

内置环形耐压液舱周向连接形式应力分析*

吴春芳^{1,2}, 吴梵¹, 卢清亮¹, 刘令¹

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

摘要:针对内置式耐压液舱结构的应力变化规律,对比分析了不同载荷工况下,两种不同液舱顶板结构形式及变截面肋骨对液舱壳板的变形和应力的影响。结果表明:对于不同的液舱顶板形式,变截面肋骨角度 β 存在最优值;在液舱周向范围一定的情况下,肋骨肋板间的连接形式对液舱顶板纵向应力影响显著,而 β 主要影响液舱顶板的周向应力。

关键词:内置式;耐压液舱;周向连接形式;应力分析

中图分类号:TN95 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-2486(2018)02-143-07

Stress analysis of circumferential connection in circular inner pressure tank

WU Chunfang^{1,2}, WU Fan¹, LU Qingliang¹, LIU Ling¹

(1. Department of Naval Architecture Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;

2. Wuhan Institute of Shipbuilding Technology, Wuhan 430050, China)

Abstract: For inner pressure tank, with the comparison of stress variation of pressure tank frames at two different forms of connection, the influence of different loading conditions on deformation and stress characteristics of the tank shell plate was analyzed. The results show that for different connection forms, the best angle β between the section changing location and the tank top plate exists with each form. In the circumferential range, different schemes mainly affect the tank top plate longitudinal stress and the circumferential stress of the frame and rib is affected by the β values.

Key words: inner; pressure tank; circumferential connection; stress analysis

由于我国长期采用双壳体潜艇,外置式耐压液舱已有专家学者对其进行了系统分析,研究已较成熟,得到的成果较多;而对单壳体潜艇的内置式耐压液舱结构形式和力学特性的研究还不够深入。在潜艇耐压壳体结构设计中,何福志等^[1]应用有限元方法对纵骨式耐压液舱结构进行系列计算,通过多参数多工况方案对比分析,详细讨论了耐压壳板半径、液舱壳板半径、相邻实肋板间距、相邻纵骨间距等参数对液舱壳板和耐压船体壳板结构强度和稳定性的影响,研究结果可供潜器耐压液舱结构设计参考。谢祚水等从传统的实肋板式耐压液舱区耐压船体壳板的应力分析开始,首先提出了带纵骨加强的实肋板同心双层圆柱壳耐压液舱形式^[2],这种形式对传统的实肋板式耐压液舱区耐压船体壳板轴向应力大、沿圆周方向应力非轴对称性明显等问题进行了改善。而对总体采用同心双圆柱壳式耐压液舱的结构,又提出另

一种改良方案——准同心圆式耐压液舱结构,并给出了这种结构的两种优化设计方法^[3-4],即基于近似解析法和基于有限元的应力分析法。孙倩等^[5]针对目前潜艇耐压液舱结构应力解析公式精度不高的情况,根据其受力特点建立了同心圆和准同心圆式耐压液舱结构有限元分析的力学模型,通过实例计算证明了自编有限元程序可靠性很高,得出可单独作为一个模块取代传统的近似解析法进行应力分析及后续的优化设计的结论。

吴梵等^[6]针对内置式耐压液舱在两种不同载荷作用下的应力状况作了分析,得出液舱内外相通时的工况更危险,耐压壳应力水平更高的结论。茅云生等^[7]参照苏联的耐压液舱强度和稳定性的计算方法,设计了单壳体潜艇的内置式调整水舱的新结构形式,确定出主要参数,并在耐压液舱承受与舷外水相等的压力时,对内置式调整水舱区域的耐压船体、耐压液舱壳板、实肋板等

* 收稿日期:2017-03-16

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,博士研究生,E-mail:qiuyuan_cat@163.com

结构进行了有限元计算。

分析表明,外置式耐压液舱结构设计方面的研究已趋成熟,而在内置式耐压液舱结构形式研究方面,目前仅对液舱内外的连接工况下液舱的壳板、实肋板等结构进行了分析,要进一步了解内置式耐压液舱结构的力学规律,需要开展更深入的研究。在进行内置式耐压液舱结构研究时发现,在液舱范围内的单双壳体连接处,存在着较大的应力集中,为寻找出其变化规律及合适的结构形式,有必要对内置式耐压液舱周向范围肋骨、肋板结构变化的力学规律进行分析,研究在肋骨、肋板连接角度发生变化时的耐压液舱应力变化情况,为内置式耐压液舱结构设计提供依据。

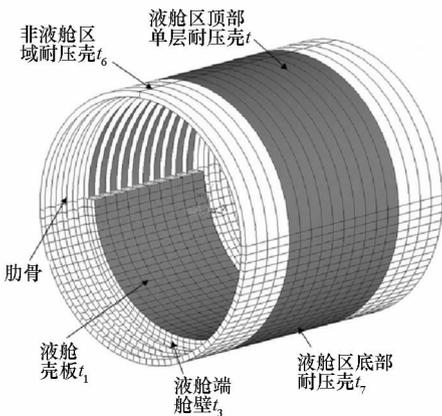
1 计算模型

1.1 原始模型

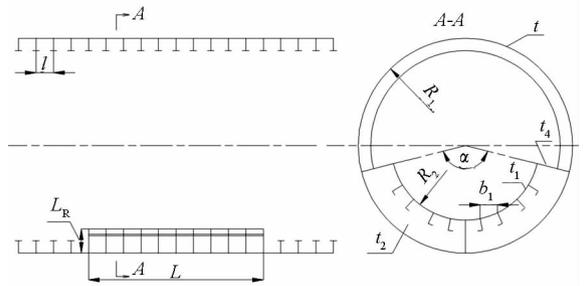
内置式环形耐压液舱根据其受力特点,分为三个区域:液舱区顶部单层耐压壳、液舱区底部耐压壳、非液舱区域耐压壳,如图 1(a)所示。结构的基本输入参数(实际值/液舱壳板厚度)如图 1(b)所示。

- 液舱壳板厚度相对量 $t_1 = 1$;
- 耐压圆柱壳半径 R_1 相对量: $R_1/t_1 = 188.3$;
- 环形耐压液舱内径 R_2 相对量: $R_2/t_1 = 155$;
- 舷间距 $L_R = (R_1 - R_2)$ 相对量: $(R_1 - R_2)/t_1 = 33.3$;
- 环形耐压液舱长度 L 相对量: $L/t_1 = 325$;
- 肋骨、肋板间距 l 相对量: $l/t_1 = 21.7$;
- 纵骨间距 b_1 相对量: $S = b_1/t_1 = 11.67$;
- α 为液舱周向范围大小。

以纵骨式环形耐压液舱为例进行建模,如图 1(b)所示,构件尺寸为:实肋板厚 t_2 的厚度比 $t_2/t_1 = 0.67$,液舱前后端舱壁 t_3 的厚度比 $t_3/t_1 =$



(a) 模型图
(a) Model diagram



(b) 尺寸图
(b) Dimension figure

图 1 耐压船体和液舱模型

Fig. 1 Model of pressure hull and tank

1.3,液舱顶板 t_4 的厚度比为 $t_4/t_1 = 1$,龙骨板 t_5 的厚度比为 $t_5/t_1 = 0.67$,液舱壳板纵骨选用 20a 球扁钢,端舱壁加强筋和肋板加强筋选用 24a 球扁钢;在耐压壳部分,非液舱区域壳板 t_6 、液舱区域顶部壳板厚度 t 和底部厚度 t_7 的相对量均为 1.5,液舱区域顶部肋骨尺寸与液舱壳板厚度 t_1 的相对量为 $\perp \frac{1.5 \times 15}{1.67 \times 4.33}$,舱以外区域肋骨尺寸与液舱壳板厚度 t_1 的相对量为 $\perp \frac{1.33 \times 13.3}{1.5 \times 4.33}$ 。

采用 ansys 进行建模,计算模型中,壳板和肋骨腹板均采用 shell63 单元建模,肋骨面板、液舱壳板纵骨、肋板及端舱壁加强筋均采用 beam188 单元建模。

参照模型边界条件取为: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^[8],取其承受的计算压力 $P_c = 6.75$ MPa 静水外压。按潜艇在深水中液舱壳板是否受力,设置两种载荷工况。

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静水外压作用,而液舱壳板没有受到静水压力的直接作用,仅承受由肋板传递过来的载荷。

2) 载荷 2,假定液舱内与液舱外呈相连通的状态,整个液舱壳板(包括液舱壳、顶部耐压壳、液舱顶板和端舱壁)和液舱区域以外的耐压壳板直接受到水压力的作用,均承受计算压力静水压,而底部耐压壳板区域因内外均为等压力,则可认为其压力为零。

图 2 为两种工况下的载荷施加剖面示意图。

表 1 为两种不同的工况下,原始方案中液舱周向连接处典型部位的应力值,在如图 3 所示的液舱周向连接处的应力图中可以看出该位置的应力集中现象。

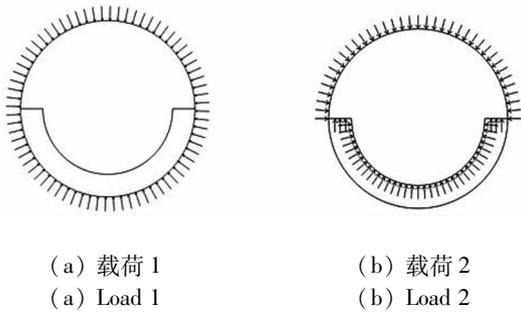


图2 不同工况下的载荷施加图

Fig.2 Loads under different conditions

表1 原始方案典型部位应力值

Tab.1 Stress of original plan at typical position MPa

工况	应力面	周向角度值(半圆)					
		110°	115°	125°	130°	135°	140°
载荷1 周向应力	顶部肋骨端部外表面	-1009	-1063	-1088	-1097	-1132	-1138
	底部实肋板端部外表面	-1217	-1229	-1237	-1143	-1271	-1270
	顶、底部耐压壳连接处上表面	-560	-562	-565	-590	-575	-580
载荷2 纵向应力	肋板端部液舱顶板内表面	-1147	-1203	-1278	-1388	-1313	-1195
	肋板端部液舱顶板外表面	1015	1012	1126	1170	1154	1051
	顶部肋骨端部外表面	-1117	-1159	-1336	-1361	-1214	-1053
载荷2 周向应力	底部实肋板端部外表面	-1259	-1260	-1437	-1421	-1714	-1267

从表1和图3可以看出,两种载荷状态下,在肋骨端部和液舱顶板处存在明显的应力集中。在载荷1工况下,由于顶、底部肋骨肋板连接处结构突变,外载荷作用时,该部位变形不光顺、应力分布不均匀从而产生应力集中现象;在载荷2工况下,承受静水压力的结构其横截面不再是一个完整的圆形,而是两个不同半径的圆柱壳相连接,连接部位即为液舱顶板,在复杂载荷作用下,该处变形不光顺、应力分布不均匀,因而会产生较大的集中应力。为改善液舱区域耐压壳体肋骨端部应力集中问题和载荷2工况下液舱顶板纵向应力较大的问题,有必要对液舱顶板与耐压壳体周向连接

形式进行研究。常用的改善应力集中的方法有增加肋板腹板厚度、将有应力集中的部位进行光顺连接、消除应力集中部位可能出现的折角等方法。

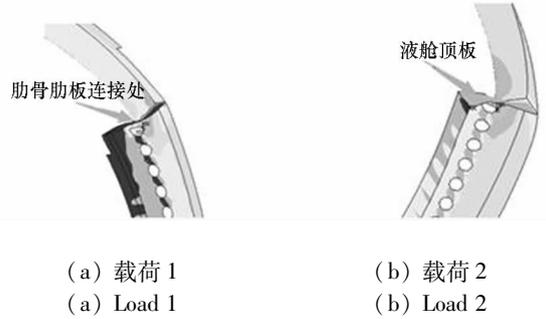


图3 耐压液舱肋骨肋板连接处应力图

Fig.3 Stress of pressure tank on joint between frame and solid ribbed plate

1.2 改进模型

液舱壳板与耐压壳板连接区域的主要结构有液舱顶部肋骨、液舱顶板和实肋板,因此能够改进的对象有两个:一是改进液舱顶部肋骨端部的结构;二是改进液舱顶板和实肋板端部的结构。在改变相对于水平液舱顶板的增量 θ 角和平板式液舱顶板与顶部肋骨腹板升高起点间的夹角 β 时,可相应提出两种改进方案:

方案一:为了改进肋骨端部应力集中问题,将液舱顶部肋骨改成变截面肋骨,即在肋骨端部某一角度范围内,将肋骨腹板高度均匀增大到实肋板的高度,如图4(a)所示。

方案二:为了减小载荷2下液舱顶板的应力集中问题,在方案一的基础上,可将液舱顶板由平板改成圆弧过渡,圆弧半径为舷间距,圆心 o 位置如图4(b)所示。改为圆弧过渡后,液舱顶板与液舱壳板的连接由直角转变为圆弧相切过渡,消除了结构突变产生的应力集中。另外,液舱内的实肋板腹板结构端部,也从平直变为弧形,腹板的周向角度加大,对于液舱内的结构进一步加强。由此可知,修改后的方案二可以有效地减小方案一

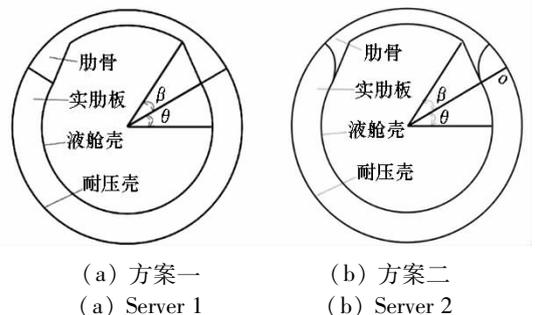


图4 肋骨端部连接方案图

Fig.4 Connection scheme of the frame tip

在肋板端部处液舱顶板的应力集中问题。但从图 4(b) 可知, 方案二中 β 值不能太小, 否则肋骨变截面部分到了圆弧以内, 明显不合理。

根据以上两种参考方案, 分别研究 θ 为 15° 和 30° 时两种典型结构的单双层壳体周向连接过渡处的结构形式。当 θ 为 15° 时, β 从 5° 到 40° 每隔 5° 取一个值。当 θ 为 30° 时, β 从 5° 到 25° 每隔 5° 取一个值。研究 β 变化对肋骨应力集中的影响, 当遇到应力极小值时将 β 进行细化, 以便更精确地确定 β 的范围。

2 计算结果与分析

2.1 当 θ 为 15° 时

肋骨腹板升高后, 将不能再按同心圆的方法对耐压液舱强度进行研究, 升高部分的肋骨腹板相对于圆心来说, 产生了偏心, 且随着高度的变化, 肋骨横剖面的面积也将发生变化^[9], 其应力值也会随之发生改变。由表 1 可知, 肋骨肋板连接处数值较大的应力主要有两个: 一是肋骨肋板连接处的周向应力, 二是液舱顶板纵向应力。现分析两个修改方案对上述两处应力集中现象的改善情况。

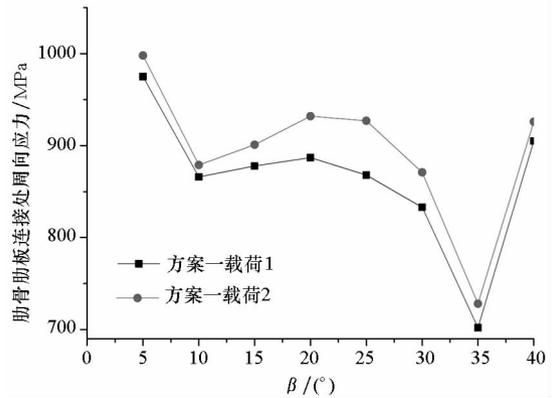
2.1.1 肋骨截面突变处的中面周向应力分析

以肋骨肋板连接处的中面周向应力为对象, 分析不同载荷下两种方案的肋骨肋板周向应力随 β 的变化情况。分析发现, 由于肋骨腹板的升高, 在肋骨肋板连接处的应力值没有发生增大的现象, 而在肋骨截面突变的位置, 出现了较大的应力值。现就两种方案下的肋骨腹板截面突变处的应力值进行分析。当 θ 为 15° 时, 肋骨截面突变处腹板周向应力随 β 的变化曲线如图 5 所示。

由图 5 可知: 对两种方案进行比较发现, 两种方案下肋骨肋板连接处的中面周向应力的变化规律基本一样, 方案一的值比方案二略小, 变化波动比方案二稍显复杂, 方案二的变化波动比较大, 但两种方案的极小值相当。这主要是因为最大周向应力位置在肋骨变截面处, 而方案的改变并没有改变肋骨变截面处的形状。可见, 两方案对肋骨肋板连接处的周向应力的影响都很小。

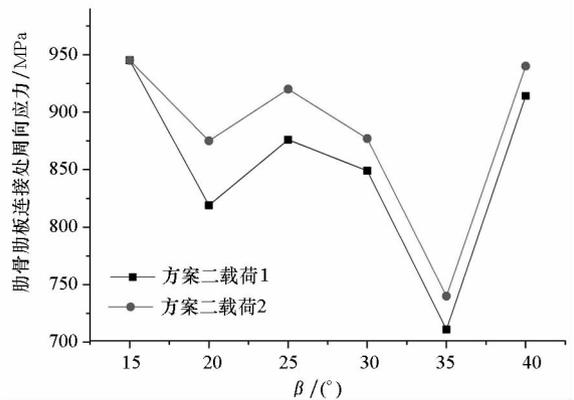
不同载荷下, 载荷 2 应力比载荷 1 略大。在方案一中, 如图 5(a) 所示, 随着 β 角度的变化, 肋骨肋板连接处的周向应力出现了两个应力较小点, 一个在 10° 左右, 一个在 35° 左右, 35° 的应力

比 10° 的更小。在方案二中, 如图 5(b) 所示, 由于 β 角度不能太小, 应力较小点只有一个, 即在 35° 左右。分析表明, 在 θ 角度一定的情况下, 肋骨肋板连接处周向应力存在极小值, 即可寻出此种状态下的最佳设计值。



(a) 方案一

(a) Case 1



(b) 方案二

(b) Case 2

图 5 肋骨截面突变处中面周向应力曲线 ($\theta = 15^\circ$)

Fig. 5 Circumferential stress curve of frame's junction ($\theta = 15^\circ$)

2.1.2 液舱顶板纵向应力分析

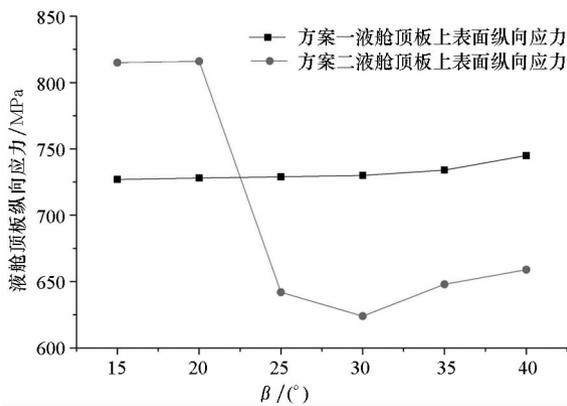
内置式耐压液舱肋骨肋板连接处, 由于结构的突变, 其液舱顶板应力变化也较明显, 下面分析在 $\theta = 15^\circ$ 时, 两种工况下液舱顶板的纵向应力情况 (见表 2)。

从表 2 可以看出, 载荷 2 工况液舱顶板纵向应力比载荷 1 大得多。这是因为在载荷 1 工况下, 液舱顶板受到的是由液舱外壳传递过来的力的间接作用; 而在载荷 2 工况中, 液舱顶板受到水压力的直接作用, 板格向上弯曲变形, 上表面跨端纵向应力大, 下表面跨中纵向应力大。

表2 $\theta = 15^\circ$ 时方案一液舱顶板纵向应力
Tab.2 Longitudinal stress of top tank plate about case 1 ($\theta = 15^\circ$)

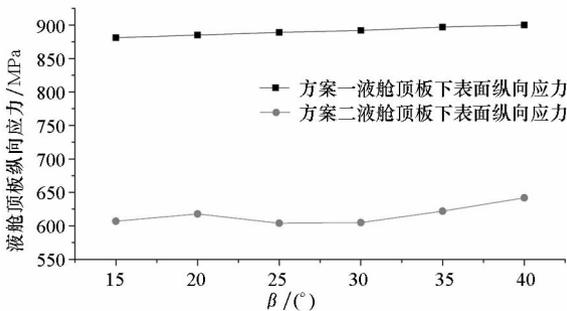
工况	应力面	β							
		5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
载荷1	上表面	-404	-401	-401	-404	-412	-421	-429	-430
	下表面	-438	-422	-416	-413	-417	-423	-430	-431
载荷2	上表面	-749	-726	-727	-728	-729	-730	-734	-745
	下表面	-864	-875	-881	-885	-889	-892	-897	-900

图6为载荷2下液舱顶板上下表面纵向应力曲线。从图6可以看出,随着 β 角度变化,除了方案二液舱顶板上表面的应力变化较大,其他应力变化不明显,这说明 β 角度不是影响液舱顶板纵向应力的主要因素,但是设计方案不同,液舱顶板上、下表面的纵向应力存在明显差别,对于液舱顶板的应力会产生较大的影响。因此取载荷2工况下的上下表面应力作为代表,分析两种方案液舱顶板上下表面纵向应力随 β 的变化情况。



(a) 液舱顶板上表面纵向应力

(a) Longitudinal stress in frame's upper surfaces of top tank plate



(b) 液舱顶板下表面纵向应力

(b) Longitudinal stress in frame's lower surfaces of top tank plate

图6 载荷2下液舱顶板上下表面纵向应力
Fig.6 Longitudinal stress in frame's upper and lower surfaces of top tank plate on load 2

从图6看出,在 $\theta = 15^\circ$ 时,虽然方案二的上表面在 β 角度小于 22.5° 时存在较大的应力值,但总的来看,还是大大降低了液舱顶板上下表面的纵向应力水平,尤其当 β 角度大于 25° 时,液舱顶板上下表面的纵向应力降低了 $100 \sim 200$ MPa。这主要是因为载荷2作用下,液舱顶板板格向上弯曲变形。而方案二由于采用弧形液舱顶板,板格本身向上有弯曲度,因此上下表面板格弯曲应力较小。分析表明:在工况相同的情况下,不同方案是影响液舱顶板纵向应力的主要因素。

但是,采用方案二也存在一个缺点,即载荷2作用下,实肋板端部扇状区域由于板格较大,其弯曲应力较大,在有些模型中甚至超过了肋骨变截面处的应力。

2.1.3 细化方案分析

从图5分析可知, β 为 35° 左右时肋骨截面突变处的周向应力存在极小值,为了进一步更精确地定位 β 角度值,将 35° 左右的 β 进一步细化为 32.5° 与 37.5° ,相应的应力计算结果见表3。

分析表3可知,在 β 为 37.5° 时,肋骨肋板连接处的应力比 32.5° 和 35° 时均小,因此 37.5° 为 β 角度在 $5^\circ \sim 40^\circ$ 间的最佳取值。载荷2工况下,与方案一比较发现,方案二的液舱顶板上下表面纵向应力分别减小了约 100 MPa和 300 MPa,因此,方案二比方案一更优。

综上所述:当 θ 为 15° 时,采用 β 为 37.5° 的方案二,有利于减小液舱顶板纵向应力和肋骨截面突变处的应力。但是方案二肋板端部扇状板格较大,导致载荷2下该部位肋板周向应力较大,需增加额外加强筋或加强局部板厚。

2.2 当 θ 为 30° 时

在整个液舱其他参数不变的情况下,当 θ 增加至 30° 时,液舱的周向范围将增大。考虑方案二中的扇形顶板的影响,避免肋骨腹板升高与扇形顶板产生明显的交角,形成结构突变,方案二中

的 β 不能取太小,通过数学建模,选取与顶板相连接的角度为 12.5° 。

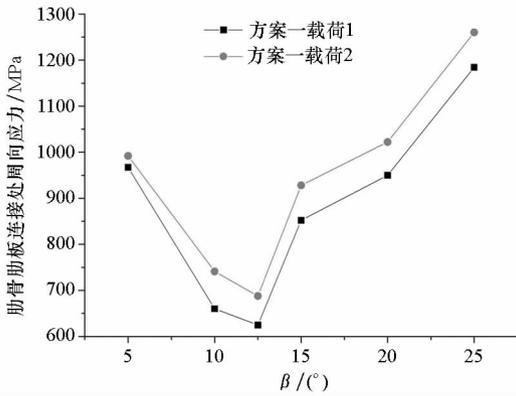
表 3 β 细化后的最大应力

Tab. 3 Maximum stress of β after refining

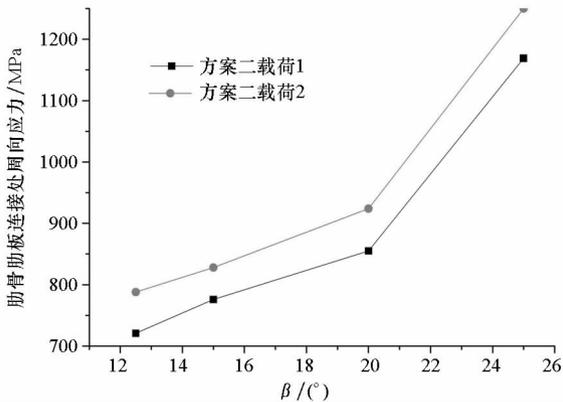
MPa

工况	应力名称	应力面	$\beta = 32.5^\circ$		$\beta = 35^\circ$		$\beta = 37.5^\circ$	
			方案一	方案二	方案一	方案二	方案一	方案二
载荷 1	肋骨截面突变处周向应力	中面	-794	-805	-702	-711	-618	-621
		上表面	-424	-375	-429	-378	-432	-380
	液舱顶板纵向应力	下表面	-426	-460	-430	-460	-432	-462
载荷 2	肋骨截面突变处周向应力	中面	-824	-846	-728	-740	-641	-647
		上表面	-734	-641	-734	-648	-745	-635
	液舱顶板纵向应力	下表面	-896	-616	-897	-622	-902	-625

在 5° 至 25° 的范围内,不同 β 值在不同载荷下两种方案肋骨肋板连接处中面周向应力随 β 的变化曲线如图 7 所示。



(a) 方案一
(a) Case 1



(b) 方案二
(b) Case 2

图 7 肋骨肋板连接处中面周向应力曲线 ($\theta = 30^\circ$)

Fig. 7 Circumferential stress curve of frame's mid surface ($\theta = 30^\circ$)

由图 7(a) 可知,方案一中, 5° 至 12.5° 段,随着 β 的增大,肋骨肋板连接处的周向应力呈减小

趋势;但 12.5° 至 25° 之间,随着 β 的增大,其周向应力增大,说明 $\theta = 30^\circ$ 时,方案一的 β 的小角度对于周向应力的减小是有利。

由图 7(b) 可知,方案二中,由于弧形顶板的存在,不能采用较小角度的 β ,而在 12.5° 至 25° 之间,随着角度的增加其周向应力值也在增加。从这看出,方案二采用较小的 β 角对于减小肋骨肋板连接处的周向应力是有利的。

综上所述,在不同工况与不同方案下,肋骨肋板连接处周向应力在 β 较大时,其变化趋势相同,都是随着 β 的增大而增大。但均在 $\beta = 12.5^\circ$ 处可获得最小周向应力值,这说明该角度是 $\theta = 30^\circ$ 对应的最佳 β 角度。 $\beta = 12.5^\circ$ 的典型位置应力值见表 4。

表 4 $\beta = 12.5^\circ$ 典型位置应力值

Tab. 4 Stress of a typical position of $\beta = 12.5^\circ$

		MPa	
		液舱顶板下表面纵向应力	肋骨截面突变处中面周向应力
载荷 1	方案一	-430	-725
	方案二	-539	-821
载荷 2	方案一	-884	-788
	方案二	-543	-888

分析表 4 可知,当 β 为 12.5° 时,两种方案各有优劣。载荷 1 工况下,方案二的液舱顶板下表面纵向应力、肋骨截面突变外中面周向应力比方案一高出约 100 MPa。而载荷 2 工况下,方案一的液舱顶板下表面纵向应力比方案二高出约 300 MPa,达到了 800 MPa 以上。方案二的肋骨肋板周向应力比方案一高出约 100 MPa,而且方案二同样由于肋板端部板格较大,其上下表面周

向应力过大,需要增设加强筋或增大局部板厚。

综上所述,当 θ 为 30° 时, β 最佳角度为 12.5° ,若采用方案一,需要增加液舱顶板厚度以降低液舱顶板下表面纵向应力;若采用方案二,仍然需要对肋板端部扇状板格进行加强。

2.3 原始模型与改进方案的比较

将原始模型数据与改进方案比较发现,表1中的肋骨肋板连接处的周向应力值普遍在1000 MPa以上。而改进后,两种方案中肋骨腹板截面突变处的应力值有集中现象,虽然局部有出现大于1000 MPa的情况,但大部分数据都在1000 MPa以下,在 $\beta = 12.5^\circ$ 时出现的极小值只有700 MPa左右。在液舱顶板处,其纵向应力的变化更为明显,表1中显示,原始方案中,载荷2的肋骨端部液舱顶板处的纵向应力值最高达1388 MPa,而较低的也在1000 MPa以上。改善方案之后,载荷1状态下的应力值都在400 MPa左右,载荷2状态下的液舱顶板直接受到水压力的作用,纵向应力值在600~900 MPa,大大低于原始模型1000 MPa以上的情况。

由此可知,改进后的方案对于降低液舱周向连接处的应力集中现象是有利的。

3 结论

本文采用有限元法进行内置式耐压液舱的建模,计算了在两种载荷情况下内置式耐压液舱内肋骨肋板两种不同连接形式的应力值。

方案一将顶部肋板腹板升高,不会形成剧烈的结构突变,加工及安装与常规方法相同;方案二的液舱顶板虽为弧形,但弧形半径为定值,可制作出样箱来造形,肋板端部的弧形结构可用数控切割完成,改进后方案在实际工程施工中是可行的。

总的来看,内置式耐压液舱内肋骨肋板处的连接,存在以下几个方面的特征:

1) θ 为 15° 时, β 为 37.5° 是最佳角度; θ 为 30° 时, β 最佳角度为 12.5° ;综合考虑 $\theta + \beta$ 的值不要超过 50° 。

2) 肋骨肋板连接的方案的变化与不同载荷对肋骨肋板连接处周向应力的影响都很小,在 θ 值一定的情况下,影响肋骨肋板连接处壳板周向应力的主要因素是 β 。

3) 液舱顶板纵向应力受 β 影响较小,肋骨肋板连接方案的变化才是影响液舱顶板纵向应力的主要因素。

针对所提内置式耐压液舱顶底部连接部位出现的应力集中问题的解决方法,给出了两种不同的方案,对各方案的优劣性做出了分析,提出了在工程实际中可以选择的最佳值,对于简化工程实际的探索过程和方案选择提供了依据。

参考文献 (References)

- [1] 何福志,马建军,龚君来,等. 潜器耐压液舱结构有限元分析[J]. 舰船科学技术, 2007, 29(2): 47-51.
HE Fuzhi, MA Jianjun, GONG Junlai, et al. Finite element analysis on the submersible pressure tank structure strength and stability [J]. Ship Science and Technology, 2007, 29(2): 47-51. (in Chinese)
- [2] 谢祚水,梅利元. 潜艇外部耐压液舱结构型式研究[J]. 华东船舶工业学院学报, 1998, 12(6): 1-6.
XIE Zuoshui, MEI Liyuan. Research on the structural forms of outer pressure tank of submarine [J]. Journal of East China Shipbuilding Institute, 1998, 12(6): 1-6. (in Chinese)
- [3] 谢祚水,孙倩. 耐压液舱结构的模型试验研究[J]. 华东船舶工业学院学报, 2000, 14(5): 1-4.
XIE Zuoshui, SUN Qian. Model experiment study on pressure tank structure [J]. Journal of East China Shipbuilding Institute, 2000, 14(5): 1-4. (in Chinese)
- [4] 谢祚水,梅利元,李巍. 潜艇耐压液舱结构应力分析的有限元法[J]. 华东船舶工业学院学报, 1998, 12(3): 31-35.
XIE Zuoshui, MEI Liyuan, LI Wei. Finite element method for stress analysis of pressure tank structure of submarine [J]. Journal of East China Shipbuilding Institute, 1998, 12(3): 31-35. (in Chinese)
- [5] 孙倩,廖建彬,蔡振雄. 潜艇耐压液舱区域有限元应力计算[J]. 船海工程, 2007, 36(2): 17-20.
SUN Qian, LIAO Jianbin, CAI Zhenxiong. FE stress analysis of the pressure tank structure of submarine [J]. Ship & Ocean Engineering, 2007, 36(2): 17-20. (in Chinese)
- [6] 吴梵,刘令,吴春芳. 含内置式耐压液舱舱段耐压船体结构应力分析[J]. 海军工程大学学报, 2015, 27(1): 55-58.
WU Fan, LIU Ling, WU Chunfang. Stress analysis of pressure hull structure with inner pressure tank [J]. Journal of Naval University of Engineering, 2015, 27(1): 55-58. (in Chinese)
- [7] 茅云生,余小平,马运义,等. 潜艇内置式调整水舱的有限元计算[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2005, 29(5): 652-654.
MAO Yunsheng, YU Xiaoping, MA Yunyi, et al. Finite-element calculation for inner ballast water tank of submarine [J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2005, 29(5): 652-654. (in Chinese)
- [8] 中国船舶科学研究中心. 潜艇结构设计计算方法: GJB/Z 21A-2001[S]. 北京: 国防科学技术工业委员会, 2001.
China Ship Scientific Research Center. Methods for design and calculation of submarine structure: GJB/Z 21A-2001 [S]. Beijing: the Commission of Science, Technology and Industry for National Defense, 2001. (in Chinese)
- [9] 徐乘汉,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, 2007.
XU Binghan, ZHU Bangjun, OUYANG Lüwei, et al. Theory and experiments on modern submarine structure strength [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2007. (in Chinese)