

基于一系钢弹簧精细化建模的车辆动力学性能研究

王爱彬^{1,2} 李立恒¹ 奚佳欣³

(1. 中车长春轨道客车股份有限公司国家轨道客车工程研究中心, 130062, 长春;

2. 西南交通大学牵引动力实验室, 611756, 成都;

3. 吉林建筑大学基础科学部, 130118, 长春//第一作者, 高级工程师)

摘 要 为有效地模拟弹簧自身的承载状态及弹簧的故障状态,进而揭示车辆转向架的一系钢弹簧承载力学性能及一系钢弹簧断裂对车辆动力学性能的影响,以某动车组一系钢弹簧为研究对象,采用了一种弹簧本身质量参振的离散模型方法精细化弹簧建模,介绍了弹簧细化模型处理的理论和方法。根据弹簧断裂的实际情况,分析了该动车组一系钢弹簧不同位置的静态及动态承载规律,仿真分析了不同故障工况下,动车组通过直线段和曲线段时的车辆动力学性能。研究结果表明:与外侧弹簧组相比,内侧弹簧组的内、外圈弹簧的静载荷均更大,且内圈弹簧载荷仅为外圈弹簧载荷的 1/2 左右;在动载荷频率为 20 ~ 45 Hz 范围内,轴箱内侧弹簧的动载荷比外侧弹簧的动载荷大;轴箱外侧外圈弹簧在超员工况下卸载最恶劣,外圈弹簧距离弹簧端部 1.2 圈附近,超员工况下弹簧会和底圈接触且弹簧接触载荷达到 3 kN 以上;单一系钢弹簧断裂时,对车辆的平稳性影响较小,但会使车辆的安全性变得恶化,尤其当弹簧中部断裂时,车辆的脱轨系数和轮重减载率会明显增大。

关键词 动车组;一系钢弹簧;动力学仿真;运行安全性;弹簧断裂

中图分类号 U270.331

DOI:10.16037/j.1007-869x.2023.04.006

Research on Vehicle Dynamics Performance Based on Primary Steel Spring Refined Modeling

WANG Aibin, LI Liheng, XI Jiaxin

Abstract To effectively simulate the spring load-bearing and failure states, and to reveal the mechanical performance of vehicle bogie primary steel spring and the impact of primary steel spring fracture on vehicle dynamics performance, taking the primary steel spring of an EMU (electric multiple unit) as an example, a discrete model method spring refined modeling of spring mass-parameter vibration is adopted. The theory and method of spring fine modeling are introduced. According to the actual spring fracture cases, the static and dynamic load-bearing law of EMU primary steel springs in different positions

is analyzed. The vehicle dynamics performance of EMU train passing straight and curved sections under different failure conditions are simulated and analyzed. Research results show that compared with outside spring group, the static loads of the inner and outer ring springs of inside spring group are greater, and the inner ring spring affords only about 1/2 of the outer ring spring load; in the range of 20-45 Hz for dynamic load frequency, the dynamic loads of the axle box inner spring are greater than the outer spring; the load-bearing condition of the outer ring spring on the axle box outside is the worst in the case of over-crush, and the outer ring spring is 1.2-ring away from spring bottom, the spring under over-crush condition will contact the bottom ring and the spring contact load reaches over 3 kN. When a single primary steel spring fractures, there's little impact on vehicle stability, but the vehicle safety condition would deteriorate, especially when the fracture happens at the spring middle part, the derailment coefficient and wheel load reduction rate of the vehicle increase significantly.

Key words EMU; primary steel spring; dynamics simulation; operation safety; spring fracture

First-author's address National Engineering Research Center of Railway Vehicle, CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., 130062, Changchun, China

随着列车运行速度的不断提高,对转向架,尤其是转向架一系弹簧定位和悬挂结构性能的要求也越来越高^[1]。一系弹簧悬挂结构是转向架组成的重要装置之一,不仅可用来保证一定的轴重分配、约束轮对相对转向架的运动,还可缓和轮轨冲击作用,保证车辆运行平稳性及安全性等动力学性能^[2]。如果列车在运行中发生一系弹簧断裂故障,势必会影响列车的运行,严重时危及行车安全。我国某型动车组曾在运用过程中发生过一系钢弹簧断裂的故障,虽然优化悬挂结构后未再发生此类故障,但仍需对一系钢弹簧承载规律及断裂后的动

力学影响开展深入分析。

文献[3]通过静力学分析悬挂故障情况下车体与转向架的静平衡状态。文献[4]通过数值仿真和滚振台试验,一系钢弹簧故障时采用刚性固定或者等效刚度模型,研究了一系钢弹簧不同故障状态对车辆平稳性和安全性的影响。文献[5]从疲劳损伤角度研究了某动车组一系钢弹簧断裂的原因,该弹簧断口均位于第一工作圈距弹簧端部 60 mm 处,测试表明该位置受到垂向载荷最大幅值为 3.72 kN。

大多数动车组动力学性能预测以弹簧故障状态组合为着手点^[6-7],主要采用等效刚度模型来模拟分析一系钢弹簧故障的影响,并未通过精细化的弹簧断裂模型来分析弹簧承载状态。本文采用一种弹簧断裂精细化建模方法,以某型动车组一系钢弹簧为研究对象,通过弹簧承载分析和一系弹簧各种故障状态下的动力学仿真计算,探究一系钢弹簧的承载规律和一系钢弹簧故障对车辆动力学性能的影响,为列车运营维护提供技术支持。

1 一系钢弹簧结构及故障统计

某型动车组一系悬挂采用轴箱定位方式。如图 1 所示,悬挂结构包括内、外侧钢弹簧组等零部件。内、外侧钢弹簧组分别由弹簧上下定位板、内外圈弹簧、弹性垫及调整垫等组成。

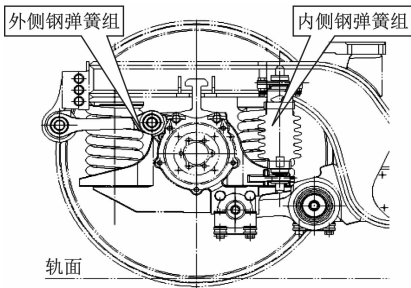


图 1 某动车组的一系悬挂结构

Fig. 1 Primary suspension structure of an EMU

经统计,该动车组在某段时间内发生了 10 起一系钢弹簧断裂的相关故障,其中 6 起故障的钢弹簧断裂位置在内侧钢弹簧组的外圈弹簧处。这说明内侧钢弹簧组的外圈弹簧承受载荷较大,容易发生断裂。

2 弹簧细化模型处理

2.1 仿真模型处理

一系钢弹簧在传统的车辆动力学仿真模型中

均考虑为线性弹簧,等效为 1 个力元。这种方法既不能准确反映弹簧内部的受力状态,也没有考虑弹簧本身振动对振动传递的影响。为了更加真实地模拟弹簧的受力状态,尤其是模拟弹簧断裂部位的受力状态,本研究建立了考虑弹簧参振质量的非线性弹簧动力学仿真模型^[8-10],转向架的动力学仿真模型如图 2 所示。建模时将 1 个弹簧划分为 50 段,与上下板共计有 52 个自由度。在车辆动力学模型中,仅对有弹簧故障轴箱的 4 个钢弹簧建立动态模型,对应车轴采用弹性梁模型。拖车系统的自由度为 44 个。车辆动力学仿真模型总共有 258 个自由度。

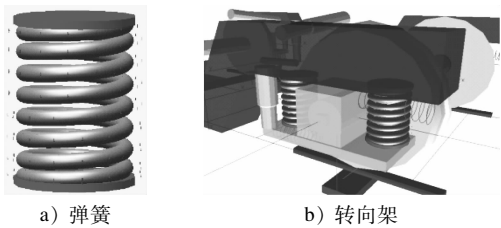
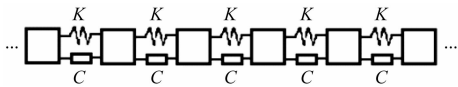


图 2 转向架动力学仿真模型

Fig. 2 Bogie dynamics simulation model

所谓参振质量弹簧,就是将钢弹簧离散成若干个质量单元块,采用无质量的离散梁连接各钢弹簧质量单元块,添加接触约束刚体块之间的连接,参振质量弹簧无质量梁阻尼矩阵、刚度矩阵与钢弹簧的自身结构属性。参振质量弹簧模型如图 3 所示。



注:K 为刚度;C 为阻尼。

图 3 参振质量弹簧模型示意图

Fig. 3 Diagram of vibration mass spring model

在相邻离散梁的质心 A1 点和 A2 点处建立坐标系,6 个作用力在 A1 点和 A2 点中间传递,其数学方程如下:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ T_x \\ T_y \\ T_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x - L \\ y \\ z \\ A_x \\ A_y \\ A_z \end{bmatrix} -$$

$$\begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & \delta_{14} & \delta_{15} & \delta_{16} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & \delta_{24} & \delta_{25} & \delta_{26} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & \delta_{34} & \delta_{35} & \delta_{36} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & \delta_{44} & \delta_{45} & \delta_{46} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & \delta_{54} & \delta_{55} & \delta_{56} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & \delta_{64} & \delta_{65} & \delta_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \\ \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}$$

式中:

F_x, F_y, F_z ——A1 点和 A2 点之间传递的 3 个轴向力;

T_x, T_y, T_z ——A1 点和 A2 点之间传递的 3 个绕轴转矩;

L ——A1 点和 A2 点之间沿 X 轴的初始位移;

x, y, z ——A1 点和 A2 点之间 3 个轴向力作用下产生的相对位移;

A_x, A_y, A_z ——分别为 A1 点和 A2 点之间 3 个绕轴转矩作用下产生的相对位移;

v_x, v_y, v_z ——分别为 A1 点和 A2 点之间 3 个轴向力作用下产生的速度;

$\omega_x, \omega_y, \omega_z$ ——分别 A1 点和 A2 点之间绕各轴的转矩作用下产生的角速度;

K_{ij} ——位移刚度, $i=1,2,3, j=1,2,3$;

S_{ij} ——角位移刚度, $i=4,5,6, j=4,5,6$;

C_{ij} ——位移阻尼, $i=1,2,3,4,5,6, j=1,2,3$;

δ_{ij} ——角位移阻尼, $i=1,2,3,4,5,6, j=4,5,6$ 。

2.2 弹簧断裂故障模拟

如图 4 a) 所示,当一系钢弹簧发生断裂时,故障位置相邻两段弹簧会错位并与下圈弹簧接触。相应的一系钢弹簧断裂仿真模型如图 4 b) 所示。

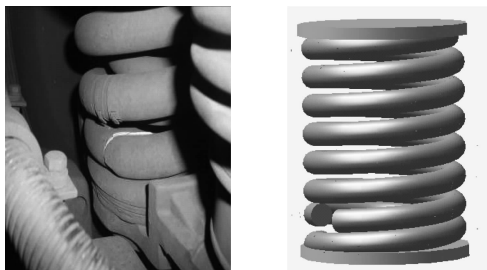


图 4 一系钢弹簧断裂

Fig. 4 Fractured primary steel spring

某型动车组一系钢弹簧断裂大都发生在距弹簧端部 1.1 ~ 1.3 圈范围内,且靠近接触圈。因断裂处的簧圈间隙较小,故弹簧断裂后,弹簧整体高度下降较小,一般不超过 5 mm。由于一系悬挂为拉杆定位,故当弹簧在端部断裂时,同一转向架的四角高度变化较小。内、外圈弹簧均有上、下夹板定

位,且内、外圈弹簧互相限制,能确保弹簧断裂后不会脱出,减小对车辆运行安全性的影响。

本研究的一系钢弹簧断裂仿真模型基于以下假设:①故障弹簧不会引起同组另一个弹簧断裂;②断裂弹簧对结构安全性的影响不考虑;③弹簧端部断裂后,弹簧高度降低,但是仍然起支撑和减振作用;④弹簧端部断裂后,断裂面不再有弹性支撑作用,仅通过弹簧上下圈之间的接触提供垂向力。

设定一系钢弹簧模型垂向为弹簧阻尼力元,水平方向为弹簧阻尼和摩擦串联的黏滑力元。建立一系钢弹簧精细化模型,得到一系钢弹簧断裂黏滑接触模型,如图 5 所示。其中, K_{xy} 为弹簧水平刚度, C_{xy} 为弹簧水平阻尼, K_z 为弹簧垂向刚度, C_z 为弹簧垂向阻尼。该区域在黏着摩擦和滑动摩擦之间变换,具体数学模型如下。

黏着状态:

$$F_{xy} = K_{xy} |r_{ij}| + C_{xy} v_{\Delta} |F_{xy}| \leq F_z \mu \quad (1)$$

滑动状态:

$$F_{xy} = F_z \mu \operatorname{sign}(v_{\Delta})$$

$$\operatorname{sign}(v_1) \neq \operatorname{sign}(v_2)$$

分离状态:

$$F_{xy} = 0; F_z = 0$$

式中:

F_{xy} ——水平力;

F_z ——垂向力;

r ——弹簧断裂处两端变形量;

v_1, v_2 ——分别为弹簧断裂处上、下两端的

速度;

v_{Δ} ——弹簧断裂处两端的相对速度,且 $v_{\Delta} = v_2 - v_1$;

μ ——断裂处上下两端弹簧接触区域的摩擦

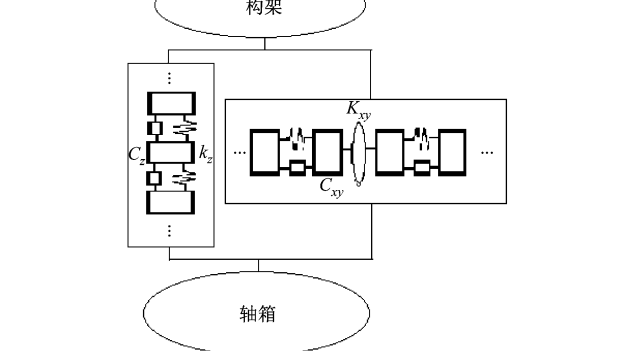


图 5 一系钢弹簧断裂黏滑接触模型

Fig. 5 Stick-slip contact model of fractured primary steel spring

3 弹簧承载分析

3.1 弹簧静态载荷分析

建立包含一系钢弹簧精细化模型的整车动力学模型,计算车体载荷变化时的弹簧承载变化,得到轴箱弹簧的静态载荷计算结果如表 1 所示。

表 1 一系钢弹簧的静态载荷计算结果
Tab.1 Calculation results of primary steel spring static load

载荷状态	位置	总载荷	单位:kN	
			外圈弹簧载荷	内圈弹簧载荷
整備	外侧弹簧组	23.3	15.94	7.36
	内侧弹簧组	25.9	17.72	8.18
定员	外侧弹簧组	27.8	19.02	8.78
	内侧弹簧组	30.8	21.07	9.73
超员	外侧弹簧组	32.2	22.03	10.17
	内侧弹簧组	36.0	24.63	11.37

由表 1 可见:一系内侧内、外圈弹簧的静载荷大于外侧内、外圈弹簧的静载荷;一系悬挂内圈弹簧承受的载荷仅为外圈弹簧载荷的 1/2 左右。由于内圈弹簧的刚度更小,故轴箱外圈弹簧为轴箱弹簧的承载主体。因此,本文仅对一系外圈钢弹簧进行动态载荷分析。

3.2 弹簧动态载荷分析

考虑轨道不平顺激励,就车速为 200 km/h 的情况进行车辆动力学仿真,并提取内、外侧的外圈弹簧端部断裂区域(即距端部 1.1 ~ 1.3 圈范围内)不同断面的弹性载荷,以及弹簧上下圈之间的接触载荷。仿真计算结果如表 2 和表 3 所示。从表 2 及表 3 可以得出:一系内侧钢弹簧承受的弹性载荷大于外侧弹簧;随着车辆载荷的增加,弹簧弹性载荷和接触载荷均明显增大;在超员工况下,该区域弹簧会和底圈接触,并使得接触载荷显著增加了 3 kN 以上。这与文献[5]线路测试推算的垂向载荷振幅基本相同。

表 2 轴箱弹簧弹性载荷
Tab.2 Axle box spring elastic load

工况	内侧外圈弹簧		外侧外圈弹簧	
	均值/kN	方差/kN ²	均值/kN	方差/kN ²
整備	17.7	0.586	15.8	0.633
定员	20.8	0.616	18.8	0.644
超员	23.3	0.397	21.2	0.394

表 3 轴箱弹簧接触载荷
Tab.3 Axle box spring contact load

工况	内侧外圈弹簧		外侧外圈弹簧	
	均值/kN	方差/kN ²	均值/kN	方差/kN ²
整備	0.13	0.218	0.12	0.208
定员	1.74	0.384	1.83	0.368
超员	3.19	0.236	3.34	0.239

此外,仿真得到的轴箱内侧和轴箱外侧的外圈弹簧动载荷频谱图如图 6 所示。由图 6 可见:轴箱内、外侧的外圈弹簧垂向动载荷基本接近;在动载荷频率为 20 ~ 45 Hz 范围内,轴箱内侧弹簧的动载荷比轴箱外侧弹簧的动载荷大。

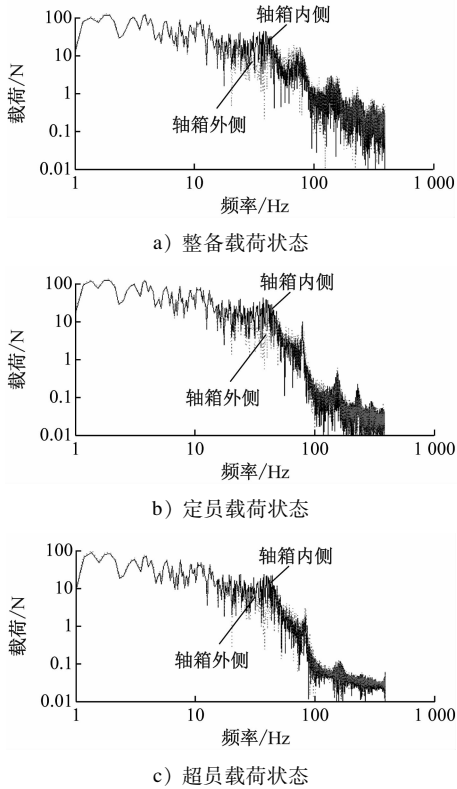


图 6 外圈弹簧动载荷频谱图
Fig.6 Frequency spectrum diagram of the outer ring spring dynamic load

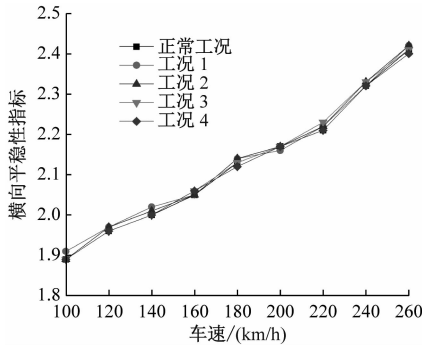
由上述分析可见,相比于其他弹簧,轴箱内侧外圈弹簧承受载荷最大,故其在相同几何结构下更容易发生断裂。这也与实际线路弹簧断裂情况吻合。

4 弹簧故障状况的动力学性能分析

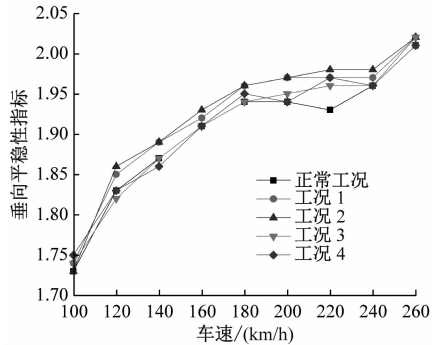
4.1 故障工况

钢弹簧断裂往往是瞬间突发的事故。按照轴

箱钢弹簧可能断裂的位置划分故障工况:工况 1 为 1 个内侧外圈弹簧端部断裂,工况 2 为 1 个外侧外圈弹簧端部断裂,工况 3 为 1 个内侧外圈弹簧中部断裂,工况 4 为 1 个外侧外圈弹簧中部断裂。当弹簧端部断裂时,采用一系钢弹簧断裂的精细化模型。当弹簧中部断裂时,弹簧的下降量很大,在最不利情况下断裂的弹簧不提供支撑和定位作用。



a) 横向平稳性指标对比



b) 垂向平稳性指标对比

图 7 车辆平稳性指标对比

Fig. 7 Comparison of vehicle stability indicators

从图 7 可知,无论弹簧是端部断裂还是中部断裂,对车辆平稳性影响均较小。

4.3 安全性结果对比分析

在正常工况和 4 种故障工况下,分析车辆在直线段和曲线段不同速度下的运行安全性指标。其中曲线段的曲线半径为 2 200 m,超高为 120 mm。

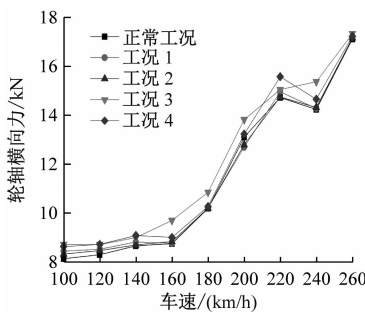
安全性指标计算结果如图 8 及图 9 所示。经对比分析可知:

1) 工况 3 和工况 4 的轮重减载率明显增大。这主要是由于断裂弹簧无法支撑和承载,故发生断

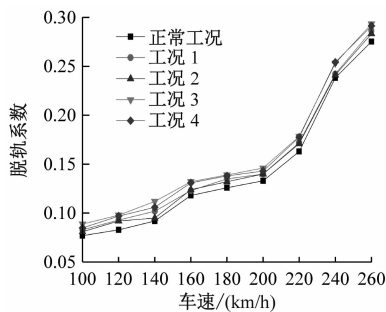
裂的一系钢弹簧水平刚度和垂向刚度整体下降,进而导致轮重分配不均。

2) 工况 1 和工况 2 下车辆安全性所受影响有限。这主要是由于弹簧的端部断裂只下降工作高度,而对一系钢弹簧各向刚度的影响不显著。

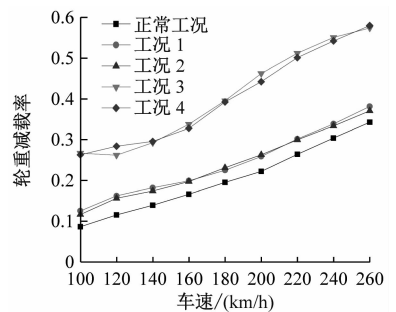
3) 工况 3 和工况 4 下的安全性指标较为恶劣,尤其是曲线段的脱轨系数和轮重减载率均明显增大。这是因为当弹簧中部断裂时,轮轨垂向载荷发生变化,从而影响了轮轨动态作用力。



a) 轮轴横向力



b) 脱轨系数



c) 轮重减载率

图 8 直线段的安全性指标对比

Fig. 8 Comparison of safety indicators on straight line section

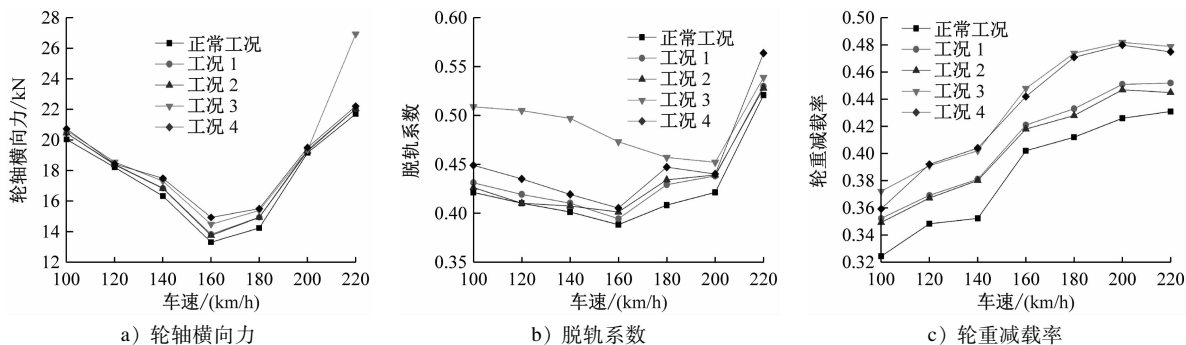


图9 曲线段的安全性指标对比

Fig. 9 Comparison of curve section safety indicators

5 结语

采用钢弹簧动态模型,建立某高速车辆的动力学仿真模型,考虑一系钢弹簧典型的断裂故障状态,采用动力学数值仿真方法,研究了弹簧承载和弹簧断裂对动力学性能的影响。由研究结果可知:

1) 弹簧载荷分析表明,外圈弹簧承载大于内圈弹簧承载;轴箱内侧弹簧静态承载大于外侧弹簧静态承载;当动载荷频率在 20 ~ 45 Hz 范围外时,轴箱内、外侧的弹簧动态承载情况基本接近。

2) 外圈弹簧距离弹簧端部 1.2 圈附近,超载工况下弹簧会和底圈接触,弹簧的接触载荷增大,极可能引发该位置弹簧断裂。

3) 无论是弹簧端部断裂还是弹簧中部断裂,对于车辆平稳性指标影响均较小。

4) 一系钢弹簧断裂时,列车运行安全隐患增加,尤其是在弹簧中部断裂时,车辆的脱轨系数和轮重减载率会明显增大。

参考文献

- [1] 任尊松. 车辆动力学基础[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2009.
REN Zunsong. Fundamentals of vehicle dynamics[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2009.
- [2] 严隽毫, 傅茂海. 车辆工程[M]. 3 版. 中国铁道出版社, 2011.
YAN Juanmao, FU Maohai. Vehicle engineering[M]. 3rd ed. China Railway Publishing House, 2011.
- [3] 凌坤坤, 李向聪. 悬挂系统故障情况下的车体静平衡分析[J]. 佳木斯大学学报(自然科学版), 2011, 29(6): 814.
LING Kunkun, LI Xiangcong. The static equilibrium analysis of car body under the failure of suspension system[J]. Journal of Jiamusi University (Natural Science Edition), 2011, 29

(6): 814.

- [4] 刘国云, 曾京. 钢弹簧故障状态的车辆动力学性能[J]. 交通运输工程学报, 2015, 15(4): 43.
LIU Guoyun, ZENG Jing. Vehicle dynamic performance under steel spring failure conditions[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2015, 15(4): 43.
- [5] 王文静, 李广君, 唐薇, 等. 高速动车组轴箱弹簧疲劳失效机理研究[J]. 铁道学报, 2015, 37(6): 41.
WANG Wenjing, LI Guangjun, TANG Wei, et al. Research on mechanism of fatigue crack of high speed train axle box spring[J]. Journal of the China Railway Society, 2015, 37(6): 41.
- [6] 秦娜, 王开云, 金炜东, 等. 高速列车转向架故障的经验模态熵特征分析[J]. 交通运输工程学报, 2014, 14(1): 57.
QIN Na, WANG Kaiyun, JIN Weidong, et al. Fault feature analysis of high-speed train bogie based on empirical mode decomposition entropy[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2014, 14(1): 57.
- [7] 赵勇. 转 K2 转向架弹簧失效分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2006.
ZHAO Yong. Fails analysis of K2 type bogie springs[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2006.
- [8] 孙文静, 宫岛, 周劲松, 等. 一系螺旋弹簧动刚度对车辆-轨道耦合振动影响分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(5): 49.
SUN Wenjing, GONG Dao, ZHOU Jinsong, et al. Influence of dynamic stiffness of primary suspension on vehicle-track coupled vibration[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(5): 49.
- [9] 李永华, 董少迪. 动车组轴箱弹簧多响应稳健优化设计方法[J]. 中国铁道科学, 2016, 37(1): 100.
LI Yonghua, DONG Shaodi. Multi-response robust optimization design method for EMU axle box spring[J]. China Railway Science, 2016, 37(1): 100.
- [10] SUN W, ZHOU J, THOMPSON D, et al. Vertical random vibration analysis of vehicle-track coupled system using Green's function method[J]. Vehicle System Dynamics, 2014, 52(3): 362.

(收稿日期: 2022-07-31)