

装载机直线行驶振动理论模型及验证分析*

段传栋¹, 朱碧华², 杨锦霞¹, 邹乃威³

(1. 广西柳工机械股份有限公司装载机研究院 柳州, 545007)

(2. 华中科技大学机械科学与工程学院 武汉, 430074)

(3. 宁波工程学院机械工程学院 宁波, 315336)

摘要 针对某型号装载机在平整路面上、以特定车速直线行驶时出现的整车垂向振动、整车俯仰振动和座椅垂向振动问题,为识别和研究该异常振动关键影响因子及其变化规律,通过对振动特征的分析,建立了装载机四自由度振动系统理论模型,并利用状态空间法求解得到了四阶固有频率及其模态振型向量。为了验证理论振动模型及其求得的模态参数的有效性,对该异常振动工况进行了工作模态分析(operational modal analysis,简称OMA)实验,成功识别出了其模态特征。两者对比结果显示,理论模型获得的模态特征向量与OMA实验获得的模态振型基本一致,且模态频率理论值与OMA实验获得的测试值的偏差小于5%,较好地验证了该振动理论模型的有效性和准确性。最后,依据该振动模型识别出轮胎垂向刚度为其关键参数之一,研究了轮胎垂向刚度对装载机机身垂向振动和俯仰振动2种固有频率的影响规律。

关键词 装载机;行驶振动;理论建模;工作模态分析

中图分类号 TH243

引言

随着社会发展和技术进步,人们对工程机械的需求开始从功能实现与可靠性提升向驾驶舒适性转变,其中,噪声、振动与声振粗糙度(noise, vibration, harshness,简称NVH)性能是影响工程机械舒适性指标的关键^[1]。国内针对车辆NVH性能的研究起步较晚,主要集中在乘用车和商用物流车领域,对工程机械NVH性能的关注较少,且两者在结构形式、功能特点等方面存在较大差异。一方面是越来越严苛的国内外法规压力和越来越挑剔的选购压力,另一方面是现阶段的NVH技术短板,使得工程机械的NVH性能提升成为各生产厂商亟待解决的重要问题^[2]。

装载机作为一种常见的工程机械,其NVH性能的关注度日益提升,其中装载机行驶过程中整车异常振动问题尤为突出^[3]。装载机整车异常振动和其固有频率特性息息相关。国内外对于装载机整车固有频率的研究尚不多见,且受限于装载机庞大的体积和巨大的质量,现阶段针对大型工程机械完备的实验设施来支持装载机整车级的振动实验研究较少,现有的关于装载机固有频率的研究集中

于零部件级别,且主要为通过理论模型和仿真手段进行研究,对整车固有频率模型的实验验证研究^[4-12]较少。

笔者针对某装载机在水泥路面,以特定车速直线行驶出现的整车垂向振动、整车俯仰振动和座椅垂向振动问题,建立该装载整车四自由度振动系统模型,并采用状态空间法求解得到该装载机四阶固有频率及其对应模态振型。同时,将其与工作模态分析实验识别出的实验模态频率和振型进行比较,验证了装载机整车振动模型的有效性。在保证振动模型有效性的前提下,依据振动模型进行了装载机振动系统若干关键参数对整车固有频率的影响规律分析。

1 问题装载机主要技术参数

该款装载机无悬架系统,传动系统刚性连接于前后车架,且其动力总成悬置、驾驶室悬置均采用4组两片式橡胶减震垫,由于其刚度较大、位移行程小,对低频振动的衰减效果很弱^[13]。对于整车低频振动可近似认为驾驶室和车架为刚性连接,轮胎和座椅为针对低频振动仅有的2个减振元件。问题装

* 国家自然科学基金资助项目(51775241);广西柳工集团-华中科技大学院士工作站资助项目(0231100821)

收稿日期:2020-09-05;修回日期:2021-01-21

装载机实车照片如图 1 所示。将轮胎和座椅总成简化成弹簧-阻尼结构,通过模型计算、实验测量等方式获取了该问题装载机的主要参数,如表 1 所示。



图 1 问题装载机实车照片
Fig.1 The trouble wheel loader

2 装载机理论计算模型的建立

2.1 装载机振动模型的建立

装载机是一个复杂的多自由度振动系统,分析其整体振动特性的关键在于建立一个基本反映该装载机实际工况而又不过分复杂的理性振动力学模型^[14]。无悬架装载机振动主要有发动机因不平衡惯性力引起的中高频振动和行驶路面与轮胎相互作用产生的低频振动^[15]。综合考虑该异常振动的振动特点、理论计算精度与测实验证手段的实现,在理论建模时对装载机振动系统作如下假设:①铰接式转向系统在直线行驶过程中转向器无液压动作,两侧转向油缸稳定在某一特定高压互锁状态,前、后车架视为一个整体;②忽略橡胶悬置系统对该低频振动的影响,动力总成、前后轴、工作装置、驾驶室与车架视为刚性连接,为一个质量体;③装载机的车架、车身和驾驶室等部件的刚度均足够大,其各阶弹性模态振型不予考虑;④各振动参数在装载机行驶过程中无较大变化;⑤忽略装载机行驶时不常见的自由度

振动(绕 z 轴的旋转、前后窜动、左右横移 3 个自由度),仅考虑人椅质量垂向振动、整车车身垂向振动、整车俯仰和整车倾侧 4 个自由度的振动;⑥忽略装载机内部激励,仅考虑外部激励引起的振动。

基于以上简化,建立了装载机机身垂向振动、俯仰振动、倾侧振动和座椅系统垂向振动的四自由度振动模型,如图 2 所示。其中: Z_a 为人椅系统垂直位移; Z_b 为机身垂直位移; θ 为机身俯仰角; Φ 为机身倾侧角; m_a 为人椅系统质量; m_b 为机身系统(整机除人椅系统外)质量; I_a 为机身俯仰转动惯量; I_b 为机身倾侧转动惯量; k_5 和 c_5 为人椅系统的垂向刚度和垂向阻尼; k_1, k_2, k_3, k_4 和 c_1, c_2, c_3, c_4 分别为左前轮、右前轮、左后轮、右后轮的垂向刚度和垂向阻尼; q_1, q_2, q_3, q_4 分别为左前轮、右前轮、左后轮、右后轮受到的地面不平度随机激励; l_f 和 l_r 分别为前轮轮距和后轮轮距; a 和 b 分别为前后轮轴距装载机机身质心距离; d 为人椅系统与机身质心距离。

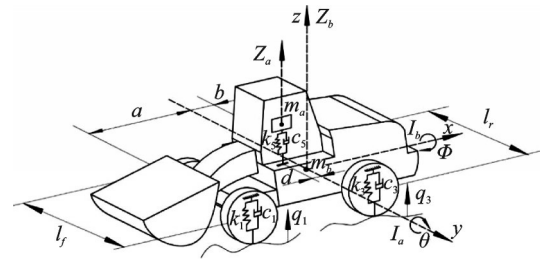


图 2 装载机四自由度振动模型
Fig.2 Four-degree-of-freedom vibration model of loader

2.2 振动微分方程组的建立

基于图 2 所示的装载机四自由度振动模型,采用能量法分析该振动系统,通过拉格朗日方程推导得到该装载机四自由度振动系统的微分方程为

表 1 问题装载机主要参数

Tab.1 Main parameters of the trouble wheel loader

参数	数值	参数	数值
前后轮轴距/m	3.32	机身左右倾侧转动惯量/($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	12 293.627
前轮轮距/m	2.206	人椅系统与机身质心距离/m	0.12
后轮轮距/m	2.206	前轮垂向刚度/($\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$)	1×10^6
装载机质量(整机除人椅系统外)/kg	18 050	前轮垂向阻尼/($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$)	2×10^4
人椅系统重量/kg	120	后轮垂向刚度/($\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$)	1×10^6
人椅系统垂向刚度/($\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$)	1.1×10^5	后轮垂向阻尼/($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$)	2×10^4
人椅系统垂向阻尼/($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$)	500	前轮轴距装载机机身质心距离/m	1.84
机身前后俯仰转动惯量/($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	90 812.01	后轮轴距装载机机身质心距离/m	1.48

$$\left\{ \begin{aligned}
 & m_a \ddot{z}_b + c_5 \dot{z}_a - c_5 \dot{z}_b + dc_5 \dot{\theta} + k_5 z_a - k_5 z_b + dk_5 \theta = 0 \\
 & m_b \ddot{z}_b - c_5 \dot{z}_a + (c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_5) \dot{z}_b - (ac_1 + ac_2 - bc_3 - bc_4 + dc_5) \dot{\theta} + \frac{1}{2} (l_f c_1 - l_f c_2 + \\
 & \quad l_r c_3 - l_r c_4) \dot{\phi} - k_5 z_a + (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5) z_b - (ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4 + dk_5) \theta + \\
 & \quad \frac{1}{2} (l_f k_1 - l_f k_2 + l_r k_3 - l_r k_4) \phi = (k_1 q_1 + k_2 q_2 + k_3 q_3 + k_4 q_4) + (c_1 \dot{q}_1 + c_2 \dot{q}_2 + c_3 \dot{q}_3 + c_4 \dot{q}_4) \\
 & I_a \ddot{\theta} + dc_5 \dot{z}_a - (ac_1 + ac_2 - bc_3 - bc_4 + dc_5) \dot{z}_b + (a^2 c_1 + a^2 c_2 + b^2 c_3 + b^2 c_4 + d^2 c_5) \dot{\theta} - \frac{1}{2} (al_f c_1 - \\
 & \quad al_f c_2 + bl_r c_3 - bl_r c_4) \dot{\phi} + dk_5 z_a - (ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4 + dk_5) z_b + (a^2 k_1 + a^2 k_2 + b^2 k_3 + \\
 & \quad b^2 k_4 + d^2 k_5) \theta - \frac{1}{2} (al_f k_1 - al_f k_2 + bl_r k_3 - bl_r k_4) \phi = -(ac_1 \dot{q}_1 + ac_2 \dot{q}_2 + ac_3 \dot{q}_3 + ac_4 \dot{q}_4) - \\
 & \quad (ak_1 q_1 + ak_2 q_2 - bk_3 q_3 - bk_4 q_4) \\
 & I_b \ddot{\phi} + \frac{1}{2} (l_f c_1 - l_f c_2 + l_r c_3 - l_r c_4) \dot{z}_b - \frac{1}{2} (l_f c_1 a - l_f c_2 a - l_r c_3 b + l_r c_4 b) \dot{\theta} + \frac{1}{4} (l_f^2 c_1 + l_f^2 c_2 + \\
 & \quad l_r^2 c_3 + l_r^2 c_4) \dot{\phi} + \frac{1}{2} (l_f k_1 - l_f k_2 + l_r k_3 - l_r k_4) z_b - \frac{1}{2} (l_f k_1 a - l_f k_2 a - l_r k_3 b + l_r k_4 b) \theta + \\
 & \quad \frac{1}{4} (l_f^2 k_1 + l_f^2 k_2 + l_r^2 k_3 + l_r^2 k_4) \phi = \frac{1}{2} (l_f c_1 \dot{q}_1 - l_f c_2 \dot{q}_2 + l_r c_3 \dot{q}_3 - l_r c_4 \dot{q}_4) + \frac{1}{2} (l_f k_1 q_1 - l_f k_2 q_2 + \\
 & \quad l_r k_3 q_3 - l_r k_4 q_4)
 \end{aligned} \right. \quad (1)$$

为便于计算分析,将式(1)整理为矩阵形式

$$M\ddot{S} + C\dot{S} + KS = F \quad (2)$$

$$\text{其中: } \dot{S} = \begin{bmatrix} \dot{z}_a \\ \dot{z}_b \\ \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix}; \quad \ddot{S} = \begin{bmatrix} \ddot{z}_a \\ \ddot{z}_b \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix}; \quad S = \begin{bmatrix} z_a \\ z_b \\ \theta \\ \phi \end{bmatrix};$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ (k_1 q_1 + k_2 q_2 + k_3 q_3 + k_4 q_4) + (c_1 \dot{q}_1 + c_2 \dot{q}_2 + c_3 \dot{q}_3 + c_4 \dot{q}_4) \\ -(ac_1 \dot{q}_1 + ac_2 \dot{q}_2 + ac_3 \dot{q}_3 + ac_4 \dot{q}_4) - (ak_1 q_1 + ak_2 q_2 - bk_3 q_3 - bk_4 q_4) \\ \frac{1}{2} (l_f c_1 \dot{q}_1 - l_f c_2 \dot{q}_2 + l_r c_3 \dot{q}_3 - l_r c_4 \dot{q}_4) + \frac{1}{2} (l_f k_1 q_1 - l_f k_2 q_2 + l_r k_3 q_3 - l_r k_4 q_4) \end{bmatrix}; \quad M = \begin{bmatrix} m_a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_b \end{bmatrix};$$

$$C = \begin{bmatrix} c_5 & -c_5 & dc_5 & 0 \\ -c_5 & c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_5 & -(ac_1 + ac_2 - bc_3 - bc_4 + dc_5) & \frac{1}{2} (l_f c_1 - l_f c_2 + l_r c_3 - l_r c_4) \\ dc_5 & -(ac_1 + ac_2 - bc_3 - bc_4 + dc_5) & (a^2 c_1 + a^2 c_2 + b^2 c_3 + b^2 c_4 + d^2 c_5) & -\frac{1}{2} (al_f c_1 - al_f c_2 + bl_r c_3 - bl_r c_4) \\ 0 & \frac{1}{2} (l_f c_1 - l_f c_2 + l_r c_3 - l_r c_4) & -\frac{1}{2} (l_f c_1 a - l_f c_2 a - l_r c_3 b + l_r c_4 b) & \frac{1}{4} (l_f^2 c_1 + l_f^2 c_2 + l_r^2 c_3 + l_r^2 c_4) \end{bmatrix};$$

$$K = \begin{bmatrix} k_5 & -k_5 & dk_5 & 0 \\ -k_5 & k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5 & -(ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4 + dk_5) & \frac{1}{2} (l_f k_1 - l_f k_2 + l_r k_3 - l_r k_4) \\ dk_5 & -(ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4 + dk_5) & (a^2 k_1 + a^2 k_2 + b^2 k_3 + b^2 k_4 + d^2 k_5) & -\frac{1}{2} (al_f k_1 - al_f k_2 + bl_r k_3 - bl_r k_4) \\ 0 & \frac{1}{2} (l_f k_1 - l_f k_2 + l_r k_3 - l_r k_4) & -\frac{1}{2} (l_f k_1 a - l_f k_2 a - l_r k_3 b + l_r k_4 b) & \frac{1}{4} (l_f^2 k_1 + l_f^2 k_2 + l_r^2 k_3 + l_r^2 k_4) \end{bmatrix}$$

2.3 状态空间法求解固有频率及振型

为了使阻尼矩阵解耦,采用状态空间法建立系统运动方程。将方程

$$M\dot{S} - M\dot{S} = 0 \quad (3)$$

和 $M\ddot{S} + C\dot{S} + KS = F$ 联立,以矩阵的形式表示为

$$A\dot{Y} + BY = G \quad (4)$$

$$\text{令 } Z = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \text{ 则可得 } A =$$

$$\begin{bmatrix} C & M \\ M & Z \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} K & Z \\ Z & -M \end{bmatrix}; G = \begin{bmatrix} F \\ D \end{bmatrix}; Y = \begin{bmatrix} S \\ \dot{S} \end{bmatrix}。 \text{ 称}$$

$Y = \begin{bmatrix} S \\ \dot{S} \end{bmatrix}$ 为状态向量,则式(4)的状态空间表达式为

$$\dot{Y} = A_{\text{sys}}Y + B_{\text{sys}}U \quad (5)$$

$$\text{令矩阵 } I = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \text{ 则系统矩阵为}$$

$$A_{\text{sys}} = -A^{-1}B = \begin{bmatrix} Z & I \\ M^{-1}K & M^{-1}C \end{bmatrix}$$

对于状态空间而言,系统矩阵 A_{sys} 代表了该振动系统的系统特性,对系统矩阵求解特征值和特征向量能够转换得到振动系统的固有频率及其对应模态振型^[16]。

将该装载机主要参数代入上述振动模型,得到系统矩阵 A_{sys} 的具体数值表达,求得其特征值和对应特征向量,可进一步得到装载机四自由度振动系统的四阶固有频率及其对应的模态振型向量,如表 2 所示。

表 2 装载机振动模型计算固有频率及振型向量

Tab.2 Natural frequency and mode vector calculated from the loader vibration model

模态频率/Hz	参数	振型向量	模态振型描述
1.740 9	Z_a	-0.003 7 - 0.043 8i	机身俯仰振动最为剧烈,伴有一定座椅和机身垂向振动,无机身倾侧振动
	Z_b	-0.003 2 - 0.029 2i	
	θ	-0.008 1 - 0.073 7i	
	ϕ	0.000 0 - 0.000 0i	
2.376 1	Z_a	-0.007 9 - 0.052 3i	机身和座椅垂向振动剧烈,伴有轻微机身俯仰振动,无机身倾侧振动
	Z_b	-0.009 0 - 0.039 7i	
	θ	0.000 7 + 0.003 2i	
	ϕ	-0.000 0 - 0.000 0i	
3.166 5	Z_a	0.000 0 + 0.000 0i	机身倾侧振动,无机身垂向振动和倾侧振动,也没有座椅振动
	Z_b	0.000 0 + 0.000 0i	
	θ	-0.000 0 - 0.000 0i	
	ϕ	0.010 0 + 0.049 2i	
4.839 2	Z_a	-0.002 3 - 0.032 8i	主要为座椅垂向振动,伴有轻微的机身垂向振动,无机身俯仰和倾侧振动
	Z_b	-0.000 0 + 0.000 3i	
	θ	0.000 0 + 0.000 0i	
	ϕ	0.000 0 - 0.000 0i	

3 工作模态分析及理论模型验证

3.1 测点布置及测试工况

工作模态分析是一种高级模态分析方法,可以利用系统处于工作状态的响应信号来识别模态参数^[17],反映的是真实载荷作用下的结构模态^[18]。为验证提出理论模型的有效性,设计了基于 OMA 的实验,用于对理论计算获得的模态振型向量及其频

率准确性验证。

实验采用加速度传感器,其测点布置如表 3 所示。选择空载二档水泥路面条件下的 0~30 km/h 缓慢匀加速直线行驶为测试工况。

根据布置测点的位置关系,在 LMS Test.Lab 中建立相应的节点,并补充相应从属节点后,将节点按照装载机结构拓扑关系连线,形成如图 3 所示的几何模型。

表 3 加速度传感器测点布置

Tab.3 Acceleration sensor measuring point arrangement

测点编号	位置及通道名称	测点编号	位置及通道名称	测点编号	位置及通道名称
1	前桥左侧,垂向(W_LF)	6	后桥右侧,垂向(W_RR)	11	驾驶室左前悬置上,垂向(CAB_LF_U)
2	前桥右侧,垂向(W_RF)	7	动总左前悬置上,垂向(ENG_LF_U)	12	驾驶室左前悬置下,垂向(CAB_LF_D)
3	传动轴支撑,垂向(shaft)	8	动总左前悬置下,垂向(ENG_LF_D)	13	驾驶室右后悬置上,垂向(CAB_RR_U)
4	后桥左侧,垂向(W_LR)	9	动总右后悬置上,垂向(ENG_RR_U)	14	驾驶室右后悬置下,垂向(CAB_RR_D)
5	后桥中间,垂向(W_RR)	10	动总右后悬置下,垂向(ENG_RR_D)	15	座椅下方,垂向(chair)

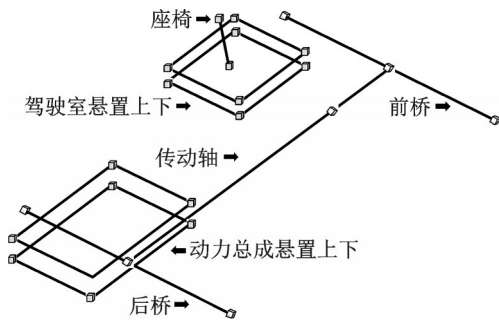


图 3 Test.Lab中装载机几何模型

Fig.3 Geometry model of loader in the Test.Lab

3.2 工作模态分析及理论模型验证

根据上述实验测得各测点振动加速度时域信号,选取多个测点为参考进行多点参考信号处理,得到相应的自功率谱和互功率谱,采用LMS Test.Lab的Operational PloyMAX 模态参数识别算法得到该系统0~30 Hz的稳态图,如图4所示。图中:o表示极点极不稳定;f表示极点的频率在公差范围内稳定;d表示极点的阻尼和频率在公差范围内稳定;v表示极点向量在公差范围内稳定;s表示极点的频率、阻尼和向量在公差范围内均稳定^[19]。采用LMS Test.Lab稳态图极点自动提取算法提取出前3阶模态,采用模态置信度准则(modal assurance criteria,简称MAC)来判定模态有效性,前3节模态

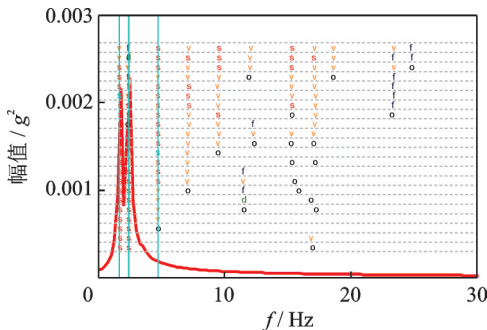


图 4 工作模态参数识别稳态图

Fig.4 Steady state diagram for identification of working modal parameters

MAC 标量值如表 4 所示。

表 4 MAC 矩阵标量值

Tab.4 The scalar value of MAC matrix %

模态阶数	模态 1 (1.674 2 Hz)	模态 2 (2.384 1 Hz)	模态 3 (4.727 7 Hz)
1	100	21.183	0.990
2	21.183	100	5.571
3	0.990	5.571	100

通过表 4 可知,识别出的前 3 阶模态振型向量的 MAC 矩阵中,非对角元素标量值均低于 25%,表明该三阶模态的阵型相关性很小,能够很好地区分开来,这也间接表明所提取模态的有效性。

为了验证所建立的装载机四自由度振动系统理论模型的有效性,以振动系统固有频率及其对应振型作为检验指标,将其与通过 OMA 实验识别出的固有频率及振型对比,如表 5 所示。

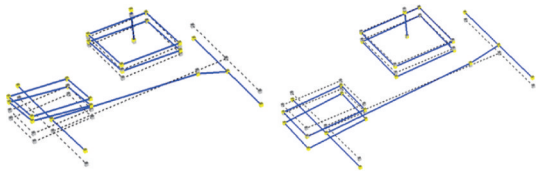
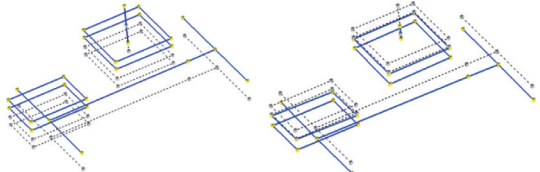
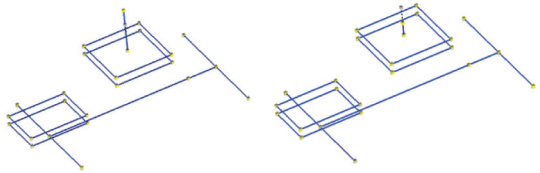
依据计算模态和实验分析所得模态振型的表现形式,将表 5 中第 1 阶模态记为装载机俯仰振动模态,第 2 阶模态记为装载机垂向振动模态,第 3 阶模态记为装载机倾侧振动模态,第 4 阶模态记为座椅系统垂向振动模态。

由表 5 可知,装载机四自由度理论模型计算所得的四阶模态中,其中有三阶模态的固有频率及模态振型和经过实测信号 OMA 分析提取的模态频率及振型吻合很好,该三阶固有频率计算值和实测值误差均小于 0.15 Hz。表 5 中,OMA 实验分析并未提取装载机倾侧模态,这是由于在实际工况下装载机的倾侧模态并未被明显激励起来,工作模态分析无法对其进行识别,这也是 OMA 分析的弊端之一,无法全面反映出被测系统的振动特性,但是由于其采集的是真实工作工况下的信号,故能够反映真实工况下存在的振动问题^[20]。

本次分析较好地揭示了装载机存在的机身俯仰振动、机身垂向振动和座椅振动等问题,且该三阶模

表 5 理论模型计算模态参数和 OMA 提取模态参数对比

Tab.5 Comparison of modal parameters calculated by theoretical model and extracted by OMA

计算固有频率/Hz	计算振型描述	OMA 测试固有频率/Hz	OMA 模态振型描述
1.740 9 (与实验值误差为 0.067 Hz)	机身俯仰振动最为剧烈,伴有一定座椅和机身垂向振动,无机身倾侧振动	1.674 2	
2.376 1 (与实验值误差为 0.008 Hz)	机身和座椅垂向振动剧烈,伴有轻微机身俯仰振动,无机身倾侧振动	2.384 1	
3.166 5	机身倾侧振动,无机身垂向振动和倾侧振动,也没有座椅振动	—	基于测试数据的 OMA 分析未识别出对应倾侧模态
4.839 2 (与实验值误差为 0.111 Hz)	主要为座椅垂向振动,伴有轻微的机身垂向振动,无机身俯仰和倾侧振动	4.727 7	

态的理论模型计算解和 OMA 分析出的结果一致性较好。可见,该理论振动模型对于机身俯仰振动模态、机身垂向振动模态和座椅垂向振动模态的计算预测是比较有效的,可用于进一步的分析研究。

4 关键参数识别及其对固有频率影响

基于上述理论模型,可以对模型中的变量逐一进行筛查,从而识别出其关键参数。其中,轮胎作为该模型中的主要弹性元件,其刚度对机身垂向振动和俯仰振动模态至关重要,可视为关键参数之一。轮胎作为采购件,也更容易选配与调整,故研究轮胎的振动特性参数对装载机机身固有频率的影响规律具有较好的工程意义。

以轮胎垂向刚度为自变量,选取合适的自变量范围,基于理论模型计算得到轮胎垂向刚度对机身固有频率影响规律如图 5 所示。

从图 5 可以看出,随着装载机垂向刚度在一定范围内增大,其机身垂向振动固有频率和机身俯仰振动固有频率也缓慢增大。装载机机身固有频率随着轮胎刚度变化的规律曲线可用于指导选配合适刚度的轮胎来调节装载机机身固有频率,规避因激发机身模态导致的整个机身剧烈振动。

面对装载机等大型工程机械的整车级振动,相对于通过实验的测试研究,借助准确的理论模型,能够更高

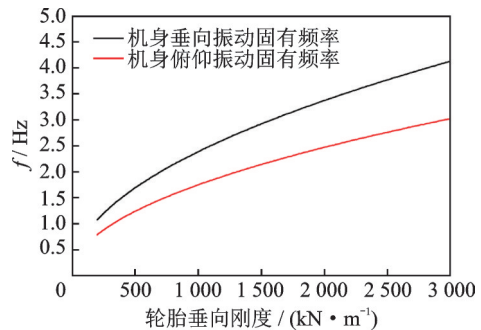


图 5 轮胎垂向刚度对机身固有频率影响规律

Fig.5 The curve of the influence of the vertical stiffness of the tire on the natural frequency of the loader fuselage

效地完成关键影响因素的识别及其变化规律的研究。

5 结 论

1) 建立了装载机空间四自由度振动模型,采用矩阵表示的微分方程组来描述振动模型,通过状态空间法求解得到该装载机振动系统的固有频率及其对应振型。

2) 通过对问题装载机进行振动工况下的振动加速度信号采集,采用工作模态分析法进行装载机工作模态分析,提取得到三阶模态参数,并将其和所建理论模型计算得到的装载机机身垂向振动模态、机身俯仰振动模态和座椅垂向振动模态对比,工作模态振型和计算模态振型向量描述相一致,该三阶

模态固有频率偏差均小于5%，较好地验证了该振动理论模型的有效性。

3) 根据所建立的四自由度振动理论模型,研究了装载机振动系统轮胎垂向刚度对机身垂向振动固有频率和机身俯仰振动固有频率的影响规律,结果可用于指导进行装载机轮胎刚度参数的选配和调整,从而避免或抑制因机身模态被激发导致的异常振动。

4) 笔者建立的理论模型可为装载机直线行驶振动关键参数识别及其变化规律研究提供理论工具,也为其他车型整车级振动模型的搭建提供参考。

参 考 文 献

- [1] 崔进青. 工程机械驾驶室结构声场分析与低噪声设计[D]. 南京:东南大学,2017.
- [2] 杜明龙. 工程机械驾驶室减振分析及研究[D]. 济南:山东大学,2011.
- [3] 迟春燕. 80型轮式装载机结构系统动力特性研究[D]. 长春:吉林大学,2013.
- [4] 饶俊良,伍生宏. 基于ANSYS的地下装载机前机架模态分析[J]. 机械工程师, 2015(5): 59-60.
RAO Junliang, WU Shenghong. Model analysis of underground loader front frame based on ANSYS[J]. Mechanical Engineer, 2015(5): 59-60. (in Chinese)
- [5] 覃金飞,杨国俊,邵杰. 基于工作模态法的装载机后车架动态特性分析[J]. 现代制造工程, 2016(12): 67-70.
QIN Jinfei, YANG Guojun, SHAO Jie. Analysis of dynamic characteristics of a certain loader rear frame based on operational modal method[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2016 (12): 67-70. (in Chinese)
- [6] 朱海波. 轮式装载机驾驶室造型设计与舒适性研究[D]. 南京:东南大学,2017.
- [7] 袁宏洲. 装载机结构件动态优化设计[D]. 南京:东南大学,2017.
- [8] PAVLOV N, SOKOLOV E, DODOV M, et al. Study of the wheel loader vibration with a developed multibody dynamic model[C] // Materials Science, Engineering and Chemistry Web of Conferences. [S. l.]: EDP Sciences, 2017: 02007.
- [9] SCHINDLER C, ZHAO X, BACH P. Reduction of the vibration exposure on wheel loader drivers [J]. ATZheavy Duty Worldwide, 2016, 9(1): 22-29.
- [10] CHI F, ZHOU J, ZHANG Q, et al. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader [J]. International Journal of Environmental Research and Public Health, 2017, 14(3):275.
- [11] ZHANG Q, JIANG F, LIU J, et al. Research on noise control of wheel loader and frequency spectrum analysis [J]. Applied Mechanics & Materials, 2013(373/375): 732-736.
- [12] 曾庆强. 80型轮式装载机结构系统多体动力学分析[D]. 长春:吉林大学,2011.
- [13] 吴杰,李轼. 某装载机动力总成悬置系统隔振性能优化[J]. 振动与冲击, 2016, 35(1): 23-27.
WU Jie, LI Shi. Optimal design for vibration isolation performance of a loader's powertrain mounting system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(1): 23-27. (in Chinese)
- [14] 薛金林,汪珍珍,伊力达尔·伊力亚斯,等. 轮式拖拉机振动系统横向固有频率理论建模及验证[J]. 农业工程学报, 2016, 32(19): 51-56.
XUE Jinlin, WANG Zhenzhen, YILYASI·Y, et al. Lateral natural frequency modeling and verification for vibration systems of wheeled tractors [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2016, 32(19):51-56.
- [15] 潘海兵. 多功能联合采伐机平顺性研究及动力学仿真[D]. 哈尔滨:东北林业大学,2009.
- [16] 罗煜峰. 状态空间法分析多自由度有阻尼隔振系统[J]. 电子机械工程, 2007(1):14-16, 19.
LUO Yufeng. Analysis of multi-freedom degree damped vibration isolation system using state space equation[J]. Electro-Mechanical Engineering, 2007 (1): 14-16, 19. (in Chinese)
- [17] 董磊,宋汉文,郑铁生. EMA与OMA模态参数辨识统一性方法[J]. 振动与冲击, 2016, 35(12):7-12.
DONG Lei, SONG Hanwen, ZHENG Tiesheng. Unity method for EMA and OMA in the frequency domain[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(12):7-12. (in Chinese)
- [18] RAINIERI C, FABBROCINO G. Lessons learned from operational modal analysis courses at the university of molise [M]. [S. l.]: Springer International Publishing, 2016: 161-167.
- [19] 谭祥军. 从这里学NVH:振动、噪声、模态分析的入门与进阶[M]. 北京:机械工业出版社,2018:272-275.
- [20] 周铨,曹阳光,刘浩,等. 汽车顶棚约束模态与工作模态分析与比较[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(2):84-87.
ZHOU Hong, CAO Yangguang, LIU Hao, et al. Analysis and comparison of constraint modal and operation modal of a car roof [J]. Noise and Vibration Control, 2016, 36(2): 84-87. (in Chinese)



第一作者简介:段传栋,男,1986年10月生,硕士、工程师。主要研究方向为工程机械振动与噪声控制。

E-mail:duandc@liugong.com

通信作者简介:邹乃威,男,1977年3月生,博士、教授。主要研究方向为工程机械动力传动系统及其控制技术。

E-mail:naiweizou@163.com