



受电弓柔性建模对弓网相互作用与疲劳特性的影响研究

张 顺¹, 程 尧², 魏海飞²

(1. 中车南京浦镇车辆有限公司, 江苏 南京 210031;

2. 西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室, 四川 成都 610031)

摘 要: 针对受电弓上臂杆在服役过程中频繁出现裂纹的问题, 目前多采用多刚体或归算质量模型的弓网耦合方法进行分析, 但难以反映关键部件柔性振动对动力响应和疲劳损伤的影响。为此, 文章基于多体动力学与有限元方法, 并结合模态缩减技术, 建立了考虑上臂杆柔性的弓网耦合动力学模型, 用于分析其对接触力与结构响应的规律。结果表明, 相较于刚体模型, 考虑上臂杆柔性特性后接触力均值和最大值分别增加2.88%和3.74%, 最小值降低58.64%, 标准差变化较小; 在140 Hz与320 Hz附近, 上臂杆出现显著共振响应, 其中320 Hz对应高阶模态, 并导致弓头加速度最大值与标准差分别增加43.96%和44.81%。基于雨流计数的疲劳分析进一步表明, 柔性模型累计损伤较刚体模型提高约62.55%, 共振效应显著加速损伤累积过程。上述结果说明, 上臂杆柔性通过改变高频动力响应与载荷特性分布, 对弓网相互作用与关键部件疲劳行为具有显著影响, 文章提出的模型可为弓网系统动力学精细建模、关键部件疲劳强度评估和服役状态监测提供理论依据和方法支撑。

关键词: 弓网系统; 动力学; 柔性体; 模态缩减; 统计值; 有限元方法

中图分类号: U225.3

文献标志码: A

文章编号: 1000-128X(2026)01-0157-10

0 引言

弓网系统作为高速动车组的上边界, 时刻为动车组提供电能, 良好的受流质量是列车稳定运行的重要保障, 目前评估受流质量主要通过衡量弓网动力学性能来进行。自上世纪以来, 大量学者基于数值模型模拟弓网动力学行为, 对弓网系统动力学展开研究, 以寻求最佳的弓网匹配关系^[1-2]。

在接触网建模方面, 国内外普遍采用“伯努利-欧拉梁”模拟接触网变形, 因此广泛采用有限元方法对接触网进行建模^[3-4]。针对柔性接触网, 确定初始形态是最为重要的, 目前广泛使用的找形方法为分模法。其中, 文献[5]提出了负驰度法, 用于提高大规模接触

网找形计算效率; 文献[6]提出基于变长度梁单元来模拟其张紧过程。

在受电弓建模方面, 归算质量模型因其能反映受电弓的基本振动特性, 同时具有较高计算效率而被广泛应用^[7-8]。然而, 归算质量模型无法反映受电弓内部特性, 而具有一定局限性。为满足研究需求, 文献[9]建立了多刚体模型, 研究受电弓各杆件的载荷特性; 文献[10]将弓头视为弹性体, 而将框架部分视为归算质量, 用于研究弓网系统动力学。近年来, 由于上框架裂纹的出现, 部分学者针对该问题进行了深入研究, 文献[11]研究了含裂纹上框架的动力学特性, 并与正常受电弓进行对比, 表明该裂纹对弓网受流的一系列指标均有重要影响; 周宁等学者通过四点弯曲试验与裂纹扩展仿真, 研究了含裂纹受电弓上框架的裂纹扩展

基金项目: 四川省自然科学基金面上项目 (2025ZNSFSC0400)

通信作者: 张 顺, 男, 正高级工程师, 主要从事轨道交通车辆诊断方面的研究; E-mail: zs_csr@126.com

引用格式: 张顺, 程尧, 魏海飞. 受电弓柔性建模对弓网相互作用与疲劳特性的影响研究[J]. 机车电传动, 2026(1): 157-166.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.01.021.

Citation: ZHANG Shun, CHENG Yao, WEI Haifei. Effects of flexible pantograph modeling on pantograph-OCS interaction and fatigue characteristics [J]. Electric drive for locomotives, 2026(1): 157-166.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.01.021.

寿命, 为确定受电弓检修周期提供参考^[12]; 文献[13-14]针对受电弓上臂杆裂纹问题, 研究了受电弓的上框架空间载荷谱编制方法, 为地面加速试验提供数据支撑。为研究上框架的裂纹萌生原因, 文献[15]从结构的角度研究了上框架不对称问题, 突出了上臂杆柔性特性对弓网相互作用的重要性, 但未深入分析各指标的变化规律。

基于上述分析, 本文以多刚体模型为基础, 建立受电弓刚柔混合模型, 研究上臂杆柔性特性对弓网动力学的影响, 可为研究上臂杆的载荷特性、探索上臂杆裂纹原因提供数据支撑与理论指导。

1 受电弓与接触网耦合模型

1.1 接触网与受电弓模型

根据适用类别, 接触网分为刚性接触网与柔性接触网。弹性链型柔性接触网主要由接触线、吊弦、承力索、辅助承力与支撑定位装置组成。相比于刚性接触网的固定式布置方式, 柔性接触网的网状结构布置, 更依赖结构之间的力平衡。

在弓网系统运行过程中, 接触网的变形以拉伸与弯曲为主。因此, 基于有限元方法, 将接触线、吊弦、承力索与弹性吊索采用“伯努利-欧拉梁”模拟, 线夹使用集中质量单元, 定位点与悬挂点采用弹簧阻尼单

元等效。

本文采用分模法对接触网进行初始找形^[5], 所建立的接触网模型如图1所示。

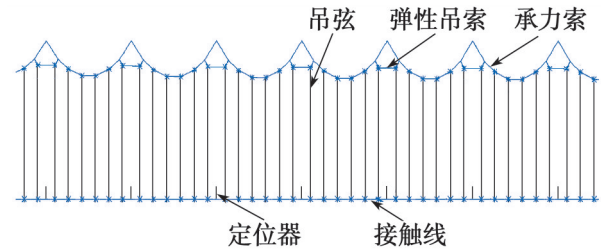


图1 接触网模型

Fig. 1 OCS model

接触网模型动力学方程可表示为

$$\mathbf{M}_c \ddot{\mathbf{x}}_c + \mathbf{C}_c \dot{\mathbf{x}}_c + \mathbf{K}_c \mathbf{x}_c = \mathbf{P} \quad (1)$$

式中: $\mathbf{M}_c$ 为接触网质量矩阵; $\mathbf{C}_c$ 为接触网阻尼矩阵; $\mathbf{K}_c$ 为接触网刚度矩阵; $\mathbf{x}_c$ 为接触网位移向量; $\mathbf{P}$ 为接触网载荷向量。

受电弓一般由弓头、框架、绝缘子及各管路组成。其中, 滑板与悬挂组成弓头, 主要负责受流; 底架、下臂杆、拉杆与部分上臂杆组成第一级四连杆, 主要负责弓体的升降; 下臂杆、上臂杆、平衡杆与平衡臂组成第二级四连杆, 主要负责弓头滑板保持水平, 两级四连杆共同组成框架部分。受电弓的基本结构与模型如图2所示。

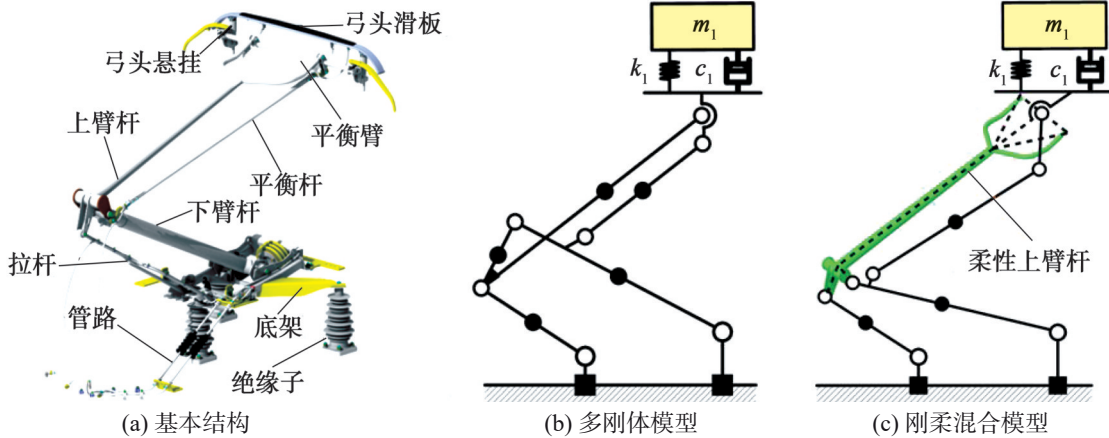


图2 受电弓基本结构与模型

Fig. 2 Basic structure and model of pantograph

建立刚柔混合模型前, 首先完成刚体框架的建模[如图2(b)所示], 基于运动学关系和第二类拉格朗日方程, 推导其动力学方程和受电弓动力学方程。框架部分仅有1个转动自由度, 弓头部分仅有1个平动自由度, 受电弓动力学方程可表示为^[5]:

$$f_1(\alpha)\ddot{\alpha} + f_2(\alpha)\dot{\alpha}^2 + f_3(\alpha)\dot{\alpha} + f_4(\alpha, \dot{\alpha}) = 0 \quad (2)$$

$$m_1\ddot{y} + c_1(\dot{y}_h - \dot{y}_1) + k_1(y_h - y_1) + F_c = 0 \quad (3)$$

式中: α 为下臂杆抬升角度; $f_1 \sim f_4$ 为与 α 相关的函数; m_1 、 c_1 、 k_1 分别为弓头的质量、刚度和阻尼; y_h 、 y_1 分别为框架顶端与弓头的位移, 其中 y_h 为框架运动方程 $f_i(i=1, 2, 3, 4)$ 的函数; F_c 为弓头的接触力。

考虑框架柔性对受流质量的影响, 在多刚体模型的基础上, 基于上臂杆有限元模型与模态缩减技术, 将上臂杆简化成由若干个集中质量点组成的模态缩减模型, 并对前若干阶模态截断; 然后, 将多刚体模型中的刚性上臂杆替换为该模型。由此, 得到改进的多刚体模型——受电弓刚柔混合模型, 如图2(c)所示。由于其自由度大于1, 因此受电弓的广义动力学方程可表示为

$$\mathbf{M}_p \ddot{\mathbf{u}}_p + \mathbf{C}_p \dot{\mathbf{u}}_p + \mathbf{K}_p \mathbf{u}_p = \mathbf{F}(t) \quad (4)$$

式中: $\mathbf{M}_p$ 为质量矩阵; $\mathbf{C}_p$ 为阻尼矩阵; $\mathbf{K}_p$ 为刚度矩阵; $\mathbf{u}_p$ 为节点位移向量; $\mathbf{F}(t)$ 为载荷向量。

1.2 受电弓模态分析与模态缩减

基于受电弓几何模型, 采用Hypermesh对整个受电弓进行网格划分, 建立有限元模型 (finite element model, FEM), 受电弓各关键部件属性参数如表1所示。各铰接位置使用Hinge Joint连接, 滑板与平衡臂之间的悬挂使用Spring单元连接, 螺栓连接位置使用Tie连接。

表1 受电弓有限元建模参数
Table 1 Finite element modeling parameters of pantograph

部件	密度/(kg·m ⁻³)	弹性模量/Pa	泊松比
碳滑板	2.45×10 ³	2.7×10 ¹⁰	0.30
滑板铝托架、平衡臂、上臂杆、拉杆、下臂杆、底架	2.78×10 ³	7.2×10 ¹⁰	0.33

基于ABAQUS对受电弓进行模态分析, 如图3所示。

由图3可知, 第1阶为受电弓的刚体模态, 第2阶表现为上臂杆的摇头弯曲, 第3阶表现为垂向弯曲, 第4阶表现为弓头与上臂杆侧滚变形。随着模态阶次的提高, 模态频率增大, 上臂杆的形变方式也随之发生变化。然而, 在前20阶, 几乎所有模态频率均有上臂杆变形贡献, 这表明在实际运行过程中, 上臂杆的柔性变形高度参与了弓网耦合。因此, 在弓网耦合过程中考虑上臂杆的柔性变形是很有必要的。

为证明上述受电弓有限元模型的正确性, 在地面台架试验台, 针对CX-NG受电弓进行模态测试, 除仿真模型的第一阶为刚体模态外, 取前2~6阶模态进行有效性验证。试验结果表明, 模态分析频率误差均在20%以内, 验证了有限元模型的有效性, 仿真与试验结果对比如表2所示。

动力学响应的低频成分占了振动能量的大部分, 若将完整的有限元模型导入动力学模型中参与计算, 将会占用巨大的计算资源, 却无法大幅度提升计算精度。因此, 本文采用模态缩减技术, 将上臂杆单独划分网格, 在模型中均匀分布若干集中质量点作为参考点, 并与其附近的网格单元相耦合, 然后直接使用集

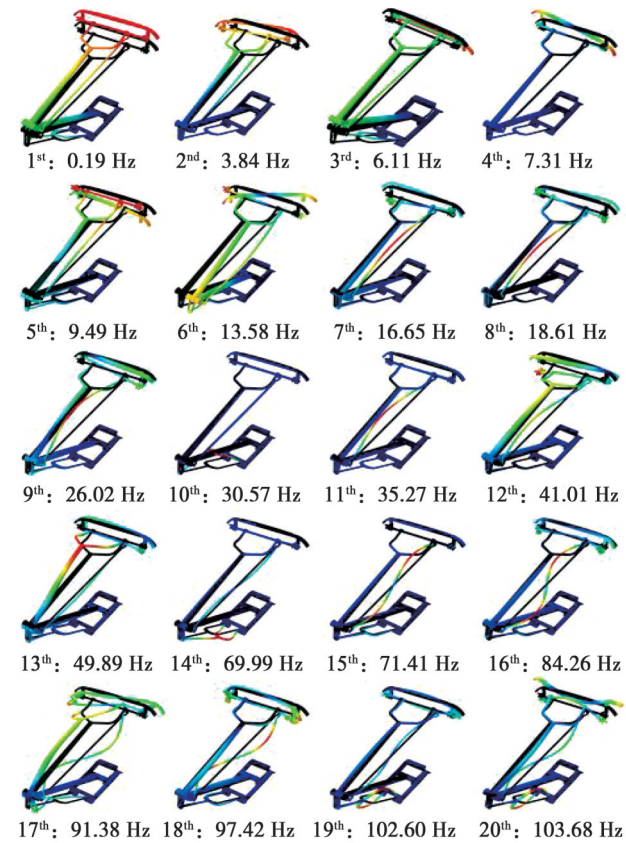


图3 CX-NG型受电弓前20阶模态分析

Fig. 3 Modal analysis of the first 20 orders of CX-NG pantograph

表2 模态验证

Table 2 Modal validation					Hz
方法	2阶	3阶	4阶	5阶	6阶
测试	4.58	6.85	7.79	9.88	14.52
仿真	3.84	6.11	7.31	9.49	13.58
误差/%	16.16	10.80	6.16	3.95	6.47

中质量点替代原模型, 缩减计算自由度。由于模态缩减模型是基于集中质量点来等效模型本身, 因此存在一定误差。为了保证模态缩减模型的有效性, 截取前10阶模态, 对比结果如表3所示, 最大相对误差为10.743%, 因此认为该模型是有效的。

表3 模态缩减验证

Table 3 Modal reduction validation										Hz
模型	1阶	2阶	3阶	4阶	5阶	6阶	7阶	8阶	9阶	10阶
原模型	65.93	72.19	83.64	108.13	167.58	169.25	213.37	262.79	288.57	313.90
模态缩减模型	65.95	72.20	83.63	108.16	167.63	169.52	213.73	263.05	291.67	314.06
误差/%	0.303	0.139	0.120	0.277	0.298	1.595	1.687	0.989	10.743	0.510

1.3 弓网耦合模型

受电弓通过滑动接触来受流, 为实现弓网之间的耦合作用, 本文采用罚函数法将两者耦合。基本原理是通过滑板与接触线的相对位移来计算法向力^[16], 具体为

$$F_c = \begin{cases} k_s \delta^n \left(1 + \frac{3(1-e^2)}{4} \cdot \frac{\dot{\delta}}{\delta^{(-)}} \right), & \delta^n > 0 \\ 0, & \delta^n \leq 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中: F_c 为接触压力; k_s 为接触刚度; δ 为接触点相对穿深度; $\delta^{(-)}$ 为相对影响速度; e 为恢复系数。

上述弓网耦合模型由受电弓刚柔混合动力学模型、

接触网模型和Hertz接触模型组成。其中，接触网模型通过有限元软件Ansys建立，而受电弓模型通过有限元软件ABAQUS与多体动力学软件Simpack联合建立，引入接触算法，将两者耦合并求解，运动过程中的各项数据由Simpack的SODASRT2积分器求解。

2 动力学模型验证

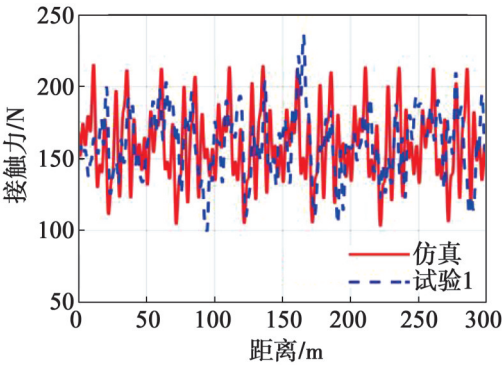
欧标 EN 50318:2018 规定了弓网耦合模型的验证方法，其中一项内容为在相同工况下使用 20 Hz 低通滤波对线路实测结果进行处理，并将处理后的结果与仿真结果进行对比验证。若误差不大于 20%，则表示弓网耦合模型通过验证。本文使用的受电弓刚柔混合模型与接触网参数可参考文献[15]。在 300 km/h 的速度工况下，线路实测结果与仿真结果对比如图 4 所示。

将上述验证结果进行统计值对比分析，对比结果如表 4 所示，其中“误差 1”对应“测试 1”，“误差 2”对应“测试 2”。结果表明，均值、标准差、最大值、最小值均满足标准规定的要求。因此，该模型通过了 EN 50318:2018 的验证^[17]。

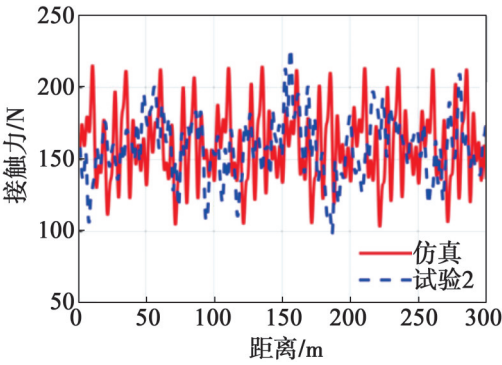
表 4 模型验证的统计值对比(300 km/h)

Table 4 Comparison of statistical values for model validation

方法	均值	标准差	最大值	最小值
仿真	159.21 N	24.43 N	216.08 N	100.73 N
测试 1	160.85 N	22.53 N	236.51 N	99.37 N
测试 2	158.77 N	21.04 N	227.15 N	98.04 N
误差 1	1.64 N	-7.78%	9.45%	-1.35%
误差 2	-0.44 N	-13.88%	5.12%	-2.67%
要求	±2.50 N 以内		≤20%	



(a) 验证 1



(b) 验证 2

图 4 线路实测数据验证结果

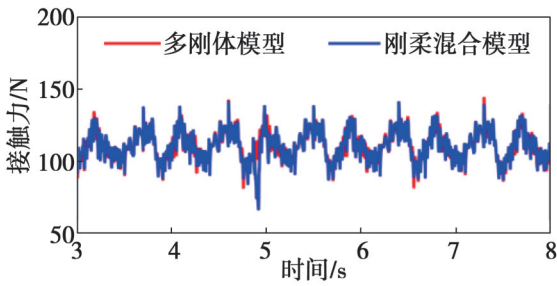
Fig. 4 Line test data validation results

3 受电弓柔性对弓网受流质量的影响

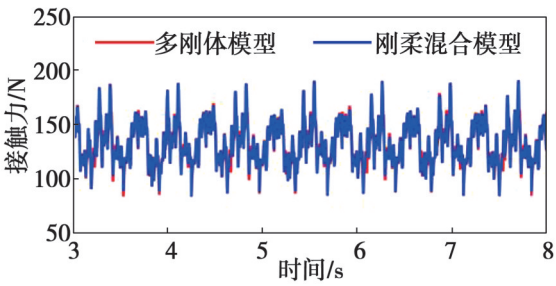
3.1 接触力分析

为研究上臂杆柔性对弓网仿真模型的影响，分别使用多刚体模型与刚柔混合模型进行弓网耦合动力学仿真，弓网静态抬升力以经验公式计算，如式(6)。接触力变化曲线仿真计算见图 5。

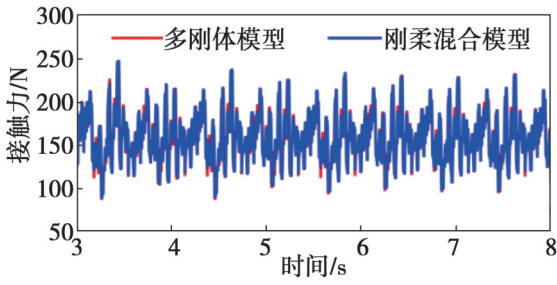
$$F_m = 70 + 0.00097v^2 \tag{6}$$



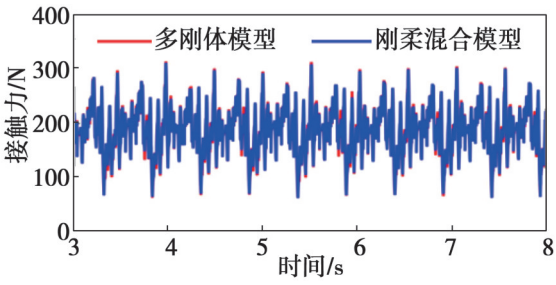
(a) 200 km/h



(b) 250 km/h



(c) 300 km/h



(d) 350 km/h

图 5 弓网动态接触力

Fig. 5 Dynamic pantograph-OCS contact force

式中： F_m 为弓网静态抬升力； v 为列车速度。

根据实际工况，将仿真运行速度设置为200 km/h、250 km/h、300 km/h、350 km/h，通过弓网动力学仿真，分别计算5种运行工况的弓网动态接触力，具体如图5所示。

由图5可知，多刚体模型与刚柔混合模型的仿真接触力整体趋势一致。然而，由于受电弓上臂杆柔性特性的影响，使得整体有了更丰富的信号特征，接触力在峰谷值上存在明显差异。此外，在200 km/h的工况下，如图5(a)所示，在5 s附近接触力产生了剧烈波动，

这可能是上臂杆产生较大的柔性变形所致。

弓网受流质量一般通过接触力的统计量来定量描述。为进一步分析2种模型的差异，分别计算上述接触力时域数据的平均值、最大值、最小值、标准差，图6分别为各运行速度工况下的弓网动态接触力统计结果。由图6可知，各指标的变化趋势一致，均值、最大值与标准差均随运行速度的提高而逐渐上升，而最小值却逐渐下降。然而，在200 km/h运行工况下，上臂杆剧烈抖动导致的接触力波动，使得接触力最小值较小。

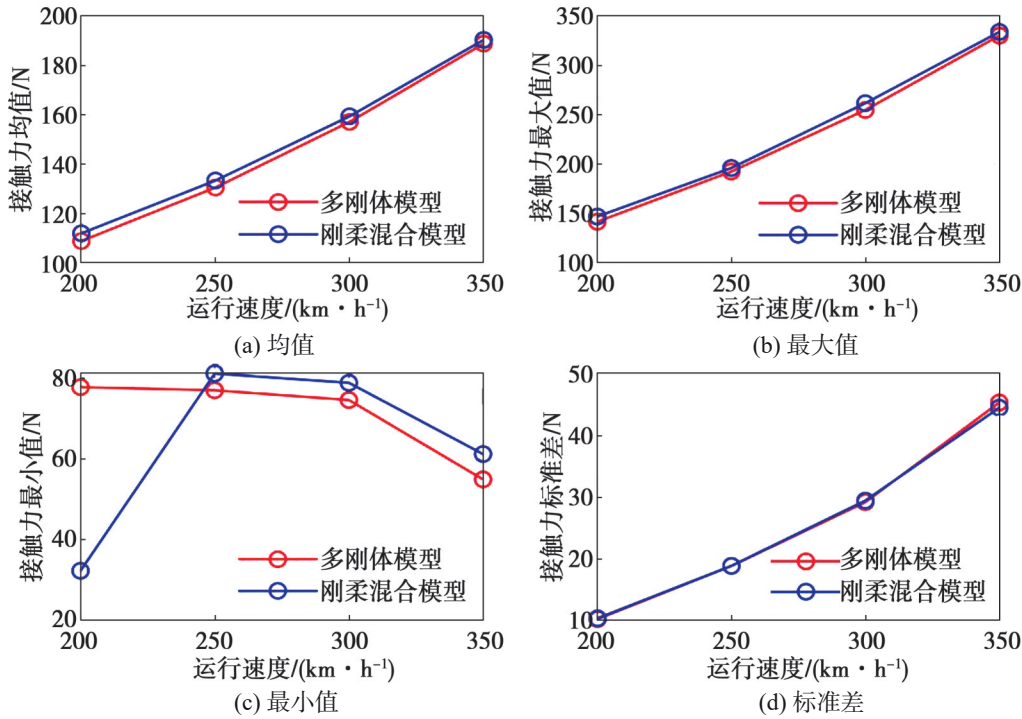


图6 弓网动态接触力统计指标
Fig. 6 Statistical indicators of dynamic pantograph-OCS contact force

此外，2种模型接触力统计量的相对差异分析结果如表5所示。由表5可知，刚柔混合模型接触力的均值与最大值均大于多刚体模型的对应结果，其中均值最大差异为2.88%，最大值最大差异为3.74%，随着速度等级提升，两者差异逐渐减小；除了200 km/h工况外，接触力最小值两者差异逐渐增大，并且刚柔混合模型大于多刚体模型；2种模型标准差的差异均处于2%以内。为说明结果的可靠性，对比本文与文献[15]在350 km/h工况的结果，两者较为接近。

表5 不同速度工况下多刚体模型与刚柔混合模型接触力统计指标差异

指标	200 km/h	250 km/h	300 km/h	350 km/h	
				本文	文献[15]
均值	2.88	2.17	1.45	0.81	0.36
最大值	3.74	1.89	2.70	1.13	1.82
最小值	-58.64	5.39	5.74	11.47	17.51
标准差	1.30	0.16	0.88	-1.85	0.98

3.2 加速度分析

为进一步探究上臂杆柔性对弓网相互作用的影响，提取某一侧弹簧处加速度进行分析，图7分别为200 km/h、250 km/h、300 km/h、350 km/h运行工况下滑板右侧弹簧处加速度的时域数据。由图7可知，随着速度等级的提高，加速度幅值明显增大；2种模型整体数值变化趋势一致，差异较小。此外，在200 km/h运行工况下，在5 s左右存在加速度异常波动的情况，而多刚体模型则不存在这一现象，并且刚柔混合模型较多刚体模型存在较多峰值凸起，这也是上臂杆柔性变形所致。

进一步分析加速度最大值与标准差随速度的变化差异，如图8所示。结果表明，除200 km/h速度工况，刚柔混合模型的加速度最大值在多刚体模型加速度最大值附近波动，两者最大差异为20.14%，标准差两者差异在2%以内。对于存在上臂杆抖动的200 km/h工况，加速度最大值差异达到43.96%，标准差两者差异达到44.81%，具体数据如表6所示。

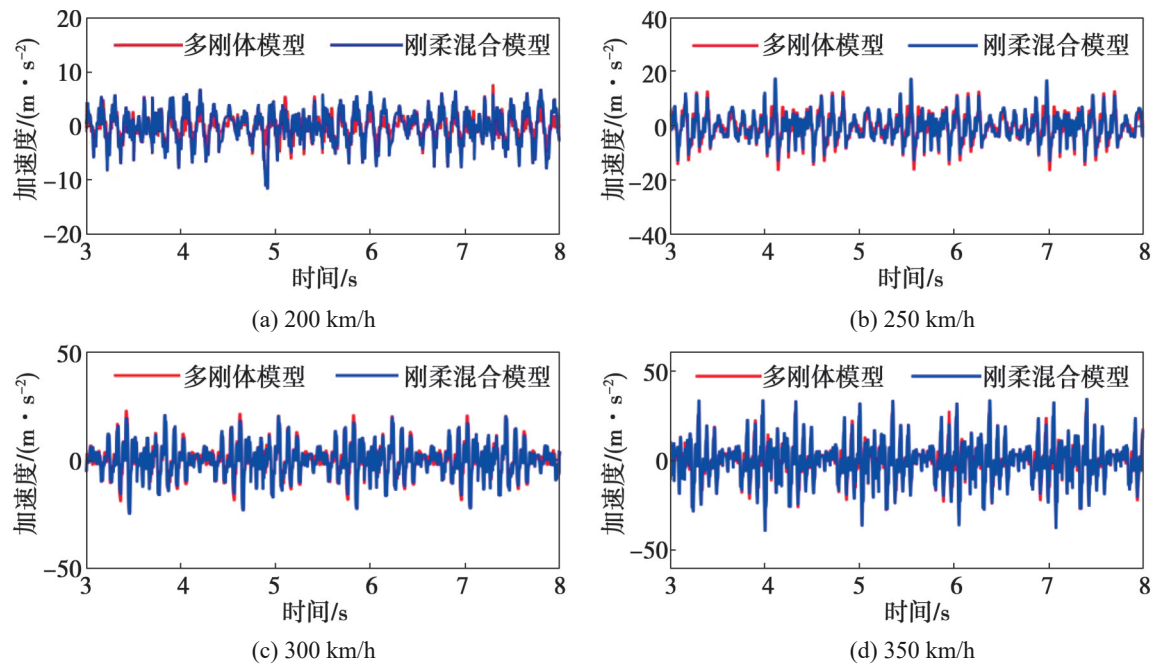


图7 弓头加速度
Fig. 7 Pantograph bow acceleration

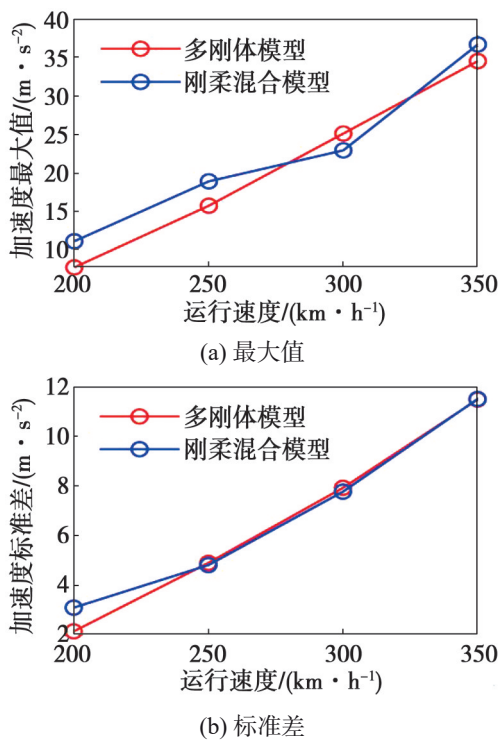


图8 加速度统计指标

Fig. 8 Acceleration statistical indicators

表6 多刚体模型与刚柔混合模型加速度统计指标差异

Table 6 Differences in statistical indicators of accelerations in multi-rigid-body model and rigid-flexible hybrid model %

指标	200 km/h	250 km/h	300 km/h	350 km/h
最大值	43.96	20.14	-8.69	6.26
标准差	44.81	-1.82	-1.96	0.20

3.3 上臂杆共振机理分析

为进一步分析上臂杆柔性振动的原因，提取 200

km/h 工况的加速度信号进行频域分析，如图 9 所示。

图 9(a)为整体的频率分布。由图 9(a)可知，2 种模型在低频范围内具有较好一致性，均能够准确表征受电弓跨距通过频率和吊弦通过频率等典型外部激励特征，这表明两者在宏观动力响应层面具有一致的激励输入。

在高频响应中，刚柔混合模型表现出显著差异，在 140 Hz 与 320 Hz 附近出现清晰主频成分，其中 320 Hz 与上臂杆的第 10 阶模态频率 314.06 Hz 接近，该频带内响应能量显著集中，这表明弓网接触力中包含的高频激励成分与上臂杆局部模态特性发生匹配，从而触发模态共振响应，具体如图 9(b)~图 9(d)所示。对于刚体模型，在高频部分不存在明显的主频信号，其包含的不明显峰值由接触算法不同所致。

此外，该共振响应并非局部孤立存在，上臂杆作为受电弓关键承载结构，其振动将通过结构传递路径反馈至滑板端部，并重新参与弓网耦合过程，从而改变接触力的时域波动特征。这种“激励-结构共振-响应反馈”的闭环耦合机制会导致滑板振动幅值进一步放大，导致高频动态不稳定，进而对受流质量产生明显的不利影响。

上述分析表明，考虑结构柔性的刚柔混合模型不仅能够捕捉高频模态响应，而且揭示了弓网接触激励诱发上臂杆共振，并通过结构耦合反馈影响受流性能的内在机制，从机理层面解释了上臂杆振动增强及潜在疲劳损伤的来源。

3.4 上臂杆疲劳损伤分析

为进一步评估上臂杆柔性振动对结构服役性能的

影响,在上述动力学响应分析基础上,对2种模型下的载荷时程进行疲劳损伤对比分析。基于雨流计数方法对两类模型产生的接触力载荷时程进行循环分解,结果如图10所示。

分析结果表明,相较于多刚体模型,考虑柔性效应后,上臂杆在高频区间内的应力幅值分布显著拓宽,高幅值循环次数明显增加,并对应320 Hz附近的共振频带。这表明,由高阶模态参与所引发的局部共振效

应,将原本分布于低频区间的能量向高频区域转移,从而加剧结构耦合效应的动态波动。

此外,基于Miner线性累积损伤准则,结合材料的S-N曲线,进一步分析该区段由2种模型模拟生成的接触力对上臂杆造成的损伤^[15],从而对不同模型下的疲劳损伤进行定量评估,评估结果如图11所示。由图11可知,各工况对应的损伤差异显著,尤其是在高幅值区域,2种模型的接触力产生的损伤差异不可忽

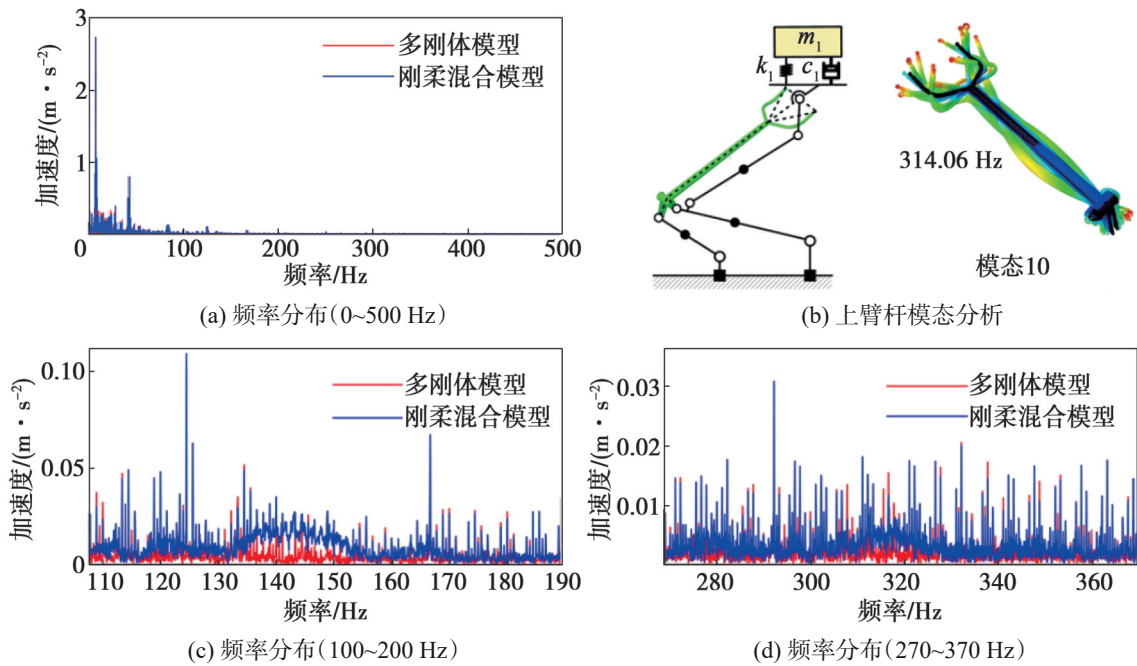


图9 多刚体模型与刚柔混合模型弓头加速度频谱

Fig. 9 Pantograph head acceleration spectrum of multi-rigid-body model and rigid-flexible hybrid model

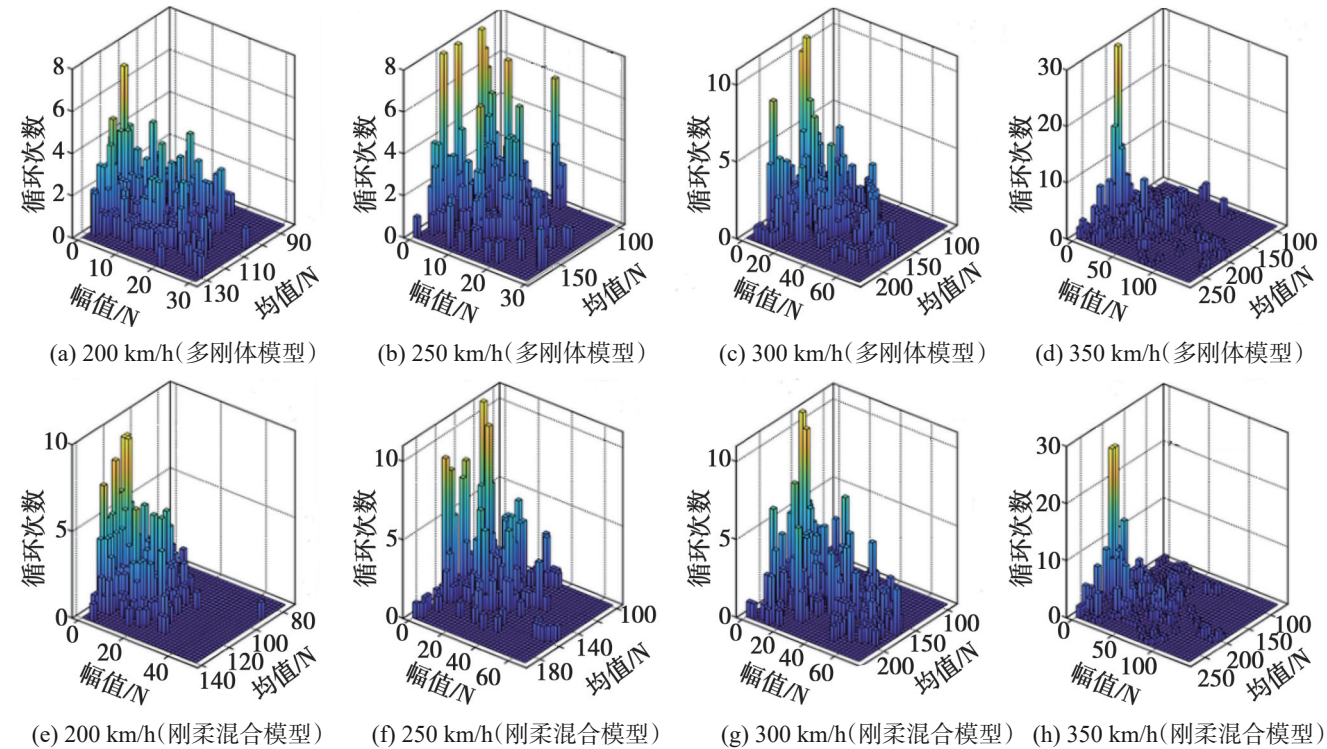


图10 接触力雨流统计结果

Fig. 10 Rainflow statistical results of contact force

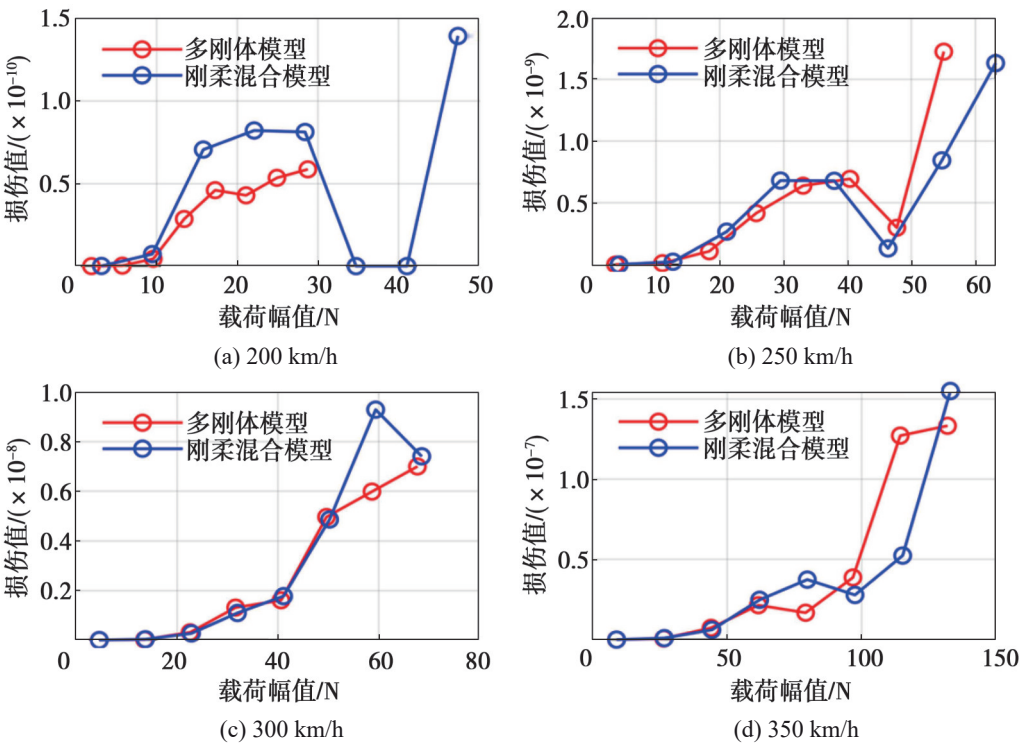


图 11 接触力对上臂杆的损伤
Fig. 11 Damage to upper arm rod caused by contact force

略，对各工况进行损伤累计统计，统计结果如表 7 所示。

表 7 多刚体模型与刚柔混合模型接触力导致累计损伤对比
Table 7 Comparison of cumulative damage caused by contact force in multi-rigid-body model and rigid-flexible hybrid model

模型	200 km/h	250 km/h	300 km/h	350 km/h
多刚体模型	2.344×10^{-10}	3.887×10^{-9}	2.121×10^{-8}	3.452×10^{-7}
刚柔混合模型	3.811×10^{-10}	4.252×10^{-9}	2.474×10^{-8}	3.042×10^{-7}
相对差异/%	62.59	9.39	16.64	-11.88

对表 7 的数据进行分析，在 200 km/h 工况下，耦合共振导致的接触力波动加剧，使得柔性模型对应的累积损伤值明显高于刚体模型，相对差异高达 62.59%，这表明传统多刚体模型在忽略柔性振动的情况下，将低估关键部件在实际服役条件下的疲劳损伤程度。这进一步佐证了上臂杆高频共振响应对结构裂纹形成的加速影响。此外，在其他 3 个速度等级工况下，2 种模型对应的累计损伤相对差异明显，而在 350 km/h 工况下，刚柔混合模型的损伤反而下降，根据图 11(d) 分析，该差异主要来自第 8 级载荷谱，多刚体的损伤显著大于刚柔混合导致的损伤，可考虑是接触算法不同所致。除此之外，另外 2 个工况的刚柔混合模型损伤均大于多刚体模型。

上述分析表明，受电弓上臂杆的柔性振动通过引入高幅值载荷循环，显著影响结构的疲劳损伤。因此，在弓网系统动力学建模与关键部件寿命评估中，有必要考虑柔性效应对载荷谱分布与疲劳损伤的影响。

4 结论

本文基于刚柔混合与多刚体受电弓模型，构建了 20 跨直线弹性链型接触网系统，开展不同运行速度工况弓网耦合动力学仿真分析，以接触力、弓头加速度和雨流载荷谱为核心指标，系统研究上臂杆柔性对弓网相互作用特性与结构疲劳响应的影响，主要结论如下：

①上臂杆柔性显著改变弓网系统的动态相互作用特性，使接触力响应中的峰值幅值与波动强度同步增加，并引入更明显的高频振动成分。相较于刚体模型，刚柔混合模型能够更真实地反映接触力的非平稳特征，从而提升弓网动态接触行为的表征能力。

②弓网耦合激励在特定速度区间内可诱发上臂杆结构模态与系统激励之间的耦合共振现象，该共振在动力学响应中表现为显著的振动放大效应。在列车 200 km/h 工况下，该耦合效应尤为明显，并导致弓头加速度响应显著增强，这表明结构模态参与弓网耦合过程不可忽略，是影响系统稳定性的关键因素之一。

③基于雨流计数的疲劳分析表明，上臂杆柔性振动会显著改变载荷谱分布特征，引入更多高幅值循环载荷，从而提高结构累积疲劳损伤水平。在 200 km/h 工况下，柔性模型的累计损伤较刚体模型提高约 62.59%，忽略柔性效应将导致低估关键部件疲劳损伤。

以上结果表明，受电弓框架结构的柔性效应在弓网耦合过程中具有显著影响，会同时改变接触动力响

应与疲劳损伤评估结果。因此, 在高精度弓网建模与寿命分析中, 有必要考虑上臂杆等关键部件的柔性特性。未来模型仍可进一步扩展, 可引入滑板柔性, 以及升弓气囊、阻尼器等非线性因素, 提升模型对实际服役工况的适应性与预测精度。

参考文献:

- [1] 张卫华. 高速列车耦合大系统动力学理论与实践[M]. 2版. 北京: 科学出版社, 2022.
ZHANG Weihua. Dynamics of coupled systems in high-speed railways: theory and practice[M]. 2nd ed. Beijing: Science Press, 2022.
- [2] ZHANG Weihua. Dynamics of coupled systems in high-speed railways: theory and practice [M]. Amsterdam: Elsevier, 2019.
- [3] TUR M, BAEZA L, FUENMAYOR F J, et al. PACDIN statement of methods[J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(3): 402-411. DOI: 10.1080/00423114.2014.963126.
- [4] 邱江样, 梅桂明, 王江文, 等. 基于多柔体动力学理论的接触网找形方法[J]. 工程力学, 2021, 38(6): 246-256.
QIU Jiangyang, MEI Guiming, WANG Jiangwen, et al. Form-finding method of railway catenary based on the flexible multibody dynamics theory[J]. Engineering Mechanics, 2021, 38(6): 246-256.
- [5] 周宁. 350 km/h及以上弓网动态行为研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
ZHOU Ning. Investigation on dynamic behavior of pantograph and catenary system for the running speed of 350 km/h or above[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012.
- [6] PENG Chengbin, YANG Caijin, XUE Jing, et al. An adaptive variable-length cable element method for form-finding analysis of railway catenaries in an absolute nodal coordinate formulation[J]. European journal of mechanics-A/solids, 2022, 93: 104545. DOI: 10.1016/j. euromech-sol.2022.104545.
- [7] ANTUNES P, AMBRÓSIO J, POMBO J, et al. A new methodology to study the pantograph-catenary dynamics in curved railway tracks[J]. Vehicle system dynamics, 2020, 58(3): 425-452. DOI: 10.1080/00423114.2019.1583348.
- [8] GIL J, GREGORI S, TUR M, et al. Analytical model of the pantograph-catenary dynamic interaction and comparison with numerical simulations[J]. Vehicle system dynamics, 2022, 60(1), 132-155. DOI: 10.1080/00423114.2020.1802493.
- [9] 王江文, 梅桂明, 李瑞平, 等. 弓网相互作用时受电弓关键部件动载荷研究[J]. 铁道学报, 2018, 40(3): 68-75.
WANG Jiangwen, MEI Guiming, LI Ruiping, et al. Dynamic load research of key components of pantograph in pantograph-catenary interaction[J]. Journal of the China railway society, 2018, 40(3): 68-75.
- [10] 周宁, 张卫华. 基于受电弓弹性体模型的弓网动力学分析[J]. 铁道学报, 2009, 31(6): 26-32.
ZHOU Ning, ZHANG Weihua. Analysis of dynamic pantograph-catenary interaction based on elastic pantograph model[J]. Journal of the China railway society, 2009, 31(6): 26-32.
- [11] YI C, WANG D, ZHOU L, et al. Evaluation of the influence of pantograph cracks on contact forces in the interaction between pantograph and catenary[J]. Vehicle system dynamics. 2023, 61: 2375-2393. DOI: 10.1080/00423114.2022.2120023.
- [12] ZHOU Ning, WEI Haifei, JIANG Hangyan, et al. Fatigue crack propagation model and life prediction for pantographs on high-speed trains under different service environments [J]. Engineering failure analysis. 2023, 149: 107065. DOI: 10.16/j.engfailanal.2023.107065.
- [13] WEI Haifei, ZHOU Ning, CHENG Yao, et al. Study of a semi-data-driven high-precision spatial load spectrum fitting method for pantograph design[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part F: journal of rail and rapid transit, 2025, 239(3): 246-257. DOI: 10.1177/09544097241312728.
- [14] WEI Haifei, ZHOU Ning, CHENG Yao, et al. Study of a high-precision, 3D, constant amplitude load spectrum compilation method for design of pantographs[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers, part F: journal of rail and rapid transit, 2025, 239(7): 590-599. DOI: 10.1177/09544097251336816.
- [15] ZHOU Ning, WEI Haifei, CHENG Yao, et al. Study of the dynamics behavior of pantograph-catenary system considering three-dimensional asymmetric characteristics[J]. Vehicle system dynamics, 2026, 64(4): 727-754. DOI: 10.1080/00423114.2025.2451711.
- [16] YAO Yongming, ZHOU Ning, ZOU Dong, et al. Collision dynamics analysis of lifting the pantograph[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part F: journal of rail and rapid transit, 2020, 235: 450-462.
- [17] EN 50318: 2018 Railway applications—current collection system—validation of simulation of the dynamic interaction between pantograph and overhead contact line[S].

Effects of flexible pantograph modeling on pantograph-OCS interaction and fatigue characteristics

ZHANG Shun¹, CHENG Yao², WEI Haifei²

(1. CRRC Nanjing Puzhen Co., Ltd., Nanjing, Jiangsu 210031, China;

2. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: For frequent cracking of pantograph upper arm rod in its service, the pantograph-OCS coupled method of multi-rigid-body or lumped-mass model is mainly used for analysis. However, this method fails to reflect the influence of flexible vibrations of key components on dynamic responses and fatigue damage. To address this issue, a flexible pantograph-OCS coupled dynamic model was developed based on multi-body dynamics, finite element method, and modal reduction technique to account for the flexibility of upper arm rod. The influence of the flexible model on contact force and structural response was investigated. According to the results, compared with the rigid-body model, the flexible model leads to the increases of 2.88% and 3.74% in the mean and maximum contact force, respectively, while the minimum value decreases by 58.64%, with only a slight change in the standard deviation. Pronounced resonant responses of the upper arm rod were observed around 140 Hz and 320 Hz, where 320 Hz corresponds to a higher-order mode, resulting in the increases of 43.96% and 44.81% in the maximum value and standard deviation of the pantograph bow acceleration, respectively. Furthermore, fatigue analysis based on the rainflow counting method shows that the cumulative damage predicted by the flexible model is approximately 62.55% higher than that of the rigid-body model, indicating that resonance significantly accelerates damage accumulation. These results demonstrate that the flexibility of the upper arm rod affects high-frequency dynamic responses and load distribution characteristics, thereby significantly influencing both the pantograph-OCS interaction and the fatigue behavior of critical components. The proposed model provides a theoretical basis and methodological support for refined dynamic modeling of pantograph-OCS system, fatigue strength evaluation of key components, and in-service condition monitoring.

Keywords: pantograph-OCS system; dynamics; flexible body; modal reduction; statistical value; FEM