

挖掘机驾驶室 座椅悬置系统动力学仿真

李 荣

(厦门大学机电工程系 福建 厦门 361005)

摘 要 :以某型号液压挖掘机为研究对象 ,考虑座椅悬置元件在减振中的作用 ,建立了驾驶室 座椅悬置系统的数学模型 ,通过 Matlab 计算得到系统的固有频率和能量分布 ;在 ADAMS 中建立驾驶室 座椅悬置系统实验模型 ,在实验载荷下进行振动仿真 ,得到系统的固有特性和频域响应曲线 ;通过比较两者的振动特性 ,证明了模型的正确性 ,结果表明驾驶室 座椅悬置系统不能满足驾驶室和座椅的隔振要求 ,指出在后续的优化过程中应改变固有频率分布范围和提高系统解耦度。

关键词 :悬置系统 ;振动 ;Matlab ;ADAMS

中图分类号 :TU621 TP391.9 文献标识码 :A 文章编号 :1672-4801(2014)03-043-04

工程车辆行驶及作业时 ,通过车辆传递到人体的振动是非常有害的 :会使驾驶员产生疲劳 ,工作效率下降 ,甚至引发一系列疾病。从振动理论上分析 ,人体是一个弹性体 ,各器官都有它的固有频率 ,当外来振动频率与人体某器官的固有频率一致时 ,会引起共振 ,因而对该器官产生的影响也最大^[1]。为减小振动对驾驶员的有害影响 ,必须对振动进行有效的隔离与衰减。

目前国内在动力总成隔振领域的研究较多 ,动力学模型也相对完善 ,比如陈欠根教授为了更准确地反映动力总成在整机环境下的振动情况而建立了动力总成 12 自由度振动模型^[2]。而在驾驶室隔振方面的研究相对较少 ,且往往忽略座椅下部悬置元件的影响^[3]。本文以某型号液压挖掘机的驾驶室隔振系统为例 ,考虑座椅悬置元件的影响 ,建立了一种新的驾驶室隔振系统模型 ,在一定程度上提高了模型的精度^[4] ,利用 Matlab 软件和 ADAMS 软件对改进后的模型进行验证和振动仿真 ,得出了一些相关结论 ,可为今后对驾驶室 座椅悬置系统的优化设计奠定基础。

1 驾驶室 座椅悬置系统动力学模型

1.1 动力学模型理论基础

考虑到一般挖掘机驾驶室 座椅悬置系统的固有频率一般远低于驾驶室和座椅的最低阶弹性模态频率 ,将驾驶室和座椅 人视为刚体 ;同时 ,将悬置元件简化为 3 根互相垂直且具有粘性阻尼的线性弹簧模型 ,质量忽略不计。

在座椅 人质心位置建立空间定坐标系 $O-$

XYZ ,作为系统广义坐标系。 X 轴正方向指向挖掘机前端(挖掘机工作装置方位为前端) , Y 轴方向指向挖掘机左侧 , Z 轴由右手笛卡尔坐标系确定(见图 1)。同时还定义了两个动坐标系 $o-xyz$ 和 $o'-x'y'z'$ 。其中 $o-xyz$ 坐标系的原点固结在座椅 人质心处 ,它的三个坐标轴与定坐标系的三个坐标轴方位完全一致。当挖掘驾驶室 座椅悬置系统处于静平衡状态时 ,这两个坐标系完全重合。座椅的振动可分解为沿质心 x 、 y 、 z 的平动以及绕质心且平行于坐标轴的转动。在微幅振动条件下 ,其角位移用 q_x 、 q_y 、 q_z 表示 ,则座椅的振动可用 x 、 y 、 z 、 q_x 、 q_y 、 q_z 6 个自由度表示。同理 ,驾驶室的振动可用 x 、 y 、 z 、 q_x 、 q_y 、 q_z 6 个自由度表示。因而系统广义坐标列向量为 $q = \{x, y, z, q_x, q_y, q_z, x, y, z, q_x, q_y, q_z\}$ 。驾驶室 座椅悬置系统 12 自由度简化模型如图 1 所示。

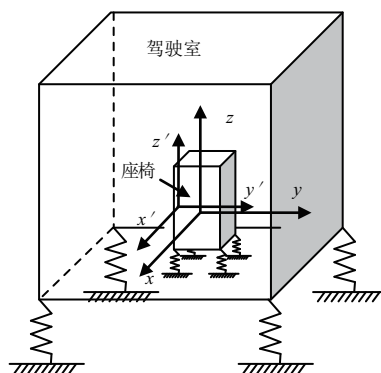


图 1 12 自由度系统动力学模型

1.2 驾驶室 座椅悬置系统数学模型

用拉格朗日方程建立用广义坐标表示的质点

作者简介 李荣(1988 -) ,男 ,硕士研究生 ,研究方向 机械设计与振动控制。

系的运动微分方程。其一般形式表示为：

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}}\right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial V}{\partial q} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}} = F(t) \quad (1)$$

式中, T 为系统振动时的动能; V 为系统振动时的势能; D 为系统振动时产生的耗散能。根据所建立的6自由度刚体模型, 分别求出系统动能 T 、势能 V 、耗散能 D , 再带入式(1), 得到驾驶室座椅悬置系统12自由度强迫振动微分方程：

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = F(t) \quad (2)$$

式中, M 为系统12阶质量矩阵; C 为系统12阶阻尼矩阵, 由悬置元件的阻尼、安装位置和安装角度决定; K 为系统12阶刚度矩阵, 由悬置元件的刚度、安装位置和安装角度决定; q 为广义坐标列向量; $F(t)$ 为系统所受激励力列向量。

1.3 驾驶室座椅悬置系统固有特性计算

对于隔振系统而言, 系统的固有特性决定了它的隔振特性, 这些固有特性包括固有频率、振型和能量分布。由于橡胶悬置元件的阻尼不大, 其主要作用是削减振动幅值, 在微振幅条件下, 分析系统的自由振动特性时可以忽略阻尼的影响^[5], 则式(2)可简化为：

$$M\ddot{q} + Kq = 0 \quad (3)$$

在MATLAB中, 利用矩阵 M 、 K 通过调用 eig(s) 库函数^[6], 可分别求出系统的无阻尼固有频率(见表1)和能量分布(见表2)。

2 驾驶室座椅悬置系统振动仿真

虚拟样机仿真分析软件是对机械系统运动学与动力学进行仿真计算的商用软件^[6]。ADAMS/Vibration 是进行频域分析的工具, 可用来检测 ADAMS 模型的受迫振动, 所有输入/输出都将在频域内以振动形式描述, 该模块可作为 ADAMS 运动仿真模型从时域向频域转换的桥梁。运用 ADAMS/Vibration 可以实现各种子系统的装配, 并进行线性振动分析^[7]。

2.1 ADAMS 仿真模型建立

根据前面的动力学模型, 在 ADAMS/view 模块中, 用轴套力代替悬置元件, 建立如图2所示的驾驶室座椅悬置系统仿真模型。

2.2 ADAMS 模型振动分析与求解

在 ADAMS 软件中加载振动分析模块(ADAMS/Vibration), 在实验平台的质心点处, 利用输

入通道建立输入激励, 模拟转动平台收到的激励力, 在座椅质心处建立输出通道, 以计算座椅的振动响应。进行振动仿真后, 在后处理模块(ADAMS/PostProcessor)中查看系统无阻尼固有频率、能量分布和座椅质心加速度、位移、传递函数等频率响应曲线。

表1 Matlab 中悬置系统固有频率 Hz

第1阶	第2阶	第3阶	第4阶	第5阶	第6阶
4.2148	4.8525	7.1533	9.6457	9.9110	15.3005
第7阶	第8阶	第9阶	第10阶	第11阶	第12阶
15.3325	31.2188	35.2560	36.6467	42.0577	58.3714

表2 Matlab 中悬置系统能量分布 %

自由度	第1阶	第2阶	第3阶	第4阶	第5阶	第6阶
x	71.0922	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
y	0.0000	72.7852	14.6727	0.0000	0.0000	0.0000
z	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	67.8965	32.1035
q _s	0.0000	8.9058	3.9369	0.0000	0.0000	0.0000
q _b	28.1209	0.0000	0.0000	1.7915	0.0000	0.0000
q _r	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
x	0.5258	0.0000	0.0000	63.5148	0.0000	0.0000
y	0.0000	12.5950	55.2337	0.0000	0.0000	0.0000
z	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	32.1035	67.8965
q _s	0.0000	5.7140	26.1566	0.0000	0.0000	0.0000
q _b	0.2611	0.0000	0.0000	34.6535	0.0000	0.0000
q _r	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
自由度	第7阶	第8阶	第9阶	第10阶	第11阶	第12阶
x	0.0000	12.3065	0.0000	0.0000	16.5612	0.0000
y	0.0000	0.0000	0.0000	1.2805	0.0000	11.2616
z	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
q _s	0.0000	0.0000	0.0000	9.5228	0.0000	77.6345
q _b	0.0000	30.1818	0.0000	0.0000	39.9058	0.0000
q _r	99.4957	0.0000	0.5043	0.0000	0.0000	0.0000
x	0.0000	15.5878	0.0000	0.0000	20.3716	0.0000
y	0.0000	0.0000	0.0000	26.9312	0.0000	5.2401
z	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
q _s	0.0000	0.0000	0.0000	62.2655	0.0000	5.8638
q _b	0.0000	41.9240	0.0000	0.0000	23.1614	0.0000
q _r	0.5043	0.0000	99.4957	0.0000	0.0000	0.0000

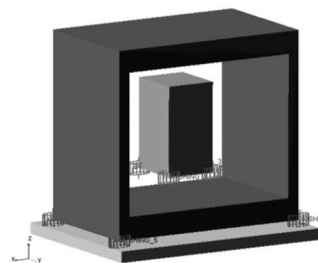


图2 驾驶室-座椅悬置系统仿真模型

表3 驾驶室 座椅悬置系统固有频率

阶次	频率/Hz	主振型	阶次	频率/Hz	主振型
第1阶	4.2149	x	第7阶	15.3325	q_7
第2阶	4.8531	y	第8阶	31.2176	q_8
第3阶	7.1527	y	第9阶	35.256	q_9
第4阶	9.6472	x	第10阶	36.6456	q_{10}
第5阶	9.9168	z	第11阶	42.0525	q_{11}
第6阶	15.2916	z	第12阶	58.3711	q_{12}

表4 第3阶模态能量分布 %

体名称	Total	X	Y	Z	RXX	RYY	RZZ
驾驶室	81.45	0.00	55.27	0.00	26.17	0.00	0.00
座椅	18.55	0.00	14.63	0.00	3.93	0.00	0.00

表5 第8阶模态能量分布 %

体名称	Total	X	Y	Z	RXX	RYY	RZZ
驾驶室	57.43	15.45	0.00	0.00	0.00	41.98	0.00
座椅	42.57	12.33	0.00	0.00	0.00	30.24	0.00

表6 第11阶模态能量分布 %

体名称	Total	X	Y	Z	RXX	RYY	RZZ
驾驶室	43.78	20.37	0.00	0.00	0.00	23.41	0.00
座椅	56.22	16.49	0.00	0.00	0.00	39.73	0.00

将表1、2与表3-6(因篇幅有限,只列出部分)比较,可以得出驾驶室 座椅悬置系统利用 Matlab和ADAMS计算所得到的固有频率和能量分布都非常接近,说明 Matlab数学模型和ADAMS动力学模型有很好的一致性,验证了模型的正确性。

3 驾驶室 座椅悬置系统振动评价

从频率分布的角度来看,振动对人体的影响主要取决于振动频率和振动强度^[8]。在车辆振动中人体敏感的频率范围可限制在0.5~80 Hz,其中对人体影响最大的是椅面在5~16 Hz时传递给人的垂向振动和0.5~2 Hz时传递给人的纵向和横向振动,其次是椅面在0.5~1 Hz时传递给人的滚转、俯仰振动和驾驶室地面在5~16 Hz时传递给人体垂向振动,而在其它频率和方向上的影响较小,可以忽略^[1]。振动强度一般用加速度的有效值来度量^[8]。由此,必须使在人体敏感频率时的加速度响应尽量小。特别是要让悬置系统的固有频率避开对人体影响较大的频率,以防止在人体敏感频率范围内因共振引起的振动强度太大。

从表3可看出,座椅在垂向振动的固有频率为9.9168 Hz,处于对人体影响最大的频率范围内,驾驶室地板在垂向的固有频率为15.2916 Hz,

处于对人体影响较大的频率范围内,故从人体振动舒适性的角度,需要调整悬置元件的刚度和位置从而合理分布固有频率的范围。

从能量解耦的角度来看,只有第7阶和第9阶模态能量所占比例达到了90%以上,而第3阶、第8阶和第11阶模态能量所占比例还不到60%,即在驾驶室的横向横摇和座椅的横摇方向上存在较为严重的耦合现象(见图3)。耦合的存在引起了共振几率的增大,扩大了系统固有频率的分布范围,加剧了驾驶室和座椅的振动,降低了隔振效果,需要对悬置系统进行解耦设计。

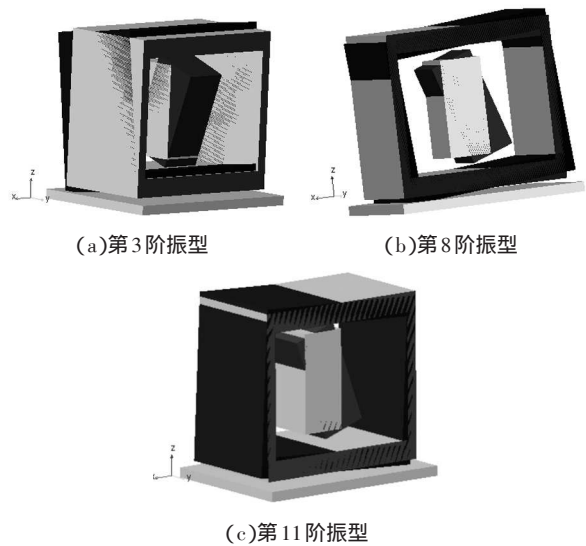


图3 振动耦合较严重的3个振型

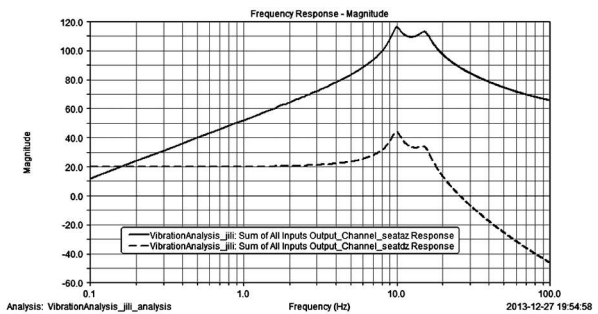


图4 位移激励下 椅面垂向加速度响应和位移响应

为更深入地说明驾驶室 座椅悬置系统的动态性能,限于篇幅,以座椅椅面垂向响应为例。在激振台上加载 x 、 y 、 z 三个方向振幅均为10 mm的位移激励,如图4所示,在0.1~100 Hz的频率变化范围内,曲线上有两个尖峰,即共振现象,其横坐标值恰好是系统第5阶和第6阶的固有频率值,表明座椅垂向振动与驾驶室垂向振动存在能量耦合。这两阶固有频率值都落在人体敏感的频率范围内,表明在激励频率值等于这两个固有频率值

的情况下,椅面会在敏感频率范围内传递给人较大的加速度,从而对人体产生较大的影响。

4 结语

本文在 ADAMS 软件中建立液压挖掘机驾驶室座椅悬置系统动力学模型,并进行振动仿真,通过与 Matlab 计算数学模型所得到的模型固有特性相比较,验证了模型的正确性。并指出座椅在

垂向振动的固有频率和驾驶室地板在垂向的固有频率分布不满足人体振动舒适性要求,而且悬置系统中存在较为严重的耦合现象,恶化了悬置系统的隔振性能。提出需要调整悬置元件的刚度和位置以改善人体的舒适性和悬置系统的隔振性能,对后续的悬置系统优化设计具有一定的指导意义。

参考文献:

[1] Griffin M.J.Evaluation of Vibration with respect Human Response.SAE 860047.11-34.

[2] 陈欠根,冯利花,过新华.挖掘机动力总成悬置系统建模仿真研究[J].合肥工业大学学报(自然科学版),2011,34(8):1130-1134.

[3] 洪沁.工程机械驾驶室隔振系统优化设计[J].噪声与振动控制,2003,25(2):25-28.

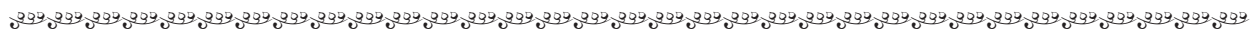
[4] 王楷焱,史文库,杨昌海,等.基于 ADAMS 的商用车驾驶室悬置系统的振动模态和传递特性[J].吉林大学学报(工学版),2010,40(2):330-334.

[5] 刘丕晶,侯亮,黄伟,等.挖掘装载机动力总成悬置系统隔振性能仿真[J].厦门大学学报(自然科学版),2012,51(6):1005-1010.

[6] 李增刚.ADAMS 入门详解与实例[M].北京:国防工业出版社,2010.

[7] 赵武云,刘艳妍,吴建民,等.ADAMS 基础与应用实例教程[M].北京:清华大学出版社,2012.

[8] 吴青,赵果.人机环境工程[M].北京:国防工业出版社,2009.



(上接第42页)

VI 程序运行结束后,自动打印 VI 前面板的运行结果,形成绝缘靴(手套)的耐压测试分析评估报告。

全自动绝缘靴测试仪 (厦门理工学院-中盾电气有限公司)								
测试日期和时间			测试条件					
2014/7/4 1:00			记录电压: 15KV; 耐压时间: 1分钟; 泄露电流: 毫安					
绝缘靴序号	绝缘靴1	绝缘靴2	绝缘靴3	绝缘靴4	绝缘靴5	绝缘靴6	绝缘靴7	绝缘靴8
算术平均值	7.17	6.05	3.45	0.85	4.49	8.94	10.75	7.77
最大漏	8.71	7.17	4.23	1.13	5.46	10.79	13.1	3.38
测试结果	不合格	合格	合格	合格	合格	不合格	合格	合格
报警	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>

图4 全自动绝缘靴耐压测试仪的测试结果图

4 结语

参考文献:

[1] 林卫星. 基于 8X196MC 的 SPWM 生成及应用[J]. 仪器仪表学报. 2004,25(3):372-375.

[2] 王建群,南金瑞,孙逢春,等.基于 LabVIEW 的数据采集系统的实现[J]. 计算机工程与应用. 2003(21):122-125.

[3] 许童羽,程浩忠,周玉宏,等.基于 LabVIEW 的配电网谐波在线监测与分析系统[J].继电器. 2008,36(1):63-66.

[4] 刘兆平,许静,向耘郎.泄露电流测量仪电压、电流示值误差测量结果的不确定度评定[J]. 计量与测试技术. 2010,37(11):57-58.

[5] 韩焯,刘志刚,李文帆.基于 LabVIEW 的新型电能质量分析软件开发[J].电力系统保护与控制. 2012,40(16):121-125.

[6] 王永晔,张颖,程璇,等.基于 LabVIEW 的电滞回线测试系统的开发[J].仪器仪表学报. 2006,27(5):501-504.

[7] 杨忠仁,饶程,邹建,等.基于 LabVIEW 数据采集系统[J].重庆大学学报. 2004,27(2):32-35.

全自动绝缘靴耐压测试仪,采用了铺设钢珠、设置电流脱扣机构、泄露电流的无线发射传输接收、高低压测试分离和相互印证等硬件保证措施,同时利用了 LabVIEW 测试平台的信号统计、信号分析、信号处理、信号判断和信号多途径显示的软件技术,可一次性简洁、方便和准确地测试显示 8 只绝缘靴(手套)的耐压泄露电流,并能自动判断绝缘靴的耐压水平和合格性的测试结果,形成完整的多只绝缘靴耐压绝缘性能的测试分析评估报告,具有智能化自动化测试水平高、分辨率高、并能一次同时多路测试绝缘用具的特点。