

引文格式:

张永亮, 江敏, 季念迎, 等. 20 MPa 高压消声水池系统设计 [J]. 集成技术, 2021, 10(2): 63-74.

Zhang YL, Jiang M, Ji NY, et al. The system design of 20 MPa high pressure anechoic water tank [J]. Journal of Integration Technology, 2021, 10(2): 63-74.

20 MPa 高压消声水池系统设计

张永亮¹ 江敏¹ 季念迎² 高平² 黄逸凡^{1*}

¹(中国科学院深圳先进技术研究院 先进材料科学与工程研究所 深圳 518055)

²(山东拓普液压气动有限公司 济南 250107)

摘 要 随着我国深海探测活动的不断增多, 适用于深海声学传感、声学通讯的各种换能器、传感器以及相关产品需求不断增加, 同时对声学测试平台的要求也越来越高。该文提出了一种 20 MPa 高压消声水池设计方案, 可以满足 2 000 m 水深以内的静压力测试, 同时配以声学计量系统可实现不同水深条件下的声学性能测试。耐压舱采用圆柱形外壳, 两端端盖为半球形, 内部直径 1.5 m, 中心轴向长度 3.0 m, 舱顶部设有两个法兰窗口, 窗口内径 200 mm, 中心间距 1.0 m, 可满足最大尺寸不超过 0.1 m 的声学器件的测量。舱内部安装红松木质的消声尖劈。尖劈采用中空结构, 安装后的舱内有效内径 0.9 m, 有效长度 2.14 m (中心轴向)。声学测量 (自由场互易法) 的设计频率下限为 10 kHz。基于 Comsol 声学模拟, 10~58 kHz 频段的回声干涉量大于 1 dB, 可采用脉冲波法测量, 其中发射脉冲宽度不超过最短声程差 230 μ s (声速 1 500 m/s)。58 kHz 以上频段的回声干涉量不超过 1 dB, 可采用连续波法测量。此外, 舱内设有旋转转动机构和轴向伸缩机构, 可满足不同角度和不同距离的测量要求, 同时设有照明和摄像系统, 满足实时观测的需求。舱内中间段的消声尖劈设计为可拆卸式, 且一端舱盖为电动开合设计, 因此也可满足较大尺寸仪器设备的静压力测试需求。

关键词 深海; 高压舱; 消声水池; 消声模拟

中图分类号 P 754 文献标志码 A doi: 10.12146/j.issn.2095-3135.20201009001

The System Design of 20 MPa High Pressure Anechoic Water Tank

ZHANG Yongliang¹ JIANG Min¹ JI Nianying² GAO Ping² HUANG Yifan^{1*}

¹(Institute of Advanced Materials Science and Engineering, Shenzhen Institute of Advanced Technology,

Chinese Academy of Sciences, Shenzhen 518055, China)

²(Shandong Tuopu Hydraulic Pneumatic Co., Ltd, Jinan 250107, China)

*Corresponding Author: yf.huang@siat.ac.cn

Abstract With the increasing activities of deep-sea exploration in China, the demand for various

收稿日期: 2020-10-09 修回日期: 2020-11-11

基金项目: 深圳市科技研发资金项目 (JCYJ20180507182200750); 广东省促进经济发展专项项目 (GDME-2018D004); 2019 年中央引导地方科技发展专项资金项目

作者简介: 张永亮, 硕士, 工程师, 研究方向为声学建模与仿真; 江敏, 硕士, 研究方向为高电压与放电等离子体; 季念迎, 高级工程师, 研究方向为深海装备的液压传动及耐压密封; 高平, 工程师, 研究方向为深海装备的液压传动及耐压密封; 黄逸凡 (通讯作者), 正高级工程师, 博士研究生导师, 研究方向为高电压与放电等离子体技术、海底资源环境调查技术, E-mail: yf.huang@siat.ac.cn.

transducers, sensors and related products suitable for deep-sea acoustic sensing and testing platforms are also increasing. In this paper, a 20 MPa high-pressure anechoic tank is designed to satisfy the static pressure test within 2 000 meters of water depth, and the acoustic performance test under different water depths can be realized with the additional acoustic metering system. The tank adopts a cylindrical shell, and the covers at both ends are hemispherical. Its inner diameter is 1.5 m and the length at the central axis is 3.0 m. Two flange openings at the top of the tank are provided with a spacing of 1.0 m, which can satisfy the measurement of acoustic devices with a size up to 0.1 m. The water tank is internally equipped with Korean pine made silencing wedges. The wedge has a hollow structure, and the installed cabin has an effective inner diameter of 0.9 m and an effective length of 2.14 m (central axis). The lowest working frequency of acoustic measurement (free field reciprocity method) is designed as 10 kHz. According to the Comsol simulation results, the echo interference from 10 kHz to 58 kHz is larger than 1 dB, which means the measurement should use pulse wave method, and the transmission pulse width does not exceed the shortest sound path difference of 230 μs (sound speed: 1 500 m/s). The echo interference in the frequency band above 58 kHz does not exceed 1dB, which means continuous wave method can be used. Besides, the cabin is equipped with a rotating mechanism and an axial telescopic mechanism, which can meet the measurement requirements of different angles and distances. At the same time, it is equipped with lighting and camera to meet the needs of real-time observation. The anechoic wedge in the middle section of the cabin is designed to be detachable, and the hatch cover at one end is designed to be electrically opened and closed, so it can also meet the static pressure test requirement of large-sized equipment.

Keywords deep sea; hyperbaric water tank; anechoic pool; anechoic simulation

Funding This work is supported by Shenzhen Science and Technology Innovation Committee (JCYJ20180507182200750), Guangdong Economic Development Promoting Projects (GDME-2018D004) and the Central Government Guided Funds for Local S & T Development in 2019

1 引 言

了解海洋、认识海洋，不仅是海洋强国战略的基石，也是人类科学探索的重要内容。无论是“数字海洋”、“透明海洋”还是“智慧海洋”，感知和信息传递是核心内容。声学 and 光学是海洋探测最主要的两个手段和方法，尤其声音是水下信息传播最有效的媒介，因此发展水下声学传感及探测技术是认识海洋的必然手段。随着国家深远海战略的实施，国内的海洋科学研究逐步由“浅蓝”走向“深蓝”^[1]，典型代表就是 7 000 m 级“蛟龙”^[2]和 4 500 m 级“深海勇

士”^[3]两艘载人深潜器开展了多年的常规作业。目前，11 000 m 级载人潜水器“奋斗者”已实现万米深潜测试。“奋斗者”作为全世界首艘可以搭载 3 名潜航员进行万米深渊科考的潜水器下水，标志着我们国家在深海探索方面走到了世界前列^[4]。然而，我国的海洋科考仪器仍然严重依赖进口，尤其是在深海探测仪器，其中主要原因是我们对传感器或元器件等相关基础研究不够重视，一些基础或核心的传感器或元器件没有取得技术突破或远落后于世界先进水平^[5]。

通常地，深海仪器的研制周期较长。在传感器层面，研制的样品一般需要经过实验室验证

和送检测试两个阶段, 后者根据国家或行业相关标准开展性能参数、压力试验、环境试验等一系列测试。在仪器层面, 研制的样机也需要经过上述系列测试才可以下海进行验证^[6]。以声学仪器为例, 声学换能器是核心硬件, 也是目前限制水下声学通讯等技术发展的主要瓶颈。深海声学换能器除了需要开展灵敏度、带宽、指向性等与常规声学换能器一样的性能测试以外, 还需要测试不同水深条件下的上述性能指标变化, 由此验证其深海环境的适用性。随着深海探测活动的不断增多, 适用于深海声学传感、声学通讯的各种换能器、传感器以及相关产品需求不断增加, 同时随着这些器件工作水深的不断增加, 对测试平台的要求也越来越高^[7]。常规消声水池体积大, 安装吸声尖劈, 测试所需的声场环境好, 但一般只能实现水深 10 m 以内的测量和标定, 无法满足更大深度的测试需求, 而耦合腔互易法要求腔体长度和内径不超过被检上限频率对应声波波长的 $1/10$ ^[8], 只适用于小尺寸无指向的声学器件测试, 无法测试上限频率较高或尺寸较大的换能器阵列。为解决这一问题, 几个水声研究的强国都设计制造了高压消声水池, 即在常规高水静压舱内设计并安装吸声材料或结构, 形成在一定频段内的局部自由声场测试条件, 如美国水声计量中心(USRD)的 18.6 MPa 高压消声水池^[9]、英国国家物理实验室(NPL)的 6.8 MPa 高压消声水池^[10]、日本防卫省防卫研究所(NIDS)第五研究中心的 18 MPa 高压消声水池^[11]以及我国杭州应用声学研究所(Hangzhou Applied Acoustics Research Institute, HAAR)的 10 MPa 高压消声水池^[12]。

上述高压消声水池在推动深海声学器件和仪器的研制提供了基础测试条件。本文以上述工作的文献资料为基础, 设计了一个最高工作静压力达到 20 MPa 的高压消声水池。该装置不仅可以实现常规 2 000 m 水深以内器件和仪器的耐压测试, 而且配以声学计量系统能实现不同水深条

件下的声学性能测试, 在满足相关高校、科研机构以及企业的测试需求的同时, 对 HAAR 的 10 MPa 高压消声水池是一个更大工作水深的补充, 使我们国家的高压消声水池的最大模拟水深达到世界先进水平。

2 系统设计

2.1 系统功能设计

本文设计的高压消声水池主要实现被测器件或设备的压力测试, 同时开展其声学性能测试。其中, 压力测试采用水增压方式进行升压, 最高测试压力位为 20 MPa。声学性能测试包括灵敏度(接收换能器)或声源级(发射换能器)、响应频带宽度以及指向性等。为满足上述功能, 除了对水池的结构主体、连接器进行耐压设计以外, 其内部四壁需进行消声设计, 即设计并安装能够承受深水静压力的消声尖劈, 在要求的测量频段内, 水池内部声学性能达到相关计量标准要求。

水声测量对声场环境具有严格的条件要求。根据国家质量监督检验检疫总局颁布的国家计量技术规范 JJF 1146-2006《消声水池声学特性校准规范》, 除了水池内本底噪声和界面反射因素以外, 消声水池声学性能的主要技术要求是在自由声场区域或频率范围(固定测量位置和测量距离)内, 一般测量条件下的回声干涉量不超过 1.0 dB^[13]。在测量方法方面, 对于满足上述自由声场条件的区域或频率范围, 可以采用连续波法, 而回声干涉量超过标准的则采用脉冲波法。无论是采用连续波还是脉冲波, 消声水池都有可测量的频率下限。其中, 频率下限主要取决于消声水池的内部尺寸大小、界面反射和测量距离。对于连续波测量, 一般水池越大, 界面反射越小, 频率下限越低。由于高压消声水池与一般消声水池相比内部尺寸小很多, 因此测量频率下限较高。对于脉冲波测量, 脉冲宽度不能超过直达波与反射波的最短声

程差。考虑到至少一个脉冲周期，测量频率下限一般不低于一个脉冲周期对应的频率值。综上所述，本文设计的高压消声水池的可测量频率范围分为两部分：在高频段，满足自由声场条件的采用连续波法；在低频段，满足最短声程差要求的采用脉冲波法。具体频段范围在本文第4小节内部消声设计具体给出。

对于具有指向性的声学换能器测试，一般采用改变被测元件角度或者改变测试元件的位置来实现。高压消声水池内部空间较小，宜采用前一种方法，即改变被测元件角度，因此本文在高压消声水池内部增加了步进控制的旋转转动机构。同时考虑不同距离测量需求，增加了一个步进控制的中心轴向伸缩机构，具体设计见本文第3小节。由于高压消声水池的密闭结构，不带视窗，因此为满足测量过程中舱内实时观测的需求，内部设有照明和摄像系统，且通过外设控制系统可以实时调节舱内摄像的观测角度。此外，舱内中间段的消声尖劈为可拆卸，耐压舱一端的舱盖为可开合设计，因此也可满足较大尺寸仪器设备的静压力测试需求。

2.2 系统结构设计

基于上述主要功能设计要求，本文设计的高压消声水池系统主要包括以下几部分：耐压舱及

其增压控制系统、转动机构及其步进控制系统、伸缩机构及其液压控制系统、消声尖劈及其拆卸安装机构、内部照明、摄像等辅助设备。具体系统结构设计如图1所示。

耐压舱中间段采用圆柱形外壳，两端为半球形封头，结构耐压 20 MPa，内径 1.5 m，中心轴向长度 3.0 m，内部安装消声尖劈后的有效内径 0.9 m，有效长度 2.14 m(中心轴向)。一端舱盖为液压驱动的电控开合设计，其端部为舱内轴向伸缩机构的液压驱动装置和控制接口，另一端为不可拆卸的焊接封头，其端部为内部照明和摄像的接口。舱顶部设有两个法兰窗口，窗口中心间距 1.0 m，根据换能器之间距离应大于或等于被测声学部件水平方向尺寸的 10 倍要求^[14]，可满足尺寸不超过 0.1 m 的器件测量要求。上述系统结构的详细设计，包括耐压舱和内部消声如下所述。

3 耐压舱设计

3.1 结构强度设计

耐压舱中间段内径 1.5 m，长度为 1.6 m，焊接封头内部有效半径 0.75 m，开合端盖内部有效半径 0.7 m。对于承压舱体，影响结构强度的主要因素是壁厚和材料^[14]。壁厚的确定根据临界长

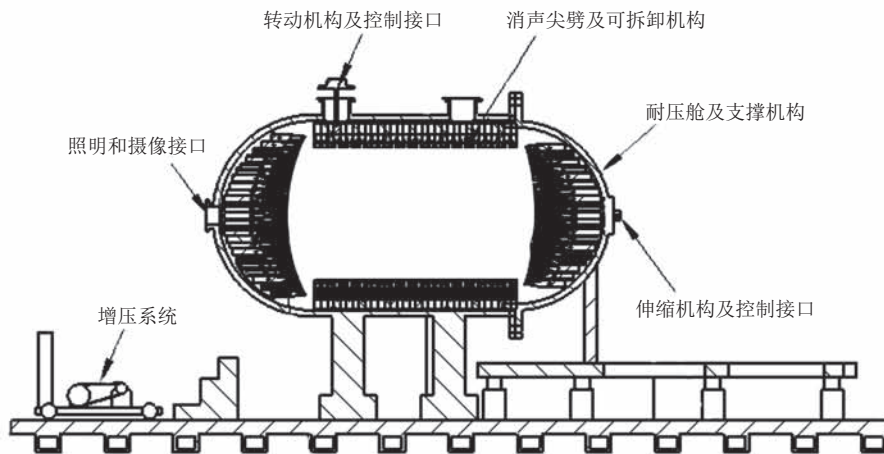


图1 高压消声水池系统结构

Fig. 1 High-pressure anechoic tank system structure

度分为长圆筒和短圆筒设计方案。两种方法的区别是长圆筒刚性封头对筒体中部变形不能起到有效的支撑作用, 最容易失稳压瘪, 而短圆筒两端封头对筒体变形有约束作用。当圆筒设计长度大于临界长度时, 按长圆筒方案进行设计, 反之当圆筒设计长度小于临界长度时, 按短圆筒方案进行设计。临界长度和舱体壁厚、内径有关, 如公式(1)所示:

$$L_{cr}=1.17D_0\sqrt{\frac{D_0}{\delta_e}} \quad (1)$$

其中, L_{cr} 为临界长度, mm; D_0 为舱体内径, mm; δ_e 为舱体有效壁厚, mm。首先根据短圆筒壁厚设计公式:

$$\delta=\frac{p_c D_0}{2(\sigma_b/m)} \quad (2)$$

其中, δ 为壁厚, mm; p_c 为设计工作压力, MPa; σ_b 为材料抗拉强度, MPa; m 为安全系数, 无量纲。本文设计耐压舱工作压力为 20 MPa, 内径为 1 500 mm, 中间段采用的材料为合金钢 20 CrMo, 其抗拉强度为 885 MPa, 同时安全系数设计取值为 5, 由此壁厚计算值为 84.7 mm, 设计取整 85 mm, 代入公式(1)可得临界长度为 7.4 m, 远大于设计长度, 因此满足短圆筒设计要求。焊接封头的材料与舱体一致, 其壁厚按公式(3)计算结果为 42.9 mm, 设计取整 43 mm。由于密封端面需要, 开合端盖的内径略小于焊接封头, 同时材料设计为抗拉强度略高的合金钢 35 CrMo, 抗拉强度为 985 MPa, 其壁厚取值与焊接封头一致。

$$\delta=\frac{p_c D_0}{4(\sigma_b/m)-0.4p_c} \quad (3)$$

舱体顶部的两个法兰内径为 0.2 m, 其壁厚设计方法采用公式(2), 材料采用合金钢 20 CrMo, 得到的壁厚计算值为 11.2 mm, 设计取整 12 mm。同时窗口的密封端盖设计应满足公式(4), 端盖材料为合金钢 35 CrMo, 厚度计算值为 28.2 mm,

设计取值 29 mm。

$$\delta\geq 0.433D_0\left(\frac{mp_c}{\sigma_b}\right)^{0.5} \quad (4)$$

3.2 锁紧螺栓及密封结构设计

开合端盖锁紧采用高强度螺栓, 结构简单, 易操作。端盖所受应力的计算公式如下:

$$F=A_0\times p_c\times 10^3 \quad (5)$$

其中, F 为端盖所受应力, kN; A_0 为端盖内表面积, m^2 。以最高工作压力 20 MPa 进行计算, 可得最大应力为 34 618.5 kN(折合 3 532.5 t)。初步选取规格为 M64×4 的 12.9 级高强度螺栓, 单个螺栓的保证载荷为 115 t, 计算螺栓数量为 30.7 个, 设计取整并保证有效余量的基础上设置为 36 个。锁紧螺栓的具体设计如图 2 所示。

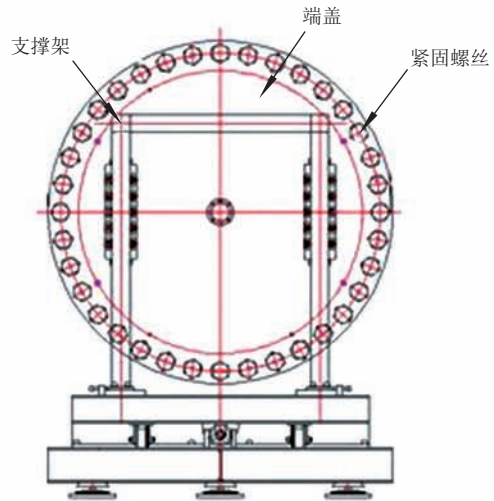


图 2 可开合舱盖紧固方式设计

Fig. 2 Fastening design of openable hatch cover

舱体最高工作压力 20 MPa 属中压范围, 但直径尺寸较大。为提高密封安全性, 本文设计 3 道密封, 包括一用一备 2 道径向 O 型圈密封, 外加 1 道轴向辅助密封。密封结构详见图 3。

3.3 旋转转动和轴向伸缩机构设计

旋转转动机构安装在舱体顶端的一个窗口法兰上, 由减速步进电机驱动, 旋转角度为 $\pm 60^\circ$, 定位精度 $\pm 0.1^\circ$, 两端极限位置有磁感应限位开关。电机通过传动轴传递动力, 舱内压

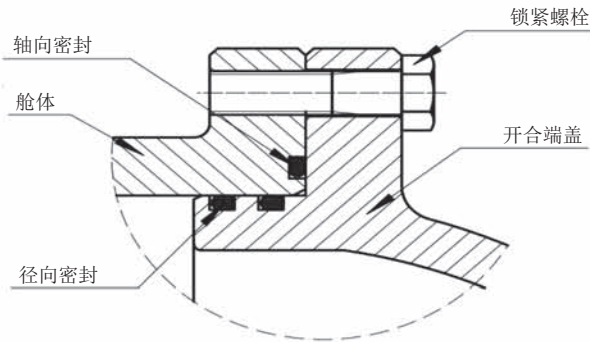


图3 密封结构示意图

Fig. 3 Seal structure diagram

力由传动轴传导至推力轴承，避免电机受力，传动轴带动磁铁及旋转杆转动，完成被测仪传感器的转向。传动轴与法兰之间安装密封及导向套。具体设计如图4所示。

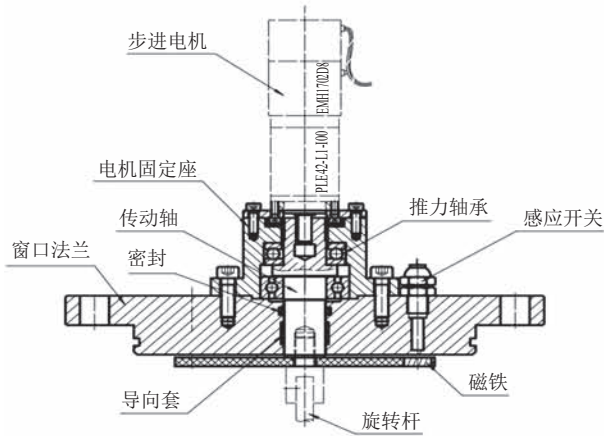


图4 旋转转动机构设计

Fig. 4 Rotation mechanism design

轴向伸缩机构由液压缸、固定法兰、推杆、密封及导向等组成。液压缸安装在固定法兰上，推杆固定在活塞杆端，其中固定法兰及活塞杆处均设计相应密封。具体设计如图5所示。

轴向伸缩机构的有效行程为 300 mm，定位精度±1 mm，由外部液压缸驱动，比例阀控制，液压缸安装位移传感器，可测量推杆实际移动距离。液压缸到位且比例阀断电后，液压锁保持推杆定位位置，具体设计原理见图6。

考虑到不破坏舱内声场结构，上述转动机构

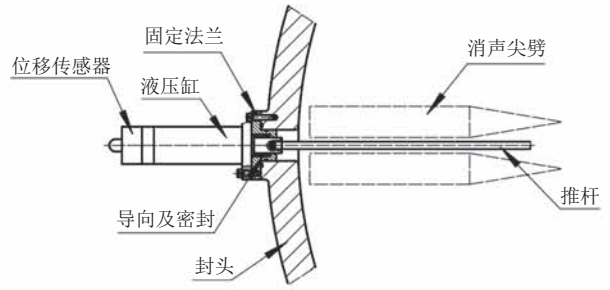


图5 轴向伸缩机构设计

Fig. 5 Axial telescopic mechanism design

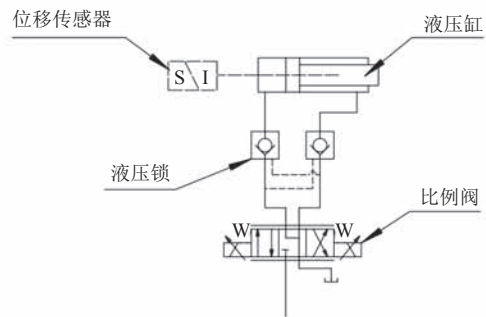


图6 轴向伸缩机构控制原理图

Fig. 6 Axial telescopic mechanism control principle diagram

和伸缩机构在舱内部分的转杆和推杆均采用轻质高强度的碳纤维材质，转杆及推杆外径均为 10 mm。

3.4 增压系统及辅助设备设计

增压系统额定压力为 30 MPa，包括电动增压泵、压力控制系统、压力传感器(±1% FS)、卸压阀和不锈钢管路等部分，系统结构如图7所示。

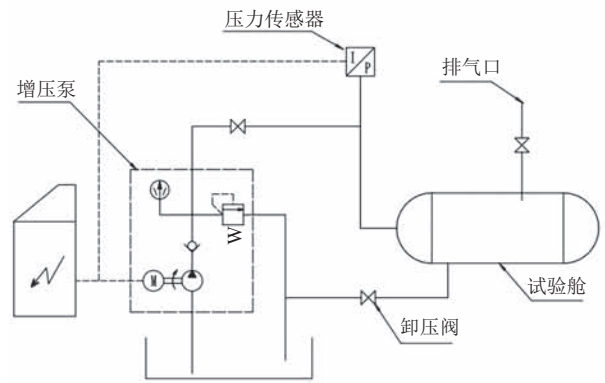


图7 增压系统结构图

Fig. 7 Booster system structure diagram

压力控制系统以计算机为核心, 通过控制模块及压力传感器完成参数设定、压力采集、显示、存储打印等, 可实现五级阶梯式增压和保压, 同时具备系统保压和欠压补压功能, 其操作界面设计如图 8 所示。

辅助装置主要包括照明及摄像系统等, 安装在试验舱内部, 耐压指标为 30 MPa。摄像装置清晰度达到 1 080 P, 观测视角为 75°, 采用独立计算机控制及图像采集保存。照明系统采用多条 LED 灯带均布在舱体内部, 亮度可调。

4 内部消声设计

4.1 消声尖劈设计

常规消声水池采用边界铺设橡胶类材料的消声尖劈^[15], 在常压条件下水池局部区域形成自由

声场环境。经过多年发展, 常规消声水池的工作频段下限已经降低到 1 kHz 左右^[16], 但在高水压条件下橡胶材料会产生严重形变, 吸声性能^[17]无法满足要求。目前已有的高压消声水池都采用具有良好压力稳定性的木质尖劈。HAAR 研究人员曾对 4 种木质尖劈进行不同水静压下的吸声系数测量, 结果显示红松比杉木、白松、泡桐木具有更高的吸声系数^[18]。本文项目也采用红松为材质加工消声尖劈, 并对该材料在高水静压下的质量和形状变化进行了试验。具体试验过程是先对 3 块松木尖劈进行原料质量和形状尺寸的测量, 再进行 20 MPa 的压力测试, 保压 24 h 后测量其质量和形状尺寸, 具体结果如表 1 所示。经过加压后, 尖劈的质量显著增加, 平均密度从 449.2 kg/m³ 增加至约 1 040.9 kg/m³, 略超过水的密度, 而形变量最大值 2.2 mm, 未超过原有尺寸的 5%。

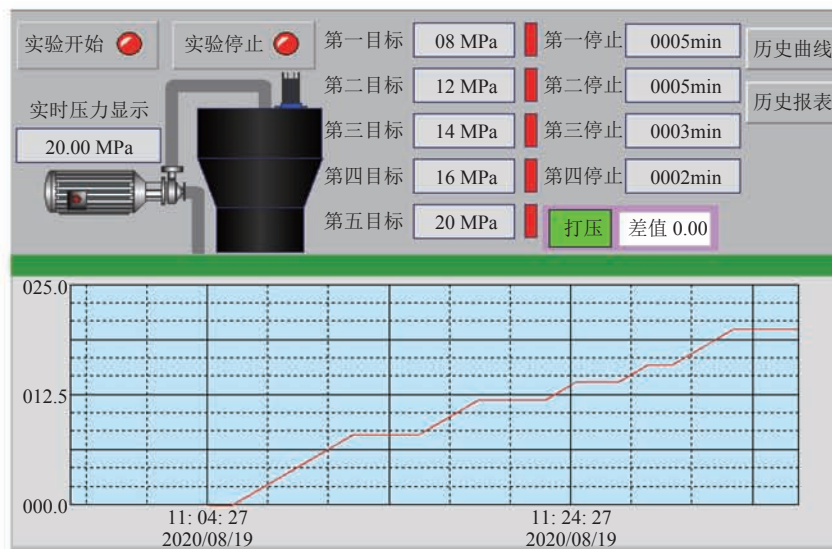


图 8 压力控制系统操作界面

Fig. 8 Pressure control system operation interface

表 1 松木尖劈浸水和加压后的质量和形变数据

Table 1 Quality and deformation data of pine tips after immersion and pressure

尖劈编号	原质量 (g)	原尺寸 (mm)	加压 24 h 后质量 (g)	加压 24 h 后尺寸 (mm)
1#	166	47.9/47.9/274.4	394	49.1/49.8/275.0
2#	167	47.6/47.8/275.1	394	49.8/47.5/276.0
3#	155	47.7/47.5/279.0	384	48.0/49.6/280.0

本文项目采用的尖劈外形如图 9 所示。尖劈底部截面是边长为 d 的正方形，总长 L ，分为两部分，其中过渡部分 L_1 ，基础部分 L_2 。根据 HAAR 研究结果，尖劈总长 $L=300$ mm、 $L_1>120$ mm 时在 6 MPa 条件下吸声系数可以达到 96%，并建议尖劈长度比 $L_1:L_2=2:1$ ^[18]。结合本项目耐压舱实际尺寸，设计的长度参数定为 $L_1=200$ mm、 $L_2\geq 100$ mm，其中 L_2 的具体尺寸根据安装部位的不同而不同。尖劈截面尺寸 d 采用 50 mm 和 75 mm 两种规格，分别安装在两端封头和中间段。此外，中空结构的尖劈可以加大声波在材料内部的散射和反射，达到增强声衰减的目的^[19]。为简化加工难度，本项目尖劈的中空结构设计为圆柱形空腔^[20]，顶部呈锥状，同时在空腔顶部开 2 mm 泄压孔，目的是保持加压和泄压时空腔内外压力一致，减少形变并延长尖劈使用寿命。

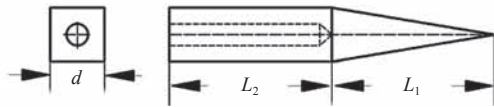


图 9 尖劈外形

Fig. 9 Wedge shape

4.2 声场结构设计

耐压舱内的消声尖劈布置如图 10 所示。如前所述，两端端盖处的消声尖劈基础部分长度不一，使得尖劈尖端构成弧形曲面，目的是使声

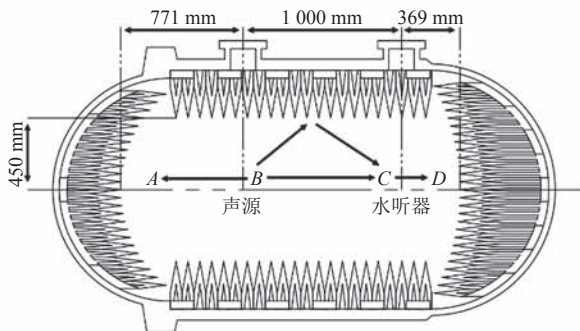


图 10 耐压舱内消声尖劈布置和声传播路径示意图

Fig. 10 Schematic diagram of anechoic wedge arrangement and sound propagation path in pressure tank

波到达端面的时间一致，最大程度减少回波干涉量。舱内中间段尖劈长度为 300 mm，因此有效内径为 900 mm。舱顶部的 2 个法兰窗口间距 1 000 mm，其中一个用于安装声源(发射换能器)，距离可开合端盖处尖劈 771 mm，另一个安装水听器(接收换能器)，距离封头处尖劈 369 mm，因此舱内轴向中心处的有效长度为 2 140 mm。

本文采用多物理场模拟软件 Comsol 对舱内声场特性进行仿真计算，使用的模块是压力声学、瞬态物理场，同时分别对图 10 中 3 种介质与声阻抗相关的密度和声速参数进行设置，其中水介质参数采用系统默认值，具体如表 2 所示。

表 2 计算模型中 3 种介质的参数设置

Table 2 Parameter settings of the three media in the calculation model

介质	密度 (kg/m ³)	声速 (m/s)
水	1 000	1 500
尖劈 ^[21]	1 041	4 919
舱壁 ^[22]	7 980	5 900

根据消声水池声学特性校准规范，首先以图 10 中 C 处为固定测量位置，考虑不同频率下该点处的回声干涉量。回声干涉量计算方法如下：

$$I_r = 20 \times \lg(P_r / P_i) \quad (6)$$

其中， I_r 为回声干涉量，dB； P_r 为合成声压，Pa； P_i 为直达波声压，Pa。回声干涉量的测量应考虑舱内反射的充分混叠^[23]。根据图 10 所示，B 位置设置点声源，A 为左端壁面，D 为右端壁面，则直达波到达的时间为：

$$1 \div 1.5 = 0.67 \text{ ms} \quad (7)$$

反射波最先到达的时间为：

$$\left(\sqrt{(1/2)^2 + 0.45^2} \times 2 \right) \div 1.5 = 0.90 \text{ ms} \quad (8)$$

反射波最迟到达时间为：

$$(0.77 \times 2 + 1) \div 1.5 = 1.69 \text{ ms} \quad (9)$$

上述 3 个公式等号左边的 1.5 均为声速，单位为 m/ms；其余数字均为几何空间尺寸，单位

为 m 。由此在计算中点声源的设置选择脉宽为 2 ms , 可以满足反射充分混叠的要求。点声源的激励函数为频率可调的脉冲正弦函数(图 11), 脉冲时间宽度为 2 ms 。具体公式及波形如下所示:

$$F(t) = A \times \sin(2\pi f_0 t) \quad (10)$$

其中, A 为函数的幅值, 取值 10^{-6} Pa ; f_0 为声源频率, kHz ; t 为脉冲时间, 取值 $0 \sim 2\text{ ms}$ 。

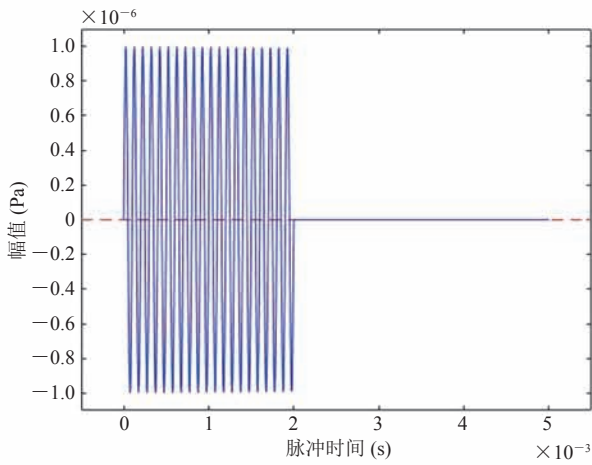


图 11 B 点声源激励声波波形

Fig. 11 Excitation sound wave waveform at B

根据上述计算模型和公式, 以频率范围覆盖 $10 \sim 90\text{ kHz}$, 步长 2 kHz 对 C 点处不同频率下的回声干涉量进行计算, 得到该点处的声场起伏曲线如图 12 所示。从结果可知, $10 \sim 58\text{ kHz}$ 频段的回声干涉量大于 1 dB , 测量时应采用脉冲波

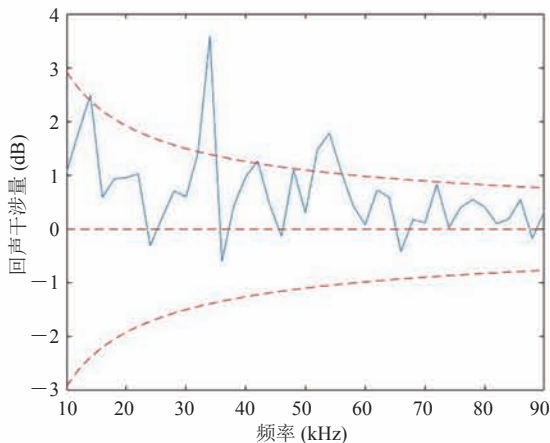


图 12 C 点声场起伏曲线

Fig. 12 Fluctuation curve of sound field at C

法。 58 kHz 以上频段的回声干涉量不超过 1 dB , 可采用连续波法测量。

5 讨论与分析

高压消声水池是水声研究领域的基础测试平台之一, 该工作领域比较窄, 相关工作的研究团队仍较少。使用“消声水池”、“高压水舱”、“High Pressure Water Tank”、“Anechoic water tank”等在国内外数据库, 如中国知网(CNKI)、Web of Science 等进行检索发现, 目前国内外只有 4 个平台建成并投入使用(见表 3), 相关较新文献也仅能检索到 2008 年。文献中 4 个开展测量应用的高压消声水池平台装置的具体参数与本文设计装置(SIAT)的比较如表 3 所示。

表 3 国内外不同高压消声水池参数比较

Table 3 Comparison of parameters of different high-pressure anechoic pools at home and abroad

研究单位	尺寸 (m×m)	最高工作压力 (MPa)	测量频率下限 (kHz)
USRD ^[9]	Φ3.8×11.1	18.6	2
NPL ^[10]	Φ2.5×7.6	7.0	3
NIDS ^[11]	Φ2.2×8.5	18.0	/
HAAR ^[12]	Φ4.0×12.0	10.0	2
SIAT(本文)	Φ1.5×3.0	20.0	10

从表 3 可知, 美国 USRD 和我国 HAAR 的高压消声水池具有相似大小的体积, 但 USRD 的最高工作静压力比 HAAR 大很多; 英国 NPL 和日本 NIDS 的高压消声水池具有相似大小的体积(图 13), 但 NIDS 的最高工作静压力比 NPL 的大很多。虽然本文设计的高压消声水池内部尺寸较小, 但最高工作静压力达到了 20 MPa 。

除了体积和工作静压力以外, 消声水池的可测量频率下限(自由场互易法)是最关键的参数。如前所述, 频率下限不仅和内部消声设计相关, 而且主要取决于内部尺寸大小。从表 3 可知, USRD 与 HAAR 的频率下限都为 2 kHz , 两

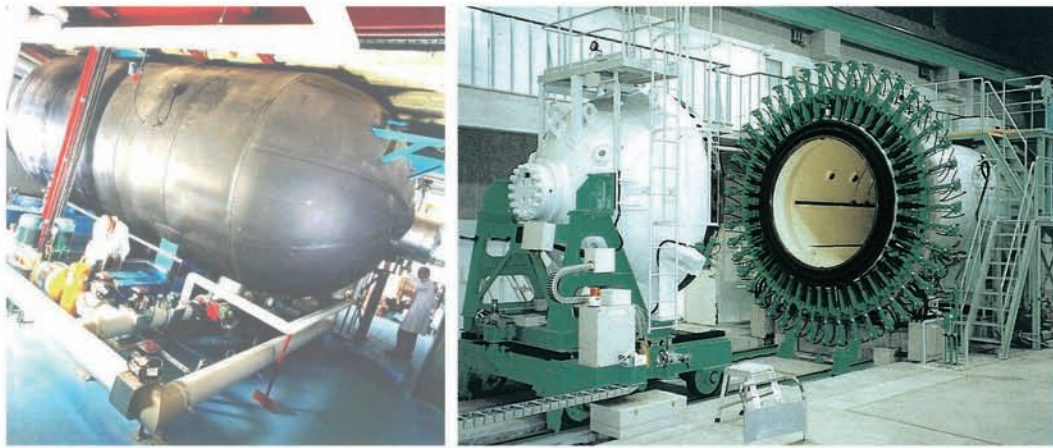


图 13 英国 NPL(左)和日本 NIDS(右)的高压消声水池

Fig. 13 High-pressure anechoic tank of British NPL (left) and Japan NIDS (right)

者具有相似的尺寸；而 NPL 的尺寸略小于前两者，因此其频率下限为 3 kHz；NIDS 的频率下限参数无法从文献获取，但从其尺寸参数判断应该和 NPL 的相似。相比之下，本文设计的高压消声水池内部尺寸较小，理论上的频率下限为 4.3 kHz(最短声程差为 230 μ s 对应一个周期的频率)，考虑到测量的冗余度，设计工作频率下限为 10 kHz。

综上所述，本文设计的高压消声水池虽然尺寸较小，工作频率下限较高，但最大工作静压力是 HAAR 的 2 倍，因此是一个工作水深方面的补充。

6 结论与展望

本文设计了一种 20 MPa 高压消声水池，耐压舱采用圆柱形外壳，两端端盖为半球形，内部直径 1.5 m，中心轴向长度 3.0 m，舱顶部设有两个法兰窗口，窗口内径 200 mm，中心间距 1.0 m，舱内部安装红松木质的消声尖劈，声学测量(自由场互易法)的设计频率下限为 10 kHz。根据 Comsol 声学模拟结果，10~58 kHz 频段的回声干涉量大于 1 dB，可采用脉冲波法测量，其中发射脉冲宽度不超过最短声程差 230 μ s(声速 1 500 m/s)。58 kHz 以上频段的回声干涉量不超

过 1 dB，可采用连续波法测量。此外，舱内设有旋转转动机构和轴向伸缩机构，可满足不同角度和不同距离的测量要求，同时设有照明和摄像系统，满足实时观测的需求。舱内中间段的消声尖劈设计为可拆卸，且一端舱盖为电动开合设计，因此也可满足较大尺寸仪器设备的静压力测试需求。

参 考 文 献

- [1] 张建丽, 宋德瑞, 周超, 等. 我国海洋产业用海空间资源使用现状研究 [J]. 海洋环境科学, 2020, 39(5): 703-708.
Zhang JL, Song DR, Zhou C, et al. Study on the status of the use of sea space resource in China's marine industry [J]. Marine Environmental Science, 2020, 39(5): 703-708.
- [2] 刘保华, 丁忠军, 史先鹏, 等. 载人潜水器在深海科学考察中的应用研究进展 [J]. 海洋学报, 2015, 37(10): 1-10.
Liu BH, Ding ZJ, Shi XP, et al. Progress of the application and research of manned submersibles used in deep sea scientific investigations [J]. Haiyang Xuebao, 2015, 37(10): 1-10
- [3] 陈万利. 碳酸盐台地周缘西沙海槽现代地质过程——来自“深海勇士号”载人潜器深潜观测 [J]. 海洋地质与第四纪地质, 2018, 38(6): 46-55.

- Chen WL. Modern geological processes in the Xisha Trough on the margin of a carbonate platform: evidence from the geological observation by manned submersible [J]. *Marine Geology & Quaternary Geology*, 2018, 38(6): 46-55.
- [4] 许晨. 深潜“第四极”: 从“蛟龙号”到“奋斗者号” [N]. *解放军报*, 2020-07-08(012).
- Xu C. Deep diving “Fourth Pole” : from “Jiaolong” to “Struggle” [N]. *PLA Daily*, 2020-07-08(012).
- [5] 李红志, 贾文娟, 任炜, 等. 物理海洋传感器现状及未来发展趋势 [J]. *海洋技术学报*, 2015, 34(3): 43-47.
- Li HZ, Jia WJ, Ren W, et al. Ocean observation with physical oceanographic sensors: status and development trend [J]. *Journal of Ocean Technology*, 2015, 34(3): 43-47.
- [6] 钱洪宝, 徐文, 向长生. 海洋仪器装备研发中的质量控制管理——“863”计划海洋技术领域创新研发管理的做法 [J]. *海洋开发与管理*, 2014, 31(9): 58-61.
- Qian HB, Xu W, Xiang CS. Quality control management in the research and development of marine instruments and equipment—the practice of innovative research and development management in the field of marine technology of the “863” plan [J]. *Ocean Development and Management*, 2014, 31(9): 58-61.
- [7] 于凯本, 张晓波, 杨志国, 等. 深海技术装备公共研发平台的建设与思考 [J]. *海洋开发与管理*, 2019, 36(1): 44-48.
- Yu KB, Zhang XB, Yang ZG, et al. Practice and consideration on the construction of public research and developing platforms for deep-sea technology equipment [J]. *Ocean Development and Management*, 2019, 36(1): 44-48.
- [8] 陈毅, 黄勇军, 费腾. 10 MPa 静水压下 20 Hz~200 kHz 标准水听器校准 [J]. *高压物理学报*, 2013, 27(3): 454-460.
- Chen Y, Huang YJ, Fei T. Calibration of standard hydrophones in the frequency range of 20 Hz to 200 kHz at 10 MPa hydrostatic pressure [J]. *Chinese Journal of High Pressure Physics*, 2013, 27(3): 454-460.
- [9] Van Buren AL, Blue JE. Calibration of underwater acoustic transducers at NRL/USRD [M] // *Power Transducers for Sonics and Ultrasonics*, 1991: 221-241.
- [10] 王月兵. 英国国家物理实验室的水声计量设施和研究计划 [J]. *声学与电子工程*, 2006(1): 1-4.
- Wang YB. Underwater acoustic measurement facilities and research project of the British National Physical Laboratory [J]. *Acoustics and Electronic Engineering*, 2006(1): 1-4.
- [11] 钱东, 谢蓉, 范江鹏. 水压测试系统——新型高压消声罐 [J]. *鱼雷技术*, 1998, 6(2): 39-43.
- Qian D, Xie R, Fan JP. Water pressure test system—a new type of high-pressure silencer [J]. *The Torpedo Technology*, 1998, 6(2): 39-43.
- [12] 陈毅, 陈卫华, 袁文俊, 等. 高静水压下自由场水声声压标准装置的研究 [J]. *计量学报*, 2008, 29(3): 257-261.
- Chen Y, Chen WH, Yuan WJ, et al. The development of free-field underwater acoustic pressure standard at high hydrostatic pressure [J]. *Acta Metrologica Sinica*, 2008, 29(3): 257-261.
- [13] JJF 1146-2006. 消声水池声学特性校准规范 [S]. JJF 1146-2006. Calibration specification for acoustic characteristics of anechoic water tank [S].
- [14] 贺永学, 唐良雨. 高压消声水池结构设计 [J]. *声学与电子工程*, 1996(1): 35-40.
- He YX, Tang LY. Structural design of high pressure anechoic pool [J]. *Acoustics and Electronics Engineering*, 1996(1): 35-40.
- [15] 徐直. 水下吸声复合材料结构优化设计 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
- Xu Z. The optimal design of the underwater sound

- absorbing composite structure [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017.
- [16] 魏军光, 乔冬平, 张霞, 等. 消声水池用低频吸声尖劈的研制 [J]. 材料开发与应用, 2002, 17(4): 32-34.
Wei JG, Qiao DP, Zhang X, et al. Development of a low frequency sound-absorption taper for anechoic pool [J]. Development and Application of Materials, 2002, 17(4): 32-34.
- [17] 孙阳, 华波. 阻抗管法测量水下吸声系数的系统误差分析 [J]. 应用声学, 2018(4): 540-550.
Sun Y, Hua B. System error analysis of underwater sound absorption coefficient measurement by impedance tube method [J]. Journal of Applied Acoustics, 2018(4): 540-550.
- [18] 陆锦煜, 丁伟君. 高静水压消声器件的试验研究 [J]. 声学与电子工程, 1994(4): 44-49.
Lu JY, Ding WJ. Experimental research on high hydrostatic pressure silencing device [J]. Acoustics and Electronics Engineering, 1994(4): 44-49.
- [19] 姚熊亮, 钱德进, 厉艳才, 等. 空腔尖劈吸声性能计算及其优化设计 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2009, 30(6): 619-626.
Yao XL, Qian DJ, Li YC, et al. Research on the sound absorption performance of cavity wedges and optimization of their design [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2009, 30(6): 619-626.
- [20] Nejad MET, Loghmani A, Ziaei-Rad S. The effects of wedge geometrical parameters and arrangement on the sound absorption coefficient—a numerical and experimental study [J]. Applied Acoustics, 2020, 169: 107458.
- [21] 林莉. 合金钢显微组织超声无损表征研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2003.
Lin L. Ultrasonic nondestructive characterization of microstructures of alloy steels [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2003.
- [22] 夏灿芳. 木质吸声材料的声学特性及应用研究 [D]. 长沙: 中南林业科技大学, 2007.
Xia CF. Study on acoustical characteristics in wood-based sound-absorbing materials and its application [D]. Changsha: Central South University of Forestry & Technology, 2007.
- [23] 梁丽辉, 易文胜. 高压消声水罐声场特性分析 [J]. 声学技术, 2015, 34(4): 133-135.
Liang LH, Yi WS. The analysis of sound field characteristic in the high hydrostatic pressure and anechoic water tank [J]. Technical Acoustics, 2015, 34(4): 133-135.