



## 基于模拟退火算法的非耐压舷间液舱结构优化设计

王祺 何其健 雷加静

### Optimization design of non-pressure tank structure based on simulated-annealing algorithm

WANG Qi, HE Qijian, LEI Jiajing

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.03456>

### 您可能感兴趣的其他文章

#### Articles you may be interested in

#### 基于改进模拟退火算法的船舶照明三相平衡优化设计

Three-phase balance optimal design of power distribution for ship lightning system based on the improved simulated annealing algorithm

中国舰船研究. 2020, 15(6): 55-59, 65 <https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.01837>

#### 外置式耐压液舱实肋板拓扑和开孔尺寸优化

Topology and opening size optimization design of solid floors in an outer tank of the pressure hull

中国舰船研究. 2019, 14(6): 139-146 <https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.01460>

#### 基于强度分析的耐内压方形舱优化设计

Optimal design of internal pressure resistant square cabin based on strength analysis

中国舰船研究. 2021, 16(6): 151-158 <https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.02115>

#### 基于SMOTE算法和动态代理模型的船舶结构可靠性优化

Reliability-based design optimization of ship structure using SMOTE algorithm and dynamic surrogate model

中国舰船研究. 2020, 15(5): 114-123 <https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.01657>

#### 多工况下基于子模型的矿砂船舱口角隅形状尺寸耦合优化分析

Analysis on the shape-size coupling optimization of ore carrier's hatch corners based on sub-model under multiple load cases

中国舰船研究. 2019, 14(6): 130-138, 154 <https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.01511>



扫码关注微信公众号，获得更多资讯信息

引用格式: 王祺, 何其健, 雷加静. 基于模拟退火算法的非耐压舷间液舱结构优化设计 [J]. 中国舰船研究, 2024, 19(增刊 2): 1-7.

WANG Q, HE Q J, LEI J J. Optimization design of non-pressure tank structure based on simulated-annealing algorithm[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2024, 19(Supp 2): 1-7 (in Chinese).

# 基于模拟退火算法的非耐压舷间液舱结构优化设计

王祺\*, 何其健, 雷加静

中国舰船研究设计中心, 湖北武汉 430064

**摘要:** [目的] 非耐压舷间液舱是双壳体潜艇的重要组成部分。随着潜艇下潜深度的增加, 为了减轻潜艇结构重量, 提高潜艇的有效载荷, 需要对非耐压舷间液舱结构进行优化。 [方法] 以非耐压舷间液舱壳体、肋骨间距、结构型材等尺寸作为设计变量, 结构强度和几何构型要求作为约束条件, 以及非耐压舷间液舱的总体积作为目标函数, 采用模拟退火算法, 利用 Matlab 软件编程和 Optimization tool 实现双壳体潜艇横骨架式舷间液舱的结构优化设计程序, 并对优化结果进行定性分析。 [结果] 在满足相关规范的前提下, 结构优化设计结果表明, 最终方案相比初始方案结构体积降低了约 27.2%。 [结论] 研究结果可为潜艇非耐压舷间液舱结构的设计提供参考。

**关键词:** 模拟退火算法; 舷间液舱; 结构优化

中图分类号: U661.42;U663.4

文献标志码: A

DOI: 10.19693/j.issn.1673-3185.03456

## Optimization design of non-pressure tank structure based on simulated-annealing algorithm

WANG Qi\*, HE Qijian, LEI Jiajing

China Ship Development and Design Center, Wuhan 430064, China

**Abstract:** [Objective] Non-pressure tank is an important component of double hull submarine. With the increasing diving depth, in order to reduce the structure weight and increase the payloads, the structural form of non-pressure tank of submarine need to be optimized. [Methods] In this paper, the thickness, frame spacing and stiffener section dimensions of the non-pressure tank are selected as the design variables; the structural strength, stability and geometrical requirements are set as the constraints; and the total volume of the structure is determined as the objective function. Based on a simulated-annealing algorithm, a special code and optimization tool are combined to form an optimization plan for a transverse non-pressure tank using Matlab software, and qualitative analysis is conducted for the optimized design results. [Results] Under the premise of meeting the requirements of recent codes and standards, the results indicate that the structural volume of the optimized plan is reduced by 27.2% compared to the original plan. [Conclusion] The results of this study can provide useful references for the design of non-pressure tanks.

**Key words:** simulated annealing algorithm; tanks; structure optimization

## 0 引言

舷间液舱是双壳体潜艇重要的结构组成部分, 主要包括压载水舱、燃油压载水舱、舷外燃油舱、调整水舱等。舷间液舱按照其所承受的不同

工作压力分为耐压液舱和非耐压液舱两大类。耐压液舱要求能够承受与耐压船体相同的深水压力, 其结构强度与耐压船体等强; 而非耐压液舱不承受舷外静水压力, 仅在上浮下潜时承受部分水压力, 其大小由舱内外液面的高差决定, 同时,

收稿日期: 2023-07-10 修回日期: 2023-11-08

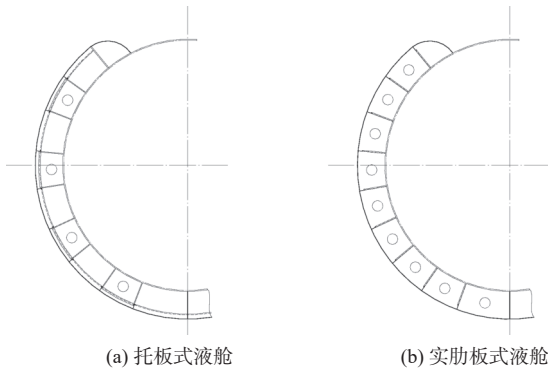
作者简介: 王祺, 男, 1989年生, 博士, 工程师。研究方向: 船体结构设计。E-mail: wangqi@lnm.imech.ac.cn

何其健, 男, 1983年生, 硕士, 高级工程师

雷加静, 男, 1984年生, 硕士, 高级工程师

\*通信作者: 王祺

在水面时,还要承受波浪冲击和其他局部载荷<sup>[1]</sup>。耐压液舱通常采用实肋板结构,非耐压液舱通常采用托板式结构,如图1所示。



(a) 托板式液舱 (b) 实肋板式液舱

图1 舷间液舱结构示意图

Fig. 1 Structure diagrams of tank

随着潜艇的下潜深度越来越大,如何在保证结构安全性和功能的前提下减轻结构重量、提高有效载荷成为了潜艇舷间液舱结构设计的一项重要课题。

耐压液舱承受着与耐压壳体相同的工作压力,一般视为耐压船体的一部分。因此,学术界对耐压液舱结构的优化研究较为深入<sup>[2]</sup>。孙倩和谢祚水<sup>[3]</sup>对同心圆和准同心圆式耐压液舱结构进行了优化设计;黄镇熙和王祖华<sup>[4]</sup>利用 Sysware 软件对实肋板纵骨式耐压液舱进行了优化设计;戴睿婕等<sup>[5]</sup>对外置式耐压液舱的实肋板结构进行了拓扑和尺寸优化分析;郭雨等<sup>[6]</sup>采用自适应模拟退火算法对水面船舶方形耐压舱进行了优化设计。然而,学术界针对非耐压液舱结构优化的工作则相对较少,这主要是因为非耐压液舱的工作压力相对较低,结构重要性不及耐压液舱。但是,非耐压液舱承担着潜艇上浮和下潜的重要功能,其容积远大于耐压液舱,在整个船体结构重量中其占比也并不是可以忽略的。随着潜艇设计技术的进步,能够下潜更大深度是未来潜艇结构设计发展的重要方向,随着下潜深度的增加,对潜艇结构重量的设计要求将越来越苛刻。因此,潜艇非耐压液舱结构优化设计是十分必要的。

本文拟以某非耐压横骨架式舷间液舱结构作为算例,针对非耐压液舱壳板、肋骨、纵骨以及托板等结构尺寸的优化问题进行研究。基于模拟退火算法,利用 Matlab 软件编程以及其自带的 Optimization Tool 来实现双壳体潜艇非耐压舷间液舱的优化设计程序。在满足结构强度、稳定性及工艺性的条件下,得出最为合理的优化方案,从而达到结构减重的目的。

## 1 非耐压舷间液舱结构模拟退火优化设计方法

本文采用模拟退火算法对非耐压舷间液舱结构进行优化设计。模拟退火算法是以固体退火过程的物理现象和统计物理学原理为背景,基于蒙特卡罗迭代求解策略的一种随机优化算法。该算法的特点是,在一个初始温度下,随着温度的不断下降,结合概率突跳特性,求解目标函数的全局最优解。固体退火包括加温、等温和冷却3个过程,其中等温过程是为了使物理系统在每个温度下都能够达到平衡态,随着物理系统的缓慢冷却,系统能量的降低趋于最小值。表1列出了物理退火过程与优化问题的相似性,图2所示为模拟退火算法的流程。

表1 物理退火与优化问题的相似性

Table 1 Similarity of annealing and optimization

物理退火	优化问题
粒子状态	解
能量最低状态	最优解
熔解过程	设定初始温度
等温过程	Metropolis抽样
冷却过程	控制参数下降
能量	目标函数

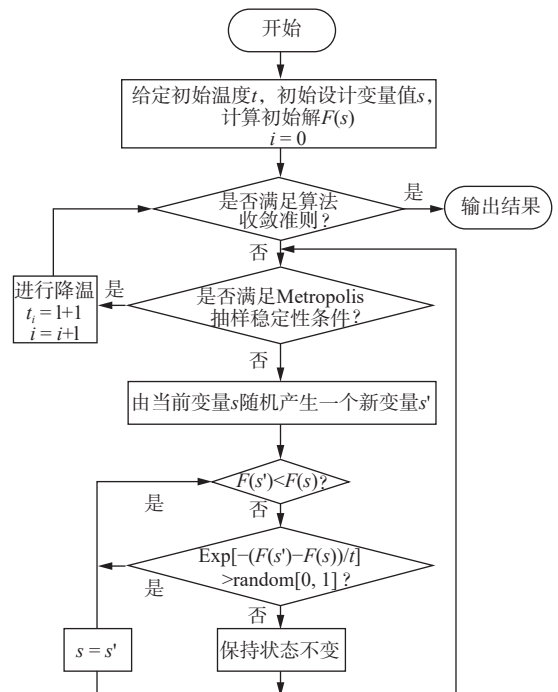


图2 模拟退火算法流程图

Fig. 2 Flow chart for simulated annealing algorithm

模拟退火算法主要利用的几个参量体现在图2中的第2个处理框中。其中, $t$ 表示的参量为

温度, 实际是模拟退火算法的一个控制参数;  $s$  表示的参量为设计变量, 是一个复杂的包含 13 个变量的集合, 并将在 1.1.1 节中详述;  $F(s)$  表示的参量为目标函数, 并将在 1.1.2 节中阐述。

由图 2 可见, 模拟退火算法由内循环和外循环构成, 内循环称之为 Metropolis 算法, 外循环为降温过程。模拟退火算法的内循环参数设计主要包括状态产生函数和状态接受函数, 状态产生函数主要用于随机产生设计变量  $s$ , 而状态接受函数的要点在于如何以一定的概率接受劣化解, 从而使整个算法趋向全局最优, 其具体实现方式将在 1.2 节中详述。而外循环设计主要包括温度更新函数和外循环终止准则等, 其具体实现方法将在 1.3 节中详述。

本文将结合非耐压液舱的特点, 建立结构优化数学模型, 进行目标函数和约束条件的处理, 并分别对模拟退火算法的内外循环进行设计。为了寻找全局最优解, 模拟退火算法通常需要较高的初始温度、较慢的降温速率和较低的终止温度以及各温度下足够多的抽样次数<sup>[7]</sup>, 而这导致了算法的优化时间过长。因此, 需要大量的试验来确定较优的算法参数。

本文采用 Matlab 编程以及其自带的 Optimization Tool 相结合的方法对非耐压舷间液舱进行优化设计。Matlab 编程主要解决设计变量、目标函数以及约束条件的处理, 利用 Optimization Tool 内置的模拟退火算法进行计算。

## 1.1 非耐压舷间液舱优化数学模型

### 1.1.1 设计变量

非耐压舷间液舱存在横骨架和纵骨架 2 种结构形式。本文主要讨论横骨架托板式舷间液舱, 如图 3 所示。本文舷间液舱肋骨和纵骨均采用 T 型肋骨结构, 设计变量共有 13 个, 包括: 1-非耐压舷间液舱壳板厚度  $t_s$ , 2-液舱肋骨间距  $l$ , 3-肋骨面板厚度  $t_r$ , 4-肋骨面板宽度  $b_r$ , 5-肋骨腹板厚度  $d_r$ , 6-肋骨腹板高度  $h_r$ , 7-纵骨面板厚度  $t_z$ , 8-纵骨面板宽度  $b_z$ , 9-纵骨腹板厚度  $d_z$ , 10-纵骨腹板高度  $h_z$ , 11-纵骨个数  $n$ , 12-托板厚度  $t_t$ , 13-托板长度  $b_t$ 。由于结构材料的板厚是根据钢材订购厂家的尺寸规格确定的, 且型材结构尺寸应满足相应的工艺性要求, 因此所有设计变量均为离散设计变量。

### 1.1.2 目标函数

本文优化方案的设计目标是在满足结构强度和几何尺寸约束的前提下, 使非耐压舷间液舱结构重量最小。由于非耐压舷间液舱结构的壳板和

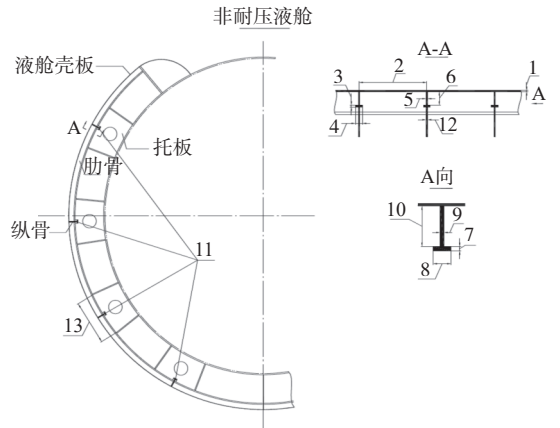


图 3 非耐压液舱优化设计变量示意图

Fig. 3 Schematic of design variables for non-pressure tank

型材选用的钢材密度是一致的, 因此目标函数可以由结构的总体积代替, 即

$$F = \alpha R t_s L + \alpha R \left( \text{Int} \left[ \frac{L}{l} \right] - 1 \right) (b_r t_r + h_r d_r) + n L (b_z t_z + h_z d_z) + \left( \text{Int} \left[ \frac{L}{l} \right] - 1 \right) n t_t b_t d_y \quad (1)$$

式中:  $\text{Int}[\ ]$  表示取整函数;  $R$  为非耐压舷间液舱壳板半径;  $L$  为液舱总长度;  $\alpha$  为液舱壳板所在范围的弧度;  $d_y$  为液舱高度。

### 1.1.3 约束条件

#### 1) 结构强度约束。

非耐压舷间液舱主要按照 GJB/Z 226—2006 《潜艇非耐压船体结构设计计算方法》<sup>[8]</sup> 进行设计。需要校核的应力包括: 液舱壳板跨中中面周向应力  $\sigma_2^0$  和外压下的失稳临界压力  $P_E$ 、肋骨弯曲应力  $\sigma_r^0$  和剪应力  $\tau_r$ 、纵骨弯曲应力  $\sigma_z^0$  和剪应力  $\tau_z$  以及托板正应力  $\sigma_{te}$  以及失稳临界应力  $\sigma_{cr}$ 。以下所述为这些力需满足的结构强度约束条件。

(1) 非耐压舷间液舱壳板跨中中面周向应力  $\sigma_2^0$  为

$$\sigma_2^0 = K_2^0 \frac{P_{ci} R}{t_s} \leq 0.85 \sigma_s \quad (2)$$

式中:  $K_2^0$  是计算参数, 可依据文献 [8] 中相关规定取值;  $P_{ci}$  为非耐压舷间液舱的计算内压力,  $\sigma_s$  为非耐压舷间液舱结构材料的屈服强度。

(2) 非耐压舷间液舱壳板外压下的失稳临界压力  $P_E$  为

$$P_E = \frac{64 E t_s}{\pi^2 (1 - \mu^2) R} \left( \frac{c}{b} \right)^2 K \geq P_{co} \quad (3)$$

式中:  $K$  是计算参数, 可依据文献 [8] 中相关规定取值;  $E$  为非耐压舷间液舱结构材料的弹性模量;  $\mu$  为泊松比;  $c$  为纵骨之间的壳板拱高;  $b$  为纵骨之间壳板的投影长度;  $P_{co}$  为非耐压舷间液舱



的计算外压力。

(3) 肋骨弯曲应力  $\sigma_B^f$  和剪应力  $\tau_f$  分别为:

$$\sigma_B^f = \frac{P_{ci} l a^2}{12 W_{ep}^f} \leq \sigma_s, \quad \tau_f = \frac{P_{ci} l a}{2 A_f} \leq 0.57 \sigma_s \quad (4)$$

式中:  $a$  为肋骨最大长度;  $W_{ep}^f$  为肋骨的弹塑性剖面模数;  $A_f$  为肋骨截面积。

(4) 纵骨弯曲应力  $\sigma_B^z$  和剪应力  $\tau_z$  为

$$\sigma_B^z = \frac{P_{ci} b l^2}{12 W_{ep}^z} \leq \sigma_s, \quad \tau_z = \frac{P_{ci} b l}{2 A_z} \leq 0.57 \sigma_s \quad (5)$$

式中:  $b$  为纵骨间距;  $W_{ep}^z$  为纵骨的弹塑性剖面模数;  $A_z$  为纵骨截面积。

(5) 托板正应力  $\sigma_{te}$ :

$$\sigma_{te} = \frac{P_{ci} l S}{A_t} \leq \sigma_s \quad (6)$$

式中:  $S$  为托板周向间距;  $A_t$  为托板最小处截面积。

(6) 托板失稳临界应力  $\sigma_{cr}$ :

$$\sigma_{cr} = \eta \frac{\pi^2 E I}{a^2 A_t} \geq \sigma = \frac{P_{co} l S}{A_t} \quad (7)$$

式中:  $\eta$  为计算参数, 可依据文献 [8] 中相关规定取值;  $\sigma$  为外压下托板正应力;  $I$  为托板最小处惯性矩。

2) 结构型材几何约束。

根据 GJB 4000—2000《舰船通用规范总册——船体结构》<sup>[9]</sup> 中的相关规定以及设计实践经验, 非耐压舷间液舱肋骨和纵骨还需满足以下几何约束

$$b_f / t_f \leq 10, \quad h_f / d_f \leq 40 \quad (8)$$

$$b_z / t_z \leq 10, \quad h_z / d_z \leq 40 \quad (9)$$

$$d_f / t_f \leq 1 \quad (10)$$

$$d_z / t_z \leq 1 \quad (11)$$

$$0.3 \leq A_{mb} / A_{fb} \leq 0.7 \quad (12)$$

式中:  $A_{mb}$  为型材 (包括肋骨和纵骨) 的面板剖面积;  $A_{fb}$  为型材的腹板剖面积。

综上可知, 本文非耐压舷间液舱结构优化模型中有结构强度约束 8 个, 几何尺寸约束 10 个, 一共 18 个约束条件, 如表 2 所示。

### 1.1.4 约束条件的处理

约束条件有 2 种处理方法<sup>[10]</sup>: 一种是检验法, 即对所有约束逐个检验, 只有全部满足要求的解才会进行目标值的比较; 二是罚函数法, 即采用该函数将约束函数转移到增广目标函数上, 使有

表 2 非耐压舷间液舱优化约束条件

Table 2 Constraint conditions for non-pressure tank optimization

约束类型	约束条件	约束类型	约束条件
几何约束	$b_f / t_f - 10 \leq 0$	几何约束	$0.3 - A_{zmb} / A_{zfb} \leq 0$
几何约束	$h_f / d_f - 40 \leq 0$	强度约束	$\sigma_2^0 - 0.85 \sigma_s \leq 0$
几何约束	$b_z / t_z - 10 \leq 0$	强度约束	$P_{co} - P_E \leq 0$
几何约束	$h_z / d_z - 40 \leq 0$	强度约束	$\sigma_B^f - \sigma_s \leq 0$
几何约束	$d_f / t_f - 1 \leq 0$	强度约束	$\tau_f - 0.57 \sigma_s \leq 0$
几何约束	$d_z / t_z - 1 \leq 0$	强度约束	$\sigma_B^z - \sigma_s \leq 0$
几何约束	$A_{fmb} / A_{fbb} - 0.7 \leq 0$	强度约束	$\tau_z - 0.57 \sigma_s \leq 0$
几何约束	$0.3 - A_{fmb} / A_{fbb} \leq 0$	强度约束	$\sigma_{te} - \sigma_s \leq 0$
几何约束	$A_{zmb} / A_{zfb} - 0.7 \leq 0$	强度约束	$\sigma - \sigma_{cr} \leq 0$

注:  $A_{fmb}$  和  $A_{fbb}$  表示肋骨面板和腹板的面积,  $A_{zmb}$  和  $A_{zfb}$  表示纵骨面板和腹板的面积

约束的问题转化为无约束的问题。因罚函数的设置非常依赖于经验, 故本文采用了检验法对约束予以处理。

## 1.2 内循环设计

### 1.2.1 离散变量的状态产生函数

利用随机数设置状态函数时, 将针对每个设计变量产生一个随机数。对于离散变量, 需要随机数与其之间建立完全映射, 但离散变量之间基本没有规律可循, 建立映射并不容易。鉴于 Matlab 中变量的矩阵化, 矩阵中各元素的下标与随机数建立映射则相对容易。因此, 本文采用文献 [11] 中提出的方法建立离散变量的状态产生函数。例如, 由 2~10 mm 不等的壳板厚度  $t_s$  构成液舱壳板厚度数组 ( $t_s = \{t_{s1}, t_{s2}, \dots, t_{sm}\}$ ), 共有  $m$  个变量。随机变量与壳板厚度之间组成的映射使用 Matlab 伪代码可表示为

$$t_s = t_s \{ \text{Int}[(m-1)\text{rand}()] + 1 \} \quad (13)$$

式中:  $\text{rand}()$  为随机数生成函数, 随机生成 [0, 1] 之间的随机数。

### 1.2.2 状态接受函数

状态接受函数又被称为 Metropolis 准则, 其主要特点是参考了固体物理中的退火过程, 以概率性的方法接受新状态, 避免了优化函数限于局部最优解。

对于优化问题, 其中的设计变量  $s$  以及对应的目标函数  $F(s)$  可以类比为固体的一个微观状态  $i$  和对应的能量  $E_i$ , 当固体发生微小变化时, 到达另一个状态  $j$ , 其对应的能量为  $E_j$ 。当  $E_j < E_i$  时, 新状态可直接取代前一状态; 当  $E_i < E_j$  时, 新状态是否取代前一状态要考虑热运动的影响, 即依据

概率方法进行判别。其表达式为

$$P_T(s \rightarrow s') = \begin{cases} 1, & F(s') \leq F(s) \\ \exp\left(-\frac{F(s') - F(s)}{T}\right) > \text{rand}[0, 1], & F(s') > F(s) \end{cases} \quad (14)$$

式中:  $P_T$  为状态接受概率;  $T$  为当前温度。

### 1.3 外循环设计

#### 1.3.1 温度更新函数

由于基于物理准平衡态理论分析的温度更新函数计算繁琐且不成熟。在 Matlab 的 Optimization Tool 组件中, 提供了 3 种温度更新函数: 指数衰减、对数衰减和线性衰减。

指数衰减函数的表达式如下:

$$T_{k+1} = \alpha \times T_k \quad (15)$$

式中,  $\alpha$  取值范围为  $0 < \alpha < 1$ ;  $k$  表示循环次数。

对数衰减函数的表达式如下:

$$T_k = \alpha / \lg(k) \quad (16)$$

线性衰减函数的表达式如下:

$$T_k = \frac{K_n - k}{K_n} t_0 \quad (17)$$

式中:  $K_n$  为算法温度下降的总次数;  $t_0$  为初始温度。

经过计算, 发现对数衰减函数的计算效率较低, 指数衰减函数与线性衰减函数计算效率相当。因此, 本文采用指数衰减函数进行计算。

另外, 在外循环中还需确定初始温度。Optimization Tool 组件中默认的初始温度是  $100^\circ\text{C}$ , 经实际计算发现, 将初始温度提升至更高时 ( $500^\circ\text{C}$ ,  $1000^\circ\text{C}$ ,  $5000^\circ\text{C}$ ,  $10000^\circ\text{C}$ ), 优化的效率和精度并没有得到显著的提升, 因此本文采用默认的初始温度进行计算。

#### 1.3.2 外循环终止准则

外循环终止准则用于决定算法何时结束。一般包括如下几种方法:

1) 设置终止温度。给定一个很小的正数  $\varepsilon$ , 当温度小于  $\varepsilon$  时, 输出最优解。

2) 设置迭代次数。设置一个较大的数  $K_n$ , 当温度迭代次数超过  $K_n$  时, 算法终止, 输出最优解。

3) 目标函数容差。在某一个温度下, 给定的迭代次数内没有改进当前最优解或者最优解的值在某个很小的容差范围内, 算法终止, 输出最优解。

根据实际计算, 发现终止温度值很难达到。

一般是到达最大迭代次数或者达到目标函数容差时计算终止, Optimization Tool 组件中默认的最大迭代次数为 3000 乘以变量个数, 对于本文即为 39000 次, 目标函数容差默认值为  $1 \times 10^{-6}$ 。

## 2 液舱结构优化实际算例

### 2.1 非耐压液舱初始结构

选取横骨架托板式非耐压液舱作为研究对象, 采用相关规范<sup>[8-9]</sup>进行初步结构设计。非耐压舷间液舱的初始结构参数如下:

1) 液舱壳板初始板厚为 8 mm, 液舱初始肋骨间距为 500 mm。

2) 肋骨及纵骨均采用 T 型材设计。肋骨参数为: 腹板  $10\text{ mm} \times 100\text{ mm}$ , 面板  $15\text{ mm} \times 54\text{ mm}$ ; 纵骨参数为: 腹板  $11\text{ mm} \times 100\text{ mm}$ , 面板  $14\text{ mm} \times 52\text{ mm}$ 。

3) 沿非耐压壳板圆周方向每  $20^\circ$  设置 1 个托板, 托板厚度为 6 mm。

非耐压液舱几何模型如图 4 所示。图中, 绿色部分为非耐压液舱, 是本文主要研究的结构; 浅黄色部分为耐压结构, 主要起到支撑非耐压液舱的作用, 不参与优化设计。

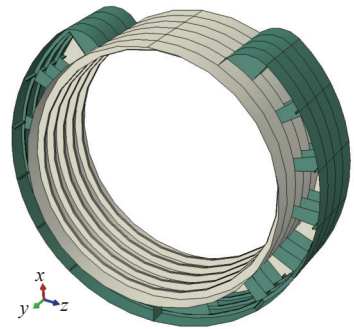


图 4 非耐压液舱几何模型

Fig. 4 Geometrical model of non-pressure tank

### 2.2 非耐压液舱结构优化设计

设计变量的取值范围如表 3 所示, 优化计算结果如表 4 所示 (两表中, 除纵骨个数外, 其他变量单位均为 mm)。优化后的主要参数如下:

1) 液舱壳板初始板厚为 6 mm, 液舱初始肋骨间距为 480 mm。

2) 肋骨及纵骨均采用 T 型材设计。肋骨参数为: 腹板  $8\text{ mm} \times 100\text{ mm}$ , 面板  $12\text{ mm} \times 46\text{ mm}$ ; 纵骨参数为: 腹板  $9\text{ mm} \times 103\text{ mm}$ , 面板  $11\text{ mm} \times 48\text{ mm}$ 。

3) 沿非耐压壳板圆周方向每  $20^\circ$  设置 1 个托板, 托板厚度为 1.2 mm。

根据 GJB 8741—2015《舰艇用 10CrNiCu 钢板规范》<sup>[12]</sup>, 板材的最小厚度值为 3 mm, 因此对托

表3 设计变量取值范围

Table 3 Data range of design variables

设计变量	取值范围
液舱壳板厚度 $t_s$	6~10
肋骨间距 $l$	450~500
肋骨面板厚度 $t_f$	3~32
肋骨面板宽度 $b_f$	30~120
肋骨腹板厚度 $d_f$	3~32
肋骨腹板高度 $h_f$	40~300
纵骨面板厚度 $t_z$	3~32
纵骨面板宽度 $b_z$	30~120
纵骨腹板厚度 $d_z$	3~32
纵骨腹板高度 $h_z$	40~300
纵骨个数 $n$	3~11
托板厚度 $t_t$	3~6
托板长度 $b_t$	50~600

表4 非耐压舷间液舱优化结果对比

Table 4 Comparison of optimized and initial values for non-pressure tank

设计变量	初始值	优化值	相对变化量
液舱壳板厚度 $t_s$	8	6	-25%
肋骨间距 $l$	500	480	-4%
肋骨面板厚度 $t_f$	15	12	-20%
肋骨面板宽度 $b_f$	54	46	-14%
肋骨腹板厚度 $d_f$	10	8	-20%
肋骨腹板高度 $h_f$	100	100	0
纵骨面板厚度 $t_z$	14	11	-21%
纵骨面板宽度 $b_z$	52	48	-8%
纵骨腹板厚度 $d_z$	11	9	-18%
纵骨腹板高度 $h_z$	100	103	+3%
纵骨个数 $n$	5	5	0
托板厚度 $t_t$	6	3	-50%
托板长度 $b_t$	400	400	0

板优化结果进行了工艺性改进优化。由表可见,除纵骨腹板高度相比初始值略有增加外,其他参数相比初始值有所减小或者保持不变。优化结果体积由表5可见,相比于初始方案,在满足所有约束条件的前提下,优化后的结构体积降低了约

表5 非耐压舷间液舱优化结果体积对比

Table 5 Comparison of optimal volumes for non-pressure tank

结构位置	结构体积变化率
壳板	-15.98%
肋骨	-7.04%
纵骨	-1.59%
托板	-2.59%

27.2%。

由图5所示的目标函数优化过程收敛曲线可见,优化结果在初始迭代区域就迅速收敛,说明本文所用算法具有良好的优化效率。

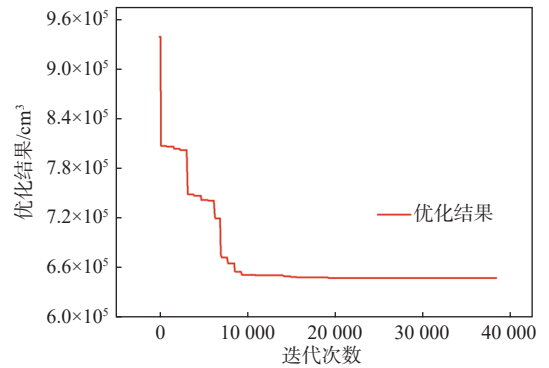


图5 非耐压舷间液舱优化收敛曲线

Fig. 5 Convergence curve of non-pressure tank optimization

## 2.3 结构方案对比

通过模拟退火算法得到了优化后的结构参数,将其与初始设计结果进行对比,如表6所示。

表6 非耐压舷间液舱结构强度计算结果

Table 6 Result of strength calculation for non-pressure tank

计算部位的应力	规范计算值/MPa		许用值/MPa
	优化前	优化后	
板格跨中中面应力	127.4	173.8	$\leq 331.5$
肋骨弯曲应力	284.1	385.7	$\leq 390$
肋骨剪应力	112.2	194.9	$\leq 222.3$
纵骨弯曲应力	94.3	103.9	$\leq 390$
纵骨剪应力	104.8	120.6	$\leq 222.3$
托板正应力	61.2	239.3	$\leq 390$
板格稳定性	5.77	3.06	$\geq 0.196$
托板稳定性	$15.4 \leq 180.4$	$60.3 \leq 287.3$	-

由表6所示结构优化前后的规范计算值可见,结构优化后,各应力分量相比初始方案均有不同程度的增加,但均小于许用应力,其中肋骨弯曲应力已经接近许用值。

## 3 结语

本文提出了一种基于模拟退火算法的非耐压舷间液舱结构的优化计算方法,较好地解决了双壳体潜艇非耐压舷间液舱离散变量的复杂优化问题,并提升了计算效率。优化算例显示,优化的方案相比初始方案的结构体积减小了27.2%,各项指标均在约束范围内,优化效果良好。由表5中优化前后结果的对比可以看出,壳板体积优化

占整个结构优化体积的比例最大,其次是肋骨和托板,最后是纵骨。由表 4 中的各优化参数值和表 6 中的规范计算值可知,肋骨已经接近许用应力,此时再减小板厚,肋骨将具有超过许用应力的风险,说明优化已经接近最优。在满足规范应力约束、几何约束和施工工艺要求的前提下,本文所提方案中的壳板和托板初始设计较为保守。因此,出于减轻结构重量的考虑,非耐压舷间液舱的壳板和托板的厚度可适当减薄。

本文优化算法具有一定的普适性,可为其他船体结构优化问题提供借鉴和参考。

#### 参考文献:

- [1] 马云义,许建. 现代潜艇设计理论与技术 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2012: 180-214.  
MA Y Y, XU J. Modern Submarine Design Theory and Technology[M]. Harbin: Harbin Engineering University Press, 2012: 108-214 (in Chinese).
- [2] 吴春芳,吴梵. 潜艇耐压液舱的研究现状和发展趋势 [J]. 舰船科学技术, 2018, 40(1): 1-8.  
WU C F, WU F. Status and trends of submarine pressure tank[J]. Ship Science and Technology, 2018, 40(1): 1-8 (in Chinese).
- [3] 孙倩,谢祚水. 潜艇外部耐压液舱结构优化设计 [J]. 华东船舶工业学院学报, 2000, 14(4): 6-11.  
SUN Q, XIE Z S. Research on the optimum design of outer pressure tank structure of submarine[J]. Journal of East China Shipbuilding Institute, 2000, 14(4): 6-11 (in Chinese).
- [4] 黄镇熙,王祖华. 潜艇耐压液舱设计 [J]. 舰船科学技术, 2012, 34(4): 30-35.  
HUANG Z X, WANG Z H. Research on submarine pressure tank design[J]. Ship Science and Technology, 2012, 34(4): 30-35 (in Chinese).
- [5] 戴睿婕,刘勇,程远胜,等. 外置式耐压液舱实肋板拓扑和开孔尺寸优化 [J]. 中国舰船研究, 2019, 14(6): 139-146.  
DAI R J, LIU Y, CHENG Y S, et al. Topology and opening size optimization design of solid floors in an outer tank of the pressure hull[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2019, 14(6): 139-146 (in both Chinese and English).
- [6] 郭雨,袁昱超,唐文勇. 基于强度分析的耐内压方形舱优化设计 [J]. 中国舰船研究, 2021, 16(6): 151-158.  
GUO Y, YUAN Y C, TANG W Y. Optimal design of internal pressure resistant square cabin based on strength analysis[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2021, 16(6): 151-158 (in both Chinese and English).
- [7] 秦洪德. 船舶结构优化设计 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2010.  
QIN H D. Ship structure optimization design[M]. Harbin: Harbin Engineering University Press, 2010 (in Chinese).
- [8] 国防科学技术工业委员会. 潜艇非耐压船体结构设计计算方法: GJB/Z 226—2006[S]. 北京: 国防科学技术工业委员会, 2006.  
National Defense Science, Technology and Industry Commission. Methods for design and calculation of submarine non-pressure hull structure: GJB/Z 226-2006[S]. Beijing: National Defense Science, Technology and Industry Commission, 2006 (in Chinese).
- [9] 中国人民解放军总装备部. 舰船通用规范总册——船体结构: GJB 4000—2000[S]. 北京: 中国人民解放军总装备部, 2001.  
PLA General Equipment Department. General specifications for naval ships: General volume—hull structure: GJB 4000-2000[S]. Beijing: PLA General Equipment Department, 2001 (in Chinese).
- [10] 吴剑国,赵莉萍,王建华. 工程结构混合离散变量优化的模拟退火方法 [J]. 工程力学, 1997, 14(3): 138-144.  
WU J G, ZHAO L P, WANG J H. A simulated annealing method for structural engineering optimization with mixed-discrete variables[J]. Engineering Mechanics, 1997, 14(3): 138-144 (in Chinese).
- [11] 陈连. 基于 SA 算法的压力容器离散变量优化设计研究 [J]. 压力容器, 2007, 24(2): 15-18,26.  
CHEN L. Study on discrete variables optimum design for pressure vessel based on simulated annealing algorithm[J]. Pressure Vessel Technology, 2007, 24(2): 15-18,26 (in Chinese).
- [12] 中国人民解放军总装备部. 舰艇用 10CrNiCu 钢板规范: GJB 8741—2015[S]. 北京: 中国人民解放军总装备部, 2015.  
PLA General Equipment Department. Specification for 10CrNiCu steel plate for naval: GJB 8741-2015[S]. Beijing: PLA General Equipment Department, 2015 (in Chinese).