DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.S0.018

4LZ-2.0型联合收获机割台模态分析*

陈树人 韩红阳 卢 强

(江苏大学现代农业装备与技术教育部重点实验室,镇江 212013)

【摘要】 为建立准确的联合收获机割台有限元模型,获取完备的结构动态特性,进行碧浪4LZ-2.0 型联合收获机割台的试验模态分析,利用 ModalVIEW 软件识别各阶模态参数,同时利用 UG 软件进行割台有限元模态分析,得到了各阶计算模态,计算了试验模态的 MAC 值,并通过所测模态数据对比验证了所建立割台有限元模型的正确性。

关键词:联合收获机 割台 试验模态分析 有限元法 模型验证 中图分类号: S225 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)S0-0090-05

Modal Analysis of Header for Type 4LZ – 2. 0 Combine Harvester

Chen Shuren Han Hongyang Lu Qiang

(Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment and Technology, Ministry of Education & Jiangsu Province, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract

In order to establish an accurate finite element model of header and get complete structural dynamic characteristics for combine harvester, the experimental modal analysis of type 4LZ - 2.0 header was carried out. The modal parameters in each order were recognized by using ModalVIEW. Finite element model was analyzed by using UG software, and MAC value of experimental mode was calculated. The finite element model of header was validated.

Key words Combine harvester, Header, Experimental modal analysis, Finite element method, Model validation

引言

联合收获机在工作时割台受到割刀机构的惯性 不平衡力、发动机激励、切割作物的冲击载荷以及路 面激励等动载荷,如果所受动载荷的频率与割台的 若干阶固有频率接近,割台将产生共振。由共振产 生的动应力会造成割台零部件的早期疲劳破坏等机 器故障以及影响人体的舒适性^[1]。

割台结构的动态特性可由其模态参数,即:模态 频率、模态振型、模态阻尼等来表征,要求系统的各 阶模态频率远离工作频率,或者工作频率不落在某 阶模态的半功率带宽内^[2-3]。 本文将有限元法和试验模态技术相结合,利用 试验模态分析前若干阶模态参数较为可靠的特性来 修正有限元软件计算的数学模型,根据各模态振型 找出割台薄弱部位,分析割台本身的动态特性。

1 试验模态分析

1.1 试验边界条件与试验方法

在模态试验中,自由和固支边界理论上容易实现,但现实中实现起来比较困难^[4]。对于完整机构 来说,实际工作支撑是最优边界模拟,试验时采用实 际工作支撑。

由于联合收获机整个结构的模态振型未知,整

收稿日期: 2012-06-30 修回日期: 2012-07-16

 ^{*} 江苏省农业装备与智能化高技术研究重点实验室资助项目(BM2009703)、江苏省高校优势学科建设工程资助项目(苏财教[2011]
 8 号)和镇江市农业支撑资助项目(NY2011002)

作者简介:陈树人,教授,博士后,主要从事农业装备智能化研究, E-mail: srchen@ujs.edu.cn

机结构不同组件或者不同部位间,存在显著的动力 耦合。在测试割台模态的同时,其中也包括了整机 总成的若干模态。为避免出现2个相同的刚体模态 等情况,在测量时,先测量所关心的割台模态,同时 测量联合收获机与割台连接支座、车架及车身等其 他部分测点,并从频率响应函数(FRF)中区别哪些 固有频率是割台本身的。

对于割台这种大型并且对称结构的模态试验, 多个模态振型对应于同样的固有频率,同时结构无 法获得来自一个参考自由度的足够激励。多参考点 激励能将激励能量均匀分布在整个结构,试验采用 多固定响应参考点 FRF 测量。

1.2 试验模态分析系统的组成

试验模态分析系统由硬件和测试软件两部分组成。其中硬件系统由加速度传感器、力锤、PXI 动态 信号分析采集部件、显示器等组成。软件 ModalVIEW 是使用图形化编程语言 LabVIEW 开发 的应用程序,可基于稳定图分析准确识别密集模态、 共轭模态和重根模态。该系统拥有 NI 公司高性能 的数据采集卡 DAQ,同时具有携带方便、同步精确、 支持触发和高速通信等特点。硬件配置如下:

(1) 结构模态试验用 ICP 加速度计

传感器型号为 PCB 333B30,频率响应范围 0.5 ~ 3 000 Hz;灵敏度 100 mV/g,分辨率 0.000 15 g,内装 IC 集成运算放大器,分辨率高,具有良好的相位匹 配性。

(2) 模态力锤

力锤选用 PCB 086C03 型,灵敏度 10 mV/bf;量程 ± 500 1 bf pk,该力锤在测试中可消除谐振和双击现象。

(3) PXI 信号调理及信号采集系统

NI公司的 PXI 信号调理及信号采集系统是高性能、多通道信号调理平台,这套采集振动信号的系统由 PXI-1031型机箱、PXI-8110型控制器、PXI-4462型声音与振动数据采集卡组成。由于本系统需要多通道采集激励和振动信号,最终选用 NI 公司的 PXI-4462型数据采集卡,其采用通用的 PXI 总线类型,4 路模拟输入、24 位 A/D 转换、最高采样速率达 204.8 kS/s,信号输入范围为-42.4~0.316 V和 0.316~42.4 V。PXI-4462 板卡内置信号调理,可对来自传感器的信号进行放大、隔离、滤波、激励、线性化等信号调理,软件可选 IEPE,可直接连接工业传感器。

1.3 试验模型的建立与测试

在割台上布置如图 1 所示 94 个测点, 使各测点 连线能勾勒出被测结构的轮廓形状, 对于重要部位 布点紧密一些。测点尽量避免布置在各阶模态的节 点和节线位置,从而可以激起尽可能多的模态。试 验采用多个响应测点位置保持不变,移动力锤遍历 所有的测点的多参考点锤击技术(MRIT),形成传递 函数的行矩阵。试验首先在6、15、61 号测点安装加 速度传感器,在1号点用力锤进行激励。用 PXI – 4462 型采集卡记录力锤在每个测点3 个方向(*X*、*Y*、 *Z*)的激励信号和测量点的响应信号。为了消除结 构动态的非线性,降低测量信号中的噪声影响,对每 个测点重复3次进行平均处理,得到准确的 FRF 测 量值。1号测点测量完毕后,将力锤移到2号点,仍 在6、15、61号点位置进行响应测量,依次将94个测 点全部测量完毕。同时保证测量过程中锤击力和锤 击方向相对于测量表面保持一致性,激励信号和响 应信号的相关系数尽量为1。



Fig. 1 Test model

曲线拟合是频响函数的参数与试验数据匹配的 过程。频响函数的部分分式中参数就是极点(含频 率和阻尼信息)和留数(含振型信息)。多自由度系 统由频响函数(频响矩阵的一行或一列)的留数可 以求出各阶振型。由极点可以求得固有频率和阻尼 比^[5]。

1.4 试验结果分析

选取 ModalVIEW 中的模态高级分析方法,使用 最小二乘复频率(LSCF)方法从一组多参考点 FRF 测量数据中提取模态参数,并进行全局拟合,分辨出 密集模态。利用频域平均技术,最大限度地抑制了 噪声影响,使模态定阶问题得到解决。高级分析方 法适用于在较宽的频率范围内估计密集模态。

选择模态估计的频段为 0~200 Hz,设定计算 模态所用最大模型阶数为 30,模态稳定的标准: 频率标准、阻尼变化、振型矢量分别为 1%、5%、 2%,生成模态稳定图,如图 2 所示。设定频率宽 度和稳定点数分别为 1 Hz 和 15,从稳定图中选择 物理(稳定)模态,剔除 f = 6.419 Hz,此频率对应 的阻尼比为 90.374%,为虚假模态。前 10 阶频率



表 1 试验模态参数 Tab.1 Modal parameters of test

| 阶数 | 试验值/Hz | 阻尼比/% |
|----|---------|--------|
| 1 | 7.064 | 6. 633 |
| 2 | 15.142 | 5.789 |
| 3 | 26. 629 | 4.184 |
| 4 | 35.765 | 1.801 |
| 5 | 49.758 | 2.156 |
| 6 | 57. 534 | 1.479 |
| 7 | 65.453 | 0.658 |
| 8 | 79.245 | 0. 519 |
| 9 | 86.110 | 0. 879 |
| 10 | 90. 765 | 0.718 |

对割台结构进行激励后,从得到的 FRF 中能明显看出,在零到理论计算的第1阶模态频率之间还有很多共振峰,在振型动画中表现出来的也是平动和转动,与割台的理论计算模态振型相同。但这些共振峰不是割台的模态,而是联合收获机整机的模态。为了将动力总成的刚体模态和整车的刚体模态区别开来,需要在整车的其他位置布置测点。在附近支座的车架上、轮胎轮圈上和外侧车身上分别布置加速度传感器。测点分别布置在每个位置相应的角点处,对所布置的角点3个方向进行锤击,得到数据如表2所示。

表 2 机身测点试验模态参数

Tab. 2 Experimental modal parameters of combine body

| 阶数 | 试验值/Hz | 阻尼比/% |
|----|---------|---------|
| 1 | 5.570 | 9.461 |
| 2 | 7.034 | 7.211 |
| 3 | 9.867 | 6.400 |
| 4 | 13.005 | 2.850 |
| 5 | 14. 673 | 10. 944 |
| 6 | 15.580 | 4. 539 |

对比联合收获机机身测点的 FRF 和割台的 FRF,剔除机身测点和割台测点得出的频率中相同 的频率,区别开来哪些频率是割台的刚体模态频率, 得到割台的前 8 阶模态参数如表 3 所示,割台前 6 阶试验模态振型如图 3 所示。

表 3 割台模态参数 Tab.3 Modal parameters of header

| 阶数 | 试验值/Hz | 阻尼比/% |
|----|--------|-------|
| 1 | 26.629 | 4.184 |
| 2 | 35.765 | 1.801 |
| 3 | 49.758 | 2.156 |
| 4 | 57.534 | 1.479 |
| 5 | 65.453 | 0.658 |
| 6 | 79.245 | 0.519 |
| 7 | 86.110 | 0.879 |
| 8 | 90.765 | 0.718 |



Fragmano, Alex, 36,005 Densena (%), 4,35422



Ганалисар (Hr) 57-8536 Саналар (S1 + 1578)



Frequency (H2) (5-1))2 Cartylina (NC 5-968147



图 3 割台试验模态振型图 Fig. 3 Experimental modal vibration shape of header

2 有限元模态分析

2.1 割台有限元模型建立

割台框架主要由 Q235 低碳结构钢成型的钢板 及角钢、方钢刚性联接而成,使用了大型通用 CAD/ CAM 软件 UG 建立了割台三维壳体数学模型。UG 软件拥有强大的实体建模功能,完成建模后无需任 何数据转换即可直接使用 UG 结构分析模块进行有 限元分析。

在不对模态分析结果产生很大影响的前提下,

为了适当减少建模工作量,对实际结构进行简化处理,略去了某些次要的细节(如过渡圆角、倒角等)^[1,6]。收获机连接面都是焊接紧密相连的,因此整个割台连接均可简化成刚性连接。

在 UG 结构分析模块中进行三维壳体数学模型 几何特征量赋值,割台材料为 Q235A,其弹性模量 E = 211 GPa,泊松比 $\mu = 0.35$,密度 $\rho = 7.850$ kg/m³, 屈服极限 $\sigma_s = 235$ MPa。

选用十节点四面体网格,由 UG NX 高级分析模 块前处理部分实现网格的划分。

2.2 边界条件及求解方法

割台通过铰链轴与联合收获机机身联接,割台 在升降时可以通过铰链轴转动,割台底部与液压缸 相连,通过液压缸的工作实现割台的升降,割台在稳 定工况工作时,割台位置保持恒定^[1]。边界条件选 为工况时的约束条件,割台悬臂与机身联接处采用 销轴约束,底部与液压缸联接处采用销轴约束。割 台中的螺旋输送器与割台框架的约束关系简化为固 定约束。求解方法为使用 Structures P E 求解器,基 于 Lanczos 特征值提取法进行模态分析^[7]。

2.3 计算结果及振动特性分析

割台结构的动态特性决定了割台结构在承受动 载荷时的工作能力,对割台的模态分析可以得出其 固有的振动特性即固有频率和振型。前10阶固有 频率范围在25~100Hz之间。通过分析获得割台 在100Hz以下的约束振动模态,主要表现为割台的 弯曲和扭转变形。前2阶表现为整体弯曲;第5、6 阶开始振型变形幅值增大,主要表现为割台底板的 变形;割台85~90Hz模态密度较高,共有4阶模 态,即从第7阶模态开始出现局部模态的变形增大, 主要表现为侧板变形开始增大。左右侧板发生变形 的地方正是与割台侧向焊接交叉处,是薄弱环节,和 实际情况一致。因此应对割台底板侧板以及连接的 方钢进行进一步优化设计,变形较小甚至没有发生 变形的部位可以进行轻量化设计。

试验模态分析在布点以及节点的选择上参考有 限元分析的结果,有限元模型也必须建立在结构设 计数据和结构试验数据的基础上,其模型修改过 程的模态分析方式应与试验各边界相吻合或近 似,从而达到与实际结构固有特性相吻合。表4 列出了割台前10阶非刚体固有频率以及前8阶试 验模态得到的固有频率,前6阶有限元模态振型 如图4所示。

从表4可知:割台的有限元模态分析结果与试 验值的相对误差很小,并且有限元模态分析的模态 数在密集模态处明显多于试验模态分析识别的模态

表 4 割台有限元模态分析结果及对比

Tab. 4 Results of header's finite element modal analysis

| 阶数 | 计算值/Hz | 试验值/Hz | 阻尼比/% | 误差/Hz | |
|----|--------|---------|-------|--------|--|
| 1 | 25.30 | 26.629 | 4.184 | 1.329 | |
| 2 | 36.05 | 35.765 | 1.801 | -0.285 | |
| 3 | 50.71 | 49.758 | 2.156 | -0.952 | |
| 4 | 60.01 | 57.534 | 1.479 | -2.476 | |
| 5 | 69.52 | 65.453 | 0.658 | -4.067 | |
| 6 | 80.13 | 79.245 | 0.519 | -0.885 | |
| 7 | 85.29 | | | | |
| 8 | 86.61 | 86.110 | 0.879 | -0.5 | |
| 9 | 87.52 | | | | |
| 10 | 90. 53 | 90. 765 | 0.718 | | |



数。而对比模态试验与有限元分析得到的割台各阶 模态与振型,其重合度很高,各阶振型也基本一致。 通过对有限元的振型和模态试验的振型对比,有限 元在 85~90 Hz 之间的密集模态表现出来的是割台 两侧侧板的局部振型。从而说明有限元分析及模态 试验的准确度较高,得到的计算和试验参数准确可 信。计算所得割台的前几阶固有频率范围为 25.3~ 80.13 Hz, 而厂家提供的收获机柴油机转速从怠速 运转 600 r/min 到收割工况下额定转速2 400 r/min, 发动机的工作频率范围为10~80 Hz。因此,联合收 获机稳定工况下运行有可能在前几阶固有频率处发 生共振。从各阶振型图中可以看出,联合收获机割 台底板尺寸大、刚度较小,以及侧板焊接处比较薄 弱,两处变形较大,后板尺寸大、刚度小稍微有些变 形。因此,割台底板和侧板是割台结构振动以及向 外辐射噪声的主要部位,在以后的改进中需要加强 刚度、加大底板和侧板的厚度。

3 模型相关性分析

表5是模态置信准则表,主对角线 MAC 均为

Tab. 5Modal assurance criterion

| 频率/Hz - | 阶数 | | | | | |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 26. 629 | 1 | | | | | |
| 35.765 | 0.083 | 1 | | | | |
| 49.758 | 0.031 | 0.235 | 1 | | | |
| 57.534 | 0.058 | 0.182 | 0.63 | 1 | | |
| 65.453 | 0.052 | 0.128 | 0.402 | 0.399 | 1 | |
| 79.245 | 0.02 | 0.163 | 0.397 | 0.264 | 0.394 | 1 |

100%,非对角线上各阶 MAC 都较小,证明试验与分 析的振型向量具有一定的相关性,估计的模态参数 比较可靠^[8-10]。

4 结论

(1)约束条件下模态能够较真实地反映割台振动特性。

(2)割台左、右侧板和底板是割台最薄弱的部位,是减振降噪的重点。

(3)通过有限元计算的割台6阶固有频率和模态试验得到的6阶模态的固有频率对比,结果表明, 所建的有限元模型正确,能够反映割台的振动特性。

参考文献

- 李青林,陈翠英,马成禎. 4LYZ-2 油菜收获机割台框架有限元模态分析[J]. 农业机械学报,2005,36(1):54~56.
 Li Qinglin, Chen Cuiying, Ma Chengzhen. Finite element analysis on the modal of the frame of cutting table on 4LYZ-2 rape combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005,36(1):54~56. (in Chinese)
- 2 曹树谦,张文德,萧龙翔.振动机构模态分析一理论、实验与应用[M].天津:天津大学出版社,2001.
- 3 张良城,王国权,孙潇韵,等. BJ-2型卡丁车车架的振动模态分析[J]. 北京信息科技大学学报:自然科学版,2010, 25(1):89~94.

Zhang Liangcheng, Wang Guoquan, Sun Xiaoyun, et al. Vibration modal analysis on the kart frame of BJ-2[J]. Journal of Beijing Information Science & Technology University: Natural Science, 2010, 25(1):89 ~94. (in Chinese)

- 4 邓海英. K3 型休闲车车架的静动态分析与优化设计[D]. 长沙: 湖南大学, 2009.
- 5 蔡炳芳. 全地形车新车型开发与车架结构性能分析[D]. 镇江: 江苏大学, 2007.
- 6 张洪伟,张以都,王锡平,等. 基于 ANSYS 参数化建模的农用车车架优化设计[J].农业机械学报,2007,38(3):35~38.
- Zhang Hongwei, Zhang Yidu, Wang Xiping, et al. Optimization design of an agricultural vehicle frame based on ANSYS parametric modeling [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(3):35 ~ 38. (in Chinese)
- 7 徐中明,郭师峰,张志飞,等. 全地形车车体动态特性分析[J]. 重庆大学学报,2009(1):6~10. Xu Zhongming, Guo Shifeng, Zhang Zhifei, et al. Dynamic characteristic analysis of an all-terrain vehicle body[J]. Journal of Chongqing University, 2009(1):6~10. (in Chinese)
- 8 于江,杨振冬,汪先国. 摩托车车架试验模态与解析模态分析[J]. 重庆工学院学报:自然科学版, 2009(9):25~32. Yu Jiang, Yang Zhendong, Wang Xianguo, et al. Experiment modal and finite element modal analysis of motorcycle frame [J]. Journal of Chongqing Institute of Technology: Natural Science, 2009(9):25~32. (in Chinese)
- 9 Peeters B, Antonnio V, Herman VDA. PolyMAX modal parameter estimation from operational data[M]. Leuven: Katholieke University, 2004.
- 10 邓坤. 轿车车身动态特性测试及有限元分析[D]. 长春:吉林大学,2011.