DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2023.02.007
文章编号：1000-128X(2023)02-0065-06

胶轮地铁柔性系数计算及其适用性分析

杜子学[1]，唐　恬[1]，杨　震[1]，廖从建[2]
（1.重庆交通大学 轨道交通研究院，重庆　400074；
2.中车株洲电力机车有限公司，湖南 株洲　412001）

摘　要：胶轮地铁车辆拥有三系悬挂系统和胶轮、钢轮两套走行系统，钢轮作为安全轮仅在爆胎和过岔工况起作用，正常行驶时，钢轮与钢轨未接触，故以往推导的轨道车辆柔性系数计算公式不适用于胶轮地铁车辆。针对胶轮地铁与铁道车辆走行系统的差异，本文根据UIC 505-5规程中柔性系数的定义，推导出胶轮地铁车辆的柔性系数计算公式，并利用多体动力学软件ADAMS建立胶轮地铁车辆的“车辆－轮胎－轨道梁”耦合动力学仿真模型进行仿真验证公式的正确性，计算结果与仿真结果较接近。胶轮地铁车辆在AW5工况停在超高率为11.15%的倾斜轨道上时，柔性系数的值最大且超过UIC 505-5规程中柔性系数限定值0.4，但通过轮胎受力和轮重减载率判断胶轮地铁车辆此时处于安全状态，未发生倾覆。研究结果表明：推导的柔性系数计算公式与仿真结果具有良好的一致性，但是由于胶轮地铁车辆与常规轨道结构上的明显差异，在AW5工况时沿用UIC 505-5规程中对柔性系数的限定值以及采用柔性系数评价胶轮地铁车辆的抗倾覆能力并不适用。

关键词：胶轮地铁；三系悬挂；柔性系数；抗倾覆；多体动力学；地铁车辆
中图分类号：U231　　**文献标识码：**A

Flexibility coefficient calculation of rubber tyred metro and its applicability analysis

DU Zixue[1], TANG Tian[1], YANG Zhen[1], LIAO Congjian[2]

(1. Institute of Urban Rail, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China;
2. CRRC Zhuzhou Locomotive Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: The rubber tyred metro has three-series suspension systems and two sets of running systems, namely rubber wheels and steel wheels. The steel wheels, as safety wheels, only function in the event of tyre burst and turnout passing. In normal running, the steel wheels have no contact with the rail, so the calculation formula of the flexibility coefficient of rail vehicle derived in the past is no longer applicable to the rubber tyred metro. In view of the differences between the running systems of rubber tyred metro and railway vehicle, this paper deduced the calculation formula of the flexibility coefficient of the rubber tyred metro vehicle according to the definition of the flexibility coefficient in the UIC 505-5 regulation, and established the "vehicle-tyre-track beam" coupling dynamics simulation model of the rubber tyred metro vehicle by using the multi-body dynamics software ADAMS to verify the correctness of the formula. The calculated results were close to the simulation results. When the rubber tyred metro stopped on the inclined track with a superelevation rate of 11.15% in AW5 working condition, the value of the flexibility coefficient was the maximum and exceeded the limit value of 0.4 of the flexibility coefficient provided in the UIC 505-5 regulations. However, it could be judged that the rubber tyred metro was in a safe state at this time and did not overturn according to the tyre force and wheel load reduction rate. The results show that the derived formula for

基金项目：城市轨道交通车辆系统集成与控制重庆市重点实验室开放课题基金（CKLURTSIC-KFKT-202003）
通信作者：杜子学（1962—）,男，博士，教授，研究方向为现代车辆设计方法与理论；E-mail: aaadzx@163.com
引用格式：杜子学, 唐恬, 杨震, 等. 胶轮地铁柔性系数计算及其适用性分析[J]. 机车电传动, 2023(2): 65-70.
Citation: DU Zixue, TANG Tian, YANG Zhen, et al. Flexibility coefficient calculation of rubber tyred metro and its applicability analysis[J]. Electric Drive for Locomotives,2023(2): 65-70.

calculating the flexibility coefficient is consistent with the simulation results. However, due to the obvious difference between the conventional track structure and the rubber tyred metro vehicle, it is not suitable to use the limit value of the flexibility coefficient provided in the UIC 505-5 regulation and the flexibility coefficient to evaluate the anti-overturning ability of the rubber tyred metro vehicle in the AW5 working condition.

Keywords: rubber tyred metro; three-series suspension; flexibility coefficient; anti-overturning; multibody dynamics; metro vehicles

0 引言

胶轮地铁车辆的结构与常规轨道车辆有着较大的差异，其包含三系悬挂系统以及胶轮、钢轮两套走行系统。正常行驶时，通过胶轮与轨道面的的相互作用力驱动车辆，而胶轮内侧的钢轮与钢轨由于存在游隙，所以两者并没有接触，其作用是在胶轮发生异常时作为安全轮维持车辆的安全运行以及在过道岔时代替胶轮驱动车辆[1]。胶轮地铁具有低行驶噪声、较高加速及减速率、易爬行陡峭斜坡等特点，为了运行过程中的安全性，需要保证胶轮地铁的抗倾覆能力较强。抗倾覆能力是指车辆在倾斜轨道上由于自重或者受到外界横向力情况下，防止发生倾覆的能力[2]。轨道车辆抗倾覆能力主要是通过柔性系数、倾覆系数、浮心高度、抗倾覆力矩和轮重减载率进行评价[3-5]。柔性系数作为评价车辆抗倾覆能力的重要指标之一，目前尚未有学者推导胶轮地铁柔性系数的理论计算公式。针对胶轮地铁的走行系统与铁道车辆的差异，本文将对胶轮地铁的柔性系数计算公式进行推导并验证其适用性，同时通过动力学仿真验证公式的正确性。

1 胶轮地铁柔性系数计算

根据UIC 505-5规程中柔性系数的定义，一辆车置于超高角为δ的轨道上，车体会在其弹簧上倾斜而产生侧滚角θ，这两者的比值为称柔性系数，即$S=\theta/\delta$[6-7]。柔性系数越大，车体越可能在倾斜轨道上发生侧倾，柔性系数越小，发生侧倾的可能性越小[8-9]。客车柔性系数需低于0.4，货车柔性系数需低于0.2。

本文根据柔性系数的定义，借助某胶轮地铁相关参数推导出胶轮地铁的柔性系数计算公式。胶轮地铁的受力模型见图1，以车轴中心线和轨道中心线形成的yOz坐标系为参考。当车体在有超高的轨道上发生侧倾时，其重力在车体横截面z方向的变化量$\Delta G=G\cdot(1-\cos\delta)$很小，因此可忽略车体和转向架在垂向的浮沉位移变化。同时在静态分析中，可忽略走行轮、导向轮与轨道路面的摩擦力和轮胎的非线性特性，将轮胎简化为径向刚度，并将二系橡胶弹簧和三系空气弹簧都看作是横向弹簧与垂向弹簧的组合[10]。

综上分析，胶轮地铁模型存在轴桥的横移与侧滚、转向架的横移与侧滚以及车体的横移与侧滚6个自由度，分别用y_1、θ_1、y_2、θ_2、y_3和θ_3表示。所有侧滚角均为相对于走行轨面在车体横截面上的投影。通过静力学分析，可以得到胶轮地铁的力学平衡方程如下：

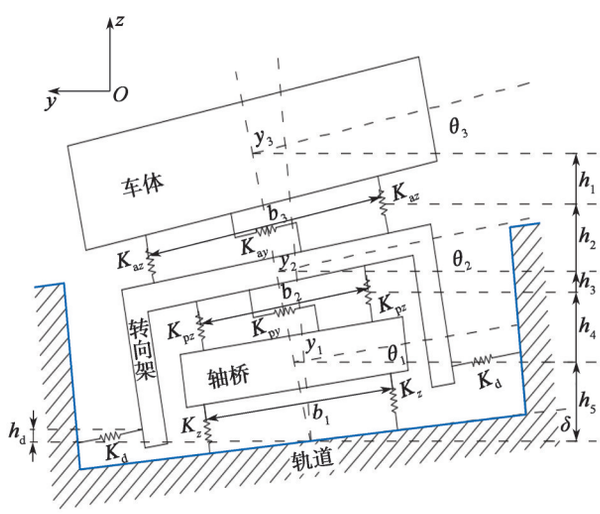

图1 胶轮地铁受力模型

Fig. 1 Force model of rubber tyred metro

①车体横移方程如下：

$$-4K_{ay}\left[y_3-(h_1-h_3)\theta_3-(h_2-h_3)\theta_2-y_2\right]+G_3(\delta+\theta_2)=0$$

②车体侧滚方程如下：

$$-4K_{ay}\left[y_3-(h_1-h_3)\theta_3-(h_2-h_3)\theta_2-y_2\right](h_1-h_2)+4K_{az}b_3^2(\theta_3-\theta_2)-G_3(h_1\delta+y_3)=0$$

③构架横移方程如下：

$$2K_{ay}\left[y_3-y_2-(h_1-h_2)\theta_3-(h_2-h_3)\theta_2\right]+8K_{py}\left[y_2-y_1-(h_3-h_4)\theta_2-(h_4-h_5)\theta_1\right]-Qk_d(y_2-h_d\theta_2)+G_2(\delta+\theta_2)=0$$

④构架侧滚方程如下：

$$2K_{ay}\left[y_3-y_2-(h_1-h_2)\theta_3-(h_2-h_3)\theta_2\right](h_2-h_3)+G_2(h_3\delta+y_2)-8K_{py}\left[y_2-y_1-(h_3-h_4)\theta_2-(h_4-h_5)\theta_1\right](h_3-h_4)+Qk_d(y_2-h_d\theta_2)(h_3-h_d)-8K_{pz}b_2^2(\theta_2-\theta_1)+2K_{az}b_3^2(\theta_3-\theta_2)=0$$

⑤轴桥横移方程如下：

$$-4K_{py}\left[y_2-y_1-(h_3-h_4)\theta_2-(h_4-h_5)\theta_1\right]+G_1\delta=0$$

⑥轴桥侧滚方程如下：

$$-4K_{py}\left[y_2-y_1-\left(h_3-h_4\right)\theta_2-\left(h_4-h_5\right)\theta_1\right]\left(h_4-h_5\right)-2K_zb_1^2\theta_1+4K_{pz}b_2^2\theta_1+G_1\left(h_5\delta+y_1\right)=0$$

以上式中参数的含义见表1。

表1　参数含义

Table 1　Parameter meaning

参数	含义
G_1	轴桥重量
G_2	构架重量
G_3	车体重量
h_1	车体重心距轨面的高度
h_2	三系弹簧上支撑面距轨面的高度
h_3	转向架重心距轨面高度
h_4	二系弹簧上支撑面距轨面的高度
h_5	轴桥重心距轨面高度
h_d	导向轮中心距轨面高度
b_1	走行轮横向间距一半
b_2	二系弹簧横向间距一半
b_3	三系弹簧横向间距一半
K_{ay}	车辆三系悬挂横向刚度
K_{az}	车辆三系悬挂垂向刚度
K_{py}	车辆二系悬挂横向刚度
K_{pz}	车辆二系悬挂垂向刚度
K_z	走行轮径向刚度
K_d	转向架一侧导向轮刚度之和

将上述方程化为矩阵形式可以得到：

$$\frac{1}{\delta}\begin{bmatrix}m_{11}&m_{12}&m_{13}&m_{14}&m_{15}&m_{16}\\m_{21}&m_{22}&m_{23}&m_{24}&m_{25}&m_{26}\\m_{31}&m_{32}&m_{33}&m_{34}&m_{35}&m_{36}\\m_{41}&m_{42}&m_{43}&m_{44}&m_{45}&m_{46}\\m_{51}&m_{52}&m_{53}&m_{54}&m_{55}&m_{56}\\m_{61}&m_{62}&m_{63}&m_{64}&m_{65}&m_{66}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}y_3\\y_2\\y_1\\\theta_3\\\theta_2\\\theta_1\end{bmatrix}=\frac{M}{\delta}\begin{bmatrix}y_3\\y_2\\y_1\\\theta_3\\\theta_2\\\theta_1\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}n_1\\n_2\\n_3\\n_4\\n_5\\n_6\end{bmatrix}$$

式中：$m_{11}=-4K_{ay};m_{12}=4K_{ay};m_{13}=0;m_{14}=4K_{ay}\left(h_1-h_2\right);m_{15}=4K_{ay}\left(h_2-h_3\right)+G_3;m_{16}=0;m_{21}=-4K_{ay}\left(h_1-h_2\right)-G_3;m_{22}=4K_{ay}\left(h_1-h_2\right);\ m_{23}=0;\ m_{24}=4K_{az}b_3^2+4K_{ay}\left(h_1-h_2\right);m_{25}=4K_{ay}\left(h_1-h_2\right)\left(h_2-h_3\right)-4K_{az}b_3^2;\ m_{26}=0;\ m_{31}=2K_{ay};m_{32}=8K_{py}-2K_{ay}-QK_d;\ m_{33}=-8K_{py};\ m_{34}=-2K_{ay}\left(h_1-h_2\right);m_{35}=QK_dh_d+G_2-8K_{py}\left(h_3-h_4\right)-2K_{ay}\left(h_2-h_3\right);\ m_{36}=-8K_{py}\left(h_4-h_5\right);\ m_{41}=2K_{ay}\left(h_3-h_4\right);\ m_{42}=G_2-2K_{ay}\left(h_2-h_3\right)-8K_{py}\left(h_3-h_4\right)+QK_d\left(h_3-h_d\right);\ m_{43}=8K_{py}\left(h_3-h_4\right);m_{44}=2K_{az}b_3^2-2K_{ay}\left(h_1-h_2\right)\left(h_2-h_3\right);\ m_{45}=-2K_{ay}\left(h_2-h_3\right)^2+8K_{py}\left(h_3-h_4\right)^2-Qk_dh_d\left(h_3-h_d\right)-8K_{pz}b_2^2-2K_{az}b_3^2;m_{46}=8K_{py}\left(h_3-h_4\right)\left(h_4-h_5\right)+8K_{pz}b_2^2;\ m_{51}=0;\ m_{52}=-4K_{py};m_{53}=4K_{py};\ m_{54}=0;\ m_{55}=4K_{py}\left(h_3-h_4\right);\ m_{56}=4K_{py}\left(h_4-h_5\right);m_{61}=0;m_{62}=4K_{py}\left(h_4-h_5\right);m_{63}=G_1+4K_{py}\left(h_4-h_5\right);m_{64}=0;m_{65}=-4K_{py}\left(h_3-h_4\right)\left(h_4-h_5\right);\ m_{66}=4K_{pz}b_2^2-2K_zb_1^2+4K_{py}\left(h_4-h_5\right)^2;n_1=-G_3;n_2=G_3h_1;n_3=-G_2;n_4=-G_2h_3;n_5=-G_1;n_6=-G_1h_5$。

其中Q为待定值，胶轮地铁导向轮存在预压缩量，当$\left(\left(G_1+G_2+G_3\right)\cdot\sin\delta\right)/k_d$小于导向轮预压缩量时，$Q$取2，否则导向轮一侧脱轨，$Q$取1。当车辆受到的横向力过大时，导向轮一侧脱轨，车辆的抗倾覆能力下降[11-12]。求解矩阵后可得到车体侧滚角与轨道超高角的关系，从而根据定义推导出胶轮地铁的柔性系数计算公式为

$$S=\frac{\theta_3}{\delta}=\begin{bmatrix}m'_{41}&m'_{42}&m'_{43}&m'_{44}&m'_{45}&m'_{46}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}n_1\\n_2\\n_3\\n_4\\n_5\\n_6\end{bmatrix}$$

式中：m'_{41}，m'_{42}，m'_{43}，m'_{44}，m'_{45}，m'_{46}为$\boldsymbol{M}$矩阵逆矩阵的第4行。

代入某胶轮地铁的车辆参数，可求得车辆在不同载重工况（其中AW0、AW3、AW5分别代表空载、满载与超载工况）的柔性系数，计算结果见表2。

表2　计算公式计算结果

Table 2　Calculation formula results

工况	车体质量/kg	柔性系数
AW0	13 878	0.217
AW2	22 488	0.339
AW3	25 568	0.381
AW4	28 578	0.418
AW5	31 658	0.450

由表2可知，随着车体载重的增加，车辆的柔性系数增大，且胶轮地铁在AW4、AW5工况时，柔性系数超过规程的限定值0.4。为了确保此时车辆的安全性以及柔性系数计算公式的准确性，选取柔性系数更大的AW5工况进行受力情况分析，同时验证其他工况的柔性系数。

2　动力学模型仿真验证

将胶轮地铁车辆简化成等效物理模型，利用多体动力学软件MD Adams分别建立轮轨耦合子系统模型、转向架构架子系统模型、车体子系统模型以及中央悬挂子系统模型，再将各个子系统集成为胶轮地铁车辆的“车辆－轮胎－轨道梁”耦合动力学仿真模型。

2.1　模型建模

胶轮地铁的动力学模型包含1个车体、2个转向架、4个轴桥、8个导向轮以及8个走行轮。表3为单节车辆部件自由度参数。由表3可知，车体、转向架和轴桥各有6个自由度，导向轮和走行轮各有1个自由度，因此胶轮地铁单车模型共有58个自由度。

胶轮地铁车辆包含横向止挡、空气弹簧、减振器等结构，其导向轮安装在转向架上，同轴走行轮安装在半轴上，并通过轴桥内部的差速器连接。走行轮内侧安装钢轮，且轮距大。胶轮地铁轨道有胶轮轨道和钢轮轨道，钢轨最高点比走行轨面低，正常行驶时，钢轨与钢轮无接触。建立车辆模型时考虑横向止挡、横向减振器、垂向减振器以及空气弹簧的非线性[13-14]，建立轨道时取最大超高率为11.15%，胶轮地铁车辆转向架模型见图2，整车模型见图3。

表3 胶轮地铁单节车辆自由度

Table 3 Degrees of freedom of rubber tyred metro single section vehicle

车辆部件	自由度形态					
	伸缩	横移	浮沉	侧滚	点头	摇头
车体	x_{ct}	y_{ct}	z_{ct}	α_{ct}	β_{ct}	γ_{ct}
转向架	x_{zxj}	y_{zxj}	z_{zxj}	α_{zxj}	β_{zxj}	γ_{zxj}
轴桥	x_{zq}	y_{zq}	z_{zq}	α_{zq}	β_{zq}	γ_{zq}
导向轮						γ_{dxl}
走行轮					β_{zxl}	

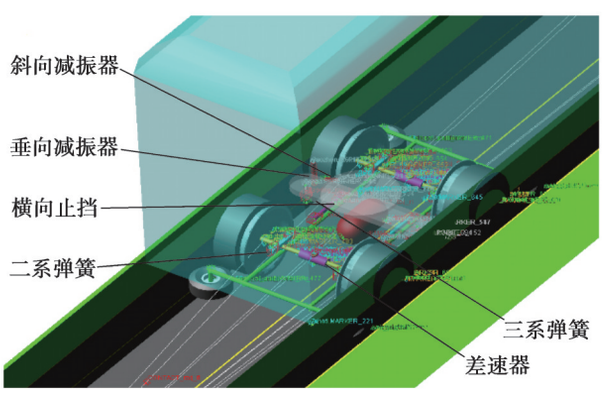

图2 胶轮地铁转向架模型

Fig. 2 Model of rubber tyred metro bogie

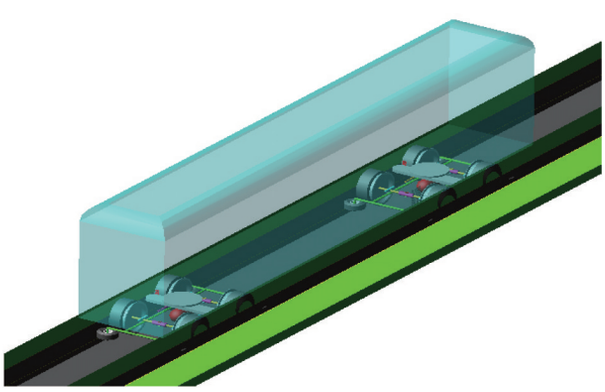

图3 胶轮地铁整车模型

Fig. 3 Model of rubber tyred metro vehicle

2.2 仿真结果

初始时刻车辆未处于静平衡状态，故仿真时车辆以0 km/h的速度从轨道上方落在超高率为11.15%的倾斜轨道上，因为重力的原因车体侧滚角会随时间变化，随后趋于稳定。在整个过程中，沿x方向的速度为0 km/h，车体侧滚角随时间变化的非正常仿真结果可忽略，车体完全稳定后可得到AW0、AW2、AW3、AW4、AW5工况时车体相对地面的侧滚角，如图4所示，仿真得到的柔性系数如表4所示。

公式计算与仿真所得的柔性系数结果对比如图5所示。从图5可以看出两者的结果比较接近，说明推导的柔性系数计算公式具有较高的准确性。同时发现胶轮地铁在AW5工况时，柔性系数超过UIC 505-5规程中限值0.4。为确保此时胶轮地铁的运行安全性，有必要对车辆此时的倾覆状态及柔性系数对胶轮地铁车辆的适用性做进一步研究。

表4 动力学仿真结果

Table 4 Dynamic simulation results

工况	车体侧滚角/(°)	柔性系数
AW0	7.734 9	0.216
AW2	8.428 6	0.325
AW3	8.712 9	0.369
AW4	8.888 4	0.398
AW5	9.101 5	0.431

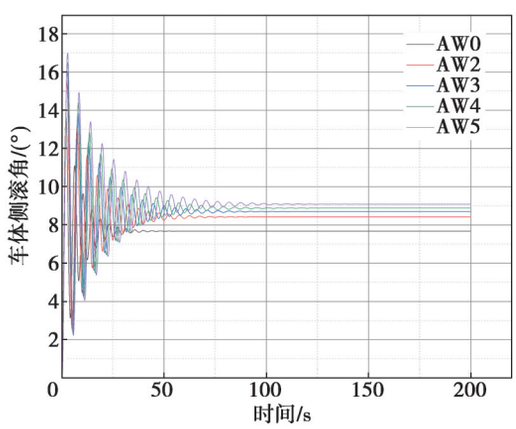

图4 车体侧滚角

Fig. 4 Rolling angle of vehicle body

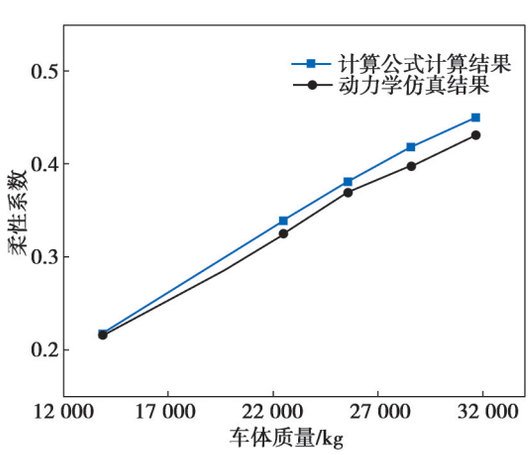

图5 柔性系数对比

Fig. 5 Comparison of flexibility coefficient

3　柔性系数对胶轮地铁的适用性分析

由于胶轮地铁没有特定的评价标准，因此采用机车车辆的标准对胶轮地铁是否脱轨进行分析。当车辆轮重减载过大时会达到脱轨的临界状态，此时的车辆可能会发生侧翻。参考标准，车辆的轮重减载率 W 小于0.65视为未发生脱轨[15]。计算公式如下：

$$W=\frac{\Delta P}{\overline{P}}$$

式中：ΔP 为轮重减载量；$\overline{P}$ 为该轴平均静轮重。

胶轮地铁在AW5工况时，走行轮径向力和导向轮径向力仿真结果见图6~图9。通过计算，此时胶轮地铁4根轴的轮重减载率分别为0.197，0.198，0.196，0.196，小于限定值，车辆未发生脱轨与倾覆。

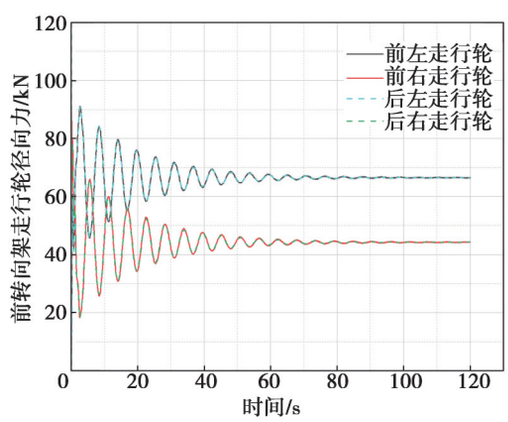

图6　前转向架走行轮径向力

Fig. 6　Radial force of front bogie running wheel

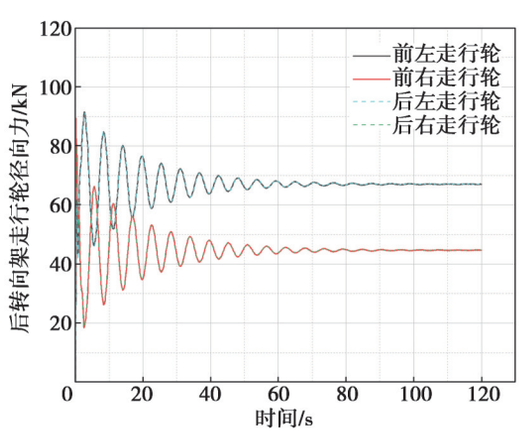

图7　后转向架走行轮径向力

Fig. 7　Radial force of rear bogie running wheel

从轮胎的受力情况可以看出，走行轮最大径向力约为67.2 kN，小于78.4 kN的限定值；右侧导向轮为0 kN，但左侧导向轮最大径向力约为11.4 kN，小于15 kN限定值，轮胎处于正常工作状态，同时由于车辆轮重减载率小于限定值，综合判断此时胶轮地铁在AW5工况下处于安全状态，未发生倾覆。

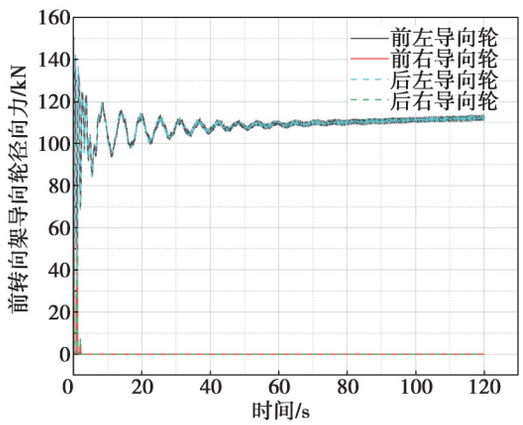

图8　前转向架导向轮径向力

Fig. 8　Radial force of front bogie guide wheel

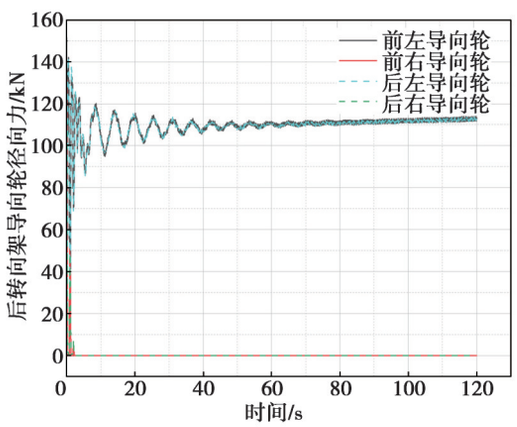

图9　后转向架导向轮径向力

Fig. 9　Radial force of rear bogie guide wheel

由于胶轮地铁与钢轮制式的铁道车辆在结构上有明显不同，虽然在AW5工况下，胶轮地铁的柔性系数大于0.4，但车辆并未发生倾覆。由此可认为，沿用UIC 505-5规程中柔性系数的限定值以及采用柔性系数来评价设有导向轮的胶轮地铁车辆的抗倾覆稳定性并不恰当，不具备合理性和适用性。

4　结语

通过对胶轮地铁柔性系数计算公式的推导，并与多体动力学软件仿真结果对比后，可以得到以下结论：

①推导的柔性系数计算公式与仿真结果具有良好的一致性。

②随着车辆载重的增加，柔性系数逐渐增大。

③极端工况时，胶轮地铁的柔性系数计算值超过了UIC 505-5规程的限定值0.4，但车辆并未出现侧翻现象，表明采用柔性系数评价胶轮地铁车辆的抗倾覆能力并不适用。

参考文献：

[1]　李刚. 中央导向胶轮路轨车辆动力学研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2014.

LI Gang. Analysis of center guiding rubber tire light railway vehicle[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2014.

[2] 王超冉, 季元进, 任利惠. 基于因子模型的跨坐式单轨车辆抗倾覆性能[J]. 交通运输工程学报, 2020, 20(2): 66-76.
WANG Chaoran, JI Yuanjin, REN Lihui. Anti-overturning capacity of straddling monorail vehicle based on factor model[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2020, 20(2): 66-76.

[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): 75-78.
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): 75-78.

[4] 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]. 电力机车与城轨车辆, 2013, 36(2): 1-4.
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): 1-4.

[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): 48-52.
ZHANG Jianquan, HUANG Yunhua, LI Fu, et al. Research on the pre-pressure of the steering tire and stabilizing tire of a straddle type monorail car[J]. Railway Locomotive & Car, 2011, 31(3): 48-52.

[6] UIC. Basic conditions to common leaflets 505-1 to 505-4: notes on the preparation and provisions of these leaflets: UIC 505-5[S]. Paris: International Union of Railways, 1997.

[7] 严隽耄, 傅茂海. 车辆工程[M]. 3 版. 北京: 中国铁道出版社, 2008.
YAN Junqi, FU Maohai. Vehicle Engineering[M]. 3rd ed. Beijing: China Railway Publishing House, 2008.

[8] 李学良, 沈钢. 轨道车辆的柔性系数研究[J]. 铁道车辆, 2011, 49(8): 4-6.
LI Xueliang, SHEN Gang. Research on the flexibility coefficient of rail vehicles[J]. Rolling Stock, 2011, 49(8): 4-6.

[9] 李燕阳, 舒逢春. 跨座式单轨抗倾覆性能与临界侧滚角分析[J]. 铁路技术创新, 2018(6): 17-21.
LI Yanyang, SHU Fengchun. Analysis on the anti-overturning performance and critical roll angle of straddle monorail[J]. Railway Technical Innovation, 2018(6): 17-21.

[10] 任利惠, 季元进. 跨坐式单轨车辆的临界侧滚角[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2017, 45(11): 1681-1687.
REN Lihui, JI Yuanjin. Critical roll angel of straddling monorail vehicle[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2017, 45(11): 1681-1687.

[11] 廖贞, 杨冰, 梁赛, 等. 横向风载作用下跨座式单轨车辆动力响应研究[J]. 机械设计与制造, 2019(9): 1-4.
LIAO Zhen, YANG Bing, LIANG Sai, et al. Study on the dynamic responses of the straddle-type monorail vehicle under transverse wind load[J]. Machinery Design & Manufacture, 2019(9): 1-4.

[12] 许亮. 曲线超高率对单轴转向架跨座式单轨车辆曲线通过性能的影响[J]. 无线互联科技, 2018, 15(16): 117-119.
XU Liang. Influence of curve ultra-high rate on curve passing performance of single-axle bogie straddle monorail vehicle [J]. Wireless Interconnection Technology, 2018, 15(16): 117-119.

[13] 陆海英, 王文华, 任利惠, 等. 基于耦合转向架的跨坐式单轨列车及其动力学性能[J]. 机车电传动, 2019(5): 100-104.
LU Haiying, WANG Wenhua, REN Lihui, et al. A straddling monorail train scheme with coupled bogie and its dynamics performance[J]. Electric Drive for Locomotives, 2019(5): 100-104.

[14] 罗湘萍, 田师峤. 双轴跨坐式单轨车辆迫导向转向架曲线通过性能研究[J]. 机电一体化, 2016, 22(11): 19-23.
LUO Xiangping, TIAN Shiqiao. The curving performance of two-axis monorail vehicle with forced steering bogie[J]. Mechatronics, 2016, 22(11): 19-23.

[15] 国家铁路局. 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范: GB/T 5599—2019[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019.
National Railway Administration of the People's Republic of China. Specification for dynamic performance assessment and testing verification of rolling stock: GB/T 5599—2019[S]. Beijing: Standards Press of China, 2019.

收稿日期：2021-12-28
修回日期：2022-11-26