

doi: 10.3969/j.issn.1002-0268.2019.12.018

摩擦片表面凸起对汽车干式离合器 滑摩噪声的影响

龚雨兵, 张立杰, 张德峰

(桂林电子科技大学 机电工程学院, 广西 桂林 541004)

摘要: 干式摩擦离合器在使用中易产生一种滑摩噪声, 严重影响乘车舒适性; 工程中目前仅能采用替换件来试图解决该故障, 而且影响离合器滑摩噪声的关键因素尚不清楚。对滑摩噪声离合器故障件进行回厂检测, 发现故障件摩擦片存在较大的表面凸起。建立摩擦离合器总成简化有限元模型, 应用复特征值分析方法, 研究了摩擦片表面正弦凸起对滑摩噪声的影响。对比分析了各种不同表面凸起下, 离合器接触表面的最大压力分布。对存在滑摩噪声的实车噪声频率进行了测量, 并与仿真噪声频率进行对比。结果表明: 摩擦片表面凸起会明显增大滑摩噪声的发生趋势, 摩擦片表面凸起引起的离合器滑摩噪声处于低频阶段; 摩擦片表面凸起高度增加, 离合器滑摩噪声频率趋于降低; 接触压力表现外缘压力大, 内缘压力小, 摩擦片表面凸起值增加, 最大接触压力值增大; 实测最大噪声频率与仿真预测噪声频率基本接近, 验证仿真方法具有一定有效性。

关键词: 汽车工程; 滑摩噪声; 复特征值法; 干式离合器; 表面凸起

中图分类号: U270.1⁺6

文献标识码: A

文章编号: 1002-0268(2019)12-0145-07

Influence of Surface Bump in Friction Plate on Automotive Dry Clutch Slide Noise

GONG Yu-bing, ZHANG Li-Jie, ZHANG De-feng

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Guilin University of Electronic Technology, Guilin Guangxi 541004, China)

Abstract: Dry clutch is easy to produce a kind of slide noise during clutch engagement, which seriously decreases the performance of the ride comfort. In engineering application, the practical way which may solves this problem is to replace the old malfunctioned clutch system with a new one. The critical influencing factors of this noise remain unknown. It is found through the factory test for clutches with slide noise that there is a large surface bump in the friction plate of the clutch. A simplified finite element model of the clutch assembly is correspondingly established. The complex eigenvalue analysis is performed and the influence of the sinusoidal surface bumps in the friction plate on the clutch slide noise is studied. The maximum contact pressure distributions between the pressure plate and driven disk under different surface bump heights in the friction plate are also compared and analysed. The noise frequency of real vehicle with sliding noise is measured and compared with the simulation noise frequency. The result shows that (1) the tendency of the clutch slide noise can be significantly enhanced by the presence of the surface bump in the friction plate, and the slide noise caused by the surface bump mostly occurs at relatively low frequencies range; (2) the frequency of the clutch slide noise decreases with the increasing of the height of the surface bump; (3) the contact pressure on the outer rim of the clutch is larger than that of the inner rim, and the higher the surface bump height is, the larger the maximum contact pressure is; (4) the maximum noise frequency from the test

收稿日期: 2018-04-08

基金项目: 国家自然科学基金项目(51965012); 广西重点研发计划项目(桂科AB18126002)

作者简介: 龚雨兵(1978-), 男, 湖北蕲春人, 博士, 副教授. (gybcome@163.com)

is relative close to the frequency from the simulation, indicating that the simulation method is effective.

Key words: automobile engineering; slide noise; complex eigenvalue method; dry clutch; surface bump

0 引言

干式离合器具有传递效率高、压盘压紧力稳定、操纵力小等优点,在汽车上得到广泛应用^[1]。某些离合器在接合滑摩过程中会产生低频滑摩噪声,严重影响乘车舒适性,增加维修成本,浪费大量资源。离合器滑摩噪声属于摩擦引起的振动和噪声。对于此类型振动噪声,国内外学者利用解析法、数值分析法以及试验法等研究方法进行了大量研究^[2-15]。特别是以制动尖叫噪声(brake squeal)为研究对象,发现摩擦面形貌^[2-3]、摩擦面实际接触倾角^[4-6]或凸起^[7]以及接触压力^[8]等对制动尖叫噪声的产生有重要影响。但是现有研究中关于离合器滑摩噪声(clutch slide noise)的研究则很少。本研究采用复特征值分析方法,以是否发生滑摩噪声为指标,以理想离合器(从动盘摩擦片不存在凸起)为对比,研究了从动盘摩擦片表面正弦凸起对离合器滑摩噪声产生的影响。

1 有限元建模

1.1 复特征值理论

近年来,基于复模态理论的复特征值分析方法已经成为摩擦噪声的主流分析方法^[9,14]。在工业应用中,复特征值分析方法成为唯一的可用方法^[15]。汽车干式摩擦离合器其动力学方程可以用以下二阶非齐次微分方程描述^[11]:

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

式中, \mathbf{M} 为质量矩阵; \mathbf{C} 为阻尼矩阵(包含摩擦阻尼); \mathbf{K} 为刚度矩阵; $\ddot{\mathbf{x}}$ 为加速度向量; $\dot{\mathbf{x}}$ 为速度向量; \mathbf{x} 为位移向量; \mathbf{F}_f 为摩擦力向量。把式(1)改为如式(2)所示。

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}_f\mathbf{x} = 0, \quad (2)$$

式中 \mathbf{K}_f 为包含摩擦力的非对称刚度矩阵。其特征值方程为:

$$(\lambda^2\mathbf{M} + \lambda\mathbf{C} + \mathbf{K}_f)\boldsymbol{\varphi} = 0, \quad (3)$$

式中, λ 为特征值, $\boldsymbol{\varphi}$ 为对应的特征向量。

由于压盘和飞轮分别与从动盘摩擦片之间存在摩擦力,阻尼矩阵 \mathbf{C} 和刚度矩阵 \mathbf{K}_f 为非对称矩阵。方程(3)在实空间里无法解耦,必须采用复模态分析的方法。复模态分析方法有两种途径,分别是状态空间法和拉氏变换法。拉氏变换法将求解问题转

换到复域(或S域)中进行求解。在复域中,式(3)特征值可表示为:

$$\lambda = \sigma + j\omega, \quad (4)$$

式中, σ 为特征值实部; ω 为特征值虚部。

如果复模态的特征值具有非正实部,则该阶模态是稳定的。反之,如果复模态的特征值具有正实部,则该阶模态是不稳定的^[9-13],从而可能激发噪声,相应的虚部即为发生振动噪声的频率。因此,复特征值方法可以判断噪声发生趋势以及特有噪声频率。

针对离合器总成,基于ANSYS软件的复特征值分析方法为:首先,对离合器模型进行非线性静力学分析,仿真离合器工作时的真实接触状态,软件忽略阻尼矩阵 \mathbf{C} 并将压盘与摩擦片之间的摩擦力作为外力引入到振动微分方程,使原本对称的刚度矩阵变成非对称矩阵。其次,利用线性摄动法,对引入摩擦后的非对称刚度矩阵进行复模态分析。根据得到的复特征值实部的正负来判断系统是否稳定。由于在分析中忽略了材料阻尼的影响,分析结果存在过预测。有研究认为阻尼比 $\zeta \leq -0.01$ 的不稳定模态才能发出滑摩噪声^[10]。由于各阶不稳定模态的阻尼比 ζ 符号总是与实部符号相反,在实部绝对值远小于虚部绝对值时,阻尼比数值大小近似等于实部与虚部的比值,为便于观察,把 $\zeta \leq -0.01$ 的不稳定模态转换成 $|\zeta| \geq 0.01$ 进行表示。

1.2 离合器摩擦片表面局部接触

1.2.1 现象

在某汽车维修服务站对一些出现离合器滑摩噪声的故障车辆进行拆机检查,发现故障车离合器从动盘摩擦片表面上,在其铆钉附近位置,具有较明显的局部接触特征。而正常车辆离合器摩擦片,其表面接触较均匀,未出现明显局部接触现象。正常车辆摩擦片表面与故障离合器摩擦片表面分别如图1(a)和(b)所示。因此推测离合器摩擦片局部接触特征有可能是产生离合器滑摩噪声的重要影响因素。

1.2.2 局部接触原因

在该离合器制造工艺中,摩擦片铆钉铆接采用铆压工艺。由于工艺中铆接压力一致性难以控制,因此铆接时部分铆钉变形过大或过小,使得铆钉处摩擦片发生凸起变形。在实际生产工艺检测中,一

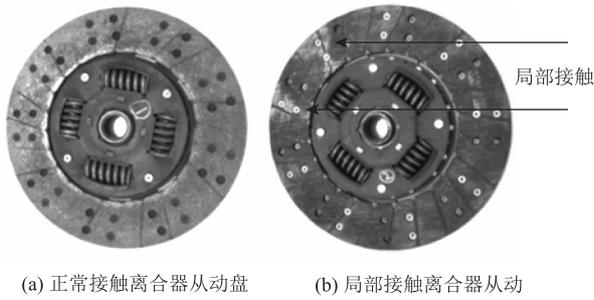


图 1 离合器从动盘

Fig. 1 Driven disk of clutch

般通过端面跳动检查来检测摩擦片的表面凸起是否在工艺要求范围内, 并对不合格件通过专用工具进行二次校正。但校正件容易在使用中产生二次端面跳动超差^[16]。因此, 摩擦片铆钉孔附近的表面凸起造成了摩擦片在与压盘滑动接触过程中出现局部接触与磨损。

1.2.3 摩擦片局部接触仿真模型

根据实际故障件离合器从动盘摩擦片的局部接触特征, 不失一般性, 假定在摩擦片两组铆钉孔之间, 摩擦片厚度存在符合正弦分布的凸起, 如图 2 所示。

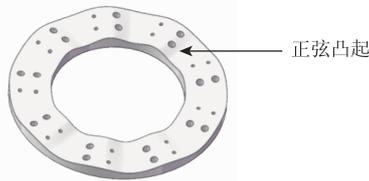


图 2 摩擦片正弦分布凸起

Fig. 2 Sine type distributed bumps on friction disc surface

摩擦片厚度分布如式 (5) 所示:

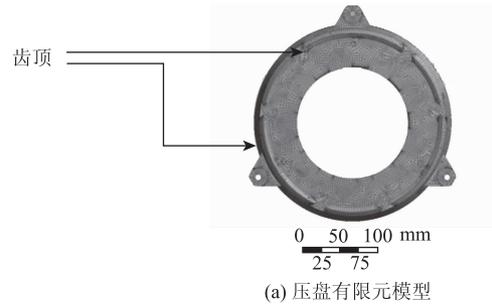
$$h = h_0 + A_m \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda} \times \theta\right), \quad (5)$$

式中, h 为摩擦片实际厚度; h_0 为摩擦片名义厚度; A_m 为最大凸起高度; λ 为波长 (值为 $\pi r_i/3$, r_i 为摩擦片内半径); θ 为角弧度。

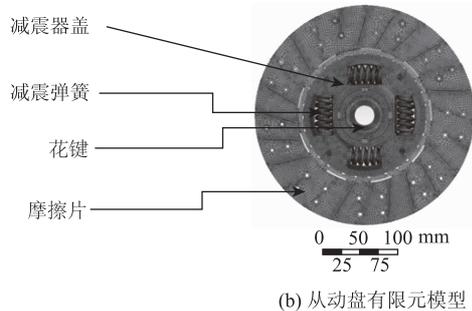
1.3 有限元模型

以 $\phi 260$ 离合器为原型建立有限元模型, 为便于计算, 对从动盘内花键部分进行简化, 忽略内花键的齿槽部分。有限元模型如图 3 所示。

单元总数为 270 568 个, 节点总数为 850 144 个。在压盘与摩擦片之间建立相对滑动摩擦接触 (采用 Augmented Lagrange 算法), 其他零件之间建立绑定/bonding 接触 (采用 MPC 算法)。压盘、摩擦片等关键零部件的材料参数如表 1 所示。



(a) 压盘有限元模型



(b) 从动盘有限元模型

图 3 有限元模型

Fig. 3 Finite element models

表 1 压盘等材料参数

Tab. 1 Material parameters of pressure plate and driven disk

部件名称	密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/Pa	泊松比
压盘	7 200	$1.1\text{E} + 11$	0.26
摩擦片	2 595	$1.5\text{E} + 09$	0.25
减震弹簧	7 850	$2\text{E} + 11$	0.3
减震器盖	7 800	$2.07\text{E} + 11$	0.3

在典型滑摩工况下, $\phi 260$ 膜片弹簧工作点压紧力为 5 000 N, 从动盘摩擦片与压盘之间摩擦系数为 0.4, 摩擦片材料为雷贝斯托某型号材料, 摩擦片内直径为 160 mm、外直径为 260 mm。

根据离合器实际工作时的受力及约束情况, 在压盘齿顶处施加力载荷; 在压盘孔位置施加限制径向位移的位移约束; 在从动盘内花键处施加限制径向位移和切向转动的位移约束; 在从动盘摩擦片与飞轮接触的外表面施加零位移约束 (模拟飞轮的刚性作用); 在压盘与摩擦片之间建立摩擦接触对, 并生成内部滑移运动, 指定摩擦系数与转速。

2 结果与分析

2.1 摩擦片凸起高度对滑摩噪声的影响

压盘工作压紧力为 5 000 N、摩擦系数为 0.4 时, 名义传递转矩为 420 $\text{N} \cdot \text{m}$; 转速为 650 r/min 。不同凸起高度对应的离合器总成不稳定模态的实部 (不稳定系数) 和虚部 (频率) 如表 2 所示。

表2 摩擦片凸起高度对稳定性的影响

Tab. 2 Influence of bump height of friction disc surface on

凸起高度/mm	instability			
	不稳定模式1		不稳定模式2	
	虚部	实部	虚部	实部
0	2 122.9	2.277 4		
0.1	1 805.5	12.581	2 024.7	36.247
0.2	1 599.2	12.825	1 840.7	33.881
0.3	1 492.1	12.105	1 748.8	31.096
0.4	1 420.9	11.322	1 685.7	29.766
0.5	1 392.4	12.152	1 668.8	28.759
0.6	1 316.2	0.278 27	1 320.8	12.705
0.7	1 283.9	9.503 4	1 563.9	26.364

凸起高度/mm	instability			
	不稳定模式3		不稳定模式4	
	虚部	实部	虚部	实部
0				
0.1	2 129.6	1.948		
0.2				
0.3	2 126.5	0.251 41		
0.4	2 126.5	0.332 03		
0.5				
0.6	1 602.6	27.373	2 126.1	0.471 03
0.7	2 126.3	0.129 52		

从表2可以看出,与理想状态(凸起高度0 mm)对比,摩擦片存在凸起时,不稳定模式个数增加以及不稳定系数增加,表明离合器滑摩噪声的发生趋势增大。

不同凸起高度对应的离合器总成不稳定模式的实部(不稳定系数)和虚部(频率)如图4所示。在图4中若仅考虑阻尼比 $|\zeta| \geq 0.01$ 的不稳定状态,则可以看出,随着凸起高度的增加,不稳定模式的虚部逐渐降低,意味着凸起高度的增加会导致滑摩噪声更趋于低频;此外,凸起高度增加时不稳定模式的实部相对减小,意味着噪声发生强度略有降低。

摩擦片凸起高度为0.3 mm时,噪声强度较大的2阶不稳定模式振型分别如图5所示。其中图5(a)为1 492.1 Hz的不稳定振型,表现为摩擦片切向摆动模式与压盘圆周摆动模式发生耦合,图5(b)为1 748.8 Hz时的不稳定振型,表现为摩擦片弯曲模式与压盘弯曲模式发生耦合。

2.2 接触分析

接触压力分布状况是影响模式耦合的重要因素

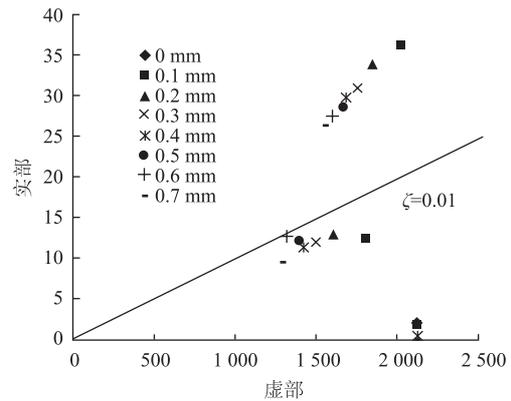
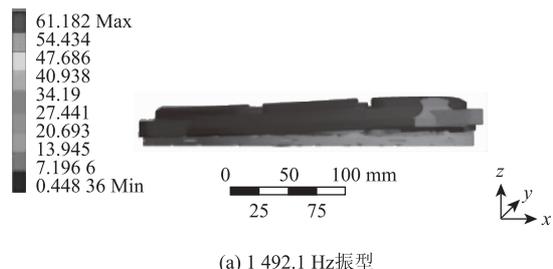
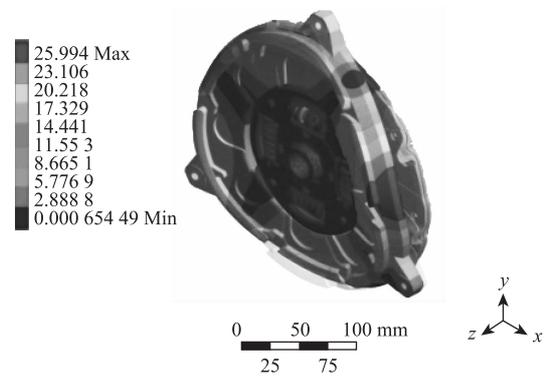


图4 离合器总成不稳定模式的实部和虚部

Fig. 4 Real part and imagine part of instability mode of clutch assembly



(a) 1 492.1 Hz振型



(b) 1 748.8 Hz振型

图5 不稳定振型

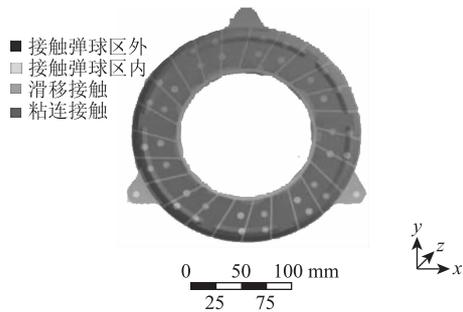
Fig. 5 Instability modes

之一,接触压力分布的差别是导致不稳定模式计算结果差别的原因^[17-18]。对离合器摩擦片不同凸起高度下的接触压力进行分析比较,为研究摩擦片凸起高度对滑摩噪声的影响机制提供基础。

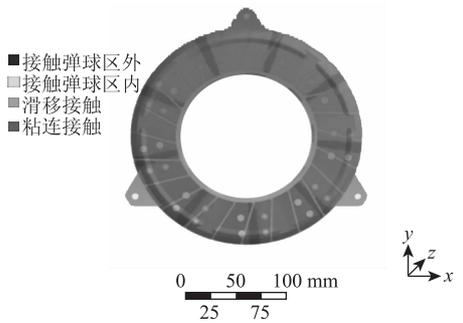
2.2.1 接触状态

理想模型与凸起模型(凸起高度0.3 mm)从动盘摩擦片接触状态分别如图6所示,其中不同颜色分别表示远离接触、接近接触、接触滑移和粘连等不同接触状态。由图6(a)可知,不存在凸起时,摩擦片整个表面都为接触状态。由图6(b)可知,

存在凸起时, 仅摩擦片凸起区域与压盘进行接触, 其他区域表现为未接触。



(a) 理想模型接触状态



(b) 凸起模型接触状态

图 6 接触状态

Fig. 6 Contact statuses

2. 2. 2 滑动距离

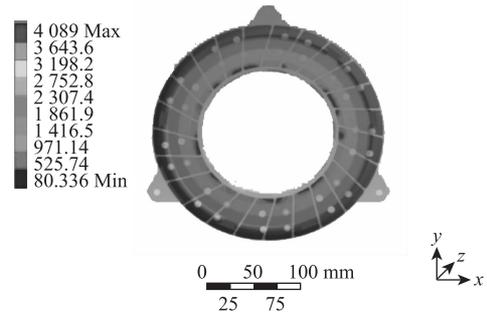
理想模型与凸起模型 (凸起高度 0.3 mm) 从动盘摩擦片与压盘间的滑动距离分别如图 7 所示。

由图 7 (a) 可知, 理想摩擦片在接触区域的滑动距离随着摩擦片半径的增大而线性增大。由图 7 (b) 可知, 对于存在凸起的摩擦片, 凸起区域的滑动距离随着摩擦片半径的增大而增大, 非凸起区域与压盘不存在实际接触, 没有相对滑动 (滑动距离为 0 mm)。

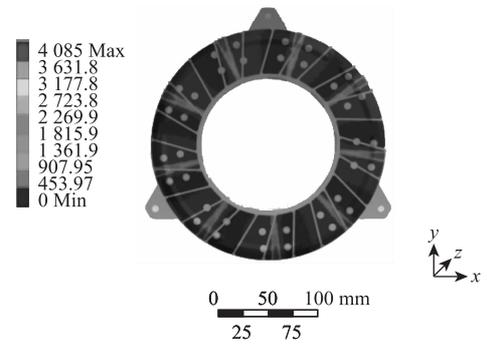
2. 2. 3 接触压力

理想模型与 0.1 mm 凸起高度下从动盘摩擦片接触压力分别如图 8 所示。0.2 ~ 0.7 mm 凸起高度下的摩擦片接触压力分布规律与 0.1 mm 凸起高度下基本类似, 只是数值变化。不同凸起高度下的最大接触压力值如表 3 所示。

结合图 8 和表 3 可以看出, 理想摩擦片其接触压力分布相对均匀, 凸起情形下接触压力则仅存在于凸起接触区域上。这也使得凸起区域接触压力明显大于理想摩擦片接触压力。随着凸起高度由 0.1 mm 增加到 0.7 mm, 最大接触压力数值相应由



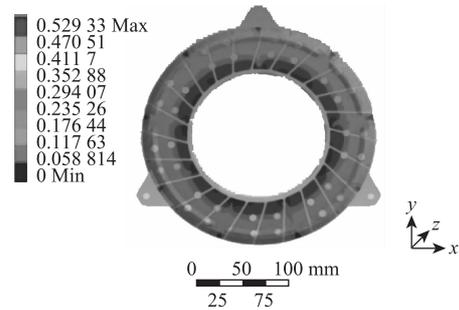
(a) 理想模型滑动距离



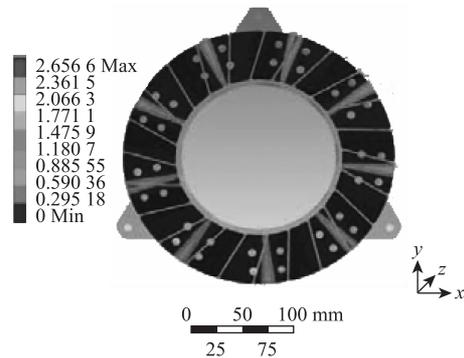
(b) 0.3 mm 凸起模型滑动距离

图 7 滑动距离

Fig. 7 Sliding distances



(a) 理想模型接触压力



(b) 0.1 mm 凸起接触压力

图 8 凸起接触压力

Fig. 8 Contact pressures of bump

表3 不同凸起高度下的最大接触压力

Tab. 3 Maximum contact pressures under different surface bump heights

凸起高度/mm	摩擦面最大接触压力/MPa
0	0.529 33
0.1	2.656 6
0.2	3.153 2
0.3	3.587 3
0.4	3.717 2
0.5	4.136 5
0.6	4.179 1
0.7	4.225 2

2.65 MPa 增加到 4.22 MPa, 说明随着凸起增加, 最大接触压力随之增大。此外, 由图 8 可以看出, 对于理想模型和凸起模型, 接触压力都是外缘压力大, 内缘压力小。这是由于压紧力载荷施加在压盘齿顶上, 而压盘齿顶靠近外缘所致 (可参见图 3 (a))。外缘区域接触压力较大, 预示该处磨损也会较大, 这一仿真结论与图 1 (b) 中摩擦片局部接触区外缘磨损较大的实际磨损状态相符, 说明了接触压力分析模型的有效性。不同凸起高度下接触压力存在差异, 可能进而产生不同的模态耦合特性及滑磨噪声频率。

3 实车试验

3.1 试验测试

在某市汽车维修服务站对存在滑磨噪声的车辆进行实车噪声数据采集。该车辆为皮卡型汽车, 采用 $\phi 260$ 离合器。试车方法如下: 在泥泞的上坡路试车: 挂 1 档起步加速, 在行驶过程中切换到高档位并继续加速。采用北京东方振动和噪声研究所 INV3018A 型智能信号采集处理分析仪, INV9212 型声强传感器测试探头放置于驾驶室内记录噪声信号。测试结果发现, 故障车辆在半离合加速时出现滑磨噪声, 噪声具有明显间歇性, 与摩擦噪声发生特性相符^[14]。对噪声进行频率采样, 得到 3 个主要的噪声频率分别为 494, 634, 1 378 Hz (噪声强度 ≥ 100 dB), 如图 9 所示。

并且 1 378 Hz 区域附近的噪声发生强度最大。对故障车离合器进行返厂测试, 各项性能参数如膜片弹簧压紧力、摩擦片摩擦系数均符合技术要求, 从动盘摩擦片的端面全跳动在 0.6 mm 左右。

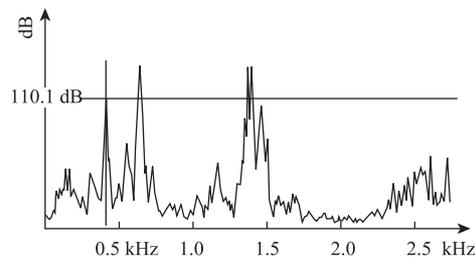


图9 滑磨噪声频谱图

Fig. 9 Vehicle for slide noise spectrogram

3.2 对比分析

典型滑磨工况下, 即膜片弹簧压紧力为 5 000 N, 从动盘摩擦片摩擦系数为 0.4, 摩擦片表面存在凸起 0.3 mm (实测中全跳动 0.6 mm) 的情况下, 复特征值分析法预测有 3 阶不稳定频率, 分别为 1 492, 1 748 Hz 和 2 126 Hz。对比试验结果, 复特征值分析法结果接近噪声发生强度最大的 1 378 Hz (预测频率为 1 492 Hz), 两者相差 8.2%; 另外, 复特征值方法没有预测出强度较低的实测低频噪声频率 494, 634 Hz, 出现了所谓的漏阶现象。这可能主要是由于忽略了材料阻尼以及仿真模型中对摩擦片凸起的正弦简化导致。

4 结论

针对离合器滑磨噪声, 采用复特征值分析方法分析了摩擦片表面凸起对滑磨噪声的影响并与试验数据进行对比。可总结如下:

- (1) 摩擦片表面凸起会明显增大滑磨噪声的发生趋势。
- (2) 摩擦片表面凸起高度增加, 离合器滑磨噪声趋于低频。
- (3) 复特征值方法基本预测出实测最大强度的噪声频率, 同时出现了漏阶现象。
- (4) 摩擦片表面凸起值增加, 最大接触压力值增大。

参考文献:

References:

- [1] 林世裕, 范海荣, 刘学章, 等. 膜片弹簧与碟形弹簧离合器的设计与制造 [M]. 南京: 东南大学出版社, 1995: 18-20.
LIN Shi-yu, FAN Hai-rong, LIU Xue-zhang, et al. Design and Manufacturing of Diaphragm Spring Clutch and Belleville Springs Clutch [M]. Nanjing: Southeast University Press, 1995: 18-20.

- [2] 王东伟,莫继良,王正国,等. 沟槽织构化表面影响摩擦振动噪声机理 [J]. 机械工程学报, 2013, 49 (23): 112-116.
WANG Dong-wei, MO Ji-liang, WANG Zheng-guo, et al. Mechanism of the Effect of Groove-textured Surface on the Friction Vibration and Noise [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49 (23): 112-116.
- [3] WANG X C, MO J L, OUYANG H, et al. Squeal Noise of Friction Material with Groove-textured Surface: An Experimental and Numerical Analysis [J]. Journal of Tribology, 2016, 138 (2): 21401.
- [4] VAYSSIERE C, BAILLET L, LINCK V, et al. Influence of Contact Geometry and Third Body on Squeal Initiation: Experimental and Numerical Studies [C] // Proceedings of WTC 2005 World Tribology Congress III. Washington, D. C.: ASME, 2005.
- [5] ZHANG L, YU Z, LÜ H. Influence of Surface Run-out on Disc Brake Squeal [J]. Journal of Vibroengineering, 2013, 15 (2): 520-531.
- [6] 吕红明,张立军,余卓平. 接触表面不平度对摩擦尖叫噪声的影响 [J]. 摩擦学学报, 2011, 31 (5): 473-479.
LÜ Hong-ming, ZHANG Li-jun, YU Zhuo-ping. Effects of Surface Roughness on the Friction-induced Squeal Noise [J]. Tribology, 2011, 31 (5): 473-479.
- [7] BONNAY K, MAGNIER V, BRUNEL J F, et al. Influence of Geometry Imperfections on Squeal Noise Linked to Mode Lock-in [J]. International Journal of Solids and Structures, 2015, 75-76: 99-108.
- [8] HETZLER H, WILLNER K. On the Influence of Contact Tribology on Brake Squeal [J]. Tribology International, 2012, 46 (1): 237-246.
- [9] 陈光雄,戴焕云,曾京,等. 踏面制动尖叫噪声的有限元分析 [J]. 机械工程学报, 2009, 45 (3): 203-207.
CHENG Guang-xiong, DAI Huan-yun, ZENG Jing, et al. Finite Element Analysis of the Squeal Propensity for a Pad-wheel Tread Brake System [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45 (3): 203-207.
- [10] 侯俊,过学迅. 基于有限元方法的盘式制动器制动噪声研究 [J]. 机械设计, 2008, 25 (8): 50-52.
HOU Jun, GUO Xue-xun. Braking Noise Study on Disc Typed Brake Based on Finite Element Method [J]. Journal of Machine Design, 2008, 25 (8): 50-52.
- [11] 张光荣,谢敏松,黎军,等. 摩擦片偏磨引起的汽车制动低鸣噪声 [J]. 机械工程学报, 2013, 49 (9): 81-86.
ZHANG Guang-rong, XIE Ming-song, LI Jun, et al. Vehicle Brake Moan Noise Induced by Brake Pad Taper Wear [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49 (9): 81-86.
- [12] 陈康. 盘式制动啸叫的实验研究与仿真分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014.
CHEN Kang. Experimental Research and Simulation on Disc Brake Squeal [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014.
- [13] 韦健,孙跃东,王书文,等. 基于ABAQUS的盘式制动尖叫分析 [J]. 机械设计与制造, 2016 (6): 151-154.
WEI Jian, SUN Yue-dong, WANG Shu-wen, et al. Research on Brake Squeal Based on ABAQUS [J]. Machinery Design & Manufacture, 2016 (6): 151-154.
- [14] 张立军,刁坤,孟德建,等. 摩擦引起的振动和噪声的研究现状与展望 [J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2013, 41 (5): 765-772.
ZHANG Li-jun, DIAO Kun, MENG De-jian, et al. Friction-induced Vibration and Noise Research: the Status Quo and Its Prospect [J]. Journal Tongji University: Natural Science Edition, 2013, 41 (5): 765-772.
- [15] CANTONI C, CESARINI R, MASTINU G, et al. Brake Comfort: A Review [J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47 (8): 901-947.
- [16] 方向东. 离合器从动盘总成端面跳动校正工艺的研究 [J]. 湖北农机化, 2015 (6): 60-61.
FANG Xiang-dong. Study on Correction Process of Surface Run-out of Clutch Driven Plate [J]. Hubei Agricultural Mechanization, 2015 (6): 60-61.
- [17] OUYANG H, BAKAR A R A, LI L. A combined Analysis of Heat Conduction, Contact Pressure and Transient Vibration of a Disk Brake [J]. International Journal of Vehicle Design, 2013, 51 (1/2): 190-206.
- [18] 张立军,孟德建,孙俊刚. 通风盘制动器盘-块接触位置变化对尖叫复模态分析的影响 [J]. 汽车工程, 2016, 38 (2): 242-247.
ZHANG Li-jun, MENG De-jian, SUN Jun-gang. The Impact of Disc-pad Contact Position Variation on the Complex Modal Analysis of Ventilated Disc Brake Squeal [J]. Automotive Engineering, 2016, 38 (2): 242-247.