

水下噪声及其控制技术进展和展望

何祚镛

(哈尔滨工程大学水声研究所 哈尔滨 150001)

2001 年 11 月 30 日收到

摘要 本文主要介绍近年来船舶行业水下噪声研究进展概况。包括水下噪声形成机理和预报; 水下噪声控制技术; 水下噪声近代测量分析技术。并提出对水下噪声研究工作的展望。

关键词 水声, 流体动力, 振动噪声, 噪声控制, 船舶

Review of some aspects of underwater noise including its control techniques and Its prospect

HE Zuoyong

(Underwater Acoustics Institute, Harbin Engineering University, Harbin 150001)

Abstract The progresses in investigations on the mechanism and predication of underwater noise, its control techniques, new measuring methods and techniques of analysis are reviewed. Several interesting subjects of research in these fields are proposed.

Key words Underwater acoustics, Hydrodynamics, Vibration noise, Noise controal, Ships

1 引言

声波是传递信息的重要载体之一。就目前技术来说, 水声仍是水下传递信息最有效手段。有关海洋中探测、识别、通讯以及医疗诊断等许多军、民应用领域都具有重要应用。一、二次世界大战海战中潜艇和水中兵器的大量使用, 推动了水声研究迅速发展和应用。

水下噪声既可作为水下目标探测的对象又可形成水声探测设备的干扰。降低水下目标的反射本领可以使主动声呐对目标的探测作用距离降低; 抑制水声设备载体的水下噪声可以降低自噪声, 提高水声设备的观测距离。因此, 抑制水下结构或航行体产生的水下噪声是提高

其声隐蔽性和提高所载水声设备功能的关键。为此世界各国半个世纪来大力开展舰船和水下武备系统的水下噪声及其控制研究。

船舶行业的水下噪声分: 机械结构噪声、推进系统噪声和流体动力噪声。在水中, 声场和结构之间的耦合作用比空气中要强, 因此水噪声预报及控制处理比空气噪声更为复杂和困难。各类噪声形成机理往往也有交叉, 它们涉及流体动力学、结构动力学和声学等众多学科。

2 机械结构振动噪声及其控制

2.1 机械噪声辐射机理和特性

主机、辅机运转不平衡力和机械零件链接耦合的不平稳或摩擦等因素是引起机械结构振动的主要力源。机械结构的振动通过弹性结构传到载体与水交界的板壳结构(如船壳),板壳表面振动产生声辐射形成水下噪声。振动又通过船体结构和基阵架传递到水听器,形成声呐的自噪声。

动力机械振动辐射声的基频等于运转机械的转速和叶片或活塞冲程数的乘积。辐射声的强度决定于力源强度,还决定于振动从源点传到船体(或雷壳)的振动传递分布函数以及结构的声辐射效率。船壳结构共振辐射声最强。对于低频情况,被激作弯曲振动时辐射效率很低,辐射噪声不强,但它形成壳体表面水听器的较强自噪声,仍然不可忽略。

船舱中多激励源情况,存在源之间相互作用,当它们的高次谐频相等或相近时,产生耦合共振形成很强的共振声辐射。如船上的主机与水泵、主通气机等一些设备耦合都可能形成强的共振线谱声。多激励源的复杂耦合振动、高频范围,往往形成类似随机力源的作用。它们产生的振动和噪声必须采用随机信号的统计分析方法、进行频谱密度和相关分析。由于航行器上各激励源并非统计独立的,按多输入-多输出系统理论,表面振动的功率谱密度不仅和各个力源的功率谱密度和到表面的振动传递响应函数有关,同时还和力源之间的互功率谱密度和它们到表面的振动传递响应函数有关,表面振动速度均方谱密度矩阵与力源的均方谱密度矩阵和振动传递响应函数矩阵有关。值得注意,在艇壳上各点振动之间相关性决定于所在点对力源的振动传递响应函数。无论是单主机或是多机工作时,外壳上振动分布都存在相关性,它们的时-空相关半径既决定于激励源也决定于结构本身。所以,壳体表面振动不仅影响各个水听器自噪声大小,同时还影响到水听器布阵的处理增益。

2.2 结构噪声预报和特性分析

水中大型复杂结构(如海上采油平台、船

艇)外形和结构都很复杂,有加肋结构、多层结构或夹水舱等结构。对局部结构可以简化为简单形式结构,如:无限大板、圆形板、矩形板、球壳、圆柱壳或是它们面上加周期性的肋条等。由于这类结构表面和正交坐标系的坐标面吻合,所以可用振动模态法求解^[1]。将表面的振动速度、激励力和声场中声压都展开成以正交函数为项的级数形式,每项本征函数分布对应一个振动模态,对应本征函数的本征值是相应振动模态的固有频率。将它们代入结构的振动方程。因结构表面的声压也是作用于结构的外力,而声压又决定于结构表面振速的积分,故结构的振动方程是微分-积分方程。利用结构表面上振速与声场中介质质点振速的连续条件和正交函数的正交性,可以解结构-声耦合的微分-积分方程。将得到的振速各号模态系数值代回级数形式解中,便得到表面振速分布和声压分布,包括近场声压分布。根据结构表面处声压和振速可求得表面声强分布和结构的辐射声功率。求出激励力所在点的输入机械功率,便得结构的辐射效率和它们的频响。各种正交坐标面形式结构均可采用模态法求解。对水下大型复杂结构,振动传递响应函数解析计算复杂,表面对力源激励的振动响应和辐射声的计算更困难。多数情况无法采用解析法,甚至形式解也无法给出。一般采用声场测量与理论计算相结合方法分析计算。采用 Helmholtz 边值积分方程离散化或近场适配等方法进行声场预报^[2]。

更一般的振动和辐射声计算、分析方法是采用理论建模、有限元法(FEM)近似^[3]和有限元法-边界元法(FEM-BEM)近似^[4]数值计算。还有采用差分法计算^[5]。现代计算机技术高速发展高效计算软件不断开发,声学计算技术也发生飞跃,大型结构的振动与声预报获得很大进展。对于结构-声辐射的有限元-边界元近似计算方法,结构振动采用有限元近似;声场和结构表面采用 Helmholtz 方程的边界元近似;结构表面利用法向应力和振速与声压和

质点振速的连续条件, 联立解得有限元和边界元节点上的结构振动状态向量以及声压和质点振速。用结构表面声压和质点振速的分布求出声场任意处的声压和质点振速向量以及介质中声能流和声强矢量场的分布。还可以给出结构的辐射声功率和辐射效率的频响。通用而有效的商用软件有 ANSYS 有限元和 SYSNOISE 边界元。用以计算、分析有限长加肋壳体水下受激励振动声辐射 [6]。又用于计算、分析双层有限长加肋壳水下被激振动声辐射 [7]。

除有限元 - 边界元法, 还可用有限元 - 有限元近似, 对声场中介质采用流体有限元, 仍采用结构表面振动量和声学量的法向连续条件, 得到结构和声场节点上的值, 从而一举得到结构中振动量和介质中声学量的分布值, 其优点是明显的。但对于大型水下结构较高频率情况, 结构和流场的网格划分量太大、节点数过多, 往往因对计算机硬件的内存和速度要求过大, 以致计算无法进行下去。例如, ANSYS 软件要求外边值为实数, 而只在远场区才达到声压与振速之比等于实数值, 所以对大型结构高频情况, 结构外区域很大、网格元面过多, 预报困难。为此, 在结构外包以球面。结构表面和球面内采用流体有限元近似; 球面外用球面波函数级数形式解表之; 在结构表面令振动量和声学量连续; 在球面上内、外取声场连续。从而得到结构外球面内振动和声场的值以及各号球面波系数。将各号球面波系数代回球面波函数级数中, 可算出球面外声场分布。这种结构有限元 - 流体有限元 - 球函数级数展开的近似方法对稍大型结构振动与辐射声预报是有效的 [8]。仅管如此, 计算几十米长、几百赫兹以上复杂结构的振动与声辐射问题, 目前仍有困难, 但前途乐观。

如果结构形状具有轴对称性, 可采用传递矩阵 - 有限元、边界元相结合的方法 [7]。对大型结构中部圆柱加肋壳和尾部圆锥壳可分做有限元段; 用解析法给出每个分段两端结构状态变量的传递矩阵; 采用分段交界处连续条件组

成综合矩阵, 于是根据激励力源矩阵得到结构表面振动与外部声场。看来, 采用对大型结构解析与数值近似相结合预报方法有发展前途。

当频率较高振动模态频率密度较大时, 统计能量流法用于结构振动预报是行之有效的。用于声辐射情况, 对大型结构的各个分段子结构与声场之间互耦合处理带来一定复杂性。

国内外研究实践表明, 采用艇的舱段和艉段缩比模型进行结构振动传递、被激振动响应、机座隔振插入损失、壳面振动相关、激励点机械阻抗和机械功率、水下声辐射效率、辐射声功率、水听器自噪声等试验研究都很有意义。舱段模型用作装艇设备振动、噪声指标的检定、隔振效果测量以及进一步控制也有重要作用 [9,10]。

2.3 结构噪声的控制 [11,12]

水下噪声控制方面工作很多, 国内、外近年来发展很快。

(1) 噪声控制首先应对声源控制。严格控制装船装备, 选用弱振动低噪声设备、提出合理的技术指标、上船精心地安装和轴系平衡调试; 设计各种机械设备的转速, 避免共振频率吻合防止耦合共振。各种设备在舱室内的配置、安装, 对全艇振动强度分布和辐射噪声有很大影响, 所以众多设备在船舱中的恰当合理布局对抑制全艇振动和噪声具有很好效果。

(2) 对结构振动传递试验、分析, 采取隔振措施, 可有效地控制辐射噪声。所有设备基座与船体间安装隔振器。通常隔振器可保证低频几十赫兹的插入损失, 由于板壳和结构的共振在较高频率上插入损失会严重下降, 采用减振器加复合结构平台或多复合层隔振装置可保证宽频带范围具有较大插入损失。鉴于船上辅机较多, 研制了一种“隔振浮筏”, 它既可使共振基频下降, 又可通过多层隔振结构的设计, 使隔振频带加宽。机械运转设备采用复合材料去耦、吸振, 在适当部位加消声器, 行之有效。

(3) 舱内众多管道与舱板、肋板之间加柔性隔振结构避免振动传递到船体外壳。在管道

弯头、接头或变截面处,流速突变引起流体动压脉动甚至产生空化,激起管道振动传递。所以管道插接柔性、阻尼管或管壁采用复合层结构。管道中插入脉冲压力衰减器也可取得减振效果。通海管道开口处增加水下消声器也有抑制辐射声良好效果。在大型结构中,难免出现机壳、结构等局部共振,在适当位置粘贴约束阻尼层比较有效。

(4) 采用有源振动控制技术,对于强振动源的控制是有益的,用于艇上往往受到空间和能源限制。采用艇上辅机和附属设备合适部位配置安装的办法,可以起到有源控制的作用,值得推广应用。对噪声级不是很高部位特别是在水声基阵附近,采用有源控制技术可能得不偿失,带来负作用,应特别慎重。一种结构噪声有源控制的新办法是在声辐射器的背面粘贴一片压电材料,通过恰当的振动反馈可以达到抑制振动和声辐射^[13,14]。

(5) 抑制结构水下目标强度,艇体覆盖消声结构的研究早在二次大战后期就开展。现代潜艇为提高隐蔽性而安装各种消声覆盖,阻抗过渡型、非均匀复合消声覆盖是宽带消反射声的有效结构。研究表明:双层夹水结构外表粘贴消声覆盖不仅可消反射声,还有利于抑制振动能量由结构内向外传递和辐射^[15,16]。

3 推进器噪声及其控制

3.1 螺旋桨噪声机理、特性和预报

螺旋桨在水下旋转,桨叶激水受到流体动压作用。桨叶形状复杂沿半径厚度、宽度和攻角都在变化;它在艇艏(或雷尾)、鳍舵后不均匀流场中(对转桨的后桨还在前桨不均匀流场中)运转;桨叶受力复杂、不同处受力不均匀,相对流场速度也不等;航行中螺旋桨转动不断发放旋涡和不同状态尾流……等等。因此,螺旋桨在流场中运转产生噪声机理是由多因素形成,不同频段表现不同特点。螺旋桨噪声分为空化和无空化两种不同状态的噪声。

(1) **螺旋桨的空化噪声** 螺旋桨转速超过在某个航深情况下空化数所对应的临界航速时,叶面介质中气泡核发生空化。微小气泡在流体动力起伏压力作用下表面颤动而辐射声;当气泡被压缩“溃灭”瞬间产生类“激波”辐射脉冲暂态声。在桨面附近小气泡产生和破碎的过程,在时间和空间上都是随机的,因此其均方声压谱密度是宽带连续谱,谱密度级在较高频率上按 -6dB/Oct 规律下降。因为桨周期运转和伴流场周期分布,所以还有各次倍频强线谱,线谱基频决定于转速和叶片数乘积。空化引起周围流体动力压力强烈起伏,又激起尾部壳体或者鳍舵强烈振动,尾部结构共振会引起强烈声辐射。所以螺旋桨一旦出现空化,它必然是航行器的首要水下噪声源。其噪声谱密度级比不空化时常大一二十分贝,十分严重。

螺旋桨空化噪声预报模型虽多,但噪声级绝对值的预报仍属难点。根据噪声形成机理和预报模型,运用流体动力学相似性理论;通过空泡水筒中模型桨实测噪声级、进速比、实效伴流分数、推进效率以及诸参数之间关系,确定实桨的不空化临界航深和临界航速以及参数设计,这已成为国内、外常用的方法^[17-19]。也可根据实际桨参数和实航的噪声数据,进行新桨的噪声预报和设计。

(2) **螺旋桨的旋转** 噪声当螺旋桨在艏部和鳍舵伴流场中运转前进时,桨的叶面受到流体动力非定常压力(包括阻力和升力)的作用。根据作用与反作用原理,桨面将作用于介质相等的反向力。这样,桨叶运转形成击水发声的“力源”,仅管桨面负荷分布不均匀,但由于桨运转的周期性,所以其辐射声仍具有线谱性质,基频为叶片数和转速乘积,还有其倍频线谱,对实桨测得5-7次倍频线,成为低频噪声中主要成分。对于低频线谱级的估计是比较复杂的,人们根据叶面载荷 k 阶谐波升力系数 C_{LK} 和阻力系数 C_{DK} 计算叶面力源强度、估算无限介质远场辐射声^[20,21]。考虑桨叶厚度,可把桨运转瞬间排挤流体看作“体积”源作用,这

部分声辐射加之于力源的辐射场之上,其贡献大小决定于叶面负荷力源强度与叶片体积源强度之比,当叶面很大平均厚度不大时,厚度影响可以忽略^[22]。另外,当桨在物体或机舱附近运转时辐射声比在自由场中时大许多^[22,23]。和航空螺旋桨不同,船舶螺旋桨是处于尾部结构的声散射场和尾部伴流场之中,声场、流体动力场及它们的相互作用都应考虑。目前,由于尾部结构和桨叶结构形状和诱导流场的复杂性,噪声预报都只是分别考虑结构振动、声和流场各自相互耦合作用。只考虑前后桨转子不同频率声模态的互耦合作用、忽略流体动力相互作用对面力影响,对前几阶线谱声幅度影响可能不大,但对高谐声模态没有影响尚无可供证明的根据^[20]。用刚性叶片计算、预报桨的噪声比实测噪声谱级小得多,可能是叶片弹性振动的影响。

(3) 螺旋桨的涡旋噪声 流体流经螺旋桨桨叶产生涡发放,由于涡发放诱导压力场作用于桨叶从而产生声辐射,称为螺旋桨的涡旋噪声。两维翼涡放频率决定于无量纲频率 Strouhal 数,它决定于垂直于流方向特征尺寸,当物体处于相对稳定状态的涡发放并非随机过程,所以它不是随机噪声源。但桨叶片不同半径处截面的形状、厚度和随边厚度不等,其涡发放便形成一定带宽的噪声源。涡旋噪声决定于发放旋涡的涡环量。各叶片涡旋噪声很难分离,目前计算预报认为它们相互独立作用的能量合成。对于不同形状叶片不同流场中涡旋噪声的计算表明都具有一定带宽及一个峰值的谱,以非均匀流中不等截面叶片的频带最宽^[24],对不同尾部形状以及实用的五叶桨,在不同来流速度情况下,计算得到桨叶涡旋噪声功率谱密度级的频谱图也确有一定带宽,其峰值频率随流速增大而升高^[25]。计算由艏部形成湍流边界层随机流体动力压力作用于桨叶时,其辐射噪声是宽带噪声^[26]。

(4) 螺旋桨的“唱音” 在水筒试验或实航中都发现当螺旋桨转速达到某个值时,听到很

强“唱音”。普遍认为这是桨随边的涡发放频率和桨片弯曲振动固有频率 f_m 吻合时的流体动力-结构耦合共振声。对唱音做细化分析,发觉它是由转速调制的线谱簇,在耦合共振频率上、下一系列转速频率 f_z 倍频的旁频线谱: $f_k = f_m \pm k f_z$ 。采用有限元方法计算金属螺旋桨桨叶的振动模态,其固有频率密、振型复杂^[25,27],节线不是简单的沿径向和沿垂直径向分布,甚至一个振型是两个振动模态密切耦合形成^[27]。研究证实由有限元计算的桨叶振动模态频率和涡发噪声的谱峰吻合时会出现强烈唱音^[25]。

(5) 除由螺旋桨直接产生的几种水下噪声外。螺旋桨与艏部结构: 鳍、舵、动力轴系、尾部壳体等结构之间机械弹性联接耦合以及诱发流体动力场耦合的作用,螺旋桨振动能量多途传递也产生声辐射,特别尾部壳体和鳍舵的耦合共振辐射也很强^[28]。

如前所述,对螺旋桨的水下噪声和流体动力特性都是采取模型桨在水洞中进行运转,利用实验数据,按照相似准则和经验公式进行分析、预报。

3.2 螺旋桨噪声控制

(1) 加大桨叶盘面比降低叶面负荷、降低噪声强度,但过大盘面比对推进效率不利。

(2) 叶型适当地侧斜可推迟空化、提高空化数抑制空化噪声,但过大易于出现“唱音”。

(3) 采用阻尼材料或高强度塑料桨叶增大桨叶对能量吸收,抑制振动辐射声都有利。

(4) 采用对转桨有利于扭力平衡;前、后桨叶数宜乎相差较大且为质因素,以减低前后桨声模态耦合的叶频线谱级;后桨直径应小于前桨直径,免受前桨不均匀流场影响,但过小,后桨叶梢更易产生空化。

(5) 采用桨与尾部结构隔振,减少叶片吸收流体能量经桨毂和推力轴承传到艏壳,减小螺旋桨引发艇壳和附体振动与声辐射。

此外,采用涂层或排气等降噪措施的实验研究见文献^[11,12]。

4 流体动力噪声

流体与物体相对运动引起流体压力起伏产生振荡与声。本节的流噪声是把螺旋桨噪声排除在外的流引起的振荡和声。

4.1 水下航行器首部的流噪声

(1) 导流罩流噪声 粘性流体流过流线体,由端部驻点开始形成层流边界层而后在转捩点分离形成湍流边界层。湍流边界层自身辐射噪声比螺旋桨噪声、机械结构噪声在量级上小得多。但湍流边界层底层起伏压力传入声呐导流罩或是透声层作用于水听器会引起自噪声。湍流边界层中随时生长微小旋涡,旋涡随边界层迁移由于涡量逐渐耗散消失而有短暂的寿命。这种生长和消失是一个随机过程。底层起伏压力在时间上和空间沿流方向上都有相关性,其相关函数的两重傅氏变换得到均方起伏压力的波数-频率谱 $\Phi_T(K, \omega)$ 。湍流边界层向下游迁移速度(为自由流速的 0.6-0.8)小于声波速度,故起伏压力波动沿流方向波数值 K 很大,则起伏压力沿导流罩表面的法线方向表现为指数衰减很快的所谓“伪声”。如水听器离导流罩近便引起自噪声。导流罩受起伏压力的作用会引起结构振动,所以导流罩内声场还决定于结构的波数响应函数 $S_v(K)$ 。由 $\Phi_T(K, \omega) \cdot S_v(K)$ 得到导流罩的微元面上均方振速频率响应,如果把导流罩-水听器作为一个系统给出传递响应函数也可根据 $\Phi_T(K, \omega)$ 预报水听器自噪声。在我国较早就注意到导流罩对自噪声的影响和罩内噪声测量、分析研究^[29,30],并对湍流边界层起伏压力作用模拟导流罩内噪声预报及相关特性研究^[31]。

(2) 流线型体端面流引起的噪声 航行器首部通常为流线型结构。不同线形转捩点和湍流边界层分离点位置不同,转捩点后移,可以降低首部噪声,水动力学者提出了多种雷头线型。当流速高于某航深空泡数所对应的临界速度时,头部空化噪声级突然升高。首部的流体动力参数和噪声也按相似性理论,用水筒中模

型测量数据换算和估计。实雷模型在开阔水域上浮试验的流噪声特性和数据为鱼雷设计提供参考^[32]。流线型体上水听器的尺寸和安装、部位对测量数据有重要影响。水筒中模型实验数据拟合得到噪声均方根声压和流速的三次方成正比^[33]。研究表明,回转体面粗糙度影响阻力也增大湍流噪声^[34]。可以根据边界层的厚度提出光洁度要求。首部透声层与金属胶结间隙处易产生空化,延伸橡胶层可减小雷头噪声^[35]。

4.2 舷侧阵和拖曳线列阵的流噪声

大型平面舷侧阵的自噪声除来自艇体振动外还有湍流引起的。在重力式低噪声水洞中用研制的微元水听器阵,测量湍流边界层起伏压力谱密度;理论计算大面积 PVDF 压电薄膜水听器的响应函数;预报水听器的自噪声;提出 PVDF 水听器背面贴反极性压电薄膜措施,抑制湍流边界层均方压力谱密度中迁移峰激起的平面水听器弯曲共振和自噪声,有些类似有源减振消声^[36]。

在良好减振情况下,湍流边界层压力起伏是拖曳线列阵的主要自噪声源。为拖曳阵设计基元的尺寸和布置、包复层和外套管材料和尺寸以及采用噪声抵消技术,进行拖曳阵模型实验和开阔水域拖曳阵试验。既为了解流体动力性能也为分析流噪声特性,流噪声随航速、阵直径的关系及空间相关性分析等^[37-39]。水洞中测量模型阵不同流速、不同充油塑料管、水听器不同安装的噪声级;提出合适结构和安装要求及抑制拖曳阵流噪声技术措施^[40]。

4.3 流引起开口腔的流体动力振荡与声

流体流过结构表面腔口时,导边脱出自由剪切层撞击腔口随边产生压力反馈,形成剪切层自持振荡是为共识^[41,42]。自持振荡频率 f 和流速 v 成正比,与腔口跨度 L 成反比,频率无量纲 Strouhal 数 $S_L = fL/U$ 为不随流速变化的常数,对不同阶振荡其常数值不等。风洞和水洞中实验研究^[43-45]发现:不同跨度和深度尺寸、不同截面(长方形、圆形及流线型)的

腔, 带导流板的陷落腔或前、后壁面突出于导流板的突出腔, 都存在这类剪切层自持振荡; 发现来流攻角 $\theta = 20^\circ - 35^\circ$ 时振荡最强^[43]; 壁面前低后高突出腔比前高后低腔的振荡更强^[43]。给出低马赫数下频率预报经验公式; 水听器测得腔底振荡均方根压力值随流速约二次方增长^[45]。流体动力自持振荡声辐射虽很弱, 但对艇壳开孔附近水听器产生自噪声很大。

开口腔还存在声腔深度共振, 其频率与腔深和腔底结构有关, 但不随流速变化。流速逐渐增大时会出现剪切层自持振荡与声腔共振的耦合共振。耦合共振产生很强辐射声, 腔内共振峰的均方根声压也很高, 深腔谱密度级略高, 低阶次耦合共振峰谱级更高; 各阶均方根声压约与流速 2.6-3.3 次方关系增长, 高阶次峰值谱级随流速增长略快^[44]。风洞和水筒中实验证明给出的流体动力和声耦合共振频率预报公式正确^[45]。根据流体动力学基本方程利用微扰法作腔口反馈模拟数值计算; 证实腔口本身存在固有振荡频率和剪切层自持振荡机理^[46]。理论和实验研究表明^[47], 腔口前方导流板的长度决定腔口剪切层的平均迁移速度, 因而也影响到自持振荡频率。由此计算的迁移速度值 $0.696V_\infty$ 与腔口数值模拟计算结果^[46] (0.607 至 -0.631) 接近。腔体壁受到流体动力和声腔振荡作用, 存在流体动力 - 声腔 - 腔壁三者的耦合振动。根据腔壁和腔底微型加速度计测得的振动谱分析, 在流 - 声耦合共振前, 加速度均方根值与流速约按 2.4 次增长; 在流 - 声耦合共振时, 变为随流速约 3.2 次方增长; 在腔壳体的各次本振模频率上出现更强的共振峰^[48]。这些规律对航行器表面各种开口腔噪声控制具有参考价值。

4.4 流噪声控制

(1) 设计良好线型, 使流场中速度和压力分布的梯度尽量小、抑制起伏压力、降低湍流度、推迟边界层分离点、减小涡放环量等。

(2) 避免流体动力、结构和声波数的吻合。通过改变结构形状尺寸, 避免结构的波数与源

的波数频率谱峰吻合。振动模态数很多, 可能这一模态偏离了峰值, 另一则和激励的峰值吻合, 必须根据使用频率和结构形状进行结构参数的选择以控制辐射声级。

(3) 避免流体动力振荡 - 声 - 结构的耦合共振。它涉及水下航行器的线形、表面光顺性和壳体结构以及声结构的综合设计。

(4) 采用阻尼和质量负载控制。增加结构质量而不增大刚度可能提升结构的波数 (降低结构中波速), 从而可以降低声辐射; 增加结构的阻尼可以使能量耗散噪声减弱。

(5) 航行体外必要的突体也应表面线形好、光顺, 避免诱发流体压力起伏激起局部结构共振和水听器自噪声以及其尾流对后部结构的作用; 表面开口应尽量少, 对必要开口当航行时封盖或使开口随边低于导边, 对导边倒角减弱压力反馈, 抑制腔口振荡; 采用加肋结构或复合结构增强结构刚度和阻尼避免耦合共振和减弱共振峰值。

(6) 水听器表面覆盖良好的过渡层抑制高波数流体动力压力, 不影响接收声波的衰减。

5 水下噪声测量分析技术

噪声测量分析是噪声级最后鉴定、机理分析、预报验证和控制研究的基础, 同时也是噪声源特性和识别的必要手段。

5.1 现代信号处理分析方法

利用信号测量分析仪器, 对水下噪声线谱和连续谱从时域上、频域上, 采用相关、相干、偏相干和功率谱、动态谱、倒谱、频谱细化等方法, 可分析一般声源的频谱特性和判别主要噪声源^[29,16]。但在众多声源情况, 这些手段仍显不足。

5.2 能量流和向量场测量法

声强是向量, 向量场比标量场具有更多的信息。利用双水听器组成阵列阵声强测量系统, 对湖上系泊或航行船只的声场进行扫描测

量,根据辐射声强等值分布图提供主要声源和位置与尾部主机位置完全吻合^[49]。

利用大型双水听器阵对码头停泊实船主机机舱外进行大面积声强扫描测量和辐射总声功率、1/3Oct.频带声功率与总声功率之比计算^[50];配合布放船外的近、远场水听器以及船内主、辅机和船外壳上的一些加速度计振动信号测量;结合主、辅机线谱频率计算进行振动与声的综合分析。发现各激励源之间的高阶振动耦合作用和对声辐射的贡献;有效定量地得到主、辅机声辐射能量贡献的比较^[51]。

国际上声强测量技术已广泛应用,ISO空气声强单点、扫描测量标准已经通过,我国也制定了相应标准,水声声强测量技术也已成熟^[52],可以肯定声强测量必将成为声学测量的重要方法。对水下噪声更是如此。

5.3 声全息场重建方法

上述声强测量法只能确定所测平面内的声强分布。根据声场中某一面上全息声压分布的测量,可以变换出声场中任意面上全息声压(场重建)^[53,54]。因而根据近场声全息图,向内变换给出声源面上的声压、振速和声强。向外变换重建外场可得到整个声场中声压、振速和声强分布^[53]。因此它是声源表面振速的一种非接触测量方法,可观测结构的振动模态^[55];也能测定声源声功率;计算场中声能流分布和远场指向性,并且可以推广用于散射声场^[56]。还可用于噪声源的识别、定位等^[57]。毫无疑问,声全息技术对水下噪声的测量、治理、检定,噪声源识别、机械结构噪声诊断等也都有广阔的应用前途。

6 展望:

水下噪声及其控制的研究近年来发展很快。由于投入经费强度增大,在我国进展明显。随着工程技术及有关学科发展,又提出了许多问题:

(1) 近代海洋信道匹配场问题成为研究热

点,但至今波导中大型结构被激振动声辐射及散射问题仍未解决。它对海洋中水下目标声传播、探测和识别有极为重要意义。

(2) 非均匀覆盖表面的大型结构面上及其邻近场中振动与声相关特性的研究,对航行器上水声设备的设计、布阵、安装、增益计算以及声干扰抑制、对抗都十分重要。

(3) 大型复杂结构的存在对海洋环境噪声场影响研究,在我国至今尚未开展,值得关注。

(4) 弹性结构的螺旋桨和泵喷推进系统在艏舱弹性结构(包括鳍舵)及其非均匀流场中,流体动力-异形弹性结构-声等耦合的综合效应理论和水洞实验、开放水域试验的研究。问题可先分部耦合计算。但它们的最终解决是推进系统设计的关键。

(5) 水下航行器尾部湍流边界层尾流场对声辐射影响的研究。

(6) 水下航行器粘弹性层表面流场研究,流体动力分析、分离点、起始空化数、湍流边界层的预报以及流场与平端面内结构振动传递、自噪声之间关系。

(7) 柔性壁管中不同雷诺数流速情况,湍流边界层起伏压力预报和空化阈的估计。

(8) 高强度、大损耗、承静压的新型材料用于水下结构、螺旋桨叶、轴承、齿轮和管道系统等的振动和噪声控制开发研究。

(9) 有源控制和复合有源结构的理论用于大型结构振动和噪声控制应用性研究。

有关水下噪声及其控制领域文献浩瀚,挂一漏万。仁者见仁、智者见智,不当之处在所难免。抛砖引玉,尚望智者见教。

参 考 文 献

- 1 何祚镛著. 结构振动与声辐射. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2001年10月.
- 2 何祚镛. 水声通讯, 1987, (2); 水声通讯, 1988, (2).
- 3 Hunt J T, et al. *J.Acoust.Soc.Am.*, 1974, **55**(2); *J.Acoust.Soc.Am.*, 1975, **57**(2).
- 4 张敬东, 何祚镛. 声学学报, 1990, **13**(1).
- 5 何元安, 何祚镛. 哈尔滨船舶工程学院学报, 1990, **11**(2).

- 6 姜俊奇, 何祚镛. 第八届船舶水下噪声学术讨论会论文集 (增刊), 2000, 95.
- 7 商德江, 何祚镛. 声学学报, 2001, 26(3): 193-201.
- 8 YU Mengsa, HE Zuoyong, Selected Papers of CSNAME, 1990, 5.
- 9 Audoly C, Langlois E, J-F Rossetto (France). Conference Proceedings of UDT. 1994, 102-106.
- 10 Rotrubin J L, et.al. Proceedings of 3rd. Conference on Submarine, London UK. May 1991.
- 11 何祚镛. 93 年全国水声学学术交流会议论文集 E2-1; 第五届水下噪声学术讨论会论文集, 1993.
- 12 胡家雄, 伏同先. 第八届船舶水下噪声学术讨论会论文集 (增刊), 2000, 1-6.
- 13 Fuller C R. *J.Acoust.Soc.Am.*, 1991, (1); Clark R L, Fuller C R. *J.Acoust.Soc.Am.*, 1992, (3).
- 14 毛崎波, 姜哲. 声学学报, 2001, 26(3): 277-281.
- 15 何祚镛, 王曼. 应用声学, 1996, 15(5): 6-11; 12-19.
- 16 王曼, 何祚镛. 应用声学, 1997, 16(3): 14-19.
- 17 Noordzij L, Vander J, Kooi j. *J.of ship Research*, 1981, 25(2): 90-94.
- 18 魏以迈. *Proceedings of ISSA '86*, 75; 第六届船舶水下噪声学术讨论会论文集, 1995, 74.
- 19 钱晓南. 第三届船舶水下噪声学术讨论会论文集, 1989, 226.
- 20 Hanson D B. AIAA/NASA, 9th. Aeroacoustics Conference, Oct.1984/ Willimstury Virginia USA.
- 21 朱锡清, 吴武生. 声学学报, 1998, 23(2); 1999, 24(3).
- 22 ИЯМининович, ААПерник, В С. Петровский. "Гидродинамические Источники Звукa" Ленинград Издательство «Судостроение» 1971.
- 23 Wang T Q, Zhou S. *J.of Sound and Vibration*, 1997, 207(2).
- 24 汤渭霖. 第六届船舶水下噪声学术讨论会论文集, 1995, 191; 船舶力学, 1999, 3(2).
- 25 何凌, 朱锡清. 中国船舶科学研究中心硕士学位论文. 无锡, 2001.
- 26 朱锡清, 唐登海, 孙红星等. 水动力学研究与进展 A 辑, 2000, 15(1): 74-81.
- 27 Glegg S A L, Pack P M W, Edwards B. Proceedings of 11 th. ICA. 1983, Paris, 29-32.
- 28 何元安, 何祚镛. 中国造船, 1990 年增刊 (船舶流体力学专辑).
- 29 丁训权. 第二届船舶水下噪声学术讨论会论文集, 1987, 1-7.
- 30 徐尚仁. 第四届船舶水下噪声学术讨论会论文集, 1991, 37.
- 31 JIN Yunji. *Selected Papers of CSNAME*, 1986, 1; ASME PVP-122 (1987) USA.
- 32 Skudzyk E J, Haddle G P. Lecture14, Underwater Acoustics, Edited by V. M. Albers (1961).
- 33 张宝成. 中国造船, 1990, (增刊) 153.
- 34 Home M S. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1969, 46; AIAA Paper 1987.
- 35 安家柱, 庄宏业. 第六届船舶水下噪声学术讨论会论文集, 1995, 224.
- 36 葛辉良, 何祚镛, 袁文俊. 声学学报, 1999, 24(2): 155; 葛辉良. 哈尔滨工程大学博士论文, 1999, 哈尔滨.
- 37 Oremge A. AD-715773, 1978.
- 38 Berlin S. AD/A048954, Jan.1998.
- 39 Kenendy R M. EASCAN Ree(IEEE).
- 40 马忠成, 汤渭霖. 第四届水下噪声学术讨论会论文集, 1991, 15-23.
- 41 Tam C K W, Blook P J W, *J.Fluid Mech.*, 1978, 89(2): 373-399.
- 42 Haris R, et al. Symposium on flow-induced vibration and noise Vol.6 ASME, Chikago Ill. 1988.
- 43 HE Zuogong, YI Yunfeng, LI Dagang. *Proceedings of ICA*, 1992, 2(E4-10), Beijin China.
- 44 何祚镛. 哈尔滨船舶工程学院学报, 1993, 14(1).
- 45 衣云峰, 何祚镛. 声学学报, 1996, 21(4); 中国造船, 1996, 21(3).
- 46 Zhu X J, He Z Y. Proceedings of Asia workshop on computational fluid dynamics, Sichuan, 1994.
- 47 张明敏, 何祚镛. 应用力学学报, 1995, 12(2).
- 48 张明敏, 何祚镛. 振动工程学报, 1995, 8(2): 111-118.
- 49 何元安, 何祚镛. 中国船舶科技报告, CK02299; CK02300, (1997.3)
- 50 张林, 商德江. 中国船舶科技报告, CK02296(1997.3); 何祚镛, 商德江. CK 02297(1997.3).
- 51 何祚镛. 中国船舶科技报告, CK02294(1997.3); 商德江, 何祚镛. CK 02298(1997.3).
- 52 何祚镛, 何元安, 商德江. 声学学报, 2001, 25(3): 235-241.
- 53 Maynard J D, Williams E G. *J.Acoust.Soc.Am.*, 1996, 74(1985).
- 54 HE Zuoyong, SHANG Dejiang. 21st.ISAI'94, California.US; 何祚镛. 物理学进展, 1996, 16(3,4).
- 55 张谷香, 何祚镛. 全国水声交流会议论文摘要集 A6, 1996; Proceedings of ICA.B8-4, China, 1992.
- 56 包雪梅, 何祚镛. 声学学报, 2000, 25(3): 254-264.
- 57 何元安, 何祚镛. 应用声学, 2001, 19(2): 9-13.