b - h_4 \phi_b \\ \Delta y_s = y_b - h_5 \phi_b \end{cases} \quad (9)$$

由于 $h_5 > h_4$ ,稳定轮的横向位移大于导向轮的横向位移,这意味着稳定轮比导向轮先脱离轨道梁。

根据式(3)~(6),可求得车辆停在超高率为 $\delta$ 的轨道梁时,构架产生的横移和侧滚角为

$$y_b = \delta \begin{bmatrix} a'_{11} & a'_{12} & a'_{13} & a'_{14} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix} = m\delta \quad (10)$$

$$\phi_b = \delta \begin{bmatrix} a'_{31} & a'_{32} & a'_{33} & a'_{34} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix} = n\delta \quad (11)$$

式中: $a'_{11}$ 等是 $A^{-1}$ 矩阵中的元素; $m = [a'_{11} \ a'_{12}$

$$a'_{13} \ a'_{14}] \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix}; n = [a'_{31} \ a'_{32} \ a'_{33} \ a'_{34}] \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix}.$$

式(10)、式(11)代入式(9)得到车辆侧倾时稳定轮的横向位移为

$$\Delta y_s = |m - nh_5| \delta \quad (12)$$

设稳定轮预压力为 $F_{pre}$ ,单个稳定轮的径向刚度为 $K_{st}$ ,则稳定轮横移量的临界值为 $y_{cr} = F_{pre}/K_{st}$ 。

超过该临界值时,稳定轮将离开轨面。

根据式(12)可以得到稳定轮刚刚脱离轨道梁侧面时轨道梁超高率的临界值为

$$\delta_{cr} = \frac{F_{pre}}{|m - nh_5| K_{st}} \quad (13)$$

由式(13)可以看出临界超高率值与稳定轮预压力呈线性关系,稳定轮预压力越大,则临界超高率值越大,这意味着随着稳定轮预压力的增加,跨式单轨车辆在超高率更大的曲线上停车时稳定轮和导向轮能够不脱离轨道梁,车辆的抗倾覆能力保持在最大状态。

代入表1中参数,对于文中所给跨式单轨车辆,其轨道梁超高率的临界值 $\delta_{cr} = 0.010 \ 4 F_{pre}$ ,其中 $F_{pre}$ 单位为kN。

### 3.2 临界侧滚角

将轨道梁的临界侧滚角式(13)代入式(8),得到车辆的临界侧滚角为

$$\phi_{cr} = S \cdot \delta_{cr} = S \cdot \frac{F_{pre}}{|m - nh_5| K_{st}} \quad (14)$$

从式(14)看出:车辆临界侧滚角只与车辆参数和预压力有关,预压力越大,则车辆的临界侧滚角越大,意味跨式单轨车辆在超高率更大的曲线上停车时,稳定轮和导向轮能够不脱离轨道梁,车辆的抗倾覆能力越强。

### 3.3 动力学仿真验证

为了验证式(13),采用UM软件建立了上述跨式单轨车辆的动力学模型,包括1个车体、2个构架、4个走行轮、8个导向轮和4个稳定轮刚体,如图3所示。

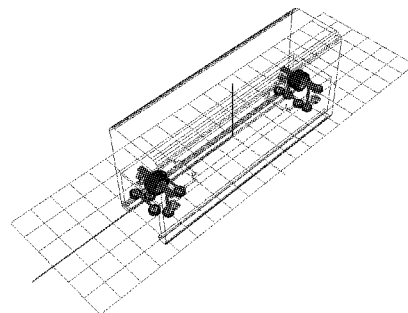


图3 跨式单轨车辆的动力学模型

Fig.3 Dynamics model of a straddling monorail vehicle

图4给出了稳定轮和导向轮的预压力为5 kN时,车辆以 $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的速率通过半径为2 000 m不同超高率的曲线时稳定轮和导向轮的径向力仿真结果(这时可忽略离心力的影响)。从图中看出:当轨道超高率为4%时,圆曲线上轨道外侧稳定轮和导向轮

的径向力均大于零,说明稳定轮和导向轮均与轨道梁接触;当轨道超高率为 5% 时,圆曲线上轨道外侧稳定轮的径向力减小为零,但导向轮的径向力大于零,说明稳定轮已脱离了轨道梁,但导向轮仍与轨道梁接触.由此确定,当稳定轮和导向轮的预压力取

5 kN 时,轨道梁的临界超高率介于 4%~5%,该值与式(13)给出的解析值很接近.

表 2 给出了稳定轮和导向轮的预压力取不同值时根据动力学仿真结果得到的临界超高率值,表中同时给出了式(13)的计算结果.对比看出:式(13)的计算结果和动力学仿真结果非常接近,两者的误差在很小的范围内.动力学仿真结果说明,根据式(13)能够准确地计算轨道梁的临界超高率值.

表 2 轨道梁的临界超高率

Tab.2 Critical super-elevation ratio values of track beam

稳定轮预压力/kN	仿真结果	式(13)结果
3	2.9%	3.1%
5	4.8%	5.2%
7	6.9%	7.2%
10	10.1%	10.4%
13	13.6%	13.5%

### 3.4 稳定轮的预压力

根据上面的讨论,车辆临界侧滚角与车辆参数和预压力有关,预压力越大,则车辆的临界侧滚角越大,意味着车辆的抗倾覆能力越强.

将式(13)改写,得到稳定轮预压力值与轨道梁临界超高率、车辆临界侧滚角之间关系

$$F_{\text{pre}} = |m - nh_5| K_{\text{st}} \cdot \delta_{\text{cr}} \quad (15)$$

或表述为

$$F_{\text{pre}} = |m - nh_5| K_{\text{st}} \cdot \phi_{\text{cr}} / S \quad (16)$$

根据式(15),对于文中所述跨坐式单轨车辆,当轨道梁的临界超高率取 6% 时,稳定轮所需要设置预压力值为 6.5 kN;当轨道梁的临界超高率取 12% 时,稳定轮所需要设置预压力值为 13.0 kN.综合考虑车辆抗倾覆能力、构架强度等因素的影响,跨坐式单轨车辆的临界侧滚角不宜设置过大,本文所述的跨坐式单轨车辆的导向轮预压力取 7 kN 比较合适.

### 3.5 乘客舒适度与临界侧滚角

车辆临界侧滚角的选择取决于乘客在曲线上的舒适度.

根据铁路大量试验和实践证明,未平衡的离心加速度  $a_c$  有如下经验数据:当  $a_c < 0.040g$  时,乘客对未被平衡的离心加速度无明显感觉;当  $a_c = 0.050g$  时,乘客能觉察未被平衡的离心加速度,但无不舒服的感觉;当  $a_c = 0.077g$  时,一般乘客能长时间承受这种未被平衡的离心加速度;当  $a_c = 0.100g$  时,一般乘客能承受不频繁的这种未被平衡的离心加速度<sup>[6]</sup>.

对于大多数铁路车辆,为了保证通过曲线时的

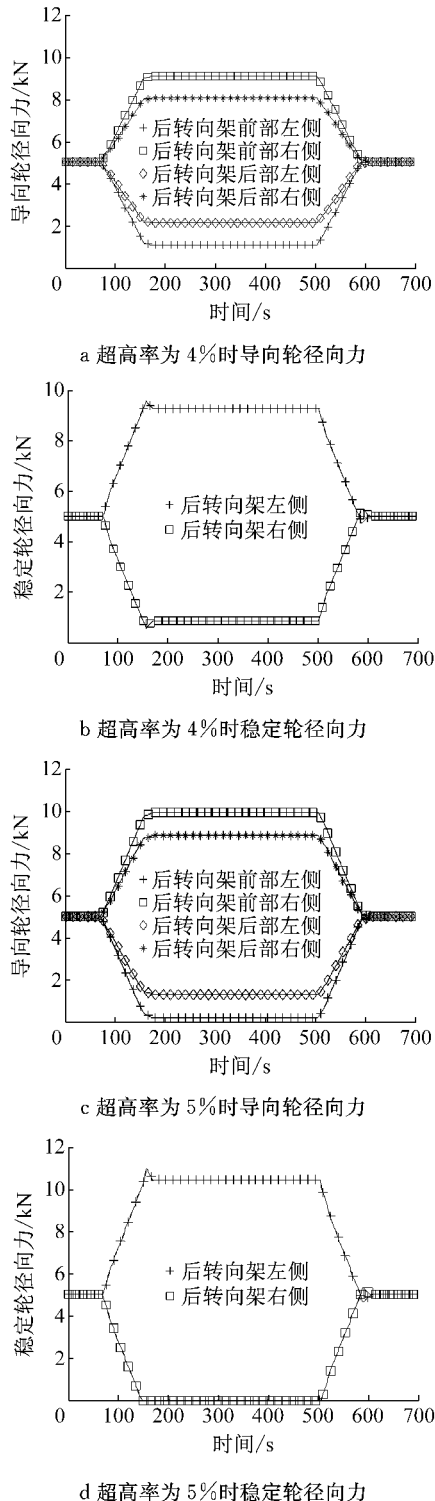


图 4 稳定轮和导向轮的径向力仿真结果

Fig.4 Simulation results of radial force of stable wheels and guiding wheels

旅客舒适度,通常要求  $a_c \leq 0.05g$ . 考虑到单轨车辆在曲线上存在停车的可能,当要求未平衡的离心加速度  $a_c \leq 0.05g$  时,则单轨车辆的临界侧滚角要求小于  $0.05 \text{ rad}$ .

当车辆的临界侧滚角确定后,根据柔性系数可以换算得到轨道梁的临界超高率,进而可以确定稳定轮所需要的预压力. 对于本文所述的跨坐式单轨车辆,当车辆的临界侧滚角  $\phi_{cr} = 0.05 \text{ rad}$  时,则轨道梁的临界超高率  $\delta_{cr} = 5.75\%$ ,稳定轮的预压力  $F_{pre} = 5.56 \text{ kN}$ .

### 3.6 曲线限速

车辆通过曲线时,车辆的横向未平衡加速度与曲线半径  $R$ 、速率  $V$  和轨道超高率  $\delta$  具有以下关系:

$$a = \frac{V^2}{R} - g \cdot \delta \quad (17)$$

当车辆承受的横向未平衡加速度  $a < \delta_{cr}/g$  时,走行部的所有导向轮和稳定轮均不离开轨面,跨坐式单轨车辆的抗倾覆能力保持在最大状态;当车辆承受的横向未平衡加速度  $a > \delta_{cr}/g$  时,走行部的一侧导向轮和对侧稳定轮处于与轨道梁脱离状态,跨坐式单轨车辆的抗倾覆能力下降一半.

为了保证跨坐式单轨车辆的抗倾覆能力,应根据轨道梁临界超高率对车辆通过曲线的速率进行限制,使得未平衡加速度  $a < \delta_{cr}/g$ . 由于车辆可能存在欠超高与过超高通过曲线 2 种状态,应对车辆通过曲线的最高速率和最低速率进行限制.

若要车辆保持在最大抗侧滚能力,则车辆通过曲线的限速为

$$V = \sqrt{R \cdot g(\delta \pm \delta_{cr})} \quad (18)$$

表 3、表 4 分别给出了当稳定轮和导向轮预压力取  $7 \text{ kN}$ 、超高率取不同值时,文中所述的跨坐式单轨车辆在各种半径曲线的最高通过速率和最低通过速率. 从表中看出:超高率越大,相同半径曲线的最高通过速率越大;但是超高率越大,相同半径曲线的最低通过速率也越大;当超高率达到  $9\%$  时,车辆在所有曲线上的最低通过速率都大于零,这意味着当

表 3 曲线最高通过速率

Tab.3 Maximal curve limit speed  $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$

曲线半径/m	曲线超高率			
	3%	6%	9%	12%
50	24.5	28.2	31.3	34.3
100	34.7	39.8	44.3	48.5
150	42.5	48.7	54.3	59.3
200	49.1	56.3	62.7	68.5
250	54.9	62.9	70.1	76.6
300	60.1	68.9	76.8	83.9

表 4 曲线最小通过速率

Tab.4 Minimal curve limit speed  $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$

曲线半径/m	曲线超高率			
	3%	6%	9%	12%
50	0	0	12.7	18.8
100	0	0	17.9	26.5
150	0	0	22.0	32.5
200	0	0	25.3	37.5
250	0	0	28.4	41.9
300	0	0	31.1	45.9

车辆以小于最低通过速率运行或在曲线上停车时,稳定轮和导向轮将离开轨道梁. 因此,当稳定轮和导向轮预压力取  $7 \text{ kN}$  时,从保证抗倾覆能力的角度考虑,跨坐式单轨曲线的超高率不宜设置过大,最大超高率选择  $6\%$  比较合适.

## 4 结论

跨坐式单轨车辆的抗倾覆能力受到稳定轮和导向轮与轨道梁接触状态的显著影响. 当导向轮和稳定轮全部与轨道梁接触时,跨坐式单轨车辆的抗倾覆能力处于最大状态;但是当一侧稳定轮离开轨道梁后,跨坐式单轨车辆的抗倾覆能力降低到原来的一半左右.

跨坐式单轨车辆的临界侧滚角是指当一个稳定轮刚刚离开轨道梁时车体的侧滚角. 跨坐式单轨车辆的临界侧滚角仅取决于车辆自身参数以及稳定轮和导向轮的预压力,它直观地反映了车辆抗倾覆能力变化的临界状态. 本文根据车辆侧倾方程推导了跨坐式单轨车辆临界侧滚角公式,并通过 UM 软件的动力学仿真验证了上述公式具有足够的准确性.

提出了根据跨坐式单轨车辆的临界侧滚角选取稳定轮预压力的依据. 当稳定轮预压力已设定时,在保证车辆具有良好的抗倾覆能力前提下,应对曲线通过设定最高限速和最低限速.

### 参考文献:

- [1] 任利惠, 周劲松, 沈钢, 等. 基于特征根的跨坐式独轨车辆的稳定性分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2003, 31(4): 469.  
REN Lihui, ZHOU Jinsong, SHEN Gang, et al. Hunting stability of staddle-type monorail car based on equation eigenvalue[J]. Journal of Tongji University(Nature Science), 2003, 31(4): 469.
- [2] 黄运华, 丁军君. 跨座式单轨车曲线通过性能评价指标研究[J]. 电力机车和城轨车辆, 2013, 36(2): 1.  
HUANG Yunhua, DING Junjun. Research on evaluation indexes

- of the curve negotiation performance of a straddle type monorail car[J]. *Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles*, 2013, 36(2): 1.
- [3] 杜子学, 梁志华. 跨坐式单轨车辆曲线通过性能评价指标体系研究[J]. *铁道机车车辆*, 2014, 34(3): 75.  
DU Zixue, LIANG Zhihua. Study on the curve performance evaluation indexes system of the straddle type monorail vehicle [J]. *Railway Locomotive & Car*, 2014, 34(3): 75.
- [4] 任利惠, 周劲松, 沈钢. 跨坐式独轨车辆动力学模型和仿真[J]. *中国铁道科学*, 2004, 25(4): 26.  
REN Lihui, ZHOU Jinsong, SHEN Gang. Dynamics model and simulation study of a straddling monorail car[J]. *China Railway Science*, 2004, 25(4): 26.
- [5] 张建全, 黄运华, 李芾, 等. 跨坐式单轨车导向轮稳定轮预压力研究[J]. *铁道机车车辆*, 2011, 31(3): 48.  
ZHANG Jianquan, HUANG Yunhua, LI Fu, *et al.* Research on the pre-pressure of the steering tire and stabilizing tire of a straddling monorail car[J]. *Railway Locomotive & Car*, 2011, 31(3): 48.
- [6] 严隽毫, 傅茂海. 车辆工程[M]. 3 版. 北京: 中国铁道出版社, 2010.  
YAN Junmao, FU Maohai. *Railway vehicle engineering* [M], 3rd ed. Beijing: Chinese Railway Publishing House, 2010.
- [7] 赵洪伦. 轨道车辆结构与设计[M]. 北京: 北京铁道出版社, 2009.  
ZHAO Honglun. *Structure & design of railway vehicle* [M]. Beijing: Chinese Railway Publishing House, 2009.
- [8] 李学良, 沈钢. 轨道车辆的柔性系数的研究[J]. *铁道车辆*, 2011, 49(8): 4.  
LI Xueliang, SHEN Gang. Research on the flexibility coefficient of rail vehicles[J]. *Rolling Stock*, 2011, 49(8): 4.

(上接第 1654 页)

## 参考文献:

- [1] HAFEEZ I, KAMAI M A, MIRZA M W, *et al.* Laboratory fatigue performance evaluation of different field laid asphalt mixtures[J]. *Construction & Building Materials*, 2013, 44(7): 792.
- [2] 严金海, 倪富健, 杨美坤. 乳化沥青冷再生混合料的间接拉伸疲劳性能[J]. *建筑材料学报*, 2011, 14(1): 58.  
YAN Jinhai, NI Fujian, YANG Meikun. Indirect tensile fatigue properties of asphalt emulsion cold recycled mixes[J]. *Journal of Building Materials*, 2011, 14(1): 58.
- [3] 杜少文. 外加材料对乳化沥青冷再生混合料路用性能的影响[J]. *建筑材料学报*, 2013, 16(3): 534.  
DU Shaowen. Effect of additives on pavement performance of cold recycled asphalt emulsion mixture[J]. *Journal of Building Materials*, 2013, 16(3): 534.
- [4] 王之怡, 郝培文, 柳浩, 等. 乳化沥青冷再生混合料疲劳性能研究[J]. *公路交通科技*, 2015, 32(2): 28.  
WANG Zhiyi, HAO Peiwen, LIU Hao, *et al.* Study on fatigue performance of emulsified asphalt cold recycled mixture[J]. *Journal of Highway and Transportation Research and Development*, 2015, 32(2): 28.
- [5] 江涛. 冷再生沥青混合料用于重交路面改建时若干关键问题研究[D]. 上海: 同济大学, 2008.  
JIANG Tao. Research for some key problems of cold recycling asphalt mixtures used in reconstruction of heavy duty pavement [D]. Shanghai: Tongji University, 2008.
- [6] 许严. 沥青混合料复冷再生技术及结构设计方法研究[D]. 上海: 同济大学, 2014.  
XU Yan. Research on design method of cold recycled mixture with asphalt emulsion [D]. Shanghai: Tongji University, 2014.
- [7] 中华人民共和国交通运输部公路科学研究院. 公路工程沥青及沥青混合料试验规程: JTG E20—2011[M]. 北京: 人民交通出版社, 2011.  
Research Institute of Highway Ministry of Transport of the People's Republic of China. Standard test methods of bitumen and bituminous mixtures for highway engineering: JTG E20—2011[M]. Beijing: China Communications Press, 2011.
- [8] 许志鸿, 李淑明, 高英, 等. 沥青混合料疲劳性能研究[J]. *交通运输工程学报*, 2001, 1(1): 20.  
XU Zhihong, LI Shuming, GAO Ying, *et al.* Research on fatigue characteristic of asphalt mixture[J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2001, 1(1): 20.
- [9] 高爽. 基于常应力试验条件下的沥青混合料疲劳损伤分析[J]. *石油沥青*, 2009, 23(1): 28.  
GAO Shuang. Analysis on fatigue damage of asphalt mixture based on normal stress test[J]. *Petroleum Asphalt*, 2009, 23(1): 28.
- [10] LEMAITRE J. Damage modelling for prediction of plastic or creep fatigue-failure in structures [EB/OL]. [2016-12-20]. <https://repository.lib.ncsu.edu/bitstream/handle/1840.20/26896/L5-1b.pdf>; jsessionid = 75BA7F2B8A2AFD78AA08E0E5B6614A3B? sequence=1.
- [11] JENKINS K J, LONG F M, EBELS L J. Foamed bitumen mixes = shear performance? [J]. *International Journal of Pavement Engineering*, 2007, 8(2): 85.
- [12] 刘娜. 泡沫沥青与乳化沥青冷再生混合料中长期使用性能研究[D]. 西安: 长安大学, 2012.  
LIU Na. Study on long-mid term performance of cold recycling mixture with foamed asphalt and emulsified asphalt[D]. Xi'an: Chang'an University, 2012.