

CSCD收录期刊 Scopus收录期刊 中交換心想刊 JST收录期刊 中国科技核心部刊 DOAJ收录期刊

无人潜器耐压壳体选型与承载特征规律研究

王硕 梅志远 付晓 钟毅

Pressure hull material selection and load law of unmanned underwater vehicle

WANG Shuo, MEI Zhiyuan, FU Xiao, ZHONG Yi

在线阅读 View online: https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.03334

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

环壳过渡对潜艇锥--锥连接结构强度和稳定性的影响

Effects of toroidal transition on strength and stability of submarine's cone-cone connection structure 中国舰船研究. 2020, 15(3): 111-116, 122 https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.01600

矩形耐压舱预应力支柱优化设计

Optimal design of prestressed pillars for rectangular pressure cabin 中国舰船研究. 2019, 14(1): 102–106 https://doi.org/10.19693/j.issn.1673–3185.01089

艉部新型球面舱壁结构强度及稳定性分析

Strength and stability analysis of new spherical bulkhead structure at stern 中国舰船研究. 2020, 15(2): 56–62 https://doi.org/10.19693/j.issn.1673–3185.01530

深海爬游机器人多腿位姿对巡游稳定性的影响

Influence of multi-legged pose of the deep-sea crawling-swimming vehicle on the stability during cruising 中国舰船研究. 2019, 14(5): 90-97 https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.01500

非金属潜水器耐压壳发展概况及展望

Development and prospects of non-metallic submersible pressure hull 中国舰船研究. 2020, 15(4): 9-18 https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.01632

悬挂式铝合金整体壁板压杆的稳定性校核方法

Stability checking method of pressure bars for suspended aluminum alloy single-piece bulkhead 中国舰船研究. 2020, 15(2): 70-75, 87 https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.01663



扫码关注微信公众号,获得更多资讯信息

本文网址: http://www.ship-research.com/cn/article/doi/10.19693/j.issn.1673-3185.03334

期刊网址:www.ship-research.com

引用格式: 王硕, 梅志远, 付晓, 等. 无人潜器耐压壳体选型与承载特征规律研究 [J]. 中国舰船研究, 2024, 19(4): 247–253. WANG S, MEI Z Y, FU X, et al. Pressure hull material selection and load law of unmanned underwater vehicle[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2024, 19(4): 247–253 (in both Chinese and English).

无人潜器耐压壳体选型与承载特征 规律研究



王硕', 梅志远*1, 付晓', 钟毅2

1 海军工程大学 舰船与海洋学院,湖北 武汉 430033
 2 中国人民解放军 91697 部队,山东 青岛 266000

摘 要:[**目6**]以无人潜器耐压结构轻量化设计技术为背景,以圆柱壳段为对象,开展典型材质耐压柱壳段 承载特征规律研究。[**方法**]首先,根据耐压壳力学特性,分析得出 5种典型材质耐压壳段的承载规律和最 优临界承载设计值(同时发生应力强度失效和稳定性失效);然后,基于工程需求,进一步探讨不同潜深时各 典型材质耐压壳段的承载特性。[**结果**]结果显示,随着潜深的增加,壳板的失效模式将由稳定性破坏逐渐 转变为强度破坏,最优临界承载设计值与材料属性有关;考虑承载效率等因素,在进行圆柱形耐压壳体材料 选型时,300 m 潜深范围内应选用铝合金壳体,300~600 m 潜深范围内宜选用钛合金和玻璃纤维复合材料 壳体,600~1000 m 潜深范围内建议选用钛合金和碳纤维复合材料壳体,1000~3000 m 潜深范围内的最佳方 案则选用碳纤维和硼纤维复合材料壳体。[**结论**]所做研究可为不同材质无人潜器耐压壳体材料选型提供 依据。

关键词:耐压壳体;应力;稳定性;失效模式;材料选型 中图分类号:U661.43;U663.1
文献标志码:A

DOI: 10.19693/j.issn.1673-3185.03334

Pressure hull material selection and load law of unmanned underwater vehicle

WANG Shuo¹, MEI Zhiyuan^{*1}, FU Xiao¹, ZHONG Yi²

1 College of Naval Architecture and Ocean Engineering, Naval University of Engineering,

Wuhan 430033, China

2 The 91697 Unit of PLA, Qingdao 266000, China

Abstract: **[Objectives**] This study takes a typical pressure hull segment of an unmanned underwater vehicle (UUV) as the object and explores its load bearing capacity law based on lightweight design technology. **[Methods**] First, several typical materials are analyzed using the mechanical properties of the pressure hull, load law and optimal critical load design value (stress strength failure and stability failure occur concurrently). The bearing properties of a typical pressure hull with varying depths are then discussed further in terms of the specific engineering requirements. **[Results**] The failure mode of the shell gradually transitions from stability failure to strength failure as the depth increases, and the optimal critical load design value is proportional to the qualities of the material. Taking bearing efficiency and other factors into consideration, aluminum alloy shells should be selected within the 300 m depth range, titanium alloy and glass fiber composite shells within the 300–600 m depth range, and titanium alloy and carbon fiber composite shells within the 600–1 000 m depth range. In the 1 000–3 000 m depth range, a carbon fiber and boron fiber composite shell is the ideal solution. **[Conclusions**] The findings of this study can be used to guide the design of pressure hulls for UUVs made of various materials.

Key words: pressure hull; stress; stability; failure modes; material selection

作者简介: 王硕, 男, 1999年生, 硕士生。研究方向: 舰船结构强度与振动。E-mail: wilson_0913@163.com

收稿日期:2023-04-24 修回日期:2023-08-07 网络首发时间:2024-04-17 19:25

梅志远, 男, 1973 年生, 博士, 教授, 博士生导师。研究方向: 舰船结构强度与振动。E-mail: Zhiyuan_mei@163.com *通信作者: 梅志远

0 引 言

无人潜器的耐压壳体在承受载荷的同时,还 需为内部设备(例如,能源电池)在水下航行时提 供稳定的工作环境^[1],是无人潜器的核心部件。 作为潜器浮力的主要提供者,耐压壳体在整体重 量中占比很大,而耐压壳体的结构形式将直接影 响潜器的有效载荷^[2]。同时,在耐压壳体的设计 过程中,还需在满足应力强度和稳定性的前提 下,综合考虑重浮比、空间利用率、壳体制作工艺 以及经济性等影响因素。因此,耐压壳体的选型 问题变得尤为重要。

耐压壳体结构有圆柱壳、球壳和藕节形等多 种形式,其中,圆柱壳的应用范围最为广泛。耐 压壳体主要由壳板和肋骨组成,其中壳板为耐压 壳体重量的主要组成部分。壳板材质的选择主要 取决于工作环境和承载情况,需同时考虑所受的 静水压力作用和海洋环境中材料的腐蚀等因素³³。 目前,无人潜器耐压壳体使用的材料可分为金属 和非金属2类,包括高强度钢、铝合金、钛合金和 复合材料等。

高强度钢因具有可设计性、可装配性、可生 产性以及经济性好的特点,目前,大多数潜器耐 压壳体的制作材料选用高强度钢^[1-3]。铝合金因其 低密度、高强度和良好的塑性等优点,被广泛应 用于水下滑翔机的耐压壳体中,如天津大学的水 下滑翔机 PETREL、美国的水下滑翔机 Spray Glider, Seaglider 和 Slocum^[46], 但该材料存在着焊 接较困难、对应力腐蚀敏感、在出现缺陷或裂缝 时会迅速发生整体破坏等缺点。钛合金因耐海水 腐蚀且具有较好的机械性能,被广泛应用于现役 的大深度工作型载人潜器中,但具有加工较困难 且经济性差的特点,因而较少应用于潜深较小的 潜器中。在耐压壳体设计中,复合材料的使用可 以减轻重量,降低重浮比,增强耐腐蚀性^[79],有试 验表明,在相同重量条件下,复合材料耐压壳体 相比钢质耐压壳体,其下潜深度可提高 3~4 倍^[10]。

本文将以圆柱壳段为研究对象,开展钛合 金、铝合金这2种金属材料以及碳纤维、玻璃纤 维和硼纤维这3种复合材料耐压壳段承载能力特 征规律及其承载效率分布规律的研究。首先,针 对几种典型材料,计算相同重量壳段的承载压 力,绘制承载压力曲线,探讨壳段承载强度特征 规律;然后,针对不同潜深的耐压壳段,计算满足 潜深要求的壳板重量,绘制重浮比-设计潜深曲 线,开展承载特性规律研究,为无人潜器耐压壳 体材料的选型提供依据。

静水压载下耐压环壳段强度特性 理论基础

承受静水压力的耐压壳段主要有2种失效破 坏模式:应力强度失效和稳定性失效。因此,壳 段在承受均匀静水压力 p₀时,不仅要考虑壳体因 应力强度不满足要求而发生的破坏,还要考虑壳 体因无法保证其稳定性而发生的屈曲变形。

1.1 应力强度分布规律

半径为 R、厚度为 t 的圆柱形耐压环壳段承 受均匀静水压力 p₀, 壳段侧壁和轴向同时承受载 荷作用, 该壳段的受力示意图如图 1 所示。



图 1 圆柱形耐压环壳段受力示意图 Fig. 1 Force diagram of cylindrical pressure hull ring segment

在壳段侧壁取一微元进行分析。根据旋转对称壳体的无矩理论,可知微元需要考虑轴向薄膜应力和环向薄膜应力。可以得到轴向应力和环向应力为:

$$\begin{cases} \sigma_{\varphi} = \frac{N_{\varphi}}{t} = -\frac{p_0 R}{2t} \\ \sigma_{\theta} = \frac{N_{\theta}}{t} = -\frac{p_0 R}{t} \end{cases}$$
(1)

式中: σ_{φ} 为轴向应力; σ_{θ} 为环向应力; N_{φ} 为轴向薄 膜内力; N_{θ} 为环向薄膜内力。

对于在均匀外压作用下的耐压环壳段,可以 通过2个假想的沿轴向的直径面截取出单位宽度 的壳带来进行研究,其力学模型如图2所示。图 中,q为均布载荷,T为壳带内的轴向(沿母线方 向)压缩力,w为径向位移。



图 2 圆柱形耐压壳体壳带力学模型

Fig. 2 Mechanical model of shell band of cylindrical pressure hull

从图 2 中可以看出, 在壳带跨度中点处, 径向 位移 w 最大, 此处的膜应力也最大。跨中处的环 向中面应力σ可以由下式^{□□}计算:

$$\sigma = -K_2^0 \frac{p_0 R}{t} \tag{2}$$

式中, K⁰₂为跨中壳板的环向中面应力系数, 可通 过结构参数 *u* 和β在文献 [12] 中查图得到。

1.2 圆柱壳段屈曲载荷计算公式

壳体在达到所承受载荷的临界值之前,其受 力和形变均处于平衡状态。一旦受到任何的外界 干扰,壳体的形变会迅速加剧而丧失稳定性,从 而向内凹陷形成有规律的凹凸波形。

环肋圆柱壳在受静水压力时,可通过能量法 求解总体失稳临界压力 p_E^[12]:

$$p_{\rm E} = \frac{1}{n^2 - 1 + \frac{1}{2}m^2\alpha^2} \left[\frac{D}{R^3} (m^2\alpha^2 + n^2 - 1)^2 + \frac{Et}{R} \frac{m^4\alpha^4}{(m^2\alpha^2 + n^2)^2} + \frac{EI}{R^3l} (n^2 - 1)^2 \right]$$
(3)

式中: m, n 为壳板失稳时沿壳板轴向和周向形成 的半波数; α 为与长径比有关的参数, $\alpha = \pi R/l$; l 为跨距; D 为圆柱壳的抗弯刚度, $D = Et^3/12(1-v^2)$, 其中 E 为材料弹性模量, v为材料泊松比; I 为肋 骨与带板的组合惯性矩。

式(3)等号右侧方括号内的3项从左向右依 次表示壳板抗弯刚度、壳板抗压刚度和肋骨抗弯 刚度对理论临界压力的影响。

为忽略跨距 l 对失稳临界压力的影响, 需确 定可以忽略跨距对壳板稳定性影响的临界跨距 l_0 。当跨距 l 足够小时, 使参数 $\alpha = \pi R/l >>1$, 再采 用减小壳板跨距 l 和增加肋骨尺寸的方法, 将无 法对圆柱壳的总体稳定性起到很好的提高作用^[13]。

王晓天等^[4]将总体理论失稳临界压力 p_E 分解为了轴向外压 $p_E^{(1)}$ 和横向外压 $p_E^{(2)}$,并引入了 肋骨尺寸参数 β 和厚径比尺寸参数 γ ,固定参数 β 和 γ 绘制 $p_E-\alpha$, $p_E^{(1)}-\alpha$ 和 $p_E^{(2)}-\alpha$ 曲线如图 3(图 中, P为临界承载压力)所示。通过曲线图可知, 当肋骨尺寸参数 β 和厚径比参数 γ 确定时, $p_E^{(1)}$ 与 $p_E^{(2)}$ 相交后圆柱壳的总体稳定性几乎保持不变。

短壳板发生轴对称失稳,即屈曲破坏时 n→0, 进一步整理式(3),可以简化为

$$p_{\rm E} = 2\frac{D}{R^3}m^2\alpha^2 + 2\frac{Et}{R}\frac{1}{m^2\alpha^2} \tag{4}$$

根据基本不等式,可知当且仅当式(4)等号右侧的2项相等时, $p_{\rm E}$ 有最小值,最小值 $P_{\rm E}$ 为

$$P_{\rm E} = \frac{2Et^2}{R^2} \sqrt{\frac{1}{3(1-v^2)}}$$
(5)



将式(5)与壳板发生非轴对称失稳时的理论

临界压力进行对比,可得壳板发生轴对称失稳的条件为^[15]:

$$\frac{0.643l}{\sqrt{Rt}} < 0.88\tag{6}$$

$$l < 1.369 \sqrt{Rt} \tag{7}$$

当跨距1满足式(7)时,可以忽略跨距1对理 论失稳临界压力值的影响,理论失稳临界压力值 可由式(5)计算。

2 耐压壳段最优临界承载设计值

2.1 材料性能参数

为探讨不同材质耐压壳段的承载能力以进一 步完成材料选型,选用 6061-T6 铝合金^[16]和 TC4 钛合金^[17]这 2 种均质材料,以及 T700 碳纤维复合 材料、E800 玻璃纤维复合材料^[17]和硼纤维复合材 料^[18]这 3 种复合材料,共 5 种典型材料作为代表, 探究了材料对壳板承载能力的影响规律。具体的 材料参数如表 1 所示。表中: E 为弹性模量,其下 标代表方向; G 为剪切模量,其下标代表不同的平 面; ρ 为材料密度; σ_s 为均质材料的屈服强度; X_c 为复合材料轴向压缩强度。

表 1 材料性能参数 Table 1 Material performance parameters

参数	铝合金	钛合金	碳纤维	玻璃纤维	硼纤维
$E_1(E)/\text{GPa}$	71	110	120	38.6	206.8
E_2 /GPa			7.3	8.3	18.6
G12(G)/GPa	27.6	41.9	5.9	4.4	4.5
G ₁₃ /GPa			5.9	4.4	4.5
G_{23} /GPa			3.0	2.1	2.6
$v_{12}(v)$	0.33	0.33	0.32	0.14	0.21
$\rho/(g \cdot cm^{-3})$	2.70	4.51	1.65	1.85	2.11
$\sigma_{\rm s}$ /MPa	290	890			
X _c /MPa			1 010	700	2 806

复合材料壳板选用 [45/-45]。铺层, 根据经典 理论对层合板弹性特性的假设, 复合材料的等效 弹性模量计算如式(8)^[19]所示。

$$E_{1} = \frac{A_{11}A_{22} - A_{12}^{2}}{A_{22}}, \quad E_{2} = \frac{A_{11}A_{22} - A_{12}^{2}}{A_{11}},$$
$$G_{12} = A_{66}, \quad v_{12} = \frac{A_{12}}{A_{11}}$$
(8)

式中,Aij为拉伸刚度矩阵的元素。

根据式(8),得到3种复合材料对应的等效工 程常数如表2所示。

表 2 复合材料对应的等效工程常数

Table 2 Equivalent engineering constants corresponding to composite materials

材料	E ₁ /GPa	E ₂ /GPa	G12/GPa	<i>v</i> ₁₂
碳纤维	20.04	20.04	30.85	0.7
玻璃纤维	13.00	13.00	11.19	0.47
硼纤维	16.65	16.65	54.62	0.85

文中采用最大应力准则作为复合材料失效判据,经坐标变换后,材料主轴方向的各应力分量 $\sigma_1, \sigma_2 和 \tau_{12}$ 均小于各自的强度。

2.2 耐压壳段最优临界承载设计值

联立式(2)和式(5),可解出壳板临界承载压 力 P关于厚径比 t/R 的分段函数为

$$P = \begin{cases} \frac{2Et^2}{R^2} \sqrt{\frac{1}{3(1-v^2)}}, & \frac{t}{R} \le \frac{[\sigma] \sqrt{3(1-v^2)}}{2K_2^0 E} \\ \frac{[\sigma]t}{K_2^0 R}, & \frac{t}{R} > \frac{[\sigma] \sqrt{3(1-v^2)}}{2K_2^0 E} \end{cases}$$
(9)

式中: [*σ*] 为材料临界应力,均质材料的 [*σ*] 为*σ*_s, 复合材料的 [*σ*] 为最大应力准则中先发生失效的应力边界值。

分析式(9)可知,不同材质壳板的失效模式均随 着厚径比的增加,由稳定性失效逐渐变为应力强度 失效。本文认为,当稳定性失效与应力强度失效同时 发生时,壳段对应的临界承载压力 P 为最优临界 承载设计值,在此处的材料性能利用效率最高。

最优承载设计值对应的厚径比与材料参数有 关,本文所选5种材料先后出现最优承载设计值 的顺序为:铝合金—钛合金—碳纤维—玻璃纤维— 硼纤维。

3 耐压壳段承载规律研究

3.1 壳段承载能力特征规律研究

根据式(9),可以绘制出壳板临界承载压力-厚径比关系函数图像。以钛合金为例,绘制的函 数图像如<mark>图4</mark>所示。

图像的前半段与厚径比 *t*/R 成二次函数关系, 壳板临界承载压力 *P* 由稳定性主导;后半段与厚 径比 *t*/R 成一次函数关系,壳板临界承载压力 *P* 由壳板应力强度主导。根据式(9)进行判断,发 现壳板在稳定性主导阶段的临界承载压力主要与 材料的弹性模量成正相关,在强度主导阶段的临 界承载压力主要与材料的许用应力正相关,这 2 种失效模式的分界点则同材料临界应力与弹性 模量的比值 [σ]/E 正相关。



图 4 壳板临界承载压力-厚径比关系函数图像



3.2 壳段承载效率分布规律研究

壳段的重浮比为壳段自身重力与壳段浸没时 浮力的比值,为无量纲量。重浮比越小,壳段能 提供的浮力越大,承载效率越高。本文选用重浮 比来刻画壳段的承载效率。

联立式(2)和式(5),可得壳板厚度 *t*关于 *p*₀ 的分段函数为:

$$t = \begin{cases} \left(\frac{p_0 R^2 \sqrt{3(1-\nu^2)}}{2E}\right)^{\frac{1}{2}}, & p_0 \leq \frac{[\sigma]^2 \sqrt{3(1-\nu^2)}}{2K_2^{0^2} E} \\ K_2^0 \frac{p_0 R}{[\sigma]}, & p_0 > \frac{[\sigma]^2 \sqrt{3(1-\nu^2)}}{2K_2^{0^2} E} \end{cases}$$
(10)

式中, p₀为壳段承受的静水压力, 其与潜深成线 性关系。

壳段的重浮比关于潜深的函数为:

$$\begin{cases} \frac{2\rho}{\rho_{w}} \left(\frac{p_{0}\sqrt{3(1-\nu^{2})}}{2E}\right)^{\frac{1}{2}}, & p_{0} \leq \frac{\left[\sigma\right]^{2}\sqrt{3(1-\nu^{2})}}{2K_{2}^{0^{2}}E} \\ \frac{2\rho K_{2}^{0} \frac{p_{0}}{\left[\sigma\right]}}{\rho_{w}}, & p_{0} > \frac{\left[\sigma\right]^{2}\sqrt{3(1-\nu^{2})}}{2K_{2}^{0^{2}}E} \end{cases}$$
(11)

式中, ρ_w 为水的密度。

以钛合金为例,绘制函数图像如图5所示。



图 5 重浮比--设计潜深关系函数图像

Fig. 5 Relational function between weight to buoyancy ratio and design depth

图 5 中, 实线表示壳板稳定性失效对应的最 小重浮比, 虚线表示应力强度失效对应的最小重 浮比。分析曲线分区图可知, 稳定性失效曲线以 上的部分满足壳板稳定性要求, 应力强度失效曲 线以上的部分满足应力强度要求, 共同满足稳定 性和应力强度要求的白色区域才能满足耐压壳板 的基本承载要求。

图 5 中的粉色区域仅满足应力强度要求,不 满足稳定性要求,因此发生稳定性失效,在此阶 段,壳段最小重浮比与潜深的 1/2 次幂正相关;蓝 色区域仅满足稳定性要求,不满足应力强度要 求,因此发生应力强度失效,在此阶段,重浮比与 潜深正相关;灰色区域部分同时位于稳定性失效 曲线与应力强度失效曲线下部,在此区域内,壳 板稳定性与应力强度均不满足要求。

稳定性失效和应力强度失效的重浮比分界点 与比值 [σ]²/E 及材料泊松比ν、系数K₂⁰相关。在 此分界点处,壳板的应力强度和稳定性同时失 效,可以认为在该点设计壳板材料利用效率最 高,也同为最优的临界承载设计值。

3.3 不同失效模式下壳板承载规律

3.3.1 稳定性失效

分析式(9)可知,在稳定性失效模式下,壳板 的临界承载压力 P 与材料的弹性模量 E 和厚径 比 t/R 的二次幂正相关。在此阶段,应选择大模 量的材料,以确保壳板有更大的承压优势。

分析式(11)可知,在稳定性失效模式下,耐压 壳板的重浮比与壳板材料密度 ρ 和弹性模量E的 比值 ρ/\sqrt{E} 负相关,而与厚径比t/R无关。在此失 效模式下,应优先考虑采用低密度高模量的材料 制作壳板,以保证壳板有更高的承载效率。

3.3.2 应力强度失效

在应力强度失效模式下,壳板的临界承载压

力 *P*与材料的临界应力 [σ] 正相关。在此阶段, 可以选择高强度材料,以确保壳板有更大的承压 优势。

在此失效模式下, 壳板的重浮比与壳板材料 密度 ρ 和许用应力的比值 ρ/[σ] 负相关, 应优先考 虑采用低密度高强度的材料制作壳板。

4 不同材质耐压壳段承载规律分析

4.1 不同材质承载特征规律

为了验证相同重量不同材料壳板的承载能力,引入参数δ,如式(12),计算几种材料在不同 δ下的临界承载压力 P,绘制临界承载压力 P-δ关 系曲线如图 6 所示。

$$\delta = \frac{t}{R} \frac{\rho}{\rho_{\rm w}} \tag{12}$$





整体来看,除硼纤维复合材料的失效模式为 稳定性失效外,其余4种材料的失效模式均随δ的 增加产生变化,由稳定性失效变为应力强度失 效,即出现了2种失效模式的转折点。硼纤维复 合材料因其比模量较高,在δ<0.08时并未出现破 坏模式的转折点。其余4种材料出现转折点的先 后顺序分别为:铝合金—钛合金—碳纤维复合材 料—玻璃纤维复合材料。

从图 6 中可以看出,相同重量的几种材料在 $\delta < 0.01$ 时其承载压力相近,此时可以优先选择加 工性能好、成本低的材料;当 δ 介于 0.01 与 0.05 之 间时,碳纤维复合材料和硼纤维复合材料的承载 优势明显,钛合金相比铝合金和玻璃纤维复合材 料有更优的承载优势;在 $\delta = 0.03$ 时,玻璃纤维复 合材料和铝合金的承载能力相近;当 $\delta > 0.03$ 时, 铝合金完全丧失承载优势;当 $\delta > 0.055$,硼纤维复 合材料和碳纤维复合材料以绝对的优势超过另 外 3 种材料,玻璃纤维复合材料的承载能力逐渐 超过钛合金。

4.2 不同材质壳段承载效率分布规律

为了探讨不同材质壳段的承载能力规律,分 别对铝合金和钛合金这2种金属材料以及碳纤 维、玻璃纤维和硼纤维这3种[45/-45]。铺层的复 合材料壳板进行计算,以计算在各潜深下满足应 力强度要求和稳定性要求的最小壳板厚度t,整理 数据并绘制出重浮比-潜深曲线如图7所示。





分析图 7可知,不同材料圆柱形耐压壳段在 静水压力作用下其潜深-重浮比曲线的变化规律 相似。在 3 000 m 潜深以内,除硼纤维复合材料 壳板表现为稳定性失效以外,其余材料的失效模 式均表现为随潜深的增加由稳定性失效变为应力 强度失效。由于铝合金的弹性模量最小,在相同 厚度下能承受的屈曲压力也最小,和钛合金相 比,铝合金将更早到达失效模式分界点,从稳定 性失效变为应力强度失效;反观钛合金则由于其 屈服强度较大,相比之下进入应力强度失效的潜 深更深。复合材料的失效模式分界点均出现在 1 500 m 潜深以后,晚于金属材料的失效模式分 界点。

硼纤维复合材料和碳纤维复合材料的重浮比 在相同潜深下一直处于5种材料的末位。从承载 效率的角度来看,在同一潜深下,选用碳纤维复 合材料和硼纤维复合材料对耐压壳段减重和承载 能力均有不同程度的提升。但考虑到硼纤维复合 材料的价格劣势和碳纤维复合材料可导电的性 质,需要在相应的方面做出部分牺牲。同时,铝 合金、钛合金和玻璃纤维复合材料的重浮比曲线 产生了交点,这就意味着在交点左右的潜深下, 耐压壳板材料选择的优先级可能会发生变化。

综合考虑壳段承载效率、材料性能利用效率 和经济性等因素,根据图7所示曲线,建议在300m 潜深范围内,材料的适用性排序为铝合金>钛合 金>玻璃纤维复合材料>碳纤维复合材料>硼纤维 复合材料;在300~600m潜深范围内,材料的适 用性排序为钛合金>玻璃纤维复合材料>铝合金> 碳纤维复合材料>硼纤维复合材料;在600~1000m 潜深范围内,材料的适用性排序为钛合金>碳纤 维复合材料>玻璃纤维复合材料>硼纤维复合材 料>铝合金;在1000~3000m潜深范围内,材料 的适用性排序为碳纤维复合材料>硼纤维复合材 料>玻璃纤维复合材料>钛合金>铝合金。在具体 的工程实际问题中,还需进一步针对材料的可加 工性、经济性和功能适用性等指标进行综合分 析,从而给出具体潜深下的材料选型最优解。

5 结 论

本文基于应力强度失效和稳定性失效,分析 得出了几种典型材质耐压壳段的最优临界承载设 计值,并基于工程需求,进一步探讨了不同潜深 下2种金属材料和3种[45/-45]。铺层复合材料耐 压壳段的承载特性,主要得到如下结论:

 1) 壳板失效模式会随着潜深的增加由以稳 定性主导过渡到以强度主导,这2种失效模式的 分界点与材料属性有关,其中复合材料分界点的 设计潜深偏大,相对于金属材料,其会更晚地出 现失效模式的转变。

2)以重浮比作为承载效率评价指标,在稳定 性失效阶段,壳板应选择低密度高模量的材料; 在应力强度失效阶段,壳板应选择低密度高强度 的材料。

3)在相同重量的几种典型材料中,当参数 $\delta < 0.01$ 时,几种典型材料的承载能力相近;当 δ 介于 0.01 与 0.055 之间时,碳纤维复合材料和硼 纤维复合材料相对于其他 3 种材料具有明显的承 载优势;在 $\delta = 0.03$ 时,玻璃纤维复合材料和铝合 金的承载能力相近;当 $\delta > 0.06$ 时,硼纤维复合材 料和碳纤维复合材料的承载优势远高于其他材料。

4)综合考虑壳段承载效率、材料性能利用效 率和经济性等因素,在圆柱形壳体材料选型中, 建议 300 m 潜深范围内的应选用铝合金壳体, 300~600 m 潜深范围内的宜选用钛合金和玻璃 纤维复合材料壳体,600~1000 m 潜深范围内的 建议选用钛合金和碳纤维复合材料壳体,1000~ 3000 m 潜深范围内的最佳选择方案为碳纤维和 硼纤维复合材料壳体。

参考文献:

[1] 曲文新.载人潜水器耐压壳结构设计与分析 [D]. 哈尔

滨:哈尔滨工程大学,2013.

QU W X. Structure design and analysis of pressure hull in manned submersible[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2013 (in Chinese).

[2] 施德培,李长春.潜水器结构强度 [M]. 上海: 上海交通 大学出版社, 1991.

SHI D P, LI C C. Structural strength of submersible[M]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 1991 (in Chinese).

- [3] 罗珊, 李永胜, 王纬波. 非金属潜水器耐压壳发展概况及展望 [J]. 中国舰船研究, 2020, 15(4): 9–18.
 LUO S, LI Y S, WANG W B. Development and prospects of non-metallic submersible pressure hull[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2020, 15(4): 9–18 (in Chinese).
- [4] 温浩然,魏纳新,刘飞.水下滑翔机的研究现状与面临的挑战 [J]. 船舶工程, 2015, 37(1): 1-6.
 WEN H R, WEI N X, LIU F. Research of current situation and future challenges of underwater glider[J]. Ship Engineering, 2015, 37(1): 1-6 (in Chinese).
- [5] 梅志远. 舰船复合材料结构物应用工程技术特点及内涵 分析 [J]. 中国舰船研究, 2021, 16(2): 1-8.
 MEI Z Y. Characteristic analysis and prospect of applied engineering technology for composite structures of naval ships[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2021, 16(2): 1-8 (in Chinese).
- [6] CASTRO S G P, MITTELSTEDT C, MONTEIRO F A C, et al. Evaluation of non-linear buckling loads of geometrically imperfect composite cylinders and cones with the Ritz method[J]. Composite Structures, 2015, 122: 284– 299.
- [7] DAVIES P, CHOQUEUSE D, BIGOURDAN B, et al. Composite cylinders for deep sea applications: an overview[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2016, 138 (6): 060904.
- [8] WEI R F, PAN G, JIANG J, et al. Influence of ply angle and length on buckling behavior of composite shells under hydrostatic pressure[J]. Journal of Reinforced Plastics and Composites, 2019, 38(10): 478–491.
- [9] FU X, MEI Z Y, BAI X F, et al. Mechanical properties and optimal configurations of variable-curvature pressure hulls based on the equal-strength shell theory[J]. Ocean Engineering, 2022, 266: 112938.
- [10] 刘土光. 复合材料在舰船上的应用展望 [J]. 舰船科学技术, 2005, 27(3): 9–11.
 LIU T G. Development applied of composite structures

for naval ships and submarines[J]. Ship Science and Technology, 2005, 27(3): 9–11 (in Chinese).

[11] 中国船级社. 潜水系统和潜水器入级规范 [R]. 北京: 中国船级社, 2018.

China Classification Society. Rules for classification of diving systems and submersibles[R]. Beijing: China Classification Society, 2018 (in Chinese).

- [12] 欧阳吕伟, 叶聪, 李艳青, 等. 大深度潜水器耐压结构强度计算方法 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2022. OUYANG L W, YE C, LI Y Q, et al. Calculation method of structural strength of large depth submersible under pressure[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2022 (in Chinese).
- [13] 王小明. 纵横加肋圆柱壳稳定特性 [J]. 舰船科学技术, 2014, 36(7): 28-32.
 WANG X M. Research on stability of characteristic of longitudinal and transverse stiffened cylindrical shells[J]. Ship Science and Technology, 2014, 36(7): 28-32 (in Chinese).
- [14] 王晓天,姚文,梁超.不同纵横均匀外压作用下环肋圆 柱壳稳定性分析 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2007, 28(10): 1079–1083.
 WANG X T, YAO W, LIANG C. Research on stability of ring-stiffened cylindrical shells under various uniform lateral external pressures[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2007, 28(10): 1079–1083 (in Chinese).
- [15] 武杰. 再论环肋圆柱壳总体稳定的"新特性"[J]. 舰船科 学技术, 1997(1): 13-17.
 WU J. "New characteristics" of stability for ring-stiffened cylindrical shells[J]. Ship Science and Technology, 1997(1): 13-17 (in Chinese).
- [16] PAPPU S. Hydrocode and microstructural analysis of explosively formed penetrators[D]. El Paso: University of Texas, 2000.
- [17] 辛春亮,朱星宇,薛再清,等.有限元分析常用材料参数 手册 [M]. 2版.北京:机械工业出版社, 2022.
 XIN C L, ZHU X Y, XUE Z Q, et al. Parameter manual of materials commonly used in finite element analysis
 [M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2022 (in Chinese).
- [18] CMH-17 协调委员会. 复合材料手册 第 2 卷 聚合物基复合材料——材料性能 [M]. 汪海, 译. 上海: 上海交通大学出版社, 2016: 760-765.
 CMH-17 Coordination Committee. Composite material handbook. Volume 2: polymer matrix composites material properties[M]. WANG H, trans. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 2016: 760-765 (in Chinese).
- [19] 郭炳斌,陈良斌,成强.复合材料等效模量的计算 [J]. 科技创新导报, 2014(16): 195–195.
 GUO B B, CHEN L B, CHENG Q. Calculation of equivalent modulus of composite materials[J]. Science and Technology Innovation Herald, 2014(16): 195–195 (in Chinese).