文章编号：1006-1355(2017)04-0192-05

动车组空气弹簧节流孔直径优化研究

冯 扬，池茂儒，高红星，周 橙

（西南交通大学 牵引动力国家重点实验室，成都 610031）

摘 要：为研究铁道车辆二系垂向阻尼装置由减振器变为节流孔带来的改变，基于某高速动车组动力学试验和该动车组所用空气弹簧动态特性试验，建立其动力学模型。从车体垂向平稳性、振动加速度角度分析节流孔直径选型。结果表明：空气弹簧节流孔不仅能影响垂向阻尼，同时也影响垂向刚度；分析垂向平稳性时可以考虑选择0.7 Hz激振频率下空气弹簧刚度和阻尼特性等效其非线性特性；变减振器为节流孔后，节流孔能有效减小垂向振动加速度均方根值；在列车运行速度高于150 km/h时，建议减振器阻尼范围为10 Ns/mm至20 Ns/mm，节流孔直径范围为12 mm至16 mm；比较两种阻尼装置，建议选择节流孔提供阻尼。

关键词：振动与波；空气弹簧；节流孔直径；动力学试验；空气弹簧试验；垂向平稳性

中图分类号：TH113.1 **文献标识码：**A **DOI编码：**10.3969/j.issn.1006-1355.2017.04.038

Optimization of Air Spring Orifice Diameter in EMU

FENG Yang, *CHI Mao-ru*, *GAO Hong-xing*, *ZHOU Cheng*

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

Abstract : In order to study the dynamic performance change of the secondary suspension systems of the vehicles due to the replacement of damper by orifice, the dynamic model of an EMU is established based on the dynamic test of the EMU and the dynamic characteristic test of its air springs. The vertical stability and vibration acceleration are analyzed to select the orifice diameter of the air spring. Results show that the orifice diameter of the air spring has the influence on both vertical damping and vertical stiffness of the air spring. When analyzing the vertical stability, the stiffness and damping under 0.7 Hz excitation frequency can be selected to equivalently replace the non-linear characteristic of the air spring. After the vertical damper is replaced by the orifice, the RMS (Root Mean Square) of the vertical vibration can be effectively reduced. When the speed of the train exceeds 150 km/h, the advisable damping range of the vertical damper is 10 Ns/mm-20 Ns/mm, and the advisable orifice diameter is 12 mm-16 mm. After comparing the two damping ways, the orifice damping method is recommended.

Key words : vibration and wave; air spring; orifice diameter; dynamic experiment; air spring experiment; vertical stability

高速铁路与城市轨道交通是目前铁路发展的大趋势，截止2015年底我国高速铁路实际运营里程已达1.9万公里。现阶段高速铁路提供二系垂向阻尼的装置主要有两种，一种是减振器，另一种是节流孔。车辆设计中减振器选型关键是阻尼值，节流孔选型关键是直径。某高速动车组采用减振器提供垂向阻尼，文中主要研究该车型采用节流孔提供垂向阻尼时，节流孔直径选型问题。

空气弹簧非线性特性主要为幅变特性、频变特性。郑明军等对于空气弹簧特性进行理论分析与试验，表明空气弹簧特性为一族非线性曲线[1]；高红星等对空气弹簧幅变特性、频变特性通过试验展开研究提出空气弹簧物理模型[7-8]。但进行列车动力学分析时对空气弹簧主要关心频率与垂向平稳性影响研究较少。文中基于实测动力学线路试验，分析影响车体垂向振动的最大频率，通过空气弹簧动态特性试验，测试该频率下不同直径节流孔的垂向刚度、阻尼，建立整车动力学模型，研究最优节流孔直径，具体原理如图1所示。

1 动力学线路试验

针对某既有铁路线路的某高速动车组列车进行

收稿日期：2017-02-22
基金项目：国家自然科学基金资助项目（51475388）；
高铁联合基金资助项目（U1334206）
作者简介：冯扬（1991－），男，陕西省宝鸡市人，硕士研究生，研究方向为车辆系统动力学。
E-mail: swjtufy@163.com
通信作者：池茂儒（1973－），男，四川省通江市人，研究员，博士研究生导师，研究方向为车辆系统动力学。

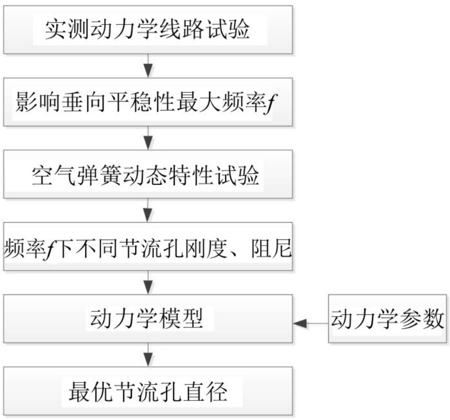


图1 原理图

动力学试验，测量该动车组7车枕梁垂向振动加速度。列车运行速度为350 km/h，选取匀速段进行分析。为分析车体垂向平稳性的敏感频率，对测量数据进行20 Hz低通滤波后作FFT变换，结果如图2(a)所示。

图2(a)为时域信号进行低通20 Hz滤波后频谱图，0.74 Hz时加速度幅值为0.037 02 m/s^2，0.64 Hz时加速度幅值为0.035 5 m/s^2。这两个频率对应频谱图中最大的两个峰值，可知列车垂向振动在350 km/h时对0.74 Hz和0.64 Hz非常敏感。为了定量分析该频率影响，现对时域信号进行带通0.6 Hz～0.8 Hz滤波，与20 Hz低通滤波后时域信号对比见图2(b)。其中进行20 Hz低通滤波后最大加速度幅值为0.452 m/s^2；进行0.6 Hz～0.8 Hz带通滤波后最大加速度幅值为0.18 m/s^2，占20 Hz低通滤波幅值的39.83 %。

为了分析该频率对车体垂向平稳性的影响，分别计算进行20 Hz低通滤波后垂向平稳性和进行0.6 Hz～0.8 Hz带通滤波后垂向平稳性，见图2(c)，其中20 Hz低通滤波对应的瞬态平稳性最大值为2.26；而0.6 Hz～0.8 Hz带通滤波后瞬态平稳性最大值为1.95，占前者的86.3 %。

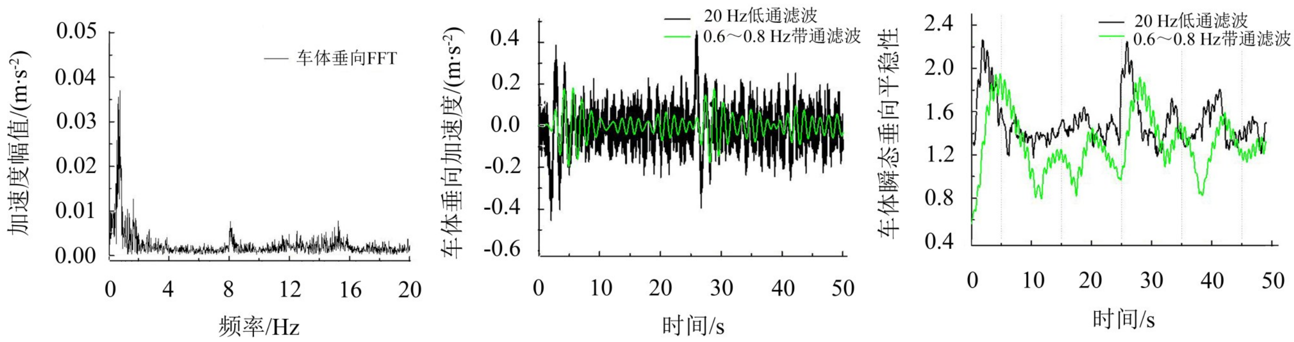
由图2分析可知该列车速度为350 km/h时，对垂向振动影响最大的频率为0.6 Hz～0.8 Hz，因此研究空气弹簧对列车垂向振动影响时，应重点分析该频段。

2 空气弹簧试验

为了研究0.6 Hz～0.8 Hz下空气弹簧动态特性，对该车型选用的空气弹簧进行试验。

2.1 试验设备

试验采用1/4垂向试验台，如图3所示，通过可移动配重实现实际运行时单个空气弹簧所受载荷；空气弹簧为第2节动力学试验列车所用空气弹簧；在胶囊本体上方安装串联橡胶堆；空气弹簧下方为液压作动器，用以实现实际振动；空气弹簧阻尼通过阻尼孔实现，在实际空气弹簧中空气弹簧本体和附加气室之间存在阻尼孔，连接管路采用内置钢圈的橡胶管制成，用以连接附加气室和空气弹簧本体；附加气室为一个可以主动控制空气容量且气密性完好的钢桶。



(a) 进行低通20 Hz滤波后FFT　(b) 时域信号对比　(c) 列车瞬态平稳性

图2 车体垂向振动分析

图3 空气弹簧试验台

空气弹簧具体参数如表1所示。

表1 空气弹簧参数表

参数名称	数值
标准高度/mm	326
环境温度/°C	20
初始内压/kPa	470
有效面积/m^2	0.202 86
有效面积变化率/(m^2·m^{-1})	0.125 78
附加气室体积/L	70
连接管路长度/m	1.25
连接管路直径/mm	50.8

2.2 垂向动态特性试验

空气弹簧非线性动态特性可以通过其幅变特性、频变特性体现。此时空气弹簧的刚度和阻尼不能用线性元件刚度、阻尼来描述[6]。在频变特性中空气弹簧在低频区域和高频区域变化比较平缓，而在中频区域变化梯度比较大。可以通过试验测试其动态刚度、阻尼等。

基于第2节分析结果，该列车对于0.6 Hz～0.8 Hz非常敏感，因此加载频率选为0.7 Hz。试验中为了测试不同节流孔直径对于空气弹簧刚度和阻尼的影响，节流孔大小不随激振频率和幅值变化。其值分别为10.2 mm、12 mm、13.94 mm、16.1 8mm、18.2 mm、20.1 mm、24 mm。

力与位移曲线、力与速度曲线试验结果如图4、图5所示。

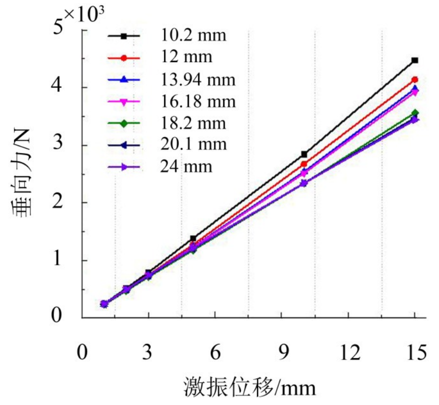


图4 0.7 Hz时不同直径节流孔力与位移曲线

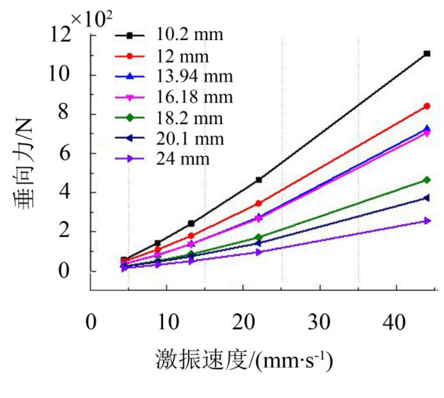


图5 0.7 Hz时不同直径节流孔力与速度曲线

由图4可知0.7 Hz时节流孔直径对空气弹簧垂向刚度有一定影响，随着节流孔直径减小，垂向刚度增加，这是由于节流孔的存在使得附加气室与空气弹簧本体之间存在滞后效应，在激振幅值较小时空气弹簧本体与附加气室之间气体交换少，节流孔上下两端压差小，都接近与无节流孔刚度值，从而刚度值变化小。在同等频率下，激振幅值增大时，空气弹簧本体与附加气室之间气体交换多，此时滞后效应造成空气弹簧本体内压急剧增加，从而导致刚度增大。因此节流孔直径越小，滞后效应越明显，即刚度值也越大。

由图5可知0.7 Hz时节流孔直径对空气弹簧垂向阻尼值有一定影响，相同激振速度条件下节流孔直径越小阻尼越大，对于同一节流孔，激振速度越大，阻尼值越大。因此，在空气弹簧动力学仿真中既要考虑节流孔对垂向阻尼的影响，也要考虑节流孔对垂向刚度影响。

3 整车动力学仿真分析

3.1 整车动力学建模

该动力学试验列车整车动力学参数见表2。在多体动力学仿真软件Simpack中，分别建立两种不同二系悬挂类型的整车动力学模型。模型一中由减振器提供阻尼；模型二中由为节流孔提供阻尼。模型中包括车体、构架、轮对、轴箱、一系悬挂、二系悬挂、牵引装置等，如图6所示。

表2 车辆部分参数表

参数名称	数值
车体质量/kg	27 041
构架质量/kg	2 439
轮对质量/ kg	1 713
车轮半径/m	0.46
车辆定距/m	17.8
轴距/m	2.5
车体质心高/m	2.091

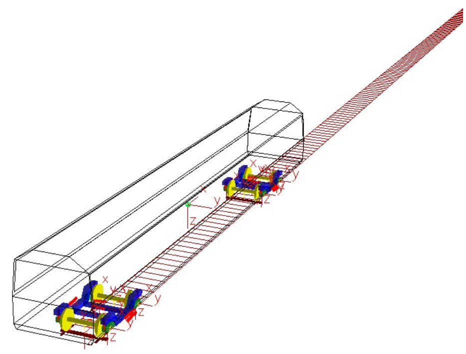


图6 整车动力学模型

在Simpack中空气弹簧刚度和阻尼通常可以等效为一个固定刚度值和固定阻尼值。在Simpack中Input Function命令可以输入特性曲线，即将垂向动态特性试验测试的力与位移曲线、力与速度曲线作为输入，施加武广谱，仿真列车在直线区间运行时动力学性能。其中对模型一主要分析减振器提供的垂向阻尼，对模型二分析节流孔提供的垂向阻尼，其具体参数如表3所示。仿真速度为100 km/h、200 km/h与350 km/h。

3.2 加速度均方根分析

分析减振器提供阻尼时不同减振器阻尼对车体振动的影响。由图7(a)可知,不同阻尼值工况下车体垂向加速度均方根变化规律一致。随着运行速度的增大,阻尼值对于垂向加速度均方根影响增大,其中当阻尼值在10 Ns/mm到20 Ns/mm之间时,垂向加速度均方根较小,为阻尼值合理取值范围,在15 Ns/mm时有最小值0.078 82 m/s^2。

表3 计算工况参数表

减振器阻尼/($Ns \cdot mm^{-1}$)	节流孔直径/mm
5	10.2
10	12
15	13.94
20	16.18
25	18.2
30	20.1
40	24
50	—

由图7(b)可知,不同节流孔直径工况下,车体垂向加速度均方根变化规律基本一致,但不同速度级工况下,数值有差异。随着速度增加,节流孔对于车体垂向加速度的影响逐渐增大。在不同速度级工况下并不是节流孔直径越小,车体垂向加速度均方根越小,而是在节流孔直径为13.94 mm时最小。

3.3 车体垂向平稳性分析

分析模型一垂向平稳性。由图8(a)可知,减振器阻尼有其合理范围,过大或过小的阻尼都会恶化车体垂向平稳性。不同速度工况下垂向阻尼最佳范围有所不同,在速度为100 km/h时,垂向减振器阻尼最佳范围为10 Ns/mm到30 Ns/mm,而速度为150 km/h到400 km/h时,减振器阻尼最佳范围为10 Ns/mm到20 Ns/mm。

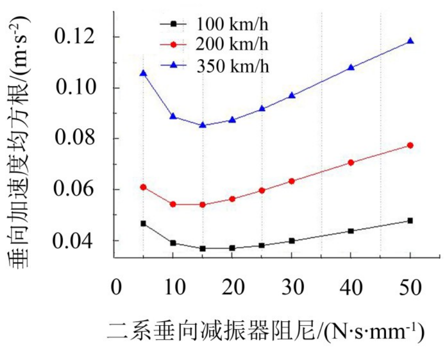
对试验中不同节流孔直径对于模型二垂向平稳性的影响分析如图8(b)所示。

由图8(b)可知,在不同速度级工况下车体垂向平稳性变化规律基本一致。在速度为350 km/h时,节流孔直径在12 mm到16 mm之间垂向平稳性变化较小,且在14 mm时平稳性最小;在速度为100 km/h时节流孔直径10 mm时垂向平稳性最小。动车组列车运行速度为350 km/h时,节流孔直径在12 mm到16 mm之间比较合理。

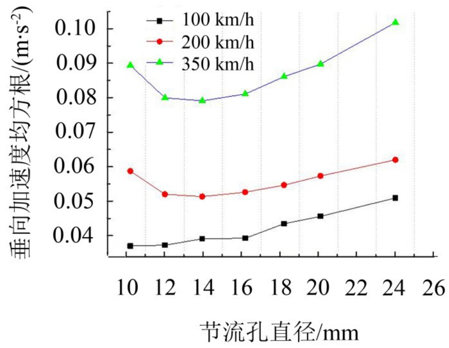
3.4 两种阻尼装置对比

通过加速度均方根与垂向平稳性对比确定减振器与节流孔最优参数。现分析车体以350 km/h运行时减振器阻尼为15 Ns/mm与节流孔直径为13.94 mm对车体振动的影响,如图9所示。

由图9(a)可知,选用节流孔直径13.94 mm与减

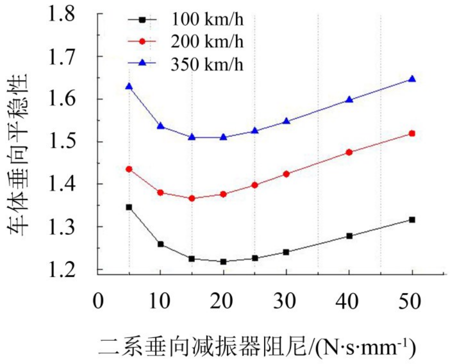


(a) 减振器提供阻尼时车体垂向振动加速度

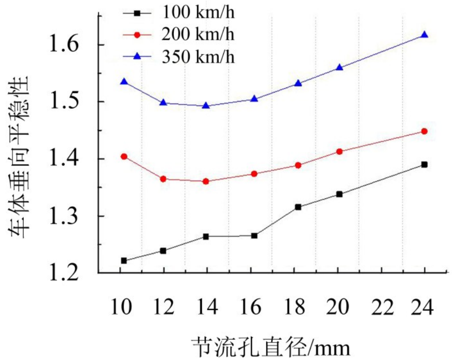


(b) 节流孔提供阻尼时车体垂向振动加速度

图7 垂向振动加速度分析

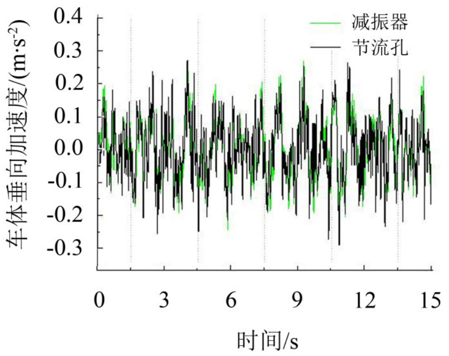


(a) 减振器提供阻尼时车体垂向平稳性

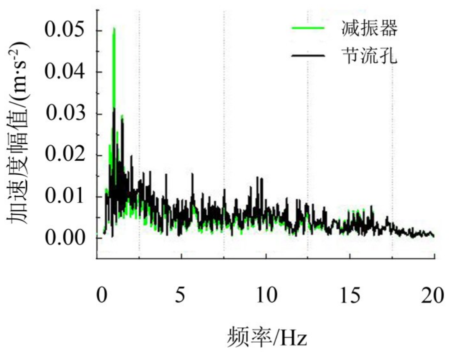


(b) 节流孔提供阻尼时车体垂向平稳性

图8 垂向平稳性分析



(a) 时域信号



(b) 进行低通20 Hz滤波后FFT

图9 两种阻尼装置对比

振器15 Ns/mm，车体垂向振动时域信号无明显区别。由图9(b)可知，选用13.94 mm节流孔时主频加速度幅值为0.31 m/s^2，选用15 Ns/mm减振器时主频加速度幅值0.51 m/s^2。因此，满足平稳性与加速度均方根最优要求时，节流孔抑制主频加速度幅值能力强于减振器。

4 结 语

(1) 在空气弹簧节流孔直径研究中，可以用在车体垂向振动最大频率下的幅变特性来分析车体振动，文中所研究空气弹簧频率为0.7 Hz。

(2) 二系垂向阻尼选择时，减振器与节流孔通过合理选型都可以获得良好的车体垂向平稳性。合理的垂向减振器阻尼范围是10 Ns/mm到20 Ns/mm，合理的节流孔直径范围是12 mm到16 mm。

(3) 节流孔与减振器在同时优化到最低垂向平稳性时，节流孔抑制主频加速度幅值的能力强于减振器，建议选择节流孔作为二系垂向阻尼装置。

参考文献：

[1] 郑明军，王海花，王渊. 空气弹簧弹性特性理论分析与试验研究[J]. **噪声与振动控制**，2009，29(3)：43-46.

[2] 王伯铭. 城市轨道交通车辆总体及转向架[M]. 北京：科学出版社，2013.

[3] 池茂儒，张卫华，曾京，等. 铁道车辆振动响应特性[J]. **交通运输工程学报**，2007，7(5)：6-11.

[4] 刘东辰，曾京，池茂儒，等. 空气弹簧节流孔非线性力学模型研究[J]. **铁道车辆**，2014，52(12)：9-13.

[5] 汪群生，曾京，罗光兵，等. 车轮磨耗下车下悬吊系统振动特性研究[J]. **机械工程学报**，2016，52(10)：113-118.

[6] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 北京：科学出版社，2016.

[7] 高红星，池茂儒，朱旻昊，等. 空气弹簧模型研究[J]. **机械工程学报**，2015，51(4)：108-115.

[8] 池茂儒，高红星，张卫华，等. 基于辅助空间的空气弹簧非线性模型[J]. **中国铁道科学**，2014，35(3)：83-89.

[9] 李芾，付茂海，黄运华. 空气弹簧动力学特性参数分析[J]. **西南交通大学学报**，2003，38(3)：276-281.

[10] 杨东晓. 铁道车辆抗蛇行减振器动态特性研究[D]. 成都：西南交通大学，2015.

[11] FACCHINETTI A, MAZZOLA L, ALFI S, et al. Mathematical modeling of the secondary air spring suspension in railway vehicle and its effect on safety ride comfort[J]. **Vehicle System Dynamics**, 2010(48): 429-449.

[12] DOCQUIER N, FISETTE P, JEANMART H. Model-based evaluation of railway pneumatic suspensions[J]. **Vehicle System Dynamics**, 2008, 46(Suppl. 1): 481-493.

(上接第143页)

[6] 尚文军，张立民，梅桂明. 轨枕间距对钢轨模态参数影响研究[J]. **噪声与振动控制**，2008，28(2)：44-46.

[7] 向俊，赫丹，曾京. 高速列车作用下不同类型无砟轨道振动响应分析[J]. **机械工程学报**，2010，46(16)：29-35.

[8] AMNON PIETER DE MAN. A survey of dynamic railway track properties and their quality[D]. Brielle: Railway Engineering Group, 2002.

[9] KNOTHE K L，GRASSIE S L. Modelling of railway track and vehicle/track interaction at high frequencies[J]. **Vehicle System Dynamics**, 1993, 22(3-4): 209-262.

[10] 魏伟. 铁路轮轨系统高频振动[D]. 成都：西南交通大学，1997.

[11] 孙方遒. 不同频率钢轨的振动特性研究[D]. 北京：北京交通大学，2011.

[12] GUNMO GU, JUNGYOUL CHOI. The dynamic response of rail support[J]. **Vehicle System Dynamics**, 2013, 51(6): 798-820.