

内置式耐压液舱实肋板拓扑优化设计方案分析*

吴春芳^{1,2}, 张二², 张宇晨²

(1. 武汉船舶职业技术学院, 湖北 武汉 430050; 2. 海军工程大学 舰船与海洋学院, 湖北 武汉 430033)

摘要:通过对内置式耐压液舱中实肋板开孔拓扑优化设计后的强度和稳定性分析发现,对于周向范围为 162° 的内置式耐压液舱,实肋板在中内龙骨附近开孔较优。实肋板开孔后对于其本身的稳定性影响不大,但MISES应力会有所变化;实肋板开孔后,液舱结构的稳定性会稍微降低,后期在进行液舱结构设计时要考虑是否加强。

关键词:内置式耐压液舱;实肋板;拓扑优化;强度;稳定性

中图分类号: TN95 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-2486(2019)03-083-09

Analysis of topological optimum for solid floor design of inner pressure tank

WU Chunfang^{1,2}, ZHANG Er², ZHANG Yuchen²

(1. Wuhan Institute of Shipbuilding Technology, Wuhan 430050, China;

2. College of Naval Architecture and Ocean Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: By analyzing the strength and the stability after the topological optimization design of the open-hole topology of the solid floor in the inner pressure-resistant tank, it is found that the solid floor opened near the inner keel is better for the inner pressure-resistant tank with a circumferential range of 162° . It has little effect on its own stability for the opening of the solid floor, but the stress of the MIMES will change. The stability of the liquid tank structure will be slightly reduced when the hole is opened. So, the structure requires strengthening when designing the liquid tank structure in the later stage.

Keywords: inner pressure tank; solid floor; topological optimum; strength; stability

在保证强度和稳定性的前提下,对潜艇耐压液舱进行结构优化、减轻质量,是一个值得关注的问题。对于外置式耐压液舱,已有专家学者对其进行了较为全面的结构优化设计,如:孙倩等^[1-2]进行了同心圆和准同心圆式潜艇耐压液舱结构的优化设计,得到了在工程实际中准同心圆式潜艇耐压液舱结构值得推荐的结果;张乃樑等^[3-4]通过对超大潜深潜器耐压结构参数编程计算,绘制出设计可行区域图谱,优化了结构设计方法;吴剑国等^[5]对潜艇普通环肋圆柱壳结构尺寸进行优化,采用约束非线性混合离散变量优化方法,并考虑了在该结构设计中存在的不确定因素,建立了结构的模糊优化设计的数学模型;谢柞水、王志军^[6]用复形法求解后,根据材料屈服极限事实上是离散变量的实际情况,以质量最轻为目标函数作了第二阶段优化,并对壳板厚度、环向肋骨间距

这两个连续变量做了专门处理。液舱区域采用复合材料对减轻耐压液舱结构质量也有着重要影响, Messenger^[7]对复合材料薄夹层无环肋的潜器的屈曲强度进行了研究,并做了相关试验,对潜器的外壳和自治性进行了相关优化。文献[8]将板的屈服、肋骨的屈服、肋骨间距及肋骨间板的屈曲作为考虑因素,对这些离散非线性的多约束问题进行了编程,得到较好的减轻效果。洪林等^[9]运用参数化建模的方法,对深潜器的主框架进行了两个方面的优化设计研究:在初步设计方案的基础上,对方案进行渐进结构拓扑优化;对选定的方案进行参数化有限元建模,并采用3种优化算法对深潜器主框架进行优化设计。

外置式耐压液舱的结构优化已趋成熟,而内置式耐压液舱的结构优化较少,特别是结构的拓扑优化还未开展。本文针对内置式耐压液舱结

* 收稿日期:2018-03-26

基金项目:国家部委基金资助项目(1010302010202)

作者简介:吴春芳(1977—),女,湖北宜都人,副教授,博士, E-mail: qiu yuan_cat@163.com;

张二(通信作者),男,讲师,博士, E-mail: 872436810@qq.com

构,采用 ANSYS 对其典型载荷工况下结构强度特性进行数值仿真计算;利用优化软件 OPTISTRUCT 对其进行实肋板开孔拓扑优化,并通过工程化处理与方案对比获得应力水平与未开孔方案应力水平相当但结构质量有所减小、制造工艺更简单的实肋板开孔结构方案。

1 初始方案强度计算分析

1.1 计算模型

内置式环形耐压液舱根据其受力特点,分为三个区域:液舱顶部单层耐压壳、液舱底部耐压壳、非液舱区域耐压壳,如图 1(a)所示。结构的基本输入参数如图 1(b)和表 1、表 2 所示。

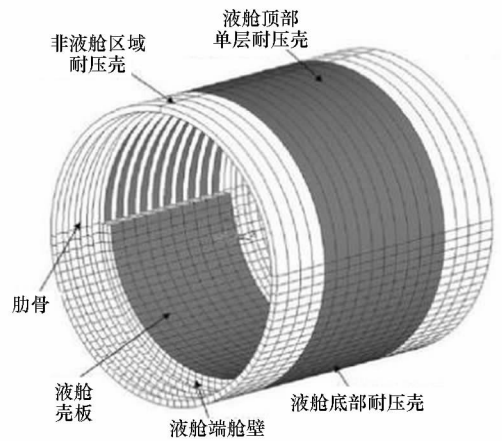
以带纵骨的内置式环形耐压液舱为例进行建模,如图 1(a)所示。表 2 为有纵骨式环形耐压液舱构件尺寸。

1.2 载荷及边界条件

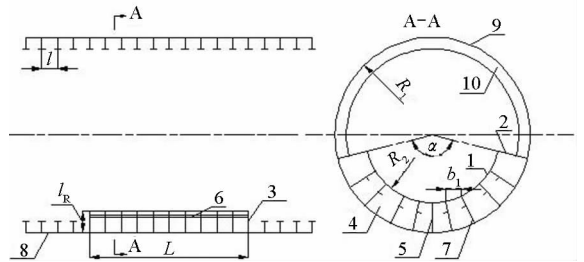
采用 ANSYS 进行建模,计算模型边界条件取为:耐压壳体一端刚性固定,另一端除轴向自由外,约束其他自由度。

根据现行规范^[10],在大潜深状态下取其承受的计算压力 $P_c = 6.75 \text{ MPa}$ 时的静水外压。按潜艇在深水中液舱壳板是否受力,选择两种载荷工况设置如下:

1) 载荷 1,即液舱内与液舱外呈不连通的状态,整个耐压壳体均承受计算压力 P_c 作用。



(a) 模型区域划分
(a) Model region partition



1—液舱壳板;2—液舱边板;3—液舱前后端壁壳板;4—实肋板;5—龙骨板;6—液舱壳板纵骨;7—端舱壁及肋板加强筋;8—非液舱区域;9—液舱区域;10—液舱区域顶部肋骨

(b) 模型尺寸图
(b) Model size chart

图 1 内置式环形耐压船体和液舱模型
Fig. 1 Model of inner pressure hull and tank

表 1 内置式环形耐压液舱结构主要参数相对量

Tab. 1 Main parameters' relative amounts of the inner annular pressure tank structure

| | 耐压圆柱壳半径 R_1/t_1 | 环形耐压液舱内径 R_2/t_1 | 舷间距 $l_R = (R_1 - R_2)/t_1$ | 环形耐压液舱长度 L/t_1 | 肋骨、肋板间距 l/t_1 | 纵骨间距 b_1/t_1 | 液舱周向范 $\alpha/(^\circ)$ |
|---------|----------------------|-----------------------|--------------------------------|---------------------|--------------------|-------------------|-------------------------|
| 基本参数相对值 | 188.3 | 155 | 33.3 | 325 | 21.7 | 11.67 | 28.8 |

注: t_1 为液舱壳板厚度。

表 2 内置式环形耐压液舱构件尺寸相对量

Tab. 2 Relative size of inner annular pressure tank with longitudinal stiffener

| 液舱部分 | t_1/t_1 | t_2/t_1 | t_3/t_1 | t_4/t_1 | t_5/t_1 | t_6/t_1 | t_7/t_1 |
|-------|-----------|-----------|--|--|-----------|-------------|-------------|
| | 1 | 1 | 1.3 | 0.67 | 0.67 | 20a 球扁钢等效角钢 | 24a 球扁钢等效角钢 |
| 耐压壳部分 | t_8/t_1 | t_9/t_1 | t_{10}/t_1 | 液舱以外区域肋骨/ t_1 | | | |
| | 1.5 | 1.5 | $\perp \frac{1.5 \times 15}{1.67 \times 4.33}$ | $\perp \frac{1.33 \times 13.3}{1.5 \times 4.33}$ | | | |

注: $t_i (i = 1, 2, 3, \dots, 10)$ 为图 1(b)中 i 所示部件对应的厚度或尺寸。

2) 载荷 2, 假定耐压壳板破损, 液舱进水, 相当于液舱内与液舱外相连通的状态, 整个液舱壳板和液舱区域以外的耐压壳板直接受到水压力的作用, 均承受计算压力 P_c 时的静水压。

图 2 为载荷施加剖面示意图。

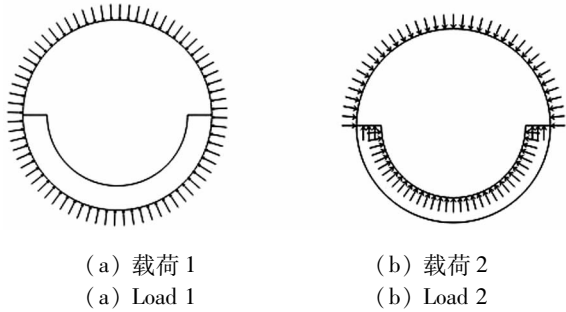


图 2 载荷施加图

Fig. 2 Load application diagram

1.3 弧形肋骨端部有限元模型

内置液舱为 10 档肋距长度, 耐压船体分别沿内置液舱向 Z 轴正方向(艏端)延伸 4 档肋距, 向 Z 轴负方向(艉端)延伸 4 档肋距。模型整体结构示意图如图 3 所示。

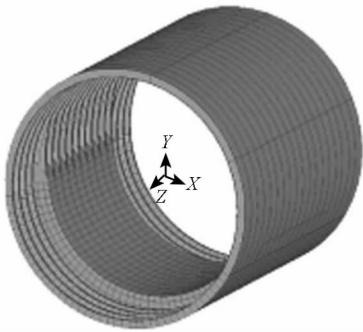


图 3 内置式耐压液舱整体结构示意图

Fig. 3 Inner pressure tank's overall structure diagram

模型选用的结构材料弹性模量为 196 GPa, 泊松比为 0.3。

在舱段外表面、液舱内壳、液舱封头以及液舱顶板上施加 6.75 MPa 的压力; 并将端面水压转化为节点力, 沿轴向施加在舱段右端。

1.4 初始模型计算结果分析

根据以上的计算模型及现行规范, 利用 ANSYS 进行初始模型结构强度计算, 分别计算两种载荷工况下内置式耐压液舱结构的强度, 将液舱壳板、纵骨、液舱区域耐压船体壳板(即实肋板根部壳板处内表面、相邻实肋板跨中纵骨根部壳板内表面、板格中心外表面、实肋板根部纵骨自由翼板、纵骨跨端腹板、实肋板根部壳板外表面、相邻实肋板跨中壳板内表面、肋骨)强度的特征应力汇总对比, 具体结果如表 3 所示。

结果表明, 载荷 2 工况与载荷 1 工况相比, 除了液舱区域耐压船体壳板相邻实肋板跨中壳板内表面纵向应力下降了 2.6% 之外, 其余特征应力均出现了不同程度的上升, 特别是实肋板根部纵骨自由翼板上的 MISES 应力, 载荷 2 工况时比载荷 1 工况上升了 176.2%, 说明在载荷 2 状态下, 实肋板根部处纵骨在这种工况下所起的作用明显增加。

2 实肋板开孔拓扑优化设计

根据以上对初始模型的分析, 利用优化软件 HYPERWORKS/OPTISTRUCT 对初始方案实肋板在载荷 2 和载荷 1 两种工况下进行拓扑优化设计, 拟得到使内置式耐压液舱结构典型应力保持与实肋板不开孔初始方案相当但结构质量有所减小的实肋板开孔结构方案。

表 3 两种工况下内置式耐压液舱初始方案计算结果对比

Tab. 3 Comparing the calculation results of the initial scheme of inner pressure-resistant tanks under two conditions

| 载荷类型 | 实肋板根部壳板处内表面纵向应力 | 相邻实肋板跨中纵骨根部壳板内表面周向应力 | 板格中心外表面周向应力 | 实肋板根部纵骨自由翼板 MISES 应力 | 结构质量 |
|---------|-----------------|----------------------|------------------|----------------------|---------|
| 载荷 1 工况 | -214.2 MPa | -727.5 MPa | -516 MPa | 376.9 MPa | 222.3 t |
| 载荷 2 工况 | -249.8 MPa | -952.8 MPa | -747.8 MPa | 1041 MPa | 222.3 t |
| 应力变化率 | 16.6% | 31.0% | 44.9% | 176.2% | |
| 载荷类型 | 纵骨跨端腹板剪应力 | 实肋板根部壳板外表面纵向应力 | 相邻实肋板跨中壳板内表面纵向应力 | 肋骨 MISES 应力 | |
| 载荷 1 工况 | -42.4 MPa | -785.1 MPa | -1133 MPa | -844.6 MPa | |
| 载荷 2 工况 | -62.2 MPa | -866 MPa | -1104 MPa | -854 MPa | |
| 应力变化率 | 46.7% | 10.3% | -2.6% | 1.1% | |

2.1 基于 OPTISTRUC 的实肋板开孔拓扑优化数学模型

根据内置式耐压液舱实肋板结构特点,考虑实肋板结构的一致性和受力情况的相似性(除开两端实肋板),拓扑优化设计以沿 Z 轴正方向第三块实肋板结构为优化对象。优化计算中,设计空间为第三块实肋板上大小相同的两小块区域,该区域与实肋板边缘间距约为 160 mm,正中间距约 1150 mm,每一小块设计区弧长约为 5563 mm,如图 4 所示(黑色区域)。设计变量为实肋板设计空间内单元密度(单元密度介于 0~1)。优化过程中,主要关注第三块实肋板上最大 MISES 应力 a 、与该实肋板相邻的两实肋板间的液舱壳体最大 MISES 应力 b 、耐压船体壳体最大 MISES 应力 c 。在 OPTISTRUC 软件中,初始方案模型分别在载荷 1 和载荷 2 工况下,关注区域的应力如表 4 所示。

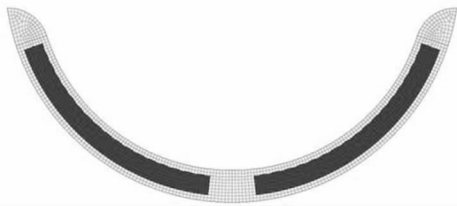


图 4 实肋板开孔拓扑优化设计变量空间(黑色区域)

Fig. 4 Solid floors aperture's topology optimization variable space (black region)

根据以上实肋板附近区域的最大 MISES 应力值,以第三块实肋板最大 MESES 应力最小值为目标函数,设定 1.2 节所述的约束条件,建立拓扑优化数学模型。

表 4 OPTISTRUC 中关注区域应力计算结果

Tab. 4 Stress calculation results of attention area in OPTISTRUC MPa

| 载荷类型 | a | b | c |
|---------|-----|--------|-------|
| 载荷 2 工况 | 580 | 645.5 | 758.3 |
| 载荷 1 工况 | 578 | 551.17 | 822.6 |

根据以上内容建立拓扑优化数学模型,如表 5 所示。

实肋板设计空间单元密度示意图如图 5 所示(白色区域单元密度为 1,即未开孔区域;黑色区域单元密度为 0,即开孔区域)。

根据各计算方案的关注区域典型应力分布进行拓扑优化数学建模,得到如表 6 所示的具体应力结果。

根据表 6 结果,方案 2 的实肋板上 MISES 应力增大 87%,没有达到拓扑优化目的,不予考虑;另外三种方案,虽然各计算方案的关注区域典型应力均超过初始方案,但其开孔形式基本一致,即均在实肋板底部靠近中内龙骨处开孔。该结果可为后续的实肋板开孔工程化处理提供依据。

表 5 内置式耐压液舱实肋板开孔拓扑优化数学模型

Tab. 5 Mathematical model of solid floor opening in inner pressure tank

| 计算方案 | 设计变量 | 约束条件 | 目标函数 |
|------|--------------|---|----------------------|
| 方案 1 | | 液舱壳体 MISES 应力不大于 750 MPa(载荷 2 工况)、552 MPa(载荷 1 工况) 船体壳体 MISES 应力不大于 760 MPa(载荷 2 工况)、823 MPa(载荷 1 工况) 设计区域体积分数不大于 0.6 | |
| 方案 2 | 实肋板设计空间内单元密度 | 液舱壳体 MISES 应力不大于 700 MPa(载荷 2 工况)、552 MPa(载荷 1 工况) 船体壳体 MISES 应力不大于 870 MPa(载荷 2 工况)、823 MPa(载荷 1 工况) 设计区域体积分数不大于 0.6 | 第三块实肋板最大 MISES 应力最小化 |
| 方案 3 | | 液舱壳体 MISES 应力不大于 700 MPa(载荷 2 工况)、630 MPa(载荷 1 工况) 船体壳体 MISES 应力不大于 760 MPa(载荷 2 工况)、823 MPa(载荷 1 工况) 设计区域体积分数不大于 0.6 | |
| 方案 4 | | 液舱壳体 MISES 应力不大于 700 MPa(载荷 2 工况)、552 MPa(载荷 1 工况) 船体壳体 MISES 应力不大于 760 MPa(载荷 2 工况)、950 MPa(载荷 1 工况) 设计区域体积分数不大于 0.6 | |

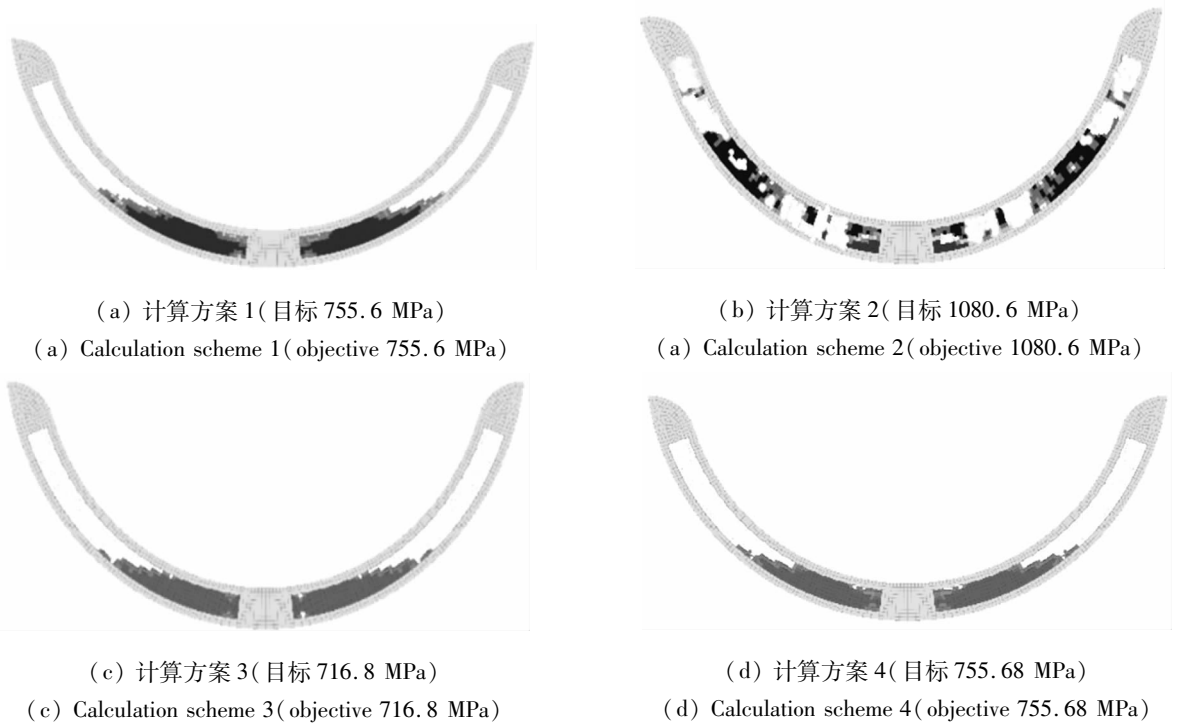


图5 实肋板设计空间单元密度示意图

Fig.5 Solid floor design space unit density diagram

表6 实肋板拓扑优化计算结果对比

Tab.6 Solid floors topology optimization calculation comparison results

| 方案 | MPa | | | | | |
|------|--------|-------|-------|--------|--------|-------|
| | 载荷2 工况 | | | 载荷1 工况 | | |
| | a | b | c | a | b | c |
| 初始方案 | 580 | 645.5 | 758.3 | 578 | 551.17 | 822.6 |
| 方案1 | 752.5 | 673 | 760 | 755.64 | 552 | 806 |
| 方案2 | 1005.8 | 664 | 843 | 1080.6 | 541 | 771 |
| 方案3 | 716.78 | 675 | 760 | 716.83 | 555 | 807 |
| 方案4 | 752.53 | 673 | 760 | 755.68 | 552 | 806 |

2.2 不同液舱方案实肋板拓扑优化设计结果分析

考虑在耐压船体周向延展液舱范围,在保持其他参数不变的情况下,液舱范围由初始方案的周向162°分别延展为270°和360°,建立方案5、方案6,分析周向延展液舱范围后关注区域的应力,如表7所示。

根据以上实肋板附近区域的最大MISES应力值,以第三块实肋板最大MESES应力最小值为目标函数,设定约束条件,建立拓扑优化数学模型。选取设计空间单元密度变量保留0~1、0.3~1、0.6~1三种情况,分析周向延展液舱范围后实肋板设计空间单元密度的变化情况,如表8所示。

根据表8所示的保留不同设计变量后单元密度示意结果可知,随着液舱范围的增大,实肋板拓扑优化保留区域逐渐减少,即开孔区域会逐渐增加且上移,所以对于液舱周向范围增大时,可以增加开孔面积,开孔的范围也可以增大。

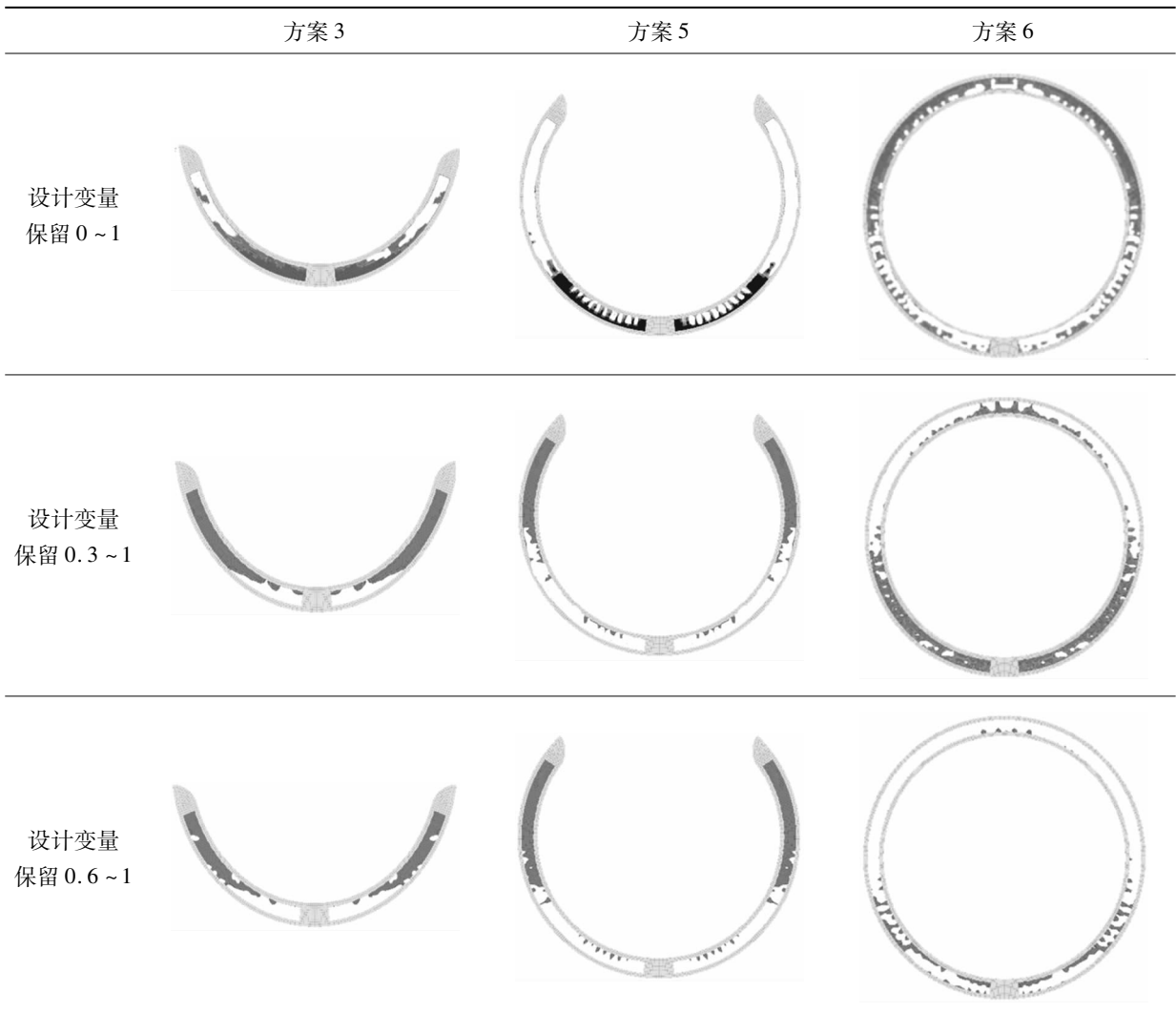
2.3 不同耐压液舱板厚方案实肋板拓扑优化设计结果分析

考虑结构尺寸会对船体强度和稳定性产生影响,这里采取模型结构不变,以方案3、方案5和方案6为基础,改变内置式耐压液舱板厚,增加方案7、方案8和方案9(如表9所示),以分析实肋板拓扑优化设计结果的影响。方案7、方案8和方案9改变了模型板厚的各参数:耐压船体壳体

表 7 周向延展液舱范围后关注区域在 OPTISTRUC 中应力计算结果(方案 5~6)
 Tab.7 Stress calculation results of the area of interest after extending the circumferential tank
 area in the OPTISTRUC(case 5~6)

| 方案 | MPa | | | | | |
|------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | 载荷 1 工况 | | | 载荷 2 工况 | | |
| | <i>a</i> | <i>b</i> | <i>c</i> | <i>a</i> | <i>b</i> | <i>c</i> |
| 方案 5 | 581.34 | 482.56 | 830.44 | 588.25 | 620.09 | 770.33 |
| 方案 6 | 421.71 | 473.54 | 822.43 | 486.17 | 597.78 | 668.66 |

表 8 保留不同设计变量后单元密度示意图
 Tab.8 Schematic diagram of cell density after reserving different design variables



厚度比为 1.5、液舱壳板厚度比为 1、实肋板板厚比为 1.33、中内龙骨板厚 0.67 mm、肋骨腹板厚度比为 1.5、肋骨面板厚度比为 1、实肋板环筋板厚比为 1、实肋板径向加强筋板厚比为 1、液舱壳板纵骨板厚比为 1。

相对于方案 3、5、6 来说,方案 7、8、9 的拓扑优化设计空间变量不变,仅改变方案尺寸,按关注区域的应力建立实肋板开孔拓扑优化数学模型。分析得到,随着液舱范围的增大,开孔区域会逐渐

增加且上移的规律基本不受模型尺寸改变的影响。因此可知,对于优化设计中,改变模型的结构尺寸可以不用考虑。

2.4 小结

通过分析可知,在对初始方案中的内置式耐压液舱实肋板开孔进行拓扑优化设计后,得到了在实肋板底部靠近中内龙骨处开孔的优化结果;随着液舱周向范围的增加,开孔区域逐渐增加且上移;开孔区域的变化规律基本不受模型尺寸改变影响。

表9 周向延展液舱范围后关注区域在 OPTISTRUC T 中应力计算结果(方案7~9)
Tab.9 Stress calculation results of the area of interest after extending the circumferential tank
area in the OPTISTRUC T(case7~9)

| 方案 | 载荷1 工况 | | | 载荷2 工况 | | | MPa |
|-----|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-----|
| | a | b | c | a | b | c | |
| 方案7 | 401.92 | 432.63 | 585.53 | 410.65 | 379.88 | 699.8 | |
| 方案8 | 401.62 | 405.38 | 589.24 | 412.52 | 336.09 | 705.98 | |
| 方案9 | 342.64 | 382.78 | 529.65 | 321.87 | 318.8 | 694.36 | |

3 优化结果工程化处理与方案对比

3.1 优化结果工程化处理方案

在前面的拓扑优化分析中,仅对沿 Z 轴正方向第三块实肋板进行分析,而要将优化结构推广至所有实肋板结构(除两端实肋板),需要对前面的方案进行进一步的验证,将其计算结果与初始方案进行比较。

在初始方案的基础上,选取方案2和方案3来开展验证工作。在方案2中,取消实肋板环筋,开4个相对尺寸为 13.33×34 的长圆孔,8个相对直径为13.33的圆孔和8个相对直径为5的圆孔,所有长圆孔和相对直径为13.33的圆孔加相对尺寸为 0.33×3.33 的围栏,得到方案2-1;方案3中,取消实肋板环筋,开4个相对尺寸为 13.33×34 的长圆孔,10个相对直径为13.33的圆孔,所有长圆孔和相对直径为13.33的圆孔加相对尺寸为 0.33×3.33 的围栏,得到方案3-1。各方案实肋板开孔示意如图6所示。

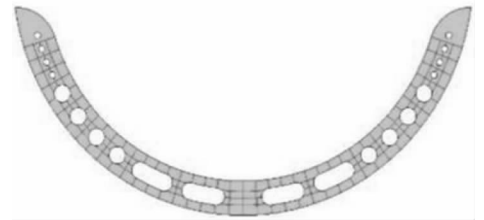
3.2 结构强度方案对比

根据初始方案中载荷2和载荷1两种工况下内置式耐压液舱初始方案计算结果对比可知,载荷2工况比载荷1工况危险,故几种方案的结构强度只对比载荷2工况下的情况,载荷2工况下实肋板开孔形式优化结果对比如表10所示。

在载荷2工况下,相比初始方案,内置式耐压液舱实肋板优化后关注区域的应力水平基本保持不变,应力变化最大的是实肋板 MISES 应力,分别增大了7.51%和7.24%,结构质量均降低了3%左右。

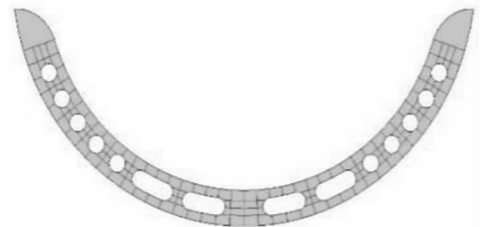
3.3 结构稳定性方案对比

通过对三种方案的稳定性进行分析,得到如表11所示三种方案在载荷2和载荷1工况下的稳定性计算结果。



(a) 方案2-1

(a) Plan 2-1



(b) 方案3-1

(b) Plan 3-1

图6 实肋板开孔形式优化方案示意图

Fig.6 Schematic of solid floor opening form optimization

从表11分析可知,在载荷2工况和载荷1工况下,三种方案在前10阶对应阶数的失稳特征值相差不大,说明在实肋板上开孔的优化方案对内置式耐压液舱稳定性影响不大。

将液舱结构从整体模型中取出,单独考虑其稳定性。载荷2工况下,舱段外表面四边简支,并在液舱内壳、液舱封头以及液舱顶板上施加6.75 MPa的压力,载荷1工况下,舱段外表面四边简支,并在舱段外表面施加6.75 MPa的压力,得到如表12所示的两种工况下单独液舱模型稳定性特征值。

分析表明,实肋板开孔会稍微减弱结构的稳定性:在载荷1工况下,方案3-1相对于方案1稳定性降低了4.8%;在载荷2工况下,方案3-1相对于方案1稳定性降低了7.7%。

表 10 载荷 2 工况下实肋板开孔形式优化结果对比
Tab. 10 Comparison of optimization results of open slot under load 2

| 特征量 | 方案 1 | 方案 2-1 | | 方案 3-1 | | |
|----------------|----------------------|----------|---------|----------|---------|----------|
| | 特征量取值 | 特征量取值 | 特征量变化率 | 特征量取值 | 特征量变化率 | |
| 结构质量 | 222.3 t | 215.65 t | -2.99% | 215.5 t | -3.06% | |
| 液舱壳板和纵骨特征应力 | 实肋板根部壳体处内表面纵向应力 | -249.84 | -240.72 | -3.65% | -240.84 | -3.60% |
| | 相邻实肋板跨中纵骨根部壳体内表面周向应力 | -952.84 | -1015 | 6.52% | -1012 | 6.21% |
| | 板格中心外表面周向应力 | -747.75 | -787.06 | 5.26% | -785.72 | 5.08% |
| | 实肋板根部纵骨自由翼板 MISES 应力 | 1041 | 1031 | -0.96% | 1032 | -0.86% |
| | 纵骨跨端腹板剪应力 | -62.19 | -65.37 | 5.11% | -65.22 | 4.87% |
| 液舱区域耐压船体壳体特征应力 | 实肋板根部壳体外表面纵向应力 | -866 | -859.6 | -0.74% | -858.75 | -0.84% |
| | 相邻实肋板跨中壳体处内表面纵向应力 | -1104 | -1098 | -0.54% | -1098 | -0.54% |
| 肋骨、实肋板特征应力 | 肋骨 MISES 应力 | -853.96 | -865.96 | 1.41% | -867.11 | 1.54% |
| | 实肋板 MISES 应力 | 801.19 | 861.39 | 7.51% | 859.19 | 7.24% |
| | 实肋板周向应力 | -833.06 | -893.8 | 7.29% | -891.48 | 7.01% |
| | 实肋板剪应力 | 186.74 | -270.93 | -245.08% | -275.95 | -247.77% |

注:表中应力的单位为 MPa。

表 11 载荷 2 工况下内置式耐压液舱失稳特征值
Tab. 11 Inner pressure tank instability characteristics under load 2

| 阶数 | 载荷 1 工况 | | | 载荷 2 工况 | | | MPa |
|----|---------|--------|--------|---------|--------|--------|-----|
| | 方案 1 | 方案 2-1 | 方案 3-1 | 方案 1 | 方案 2-1 | 方案 3-1 | |
| 1 | 9.93 | 9.94 | 9.93 | 9.85 | 9.82 | 9.82 | |
| 3 | 10.01 | 10.03 | 10.03 | 9.98 | 9.98 | 9.98 | |
| 5 | 10.03 | 10.05 | 10.05 | 10 | 10 | 10 | |
| 10 | 10.21 | 10.22 | 10.22 | 10.19 | 10.18 | 10.18 | |

表 12 两种工况下单独液舱模型稳定性特征值
Tab. 12 Eigenvalue of stability of individual tank model under two conditions

| 方案 | MPa | |
|--------|---------|---------|
| | 载荷 1 工况 | 载荷 2 工况 |
| 方案 1 | 24.6 | 20.97 |
| 方案 2-1 | 23.82 | 19.79 |
| 方案 3-1 | 23.41 | 19.35 |

3.4 小结

基于拓扑优化结果,对内置式耐压液舱实肋

板进行工程化处理,得到优化方案,并利用 ANSYS 进行了结构强度和稳定性计算。优化方案与初始方案相比,除实肋板上 MISES 应力有所增大外,其他主要关注区域应力水平基本保持不变。实肋板开孔对结构的稳定性基本没有影响,且结构质量减轻了约 6.6 t。单独考虑液舱的稳定性时,该结构耐压船体壳体容易失稳,液舱内壳、液舱封头以及液舱顶板的稳定性相对较好,开孔使结构稳定性降低了约 7%。

因此,在工程实际中,随着液舱周向范围的增大,开孔将呈位置上移、开孔孔径变小的趋势。

4 结论

通过对内置式耐压液舱实肋板开孔拓扑优化设计开展的深入研究,在经过了初始方案实肋板拓扑优化设计、优化结果工程化处理以及优化方案的验证分析后,最终确定了两种实肋板开孔结构设计方案,得到如下结论:

1)对于周向范围为 162° 的内置式耐压液舱,实肋板在中内龙骨附近开孔较优。随着液舱周向范围的增加,开孔区域应逐渐增加且上移;其基本不受模型尺寸改变影响。

2)实肋板下部开长圆孔、中上部开圆孔,辅佐开孔扁钢围栏加强后,开孔对液舱壳板和纵骨强度、液舱区域耐压船体壳板强度、肋骨强度和结构稳定性均无显著影响,但会有所增大实肋板应力。载荷2工况下方案2-1实肋板上MISES应力增大了7.51%,方案3-1实肋板上MISES应力增大了7.24%。方案2-1结构质量减少了2.99%,方案3-1减少了3.06%,约为6.6 t。

3)对于液舱结构,在两种工况下,均为耐压船体壳板容易失稳,液舱内壳、液舱封头以及液舱顶板的稳定性相对较好。实肋板开孔会稍微减弱结构的稳定性,在载荷1工况下,稳定性降低了4.8%;在载荷2工况下,稳定性降低了7.7%。

参考文献 (References)

- [1] 孙倩,郑超瑜,蔡振雄.基于MATLAB的潜艇耐压液舱结构优化设计[J].造船技术,2006:9-12.
SUN Qian, ZHENG Chaoyu, CAI Zhenxiang. The optimum design to pressure tank structure of submarine based on MATLAB[J]. Marine Technology, 2006: 9-12. (in Chinese)
- [2] 孙倩,谢祚水.潜艇外部耐压液舱结构优化设计[J].船舶工程,2000:21-24,31.
SUN Qian, XIE Zuoshui. On optimum design for outboard

- pressure tank structure of submarine [J]. Ship Engineering, 2000; 21-24, 31. (in Chinese)
- [3] 张乃樑.超大潜深潜器结构重量控制措施分析[J].舰船科学技术,2008,30(4):33-36.
ZHANG Nailiang. The analyse on the structure weight control technique of deeper submersibles pressure columnar hull[J]. Ship Science and Technology, 2008, 30(4): 33-36. (in Chinese)
- [4] 张乃樑,马建军,伍莉.超大潜深潜器耐压结构参数设计可行区域研究[J].舰船科学技术,2011,33(8):16-19.
ZHANG Nailiang, MA Jianjun, WU Li. Research on the structure parameter feasible design region of deeper diving depth submarine pressure cylindrical shell[J]. Ship Science and Technology, 2011, 33(8): 16-19. (in Chinese)
- [5] 吴剑国,谢祚水,王志军.潜艇环肋圆柱壳结构的模糊优化[J].华东船舶工业学院学报,1996,10(2):9-12.
WU Jianguo, XIE Zuoshui, WANG Zhijun. Fuzzy optimization of circular ribbed cylindrical shell structure of submarine[J]. Journal of East China Shipbuilding Institute, 1996, 10(2): 9-12. (in Chinese)
- [6] 谢祚水,王志军.潜艇耐压圆柱壳结构的优化设计[J].中国造船,1993(3):79-86.
XIE Zuoshui, WANG Zhijun. Optimal design of pressure cylindrical shell structure for submarine[J]. Ship Building of China, 1993(3): 79-86. (in Chinese)
- [7] Messenger T. Optimal laminations of thin underwater composite cylindrical vessels[J]. Composite Structures, 2002, 58(4): 529-537.
- [8] Liang C C, Hsu C Y. Minimum weight design of submersible pressure hull under hydrostatic pressure [J]. Computers & Structures, 1997, 63(2): 187-201.
- [9] 洪林,刘涛,崔维成,等.基于参数化有限元的深潜器主框架优化设计[J].船舶力学,2004,8(2):71-78.
HONG Lin, LIU Tao, CUI Weicheng, et al. Variable-drive finite element method based optimal design for the main fram of deep manned submersible[J]. Journal of Ship Mechanics, 2004, 8(2): 71-78. (in Chinese)
- [10] 徐秉汉,朱邦俊,欧阳吕伟,等.现代潜艇结构强度的理论与试验[M].北京:国防工业出版社出版,2007.
XU Binghan, ZHU Bangjun, OUYANG Lüwei, et al. Theory and experiments on modern submarine structure strength[D]. Beijing: National Defense Industry Press, 2007. (in Chinese)