

舰船高传递损失复合托板振动特性优化设计

姚熊亮 邱中辉 庞福振 谢晓忠

哈尔滨工程大学 船舶工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001

摘要: 基于结构动力学优化设计理论,研究了潜艇典型舱段双层圆柱壳舷间高传递损失复合托板结构。通过初步优化,得到隔振效果最优的刚性阻振质量块的最优截面尺寸和布设位置,并将最优参数的刚性阻振质量块等效为相同截面惯性矩的球扁钢。在满足舱段总重量及危险截面结构强度的约束条件下,以舱段非耐压壳体全频域内的平均振动加速度级为目标函数,对高传递损失复合托板的开孔半径和托板角度进行动力学优化设计,得到最优振动特性的复合托板形式。由优化结果得到,在中、高频段内,高传递损失复合托板有明显的降噪作用,舱段非耐压壳体全频域内的平均振动加速度级降低了1.66 dB。

关键词: 高传递损失; 复合托板; 刚性阻振质量; 双层圆柱壳; 优化设计; 减振降噪

中图分类号: U661.44

文献标志码: A

文章编号: 1673-3185(2012)06-45-05

Optimization Design of Vibration Characteristic of Ship Composite Pedestal with High Transmission Loss

YAO Xiong-liang QIU Zhong-hui PANG Fu-zhen XIE Xiao-zhong

School of Shipbuilding Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China

Abstract: On the basis of the structural dynamic optimization design theory, this paper investigates the structure of the composite pedestal of a typical submarine double cylinder shell with high transmission loss. To achieve the optimum vibration reduction, the exact sectional dimensions and positions of the rigid vibration isolation mass is first determined through preliminary optimization. Next, the rigid vibration isolation mass is equated with a bulb flat with the same section moment of inertia. By considering the restriction of the gross weight and the structural strength of dangerous sections, the structural dynamic optimization formula is established. Basically, the objective function minimizes the average vibration acceleration of the non-pressure hull for all frequencies, and the design variables such as the hole radius and the pedestal degree are carefully chosen. Results show that the composite pedestal with high transmission loss considerably reduces the vibration noise in the medium-high frequency range, where the average vibration acceleration of the non-pressure hull is decreased by 1.66 dB.

Key words: high transmission loss; composite pedestal; rigid vibration isolation mass; double cylinder shell; optimization design; vibration and noise reduction

0 引言

将潜艇的典型舱段简化为有限长加筋双层圆柱壳结构,内层耐压壳体与外层非耐压壳体依靠

托板和实肋板等舷间横向构件来保证刚度。设备激励由联接基座引起耐压壳体振动,通过舷间横向连接构件将振动波传递给非耐压壳体,内、外壳间的耦合作用很强,向水中辐射噪声较大。在舷

收稿日期: 2012-05-22

基金项目: 国家部委基金资助项目; 中国博士后基金资助项目(20100471026); 黑龙江省青年基金项目(QC2011C013)

作者简介: 姚熊亮(1963-),男,教授,博士生导师。研究方向: 船舶振动噪声控制。

邱中辉(1987-),男,硕士研究生。研究方向: 船舶振动噪声控制。E-mail: qiuzhonghui01@163.com

通信作者: 邱中辉。

间主传递途径中,可对振动波进行有效阻隔,以减弱内、外壳的耦合作用,由此,非耐压壳体的振动级和水中辐射声压级将会降低^[1]。由于托板结构是舷间振动的主要传递介质,其既能保证水下结构的强度,又能有效降低水下结构的辐射噪声,因此,研究具有阻抑振动波传递的托板结构形式具有重要的工程价值。在潜艇舷间托板结构上布设刚性阻振质量来阻抑能量的传递,其隔振效果较明显^[2]。由于阻振质量是实体结构,相对板结构而言具有大的阻抗,致使抵达阻振质量块的振动波部分被反射,从而会减少到达外层壳体的能量^[3]。对于将刚性阻振质量布置在基座上的对结构振动进行优化的情况,笔者已进行过相关研究^[4]。但由于在托板结构上焊接刚性阻振质量块的工艺复杂,焊接质量块会使原舱段增加的重量较多,因此,刚性阻振质量在复合托板中的实际应用往往会受到限制。而将刚性阻振质量用等截面惯性矩的型钢代替,则既能方便工艺,又便于取材。同时,在托板上开孔既可减少舱段重量,而且还可充分利用潜艇舷间横向连接结构的不连续性来阻隔振动波的传递^[5]。

本文将引入结构动力学优化设计理论,探索舰船高传递损失复合托板的设计理论和方法,在满足舱段总重量及强度约束的限制条件下,建立高传递损失托板的优化设计模型,并进行以开孔半径及托板角度为设计变量,以舱段非耐压壳体全频域内的平均振动加速度级为目标函数的动力学优化设计,所得最优参数的减振效果的托板可为实艇的减振降噪设计提供一定的参考。

1 舰船高传递损失复合托板优化模型描述

由于球扁钢的参数不能直接进行优化,因此,优化设计首先以舰船托板中阻振质量的截面尺寸及布设位置为设计变量,采用参数化定义、参数化建模、求解、结果提取、优化变量(设计变量、状态变量、目标函数)来赋值,其目的是在满足舰船舱段总重量的限制约束条件下,使非耐压壳体的平均振动加速度级最小,具体优化分析流程图如图1所示。然后,再将优化后的刚性阻振质量复合托板等效为高传递损失复合托板^[6]。

本文采用的潜艇舱段模型为内、外壳有环肋加强的双层圆柱壳体,其具体几何尺寸为:舱段圆柱部分长度 $l_1 = 8.4$ m, 外径 $D = 8.6$ m, 内径 $d = 7$ m, 采用内、外环肋加强, 肋距 $l = 0.6$ m, 托板厚度 $t_1 = 0.008$ m, 外壳板厚度 $t_2 = 0.012$ m, 内壳板厚度

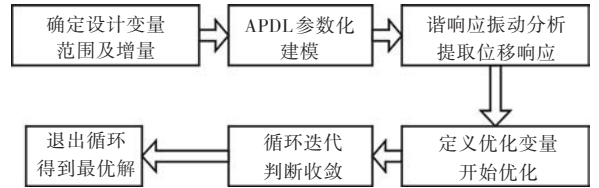


图1 优化分析流程图

Fig.1 Flow chart of optimization design

$t_3 = 0.028$ m, 在内壳结构底板上对称布置基座,刚性阻振质量托板结构如图2所示。高传递损失复合托板舱段模型如图3所示。

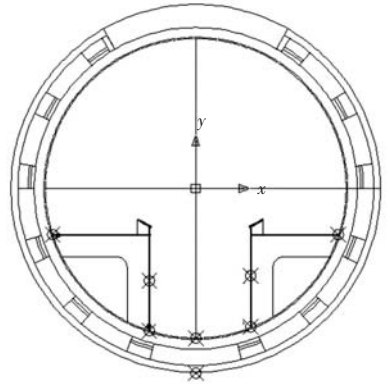


图2 刚性阻振质量复合托板舷间结构正视图

Fig.2 Front view of composite pedestal with rigid vibration isolation mass

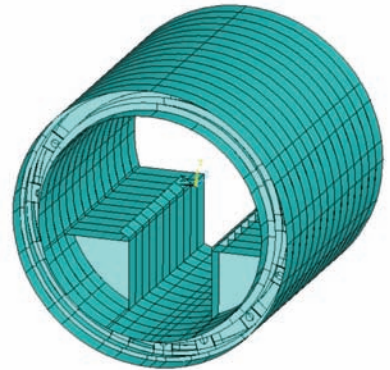


图3 高传递损失复合托板舱段模型示意图

Fig.3 Scheme of submarine typical double cylinder shell

连接耐压壳体与非耐压壳体的托板和实肋板是双层圆柱壳体舷间传递振动噪声的主要途径,舷间结构如图4所示。所谓舰船高传递损失复合托板,即在托板结构中靠近内壳的一侧布置具有隔振作用的、等效于刚性阻振质量块的球扁钢,并充分利用结构的不连续性,以在托板上开孔来阻隔振动波向非耐压壳体及外流场的传递,从而达到减振降噪的目的^[7]。阻振质量块截面中心与舱段耐压壳体的距离为 e , 截面尺寸为 $a \times b$, 其中 a 为轴向尺寸, b 为径向尺寸。模型参数需要通过变量用参数化来实现。整个舱段优化模型的材料参数为:弹性模量 $E = 210\,000$ MPa, 泊松比 $\mu = 0.3$, 密度 $\rho = 7\,800$ kg/m³。

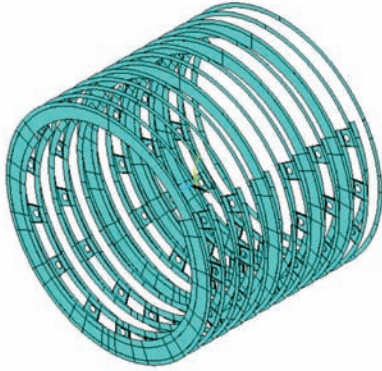


图4 高传递损失复合托板舷间结构

Fig.4 Composite pedestal connecting structures with high transmission loss between double shells

将设备运转的简谐激励力作用在基座面板上,进行在频域内的谐响应动力学优化分析。将舱段沿纵向方向前、后各延伸3个肋位,以模拟实际潜艇临近舱段的边界条件影响,在边界处,沿周向施加位移的全约束。将设备重量以质量点的形式均布于基座面板上,在基座面板上施加谐响应的设备激励力,激励频率为在0~1 000 Hz频段内的1/3倍频程^[8]。

2 高传递损失复合托板结构形式优化分析

首先,在托板上布设刚性阻振质量块,通过优化分析得到最优的刚性阻振质量截面尺寸及布置位置。由于在托板结构上焊接刚性阻振质量块工艺复杂,使原舱段增加重量较多,因而使得刚性阻振质量的实际应用效果有所下降。将复合托板中的刚性阻振质量用等效截面惯性矩的型钢来代替,并通过开孔,充分利用潜艇舷间横向连接结构的不连续性来阻隔振动波在舷间的传递,以达到减振降噪的目的。

先通过对刚性阻振质量块截面尺寸及布置位置进行优化,得到最优的布置位置在距离舱段耐压壳体 $2c_1/(D-d)=0.42$ 处,最优的截面尺寸为 $a=0.074\text{ m}$, $b=0.043\text{ m}$ 。将其等效为球扁钢,新增的骨材会导致舱段模型重量增加,这可通过开孔和改变托板夹角来减轻重量。如图5所示,最终确定的托板结构上的球扁钢距离舱段耐压壳体 $2c_1/(D-d)=0.42$,开孔圆心在球扁钢与非耐压壳体的中心处,开孔半径为 r ,其圆心距离耐压壳体 $2c_2/(D-d)=0.71$,托板夹角为 $\alpha=9^\circ$ 。

以非耐压壳体的典型测点的平均振动加速度级作为高传递损失复合托板减振效果的衡量目标,通过动力学优化分析来得到最佳的开孔半径

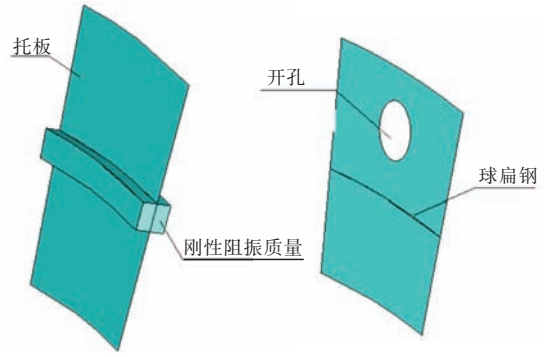


图5 刚性阻振质量与高传递损失托板结构示意图

Fig.5 Scheme of the composite pedestal structure with rigid vibration isolation mass and high transmission loss

和托板夹角。由于在托板上开孔破坏了结构的连续性,使得结构强度有所减弱,因此,在优化设计过程中,除了先前需要的舱段总重量限制外,还应考虑舱段危险点的结构强度要求。

设计变量:复合托板上的开孔半径 $r=0.100\sim 0.150\text{ m}$,间隔0.001 m;复合托板夹角 $\alpha=8^\circ\sim 10^\circ$,间隔0.1°。

状态变量:潜艇舱段总重量;基座边界处横剖面上的内表面应力 $F_1 \leq 1.15\sigma_s = 901.6\text{ MPa}$;跨度中点处纵剖面上的中面应力 $F_2 \leq 0.85\sigma_s = 666.4\text{ MPa}$;复合托板上的危险点应力 $F_3 \leq 0.8\sigma_s = 627.2\text{ MPa}$ 。

目标函数:全频域内非耐压壳体典型测点的平均振动加速度级。

由于优化模型只有一个目标函数,如果只选取单个频率下考核点的振动特性为优化目标,则无法全面反映圆柱壳舱段的全频域内特性是否达到了最优。因此,本文选取典型测点各频率范围内的平均振动加速度级为目标函数。

结构测点布置如图6所示。对于结构测点的加速度响应值,按下式取平均振动级为:

$$\bar{L}_a = 10 \log \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{L_{a_i}/10} \right] \quad (1)$$

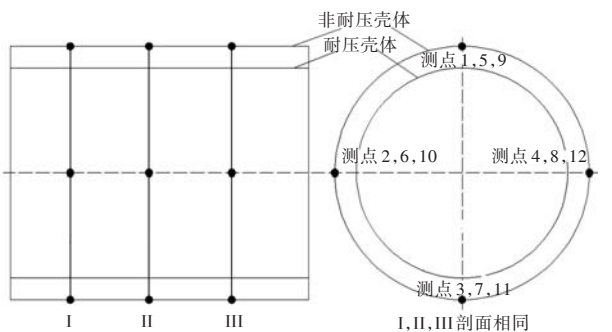


图6 结构测点布置示意图

Fig.6 Distribution of measuring points

$$L_{a_i} = 20 \log \frac{a_i}{a_0} \quad (2)$$

式中, a_i 为各频段上各频谱分量的加速度响应值; a_0 为振动加速度基准值, 本文取 $a_0 = 1 \times 10^{-6} \text{ m/s}^2$ 。

其中, 目标函数取为: $uobj = uobja * uobjb * \dots * uobjc * uobjd * uobje * 1e30$, 其中 $uobja$ 为 a 频段下各考核点的平均加速度响应值。

表1 高传递损失复合托板结构形式的优化结果

Tab.1 Optimal results of structural styles of composite pedestal with high transmission loss

	SET11	SET12	SET13	SET14	SET15	SET16	SET17	SET18	SET19*	SET20	SET21	SET22
r (DV)/m	0.119	0.112	0.113	0.121	0.125	0.141	0.135	0.142	0.146	0.142	0.145	0.147
α (DV)/rad	8.2	8.7	9.2	9.3	9.1	9.5	8.7	9.4	9.2	8.5	8.7	8.9
F_1 (SV)/MPa	438.64	417.65	487.71	396.52	359.47	406.52	408.96	419.83	346.45	561.24	515.64	496.95
F_2 (SV)/MPa	539.36	562.38	640.3	515.53	482.8	519.83	516.34	524.96	490.31	652.23	636.17	668.77
F_3 (SV)/MPa	401.84	386.95	341.32	334.31	323.5	356.64	352.49	360.35	327.25	461.47	479.06	479.62
weight(SV)/t	169.83	164.04	166.57	170.89	168.67	172.83	166.15	169.54	167.63	168.76	168.39	168.21
L_a (OBJ)/dB	105.4	97.93	97.73	99.25	106.46	93.57	92.13	95.74	90.47	93.86	94.31	91.64

注: 带*的序列为得到的最优序列。其中 DV 为设计变量, SV 为状态变量, OBJ 为目标函数。

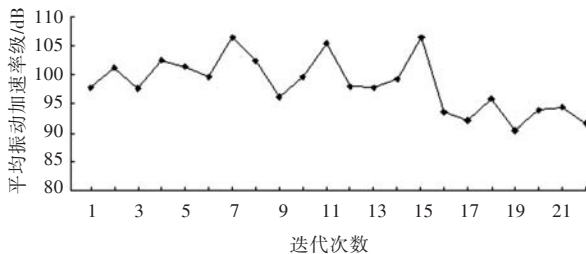


图7 非耐压壳体测点全频域内平均振动加速度级—迭代次数曲线

Fig.7 Iteration curve of the average vibration acceleration of the non-pressure hull for whole frequency

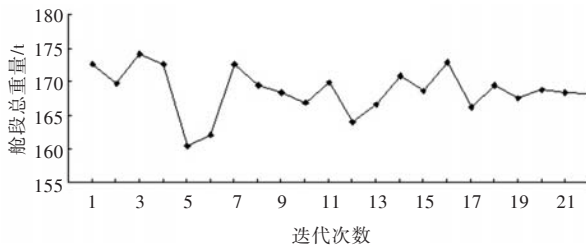


图8 舱段总重量—迭代次数曲线

Fig.8 Iteration curve of the cabin gross weight

由表1、表2中的数据及图7、图8中的迭代曲线可以看出, 优化循环迭代至第19次, 目标函数结果便已收敛为最优解, 隔振效果最佳的高传递损失复合托板结构参数为: $2c_1/(D-d) = 0.42$, $2c_2/(D-d) = 0.74$, $2r/(D-d) = 0.18$, $\alpha = 9.2^\circ$ 。通过将复合托板的刚性阻振质量块等效为球扁钢, 同时优化托板角度并在托板上开孔, 舱段总重量便由 184.14 t 减少为 167.63 t, 减重 10.08%。危险点的强度约束条件也均满足。由于舷间结构的阻抗失配程度及不连续性得到了加强, 优化后, 舱段非耐压壳体全频域内典型测点的平均振动加速

优化采用零阶方法, 设置最大迭代次数为 50, 连续 15 次不收敛即退出循环。设计变量、状态变量和目标函数的优化序列结果如表 1 所示。图 7、图 8 所示分别为优化计算中作为目标函数的全频域内非耐压壳体典型测点平均振动加速度级和作为状态变量的圆柱壳舱段总重量的迭代收敛曲线。

度级由 92.13 dB 变为 90.47 dB, 降低了 1.66 dB, 减低了振动波能量的传递, 进而减少了辐射到流场中噪声。

3 高传递损失复合托板结构隔振效果验证

将舷间采用未优化前的普通托板结构、刚性阻振质量托板结构和高传递损失符合托板结构的潜艇典型圆柱壳舱段结构模型分别导入软件 ABAQUS, 并建立外流场以便考虑流固耦合作用的影响, 同时, 还可提取流场中的辐射声压。典型舱段圆柱壳结构流固耦合模型如图 9 所示。参考文献[9-10], 本文对比分析了优化前、后不同托板结构对双层圆柱壳振动声辐射特性的影响。

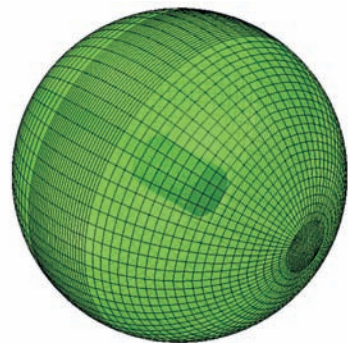


图9 舱段典型圆柱壳结构流固耦合模型

Fig.9 Fluid-structure interaction model of submarine typical double cylinder shell

近场声压考核点的取法是在外流场中距离非耐压壳 1 m 处, 以正上方记为 0° , 每隔 15° 取一考核点, 如图 10 所示。

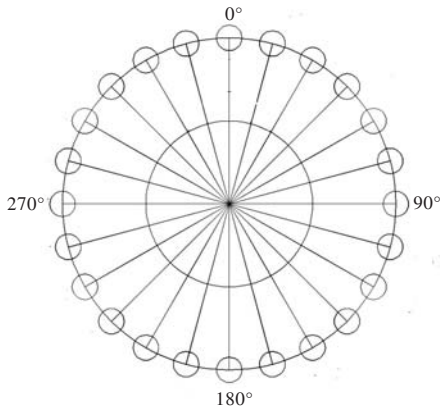


图10 声场考核点位置示意图

Fig.10 Scheme of the measuring points of the sound field

将各频点下考核点的声压响应取平均,以衡量辐射声场的强度。图11给出了圆柱壳舷间结构分别采用普通托板、刚性阻振质量托板和高传递损失复合托板的潜艇典型舱段近场考核点平均辐射声压级随频率的对比曲线。

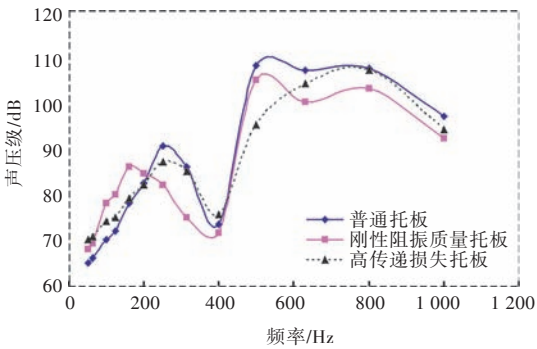


图11 3种托板结构的平均辐射声压级对比曲线

Fig.11 Comparison curves of average radiant sound pressure level of three kinds of pedestal structures

由图可看出,低频激励时,3种托板结构的舱段近场考核点平均辐射声压级相差不大,复合托板的隔振效果不佳;在中、高频激励时,高传递损失复合托板和刚性阻振质量复合托板都有明显的降噪作用,且后者略优于前者。

4 结 语

本文将高传递损失复合托板的开孔半径和托板角度作为设计变量,进行了在舱段总重量及强度要求约束下的全频段的动力学优化,得到了舱段非耐压壳体平均振动加速度级随迭代次数的变化曲线和优化序列。通过优化分析,得到了隔振效果最佳的高传递损失复合托板结构参数,舱段非耐压壳体全频域内典型测点平均振动加速度级降低了1.66 dB。

通过分析3种托板结构频域内的近场辐射声压,验证了高传递损失复合托板结构的隔振效

果。在低频激励下,刚性阻振质量复合托板和高传递损失复合托板的隔振效果不佳,但对中、高频结构噪声有显著的阻隔作用,且前者略优于后者。

参考文献:

- [1] 刘见华. 舰船结构声传递的阻抑机理及应用研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2003.
LIU J H. Study on the impending mechanism and application of the warship structure-borne sound propagation [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2003.
- [2] 胡忠平, 冷骏. 方钢对舰船结构噪声的传播与阻隔机理分析[J]. 机电设备, 2008, 25(4): 44-47.
HU Z P, LENG J. Analysis of mechanism isolation vibration and transmitting of warships structure vibration wave by quadrate steel [J]. Mechanical and Electrical Equipment, 2008, 25(4): 44-47.
- [3] 石勇, 朱锡, 刘润泉. 方钢隔振结构对结构噪声隔离作用的理论分析与试验[J]. 中国造船, 2004, 45(2): 36-42.
SHI Y, ZHU X, LIU R Q. Analysis and experimental research on the role of quadrate steel beam in isolating vibration wave [J]. Shipbuilding of China, 2004, 45(2): 36-42.
- [4] 姚熊亮, 王强勇, 孙明, 等. 刚性阻振质量在舰船基座设计中的应用研究[J]. 中国舰船研究, 2010, 5(3): 8-12, 21.
YAO X L, WANG Q Y, SUN M, et al. Application research on rigid vibration isolation mass in ship pedestal design [J]. Chinese Journal of Ship Research, 2010, 5(3): 8-12, 21.
- [5] 施引, 朱石坚, 何琳. 船舶动力机械噪声及其控制[M]. 北京: 国防工业出版社, 1990.
- [6] 杨德庆, 柳拥军, 金咸定. 薄板减振降噪的拓扑优化设计方法[J]. 船舶力学, 2003, 7(5): 91-96.
YANG D Q, LIU Y J, JIN X D. Structural topology optimal design to reduce vibration and noise of thin plate [J]. Journal of Ship Mechanics, 2003, 7(5): 91-96.
- [7] KESSISOGLU N J. Active control of the plate energy transmission in a semi-infinite ribbed plate [J]. Journal of Acoustics Soc. Am, 2000, 107(1): 324-331.
- [8] NJIFULOV A S. Ship structure acoustic design [M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1998.
- [9] PANTELIDES C P, TZAN S R. Optimal design of dynamically constrained structures [J]. Computers and Structures, 1997, 62(1): 141-149.
- [10] 姚熊亮, 刘庆杰, 翁强, 等. 水下加筋圆柱壳体的振动与近场声辐射研究[J]. 中国舰船研究, 2006, 1(2): 13-19.
YAO X L, LIU Q J, WENG Q, et al. Research on the vibration and near-field acoustic radiation of underwater ribbed cylindrical shell [J]. Chinese Journal of Ship Research, 2006, 1(2): 13-19.