

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.02.004

大型压裂泵车车架实验应变模态分析方法研究*

刘 健¹, 刘忠砚¹, 庞 罕¹, 吴 磊¹, 吴汉川², 肖柳胜¹, 肖文生^{1*}

(1. 中国石油大学(华东)机电工程学院, 山东 青岛 266555;

2. 中石化石油工程机械有限公司第四机械厂, 湖北 荆州 434024)

摘要:为解决某大型压裂泵车作业过程中存在的振动异常现象问题,将应变响应的随机状态空间模态识别技术应用到整车振动分析中。开展了实验应变模态分析,建立了振动应变响应与车架振动特性之间的联系,提出了消除整车振动剧烈的方法。以泵车压裂作业下三缸泵振动为激振源,进行了该大型压裂泵车车架振动试验,得到了车架在实际约束下的前六阶模态频率。研究表明:利用应变响应的随机子空间法可以较好地识别出约束状态下车架的固有频率;车架在实际约束状态下低阶固有频率在1.79 Hz~32.1 Hz之间,该频率与三缸泵激振频率存在重合区,是引起整车振动异常的主要原因。

关键词: 约束振动; 应变模态; 随机子空间法; 压裂泵车车架

中图分类号: TH113.1 U463.8 文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2014)02-0150-04

Strain modal analysis of large-scale fracturing pump truck frame

LIU Jian¹, LIU Zhong-yan¹, PANG Han¹, WU Lei¹, WU Han-chuan²,

XIAO Liu-sheng¹, XIAO Wen-sheng¹

(1. College of Machinery and Electronic Engineering, China University of Petroleum, Qingdao 266555, China;

2. SJ Petroleum Machinery Co., Jingzhou 434024, China)

Abstract: In order to solve the problem of abnormal vibration in large-scale fracturing pump truck, the stochastic subspace identification (SSI) modal of vibration strain response was investigated. After the analysis of experimental strain modal, the relationship between vibration strain response and frame's vibration characteristics was established. A method was presented to remove serious vibration of pump truck. Using triplex pump as the excitation source, the vibration of the frame was tested, the frame's first six order natural frequencies were identified by the strain modal analysis SSI. The results indicate that the strain modal analysis SSI can identify the frame's natural frequencies in original support boundary conditions. The frame's low order natural frequency of is between 1.79 Hz~32.1 Hz, which has overlap area with the triplex pump vibration frequency and cause the truck's abnormal vibration.

Key words: constrain vibration; strain modal; stochastic subspace identification; fracturing pump truck frame

0 引 言

随着国内对煤层气、页岩气资源的开采以及原有油气田挖潜增产措施的不断推进,大型数控压裂设备在各大油田得到了广泛应用,同时压裂设备作业能力也需要不断提升。车架是大型数控压裂泵车的承载

基础,是一种重型、复杂的空间构架,它在整车行驶和压裂作业过程中起关键作用^[1-4]。为准确了解该压裂泵车车架在原装支撑边界条件下振动特性,以及发现整车振动异常的原因,笔者进行了试验应变模态分析方法研究。

该压裂泵车整机重达45 t,空间结构与车架支撑边界条件复杂,难以采用人工激励的方式进行动态模

收稿日期: 2013-10-17

基金项目: 国家“十二五”重大科技专项资助项目(2011ZX05048);国家高技术研究发展计划(“863”计划)资助项目(2009AA063601)

作者简介: 刘 健(1970-),男,新疆喀什人,副教授,主要从事压裂装备振动与控制技术方面的研究. E-mail:599200518@qq.com

通信联系人: 肖文生,男,教授,博士生导师. E-mail:599200518@qq.com

拟试验,因此,笔者选用工作模态分析方法对车架进行基于应变响应的模态参数识别。随机子空间法是一种线性系统识别方法,该方法不需要人工激励,直接从环境激励的相应输出信号中提取结构的模态参数^[5]。

近年来通过国内外学者的研究,应变模态试验技术的基本理论已经较完善,应用随机子空间法识别结构的应变模态的技术也已经较为成熟^[6-11]。史东峰等^[12]将环境激励下的随机子空间模态参数识别方法应用于飞机模型的环境激励模态分析,证明该方法具有理想的辨识精度;彭细荣等^[13]应用协方差驱动的随机子空间系统辨识方法很好地识别出了结构的应变模态参数,证明可以在仅有输出测试的情况下识别出环境激励下结构的试验应变模态参数;肖祥等人^[14]基于数据驱动的应变模态参数随机子空间法,应用数值算例和实测算例识别出结构的应变模态振型与理论振型基本相同。

笔者从应变模态和位移模态的关系出发,建立振动应变响应随机状态空间模型,完成基于三缸泵激励的大型压裂泵车车架应变模态分析。

1 振动应变响应随机状态空间模型

1.1 应变响应随机状态空间模型

约束状态下压裂泵车车架复杂载荷作用下多自由度线性振动系统的动力特性可描述为以下振动微分方程:

$$[M]\{\ddot{U}(t)\} + [C_2]\{\dot{U}(t)\} + [K]\{U(t)\} = \{f(t)\} = [B_2]\{u(t)\} \quad (1)$$

式中: $[M]$ 、 $[C_2]$ 、 $[K]$ —质量、阻尼及刚度矩阵; $\{\delta(t)\}$ — N 维位移向量; $\{f(t)\}$ —载荷向量; $[B_2]$ —载荷分配矩阵; $\{u(t)\}$ —外界激励力向量。

根据节点应变 $\varepsilon(t)$ 与节点位移 $\delta(t)$ 的关系,有:

$$\{\varepsilon(t)\} = [P]\{\delta(t)\} \quad (2)$$

式中: $\{\varepsilon(t)\}$ —节点位移矩阵; $[P]$ —应变矩阵。

将式(2)代入式(1)中,得到以应变 $\varepsilon(t)$ 表示的线性振动微分方程(3):

$$M_\varepsilon\{\ddot{\varepsilon}(t)\} + C_\varepsilon\{\dot{\varepsilon}(t)\} + K_\varepsilon\{\varepsilon(t)\} = P^{-T}B_2\{u(t)\} \quad (3)$$

其中: $M_\varepsilon = P^{-T}MP^{-1}$, $C_\varepsilon = P^{-T}CP^{-1}$, $K_\varepsilon = P^{-T}KP^{-1}$ 。

根据应变响应线性振动微分方程式(3),引入以应变向量 $\varepsilon(t)$ 和应变率向量 $\dot{\varepsilon}(t)$ 为自变量的状态向量 $x(t) = [\varepsilon(t)^T \ \dot{\varepsilon}(t)^T]^T \in R^n$, 建立系统连续时间内应变状态空间方程:

$$\dot{x}(t) = A_\varepsilon x(t) + B_\varepsilon u(t) \quad (4)$$

其中:

$$A_\varepsilon = \begin{pmatrix} 0 & I \\ -M_\varepsilon^{-1}K_\varepsilon & -M_\varepsilon^{-1}C_\varepsilon \end{pmatrix} \in R^{n \times n};$$

$$B_\varepsilon = \begin{pmatrix} 0 \\ -M_\varepsilon^{-1}P^{-T}B_2 \end{pmatrix} \in R^{n \times n}。$$

在实际测试中,并非同时检测结构的所有自由度,假设仅测量 n_1 个位置的传感器,且仅由应变传感器输出振动系统的应变响应,因此构造应变响应的输出方程 $y(t)$:

$$y(t) = C_d \varepsilon(t) \quad (5)$$

式中: C_d —应变输出位置矩阵, $C_d \in R^{n_1 \times n_2}$; n_1 —测点数。

同样引入状态向量 $x(t) = [\varepsilon(t)^T \ \dot{\varepsilon}(t)^T]^T \in R^n$, 得到应变响应的输出矩阵方程:

$$y(t) = C_x x(t) + D_x u(t) \quad (6)$$

从而得到基于应变响应的结构系统连续时间的状态空间模型:

$$\begin{pmatrix} \dot{x}(t) \\ y(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_\varepsilon & B_\varepsilon \\ C_x & D_x \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x(t) \\ u(t) \end{pmatrix} \quad (7)$$

将应变空间模型式(7)离散化,并假设噪声的影响输入与测量噪声合并,噪声是均值为0的白噪声且互不相关,得到应变响应随机离散时间状态空间模型及协方差矩阵如下:

$$\begin{cases} x_{k+1} = A_\varepsilon x_k + w_k \\ y_k = C_\varepsilon x_k + v_k \end{cases} \quad (8)$$

$$E \begin{bmatrix} w_p \\ v_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_q^T & v_q^T \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} Q & S \\ S^T & R \end{pmatrix} \delta_{pq}$$

式中: $x_k \in R^{n \times 1}$ —应变响应结构系统状态向量; n —应变影响系统阶数; y_k —第 n_1 个测点,在第 k 个采样间隔(Δt)的应变信号输出向量, $y_k \in R^{n_1 \times 1}$; w_k , v_k —过程噪声和测量噪声; E —数学期望符号; δ_{pq} —kronecker 函数; w_k , v_k —均假设为白噪声,且 $E[w_k] = 0$, $E[v_k] = 0$; A_ε , C_ε —应变响应系统状态矩阵和输出矩阵。

1.2 结构应变模态参数提取

通过采用基于数据驱动的随机子空间法与基于协方差的随机子空间法均可以确定应变响应系统的状态矩阵 A_ε 和输出矩阵 C_ε , 具体流程如图1所示。

在通过上述方法确定应变响应系统的状态矩阵 A_ε 和输出矩阵 C_ε 后,结构应变响应振动参数可按照如下步骤求解:

(1) 对应变响应系统的状态矩阵 A_ε 特征值分解为:

$$A_\varepsilon = \Psi_\varepsilon \Lambda_\varepsilon \Psi_\varepsilon^{-1} \quad (9)$$

式中: Ψ_ε , Λ_ε —应变响应离散时间系统的特征向量和特征矩阵, $\Psi_\varepsilon = [\varphi_1 \cdots \varphi_n] \in C^{n \times n}$, $\Lambda_\varepsilon = \text{diag}[\lambda_i] \in C^{n \times n}$, $i = 1, 2, 3 \cdots n$ 。

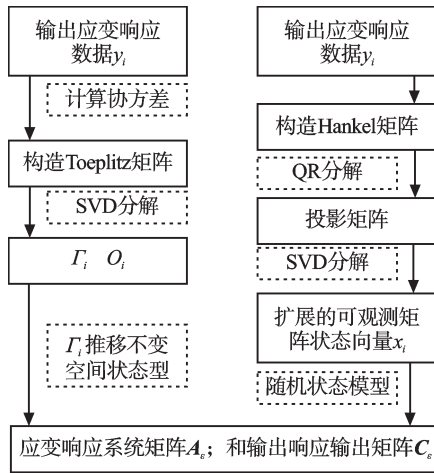


图1 确定状态矩阵 A_s 和输出矩阵 C_s 的方法

根据离散时间系统特征值与连续时间系统特征值的关系:

$$\lambda_i^c = \frac{\ln \lambda_i}{\Delta t} \quad (10)$$

式中: λ_i^c —连续系统特征值; Δt —离散系统采样间隔时间。

由 $\lambda_i^c, \lambda_i^{c*} = -\xi_i \omega_i \pm j\omega_i \sqrt{1 - \xi_i^2}$, 可以得到系统第 i 阶模态参数, 固有频率 ω_i 和模态阻尼 ξ_i :

$$\begin{cases} \omega_i = |\lambda_i^c| \\ \xi_i = \frac{\text{real}(\lambda_i^c)}{|\lambda_i^c|} \end{cases} \quad (11)$$

应变响应的模态振型表示为:

$$\Phi = C_s \Psi, \quad \Phi = [\phi_1 \cdots \phi_n] \quad (12)$$

2 压裂车车架模态试验分析

2.1 模态测试

为了更好地模拟车架在原装支撑边界条件下的振动特性, 本研究在荆州第四石油机械厂高压试验场区进行了整车振动特性试验, 试验现场如图 2 所示。该试验在压裂车真实加压工况下, 输出压力达 120 MPa。该次测试共采用 10 个四通道 SG403 无线应变节点, 三缸泵振动为激振源, 采用北京东方所研制



图2 试验现场

的 DASP-V10 多通道智能数据采集和实时分析系统进行数据采集。

2.2 随机子空间法 (SSI) 模态识别

为研究压裂泵车车架在原装支撑边界条件下的振动特性, 该次试验以三缸泵振动激励下车架实际约束状态振动为研究目标, 选取符合模态测试要求的 14 个应变响应测点, 利用随机子空间法 (SSI), 进行受约束车架的模态参数识别, 测点布置如图 3 所示。

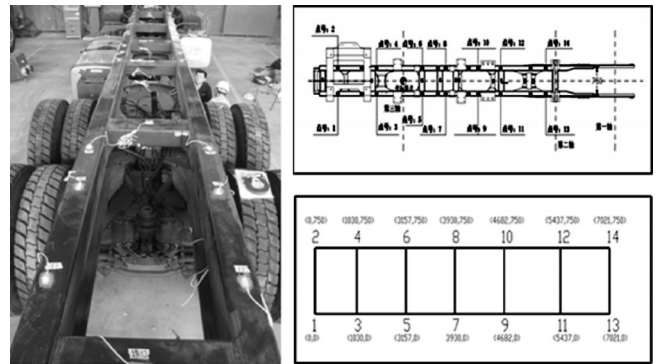


图3 车架模型实际测点

本研究采用振动分析软件 DASP V10 对实测的应变信号进行模态分析, 测得的应变响应信号如图 4 所示, 选用 SSI 方法识别, 由系统矩阵模态参数提取得到的振型稳定图如图 5 所示。图 5 中, “s” 表示频率和阻尼、振型都稳定, “o” 表示普通极点。从图 5 中收取前 6 阶模态频率, 并识别到前 6 阶振型如图 6 所示。

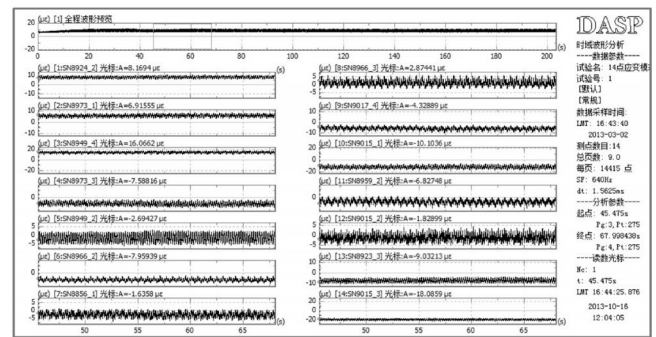


图4 测试点的应变响应信号

基于应变响应的随机子空间法 (SSI) 识别模态结果如表 1 所示。

表1 SSI 识别的车架前 6 阶固有频率

Mode	f / Hz	阻尼	振型特点
1	1.792	0.56	局部弯曲
2	5.058	0.26	扭转
3	9.985	0.19	局部弯曲、扭转
4	14.020	0.71	扭转
5	24.130	0.20	局部扭转
6	32.173	0.12	局部扭转

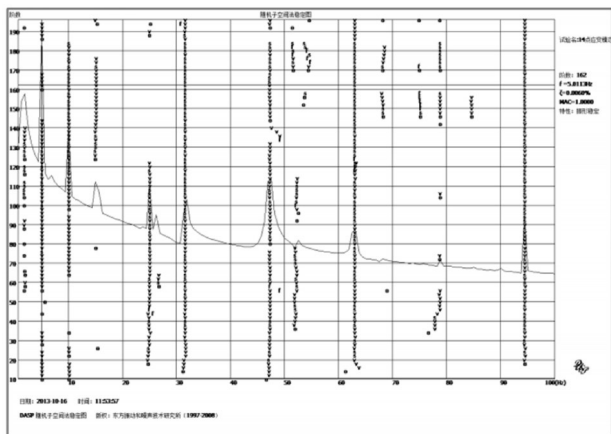


图5 应变响应测试数据SSI振型稳定图

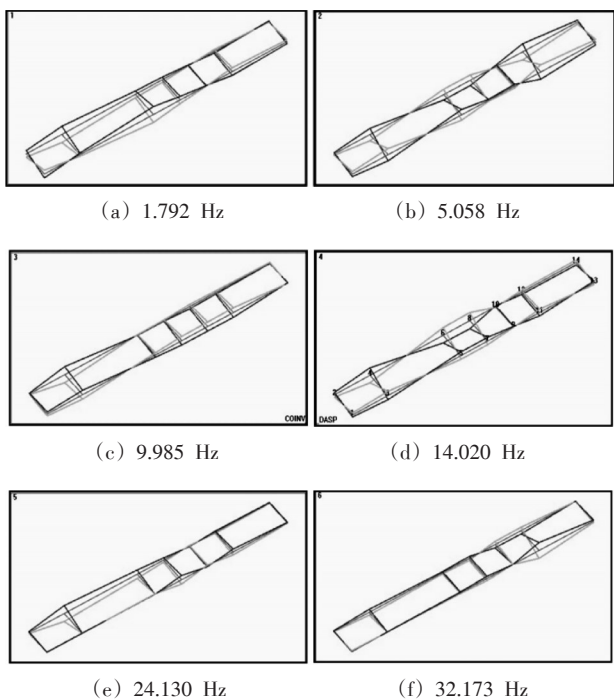


图6 SSI法识别的车架前6阶模态振型图

以上分析结果表明:约束状态下压裂泵车车架在工作状态下模态频率在1.7 Hz~32.1 Hz带宽之间,属于低频振动,且前3阶固有频率与三缸泵激励频率存的重合区,导致该压裂泵车在正常压裂作业下振动异常。

3 结束语

本研究建立了大型压裂泵车车架在原装支撑边界条件下振动应变响应随机状态空间模型,基于应变响应随机子空间方法,完成了三缸泵激励下只利用输出应变响应数据的压裂泵车车架的模态识别。研究

结果表明:采用应变模态参数的随机子空间法能够较好地识别出大型压裂泵车车架在实际约束状态下的应变模态。

从模态识别结果中可以看出,压裂泵车车架在实际约束条件下前3阶固有频率与三缸泵在某档位下的激振频率存在重区,引起整车的共振。

通过研究发现,该车产生的共振现象是多方面因素造成的,其中包括:车架刚度、胎压、整车工作地基、等因素。本研究针对以上问题提出了以下减振策略:三缸泵重心前移,降低三缸泵振动对整车的冲击;在三缸泵和车架之间采用适当的隔振措施,降低振动传递率;增加车架整体刚度等方法。

参考文献 (References):

- [1] 龚凌诸,杨晓翔. 基于环境激励的港口起重机工作模态分析[J]. 机电工程,2010,28(4):421-425.
- [2] 王俊乔,刘 健,庞 罕,等. 2500型压裂车车架疲劳寿命分析与预测[J]. 石油机械,2011,39(Z1):20-22.
- [3] 吴汉川,刘 健,庞 罕,等. 2500型压裂车副车架拓扑优化及分析[J]. 石油矿场机械,2012,41(3):18-20.
- [4] 刘忠砚,刘 健,庞 罕,等. 压裂车重载隔振器性能分析与系统仿真[J]. 石油机械,2013,41(4):76-81.
- [5] 黄雪涛,顾 亮,吕唯唯,等. 轻型载货汽车减振技术分析 & 优化设计[J]. 振动、测试与诊断,2013,33(2):315-318.
- [6] 常 军. 基于随机子空间结合稳定图的拱桥模态参数识别方法[J]. 建筑科学与工程学报,2007,24(1):21-25.
- [7] LI D B, ZHUGE H C, WANG B. The principle and techniques of experimental strain modal analysis [C]//Proc. of 7th IMAC. Lasvegas, 1989:1258-1289.
- [8] BERNASCONI O, EWINS D J. Application of strain modal analysis testing to real structures [C]//Proc. of 7th IMAC. Lasvegas, 1989:1453-1464.
- [9] 李德葆,陆秋海. 实验模态分析及其应用[M]. 北京:科学出版社,2001.
- [10] 李德葆,诸葛鸿程,王 波,等. 实验动态应变分析中的模态分析方法[J]. 固体力学学报,1990,11(4):360-364.
- [11] 张元润,王 波,李德葆,等. 汽车车架结构振动应变分析的模态法[J]. 机械强度,1992,14(4):8-12.
- [12] 史东锋,许 锋,申 凡,等. 结构在环境激励下的模态参数辨识[J]. 航空学报,2004,25(2):125-129.
- [13] 彭细荣,路新瀛. 结构应变模态识别的随机子空间方法[J]. 振动与冲击,2008,27(6):4-7.
- [14] 肖 祥,任伟新,戴恩彬,等. 基于数据驱动的应变模态参数随机子空间识别法[J]. 中南大学学报,2012,43(9):3601-3608.

[编辑:张 翔]

本文引用格式:

刘 健,刘忠砚,庞 罕,等. 大型压裂泵车车架实验应变模态分析方法研究[J]. 机电工程,2014,31(2):150-153.

LIU Jian, LIU Zhong-yan, PANG Han, et al. Strain modal analysis of large-scale fracturing pump truck frame [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2014, 31(2): 150-153.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>