

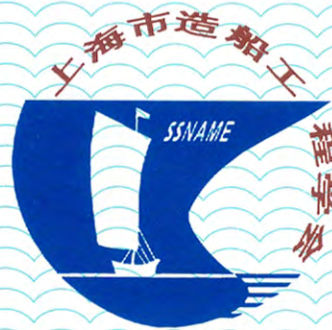
ISSN 1005-9962
CN 31-1540/U

3

2011

上海造船

SHANGHAI SHIPBUILDING



上海市造船工程学会
THE SHANGHAI SOCIETY OF NAVAL
ARCHITECTS AND MARINE ENGINEERS



学会活动



学会第十二届理事会第六次会议



第十六届中国国际海事会展领导小组会议



庆祝学会建会 60 周年暨学科、产业技术发展报告发布会



船舶公约与规范发展及其对行业影响研讨会



欢迎浏览学会网站 www.sname.com.cn



欢迎在线投稿 www.shzcxk.cn

上海造船

SHANGHAI ZAOCHUAN

上海市造船工程学会学刊

(季刊 1985年创刊)

2011

3

(总第87期)

2011年9月30日出版

《上海造船》编辑委员会

主任: 张圣坤

主编: 丁玮

副主编: 易智强

委员(以姓氏笔画为序):

毛欣维 冯明志 李小平 李正建

杨建民 肖善红 邹元晶 陈金海

范余明 侯馨光 俞则人 赵耕贤

唐石青 诸伟方 富贵根 谢子明

甄在龙 缪国平

主管单位: 上海船舶工业公司

主办单位: 上海市造船工程学会

编辑出版: 上海市造船工程学会

《上海造船》编辑部

地址: 上海市长乐路390号

邮政编码: 200020

电话: (021) 62560122 62715814

传真: (021) 62560122

E-mail: shipeo@163.com

网址: www.shzcxk.cn

印刷: 上海七〇四研究所印刷厂

发行: 上海市造船工程学会

发行范围: 国内外公开发行

定价: 12.00元

ISSN 1005-9962

CN 31-1540/U

目次

船舶设计与研究

大型豪华邮轮在迎浪中非线性运动预报方法研究 ... 曹宇, 王建方(1)

基于共同规范的散货船疲劳分析 陈国建, 韩天宇(8)

大型汽车滚装船参数横摇研究 吴小平(14)

水面舰船球艏减振降噪研究 浦红燕, 朱新进, 陆雷(19)

舵系锥轴锥孔连接受力分析 储忠良(22)

基于链径的锚唇厚度基准研究 沈治平(27)

海洋工程

半潜式钻井平台建造变形控制研究 周佳, 马曙光, 王璞(30)

2500t单臂架起重船建造技术分析 倪国春(34)

船舶动力装置

船用柴油机性能对其辐射噪声影响研究

..... 王志刚, 沈建平, 姚辉(39)

动力定位系统的最新技术进展分析 史斌杰, 吴喆莹(43)

船舶辅机

船用机械液压管系投油研究 黄亦飞, 杨燕, 汤立德(46)

燃油系统供油单元的配置研究 宋忠娟(50)

船舶电气与自动化

电力推进舰船中央冷却控制装置优化设计研究

..... 田志定, 李刚, 刘春, 徐建伟(52)

造船门式起重机电控系统特点 刘波(55)

船舶电网电能质量的数字测量系统研究 何敏, 王宏博(59)

船舶标准与规范

船舶CO₂排放水平的能效评估方法研究

..... 朱永峨, 孙武, 温苗苗(62)

船舶制冷系统的清洁船舶标志应用 夏善伍, 胡企尤(67)

企业管理

船舶企业质量成本分析管理

..... 王社勤, 李勇, 罗乐, 姚礼君, 张国银(71)

精益管理在船舶产品开发中的应用研究 甘水来(75)

《上海造船》2012年征订启事 (78)

CONTENTS

SHIP DESIGN AND RESEARCH

- Research on the Nonlinear Motion Prediction Method of a Large Luxury Cruise in Head Sea
..... CAO Yu, WANG Jian-fang (1)
- Fatigue Analysis of a Bulk Carrier based on CSR CHEN Jian-guo, HAN Tian-yu (8)
- Research on the Parametric Rolling of a Large PCTC WU Xiao-ping (14)
- Research on Vibration and Noise Reduction through Bulbous Bow of Surface Vessels
..... PU Hong-yan, ZHU Xin-jin, LU Lei (19)
- Force Analysis on the Connection between Cone Axis and Hole of Rudder System CHU Zhong-liang (22)
- Research of Anchor Mouth Thickness Criterion Based on Chain Diameter SHEN Zhi-ping (27)

OFFSHORE ENGINEERING

- Research on the Deformation Control of Semi-submersible Drilling Platform Construction
..... ZHOU Jia, MA Shu-guang, WANG Pu (30)
- Analysis on the Building Techniques of a 2500t Single Boom Floating Crane NI Guo-chun (34)

MARINE POWER INSTALLATION

- Research on the Influence of Marine Diesel Engine Performance on Its Radiated Noise
..... WANG Zhi-gang, SHEN Jian-ping, YAO Hui (39)
- Analysis of Recent Technology Advancement in Dynamic Positioning System
..... SHI Bin-jie, WU Zhe-yin (43)

MARINE AUXILIARIES

- Research on the Flushing of Marine Mechanical Hydraulic Piping System
..... HUANG Yi-fei, YANG Yan, TANG Li-de (46)
- Research on the Oil Supply Unit of the Fuel Oil System SONG Zhong-juan (50)

MARINE ELECTRIC EQUIPMENT AND AUTOMATION

- Research on Design Optimization of Central Cooling Control System on Electric Propulsion Vessel
..... TIAN Zhi-ding, LI Gang, LIU Chun, XU Jian-wei (52)
- Shipbuilding Gantry Crane Control System Characteristics Analysis LIU Bo (55)
- Research on the Digital Measurement System for Marine Electric Network Power Quality
..... HE Min, WANG Hong-bo (59)

MARINE STANDARD AND RULE

- Research on the Evaluation Method of Marine CO₂ Emission Levels
..... ZHU Yong-e, SUN Wu, WEN Miao-miao (62)
- Application of CLEANSHIP Tag in Marine Refrigeration System XIA Shan-wu, HU Qi-you (67)

BUSINESS MANAGEMENT

- Quality Cost Analysis and Management of Ship Companies
..... WANG She-qin, LI Yong, LUO Le, YAO Li-jun, ZHANG Guo-yin (71)
- Research on the Application of Lean Management in R&D of Ship Product GAN Shui-lai (75)

大型豪华邮轮在迎浪中非线性运动预报方法研究

曹宇, 王建方

(708 研究所, 上海 200011)

摘要: 目前工程上通常采用的线性理论耐波性预报方法尚不能够准确地预报船舶非线性运动, 而全非线性理论预报又因为耗时长不能广泛应用于实际工程中。现将基于切片理论的频域线性预报方法加以扩展, 考虑湿表面变化的非线性因素, 在时域中求解船舶非线性运动。通过对某艘大型豪华邮轮的非线性运动耐波特性研究, 对其理论计算结果与试验结果比较, 表明该预报方法能够较好地评估该船的非线性运动耐波特性。给出的计算方法简便、实用, 适用于船舶纵向非线性运动预报, 对船舶设计阶段的耐波性能评估具有一定的工程实用价值。

关键词: 豪华邮轮; 非线性运动; 耐波特性; 预报方法

中图分类号: U661.32

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0001-07

Abstract: Currently, linear seakeeping prediction method is usually adopted for engineering applications, which cannot predict the nonlinear ship motion accurately; however, fully nonlinear theory is limited by its time consuming computation cost for wider engineering practice. In this study, the frequency domain strip theory is expanded to take into account nonlinear factors such as the change of wetted surface, and to solve the nonlinear ship motion problem in the time domain. The nonlinear seakeeping characteristics of a large luxury cruise are studied and comparison between the numerical and experimental results shows that this prediction method can properly evaluate the nonlinear seakeeping characteristics of the ship. This method is simple, practical and suitable for nonlinear longitudinal ship motion prediction and has some engineering significance in evaluating the ship seakeeping performance during the preliminary design stage.

Key words: luxury cruise; nonlinear motion; seakeeping characteristics; prediction method

0 引言

船舶在高海况下航行, 在波浪中的运动有明显的非线性特性。在波浪上非线性运动的预报需要发展时域非线性计算方法。严格意义上的三维时域非线性计算在理论和数值方面还有不少难点尚未解决^[1,2], 而部分非线性因素的三维时域计算模型也由于工作量的原因难以广泛应用于工程实际^[3]。将基于切片理论的频域线性预报方法加以扩展, 考虑湿表面变化的非线性因素, 在时域中求解船舶非线性运动, 是一种合理的工程算法。本文以某艘处于方案设计论证阶段的大型豪华邮轮为例, 建立合适的水动力模型来数值预报其非线性运动, 利用基于非线性切片理论开发的非线性运动时域预报程序进

行非线性运动的分析, 将数值预报结果与模型试验结果比较, 验证数值模型的可行性。同时通过数值结果与模型试验结果的比较来研究非线性运动工程预报方法的适用性。

1 船舶在波浪中运动的理论

1.1 非线性时域方法

船舶在波浪中非线性运动的非线性时域方法的基本原理是将基于切片理论的频域线性预报方法加以扩展, 考虑湿表面变化的非线性因素, 在时域中求解船舶迎浪航行时的非线性运动。计算方法有以下假设^[4,5]:

1) 保留切片理论在计算水动力时的基本假设。主要区别在于瞬时水动力由当时船体运动姿态决定, 采用在各瞬时调用当时各剖面瞬时吃水对应的频域结果的方法获取剖面水动力的瞬时值, 再由各

第一作者简介: 曹宇, 男, 博士, 工程师, 1982 年生。

从事船舶工程水动力性能与运动性能研究。

收稿日期: 2011-05-12

剖面的水动力积分得到全船的水动力。

2) 将频域水动力定位在速度和加速度两个方向, 认为时域中水动力也保持这种定位关系。

3) 根据瞬时水动力求解运动方程, 再用 Runge-Kutta 法实现步进过程。按照线性理论中的基本假设, 在参考系中, 将整个流场看成是由来流、定常兴波、入射波、辐射波和绕射波叠加而成的, 各部分波动分别具有相应的速度势, 因此总速度势可写成来流速度势、定常兴波势、入射、辐射和绕射势之和^[6]:

$$\phi = -U_0 x + \phi_S + \phi_I + \phi_R + \phi_D \quad (1)$$

式中: U_0 ——来流速度; x ——船体平移的距离; ϕ_S ——定常兴波势; ϕ_I ——入射波势; ϕ_R ——辐射波势; ϕ_D ——绕射势。忽略定常兴波势及各非定常速度势之间的耦合影响, 入射、辐射和绕射势以及它们引起的水动力可分别计算。

入射波压力 P_I :

$$P_I = -\rho \left(\frac{\partial}{\partial t} - U_0 \frac{\partial}{\partial x} \right) \phi_I \quad (2)$$

包括静压力, 当水深 h 是无限时, 则入射波及静压力合力 P_{SI} :

$$P_{SI} = -\rho g z - \rho \left(\frac{\partial}{\partial t} - U_0 \frac{\partial}{\partial x} \right) \phi_I = -\rho g z + \rho g \zeta e^{kz} \quad (3)$$

由于把 $z = \zeta$ 代入上式时, P_{SI} 不为零, 需补上一个高阶项, 上式修改如下:

$$P_{SI} = \rho g (\zeta - z) + \rho g \zeta [e^{kz} - e^{k\zeta}] \quad (4)$$

在非线形运动时域计算中辐射力的假设如下:

1) 按照切片法的假定, 由各剖面的辐射力积分得到全船的辐射力。

2) 采用在各瞬时调用当时各剖面瞬时吃水对应的频域结果的方法获取剖面辐射力的瞬时值, 这里各剖面瞬时吃水指的是波面对应的瞬时吃水, 这样可以充分体现船体和波浪相对位置对水动力的影响。

3) 在由船体运动姿态决定各剖面垂向速度时, 坐标系之间的关系只考虑到一阶。

4) 将频域水动力定位在速度和加速度两个方向, 认为时域中水动力也保持这种定位关系, 那么

此时船体的位移、运动速度已不再是严格简谐的了。

对应的压力 P_{RZ} 为:

$$P_{RZ} = -\rho \left(\frac{\partial}{\partial t} - U_0 \frac{\partial}{\partial x} \right) (\dot{\eta}_3 - x\dot{\eta}_5 + U_0 \eta_5) \phi_R \quad (5)$$

作用在剖面上的垂向辐射力 f_{rz} 为:

$$f_{rz} = \int_C P_{RZ} n_z dl \quad (6)$$

设绕射势为:

$$\phi_D(x, y, z, t) = \text{Re}(-i\omega \zeta_a e^{ikx} \varphi_D^* e^{i\omega t}) \quad (7)$$

对应的压力 p_D 为:

$$p_D = -\rho \omega \zeta_a [\omega_e e^{ikx} \varphi_D^* + iU_0 \frac{\partial}{\partial x} (e^{ikx} \varphi_D^*)] \quad (8)$$

则剖面垂向绕射力 f_{DZ} :

$$f_{DZ} = \int_C p_D n_z dl \quad (9)$$

如整船质量为 M_0 , 绕重心的纵向转动惯性矩为 I_{55} , 则惯性力为 $-M_0 \ddot{\eta}_3$, 惯性力矩为 $-I_{55} \ddot{\eta}_5$, 重力为 $-M_0 g$ 。

垂荡和纵摇运动方程实际上就是垂向力及其对重心纵向力矩的平衡方程:

$$\begin{cases} [M_0 + a_{33}(t)] \ddot{\eta}_3 + a_{35}(t) \ddot{\eta}_5 = \\ F_{SI}(t) + \text{Re}[F_{D3}(t) e^{i\omega t}] - M_0 g + b_{33}(t) \dot{\eta}_3 + b_{35}(t) \dot{\eta}_5 \\ a_{53}(t) \ddot{\eta}_3 + [I_{55} + a_{55}(t)] \ddot{\eta}_5 = \\ M_{SI}(t) + \text{Re}[M_{D5}(t) e^{i\omega t}] + b_{53}(t) \dot{\eta}_3 + b_{55}(t) \dot{\eta}_5 \end{cases} \quad (10)$$

式中, η_3 ——垂荡运动的位移瞬时值; η_5 ——纵摇运动的位移瞬时值; $\dot{\eta}_3$ ——垂荡运动的速度瞬时值, $\dot{\eta}_5$ ——纵摇运动的角速度瞬时值; $\ddot{\eta}_3$ ——垂荡运动的加速度瞬时值; $\ddot{\eta}_5$ ——纵摇运动的角加速度瞬时值。带有 (t) 的各项表示在 t 时刻相应的瞬时湿表面上取值; 以瞬时湿表面为平均位置的线性简谐稳态解中提取的瞬时值:

$$a_{33}(t) = \int_{-L_a}^{L_f} M_{33} dx + \frac{U_0}{\omega_e^2} N_{33} \Big|_{-L_a}^{L_f} \quad (11)$$

$$b_{33}(t) = \int_{-L_a}^{L_f} N_{33} dx + U_0 M_{33} \Big|_{-L_a}^{L_f} \quad (12)$$

$$a_{35}(t) = - \int_{-L_a}^{L_f} x M_{33} dx - \frac{U_0}{\omega_e^2} \int_{-L_a}^{L_f} N_{33} dx - \frac{U_0}{\omega_e^2} (x N_{33}) \Big|_{-L_a}^{L_f} + \frac{U_0}{\omega_e^2} M_{33} \Big|_{-L_a}^{L_f} \quad (13)$$

$$b_{35}(t) = \int_{-L_a}^{L_f} x N_{33} dx - U_0 \int_{-L_a}^{L_f} M_{33} dx - U_0 (x M_{33}) \Big|_{-L_a}^{L_f} - \frac{U_0}{\omega_e^2} N_{33} \Big|_{-L_a}^{L_f} \quad (14)$$

$$a_{53}(t) = - \int_{-L_a}^{L_f} x M_{33} dx + \frac{U_0}{\omega_e^2} \int_{-L_a}^{L_f} N_{33} dx - \frac{U_0}{\omega_e^2} (x N_{33}) \Big|_{-L_a}^{L_f} \quad (15)$$

$$b_{53}(t) = \int_{-L_a}^{L_f} x N_{33} dx + U_0 \int_{-L_a}^{L_f} M_{33} dx - U_0 (x M_{33}) \Big|_{-L_a}^{L_f} \quad (16)$$

$$a_{55}(t) = \int_{-L_a}^{L_f} x^2 M_{33} dx + \frac{U_0^2}{\omega_e^2} \int_{-L_a}^{L_f} M_{33} dx - \frac{U_0^2}{\omega_e^2} (x M_{33}) \Big|_{-L_a}^{L_f} + \frac{U_0^2}{\omega_e^2} (x^2 N_{33}) \Big|_{-L_a}^{L_f} \quad (17)$$

$$b_{55}(t) = - \int_{-L_a}^{L_f} x^2 N_{33} dx - \frac{U_0^2}{\omega_e^2} \int_{-L_a}^{L_f} N_{33} dx + \frac{U_0^2}{\omega_e^2} (x N_{33}) \Big|_{-L_a}^{L_f} + U_0 (x^2 M_{33}) \Big|_{-L_a}^{L_f} \quad (18)$$

式中： $F_{SI}(t)$ 、 $F_{D3}(t)$ 、 $M_{SI}(t)$ 、 $M_{D5}(t)$ ——分别为将作用在剖面上的垂向力沿船长积分所得的入射力、绕射力、入射力矩和绕射力矩； L_a 和 L_f ——分别表示船之重心至艏端和艉端的纵向距离； M_{33} 和 N_{33} ——分别为频域解中的剖面垂向附加质量和阻尼系数。

方程(10)右边各项取决于船体的位置和垂荡、纵摇速度，在每瞬时都是已知值，利用方程求解垂荡、纵摇加速度后，可以实现一次步进过程，得到下一时刻船体新的位置和垂荡、纵摇速度。步进积分过程可采用四阶 Ronge-Kutta 法。

1.2 船舶非线性响应数据的处理方法

为了便于将理论预报的船舶非线性响应与模型试验结果进行比较分析，将非线性切片理论预报得到的船舶在非线性规则波中的非线性响应稳定状态下的时历曲线以船舶遭遇频率 ω_e 为基频，作傅里叶级数分解，展开到二阶，其分解形式如下：

$$\eta_j(t) = A_0 + \sum_{k=1}^2 (A_k \cos k\omega_e t + B_k \sin k\omega_e t) \quad (19)$$

($j=3,5$)

以响应时历为拟合对象，应用最小二乘法得到上述分解展开式中的常数项系数 A_0 ，一阶项系数 A_1 、 B_1 ，二阶项系数 A_2 、 B_2 。由此可得一阶拟合幅值为 $\sqrt{A_1^2 + B_1^2}$ ，二阶拟合幅值为 $\sqrt{A_2^2 + B_2^2}$ 。

1.3 试验数据无因次方法

为方便分析豪华邮轮非线性响应规律，对模型试验数据处理后的结果进行了无因次化，其方法如下：

对一阶垂荡幅值 η_3 ，用一阶入射波波幅 ζ_a 进行无因次化。对一阶纵摇幅值 η_5 ，用波倾角 $k\zeta_a$ 无因次化，其中 k 为入射波波数：

$$\bar{\eta}_3 = \eta_3 / \zeta_a, \quad \bar{\eta}_5 = \eta_5 / k\zeta_a \quad (20)$$

1.4 大型豪华邮轮非线性运动数值计算程序

根据上述理论，编写了大型豪华邮轮非线性运动计算程序，计算程序框图如图1所示。

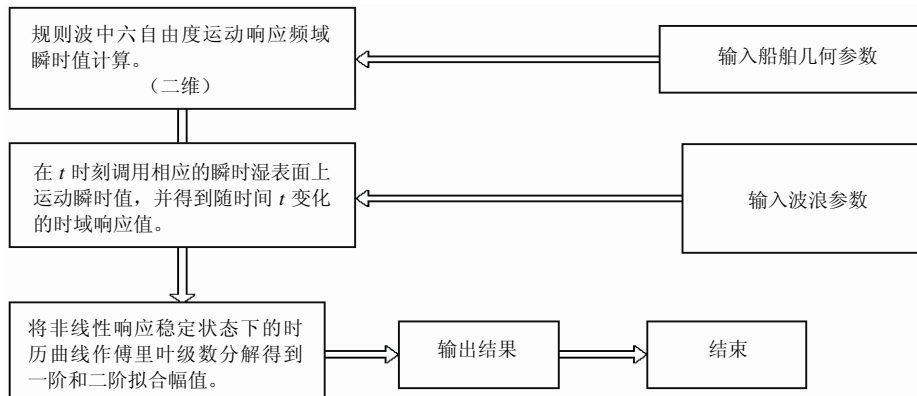


图1 非线性运动计算程序

2 计算实例

2.1 模型试验与理论预报输入参数的确定

豪华邮轮的设计参数见表 1。

模型试验主要模拟了实船航速为 18kn, 29.4kn

的迎浪工况。试验模型与实船主尺度相似比为 1:80。理论计算各输入参数与船模试验的参数相等，船舶重心高和纵摇惯性半径主要根据模型试验状态取值，以保证计算结果的可信性。表 2 为规则波中迎浪运动试验内容。

表 1 豪华邮轮的设计参数

设计参数	数值	设计参数	数值
总长 L_{OA} / m	335	设计水线长 L_{WL} / m	296
型宽 B / m	38.4	设计吃水 / m	10
最大吃水排水量 / t	72500	方型系数	0.62
试航交船航速 / kn	29.4	游弋航速 / kn	18

表 2 规则波中迎浪运动试验

波长比船长	波浪周期 / s	波高 / m	实船速度 / kn	傅鲁德数 / F_n	测试内容
1.1	14.3	3.2	18	0.172	纵摇、垂荡
		5.6			
		8			
1.0	13.6	3.2	29.4	0.281	
		6.4			
		8			

根据船模试验，船模与波浪遭遇的方向，可把船模试验分成：迎浪（或随浪）试验、横浪试验和斜浪试验 3 大类。刘易斯^[7~9]通过斜浪试验证明，横浪对纵摇和升沉运动没有很大的影响，而迎浪时的纵摇和升沉最为严重。因此，研究船模迎浪时的运动就足够了。船模的迎浪试验是测量纵摇和升沉

运动等最好且最简单的方法。

2.2 理论预报结果与试验结果的比较

在航速 18kn, $\lambda/L=1.1$ 的情况下，对应规则波的 3 个实际波高为 3.2m、5.6m、8m，对应的波陡（ $k\zeta_a$ ）为 0.028、0.053、0.079，见图 2~5。预报结果与试验结果比较见表 3。

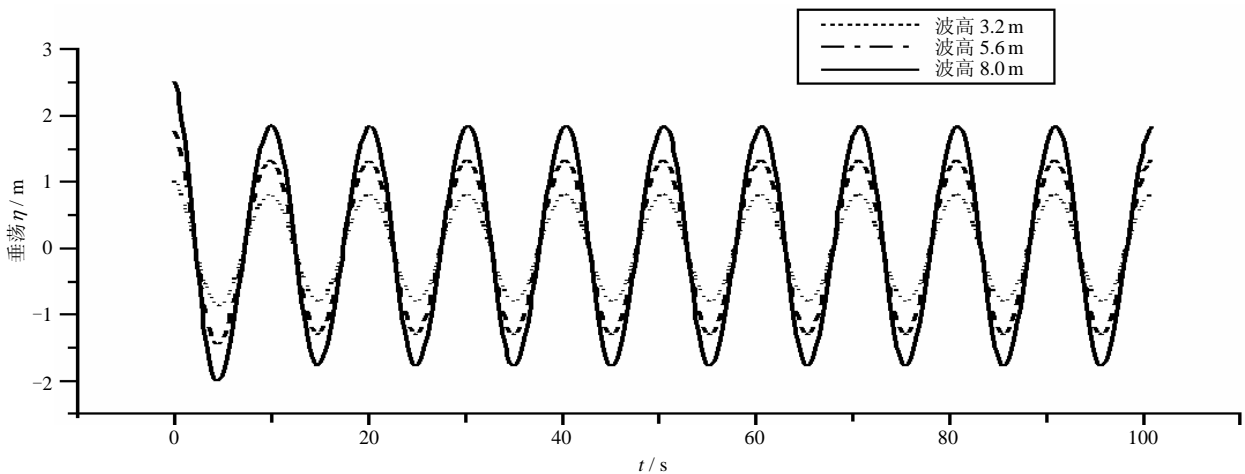


图 2 航速 18kn 垂荡运动响应时域解

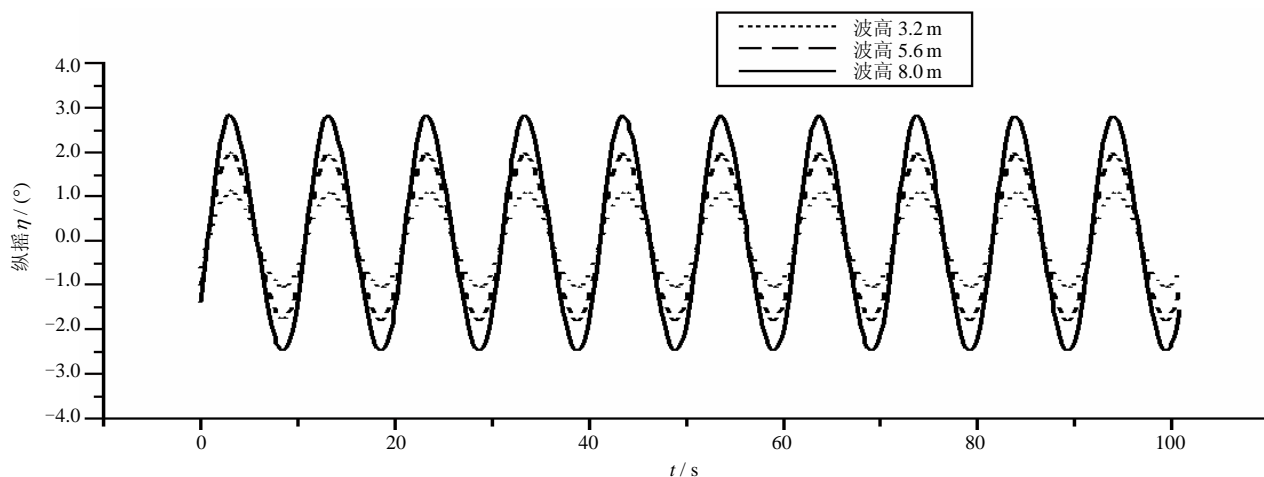


图3 航速 18kn 纵摇运动响应时域解

表3 航速 18kn, $\lambda/L=1.1$ 情况下理论预报结果与模型试验结果比较 (一阶)

运动		船模试验结果			理论预报结果			理论相对模型结果的增减/ %		
		实际波高/ m			实际波高/ m			实际波高/ m		
		3.2	5.6	8	3.2	5.6	8	3.2	5.6	8
垂荡值 $\bar{\eta}_3$	线性	0.54	0.48	0.44	0.64	0.64	0.64	18.5	33.3	45.5
	非线性				0.51	0.47	0.45	-5.5	-2	2.3
纵摇值 $\bar{\eta}_5$	线性				0.65	0.65	0.65	3.2	6.6	14
	非线性	0.63	0.61	0.57	0.60	0.59	0.58	-4.8	-3.3	1.8

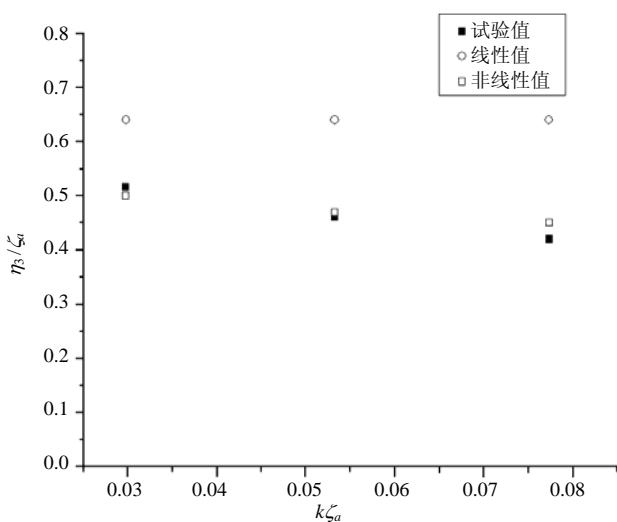


图4 垂荡一阶幅值随波陡的变化

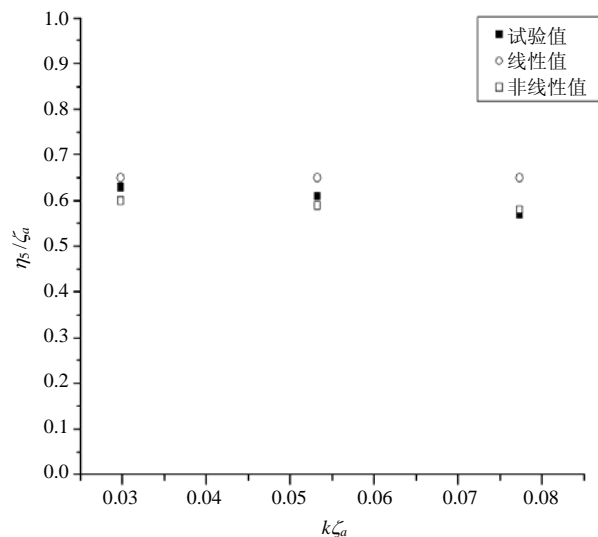


图5 纵摇一阶幅值随波陡的变化

在航速 29.4kn, $\lambda/L=1.0$ 的情况下, 对应规则波的 3 个实际波高为 3.2m、5.6m、8m, 对应的波

陡 ($k\zeta_a$) 约为 0.034、0.068、0.085, 见图 6~9。理论预报结果与试验结果比较见表 4。

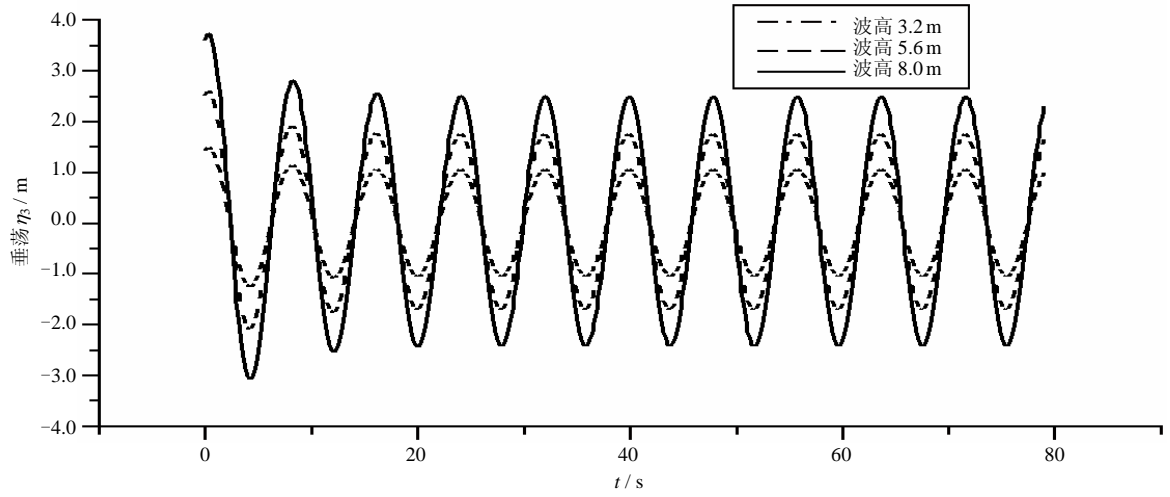


图 6 航速 29.4kn 垂荡运动响应时域解

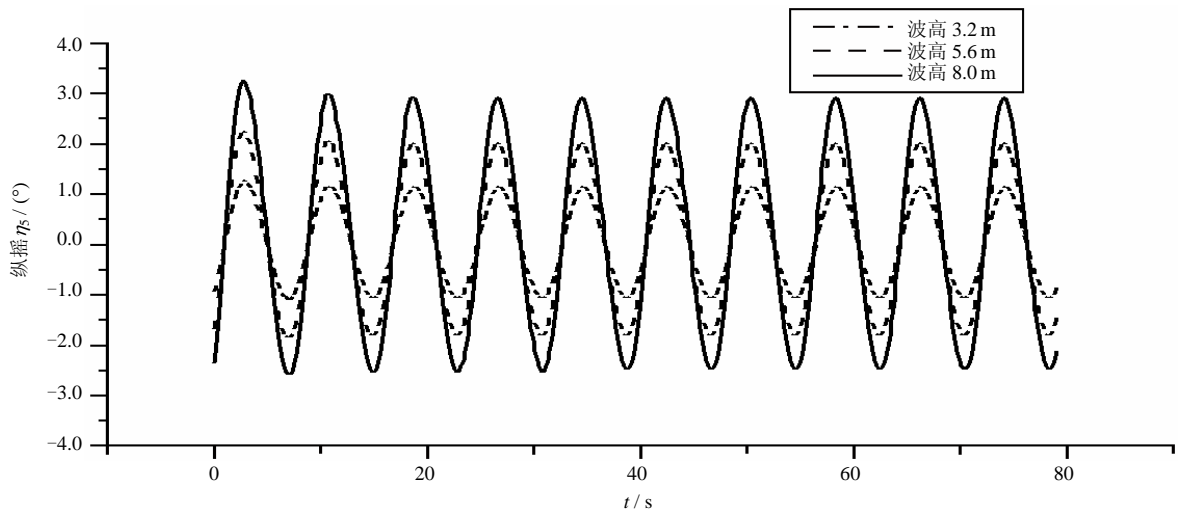


图 7 航速 29.4kn 纵摇运动响应时域解

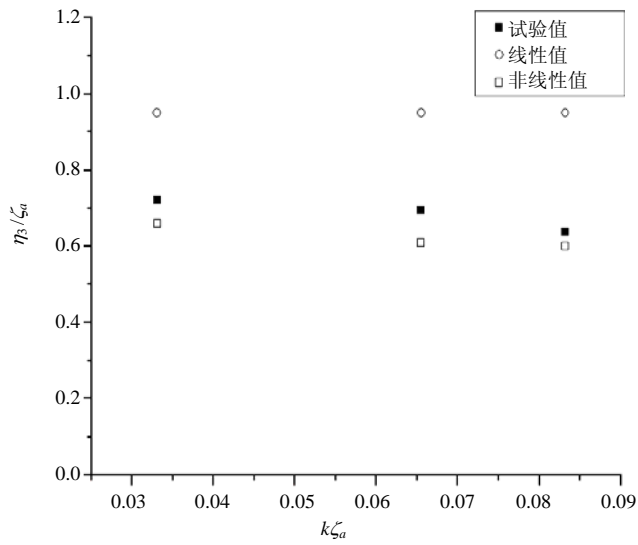


图 8 垂荡一阶幅值随波陡的变化

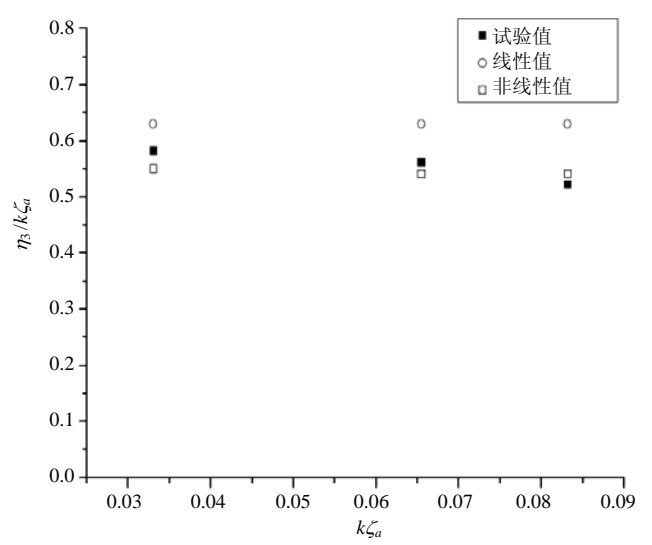


图 9 纵摇一阶幅值随波陡的变化

表4 航速 29.4kn, $\lambda/L=1.0$ 理论预报结果与模型试验结果比较 (一阶)

运动		船模试验结果 实际波高/m			理论预报结果 实际波高/m			理论相对模型结果的增减/% 实际波高/m		
		3.2	6.4	8	3.2	6.4	8	3.2	6.4	8
垂荡值 $\bar{\eta}_3$	线性				0.95	0.95	0.95	31.9	35.7	48.4
	非线性	0.72	0.70	0.64	0.7	0.67	0.67	-2.8	-4.3	4.7
纵摇值 $\bar{\eta}_5$	线性				0.63	0.63	0.63	8.6	12.5	21.2
	非线性	0.58	0.56	0.52	0.55	0.54	0.54	-5.2	-3.6	3.8

3 结语

本文采用非线性时域理论进行迎浪非线性规则波中豪华邮轮的垂向运动预报,将数值结果与模型试验结果进行了比较分析,得出以下结论:

1) 随着航速的增加,线性结果与试验结果的误差增大,而非线性结果能够保持较好的准确度;

2) 在同一航速下,线性方法和非线性方法垂荡响应即使在小波幅下差别也较大,线性方法高于模型试验结果的较多,而非线性方法与模型试验较吻合,非线性方法得到的垂荡一阶幅值与模型试验间最大差别在 5.5%左右。说明该船型垂荡运动非线性较为显著,考虑物面非线性的水动力预报程序相对于线性方法具有很好的准确性;

3) 通过与模型试验结果的比较,本文采用的非线性切片理论能很好地预报迎浪下船舶的非线性垂荡和纵摇响应;

4) 因非线性垂向运动,船体湿表面显著变化,船舶水动力具有明显非线性特征。目前的非线性切片理论可较准确考虑船舶非线性运动引起的入射波力和静水恢复力的非线性,同时能较全面考虑船舶非线性运动辐射力和绕射物面非线性因素。该方法计算时间短,精度高,能够满足实际工程的设计需要。

【参考文献】

- [1] Xia J, Wang Z and Jensen J.J. Nonlinear wave loads and ship responses by a time-domain strip theory[J]. Marine Structures, 1998, (3) :101-123.
- [2] Fonseca N and Guedes Soares C. Comparison between experimental and numerical results of the nonlinear vertical ship motions and loads on a containership in regular waves. Int. Shipbuilding Prog[J]. 2005, 57-89.
- [3] 董文才等. A new theoretical method on longitudinal motion of deep-V planning craft in wave[A].
- [4] 刘应中,李谊乐,缪国平. 船舶在波浪中非线性运动的工程算法[J]. 水动力学研究与进展, 1995, A 辑, 10 (2): 230-239.
- [5] 贺五洲,周正全,程军. 水面舰船迎浪航行时非线性运动预报的切片算法[J]. 中国造船, 1998, (1): 42-51.
- [6] 戴遗山,段文洋. 船舶在波浪中运动的势流理论[M]. 北京:国防工业出版社, 2008.
- [7] Lewis E V. Ship Model Test to Determine Bending Moments in Waves[J]. SNAME, 1954, 62: 426-490.
- [8] Lewis E V. Dallzall J F. Motion, Bending Moment and Shear Measurements on a destroyer Model in Waves[Z]. 1958.
- [9] Lewis E V and Numatu E. Ship Motion in Oblique Seas[J]. SNAME, 1960, 68.

告 示

《上海造船》在线稿件管理系统已正式开通,网址为:

<http://www.shzcxk.cn/>。欢迎广大作者登录该系统投稿。

《上海造船》编辑部

基于共同规范的散货船疲劳分析

陈国建, 韩天宇

(法国 BV 船级社上海办事处, 上海 200031)

摘要: 疲劳是船体损坏的主要因素之一, 在设计建造阶段提高结构物疲劳寿命具有重要意义。结合船舶在建造和营运中的经验与反馈, 以船级社共同规范为指导, 对散货船船体结构的疲劳分析进行了探讨。分析了二维情况下的纵骨疲劳, 同时利用三维有限元方法对船体主要支撑构件的疲劳强度进行了分析和总结, 对影响疲劳强度的一些关键因素进行了讨论。

关键词: 共同规范; 散货船; 疲劳强度; 有限元分析

中图分类号: U674.13⁺⁴

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0008-06

Abstract: Fatigue is one of the main reasons for ship hull damage. It is of great significance to increase structure fatigue life in the preliminary design phase. Combining the experience and feedback from ship building and operation, the structure fatigue analysis of a bulk carrier is carried out based on IACS' Common Structure Rules (CSR). 2D longitudinal stiffener fatigue is analyzed; and fatigue analysis of the hull's main supporting components is performed using 3D Finite Element Method to form a conclusion; key factors affecting the fatigue strength are also studied.

Key words: Common Structure Rules (CSR); bulk carrier; fatigue strength; Finite Element Analysis

0 引言

疲劳和腐蚀被认为是船体结构损坏的主要因素^[1]。尽管疲劳损伤导致的结构单元失效不会引发灾难性的后果, 但是, 疲劳损坏带来的结构维修费用十分昂贵, 尤其是船体上不容易到达的地方。维修往往意味着营运暂停, 这将带来更大的经济损失。因此, 在散货船设计与建造阶段提高结构疲劳寿命, 无疑具有重要的意义。

在海上航行的散货船, 装载工况复杂, 不仅有均匀满载、压载等常规工况, 还有风暴压载、隔舱装载等恶劣载况。与此同时, 装载货物多种多样, 包括矿砂、谷物、卷筒钢板以及煤炭等不同密度和不同性状的货物, 这给散货船的疲劳分析带来了许多不确定因素。例如, 选取的载况不同、货物不同或者各种载况或货物分别在营运中所占时间比重不同等, 显而易见会得到不同的疲劳分析结果。在共同规范出现之前, 各家船级社之间针对散货船的疲劳分析结果有较大分歧。在共同规范推出

之后, 经不断完善, 散货船的疲劳分析终于有了统一的方法、统一的前提条件以及统一的结果准衡。

本文以船级社散货船结构共同规范^[2]为指导 (以下简称共同规范), 对散货船的船体结构疲劳分析进行了探讨, 不但分析了二维情况下的船体纵骨疲劳强度, 同时利用三维有限元手段对主要支撑构件的疲劳强度进行了分析, 并总结了影响疲劳强度的关键因素。

1 疲劳基本原理

疲劳有两种类型, 分别是低频循环疲劳, 对应于循环次数少于 5×10^3 , 在材料塑性范围内变形, 例如浮式生产系统FPSO的储油/卸油状态; 高频循环疲劳, 对应于大量的循环次数和弹性变形。在船体中观察到的疲劳主要是高频循环疲劳。

影响船体结构疲劳性能的因素很多, 主要有: 结构的几何特性与焊接形式; 材料和焊接程序; 制造工艺; 船舶装载工况; 海况; 环境条件等等。这些影响因素构成了疲劳计算的前提条件。

在共同规范中, 要求对规范船长大于 150m 的散货船强制进行疲劳强度校核。所谓“疲劳强度校核”主要针对由于波浪载荷诱导的疲劳损坏, 而低循环次数的载荷或冲击载荷则不予考虑。海洋环境

第一作者简介: 陈国建, 男, 高级工程师, 1977 年生。2003 年上海交通大学船舶与海洋工程专业获硕士学位。现从事船舶与海洋结构物结构分析工作。

收稿日期: 2010-12-20

采用北大西洋海况。焊接程序、材料和工艺等遵循国际工业界标准和船级社规范。腐蚀量按照共同规范第三章第3节的要求取值。

由于散货船有 BC-A、BC-B 和 BC-C 的船级符号之分，对应的装载工况也有区别。例如满足 BC-A 船级符号的散货船不仅可以均匀装载货物，还可以有隔舱装载高密度货物和风暴压载工况。因此，在疲劳强度计算中，选取疲劳分析典型工况时，就要充分考虑这些不同的装载模式。这些因素在共同规范中体现在第八章第1节和第四章附录三中不同载况的组合系数中。

要评估结构细节的疲劳强度，就必须先确定此结构细节的“热点”应力，热点即损坏开始发生的区域。根据应力计算所采用的方法对应的有限元网格精细水平，在疲劳分析中可以采用3种水平的应力，分别为名义应力、热点应力和槽口应力，其定义如图1所示。

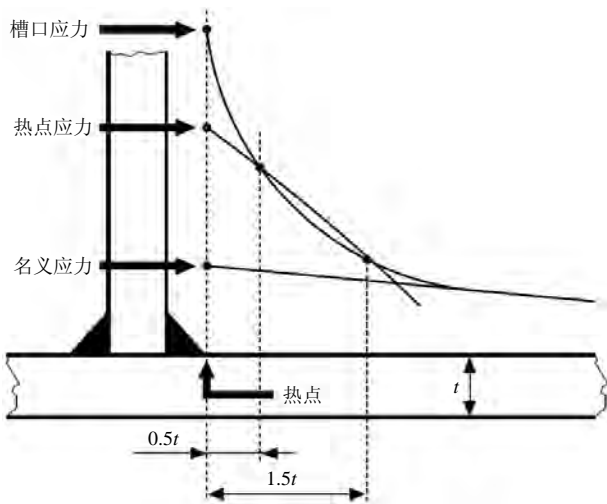


图1 名义应力、热点应力和槽口应力

各种应力的具体定义可以参考共同规范第八章第2节中的定义。

在共同规范中，对疲劳强度的分析是基于等效槽口应力范围的。等效槽口应力范围可以由等效热点应力范围乘以疲劳槽口系数得到。规范中采用确定性的疲劳分析方法，即假设槽口应力范围的长期分布已知，并且其累计概率密度函数符合双参数韦布尔分布：

$$F(x) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{x}{\Delta \sigma_{E,j}} \right)^\xi (\ln N_R) \right] \quad (1)$$

其中： ξ ——韦布尔形状参数，取值 1.0；

N_R ——循环次数，取值 10^4 ；

$\Delta \sigma_{E,j}$ ——对应 10^4 超越概率水平下热点处修正后的等效槽口应力范围，第 j 个装载工况，根据船级符号不同而有所差别，如均匀装载、重压载或隔舱装载等。

结合 $S-N$ 曲线^[3]，可以得到单个载况下此结构热点处的疲劳损坏：

$$D_j = \frac{\alpha_j N_L}{K} \frac{\Delta \sigma_{E,j}^4}{(\ln N_R)^{4/\xi}} \left[\Gamma \left(\frac{4}{\xi} + 1, \nu \right) + \nu^{-3/\xi} \gamma \left(\frac{7}{\xi} + 1, \nu \right) \right] \quad (2)$$

其中： K —— $S-N$ 曲线系数， $K = 1.014 \times 10^{15}$ ；

α_j ——载况系数，根据船长和装载工况以及船级符号而变化，见共同规范第八章第2节表2；

N_L ——船体设计寿命时间内载荷总循环次数， $N_L = \frac{0.85 T_L}{4 \log L}$ ；

T_L ——设计寿命，单位为s，以25年计， $T_L = 7.884 \times 10^8$ ；

L ——规范船长；

$$\nu = \left(\frac{100.3}{\Delta \sigma_{E,j}} \right)^\xi \ln N_R$$

Γ ——第二类不完全伽玛函数；

γ ——第一类不完全伽玛函数。

最后的疲劳强度衡准为各个装载工况下累计损伤的总和 D 小于 1，亦即

$$D = \sum_j D_j \leq 1.0 \quad (3)$$

对应热点处的疲劳寿命可取为 $25/D$ 。

针对某些特定因素，共同规范中对疲劳计算还考虑了一系列的修正：

1) 槽口应力集中因子 K_f 的修正。在第八章第2节的2.3条文中，引入了对打磨可改善焊接点疲劳强度的考虑。通过对角焊缝的打磨，槽口系数可以从 1.30 降到 1.15（对应深熔焊或者全焊透），通过公式(2)可以粗略估算出疲劳损伤可下降约 40%。由此可见，打磨对接点提高疲劳寿命的效果十分明显。

2) 材料修正系数。针对焊接点的材料属性与试验样品的差异而提出的修正。材料修正系数

的应力集中系数（面板不对称）。因此面板对称的纵骨如T型材的疲劳寿命要好于面板不对称纵骨如角钢和球扁钢等。纵骨与横舱壁及底墩处的肋板和强框相连接的节点在计算疲劳寿命时，需考虑双层底和舷侧结构相对于横舱壁变形所引起的附加应力。因此，在节点形式相同的情况下，纵骨在横舱壁处的节点疲劳寿命低于在其他强框处的疲劳寿

命。

由于疲劳破坏主要是由周期性交变载荷引起的，所以容易产生疲劳破坏的区域大多是承受较大动载荷的区域。散货船主要是外板纵骨承受较大的舷外海水波浪载荷，比其他区域的纵骨更容易产生疲劳破坏。特别是在满载水线附近的纵骨，在节点形式相同的情况下，其疲劳寿命相对较低。

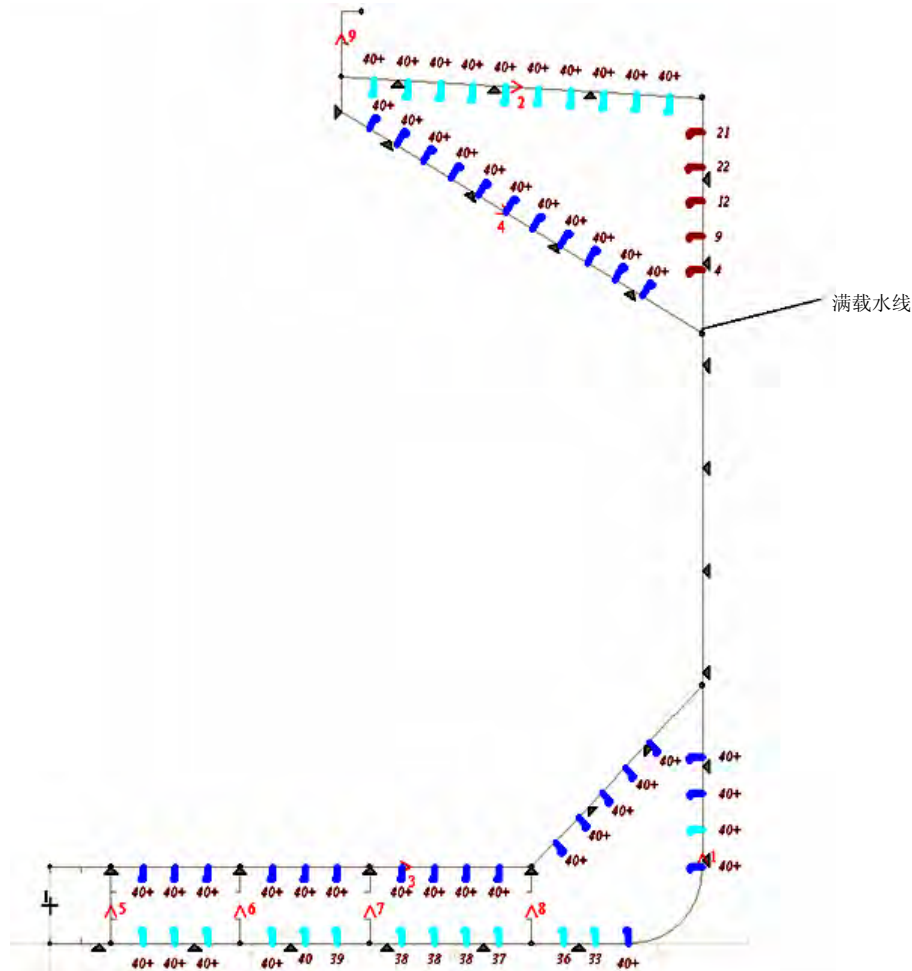


图3 76000t散货船纵骨疲劳计算

因此，在设计外板纵骨与横舱壁和强框的连接节点时，需选用节点库中应力集中系数小的节点，如设单面肘板的节点，有时可用软趾加背肘板的节点，以改善节点的疲劳强度。

对于无法在共同规范的标准节点库中找到与之相同或相似节点的纵骨连接节点，由于未知应力集中系数，其疲劳寿命可通过有限元法计算得出。

3 有限元疲劳分析

根据共同规范的要求，主要支撑构件的某些关键节点需要进行疲劳评估，例如舷侧主肋骨的下趾

端、内底板与底墩立板在双层底纵桁处的相接点、内底板与底边舱斜板在双层底肋板处连接区域等。在这些热点区域，如不能利用已有的节点库估算应力集中系数，则必须利用三维有限元方法进行热点应力范围计算，通过槽口应力因子，将热点应力范围转换成槽口应力范围，再进行疲劳强度评估。

用于疲劳计算的有限元网格划分须遵守共同规范第八章的相关要求。网格尺寸要求控制在净板厚级别，亦即 $t \times t$ 。网格划分必须表达出结构的细节，然而，焊缝可以不必建在有限元模型中。网格从疲劳热点向各个方向至少10个单元必须大小均

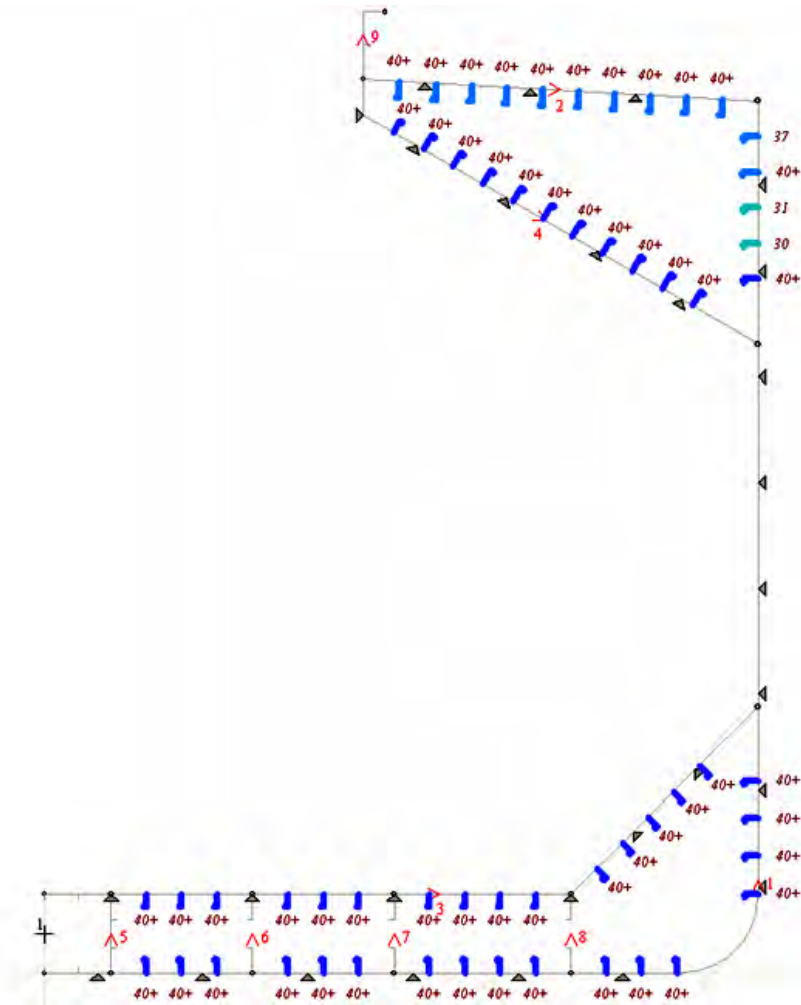


图 4 76000t 散货船纵骨疲劳计算（外板纵骨节点改善后）

匀。对于沿自由边的单元大小也必须均匀，且尽量为正方形，可以用截面特性足够小的线单元划分自由边来得到沿自由边的切向应力。

3.1 舷侧肋骨下趾端

舷侧主肋骨是单壳散货船舷侧的重要构件之一，它对单壳散货船的舷侧强度有着直接的影响。舷侧肋骨的下趾端是全船上的一个重要节点。它的疲劳损坏，有可能在趾端本身或底边舱斜板上产生裂缝，从而导致货物被污染以及昂贵的维修费用等。因此这个结构热点是单壳散货船疲劳强度分析中重要的一个环节。尤其是具有 BC-A 船级符号的单壳散货船的重压载舱内舷侧主肋骨。当船体处于重压载载况时，在波浪诱导下压载水对舷侧结构产生很大的压力，并且此压力的方向随着波浪相位不同而变化，在趾端处就会产生较大的热点应力范围。

要提高此处的疲劳强度，可以通过适当的加强措施来实现，例如增加趾端腹板局部板厚，改

善趾端几何结构形式，将面板厚度在结束处斜切成 1:3 或者更尖的形状以及将此处焊缝打磨光滑等。图 5 是一个舷侧主肋骨趾端的典型示意图和网格划分。

3.2 内底板与底墩立板连接处

关于内底板与底墩立板在双层底纵桁位置相连接点在重压载舱中损坏的报告时有见诸于世。究其原因，还是因为压载状态下较大的水压头引起的。这个节点也是散货船上最关键的疲劳节点。在这个节点处，所作用的载荷恶劣，应力高度集中并且几何形式不易改变。而在共同规范中，对于船长大于 200m 的散货船，重压载载况所占的比重有了进一步提升。这也是此疲劳节点难以满足规范的原因之一。

通过对一系列散货船的疲劳分析发现^[4-10]，同样是重压载舱的底墩，底墩垂直立板的情况往往要比倾斜立板的情况恶劣。图 6 所示的是某 11 万吨级散货船重压载舱内前后底墩处的疲劳分析结果

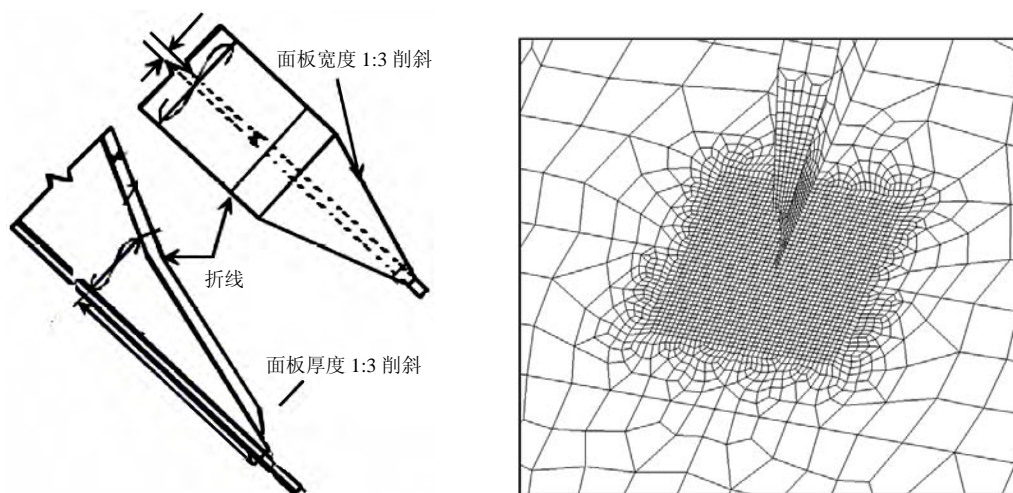


图5 舷侧主肋骨下趾端与网格划分

(未打磨)。同处于重压载舱内，板厚分布完全对称，只是由于底墩立板倾斜角度不同，疲劳计算结果差异较为明显。这很可能是由于底墩立板与内底板直角相交时的应力集中要比倾斜相交时更为严重。因此，如有条件，可将底墩立板设计成

与内底板倾斜相交，这样会有助于此热点结构疲劳强度的改善。另外，还可以增加板厚和提高材料等级、对焊缝进行打磨等来提高疲劳强度。在此节点处必须采用全焊透的焊接方式，并进行无损探伤。

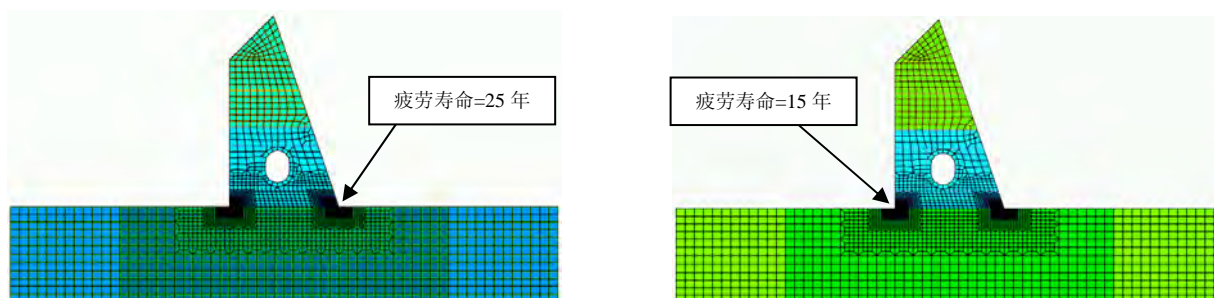


图6 某11万吨级散货船重压载舱内前后底墩处疲劳分析结果(未打磨)

3.3 内底板与底边舱斜板连接处或内底板与内壳连接处

与内底板与底墩连接处相类似，直角连接形式的结构往往比斜板连接形式的疲劳强度更难以满足规范要求。虽然直角连接形式比较少见，但是在双壳灵便型散货船上有一定的应用。图7为某3万吨级双壳散货船A的结构形式，内底板与内壳为直角相连。与之对比的是图8所示的另一条双壳3万吨级散货船B，内壳与内底板倾斜相连。通过疲劳分析，两者差异较大，散货船A虽然局部嵌入厚板比散货船B对应位置的板厚要厚，但是此处的疲劳寿命反而没有散货船B长。因此，在舱容要求相对比较宽松的条件下，可以通过将此处设计成斜交的结构形式，以提高该节点的疲劳寿命。同时也可以通过提高材料等级，打磨焊缝以及嵌入加厚板来达到提高疲劳寿命的目的。

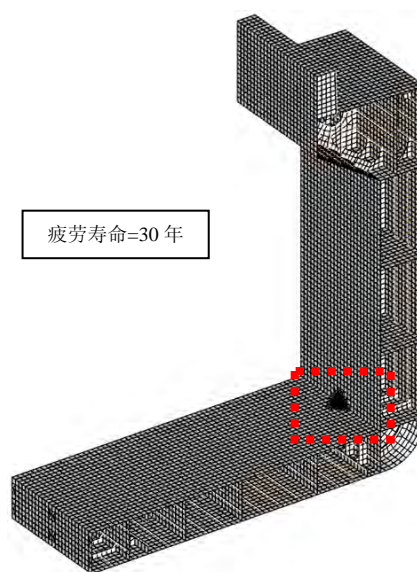


图7 3万吨级散货船A内底与纵舱壁相交处疲劳分析结果
(下转第42页)

大型汽车滚装船参数横摇研究

吴小平

(上海船舶研究设计院, 上海 200032)

摘要: 对于航行在纵向波浪中的船舶, 参数横摇是横稳性中典型的不利情形。文章对参数横摇作了介绍, 并对某大型汽车滚装船进行了实例分析。首先, 对船舶在纵向波浪中的稳性变化进行了计算; 然后, 根据衡准进行验证; 最后, 采用数值仿真方法, 研究了稳性变化、横摇阻尼、航速、航向等参数对参数横摇的影响。

关键词: 汽车滚装船; 参数横摇; 船舶设计

中图分类号: U661.32; U661.2⁺2

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011)03-0014-05

Abstract: Parametric rolling is a typical adverse situation for the transversal stability of ships operating in longitudinal waves. In this paper, a general introduction of parametric rolling is made and a case study regarding the parametric rolling of a large pure car and truck carrier (PCTC) is presented. The variations of transversal stability in regular longitudinal waves are first calculated and then checked against criteria; finally, numerical simulations are conducted to further show the effects of change of stability, roll damping, as well as various headings and forward speeds, on the occurrence of parametric resonance.

Key words: pure car and truck carrier (PCTC); parametric rolling; ship design

0 引言

船舶在迎浪或随浪航行时, 当波浪周期与船舶横摇固有周期之间存在一定的关系时, 即使海况不是非常恶劣, 船舶也有可能在很短时间内发生较大幅度的横摇, 这一现象称为参数横摇。顾名思义, 要发生参数横摇, 必须满足一定的参数条件, 比如波长要近似等于船长, 波高要达到某一临界值, 横摇阻尼要足够小, 以及航速和航向条件等等。尽管参数横摇与普通横摇都属于船舶稳性的范畴, 但两者的本质区别在于, 参数横摇并非来自外界环境的直接影响, 而是由于船舶在波浪中自身稳性的周期性变化而引起。

大约半个世纪前, 人们已经发现了小型渔船参数横摇这一现象并对此进行了研究^[1,2]。随着船舶大型化的发展, 一些大型船舶, 比如集装箱船和汽车滚装船, 也会发生参数横摇。集装箱船和汽车滚装船航速较高、水下线型瘦削、艏艉外飘明显、主甲板以上装载大量货物导致重心升高。由于这类高附

加值船舶装载的货物价值昂贵且数量巨大, 一旦发生剧烈横摇将会导致重大经济损失。另外, 汽车滚装船存在特有的横向强度问题, 如果横摇角度过大, 将会导致结构发生挠曲变形。2003 年, 欧洲 Wallenius 公司的汽车滚装船“M/V Aida”号在北大西洋发生了剧烈横摇, 最大横摇角高达 50°, 经调查证实, 参数横摇是这次事故的真正原因^[3]。之后该船再次发生参数横摇, 此时由于已经安装了 Seaware EnRoute Live 决策支持系统, 所以横摇角度最大仅为 17°。参数横摇事故, 使得人们逐渐加深了对参数横摇的研究力度。国际海事组织 (IMO) 于 2007 年发布通函 MSC.1/Circ.1228^[4], 用于避免这一危险情况, 一些主要船级社也发布了参数横摇指南用于指导船舶设计。

1 理论方法

如前所述, 发生参数横摇的根本原因在于船舶在波浪中的稳性发生了变化。由于波浪作用, 船舶各站的吃水与静水情况有所不同。当波谷位于船中位置时, 船首和船尾处吃水要深于静水状态, 而船中处吃水要浅于静水状态, 见图 1。由于汽车运输船的型线特点, 此时的水线面面积要比静水中的大, 所以稳性比静水稳性大; 相反, 当波峰位于船

作者简介: 吴小平, 男, 工程师。1979 年生, 2008 年上海交通大学船舶与海洋结构物设计制造专业毕业, 现从事船舶设计工作。

收稿日期: 2011-04-26

中位置时，稳性要比静水稳性小。在纵向波浪的作用下，稳性将会随着波浪发生周期性变化，当这种稳性变化的频率与横摇固有频率之间存在以下关系时，船舶就有可能发生参数横摇。

$$\frac{\omega_E}{\omega_n} \approx \frac{2}{n} \quad (n=1,2,3,\dots) \quad (1)$$

式中： ω_E 、 ω_n ——分别为遭遇频率和横摇固有频率。当 $n=1$ 时，即遭遇频率近似为固有频率的2倍时（或遭遇周期近似为固有周期的一半时），此时一旦其他参数（如波高、阻尼等）达到临界条件，船舶就会发生剧烈的参数横摇。

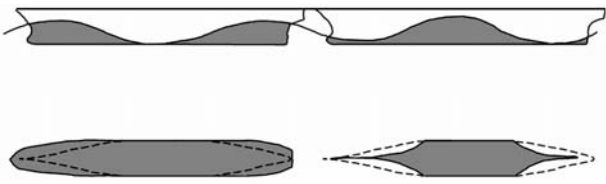


图1 纵向波浪中水线面积发生改变

1.1 设计波

为了评价波浪对船舶稳性的影响，首先定义一个规则波，即设计波。将船置于该设计波中进行计算。当波长近似等于船长时，船体运动幅度最为剧烈，取垂线间长作为设计波波长，由波长即可确定波浪频率和波浪周期。对于深水情况，波长 λ 和波浪频率 ω_w 之间的关系为：

$$\omega_w^2 = \frac{2\pi g}{\lambda} \quad (2)$$

式中： g ——重力加速度。波高根据文献[6]的波浪散布图进行计算。

1.2 稳性计算

波长和波高确定后，可以得到波峰位于任意纵向位置处各站的吃水^[5]：

$$d_C(x_i, x_{Cj}) = d_m - 0.5h_w \cos\left(\frac{2\pi(x_i - x_{Cj})}{\lambda}\right) \quad (3)$$

式中： d_m ——船舶在静水中的平均吃水； h_w ——波高， x_i ——第 i 站纵向位置， x_{Cj} ——波峰位置； $d_C(x_i, x_{Cj})$ ——波峰在 x_{Cj} 时第 i 站的吃水。由吃水和型值表，可得到各站的水线半宽。通过静水力计算，可得到每一个波峰位置对应的横稳心高 $GM(x_{Cj})$ ，由此可以得到平均稳心高 GM_m 和稳心高幅值 GM_a ^[5]：

$$\begin{aligned} GM_m &= 0.5(GM_{\max} + GM_{\min}) \\ GM_a &= 0.5(GM_{\max} - GM_{\min}) \end{aligned} \quad (4)$$

式中： GM_{\max} 、 GM_{\min} ——分别为最大稳心高和最小稳心高。

1.3 横摇方程

如果忽略其他自由度的耦合影响，横摇微分方程可表示为：

$$\ddot{\phi} + 2\mu\dot{\phi} + \frac{\rho \cdot g \cdot \nabla \cdot GM(t)}{I_{44} + A_{44}}\phi = 0 \quad (5)$$

式中： ϕ ——横摇角； μ ——横摇阻尼系数； I_{44} 、 A_{44} ——分别为横摇惯性矩和横摇附加惯性矩； ρ ——水密度； ∇ ——静水中的排水体积； $GM(t)$ ——随时间变化的稳心高。为了更好地分析各参数对横摇的影响，通常将式（5）化成Mathieu方程的形式。为此， $GM(t)$ 可近似表示为：

$$GM(t) = GM_m + GM_a \cos(\omega_E t) \quad (6)$$

船舶以一定的航速和航向在波浪中航行，波浪实际作用于船体的频率已不再是原始的波浪频率，而是遭遇频率 ω_E 。瞬间稳心高正是以遭遇频率在平均稳心高附近作周期性变化。以迎浪为例，遭遇频率为：

$$\omega_E = \omega_w + \frac{\omega_w^2}{g} V \quad \text{rad/s} \quad (7)$$

式中： ω_w ——波浪频率，rad/s； V ——航速，m/s。

1.4 评判衡准

经过数学变换后，式(5)可转化为式(8)所示的Mathieu方程形式：

$$\frac{d^2 x}{d\tau^2} + (p + q \cos(\tau)) \cdot x = 0 \quad (8)$$

该方程的解可分为稳定解和不稳定解2种，取决于方程参数 p 、 q 的组合情况，参数 p 、 q 分别为：

$$p = \frac{\omega_m^2 - (\mu \cdot \omega_n)^2}{\omega_E^2} \quad (9)$$

$$q = \frac{\omega_a^2}{\omega_E^2} \quad (10)$$

式中： ω_m 、 ω_a ——分别为平均稳心高和幅值稳心高所对应的固有频率，与对应的稳心高和船宽 B 有关。

$$\omega_m = \frac{7.85\sqrt{GM_m}}{B} \text{ rad/s}$$

$$\omega_a = \frac{7.85\sqrt{GM_a}}{B} \text{ rad/s}$$
(11)

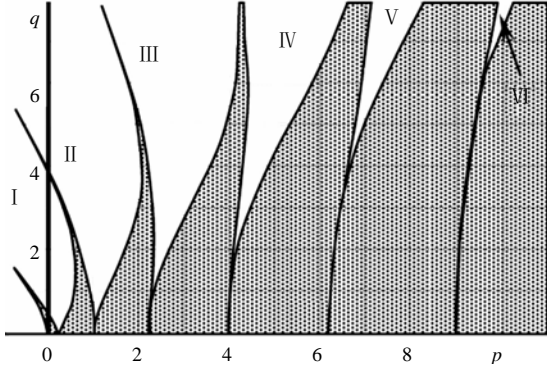


图 2 Mathieu 方程稳定解区域和不稳定解区域

图 2 给出了 Mathieu 方程的稳定解区域和不稳定解区域，阴影部分为稳定区，标有罗马数字的区域为不稳定区，其中 I 区为大多数参数横摇所对应的区域，称为主参数横摇共振区。如果坐标 (p, q) 位于这些不稳定区域，则横摇幅度将会随着时间增加而逐渐增大，形成参数横摇，如图 3 所示。

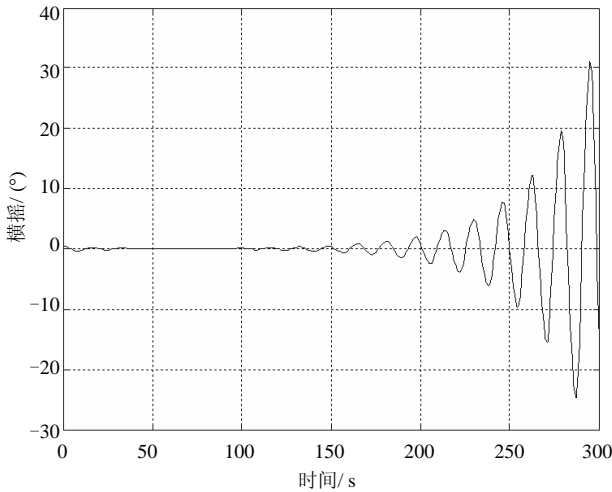


图 3 参数横摇

根据文献[5]，要判断是否会发生参数横摇，首先要判断以下不等式是否成立：

$$\frac{1}{4} - \frac{1}{2}q - \frac{1}{8}q^2 + \frac{1}{32}q^3 - \frac{1}{384}q^4 \leq p \leq \frac{1}{4} + \frac{1}{2}q \quad (12)$$

如果上述不等式成立，表明 Mathieu 方程的解处于不稳定区。如果船的横摇阻尼足够大，那么，即使 Mathieu 方程的解位于不稳定区，也不会发生参数横摇。而如果横摇阻尼小于某临界值，则参数横摇就有可能发生。所以，此时应进一步通过以下

不等式来检验横摇阻尼：

$$\mu \frac{\omega_0}{\omega_E} < q \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \sqrt{1 - k_3^2} \quad (13)$$

式中： k_1 、 k_2 、 k_3 ——与 p 、 q 有关，具体关系见文献[5]。 ω_0 ——静水稳心高所对应的横摇固有频率，可参照式(11)计算； μ ——横摇阻尼系数，可通过横摇衰减试验来确定。如果不等式(13)亦成立，则表明横摇阻尼太小，不足以抵御由于稳性周期性变化而导致的横摇激励，在一定的条件下，将很有可能发生参数横摇。

2 算例分析

2.1 船型参数

本文以上海船舶研究设计院开发的 8000CEU 汽车滚装船为例，对其进行参数横摇分析，该船的主要参数见表 1。

表 1 主要参数

参 数	数 值
垂线间长/m	217.0
型 宽/m	32.26
型 深/m	35.51
吃 水/m	11.20
航 速/kn	20.00

2.2 稳性计算

所选取的波浪参数见表 2。横稳心高随波峰位置变化的计算结果见图 4 和表 3。

表 2 设计波参数

参 数	数 值
波 长 λ /m	217.0
波高 H_w /m	15.13
波浪周期 T_w /s	11.78
波浪频率 ω_w /rad/s	0.533

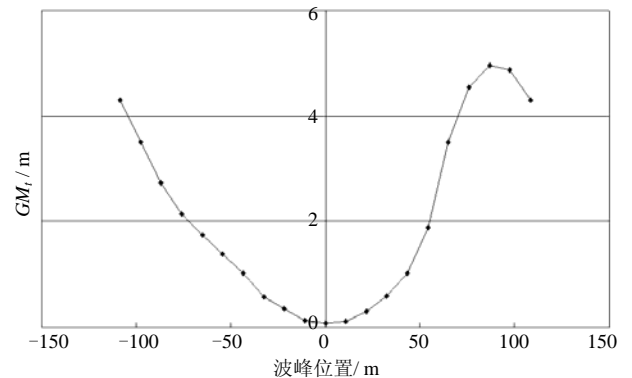


图 4 波峰位于不同位置处的横稳心高

表3 波峰位于不同位置处的横稳心高

波峰位置 x_{Cj}/m	排水体积 V/m^3	横稳心半径 BM_t/m	浮心垂向高度 VCB/m	横稳心高 GM_t/m
-108.50	46251	11.11	7.78	4.30
-97.65	46976	10.24	7.86	3.51
-86.80	48225	9.34	7.98	2.73
-75.95	49961	8.64	8.09	2.14
-65.10	51997	8.17	8.16	1.74
-54.25	54029	7.80	8.18	1.39
-43.40	55908	7.45	8.16	1.02
-32.55	57403	7.03	8.13	0.57
-21.70	58589	6.84	8.09	0.34
-10.85	59177	6.64	8.07	0.12
0	59115	6.61	8.06	0.07
10.85	58309	6.63	8.07	0.11
21.70	56786	6.80	8.09	0.29
32.55	54594	7.08	8.10	0.59
43.40	51859	7.52	8.09	1.03
54.25	49101	8.44	8.03	1.88
65.10	47413	10.17	7.93	3.51
75.95	46536	11.31	7.84	4.55
86.80	46103	11.78	7.77	4.96
97.65	45992	11.71	7.75	4.87
108.50	46251	11.11	7.78	4.30

2.3 衡准检验

根据 Mathieu 方程参数 p 、 q 的计算结果（见表4），将其代入不等式(12)和(13)进行验证，验证结果见表5。从表中可以看出，两个判别不等式均成立，由文献[5]可知，该船易发生参数横摇。

表4 Mathieu 参数计算结果

方程参数	计算结果
p	0.414
q	0.402

表5 衡准检验

不等式	检验结果
不等式(12)左边	0.030
不等式(12)右边	0.451
不等式(12)	成立
不等式(13)左边	0.016
不等式(13)右边	0.1551
不等式(13)	成立
是否易发生参数横摇?	是

2.4 数值仿真

上一节的验证结果表明，该船发生参数横摇的

危险较大，所以要对其进行进一步研究。为了了解各种航速、航向、阻尼以及稳心变化量等参数对参数横摇的影响情况，对船舶进行了数值仿真分析。横摇微分方程可表示为：

$$(I_{44} + A_{44})\ddot{\phi} + B_{44}\dot{\phi} + C_{44}\phi = 0 \quad (14)$$

式中： I_{44} 、 A_{44} ——分别为横摇惯性矩和横摇附加惯性矩， B_{44} 、 C_{44} ——分别为阻尼项和复原力项。令：

$$\omega_n^2 = \frac{C_{44}}{I_{44} + A_{44}} \quad (15)$$

$$C_{44} = \rho \cdot g \cdot \nabla \cdot GM(t) \quad (16)$$

$$\mu = \frac{B_{44}}{2\sqrt{C_{44}(I_{44} + A_{44})}} \quad (17)$$

$$GM(t) = GM(1 + \delta GM \cdot \cos(\omega_E t)) \quad (18)$$

则式(14)可化为以下形式：

$$\ddot{\phi} + 2\mu\omega_n\dot{\phi} + \omega_n^2\left(1 + \frac{\delta GM}{GM_m}\cos(\omega_E t)\right)\phi = 0 \quad (19)$$

数值仿真时，首先给船某一初始横摇角 ($\phi_0 = 5^\circ$)，让其在回复力作用下自由横摇。假定船舶在60s之后开始受到纵向波浪的作用，其横稳心高发生变化，此时开始施加稳心变化量 δGM ，以模拟纵向波浪对横稳心的影响。 δGM 与波高有关，目前尚不清楚它们之间的具体关系，但可以肯定的是， δGM 随波高的增加而增加。逐渐调节 δGM 和阻尼系数 μ ，观察二者对横摇的影响。然后对于给定的 δGM 和 μ ，在迎浪 (180°) 附近选取若干浪向角，在航速范围内选取若干航速，观察航速和航向对横摇的影响。

1) 当 $\delta GM = 0.15GM_m$ 时，表明稳心受波浪的影响不是太大。此时5%的阻尼系数足可以保证不发生参数横摇。

2) 当 δGM 增加1倍，即 $\delta GM = 0.30GM_m$ 时，波浪对稳性的影响有所增加。此时5%的阻尼系数已经略显不足，在15kn航速时，已经发生参数横摇。20kn航速、 160° 航向也已经处于参数横摇的边缘。

3) 保持阻尼系数不变， δGM 继续增加至 $0.50GM_m$ ，波浪对稳性的影响更加显著，稳性的变化量已经与初始稳性相当。此时5%的阻尼系数已

经明显不足, 航速在超过 15kn 之后均发生参数横摇, 而在 180°浪向/10kn 航速情况下也有参数横摇的迹象。

4) 保持 δGM 不变, 增加阻尼系数至 10%。随着阻尼的增加, 横摇情况得到明显改善, 除了少数情况之外, 大多数情况都不会发生大幅度横摇。说明增加阻尼能够有效抑制参数横摇的发生。在 180°

浪向时, 参数横摇发生在 10kn 航速和 20kn 航速的中间位置, 即 15kn 航速。这也说明, 在波浪中航行(特别是迎浪或随浪), 减速并非总是减小船体运动行之有效的办法, 因为一旦减速到遭遇频率接近固有频率的两倍时, 将会使原本并不显著的横摇状况变得恶化。

数值仿真总结见表 6。

表 6 数值仿真总结

		稳心变化 $\delta GM / GM_m$		
		0.15	0.30	0.50
阻尼系数	0.05	阻尼足够, 不会发生参数横摇。	阻尼略显不足, 部分航速和浪向组合发生参数横摇。	阻尼明显不足, 大多数航速和浪向组合发生参数横摇。
	0.10	阻尼足够, 不会发生参数横摇。	增加阻尼以改善参数横摇。	阻尼增加, 参数横摇受到明显抑制。

2.5 预防措施

虽然参数横摇和普通横摇的发生机理完全不同, 但是二者造成的后果却是一样的。所以, 在减摇设备上, 用于普通横摇的减摇装置, 如艏龙骨、被动式减摇水舱、减摇鳍等, 同样适用于参数横摇。

实践经验表明, 船载决策控制系统, 如 Seaware EnRoute Live (SEL)、Shipboard Routing Assistance (SRA)、SeaSense 等, 可以对有可能发生参数横摇的航速、航向、波高、波频等信息提前给出预警信息, 从而有效避免危险的发生。

值得说明的是, 应对参数横摇最好的方法是主动预防, 除了安装以上减摇设备和决策控制系统外, 船长及船上相关人员对参数横摇的认识也很重要, 只有意识到它的危险性和重要性, 才能引起当事人的足够重视。

3 结语

大型汽车滚装船由于其型线的特点, 在纵向波浪中航行时易受到参数横摇的影响。经验表明, 船舶一旦发生参数横摇, 横摇幅度将会在短期内迅速增大, 极端情况还会造成倾覆, 对船舶航行安全构成严重威胁。本文对参数横摇的成因、判断、预防进行了一定的探讨, 并以某一大型汽车滚装船为

例, 对其参数横摇问题进行了分析研究。研究结果表明, 该船在一定的外界环境作用下, 易受参数横摇的影响, 应安装减摇装置。航行时应尽可能避免参数横摇所对应的航向和航速。建议安装决策控制系统, 最大限度地将参数横摇风险降到最低。

【参 考 文 献】

- [1] Marcelo A.S.Neves, Nelson A.Perez, etc. Experimental Analysis on Parametric Resonance for Two Fishing Vessels in Head Seas[A]. Proceedings of the 6th International Ship Stability Workshop[C]. 2002.
- [2] Javier de Juana Gamo, Carlos Arias Rodrigo, etc. On the Parametric Rolling of Fishing Vessels[OL]. http://canal.etsin.upm.es/publicaciones/articulos/icmrt05_parametric_rolling.pdf.
- [3] IMO SLF 47/INF.5. Recordings of head-sea parametric rolling on a PCTC[R]. 2004.
- [4] IMO MSC.1/Circ.1228. Revised Guidance to the Master for Avoiding Dangerous Situations in Adverse Weather and Sea Conditions[R]. 2007.
- [5] American Bureau of Shipping. Guide for the Assessment of Parametric Roll Resonance in the Design of Container Carriers[R]. 2004.

水面舰船球鼻艏减振降噪研究

浦红燕, 朱新进, 陆 雷
(701 研究所, 上海 201108)

摘要: 在舰船球鼻艏内敷设吸声橡胶以降低噪音等不利因素对声纳基阵的影响, 并对敷设与未敷设吸声材料进行分析研究, 证实敷设吸声材料能显著降低噪音等级, 为声纳提供安静的工作环境。

关键词: 减振降噪工程; 球鼻艏; 声纳; 阻尼材料

中图分类号: U663.5

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0019-03

Abstract: This paper studies the influence of laying noise-absorbing rubber in the bulbous bow to reduce noise and other adverse factors on the sonar array; and analyzes the results with or without noise-absorbing material to find that the noise-absorbing rubber can significantly lower the noise level, thus providing a quieter working environment for the sonar.

Key words: vibration and noise reduction; bulbous bow; sonar; damping material

0 引言

舰壳声纳是水面舰艇探测潜艇等水下物体的基本工具, 而球鼻艏为声纳基阵提供的工作环境的好坏则在一定程度上决定了声纳性能的发挥。球鼻艏减振降噪工程的目的是为声纳创造一个良好的工作环境, 降低噪声、振动等不利因素对声纳工作的影响。多年以来, 球鼻艏减振降噪工程在被广泛应用的同时, 也在不断地优化、进步。到目前为止, 水面舰船球鼻艏减振降噪工程从技术方案到具体实施都颇有成效。

1 水面舰船的噪声和振动

影响声纳工作性能的不利因素除球鼻艏内的噪声和振动外, 外界环境的影响也很重要。主要分为以下几类^[1]:

1) 环境噪声^[2]: 海洋环境噪声包含风浪噪声、海流噪声、海洋生物噪声以及其他船舶航行噪声组成。这些干扰不仅覆盖了整个声波频段, 而且从脉冲波到连续波都有, 其分布是无规律的;

2) 本舰噪声: 本舰航行时产生的螺旋桨噪声、

水动力噪声和机械动力噪声等。本舰噪声主要与航速有关, 航速越大自噪声越大, 对声纳的影响也就越大;

3) 主动方式工作状态下的混响^[3]: 混响是海洋中随机非均匀分布散射体的散射波在声纳接收输入端的响应。一般的海水体混响都与海况、水质等因素有关。

减振降噪工程的目标就是给声纳基阵一个更“安静”的工作环境, 针对上述情况, 对自噪声采取以下一些措施, 可达到减振降噪的效果。

1) 对于舰上强噪声设施, 可以设进气消音器和排气消音器; 主辅机设置隔音罩壳; 主辅机采用浮筏隔振降噪; 对柴油发电机组、减速齿轮箱、空气压缩机、通风机等振动较大的设备采用双层弹性隔振降噪; 选择或研制低噪声的设备基座; 管道与管路的弹性支撑采用隔振器; 一些重要舱室进行吸声设计;

2) 设计优良的线型和附体, 减少阻力和附面湍流的产生, 使环绕船体的湍流噪声最小; 优化舰部线型、附体、轴系与螺旋桨的匹配, 使螺旋桨噪声降到最小;

3) 为降低球鼻艏的内部噪声, 其顶部和背部相连的舱室(艏尖舱和锚链舱)也要采取相应的减振降噪手段。(球鼻艏内阻尼材料敷设见图 1)。

第一作者简介: 浦红燕, 女, 工程师。1982 年生, 2005 年毕业于河海大学电子信息工程专业, 主要研究方向舰船水声、水声对抗设计。

收稿日期: 2011-03-15

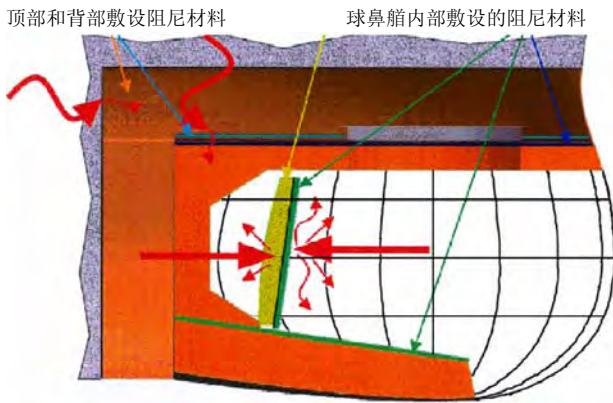


图 1 球鼻艏内的阻尼材料敷设

2 减振降噪材料

减振降噪材料一般以黏弹性材料为基底，其中加入声学结构的吸声阻尼层。所谓阻尼^[4]，就是物体在运动过程中受各种阻力的影响，能量逐渐衰减而运动减弱的现象。一般多采用改性后的橡胶和聚胺酯作为基底材料，并在阻尼层中形成各种形状和尺寸的空腔，见图 2，常用的有锯齿型和圆锥型空腔。其吸声主要依靠基底材料对声学能量高损耗性和内部空腔的共振吸收，二者相辅相成，不可或缺。

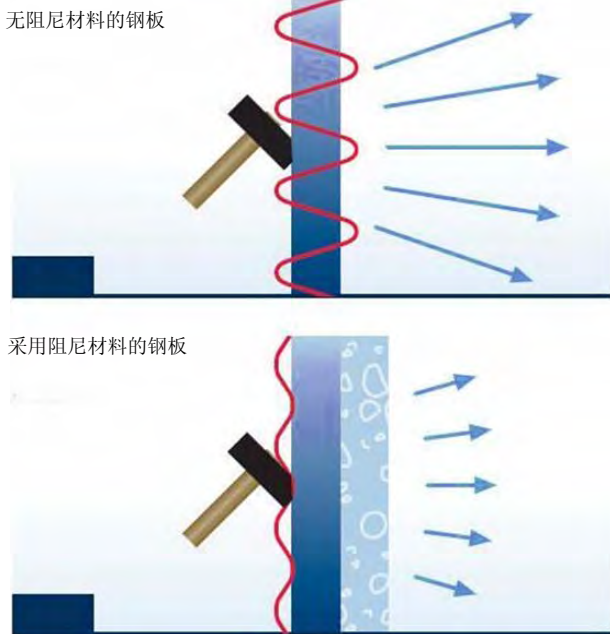


图 2 阻尼效果

减振降噪材料一般敷设在目标钢板的一侧或者两侧。至于敷设的厚度，以图 3 为例，横轴表示温度，纵轴表示振动能量的吸收系数。其中，实线表示敷设的阻尼材料厚度 4 倍于钢板厚度时的吸收

系数，虚线则表示 2 倍于钢板厚度时的吸收系数。从理论上来说，相同条件下，自然是敷的越厚效果越好。

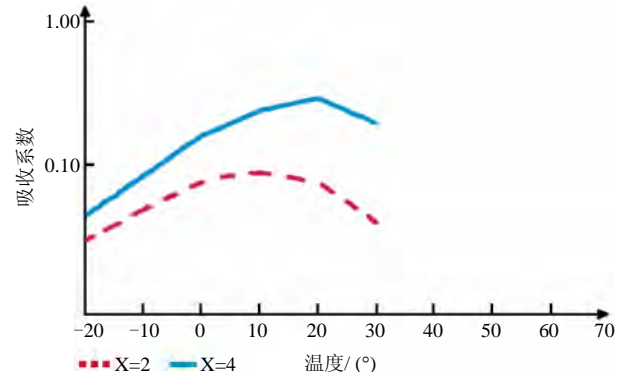


图 3 不同厚度下的阻尼效果

但是，减振降噪材料厚度受到材料重量、粘贴性能、构架方向等条件的限制。一般两侧共敷设 3~4 倍于钢板厚度的阻尼材料，可以吸收大约 40% 的振动能量。材料太薄，阻尼效果下降很大，成效较低。材料过厚，会增加材料脱落风险、构架承受的能力和工人施工的难度。球鼻艏平台的钢板厚度一般都大于 10mm，4 倍厚度就接近 50mm。如果再加厚，将会带来两个影响：第一，用粘合剂固定无法承受材料本身的重量，必须用螺钉加固，这将带来复杂的施工工艺和巨大的工作量；第二，球鼻艏内结构复杂，有很多不规则的小块区域，太厚的材料无论切割、弯折、敷贴都很困难，给施工带来难度。

同样需要注意的是，在达到相同的减振降噪效果时，高频段使用阻尼材料的效果要好于低频，可以用较薄的材料达到相同的效果。而低频时则需要更厚的材料。所以，在舰上其他部位敷设阻尼材料的厚度需要在总体设计时全面考虑。

3 阻尼材料的敷设

阻尼材料的敷设原则是所有的钢结构都被完全覆盖，不能露出一块未经敷设的钢结构。球鼻艏内的构架形式复杂，可分为垂直面和水平面两种敷设形式。如图 4。垂直方向的钢结构（球鼻艏背部），敷设比较方便，可在两侧平均敷贴阻尼材料。如果是水平方向的钢结构（球鼻艏顶部构架），可在钢板上表面多敷一点，下表面少敷一点，防止掉落，这样可降低承重和施工难度，可以达到基本相同的效果。

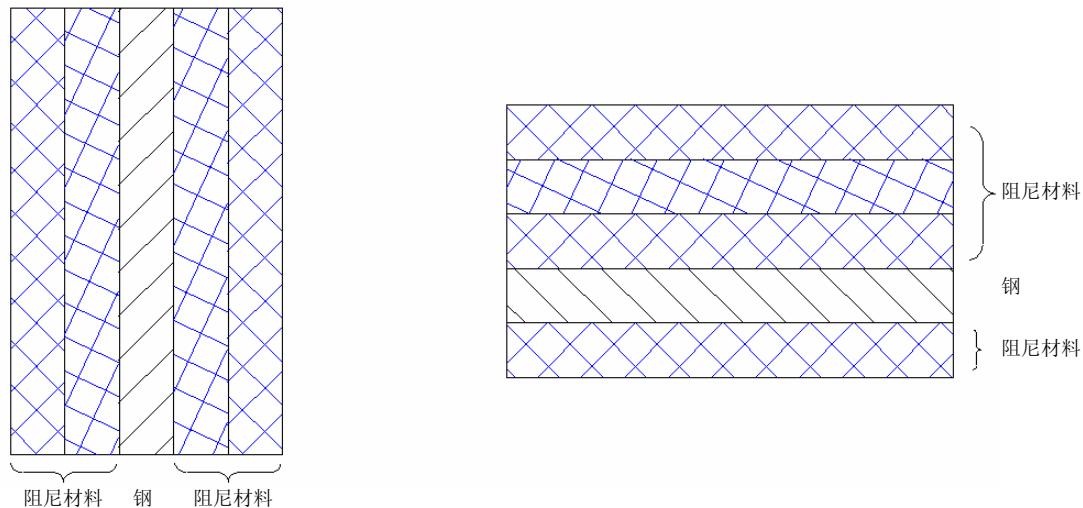


图4 敷设阻尼材料的两种形式

敷设前，先根据球鼻艏内的基本情况制定敷设方案，各处敷设厚度、敷设方法、边角的处理、是否需要螺钉连接、钢结构上底漆的处理、施工温度、乃至整个敷设时间的安排都需要详细考虑。有些结构敷设困难，需要在球鼻艏结构设计之初由总体设计师综合考虑，避免复杂的结构面朝向声纳基阵，增加施工难度。

敷设时，一般将阻尼材料制成相应厚度的胶板，进行拼接和粘贴，见图5。若两块拼接，则需要先将两侧切出斜面，并拢后中缝用胶水抹平。若遇到小块或不规则区域，要预先切割成相应大小，四周切斜边，用胶水粘合后四周与相接面抹平。不能出现中空和浮贴的情况，以免造成日后材料脱落。



图5 阻尼胶板的敷设

特别需要注意的是球鼻艏内的后壁，它的背面是舱室，正面直接面对声纳基阵，基阵朝向舰尾方向发射的声波经过钢结构反射，就变成了噪声，因

频率与声纳的工作频率相同，在后期的信号处理中，会造成很大困扰。所以，需要在两面敷设足够厚度的阻尼材料，将影响降至最低。

在敷设与球鼻艏相连的舱室时，一般在球鼻艏后壁以后（锚链舱）和上壁（艏尖舱）以上0.5m范围内的舱壁都均匀敷设大约3倍于钢板厚度的阻尼材料（30mm左右）。而在球鼻艏平台上，可采用图4中的水平敷设方法，为防止掉落，下表面敷设一薄层，上表面可以尽量厚的敷设（有时可以达到50mm）。这样，可以将从结构上传过来的噪声和振动在到达球鼻艏之前降至最低。

针对球鼻艏内可活动零件跟随舰体运动所产生的振动，则要在设备和管系安装时，采用橡胶包覆或涂抹阻尼材料。

4 结语

随着对新材料的不断研发，球鼻艏内吸声材料也必会不断更新，敷设方式也会不断创新，为声纳基阵提供更良好的工作环境。

【参考文献】

- [1] A.D.Waite. 实用声纳工程（第三版）[M]. 王德石. 北京：电子工业出版社，2004.
- [2] 邵开文，马运义. 舰船技术与设计概论[M]. 北京：国防工业出版社，2005.
- [3] 田坦，刘国枝，孙大军. 声纳技术[M]. 哈尔滨：哈尔滨工程大学出版社，2000.
- [4] 阎福旺，刘载芳，荣新光等. 现代声纳技术[M]. 北京：海洋出版社，2004.

舵系锥轴锥孔连接受力分析

储 忠 良

(上海外高桥造船有限公司, 上海 200137)

摘要: 通过对船舶航行工况条件下锥面连接的受力分析, 得出锥面连接的表面接触比压与其能传递的轴向摩擦力和摩擦扭矩关系的计算公式; 并对压入安装工况条件下锥面连接的受力分析, 得出装配时压入力与接触比压关系的计算公式。通过实例计算, 证明该计算方法是可行的。

关键词: 舵系; 锥面连接; 表面接触比压; 轴向摩擦力; 摩擦扭矩; 压入距离和压入力; 计算实例

中图分类号: U664.36

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0022-05

Abstract: Through force analysis on the cone surface connection under sailing condition, the relationship formula between the connection surface pressure and the transferable axial frictional force and torque is obtained. Besides, through force analysis on the cone surface connection under installation condition, the relationship formula between the pull-up force and the surface pressure is obtained. The above formulas are verified by a calculation example.

Key words: rudder system; cone coupling; surface pressure; axial frictional force and torque; pull-up length and pull-up force; calculation example

0 引言

船舶设计和建造工程中经常遇到锥轴和锥孔的过盈配合连接, 比如舵杆、舵销锥轴分别与舵叶的上下铸(锻)钢件锥孔的连接。但有关锥轴锥孔连接的受力分析资料缺少, 且不同的船级社的计算公式差别又较大。因此分析其连接的真实受力情况, 对船舶设计和建造具有重要意义。

1 舵系锥轴锥孔连接要满足的条件

舵杆、舵销与舵叶铸(锻)钢件的典型装配关系见图 1。

从图 1 中可以看出, 整个舵系的重量由上舵承的平面摩擦轴承支撑。舵叶的有效重量 G_e 由舵杆下端的锥轴表面与舵叶上铸(锻)钢件的锥孔表面的摩擦力来承受; 舵机传递给舵杆的扭矩 M 是通过舵杆锥轴表面与锥孔表面摩擦力传递给舵叶。舵叶的转动带动舵销转动, 舵销仅受到挂舵臂对舵销的正压力 R_B 而产生摩擦力矩。

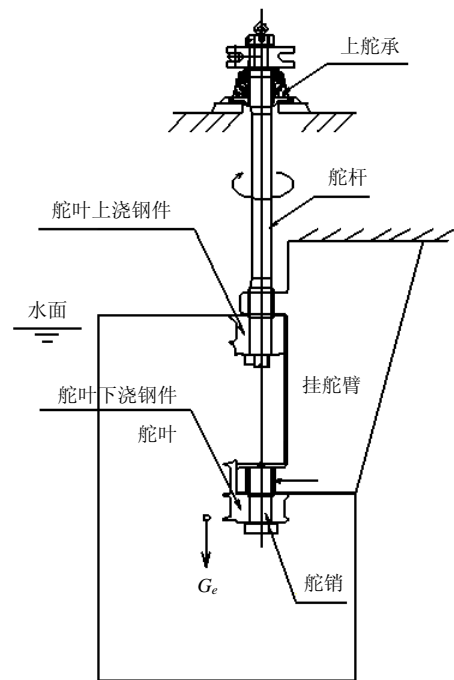


图 1 舵杆、舵销与舵叶铸(锻)钢件的典型装配关系

接触表面摩擦力的大小和作用于接触表面的正压力有关。接触比压使锥孔表面位置处受到最大应力。船舶航行时舵叶受到舵力作用而产生弯曲, 同样也会使该锥孔表面产生应力, 由此引起的总的最大应力应该满足铸(锻)钢件材料的强度条件。

作者简介: 储忠良, 男, 高级工程师, 1960 年生。1983 年毕业于南京华东工程学院特种机械专业, 长期从事船舶设计与制造工作。

收稿日期: 2010-11-17

1.1 航行状态时表面比压 p 与摩擦转矩 M 和舵叶有效重力 G_e 的关系

以舵杆与舵叶的连接为例，舵叶在其有效重力 G_e （要减去舵叶在水中的浮力）的作用下，有向下脱离舵杆的趋势，因此舵叶上铸（锻）钢件锥孔受到沿锥面向上的摩擦力（假设舵杆液压螺母无提供

舵叶向上的托力）；同时，舵机传递给舵杆的转矩通过锥轴锥孔的过盈连接产生的摩擦转矩 M 带动舵叶转动，因此，舵叶铸（锻）钢件锥孔也受到沿水平圆周切线方向的摩擦力。即在锥面的任意位置取一个微小锥面 Δs ，该锥面受到垂直于该表面的比压 p ，见图2。

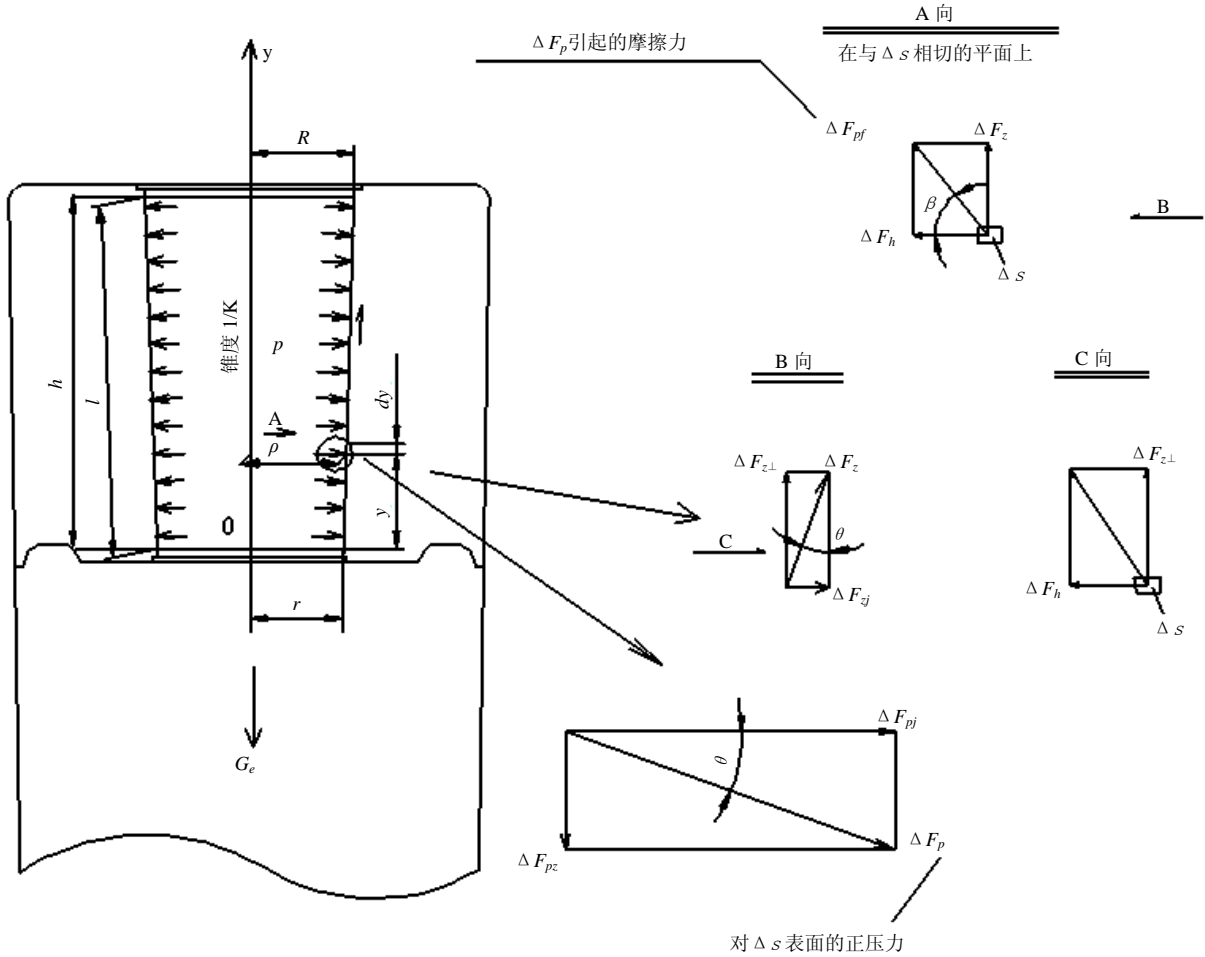


图2 船舶在航行状态时锥面连接受力分析

根据垂直方向静力平衡条件，得：

$$\sum \Delta F_{z\perp} - \sum \Delta F_{pz} - G_e = 0 \quad (1)$$

（本节中所有公式的符号说明见图2所示）。

根据对转轴的力矩平衡条件，得：

$$\sum \Delta F_h \rho - M = 0 \quad (2)$$

$$\because \sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1$$

$$\therefore \left(\frac{p \sin \theta \sum \Delta s + G_e}{pf \cos \theta \sum \Delta s} \right)^2 + \left(\frac{M}{pf \sum \rho \Delta s} \right)^2 = 1$$

经整理，得：

$$\left((\sin \theta \sum \Delta s)^2 - (f \cos \theta \sum \Delta s)^2 \right) p^2 + (2G_e \sin \theta \sum \Delta s) p +$$

$$\left(M^2 \frac{(\cos \theta \sum \Delta s)^2}{(\sum \rho \Delta s)^2} + G_e^2 \right) = 0 \quad (3)$$

显然 $\sum \Delta s$ 就是圆锥接触面的表面积，因此有：

$$\sum \Delta s = \pi(R+r)l \quad (4)$$

而 $\sum \rho \Delta s = \int_s \rho ds = \int_0^h \frac{2\pi\rho^2}{\cos \theta} dy$ ；注意到：

$$\frac{2(\rho-r)}{y} = \frac{1}{K} \Rightarrow y = 2K(\rho-r)$$

两边微分得： $dy = 2Kd\rho$ 。因此：

$$\begin{aligned} \sum \rho \Delta s &= \int_r^R \frac{2\pi\rho^2}{\cos\theta} 2Kd\rho = \\ \int_r^R \frac{4K\pi}{\cos\theta} \rho^2 d\rho &= \frac{4K\pi}{3\cos\theta} (R^3 - r^3) \end{aligned} \quad (5)$$

将式 (4)、(5) 代入式 (3) 得:

$$Ap^2 + Bp + C = 0 \quad (6)$$

其解的最大值为:

$$p = \frac{G_e(R+r)\frac{1}{K} + \sqrt{4f^2G_e^2(R+r)^2 + 4(R+r)^2\left(f^2 - \frac{1}{4K^2}\right)M^2\frac{(3\cos^2\theta(R+r)l)^2}{(4K(R^3-r^3))^2}}}{2\pi l \cos\theta(R+r)^2\left(f^2 - \frac{1}{4K^2}\right)} \quad (7)$$

式 (7) 就是满足使用要求的最小接触比压的精确计算公式, 对于舵销与舵叶铸 (锻) 钢件的连接也适用, 只是锥面不传递轴向摩擦力, 即 $G_e = 0$ 。

1.2 舵杆与舵叶锥面连接传递的摩擦力矩 M_1 的确定

一般, M_1 取舵机最大工作力矩 M_{sg} 的 2 倍,

即: $M_1 = uM_{sg}$, 其中 $u = 2$ 。

1.3 舵叶有效重量 G_e 的确定

舵叶的理论有效重量 G'_e 等于舵叶的重量 G (包括舵销、舵销液压安装螺母的重量) 减去 85% 浸没在海水中的舵叶体积产生的浮力。实际计算时 G_e 取 G'_e 的 2 倍, 即: $G_e = 2G'_e$ 。

1.4 舵销与舵叶锥面连接承受的摩擦力 M_2 的确定

舵销与舵叶的下铸 (锻) 钢件过盈安装成一体, 同时舵销与挂舵臂的下孔组成旋转轴承副, 该轴承副的摩擦力等于挂舵臂提供给舵销的径向支反力 R_B 与该轴承副的摩擦系数 f_z 的乘积 (舵销轴颈与挂舵臂的下舵钮之间的轴承副, 现在一般都是采用不锈钢和非金属合成材料接触, 其摩擦系数 f_z 根据非金属合成材料的样本推荐为 0.13~0.18, 这里取 $f_z=0.18$)。该摩擦力使得舵销受到一个转动扭矩 T_{pf} , 且 $T_{pf} = 0.5d_j R_B f_z$, 其中 d_j 是舵销轴颈处的直径。一般, M_2 取 3~5 倍的 T_{pf} 。即: $M_2 = vT_{pf}$, 其中 $v=3\sim 5$ 。理由是材料强度足够有余, 也不会增加施工难度。

2 厚壁圆筒安装过盈量 δ_d 计算公式

2.1 接触面为圆柱面

其中:

$$A = \left(\frac{\pi(R+r)l}{2K}\right)^2 (1 - 4f^2K^2) \cos^2\theta$$

$$B = 2G_e\pi(R+r)l \sin\theta$$

$$C = M^2 \frac{(3\cos^2\theta(R+r)l)^2}{(4K(R^3-r^3))^2} + G_e^2$$

$$\delta_d = 2pb \left[\frac{1}{E_i} \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - \mu_i \right) + \frac{1}{E_e} \left(\frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} + \mu_e \right) \right]^{[1]}$$

其中: δ_d ——内筒与外筒安装的直径过盈量; p ——内筒与外筒安装接触面的比压; E_i, E_e ——分别是内筒和外筒的材料弹性模量; μ_i, μ_e ——分别是内筒和外筒的材料泊松比; a ——内筒的内孔半径; b ——内、外筒接触面处的半径; c ——外筒的半径。见图 3。

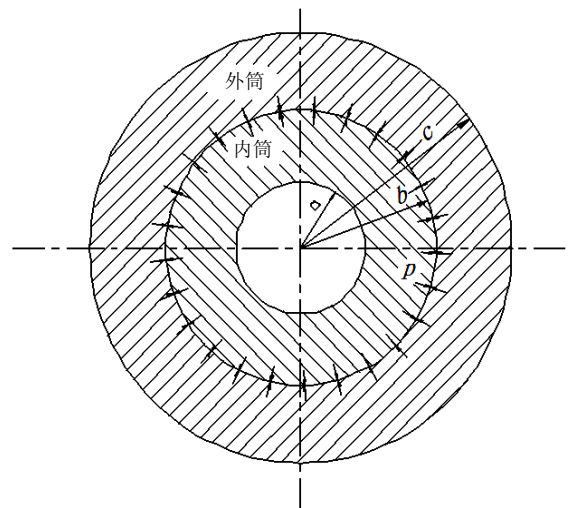


图 3 圆柱厚壁圆筒过盈连接截面

2.2 接触面为圆锥面

仿照圆柱面的计算公式并注意到 $E_i = E_e = E$, $\mu_i = \mu_e$, $a = 0$, 可得:

$$\delta_d = \frac{2d_m p}{E(1 - \mu_e^2)} \quad (8)$$

其中： $c_e = d_m / D$ ； $d_m = R + r$

该公式与 DNV 提供公式一致。

考虑到安装接触表面的粗糙度，最终确定的安装过盈量为

$$\delta'_d = \delta_d + 2 \times 1.2 \times (R_{z1} + R_{z2}) \quad (9)$$

式中 R_{z1} ——内筒接触表面的粗糙度； R_{z2} ——外筒接触表面的粗糙度

(注：DNV 规范中， $\delta'_d = \delta_d + 2 \times 1.0 \times (R_{z1} + R_{z2})$)

3 安装过盈量 δ_d 和压入距离 Δ 的关系式

由图 4 容易求出：

$$\sin \theta = \frac{\delta'}{2\Delta} \rightarrow \Delta = \frac{\delta'}{2 \sin \theta} \quad (10)$$

其中：公式中符号说明见图 4 所示。

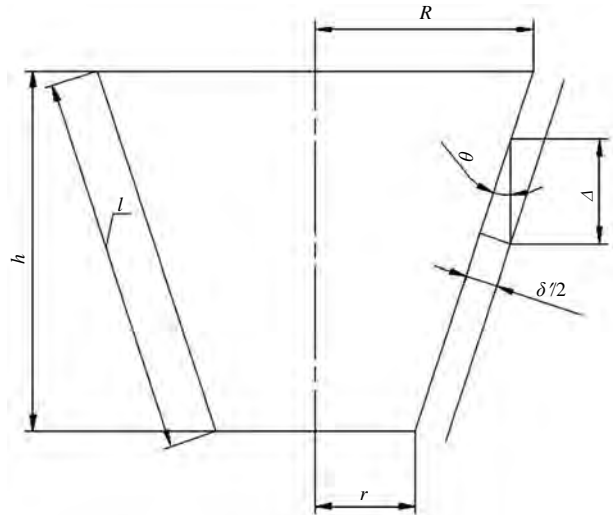


图 4 锥面安装时过盈量 δ_d 和压入距离 Δ 的关系

4 安装压入力计算

舵杆与舵叶上铸（锻）钢件压入装配时的受力模型见图 5。

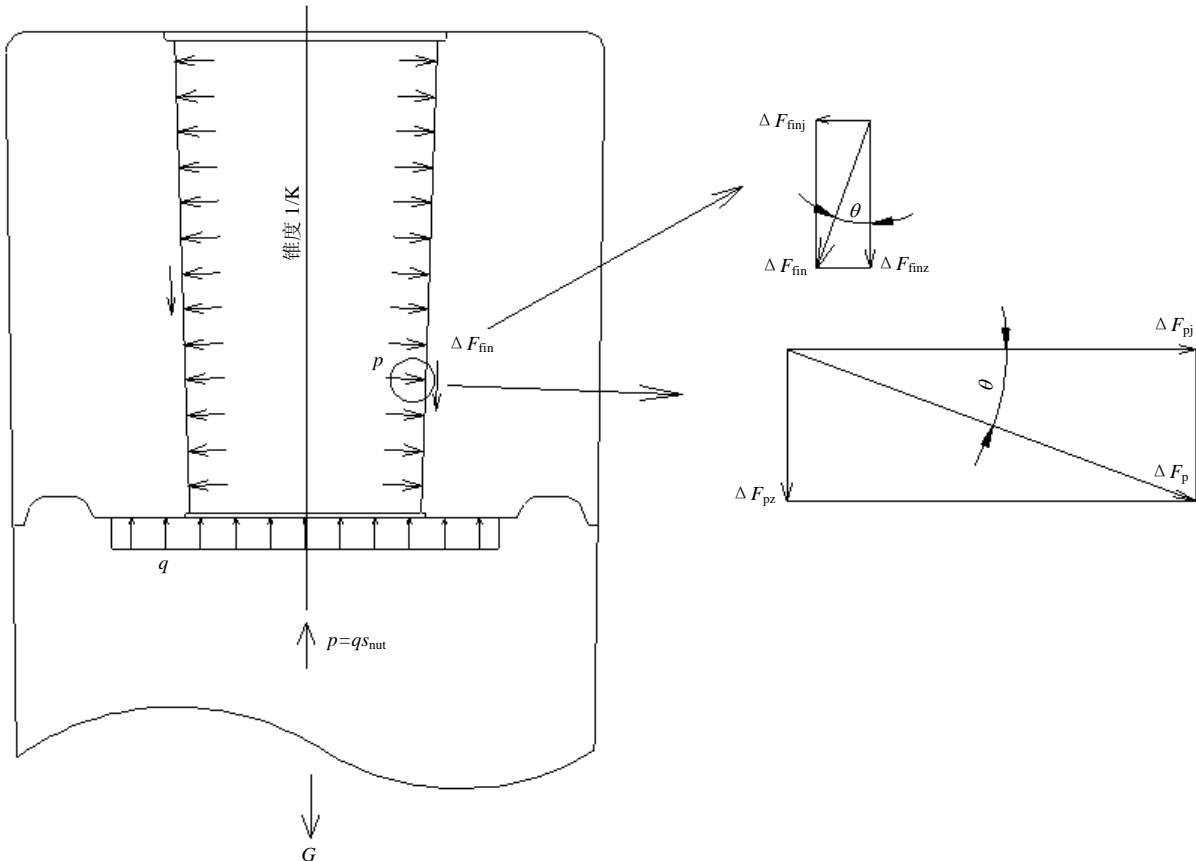


图 5 压入安装时锥面连接受力分析

因为轴向合力为 0：

$$G + \sum \Delta F_{pz} - P + \sum \Delta F_{inz} =$$

$$0 \rightarrow P = G + \sum \Delta F_{pz} + \sum \Delta F_{inz}$$

省略推导过程：

$$P = G + ps \sin \theta + pf_{in}s \cos \theta =$$

$$G + ps \cos \theta \left(\frac{\sin \theta}{\cos \theta} + f_{in} \right) =$$

$$G + ps \cos \theta (\text{tg} \theta + f_{in}) \quad (14)$$

再经整理:

$$P = G + ps \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{4K^2} + 1}} \left(\frac{1}{2K} + f_{in} \right) \quad (15)$$

其中 s 是锥面接触面积; $s = \sum \Delta s = \pi(R+r)l$;
 f_{in} 是压入时的摩擦系数。对湿式压入(带液径向

扩张), $f_{in}=0.2\sim 0.3$ [2];

式(15)就是舵杆压入时的压入力计算公式。

5 计算实例

现以 17.6 万 t 散货船和 29.7 万 t VLCC 船为例, 作舵杆、舵销压入安装计算, 见表 1。

表 1 两型船的舵杆、舵销压入安装计算实例

参数/单位	17.6 万吨散货船		29.7 万吨 VLCC 船	
	①	②	①	②
D_1/m	6.8000×10^{-1}	8.0000×10^{-1}	8.0000×10^{-1}	9.8000×10^{-1}
D_2/m	6.0533×10^{-1}	7.4467×10^{-1}	7.1200×10^{-1}	9.0700×10^{-1}
H/m	1.1200	8.3000×10^{-1}	1.3200	1.0950×10^{-1}
C_1/m		5.0000×10^{-1}		5.0000×10^{-1}
C_2/m		7.000×10^{-3}		7.000×10^{-3}
D_{min}/m	1.4876	1.4347	1.8720	1.7200
e/m		2.5000×10^{-3}		2.5000×10^{-3}
K		1.5		1.5
R_{z1}/m		8.0000×10^{-7}		8.0000×10^{-7}
R_{z2}/m		8.0000×10^{-7}		8.0000×10^{-7}
T_{sg}/kNm	2.7550×10^3		4.7650×10^3	
f		0.14		0.14
U	2.0		2.0	
M		3.000×10^{-1}		3.000×10^{-1}
$E/kN/m^2$		2.0600×10^8		2.0600×10^8
$\sigma_s/kN/m^2$		2.5000×10^5		2.5000×10^5
K		0.70		0.70
G/kN	1.0500×10^3	0	1.3500×10^3	0
G_e/kN	1.0500×10^3	0	1.3500×10^3	0
f_{in}		0.02~0.03		0.02~0.03
M_b/kNm	$5.8700 \times 10^2 (= M_C^{[3]})$	$8.5600 \times 10^3 (= M_B^{[3]})$	9.0000×10^2	1.5000×10^4
d_j/m		8.3500×10^{-1}		1.0500×10^{-1}
R_B/kN		$4.6190 \times 10^3 (= R_B^{[3]})$		7.0000×10^3
f_z		0.18		0.18
v		5.0		5.0
$p_{min}/kN/m^2$	5.6424×10^4	1.6635×10^4	5.9734×10^4	1.6043×10^4
Δ_{min}/m	6.5701×10^{-3}	2.7024×10^{-3}	7.9354×10^{-3}	3.2224×10^{-3}
P_{min}/kN	$(7.7826 \sim 9.0450) \times 10^3$	$(1.7610 \sim 2.0912) \times 10^3$	$(1.1248 \sim 1.3104) \times 10^4$	$(2.7469 \sim 3.2620) \times 10^3$
$P_{max}/kN/m^2$	8.1548×10^4	7.0541×10^4	8.4072×10^4	6.9385×10^4
Δ_{max}/m	9.4699×10^{-3}	1.1273×10^{-2}	1.1145×10^{-2}	1.3745×10^{-2}
P_{max}/kN	$(1.0780 \sim 1.2605) \times 10^4$	$(7.4677 \sim 8.8679) \times 10^3$	$(1.5281 \sim 1.7893) \times 10^4$	$(1.1880 \sim 1.4107) \times 10^4$
Δ/mm	8.60	3.00	10.28 (10.28)	4.46
P/kN	9881~12571 (11537)	1959~2327 (2165)	14605~16601 (14605)	3821~4537 (3921)

表中: ①: 舵杆与舵叶上浇钢件的连接; ②: 舵销与舵叶下浇钢件的连接; D_1 、 D_2 、 H 、 C_1 、 C_2 、 D_{min} 见图 6 所示; e : 浇钢件外表面的制造误差; K : 锥孔锥度的倒数; R_{z1} : 锥轴接触表面的粗糙度; R_{z2} : 锥孔接触表面的粗糙度; T_{sg} : 舵机的最

基于链径的锚唇厚度基准研究

沈 治 平

(上海外高桥造船有限公司, 上海 200137)

摘要: 对比了大型船舶中不同锚唇设计的巨大重量差异, 借助力学分析, 形成了基于锚链等级与规格且简单易用的锚唇设计厚度基准表。通过对日韩锚唇设计数据比较, 贴切吻合更趋安全。该表的推广使用有助于我国船舶减重降耗, 从而得以降低成本提升效益。

关键词: 锚唇; 锚链; 厚度; 基准

中图分类号: U664.4

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0027-03

Abstract: This paper compares different anchor mouth design in large ships and finds tremendous weight differences; thus a simple and practical anchor mouth thickness criterion table based on anchor chain rank and specifications is proposed with the help of mechanical analysis. This table proves to be appropriate and safer through comparison with anchor mouth design data from Japan and Korea. Popularization of this table is good for domestic ships to reduce weight and save cost, thus raising economic benefits.

Key words: anchor mouth; anchor chain; thickness; criterion

0 引言

锚唇位于锚链筒外板出口处, 为承受锚与锚链的碰撞力和摩擦并使锚稳定地处于收藏位置的似椭圆形环状结构, 见图 1。由于形状各异, 少有标准, 历来参照母型船设计并适当考虑裕度。

我国自主设计建造的 17.5 万 t 散货船和 10.5 万 t 原油船锚唇铸件厚度取 100 mm, 一对锚唇铸件重 23.85 t, 对比日韩相同船, 唇厚为 43~55 mm, 重近 14 t^[1], 超重约 10 t。究其原因, 是设计部门无标准可依, 或者仅有一个简易的经验公式, 取值相当保守。

据称, 我国设计建造的船舶空船重量高出日韩 10% 以上^[2], 散货船甚至超过 15%。一艘 10 多万 t 好望角型散货船相比日韩同尺度船超重 2000 余 t 情势下, 为改善航运效益降低成本, 作为减重降耗的整个系统工程的一步, 有必要制定锚唇设计的精细标准。

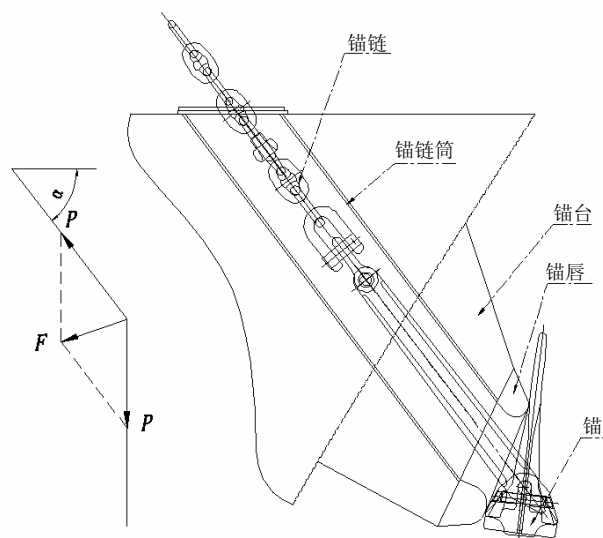


图 1 锚唇与锚台、锚、锚链关系

1 锚唇受力分析

1.1 不同受力部位

锚唇是一种不完全对称环形结构, 其不同部位在抛锚, 系锚, 起锚的工作状态时受力差异极大。上部区域一般仅承受锚爪触碰、移动、翻转和贴合紧固之力, 而链道区域通常受到锚链的压迫力, 在锚链移动, 尤其是快速移动中, 横竖交叉连接链环又会对锚唇底部形成节奏性的振动冲击, 从而形成链道区域的磨损。在大型船舶锚唇建造中, 为避免

作者简介: 沈治平, 男, 高级工程师, 1953 年生。1982 年毕业于江苏科技大学船舶工程专业, 主要从事船舶舾装设计与标准工作。

收稿日期: 2011-04-24

横竖交替链环过度振动跳跃, 缩小锚链在锚唇上的移动区域, 在锚唇滑道处铸成凹槽, 见图 2, 近似掣链器滑道平稳过链。而锚唇的中上部区域, 不受锚链压迫, 主要起到为锚爪收紧贴合作用, 并在起锚过程后期, 锚爪触唇滑动起到锚冠翻转的作用。锚唇表面设计须避免与锚爪收起时运动轨迹方向形成摩擦死角^[3], 因此合理优化的锚唇表面设计可保证锚唇其他部位受力撞击的程度远小于链道部位。由此对于不同部位采用不同厚度, 是十分必要的。而且上部区域环宽也比底部环宽小, 区别处理在实物外观上也显得协调。在设计时, 把整个区域分成上部区域、链道区域和过渡区域(即下部区域)3 部分, 见图 2。排除了以往不做区分上下等厚处理造成的冗余重量。

1.2 基准点受力分析

各类型船尽管吨位不同, 锚系布置与装置不同, 但均存在锚链对锚唇的作用力关系。不同强度等级各种规格的锚链对锚唇不同部位的挤压、撞击、弯曲及磨损, 是分析其受力关系的基本点。

锚链筒的布置要求为垂直截面中心线相对于水平倾角 $30\sim 60^\circ$ ^[4], 产品统计 $52\sim 58.7^\circ$, 均值 55.4° 。通过受力矢量图(见图 1)分析可以得出在 55° 的情况下, 作用于锚唇处的最大法向力 F 大约是锚链实际所受拉力的 0.6 倍。



图 2 锚唇剖面示意

由 GB/T 4447-2008 / ISO 4568:2006 《海船用起锚机和起锚绞盘》可以得到起锚机工作负载 F_{w1} 为:

1 级锚链: $37.5 d^2$;

2 级锚链: $42.5 d^2$;

3 级锚链: $47.5 d^2$ 。

当抛锚深度大于 82.5m 时, 工作负载 F_{w2} 为:

$$F_{w2} = F_{w1} + (D - 82.5) \times 0.27d^2 \quad (1)$$

式中: d ——锚链直径, mm;

D ——抛锚深度, m;

过载拉力: $\geq 1.5F_{w1}$ 。

通过测算, 在水深 ≤ 82.5 m 的状况下, 船舶按航行抛锚设备配置锚装置, 锚机过载拉力相对于锚链破断负载 (P_d) 不超过 18%, 而 3 级锚链仅在 12% 以下。锚机链轮支持负载为 $0.45P_d$ 。作用于锚唇的锚链支持负载为 $0.8P_d$ 。

作用于锚唇的正压力 F :

$$F = 2P \sin\left(\frac{\theta - \alpha}{2}\right) = 2 \times 0.8 \times P_d \sin\left(\frac{\theta - \alpha}{2}\right) \quad (2)$$

式中: α ——锚泊状态下悬链线的水平夹角, 如某船为 53° ;

θ ——锚链筒的水平夹角, $\leq 90^\circ$ 。

代入适当数值后可得到:

$$F \approx 0.5P_d \quad (3)$$

在充分考虑了船舶整个寿命期的安全保障后, 对锚唇中上部区域厚度按照链道区域受力分析, 对链道及下部区域实际取值给予 20%~40% 的裕度。锚唇铸件实际采用材料强度相对于船级要求也富有裕度。

2 建立与锚链链径相关的关系式

通过对锚唇设计制造及实船长期运行分析, 锚链所受拉力 P 和作用于锚唇的法向力 F 可简化为以下关系式:

$$\sigma_y = 0.5P_d / (B \times T) \quad (4)$$

$$\text{即: } T = P_d / (7.2d \times \sigma_y) \quad (5)$$

式中: T ——锚唇厚度, mm;

B ——锚链普通链环宽度 ($= 3.6d$), mm;

d ——链径, mm;

σ_y ——锚唇材料屈服应力, N/mm^2 , 取 $\sigma_y = 200 \text{N/mm}^2$ 计算, 实际使用材质可以高于计算值。

根据中国船级社《材料与焊接规范》2009 中

10.2.8.2, 有如下表 1。

表 1 锚链拉断试验载荷

N

试验载荷	AM1	AM2	AM3
破断载荷	$9.81d^2(44-0.08d)$	$13.73d^2(44-0.08d)$	$19.61d^2(44-0.08d)$

注：AM1、AM2、AM3 分别为 1 级锚链、2 级锚链、3 级锚链。

3 基于链径的锚唇厚度选取

在各主要船级社规范材料与设备要求的基础上，按不同链级列出了各种链径对应选用的锚唇厚度值，

见表 2，以三级链为例，分别列出锚唇上部，下部，链道不同部位的厚度选取值。锚唇下部考虑到磨损，挤压，弯曲等因素后，给予 20% 裕度，链道给予 40% 裕度。

表 2 基于链径的锚唇厚度选取

mm

链径 d	锚唇厚度基准			锚唇不同部位增强（三级链）		
	1 级	2 级	3 级	下部	链道	上部
50	13.6	19.1	27.2	33	38	27
52	14.1	19.8	28.2	34	39	28
54	14.6	20.4	29.2	35	41	29
56	15.1	21.1	30.1	36	42	30
58	15.6	21.8	31.1	37	44	31
60	16.0	22.4	32.0	38	45	32
62	16.5	23.1	33.0	40	46	33
64	17.0	23.7	33.9	41	47	34
66	17.4	24.4	34.8	42	49	35
68	17.9	25.0	35.7	43	50	36
70	18.3	25.6	36.6	44	51	37
73	19.0	26.6	37.9	46	53	38
76	19.6	27.5	39.2	47	55	39
78	20.1	28.1	40.1	48	56	40
81	20.7	29.0	41.4	50	58	41
84	21.3	29.9	42.6	51	60	43
87	22.0	30.7	43.9	53	61	44
90	22.6	31.6	45.1	54	63	45
92	23.0	32.1	45.9	55	64	46
95	23.6	33.0	47.1	57	66	47
97	23.9	33.5	47.9	57	67	48
100	24.5	34.3	49.0	59	69	49
102	24.9	34.9	49.8	60	70	50
105	25.5	35.6	50.9	61	71	51
107	25.8	36.2	51.6	62	72	52
111	26.6	37.2	53.1	64	74	53
114	27.1	37.9	54.1	65	76	54
117	27.6	38.6	55.2	66	77	55
120	28.1	39.4	56.2	67	79	56
122	28.5	39.8	56.9	68	80	57
124	28.8	40.3	57.5	69	81	58
127	29.3	41.0	58.5	70	82	59
130	29.8	41.6	59.5	71	83	59
132	30.1	42.1	60.1	72	84	60
137	30.8	43.2	61.6	74	86	62
142	31.6	44.2	63.1	76	88	63
147	32.3	45.2	64.5	77	90	65
152	33.0	46.1	65.9	79	92	66
157	33.6	47.1	67.2	81	94	67
162	34.3	47.9	68.5	82	96	68

(下转第 70 页)

半潜式钻井平台建造变形控制研究

周 佳¹, 马曙光², 王 璞¹

(1. 708 研究所, 上海 200011; 2. 上海外高桥造船有限公司, 上海 200137)

摘要: 针对深海半潜式钻井平台, 在施工建造中的变形控制作了分析。通过设计与研究, 结合实际吊装能力, 制定合理的搭载计划; 根据计算分析结果, 施加结构反变形, 采用临时加强等措施, 有效地控制了建造过程中的结构变形, 满足建造精度要求, 取得了良好的效果。

关键词: 半潜式钻井平台; 变形控制; 有限元分析; 建造精度

中图分类号: U751

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0030-04

Abstract: This paper analyzes the deformation control of deep-sea semi-submersible platform during the process of construction. Proper construction plan is made through design and research, taking into consideration the practical lifting capacity; deformation is effectively controlled during construction through introducing pre-deformation and temporary reinforcement according to computation result; construction precision requirement is satisfied and good results are achieved.

Key words: semi-submersible drilling platform; deformation control; FEM analysis; construction precision

0 引言

海洋油气装备是一个特殊的海洋钢结构物, 它的整体结构相比于常规船舶更为复杂^[1]。建造过程中, 由于其特殊构造, 以及高强度钢和甚高强度钢的大量使用^[2]、焊接要求^[3~5]、分段搭载方式、大量特殊设备的安装等原因, 均会导致结构的变形。若不控制整体的建造精度, 轻者会导致某些设备无法正常工作, 重者则可使整个装备失去功能。因此, 施工建造中制定严格的焊接工艺, 选择合理的焊接顺序, 采取有效措施研究控制包括船体分段搭载等整个建造过程中的变形是十分重要的。以“海洋石油 981”深海半潜式钻井平台(工作水深 3000m)为例, 借助有限元技术, 在结构及其他承重作用下, 分析了分段搭载过程中的船体变形, 同时探讨了不同搭载顺序, 对结构可能产生的变形影响, 从而及时采取反变形措施, 进行施工优化。提高了平台的建造质量。

1 主船体变形控制

“海洋石油 981”深海半潜式钻井平台是由 2

第一作者简介: 周 佳, 男, 工程师, 博士。1981 年生, 2008 年毕业于上海交通大学结构力学专业, 主要从事海洋工程结构设计及计算分析工作。

收稿日期: 2011-03-07

个下浮体、4 根立柱支撑着上部的箱形船体, 左右立柱之间由 2 根横向撑杆连接所构成, 如图 1 所示。箱形船体设有双层底、中间甲板、主甲板共 3 层; 箱形船体中部设有月池开口; 钻台与井架置于月池开口之上, 通过 8 条支腿与箱形船体连接。月池开口主要是为了钻井作业, 以及下放/回收海底防喷器组、采油树等设施, 在垂向范围内贯穿整个箱形船体, 开口纵向长约 8m, 横向达 40m, 占箱形船体总宽一半以上。



图 1 “海洋石油 981”半潜式钻井平台

1.1 结构有限元分析

在平台分段搭载渐进过程中，船体结构与设备重量在不断地增加，不可避免地会产生构造变形。由平台整体出坞工况的有限元分析获得的主要变形为：下浮体外板最大垂向变形为 2.2mm，立柱外板最大变形为 12.8mm，箱形船体主甲板变形在 25~35mm 左右，月池开口中心变形达到了 62.5mm，见图 2。可见，构造搭建得越高，变形越大。尤其是箱形船体部分布置有大量设备，结构变形累加效应明显。再由于箱形船体仅靠四角立柱支撑，而钻台、井架等大型装置都集中布置在月池开口区域，导致箱形船体中心位置垂向变形很大。

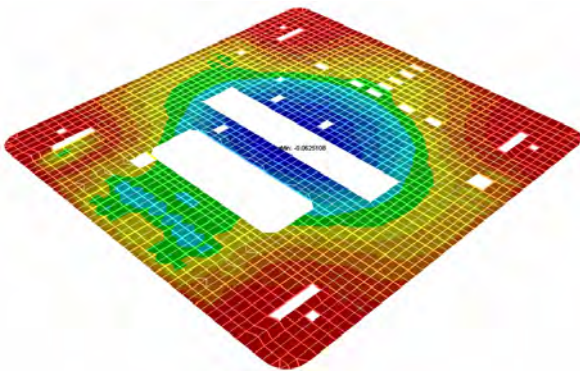


图 2 箱形船体甲板垂向变形

1.2 建造方案

为确保每个分段在各环节流转顺利，分段尺寸控制在 20m×20m×14m 以下，重量控制在 300t 以内。船坞处设 2 台异轨 600t 龙门吊，总段重量（包含舾装和临时工装件）须控制在 920t 以下。

为此，以箱形船体为例，在垂直方向上分 3 层，分别为：双层底，双层底至中间甲板（含），中间甲板至主甲板。箱形船体水平面内每层有 16 个分段，总计有 48 个分段，箱形船体总重量（包含舾装件）共 11000t。分段划分见图 3。

制定箱形船体建造方案时，曾研究了两个分段搭载方案——分层吊装和分块吊装。

1) 分层吊装：先吊装双层底部分，焊接完成；再吊装中间甲板分段，焊接完成；最后吊装主甲板分段，焊接完成。搭载时均由四角向中间拼接；

2) 分块吊装：依照分段划分，将双层底、中间甲板、主甲板垂向分段先拼接成大分段，再按照区块由立柱四角向中心进行整体吊装搭载。

为了更好地监控搭载过程中的变形量，选用了分层吊装方案。经结构有限元分析计算，在无任何附加措施的情况下，双层底部分搭载完成后，

该层中部月池开口区垂向变形将达 92.6mm，超过了前文提及箱形船体钻台井架全部安装完成后月池区的变形量 62.5mm，见图 4 与表 1。

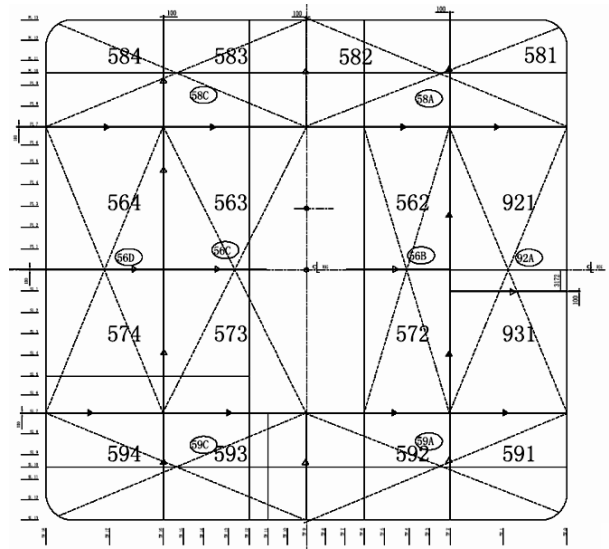


图 3 平台箱形船体分段划分

表 1 搭载变形有限元分析结果对比 mm

平台模式	位置	计入井架质量	不计井架质量
双层底搭载	月池开口中心	—	92.6
	立柱上端	12.8	8.2
箱形船体搭载完工	内角		
	月池开口中心	62.5	30.9

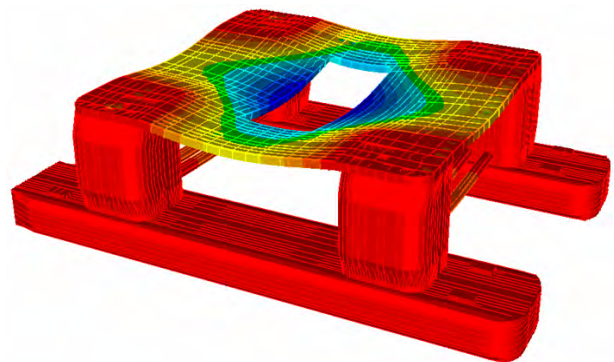


图 4 箱形船体双层底搭载变形计算

由于箱形船体双层底部分结构层高仅 1.7m，相对整体尺度（箱形船体平面约为 78m×75m）而言很小，近月池开口区域类似悬臂梁，整体刚度不足导致该情况的发生。故在此分析的基础上，搭载施工中必须采取临时支撑措施，以避免搭载过程中出现过大的局部变形。

1.3 箱形船体反变形措施

实际搭载过程中采用了临时反顶支撑结构。同时,结合箱形船体整体变形计算结果及类似项目建造经验,在分段建造时进行反变形预处理,月池开口区域边缘的反变形量设定在 $+25\sim+40\text{mm}$ (“+”表示垂直向上变形,“-”表示垂直向下变形)。双层底搭载完成后月池开口区域变形测量值为 $+13\sim+30\text{mm}$ 及箱形船体搭载完成后月池开口区域的变形测量值为 $+6\sim+19\text{mm}$ 。

2 月池区变形控制

箱形船体搭载完毕以后,甲板设备如锚机等逐步安装就位,其中安装钻台模块是其中的关键核心工序。在主甲板设备安装完毕后,钻台模块安装前,月池开口位置的变形测量值为 $-5\text{mm}\sim+4\text{mm}$,见图5。

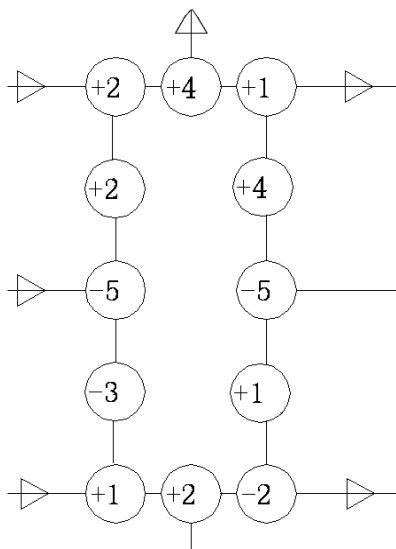


图5 井架搭载前月池区变形测量

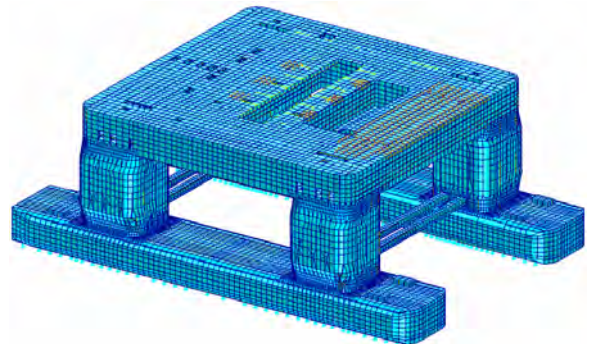
钻台模块是该钻井平台关键的功能所在,主要由钢质井架、钻井绞车、大吊钩、转盘、自动化设备等组成。根据不同的井架作业系统,钻台可由4根、6根或8根立柱支撑,并与平台月池周边的舱壁相连。钻台除能够承受上面各种设备自重与惯性载荷,以及环境载荷(主要是风载)外,还有大钩的冲击载荷、可变的“立根盒”载荷(多根钻杆预先组合成一体,并专置区域,称为“立根盒”)以及隔水管张力器引起的载荷。

整个钻台以上模块自重(包括钻台在内)约为

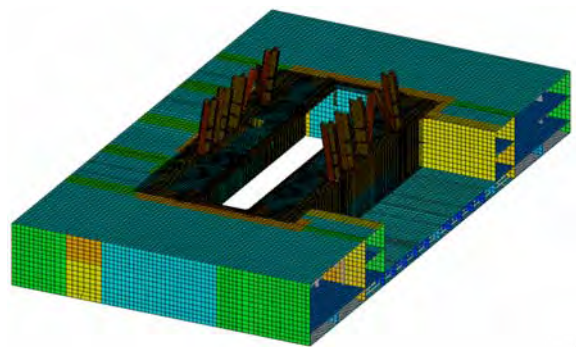
2860t,由钻台下6根支腿连接到月池区的舱壁上。月池区开口两侧布置2条轨道,用于横向水平运送海底防喷器组及采油树,海底防喷器组重达430t,采用液压马达齿轮齿条驱动的台车在月池区两侧轨道上进行运送。轨道运输设备对船体结构变形的控制,要求更为严格:横向两根轨道的平面度,应小于 $1/700$ 的轨道的间距($\pm 11.4\text{mm}$);单根轨道的水平度,应小于 $1/1000$ 的有效轨道长度($\pm 40\text{mm}$)。

2.1 结构有限元分析

平台整体和月池开口区局部有限元模型,见图6。月池开口通过大肘板进行支撑。其整体模型中,井架质量通过在钻台支腿与甲板连接处布置质量点形式模拟;局部模型中对开口区域进行细化,建立支腿模型,钻台及井架载荷加载于支腿上端。



(a) 平台整体模型



(b) 月池开口区局部模型

图6 平台整体、月池开口区局部有限元模型

分析比较了平台在出坞及作业工况下,月池开口区的应力及变形情况,为施工建造提供参考,计算结果见表2,结构变形如图7所示。若不采取措施月池开口区的变形将超出轨道运输设备的安装要求。故此,在分段预制时,就要考虑变形影响,并采取反变形措施。

表 2 有限元分析结果对比

	工况	肘板最大应力/MPa	UC	最大垂向变形/mm	轨道相对变形/mm
整体模型	出坞	26.6	0.08	62.5	27.4
	作业	92.2	0.29	108.4	87.0
局部模型	作业	303	0.95	33.1	29.7

注：轨道相对变形即为前后两根轨道的水平度。

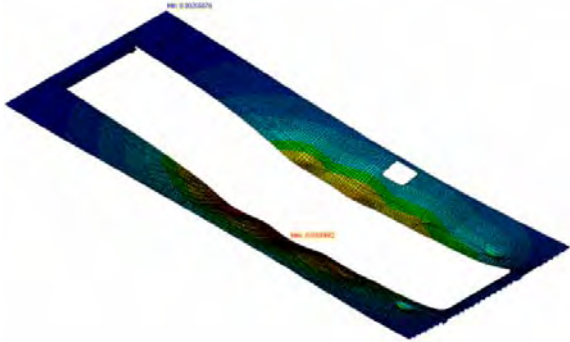


图 7 月池开口变形

2.2 实际施工效果

钻台模块完成后，月池区的变形量为 $-20\sim+1\text{mm}$ ，见图 7。对比钻台模块安装前后的数据（图 5 及图 8）后可见，井架安装与否月池中心

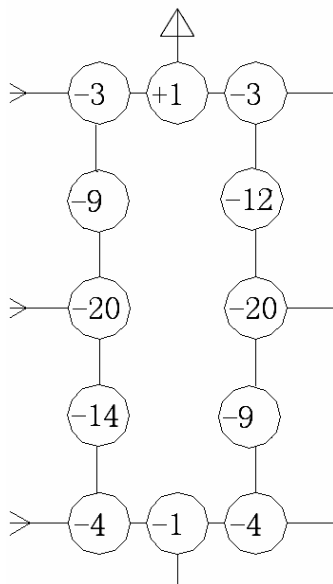


图 8 井架搭载后月池区变形测量

变形量为 15mm 左右，对结构变形有很大影响，今后在海洋工程设计及安装中加以特别注意。另外，因分段预制了反变形，井架搭载后月池区前后两根横向轨道的水平度最大变形量分别为 17mm 和 5mm ，均满足轨道安装要求。反变形措施起到了很好的效果，实现了建造质量控制的目标。

3 结语

大型深海油气开采装备因其作业环境恶劣，搭载设备多、载荷大且作业要求高。因此，在设计建造过程中，对构造变形的控制要求，较之常规船舶显著提高，需进行全程监控，以求保证产品最终质量。

在此次项目实施过程中，在不同阶段利用各种手段对结构变形量进行预测和控制。通过有限元计算分析揭示了潜在的结构大变形区域，采用反变形及临时加强措施等，能很好地控制变形量，使整体结构最终满足相关建造精度控制要求。

【参 考 文 献】

- [1] 赵耕贤. 我国浮式生产储油装置技术的发展现状[J]. 上海造船, 2009, (2):48-52.
- [2] 梁 创, 周 佳, 王 璞, 刘华祥. 淬火回火钢在深海半潜式钻井平台中的应用[J]. 上海造船, 2010, (4):49-53.
- [3] 中国船级社焊接与材料规范[S]. 2006.
- [4] 美国钢结构焊接规范[S]. AWS D1.1. 2006.
- [5] ABS Guide for Nondestructive Inspection of Hull Welds[S]. 2002.

2500t 单臂架起重船建造技术分析

倪国春

(中船江南重工股份有限公司, 上海 200023)

摘要: 以 2500t 单臂架起重船的建造为例, 分析了大型起重船的建造技术、难点及解决措施, 为今后类似起重船的建造积累经验, 提供借鉴。

关键词: 大型起重船; 海洋工程装备; 建造技术

中图分类号: U674.35.06

文献标识码: B

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0034-05

Abstract: This paper takes a 2500t single boom floating crane as an example to analyze the building techniques, difficulties as well as the solution measures for large floating cranes; and to accumulate experience and provide guidance for building similar floating cranes in the future.

Key words: large floating crane; ocean engineering equipment; construction technology

0 引言

大型起重船主要用于大型物件起重作业、沉船打捞、海滩救助、桥梁架设等等。特别是海洋工程装备这个新兴行业, 必须依靠大型起重船在海面进行吊装。随着我国经济的增长, 科技实力的提升, 逐步进入这一领域, 目前已能设计和建造数千吨甚至接近万吨起重能力的起重船, 如振华港机建造的 7500t “蓝鲸”号起重船。

我国在全球金融危机背景下^[1, 2], 适时提出了加快船舶工业调整和振兴规划, 一方面推进产业结构调整, 提高大型企业综合实力, 形成新的竞争优势, 另一方面加快自主创新, 开发高技术高附加值船舶, 发展海洋工程装备, 为大型起重船的发展创造良好条件。

1 工程技术水平

1.1 起重船概况

2500t 单臂架起重船的航行区域为近海和内河航区, 起重作业为遮蔽海域、内河和港口水域。结

构形式为单底(机舱部分为双层底)、单甲板、纵骨架式方箱驳船型, 采用 4 锚定位的方式进行起重作业。船体主要结构采用 D、E 级船用结构钢, 龙门架结构采用 D32、D36 高强度船用结构钢, 臂架、A 架及其绞座采用 Q500D 和 Q500E 高强度结构钢。臂架为桁架式结构, 与主船体连接为销轴连接。工作吊钩为额定起重能力 2500t (625t×4) 的主钩, 见图 1。

1.2 构造及主要参数

该船为固定式臂架非自航起重船, 主要参数及特点如下:

- 1) 臂架起升高度高。吊钩满载起升高度达到 101m, 能用于超高结构的吊装作业。
- 2) 臂架总长度长、变幅范围宽。臂架总长达 120m, 工作变幅范围 30~65°, 舷外最远吊距能达到 93m (吊重 400t)。长臂架加上宽变幅使得该起重船能进行远距离作业, 具有较高的作业效率。
- 3) 满载吃水浅、通航高度要求低。通航时可以将臂架放置在 15°, 能通过限高 48m 的桥梁, 作业适应范围广。

国内外大型起重船参数比照见表 1。

作者简介: 倪国春, 男, 高级工程师。1974 年生, 1997 年华东船舶工业学院焊接工程专业毕业, 现从事机械设备制造工作。

收稿日期: 2011-03-04

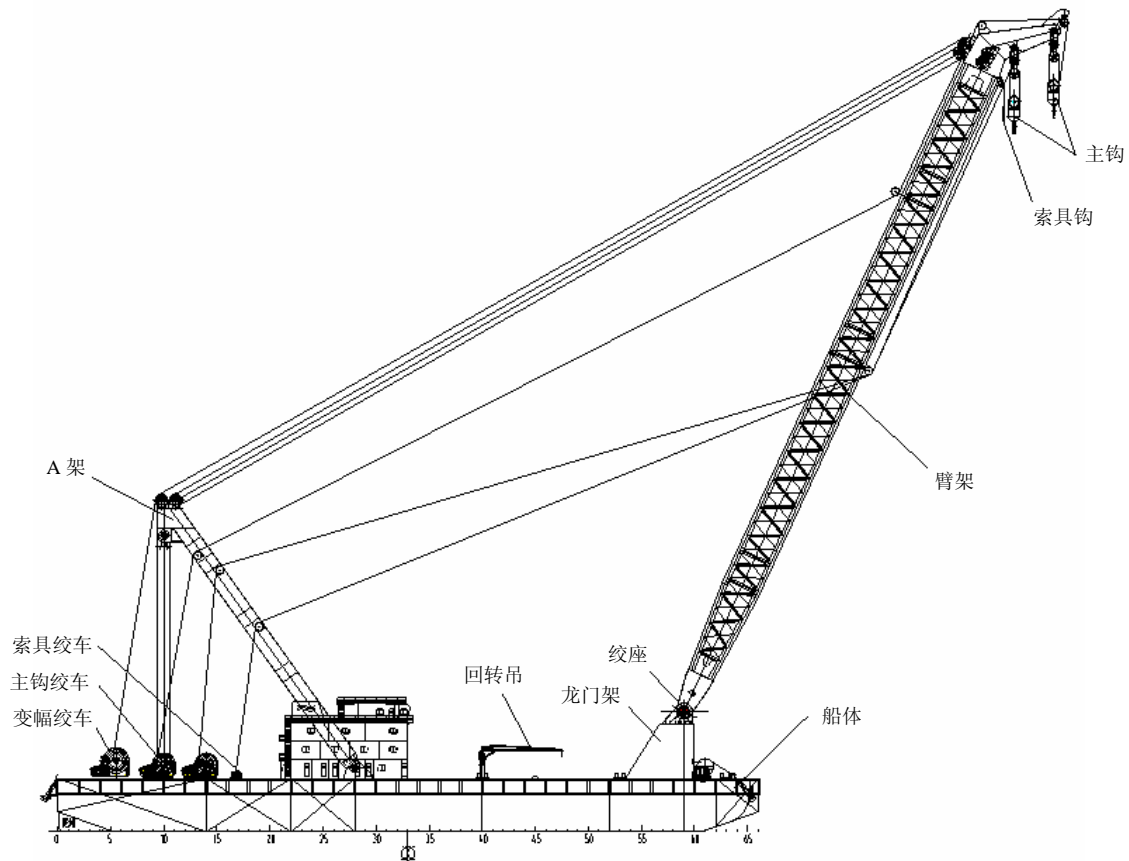


图1 2500t单臂架起重船

表1 国内外大型起重船参数比照

船名	起重能力/t	空载钩高/m	通航高度/m	船体尺寸/m	吃水/m	航行方式	臂架形式
上船“浮吊5”号	2500	101	48	105.6×42×8	5.5	非自航式	固定式 单臂架
四航“奋进”号	2600	80	32			自航式	固定式 双臂架
“向阳二”号	1200	85	44	85.5×33.6×6	3.9	非自航式	固定式 单臂架
“华天龙”号	4000	约90		174.85×48×16.5		自航式	回转式
“蓝鲸”号	7500	110		239×50×20.4	13.4	自航式	回转式
Saipem 3000	2400	85		162×38×9	6.3	自航式	回转式
Saipem 7000	14000	110		197.95×87×43.5	27.5	自航式	回转式 双臂架

2 关键技术

2.1 水陆结合方式安装臂架

大型起重船的主体结构可分为船体和臂架2部分，将两者合拢安装再穿绕变幅和起升钢丝绳系统，是一个复杂的安装工程。通常有如下2个实施方案：

1) 借用大型的船坞。根据该船外形尺寸（船长

105.6m，型宽42m）以及臂架尺寸、重量（总长120m，总重1200t），需要10万吨级以上的船坞，用2台650t以上龙门起重机抬吊臂架，这样才能满足安装需要。

2) 采用其他大型起重船，在水面上进行吊装。根据该船情况，需要2艘起重能力1000t以上的起重船吊装臂架。如果有良好的码头条件，可以将船体系泊在码头进行安装，如码头条件不理想，则选

择在宽阔水域抛锚后安装。

该船的臂架安装吸收了以上 2 种方案的优点，并借鉴了大型龙门起重机^[3]的提升方法，创新地提出水陆结合的总装方案。先将总装完成的臂架以根部朝向水侧滑移出去与船首龙门架绞座对接，根部对接后穿引钢丝绳系统，再用提升塔架将臂架头部抬起至变幅可运行角度（15°），最后利用变幅绞车将臂架拉起完成整体安装。

首先是臂架根部与船首龙门架绞座的连接。将船体移进港池，用移船绞车与港池两侧带缆桩将船体系好，船体在移船绞车控制下进行前后位置的调节。臂架通过滑移小车将根部伸出平台，调整其左右位置，使其位于船首龙门架两绞座后，采用一副提升塔架将根部抬起，并移动和调整臂架前后位置，使其铰轴孔对准龙门架绞座轴孔，然后穿装销轴，见图 2。



图 2 臂架根部与船体龙门架绞座的安装

根部对接后安装钢丝绳系统，通过变幅绞车、A 架和臂架变幅滑车穿引变幅钢丝绳；通过起升绞车、A 架、臂架起升滑车和吊钩穿引起升钢丝绳。然后采用提升塔架进行臂架头部的提升。将臂架抬至变幅绞车运行范围之内，启动变幅绞车提升臂架完成安装过程，见图 3。

2.2 大型轴套、衬套的过盈配合安装

臂架根部销轴孔与销轴的安装采用大型衬套和轴套过渡，其中大型衬套与轴套间为过盈配合，衬套材质为铸造铝青铜，见图 4。

衬套的安装采用了冷却法，经过一系列的工艺探索、理论研究并结合以往同类产品的冷却法安装经验，在实施中采用了整体浸没冷却方式，冷却介质选用液氮。同时根据铝青铜材质的线膨胀系数，

结合衬套尺寸、冷却介质温度、环境温度等因素制定了详细操作工艺。安装完成后经检查衬套与轴套过盈配合良好，达到了预期的效果。



图 3 臂架头部提升

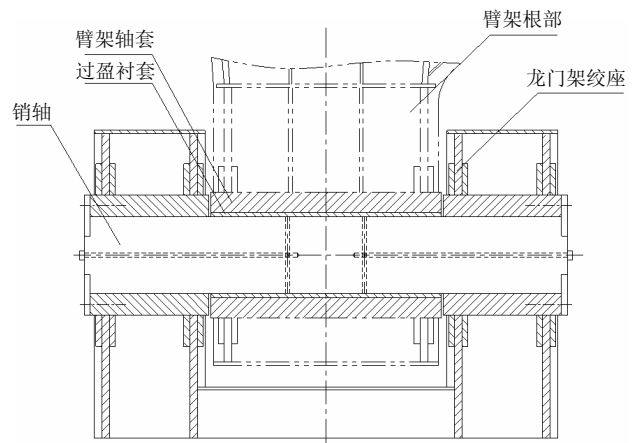


图 4 臂架铰点过盈衬套

2.3 Lebus（篱笆丝）绳槽技术的应用

Lebus 绳槽技术是美国人 Lebus 发明的一种适合钢丝绳多层卷绕的绳槽技术，这种绳槽只在一圈中的两个点上错开半个节距，其余部分均平行于卷筒法兰，这样每一圈绳槽正好错开一个节距^[4]。由于这个特点，国内起重行业称之为“折线绳槽”。Lebus 绳槽作为专利技术，与一般的螺旋绳槽相比，更能确保钢丝绳排列整齐，提高钢丝绳的平顺度，大大减少钢丝绳之间的摩擦，延长了钢丝绳的使用寿命。另外，其对钢丝绳直径、卷绕层数、出绳速度的适应性也相当强。

该船变幅绞车和起升绞车上使用了 Lebus 绳槽，在绞车裸卷筒上镶嵌分体式 Lebus 绳槽卷筒皮完成安装。与绳槽配对的钢丝绳在卷筒上会自动沿绳槽卷绕排列整齐，因此并不需要另外的排绳系

统。这种绳槽技术也避免了排绳器与绞车滚筒的同步问题以及与钢丝绳的摩擦问题。

Lebus 绳槽对钢丝绳的要求很高，钢丝绳匹配不好容易造成乱绳。因此在选绳时，应根据 Lebus 绳槽的特点对钢丝绳，如绳芯构造、旋转方式、直径公差、预应力等等均提出特殊要求，以保证钢丝绳能满足 Lebus 绳槽的要求。此外，钢丝绳在 Lebus 绳槽上卷绕穿引时，必须施加适当的安装张力。如果钢丝绳卷绕太松会造成底层松垮，在顶层受力时就会产生乱绳现象；如果卷绕太紧，则给安装带来困难。图 5 为起升钢丝绳在 Lebus 绳槽卷筒上的卷绕过程。



图 5 起升钢丝绳卷绕在 Lebus 绳槽卷筒上

2.4 变频器-电机驱动的双备切换优化设计

该船起重系统配置有 4 套起升绞车电机，每台功率 300kW，4 套变幅绞车电机，每台功率 315kW，绞车电机的驱动均采用变频器。在系统安全设计上，要求起升和变幅系统不能同时工作。

按照通常的驱动配置方案，选择功率 400kW 的变频器，一台电机配备一台变频器，需 8 台变频器，形成一一对应配置方案。根据系统特点还可设计成切换配置方案：一台变频器驱动一组起升电机和变幅电机，需 4 台变频器，通过切换开关满足使用性能。这两种方案各有优缺点，在一一对应方案中每台变频器的使用效率只有 50%，资源并未充分利用。而在切换方案中每台变频器都是满负荷运行，资源利用率高，但是若某一变频器出现故障，则起升电机和变幅电机都不能工作。

该船的传动系统设计为双备切换方案。每组起升电机、变幅电机各配置 2 台变频器，正常工作时采用起升变频器对应起升电机，变幅变频器对应变幅电机的一对一模式。当每组变频器中任一出现故障时，可通过变频器输出端设置的两组切换开关，对相应的两台电机进行交换驱动。使 2 台变频器和 2 台电机实现一一对应并互为备用的方案，既能提高变频器的利用率，也可解决变频器出现故障时 2 台电机都不能工作的难题。考虑到变频器的谐波影响，还在变频器输入端配置了无源谐波滤波器，以保护发电机和网路的其他重要电气设备。见图 6。

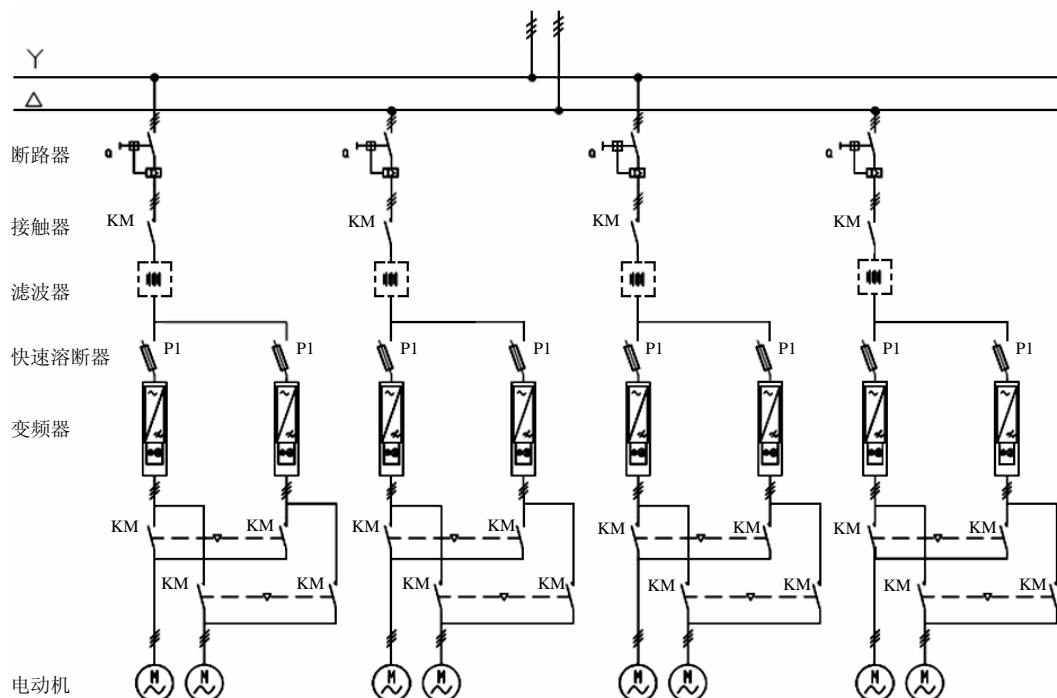


图 6 起重机构单传动方案图

3 结语

水陆结合的臂架安装方案是该船建造技术的一种创新。这种方案的成功实施,一方面可以证明方案本身的科学性,另一方面也为类似安装工程提供了一套新的解决方案。在一系列施工难点中,例如大直径轴套与薄壁衬套的过盈配合安装工艺, Lebus 绳槽的钢丝绳应如何选用及安装,电机驱动方案的优化等。通过工艺摸索获得了许多重要工艺参数,对作为造船、海洋工程施工配套技术装备的

大型起重船工程施工积累了大量工艺资料。

【参考文献】

- [1] 朱宏任. 加强结构调整步伐 促进船舶工业由大到强[J]. 上海造船, 2010, (1): 1-5.
- [2] 魏家福. 积极应对全球金融危机的中国海运业现状和发展趋势[J]. 上海造船, 2010, (1): 9-11.
- [3] 王金成, 孙东胜. 600t 龙门起重机制作[J]. 上海钢结构, 2005, (增): 57-59.
- [4] 篱笆丝公司. Lebus 绳槽产品说明书[Z]. 2009.

(上接第26页)

大工作扭矩; f : 装配后接触表面之间的摩擦系数; u : 舵杆和舵叶上浇钢件锥面连接所要传递的摩擦扭矩 M 的安全系数; 即: $M = uM_{Sg}$; μ : 浇钢件材料的泊松比; E : 浇钢件材料的弹性模量; k : 浇钢件材料安全系数的倒数; G : 舵叶包括舵销和舵销液压螺母的重量; G_e : 舵叶有效重量, 见 1.3 说明; f_{in} : 压入安装时的摩擦系数; M_b : 船舶航行时, 舵力引起的舵系在接触锥面处的最大弯矩; d_1 : 舵销轴颈的外径; R_B : 船舶航行时, 挂舵臂给舵销的支撑力; f_z : 舵销轴承副的摩擦系数; v : 舵销和舵叶下浇钢件锥面连接所要承受的摩擦扭矩 T_{pf} 的安全系数。即: $M = vT_{pf}$; p_{min} : 满足使用要求的最小接触比压; Δ_{min} : 达到最小接触比压需要的压入距离; P_{min} : 压入安装时, 达到最小接触比压需要的压入力; P_{max} : 浇钢件材料允许的最大接触比压; Δ_{max} : 达到最大接触比压需要的压入距离; P_{max} : 压入安装时, 达到最大接触比压需要的压入力; Δ : 某实船的压入距离; P : 对应压入距离的计算压入力 (对应压入距离的实测压入力)。

7 结语

从上述论述中可以发现无论是最小接触比压计算还是压入力计算都应该考虑由垂直重力引起的轴向力。LR 规范提供的最小接触比压计算公式考虑了舵叶有效重量的影响, 而 DNV 则没有; LR 规范和 DNV 规范提供的压入力计算公式中都没有反映重量的影响, 因此, 其提供的压入力计算公式是估算性质的, 只供参考。

从表 1 中可以看出, 实测压入力数据与计算结果非常吻合, 因此文中提出的计算方法是可靠的。从计算结果还可以看出, 安装压入时的实际压入力落在对应的压入摩擦系数 ($f_{in}=0.2\sim 0.3$) 范围的偏上限位置处。这是因为计算时几何尺寸都是按最保守的方式选取, 见图 6。再加上舵叶铸(锻)钢件的壁厚不是等厚的。因此, 理论计算出来的表面接触比压和安装压入力都会偏小, 这不是摩擦系数数值本身取值的问题。而是实际结构与计算模型之间的误差引起的。

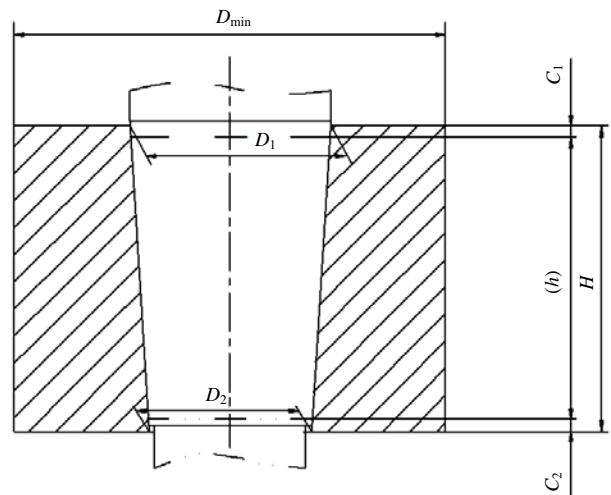


图 6 舵叶铸(锻)钢件的几何尺寸

【参考文献】

- [1] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京: 人民教育出版社, 1979.
- [2] DNV. RULES FOR CLASSIFICATION OF SHIPS[S]. July 2007, Part3/Chapter3/Section2.
- [3] 储忠良. 单舵销挂舵臂支撑舵受力计算[J]. 上海造船, 2008, (1): 37-40.

船舶动力装置

船用柴油机性能对其辐射噪声影响研究

王志刚, 沈建平, 姚 辉
(711 研究所, 上海 200090)

摘要: 对柴油机的辐射噪声水平进行预估, 分析柴油机性能对整机辐射噪声的影响, 是进行柴油机低噪声设计的重要技术途径。以某型船用大功率高速柴油机为研究对象, 阐述了柴油机结构噪声预估方法, 分析了柴油机在不同运行工况下的整机辐射噪声, 研究成果可应用于船用柴油机的振动噪声控制。

关键词: 船用柴油机; 辐射噪声; 声学仿真

中图分类号: TU311.3

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0039-04

Abstract: To evaluate the radiated noise level and to analyze the influence of diesel engine performance on its overall radiated noise are important technical approaches for low noise diesel engine design. This paper takes a high power marine high speed diesel engine as the example to elaborate the evaluation method of diesel engine structural noise and analyzes its overall radiated noise under different working conditions.

Key words: marine diesel engine; radiated noise; acoustic simulation

0 引言

柴油机是现代舰船最重要的动力源设备之一, 其振动噪声水平对舰船的声隐身性和舒适性有直接影响, 其振动噪声指标、功率密度和尺寸重量等指标是衡量船用柴油机性能的重要指标。对柴油机的结构辐射噪声进行预估, 掌握柴油机性能指标对整机结构辐射噪声的影响, 是实现柴油机低噪声设计以及进行柴油机振动噪声有效控制的重要技术途径^[1~3]。

本文以某型大功率船用柴油机为研究对象, 采用柴油机近场辐射噪声的预估方法, 完成了从柴油机缸内爆发压力到柴油机近场辐射噪声的预估, 并对柴油机在 32%、50%、75%、100% 和 110% 的 5 种工况下的辐射噪声进行了分析, 为低噪声柴油机的研制开发提供技术支撑。

1 柴油机整机噪声分析模型

在某型大功率船用柴油机三维实体模型基础上建立基于声传递向量 (ATV) 概念的柴油机近场边界元 (BEM) 分析模型。ATV 为声学系统输入与输出之间的关系矩阵——声传递向量 (Acoustic

Transfer Vectors) 矩阵, 即从柴油机振动结构表面的边界单元到域点处的声传递函数的信息集合^[4]。

柴油机结构声辐射分析模型是由结构有限元模型、结构声边界元模型、外场域点网格模型组合而成的。其中, 结构有限元模型独立于其他两种模型而存在, 结构边界元模型依赖于结构有限元模型的边界特性, 外场域点的网格模型是依照一定规则所建立的包围结构声学模型。

在柴油机结构辐射分析模型的建模中, 考虑到声场分析的声学介质是空气, 其特性阻抗较小, 外场声波对结构振动的反向作用极其微弱, 故在该模型中不考虑 FEM (有限元法) 结构振动模型与 BEM 声学波动模型之间的相互耦合, 只考虑结构振动导致噪声发生的单向作用效能。

柴油机分析模型的建立采用了 Virtual Lab 声学分析软件, 网格划分采用了 Hypermesh 前处理分析软件。柴油机的结构有限元模型见图 1。



图 1 柴油机的仿真分析模型

第一作者简介: 王志刚, 男, 1977 年生, 博士, 高级工程师。2005 年毕业于上海同济大学工程力学专业, 现从事动力装置研究设计工作。

收稿日期: 2011-05-10

2 柴油机噪声分析载荷确定

柴油机整机辐射噪声分析所考虑的载荷主要包括：柴油机的缸内气体爆发力、活塞侧向力、各

主轴承处的轴承载荷等。以上载荷具体幅值与变化规律由发动机专用动力学计算软件 GT-crank 求解得到，如图 2、图 3 所示。

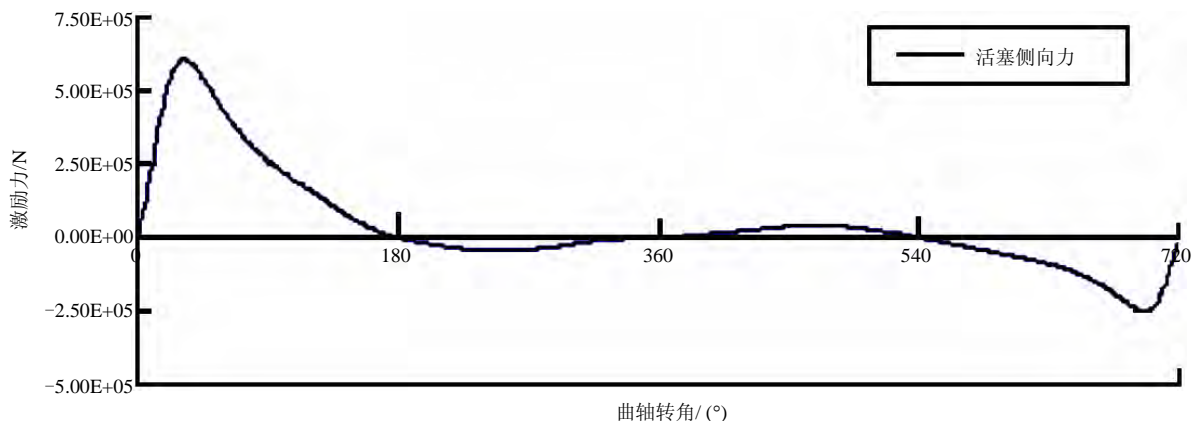


图 2 活塞侧向力载荷时域曲线

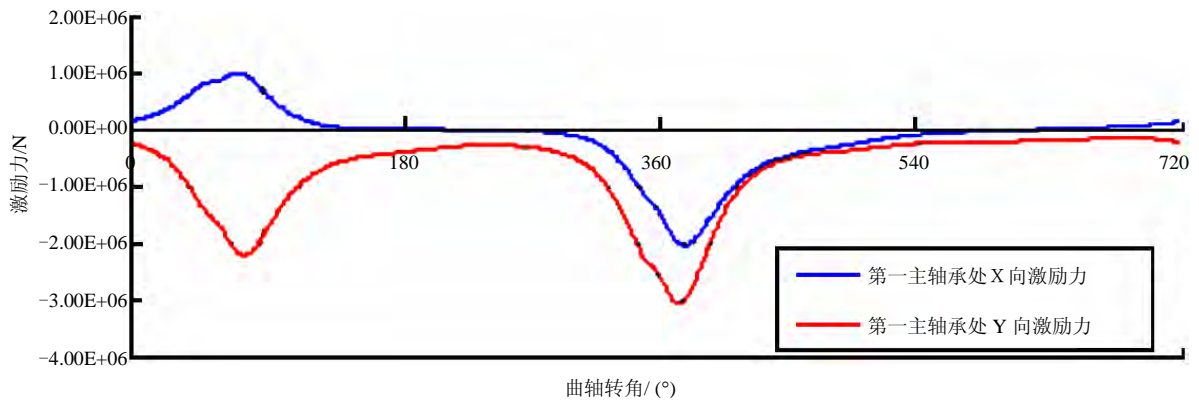


图 3 轴承激励力载荷时域曲线

3 柴油机在不同工况下辐射噪声计算

应用 Virtual Lab 声学分析软件，计算柴油机在 32%、50%、75%、100% 和 110% 的 5 种工况下的辐

射噪声，建立了柴油机近场的声压级云图，该云图表征了柴油机在 0~2000Hz 频段内各三分之一倍频带中心频率点的结构辐射噪声分布。详见图 4~8。

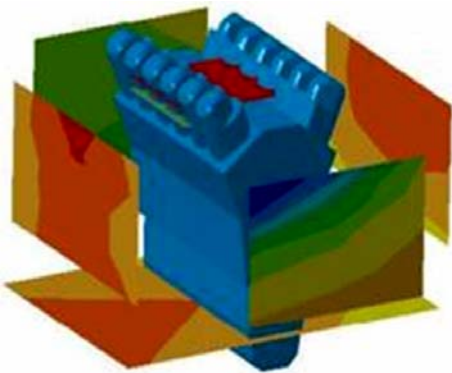


图 4 32% 工况柴油机声压级分布

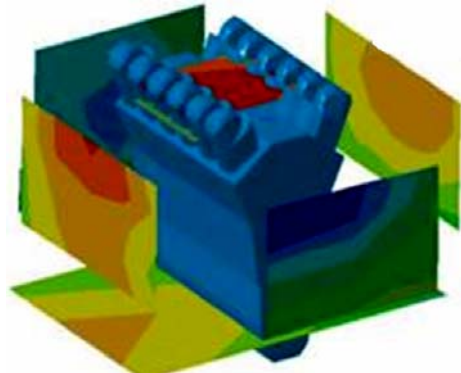


图 5 50% 工况柴油机声压级分布

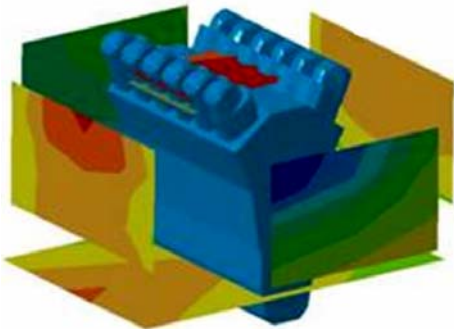


图6 75%工况柴油机声压级分布

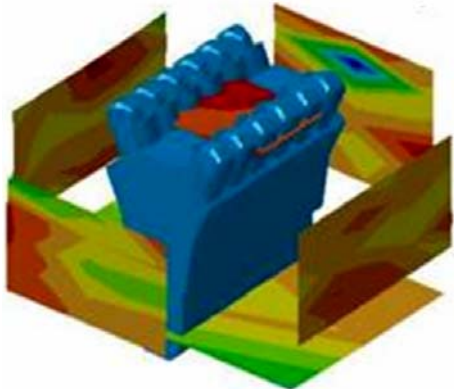


图7 100%工况柴油机声压级分布

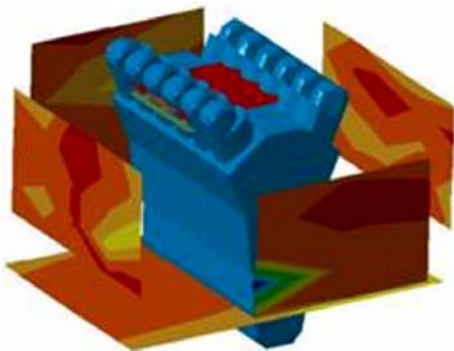


图8 110%工况柴油机声压级分布

从以上声压分布图上可以看到柴油机在不同运行工况的近场辐射噪声分布，在声学计算的基础上，进行柴油机性能对整机辐射噪声影响分析。

4 柴油机性能对整机辐射噪声影响分析

对该型柴油机在 0~2000Hz 频率范围内的不同工况下声功率级进行分析，得出柴油机的不同运行工况对整机辐射声功率级的影响曲线，如图 9、10 所示。从图中可以看出，柴油机的整机辐射声功率随负荷的增大而逐渐变大。但当负荷超过 100% 时，在 1000~2000Hz 频段内随着负荷的增加整机辐射声功率反而下降。这是由于在负荷过大时，整机功率反而会有所下降，因此激励力和辐射声功率也会有所减小。从整体频谱曲线上来看，不同负荷下声功率在 0~2000Hz 频率范围内变化趋势大致相同，虽然负荷不同，但是转速是一致的，因此相应结果只是幅值有所不同。

5 结语

从船用柴油机声压分布云图和整机声功率级来看，对于 V 型气缸排列的船用大功率柴油机，在同一频率范围内，5 种工况下柴油机外场声压分布规律基本一致，但幅值随着柴油机负荷增加总体表现出上升趋势，但这种上升并非呈明显线性特性。并且，从柴油机的声压云图分布来看，显示柴油机顶部及缸盖部位辐射噪声较大，在柴油机低噪声设计时，应重点关注这些部位。

本文所建立的柴油机辐射噪声计算方法可应用于柴油机的辐射噪声预估，支撑船用柴油机的低噪声设计。

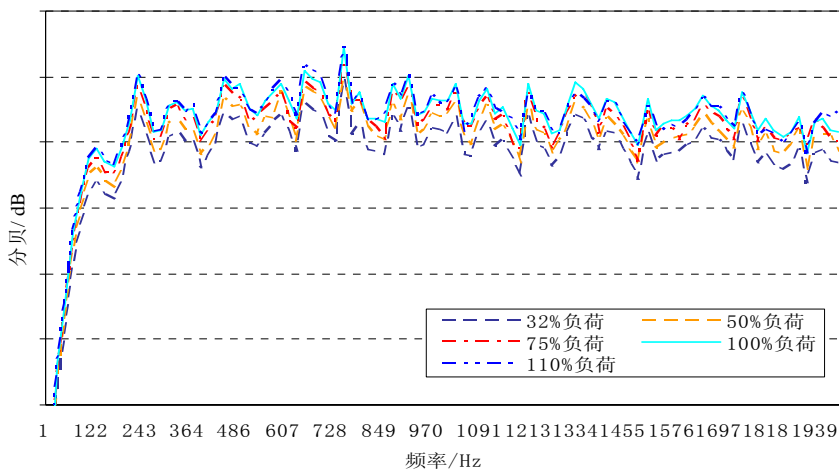


图9 不同工况下柴油机声功率频谱曲线对比

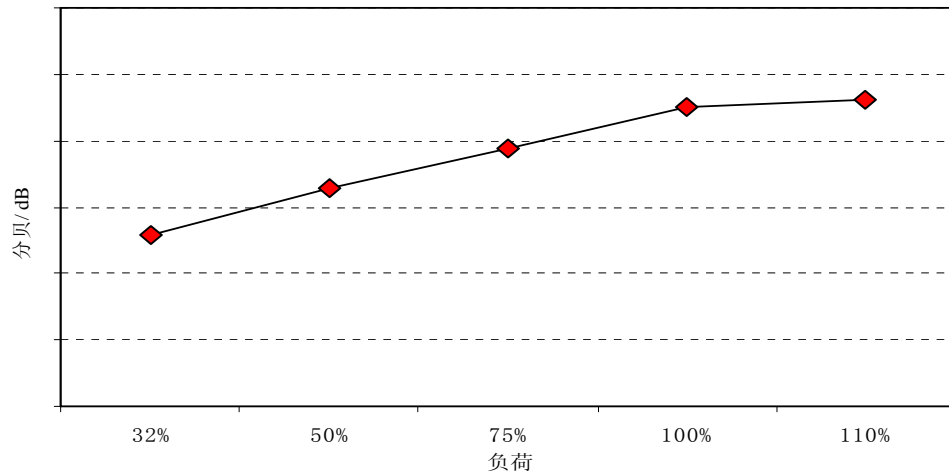


图 10 不同工况对柴油机整机辐射声功率级的影响曲线

【参 考 文 献】

- [1] 王 鑫, 季振林. 柴油机辐射噪声预测及控制技术研究[J]. 噪声与振动控制, 2008, 02 (10): 32.
- [2] 周建明. 内燃机结构噪声预测方法的研究[D]. 武汉: 武汉理工大学硕士学位论文, 2007. (8):36-45.
- [3] 齐晓霞, 王 文. 船用柴油机噪声控制技术[J]. 噪声与振动控制, 2004, 02 (6): 16.
- [4] 冯慧华, 左正兴. 基于 BEM/FEM 耦合技术的柴油机外声场模拟技术研究[J]. 内燃机学报, 2004, 22 (2): 155.

(上接第13页)

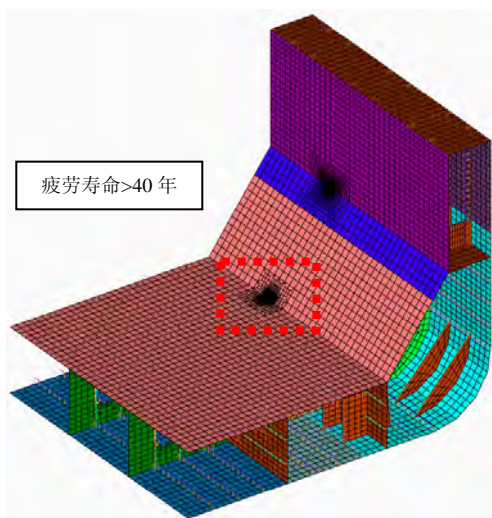


图 8 3 万吨级散货船 B 内底与底边舱斜板相交处疲劳分析结果

4 结 论

散货船的疲劳分析是船体强度分析的重要环节。船体节点的疲劳寿命, 尤其是对于某些关键节点, 如水线附近纵骨与主要支撑构件的结构详细节点, 在设计与计算分析过程中要引起特别注意和认真考虑, 并且要进行有针对性的加强, 以减少疲劳损伤, 提高船舶使用寿命。

【参 考 文 献】

- [1] BUREAU VERITAS. Fatigue Strength Of Welded Ship Structures[Z]. NI 393 DSM R01E.
- [2] Common Structure Rules for Bulk Carriers[S]. July 2009, NR 522 DT R02E.
- [3] 08 CSR for Bulk Carriers January 2006 Background Document Chapter 8- Fatigue check of Structural details, Technical Background Documents for Bulk Carrier CSR (version Jan 06)[H]. <http://www.iacs.org.uk>.
- [4] BureauVeritas. 30000 dwt Bulk Carrier FEM Fatigue analysis report[R]. 2008. 4.
- [5] BureauVeritas. 50000 dwt Bulk Carrier FEM Fatigue analysis report[R]. 2007. 11.
- [6] BureauVeritas. 76000 dwt Bulk Carrier FEM Fatigue analysis report[R]. 2008. 11.
- [7] BureauVeritas. 82000 dwt Bulk Carrier FEM Fatigue analysis report[R]. 2010. 6.
- [8] BureauVeritas. 92500 dwt Bulk Carrier FEM Fatigue analysis report[R]. 2009. 6.
- [9] BureauVeritas. 114500 dwt Bulk Carrier FEM Fatigue analysis report[R]. 2009. 12.
- [10] BureauVeritas. 176000 dwt Bulk Carrier FEM Fatigue analysis report[R]. 2010. 4.

动力定位系统的最新技术进展分析

史斌杰, 吴喆莹

(上海交通大学, 上海 200240)

摘要: 随着深海技术的不断发展和推进, 动力定位系统的应用越来越广泛, 已成为船舶自动化技术中的一个热点问题。从动力定位系统的 3 个组成部分——位置测量系统、控制系统和推力系统分析了动力定位系统的现状和相关技术的最新进展。

关键词: 动力定位系统; 位置测量系统; 控制系统; 推力系统

中图分类号: U675.7

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0043-03

Abstract: With the development and advancement of deep-sea technologies, dynamic positioning (DP) system has wider and wider applications and has become a hot issue of marine automation technology. This paper analyzes the current status and latest advancement of DP system from its three components: position measurement systems, control systems and thrust system.

Key words: dynamic positioning system; position measurement systems; control systems; thrust system

0 引言

随着深海技术的不断发展和推进, 动力定位系统被逐渐广泛地应用在一些工程船和海洋调查船上。近几年, 一些新造的港作船和大吨位的客滚船上也装有动力定位系统^[1]。本文将分别从动力定位系统的 3 个组成部分——位置测量系统、控制系统和推力系统分析动力定位系统的最新技术进展。

1 位置测量系统

动力定位系统能达到的精度首先取决于位置测量系统获得数据的精度和速度。只有以足够的速度和精度获取所需的信息, 才能使控制器计算出推力器指令, 使船舶完成预定的任务。控制系统所需的信息包括船舶位置、艏向以及外部干扰力的信息, 这些都是由位置测量系统提供的。所以对于动力定位的位置测量系统, 不仅要求有非常高的精度, 还要有非常高的速度。

动力定位系统主要有如下几种常用测量系统: 声学系统、张紧索系统、无线电系统和全球卫星定位系统。各种测量系统都有各自的优缺点。声学系

统具有较好的精确度, 但会受到瞬时或短时间段的干扰; 张紧索系统在长时间内会发生偏移, 所以精确度不如声学系统, 但张紧索不会受瞬时或短时间段的干扰; 无线电系统具有较高的精确度, 但是抗干扰性能较差, 容易受到无线电波、天气等的干扰, 并且覆盖使用范围受到信号的限制; 全球卫星定位系统能够迅速、准确、全天候地提供定位导航信息, 是目前应用比较广泛、精度也比较高的定位系统^[2], 但成本较高, 且相关技术受到有关国家的垄断。

在最新的位置测量系统中, 一般应用 2 种及 2 种以上的测量方法, 以达到高精度, 高速度, 抗干扰的良好效果。挪威康士伯公司的几款最新动力定位系统就是将无线电系统和差分全球定位系统 (DGPS) 相结合来测定位置信息。如同时运用无线电系统和全球卫星定位系统, 既可保证高精度, 又可弥补无线电系统抗干扰性差的不足。虽然此类方法有着良好的效果, 但是若要覆盖全球范围进行定位, 综合运用成本较高, 所以目前还没有被广泛应用。但采用多种测量方法, 特别是无线电和 DGPS 联合运用, 将是位置测量系统的发展方向。

2 控制系统

控制系统是整个动力定位系统的核心部分。动力定位系统的精度和速度直接取决于控制系统的

第一作者简介: 史斌杰, 男, 硕士研究生, 1987 年生。从事船舶动力装置及自动化研究。

收稿日期: 2010-12-27

性能,因此如何提高控制系统的性能成为了动力定位系统发展中的关键问题,也标志着动力定位系统的发展水平。目前动力定位系统的主要控制技术如下:

1) PID(比例-积分-微分)控制:比较成熟,操作简单,价格便宜,又有着广泛的应用,所以早期都采用此技术。但是随着对精度和速度的要求不断提高,PID控制已经不能满足人们的需求,目前已很少使用。

2) LQG(线性二次高斯型)控制:解决了控制中由于滤波而导致的相位滞后问题,并在节能、安全、鲁棒性能上都有比较大的进步,控制精度和响应速度也满足了大部分需求,是目前动力定位系统中应用最为广泛的一种控制技术^[3]。

3) 智能控制:包括模糊控制和神经网络控制等。在一定程度上模仿人的智能控制,具有良好的控制性能。如模糊控制有不依赖于对象的精确数学模型,抗干扰能力强,响应速度快,鲁棒性好的特点,而神经网络控制具有自适应学习功能和容错能力强等特点。从上世纪90年代起,特别是本世纪,智能控制方法在动力定位系统中获得了广泛应用^[3]。

目前,虽然使用最为广泛的依然是传统的LQG控制,但是智能控制已有取而代之的趋势。将遗传算法^[4]、蚁群算法、动态模糊神经网络^[5]、模型预测等新型智能算法应用到动力定位控制系统,并取得了重要的研究成果。挪威康士伯公司新推出的绿色动力定位控制模式运用了一种新型的智能控制技术——非线性模型预测控制。该技术在2001年挪威船舶展览会上首次被引入到动力定位系统中。该控制模式由两部分组成:环境补偿器和模型预测控制器。环境补偿器是提供一个缓慢变化的推力指令,来补偿一般的环境作用力,使得响应更为缓慢和光滑,对变化环境的反应也更理想;非线性模型预测控制器是通过不断地求解一个精确的船舶非线性动态数学模型,来预测未来船舶的行为以进行控制。模型预测控制算法的计算比一般用于动力定位的传统控制器设计更加复杂且更为耗时,主要有3个步骤:(1)利用非线性船舶模型预测运动;(2)寻找阶跃响应曲线;(3)定义和求解计算将使用的“最佳可能”推力的最优化任务。

动力定位船舶在正常作业期间,外部环境的作用力变化不大,船位于工作区边界以内,此时,仅需一个基于QL理论的动力定位最优控制器—EC产

生缓慢变化的推力指令来补偿平均环境作用力。当外部作用力突然发生变化,如阵风等作用时,船舶不会马上作出反应,这样减少了不必要的推力器损耗,但是,一旦模型预测到船舶运动轨迹超出工作区或操作区,非线性模型预测控制器就会迅速产生作用,由这两个控制器联合作用,产生最优的动态推力使预测轨迹尽可能地接近工作区边界,而使船不违反约束边界。此类控制方法确保了在任何外部条件情况下消耗最低功耗来达到符合精度要求的定位^[6]。目前国内对模型预测控制在动力定位系统中的研究还停留在线性层面,非线性层面研究才刚刚起步。

在最新的控制系统中,一般都存在着多种控制模式来满足不同海况下的不同定位要求。挪威康士伯公司最新的控制系统中采用3种不同的控制模式:高精度控制模式、放松控制模式和绿色动力定位控制模式来分别适应不同的条件和要求。一个动力定位控制系统中存在多种控制模式,特别是智能控制模式,在不同情况下都能达到最佳定位是动力定位控制系统的最新发展方向。

3 推力系统

推力系统是动力定位系统的执行机构,其作用是按照控制系统发出的一系列推力指令,形成一个时变的推力系统,以抵消外在的时变环境载荷。此推力系统包括一个特定方向的水平力和一个艏摇弯矩。理想的推进器能够产生任何方向的推力,而仅需要2个推进器就能够产生这个瞬时的推力系统。但由于目前单个推进器的推力容量有限,仅仅2个推进器无法满足推力容量的要求,同时推进器系统必须满足平台工作的可操纵性和可靠性,因此推进器系统中推进器一般多于5个,但不是越多越好,因为还要考虑到推进器与船体以及推进器间的互相影响等因素^[7]。由多个推进器组成的系统便成了一个冗余系统,存在无数多个不同大小和方向的推力组合,均能满足特定的水平力和艏摇弯矩。

推力分配问题是一个多约束情况下的最优化问题,目前解决方法有Johan Wichers提出的推力器分组法^[8]、O.J.Serdalen提出的奇异值分解和滤波法^[9]、S. P. Berge等提出的阻尼最小方差法^[10]、William C. Webster提出的线性规划法^[11]、T. A. Johansen提出的二次规划法^[12]等。近年来,新型的智能算法在解决推力分配问题中也有应用^[13],取得了较好

的效果。

最新的动力定位系统的推力分配除了正常工作时的推力分配，还要求在系统部分受损的情况下，依然能够进行合理的推力分配以达到定位。

按照IMO的分类^[14]，现有3种不同冗余度的动力定位系统：第一种是无冗余的动力定位系统，即系统受到一定的干扰和损坏就不能完成定位任务；第二种是有冗余的动力定位系统，即系统在单个设备有故障的情况下依然能够完成定位；第三种是有备份的动力定位系统，即在整个系统受到严重破坏的情况下，可以启动备用系统进行动力定位。目前，有备份的动力定位系统已经占据主导地位，控制系统和位置测量可进行较简单的备份来解决问题，但是推力系统却不能，因为一旦增加了推进器数量，那么对原系统的推力分配就是颠覆性的，需要重新计算最优解，并且要计算在部分推进器无法工作的情况下依然合理分配推力，推力分配将变得非常复杂。所以挪威康士伯等公司的动力定位推力系统的最新技术已解决了此类推力分配问题。

4 结语

自上世纪60年代第一艘装有自动反馈系统的动力定位船“尤勒卡”号下水以来，动力定位系统不断地发展和成熟，并得到广泛应用，目前正朝着以下几个方向进展：

1) 提高精度，确保准确定位。提高精度是动力定位系统的定位任务性质所要求的。采用更先进的智能算法优化控制系统是提高精度的必然手段，同时改进位置测量系统，规范测量方法，提高测定参数的精度。

2) 提高速度，确保快速定位。从偏离位置到达指定位置的时间是动力定位系统的一项重要指标。采用更先进的智能算法优化控制系统同样是提高速度的最主要手段。同时优化推力分配也能提高推进系统的效率，达到提高速度的目的。

3) 提高可靠性，确保安全定位。提高可靠性是对动力定位系统提出的新要求和新任务。即不仅要求在正常情况下快速、准确地到达指定位置，还要求在某些设备和部件发生故障的情况下，依然能够进行准确定位。

目前，国内使用的动力定位系统基本被康士伯等跨国公司垄断，而自主开发的动力定位系统几乎没有，与国外的差距较大。但是随着综合国力的增

强，凭借广大科研工作者不懈的努力奋斗，使我国自主开发研制的动力定位系统将在国际和国内市场上占有一席之地，并达到世界先进水平。

【参 考 文 献】

- [1] 陆会胜. 船舶动力定位系统的使用[J]. 航海技术, 2006(5):31-33.
- [2] 赵志高, 杨建民, 王磊, 程俊勇. 动力定位系统发展状况及研究方法[J]. 海洋工程, 2002, 20(1): 91-97.
- [3] 余培文, 陈辉, 刘芙蓉. 船舶动力定位系统控制技术的发展与展望[J]. 中国水运, 2009, (2):44-45.
- [4] 邓志良, 谷丽丽, 胡寿松, 潘芝萍. 遗传算法在船舶动力定位系统中的应用[J]. 江南大学学报(自然科学版), 2006, 5(4): 461-462.
- [5] 谷丽丽, 邓志良. 动态模糊神经网络在船舶动力定位中的应用[J]. 船舶工程, 2006, 28(2): 44-46.
- [6] 王元慧. 模型预测控制在动力定位系统中的应用[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学动力与核能工程学院, 2006.
- [7] 吴显法, 王言英. 动力定位系统的推力分配策略研究[J]. 航海工程, 2008, 27(3): 92-96.
- [8] Johan wiehers, Stephen Bultema, Riehard Matten. Hydro-dynamic research on and Optimizing dynamic positioning system of a deep water drilling vessel[C], OTC8854, 1998.
- [9] Serdalen O J. Optimal thrust allocation for marine vessels [J]. Control engineering practice.1991, 5(9): 1223-1231.
- [10] Berge S P, Fossen T I. Robust control allocation of overactuated Ships :experiments with a model ship[C]. Proc. of the 4th IFAC Conference on Maneuvering and Control of Marine Craft, Brijuni, Croatia, 1997:166—171.
- [11] William C Webster, Joao Sousa. Optimum allocation for multiple thrusters[C]. Proeeeding of the ninth international off shore and Polar engineering conference (ISOPE), Brest, France, May30-June4, 1999.
- [12] Tor A Johansen, Thor I Fossen, and Svein P Berge. Constrained nonlinear control allocation with singularity avoidance using sequential quadratic programming[J]. IEEE Transa Ctionson Control Systems Technology, VOL.12, No.1, Jan, 2004.
- [13] 刘曰强. 半潜式平台动力定位系统推力分配优化算法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学
- [14] 孙武. 动力定位系统规范介绍[J]. 上海造船, 2003(1): 55-57.

船用机械液压管系投油研究

黄亦飞, 杨 燕, 汤立德

(上海外高桥造船有限公司, 上海 200137)

摘要: 论述了液压管系热投油系统的串并联回路设计流程及计算过程。指出了液压系统热投油系统设计的关键及注意事项。

关键词: 船用液压管系; 投油回路设计; 雷诺数

中图分类号: U664.84

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0046-04

Abstract: This paper discusses the series and parallel circuits design and calculation procedure for the hot oil flushing unit of the hydraulic piping system; and puts forward the key points and notices of the hydraulic system hot oil flushing unit design.

Key words: marine hydraulic piping system; flushing circuit design; Reynolds number

0 引言

散货轮、油轮甲板机械、FPSO 单点及艧输油软管绞车、自升式钻井平台、半潜式钻井平台的机械设备使用的液压系统具有大功率、高压力和大流量的特点,且相互关联的系统多,精度高,使用环境条件恶劣。液压系统失效的原因复杂多样,其中因液压工作介质污染造成的损失占到 70%~80%,而固体颗粒污染又占了绝大多数。因此,正确设计液压管系投油清洗系统,对液压管系进行严格的投油清洗,有利于缩短造船周期,是液压系统正常试验前的一个重要工艺环节。

1 投油前准备

1.1 管系的酸洗钝化

液压管系热投油清洗之前,为了提高酸洗钝化质量,对不锈钢管内壁必须进行除油脱脂处理。脱脂后用高压水枪冲洗管系内壁至废液 PH 值为中性。对碳钢管,酸洗好后,碱水中和,然后用水彻底冲洗,并进行干燥,管内壁立即喷涂工作介质。

对于不锈钢管,通过酸洗使不锈钢表面平均有 10 μm 厚一层表面腐蚀掉,酸液的化学活性使得缺陷部位的溶解率比表面上其他部位高,因此酸洗可

使整个表面趋于均匀平衡,一些原来容易造成腐蚀的隐患被清除掉了。但更重要的是,通过酸洗钝化,使铁与铁的氧化物比铬与铬的氧化物优先溶解,去掉了贫铬层,造成铬在不锈钢表面富集,这种富铬钝化膜的电位可达+1.0V,接近贵金属的电位,提高了抗腐蚀的稳定性。不锈钢管的抗腐蚀性能主要是由于表面覆盖着一层极薄的(约 1 μm)致密的钝化膜,与腐蚀介质隔离,是不锈钢表面防护的基本屏障。

1.2 氮气吹扫

对于管径<38mm(1.5 英寸)的液压管,在投油前要用干净的氮气吹扫,用洁净的白布放在管的出气口,一直吹到用肉眼看不到有固体颗粒为止。该方法对干燥的管子效果很好。

2 投油设备的设计选型

2.1 以工作介质分类(热投油清洗时必须使用系统要求的工作介质)

1) 石油钻井平台与散货船和油轮的区别在于工作环境复杂,在月池区域的隔水管张紧系统(DAT)因要承受高温高压的考验,必须选用抗燃液压介质。Houghton-Safe 273CTF 是抗燃、防爆的水乙二醇介质,专门用于压力条件下、靠近明火或高温场合,能提供最大限度的安全性。它与添加剂一体化可起防锈保护及抗细菌污染作用,确保系统使用寿命长。由于水乙二醇介质的特殊性,它与已有投油泵组及过滤器中密封材料镉、锌、铅、镁元素不相容,因而普通投油泵组无法满足要求,必须设计新的投油泵组。

第一作者简介: 黄亦飞,男,工程师,1979 年生。2002 年毕业于沈阳航空工业学院机械设计及制造专业,主要从事船舶及海洋工程船装设计工作。

收稿日期: 2011-06-20

2) STACK MAGIC 200N 是生物降解型 BOP 防喷器专用介质, 应用于井口或多路器 (multiplexer) 控制系统。STACK MAGIC 200N 推荐浓度 2%, 加上 98% 的去离子水, 即必须加纯水或蒸馏水, 工作介质的设计是可以直接排放到海里, 同时能最大限度地提高对环境的保护。BOP 控制液与水乙二醇一样, 与镉、锌、铅、镁元素不相容, 因而也要设计专用的投油泵组。

3) 其他液压设备均使用以石油基为主的液压油。只要合理选用投油机组就能得到良好的效果。

2.2 以油路连接形式分类

投油回路的设计一般分为串联回路和并联回路 2 种。串联回路总的沿程压力损失是各分段沿程管路压力损失之和, 其特点是压力高、流量小。并联回路总管上的流量是各支路流量之和。由于各支路的压力损失相等, 因而不同的管径其流量是各不相同的, 其特点是压力低, 流量大。无论串联还是并联均要满足被投管系的雷诺数 $Re > 2300$ 管壁内径, 才能达到紊流状态。但雷诺数不能太小, 根据经验, 一般 $Re \geq 3000$ (有的设备商要求 4000 以上), 其实只要油温在 40°C , 可达到 3000, 那么油温 50°C , Re 一般都会在 4000 以上。外商一般要求在 $50\sim 60^\circ\text{C}$ 的范围检测油液的清洁度, 在此温度范围内, 管系内壁容易达到所需的清洁度要求。但油温不得超过 70°C , 否则管系密封件容易老化。

3 投油回路设计

3.1 雷诺数 Re

Re 是反映管子流动特性的一个无量纲数字, 它的表达式为:

$$Re = \frac{Vd}{\nu} \quad (1)^{[1]}$$

式中: V ——管道平均流速, m/s ;
 d ——管道内径, m ;
 ν ——油液的运动黏度, m^2/s ;

$$Re = \frac{Q \times 21220}{\nu \times d} \quad (2)^{[2]}$$

式中: Q ——管道流量, l/min ;
 ν ——油液的运动黏度, mm^2/s ;
 d ——管道内径, mm 。

ν 在油液牌号中表示 ISO 规定了 40°C 时运动黏度值 mm^2/s , 如 ISO VG46 即表示在 40°C 时运动黏度值为 $46\text{mm}^2/\text{s}$, 不同的牌号表示不同的运动黏度值。从

上式 (1)、(2) 中可以看出雷诺数与管道中的流量、流速成正比, 与油液运动黏度成反比。例如从壳牌液压油 Shell Tellus oils 黏温特性 (图 1) 中可以看到: T15、T22、T32、T37、T46、T68、T100 分别表示在 40°C 时运动黏度值为: 15、22、32、37、46、68、 $100\text{mm}^2/\text{s}$, 即同一油品在不同的温度下有不同的运动黏度值。如图 1 中 T46 号液压油在油温 40 、 50 、 60 、 70°C 时运动黏度值分别为 46、35、22、 $18\text{mm}^2/\text{s}$; 例如液压管内径为 12mm , 雷诺数为 4000, 在油温 40 、 50 、 60 、 70°C 时经计算所需投油的液压油流量分别为 104、79、50、 41l/min 。可见随着温度的升高其运动黏度值越小、流动性越好。即在同样的雷诺数下, 管路投油所用的液压油就越少, 这就是管系热投油的关键所在。即使在同样的流量下管路中的雷诺数随着温度的升高也越大; 雷诺数越大, 管路冲洗时间就越短。

目前国际上比较流行的设计方法是: 先设定被投管系的雷诺数、投油温度、油品牌号、管径, 然后根据公式 (1) 计算出流速, 再按公式 (3) 计算出投油泵组的流量。

$$Q = \frac{VF60}{1000} \quad (3)$$

式中: V ——管道平均流速, m/s ;
 F ——管道截面积, mm^2 ;
 Q ——管道流量, l/min 。

3.2 串联回路: 见图 2。沿程压力损失计算公式 (达西公式 Darcy):

$$\Delta P_1 = \lambda \times \frac{L}{d} \times \frac{\rho V^2}{2} \quad (4)^{[1]}$$

式中: λ ——为沿程阻力系数, 对于光滑管道, 雷诺数范围 $3000 < Re < 10^5$ 。

λ 计算公式 (勃拉修斯公式^[1]):

$$\lambda = 0.3164Re^{-0.25}$$

ρ ——流体密度, $890\text{kg}/\text{m}^3$ (石油基液压油 T46);
 V ——管道平均流速, m/s ;
 d ——管道内径, $9 \times 10^{-3}\text{m}$;
 Re ——雷诺系数, 4000;
 L ——管道长度, 111m 。

根据公式 (1), 查图 1 T46 液压油, 在 60°C 运动黏度值 $22\text{mm}^2/\text{s}$ 。

根据公式 (1): $V = 4000 \times 22 \times 10^{-6} / 9 \times 10^{-3} = 9.78 (\text{m/s})$;

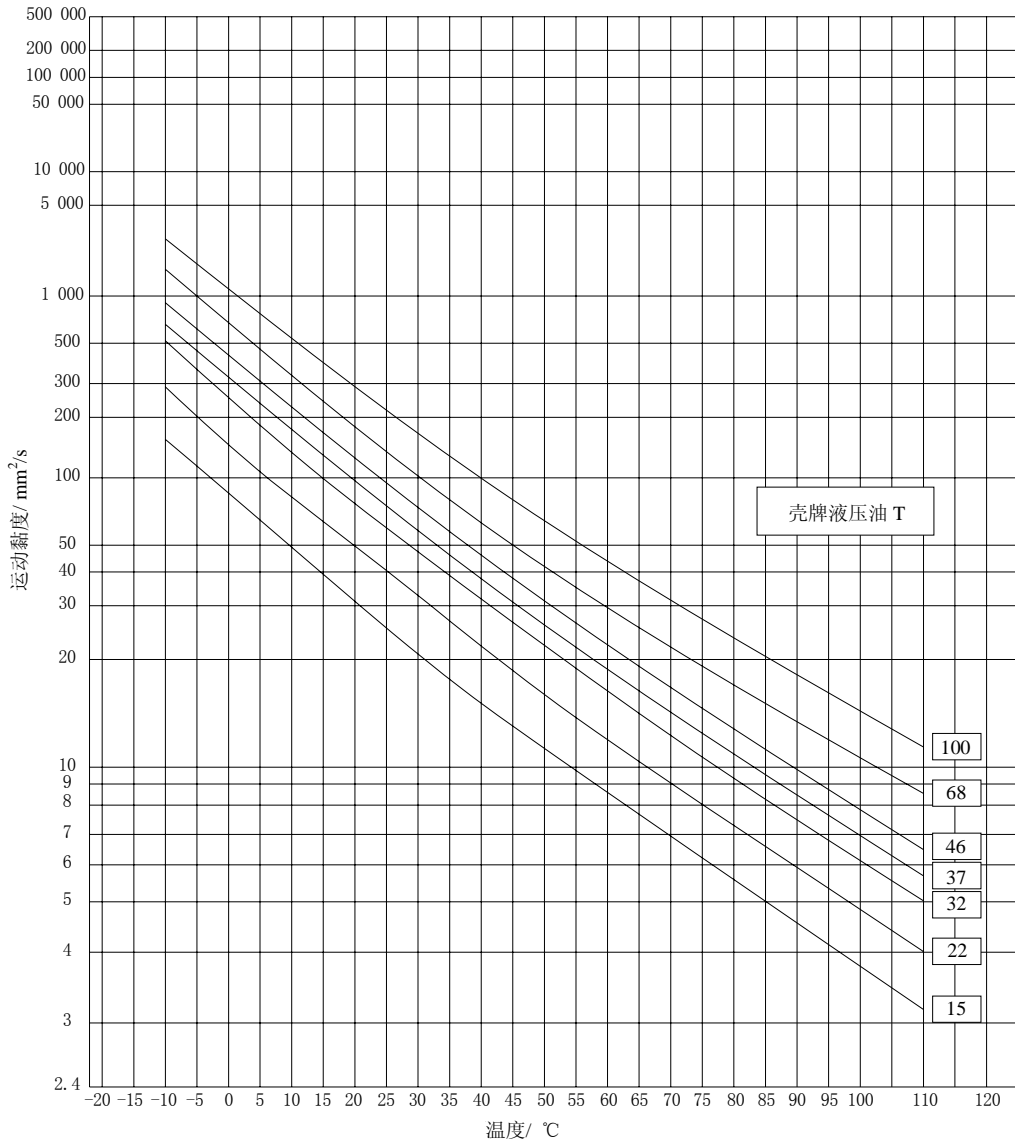


图 1 壳牌液压油 Shell Tellus oils 黏温特性

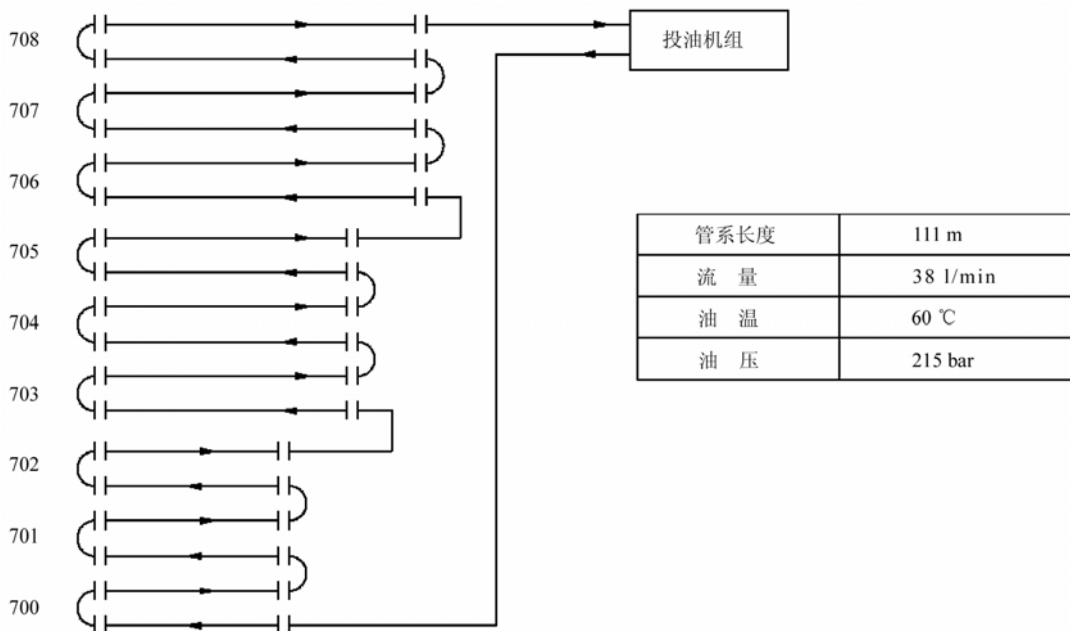


图 2 串联回路投油原理

$$\lambda = 0.3164 \times 4000^{-0.25} = 0.03978。$$

根据公式(4): $\Delta P_1 = 0.03978 \times 111/9 \times 10^{-3} \times 890 \times 9.78^2 / 2 = 20895336.34 \text{ Pa} = 20.895 \text{ MPa}$;

$$\text{局部压力损失: } \Delta P_2 = \zeta \times \frac{\rho V^2}{2}。$$

ζ 为局部阻力系数, 由于局部阻力系数很复杂, 在一般设计工况下取经验值, 通常取沿程压力损失的 2%~3% ΔP_1 , 即计算时取 $\Delta P_2 = 2.5\% \Delta P_1$, 则总的压力损失 $\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 = 20.895 + 2.5\% \times 20.895 =$

$$= 21.42 \text{ MPa}。$$

管系串联投油系统压力高、流量小, 沿程压力损失与速度的平方成正比。这时特别要注意投油压力不要超过管系的设计压力。若超过了要重新设计计算, 在满足雷诺系数的前提下, 适当降低速度, 可以收到比较好的效果。另外特别要注意, 此时压力已很高, 不能采用脉冲震荡清洗。否则会损坏投油泵组及被投管系。

3.3 并联回路

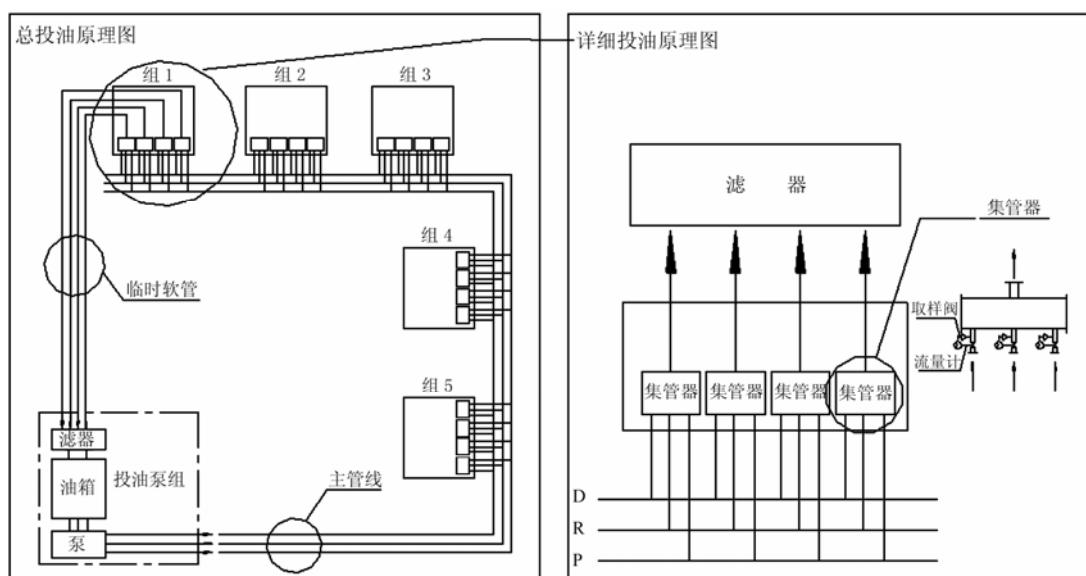


图3 并联回路投油原理

从图3可以看出: 许多设备都连接在从投油泵组(HPU)出来的压力油管(P)、回油管(R)、泄漏油管(D)3根总管上。在投油时, 投油泵组的流量按照P、R、D3根管子的内径计算所需的雷诺数来确定。并联投油是提高投油速度、缩短造船周期的重要工艺环节。从图3左图中可以看出很多设备已被分成5组, 但在实际运用中分组是严格按各设备支路的管径来区分的, 即按各支路所需流量而定, 由每组内的比较接近或相等管径来组成。从右图上可以看到: 原来的4个设备如今已换成用软管的4个集管器(Manifold oil sampling), 在各设备上的P、R、D3根管子上均安装有流量计及取样阀。从集管器出发用软管连接到下一个总的集管器, 再用总的软管连接到投油泵组, 构成循环。由此系统所需软管、法兰、接头比较多, 投油准备工作量较大, 时间较长。

3.4 投油泵组功率的确定

$$N = \frac{QP}{60\eta} \quad (7)$$

式中: N ——液压功率, kW;

Q ——流量, l/min;

P ——压力, MPa;

η ——功率因素。

投油机组为了有较广泛的适用性, 一般情况下有几个泵组组成, 每个油泵出口均设有单向阀, 既可以单独使用, 又可以并联使用。压力 P 的选择一般根据全船液压系统被投管系总的压力损失来考虑, 流量 Q 是根据被投管系的雷诺数来决定, 然后根据上式确定功率。

4 液压油管清洗过程

液压系统压力越高, 选用液压元件也越精密, 对投油清洁度要求也越高。以往一般甲板机械投油清洁度均在 Nas8-9 级, 但是在海洋工程中经常要求 Nas6-7 级。

通常接通液压管投油前, 投油泵组本身一边加
(下转第 58 页)

燃油系统供油单元的配置研究

宋 忠 娟

(上海京荣船舶设计有限公司, 上海 200032)

摘要: 为了降低营运成本, 越来越多的船舶柴油发电机燃用低质燃油 (重油), 已成为船舶建造发展趋势; 而针对主辅机在航行中的不同运行工况和要求, 燃油系统在设计中应如何合理配置供油单元, 主辅机是共用一套还是各用一套, 就此作了分析与研究。

关键词: 供油单元; 轻重油转换; 运行安全

中图分类号: U664.81⁺²

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0050-02

Abstract: In order to reduce operating cost, there is a growing trend that more and more ships of different kinds are using low quality fuel (heavy fuel) for their diesel engines; this paper thus analyzes and studies the appropriate arrangement of oil supply unit during fuel oil system design, such as whether the main engine and the auxiliary engine should share the unit or use separate ones, based different working conditions and requirements during operation.

Key words: oil supply unit; MDO-HFO transition; operation safety

0 引言

燃油系统是柴油机重要的动力系统之一。上世纪 70 年代以来, 由于油价的大幅上涨, 燃油费用的支出, 几乎要占船舶营运成本的 50% 左右, 所以船舶柴油机燃用重油 (低质燃油) 已成为一项普遍采用的技术。当前, 不仅船用低速柴油机燃用重油, 而且越来越多的中速柴油机 (用作主机和发电机组) 也都燃用重油^[1]。

近年来, 为了节省营运成本, 京荣船舶公司设计的各类大中型船舶, 均选择燃用重油的发电机组, 有的还把原来已定的高速发电机组也改为燃用重油的中速机组。同时, 随着石油炼制工艺的不断发展, 低质燃油的品质在逐年下降, 这对柴油机燃油系统提出了更为苛刻的要求。由于主辅机均燃用重油, 所以在燃油系统中如何合理配置供油单元, 以满足船舶航行中主辅柴油机不同的工况要求, 并便于操作管理, 确保主辅机的运行安全, 显然是很重要的。本文仅就系统设计中有关供油单元配置方式的构想作一探讨。

1 主辅机共用一套供油单元

船东为降低船舶建造成本, 要求主辅机共用一套燃油供油单元。对下列情况作了考虑:

1.1 共用一套标准配置供油单元的条件

- 1) 主机和发电机组应燃用相同粘度的重油^[2]和轻油;
- 2) 燃油的进机压力应相近;
- 3) 主机和发电机组的功率不宜相差太多, 否则有可能产生“抢油”现象, 极端情况下发电机组甚至会吸不到油;
- 4) 船舶航行过程中, 主辅机轻重油转换必须按操作程序同步进行。

1.2 对工况差异采取的措施

有的运行工况下, 主辅机不可能同时换油, 而且发电机组还有一些不同于主机的要求和特点, 它们的使用工况差异表现在:

- 1) 船舶进出港时主机需由重油转换为轻油, 而发电机组仍在正常运行;
- 2) 船在停泊时发电机组仍在运行, 燃用重油, 而主机在离码头出港时需先燃用轻油再转换重油;
- 3) 当一台运行中的发电机组燃用重油, 另一台机组需投入运行, 起动时要燃用轻油;
- 4) 主机燃用重油时, 如遇发电机组负荷过低, 需立即由重油转换为轻油;
- 5) 瘫船起动时, 必须有一台发电机组的轻油输

作者简介: 宋忠娟, 女, 工程师。1983 年生, 江苏科技大学热能动力专业毕业, 现从事轮机设计工作。

收稿日期: 2011-02-23

送泵由应急电源起动作供油;

6) 有的发电柴油机不带燃油泵,冷机启动时只靠油柜重力,不能满足进机油压的要求等。

鉴于以上各种运行工况,通常只选用一套标配供油单元是很难满足的,因而在某散货船的燃油系统设计中,除了选用一套主辅机共用的标配供油单元,还在系统中另行增设了调压阀组、主机柴油泵、发电机组柴油泵(其中一台接应急电源)等,并在柴油日用柜增加了加热盘管,基本满足了主辅机在船舶航行中对各种工况的使用要求。

1.3 满足特定要求的措施

有的船舶为了省油,停泊时不烧燃油锅炉,要求供油单元使用电/蒸汽(热油)两用加热器;也有为了防止轻油回油温度过高,致使燃油进机黏度过低(低于 $2\text{cst}/50^{\circ}\text{C}$),造成喷油泵和喷油器的拉伤和咬死,要求在回油管路上增设冷却器;还有为了提高燃油的净化质量,减少出渣量,提高燃油利用率,改善柴油机燃烧性能和延长使用寿命,要求增设均质机等,所有这些都可在共用的一套供油单元中配装。

2 存在的问题

通过试航交船,关于主辅机共用一套供油单元的设计,虽能满足船舶航行中的常规使用要求,但在进出港和靠离码头以及航行途中,另一发电机组需投入运行等工况时,换油过程必须对轻、重油的温度范围分别控制,其温升速度、流量配比、负荷变化、控制程序等如何做到先后有序、平稳协调、安全可靠,还有一些问题需解决。

1) 众所周知,轻重油转换的基本原则是要防止温度突变,以避免喷油泵柱塞的卡紧或咬死。而从主、辅机共用一套供油单元的设计中看到,在船舶进港时,发电机组仍通过供油单元燃用重油,而主机要由重油转换为轻油,此时,要分别调控进入主机的轻重油管路和回油管路上的相关阀附件和控制设备,其转换速度、调节范围、调控程序等,很大程度上,往往取决于操作人员的经验和熟练程度,不能确保喷油设备不受温度突变的影响。

2) 当船舶航行时,主机和一台发电机组通过供油单元燃用重油,而另一台发电机组需投入运行,此时进机的轻油温度应加热到 $50\sim 70^{\circ}\text{C}$ 左右比较适宜,以保持轻油的润滑能力,而此时轻油也只能直

接从日用柴油柜供给,柜中虽增设了加热盘管,但轻油的温升速度,轻重油转换时的流量、油温和燃油进机粘度等也都是由操作人员手动调控,易出差错,有可能影响机件寿命,甚至造成一些本可避免的事故。有的船上日用柴油柜未设加热盘管,则更易造成进机油温的突变,这是不允许的。

3) 当主辅机同时供油时,供油单元出口油压正常,但回油都在一根回油管内,会有背压,影响燃油循环,主辅机的用油温度和粘度也不易控制得很好,而且有可能出现供油压力不平稳现象。

4) 也有船东根据其所选用的柴油发电机的性能,为了便于维修保养,延长机组的使用寿命,要求燃用的油料低于主机的重油黏度。如 32000dwt 双舷侧散货船,该船主机燃用 $380\text{cst}/50^{\circ}\text{C}$ 重油,而发电机组燃用的是由 $380\text{cst}/50^{\circ}\text{C}$ 重油和0号柴油按一定配比混合成的 $120\text{cst}/50^{\circ}\text{C}$ 重油,这就必须在燃油系统内配置一套发电机组专用的混油装置,使主辅机无法共用一套单元,必须各用一套单元。

3 结语

综上所述,随着越来越多发电机组都燃用重油,在燃油系统设计中,主辅机是共用一套供油单元还是各用一套?第2节中提及的一些运行工况均有可能遇到,并从上述分析中可以看出,即使用一套供油单元再加上必要的补充设计,还是难于确保主辅机安全可靠的运行,而且有些工况的操作调控很是繁琐,轻重油转换相当麻烦,稍有不慎,易出差错,引发事故。所以,对主辅机均燃用重油的大、中型船舶,我们认为只要机舱内有足够的空间,还是各用一套的好。这样的配置,初投资看起来稍高,但会延长设备的维修保养周期,减少机件的损坏,尤其是2套供油单元和主辅机一一对应,更便于操作管理,灵活方便,从全局来看,经济性更好。尤其是对主辅机遇到的各种运行工况能全覆盖,可保证船舶航行的安全可靠,这也是最为重要的。所以公司近期设计的几型船舶,均选用了主辅机各用一套供油单元的配置。

【参 考 文 献】

- [1] 孙培延. 船舶柴油机[M]. 大连: 大连海事大学出版社, 2002.
- [2] 中国船舶工业总公司. 船舶设计实用手册(轮机分册)[M]. 北京: 国防工业出版社, 1999.

船舶电气与自动化

电力推进舰船中央冷却控制装置优化设计研究

田志定, 李 刚, 刘 春, 徐建伟

(708 研究所, 上海 200011)

摘要: 对某型综合电力推进舰船中央冷却系统及其相关控制技术作了综合分析, 提出了系统自动控制优化设计的思路。控制装置经样机试制和实船使用, 为中央冷却系统的可靠性运行提供保障。

关键词: 舰船电力推进; 中央冷却系统; 控制技术

中图分类号: U664.81⁺⁴

文献标识码: B

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0052-03

Abstract: This paper gives an overall analysis on the central cooling system and its control technologies of an integrated electric propulsion vessel; and proposes some ideas on design optimization of the automatic control system. Model machine tests as well as full scale trial prove that this control unit can guarantee the safe operation of the central cooling system.

Key words: electric propulsion vessel; central cooling system; control technology

0 引言

冷却系统是保证船舶动力装置安全可靠运行的动力系统之一, 其作用是冷却动力装置中的柴油机组、各种辅助设备以及需要冷却的其他配套装置, 保证在有效的工作范围内正常工作。国内, 在民船上采用中央冷却系统。如中远第五代大型集装箱船及广船国际建造的 18000t 半潜船的中央冷却系统都采用了瑞典 ALFA-LAVAL 公司研发的 ENGARD 单片机控制系统^[1,2]。近年来, 海军舰船开始采用中央冷却系统。作为舰船冷却系统设计的一个发展方向。综合电力推进舰船由于需要冷却的设备多、布置分散, 工况复杂, 中央冷却系统若采用自动控制, 可以显著提高其运行的可靠性和节能效果, 并且可与综合电力推进系统整体的自动化水平相适应。因此, 中央冷却系统及其控制技术的研发对提高舰船机舱自动化水平, 开拓和完善动力保障系统的设计大有裨益。

1 中央冷却系统的特点和设计理念

1.1 系统特点

采用综合电力推进系统的某型舰船中央冷却

第一作者简介: 田志定, 男, 研究员, 1941 年生。1965 年毕业于上海船厂联合大学轮机专业。主要从事舰船动力装置研究设计工作。

收稿日期: 2011-07-05

系统具有如下特点:

1) 在航行和动力定位工况下共用一套供电系统, 推进装置供电和日常低压配电均由中压电网提供。中央冷却系统除了需对分设在前后机舱的多台柴油机组进行冷却外, 还要对变压器、变频器、推进装置进行有效冷却, 同时中央空调系统、停泊发电机组、空压机等辅助设备也需其提供低温淡水来冷却, 从而带走的总热负荷高达 10000kW;

2) 为完成该舰的使命, 其动力源——主柴油发电机组的使用数量受电力推进装置功率管理系统的指令而自动增减。作为最大冷却负载的主柴油发电机组 (占总热交换量的 80%), 其使用台数的增减将导致热负荷的突变, 必然会对整个系统的工作稳定性带来一定的干扰, 因此, 中央冷却系统必须具有良好的适应性。

根据该船的使用特点, 通过设计优化, 融合了分散式、集中式中央冷却系统的优点, 采用在前后机舱各设一个中冷分站, 全船组成一个相对独立, 又有一定冗余度的中央冷却系统^[3]。

1.2 系统的设计理念

1) 按照该船使用频率最高的“进出港”、“巡航”必须使用 2 台主发电机组的工况来进行设计, 即: 启用任意一个中冷分站即可满足本舱内的 2 台主发电机组及全船其他所有设备的低温淡水冷却的要求, 且相对独立, 方便实用, 经济性好。当前、后机舱的主发电机组 2 台或 3 台、4 台并车运行时, 则需同时启用前后 2 套中冷分站, 但后续投入的中

冷站，只需启用海水冷却泵单元，且系统适应性好；

2) 有一定冗余度。前后2个分站的中冷器及海水冷却泵单元相对独立设置，不具有备用功能；但是前后2套淡水冷却泵单元在不与前后中冷分站交叉使用的前提下，可以备用；

3) 每套淡水冷却泵单元内分设艏部设备（前机舱各设备+艏侧推设备）冷却泵和艉部设备（后机

舱各设备+艉推设备）冷却泵各一台，各司其职，提高了系统的可靠性；

4) 为停泊工况另行设置了小容量的冷却水泵；

5) 为简化系统设备，减少水泵容量，主发电机组、空调冷水机组等设备采用机带低温淡水冷却泵。

相对独立式中央冷却系统设计方案见图1。

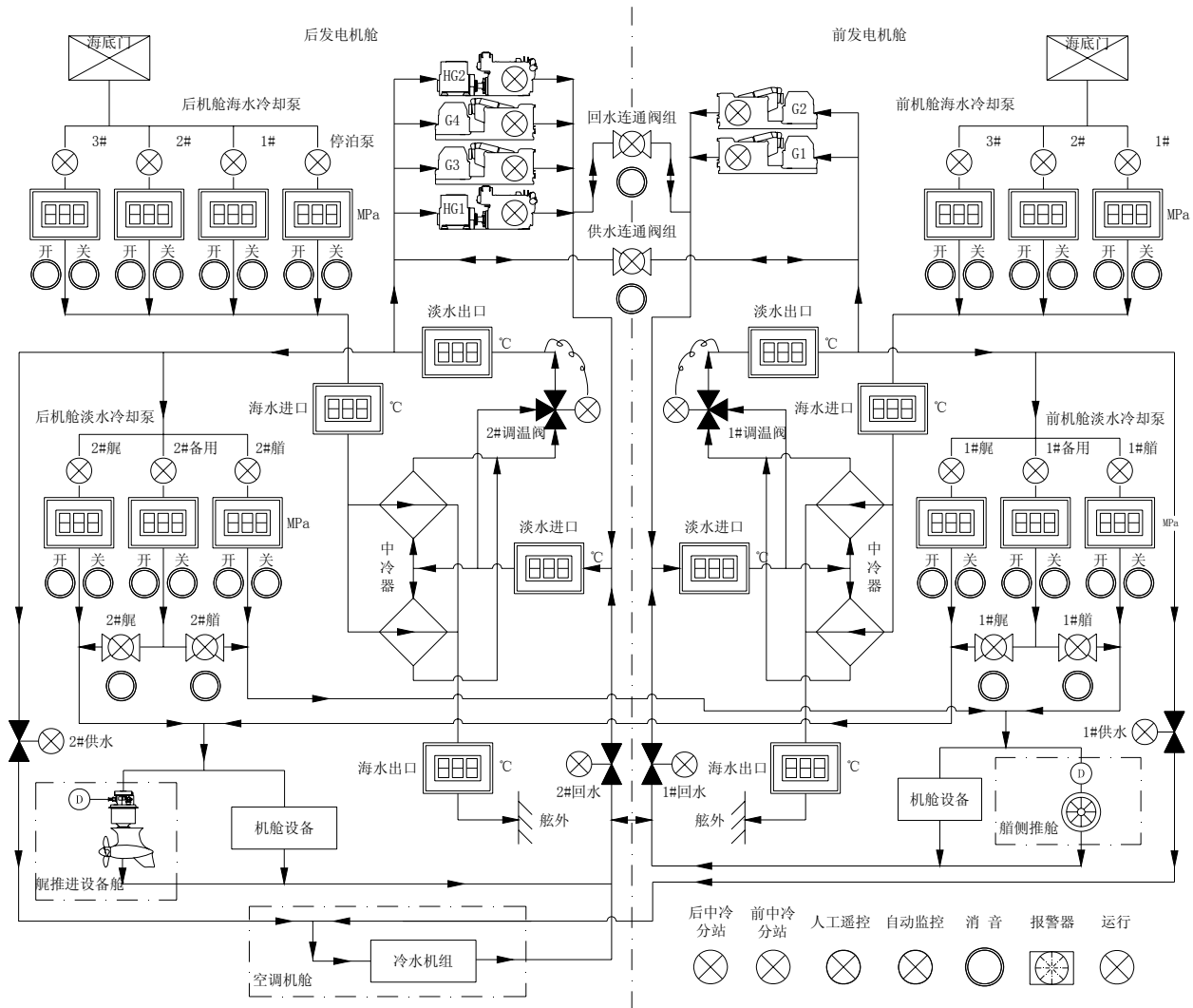


图1 相对独立式中央冷却系统

2 中央冷却系统控制技术优化设计

随着计算机技术的发展，采用PLC（可编程控制器）进行控制，既经济又可靠。PLC的控制功能强大，集逻辑控制、模拟量处理和数据传输等功能于一体，系统的修改和升级亦方便易行，其性能优于单片机控制装置。在对CZLKZ系列控制装置多项自动控制技术进行了优化设计后，可靠地实现了中央冷却系统所需的各项重要功能。

1) 低温冷却淡水的温度自动控制由电动三通

调温阀来完成。温度输入信号来自一个pt100温度传感器，对控制变量（温度）的测量值和设定值进行比较，并通过一个PID控制装置进行自动调节，控制调温阀内低温淡水的冷却或旁通，以使低温淡水保持在一个预定的温度范围内；

2) 冷却海水的流量控制有很多种方式，如多泵并联、双联泵或变频泵等。可得到不同的海水流量，就可满足各种不同工况下所需的冷却海水。当海水温度降低或者热负荷突降、淡水系统温度降低使三通阀开大旁通至设定参数，仍无法使低温淡水回路

的温度回到正常范围时，则自动减少海水泵的运行数量；反之，当海水温度升高或者热负荷突增、三通阀关小旁通至设定参数，仍无法满足平衡时，则自动增加海水泵的运行数量。次站海水冷却泵的自动投网由发电机组的运行信号控制；

3) 根据中冷分站的不同使用工况，中冷系统的回水蝶阀和空调供水蝶阀均能自动控制至规定状态：

单独使用任意一个中冷分站时，应将相邻机舱内的阀门自动关闭；同时使用两个中冷分站及首、次站相继投入运行时，该阀门仍应维持首站的使用状态不变；首站整体切换至次站时，阀门亦应相应切换；

4) 当常用海水泵故障失压报警时，备用海水泵自动切换控制。

控制系统原理图见图 2。

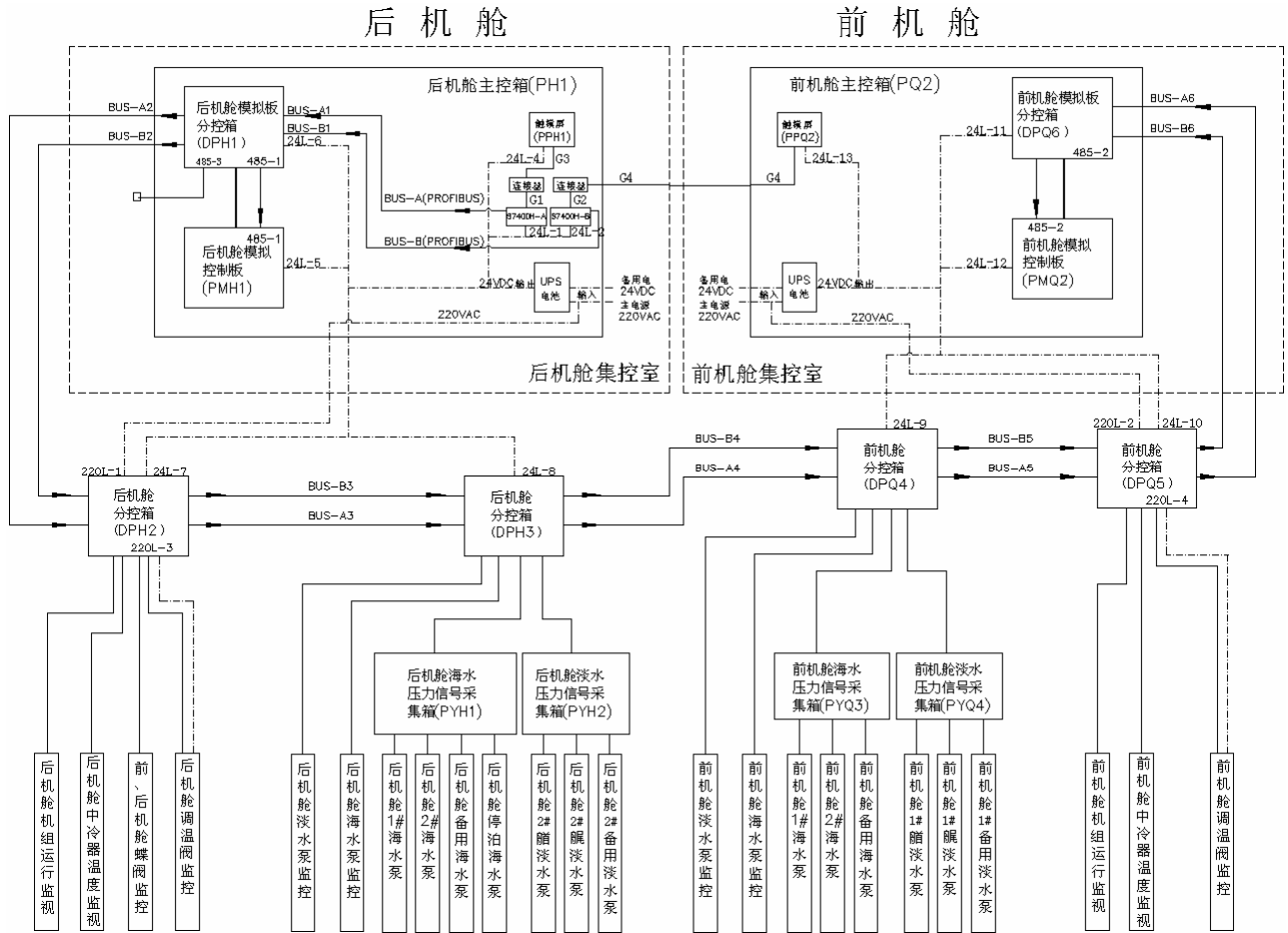


图 2 控制装置原理

3 结语

为简化控制系统，中央冷却系统中还设置了多只自力式调压阀、流量控制阀，在不需另外提供动力源的情况下，可使众多被冷却设备能有足量的冷却水。PLC 控制和自力式调压阀的和谐配合，保证了该船自动电站柴油机机带水泵与系统配置的电动冷却水泵在各种复杂工况下都能协调工作，解决了多台大小水泵并联运行产生的水压干涉难题。2008 年 10 月该控制装置试验样机顺利通过结题评审。2009 年 3 月，第一套控制装置装船。两年多的实船使用，在航行、动力定位、锚泊作业、停泊乃

至接岸电等各种工况下，整套中央冷却及其控制系统经受了严酷的考核，工作正常，性能稳定，对这一装备优化设计给予了较高的评价。

【 参 考 文 献 】

[1] 王新全. 船舶动力及机械设备控制及监测[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2001.

[2] Alfa-Laval. Engard Central Cooling Control System[J]. Marine & Power Engineering, 1985.

[3] 董 威. 电力推进舰船中央冷却系统优化设计可行性分析(-) [J]. 船舶, 2004.

造船门式起重机电控系统特点

刘 波

(江南重工股份有限公司, 上海 200023)

摘要: 以江南长兴的 450t 门式起重机为例, 分析了其数字化、智能化、网络化和信息化的工作原理。

关键词: 造船门式起重机; 电控系统; 变频; 调速; PLC 控制

中图分类号: TH213.5

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0055-04

Abstract: Taking the 450t gantry crane in Jiang Nan Chang Xing as an example, this paper analyzes its digitalized, intelligentized, web-based and information-based working principal.

Key words: shipbuilding gantry crane; control system; frequency conversion; speed regulation; PLC control

0 引言

450t 门式起重机由主梁、刚性腿、柔性腿、维修吊、上下小车及行走机构组成。主梁为双箱式结构, 高 8.9m, 宽 9.7m, 主梁顶标高为 90m。刚性腿内部设有电梯, 与行走机构通过销轴连接; 柔性腿为“人”字形, 由上接头、两根圆筒体及下横梁组成, 与行走机构通过销轴连接。主梁上部设置一台上小车、一台下小车, 可以沿轨道移动, 上小车起重量为 2×225t, 下小车主钩起重量为 275t。

1 起重机动回路系统

大车的刚腿由 12 台 18.5kW 电动机拖动, 柔腿由 10 台 18.5kW 电动机拖动, 上小车由 8 台 11kW 电动机拖动, 下小车由 4 台 11kW 电动机拖动, 1#钩、2#钩、3#钩分别用 1 台 250kW 电机拖动。主驱动机构由 1 台向公共直流母排供电的整流装置和 7 台并联的逆变器组成。整流器型号为: ACS800-207-1390-7, 1030kW, 1056A, 690V。该装置具有卓越的动态性能, 能保持恒定的直流电压, 即使电网电压突变, 仍能保持额定的直流电压, 而不会降低控制性能。

各个机构分别采用独立的 ACS800 系列逆变器控制。下面以主起升 1 为例介绍其变频控制原理,

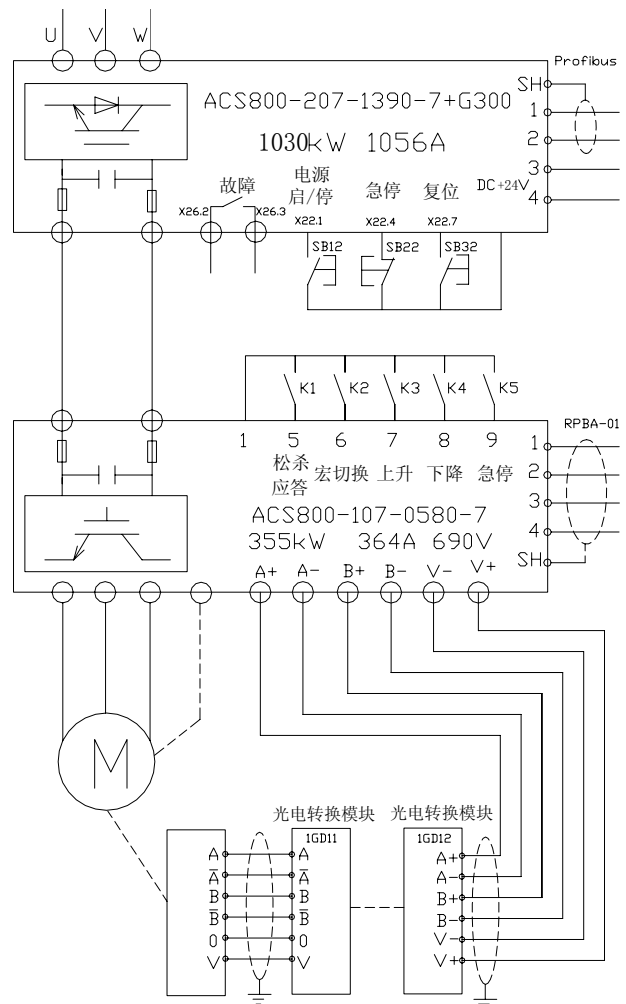


图 1 主起升 1 主回路系统

见图 1 所示。控制对象电机的参数为: 250kW, 741 r/min, 400V/690V, 460A/265A, 50Hz。安装电机轴后面的增量型编码器, 将捕获到的信号通过

作者简介: 刘 波, 男, 助理工程师, 1985 年生。华中科技大学电气工程及其自动化专业毕业, 主要从事工业自动化、船舶电气设计工作。

收稿日期: 2011-03-04

光电信号发射器经光纤传送至逆变器端光电信号接收器，构成一个闭环的控制系统。

在整个动力系统网络中，各逆变器上都设有通讯接口模块（RPBA-01）^[1]，RPBA-01的主要功能有：向传动单元发出控制命令（起动、停止、允许运行等）；给传动单元发送速度或转矩给定信号；向传动单元的PID（比例、微分、积分）调节器发送一个过程实际值或一个过程给定信号；从传动单元中读取状态信号和实际值；改变传动参数值；对传动单元进行故障复位。计算机（PC）作为主站，通过通讯模块（RPBA-01）将7个机构中设立的7台逆变器串行连接起来，每个通讯模块都有自己独立的地址编码，主站依靠地址识别不同的逆变器，来控制各个机构单独或同步作业。

2 PLC 控制回路系统

该系统采用 ABB 公司的 AC 800M 控制器作为起重机控制系统的 CPU（可编程控制器），用于整个系统的控制。采用了模块化设计的 AC 800M 控制器和相关的输入输出选项，有助于降低成本并提高工程设计质量以及运行效率。该控制生成器中的

一个工程可处理 256 个应用程序，一个应用程序可处理 64 个子程序。此模块化设计，允许用户按照实际需求编写程序，灵活地实现各个机构的可靠运行、高低速运转及安全保护，各个机构具有单动、联动等功能，充分体现了其实用性、安全性、可靠性，大大地提高了资产的回报率^[2]。

门式起重机由上位计算机、PLC 控制器、远程 I/O（输入/输出）模块、光电编码器、各类型开关反馈装置等构成计算机集散和远程监控系统。造船门式起重机的机构很多，体积庞大，因此在距主站较远的几个机构上需要设置远程子站。远程子站包括：司机室远程子站、上小车远程子站、下小车远程子站、大车刚性腿远程子站、大车柔性腿远程子站，如图 2。司机室配备的远程 I/O，用于接收主令控制器、转换开关及负载保护限制器的信号；上小车配备的远程 I/O，用于控制上起升 1、起升 2、上小车行走等机构的工作；下小车配备的远程 I/O，用于控制下小车主起升、下小车行走等机构的工作；大车刚腿配备的远程 I/O，用于控制大车刚腿行走及夹轨器等机构工作；大车柔腿配备的远程 I/O，用于控制大车柔腿行走及夹轨器等机构工作。

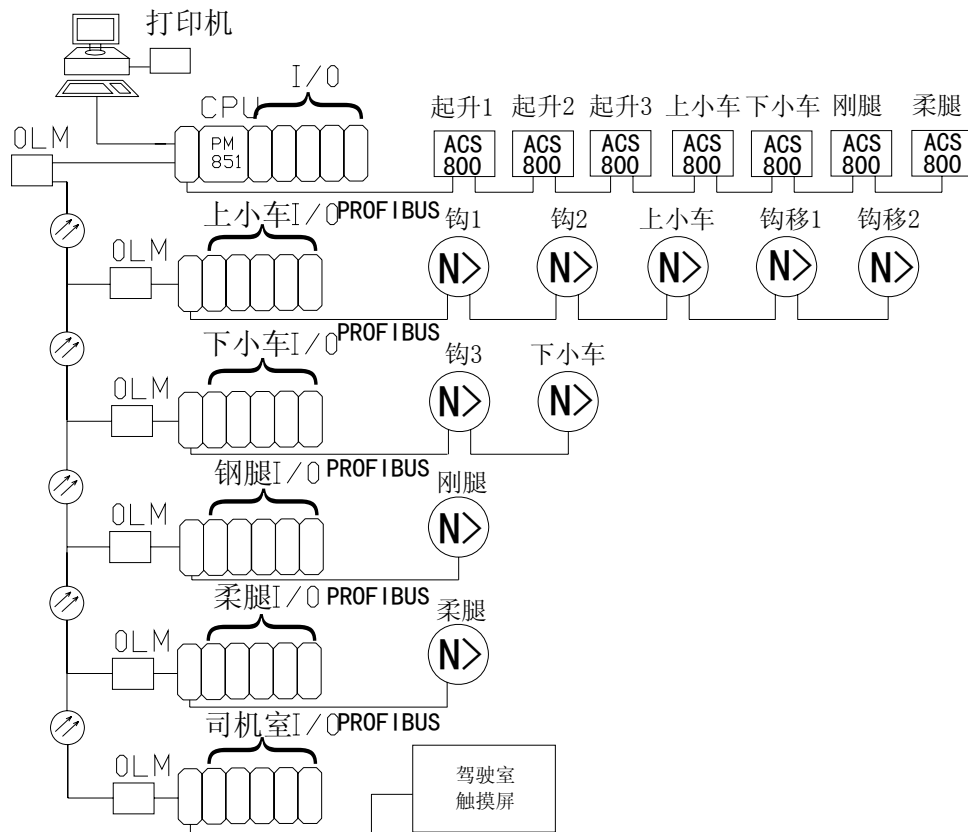


图 2 PLC 系统

4 火灾自动报警系统

该起重机所有可能发生火灾的重要部位如电气房、高压室、电阻室等,都安装有烟火探测器。当火灾报警系统的探测器探测到火灾时,声光报警装置发出声光报警。同时将火灾报警信号传送到 PLC,通过程序命令起重机自动停车,并切断必要的动力电源。当电气元件烧毁没有产生明火,但有较大烟雾时,火灾自动报警装置发出烟雾报警。随机配备的灭火器是采用新型灭火剂,对人体没有伤害。起重机除设有以上装置外,主要依靠各种阻燃材料和各种防火措施从源头上预防火灾的发生。

5 通讯系统

起重机内部设有一部程控电话交换机,分别在

(上接第 49 页)

热一边自循环,待液压油升温到 40℃以上,液压油清洁度达到要求后再接通外投管系。这样可在投油一段时间后,若样油化验不合格,马上可以判断是管路的问题,而不是液压油清洁度的问题。

4.1 合理利用“水锤现象”(高压时禁用)

在正常的液压系统中“水锤现象”应该避免,因为液压冲击会损坏管路、设备、密封件。但是在低压投油液压系统中加以合理利用可以大大提高投油效率,设计投油机组时,在系统中已考虑了这个功能。当系统投油清洗时,系统大概有每分钟 7~8 次压力峰值频率向管壁发起冲击,使脏物容易脱落,从而大大缩短投油时间。

4.2 应用过滤器

投油机组上已设置了粗滤器(50μm)和精滤器(10μm),可通过阀门的转换达到不同的要求。初试时回油经粗滤器回油箱,约 1h 后,回油经精滤器回油箱。

4.3 取样

用采样瓶取样化验,既花费时间,又由于取得的样品有差异,往往清洁度级别比在线测量要低一级。而投油机组均设置了在线固体颗粒计数仪接口,建议使用。

4.4 液压油换油指标

当一个设备投油完成后,一般情况下船东要求

刚性腿侧、柔性腿侧、司机室、上小车、下小车、电控室及维修吊等 12 处设有分机,能不受变频器装置所引起的干扰。

6 结语

该龙门起重机的整个控制回路由一个稳定可靠的闭环调速系统组成。此系统保护功能完善,能自诊断显示故障所在,维护简便、操作方便、功能齐全,具有通用的外部接口端子,可同计算机、PLC 联机,实现远程自动监控。具有起动、停止平稳,大范围、高精度平滑无级调速等诸多优点,很好地满足了造船厂实际的生产需要。

【参考文献】

- [1] ABB (中国)有限公司. ABB 传动 RPBA-01 适配器模块手册[Z].
- [2] ABB (中国)有限公司. AC 800M 控制与 I/O 手册[Z].

将管中液压油从被投管系中用氮气把它吹出来。但是如要继续将该液压油留在管中使用,则要做油品化验,一是要检测油液清洁度是否符合图纸要求,二是要检查油液的含水率是否小于 500ppm,三是要检查油品在 40℃时运动黏度值变化率是否小于 ±10%,符合以上 3 条则可继续使用。

4.5 加油

刚购买来的液压油在加到油箱之前必须取样检测,只有达到清洁度要求才能加入。否则必须放到投油泵组循环清洗合格后方能加入油箱。

5 结语

随着海洋工程装备上的液压系统越来越多,各厂家也对船用机械液压管系投油研究越来越重视。本文是多年研究投油系统的实践总结,提出了如何设计选用雷诺系数、串并联投油回路的设计特点、清洗取样过程,对缩短造船周期提高效率有一定帮助。

【参考文献】

- [1] 徐灏. 机械设计手册第 5300 卷[M]. 北京:机械工业出版社, 2000.6.
- [2] TSK. Procedure for Flushing of Hydraulic Systems[S]. MHSTD-Z-ZZ50-KA23-0001. NORWAY: MH, 2006.3.

船舶电网电能质量的数字测量系统研究

何 敏, 王宏博

(上海海事大学, 上海 200135)

摘要: 分析了船舶电网的特点和船舶电网电能质量参数, 阐述了对船舶电网电压畸变进行测量的重要性, 提出了将传统的船舶电网电压畸变的模拟式测量法改进为数字式测量法。同时设计了一种适合船舶应用的数字型电压谐波测量系统。该系统用于船舶电力推进物理仿真实验系统电压谐波畸变的测量后, 其试验结果证明了该测量系统适用于船舶电网电能质量的参数测量。

关键词: 船舶电能质量; 参数测量; 电压谐波; 数字信号

中图分类号: U665.12

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0059-03

Abstract: This paper analyzes the characteristics of marine electric network and its parameters representing power quality; then elaborates the importance of measuring voltage distortion of the marine electric network and suggests that conventional analog measurement should be replaced by digital measurement. In addition, a digital measurement system suitable for marine applications is designed to measure voltage harmonics. The experimental results prove the applicability of this system in measuring parameters concerning marine electric network power quality, after the system is used to measure the voltage harmonics distortion of a marine electrical propulsion physical simulation experimental system.

Key words: marine power quality; parameter measurement; voltage harmonics; digital signal

0 引言

船舶电力系统对于电能质量参数的测量, 主要涉及到汇流排上的电压和频率, 以及发电机组的输出电流和其他相关参数。测量通常由对电压和电流波形的畸变较敏感的测量仪器完成, 这导致了较大的测量误差。尽管电压和电流波形的畸变目前还没有完全得以控制, 电压和频率与各自额定值的瞬时偏差还没有能被有效地进行记录的成熟方案, 但是, 这些参数已出现在了在一些船级社的规范中^[1,2]。因此, 开发出一种适合船舶应用的电力系统电能质量参数测量方案是目前船电界的一个热点研究方向。

1 船舶电网电能质量参数

通常情况下, 电能质量参数涉及到电压和电流的有效值, 用 U_{rms} 和 I_{rms} 来表示, 同时与有功功率 P , 无功功率 Q , 视在功率 S , 功率因数 λ , 频率

f 等因素有关^[1]。通过 A/D 转换, 上述参数可由模拟信号转换为数字信号, 例如在单向网络中上述参数可表示为:

$$U_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} u_k^2} \quad (1)$$

$$I_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} i_k^2} \quad (2)$$

$$P_{1p} = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} u_k i_k \quad (3)$$

$$S_{1p} = U_{\text{rms}} \cdot I_{\text{rms}} \quad (4)$$

$$\lambda_{1p} = \frac{\sum_{k=0}^{N-1} u_k \cdot i_k}{\sqrt{\sum_{k=0}^{N-1} u_k^2 \cdot \sum_{k=0}^{N-1} i_k^2}} \quad (5)$$

而在一个三相网络中可表示为:

$$\lambda_{3p} = \frac{\sum_{k=0}^{N-1} (u_{1k} \cdot i_{1k} + u_{2k} \cdot i_{2k} + u_{3k} \cdot i_{3k})}{\sqrt{\sum_{k=0}^{N-1} (u_{1k}^2 + u_{2k}^2 + u_{3k}^2) \cdot \sum_{k=0}^{N-1} (i_{1k}^2 + i_{2k}^2 + i_{3k}^2)}} \quad (6)$$

本文受上海海事大学基金 (20090170) 的资助。

第一作者简介: 何 敏, 女, 副教授, 工学博士。1975 年生, 研究方向为电磁测量技术。

收稿日期: 2011-05-26

式中: N ——一个周期内的采样次数, U_k ——电压有效值的第 k 次采样; i_k ——电流有效值的第 k 次采样。

然而, 由于船舶电网是一个孤立的电网, 且承载容量有限, 电网质量有可能会受到船上非线性负载的影响^[3]。当然, 电力推进系统中其他因素也可能恶化电网质量, 如能耗比较大的电机(船首或船尾推进器), 当这些电机并网运行时, 电机的次瞬态电抗导致谐波的出现^[4]。这就意味着仅采用上述提到的参数来衡量电网质量是不够的, 还必须考虑电网中谐波的成分^[5]。与常规的电能质量参数相比, 电网畸变特性参数的测量更为困难。于是, 通常采用总谐波失真(THD)这个测量参数:

$$THD = \frac{\sqrt{\sum_{h=2}^N A_h^2}}{A_1} \quad (7)$$

式中: A_h —— h 次为谐波的有效值; A_1 ——基波的有效值; N ——测量谐波的最高次数。

正如英国劳氏船级社颁发的规则, 配电板中谐波电压总谐波失真 THD_u 由所有的谐波决定(从 1

次谐波到 50 次谐波, 其中 1 次谐波为基波), 并且不超过 8%^[6]。

$$THD_u = \frac{\sqrt{\sum_{h=2}^{50} U_h^2}}{U_1} \times 100 \quad (8)$$

式中: U_h —— h 次电压谐波的有效值; U_1 ——基波电压有效值。

2 测量系统设计

目前, 应用于海洋系统的谐波检测方法仍然采用模拟分析法, 通常分为两类: 多通道频谱分析和计算频谱分析^[6]。而陆上谐波检测则大多采用数字分析法, 它像数字示波器一样能够改变采样信号。事实上, 当系统设置了专用的分析仪时, 分析过程会变得更加容易且快速, 这类数字系统通常具有更高的 A/D 转换位数和更宽的频带。

本文设计的数字系统可用于检测船舶电力系统的电压谐波, 其算法适用于三相三线系统, 如图 1 所示。

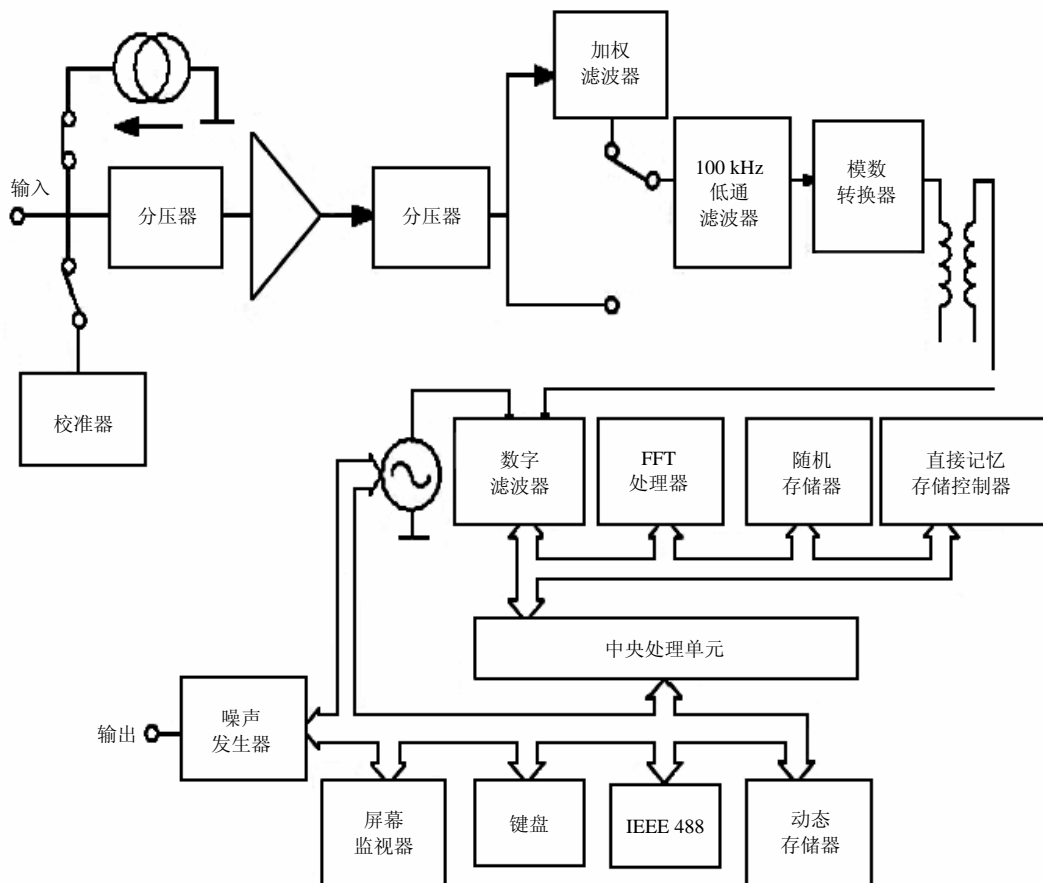


图 1 船舶电网电能质量的数字测量系统

图 1 中，输入电路包括分频器、低噪声低失调的放大器，输入电路为放大器提供一个标准的信号源，用来自动修正增益和不平衡因素导致的系统失衡。图中低通滤波器的转折频率为 100kHz，用以限制输入信号的带宽，避免信号频谱混叠。A/D 转换的精度为 13 位，采样速度为 256000 点/s。A/D 转换需要经过两个阶段，第一阶段，将采样得到的采样序列转换为数字信号，第二阶段，将采样序列进行 FFT 变换。FFT 变换及整个测量系统的工作都是由微处理器来控制的。其内置程序在整个测量过程中起着重要作用，例如，畸变电压参数的测量过程就是由内置程序中的一系列程序指令控制的。

3 电力推进系统的测量实验

上海海事大学航运模拟中心的船舶电力推进系统的物理模拟系统采用双三相推进器，变压器原边采用三角形连接，副边采用三角形和星形连接。双三相电动机容量为 1.1kVA，提供的电压频率范围为 1.5~15Hz^[1]。从图 2 中可以看出，在空载的情况下推进电机变压器的线性电压产生了畸变。此时电源频率为 15.072Hz。

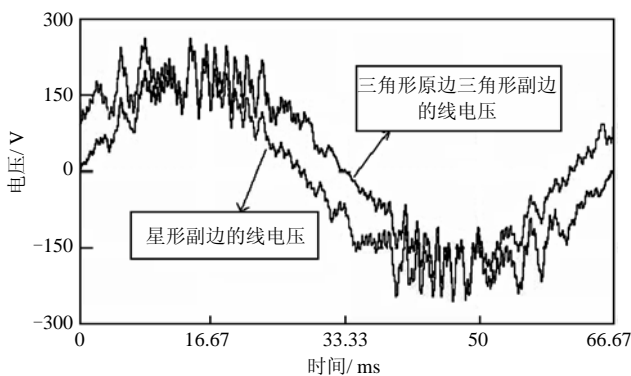


图 2 推进电机变压器线电压波形

从图 2 中还可看出，推进电机变压器的线电压的畸变频率范围较广，包括了从低频到高频的整个频带。表 1 列出了各次谐波的测量数据，包括直流电压（0 次谐波）、基波（1 次谐波）电压和 2~50 次谐波的电压。根据表 1 中的测量数据可得出该电网电压的 THD_u 是 9.09%。此外，还测量了该系统的其他参数，包括：电流有效值为 1.619A，电压的有效值为 116.16V，电压的最大值是 229.2V，有功功率为 0.134kW，无功功率为 0.132kVar，视在功率为 0.188kVA，功率因数为 0.7128。

表 1 线电压的波形分析

谐波次数	电压/V	谐波次数	电压/V	谐波次数	电压/V
0	0.00	17	1.99	34	0.20
1	114.14	18	0.64	35	0.37
2	0.23	19	1.89	36	1.27
3	0.15	20	0.68	37	0.40
4	0.20	21	0.92	38	0.75
5	0.09	22	4.07	39	0.06
6	0.22	23	1.37	40	0.60
7	0.15	24	3.70	41	0.45
8	0.20	25	1.11	42	0.28
9	1.00	26	0.48	43	0.56
10	0.46	27	0.49	44	0.78
11	1.87	28	4.22	45	0.38
12	0.45	29	0.48	46	0.55
13	0.18	30	5.11	47	0.32
14	0.45	31	0.50	48	0.23
15	2.34	32	1.31	49	1.50
16	0.12	33	0.74	50	0.46

4 结 语

在船舶电网研究中，对船舶电网的电压畸变进行测量是非常有必要的。本文给出了船舶电网电能质量数字测量系统设计方案，其实验结果验证了用数字分析法来代替传统的模拟分析法是可行的，也说明了该测量系统用于船舶电网电能质量的参数测量是可行的。

【参 考 文 献】

- [1] 许晓彦. 船舶多模式电站与船舶电网电能质量研究[D]. 上海海事大学博士学位论文, 2007.
- [2] 李 楠. 现代船舶电力推进系统的发展[J]. 中国水运, 2009, 9 (1): 2.
- [3] 许晓彦, 石晴晴, 电力推进船舶电网提高电能质量方法研究[J]. 电气技术, 2010, (8).
- [4] 李杰仁. 船舶电力推进装置概论[J]. 船电通讯, 2005, (111): 1-4.
- [5] Tarasiuk T. Mindykowski J. and Xu X. 2003 Facing a Problem of Electrical Energy Quality in Ship Networks – Measurement[A]. Estimation, Control, J. of Shanghai Maritime University[C]. 24, 3, 193-199.
- [6] Mindykowski J. 2003 Assessment and Improvement of Electric Power Quality in Ships' Modern Systems[A]. Proc. of IMECE'[C], Shanghai: 2003: 8-21.

船舶标准与规范

船舶CO₂排放水平的能效评估方法研究

朱永峨, 孙 武, 温苗苗
(上海规范研究所, 上海 200135)

摘要: 由于国际海事组织对于 EEDI 基线公式尚未确定, 为在现阶段推动新建船舶的节能减排, 提出了船舶能效数据库样本数据的新船能效设计指数 (EEDI) 基本值 (最低水准) 的确定方法, 用于新设计船实际 EEDI 相对于与基本值 (最低水准) 的比较; 还推荐一个仅涉及主机参数的简化能效公式, 用以船舶初步设计阶段对能效的评估; 并建议加快建立我国船舶 EEDI 数据库, 为提高我国船舶绿色程度发挥主导作用。

关键词: 船舶能效设计指数; EEDI 基线公式; 评估方法

中图分类号: U662

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0062-05

Abstract: Since IMO has not yet determined the baseline equation for EEDI, this paper proposes a calculation method for the basal value (minimum level) of EEDI for new building ships based on the sample data from marine efficiency database, for comparing the actual EEDI with this basal value (minimum level); additionally, a simplified efficiency equation taking into account only the parameters of the main engine is proposed for efficiency evaluation in the preliminary design phase; development of domestic marine EEDI database is highly suggested, which can play a leading role in improving domestic green marine technology.

Key words: marine efficiency design index; EEDI baseline equation; evaluation method

0 引言

目前, 国际海事组织 (IMO) 提出的新造船能效设计指数公式, 其原理是根据CO₂排放量和货运能力的比值来表征船舶的能效, 并通过对现有船的分析统计设立排放基线, 在基线的基础上对新造船能效进行控制。要求新船设计遵循一个时间表, 逐步使未来船舶的能效和CO₂排放较现阶段有明显的改进。能效设计指数公式目前经过海洋环境保护委员会 (MEPC57)、温室气体 (GHG) 奥斯陆会议期间对MEPC58 和MEPC59 的讨论, 已提出了能效设计指数公式的临时计算导则, 在GHG伦敦会议上又进行了相应的修订。MEPC60 会议决定将能效设计指数/船舶能效管理计划 (EEDI/SEEMP) 作为强制性要求纳入防止船舶造成污染公约 (MARPOL) 附则VI框架内, 制定了MARPOL

附则 VI 框架内的文本框架草案, 目前还在进一步讨论、研究以及验证。

提高船舶能效与减少温室气体排放现已成为不可分割的概念。今后, 节能减排首先要从船舶设计阶段抓起, 一方面国家宏观上将强制实施节能减排政策, 另一方面, 航运企业和船舶设计单位也要对船舶的节能减排效果进行自我评估。为达到这个目标, IMO 关于 EEDI 基线公式的制定成为节能减排的关键问题。然而, 由于种种原因, EEDI 基线公式目前尚未正式确定。

为提供一个现阶段可用的反映新设计船能效和CO₂减排的评估方法, 本文提出了直接基于船舶能效数据库样本数据的新船能效设计指数EEDI基本值 (即EEDI最低水准) 的确定方法, 用于新设计船实际EEDI相对于基本值 (最低水准) 的比较。该方法相应要求建立我国国际航行船舶和国内航行船舶的船舶能效数据库, 且该数据库应是处于持续的动态管理及更新之中。

按照 MEPC.1/Circ.681 通函给出的新船能效设计指数 EEDI 公式, 船舶初步设计阶段, 往往不可能较快确定除主机以外的辅机及其他机电设备和

第一作者简介: 朱永峨, 男, 高级工程师, 1941 年出生。1964 年毕业于上海交通大学船舶工程专业, 现从事船舶规范与法规的研究工作。

收稿日期: 2010-12-13

EEDI 公式中的各个系数, 为此, 基于运输船舶的主机功率占全船总功率的绝大部分的现实, 本文推荐一个仅涉及主机参数的简化的能效公式, 用以初步设计阶段能效的评估。

1 IMO能效标准及EEDI基线公式^[1]

IMO能效标准由 3 个参数构成: EEDI标准值 ($EEDI_{req}$)、EEDI基线值 ($EEDI_{bas}$)、折减系数 (X)。船舶实际的EEDI值 ($EEDI_{att}$) 应等于或小于要求的EEDI标准值, 并且要求的EEDI标准值应通过EEDI基线值和折减系数来确定, 即:

$$EEDI_{att} \leq EEDI_{req} \quad (1)$$

$$EEDI_{req} = \left(1 - \frac{X}{100}\right) \times EEDI_{bas} \quad (2)$$

随着时间的推移, 折减系数 X 将每隔 5 年上调一次, EEDI标准值 ($EEDI_{req}$) 将随之下降。

目前IMO能效标准的适用船型、船舶尺度、折减系数 X 已基本确定, 实施的目标年限及EEDI基线值有待进一步讨论通过。目前IMO暂时规定的EEDI基线的确定方法^[2]如下:

1) 采用劳氏船级社 LRFP 数据库中自 1999 年 1 月 1 日至 2009 年 1 月 1 日 10 年间建造的船舶来确定 EEDI 平均水平, 即 EEDI 基线 (baseline)。

2) 对 EEDI 基线用下述表达式表示:

$$EEDI_{bas} = a \cdot capacity^{-c} \quad (3)$$

式中: a 、 c ——常数; $capacity$ ——最大设计装载工况: ① 对干货船、液货船、气体运输船、集装箱船、滚装货船 (包括车辆运输船、容积货运输船、重量货运输船) 和普通货船, 用载重吨 dwt 表示; ② 对客船和客滚船, 用总吨 gt 表示; ③ 对集装箱船, $capacity$ 参数以 65% dwt 表示。

3) 计算 EEDI 基线的 EEDI 简化公式如下:

$$EEDI_{est} = 3.13 \cdot \frac{190 \cdot \sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} + 215 \cdot P_{AE}}{capacity \cdot V_{ref}} \quad (4)$$

式中: $EEDI_{est}$ ——用于计算EEDI基线的样本值;

P_{ME} ——主机功率, kW;

P_{AE} ——辅机功率, kW;

V_{ref} ——船舶航速, kn。

根据上述方法, 通过回归计算得到 3 大船型的 EEDI 基线, 如图 1~3 所示。由图可知, 液货船样本

分布最接近于幂函数, 其EEDI基线方程相关系数较高 ($R^2=0.9516$); 而集装箱船样本分布离散程度较高, 基线方程相关系数较低, 并不适合采用幂函数进行回归拟合。

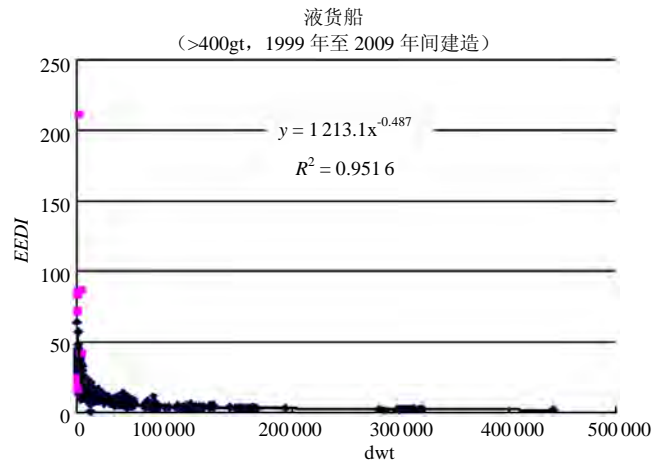


图1 液货船 EEDI 基线

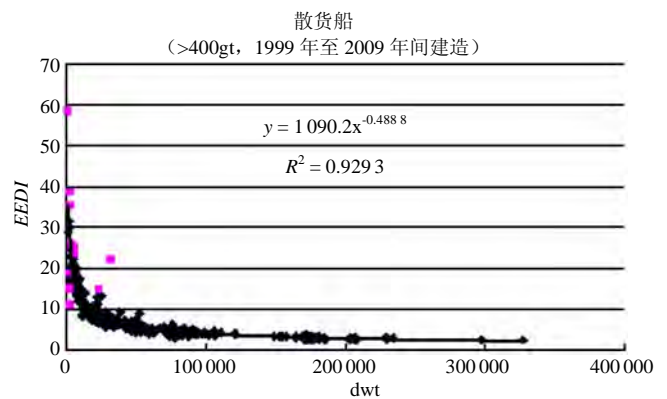


图2 散货船 EEDI 基线

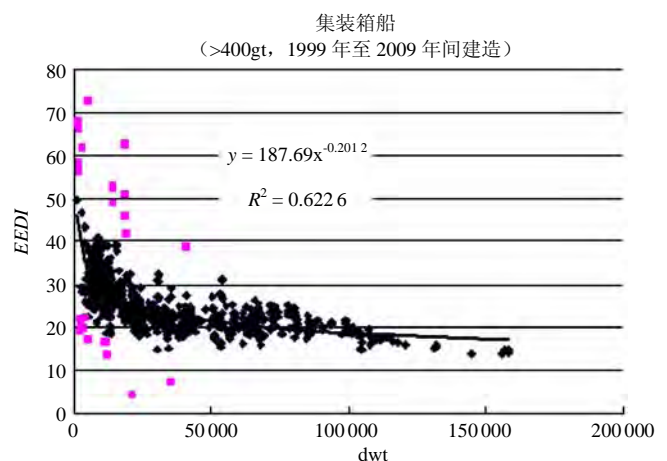


图3 集装箱船 EEDI 基线

EEDI 基线代表的是整个载重吨范围内船舶 EEDI 值的平均水平 (整个载重吨范围内约 50% 的样本位于基线之下), 由于样本在整个载重吨范围

内并不是均匀分布,且其中部分载重吨区间内的样本不服从以船舶载重吨为自变量的幂函数分布,因此采用整体样本回归得到的 EEDI 基线并不能表征某些载重吨区间内的平均水平,如图 4 所示。以散货船为例,长期以来,基于市场需求和航道、港口的实际情况,船宽受运河的限制、船长和吃水受港口码头的限制,形成了各具特点的船型,如:灵便型、巴拿马型和好望角型等散货船。反映在 EEDI 统计数据上,这些船舶的数据分别呈“团状”出现在基线的上下。具体来说,灵便型散货船若采用整体样本回归得到的 EEDI 基线作为标准,大部分船将被淘汰;而对于巴拿马型散货船,仅有小部分被淘汰;至于好望角型散货船,也将有大部分被淘汰;但对大于 200000dwt 的散货船,将全部被淘汰。这显然是不合理的,每一类船型的存在都与其航线、经济用途等有关,其在载重吨区间内的分布有一定的规律性(在某个载重吨范围内集中分布),

采用整体样本回归得到 EEDI 基线的方法很可能将某一类船舶大部分淘汰,不利于这类船舶的发展(如灵便型散货船、好望角型散货船)。

经统计分析,折减系数对 3 大船型的影响如表 1 所示。EEDI 基线值降低 10% ($X=10$) 时,3 大船型中将有 80% 以上的船舶不满足要求;EEDI 基线值降低 30% ($X=30$) 时,3 大船型中仅有不足 1% 的船舶满足要求。IMO 提出的折减系数,旨在不断提高船舶的能效,减少 CO₂ 排放,但折减系数的选取应综合考虑造船技术的发展和节能减排技术的普及,否则确定折减系数没有意义。

综上所述,IMO 暂行的 EEDI 基线确定方法存在一定的局限性,为此文中提出了一种简单易行的能效评估方法,避免了 IMO EEDI 基线对不同船型“一刀切”的不合理性,可作为 IMO 能效标准实施之前的替代方法,也可用于离散度较大的国内船舶的能效评估。

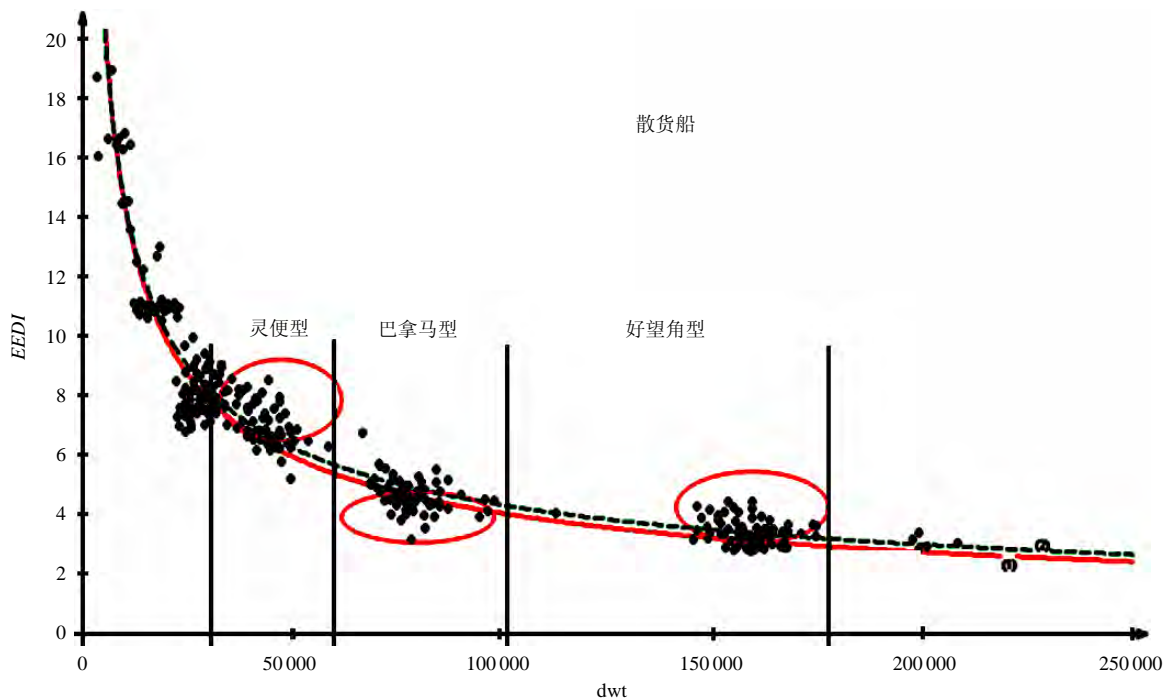


图 4 散货船部分载重吨区间内的样本分布

表 1 样本船舶符合率

船舶数量/艘	基线值/%	0.9 倍基线值/%	0.75 倍基线值/%	0.65 倍基线值/%
液货船/3803	49.88	18.09	2.58	0.74
散货船/2530	49.80	13.64	0.59	0
集装箱船/2444	50.33	20.87	9.04	0.65

2 直接基于数据库的 EEDI 评估方法

鉴于在 IMO 颁布强制性 EEDI 基线公式之前，如何评估新设计船舶的能效和减排水平是一个急需解决的问题。以下提出直接基于数据库样本得出新船能效设计指数 EEDI 基本值的方法，用于现阶段替代上述 IMO EEDI 基线公式。具体实施如下：

2.1 数据库的建立

根据 IMO 新设计船舶的能效指数定义，按照船舶类型，收集现有船舶数据，建立 EEDI 数据库。

2.2 样本区间的划分

对评估的某一实际船舶，取该船舶载重吨一定区间范围中的船舶 EEDI 数据进行统计分析和比较。分区间进行统计和分析是该评估方法的基础。

实际应用时，在样本量足够 (≥ 10) 的情况下，为使设计船舶的 EEDI 能够与样本船的 EEDI 基本值相比较，载重吨选取范围应尽可能小，建议范围为：下限为 0.8~0.9 倍设计载重吨，上限为 1.1~1.2 倍设计载重吨。

2.3 EEDI 标准值的确定

采用排序法确定 EEDI 标准值 ($EEDI_{req}$)，船舶实际的 EEDI 值应等于或小于要求的 EEDI 标准值。确定 EEDI 标准值的方法如下：

1) 对划分区间内的样本 (样本量= N) 进行排序；

2) 若 N 为偶数，取排序后的第 $N/2$ 个 EEDI 值 ($EEDI_{N/2}$) 和第 $N/2+1$ 个 EEDI 值 ($EEDI_{N/2+1}$) 的平均值为 EEDI 标准值；

$$EEDI_{req} = \frac{1}{2} \left(EEDI_{\frac{N}{2}} + EEDI_{\frac{N}{2}+1} \right) \quad (5)$$

3) 若 N 为奇数，取排序后的第 $(N+1)/2$ 个 EEDI 值 ($EEDI_{(N+1)/2}$) 为 EEDI 标准值。

$$EEDI_{req} = EEDI_{\frac{N+1}{2}} \quad (6)$$

通过上述方法得到的 EEDI 标准值代表该样本区间内 EEDI 的平均水平，该标准值将所选区间中的样本量一分为二，即保证所取样本中有 50% 的样本 (较大 EEDI) 被淘汰，50% 的样本 (较小 EEDI) 符合标准。与 IMO EEDI 基线确定方法相比，文中提出的 EEDI 标准值确定方法更加合理。

2.4 折减系数的替代方法

IMO 折减系数的选取与造船水平的发展和节能减排技术的普及有关，确定合理的折减系数非常困难。文中采取动态数据库的方法代替折减系数，

同样可达到合理下调 EEDI 标准值的目的。

每年的 EEDI 标准值采用前 10 年的 EEDI 数据库确定，如 2010 年标准值采用 2000 年 1 月 1 日至 2010 年 1 月 1 日期间建造船舶样本确定，2011 年标准值采用 2001 年 1 月 1 日至 2011 年 1 月 1 日期间建造船舶样本确定，以此类推。随着对新造船的能效控制，数据库的样本将向更小的 EEDI 值集中，确定的 EEDI 标准值将越来越低，从而达到不断提高船舶能效水平，减少 CO₂ 排放的目的。

3 应用实例

以设计载重吨为 5.4 万 t 的灵便型散货船为例，通过上述方法得到的 EEDI 基准值如图 5 所示。采用 IMO 方法得到的 EEDI 基线公式，其相关系数极小，仅为 0.0723，不适宜采用幂函数进行回归拟合；通过文中提出的排序法可快速确定表征样本平均水平的 EEDI 标准值。与 IMO EEDI 基线确定方法相比，文中提出的 EEDI 标准值确定方法更适用于离散度较大的样本。

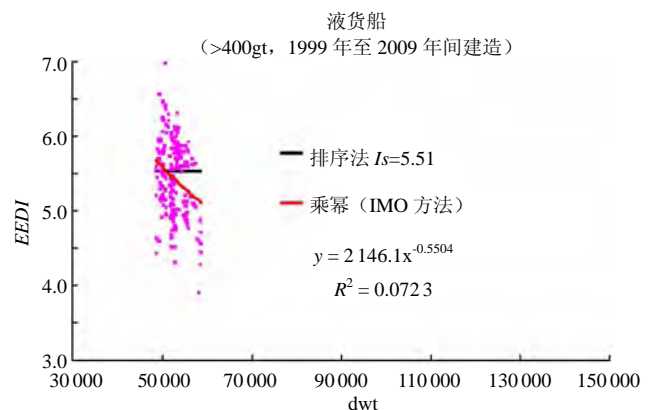


图 5 EEDI 基准值的确定

4 基于主机参数的简化能效指数及其应用

IMO 在 MEPC.1/Circ.681 通函^[1]中定义了新船能效设计指数 EEDI 的计算公式：

$EEDI =$

$$\frac{\left(\prod_{j=1}^M f_j \right) \left(\sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)} \right) + \left(P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE} * \right) + \left(\left(\prod_{j=1}^M f_j \cdot \sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{AEff(i)} \right) C_{FAE} \cdot SFC_{AE} \right) - \left(\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME} \right)}{f_i \cdot capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w} \quad (7)$$

式中： f_j ——用于补偿船舶特殊设计因素的修正系数；

SFC_{ME} 、 SFC_{AE} ——主机、辅机的单位燃油消耗，g/kWh；

C_{FME} 、 C_{FAE} ——主机、辅机燃料的碳转换系数， g_{CO_2}/g_{fue} ；

P_{PTI} ——轴马达功率，kW；

P_{AEff} ——当船舶在 P_{ME} 状态下采用了创新型电力能效技术而减少的辅机功率，kW；

P_{eff} ——指由于采用了创新型机械式能效技术而减少的主机功率的 75%，kW；

f_{eff} ——反映创新型能效技术的修正系数；

f_i ——最大设计装载工况修正系数；

f_w ——航速修正系数。

在船舶初步设计阶段，不可能较快确定除主机以外的辅机及其他机电设备和 $EEDI$ 公式中的各个系数，为此，给出一个简化的能效公式，用以指导初步设计阶段研究能效的提高。

基于主机参数的简化能效指数 Is 定义为：船舶单位运输量 $t \cdot kn$ 的 CO_2 排放量 g ，如下式^[3]所示：

$$Is = \frac{P \times SPC \times CF}{C \times v} \quad (8)$$

式中： P ——扣除轴带发电机功率后的主机总装机功率（最大连续输出，MCR），kW；

l ——主机负荷，MCR 的百分数；

SPC ——主机规定负荷下的耗油率，g/kWh；

CF ——燃油的碳因数，即单位质量燃油的 CO_2 排放量， g_{CO_2}/g_{fue} ；

C ——船舶载重量，t；

v ——船舶给定载重量下的航速，kn。

在船舶初步设计阶段，相对于 IMO 定义的 $EEDI$ 计算公式，上述的简易公式可快速确定船舶的能效水平，评定新设计船相对母型船的能效，或评定新设计船模型试验改进能效的效果。如新船的

Is 小于母型船的 Is ，或模型试验得到的 Is 小于之前试验所得的 Is ，则表明所设计新船的能效好于母型船/原方案的能效。同时，通过简易公式得到的能效值与 $EEDI$ 标准值（ $EEDI_{req}$ ）比较，可快速确定新设计船能效（相对 $EEDI$ 标准值）需改善的程度，为新设计船舶的能效优化指明方向。

5 结语

1) 本文直接基于数据库样本得出新船能效设计指数 $EEDI$ 基本值的方法，用于现阶段替代上述 IMO $EEDI$ 基线公式和评估新设计船实际 $EEDI$ 的改善程度。方法的物理模型概念清晰，简单易用。

2) 该方法可针对不同类型的船舶分别建立现有船舶 $EEDI$ 数据库，并实施持续动态管理，可为法规在能效方面制定相关政策，也能用于航运公司和船舶设计单位自我评估，对提高国内船舶的能效设计水平具有较强的指导意义，建议在政府主管部门主导下，尽快建立我国船舶 $EEDI$ 数据库。

3) 在船舶设计初始阶段，采用基于主机参数的简化能效指数能够迅速、直接了解所设计船舶的能效和减排水平，为改进设计提供依据。

【参考文献】

- [1] IMO, MEPC.1/Circ.681. Interim Guidelines on Method of Calculation of the Energy Efficiency Design Index for New Ships[S]. 2009, 1-8.
- [2] IMO, MEPC 60/WP.9. Energy Efficiency Measures for Ships Report of the Working Group on Energy Efficiency Measures for Ships[S]. 2010, 1-31.
- [3] Tore Longva, Magnus S.Eide, Rolf Skjong, A cost-benefit approach to determining a required CO_2 index for Future ship designs[S]. 2009, 1-16.

船舶制冷系统的清洁船舶标志应用

夏善伍¹, 胡企尤²

(1. 南通明德重工有限公司, 南通 226361; 2. 上海沪东中华造船集团有限公司, 上海 200129)

摘要: 介绍了法国船级社规范中有关船舶制冷系统的附加环保标志 CLEANSHIP (清洁船舶) 的内容, 以及在某型化学品船上实施的情况。对中央空调和冷藏设备的制冷剂选用、回收再利用和泄漏报警等方面作了论述, 为后续新船设计和建造提供了借鉴。

关键词: 船舶制冷系统; 附加环保标志; 清洁船舶; 制冷剂; 泄漏报警

中图分类号: U664.86

文献标识码: A

文章编号: 1005-9962(2011)03-0067-04

Abstract: This paper introduces the related content concerning the additional green tag "CLEANSHIP" according to BV rules, as well as its applications in several chemical tankers. The selection, recycling and leakage alarming of the refrigerant for centre air-conditioning system and refrigeration equipments are also discussed to provide some reference for future new designs and new buildings.

Key words: marine refrigeration system; additional green tag; CLEANSHIP; refrigerant; leakage alarming

0 引言

随着绿色造船的启动,《联合国气候变化框架公约》及《京都议定书》所确定的目标和框架,已成为共同遵守的行动准则。为此,各国船级社纷纷制定了一系列环保规范,要求在新造的船舶中强制执行环保规定。保护大气臭氧层不被破坏,保护人类,保护地球。

通过为丹麦船东 HERNING 公司建造的多条 8000 载重吨级化学品船,总结出一些设计经验,希望能给今后入级 BV、且带有附加环保标志 "CLEANSHIP" 的新船设计和建造提供一些借鉴。

1 BV 船级社规范中的附加环保标志 "CLEANSHIP"

BV 船级社规范 (2005 版) 增加了预防污染的章节,提出预防污染的附加环保符号 "CLEANSHIP",对焚烧炉、污水处理、垃圾管理和废物处理等都作了严格的规定。而制冷剂和灭火剂的泄漏将会破坏大气臭氧层,产生温室效应,危及地球家园。为此,规范中明确规定附加环保标志 "CLEANSHIP" 的适用范围:

第一作者简介: 夏善伍,男,工程师,1979 年生。毕业于西南科技大学机电工程专业。从事船舶舾装设计工作。

收稿日期: 2010-12-20

- 1) 适用于船舶集中制冷装置和中央空调装置;
- 2) 适用于固定灭火装置的哈龙灭火剂。

"清洁船舶" 的内容有:

- 1) 集中制冷装置、中央空调的制冷装置,禁止使用卤化物介质,(但氟氯烃 HCFCs 例外,允许使用到 2020 年 1 月 1 日),制冷剂的全球变暖潜值 (GWP) 不得大于 3000;

- 2) 制冷系统必须设置制冷剂的回收装置,并在出现紧急情况时能将全部制冷剂回收至容器中,容器应有能力储存回收全部的制冷剂;

- 3) 可能会出现泄漏制冷剂的空间,要用泄漏探测器连续不断地监测,探测器应是得到认可的类型;

- 4) 任何一个泄漏探测器发现泄漏,都通过报警器发出声光报警信号,报警器应位于通常有人的位置;

- 5) 系统设计时,要增加一些必要的阀件,通过这些阀件,在维修时尽量减少制冷剂的释放;

- 6) 设置一个通岸装置,必要时可将制冷剂释放到位于岸上的回收装置内。

由于绝大部分船舶的伙食冷库温度都在 -20°C 以下,既要满足低温制冷,又要满足 GWP 不大于 3000,从目前常用的几种制冷剂的性质来看,只有 R407C 制冷剂符合要求^[1]。

R407C 制冷剂是 HFC 氢氟碳族的非共沸点混合物,能效比较高,属于低毒不燃的 A1 类,它的组成成分为: R32(23.0%)、R125(25%)、R134a(52.0%)。

臭氧消耗潜值 (ODP) 为0, 全球变暖潜值 (GWP) 为1530, (制冷剂造成的温室效应是二氧化碳的1530倍), 对全球变暖虽然仍有较大影响, 但最终也只能选用R407C制冷剂。

每一系统内的制冷剂年泄漏率应小于其全部装量的 10%。

2 附加环保标志“CLEANSHIP”在船舶上的具体实施

按造船规格书要求, 船舶在交船时, 必须取得 BV 船级社的附加标志“CLEANSHIP”。在设计中, 将中央空调、冷藏设备和冷库布置在同一层甲板,

这样有利于报警探头和回收装置的集中布置, 也有利于设备的维护和制冷剂泄漏后的回收工作。

将氟利昂固定式泄漏报警探头布置在制冷设备的下方或附近便于检查的舱壁上。每套制冷设备和每个冷藏库均配置 1 只探头, 该船 2 台制冷机组和 3 个冷库, 共配置 5 套固定式卤素报警探头, 1 套便携式卤素气体检漏仪。其中 2 套固定式卤素报警探头分别连接至驾驶室和机舱控制室控制台的自动化报警面板上, 5 套卤素报警探头分别连接至官员餐厅、轮机长室、船长室、大管轮间和二管轮间, 安装在墙壁的自动化报警面板上。无论何处发生制冷剂泄漏, 以上房间都会同时发出声光报警信号^[2]。

设备布置见图 1。

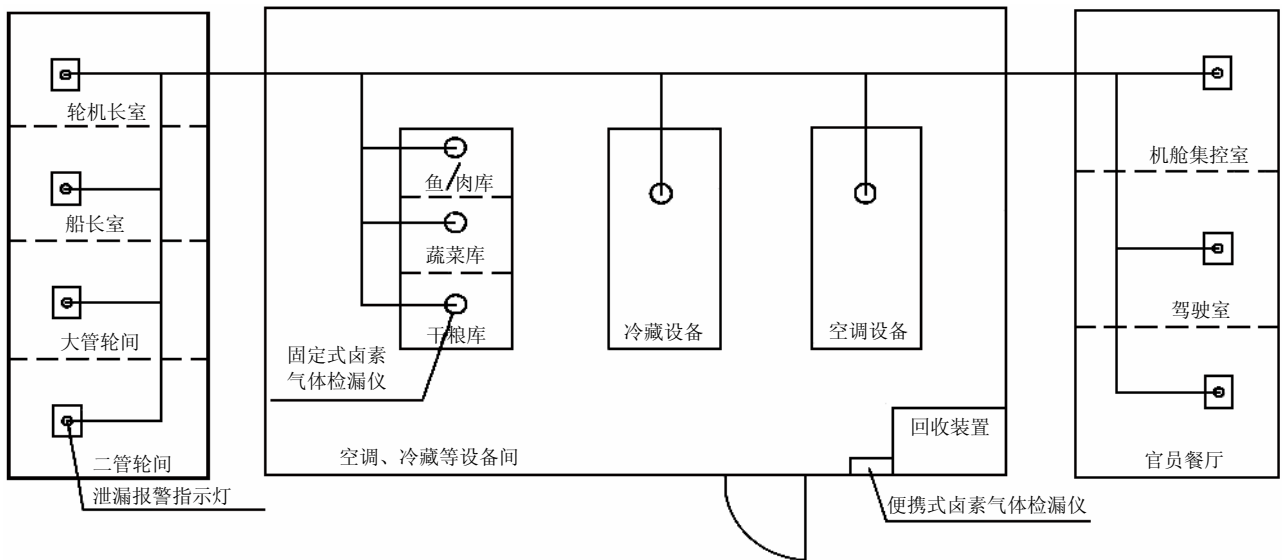


图 1 R407C 制冷剂报警和回用系统原理和布置

制冷系统运行后, 固定式卤素报警探头随之自动工作, 将试验用的卤素气体对准探头释放, 探头会自动发出警铃和亮起红灯, 报警速度和频率随漏泄量增大而增强, 以此证明固定式探头完好; 固定式卤素报警探头和声光报警指示灯安装完毕后, 应进行严格的调试和检验。

在中央空调和冷藏设备正常运行 30min 后, 如探头没有发出报警, 表示设备无泄漏。

采用移动式卤素气体检漏仪来检测系统管路所有的接头。当检漏仪挨近渗漏的制冷剂气源时, 会自动发出警铃和亮起红灯, 报警速度和频率随漏泄量增大而增强^[3]。



图 2 GP-SA 固定式气体探测器



图 3 EA10208D 固定式气体探测器试验工具



图 4 SF6-LS790B 便携式卤素气体检漏仪

固定式卤素报警探头和试验工具选用丹麦的 GEOPAL 公司生产的 GP-SA 气体探测器和 EA10208D 试验工具；便携式卤素气体检漏仪选用美国 CPS 公司生产的 SF6-LS790B 气体检漏仪见图 2~4。即使在污染严重的情况下，两者都能探测出最小 7 克/年的泄漏。

船舶在航行过程中，一旦制冷剂发生泄漏，驾驶室等 7 个房间将同时发出声光报警信号，船员可立即进入泄漏的房间，迅速关闭运行中的设备，将制冷剂回收到气罐中，再利用移动式的卤素气体检漏仪对管路接头进行检测。当发现泄漏点，快速进

行修理，防止制冷剂继续泄漏至大气中。

固定式和便携式的制冷剂回收装置都要求具有 BV 或 EC 产品证书。船厂在与供货商进行技术谈判时，应提出回收装置必须同中央空调、冷藏设备配套供货，并由供货商事先进行模拟试验。

整套的制冷剂回收装置由电子秤、回收气罐、回收机（含阀件、压力表）和管路等组成；回收机通常是由全封闭的压缩机、空气冷凝器和过滤器组成。该船使用的是美国 CPS 公司生产的 CR700 制冷剂回收装置，具体产品如图 5~8 所示。



图 5 电子秤



图 6 回收气罐



图 7 回收机



图 8 制冷剂回收装置

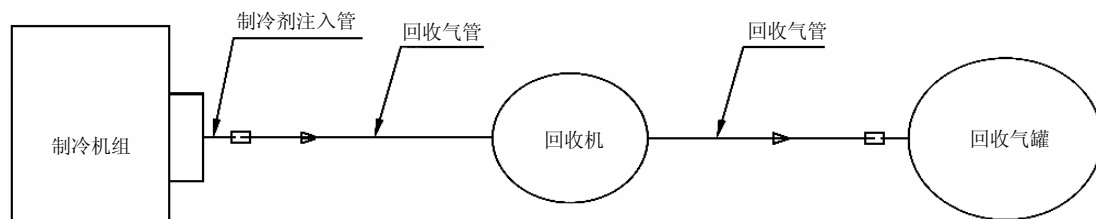


图 9 制冷剂回收原理

制冷剂回收装置的工作原理是用快速接头将回收机的吸气管与系统的充注管（制冷剂充注管必须安装在回气管上）连接好，回收机中的全封闭压缩机将制冷剂输经回收机内的干燥过滤器，干燥过滤后经冷凝器放热冷凝后，再收入到回收气罐中，见图 9。

在回收过程中应特别注意：

1) 回收机吸入管只能吸入制冷剂气体，不能连接到储液器或任何液体管路上。回收气体中一旦存有液体，回收机中的压缩机将会发生严重故障；

2) 不能将不同的制冷剂充灌在同一回收气罐中。因为制冷剂的混合物无法再循环、再利用；

3) 回收气罐一般应放在电子秤上，回收制冷剂的同时，应密切注意回收气罐中的重量变化。充入气罐的制冷剂不要超过回收气罐的容许灌入量，以免发生危险。还应在回收气罐上标明是何种制冷剂。

4) 回收气罐的总容积应按制冷剂的总装量 1.2~1.5 倍配置。

5) 为了防止回收气罐内压力过大，压缩机的排出口必须装有高压开关，设定值必须根据管路和回收气罐所承受的压力，一般不超过 1.7MPa，或在回收气罐上安装压力表来控制压力。如有可能，回收机上还应装有防止液体制冷剂进入压缩机的装置及油分离器。

回收后的 R407C 制冷剂贮存于回收气罐中，在系统修复完毕后，重新充灌到系统中，从而可重复利用，节约能源，并减少对大气的污染^[4]。

为了获得交船证书，船厂必须按 BV 船级社规范中的附加环保标志“CLEANSHIP”的相关规则，提交一整套送审手册至 BV 审图中心，具体的资料包括：该船中央空调、冷藏设备的 R407C 制冷剂管系原理图和布置图、制冷剂的具体参数及性能指标、制冷剂处理程序及操作手册等等，经审核认可，BV 当局将出具一份带“CLEANSHIP”标志的证书，该船才能顺利交付船东使用。

3 结语

目前入级法国BV船级社的化学品船,如果还没有附加环保标志“CLEANSHIP”的要求,对制冷剂选用、泄漏报警系统和回收装置都没有特别的要求,可不安装这些装置。但是,随着世界各国对环境保护的不断升级,估计近几年就会追加安装。欧盟已经规定,2011年1月1日起,在欧盟成员国新车的空调制冷剂,臭氧消耗潜值(ODP)为0,全球变暖潜能值(GWP)不能超过150^[5]。而该船采用的R407C制冷剂,臭氧消耗潜值(ODP)虽然为0,但全球变暖潜能值(GWP)却是1530,都在必须淘汰之列。

(上接第29页)

据欧洲某著名航运公司跟踪船舶锚唇多年磨损测量数据及照片资料,本文数据表给出的多磨部位20%~40%的裕度是充足的。建议本文的推导与结论将作为我国CB行业标准的基础。

4 与实船厚度比较

国内船厂在建的船舶产品中,也有原始设计来

该化学品船具有法国BV船级社的附加环保标志“CLEANSHIP”,可以进入欧盟的任何港口,以及其他国家对环保要求高的港口,从事运输和贸易工作。

【参考文献】

- [1] BV 规范. 附加环保标志“CLEANSHIP”[S]. 2005.
- [2] Geopal SYSTEM A/S for Danmark. Detector GP-SA instruction and maintenance manual[S].
- [3] CPS USA for America . Operation Manual of Portable Gas Leaking Detector[S].
- [4] CPS USA for America. Operation Manual of Refrigerant Recovery System[S].
- [5] 日本空调供暖和制冷信息(JARN)[J]. 2010, 7.

自于日韩的,这类产品厚度取值沿用原值,就比较接近于本文结果。比如31.6万t超大型油船(VLCC),其锚唇厚度反而大大小于10多万t的自行设计船,见表3。故而,VLCC唇厚直接采用了日本设计,那么吨位远小于此的产品采用相同的或更小的厚度应该是合乎情理的,何况在链道部位作了40%的增强。由此说明,标准的适用性是可以验证的。

表3 锚唇实船厚度比较

mm

船型	链径	基准表			日韩标准 上 / 下	在建产品	欧洲某参照标准	备注 0.85d+(10~20)
		上部	下部	链道				
10.5万t原油船	87	44	53	61	43/55	100	51.2	84~94
17.5万t散货船	102	50	60	70		100	58.1	97~107
20.6万t散货船	107	52	62	72		100	60.2	101~111
29.7万t超大型油船	111	53	64	74	52/60	80	61.9	104~114
31.7万t超大型油船	120	56	67	79	55/77	60/100	65.5	112~122
31.6万t超大型油船	122	57	68	80	60/	60	66.3	114~124
31.9万t超大型油船	127	59	70	82	60/	60/100	68.3	118~128

5 结语

根据本文提供的各种规格锚链对应不同部位锚唇厚度基准,锚唇厚度可减小1/3~1/2,重量一般可减轻40%。可以看出,国内原有经验公式 $0.85d+(10\sim 20)$ mm相对大型船舶显得过于保守。有了精益设计标准,以一家船企年产量计,仅此即可减重300t,全行业更是效益可观。船只整个寿命期内航运效益得到持久提高。如果在每一方面都做到精细设计,减重降耗接近国外先进指标是完全可以

达到的。

【参考文献】

- [1] 沈治平. 基于GBS的造船综合标准化[J]. 上海造船, 2010, (3): 67-70.
- [2] 上海船舶研究设计院. 优化设计节能减排[R]. 上海地区船企院所海事新规宣贯报告会, 2010.
- [3] 沈治平, 高建华, 刘建维. 锚台(包括锚唇)[P]. 中国: 03330693.1, 2004.
- [4] 叶邦全, 纪国利. 锚设备[M]. 船舶设计实用手册 舾装分册. 北京: 国防工业出版社, 2002.

船舶企业质量成本分析管理

王社勤, 李 勇, 罗 乐, 姚礼君, 张国银
(沪东中华造船(集团)有限公司, 上海 200129)

摘要: 通过质量成本管理, 用货币的语言将质量问题量化, 不断改进质量, 提高顾客满意度。同时通过质量成本管理, 量化评价公司质量管理体系的有效性, 降低质量损失, 提高企业的经济效益。

关键词: 质量成本; 成本管理; 预算目标; 目标控制

中图分类号: U673.2

文献标识码: C

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0071-04

Abstract: Through quality cost management, which quantifies the quality problems into cost considerations, we can continuously improve the quality and the degree of customer satisfaction. In addition, quality cost management can quantify the effectiveness of the company's quality management system (QMS) to reduce quality losses and raise the company's economic benefits.

Key words: cost of quality; cost management; budget target; control on target

0 引言

企业在激烈的市场竞争中要站稳脚跟, 特别是金融危机带来严峻的船市, 更需提升产品质量, 提高用户的满意度, 扩大市场占有率, 在确保产品质量的基础上, 降低产品成本 and 不合格产品, 以最少的投入获取最大效益。为此, 企业必须加大质量成本控制, 优化企业质量成本管理, 向质量要效益。

1 质量成本管理

质量成本管理是一项系统工程, 是对企业的产品生产和交付及交付后所发生的质量成本有组织、有系统地进行预测、决策、计划、实施、控制、核算、分析、考核和改进等一系列科学管理工作^[1]。

开展质量成本管理分为三个步骤: 事前根据质量成本计划所定的目标确定质量成本控制的标准; 事中控制监督质量成本的形成过程; 事后查明造成质量成本偏离的原因, 在此基础上提出改进措施。对质量成本科目实施控制, 按职能分配实施归口管

理和统计分析及会计核算, 见表 1。

企业按照质量成本要细化指标, 所有增长项目应在预算内。并层层分解、落实质量成本责任制, 与考核挂钩的要求。2009 年起, 企业质量成本管理采用预算控制方法^[2], 在细化年度质量成本预算目标的同时, 明确控制方法。

2 管理措施

2.1 细化成本预算目标, 明确控制方法

企业各部门在年初细化质量成本预算目标的同时, 认真策划好部门质量成本管理工作, 成立管理小组, 由部门负责人任组长, 实施质量成本的控制。

各部门配有专职或兼职质量成本核算和管理人员, 负责质量成本的收集、分析和处理, 认真按质量成本科目建立好部门明细台帐, 详实记录费用情况。部门每月自查科目明细台帐的准确性, 做好原始凭证和报表的统计, 用会计核算和统计核算相结合的方法按月、季、半年、全年对部门质量成本核算, 填报质量成本报表至企业质量管理部门和财务部门。

2.2 健全责任制

健全企业质量成本指标体系, 完善企业和部门质量成本管理的基础工作, 各部门结合质量方针目标管理, 将质量成本预算目标层层分解, 细化管理, 落实质量成本责任制, 加强考核, 定期分析, 制定

第一作者简介: 王社勤, 女, 高级工程师, 1960 年生。1988 年上海造船联大船舶动力机械毕业, 1998 年上海虹口区大计算机应用(二专业)毕业, 现从事企业质量管理工作。

措施,提升部门管理水平,用经济效益评价部门质量管理体系运行的有效性和合理性。

表 1 质量成本科目及控制管理要求

二级科目	三级科目	归集内容	费用开支范围	控制方法
预防成本	质量工作费	为了预防、保证和控制产品质量,开展质量管理活动所发生的费用	办公、宣传、收集情报、制定质量标准以及开展群众性质量管理活动等所支付的费用以及质量管理人员会议费、出差费等	统计核算 目标控制 绩效考核
	质量培训费	为了达到质量要求或改进产品质量的目的,提高员工的质量意识、质量管理、检测技术、操作水平等所发生的培训费用	授课人员和培训人员的有关书籍费、文具资料费及授课补助费等	实施年度员工培训计划 目标控制
	质量奖励费	为改进和保证产品质量所支付的各种奖励费用	各种质量奖励费用	统计核算
	产品评审费	为产品质量评审所发生的费用	资料费、会议费、产品测试费、评审办公费等	统计核算
	质量改进措施	为提高产品质量,改进产品设计,调整工艺,开展工序控制所进行的质量措施费用	有关的购置设备、工艺研究、检测手段改进费包括产品创优、整顿质量的措施费等	专题审核 目标控制
	工资及附加费	从事专职质量管理人员的工资、工资性津贴及附加费	专职质量管理人员的工资、工资性津贴及附加费	会计核算
鉴定成本	检测试验费	对进厂的材料、外购、外协配套件、工量具以及生产过程中的在制品及成品按质量要求进行检查、测试和测试设备的维修、校正所发生的费用	委托外部检验和鉴定支付的费用、送检人员的差旅费、材料费、能源费、破坏性检验费及有关费用,中、小修理费,维护校准费	统计核算 目标控制
	工资及附加费	从事专职检验、试验人员的工资、工资性津贴及附加费	专职检验、试验人员的工资、工资性津贴及附加费	会计核算
内部损失成本	废返损失	无法修复或在经济上不值得修复的半成品报废而造成的净损失	因报废而造成的净损失	统计核算 目标控制 绩效考核
	设计改图消耗	是对设计更改所发生的费用	重新设计或更改费用等	OA 网专项应用 软件操作 绩效考核
	其他	凡不能列入以上项目的内部损失费用		统计核算 绩效考核
外部损失成本	保修费	根据合同规定或在保修期内为用户 提供修理服务所发生的费用	差旅费、办公费、换零部件所需器材成本、工具、运输费用等	会计核算
	补充订货费	由于生产或设计的需要发生的材料 设备重新订购费用	材料设备价格、运费等费用	统计核算 目标控制 绩效考核
外部质量保证成本	外部检验费	应用户要求,提供作为客观证据的演示和证明所发生的费用,包括特殊的和附加的质量保证措施、程序、数据、证实、试验和评定的费用(如由认可的独立试验机构对特殊的安全性能进行试验的费用、第二方的认定审核费用以及由独立的第三方认证机构对质量体系进行认证和注册的费用)	委托船检局船检费、特种检验站的检验费等	会计核算
	第三方质量体系认证费		体系认证证书费、生产许可证取证费、船检工厂认可费等	会计核算
	第二方质量体系认证费		赴公司认定接待费、办公费等	会计核算
	第三方产品质量认定费		船检产品认可费等	会计核算

1) 质量成本基本指标及计算公式:

预防成本率=预防成本/总质量成本×100%;

鉴定成本率=鉴定成本/总质量成本×100%;

内部损失成本率=内部损失成本/总质量成本×100%;

外部损失成本率=外部损失成本/总质量成本×100%;

外部质量保证成本率=(外部检验费用+第二方和第三方质量管理体系认证费用+第三方产品质量认定费用)/总质量成本×100%;

质量损失率=(内部损失成本+外部损失成本)/工业总产值×100%。

2) 质量成本目标指标(变动指标)是指在一定时期内质量成本总额及质量成本二级科目的增减值或增减率。其通用计算公式:

增减值=基期(计划期)质量成本值-报告期质量成本值;

增减率=质量成本增减值/基期质量成本;

每季度进行数据统计分析,考量部门质量成本指标的实施和管理的有效性,以责任制强化工作的合理性。

3) 质量成本相关经济指标及计算公式:

百元产值质量成本=总质量成本/总产值×100;

百元销售额质量成本=总质量成本/销售总收入×100;

百元总成本质量成本=总质量成本/产品总成本×100;

百元利润质量成本=总质量成本/产品销售总利润×100。

2.3 质量成本考核

普及质量成本知识的培训,提高每位员工成本意识。把目标成本层层分解到各个部门。实行成本分级归口管理并进行控制与考核。

质量成本的考核应与经济责任制和“质量否决权”相结合,企业在绩效考核管理中细化项目内容,以经济杠杆来衡量质量管理体系和质量管理的效果。

与质量成本有关的主要考核指标及公式:

船体焊接 X 光拍片一次合格率 = 产品焊接 X 光拍片一次合格数/总的拍片数×100%;

施工评级项目一级品率 = 产品施工对企业检验项目一级品数/总的检验评级项目数×100%;

对外交验一次合格率 = 产品施工对报验项目一次合格数/总的对外报验项目数×100%;

工艺纪律贯彻率=工艺纪律抽查符合数/工艺纪律抽查数×100%。

质量损失率,见2.2节1)的计算公式。

2.4 加强过程控制,提升管理实效

2.4.1 抓源头,强管理,落实措施有效性

抓好源头的输入和输出,优化设计,完善技术状态管理机制,畅通信息流转渠道。加强施工过程中多发病和常见病控制措施的落实,严肃工艺纪律。认真执行四不放过(即问题产生的原因未查明不放过、责任人未处理不放过、整改措施未落实不放过、有关人员未受到教育不放过),强化不合格品控制和双五归零管理,减少废返损失。以专题协调会解决数据接口,确认功能要求,不断完善“船舶产品设计质量成本辅助管理系统”软件模块,做细做实数据采集,增强数据统计的真实性和准确性。

2.4.2 采取各种有效措施保护船用物品,减少缺损件发生

努力提高产品交付时的状态完整性,减少产品遗留项目和未了工程。只有努力提高产品建造过程中的设计质量、施工质量才能从源头上控制、降低售后服务成本。

2.4.3 加强数据分析的深度,寻找阻碍企业效益增长的隐形因素,采取措施加以改进

对采集的数据加以细化、分类,将隐含的损失成本包括不可测量的损失成本,采取措施加以预防或改进,因预防比检测更省钱,且可减少或消除其产生的负面影响。

2.4.4 孕育企业质量文化的内涵

培育和塑造先进的质量文化,牢固树立“质量是生命、质量是责任、质量是财富”的质量价值观;树立“诚信为本、优质为荣”的质量道德观;以“照章办事、一次做对”的质量行为为准则;培育“重心前移、系统防御”的质量文化氛围,全面推进“零缺陷”管理和预防型质量文化建设。

2.4.5 阶段分析、总结提高

依据公司质量成本管理和程序要求,通过每季汇总,对预防成本、鉴定成本、内部损失成本、外部损失成本、外部质量保证成本进行半年度和年度数据统计并结合会计核算,量化分析质量管理体系运行的有效性。同时,每月、每季进行跟踪检查,并纳入绩效考核,定期将实际完成情况与预定目标进行对照,找出新的增长点和制约企业发展的不利因素,为企业的成本控制和持续改进的战略决策提

供依据。

3 实施效果

通过 2009 年度目标预算控制,企业逐步理顺

质量成本的数据积累,建立和健全质量成本管理体系。2009 年度与 2008 年度同期相比,质量成本增减率、用户满意度增减率及建造质量考核指标完成状况的增减率情况都有好转,详见表 2~4。

表 2 质量成本同期增减率

增减情况	预防成本	鉴定成本	内部损失成本	外部损失成本	外部质量保证成本	总质量成本
增减率/ %	-88.86	6.19	-29.49	-8.64	-1.76	-34.03

表 3 用户满意度同期增减率

产品类别	满意度测评项目 (采用加权系数法,分值在 86%以上为满意)	增减率/ %	满意度
舰船产品	十大项 21 项	0.85	较满意
大型钢结构	五大项	1.10	满意
船用阀门	五大项	-0.92	满意
船用电器	五大项	-0.40	满意
综合统计(均值)		0.54	满意

表 4 建造质量考核指标完成状况的同期增减率

考核项目	考核要求/ %	增减率/ %	趋势
主船体焊接 X 光拍片一次合格率	≥88	-0.18	基本持平
施工评级项目一级品率	≥90	0.97	上升
对外交验一次合格率	≥96	0	持平
质量损失率	≤0.6	-0.001	下降

从表中的同期增减比较可知,2009 年度质量成本较 2008 年度有明显的减少,减幅为 34.03%。这主要从 3 个方面控制:第一,明确了统计的口径,细化了管理接口;第二,明确了各分项的控制目标,健全了质量成本责任制,确保了企业总质量成本的受控;第三,管理上下了功夫,各部门领导重视,全员参与,目标确保,措施得当。以上各项指标数证明 2009 年度质量管理体系运行是有效的。

表中数据从经济角度、直观地用与质量成本有关的货币语言对质量管理体系运行有效性进行测量和评价,并通过质量成本的控制,提高了企业质量管理水平和质量保证能力,降低产品成本,提升用户满意度和忠诚度,达到提高企业经济效益和社会效益的效果。

4 结语

企业按质量管理体系标准要求,建立健全质量成本管理体系。质量成本管理从被动应付到主动管理,体现了质的飞跃。数据的采集、分析也日趋及时、准确和深化。当然,数据的利用和损失成本的因素分析有待进一步细化、透彻,向产品质量要效益。

【参 考 文 献】

- [1] 梁国明. 控制与降低成本方法[M]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [2] 中华人民共和国国家军用标准. GJB 5423-2005 质量管理体系的财务资源和财务测量[S].

精益管理在船舶产品开发中的应用研究

甘水来

(上海外高桥造船有限公司, 上海 201204)

摘要: 从精益管理思想出发, 阐述了在船舶产品开发过程中, 如何应用精益化理念, 实现精益化产品设计开发。

关键词: 精益管理; 船舶产品; 设计; 开发

中图分类号: U673.2

文献标识码: C

文章编号: 1005-9962(2011) 03-0075-04

Abstract: Starting from the lean management concept, this article elaborates how to apply the concept to realize lean design and development during the R&D process of ship products.

Key words: lean management; ship product; design; development

1 精益生产方式内涵

1990 年, 由詹姆斯·沃麦克博士等 3 人合著的《改变世界的机器》一书中, 首次把日本丰田汽车公司的生产方式称之为“精益生产方式 (Lean Production)”^[1]。此后, 詹姆斯·沃麦克博士等人又在合著的《精益思维》一书中, 对精益生产方式进行了更深的研究, 对其内涵归纳为: 以最小的资源和投入, 包括人力、设备、资金、材料、时间与空间, 创造出尽可能多的价值, 为顾客提供满意的产品与及时服务。中国科学院路甬祥院士认为: 精益生产是以准时生产 (JIT)、成组技术 (GT) 和全面质量管理 (TQM) 为支柱, 并引入并行工程和整体优化概念, 在空间和时间上合理配置和利用生产要求, 发挥以人为核心的整体制造系统效益^[2]。张明华博士在《精益造船模式研究》一书中提出, 精益生产模式是为了满足市场和客户要求而获取更高利润的方法和途径。它旨在通过全员的激励和努力, 优化生产组织结构, 去掉一切无效 (不增值) 的生产过程和环节, 通过减少生产过程中的一切浪费来缩短生产周期, 降低生产成本, 保证生产质量, 提高产品利润。

总之, 精益生产方式的出发点是为顾客提供满意的产品和及时服务; 手段是通过优化企业组织结构; 途径是消除生产过程中一切不增值的劳动和资

源; 表现形式是看板管理; 核心是准时生产; 目的是为获取更大的产品利润。

2 精益生产方式在造船业中的应用

上世纪 80 年代, 我国开始有组织地推广从日、韩引入的称之为“现代造船模式”的造船生产设计技术。1986~1987 年, 广船国际全盘引进日本石川岛播磨重工生产设计和生产管理新模式。新的造船模式在广船国际的成功实施, 更加坚定了造船界全面推行现代造船模式的决心。

1995 年 5 月, 中国船舶工业总公司第二次缩短造船周期会议对现代造船模式的内涵做了如下定义^[3]: “以统筹优化理论为指导, 应用成组技术原理, 以中间产品为导向, 按区域组织生产, 壳、舾、涂作业在空间上分道、时间上有序, 实现设计、生产、管理一体化, 均衡、连续地总装造船”。2004 年, 国防科工委在《关于加快建立现代造船模式的指导意见》中也进一步明确指出: 现代造船模式是由统筹优化的造船理念, 面向生产的设计技术, 均衡连续的作业流程, 严密精细的工程管理, 高效合理的生产组织等基本要素构成。造船总装化、管理精细化、信息集成化是建立现代造船模式的主要形式, 体现建立现代造船模式的基本方向。可见现代造船模式充分体现了精益生产的思想, 是精益生产方式在造船业中的实际运用。

作为我国造船工业的龙头企业的两大集团公司, 自成立后就加大了在集团内部企业中推进现代造船模式的步伐。“十五”期间推进工作总体思路是: 围绕 1 个导向 (以中间产品为导向); 抓好 2 个重

作者简介: 甘水来, 男, 高级工程师, 1964 年生。1987 年江苏镇江船舶学院船舶工程专业毕业, 现从事船舶结构设计工作。

收稿日期: 2011-03-14

点(深化生产设计、强化工程管理);坚持 3 个创新(设计创新、制造创新、管理创新);推进 4 个“化”(编码化、标准化、托盘化、信息化);实现 5 个可控(计划可控、质量可控、成本可控、效率可控、安全可控)。达到的目标和要求为:骨干船厂初步建立以中间产品为导向的区域造船模式,部分骨干船厂主力船型建造周期处于国内领先,接近国际先进水平,生产效率达到 25~30 工时/修正总吨。“十一五”期间,要基本建立以中间产品为导向的两个“一体化”区域造船模式,5 大造船基地的主力船型的建造周期处于国内领先,接近国际先进水平,生产效率达到 16~25 工时/修正总吨。“十二五”期间,要全面建立以中间产品为导向的两个“一体化”区域造船模式,5 大造船基地的主力船型的建造周期达到国际先进水平,生产效率达到 10~16 工时/修正总吨^[4]。

目前,我国骨干造船企业,尤其是新建造船基地生产设计深度进一步提高;作业流程朝着以中间产品为导向的方向发展;工程管理注重精细;生产组织基本实现了按作业区域的工位管理;员工素质一专多能;信息集成化越来越受到重视,引进或开发了一大批设计、管理软件,企业内部信息实现了资源共享;标准化工作走向制度化。

3 精益管理思想在船舶产品开发中的应用研究

进入 21 世纪,我国船舶工业步入了高速发展时期,到 2015 年力争成为世界第一造船大国,达到“五个世界领先”,即经济规模世界领先,科技水平世界领先,管理水平世界领先,人才队伍世界领先,盈利能力世界领先。

为了适应我国造船形势发展需要,必须改进创新机制,提升我国船舶产品的自主研发能力,同时,更加注重过程的科学管理,以管理求生存、靠管理要效率、向管理争效益。由于船舶产品的成本 70%~80%^[5]是在产品设计过程中决定的。因此,企业在产品开发中应开展精益管理,实现精益产品开发。

3.1 船舶产品开发的基本流程

船舶产品开发一般要经历 5 个阶段^[6],即:

- 1) 产品规划。新产品的开发计划,是企业中长期规划和年度经营方针目标的重要组成部分;
- 2) 概念开发。设计要素输入(技术设计),是

对产品主要技术参数、功能、特性等限制条件的描述;

3) 要素验证。是对产品目标规格的模拟实验,以验证将要开发的产品各项指标能否达到目标要求,或要进行如何修正;

4) 产品设计。以规范、规则为依据,以目标规格为限制条件,对现有产品进行改进或进行创新设计;

5) 投产制造。

3.2 精益产品开发规划

产品开发是企业生存发展的重要支柱,对企业未来的经营状况和前景有重大影响。

精益产品开发规划是利用精益理论和机会漏斗对各种产品开发机会进行认真筛选,最终形成既能真正满足顾客要求,又符合企业发展方向的产品开发项目和市场推介时机。精益产品开发规划要求企业做到以下两点:

1) 市场调研的最终结果应能真正反映市场发展趋势和体现客户需要的真实意图。市场调研提供了对市场规模的估计,产品的成长前景、分销路线和市场定价;

2) 市场调研时,应明确调研目标,设定调研对象,划分信息范围,设计调研方案,做出调研计划,分析竞争标杆,对比现有产品。

3.3 精益产品概念开发

概念开发是产品开发工作中重要一环,它将为后续的开发工作提供依据或作出限制条件。根据用户需求、用户意愿、用户偏好等初期要素给出各种选择方案。

对于船舶这样的综合性商品,要解决的问题很多,有些问题处理还相当复杂,许多问题相互依赖、相互制约。在概念开发阶段,可将复杂问题按区域、功能、专业划分成子问题,提出解决问题的概念。概念可通过研究小组内部获取,也可通过外部资源获取。研究小组内部获取的方式有:小组成员利用个人掌握的知识提出思路,通过讨论共同形成概念。外部获取概念的方式有:通过产品最终用户提出建议或意见;查找已出版的文字资料、专利文献;咨询有关专家学者;对竞争标杆的分析研究;或通过设备厂商协作等多途径多渠道获取概念。

对于一个问题的处理可能会产生很多概念,例如:为满足船舶航速的要求,主机有多种方案;降低船体结构自重可以采取多种型号的构件,或尽可能地采用高强度钢等。对于每个概念,要进行综合

分析比较，好中选优，精益求精。

精益产品概念开发就是要求研发人员对各种概念进行全面的综合分析比较，尽量做到在满足用户需要的前提下，选择合适产品概念，以降低产品成本，增加产品利润。要做到精益产品概念开发，需要企业的营销、设计、生产等相关职能部门的通力合作，因为许多相关的概念必须得到相应部门认可后才能成为产品开发的目标。

3.4 精益要素验证

要素是产品技术和特征的总称。对船舶产品而言，船型、主尺度、载重量、舱室布置、主机型号、航速及产品质量、制造成本等都是重要的技术要素。要素验证是在市场上进行的，验证的主体对象是用户，即船东。从概率学上来说，选择的用户越多越好，越能反映市场的真正意愿。但是，这对于开发一个新产品来讲是不现实的，也是不经济的。要素验证精益化，其一就是在产品概念验证时，并不是海选潜在的用户，而是按产品的目标市场选择那些在技术和理念上都具有前瞻性和引领行业发展的大船东，他们站在航运市场的最前沿，对市场的判断有独到之处，从而对提供验证的产品要素提出的要求和看法基本上可以代表整个行业需求；其二就是和现有产品进行比较，选定的比较标杆应是当前同一目标市场上最具代表性的、船东最为偏爱的产品。将二者进行细致比较后可得出将要开发的产品是否具备新颖性、先进性，是否性能最优、成本最低；其三是利用科学方法进行模拟测试，通过测试来证明将要开发的产品能够实现设定的目标。

3.5 精益产品设计

精益设计就是在最短的时间内设计出刚好满足用户要求，成本最低的产品。要做到精益设计，必须做到以下几点：

1) 刚好满足技术规格书的要求。对于用户来说，总是期望以最低的价格购买到最优质的产品和服务；而就企业而言，总是期望在利润最大化的基础上向用户提供高质量的产品。产品质量高出技术规格书的要求就会增加企业的成本，降低企业的利润。优秀的设计就是要综合考虑产品质量又要考虑产品成本，在两者中找到一个相对合理的平衡点。例如：在结构设计中，船体各部分的载荷是不同的，结构尺寸也不相同，但如果据此设计结构，将会导致船体材料规格和构件尺寸过多，给采购和制造带来麻烦和不便，增加生产过程中的成本，因此，在实际选取构件尺寸时既要考虑合理用料，又要考虑

减少材料规格的数量。

2) 缩短设计周期。对于大型散货船，最活跃需求期一般只有 3~5 年。作为船舶制造企业，总是希望缩短设计周期，加快新产品推向市场的速度，以尽早抢占市场先机，争取更大的效益。要进一步缩短设计周期，应做好以下几方面的工作：

(1) 改进设计手段。上世纪 70 年代，计算机技术开始应用于船舶放样和数控切割，促进了造船技术的发展，提高了产品质量和生产效率。进入 21 世纪，伴随着计算机技术的飞速发展，各种性能优异的专业软件层出不穷，并得到了广泛应用和深化，如：总体性能计算软件（NAPA）在各设计院所已得到广泛应用；结构造型软件（NAPA STEEL）也越来越受到人们重视并得到了推广；三维实体建模软件（TRIBON）已成为造船企业生产设计第一工具，有限元分析软件和结构规范计算软件等性能优秀软件已成为详细设计中不可或缺的工具。如今的造船业已离不开计算机，因此，要进一步缩短设计周期、提高设计质量，必须加快软硬件性能升级，改进设计手段。

(2) 建立信息共享平台，提高信息共享水平，减少重复劳动。在生产设计中，由于使用 TRIBON 软件建立了三维立体模型，各专业之间达到了信息共享，而在详细设计中，由于使用的是二维图形，各专业表达构件或实物采用不同的方法，专业之间信息共享水平很低，产生了大量重复劳动。如：总体专业为计算船舶性能需要建立船舶模型，而在结构设计时，结构专业不能利用这个模型，只得重新建模。其他专业在利用结构图作背景时，由于不了解结构中构件表达方法往往造成专业之间的矛盾，这些矛盾有些到生产设计时才能发现。如果在详细设计时能使用三维软件建模，这样各专业之间的信息交换就非常直观，可减少大量因信息交换不畅引起的重复劳动或错误。

(3) 加强标准化工作。标准的建立和使用不仅规范了设计人员的设计行为，而且还可以提高设计效率，降低设计成本。标准化工作是一项长期细致的工作，既要保证标准的连续性又要使标准不致落后于技术的发展。因此，标准也要与时俱进，及时更新。做好标准化工作，不仅要重视标准的建立、更新，还要加强标准的宣贯、实施、监督和管理。

3) 提高设计质量，减少设计差错。追求卓越是企业精细化的奋斗目标。卓越的品质将给企业带来良好的效益；相反，质量问题不仅会损坏企业形象，

而且会增加产品成本,降低产品利润。追求卓越需要企业全体员工的投入和努力,从细节做起,细节体现功夫,细节创造品味,细节决定成败。应做好以下几方面的工作:

(1) 提高开发小组成员整体素质。个人素质包括:对规范、规则的掌握程度、基础专业知识应用能力、外语熟练程度、软件使用能力、对本专业发展趋势和水平的了解及设计工作经验以及人际之间的协作能力等,这些素质决定了设计者个人能力。事实证明,只有高素质的团队才能开发出高品质的产品。要提高整体开发水平,除了加强个人学习外,还要加强继续教育,先进技术的掌握和项目的实践等。

(2) 积极应用新技术、新工艺。当今科学技术日新月异,传统的造船管理逐渐被新的造船模式所取代,精益造船、精细化管理逐渐深入人心,新技术、新工艺、新能源、新设备不断涌现,进一步解放船舶设计人员的思想,催生许多新的设计理念,带来许多新的变化。如:散货船(JBP)和双壳油轮(JTP)共同规范的实施,给船舶设计带来了全新的变化;随着人们对环境保护和能源危机认识的不断提高,环保技术乃至环保船型,节能技术乃至节能船型将成为主流发展方向,在现阶段的船舶设计中已越来越广泛地应用了这些技术,如:压载水交换处理、涂层性能标准(PSPC)、主机 NO_x 排放等。

(3) 严格把好图面质量关。图纸是用工程语言表达产品有关信息和要求的载体,它包含了产品所有细节和信息,涵盖了工作原理、性能数据、结构构造、尺寸大小等主要要素,还包括了图面线型、文字大小和整体布局等次要要素。提高图面质量,

不仅要加强设计人员良好工作作风的培养,更重要的是,要加强规章制度的建设和监督力度,落实好各级人员的岗位职责,强化各级检查、会签、审核的责任。

(4) 加强经验交流,提高协作水平。任何一项设计工作,不可能完美无缺,总会有这样或那样的问题和不足。这些问题和不足就是实践中的宝贵经验和教训。要加强这些经验的交流和共享,不犯或少犯同样的错误。另外,还要加强资料和档案管理工作,为以后开发同类型船提供参考。

3.6 结语

产品开发是企业生产经营活动中的重要组成部分,是企业发展的内在动力。企业走精益化道路,离不开精细化的产品开发,实施精益化的产品开发,是时代的需要,是发展的需要。

【参 考 文 献】

- [1] 张明华. 精益造船模式研究[M]. 北京: 中国经济出版社, 2005.12.
- [2] 应长春. 精益生产与造船信息化[A]. 2004·SWS 第四届发展论坛. 2004.11.
- [3] 高介祐. 加快建立现代造船模式的思考[J]. 上海造船, 2008, (3): 39-43.
- [4] 徐晓昌. 加快建立现代造船模式的若干思考[A]. 2003·SWS 第三届发展论坛. 2003.11.
- [5] 陶颖, 刘建峰, 李高兴, 彭程等. 关于 SWS 企业精益化和精益设计的思考[A]. 2004·SWS 第四届发展论坛, 2004.11.
- [6] 卡尔·T·犹里齐, 斯蒂芬·D·埃平格. 产品设计与开发[M]. 杨德林. 大连: 东北财经大学出版社, 2001.3.

《上海造船》2012 年征订启事

由上海市造船工程学会主办的《上海造船》是一份国内外公开发行的面向船舶与海洋工程领域的科技类专业学术期刊,在促进船舶科研发展和推动造船技术进步等方面发挥了积极作用。

《上海造船》为季刊,全年订价 48.00 元,邮费 8.00 元,共计 56.00 元。可通过邮局或银行汇款,请在汇款附言栏内注明所订份数。

编辑部地址: 上海市长乐路 390 号 邮编: 200020 电话: 021-62560122

银行帐号: 上海市造船工程学会

1001251109014469229

工商银行淮海中路第一支行

29 November - 2 December 2011

Shanghai New International Expo Centre

二〇一一年十一月廿九日至十二月二日

上海新国际博览中心

Marintec China 2011

THE ALL CHINA MARITIME

CONFERENCE & EXHIBITION

二〇一一年中国国际海事技术学术会议和展览会



www.marintec.org www.ssname.com.cn

主办单位

中华人民共和国工业和信息化部

中华人民共和国交通运输部

上海市人民政府

协办单位

中国船舶工业集团公司

中国船舶重工集团公司

中国船舶工业行业协会

中国造船工程学会

承办单位

上海市造船工程学会



博闻公司



UBM

上海造船

(季刊)

2011年第3期(总第87期)

2011年9月30日出版

主管单位: 上海船舶工业公司
主办单位: 上海市造船工程学会
编辑出版: 《上海造船》编辑部
地 址: 上海市长乐路390号
邮政编码: 200020

印 刷: 上海七〇四研究所印刷厂
发 行: 上海市造船工程学会

ISSN 1005 - 9962
CN 31 - 1540 / U

定价: 12.00元