

中国造船工程学会

第三届船舶振动与噪声学术交流会

论文集

·1983·

扬州

船舶力学学术委员会

《中国造船》编辑部

目 录

船体振动与噪声研究动态	张孝镛	恽伟君 (1)
应用奇点法计算流体对结构振动的影响以及关于 附连水质量的相似关系	吴士冲	何富坚 朱胜昌 (14)
应用空间有限元模型进行船舶总振动特性的研究	薛惠钰 何 穷 杨 波	钟万勰 (27)
流固耦合振动的组合模态综合法	恽伟君	段根宝 (40)
Ibrahim 时域法在船体振动模态参数识别中的初步应用	金咸定	李军毅 张世联 (57)
约束模态综合法述评及其逻辑进展	王文亮	杜作润 (68)
旋转周期结构的振动问题	蔡承武	吴福光 (75)
随机载荷作用下的板架结构的主动控制分析	马继成	戴宗信 (90)
12000 吨多用途集装箱船总振动及上层建筑振动的计算	罗友祥	朱农时 郭振玲 (104)
关于螺旋桨激振力及其对船舶振动的影响	俞则人	胥加华 恽伟君 (113)
上层建筑减振设计	马广宗	(120)
单桨船体尾部振动量级预报	赵德有等	(139)
汉宜客轮的振动预报	翁长俭	(148)
悬臂式薄壁导流管振动试验研究	胡 敬	(159)
减振原理及减振器的识别	毛立忠	(179)
薄壁圆柱壳振动模态的测量与分析	刘志宇	(193)
张力式平台与其上部结构动力相互作用下的主动控制问题	戴法禹	(206)
11,100 吨集装箱货船 "PAFUA" 号的船体与轴系振动测试	蔡明南	吴久义 (227)
实船振动信号微处理系统	张锦法	徐步云 (244)
用谱分析方法找振源	张维衡	熊志民 (254)
具有中间弹性支座集中质量及两端任意弹性约束等直梁的横 向自由振动	蔡明南	(261)
600 马力渔船的振动与噪声分析	王锦章	(276)
挖泥船的噪声维议	翁长俭 郭新生 董友发	赵复云 (285)
沿海船舶噪声的控制及衡准	杨晓东	王锦章 (293)
流固耦合振动有限元分析中的流体弱耦合项摄动法	恽伟君	段根宝 (302)
改进的固定界面模态综合及其多重子结构计算原理	恽伟君 李 林	(313)

船体振动与噪声研究动态

张孝镛 恽伟君

(交通部上海船舶运输科学研究所)

船舶振动和噪声的研究,涉及到船体结构、船型、推进、动力装置等方面,而从学科上分析,它是涉及到结构力学、流体力学、数学、声学、自动控制理论等领域的一门综合性学科。^{[1][2]}

我国对船舶振动的研究,在七十年代中期以前处于缓慢的发展状态,大部分限于应用英美和苏联资料中总振动、板架的近似计算方法。在六十年代我国也曾写过一些引起国外注意的论文^[3],但基于当时我国造船工业的落后,没有把振动问题提到船舶设计制造中去考虑,一些有应用价值的论文也没有引起我国造船工业的重视。至于船舶噪声,则更少给以考虑和研究。

随着电子计算机的出现,国外在六十年代末期将有限元法应用于船舶振动计算。我国在七十年代后期将这一方法引进到我国造船工业^[4],同时也编制了迁移矩阵法计算船舶总振动的程序^{[5][6][7]}。1978年六机部情报网在宜兴组织了一次相当规模的船舶振动、噪声学术交流会,为活跃和促进船舶振动、噪声的研究起了一定的作用。

1979年底船舶振动学组建立后进行了两次学术讨论,交流了近六十篇论文,从数量上、质量上都有很大的进展。就振动计算方面看,这二、三年来有限元法发展较快,不少单位已具备计算立体仓段的程序^[8],并对选取的力学模型作了专述^[9],有的对用二维元代替传统的船体梁计算船舶总振动作了成功的尝试^[10],有的独立地建立了新的计算方法,如模态综合超单元法^[11],综合离散法^[12],分层多重动态子结构法^[13]以建立和探讨一定条件和要求下的计算需要。

在计算程序方面,这几年来既立足于自编程序,以满足国产机型的要求,同时也不排斥引进国外的计算程序,如用SAP-5程序解决自升式海洋平台的计算方法问题^[14]等。

在电算的同时,为了配合设计部门在初步设计阶段需要的经验计算公式,在实测统计分析的基础上,拟定如船舶垂向及水平振动计算公式^[15],快艇尾封板计算公式等^[16]。船舶振动理论在设计上的具体应用方面,15000吨干货船的减振设计作出了初步尝试^[16],还进行了不少结合具体船舶或其局部结构的振动问题,通过计算测试和分析以求改进的工作,如对长江客轮的尾振消减^[17]和对某型驱逐舰的振动性能探讨^[18],以及关于避振穴的研究等^[19]。

随着一些先进的测试分析设备引进,在振动测试数据处理和分析以及实验模态分析等理论准备工作方面也有较大发展^{[20][21][22][23]},改变了几年前仅限于示波记录和人工分析的状态。

船舶舱室噪声问题,也已引起船舶设计、使用和建造各部门的注意,交通部已制订船舶舱室噪声标准和船舶噪声测量方法标准^{[24][25]},此外对散装货船^[26]、游览艇^[27]

等也进行了噪声测量分析,在噪声控制方面进行了利用约束阻尼结构降低舰艇噪声的试验研究^[26]。目前还正在对噪声控制、噪声的测量方法进行研究和制订有关标准。

以前船舶振动的研究,同力学界、航空工业界相比,有较大距离。最近几年这一距离正在逐步缩小。有关船舶振动的一部份文章参加了全国振动理论方面的学术交流,使我们有更多机会向其它部门的同行学习和讨论。1981年船舶振动学组与其它学会的振动专业部门共同发起创刊全国性的“振动与冲击”刊物,更加强了与其它学会、振动学组的联系,对促进本专业的学术繁荣起积极的推进作用。

随着我国造船工业的迅速发展和进入国际市场,以及我国各种船队的迅猛扩展,已经对从事船舶振动、噪声研究的同志提出了更高的要求,例如在船舶设计阶段进行振动和噪声预报等等。生产上的迫切需要,必将促进学术上的不断繁荣与发展。下面围绕船舶振动几个主要方面给予分别阐述。

(一) 关于减小螺旋桨激振力的研究

螺旋桨激起的船舶尾部振动迄今仍然是船舶振动的主要课题之一,主要反映在伴流场、轴承力和表面力的研究。目前螺旋桨激振力一般都还是用模型标算伴流场的测量结果,并考虑尺度效应修正,换算成实船伴流场,研究集中在提高计算精度。轴承力一般用非定常升力面理论计算,表面力的估算方法精度仍待提高,研究集中在空泡螺旋桨的脉冲压力计算。

无空泡的螺旋桨仅仅在船壳上产生很小的振动压力,而空泡脉冲引起船壳脉冲压力场的相位差移,使传递到船壳的总压力可以达到无空泡螺旋桨引起激振力的几十倍。螺旋桨叶梢与船体间的间隙是影响激振力大小的重要因素之一,随着叶梢间隙比的增加,船体表面上的这种压力很快减小。文献^[27]通过一些海船的船体振动测量和调查分析,对单桨船和双桨船的螺旋桨与舵及尾框之间的最小间隙提出了要求,这些要求已采纳在钢质海船建造规范中。

文献^[28]介绍了国外最近提出的估算螺旋桨脉动压力的几种经验方法、它们的来源及适用范围。并以国内进行过实船测量的几艘船为对象,分别用这些方法进行脉动压力估算,并与实测相比较,从而了解这些方法对各类船的估算精度,结果表明挪威船级社的经验方法适用范围较广,且精度较高。文中还列举了国外提出的判断是否会造成尾部剧烈振动的几种脉动压力衡准数据,并用以衡量国内几艘船的振动情况,对这些判断进行了讨论。文献^[29]通过对12000吨集装箱船的激振力预报和实测,提出了一些值得探讨的方法。

如何降低由于螺旋桨激起的振动,通常有以下几种方法:

- (1)从船舶结构固有频率避开螺旋桨激振力频率出发,可以通过改变桨叶数来达到。
- (2)从减小螺旋桨激振力出发,可采用串列螺旋桨^[29]、导流鳍^[30]或增加螺旋桨叶片数。

- (3)在既不更换螺旋桨又不改变船舶尾部线型设计的情况下,采用避振穴的办法降低激振力传递。文献^{[19][31]}都总结了实船上装置避振穴后的隔振效果和避振穴的设计,以及通过测速试验证明避振穴对船速无明显影响,而对减小船舶尾部振动有明显的效果,对减小船舶中部的振动也会有些益处,在1979、1980两年间,六机部七〇一所

做了快艇开设避振穴的多次试验,积累了一定经验,并继续做进一步的探讨。

(4)在设计阶段合理设计船舶尾部形状,以及在施工中正确加工螺旋桨叶面都不应忽视。一旦螺旋桨产生空泡引起大幅值激振力的情况下,只有减小激振力幅值,才能有效地减小振动。文献^[17]阐述了东方红419轮减振措施及取得的显著效果,螺旋桨上方壳板的倍叶频振幅值为0.55毫米,采取减振措施后为0.04毫米,尾甲板最大加速度值从1.25 g减小为0.11 g。

(二) 船舶结构动态特性的计算

1. 船舶结构振动计算近年来发展很快。从方法上而言,自用近移矩阵法计算船舶总振动以来,短短几年中已发展有限单元法、模态综合法、杂交子结构法、综合离散法等作为实船和模型的计算方法。后三种方法的特色是克服了通常有限单元法计算时间长的不足;另外,这三类方法共同的特点是便于用小计算机计算大题目,适用于国产机和微处理机。

2. 就计算的模型而言,已建立了船体结构振动分析的几种力学模型:(1)用梁元计算船舶总振动,以及用梁元来阐述船舶尾部振动与总振动的耦合振动^[12],以及用空间梁系建立的船舶立体仓段模型^[9]。(2)用两维膜元(用桁架单元和平面应力模元组合而成)来计算船体在铅垂平面内的总振动和动力响应^[10], (3)采用混合有限元模型,尾部采用立体仓段而中部、首部采用船体梁的有限元模型。这样既克服了在高谐调时尾部的似梁理论不再适用的不足,也克服了全部用立体仓段计算化费较昂贵的不足,对于这类模型尾部和船体梁之间的如何连接还需要进一步探索。

用上述这些计算方法可以计算船体总振动,也可以计算机仓板架、桅杆^[11]、上层建筑^{[14][15]}和尾轴支架的振动^[16]。这些计算改进了传统的计算方法。

3. 船舶是漂浮结构,过去总振动和机仓板架的计算都用二维附加水质量,再作三维修正。通常在计算高谐调以下的总振动时,上述计算是切实可行的。如文献^[7]对船舶振动附加质量三维修正问题作了系统的阐述,对主要的计算方法和简化公式作了比较性、鉴定性评价;^[18]通过模型试验研究确定了泪滴体振动虚质量三维修正系数。但在需要计算高谐调频率及船舶尾部振动的响应时,上述计算带来一定的局限性,国际上已提出用流体有限元与固体有限元结合起来计算的方法,^{[8][19]}最近国内也作了成功的尝试^{[20][21]},用杂交子结构法和模态综合法及奇点法来计算流固耦合振动^{[24][25]},把在结构分析中已经成熟的动态子结构法运用到流—固问题,具有较大的理论意义和应用价值。

4. 目前我国已建立了不少用来计算船舶振动特性和响应的电算程序。文献^[22]中使用 Gevens 计算特征值。目前最普遍使用的是子空间迭代法,文献^[23]对子空间迭代法作了专题叙述。行列式搜索法也是求特征值的主要程序之一。^[24]提出了自伴微分方程特征值问题的子空间迭代法及其在结构振动分析中的应用,^[25]处理了非线性特征值的计算,所提的方法解决了依赖频率变化的质量阵,通过修正的 Sturm 序列的两分法求得初试迭代频率值,然后,用解线性特征值的子空间迭代法求得各阶模态。该计算方法在工程中具有应用价值。

在有限元法计算结构振动特性同时,对有些结构采用解析法计算也是十分必要的,

文献^{[46] [47]}计算了具有集中质量,任意弹性约束与弹性基础的等直梁的横向弯曲振动问题。

结构动响应计算在国内也开展了一些工作,如文献^[48]用 Wilson- θ 法计算瞬态响应,^[44]采用振型加速度法计算了火炮加强结构的动响应。

5.在新的计算方法和计算技术不断涌现的同时,近似计算方法近几年来仍然在不断探求和改进。虽然电子计算技术在船舶振动计算中能得到较高的精度和计算较繁重的问题,但在实际船舶设计中,使用一部份从实践中总结出来并经过考核的近似计算方法,以对设计船舶进行初始阶段的振动预报仍是极其必要的。文献^[49]在大量实船试验的基础上,采用一元线性回归的数学模型,按不同类型船舶分别统计出经验系数,建立起七种类型船舶的一节点、三节点船体垂向和横向水平总振动固有频率近似计算公式,只需要知道中剖面惯性矩和主要尺度就能应用。另外,对快艇尾封板的振动提出了估算方法^[50],该方法估算了板梁组合构件首阶自由振动频率,提出了避免与螺旋桨叶片频率发生共振的板格频率储备要求,并在满足储备要求同时,得出了板格梁板的强迫振动估算公式,以上这些公式均与实测数据进行了比较。最近文献^[51]提出了对单桨船体尾部振动量级的预报,这也是一项很有意义的工作。

6.船舶振动计算如何应用于实际,这是一项需要加以重视的工作,这几年来,许多单位结合实际产品进行了各种计算^{[52] [53]}。如自升式海洋石油钻井平台振动模态分析^[53],对我国自行设计和建造的近海自升式石油钻井平台《渤海七号》的振动模态进行了分析计算,求得了该平台的第一至二十阶振动模态,并给出了振型图,为我国自升式钻井平台特性的设计和使用提供了依据。同时还采用了近似方法估算了平台的首阶频率。文献^[54]应用控制理论对海洋平面与其上部结构动力相互作用的主动控制作了探讨。

又如用模态综合技术对 15000 吨干货船及 12000 吨集装箱船的总振动与上层建筑振动的耦合进行了计算^[45],从各模态的位移贡献系数识别耦合程度是船舶减振设计中预报和分析上层建筑振动的有效方法。

7.虽然在结构动力计算和响应分析方面,近几年来国内各单位做了大量的实际工作,然而与国外的发展相比,还存在着一定的距离,尤其在以下两方面:

(1)随着海洋开发事业的发展,出现了各种结构型式的海洋结构。这些海洋结构承受各种随机载荷的作用,如波浪、风力、地震、海流等,这就构成了海洋工程动力响应分析中外载荷的复杂性。同时,固定式海洋平台的桩腿固定在海底土壤中,构成了边界条件的复杂性,国外如美国、日本已在这方面投入相当的力量进行研究,国内则尚在起步阶段。目前一些单位已开始建立了外力计算的程序,这为海洋平台动响应的研究迈出了可喜的一步。如何计算随机响应,尚待进行工作。

(2)对于船舶和海洋工程结构的动响应研究,很重要的是要确定阻尼。目前在响应计算中,还缺乏一定的阻尼资料积累,只能假设阻尼或限于采用个别船舶的测量数据来运用于一些特定的产品,这就给响应计算带来局限性。国内对阻尼资料的积累相当缺乏,更没有作系统的研究,同其它领域相比,这方面的工作是薄弱的。

(三) 实验分析技术

振动实验技术和数据分析处理在船舶振动研究工作中是必不可少的重要组成部分。实验分析技术在国外近年来发展迅速,新技术不断涌现。国内造船领域,虽也开展研究,但总的说来还处于学习开步阶段。

航行振动试验和激振试验是确定船舶结构动特性的重要方法。随着电子技术的发展,近年来试验技术发展很快。目前在实船试验中,对船舶某些局部结构已开始应用撞击瞬态激振试验方法,根据试验测得的响应谱和力谱,应用随机分析装置就可以求得每一测点的传递函数。在国外,对于总体激振试验仍然普遍使用激振机激振,但在激振机与船体之间往往装有特殊设计的力传感器,以求得相关研究中的导纳数据,据以确定振动特性。为了实现数据的自动分析处理,激振机的转速一般是通过伺服反馈装置控制,具有频率自动扫描的能力,能按照预先选定的加速度率来线性地增加激振机的转速。对于主要由螺旋桨、主机等周期性激振力激起的船舶稳态振动来说,数字谱和跟踪技术是进行船舶结构动态响应谱和分析的有效工具,不仅计算程序简单有效,而且能提高计算精度,得到完整的振幅和相位的谱和分析结果。

几年来国内在船舶振动测试方面也有较大进展。由于实船测量的频率通常在 0.5~400 赫范围,振幅值在几分之几毫米左右,加速度值在 0.001~2g 范围,中国船舶科学研究中心根据实测经验总结出来的测试和分析系统^[46]是切实可行的。

为了验证和改进系统的动态数学模型,国外发展了“模态识别”和“参数识别”技术,它提供了利用实验测试数据确定结构参数的新途径。文献^[47]概括了国内外机械阻抗测试理论的研究成果,论述了在船舶测量中的应用前途,并介绍了如何将该项测试技术同理论结合起来求得复杂结构的动态特性。如果说有限元法的应用使结构动力的数值分析出现了重大突破,那么实验模态分析的应用将更具有生命力。由于船舶是如此庞大复杂的结构,如全部采用理论方法求模态参数,不仅会带来不可避免的力学模型简化造成的误差,而且费用将十分昂贵。为此将一部份在理论上无法精确计算的结构通过实验模态方法求出其模态特性,然后提取一部份对接边界信息,再同一部份理论上计算的结构加以综合对接,求得系统的模态参数。同光测方法相比,通过实验模态方法用模型试验来验证理论计算也有很大的优点^{[48][49]}。

实验模态法中的单点瞬态激振法也正在摸索和发展,文献^{[50][51]}针对模态识别的实验方法,改变逐点激励、定点输出响应和定点激励整体输出响应的试验方案,提出了共点测试方案和分组测试方案,以提高计算精度。

随着实验模态法的发展,对具有粘性阻尼形式的阻尼矩阵是非对称矩阵,此时必须用复模态理论进行分析,经典的主模态是复模态在阻尼等于零的情况下的特殊情形。文献^[52]对复模态理论作了阐述。

由于计算机和计算技术的发展,应用数学技术处理冲击试验所获得的数据越来越显出速度快、精度高的优点。通过编制的程序表明^[53],富里叶谱的快速富里叶变换 (FFT) 算法具有计算速度快的优点,但往往谱线间隔太大,而富里叶谱的近似积分法虽然计算速度慢些,但谱线效率能任意设定,可对某区域进行较细的分析。文章给出了冲击响应谱的递推积分法及递归滤波法的计算机数值计算表达式,通过计算表明,

递归滤波法较递推积分法更具有速度快及精度高的优点。另外，利用磁带记录器变换技术，使冲击信号变成缓变信号，利用通用 PZ-8 数字电压表并配有穿孔机或打印机作为模数转换器，实现冲击数据捕捉及离散。

在数据处理技术方面，提高频率分辨率的 Zoom 变换技术及降低测量噪声排除畸变分量的方法^[54]，也是一个十分重要的问题。

在作频域分析的同时，新的时域分析方法也开始引起重视。Ibrahim 时域分析在国外已取得实际应用成果，国内也有不少单位开始研究脉冲响应法、ARMA 模型法和 Kalman 滤波等新路子正在开辟之中。造船系统的应用成果反映在文献^[52]中。

在结构动力分析中，动载的确定很重要，但又非常困难。因此，“载荷识别”技术很有发展前途。这是根据算出或识别出来的数学模型，由实际工作情况下测得的输出确定输入，可以称为第二类“逆问题”。在船舶动响应的研究中，螺旋桨激振力的测量目前都要在尾部开孔安装压力传感器。而通过测量得到的输出讯号（位移、加速度）来确定激振力大小的“载荷识别”技术，则可以大大简化测量信息的提取，为积累激振力数据提供条件。这是需要进一步摸索的新方法。

在第二次世界大战末期，在大量战舰战斗损坏实例广泛研究的基础上，引入了冲击谱的概念来研究舰艇的抗冲击能力，并促进了冲击响应理论和技术的发展。冲击谱技术近年又有新的发展，已在核爆炸、飞机着落、航天器发射升空及其子结构分离等重要工程领域获得了应用^[55]。

为了研究结构在随机振动激励下的响应，以改进设计和检验设备在随机振动环境下工作的可靠性，近年来研究使用磁带试验方法成功。只要具备正弦扫描振动试验的设备及一台价值不高的盒式录音机，即可方便地代替价值数万美元的数控系统进行随机振动试验^[56]，这一方法值得在船舶测试中推广。

近年发展起来的系统监测技术——特征分析，可用来识别机械系统或设备的运转完好情况和估计设备寿命，越来越受到重视^[57]。所谓特征分析，就是通过几种谱的测量分析，找出振动原因，识别振动量值。这些量与一定的振动、噪声标准比较，可以判明部件或机械状态质量，判断需要维修与否，也可用于检定修复效果。它可用于一般的振动噪声研究，用于改进产品质量，也可用于结构的振动分析。

发生剧烈振动的船舶（或其局部结构），进行实船振动试验的主要目的，就是测得数据进行整理分析，找出振源，并采取减振措施。第三航务工程局一条水泥搅拌船经过测量分析，机仓板架的固有频率与主机的二阶不平衡力十分接近，在船体和主机都已不能改变的情况下，采取了设置动力减振器的办法。实施结果，振动程度减小到原来的三分之一左右^[58]。

双体船 992 号尾部振动剧烈，经过测振分析，确定尾部振动的原因在于尾部线型，从而为解决严重振动提供了依据^[59]。

中山大学对快艇桅杆作了两次测试，记录下桅杆纵横摇时各测点的应力值、加速度值，以及摇摆角、浪高等参数随时间变化的曲线。根据中、短期实测数据，预测了在使用寿命期内应力、位移超过许用值的概率。

四 船舶噪声

由于船舶航速的提高,主机马力的加大,机械设备的增多,以及对劳动保护的重视,船舶噪声问题和振动问题一样,日益突出。国外在六十年代开始被重视,列为环境科学领域的重要课题。随着科学技术的发展,在噪声预报和控制方面都取得了一定的成绩。国内对此问题重视不久,研究工作尚处在初期阶段。因此,首先建立在实测基础上,取得对实况的感性认识,并积累资料,拟订船上噪声标准,并寻求适用于设计阶段的舱室噪声估算方法和降噪、隔噪的设计对策。

通过前二年对海船、内河船共170艘的实船测量,获得了我国运输船舶噪声量级的第一手资料^{[64][65][62]}。测得的海船舱室噪声级范围大致为居住舱室 57-69 分贝(A)。机舱 96-109 分贝(A);内河船舱室为居住舱室 50-75 分贝(A),机舱 98-108 分贝(A)。对照我国工业企业卫生标准和国内外船舶舱室噪声标准,都说明船舶噪声问题的研究是刻不容缓的。此外,对一些游艇的噪声也进行了测量^[25]。

关于舱室噪声级的估算方法,国外有 Janseen 等人首先提出的偏于经验性的方法和 Plunt 等人研究的理论性较强的统计能量分析法(SEA法)。日本人提出在船舶噪声数据处理中应用“声温级”方法^[63]。英国 NECI、法国 BV 船级社、挪威 NV 船级社都曾发表估算方法和指导性技术文件。国外曾通过实验比较经验方法和 SEA 法,未见具体结果。

船舶的生活舱室一般布置在尾部,噪声源除主、付机以外,螺旋桨的水声对舰船上的噪声也起很大作用。1981年《船舶推进与空泡》学组学术讨论会中有十篇论文涉及了这一问题,说明螺旋桨水声的研究在我国已引起重视。

船舶噪声往往伴随振动出现,所以控制振动源(主付机不平衡力、螺旋桨激振力等)是船舶噪声控制的一个重要方面。采用隔振和阻尼技术来控制振动源,能有效地降低因结构振动而引起的低频噪声。目前设计部门已注意按声学规则设计舱室,尽量使居住舱室远离噪声源,或安排隔离区间。另外,对机舱设备采用隔振器、消音器;对船体结构采用聚酯型胺脂软泡沫塑料或矿棉吸声板,以及采用约束阻尼方法吸声。文献^[26]阐述了阻尼材料减振机理和试验的结果,试验表明:对5毫米厚钢板涂复自由阻尼层,有一定减振降噪声(结构噪声)效果,涂复约束阻尼层时对1000赫以上中高频减振效果明显增加。

国内目前的船舶噪声测量一般采用精密声级计测量声级及频谱,或用磁带记录讯号后,进行频谱分析。为估算船舶舱室噪声级,当噪声源未安装时,可通过激振机或敲击机作为噪声源发生器,然后记录各有关舱室的讯号,进行频谱分析确定结构噪声传递的衰减信息,据以估算安装噪声源以后的舱室噪声级。

(五) 船舶振动、噪声标准工作

近年来,研究船舶振动、噪声标准的工作,作为环境保护的一个重要方面,越来越在造船界中受到重视。现实表明,不论是军船、民船、海船、内河船,都存在不同程度的振动、噪声问题。过量的振动影响船上人员的健康,导致船体结构破坏和仪表

设备失灵,过量的噪声导致船员听力损失并影响健康,干涉航行通讯影响安全,降低船员工作效率,内河船的强噪声还影响水道附近广大居民的健康。因此必须研究标准,这也促进造船技术的发展。

从七十年代起,我国开始这方面工作,首先收集、研究国际上的有关标准和动态^{[64][65][67][69][70][71][72][73]},一方面进行了大量的实船测试和调研工作^{[67][69][72][73][74]}。《海船船体振动衡准》、《内河船船体振动衡准》^{[64][68]}作为船标文件均经审查通过,对水面舰船和高速快艇也提出了振动标准建议^{[74][75][76]}交通部于1982年通过了《运输船舶舱室噪声标准》和《船舶舱室噪声测量方法》两个部颁标准^{[72][73]}。

国外的船舶振动、噪声标准,各主要航运国家都在研究,有正式公布的,有作为建议的,有内部掌握的,种类繁多,不一一列举。有些已严格执行,如西德 SDG 的噪声级要求,虽是航运同业公会文件,但经常作为在国外造船的验收标准之一,必须予以重视。有关国际性的标准有:

ISO 6954 商船振动评价指导性文件(草案)。

ISO/DIS 4867 船上振动数据的测量和报告规程 1982年(草案)。

ISO/DIS 4868 船上局部振动数据的测量和报告规程 1982年(草案)。

ISO 2923-1975 船上噪声的测量。

IMCO 船上的噪声级 1980·10(最终草案)。

以上这些国际性标准由于各国情况、要求、利益不同,在讨论过程中往往意见分歧,要经多次反复,才能统一,有时也还有局部保留情况。我国有关船舶噪声的几个国家标准也正在拟订中。

我国的船舶振动、噪声标准从无到有,起了一定作用,但毕竟处于年轻阶段。几个标准的量级高低虽大部份与国际标准接近,但有些有一定差异^[77],还需在实践过程中反复比较衡量。为标准的不断完善和改进,还有许多工作要做,如对人体(主要是船员)承受振动、噪声的生理反应方面的实验和理论研究,在结构疲劳评价方面实船试验资料的积累和分析,测试仪器标定和数据处理方法的完善和统一等。

(六) 近期的工作打算

船舶振动噪声是涉及船体结构、动力装置、船型推进、波浪等各个方面的一门综合性应用技术学科,在考虑预防和解决船舶振动噪声问题时必须权衡以上各方面的得失,研究工作也要以上各方面有关人员的分工配合共同努力。根据目前国内在该领域的研究状况和力学委员会振动学组有关各单位的工作打算,今后几年将在如下几方面投入力量。

1. 船舶振动和噪声预报

同国际上造船工业先进国家相比,我国尚未建立振动噪声预报程序系统,这同我国造船工业的发展和需要是不相适应的。为此,有关科研、设计、检验等单位需要合力开展这项工作,在近几年内建立我国自己的振动噪声预报系统。

2. 船舶结构阻尼的研究

船舶结构阻尼的研究是船舶结构动力学计算的一个关键问题,也是一个较为困难的课题,已有单位准备开展这项研究。

3. 船舶结构和海洋平台的随机响应。

船舶结构及海洋平台结构的动力响应中很重要的是波浪的随机响应,有些单位准备投入力量,也有准备开展结构动响应和冲击波响应分析工作。

4. 船舶流——固体耦合振动的研究。

螺旋桨引起的激振响应研究如何考虑附着流体的影响,这是计算中必然遇到的问题。前二年已开始做了一些工作,下一步是如何把所做的理论计算应用于实船,其中还必须克服计算机容量等问题。

5. 模态识别

模态识别试验发展较快,传统的频域识别方法是多年来行之有效的方法。随着现代控制理论的发展,近年来发展为时域识别,即直接利用响应的时间历程曲线来识别振动参数,好几个单位正在探索。前不久中国船舶科学研究中心做了一次实船模态分析试验,取得了一定经验。

6. 船舶振动噪声的标准工作

包括振动级、噪声级和测量方法标准的补缺、升级、改进和与国际标准的协调统一。

7. 密切配合使用、制造、设计部门,研究减振隔振、消音隔声措施,解决生产上的实际问题。

参 考 文 献

- (1) 张孝镛:“船体振动与噪声研究的国内外概况”,《船舶力学情报》1981年第一期。
- (2) 张景波、蔡承德、薛惠钰:“六机部七〇二所的船舶振动研究”,中国船舶科学研究中心:1980。
- (3) 陆鑫森:“正交异性板考虑剪切和转动惯量影响的固有频率计算”,《中国造船》1964。
- (4) 陆鑫森、金咸定:“船舶总振动迁移矩阵法计算程序及其应用研究”,上海交通大学,1978·7。
- (5) 马广宗、邵文蛟、茅人杰:“用 Riccati 迁移矩阵法计算船舶总振动”,上海船舶设计院,1978·7。
- (6) 大连工学院造船系:“用转移矩阵法计算船体自由振动”,1977·4。
- (7) 严书邦等:“舰船自由振动计算方法”,《舰船性能研究》,1977·2。
- (8) 吴士冲、何富坚、朱胜昌:“应用有限元法计算船舶立体仓段与总体联合振动”,中国船舶科学研究中心,1981。
- (9) 金咸定、汪庠宝:“用有限元法计算船体振动模态研究”,上海交通大学,1981。
- (10) 薛惠钰、杨波:“应用二维有限元模型计算船体总振动的研究”,《中国造船》1982年第二期。
- (11) 恽伟君、段根宝、胡仲根:“模态综合超单元法在船舶动态计算中的应用”,《交通部船舶运输科学研究所学报》1981年第1期。

- [12] 蔡承武、严思、郑永华：“结构分析中的综合离散法”，中山大学，1981。
- [13] 金咸定、汪序宝、赵玉华：“自升式海洋石油钻井平台振动模态分析”，上海交通大学，1981。
- [14] 赵德有、严志庸等：“船体垂向和横向水平总振动固有频率近似计算”，大连工学院，1981。
- [15] 胡敬、严书邦：“快艇尾封板振动估算方法”中国船舶科学研究中心，1981。
- [16] 马广宗、卢长立、朱慕时：“15000吨干货船的减振设计”，《振动与冲击》1983年第3期。
- [17] 毛立忠：“螺旋桨空泡引起的船体尾振及其减小”，金陵船厂，1981。
- [18] 贾宗伟：“对某型驱逐舰振动性能的探讨”，七〇一所，1981。
- [19] 高宪智、马佐璋、黄孟浩：“避振穴研究的一些进展”，上海交通大学，七〇一所，1981。
- [20] 上海交大一三〇教研室：“振动数据分析讲义”，1977。
- [21] 蔡承德：“船体振动测量与数据处理”，《舰船力学情报》1976。
- [22] 杨波：“应用 VODIC 电子计算机进行船舶振动测量数据处理方法”，中国船舶科学研究中心，1978。
- [23] 俞惠珠：“船舶振动数据的数字处理与新型差容式速度计的应用”，上海船舶所，1982。
- [24] 俞宝棣、陈辉：“散装货船振动和噪声测量及初步分析”，上海船舶设计院，1981。
- [25] 陈永琴、潘旭初、张增安：“三条游览艇的噪声和振动”，中国船舶科学研究中心，1981。
- [26] 伏同先：“利用约束阻尼结构降低舰艇结构噪声的试验研究”，《振动与冲击》1982年第2期。
- [27] 陈名实：“螺旋桨——船体间隙建议”，交通部船舶运输科学研究所，1978。
- [28] 邢文萍、沈貽德：“螺旋桨脉动压力经验计算方法的分析比较”，中国船舶科学研究中心，1981。
- [29] 孙勤、顾蕴德、郑淑珍：“串列螺旋桨的型系列试验和图谱设计方法”，《中国造船》1979年第3期。
- [30] 刘森：“单桨船舶后体船形及尾部振动”，《江南造船技术》1977。
- [31] 马佐璋等：“避振穴对减小船舶尾部振动的效果”，《上海交大学报》1982年第2期。
- [32] 恽伟君、颜新杨、高志龙：“模态综合分析及其在船舶振动计算中的应用”，《中国造船》1981年第2期。
- [33] 薛惠钰、杨波：“有限元法在船舶桅杆振动响应分析中的应用”，中国船舶科学研究中心，1981。
- [34] 马广宗、蔡承德、虞锡辉：“船舶设计阶段对振动问题的考虑”，《船舶工程》1981。
- [35] 蔡承德、王辉明、竺瑞庭：“船舶上层建筑减振计算”，中国船舶科学研究中心。

心, 1980.

- [36] 杨波、薛惠钰: “尾轴支架振动计算方法的改进”, 中国船舶科学研究中心, 1981.
- [37] 吴泽亮: “船舶振动附加虚质量三维修正问题”, 中国船舶科学研究中心.
- [38] 吴泽亮、胡国经: “泪滴体振动体虚质量三维修正”, 《舰船性能研究》, 1981年第1期.
- [39] 陆鑫森、R.W.克劳夫: “流体结构相互作用杂交子结构法”, 《振动与冲击》1982年第1期.
- [40] 王文亮、恽伟君: “论动态子结构在流固耦合系统振动分析中的应用”, 交通部船舶运输科学研究所, 1981.
- [41] 宋文翰、杨鸿新: “用子空间迭代法求解舰艇火炮装配加强结构的自由振动及程序”, 海军工程学院, 1981.
- [42] 蔡承武、陈树辉: “自伴微分方程特征值问题的子空间迭代法及其在结构振动分析中的应用”, 中山大学, 1981.
- [43] 胡仲根、恽伟君、段根宝: “动态子结构中的非线性特征值计算”, 《船舶工程》, 1981年, 第1期.
- [44] 杨鸿新、宋文翰: “振动加速度法计算火炮装配加强结构响应”, 海军工程学院, 1981.
- [45] 高志龙、马广宗: “船体总振动与上层建筑耦合振动的计算——模态综合技术的应用”, 七〇八所、上海船舶设计院, 1981.
- [46] 游其祥等: “实船振动测量及数据处理”, 中国海洋及船舶设计院, 1981.
- [47] 恽伟君、胥加华、郭振玲: “机械阻抗测试及其在船舶振动中应用的评述”, 上海船舶运输科学研究所, 1981.
- [48] 梅介福: “Moire 法测量构件面内振动的研究”, 上海船舶运输科学研究所, 1981.
- [49] 恽伟君、梅介福: “大仓口驳模型试验与动态分析”, 《振动与动态测试》1982年第1期.
- [50] 陆圣才: “结构动力系统的模态分析”, 《船舶性能研究》1980年第2期.
- [51] 陆圣才: “单点激振新方案探讨”, 中国船舶科学研究中心, 1981.
- [52] 刘志宇: “结构动力特征的复模态理论”, 中国船舶科学研究中心, 1981.
- [53] 谭炳麟、严宗钰: “冲击数据的数字处理方法”, 上海交通大学、七〇五所.
- [54] 刘志宇: “实验模态分析的测量与数据处理技术”, 中国船舶科学研究中心, 1981.
- [55] 吴国安: “冲击谱及其分析方法”, 七院标准室, 1981.
- [56] 宋文治、黄友仙: “磁带随机振动试验方法及实践”, 《振动与冲击》1982年第1期.
- [57] 李业智: “特征分析的特点及其应用”, 中国船舶科学研究中心, 1981.
- [58] 于尧治、恽伟君、陶杰、郭振玲: “动力吸振及其在实船应用”, 《中国造船》1982年第3期.

- [59]王 章、杨晓东等：“双体船 992 的振动分析”，大连工学院，1981。
- [60]交通部标准 JT 4517-82：“运输船舶仓室噪声标准”编写说明，1982。
- [61]翁长俭、张保玉、吴学仁：“内河船舶噪声”，武汉水运工程学院，1981。
- [62]周顺序：“关于海船的噪声”，交通部船舶运输科学研究所，1981。
- [63]潘旭初、陈永琴：“国外船舶结构噪声研究概况”，中国船舶科学研究中心，1981。
- [64]胡振锡：“论海船船体振动的衡量标准”。交通部船舶运输科学研究所，1979。
- [65]胡敬：“船舶振动允许标准的动态”，《舰船力学情报》，1980。
- [66]船标 CB/Z 310-79：“海船船体振动衡准”，1979。
- [67]船标 CB*/Z 310-79：“海船船体振动衡准”编写说明，1979。
- [68]船标 CB/Z：“内河船船体振动衡准”，1979。
- [69]船标 CB*/Z：“内河船船体振动衡准”，编写说明，1979。
- [70]吴熊、虞仁兴：“环境振动评价和标准研究概况”，1979。
- [71]武汉水运学院：“内河船的振动与振动衡准”，1976。
- [72]交通部标准 JT 4517-82：“运输船舶仓室噪声标准”及其编写说明，1982。
- [73]交通部标准 JT 4518-82：“运输船舶噪声测量方法标准”及其编写说明，1982。
- [74]潘旭初、汤波：“关于水面舰船振动标准的初步建议及说明”，中国船舶科学研究中心，1978。
- [75]胡敬：“高速快艇艇体振动允许界限”，中国船舶科学研究中心，1981。
- [76]胡敬：“水面舰船体振动允许标准建议”，中国船舶科学研究中心，1982。
- [77]胡敬：“船体振动国际标准及其它”，《舰船力学情报》，1981。
- [78]陆鑫森、金咸定、刘涌康编：“船体振动学”，国防工业出版社，1980年12月。
- [79]翁长俭、张保玉编著：“内河船的振动与噪声”，人民交通出版社，1981年8月。
- [80]马广宗、蔡承德、虞铨辉编著：“船舶振动基础与实用计算”人民交通出版社1981年12月。
- [81]俞则人、胥家华、恽伟君：“关于螺旋桨激振力及其对船舶振动的影响”交通部上海船舶研究所，1983·4。
- [82]恽伟君、朱农时、李林：“分层多重动态子结构法”交通部上海船舶研究所科研，1982·10。
- [83]陆鑫森：“海洋工程大体结构的流——固耦合问题”上海交通大学科技资料，1982·2。
- [84]恽伟君、段根宝：“附连水质量效应及其弱耦合项处理”《振动与冲击》，1982年第3期。
- [85]恽伟君、段根宝：“流固耦合振动的组合模态综合法”交通部上海船舶运输科学研究所，1983·5。
- [86]蔡明南：“具有集中质量，任意弹性约束与弹性基础的等值梁横向弯曲振动的初参数法”华南工学院，1983·5。

- [87] 蔡明南: “具有中间弹性支座集中质量及两端任意弹性约束等直梁的横向自由振动” 华南工学院, 1983.5.
- [88] 赵德有等: “单桨船体尾部振动量级预报” 大连工学院, 1983.5.
- [89] 薛惠钰、杨波、何穷、钟万颢: “应用空间有限元模型进行船舶总振动特性研究” 中国船舶科学研究中心, 1982.
- [90] 罗友祥、朱农时、郭振玲: “12000吨多用途集装箱船总振动及上层建筑振动计算” 交通部上海船研所, 1983.
- [91] 戴禹法: “张力式平台与其上部结构动力相互作用下的主动控制问题” 广州造船厂, 1982.
- [92] 金咸定等: “ Ibrahim 时域法在船体振动模态参数识别中的初步应用” 上海交通大学 130 教研室, 1982.

应用奇点法计算流体对结构振动的影响

以及关于附连水质量的相似关系

吴士冲 何富坚 朱胜昌

(中国船舶科学研究中心)

摘 要

本文把流体力学奇点法与结构有限元法相结合,计算流体对结构振动的影响。这种方法用结构浸水面上的边界元代替流体所占空间内的流体元。可以大大节省计算机容量和减少机时。本文还分析了附连水质量计算中的相似关系。文中得出的这些关系使得有可能应用奇点法和有限元法的计算结果为一些较复杂形状的结构得出简便而实用的附连水质量计算公式。文中给出了应用作者所编计算机程序计算附连水质量和结构水中固有振动频率的实际例子——不同浸水情况下的平板,带弹性防挠材的板、实船底部板格以及船舶艏部立体舱段。计算结果与试验结果进行了比较,二者基本符合。

(一) 前 言

船舶和海洋工程平台均为浸在水中的结构,它们的振动必然牵连到水的运动。水对结构振动的影响是一个不可忽略的重要因素。传统的附连水质量方法,目前只能计算一些形状比较简单的结构的低谐调振动。应用流体有限元和结构有限元相结合的方法可以计算流体对复杂形状的结构的影响,但这一方法一般要求电子计算机有很大容量,并且计算机时很长,这给实际计算带来了困难。为了解决这一困难,近年来国内外学者对流体有限元和结构有限元相结合的方法提出了一些新的改进和发展,目前这方面的工作正在有成效地开展。解决这一问题的另一方向是把流体力学奇点法和结构有限元法结合起来。这个方法是用结构浸水表面上的奇点(源汇或偶极子)分布来代替流体所占空间内的流体有限元。特别对于结构在无限流场中的振动问题,此方法有很大优越性,可以大大节省计算机容量和减少计算机时。本文将对这一方法进行一些探讨。另外,传统的附连水质量方法有其简便、实用的优点,因而被工程设计单位广泛采用,但目前只对一些形状比较简单的结构求得了附连水质量计算公式。本文将对附连水质量问题中的相似关系作一分析。这里存在的相似关系使得有可能利用奇点法和有限元法的计算结果来扩大传统的附连水质量法的应用范围。

(二) 流体力学奇点法与结构有限元法相结合 计算流体对结构振动的影响

设结构在无限流场中振动。

按有限元法,结构的振动方程式可以表示为:

$$(\mathbf{K})\{\mathbf{u}\} + (\mathbf{C})\{\dot{\mathbf{u}}\} + (\tilde{\mathbf{M}})\{\ddot{\mathbf{u}}\} = (\mathbf{L})\{\mathbf{P}\} + \{\mathbf{Q}\}, \quad (1)$$

式中 $[K]$ 、 $[\tilde{M}]$ 、 $[C]$ — 分别为结构的刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵；

$[L]$ — 与流体压力、结构位移离散化有关的系数矩阵；

$\{P\}$ — 结构浸水面上流体压力向量；

$\{Q\}$ — 外载荷向量；

$\{u\}$ — 结点位移向量。

当 $\{Q\}$ 为零并忽略阻尼时，由式(1)得到结构在水中的自由振动方程式：

$$[K]\{u\} + [\tilde{M}]\{\ddot{u}\} = [L]\{P\} \quad (2)$$

设流体为不可压缩理想流体，流动是无旋的。这时流场的速度势应满足拉普拉斯方程，

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (3)$$

边界条件为：

1. 在无穷远处

$$\phi = 0 ; \quad (4)$$

2. 在结构浸水面上

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = V_n \quad (5)$$

式中 n — 结构浸水面法线方向；

V_n — 结构在浸水面法线方向的速度。

当结构作某一谐调自由振动时，结构上任意点的位移 u 和速度 V 可以表示为：

$$u = u^* \sin(\lambda t + \alpha) ; \quad (6)$$

$$V = V^* \cos(\lambda t + \alpha) , \quad (7)$$

式中

λ — 振动频率

t — 时间

α — 相角

同样，结构浸水面上任意点在法线方向的位移 u_n 和速度 V_n 可以表示为：

$$U_n = u_n^* \sin(\lambda t + \alpha) ; \quad (8)$$

$$V_n = V_n^* \cos(\lambda t + \alpha) . \quad (9)$$

速度势 ϕ 亦可表示为：

$$\phi = \phi^* \cos(\lambda t + \alpha) \quad (10)$$

方程(3)和边界条件(4)、(5)可改写为：

$$\nabla^2 \phi^* = 0 , \quad (11)$$

在无穷远处，

$$\phi^* = 0 \quad (12)$$

在结构浸水面处，

$$\frac{\partial \phi^*}{\partial n} = V_n^* \quad (13)$$