

何友声 王国强 编著

螺旋桨 激振力

luo xuan jiang
ji zhen li

上海交通大学出版社

螺旋桨激振力

何友声 王国强 著

上海交通大学出版社

序

我国最早感受到螺旋桨激振力的严重威胁,是从1976年开始的。当时,国内自行设计制造的浙江沿海客货轮,在航行中出现了剧烈的尾振。应该感谢浙江航运局为利用实船作广泛试验,提供了慷慨的条件。之后,在江南造船厂的邀请下,部分有关工厂、研究所、高校都派人组成了一支相当庞大的研究队伍,经过共同努力,终于弄清了激振力的起因并采取了相应措施使尾振得到抑制。自此,激振力的研究在国内蓬蓬勃勃地开展起来。1978年,中国造船学会船舶力学委员会船舶推进及空泡学组决定开办讲习班,邀请本书作者之一对有关螺旋桨激振力方面的问题作全面介绍,在这一讲习班的推动下,编印了一份讲义,印数上千竟被一索而空,由此可见,学术界对这个问题的重视,此后又专为研究生设置了这门选修课。1982年根据有关方面的要求又举办了一期讲习班。

在国际上,螺旋桨激振力问题的重要性也仅仅从七十年代前后才意识到,并开始从事这方面的研究工作。经过几年的探索,人们发现:船舶尾振与螺旋桨激振力密切相关;船尾的不均匀伴流场和变空泡的产生是激振力剧增的关键所在。于是推动了一系列的专题研究:船舶粘性流场的预报;船尾伴流场的测试技术及其理论计算;空化机理;非定常空泡流理论;空泡厚度和体积的测定及理论预报;无空泡螺旋桨的脉动压力场和轴承力的预测;变空泡情况下激振力的计算;激振力的测量、衡准与减振措施;螺旋桨的权衡设计,等等。十多年来环绕这一问题的论文、报告浩瀚如海,但尽管如此,国内外却没有一本专著来加以系统论述。这是由于要在这众多的文献中理出一个头绪,确非个别学者薄力所能胜任。为此,我们只能根据自己的认识水平,把近十多年来国内外有代表性的研究成果,结合我们自己的研究工作加以综合归纳,试图让读者对于螺旋桨激振力问题有一个全貌的认识,并着重于使广大船舶设计和研究人员能在实际工作中方便地应用这些结果。

我们深切地感谢姜际升教授,他对本书原稿作了详尽而细致的审阅,他的严谨学风使我们少犯了许多错误并得益非浅。我们也感谢盛振邦教授的鼓励和支持,没有他的推动,写出这本书是不可能的。在成书过程中还得到了瞿守恒等许多同志的帮助,在此一并深致谢忱。

本书内容牵涉较广,著者学识有限,这门学科又在不断发展和完善中。因此,谬误、疏漏之处在所难免,我们恳切地希望广大读者给予指正。

何友声 王国强

目 录

第一章 综述	(1)
参考文献	(11)
第二章 伴流场	(13)
第一节 伴流场的不均匀性	(13)
第二节 伴流场的测定	(15)
第三节 典型伴流场	(23)
一、单桨驱逐舰——护卫舰型	(23)
二、双桨军用舰型	(25)
三、单桨商船型	(29)
四、双桨商船型	(35)
五、潜艇型	(37)
第四节 某些参数变化对伴流场的影响	(38)
第五节 尺度效应	(43)
一、伴流场的换算	(44)
二、实船伴流场的试验模拟	(49)
第六节 伴流场的理论和经验计算	(53)
一、低速船的伴流场估算	(54)
二、瘦V型后体船型的伴流场估算	(57)
三、以型线为依据的伴流估算法	(60)
第七节 伴流峰	(61)
第八节 实效伴流	(62)
第九节 斜流场	(66)
参考文献	(67)
第三章 空化特性	(70)
第一节 空化机理	(70)
第二节 空化的初生、发育和溃灭	(73)
第三节 空泡动力学基础	(75)
第四节 空化过程的相似律和尺度效应	(81)
第五节 边界层状态对空化初生的影响	(85)
第六节 其他因素对空化初生的影响	(87)
一、粗糙度的影响	(87)
二、空气含量的影响	(88)
三、气核谱	(89)
四、紊流度的影响	(91)

五、佛鲁德数的影响	(91)
第七节 发展空化的尺度效应	(92)
第八节 空化现象的模拟	(94)
第九节 空化类型	(96)
一、涡空泡	(96)
二、片空泡	(98)
三、泡状空泡	(99)
四、雾状空泡	(100)
第十节 叶剖面空化界限	(100)
一、空化界限曲线和水动力特性	(100)
二、典型叶剖面空化特性数据	(102)
三、参数影响	(107)
第十一节 抗空化翼型研究进展	(111)
第十二节 叶剖面上空化范围及其预报	(119)
一、估算各个叶剖面的空化起始点	(121)
二、空泡长度和空泡面积的估算	(122)
三、空泡叶剖面的水动力特性	(128)
第十三节 空化剥蚀	(129)
一、剥蚀致因	(129)
二、材料的抗剥蚀性能	(130)
三、尺度效应与实桨剥蚀预测	(132)
参考文献	(134)
第四章 激振力计算	(139)
第一节 激振力分类和作用力的谐调分析	(139)
一、螺旋桨激振力分类	(139)
二、作用力的谐调分析	(142)
第二节 非定常升力面理论简介	(145)
一、加速度势法	(146)
二、非定常螺旋桨升力面理论数值处理方法	(155)
第三节 螺旋桨轴承力计算	(165)
一、二元非定常理论的简要回顾	(167)
二、拟定常方法	(168)
三、修正的拟定常方法	(176)
四、轴承力和船尾流场	(177)
五、修正的拟定常方法的简化	(183)
六、空泡螺旋桨轴承力的计算	(185)
七、斜流下螺旋桨的轴承力	(186)
八、螺旋桨简化升力面理论	(188)
第四节 螺旋桨表面力	(192)

一、表面力理论计算方法的流程图	(193)
二、无限流场中无空泡螺旋桨所诱导的脉动压力	(194)
三、空泡激振力特征	(199)
四、螺旋桨空泡诱导的脉动压力	(208)
五、无限流场中空泡螺旋桨诱导脉动压力场	(210)
六、固壁和自由液面对螺旋桨脉动压力的影响	(210)
七、校核与分析	(217)
八、斜流下螺旋桨的表面力	(220)
九、初步设计阶段螺旋桨表面力的预估	(220)
第五节 螺旋桨表面力直接计算方法	(234)
一、船体表面脉动压力分布——总激振力计算方法之一	(234)
二、船体表面脉动压力——总激振力计算方法之二	(242)
三、船体表面力计算的一种新方法	(246)
参考文献	(247)
第五章 螺旋桨激振力测试	(252)
第一节 螺旋桨诱导脉动压力测量	(252)
一、脉动压力测量的常用试验设施	(252)
二、脉动压力测量、信号记录和处理	(256)
第二节 轴承力测量	(258)
第三节 螺旋桨激振力实船试验	(260)
参考文献	(265)
第六章 激振水平的衡准及减振措施	(267)
第一节 船体振动水平的衡准	(267)
一、作用在船尾部的允许压力	(268)
二、作用在船尾部的最大允许表面力	(272)
三、允许的轴承力	(275)
四、伴流不均匀性的允许度	(276)
第二节 减振途径概述	(279)
第三节 减小伴流的不均匀性	(281)
一、船体尾部线型的典型伴流场	(281)
二、对于给定船尾部形状改善伴流场不均匀度的措施	(299)
第四节 大侧斜螺旋桨	(318)
第五节 梢部卸载桨	(329)
第六节 特种推进器	(335)
第七节 减振穴	(336)
参考文献	(336)
第七章 权衡设计	(340)
第一节 叶数选择	(340)
第二节 剖面选择	(344)

第三节	叶厚比	(347)
第四节	螺距比 P/D 和拱度比 f/c	(351)
第五节	盘面比和弦长比	(358)
第六节	毂径和桨毂形状	(359)
第七节	螺旋桨直径和转速	(360)
第八节	螺旋桨的旋转方向	(362)
参考文献		(363)

第一章 综 述

早在 1952 年, 就有人描述过某散装货船在大湖中航行时, 尾部发生剧振的情况^[1]。这种振动很奇特, 噪音和振动带有间歇性, 阵发性很强, 噪音的强度从几乎接近于零到非常杂乱无章的锤击, 振动的振幅在 0~1 毫米之间变化, 测得的振动记录如图 1-1 所示。

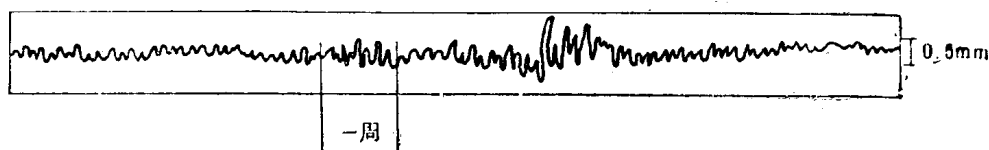


图 1-1 桨上方壳板的振动记录

究竟是什么原因造成这样的振动? 当时无法回答。人们曾作过不少有见识的猜测, 是否由于螺旋桨空泡引起? 或甚至怀疑船壳本身会不会发生空泡。此后, 在近二十年的时间内, 对这个问题只赋与一般性的注意, 因为当时远洋船很少发生这类振动; 其所以在一系列大湖散装船上出现尾振, 主要是由于这类船的主机马力加大了, 从 2000~3000 匹马力, 跃增到 7000 匹马力左右。

可是, 到了七十年代, 情况发生了变化, 由于国际贸易的迅速发展, 对航运业提出了更高的要求, 集装箱船、滚装船等船型得到了广泛应用; 渔船队也向海洋的纵深发展。这类民用船舶的航速不断提高, 导致单机功率迅速增长, 而船舶的吃水受到港湾的自然条件和设施的限制, 螺旋桨直径不能过份增加, 于是螺旋桨的负荷加重了; 即使在某些低速船上, 如油船之类, 由于向巨型化方向发展, 也导致了螺旋桨的加载。

十多年来, 尾部剧振的情况不断出现, 振例逐年递增。表 1-1 所提供的是一些典型例子^[2]。挪威船级社(DNV) 每年大约在 60 条实船上进行了测量, 发现不仅在大型船舶上有因振动而损坏结构的现象, 而且在正常尺度的沿海货船和内河船上也有发生。在几千件结构破坏事件中, 大约有 20% 的事件出现在尾尖舱, 表 1-2 为破坏事件的统计^[3]。图 1-2 为制水舱壁上振裂的一例。

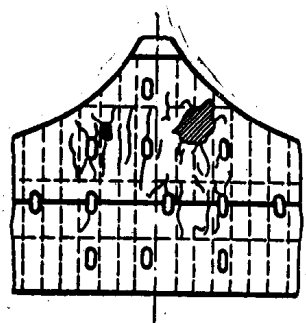


图 1-2 后尖舱制水舱壁上的断裂

我国从日本进口的四艘 1000 吨冷藏船(金陵号、沪冷四号等)、二艘 2000 吨级的救护船(沪救 101 号、穗救 201 号), 从南斯拉夫进口的一批林字号万吨轮, 以及江南厂自行设计制

表 1-1 船尾剧振的船例

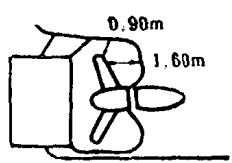
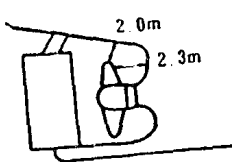
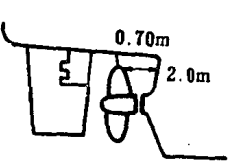
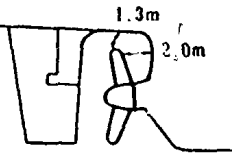
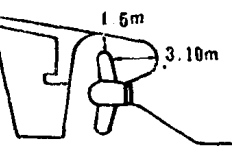
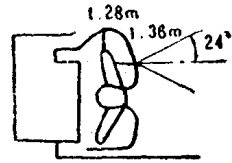
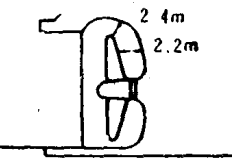
船 名	类别	建造 日期	主 机 功 率 SHP	转 速 转/分	航 速 节	吨 位 T	尾 框 图
<i>W-Kerk</i>		1967	短时 17000 服务 14500	115	$20\frac{1}{4}$		
<i>Straat Na</i>		1972	短时 16700 服务 14200	120	$20\frac{1}{4}$ $\sim 20\frac{1}{2}$		
<i>Atlantic-5</i>		1967	短时 20000	115	20		
<i>Bilderdijk</i>		1971	短时 26700 服务 22000		18		
<i>Sidney Express</i> <i>Abel Tasman</i> (极U剖面)	集装箱船	1970 1971	短时 32450 服务 26600		$21\sim 21\frac{1}{2}$		
<i>Texaco Oregon</i>	油轮	1962	短时 19000 服务 17100	105		47000	
			短时 37000	90		271000	

表 1-2 破坏事例统计

船 型	破 坏 事 例			
	尾 舱		总 数	
		%		%
油船	231	18	1280	100
石油、散装、矿砂船	157	23	680	100
散装船	108	18.5	585	100

造的四艘浙江沿海客货轮(浙海 403 号、浙海 604 号等),也都出现了类似的强烈振动^[4]。这种情况甚至出现在一些双桨长江客轮上,如东方红 419 号等^[5]。

这类振动带来许多危害:



图 1-3 浙海 403 号上结构破坏的例子

1. 振裂构件,造成破坏事故。图 1-3 所示为浙海 403 号轮尾尖舱纵隔壁裂开之数例^[6]。当采取结构加强措施时,又经常发生这样的情况:某些部位加强后,振区会转移到其他部位,甚至振裂更为加剧。

2. 舱室振动超过允许标准,对民用船舶来说,影响船员工作和旅客身心健康;对军用船来说,则将严重地影响战斗力。振动对于人体的危害是明显的。通常有三种评价标准,一种是舒适性降低的界限;第二种是疲劳和工作能力减退的界限;第三种是健康界限。第三种比第二种高 6 分贝,第二种比第一种高 10 分贝。统计表明:人类对 80 分贝以下的振动尚无明

表 1-3 浙海 403 号轮上测量结果(单桨,主机额定转速 415rpm)

部 位	状 态	振动阶次	主机转速	双振幅值, mm	加速度 (计算值)g
舵机舱	重载浅水	叶 频	415	0.72	1.1
尾甲板	重载浅水	叶 频	415	0.535	0.82
	轻载深水	倍叶频	305	0.160	0.53
餐厅	重载浅水	叶 频	415	0.306	0.47
	轻载浅水	倍叶频	380	0.100	0.614
	轻载浅水	叶 频	415	0.328	1.71
	轻载浅水	倍叶频	415	0.142	0.218
广播室	轻载浅水	叶 频	380	0.142	0.185
	重载浅水	倍叶频	416	0.057	0.351
驾驶室	重载浅水	叶 频	415	0.097	0.149

表 1-4 东方红 419 号轮上测量结果(双桨, 主机额定转速 375rpm)

部 位	振 动 阶 次	主 机 转 速	双 振 幅 值 mm	加 速 度 g
舵机房	叶频	375	0.57	0.72
遮阳甲板(尾部)	叶频	375	0.99	1.25
餐厅	叶频	375	0.22	0.28
驾驶室	叶频	375	0.016	0.02
四等舱	叶频	375	0.10	0.13

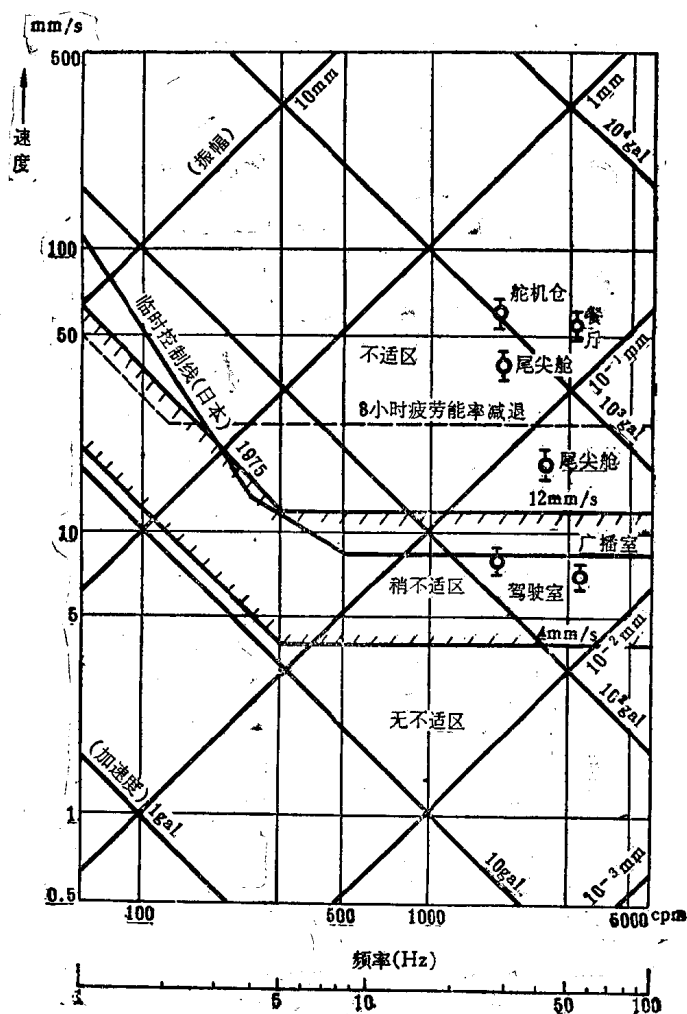


图 1-4 浙海 403 号轮舱室的振动水平

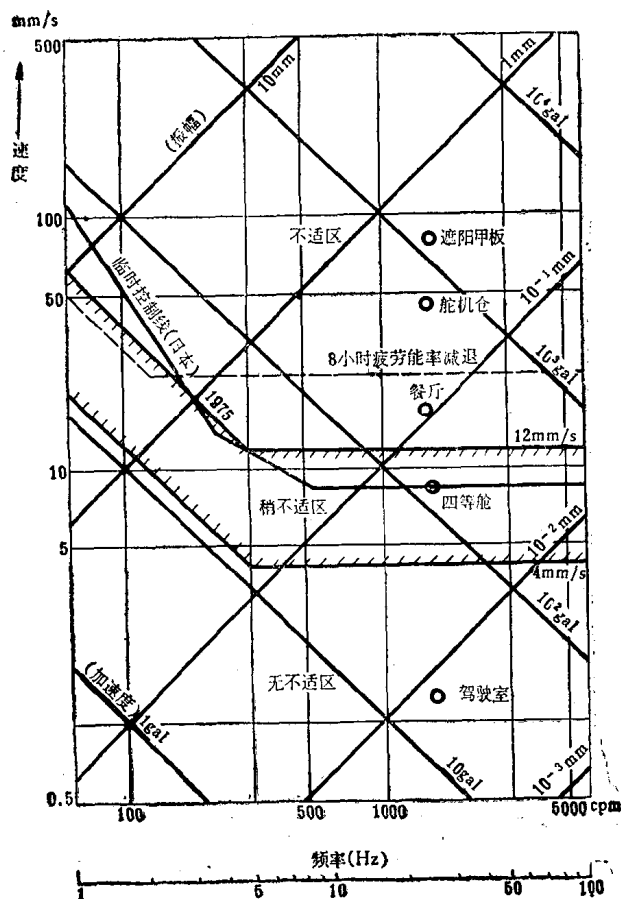


图 1-5 东方红 419 号轮舱室的振动水平

显感觉,86 分贝以上有所感觉,92 分贝以上将有相当的感觉,98 分贝以上会有强烈的感觉。此外,人体对于腹背方向振动的承受能力低于侧向和头顶方向。表 1-3 和表 1-4 所列分别为浙海 403 号轮和东方红 419 号轮上典型部位的局部振动最大值^{[6][5]}。

将上述有关部位的振动值与文献 [7] 中提出的振动暂行控制区相比较,可以看到除广播室和驾驶室等离尾部较远的区域还可工作外,其他部位基本上都落在不适区:餐厅不能久坐,舵机舱和尾甲板上不能连续工作,见图 1-4 和 图1-5。

3. 螺旋桨产生剥蚀。浙海 403 号轮运营半年后,就在桨面上和舵面上发现相当程度的剥蚀损坏。

4. 空泡噪音剧增。以浙海 403 号轮为例,地轴隧内在主机转速 380rpm 以上即可听到空泡的爆破声,随着转速增加,爆破声密度增加,额定转速航行时,尾尖舱内根本无法对话,阵发性的爆裂

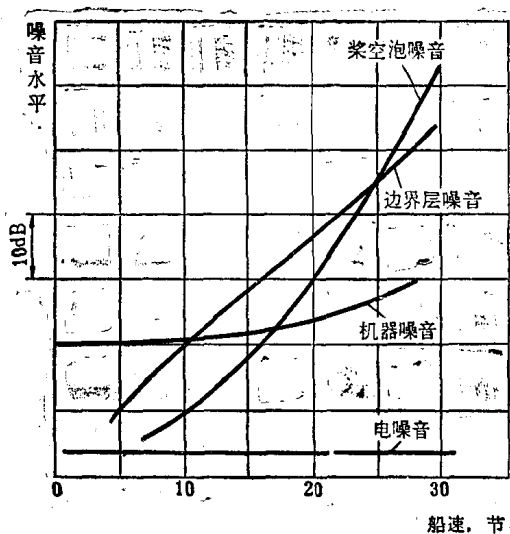


图 1-6 噪音水平

声犹如金属颗粒打在钢板上,这种噪声对军用船舶来说更是致命弱点。图 1-6 所示为噪音随航速增加之一例^[8]。

船体产生振动的振源不外乎主机、辅机等动力机械以及螺旋桨系统。起初有人认为尾振是由主机带动螺旋桨工作时,以叶频为基频的激振力与船体发生共振所引起的。因此想到解决这一问题的唯一方法是改变激振频率或船体响应频率,但大量事实证明采用这类措施并未得到预期效果。现在已经查清,共振解释不了所产生的剧振。文献[9]中统计了一些典型船舶的二节点垂向振动的共振频率及桨轴转速随船长的变化关系,发现按现代船的叶频多半只能激发起船体的高阶共振,见图 1-7,例如对于 100 米长的船,选用四叶桨,大致能激发起七节点的船体垂振,水平振动的情况也大体相同。船体振阶越高,阻尼越大。例如二节点共振的放大因子如果为 50 的话,七节点共振的放大因子就只有 2 了,这时即使形成共振也无碍大局。由浙海 403 号轮上的总振动测量结果也表明,该船总振动的振幅不大,尾甲板、舵机舱、餐厅、后货舱等板架均没有明显共振现象。主机 8NVD48A-2U 的八缸四冲程柴油机,平衡性能较好,经实船测定,振动不大。以上这些情况都说明这种振动不是属于总体共振,而是属于局部振动,既然剧振在尾部,振源当属螺旋桨。曾对浙海 403 号轮的螺旋桨制造质量进行了检查,发现制造精度较好,静、动平衡无甚问题,螺距不等的情况也不严重,因而振动必然是由螺旋桨的水动力所激起的。

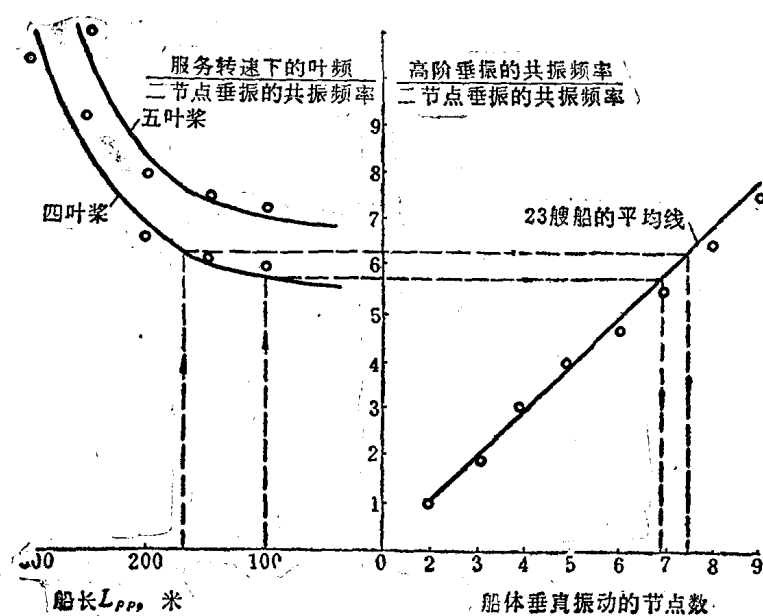


图 1-7 叶频与船体振动的关系

东方红 419 号轮上装有 6L350/PN 的六缸四冲程柴油机两台,额定转数 375 转/分,每台额定马力 980 匹,平衡情况良好。螺旋桨与船体的安装间隙完全满足规范要求^[5]。因此可以排除主机振源和螺旋桨以外的振源。令人奇怪的是在批量建造的五艘姊妹船中,除本船外,余皆未发现尾部剧振。这五艘船的主尺度、总布置、主副机和螺旋桨设计参数等都是相同的。略有差别和变动的情况见表 1-5。419 号轮上的螺旋桨与其他姊妹船相比,主要差

表 1-5

船 名	建造年月	试航速率 公里/小时	船体变动情况	螺旋桨更新情况
东方红 411 号	1975.12	26.17	尾部作了局部加强	右桨补焊过,左桨换新桨
东方红 417 号	1978.9	26.1	对尾部作了新的结构布局和加强	换新设计桨,盘面比加大
东方红 418 号	1980.1	25.9	同上	按原设计桨
东方红 419 号	1980.12	25.6	对舱壁、地轴隧等结构作了新的布局和加强	按原设计桨,与东方红 420 号的桨用同一木模同时翻铸,但桨叶未加工
东方红 420 号	1981.2	26.65	同上	同上,桨叶作了手工加工

别在于桨叶未加工,事后检测表明桨叶剖面未能满足设计要求。这说明剖面形状对螺旋桨水动力的变化在某些情况下有着十分重要的影响。

螺旋桨会引起船体振动的激振力通常分为三类^[10]。第一类是由于螺旋桨在不均匀的伴流场中工作,以叶频(即叶数乘转速)为基频的脉动力和力矩作用在桨叶上,并通过轴承传到船体,故常称之为轴承力;第二类称表面力,由于桨在流场中工作,通过流体传递压力给船表面,即使在均匀流场中,由于螺旋桨的叶数是有限的,也会在固定边界上产生以叶频为基频的变动压力,即脉动压力。在不均匀流场中,其幅值将更大;第三类是舵力,由于舵在螺旋桨的尾流中工作,而在舵上产生脉动力矩,即使是均流,由于桨叶数是有限的,也会产生脉动力,它通过舵轴传递给船体。这三类激振力中,通常前二类是主要的。第三类力在高速舰艇中有时会构成危害性的振动。

文献[11]中对非均匀流中螺旋桨的水动力研究概况作过一些介绍。非均匀流场中的螺旋桨理论和实验,早在1960年以前就已经有人作了一些工作。美国斯蒂芬司理工学院(SIT)的戴维实验室(DL)在这一领域坚持了二十余年的研究,理论上已自成体系,经模型和实船试验证明其结果是可用的。图1-8为表面脉动力和轴承力计算之一例,但计算工作量较大。此外,理论解的基本前提是线性化处理,故对能否用于大扰动尚属疑问。文献[12]中对戴维实验室的工作进行了全面总结,可资参考。

现在的问题在于即使考虑到船尾的非均匀流场,由此而产生的螺旋桨的脉动激振力,还远不足以说明产生如此剧烈的尾振动。以表面力为例,按现有方法计算所得的点脉动压力单幅的最大值超过 0.10 kgf/cm^2 者不多,通常在 0.05 kgf/cm^2 以下。在拖曳水池中所得的船模试验结果也是如此,两者结果比较吻合,某些实船实测结果也证实了这一情况;但对某些船却不然,水池模型试验和计算均表明脉动压力不大,不致产生尾振,而在实船上却尾振甚剧,实船上的点脉动压力比模型试验值高好几倍,而且各点的压力相位往往趋于一致,以致整个尾部的瞬时激振力可达几吨、十几吨以至几十吨。以浙海403号轮为例,在桨盘面顶上方的前方约 $10\% D$ 处的1号测点上,驶过铜沙浅水时记录到的脉动压力如图1-9所示,单幅值最高达 0.392 kgf/cm^2 ,而且附近各点所测得的压力相位又十分一致,这就是说脉动

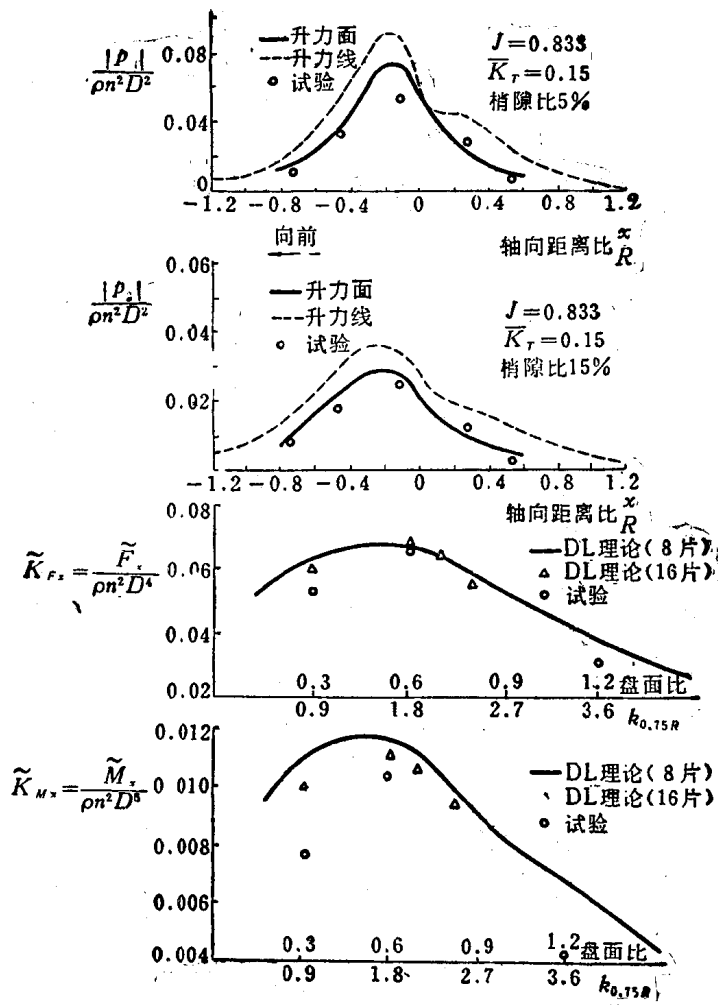


图 1-8 升力面理论与实验结果的比较

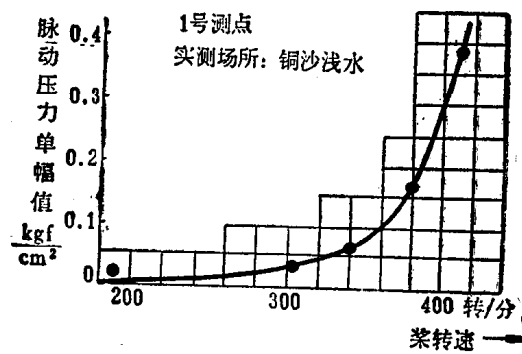


图 1-9 浙海 403 号轮上测得的脉动压力幅值

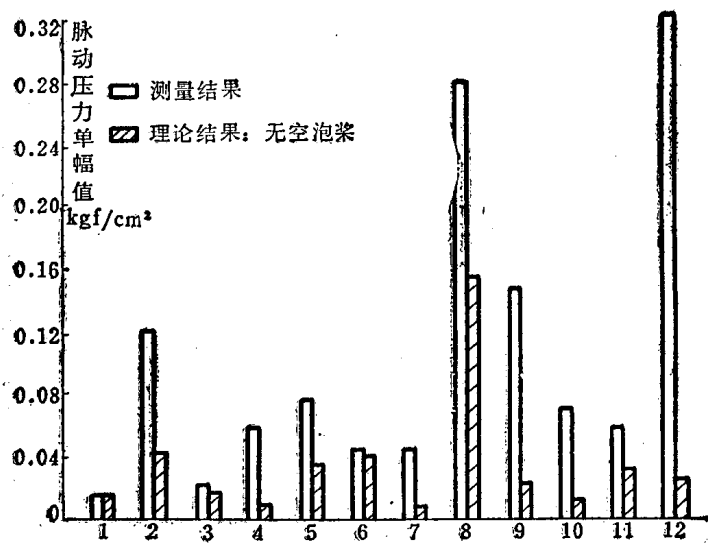


图 1-10 比较实船测量与理论计算的脉动压力幅值

压力作用的同时性很强,难怪尾部要发生剧振。图 1-10 为引自文献[13]的又一些实例,其中 1 为某油船,3 为联邦德国的海洋考察船《Meteor》号,其他为各种民用船,1、3、6 号诸船的实船测量结果与理论计算结果比较一致,而 2、5、8、9、12 诸船则两者相差甚巨,均发生不同程度的尾振,尤以 12 号船为然。

为什么在实船上的压力会成倍地甚至成十倍地增长呢?早期的猜测又重新提到人们的面前,1970 年以来才使这个问题逐步得到明确^{[13][14]}。原来,桨叶上确实发生了空泡,导致了脉动压力的剧增和相位的改变,特别是在不均匀程度比较严重的伴流中工作的重载螺旋桨,当桨叶进入高伴流区时,不可避免地要出现空泡,随着桨叶离开高伴流区,空泡又消失,这种时生时灭的非定常空泡,在流场中引起变幅很大的脉动压力,它较之定常空泡情况下要高得多,这就是产生较大的激振力的主要原因。图 1-11^[14]与图 1-12^[15]所示为两个典型例子。

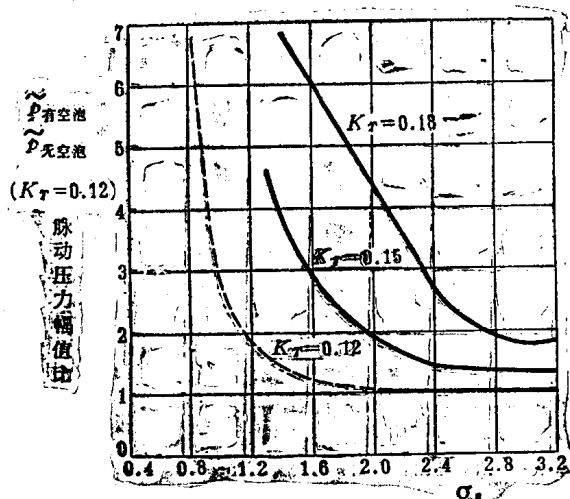


图 1-11 第一谐调幅值比随空化数 σ_n 之变化 (K_T 为推力系数)

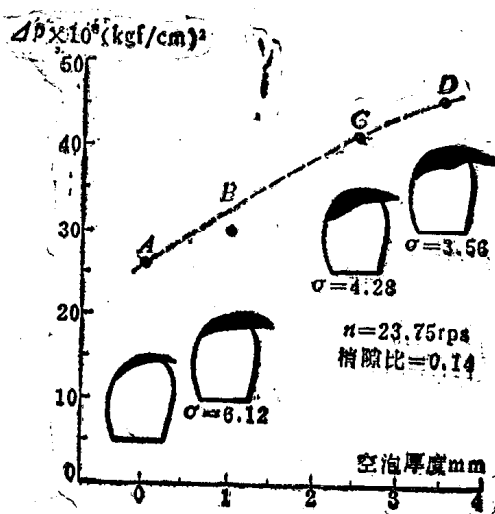


图 1-12 有空泡和无空泡情况下脉动压力的比较

产生非定常空泡与不产生空泡的情况有着明显的差别,尤以负荷大的桨为然,随着空化

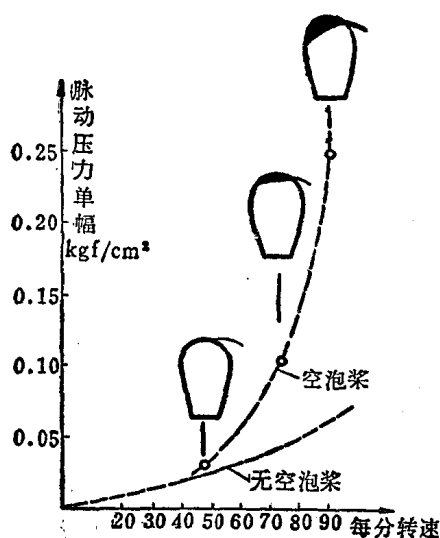


图 1-13 产生定常空泡引起的脉动压力增加

数 σ_n 的减小,差异更甚。近几年的研究进一步证明^{[15][16]}:桨叶上有定常空泡区(相当于螺旋桨在均匀流场或轴对称的伴流场中工作),所引起的脉动压力幅值要比无空泡的情况下有相当程度的增加,见图 1-13,在变体积分空泡的情况下则又比定常空泡者高约半个量阶,而且在产生变体积分空泡后,脉动压力趋于同相位,从而使压力面积积分值又比非同相位者高一个量阶,这样就使变空泡情况下的总激振力较之无空泡者要高 1~2 个量阶,这就是产生尾部剧振的症结所在。

试验研究还表明:变空泡对轴承力的幅值变化影响不大,主要影响在表面力;变空泡的空穴厚度要比拟定常下的空泡厚得多,这也是导致变空泡下所诱发的脉动压力较预计为大的原因之一。

综上所述,可以看到,随着船舶向高速方向发展,

使用了大功率的主机,以及随着船舶的巨型化,在船舶性能方面出现了一系列新的问题,例如尾振、结构损坏、噪音、剥蚀等,其根本原因在于螺旋桨的负荷加重,在船后的非均匀伴流中工作时,产生了局部的变空泡。要改善这一情况,就得使螺旋桨设计的概念有所改变,试验设备和测量技术有所适应,研究课题有所调整。因此,国际上在船舶性能研究方面近几年来出现了一些新的动态。例如正如大家所知道的,荷兰建造了密封变压水池^[17],联邦德国建造了超大型水槽^[18],日本建造了大型水槽^[19]等,都耗费了巨额投资。还有不少国家在新建或改造空泡水筒方面、课题研究方面都作了相应的调整^{[20][21]},例如在英国除改建纽卡索大学原空泡水筒使之适应船后螺旋桨的研究之外^[22],还募集 500 万英镑巨资,组织全国协作网,自 1978 年起执行了一个为期三年的 PHIVE(螺旋桨——船体诱发的激振研究)计划^[23]。这些动态都是值得注意的。

换句话说,对于这类船舶的性能设计,满足于原来的常规试验方法已经不够了,而应对船后伴流情况进行详细测定,细致地考察其与船型的关系及尺度效应;螺旋桨的设计满足于取平均伴流、查图谱、甚至采用过去所谓的适伴流设计方法也已经显得不够了,因为即使是后者也仅考虑沿半径方向的轴向平均伴流而已;应该考察每个叶剖面处于什么样的来流下工作,在不同的周向位置处,来流的变动情况如何;对于空泡的检验,不能仅满足于靠空化界限线来进行设计,而应就每个剖面在不同位置下的工作情况进行讨论,提出避免产生空泡的措施。有时则又必须在避免空泡和干脆使之产生空泡之间作出抉择。对螺旋桨的各种参数如叶数、盘面比、螺距比、径向弦长分布、螺距和拱度径向分布、叶剖面形状、上翘量、厚度比、旋转方向等的选择,要进行全面权衡,使之既尽可能地保持高效率,又尽量避免前述的那些不利因素的出现;当两者不能兼顾时,应在某一方面作出适当的让步。此外,在初步设计阶段,就应知道所选定的螺旋桨在不同的船后伴流场中工作时,激振力将会达到什么水平、如何降低,以及因此对船型选择提出了什么要求。如果在实船试验中产生了未曾预料的尾振,如浙海 403 号和东方红 419 号那样,就必须探究其原因,并研究采用什么有效措施解决之,等