

# 风电运维船波浪补偿登乘栈桥 结构设计与分析

孙铁锐<sup>1,2</sup>, 赵鹏飞<sup>1</sup>, 辛然<sup>1</sup>, 裘继承<sup>2</sup>, 杨晓涛<sup>1</sup>, 鄂世元<sup>1\*</sup>

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001; 2. 广州船舶及海洋工程设计研究院, 广州 510250)

**摘要:** [目的]为解决维修人员通过传统船载栈桥从运维船换乘到海上风电机组时, 船载栈桥随海浪大幅摇摆引发的安全隐患和作业效率低下问题, [方法]设计一种主动波浪补偿登乘栈桥。基于多种海况和船舶制造参数, 对船舶运动状态进行分析, 明确执行机构的运动学能力和特性; 建立主动波浪补偿登乘栈桥波浪补偿能力与执行机构功率等核心设计参数之间的映射关系, 完成主动波浪补偿登乘栈桥执行机构的研制和轻量化设计。在此基础上, 搭建主动波浪补偿登乘栈桥样机, 并开展运动补偿试验, 对其有效性进行验证。[结果]试验结果表明, 该主动波浪补偿登乘栈桥样机能有效抵抗波浪引起的晃动, 在船舶与离岸设施之间保持平稳固定。[结论]研制的主动波浪补偿登乘栈桥能提高维修人员换乘的安全性, 并显著提升维修作业效率。

**关键词:** 海上风电; 风电运维船; 船载栈桥; 结构设计

**中图分类号:** U664.6<sup>+</sup>9 **文献标志码:** A **【DOI】** 10.13788/j.cnki.cbge.2026.05.04

## Structural Design and Analysis of a Wave-Compensated Boarding Gangway for Wind Turbine Maintenance Vessels

SUN Tierui<sup>1,2</sup>, ZHAO Pengfei<sup>1</sup>, XIN Ran<sup>1</sup>, QIU Jicheng<sup>2</sup>,  
YANG Xiaotao<sup>1</sup>, E Shiyuan<sup>1\*</sup>

(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China; 2. Guangzhou Marine Engineering Corporation, Guangzhou 510250, China)

**Abstract:** [Purpose] In light of the significant motion experienced by traditional shipborne gangways due to wave action during personnel transfers from operation and maintenance vessels to offshore wind turbine foundations, [Method] vessel motion responses under various sea conditions and ship design parameters is analyzed. The kinematic performance of the actuator is clarified, and the relationship between the wave compensation capability of the active compensation gangway and key design parameters-such as actuator power-is established. On this basis, an actuator for the active wave compensation gangway is developed and optimized for lightweight performance. A prototype is built and tested for motion compensation performance. [Result] The results demonstrate that the prototype effectively stabilizes the gangway between the vessel and offshore structure, [Conclusion] enhancing transfer safety and maintenance efficiency.

**Key words:** offshore wind power; wind power operation and maintenance vessel; shipborne gangway; structural design

收稿日期: 2025-05-14; 修回日期: 2025-11-15

基金项目: 黑龙江省重点研发计划 (2023ZX01A15)

作者简介: 孙铁锐 (1981—), 男, 博士研究生、研究员。研究方向: 机械、船舶与海洋工程。

通信作者: 鄂世元 (1995—), 男, 博士、讲师。研究方向: 动力装置测试与评估。E-mail: eshiyuan@hrbeu.edu.cn。

## 0 引言

近年来, 随着我国海洋工程业的不断发展, 海上作业平台和深海工程装备的应用不断增多, 海上人员转移越来越频繁<sup>[1]</sup>。受风和海浪等环境因素的影响, 海上船舶不可避免地会产生显著的升沉、摇摆和平移等运动。虽然借助船舶动力定位系统能使船舶的横荡和纵荡运动得到一定程度的控制, 但船舶的升沉和摇摆运动很难控制<sup>[2-4]</sup>。船载波浪补偿登乘栈桥通过监测船舶位姿变化并控制栈桥执行机构的运动, 对船舶的摇摆和升沉运动进行补偿, 保持登乘栈桥在船舶与离岸设施之间平稳固定, 使海上人员在船舶与离岸设施之间的转移更安全方便, 其结构设计的合理性直接影响补偿精度、补偿响应速度和安全性<sup>[5-6]</sup>。

国外针对海上登乘栈桥的研究起步较早, 其中已知最早的海上登乘栈桥由AMEC公司推出, 可在有效波高小于2.5 m的海况中满足作业人员在船舶与海上建筑之间的转移需求, 但只能补偿垂荡方向的运动。DO等<sup>[7]</sup>提出了一种基于双杆驱动的电液主动升沉补偿系统的非线性控制器设计方法。JAOUEN等<sup>[8]</sup>提出了一款适合在船舶与海上建筑物之间使用的登乘栈桥, 其通过俯仰液压缸来补偿船舶垂直方向的运动, 有效补偿海浪高度为4.5 m, 同时该登乘栈桥可用来开展货物转吊装作业, 吊装质量高达1 t。Houlder公司<sup>[9]</sup>设计了一种涡轮机登乘系统(Turbine Access System, TAS), 其与安装有橡胶阻尼器的船舶配合使用, 主要用于实现船舶与海上风力发电机平台之间的人员转移。GUANCHE等<sup>[10]</sup>提出了一种可评估运维船与浮式风力发电平台之间人员输送的安全性的波高限制计算方法。目前国外海上运维船登乘栈桥的发展已较为成熟, 欧洲地区已涌现一批具有登乘栈桥的海上运维设备公司, 并已形成系列化产品。如: 荷兰的Ampelmann系列A-type栈桥, 采用含有6个液压缸的自稳定六足结构, 可补偿最大2.5 m垂荡运动, 最大长度为25.0 m, 能在4.0 m波高下保障人员安全转移, 主要适配大型运维母船和工程船; 德国Mamac公司的MOTS系列产品和挪威UPTIME公司的Gangway系列产品, 多针对大型船舶设计, 结构复杂, 且整体尺寸偏大。

国内针对海上登乘栈桥的研究起步较晚。孙鲁闽等<sup>[11]</sup>研制了一款用于实现舷靠换乘的可补偿垂荡运动的电动海上登乘栈桥。苏长青等<sup>[12]</sup>以高速数字信号处理器为核心构建补偿控制系统, 利用运动参考单元实时测量运维船的运动状态, 通过将栈桥安装于船头中心, 并使运维船顶靠风电塔基, 消除横荡、纵荡和航向等因素的影响, 仅聚焦横摇、纵摇和升沉3个维度的补偿需求, 设计了一种由横摇油缸、纵摇油缸、伸缩油缸和登乘梯等组件构成的具有横

摇、纵摇和伸缩补偿功能的栈桥。徐佳<sup>[13]</sup>设计了一种具有波浪补偿功能的登乘栈桥, 该栈桥采用桁架式2节伸缩梯架, 设置有伸缩、俯仰和回转机构, 通过液压驱动实现主动波浪补偿。LIANG等<sup>[14]</sup>采用动力定位(Dynamic Positioning, DP)模型和国际拖曳水池会议(International Towing Tank Conference, ITTC)双参数功率谱密度(Power Spectral Density, PSD)模型模拟了波浪方向对船舶运动的影响, 基于逆动力学设计了一种主动波浪补偿控制策略。目前, 国内很多厂家研制的登乘系统仍存在明显的局限性。如: 上海振华重工(集团)股份有限公司(简称“振华重工”)的25.0 m主动波浪补偿栈桥的补偿精度为 $\pm 0.2$  m, 实现了毫秒级响应的实时补偿, 但整体质量达95 t, 仅适用于大型运维母船; 其他很多产品存在结构尺寸大、占用甲板面积多和装船适配性不足等问题, 且缺乏大量实际装船使用数据<sup>[15]</sup>。

目前, 国内的自适应栈桥仍面临船舶运动状态分析精度不足、执行机构动力特性分析不充分和结构轻量化与承载能力适配性差等问题。对此, 本文设计一种9 m主动波浪补偿登乘栈桥, 有效解决这些问题。该栈桥设置有回转、变幅和伸缩3个运动自由度, 响应速度达0.1 s, 结合国内系列运维母船的运动特性优化控制算法, 整体质量仅5 t, 液压泵站总功率不大于30 kW。相比国内外同类产品, 该栈桥采用液压作动模式, 成本更低, 适配20 m~40 m级中小型风电运维船, 在4级海况下可满足作业需求, 更贴合国内风电运维场景, 能推动主动波浪补偿栈桥产品国产化, 具有广阔的应用前景。

## 1 风电运维船载自适应栈桥设计方案

本文设计的栈桥能对海上风电运维船在海浪影响下的俯仰位姿变化进行补偿, 保障运维人员安全平稳地从运维船登上海上风电基座, 具体栈桥结构设计流程见图1。

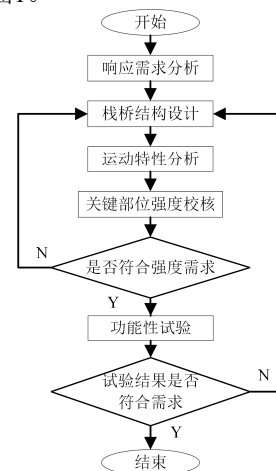


图1 栈桥结构设计流程

Fig. 1 Flowchart of Shipborne Gangway Structural Design

### 1.1 栈桥海浪响应需求分析

本文基于海浪影响下的风电运维船位姿响应需求设计自适应栈桥。在所有类型风电运维船中，双体船具有极高的稳定性，2个船体如同宽阔的底座，能有效抵抗侧倾，且其细长船体能有效减小航行阻力，同时具有航速快、吃水浅、适航性和抗风浪能力强等优点，适应多种复杂海况。因此，本文以风电运维双体船为栈桥装载对象，采用的某型号风电运维双体船主要参数见表1。

表1 风电运维船主要参数

Tab. 1 Key Parameters of Operation and Maintenance Vessel

参数	数值
总长/m	30
型宽/m	9.5
型深/m	3.8
平均吃水/m	2.00

根据表1建立拟搭载栈桥的风电运维双体船三维模型，为便于后续仿真计算，忽略船舶水上结构，仅保留2个水下船体和连接桥结构，简化后的搭载栈桥的运维船三维模型见图2。

表2 海浪等级与特征参数

Tab. 2 Sea State Levels and Their Characteristic Parameters

浪级	1级	3级	4级	5级
有义波高 $H_{w/3}/m$	0.3	1.0	2.0	3.2
特征周期 $T_g/s$	5.27	5.76	6.46	6.74
特征频率	0.190 0	0.173 6	0.154 8	0.148 4

在仿真前对船模构建和网格划分带来的模型尺寸差异进行验证，根据该模型获取水动力数据并与MAXSURF软件计算结果相对比，检验风电运维船建模误差。当前工况下的ANSYS-AQWA水动力计算结果与MAXSURF计算结果对比见表3，其中，稳心半径 (Metacentric Radius, BM) 是船舶初稳性范畴的浮心曲线曲率半径，其大小等于水线面关于倾斜轴的惯性矩  $I$  与排水体积  $\nabla$  的比值 ( $B_M=I/\nabla$ )，按倾斜方向分为横稳心半径 ( $B_{Ml}$ ) 与纵稳心半径 ( $B_{ML}$ )；其中  $B_{Ml}$  对应横倾工况、决定横向初稳性， $B_{ML}$  对应纵倾工况、数值远大于  $B_{Ml}$ ，用于纵稳性计算；初稳性高度 (GM) 由公式  $G_M=K_B+B_M-K_G$  计算 ( $K_B$  为浮心高度、 $K_G$  为重心高度)，并对应分为横初稳性高 ( $G_{Ml}$ ) 与纵初稳性高 ( $G_{ML}$ )。

由表3可知，采用2种方法计算所得排水量仅相差0.7%，初稳性半径误差均在0.5%以内，由此表明：船模构建和网格划分带来的模型尺寸差异性较小，可忽略。

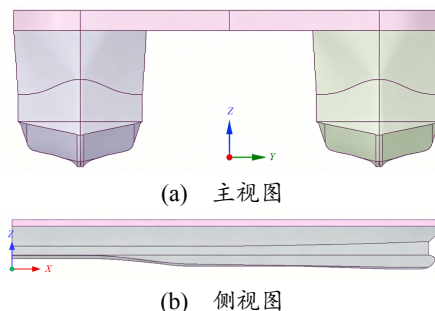


图2 搭载栈桥的运维船三维模型

Fig. 2 3D Model of Operation and Maintenance Vessel Carrying Gangway

基于ANSYS AQWA软件对搭载栈桥的运维船的运动状态进行仿真，其频域模块AQWA LINE采用边界元方法，可求解附体的静水刚度、附加质量、辐射阻尼、1阶波浪力和2阶定常波浪载荷，进而分析有航速情况下船舶在波浪中的运动响应，计算固定结构物在波浪中所受载荷。仿真计算采用JONSWAP谱作为不规则波浪的输入条件，谱峰提升因子  $\gamma$  的值取3.3，波浪种子数为100个。不同浪级下的特征周期  $T_g$  和1/3有义波高  $H_{w/3}$  的取值见表2。

表3 搭载栈桥的运维船静水力计算结果对比

Tab. 3 Comparison of Hydrostatic Calculation Results for Vessel Carrying Gangway

参数	ANSYS-AQWA	MAXSURF	误差百分比
排水量	114.139 98	113.987 00	0.134 0
横稳心半径 $B_{Ml}$	11.304 385	11.313 000	0.076 2
纵稳心半径 $B_{ML}$	54.100 292	54.083 000	0.032 0
横初稳性高 $G_{Ml}$	10.768 997	12.079 000	12.166
纵初稳性高 $G_{ML}$	53.564 903	54.848 000	2.395

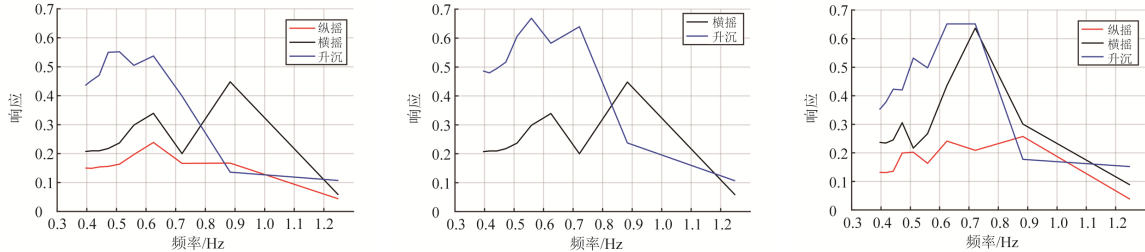
由于计算软件ANSYS-AQWA基于边界元法进行仿真分析，因此，在实际计算中并未考虑水的黏性的影响，取临界阻尼的一部分作为黏性阻尼，对

各自由度进行阻尼修正, 可达到工程计算精度的要求<sup>[16-18]</sup>。临界阻尼 $D_{critical}$ 的计算公式可表示为

$$D_{critical} = 2\sqrt{(I+I_a)K_i} \quad (1)$$

式中:  $I$ 为惯性质量;  $I_a$ 为附加惯性质量;  $K$ 为对应自由度的刚度。

横摇、纵摇和垂荡实际阻尼取临界阻尼的16%;



(a) 海浪方向为 45°时的频域响应 (b) 海浪方向为 90°时的频域响应 (c) 海浪方向为 135°时的频域响应

图 3 搭载栈桥的运维船模型的频域响应

Fig. 3 Frequency-Domain Response of Vessel Model Carrying Gangway

对于波浪服从窄带瑞利分布的情况, 分析浮体运动的频率响应, 可从频域的角度, 根据方差推断极值, 如千分之一极值等于3.72倍的方差, 等于1.86倍的有义值。实际上, 短期海况波浪可认为服从窄带瑞利分布, 短时间内浮体运动最大值的计算公式可表示为

$$R_{max} = \sqrt{2\sigma^2 \log \frac{t}{T}} \quad (2)$$

式中:  $R_{max}$ 为响应最大值;  $\sigma$ 为运动标准差;  $t$ 为模拟时间;  $T$ 为运动平均周期。

一般短期预报的模拟时间 $t=3\text{ h}$ ;  $T$ 近似认为是对应运动的固有周期。

近似的, 由于短期海况波浪可认为服从窄带瑞利分布, 可认为船体的波频运动也服从瑞利分布, 瑞利分布千分之一最大值近似等于3.71倍的标准差, 而有义值为标准差的2倍, 可用1.86乘以有义值得出近似最大值。本文研究的是工程船, 主要关注海况平均适应能力, 因此仅对有义值进行预报分析。

按对应的海况条件进行仿真计算, 获得对应位置的响应值。4级海况下搭载栈桥的运维船运动响应值计算结果见表4。

表 4 4级海况下搭载栈桥的运维船运动响应值计算结果

Tab. 4 Response Values of Vessel Carrying Gangway Under Sea State 4 Conditions

参数	数值
海况等级	4
横摇角 $\theta_d$ (°)	6.211 2
横摇周期/s	2.746
纵摇角 $\theta$ (°)	1.357 0

横荡和纵荡的回复刚度按5%排水量估算; 艏摇的回复刚度按10%排水量估算。由于横荡和纵荡不是本文关注的重点, 按排水量粗略估算黏性阻尼能满足工程精度的要求。

搭载栈桥的运维船模型的频域响应见图3。

表 4 4级海况下搭载栈桥的运维船运动响应值计算结果 (续)

Tab. 4 Response Values of Vessel Carrying Gangway Under Sea State 4 Conditions (Continued)

参数	数值
纵摇周期/s	3.832
升沉幅值/m	0.386
升沉周期/s	0.388

为了验证仿真模型计算的准确性和有效性, 基于风力运维双体船结构设计缩尺比为9:1的试验船模, 见图4(a)和图4(b)。



(a) 缩尺比为9:1的风电运维船试验船模



(b) 风电运维船缩尺船模水池试验场景

图 4 风电运维双体船缩尺船模与水池试验场景

Fig. 4 Scaled Model of Wind Power Operation and Maintenance Catamaran and Photos of Towing Tank Test

该试验船模根据相似定律搭建，确保船舶实体与缩比模型之间具有重力相似性和惯性力相似性，也就是要使弗劳德数 $F_r$ 和斯托哈数 $S_i$ 维持数值相等<sup>[19]</sup>。

$$F_r = \frac{V}{\sqrt{gL}} \quad (3)$$

$$S_i = \frac{fL}{V} \quad (4)$$

式(3)和式(4)中： $V$ 为流体的特征速度； $f$ 为流动中周期性扰动的频率； $L$ 为特征长度。

将装配后的船模放置在尺寸(长×宽×深)为175 m×6 m×4 m的水池中，开展模拟海况下的多方向耐波性试验。

在满载吃水状态下，通过水池试验得到的船模在4级海况不同海浪方向下的运动响应值见表5，其中各运动响应值均为1/3有义值。

表5 满载吃水状态下的缩比船模试验运动响应值

Tab. 5 Motion Response Values of Scaled Model at Full-Load Draft

变量参数	90° (横浪)	45° (艏斜浪)	135° (艉斜浪)
纵摇角 $\theta_a/(\circ)$	—	1.161	1.397
纵摇周期 $T_\theta/s$	—	4.267	4.009
横摇角 $\varphi_a/(\circ)$	7.514	2.435	3.077
横摇周期 $T_\varphi/s$	3.495	3.855	4.136
升沉幅值 $Z_a/m$	0.424	0.395	0.391
升沉周期 $T_z/s$	0.424	5.829	5.373
艏部垂向加速度 $g_1$	0.064	0.096	0.098
舳部垂向加速度 $g_2$	0.059	0.078	0.080
艉部垂向加速度 $g_3$	0.048	0.084	0.088

表5 满载吃水状态下的缩比船模试验运动响应值(续)

Tab. 5 Motion Response Values of Scaled Model at Full-Load Draft (Continued)

变量参数	90° (横浪)	45° (艏斜浪)	135° (艉斜浪)
舷侧垂向加速度 $g_4$	0.125	0.065	0.055

由表5可知，总体试验数值大于仿真值。考虑到本文采用的仿真算法基于势流假设，流体无黏无旋，且根据经验在模拟中引入阻尼，因此仿真计算结果相对试验值存在一定的误差，在预期内。本文所述船舶运动的主自由度是纵摇和升沉，由表5可知，不同海浪方向下的纵摇和升沉响应试验结果与之前的仿真计算结果较为接近。在满载吃水状态、4级海况下，运维船的最恶劣响应值见表6。

表6 4级海况下运维船的最恶劣响应值

Tab. 6 Response Values Under Sea State 4 Conditions

参数	数值
纵摇角 $\theta_a/(\circ)$	1.397
纵摇周期 $T_\theta/s$	4.267
横摇角 $\varphi_a/(\circ)$	7.514
横摇周期 $T_\varphi/s$	4.136
升沉幅值 $Z_a/m$	0.424
升沉周期 $T_z/s$	5.829
垂向加速度 $(m/s^2)$	0.098

由运维船的数值仿真结果可知，4级海况下各主要浪向对应的船舶纵摇最大响应平均值为1.397°，升沉值为0.424 m。因此，在4级海况下，考虑栈桥补偿能力的裕度，船舶运动参数的设计输入取：纵摇幅度为3°；升沉幅度为0.5 m；纵摇和升沉周期为5 s。这组参数可代表此类船舶在该海况下的运动，并作为登乘栈桥设计的外部响应输入条件。

### 1.2 栈桥结构与运动特性分析

在4级海况下，为保持栈桥末端登乘点的稳定性，需使栈桥做出相应的逆运动。本文设计的自适应栈桥通过多组液压缸协同配合，实现栈桥本身的伸缩和俯仰运动，从而实现对船舶运动和栈桥尺度效应的运动补偿。设计的栈桥整体三维模型见图5。



图5 栈桥整体三维模型

Fig. 5 3D Model of Complete Gangway

不同海况或栈桥尺度下所需补偿运动有所不同, 为探究极限条件下栈桥的运动, 须对栈桥的运动特性进行分析。假设船舶的纵摇中心位于运维船长度方向的中心位置, 则船首与纵摇中心之间的距离  $l_1=15\text{ m}$ 。取4级海况下船舶的纵摇幅度  $\theta_1=3^\circ$ , 则船首纵向摆动幅度  $d_1$  的计算公式为

$$d_1 = l_1 \sin \theta_1 \quad (5)$$

不同浪涌方向下船舶的最大平均升沉  $d_2=0.5\text{ m}$ , 考虑船舶运动过程中可能出现的极端工况, 即船舶纵摇和升沉同时达到最大值, 船首垂向运动最大幅

度  $d_{\max}$  为两者叠加所得结果。

栈桥安装于船首, 与纵摇中心之间的距离为  $l_1$ , 当栈桥的一级桥体伸出进行变幅工作时, 其末端与回转中心之间的距离  $l_2=7.0\text{ m}$ , 与铰接点之间的距离  $l_3=6.6\text{ m}$ , 当船首运动到最高点或最低点时, 所需栈桥变幅角度为

$$\theta_{\max} = \arctan(d_{\max} / l_3) \quad (6)$$

将船首的运动规律简化, 等效为正弦波, 栈桥的补偿示意图6。

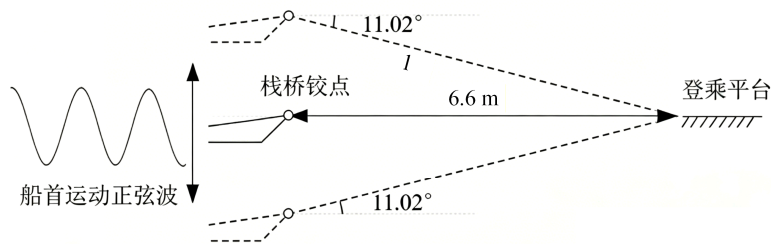


图6 栈桥的补偿示意图

Fig. 6 Schematic Diagram of Gangway's Compensation Principle

4级海况下船舶的纵摇和升沉周期通常为  $5\text{ s} \sim 6\text{ s}$ , 取周期  $T=5\text{ s}$  进行计算, 则船首垂向运动的角速度为

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (7)$$

一般认为, 在栈桥主动补偿过程中, 船舶与风电塔之间的水平距离保持初始值, 栈桥补偿船首的上述垂向运动位移时满足

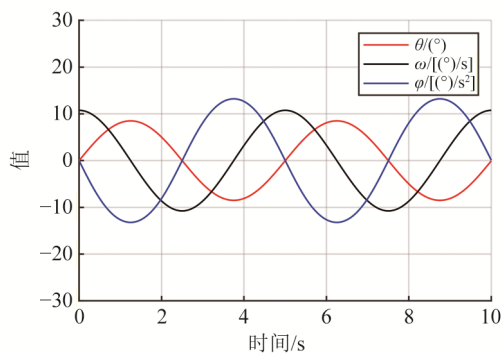
$$l_3 \tan \theta = d_{\max} \sin(\omega t) \quad (8)$$

式中:  $\theta$  为栈桥的摆动角度;  $t$  为运动时间。

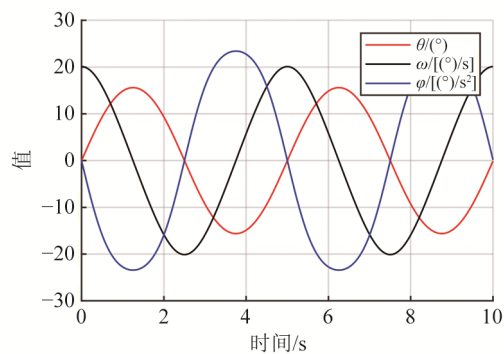
由此可得

$$\theta = \arctan \left[ \frac{d_{\max}}{l_3} \sin(\omega t) \right] \quad (9)$$

采用MATLAB软件绘制栈桥的变幅运动特性曲线, 当栈桥分别处在最大设计长度  $9.0\text{ m}$  (其末端距离铰点  $8.6\text{ m}$ ) 和最小设计长度  $5.0\text{ m}$  (其末端距离铰点  $4.6\text{ m}$ ) 位置时, 相应的变幅计算结果见图7。



(a) 栈桥长度为  $8.6\text{ m}$  时的主动补偿运动曲线



(b) 栈桥长度为  $4.6\text{ m}$  时的主动补偿运动曲线

图7 栈桥的主动补偿运动曲线

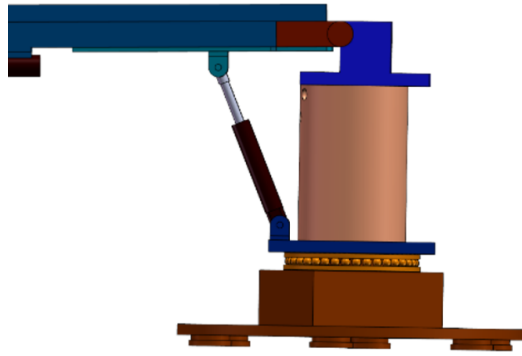
Fig. 7 Active Compensation Motion Curves of Gangway

由图7可知: 在相同的补偿条件下, 栈桥的工作长度增加有助于减小补偿的角速度; 当栈桥长度为  $8.6\text{ m}$  时, 栈桥角速度峰值为  $10.76\text{ (}^\circ\text{/s)}$ ; 当栈桥长度回缩至  $4.6\text{ m}$  进行4级海况下的船首补偿时, 栈桥峰

值角速度可达到  $20.11\text{ (}^\circ\text{/s)}$ 。

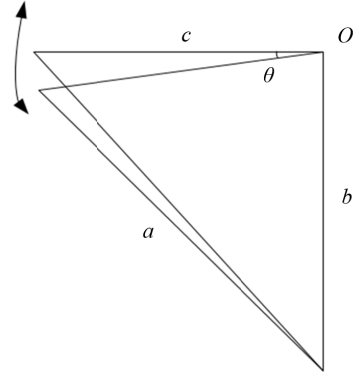
栈桥的变幅俯仰系统结构三维模型见图8(a), 变幅液压缸、栈桥基座和桥体之间相互铰接, 形成活动三角形结构。当三者之间的铰接点位置和初始角

度确定时, 液压缸的伸缩运动和栈桥的变幅俯仰运动可由确定的三角函数关系相互转换。进一步地,



(a) 变幅俯仰系统结构三维模型

可对栈桥的变幅俯仰结构进行简化, 图8(b)为变幅俯仰原理示意。



(b) 变幅俯仰原理示意图

图8 变幅俯仰系统结构三维模型和变幅俯仰原理示意

Fig. 8 3D Model and Working Principle Schematic of Luffing Amplitude-Variable System

图8(b)中:  $O$ 为栈桥的转动铰点;  $a$ 为变幅液压缸的长度;  $b$ 为基座分别与栈桥和变幅液压缸的铰接点之间的距离;  $c$ 为栈桥分别与基座和变幅液压缸的铰接点之间的距离。当 $a$ 发生变化时, 带动栈桥绕 $O$ 点产生一个 $\theta$ 角的转动。根据设计图纸, 当栈桥处于水平位置时,  $c$ 与 $b$ 之间的夹角 $\theta_{bc}=74.2^\circ$ , 以此为初始值,  $c$ 边和 $b$ 边的长度分别为734.50 mm和767.75 mm。根据余弦定理, 液压缸长度 $a$ 与 $c$ 和 $b$ 之间的关系为

$$a = \sqrt{b^2 + c^2 - 2bc \cos(\theta_{bc} + \theta)} \quad (10)$$

根据式(10), 通过求导可得变幅液压缸的运动速度。

当栈桥分别处于长度为8.6 m、6.6 m和4.6 m的工作状态时, 计算得到变幅液压缸的伸缩速度曲线见图9。

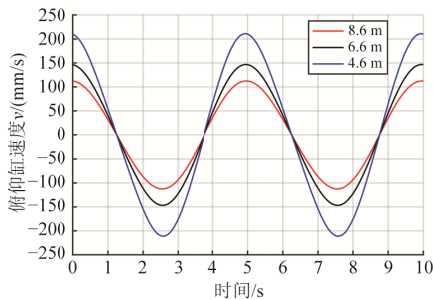


图9 不同栈桥长度下的变幅液压缸运动特性

Fig. 9 Motion Characteristics of Luffing Hydraulic Cylinder at Different Gangway Lengths

由图9可知, 不同栈桥长度下的变幅液压缸伸缩速度均为简谐波形式, 此时液压缸的伸缩速度峰值分别为211.1 mm/s、146.8 mm/s和112.5 mm/s, 与栈桥的最大角速度呈线性关系。

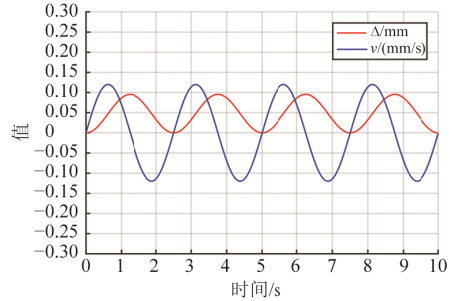
在任意时刻 $t$ , 船首与目标点之间的垂向距离

$d=d_{\max}\sin(\omega t)$ , 水平距离不变, 为满足长度补偿要求, 栈桥的实际长度 $l$ 为

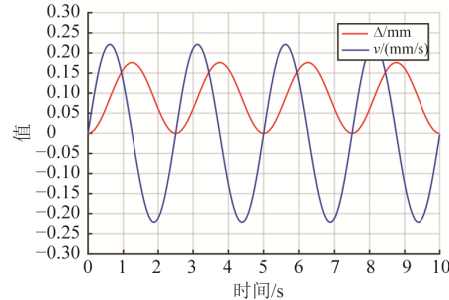
$$l = \sqrt{l_3^2 + d^2} \quad (11)$$

对 $l$ 进行求导, 可得栈桥所需伸缩速度 $v$ 。

由此, 分别取栈桥最大工作长度9 m和最小长度5 m(即摆动部分长度分别为8.6 m和4.6 m), 计算得到栈桥的伸长量 $\Delta$ 和伸缩速度 $v$ 随时间的变化曲线见图10。



(a) 栈桥长度为8.6 m时的伸缩补偿特性



(b) 栈桥长度为4.6 m时的伸缩补偿特性

图10 栈桥的伸长量 $\Delta$ 和伸缩速度 $v$ 随时间的变化曲线

Fig. 10 Curves of Gangway's Extension Length and Telescoping Speed Versus Time

由图10可知: 当栈桥长度为8.6 m时, 伸缩补偿所需最大速度为0.120 m/s; 当栈桥长度为4.6 m时,

需要更大的伸缩速度, 达到0.221 m/s。由于栈桥的伸缩是由伸缩液压缸直接驱动的, 伸缩液压缸的运动特性与之完全相同。

## 2 栈桥关键部位强度校核

对栈桥而言, 其执行机构的集中受力部位在其

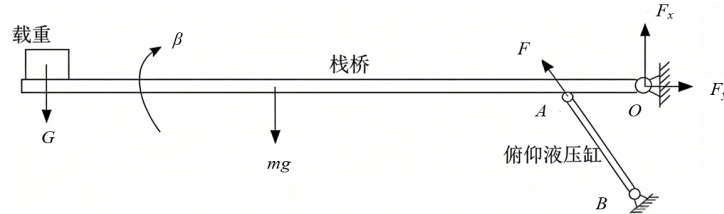


图 11 栈桥简化模型

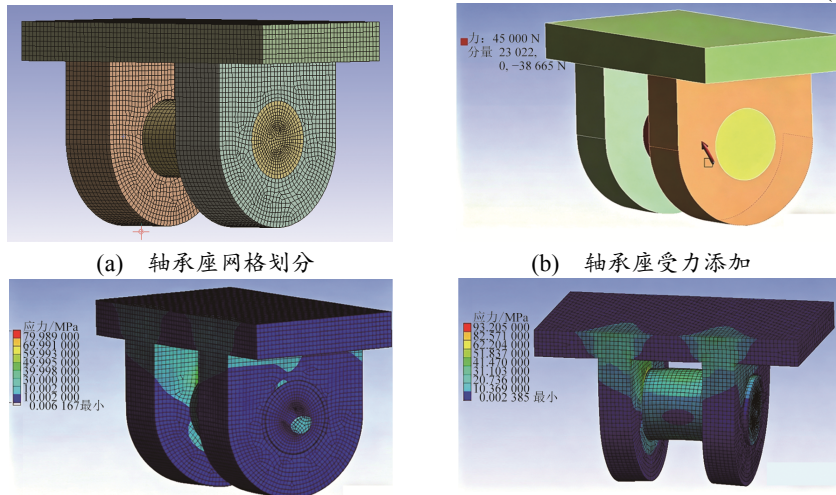
Fig. 11 Simplified Model of Gangway

由图11可知, 栈桥的变幅是靠俯仰液压缸伸缩实现的,  $A$ 点铰接处承受液压缸的推力, 是受力关键部位。此处支撑轴架采用Q235钢材料制作, 以满足强度要求, 控制部件的体积。当栈桥长度为6.6 m时的角加速度 $\phi$ 的最大值为 $16.97$  ( $^{\circ}$ )/ $s^2$ 时, 相应的驱动力矩为 $597.8$  N·m, 所需液压缸总推力约为90 kN。对栈桥 $A$ 点处结构强度进行校核, 并对其进行轻量化设计。

采用ANSYS Workbench软件建立轴承座模型。为提升网格划分质量, 减少单元和节点数量, 对轴承座进行六面体主导网格划分, 对销轴进行扫掠网格划分, 共生成68 890个网格单元和287 151个单元节点, 见图12(a)。通过计算可知, 俯仰液压缸的最

俯仰液压缸与桥身的铰接处, 对铰接轴架进行受力有限元分析, 能在保证其具有足够的结构强度的同时, 优化冗余结构。栈桥简化模型见图11。

大推力约为45 kN, 根据液压缸与栈桥之间的安装角度, 对销轴施加 $x$ 轴方向和 $z$ 轴方向的分力, 模拟液压缸的推力, 添加的轴承座受力见图12(b), 计算所得应力云图见图12(c)。由图12(c)可知, 当轴承底座厚度为25 mm、轴承座厚度为30 mm时, 结构最大应力为89.987 MPa, 出现在轴承座与销轴接触的边缘处, 轴承座与底座连接部分为主要受力部分, 应力多分布在20 MP~70 MPa范围内。若取安全系数为2.5, 则Q235钢的疲劳强度许用应力 $[\sigma]=94$  MPa, 因此轴承座相对存在冗余。分别取轴承底座厚度为16 mm, 轴承厚度为25 mm和20 mm进行受力计算, 由计算结果可知, 当轴承厚度为20 mm时, 刚好能满足强度要求, 应力云图见图12(d)。



(c) 计算所得应力云图 (d) 底座厚度为 16 mm、轴承厚度为 20 mm 时的计算结果

图 12 栈桥执行机构轴承座有限元仿真模型与优化结果

Fig. 12 Finite Element Simulation Model and Optimization Results of Actuator Bearing Seat

由计算结果可知, 当轴承底座厚度为16 mm、轴承座厚度为20 mm时, 结构最大应力为93 MPa, 受力位置主要集中在底座销孔边缘位置, 轴承座主要受力部分承受应力的范围为40 MPa~70 MPa。按

该设计参数优化, 可使轴承座的质量减小25%, 可同步降低轴承座绕运动轴的转动惯量, 既能提升液压缸驱动时的动态响应速度, 减少补偿滞后, 又能降低驱动能耗和关联结构负荷, 进一步保障栈桥运

行的稳定性。最后设计加工实装的船载栈桥变幅液压缸轴承座见图13。



图 13 船载栈桥变幅液压缸轴承座实物安装图

Fig. 13 Physical Installation of Luffing Hydraulic Cylinder Bearing Seat on Shipborne Gangway

### 3 船载栈桥功能性试验

最终搭建的船载栈桥实物见图14。为验证设计的栈桥机械结构的合理性和实际性能，参照中国船级社的《海上可伸缩式登乘栈桥指南》(2023)<sup>[20]</sup>，分别对栈桥的结构设计开展静态和动态测试试验，结果见表7。



(a) 栈桥主体结构 (b) 操控控制台

图 14 最终搭建的船载栈桥实物图

Fig. 14 Physical Prototype of Shipborne Gangway

表 7 船载栈桥功能性试验结果

Tab. 7 Functional Test Results of Shipborne Gangway

类别	测试项目	评估标准	试验情况
静态试验	桥架伸缩最小尺寸/m	5	5
	桥架伸缩最大尺寸/m	9	9
	最大正变幅最大夹角/(°)	≥15.00	29.65
	最大负变幅最大夹角/(°)	≥15.00	30.85
动态试验	正、反方向各回转1圈用时/s	—	34
	回转机构速度/[ (°)/s ]	≥10.0	10.5
	最大正变幅伸展和收缩各运动1次最大行程时间/s	—	24
	最大负变幅伸展和收缩各运动1次最大行程时间/s	—	24
	伸缩机构速度/(mm/s)	≥155	166
	变幅机构效用检测	—	满足

#### 3.1 静态参数检测试验

1) 在栈桥桥架收缩状态下测量回转基座中心至伸缩桥架端部的最小尺寸，应为5 m；在栈桥桥架伸

展状态下测量回转基座中心至伸缩桥架端部的最大尺寸，应为9 m。

2) 在栈桥桥架达到最大正变幅状态下测量回转基座与桥架的最大夹角，应不小于15°；在栈桥桥架达到最大负变幅状态下测量回转基座与桥架的最大夹角，应不小于15°。

#### 3.2 动态参数检测试验

完成静态载荷试验之后进行动态参数检测试验，在检测过程中，在伸缩桥架靠端部适当的位置紧固1个质量满足设计要求的物体作为负载。

1) 对回转机构的回转能力进行检测，使桥架在水平状态下分别沿正方向和反方向回转1圈，分别记录相应的时间，根据记录的时间换算出回转角速度，应不小于10 (°)/s。

2) 对伸缩机构的伸缩能力进行检测，使栈桥桥架达到最大正/负变幅状态时，分别伸展和收缩运动1次，分别记录完成1次最大行程所需时间，根据记录的时间换算出伸缩速度，均应不小于155 mm/s。

3) 对变幅机构进行效用检测，动作顺序：桥架水平状态→桥架15°正变幅状态→桥架水平状态→桥架15°负变幅状态→桥架水平状态。以上1个循环周期时间为5 s，连续进行5次，变幅机构应能响应控制系统的输入并及时进行补偿运动。

### 4 结论

本文针对维修人员采用传统船载栈桥从运维船换乘到海上风电机座时栈桥随海浪大幅摇摆的情况设计一种海上风电运维船主动波浪补偿登乘栈桥样机，基于多种海况对船舶的运动状态进行分析，明确执行机构的运动学能力和特性，建立栈桥波浪补偿性能与执行机构核心设计参数之间的映射关系，有效保持登乘栈桥在船舶与离岸设施之间平稳固定，主要得到以下3点结论。

1) 通过分析船舶的运动状态可知，本文设计的栈桥机械与液压作动结构相比国外 Ampelmann A-type 栈桥的六足复杂结构和国内振华重工25 m 栈桥的大尺度结构更为简洁，适配20 m~40 m 级中小型运维船，可满足4级海况（对应国内风电运维常见海况）下的俯仰补偿需求，场景适配性更贴合国内实际。

2) 通过对栈桥关键承载部件轴承座进行轻量化设计，能在保证结构强度满足要求的前提下使栈桥质量减少25%（整体质量仅5 t），相比国内振华重工25 m 栈桥95 t 的质量大幅下降，在有效减小执行机构运动惯量的同时，提升中小型运维船的装船适应性，降低对船体质量和性能的影响。

3) 功能性试验结果显示，栈桥伸缩机构速度达到166 mm/s，变幅机构可在5 s 内完成1个补偿循环，

响应时间达0.1 s, 该设计使栈桥能更快速地对船舶在海浪作用下的纵摇和升沉运动进行实时补偿, 从而有效提高维修人员换乘的安全性。

后续将以风-流耦合为核心方向, 结合实际海况建立耦合模型, 采用量化算法分析其对船舶运动的影响, 同时优化补偿策略, 提升其工程实用性, 为船舶栈桥系统的复杂环境适应性设计提供技术支持。

### 参考文献:

- [1] 刘畅, 周瑞平, 刘轩. 大型波浪补偿舷梯运动学建模与仿真[J]. 舰船科学技术, 2019, 41(13): 95-100.  
LIU C, ZHOU R P, LIU X. Modeling and Simulation of Motion Compensated Gangway in Kinematics[J]. Ship Science and Technology, 2019, 41(13): 95-100.
- [2] DU J L, YANG Y. A Robust Adaptive Neural Networks Controller for Maritime Dynamic Positioning System[J]. Neurocomputing, 2013, 110: 128-136.
- [3] HU X, DU J L, SHI J W. Adaptive Fuzzy Controller Design for Dynamic Positioning System of Vessels[J]. Applied Ocean Research, 2015(53): 46-53.
- [4] 边信黔. 船舶动力定位[M]. 北京: 科学出版社, 2011.  
BIAN X Q. Ship Dynamic Positioning[M]. Beijing: Science Press, 2011.
- [5] SALZMANN C J D. Ampelmann: Development of the Access System for Offshore Wind Turbines[D]. Delft: Technische Universit Delft, 2010.
- [6] 蔡东伟, 徐林. 可伸缩式海工栈桥的分类[J]. 船舶工程, 2020, 42(增刊 1): 477-479.  
CAI D W, XU L. Classification of the Scalable Offshore Trestles[J]. Ship Engineering, 2020, 42(Suppl. 1): 477-479.
- [7] DO K D, PAN J. Nonlinear Control of an Active Heave Compensation System[J]. Ocean Engineering, 2007, 35(5): 558-571.
- [8] JAOUEN F, VAN DEN BERG J, VAN DER SCHAAF H, et al. How Does Barge-Master Compensate for the Barge Motions: Experimental and Numerical Study[C]//ASME 2012 31st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. 2012.
- [9] BRAKE E T, CLEGG A, PERDRIX F. Development of Turbine Access System[C]//ASME International Conference on Ocean. 2013.
- [10] GUANCHE R, MARTINI M, JURADO A, et al. Walk-to-Work Accessibility Assessment for Floating Offshore Wind Turbines[J]. Ocean Engineering, 2016, 116: 216-225.
- [11] 孙鲁闽, 顾炳, 余德全. 基于波浪补偿技术的新型海上换乘装置研究[J]. 机电设备, 2009, 26(3): 8-11.  
SUN L M, GU B, YU D Q. Study on New Type of Offshore Transfer Equipment Based on Wave Compensation Technology[J]. Mechanical and Electrical Equipment, 2009, 26(3): 8-11.
- [12] 苏长青, 郑文彬, 曾悠兵, 等. 一种用于登乘栈桥的主动波浪补偿方法[J]. 船舶与海洋工程, 2017, 33(4): 22-25.  
SU C Q, ZHENG W B, ZENG Y B, et al. An Active Wave Compensation Method for the Gangway of Wind Turbine Maintenance Vessel[J]. Naval Architecture and Ocean Engineering, 2017, 33(4): 22-25.
- [13] 徐佳. 具有波浪补偿功能的海上换乘舷梯设计与仿真[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2018.  
XU J. Design and Simulation of an Offshore Transfer Gangway with Wave Compensation Function[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2018.
- [14] LIANG L, LE Z, ZHANG S, et al. Modeling and Controller Design of an Active Motion Compensated Gangway Based on Inverse Dynamics in Joint Space[J]. Ocean Engineering, 2020, 197: 106864.
- [15] 李明敏, 程伟, 熊莹. 风电运维船登乘方式浅析[J]. 广东造船, 2022, 41(1): 56-59.  
LI M M, CHENG W, XIONG Y. Boarding Methods of Wind Farm Service Vessel[J]. Guangdong Shipbuilding, 2022, 41(1): 56-59.
- [16] 陈中飞. 双共振点吸式波能系统水动力及能量转换特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2018.  
CHEN Z F. Hydrodynamics and Energy Characteristics Analysis of the Dual-Resonance Point Absorber for Wave Energy Conversion[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2018.
- [17] 周宇. 离岸圆筒形振荡水柱波能转换装置水动力性能研究[D]. 辽宁大连: 大连理工大学, 2021.  
ZHOU Y. Investigations on Hydrodynamics Properties of the Offshore Cylindrical Oscillating Water Column Wave Energy Converter[D]. Dalian, Liaoning: Dalian University of Technology, 2021.
- [18] 李沁琳, 刘亚东, 陈超, 等. 基于 AQWA 的发电船栈桥系泊水动力性能[J]. 船舶工程, 2022, 44(1): 47-52.  
LI Q L, LIU Y D, CHEN C, et al. Hydrodynamic Performance of Power Ship Moored Near the Trestle Based on AQWA[J]. Ship Engineering, 2022, 44(1): 47-52.
- [19] 向溢, 杨建民, 谭家华, 等. 码头系泊船舶模型试验[J]. 海洋工程, 2001(2): 45-49.  
XIANG Y, YANG J M, TAN J H, et al. Model Experiment of Ship Moored at Berth[J]. The Ocean Engineering, 2001(2): 45-49.
- [20] 中国船级社. 海上可伸缩式登乘栈桥指南: GD 04—2023[S]. 2023.  
China Classification Society. Guide to Retractable Embarkation Trestles at Sea: GD 04—2023[S]. 2023.