

DOI: 10.3969/j.issn.1001-3881.2016.05.002

高频响电液伺服加载系统安装机架的结构优化方法

魏列江^{1,2}, 韩 啸^{1,2}, 李娜娜^{1,2}, 张晶^{1,2}, 刘文广^{1,2}

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 甘肃兰州 730050;

2. 兰州理工大学甘肃省流体机械及系统重点实验室, 甘肃兰州 730050)

摘要: 在高频重载电液伺服加载系统中, 其安装机架的变形和振动会限制系统的频宽, 尤其当进行高频简谐加载时, 产生的冲击载荷使机架发生谐振, 加剧了机架的变形和振动, 严重时甚至破坏系统的稳定性。以采用十字形横梁为机架的单摆负载电液伺服加载系统为例, 利用 Abaqus 软件对机架结构进行了模态及谐响应分析, 通过分析机架在油缸简谐激励力作用下的谐振特性, 获得机架各部分结构振动的强弱分布及抗振薄弱区位置, 由此提出了提高机架刚度的抗振加固方案, 将原十字形横梁改为对角结构, 在抗振薄弱区增加筋板, 构建三角结构。优化后的方案使机架一阶固有频率从 141 Hz 提高到 190 Hz, 满足了系统的频宽要求。

关键词: 电液伺服加载系统; 安装机架; 谐响应; 模态分析; 结构优化

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-3881(2016)5-005-4

Structural Optimization Scheme of Mounting Rack in High-frequency Electro-hydraulic Servo Loading System

WEI Liejiang^{1,2}, HAN Xiao^{1,2}, LI Nana^{1,2}, ZHANG Jing^{1,2}, LIU Wenguang^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou Gansu 730050, China; 2. Key Laboratory of Fluid Machinery and System, Lanzhou University of Technology,

Lanzhou Gansu 730050, China)

Abstract: In the high-frequency and overloads electro-hydraulic servo loading system, the distortion and vibration of mounting rack would limit the bandwidth of system, especially in the situation of carrying out high-frequency harmonic loading, the resulted impulsive load would cause the resonance oscillation and aggravate the distortion and vibration of mounting rack, even destroy the system stability. By taking the pendulum load electro-hydraulic servo loading system which adopted a cross beam as mounting rack as example, the modal and harmonic response analysis towards the structure of mounting rack was carried out using Abaqus software. By analyzing resonance oscillation characteristics of mounting rack under the effect of oil cylinder's harmonic excitation force, obtained the strength distribution of the various parts of mounting rack and the weak position of vibration zones were obtained. So, when designing the mounting rack of this system, the most important are finding the strength distribution of the various parts of mounting rack, screening out the weak position of vibration zones and conducting structural optimization. Thus the shakeproof reinforcement scheme was proposed to improve the stiffness of mounting rack, the original cross beam was changed to diagonal structure, and added the rib in the weak vibration areas and built triangular structure. The optimized schemem has made the first order inherent frequency of mounting rack raisen from 141 Hz to 190 Hz, and satisfied the bandwidth requirements of the system.

Keywords: Electro-hydraulic servo loading system; Mounting rack; Harmonic response; Modal analysis; Structural optimization

0 前言

在高频响电液伺服加载系统中, 如果其安装机架的结构设计不合理导致机架的刚度不足, 系统机架将在较低的加载频率下就产生很大的振动载频率较大时, 机架与液压系统发生谐振, 系统失稳, 严重限制了系统加载的频宽^[1]。通过分析机架的响应振型, 合理优化机架结构, 可以提高其刚度, 扩展伺服系统的频宽。文中针对一个实际的单摆负载电液伺服加载系

统, 采用 Abaqus 有限元软件, 对机架进行了模态分析和谐响应分析, 获得了激励力的频率范围与机架谐振振型的对应关系, 获得了机架各部分结构振动的强弱分布及抗振薄弱区位置, 由此提出了抗振加固方案, 提高了机架的刚度。

1 单摆负载电液伺服加载系统

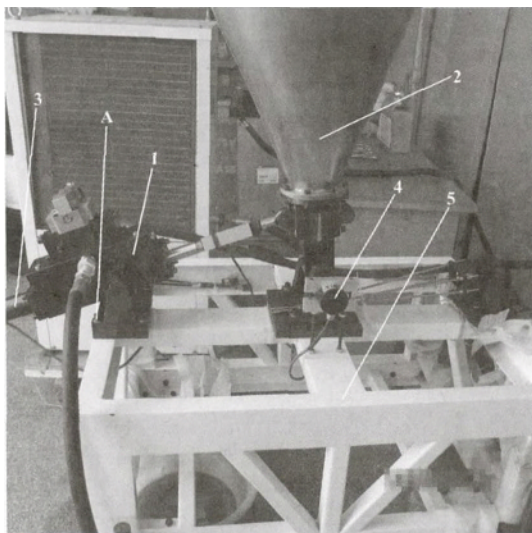
为了研究机架对高频响电液伺服加载系统的影响, 现以一个实际的单摆负载电液伺服加载系统为

收稿日期: 2015-01-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51365028)

作者简介: 魏列江 (1972—), 男, 博士, 教授, 主要从事液压技术方面的科研和教学工作。E-mail: 448717978@qq.com。

例,如图 1 所示,对其机架进行模态及谐响应分析。图中 1 为伺服阀控制的对称液压缸,为系统的主动部分,2 为具有单一支点并沿单一方向摆动的单摆负载,为系统的从动部分,其由对称液压缸活塞杆的往复运动推动单摆负载沿活塞杆伸出和缩回方向摆动,3 为位移传感器,用于测量活塞杆的位移,4 为角位移传感器,用于测量和反馈单摆负载的运动摆角,5 为机架部分。图中 A 点为机架的振动位移监测点,位于机架十字形横梁上表面螺栓孔中心处。



1—对称液压缸 2—单摆负载 3—位移传感器
4—角位移传感器 5—机架部分 A—振动位移监测点

图 1 单摆负载电液伺服加载系统

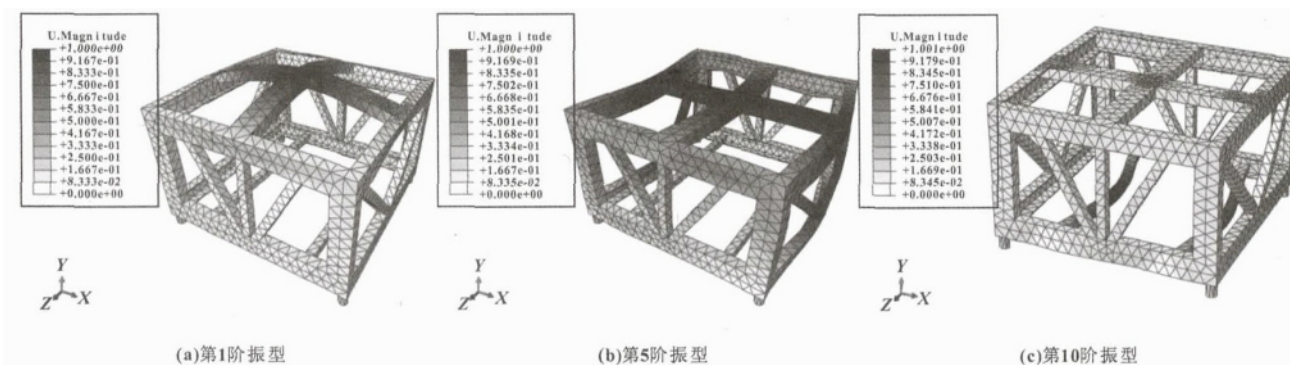


图 2 机架的模态振型

由图 2 可知,振动主要发生在槽钢横梁部位,图 2 (a) 为机架的第 1 阶模态振型,固有频率为 141 Hz,由振型可以看出,单摆所在位置的十字形横梁在 Y 轴方向振动较大,这是因为槽钢在该方向的抗弯截面系数较低,导致容易在该方向上引发谐振,对液压系统影响较大;图 2 (b) 为机架的第 5 阶模态振型,固有频率为 190 Hz,尽管在机架的上下框架之间加入了空心方钢来增加机架的刚度,但是由于作为机架框架的槽钢在 X 方向的抗弯截面系数较小,当向该方向施加激振力时,引发了机架框架整体的振

2 单摆负载电液伺服加载系统机架结构分析

首先对如图 1 中所示的单摆负载电液伺服加载系统机架部分 5 进行三维建模,机架长宽各 1 m,高 0.5 m,横梁主要由宽为 100 mm 的槽钢焊接而成,上下横梁之间用空心方钢加固支撑,由底座上的 4 个脚座固定在地面上,A 为载荷作用点和历程输出监测点。根据工程实际,机架材料为 Q235,其弹性模量 $E = 2.12 \times 10^{11}$ Pa;泊松比 $\mu = 0.288$,材料密度 $\rho = 7.86 \times 10^3$ kg/m³。然后使用 Abaqus 对所建立的机架模型进行网格划分,选用 C3D10 单元划分四面体网格,使用智能网格划分,设置合适的网格密度,以保证计算的精度。

2.1 机架的模态分析

在 Abaqus 中创建模态分析步,首先分别创建线性摄动里的频率和模态动力学分析步,提取机架的固有频率及其相应振型,按照有效模态质量之和近似等于结构整体质量的原则^[2],提取机架的前 30 阶模态。由于随着阶次的升高,激发高阶振动的载荷的能量减弱,而且高阶振动的节点数更多,故振动不容易被激发^[3],因此低阶模态对模型的影响最大,随着振型阶次的升高,模态的固有频率逐渐增加。由以上分析,模态的第 1 阶、第 5 阶、第 10 阶振型对机架影响最大。分别提取机架第 1、5、10 阶模态的振型,如图 2 所示。

动,机架横梁在沿载荷的方向有较大的弯曲;图 2 (c) 为机架的第 10 阶模态振型,固有频率为 240 Hz,由振型可以看到,底面上起加固作用的两个空心方钢,其在低频激振力下,没有给底面横梁足够的支持,而在高频激振力下,其本身发生自振。另外,当振动发生时,机架存在应力集中的现象,在突然加载时产生的冲击载荷可能导致机架在应力集中位置处断裂,在承受高频载荷时,降低了机架的寿命。

2.2 机架的谐响应分析

通过以上的模态分析得到了机架结构的各阶固有

频率, 为了研究机架的持续动力特征, 还需要对机架结构进行谐响应分析。在 Abaqus 中创建稳态动力学-模态分析步, 定义扫频范围为 0~350 Hz, 频率点数量为 20, 阻尼设置为 0.02, 定义点 A 处的位移、速度及加速度为历程输出; 约束机架的 4 个圆柱形脚座为完全固定, 并于 A 点处施加简谐扫频载荷, 幅值为 1 000 N。提交并求解, 获得了机架 A 点的谐响应位移曲线, 如图 3 所示。

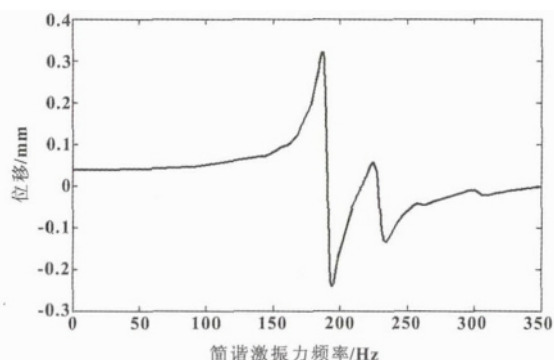


图3 机架监测点 A 的谐响应位移曲线

由图 3 可得, 机架在激振力为 190 Hz 和 240 Hz 时发生共振, 与模态分析结果一致。在低频简谐激振力作用下, 振动监测点 A 的位移幅值为 0.04 mm; 在高频简谐激振力为 190 Hz 时, 振动监测点 A 达到最大幅值 0.32 mm。

根据以上机架谐响应分析结果, 得知机架在简谐扫频载荷作用下, 发生了较大的振动变形, 并且对于高频响的电液伺服加载系统, 液压固有频率和机架固有频率相近, 容易发生谐振, 因此需要对机架进行结构优化, 提高机架刚度, 减小机架的变形, 降低机架振动对伺服系统的影响, 以满足了系统的频宽要求。

3 电液伺服加载系统机架的结构优化

3.1 机架结构的优化

根据机架的薄弱部位, 考虑到经济性, 尽量减轻机架质量, 对图 1 所示的电液伺服加载系统机架部分 5 进行优化加固, 优化后的结构如图 4 所示。图中 1 处将原机架支撑上下横梁的厚度为 4 mm 的槽钢替换成厚度为 6 mm 的角钢; 2 处将原机架加强上下横梁的空心方钢, 由 10 根减小到 4 根, 减小机架的重量, 提高框架的刚度; 3 处将原机架安装油缸和单摆负载的十字形横梁改为对角结构, 提高机架的整体刚度; 4 处在优化后机架的十字形横梁处增加 4 个厚度为 4 mm 的角钢作为加强筋, 减小十字横梁沿 Y 方向振动, 提高机架的稳定性; 5 处将原机架底面上的两根空心方钢替换成两个厚度为 4 mm 的角钢, 并构建三角结构, 加强底面横梁, 防止在高频激振力时, 底面横梁发生谐振。

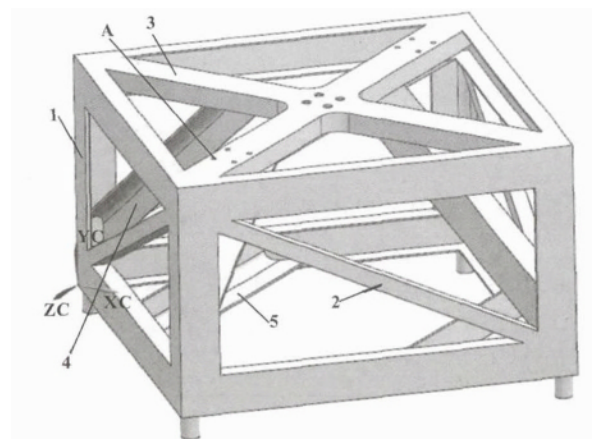


图4 优化后的机架结构

3.2 优化后机架的模态分析

对优化后的机架做模态分析, 根据所得的机架有效模态质量, 机架振动主要发生在第 1 阶和第 11 阶模态振型, 振动频段大幅减小, 降低了电液伺服加载系统与机架谐振的可能。提取机架的第 1 阶和第 11 阶模态固有频率及其振型, 如图 5 所示。

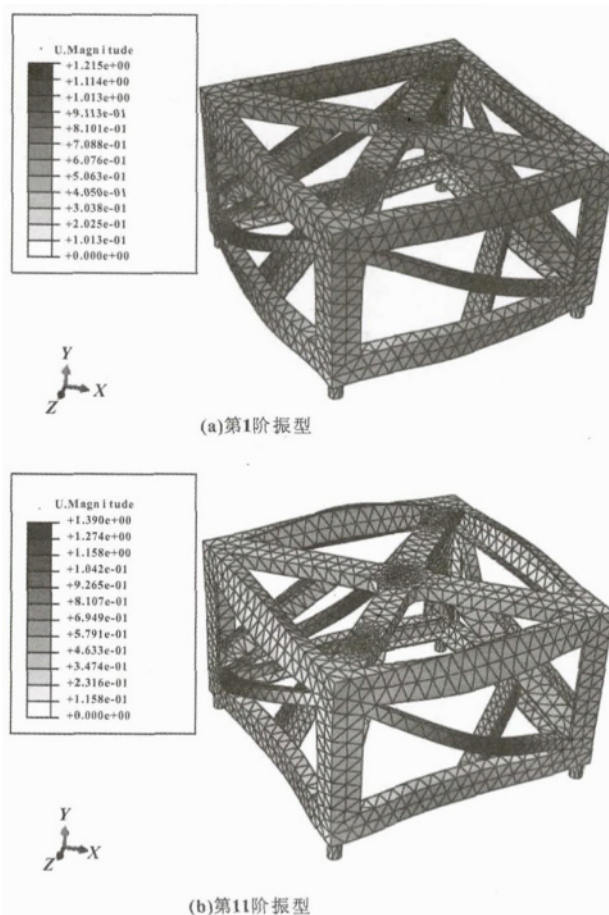


图5 优化后机架的振型

图 5 (a) 为机架的第 1 阶模态振型, 固有频率为 190 Hz, 由振型可以看到, 机架各部分应力均衡, 没有应力集中的现象, 液压缸作用力方向变形较小,

稳定性得到很大改善; 图 5 (b) 为机架的第 11 阶模态振型, 固有频率为 298 Hz, 可以看出, 机架整体应力很小, 受力方向变形很小, 振动主要发生在上下横梁起加固作用的空心方钢上, 由于振型阶数较高, 所以其对机架的影响较小。

3.3 优化后机架的谐响应分析

对优化后的机架做谐响应分析, 如图 4 中的点 A 为载荷作用点和历程输出监测点, 获得了监测点 A 的谐响应位移曲线, 并与优化前的曲线进行对比, 如图 6 所示。

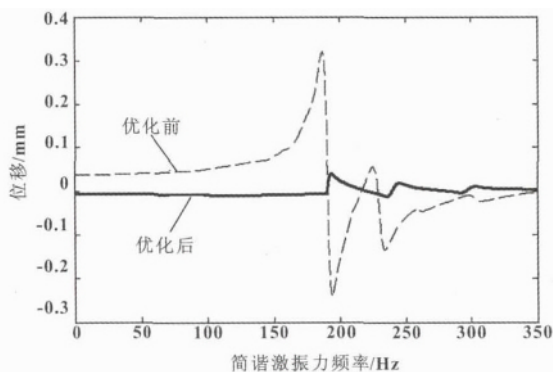


图 6 机架优化前后监测点 A 的谐响应位移曲线对比

由图 6 可知, 优化后的机架在简谐激励力频率为 190 Hz 时发生谐振, 与模态分析结果一致。当简谐激励力为低频时, 优化后的机架振动幅值约为 0.007 mm, 较优化前振幅减小了 82.5%; 当简谐激励力的频率为 190 Hz 时, 谐振幅值为 0.04 mm, 比优化前的机架振幅减小了 87.5%。

综上所述, 优化后的机架, 其一阶固有频率从 141 Hz 提高到 190 Hz, 振动时, 机架在油缸工作方向的变形很小, 稳定性较好, 减小了其对伺服系统的影响, 满足了系统的频宽要求, 并且机架各处应力均

衡, 没有应力集中的现象, 防止了机架在冲击载荷下断裂的发生, 提高了机架在高频载荷下的寿命。

4 结论

研究了高频响电液伺服加载系统中, 其机架在简谐载荷作用下的谐振特性, 针对一个实际的单摆负载电液伺服加载系统机架, 采用 Abaqus 有限元软件进行了模态及谐响应分析, 并提出了结构优化方案, 结果表明:

(1) 对于高频响电液伺服加载系统, 不合理的机架设计, 会在简谐扫频载荷作用下发生较大的振动变形, 严重限制系统的加载频宽。

(2) 对于十字形的机架, 其支撑横梁处不易加固, 更容易与伺服系统产生谐振, 而对角结构的机架可大幅提高刚度, 应优先采用。

(3) 可通过对机架进行模态分析和谐响应分析, 获得激励力的频率范围与机架谐振振型的对应关系, 从而找出机架各部分结构振动的强弱分布及抗振薄弱区位置, 针对此薄弱环节, 采用增加筋板加固的方法, 有效提高机架结构刚度, 提高系统频宽。

参考文献:

- [1] 于黎明, 王占林, 裘丽华. 带有结构谐振的电液位置伺服作动系统的时域 MITAE 反馈优化设计 [C]. 中国航空学会液压气动专业委员会 2005: 124 - 130.
- [2] 张文元. Abaqus 动力学有限元分析指南 [M]. 北京: 中国图书出版社 2005.
- [3] 刘昌领, 陈建义, 李清平, 等. 基于 ANSYS 的六缸压缩机曲轴模态分析及谐响应分析 [J]. 流体机械, 2012, 40 (8): 17 - 21.
- [4] 王春行. 液压伺服控制系统 (修订版) [M]. 北京: 机械工业出版社 2004.

本刊郑重声明

近日, 发现有多家非法网站冒充我刊投稿网站向作者征稿, 非法接收稿件并收取审稿费, 非法网站提供 QQ 咨询服务和电子邮件投稿, 已有作者上当受骗, 本刊在此郑重声明: 作者除在本刊网址: **www.jcyyy.com.cn** 可以投稿外, 未授权任何其他网站接受本刊投稿, 且录用前不收取任何形式的审稿费, 请作者投稿时认清本刊网址: **www.jcyyy.com.cn** 投稿, 以免受骗上当, 造成不必要的经济损失!

经核查, 以下网站为非法冒充本刊的投稿网站:

www.jcyyyzz.cn

www.yzzclw.com

www.zclunwen8.com

www.rrqkw.com

www.yzqklw.com

www.bjyzqk.com

www.qikan28.com

《机床与液压》编辑部