DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2023.03.014　　文章编号：1000-128X(2023)03-0112-05

山地齿轨车辆特殊限界研究

温炎丰[1]，吴　晓[1]，王　建[1]，杨　阳[1]，赵　轩[2]
（1.中国中铁二院工程集团有限公司，四川 成都　610031；
2.西南交通大学 机械工程学院，四川 成都　610031）

摘　要：山地齿轨轨道交通系统是一种新制式的轨道交通系统，具有大坡道运行能力，国内多个城市已开展了研究与推广。目前，国内尚无可直接采用的齿轨车辆限界标准。文章以某Strub型山地齿轨车辆为研究对象，分析给出其转向架特殊限界理论计算公式并计算得出限界，同时采用动力学仿真软件对车辆运行过程进行仿真计算得出限界，最后对2种计算方法得到的限界进行了对比。结果表明，通过理论公式计算得到的限界趋于保守、更加安全，在工程设计中更适合采用该方法。文章的研究结果可为工程设计提供参考。

关键词：轨道交通；齿轨铁路；齿轨车辆；限界计算；动力学仿真
中图分类号：U234；U260.2⁺2　　**文献标识码：**A

Research on special gauge of mountain rack railway

WEN Yanfeng[1], WU Xiao[1], WANG Jian[1], YANG Yang[1], ZHAO Xuan[2]

(1. China Railway Eryuan Engineering Group Co., Ltd., Chengdu, Sichuan 610031, China;
2. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: The mountain rack rail transit system is a new type of rail transit system with the ability to operate on large ramps, and has been studied and promoted in multiple cities in China. At present, there is no directly applicable gauge standard for rack rail vehicles in China. The article took a Strub-type mountain rack rail vehicle as the research object, analyzed and provided a theoretical calculation formula for the special gauge of its bogie, and calculates the gauge. At the same time, dynamic simulation software was used to simulate the vehicle operation process to obtain the gauge. Finally, a comparison was made between the gauges obtained by the two calculation methods. The results indicate that the gauge calculated through theoretical formulas tends to be conservative and safer, making this method more suitable for engineering design. The research results of the article can provide reference for engineering design.

Keywords: rail transit; rack rail; rack rail vehicle; gauge calculation; dynamics simulation

0　引言

山地齿轨轨道交通系统是一种适用于山地条件的轨道交通系统，已在多个国家运用。齿轨车辆转向架所特有的齿轮齿轨机构与传统轨道交通的转向架结构有较大区别，可能会影响车辆限界及轨旁设备布置[1-2]。我国目前尚未制定齿轨车辆限界的国家标准，仅有四川省地方标准《山地(齿轨)轨道交通技术规范》（DB51/T 2542—2018）对齿轨车辆限界设计原则进行了规定[3]，同时《地铁限界标准》（CJJ/T 96—2003）中转向架部分的计算公式无法完全适应齿轨车辆[4]，因此需要针对齿轨车辆特殊限界的计算展开研究。本文针对Strub型齿轨车辆的车辆限界、设备限界进行计算研究，通过理论公式计算和基于动力学仿真的限界计算2种方法获得齿轨车辆的限界图表，并对2种方法获得的结果

基金项目：四川省科技计划重点研发项目（2022YFG0089）；中铁二院科学技术研究计划项目（KYY2019107(19-21), KSNQ213031）
通信作者：温炎丰（1994—），男，硕士，从事车辆工程方向研究及设计工作；Email: 1033227858@qq.com
引用格式：温炎丰, 吴晓, 王建, 等. 山地齿轨车辆特殊限界研究[J]. 机车电传动, 2023(3): 112-116.
Citation: WEN Yanfeng, WU Xiao, WANG Jian, et al. Research on special gauge of mountain rack railway[J]. Electric Drive for Locomotives,2023(3): 112-116.

进行对比分析，为工程设计提供参考。

1　齿轨车辆结构特点

齿轨车辆与普通车辆的主要区别是在转向架车轴的2个轮对之间增设了包含1个或多个齿轮的齿轨轮机构，如图1所示。这种机构能够使齿轨车辆在齿轨路段通过齿轨齿轮啮合获得额外的牵引力，从而具备远强于普通车辆的爬坡能力[5]。



图1　齿轨车辆转向架及齿轨轮机构示意图

Fig. 1　Schematic diagram of rack rail vehicle bogie and rack rail wheel mechanism

常见的齿轨系统有4种类型，包括Riggenbach、Strub、Abt和Locher。本文研究对象是Strub型齿轨车辆，该类型齿轨系统结构简单、维修便利，能适应250‰的线路坡度，目前已得到了广泛应用，国内的都四线、资阳齿轨试验线均采用该型式的齿轨系统[6]。

在Strub型齿轨车辆中，空心轴套轴安装于车轴上，偏心轮安装于空心轴上，齿轨轮机构则安装于偏心轮上，通过偏心轮绕空心轴旋转可实现齿轨轮机构与齿轨啮合高度的调整。同时，齿轨轮机构采用了带式制动以满足较大的制动力的需求。某Strub型齿轨转向架轮对示意图如图2所示。

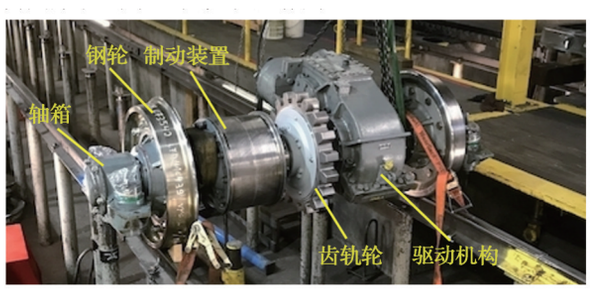

图2　某Strub型齿轨车辆转向架轮对示意图

Fig. 2　Schematic diagram of wheel set of a Strub rack rail vehicle bogie

由于齿轨车辆具有齿轨轮机构，其转向架与普通车辆转向架的轮廓线外形明显不同，因此，需要对其齿轨轮部分的限界进行计算研究。

2　齿轨车辆限界计算方法研究

2.1　理论公式计算方法

《地铁限界标准》（CJJ/T 96—2003）针对车辆转向架的转向架构架、簧下部分、轮缘、踏面4个部分分别给出了计算公式[7-8]，而齿轨转向架存在齿轨轮机构，不能直接采用《地铁限界标准》中现有的计算公式[9]，需综合考虑齿轨转向架结构和标准要求进行分析。

由于齿轨转向架的车辆轮廓线在车底比普通车辆更加复杂，其限界计算需进一步考虑齿轨轮机构的安装误差、偏心轮的调整误差、磨耗及维修限度等[10]。将其所有计算要素按照随机因素和非随机因素综合后建立横向偏移量计算公式为

$$\Delta x_{\mathrm{t}}=\frac{l-d}{2}+\Delta q_{\mathrm{c}}+\Delta e+\frac{\Delta h_{\mathrm{c2}}}{1050}\cdot y\left(1+S_1\right)+\left\{\left(\frac{\Delta d}{2}\right)^2+\left(\Delta M_{\mathrm{t13}}\right)^2+\left(\Delta M_{\mathrm{t17}}\right)^2+\left(\Delta c\right)^2+\left[\frac{\Delta h_{\mathrm{c1}}}{1050}\cdot y\left(1+S_1\right)\right]^2\right\}^{\frac{1}{2}} \tag{1}$$

式中：Δx_{t}为车辆限界横向偏移量；y为计算点纵坐标；l为轨距；d为轮对轮缘外侧最小间距；Δq_{c}为齿轨轮横向游隙；Δe为轨道横向弹性变形量；Δh_{c2}为2条钢轨相对高度的弹性变化量；S_1为转向架重力倾角附加系数；Δd为轮对横向制造误差值；ΔM_{t13}为转向架簧下部分横向制造误差值；ΔM_{t17}为齿轨轮横向制造及安装误差。Δc为线路中心线横向位差；Δh_{c1}为2条钢轨的相对高度误差值。

垂向偏移量计算需要进一步考虑齿轨轮的安装、制造误差以及齿轨轮轴的径向游隙。最终建立的垂向偏移量计算公式为

$$\Delta y_{\mathrm{td}}=f'_{01}+\delta+\Delta\omega_4+\frac{\Delta h_{\mathrm{c2}}}{1050}\left(1+S_1\right)x+\left\{\left(\Delta M_{\mathrm{t14}}\right)^2+\left(\Delta M_{\mathrm{t18}}\right)^2+\left(\delta_{\mathrm{c}}\right)^2+\left(\Delta f_{\mathrm{c}}\right)^2+\left[\frac{\Delta h_{\mathrm{c1}}}{1050}\cdot x\left(1+S_1\right)\right]^2\right\}^{\frac{1}{2}} \tag{2}$$

式中：Δy_{td}为车辆限界垂向偏移量；x为计算点横坐标；f'_{01}为车轮竖向弹性变形量；δ为轮轨磨耗量；$\Delta\omega_4$为齿轨轮轴径向间隙；ΔM_{t14}为转向架簧下部分垂向制造误差值；ΔM_{t18}为齿轨轮垂向制造及安装误差；δ_{c}为线路中心线竖向位差值；Δf_{c}为偏心轮调整误差。

设备限界的计算需要在车辆限界的基础上综合考虑悬挂系统故障的影响，但齿轨机构不受此影响，因此可基于直线地段设备限界，参照标准分别在横向和垂向各留出15~30 mm的安全间距。

2.2　基于动力学仿真的限界计算方法

基于动力学仿真的限界计算方法是通过动力学仿真软件建立车辆模型，模拟车辆的线路运行并记录运行中产生的最大偏移量，最终获得仿真限界。通过仿真可以更好地得到车辆正常运行时的姿态及轮廓。

动力学仿真时首先建立合理可靠的车辆模型，并在车辆轮廓线控制点所对应的车辆模型的相应位置处

添加标记点；然后进行动力学分析，并使用传感器功能来记录标记点的最大垂向、横向位移量；最后将位移量与车辆轮廓线控制点的坐标值相加得到车辆限界[11-13]。

车辆动力学仿真分析的工况组合设置如表1所示，包括AW0（空载）与AW3（超载）2种载荷，组合400 N/m^{2}侧风，设置132 km/h车辆运行速度，在施加轨面激励的平直线路上进行动力学仿真，同时在超载工况下按照AW3载荷的2/3设置偏载。

表1 车辆限界动力学仿真工况组合表

Table 1 Combination table of dynamic simulation working conditions of vehicle gauge

工况	构成说明
AW0工况1	无偏载，无侧风
AW0工况2	无偏载，有侧风
AW3工况1	有偏载，无侧风
AW3工况2	有偏载，有侧风

设备限界动力学仿真采用的工况组合如表2所示，在车辆限界的基础上，分别将一系钢弹簧破损、二系空簧过充与失气故障[14]与表1中的工况进行组合，模拟悬挂系统故障工况进行仿真。

表2 设备限界动力学仿真工况组合表

Table 2 Combination table of dynamic simulation working conditions of equipment gauge

工况	构成说明
AW0工况1	无偏载，无侧风，一系破损
AW0工况2	无偏载，无侧风，二系过充
AW0工况3	无偏载，无侧风，二系失气
AW0工况4	无偏载，有侧风，一系破损
AW0工况5	无偏载，有侧风，二系过充
AW0工况6	无偏载，有侧风，二系失气
AW3工况1	有偏载，无侧风，一系破损
AW3工况2	有偏载，无侧风，二系过充
AW3工况3	有偏载，无侧风，二系失气
AW3工况4	有偏载，有侧风，一系破损
AW3工况5	有偏载，有侧风，二系过充
AW3工况6	有偏载，有侧风，二系失气

仿真时分别记录在各种工况下车辆模型标记点的横向、垂向最大偏移量，并将各点在各工况下的最大偏移量进行组合，获得对应的车辆限界与设备限界。

2.3 车辆轮廓线

理论公式计算和动力学仿真均需以车辆轮廓线作为基础。车辆轮廓线的选择需要保证：①车辆轮廓线的控制点能够包络车辆上各部位的最大偏移点；②车辆轮廓线能够简单明了地表达车辆轮廓。本文采用的齿轨车辆转向架轮廓线及坐标点分别如表3、图3所示。

由图3齿轨车辆转向架轮廓线所示：点号9~12为转向架控制点，点号13~14为踏面控制点，点号15~16为轮缘控制点，点号17~18为转向架簧下控制点，点号19~26为齿轨轮机构控制点。

表3 齿轨车辆转向架局部轮廓线控制点

Table 3 Control points of local profile line of rack rail vehicle bogie mm

点号	x	y	点号	x	y
9	1 117	174	18	394	190
10	1 040	173	19	394	109
11	770	179	20	287	109
12	582	179	21	287	64
13	582	0	22	140	64
14	492	0	23	140	110
15	492	−30	24	50	110
16	462	−30	25	50	40
17	462	190	26	0	40

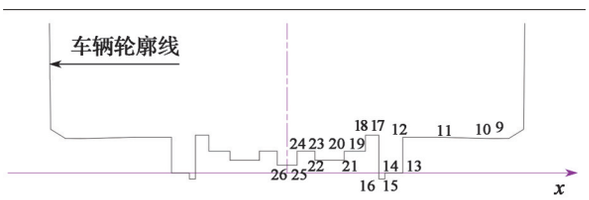

图3 齿轨车辆转向架局部轮廓线

Fig. 3 Local profile line of rack rail vehicle bogie

3 计算结果

3.1 基于理论公式的限界计算结果

采用上文的计算公式进行计算，得到车辆转向架各点横向、垂向偏移量；将偏移量与轮廓线叠加，得到转向架部分的车辆限界、设备限界坐标点；再经过适当调整得到齿轨转向架部分的车辆限界、设备限界，具体如图4所示。车辆限界坐标（点号9′~26′）和设备限界坐标（点号9″~26″）分别如表4与表5所示。

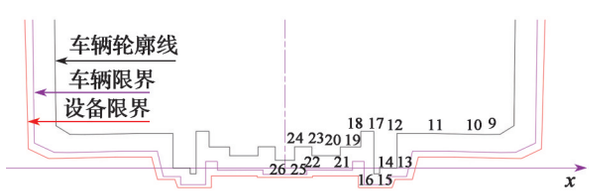

图4 齿轨转向架的车辆限界和设备限界

Fig. 4 Vehicle gauge and equipment gauge of rack rail bogie

表4 齿轨车辆转向架的限界坐标

Table 4 Vehicle gauge coordinates of rack rail bogie mm

点号	x	y	点号	x	y
9′	1 198	81	16′	412	-86
10′	1 121	80	17′	412	112
11′	851	87	20′	351	34
12′	663	87	21′	351	−11
13′	632	−44	22′	76	−10
14′	542	−44	25′	114	−33
15′	542	−86	26′	0	−33

表5　齿轨车辆转向架的设备限界坐标

Table 5　Equipment gauge coordinates of rack rail vehicle bogie　　mm

点号	x	y	点号	x	y
9″	1 228	49	15″	557	−101
10″	1 151	50	16″	382	−101
11″	881	57	17″	382	82
12″	693	57	22″	106	−40
13″	662	−59	25″	144	−48
14″	572	−59	26″	0	−48

理论计算方法综合考虑了车辆运行条件下的各种不利因素及故障工况，获得了车辆运行过程中的理论最大偏移量。

3.2　基于动力学仿真的限界计算结果

根据《机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》（GB/T 5599—2019）中的动力学性能要求[15]，基于车辆限界、设备限界仿真分析组合工况进行动力学仿真，取各工况下轮廓线各点的最大的横向、垂向位移量并叠加车辆轮廓线，经适当调整后最终得到基于仿真的车辆限界、设备限界，具体如图5所示，其坐标分别如表6和表7所示。

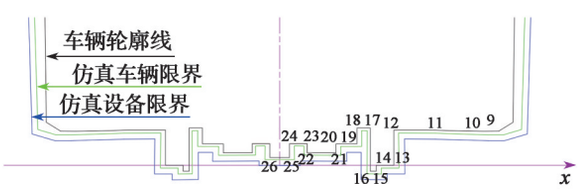

图5　仿真得到的车辆限界和设备限界

Fig. 5　Vehicle gauge and equipment gauge of rack rail bogie from simulation

表6　仿真得到的齿轨车辆转向架限界坐标

Table 6　Coordinates of rack rail vehicle bogie gauge from simulation　　mm

点号	x	y	点号	x	y
9′	1 141	155	18′	418	177
10′	1 064	155	19′	418	96
11′	794	163	20′	311	96
12′	606	164	21′	312	51
13′	608	−14	22′	124	52
14′	518	−14	23′	124	98
15′	518	−44	24′	74	99
16′	445	−43	25′	75	29
17′	446	176	26′	0	29

可以看出，基于动力学仿真的限界较好地模拟了车辆在运行过程中的运动范围，与采用理论计算方法的结果存在一定差异。

3.3　结果分析

对比计算结果可得，基于理论公式计算得到的设备限界，齿轨车辆转向架最大横向偏移量达111 mm；而基于动力学仿真得到的设备限界，转向架最大横向偏移量为58 mm。

表7　仿真得到的齿轨车辆转向架设备限界坐标

Table 7　Coordinates of rack rail vehicle bogie equipment gauge from simulation　　mm

点号	x	y	点号	x	y
9″	1 175	125	16″	415	−73
10″	1 098	125	17″	415	66
11″	828	133	20″	342	66
12″	636	134	21″	343	21
13″	638	−44	22″	105	22
14″	548	−44	25″	105	−1
15″	548	−74	26″	0	−1

产生差异的主要原因为：①动力学仿真无法模拟部分理论公式中考虑的轨道参数，例如针对线路中心线横向位差，采用理论公式计算时按照碎石道床上25 mm横向位移考虑，而动力学仿真缺少此项。②采用理论公式计算时假定的部分极限状态在动力学仿真中无法达到，以转向架在轨道上的最不利位置为例，理论计算时直接认为转向架能够达到理论上的最不利位置，计算得到的最大横向偏移量为36 mm；动力学仿真时，综合轨面激励、侧风及偏载作用，通过仿真得到的转向架在轨道上的最大横向偏移量为22 mm，没有达到理论公式所认为的极限位置。

4　结论

通过结果分析可以看出，采用理论公式计算时充分考虑了各种最不利因素的叠加，因而得到的限界趋于保守、更加安全；动力学仿真所采用的计算工况只代表了车辆实际运行情况，不能模拟各种工况的极限，因而得到的最大偏移量更小。

故在工程设计中，沿线线缆设备的布置及建筑限界的设计应当参照理论公式计算的限界。同时，转向架齿轨轮机构部分的设备限界向下越过了轮轨轨面，考虑轨旁设备与设备限界之间所需预留的安全间隙，原布置于轨道中间的设备（如应答器）需要重新选择安装位置。

参考文献：

[1]　尚勤, 李廉枫, 涂旭. 国外齿轨铁路技术的发展及运用[J]. 机车电传动, 2019(2): 9-15.
SHANG Qin, LI Lianfeng, TU Xu. Development and application of foreign cog railways and rack vehicles[J]. Electric Drive for Locomotives, 2019(2): 9-15.

[2]　宋庆伟, 王云朋, 王士强, 等. 山地齿轨铁路的发展及关键技术研究[J]. 机车电传动, 2022(4): 77-82.
SONG Qingwei, WANG Yunpeng, WANG Shiqiang, et al.

Research of development and key technologies for mountainous rack railway[J]. Electric Drive for Locomotives, 2022(4): 77-82.

[3] 四川省交通运输厅. 山地(齿轨)轨道交通技术规范: DB51/T 2542—2018[S]. 成都: 四川省质量技术监督局, 2018.
Department of Transportation of Sichuan Province. Technical specification for mountainous (toothed rail) rail transit: DB51/T 2542—2018[S]. Chengdu: Quality and Technology Supervision Bureau of Sichuan Province, 2018.

[4] 中华人民共和国建设部. 地铁限界标准: CJJ 96—2003[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2003.
Ministry of Construction of the People's Republic of China. Standard of metro gauges: CJJ 96—2003[S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2003.

[5] 余浩伟, 章玉伟, 陈粒. 齿轨铁路技术特点与应用展望研究[J]. 铁道工程学报, 2020, 37(10): 6-10.
YU Haowei, ZHANG Yuwei, CHEN Li. Research on the technical characteristics and application prospect of the rack railway[J]. Journal of Railway Engineering Society, 2020, 37(10): 6-10.

[6] 牛悦丞, 李芾, 丁军君, 等. 齿轨铁路发展及应用现状综述[J]. 铁道标准设计, 2019, 63(12): 37-43.
NIU Yuecheng, LI Fu, DING Junjun, et al. Overview of mountain rack railway development and application[J]. Railway Standard Design, 2019, 63(12): 37-43.

[7] 徐林, 李宜芳, 尹建磊. 城市轨道交通工程车辆限界研究[J]. 电力机车与城轨车辆, 2017, 40(6): 67-69.
XU Lin, LI Yifang, YIN Jianlei. Research on vehicle gauge of urban rail transit engineering[J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles, 2017, 40(6): 67-69.

[8] 吴佳佳, 罗仁. 跨座式单轨车辆动态包络线计算方法[J]. 都市快轨交通, 2019, 32(5): 44-50.
WU Jiajia, LUO Ren. Method for calculating dynamic envelope of straddle monorail vehicle[J]. Urban Rapid Rail Transit, 2019, 32(5): 44-50.

[9] 许玉红, 刘俊杰, 黄星灿. 跨座式单轨交通限界计算研究[J]. 铁路技术创新, 2018(6): 27-34.
XU Yuhong, LIU Junjie, HUANG Xingcan. Study on the gauge calculation of straddle monorail traffic[J]. Railway Technical Innovation, 2018(6): 27-34.

[10] 刘文龙, 徐延海, 吴晓, 等. 悬挂式单轨交通限界计算研究及方法分析[J]. 铁道机车车辆, 2016, 36(6): 90-95.
LIU Wenlong, XU Yanhai, WU Xiao, et al. Research and analysis for vehicle gauge of suspension monorail transit[J]. Railway Locomotive & Car, 2016, 36(6): 90-95.

[11] 吴晓, 王建, 徐银光, 等. 基于动力学仿真的悬挂式单轨交通限界研究[J]. 中国高新科技, 2018(2): 20-22.
WU Xiao, WANG Jian, XU Yinguang, et al. Research on limit of suspended monorail transit based on dynamic simulation[J]. China High-Tech, 2018(2): 20-22.

[12] 张晓明, 沈钢. 基于动力学仿真的地铁车辆动态包络线计算方法[J]. 城市轨道交通研究, 2012, 15(3): 38-40.
ZHANG Xiaoming, SHEN Gang. Calculation method of dynamic envelope line for subway car with dynamic simulation[J]. Urban Mass Transit, 2012, 15(3): 38-40.

[13] 王爱彬, 滕万秀, 杨建龙. 抗侧滚扭杆刚度对地铁车辆动态限界的影响[J]. 铁道技术监督, 2017, 45(7): 38-41.
WANG Aibin, TENG Wanxiu, YANG Jianlong. Exploration of influence of anti-roll bar stiffness on dynamic clearance of subway vehicles[J]. Railway Quality Control, 2017, 45(7): 38-41.

[14] 王爱彬, 奚佳欣. 一系弹簧故障对动态限界影响及探究[J]. 大连交通大学学报, 2019, 40(2): 48-50.
WANG Aibin, XI Jiaxin. Research on kinematic envelope in primary spring fault condition[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2019, 40(2): 48-50.

[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.
State National Railway Administration of 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：2021-01-05
修回日期：2022-02-15