

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2024.06.013

高速动车组车体地板异常振动分析

张胜建,王勇,董跃鲲,李龙,张博宁

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

摘要:随着动车组运营速度越来越快,车体越来越重视轻量化设计,设计是否合理对运行过程中车辆的平稳性和舒适性的影响有待研究。利用多体动力学软件 SIMPACK 建立带木地板车体的刚柔耦合动力学模型,计算磨耗轮状态下带木地板车体的平稳性和舒适度,对车体木地板进行优化以满足列车运行的平稳性和舒适度。结果表明:车辆在运行过程中,垂直于空气弹簧上方的车体地板会直接受到来自轨道的不平顺激励,当该激励与地板模态频率一致时,必然会引起木地板共振,导致木地板舒适度超标。通过提高木地板模态频率进行错频处理,使木地板舒适度达到合理范围。

关键词:高速动车组;木地板;模态分析;平稳性;舒适度

中图分类号:U26 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2024)06-0068-06

Study on Abnormal Vibration of Wood Floor of EMU Car Body

ZHANG Shengjian, WANG Yong, DONG Yuekun, LI Long, ZHANG Boning

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: With the increasing running speed of EMU, much more importance is attached to the lightweight design for car body, and further research on the influence of the reasonable design over the stability and comfort in operation is necessary. The rigid-flexible coupling dynamics model of the car body with wooden floor is established by using the multi-body dynamics software SIMPACK, the stability and comfort of the car body with wooden floor under the condition of wearing wheels are calculated, and the wooden floor of the car body is optimized to meet the stability and comfort indicators of the train operation. The results show that the floor of the car body perpendicular to the air spring will be subject to the irregularity excitation from the track during the operation of the vehicle. When the excitation is consistent with the natural mode of the floor, it will inevitably cause the resonance of the wooden floor, resulting in the wooden floor comfort exceeding the standard. The modal frequency of the wood floor is improved for frequency error processing, enabling the comfort of the wood floor to reach a reasonable range.

Keywords: high-speed multiple units; wood floor; modal analysis; stability; comfort

0 引言

如今,随着高速列车运行速度的大幅提升,列车运行中的舒适度和平稳性显得尤为重要。由于车体的长、宽、高比较大,呈现空腔状态,故应注重轻量化设计。因车体是动车组中刚度最小的结构,作用是搭载乘客,其振动水平直接影响到乘客的舒适性^[1]。国内外学者针对高速列车的平稳性和舒适度展开了大量研究。DUMITRIU^[2]将车体考虑成等截面的 Euler-Bernoulli 梁,建立了车辆系统动力学模型,提出了提高车体抗弯刚度、降低车辆垂直弯曲的新方法。SCHANDL 等^[3]针对地铁车辆刚度不足引起的弹性振动和乘坐问题以及为解决座椅舒适性低的问题,采用压电驱动器和极点配零法对车身的前 3 阶弹性振动进行了动态主动控制研究。通过数值仿真验证了主动控制方

法的有效性和刚度参数的变化规律。周劲松等^[4]建立列车垂向动力学模型,考虑弹性车体与垂向刚度模态对运行舒适度的影响,研究表明:当柔性车体垂弯频率降低到某一数值时,所需的车体刚度越高。尤春^[5]提出车体木地板振动直接影响乘客的乘坐舒适度,这在列车座椅研究中非常重要。在引起列车木地板振动中,来自轨道的激励是重要的原因,分析木地板的模态频率和振型,可为优化车体木地板的振动提供依据。吴会超等^[6]对车体异常振动的列车进行踏面测量和跟踪实验测试。由于磨耗轮轨关系局部路段发生变化,导致轮对等效锥度变大从而使列车动力学性能变差,通过分析发现镲修车轮能降低车体的异常振动。

可见目前关于铁路车辆车体的平稳性和舒适度的研究较多,但基本以铝合金车体为主,未考虑木地板和车体的耦合振动。鉴于此,本文以某型

第一作者简介:张胜建(1995—)男,山东潍坊人,硕士研究生,研究方向为车辆系统动力学,443800547@qq.com。

高速动车组为研究对象,建立带木地板车体的车辆动力学模型,分析轨道激励对车辆舒适度和平稳性的影响,对动车组地板异常振动问题提出合理化建议。

1 带木地板车体模型的建立

1.1 木地板模型建立

针对车辆车内橡胶垫层,利用静刚度测试装置,完成车内橡胶垫层的静态试验。测试不同激励幅值条件下橡胶垫层试验件的阻尼力,得到车内橡胶垫层的静态力-位移特性,计算静态刚度。试验如图1所示。



图1 橡胶垫静刚度试验台

通过作动器,在位移控制的条件下对橡胶垫层进行激励加载,采用垂直位移缓慢压缩方式加载。每次施加一定的位移,位移施加到位后,静置5 min。再读取作动器的力值。通过计算得到橡胶垫层的力-位移特性如图2所示。

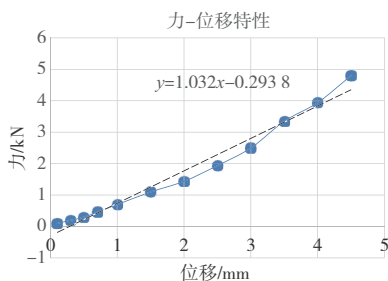


图2 橡胶垫层力与位移关系图

经试验测试可知,就总体而言,橡胶垫层的离散度较小,橡胶垫层的静刚度均值大约为1.03 MN/m。通过该实验可为木地板橡胶垫层的刚度选取提供依据。

在Hypermesh中建立前处理木地板模型,木地板长为2 800 mm,宽度为1 020 mm。木地板包括地板面、弹性单元(模拟橡胶垫)、木龙骨、弹性支承4部分。木地板结构总共有7根纵向木龙骨,中间3根木龙骨与地板面之间除了弹性单元

还有少部分刚性单元。木地板结构如图3所示。

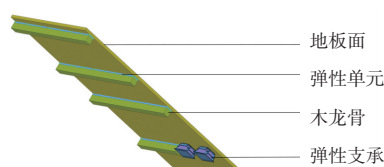


图3 木地板模型图

根据木地板实际约束情况,将约束后的地板模型导入ANSYS中,计算得到前8阶模态,如表1所示。

表1 木地板前8阶模态频率 单位:Hz

阶数	频率	阶数	频率
1阶	35.958	5阶	48.129
2阶	37.205	6阶	48.496
3阶	38.945	7阶	54.778
4阶	40.004	8阶	58.600

1.2 带木地板车体模型建立

时速400 km速度级的高速铁路动车组车体结构大都采用大型中空铝合金挤压型材焊成的大断面薄壁整体承载结构,所以在建模时将车体看作筒形薄壁筒支梁结构,车体主要由底架、车顶、侧墙、内部端墙等几部分组成。为了同时满足结构强度和轻量化设计,各部分采用不同形状的双面中空铝合金挤压型材焊接成部件,然后通过焊接组装成完整的车体结构。该车体添加了空调和4扇门的等效质量,通过rigid单元均布连接在铝合金车体上。

在Hypermesh中对车体进行模型前处理,整个车体采用4节点薄壳单元6面体网格,平均单元边长20 mm。该铝合金车体单元总数有2 800 609个,节点总共有2 529 786个,泊松比统一为0.33,弹性模量为69 000 MPa。车体材料参数如表2所示。

表2 车体材料表 单位:kg·m⁻³

名称	密度
底架	8.50×10 ³
端墙	3.83×10 ³
侧墙	3.83×10 ³
车顶	3.83×10 ³
内端墙	3.83×10 ³

为了后续研究车体内部木地板的振动情况,根据实际情况将木地板用rigid单元与铝合金车

体上表面连接起来。搭建带地板的车体模型,如图4所示。

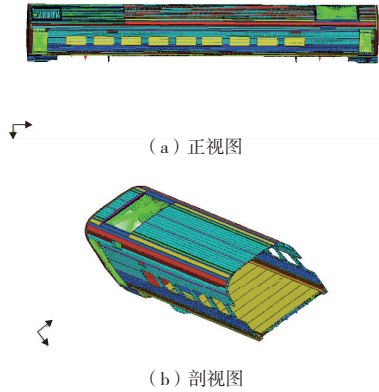


图4 车体模型图

截取车体的前6阶弹性模态,其振型主要表现为菱形、弯曲、扭转和呼吸,如表3所示。

表3 车体前6阶模态频率

阶次	固有频率/Hz	振型
1	10.301	菱形模态
2	10.349	呼吸模态
3	12.831	扭转模态
4	12.863	弯曲模态
5	14.742	扭转模态
6	15.900	呼吸模态

根据《CIC 铁路联盟规程》和《高速列车实验列车动力车强度及动力学规范》,要求列车车体在整备工况下的1阶垂向弯曲频率要大于10 Hz。我国铁道车辆标准也提出车体的1阶垂向弯曲频率不小于10 Hz。由此可见该模型的建立满足我国铁道标准。

2 刚柔耦合动力学模型建立

为了在SIMPACK中根据轨道激励等工况模拟车辆实际运行中车体内部地板的振动情况,需要对带木地板的有限元车体进行子结构缩减。缩减模态后的模型通过FEAMS接口导入SIMPACK中,将ANSYS生成的SUB结果文件转化为SIMPACK可识别的fbi文件(柔性体)与之对接,从而建立比较完整真实的整车刚柔耦合模型。

车体动力学方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (1)$$

式中: $\mathbf{M}$ 为质量矩阵; $\mathbf{u}$ 为位移矩阵; $\dot{\mathbf{u}}$ 为速度矩阵; $\ddot{\mathbf{u}}$ 为加速度矩阵; $\mathbf{C}$ 为阻尼矩阵; $\mathbf{F}$ 为外部载

荷。其中 $\ddot{\mathbf{u}}$ 可以拆分为 $\mathbf{u}_m$ 主自由度和 $\mathbf{u}_s$ 从自由度两部分:

$$\mathbf{u}_s = \mathbf{T}\mathbf{u}_m \quad (2)$$

式中: $\mathbf{T}$ 为转换矩阵,定义 $\mathbf{u}_s$ 和 $\mathbf{u}_m$ 的关系; $\mathbf{u}_s$ 是 n_s 阶数的向量, $\mathbf{u}_m$ 是 n_m 阶数的向量; $\mathbf{T}^*$ 是 $n_m \times n_s$ 阶数的矩阵,表达式为

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_m \\ \mathbf{u}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ \mathbf{T} \end{bmatrix} \mathbf{u}_m = \mathbf{T}^* \mathbf{u}_m \quad (3)$$

车辆静止状态时:

$$\mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (4)$$

当主自由度为 m ,从自由度为 s 时,则有

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{mm} & \mathbf{K}_{ms} \\ \mathbf{K}_{sm} & \mathbf{K}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{mm} \\ \mathbf{u}_{ss} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_{mm} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中: $\mathbf{K}_{mm}$ 为 $m \times m$ 阶次的刚度矩阵; $\mathbf{K}_{ms}$ 为 $m \times s$ 阶次的刚度矩阵; $\mathbf{K}_{sm}$ 为 $s \times m$ 阶次的刚度矩阵; $\mathbf{K}_{ss}$ 为 $s \times s$ 阶次的刚度矩阵; $\mathbf{F}_{mm}$ 为主自由度的作用载荷向量,结合式(4)可得

$$\mathbf{u}_{ss} = -\mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm} \mathbf{u}_{mm} \quad (6)$$

进一步可以得到

$$\begin{cases} \mathbf{T}^* = \begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ -\mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm} \end{bmatrix} \\ [\mathbf{K}_{mm} - \mathbf{K}_{ms} \mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm}] \mathbf{u}_{mm} = \mathbf{F}_{mm} \end{cases} \quad (7)$$

ANSYS中采用Guyan缩减法,用式(7)中相同的转换矩阵代替掉式(1)中的质量矩阵和刚度矩阵,新车体动力学微分方程为

$$\mathbf{M}_m \ddot{\mathbf{u}}_m + \mathbf{C}_m \dot{\mathbf{u}}_m + \mathbf{K}_m \mathbf{u}_m = \mathbf{F}_m \quad (8)$$

原车型自由度减缩为 m 。

在ANSYS模态缩减法中,Guyan缩减法更为准确,使 $\mathbf{u}_{ss}$ 1阶导数和2阶导数系数为0,即

$$\begin{cases} \mathbf{M}_{sm} = \mathbf{M}_{ss} \mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm} \\ \mathbf{C}_{sm} = \mathbf{C}_{ss} \mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm} \end{cases} \quad (9)$$

为了满足式(9),要选取满足该条件下的主自由度。一般有限元模型的变形都是通过单元和节点的变形来体现的。Guyan缩减法中模型的主自由度体现在主节点的选取,在原模型选取铝合金车体节点、木地板节点和与构架二系连接的mark点即接口点作为主节点。

在SIMPACK中搭建刚柔耦合模型,如图5所示。

该车由1个车体、2个构架、4个轮对、8个转臂组成。车体取6个自由度,即纵向、横向、垂向、侧滚、点头、摇头;构架取5个自由度,即纵向、横向、垂向、摇头、点头;轮对取6个自由度;转臂取1个自由度,即点头。

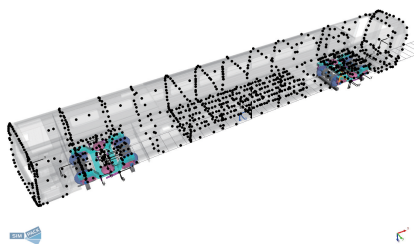


图5 刚柔耦合动力学模型

3 计算结果及分析

3.1 带木地板车体前后测点振动分析

车辆运行速度设置为 340 km/h ~ 440 km/h, 仿真速度间隔为 20 km/h。轮对采用同磨耗轮, 线路实测 LMB_10 磨耗后踏面外形, 3 mm 处等效锥度约为 0.38。轨道谱采用京沪谱。动力学评定标准为 GB/T 5599—2019《机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》和 UIC513《Guidelines for evaluating passenger comfort in relation to vibration in railway vehicles》。前后端测点在空气弹簧上方木地板附近, 更容易受到轨道不平顺激励的影响, 因此本文将作为测点, 分析前后端平稳性和舒适度变化。根据铁路标准, 动车组平稳性和舒适度指标要小于 2.5, 加速度不能超过 2.5 m/s^2 。

图6所示为磨耗轮状态下, 该车在京沪谱轨道激励下进行分析, 车体前端、后端的平稳性仿真结果。

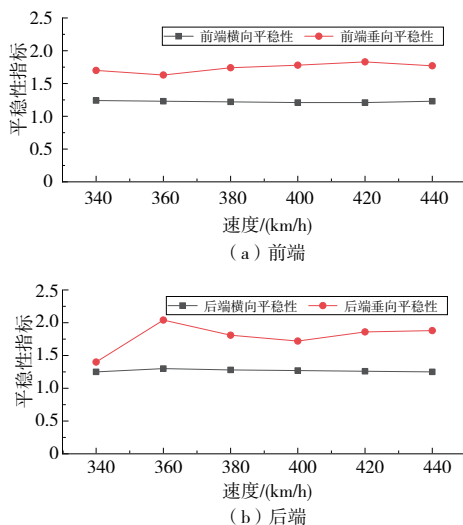


图6 平稳性指标

从图6中可以看到在 340 km/h ~ 440 km/h 范围内, 前、后端的平稳性指标基本都在 2.0 以下。随着速度的升高, 指标变化比较小。根据铁道标

准, 平稳性指标均达到要求。

图7所示为磨耗轮状态下, 该车在京沪谱轨道激励下进行分析, 车体前端、后端的舒适度仿真结果。

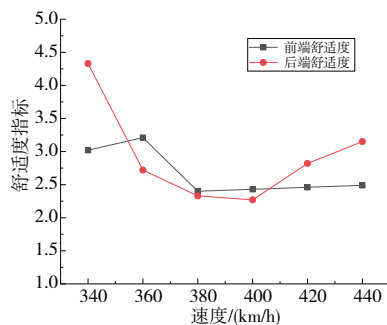


图7 舒适度指标

通过图7可知舒适度均超过 2.0。舒适度指标和平稳性指标频率加权范围不一致, 平稳性最大加权频率在 5 Hz 左右, 考虑的频率范围在 0.5 Hz ~ 40 Hz。而舒适度指标横向加权最大频率在 1 Hz 附近, 垂向加权频率会考虑更多高频频率。因此会出现平稳性指标合理, 但舒适度超标的现象。图中当速度为 340 km/h 和 360 km/h 时, 前端舒适度指标分别达到了 3.0 和 3.2; 速度为 340 km/h 和 440 km/h 时, 后端的舒适度指标分别达到了 4.3 和 3.2。根据铁路标准, 舒适度指标均达不到要求。因此前端主要分析速度为 340 km/h 和 360 km/h 时木地板的振动情况, 后端主要分析速度为 340 km/h 和 440 km/h 时木地板振动的情况。

当速度为 340 km/h 和 360 km/h 时, 前端测点的加速度时域图如图8所示。

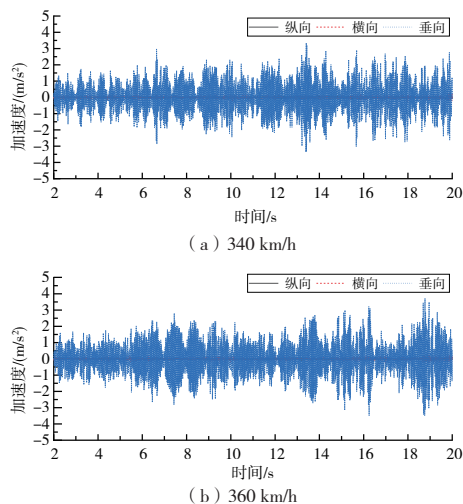


图8 前测点时域图

从图8中可以看出, 地板测点的垂向加速度

最大,多处加速度幅值都会超过 2.5 m/s^2 ,不符合铁路标准规定。

将前端测点的时域数据做短时傅里叶变换,得到前端测点在 340 km/h 和 360 km/h 工况下的时频信号图,分别如图 9(a)和图 9(b)所示。

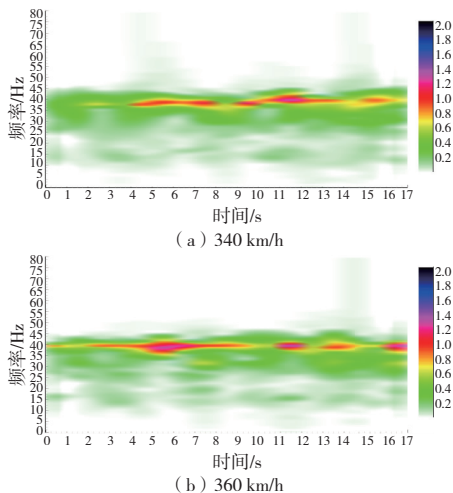


图 9 前端测点时频信号图

通过分析可知,前端木地板测点在 $35 \text{ Hz} \sim 40 \text{ Hz}$ 范围内存在明显的能量带,此时木地板大幅振动,舒适度较差。木地板前 4 阶模态频率分别为 35.9 Hz 、 37.2 Hz 、 38.9 Hz 和 40.0 Hz 。因此可知木地板舒适度较差的原因是列车在运行过程中,传递到车体上的激励频率与木地板固有模态频率相同,当外界激励频率与木地板固有频率相同时就会发生共振,导致木地板振动加剧,舒适度较差。

当速度为 340 km/h 和 440 km/h 时,后端测点的加速度时域图如图 10 所示,从图中可以看出,地板测点的垂向加速度最大,多处加速度幅值都会超过 2.5 m/s^2 。

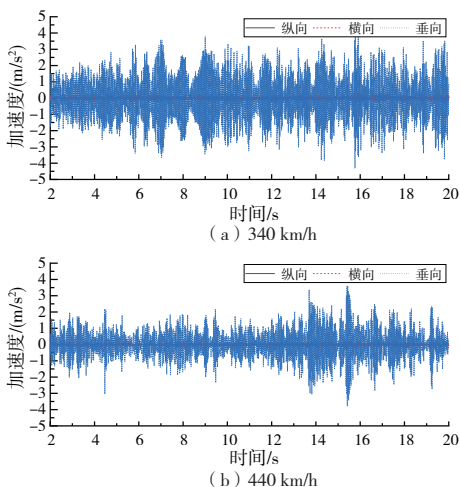


图 10 后测点时域图

将后端测点的时域数据做短时傅里叶变换,得到后端测点在 340 km/h 和 440 km/h 工况下的时频信号图,分别如图 11(a)和图 11(b)所示。

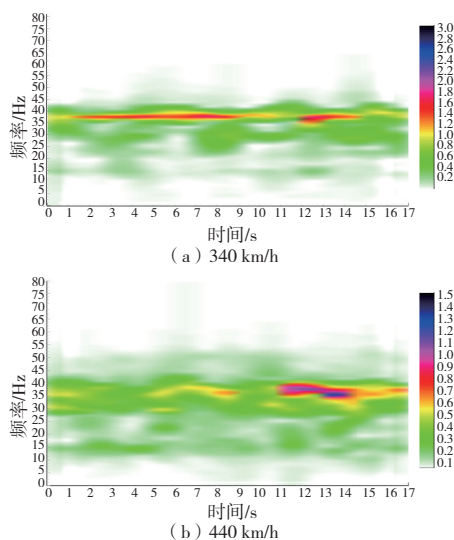


图 11 后端测点时频信号图

后端木地板测点在 340 km/h 工况下,在 38 Hz 附近存在明显的能量带;在 440 km/h 工况下,在 35 Hz 附近存在明显的能量带。此时木地板大幅振动,舒适度较差。根据木地板的模态来看,木地板前 4 阶模态频率分别为 35.9 Hz 、 37.2 Hz 、 38.9 Hz 和 40.0 Hz 。因此可知木地板舒适度较差的原因是列车在运行过程中,传递到车体上的激励冲击分别与木地板第 3 阶和第 1 阶固有模态频率相同,导致木地板发生共振,振动加剧,舒适性差。

3.2 木地板优化后的前后测点分析

木地板通过增加横向木龙骨,龙骨和木地板面之间的橡胶层添加刚性单元来提高模态频率和抗变形能力,优化后木地板如图 12 所示。

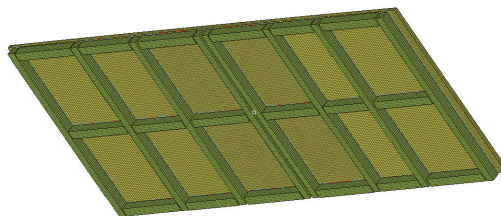


图 12 优化后的木地板示意图

对优化后的木地板进行模态分析,前 8 阶的模态频率如表 4 所示。

表 4 优化后木地板前 8 阶模态频率 单位:Hz

阶数	频率	阶数	频率
1 阶	62.40	5 阶	79.62
2 阶	66.32	6 阶	81.86
3 阶	75.05	7 阶	85.53
4 阶	78.53	8 阶	89.63

将优化后的木地板安装在铝合金车体上,车体前端、后端的平稳性仿真结果如图 13 所示。

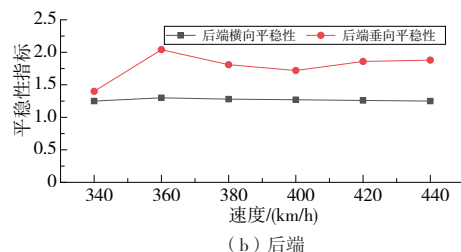
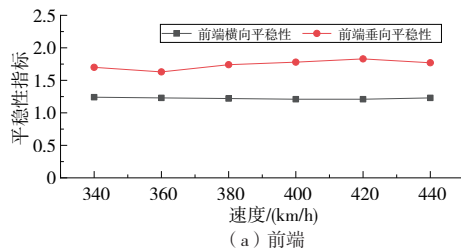


图 13 优化后平稳性指标

优化后车体前端、后端的舒适度仿真结果如图 14 所示。

提高木地板模态频率之后,车体舒适度指标优化至 2.0 以下,符合铁路标准,舒适度指标达到优级。

4 结语

当木地板固有频率较低时,列车在运行过程中,当来自轨道的激励频率与木地板固有模态频率相同时,特别容易引起木地板共振,导致舒适性较

差。因此可以通过添加木龙骨或者刚性单元来提高木地板的固有模态频率,进行错频处理,避开轨道激励频率范围,避免共振,使舒适度保持在合理范围内。

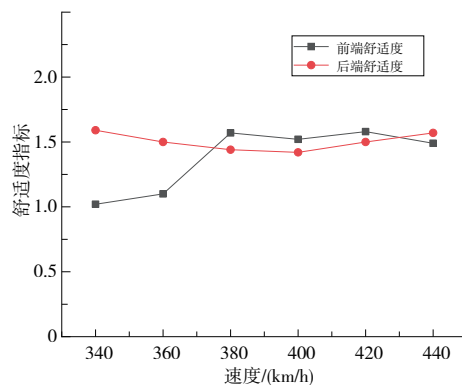


图 14 优化后舒适度指标

参考文献:

- [1] 李凡松. 服役环境下动车组车体振动与疲劳研究[D]. 成都:西南交通大学,2018.
- [2] DUMITRIU M. A new passive approach to reducing the carbody vertical bending vibration of railway vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(11): 1787-1806.
- [3] SCHANDL G, LUGNER P, BENATZKY C, et al. Comfort enhancement by an active vibration reduction system for a flexible railway car body [J]. Vehicle System Dynamics, 2007, 45(9): 835-847.
- [4] 周劲松, 宫岛, 孙文静, 等. 铁道客车车体垂向弹性对运行平稳性的影响[J]. 铁道学报, 2009, 31(2): 32-37.
- [5] 尤春. 高速列车车体地板振动特性的研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2011.
- [6] 吴会超, 徐蕴, 石俊杰. 高速动车组车体异常振动的试验研究[J]. 机车电传动, 2014(4): 75-78.

收稿日期:2023-03-21