

文章编号: 1008-8857(2025)01-0046-05

DOI: 10.13259/j.cnki.eri.2025.01.007

某气垫船减速器振动异常分析及处理

李年仔, 曹乐乐, 张友谦

(中国船舶集团第七〇三研究所无锡分部, 江苏 无锡, 214151)

摘要: 某气垫船在试验期间出现减速器振动偏大现象, 特别是左舷减速器 1 在个别转速下振动幅值超出允许值, 从而影响船员舒适性和设备仪器的安全运行。根据运行工况下不同特点的振动的测试结果, 深入分析了减速器振动异常的原因, 指出右舷桨轴的不平衡以及设备的共振是导致减速器振动异常的主要原因, 并制定了相应的处理方案, 解决了减速器振动异常问题。

关键词: 气垫船; 减速器; 共振

中图分类号: U674

文献标志码: A

Analysis and treatment of abnormal vibration of a hovercraft reducer

LI Nianzai, CAO Lele, ZHANG Youqian

(Wuxi Division of No.703 Research Institute of China State Shipbuilding Co., Ltd., Wuxi 214151, China)

Abstract: Significant vibrations in the reducers were observed during hovercraft testing. Notably, the No.1 reducer on the portside exceeded permissible levels at specific speeds, impacting crew comfort and equipment safety. Based on the results of vibration tests and operational vibration characteristics, an in-depth analysis of the reducers' abnormal vibrations was conducted. It was identified that the imbalance of starboard propeller shaft and the equipment resonance were primary contributors to the abnormal vibrations of the reducers. A corresponding remedial scheme was proposed to mitigate the abnormal vibration issues of the reducers.

Keywords: hovercraft; reducer; resonance

气垫船因结构特殊, 不但可以在海水表面航行, 也可以在非海洋区域航行, 具有重要的军事意义和战略价值, 发展前景广阔^[1-3]。各国对气垫船重视程度的不断加强, 推动了气垫船研究进入新的发展阶段^[4-6]。气垫船由于船体结构

较小、航速快、主机功率大、结构单薄、传动机械多, 其振动问题特别突出, 并成为故障的主要来源^[7]。

某厂一条双轴系气垫船的轴系设备由主机、减速器 1、垫升风机、减速器 2 和螺旋桨组成。

收稿日期: 2023-10-08

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51272066)

第一作者: 李年仔(1989—), 男, 硕士。研究方向: 动力工程。E-mail: 892735355@qq.com

轴系布置图如图 1 所示。在坞修后该船减速器在个别转速下振动幅值较大, 远超允许值, 且在最高转速下, 主机振动幅值也偏大, 严重影响设备的安全运行。

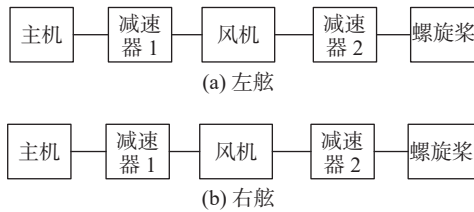


图 1 轴系布置图

Fig. 1 Schematic diagram of shaft arrangement

为解决该船的振动问题, 在减速器旁舱段增加加强筋, 但收效甚微, 减速器振动幅值大的问题未得到明显改善。

本文对该船的振动情况进行全面测试, 分析故障原因后发现不同转速下出现的振动具有不同的特点, 并在此基础上制定处理方案, 从而有效降低全船设备在各工况下的振动。

1 试验研究

1.1 双机起动振动情况

为分析该船振动异常原因, 在振动测试期间, 同时起动该船两台主机, 测试并分析了双机起动过程中各稳定转速下全船的动力设备振动情况。

表 1 为双机起动时左、右舷动力设备振动幅值。由表中可见, 减速器振动幅值较其他设备的偏大: 当螺旋桨转速为 815 r/min 时, 左、右减速器 2 均有一个非常明显的振动波峰, 幅值为分别为 40.5、52.0 mm/s; 当螺旋桨转速为 925 r/min 时, 左、右减速器 1 均出现振动波峰, 且幅值超出允许值较多, 右减速器 1 振动幅值为 29.0 mm/s, 左减速器 1 振动幅值高达 125.0 mm/s。

图 2 为螺旋桨转速为 815 r/min 时左减速器 2 振动频谱图。图 3 为螺旋桨转速 925 r/min 时左减速器 1 振动频谱图。

由图 2 和图 3 可以看出, 减速器振动频谱图中主要振动分量为螺旋桨转频, 单峰峰值分别达到 50 mm/s 和 120 mm/s 以上, 远超设备的振动

表 1 双机起动时各工况下振动幅值

Tab. 1 Vibration amplitude under various working conditions during dual engine startup

转速/ (r·min ⁻¹)	振动幅值/(mm·s ⁻¹)					
	左减速器 1	左减速器 2	左螺旋桨	右减速器 1	右减速器 2	右螺旋桨
673	11.6	20.0	1.5	20.0	17.0	2.3
815	61.5	52.0	6.2	20.0	40.5	8.5
925	125.0	4.4	10.5	29.0	8.2	11.3
953	72.5	4.4	11.9	28.0	10.1	11.4
981	43.0	4.8	7.3	18.5	12.4	10.1
1 049	21.5	8.3	11.3	19.5	21.8	13.2
1 081	12.0	8.9	12	14.0	21.2	18.5
1 126	19.0	12.4	14.5	16.0	32.2	21.5
1 164	21.0	11.2	20.5	13.0	41.3	27.0

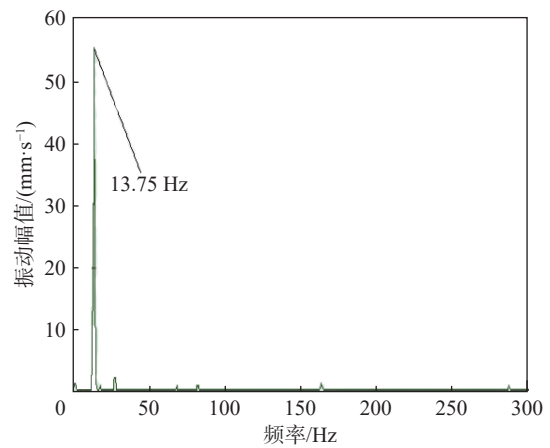


图 2 螺旋桨转速为 815 r/min 时左减速器 2 振动频谱图
Fig. 2 Vibration spectrum of left reducer 2 at the propeller speed of 815 r/min

幅值允许值。根据减速器振动频率分量可以判断减速器 1 振动的主要激励源是螺旋桨振动, 但风机频谱图上并没有出现该频率, 可知减速器振动不是由通过轴系传递过来的螺旋桨振动导致, 而是由通过船体传递过来的螺旋桨振动导致。由于两舷螺旋桨转速基本一致, 为了判断左、右舷螺旋桨振动问题的原因, 分别单独起动两舷主机, 并记录各稳定工况下转速及振动情况。

1.2 两机单独起动振动情况

为分析以减速器 1 为主的各动力设备振动激

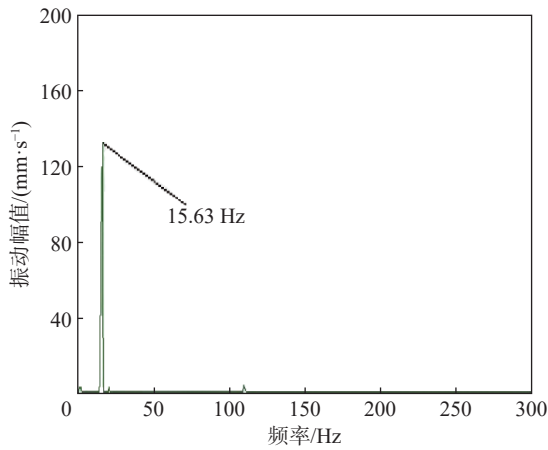


图3 螺旋桨转速为925 r/min时左减速器1振动频谱图
Fig.3 Vibration spectrum of left reducer 1 at the propeller speed of 925 r/min

励源,在做好船体安全防护措施后,分别单独启动左、右两舷主机,监测并分析全船各主要动力设备的振动情况。表2和表3分别为左、右舷单机启动时设备振动幅值。

表2 左舷单机启动时各工况下设备振动幅值

Tab.2 Vibration amplitude under various working conditions during the startup of left engine

转速/ (r·min ⁻¹)	振动幅值/(mm·s ⁻¹)					
	左减速器1	左减速器2	左螺旋桨	右减速器1	右减速器2	右螺旋桨
673	4.3	3.4	1.3	1.6	2.8	0.4
815	3.4	8.6	1.3	1.2	6.4	0.7
925	11.6	3.8	2.5	4.2	0.9	0.7
953	14.3	3.5	2.3	5.5	1.4	0.8
981	8.5	3.7	2.5	3.6	1.0	1.0
1049	5.8	4.1	3.0	5.8	1.4	1.5
1081	4.2	4.5	3.1	3.4	2.2	0.9
1126	5.3	4.9	4.0	4.3	1.8	1.0
1164	8.8	6.5	5.7	4.8	2.4	1.6

2 振动异常原因分析

对比三种启动方式(双机启动,左、右舷单机启动)下各设备振动幅值可见,在左舷单机启动时各设备振动幅值远小于其他两种启动方式下

表3 右舷单机启动时各工况下设备振动幅值

Tab.3 Vibration amplitude under various working conditions during the startup of right engine

转速/ (r·min ⁻¹)	振动幅值/(mm·s ⁻¹)					
	左减速器1	左减速器2	左螺旋桨	右减速器1	右减速器2	右螺旋桨
673	12.3	32.4	1.2	19.4	28.7	2.9
815	16.9	31.4	4.8	9.5	35.1	5.9
925	50.0	4.7	3.7	54.5	11.2	7.3
953	32.8	3.3	3.6	29.3	8.5	6.0
981	29.6	1.6	4.9	25.3	6.2	9.2
1049	20.8	2.5	6.2	16.2	12.6	21.8
1081	19.3	2.1	8.1	9.7	8.4	19.5
1126	16.4	2.4	8.9	9.7	9.3	18.8
1164	11.1	2.4	6.5	8.6	8.1	21.5

的值,右舷单机启动时各设备振动幅值较大,与双机启动时的振动幅值相差不大;分析左、右减速器1频谱图发现,主要频率分量为螺旋桨转频。由于右螺旋桨与左减速器1不在同一轴系上,可以判断减速器1振动是由通过船体传递过来的螺旋桨振动导致;右舷单机启动时,螺旋桨振动幅值比左舷单机启动时的大,并随转速上升振动幅值增大。

经了解,在坞修期间,曾对该船桨叶的漆面进行了修补,油漆修补总用量超过2 kg。综合上述分析,减速器振动主要有以下两个原因:

(1)减速器1在螺旋桨转速为925 r/min时出现振动峰值,减速器2在螺旋桨转速为815 r/min时出现振动峰值,且主要振动分量为螺旋桨转频,而螺旋桨振动幅值是随着转速升高逐渐增大。其原因是减速器和安装底架的固有频率接近螺旋桨转频,导致产生共振。

(2)坞修期间桨叶补漆导致右舷螺旋桨的不平衡量增大。坞修后减速器振动幅值较大的原因是右舷螺旋桨振动幅值增大。螺旋桨的主要振动分量为转频,且随着转速升高,振动幅值增大,属于强迫振动。因此推测桨叶振动幅值大的主要原因是桨毂和桨叶整体动平衡较差。

为降低减速器振动,主要方法有两种:一是合理改变船体结构,通过调整船体刚度和阻尼,改变固有频率,使其尽量远离设备的主要激励

力频率, 避免产生共振, 从而保证设备的安全运行^[8]; 二是降低激励力, 将螺旋桨返回生产厂家进行加工或在现场通过动平衡降低激励源螺旋桨振动。然而在已造好的船上通过改变船体局部结构使其固有频率避开工作转频的代价太高, 可行性较差, 故方法一不作考虑。因螺旋桨上没有设计平衡块安装位置, 为降低螺旋桨振动, 可将振动幅值大的右舷螺旋桨换成已做好静平衡的新桨叶。

3 试验验证

在更换右舷桨叶后进行试验验证。试验过程中测试双机启动时各工况下设备振动幅值。根据表 1 和表 4, 对比更换桨叶前、后的振动数据, 可以看出: ①减速器振动峰值大幅减小, 左减速器 1 振动幅值最大值从 125.0 mm/s 降至 25.3 mm/s, 幅值减小约 99.7 mm/s。图 4 为更换桨叶后螺旋桨转速为 925 r/min 时左减速器 1 振动频谱图。对比图 3 和图 4 可看出, 左减速器 1 振动幅值大幅下降主要是由螺旋桨转频分量降低所致。②螺旋桨振动幅值变化趋势不变, 仍随着转速升高而增大, 但幅值减小约 75%。

表 4 更换桨叶后双机启动时各工况下振动幅值

Tab. 4 Vibration amplitude under various working conditions during dual machine startup after replacing the blade

转速/ (r·min ⁻¹)	振动幅值/(mm·s ⁻¹)					
	左减速器1	左减速器2	左螺旋桨	右减速器1	右减速器2	右螺旋桨
673	2.7	2.6	1.1	12.5	4.3	1.4
815	6.4	13.8	1.6	4.9	16.5	2.8
925	25.3	3.3	2.2	20.5	5.5	2.6
953	21.3	3.8	2.7	14.3	5.5	3.2
981	17.5	3.8	3.2	6.7	5.5	2.7
1 049	6	4.4	3.1	5.8	9.9	3
1 081	5.9	3.9	3.4	4.1	7.6	3.6
1 126	7.1	4.6	3.7	5.9	9.9	3.8
1 164	9.1	5.8	6.0	5.3	7.2	5.7

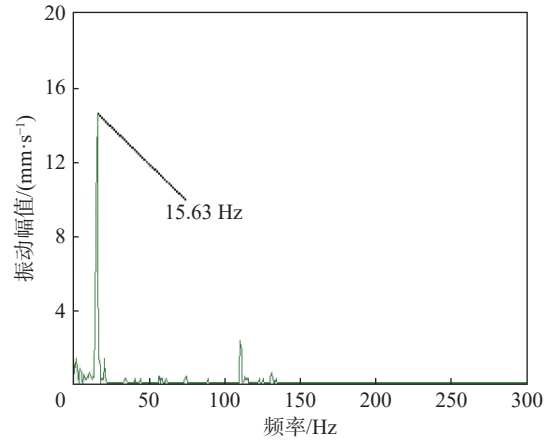


图 4 更换桨叶后螺旋桨转速为 925 r/min 时左减速器 1 振动频谱图

Fig. 4 Vibration spectrum of left reducer 1 at the propeller speed of 925 r/min after replacing the blade

4 结论

本文为气垫船振动问题的解决提供了一种新的思路。通过此次振动异常原因分析和处理, 得到以下三点体会:

(1) 应将结构设计作为船体设计中重要的环节, 并需要进行结构力学计算以及试验验证, 尽量避免动力设备及其他系统的低阶固有频率与船上激励源工作频率接近。

(2) 坞修期间, 例如桨叶补漆等会影响螺旋桨或者其他转子动平衡的工作, 因此应该由相关专业人员提前做出评估, 防止出现类似问题。

(3) 该船螺旋桨振动幅值虽然没有超过报警值, 但螺旋桨作为主要动力设备的振动激励源, 是此次振动异常的主要原因之一。为了设备的安全运行, 后续需重点关注螺旋桨振动幅值。

参考文献:

[1] 陈岩飞, 楚玉杰. 基于手持式振动仪的电机振动故障检测与诊断 [J]. 能源研究与信息, 2023, 39(3): 161 - 165.
 [2] 王维相, 翁亚栋. 国外气垫船的应用与发展 [J]. 世界橡胶工业, 2008, 35(12): 36 - 40.
 [3] 上海飞浪气垫船有限公司. 气垫船在抗洪抢险中的应

- 用[J]. 中国防汛抗旱, 2011(5): 8-10.
- [4] 栗朝, 张景亮, 杨彩云. 气垫船围裙用锦纶6骨架材料的研究设计[J]. 橡塑资源利用, 2012(3): 7-10.
- [5] 唐尧. 全垫升气垫船载荷及运动响应计算方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2011.
- [6] 李建彰. 全垫升气垫船结构强度评估及局部振动分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2014.
- [7] 尤矢勤, 恽良. 气垫船的振动问题[J]. 舰船科学技术, 1990(6): 1-11.
- [8] 贾宗伟, 杜国和, 倪国文. D船尾部振动初析——振动的原因及减振措施[J]. 舰船科学技术, 1984(11): 71-81.

信息

全国规模最大“光氢储一体化”海上光伏项目在如东并网发电

1月2日, 全国规模最大的“光氢储一体化”海上光伏示范项目——国家能源集团国华投资江苏分公司如东“光氢储一体化”项目日前成功并网发电。

该项目地处江苏省如东县豫东垦区堤外滩涂, 总装机400 MW, 新建一座220 kV岸基升压站, 安装60 MW/120 MW·h储能站和一座制氢能力1 500 Nm³/h、加氢能力500 kg/d的制氢加氢站, 是国家第三批“沙戈荒大风电光伏大基地项目”。

该项目建成投产后, 年平均上网电量约4.68亿 kW·h, 每年可减排二氧化碳约30.94万 t、二氧化硫约562.6 t、二氧化氮约1 125.3 t, 助力地方生态环境保护和绿色低碳发展。

世界首台大罐式350 MW人工硐室压缩空气储能电站正式开工

1月2日, 中国能建陕西铜川350 MW压缩空气储能电站项目正式开工。该项目位于陕西省铜川市耀州区, 是陕西省首座压缩空气储能电站项目。该项目采用自主研发的“中国能建压缩空气储能系统解决方案”, 总投资约24亿元, 储能容量达1 400 MW·h, 储能6 h, 释能4 h, 计划年运行天数达330天, 年最大发电量约9.24亿 kW·h。该项目采用的透平机、压缩机为目前世界范围内正在实施的单机容量最大、参数最高的多目标宽工况核心设备。

该大罐式350 MW人工硐室压缩空气储能电站项目是全球首例在石灰岩地层建设储气库, 打破了常规选址局限, 拓展了储气库选择范围, 对压缩空气储能规模化、产业化发展, 构建新型电力系统、推动能源转型和社会经济发展具有重要的示范作用和战略意义。

全球最大变质岩潜山油田投产

1月7日, 位于我国渤海的亿 t级油田渤中26-6油田开发项目(一期)顺利投产, 标志着全球最大变质岩潜山油田正式进入生产阶段, 对保障国家能源安全具有重要意义。

渤中26-6油田位于渤海中部海域, 距离天津市约170 km, 平均水深约20 m, 自2022年发现以来, 累计探明油气地质储量超2亿 m³。按照正常采收率测算, 渤中26-6油田能够开采原油超3 000万 m³、天然气超110亿 m³, 具有可观的社会与经济效益。

渤中26-6油田储层位于埋深超4 500 m的太古界潜山变质岩地层。其潜山基岩主要由高硬度的花岗岩构成, 地层温度高达178℃。高温高强度的极端环境给油气钻采作业带来严峻考验。渤中26-6油田采用先进的工艺技术捕捉分离原油开采过程中伴生的二氧化碳, 并将其回注地层用于驱油, 提高原油和天然气采收率, 全生命周期内预计埋存二氧化碳150万 t。

(王 波)