文章编号:1006-1355(2019)02-0230-04

某汽轮水泵机组振动偏大问题的分析与处理

徐 鹏[1],靳 军[2],韩蕴蕾[3]

(1.海军驻大连426厂军事代表室,辽宁 大连 116005; 2.上海船舶设备研究所,上海 200031;
3.西门子(中国)有限公司上海分公司,上海 200241)

摘 要:某立式汽轮水泵机组在运行过程中出现支座底部和泵背部振动超过要求值的问题。为了有效解决该机组振动偏大的问题,针对机组进行3个不同工况下的振动测试,全面分析振动源。针对高频振动,提出采用阻尼中间支座的措施;针对低频振动,提出在泵进口处增加导流叶栅的措施。试验结果表明,所采取的措施对于抑制高、低频振动都是有效的。

关键词:振动与波;立式泵组;阻尼支座;导流叶栅

中图分类号:TM311 **文献标志码**:A **DOI编码**:10.3969/j.issn.1006-1355.2019.02.044

Analysis and Solution of the Problem of Large Vibration of a Turbine-driven Pump Set

XU Peng[1], *JIN Jun*[2], *HAN Yunlei*[3]

(1. Navy Military Representative Office in Dalian 426 Factory, Dalian 116005, Liaoning China;
2. Shanghai Marine Equipment Research Institute, Shanghai 200031, China;
3. SIEMENS China Co., Ltd., Shanghai 200241, China)

Abstract: In the working process of a vertical turbine-driven pump set, overlarge vibration problem has been discovered. It is found that the vibrations at the bottom of the bearing and on the side of the bottom of the pump are too large to meet the requirements. In order to solve the problem effectively, vibration tests under three different operating conditions are implemented, and the vibration sources are analyzed comprehensively. To reduce high frequency vibration, the bearing with dampers is adopted. Meanwhile, diversion barrier is installed at the entrance of the pump, which is used to decrease low frequency vibration. Test results prove that the measures applied are effective in controlling both high frequency and low frequency vibrations.

Keywords: vibration and wave; vertical pump set; bearing with dampers; diversion barrier

某立式汽轮水泵机组由汽轮机、中间支座、水泵等主要部套组成,主要用来为其他用水设备提供满足流量和压力的工作水。汽轮机整体通过中间支座紧固于水泵壳体上法兰,整个机组由水泵背部及中间支座底部的水平支撑法兰与安装基座刚性联接,其结构示意图如图1所示。

在其运行过程中发现在某Ⅰ工况下支座底部和泵背部的振动超过了要求值。

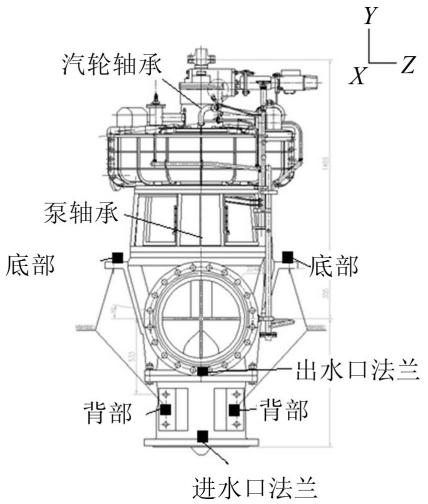


图1 汽轮水泵机组结构示意图

收稿日期:2017-11-20

作者简介:徐鹏(1980-),男,辽宁省大连市人,主要从事舰船动力研究。

E-mail: jj7282@sina.com

1　问题的分析及处理

对于汽轮泵组来说，一般的振动激励源包括汽轮机通流部分的汽流激振力、轴系的动力学激振[1–2]、减速器齿轮的啮合、水泵的水压脉动激振[3]、机组整体与安装基座的结构共振[4–5]以及外部干扰[6]等。

在该机组出现振动超标问题后，为了全面分析该机组振动源及提出改进措施，进行了3个不同工况下的振动测试，分别记为：Ⅰ工况、Ⅱ工况和Ⅲ工况。其中，3个工况的唯一区别在于转速不同，其大小为Ⅱ＜Ⅰ＜Ⅲ。

Ⅰ工况下机组支座底部和泵背部的振动线谱曲线分别如图2所示。

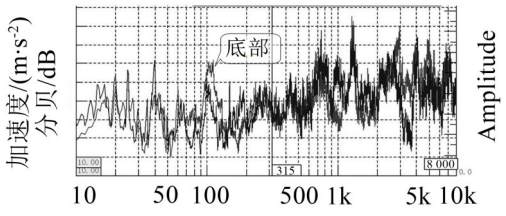


图2 Ⅰ工况下底部、背部振动线谱曲线

根据测试结果来看，在中高频尤其是1 kHz～8 kHz范围内汽轮机通流部分存在一定的汽流激振力，在其频谱线图上存在3～4个振动峰值，因此需要进一步改善汽轮机部分的流动特性。在低频段范围，从振动频谱上可以看到在20 Hz、40 Hz以及100 Hz存在较为明显的振动峰值，且其频率与水泵的叶频较为吻合，因此机组的低频段振动应该主要由水泵的压力脉动引起。

Ⅱ工况下机组支座底部振动线谱曲线如图3所示。

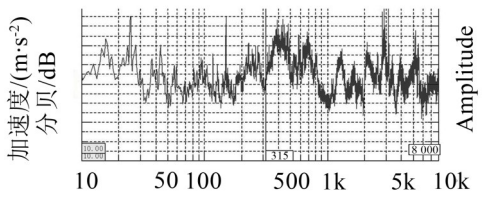


图3 Ⅱ工况下底部振动线谱曲线

可以看到，Ⅱ工况下机组在频段250 Hz～800 Hz、1.25 kHz～8 kHz的振动比较明显。该频段振动多以宽频连续谱的形式体现，可见机组底部机脚结构特性对振动的影响较大。可以考虑采用阻尼支座来削弱该频段的振动幅值。在低频段范围，从振动频谱上可以看到在17 Hz、25 Hz以及42 Hz存在较为明显的振动峰值。其频率与水泵的叶频恰好吻合，因此机组的低频段振动应该主要由水泵的压力脉动引起。

图4给出了根据振动测试得到的Ⅲ工况下底部的振动线谱曲线。

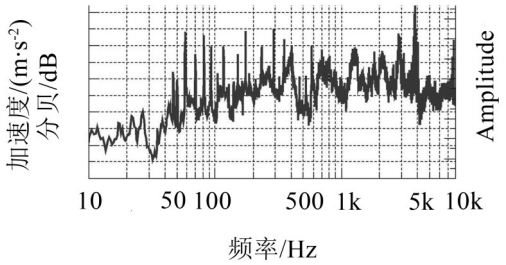


图4 Ⅲ工况下底部振动线谱曲线

由该工况下机组背部及底部振动线谱曲线可知，泵组高频段振动超标则主要体现在800 Hz～2.5 kHz频段内的宽频流体激振及8 kHz附近的气流激振。在低频段范围，在60 Hz存在较为明显的振动峰值。其频率几乎与水泵的叶频相等，因此机组低频段振动的主要原因为水泵流体激励引发的叶频及其倍频振动。

综合分析以上3个不同工况下的测试结果可以发现，该机组高频振动超标的主要原因为汽轮机叶频及其倍频引发的汽流激励，低频超标的主要原因为泵流体激励。

针对上述的频谱分析以及原因分析，可以考虑采取以下行之有效的改造措施：

(1) 由于机组高频振动主要由汽轮机部分产生，因此可以通过隔离汽轮机部分的高频来降低整个机组的高频振动。而汽轮机整体是通过中间支座紧固于循环水泵壳体上法兰，所以可采取更换阻尼支座的措施来削弱超标频段的振动幅值，即将机组原不锈钢中间支座更换为阻尼材料中间支座。

(2) 机组低频振动主要由水泵部分引起，因此可采用在水泵进口增加导流叶栅等措施来降低超标频段的振动幅值。该措施的主要原理是使水泵进口处的流体流速分布趋向均匀化，减小其压力脉动。

2　试验验证

2.1　更换中间支座

为了改善机组的高频振动，将汽轮机与水泵之间的中间支座改为阻尼中间支座。随即进行振动测试，测试结果表明阻尼中间支座对不同工况下高频都有明显效果，最多约降10分贝。

图5至图6给出了更换中间支座前、后在Ⅰ工况下机组背部和底部的振动线谱图。

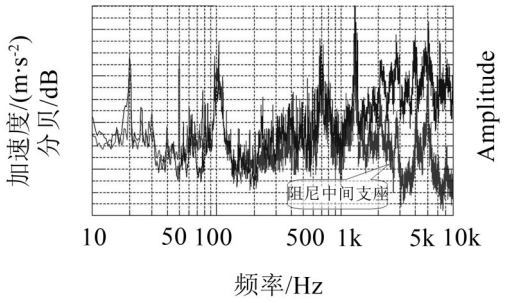


图5 更换中间支座前后Ⅰ工况底部振动线谱

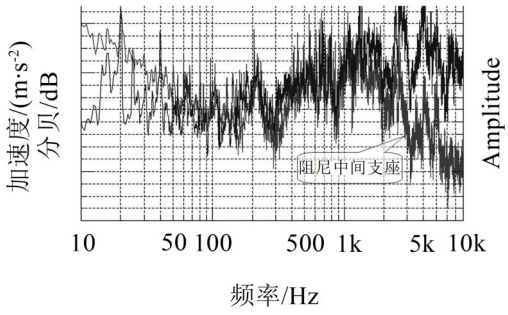


图6 更换中间支座前后Ⅰ工况背部振动线谱

可以看到，在该工况下，不论是背部还是底部，高频段振动较整改前都有明显改善。而低频段100 Hz振动较为突出，其特性与初始测试结果一致，呈现连续谱分布。

图7至图8分别给出了更换中间支座前、后在Ⅱ工况下机组背部和底部的振动线谱图。

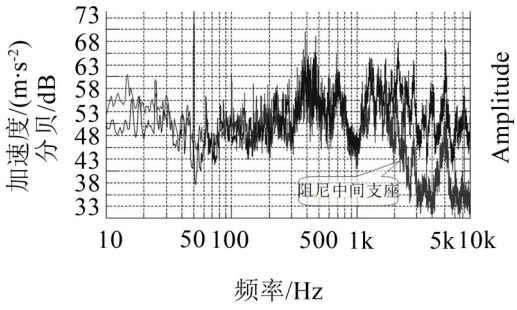


图7 更换中间支座前后Ⅱ工况下底部振动线谱

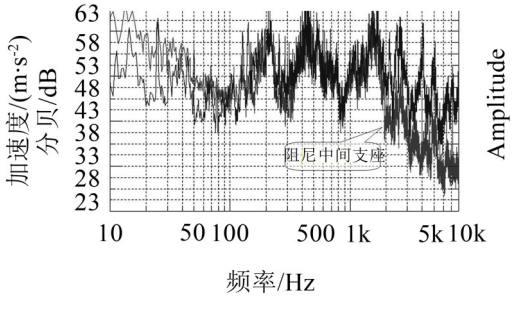


图8 更换中间支座前后Ⅱ工况下背部振动线谱

与Ⅰ工况类似，Ⅱ工况底部和背部高频段振动较整改前都有明显下降，特别是在1 600 Hz～8 000 Hz频段。但是背部和底部低频都有所放大，因此需要通过采取进一步的措施来控制低频振动。

图9至图10分别给出了更换中间支座前、后在Ⅲ工况下机组背部和底部的1/3倍频程图与振动线谱图。

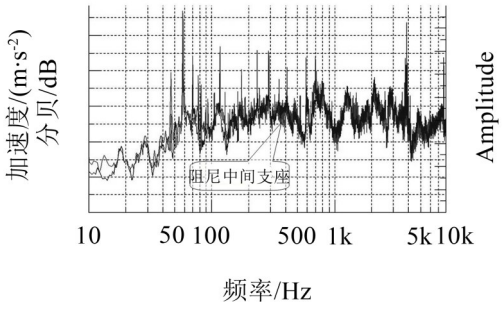


图9 更换中间支座前后Ⅲ工况下底部振动线谱

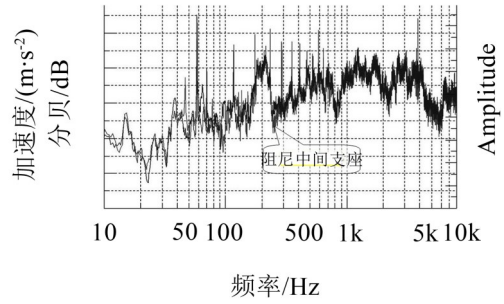


图10 更换中间支座前后Ⅲ工况下背部振动线谱

可以看到，与工况Ⅰ、工况Ⅱ不同，机组更换中间支座对Ⅲ工况高频段没有起到明显的改善效果。这可能是由于采用的阻尼材料只能吸收一定频率范围内的振动，而对于更高频率，需要采用减振性能更好的阻尼材料。

综上所述，机组更换中间支座对于大部分工况而言，都能有效改善高频振动。

2.2 水泵进口增加导流叶栅

为了降低机组低频振动，需要进一步优化泵的通流部分，减小泵的流体激励。因此，考虑在水泵进口增加导流叶栅，优化水泵进口流场，进一步降低循环水泵的低频噪声。

表1给出了机组增加水泵进口导流叶栅后的振动噪声测试对比结果。

通过表中结果可以看出，采取水泵进口增加导流叶栅的措施对于机组的低频振动有明显改善效果，大约能达到2 dB～3 dB的优化效果。

3 结 语

在某立式汽轮水泵机组运行过程中，发现在某Ⅰ工况下支座底部和泵背部的振动超过了要求值。

表 1 机组增加水泵进口导流叶栅后振动噪声降低量/dB

工 况		增加水泵进口导流叶栅后机脚低频段振级降低值
弹性安装Ⅰ工况	背面	4.1
	底部	0.5
弹性安装Ⅱ工况	背面	3.2
	底部	1.7
弹性安装Ⅲ工况	背面	1.5
	底部	3.6

为了有效降低其振动幅值，使其满足要求，测试了3种不同工况下机组的振动情况，并对振动源进行分析。发现该机组高频振动超标的主要原因为汽轮机叶频及其倍频引发的汽流激励，低频超标的主要原因为泵流体激励。针对高频振动，通过采取将原支座更换为阻尼支座的措施来削弱高频段的振动幅值。针对机组低频振动，主要通过在水泵进口增加导流叶栅来改善水泵中的流动，从而减小水泵流体激励。试验证明，采取的措施对于降低机组的高频和低频振动都起到了明显的效果。

参考文献：

[1] 袁少波，陈志高，郭龙章，等. 秦山第三核电厂1#机组3#主泵振动处理[J]. **核动力工程**，2015，36(5)：108-110.

[2] 高超. 鲁尔泵振动问题的原因分析与处理[J]. **管道技术与设备**，2014，4：25-26.

[3] 司海涛. 卧式多级离心泵故障分析及解决措施[J]. **机械**，2007，11(6)：41-43.

[4] 郑晓龙，金怡新，吕娜. E型钢阻尼支座的设计与减震性能分析[J]. **铁道工程学报**，2015(2)：70-75.

[5] 杨锡平，张思青，于凤荣，等. 尾水管导流栅的减振性能分析[J]. **水利水电技术**，2015，46(12)：65-67+76.

[6] 龚守志. 导流栅防止水轮机尾水管内涡带压力脉动的试验研究与应用经验[J]. **水力发电学报**，1984(3)：44-52.

（上接第214页）

特性的测试，可知作动器在同一频率下其输出力与驱动电压呈正比。在同一驱动电压下，其输出力随着频率的提高而迅速增加。

在搭建的双层隔振台架上验证了此复合式隔振器的主被动隔振性能。采用自适应x-LMS控制算法对隔振系统进行控制，实验结果表明，当采用80 Hz、90 Hz、110 Hz激励时，主动隔振要比单纯的被动隔振效果提高15 dB、16 dB与15 dB。

本文所设计的压电堆式复合式隔振器可以应用在舰船机械设备或者管路系统的机脚处，以提高其减振降噪水平。该复合隔振器可以根据实际安装空间与降噪指标，选择适当的惯性质量块，以提高其输出力。相比电磁式作动器，此款新型复合式隔振器具有结构简单、压电堆叠便于更换、不存在电磁干扰、机械能转换效率高的优点。

参考文献：

[1] 任明章. 机械振动的分析与控制及计算方法[M]. 北京：机械工业出版社，2011.

[2] DALEY S, JOHNSON F A, PEARSON J B，et al. Active vibration control for marine applications[J]. **Control Engineering Practice**, 2004(12): 465-474.

[3] WINBERG M, LAGO T L. Active control of engine induced noise in naval application[C]. ICSV 8. Hong Kong, China, 2001.

[4] 朱石坚，伍先俊. 一种复合式隔振器及其特性研究[J]. **海军工程大学学报**，2005，2(17)：20-22.

[5] 倪圆，何琳，帅长庚，等. 磁悬浮主被动混合隔振器静稳定分析 [J]. **船舶力学**，2015，10：1275-1281.

[6] KIM SEUNG HWAN, CHOI SEUNG BOK, HONG SUNG RYONG, et. al. Vibration control of a flexible structure using a hybrid mount[J]. **International Journal of Mechanical Sciences,** 2004, (46): 143-157.

[7] 王强. 压电堆-橡胶组合隔振器及其在主动隔振中的应用研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工业大学，2011.

[8] 钟鸣. 飞行器敏感仪器设备的多点主被动一体化隔振技术研究[D]. 哈尔滨：哈尔滨工业大学，2012.

[9] 高俊，季宏丽，裘进浩. 基于层叠式PVDF作动器的复合式隔振器的设计与特性研究[J]. **振动与冲击**，2015，34(9)：141-147.