

DOI:10.19344/j. cnki. issn1671-5276.2024.02.045

# 高速列车空气弹簧二系悬挂垂向振动规律研究

张传阳<sup>1</sup>, 罗仁<sup>2</sup>

(1. 中国铁路设计集团有限公司, 天津 300308; 2. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

**摘要:**建立空气弹簧系统垂向非线性动力学模型和某高速列车动力学模型,根据空簧垂向振动传递试验结果,验证空簧非线性动力学模型的准确性,采用数值仿真分析空簧的垂向动刚度特性和振动传递规律。研究二系抗侧滚扭杆刚度、空簧节流孔直径和二系垂向减振器阻尼对振动传递规律的影响,对比不同二系悬挂结构对车辆动力学指标的影响,发现节流孔直径对空簧动刚度和传递率影响很大,减小节流孔直径会增大空簧垂向动刚度;采用节流孔方式有利于改善高频减振效果,采用二系垂向减振器有利于低频减振。研究结果表明:采用合适直径的节流孔可以实现和二系垂向减振器近似的振动传递率,且减小垂向平稳性指标值及车体垂向加速度值。

**关键词:**高速列车;空气弹簧;动力学仿真;振动传递;垂向减振器

**中图分类号:**U260.11 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2024)02-0214-06

## Research on Vertical Vibration of Secondary Suspension with Air Spring of High-speed Train

ZHANG Chuanyang<sup>1</sup>, LUO Ren<sup>2</sup>

(1. China Railway Design Corporation, Tianjin 300308, China;

2. State key laboratory of traction power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

**Abstract:** This paper establishes the vertical nonlinear dynamic model of the air spring system and the dynamic model of a high-speed train. Based on the test results of the vertical vibration transmission of the air spring, the accuracy of the nonlinear dynamic model of the air spring is verified, and the vertical dynamic stiffness characteristics and vibration transmission law of the air spring are analyzed by numerical simulation. The effects of secondary anti-roll torsion bar stiffness, air spring orifice diameter, and secondary vertical damper damping on the vibration transmission law are studied, and the effects of different secondary suspension structures on vehicle dynamics are compared. The simulation results show that the diameter of the orifice has a great influence on the dynamic stiffness and transmissibility of the air spring, and reducing the diameter of the orifice will increase the vertical dynamic stiffness of the air spring. The application of the orifice method is beneficial to improve the high-frequency vibration reduction effect, and the vertical damper is conducive to low-frequency vibration reduction. The results show that the vibration transmissibility similar to that of the secondary vertical damper can be achieved by using the appropriate diameter orifice, and the vertical stability index and the vertical acceleration of the vehicle body can be reduced.

**Keywords:** high-speed train; air spring; dynamic simulation; vibration transmission; vertical damper

## 0 引言

空气弹簧是现代高速列车重要的二系悬挂元件,主要用于支撑车体质量、实现较大变位能力并隔离和衰减构架传递到车体的振动。国内 160 km/h 以上高速列车均采用了二系空簧悬挂。空簧主要由本体、附加气室、节流孔、高度控制阀和差压阀等组成。在仿真研究高速列车直线轨道运行下的空簧垂向振动性能时,高度阀和差压阀基本上不充、排气。

国内外学者分别从试验、仿真模型和车辆动

力学性能角度对空簧悬挂系统进行了研究。张洪等<sup>[1]</sup>从振动理论角度分析了空簧传递特性,研究了空簧与二系垂向减振器的传递率特点。彭福泰等<sup>[2]</sup>提出了一种考虑等效阻尼及滞回特性的乘用车用空气弹簧动刚度模型,给出模型中各部件物理意义及数学表达以适用于空气悬架的精确控制。李子璇等<sup>[3]</sup>提出了一种热力学空气弹簧建模方法以及基于 PID 的空气弹簧高度控制策略。赵亚敏等<sup>[4]</sup>针对空气弹簧实际刚度与理论值相差较大的问题,建立了约束膜式空气弹簧的改进刚度模型。陈俊杰等<sup>[5]</sup>采用几何与力学分析方法,以

**第一作者简介:**张传阳(1997—),男,山东临沂人,助理工程师,硕士,研究方向为铁路机务、车辆、动车段工艺设计及动车段 BIM 技术应用,lysczy@126.com。

单曲曲囊弧长和盖板有效法兰半径为关键设计参量,建立了基于关键设计参量的囊式空气弹簧统一结构参数预测模型。

文献[6-9]研究了多种空簧垂向热力学模型,并对空簧动态特性进行了分析。TADANOBU IIDA 等<sup>[10]</sup>建立了空气弹簧放气状态下数值仿真模型,与试验数据进行对比,分析了车辆运行安全性。文献[11-14]研究了空簧参数对车辆动力学性能的影响。文献[15-16]采用有限元方法计算空气弹簧的动态特性。

以上研究表明,空簧特性对车体振动和乘坐性能有显著影响,空簧动刚度随频率和幅值变化,在车辆动力学分析中需要采用非线性空簧力元模型,选择和优化空簧节流孔或二系垂向减振器结构。

与空簧垂向性能有关的主要参数有:本体容积、附加气室容积、节流孔直径、高度阀特性和应急弹簧刚度等。在整车模型中对空簧研究会受到很多其他因素的干扰,空簧本身的传递规律不易识别。本文基于空气热力学建立空簧非线性模型,结合半车垂向动力学模型,仿真分析空簧本身的传递规律,采用整车模型分析不同二系悬挂结构对动力学指标的影响规律。

## 1 动力学仿真模型

基于空气热力学建立考虑气体流动和空气状态的空簧垂向动力学模型如图1所示。模型主要由空气弹簧本体、附加气室、节流孔以及连接管路组成。

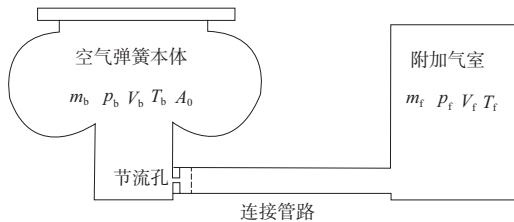


图1 空气弹簧垂向动力学模型

空簧本体压力满足气体多变方程

$$\dot{p}_b = \frac{1}{V_b^n} (\dot{m}_b RT_b + m_b R \dot{T}_b - n p_b V_b^{n-1} \dot{V}_b) \quad (1)$$

式中: $p_b$ 是空簧本体气体压力; $V_b$ 是空簧本体容积; $m_b$ 是空簧本体内气体质量; $R$ 是热力学常数; $T_b$ 是空簧本体内气体温度; $n$ 是气体多变指数。

由于工作中附加气室的容积 $V_f$ 保持不变,故附加气室内的压力满足

$$\dot{p}_f = \frac{1}{V_f^n} (\dot{m}_f RT_f + m_f R \dot{T}_f) \quad (2)$$

式中: $p_f$ 是附加气室内气体压力; $m_f$ 是附加气室内气体质量; $T_f$ 是附加气室内气体温度。

空簧作用于车体的垂向力 $F_z$ 为

$$F_z = \left( A_0 + \frac{dA_0}{dz} dz \right) p_b \quad (3)$$

式中: $A_0$ 为空簧静态承载面积; $dA_0/dz$ 是空簧承载面积随垂向高度 $dz$ 的变化率。

在空气弹簧本体和附加气室之间可以安装节流孔,空气流过节流孔时由于阻力而耗散部分振动能量,实现减振作用。依据流体力学及空气热力学理论,流经节流孔的气体质量流量 $Q$ 可以表示为<sup>[6]</sup>

当 $p_d/p_u \leq 0.546$ 时,

$$Q = C_q A p_u \sqrt{\frac{\mu}{RT_u} \left( \frac{2}{\mu+1} \right)^{\frac{\mu+1}{\mu}}} \quad (4)$$

当 $p_d/p_u > 0.546$ 时,

$$Q = C_q A p_u \sqrt{\frac{2\mu}{\mu-1} \cdot \frac{1}{RT_u} \left[ \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\mu}} - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\mu+1}{\mu}} \right]} \quad (5)$$

$$\text{其中 } C_q = 0.8414 - 0.1002 \left( \frac{p_d}{p_u} \right) + 0.8415 \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^2 - 3.9 \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^3 + 4.6001 \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^4 - 1.6827 \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^5 \quad (6)$$

式中: $C_q$ 为节流孔的流量系数;0.546为节流孔两端的临界压力比; $\mu$ 为气体的泊松比; $p_d$ 和 $p_u$ 分别为节流孔下游和上游气室内气体的绝对压力; $T_u$ 为上游气室内气体的温度; $A$ 为节流孔的流通面积。当外部激励作用在空簧表面使空簧的垂向高度变化时,空簧的有效面积及有效体积随之改变,由气体多变方程可知其影响空簧本体及附加气室的压力,当本体与附加气室的压力不能达到动态平衡时,气体通过节流孔在两腔中交换,此过程中空簧作用于车体的垂向力 $F_z$ 始终在变化。

半车垂向动力学模型如图2所示,只考虑一个转向架构架和半个车体各自的垂向和侧滚自由度。不考虑轮轨系统,将扫频激励直接加在轴箱上,通过一系悬挂传递到构架,再通过空簧和抗侧滚扭杆传递到车体。分别在左右轴箱施加同向和反向的垂向正弦扫频激励,分析空气弹簧在受到单纯垂向激励作用下和单纯侧滚激励作用下的振动传递特性,包括空气弹簧动刚度和位移传递率。构架和车体振动测量点均在空气弹簧安装位置。模型中没有考虑构架和车体的弹性振动,所以分

析频率只截至 10 Hz。以用于 CRH3 型动车组转向架上的 SYS510E 型空气弹簧为参考,建立其半车动力学模型的基本参数如表 1 所示。

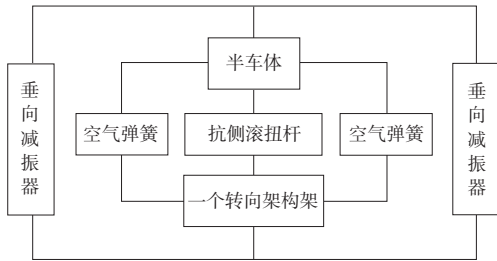


图 2 含空簧非线性模型的半车动力学模型

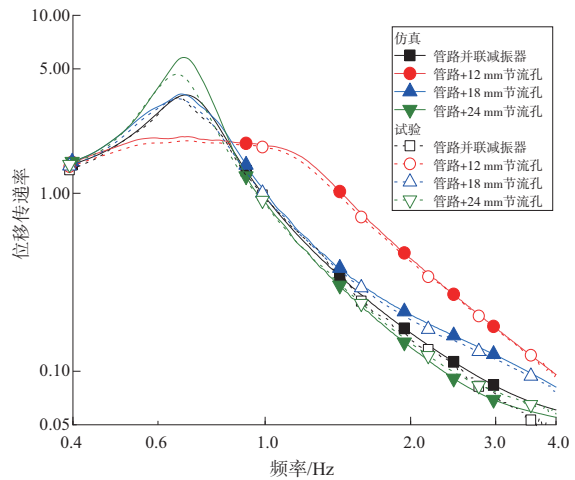
表 1 半车动力学模型基本参数

参数	数值
半车体质量/kg	15 900
构架质量/kg	2 737
空簧本体体积/L	55
空簧附加气室容积/L	220
空簧有效面积/m <sup>2</sup>	0.2
空簧管路长度/m	0.065
空簧管路直径/m	0.055
温度/K	297
传热系数/(J/kg·K)	200
空气绝热系数	1.32
空簧高度控制方式	两点控制
一系垂向刚度/(MN/m)	1
一系垂向阻尼/(kN·s/m)	15
二系垂向减振器刚度/(MN/m)	5
二系垂向减振器阻尼/(kN·s/m)	10
抗侧滚扭杆刚度/(MN·m/rad)	4.15

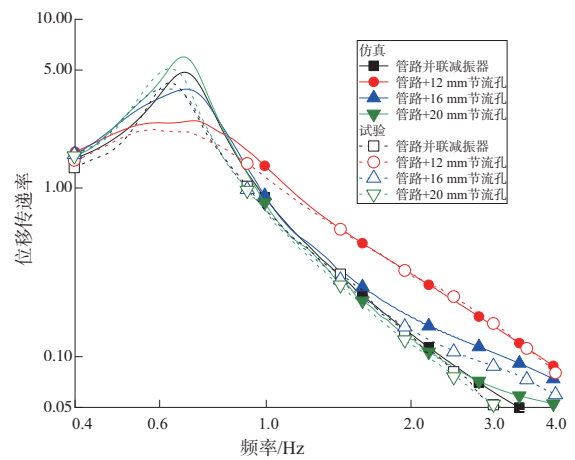
## 2 空气弹簧动力学模型的验证

参考某公司开展的空气弹簧振动传递试验结果,通过仿真与试验对比验证空簧动力学模型。试验过程中,空气弹簧本体倒立放置在承载振动台的中心,主气室与附加气室通过长 1.25 m、直径 55 mm 的连接管路连接,松开限位螺母使上端配重块可移动。当测量并联减振器工况时,减振器上下两端与承载台和配重块连接。通过对底部的垂向作动器施加特定幅值的扫频激励,由位移传感器检测到作动器以及配重块的位置坐标,通过傅里叶变换得到振动传递率曲线。

以前面建立的空气弹簧垂向动力学模型为基础,建立空气弹簧振动试验台仿真模型,所有参数均按照试验台设置。图 3 为在相同的 0.4~4 Hz 扫频激励下,激励振幅±5 mm 空车工况与激励振幅±2.5 mm 重车工况的二系垂向位移传递率试验及仿真曲线。对比可见,试验曲线与仿真曲线吻合较好,误差在可接受的范围内,从而验证了空气弹簧非线性动力学模型的准确性。



(a) 振幅 5 mm、AW0 工况



(b) 振幅 2.5 mm、AW3 工况

图 3 位移传递率仿真与试验对比曲线

## 3 半车模型下空簧节流孔与减振器的比较

高速列车二系垂向减振方式一般有两种:一种是在空气弹簧本体与附加气室之间设置节流孔实现减振,这种方式比较简单,不需要垂向减振器;另一种是不采用空簧节流孔,与空簧并联安装二系垂向减振器,在某些高速列车上甚至连垂向减振器也不安装。节流孔直径是决定空簧传递关系和减振性能的重要参数,通过调整合适的节流孔直径,可以实现垂向减振作用,从而取消二系垂

向减振器。

本节建立图 2 所示的半车模型,施加垂向激励,分析二系传递关系。与试验台模型不同,半车模型中将空簧本体与附加气室间的管路长度与直径设置为动车组实际值。

### 3.1 空簧垂向刚度与节流孔直径的关系

首先分析节流孔直径对空簧垂向刚度的影响,在选择节流孔直径时,既要实现合理的振动传递率,又不可使动刚度过大。

由图 4 可见,在 1 Hz 以内,空簧动刚度和静刚度接近,受节流孔直径的影响不大;在 1~10 Hz 范围内,动刚度随着节流孔直径的增加而减小;在所分析的频段内,有节流孔时的空簧动刚度均远大于无节流孔的情况。车辆垂向乘坐性能一般随着二系垂向刚度的增加而降低,所以选择节流孔直径应尽量使其垂向动刚度维持在较小值。

### 3.2 节流孔与减振器对传递率的影响

对比空簧节流孔与二系垂向减振器对二系垂向位移传递率的影响规律,分析是否可以用适宜孔径的节流孔来代替二系垂向减振器,从而达到相同的缓和冲击和衰减振动的效果。垂向减振器

阻尼 10 kN·s/m,空簧与附加气室直接用直径 55 mm 的短管路连接;采用节流孔方式时,取消二系垂向减振器。

图 5 为在浮沉激励下节流孔与减振器对位移传递率的影响曲线,可以看出,节流孔直径对大部分频率的位移传递率影响明显;对于某一确定孔径,低频下位移传递率越小,高频下位移传递率就越大。在 1 Hz 以下,节流孔直径为 18 mm 时位移传递率与实际动车组垂向减振器方式接近。在 1~6 Hz 之间节流孔直径在 18~22 mm 范围内的位移传递率与垂向减振器方式接近。在 6 Hz 以上所有孔径节流孔方式的位移传递率均小于垂向减振器连接方式。

图 6 是在侧滚激励下节流孔与减振器对位移传递率的影响曲线。可见,节流孔直径对大部分频率的位移传递率影响不明显,但对共振频率附近的位移传递率影响很大。共振频率下,随着节流孔直径的增大,位移传递率峰值增大,且峰值频率略有减小。在低频范围内,节流孔直径在 16~18 mm 范围内的位移传递率与垂向减振器连接方式接近。总的来说,节流孔直径对车辆浮沉振动的影响大于侧滚振动。

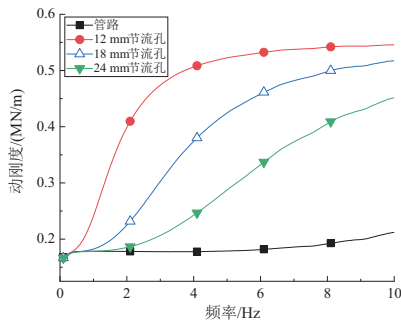


图 4 空簧垂向刚度与节流孔直径的关系

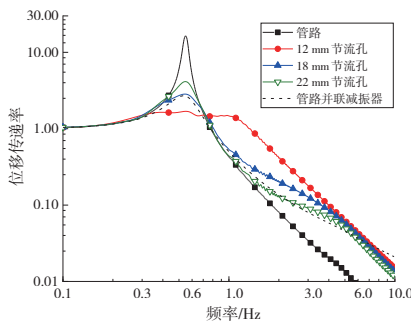


图 5 浮沉激励下的位移传递率曲线

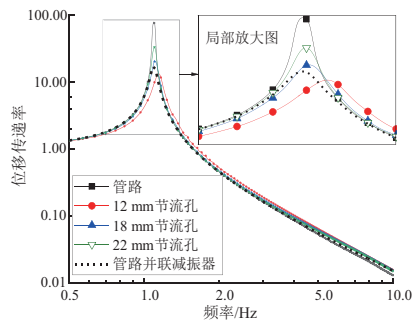


图 6 侧滚激励下的位移传递率曲线

### 3.3 抗侧滚扭杆刚度对传递率的影响

当车体侧滚时,抗侧滚扭杆发生扭转弹性变形,产生的反转矩约束车体侧滚运动。故侧滚激励下抗侧滚扭杆刚度对位移传递率的影响很大。选取孔径为 14 mm 的节流孔匹配不同刚度的抗侧滚扭杆,并与原车垂向减振器匹配抗侧滚扭杆方式进行对比。由图 7 可知,随抗侧滚扭杆刚度的增大,位移传递率峰值增大,共振频率提高,低频位移传递率降低,高频位移传递率增大。对节流孔方案与垂向减振器方案,当抗侧滚扭杆刚度接近时,位移传递率曲线接近。

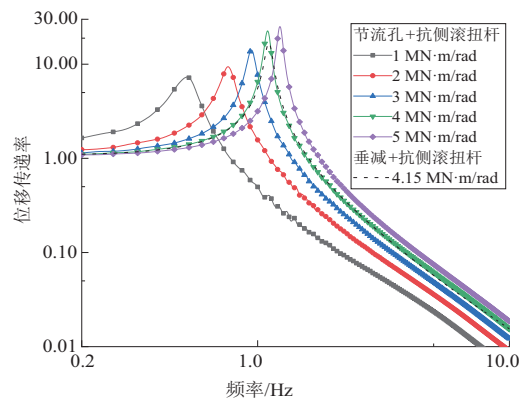


图 7 抗侧滚扭杆刚度对位移传递率的影响



### 3.4 减振器阻尼对传递率的影响

二系垂向减振器阻尼对位移传递率的影响如图 8 所示。如图可见,减振器阻尼越小,位移传递率峰值越大;增大减振器阻尼可以减小低频振动传递率,但会增大高频传递率。当减振器阻尼为 10 kN·s/m 时,频率大于 7~8 Hz 之后传递率已经超过几种节流孔方案;二系垂向减振器阻尼越大,在高频率段的位移传递率相比节流孔差距越大。

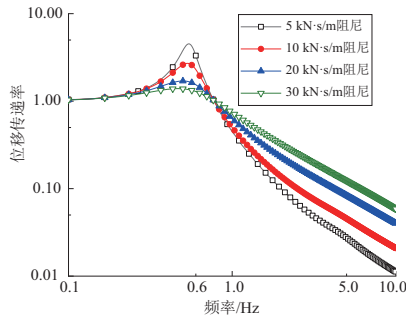


图 8 不同减振器阻尼对位移传递率的影响

## 4 整车动力学性能对比

针对二系垂向减振器方式和空簧节流孔方式,建立某高速动车组动力学仿真模型,分析二系垂向减振方式对垂向动力学指标的影响。模型中包含 1 个车体、2 个构架、4 条轮对和 8 个轴箱转臂,考虑了各种悬挂非线性和轮轨非线性。采用具有较大波长范围的武广轨道随机不平顺,模拟车辆通过由半径 7 500 m、超高 175 mm 的曲线和直线组成的线路,车辆运行速度为 350 km/h。模拟不同的轮轨匹配状态,计算工况如表 2 所示。

表 2 不同轮轨匹配工况

轮轨廓形	低锥度	新轮轨	大锥度
车轮	LMB10	LMB10	严重磨损车轮
钢轨	CN60D	CN60	CN60

图 9 和图 10 为节流孔直径或垂向减振器阻尼对垂向平稳性指标和垂向加速度的影响。

1) 在节流孔直径为 16~18 mm 时,多数工况下的垂向平稳性指标最小;二系垂向减振器阻尼在 10~15 kN·s/m 时多数工况下的垂向平稳性指标最小;低锥度工况下的垂向平稳性指标相较于其他两种工况较大。

2) 节流孔直径 16~18 mm 左右时,车体垂向加速度较小;二系垂向减振器阻尼在 10~15 kN·s/m 时,车体垂向加速度较小。

3) 以不同孔径的节流孔或不同阻尼的垂向减

振器作为二系结构对于车辆垂向动力学性能的影响相差不大,节流孔孔径为 16~18 mm 时,可以基本达到二系垂向减振器的效果。

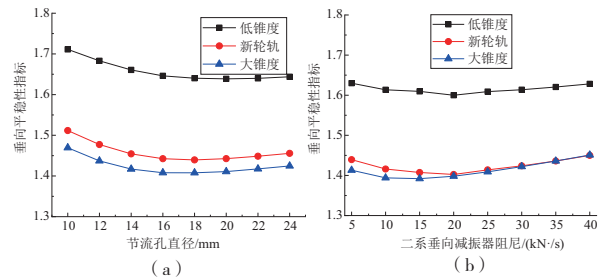


图 9 垂向平稳性指标

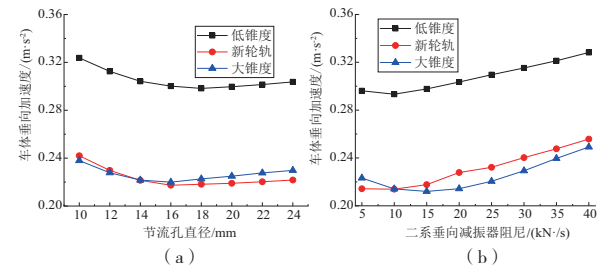


图 10 车体垂向加速度指标

将节流孔直径设置为 18 mm,二系垂向减振器阻尼设置为 10 kN·s/m,抗侧滚扭杆刚度由 2 MN·m/rad 变化到 6 MN·m/rad。对比在不同二系垂向减振方式下在抗侧滚扭杆刚度对各指标的影响程度后发现,抗侧滚扭杆刚度变化对脱轨系数、轮轴横向力影响不足 1%,对轮轨横向力影响不足 3%。图 11 列出了 4 组对改变抗侧滚扭杆刚度较为敏感的指标。可以看出:

1) 在两种二系垂向减振方式下,改变抗侧滚扭杆刚度对各指标的影响占比规律相同;

2) 受抗侧滚扭杆刚度改变影响最大的是轮重减载率,在各个工况下其受影响占比都在 20% 左右,垂向平稳性与车体垂向加速度在低锥度与新轮轨工况下其受抗侧滚扭杆刚度影响较明显,但在大锥度工况下基本不受影响;轮轨垂向力在各工况下受抗侧滚刚度影响约 3%~4%。

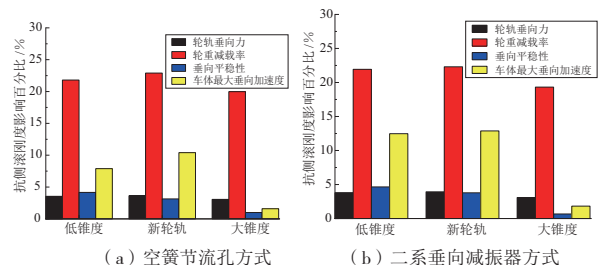


图 11 抗侧滚扭杆刚度对各指标的影响

## 5 结语

高速列车二系悬挂多采用空气弹簧,通过二系垂向减振器或者空簧节流孔提供阻尼,需要选择合适的减振方式以及参数以改善车辆动力学性能。通过本文的分析,可以得到以下结论。

1) 空气弹簧节流孔直径对车辆浮沉振动传递率曲线影响显著,对车体侧滚振动传递率主要影响峰值;抗侧滚扭杆刚度对车体侧滚频率和振动传递曲线均影响显著。受抗侧滚扭杆刚度改变影响最大的是轮重减载率,其余指标对抗侧滚扭杆刚度改变响应不明显。

2) 减小节流孔直径会增大空簧动刚度,增大高频传递率,使传递率主频频率增大。但节流孔直径太大,会导致低频传递率很大。二系垂向减振器抑制低频振动的能力较强,空簧节流孔抑制高频振动的能力较强。

3) 节流孔直径 18 mm 时,低频和高频的二系垂向位移传递率与垂向减振器方式相近。节流孔直径为 16~18 mm 或二系垂向减振器阻尼在 10~15 kN·s/m 时,垂向平稳性指标及车体垂向加速度较小,且两种减振方式下的垂向平稳性指标及车体垂向加速度相差不明显。综合分析试验与整车仿真结果,选取孔径为 16~18 mm 的节流孔可以替代二系垂向减振器作为高速列车的二系垂向减振方式,从而优化转向架结构。

### 参考文献:

- [1] 张洪,吕任远,王志春,等. 空气弹簧转向架减振形式分析[J]. 铁道车辆,2006,44(8):1-6.
- [2] 彭福泰,丁旺才. 车辆空气悬挂系统动力学研究[J]. 机械制造与自动化,2018,47(4):165-171.
- [3] 李子璇,邬明宇,周福强,等. 空气弹簧系统建模及其高度控制策略[J]. 机电工程,2022,39(1):53-58.
- [4] 赵亚敏,崔俊宁,邹丽敏,等. 约束膜式空气弹簧的刚度建模与分析[J]. 振动与冲击,2022,41(1):60-67,115.
- [5] 陈俊杰,殷智宏,郭孔辉,等. 囊式空气弹簧统一结构参数预测模型及其影响规律研究[J]. 振动与冲击,2021,40(24):249-254.
- [6] 高红星. 铁道车辆空气弹簧动态特性研究[D]. 成都:西南交通大学,2014.
- [7] SAYYAADI H, SHOKOUHI N. Improvement of passengers ride comfort in rail vehicles equipped with air springs[J]. International Journal of Mechanical Systems and Engineering, 2011(53):827.
- [8] DOCQUIER N, FISETTE P, JEANMART H. Multiphysics modelling of railway vehicles equipped with pneumatic suspensions [J]. Vehicle System Dynamics, 2007, 45(6):505-524.
- [9] SOWAYAN A. Stiffness of a nonlinear adiabatic polytropic air spring model: quantitative and conductive investigation[J]. International Review on Modelling and Simulations (IREMOS), 2020, 13(3):177.
- [10] TADANOBU HIDA, 刘志荣. 考虑空气弹簧放气的铁道车辆仿真模型[J]. 国外铁道机车与动车, 2021(2):19-24.
- [11] 罗英昆,赵春发,梁鑫,等. 小半径竖曲线上磁浮车辆空气弹簧动态响应分析[J]. 振动与冲击, 2020, 39(17):99-105.
- [12] 曹兴华,付宁宁,范钦磊,等. 车辆空气弹簧参数对动力学性能的影响[J]. 现代机械,2021(2):20-24.
- [13] 罗仁,曾京,邬平波. 空气弹簧对车辆曲线通过性能的影响[J]. 交通运输工程学报,2007,7(5):15-18.
- [14] 戚壮,王晓雷,莫荣利,等. 分数阶修正的空气弹簧气动力学模型及其应用[J]. 铁道学报,2021,43(4):67-76.
- [15] 叶珍霞,朱海潮,鲁克明,等. 囊式空气弹簧刚度特性的非线性有限元法研究[J]. 振动与冲击, 2006, 25(4):94-97.
- [16] 李健,李美,谭德龙,等. 空气弹簧各向动刚度特性的有限元研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2022(3):105-111.

收稿日期:2022-09-02