全回转重吊船关键区域多体动力耦合优化设计

孟 珣¹,唐 品^{1,2},邓兴旗¹,生训宁¹,李德江^{1,3*}

(1.中国海洋大学 工程学院,山东 青岛 266100;2.中国电建集团华东勘测设计研究院有限公司,浙江 杭州 311122;3.烟台中集来福士海洋工程有限公司,山东 烟台 264035)

摘 要:基于多学科交叉技术,本文提出了一种考虑运动和动力耦合的复杂多体系统优化设计分析方法。基于 ADAMS(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems)平台建立全回转重吊船刚柔耦合虚拟样机,以 AQWA(Advanced Quantitative Wave Analysis)软件计算的船体水动力时域响应作为运动驱动,完成典型服役海况 下系统关键区域应力耦合响应特征分析。依托 ANSYS 有限元软件优化模块,结合客观熵权 TOPSIS(Technique for Order Preference by Similarity to an Ideal Solution)决策方法得到该区域最优设计方案。分析表明:船体横摇及 垂荡对支撑区域动力响应影响较大;相较船体静止,横摇、垂荡耦合运动使吊装绳索张力与支撑区域关键节点应力 增幅均超过 20%;对比初始方案支撑结构的钢材用量,最优方案可节省 12.30%。将虚拟样机技术与有限元力学分 析结合并融入管理科学的多目标优化和多准则决策,可提高复杂多体系统的分析效率,得到科学合理的设计方案。 关键词:重吊船;优化设计;多体耦合;虚拟样机;多准则决策

中图分类号:U674.35 文献标志码:A 文章编号:1002-3682(2022)01-0013-13 doi:10.3969/j.issn.1002-3682.2022.01.002

引用格式:孟珣,唐品,邓兴旗,等. 全回转重吊船关键区域多体动力耦合优化设计[J]. 海岸工程, 2022, 41(1): 13-25. MENG X, TANG P, DENG X Q, et al. Optimal design of the key area of a full swing heavy lifting vessel based on multi-body dynamic coupling responses[J]. Coastal Engineering, 2022, 41(1): 13-25.

21世纪,人类进入全面开发利用海洋的新时代。在港口码头、跨海桥梁、海上油气田、海上风电场、海上 机场及海底管网等众多工程,尤其在深远海工程建设中,越来越多地开始使用主体结构为浮基的大型起重 船。相比于陆地作业,海上重吊施工生产投入高、风险系数大且技术要求强,服役重吊船除了承受海洋环境 载荷激励外,施工作业中特定操作工况下吊装组块的质量及转动惯量动力影响也很大,上部机构的耦合运动 会引起整个多体系统复杂的动力响应,带来安全隐患。深刻理解环境场特征和多体系统耦合机制,对海工装 备的科学设计、安全施工与经济运维至关重要。

早期,多体动力学的研究多集中于航天领域^[1]。自20世纪60年代至今,已经形成了许多各具特色的方法,如Newton-Euler^[2]、Lagrange^[3]、Roberson-Wittenburg^[4]、Kane^[5]和Huston^[6]方法等。随着人类开发利用海洋资源活动的日益活跃,海洋工程装备的数量不断增多,其结构形式也日趋复杂。20世纪90年代,采用多体动力学理论解释海洋工程复杂系统子结构之间的耦合规律成为研究热点。Mohammad和Yoshiyuki^[7]采用多刚体理论分析了连续离散浮筒式浮桥在波浪中的运动响应;Chen等^[8]、Chen和Fang^[9]将频时域混合法用于多浮体系统的分析,其浮体间连接简化为柔性弹簧;Sun等^[10-11]通过拉格朗日乘子方法建

收稿日期:2021-10-27

- 资助项目:国家自然科学基金面上项目——浮式多体系统近场流固耦合与多体运动相关性研究(52071307);国家自然科学基金基础科学中心项目——多场多体多尺度耦合及其对海工装备性能与安全的影响机制(52088102);山东省重点研发计划项目——海上透水结构体设计技术研究(2020CXGC010702)
- 作者简介:孟 珣(1973一),女,副教授,博士,研究生导师,主要从事浮式多体系统多场多体运动与系统动力特征相关性方面研究. E-mail: mengxun@ouc.edu.cn

* 通信作者:李德江(1982—),男,高级工程师,硕士,主要从事海洋工程结构设计方面研究. E-mail: dejiang.li@cimc-raffles.com

(王 燕 编辑)

立了系统的多体耦合运动方程;勾莹等^[12]利用牛顿第二定律将浮体之间的约束作用表达成约束力和约束力 矩,引入位移连续条件,直接联立求解耦合运动方程。这些研究多针对海洋工程中多个浮体与流场的耦合运 动方程高效求解及与之相关的多体间连接假定,并未考虑多体系统内浮基上部组块在运动时动力学参数变 化,如质量、转动惯量、加速度等对整体系统的影响,而事实上这种影响往往是不可忽略的。

海上重吊船主要用于重物的装卸、转移和运输等工作。随着单件货物或结构物越来越重型化,重物与重 吊船之间的动力与运动耦合变得更为复杂。Kral等^[13]、Kral和Kreuzer^[14]以起重船为研究对象给出了典型 浮基多体系统运动特性。Patel等^[15]采用数值模型分析了吊物系统与船体的耦合作用。Nojiri和Sasaki^[16] 研究了外部激励与吊物系统共振问题。杨宝林^[17]分析了起重机启动、制动下臂架的受力变化及起重机变幅 和回转作业时吊物的摆动规律。王学林等^[18]研究了规则波作用下船体和吊物的运动响应。沈庆等^[19]采用 多刚体力学的凯恩方法推衍了系统的动力学方程,给出了考虑流固耦合和多体系统内部各物体间耦合的运 动响应时域求解步骤。江召兵等^[20]利用齐次矩阵方法对浮基多体系统的展开运动进行建模和分析。沈庆 等^[21]归纳总结了多刚体动力学和线性势流理论相结合的方法在海洋工程多体系统分析中的重要理论和实 践意义。这些工作为海上重吊船动力响应特征分析提供了基本方法和分析思路。

现代海上重吊船的设计理念与传统陆上起重机和海洋单体浮式结构物的分析方法有所不同,其特点如下:①多学科优化技术。海上重吊船是综合空气动力学、水动力学、结构动力学、机械力学和自动控制等多学科技术的海洋工程装备,其承受的各种环境载荷、部件运动、结构振动响应和相应操作工况控制系统执行响应都高度耦合、相互影响,其设计是一个多学科优化过程。②刚柔耦合多体动力学计算方法。海上重吊船是一个复杂的刚柔耦合多体系统。动力响应分析需采用高效的非线性时程分析方法,对数学模型的建立和仿真工具的选择都要求很高。③关键区域结构强度分析。大型回转起重船自身结构构件类型复杂多样,且承受各类外载荷作用,作业时全船应力分布不明确,结构连接处可能会出现失效破坏,因此船体关键结构强度的高效准确计算成为保障船体安全需要解决的重要问题。本文主要分析了重吊船关键区域结构耦合响应特征,基于机械系统动力学自动分析(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems, ADAMS)软件构建反映上述特点的重吊船虚拟样机,将运动和动力耦合特征导入优化模块,给出典型多体多场系统关键区域

1 多体动力学仿真分析

ADAMS作为世界上使用最广泛的多体动力学软件,在航天、汽车等领域已得到成功应用。其多体动力 学求解技术可更高效、准确地评估包括运动、结构、驱动和控制在内的各学科之间的复杂相互作用。

1.1 ADAMS 多体动力学分析方法

1.1.1 ADAMS运动学方程

在 ADAMS 软件中,若整个机械系统刚性构件个数为 n,运动副约束方程个数为 m,则机械系统在广义 坐标系下的运动学约束 $\boldsymbol{\Phi}^{\kappa}(\boldsymbol{q})$ 方程组为:

$$\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{K}}(\boldsymbol{q}) = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Phi}_{1}^{\mathrm{K}}(\boldsymbol{q}), \boldsymbol{\Phi}_{2}^{\mathrm{K}}(\boldsymbol{q}), \cdots, \boldsymbol{\Phi}_{m}^{\mathrm{K}}(\boldsymbol{q}) \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} = 0, \qquad (1)$$

式中,K为系统运动学约束,q为机械系统的广义坐标,T为矩阵的转置。

若 x 表示广义坐标 q 的坐标数目,则当添加的驱动个数为(x-m)时,驱动约束为:

$$\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{D}}(\boldsymbol{q}\,,\,t)=0_{\,\mathrm{o}}\tag{2}$$

将式(1)和式(2)约束合并得到拥有 x 个非线性方程组:

$$\boldsymbol{\Phi}(\boldsymbol{q}, t) = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Phi}^{\mathsf{K}}(\boldsymbol{q}, t) \\ \boldsymbol{\Phi}^{\mathsf{D}}(\boldsymbol{q}, t) \end{bmatrix} = 0_{\circ}$$
(3)

则系统的速度约束方程为:

$$\dot{\boldsymbol{\Phi}}(\boldsymbol{q}, \, \dot{\boldsymbol{q}}, \, t) = \boldsymbol{\Phi}_{\boldsymbol{q}}(\boldsymbol{q}, \, t) \dot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{\Phi}_{t}(\boldsymbol{q}, \, t) = 0, \tag{4}$$

式中: \dot{q} 为系统广义坐标下的速度; $\boldsymbol{\Phi}_{q}$ 为雅克比矩阵,即假设 $\boldsymbol{\Phi}$ 的维数是a,q的维数是b,则 $\boldsymbol{\Phi}_{q}$ 是 $a \times b$ 维矩阵,并规定($\boldsymbol{\Phi}_{q}$)_(*i*,*j*) = $\frac{\partial \boldsymbol{\Phi}_{i}}{\partial q_{j}}$,其中i=1,2,...,a; j=1,2,...,b。

1.1.2 ADAMS 动力学方程

在 ADAMS 软件中,构件的质心直角坐标和表示构件位置、方向的欧拉角被当作广义坐标,记作 $q = [x, y, z, \psi, \theta, \varphi]^{T}$,假设 $R = [x, y, z]^{T}$, $\gamma = [\psi, \theta, \varphi]^{T}$,那么 $q = [R^{T}, \gamma^{T}]^{T}$ 。通过转换矩阵 A^{si} 进行质 心参考坐标系和大地固定坐标系相互转换:

$$\boldsymbol{A}^{gi} = \begin{bmatrix} \cos\psi\cos\varphi - \sin\psi\cos\theta\sin\varphi & -\cos\psi\sin\varphi - \sin\psi\cos\theta\cos\varphi & \sin\psi\sin\theta\\ \sin\psi\cos\varphi + \cos\psi\cos\theta\sin\varphi & -\sin\psi\sin\varphi + \cos\psi\cos\theta\cos\varphi & -\cos\psi\sin\theta\\ \sin\theta\sin\varphi & \sin\theta\cos\varphi & \cos\varphi \end{bmatrix}, \quad (5)$$

式中:x, y, z 为构件坐标; ϕ, θ, φ 为构件角度坐标欧拉角。令换算矩阵为:

$$\boldsymbol{B} = \begin{bmatrix} \sin\theta\sin\varphi & 0 & \cos\theta\\ \sin\theta\cos\varphi & 0 & -\sin\theta\\ \cos\theta & 1 & 0 \end{bmatrix},\tag{6}$$

由此,角速度可以表示为 $\omega = B\gamma$ 。使用新参数 ω_e 表达角速度 ω 在 Euler 转轴坐标系里的分量,则:

$$\boldsymbol{\omega}_{e} = \dot{\boldsymbol{\gamma}} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\omega}_{\psi}, \boldsymbol{\omega}_{\theta}, \boldsymbol{\omega}_{\varphi} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} .$$
⁽⁷⁾

结合式(3),通过带有 Lagrange 乘子的 I 类方程式的能量形式^[22]推导出表达式:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} \left(\frac{\partial \boldsymbol{E}}{\partial \boldsymbol{\dot{q}}_j} \right) - \frac{\partial \boldsymbol{E}}{\partial \boldsymbol{q}_j} = \boldsymbol{Q}_j - \sum_{i=1}^n \lambda_i \; \frac{\partial \boldsymbol{\Phi}}{\partial \boldsymbol{q}_j}, \tag{8}$$

式中,E为系统广义坐标中具有的动能, q_j 为广义坐标, Q_j 为广义坐标中沿着 q_j 方向上的作用力。 为了简化式(8)的表达形式,令:

$$\boldsymbol{P}_{j} = \frac{\partial \boldsymbol{E}}{\partial \dot{\boldsymbol{q}}_{j}}, \tag{9}$$

$$C_{j} = \sum_{i=1}^{n} \lambda_{i} \frac{\partial \boldsymbol{\Phi}}{\partial \boldsymbol{q}_{j}} \,. \tag{10}$$

将式(9)和式(10)代入式(8)得到:

$$\dot{\boldsymbol{P}}_{j} - \frac{\partial \boldsymbol{E}}{\partial \boldsymbol{q}_{j}} = \boldsymbol{Q}_{j} - \boldsymbol{C}_{j} \,. \tag{11}$$

系统的动能为:

$$\boldsymbol{E} = \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{R}}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{M} \dot{\boldsymbol{R}} + \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\gamma}}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{J} \boldsymbol{B} \dot{\boldsymbol{\gamma}}, \qquad (12)$$

式中, R为构件的线速度, M为系统的质量矩阵, J为系统在质心坐标系中的惯量矩阵, y为构件的角速度。

把式(11)分解成沿着转动和移动方向的形式,可得:沿转动方向,

$$\dot{\boldsymbol{P}}_{\gamma} - \frac{\partial \boldsymbol{E}}{\partial \boldsymbol{q}_{\gamma}} = \boldsymbol{Q}_{\gamma} - \boldsymbol{C}_{\gamma}, \qquad (13)$$

沿移动方向,

$$\dot{\boldsymbol{P}}_{R} - \frac{\partial \boldsymbol{E}}{\partial \boldsymbol{q}_{R}} = \boldsymbol{Q}_{R} - \boldsymbol{C}_{R} \,. \tag{14}$$

对于式(14),
$$\dot{\mathbf{P}}_{R} = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} \left(\frac{\partial \mathbf{E}}{\partial \dot{\mathbf{q}}_{R}} \right) = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} (\mathbf{M}\dot{\mathbf{R}}), \frac{\partial \mathbf{E}}{\partial \mathbf{q}_{R}} = 0,$$
简化得:

$$M\dot{V} = Q_R - C_R \,. \tag{15}$$

式(13)中 $P_{\gamma} = \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_{\gamma}}\right) = B^{T}JB\dot{\gamma},$ 在计算时作为变量处理,可表示为 $P_{\gamma} = [P_{\phi}, P_{\theta}, P_{\phi}]^{T};$ 式(15)中 \dot{v} 为系统的加速度矩阵,系统的速度矩阵以变量的形式表示为 $V = [v_{x}, v_{y}, v_{z}]^{T}$ 。

基于多体动力学理论知识, ADAMS系统的动力学方程组可表示如下:

$$\begin{cases} \dot{\boldsymbol{P}} - \frac{\partial \boldsymbol{E}}{\partial \boldsymbol{q}} + \boldsymbol{\Phi}_{\boldsymbol{q}}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\lambda} + \boldsymbol{H}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{F} = 0 \\ \boldsymbol{P} = \frac{\partial \boldsymbol{E}}{\partial \dot{\boldsymbol{q}}} & , \\ \boldsymbol{u} = \dot{\boldsymbol{q}} & , \\ \boldsymbol{\Phi}(\boldsymbol{q}, t) = 0 \\ \boldsymbol{F} = f(\boldsymbol{u}, \boldsymbol{q}, t) \end{cases}$$
(16)

式中, *E*为系统广义坐标中具有的动能, λ为拉格朗日乘子, *H*为外部作用力到目标坐标系的转换矩阵, *P*为系统的广义动量, *q*为系统的广义坐标, *u*为系统广义坐标下的速度, *Φ*为*q*的运动学约束方程, *F*为外力矩阵, *t*为时间。

1.2 重吊船刚柔耦合虚拟样机

海上大型回转起重机在启动、回转、止动和其他工作状态突变时,机械系统将产生强烈的振动,从而诱发 吊物系统产生复杂动力响应。ADAMS软件可将系统环境激励响应、结构构件、机械部件、控制系统集成,构 建试验虚拟样机,准确反馈子系统之间的相互作用。

1.2.1 刚性体及柔性体建模

基于 ADAMS 多体分析平台,利用虚拟样机技术,结合多个软件完成全回转重吊船刚柔耦合模型的建 立。利用 ANSYS 有限元分析软件中的 WORKBENCH-Geometry 完成重吊船三维模型的构建(图 1),将船 体、转台及配重、导管架区段(吊物质量 5 000 t)作为刚体导入 ADAMS 软件。



利用 ANSYS 参数化设计语言 ANSYS-APDL(ANSYS Parametric Design Language)完成支撑、臂架的 建模(图 2),并将支撑和臂架作为柔性体导入 ADAMS 软件中。采用刚性区域法^[23]建立刚性区域,完成刚、 柔性体的连接。



图 2 柔性体模型 Fig.2 Flexible body modeling

1.2.2 ADMAS起重船虚拟样机建立

将刚性体、柔性体构件导入 ADAMS 软件后,搭建起重机吊装绳索系统完成起重船虚拟样机的建立,虚 拟样机由船体(刚体)、支撑(柔性体)、配重及转台(刚体)、导管架区段(刚体)、臂架(柔性体)、4 个桁架(刚 体)、3 套用于控制臂架变幅的绳索(弹性体)及 1 套吊装绳索(弹性体)组成(图 3)。其中绳索作为弹性体,支 撑及臂架材料密度 ρ =7 850 kg/m³,弹性模量 E=2.1×10¹¹ Pa,通过固定副的施加实现系统内相互运动多 体子结构的运动传递。



图 3 重吊船虚拟样机

Fig.3 A virtual prototype of the full swing heavy lifting vessel

1.3 船体运动传递下重吊船时域响应分析

重吊船、吊物之间运动和动力的传递与耦合是复杂的,通过 ADAMS 软件对建立完成的重吊船虚拟样 机仿真模拟,能够比较准确地反映船体、起重机系统、吊物之间的空间关系以及运动学和动力学特性。对重 吊船虚拟样机施加驱动,提取时程响应数据,可以客观地分析多体耦合运动对结构响应的影响。

1.3.1 船体运动响应

重吊船在有义波高 2.5 m、谱峰周期 6.5 s、风速 10 m/s、流速 1 m/s 的海况下作业。利用 AQWA 完成 水动力计算,时域分析的时间步长取 0.1 s,考虑低频载荷影响的不规则波分析,模拟时长 3 h。在风、浪、流 均为 90°入射时计算船体横摇、垂荡运动响应,在风、浪、流均 180°入射时计算船体纵摇运动响应,结果如图 4 所示。结果表明,起重船的最大横摇为 0.50°、最大纵摇为 0.13°、最大垂荡为 12.19 m。



注:选取虚线框内横摇、纵摇和垂荡相对较大的响应作为船体代表运动响应,导入 ADAMS 中作为运动驱动。 图 4 船体横摇、纵摇和垂荡运动响应计算结果

1.3.2 多体运动与动力耦合响应

船体在不同运动状态下,变幅绳索和吊装绳索的张力相对于船体静止时的绳索张力增幅见表1。由表1 可知,对比船体静止时,变幅绳索1、2、3(图3)的张力增幅在船体横摇、垂荡耦合运动时最大,吊装绳索的张 力增幅在船体纵摇、垂荡耦合运动时最大。结果表明,横摇、垂荡耦合运动对变幅绳索的影响较大,纵摇、垂 荡耦合运动对吊装绳索的影响较大。

Fig.4 Calculation results of the responses of roll, pitch and heave motion of the hull

表 1

相对船体静止绳索张力相对增幅

Table 1Increase of the rope tension relatively to the still hull%					
船体运动状态	变幅绳索1	变幅绳索 2	变幅绳索 3	吊装绳索	
纵摇、垂荡耦合	13.82	15.72	17.31	23.26	
横摇、垂荡耦合	27.81	27.94	27.73	22.68	
垂荡	11.94	12.25	12.25	19.01	
横摇	14.48	14.58	14.53	6.64	
纵摇	2.18	1.35	2.91	3.88	

图 5 为船体静止与横摇、垂荡耦合运动下变幅绳索的张力曲线。可见船体的横摇、垂荡耦合运动会使变 幅绳索张力有较大的增幅。船体静止时绳索 1 张力的峰值为 3.96×10⁷ N,船体横摇、垂荡耦合运动下绳索 1 张力的峰值为 5.06×10⁷ N;对比船体静止情况,横摇、垂荡耦合运动导致的绳索 1 张力增幅为 27.81%。 船体静止时绳索 2 张力的峰值为 3.95×10⁷ N,船体横摇、垂荡耦合运动下绳索 2 张力的峰值为 5.06×10⁷ N; 3.95×10⁷ N,船体横摇、垂荡耦合运动导致的绳索 2 张力增幅为 27.94%。船体静止时绳索 3 张力的峰 值为 3.96×10⁷ N,船体横摇、垂荡耦合运动下绳索 3 张力的峰值为 5.06×10⁷ N;对比船体静止情况,横摇、 垂荡耦合运动导致的绳索 3 张力增幅为 27.73%。



图 5 船体静止与船体横摇、垂荡耦合运动情况下变幅绳索 1、2、3 张力结果对比

Fig.5 Comparison of luffing rope tension under the cases of hull still and coupling motion of pitch and heave

19

由船体静止与纵摇、垂荡耦合运动情况下吊装绳索的张力曲线(图 6)可见船体的纵摇、垂荡耦合运动会使吊装绳索张力有较大的增幅。船体静止时吊装绳索张力的峰值为 4.92×10⁷ N,船体纵摇、垂荡耦合运动 情况下吊装绳索张力的峰值为 6.07×10⁷ N;对比船体静止情况,耦合运动使吊装绳索张力增幅 23.26%。



图 6 船体静止与船体纵摇、垂荡耦合运动情况下吊装绳索张力结果对比

Fig.6 Comparison of hoisting rope tension under the cases of hull still and coupling motion of hull roll and heave

船体在不同运动状态下,支撑处应力相对于船体静止时的应力增幅见表 2。由表 2 可知,对比船体静止情况,支撑结构最大应力对应节点处的应力 增幅在船体横摇、垂荡耦合运动时最大,其应力时 程曲线对比如图 7 所示。船体静止时支撑结构最 大应力对应节点处应力变化的峰值为 6.44×10⁷ Pa,船体横摇、垂荡耦合运动下支撑结构最大应力 对应节点处应力变化的峰值为 8.17×10⁷ Pa;对比 船体静止情况,横摇、垂荡耦合运动导致的节点应 力增幅为 26.94%。

表 2 相对船体静止节点应力增幅

 Table 2
 Increase of the node stress relatively

to the still hull					
船体运动状态	节点应力增幅/%				
纵摇、垂荡耦合	13.76				
横摇、垂荡耦合	26.94				
垂荡	10.61				
横摇	14.67				
纵摇	1.98				



图 7 船体静止与船体横摇、垂荡耦合运动情况下节点应力结果对比

Fig.7 Comparison of node stress under the cases of hull still and coupling motion of hull roll and heave

2 关键区域结构优化设计

支撑结构是连接起重机和船体的关键区域,其可靠性直接决定了重吊船作业的安全性。通过上述耦合应力分布规律,依托 WORKBENCH 优化模块给出多目标最优的支撑结构加强筋布置方案。

2.1 重吊船关键区域结构有限元模型

在 WORKBENCH 模块中建立转台、配重和支撑结构的有限元模型。在起吊作业时,支撑的受力主要 是由绳索系统和臂架产生的动力响应引起的。支撑的内壁、外壁及肘板的厚度与 ADAMS 软件中的支撑柔 性体一致,初值设置为 0.2 m,转台、配重与支撑的接触类型设置为绑定,有限元模型如图 8 所示。







(a)Geometry建模模型(b)绑定式转台、配重与支撑的接触设置图 8 支撑结构有限元模型

Fig.8 The finite element model of support structure

2.2 虚拟样机多体耦合响应导入

在 ADAMS 软件中,支撑结构作为柔性体,起重机的臂架及各绳索通过标记点1 至标记点7 将力传递 到转台上(图 9),继而传递到支撑结构上。在 ADAMS 仿真中提取标记点1 至标记点7 上力的时程数据,当 t=37.74 s时,支撑结构节点应力最大,将此时7 处标记点上的力施加到有限元模型上,如图 10 所示,全约 束支撑结构底部的边界,网格大小同 ADAMS 软件中模型网格划分大小一致,即1 m×1 m,进而完成静力 分析。当 t=37.74 s时,7 处标记点上的力如表 3 所示。



注:标记点1至标记点6为臂架与转台固定连接的点, 标记点7为吊装绳索系统的滑轮与转台固定连接的点。

图 9 力的传递标记点

Fig.9 Force transfer marking points



注:A 至 F 分別为施加在标记点 1 至标记点 6 上的力, G 为施加在标记点 7 上的力。 图 10 有限元模型施加的力 Fig.10 The force exerted by the finite element model

Table 3 The force at seven mark points when $t=37.74$ s					
标记点	X 方向分力	Y 方向分力	Z 方向分力		
1	-4 117	730 012	57 665 520		
2	-12 664	743 450	57 731 220		
3	-22 963 850	$-38\ 101\ 540$	$-71 \ 216 \ 780$		
4	56 141 590	33 822 530	$-120\ 470\ 600$		
5	$-56\ 229\ 130$	33 854 320	-120704700		
6	22 965 560	$-38\ 088\ 470$	-71 175 610		
7	69 375	-37590990	46 479 490		

表 3 当 *t* = 37.74 s 时,7 处标记点上的力

2.3 优化结果与讨论

2.3.1 关键区域结构设计

在分析重吊船动力响应规律和支撑结构的应力分布特点时,支撑的内壁、外壁及肘板厚度初值设定为 0.2 m。起重机回转作业时,启动和制动加速度绝对值为 0.05(°)/s²,各耗时 10 s,匀速回转速度为 0.5(°)/s, 耗时 170 s,完成逆时针回转 90°,通过虚拟仿真模拟得到支撑结构应力分布的时程变化如图 11 所示。



Fig.11 Time-course variation of the stress distribution of the support structure when the crane rotates counterclockwise

根据支撑结构应力分布特点设置加强筋,加强筋类型设定为 T 型材,WORKBENCH 模块中 T 型材结构无圆角半径。支撑结构的钢材选用 Q345 钢,即屈服极限为 345 MPa。T 型材尺寸及支撑板厚度初步设计方案如表 4 所示。

表4 T型材尺寸及支撑板厚度

Table 4 Size of the T-section bar and thickness of the support plate					
参数	尺寸大小	参数	尺寸大小		
T型材腹板高度 H	0.300	内壁厚度	0.020		
T型材腹板宽度 B	0.200	外壁厚度	0.070		
T型材腹板厚度 d1	0.011	轴板厚度	0.065		
T型材翼板厚度 d2	0.017				

2.3.2 关键区域结构优化方案

以支撑结构应力最大值最小及支撑钢材重量最小为优化目标完成优化计算。设计变量取值如表 5 所示,由于内壁的应力值很小,对优化结果无影响,设定其壁厚为常数 0.02 m。T型材采用窄翼缘 T型钢,其 腹板高 H 大于翼板宽 B,该约束与支撑结构 197 MPa 的许用应力 C 构成约束变量,可表示为:

$$\begin{cases} H > B \\ \text{Equivalent}_{\text{Stress}} \leqslant C \end{cases}$$
(17)

此外,用 Min max(Equivalent_{Stress})表示等效应力最大值最小,Min Weight 表示支撑结构重量最小,两者 与式(17)组成了结构优化的数学模型。

Table 5 Initial values and value ranges of the designed variables						m	
设计变量	下限	上限	初始值	设计变量	下限	上限	初始值
T型材腹板高度 H	0.180	0.420	0.300	T型材翼板厚度 d2	0.010	0.024	0.017
T型材腹板宽度 B	0.120	0.280	0.200	外壁厚度	0.042	0.098	0.070
T型材腹板厚度 d1	0.007	0.015	0.011	轴板厚度	0.039	0.091	0.065

表 5 设计变量初始值及取值范围

优化模块 Design Exploration 基于多目标遗传算法(Multi-objectives Genetic Algorithms, MOGA)^[24], 最初生成了 100 个样本,最大迭代次数设置为 5,每次迭代生成 50 个样本。设定对第一次计算错误的设计 点进行 3 次重复计算,每次计算间隔 1 min,以避免因计算机内存问题导致优化失败。优化完成后得到结构 设计方案及 Pareto 前沿,如图 12 所示;结合客观熵权 TOPSIS 决策方法^[25]得到的最终优化的支撑结构方 案,如表 6 所示。



Fig.12 The feasible schemes obtained after optimization and the Pareto frontier

设计变量	初始值	优化方案	设计变量	初始值	优化方案
T型材腹板高度 H/m	0.300	0.243	外壁厚度/m	0.070	0.069
T型材腹板宽度 B/m	0.200	0.213	轴板厚度/m	0.065	0.042
T型材腹板厚度 d1/m	0.011	0.010	等效应力最大值/Pa	1.53×10^{8}	1.67×10^{8}
T型材翼板厚度 d2/m	0.017	0.012	支撑钢材用量/kg	4.84×10^{5}	4.24×10^{5}

表 6 支撑结构优化方案 Table 6 Optimized scheme of the support structure

初始方案中,等效应力最大值为 1.53×10^8 Pa,支撑钢材用量为 4.84×10^5 kg;优化方案中,等效应力最大值为 1.67×10^8 Pa,支撑钢材用量为 4.24×10^5 kg。对比初始方案,优化方案使支撑结构质量减轻了 12.30%。

3 结 语

关键结构区域失效是制约全回转重吊船安全作业的重要因素。本文将虚拟样机技术与有限元分析方法 结合,构建重吊船刚柔耦合一体化分析模型,以典型作业海况引起的船体运动驱动,探究多体系统运动和动 力耦合特征,采用多目标优化与多准则决策方法给出了关键区域设计分析流程。具体工作总结如下:

1) 海上全回转重吊船时域响应驱动的刚柔耦合虚拟样机构建。利用 SOLIDWORKS 或 WORKBENCH 建立船体刚性模块,利用 ANSYS-APDL 建立支撑结构及主要传力构件柔性模块,通过 AD-AMS 实现全回转重吊船的刚柔耦合虚拟样机组建。

2)海上全回转重吊船典型海况多体动力学仿真求解。通过 AQWA 计算船体在压载方案下的运动响应 驱动全回转重吊船虚拟样机,完成回转作业全时域动力耦合分析。研究表明船体横摇及垂荡对动力响应影 响较大。在横摇、垂荡耦合运动时对变幅绳索的张力和支撑结构的应力影响较大,对比船体静止情况,该耦 合运动导致的节点应力增幅为 26.94%;在纵摇、垂荡耦合运动时对吊装绳索的张力影响较大。对比船体静 止情况,该耦合运动导致的吊装绳索张力增幅为 23.26%。

3)关键结构区域多目标优化与多准则决策。将多体耦合响应分析结果导入有限元软件完成关键区域支

撑结构强度分析,根据应力分布特点及支撑型材设置,运用多目标优化算法结合客观熵权 TOPSIS 决策方法给出了支撑结构优化方案。对比初始方案,优化方案使支撑结构质量减轻 12.30%。

本文验证了虚拟样机处理运动与动力耦合分析的可行性,采用多目标优化与多准则决策结合的方法对 船舶起重机关键区域优化设计提供了新思路。文中仅取横摇、纵摇、垂荡数据中幅值相对大的区段驱动虚拟 样机,没有考虑耦合数据相位对动力响应的影响,同时环境荷载工况也仅作了风、浪、流同向假设,起重机臂 架的变幅角度对多体动力响应的干扰也未做讨论,后续需要进一步发展相应的精细耦合模型。

参考文献(References):

- [1] 王毅,吴德隆. 航天柔性多体动力学及其发展[J]. 导弹与航天运载技术, 1995(1): 7-18. WANG Y, WU D L. Spacecraft flexible multibody dynamics and its development[J]. Missiles and Space Vehicles, 1995(1): 7-18.
- [2] ARDEMA M D. Newton-Euler dynamics[M]. Boston, MA: Springer, 2005.
- [3] 王琪,周蹬勇,谢传锋. Lagrange方法在多体系统动力学中的应用[J]. 北京理工大学学报,1996(增刊1): 159-163. WANG Q, ZHOU D Y, XIE C F. Application of Lagrange method in multibody system dynamics[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 1996(Suppl.1): 159-163.
- [4] 袁士杰. Roberson-Wittenburg 方程对非完整约束多刚体系统碰撞问题的推广[J]. 兵工学报, 1987(1): 50-57. YUAN S J. Extension of Roberson-Wittenburg's equations to impact problems of multi-rigid body systems with nonholonomic constrains[J]. Acta Armamentarii, 1987(1): 50-57.
- [5] KANE T R, LEVINSON D A. Formulation of equations of motion for complex spacecraft[J]. Journal of Guidance, Control, and Dynamics, 1980, 3(2): 99-112.
- [6] ROBERSON R E, SCHWERTASSEK R, HUSTON R L. Dynamics of multibody systems [M]. New York: Wiley, 1989.
- [7] MOHAMMAD S S, YOSHIYUKI I. Dynamic analysis of floating bridges[J]. Marine Structures, 1998, 11(1): 29-46.
- [8] CHEN X J, CUI W C, SHEN Q, et al. New method for predicting the motion responses of a flexible joint multi-body floating system to irregular waves[J]. China Ocean Engineering, 2001(4): 491-498.
- [9] CHEN G R, FANG M C. Hydrodynamic interactions between two ships advancing in waves[J]. Ocean Engineering. 2001, 28(8): 1053-1078.
- [10] SUN L, TAYLOR R E, CHOO Y S. Multi-body dynamic analysis of float-over installations[J]. Ocean Engineering, 2012, 51(9): 1-15.
- [11] SUN L, TAYLOR R E, CHOO Y S. Responses of interconnected floating bodies[J]. The IES Journal Part A: Civil & Structural Engineering, 2011, 4(3): 143-156.
- [12] 勾莹, 滕斌, 宁德志. 波浪与两相连浮体的相互作用[J]. 中国工程科学, 2004, 6(7): 75-80. GOU Y, TENG B, NING D Z. Interaction effects between wave and two connected floating bodies[J]. Engineering Science, 2004, 6(7): 75-80.
- [13] KRAL R, KREUZER E J, WILMERS C. Nonlinear oscillations of a crane ship[C]//Proceedings of the 3rd International Conference on Industrial and Applied Mathematics. Hamburg, Germany. 1996, 76(S4): 5-8.
- [14] KRAL R, KREUZER E. Multibody systems and fluid-structure interactions with application to floating structures[J]. Multibody System Dynamics, 1999(3): 65-83.
- [15] PATEL M H, BROWN D T, WITZ J A. Operability analysis for a monohull crane vessel[J]. Transaction of the Royal Institute of Naval Architects, 1987, 129: 103-113.
- [16] NOJIRI N, SASAKI T. Motion characteristics of crane vessels in lifting operation [C] // Proceedings of the 8th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, ASME, II, 1989: 627-635.
- [17] 杨宝林. 基于虚拟样机技术的船用起重机金属结构动力学仿真[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2008. YANG B L. Dynamic simulation of metal structure of marine crane based on virtual prototype technology[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2008.
- [18] 王学林,尤心一,胡于进.规则波作用下起重船吊重动力学仿真[J].中国机械工程,2010,21(9):1077-1082. WANG X L, YOU X Y, HU Y J. Cargo pendulation analysis of moored crane ship under regular waves[J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(9): 1077-1082.
- [19] 沈庆,陈徐均,李跃,等. 浮基多体系统自激运动响应的时域分析方法[J]. 海洋工程, 2002(2): 7-13. SHEN Q, CHEN X J, LI Y, et al. An analysis method of the self-oscillation in time-domain of a multi-body system with a floating base[J]. The Ocean Engineering, 2002(2): 7-13.
- [20] 江召兵,杜乃娟,陈徐均,等.浮基多体系统在波浪中展开的数值模拟[J].海洋工程,2011,29(4):114-118. JIANG Z B, DU N J,

CHEN X J, et al. Numerical simulation for the expansion of floating-base multibody system excited by wave[J]. The Ocean Engineering, 2011, 29(4): 114-118.

- [21] 沈庆,陈徐均,江召兵. 浮体和浮式多体系统流固耦合动力分析[M]. 北京:科学出版社, 2011. SHEN Q, CHEN X J, JIANG Z B. Dynamic analysis on fluid-solid coupling of floating structure and floating multi-body system[M]. Beijing: Science Press, 2011.
- [22] 李华帅. 大型船用起重机滚子夹套式回转支承的动态仿真研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2014. LI H S. Research on dynamic simulation of jacketed roller slewing bearing of large marine crane[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2014.
- [23] 赵希芳. ADAMS 中的柔性体分析研究[J]. 电子机械工程, 2006(3): 62-64. ZHAO X F. A study on flexible body using ADAMS[J]. Electro-Mechanical Engineering, 2006(3): 62-64.
- [24] 谭俊哲,边冰冰,司先才,等. 基于多目标遗传算法的潮流能水轮机专用翼型优化设计[J]. 中国海洋大学学报(自然科学版), 2020, 50(7): 127-134. TAN J Z, BIAN B B, SI X C, et al. Special hydrofoil optimization design of tidal turbine based on multi-objective genetic algorithm[J]. Journal of Ocean University of China (Natural Science Edition), 2020, 50(7): 127-134.
- [25] 孟珣,唐品,李德江,等.全回转起重船压载调拨方案优化决策分析[J].海岸工程,2021,40(2):96-106. MENG X, TANG P, LI D J, et al. Analysis of optimization and decision-making of ballast allocation scheme for revolving crane vessel[J]. Coastal Engineering, 2021, 40(2):96-106.

Optimal Design of the Key Area of a Full Swing Heavy Lifting Vessel Based on Multi-Body Dynamic Coupling Responses

MENG Xun¹, TANG Pin^{1,2}, DENG Xing-qi¹, SHENG Xun-ning¹, LI De-jiang^{1,3}

(1. College of Engineering, Ocean University of China, Qingdao 266100, China;

2. Huadong Engineering Corporation Limited, Power China, Hangzhou 311122, China;

3. CIMC Raffles Offshore Limited, Yantai 264035, China)

Abstract: A method for optimal design and analysis of complex multi-body systems considering motion and dynamical coupling is proposed by using multidisciplinary crossover technology. A rigid-flexible coupling virtual prototype of the full swing heavy crane vessel is established based on Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems (ADAMS). The analysis of stress-coupling response characteristics of the key area of the system under the typical sea conditions is completed by taking the hull time-domain hydrodynamic response calculated using the Advanced Quantitative Wave Analysis (AQWA) as the motion driving. The optimal design scheme of the key area is obtained by optimizing the module with the ANSYS finite element analysis software and combining the objective entropy weight TOPSIS (Technique for Order Preference by Similarity to an Ideal Solution) decision-making method. The analyses indicate that the dynamic response of the support area can be greatly affected by the rolling and heaving of the hull. Compared with the static hull, the rolling and heaving coupling motion makes both the tension of hoisting rope and the stress of the key nodes in the support area increase over 20%. And compared with the initial scheme, the optimized scheme can make the steel consumption of the support structure save by 12.30%. It can be seen that by integrating the virtual prototype technology and the finite element mechanical analysis into the multi-objective optimization and multi-criterion decision making in management science, the analysis efficiency of a complex multi-body system can be improved and a scientific and reasonable design scheme can be obtained. Key words: heavy lifting vessel; optimal design; multi-body coupling; virtual prototype; multicriteria decision-making

Received: October 27, 2021

25