

基于道路试验的制动颤振非线性特性分析*

张立军^{1,2}, 张希玉^{1,2}, 孟德建^{1,2}, 余卓平^{1,2}

(1. 同济大学汽车学院 上海, 201804) (2. 同济大学智能型新能源汽车协同创新中心 上海, 201804)

摘要 为了探究制动器摩擦颤振内在非线性特性,设计平路 D 档起步和坡道空挡下坡两种试验工况,采集制动器振动信号并进行时域、时频域和相图分析。分析表明:平路 D 档起步工况下的摩擦颤振具有明显的短时、宽频带和冲击特征,振幅随制动压力变大而增大,持续时间随压降率减小而增长;坡道空挡下坡工况下既会发生短时、宽频带和冲击颤振,也会发生长时、多频率和周期型颤振。在不同的相对运动速度下,会因摩擦-速度非线性发生单周期、倍周期、多耦合周期乃至混沌振动。摩擦颤振存在 3 种不同的基础频率及其非线性耦合关系,表明颤振机理既有黏滑振动效应,也可能有底盘角系统的模态耦合效应。

关键词 摩擦颤振; 试验工况; 摩擦-速度特性; 黏滑振动; 模态耦合

中图分类号 TH113.1; U463.51

引言

汽车制动器摩擦颤振是一种在极低车速和较低制动压力下,由制动器摩擦振动激发的非线性振动噪声问题^[1-3]。近年来,随着全球范围内自动变速汽车的加速普及和城市交通拥堵情况日益加剧,制动器摩擦颤振问题日益突出,成为困扰工业界和学术界的前沿难题^[4-5]。

试验研究无疑是制动器摩擦颤振的基础性研究手段,对于明确现象机理,识别关键影响因素至关重要。按照试验方案的差别,基于整车的制动器摩擦颤振试验分为道路试验和转鼓试验两种^[6-9]。整车道路试验有利于保证车辆状态和发生工况的真实性,特别适合于深入了解制动器振动、近场噪声以及车内噪声特性,并分析各种工况因素和结构因素的影响。整车转鼓试验方便精确控制环境因素,比较适合于探究制动器的黏滑振动特性、变形分析和振动传递路径,但车身约束条件与实际不符,轮胎和悬架的工作状态与实际存在差异,可能会产生重要误差^[10]。因此,如果能够精心设计试验工况,精确控制试验条件,可以通过真实的整车道路试验深入研究制动器摩擦颤振的非线性振动特性。

在此背景下,笔者在普通平路起步工况之外,特别设计了坡道下坡的试验工况,既排除了动力总成和传动系统等因素的干扰,又获得了持续时间很长

的稳态振动噪声信号。通过分析制动颤振从开始发生到结束的不同阶段内制动钳振动的时域、频域和相图特征,可以加深对制动颤振发生机理以及可能存在的分岔振动特性的认识。研究结果对于改进现有的试验和仿真分析方法具有重要意义。

1 整车道路试验的制动颤振试验方案

1.1 试验对象设置

试验对象为某紧凑型轿车,装备 1.6L 自然吸气发动机和 6 档 AT,整备质量为 1 275 kg,前轴驱动。制动器配置为前通风盘和后实心盘盘式制动器,悬架配置为前麦弗逊式悬架后扭杆梁式悬架。试验车辆保养良好,试验时胎压根据使用说明严格调整,试验载荷状态按照《汽车道路试验方法通则》^[9]设置。

1.2 测量信号设置

预试验发现,前轮制动器摩擦颤振对车内噪声的贡献最大,且左右制动器颤振的基本特征类似。因此,正式试验中仅在左前制动器的制动钳活塞侧端面布置 1 个 3 向加速度传感器,测量其沿制动盘周向、径向和法向的振动加速度,并在左前轮制动器液压回路中放置油压传感器以检测制动压力,如图 1 所示。同时,在驾驶员右耳侧布置 1 个传声器测

* 国家自然科学基金资助项目(51575395)

收稿日期:2017-09-04;修回日期:2018-02-25

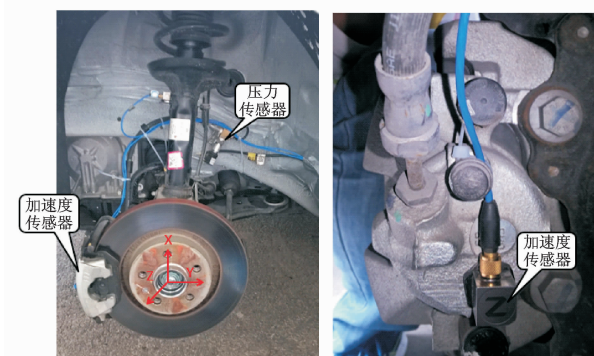


图1 制动钳上的传感器布置

Fig.1 Sensor arrangement on the caliper

量车内噪声,所有信号采样频率为 10 240 Hz。

1.3 试验工况设置

本研究设计平路 D 档起步和坡道空挡下坡两种试验工况。平路 D 档起步工况用于模拟实际中用户因拥堵等在平路上反复制动停车和起步的过程,再现最常见的制动器摩擦颤振现象。坡道空挡下坡工况用于模拟一种完全排除动力总成和传动系统的影响,仅由车辆沿坡道方向的重力分力驱动、通过适当操作制动压力可以激发持续性的制动器摩擦颤振,以方便现象特性和机理分析。试验坡道坡度实测为 5.1° 。

2 平路 D 档起步工况试验结果与分析

图 2 为平路 D 档起步工况下的制动压力和制动钳 xy 3 个方向的振动加速度时间历程,以及 x 方向振动加速度的时频图。由于 3 个方向振动的时频特性类似,限于篇幅仅以幅值最大的 x 方向为例。从图 2 中可以看出:

1) 从时间历程看,当制动压力下降到约 1×10^6 Pa 时,车辆发生明显的前制动器摩擦颤振,制动钳振动呈现加速度幅值急剧增大的尖锐脉冲;随着制动压力的进一步下降和制动盘转速的提高(车速提高),振动幅值快速衰减。

2) 对比 I、II、III 三次颤振,颤振加速度的大小排序为 $I > II > III$,相应的,颤振发生时的制动压力为 $I > II > III$,这表明摩擦颤振的强度基本与制动压力水平呈正相关关系。另外,颤振过程 III 的压力降低率最小, I 次之, II 最大,相应的颤振持续时间符合 $III > I > II$,说明制动压力下降速率会显著影响颤振持续时间,压力下降速率越低,颤振持续时间越长。

3) 从时频分析结果来看,颤振过程中的振动加速度具有典型的宽频带冲击特征,振动频率范围约

在 $50 \sim 800$ Hz,并隐约在某些频率下存在振动能量集中。需要说明的是,时频图中 26 Hz 和 52 Hz 低频分量来源于发动机的二阶和四阶振动。

由上述分析可知,在平路 D 档起步工况下,制动器摩擦颤振的持续时间短,不利于颤振特性的深入分析,因此需要合理设计试验工况,以获得持续时间较长且稳定的颤振信号进行深入分析。

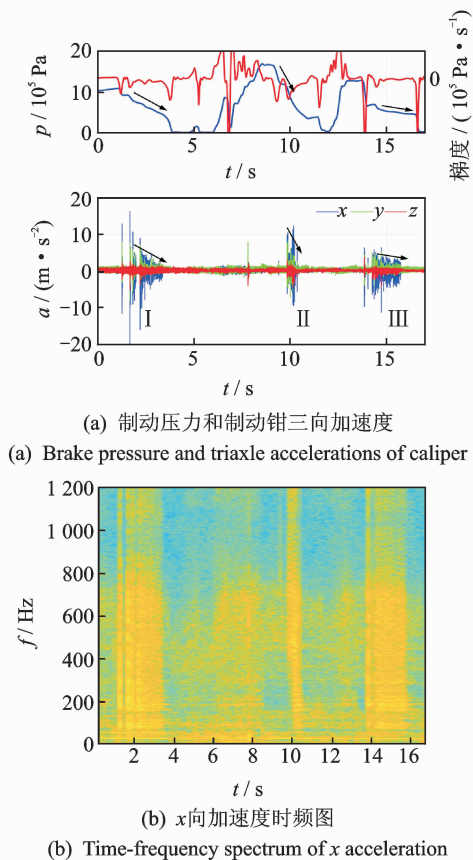


图 2 平路 D 档起步工况试验数据分析

Fig.2 Experiment data analysis of starting on level road under D shift

3 坡道空挡下坡工况试验结果与分析

3.1 总体特征概述

图 3 为坡道空挡下坡工况下的制动压力和制动钳三向振动时间历程及 x 向加速度时频图。由图 3 分析可知:a. 从时域特征来看,坡道工况下既可以产生持续时间较长的接近稳态的颤振信号(如颤振过程 III),也可以产生持续时间很短,具有冲击特征的信号(如颤振过程 I);b. 从时频特征来看,持续时间较长的颤振过程表现出明显的多频率集中效应,其中尤以颤振过程 III 持续时间最长,表现最为典型;而持续时间短的颤振频率成分相对分散,与平路 D 档起步工况类似。

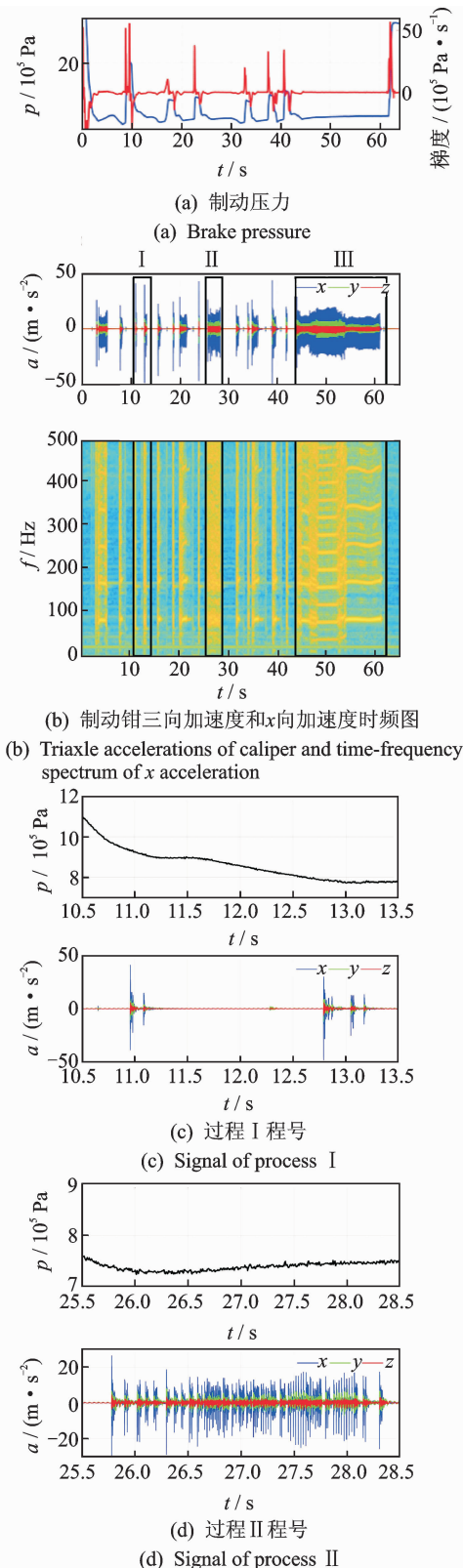


图 3 坡道空挡起步工况试验数据

Fig. 3 Experiment data analysis of coasting on gradient road under neutral gear

3.2 颤振过程Ⅲ中的非线性振动特征分析

由图 4 所示的颤振过程Ⅲ可知,当制动压力下降到 7.4×10^5 Pa 左右时发生首次制动颤振,随后

制动压力缓慢增大趋近 8×10^5 Pa,产生了持续时间约 17 s 的摩擦颤振信号。在此期间,颤振加速度的时间域幅值和频率域特性发生多次变化,呈现复杂规律。根据制动钳振动加速度的特征,将整个颤振过程划分 A~G 共计 7 个微过程,从时域、频域和相图 3 个角度分析摩擦颤振的非线性振动特征。

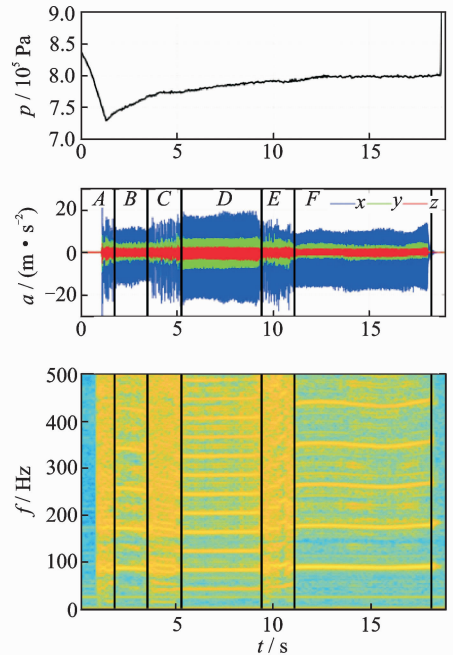


图 4 坡道空挡下坡工况过程Ⅲ试验结果分析

Fig. 4 Experiment data analysis of stage III of coasting on gradient road under N shift

阶段 A(1.1 s~1.8 s,图 5 所示):随着制动压力降低,首先出现大幅值尖锐脉冲,随后幅值迅速衰减,并连续出现不规则的较小幅值脉冲。因持续时间较短,信号具有一定的随机性,周期性不显著,频谱呈宽带特征,速度-位移相图呈杂乱无章,因此具有一定的混沌振动特征。

阶段 B(1.8 s~3.8 s,如图 6 所示):时域信号表现为明显的周期性特征,频谱表现为多倍频率特征,尤以前四阶振动能量最为明显,基频约为 86 Hz,速度-位移相图表现为典型的周期性粘滑运动特征。

阶段 C(3.8 s~5 s,图 7 所示):时域信号呈现间歇性发生的阵发冲击特征,每个阵发冲击过程包含 3 个尖峰峰值。频谱分析发现,该阶段振动存在 3 阶基础频率,分别为 13.1、38.8 和 90.6 Hz,其余频率成分均由这 3 阶频率组合而成,即存在复杂的多频率耦合关系。速度-位移相图非常复杂,结合频谱特征,呈现周期振动信号和混沌振动信号交杂的特征。

阶段 D(5 s~9.4 s,如图 8 所示):时域信号表现为周期性的脉冲振动,幅值相对阶段 B,C 有所增大,最大峰值后面存在一个幅值较小的峰值;基频大

约为 40.1 Hz, 频谱特性存在明显的多倍频成分; 速度-位移相图为两个相互交错的环型, 呈现倍周期运动的特征。

阶段 E (9.4~10.9 s, 如图 9 所示): 时域信号最大峰值减小, 每个周期内幅值较小的峰值逐渐增大, 慢慢向阶段 F 的特征演化; 从频谱特征来看, 基频逐步增大到 46 Hz, 最后过渡到阶段 F; 相图特征与阶段 D 类似, 但内环逐渐扩大接近外环。阶段 E 可以看作阶段 D 和 F 之间的过渡过程。

阶段 F (10.9 s~18 s, 如图 10 所示): 时域信号的幅值特征与阶段 B 类似; 以 88 Hz 为基频, 频率成分非常集中, 高阶成分的幅值显著减小; 速度-位移相图上形成了稳定的单周期极限环, 也与阶段 B 相似。

阶段 G (18 s~18.3 s, 如图 11 所示): 制动钳加速度信号在 18.06 s 后基本特征没有发生变化, 但幅值逐渐减小且变得平滑, 频谱图上表现为 200 Hz 以上的高阶频率迅速消失; 相图上相轨迹逐渐脱离

极限环回归平衡位置。由此可以看出, 发生制动颤振时存在两种类型的振动, 一种是与系统固有振动特性有关的振动, 另一种则是由于黏滑效应引起的摩擦力波动及振动。

3.3 颤振过程Ⅲ演化过程原因讨论

摩擦颤振作为一种典型的由于摩擦引起的非线性自激振动, 存在复杂的分岔、模态耦合等振动特性。综合阶段 A 到阶段 G 的分析可以发现, 系统出现了非常复杂的周期、倍周期乃至混沌振动等非线性振动特征。这与文献[11]中对两自由度盘块模型的研究结论非常类似; 当考虑摩擦因数-速度负斜率特性时, 系统表现出复杂的分岔振动特性。在高相对速度区呈现单倍周期运动, 在较低相对速度区转化为两倍周期运动, 在更低转速下还会产生四倍周期运动乃至混沌。因此, 有理由推测本文的研究对象表现出摩擦颤振特性的复杂性可能与车速有关。

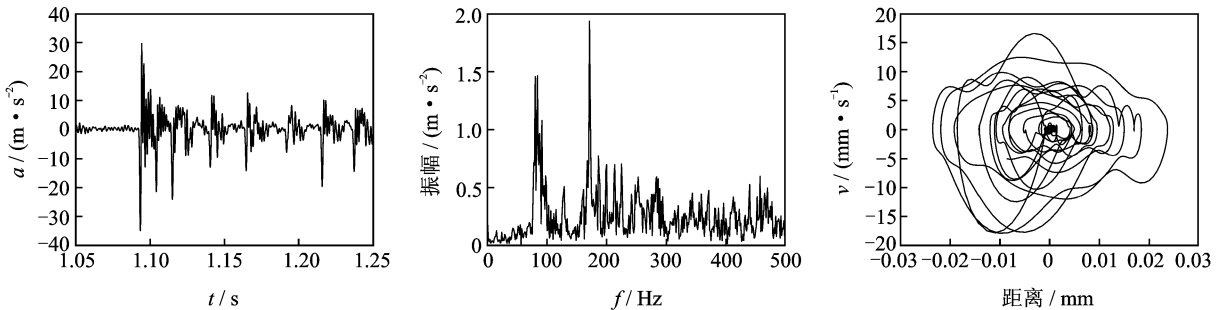


图5 阶段 A 微分析(时域、频谱和相图)

Fig. 5 Analysis of stage A (time domain, frequency domain and phase diagram)

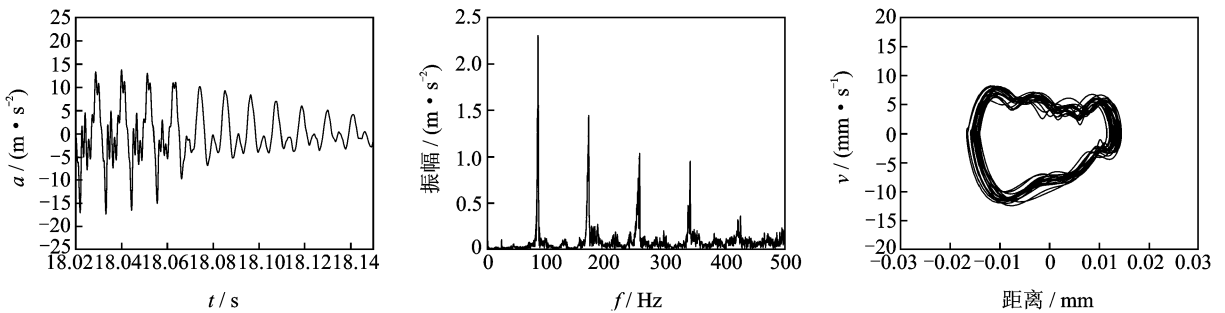


图6 阶段 B 微分析(时域、时频和相图)

Fig. 6 Analysis of stage B (time domain, frequency domain and phase diagram)

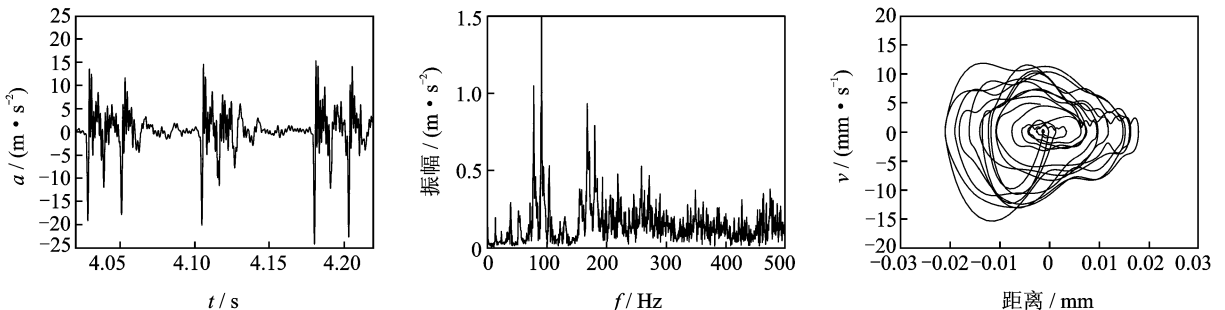


图7 阶段 C 微分析(时域、时频和相图)

Fig. 7 Analysis of stage C (time domain, frequency domain and phase diagram)

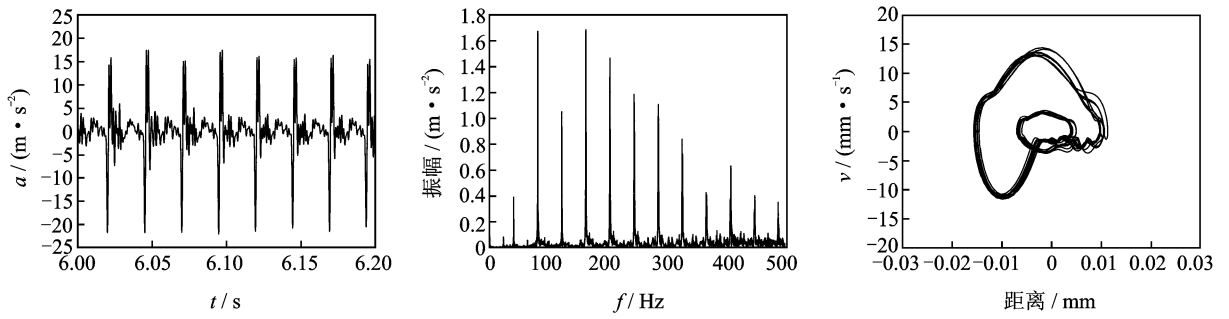


图 8 阶段 D 微分析(时域、时频和相图)

Fig. 8 Analysis of stage D (time domain, frequency domain and phase diagram)

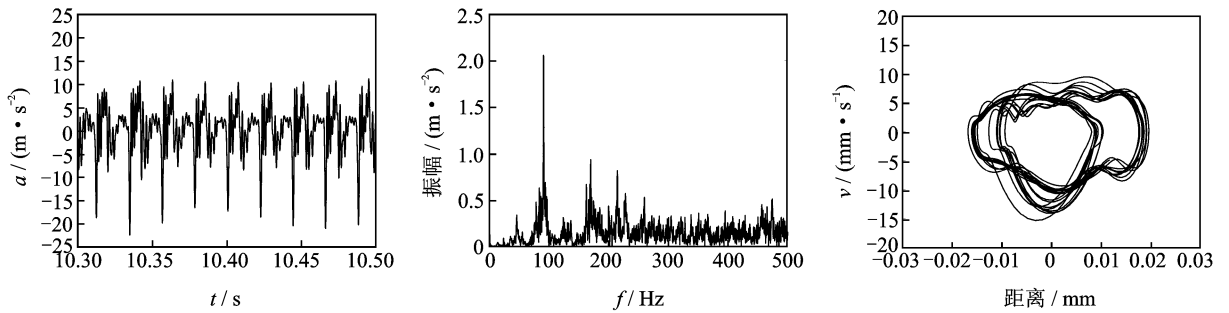


图 9 阶段 E 微分析(时域、时频和相图)

Fig. 9 Analysis of stage E (time domain, frequency domain and phase diagram)

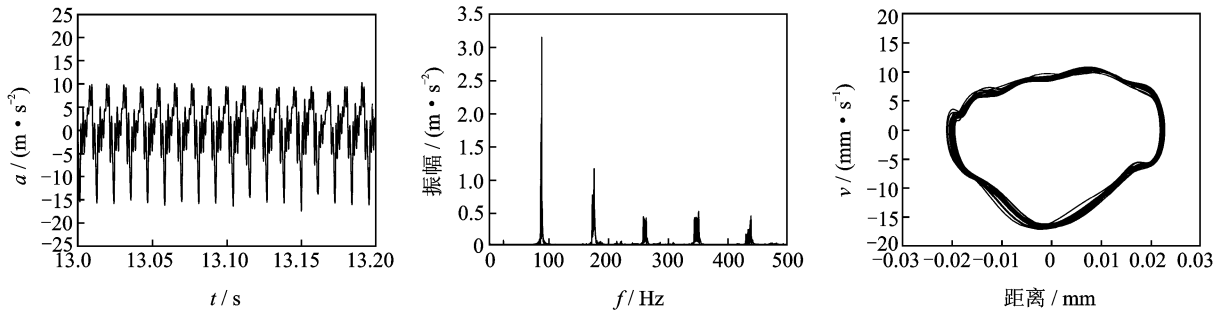


图 10 阶段 F 微分析(时域、时频和相图)

Fig. 10 Analysis of stage F (time domain, frequency domain and phase diagram)

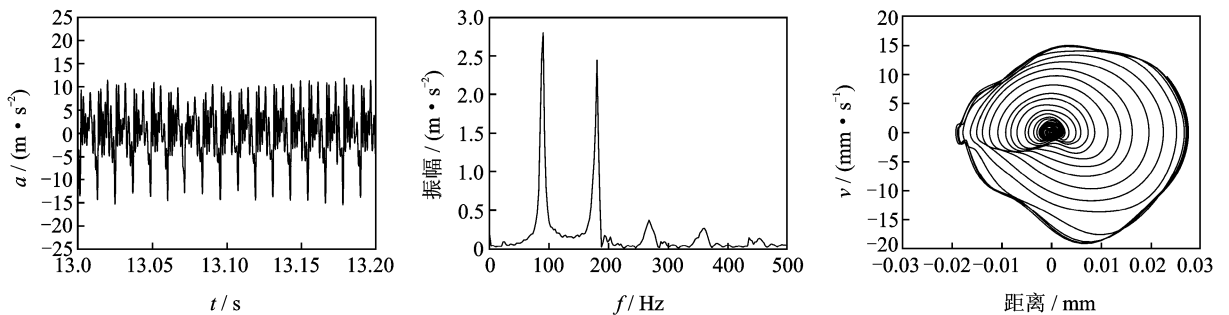


图 11 阶段 G 微分析(时域、时频和相图)

Fig. 11 Analysis of stage G (time domain, frequency domain and phase diagram)

据驱动力与行驶阻力的平衡关系,对试验过程中的车速进行观察和分析。如图 12 所示,试验中驱动力为车辆沿坡道方向的重力分量,当坡度角不变时驱动力保持恒定。试验过程中驾驶员缓慢抬起制动踏板,车辆开始移动并开始出现颤振,随后又增大制动压力直至车辆逐步保持定速运动,制动压力如图 4 所示。不妨假设在阶段 F 后期近似达到稳速状态,即驱动力与制动力平衡。由此推理,可以获得整个过程的

加速度与车辆速度时间历程如图 13 所示。

显然,在颤振过程Ⅲ中相对速度不断缓慢增加。参照图 14 所示的经典 Stribeck 摩擦模型可知,不同的相对速度既对应不同的摩擦因数,也对应不同的摩擦因数-速度梯度,根据摩擦非线性振动理论,必然会存在具有不同特征的非线性摩擦振动。结合多个微过程中发现的多基频特征以及非线性频率耦合特征,说明引起摩擦颤振的机理既有黏滑振动激励机制,也

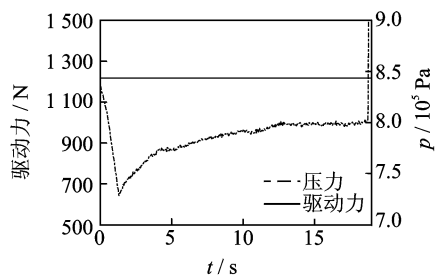


图12 驱动力与制动压力时间历程

Fig. 12 Time-history of drive and brake force

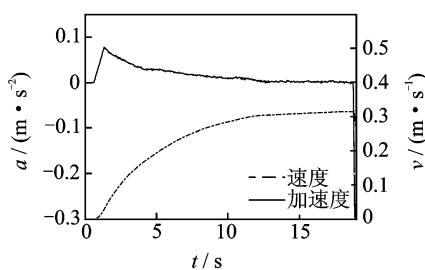


图13 车辆纵向加速度与速度时间历程

Fig. 13 The longitudinal acceleration and velocity of the vehicle

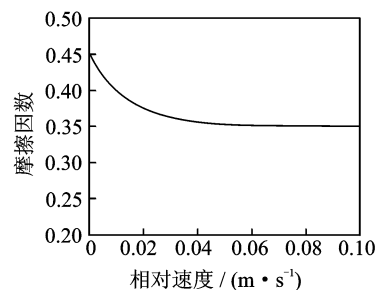


图14 摩擦因数-相对速度特性

Fig. 14 Characteristics of friction coefficient-relative velocity

存在显著的非线性模态耦合机制,而且必然与悬架和制动器构成的底盘角系统更密切相关。

4 结论

1) 非常接近实际的平路D档起步工况下的摩擦颤振持续时间短,影响因素多,不利于机理研究。笔者设计的坡道空挡下坡试验工况既排除了动力总成和传动系统的影响,又能够获得持续时间长的颤振信号,有利于摩擦颤振非线性特性分析,加深发生机理的认识。

2) 平路D档起步工况下的摩擦颤振具有明显的短时冲击和宽频带特征;颤振振幅随着制动压力的变大而增大,颤振持续时间随着压力下降率的减小而增长。

3) 坡道空挡下坡工况既会发生短时宽频带冲击型颤振,也会发生长时多频率周期型颤振,具有复杂的非线性振动特征:在不同的相对速度下会因摩擦-速度非线性特性导致周期、倍周期、多耦合周期和混沌振动。

4) 摩擦颤振会出现3种不同的基础频率及其非线性耦合频率,这表明摩擦颤振机理不仅限于黏滑振动激励机制,也存在显著的非线性模态耦合机制,且与底盘角系统存在密切关系。

参 考 文 献

- [1] Cantoni C, Cesarini R, Mastinu G, et al. Brake comfort-a review[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2009, 47(8):901-947.
- [2] 孟宪皆,王欢,吴光强. 汽车制动颤振的研究综述[J]. *公路交通科技*, 2009, 26(2):124-128.
Meng Xianjie, Wang Huan, Wu Guangqiang. Review of research on brake groan[J]. *Journal of Highway and Transportation Research and Development*, 2009, 26(2):124-128. (in Chinese)
- [3] Abdelhamid M K, Blaschke P, et al. An overview of brake noise and vibration problems[C]// *Proceedings of SPIE, the International Society for Optical Engineering*. [S. l.]: Society of Photo-Optical Instrumen-

tation Engineers, 2001:57-63.

- [4] 周仲荣,雷源忠,张嗣伟. 摩擦学发展前沿[M]. 北京:科学出版社,2006:306-311.
- [5] 国家自然科学基金委员会. 机械工程学科发展战略报告(2011~2020)[M]. 北京:科学出版社,2010:141-154.
- [6] Bettella M, Harrison M F, Sharp R S. Investigation of automotive creep groan noise with a distributed-source excitation technique [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 255(3):531.
- [7] Wu Guangqiang, Jin Shuyi. Combination of test with simulation analysis of brake groan phenomenon[C]// *SAE 2014 World Congress & Exhibition*. Detroit: SAE, 2014:2014-01-0869.
- [8] Joo K H, Jeon H C, et al. Transfer path analysis of brake creep noise[C]// *SAE 2013 Brake Colloquium & Exhibition - 31st Annual*. Jacksonville, USA: SAE, 2013:2013-01-2036.
- [9] Yoon K W, Lee J C, Cho S S. The study of vehicle structural characteristics for creep groan noise[C]// *SAE 2011 Annual Brake Colloquium and Engineering Display*. Phoenix: SAE, 2011:2011-01-2363.
- [10] 张立军,郑一兵,孟德建,等. 汽车制动器摩擦颤振综述[J]. *同济大学学报:自然科学版*, 2016, 44(3):420-426.
Zhang Lijun, Zheng Yibing, Meng Dejian, et al. Literature survey of friction induced automotive brake groan[J]. *Journal of Tongji University: Natural Science*, 2016, 44(3):420-426. (in Chinese)
- [11] Wei Daogao, Ruan Jingyu, Zhu Weiwei, et al. Properties of stability, bifurcation, and chaos of the tangential motion disk brake[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 375: 353-365.



第一作者简介:张立军,男,1972年3月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为汽车振动与噪声分析及控制、汽车系统动力学分析与控制、电动汽车动力总成集成与控制、智能汽车。
E-mail: tjedu_zhanglijun@tongji.edu.cn

通信作者简介:孟德建,男,1982年3月生,助理教授、硕士生导师。主要研究方向为汽车振动与噪声控制、车辆系统动力学与控制、电动汽车底盘集成与控制。
E-mail: mengdejian@tongji.edu.cn

